

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

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΚΙΝΗΣΕΩΣ
ΜΗΧΑΝΗΣ ΘΡΥΜΜΑΤΙΣΜΟΥ ΞΥΛΩΝ
ΙΣΧΥΟΣ 20 ΗΡ ΓΙΑ ΠΑΡΑΓΩΓΗ
PELLETS 200 kg/h**

ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ: Καραγιάννης Ηλίας

Σουβλής Περικλής

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: Δρ. Γιαννόπουλος Ανδρέας

ΠΑΤΡΑ 2013

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία με τίτλο “Υπολογισμός στοιχείων κινήσεως μηχανής θρυμματισμού ξύλων ισχύος 20 HP για παραγωγή pellets 200Kg/h” εκπονήθηκε στα πλαίσια προπτυχιακών σπουδών στο τμήμα Μηχανολογίας του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Πατρών υπό την επίβλεψη του αναπληρωτή καθηγητή Ανδρέα Γιαννόπουλου. Στην εργασία αυτή υπολογίζονται ο κινητήρας, οι οδοντωτοί τροχοί, οι άξονες και τα έδρανα της μηχανής.

Στο σημείο αυτό θα θέλαμε να εκφράσουμε τις ευχαριστίες μας στον κ. Ανδρέα Γιαννόπουλο, αναπληρωτή καθηγητή του τμήματος Μηχανολογίας του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Πατρών και επιβλέποντα της παρούσας πτυχιακής εργασίας για την πολύτιμη βοήθεια του, την υπομονή του και την σημαντική συμβολή του στην ολοκλήρωση της εργασίας.

Τέλος, ιδιαίτερη ευγνωμοσύνη οφείλουμε στους γονείς μας για την αγάπη τους και την υποστήριξή τους όλα αυτά τα χρόνια.

Ηλίας . Καραγιάννης

Περικλής Β. Σουβλής

Πάτρα, Σεπτέμβριος 2013

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία γίνεται ο υπολογισμός των στοιχείων κινήσεως μιας μηχανής θρυμματισμού ξύλου ισχύος 20 [HP]. Η μηχανή, όπως φαίνεται αποτελείται 2 άξονες κάθετους μεταξύ τους. Και οι δύο φέρουν κωνικό οδοντωτό τροχό στο ένα άκρο τους. Ο ένας άξονας είναι συνδεδεμένος με τον άξονα ενός κινητήρα και ο άλλος φέρει τον δίσκο κοπής. Και οι δύο άξονες στηρίζονται σε έδρανα κύλισης.

Η δομή της είναι η εξής: Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται μια εισαγωγή στις μηχανές θρυμματισμού ξύλου. Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται μια αναφορά στα χαρακτηριστικά μεγέθη τα υλικά και στα είδη των οδοντωτών τροχών. Γίνεται ιδιαίτερη αναφορά στους κωνικούς οδοντωτούς τροχούς. Το τρίτο κεφάλαιο αφορά τους άξονες και αναφέρεται ο υπολογισμός της αντοχής των αξόνων σε κάμψη και στρέψη. Το τέταρτο κεφάλαιο αφορά τα έδρανα κύλισης και τον υπολογισμό τους. Στο πέμπτο κεφάλαιο παρουσιάζεται η μελέτη της μηχανής θρυμματισμού ξύλου. Αναφέρονται τα στοιχεία κίνησης όπως, οι οδοντωτοί τροχοί, οι άξονες, το κόμπλερ, τα έδρανα της μηχανής και στην συνέχεια υπολογίζονται. Τέλος, παρατίθεται η βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε κατά την συγγραφή της εργασίας.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ ΜΗΧΑΝΕΣ ΘΡΥΜΜΑΤΙΣΜΟΥ ΞύΛΟΥ

1.1	Γενικά	1
1.2	Είδη μηχανών θρυμματισμού ξύλων	2

2^ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

2.1	Γενικά	3
2.2	Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών	3
2.3	Υλικά – Διαμόρφωση	9
2.4	Είδη οδοντωτών τροχών	16
2.4.1	Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί	16
2.4.2	Ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί	17
2.4.3	Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί	18
2.4.4	Ατέρμωνα οδοντωτός τροχός	20
2.5	Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες	23
2.5.1	Χαρακτηριστικά	23
2.5.2	Εκλογή κύριων στοιχείων	29
2.5.3	Δυνάμεις	31
2.5.4	Υπολογισμός του οδόντα σε θραύση	33
2.5.5	Υπολογισμός του οδόντα σε πίεση επιφάνειας	34
2.5.6	Υπολογισμός δυνάμεων στα έδρανα	35

3^ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ ΑΞΟΝΕΣ - ΑΤΡΑΚΤΟΙ

3.1	Γενικά	37
3.2	Αντοχή	39
3.2.1	Ροπές κάμψης και στρέψης	39
3.2.2	Υπολογισμός σε κάμψη	41
3.2.3	Υπολογισμός σε στρέψη	42
3.2.4	Κατά προσέγγιση υπολογισμός σε σύνθετη καταπόνηση	43
3.2.5	Ακριβής υπολογισμός σε σύνθετη καταπόνηση	44

4^ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ

ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΕΩΣ

4.1	Είδη εδράνων κύλισης	47
4.2	Υπολογισμός Εδράνων κύλισης	52
4.3	Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο	53
4.4	Διάρκεια ζωής, δυναμικό φορτίο	56

5^ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ

5.1	Περιγραφή της μηχανής	58
5.2	Υπολογισμός της ισχύος των αξόνων, των οδοντωτών τροχών και του δίσκου κοπής	58
5.2.1	Απώλειες ισχύος στον άξονα 1	59
5.2.2	Απώλειες ισχύος στον άξονα 2	60
5.2.3	Απώλειες ισχύος και ροπή στρέψεως στον κοπτικό δίσκο	61
5.3	Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες	61
5.3.1	Εκλογή κύριων στοιχείων	66
5.3.2	Δυνάμεις οδοντωτών τροχών	69
5.3.3	Εκλογή υλικού των οδοντωτών τροχών με κριτήριο την αντοχή τους σε θραύση	72
5.3.4	Εκλογή υλικού των οδοντωτών τροχών με κριτήριο την αντοχή σε πίεση επιφάνειας	74
5.4	Ανάλυση του άξονα 1 στον οποίο είναι στερεωμένο το πινιόν	74
5.4.1	Στροφές άξονα 1 και τροχού 1	74
5.4.2	Ροπή στρέψης του άξονα 1	74
5.4.3	Διαγράμματα αξονικών και τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως για τον άξονα 1	74
5.4.3.1	Δυνάμεις άξονα 1 στο επίπεδο (x-y)	74
5.4.3.2	Διαγράμματα δυνάμεων και ροπών στο επίπεδο (x-y)	76
5.4.3.3	Δυνάμεις άξονα 1 στο επίπεδο (x-z)	76
5.4.3.4	Διαγράμματα δυνάμεων και ροπών στο επίπεδο (x-z)	78

5.4.4	Μέγιστες τιμές ροπών κάμψης στις θέσεις Α και Β	78
5.5	Ανάλυση του άξονα 2 στον οποίο είναι στερεωμένος ο τροχός 2	78
5.5.1	Στροφές άξονα 2 και τροχού 2	78
5.5.2	Ροπή στρέψης του άξονα 2	79
5.5.3	Διαγράμματα αξονικών και τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως για τον άξονα 2	79
5.5.3.1	Δυνάμεις άξονα 2 στο επίπεδο (x-y)	79
5.5.3.2	Διαγράμματα δυνάμεων και ροπών στο επίπεδο (x-y)	81
5.5.3.3	Δυνάμεις άξονα 2 στο επίπεδο (x-y)	81
5.5.3.4	Διαγράμματα δυνάμεων και ροπών στο επίπεδο (x-y)	82
5.5.4	Μέγιστες τιμές ροπών κάμψης στις θέσεις Γ και Δ	83
5.6	Δυναμική καταπόνηση των αξόνων	83
5.6.1	Σχεδίαση διαγραμμάτων “SMITH” για χάλυβα St42	83
5.6.2	Επιτρεπόμενες τάσεις	84
5.6.3	Συντελεστής σύνθετης καταπόνησης	85
5.6.4	Υπολογισμός προσωρινών διαμέτρων για τον άξονα 1	85
5.6.5	Υπολογισμός προσωρινών διαμέτρων για τον άξονα	87
5.7	Έδρανα κύλισης στις θέσεις Α και Β	89
5.7.1	Δυνάμεις εδράνων Α και Β	89
5.7.2	Έδρανο κύλισης Α	90
5.7.2.1	Στοιχεία υπολογισμού εδράνου Α	90
5.7.2.2	Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Α	92
5.7.2.3	Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου Α	92
5.7.2.4	Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Α	93
5.7.3	Έδρανο κύλισης Β	93
5.7.3.1	Στοιχεία υπολογισμού εδράνου Β	93
5.7.3.2	Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Β	95
5.7.3.3	Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου Β	95
5.7.3.4	Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Α	96
5.8	Έδρανα κύλισης στις θέσεις Γ και Δ	96
5.8.1	Δυνάμεις εδράνων Γ και Δ	96
5.8.2	Έδρανο κύλισης Γ	97
5.8.2.1	Στοιχεία υπολογισμού εδράνου Γ	97
5.8.2.2	Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Γ	98
5.8.2.3	Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου Γ	99
5.8.2.4	Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Α	99
5.8.3	Έδρανο κύλισης Δ	100
5.8.3.1	Στοιχεία υπολογισμού εδράνου Δ	100

5.8.3.2	Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Δ	101
5.8.3.3	Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου Δ	102
5.8.3.4	Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου A	102
5.9	Εκλογή συνδέσμου για την σύνδεση του άξονα με τον κινητήρα	103
5.9.1	Εκλογή συνδέσμου	103
5.9.2	Υπολογισμός των κοχλιών σύνδεσης	103
5.9.2.1	Μετάδοση ισχύος μέσω τριβής	103
5.9.2.2	Μετάδοση ισχύος μέσω διάτμησης	104
	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	129

1ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ

ΜΗΧΑΝΕΣ ΘΡΥΜΜΑΤΙΣΜΟΥ ΞΥΛΟΥ

1.2 Γενικά

Η μηχανή θρυμματισμού ξύλου χρησιμοποιείται για την μετατροπή μεγάλων κομματιών ξύλου σε μικρότερα. Συνήθως είναι ευκίνητες στηριζόμενες πάνω σε ρόδες άλλοτε συρόμενες από μικρού μεγέθους φορτηγό και άλλες όχι. Η ισχύς δίδεται συνήθως μέσω κινητήρα εσωτερικής καύσης είτε μέσω ηλεκτροκινητήρα. Οι μεγαλύτερες μηχανές έχουν συνήθως σύνδεση για εξωτερικό κινητήρα επιλογής μας σε αντίθεση με τις μικρότερες που έχουν συνήθως έναν κινητήρα ήδη εγκατεστημένο. Τα βασικά στοιχεία μιας μηχανής θρυμματισμού ξύλου είναι τα κοπτικά εργαλεία που χρησιμοποιεί. Τα πιο συνηθισμένα κοπτικά είναι είτε μαχαίρια, είτε κοπτικοί δίσκοι. Από μία ασφαλή για τον άνθρωπο απόσταση, εξαιτίας ενός προστατευτικού μηχανισμού, τοποθετείται το εκάστοτε κομμάτι ξύλου που επρόκειτο να θρυμματιστεί και εν συνεχεία μαζεύουμε το προϊόν από το χώρο συλλογής.



Σχήμα 1.0: Μηχανή θρυμματισμού μη-αυτοκινούμενη

2.2 Είδη μηχανών θρυμματισμού ξύλων

- **Υψηλής Ροπής**

Ο πιο δημοφιλής τύπος μηχανής θρυμματισμού ξύλων. Η κίνηση δίνεται κυρίως από έναν ηλεκτροκινητήρα, δεν προκαλούν ηχορρύπανση και είναι εύκολες στην μεταφορά. Πολλές επίσης διαθέτουν σύστημα που να εμποδίζει τα ξύλα να φρακάρουν την μηχανή.

- **Κοπή με δίσκο**

Είναι οι πιο καινούριες μηχανές και χρησιμοποιούν κοπτικό δίσκο αντί για μαχαίρια. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την πιο ομοιόμορφη παραγωγή προϊόντων επειδή λειτουργεί ως μηχανισμός “ξεφλουδίσματος”.

2^ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ

ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

2.1 Γενικά

Οι οδοντωτοί τροχοί χρησιμοποιούνται σε πολύ μεγάλη κλίμακα για τη μετάδοση κίνησης από ένα άξονα στον άλλο. Η μετάδοση αυτή πραγματοποιείται μέσω των οδόντων του ενός τροχού που εισέρχονται στα αντίστοιχα διάκενα του άλλου. Μεταφέρουν άμεσα από τις πιο μικρές ως τις πιο μεγάλες ισχύεις και στροφές μεταξύ παραλλήλων, τεμνόμενων και διασταυρούμενων στο χώρο (ασύμβατων) αξόνων.

Πλεονεκτήματα των οδοντωτών τροχών θεωρούνται η μικρή απαιτούμενη συντήρηση, η μεγάλη ασφάλεια λειτουργίας και διάρκεια ζωής, η ακριβής σχέση μετάδοσης, ο μεγάλος βαθμός απόδοσης, η δυνατότητα υπερφόρτισης και ο μικρότερος χώρος που καταλαμβάνουν έναντι των ιμάντων και των αλυσίδων.

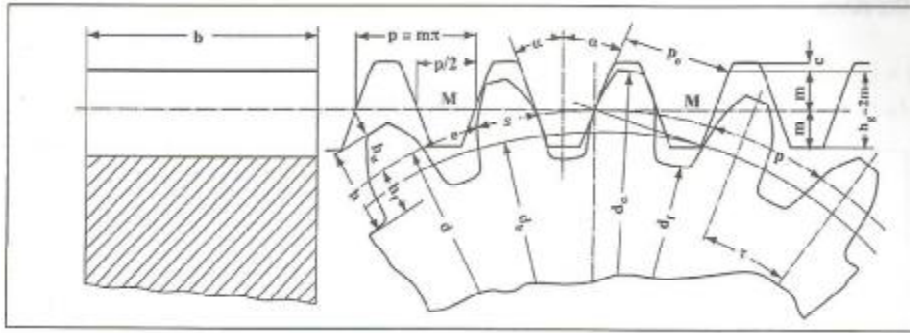
Μειονεκτήματα είναι το σχετικά μεγάλο κόστος κατασκευής, η θορυβώδης λειτουργία και η μη ελαστική μεταφορά των δυνάμεων.

2.2 Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών

Μπορούμε να θεωρήσουμε ότι ένα ζεύγος οδοντωτών τροχών προέρχεται από δύο λείους κυλίνδρους που εφάπτονται και κυλίνουν συνεχώς, ο δε κινητήριος μεταδίδει την κίνηση στον κινούμενο, με την τριβή, χωρίς ολίσθηση.

Εσοχές και εξοχές που υπάρχουν στην περιφέρεια των κυλίνδρων δημιουργούν τους οδόντες και η μεταξύ τους εμπλοκή μεταβιβάζει την κίνηση από τον ένα στον άλλο.

- **Διάμετρος αρχικού κύκλου ή κύκλου κύλισης d (Σχήμα 2.1)** ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου κατά τον οποίο εφάπτεται ο ένας κύλινδρος πάνω στον άλλο. Είναι δε επίσης ο κύκλος που χρησιμοποιείται για την κατασκευή του οδοντωτού τροχού δηλαδή ο κύκλος πάνω στον οποίο κυλιέται το κοπτικό εργαλείο.



Σχήμα: 2.1: Βασικά μεγέθη οδοντωτών τροχών με ευθείς οδόντες. [2]

- **Σχέση μετάδοσης i** ονομάζεται ο λόγος του αριθμού των στροφών n_a (ή της γωνιακής ταχύτητας ω_a) του κινητηρίου (πρώτου) τροχού προς τον αριθμό στροφών n_b (ή της γωνιακής ταχύτητας ω_b) του κινούμενου (τελευταίου) τροχού.

$$i = \frac{n_a}{n_b} = \frac{\omega_a}{\omega_b} \quad (2.1)$$

Για ένα μονοβάθμιο μειωτήρα (σχήμα 2.2) η σχέση μετάδοσης θα είναι:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.2)$$

Για να υπάρχει στους δύο κυλίνδρους που αναφέραμε συνεχής επαφή με κύλιση, χωρίς ολίσθηση, πρέπει οι περιφερειακές ταχύτητες στους αρχικούς κύκλους να είναι ίσες, επομένως:

$$u_1 = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = u_2 = \frac{d_2 \cdot \pi \cdot n_2}{60} \quad (2.3)$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = i \quad (2.4)$$

Επειδή $d_2 = m \cdot z_2$ και $d_1 = m \cdot z_1$ θα έχουμε ακόμη:

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.5)$$

Ο λόγος του αριθμού οδόντων $\frac{z_2}{z_1}$ χαρακτηρίζεται ιδιαίτερα με το γράμμα u , δηλαδή:

$$\frac{z_2}{z_1} = u \geq 1 \quad (2.6)$$

Θα έχουμε λοιπόν σχέση μετάδοσης για μείωση στροφών (πινιόν 1 κινητήριο) $i = u$ και σχέση μετάδοσης για αύξηση στροφών (τροχός 2 κινητήριος) $i = \frac{1}{u}$, όπου

u_1, u_2 : περιφερειακή ταχύτητα του κινητηρίου και του κινούμενου τροχού.

d_1, d_2 : διάμετρος αρχικού κύκλου του κινητηρίου και του κινούμενου τροχού.

z_1, z_2 : αριθμός οδόντων του μικρού και του μεγάλου τροχού.

- **Βήμα p** ονομάζεται η απόσταση μεταξύ δύο οδόντων και μετράται σαν τόξο πάνω στον αρχικό κύκλο.

$$p = \frac{\pi \cdot d}{z} \quad (2.7)$$

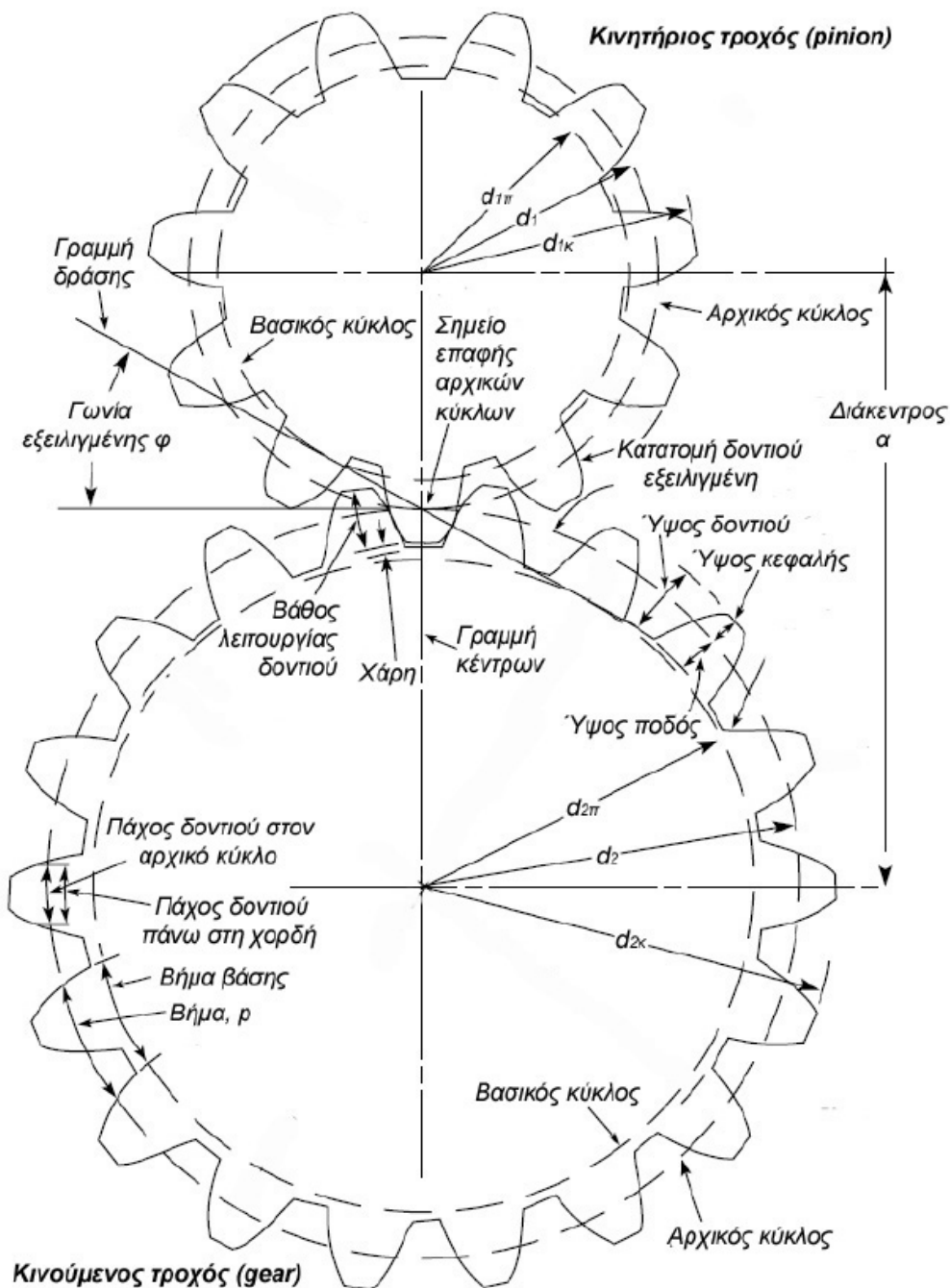
- **Modul ή μέτρο m** ονομάζεται ο λόγος $\frac{p}{\pi}$ (ή το μήκος της αρχικής διαμέτρου που αντιστοιχεί σε ένα οδόντα)

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z} \quad \text{σε [mm]} \quad (2.8)$$

Για να περιοριστεί ο αριθμός των απαιτούμενων κοπτικών εργαλείων στην βιομηχανία, χρησιμοποιούνται τα τυποποιημένα modul που περιέχονται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 2.1: Τιμές modul σε mm κατά DIN 780. [2]

Σειρά 1	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.16	0.20	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.25
	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
Σειρά 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	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70



Σχήμα: 2.2: Γεωμετρία οδοντωτών τροχών. [6]

- **Ύψος κεφαλής h_a** ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ αρχικού κύκλου και κύκλου κεφαλής. Λαμβάνεται ίσο με το modul.

$$h_a = m \quad (2.9)$$

- **Ύψος πόδα h_f** ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ αρχικού κύκλου και κύκλου πόδα. Λαμβάνεται ίσο με 1,167m ή 1,25m ανάλογα με το κοπτικό εργαλείο.

$$h_f = h_a + c = m + c = 1,167 \cdot m \quad (2.10)$$

$$h_f = h_a + c = m + c = 1,25 \cdot m \quad (2.11)$$

Όπου c είναι η χάρη κεφαλής, δηλαδή η χάρη ανάμεσα στους κύκλους κεφαλής και πόδα. (Σχήμα 2.1)

Λαμβάνεται ανάλογα με το κοπτικό εργαλείο $c = 0,167m$ ή $c = 0,25$.

- **Ύψος οδόντα h** ονομάζεται το άθροισμα του ύψους κεφαλής και ύψους πόδα.

$$h = h_a + h_f \quad (2.12)$$

- **Διάμετρος κύκλου κεφαλής d_a** ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου που περιορίζει εξωτερικά τους οδόντες.

$$d_a = d + 2 \cdot h_a \quad (2.13)$$

- **Διάμετρος κύκλου πόδα d_f** ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου που περιορίζει εσωτερικά τους οδόντες

$$d_f = d - 2 \cdot h_f \quad (2.14)$$

- **Απόσταση αξόνων a_d** ονομάζεται το ημίαθροισμα των διαμέτρων των αρχικών κύκλων

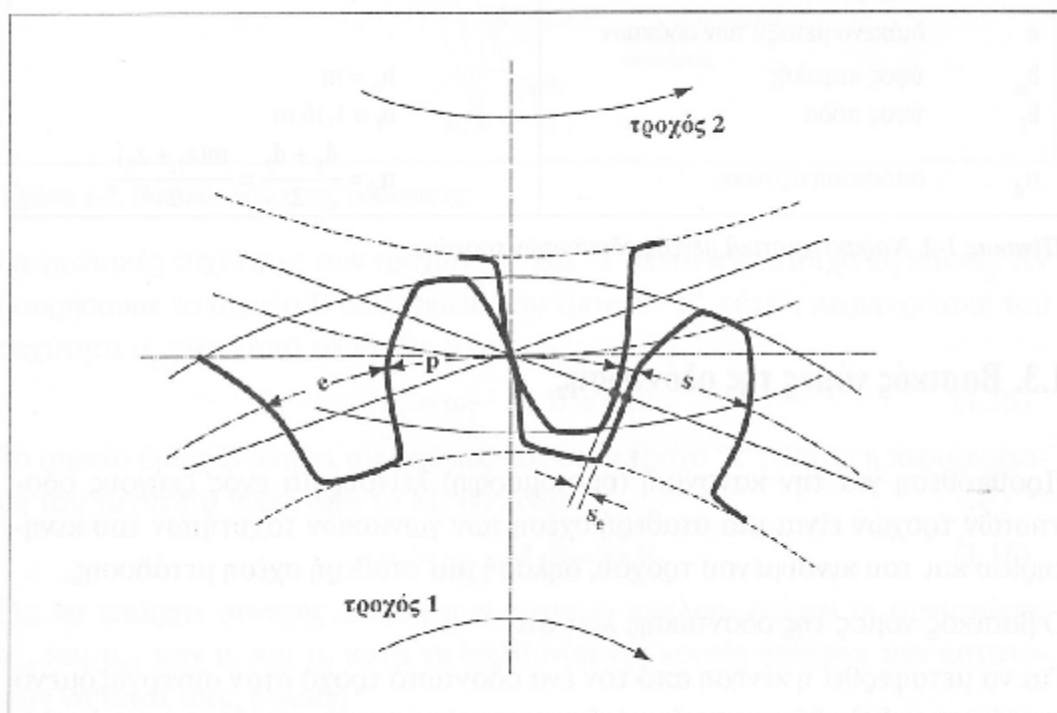
$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \cdot (d_1 + d_2)}{2} \quad (2.15)$$

- **Πάχος οδόντων s** μετράται πάνω στον αρχικό κύκλο και είναι:

$$s = p - e \quad (2.16)$$

όπου e το διάκενο μεταξύ δύο οδόντων.

Θεωρητικά το πάχος s πρέπει να είναι ίσο με το διάκενο: $e = p / 2$. Για την αντιμετώπιση όμως ανακρίβειών κατασκευής και τοποθέτησης, πιθανών θερμικών διαστολών και λίπανσης, είναι απαραίτητη μία χάρη κατατομής δηλαδή το διάκενο πρέπει να είναι λίγο μεγαλύτερο από το πάχος του οδόντα.



Σχήμα: 2.3: Γεωμετρία οδοντωτών τροχών. [2]

Προσδιοριστική είναι η ελάχιστη απόσταση s_e μεταξύ των δύο κατατομών που μετράται πάνω στη γραμμή επαφών. Το πάχος s και το διάκενο e εξαρτώνται από την κατεργασία των οδόντων και έχουν τα ακόλουθα μεγέθη:

$$\text{Για ακατέργαστους οδόντες} \quad s = \frac{19}{40}p \quad e = \frac{21}{40}p$$

$$\text{Για κατεργασμένους οδόντες} \quad s = \frac{39}{80} \text{ ή } \frac{79}{160} \text{ ή } \frac{1}{2}p \quad e = \frac{41}{80} \text{ ή } \frac{81}{160} \text{ ή } \frac{1}{2}p$$

2.3 Υλικά – Διαμόρφωση

Για μικρές περιφερειακές ταχύτητες χρησιμοποιούνται συνήθως οδοντωτοί τροχοί με ευθείες οδόντες. Για μεγάλες περιφερειακές ταχύτητες προτιμούνται οδοντωτοί τροχοί με κεκλιμένους (πλάγιους) οδόντες, γιατί προκαλούν λιγότερο θόρυβο. Στην περίπτωση αυτή θα πρέπει βέβαια να ληφθούν υπόψη, κατά την έδραση των αξόνων και οι αξονικές δυνάμεις που αναπτύσσονται εδώ. Χονδρικά μπορούμε να εκλέξουμε το υλικό για την κατασκευή των οδοντωτών τροχών από τον πίνακα 1. Αν όμως το επιβάλλει ο υπολογισμός των οδόντων σε θραύση και πίεση επιφάνειας, θα πρέπει να γίνει αλλαγή του υλικού.

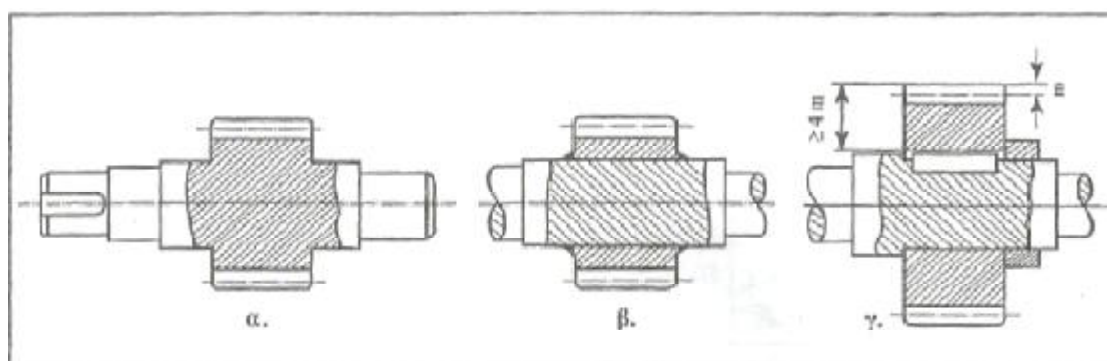
Πίνακας 2.2: Χάρη κατατομής των οδόντων. [2]

Χαρακτηριστικά	Υλικό	
	Πινιόν	Τροχού
1. Μικρές ισχείς και μικρός αριθμός στροφών, π.χ. ανυψωτικά μηχανήματα	Χυτοσίδηρος St42, St50	Χυτοσίδηρος
2. Μέσες ισχείς και μέσος αριθμός στροφών, π.χ. μικρές εργαλειομηχανές	Χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας St50, St60	Χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας, σφαιροειδής χυτοσίδηρος
3. Μεγάλες ισχείς και μεγάλος αριθμός στροφών π.χ. μεγάλες εργαλειομηχανές	St60, St70 Βελτιωμένοι χάλυβες	Χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας, σφαιροειδής χυτοσίδηρος, βελτιωμένοι χάλυβες
4. Τροχοί μεγάλων απαιτήσεων π.χ. πλοία, αυτοκίνητα	St60, St70 Βαμμένος και βελτιωμένος, βελτιωμένοι χάλυβες, χάλυβες ενανθράκωσης	Χυτοχάλυβες, βελτιωμένοι χάλυβες, χάλυβες ενανθράκωσης

Για το πινιόν χρησιμοποιείται συνήθως πιο ανθεκτικό υλικό από το υλικό του συνεργαζόμενου μεγάλου τροχού, διότι λόγω μεγαλύτερου αριθμού στροφών (περισσότερες εμπλοκές) καταπονείται περισσότερο. Ίδιο υλικό για πινιόν και τροχό, σε μη σκληρημένους οδοντωτούς τροχούς, θα πρέπει κατά το δυνατόν να αποφεύγεται και λόγω αυξημένου κινδύνου σε “άρπαγμα”, ιδιαίτερα όταν ο υπολογισμός σε πίεση επιφάνειας είναι οριακός.

Η επιφανειακή βαφή σε χαλύβδινους οδόντες προσδίδει μια ιδιαίτερη μεγάλη αντοχή σε φθορά. Ο πυρήνας του οδόντα πρέπει να παραμείνει συνεκτικός για την καλύτερη παραλαβή κρούσεων. Οι οδοντωτοί τροχοί που λειαίνονται μετά την θερμική επεξεργασία εργάζονται ιδιαίτερα αθόρυβα και

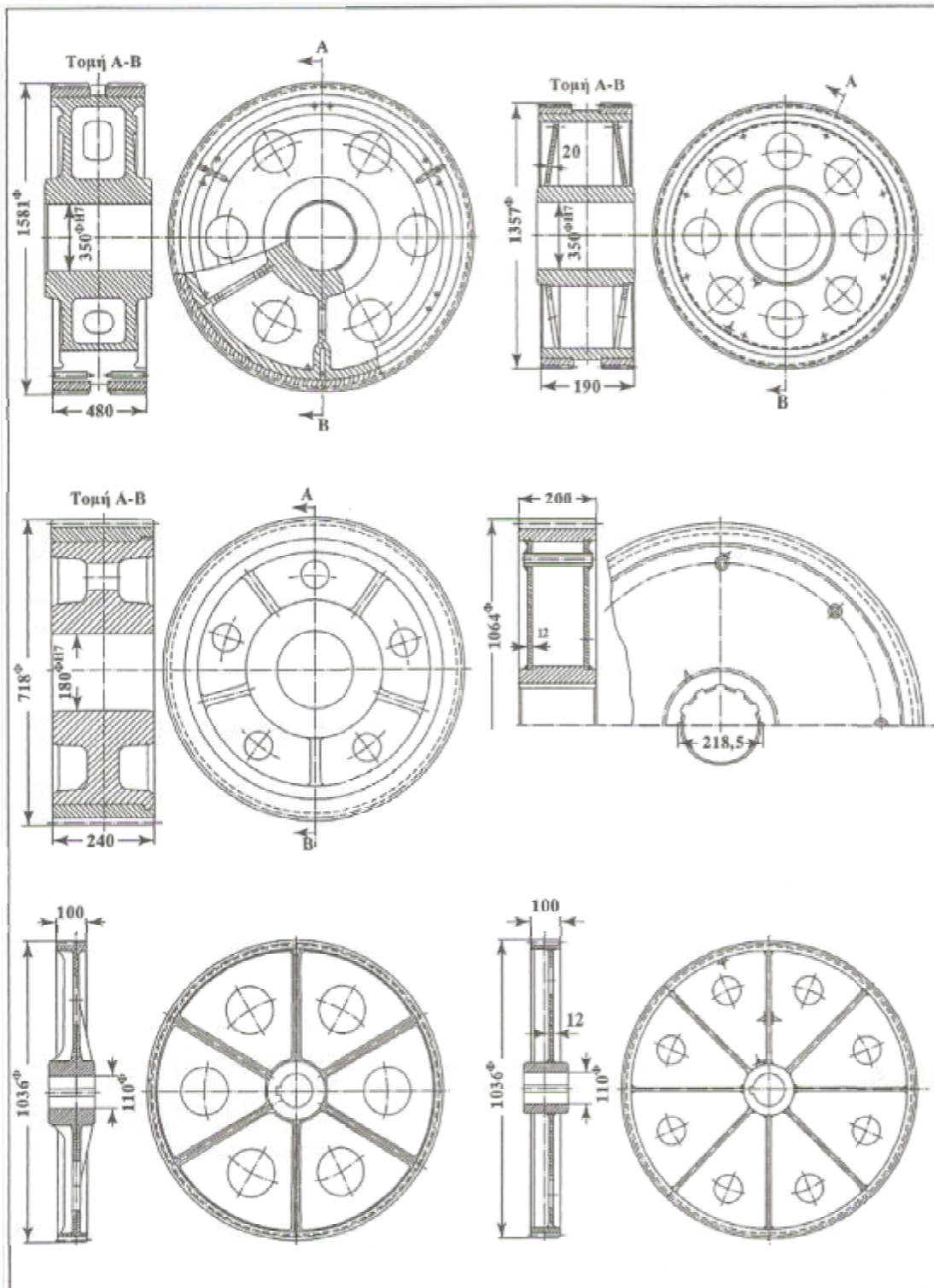
ομαλά. Μη σκληρημένοι οδοντωτοί τροχοί υφίστανται απόξεση σαν κατεργασία αποπεράτωσης. Όταν το πινιόν, σε σχέση με τον άξονα, έχει μικρή αρχική διάμετρο, τότε κατασκευάζεται ολόσωμο με τον άξονα (**Σχήμα 2.4α**). Μπορεί επίσης να συγκολληθεί πάνω στον άξονα ένας δακτύλιος πριν από την κοπή της οδόντωσης (**Σχήμα 2.4β**). Στην περίπτωση αυτή η κατεργασία στον τόρνο είναι μικρότερη, έτσι ώστε η κατασκευή πιθανόν να είναι φθηνότερη. Πινιόν με μεγαλύτερες διαστάσεις τοποθετούνται με σφήνα πάνω στον άξονα (**Σχήμα 2.4γ**). Λόγω της συγκέντρωσης τάσεων στο σφηνόδρομο, η απόσταση από τον κύκλο κεφαλής μέχρι την βάση του σφηνοδρόμου θα πρέπει να είναι τουλάχιστον $4m$ (όπου $m = \text{modul}$).



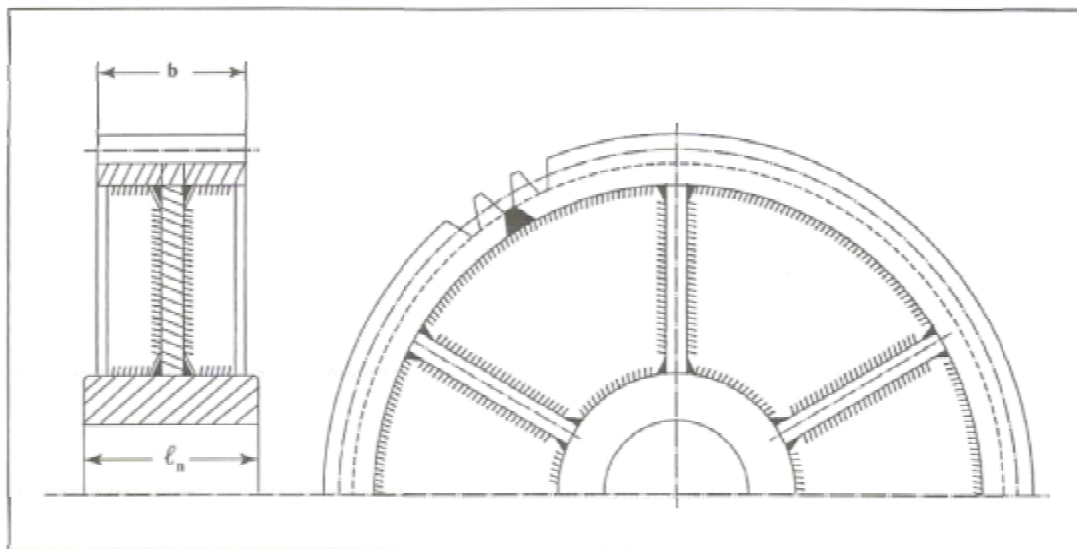
Σχήμα 2.4: α. πινιόν ολόσωμο με τον άξονα, β. δακτύλιος συγκολλημένος πάνω στον άξονα, γ. πινιόν με σφήνα πάνω στον άξονα. [2]

Μεγάλοι οδοντωτοί τροχοί διαμορφώνονται με πλήμνη, στεφάνη και αρκετούς βραχίονες. Πολλές φορές φέρουν μία ξεχωριστή στεφάνη με τους οδόντες, τη στεφάνη επίστεψης. Στην περίπτωση αυτή τα υπόλοιπα μέρη των τροχών (πλήμνη, βραχίονες κ.λπ.) κατασκευάζονται κατά κανόνα χυτά ή σε περίπτωση μικρού αριθμού τεμαχίων, συγκολλητά (**Σχήμα 2.5**). Η συγκολλητή κατασκευή έχει επιπλέον το πλεονέκτημα να είναι ελαφρύτερη. Λεπτομερέστερα προβλέπεται εδώ η συγκόλληση, πάνω σε μια χαλύβδινη πλήμνη, ενός δίσκου που φέρει στεφάνη γυρισμένη από έλασμα κατάλληλου πάχους. Συγκολλητά νεύρα ενισχύουν την κατασκευή (**Σχήμα 2.6**). Οι περιφερειακές ραφές στην πλήμνη ελέγχονται σε διάτμηση.

Πολύ μεγάλοι οδοντωτοί τροχοί κατασκευάζονται διαιρούμενοι για λόγους συναρμολόγησης ή μεταφοράς. Ο αρμός διαίρεσης τοποθετείται στο μέσο δύο βραχιόνων και δύο κενών οδόντων. Τα δύο μισά του τροχού συνδέονται κατόπιν με κοχλίες κοντά στη στεφάνη και στην πλήμνη.



Σχήμα 2.5: Διαμόρφωση μεγάλων οδοντωτών τροχών. Αριστερά με χυτό σώμα, δεξιά με συγκολλητό σώμα. [2]

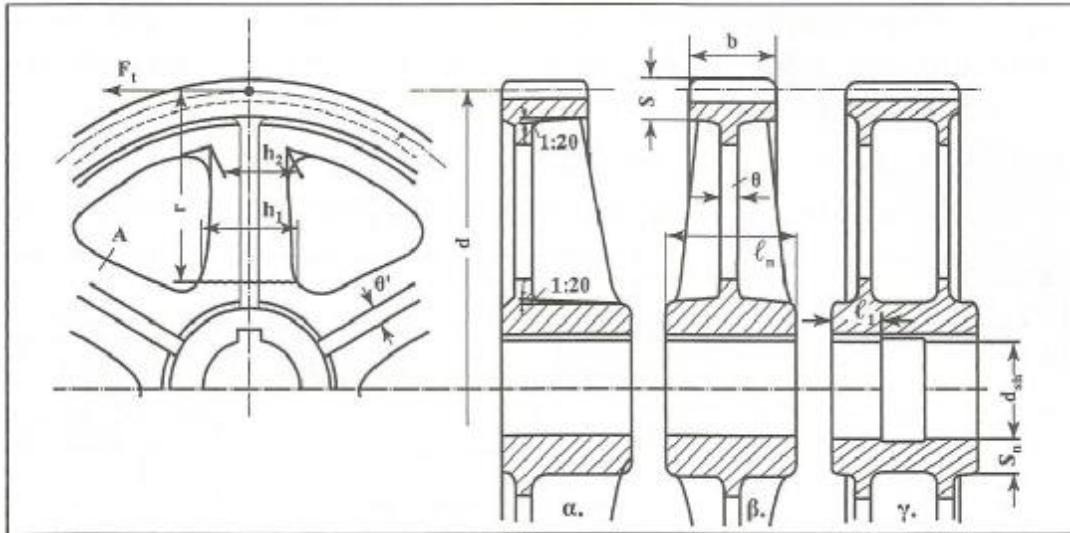


Σχήμα 2.6: Συγκολλητός οδοντωτός τροχός. [2]

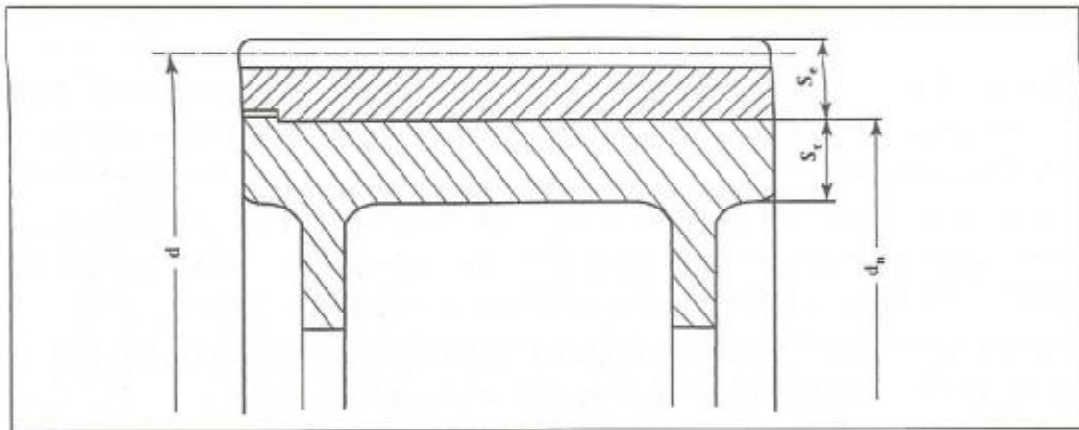
Οι διαστάσεις της πλήμνης, των βραχιόνων και της στεφάνης δίνονται στον **Πίνακα 2.3**. Επίσης στα **Σχήματα 2.7** και **2.8**.

Πίνακας 2.3: Διαστάσεις πλήμνης, βραχιόνων και στεφάνης. [2]

Ονομασία	Συμβολισμός	Τύπος	Παρατηρήσεις
Πάχος πλήμνης – για χυτοσίδηρο – για χυτοχάλυβα	S_n	$0,4 \cdot d_{sh} + 1$ $0,3 \cdot d_{sh} + 1$	d_{sh} = διάμετρος ατράκτου σε cm
Μήκος πλήμνης	ℓ_n	$> (1,2 \div 1,5)d_{sh}$	d_{sh} = διάμετρος ατράκτου
Αριθμός βραχιόνων – για αδιαίρετους τροχούς – για διαιρούμενους τροχούς	i	$1/7 \sqrt{d}$ $1/8 \sqrt{d}$	d = αρχική διάμετρος σε mm
Πλάτος βραχίονα – στην πλήμνη – στη στεφάνη	h_1 h_2	$(8 \div 10) m$ $(6 \div 10) m$	h_1, h_2 σε mm $m = \text{modul}$
Πλάτος νεύρων – κυρίως – δευτερεύοντος	θ θ'	$\approx 1/5h_1 \approx (1,5 \div 2) m$ $\approx 1/6h_1 \approx 1,5 m$	θ, θ' σε mm $m = \text{modul}$
Πάχος στεφάνης	S_e	$\geq 4 m$	$m = \text{modul}$



Σχήμα 2.7: Διαστάσεις πλήμνης, βραχιόνων και νεύρων σε μεγάλους οδοντωτούς τροχούς. [2]



Σχήμα 2.8: Οδοντωτός τροχός με στεφάνη επίστεψης. [2]

Στην περίπτωση οδοντωτού τροχού με στεφάνη επίστεψης θα έχουμε τις ακόλουθες τιμές:

$$S_{\tau} = [(d/80) + 18] \cdot f_b \quad [mm] \quad (2.17)$$

$$S_e = [(d/80) + 10] \cdot f_b + 2,5m \quad [mm] \quad (2.18)$$

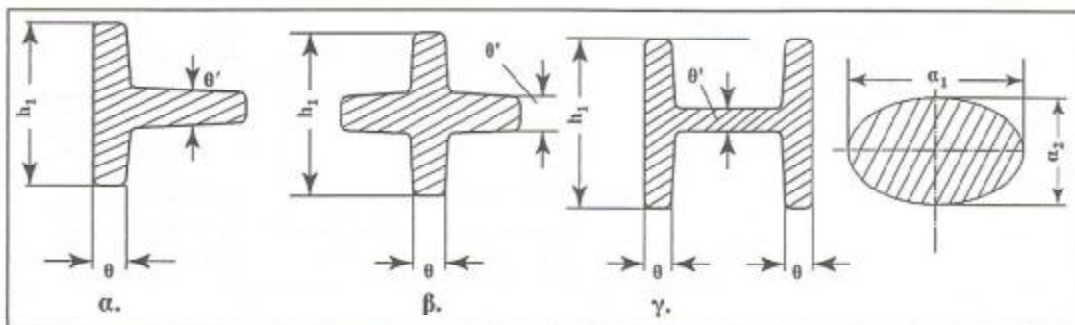
με $f_b = 0,8$ για πλάτος οδόντων $b \leq 10m$

και $f_b \leq 1,4$ για πλάτος οδόντων $b > 10m$

Το πλάτος των οδόντων είναι άσκοπο να γίνεται πολύ μεγάλο. Διότι τότε, όπως ήδη αναφέρθηκε, λάθη κοπής ή έδρασης στην οδόντωση προκαλούν

μείωση του πραγματικού πλάτους κατά το οποίο εφάπτονται οι συνεργαζόμενοι οδόντες. Μπορεί μάλιστα, σε άξονες που δεν είναι τελείως παράλληλοι, να συνεργάζεται μόνο ένα τμήμα στο άνω άκρο του οδόντα, οπότε αυξάνει η πιθανότητα θραύσης.

Στο **Σχήμα 2.9** δίνονται διάφορες διατομές βραχιόνων. Από την πλήμνη προς τη στεφάνη οι βραχίονες γίνονται λεπτότεροι.



Σχήμα 2.9: Συνήθεις διατομές βραχιόνων οδοντωτών τροχών. Αντιστοιχούν στις διατομές α, β, γ του **Σχήματος 2.7**. [2]

Οι βραχίονες καταπονούνται κυρίως σε κάμψη από την περιφερειακή δύναμη f_t που ενεργεί σε απόσταση r από τη βάση τους (**Σχήμα 2.7**). Επειδή η περιφερειακή δύναμη δεν κατανέμεται ομοιόμορφα σε όλους τους βραχίονες, θεωρείται ότι μόνο το $1/4$ των βραχιόνων λαμβάνουν μέρος στη μεταφορά της δύναμης. Από τους βραχίονες αυτούς, μόνο τα κυρίως νεύρα διαμορφώνουν την ροπή αντίστασης που λαμβάνεται υπόψη στον υπολογισμό, επειδή αυτά βρίσκονται στη διεύθυνση περιστροφής. Τα δευτερεύοντα νεύρα, λόγω της μικρής ροπής αντίστασης που έχουν, δεν συμβάλλουν σχεδόν καθόλου.

Λαμβάνοντας υπόψη και τις κρούσεις που προέρχονται από το είδος της κίνησης (κινητήρια μηχανή – εργομηχανή), η τάση κάμψης στο βραχίονα θα είναι :

$$\sigma_b = \frac{F_t \cdot K_A \cdot r}{(i/4) \cdot W_b} \leq \sigma_{b\epsilon\pi} \quad [N/mm^2] \quad (2.19)$$

όπου

σ_b : τάση κάμψης στο βραχίονα σε N/mm^2

F_t : περιφερειακή δύναμη που εφαρμόζεται στην αρχική διάμετρο π.χ. του πινιόν,

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_1} \text{ σε N, όπου: } T_1 \text{ η ροπή στρέψης στο πινιόν σε N}$$

d_1 η αρχική διάμετρος πινιόν σε mm

K_A : Ο συντελεστής εφαρμογής (πίνακας 2)

r : απόσταση της περιφερειακής δύναμης από την επικίνδυνη διατομή σε mm

i : αριθμός βραχιόνων

W_b : Ροπή αντίστασης της διατομής του βραχίονα $W_b = h_1^2 \cdot \theta / 6$ σε mm

$\sigma_{βεπ}$: Επιτρεπόμενη τάση κάμψης σε N/mm^2 μπορεί γενικά να ληφθεί :

$$\sigma_{βεπ} \approx 30N/mm^2$$

Πίνακας 2.4: Συντελεστής εφαρμογής K_A για μειωτήρες με οδοντωτούς τροχούς με δωρη ή 24ωρη ημερήσια λειτουργία. [2]

Εργομηχανή	Κινητήρια μηχανή		
	Ομοιόμορφη κίνηση	Ελαφρές κρούσεις	Κρούσεις μέσου μεγέθους
	Ηλεκτροκινητήρας, αμμοστρόβιλος	Πολυκύλινδρη εμβολοφόρος μηχανή	Μονοκύλινδρη εμβολοφόρος μηχανή
Λειτουργία ομοιόμορφη π.χ. Γεννήτριες, μειωτήρες πρόωσης, μεταφορικές ταινίες, ελαφρά αναβατόρρα και βαρούλκα, στροβιλοφυσητήρες και συμπιεστές, αναδευτήρες και αναμικτήρες για υλικά με ομοιόμορφη πυκνότητα.	1.0 (1,25)	1,25 (1,5)	1.5 (1,75)
Λειτουργία με μέτριες κρούσεις π.χ. Κύριες μεταδόσεις κίνησης σε εργαλειομηχανές, βαριά αναβατόρρα, συστήματα περιστροφής γερανών, ανεμιστήρες ορυχείων, αναδευτήρες και αναμικτήρες για υλικά με ασανόνιστη πυκνότητα, εμβολοφόρες αντλίες με πολλούς κυλίνδρους, αντλίες διανομής.	1,25 (1,5)	1,5 (1,75)	1,75 (2,0)
Λειτουργία με ισχυρές κρούσεις, π.χ. Διατρητικά - διαμορφωτικά μηχανήματα, ψαλίδια, ξημοτήρια ελαστικού, μηχανές ελάστων και μεταλλουργιών, εκκαυφείς με πτύο, βαριές κεντροφυγές, βαριές αντλίες διανομής.	1,75 (2,0)	2,0 (2,25)	2,25 (2,5)

2.4 Είδη οδοντωτών τροχών

2.4.1 Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί

- **Χρησιμοποίηση**

Οι οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες χρησιμοποιούνται για μικρές μέχρι μέσες περιφερειακές ταχύτητες (μέχρι $v \approx 20$ m/sec) και κανονικές απαιτήσεις, π.χ. σε μειωτήρες γενικής χρήσης, μικρά σχετικά ανυψωτικά μηχανήματα, βαρούλκα, δομικές και αγροτικές μηχανές, κιβώτια αλλαγής ταχυτήτων σε εργαλειομηχανές.

Σε σχέση με τους οδοντωτούς τροχούς με κεκλιμένους οδόντες, παρουσιάζουν τα επόμενα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα.

- **Πλεονεκτήματα**

1. Δεν εμφανίζουν κατά τη λειτουργία τους αξονικές δυνάμεις και επομένως τα έδρανα δέχονται μικρότερα φορτία.
2. Ο βαθμός απόδοσης είναι λίγο μεγαλύτερος.
3. Οι οδόντες μπορούν να κατασκευασθούν με μεγαλύτερο πλάτος. Έτσι προκύπτουν μεγαλύτερες επιφάνειες επαφής, μικρότερες πιέσεις επιφάνειας και αντίστοιχα μικρότερη φθορά. Γι' αυτό σε πολυβάθμιους μειωτήρες, χρησιμοποιούνται συχνά στην βαθμίδα χαμηλών στροφών που έχει υψηλή ροπή στρέψης.

- **Μειονεκτήματα**

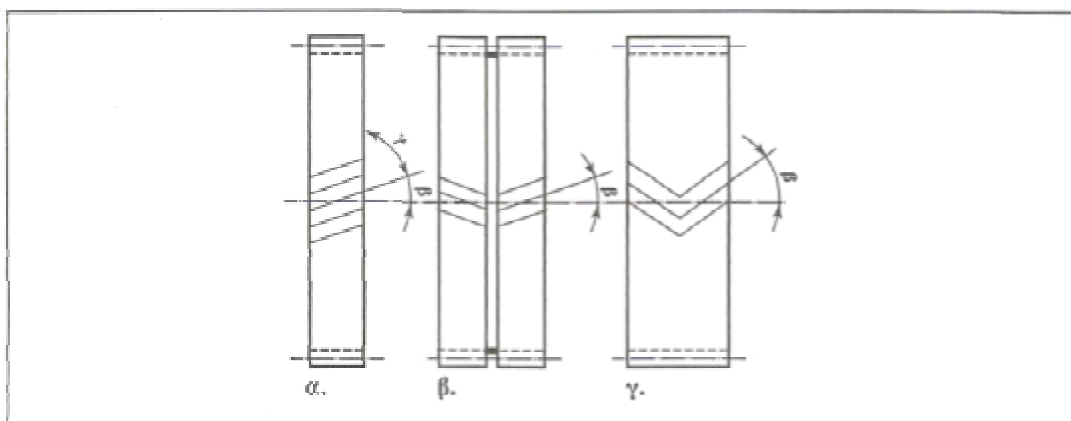
1. Σχετικά θορυβώδης λειτουργία, ιδιαίτερα σε υψηλό αριθμό στροφών.
2. Για τις ίδιες διαστάσεις έχουν μικρότερη αντοχή.
3. Παρουσιάζουν ευαισθησία στα λάθη μορφής του οδόντα και πρόσθετων δυναμικών φορτίων, εμφανίζουν δηλαδή ευκολότερα ταλαντώσεις και δυναμικές θραύσεις.

2.4.2 Ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί

• Χρησιμοποίηση

Στην κεκλιμένη οδόντωση, η πορεία της κατατομής των οδόντων είναι ελικοειδής. Οι οδόντες δεν είναι παράλληλοι προς τον άξονα του τροχού αλλά σχηματίζουν μαζί του (δηλ. η εφαπτομένη στην ελικοειδή γραμμή της κατατομής) τη γωνία β .

Για την συνεργασία δύο οδοντωτών τροχών θα πρέπει οι οδόντες του ενός να είναι δεξιόστροφος και του άλλου αριστερόστροφος, με την ίδια γωνία κλίσης και οι δύο. Ο όρος δεξιόστροφος και αριστερόστροφος χρησιμοποιείται όπως και στα σπειρώματα, π.χ. οι οδόντες του **Σχήματος 2.10α** είναι αριστερόστροφος.



Σχήμα 2.10: Κεκλιμένοι οδοντωτοί τροχοί. α. απλή κεκλιμένη οδόντωση, β. διπλή κεκλιμένη οδόντωση, γ. οδόντωση μορφής βέλους. [2]

• Πλεονεκτήματα

- Εργάζονται πιο ήρεμα και πιο αθόρυβα επειδή η εμπλοκή των οδόντων γίνεται βαθμιαία και επιπλέον βρίσκονται συγχρόνως σε επαφή περισσότεροι οδόντες. Είναι επομένως περισσότερο κατάλληλοι για υψηλότερο αριθμό στροφών. Επιπλέον οι κεκλιμένοι οδόντες μπορούν να δεχθούν μεγαλύτερα φορτία από τους ευθείς οδόντες με τις ίδιες διαστάσεις και είναι λιγότερο ευαίσθητοι σε λάθη μορφής οδόντα.

- **Μειονεκτήματα**

- Λόγω της κλίσης εμφανίζονται κατά τη λειτουργία αξονικές δυνάμεις που προκαλούν πρόσθετες καταπονήσεις στον άξονα και τα έδρανα και αντίστοιχα υψηλότερες απώλειες τριβής και μικρότερο βαθμό απόδοσης. Για ίδιο αριθμό οδόντων και το ίδιο modul οι διάμετροι των τροχών και οι αποστάσεις των αξόνων γίνονται, με αύξηση της γωνίας κλίσης, μεγαλύτερες από ότι σε τροχούς με ευθείς οδόντες. Η αξονική δύναμη εξουδετερώνεται με την κατασκευή διπλής κεκλιμένης οδόντωσης (**Σχήμα 2.10β**) ή οδόντωσης μορφής βέλους (**Σχήμα 2.10γ**). Οι τροχοί μπορούν να κατασκευασθούν εδώ στο διπλάσιο πλάτος από ότι στην απλή κεκλιμένη οδόντωση και είναι ιδιαίτερα κατάλληλοι για μεγάλους μειωτήρες. Η κατασκευή των οδόντων μορφής βέλους είναι δυσκολότερη και ακριβότερη. Θα πρέπει επίσης να σημειωθεί ότι για λόγους αντοχής, η κορυφή της γωνίας που σχηματίζουν οι οδόντες πρέπει να βρίσκεται προς τη διεύθυνση περιστροφής του τροχού.

Για να μην εμφανίζονται μεγάλες αξονικές δυνάμεις (που εξαρτώνται από την γωνία κλίσης β) και να εξασφαλίζεται ήρεμη λειτουργία του μειωτήρα, είναι σκόπιμο να εκλέγεται

Για απλή και διπλή οδόντωση $\beta = 8^\circ \dots 25^\circ$

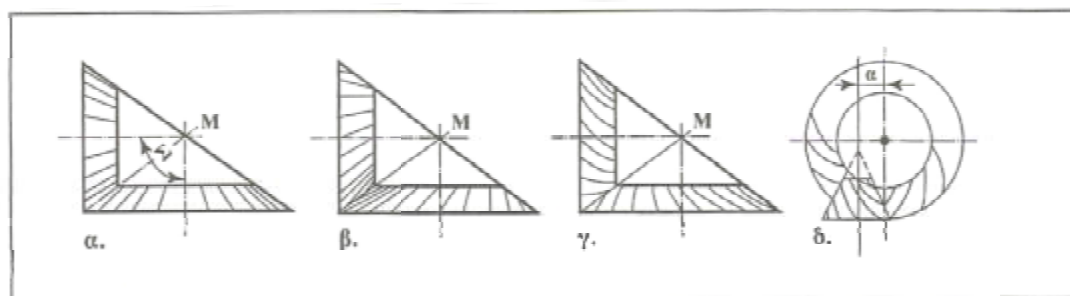
Για οδόντωση μορφής βέλους $\beta = 30^\circ \dots 45^\circ$

Οδοντωτοί τροχοί με κεκλιμένους οδόντες χρησιμοποιούνται κυρίως σε μεγάλες καταπονήσεις και υψηλό αριθμό στροφών π.χ. σε μειωτήρες γενικής χρήσης, μειωτήρες πλοίων, μειωτήρες εργαλειομηχανών και οχημάτων.

2.4.3 Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί

- **Χρησιμοποίηση**

Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθείς, κεκλιμένους ή τοξωτούς οδόντες χρησιμοποιούνται για την μετάδοση της κίνησης μεταξύ τεμνόμενων ή διασταυρούμενων αξόνων.



Σχήμα 2.11: Βασικές μορφές οδοντωτών τροχών.

α. Με ευθείς οδόντες, β. Με κεκλιμένους οδόντες,
 γ. Με τοξωτούς οδόντες, δ. Μετατοπισμένοι κωνικοί τροχοί. [2]

Κανονικά οι άξονες τέμνονται σε ένα σημείο M υπό μία τυχαία γωνία Σ , που όμως τις περισσότερες φορές είναι $\Sigma = 90^\circ$. Σε κωνικούς οδοντωτούς τροχούς με διασταυρούμενους άξονες (υποειδείς μειωτήρες) ο άξονας του πινιόν είναι μετατοπισμένος κατά την απόσταση a από τον άξονα του τροχού (Σχήμα 2.11β).

Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες χρησιμοποιούνται μόνο σε χαμηλούς αριθμούς στροφών π.χ. σε μειωτήρες για χειροκίνητα ανυψωτικά μηχανήματα ή σε μειωτήρες γενικής χρήσης μικρής ισχύος. Ταχύτητες κανονικά μέχρι 6 m/sec, με λειασμένους οδόντες μέχρι 20 m/sec.

Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με κεκλιμένους οδόντες, εργάζονται πιο ήρεμα και πιο αθόρυβα από τους κωνικούς τροχούς με ευθείς οδόντες, λόγω του μεγαλύτερου βαθμού επικάλυψης. Χρησιμοποιούνται π.χ. σε μειωτήρες γενικής χρήσης, για βαθμίδες εισόδου σε γωνιακούς μειωτήρες μεγάλων ταχυτήτων και σε μειωτήρες εργαλειομηχανών. Ταχύτητες μέχρι 40 m/sec για οδόντες κοινούς από γκραναζοκόπτη, μέχρι 50 m/sec για οδόντες λειασμένους.

Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με τοξωτούς οδόντες προτιμούνται σε ιδιαίτερα μεγάλες απαιτήσεις αντοχής σε θραύση και ήρεμης λειτουργίας. Χρησιμοποιούνται π.χ. σε μειωτήρες μεγάλης ισχύος και σε διαφορικά οχημάτων. Ταχύτητες μέχρι 30 m/sec, με λειασμένους οδόντες μέχρι 60 m/sec.

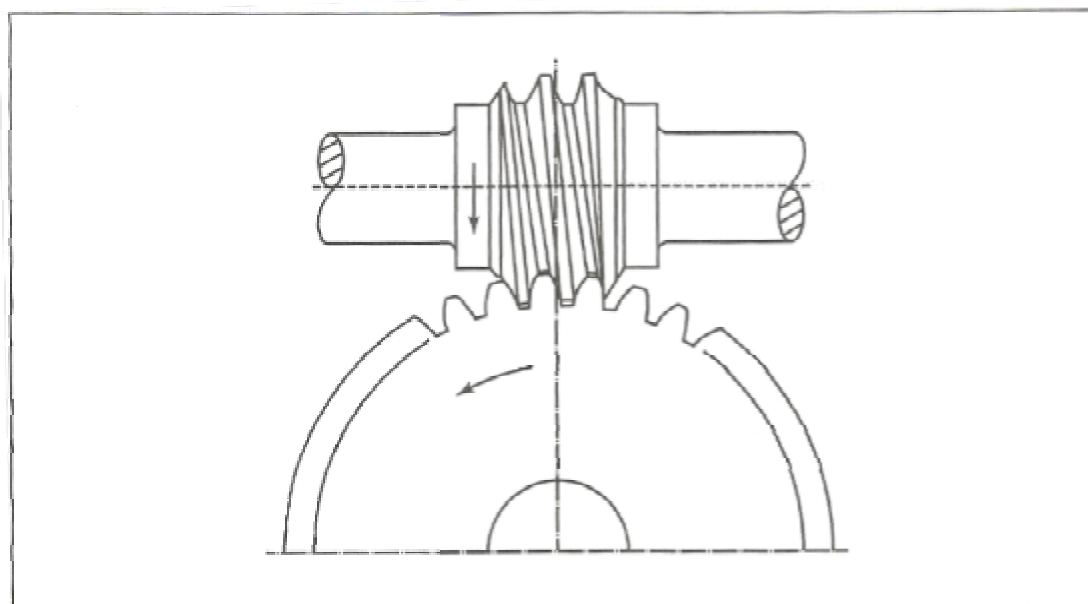
Οι μειωτήρες με κωνικούς οδοντωτούς τροχούς απαιτούν μέγιστη επιμέλεια στη κατασκευή, συναρμολόγηση (ακριβής τοποθέτηση των τροχών) και έδραση, γιατί από τους παράγοντες αυτούς εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό η ήρεμη λειτουργία και η διάρκεια ζωής.

2.4.4 Ατέρμονας οδοντωτός τροχός

- Χρησιμοποίηση

Το σύστημα ατέρμονα κοχλία – τροχού χρησιμοποιείται για την μετάδοση κίνησης σε διασταυρούμενους άξονες (Σχήμα 2.12) με γωνία συνήθως 90° .

Ο ατέρμονας κοχλίας είναι όμοιος με συνηθισμένο κοχλία κίνησης με μία ή περισσότερες αρχές, συνήθως δεξιόστροφο και κινητήριο. Ο συνεργαζόμενος τροχός (κορώνα) έχει σαν βασική μορφή τον οδοντωτό τροχό με κεκλιμένους οδόντες.



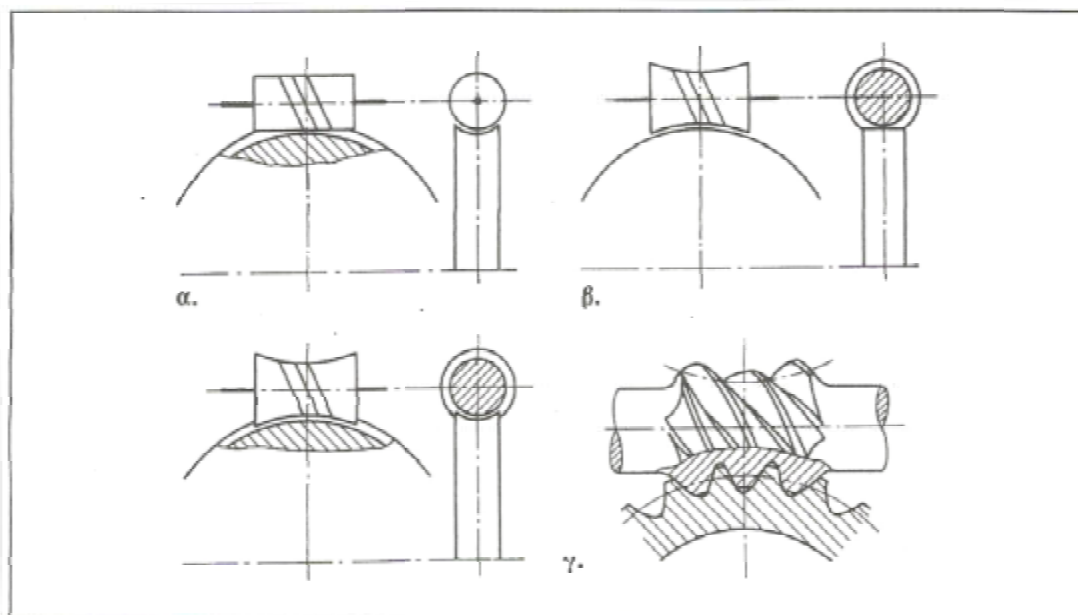
Σχήμα 2.12: Σύστημα ατέρμονα κοχλία-τροχού. [2]

Το σύστημα ατέρμονα κοχλία-τροχού παρουσιάζει σε σύγκριση με τους μετωπικούς και τους κωνικούς τροχούς, πιο αθόρυβη λειτουργία και είναι, για την ίδια ισχύ και σχέση μετάδοσης, πιο μικρό και πιο εύκολο στην κατασκευή. Σχέσεις μετάδοσης, συνήθως μόνο για μείωση στροφών, είναι δυνατές μέχρι $i_{max} \approx 100$, με μια μόνο βαθμίδα. Σε ειδικές περιπτώσεις η μείωση μπορεί να είναι ακόμη μεγαλύτερη.

Από την άλλη πλευρά όμως η κίνηση ολίσθησης των κατατομών προκαλεί μεγαλύτερη φθορά και μικρότερο βαθμό απόδοσης. Οι αναπτυσσόμενες, ιδιαίτερα στον κοχλία, μεγάλες αξονικές δυνάμεις, απαιτούν ισχυρή έδραση των αξόνων. Υπάρχει επίσης μια ευαισθησία έναντι μεταβολών στην απόσταση των αξόνων.

Ο ατέρμονας κοχλίας και ο τροχός μπορούν να έχουν μορφή κυλινδρική ή σφαιροειδή. Διακρίνουμε:

- Μειωτήρες κυλινδρικού ατέρμονα που αποτελούνται από κυλινδρικό ατέρμονα και σφαιροειδή τροχό (**Σχήμα 2.13α**). Είναι το περισσότερο χρησιμοποιούμενο σύστημα για κάθε είδους μειωτήρες.
- Μειωτήρες σφαιροειδούς ατέρμονα-κυλινδρικού τροχού που αποτελούνται από σφαιροειδή ατέρμονα και κυλινδρικό τροχό (**Σχήμα 2.13β**). Το σύστημα χρησιμοποιείται σπάνια λόγω μεγάλου κόστους κατασκευής του ατέρμονα.
- Μειωτήρες σφαιροειδούς ατέρμονα που αποτελούνται από σφαιροειδή ατέρμονα και σφαιροειδή τροχό (**Σχήμα 2.13γ**). Λόγω του μεγάλου κόστους κατασκευής, το σύστημα χρησιμοποιείται μόνο για μειωτήρες υψηλής απόδοσης.

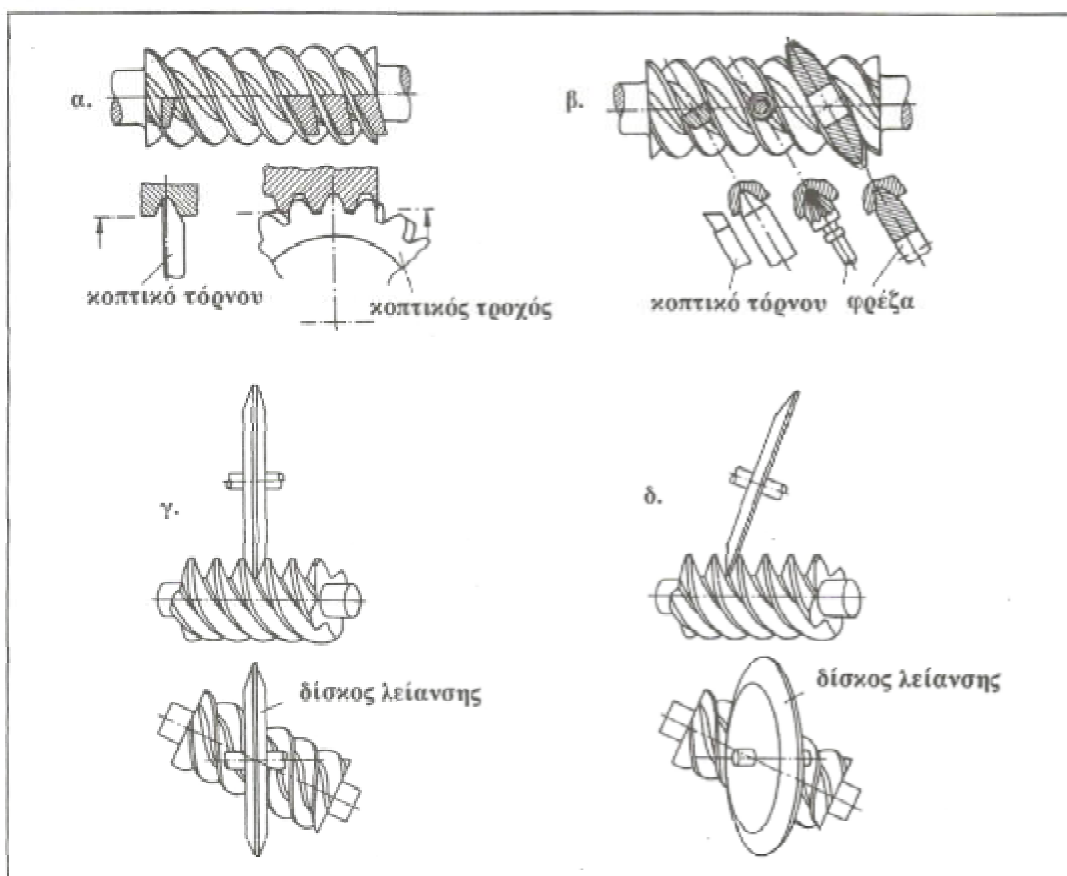


Σχήμα 2.13: Συστήματα ατέρμονα κοχλία-τροχού. α. Κυλινδρικός ατέρμονας – σφαιροειδής τροχός, β. Σφαιροειδής ατέρμονας – κυλινδρικός τροχός, γ. Σφαιροειδής ατέρμονας – σφαιροειδής τροχός. [2]

Στους περισσότερο χρησιμοποιούμενους κυλινδρικούς ατέρμονες (Ζ) ανάλογα με την κατατομή του ατέρμονα, διακρίνουμε :

- Ατέρμονας ΖΑ. Η κατατομή του ατέρμονα στην αξονική τομή είναι τραπεζοειδής. Ο ατέρμονας κατασκευάζεται στον τόρνο με τραπεζοειδές κοπτικό εργαλείο που οδηγείται κάθετα προς τον άξονα του ατέρμονα (**Σχήμα 2.14α**). Χρησιμοποιείται σπάνια λόγω κακών συνθηκών κοπής σε μεγάλο βήμα.

- Ατέρμονας ΖΝ. Η κατατομή του ατέρμονα στην κάθετη τομή είναι τραπεζοειδής. Ο ατέρμονας κατασκευάζεται στον τόρνο με τραπεζοειδές κοπτικό εργαλείο που οδηγείται προς τον άξονα με γωνία κλίσης γ_m (Σχήμα 2.14β). Επίσης μπορεί να κατασκευασθεί και στη φρέζα με κονδύλι ή μικρό δισκοειδές κοπτικό εργαλείο.
- Ατέρμονας ΖΚ. Η κατατομή του ατέρμονα είναι καμπύλη. Ο ατέρμονας κατασκευάζεται όπως και στη δεύτερη περίπτωση, με τη διαφορά ότι το κοπτικό εργαλείο είναι δισκοειδές (Σχήμα 2.14γ). Το μέγεθος της καμπυλότητας των κατατομών εξαρτάται από τη διάμετρο του κοπτικού εργαλείου. Χρησιμοποιείται συχνά λόγω της οικονομικής κατασκευής.
- Ατέρμονας ΖΙ. Η κατατομή του ατέρμονα στην κάθετη τομή έχει τη μορφή της εξειλιγμένης, είναι επομένως αντίστοιχος, με οδοντωτό τροχό με κεκλιμένους οδόντες και μεγάλη γωνία κλίσης β . Ο ατέρμονας αυτός κατασκευάζεται συνήθως με τη μέθοδο της κύλισης (Σχήμα 2.14δ). Λόγω της οικονομικής κατασκευής οι ατέρμονες ΖΙ έχουν αποκτήσει τη μεγαλύτερη σημασία.



Σχήμα 2.14: Μορφές ατέρμονων κοχλιών. [2]

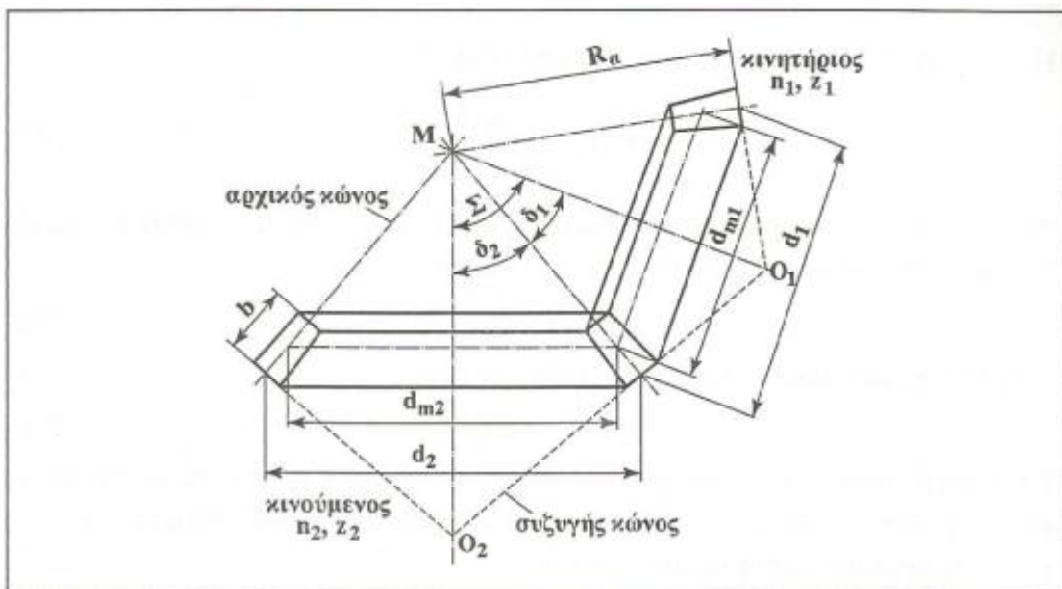
Οι οδόντες της κορώνας κατασκευάζονται συνήθως με τη μέθοδο της κύλισης, με κοπτικό εργαλείο που αντιστοιχεί στη μορφή του ατέρμονα.

Το σύστημα ατέρμονα κοχλία – τροχού χρησιμοποιείται σε μειωτήρες γενικής χρήσης με μεγάλες σχέσεις μετάδοσης και μεγάλες ισχύεις και στροφές εισόδου π.χ. σε ανελκυστήρες, γερανούς, μεταφορικές ταινίες και σε συστήματα οδήγησης οχημάτων.

2.5 Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες

• 2.5.1 Χαρακτηριστικά

Η κίνηση δύο συνεργαζόμενων κωνικών τροχών αντιστοιχεί στην κύλιση, χωρίς ολίσθηση, δύο κώνων που εφάπτονται κατά μήκος της γενέτειράς τους και οι κορυφές τους συμπίπτουν στο σημείο M της τομής των αξόνων τους (Σχήμα 2.15). Η κοινή γενέτειρα έχει μήκος R_a .



Σχήμα 2.15: Γεωμετρικές σχέσεις σε μειωτήρα με κωνικούς οδοντωτούς τροχούς. [2]

Οι κώνοι με τις κορυφές O_1 και O_2 που έχουν τις γενέτειρές τους κάθετες προς τις γενέτειρες των αρχικών κώνων, ονομάζονται συζυγείς κώνοι.

Από τους αρχικούς κώνους, των οποίων οι μέγιστοι κύκλοι λαμβάνονται ως αρχικοί κύκλοι, χρησιμοποιείται μόνο εκείνο το τμήμα που αντιστοιχεί στο πλάτος b του οδόντα.

Οι άξονες σχηματίζουν με τις γενέτειρες των αρχικών κώνων τις γωνίες αρχικών κώνων δ_1 και δ_2 . Η γωνία αξόνων των συνεργαζομένων κωνικών τροχών είναι:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 \quad (2.20)$$

Η σχέση μετάδοσης είναι:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\eta\mu\delta_2}{\eta\mu\delta_1} \quad (2.21)$$

Ο λόγος του αριθμού οδόντων είναι:

$$u = \frac{z_{\text{τροχού}}}{z_{\text{πινιόν}}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\eta\mu\delta_2}{\eta\mu\delta_1} \quad (2.22)$$

Η γωνία αρχικού κώνου δ_1 του κινητήριου τροχού για τυχαία γωνία Σ των αξόνων των τροχών είναι:

$$\varepsilon\varphi\delta_1 = \frac{\eta\mu\Sigma}{i + \sigma\upsilon\nu\Sigma} \quad (2.23)$$

Η γωνία δ_1 του μικρού τροχού (πινιόν) είναι :

$$\varepsilon\varphi\delta_1 = \frac{\eta\mu\Sigma}{u + \sigma\upsilon\nu\Sigma} \quad (2.24)$$

Αν οι άξονες σχηματίζουν ορθή γωνία ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$), η γωνία του αρχικού κώνου δ_1 του κινητήριου τροχού θα είναι:

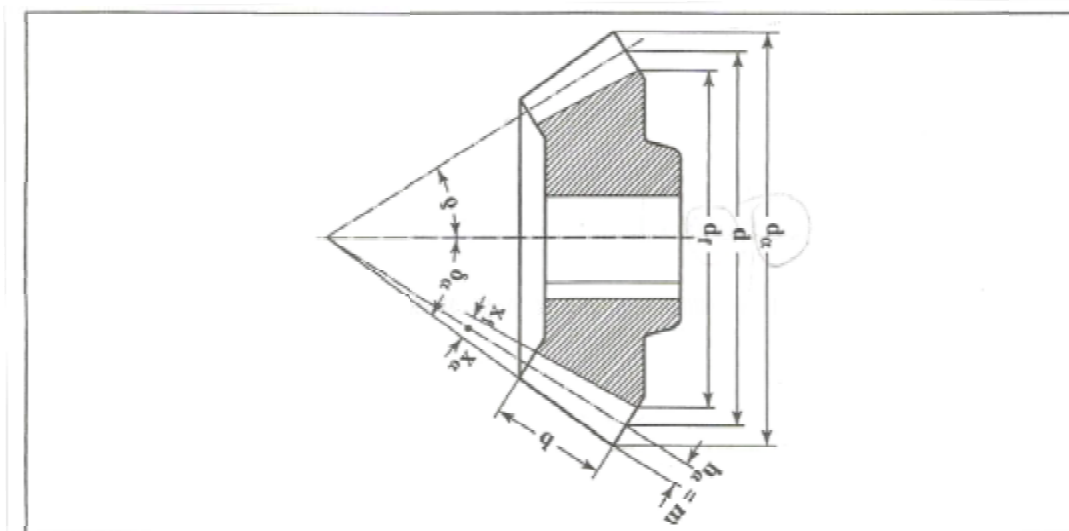
$$\sigma\varphi\delta_1 = \varepsilon\varphi\delta_2 = i \quad (2.25)$$

Η γωνία δ_1 του μικρού τροχού (πινιόν) θα είναι:

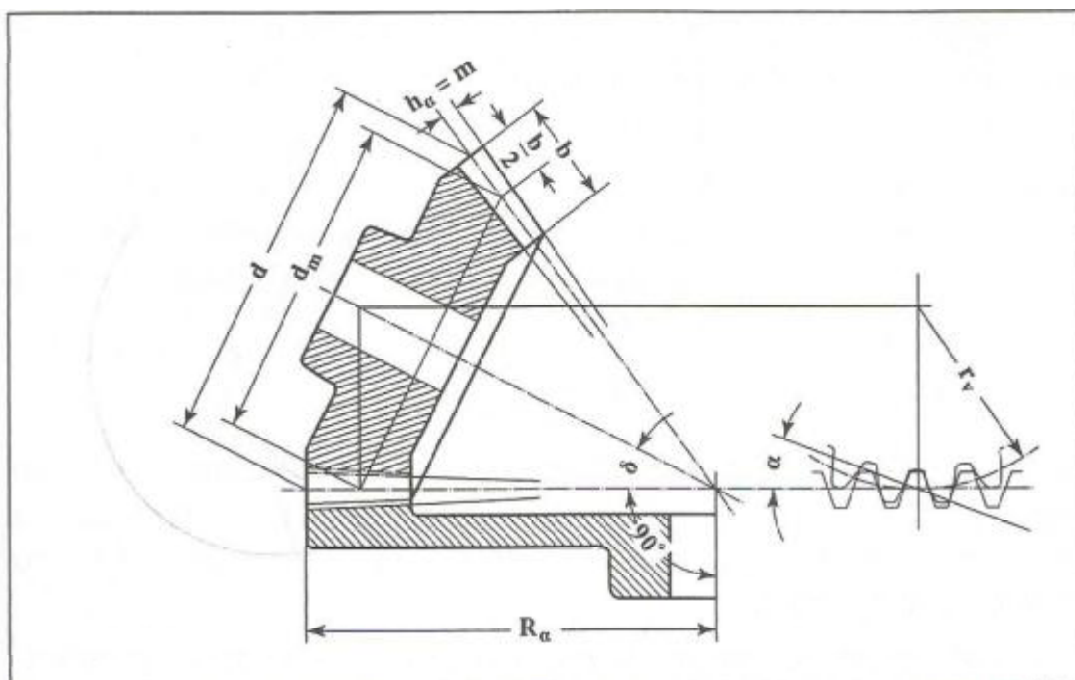
$$\sigma\varphi\delta_1 = \varepsilon\varphi\delta_2 = u \quad (2.26)$$

Το προφίλ αναφοράς που χρησιμοποιείται για τους κωνικούς οδοντωτούς τροχούς, αντιστοιχεί με το προφίλ αναφοράς κατά DIN 867 (Σχήμα 2.16) για τους μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς.

Οι βασικές διαστάσεις των κωνικών τροχών δίνονται στα Σχήματα 2.16 και 2.17.



Σχήμα 2.16: Διαστάσεις σε ένα κωνικό τροχό με ευθείς οδόντες. [2]



Σχήμα 2.17: Κωνικός τροχός με τον αντίστοιχο επίπεδο τροχό. [2]

Διάμετρος αρχικού κύκλου (αρχική διάμετρος)

$$d = m \cdot z \text{ σε [mm]} \quad (2.27)$$

Μέση αρχική διάμετρος

$$d_m = m_m \cdot z = d - b \cdot \eta \mu \delta \quad (2.28)$$

Διάμετρος κύκλου κεφαλής

$$d_a = d + 2 \cdot h_a \cdot \sigma \nu \nu \delta \quad (2.29)$$

Διάμετρος κύκλου πόδα

$$d_f = d - 2 \cdot h_f \cdot \sigma \nu \nu \delta \quad (2.30)$$

Γωνία κεφαλής

$$\varepsilon \varphi \chi_\alpha = \frac{h_a}{R_a} \quad (2.31)$$

Γωνία πόδα

$$\varepsilon \varphi \chi_f = \frac{h_f}{R_a} \quad (2.32)$$

Γωνία κώνου κεφαλής

$$\delta_\alpha = \delta + \chi_\alpha \quad (2.33)$$

Γωνία κώνου πόδα

$$\delta_f = \delta - \chi_f \quad (2.34)$$

Όπου:

m εξωτερικό modul (m στην αρχική διάμετρο). Τυποποιημένο

m_m	μέσο modul (m στη μέση διάμετρο). Μη τυποποιημένο
h_a	ύψος κεφαλής. Κανονικά $h_a = m$
h_f	ύψος πόδα. Κανονικά $h_f \approx 1,25m$
R_a	μήκος γενέτειρας αρχικού κώνου = ακτίνα αντίστοιχου επιπέδου κωνικού τροχού.

Οι ανωτέρω διαστάσεις των κωνικών τροχών αναφέρονται στον εξωτερικό αρχικό κώνο, διότι εδώ η μορφή του οδόντα είναι κατά προσέγγιση ίδια με μια μετωπική οδόντωση, που ονομάζεται φανταστική και χρησιμοποιείται για υπολογιστικούς λόγους.

Οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί ανάγονται λοιπόν σε ισοδύναμους φανταστικούς τροχούς με μετωπική οδόντωση (δείκτες v) και ακτίνες ίσες με τις γενέτειρες των συζυγών κώνων που είναι κάθετες στο μέσο του οδόντα, δηλ. ίσες με τα μήκη CO_1 και CO_2 (Σχήμα 2.18).

μεταξύ d_m και d_v ισχύει η σχέση

$$d_v = \frac{d_m}{\sigma \nu \delta} \quad (2.35)$$

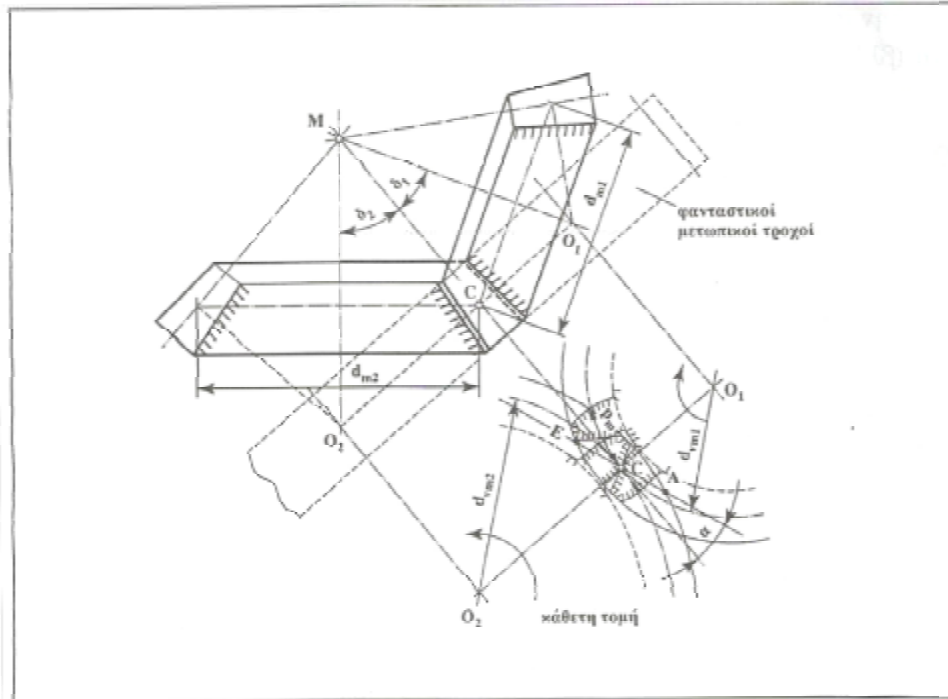
Ο αριθμός οδόντων της φανταστικής οδόντωσης είναι

$$z_v = \frac{z}{\sigma \nu \delta} \quad (2.36)$$

Η φανταστική οδόντωση έχει επομένως μεγαλύτερο αριθμό οδόντων από την κωνική οδόντωση ($z_v > z$).

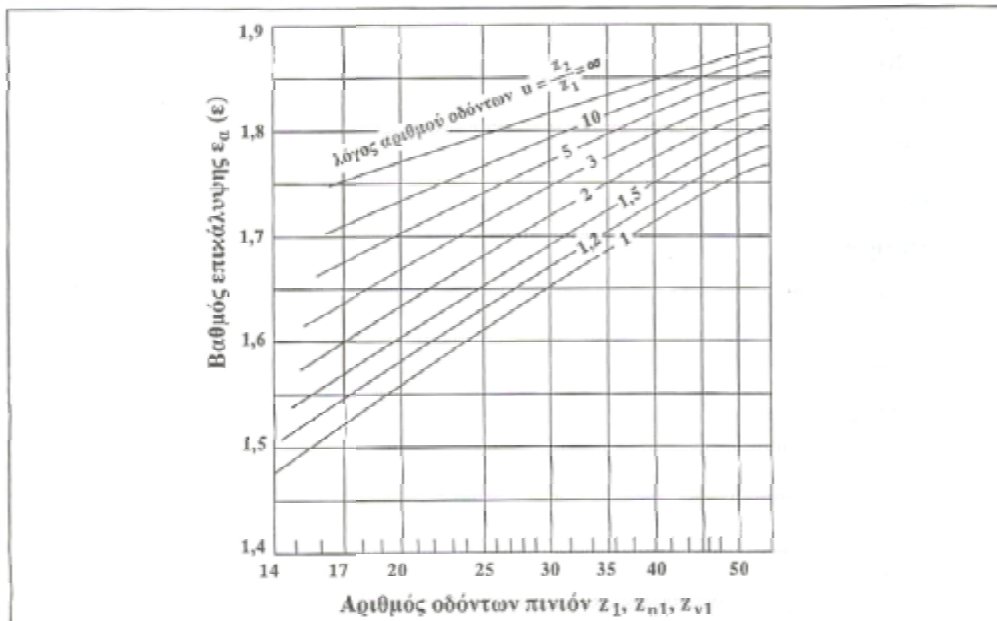
Στην κάθετη τομή (Σχήμα 2.19) εμφανίζεται προσεγγιστικά μια οδόντωση εξειλιγμένης με βήμα $p_m = m_m \cdot \pi$, η γωνία επαφής $\alpha = 20^\circ$ και με ΑΕ= τμήμα επαφών g_a . Ο λόγος του τμήματος επαφών g_a προς το βήμα επαφών p_e είναι ο βαθμός επικάλυψης

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_a}{p_e} \quad (2.37)$$



Σχήμα 2.19: Φανταστικοί μετωπικοί τροχοί σε κωνική οδόντωση. [2]

Για να έχουμε ομαλή λειτουργία θα πρέπει να είναι $\epsilon_\alpha \geq 1,25$. Για τον υπολογισμό του ϵ_α πρέπει να τεθούν στην εξίσωση οι διαστάσεις των φανταστικών οδοντωτών τροχών. Στις περισσότερες περιπτώσεις όμως ο ϵ_α μπορεί να προσδιοριστεί προσεγγιστικά με το παρακάτω σχήμα (Σχήμα 2.20) συναρτήσει του αριθμού των οδόντων z_{v1} του φανταστικού πινιόν και του λόγου του αριθμού οδόντων u .



Σχήμα 2.20: Κατά προσέγγιση υπολογισμός του βαθμού επικάλυψης ϵ_α σε τροχούς χωρίς μετατόπιση.

Ο οριακός αριθμός οδόντων για την αποφυγή υποκοπών είναι $z'_g = z_v = 14$ και ο πραγματικός αριθμός οδόντων $z = z'_g \cdot \sigmaυνδ = \sigmaυνδ \cdot 14$

Αν $z_v < 14$ είναι απαραίτητη μία θετική μετατόπιση κατά

$$u = +x_h \cdot m \quad (2.38)$$

Ο συντελεστής μετατόπισης θα είναι αντίστοιχα

$$x_h = \frac{14 - z_v}{17} = \frac{14 - (z/\sigmaυνδ)}{17} \quad (2.39)$$

Για την αποφυγή σχηματισμού ακμών, ο ελάχιστος αριθμός οδόντων θα είναι

$$z_{minK} = z_{min} \cdot \sigmaυνδ = 7 \cdot \sigmaυνδ \quad (2.40)$$

Ο συνεργαζόμενος τροχός θα πρέπει να έχει κατά το δυνατόν μια ίση και αρνητική μετατόπιση $-u$, δηλ να δημιουργείται ένας V-μηδενικός μειωτήρας.

2.5.2 Εκλογή κυρίων στοιχείων

Οι υπολογισμοί ισχύουν για μηδενικούς και V-μηδενικούς τροχούς με γωνία αξόνων $\Sigma=90^\circ$. Οι κύριες διαστάσεις των κωνικών τροχών θα πρέπει αρχικά να εκτιμηθούν με βάση την πείρα ή εμπειρικούς τύπους. Συνήθως διακρίνονται, όπως και στους μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς, οι περιπτώσεις που αναφέρονται πιο κάτω:

α. Περίπτωση

Η διάμετρος d_{sh} του άξονα πάνω στον οποίο θα τοποθετηθεί το πινιόν είναι καθορισμένη ή μπορεί να υπολογιστεί προσεγγιστικά. Η μέση αρχική διάμετρος d_{m1} για πινιόν τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα είναι

$$d_{m1} \approx (2,4 \dots 2,6) d_{sh} \quad (2.41)$$

Για πινιόν ολόσωμο με τον άξονα είναι

$$d_{m1} \approx 1,25 \cdot d_{sh} \quad (2.42)$$

Στη συνέχεια εκλέγεται από τον πίνακα Α ο αριθμός οδόντων z_1 του πινιόν, συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης i ή του λόγου αριθμού οδόντων u .

Από τον πίνακα Α καθορίζεται επίσης και ο συντελεστής Ψ_d . Το πλάτος του οδόντα που προκύπτει κατόπιν από την σχέση $b \approx \Psi_d \cdot d_{m1}$ πρέπει να ικανοποιεί και την σχέση $R_a \geq 3b$, όπου R_a είναι το μήκος της γενέτειρας του αρχικού κώνου.

Η γωνία του αρχικού κώνου προσδιορίζεται από την σχέση $i = \sigma \delta_1$ και η αρχική διάμετρος d_1 από την σχέση (σε mm)

$$d_1 = d_{m1} + b \cdot \eta \mu \delta_1 \quad (2.43)$$

Σχέση μετάδοσης i Λόγος αριθμού οδόντων u	1	1,25	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6
Αριθμός οδόντων του πινιόν z_1	40...18	36...17	34...16	30...15	26...13	23...12	18...10	14...8	11...7
Λόγος πλάτους προς τη διάμετρο του πινιόν $\Psi_d = \frac{b}{d_{m1}}$	0,21	0,24	0,28	0,34	0,4	0,5	0,6	0,76	0,9

Πίνακας 2.5:τιμές για προεπιλογή των διαστάσεων κωνικών οδοντωτών τροχών. [2]

Το εξωτερικό modul που τυποποιείται δίνεται από την σχέση

$$m = \frac{d_1}{z_1} \quad (2.44)$$

Αν δεν είναι τυποποιημένο, εκλέγεται από τον πίνακα Α το αμέσως μεγαλύτερο και υπολογίζεται η νέα διάμετρος d_1 και d_{m1}

β. Περίπτωση

Υπάρχουν για μεταφορά αρκετά μεγάλες ισχύεις (ή ροπές στρέψης). Οι διάμετροι των αξόνων δεν είναι καθορισμένες.

Όπως στην αντίστοιχη περίπτωση για τους μετωπικούς τροχούς με ευθείς οδόντες, υπολογίζεται η μέση αρχική διάμετρος d_{m1} του πινιόν από την σχέση:

$$d_{m1} \approx \frac{9500}{\sigma_{Hl}} \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot \sigma_{Hl} \cdot \sigma_{\nu}^2 \delta_1 \cdot u^2 + 1}{\Psi_d \cdot u^2}} \quad (2.45)$$

Όπου

T_1 η ροπή στρέψης στον κινητήριο τροχό N_m

Ψ_d λόγος πλάτους οδόντα προς διάμετρο τροχού $\Psi_d = b_1/d_{m1}$

u λόγος αριθμού δοντιών $u = \frac{z_2}{z_1}$

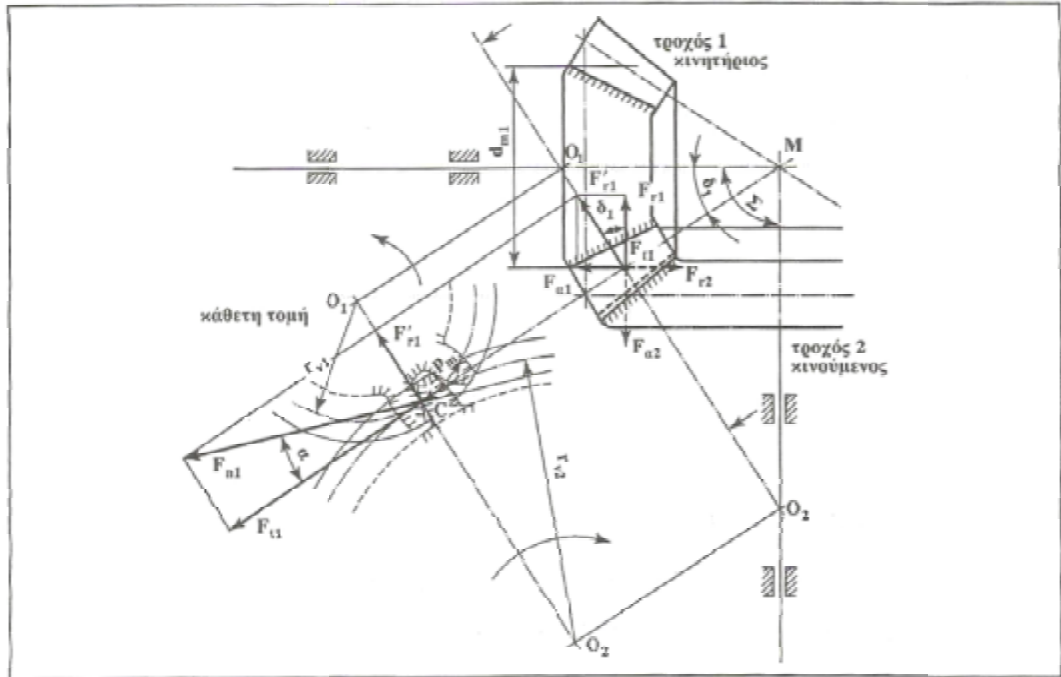
σ_{Hl} αντοχή της κατατομής του οδόντα σε πίεση επιφανείας σε N/mm^2

δ_1 γωνία αρχικού κώνου πινιόν

Ο αριθμός των δοντιών z_1 , το πλάτος b , η αρχική διάμετρος d_1 και το modul m προσδιορίζονται όπως στην περίπτωση α.

• 2.5.3 Δυνάμεις

Οι δυνάμεις εξετάζονται για ένα ζεύγος κωνικών οδοντωτών τροχών με γωνία αξόνων $\Sigma = 90^\circ$, αρχικά για τον κινητήριο τροχό 1. Η δύναμη F_{n1} που ασκείται κάθετα πάνω στον οδόντα κατά τη διεύθυνση μιας πιθανής θραύσης του, αναλύεται στην περιφερειακή F_{t1} και την ακτινική, στην κάθετη τομή, δύναμη F'_{r1} . Η τελευταία αναλύεται πάλι σε δύο συνιστώσες, την ακτινική F_{r1} και την αξονική $F_{\alpha 1}$. (Σχήμα 2.21)



Σχήμα 2.21: Δυνάμεις σε κωνικούς οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες. [2]

Περιφερειακή δύναμη F_{t1} που ενεργεί στη μέση αρχική διάμετρο d_{m1} (σε N)

$$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_{m1}} \quad (2.46)$$

Ακτινική δύναμη F_{r1} (σε N)

$$F_{r1} = F'_{r1} \cdot \sigma \nu \nu \delta_1 = F_{t1} \cdot \epsilon \varphi \alpha \cdot \sigma \nu \nu \delta_1 \quad (2.47)$$

Αξονική δύναμη $F_{\alpha 1}$ (σε N)

$$F_{\alpha 1} = F'_{r1} \cdot \eta \mu \delta_1 = F_{t1} \cdot \epsilon \varphi \alpha \cdot \eta \mu \delta_1 \quad (2.48)$$

Με διαίρεση των δύο παραπάνω σχέσεων έχουμε

$$\frac{F_{r1}}{F_{\alpha 1}} = \frac{\sigma \nu \nu \delta_1}{\eta \mu \delta_1} = \sigma \varphi \delta_1 = i \quad (2.49)$$

Για $\Sigma=90^\circ$ προκύπτει: $F_{r1} = F_{\alpha 1} \cdot i \quad (2.50)$

Όπως φαίνεται και στο σχήμα 11, για $\Sigma=90^\circ$ η αξονική δύναμη του ενός τροχού είναι ίση και αντίθετη με την ακτινική δύναμη του συνεργαζόμενου τροχού και αντίστροφα, δηλ. στον κινούμενο τροχό 2 θα έχουμε:

$$F_{r2} = F_{\alpha 1} \quad (2.51)$$

και

$$F_{\alpha 2} = F_{r1} \quad (2.52)$$

2.5.4 Υπολογισμός του οδόντα σε θραύση

Αφού εκτιμήθηκαν οι κύριες διαστάσεις των κωνικών τροχών και εκλέχθηκαν τα υλικά για το πινιόν και τον τροχό, θα πρέπει τώρα να ελεγχθούν οι αντοχές.

Όπως και στους μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ευθείς και κεκλιμένους οδόντες, ο έλεγχος της τάσης στον πόδα του οδόντα γίνεται χωριστά για το πινιόν και τον τροχό. Για τον έλεγχο λαμβάνονται σαν βάση οι αντίστοιχοι φανταστικοί οδοντωτοί τροχοί με αριθμό δοντιών z_{v1} και z_{v2} (σχήμα 11).

Η γενική σχέση που δίνει κατά προσέγγιση την μέγιστη τάση στον πόδα του οδόντα είναι:

$$\sigma_f = \frac{F_t}{b \cdot m_m} K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{Fa} \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \quad (2.53)$$

σ_f : τάση στον πόδα του οδόντα σε N/mm^2

F_t : περιφερειακή δύναμη σε N

m_m : μέσο modul σε mm

b : πλάτος οδόντα σε mm.

K_A : συντελεστής εφαρμογής.

K_V : συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων.

$K_{F\beta}$: συντελεστής πλάτους. Λαμβάνει υπόψη την ανομοιόμορφη κατανομή της δύναμης κατά το πλάτος του οδόντα. Κατά μέσο όρο μπορεί να ληφθεί

$$K_{F\beta} \approx 1,2$$

Y_{Fa} : συντελεστής μορφής.

σ_{FP} : επιτρεπόμενη τάση στον πόδα σε N/mm^2 , υπολογίζεται χωριστά για πινιόν και τροχό.

σ_{Fl} : δυναμική αντοχή διαρκείας

S_F : συντελεστής ασφάλειας για την καταπόνηση στον πόδα. Λαμβάνεται $S_F \geq 1,5$ για μειωτήρες συνεχούς λειτουργίας και $S_F \geq 1,2$ για μειωτήρες διακεκομμένης λειτουργίας. Κατά μέσο όρο $S_F \geq 1,5$.

Σημείωση: ο μετωπικός συντελεστής K_{Fa} είναι για κωνικούς οδοντωτούς τροχούς συνήθως, $K_{Fa} = 1$

2.5.5 Υπολογισμός του οδόντα σε πίεση επιφάνειας

Όπως για τον έλεγχο σε θραύση λαμβάνονται και εδώ σαν βάση οι αντίστοιχοι ισοδύναμοι φανταστικοί οδοντωτοί τροχοί.

Η πίεση επιφάνειας στον κύκλο κύλισης θα είναι:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{d_{v1} \cdot b} \frac{u_v + 1}{u_v} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot Z_H \cdot Z_M} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_H} \quad (2.54)$$

σ_H : πίεση επιφάνειας στην κατατομή του οδόντα σε N/mm^2

F_t : περιφερειακή δύναμη σε N

b : πλάτος οδόντα σε mm.

d_{v1} : μέση αρχική διάμετρος του πινιόν του φανταστικού τροχού σε mm

u_v : λόγος αριθμού οδόντων της φανταστικής οδόντωσης $u_v = z_{v2}/z_{v1}$

K_A : συντελεστής εφαρμογής

K_v : συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων

$K_{H\beta}$: συντελεστής πλάτους

Z_H : συντελεστής ζώνης, για $\beta=0^\circ$ και τροχούς χωρίς μετατόπιση $Z_H = 2,5$

Z_M : συντελεστής υλικού σε $\sqrt{N/mm^2}$

σ_{HP} : επιτρεπόμενη τάση για πίεση επιφάνειας σε N/mm^2 . Υπολογίζεται χωριστά για πινιόν και τον τροχό

σ_{HI} : αντοχή διάρκειας των κατατομών των οδόντων σε πίεση επιφάνειας σε N/mm^2

S_H : συντελεστής ασφάλειας σε πίεση επιφάνειας. Λαμβάνεται $S_H \approx 1,2 \dots 1,5$ για μειωτήρες συνεχούς λειτουργίας και $S_F \approx 1,1 \dots 1,2$ για μειωτήρες διακεκομμένης λειτουργίας. Κατά μέσο όρο $S_F \geq 1,35$

Σημείωση: ο μετωπικός συντελεστής $K_{H\alpha}$ είναι για κωνικούς οδοντωτούς τροχούς συνήθως, $K_{H\alpha} = 1$

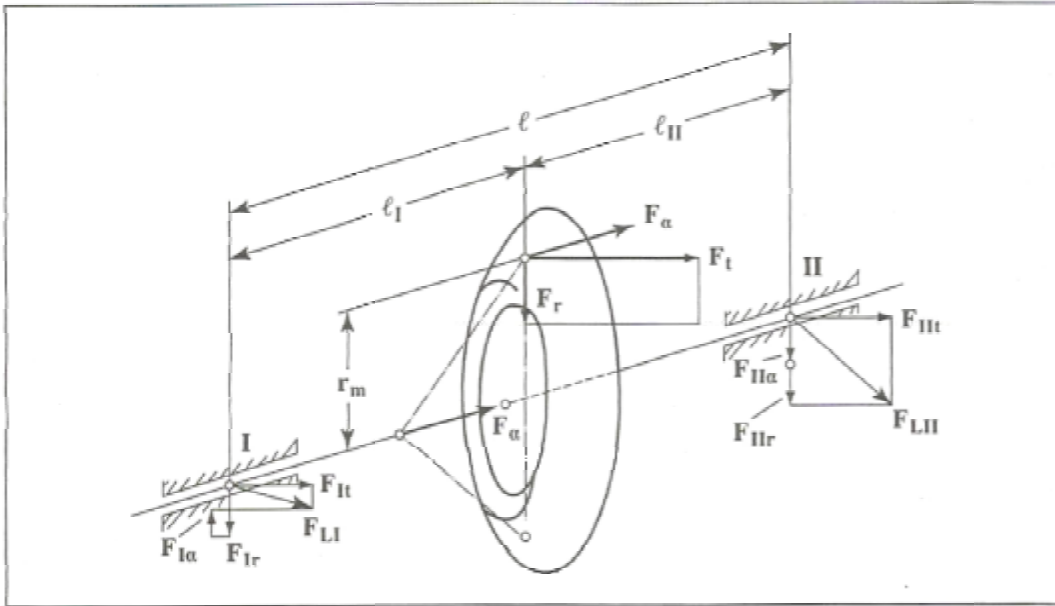
2.5.6 Υπολογισμός των δυνάμεων στα έδρανα

Οι δυνάμεις F_{LI} και F_{LII} στα έδρανα υπολογίζονται από τις συνιστώσες στις οποίες αναλύεται η δύναμη F_n , δηλ. από την περιφερειακή δύναμη F_t , την ακτινική δύναμη F_r και την αξονική δύναμη F_a .

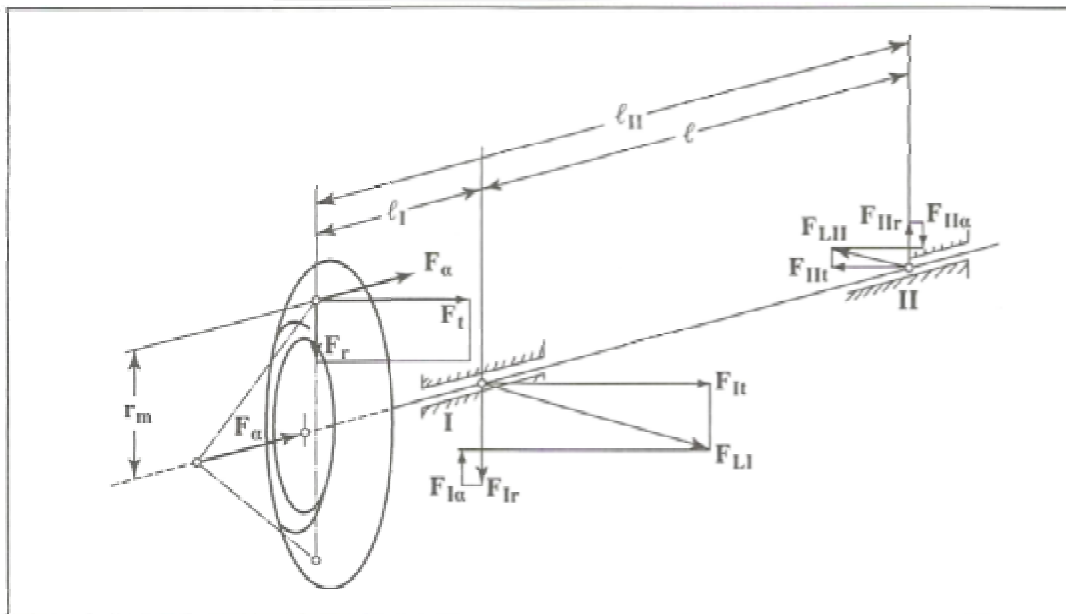
Η αξονική φόρτιση στα έδρανα αντιστοιχεί άμεσα προς το μέγεθος της αξονικής δύναμης. Η ακτινική φόρτιση F_{LI} και F_{LII} υπολογίζεται από τις τρεις συνιστώσες:

Περιφερειακή δύναμη	F_t
Ακτινική δύναμη	F_r
Αξονική δύναμη	F_a (λόγω της ροπής $F_a \cdot r_m$)

Τελικά σχηματίζεται για κάθε έδρανο το γεωμετρικό άθροισμα, λαμβάνοντας υπόψη τη διεύθυνση των δυνάμεων.



Σχήμα 2.22: Δυνάμεις στα έδρανα με έναν κωνικό τροχό ενδιάμεσο. [2]



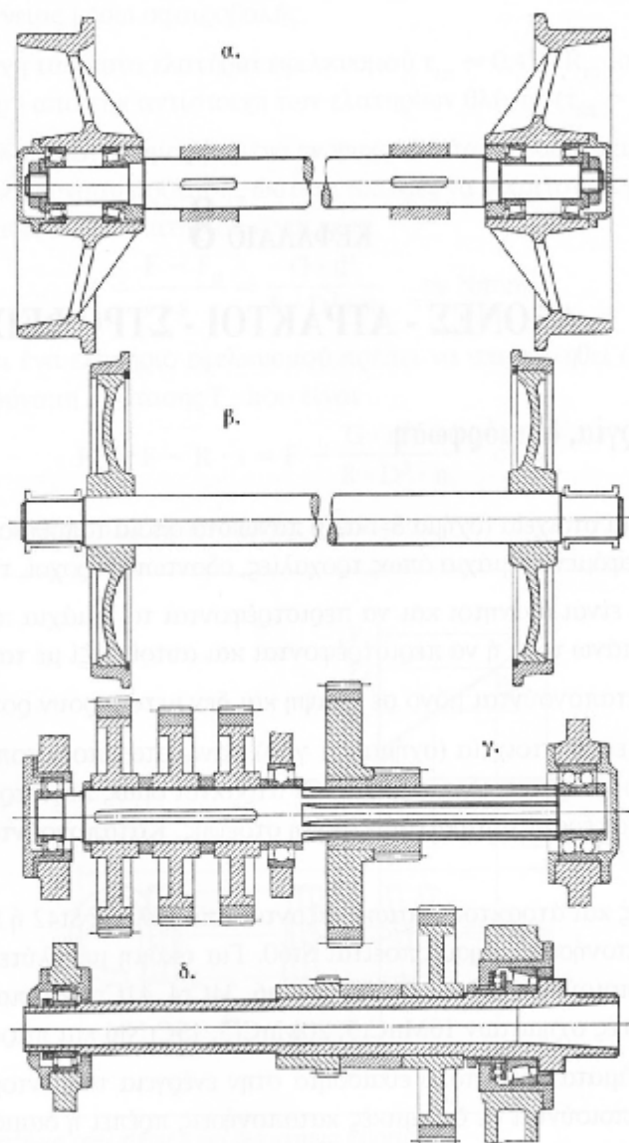
Σχήμα 2.23: Δυνάμεις στα έδρανα με έναν κωνικό τροχό πρόβολο. [2]

3^ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ

ΑΞΟΝΕΣ – ΑΤΡΑΚΤΟΙ

3.1 Γενικά

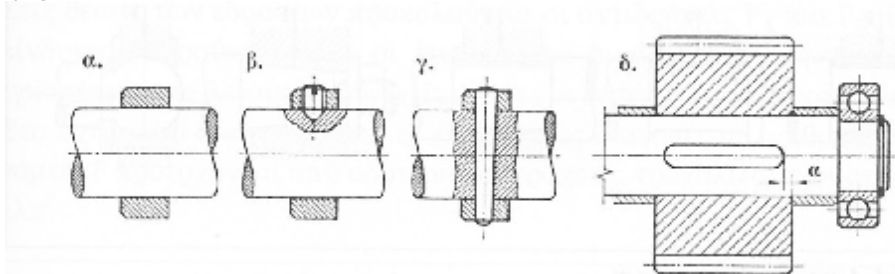
Οι άξονες είναι στοιχεία (Σχήμα 3.1) πάνω στα οποία τοποθετούνται σταθερά ή περιστρεφόμενα τεμάχια όπως τροχαλίες, οδοντωτοί τροχοί, τύμπανα κλπ. Μπορούν να είναι ακίνητοι και να περιστρέφονται τα τεμάχια που είναι τοποθετημένα πάνω τους ή να περιστρέφονται και αυτοί μαζί με τα τεμάχια. Οι άξονες καταπονούνται μόνο σε κάμψη και δεν μεταφέρουν ροπή στρέψης.



Σχήμα 3.1: Παραδείγματα για άξονες και ατράκτους.

- α. ακίνητος άξονας πλήρης, β. περιστρεφόμενος άξονας πλήρης,
γ. άτρακτος πλήρης, δ. άτρακτος διάτρητη [1]

Οι άτρακτοι είναι στοιχεία (**Σχήμα 3.2**) πάνω στα οποία τοποθετούνται, όπως και στους άξονες, ίδια τεμαχία. Οι άτρακτοι όμως περιστρέφονται πάντοτε και μεταφέρουν απαραίτητως ροπή στρέψης. Καταπονούνται σε κάμψη και στρέψη.



Σχήμα 3.2: Ασφάλιση τεμαχίων έναντι αξονικών μετατοπίσεων πάνω σε άξονες ή ατράκτους. α. με δακτύλιο εν θερμώ, β. με 2 κοχλίες κατά 135° , γ. με κωνικό πείρο, δ. με δακτύλιο απόστασης και ελατηριωτή ασφάλεια. [1]

Γενικά άξονες και άτρακτοι κατασκευάζονται από χάλυβα St42 ή St50 ενώ για υψηλές καταπονήσεις χρησιμοποιείται St60. Για ακόμη μεγαλύτερες απαιτήσεις χρησιμοποιούνται επίσης CK35, 28Mn6, 35Cr4, 41Cr4 και παρόμοια ενώ στις κατασκευές οχημάτων 16MnCr5, 20MnCr5, 15CrNi6 και παρόμοια.

Τα χαλυβοκράματα είναι πολύ ευαίσθητα στην ενέργεια των εντομών. Γι' αυτό όταν χρησιμοποιούνται σε δυναμικές καταπονήσεις πρέπει η διαμόρφωση των τεμαχίων να είναι τέτοια ώστε να μειώνει στο ελάχιστο τη συγκέντρωση τάσεων.

Άξονες και άτρακτοι μπορούν να έχουν στο κέντρο μία κατά μήκος οπή, οπότε λέγονται κοίλοι ή διάτρητοι άξονες ή άτρακτοι. Διάτρητοι άξονες ή άτρακτοι με μία διάμετρο οπής $0,50d$ ζυγίζουν 25% λιγότερο αλλά διαθέτουν ακόμη περίπου 95% της ροπής αντίστασης έναντι κάμψης ή στρέψης.

Άξονες ή άτρακτοι που περιστρέφονται με υψηλό αριθμό στροφών (άνω των 1500RPM) πρέπει να είναι άκαμπτοι και δυναμικά ζυγοσταθμισμένοι.

Για την ασφάλιση τεμαχίων έναντι αξονικών μετατοπίσεων πάνω σε άξονες ή ατράκτους χρησιμοποιούνται διαβαθμίσεις, δακτύλιοι, ελατηριωτές ασφάλειες ή δακτύλιοι απόστασης.

Η καταπόνηση των περιστρεφόμενων αξόνων ή ατράκτων σε εναλλασσόμενη κάμψη προκαλεί σε όλες τις εγκοπές, σφηνόδρομους και διαβαθμίσεις κίνδυνο θραύσης από δυναμική καταπόνηση λόγω συγκέντρωσης τάσεων.

Οι αιχμές των τάσεων μπορούν να μειωθούν σημαντικά και η ροή της δύναμης μπορεί να γίνει ομαλότερη με κατάλληλη διαμόρφωση των αξόνων ή ατράκτων.

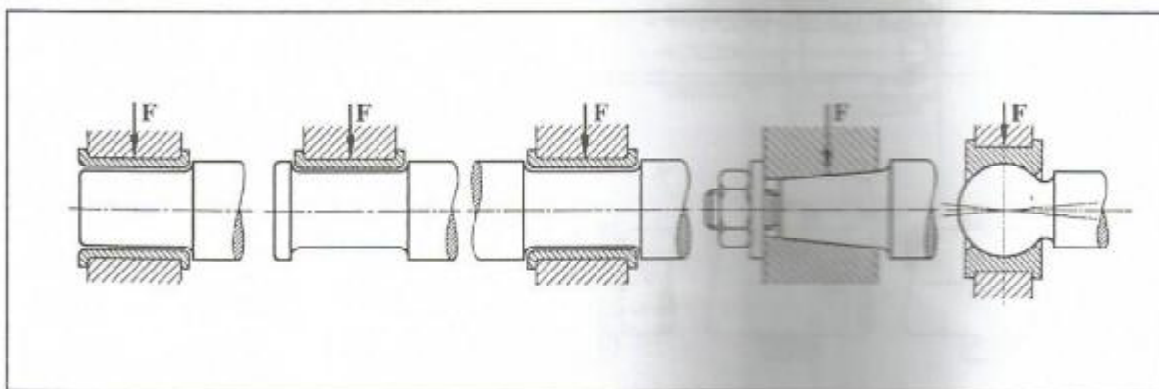
Οι στροφείς (**Σχήμα 3.3**) είναι κυλινδρικά, κωνικά ή σφαιρικά σώματα σε άξονες ή ατράκτους που περιστρέφονται ή ακινητούν μέσα σε έδρανα

(περιστρεφόμενοι ή σταθεροί στροφέεις). Επίσης είναι άκρα ατράκτων που χρησιμοποιούνται για τη μετάδοση της κίνησης.

Φορτίζονται κάθετα προς τον άξονά τους και φέρουν διαβαθμίσεις για την παραλαβή των συνήθως μικρών αξονικών δυνάμεων. Ύψος της διαβάθμισης περίπου $a = 0,1d$, πλάτος $b = 0,1 \dots 0,15d$.

Σφαιρικοί στροφέεις επιτρέπουν μία γωνιακή μετατόπιση του άξονα, αλλά δεν ενδείκνυνται και τόσο ως περιστρεφόμενοι στροφέεις λόγω δυσμενών συνθηκών τριβής.

Πολλές φορές για κατασκευαστικούς λόγους, είναι πλεονεκτική η διαμόρφωση ενός στροφέα σαν κοχλιωτού ή πρεσαριστού.



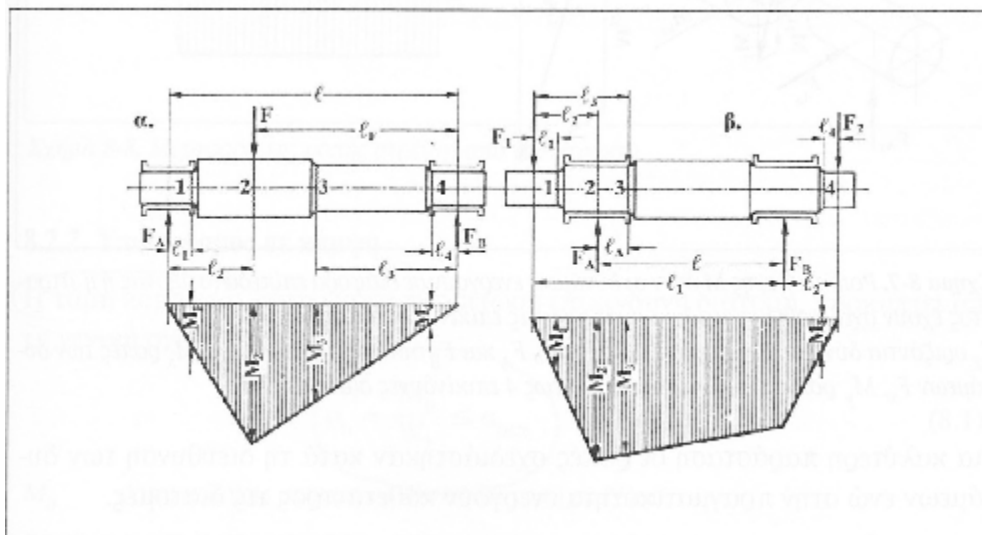
Σχήμα 3.3: Διάφορα είδη στροφέων. [1]

3.2 Αντοχή

3.2.1 Ροπές κάμψης και στρέψης

Άξονες και άτρακτοι θεωρούνται φορείς σε δύο στηρίγματα με δυνάμεις F που ενεργούν πάνω τους.

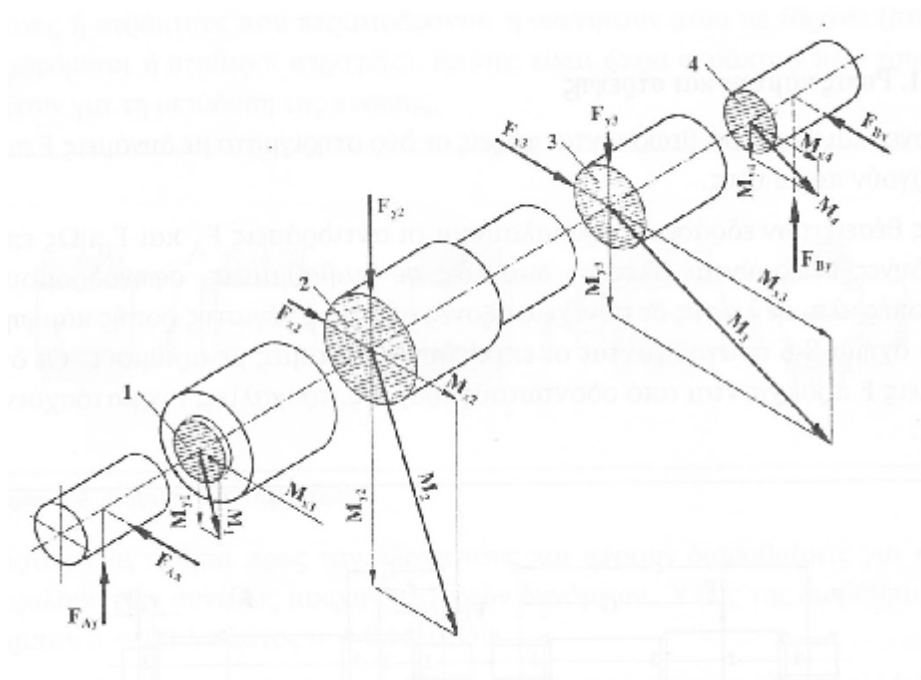
Στις θέσεις των εδράσεων προκαλούνται οι αντιδράσεις F_A και F_B . Ως επικίνδυνες θεωρούνται όλες οι δυνάμεις σε διαβαθμίσεις, σφηνόδρομους, εγκοπές 4κλπ. σε λείους δε συνεχείς άξονες οι θέσεις μέγιστης ροπής κάμψης. Στο **Σχήμα 3.4** αναγράφονται οι επικίνδυνες διατομές με αριθμούς. Οι δυνάμεις F προέρχονται από οδοντωτούς τροχούς, τροχαλίες, συρματοσχοίνα κλπ.



Σχήμα 3.4: Ροπές κάμψης στις επικίνδυνες διατομές αξόνων ή ατράκτων. α. παράδειγμα με μια δύναμη, β. παράδειγμα με δύο δυνάμεις. [1]

Αν οι δυνάμεις F δεν ενεργούν στο ίδιο επίπεδο τότε αναλύονται σε οριζόντιες και κατακόρυφες συνιστώσες F_x και F_y , έτσι ώστε να σχηματίζονται δύο επίπεδα δυνάμεων.

Οι ροπές κάμψης M_x και M_y αυτών των δύο κάθετων μεταξύ τους επιπέδων, προστίθενται γεωμετρικά στις διάφορες διατομές, σε μια συνισταμένη ροπή κάμψης (**Σχήμα 3.5**). Η ροπή αυτή χρησιμεύει κατόπιν για τον υπολογισμό σε αντοχή.

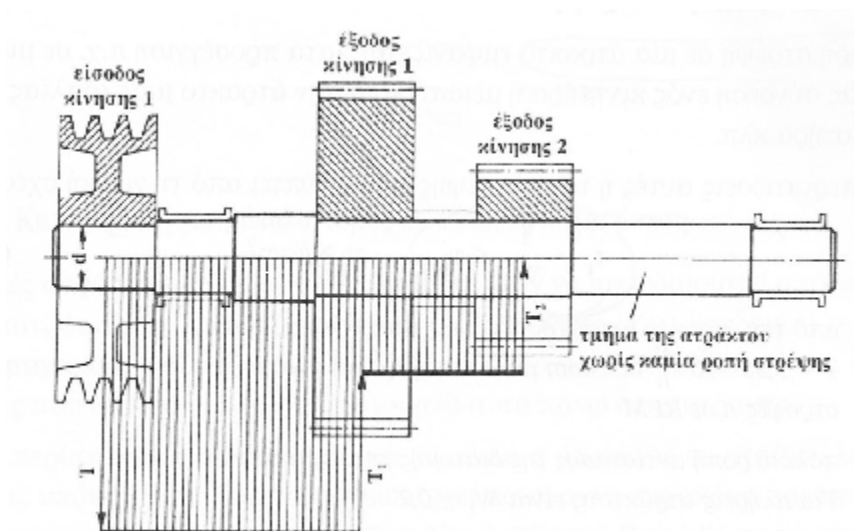


Σχήμα 3.5: Ροπές κάμψης. [1]

Για καλύτερη παράσταση οι ροπές σχεδιάστηκαν κατά τη διεύθυνση των δυνάμεων ενώ στην πραγματικότητα ενεργούν κάθετα προς τις δυνάμεις.

Επίσης μπορούν να εμφανιστούν δυνάμεις κατά μήκος του άξονα π.χ. από κεκλιμένους οδοντωτούς τροχούς που προκαλούν στις διατομές πρόσθετες εφελκυστικές ή θλιπτικές τάσεις.

Επειδή οι άτρακτοι μεταφέρουν πάντοτε ροπή στρέψης καταπονούνται σε στέψη. Συνήθως η ροπή στρέψης δεν διέρχεται από όλο το μήκος της ατράκτου. Εισέρχεται στην άτρακτο στο σημείο εισόδου της κίνησης και εξέρχεται στο σημείο εξόδου της κίνησης (Σχήμα 3.6). Το υπόλοιπο τμήμα της ατράκτου δεν μεταφέρει ροπή στρέψης.



Σχήμα 3.6: Μεταφορά της ροπής στρέψης από την άτρακτο. [1]

3.2.2 Υπολογισμός σε κάμψη

Η τάση κάμψης σ_b , στην κατά περίπτωση επικίνδυνη διατομή, προκύπτει από τη γενική σχέση:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \leq \sigma_{bεπ} \quad [N/mm^2] \quad (3.1)$$

- M_b ροπή κάμψης στην επικίνδυνη διατομή σε Nmm
- W_b ροπή αντίστασης έναντι κάμψης στην επικίνδυνη διατομή σε mm^3 .
Για πλήρεις άξονες $W_b \approx 0,1 \cdot d^3$
- $\sigma_{bεπ}$ επιτρεπόμενη τάση κάμψης σε N/mm² (Πίνακας 3.1)

Πίνακας 3.1: Επιτρεπόμενες τάσεις για κατά προσέγγιση υπολογισμού και τιμές αντοχής σε N/mm^2 για άξονες και ατράκτους. [1]

Είδος Χάλυβα	Τύπος Χάλυβα	$\tau_{\text{ισπ}}$	$\sigma_{\text{βελ}}$	R_m	R_e	$\sigma_{\text{βf}}$	σ_w	τ_w
Χάλυβες ¹⁾ στασιμενών DIN 17100	S235JRG2 (St 37-2)	18	37	340	215	260	150	105
	S275JR (St 44-2)	22	45	410	255	305	185	130
	E295 (St 50-2)	26	52	470	275	330	210	145
	E335 (St 60-2)	32	63	570	315	380	255	180
Βελτιωμένοι χάλυβες ²⁾ DIN 17200	C35E (Ck 35)	27	53	480	270	325	215	150
	C45E (Ck 45)	32	64	580	305	365	260	180
	25CrMo4	39	77	700	450	540	315	220
	34CrMo4	44	88	800	550	660	360	250
	42CrMo4	50	100	900	650	780	405	285
	50CrMo4	50	100	900	700	840	405	285
34CrNiMo6	55	110	1000	800	900	450	315	
Χάλυβες ³⁾ επιφανειακής βαφής DIN 17210	16MnCr5	36	72	650	450	540	290	205
	20MnCr5	44	88	800	550	660	360	250
	15CrNi6	44	88	800	550	660	360	250

¹⁾ πάχος 40...63 mm, ²⁾ πάχος 40...100 mm, ³⁾ πάχος 65 mm.

Μετά το μετασχηματισμό της σχέσης (3.1) προκύπτει η διάμετρος του άξονα:

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{M_b}{0,1 \cdot \sigma_{b\epsilon\pi}}} \quad [mm] \quad (3.2)$$

3.2.3 Υπολογισμός σε στρέψη

Καθαρή στρέψη σε μία άτρακτο εμφανίζεται κατά προσέγγιση π.χ. σε μια απ' ευθείας σύνδεση ενός κινητήρα ή μειωτήρα με την άτρακτο μιας αντλίας, ενός ανεμιστήρα κλπ.

Στις περιπτώσεις αυτές η τάση στρέψης τ_t προκύπτει από τη γενική σχέση:

$$\tau_t = \frac{T}{W_t} \leq \tau_{t\epsilon\pi} \quad [N/mm^2] \quad (3.3)$$

T από την άτρακτο μεταφερόμενη ροπή στρέψης σε Nmm
 $T = 9,55 \cdot 10^6 (P/n)$ σε Nmm με P μεταφερόμενη ισχύς σε kW και οι αντίστοιχες στροφές n σε RPM

W_t πολική ροπή αντίστασης της διατομής της ατράκτου σε mm^3 .
 Για πλήρεις άξονες $W_t \approx 0,2 \cdot d^3$

$\tau_{t\epsilon\pi}$ επιτρεπόμενη τάση στρέψης σε N/mm^2 (Πίνακας 3.1)

Μετά το μετασχηματισμό της σχέσης (3.3) προκύπτει η διάμετρος της ατράκτου:

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot \tau_{\epsilon\pi}}} \quad [mm] \quad (3.4)$$

3.2.4 Κατά προσέγγιση υπολογισμός σε σύνθετη καταπόνηση

Πολλές φορές η ροπή κάμψης δεν είναι δυνατόν να προσδιοριστεί από την αρχή, γιατί δεν είναι ακόμα γνωστές (ή είναι γνωστές μόνο χονδρικά) οι απαραίτητες αποστάσεις των εδράνων, τροχών, τροχαλιών κλπ. καθώς και οι δυνάμεις που εξασκούνται από τα στοιχεία αυτά πάνω στην άτρακτο.

Στην περίπτωση αυτή υπολογίζεται πλούσια η άτρακτος σε στρέψη, λαμβάνοντας υπόψη με συντελεστές ότι υπάρχει και η άγνωστη ακόμα καταπόνηση σε κάμψη. Από τη ροπή στρέψης T σε Nm ή την ισχύ P σε kW στις στροφές n ανά λεπτό (RPM) προκύπτει, από τη γενική σχέση (3.3), η διάμετρος της ατράκτου d

Μετά το μετασχηματισμό της σχέσης (3.1) προκύπτει η διάμετρος του άξονα:

$$d \approx C_1 \sqrt[3]{T} \approx C_2 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad [mm] \quad (3.5)$$

C_1, C_2 συντελεστές που εξαρτώνται από την επιτρεπόμενη τάση στρέψης, η οποία λαμβάνεται εδώ σχετικά μικρή εν όψει και της πρόσθετης καταπόνησης σε κάμψη.

$C_1 = 6,9$ και $C_2 = 146$ με $\tau_{\epsilon\pi} = 15\text{N/mm}^2$ για St37, St42 και χάλυβες παρόμοιας αντοχής

$C_1 = 6,3$ και $C_2 = 133$ με $\tau_{\epsilon\pi} = 20\text{N/mm}^2$ για St50, St60 και χάλυβες παρόμοιας αντοχής

$C_1 = 5,8$ και $C_2 = 123$ με $\tau_{\epsilon\pi} = 25\text{N/mm}^2$ για χάλυβες υψηλότερης αντοχής

3.2.5 Ακριβής υπολογισμός σε σύνθετη καταπόνηση

Μετά τον κατά προσέγγιση υπολογισμό με τη βοήθεια της σχέσης (3.5) και αφού προσδιοριστούν πλέον οι ακριβείς διαστάσεις και δυνάμεις, μπορεί να γίνει ο έλεγχος της ατράκτου σε κάμψη και στρέψη.

Κατά το κριτήριο του μέγιστου έργου παραμόρφωσης η ισοδύναμη τάση σ_v θα είναι:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (a_o \cdot \tau_t)^2} \leq \sigma_{b\epsilon\pi} \quad [N/mm^2] \quad (3.6)$$

σ_b τάση κάμψης που υπάρχει στην άτρακτο σε N/mm^2 από σχέση (3.1)

τ_t τάση στρέψης που υπάρχει στην άτρακτο σε N/mm^2 από σχέση (3.3)

a_o λόγος καταπόνησης για δυναμική φόρτιση

$a_o = \frac{\sigma_{bw}}{1,73 \cdot \tau_{tSch}}$ με αντιστρεφόμενη καμπτική καταπόνηση και επαναλαμβανόμενη στρεπτική καταπόνηση.

Κανονικά δεν απαιτείται υπολογισμός του a_o ιδιαίτερα για τους γενικούς χάλυβες κατασκευών. Λαμβάνεται:

$a_o = 1,0$ όταν η καμπτική και η στρεπτική καταπόνηση ανήκουν στην ίδια περίπτωση φόρτισης π.χ. και οι δύο είναι επαναλαμβανόμενες ή αντιστρεφόμενες

$a_o = 0,7$ για αντιστρεφόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη (περίπτωση που εμφανίζεται τις περισσότερες φορές)

$a_o = 0,4$ για αντιστρεφόμενη κάμψη και στατική στρέψη

$\sigma_{b\epsilon\pi}$ επιτρεπόμενη τάση κάμψης σε N/mm^2 (Πίνακας 3.1)

Αν είναι γνωστές (ή μπορούν να υπολογιστούν με αρκετή ακρίβεια) οι ροπές κάμψης και στρέψης, τότε ο υπολογισμός της ατράκτου μπορεί να γίνει με τη βοήθεια της ισοδύναμης ροπής M_v

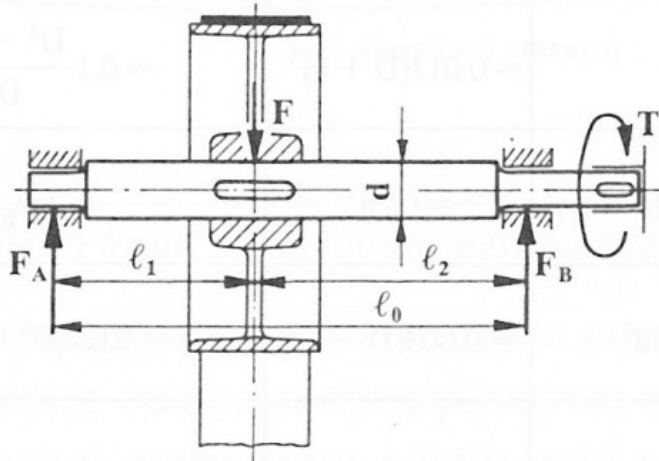
$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot T)^2} \leq \sigma_{b\epsilon\pi} \quad (3.7)$$

M_b ροπή κάμψης στην επικίνδυνη διατομή σε Nmm (Nm)

$M_b = F_A \cdot l_1 = F_B \cdot l_2$ (Σχήμα 3.7), F_A και F_B από τις συνθήκες ισορροπίας

T ροπή στρέψης που μεταφέρεται από την άτρακτο σε Nmm (Nm)

α_0 λόγος καταπόνησης



Σχήμα 3.7: Άτρακτος που καταπονείται συγχρόνως σε κάμψη και στέψη. [1]

Ο υπολογισμός της διαμέτρου d της ατράκτου γίνεται τώρα με τη βοήθεια της ισοδύναμης ροπής M_v από τη γενική σχέση $\sigma_b = \frac{M_v}{W_{vb}} \leq \sigma_{bεπ}$ σαν να υπήρχε καταπόνηση μόνο σε κάμψη.

Τελικά έχουμε:

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{M_v}{0,1 \cdot \sigma_{bεπ}}} \quad [mm] \quad (3.8)$$

M_v ισοδύναμη ροπή από τη σχέση (3.7)










$\sigma_{bεπ}$ επιτρεπόμενη τάση κάμψης σε N/mm^2 (Πίνακας 3.1)

Για τον υπολογισμό της καμπτικής ή στρεπτικής τάσης είναι απαραίτητες οι ροπές αντίστασης των διατομών σε κάμψη W_b και στρέψη W_t . Τα στοιχεία

αυτά (W_b και W_t) καθώς και οι αντίστοιχες ροπές αδράνειας I_b και I_t δίνονται στον πίνακα 3.2.

Στη χρησιμοποίηση της κατάλληλης διαμέτρου (d ή D) για τα διάφορα είδη ατράκτων (πλήρης, με σφηνόδρομο, με πολύσφηνο κλπ. Ο π.χ. η διάμετρος πυρήνα d είναι μικρότερη από την D κατά το βάθος του σφηνόδρομου και αυτό λαμβάνεται υπόψη σε καταπονήσεις στρέψης.

Πίνακας 3.2: Ροπές αντίστασης W_b και W_t έναντι κάμψης και στρέψης καθώς και επιφανειακές ροπές δευτέρου βαθμού (ροπές αδράνειας) I_b και I_t διαφόρων διατομών ατράκτων. [1]

					
	Άτρακτος πλήρης ή με αύλακα για οδηγό σφήνα ή κωνικό σφήνα	Άτρακτος με αύλακα	Άτρακτος διάτρυτη	Άτρακτος με σπή	
W_b	$\approx 0,1d^3$	$\approx 0,012(D + d)^3$	$\approx 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D}$	$\approx 0,1D^3 - 0,17dD^2$	
W_t	$2W_b$	$\approx 0,2(d - t_1)^3$	$\approx 0,2d^3$	$= 2W_b$	$\approx 2W_b$
I_b	$\approx 0,05d^4$	$\approx 0,003(D + d)^4$	$\approx 0,05 (D^4 - d^4)$	$= 0,05D^4 - 0,083dD^3$	
I_t	$\approx 0,1d^4$	$\approx 0,1(d - t_1)^4$	$\approx 0,1d^4$	$= 2I_b$	$\approx 2I_b$
					
	Άτρακτος με οδόντες	Άτρακτος με πολύσφηνο	Άτρακτος με πολύγωνο P3G	Άτρακτος με πολύγωνο P4C	
W_b	$\approx 0,012(D + d)^3$	$\approx 0,012(D + d)^3$	I_t/d_1	$\approx 0,15d_2^3$	
W_t	$= 2W_b$	$= 2W_b$	$\approx 2I_t/d_1$	$\approx 0,2d_2^3$	
I_b	$\approx 0,003(D + d)^4$	$\approx 0,003(D + d)^4$	$\approx I_t/2$	$\approx 0,075d_2^4$	
I_t	$= 2I_b$	$= 2I_b$	$\frac{\pi d_1^2}{4} \left(\frac{d_1^2}{8} - 3e_1^2 \right) - 6\pi \cdot e_1^3$	$= 0,1d_2^4$	

4^ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ

ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΕΩΣ

4.1 Είδη εδράνων κύλισης.

Στις βασικές μορφές των εδράνων κύλισης (σφαιρικά, κυλινδρικά, βαρελοειδή, βελονοειδή) υπάγονται και παραλλαγές αυτών με διαφορετικές ιδιότητες από τις οποίες προκύπτει και διαφορετική χρησιμοποίηση. Παρακάτω δίνεται η περιγραφή και οι ιδιότητες για κάθε ένα από τα πλέον χρησιμοποιούμενα έδρανα.

- **Τριβείς μονόσφαιροι με βαθύ αύλακα**

Είναι οι τριβείς που έχουν την απλούστερη κατασκευή και χρησιμοποιούνται περισσότερο από κάθε άλλο είδος.

Αντέχουν σε μεγάλα αξονικά φορτία και πολλές φορές αντικαθιστούν καλύτερα τους καθαυτό αξονικούς τριβείς. Αντέχουν σε μεγάλες ταχύτητες καμία φορά δε και σε εξαιρετικά μεγάλο αριθμό στροφών.

Οι μονόσφαιροι τριβείς διατίθενται και με κωνική οπή, με μία ή δύο προφυλακτικές πλάκες ή με εγκοπή στον εξωτερικό δακτύλιο και ελατηριωτή ασφάλεια.

Οι τριβείς αυτοί δεν είναι λυόμενοι, ο δε εσωτερικός τους δακτύλιος δεν αυτορρυθμίζεται σχετικά με τον εξωτερικό, απαιτούν επομένως απόλυτα ευθυγραμμισμένη έδραση.

- **Τριβείς μονόσφαιροι, λυόμενοι, γωνιώδους επαφής**

Ο εσωτερικός τους δακτύλιος έχει την ίδια μορφή με τους μονόσφαιρους τριβείς με βαθύ αύλακα. Αντίθετα ο εξωτερικός δακτύλιος φέρει εσωτερική προεξοχή, μονόπλευρη, για τροχιά γωνιώδους επαφής, που επιτρέπει την εφαρμογή του.

Μπορούν να δεχθούν ακτινικά και αξονικά φορτία μόνο προς μία κατεύθυνση. Τοποθετούνται πάντοτε κατά ζεύγη με αντίθετη φορά και ρυθμίζονται με περιορισμένο διάκενο, απαραίτητο για την ομαλή λειτουργία τους.

Οι τριβείς αυτοί χαρακτηρίζονται επίσης σαν “τριβείς σπινθηριστών (μανιατό)” και χρησιμοποιούνται κατά κανόνα σε μικρές διαστάσεις.

- **Τριβείς μονόσφαιροι, σταθεροί, γωνιώδους επαφής**

Η φορά των φορτίων μεταξύ των σφαιρών και των τροχιών των δακτυλίων καθορίζεται με μία ευθεία γραμμή που περνά από τα σημεία επαφής υπό γωνία 20° έως 30° ως προς τον οριζόντιο άξονα περιστροφής.

Δέχονται συνδυασμένα σημαντικά ακτινικά και αξονικά φορτία προς μία κατεύθυνση, ειδικά δε σε περιπτώσεις μεγάλων ταχυτήτων.

Κατά κανόνα τοποθετούνται κατά ζεύγη με αντίθετη πάντοτε φορά και ανάλογη ρύθμιση. Οι τριβείς αυτοί δεν είναι λυόμενοι.

- **Τριβείς δίσφαιροι, σταθεροί, γωνιώδους επαφής**

Τύπος που συνδυάζει δύο μονόσφαιρους τριβείς γωνιώδους επαφής με αντίθετες κατευθύνσεις, σε ένα τριβέα. Εκτός από τα ακτινικά φορτία, μπορούν να δεχθούν μεγάλα αξονικά φορτία και από τις δύο πλευρές τους. Ειδικά δε είναι κατάλληλοι σαν τριβείς για απόλυτη και ακριβή συγκράτηση του άξονα και από τις δύο κατευθύνσεις. Κατασκευάζονται και τοποθετούνται με μηδαμινό ή ανύπαρκτο ακτινικό διάκενο. Οι τριβείς αυτοί κατασκευάζονται και με διαιρούμενο τον εσωτερικό δακτύλιο, παραλλαγή D ή τον εξωτερικό, παραλλαγή P.

- **Τριβείς δίσφαιροι αυτορρυθμιστοι**

Οι τριβείς αυτοί φέρουν δύο τροχιές περιστροφής στον εσωτερικό δακτύλιο και μόνο μία τροχιά, σφαιρικής μορφής κοινή για δύο σειρές σφαιρών, στον εξωτερικό δακτύλιο. Η μορφή αυτή επιτρέπει στον ένα από τους δύο δακτύλιους να ταλαντεύεται σε σχέση με τον άλλο και κατά συνέπεια να είναι ανεπηρέαστοι από τις κάμψεις των αξόνων ή λανθασμένες ευθυγραμμίσεις αξόνων και εδρών. Οι συνθήκες επαφής των σφαιρών επάνω στη σφαιρική επιφάνεια της τροχιάς περιστροφής του εξωτερικού δακτυλίου, είναι σαφώς δυσμενέστερες σε σύγκριση με τους μονόσφαιρους τριβείς σε βαθύ αύλακα. Το μειονέκτημα αυτό αντιμετωπίζεται κατά μεγάλο ποσοστό με μεγαλύτερο αριθμό σφαιρών που φέρουν αυτοί οι τριβείς.

Τριβέας δίσφαιρος, αυτορρυθμιστος έχει φορτία αντοχής ελαφρώς μικρότερα σε σύγκριση με τριβέα μονόσφαιρο με βαθύ αύλακα και ίδιες ακριβώς διαστάσεις.

- **Τριβείς κυλινδρικοί**

Οι κύλινδροι και οι τροχιές περιστροφής τους έχουν μορφή κυλινδρική. Για ορισμένες εφαρμογές και κατά την λείανση, δίνεται μια πολύ ελαφρά κυρτότητα στις επιφάνειες κύλισης που επιτρέπει ελαφρότατες ταλαντεύσεις του ενός δακτυλίου ως προς τον άλλο. Κάθε κυλινδρικός, τριβέας κατασκευάζεται με προεξοχή (ανασηκωμένα χείλη) προς το εσωτερικό μέρος του εξωτερικού δακτυλίου ή το εξωτερικό μέρος του εσωτερικού δακτυλίου, όπου και η τροχιά περιστροφής και οδήγησης των κυλίνδρων. Ο αριθμός των προεξοχών είναι δύο, τρεις ή τέσσερις. Δύο μαζί προεξοχές προβλέπονται ή στον εσωτερικό (τύπος N) ή στον εξωτερικό (τύπος NU) δακτύλιο.

Αξονική μετακίνηση του ενός από τους δακτυλίους είναι δυνατή και στους δύο τύπους και εκ κατασκευής θεωρούνται σαν τριβείς “αξονικής μετακίνησης” (ελεύθεροι). Παρουσιάζουν δε και οι δύο το πλεονέκτημα της σταθερής συνάρμοσης και των δύο δακτυλίων. Σε ορισμένες προκαθορισμένες εφαρμογές, οι τριβείς τύπου N μπορούν να χρησιμοποιηθούν χωρίς τον εξωτερικό δακτύλιο ή και αντίστροφα ο τύπος NU χωρίς τον εσωτερικό δακτύλιο, οπότε οι επιφάνειες κύλισης των κυλίνδρων, έδρες ή άξονες, πρέπει να είναι σκληρημμένες και λειασμένες. Τέτοιες εφαρμογές εξοικονομούν χώρο και οι τριβείς χαρακτηρίζονται με τα γράμματα RN και RNU. Ο τύπος NU κατασκευάζεται και με εσωτερικό δακτύλιο με μονόπλευρη προεξοχή οπότε έχουμε τον τύπο NJ που δέχεται και αξονικά φορτία από μία κατεύθυνση. Οι τριβείς αυτοί χρησιμοποιούνται κατά ζεύγη αντίθετα σε κοντούς άξονες.

Ο εσωτερικός δακτύλιος μπορεί να φέρει και δεύτερη προεξοχή υπό μορφή ιδιαίτερου δακτυλίου σταθεροποίησης, οπότε δημιουργείται ο τύπος NUP. Τέλος ο τύπος NJ εφοδιασμένος με δακτύλιο με λαιμό αντιστήριξης HJ δίνει τον τύπο τριβέα NH. Οι τριβείς τύπου NUP και NH έχουν τέσσερις προεξοχές και δέχονται φορτία τόσο ακτινικά όσο και αξονικά, χαρακτηρίζονται δε σαν τριβείς “αξονικής ακινησίας” (σταθεροί).

Όλοι οι κυλινδρικοί τριβείς είναι λυόμενοι ως προς τον ένα από τους δακτυλίους τους. Η κατασκευή αυτή διευκολύνει την τοποθέτηση και εξαγωγή τους χωρίς ειδική ρύθμιση εκ των υστέρων, υπό τον όρο απόλυτης ευθυγράμμισης εδρών και αξόνων.

Αν ο τύπος του τριβέα συνοδεύεται από το γράμμα “α”, οι λυόμενοι δακτύλιοι είναι εναλλακτικοί μεταξύ των διαφόρων τριβέων με τις ίδιες διαστάσεις. Αν αντίθετα φέρουν τα γράμματα “NA” δεν είναι δυνατή εναλλακτικότητα.

• Τριβείς κωνικοί

Οι επιφάνειες των δακτυλίων και των στοιχείων που κυλίνονται έχουν κωνική μορφή. Οι κωνικοί κύλινδροι οδηγούνται από το μέρος της μεγαλύτερης διαμέτρου και από προεξοχή στον εσωτερικό δακτύλιο, πλούσια υπολογισμένη. Οι κωνικοί τριβείς μεταφέρουν συνδυασμένα ακτινικά και αξονικά φορτία και επιτρέπουν ρύθμιση ακριβείας του διάκενου, τόσο αξονικά όσο και ακτινικά. Ο εξωτερικός δακτύλιος είναι λυόμενος και διευκολύνει την τοποθέτηση και την εξαγωγή. Κατά κανόνα τοποθετούνται ανά ζεύγη.

• Τριβείς αυτορρυθμιστοι μονής σειράς βαρελίσκων

Η τροχιά περιστροφής στον εξωτερικό δακτύλιο είναι σφαιρική. Τα στοιχεία κύλισης έχουν μορφή κυρτών ή συμμετρικών βαρελίσκων. Αυτορρυθμίζονται και συνεπώς δεν επηρεάζονται από τυχόν κάμψεις αξόνων ή λάθη ευθυγράμμισης. Μεταφέρουν μεγάλα φορτία έστω και κρουστικά. Η ικανότητα σε αξονικά φορτία είναι περιορισμένη.

- **Τριβείς αυτορρυθμιστοι διπλής σειράς βαρελίσκων**

Όπως και στους προηγούμενους τριβείς, η τροχιά κύλισης είναι σφαιρική. Φέρουν δύο σειρές συμμετρικών βαρελίσκων των οποίων ο άξονας σχηματίζει γωνία προς τον άξονα περιστροφής. Αυτορρυθμίζονται και μπορούν να μεταφέρουν πολύ μεγάλα φορτία, τόσο ακτινικά όσο και αξονικά και από τις δύο πλευρές τους.

Δεν επηρεάζονται από λάθη ευθυγράμμισης, κάμψεις αξόνων και φορτία κρουστικά και είναι κατάλληλοι για εξαιρετικά βαριές εργασίες.

- **Τριβείς αξονικοί**

Αποτελούνται από δύο επίπεδους δακτυλίους και σφαιροκλωβό. Οι σφαίρες κυλίνουν πάνω στις τροχιές που υπάρχουν σε κάθε δακτύλιο. Οι τροχιές κύλισης έχουν διάταξη που φέρνει την κατεύθυνση του φορτίου ανάμεσα στις σφαίρες και τις τροχιές περιστροφής, απόλυτα παράλληλη με τον άξονα.

Διακρίνονται σε τριβείς απλής ενέργειας, όπου ο ένας δακτύλιος, ο μεσαίος, στερεώνεται στον άξονα και οι δύο στην έδρα. Οι αξονικοί τριβείς μεταφέρουν μόνο μεγάλα αξονικά φορτία και κανένα ακτινικό. Επειδή η φυγόκεντρη δύναμη πάνω στις σφαίρες είναι πολύ μεγάλη, δεν είναι κατάλληλοι για μεγάλες ταχύτητες. Οι συνηθισμένοι τύποι έχουν επιπέδους δακτυλίους και κατά συνέπεια τα μέρη που εδράζονται πρέπει να είναι αυστηρά παράλληλα προς τον άξονα. Για ειδικές περιπτώσεις υπάρχουν αξονικοί τριβείς με τον ένα ή τους δύο δακτυλίους σφαιρικούς με σφαιρικό υποδακτύλιο, που έχουν το πλεονέκτημα να αυτορρυθμίζονται.

- **Τριβείς αξονικοί με βαρελίσκους**

Οι αξονικοί τριβείς με βαρελίσκους μεταφέρουν πολύ μεγάλα αξονικά φορτία. Συγχρόνως δε, επειδή η θέση των βαρελίσκων είναι επικλινή, δέχονται και σημαντικά ακτινικά φορτία. Η τροχιά κύλισης του κάτω δακτυλίου είναι σφαιρική και τα στοιχεία κύλισης βαρελίσκοι.

Λόγω κατασκευής οι δακτύλιοι αυτορρυθμίζονται ο ένας προς τον άλλο και κατά συνέπεια δεν επηρεάζονται από λάθη ευθυγράμμισης.

Ο Πίνακας 4.1 παρουσιάζει συνοπτικά τα βασικά χαρακτηριστικά όλων των ειδών τριβέων κύλισης με αντίστοιχη βαθμολογία της καταλληλότητας τους.

Με βάση τα στοιχεία που δίνονται στις προηγούμενες σελίδες και για δεδομένες συνθήκες λειτουργίας μπορεί πλέον να γίνει η εκλογή του εδράνου. Φυσικά και για τη συγκεκριμένη περίπτωση μπορεί να ευρεθούν κατάλληλα περισσότερα του ενός έδρανα οπότε και ο παράγοντας τιμή θα παίζει αποφασιστικό ρόλο.

Βασικά όμως κατά την εκλογή ενός εδράνου κύλισης θα πρέπει να προτιμάται αρχικά ένα σφαιρικό με βαθύ αύλακα λόγω της μεγάλης ακρίβειας με την οποία εργάζεται, του μικρού χώρου που απαιτείται η τοποθέτηση του και της χαμηλής τιμής του. Μόνο όταν οι προϋποθέσεις που έχουν τεθεί δεν πληρούνται θα πρέπει να εκλεγεί ένα άλλο κατάλληλο έδρανο.

4.2 Υπολογισμός Εδράνων κύλισης

- Υπολογισμοί

Οι σπουδαιότεροι όροι που εμφανίζονται στον υπολογισμό των εδράνων κύλισης είναι:

Διάρκεια ζωής είναι το πλήθος των στροφών (ή ωρών εργασίας) που επιτυγχάνει ένα έδρανο, προτού εμφανισθούν σημάδια κόπωσης σε ένα από τους δακτυλίους του ή στα στοιχεία κύλισης του. Η κόπωση εμφανίζεται αρχικά με τη μορφή μικρών ρωγμών.

Η πείρα απέδειξε ότι έδρανα ίδιου μεγέθους, κατασκευής και υλικού έχουν διαφορετική διάρκεια ζωής, ακόμα και όταν εργάζονται κάτω από απόλυτα ίδιες συνθήκες λειτουργίας. Καθιερώθηκε λοιπόν για τις ανάγκες των υπολογισμών ο όρος **Ονομαστική διάρκεια ζωής L_h** που είναι η διάρκεια ζωής στην οποία επιτυγχάνουν ή υπερβαίνουν τουλάχιστον τα 90% των εδράνων του ίδιου τύπου και διαστάσεων.

Δυναμικό φορτίο C είναι το σταθερό φορτίο κάτω από την επίδραση του οποίου το έδρανο επιτυγχάνει μία ονομαστική διάρκεια ζωής 10^6 στροφών ή 500 ώρες λειτουργίας στις 33 1/3RPM. Το φορτίο αυτό δίνεται στους καταλόγους των εδράνων.

Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο P είναι η υποθετική, καθαρά ακτινική (για αξονικά έδρανα, αξονική) φόρτιση η οποία θα έδινε στο έδρανο την ίδια διάρκεια ζωής με αυτή που επιτυγχάνει υπό τις συνθήκες που υπάρχουν πραγματικά π.χ. κάτω από ακτινικό και αξονικό φορτίο συγχρόνως.

Στατικό φορτίο C_o είναι το καθαρά ακτινικό (για αξονικά έδρανα, αξονικό) φορτίο το οποίο προκαλεί σε ακίνητα έδρανα μια παραμένουσα παραμόρφωση ίση με 0,01% της διαμέτρου του στοιχείου κύλισης, στη θέση επαφής που καταπονείται περισσότερο μεταξύ του δακτυλίου και του στοιχείου κύλισης. Το φορτίο αυτό δίνεται στους καταλόγους των εδράνων.

Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο P_o είναι η υποθετική, καθαρά ακτινική (για αξονικά έδρανα, αξονική) στατική φόρτιση του εδράνου η οποία προκαλεί στα στοιχεία κύλισης και στους δακτυλίους την ίδια παραμένουσα παραμόρφωση με αυτή που προκαλείται υπό τις συνθήκες που υπάρχουν πραγματικά π.χ. κάτω από ακτινικό φορτίο και αξονικό φορτίο συγχρόνως.

4.3 Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο

Πριν από τον υπολογισμό του εδράνου, ανάλογα με το είδος του φορτίου δυναμικό ή στατικό, πρέπει να προσδιορισθεί το ισοδύναμο φορτίο. Το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο P είναι για όλα τα έδρανα (εκτός από τους αξονικούς τριβείς με βαρελίσκους)

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (4.1)$$

F_r - ακτινικό φορτίο σε N

F_a - αξονικό φορτίο σε N. Για τριβείς γωνιώδους επαφής ή κωνικούς το F_a προσδιορίζεται σύμφωνα με τα προβλεπόμενα πιο κάτω.

X- ακτινικός συντελεστής που λαμβάνει υπόψη την επιρροή του λόγου του ακτινικού προς το αξονικό φορτίο.

Y- αξονικός συντελεστής για τη μετατροπή της αξονικής δύναμης (σε ακτινικά έδρανα) σε μια ισοδύναμη ακτινική δύναμη.

Στα σφαιρικά έδρανα με βαθύ αύλακα οι X και Y εξαρτώνται από το λόγο $f_0 \cdot F_a / C_0$. Ο συντελεστής f_0 δίνεται στον πίνακα 11-5.

Για έδρανα που φορτίζονται μόνο ακτινικά δηλαδή για $F_a = 0$ είναι $P = F_r$

Για έδρανα που φορτίζονται μόνο αξονικά δηλαδή για $F_r = 0$ είναι $P = F_a$

Για αξονικούς τριβείς με βαρελίσκους που φορτίζονται ακτινικά και αξονικά, το ισοδύναμο φορτίο είναι (σε N):

$$P = F_a + 1,2F_r \quad (4.2)$$

Στην περίπτωση αυτή πρέπει όμως να είναι $F_r \leq 0,55 \cdot F_a$

Σε εδράσεις με δύο τριβείς σφαιρικούς γωνιώδους επαφής ή κωνικούς που φορτίζονται ακτινικά, εμφανίζονται πρόσθετες αξονικές συνιστώσες που πρέπει να ληφθούν υπόψη για τον προσδιορισμό του ισοδύναμου φορτίου.

Οι πρόσθετες αυτές αξονικές συνιστώσες καθιστούν τα ανωτέρω έδρανα ασταθή κατά τη λειτουργία τους γι' αυτό τοποθετούνται ανά ζεύγη σε διάταξη Ο ή Χ ώστε να αλληλοϋποστηρίζονται.

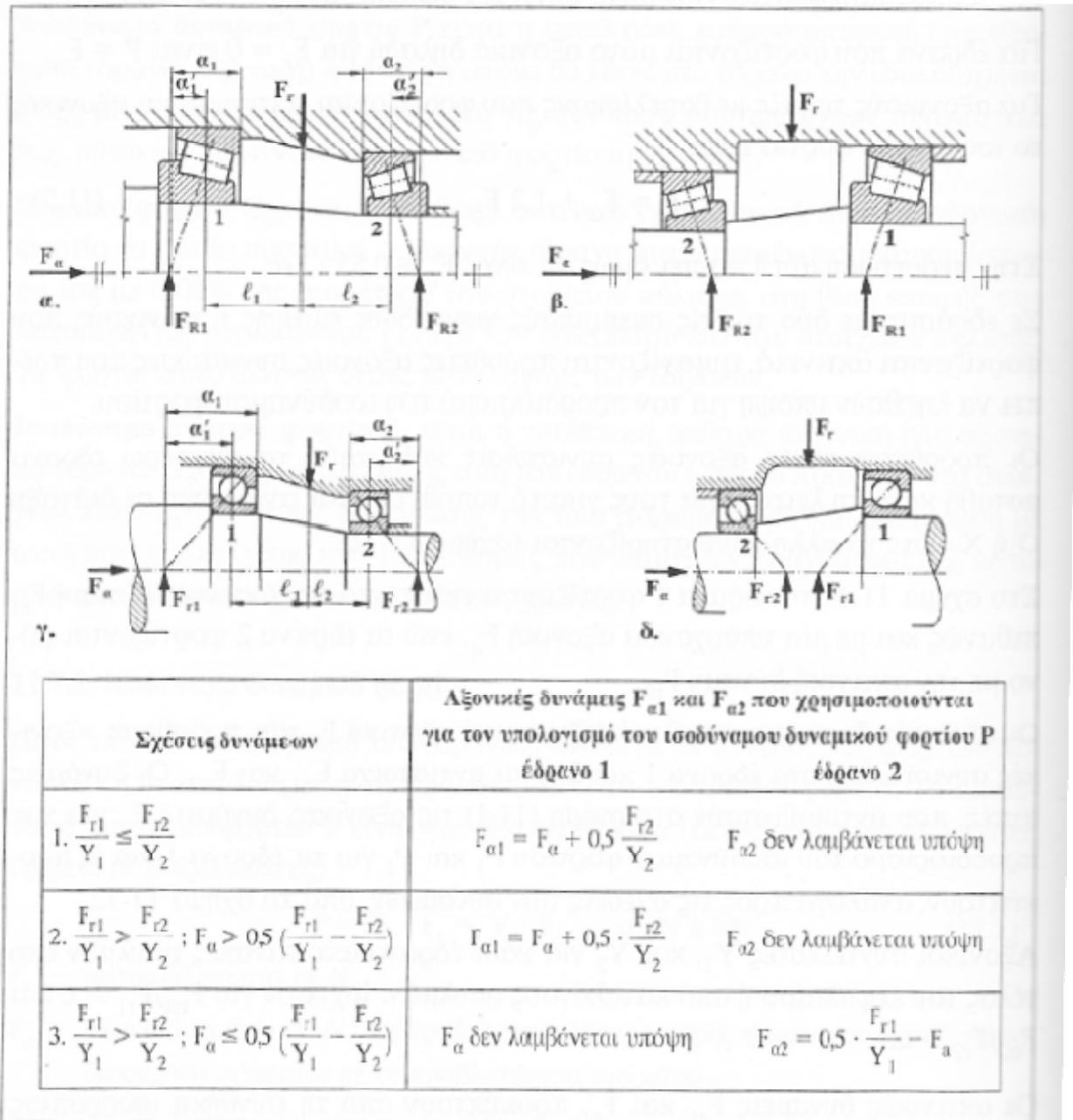
Στο **Σχήμα 4.1** τα έδρανα 1 φορτίζονται εκτός από την ακτινική δύναμη F_{r1} πιθανώς και με μία υπάρχουσα αξονική F_a , ενώ τα έδρανα 2 φορτίζονται μόνο με την ακτινική δύναμη F_{r2} .

Οι αξονικές δυνάμεις συνολικά (εξωτερική αξονική F_a και πρόσθετες αξονικές συνιστώσες) στα έδρανα 1 και 2 είναι αντίστοιχα F_{a1} και F_{a2} . Οι δυνάμεις αυτές προκύπτουν ανάλογα προς τις σχέσεις των δυνάμεων.

Αξονικοί συντελεστές Y_1 και Y_2 για κάθε έδρανο από πίνακες ρουλεμάν στο τέλος του κεφαλαίου ή από τους καταλόγους ρουλεμάν. Ισχύουν για $\frac{F_{a1}}{F_{r1}} > e$ και $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} > e$.

Οι ακτινικές δυνάμεις F_{r1} και F_{r2} προκύπτουν από τη συνθήκη ισορροπίας $\Sigma M = 0$ π.χ. για F_{r2} από το **Σχήμα 4.1** είναι: $F_{r2} = \frac{F_r(l_1+a'_1)}{(l_1+l_2+Fa_2'+a_1')}$.

Οι παραπάνω σχέσεις ισχύουν ανάλογα και για $F_a = 0$ δηλαδή χωρίς εξωτερική αξονική δύναμη. Ο υπολογισμός προϋποθέτει λειτουργία των εδράνων πρακτικά χωρίς χάρη και πρόταση και είναι κατάλληλος μόνο για έλεγχο δεδομένων εδράνων διότι οι συντελεστές Y_1, Y_2 αρχικά δεν είναι γνωστοί.



Σχήμα 4.1: Δυνάμεις σε έδρανα – Προσδιορισμός των αξονικών δυνάμεων. [1]

- Κωνικά σε α. διάταξη O β. διάταξη X
- Γωνιώδους επαφής σε α..διάταξη O β. διάταξη X

4.4 Διάρκεια ζωής, δυναμικό φορτίο

Με δοκιμές βρέθηκαν οι σχέσεις

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \frac{L_{10} \cdot n \cdot 60}{10^6} \quad (4.3)$$

Αν αντί για τις 10^6 στροφές που χρησιμοποιήθηκαν σαν βάση για το δυναμικό φορτίο C τεθούν οι τιμές 500 ώρες και $33 \frac{1}{3}$ RPM τότε θα έχουμε:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \frac{L_{10} \cdot n \cdot 60}{500 \cdot 33 \frac{1}{3} \cdot 60} \quad (4.4)$$

ή

$$\frac{C}{P} \sqrt[p]{\frac{33 \frac{1}{3}}{n}} = \sqrt[p]{\frac{L_{10} h}{500}} \quad (4.5)$$

Αν δεν τεθεί

$$\sqrt[p]{\frac{33 \frac{1}{3}}{n}} = f_n \quad (4.6)$$

και

$$\sqrt[p]{\frac{L_{10} h}{500}} = f_L \quad (4.7)$$

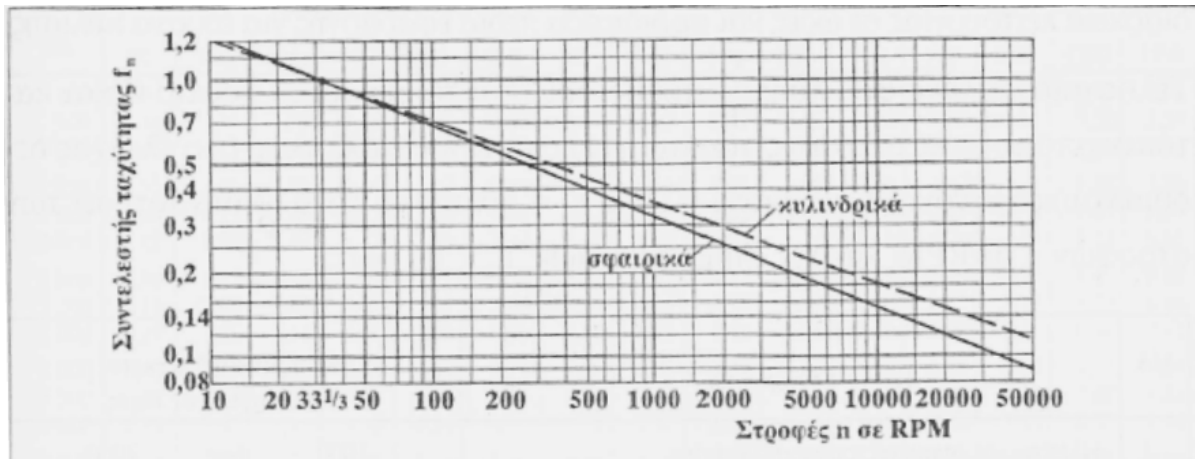
Θα έχουμε

$$f_L = f_n \cdot \frac{C}{P} \quad (4.8)$$

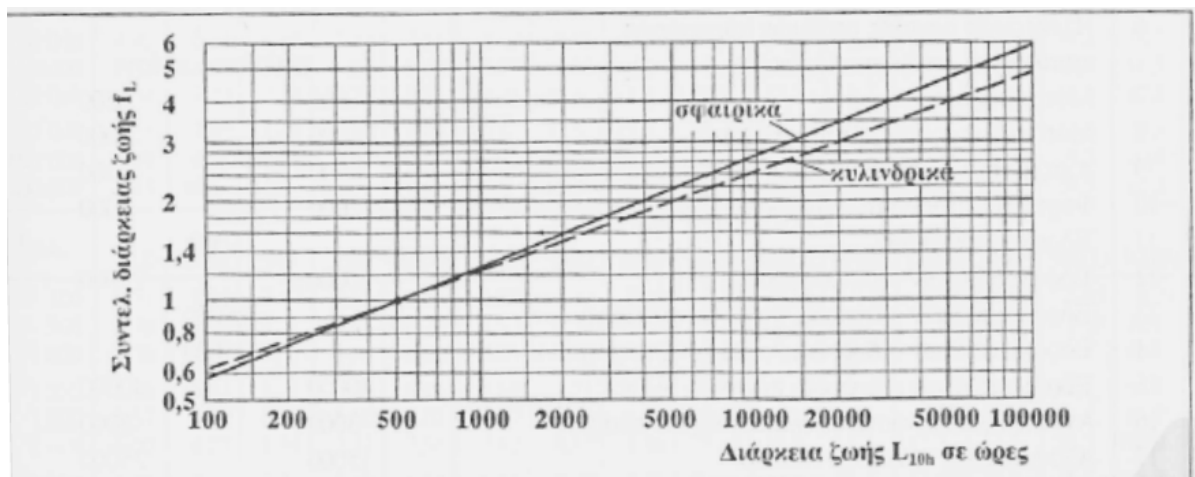
ή αν ληφθεί υπόψη και η επίδραση της θερμοκρασίας

$$f_L = f_n \cdot f_t \cdot \frac{C}{P} \quad (4.9)$$

όπου $f_t = 1$ για $t = 150^\circ \text{C}$, $f_t = 0,9$ για $t = 200^\circ \text{C}$
 $f_t = 0,75$ για $t = 250^\circ \text{C}$, $f_t = 0,6$ για $t = 300^\circ \text{C}$
 t η θερμοκρασία λειτουργίας του εδράνου.



Σχήμα 4.2: Συντελεστής ταχύτητας F_n για έδρανα κύλισης. [1]



Σχήμα 4.3: Συντελεστής διάρκειας ζωής F_L για έδρανα κύλισης. [1]

Με τον υπολογισμό των τριβέων δεν προσδιορίζονται οι διαστάσεις τους π.χ. διάμετρος, πλάτος κλπ. αλλά εκλέγεται από τους καταλόγους ο κατάλληλος τριβέας που ανταποκρίνεται στην απαιτούμενη διάρκεια ζωής και στις συνθήκες φόρτισης και λειτουργίας που επικρατούν.

Συνήθως από τον υπολογισμό σε αντοχή που προηγήθηκε είναι γνωστή η διάμετρος του άξονα και επομένως η διάμετρος της οπής d και οι στροφές n του εδράνου για την εύρεση του f_n .

Για την εύρεση του f_L η κατάλληλη διάρκεια ζωής των τριβέων εκλέγεται εμπειρικά και εξαρτάται από το είδος του μηχανήματος, τη συνεχή ή διακεκομμένη λειτουργία και την απαιτούμενη ασφάλεια. Ο παρακάτω πίνακας B δίνει πληροφοριακά τη διάρκεια λειτουργίας σε ώρες και σε διάφορα πεδία εφαρμογής για έδρανα κύλισης. Τέλος από το λόγο φόρτισης $\frac{C}{P}$ προσδιορίζεται το δυναμικό φορτίο C και κατόπιν από τους καταλόγους γίνεται η εκλογή του κατάλληλου (ή ο έλεγχος δεδομένου) εδράνου.

5^ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ

5.1 Περιγραφή της μηχανής

Ο σκοπός της εργασίας αυτής είναι ο υπολογισμός των στοιχείων κινήσεως μιας μηχανής θρυμματισμού ξύλου. Η μηχανή, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 5.1** αποτελείται από 2 άξονες κάθετους μεταξύ τους. Ο ένας άξονας (άξονας 1) είναι οριζόντιος και στηρίζεται σε δύο έδρανα (θέσεις Α και Β), το ένα άκρο του (θέση Η) είναι στερεωμένο σε ένα κινητήρα και στο άλλο υπάρχει κωνικός οδοντωτός τροχός (τροχός 1). Ο άλλος άξονας (άξονας 2) είναι κατακόρυφος και στηρίζεται σε δύο έδρανα (θέσεις Γ και Δ), στο ένα άκρο του είναι στερεωμένος κωνικός οδοντωτός τροχός (τροχός 2) και στο άλλο υπάρχει κοπτικός δίσκος (θέση Κ).

Αρχικά υπολογίζονται οι απώλειες ισχύος και η ισχύς των αξόνων της μηχανής (άξονας 1, άξονας 2), την ροπή και την δύναμη στον κοπτικό δίσκο. Στην συνέχεια εκλέγονται οι οδοντωτοί τροχοί και προσδιορίζεται το υλικό τους. Υπολογίζονται οι δυνάμεις και οι ροπές σε κάθε άξονα και προσδιορίζονται οι διάμετροι. Εκλέγονται τα κατάλληλα έδρανα κύλισης και τέλος ο σύνδεσμος για την σύνδεση του άξονα με τον κινητήρα.

5.2 Υπολογισμός της ισχύος των αξόνων, των οδοντωτών τροχών και του δίσκου κοπής

Οι απώλειες ισχύος στα στοιχεία της μηχανής προέρχονται από την ολίσθηση των κατατομών των οδόντων, από τριβές στα έδρανα, στους δακτύλιους στεγανότητας και από τη λίπανση, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 5.2**. Συνεπώς,

- για την έδραση με δύο έδρανα κύλισης ο συντελεστής απωλειών είναι:

$$\varepsilon_L = 1\%$$

- για τους δακτύλιους στεγανότητας ενός άξονα περιλαμβανομένης και της λίπανσης ο συντελεστής απωλειών είναι:

$$\varepsilon_s = 1\%$$

- για την θέση επαφής των οδόντων με δύο κατεργασμένους οδόντες ο συντελεστής απωλειών είναι:

$$\varepsilon_t = 2\%$$

5.2.1 Απώλειες ισχύος στον άξονα 1

Στον άξονα 1 οι συνολικές απώλειες ισχύος δίνονται από την σχέση:

$$\varepsilon_{o\lambda} = 2\varepsilon_L + 2\varepsilon_S \quad (5.1)$$

$$\varepsilon_{o\lambda} = 2 \cdot 1\% + 2 \cdot 1\%$$

$$\varepsilon_{o\lambda} = 4\% = 0,04$$

Συνεπώς, η ισχύς του άξονα 1 είναι:

$$N = N_1 + \varepsilon_{o\lambda} \cdot N \quad (5.2)$$

$$N_1 = (1 - \varepsilon_{o\lambda}) \cdot N$$

$$N_1 = (1 - 0,04) \cdot 20 [HP]$$

$$N_1 = 0,96 \cdot 20 [HP]$$

$$N_1 = 19,2 [HP]$$

5.2.2 Απώλειες ισχύος στον άξονα 2

Στον άξονα 2 οι συνολικές απώλειες ισχύος δίνονται από την σχέση:

$$\varepsilon_t = 2\% = 0,02$$

Συνεπώς, η ισχύς του άξονα 2 είναι:

$$N_1 = N_2 + \varepsilon_t \cdot N_1 \quad (5.3)$$

$$N_2 = (1 - \varepsilon_t) \cdot N_1$$

$$N_2 = (1 - 0,02) \cdot 19,2 [HP]$$

$$N_2 = 0,98 \cdot 19,2 [HP]$$

$$N_2 = 18,82 [HP]$$

5.2.3 Απώλειες ισχύος και ροπή στρέψεως στον κοπτικό δίσκο

Στον κοπτικό δίσκο οι συνολικές απώλειες είναι:

$$\varepsilon_{ολ} = 2\varepsilon_L + 2\varepsilon_S$$

$$\varepsilon_{ολ} = 2 \cdot 1\% + 2 \cdot 1$$

$$\varepsilon_{ολ} = 4\% = 0,04$$

Συνεπώς, η ισχύς του κοπτικού δίσκου είναι:

$$N_2 = N_3 + \varepsilon_{ολ} \cdot N_2 \quad (5.4)$$

$$N_3 = (1 - \varepsilon_{ολ}) \cdot N_2$$

$$N_3 = (1 - 0,04) \cdot 18,82 [HP]$$

$$N_3 = 0,96 \cdot 18,82 [HP]$$

$$N_3 = 18,1 [HP]$$

Η ροπή στρέψεως του κοπτικού δίσκου δίνεται από τη σχέση:

$$M_t = 71620 \cdot \frac{N_3}{n_2} \quad (5.5)$$

$$M_t = 71620 \cdot \frac{18,1 [HP]}{600 [RPM]}$$

$$M_t = 2160 [Kp \cdot cm]$$

Όμως η ροπή στρέψης του κοπτικού δίσκου ισούται με το γινόμενο της δύναμης (F_K) που αναπτύσσεται στο μαχαίρι επί την κάθετη απόσταση (r) της δύναμης από το κέντρο του δίσκου, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 5.3**.

$$M_t = F_K \cdot r \quad (5.6)$$

$$F_{\kappa} = \frac{M_t}{r}$$

$$F_{\kappa} = \frac{2160 [Kp \cdot cm]}{5 [cm]}$$

$$F_{\kappa} = 432 [Kp] = 4320 [N]$$

5.3 Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες

5.3.1 Εκλογή κύριων στοιχείων

Για την μετάδοση κίνησης χρησιμοποιούμε δύο κωνικούς οδοντωτούς τροχούς κάθετους μεταξύ τους ($\Sigma = 90^\circ$), όπως δείχνει το **Σχήμα 5.4**. Ο κινητήριος τροχός (τροχός 1) λέγεται πινιόν και ο κινούμενος τροχός (τροχός 2) λέγεται κορώνα.

Ο κινητήρας λειτουργεί στις $n_{\kappa} = 1470 [RPM]$. Ο άξονας 1 είναι στερεωμένος στον άξονα του κινητήρα, συνεπώς περιστρέφεται με στροφές $n_{\alpha 1} = n_{\kappa} = 1470 [RPM]$. Το πινιόν είναι ολόσωμο με τον άξονα, άρα θα περιστρέφεται με $n_1 = n_{\alpha 1} = 1470 [RPM]$. Η διάμετρος d_{sh} του άξονα του ηλεκτροκινητήρα άρα και του άξονα στον οποίο θα τοποθετηθεί το πινιόν είναι $d_{sh} = 42 [mm]$.

Η μέση αρχική διάμετρος d_{m1} για πινιόν ολόσωμο με τον άξονα είναι:

$$d_{m1} \approx 1,25 \cdot d_{sh} \quad (5.7)$$

$$d_{m1} \approx 1,25 \cdot 42 [mm]$$

$$d_{m1} \approx 52,5 [mm]$$

Εκλέγουμε μέση αρχική διάμετρο για το πινιόν: $d_{m1} = 54 [mm]$

Η σχέση μετάδοσης είναι:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (5.8)$$

$$i = \frac{1470 [RPM]}{600 [RPM]}$$

$$i = 2,45$$

Από τον Πίνακα 5.1 εκλέγεται ο αριθμός οδόντων z_1 του πινιόν και ο συντελεστής ψ_d , για $i = 2,45$, οπότε προκύπτει:

$$z_1 = 20$$

$$\psi_d = 0,4$$

Κατόπιν, προκύπτει το πλάτος του οδόντα από την σχέση:

$$b \approx \psi_d \cdot d_{m1} \quad (5.9)$$

$$b \approx 0,4 \cdot 54 [mm]$$

$$b \approx 22,6 [mm]$$

$$\text{Λαμβάνεται } b = 25 [mm]$$

Θα πρέπει να ικανοποιείται η σχέση:

$$R_a \geq 3 \cdot b \quad (5.10)$$

$$R_a = \frac{d_1}{2 \cdot \eta \mu \delta_1} \quad (5.11)$$

Ισχύει:

$$i = \sigma \varphi \delta_1 = \varepsilon \varphi \delta_2 \quad (5.12)$$

$$i = \varepsilon \varphi \delta_2$$

$$\delta_2 = \varepsilon \varphi^{-1} i$$

$$\delta_2 = \varepsilon \varphi^{-1} 2,45$$

$$\delta_2 = 67,8^\circ$$

Οι άξονες σχηματίζουν ορθή γωνία, δηλαδή:

$$\Sigma = 90^\circ$$

$$\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$$

$$\delta_1 = 22,2^\circ$$

Η αρχική (εξωτερική) διάμετρος του πινιόν δίνεται από την σχέση:

$$d_1 = d_{m1} + b\eta\mu\delta_1 \quad (5.13)$$

$$d_1 = 54 [mm] + 25[mm] \cdot \eta\mu 22,2^\circ$$

$$\mathbf{d_1 = 64,45 [mm]}$$

Το εξωτερικό modul (που τυποποιείται) δίνεται από την σχέση:

$$m = \frac{d_1}{z_1} \quad (5.14)$$

$$m = \frac{63,45 [mm]}{20}$$

$$\mathbf{m_{εξ} = 3,1725 [mm]}$$

Εκλέγεται από τον **Πίνακα 5.2** το αμέσως μεγαλύτερο τυποποιημένο modul, $\mathbf{m_{εξ} = 3,5}$ (Σειρά 2). Με το τυποποιημένο εξωτερικό modul προκύπτει η νέα αρχική διάμετρος:

$$d_1 = m \cdot z_1 \quad (5.15)$$

$$d_1 = 3,5 [mm] \cdot 20$$

$$\mathbf{d_1 = 70 [mm]}$$

και η νέα μέση αρχική διάμετρος, όπως δείχνει η παρακάτω σχέση:

$$d_{m1} = d_1 - b \cdot \eta\mu\delta_1 \quad (5.16)$$

$$d_{m1} = 70 [mm] - 25[mm] \cdot \eta\mu 22,2^\circ$$

$$\mathbf{d_{m1} = 60,55 [mm]}$$

Το μήκος της γενέτειρας του αρχικού κώνου R_a , θα είναι:

$$R_a = \frac{d_1}{2 \cdot \eta\mu\delta_1} \quad (5.17)$$

$$R_a = \frac{70 [mm]}{2 \cdot \eta\mu 22,2^\circ}$$

$$\mathbf{R_a = 92,63 [mm]}$$

Γνωρίζουμε ότι: $3 \cdot b = 3 \cdot 25 [mm] = 75 [mm]$

Συνεπώς, ισχύει η σχέση (6.10): $R_a \geq 3 \cdot b$

Οι υπόλοιπες διαστάσεις των οδοντωτών τροχών θα είναι:

- Αρχική διάμετρος του τροχού 2:

$$d_2 = d_1 \cdot i \quad (5.18)$$

$$d_2 = 70 [mm] \cdot 2,45$$

$$\mathbf{d_2 = 171,5 [mm]}$$

- Αριθμός δοντιών του τροχού 2:

$$z_2 = z_1 \cdot i \quad (5.19)$$

$$\mathbf{z_2 = 49}$$

- Μέση αρχική διάμετρος του τροχού 2:

$$d_{m2} = d_2 - b \cdot \eta \mu \delta_2 \quad (5.20)$$

$$d_2 = 171,5 \text{ [mm]} - 25 \text{ [mm]} \cdot \eta \mu 67,8^\circ$$

$$d_{m2} = 148,35 \text{ [mm]}$$

- Ύψος κεφαλής:

$$h_\alpha = m = 3,5 \text{ [mm]} \quad (5.21)$$

- Γωνία κεφαλής:

$$\varepsilon \varphi x_a = \frac{h_\alpha}{R_\alpha} \quad (5.22)$$

$$\varepsilon \varphi x_a = \frac{3,5 \text{ [mm]}}{92,63 \text{ [mm]}}$$

$$\varepsilon \varphi x_a = 0,03778$$

$$x_a = 2,163^\circ$$

- Γωνία πόδα:

$$\varepsilon \varphi x_f = \frac{h_f}{R_a} \quad (5.23)$$

$$\varepsilon \varphi x_f = \frac{1,25 \cdot 3,5 \text{ [mm]}}{92,63 \text{ [mm]}}$$

$$\varepsilon \varphi x_f = 0,04723$$

$$x_f = 2,704^\circ$$

5.3.2 Δυνάμεις οδοντωτών τροχών

Υπολογίζουμε τις δυνάμεις στο ζεύγος των κωνικών οδοντωτών τροχών με γωνία αξόνων $\Sigma = 90^\circ$, αρχικά για τον κινητήριο τροχό (πινιόν) με γωνία επαφής $\alpha = 20^\circ$ και γωνία αρχικού κώνου του τροχού 1, $\delta_1 = 22,2^\circ$.

Η δύναμη F_{n1} που ασκείται κάθετα πάνω στον οδόντα κατά τη διεύθυνση μιας πιθανής θραύσης του, αναλύεται στην περιφερειακή F_{t1} και την ακτινική, στην κάθετη τομή, δύναμη F'_{r1} . Η τελευταία αναλύεται πάλι σε δύο συνιστώσες, την ακτινική F_{r1} και την αξονική $F_{\alpha 1}$, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 5.5**. Οι πιο πάνω δυνάμεις δίνονται από τις ακόλουθες σχέσεις:

- Περιφερειακή ταχύτητα:

$$u_1 = \frac{d_{m1} \cdot \pi \cdot n_1}{60} \quad (5.24)$$

$$u_1 = \frac{60,55 [mm] \cdot \pi \cdot 1470 [RPM]}{60}$$

$$u_1 = 4,66 \left[\frac{m}{sec} \right]$$

- Περιφερειακή δύναμη F_{t1} :

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_{m1}} = \frac{75 \cdot N_1}{U_1} \quad (5.25)$$

$$F_{t1} = \frac{75 \cdot 19,2 [HP]}{4,66 \left[\frac{m}{sec} \right]}$$

$$F_{t1} = 309 [Kp] = 3090 [N]$$

- Ακτινική δύναμη F_{r1} :

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \varepsilon\varphi\alpha \cdot \sigma\upsilon\nu\delta_1 \quad (5.26)$$

$$F_{r1} = 309 [Kp] \cdot \varepsilon\varphi 20^\circ \cdot \sigma\upsilon\nu 22,2^\circ$$

$$F_{r1} = 104,1 [Kp] = 1041 [N]$$

- Αξονική δύναμη $F_{\alpha 1}$:

$$F_{\alpha 1} = F_{t1} \cdot \varepsilon\varphi\alpha \cdot \eta\mu\delta_1 \quad (5.27)$$

$$F_{\alpha 1} = 309 [Kp] \cdot \varepsilon\varphi 20^\circ \cdot \eta\mu 22,2^\circ$$

$$F_{\alpha 1} = 42,5 [Kp] = 425 [N]$$

Αντίστοιχα για τον τροχό 2 έχουμε:

- Περιφερειακή δύναμη F_{t2} :

$$F_{t2} = F_{t1} = 309 [Kp] = 3090 [N]$$

- Ακτινική δύναμη F_{r2} :

$$F_{r2} = F_{\alpha 1} = 42,5 [Kp] = 425 [N]$$

- Αξονική δύναμη $F_{\alpha 2}$:

$$F_{\alpha 2} = F_{r1} = 104,1 [Kp] = 1041 [N]$$

- Ροπή στρέψης του τροχού 1:

$$M_{t1} = \frac{71620 \cdot N_1}{n_1} \quad (5.28)$$

$$M_{t1} = \frac{71620 \cdot 19,2 [HP]}{1470 [RPM]}$$

$$M_{t1} = 935,4 [Kp \cdot cm] = 93,54 [N \cdot m] = 93540 [N \cdot mm]$$

- Διάμετρος κύκλου κεφαλής πινιόν:

$$d_{\alpha 1} = d_1 + 2h_{\alpha} \sigma \nu \delta_1 \quad (5.29)$$

$$d_{\alpha 1} = 70 \text{mm} + 2 \cdot 3,5 \text{mm} \cdot \sigma \nu \nu 22,2^{\circ}$$

$$\mathbf{d_{\alpha 1} = 76,48 \text{mm}}$$

- Διάμετρος κύκλου κεφαλής τροχού 2:

$$d_{\alpha 2} = d_2 + 2h_{\alpha} \sigma \nu \nu \delta_2 \quad (5.30)$$

$$d_{\alpha 2} = 171,5 \text{mm} + 2 \cdot 3,5 \text{mm} \cdot \sigma \nu \nu 67,8^{\circ}$$

$$\mathbf{d_{\alpha 2} = 174,14 \text{mm}}$$

- Το μέσο modul δίνεται από την σχέση:

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} \quad (5.31)$$

$$m_m = \frac{60,55 \text{mm}}{20}$$

$$\mathbf{m_m = 3,03}$$

Το m_m δεν στρογγυλοποιείται ούτε τυποποιείται.

Η ποιότητα της οδόντωσης καθορίζεται συναρτήσει της περιφερειακής ταχύτητας $u = 4,66 \text{m/sec}$. Για ταχύτητες από 3 μέχρι 8 m/sec προβλέπονται σύμφωνα με το **Σχήμα 5.6β** ποιότητες οδόντωσης 8 έως 10. Στο **Σχήμα 5.6α** προβλέπονται επίσης για εργαλειομηχανές, ποιότητες οδόντωσης από 5 έως 10. Με βάση τα παραπάνω εκλέγεται ποιότητα οδόντωσης 9.

Για τους οδοντωτούς τροχούς εκλέγονται επομένως τα παρακάτω προσωρινά στοιχεία :

ΠΙΝΙΟΝ 1

$$z_1 = 20$$

$$d_{m1} = 60,55 \text{mm}$$

$$d_1 = 70 \text{mm}$$

$$\delta_1 = 22,2^\circ$$

ΤΡΟΧΟΣ 2

$$\begin{aligned} z_2 &= 49 \\ d_{m2} &= 148,35 \text{ mm} \\ d_2 &= 171,5 \text{ mm} \\ \delta_2 &= 67,8^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m &= 3,5 \text{ mm} \\ m_m &= 3,03 \text{ mm} \\ b &= 25 \text{ mm} \\ R_a &= 92,63 \text{ mm} \end{aligned}$$

5.3.3 Εκλογή υλικού των οδοντωτών τροχών με κριτήριο την αντοχή τους σε θραύση

Αφού εκτιμήθηκαν οι κύριες διαστάσεις των κωνικών οδοντωτών τροχών, θα πρέπει να εκλεγούν τα κατάλληλα υλικά που καλύπτουν τις απαιτήσεις ανοχής.

Ο υπολογισμός της τάσης στον πόδα του οδοντωτού τροχού γίνεται χωριστά στο πινίον και τον τροχό. Λαμβάνονται σαν βάση οι αντίστοιχοι οδοντωτοί τροχοί με αριθμό οδόντων z_{v1} και z_{v2} .

Η γενική σχέση που δίνει κατά προσέγγιση την μέγιστη τάση στον πόδα του οδόντα είναι:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_m} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{Fa} \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \quad (5.32)$$

Όπου σ_F : Τάση στον πόδα του οδόντα

σ_{FP} : Επιτρεπόμενη τάση στον πόδα του οδόντα

σ_{Fl} : Δυναμική αντοχή διαρκείας

- Περιφερειακή δύναμη F_t :

$$F_t = \frac{2000 \cdot M_{t1}}{d_{m1}} \quad (5.33)$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 93540 \text{ [N} \cdot \text{mm]}}{60,55 \text{ [mm]}}$$

$$F_t = 3090N$$

- Μέσο modul m_m : $m_m = 3,03 [mm]$
- Πλάτος οδόντα b : $b = 25mm$
- Συντελεστής εφαρμογής K_A :

Προκύπτει από τον Πίνακα 5.3 για λειτουργία με ισχυρές κρούσεις, μειωτήρες οδοντωτών τροχών με δωρη λειτουργία.

$$K_A = 1,75$$

- Συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων K_v :

Προκύπτει από το Σχήμα 5.7, αφού υπολογίσουμε πρώτα το u_1 και το z_{v1}

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\sigma_{\nu}\delta_1} \quad (5.34)$$

$$d_{v1} = \frac{60,55mm}{\sigma_{\nu}22,2^\circ}$$

$$d_{v1} = 65,4mm$$

$$u_1 = \frac{d_{v1} \cdot \pi \cdot n_1}{60} \quad (5.35)$$

$$u_1 = \frac{65,4 \times 10^{-3}m \cdot 3,14 \cdot 1470RPM}{60}$$

$$u_1 = 5,03m/s$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\sigma_{\nu}\delta_1} \quad (5.36)$$

$$z_{v1} = \frac{20}{\sigma_{\nu}22,2^\circ}$$

$$z_{v1} = 21,6$$

Εάν θέσουμε $u = u_1$ και $z = z_{v1}$ παρακάτω έχουμε:

$$\frac{u \cdot z_1}{100} = \frac{u \cdot z_{v1}}{100} = \frac{5,03 \frac{m}{s} \cdot 21,6}{100} = 1,086 \text{ m/s}$$

και ποιότητα οδόντωσης 9, από το **Σχήμα 5.7** προκύπτει $K_v \approx 0,8$

- Συντελεστής πλάτους $K_{F\beta}$: $K_{F\beta} \approx 1,2$

- Συντελεστής μορφής Y_{Fa} :

Προκύπτει από **Σχήμα 5.8** για $z_{v1} = 21,6$ και $x = 0$, $Y_{Fa1} = 2,82$

και για $z_{v2} = 129,7$ και $x = 0$, $Y_{Fa2} = 2,15$

όπου

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\sin \delta_2} \quad (5.37)$$

$$z_{v2} = \frac{49}{\sin 67,8^\circ}$$

$$z_{v2} = 129,7$$

Με τις παραπάνω τιμές έχουμε τάση στον πόδα του οδόντα (σ_F) από την σχέση (5.32):

- Για τον τροχό 1 (πινιόν):

$$\sigma_{F1} = \frac{3090N}{25mm \cdot 3,03mm} \cdot 1,75 \cdot 0,8 \cdot 1,2 \cdot 2,82$$

$$\sigma_{F1} = 193,25 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

- Για τον τροχό 2:

$$\sigma_{F2} = \frac{3090N}{25mm \cdot 3,03mm} \cdot 1,75 \cdot 0,8 \cdot 1,2 \cdot 2,15$$

$$\sigma_{F2} = 147,34 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

Με συντελεστή ασφαλείας $S_F \approx 1,3$ για μειωτήρες διακεκομένης λειτουργίας, μπορεί να προσδιοριστεί η ελάχιστη τιμή της δυναμικής αντοχής διάρκειας σ_{fl} σε καμπτική καταπόνηση.

$$\sigma_{fl_1} \geq S_F \cdot \sigma_{F1} \quad (5.38)$$

$$\sigma_{fl_1} \geq 1,3 \cdot 193,25 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{fl_1} \geq 251,22 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{fl_2} \geq S_F \cdot \sigma_{F2} \quad (5.39)$$

$$\sigma_{fl_2} \geq 1,3 \cdot 147,34 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{fl_2} \geq 191,54 \frac{N}{mm^2}$$

Προτού εκλεγούν κατάλληλα υλικά που να ικανοποιούν τις παρακάτω ελάχιστες τιμές σ_{Fl} είναι σκόπιμο να προσδιοριστούν και οι ελάχιστες τιμές σ_{Hl} για την αντοχή διάρκειας των κατατομών σε πίεση επιφάνειας.

5.3.4 Εκλογή υλικού των οδοντωτών τροχών με κριτήριο την αντοχή σε πίεση επιφάνειας

Η πίεση επιφάνειας στον κύκλο κύλισης δίνεται από την σχέση:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{d_{v1} \cdot b} \frac{u_v + 1}{u_v} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot Z_H \cdot Z_M} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_H} \quad (5.40)$$

- Περιφερειακή δύναμη F_t : $F_t = 3090N$
- Μέση αρχική διάμετρος του πινιόν d_{v1} : $d_{v1} = 65,4mm$
- Λόγος αριθμού οδόντων της φανταστικής οδόντωσης u_v :

$$u_v = u^2 = 2,45^2 \Rightarrow u_v = 6, \text{ όπου } u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{49}{20} = 2,45$$

- Συντελεστής εφαρμογής K_A : $K_A = 1,75$
- Συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων: $K_v \approx 0,8$
- $K_{HB} \approx K_{FB} = 1,2$
- Συντελεστής ζώνης Z_H :
Για $\beta = 0^\circ$ και τροχούς χωρίς μετατόπιση $Z_H = 2,5$
- Συντελεστής υλικού Z_M :
 $Z_M = 189,8 \sqrt{N/mm^2}$ για χάλυβα

Με τις παραπάνω τιμές από την σχέση (5.40) προκύπτει:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{3090 [N]}{65,4 [mm] \cdot 25 [mm]} \frac{6 + 1}{6} \cdot 1,75 \cdot 0,8 \cdot 1,2 \cdot 2,5 \cdot 189,8 [\sqrt{N/mm^2}]}$$

$$\sigma_{H1,2} = 913,24 N/mm^2$$

Με συντελεστή ασφαλείας $S_H \approx 1,1$ για μειωτήρες διακεκομένης λειτουργίας, μπορεί να προσδιοριστεί η ελάχιστη τιμή της δυναμικής αντοχής διάρκειας σ_{Hl} σε πίεση επιφάνειας.

$$\sigma_{Hl_{1,2}} \geq S_H \cdot \sigma_{H1,2} \quad (5.41)$$

$$\sigma_{Hl_{1,2}} \geq 1,1 \cdot 913,24 N/mm^2$$

$$\sigma_{Hl_{1,2}} \geq 1004,56 N/mm^2$$

Από τον Πίνακα 5.4 εκλέγονται τα κατάλληλα υλικά που ικανοποιούν τις παραπάνω συνθήκες αντοχής.

πινιόν $\sigma_{fl_1} \geq 251,22 N/mm^2$ και $\sigma_{Hl_1} \geq 1004,56 N/mm^2$

τροχός 2 $\sigma_{fl_2} \geq 191,54 N/mm^2$ και $\sigma_{Hl_2} \geq 1025,16 N/mm^2$

Εκλέγεται από τον Πίνακα 5.4 υλικό βελτιωμένος χάλυβας εναζωτωμένος **42CrMo4** με $\sigma_{fl}=770 N/mm^2$ και $\sigma_{Hl}=1070 N/mm^2$ για το πινιόν και για τον τροχό 2.

5.4 Ανάλυση του άξονα 1 στον οποίο είναι στερεωμένο το pinion

5.4.1 Στροφές κινητήρα και άξονα 1

Ο κινητήρας λειτουργεί στις $n_k = 1470 [RPM]$. Ο άξονας 1 είναι στερεωμένος στον άξονα του κινητήρα όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.1 και συνεπώς περιστρέφεται με τις ίδιες στροφές $n_{\alpha 1} = n_k = 1470 [RPM]$.

5.4.2 Ροπή στρέψης του άξονα 1

Η ισχύς που μεταδίδεται στον άξονα 1 είναι ίση με $N_1 = 19,2 [HP]$, η ισχύς στο σημείο που βρίσκεται το πινιόν. Στο δεξιό μέρος του άξονα, σημείο σύνδεσης με τον κινητήρα 20 [HP] είναι Για τον υπολογισμό της ροπής στρέψης του άξονα χρησιμοποιούμε τον τύπο:

- Ροπή στρέψης του άξονα 1:

$$M_{t1} = \frac{71620 \cdot N_1}{n_{\alpha 1}} \quad (5.42)$$

$$M_{t1} = \frac{71620 \cdot 19,2 [HP]}{1470 [RPM]}$$

$$M_{t1} = 935,4 [Kp \cdot cm] = 93,54 [N \cdot m] = 93540 [N \cdot mm]$$

5.4.3 Διαγράμματα αξονικών και τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως για τον άξονα 1

5.4.3.1 Δυνάμεις άξονα 1 στο επίπεδο (x-y)

Στο Σχήμα 5.9 φαίνονται οι δυνάμεις και οι ροπές (διάγραμμα ελευθέρου σώματος) που ασκούνται στο επίπεδο (x-y) του άξονα 1. ‘Μεταφέρουμε’ την

δύναμη F_{a_1} στο σημείο O_1 και την σχεδιάζουμε μαζί με μια ροπή στο σημείο O_1 , όπως φαίνεται στο **Σχήμα 5.10**. Η ροπή είναι:

$$M_{O_1,z} = F_{a_1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} \quad (5.43)$$

$$M_{O_1,z} = 425 \text{ [N]} \cdot \frac{60,55 \text{ [mm]}}{2}$$

$$M_{O_1,z} = 12867 \text{ [N} \cdot \text{mm]} = 12,87 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

- Υπολογισμός αντιδράσεων στο επίπεδο (x-y)

Για να υπολογίσουμε τις αντιδράσεις του άξονα 1 στο επίπεδο (x-y) γράφουμε τις εξισώσεις ισορροπίας για τον άξονα 1, ως εξής:

Ισορροπία δυνάμεων στον x άξονα:

$$\Sigma F_x = 0 \quad (5.44)$$

$$F_{a_1} - A_x = 0$$

$$A_x = 425 \text{ [N]}$$

Ισορροπία δυνάμεων στον y άξονα:

$$\Sigma F_y = 0 \quad (5.45)$$

$$-F_{r_1} + A_y - B_y = 0$$

$$A_y - B_y = 1041 \text{ [N]}$$

$$A_y = 1041 + B_y \text{ [N]}$$

Ισορροπία ροπών στο σημείο A:

$$\Sigma M_{z,A} = 0 \quad (5.46)$$

$$-M_{oz} + F_{r_1} \cdot L_1 - B_y \cdot L_2 = 0$$

$$B_y \cdot L_2 = -M_{oz} + F_{r_1} \cdot L_1$$

$$B_y \cdot 100 [mm] = -12867 [N \cdot mm] + 1041 [N] \cdot 50 [mm]$$

$$B_y = 392 [N]$$

$$A_y = (1041 + 392) [N]$$

$$A_y = 1433 [N]$$

Συνεπώς, οι αντιδράσεις στις στηρίξεις είναι:
 $A_x = 425 [N]$, $A_y = 1433 [N]$, $B_y = 392 [N]$

5.4.3.2 Διαγράμματα δυνάμεων και ροπών στο επίπεδο (x-y)

Στο **Σχήμα 5.10** έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 1 με τις φορτίσεις του στο επίπεδο (x,y). Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα αξονικών και τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως. Όλα τα σχέδια γίνονται με κατάλληλες κλίμακες. Το διάγραμμα τεμνουσών δυνάμεων συνηθίζεται να σχεδιάζεται με τις θετικές τιμές προς τα πάνω, ενώ το διάγραμμα ροπών κάμψεως σχεδιάζεται συνήθως με τις θετικές τιμές προς τα κάτω, ώστε να δείχνει οπτικά την μορφή που έχει η παραμόρφωση του άξονα.

Ροπές κάμψεως στο επίπεδο (x-y)

$$\text{Θέση } O_1: \quad M_{z,O_1} = 12,87 [N \cdot m]$$

$$\text{Θέση A:} \quad M_{z,A} = -39,2 [N \cdot m]$$

Ροπή στρέψεως στο επίπεδο (x-y)

$$M_{t_1} = 93,54 [N \cdot m]$$

5.4.3.3 Δυνάμεις άξονα 1 στο επίπεδο (x-z)

Στο **Σχήμα 5.11** φαίνονται οι δυνάμεις και οι ροπές (διάγραμμα ελευθέρου σώματος) που ασκούνται στο επίπεδο (x-z) του άξονα 1.

- Υπολογισμός αντιδράσεων στο επίπεδο (x-z)

Για να υπολογίσουμε τις αντιδράσεις του άξονα 1 στο επίπεδο (x-z) γράφουμε τις εξισώσεις ισορροπίας για τον άξονα 1, ως εξής:

Ισορροπία δυνάμεων στον x άξονα:

$$\Sigma F_x = 0 \quad (5.47)$$

$$A_x = 425 \text{ [N]}$$

Ισορροπία δυνάμεων στον z άξονα:

$$\Sigma F_z = 0 \quad (5.48)$$

$$F_t - A_z + B_z = 0$$

$$A_z - B_z = 3090 \text{ [N]}$$

$$A_z = 3090 + B_z \text{ [N]}$$

Ισορροπία ροπών στο σημείο A:

$$\Sigma M_{y,A} = 0 \quad (5.49)$$

$$F_t \cdot L_1 - B_z \cdot L_2 = 0$$

$$B_z \cdot L_2 = F_t \cdot L_1$$

$$B_z \cdot L_2 = F_t \cdot L_1$$

$$B_z \cdot 100 \text{ [mm]} = 3090 \text{ [N]} \cdot 50 \text{ [mm]}$$

$$B_z = 1545 \text{ [N]}$$

$$A_z = (3090 + 1545) \text{ [N]}$$

$$A_z = 4635 \text{ [N]}$$

Συνεπώς, οι αντιδράσεις στις στηρίξεις είναι:
 $A_x = 425 \text{ [N]}$, $A_z = 4635 \text{ [N]}$, $B_z = 1545 \text{ [N]}$

5.4.3.4 Διαγράμματα δυνάμεων και ροπών στο επίπεδο (x-z)

Στο Σχήμα 5.11 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 1 με τις φορτίσεις του στο επίπεδο (x,z). Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα αξονικών και τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως. Όλα τα σχέδια γίνονται με κατάλληλες κλίμακες. Το διάγραμμα τεμνουσών δυνάμεων συνηθίζεται να σχεδιάζεται με τις θετικές τιμές προς τα πάνω, ενώ το διάγραμμα ροπών κάμψεως σχεδιάζεται συνήθως με τις θετικές τιμές προς τα κάτω, ώστε να δείχνει οπτικά την μορφή που έχει η παραμόρφωση του άξονα.

Ροπές κάμψεως στο επίπεδο (x-z)

$$\text{Θέση A : } M_{y,A} = 154,5 [N \cdot m]$$

5.4.4 Μέγιστες τιμές ροπών κάμψης στις θέσεις A και B

Οι μέγιστες ροπές κάμψεως των εδράνων στις θέσεις A και B υπολογίζονται με βάση το γεωμετρικό άθροισμα των συνιστωσών ροπών που βρήκαμε προηγουμένως ως εξής:

$$\text{Θέση A : } M_A = \sqrt{M_{y,A}^2 + M_{z,A}^2} \quad (5.50)$$

$$M_A = \sqrt{154,5^2 + 39,2^2}$$

$$M_A = 159,4 [N \cdot m]$$

$$\text{Θέση B : } M_B = 0 \quad (5.51)$$

5.5 Ανάλυση του άξονα 2 στον οποίο είναι στερεωμένος ο τροχός 2

5.5.1 Στροφές άξονα 2 και τροχού 2

Ο τροχός 2 περιστρέφεται με ταχύτητα $n_{\tau 2} = 600 [RPM]$. Ο άξονας 2 είναι συνδεδεμένος με τον τροχό 2, συνεπώς θα περιστρέφεται με τις ίδιες στροφές $n_{\alpha 2} = n_{\tau 2} = 600 [RPM]$.

5.5.2 Ροπή στρέψης του άξονα 2

Η ισχύς που μεταδίδεται στον άξονα 2 είναι ίση με $N_2 = 18,82 [HP]$. Για τον υπολογισμό της ροπής στρέψης του άξονα χρησιμοποιούμε τον τύπο:

- Ροπή στρέψης του άξονα 2:

$$M_{t2} = \frac{71620 \cdot N_2}{n_{\alpha 2}} \quad (5.52)$$

$$M_{t2} = \frac{71620 \cdot 18,82 [HP]}{600 [RPM]}$$

$$M_{t2} = 2247 [Kp \cdot cm] = 224,7 [N \cdot m] = 224700 [N \cdot mm]$$

5.5.3 Διαγράμματα αξονικών και τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως για τον άξονα 2

5.5.3.1 Δυνάμεις άξονα 2 στο επίπεδο (x-y)

Στο **Σχήμα 5.12** φαίνονται οι δυνάμεις και οι ροπές (διάγραμμα ελευθέρου σώματος) που ασκούνται στο επίπεδο (x-y) του άξονα 2. ‘Μεταφέρουμε’ την δύναμη F_{a2} στο σημείο O_2 και την σχεδιάζουμε μαζί με μια ροπή στο σημείο O_2 , όπως φαίνεται στο **Σχήμα 5.13**. Η ροπή είναι:

$$M_{O_2,z} = F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} \quad (5.53)$$

$$M_{O_2,z} = 1041 [N] \cdot \frac{148,35 [mm]}{2}$$

$$M_{O_2,z} = 77216 [N \cdot mm] = 77,22 [N \cdot m]$$

- Υπολογισμός αντιδράσεων στο επίπεδο (x-y)

Για να υπολογίσουμε τις αντιδράσεις του άξονα 2 στο επίπεδο (x-y) γράφουμε τις εξισώσεις ισοροπίας για τον άξονα 2, ως εξής:

Ισορροπία δυνάμεων στον x άξονα:

$$\Sigma F_x = 0 \quad (5.54)$$

$$F_{a_2} - \Gamma_x = 0$$

$$\Gamma_x = 1041 \text{ [N]}$$

Ισορροπία δυνάμεων στον y άξονα:

$$\Sigma F_y = 0 \quad (5.55)$$

$$F_{r_2} + \Gamma_y - \Delta_y + F_k = 0$$

$$\Gamma_y - \Delta_y = -(425 + 4320) \text{ [N]}$$

$$\Gamma_y = \Delta_y - 4745 \text{ [N]}$$

Ισορροπία ροπών στο σημείο Γ:

$$\Sigma M_{z, O_2} = 0 \quad (5.56)$$

$$M_{O_2, z} + \Gamma_y \cdot L_4 - \Delta_y \cdot L_5 + F_k \cdot (L_5 + L_6) = 0$$

$$\Delta_y \cdot L_5 = M_{O_2, z} - F_{r_2} \cdot L_4 + F_k \cdot (L_5 + L_6)$$

$$\begin{aligned} & \Delta_y \cdot 150 \text{ [mm]} = \\ & = 77216 \text{ [N} \cdot \text{mm]} - 425 \text{ [N]} \cdot 35 \text{ [mm]} + 4320 \text{ [N]} \cdot 180 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

$$\Delta_y = 5599,6 \text{ [N]}$$

$$\Gamma_y = 5599,6 - 4745 \text{ [N]}$$

$$\Gamma_y = 854,6 \text{ [N]}$$

Συνεπώς, οι αντιδράσεις στις στηρίξεις είναι:

$$\Gamma_x = 1041 \text{ [N]}, \Gamma_y = 854,6 \text{ [N]}, \Delta_y = 5599,6 \text{ [N]}$$

5.5.3.2 Διαγράμματα δυνάμεων και ροπών στο επίπεδο (x-y)

Στο **Σχήμα 5.13** έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 2 με τις φορτίσεις του στο επίπεδο (x,y). Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα αξονικών και τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως. Όλα τα σχέδια γίνονται με κατάλληλες κλίμακες. Το διάγραμμα τεμνουσών δυνάμεων συνηθίζεται να σχεδιάζεται με τις θετικές τιμές προς τα πάνω, ενώ το διάγραμμα ροπών κάμψεως σχεδιάζεται συνήθως με τις θετικές τιμές προς τα κάτω, ώστε να δείχνει οπτικά την μορφή που έχει η παραμόρφωση του άξονα.

Ροπές κάμψεως στο επίπεδο (x-y)

$$\text{Θέση } O_2: \quad M_{z,O_2} = -77,22 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$\text{Θέση } \Gamma: \quad M_{z,\Gamma} = -62,34 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$\text{Θέση } \Delta: \quad M_{z,\Delta} = 129,6 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Ροπή στρέψεως στο επίπεδο (x-y)

$$M_{t_2} = 224,7 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

5.5.3.3 Δυνάμεις άξονα 2 στο επίπεδο (x-z)

Στο **Σχήμα 5.14** φαίνονται οι δυνάμεις και οι ροπές (διάγραμμα ελευθέρου σώματος) που ασκούνται στο επίπεδο (x-z) του άξονα 2.

- Υπολογισμός αντιδράσεων στο επίπεδο (x-z)

Για να υπολογίσουμε τις αντιδράσεις του άξονα 2 στο επίπεδο (x-z) γράφουμε τις εξισώσεις ισορροπίας για τον άξονα 2, ως εξής:

Ισορροπία δυνάμεων στον x άξονα:

$$\Sigma F_x = 0 \quad (5.57)$$

$$F_x = 1041 \text{ [N]}$$

Ισορροπία δυνάμεων στον z άξονα:

$$\Sigma F_z = 0 \quad (5.58)$$

$$-F_t + \Gamma_z - \Delta_z = 0$$

$$\Gamma_z = \Delta_z - F_t \text{ [N]}$$

$$\Gamma_z = \Delta_z + 3090 \text{ [N]}$$

Ισορροπία ροπών στο σημείο Γ:

$$\Sigma M_{y,\Gamma} = 0 \quad (5.59)$$

$$F_t \cdot L_4 - \Delta_z \cdot L_5 = 0$$

$$\Delta_z \cdot L_5 = F_t \cdot L_4$$

$$\Delta_z \cdot 150 \text{ [mm]} = 3090 \text{ [N]} \cdot 35 \text{ [mm]}$$

$$\Delta_z = 721 \text{ [N]}$$

$$\Gamma_z = (3090 + 721) \text{ [N]}$$

$$\Gamma_z = 2369 \text{ [N]}$$

Συνεπώς, οι αντιδράσεις στις στηρίξεις είναι:
 $\Gamma_x = 1041 \text{ [N]}$, $\Gamma_z = 2369 \text{ [N]}$, $\Delta_z = 721 \text{ [N]}$

5.5.3.4 Διαγράμματα δυνάμεων και ροπών στο επίπεδο (x-z)

Στο **Σχήμα 5.14** έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 2 με τις φορτίσεις του στο επίπεδο (x,z). Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα αξονικών και τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως. Όλα τα σχέδια γίνονται με κατάλληλες κλίμακες. Το διάγραμμα τεμνουσών δυνάμεων συνηθίζεται να σχεδιάζεται με τις θετικές τιμές προς τα πάνω, ενώ το διάγραμμα ροπών κάμψεως σχεδιάζεται συνήθως με τις θετικές

τιμές προς τα κάτω, ώστε να δείχνει οπτικά την μορφή που έχει η παραμόρφωση του άξονα.

Ροπές κάμψεως στο επίπεδο (x-z)

$$\text{Θέση } \Gamma : \quad M_{y,\Gamma} = 108,15 [N \cdot m]$$

5.5.4 Μέγιστες τιμές ροπών κάμψης στις θέσεις Γ και Δ

Οι μέγιστες ροπές κάμψεως των εδράνων στις θέσεις A και B υπολογίζονται με βάση το γεωμετρικό άθροισμα των συνιστωσών ροπών που βρήκαμε προηγουμένως ως εξής:

$$\text{Θέση } \Gamma : \quad M_{\Gamma} = \sqrt{M_{y,\Gamma}^2 + M_{z,\Gamma}^2} \quad (5.60)$$

$$M_{\Gamma} = \sqrt{108,2^2 + 92,1^2}$$

$$M_{\Gamma} = 142,08 [N \cdot m]$$

$$\text{Θέση } \Delta : \quad M_{\Delta} = \sqrt{M_{y,\Delta}^2 + M_{z,\Delta}^2} \quad (5.61)$$

$$M_{\Delta} = \sqrt{129,6^2 + 0^2}$$

$$M_{\Delta} = 129,6 [N \cdot m]$$

5.6 Δυναμική καταπόνηση των αξόνων

5.6.1 Σχεδίαση διαγραμμάτων “SMITH” για χάλυβα St42

Από τον Πίνακα 5.5 με τα δυναμικά χαρακτηριστικά των χαλύβων βρίσκουμε για τον χάλυβα St42 για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα.

Για κάμψη:

$$\sigma_{bs} = 360 \frac{[N]}{[mm^2]}$$

$$\sigma_{bsch} = 360 \frac{[N]}{[mm^2]}$$

$$\sigma_{bw} = 220 \frac{[N]}{[mm^2]}$$

Για στρέψη:

$$\tau_s = 180 \frac{[N]}{[mm^2]}$$

$$\tau_{sch} = 180 \frac{[N]}{[mm^2]}$$

$$\tau_w = 150 \frac{[N]}{[mm^2]}$$

Στην συνέχεια σχεδιάζουμε τα διαγράμματα “SMITH” για κάμψη και στρέψη, χρησιμοποιώντας κατάλληλη κλίμακα, με βάση τις παραπάνω τιμές. Η τήρηση της ακριβούς κλίμακας βοηθά στον γραφικό υπολογισμό των τάσεων αντοχής σε δυναμική καταπόνηση. Συγκεκριμένα, στο **Σχήμα 5.15** φαίνεται το διάγραμμα “SMITH” για κάμψη, ενώ στο **Σχήμα 5.16** φαίνεται το διάγραμμα “SMITH” για στρέψη.

5.6.2 Επιτρεπόμενες τάσεις

Από τον **Πίνακα 5.5** βρίσκουμε τις επιτρεπόμενες τάσεις σε κάμψη και στρέψη για την περίπτωση της δυναμικής καταπόνησης ατράκτων. Για τον χάλυβα St42 έχουμε:

Για κάμψη:

$$\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 40 \frac{[N]}{[mm^2]}$$

Για στρέψη:

$$\tau_{\varepsilon\pi} = 20 \frac{[N]}{[mm^2]}$$

5.6.3 Συντελεστής σύνθετης καταπόνησης

Ο συντελεστής σύνθετης καταπόνησης για την περίπτωση αντιστρεφόμενης κάμψης και επαναλαμβανόμενης στρέψης δίνεται από την σχέση:

$$a_o = \frac{\sigma_{bw}}{1,73 \cdot \tau_{sch}} \quad (5.62)$$

Για αντιστρεφόμενη κάμψη με $\sigma_{bw} = 220 \frac{[N]}{[mm^2]}$ και επαναλαμβανόμενη στρέψη με $\tau_{sch} = 180 \frac{[N]}{[mm^2]}$ έχουμε:

$$\alpha_o = \frac{220 \frac{[N]}{[mm^2]}}{1,73 \cdot 180 \frac{[N]}{[mm^2]}}$$

$$\alpha_o = 0,706$$

5.6.4 Υπολογισμός προσωρινών διαμέτρων για τον άξονα 1

Ο υπολογισμός των προσωρινών διαμέτρων θα γίνει με βάση τις επιτρεπόμενες τάσεις. Στην συνέχεια, θα ελεγχθούν σε δυναμική καταπόνηση, λαμβάνοντας υπόψη τις εγχοπές κλπ. οπότε θα οριστικοποιηθούν.

Ο άξονας 1 καταπονείται σε κάμψη και στρέψη και έχει διάμετρο 42mm. Η μέγιστη καμπτική ροπή ασκείται στο σημείο A με τιμή $M_A = 39,2 [N \cdot m]$ ενώ στο σημείο B είναι μηδέν. Θα υπολογίσουμε τη διάμετρο του άξονα 1 στις θέσεις O₁ (d_{O_1}) και A (d_A) για σύνθετη καταπόνηση και τη διάμετρο του άξονα 1 στη θέση B (d_B) μόνο για στρέψη.

Θέση O₁:

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει ο παρακάτω τύπος ισοδύναμης ροπής για σύνθετη καταπόνηση:

$$M_{v,O_1} = \sqrt{M_{b,O_1}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t,O_1})^2} \quad (5.63)$$

οπότε

$$M_{v,O_1} = \sqrt{(12,87)^2 + 0,75 \cdot (0,706 \cdot 93,54)^2}$$

$$M_{v,O_1} = 58,62 [N \cdot m]$$

Η διάμετρος στην θέση O_1 είναι:

$$d_{O_1} = \sqrt[3]{\frac{M_{v,O_1}}{0,1 \cdot \sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (5.64)$$

$$d_{O_1} = \sqrt[3]{\frac{58620 [N \cdot mm]}{0,1 \cdot 40 \frac{[N]}{[mm^2]}}}$$

$$d_{O_1} = 24,47 [mm]$$

Θέση A :

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει ο παρακάτω τύπος ισοδύναμης ροπής $M_{v,A}$ για σύνθετη καταπόνηση:

$$M_{v,A} = \sqrt{M_{b,A}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t,A})^2} \quad (5.65)$$

οπότε

$$M_{v,A} = \sqrt{(39,2)^2 + 0,75 \cdot (0,706 \cdot 93,54)^2}$$

$$M_{v,A} = 69,34 [N \cdot m]$$

Η διάμετρος στην θέση A είναι:

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_{v,A}}{0,1 \cdot \sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (5.66)$$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{69340 [N \cdot mm]}{0,1 \cdot 40 \frac{[N]}{[mm^2]}}}$$

$$d_A = 25,88 [mm]$$

Θέση B :

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής που καταπονείται σε στρέψη η διάμετρος στην θέση B είναι:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{t,B}}{0,2 \cdot \tau_{\varepsilon\pi}}} \quad (5.67)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{93540 [N \cdot mm]}{0,2 \cdot 20 \frac{[N]}{[mm^2]}}}$$

$$d_B = 28,59 [mm]$$

Για το τμήμα O_1A του άξονα 1 λαμβάνουμε την μεγαλύτερη τιμή ως κατάλληλη διάμετρο οπότε έχουμε $d_{O_1A} = 26 [mm]$

Για το τμήμα AB του άξονα 1 λαμβάνουμε την μεγαλύτερη τιμή ως κατάλληλη διάμετρο οπότε έχουμε $d_{AB} = 29 [mm]$

5.6.5 Υπολογισμός προσωρινών διαμέτρων για τον άξονα 2

Ο υπολογισμός των προσωρινών διαμέτρων θα γίνει με βάση τις επιτρεπόμενες τάσεις. Στην συνέχεια, θα ελεγχθούν σε δυναμική καταπόνηση, λαμβάνοντας υπόψη τις εγχοπές κλπ. οπότε θα οριστικοποιηθούν.

Ο άξονας 2 καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Η μέγιστη καμπτική ροπή ασκείται στο σημείο Γ με τιμή $M_\Gamma = 92,08 [N \cdot m]$ ενώ στο σημείο Δ είναι μηδέν. Θα υπολογίσουμε τη διάμετρο του άξονα 2 στις θέσεις O_2 (d_{O_2}) και Γ (d_Γ) για σύνθετη καταπόνηση και τη διάμετρο του άξονα 1 στη θέση Δ (d_Δ) μόνο για στρέψη.

Θέση O_2 :

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει ο παρακάτω τύπος ισοδύναμης ροπής για σύνθετη καταπόνηση:

$$M_{v,O_2} = \sqrt{M_{b,O_2}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t,O_2})^2} \quad (5.68)$$

οπότε

$$M_{v,O_2} = \sqrt{(77,22)^2 + 0,75 \cdot (0,706 \cdot 224,7)^2}$$

$$M_{v,O_2} = 157,6 [N \cdot m]$$

Η διάμετρος στην θέση O_2 είναι:

$$d_{O_2} = \sqrt[3]{\frac{M_{v,O_2}}{0,1 \cdot \sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (5.69)$$

$$d_{O_2} = \sqrt[3]{\frac{157600 [N \cdot mm]}{0,1 \cdot 40 \frac{[N]}{[mm^2]}}}$$

$$d_{O_2} = 34,03 [mm]$$

Θέση Γ :

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει ο παρακάτω τύπος ισοδύναμης ροπής $M_{v,\Gamma}$ για σύνθετη καταπόνηση:

$$M_{v,\Gamma} = \sqrt{M_{b,\Gamma}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t,\Gamma})^2} \quad (5.70)$$

οπότε

$$M_{v,\Gamma} = \sqrt{(92,08)^2 + 0,75 \cdot (0,706 \cdot 224,7)^2}$$

$$M_{v,\Gamma} = 165,39 [N \cdot m]$$

Η διάμετρος στην θέση Γ είναι:

$$d_{\Gamma} = \sqrt[3]{\frac{M_{v,\Gamma}}{0,1 \cdot \sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (5.71)$$

$$d_{\Gamma} = \sqrt[3]{\frac{165390 [N \cdot mm]}{0,1 \cdot 40 \frac{[N]}{[mm^2]}}}$$

$$d_{\Gamma} = 34,58 [mm]$$

Θέση Δ :

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει ο παρακάτω τύπος ισοδύναμης ροπής $M_{v,\Delta}$ για σύνθετη καταπόνηση:

$$M_{v,\Delta} = \sqrt{M_{b,\Delta}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t,\Delta})^2} \quad (5.72)$$

οπότε

$$M_{v,\Delta} = \sqrt{(129,6)^2 + 0,75 \cdot (0,706 \cdot 224,7)^2}$$

$$\mathbf{M_{v,\Delta} = 188,86 [N \cdot m]}$$

Η διάμετρος στην θέση Δ είναι:

$$d_{\Delta} = \sqrt[3]{\frac{M_{v,\Delta}}{0,1 \cdot \sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (5.73)$$

$$d_{\Delta} = \sqrt[3]{\frac{188860 [N \cdot mm]}{0,1 \cdot 40 \frac{[N]}{[mm^2]}}}$$

$$\mathbf{d_{\Delta} = 36,14 [mm]}$$

Για το τμήμα O_2A του άξονα 1 λαμβάνουμε την μεγαλύτερη τιμή ως κατάλληλη διάμετρο οπότε έχουμε $\mathbf{d_{o_2\Gamma} = 35 [mm]}$

Για το τμήμα AB του άξονα 1 λαμβάνουμε την μεγαλύτερη τιμή ως κατάλληλη διάμετρο οπότε έχουμε $\mathbf{d_{\Gamma\Delta} = 40 [mm]}$

5.7 Έδρανα κύλισης στις θέσεις A και B

5.7.1 Δυνάμεις εδράνων A και B

Για τον υπολογισμό των εδράνων κυλίσεως του άξονα 1 απαιτείται πρώτα ο υπολογισμός των δυνάμεων που ασκούνται στα έδρανα αυτά λόγω των φορτίσεων του άξονα. Είναι προφανές ότι οι δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα είναι ίσες με τις αντιδράσεις του άξονα στις θέσεις A και B (επίπεδο xy), όπως δείχνει το **Σχήμα 5.10**. Όπως προέκυψε από την ανάλυση του άξονα οι αντιδράσεις στις στηρίξεις είναι:

$$\mathbf{A_x = 425 [N]}$$

$$\mathbf{A_y = 1433 [N]}$$

$$\mathbf{B_y = 392 [N]}$$

5.7.2 Έδρανο κύλισης A

Το έδρανο κύλισης A θα εκλεγεί από τον **Πίνακα 5.6**. Για κατασκευαστικούς λόγους το έδρανο πρέπει να ταιριάζει στο άκρο A του άξονα 1, το οποίο έχει διάμετρο $d_A = 30 [mm]$. Στον **Πίνακα 5.6** αναζητάμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο $d = 30 [mm]$ και παρατηρούμε ότι πρέπει να επιλέξουμε έδρανο κυλίσεως, μονόσφαιρο τριβέα με βαθύ αύλακα της σειράς 62, Νο 6206.

5.7.2.1 Στοιχεία υπολογισμού εδράνου A

Πριν από τον υπολογισμό του εδράνου σε δυναμικό φορτίο, πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο σύμφωνα με την σχέση 5.76. Για να γίνει αυτό βρίσκουμε πρώτα το αξονικό και το ακτινικό φορτίο.

- Ακτινικό φορτίο:

$$F_r = A_y \quad (5.74)$$

$$F_r = 1433 [N]$$

- Αξονικό φορτίο:

$$F_a = A_x \quad (5.75)$$

$$F_a = 425 [N]$$

- Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (5.76)$$

όπου,

X : είναι ο ακτινικός συντελεστής που λαμβάνει υπόψη την επιρροή του λόγου του ακτινικού προς το αξονικό φορτίο. Η τιμή του προκύπτει από τον **Πίνακα 5.6**.

Y : είναι ο αξονικός συντελεστής για τη μετατροπή της αξονικής δύναμης (σε ακτινικά έδρανα) σε μια ισοδύναμη ακτινική δύναμη. Η τιμή του προκύπτει από τον **Πίνακα 5.6**.

Για την θέση Α, εκλέγεται μονόσφαιρος τριβέας με βαθύ αύλακα της σειράς 62 με $d = 30$ [mm], Νο 6206. Για τον προσδιορισμό των X και Y ακολουθούμε τα εξής βήματα:

- Βρίσκουμε από τον Πίνακα 5.6 τις τιμές της εσωτερικής d και εξωτερικής D διαμέτρου του εδράνου και του στατικού φορτίου C_o .

$$\begin{aligned}d &= 30 \text{ [mm]} \\D &= 62 \text{ [mm]} \\C_o &= 11,2 \text{ [kN]} \\C &= 19,3 \text{ [kN]}\end{aligned}$$

- Από τον Πίνακα 5.7 προκύπτει ότι ο συντελεστής f_o για σφαιρικά έδρανα με βαθύ αύλακα της σειράς 62 με χαρακτηριστικό αριθμό οπής 06 είναι:

$$f_o = 13,8$$

- $f_o \frac{F_a}{C_o} = 13,8 \frac{0,425 \text{ [kN]}}{11,2 \text{ [kN]}} = 0,524$

$$\text{Για } f_o \frac{F_a}{C_o} = 0,5 \text{ έχουμε } e = 0,24$$

$$\text{Για } f_o \frac{F_a}{C_o} = 0,9 \text{ έχουμε } e = 0,28$$

Εφαρμόζοντας την μέθοδο της γραμμικής παρεμβολής για $f_o \frac{F_a}{C_o} = 0,524$ έχουμε:

$$\frac{e - 0,24}{0,28 - 0,24} = \frac{0,524 - 0,5}{0,9 - 0,5}$$

$$\frac{e - 0,24}{0,04} = 0,06$$

$$e - 0,24 = 0,0024$$

$$e = 0,2424$$

- $\frac{F_a}{F_r} = 0,296$ και $e = 0,2424$, οπότε ισχύει $\frac{F_a}{F_r} > e$

- Από τον Πίνακα 5.6 προκύπτει ότι για $\frac{F_a}{F_r} > e$ ο ακτινικός συντελεστής έχει τιμή $X = 0,56$ και ο αξονικός συντελεστής έχει τιμή $Y = 1,59$.
- Συνεπώς, το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι:

$$P = 0,56 \cdot 1433 [N] + 1,59 \cdot 425 [N]$$

$$P = 1478 [N] = 1,48 [kN]$$

5.7.2.2 Συντελεστής ταχύτητας εδράνου A

Υπολογίζουμε τον συντελεστή ταχύτητας f_n του εδράνου χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (5.77)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{1470}}$$

$$f_n = 0,283$$

5.7.2.3 Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου A

Υπολογίζουμε τον συντελεστή διάρκειας ζωής f_L του εδράνου, ξέροντας ότι η επιθυμητή διάρκεια ζωής του εδράνου είναι $L_h = 10000h$, από τον Πίνακα 5.8, χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt{\frac{L_h}{500}} \quad (5.78)$$

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

$$f_L = 2,71$$

5.7.2.4 Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Α

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο C του εδράνου, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου το έδρανο να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Ο υπολογισμός του απαιτούμενου δυναμικού φορτίου γίνεται με την παρακάτω σχέση:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.79)$$

$$C = 1,48 [kN] \frac{2,71}{0,283 \cdot 1}$$

$$C = 14,6 [kN]$$

Από την τιμή του ισοδύναμου φορτίου θα επιλέξουμε το κατάλληλο έδρανο κυλίσεως με την βοήθεια του **Πίνακα 5.6**. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 19,3 [kN] > 14,6 [kN]$, το οποίο το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο, συνεπώς θα επιλέξουμε της σειράς 62, No 6206.

5.7.3 Έδρανο κύλισης Β

Το έδρανο κύλισης Β θα εκλεγεί από τον **Πίνακα 5.6**. Για κατασκευαστικούς λόγους το έδρανο πρέπει να ταιριάζει στο σημείο Β του άξονα 1, το οποίο έχει διάμετρο $d_B = 30 [mm]$. Στον **Πίνακα 5.6** αναζητάμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο $d = 30 [mm]$ και παρατηρούμε ότι πρέπει να επιλέξουμε έδρανο κυλίσεως, μονόσφαιρο τριβέα με βαθύ αύλακα της σειράς 60, No 6006.

5.7.3.1 Στοιχεία υπολογισμού εδράνου Β

Πριν από τον υπολογισμό του εδράνου σε δυναμικό φορτίο, πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο σύμφωνα με την σχέση (5.81). Για να γίνει αυτό βρίσκουμε πρώτα το αξονικό και το ακτινικό φορτίο.

- Ακτινικό φορτίο:

$$F_r = B_y \quad (5.80)$$

$$F_r = 392 \text{ [N]}$$

- Αξονικό φορτίο:

$$F_a = 0 \quad (5.81)$$

- Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (5.82)$$

όπου,

X : είναι ο ακτινικός συντελεστής που λαμβάνει υπόψη την επιρροή του λόγου του ακτινικού προς το αξονικό φορτίο. Η τιμή του προκύπτει από τον **Πίνακα 5.6**.

Y : είναι ο αξονικός συντελεστής για τη μετατροπή της αξονικής δύναμης (σε ακτινικά έδρανα) σε μια ισοδύναμη ακτινική δύναμη. Η τιμή του προκύπτει από τον **Πίνακα 5.6**.

$$P = X \cdot F_r \quad (5.83)$$

Για την θέση A, εκλέγεται μονόσφαιρος τριβέας με βαθύ αύλακα της σειράς 60 με $d = 30 \text{ [mm]}$, No 6006. Για τον προσδιορισμό των X και Y ακολουθούμε τα εξής βήματα:

- Βρίσκουμε από τον **Πίνακα 5.6** τις τιμές της εσωτερικής d και εξωτερικής D διαμέτρου του εδράνου και του στατικού φορτίου C_o .

$$\begin{aligned} d &= 30 \text{ [mm]} \\ D &= 55 \text{ [mm]} \\ C_o &= 8 \text{ [kN]} \\ C &= 12,7 \text{ [kN]} \end{aligned}$$

- Ο ακτινικός συντελεστής τίθεται $X = 1$ όταν υπάρχει μόνο αξονικό φορτίο.
- Συνεπώς, το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι:

$$P = 392 [N]$$

$$P = 0,392 [kN]$$

5.7.3.2 Συντελεστής ταχύτητας εδράνου B

Υπολογίζουμε τον συντελεστή ταχύτητας f_n του εδράνου χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt{\frac{p \sqrt{33 + 1/3}}{n}} \quad (5.84)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{1470}}$$

$$f_n = 0,283$$

5.7.3.3 Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου B

Υπολογίζουμε τον συντελεστή διάρκειας ζωής f_L του εδράνου, ξέροντας ότι η επιθυμητή διάρκεια ζωής του εδράνου είναι $L_h = 10000h$, από τον Πίνακα 5.8, χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \quad (5.85)$$

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

$$f_L = 2,71$$

5.7.3.4 Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Β

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο C του εδράνου, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου το έδρανο να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Ο υπολογισμός του απαιτούμενου δυναμικού φορτίου γίνεται με την παρακάτω σχέση:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.86)$$

$$C = 0,392 [kN] \frac{2,71}{0,283 \cdot 1}$$

$$C = 2,1 [kN]$$

Από την τιμή του ισοδύναμου φορτίου θα επιλέξουμε το κατάλληλο έδρανο κυλίσεως με την βοήθεια του **Πίνακα 4.8**. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 12,7 [kN] > 2,1 [kN]$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο, συνεπώς θα επιλέξουμε της σειράς 60, Νο 6006.

5.8 Έδρανα κύλισης στις θέσεις Γ και Δ

5.8.1 Δυνάμεις εδράνων Γ και Δ

Για τον υπολογισμό των εδράνων κυλίσεως του άξονα 2 απαιτείται πρώτα ο υπολογισμός των δυνάμεων που ασκούνται στα έδρανα αυτά λόγω των φορτίσεων του άξονα. Είναι προφανές ότι οι δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα είναι ίσες με τις αντιδράσεις του άξονα στις θέσεις Γ και Δ (επίπεδο xy), όπως δείχνει το **Σχήμα 5.13**. Όπως προέκυψε από την ανάλυση του άξονα οι αντιδράσεις στις στηρίξεις είναι:

$$\begin{aligned} \Gamma_x &= 1041 [N] \\ \Gamma_y &= 854,6 [N] \\ \Delta_y &= 5599,6 [N] \end{aligned}$$

5.8.2 Έδρανο κύλισης Γ

Το έδρανο κύλισης Γ θα εκλεγεί από τον **Πίνακα 5.9**. Για κατασκευαστικούς λόγους το έδρανο πρέπει να ταιριάζει στη θέση Γ του άξονα 2, η οποία έχει διάμετρο $d_r = 35 [mm]$. Στον **Πίνακα 5.9** αναζητάμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο $d = 35 [mm]$ και επιλέγουμε έδρανο κυλίσεως κωνικό της σειράς 320, No 32007.

5.8.2.1 Στοιχεία υπολογισμού εδράνου Γ

Πριν από τον υπολογισμό του εδράνου σε δυναμικό φορτίο, πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο σύμφωνα με την σχέση (5.86). Για να γίνει αυτό βρίσκουμε πρώτα το αξονικό και το ακτινικό φορτίο.

- Ακτινικό φορτίο:

$$F_r = \Gamma_y \quad (5.87)$$

$$F_r = 854,6 [N]$$

- Αξονικό φορτίο:

$$F_a = \Gamma_x \quad (5.88)$$

$$F_a = 1041 [N]$$

- Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (5.89)$$

όπου,

X : είναι ο ακτινικός συντελεστής που λαμβάνει υπόψη την επιρροή του λόγου του ακτινικού προς το αξονικό φορτίο. Η τιμή του προκύπτει από τον **Πίνακα 5.9**.

Y : είναι ο αξονικός συντελεστής για τη μετατροπή της αξονικής δύναμης (σε ακτινικά έδρανα) σε μια ισοδύναμη ακτινική δύναμη. Η τιμή του προκύπτει από τον **Πίνακα 5.9**.

Για την θέση Γ, εκλέγεται κωνικό έδρανο κυλίσεως της σειράς 320, με $d = 35 [mm]$, Νο 32007. Για τον προσδιορισμό των X και Y ακολουθούμε τα εξής βήματα:

- Βρίσκουμε από τον Πίνακα 5.9 τις τιμές της εσωτερικής d και εξωτερικής D διαμέτρου του εδράνου και του στατικού φορτίου C_o .

$$\begin{aligned}d &= 35 [mm] \\D &= 62 [mm] \\C_o &= 58,5 [kN] \\C &= 45,5 [kN] \\e &= 0,44 \\Y &= 1,4\end{aligned}$$

- $\frac{F_a}{F_r} = 1,045$ και $e = 0,44$, οπότε ισχύει $\frac{F_a}{F_r} > e$
- Από τον Πίνακα 5.9 προκύπτει ότι για $\frac{F_a}{F_r} > e$ το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο θα δίνεται από την σχέση:

$$P = 0,4 \cdot F_r + 1,4 \cdot F_a$$

- Συνεπώς, το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι:

$$P = 0,4 \cdot 854,6 [N] + 1,4 \cdot 1041 [N]$$

$$P = 1799,24 [N] = 1,799 [kN]$$

5.8.2.2 Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Γ

Υπολογίζουμε τον συντελεστή ταχύτητας f_n του εδράνου χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt{\frac{p \cdot 33 + 1/3}{n}} \quad (5.90)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{600}}$$

$$f_n = 0,382$$

5.8.2.3 Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου Γ

Υπολογίζουμε τον συντελεστή διάρκειας ζωής f_L του εδράνου χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \quad (5.91)$$

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

$$f_L = 2,71$$

5.8.2.4 Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Γ

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο C του εδράνου, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου το έδρανο να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Ο υπολογισμός του απαιτούμενου δυναμικού φορτίου γίνεται με την παρακάτω σχέση:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.92)$$

$$C = 1,799 [kN] \frac{2,71}{0,382 \cdot 1}$$

$$C = 13,19 [kN]$$

Από την τιμή του ισοδύναμου φορτίου θα επιλέξουμε το κατάλληλο έδρανο κυλίσεως με την βοήθεια του **Πίνακα 5.9**. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 45,5 [kN] > 12,76 [kN]$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο.

5.8.3 Έδρανο κύλισης Δ

Το έδρανο κύλισης Δ θα εκλεγεί από τον **Πίνακα 5.9**. Για κατασκευαστικούς λόγους το έδρανο πρέπει να ταιριάζει στη θέση Δ του άξονα 2, η οποία έχει διάμετρο $d_{\Delta} = 40 [mm]$. Στον **Πίνακα 5.9**, αναζητάμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο $d = 40 [mm]$ και επιλέγουμε έδρανο κυλίσεως κωνικό της σειράς 320, No 32008.

5.8.3.1 Στοιχεία υπολογισμού εδράνου Δ

Πριν από τον υπολογισμό του εδράνου σε δυναμικό φορτίο, πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο σύμφωνα με την σχέση . Για να γίνει αυτό βρίσκουμε πρώτα το αξονικό και το ακτινικό φορτίο.

- Ακτινικό φορτίο:

$$F_r = \Delta_y \quad (5.93)$$

$$F_r = 5599,6 [N]$$

- Αξονικό φορτίο:

$$F_a = \Delta_x \quad (5.94)$$

$$F_a = 0$$

- Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (5.95)$$

όπου,

X : είναι ο ακτινικός συντελεστής που λαμβάνει υπόψη την επιρροή του λόγου του ακτινικού προς το αξονικό φορτίο. Η τιμή του προκύπτει από τον **Πίνακα 5.9**.

Y : είναι ο αξονικός συντελεστής για τη μετατροπή της αξονικής δύναμης (σε ακτινικά έδρανα) σε μια ισοδύναμη ακτινική δύναμη. Η τιμή του προκύπτει από τον **Πίνακα 5.9**.

$$P = X \cdot F_r \quad (5.96)$$

Για την θέση Δ, εκλέγεται κωνικό έδρανο κυλίσεως της σειράς 320, με $d = 40$ [mm], Νο 32008. Για τον προσδιορισμό των X και Y ακολουθούμε τα εξής βήματα:

- Βρίσκουμε από τον Πίνακα 5.9 τις τιμές της εσωτερικής d και εξωτερικής D διαμέτρου του εδράνου και του στατικού φορτίου C_o .

$$d = 40 \text{ [mm]}$$

$$D = 68 \text{ [mm]}$$

$$C_o = 71 \text{ [kN]}$$

$$C = 54 \text{ [kN]}$$

$$e = 0,38$$

$$Y = 1,6$$

- $\frac{F_a}{F_r} = 0$ και $e = 0,44$, οπότε ισχύει $\frac{F_a}{F_r} < e$
- Από τον Πίνακα 4.10 προκύπτει ότι για $\frac{F_a}{F_r} < e$ το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο θα δίνεται από την σχέση:

$$P = F_r$$

- Συνεπώς, το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι:

$$P = 5599,6 \text{ [N]}$$

$$P = 5,599 \text{ [kN]}$$

5.8.3.2 Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Δ

Υπολογίζουμε τον συντελεστή ταχύτητας f_n του εδράνου χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt{\frac{p \cdot 33 + 1/3}{n}} \quad (5.97)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{600}}$$

$$f_n = 0,382$$

5.8.3.3 Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου Δ

Υπολογίζουμε τον συντελεστή διάρκειας ζωής f_L του εδράνου, ξέροντας ότι η επιθυμητή διάρκεια ζωής του εδράνου είναι $L_h = 10000h$, από τον Πίνακα 5.8, χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \quad (5.98)$$

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

$$f_L = 2,71$$

5.8.3.4 Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Δ

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο C του εδράνου, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου το έδρανο να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Ο υπολογισμός του απαιτούμενου δυναμικού φορτίου γίνεται με την παρακάτω σχέση:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.99)$$

$$C = 5,599 [kN] \frac{2,71}{0,382 \cdot 1}$$

$$C = 32,42 [kN]$$

Από την τιμή του ισοδύναμου φορτίου θα επιλέξουμε το κατάλληλο έδρανο κυλίσεως με την βοήθεια του Πίνακα 5.9. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 54 [kN] < 32,42 [kN]$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο.

5.9 Εκλογή συνδέσμου για την σύνδεση του άξονα με τον κινητήρα

5.9.1 Εκλογή συνδέσμου

Για την σύνδεση του άξονα 1 με τον άξονα του κινητήρα εκλέγουμε δισκοειδή σύνδεσμο κατά DIN 116 (Σχήμα 5.17) από τον Πίνακα 5.10 με διάμετρο $d_1 = 30$ [mm]. Οι κύριες διαστάσεις του συνδέσμου είναι:

$$\begin{aligned} \text{διάμετρος πλήμνης: } d_2 &= 58 \text{ [mm]} \\ \text{εξωτερική διάμετρος: } d_3 &= 125 \text{ [mm]} \\ \text{διάμετρος κύκλου κοχλιών: } d_k &= 91,5 \text{ [mm]} \\ \text{αριθμός κοχλιών: } z &= 3 \\ l_1 &= 101 \text{ [mm]} \\ l_2 &= 110 \text{ [mm]} \\ l_4 &= 50 \text{ [mm]} \\ l_6 &= 31 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

5.9.2 Υπολογισμός των κοχλιών σύνδεσης

Το υλικό των κοχλιών έχει επιτρεπόμενη τάση εφελκυσμού $\sigma_{\varepsilon\pi} = 90 \frac{[N]}{[mm^2]}$ και διάτμησης $\tau_{\varepsilon\pi} = 80 \frac{[N]}{[mm^2]}$. Το υλικό των δίσκων είναι χυτοσίδηρος GG-20. Ο αριθμός κοχλιών $z = 3$ και ο συντελεστής τριβής $\mu = 0,25$.

5.9.2.1 Μετάδοση ισχύος μέσω τριβής

Η απαιτούμενη διατομή A_k για ένα κοχλία είναι:

$$A_k = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_k \cdot z \cdot \mu \cdot \sigma_{\varepsilon\pi}} \quad (5.100)$$

$$A_k = \frac{2 \cdot 93540 \text{ [N} \cdot \text{mm]}}{91,5 \text{ [mm]} \cdot 3 \cdot 0,25 \cdot 90 \frac{[N]}{[mm^2]}}$$

$$A_k = 30,29 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Στη διατομή αυτή αντιστοιχεί από τον Πίνακα 5.11 Κοχλίας M8.

5.9.2.2 Μετάδοση ισχύος μέσω διάτμησης

Η απαιτούμενη διατομή A_k για ένα κοχλία είναι:

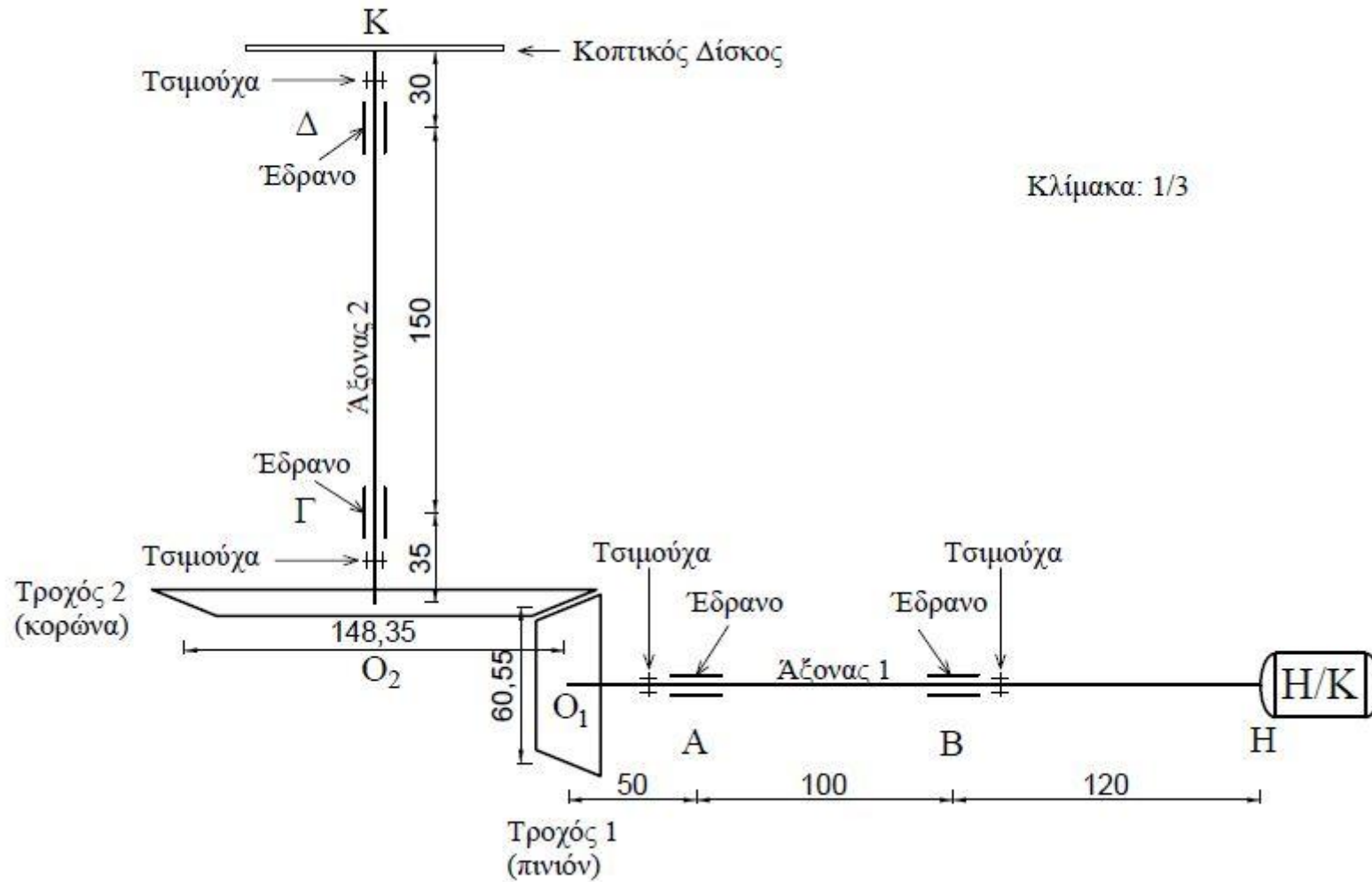
$$A_k = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_k \cdot z \cdot \tau_{\varepsilon\pi}} \quad (5.100)$$

$$A_k = \frac{2 \cdot 93540 [N \cdot mm]}{91,5 [mm] \cdot 3 \cdot 90 \frac{[N]}{[mm^2]}}$$

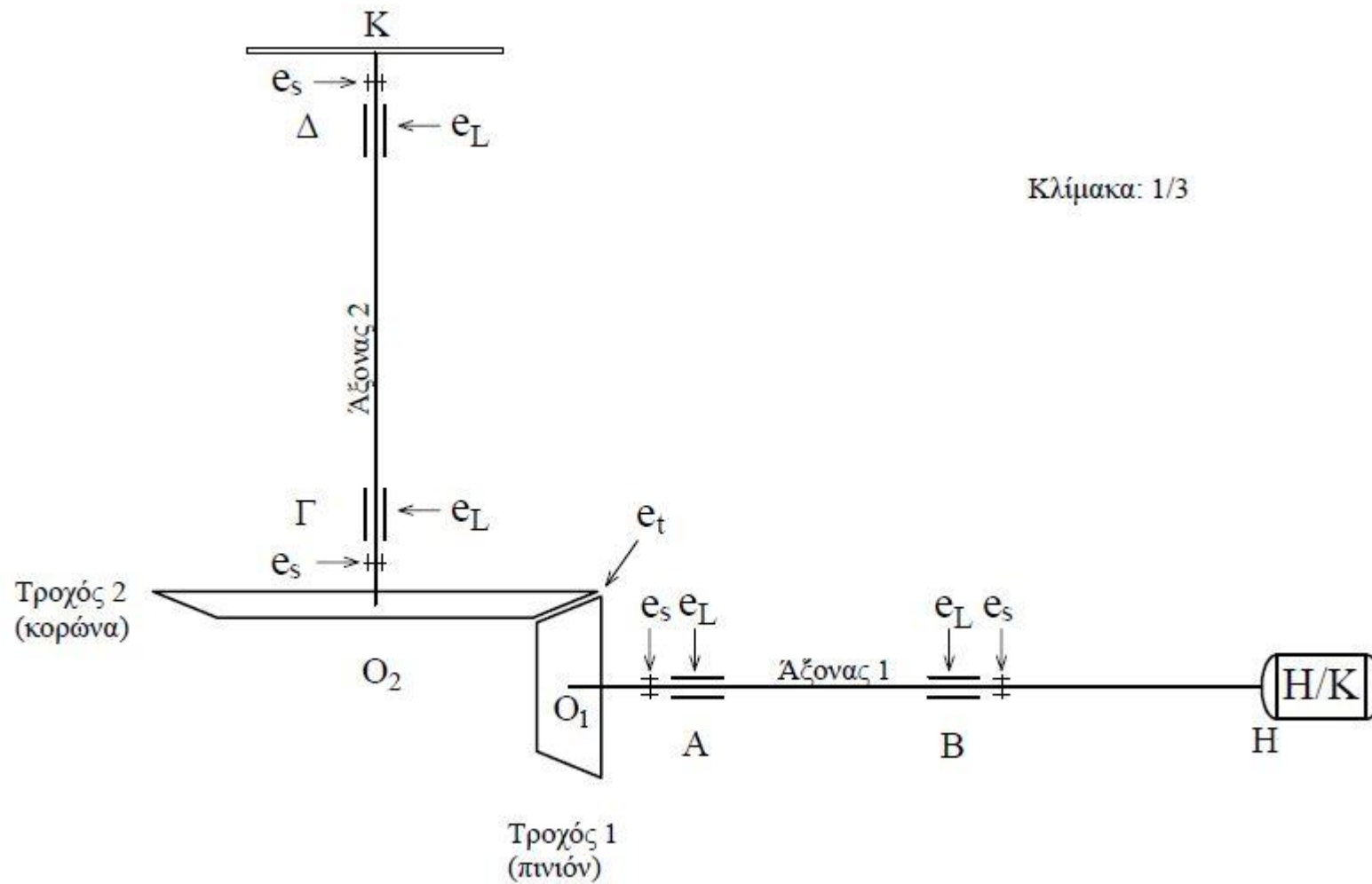
$$A_k = 7,57 [mm^2]$$

Στην διατομή αυτή αντιστοιχεί από τον **Πίνακα 5.11** Κοχλίας M5. Ο οποίος είναι πολύ μικρός και θα υπήρχε κίνδυνος να αποκοπεί ο κορμός κατά την σύσφιγξη.

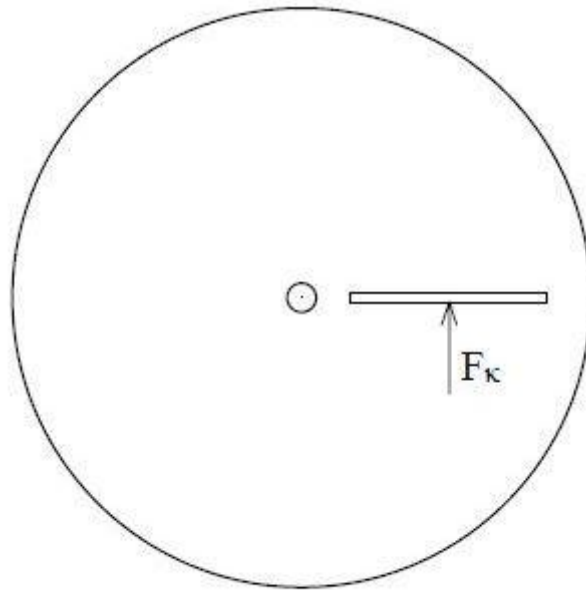
Προφανώς ο κοχλίας M8 είναι κατάλληλος και για την μετάδοση ισχύος μέσω τριβής και για την μετάδοση ισχύος μέσω διάτμησης.



Σχήμα 5.1: Διάταξη της μηχανής.

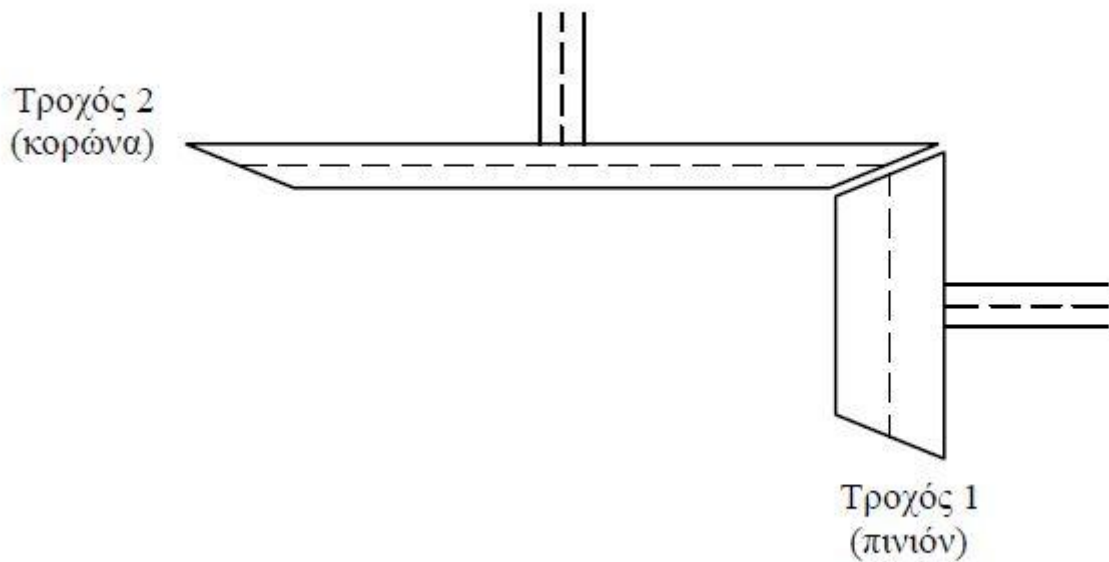


Σχήμα 5.2: Απώλειες ισχύος στα στοιχεία της μηχανής.



Κλίμακα: 1/3

Σχήμα 5.3: Κοπτικός δίσκος της μηχανής.



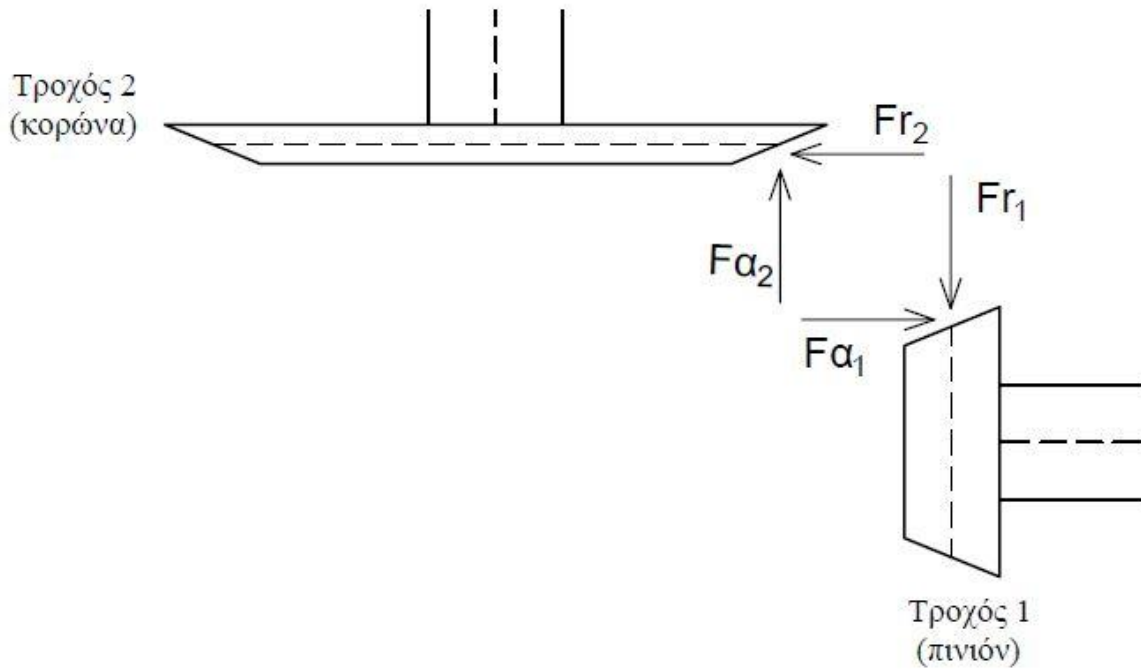
Σχήμα 5.4: Σύμπλεξη των δύο οδοντωτών τροχών.

Πίνακας 5.1: Τιμές για προεπιλογή των διαστάσεων κωνικών οδοντωτών τροχών. Οι μεγαλύτερες τιμές εκλέγονται για κωνικούς οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες, οι μικρότερες για κεκλιμένους οδόντες. [2]

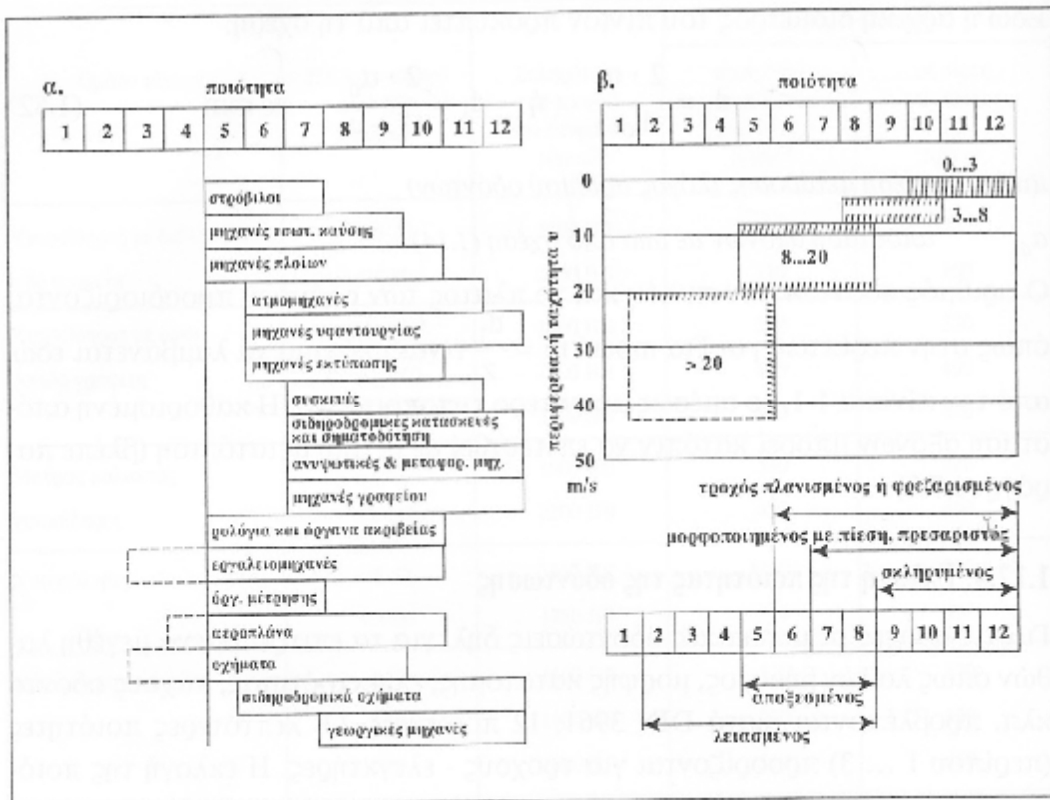
Σχέση μετάδοσης i									
Λόγος αριθμού οδόντων u	1	1,25	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6
Αριθμός οδόντων του πινιόν z_1	40...18	36...17	34...16	30...15	26...13	23...12	18...10	14...8	11...7
Λόγος πλάτους προς τη διάμετρο του πινιόν $\psi_d = \frac{b}{d_{m1}}$	0,21	0,24	0,28	0,34	0,4	0,5	0,6	0,76	0,9

Πίνακας 5.2: Τιμές modul σε mm κατά DIN 780. [2]

Σειρά 1	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.16	0.20	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.25
	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
Σειρά 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	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70



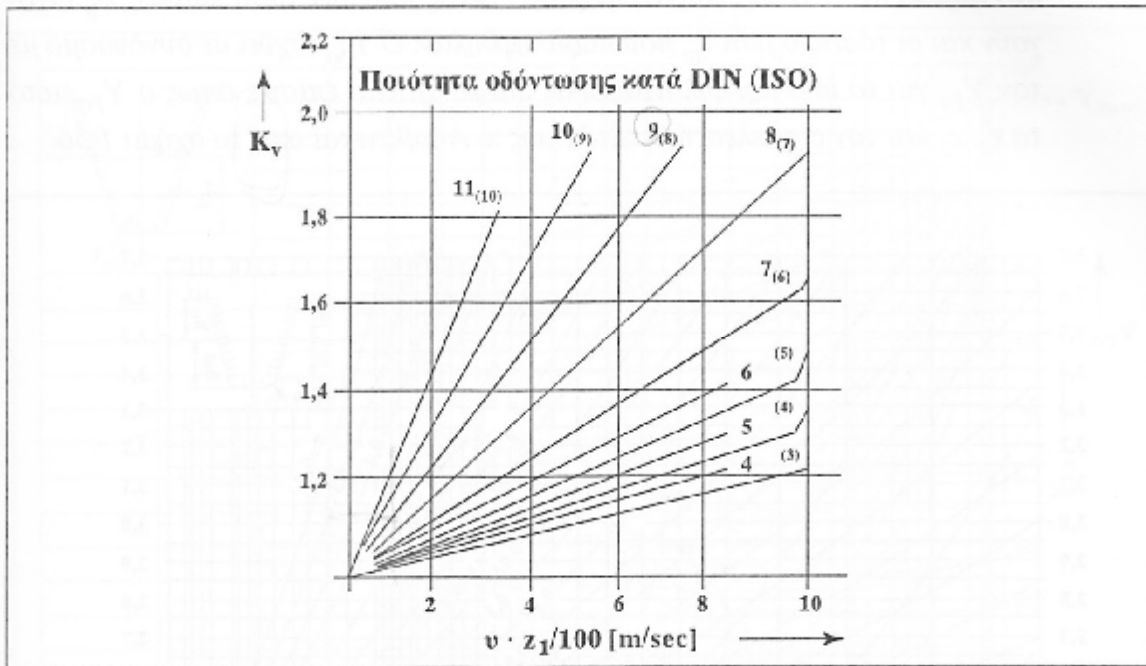
Σχήμα 5.5: Δυνάμεις των οδοντωτών τροχών



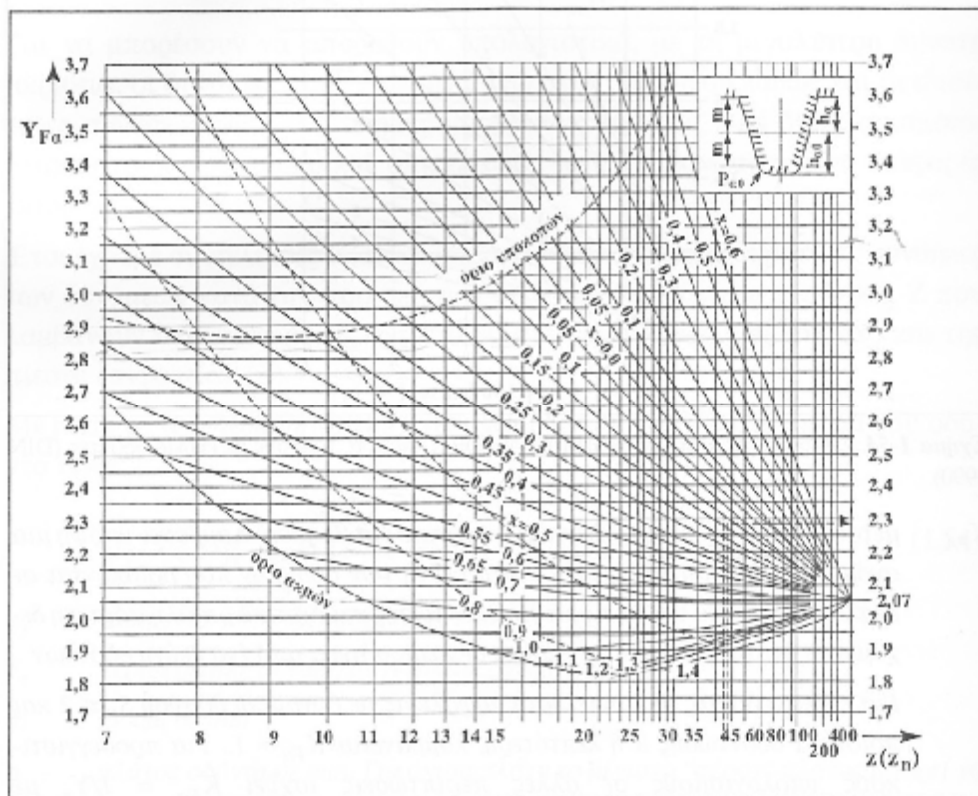
Σχήμα 5.6: Κατευθυντήριες γραμμές για την επιλογή της ποιότητας της οδόντωσης. [2]

Πίνακας 5.3: Συντελεστής εφαρμογής K_A για μειωτήρες με οδοντωτούς τροχούς με 8ωρη ή 24ωρη ημερήσια λειτουργία. [2]

Εργομηχανή	Κινητήρια μηχανή		
	Ομοιόμορφη κίνηση	Ελαφρές κρούσεις	Κρούσεις μέσου μεγέθους
	Ηλεκτροκινητήρας, ατμοστρόβιλος	Πολυκύλινδρη εμβολοφόρος μηχανή	Μονοκύλινδρη εμβολοφόρος μηχανή
Λειτουργία ομοιόμορφη π.χ. Γεννήτριες, μειωτήρες πρόωσης, μεταφορικές ταινίες, ελαφρά αναβατώρια και βαρούλκα, στροβιλοφυσητήρες και συμπιεστές, αναδεικτήρες και αναμικτήρες για υλικά με ομοιόμορφη πυκνότητα.	1,0 (1,25)	1,25 (1,5)	1,5 (1,75)
Λειτουργία με μέτριες κρούσεις π.χ. Κύριες μεταδόσεις κίνησης σε εργαλειομηχανές, βαριά αναβατώρια, συστήματα περιστροφής γερανών, ανεμιστήρες ορυχείων, αναδεικτήρες και αναμικτήρες για υλικά με ακανόνιστη πυκνότητα, εμβολοφόρες αντλίες με πολλούς κυλίνδρους, αντλίες διανομής.	1,25 (1,5)	1,5 (1,75)	1,75 (2,0)
Λειτουργία με ισχυρές κρούσεις, π.χ. Διατρητικά - διαμορφωτικά μηχανήματα, ψαλίδια, ζυμοτήρια ελαστικού, μηχανές ελάστων και μεταλλουργείων, εκσκαφείς με πτύο, βαριές κεντροφύγες, βαριές αντλίες διανομής.	1,75 (2,0)	2,0 (2,25)	2,25 (2,5)



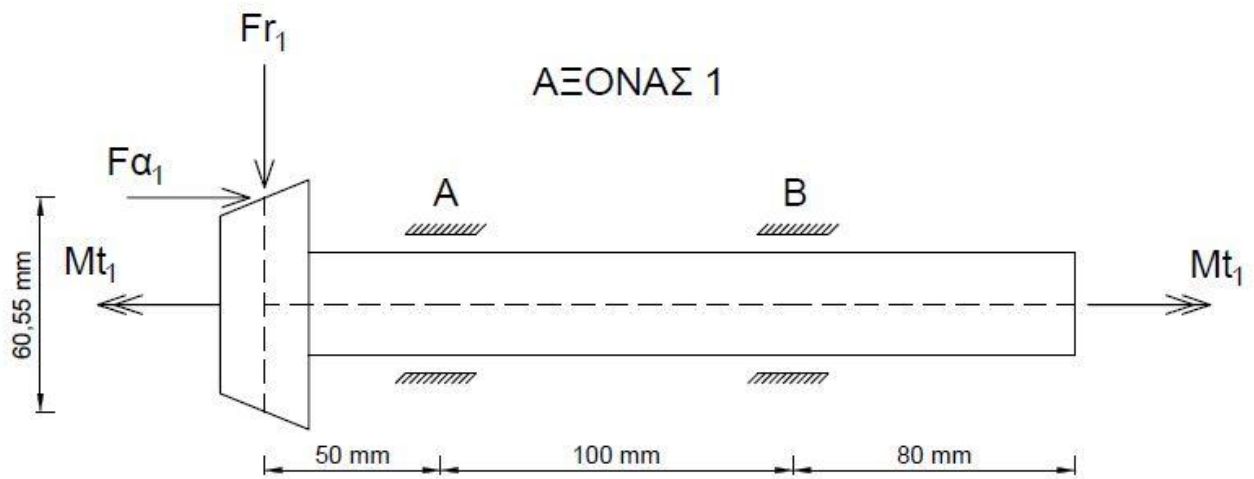
Σχήμα 5.7: Συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων K_v για οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες (DIN 3990). [2]



Σχήμα 5.8: Συντελεστής μορφής Y_{Fa} για εξωτερική οδόντωση (DIN 3990). [2]

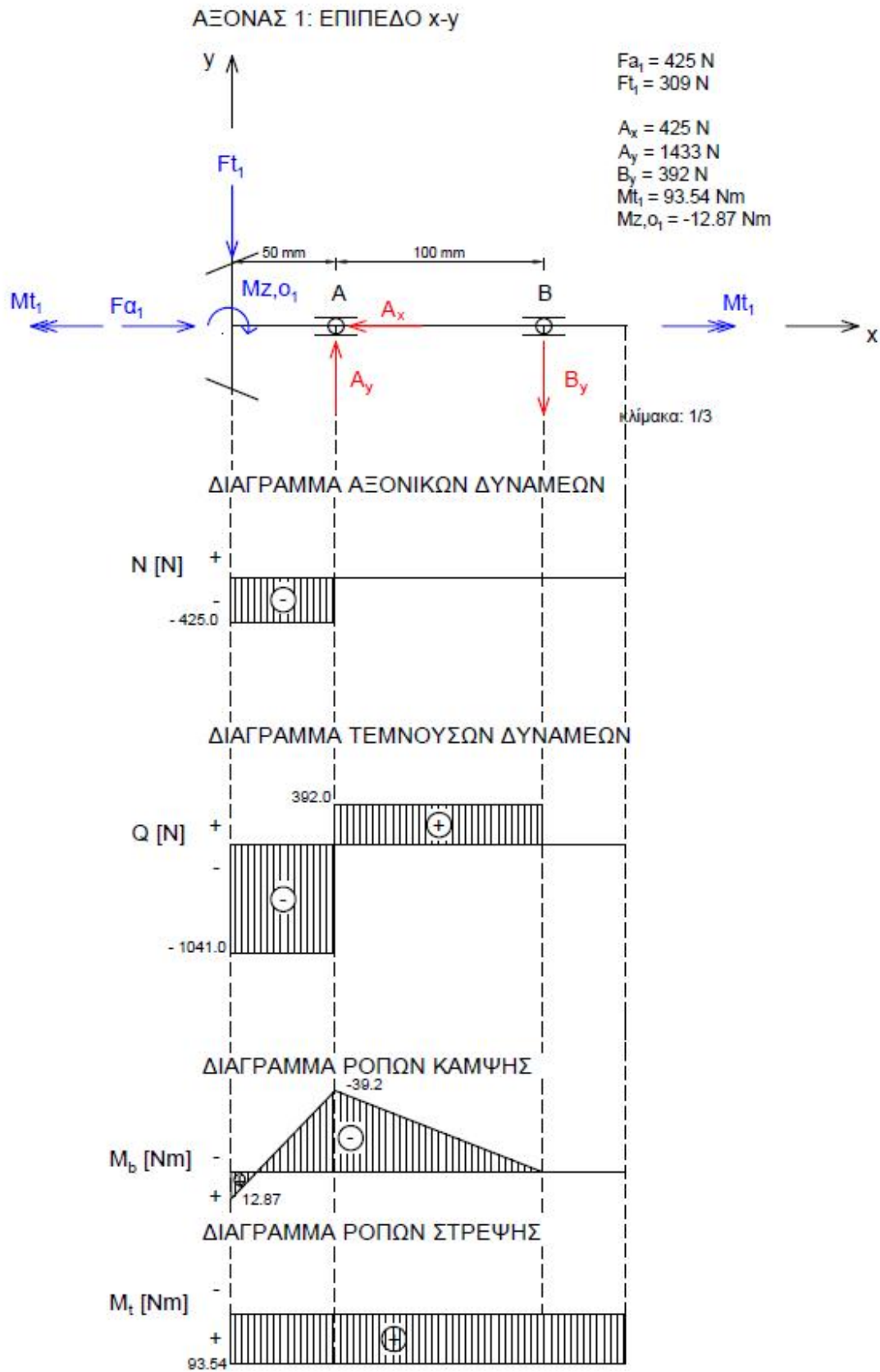
Πίνακας 5.4: Υλικά για οδοντωτούς τροχούς με ενδεικτικές τιμές αντοχής. [2]

Ομάδα υλικού	Σύμβολο υλικού κατά DIN (παλαιό)	Σκληρότητα του τροχού στην επιφάνεια N/mm^2	Δυναμική αντοχή	
			στον πόδα σε επαναλαμβανόμενο φορτίο σ_{FE} N/mm^2	σε πίεση επιφανείας σ_{Hc} N/mm^2
Χυτοσίδηρος με διακοειδή γραφίτη	GG-20	1800 HB	80	300
	GG25	2200 HB	110	360
Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	GGG-40	1800 HB	370	370
	GGG-60	2500 HB	450	490
	GGG-80	3200 HB	500	610
Μαύρος μαλακτός χυτοσίδηρος	GTS-35	1500 HB	330	320
	GTS-65	2200 HB	410	460
Χυτοχάλυβες	GS-52	1600 HB	280	320
	GS-60	1750 HB	320	380
Χάλυβες κατασκευών	St50	1600 HB	320	370
	St60	1900 HB	350	430
	St70	2080 HB	510	460
Βελτιωμένοι χάλυβες	C45	1850 HV10	410	530
	34CrMo4	2700 HV10	520	530
	42CrMo4	3000 HV10	570	600
	34CrNiMo6	3100 HV10	610	630
Βελτιωμένοι χάλυβες, βαμμένοι με φλόγα ή επαγωγικά	C45	4200 HV10	620	710
	16MnCr5	5600 HV10	650	770
	42CrMo4	6100 HV10	680	830
	34Cr4	6500 HV10	900	1350
Βελτιωμένοι χάλυβες εναξωσταμένοι	42CrMo4	5500 HV10	770	1070
	16MnCr5	5500 HV10	810	1100
	31CrMoV9	7800 HV10	840	1230
Χάλυβες επιφανειακής βαφής	16MnCr5	7200 HV10	860	1470
	15CrNi6	7200 HV10	920	1490
	17CrNiMo6	7400 HV10	1000	1510

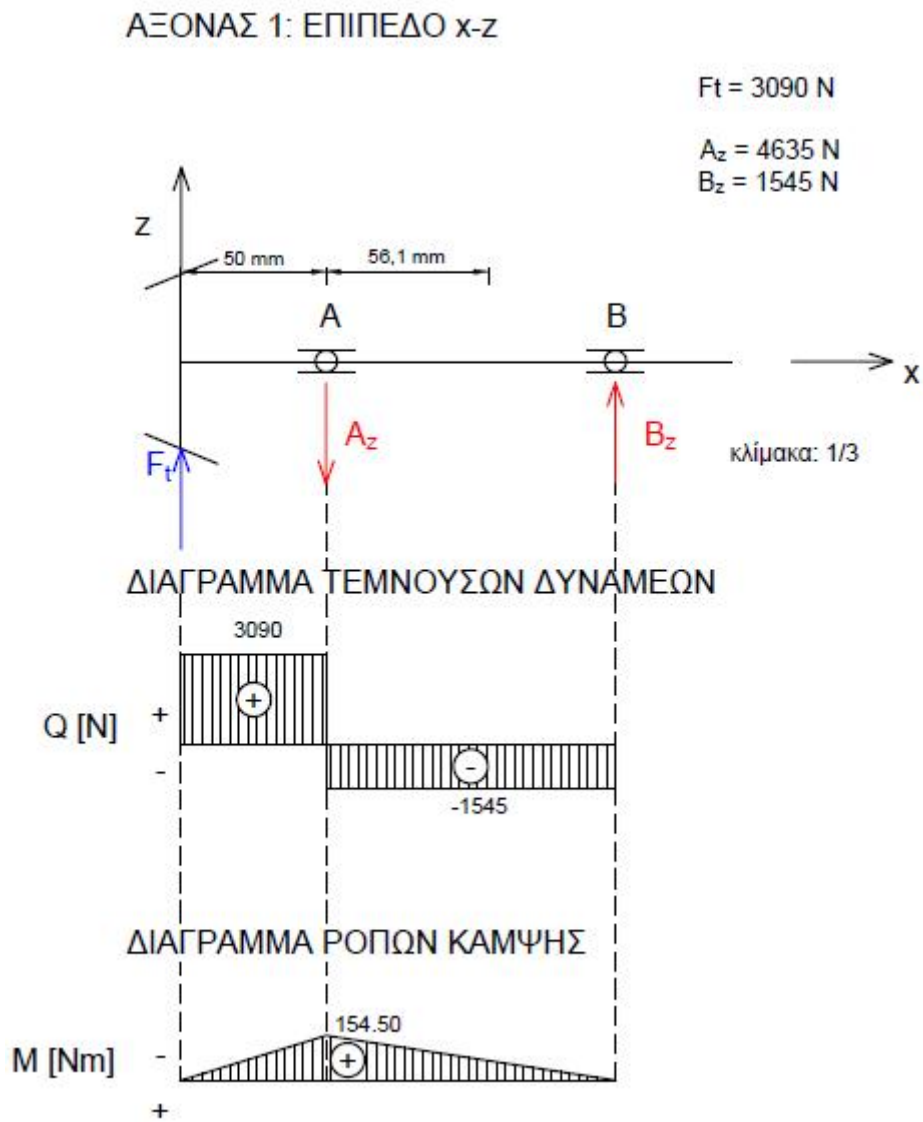


κλίμακα: 1/2

Σχήμα 5.9: Δυνάμεις στον άξονα 1 στο επίπεδο (x-y)

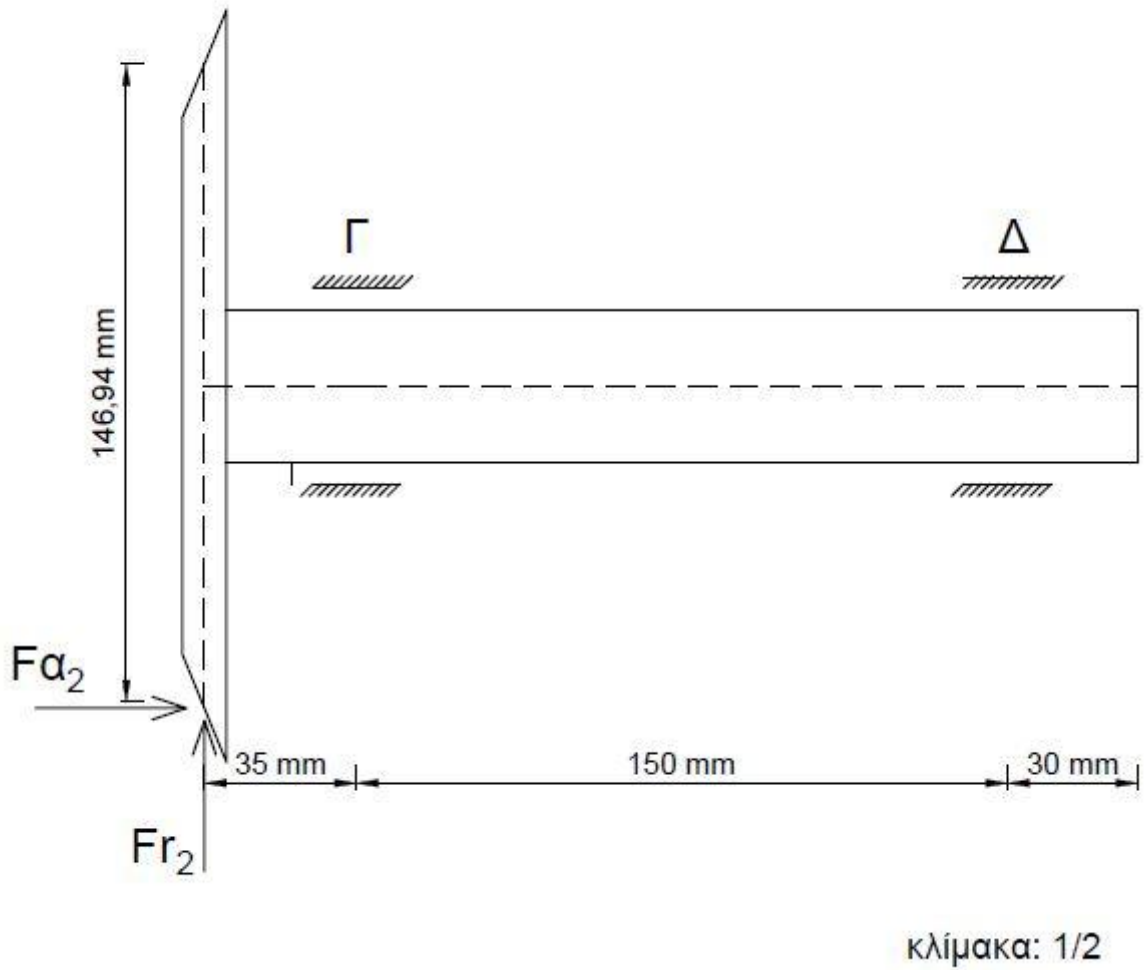


Σχήμα 5.10: Διαγράμματα δυνάμεων-ροπών για τον άξονα 1 στο επίπεδο (x-y).

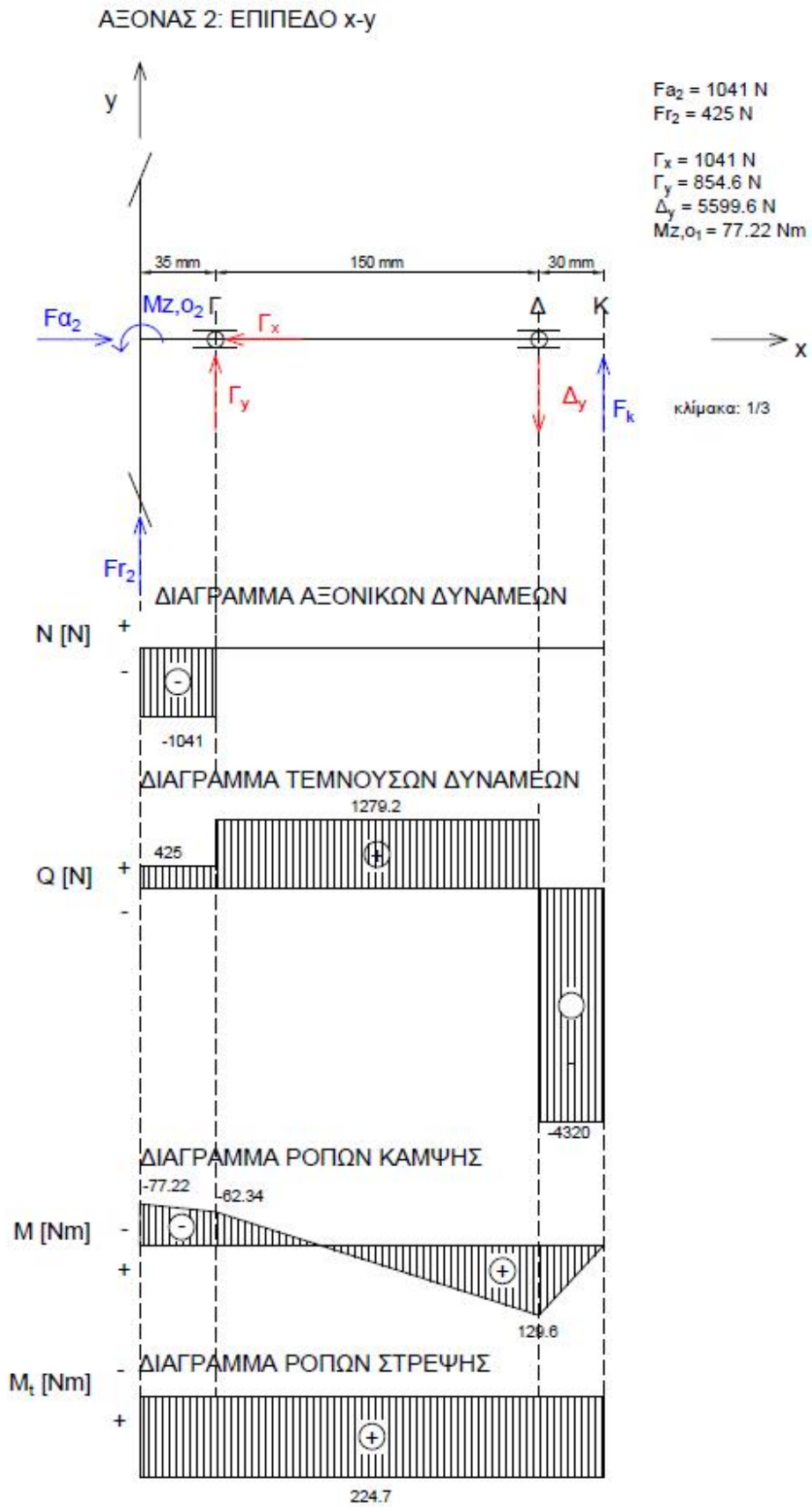


Σχήμα 5.11: Διαγράμματα δυνάμεων-ροπών για τον άξονα 1 στο επίπεδο (x-z).

ΑΞΟΝΑΣ 2

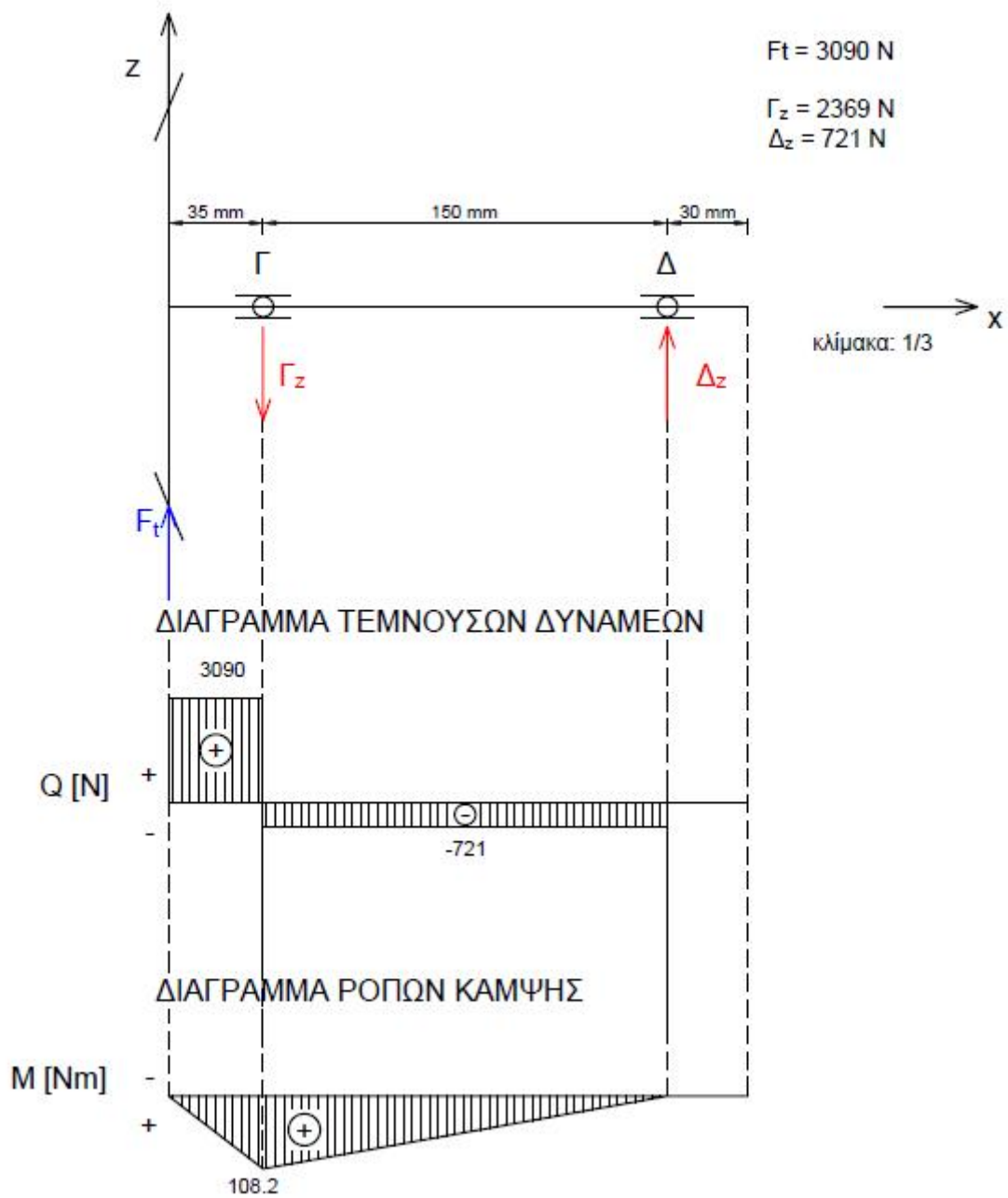


Σχήμα 5.12: Δυνάμεις στον άξονα 1 στο επίπεδο (x-y)



Σχήμα 5.13: Διαγράμματα δυνάμεων-ροπών για τον άξονα 2 στο επίπεδο (x-y).

ΑΞΟΝΑΣ 2: ΕΠΙΠΕΔΟ x-z



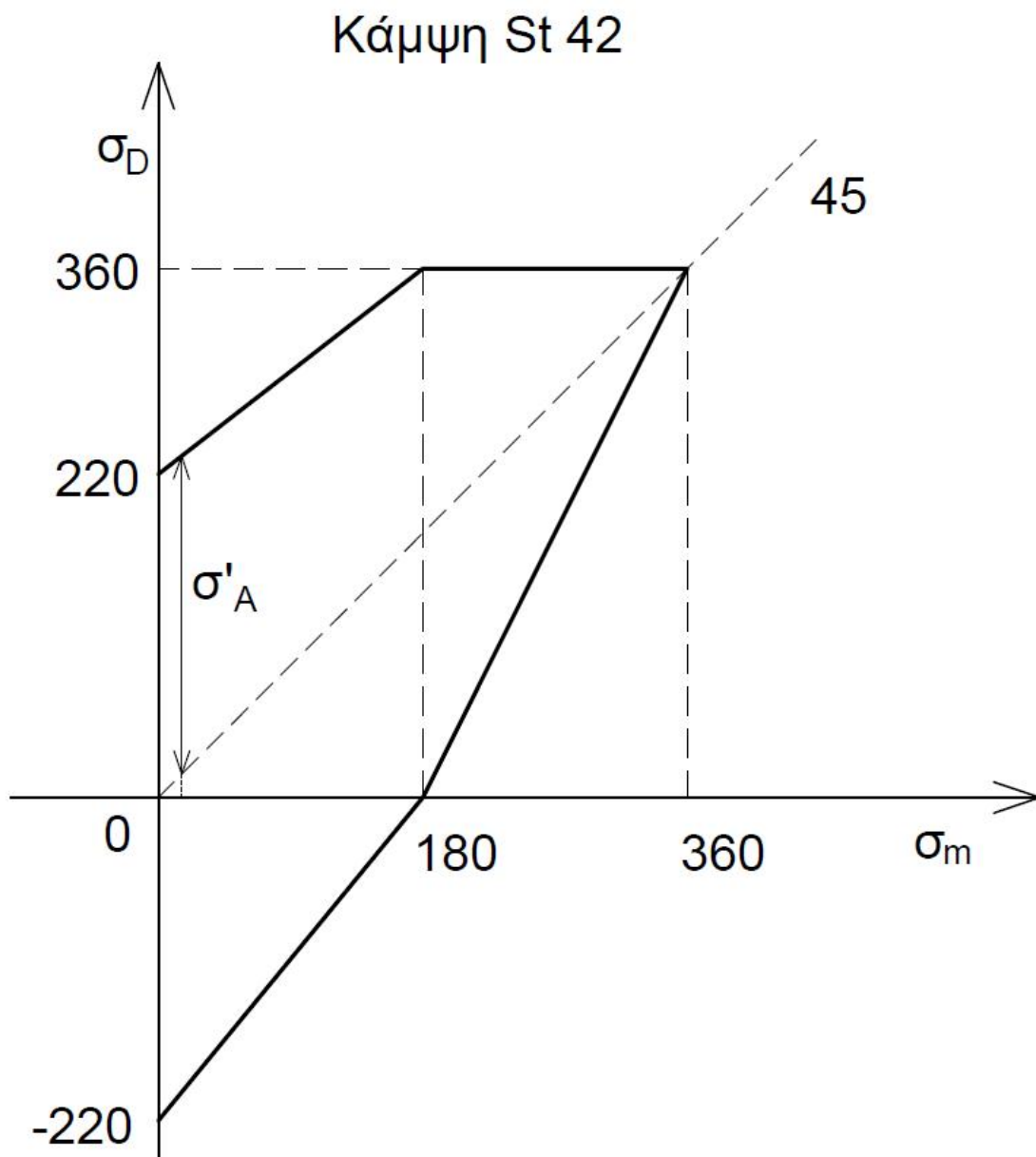
Σχήμα 5.14: Διαγράμματα δυνάμεων-ροπών για τον άξονα 2 στο επίπεδο (x-z)

Πίνακας 5.5: Τιμές δυναμικής αντοχής χαλύβων. [3]

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

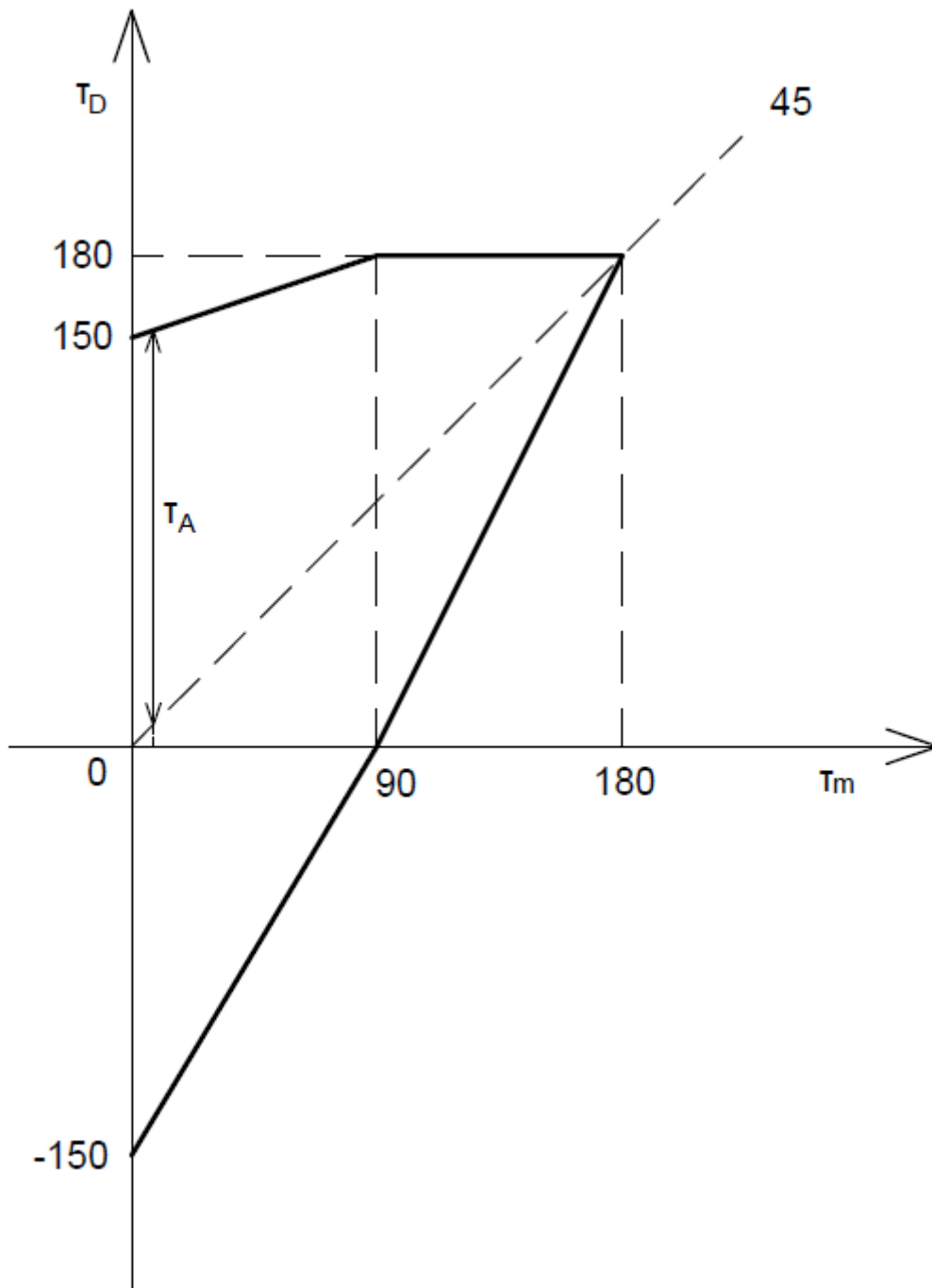
Επεξήγηση συμβόλων:

Όριο θραύσης σε εφελκυσμό (σ_B), σε στρέψη (τ_B). Όριο ροής σε εφελκυσμό-θλίψη (σ_s), σε κάμψη (σ_{bs}), σε στρέψη (τ_s). Όριο αντοχής για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση σε εφελκυσμό-θλίψη (σ_{sch}), σε κάμψη (σ_{bsch}), σε στρέψη (τ_{sch}). Όριο αντοχής για εναλλασσόμενη καταπόνηση σε εφελκυσμό-θλίψη (σ_w), σε κάμψη (σ_{bw}), σε στρέψη (τ_w).



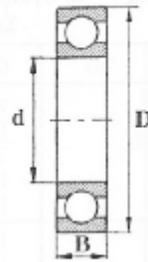
Σχήμα 5.15: Διάγραμμα SMITH για κάμψη χάλυβα St 42.

Στρέψη St 42



Σχήμα 5.16: Διάγραμμα SMITH για στρέψη χάλυβα St 42.

Πίνακας 5.6: Διαστάσεις και φορτία εδράνων κύλισης.
Τριβείς σφαιρικοί με βαθύ αύλακα (DIN 625). [1]



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

Πίνακας 5.7: Ακριβέστερος προσδιορισμός του συντελεστή f_0 για σφαιρικά έδρανα κύλισης με βαθύ αύλακα. [1]

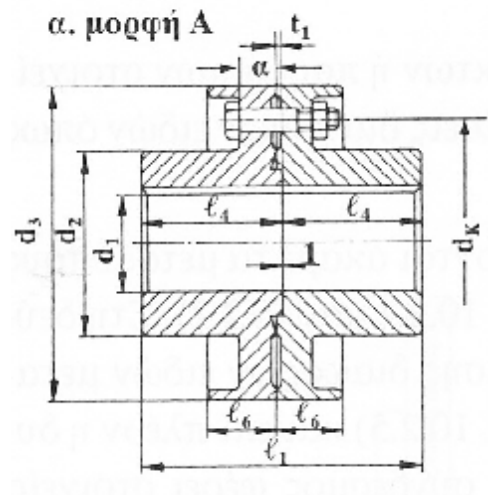
Χαρακτηριστικός αριθμός σπής	Συντελεστής f_0 για σφαιρικά έδρανα με βαθύ αύλακα								
	Σειρά								
	618	160	161	60	62	622	63	623	64
3					12,9				
4					12,2		13,2		
5					13,2		13		
6					13				
7				13	12,4				
8				12,4	13				
9				13	12,4				
00			12,4	12,4	12,1	12,1	11,3		
01			13	13	12,3	12,2	11,1		
02		13,9		13,9	13,1	13,1	12,1	12,1	
03		14,3		14,3	13,1	13,1	12,3	12,2	12,4
04		14,9		13,9	13,1	13,1	12,4	12,1	11
05		15,4		14,5	13,8	13,8	12,4	12,4	12,1
06		15,2		14,8	13,8	13,8	13	13	12,2
07		15,6		14,8	13,8	13,8	13,1	13,1	12,1
08		16		15,3	14	14	13	13	12,2
09		15,9		15,4	14,3	14,1	13	13	12,1
10		16,1		15,6	14,3	14,3	13	13	13,1
11		16,1		15,4	14,3		12,9		13,2
12		16,3		15,5	14,3		13,1		13,2
13		16,4		15,7	14,3		13,2		12,3
14		16,2		15,5	14,4		13,2		12,1
15		16,4		15,7	14,7		13,2		12,2
16		16,4		15,6	14,6		13,2		12,3
17		16,4		15,7	14,7		13,1		12,3
18		16,3		15,6	14,5		13,9		12,2
19		16,5		15,7	14,4		13,9		
20		16,5		15,9	14,4		13,8		
21		16,3		15,8	14,3		13,8		
22		16,3		15,6	14,3		13,8		
24		16,5		15,9	14,8		13,5		
26		16,4		15,8	14,5		13,6		
28		16,5		16	14,8		13,6		
30		16,4		16	15,2		13,7		
32		16,5		16	15,2		13,9		
34		16,4		15,7	15,3		13,9		
36		16,3		15,6	15,3		13,9		
38		16,4		15,8	15		14		
40		16,3		15,6	15,3		14,1		
44		16,3		15,6	15,2		14,1		
48		16,5		15,8	15,2		14,2		
52		16,4		15,7	15,2				
56		16,5		15,9	15,3				
60		16,4		15,7					
64	15,9	16,5		15,9					
68	15,9	16,3		15,8					
72	15,8	16,4		15,9					
76	16	16,5							
80	15,9								
84	15,9								
88	15,8								
92	16								
96	16								
/500	15,9								
/530	15,9								

Πίνακας 5.8: Συνήθης διάρκεια ζωής εδράνων κύλισης σε ώρες. [1]

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

Πίνακας 5.9: Διαστάσεις και φορτία εδράνων κύλισης. Τριβείς κωνικοί (DIN 720). [1]

Χωματηρητικές ομάδες σφαιρής σφής	d mm	Σειρά 320 ... X								Σειρά 302							
		D mm	B mm	α mm	C kN	e	Y	C ₀ kN	Y ₀	D mm	B mm	α mm	C kN	e	Y	C ₀ kN	Y ₀
03	17									40	12	10	20	0,35	1,7	20	1,0
04	20	42	15	10	24	0,37	1,5	29	0,9	47	14	11	28,5	0,35	1,7	29	1,0
05	25	47	15	12	26	0,43	1,4	33,5	0,8	52	15	13	32,5	0,37	1,6	35,5	0,9
06	30	55	17	14	38	0,43	1,4	46,5	0,8	62	16	14	44	0,37	1,6	49	0,9
07	35	62	18	16	45,5	0,44	1,4	58,5	0,8	72	17	15	54	0,37	1,6	60	0,9
08	40	68	19	15	54	0,38	1,6	71	0,9	80	18	17	62	0,37	1,6	68	0,8
09	45	75	20	17	61	0,39	1,5	86,5	0,8	85	19	18	71	0,40	1,5	83	0,8
10	50	80	20	18	64	0,42	1,4	95	0,8	90	20	20	80	0,42	1,4	96,5	0,8
11	55	90	23	20	81,5	0,41	1,5	118	0,8	100	21	21	91,5	0,40	1,5	108	0,8
12	60	95	23	21	81,5	0,43	1,4	122	0,8	110	22	22	104	0,40	1,5	122	0,8
13	65	100	23	23	83	0,46	1,3	127	0,7	120	23	23	120	0,40	1,5	143	0,8
14	70	110	25	24	104	0,43	1,4	160	0,8	125	24	25	132	0,42	1,4	163	0,8
15	75	115	25	25	106	0,46	1,3	166	0,7	130	25	27	137	0,44	1,4	170	0,8
16	80	125	29	27	137	0,42	1,4	212	0,8	140	26	28	156	0,42	1,4	193	0,8
17	85	130	29	28	143	0,44	1,4	224	0,8	150	25	30	180	0,42	1,4	228	0,8
18	90	140	32	30	166	0,42	1,4	225	0,8	160	30	32	204	0,42	1,4	260	0,8
19	95	145	32	32	170	0,44	1,4	275	0,8	170	32	34	224	0,42	1,4	285	0,8
20	100	150	32	33	173	0,46	1,3	285	0,7	180	34	36	250	0,42	1,4	325	0,8
21	105	160	35	35	204	0,44	1,4	325	0,8	190	36	38	280	0,42	1,4	365	0,8
22	110	170	38	37	240	0,43	1,4	390	0,8	200	38	39	315	0,42	1,4	415	0,8
24	120	180	38	40	250	0,46	1,3	425	0,7	215	43	40	335	0,44	1,4	450	0,8
26	130	200	45	44	325	0,43	1,4	550	0,8	230	46	40	355	0,44	1,4	475	0,8
28	140	210	45	46	340	0,46	1,3	600	0,7	250	47	42	415	0,44	1,4	560	0,8
30	150	225	48	50	390	0,46	1,3	680	0,7	270	52	45	465	0,44	1,4	640	0,8
		$F_{0r}/F_r \leq e$								$F_{0r}/F_r > e$							
Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο P:		$P = F_r$								$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_{\alpha}$							
- για μεμονωμένο τριβέα		$P = F_r + 1,12 \cdot Y \cdot F_{\alpha}$								$P = 0,67 \cdot F_r + 1,68 \cdot Y \cdot F_{\alpha}$							
- για ζεύγος τριβέων σε διάταξη O ή X																	
Ισοδύναμο στατικό φορτίο P₀:		$P_0 = F_r$								για $F_{0r}/F_r \leq 1/2 Y_0$							
- για μεμονωμένο τριβέα		$P_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_{\alpha}$								για $F_{0r}/F_r > 1/2 Y_0$							
- για ζεύγος τριβέων σε διάταξη O ή X		$P_0 = F_r + 2 \cdot Y_0 \cdot F_{\alpha}$															



Σχήμα 5.17: Δισκοειδής σύνδεσμος DIN 116 με πατούρα ομοκεντρίας. [1]

Πίνακας 5.10: Δισκοειδείς σύνδεσμοι κατά DIN 116. Κύριες διαστάσεις και στοιχεία υπολογισμού. [1]

Μέγεθος	Διαστάσεις σε mm						Κοχλίες εφαρμογής DIN 609, 8.8		Μέγιστος αριθμός στροφών	Ροπή στρέψης	Ροπή οδράνειας μορφή B	Βάρος μορφή B
	d_1	d_2	d_3	ℓ_1	ℓ_2	ℓ_4	ℓ_6	αριθμός				
25	58	125	101	110	50	31	3	M10x60	2120	46,2	0,0104	5,5
30	58	125	101	110	50	31	3	M10x60	2120	87,5	0,0104	5,3
35	72	140	121	130	60	31	3	M10x60	2000	150	0,0167	7,3
40	72	140	121	130	60	31	3	M10x60	2000	236	0,0167	7
45	95	160	141	150	70	34	3	M10x65	1900	355	0,0297	11,4
50	95	160	141	150	70	34	3	M10x65	1900	515	0,0323	11
55	110	180	171	180	85	37	4	M12x70	1800	730	0,0572	16
60	110	180	171	180	85	37	4	M12x70	1800	975	0,0569	15,4
70	130	200	201	210	100	41	6	M12x80	1700	1700	0,108	23,6
80	145	224	221	230	110	41	8	M12x80	1600	2650	0,179	31,2
90	164	250	281	290	120	54	8	M16x100	1500	4120	0,332	45
100	180	280	261	270	130	54	8	M16x100	1400	5800	0,516	57,5
110	200	300	281	290	140	60	8	M16x105	1320	8250	0,760	72,9
120	225	335	311	320	155	60	10	M16x105	1250	12500	1,254	99,5
140	250	375	341	350	170	70	10	M20x125	1180	19000	2,181	135
160	290	425	401	410	200	75	10	M24x125	1120	30700	4,036	199
180	325	450	451	460	225	80	12	M24x140	1060	4500	6,115	262
200	360	500	501	510	250	80	16	M24x140	1000	61500	9,870	348
220	400	560	541	550	270	95	14	M30x160	950	82500	17,00	478
250	450	630	601	610	300	95	16	M30x160	900	118000	28,47	645

Πίνακας 5.11: Κανονικό μετρικό σπείρωμα κατά ISO (DIN 13). [1]

$H = 0,86603 P$
 $H_1 = 0,54127 P$
 $h_3 = 0,61343 P$
 $R = 0,14434 P$
 $d_2 = d - 0,64953 P$
 $d_3 = d - 1,22687 P$
 $A_k = \frac{\pi}{4} d_3^2$
 $A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$

Όνομαστική διάμετρος d = D mm		Βήμα P mm	Μείση διάμετρος d ₂ = D ₂ mm	Διάμετρος πυρήνα		Βάθος σπειρώματος		Διατομή τάσης A _{s2} mm ²	Διατομή πυρήνα A _{k2} mm ²
σειρά 1	σειρά 2			d ₃ mm	D ₁ mm	h ₃ mm	H ₁ mm		
1		0,25	0,838	0,693	0,729	0,153	0,135	0,460	0,377
1,2		0,25	1,038	0,893	0,929	0,153	0,135	0,732	0,626
1,5		0,35	1,373	1,170	1,221	0,215	0,189	1,27	1,075
2		0,4	1,740	1,509	1,567	0,245	0,217	2,07	1,788
2,5		0,45	2,208	1,948	2,013	0,276	0,244	3,39	2,980
3		0,5	2,675	2,387	2,459	0,307	0,271	5,03	4,475
4	3,5	0,6	3,110	2,764	2,850	0,368	0,325	6,78	6,000
4	4,5	0,7	3,545	3,141	3,242	0,429	0,379	8,78	7,749
5		0,75	4,013	3,580	3,688	0,460	0,406	11,3	10,07
5		0,8	4,480	4,019	4,134	0,491	0,433	14,2	12,69
6		1	5,350	4,773	4,917	0,613	0,541	20,1	17,89
8		1,25	7,188	6,466	6,647	0,767	0,677	36,6	32,84
8	(9)	1,25	8,188	7,466	7,647	0,767	0,677	48,1	43,78
10		1,5	9,026	8,160	8,376	0,920	0,812	58,0	52,30
10	(11)	1,5	10,026	9,160	9,376	0,920	0,812	72,3	65,90
12		1,75	10,863	9,853	10,106	1,074	0,947	84,3	76,25
12	14	2	12,701	11,546	11,835	1,227	1,083	115	104,7
16		2	14,701	13,546	13,835	1,227	1,083	157	144,1
16	18	2,5	16,376	14,933	15,294	1,534	1,353	193	175,1
20		2,5	18,376	16,933	17,294	1,534	1,353	245	225,2
20	22	2,5	20,376	18,933	19,294	1,534	1,353	303	281,5
24		3	22,051	20,319	20,752	1,840	1,624	353	324,3
24	27	3	25,051	23,319	23,752	1,840	1,624	459	427,1
30		3,5	27,727	25,706	26,211	2,147	1,894	561	519,0
30	33	3,5	30,727	28,706	29,211	2,147	1,894	694	647,2
36		4	33,402	31,093	31,670	2,454	2,165	817	759,3
36	39	4	36,402	34,093	34,670	2,454	2,165	976	913,0
42		4,5	39,077	36,479	37,129	2,760	2,436	1,121	1,045
42	45	4,5	42,077	39,479	40,129	2,760	2,436	1,306	1,224
48		5	44,752	41,866	42,587	3,067	2,706	1,473	1,377
48	52	5	48,752	45,866	46,587	3,067	2,706	1,758	1,652
56		5,5	52,428	49,252	50,046	3,374	2,977	2,030	1,906
56	60	5,5	56,428	53,252	54,046	3,374	2,977	2,352	2,227
64		6	60,103	56,639	57,505	3,681	3,248	2,676	2,520
64	68	6	64,103	60,639	61,505	3,681	3,248	3,055	2,888

Να προτιμώνται τα σπειρώματα της σειράς 1

Βοηθητικά στοιχεία								
Σπείρωμα	d mm	P mm	d ₂ mm	d ₃ mm	R mm	d/R	A _{s2} mm ²	A _{k2} mm ²
M 3	3	0,5	2,675	2,387	0,072	42	5,03	4,48
M 4	4	0,7	3,545	3,141	0,101	40	8,78	7,75
M 5	5	0,8	4,480	4,019	0,115	43	14,2	12,7
M 6	6	1,0	5,350	4,773	0,144	42	20,1	17,9
M 8	8	1,25	7,188	6,466	0,180	44	36,6	32,8
M 10	10	1,5	9,026	8,160	0,217	46	58,0	52,3
M 12	12	1,75	10,863	9,853	0,253	47	84,3	76,3
M 16	16	2,0	14,701	13,546	0,289	55	157	144
M 20	20	2,5	18,376	16,933	0,361	55	245	225
M 24	24	3,0	22,051	20,319	0,433	56	353	324
M 30	30	3,5	27,727	25,706	0,506	59	561	519
M 36	36	4,0	33,402	31,093	0,577	62	817	759
M 42	42	4,5	39,077	36,479	0,650	65	1,121	1,045
M 48	48	5,0	44,752	41,866	0,722	66	1,473	1,377
M 56	56	5,5	52,428	49,252	0,794	71	2,030	1,906
M 64	64	6,0	60,103	56,639	0,866	74	2,676	2,520

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. “Στοιχεία Μηχανών Ι”, Σύγχρονη Εκδοτική, 2003
- [2] Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, “Στοιχεία Μηχανών ΙΙ”, Σύγχρονη Εκδοτική, 2003
- [3] Ανδρέας Χρ. Γιαννόπουλος, “Σημειώσεις – Εργαστηριακές Ασκήσεις και Ασκήσεις Πράξης – Στοιχείων Μηχανών Ι”, 2^η Έκδοση, Πάτρα 2011.
- [4] Ανδρέας Χρ. Γιαννόπουλος, “Στοιχεία Μηχανών Ι, Οδηγός επίλυσης ασκήσεων πράξης”, Εκδοτικός Όμιλος Ίων, 2011
- [5] Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, “Στοιχεία Μηχανών”, Τόμος Α, Εισαγωγή στο Σχεδιασμό Μηχανών, Εκδόσεις Τζιόλα, 2003
- [6] Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, “Στοιχεία Μηχανών”, Τόμος Β, Στοιχεία Μεταφοράς Ισχύος, Εκδόσεις Τζιόλα, 2003