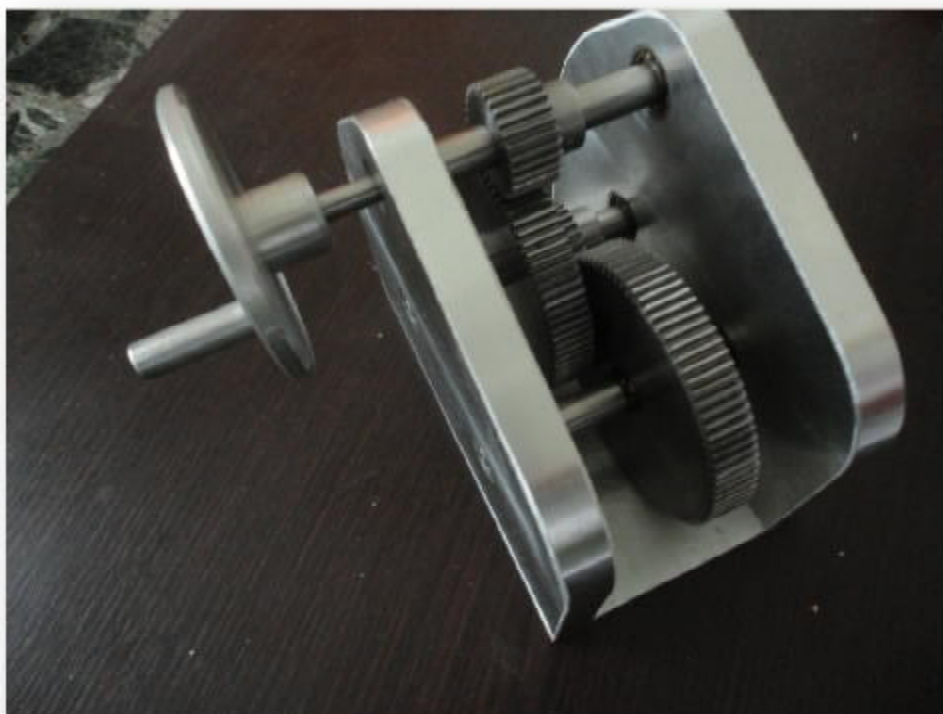


**ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ  
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.**

## **ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

# **ΜΕΛΕΤΗ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΜΕΙΩΤΗΡΑ ΣΤΡΟΦΩΝ ΙΣΧΥΟΣ 5 HP**



**ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: ΒΑΒΟΥΡΑΚΗΣ ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ  
(Α.Μ. 5817)**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ  
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ**

**ΠΑΤΡΑ 2014**

## ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολογίας του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Πάτρας και αναφέρεται στην μελέτη μειωτήρα στροφών 5 HP, αλλά και στην κατασκευή ενός τέτοιου μειωτήρα στροφών.

Στην αρχή γίνεται αναφορά των εξαρτημάτων ενός μειωτήρα, (οδοντωτοί τροχοί, άξονες, έδρανα κύλισης, σφήνες). Στην συνέχεια γίνεται μελέτη όλων των παραπάνω στοιχείων, άλλα και της αντοχής του μειωτήρα. Τέλος αναλύεται ο τρόπος κατασκευής των εξαρτημάτων του μειωτήρα και πως έγινε η συναρμολόγηση του.

Ευχαριστώ θερμά τον Επιβλέποντα Καθηγητή μου κ. Ανδρέα Γιαννόπουλο, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολογίας, για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που μου προσέφερε για την πραγματοποίηση της Εργασίας. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Κ. Γιώργο Χατζηπαναγιώτου, υπεύθυνο του Μηχανουργείου υποστήριξης ερευνητικών δραστηριοτήτων του Πανεπιστήμιου Πατρών για την παροχή των εργαλειομηχανών που χρειάστηκα για την κατασκευή, αλλά και την πολύτιμη βοήθεια του.

Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστή: Ο κάτωθι υπογεγραμμένος σπουδαστής έχω επίγνωση των συνεπειών του Νόμου 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 το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχω πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχω αναφέρει ανελλιπώς το όνομα του και την πηγή προέλευσης.

Ο σπουδαστής

Βαβουράκης Αλέξανδρος

Μάρτιος 2014

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα Πτυχιακή Εργασία αναφέρεται στην μελέτη Μειωτήρα Στροφών 5 HP, και στην κατασκευή ενός τέτοιου μειωτήρα στροφών. Οι μειωτήρες αποτελούνται από οδοντωτούς τροχούς οι οποίοι επιτρέπουν την μετάδοση κίνησης των ατράκτων και την μείωση των στροφών στην έξοδο του μειωτήρα.

Η ανάπτυξη του θέματος γίνεται σε επτά Κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στους οδοντωτούς τροχούς, στα είδη τους, την λίπανση τους στις βλάβες των οδόντων τους και το πώς κατασκευάζονται.

Στο δεύτερο Κεφάλαιο γίνεται μια αναφορά στους άξονες και στις ατράκτους. Τα υλικά κατασκευής τους, που χρησιμοποιούνται και τι καταπονήσεις δέχονται.

Στο τρίτο Κεφάλαιο μελετούνται τα έδρανα και σε ποιες κατηγορίες χωρίζονται. Από τι αποτελούνται και ποιες οι κατηγορίες των εδράνων κύλισης.

Στο τέταρτο Κεφάλαιο μελετούνται τα είδη των σφηνών και τα χαρακτηριστικά τους και τα πλεονεκτήματα που έχει κάθε κατηγορία σφηνών.

Στο πέμπτο Κεφάλαιο γίνεται η μελέτη των κύριων χαρακτηριστικών των οδοντωτών τροχών, υπολογίζονται οι δυνάμεις του μειωτήρα των 5 HP και η εύρεση των κύριων χαρακτηριστικών του. Στην συνέχεια γίνεται μελέτη αντοχής κατά AGMA και έπειτα μελετούνται οι δυνάμεις των αξόνων, επιλέγονται τα κατάλληλα ρουλεμάν από πίνακες και γίνεται έλεγχος σε πίεση επιφανείας των οδηγών σφηνών.

Στο έκτο Κεφάλαιο γίνεται η περιγραφή της κατασκευής, αναφέρονται τα υλικά που χρησιμοποιήθηκαν και περιγράφεται η κατασκευή τους στις διάφορες εργαλειομηχανές. Ύστερα αναφέρεται αναλυτικά πώς έγινε η συναρμολόγηση της κατασκευής.

Στο έβδομο Κεφάλαιο μελετούνται τα κύρια συμπεράσματα και δίνονται κάποιες λύσεις. Επίσης παρουσιάζεται το κοστολόγιο των υλικών της κατασκευής.

Τα παραρτήματα χωρίζονται σε δύο. Το πρώτο παράρτημα περιέχει όλα τα κατασκευαστικά σχέδια των εξαρτημάτων και σε τι κλίμακα σχεδιάστηκαν. Ενώ το δεύτερο παράρτημα περιέχει όλους τους πίνακες που χρειάζονται στην μελέτη των οδοντωτών τροχών κατά AGMA, για αντοχή σε κάμψη και μετέπειτα σε αντοχή σε πίεση επιφανείας.

Τα σπουδαιότερα συμπεράσματα που προκύπτουν από την παρούσα Εργασία είναι ότι η κατασκευή μειωτήρα 5 HP απαιτεί μεγαλύτερη κατασκευή, η οποία δεν πραγματοποιήθηκε λόγω κόστους. Επίσης η ροπή στρέψης τριπλασιάζεται σε κάθε σχέση μετάδοσης από οδοντωτό τροχό στον επόμενο. Χρήσιμο είναι να αναφερθεί ότι η ισχύς της κατασκευής είναι μικρότερη από έναν αντίστοιχο μειωτήρα 5 HP.

# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	1
1. ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ.....	3
1.1. ΓΕΝΙΚΑ.....	3
1.2. ΤΥΠΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ.....	3
1.3. ΛΙΠΑΝΣΗ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ.....	5
1.4. ΜΕΘΟΔΟΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ ΟΔΟΝΤΩΣΕΩΝ.....	5
1.5. ΒΛΑΒΕΣ ΟΔΟΝΤΩΝ.....	6
2. ΑΞΟΝΕΣ – ΑΤΡΑΚΤΟΙ.....	6
3. ΕΔΡΑΝΑ.....	6
4. ΣΦΗΝΕΣ.....	8
4.1. ΟΔΗΓΟΙ ΣΦΗΝΕΣ.....	8
4.2. ΚΩΝΙΚΕΣ ΣΦΗΝΕΣ.....	9
4.3. ΠΟΛΥΣΦΗΝΑ.....	10
5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΜΕΙΩΤΗΡΑ ΣΤΡΟΦΩΝ.....	11
5.1. ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΤΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ.....	11
5.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΥΝΑΜΕΩΝ ΤΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΓΙΑ ΜΕΙΩΤΗΡΑ 5 HP.....	19
5.3. ΕΚΛΟΓΗ ΚΥΡΙΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΓΙΑ ΜΕΙΩΤΗΡΑ 5 HP.....	30
5.4. ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΚΑΤΑ ΑΓΜΑ.....	36
5.5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΑΞΟΝΩΝ.....	39
5.6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΕΩΣ.....	40
5.7. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΩΝ ΓΙΑ ΜΕΙΩΤΗΡΑ 5 HP.....	44
6. ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΜΕΙΩΤΗΡΑ ΣΤΡΟΦΩΝ.....	45
6.1. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ.....	46
6.2. ΥΛΙΚΑ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ.....	46
6.3. ΑΝΟΧΕΣ.....	48
6.4. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΩΝ.....	49
6.4.1. Βάση.....	49

6.4.2. Πλαϊνή Πλάκα 1 .....	50
6.4.3. Πλαϊνή Πλάκα 2 .....	54
6.4.4. Άξονας 1 .....	55
6.4.5. Άξονας 2 .....	56
6.4.6. Άξονας 3 .....	57
6.4.7. Οδοντωτός τροχός 1 .....	58
6.4.8. Οδοντωτός τροχός 2 .....	58
6.4.9. Οδοντωτός τροχός 3 .....	59
6.4.10. Οδοντωτός τροχός 4 .....	60
6.4.11. Σφήνα.....	61
6.4.12. Δίσκος .....	62
6.4.13. Άξονας δίσκου.....	63
6.5. ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ ΜΕΙΩΤΗΡΑ .....	63
6.5.1. Τοποθέτηση ρουλεμάν.....	63
6.5.2. Δέσιμο πλαϊνής πλάκας στην βάση.....	64
6.5.3. Δέσιμο πηνίου στον μεγάλο οδοντωτό τροχό .....	65
6.5.4. Τοποθέτηση σφήνας στον άξονα .....	65
6.5.5. Τοποθέτηση αξόνων στα ρουλεμάν .....	65
6.5.6. Τοποθέτηση οδοντωτών τροχών.....	66
6.5.7. Τοποθέτηση 2 <sup>ης</sup> πλαϊνής πλάκας.....	66
6.5.8. Συναρμολόγηση μανιβέλας.....	67
7. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ .....	68
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α: ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΧΕΔΙΑ .....	69
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β: ΠΙΝΑΚΕΣ.....	82
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ .....	89

## ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Ένας μειωτήρας είναι ένας μηχανισμός με τον οποίο η ενέργεια εξόδου ενός κινητήρα υψηλής ταχύτητας ή του κινητήρα ανακατευθύνεται να μετατρέψει ένα άλλο μηχανικό εξάρτημα σε χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής και σε υψηλότερη ροπή. Μειωτήρες είναι συσκευές που μπορούν να πάρουν διάφορες μορφές. Επίσης, αναφέρονται ως κιβώτια ταχυτήτων και επιτρέπουν την μετάδοση κίνησης. Οι μειωτήρες προσφέρουν επίσης μηχανική ασφάλεια, μειώνοντας την ταχύτητα του περιστρεφόμενου εξοπλισμού. Στην πιο απλή του μορφή, ο μειωτήρας περιλαμβάνει σχέσεις μετάδοσης που σχετίζονται με μια χαρακτηριστική τιμή των συνιστωσών ταχυτήτων εισόδου και εξόδου.

Το αυτοκίνητο παρουσιάζει ένα κοινό παράδειγμα του μειωτήρα. Κινητήρες εσωτερικής καύσης πρέπει να λειτουργούν σε υψηλές στροφές για να διατηρήσουν την ομαλή παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Όταν το όχημα είναι σταματημένο, ή επιβραδύνει ή ταξιδεύει αργά, οι στροφές του κινητήρα, εάν εφαρμοστούν άμεσα στους τροχούς, θα προκαλέσουν στους τροχούς περιστροφή ή θα προκαλέσουν την απώλεια ελέγχου του συστήματος διεύθυνσης, καθώς το αυτοκίνητο προσπαθεί να κερδίσει ταχύτητα. Με τη χρήση ενός μειωτήρα, η ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να υπερνικήσει την αδράνεια του οχήματος που σταμάτησε, μειώνοντας την ορμή της επιβράδυνσης του οχήματος ή να επιτρέψει σε βαρύτερα φορτία να ρυμουλκηθούν αλλά με χαμηλότερη ταχύτητα.

Ένα γρανάζι μειωτήρα επιτυγχάνει την μετατροπή της ροπής αλλάζοντας την σχέση μετάδοσης της περιστροφής των δύο κινούμενων μερών. Σε ένα ρολόι, γρανάζια διαφόρων μεγεθών συνδέονται απευθείας το ένα με το άλλο με σταθερές σχέσεις μετάδοσης για να αλλάξει το ρυθμό της κίνησης μεταξύ του κεντρικού περιστρεφόμενου άξονα και των διαφόρων δεικτών του ρολογιού.

Σε ένα ποδήλατο, ένας μοχλός ωθεί μία αλυσίδα μεταξύ των οδοντωτών τροχών διαφορετικών μεγεθών. Σε ένα βαρούλκο το οποίο είναι ο κύριος μηχανισμός με τον οποίο γίνεται ο χειρισμός των αγκυρών, μια σειρά από ιμάντες μεταξύ των τροχαλιών ρυθμίζει την ταχύτητα κίνησης.

Οι σχέσεις μετάδοσης υπολογίζονται από τον αριθμό των δοντιών σε κάθε γρανάζι, ή από τις διαμέτρους των γραναζιών ή τις διαμέτρους των τροχαλιών.

Μια πιο προχωρημένη μορφή μειωτήρα στροφών επιτρέπει τις μηχανικές διαστάσεις να μεταβάλλονται χωρίς στην πραγματικότητα να αλλάζουν οι ταχύτητες. Αντί ενός κυλίνδρου ως τροχαλία χρησιμοποιείται ένα κωνικό σχήμα, ο ιμάντας μπορεί να περάσει πάνω ή κάτω από τον κώνο, αλλάζοντας τη διάμετρο και επομένως τη σχέση μετάδοσης συνεχώς καθώς αυτό κινείται. Αυτός ο τύπος ελέγχου του κιβωτίου ταχυτήτων ονομάζεται συνεχώς μεταβαλλόμενη μετάδοση (CVT). Μικρότερα ή λιγότερο ακριβά αυτοκίνητα,

όπως go- karts, ή οχήματα που απαιτούν μόνο ένα μικρό εύρος στροφών, όπως αγροτικά τρακτέρ, μπορούν να επωφεληθούν από την απλότητα ενός CVT.

Σε μία απείρως μεταβαλλόμενη μετάδοση (IVT), ένα (CVT) συνδυάζεται με ένα επικυκλικό σύστημα ταχυτήτων. Το σύστημα αυτό, επίσης γνωστό ως ένα πλανητικό σύστημα μετάδοσης, περιλαμβάνει ένα κεντρικό γρανάζι, το οποίο καλείται ήλιος, που εμπλέκεται με δύο ή περισσότερους οδοντωτούς τροχούς που περιστρέφονται γύρω από αυτό, τα οποία ονομάζονται πλανήτες. Οι πλανητικοί οδοντωτοί τροχοί με τη σειρά τους εμπλέκονται με τα δόντια ενός μεγάλου δακτυλίου - γρανάζι, που ονομάζεται δακτύλιος.

Είτε ο ήλιος είτε ο δακτύλιος κρατιέται σταθερός. Οι άτρακτοι εισόδου και εξόδου μπορεί να βρίσκονται σε οποιαδήποτε από τις τρεις θέσεις. Σε βαρύ εξοπλισμό κατασκευής, τα πλανητικά συστήματα μετάδοσης χρησιμοποιούνται για να παρέχουν την υψηλή ροπή που απαιτείται για να μετακινούνται αυτά τα μηχανήματα.



# 1. ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

## 1.1.ΓΕΝΙΚΑ

Οδοντωτός τροχός ή αλλιώς γρανάζι είναι κάθε μεταλλικός ή από οποιαδήποτε άλλη ανθεκτική ύλη κατασκευασμένος δίσκος, που η περιφέρεια του χωρίζεται κατά κανονικά διαστήματα σε εσοχές και εξοχές, δηλαδή σε δόντια. Όλα τα δόντια του τροχού πρέπει να έχουν την ίδια μορφή, δηλαδή να έχουν το ίδιο ύψος, το ίδιο πάχος και την ίδια απόσταση μεταξύ τους. Οι οδόντες σε έναν τροχό δεν είναι απαραίτητοι για την μετάδοση περιστροφικής κίνησης θεωρητικά. Όμως η μεγάλη ισχύς και η σταθερή μετάδοση κίνησης από την κινητήρια στην κινούμενη άτρακτο καθιστά αναγκαία την ύπαρξη των οδόντων.

Ένας συχνός τρόπος μετάδοσης της κίνησης από μία άτρακτο σε μία άλλη είναι η χρησιμοποίηση οδοντωτών τροχών. Οι οδόντες του ενός τροχού εισέρχονται στα διάκενα του άλλου και με αυτόν τον τρόπο έχουμε μετάδοση της κίνησης. Οι στροφές που δέχεται η κινούμενη άτρακτος από την κινητήρια είναι δυνατόν κάποιες φορές να είναι λιγότερες και κάποιες άλλες περισσότερες στροφές από την κινητήρια.

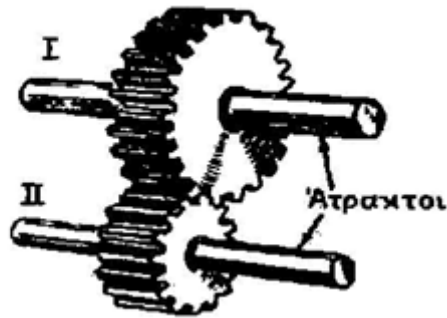
Τα πλεονεκτήματα των οδοντωτών τροχών είναι ότι έχουν μεγάλη απόδοση, μπορούν να δεχτούν υπερφορτίσεις, υπάρχει ακρίβεια στις στροφές, δεν χρειάζονται μεγάλη συντήρηση, για παράδειγμα στον τομέα της λίπανσης. Επίσης έχουν μεγάλη ασφάλεια λειτουργίας αλλά και μεγάλη διάρκεια ζωής.

Τα μειονεκτήματα τους είναι το σχετικά μεγάλο κόστος για την κατασκευή τους, η μη μαλακή μετάδοση και η θορυβώδης λειτουργία τους.

## 1.2.ΤΥΠΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

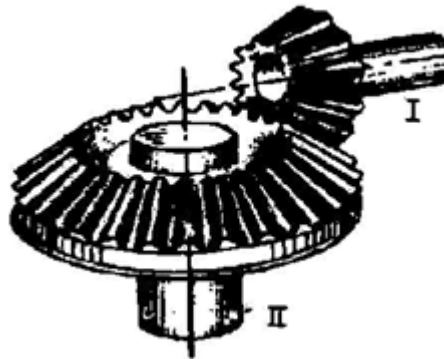
Οι οδοντωτοί τροχοί χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες:

- Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί, όπου οι άτρακτοι είναι παράλληλοι (Σχ. 1.1).
- Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί, όπου οι άτρακτοι είναι τεμνόμενοι (Σχ. 1.2).
- Συνεργασία οδοντωτού τροχού με ατέρμονα κοχλία, όπου οι άτρακτοι είναι ασύμβατοι και ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί (Σχ. 1.3).



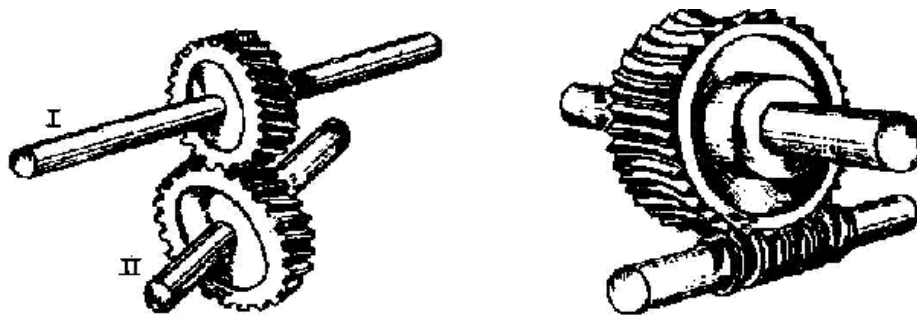
Σχήμα 1.1: Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί

Πηγή: Γ.Κ. Μπαράκος 1999



Σχήμα 1.2: Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί

Πηγή: Γ.Κ. Μπαράκος 1999



Ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί.

Ατέρμονας κοχλίας, οδοντωτός τροχός.

Σχήμα 1.3: Ελικοειδής οδοντωτοί τροχοί και σύνδεση οδοντωτού τροχού με ατέρμονα κοχλία

Πηγή: Γ.Κ. Μπαράκος 1999

Οι μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί χωρίζονται σε τέσσερις υποκατηγορίες.

- i. Στους παράλληλους οδοντωτούς τροχούς, όπου εμφανίζεται περιφερειακή και ακτινική δύναμη. (Σχ. 1.1)
- ii. Στους ελικοειδής οδοντωτούς τροχούς, στους οποίους τα δόντια έχουν κλίση σε σχέση με τις ατράκτους  $10^\circ \div 20^\circ$ . (Σχ. 1.3)

- iii. Στους γωνιώδεις οδοντωτούς τροχούς, όπου δεν έχουμε αξονικές δυνάμεις λόγω της αλληλεξουδετέρωσης τους από την ύπαρξη διπλών τροχών με δόντια αντίθετης κλίσης.
- iv. Σε οδοντωτούς τροχούς σε συνεργασία με οδοντωτό κανόνα.

Όταν έχουμε τεμνόμενες ατράκτους έχουμε τους κωνικούς οδοντωτούς τροχούς που όπως φαίνεται στο (Σχ. 1.2) το μικρό γρανάζι (I) ονομάζεται πινίον και το μεγάλο (II) κορώνα.

Στη τρίτη κατηγορία των ασύμβατων ατράκτων έχουμε δύο περιπτώσεις.

- i. Συνεργασία οδοντωτού τροχού με ατέρμονα κοχλία. (Σχ. 1.3)
- ii. Κοχλιωτοί οδοντωτοί τροχοί ή γενικά ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί κατάλληλοι για σύνδεση ασύμβατων ατράκτων.

### 1.3.ΛΙΠΑΝΣΗ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Η λίπανση των οδοντωτών τροχών εξαρτάται από το περιβάλλον εργασίας και από την περιφερειακή ταχύτητα των γραναζιών. Η λίπανση εξασφαλίζει αθόρυβη λειτουργία και μεγάλη διάρκεια ζωής, αφού ελαττώνεται η τριβή και επομένως η φθορά. Για περιφερειακές ταχύτητες μέχρι περίπου 4 m/s μπορεί να χρησιμοποιηθεί γράσο. Για μεγαλύτερες ταχύτητες απαιτείται εμβάπτιση σε ορυκτέλαιο. Για ταχύτητες από 10 m/s αποτελεσματικότερος είναι ο ψεκασμός του λιπαντικού πάνω στα δόντια. Το λιπαντικό πρέπει να είναι αβλαβές για τους οδοντωτούς τροχούς, τα έδρανα κυλίσεως και τους δακτυλίους στεγανότητας.

### 1.4.ΜΕΘΟΔΟΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ ΟΔΟΝΤΩΣΕΩΝ

Η κατασκευή των οδοντώσεων γίνεται με πέντε τρόπους:

- Με χύτευση μαζί με τον τροχό: για μεγάλα δόντια και μικρές απαιτήσεις κατασκευαστικής ακρίβειας - ακατάλληλα για περιφερειακές ταχύτητες μεγαλύτερες από 2 m/s.
- Στους γραναζοκόπτες, με τη μέθοδο της αφαίρεσης υλικού. Είναι εξειδικευμένα μηχανήματα που απαιτούν πολλές ρυθμίσεις και έμπειρο και εκπαιδευμένο προσωπικό για το χειρισμό τους. Ως εργαλεία χρησιμοποιούν κοπτικές κοχλιωτές φρέζες, οδοντοτροχούς και κτένια.
- Σε κοινή φρεζομηχανή με τη βοήθεια διαιρέτη, για περιορισμένο αριθμό κομματιών. Τα κοπτικά εργαλεία στην περίπτωση αυτή είναι δισκοειδείς φρέζες ή ειδικά «κονδύλια».
- Με αντιγραφή όπου το κοπτικό εργαλείο αφαιρεί υλικό αφού αντιγράφει μία πρωτότυπη κατατομή δοντιού. Το εργαλείο κάνει μια παλινδρομική

κίνηση που όμως έχει σαν αποτέλεσμα την κακή επιφάνεια και χαμηλή ακρίβεια.

- Με έλαση στην οποία προκύπτουν οδοντωτοί τροχοί με μεγάλη ακρίβεια. Δεν χρησιμοποιείται συχνά λόγω του μεγάλου κόστους παραγωγής.

## 1.5.ΒΛΑΒΕΣ ΟΔΟΝΤΩΝ

Οι βλάβες των οδόντων χωρίζονται σε βλάβες θραύσης και βλάβες κατατομής.

Οι βλάβες θραύσης μπορεί να προέλθουν από στατική ή δυναμική καταπόνηση. Η στατική καταπόνηση δημιουργείται στη βάση του οδόντα από στιγμιαία υπερφόρτιση του τροχού. Στην δυναμική καταπόνηση οι συνεχώς επαναλαμβανόμενες φορτίσεις που είναι μεγαλύτερες από τα όρια της δυναμικής ή χρονικής αντοχής του υλικού προκαλούν τη θραύση του.

Οι βλάβες κατατομής έχουν σαν αποτέλεσμα τη δημιουργία ραβδώσεων επί των κατατομών του οδοντωτού τροχού που απογυμνώνουν τον οδόντα. Επίσης, η υπερβολική ταχύτητα περιστροφής μπορεί να προκαλέσει την αστοχία του οδόντα. Το αίτιο αυτό ισχύει για μηχανισμούς, οι οποίοι δεν έχουν συστήματα μέτρησης και ελέγχου της ταχύτητας. Οι τροχοί αυτοί λοιπόν, είναι πιθανό να εργάζονται σε στροφές μεγαλύτερες του επιτρεπτού ορίου.

## 2. ΑΞΟΝΕΣ – ΑΤΡΑΚΤΟΙ

Οι άξονες είναι μηχανολογικά στοιχεία πάνω στα οποία τοποθετούμε σταθερά ή περιστρεφόμενα στοιχεία. Οι άξονες μπορούν να περιστρέφονται ή να είναι ακίνητοι. Η καταπόνηση που δέχονται είναι η κάμψη.

Οι άτρακτοι είναι στοιχεία τα οποία περιστρέφονται πάντοτε και τοποθετούνται όπως και στους άξονες πάνω τους άλλα στοιχεία (οδοντωτοί τροχοί, τύμπανα, τροχαλίες, κ.α.). καταπονούνται και σε στρέψη εκτός από την κάμψη. Σκοπός των ατράκτων είναι να μεταφέρουν την ροπή από κάποιο σημείο τους σε κάποιο άλλο.

Οι άξονες και οι άτρακτοι κατασκευάζονται από διάφορα είδη χάλυβα ανάλογα με τις δυνάμεις που πρόκειται να υποστούν. Συνήθως χρησιμοποιούμε χάλυβα St42 ή St50. Για μεγαλύτερες καταπονήσεις κατασκευάζονται από St60.

## 3. ΕΔΡΑΝΑ

Τα έδρανα χρησιμεύουν σαν «υποδοχείς» των αξόνων και των ατράκτων. Τα έδρανα λιπαίνονται για να διατηρούνται όσο το δυνατόν πιο χαμηλά οι απώλειες τριβών και οι θερμοκρασίες. Το μέγεθος της τριβής εμφανίζεται είτε ως τριβή κίνησης (που εμποδίζει την αντίθετης

κατεύθυνσης σχετική κίνηση δύο επιφανειών), είτε ως τριβή ακινησίας στην περίπτωση που το εμπόδιο της τριβής είναι τέτοιου μεγέθους που καθιστά αδύνατη την κίνηση. Έδρανα υπάρχουν δύο ειδών, τα έδρανα ολίσθησης (κουζινέτα), (Σχ. 3.1) και τα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν), (Σχ. 3.2). Η ακινητοποίηση των ατράκτων και στη συνέχεια η θραύση τους θα ήταν τα αποτελέσματα εάν δεν τοποθετούσαμε έδρανα.



Σχήμα 3.1: Απεικόνιση Κουζινέτου



Σχήμα 3.2: Απεικόνιση Ρουλεμάν

Τα έδρανα ολίσθησης αποτελούνται από:

- Τον τριβέα που είναι κατασκευασμένος από διάφορα υλικά όπως χυτοσίδηρο, ορείχαλκο, ψευδάργυρο, λευκό μέταλλο, κράματα μολύβδου-ορειχάλκου αλλά και συνθετικά υλικά. Ο τριβέας δέχεται το τμήμα της ατράκτου που εδράζεται σε αυτόν και που είναι ο στροφέας της ατράκτου. Η λίπανση συνήθως γίνεται με ορυκτέλαιο ενώ όταν έχουμε αυτολίπανση των τριβέων γίνεται με γραφίτη.
- Το σώμα επάνω στο οποίο στερεώνεται ο τριβέας. Το σώμα του τριβέα συνήθως είναι κατασκευασμένο από χυτοσίδηρο, αλουμίνιο ή ειδικό πλαστικό.

Τα έδρανα κύλισης αποτελούνται από:

- Τον εσωτερικό δακτύλιο
- Τα στοιχεία κύλισης (σφαίρες, κύλινδροι, κόλουροι κώνοι, λεπτοί κύλινδροι – “βελόνες”, βαρελάκια)
- Τον κλωβό – θήκη των στοιχείων κύλισης
- Τον εξωτερικό δακτύλιο

Ο εσωτερικός, εξωτερικός δακτύλιος αλλά και τα στοιχεία κύλισης κατασκευάζονται από κραματωμένους χάλυβες υψηλών απαιτήσεων (χρωμιούχους – χρωμονικελιούχους). Λειαινείται η επιφάνεια τους και αφού υποστούν θερμική επεξεργασία αποκτούν σκληρότητα στην επιφάνεια και δεν παραμορφώνονται κατά την λειτουργία τους. Τα έδρανα κύλισης λιπαίνονται κυρίως με γράσο, το οποίο εγκλωβίζεται στο σημείο λειτουργίας του εδράνου με στεγανωτικούς δακτυλίους (τσιμούχες).

Τα έδρανα ολίσθησης τα χρησιμοποιούμε κυρίως για εδράσεις με πολλές στροφές, όταν έχουμε υψηλά φορτία και μεγάλη διάρκεια ζωής. Ένα παράδειγμα είναι διάφορες στροβιλομηχανές όπως υδροστρόβιλοι, ατμοστρόβιλοι και γεννήτριες. Επίσης προτιμούμε έδρανα ολίσθησης όταν έχουμε εδράσεις οι οποίες δέχονται πολλούς κραδασμούς όταν έχουν χαμηλές στροφές ή είναι σε ακινησία. Π.χ. μια διατρητική μηχανή ή μια πρέσα. Τέλος χρησιμοποιούνται για εδράσεις με μικρές απαιτήσεις δηλαδή οικιακές συσκευές ή αγροτικές μηχανές όπου δεν έχουν μεγάλο κόστος και είναι απλές στην κατασκευή τους.

Από την άλλη τα έδρανα κύλισης χρησιμοποιούνται για εδράσεις που γίνονται σε μηχανές με χαμηλές στροφές και μικρές τριβές αλλά με μεγάλα φορτία στην εκκίνηση τους (π.χ. περιστρεφόμενοι πύργοι ή άγκιστρα γερανών). Επίσης προτιμούνται για εδράσεις όπου έχουμε κανονικές απαιτήσεις και οι συνθήκες λειτουργίας δεν απαιτούν συντήρηση και είναι ασφαλείς.

Τα έδρανα κύλισης χωρίζονται σε δύο κατηγορίες. Σε ακτινικά και αξονικά ρουλεμάν. Τα ακτινικά με τη σειρά τους χωρίζονται στις εξής υποκατηγορίες.

- Μονόσφαιρα
- Μονόσφαιρα ρουλεμάν με πλάγια επαφή
- Δίσφαιρα αυτορρυθμιζόμενα ρουλεμάν
- Μονοκύλινδρα ρουλεμάν
- Κωνικά ρουλεμάν
- Δίσφαιρα σταθερά ρουλεμάν με πλάγια επαφή
- Δικύλινδρα αυτορρυθμιζόμενα ρουλεμάν
- Ρουλεμάν με σφικκτήρα

## **4. ΣΦΗΝΕΣ**

Οι σφήνες είναι μηχανολογικά στοιχεία που χρησιμεύουν για την σύνδεση άτρακτου – πλήμνης μεταφέροντας έτσι ροπές στρέψης σε μία κατεύθυνση, δηλαδή σταθεροποιείται ο οδοντωτός τροχός πάνω στην άτρακτο. Η πλήμνη είναι ο ομφαλός του οδοντωτού τροχού.

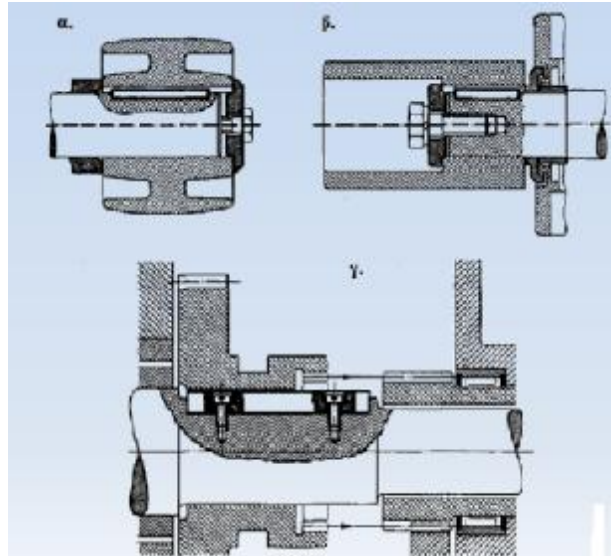
### **4.1.ΟΔΗΓΟΙ ΣΦΗΝΕΣ**

Οι οδηγοί σφήνες είναι οι πιο συνηθισμένες σφήνες που χρησιμοποιούμε. Έχουν ευρεία χρήση γιατί έχουν μικρό κόστος αλλά και εύκολη συναρμολόγηση. Η τοποθέτηση του στον σφηνόδρομο είναι απλή και φαίνεται στον (Σχ. 4.1). Στο σχήμα α και β παρατηρούμε συνδέσεις με οδηγό σφήνα καθώς συνδέεται τροχαλία με άτρακτο, ενώ στο σχήμα γ είναι ένας οδοντωτός

τροχός που ολισθαίνει πάνω σε άτρακτο. Το υλικό κατασκευή τους είναι συνήθως χάλυβας C45K.

Τα πλεονεκτήματα του οδηγού σφήνα είναι ότι τοποθετείται εύκολα χωρίς να «τραυματιστεί» το κομμάτι. Επίσης υπάρχει μεγάλη ακρίβεια στη θέση της ατράκτου μέσα στην πλήμνη.

Το αρνητικό είναι ότι είναι ευαίσθητα όταν έχουμε αλλαγή της διεύθυνσης της ροπής στρέψης με συνέπεια να χρειάζεται τοποθέτηση ασφαλειών στην άτρακτο.



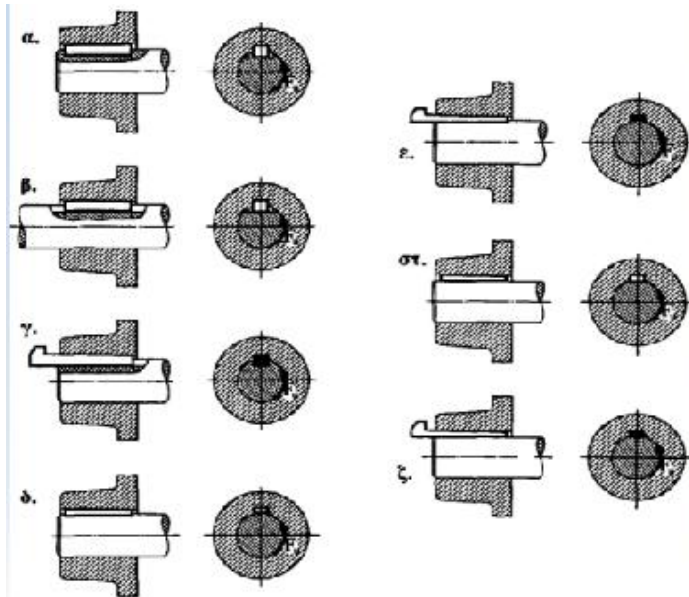
**Σχήμα 4.1:** Είδη συνδέσεων οδηγών σφηνών

**Πηγή:** Ιωάννης Κ. Στεργίου Αθήνα 2003

## 4.2.ΚΩΝΙΚΕΣ ΣΦΗΝΕΣ

Οι κωνικές σφήνες όπως φαίνονται στο (Σχ. 4.2) χρησιμοποιούνται για σύνδεση ατράκτων – πλημνών οι οποίες συνδέσεις όμως είναι για μεγάλα μηχανήματα (π.χ. γεραμούς, εκσκαφείς, κ.α.), δηλαδή απαιτούν δύσκολες συνθήκες εργασίας. Η σύνδεση είναι σταθερή και οι στροφές λειτουργίας των μηχανημάτων είναι χαμηλές. Στις κωνικές σφήνες ο σφήνας κατασκευάζεται με την μία του πλευρά με κλίση (1:100). Τοποθετούνται στο ισχυρό μέρος της πλήμνης για λόγους αντοχής.

Το βασικό πλεονέκτημα είναι ότι δίνει μεγαλύτερη σταθερότητα και ασφάλεια σε σχέση με τον οδηγό σφήνας, όμως έχει υψηλό κόστος και παρουσιάζει στην πλήμνη εκκεντρότητα.



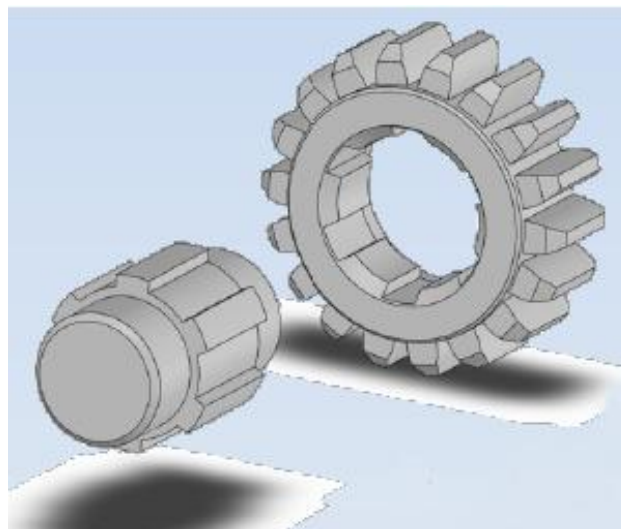
**Σχήμα 4.2:** Τυποποιημένα είδη Κωνικών σφηνών

**Πηγή:** Ιωάννης Κ. Στεργίου Αθήνα 2003

### 4.3. ΠΟΛΥΣΦΗΝΑ

Τα πολύσφηνα έχουν στην περιφέρειά τους άρτια κατανομημένες σφήνες. Τα χρησιμοποιούμε για σταθερές συνδέσεις μεταξύ ατράκτου και πλήμνης και για συνδέσεις που μετακινούνται αξονικά. (Σχ. 4.3)

Το θετικό είναι ότι έχουμε μικρότερη φθορά των σφηνών λόγω ότι είναι ομοιόμορφα κατανομημένες. Επίσης έχουμε μεγαλύτερη ροπή στρέψης αφού και η πίεση στις επιφάνειες είναι διαμερισμένη. Από την άλλη, το κόστος κατασκευής πολύσφηνου και οι τάσεις που συγκεντρώνονται είναι αρκετά μεγάλες.



**Σχήμα 4.3:** Πολύσφηνο **Πηγή:** Δρ. Μηχ. Γεώργιος Μάλιαρης 2008



## 5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΜΕΙΩΤΗΡΑ ΣΤΡΟΦΩΝ

Η μελέτη ενός μειωτήρα στροφών έχει πέντε στάδια. Πρέπει να υπολογίσουμε τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών, των ατράκτων, των σφηνών, των εδράνων κύλισης και τέλος να κάνουμε ελέγχους απόδοσης και αντοχής του μειωτήρα.

Οι υπολογισμοί έγιναν έχοντας σαν δεδομένο την σχέση μετάδοσης του μειωτήρα, επίσης οι οδοντωτοί τροχοί που χρησιμοποιήθηκαν έχουν παράλληλα δόντια με  $\text{modul} = 1$  και χωρίζονται σε δύο ζεύγη. Δύο οδοντωτοί τροχοί με  $Z = 30$  και άλλοι δύο με  $Z = 90$ . Όπου  $Z$  ο αριθμός των οδόντων. Οι στροφές εισόδου του μειωτήρα είναι ίσες με 1450 rpm.

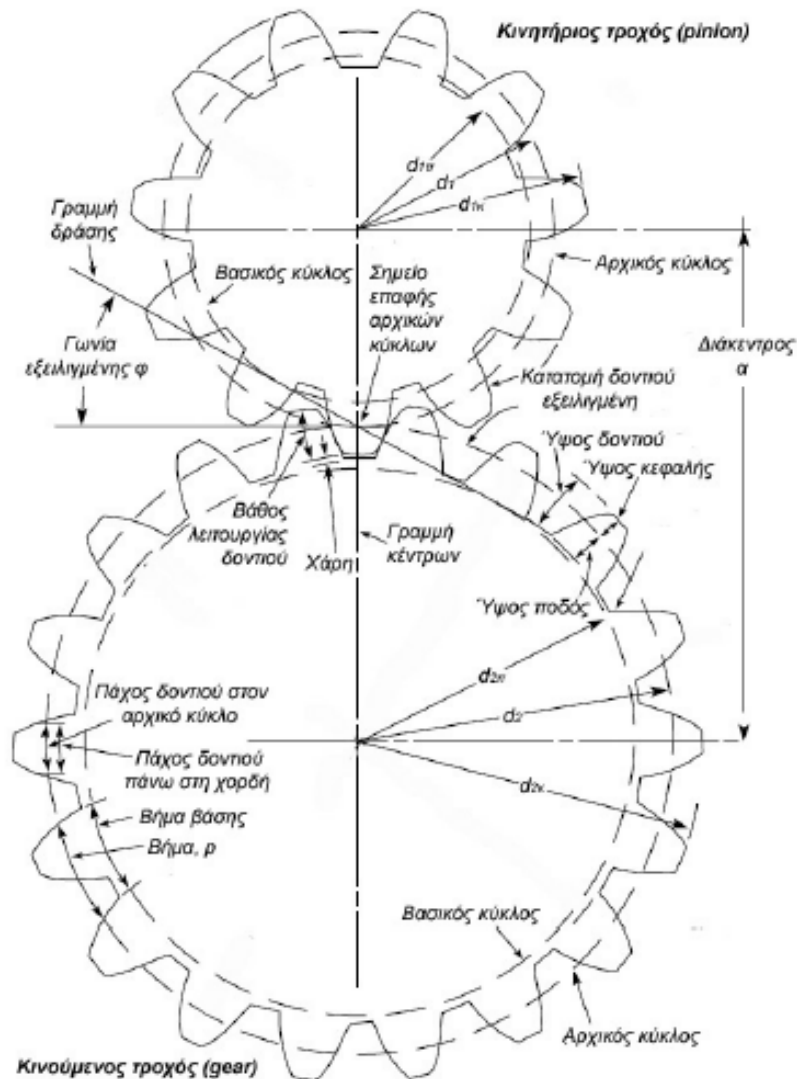
### 5.1.ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΤΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Τα χαρακτηριστικά μεγέθη του οδοντωτού τροχού είναι αυτά που ορίζουν τις διαστάσεις του (Σχ. 5.1). Εμείς θα μελετήσουμε τα τρία από τα τέσσερα γρανάζια αφού τα «μικρά» γρανάζια έχουν τις ίδιες διαστάσεις. Το ένα από τα δύο «μεγάλα» γρανάζια έχει έναν σφηνόδρομο πράγμα το οποίο πρέπει να το μελετήσουμε ξεχωριστά. Όλοι οι οδοντωτοί τροχοί που έχουμε είναι μετωπικοί. Ένα ζεύγος οδοντωτών τροχών είναι σαν δύο λείους τροχούς που κυλιέται ο ένας πάνω στον άλλο με την τριβή.

- Διάμετρος αρχικού κύκλου ή κύκλου κύλισης  $d_0$

Η διάμετρος του αρχικού κύκλου είναι αυτή στην οποία εφάπτεται το ένα γρανάζι πάνω στο άλλο. Το χρησιμοποιούμε για να κατασκευάσουμε το γρανάζι. Το κοπτικό εργαλείο κινείται πάνω σε αυτήν την διάμετρο κατασκευάζοντας την μορφή του οδοντωτού τροχού. Η διάμετρος του αρχικού κύκλου για τον οδοντωτό τροχό είναι:

$$d_0 = 90 \text{ mm.}$$



Σχήμα 5.1: Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών

Πηγή: <http://www.mead.upatras.gr>

- Σχέση μετάδοσης (i)

Η σχέση μετάδοσης ενός οδοντωτού τροχού είναι το βασικότερο χαρακτηριστικό του. Η σχέση μετάδοσης συμβολίζεται με (i) και είναι ο λόγος του αριθμού των στροφών του κινητήριου τροχού προς τον αριθμό των στροφών του κινούμενου τροχού, ο οποίος είναι και ο τελευταίος. Η σχέση μετάδοσης ισούται επίσης και με τον λόγο των γωνιακών ταχυτήτων των τροχών που προανέφερα. Η σχέση μετάδοσης είναι αδιάστατος αριθμός και υπολογίζεται από την εξίσωση (5.1).

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{02}}{d_{01}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (5.1)$$

Για την κατασκευή ορίστηκαν τα μεγέθη  $n_1$ ,  $n_2$ ,  $d_{01}$ ,  $d_{02}$ ,  $z_1$ ,  $z_2$ . Όπου  $n_1$  και  $n_2$  οι στροφές εισόδου και εξόδου αντίστοιχα του μειωτήρα. Τα  $d_{01}$  και  $d_{02}$  οι αρχικές διαμέτροι των γραναζιών και τα  $z_1$ ,  $z_2$  είναι τα δόντια του κάθε γραναζιού. Σαν δεδομένα έχουμε ότι το  $n_1 = 1450$  rpm, το  $d_{01} = 30$  mm, το  $d_{02} = 90$  mm, το  $z_1 = 30$  και το  $z_2 = 90$ . Οι οδοντωτοί τροχοί του δεύτερου ζεύγους έχουν τις ίδιες αρχικές διαμέτρους και τον ίδιο αριθμό δοντιών. Εφόσον έχουμε διβάθμιο μειωτήρα η συνολική σχέση μετάδοσης υπολογίζεται από την εξ. (5.2).

$$i_{o\lambda} = i_1 \cdot i_2 \quad (5.2)$$

Από την εξ. (5.1) προκύπτει:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{90}{30} = 3 \quad \text{και} \quad i_2 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{90}{30} = 3$$

Για να υπάρξει συνεχής επαφή χωρίς ολίσθηση των γραναζιών πρέπει οι περιφερειακές ταχύτητες των οδοντωτών τροχών στην αρχική τους διάμετρο να είναι ίσες.

$$v_1 = \frac{d_{01} \cdot \pi \cdot n_1}{60} = v_2 = \frac{d_{02} \cdot \pi \cdot n_2}{60} \quad (5.3)$$

Προκύπτει:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{02}}{d_{01}} = i \quad (5.4)$$

Ισχύει όμως:

$$d_{01} = m \cdot z_1 \quad (5.5)$$

$$d_{02} = m \cdot z_2 \quad (5.6)$$

Άρα:

$$\frac{d_{02}}{d_{01}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (5.7)$$

όπου  $z_1$  και  $z_2$  ο αριθμός των δοντιών των οδοντωτών τροχών και το  $m$  είναι το modul.

Ο μειωτήρας μας είναι διβάθμιος. Άρα η συνολική σχέση μετάδοσης υπολογίζεται από την εξ.(5.2).

$$i_{o\lambda} = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{90}{30} \cdot \frac{90}{30} \Rightarrow i_{o\lambda} = 9$$

- Βήμα p

Το βήμα p είναι η απόσταση μεταξύ δύο διαδοχικών οδόντων και την μετράμε σαν τόξο πάνω στον αρχικό κύκλο  $d_0$ .

$$p = \frac{\pi \cdot d_0}{z} \quad (5.8)$$

~ Για τον οδοντωτό τροχό με  $z_1=30$  και  $d_{01}=30$  mm.

$$p_1 = \frac{\pi \cdot 30}{30} = 3,14 \text{ mm}$$

~ Για τον οδοντωτό τροχό με  $z_2=90$  και  $d_{02}=90$  mm.

$$p_2 = \frac{\pi \cdot 90}{90} = 3,14 \text{ mm}$$

- Modul

Το modul είναι ο λόγος του βήματος (p) προς το (π).

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d_0}{z} \quad (5.9)$$

~ Για τον οδοντωτό τροχό με  $z_1=30$  και  $d_{01}=30$  mm.

$$m_1 = \frac{p}{\pi} = \frac{d_{01}}{z_1} = \frac{3,14}{3,14} = \frac{30}{30} = 1 \text{ mm}$$

~ Για τον οδοντωτό τροχό με  $z_2=90$  και  $d_{02}=90$  mm.

$$m_2 = \frac{p}{\pi} = \frac{d_{02}}{z_2} = \frac{3,14}{3,14} = \frac{90}{90} = 1 \text{ mm}$$

- Ύψος κεφαλής  $h_k$

Το ύψος κεφαλής είναι το ύψος της κεφαλής του οδόντα και βρίσκεται έξω από τον αρχικό κύκλο  $d_0$ . Είναι ίσο με το modul.

$$h_k = m = 1 \text{ mm} \quad (5.10)$$

Και για τους δύο οδοντωτούς τροχούς θα είναι το ίδιο αφού έχουν το ίδιο modul.

- Ύψος πόδα  $h_\pi$

Ονομάζεται το ύψος του υπόλοιπου δοντιού και βρίσκεται μέσα στον αρχικό κύκλο  $d_0$ .

$$h_\pi = h_k + c = 1 + 0,2 \cdot 1 = 1,2 \text{ mm} \quad (5.11)$$

- Χάρη Κεφαλής  $c$

Η χάρη κεφαλής είναι η χάρη ανάμεσα στον κύκλο κεφαλής του ενός οδοντωτού τροχού και του κύκλου ποδός του άλλου.

$$c = 0,2 \cdot m = 0,2 \cdot 1 = 0,2 \text{ mm} \quad (5.12)$$

- Ύψος οδόντα  $h$

Είναι το άθροισμα του ύψους κεφαλής και του ύψους πόδα.

$$h = h_k + h_\pi = 1 + 1,2 = 2,2 \text{ mm} \quad (5.13)$$

- Διάμετρος κύκλου κεφαλής  $d_k$

Ονομάζεται η διάμετρος που διέρχεται από τις κεφαλές των οδόντων.

$$d_k = d_0 + 2 \cdot h_k \quad (5.14)$$

~ Για τον οδοντωτό τροχό με  $z_1=30$  και  $d_{01}=30 \text{ mm}$ .

$$d_{k1} = 30 + 2 \cdot 1 = 32 \text{ mm}$$

~ Για τον οδοντωτό τροχό με  $z_2=90$  και  $d_{02}=90$  mm.

$$d_{k2} = 90 + 2 \cdot 1 = 92 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κύκλου πόδα  $d_\pi$

Είναι η διάμετρος της βάσης των οδόντων.

$$d_\pi = d_0 - 2 \cdot h_\pi \quad (5.15)$$

~ Για τον οδοντωτό τροχό με  $z_1=30$  και  $d_{01}=30$  mm.

$$d_{\pi1} = 30 - 2 \cdot 1,2 = 27,6 \text{ mm}$$

~ Για τον οδοντωτό τροχό με  $z_2=90$  και  $d_{02}=90$  mm.

$$d_{\pi2} = 90 - 2 \cdot 1,2 = 87,6 \text{ mm}$$

- Πάχος οδόντων  $s$

Το πάχος των οδόντων το μετράμε πάνω στον αρχικό κύκλο και ισούται με το βήμα οδόντωσης μείον το διάκενο που βρίσκεται μεταξύ των οδόντων. Θεωρητικά μπορούμε να πούμε ότι είναι λίγο μεγαλύτερο από το πάχος του οδόντα.

Για κατεργασμένους οδοντωτούς τροχούς στη φρέζα με πλήρως κατεργασμένα δόντια το διάκενο είναι ίσο με :

$$e = \frac{79 \cdot p}{160} \quad (5.16)$$

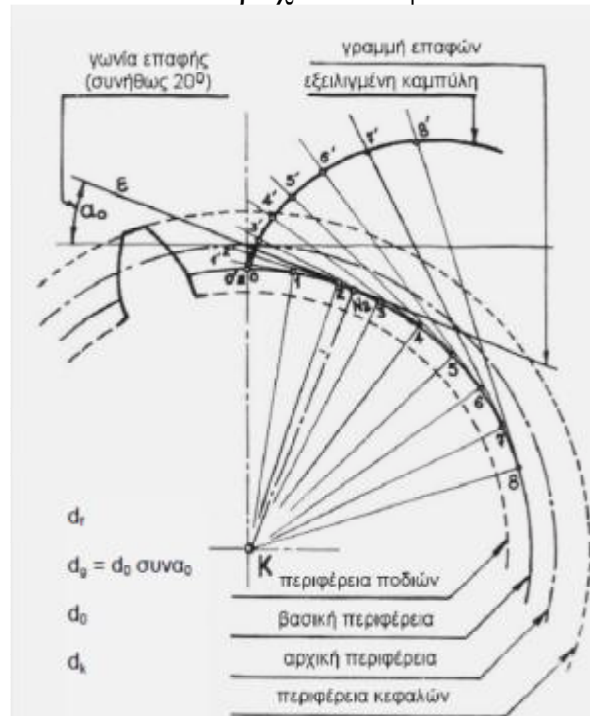
Το πάχος του οδόντα ισούται με :

$$s = p - e = 3,14 - \frac{79 \cdot 3,14}{160} = 1,59 \text{ mm}$$

- Απόσταση αξόνων  $a_d$

Η απόσταση των αξόνων προκύπτει από τον παρακάτω τύπο:

- Γραμμή ή τροχιά επαφών ονομάζεται η καμπύλη που προκύπτει από τα σημεία επαφής των οδοντωτών τροχών και φαίνεται στο Σχ. 5.2.



Σχήμα 5.2: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά οδοντωτού τροχού

Πηγή: Γ. Κ. Μπαράκου 1999

- Γωνία επαφής  $\alpha$

Ονομάζεται η οξεία γωνία μεταξύ της γραμμής επαφών και της εφαπτομένης στον κύκλο στο κάθετο σημείο επαφής. Συνήθως είναι  $20^\circ$ .

- Το τμήμα επαφών  $g_a$

Το τμήμα επαφών είναι το μέρος της τροχιάς επαφών το οποίο βρίσκεται μεταξύ των δύο κύκλων επαφής.

Τα  $d_{b1}$  και  $d_{b2}$  είναι οι βασικές περιφέρειες των οδοντωτών τροχών και υπολογίζονται από την εξ. (5.19).

$$d_b = d_0 \cdot \cos a \quad (5.19)$$

Άρα:

$$d_{b1} = d_{01} \cdot \cos a = 30 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ \Rightarrow d_{b1} = 28,2 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_{02} \cdot \cos a = 90 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ \Rightarrow d_{b2} = 84,6 \text{ mm}$$

Από εξ. (1.18) προκύπτει:

$$g_a = 0,5 \cdot \left( \sqrt{32^2 - 28,2^2} + \sqrt{92^2 - 84,6^2} \right) - 60 \cdot \sin 20^\circ$$

$$g_a = 5,1 \text{ mm}$$

- Βήμα επαφών  $p_e$

Το βήμα επαφών είναι η απόσταση πάνω στην γραμμή επαφών ανάμεσα σε δύο συνεχείς κατατομές οδόντων του ίδιου τροχού. Όσο πιο μεγάλο είναι το τμήμα επαφών  $g_a$  από το βήμα επαφών τόσο πιο ομαλή κίνηση έχουμε.

$$p_e = p \cdot \cos a \quad (5.20)$$

$$p_e = 3,14 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ = 2,95 \text{ mm}$$

Άρα προκύπτει ότι έχουμε ήρεμη και ομοιόμορφη κίνηση μεταξύ του ζεύγους των οδόντων αφού:  $g_a > p_e$

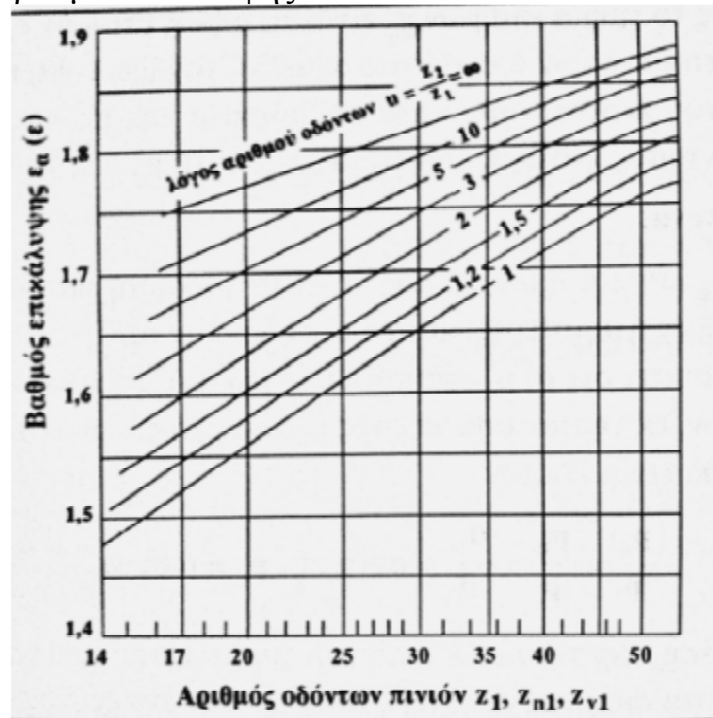
- Βαθμός επικάλυψης  $\epsilon_a$

Ο βαθμός επικάλυψης ονομάζεται ο λόγος των τμημάτων επαφής  $g_a$  προς το βήμα επαφής  $p_e$ . Πρέπει να είναι μεγαλύτερο ή ίσο με 1,1 και το ιδανικότερο μεγαλύτερο ή ίσο με 1,25. Από τον βαθμό επικάλυψης έχουμε τον αριθμό των συνεργαζόμενων δοντιών και είναι σημαντικός παράγοντας στην κατανομή της περιφερικής δύναμης. Για τον μειωτήρα μας που δεν έχουμε μετατόπιση, δηλαδή η γραμμή του προφίλ αναφοράς δεν έχει μετατοπιστεί, ο βαθμός επικάλυψης είναι:

$$\epsilon_a = \frac{g_a}{p_e} = \frac{5,1 \text{ mm}}{2,95 \text{ mm}} = 1,73 \quad (5.21)$$



Επίσης τον βαθμό επικάλυψης μπορούμε να τον βρούμε προσεγγιστικά από το Σχ. 5.3. Από το διάγραμμα προκύπτει ότι  $\epsilon_a=1,74$ . Παρατηρούμε ότι εδώ έχουμε ιδανικότερο βαθμό επικάλυψης.



Σχήμα 5.3: Βαθμός επικάλυψης  $\epsilon$  συναρτήσει της σχέσης μεταδόσεως  $i_{1,2}$  βαθμίδας

Πηγή: Ιωάννης Κ. Στεργίου, Αθήνα 2002

## 5.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΥΝΑΜΕΩΝ ΤΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΓΙΑ ΜΕΙΩΤΗΡΑ 5 HP

Οι υπολογισμοί των δυνάμεων αφορούν τα δυο ζεύγη των οδοντωτών τροχών. Η μελέτη που θα γίνει αφορά τον μειωτήρα 5HP και όχι την κατασκευή. Αυτό γίνεται λόγω ότι το κόστος ενός μειωτήρα 5HP είναι πολύ μεγαλύτερο από εκείνο της κατασκευής.

- Υπολογισμός ροπών στρέψης

Οι υπολογισμοί που θα κάνουμε αφορούν διβάθμιο μειωτήρα. Άρα θα υπολογίσουμε τρεις διαφορετικές ροπές στρέψης. Για να το κάνουμε αυτό θα πρέπει να ξέρουμε τις στροφές εξόδου σε κάθε ζεύγος οδοντωτών τροχών. Άρα ξεκινάμε από την σχέση μετάδοσης με δεδομένο ότι η συνολική είναι  $i=9$  και στροφές εισόδου  $n_1=1450$  rpm.

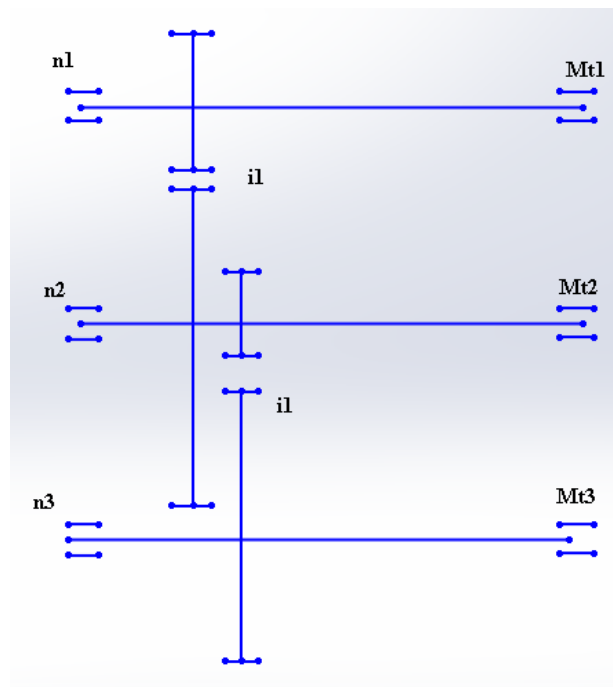
Για την συνεργασία του πρώτου ζεύγους έχουμε το  $i_1$  όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.4. Για το πρώτο ζεύγος ισχύει ότι:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{90}{30} = 3$$

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1450 \text{ rpm}}{3} = 483,3 \text{ rpm} \quad (5.22)$$

Η σχέση μετάδοσης για το δεύτερο ζεύγος θα είναι η ίδια αφού ο λόγος των οδόντων των συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών είναι ο ίδιος με το πρώτο ζεύγος. Άρα προκύπτει:

$$i_1 = i_2 = 3$$



Σχήμα 5.4: Σχηματική διάταξη μειωτήρα

Οι στροφές εξόδου θα είναι:

$$i_1 = \frac{n_2}{n_3} \Rightarrow n_3 = \frac{n_2}{i_1} = \frac{483,3 \text{ rpm}}{3} = 161,1 \text{ rpm}$$

Για να βγάλουμε την ροπή στρέψης χρησιμοποιούμε τον παρακάτω τύπο. Όπου N η αρχική ισχύς του κινητήρα N=5 HP

$$Mt_1 = 71620 \cdot \frac{N}{n_1} = 71620 \cdot \frac{5 \text{ HP}}{1450 \text{ rpm}} \Rightarrow \quad (5.23)$$

$$Mt_1 = 246,9 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Αν θεωρήσουμε ότι η απόδοση του κινητήρα μειώνεται κατά 6% τότε η καινούργια ισχύς θα είναι:

$$N_2 = 0,94 \cdot N_1 = 0,94 \cdot 5 = 4,7 \text{ HP} \quad (5.24)$$

Επομένως η ροπή στρέψης γίνεται:

$$Mt_2 = 71620 \cdot \frac{N_2}{n_2} = 71620 \cdot \frac{4,7 \text{ HP}}{483,3 \text{ rpm}} \Rightarrow$$

$$Mt_2 = 696,5 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Στην έξοδο η ισχύς μειώνεται πάλι κατά 6%.

$$N_3 = 0,94 \cdot N_2 = 0,94 \cdot 4,7 = 4,42 \text{ HP}$$

Επομένως η ροπή στρέψης στην έξοδο του μειωτήρα γίνεται:

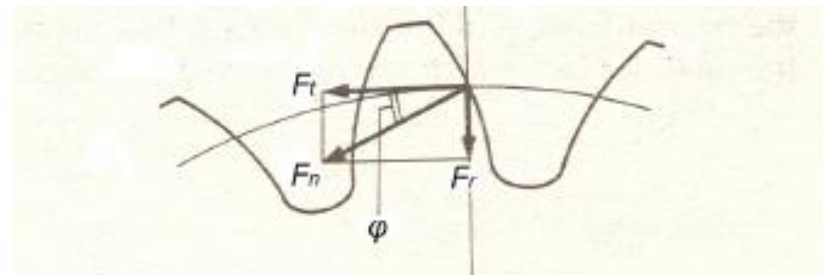
$$Mt_3 = 71620 \cdot \frac{N_3}{n_3} = 71620 \cdot \frac{4,42 \text{ HP}}{161,1 \text{ rpm}} \Rightarrow$$

$$Mt_3 = 1964,9 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Παρατηρούμε ότι η ροπή στρέψης στην έξοδο σχεδόν τριπλασιάστηκε.

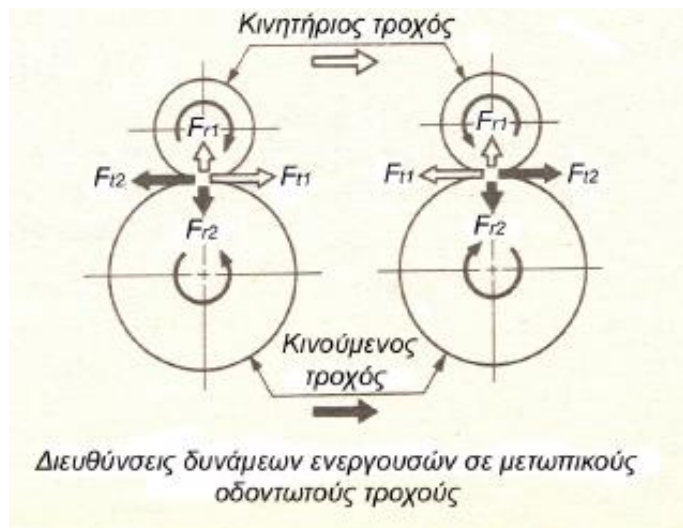
- Υπολογισμός περιφερειακής δύναμης  $F_t$

Οι περιφερειακές δυνάμεις μεταφέρουν την ροπή στρέψης από τον 1<sup>ο</sup> τροχό στον 2<sup>ο</sup>, (σχήμα 5.6). Για να υπολογίσουμε την περιφερειακή δύναμη όπως φαίνεται στο Σχ. 5.5 πρέπει να λάβουμε υπόψη την ροπή στρέψης που βρήκαμε προηγουμένως. Την περιφερειακή δύναμη την μετράμε σε Newton.



Σχήμα 5.5: Δυνάμεις ενεργούσες σε μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς

Πηγή: Δρ. Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος



Σχήμα 5.6: Δυνάμεις επί των συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών

Πηγή: Δρ. Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

Η περιφερειακή δύναμη υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο. Πολλαπλασιάζουμε με 9,81 για να μετατρέψουμε τα kp σε Newton.

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_{01}} = \frac{2 \cdot 246,9 \text{ kp} \cdot \text{cm} \cdot 9,81}{6,8 \text{ cm}} \Rightarrow \quad (5.25)$$

$$F_{t1} = 712,4 \text{ N}$$

Η περιφερειακή δύναμη στο άλλο ζεύγος θα είναι:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d_{01}} = \frac{2 \cdot 695,6 \text{ kp} \cdot \text{cm} \cdot 9,81}{6,8 \text{ cm}} \Rightarrow$$

$$F_{t2} = 2007 \text{ N}$$

Παρατηρούμε και εδώ ότι σχεδόν τριπλασιάστηκε η δύναμη, αφού είναι ανάλογη με την ροπή στρέψης.

- Υπολογισμός ακτινικής δύναμης  $F_r$

Η ακτινική δύναμη υπολογίζεται από το τύπο:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha = 712,4 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ \Rightarrow F_{r1} = 259,3 \text{ N} \quad (5.26)$$

Για το δεύτερο ζεύγος τροχών η δύναμη είναι:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha = 2007 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ \Rightarrow F_{r2} = 730,5 \text{ N}$$

- Υπολογισμός συνολικής δύναμης  $F$

Η συνολική δύναμη  $F_1$  και  $F_2$  προκύπτει από το Σχ. 5.7 και από το Σχ. 5.8 σύμφωνα με το Πυθαγόρειο θεώρημα.

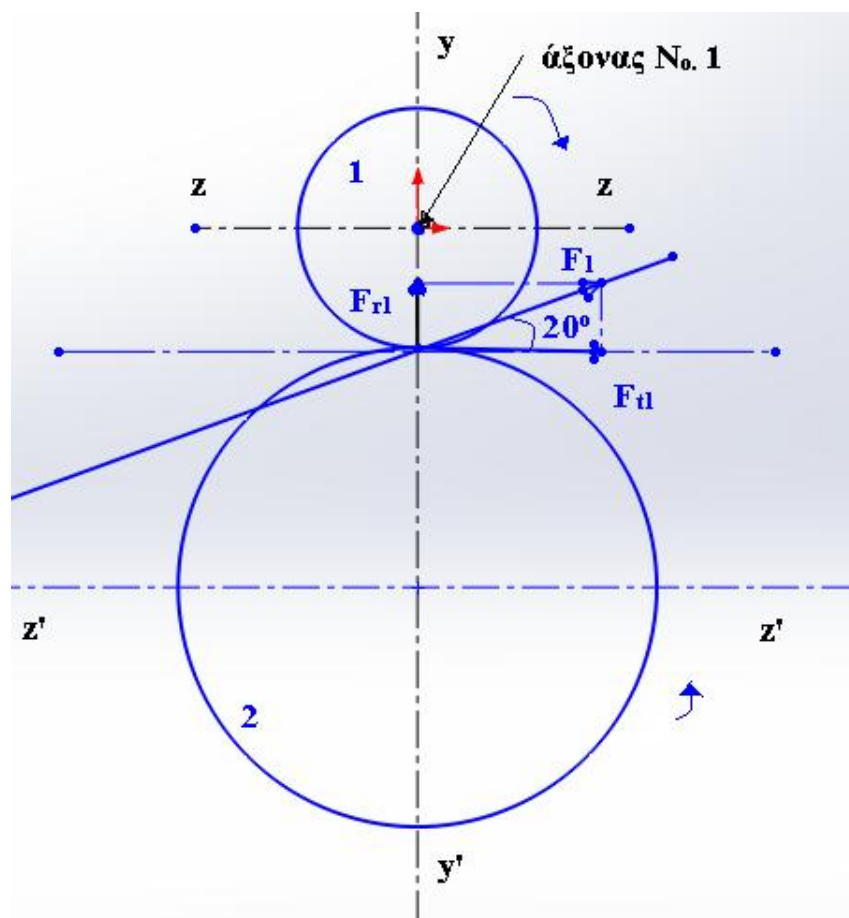
$$F_1 = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{712,4^2 \text{ N} + 259,3^2 \text{ N}} \Rightarrow \quad (5.27)$$

$$F_1 = 758,1 \text{ N}$$

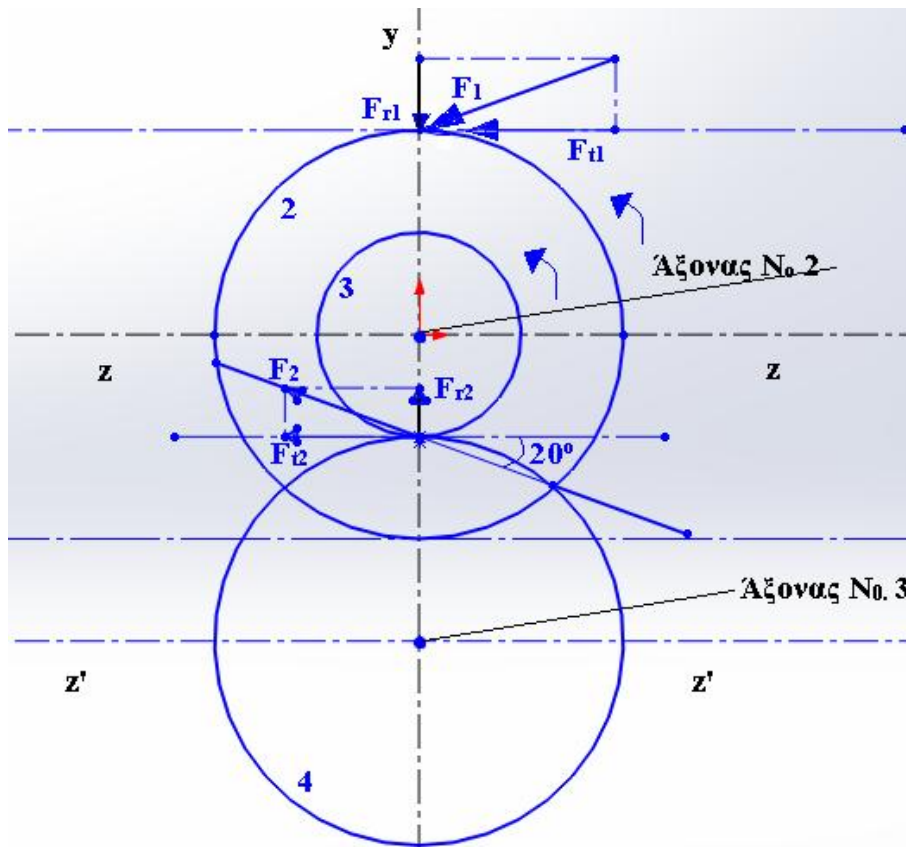
Και..

$$F_2 = \sqrt{F_{t2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{2007^2 \text{ N} + 730,5^2 \text{ N}} \Rightarrow \quad (5.28)$$

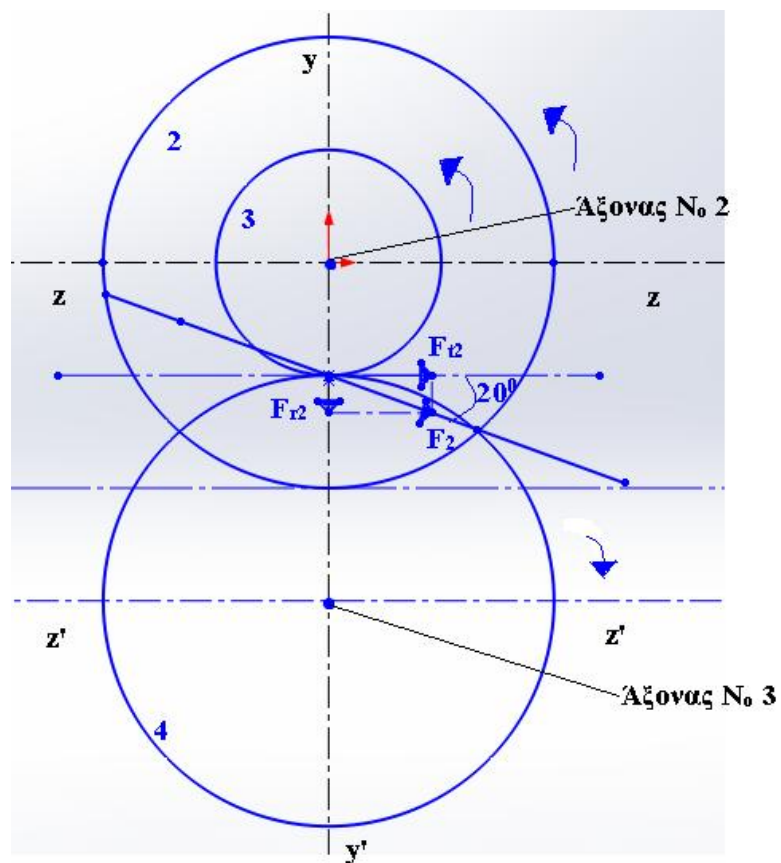
$$F_2 = 2135,8 \text{ N}$$



Σχήμα 5.7: Δυνάμεις ενεργούσες πάνω στον 1<sup>ο</sup> και 2<sup>ο</sup> οδοντωτό τροχό



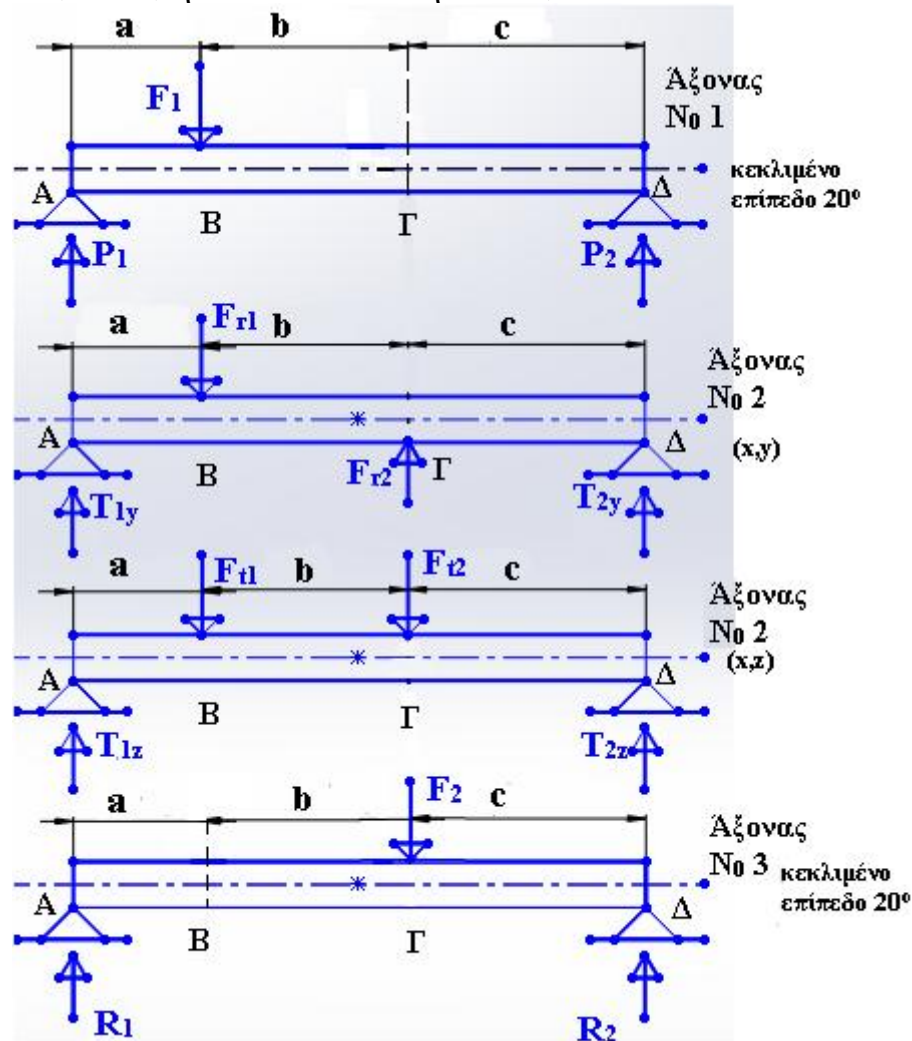
Σχήμα 5.8: Δυνάμεις ενεργούσες πάνω στον 2<sup>ο</sup> και 3<sup>ο</sup> οδοντωτό τροχό



Σχήμα 5.9: Δυνάμεις ενεργούσες πάνω στον 3<sup>ο</sup> και 4<sup>ο</sup> οδοντωτό τροχό

- Αναλυτικός υπολογισμός δυνάμεων και ροπών κάμψης για κάθε άξονα

Οι αποστάσεις a,b,c είναι αυτές μεταξύ των κρίσιμων σημείων. Η απόσταση a= 32,5 mm, η b= 20 mm και η c = 27,5 mm.



Σχήμα 5.10 : Δυνάμεις που δρουν στους 3 άξονες

~ 1<sup>ος</sup> άξονας

Σύμφωνα με το Σχ. 5.10 για να βρούμε την ροπή κάμψης πρέπει να υπολογίσουμε τις δυνάμεις στα έδρανα P<sub>1</sub> και P<sub>2</sub>. Από τις εξισώσεις ισορροπίας έχουμε:

$$\Sigma M_{\Delta} = 0 \Rightarrow P_1 \cdot (a + b + c) - F_1 \cdot (b + c) = 0$$

$$\Rightarrow P_1 \cdot (32,5 + 20 + 27,5) \text{ mm} - \frac{758,1 \text{ N}}{9,81} \cdot (20 + 27,5) \text{ mm} = 0$$

$$\Rightarrow P_1 = 45,9 \text{ kp}$$

$$\Sigma_{Fy} = 0 \Rightarrow -P_1 + F_1 - P_2 = 0 \Rightarrow P_2 = -45,9 \text{ kp} + 77,3 \text{ kp} \Rightarrow$$

$$P_2 = 31,4 \text{ kp}$$

Η ροπή κάμψης ως προς το Β είναι:

$$M_{b1}^{(B)} = P_1 \cdot a = 45,9 \text{ kp} \cdot 3,25 \text{ cm}$$

$$M_{b1}^{(B)} = 149,2 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Την ισοδύναμη ροπή  $M_v$  την υπολογίζουμε από την Εξ. 5.29. Όπου το  $\alpha_0 = 0,7$  και είναι ο λόγος καταπόνησης για δυναμική φόρτιση. Η  $M_t$  είναι η ροπή στρέψης σε N mm.

$$M_v = \sqrt{M_b^{(B)2} + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_t)^2} \quad \text{N mm} \quad (5.29)$$

$$M_{v1} = \sqrt{149,2^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 246,9)^2}$$

$$M_{v1} = 211,3 \text{ kp cm} \quad \text{ή} \quad M_{v1} = 20732 \text{ N mm}$$

Η διάμετρος του άξονα γίνεται με την βοήθεια της Εξ. 5.30. Όπου  $\sigma_{b\epsilon\pi}$  το παίρνουμε από τον Πίν. 5.9.

$$d = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{b\epsilon\pi}}} \quad (5.30)$$

$$d_1 = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{20732 \text{ N mm}}{63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} \Rightarrow d_1 \approx 15 \text{ mm}$$

~ 2<sup>ος</sup> άξονας

Οι δυνάμεις που υπάρχουν στον 2<sup>ο</sup> άξονα στο επίπεδο (x,y) τις υπολογίζουμε από τις παρακάτω συνθήκες ισορροπίας.



$$\Sigma M_{\Delta} = 0 \Rightarrow T_{1y} \cdot (a + b + c) - F_{r1} \cdot (b + c) + F_{r2} \cdot c = 0$$

$$\Rightarrow T_{1y} \cdot (32,5 + 20 + 27,5) \text{ mm} - \frac{259,3 \text{ N}}{9,81} \cdot (20 + 27,5) \text{ mm} + \frac{730,5 \text{ N}}{9,81} \cdot 27,5 = 0$$

$$\Rightarrow T_{1y} = -9,9 \text{ kp}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_{r1} - F_{r2} - T_{2y} - T_{1y} = 0 \Rightarrow$$

$$T_{2y} = +26,4 \text{ kp} - 74,5 \text{ kp} - (-9,9) \text{ kp} \Rightarrow$$

$$T_{2y} = -38,2 \text{ kp}$$

Η ροπή κάμψης ως προς το Β είναι:

$$M_{b1y}^{(B)} = T_{1y} \cdot a = -9,9 \text{ kp} \cdot 3,25 \text{ cm}$$

$$M_{b1y}^{(B)} = -32,2 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Η ροπή κάμψης ως προς το Γ είναι:

$$M_{b1y}^{(r)} = T_{2y} \cdot c = -38,2 \text{ kp} \cdot 2,75 \text{ cm}$$

$$M_{b1y}^{(r)} = -105 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Οι δυνάμεις που υπάρχουν στον 2<sup>ο</sup> άξονα στο επίπεδο (x,z) τις υπολογίζουμε από τις παρακάτω συνθήκες ισορροπίας.

$$\Sigma M_{\Delta} = 0 \Rightarrow T_{1z} \cdot (a + b + c) - F_{t1} \cdot (b + c) - F_{t2} \cdot c = 0$$

$$\Rightarrow T_{1z} \cdot (32,5 + 20 + 27,5) \text{ mm} - \frac{712,4 \text{ N}}{9,81} \cdot (20 + 27,5) \text{ mm} - \frac{2007 \text{ N}}{9,81} \cdot 27,5 = 0$$

$$\Rightarrow T_{1z} = 113,4 \text{ kp}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_{t1} + F_{t2} = T_{1z} + T_{2z} \Rightarrow$$

$$T_{2z} = 72,6 \text{ kp} + 204,6 \text{ kp} - 113,4 \text{ kp} \Rightarrow$$

$$T_{2z} = 163,8 \text{ kp}$$

Η ροπή κάμψης ως προς το Β είναι:

$$M_{b1z}^{(B)} = T_{1z} \cdot a = 113,4 \text{ kp} \cdot 3,25 \text{ cm}$$

$$M_{b1z}^{(B)} = 368,5 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Η ροπή κάμψης ως προς το Γ είναι:

$$M_{b1z}^{(r)} = T_{2z} \cdot c = 163,8 \text{ kp} \cdot 2,75 \text{ cm}$$

$$M_{b1z}^{(r)} = 450,5 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Σύνθεση ροπών κάμψης

Ως προς το Β έχουμε καμπτική ροπή ίση με:

$$M_{b1}^{(B)} = \sqrt{[M_{b1y}^{(B)}]^2 + [M_{b1z}^{(B)}]^2} = \sqrt{(-32,2)^2 + 368,5^2}$$

$$M_{b1}^{(B)} = 369,9 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Ως προς το Γ έχουμε καμπτική ροπή ίση με:

$$M_{b1}^{(r)} = \sqrt{[M_{b1y}^{(r)}]^2 + [M_{b1z}^{(r)}]^2} = \sqrt{(-105)^2 + 450,5^2}$$

$$M_{b1}^{(r)} = 462,6 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Για να βρούμε την ισοδύναμη ροπή επιλέγουμε την μέγιστη καμπτική ροπή, άρα την  $M_{b1}^{(r)} = M_{bmax}$

$$M_{v2} = \sqrt{M_{b1}^{(r)2} + 0,75 \cdot (a_0 \cdot M_{t2})^2}$$

$$M_{v2} = \sqrt{462,6^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 695,6)^2}$$

$$M_{v2} = 625,9 \text{ kp cm} \text{ ή } M_{v2} = 61406 \text{ N mm}$$

$$d_2 = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{61406 \text{ N mm}}{63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} \Rightarrow d_2 \approx 21,5 \text{ mm}$$

~ 3<sup>ος</sup> άξονας

Σύμφωνα με το Σχ. 5.9 και 5.10 για να βρούμε την ροπή κάμψης πρέπει να υπολογίσουμε τις δυνάμεις στα έδρανα  $R_1$  και  $R_2$ . Από τις εξισώσεις ισορροπίας έχουμε:

$$\Sigma M_{\Delta} = 0 \Rightarrow R_1 \cdot (a + b + c) - F_2 \cdot c = 0$$

$$\Rightarrow R_1 \cdot (32,5 + 20 + 27,5) \text{ mm} - \frac{2135,8 \text{ N}}{9,81} \cdot 27,5 \text{ mm} = 0$$

$$\Rightarrow R_1 = 74,8 \text{ kp}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow -R_1 + F_2 - R_2 = 0 \Rightarrow R_2 = -74,8 \text{ kp} + 217,7 \text{ kp} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_2 = 142,9 \text{ kp}$$

Η ροπή κάμψης ως προς το  $\Gamma$  είναι:

$$M_{b1}^{(F)} = R_2 \cdot c = 142,9 \text{ kp} \cdot 2,75 \text{ cm}$$

$$M_{b1}^{(F)} = 393 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Την ισοδύναμη ροπή  $M_v$  την υπολογίζουμε από την Εξ. 5.29.

$$M_{v3} = \sqrt{393^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 1964,9)^2}$$

$$M_{v3} = 1254,3 \text{ kp cm} \quad \text{ή} \quad M_{v3} = 123048 \text{ N mm}$$

Η διάμετρος του άξονα γίνεται με την βοήθεια της Εξ. 5.30.

$$d_3 = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{123048 \text{ N mm}}{63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} \Rightarrow d_3 \approx 27 \text{ mm}$$

### 5.3.ΕΚΛΟΓΗ ΚΥΡΙΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΓΙΑ ΜΕΙΩΤΗΡΑ 5 HP

- Προσεγγιστικός υπολογισμός διαμέτρου πρώτης ατράκτου – πινίου.

Προσδιορίζουμε τη διάμετρο της ατράκτου σύμφωνα με την Εξ. 5.31, όπου  $C_2$  είναι συντελεστής που εξαρτάται από την επιτρεπόμενη τάση στρέψης και είναι  $C_2=133$  αν  $\tau_{\text{επ}}=20 \text{ N/mm}^2$ , για St50, St60. Την ισχύ την μετατρέπουμε σε KW πολλαπλασιάζοντας με 0,736. Την ισχύ την πολλαπλασιάζουμε με έναν συντελεστή λειτουργίας  $C_B$  όπου τον επιλέγουμε από τον Πίν. (5.1). Για μηχανή εσωτερικής καύσης επιλέγουμε  $C_B=1,3$ .

**Πίνακας 5.1:** Συντελεστής λειτουργίας  $C_B$  **Πηγή:** Ιωάννης Κ. Στεργίου, 2003

Είδος του μηχανήματος (παραδείγματα)	Χαρακτηριστικός τρόπος λειτουργίας	Είδος των κραύσεων	Συντελεστής λειτουργίας $C_B$
Ηλεκτρικές μηχανές, στρόβιλοι φυσητήρες, μηχανές λείανσης	Ομοιόμορφες περιστροφικές κινήσεις	Ελαφρές	1,0 ... 1,1
Μηχανές εσωτερικής καύσης, εμβολοφόροι συμπιεστές, μηχανές κλινοίμοτος, διατηρητικές μηχανές	Παλινδρομικές κινήσεις	Μέσες	1,2 ... 1,5
Πρέσες, ψαλίδια κοπής προφύ, καταράκτες (πριόνια)	Παλινδρομικές κραύστικές κινήσεις	Ισχυρές	1,6 ... 2,0
Σφύρες, σπαστήρες πέτρας, ορθοστάτες ελίστρων	Κινήσεις με απότομα κτυπήματα	Πολύ ισχυρές	2 ... 3

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Σύμφωνα με το αποτέλεσμα η προσεγγιστική διάμετρος του 1<sup>ου</sup> άξονα είναι κοντά σ' αυτή η που βρήκαμε στην σελ. 26.

- Προσεγγιστικός υπολογισμός ελάχιστου αριθμού δοντιών  $Z_{\text{min}}$  πινίου:

Ο ελάχιστος αριθμός δοντιών ενός οδοντωτού τροχού εξαρτάται από την περιφερειακή ταχύτητα στην αρχική περιφέρεια. Έτσι λοιπόν την υπολογίζουμε και στη συνέχεια με τη βοήθεια του πίνακα 5.2 θα βρούμε τον ελάχιστο αριθμό δοντιών. Οπότε έχουμε:

\_\_\_\_\_

**Πίνακας 5.2:** Ελάχιστος αριθμός οδόντων πινίου σε σχέση με τρόπο λειτουργίας και περιφερειακή ταχύτητα

$\alpha/\alpha$	Τρόπος λειτουργίας - Ταχύτητες	$u$ m/s	$z$
<b>1</b>	Χειροκίνητη λειτουργία	---	$\geq 10$
<b>2</b>	Μικρή διάρκεια λειτουργίας – μηχανοκίνηση		$\geq 12$
<b>3</b>	Χαμηλές περιφερειακές ταχύτητες	1	15..20
<b>4</b>	Μεσαίες περιφερειακές ταχύτητες	1...5	18..22
<b>5</b>	Υψηλές περιφερειακές ταχύτητες	>5	20..25

Παρατηρούμε πως βρισκόμαστε στη περιοχή των μεσαίων περιφερειακών ταχυτήτων δηλαδή ο τροχός θα πρέπει να έχει 18...22 δόντια. Για να μη βρισκόμαστε στο ελάχιστο όριο και να αυξήσουμε την επικάλυψη είναι προτιμότερο να διαλέξουμε αριθμό δοντιών ίσο με:

$$z_1 = 30. \text{ Άρα και } z_2 = i z_1 \Rightarrow z_2 = 90$$

- Προσεγγιστικός υπολογισμός ελάχιστης αρχικής περιφέρειας.

Επειδή υπάρχουν μεγάλες ισχείς και οι διάμετροι των αξόνων δεν είναι καθορισμένες η αρχική διάμετρος του κινητήριου τροχού υπολογίζεται από την Εξ. 5.33. Όπου  $N$  η ισχύς σε KW,  $\sigma_{HI}$  είναι η αντοχή της κατατομής του οδόντα σε πίεση επιφανείας σε  $N/mm^2$ , συναρτήσει του υλικού όπως φαίνεται στον Πίν. 5.3. Διαλέγουμε  $\sigma_{HI}=430 N/mm^2$  για St 60. Το  $\psi_d$  είναι ο λόγος πλάτους του οδόντα προς την διάμετρο του τροχού Σχ. 5.7. Για σχέση μετάδοσης 3 το  $\psi_d=0,68$ . Το  $u$  είναι ο λόγος αριθμού των οδόντων  $z_2/z_1=3$  και το  $n_1$  είναι ο αριθμός των στροφών του κινητήριου τροχού σε rpm.

**Πίνακας 5.3:** Υλικά για οδοντωτούς τροχούς με ενδεικτικές τιμές αντοχής  
**Πηγή:** Ιωάννης Κ. Στεργίου, 2002

Ομάδα υλικού	Σύμβολο υλικού κατά DIN (παλαιό)	Σκληρότητα του τροχού στην επιφάνεια Νάνιτ <sup>2</sup>	Δυναμική αντοχή	
			στον πόδα σε κεντραρισμένο φορτίο $\sigma_{FE}$ Νάνιτ <sup>2</sup>	σε πύση επιφάνειας $\sigma_{Hc}$ Νάνιτ <sup>2</sup>
Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη	GG-20	1800 HB	90	300
	GG75	2200 HB	110	360
Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	GCG-40	1800 HB	170	370
	GCG-60	2500 HB	450	490
	GCG-80	2200 HB	300	610
Μακρός μαλακός χυτοσίδηρος	GTS-35	1500 HB	130	320
	GTS-65	2200 HB	410	460
Χυτοχάλυβες	GS-52	1600 HB	280	320
	GS-60	1750 HB	320	380
Χάλυβες κατασκευών	S50	1600 HB	320	370
	S60	1900 HB	380	430
	S70	2080 HB	510	460

- Υπολογισμός modul (m):

Το modul υπολογίζεται, εφόσον είναι γνωστή η αρχική διάμετρος  $d_0$ , με τη βοήθεια της Εξ. 5.34 και διαλέγουμε την αμέσως πλησιέστερη τυποποιημένη τιμή κατά DIN 780 σύμφωνα με το πίνακα 5.4.

## Επιλέγω $m=2,25$ mm

Πίνακας 5.4: Τιμές modul σε mm κατά DIN 780 Πηγή: Ιωάννης Κ. Στεργίου 2002

Σειρά	Modul m [ mm ]										
	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,30	0,40	
1 *	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,25	1,50	2,00	2,50	
	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	
	32	40	50	60							
2	0,055	0,07	0,09	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	
	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	
	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14	18,0	22,0	28,0	
	36	45	55	70							

Η νέα αρχική διάμετρος του πινίου θα είναι:

- Υπολογισμός πλάτους δοντιού  $b$  οδοντωτών τροχών

Το πλάτος του δοντιού εξαρτάται από την ποιότητα της εδράσεως. Όσο πιο σίγουροι είμαστε για μια καλή έδραση τόσο πιο μεγάλο μπορεί να γίνει το  $b$ . Όταν οι άτρακτοι δεν είναι μεταξύ τους παράλληλοι, τότε καταπονούνται τα δόντια των οδοντωτών τροχών μόνο στα άκρα τους και υπάρχει κίνδυνος θραύσεως της γωνίας, στην περιφέρεια κεφαλών του δοντιού. Το πλάτος του δοντιού του μικρού οδοντωτού τροχού – πινίου προκύπτει σύμφωνα με το μέσο όρο των παρακάτω σχέσεων.

---

Το  $\psi_m$  το παίρνουμε από τον Πίν. 5.5 όπου για κατεργασμένα δόντια και συνηθισμένη έδραση το  $\psi_m=15$ .

Το  $\psi_d$  το παίρνουμε από το σχήμα 5.7 όπου για  $i=3$  και για τροχούς μεσαίων ταχυτήτων και μειωτήρα γενικής χρήσης το  $\psi_d=0,68$ .

Το πλάτος του μεγάλου οδοντωτού τροχού θα είναι λίγο μικρότερο και το υπολογίζουμε από την Εξ. 5.39.

**Πίνακας 5.5:** Συντελεστής  $\psi_m$  **Πηγή:** Γ. Κ. Μπαράκου 1999

Είδος οδοντώσεως	Είδος εδράσεως.	Συντελεστής $\Psi_m$
Χυτά δόντια	Συνηθισμένη έδραση	8... 10
Κατεργασμένα δόντια κομμένα ή λειασμένα	Συνηθισμένη έδραση ή έδραση σε σιδηροκατασκευές. Μονόπλευρη έδραση	10... 15
	Έδραση κιβωτίου παράλληλοι άτρακτοι	15... 30
	Άριστη ποιότητα εδράσεως σε σταθερή βάση	>30



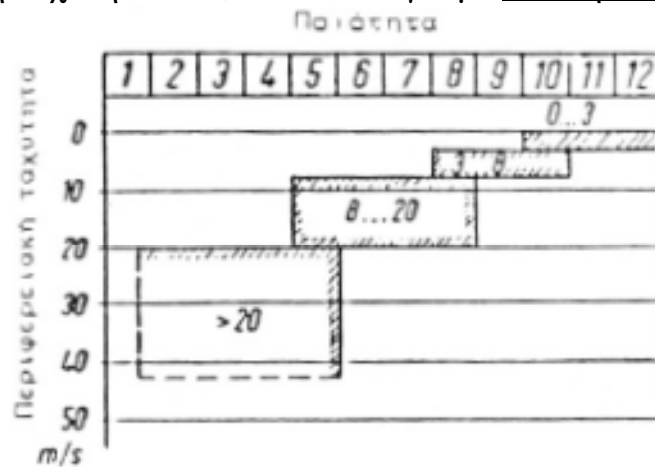
**Σχήμα 5.7:** Συντελεστής  $\psi_d$  **Πηγή:** Δρ. Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

- Εκλογή ποιότητας οδοντώσεως

Τη ποιότητα της οδόντωσης θα την προσδιορίσουμε σε σχέση με την περιφερειακή ταχύτητα κατά DIN 3961 όπως φαίνεται στο σχήμα 5.8. Βρίσκουμε αρχικά την νέα περιφερειακή ταχύτητα του τροχού, οπότε έχουμε:



Άρα για περιφερειακή ταχύτητα  $u=5,2$  m/s διαλέγουμε ποιότητα οδόντωσης 9.



Σχήμα 5.8: Ποιότητα οδόντωσης

- Υπολογισμός χαρακτηριστικών λίπανσης

Για την εκλογή του λιπαντικού, θα χρησιμοποιήσουμε τον πίνακα 5.6 στον οποίο φαίνεται το είδος λίπανσης που θα χρησιμοποιήσουμε συναρτήσει την περιφερειακής ταχύτητας.

Πίνακας 5.6: Εκλογή λιπαντικού Πηγή: Ιωάννης Κ. Στεργίου, 2002

Περιφερειακή ταχύτητα $v$ (m/sec)	Είδος λίπανσης
0 ÷ 0,8	με λίπος
0,8 ÷ 4	με λίπος ή με εμβαπτισμό
4 ÷ 12	με εμβαπτισμό
12 ÷ 60	με εκτόξευση

Για περιφερειακή ταχύτητα ίση με 5,2 m/s χρησιμοποιούμε λίπανση εμβαπτίσεως.

- Υπολογισμός κυρίων διαστάσεων οδοντωτών τροχών

Οι κύριες διαστάσεις υπολογίζονται με τον ίδιο τρόπο που προαναφέρθηκε. Παρουσιάζονται για κάθε τροχό στους πίνακες που ακολουθούν 5.7 και 5.8.

**Πίνακας 5.7:** Υπολογισμός κύριων χαρακτηριστικών οδοντωτών τροχών

Στοιχεία οδοντωτού τροχού	Σύμφωνα με το modul	Αποτέλεσμα (mm)
Βήμα οδοντώσεως $p$	$\pi \cdot m$	7,1
Ύψος κεφαλής $h_k$	$m$	2,25
Ύψος ποδός δοντιού $h_\pi$	$1,167 \cdot m$	2,6
Ύψος δοντιού $h$	$2,167 \cdot m$	4,87
Πάχος δοντιού $s$	$1,52 \cdot m$	3,42
Διάκενο δοντιού $e$	$1,62 \cdot m$	3,64
Απόσταση αξόνων $a$	$\frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m$	135

**Πίνακας 5.8:** Υπολογισμός κύριων διαμέτρων οδοντωτών τροχών

Στοιχεία οδοντωτών τροχών	Σύμφωνα με το modul	Αποτέλεσμα (mm)
Αρχική περιφέρεια $d_{01}$	$z_1 \cdot m$	68
Διαμ. περιφέρειας κεφαλών $d_{k1}$	$(z_1+2) \cdot m$	72
Διαμ. περιφέρειας ποδών $d_{\pi 1}$	$(z_1-7/3) \cdot m$	62,2
Αρχική περιφέρεια $d_{02}$	$z_2 \cdot m$	202,5
Διαμ. περιφέρειας κεφαλών $d_{k2}$	$(z_2+2) \cdot m$	207
Διαμ. περιφέρειας ποδών $d_{\pi 2}$	$(z_2-7/3) \cdot m$	197,1

- Βαθμός επικάλυψης

$$\varepsilon_\alpha = 0,5 \cdot \pi \cdot \left( \sqrt{\left| \frac{(z_1 + 2)}{\cos \alpha} \right|^2 - z_1^2} + \sqrt{\left| \frac{(z_2 + 2)}{\cos \alpha} \right|^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \cdot \tan \alpha \right)$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,73$$

Πολύ καλός βαθμός επικάλυψης αφού:  $\varepsilon_\alpha = 1,73 \gg 1,1$

#### 5.4.ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΚΑΤΑ AGMA

Οι πίνακες και τα σχήματα βρίσκονται στο Παράρτημα Β

- Έλεγχος αντοχής σε κάμψη

Η καμπτική τάση  $\sigma_i$  σε MPa κατά AGMA δίνεται από την σχέση:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{m \cdot b \cdot J} \cdot K_0 \cdot K_u \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_B \leq S_{t\epsilon\pi}$$

$$= \frac{S_{at} \cdot K_L}{S_F \cdot K_T \cdot K_R} \quad (5.40)$$

- ~  $F_t = 712,4$  N η ασκούμενη στο δόντι δύναμη
- ~  $m = 2,25$  το modul σε mm
- ~  $b = 40$  mm το πλάτος του οδόντα
- ~  $J_1 = 0,46$  και  $J_2 = 0,52$  γεωμετρικός συντελεστής, από Σχ. 1
- ~  $K_0 = 1,25$  συντελεστής υπερφόρτισης από Πίν. 1
- ~  $K_u = 1,08$  δυναμικός συντελεστής εξαρτώμενος από την γωνιακή ταχύτητα του τροχού, από Σχ. 2
- ~  $K_s = 1$  συντελεστής μεγέθους, από Πίν. 2
- ~  $K_m = 1,6$  συντελεστής διανομής φορτίου, από Πίν. 3
- ~  $K_B = 1$  συντελεστής πάχους στεφάνης, από Σχ. 3
- ~  $S_{at} = 330$  MPa η αντοχή σε κάμψη και  $H_B = 300$  και ποιότητα A, η τυπική ελάχιστη επιφανειακή σκληρότητα, από Πίν. 4 και Σχ. 4
- ~  $K_L = 1$  ο συντελεστής διάρκειας ζωής, από Σχ. 5
- ~  $S_F = 1,5$  συντελεστής ασφαλείας, δίνεται
- ~  $K_T = 1$  συντελεστής θερμοκρασίας για  $T \leq 1$ , δίνεται
- ~  $K_R = 1$  συντελεστής αξιοπιστίας από Πίν. 5

$$\sigma_{t1} = \frac{712,4 \text{ N}}{2,25 \text{ mm} \cdot 40 \text{ mm} \cdot 0,46} \cdot 1,25 \cdot 1,08 \cdot 1 \cdot 1,6 \cdot 1 \leq S_{t\epsilon\pi 1}$$

$$= \frac{330 \text{ MPa} \cdot 1}{1,5 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{t1} = 37,2 \text{ MPa} \leq S_{t\epsilon\pi 1} = 220 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t2} = \frac{712,4 \text{ N}}{2,25 \text{ mm} \cdot 40 \text{ mm} \cdot 0,52} \cdot 1,25 \cdot 1,08 \cdot 1 \cdot 1,6 \cdot 1 \leq S_{t\epsilon\pi 1}$$

$$= \frac{330 \text{ MPa} \cdot 1}{1,5 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{t2} = 33 \text{ MPa} \leq S_{t\epsilon\pi 2} = 220 \text{ MPa} \quad (5.41)$$

Και στις δύο περιπτώσεις οι οδοντωτοί τροχοί έχουν αντοχή σε κάμψη.  
**ANTEXEI.**

- Έλεγχος αντοχής σε πίεση επιφανείας

Η επιφανειακή πίεση  $\sigma_c$  σε MPa κατά AGMA δίνεται από την σχέση:

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_0 \cdot I} \cdot K_0 \cdot K_u \cdot K_s \cdot K_m \cdot C_F} \leq S_{cεπ}$$

$$= \frac{S_{ac} \cdot Z_n \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} \quad (5.42)$$

- ~  $F_t = 712,4$  N η μεταφερόμενη φαινομενικά δύναμη
- ~  $C_p = 192$  συντελεστής ελαστικότητας από Πίν. 6
- ~  $b = 40$  mm το πλάτος του οδόντα
- ~  $d_{01} = 68$  mm η αρχική διάμετρος του πινίου
- ~  $I_1 = 0,132$  και  $I_2 = 0,138$  γεωμετρικός συντελεστής αντίστασης σε επιφανειακή φορά, από Σχ. 6
- ~  $K_0 = 1,25$  συντελεστής υπερφόρτισης από Πίν. 1
- ~  $K_u = 1,08$  δυναμικός συντελεστής εξαρτώμενος από την γωνιακή ταχύτητα του τροχού, από Σχ. 2
- ~  $K_s = 1$  συντελεστής μεγέθους, από Πίν. 2
- ~  $K_m = 1,6$  συντελεστής διανομής φορτίου, από Πίν. 3
- ~  $C_F = 1$  συντελεστής επιφανειακών συνθηκών, δίνεται
- ~  $S_{ac} = 979$  MPa η επιτρεπόμενη πίεση επαφής και  $H_B = 300$  η τυπική ελάχιστη επιφανειακή σκληρότητα, από Πίν. 7 και Σχ. 7
- ~  $Z_N = 1$  ο συντελεστής διάρκειας ζωής, από Σχ. 8
- ~  $C_H = 1$  συντελεστής λόγου σκληρότητας για αντίσταση σε φθορά, από Σχ. 9
- ~  $S_H = 1,5$  συντελεστής ασφαλείας σε επιφανειακή φθορά, δίνεται
- ~  $K_T = 1$  συντελεστής θερμοκρασίας για  $T \leq 1$ , δίνεται
- ~  $K_R = 1$  συντελεστής αξιοπιστίας από Πίν. 5

Το συντελεστή ελαστικότητας τον υπολογίζουμε από τον παρακάτω τύπο και σε σχέση με τον πίνακα.

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left[ \frac{(1 - \nu_p^2)}{E_p} + \frac{(1 - \nu_g^2)}{E_g} \right]}} \quad (5.43)$$

Και στις δύο περιπτώσεις οι οδοντωτοί τροχοί έχουν αντοχή σε πίεση επιφανείας. ANTEXEI.

## 5.5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΑΞΟΝΩΝ

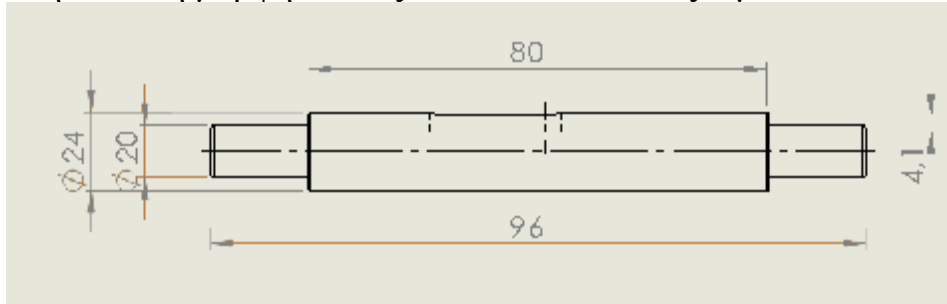
Οι άτρακτοι είναι φτιαγμένοι από χάλυβα St60. Το μήκος των αξόνων είναι 96 mm. Η επιτρεπόμενη τάση κάμψης  $\sigma_{\text{βεπ}} = 63 \text{ (N/mm}^2\text{)}$  και η επιτρεπόμενη τάση στρέψης  $\tau_{\text{τεπ}} = 32 \text{ (N/mm}^2\text{)}$  τις βρίσκουμε από τον Πίν. 5.9.

**Πίνακας 5.9:** Επιτρεπόμενες τάσεις για κατά προσέγγιση υπολογισμούς και τιμές αντοχής σε  $\text{N/mm}^2$  για άξονες και ατράκτους. Ιωάννης Κ. Στεργίου, 2003

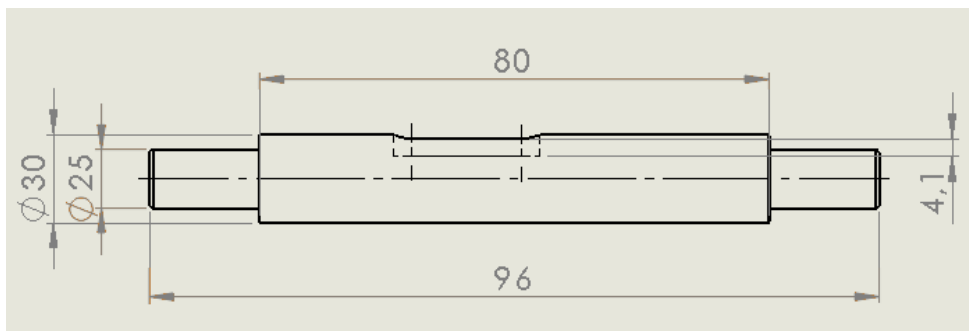
Είδος Χάλυβα	Τύπος Χάλυβα	$\sigma_{\text{τεπ}}$	$\sigma_{\text{βεπ}}$	$R_m$	$R_e$
Χάλυβες <sup>1)</sup> κατασκευών DIN 17100	S235JR G2 (St 37-2)	18	37	340	215
	S275JR (St 44-2)	22	45	410	255
	E295 (St 50-2)	26	52	470	275
	E335 (St 60-2)	32	63	570	315
Βελτιωμένοι χάλυβες <sup>2)</sup> DIN 17200	C35E (Ck 35)	27	53	480	270
	C45E (Ck 45)	32	64	580	305
	25CrMo4	39	77	700	450
	34CrMo4	44	88	800	550
	42CrMo4	50	100	900	650
	50CrMo4	50	100	900	700
34CrNiMo6	55	110	1000	800	
Χάλυβες <sup>3)</sup> επιφανειακής βελτίης DIN 17210	16MnCr5	36	72	650	450
	20MnCr5	44	88	800	550
	15CrNi6	44	88	800	550

Για τους τρεις άξονες υπολογίστηκαν οι προσωρινοί διάμετροι στις σελίδες 26 – 29. Για τον πρώτο άξονα βρήκαμε ότι το  $d_1=15 \text{ mm}$ , το  $d_2=21,5$

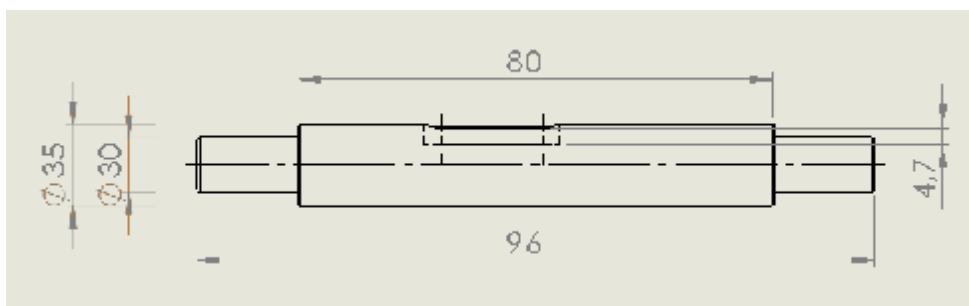
mm και το  $d_3=27$  mm. Όμως πρέπει να κάνουμε προσαυξήσεις για να έχουμε μεγαλύτερη ασφάλεια. Σύμφωνα με το κεφάλαιο 5.9 όλοι οι άξονες χρειαστήκαν σφήνα. Έτσι για τον 1<sup>ο</sup> άξονα το  $d_1=24$  mm για τον 2<sup>ο</sup> το  $d_2=30$  mm και για τον 3<sup>ο</sup> το  $d_3=35$  mm. Με  $d_{1A}$ ,  $d_{2A}$ ,  $d_{3A}$  συμβολίζουμε τις διαμέτρους που θα τοποθετηθούν τα ρουλεμάν για τους τρεις άξονες. Προκύπτει μετά τις αυξήσεις:  $d_{1A}=20$ mm,  $d_{2A}=25$ mm,  $d_{3A}=30$ mm. Από τα σχήματα 5.9, 5.10, 5.11 βλέπουμε την τελική μορφή των αξόνων που θα επιλέξουμε.



**Σχήμα 5.9:** Τελικές διαστάσεις πρώτου άξονα



**Σχήμα 5.10:** Τελικές διαστάσεις δεύτερου άξονα



**Σχήμα 5.11:** Τελικές διαστάσεις τρίτου άξονα

## 5.6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΕΩΣ

Σύμφωνα με το Σχ. 5.10 οι δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα είναι μόνο ακτινικές, δηλαδή δεν υπάρχουν αξονικές δυνάμεις. Οι ακτινικές δυνάμεις σε κάθε έδρανο είναι ίσες με τις αντίστοιχες αντιδράσεις στις στηρίξεις του άξονα που υπολογίσαμε.

Σε κάθε άξονα θα τοποθετήσουμε ίδια ρουλεμάν, γι' αυτό θα υπολογίσουμε τα ρουλεμάν με την μεγαλύτερη δύναμη που ασκείται στα άκρα του άξονα (αντίδραση στήριξης). Από τους προηγούμενους υπολογισμούς προκύπτει ότι στον 1<sup>ο</sup> άξονα η μεγαλύτερη δύναμη είναι η  $P_1$  στην θέση Α. Για τον 2<sup>ο</sup> άξονα η μεγαλύτερη δύναμη είναι η αντίδραση στην θέση Δ που προκύπτει από την σύνθεση των δυνάμεων  $T_{2y}$  και  $T_{2z}$ , ενώ για τον 3<sup>ο</sup> άξονα είναι η  $R_2$  στην θέση Δ. Κατόπιν αυτών έχουμε:

### 1<sup>ο</sup> άξονας

$$d_{1A} = 20 \text{ mm}$$

$$F_r = P_1 = 45,9 \text{ kp}$$

### 2<sup>ο</sup> άξονας

$$d_{2A} = 25 \text{ mm}$$

$$F_r = \sqrt{T_{2y}^2 + T_{2z}^2} = \sqrt{(-38,2)^2 + 163,8^2} = 168,2 \text{ kp}$$

### 3<sup>ο</sup> άξονας

$$d_{3A} = 30 \text{ mm}$$

$$F_r = R_2 = 142,9 \text{ kp}$$

Αρχικά πρέπει να υπολογίσουμε τη διάρκεια ζωής των εδράνων σε ώρες. Για έναν μειωτήρα η διάρκεια ζωής κυμαίνεται  $L_h =$  από 8000 μέχρι 15000 ώρες. Διαλέγουμε μια μέση τιμή  $L_h = 10000$ . Έπειτα βρίσκουμε τον συντελεστή ταχύτητας  $f_h$  από την Εξ. 5.49, όπου  $n$  οι στροφές του άξονα και  $p=3$  για σφαιρικά έδρανα. Στην συνέχεια υπολογίζουμε τον συντελεστή διάρκειας ζωής  $f_L$  από την Εξ. 5.50 και τέλος το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο  $C$  από την Εξ. 5.51, όπου  $F_r$  το ακτινικό φορτίο και  $f_t = 1$  είναι συντελεστής θερμοκρασίας. Τέλος επιλέγουμε την σειρά των ρουλεμάν που θα χρησιμοποιήσουμε σε κάθε άξονα από τον Πίν. 5.10.

### 1<sup>ο</sup> άξονας

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (5.49)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{1450}} = 0,28$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_{10h}}{500}} \quad (5.50)$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{10000}{500}} = 2,71$$

$$C = F_r \cdot \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.51)$$

$$C = 45,9 \cdot \frac{2,71}{0,28 \cdot 1} = 45,9 \cdot 9,68 = 444,3 \text{ kp}$$

$$C = 4359 \text{ N}$$

Άρα από τον Πίν. 5.10 για  $d_{1A}=20 \text{ mm}$  διαλέγω έδρανα κυλίσεως της σειράς **6004**.

2<sup>ος</sup> άξονας

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{483,3}} = 0,41$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{10000}{500}} = 2,71$$

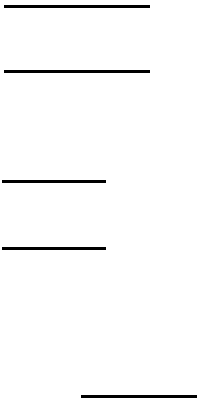
$$C = 168,2 \cdot \frac{2,71}{0,41 \cdot 1} = 168,2 \cdot 6,6 = 1110,1 \text{ kp}$$

$$C = 10890 \text{ N}$$



Άρα από τον Πίν. 5.10 για  $d_{2A}=25$  mm διαλέγω έδρανα κυλίσεως της σειράς **6205**.

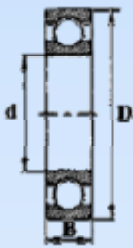
3<sup>ος</sup> άξονας



Άρα από τον Πίν. 5.10 για  $d_{3A}=30$  mm διαλέγω έδρανα κυλίσεως της σειράς **6006**.

**Πίνακας 5.10:** Τριβείς σφαιρικοί με βαθύ αύλακα (DIN 625). Διαστάσεις και φορτία

Πηγή: Ιωάννης Κ. Στεργίου, 2003



Νομολογικός αριθμός τριβής	ε mm	Σειρά 109				Σειρά 60				Σειρά 42				Σειρά 93				Σειρά 64				
		D mm	B mm	C mm	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C mm	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C mm	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C mm	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C mm	C <sub>0</sub> kN	
60	10					26	8	4,55	1,90	30	9	6	2,6	35	11	8,15	3,45					
61	12					28	8	5,1	2,36	32	10	6,95	3,1	37	12	9,65	4,15					
62	15	32	8	5,68	2,85	32	9	5,6	2,85	35	11	7,8	3,25	42	13	11,4	5,4					
63	17	35	8	6,08	3,25	35	10	6	3,25	40	12	9,5	4,25	47	14	13,4	6,55	62	17	23,6	11	
64	20	42	8	6,95	4,05	42	12	9,3	5	47	14	12,7	6,25	52	15	17,3	8,5	72	19	36,5	15	
65	25	47	8	7,28	4,65	47	12	10	5,85	52	15	14,3	8	62	17	22,4	11,4	80	21	36	19,3	
66	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	
67	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	
68	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	
69	45	75	10	15,6	12,2	75	16	20	14,3	85	19	32,5	20,4	100	25	58	32	120	29	76,5	45	
70	50	80	10	16,0	13,2	80	16	20,8	15,6	90	20	36,5	28	110	27	62	38	130	31	86,5	52	
71	55	90	11	19,3	16,3	90	18	25,3	21,2	100	21	43	29	120	29	76,5	47,5	140	33	100	62	
72	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	
73	65	100	11	21,1	19,6	100	18	30,5	25	120	23	60	41,5	140	33	95	60	160	37	118	78	
74	70	110	13	28,0	25,0	110	20	38	31,5	125	24	62	44	150	35	104	68	180	42	143	104	
75	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	
76	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	
77	85	130	14	34,0	33,5	130	22	50	43	150	28	83	64	180	41	125	88	210	52	173	137	
78	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	

## 5.7. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΩΝ ΓΙΑ ΜΕΙΩΤΗΡΑ 5 HP

Ένας οδοντωτός τροχός μπορεί να γίνει ολόσωμος με τον άξονα του εάν η αρχική του διάμετρος δεν ξεπερνά το όριο που δίνει η Σχ. 5.52. Εάν η διάμετρος του οδοντωτού τροχού είναι μεγαλύτερη, τότε πρέπει να τοποθετηθεί σφήνας για την στερέωση πάνω στον άξονα.

$$d_0 \leq 1,8 \cdot d_{ash} + 2,5 \cdot m \quad (5.52)$$

Για τον 1<sup>ο</sup> άξονα:  $d_1=24 \text{ mm}$

$$d_{01} \leq 1,8 \cdot d_1 + 2,5 \cdot m$$

$$68 \text{ mm} \leq 1,8 \cdot 24 \text{ mm} + 2,5 \cdot 2,25$$

$$68 \text{ mm} \leq 48,8 \text{ mm} \text{ Δεν ισχύει}$$

Επομένως θα τοποθετηθεί σφήνας, ο οποίος επιλέγεται τυποποιημένος από τον Πίν. 5.11 με βάση την διάμετρο του άξονα. Για  $d_1=24 \text{ mm}$  επιλέγω σφήνα **8x7**, αφού η διάμετρος κυμαίνεται από 22 έως 30 mm.

Για τον 2<sup>ο</sup> άξονα:  $d_2=30 \text{ mm}$

$$d_{02} \leq 1,8 \cdot d_2 + 2,5 \cdot m$$

$$202,5 \text{ mm} \leq 1,8 \cdot 30 \text{ mm} + 2,5 \cdot 2,25$$

$$202,5 \text{ mm} \leq 59,6 \text{ mm} \text{ Δεν ισχύει}$$

Επομένως θα τοποθετηθεί σφήνας, ο οποίος επιλέγεται τυποποιημένος από τον Πίν. 5.11 με βάση την διάμετρο του άξονα. Για  $d_2=30 \text{ mm}$  επιλέγω σφήνα **8x7**, αφού η διάμετρος κυμαίνεται από 22 έως 30 mm.

Για τον 3<sup>ο</sup> άξονα:  $d_3=35 \text{ mm}$

$$d_{02} \leq 1,8 \cdot d_3 + 2,5 \cdot m$$

$$202,5 \text{ mm} \leq 1,8 \cdot 35 \text{ mm} + 2,5 \cdot 2,25$$

$$202,5 \text{ mm} \leq 68,6 \text{ mm} \text{ Δεν ισχύει}$$

Επομένως θα τοποθετηθεί σφήνας, ο οποίος επιλέγεται τυποποιημένος από τον Πίν. 5.11 με βάση την διάμετρο του άξονα. Για  $d_3=35$  mm επιλέγω σφήνα **10x8**, αφού η διάμετρος κυμαίνεται από 30 έως 38 mm.

Για την **κατασκευή** χρησιμοποιήθηκε σφήνας 5x5 mm με  $d_{ash}=12$ mm σύμφωνα με τον πίνακα 5.12, αφού η διάμετρος κυμαίνεται από 12 έως 17 mm, για τον οδοντωτό τροχό με τον σφηνόδρομο.

**Πίνακας 5.11** Διαστάσεις και βάθος σφηνόδρομων για οδηγούς σφήνας

Πηγή: Δρ. Μαλιαρης Γ.

Διάφ. άξονας		Διατομή σφηνός πλάτος γράμκ	Βάθος ούλωνος άξονος		Βάθος ούλωνος DIN 6885		πλάτος $d+t_2$			
δ <sub>αξ</sub>	ζ <sub>αξ</sub>		t <sub>1</sub>	έπιπρ. ούλωνος	mm	έπιπρ. ούλωνος	mm	έπιπρ. ούλωνος	mm	έπιπρ. ούλωνος
6	8	2x 2	1,1	+0,1	d+ 1	+0,1	d+ 0,6	+0,1	—	—
8	10	3x 3	1,7	+0,1	d+ 1,4	+0,1	d+ 1	+0,1	—	—
10	12	4x 4	2,4	+0,1	d+ 1,7	+0,1	d+ 1,3	+0,1	d+ 1,3	+0,1
12	17	5x 5	2,9	+0,1	d+ 2,2	+0,1	d+ 1,8	+0,1	d+ 1,8	+0,1
17	22	6x 6	3,5	+0,2	d+ 2,6	+0,1	d+ 2,1	+0,1	d+ 2,1	+0,1
22	30	8x 7	4,1	+0,2	d+ 3,0	+0,1	d+ 2,4	+0,1	d+ 2,4	+0,1
30	38	10x 8	4,7	+0,2	d+ 3,4	+0,2	d+ 2,8	+0,1	d+ 2,8	+0,1
38	44	12x 8	4,9	+0,2	d+ 3,2	+0,2	d+ 2,6	+0,1	d+ 2,6	+0,1
44	50	14x 9	5,5	+0,2	d+ 3,6	+0,2	d+ 2,9	+0,1	d+ 2,9	+0,1

## 6. ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΜΕΙΩΤΗΡΑ ΣΤΡΟΦΩΝ

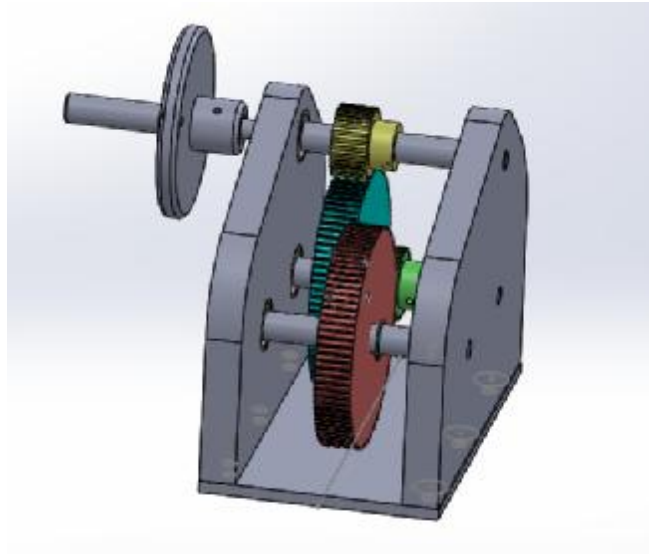
Σκοπός της κατασκευής είναι η προσομοίωση ενός μειωτήρα στροφών. Ο μειωτήρας που κατασκευάστηκε ΔΕΝ είναι 5 HP όπως αναφέρει και ο τίτλος της εκπόνησης πτυχιακής άσκησης. Αυτό δεν έγινε για οικονομικούς λόγους. Ο μειωτήρας που κατασκευάστηκε είναι διβάθμιος και η κίνηση δίνεται με μία μανιβέλα καθαρά για οπτικούς λόγους στην παρουσίαση της.

Η διάταξη φτιάχτηκε στο Μηχανουργείο Υποστήριξης Ερευνητικών Δραστηριοτήτων του Πανεπιστημίου Πατρών. Ο λόγος που αποφασίστηκε ήταν ότι σ' αυτό το χώρο πραγματοποίησα την Πρακτική μου Άσκηση. Το συγκεκριμένο μηχανουργείο διαθέτει σύγχρονο εξοπλισμό, στον οποίο έχω εκπαιδευτεί. Φυσικά είχα και την απαραίτητη βοήθεια σε ότι χρειαζόμουν.

Η διάταξη του μειωτήρα λόγω ότι δεν προορίζεται για χρήση με κινητήρα έχει στους άξονες πολύ μικρές αποκλίσεις, χωρίς όμως να αποκλείουν την λειτουργία του μειωτήρα με λιγότερες στροφές εισόδου.

Η σχέση μετάδοσης είναι  $i=9$ . Η λειτουργία του μειωτήρα είναι να μειώνει τις στροφές εξόδου στο 1/9 των αρχικών στροφών. Η κατασκευή προοριζόταν να είναι με plexy -glass. Εξαιτίας όμως του υψηλού κόστους απορρίφθηκε σαν ιδέα.

## 6.1. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ



Σχήμα 6.1: Η κατασκευή σε 3d

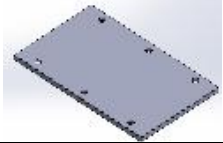
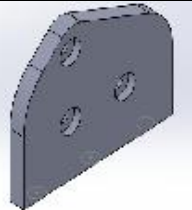

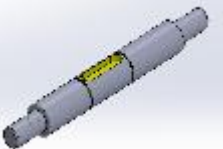
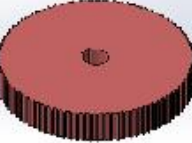
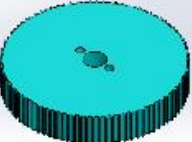
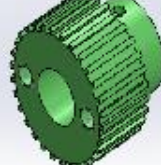
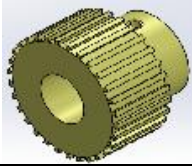
Η κατασκευή όπως παρατηρούμε στο Σχ. 6.1, αποτελείται από μία βάση η οποία στηρίζει τις δύο πλαϊνές βάσεις με μη μόνιμες συνδέσεις. Οι πλαϊνές βάσεις συγκρατούν τους άξονες και τα έδρανα κύλισης. Η κίνηση όπως προείπα δίνεται από μια μανιβέλα στο κίτρινο γρανάζι. Αυτό στηρίζεται στον άξονα εισόδου με μία βίδα πίεσεως. Με τη σειρά του δίνει κίνηση στο γαλάζιο γρανάζι το οποίο είναι συνδεδεμένο με το πράσινο με δύο κοχλίες στην βάση του. Στον άξονα στηρίζεται με μια βίδα πίεσεως στον αφαλό του. Η τελική κίνηση δίνεται από τον πράσινο στον κόκκινο οδοντωτό τροχό. Το κόκκινο γρανάζι στηρίζεται στον άξονα με οδηγό σφήνας και για μεγαλύτερη ασφάλεια με δύο ασφάλειες άξονα.

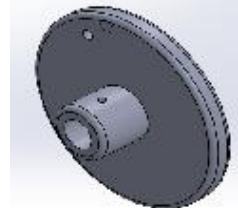

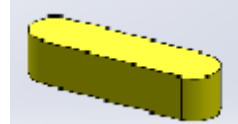

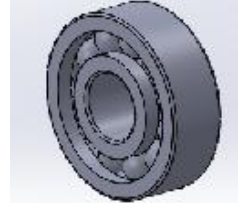
Η σχέση μετάδοσης μεταξύ κίτρινου και γαλάζιου οδοντωτού τροχού είναι  $i=3$ . Το ίδιο ισχύει και στη συνεργασία του πράσινου με τον κόκκινο οδοντωτό τροχό. Στη συνολική μετάδοση τώρα εάν περιστρέψουμε 9 φορές προς μια κατεύθυνση την μανιβέλα ο κόκκινος οδοντωτός τροχός θα πραγματοποιήσει μια ολόκληρη περιστροφή.

## 6.2. ΥΛΙΚΑ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ

Τα υλικά της κατασκευής δεν είχαν ιδιαίτερα υψηλό κόστος. Οι οδοντωτοί τροχοί αγοράστηκαν από μια βιομηχανία στην Αθήνα που πουλάει μηχανολογικά εξαρτήματα οικονομικά αφού προέρχονται από CNC κατεργασία. Οι βάσεις είναι από αλουμίνιο για ευκολότερη επεξεργασία. Στη συνέχεια παραθέτω τον πίνακα 6.1 που εξηγείται από τι υλικό προέρχονται τα κομμάτια του μειωτήρα.

**Πίνακας 6.1:** Εξαρτήματα κατασκευής

α/α	Εξάρτημα	Υλικό	Ποσότητα	Μέγιστες Διαστάσεις
1		Αλουμίνιο	1	Πάχος: 5mm Μήκος: 164mm Πλάτος: 100mm
2		Αλουμίνιο	1	Πάχος: 15mm Μήκος: 164mm Πλάτος: 131,89mm
3		Αλουμίνιο	1	Πάχος: 15mm Μήκος: 164mm Πλάτος: 131,89mm
4		Ανοξείδωτος Χάλυβας	1	Μήκος: 100mm Διάμετρος: 12mm
5		Ανοξείδωτος Χάλυβας	1	Μήκος: 130mm Διάμετρος: 12mm
6		Ανοξείδωτος Χάλυβας	1	Μήκος: 100mm Διάμετρος: 12mm
7		Ανθρακούχος Χάλυβας C 40	1	Πάχος: 15mm Διάμετρος: 92mm
8		Ανθρακούχος Χάλυβας C 40	1	Πάχος: 15mm Διάμετρος: 92mm
9		Ανθρακούχος Χάλυβας C 42	1	Πάχος: 25mm Πάχος Πλήμνης: 10mm Διάμετρος: 32mm
10		Ανθρακούχος Χάλυβας C 42	1	Πάχος: 15mm Πάχος Πλήμνης: 10mm Διάμετρος: 32mm

11		Αλουμίνιο	1	Πάχος: 8mm Πάχος Πλήμνης: 20mm Διάμετρος: 79mm
12		Αλουμίνιο	1	Μήκος: 40mm Διάμετρος: 12mm
13		Ορείχαλκος	1	Πάχος: 5mm Μήκος: 15mm Πλάτος: 5mm
14		Κοινός ανθρακούχος Χάλυβας St 40	2	Διάμετρος άξονα σύνδεσης: 12mm
15		Κοινός ανθρακούχος Χάλυβας St 40	6	SFK 608 ITALY C
16	Ακέφαλοι κοχλίες M3	Ανοξειδωτος Χάλυβας	3	Μήκος: 10mm
17	Κοχλίες φρεζάτοι M6	Ανοξειδωτος Χάλυβας	6	Μήκος: 40mm
18	Κοχλίες άλεν M5	Ανοξειδωτος Χάλυβας	1	Μήκος: 40mm

### 6.3.ΑΝΟΧΕΣ

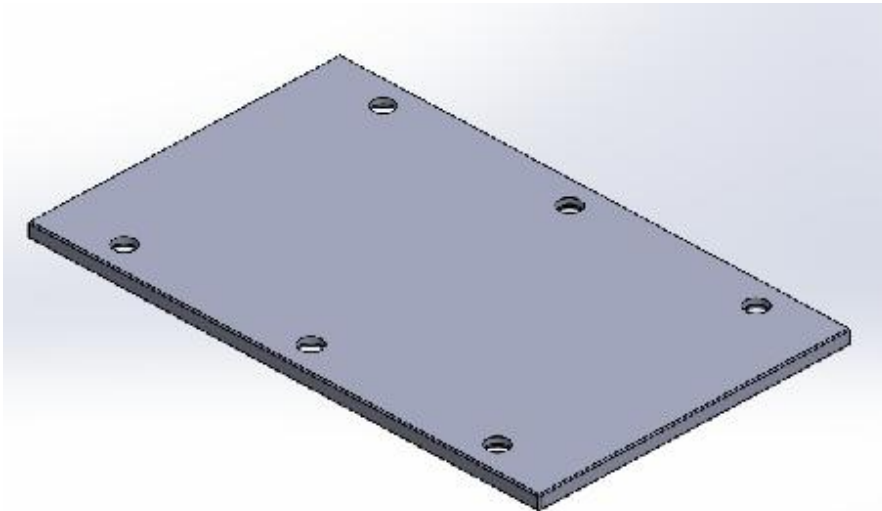
Οι ανοχές είναι οι επιτρεπτές αποκλίσεις στις διαστάσεις των εξαρτημάτων σε σχέση με τις διαστάσεις των κατασκευαστικών σχεδίων. Οι ανοχές δεν επηρεάζουν την λειτουργία της συσκευής. Οι ανοχές υπάρχουν γιατί δεν είναι δυνατόν κάθε φορά να αναπαράγουμε ακριβώς το ίδιο κομμάτι. Αλλάζουν από κομμάτι σε κομμάτι ανάλογα με την χρήση του. Όσο μεγαλύτερη ακρίβεια θέλουμε σ' ένα κομμάτι τόσο ανεβαίνει και το κόστος παραγωγής του.

Η κατασκευή έχει μικρές ανοχές στις βάσεις λόγω ότι η επεξεργασία τους έγινε σε CNC εργαλειομηχανή. Τα υπόλοιπα εξαρτήματα εξαιτίας της επεξεργασίας τους σε συμβατικές εργαλειομηχανές έχουν ανοχές της τάξεως του  $\pm 0,2 \%$ . Εξαιρούνται οι άξονες στους οποίους η ανοχή τους είναι ελάχιστα μεγαλύτερη λόγω κατασκευαστικού λάθους. Αυτό όμως δεν επηρεάζει καθόλου την λειτουργία του μειωτήρα.

## 6.4. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΩΝ

Η κατασκευή των εξαρτημάτων του μειωτήρα έγινε χρησιμοποιώντας διάφορες εργαλειομηχανές. Οι πλάκες κατασκευάστηκαν σε CNC φρέζα, η επεξεργασία των αξόνων σε συμβατικό τόρνο, η επεξεργασία του ενός οδοντωτού τροχού σε ηλεκτροδιάβρωση βυθίσεως. Τα κοψίματα σε κορδέλα κάθετη αλλά και οριζόντια. Επίσης χρησιμοποιήθηκαν διάφορα μηχανολογικά εργαλεία, όπως τροχός χειρός, λίμα, μυτοσίμπιδο, κολαούζο, κ.α.

### 6.4.1. Βάση



Σχήμα 6.2: Βάση Κατασκευής σε 3d

Η βάση της κατασκευής είναι από αλουμίνιο. Από μία λάμα αλουμινίου πλάτους 100 mm και πάχους 5 mm, κόπηκε σε οριζόντια κορδέλα συνεχούς ροής ένα κομμάτι με μήκος 167 mm. Αυτό το μήκος δεν είναι το τελικό. Κόπηκε λίγο μεγαλύτερο γιατί η τελική επιφάνεια του κομματιού πρέπει να είναι ίσια κομμένη. Η επιφάνεια που παίρνουμε από την κορδέλα είναι λίγο στραβή. Η επεξεργασία του έγινε σε CNC φρέζα τριών αξόνων, μάρκας HAAS μοντέλο TM1 προέλευσης ΗΠΑ. Έχει δυνατότητα κίνησης X-Y-Z με ακρίβεια 1μm. Η φρέζα φαίνεται στο Σχ. 6.3.



**Σχήμα 6.3:** Φρέζα CNC

Μετά το κόψιμο λειάνθηκε η επιφάνεια κοπής με ένα τροχό χειρός καθώς αφαιρέθηκαν τα γρέζια.

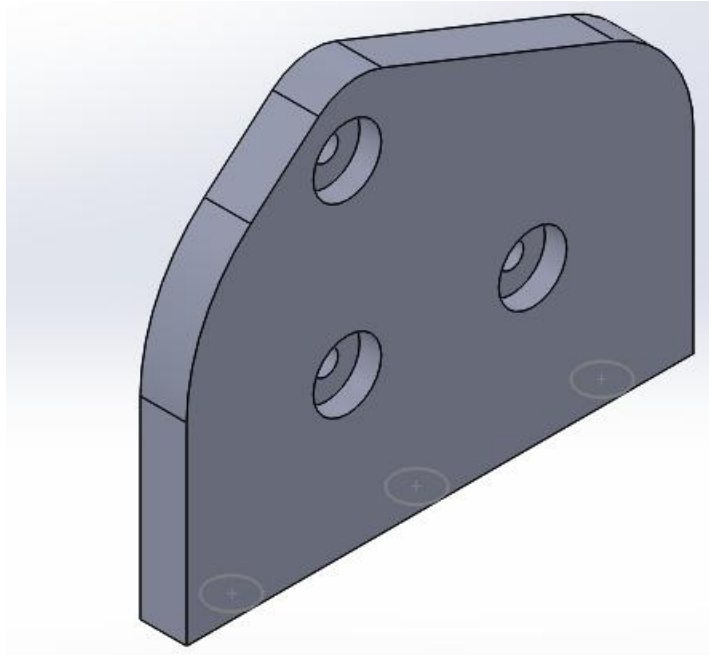
Τοποθετήθηκε το κομμάτι στην τράπεζα της φρέζας έτσι ώστε να πατάει το μεγαλύτερο μέρος της επιφάνειας για να έχουμε λιγότερους κραδασμούς. Με ένα κονδύλι  $\Phi 12\text{mm}$  από καρβίδιο «καθάρισε» η μία πλευρά με χειροκίνητη λειτουργία, παίρνοντας ένα πάσο  $0,5\text{ mm}$  αρχικά και για φινίρισμα ένα δεύτερο  $0,1\text{ mm}$ . Ύστερα γυρίσαμε το κομμάτι από την άλλη πλευρά και τοποθετήθηκε ένα μετρητικό όργανο διαστασιολόγησης για να δούμε πόσο έπρεπε να μειωθεί η διάσταση του κομματιού. Ξέροντας το  $0$  τοποθετήθηκε πάλι το ίδιο κονδύλι δίνοντας στη βάση τις τελικές διαστάσεις.

Το επόμενο βήμα ήταν να γίνει η διάτρηση των οπών. Τοποθετήθηκε ένας κεντραδόρος και σύμφωνα με τις διαστάσεις του κατασκευαστικού σχεδίου έγιναν τα κέντρα των οπών. Μετά τοποθετήθηκε ένα τρυπάνι  $\Phi 5,5\text{ mm}$  και έγιναν οι 6 οπές στη χειροκίνητη λειτουργία. Με ένα κολαούζο M6 έγιναν τα σπειρώματα των οπών. Χρησιμοποιήθηκαν τρία κολαούζα, αυτό το κάναμε γιατί σταδιακά γίνεται το σπείρωμα. Το τελευταίο κολαούζο δίνει την τελική μορφή στο σπείρωμα.

Αφαιρέθηκε το κομμάτι και με ένα γρεζοσπάστη στο κολονάτο δράπανο αφαιρέθηκαν τα γρέζια στις οπές. Στη συνέχεια με τον τροχό χειρός έγινε το ίδιο για τις πλαϊνές επιφάνειες. Η τελική μορφή της βάσης φαίνεται στο σχήμα 6.2.

#### **6.4.2. Πλαϊνή Πλάκα 1**





Σχήμα 6.4: Πλαϊνή βάση 1 σε 3d

Η πλαϊνή βάση προέρχεται από μια πλάκα αλουμινίου 15 mm. Σε κάθετη κορδέλα κόπηκε ένα κομμάτι διαστάσεων 135x167 mm. Αφαιρέθηκαν τα γρέζια με τον τροχό χειρός και τοποθετήθηκε το κομμάτι στην CNC φρέζα. Το επόμενο στάδιο ήταν να γίνει το ξεχόνδρισμα. Τοποθετήθηκε το κομμάτι κάθετα, και σαν κοπτικό εργαλείο χρησιμοποιήθηκε μία φρέζα σαραντάρα (εξωτερική διάμετρος κοπής). Με πρόωση 150mm/min καθάρισε η πλευρά και στην συνέχεια τοποθετήθηκε η πλάκα οριζόντια. Βάζοντας για κοπτικό εργαλείο ένα κονδύλι Φ12mm από καρβίδιο καθαρίστηκε και η άλλη πλευρά. Με αυτόν τον τρόπο επιτεύχθηκε γώνιασμα και παραλληλότητα με τις απέναντι πλευρές.

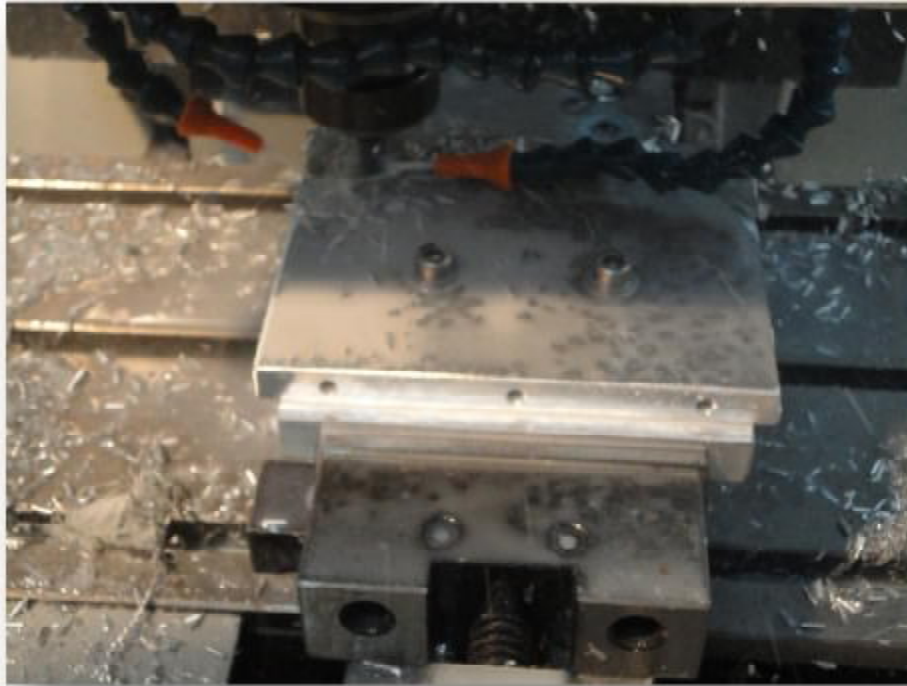
Για να δοθούν οι τελικές διαστάσεις στο κομμάτι το τοποθετήσαμε κάθετα. Με το μετρητικό όργανο βρέθηκαν οι συντεταγμένες του κομματιού. Βάζοντας την σαραντάρα φρέζα πάλι δόθηκε η τελική διάσταση 164 mm. Τοποθετήθηκε το κομμάτι οριζόντια και αφού βρέθηκαν πρώτα οι συντεταγμένες με το μετρητικό όργανο δόθηκε με το κονδύλι η διάσταση 133 mm. Η διάσταση είναι λίγο μεγαλύτερη για να επιτευχθεί το «ράδιο» στην πάνω πλευρά.

Επόμενο βήμα είναι η κατασκευή των οπών στο κάτω μέρος της πλάκας ώστε να «δένει» με την βάση. Τοποθετήθηκε η πλάκα κάθετα και με το μετρητικό όργανο βρέθηκαν οι διαστάσεις. Με έναν κεντραδόρο έγιναν τα κέντρα των οπών. Με ένα τρυπάνι Φ 5,5 mm κάναμε 3 οπές σε βάθος 20 mm. Έπειτα με ένα κολαούζο μηχανής M6 έγιναν τα σπειρώματα στις οπές.

Για να δοθεί η τελική μορφή στο κομμάτι χρησιμοποιήθηκε μία πλάκα αλουμινίου σαν ιδιοσυσκευή. Για να δεθεί το κομμάτι έγιναν στην πλάκα δύο τρύπες Φ8 mm. Πρώτα τοποθετήθηκε η πλάκα οριζόντια πάνω σε δύο πλάκες 10x100 mm και με το μετρητικό όργανο βρέθηκαν τα δύο κέντρα που θα

περνάνε οι άξονες. Με τον κεντραδόρο έγιναν τα κέντρα και στην συνέχεια, πρώτα με ένα τρυπάνι  $\Phi 7,5$  mm και τελικά με ένα  $\Phi 8$  mm κάναμε δύο οπές διάτρητες. Σ' αυτό το στάδιο χρησίμευσαν οι πλάκες που είχαν τοποθετηθεί για να μην «τραυματιστεί» η τράπεζα.

Έγιναν οι ίδιες οπές στην ιδιοσυσκευή με τον ίδιο τρόπο. Μετά με ένα κολαούζο μηχανής έγιναν σπειρώματα ώστε να δέσει η πλάκα πάνω της. Η πλάκα έδεσε όπως φαίνεται στο σχήμα 6.5 και με το μετρητικό όργανο βρέθηκαν οι τελικές διαστάσεις.

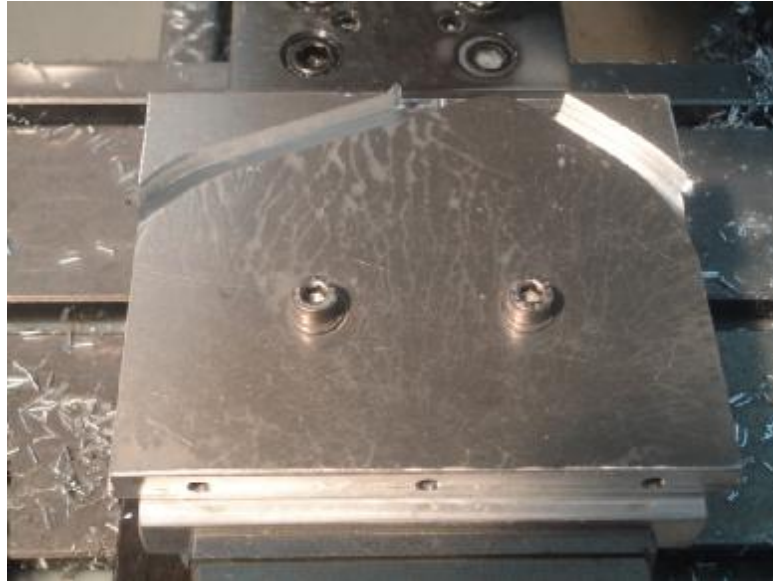


**Σχήμα 6.5:** Στάδιο κοπής πλάκας

Περάστηκε στην εργαλειομηχανή ο κώδικας με τις συντεταγμένες που φαίνεται παρακάτω στον πίνακα 6.2. Οι στροφές ορίστηκαν στις 2500 rpm και η πρόωση  $F= 350$  mm/min. Στο σχήμα 6.6 φαίνεται το κομμάτι λίγο πριν γίνει το τελικό φινίρισμα.

**Πίνακας 6.2:** Συντεταγμένες της πλαϊνής πλάκας

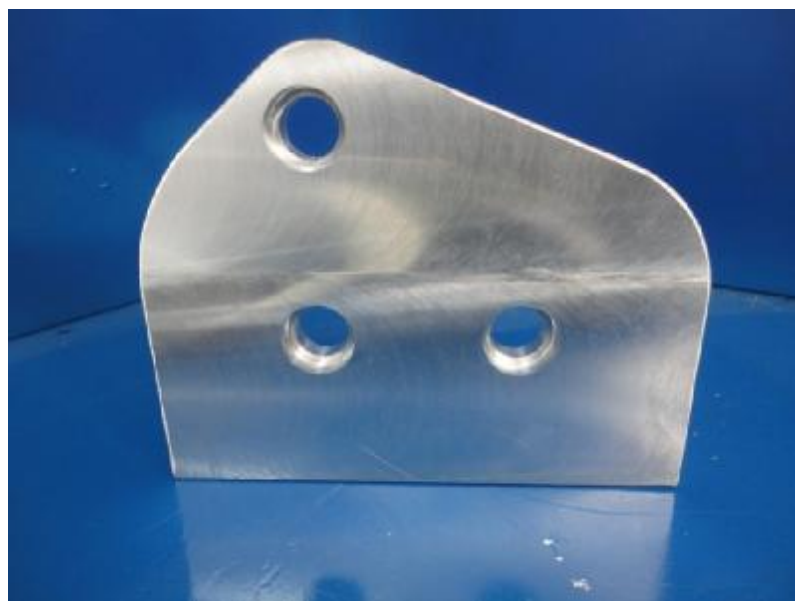
X 82	Y 63,58	--
X 61,26	Y 107,2	R 60
X 39,2	Y 127,02	--
X 18,7	Y 130,5	R 20
X 18,68	Y 130,45	--
X -56,91	Y 100,08	R 40
X -64,20	Y 97,24	--
X -82	Y 62,96	--



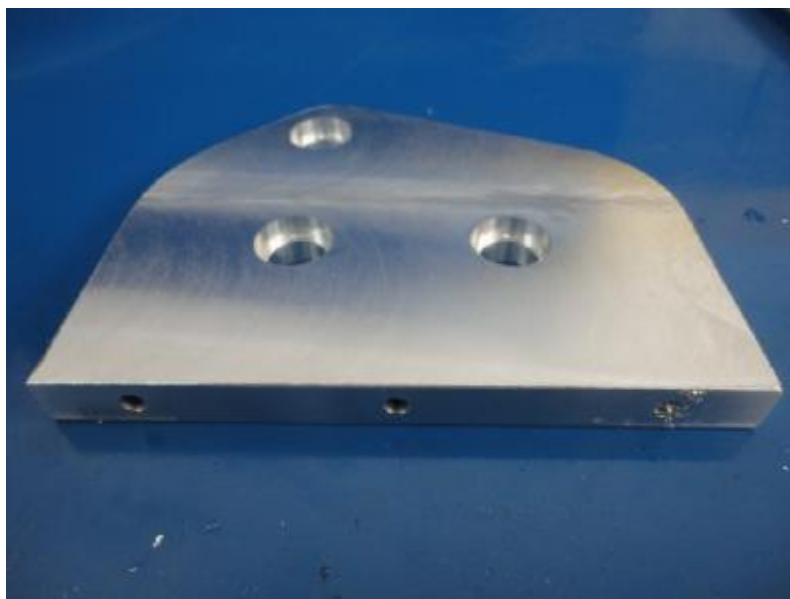
**Σχήμα 6.6:** Στάδιο Φινιρίσματος πλάκας

Στην συνέχεια έγινε η «πατούρα» για τα ρουλεμάν. Αρχικά δέσαμε την πλάκα οριζόντια πάνω σε δύο πλάκες 10x100 mm με τις πλαϊνές πλευρές να ακουμπάμε στην τράπεζα. Σε απόσταση 60,01 mm με έναν κεντραδόρο έγινε το κέντρο του τρίτου ρουλεμάν. Με ένα τρυπάνι  $\Phi 7,5$  mm και μετά με ένα  $\Phi 8$  mm για να επιτευχθεί λιγότερο τρέμουλο και μεγαλύτερη ακρίβεια έγινε η οπή. Τοποθετήθηκε ένα κονδύλι  $\Phi 12$  mm από καρβίδιο και με  $S=3000$ rpm,  $F= 500$ mm/min, μεγάλωσαν οι οπές σε  $\Phi 12$  mm σε βάθος 7 mm, όσο το πάχος του ρουλεμάν. Τα στάδια αύξησης των οπών ήταν  $\Phi 14$  mm,  $\Phi 20$  mm,  $\Phi 22$  mm.

Αφαιρέθηκαν από το κομμάτι με τροχό χειρός τα γρέζια και με γρεζοσπάστη στο δράπανο τα γρέζια των οπών. Η τελική μορφή του κομματιού φαίνεται στο σχήμα 6.7 και 6.8.

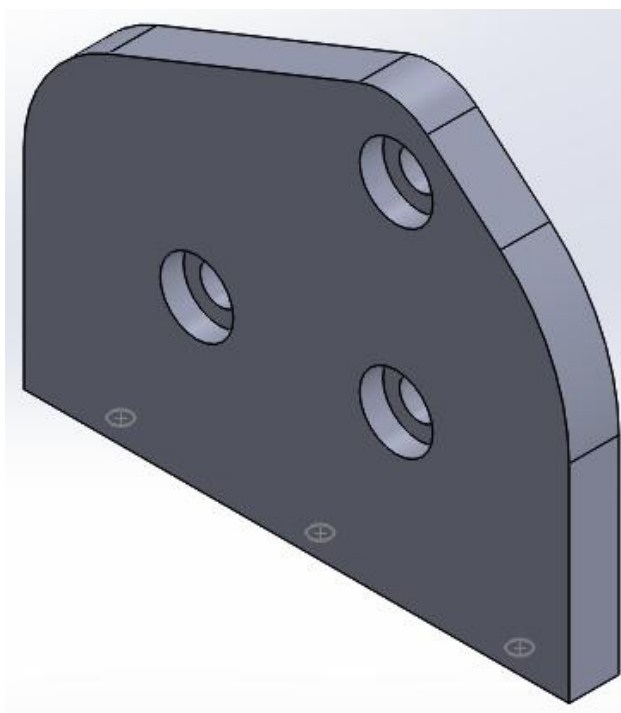


**Σχήμα 6.7:** Τελική μορφή πλάκας (πρόσοψη)



Σχήμα 6.8: Τελική μορφή πλάκας

#### 6.4.3. Πλαϊνή Πλάκα 2

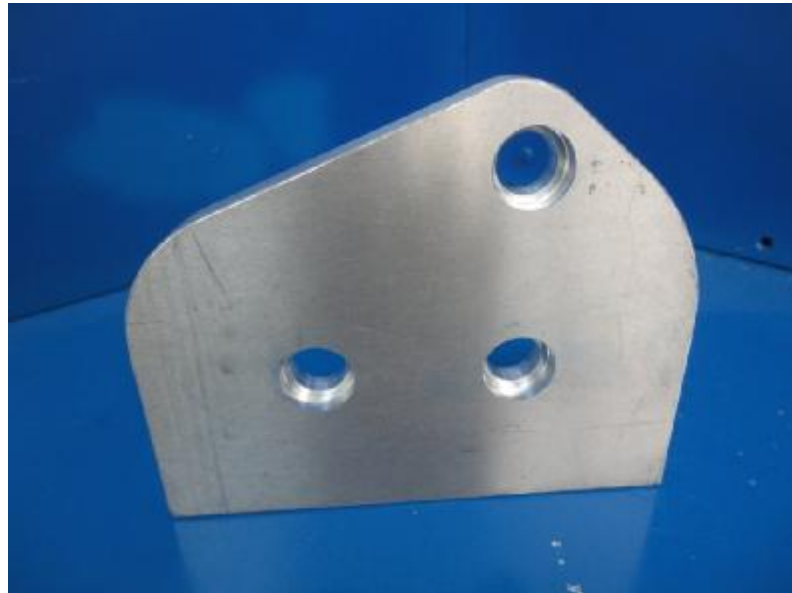


Σχήμα 6.9: Πλαϊνή Πλάκα 2 σε 3d

Η διαδικασία που ακολουθούμε είναι η ίδια με την διαφορά ότι αλλάζουμε την φορά των οπών για την τοποθέτηση των ρουλεμάν, Σχ. 6.9. Ένα πρόβλημα που αντιμετωπίσαμε είναι ότι το αρχικό υλικό της πλάκας ήταν

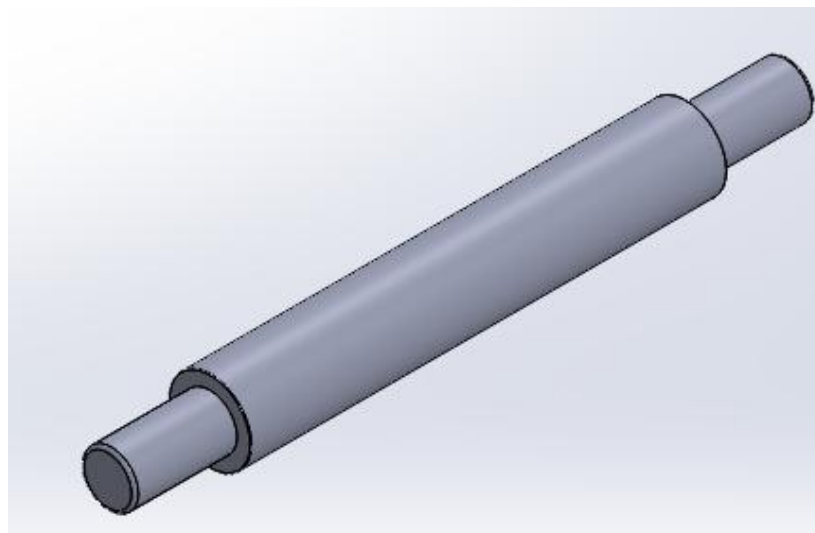
πάχους 16 mm. Για να μειωθεί το πάχος σε 15 mm ακλουθήσαμε την παρακάτω διαδικασία.

Όταν είχαμε φτάσει στο στάδιο να έχει «καθαριστεί» το κομμάτι, το τοποθετήσαμε οριζόντια και με μια φρέζα  $\Phi$  80 mm πήραμε μικρά πάσα στην επιφάνεια ωσότου φτάσει πάχος 15 mm. Η τελική μορφή φαίνεται στο σχήμα 6.10.



**Σχήμα 6.10:** Τελική μορφή πλαϊνής πλάκας 2 (πρόσοψη)

#### 6.4.4. Άξονας 1



**Σχήμα 6.11:** Άξονας 1 σε 3d

Ο πρώτος άξονας κατασκευάστηκε σε συμβατικό τόρνο μάρκας Tos Trenchil με μήκος 1,5 m με δυνατότητα επεξεργασίας 500 mm και οπτική ψηφιακή ανάγνωση θέσης 5  $\mu\text{m}$ . Ο τόρνος φαίνεται στο σχήμα 6.12.

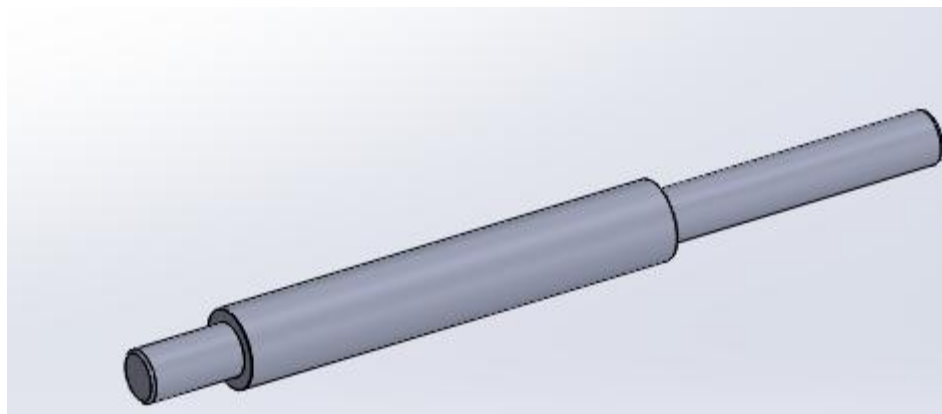


Σχήμα 6.12: Συμβατικός Τόρνος

Αρχικά κόπηκε ένα κομμάτι 103 mm από ανοξείδωτο χάλυβα διαμέτρου 12 mm στην οριζόντια κορδέλα. Μετά δέθηκε το κομμάτι στο τόρνο και πήραμε ένα «πρόσωπο». Μετρήθηκε το μήκος του με ένα παχύμετρο. Γυρίσαμε το κομμάτι από την άλλη πλευρά και μειώσαμε το μήκος του στα 100 mm. Στην συνέχεια κατεβάσαμε την διάμετρο του άξονα σε  $\Phi 8$  mm σε μήκος 15 mm. Η διαδικασία μείωσης της διαμέτρου του άξονα πήρε αρκετή ώρα επειδή χρειάζεται να μετράς συνέχεια την διάμετρο μέχρις ότου να εφαρμόζει τέλεια το ρουλεμάν στον άξονα. Με μία λίμα καθαρίστηκαν τα γρέζια.

Γυρίσαμε το κομμάτι από την άλλη πλευρά κάνοντας την ίδια διαδικασία. Η τελική του μορφή φαίνεται στο σχήμα 6.11.

#### 6.4.5. Άξονας 2



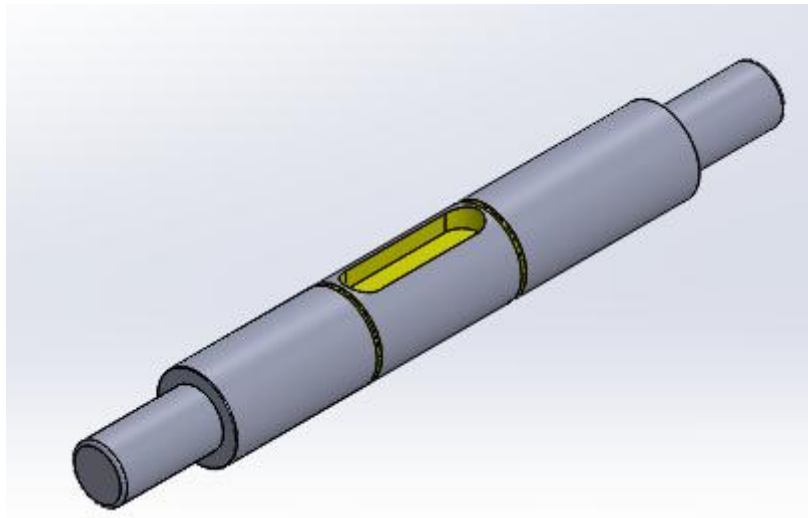
Σχήμα 6.13: Άξονας 2 σε 3d

Κόπηκε ένα κομμάτι 133 mm από ανοξείδωτο χάλυβα διαμέτρου 12 mm στην οριζόντια κορδέλα. Μετά δέσαμε το κομμάτι στο τόρνο και πήραμε ένα

«πρόσωπο». Μετρήθηκε το μήκος του με ένα παχύμετρο. Γυρίσαμε το κομμάτι από την άλλη πλευρά και μειώθηκε το μήκος του στα 130 mm. Στην συνέχεια κατεβάσαμε την διάμετρο του άξονα σε  $\Phi 8$  mm σε μήκος 15 mm. Με μία λίμα καθαρίστηκαν τα γρέζια.

Γυρίσαμε το κομμάτι από την άλλη πλευρά κατεβάζοντας την διάμετρο σε  $\Phi 8$  mm σε μήκος 45 mm. Η τελική του μορφή φαίνεται στο σχήμα 6.13.

#### 6.4.6. Άξονας 3



Σχήμα 6.14: Άξονας 3 σε 3d

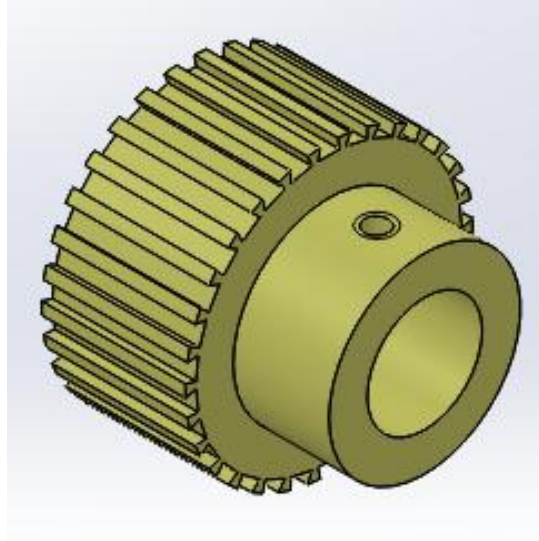
Η διαδικασία που ακλουθήσαμε για την κατασκευή του 3<sup>ου</sup> άξονα είναι η ίδια με τον πρώτο. Αυτό που αλλάζει είναι ότι έχει δύο πατούρες για ασφάλειες άξονα και ένα σφηνόδρομο ο οποίος έγινε στην CNC φρέζα.

Για τις πατούρες πραγματοποιήθηκε η ακόλουθη διαδικασία. Δέθηκε το κομμάτι στο τόρνο και τοποθετήθηκε για κοπτικό εργαλείο μία κόφτρα πάχους 0,7 mm. Σε μήκος 36,5 mm έγινε μία πατούρα βάθους 0,65 mm. Με μία λίμα καθαρίστηκαν τα γρέζια.

Γυρίσαμε το κομμάτι από την άλλη και σε μήκος 36,5 mm έγινε η ίδια διαδικασία.

Για να γίνει ο σφηνόδρομος τοποθετήθηκε το κομμάτι στην φρέζα και με μετρητικό όργανο ορίσαμε το 0. Έπειτα μ' έναν κεντραδόρο έγιναν δύο κέντρα σε απόσταση 40 mm από το ένα άκρο και 45 mm από το άλλο. Τοποθετήθηκε ένα τρυπάνι  $\Phi 5$  mm και έγιναν δύο οπές βάθους 3 mm. Ύστερα με ένα κονδύλι  $\Phi 5$  mm, αφαιρέθηκε το υλικό ανάμεσα στις δύο οπές. Με μία λίμα απομακρύνθηκαν τα γρέζια από τον σφηνόδρομο. Η τελική μορφή του άξονα φαίνεται στο σχήμα 6.14.

#### 6.4.7. Οδοντωτός τροχός 1

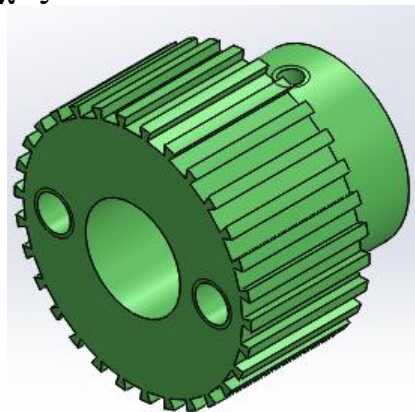


Σχήμα 6.15: Οδοντωτός τροχός 1 σε 3d

Ο 1<sup>ος</sup> οδοντωτός τροχός αρχικά είχε οπή  $\Phi 10$  mm. Για να μεγαλώσει, δέθηκε το γρανάζι από την πλευρά της πλήμνης στον τόρνο και πρώτα με ένα τρυπάνι  $\Phi 11.5$  mm και στη συνέχεια με ένα  $\Phi 12$  mm μεγάλωσε η οπή. Με ένα γρεζοσπάστη στο δράπανο αφαιρέθηκαν τα γρέζια.

Για να γίνει η οπή πάνω στην πλήμνη τοποθετήθηκε το γρανάζι στην CNC φρέζα και με το μετρητικό όργανο βρέθηκαν οι διαστάσεις του. Ακριβώς στις  $90^\circ$  με έναν κεντραδόρο έγινε το κέντρο της οπής. Στη συνέχεια με ένα τρυπάνι  $\Phi 2.5$  mm ανοίχτηκε διάτρητη οπή στην πάνω πλευρά της πλήμνης. Με ένα κολαούζο μηχανής έγινε σπείρωμα M3. Στο δράπανο με έναν γρεζοσπάστη αφαιρέθηκαν τα γρέζια. Η τελική μορφή φαίνεται στο σχήμα 6.15 σε 3d.

#### 6.4.8. Οδοντωτός τροχός 2



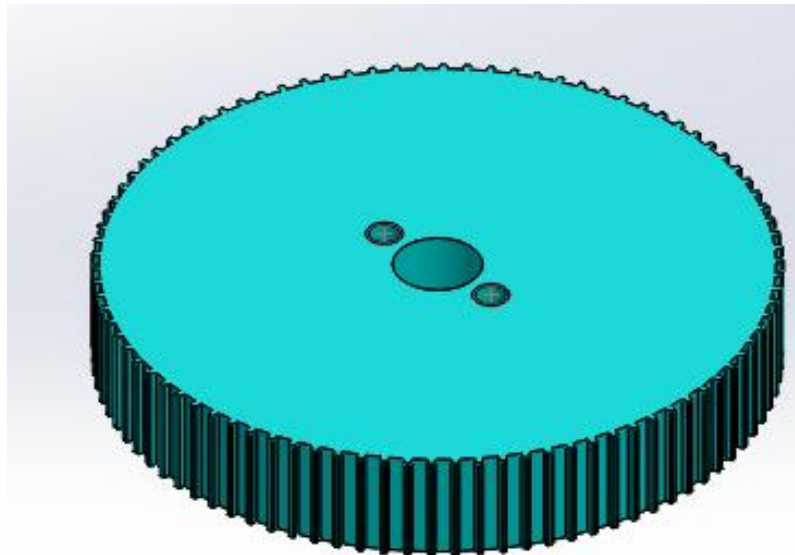
Σχήμα 6.16: Οδοντωτός τροχός 2 σε 3d



Στον 2<sup>ο</sup> οδοντωτό τροχό ακλουθήσαμε την ίδια διαδικασία με τον πρώτο. Αυτό που αλλάζει είναι ότι έχει επιπλέον δυο οπές στο πίσω μέρος όπως φαίνεται στο σχήμα 6.16.

Όταν τελείωσε η προηγούμενη διαδικασία δέθηκε το κομμάτι στην φρέζα, βρέθηκαν οι διαστάσεις και σε απόσταση 10mm από το κέντρο της οπής Φ12 mm δεξιά και αριστερά της, έγιναν με τον κεντραδόρο δύο κέντρα. Με ένα τρυπάνι Φ4 mm έγιναν δύο οπές σε βάθος 10 mm. Με ένα κολαούζο μηχανής κάναμε σπειρώματα M 5. Στο δράπανο με έναν γρεζοσπάστη αφαιρέθηκαν τα γρέζια.

#### 6.4.9. Οδοντωτός τροχός 3

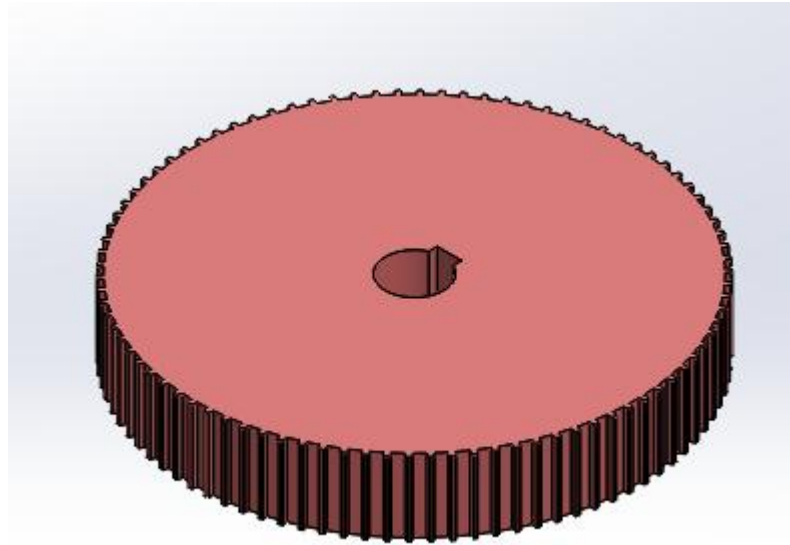


Σχήμα 6.17: Οδοντωτός τροχός 3 σε 3d

Η μόνη διαδικασία που χρειάστηκε ο 3<sup>ος</sup> οδοντωτός τροχός ήταν δύο οπές σε απόσταση 10 mm δεξιά και αριστερά από το κέντρο της οπής Φ12.

Τοποθετήθηκε στην φρέζα πάνω σε δυο πλάκες 10x100 mm, βρέθηκαν οι διαστάσεις του και έγιναν με τον κεντραδόρο τα κέντρα. Με ένα τρυπάνι Φ4 mm κάναμε δύο οπές διάτρητες. Με ένα κολαούζο μηχανής έγιναν σπειρώματα M 5. Στο δράπανο με έναν γρεζοσπάστη αφαιρέθηκαν τα γρέζια. Η τελική μορφή του φαίνεται στο Σχ. 6.17.

#### 6.4.10. Οδοντωτός τροχός 4



Σχήμα 6.18: Οδοντωτός τροχός 4 σε 3d

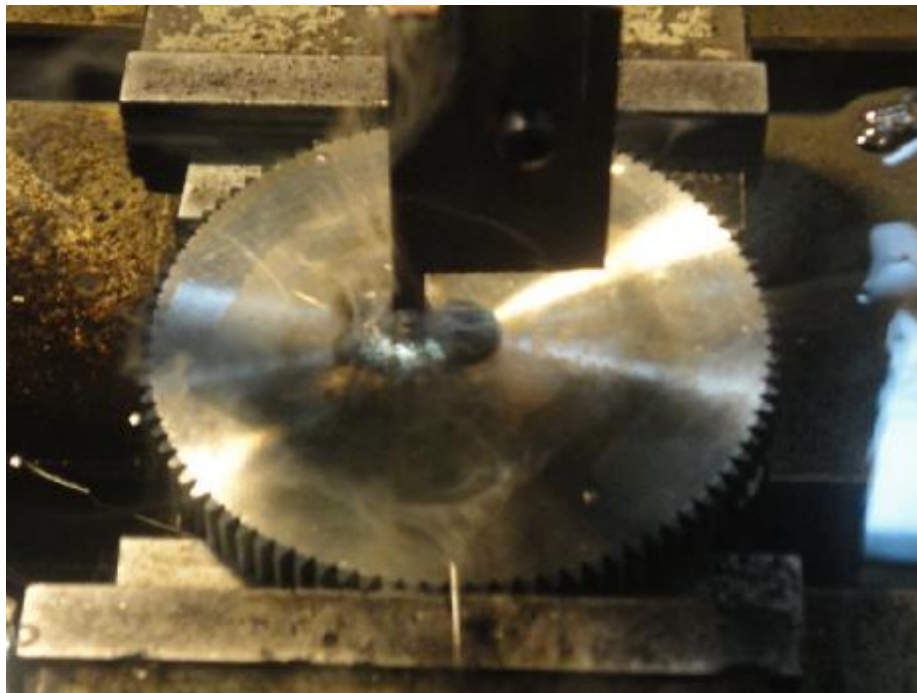
Ο 4<sup>ος</sup> οδοντωτός τροχός (Σχ. 6.18) έχει έναν σφηνόδρομο μήκους 15 mm, πλάτους 5 mm και ύψους 1,7 mm. Για να φτιαχτεί ο σφηνόδρομος χρησιμοποιήθηκε η εργαλειομηχανή ηλεκτροδιάβρωση βυθίσεως. Στην ηλεκτροδιάβρωση βυθίσεως τοποθετούμε το υλικό που έχουμε να επεξεργαστούμε σε μία μέγγενη μέσα στον θάλαμο, όπως φαίνεται στο Σχ. 6.19.



Σχήμα 6.19 Ηλεκτροδιάβρωση βυθίσεως

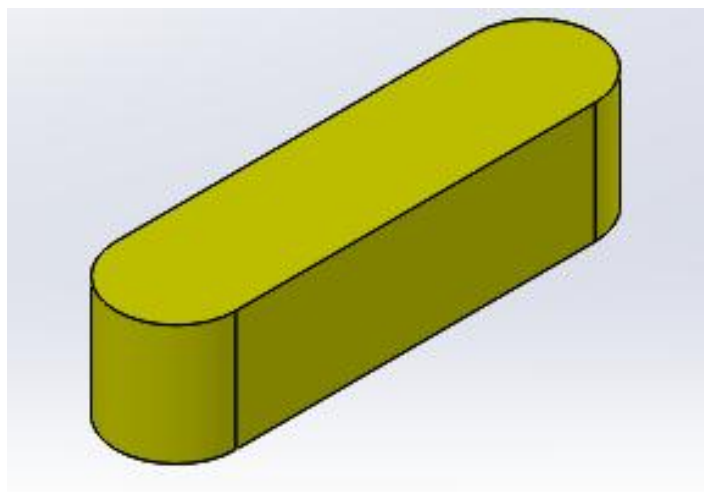
Ο θάλαμος γεμίζει με κηροζίνη και προσμίξεις από άλλα καυστικά υγρά. Το ηλεκτρόδιο που υπάρχει ακουμπώντας το υλικό το διαβρώνει καθώς μετακινείται προς την διεύθυνση που έχουμε ορίσει.

Στο Σχ. 6.20 φαίνεται η διαδικασία της διάβρωσης του γραναζιού που είναι σφιγμένο στην μέγγενη. Το πρόγραμμα για τον σφηνόδρομο υπήρχε αποθηκευμένο στην εργαλειομηχανή.



Σχήμα 6.20: Διαδικασία διάβρωσης

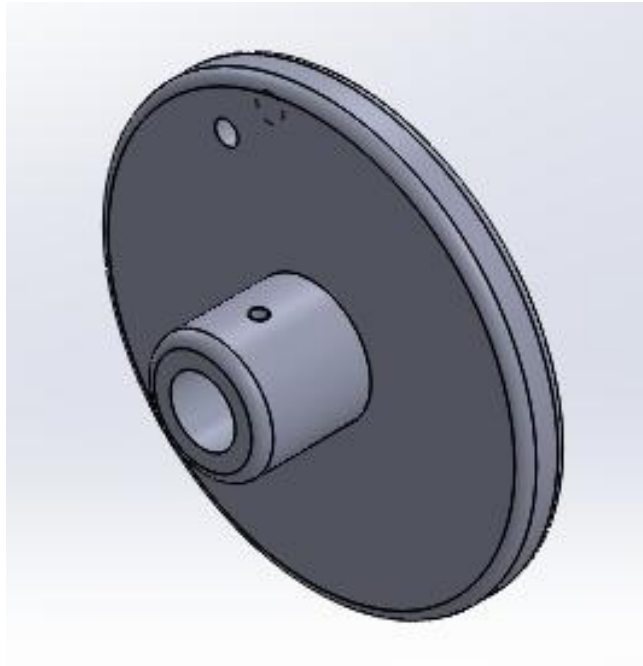
#### 6.4.11. Σφήνα



Σχήμα 6.21: Σφήνα σε 3d

Η σφήνα είναι από ορείχαλκο και έχει μήκος 15 mm. Από μια ράβδο 5x5 mm κόπηκε στην κορδέλα ένα κομμάτι 17 mm και με τον τροχό χειρός αφαιρέθηκαν τα γρέζια. Τροχίζοντας κατάλληλα δόθηκε η απαιτούμενη ακτίνα. Στο σχήμα 6.21 βλέπουμε την τελική της μορφή σε 3d.

#### 6.4.12. Δίσκος



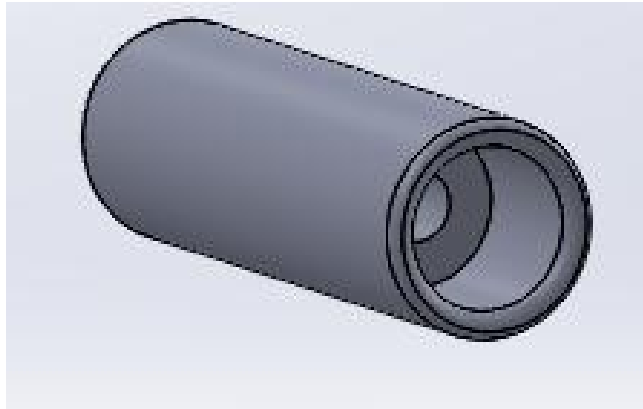
Σχήμα 6.22: Δίσκος Μανιβέλας σε 3d

Ο δίσκος για την μανιβέλα είναι από αλουμίνιο και κατασκευάστηκε στον συμβατικό τόρνο. Αρχικά κόπηκε ένα κομμάτι μήκους 33 mm από Φ80 mm αλουμινίου στην οριζόντια κορδέλα. Τοποθετήθηκε το κομμάτι στον τόρνο και πήραμε ένα «πρόσωπο». Με το εργαλείο «σπάσαμε» την γωνία, δηλαδή σχηματίστηκε το «ράδιο». Το γυρίσαμε από την άλλη πλευρά κάνοντας το ίδιο. Μειώσαμε την διάμετρο σε Φ22 mm σε μήκος 20 mm. Σπάσαμε την γωνία με το εργαλείο και τοποθετήθηκε το κομμάτι στα μόρσα από την πλήμνη που είχε σχηματιστεί. Μειώσαμε την διάμετρο σε Φ79 mm και το συνολικό μήκος σε 28 mm. Τοποθετήθηκε ένας κεντραδόρος και έγινε ένα κέντρο στην πλήμνη. Με ένα τρυπάνι Φ8 mm μετά με ένα Φ11,5 mm και τελικά με ένα Φ12 mm έγινε μία οπή σε μήκος 20 mm. Με τον γρεζοσπάστη αφαιρέθηκαν τα γρέζια από την οπή.

Στην συνέχεια τοποθετήθηκε το κομμάτι οριζόντια στην CNC φρέζα πάνω σε μία πλάκα 20x100 mm. Με το μετρητικό όργανο βρέθηκαν οι διαστάσεις του δίσκου και με τον κεντραδόρο έγινε ένα κέντρο πάνω στην διάμετρο Φ79 mm σε απόσταση 12,62 mm και 26.7 mm από το κέντρο της οπής. Με ένα τρυπάνι Φ4 mm κάναμε την οπή και με ένα κολαούζο μηχανής έγινε σπείρωμα M 5.

Ύστερα τοποθετήθηκε το κομμάτι κάθετα και ξαναβρέθηκαν οι διαστάσεις του με το μετρητικό όργανο. Στις 90° πάνω στην πλήμνη στο κέντρο της έγινε ένα κέντρο και μετά μία οπή Φ2,5 mm. Με το κολαούζο μηχανής έγινε σπείρωμα M 3. Στο δρέπανο με το γρεζοσπάστη αφαιρέθηκαν τα γρέζια από τις οπές. Η τελική μορφή του δίσκου φαίνεται το σχήμα 6.22.

### 6.4.13. Άξονας δίσκου



Σχήμα 6.23: Άξονας δίσκου σε 3d

Ο άξονας του δίσκου είναι από αλουμίνιο και χρησιμεύει στην δημιουργία της μανιβέλας. Από αλουμίνιο Φ12 mm κόπηκε στην οριζόντια κορδέλα ένα κομμάτι 42 mm. Στον συμβατικό τόρνο τοποθετήθηκε το κομμάτι και πήραμε ένα «πρόσωπο» με μία λίμα σχηματίστηκε το «ράδιο» που έχει. Το γυρίσαμε και από την άλλη πλευρά κάνοντας το ίδιο. Μειώσαμε το συνολικό μήκος σε 40 mm αφού πρώτα είχαμε μετρήσει με το παχύμετρο. Με έναν κεντραδόρο έγινε ένα κέντρο και τοποθετήθηκε ένα τρυπάνι Φ4 mm. Έγινε μία οπή σε όλο το μήκος του κομματιού και στην συνέχεια τοποθετήθηκε ένα τρυπάνι πρώτα Φ8,5 mm και έπειτα Φ9 mm και έγινε μία οπή σε μήκος 10 mm. Με τον γρεζοσπάστη αφαιρέθηκαν τα γρέζια από τις οπές. Η τελική μορφή του άξονα είναι στο Σχ. 6.23 σε 3d.

## 6.5.ΣΥΝΑΡΜΟΛΟΓΗΣΗ ΜΕΙΩΤΗΡΑ

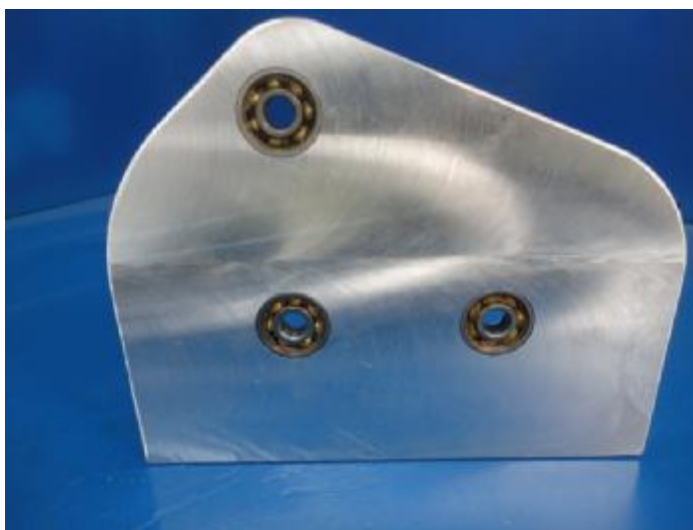
### 6.5.1. Τοποθέτηση ρουλεμάν

Το αρχικό βήμα στην συναρμολόγηση του μειωτήρα ήταν η τοποθέτηση των ρουλεμάν στις πλαϊνές πλάκες. Τα ρουλεμάν πρώτα γρασαρίστηκαν κάτω που φαίνεται στο σχήμα 6.24.

Με ένα πλαστικό σφυρί «ματσόλα» προσεκτικά, ώστε να μπουν ίσια στις πατούρες των πλακών, τοποθετήθηκαν όπως φαίνεται στο Σχ. 6.25.



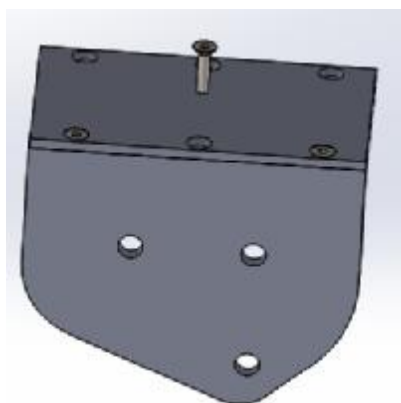
**Σχήμα 6.24:** Ρουλεμάν SFK 608 ITALY C



**Σχήμα 6.25:** Τοποθετημένα ρουλεμάν στην πλαϊνή πλάκα

### **6.5.2. Δέσιμο πλαϊνής πλάκας στην βάση**

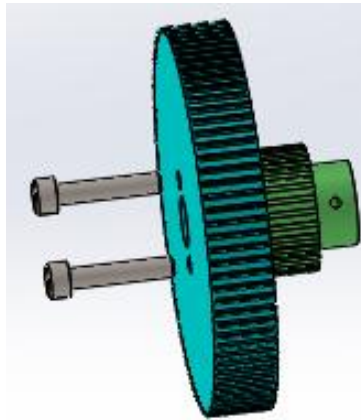
Με βίδες φρεζάτες M 6 δέθηκε η πλαϊνή πλάκα με την βάση όπως φαίνεται στο σχήμα 6.26.



**Σχήμα 6.26:** Δέσιμο πλάκας με κοχλίες M 6

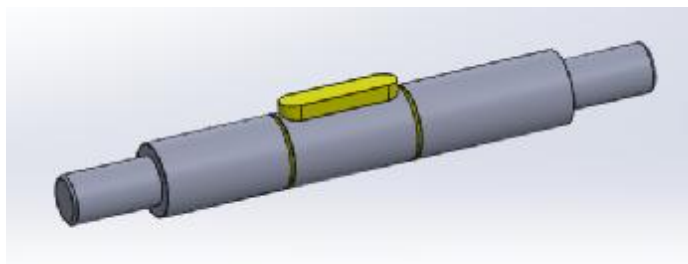
### 6.5.3. Δέσιμο πηνίου στον μεγάλο οδοντωτό τροχό

Τοποθετήθηκαν κοχλίες M 5 όπως φαίνεται στο σχήμα 6.27



Σχήμα 6.27 Ένωση Γραναζιών

### 6.5.4. Τοποθέτηση σφήνας στον άξονα

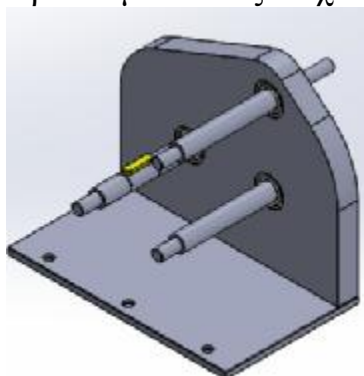


Σχήμα 6.28: Τοποθέτηση σφήνας

Η τοποθέτηση της σφήνας έγινε με ένα σφυρί πλαστικό «ματσόλα», όπως δείχνει το σχήμα 6.28.

### 6.5.5. Τοποθέτηση αξόνων στα ρουλεμάν

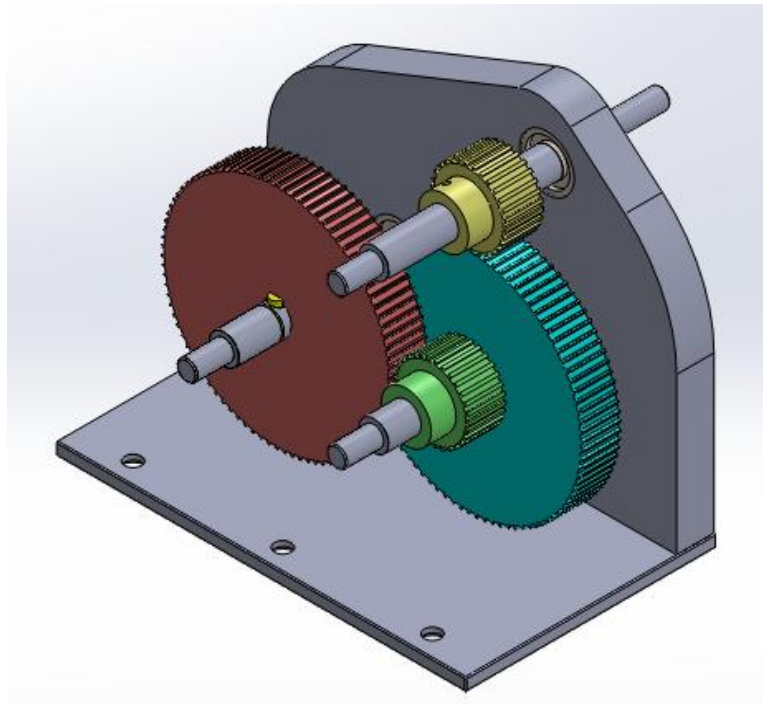
Οι άξονες εφάρμοσαν στα ρουλεμάν όπως δείχνει το σχήμα 6.29.



Σχήμα 6.29: Τοποθέτηση αξόνων

### 6.5.6. Τοποθέτηση οδοντωτών τροχών

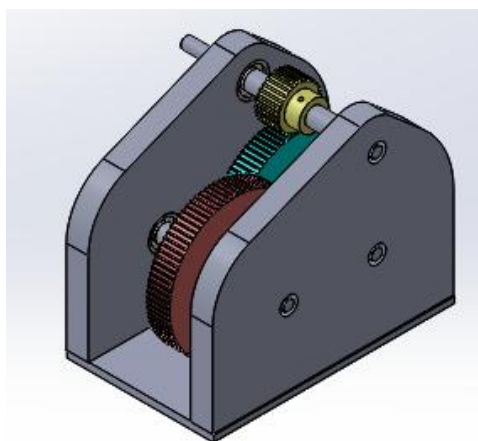
Η τοποθέτηση των οδοντωτών τροχών έγινε σε απόσταση 43 mm του πρώτου γραναζιού από τον άξονα 2,28 mm του 2<sup>ου</sup> γραναζιού από τον 1<sup>ο</sup> άξονα και ο οδοντωτός τροχός με τον σφηνόδρομο πάνω στην σφήνα. Ο 1<sup>ος</sup> και ο 2<sup>ος</sup> οδοντωτός τροχός δέθηκαν με τους άξονες με κοχλίες M 3. Στον 3<sup>ο</sup> άξονα τοποθετήθηκαν με ένα μυτοσίμπιδο οι ασφάλειες του άξονα. Απεικονίζεται στο Σχ.6.30.



Σχήμα 6.30: Τοποθέτηση Γραναζιών

### 6.5.7. Τοποθέτηση 2<sup>ης</sup> πλαϊνής πλάκας

Αφού πρώτα τοποθετήθηκαν τα ρουλεμάν στην δεύτερη πλάκα με τον ίδιο τρόπο με την πρώτη, περάστηκαν οι άξονες μέσα στα ρουλεμάν της πλάκας και βιδώθηκαν οι υπόλοιποι τρεις κοχλίες. Στο σχήμα 6.31 φαίνεται η συναρμολόγηση.

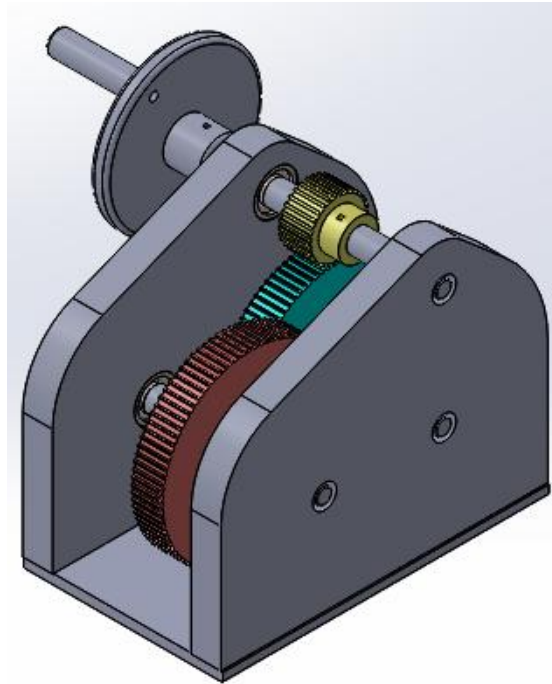


Σχήμα 6.31: Συναρμολόγηση 2ης πλαϊνής πλάκας



### 6.5.8. Συναρμολόγηση μανιβέλας

Ο δίσκος συναρμολογήθηκε με τον άξονα του για να σχηματιστεί η μανιβέλα με έναν κοχλία M 5. Τέλος βιδώθηκε ένας κοχλίας M 3 πάνω στον άξονα, οπύ προέκυψε η τελική κατασκευή που φαίνεται στο παρακάτω σχήμα 6.32.



Σχήμα 6.32: Τελική μορφή Μειωτήρα

## 7. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Η μελέτη του μειωτήρα έχει διάφορα ενδιαφέροντα σημεία που αξίζει να κοιτάξουμε.

Καταρχάς η μελέτη και οι υπολογισμοί αφορούν τον μειωτήρα των 5 HP. Η κατασκευή είναι λιγότερων ίππων. Προφανώς η κατασκευή δεν θα άντεχε έναν κινητήρα τόσο μεγάλο. Για να μπορεί να ανταπεξέλθει θα πρέπει να χρησιμοποιήσουμε τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά που βρήκαμε για μειωτήρα 5 HP.

Ενδιαφέρον επίσης παρουσιάζει το ότι οι άξονες έχουν μεγαλύτερες ανοχές λόγω μικρού σφάλματος που προέκυψε στο στάδιο της παραγωγής τους.

Η μανιβέλα που χρησιμοποιείται είναι καθαρά για οπτικούς λόγους. Επίσης η απόσταση των οδοντωτών τροχών αλλά και το μήκος των αξόνων έγινε μεγαλύτερο για να μπορούμε να έχουμε καλύτερη οπτική στην παρουσίαση. Οι οπές στην εξωτερική πλευρά των πλαϊνών πλακών είναι ανοιχτές για να γίνεται η λίπανση στα ρουλεμάν.

Η μελέτη που έγινε πάνω στην αντοχή σε κάμψη και πίεση επιφανείας σύμφωνα με την μέθοδο AGMA έδειξε ότι οι οδοντωτοί τροχοί αντέχουν σε κάμψη και πίεση επιφανείας.

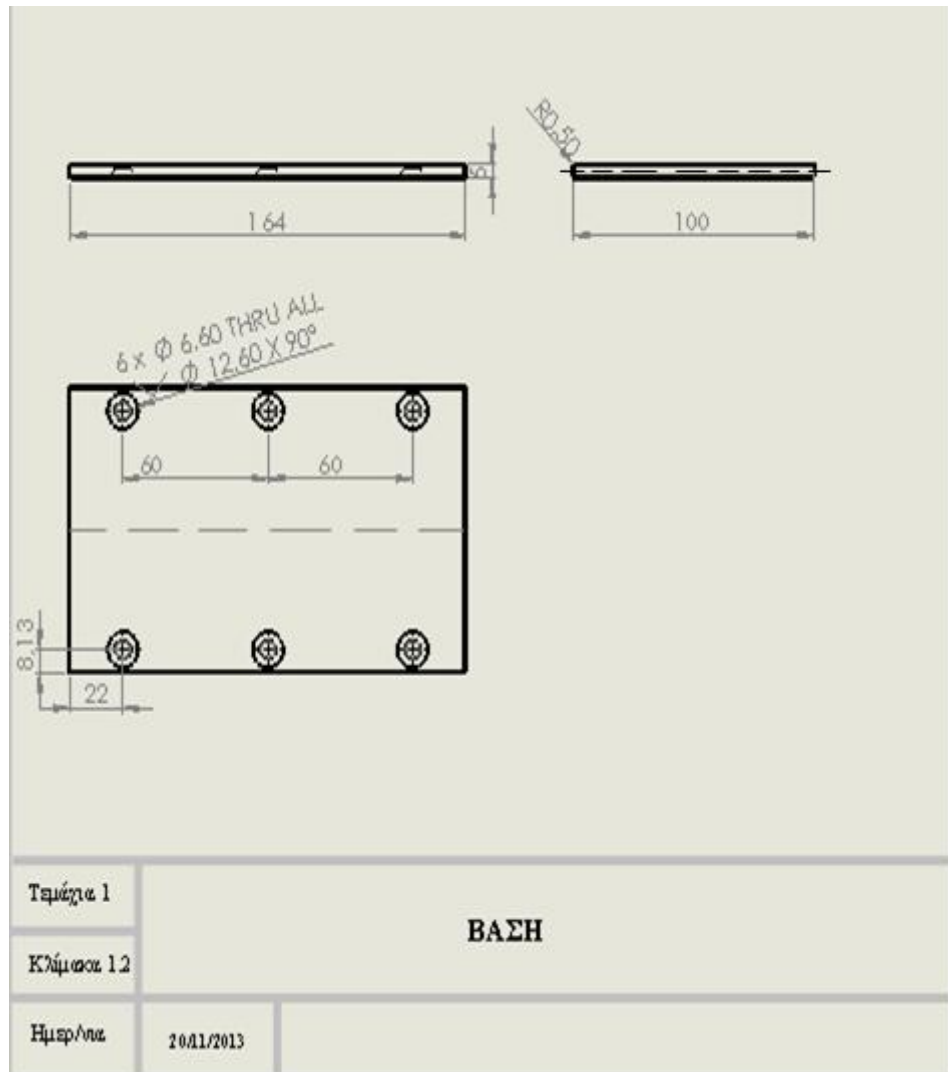
Τέλος η ροπή στρέψης από τον 1<sup>ο</sup> οδοντωτό τροχό στον 2<sup>ο</sup> και από τον 3<sup>ο</sup> στον 4<sup>ο</sup> σχεδόν τριπλασιάζεται κάθε φορά.

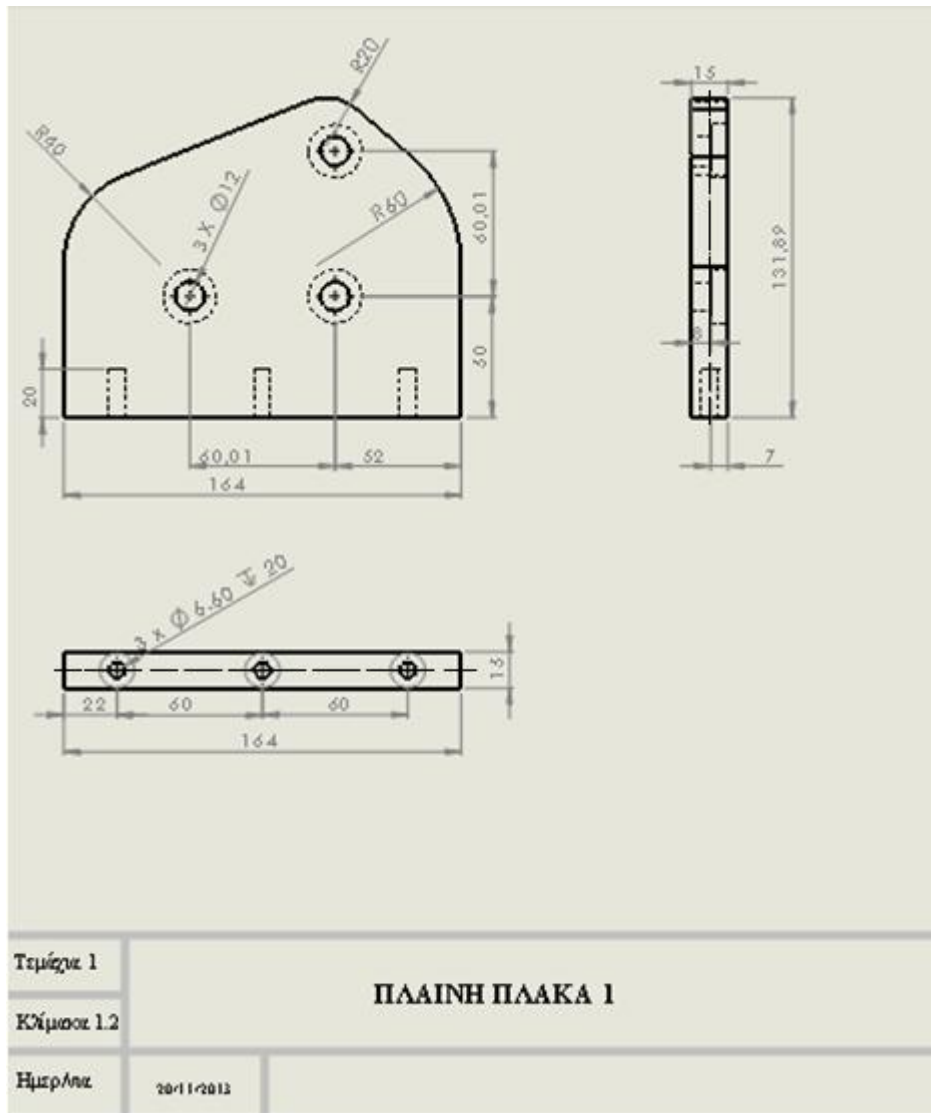
Από το παρακάτω κοστολόγιο βλέπουμε ότι η κατασκευή έχει χαμηλό κόστος σχετικά. Εάν κατασκευάζαμε μειωτήρα 5HP θα ανέβαινε αρκετά το κόστος.

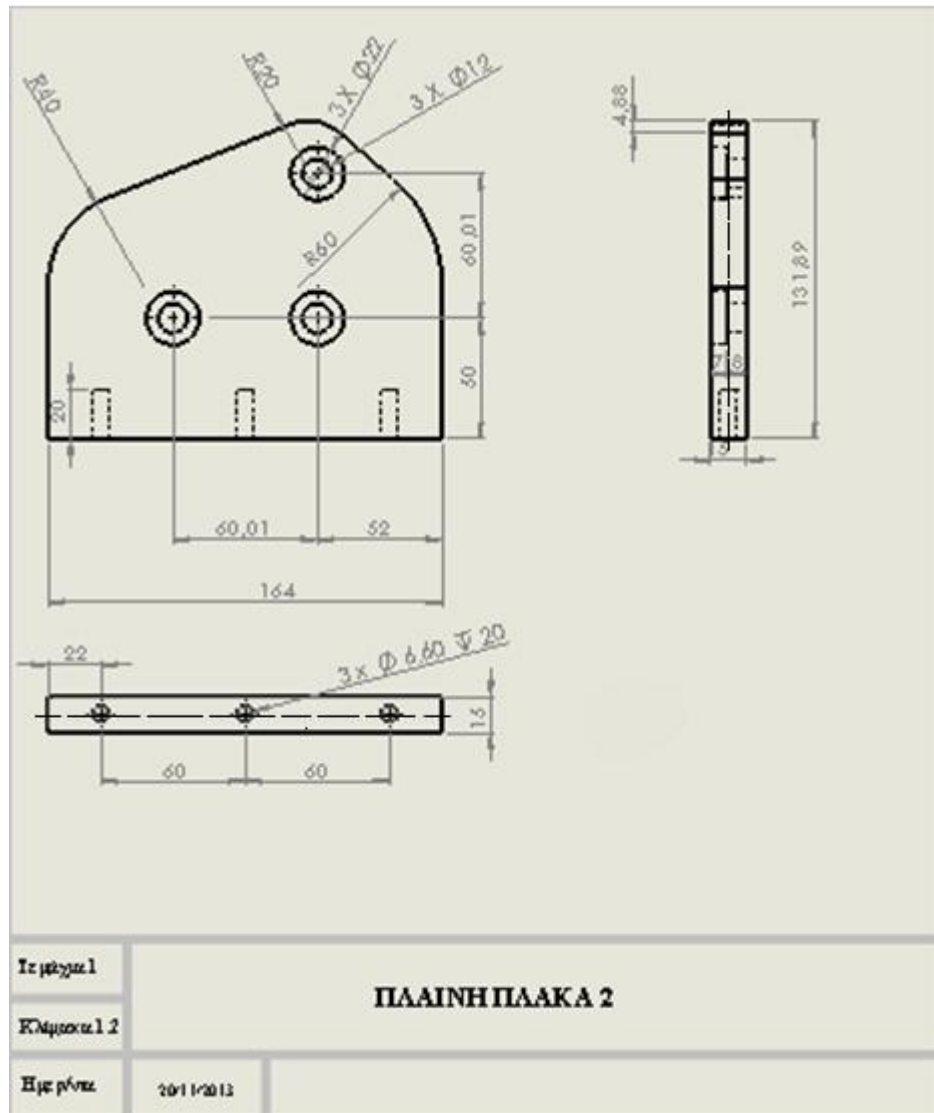
### Κοστολόγιο

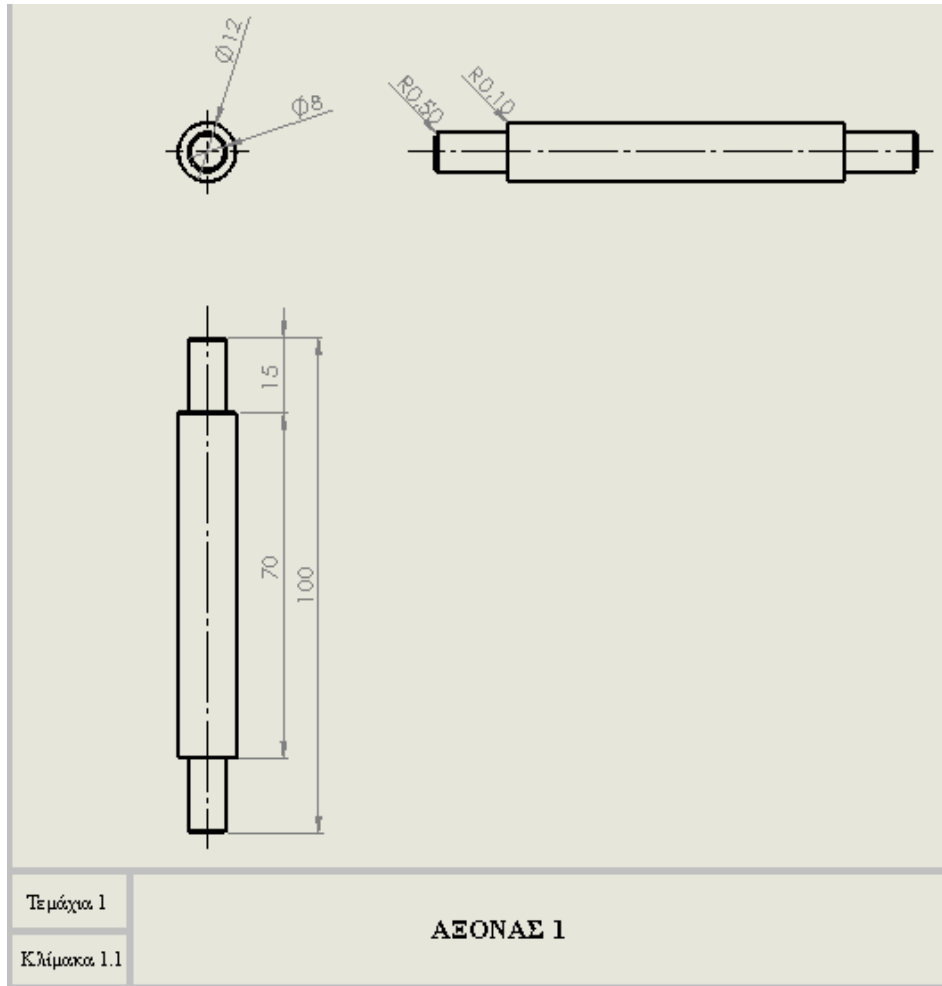
α/α	Υλικό	Kg	Τεμάχιο	Τιμή Με ΦΠΑ €
1	Αλουμίνιο	3.92	5	62.68
2	Ανοξείδωτος Χάλυβας	1.22	3	6
3	Οδοντωτός Τροχός Με πλήμνη Z30	--	2	5.73
4	Οδοντωτός Τροχός χωρίς πλήμνη Z90	--	2	18.13
5	Ρουλεμάν	--	6	10
6	Ασφάλειες	--	2	0,20
	ΣΥΝΟΛΟ	--	20	102,74

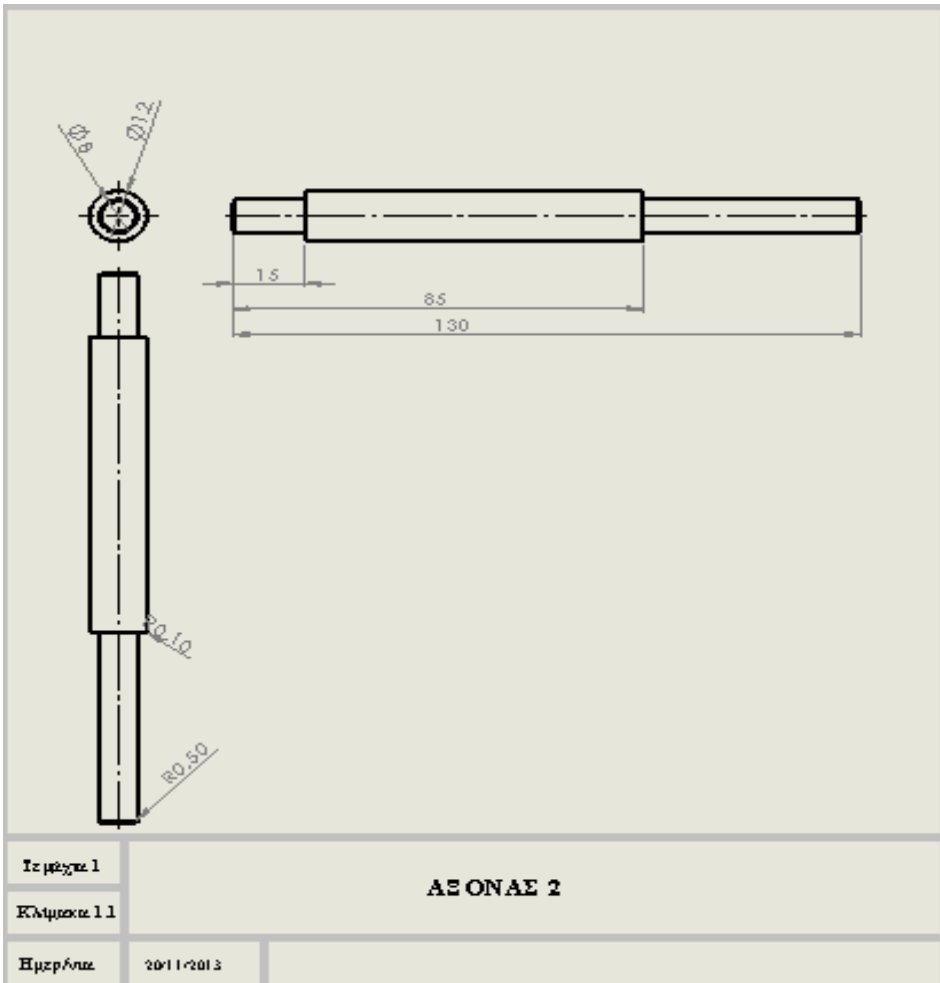
## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α: ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΧΕΔΙΑ

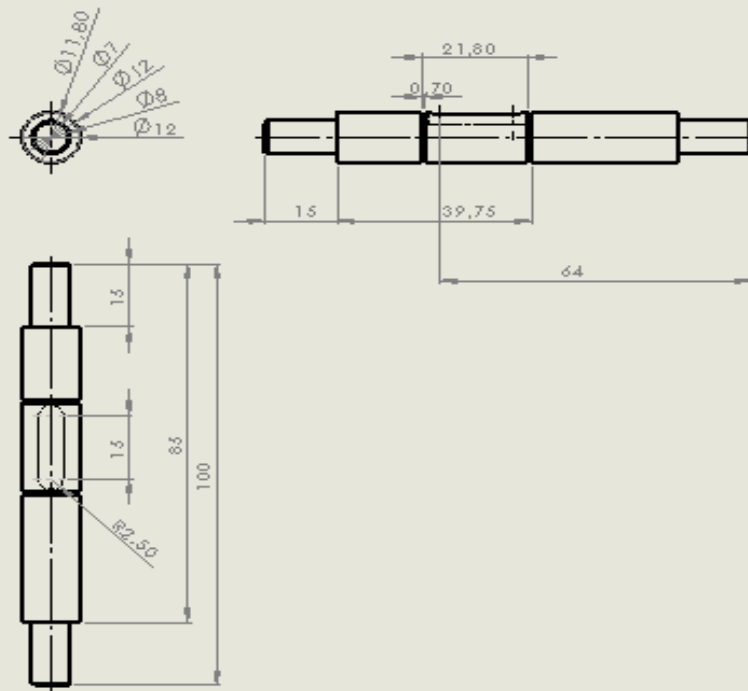






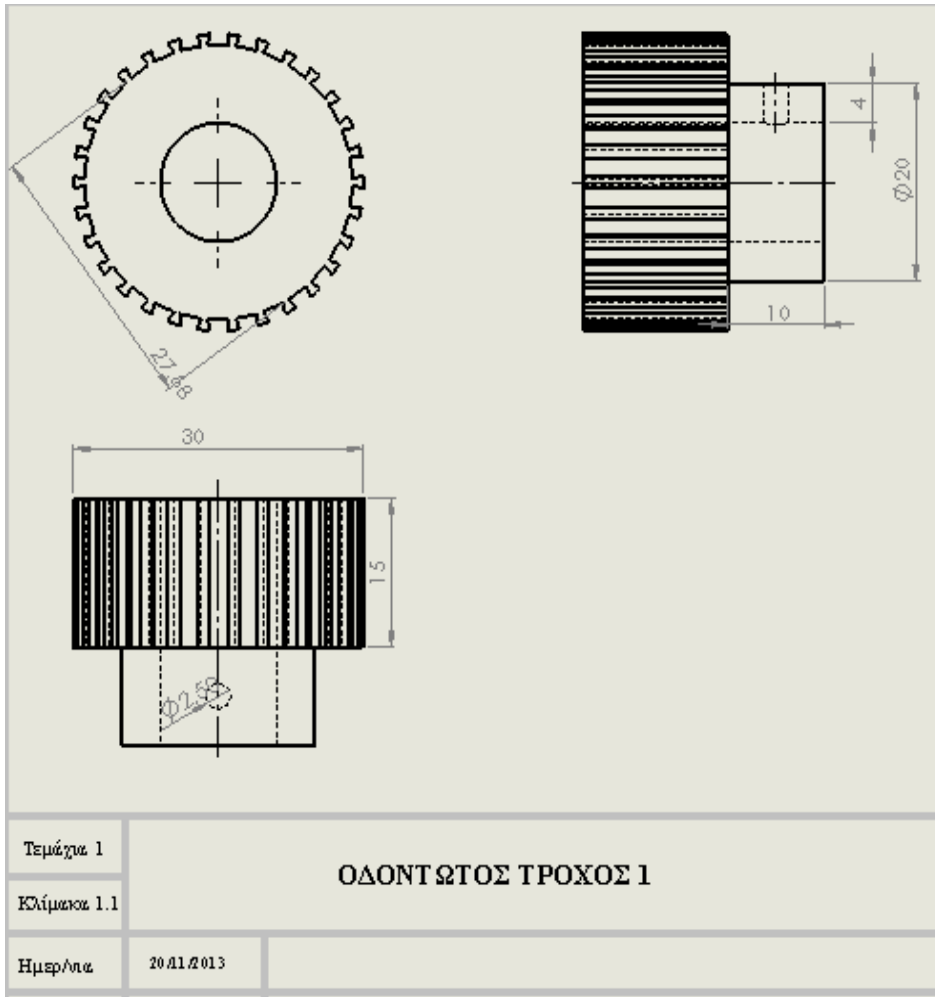


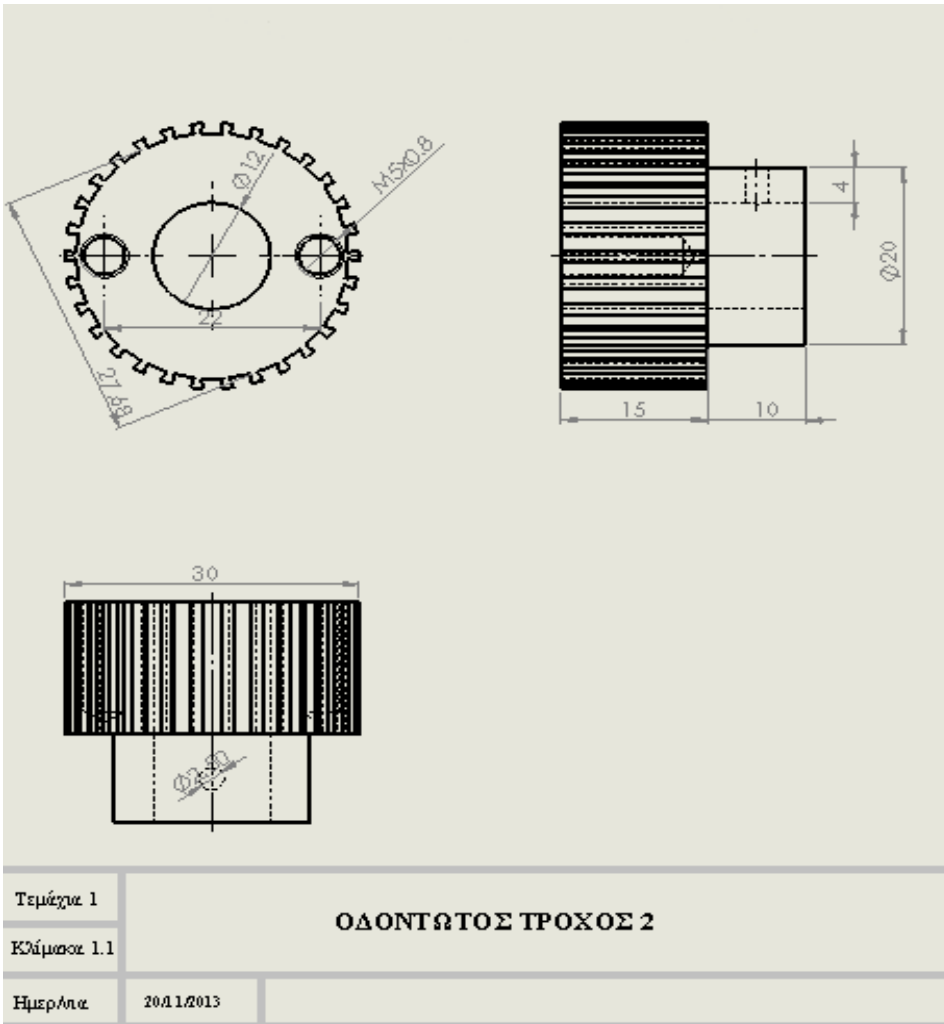


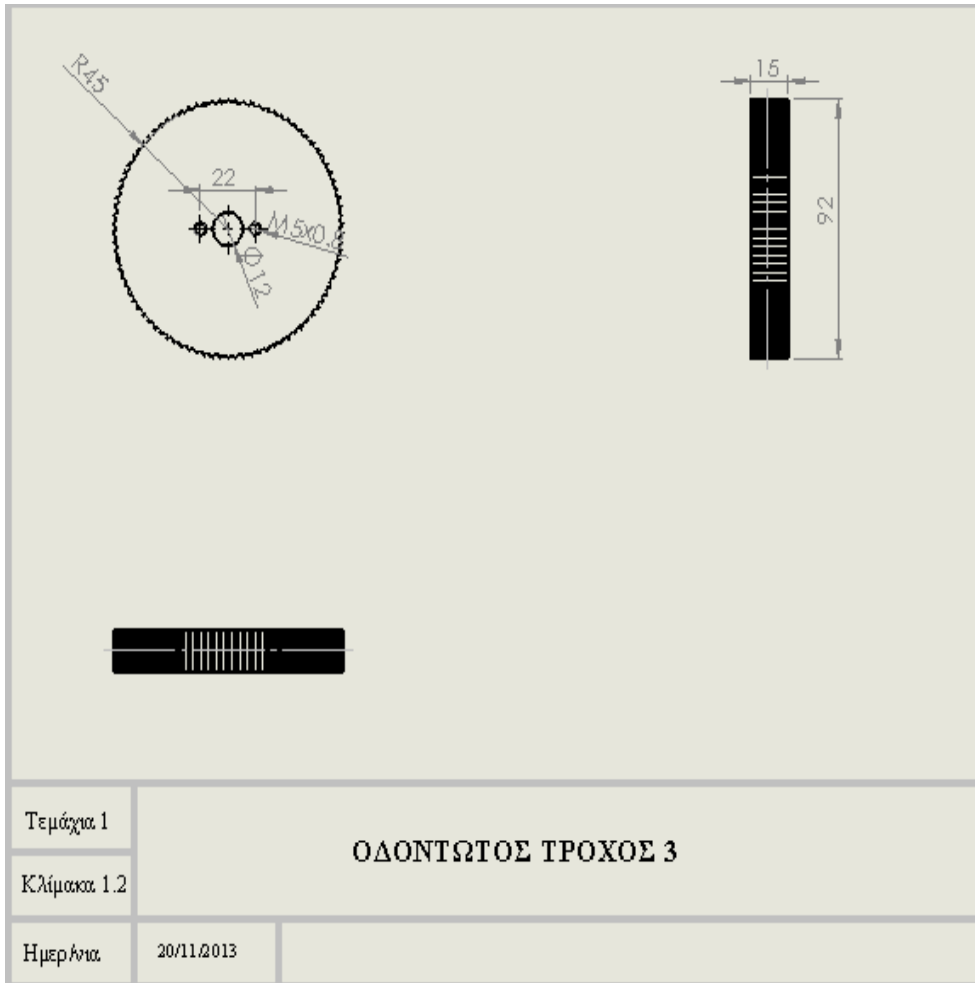


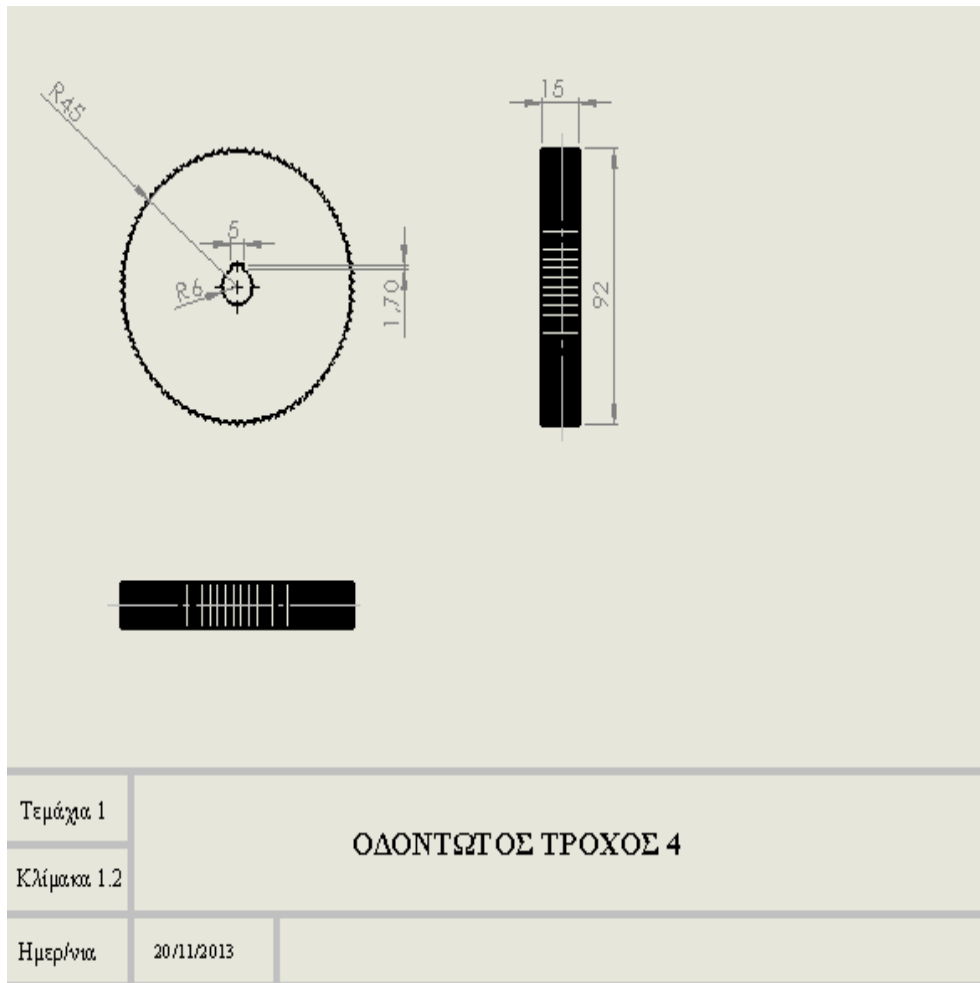
Τεμάχια 1	<b>ΑΞΟΝΑΣ 3</b>	
Κόμιση 1.1		
Ημερ/νια	20-11-2013	

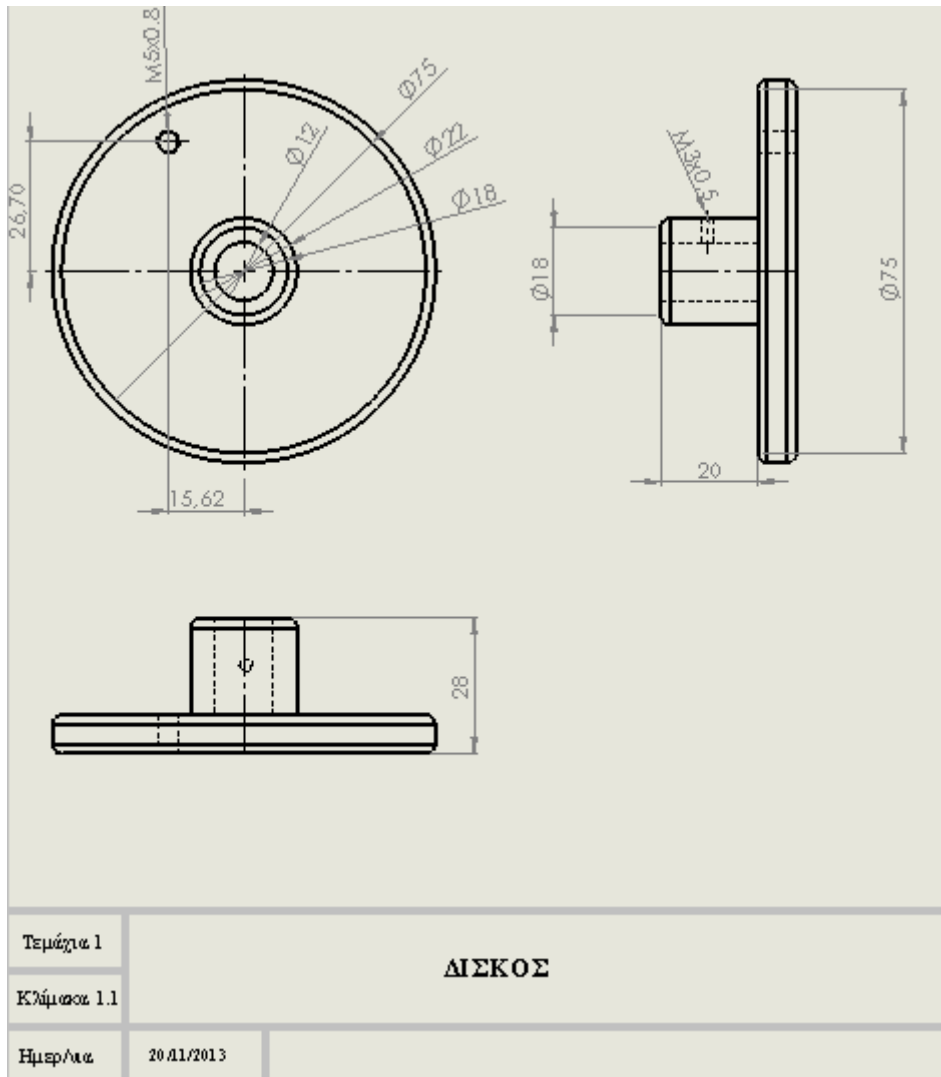


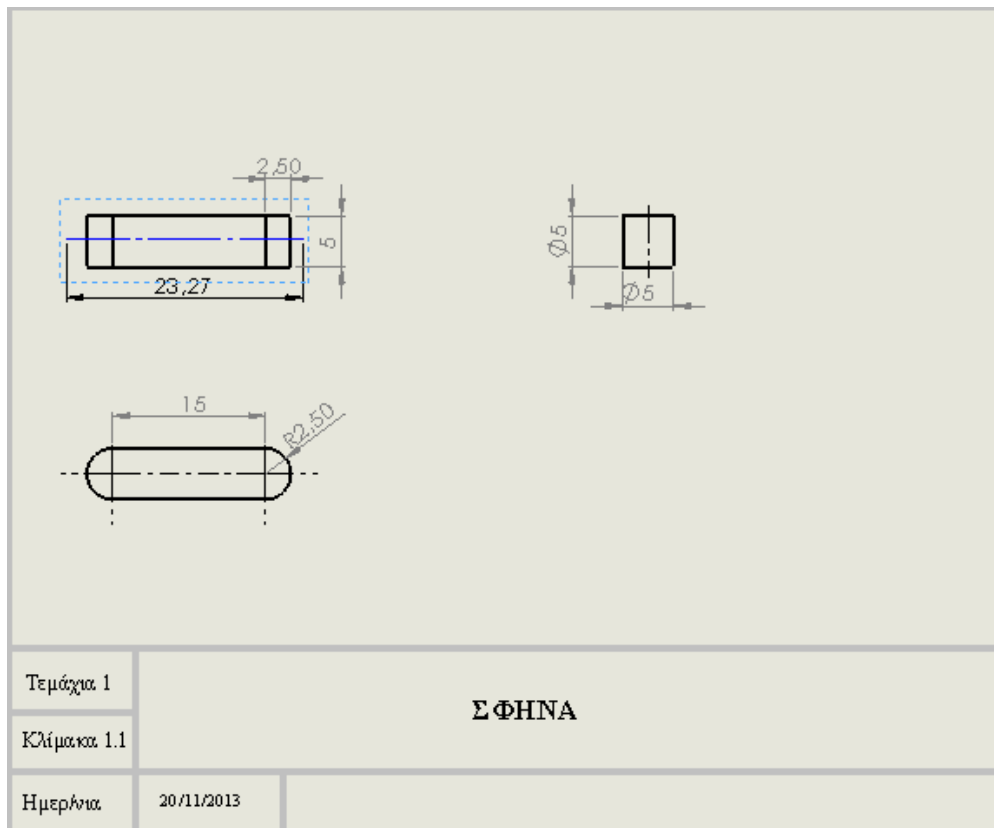
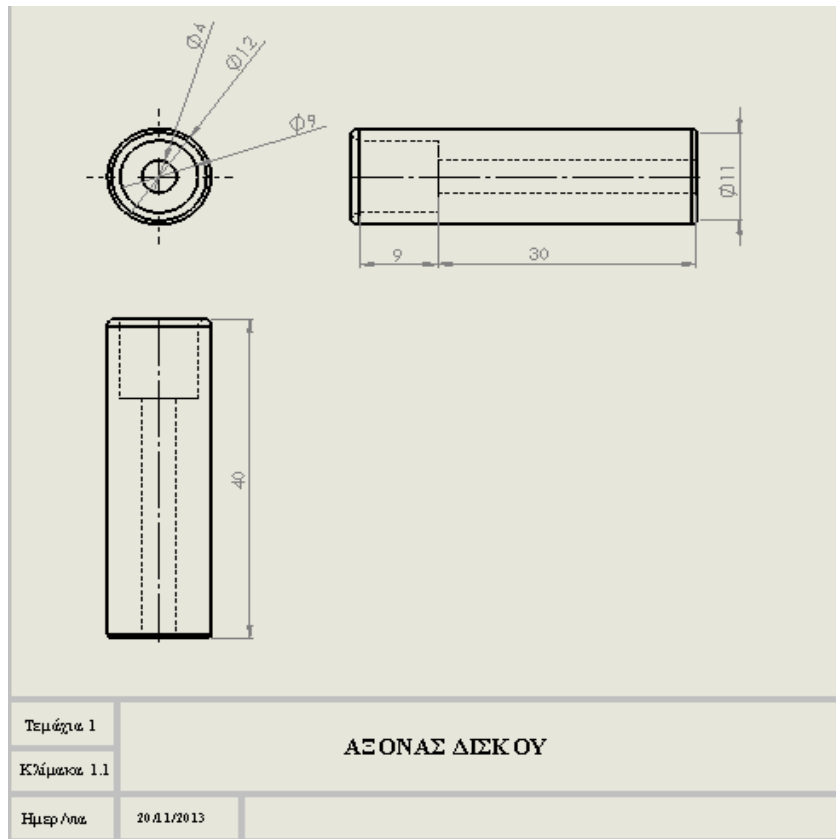


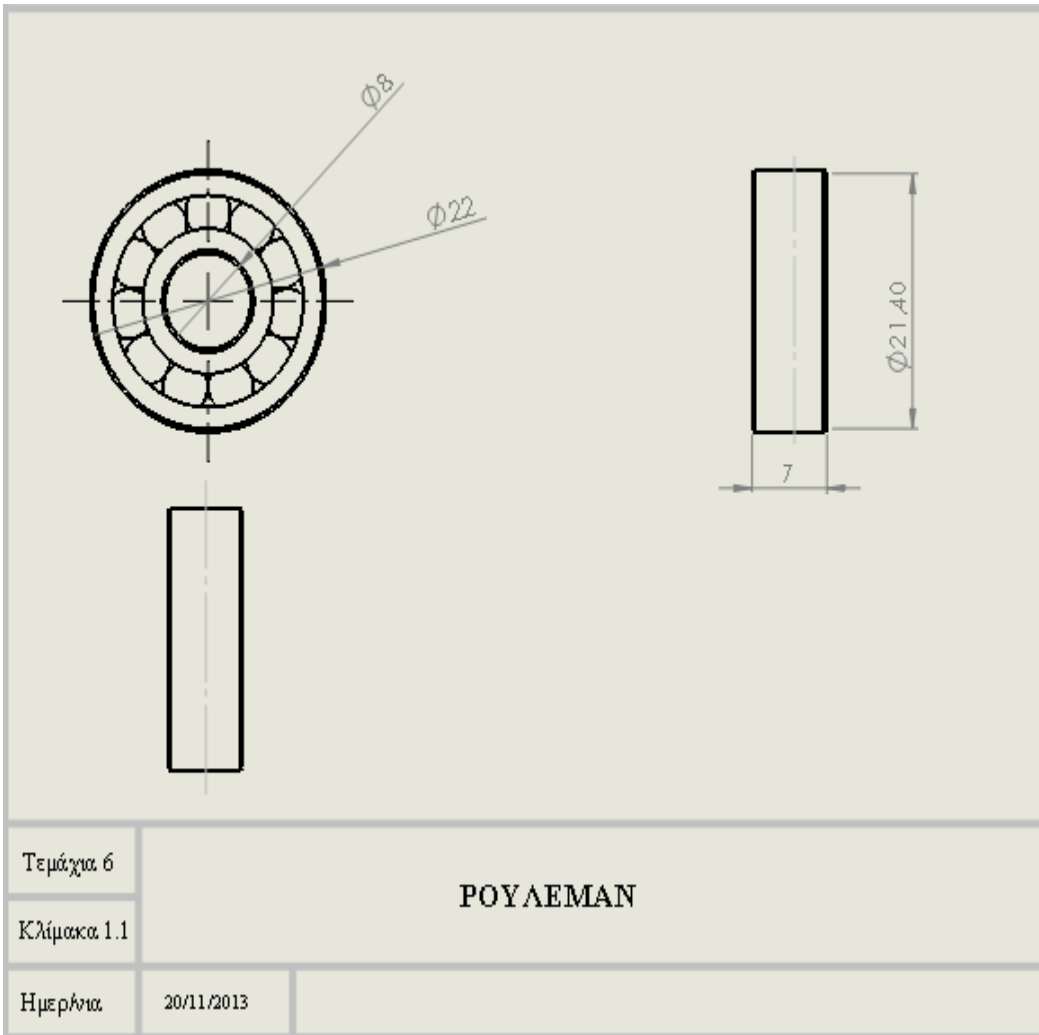




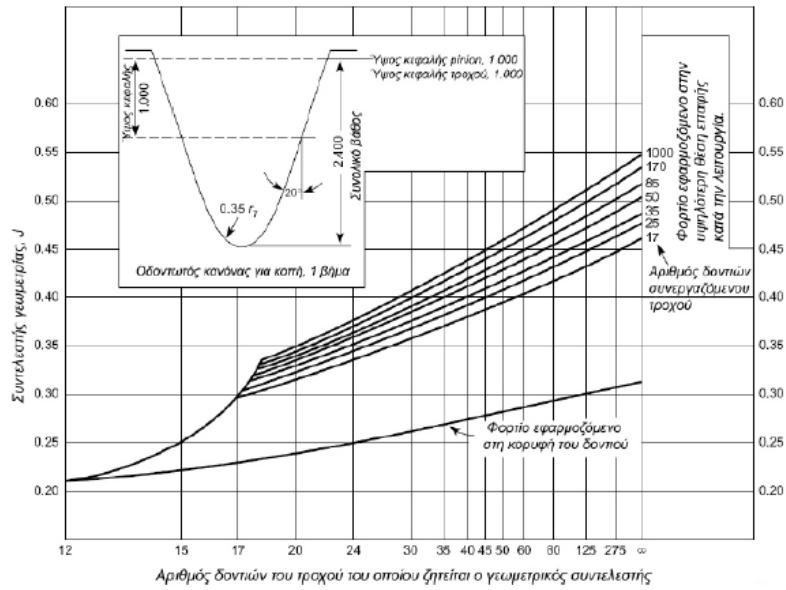








## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β: ΠΙΝΑΚΕΣ

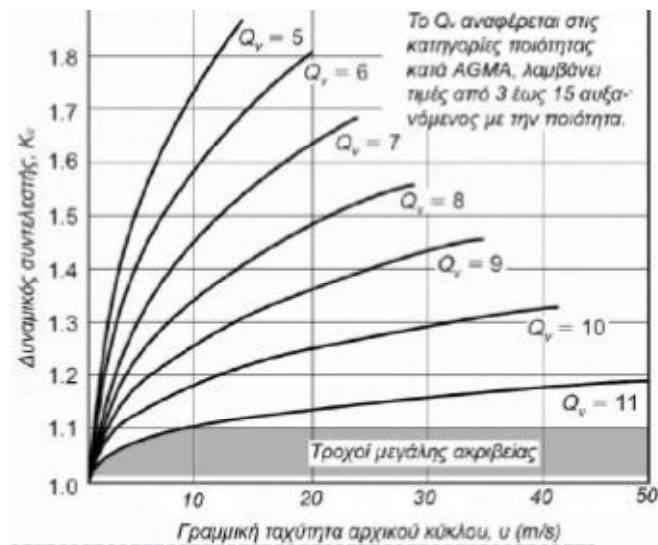


Σχήμα 1: Γεωμετρικός συντελεστής J για μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς

Πηγή: Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

Πίνακας 1: Συντελεστής υπερφόρτωσης  $K_o$ . Πηγή: Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

Συντελεστής υπερφόρτωσης $K_o$				
Χαρακτηριστικά κινητήριας μηχανής	Χαρακτηριστικά κινούμενης μηχανής			
	Ομοιόμορφο φορτίο	Ελαφρές κρούσεις	Μέτριες κρούσεις	Ισχυρές κρούσεις
Ομοιόμορφη στρωτή λειτουργία (πχ. ηλεκτροκινητήρες, τουρμπίνες)	1.00	1.25	1.50	1.75
Ελαφρές κρούσεις (πχ. πολυκύλινδρες βενζινομηχανές)	1.20	1.40	1.75	2.25
Μέτριες κρούσεις (πχ. μονοκύλινδρες μηχανές)	1.30	1.70	2.00	2.75



Σχήμα 2: Δυναμικός συντελεστής  $K_d$ . Πηγή: Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

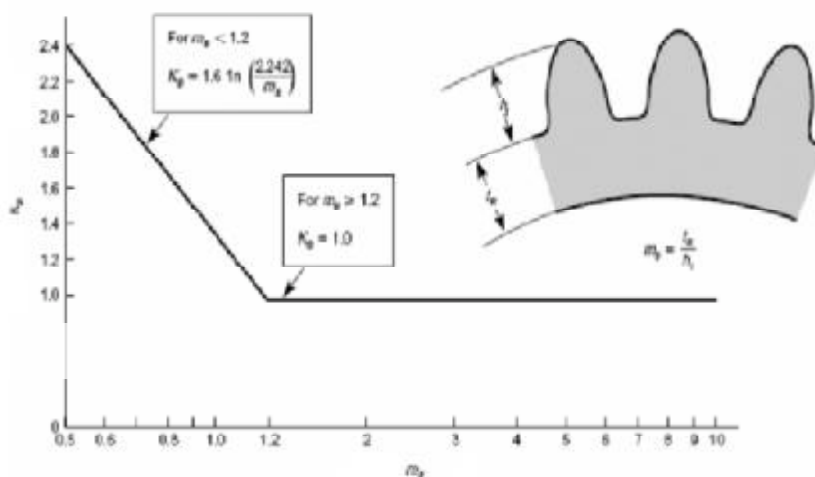


**Πίνακας 2:** Συντελεστής μεγέθους  $K_s$  **Πηγή:** Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

Συντελεστής μεγέθους $K_s$	
Module	Συντελεστής μεγέθους
$\leq 5$	1.00
6.00	1.05
8.00	1.15
12.00	1.25
20.00	1.40

**Πίνακας 3:** Συντελεστής διανομής φορτίου  $K_m$  **Πηγή:** Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

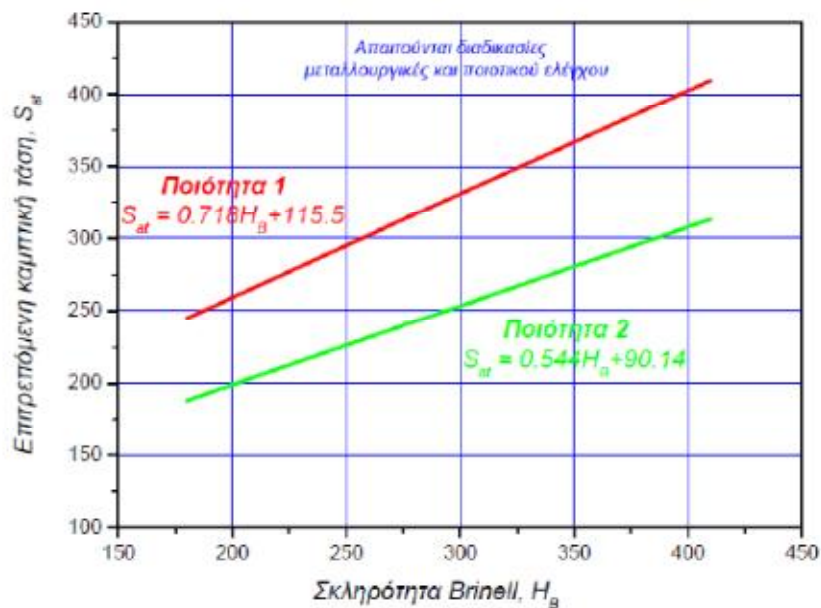
Συντελεστής διανομής φορτίου, $K_m$				
Ιδιότητες στήριξης και ακρίβειας κατασκευής τροχού	Πλάτος δοντιού, mm			
	Μικρότερο από 50 mm	Από 50 mm έως 150 mm	Από 150 mm έως 225 mm	Μεγαλύτερο από 400
Ακριβείς στήριξεις, μικρές ανοχές στα έδρανα, ελάχιστες παραμορφώσεις, ακριβής κατεργασία κατασκευής	1.3	1.4	1.5	1.8
Λιγότερο ακριβείς στήριξεις, μεγαλύτερες ανοχές στα έδρανα, λιγότερο ακριβής κατεργασία, πλήρης επαφή κατά πλάτος	1.6	1.7	1.8	2.2
Συνδυασμοί ιδιοτήτων στήριξεων και ακρίβειας κατασκευής που δεν δίνουν πλήρη επαφή κατά πλάτος των τροχών	_____ 2.2 ή μεγαλύτερο _____			



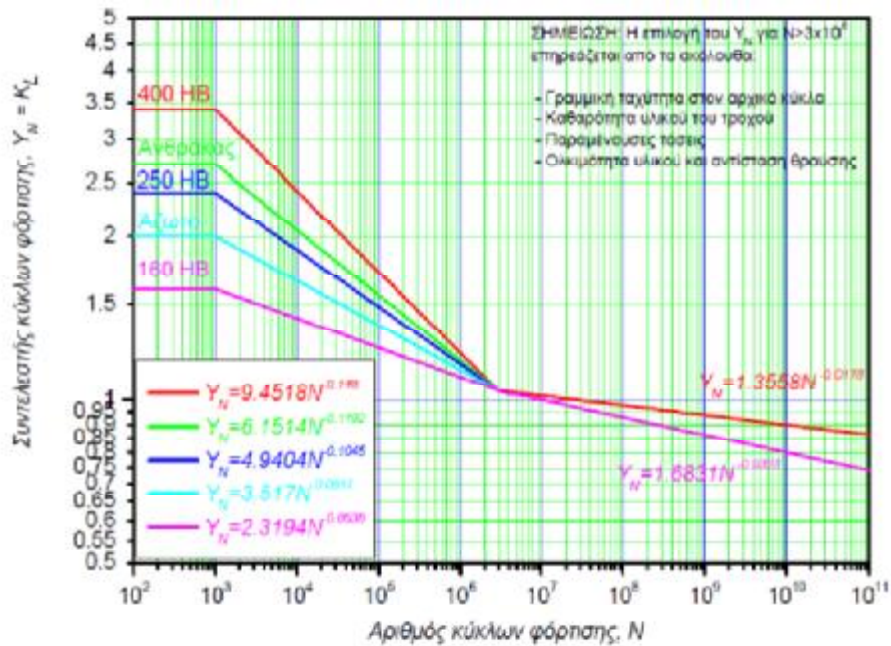
**Σχήμα 3:** Συντελεστής πάχους στεφάνης  $K_B$  **Πηγή:** Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

**Πίνακας 4:** Επιτρεπόμενη καμπτική τάση  $S_{at}$  **Πηγή:** Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

Επιτρεπόμενη καμπτική τάση $S_{at}$ για χαλυβδίνους οδοντωτούς τροχούς				
Υλικό	Θερμική επεξεργασία	Επιτρεπόμενη καμπτική τάση $S_{at}$ , MPa		
		Ποιότητα 1	Ποιότητα 2	Ποιότητα 3
Χάλυβας	Σκλήρυνση σε βάθος	Σχήμα α	Σχήμα α	---
	Σκλήρυνση με φλόγα ή επαγωγή με πατέντα τύπου Α	317	387	---
	Σκλήρυνση με φλόγα ή επαγωγή με πατέντα τύπου Β	155	155	---
	Σκλήρυνση με ενανθράκωση	387	458 ή 493	528
	Εναζώτωση (Χάλυβες με σκλήρυνση σε βάθος)	Σχήμα β	Σχήμα β	---
Nitralloy 135M, Nitralloy N and 2.5% Chrome (no aluminum)	Εναζώτωση	Σχήμα c	Σχήμα c	Σχήμα c



**Σχήμα 4:** Σκληρότητα Brinell  $H_B$  **Πηγή:** Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος



Σχήμα 5: Συντελεστής διάρκειας ζωής  $K_L$  Πηγή: Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

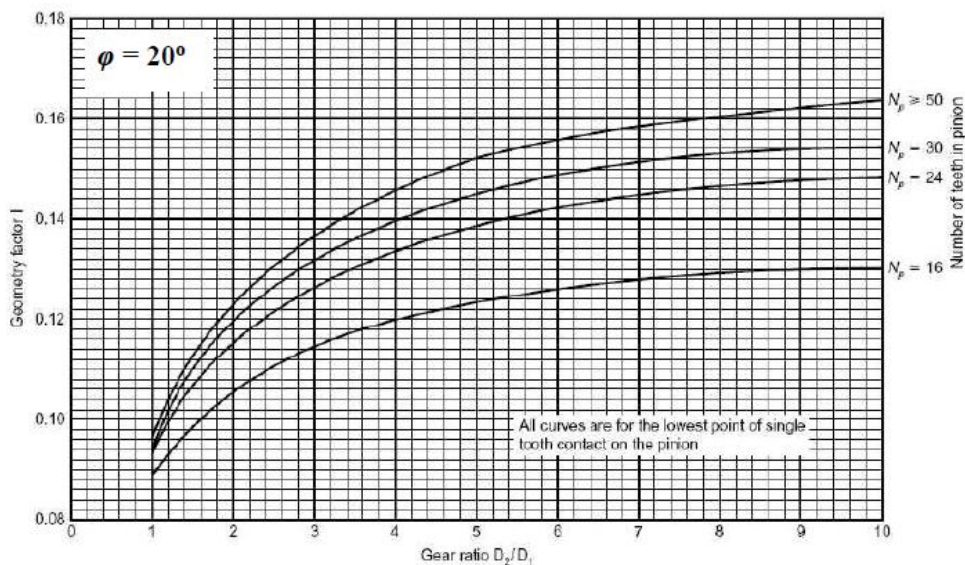
Πίνακας 5: Συντελεστής αξιοπιστίας  $K_R$  Πηγή: Γιαννόπουλος Ι.Γεώργιος

Συντελεστής αξιοπιστίας $K_R$	
Απαίτηση	$K_R$
1 αστοχία σε 10000	1.50
1 αστοχία σε 1000	1.25
1 αστοχία σε 100	1.00
1 αστοχία σε 10	0.85
1 αστοχία σε 2	0.70

Πίνακας 6: Συντελεστής ελαστικότητας  $C_p$  Πηγή: Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

Ελαστικός συντελεστής, $C_p, (MPa)^{1/2}$						
Υλικό του ριπίσι	Μέτρο ελαστικότητας του ριπίσι, $E_p (MPa)$	Υλικό του κινούμενου οδοντωτού τροχού, $E_p, MPa$				
		Χάλυβας	Μαλακός σίδηρος	Χυτοσίδηρος	Αλουμίνιο-μπρούντζος	Μπρούντζος-κασσίτερος
		Μέτρο ελαστικότητας του κινούμενου οδοντωτού τροχού, $E_p (MPa)$				
		210000	170000	150000	120000	110000
Χάλυβας	210000	192	181	175	163	159
Μαλακός σίδηρος	170000	181	172	167	157	153
Χυτοσίδηρος	150000	175	167	162	153	149
Αλουμίνιο-μπρούντζος	120000	163	157	153	145	142
Μπρούντζος-κασσίτερος	110000	159	153	149	142	139

Λόγος Poisson = 0.30



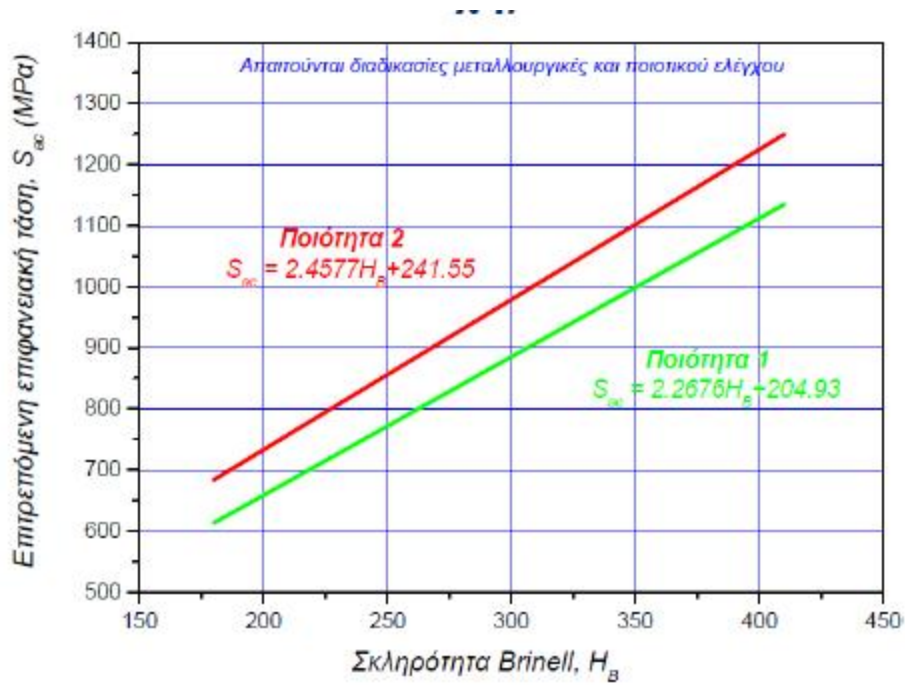
**Σχήμα 6:** Γεωμετρικός συντελεστής αντίστασης σε επιφανειακή φορά I

**Πηγή:** Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

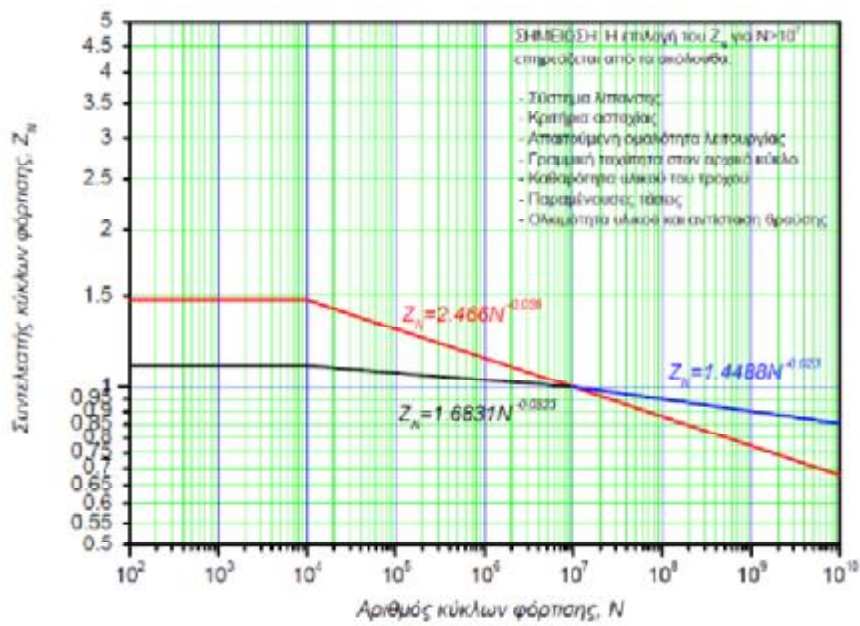
**Πίνακας 7:** Επιτρεπόμενη τάση επιφανείας  $S_{ac}$

**Πηγή:** Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

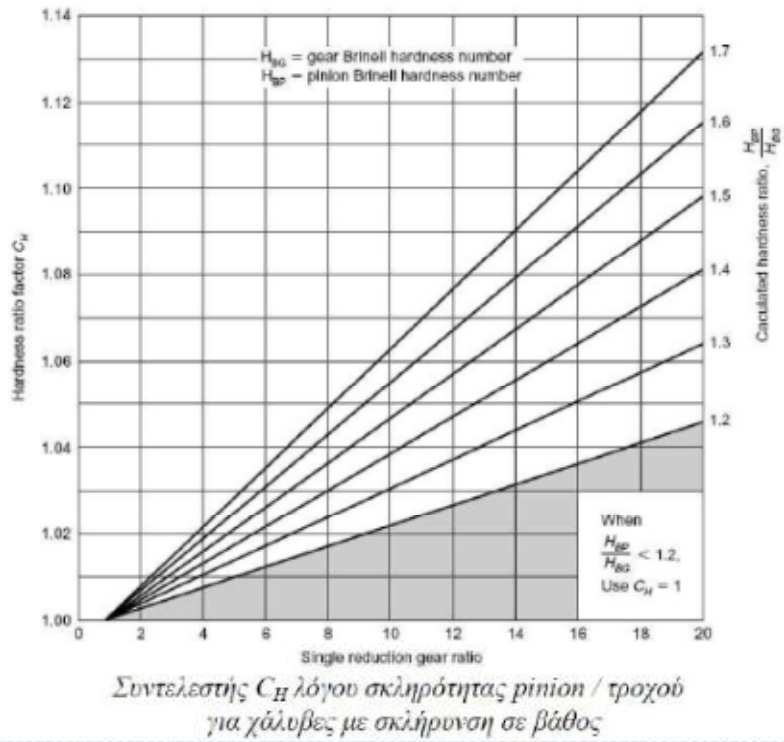
Επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση $S_{ac}$ για χαλύβδινους οδοντωτούς τροχούς				
Υλικό	Θερμική επεξεργασία	Επιτρεπόμενη επιφανειακή τάση $S_{ac}$ , MPa		
		Ποιότητα 1	Ποιότητα 2	Ποιότητα 3
Χάλυβας	Σκλήρυνση σε βάθος	Σχήμα d	Σχήμα d	----
	Σκλήρυνση με φλόγα ή επαγωγή	1197	1338	----
		1232	1373	----
	Σκλήρυνση με ενανθράκωση	1268	1585	1937
	Εναζώτωση	1056	1148	1232
1092		1183	1268	
2.5% Chrome (no aluminum)	Εναζώτωση	1092	1211	1331
Nitralloy 135M	Εναζώτωση	1197	1289	1373
Nitralloy N	Εναζώτωση	1211	1324	1444
2.5% Chrome (no aluminum)	Εναζώτωση	1239	1380	1521



Σχήμα 7: Σκληρότητα Brinell  $H_B$  Πηγή: Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος



Σχήμα 8: Συντελεστής διάρκειας ζωής  $Z_N$  Πηγή: Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος



**Σχήμα 9:** Συντελεστής λόγου σκληρότητας για αντίσταση σε φθορά  $C_H$

**Πηγή:** Γιαννόπουλος Ι. Γεώργιος

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνο Κ. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών 1 Μετάδοση Κίνησης, ΣΥΓΧΡΟΝΗ ΕΚΔΟΤΙΚΗ, Αθήνα 2003.
2. Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνο Κ. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών 2 Μετάδοση Κίνησης, ΣΥΓΧΡΟΝΗ ΕΚΔΟΤΙΚΗ, Αθήνα 2002.
3. Γ.Κ. Μπαράκου, Σημειώσεις Στοιχεία Μηχανών 2, Τμήμα Μηχανολογίας, ΣΤΕ, ΤΕΙ Πάτρας, Πάτρα 1999.
4. Κωστόπουλος Θ. Ν., Οδοντώσεις και Μειωτήρες Στροφών, εκδόσεις ΣΥΜΕΩΝ, Αθήνα 1991.
5. Δρ. Κλειώ Γ. Βόσου, «Στοιχεία Μηχανολογίας», μάθημα 7<sup>ο</sup> εξαμήνου, Σχολής Μηχανικών – Μεταλλείων – Μεταλλουργών Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο.
6. Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, Στοιχεία Μηχανών 2, Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί, Πάτρα 2005.
7. Δρ. Γιαννόπουλου Ι. Γεώργιου, Στοιχεία Μηχανών 2, Τμήμα Μηχανολογίας, ΣΤΕ, ΤΕΙ Πάτρας.
8. Γεώργιος Χρυσολούρης κ.α., Εργαστηριακές Ασκήσεις Μηχανουργείου, Πανεπιστήμιο Πατρών, Τμήμα Μηχανολόγων – Αεροναυπηγών – Μηχανικών, Εργαστήριο Δυναμικής και Θεωρίας Μηχανών, Εργαστήριο Συστημάτων Παραγωγής και Αυτοματισμού, Πάτρα 2012.
9. Δρ. Μηχ. Γεώργιου Μάλιαρη, Στοιχεία Σύνδεσης Ατράκτου Πλήμνης, Τμήμα Μηχανολογίας, ΤΕΙ Μακεδονίας 2008.
10. Δρ. Μηχ. Γεώργιου Μάλιαρη, Έδρανα Κύλισης, Τμήμα Μηχανολογίας, ΤΕΙ Μακεδονίας 2008.

## ΙΣΤΙΟΣΕΛΙΔΕΣ

1. Δρ. Μηχ. Γεώργιου Μάλιαρη, Διάβρωση σε έδρανα κύλισης στο περιοδικό μετάδοση ισχύος, 2008, <http://www.metadosi-ischios.gr>.
2. Μετάδοση κινήσεως- οδοντωτοί τροχοί, [http://blogs.sch.gr/epal-kryon/files/2012/03/stoixeia-mixanon-granazia-9\\_1-9\\_2.pdf](http://blogs.sch.gr/epal-kryon/files/2012/03/stoixeia-mixanon-granazia-9_1-9_2.pdf).
3. Φυλλάδιο ασκήσεων στοιχείων μηχανών ΙΙ μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί, Πάτρα 2005, <http://www.mech.upatras.gr>.
4. Μηχανουργείο Υποστήριξης Ερευνητικών Δραστηριοτήτων, <http://mechwork.physics.upatras.gr>.
5. <http://www.mead.upatras.gr>.
6. <http://www.wisegeek.com>.
7. [www.Wikipedia.com](http://www.Wikipedia.com).
8. [www.Google.com](http://www.Google.com).