

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

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

# ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΚΙΝΗΣΗΣ ΜΙΚΡΟΥ ΣΥΜΒΑΤΙΚΟΥ ΤΟΡΝΟΥ ΜΕ ΤΕΣΣΕΡΕΣ ΤΑΧΥΤΗΤΕΣ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ



ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ:  
ΚΑΤΣΙΜΑΡΔΟΣ ΦΩΤΙΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ  
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2015

## ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα Πτυχιακή Εργασία με τίτλο «Υπολογισμός στοιχείων κίνησης μικρού συμβατικού τόννου με τέσσερες ταχύτητες περιστροφής» εκπονήθηκε στα πλαίσια προπτυχιακών σπουδών στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας υπό την επίβλεψη του αναπληρωτή καθηγητή Ανδρέα Γιαννόπουλου. Στην εργασία αυτή μελετάται και σχεδιάζεται ένας μικρός συμβατικός τόννος με τέσσερις ταχύτητες. Η μελέτη περιλαμβάνει τον υπολογισμό της ισχύος του κινητήρα του τόννου, των στοιχείων μετάδοσης κίνησης (οδοντωτοί τροχοί, ιμάντες), των αξόνων, των εδράνων κύλισης και των σφηνών.

Στο σημείο αυτό θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Επιβλέποντα Καθηγητή κ. Ανδρέα Γιαννόπουλο, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε., για την ανάθεση του θέματος και την καθοδήγηση του στην πραγματοποίηση της εργασίας.

Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω την οικογένεια μου για την αγάπη τους και την υποστήριξη τους όλα τα χρόνια των σπουδών μου.

Κατσιμάρδος Φώτιος  
Μάιος 2015

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

Ο σπουδαστής  
(Ονοματεπώνυμο)

ΚΑΤΣΙΜΑΡΔΟΣ ΦΩΤΙΟΣ

(Υπογραφή)

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία σχεδιάζεται ένας μικρός συμβατικός τόννος με τέσσερες ταχύτητες περιστροφής. Η διάταξη του τόννου αποτελείται από 4 άξονες οι οποίοι στηρίζονται σε έδρανα κύλισης και φέρουν οδοντωτούς τροχούς και τροχαλίες. Οι τροχοί και η ιμαντοκίνηση χρησιμοποιούνται για την μετάδοση της ισχύος από τον κινητήρα 2 ταχυτήτων (750/1500 RPM) στο τσοκ το οποίο περιστρέφεται με τις εξής ταχύτητες: 25/50/100/200 RPM. Τα κεφάλαια τις εργασίας παρουσιάζονται παρακάτω.

Το πρώτο κεφάλαιο της παρούσας εργασίας περιγράφει τη δομή του τόννου, τη λειτουργία του και τα τεχνικά χαρακτηριστικά του. Το δεύτερο κεφάλαιο αναφέρεται σε θεωρητικό επίπεδο στα στοιχεία μετάδοσης κίνησης που φέρει η διάταξη του τόννου όπως είναι οι οδοντωτοί τροχοί και οι ιμαντοκινήσεις (τροχαλίες-ιμάντες). Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται ο υπολογισμός των στοιχείων μετάδοσης κίνησης του τόννου. Ειδικότερα το κεφάλαιο αυτό περιλαμβάνει τον υπολογισμό της ισχύος του κινητήρα του τόννου, των στροφών των αξόνων, των οδοντωτών τροχών, των τροχαλιών και του ιμάντα. Το τέταρτο κεφάλαιο αφορά τον υπολογισμό του άξονα 1 ο οποίος είναι ο άξονας που συνδέεται με τον κινητήρα. Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται η ανάλυση των δυνάμεων και ροπών του άξονα αρχικά σε δύο επίπεδα (x,y) και (x,z) οι οποίες συνθέτονται. Στην συνέχεια καθορίζονται οι διαβαθμίσεις του άξονα 1, γίνεται έλεγχος αντοχής σε δυναμική καταπόνηση και εκλέγονται τα κατάλληλα σφαιρικά έδρανα κύλισης. Το πέμπτο κεφάλαιο αφορά τον υπολογισμό του άξονα 2 ο οποίος είναι ολισθαίνων άξονας. Ομοίως με το κεφάλαιο 4, γίνεται η ανάλυση των δυνάμεων και ροπών του άξονα 2, καθορίζονται οι διαβαθμίσεις, γίνεται έλεγχος αντοχής σε δυναμική καταπόνηση και εκλέγονται τα κατάλληλα βελονοειδή έδρανα κύλισης. Το έκτο κεφάλαιο αφορά τον υπολογισμό του άξονα 3 ο οποίος γίνεται με όμοιο τρόπο όπως στα κεφάλαια 4 και 5.

Ακολουθούν τα συμπεράσματα της παρούσας εργασίας και στο τέλος παρατίθεται η βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε κατά την συγγραφή της.

# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

<b>ΠΡΟΛΟΓΟΣ</b> .....	<b>i</b>
<b>ΠΕΡΙΛΗΨΗ</b> .....	<b>ii</b>
<b>ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ</b> .....	<b>iii</b>
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΤΟΡΝΟΣ</b> .....	
1.1 Γενικά.....	1
1.2 Δομή του τόρνου.....	3
1.3 Τεχνικά χαρακτηριστικά στοιχεία του τόρνου.....	8
1.4 Συγκράτηση κοπτικού εργαλείου στον τόρνο.....	8
1.5 Συγκράτηση τεμαχίων στον τόρνο.....	11
1.6 Εργαλεία κοπής.....	15
1.7 Χαρακτηριστικά στοιχεία κοπής στον τόρνο.....	15
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ - ΙΜΑΝΤΕΣ – ΤΡΟΧΑΛΙΕΣ</b> .....	
2.1 Οδοντωτοί τροχοί.....	18
2.1.1 Γενικά .....	18
2.1.2 Χαρακτηριστικά μεγέθη οδοντωτών τροχών.....	18
2.1.3 Υλικά οδοντωτών τροχών.....	21
2.1.4 Είδη οδοντωτών τροχών.....	22
2.2 Ιμάντες.....	24
2.2.1 Γενικά .....	24
2.2.2 Είδη μετάδοσης της κίνησης.....	24
2.2.3 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα.....	26
2.2.4 Επίπεδοι ιμάντες.....	27
2.2.5 Τραπεζοειδείς ιμάντες.....	28
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΤΟΥ ΤΟΡΝΟΥ</b> .....	
3.1 Περιγραφή τόρνου.....	30
3.2 Υπολογισμός στροφών των στοιχείων και των αξόνων του τόρνου.....	32
3.2.1 Για ταχύτητα κινητήρα $n_{κιν} = 750 \text{ RPM}$ .....	32
3.2.2 Για ταχύτητα κινητήρα $n_{κιν} = 1500 \text{ RPM}$ .....	34
3.3 Υπολογισμός ισχύος στο τσοκ.....	36

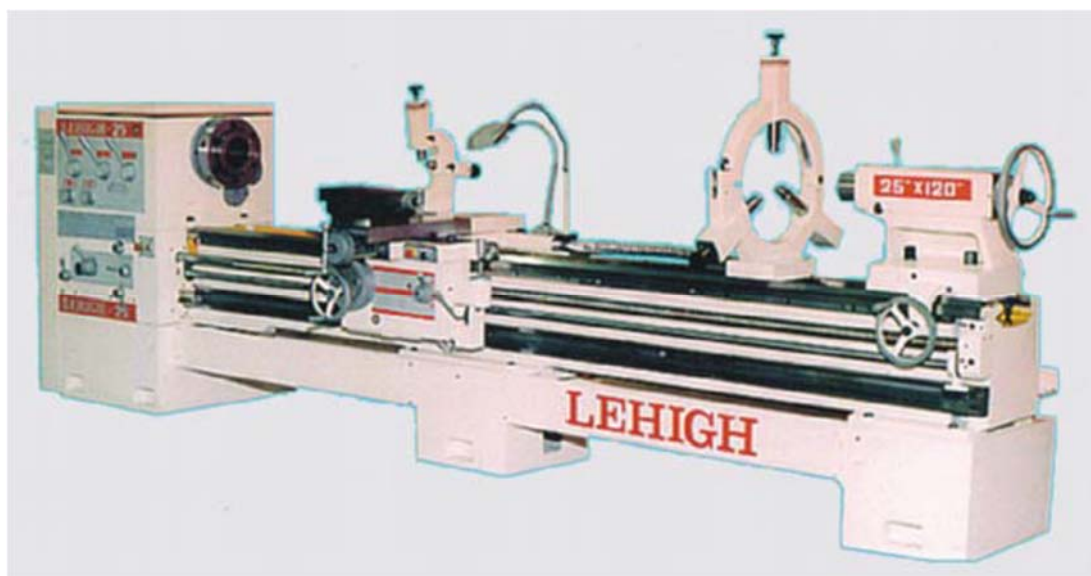
3.4	Υπολογισμός ισχύος του κινητήρα.....	36
3.5	Υπολογισμοί για τον τροχό πινιόν (οδοντωτός τροχός 1).....	38
3.6	Υπολογισμοί για τον τροχό 2.....	41
3.7	Τροχί 1 και 2.....	41
3.8	Υπολογισμοί για τους τροχούς 3 και 4.....	43
3.9	Υπολογισμοί για τους τροχούς 5 και 6.....	46
3.10	Υπολογισμός τροχαλιών 1 και 2 και ιμάντα.....	48
3.11	Δυνάμεις οδοντωτών τροχών – τροχαλιών.....	61
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΞΟΝΑ 1 ΚΑΙ ΕΔΡΑΝΩΝ.....</b>		
4.1	Δυνάμεις και ροπές άξονα 1.....	63
4.2	Καθορισμός διαβαθμίσεων άξονα 1.....	66
4.3	Έλεγχος άξονα 1 σε δυναμική καταπόνηση.....	69
4.4	Έδρανα κύλισης άξονα 1.....	77
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΞΟΝΑ 2 ΚΑΙ ΕΔΡΑΝΩΝ.....</b>		
5.1	Δυνάμεις και ροπές άξονα 2.....	80
5.1.1	Σύμπλεξη τροχών 3 και 4.....	80
5.1.2	Σύμπλεξη τροχών 5 και 6.....	85
5.2	Καθορισμός διαβαθμίσεων άξονα 2.....	87
5.3	Έλεγχος άξονα 2 σε δυναμική καταπόνηση.....	90
5.4	Έδρανα κύλισης άξονα 2.....	94
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΞΟΝΑ 3 ΚΑΙ ΕΔΡΑΝΩΝ.....</b>		
6.1	Δυνάμεις και ροπές άξονα 3.....	97
6.1.1	Σύμπλεξη τροχών 3 και 4.....	97
6.1.2	Σύμπλεξη τροχών 5 και 6.....	99
6.2	Καθορισμός διαβαθμίσεων άξονα 3.....	101
6.3	Έλεγχος άξονα 3 σε δυναμική καταπόνηση.....	104
6.4	Έδρανα κύλισης άξονα 3.....	108
<b>ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....</b>		110
<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....</b>		114

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

## ΤΟΡΝΟΣ

### 1.1 ΓΕΝΙΚΑ

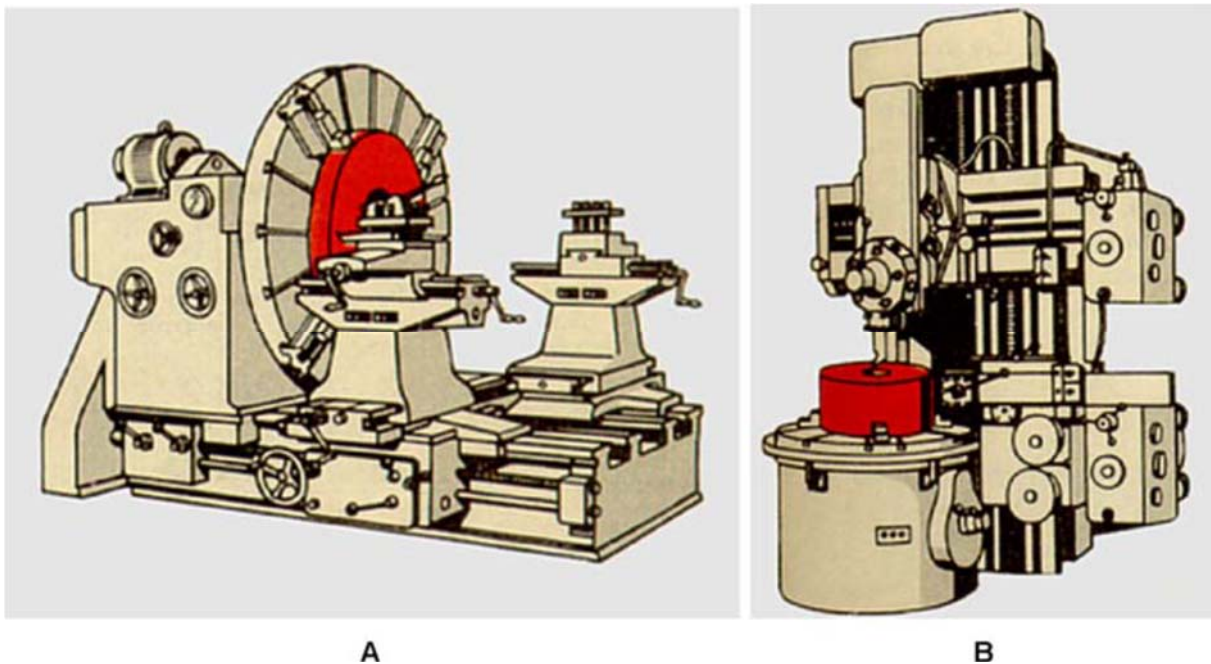
Ο τórνος είναι η εργαλειομηχανή που χρησιμοποιείται για την τórνευση. Στο Σχήμα 1.1 παρουσιάζεται σχηματικά ένας τórνος. Ο τórνος αποτελεί μια από τις πλέον παραγωγικές εργαλειομηχανές και το 40% περίπου των εργασιών κοπής των μετάλλων γίνονται σε τórνο. Οι σύγχρονοι τórνοι έχουν δυνατότητα παραγωγής καμπύλων εξαρτημάτων, με μεγάλο βαθμό ακρίβειας και μεγάλες ταχύτητες παραγωγής.



**Σχήμα 1.1:** Σύγχρονος τórνος (παράλληλος κεντροφόρος). [1]

Ανάλογα με το είδος των κατεργασιών, οι τórνοι διακρίνονται σε:

- Παράλληλους κεντροφόρους (Σχήμα 1.1). Το κομμάτι τοποθετείται παράλληλα προς το κρεβάτι και το κοπτικό εργαλείο έχει δυνατότητα κίνησης παράλληλα και κάθετα προς το κρεβάτι της μηχανής.
- Μετωπικούς (Σχήμα 1.2A). Το κοπτικό εργαλείο έχει δυνατότητα κίνησης στο οριζόντιο επίπεδο. Στους συγκεκριμένους τórνους κατεργάζονται μετωπικά κομμάτια μεγάλης διαμέτρου.
- Κατακόρυφους (Σχήμα 1.2B). Το κοπτικό εργαλείο κινείται σε κατακόρυφο επίπεδο.



**Σχήμα 1.2:** Μετωπικός τόννος (Α), Κατακόρυφος τόννος (Β). [1]

Το μέγεθος του τόννου εκτιμάται βασικά από δύο χαρακτηριστικά, τη μέγιστη διάμετρο τεμαχίου που μπορεί να δεθεί στους σφικτήρες και να περιστραφεί γύρω από τους οδηγούς και το μήκος κρεβατιού. Επισημαίνεται ότι το μήκος του κρεβατιού δεν αντιστοιχεί και στο μέγιστο μήκος τεμαχίου προς κατεργασία, μια και αυτό καθορίζεται από την απόσταση των κέντρων του κιβωτίου ταχυτήτων και του κεντροφορέα.

Εκτός των παραπάνω χαρακτηριστικών, σημαντικό ρόλο παίζουν ο μικρότερος και ο μεγαλύτερος αριθμός στροφών που μπορεί να επιτευχθεί, το πλήθος των ταχυτήτων, η ισχύς του ηλεκτροκινητήρα και το συνολικό βάρος του.

Στον πίνακα 1.1 παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές κατασκευαστικές διαστάσεις και μεγέθη διάφορων τύπων τόννων.

**Πίνακας 1.1:** χαρακτηριστικές κατασκευαστικές διαστάσεις και μεγέθη τόννων. [1]

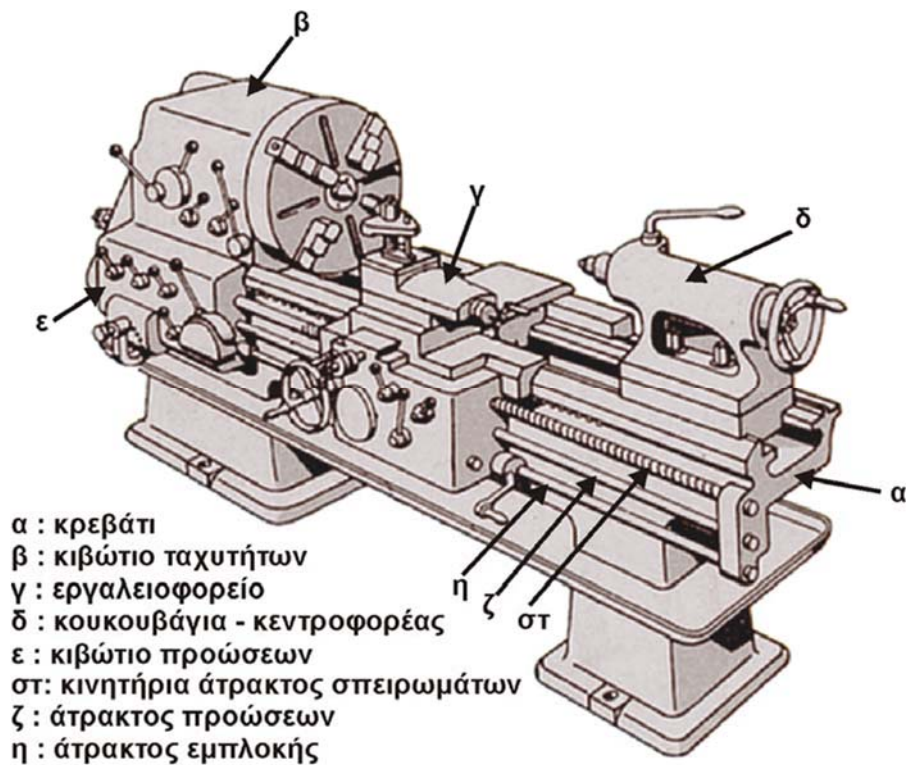
Τύποι τόννων	Μέγιστη διάμετρος τεμαχίου [mm]	Μέγιστο μήκος τεμαχίου [mm]	Πλήθος ταχυτήτων	Μέγιστες στροφές ατράκτου [στροφ/μίν]	Ελάχιστη πρόωση του κοπτικού εργαλείου [mm/στρ]	Ισχύς κινητήρα [KW]	Βάρος [Τ]
Παράλληλοι κεντροφόροι	100	250	6	71	0.01	0.25	0.025
	4000	15000	36	3800	1.25	150	80
Μετωπικοί	1500		12	72	0.05	7.5	40
	4000		18	280	0.1	40	50
Κατακόρυφοι	850	700	12	12	0.05	12	6
	11000	4000	24	350	0.4	80	80

## 1.2 ΔΟΜΗ ΤΟΥ ΤΟΡΝΟΥ

Τα κύρια μέρη του τórνου είναι τα εξής:

- σώμα
- κιβώτιο ταχυτήτων
- εργαλειοφορείο
- κουκουβάγια - κεντροφορέας
- κιβώτιο προώσεων
- κινητήρια άτρακτος σπειρωμάτων
- άτρακτος προώσεων
- άτρακτος εμπλοκής

Στο Σχήμα 1.3 παρουσιάζεται σχηματικά ένας τórνος, όπου διακρίνονται και τα μέρη από τα οποία αποτελείται.



Σχήμα 1.3: Τα κύρια μέρη του τórνου. [1]

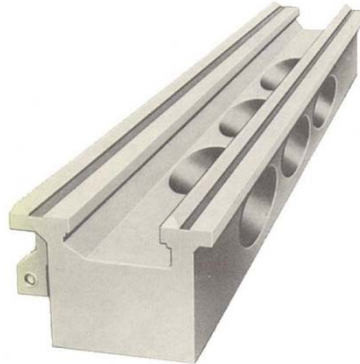
### • Το σώμα ή κρεβάτι

Το σώμα ή το κρεβάτι (Σχήμα 1.4) είναι το μέρος του τórνου, πάνω στο οποίο εδράζονται και κινούνται όλα τα υπόλοιπα μέρη του. Το σώμα του τórνου ενισχύεται με νεύρα για να είναι στιβαρό και να μπορεί να αντέχει στις διάφορες καταπονήσεις που δέχεται. Οι καταπονήσεις που δέχεται το σώμα είναι οι εξής:

- οι στατικές φορτίσεις που προέρχονται από το βάρος των άλλων μερών
- οι εσωτερικές δυναμικές φορτίσεις που προέρχονται από τις δυνάμεις κοπής
- οι εξωτερικές δυναμικές και στοχαστικές φορτίσεις, που μεταφέρονται μέσω του εδάφους από άλλες τυχόν διπλανές εργαλειομηχανές.



Για τον παραπάνω λόγο το σώμα πρέπει να έχει σωστή έδραση για να απομονώνει το εργαλείο και το κομμάτι από εξωτερικές καταπονήσεις, οι οποίες έχουν άσχημα αποτελέσματα στην κατεργασία. Το εργαλειοφορείο και ο κεντροφορέας κινούνται επάνω στο σώμα με τη βοήθεια των γλισιερών.



**Σχήμα 1.4:** Σώμα τόρνου. [1]

- **Κιβώτιο ταχυτήτων**

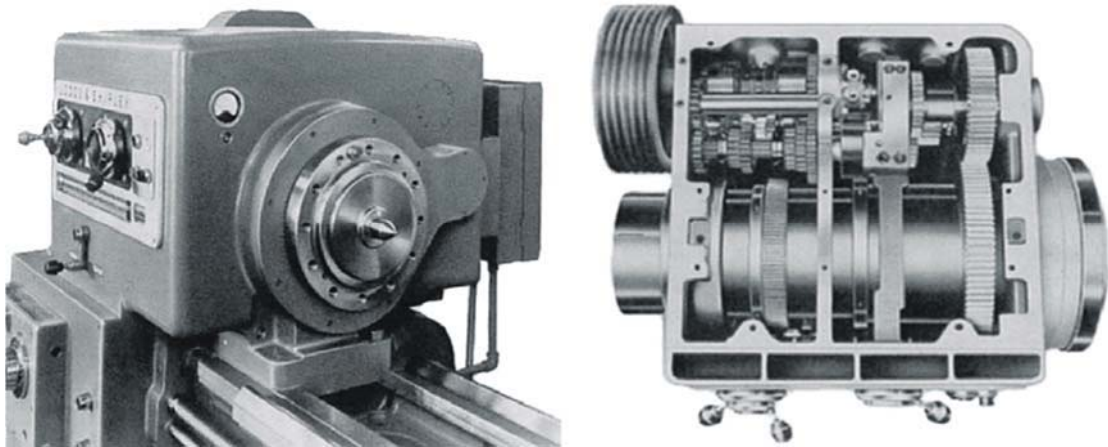
Το κιβώτιο ταχυτήτων (Σχήμα 1.5) μεταφέρει την περιστροφική ταχύτητα από τον ηλεκτροκινητήρα στο κατεργαζόμενο τεμάχιο μέσω της κυρίας ατράκτου. Το κιβώτιο ταχυτήτων αποτελείται από δύο μέρη, την κύρια άτρακτο και τους μηχανισμούς ταχυτήτων.

Η κύρια άτρακτος είναι κατά κανόνα κοίλη για να έχει ο τόρνος τη δυνατότητα να κατεργάζεται βέργες μεγάλου μήκους. Οι επιφάνειες έδρασης της είναι ειδικά σκληρημένες, ενώ η έδραση γίνεται συνήθως με ειδικά σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) από ορείχαλκο. Λόγω της χαμηλής τριβής χρησιμοποιούνται και ένσφαιρα ή κωνικά έδρανα κυλίσεως, καθώς και αξονικά για την παραλαβή των αξονικών φορτίων. Στο άκρο η άτρακτος φέρει σπειρώμα για την τοποθέτηση όλων των πιθανών σφιγκτήρων (τσοκ). Αντί του σπειρώματος η άτρακτος μπορεί να φέρει ένα κώνο, οπότε το τσόκ ή το πλατώ συνδέονται στο άκρο της ατράκτου με κοχλίες. Οι τρόποι διαμόρφωσης του άκρου της κυρίας ατράκτου, για συναρμολόγηση του τσοκ ή του πλατώ, φαίνονται στο Σχήμα 1.6.

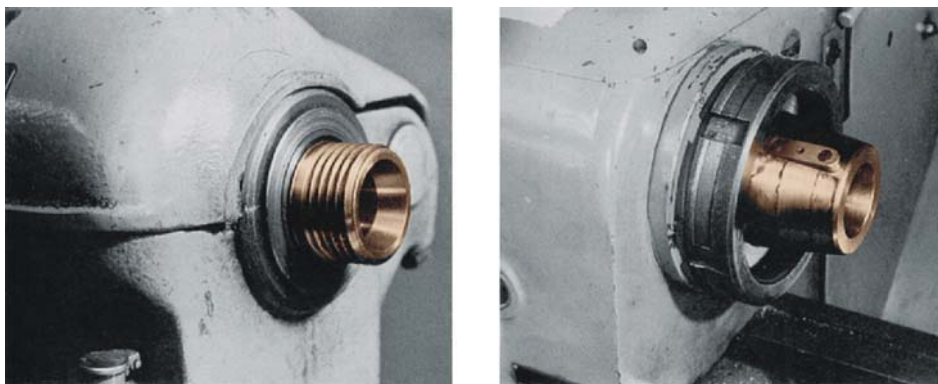
Ο μηχανισμός ταχυτήτων αποτελείται από οδοντωτούς τροχούς. Ο άξονας A παίρνει την κίνηση από τον ηλεκτροκινητήρα με την βοήθεια ιμάντα, ενώ ο άξονας B, ανάλογα με τον τρόπο που εμπλέκονται οι ενδιάμεσοι οδοντωτοί τροχοί, μπορεί να κινηθεί με 3 διαφορετικές ταχύτητες.

Οι τροχοί 1-3-5-7-9 είναι σταθεροί, ενώ οι τροχοί 2-4-6-8-10 είναι κινητοί. Έτσι συνολικά η κύρια άτρακτος μπορεί να κινηθεί με 6 διαφορετικές ταχύτητες.

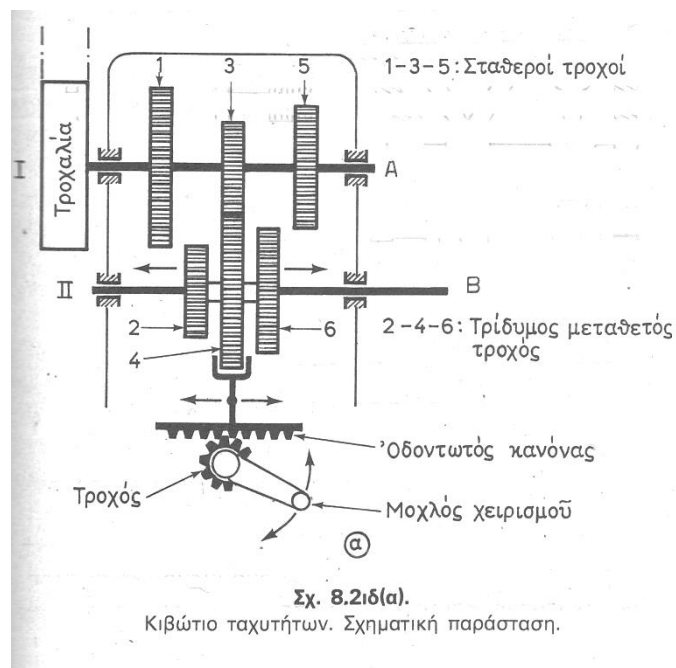
Στα Σχήματα 1.7 και 1.8 φαίνεται πως γίνεται ο χειρισμός για την μετατόπιση των μεταθετών τροχών του προηγούμενου σχήματος για την αλλαγή των ταχυτήτων και πως είναι στην πραγματικότητα οι οδοντωτοί τροχοί και οι άξονες.



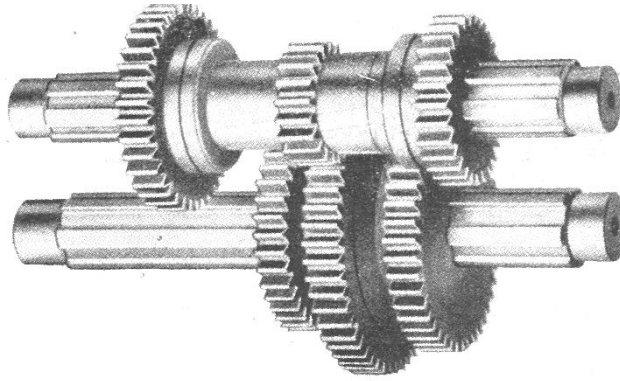
Σχήμα 1.5: Κιβώτιο ταχυτήτων τέρνου. [1]



Σχήμα 1.6: Τρόποι διαμόρφωσης του άκρου της κυρίας ατράκτου. [1]



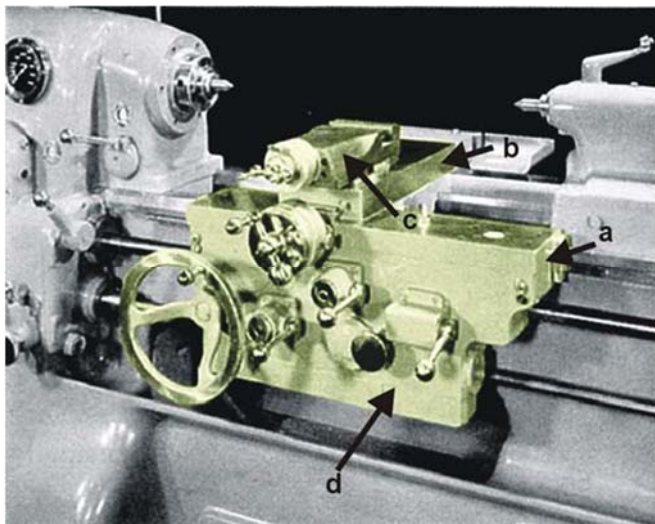
Σχήμα 1.7: Σχηματική παράσταση κιβωτίου ταχυτήτων. [2]



**Σχήμα 1.8:** Κατασκευαστική διάταξη κιβωτίου ταχυτήτων. [2]

- **Εργαλειοφορείο**

Το εργαλειοφορείο αποτελεί ένα σώμα, το οποίο μπορεί να εκτελεί διάφορες ανεξάρτητες επιμέρους κινήσεις. Περιλαμβάνει, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 1.9, εκτός από το κυρίως σώμα του και δύο ολισθητήρες (γλισιέρες) που εξασφαλίζουν τη διαμήκη και εγκάρσια κίνηση του κοπτικού εργαλείου.



- a : σώμα
- b : εγκάρσιος οδηγός - ολισθητήρας (γλισιέρα)
- c : διαμήκης οδηγός - ολισθητήρας
- d : ποδιά

**Σχήμα 1.9:** Εργαλειοφορείο τόννου. [1]

Τα μέρη από τα οποία αποτελείται ένα συνηθισμένο εργαλειοφορείο είναι τα εξής:

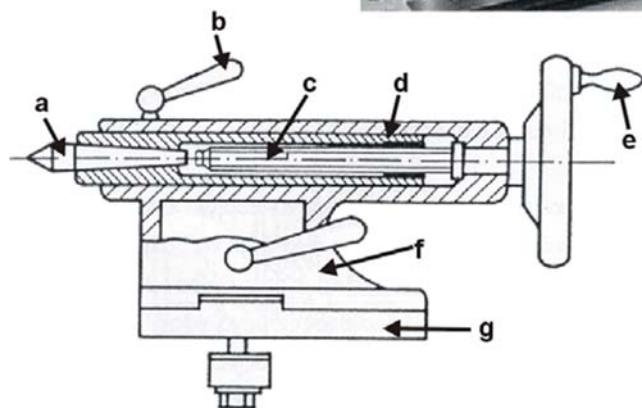
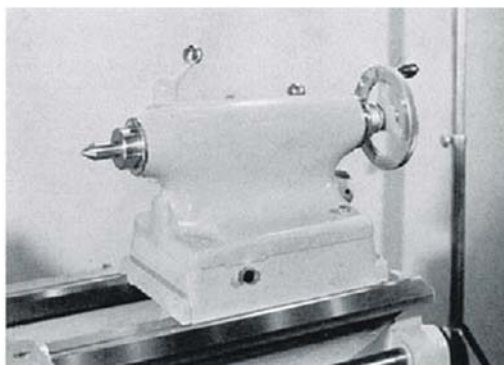
- Το σώμα, το οποίο φέρει επάνω του όλα τα υπόλοιπα μέρη του εργαλειοφορείου και κινείται κατά μήκος του σώματος του τόννου μέσω των γλισιερών.
- Ο εγκάρσιος ολισθητήρας (γλισιέρα), οποίος φέρει επάνω του τον διαμήκη ολισθητήρα και κινείται εγκάρσια.
- Ο διαμήκης ολισθητήρας, ο οποίος φέρει επάνω του τον εργαλειοδέτη και έχει δυνατότητα κίνησης σε διάφορες κατευθύνσεις ως προς τον άξονα του τόννου.
- Η ποδιά, η οποία φέρει το μηχανισμό για την μεταφορά της κίνησης από το κιβώτιο προώσεως στο εργαλειοφορείο με τη βοήθεια των μοχλών.
- Ο εργαλειοδέτης, ο οποίος συγκρατεί το κοπτικό εργαλείο.

Το εργαλειοφορείο υπακούει στην κίνηση που μεταδίδεται από τον άξονα των προώσεων, ενώ ταυτόχρονα διαθέτει και το μοχλό σταματήματος των στροφών του τόνου. Διατρέχεται από δύο άξονες, τον άξονα των προώσεων, τον κοχλιωτό άξονα για την κοπή σπειρωμάτων και τη ράβδο εκκίνησης ή σταματήματος των στροφών.

- **Κεντροφορέας ή κουκουβάγια**

Ο κεντροφορέας ή κουκουβάγια χρησιμοποιείται για την υποστήριξη μεγάλου μήκους τεμαχίων ή επίσης για διάτρηση ή γλύφανση με τη χρησιμοποίηση του κατάλληλου εργαλείου. Στο Σχήμα 1.10 παρουσιάζεται ένας κεντροφορέας και η τομή του με τα διάφορα μέρη από τα οποία αποτελείται.

Ο κεντροφορέας έχει δυνατότητα κίνησης στο μήκος του κρεβατιού του τόνου και μπορεί να ασφαλίσει σε οποιαδήποτε θέση με τη χρήση κατάλληλου μοχλού ασφάλισης. Ο κώνος Μόρς, στον οποίο ασφαλίζει η πόντα στον κεντροφορέα, δίνει τη δυνατότητα να χρησιμοποιούνται στη θέση της πόντας κεντροτρύπανα ή άλλα κοππτικά εργαλεία.



- a : πόντα
- b : μοχλός ασφάλισης πόντας
- c : άξονας
- d : έδραση
- e : χειροτροχός
- f : μοχλός ασφάλισης
- g : βάση

**Σχήμα 1.10:** Κεντροφορέας (κουκουβάγια) [1]

Ο χειροτροχός στη κουκουβάγια χρησιμοποιείται για τη μετακίνηση και τοποθέτηση της πόντας. Ο σχεδιασμός του κεντροφορέα μπορεί να διαφοροποιείται από τον αντίστοιχο του σχήματος 1.10, η δε μετατόπιση της πόντας μπορεί να γίνεται και μέσω πεπιεσμένου αέρα ή υδραυλικού συστήματος. Τέτοιου είδους συστήματα εξυπηρετούν την επιθυμητή ομοιόμορφη πίεση της πόντας στο κατεργαζόμενο κομμάτι.

- **Κιβώτιο πρόωσης**

Κατά τη διάρκεια μιας κατεργασίας τόννευσης, το κατεργαζόμενο τεμάχιο, όπως προαναφέρθηκε, αναγκάζεται μέσω του τσοκ σε περιστροφική κίνηση. Η περιστροφή αυτή μπορεί να γίνεται σε μια ποικιλία στροφών, γεγονός που εξασφαλίζεται από το κιβώτιο ταχυτήτων. Η εξασφάλιση όμως της αυτόματης πρόωσης γίνεται διαμέσου του κιβωτίου ταχυτήτων στον άξονα προώσεων, αφού παρεμβληθεί ένα δεύτερο κιβώτιο με οδοντωτούς τροχούς, το κιβώτιο προώσεων. Σε παλαιότερους τόννους η μετάδοση της κίνησης στον άξονα προώσεων γινόταν με ιμάντες ή οδοντωτούς τροχούς, όπου ο χειριστής έπρεπε να αντικαθιστά, προκειμένου να εξασφαλίσει την εναλλαγή στις τιμές των προώσεων.

Σε πιο σύγχρονους τόννους η μετάδοση της κίνησης αυτής γίνεται διαμέσου του κιβωτίου Norton. Οι οδοντωτοί τροχοί ενός κιβωτίου Norton παρουσιάζονται στη χαρακτηριστική μορφή ενός ενιαίου συνόλου γριναζιών διαφορετικών μεγεθών σε μορφή κώνου.

Για να μετακινηθεί το κοπτικό εργαλείο από αριστερά προς τα δεξιά ή από τα δεξιά προς τα αριστερά, επιβάλλεται η αλλαγή της κατεύθυνσης περιστροφής του άξονα προώσεων ή και του κοχλιωτού άξονα. Αυτή η αλλαγή της κατεύθυνσης εξασφαλίζεται μέσω ενός οδοντωτού τροχού αναστροφής του οποίου η εμπλοκή και η απεμπλοκή εξασφαλίζει τη μία κατεύθυνση ή την άλλη.

### **1.3 ΤΕΧΝΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΤΟΥ ΤΟΡΝΟΥ**

Τα βασικότερα από τα τεχνικά χαρακτηριστικά στοιχεία του τόννου γενικής χρήσεως είναι τα εξής:

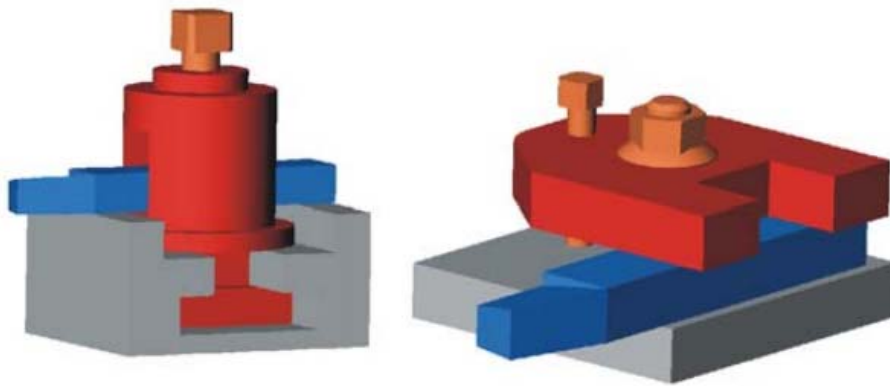
- Η απόσταση των κέντρων L, η οποία καθορίζει το μήκος του κομματιού που μπορεί να κατεργαστεί ο τόννος.
- Το ύψος H του νοητού άξονα από το κρεβάτι.
- Η μεγαλύτερη διάμετρος και το μήκος τριτονώσεως σε περίπτωση που υπάρχει και γέφυρα (γονατιά).
- Ο μικρότερος και ο πιο μεγάλος αριθμός στροφών.
- Ο αριθμός των ταχυτήτων.
- Η ισχύς του ηλεκτροκινητήρα.
- Το ολικό βάρος του.

### **1.4 ΣΥΓΚΡΑΤΗΣΗ ΚΟΠΤΙΚΟΥ ΕΡΓΑΛΕΙΟΥ ΣΤΟΝ ΤΟΡΝΟ**

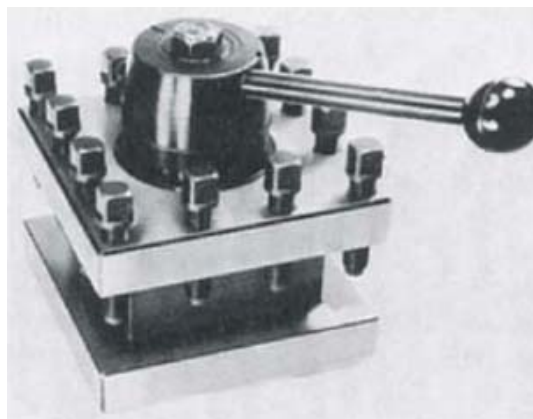
Στα διαφορετικά είδη τόννευσης αντιστοιχούν και διαφορετικά κοπτικά εργαλεία ως προς τη μορφή και τη γεωμετρία τους. Στα κοπτικά αυτά εργαλεία αναπτύσσονται, κατά τη διάρκεια της κοπής, δυνάμεις και τάσεις που εξαρτώνται από το είδος της κατεργασίας, το υλικό του κατεργαζόμενου τεμαχίου, το υλικό του κοπτικού εργαλείου και τις συνθήκες κοπής. Για την κοπή αποβλήτου απαραμόρφωτης επιφάνειας 1 mm<sup>2</sup> μαλακού χάλυβα, αναπτύσσεται δύναμη περίπου 160 Kg. Για την κοπή μεγαλύτερου πάχους αποβλήτου η δύναμη αυτή αυξάνεται αναλογικά. Είναι φανερό πως το κοπτικό εργαλείο πρέπει να ασφαρίζεται πολύ σταθερά στον εργαλειοδέτη, μια και οι δυνάμεις που δέχεται είναι πολύ μεγάλες. Για να αποφευχθεί η μετακίνηση του κοπτικού εργαλείου, η έδραση του εξασφαλίζεται στον εργαλειοδέτη με διάφορους τρόπους.

Ο πιο απλός τρόπος "δεσίματος" του κοπτικού εργαλείου του τόννου είναι να ασφαρίζεται μόνο μέσω ενός κοχλίου (Σχήμα 1.11). Η τριβή, που αναπτύσσεται από τη σύσφιξη του κοχλίου, δεν επιτρέπει καμία μετακίνηση του εργαλείου. Η έδραση αυτή δεν ενδείκνυται για υψηλές καταπονήσεις του κοπτικού εργαλείου κατά την κοπή και δεν εξασφαλίζει ικανή σταθερότητα. Χρησιμοποιείται μόνο για απλές διαδικασίες τόννευσης με μαλακά κατεργαζόμενα υλικά και πολύ μικρά βάθη κοπής.

Αντίστοιχοι τρόποι "δεσίματος" (Σχήμα 1.11) είναι η πλάκα συγκρατήσεως, η οποία μπορεί και συγκρατεί το κοπτικό εργαλείο αρκετά σφικτά και επιτρέπει κατεργασία με υψηλές καταπονήσεις. Ο τετραπλός εργαλειοδέτης που φαίνεται στο ίδιο σχήμα δίδει τη δυνατότητα συγκράτησης τεσσάρων ανεξάρτητων εργαλείων, τα οποία με απλό χειρισμό παίρνουν θέση για κοπή.



A. Απλοί εργαλειοδέτες. [1]



B. Τετραπλός εργαλειοδέτης. [1]

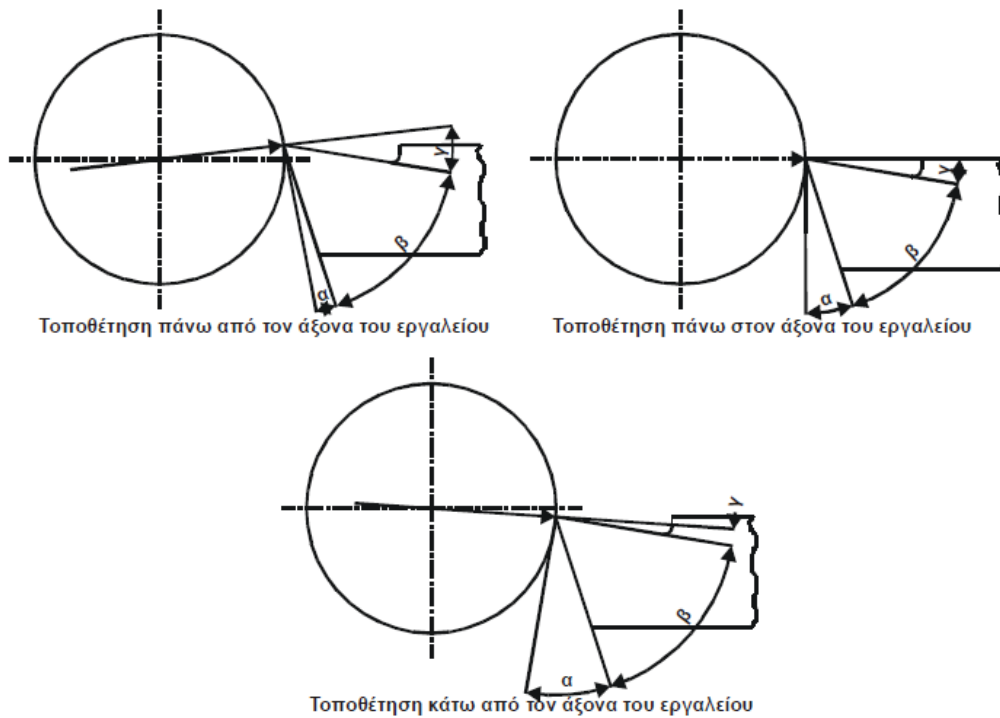
**Σχήμα 1.11:** Εργαλειοδέτες για πρόσδεση κοπτικών εργαλείων τόννευσης.

Η συγκράτηση του κοπτικού εργαλείου στον εργαλειοδέτη, επάνω ή κάτω από το άξονα περιστροφής του τεμαχίου, διαφοροποιεί τις γωνίες κοπής, έτσι:

- Η τοποθέτηση επάνω από τον άξονα του τεμαχίου μικραίνει τη γωνία ελευθερίας  $\alpha$ , με αποτέλεσμα να μεγαλώνει η τριβή ανάμεσα στην ελεύθερη επιφάνεια του κοπτικού εργαλείου και στην κατεργαζόμενη επιφάνεια του τεμαχίου. Η γωνία αποβλήτου  $\gamma$  μεγαλώνει και το παραγόμενο απόβλητο διαχωρίζεται εύκολα και απομακρύνεται. Για κατεργασία εκχόνδρισης το κοπτικό εργαλείο περιστασιακά τοποθετείται

επάνω από τον άξονα του τεμαχίου, γύρω στο 2% της διαμέτρου του (Σχήμα 1.12).

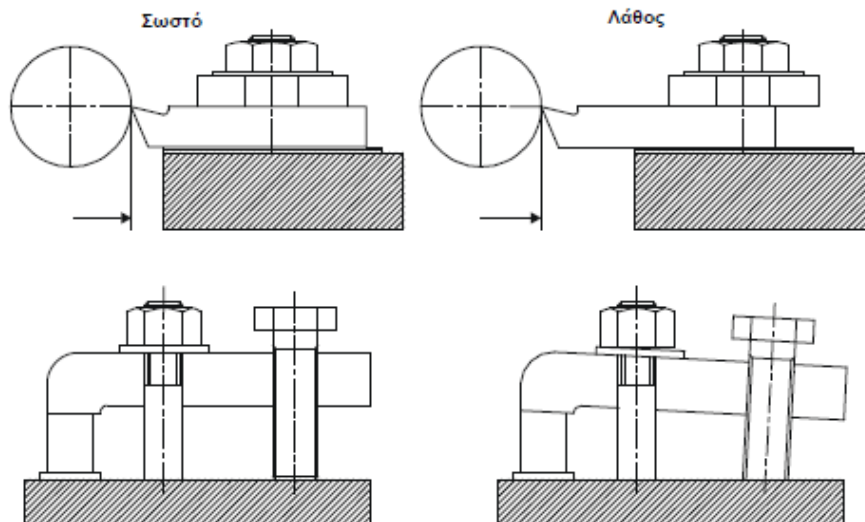
- Η τοποθέτηση κάτω από τον άξονα του τεμαχίου μεγαλώνει τη γωνία ελευθερίας  $\alpha$ , με αποτέλεσμα να μικραίνει η τριβή ανάμεσα στην ελεύθερη επιφάνεια του κοπτικού εργαλείου και στην κατεργαζόμενη επιφάνεια του τεμαχίου. Η γωνία αποβλήτου  $\gamma$  μικραίνει και το παραγόμενο απόβλιττο αποχωρίζεται δύσκολα.



Σχήμα 1.12: Τοποθέτηση του κοπτικού εργαλείου στην τórνευση σε σχέση με τον άξονα περιστροφής του τεμαχίου. [1]

Επίσης, το κοπτικό εργαλείο, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 1.13, πρέπει να συγκρατείται, ώστε το ελεύθερο μήκος του να είναι όσο το δυνατόν μικρότερο. Αυτό κρίνεται αναγκαίο, μια και το εργαλείο κατά τη διάρκεια της κοπής υπόκειται σε λυγισμό. Αν το ελεύθερο μήκος του εργαλείου είναι μεγαλύτερο από το επιτρεπτό, αυτό αναπηδά κατά την κοπή και δημιουργεί πολύ κακή επιφάνεια στο κατεργαζόμενο τεμάχιο.

Επίσης, πολύ σημαντική παράμετρος για την ασφάλεια κατά την κοπή είναι και η σωστή τοποθέτηση της πλάκας συγκρατήσεως. Η πλάκα συγκρατήσεως δεν πρέπει να συσφίγγεται πλάγια αλλά σε οριζόντια θέση, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 1.13. Η λανθασμένη τοποθέτησή της εγκυμονεί κινδύνους για τον χειριστή και σφάλματα διαστατικής ακρίβειας.



Σχήμα 1.13: Τρόπος συγκράτησης κοπτικών εργαλείων τόννευσης. [1]

Τα κοπτικά εργαλεία δεν πρέπει να "δένονται" στον εργαλειοδέτη, ενώ ο τόννος βρίσκεται σε λειτουργία και το τσοκ περιστρέφεται.

## 1.5 ΣΥΓΚΡΑΤΗΣΗ ΤΕΜΑΧΙΩΝ ΣΤΟΝ ΤΟΡΝΟ

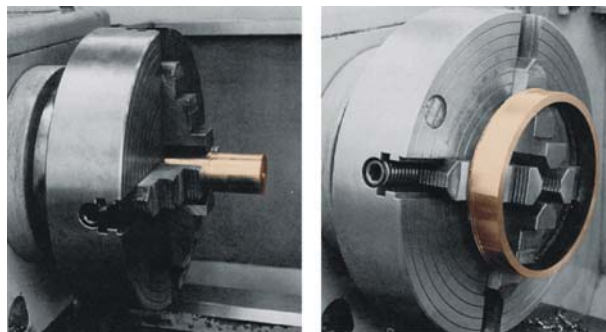
Οι συσκευές συγκράτησης των τεμαχίων, τα οποία θα κατεργασθούν στον τόρνο, είναι οι εξής:

- Οι σφιγκτήρες ή τα τσοκ.
- Τα πλατώ.
- Τα καβαλλέτα.
- Η τσιμπίδα ή σφιγκτήρας κολέτ.

Οι τρόποι συγκράτησης των τεμαχίων είναι οι παρακάτω:

- **Συγκράτηση μόνο στο τσοκ.**

Εφαρμόζεται για εξωτερική ή εσωτερική τόννευση αξόνων μικρού μήκους, στην περίπτωση που δεν υπάρχει κίνδυνος κραδασμού και λυγισμού λόγω των δυνάμεων κοπής. Στο Σχήμα 1.14 παρουσιάζονται διάφοροι τρόποι συγκράτησης τεμαχίων στο τσοκ.

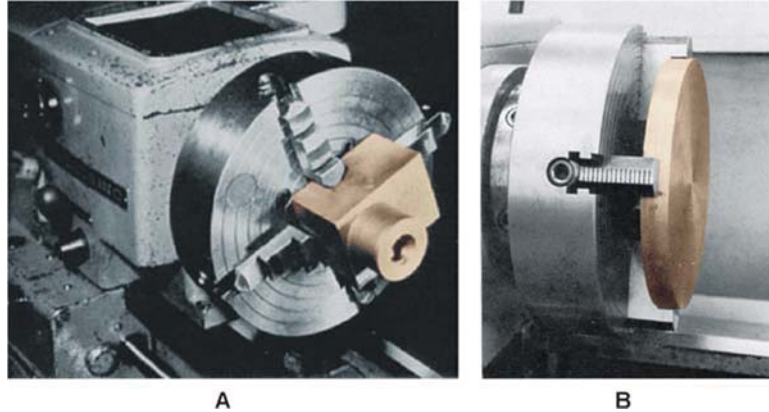


Σχήμα 1.14: Τρόποι συγκράτησης τεμαχίων στο τσοκ. [1]



- **Συγκράτηση μόνο στο πλατώ.**

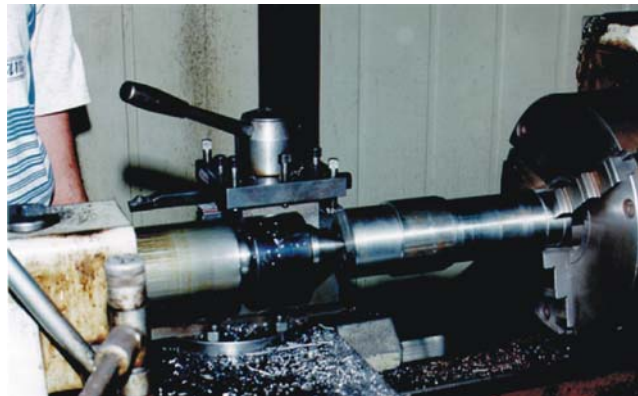
Εφαρμόζεται για συγκράτηση μη συμμετρικών τεμαχίων μικρού μήκους, επειδή οι σιαγόνες συσφίξεως μετακινούνται ακτινικά αλλά ανεξάρτητα μεταξύ τους. Στο Σχήμα 1.15A παρουσιάζεται μια συγκράτηση ενός ορθογώνιου κομματιού στο πλατώ και στο Σχήμα 1.15B φαίνεται μια συγκράτηση ενός κομματιού μικρού μήκους αλλά μεγάλης διαμέτρου.



**Σχήμα 1.15:** Συγκράτηση στο πλατώ, A: ορθογώνιου κομματιού, B: μικρού μήκους και μεγάλης διαμέτρου κομματιού. [1]

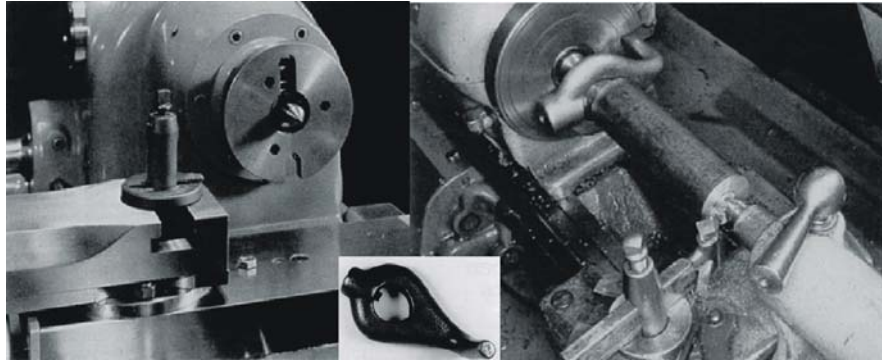
- **Συγκράτηση μεταξύ τσοκ και κεντροφορέα.**

Εφαρμόζεται στην περίπτωση τόννευσης αξόνων μεγάλου μήκους, για αποφυγή κινδύνου λυγισμού του άκρου λόγω ταλαντώσεων εξ' αιτίας των δυνάμεων κοπής. Επίσης, εφαρμόζεται στην τόννευση σπειρωμάτων. Στο Σχήμα 1.16 παρουσιάζεται μια συγκράτηση άξονα μεταξύ σφιγκτήρα και κουκουβάγιας για κατεργασία στον τόρνο.



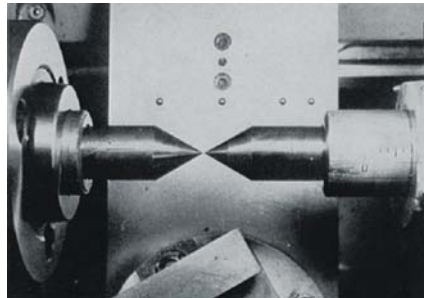
**Σχήμα 1.16:** Συγκράτηση μεταξύ τσοκ και κουκουβάγιας. [1]

- **Συγκράτηση μεταξύ κέντρων (ποντών) με σφιγκτήρα καρδιά.** Στην περίπτωση αυτή, η περιστροφική ταχύτητα μεταφέρεται στο κομμάτι από την κυρία άτρακτο, με τη βοήθεια μιας πλάκας με πόντα και μία καρδιά (Σχήμα 4.17).



**Σχήμα 1.17:** Συγκράτηση τεμαχίου για τόνρευση μεταξύ κέντρων. [1]

Στις συγκρατήσεις που χρησιμοποιούνται πόντες, πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη προσοχή στην ανοχή ομοαξονικότητας μεταξύ των αξόνων των ποντών και του άξονα της κυρίας ατράκτου, δηλαδή οι τρεις άξονες της ατράκτου και των ποντών πρέπει να συμπίπτουν. Στο Σχήμα 1.18 φαίνεται ο έλεγχος που γίνεται για την ομοαξονικότητα των ποντών.



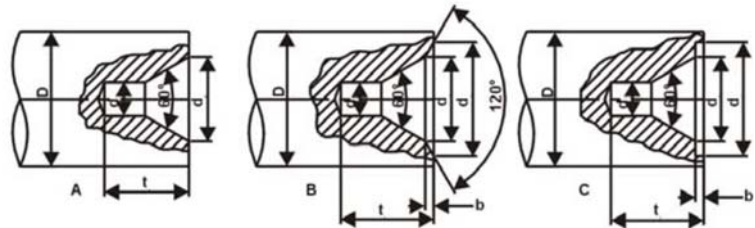
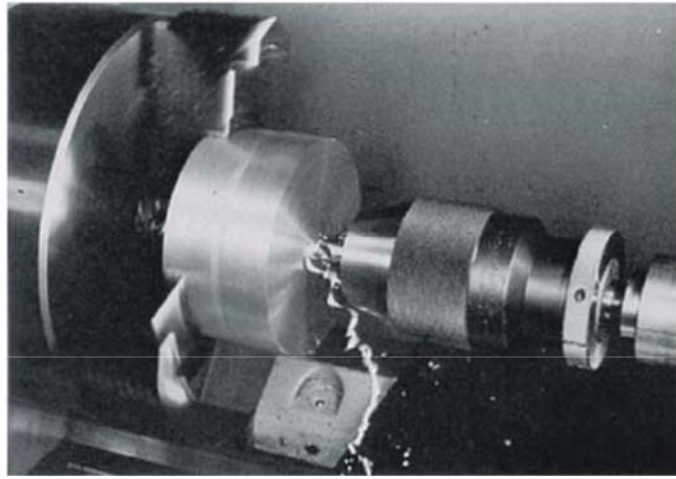
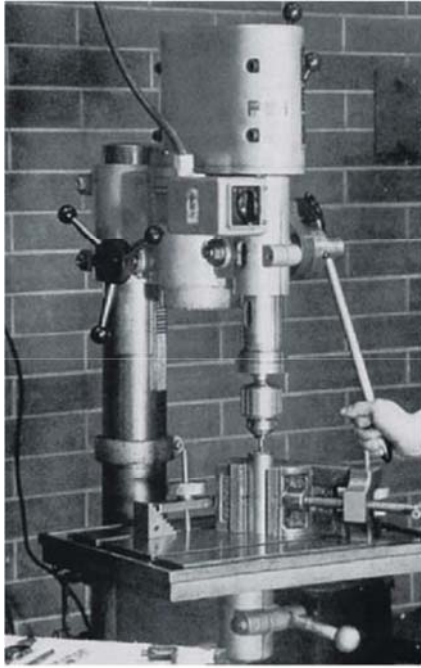
**Σχήμα 1.18:** Έλεγχος ομοαξονικότητας των ποντών. [1]

Το κεντροτρύπανο, που χρησιμοποιείται για τη διαμόρφωση της κωνικής οπής, στην οποία προσαρμόζεται το κέντρο, είναι τυποποιημένο και εξαρτάται από τη διάμετρο του κατεργαζόμενου κομματιού. Στον πίνακα 1.2 δίδονται οι διαστάσεις της κωνικής οπής ανάλογα με τη διάμετρο του τεμαχίου, κατά DIN 332.

Διάμετρος τεμαχίου D [mm]	d1	d2	d3	t1		A	B
				A	B και Γ		
6<D≤10	1	2.5	4	2.5	3	4	0.4
10<D≤25	2	5	8	5	6	7	0.8
25<D≤63	3	8	12	7	8	10	1
63<D≤100	5	12	17	11	13	16	1.5

**Πίνακας 1.2:** Τυποποιημένες τιμές κωνικής οπής Μώρς κατά DIN 332.

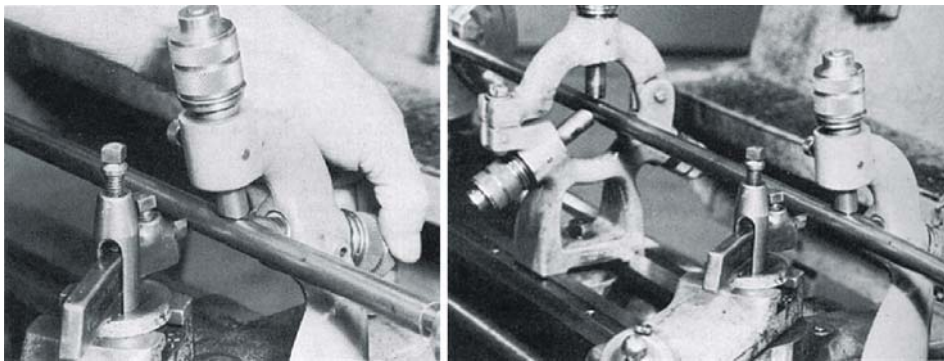
Η κωνική οπή μπορεί να διαμορφωθεί είτε στον τόρνο είτε στο δράπανο (Σχήμα 1.19).



**Σχήμα 1.19:** Διαμόρφωση της κωνικής οπής. [1]

- **Συγκράτηση με καβαλέτα.**

Τα καβαλέτα χρησιμοποιούνται για συγκράτηση κομματιών μικρής διαμέτρου αλλά μεγάλου μήκους. Στο Σχήμα 1.20 φαίνονται ένα σταθερό και ένα κινητό καβαλέτο.



**Σχήμα 1.20:** Συγκράτηση με καβαλέτα. [1]

- **Συγκράτηση με τσιμπίδα (collet).**

Η τσιμπίδα χρησιμοποιείται για συγκράτηση μικρών διαμέτρων κομματιών. Η τσιμπίδα χρησιμοποιείται για συγκράτηση κομματιών μικρής διαμέτρου. Κάθε σφιγκτήρας έχει μια κωνική κοιλότητα μέσα στην οποία προσαρμόζεται η τσιμπίδα, που είναι κατάλληλη για τη διάμετρο του κομματιού που θα συγκρατήσει. Η τσιμπίδα έχει τρεις εγκοπές που βοηθούν στη συναρμολόγηση των κομματιών. Στην άκρη του σφιγκτήρα υπάρχει ένας μοχλός, στην άκρη του οποίου υπάρχει ένα δαχτυλίδι με εσωτερικό σπείρωμα, όπου βιδώνεται η άκρη της τσιμπίδας. Με το βίδωμα του

μοχλού έλκεται η τσιμπίδα και λόγω της κωνικότητας αναγκάζεται να κλείσει και να σφίξει το κομμάτι.

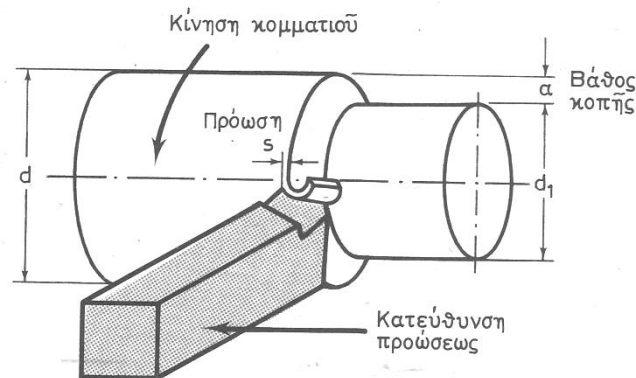
## 1.6 ΕΡΓΑΛΕΙΑ ΚΟΠΗΣ

Για την κοπή στην τόννευση χρησιμοποιούνται κοπτικά εργαλεία συνήθως από χάλυβα εργαλείων, ταχυχάλυβα, σκληρομέταλλα και κεραμικά. Η διάρκεια ζωής ενός κοπτικού εργαλείου εξαρτάται κατά πολύ από το υλικό από το οποίο είναι φτιαγμένο και από τη γεωμετρία της κόψης του. Οι ιδιότητες που πρέπει να έχει ένα κοπτικό εργαλείο συνοψίζονται στα παρακάτω:

- μεγάλη σκληρότητα, ώστε να μπορεί το εργαλείο να εισχωρεί στο μαλακότερο κατεργαζόμενο τεμάχιο
- αντίσταση στη θερμότητα, ώστε να διατηρεί τη σκληρότητά του στις υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται κατά την κοπή και
- αντίσταση σε φθορά, ώστε η κοπτική ακμή του να διατηρεί τις κοπτικές ιδιότητές της.

## 1.7 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΚΟΠΗΣ ΣΤΟΝ ΤΟΡΝΟ

Στην τόννευση οι συνθήκες κοπής είναι η ταχύτητα κοπής  $u_c$ , που σχετίζεται με τις στροφές περιστροφής του κομματιού και τη διάμετρο κοπής, η πρόωση  $s$  και το βάθος κοπής  $a$ . Οι τρεις αυτοί παράγοντες παίζουν σημαντικό ρόλο στην κατεργασία και η σωστή κάθε φορά επιλογή τους αποτελεί απαραίτητη γνώση του χειριστή ενός τόννου.



Σχήμα 1.21: Πρόωση και βάθος κοπής κατά την τόννευση. [2]

### • Ταχύτητα κοπής

Η ταχύτητα κοπής είναι η περιφερειακή ταχύτητα του κομματιού που τорνεύεται. Εκφράζει το ρυθμό κοπής στην κύρια κίνηση, που είναι η περιστροφή του τεμαχίου. Κατά την τόννευση τεμαχίου διαμέτρου  $d$  [mm], το οποίο περιστρέφεται με  $n$  στροφές το λεπτό [rpm], η ταχύτητα κοπής  $u_c$ , προκύπτει από τη σχέση (1.1) και εκφράζεται σε [m/min].

$$u_k = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} \quad (1.1)$$

Η σχέση (1.1) προκύπτει από το γεγονός ότι η ταχύτητα κοπής ισούται με το πηλίκο του διαστήματος που διανύεται δια του χρόνου. Το διάστημα που διανύεται σε ένα λεπτό [min] είναι το αντίστοιχο  $n$  περιστροφών και, επειδή σε μία περιστροφή το διάστημα που διανύεται ισούται με την περιφέρεια του τεμαχίου ( $\pi d$ ), το συνολικό διάστημα σε ένα λεπτό είναι  $\pi \cdot d \cdot n$ . Ο παρονομαστής 1000 εισάγεται έτσι, ώστε τα χιλιοστά [mm] της διαμέτρου  $D$  να εκφράζονται σε μέτρα [m] στην τιμή της ταχύτητας  $u_k$  [m/min].

Η ταχύτητα κοπής δεν επιλέγεται τυχαία. Χαμηλή ταχύτητα κοπής οδηγεί σε μεγάλο χρόνο κοπής, ενώ υψηλή ταχύτητα κοπής οδηγεί σε υψηλές θερμοκρασίες, που αναπτύσσονται στο κοπτικό εργαλείο, με αποτέλεσμα την πρόωρη φθορά και καταστροφή του.

Οι περισσότεροι τόρνοι συνοδεύονται με ένα διάγραμμα με τη βοήθεια του οποίου, όταν γνωρίζουμε την ταχύτητα κοπής  $u_k$  και τη διάμετρο τόννευσης  $\pi \cdot d \cdot n$ , μπορούμε να υπολογίσουμε τον αναγκαίο αριθμό στροφών που θα πάρει η κύρια άτρακτος του τόρνου. Επίσης, μπορούμε να υπολογίσουμε τον αναγκαίο αριθμό στροφών που θα πάρει η κύρια άτρακτος του τόρνου.

Για τον προσδιορισμό της ταχύτητας κοπής πρέπει να λαμβάνονται υπόψη τα εξής:

- Υλικό του κατεργαζόμενου τεμαχίου. Τα σκληρά υλικά αναπτύσσουν μεγαλύτερες θερμοκρασίες στη ζώνη τριβής, από τα μαλακά υλικά. Η θερμοκρασία μεγαλώνει, όσο μεγαλώνει η ταχύτητα κοπής. Γι' αυτό το λόγο, τα σκληρά υλικά πρέπει να κατεργάζονται σε χαμηλές ταχύτητες κοπής.
- Υλικό του κοπτικού εργαλείου. Τα κοπτικά εργαλεία από σκληρομέταλλο διατηρούν τη σκληρότητά τους σε ψηλότερες θερμοκρασίες από τα αντίστοιχα των ταχυχαλύβων. Για το λόγο αυτό, επιλέγονται μεγαλύτερες ταχύτητες κοπής.
- Πάχος του αποβλήτου. Στην αποπεράτωση, το πάχος του αποβλήτου είναι μικρότερο από το αντίστοιχο της εκχόνδρισης. Μεγαλύτερο πάχος απόβλητο, σημαίνει μεγαλύτερη θερμοκρασία στη ζώνη τριβής, άρα και χαμηλότερες ταχύτητες κοπής.
- Υγρό κοπής. Όταν χρησιμοποιείται υγρό κοπής, μπορεί να επιλεγεί μεγαλύτερη ταχύτητα κοπής.

### • Πρόωση

Η πρόωση είναι η μετατόπιση του κοπτικού εργαλείου κατά την κατεύθυνση του νοητού άξονα τόννευσης σε κάθε στροφή του κομματιού. Συμβολίζεται με το γράμμα  $s$  και εκφράζει την ταχύτητα της κίνησης του κοπτικού εργαλείου σε χιλιοστά ανά περιστροφή του τεμαχίου [mm/στροφή].

### • Βάθος κοπής

Είναι η απόσταση της ακατέργαστης από την κατεργασμένη επιφάνεια όταν αυτή μετρείται κατά την ακτίνα. Συμβολίζεται με το γράμμα  $a$  και εκφράζεται σε [mm].

- **Ταχύτητα προώσεως**

Η ταχύτητα προώσεως είναι η συνολική μετατόπιση του εργαλείου παράλληλα προς τον νοητό άξονα του σε ένα λεπτό. Συμβολίζεται με το  $S$  και εκφράζεται σε [mm/min]. Σύμφωνα με τα προηγούμενα αφού σε μια στροφή το εργαλείο μετατοπίζεται κατά πρόωση  $s$ , σε ένα λεπτό όπου γίνονται  $n$  στροφές θα μετακινηθεί συνολικά κατά  $s \cdot n$ .

$$S = s \cdot n \quad (1.2)$$

- **Εγκάρσια πρόωση**

Είναι η πρόωση που γίνεται όταν το εργαλείο κινείται εγκάρσια, δηλαδή κάθετα προς το νοητό άξονα του τόνου. Εφαρμόζεται για τορνάρισμα προσώπου, δηλαδή για να αποδοθεί μια επίπεδη επιφάνεια.

Στους περισσότερους τόνους γενικής χρήσης η εγκάρσια πρόωση είναι το μισό της κατά μήκος προώσεως.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

### ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ – ΙΜΑΝΤΕΣ - ΤΡΟΧΑΛΙΕΣ

#### 2.1 ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

##### 2.1.1 Γενικά

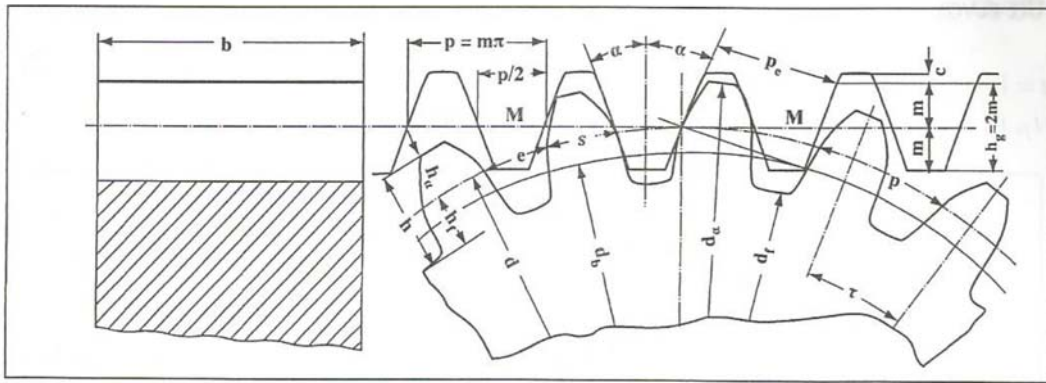
Οι οδοντωτοί τροχοί χρησιμοποιούνται σε πολύ μεγάλη κλίμακα για τη μετάδοση κίνησης από ένα άξονα στον άλλο. Η μετάδοση αυτή πραγματοποιείται μέσω των οδόντων του ενός τροχού που εισέρχονται στα αντίστοιχα διάκενα του άλλου. Μεταφέρουν άμεσα από τις πιο μικρές ως τις πιο μεγάλες ισχύεις και στροφές μεταξύ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

Τα πλεονεκτήματα των οδοντωτών τροχών είναι 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. Ενώ τα μειονεκτήματά τους είναι το σχετικά μεγάλο κόστος κατασκευής, η θορυβώδης λειτουργία και η μη ελαστική μεταφορά των δυνάμεων.

##### 2.1.2 Χαρακτηριστικά μεγέθη οδοντωτών τροχών

Μπορεί να γίνει η εξής υπόθεση ότι ένα ζεύγος οδοντωτών τροχών προέρχεται από δύο λείους κυλίνδρους που εφάπτονται και κυλίνονται συνεχώς, ο δε κινητήριος μεταδίδει την κίνηση στον κινούμενο, με την τριβή, χωρίς ολίσθηση. Οι 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. Τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών είναι τα εξής:

- Η διάμετρος αρχικού κύκλου ή κύκλου κύλισης  $d$  (Σχ. 2.1) είναι η διάμετρος του κύκλου κατά τον οποίο εφάπτεται ο ένας κύλινδρος πάνω στον άλλο. Είναι 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. [3]

- Η σχέση μετάδοσης  $i$  η οποία ορίζεται ως ο λόγος του αριθμού των στροφών  $n_a$  του κινητηρίου τροχού προς τον αριθμό στροφών  $n_b$  του κινούμενου τροχού.

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

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

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

- Η περιφερειακή ταχύτητα του οδοντωτού τροχού η οποία δίνεται από την σχέση:

$$u = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (2.3)$$

Όπου:

$d$ : διάμετρος του οδοντωτού τροχού, σε  $m$

$n$ : αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού, σε  $RPM$

- Το βήμα  $p$  ονομάζεται η απόσταση μεταξύ δύο οδόντων και μετράται σαν τόξο πάνω στον αρχικό κύκλο, η μονάδα του είναι το  $mm$ .

$$p = \frac{\pi \cdot d}{z} \quad (2.4)$$

- Το module ή μέτρο  $m$  ονομάζεται ο λόγος του βήματος προς το " $\pi$ " (ή το μήκος της αρχικής διαμέτρου που αντιστοιχεί σε ένα οδόντα). Για να περιορισθεί ο αριθμός των απαιτούμενων κοπτικών εργαλείων στην βιομηχανία, χρησιμοποιούνται τα τυποποιημένα module, που υπάρχουν σε πίνακες. Η μονάδα του είναι το  $mm$ .

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z} \quad (2.5)$$



- Το ύψος κεφαλής  $h_a$  ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ αρχικού κύκλου και κύκλου κεφαλής. Λαμβάνεται ίσο με το module.

$$h_a = m \quad (2.6)$$

- Το 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.

$$h_f = h_a + c = m + c = 1,167 \cdot m \quad (2.7)$$

$$h_f = h_a + c = m + c = 1,25 \cdot m \quad (2.8)$$

Όπου  $c$  είναι η χάρη κεφαλής, δηλαδή η χάρη ανάμεσα στους κύκλους κεφαλής και πόδα. Η οποία ανάλογα με το κοπτικό εργαλείο λαμβάνεται 0,167m ή 0,25m.

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

$$h = h_a + h_f \quad (2.9)$$

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

$$d_a = d + 2 \cdot h_a \quad (2.10)$$

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

$$d_f = d - 2 \cdot h_f \quad (2.11)$$

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

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \cdot (d_1 + d_2)}{2} \quad (2.12)$$

Για να υπάρχει σε δύο οδοντωτούς τροχούς συνεχής επαφή με κύλιση, χωρίς ολίσθηση, πρέπει οι περιφερειακές ταχύτητες στους αρχικούς κύκλους να είναι ίσες, δηλαδή να ισχύει:

$$u_1 = u_2 \quad (2.13)$$

$$\frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{d_2 \cdot \pi \cdot n_2}{60}$$

όπου:

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

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

$n_1, n_2$ : ο αριθμός στροφών του κινητήριου και του κινούμενου τροχού.

Με απλοποιήσεις προκύπτει ότι η σχέση μετάδοσης  $i$  ισούται και με τον λόγο της διαμέτρου του κινούμενου προς την διάμετρο του κινητήριου τροχού.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = i \quad (2.14)$$

όπου:

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

Γνωρίζουμε όμως ότι ισχύει:  $d_2 = m \cdot z_2$  και  $d_1 = m \cdot z_1$ , συνεπώς προκύπτει:

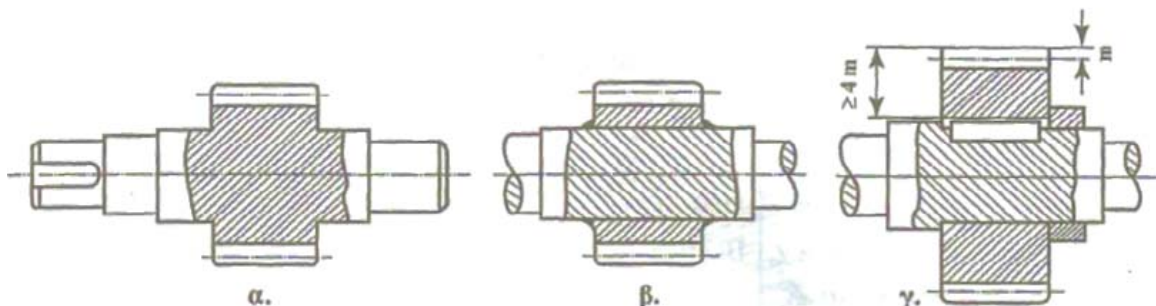
$$m = \frac{d_2}{z_2} = \frac{d_1}{z_1} \quad (2.15)$$

### 2.1.3 Υλικά οδοντωτών τροχών

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 όσο είναι δυνατόν να αποφεύγεται και λόγω αυξημένου κινδύνου σε “άρπαγμα”, ιδιαίτερα όταν ο υπολογισμός σε πίεση επιφανείας 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 λειαινούνται μετά την θερμική επεξεργασία εργάζονται ιδιαίτερα αθόρυβα και ομαλά.

Όταν το πινιόν, σε σχέση με τον άξονα, έχει μικρή αρχική διάμετρο, τότε κατασκευάζεται ολόσωμο με τον άξονα (Σχήμα 2.2α). Μπορεί επίσης να συγκολληθεί πάνω στον άξονα ένας δακτύλιος πριν από την κοπή της οδόντωσης (Σχήμα 2.2β). 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 2.2γ). Λόγω της συγκέντρωσης τάσεων στο σφηνόδρομο, η απόσταση από τον κύκλο κεφαλής μέχρι την βάση του σφηνοδρόμου θα πρέπει να είναι τουλάχιστον  $4m$  (όπου  $m = \text{module}$ ).



**Σχήμα 2.2:** α. πινιόν ολόσωμο με τον άξονα,  
β. δακτύλιος συγκολλημένος πάνω στον άξονα,  
γ. πινιόν με σφήνα πάνω στον άξονα. [3]

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. 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.

#### 2.1.4 Είδη οδοντωτών τροχών

- **Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί**

Οι οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες χρησιμοποιούνται για μικρές μέχρι μέσες περιφερειακές ταχύτητες (μέχρι  $u \approx 20$  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 εξής πλεονεκτήματα:

- Δεν εμφανίζουν κατά τη λειτουργία τους αξονικές δυνάμεις και επομένως τα έδρανα δέχονται μικρότερα φορτία.
- Ο βαθμός απόδοσης είναι λίγο μεγαλύτερος.
- 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.

Στα μειονεκτήματα τους είναι η σχετικά θορυβώδης λειτουργία, ιδιαίτερα σε υψηλό αριθμό στροφών. Και το γεγονός ότι παρουσιάζουν ευαισθησία στα λάθη μορφής του οδόντα και πρόσθετων δυναμικών φορτίων. Με άλλα λόγια εμφανίζουν ευκολότερα ταλαντώσεις και δυναμικές θραύσεις.

- **Ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί**

Στους ελικοειδείς οδοντωτούς τροχούς η πορεία της κατατομής των οδόντων είναι ελικοειδής. Οι οδόντες δεν είναι παράλληλοι προς τον άξονα του τροχού αλλά σχηματίζουν μαζί του γωνία  $\beta$ .

Για την συνεργασία δύο οδοντωτών τροχών θα πρέπει οι οδόντες του ενός να είναι δεξιόστροφοι και του άλλου αριστερόστροφοι, με την ίδια γωνία κλίσης και οι δύο.

Οι ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί 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.

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.

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.

- **Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί**

Οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθείς, κεκλιμένους ή τοξωτούς οδόντες χρησιμοποιούνται για την μετάδοση της κίνησης μεταξύ τεμνόμενων ή διασταυρούμενων αξόνων. Κανονικά οι άξονες τέμνονται σε ένα σημείο M υπό μία τυχαία γωνία  $\Sigma$ , που όμως τις περισσότερες φορές είναι  $\Sigma = 90^\circ$ .

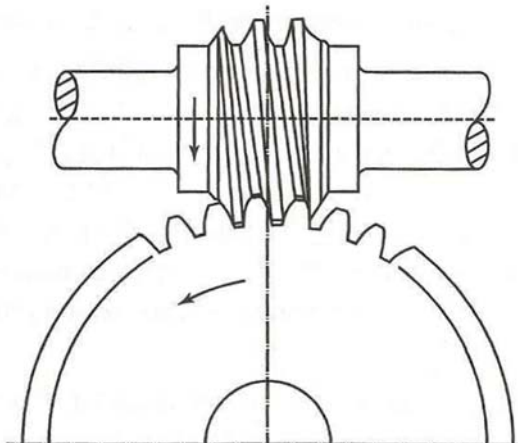
Οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες χρησιμοποιούνται μόνο σε χαμηλούς αριθμούς στροφών π.χ. σε μειωτήρες για χειροκίνητα ανυψωτικά μηχανήματα ή σε μειωτήρες γενικής χρήσης μικρής ισχύος. Ταχύτητες κανονικά μέχρι 6 m/sec, με λειασμένους οδόντες μέχρι 20 m/sec. Ενώ οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί 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 γριναζοκόπτη, μέχρι 50 m/sec για οδόντες λειασμένους.

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.

- **Ατέρμονας οδοντωτός τροχός**

Το σύστημα ατέρμονα κοχλία – τροχού χρησιμοποιείται για την μετάδοση κίνησης σε διασταυρούμενους άξονες (Σχήμα 2.3) με γωνία συνήθως  $90^\circ$ .

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 2.3:** Σύστημα ατέρμονα κοχλία-τροχού. [3]

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.

## **2.2 ΙΜΑΝΤΕΣ**

### **2.2.1 Γενικά**

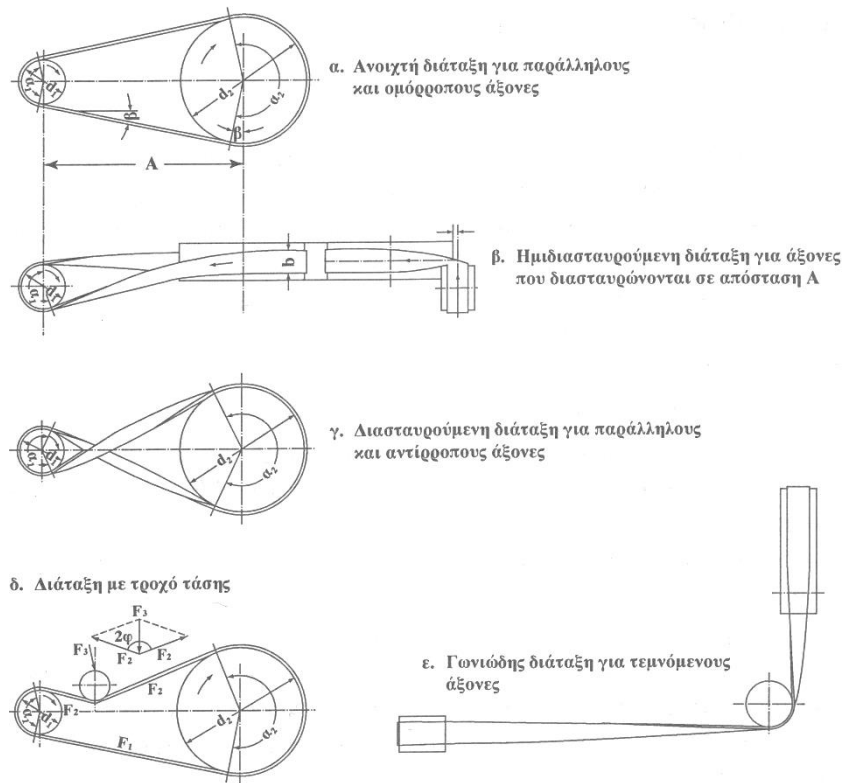
Οι μεταδόσεις κίνησης με ιμάντες εξυπηρετούν τη μεταφορά ισχύος από έναν άξονα σε άλλο. Χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο όταν υπάρχουν μεγάλες αποστάσεις αξόνων ή απαιτείται μία «μαλακή» μετάδοση κίνησης. Ο ιμάντας περιβάλλει τις τροχαλίες που βρίσκονται πάνω στον κινητήρα και στον κινούμενο άξονα. Η ικανότητα μεταφοράς ισχύος εξαρτάται ουσιαστικά από τη συμπεριφορά της τριβής ανάμεσα στον ιμάντα και την επιφάνεια της τροχαλίας.

Υπάρχουν 2 βασικά είδη ιμάντων, οι επίπεδοι και οι τραπεζοειδείς. Η περιοχή που χρησιμοποιούνται οι διάφοροι τύποι ιμάντων δεν μπορεί να οριοθετηθεί απόλυτα. Ένας γενικός κανόνας είναι ότι οι επίπεδοι ιμάντες χρησιμοποιούνται εκεί όπου έχουμε μεγάλες αποστάσεις αξόνων και σχετικά μικρές σχέσεις μετάδοσης. Αντίθετα οι τραπεζοειδείς ιμάντες χρησιμοποιούνται σε μεγάλες σχέσεις μετάδοσης και μικρές αποστάσεις αξόνων.

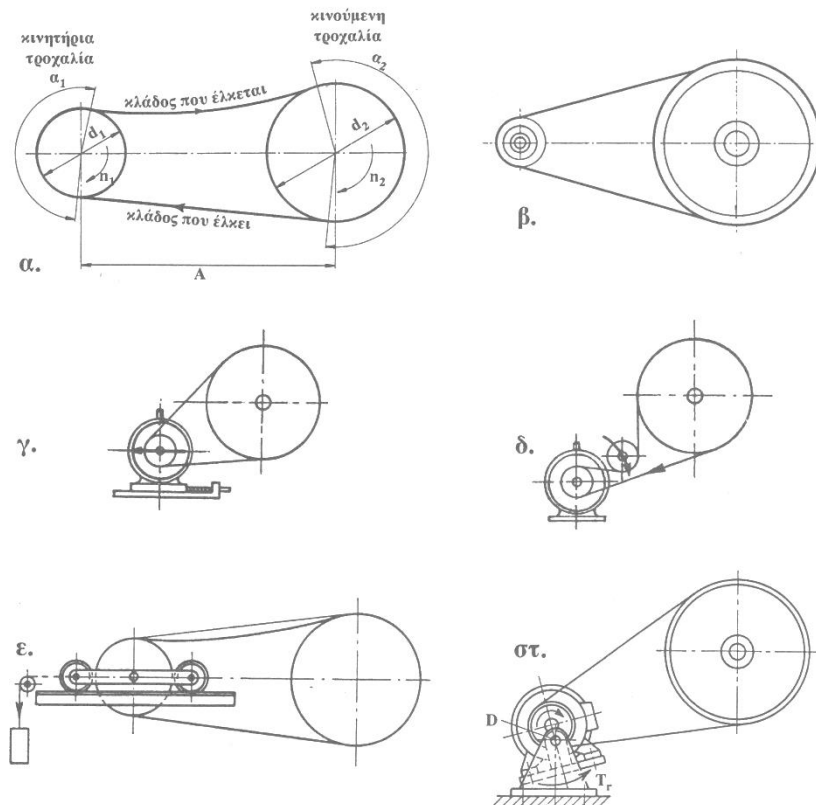
Οι τραπεζοειδείς και οι κοινοί επίπεδοι ιμάντες εργάζονται σε μία περιοχή περιφερειακών ταχυτήτων περίπου 4...25m/sec. Οι ειδικοί επίπεδοι ιμάντες (σύνθετοι, νάιλον) καθώς και οι μικροτραπεζοειδείς έχουν την ικανότητα να εργάζονται σε μεγαλύτερες περιφερειακές ταχύτητες, χωρίς βέβαια να αποκλείεται η χρήση τους και σε μικρότερες ταχύτητες.

### **2.2.2 Είδη μετάδοσης της κίνησης**

- Ανάλογα με την διατομή του ιμάντα, διακρίνουμε μεταδόσεις με επίπεδο, τραπεζοειδή, οδοντωτό και κυλινδρικό ιμάντα.
- Ανάλογα με τον τρόπο οδήγησης και σύμπλεξης του ιμάντα, διακρίνουμε διατάξεις ανοιχτές, διασταυρούμενες, ημιδιασταυρούμενες και γωνιώδεις (Σχήμα 2.4), διατάξεις με δυνατότητα σύμπλεξης και καθώς και διατάξεις για τη μεταβολή της σχέσης μετάδοσης.
- Ανάλογα με τον τρόπο επιβολής της τάσης στον ιμάντα (Σχήμα 2.5) διακρίνουμε διατάξεις α. με τάση που προέρχεται από το ίδιο βάρος του ιμάντα, β. με τάση που επιβάλλεται κατά την τοποθέτηση του ιμάντα, γ. με μετακίνηση του κινητήρα πάνω σε ολισθητήρες, δ. με τροχό τάσης, ε. με φορείο τάσης, στ. με τον κινητήρα πάνω σε αιωρούμενη βάση.
- Ανάλογα με το είδος του υλικού και την κατασκευή του ιμάντα, διακρίνουμε δερμάτινους ιμάντες με μία, δύο ή τρεις στρώσεις από δέρμα, υφαντούς ιμάντες, ελαστικούς ιμάντες και συνθετικούς ιμάντες από πολλαπλές στρώσεις υλικών.
- Ανάλογα με την ένωση των άκρων, διακρίνουμε ιμάντες με συνδετήρα, με συγκόλληση, με ραφή και ατέρμονες ιμάντες. Πιο ήσυχα από όλους εργάζονται οι ατέρμονες.



**Σχήμα 2.4:** Διατάξεις μετάδοσης κίνησης με ιμάντες. [3]



**Σχήμα 2.5:** Είδη ιμαντοκινήσεων ανάλογα με τον τρόπο επιβολής τάσης στον ιμάντα. [3]

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

### 2.2.3 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα

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

#### Πλεονεκτήματα

- Σχεδόν αθόρυβη λειτουργία στους τραπεζοειδείς, αλλά και στους επίπεδους, όταν μπορεί να αποφευχθεί ο θόρυβος στα σημεία σύνδεσης.
- Καλύτερη παραλαβή και απόσβεση κρούσεων.
- Απλή διάταξη χωρίς κιβώτιο οδοντώσεων και λίπανση, πρακτικά χωρίς συντήρηση.
- Χρησιμοποιούνται κατά πολλαπλό τρόπο π.χ. για άξονες ομόροτους, αντίροτους, διασταυρούμενους (Σχήμα 2.4) ή για κίνηση περισσοτέρων αξόνων σε έναν ιμάντα.
- Κάλυψη μεγάλων αποστάσεων αξόνων χωρίς δέσμευση για μια ορισμένη απόσταση.
- Είναι φθηνότερο σύστημα ιδιαίτερα για μεγαλύτερη απόσταση αξόνων και απλή διάταξη τροχαλιών.
- Εύκολη αποσύμπλεξη. Στους επίπεδους ιμάντες με μετάθεση του ιμάντα σε μία ελεύθερη τροχαλία, ή με αφαίρεση της πρότασης π.χ. με ανύψωση του τροχού τάσης ή μεταβολή της απόστασης των αξόνων.
- Απλή μεταβολή της σχέσης μετάδοσης. Στους επίπεδους ιμάντες με μετατόπιση του ιμάντα πάνω σε βαθμωτές ή κωνικές τροχαλίες. Στους τραπεζοειδείς ιμάντες με μεταβολή των διαμέτρων των τροχαλιών.

#### Μειονεκτήματα

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

#### Περίπου ισάξια θεωρούνται

- Η περιοχή μετάδοσης ( $i=1$  έως 8, σε εξαιρετικές περιπτώσεις μέχρι 20).

- Ο ολικός βαθμός απόδοσης που περιλαμβάνει και τις απώλειες των εδράνων: περίπου 95 έως 98%.

#### 2.2.4 Επίπεδοι ιμάντες

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

- **Δερμάτινοι ιμάντες**

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

Διακρίνουμε:

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

- **Υφαντοί ιμάντες**

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

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

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

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

Όταν σαν συνθετικό υλικό χρησιμοποιηθεί το καουτσούκ, τότε λαμβάνουμε τους ελαστικούς ιμάντες. Αν βουλκανιζαριστεί στην επιφάνεια ένα λεπτό στρώμα



συνθετικού καουτσούκ (Buna ή Perbunan) γίνονται ανθεκτικοί σε επιδράσεις λαδιού, βενζίνης, υγρασίας και σκόνης. Μπορούν να εργάζονται σε θερμοκρασίες μέχρι 80°C.

- **Ιμάντες από συνθετικά υλικά**

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

- **Σύνθετοι ιμάντες ή ιμάντες πολλαπλών στρώσεων**

Είναι ένας συνδυασμός συνθετικού υλικού και δέρματος. Αποτελούνται κατά κανόνα από 2 έως 3 στρώσεις και συγκεκριμένα μία στρώση (L) από δέρμα που παρέχει μεγάλο συντελεστή τριβής, μία στρώση από συνθετικό υλικό π.χ. νάιλον, πολυαμίδη (P) ή πολυεστέρα (E) που παρέχει υψηλή αντοχή σε εφελκυσμό και μικρή επιμήκυνση. Επιπλέον μπορεί να υπάρχει μία Τρίτη προστατευτική στρώση από δέρμα (φια αμφίπλευρη καταπόνηση σε συστήματα πολλαπλών τροχαλιών) ή από ελαστικοποιημένο υφαντό (T) για μονόπλευρη καταπόνηση. Αν η καταπόνηση σε τριβή είναι μικρή τότε μπορεί να υπάρχει και από τις δύο πλευρές στρώση από ελαστικοποιημένο υφαντό.

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

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

## 2.2.5 Τραπεζοειδείς ιμάντες

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

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

Οι κανονικοί τραπεζοειδείς ιμάντες κατασκευάζονται σε τυποποιημένες διαστάσεις με μια γωνία πλευρών  $\alpha = 32^\circ \dots 38^\circ$  ( $\alpha \approx 36^\circ$ ) σε 12 μεγέθη κατά DIN2215 με εσωτερικά μήκη από 100...18000 mm.

Οι τραπεζοειδείς ιμάντες του μέτρου χρησιμοποιούνται σε μικρές γενικά ταχύτητες λόγω της σχετικής τους ακαμψίας. Κατασκευάζονται από εμποτισμένο σε καουτσούκ ύφασμα που τυλίγεται και βουλκανιζάρεται σε φόρμες μεγάλου μήκους. Δεν είναι εύκαμπτοι, διότι ολόκληρη η διατομή είναι πλήρης από το υφασμάτινο

πλέγμα. Για τη σύνδεση τους υπάρχουν μικροί ειδικοί συνδετήρες. Η χρήση των τραπεζοειδών ιμάντων του μέτρου είναι περιορισμένη.

Οι μικροτραπεζοειδείς ιμάντες έχουν πολύ μικρότερη διατομή (1/3 περίπου) από τους κανονικούς. Η μεγαλύτερη ικανότητα μεταφοράς ισχύος που έχουν, οφείλεται στο ότι τα ενισχυτικά νήματα, που εδώ είναι μόνο μια σειρά, βρίσκονται στην ουδέτερη ζώνη του ιμάντα. Έτσι δεν καταπονούνται επιπρόσθετα σε εφελκυσμό λόγω κάμψης και όταν ακόμα εργάζονται πάνω σε τροχαλίες με μικρή διάμετρο.

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

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

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

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

### ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΤΟΥ ΤΟΡΝΟΥ

#### 3.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΡΝΟΥ

Ο τόννος που μελετάται και σχεδιάζεται σε αυτή την εργασία φαίνεται στο Σχήμα 3.1. Η κίνηση του τόννου γίνεται από ηλεκτροκινητήρα 2 ταχυτήτων 750/1500 RPM. Ο μηχανισμός μετάδοσης της κίνησης αποτελείται από τρία ζεύγη οδοντωτών τροχών και μια ιμαντοκίνηση με τραπεζοειδείς ιμάντες. Όπως δείχνει και το σχήμα ο άξονας 1 κινείται από τον κινητήρα, φέρει τον οδοντωτό τροχό 1 και στηρίζεται στις θέσεις  $K_1$  και  $K_3$ . Ο άξονας 2 είναι ολισθαίνων και εκτός από τον τροχό 2 φέρει τους οδοντωτούς τροχούς 3 και 5. Ο άξονας 3 έχει στηρίξεις στις θέσεις A και Δ. Ο τροχός 1 του άξονα 1 συμπλέκεται με τον τροχό 2 του άξονα 2. Ο άξονας 3 φέρει τους τροχούς 4 και 6 και στο ένα άκρο του τη μικρή τροχαλία της ιμαντοκίνησης (τροχαλία 1). Ο άξονας 3 έχει στηρίξεις στις θέσεις Z και Θ. Ο τροχός 3 συμπλέκεται με τον τροχό 4 και ο τροχός 5 με τον τροχό 6 αντίστοιχα. Η σύνδεση των τροχαλιών 1 και 2 γίνεται μέσω μικροτραπεζοειδών ιμάντων. Ο άξονας 4 στηρίζεται στις θέσεις Λ και Μ και στο ένα άκρο εφαρμόζεται η μεγάλη τροχαλία της ιμαντοκίνησης (τροχαλία 2) ενώ στο άλλο το τσοκ.

Ο κινητήρας του τόννου είναι δύο ταχυτήτων 750/1500 RPM και το τσοκ μπορεί να περιστρέφεται με τις εξής ταχύτητες: 25/50/100/200 RPM. Για την επίτευξη της αλλαγής ταχύτητας ο άξονας 2 ο οποίος στηρίζεται σε βελονοειδή έδρανα ολισθαίνει και προκύπτουν δύο περιπτώσεις σύμπλεξης οδοντωτών τροχών. Στην μια περίπτωση προκύπτει σύμπλεξη των τροχών 3 και 4 πετυχαίνοντας ταχύτητες 25/50 RPM ενώ στην δεύτερη περίπτωση προκύπτει σύμπλεξη των τροχών 5 και 6 πετυχαίνοντας ταχύτητες 100/200 RPM. Όλοι οι οδοντωτοί τροχοί έχουν ευθείς οδόντες και τοποθετούνται στους άξονες με σφήνες. Το υλικό των αξόνων είναι χάλυβας St60 και των σφηνών C45, οι τροχαλίες έχουν κατασκευαστεί από χυτοσίδηρο, ενώ τα γρανάζια από σκληρυμένο χάλυβα σε βάθος (βελτιωμένος και βαμμένος).

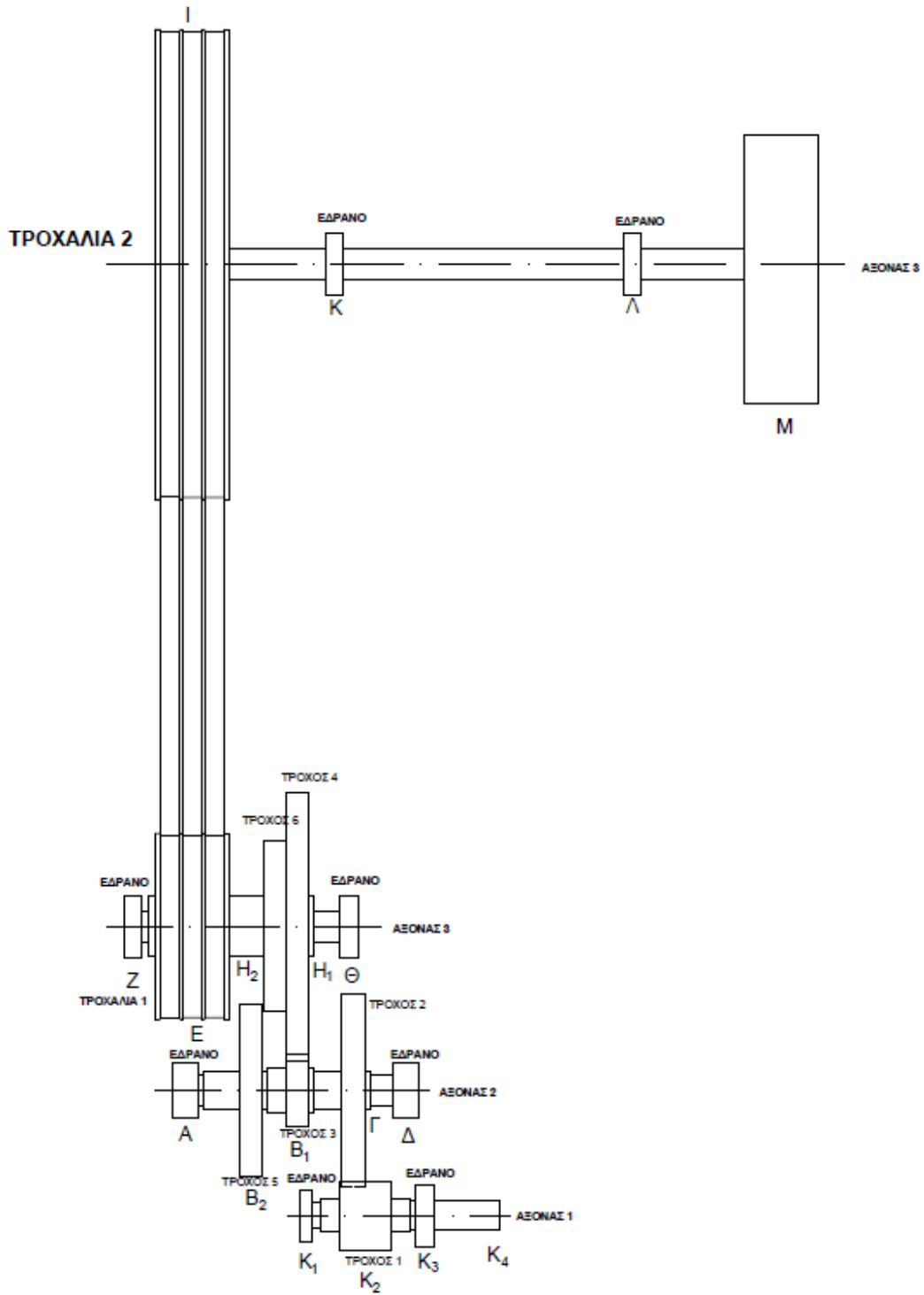
Οι σχέσεις μετάδοσης των συμπλεκόμενων οδοντωτών τροχών και της ιμαντοκίνησης παρουσιάζονται παρακάτω:

Σύμπλεξη τροχών 1 και 2: πινιόν ο τροχός 1,  $i_1 = 3$

Σύμπλεξη τροχών 3 και 4: πινιόν ο τροχός 3,  $i_2 = 4$

Σύμπλεξη τροχών 5 και 6: πινιόν ο τροχός 5,  $i_3 = 1$

Ιμαντοκίνηση: Κινητήρια η τροχαλία 1 και  $i_4 = 2,5$



Σχήμα 3.1: Σχηματική παράσταση τόννου. (ΚΛΙΜ. 1:5)

### 3.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΡΟΦΩΝ ΤΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΚΑΙ ΤΩΝ ΑΞΟΝΩΝ ΤΟΥ ΤΟΡΝΟΥ

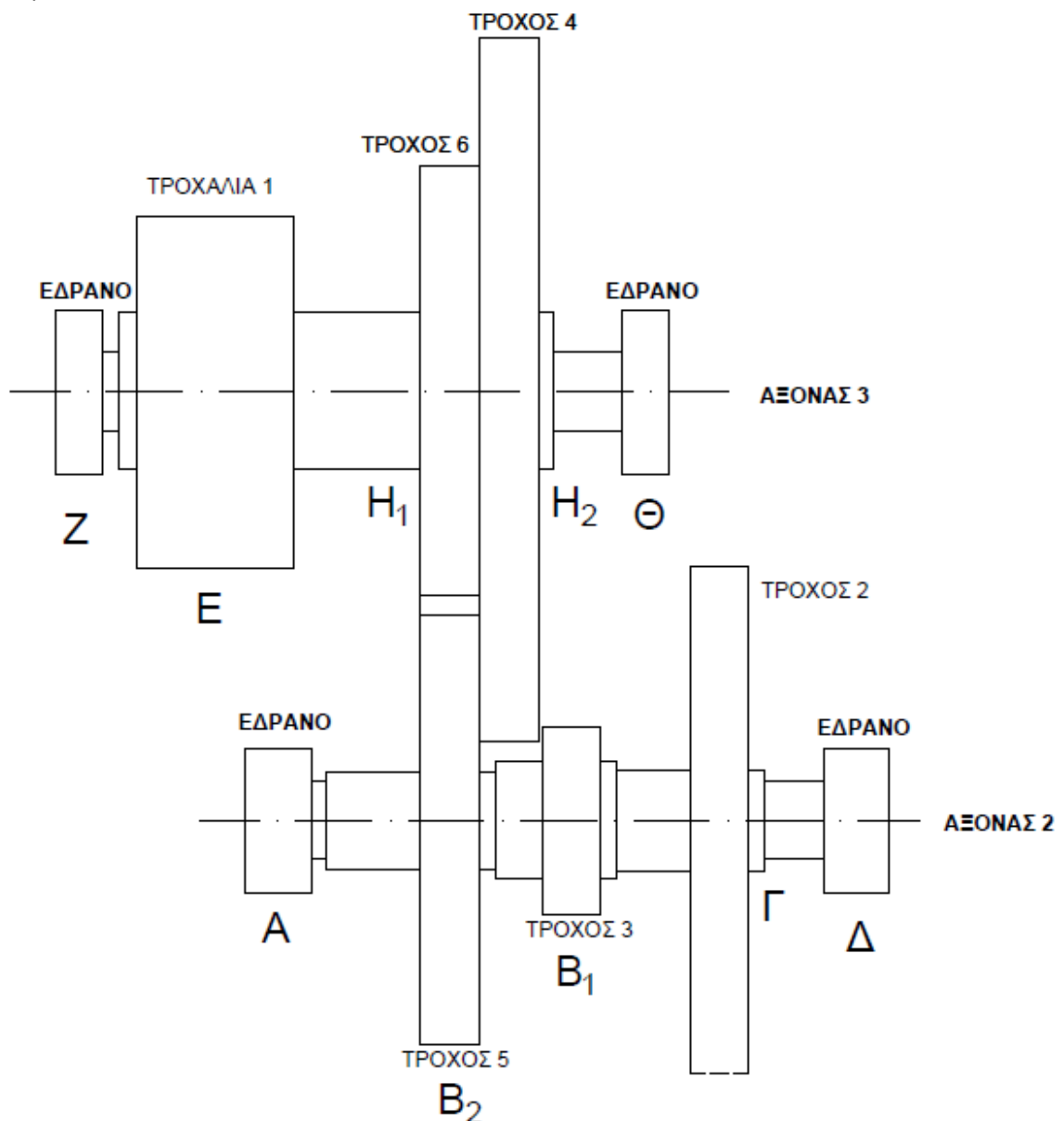
#### 3.2.1 Για ταχύτητα κινητήρα $n_{κιν} = 750 \text{ RPM}$

Όταν ο άξονας του κινητήρα περιστρέφεται με ταχύτητα  $n_{κιν} = 750 \text{ RPM}$ , τότε σύμφωνα με το Σχήμα 3.1 έχουμε:

$$n_1 = n_{κιν} = 750 \text{ RPM}$$

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_1} \quad n_2 = \frac{750 \text{ RPM}}{3} \Rightarrow n_2 = 250 \text{ RPM} \quad (3.1)$$

- Σύμπλεξη των οδοντωτών τροχών 3-4 με σχέση μετάδοσης  $i_2 = 4$  (Σχήμα 3.2).



Σχήμα 3.2: Σύμπλεξη τροχών 3 και 4. (ΚΛΙΜ. 1:2)

$$n_{\alpha\xi\omicron\alpha 1} = n_3 = n_2 = 250 \text{ RPM}$$

$$i_2 = \frac{n_3}{n_4} \Rightarrow n_4 = \frac{n_3}{i_2} \quad (3.2)$$

$$n_4 = \frac{250 \text{ RPM}}{4} \Rightarrow n_4 = 62,5 \text{ RPM}$$

$$n_{\alpha\xi\omicron\alpha 2} = n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 1} = n_4 = 62,5 \text{ RPM}$$

$$i_4 = \frac{n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 1}}{n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 2}} \Rightarrow n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 2} = \frac{n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 1}}{i_4} \quad (3.3)$$

$$n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 2} = \frac{62,5 \text{ RPM}}{2,5} \Rightarrow n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 2} = 25 \text{ RPM}$$

$$n_{\acute{\alpha}\xi\omicron\alpha 3} = n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 2} = n_{\tau\sigma\omicron\kappa} = 25 \text{ RPM}$$

- Σύμπλεξη των οδοντωτών τροχών 5-6 με σχέση μετάδοσης  $i_2 = 1$  (Σχήμα 3.3)

$$n_{\alpha\xi\omicron\alpha 1} = n_5 = n_2 = 250 \text{ RPM}$$

$$i_2 = \frac{n_5}{n_6} \Rightarrow n_6 = \frac{n_5}{i_2} \quad (3.4)$$

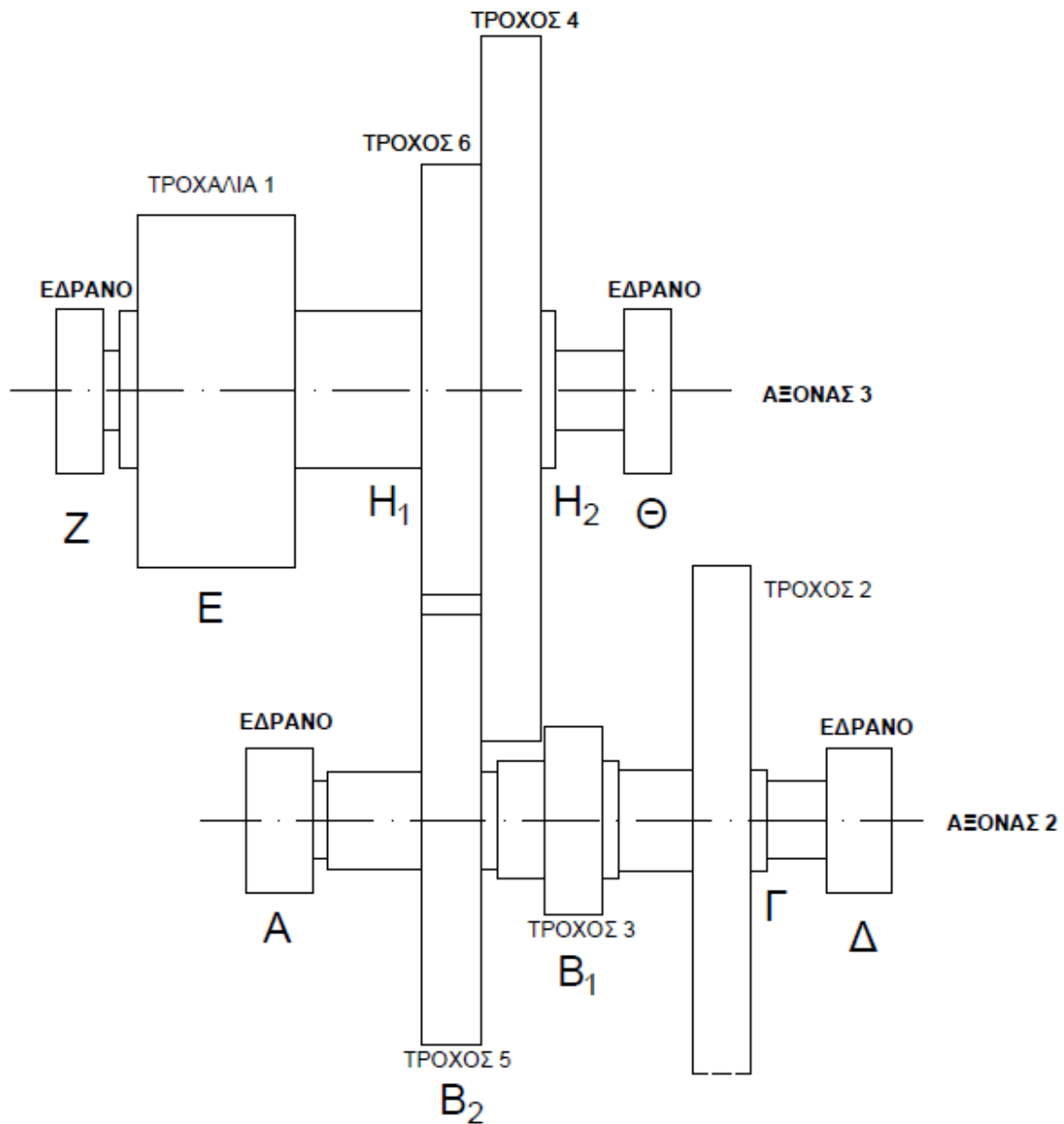
$$n_6 = \frac{250 \text{ RPM}}{1} \Rightarrow n_6 = 250 \text{ RPM}$$

$$n_{\alpha\xi\omicron\alpha 2} = n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 1} = n_6 = 250 \text{ RPM}$$

$$i_4 = \frac{n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 1}}{n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 2}} \Rightarrow n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 2} = \frac{n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 1}}{i_4} \quad (3.5)$$

$$n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 2} = \frac{250 \text{ RPM}}{2,5} \Rightarrow n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 2} = 100 \text{ RPM}$$

$$n_{\tau\sigma\omicron\kappa} = n_{\acute{\alpha}\xi\omicron\alpha 3} = n_{\tau\rho\omicron\chi\alpha\lambda\iota 2} = 100 \text{ RPM}$$



Σχήμα 3.3: Σύμπλεξη τροχών 5 και 6. (ΚΛΙΜ. 1:2)

### 3.2.2 Για ταχύτητα κινητήρα $n_{κιν} = 1500 \text{ RPM}$

Όταν ο άξονας του κινητήρα περιστρέφεται με ταχύτητα  $n_{κιν} = 1500 \text{ RPM}$ , τότε σύμφωνα με το Σχήμα 3.1 έχουμε:

$$n_1 = n_{κιν} = 1500 \text{ RPM}$$

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_1} \quad (3.6)$$

$$n_2 = \frac{1500 \text{ RPM}}{3} \Rightarrow n_2 = 500 \text{ RPM}$$

- Σύμπλεξη των οδοντωτών τροχών 3-4 (Σχήμα 3.2)

$$n_{\alphaξονα 1} = n_3 = n_2 = 500 \text{ RPM}$$

$$i_2 = \frac{n_3}{n_4} \Rightarrow n_4 = \frac{n_3}{i_2} \quad (3.7)$$

$$n_4 = \frac{500 \text{ RPM}}{4} \Rightarrow n_4 = 125 \text{ RPM}$$

$$n_{\alphaξονα 2} = n_{\tauροχαλία 1} = n_4 = 125 \text{ RPM}$$

$$i_4 = \frac{n_{\tauροχαλία 1}}{n_{\tauροχαλία 2}} \Rightarrow n_{\tauροχαλία 2} = \frac{n_{\tauροχαλία 1}}{i_4} \quad (3.8)$$

$$n_{\tauροχαλία 2} = \frac{125 \text{ RPM}}{2,5} \Rightarrow n_{\tauροχαλία 2} = 50 \text{ RPM}$$

$$n_{\alphaξονα 3} = n_{\tauροχαλία 2} = n_{\tauσοκ} = 50 \text{ RPM}$$

- Σύμπλεξη των οδοντωτών τροχών 5-6 (Σχήμα 3.3)

$$n_{\alphaξονα 1} = n_5 = n_2 = 500 \text{ RPM}$$

$$i_2 = \frac{n_5}{n_6} \Rightarrow n_6 = \frac{n_5}{i_2} \quad (3.9)$$

$$n_6 = \frac{500 \text{ RPM}}{1} \Rightarrow n_6 = 500 \text{ RPM}$$

$$n_{\alphaξονα 2} = n_{\tauροχαλία 1} = n_6 = 500 \text{ RPM}$$

$$i_4 = \frac{n_{\tauροχαλία 1}}{n_{\tauροχαλία 2}} \Rightarrow n_{\tauροχαλία 2} = \frac{n_{\tauροχαλία 1}}{i_4} \quad (3.10)$$

$$n_{\tauροχαλία 2} = \frac{500 \text{ RPM}}{2,5} \Rightarrow n_{\tauροχαλία 2} = 200 \text{ RPM}$$

$$n_{\alphaξονα 3} = n_{\tauροχαλία 2} = n_{\tauσοκ} = 200 \text{ RPM}$$



### 3.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ ΣΤΟ ΤΣΟΚ

Στον υπολογισμό της μέγιστης ισχύος στο τσοκ λαμβάνουμε υπόψη μας την μέγιστη ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στο τσοκ ίση με 600 Nm. Αυτό συμβαίνει όταν το τσοκ περιστρέφεται στο μικρότερο δυνατό αριθμό στροφών, δηλαδή στις 25 RPM. Σύμφωνα με την σχέση (3.11) υπολογίζουμε την ισχύ στο τσοκ σε kW.

$$N_{\tau\sigma\kappa} = \frac{M_{t(max)} \cdot n_{\tau\sigma\kappa(min)}}{9550} \quad (3.11)$$

$$N_{\tau\sigma\kappa} = \frac{600 \text{ Nm} \cdot 25 \text{ RPM}}{9550} \Rightarrow N_{\tau\sigma\kappa} = 1,57 \text{ kW}$$

### 3.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Υπολογίζουμε την απαιτούμενη ισχύ στον κινητήρα λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες ισχύος στα έδρανα ( $\varepsilon_L = 1\%$  για κάθε έδρανο), στους οδοντωτούς τροχούς ( $\varepsilon_t = 2\%$ ) και στην ιμαντοκίνηση ( $\varepsilon_b = 3\%$ ).

Ισχύς κινητήρα:  $N_{κιν}$

Ισχύς Ο.Τ.1:

$$N_1 = N_{κιν} - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_{κιν} = (1 - 2 \cdot \varepsilon_L) \cdot N_{κιν} \quad (3.12)$$

$$N_1 = (1 - 2 \cdot 0,01) \cdot N_{κιν}$$

$$N_1 = 0,98 \cdot N \quad (i)$$

Ισχύς Ο.Τ.2:

$$N_2 = N_1 - \varepsilon_t \cdot N_1 = (1 - \varepsilon_t) \cdot N_1 \quad (3.13)$$

$$N_2 = (1 - 0,02) \cdot N_1$$

$$N_2 = 0,98 \cdot N_1 \quad (ii)$$

Ισχύς Ο.Τ.3:

$$N_3 = N_2 - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_2 = (1 - 2 \cdot \varepsilon_L) \cdot N_2 \quad (3.14)$$

$$N_3 = (1 - 2 \cdot 0,01) \cdot N_2$$

$$N_3 = 0,98 \cdot N_2 \quad (iii)$$

Ισχύς Ο.Τ.4:

$$N_4 = N_3 - \varepsilon_t \cdot N_3 = (1 - \varepsilon_t) \cdot N_3 \quad (3.15)$$

$$N_4 = (1 - 0,02) \cdot N_3$$

$$N_4 = 0,98 \cdot N_3 \quad (iv)$$

Ισχύς τροχαλίας 1:

$$N_{\text{τροχαλία 1}} = N_4 - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_4 = (1 - 2 \cdot \varepsilon_L) \cdot N_4 \quad (3.16)$$

$$N_{\text{τροχαλία 1}} = (1 - 2 \cdot 0,01) \cdot N_4$$

$$N_{\text{τροχ.1}} = \mathbf{0,98} \cdot N_4 \quad (v)$$

Ισχύς τροχαλίας 2:

$$N_{\text{τροχαλία 2}} = N_{\text{τροχαλία 1}} - \varepsilon_b \cdot N_{\text{τροχαλία 1}} = (1 - \varepsilon_b) \cdot N_{\text{τροχαλία 1}} \quad (3.17)$$

$$N_{\text{τροχαλία 2}} = (1 - 0,03) \cdot N_{\text{τροχαλία 1}}$$

$$N_{\text{τροχαλία 2}} = \mathbf{0,97} \cdot N_{\text{τροχαλία 1}} \quad (vi)$$

Ισχύς τσοκ:

$$N_{\text{τσοκ}} = N_{\text{τροχαλία 2}} - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_{\text{τροχαλία 2}} = (1 - 2 \cdot \varepsilon_L) \cdot N_{\text{τροχαλία 2}} \quad (3.18)$$

$$N_{\text{τσοκ}} = (1 - 2 \cdot 0,01) \cdot N_{\text{τροχαλία 2}}$$

$$N_{\text{τσοκ}} = \mathbf{0,98} \cdot N_{\text{τροχαλία 2}} \quad (vii)$$

Όμως υπολογίσαμε ότι  $N_{\text{τσοκ}} = 1,57 \text{ kW}$ , συνεπώς προκύπτουν τα εξής:

$$(vii) \Rightarrow N_{\text{τροχαλία 2}} = \frac{N_{\text{τσοκ}}}{0,98} = \frac{1,57 \text{ kW}}{0,98} \Rightarrow N_{\text{τροχαλία 2}} = 1,6 \text{ kW}$$

$$(vi) \Rightarrow N_{\text{τροχαλία 1}} = \frac{N_{\text{τροχαλία 2}}}{0,97} = \frac{1,6 \text{ kW}}{0,97} \Rightarrow N_{\text{τροχαλία 1}} = 1,65 \text{ kW}$$

$$(v) \Rightarrow N_4 = \frac{N_{\text{τροχαλία 1}}}{0,98} = \frac{1,65 \text{ kW}}{0,98} \Rightarrow N_4 = N_6 = 1,68 \text{ kW}$$

$$(iv) \Rightarrow N_3 = \frac{N_4}{0,98} = \frac{1,68 \text{ kW}}{0,98} \Rightarrow N_3 = N_5 = 1,71 \text{ kW}$$

$$(iii) \Rightarrow N_2 = \frac{N_3}{0,98} = \frac{1,71 \text{ kW}}{0,98} \Rightarrow N_2 = 1,75 \text{ kW}$$

$$(ii) \Rightarrow N_1 = \frac{N_2}{0,98} = \frac{1,75 \text{ kW}}{0,98} \Rightarrow N_1 = 1,79 \text{ kW}$$

$$(i) \Rightarrow N_{\text{κιν.}} = \frac{N_1}{0,98} = \frac{1,79 \text{ kW}}{0,98} \Rightarrow N_{\text{κιν.}} = 1,83 \text{ kW}$$

Μετατρέπουμε την ισχύ σε HP και έχουμε:

$$N_{κιν.} = 1,83 \cdot 1,34 = 2,45 \text{ HP} \approx 2,5 \text{ HP}$$

Προσαύξηση ασφαλείας 20% :

$$N_{κιν.} = 1,2 \cdot 2,5 \text{ HP} = 3 \text{ HP}$$

### 3.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΓΙΑ ΤΟΝ ΤΡΟΧΟ ΠΙΝΙΟΝ (ΟΔΟΝΤΩΤΟΣ ΤΡΟΧΟΣ 1)

- **Ροπή στρέψης άξονα πινιόν**

Η ροπή στρέψης στον άξονα του πινιόν γίνεται μέγιστη όταν ο κινητήρας λειτουργεί με τον μικρότερο αριθμό στροφών και υπολογίζεται με εφαρμογή του τύπου:

$$M_{t1} = 9550 \cdot \frac{N_{κιν.}}{n_{κιν(\min)}} \quad (3.19)$$

Όπου:

$$N_{κιν.} = 3 \text{ HP}$$

$$n_{κιν(\min)} = 750 \text{ RPM}$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$M_{t1} = 9550 \cdot \frac{(3/1,34) \text{ kW}}{750 \text{ RPM}}$$

$$M_{t1} = 28,5 \text{ Nm}$$

- **Διάμετρος άξονα πινιόν**

Ο άξονας του πινιόν καταπονείται σε στρέψη και κάμψη. Επειδή η τιμή της καμπτικής ροπής δεν είναι ακόμη γνωστή, η διάμετρος του άξονα πάνω στον οποίο θα τοποθετηθεί το πινιόν μπορεί να προσδιοριστεί προσεγγιστικά με τη βοήθεια της στρεπτικής ροπής από τον τύπο:

$$d_{sh1} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1}}{\tau_{επ.}}} \quad (3.20)$$

Όπου:

$$M_{t1} = 28,5 \text{ Nm}$$

$$\tau_{επ.} = 32 \text{ N/mm}^2 \text{ για χάλυβα St60}$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

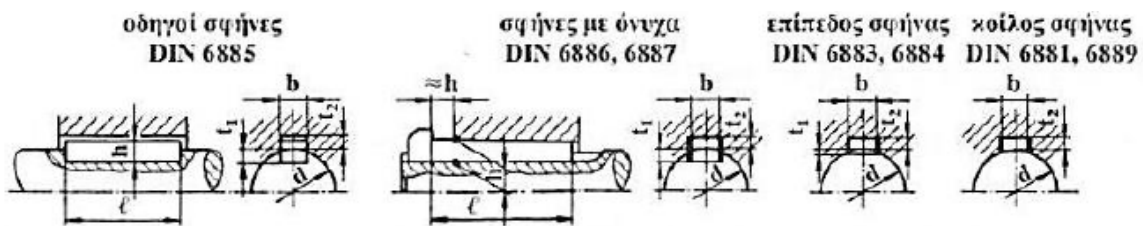
$$d_{sh1} = 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{28,5 \cdot 1000 \text{ Nmm}}{32 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{sh1} = 16,5 \text{ mm}$$

Στο άκρο του άξονα θα τοποθετηθεί σύνδεσμος (κόμπλερ) για να συνδεθεί ο άξονας αυτός με τον άξονα του κινητήρα. Ο σύνδεσμος θα συνδεθεί με σφήνα πάνω στον άξονα. Σύμφωνα με τους κανονισμούς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνόδρομου. Οι σφήνες είναι τυποποιημένοι ανάλογα με τη διάμετρο του άξονα. Για άξονες 17 ... 22 mm όπως δείχνει ο Πίνακας 3.1 τοποθετείται σφήνας 6 × 6 mm με βάθος σφηνόδρομου  $t_1 = 3,5 \text{ mm}$ , οπότε η διάμετρος του άξονα γίνεται:

$$d_{sh1} = 16,5 + 3,5 = 20 \text{ mm}$$

**Πίνακας 3.1:** Διαστάσεις και βάθος σφηνόδρομων για οδηγούς και κωνικούς σφήνες (σε mm). [4]



Διάμετρος ατράκτου d ... έως	Οδηγοί σφήνες και σφήνες με όνυχα				Επίπεδοι και κοίλοι σφήνες			
	Πλάτος × ύψος b × h	Βάθος σφηνόδρο- μου στην άτρακτο t <sub>1</sub>	Βάθος σφηνόδρομου στην πλήμνη για σφήνες κωνικούς   οδηγούς t <sub>2</sub>   t <sub>2</sub>		Επίπεδοι σφήνες πλάτος × ύψος b × h	επιπέδωση ατράκτου t <sub>1</sub>	Κοίλοι σφήνες πλάτος × ύψος b × h	Βάθος σφηνόδρο- μου στην πλήμνη t <sub>2</sub>
10...12	4 × 4 (3)	2,5	1,2	1,8	-	-	-	-
12...17	5 × 5 (3)	3 (1,9)	1,7	2,3 (1,2)	-	-	-	-
17...22	6 × 6 (4)	3,5 (2,5)	2,2	2,8 (1,6)	-	-	-	-
22...30	8 × 7 (5)	4 (3,1)	2,4	3,3 (2)	8 × 5	1,3	8 × 3,5	3,2
30...38	10 × 8 (6)	5 (3,7)	2,4	3,3 (2,4)	10 × 6	1,8	10 × 4	3,7
38...44	12 × 8 (6)	5 (3,9)	2,4	3,3 (2,2)	12 × 6	1,8	12 × 4	3,7
44...50	14 × 9 (6)	5,5 (4)	2,9	3,8 (2,1)	14 × 6	1,4	14 × 4,5	4,0
50...58	16 × 10 (7)	6 (4,7)	3,4	4,3 (2,4)	16 × 7	1,9	16 × 5	4,5
58...65	18 × 11 (7)	7 (4,8)	3,4	4,4 (2,3)	18 × 7	1,9	18 × 5	4,5

- **Διάμετρος του τροχού 1 (πινιόν)**

Εκλέγουμε διάμετρο του άξονα τροχού 1  $d_{sh1} = 20 \text{ mm}$ . Η αρχική διάμετρος  $d_{01}$  για πινιόν τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα υπολογίζεται ως εξής:

$$d_{01} = 2 \cdot d_{sh} \quad (3.21)$$

$$d_{01} = 2 \cdot 20 \text{ mm}$$

$$d_{01} = 40 \text{ mm}$$

- **Αριθμός στροφών του τροχού 1 (πινιόν)**

Ο άξονας του πινιόν είναι συνδεδεμένος απ' ευθείας με τον άξονα του ηλεκτροκινητήρα. Συνεπώς οι στροφές του άξονα του πινιόν θα είναι ίδιες με τις στροφές του κινητήρα, δηλαδή ισχύει:

$$n_1 = n_{κιν.} = 750 \text{ RPM}$$

- **Περιφερειακή ταχύτητα**

Η περιφερειακή ταχύτητα του άξονα του τροχού 1 (πινιόν) δίνεται από την σχέση:

$$v_1 = \frac{d_{01} \cdot \pi \cdot n_1}{60} \quad (3.22)$$

Όπου:

$v_1$ : η περιφερειακή ταχύτητα του τροχού 1 σε m/s

$d_{01} = 40 \times 10^{-3} \text{ m}$ : η αρχική διάμετρος του πινιόν

$n_1 = 750 \text{ RPM}$ : ο αριθμός στροφών του πινιόν

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$v_1 = \frac{40 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 3,14 \cdot 750 \text{ RPM}}{60}$$

$$v_1 = 1,57 \text{ m/s}$$

- **Θεώρηση αριθμού δοντιών τροχού 1 (πινιόν)**

Ο αριθμός δοντιών του κινητήριου τροχού μπορεί να εκλεγεί συναρτήσει της περιφερειακής ταχύτητας  $v$  ως εξής:

- $z_1 = 20 \div 25$  για μεγάλες περιφερειακές ταχύτητες ( $v > 5 \text{ m/s}$ )
- $z_1 = 18 \div 22$  για μέσες περιφερειακές ταχύτητες ( $v = 1 \div 5 \text{ m/s}$ )
- $z_1 = 15 \div 20$  για μικρές περιφερειακές ταχύτητες ( $v < 1 \text{ m/s}$ )

Ο αριθμός δοντιών πρέπει επιπλέον να εκλέγεται έτσι ώστε ο αριθμός οδόντων  $z_2$  του μεγάλου τροχού να είναι ολόκληρος αριθμός και η δεδομένη σχέση μετάδοσης να επιτυγχάνεται κατά το δυνατόν με ακρίβεια (επιτρεπόμενη απόκλιση  $\pm 3\%$ ).

Για  $v_1 = 1,57 \text{ m/s}$  εκλέγουμε  $z_1 = 21$  δόντια

- **Module**

Το module δίνεται από τον τύπο:

$$m = \frac{d_{01}}{z_1} \quad (3.23)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$m = \frac{40 \text{ mm}}{21} = 1,9 \text{ mm}$$

Εκλέγεται από τον Πίνακα 3.2 το αμέσως μεγαλύτερο τυποποιημένο module  $m = 2$  (Σειρά 1).

**Πίνακας 3.2:** Τιμές module σε mm κατά DIN 780. [3]

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

- **Υπολογισμός της νέας διαμέτρου  $d_{01}$**

Με το τυποποιημένο εξωτερικό module γίνεται ο υπολογισμός εκ νέου της διαμέτρου:

$$d_{01} = m \cdot z_1 \quad (3.24)$$

$$d_{01} = 2 \text{ mm} \cdot 21$$

$$d_{01} = 42 \text{ mm}$$

- **Πλάτος τροχού 1 (πινιόν)**

Το πλάτος του τροχού 1 πρέπει να είναι αρκετά μεγάλο διότι πάνω σε αυτό ολισθαίνει ο τροχός 2. Συνεπώς, εκλέγουμε πλάτος οδοντωτού τροχού:

$$b_1 = 34 \text{ mm}$$

### 3.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΓΙΑ ΤΟΝ ΤΡΟΧΟ 2

- **Αριθμός δοντιών τροχού 2**

Η σύμπλεξη των τροχών 1 και 2 έχει σχέση μετάδοσης  $i_1 = 3$ , οπότε:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i_1 \cdot z_1 = 3 \cdot 21 \Rightarrow z_2 = 63$$

- **Διάμετρος τροχού 2 (μεγάλος τροχός)**

Με το τυποποιημένο module γίνεται ο υπολογισμός της διαμέτρου του τροχού 2:

$$d_{02} = m \cdot z_2 \quad (3.25)$$

$$d_{02} = 2 \text{ mm} \cdot 63$$

$$d_{02} = 126 \text{ mm}$$

- **Πλάτος τροχού 2 (μεγάλος τροχός)**

Εκλέγουμε πλάτος του οδοντωτού τροχού 2:

$$b_2 = 15 \text{ mm}$$

### 3.7 ΤΡΟΧΟΙ 1 ΚΑΙ 2

- **Απόσταση αξόνων**

Η απόσταση των αξόνων των τροχών 1 και 2 δίνεται από τον τύπο:

$$\alpha_d = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \quad (3.26)$$

$$\alpha_d = \frac{42 + 126}{2} \Rightarrow \alpha_d = 84 \text{ mm}$$

- **Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών 1 και 2**

Σχέση μετάδοσης είναι ο λόγος του αριθμού των στροφών του κινητήριου τροχού (τροχού 1) προς τον αριθμό των στροφών κινούμενου τροχού (τροχού 2).

$$i_1 = 3$$

- *Module*:  $m = 2$
- Ύψος κεφαλής:  $h_k = m = 2 \text{ mm}$
- Ύψος πόδα:  $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ mm}$
- Ύψος οδόντα:  $h = h_k + h_f = 2 + 2,5 = 4,5 \text{ mm}$

#### Τροχός 1

- Αρχική διάμετρος:  $d_{01} = 42 \text{ mm}$
- Βήμα (απόσταση μεταξύ οδόντων):

$$p_1 = \frac{\pi d_1}{z_1} = \frac{3,14 \cdot 42 \text{ mm}}{21} \Rightarrow p_1 = 6,28 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κεφαλής:  $d_{κ1} = d_{01} + 2 \cdot h_k = 46 \text{ mm}$
- Διάμετρος πόδα:  $d_{f1} = d_{01} - 2 \cdot h_f = 37 \text{ mm}$
- Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στην γραμμή επαφών:  
 $d_{b1} = d_{01} \cdot \cos a = 42 \cdot \cos 20^\circ = 39,5 \text{ mm}$

## Τροχός 2

- Αρχική διάμετρος:  $d_{02} = 126 \text{ mm}$
- Βήμα (απόσταση μεταξύ οδόντων):

$$p_2 = \frac{\pi d_2}{z_2} = \frac{3,14 \cdot 126 \text{ mm}}{63} \Rightarrow p_2 = 6,28 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κεφαλής:  $d_{κ2} = d_{02} + 2 \cdot h_κ = 130 \text{ mm}$
- Διάμετρος πόδα:  $d_{f2} = d_{02} - 2 \cdot h_f = 121 \text{ mm}$
- Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στην γραμμή επαφών:  
 $d_{b2} = d_{02} \cdot \cos a = 126 \cdot \cos 20^\circ = 118,4 \text{ mm}$

### 3.8 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΓΙΑ ΤΟΥΣ ΤΡΟΧΟΥΣ 3 ΚΑΙ 4

#### • Ροπή στρέψης τροχού 3

Η ροπή στρέψης του τροχού 3 υπολογίζεται από την ισχύ και τις στροφές του οδοντωτού τροχού 3, σύμφωνα με τον τύπο:

$$M_{t3} = 9550 \cdot \frac{N_3}{n_3} \quad (3.27)$$

Όπου:

$$N_3 = 1,71 \text{ kW}$$

$$n_3 = 250 \text{ RPM}$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$M_{t3} = 9550 \cdot \frac{1,71 \text{ kW}}{250 \text{ RPM}}$$

$$M_{t3} = 65,3 \text{ Nm}$$

#### • Διάμετρος άξονα τροχού 3

Ο άξονας του οδοντωτού τροχού 3 καταπονείται σε στρέψη και κάμψη. Επειδή η τιμή της καμπτικής ροπής δεν είναι ακόμη γνωστή, η διάμετρος του άξονα πάνω στον οποίο θα τοποθετηθεί ο οδοντωτός τροχός 3 μπορεί να προσδιοριστεί προσεγγιστικά με τη βοήθεια της στρεπτικής ροπής από τον τύπο:

$$d_{sh3} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t3}}{\tau_{επ.}}} \quad (3.28)$$

Όπου:

$$M_{t3} = 65,3 \text{ Nm}$$

$$\tau_{επ.} = 32 \text{ N/mm}^2 \text{ για χάλυβα St60}$$



Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{sh3} = 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{65,3 \cdot 1000 \text{ Nmm}}{32 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{sh3} = 21,8 \text{ mm} \approx 22 \text{ mm}$$

- **Διάμετρος του τροχού 3**

Εκλέγουμε διάμετρο του άξονα τροχού 3 ίση με την διάμετρο  $d_{sh3} = 22 \text{ mm}$ . Η διάμετρος  $d_{03}$  για πινιόν τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα υπολογίζεται ως εξής:

$$d_{03} = 2 \cdot d_{sh3} \quad (3.29)$$

$$d_{03} = 2 \cdot 22 \text{ mm}$$

$$d_{03} = 44 \text{ mm}$$

- **Αριθμός στροφών του τροχού 3 (πινιόν)**

Οι στροφές του τροχού 3 είναι:

$$n_3 = 250 \text{ RPM}$$

- **Module**

Εκλέγουμε τυποποιημένο module  $m = 2$  από τον Πίνακα 3.2.

- **Αριθμός δοντιών τροχού 3**

Ο αριθμός των δοντιών προκύπτει λαμβάνοντας τον τύπο:

$$z_3 = \frac{d_{03}}{m} \quad (3.30)$$

$$z_3 = \frac{44 \text{ mm}}{2} = 22$$

- **Πλάτος τροχού 1 (πινιόν)**

Εκλέγουμε πλάτος οδοντωτού τροχού:

$$b_3 = 15 \text{ mm}$$

- **Αριθμός δοντιών τροχού 4**

Η σύμπλεξη των τροχών 3 και 4 έχει σχέση μετάδοσης  $i_2 = 4$ , οπότε:

$$i_2 = \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_4 = i_2 \cdot z_3 = 4 \cdot 22 \Rightarrow z_4 = 88$$

- **Διάμετρος τροχού 4 (μεγάλος τροχός)**

Με το τυποποιημένο module γίνεται ο υπολογισμός της διαμέτρου του τροχού 4:

$$d_{04} = m \cdot z_4 \quad (3.31)$$

$$d_{04} = 2 \text{ mm} \cdot 88$$

$$d_{04} = 176 \text{ mm}$$

- **Πλάτος τροχού 4 (μεγάλος τροχός)**

Εκλέγουμε πλάτος οδοντωτού τροχού

$$b_4 = 15 \text{ mm}$$

- **Απόσταση αξόνων**

$$\alpha_d = \frac{d_{03} + d_{04}}{2} \quad (3.32)$$

$$\alpha_d = \frac{44 + 176}{2} \Rightarrow \alpha_d = 110 \text{ mm}$$

- **Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών 3 και 4**

Σχέση μετάδοσης είναι ο λόγος του αριθμού των στροφών του κινητήριου τροχού (τροχού 3) προς τον αριθμό των στροφών κινούμενου τροχού (τροχού 4).

$$i_2 = 4$$

- *Module*:  $m = 2$
- Ύψος κεφαλής:  $h_k = m = 2 \text{ mm}$
- Ύψος πόδα:  $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ mm}$
- Ύψος οδόντα:  $h = h_k + h_f = 2 + 2,5 = 4,5 \text{ mm}$

### Τροχός 3

- Αρχική διάμετρος:  $d_{03} = 44 \text{ mm}$
- Βήμα (απόσταση μεταξύ οδόντων):

$$p_3 = \frac{\pi d_3}{z_3} = \frac{3,14 \cdot 44 \text{ mm}}{22} \Rightarrow p_3 = 6,28 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κεφαλής:  $d_{κ3} = d_{03} + 2 \cdot h_κ = 48 \text{ mm}$
- Διάμετρος πόδα:  $d_{f3} = d_{03} - 2 \cdot h_f = 39 \text{ mm}$
- Διάμετρος κύκλου εφαπτόμενου στην γραμμή επαφών:  
 $d_{b3} = d_{03} \cdot \cos a = 44 \cdot \cos 20^\circ = 41,3 \text{ mm}$

### Τροχός 4

- Αρχική διάμετρος:  $d_{04} = 176 \text{ mm}$
- Βήμα (απόσταση μεταξύ οδόντων):

$$p_4 = \frac{\pi d_4}{z_4} = \frac{3,14 \cdot 176 \text{ mm}}{88} \Rightarrow p_4 = 6,28 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κεφαλής:  $d_{κ4} = d_{04} + 2 \cdot h_κ = 180 \text{ mm}$
- Διάμετρος πόδα:  $d_{f4} = d_{04} - 2 \cdot h_f = 171 \text{ mm}$
- Διάμετρος κύκλου εφαπτόμενου στην γραμμή επαφών:  
 $d_{b4} = d_{04} \cdot \cos a = 176 \cdot \cos 20^\circ = 165,3 \text{ mm}$

## 3.9 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΓΙΑ ΤΟΥΣ ΤΡΟΧΟΥΣ 5 ΚΑΙ 6

- Υπολογισμός διαμέτρων των τροχών 5 και 6

Η απόσταση των αξόνων των οδοντωτών τροχών 5 και 6 είναι ίση με την απόσταση των αξόνων των οδοντωτών τροχών 3 και 4:  $\alpha_d = 110 \text{ mm}$ . Για τον υπολογισμό των διαμέτρων των οδοντωτών τροχών 5 και 6 εφαρμόζουμε τη σχέση:

$$\alpha_d = \frac{d_{05} + d_{06}}{2} = 110 \text{ mm} \quad (3.33)$$

Όμως από την σχέση μετάδοσης έχουμε:

$$i_3 = 1 \Rightarrow \frac{d_{05}}{d_{06}} = 1 \Rightarrow d_{05} = d_{06} \quad (3.34)$$

Από τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει:

$$d_{05} = d_{06} = 110 \text{ mm}$$

- **Αριθμός στροφών των τροχών 5 και 6**

Οι στροφές των τροχών 5 και 6 είναι:

$$n_5 = n_6 = 250 \text{ RPM}$$

- **Module**

Το module εκλέγεται τυποποιημένο από τον Πίνακα 3.2 και είναι  $m = 2,5$ .

- **Αριθμός δοντιών τροχών 5 και 6**

Ο αριθμός δοντιών των τροχών 5 και 6 δίνεται από τον τύπο:

$$z_5 = \frac{d_{05}}{m} \quad (3.35)$$

$$z_5 = \frac{110}{2,5}$$

$$z_5 = z_6 = 44$$

- **Πλάτος τροχών 5 και 6**

Εκλέγουμε πλάτος οδοντωτών τροχών

$$b_5 = b_6 = 15 \text{ mm}$$

- **Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών 5 και 6**

Σχέση μετάδοσης είναι ο λόγος του αριθμού των στροφών του κινητήριου τροχού (τροχού 5) προς τον αριθμό των στροφών κινούμενου τροχού (τροχού 6).

$$i_3 = 1$$

- *Module*:  $m = 2,5$
- Ύψος κεφαλής:  $h_k = m = 2,5 \text{ mm}$
- Ύψος πόδα:  $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 2,5 = 3,125 \text{ mm}$
- Ύψος οδόντα:  $h = h_k + h_f = 2,5 + 3,125 = 5,625 \text{ mm}$

### Τροχί 5,6

- Αρχική διάμετρος:  $d_{05} = d_{06} = 110 \text{ mm}$
- Βήμα (απόσταση μεταξύ οδόντων):

$$p_5 = \frac{\pi d_5}{z_5} = \frac{3,14 \cdot 110 \text{ mm}}{44} \Rightarrow p_5 = p_6 = 7,85 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κεφαλής:  $d_{κ5} = d_{κ6} = d_{05} + 2 \cdot h_{κ} = 115 \text{ mm}$
- Διάμετρος πόδα:  $d_{f5} = d_{f6} = d_{05} - 2 \cdot h_f = 103,75 \text{ mm}$
- Διάμετρος κύκλου εφραπτόμενου στην γραμμή επαφών:  
 $d_{b5} = d_{b6} = d_{05} \cdot \cos a = 110 \cdot \cos 20^\circ = 103,4 \text{ mm}$

### 3.10 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΡΟΧΑΛΙΩΝ 1 ΚΑΙ 2 ΚΑΙ ΙΜΑΝΤΑ

#### • Υπολογισμός της ισχύος σχεδιασμού

Υπολογίζουμε την ισχύ σχεδιασμού η οποία είναι ίση με την προς μεταφορά ισχύ (ισχύ της τροχαλίας 1) η οποία είναι ίση με  $N_{\text{τροχαλία 1}} = 1,65 \text{ kW}$  αυξημένη κατά τον συντελεστή φόρτισης C. Η τιμή του συντελεστή φόρτισης C προκύπτει από τον Πίνακα 3.3. Για εργαλειομηχανές (τόρνους) με αριθμό στροφών μικρότερο των 600 RPM και 10 έως 16 ώρες ημερήσια λειτουργία  $C = 1,2$ . Συνεπώς, η ισχύς σχεδιασμού είναι:

$$N_d = C \cdot N_{\text{τροχαλία 1}} \quad (3.36)$$

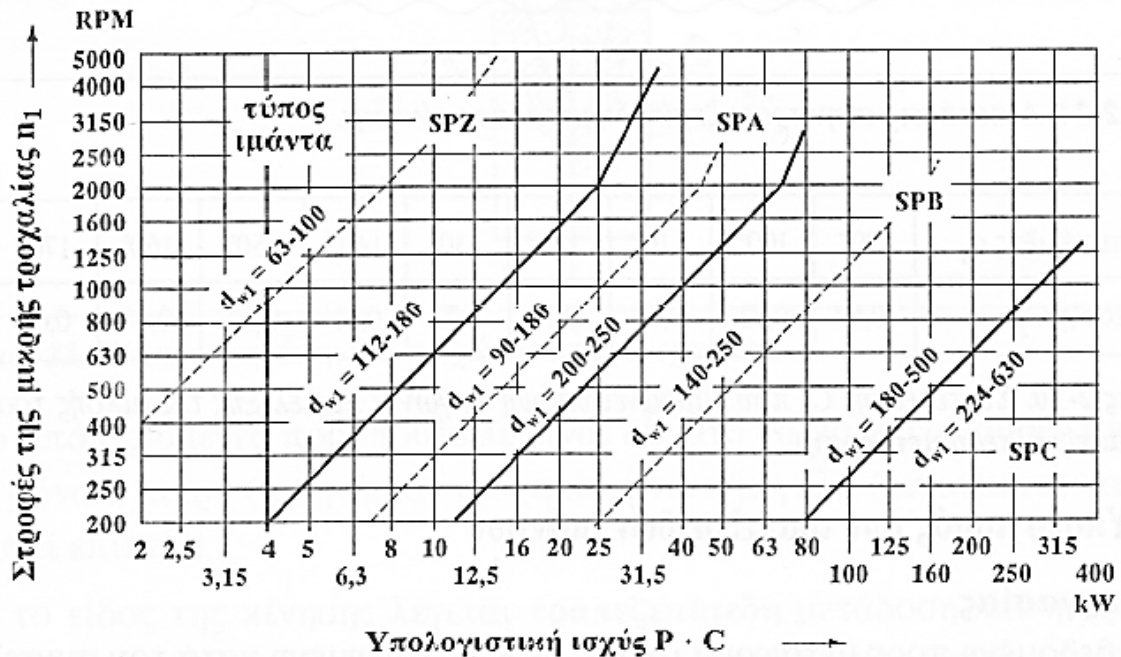
$$N_d = 1,2 \cdot 1,65 \text{ kW} = 1,98 \text{ kW}$$

**Πίνακας 3.3:** Συντελεστής φόρτισης C για ιμαντοκινήσεις κατά DIN 2218. [3]

Εργομηχανές	Κινητήριες μηχανές					
	Ομάδα Α			Ομάδα Β		
	Συντελεστής φόρτισης C για ημερήσια λειτουργία σε h					
	έως 10	10... 16	άνω των 16	έως 10	10... 16	άνω των 16
<b>Ελαφρές κινήσεις</b> Κεντροφόρες αντλίες και συμπιεστές, μεταφορικές ταινίες για ελαφρά υλικά, ανεμοτήρες και αντλίες έως 7,5 KW	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<b>Μέσου μεγέθους κινήσεις</b> Ψαλίδια κοπής ελασμάτων, πρέσες, μεταφορείς με αλυσίδες και μιάντες για βαριά υλικά, δονητικά κόσκινα, γεννήτριες και διεγερτρες μηχανές, ζηλωτήρια, εργαλειομηχανές (τόρνοι και λειαντικές μηχανές), πλυντήρια, μηχανές εκτύπωσης, ανεμοτήρες και αντλίες άνω των 7,5 KW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<b>Ισχυρές κινήσεις</b> Μηχανές άλεσης, εμβολοφόροι συμπιεστές, μεταφορείς μεγάλων φορτίων (κοχλιομεταφορείς, δισκοειδείς ταινίες, μεταφορείς με κοιβαδάκια), ανελκυστήρες, πρέσες πλινθάνθρακων, υφαντουργικές μηχανές, μηχανές χαρτοποιίας, εμβολοφόρες αντλίες, αντλίες εκσκαφών, προιονιστήρια, σφαιρόμυλοι	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<b>Πολύ ισχυρές κινήσεις</b> Συστήματα άλεσης υψηλής φόρτισης, θραυστήρες πέτρας, στιλβωτικές μηχανές, αναμικτήρες, βαρούλκα, γερανοί, εκσκαφείς	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Ομάδα Α: Κινητήρες εναλλασσόμενου και τριφασικού ρεύματος με κανονική ροπή εκκίνησης (έως 2 της ονομαστικής ροπής) π.χ. σύγχρονοι και μονοφασικοί κινητήρες με βοηθητική τάση εκκίνησης, τριφασικοί κινητήρες με εκκίνηση απ' ευθείας, συνδεσμολογία αστέρα-τριγώνου ή ρεοστάτη δοκτύλιου, κινητήρες διαλλάδοσης συνεχούς ρεύματος, μηχανές εσωτ. καύσης και στρόφιλοι με n άνω των 600 RPM						
Ομάδα Β: Κινητήρες εναλλασσόμενου και τριφασικού ρεύματος με υψηλή ροπή εκκίνησης (άνω του 2 της ονομαστικής ροπής) π.χ. μονοφασικοί κινητήρες με υψηλή ροπή εκκίνησης, κινητήρες σειράς συνεχούς ρεύματος με συνδεσμολογία εν σειρά, μηχανές εσωτ. καύσης και στρόφιλοι με n έως 600 RPM.						

- **Επιλογή του τύπου του ιμάντα**

Για τραπεζοειδείς ιμάντες και για ισχύ σχεδιασμού  $N_d = 1,98 \text{ kW}$  και  $n_{\text{τροχαλία 1}} = 62,5 \div 500 \text{ RPM}$  εκλέγεται από το Σχήμα 3.4 μικροτραπεζοειδής ιμάντας τύπου SPA.



Σχήμα 3.4: Έκλογή τύπου ιμάντα (για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες). [3]

- **Εκλογή διαμέτρου μικρής τροχαλίας**

Η διάμετρος της μικρής τροχαλίας εκλέγεται σύμφωνα με τον Πίνακα 3.4 και είναι:  $d_{w1} = 125 \text{ mm}$ .

**Πίνακας 3.4:** Τυποποιημένες διαμέτρους τραπεζοειδών τροχαλιών κατά DIN 2218 [3].

40	50	63	71	80	90	100	112	125
140	160	180	200	224	250	280	315	355
400	450	500	560	630	710	800	900	1000

- **Διάμετρος μεγάλης τροχαλίας**

Για τον υπολογισμό της διαμέτρου της μεγάλης τροχαλίας λαμβάνεται η σχέση:

$$d_{w2} = i \cdot d_{w1} \cdot (1 - \psi) \quad (3.37)$$

Όπου  $i = 2,5$  η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης και  $\psi \cong 1,5\% = 0,015$  ο συντελεστής διολίσθησης.

$$d_{w2} = 2,5 \cdot 125 \text{ mm} \cdot (1 - 0,015) = 307,8 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 3.4 εκλέγεται τυποποιημένη διάμετρος  $d_{w2} = 315 \text{ mm}$

- **Γραμμική ταχύτητα ιμάντα**

$$u_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_{\text{τροχαλία 1}}}{60} \quad (3.38)$$

$$u_1 = \frac{\pi \cdot 125 \cdot 10^{-3} \text{m} \cdot (62,5 \div 500) \text{RPM}}{60}$$

$$u_1 = 0,41 \div 3,27 \text{ m/s}$$

- **Απόσταση αξόνων των τροχαλιών**

Για ανοιχτή διάταξη μπορεί να γίνει μια αρχική εκτίμηση για την απόσταση των αξόνων σύμφωνα με την σχέση:

$$\alpha = 0,8 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) \quad (3.39)$$

$$\alpha = 0,8 \cdot (125 + 315) \text{ mm}$$

$$\alpha = 352 \text{ mm}$$

- **Μήκος ιμάντων**

Για ανοιχτή διάταξη το μέσο μήκος του ιμάντα με ικανοποιητική προσέγγιση δίνεται από την σχέση:

$$L_w = 2a + 1,57 \cdot (d_{w2} + d_{w1}) + \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{4a} \quad (3.40)$$

$$L_w = 2 \cdot 352 + 1,57 \cdot (315 + 125) + \frac{(315 - 125)^2}{4 \cdot 352}$$

$$L_w = 1420,4 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 3.5 λαμβάνεται το τυποποιημένο μήκος  $L_w = 1600 \text{ mm}$ .

Για ιμάντα μικρού πλάτους SPA η εξωτερική περίμετρος είναι σύμφωνα με τον Πίνακα 3.6.

$$L_\alpha = L_w + \Delta L = 1600 + 17$$

$$L_\alpha = 1617 \text{ mm}$$

**Πίνακας 3.5:** Συντελεστής μήκους  $C_4$  για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες. Τυποποιημένη περίμετρος  $L_w$  για ιμάντες γενικής χρήσης. [3]

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

**Πίνακας 3.6:** Εύρεση της τυποποιημένης εξωτερικής περιμέτρου  $L_a$  από την περίμετρο ενέργειας  $L_w$  για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες. [3]

Τύπος ιμάντα	SPZ	SPA	SPB	19	SPC	Τύπος
Περίμετρος ενέργειας $L_w$	+12	+17	+22	+25	+30	Εσωτερική = περίμετρος $L_a$

- **Διόρθωση απόστασης αξόνων των τροχαλιών**

Σύμφωνα με το μήκος  $L_w = 1600 \text{ mm}$  υπολογίζουμε την τελική απόσταση των αξόνων των τροχαλιών ως εξής:

$$f_1 = \frac{L_w}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{w1} + d_{w2}) \quad (3.41)$$

$$f_1 = \frac{1600 \text{ mm}}{4} - \frac{3,14}{8} \cdot (125 + 315) \text{ mm}$$

$$f_1 = 227 \text{ mm}$$



$$f_2 = \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{8} \quad (3.42)$$

$$f_2 = \frac{(315 - 125)^2}{8}$$

$$f_2 = 4512 \text{ mm}^2$$

$$\alpha \approx f_1 + \sqrt{f_1^2 - f_2} \quad (3.43)$$

$$\alpha \approx 227 + \sqrt{227^2 - 4512}$$

Προκύπτει η νέα απόσταση των αξόνων:

$$\alpha \approx 444 \text{ mm}$$

- **Συχνότητα κάμψεων**

Η συχνότητα κάμψεων δίνεται από την σχέση:

$$B = \frac{z \cdot u}{L_w} \quad (3.44)$$

$$B = \frac{2 \cdot 3,27 \text{ m/s}}{1,6 \text{ m}}$$

$$B = 4,09 \text{ s}^{-1} < B_{max} = 50 \dots 80 \text{ s}^{-1} (\text{για μικροτραπεζοειδείς μάντες})$$

- **Γωνία περιέλιξης**

Το τόξο τύλιξης δίνεται από την σχέση:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\beta \quad (3.45)$$

Όπου:

$$\beta = \sin^{-1} \left( \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2a} \right) \quad (3.46)$$

$$\beta = \sin^{-1} \left( \frac{315 - 125}{2 \cdot 444} \right) = 12,35^\circ$$

Άρα

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2 \cdot 12,35^\circ = 155,3^\circ = 2,7 \text{ rad}$$

- **Συντελεστής περιέλιξης  $C_2$**

Ο συντελεστής περιέλιξης  $C_2$ , λαμβάνει υπόψη τις δυσμενείς συνθήκες όταν η γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας είναι  $\alpha < 180^\circ$ .

Από τον Πίνακα 3.7 και εφαρμόζοντας τη γραμμική παρεμβολή προκύπτει:

$$\frac{C_2 - 0,92}{155,3^\circ - 150^\circ} = \frac{0,95 - 0,92}{160^\circ - 150^\circ}$$

$$C_2 = 0,936$$

**Πίνακας 3.7:** Συντελεστής  $C_2$  που λαμβάνει υπόψη τη γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας (για τραπεζοειδείς ιμάντες). [3]

Γωνία περιέλιξης $\alpha_1$	70°	80°	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
Συντελεστής $C_2$	0,58	0,63	0,68	0,73	0,78	0,82	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

- **Συντελεστής μήκους  $C_4$**

Ο συντελεστής μήκους λαμβάνει υπόψη ότι με την αύξηση του μήκους του ιμάντα αυξάνεται και η ικανότητα για μεταφορά ισχύος και η διάρκεια ζωής, διότι ελαττώνεται ο αριθμός κάμψεων. Από τον Πίνακα 3.6 για ιμάντες τύπου SPA με  $L_w = 1600 \text{ mm}$  λαμβάνεται:

$$C_4 = 0,93$$

- **Ειδική ισχύς**

Η ειδική ισχύς είναι η ισχύς που μεταφέρεται από έναν ιμάντα και έχει μονάδα  $kW/\text{ιμάντα}$ . Εξαρτάται από τον τύπο του ιμάντα και την περιφερειακή ταχύτητα. Για διάμετρο  $d_{w1} = 125 \text{ mm}$  και στροφές  $n_1 = (62,5 \div 500) \text{ RPM}$  της μικρής τροχαλίας από τον Πίνακα 3.8 προκύπτει η τιμή της μεταφερόμενης ισχύος για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες τύπου SPA:

$$P_o = 0,84 \text{ kW}/\text{ιμάντα}$$

**Πίνακας 3.8:** Μεταφερόμενη ισχύς  $P_0$  σε KW/ιμάντα (DIN 7753) για μικροτραπέζοειδείς ιμάντες. [3]

Τύπος ιμάντα	$d_{wi}$ mm	$P_0$ σε KW ιμάντα για στροφές $n_1$ RPM της μικρής τροχαλίας																	
		200	400	700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4500	5000	5500	6000
SPZ (9,7)	63	0,23	0,41	0,65	0,72	0,83	1,00	1,16	1,25	1,48	1,69	1,88	2,06	2,21	2,35	2,50	2,63	2,72	2,77
	90	0,40	0,74	1,19	1,34	1,55	1,88	2,20	2,39	2,86	3,30	3,70	4,06	4,39	4,68	4,99	5,23	5,39	5,48
	125	0,62	1,15	1,88	2,11	2,45	2,99	3,50	3,80	4,54	5,22	5,83	6,37	6,83	7,19	7,52	7,69	7,69	7,50
	180	0,95	1,78	2,92	3,28	3,80	4,63	5,41	5,86	6,94	7,87	8,63	9,21	9,57	9,70	9,51	8,88	7,77	6,15
SPA (12,7)	90	0,50	0,89	1,42	1,58	1,81	2,18	2,52	2,71	3,19	3,60	3,96	4,27	4,50	4,58	4,80	4,80	4,67	4,41
	125	0,84	1,54	2,50	2,80	3,23	3,92	4,56	4,93	5,84	6,63	7,31	7,86	8,28	8,54	8,65	8,48	8,01	7,21
	180	1,37	2,53	4,13	4,64	5,36	6,51	7,57	8,17	9,60	10,76	11,64	12,20	12,39	12,19	11,33	0,72	7,29	3,95
	250	2,02	3,75	6,13	2,87	7,93	9,56	11,03	11,81	13,54	14,67	15,10	14,73	13,47	11,21	6,85	-	-	-
SPB (16,3)	140	1,22	2,21	3,53	3,94	4,52	5,43	6,25	6,71	7,78	8,61	9,20	9,51	9,52	9,20	8,30	-	-	-
	200	2,08	3,84	6,21	6,94	7,99	9,62	11,08	11,87	13,64	14,86	15,46	15,36	14,46	12,70	9,14	-	-	-
	280	3,20	5,93	9,60	10,72	12,32	14,70	16,72	17,73	19,63	20,18	19,18	16,38	11,56	4,48	-	-	-	-
	400	4,83	8,94	14,33	15,92	18,09	21,05	23,08	23,79	23,53	19,63	11,42	-	-	-	-	-	-	-
19 (18,6)	180	2,03	3,69	5,91	5,59	7,55	9,03	10,34	11,04	12,56	13,54	13,91	13,58	12,48	10,54	-	-	-	-
	250	3,26	6,01	9,69	10,81	12,40	14,79	16,81	17,84	19,80	20,48	19,68	17,17	12,76	-	-	-	-	-
	355	5,06	9,35	15,01	16,69	19,00	22,24	24,61	25,55	26,07	23,21	16,38	-	-	-	-	-	-	-
	500	7,46	13,75	21,65	23,82	26,50	29,69	30,57	29,87	22,74	-	-	-	-	-	-	-	-	-
SPC (22)	224	3,26	5,91	9,39	10,43	11,90	14,05	15,82	16,69	18,17	18,32	16,92	13,77	-	-	-	-	-	-
	315	5,33	9,79	15,62	17,34	19,72	23,04	25,47	26,46	27,07	24,30	17,56	-	-	-	-	-	-	-
	450	8,32	15,28	24,07	26,51	29,65	33,31	34,67	34,21	27,54	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	630	12,16	22,14	33,63	36,32	39,07	39,68	34,35	27,84	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

- **Αριθμός ιμάντων**

Ο απαιτούμενος αριθμός ιμάντων  $j$  προκύπτει από τη σχέση:

$$j \geq \frac{P \cdot C}{P_0 \cdot C_2 \cdot C_4} \quad (3.47)$$

Όπου:

$$P = N_{\text{τροχαλία 1}} = 1,65 \text{ kW}$$

$$C = 1,2$$

$$P_0 = 0,84 \text{ kW/ιμάντα}$$

$$C_2 = 0,936$$

$$C_4 = 0,93$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$j \geq \frac{1,65 \text{ kW} \cdot 1,2}{0,84 \text{ kW/ιμάντα} \cdot 0,936 \cdot 0,93}$$

$$j \geq 2,7$$

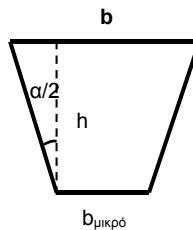
Άρα  $j = 3$  ιμάντες

- Χαρακτηριστικά στοιχεία διατομής

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της διατομής λαμβάνονται από τον Πίνακα 3.9 για ιμάντα τύπου SPA.

**Πίνακας 3.9:** Μικροτραπεζοειδείς ιμάντες (DIN 7753) και τροχαλίες (DIN 2211). Διαστάσεις σε mm.

Τύπος ιμάντα κατά DIN 7753 ISO	SPZ	SPA	SPB	19	SPC	
b	9,7	12,7	16,3	18,6	22	
h	8	10	13	15	18	
c	2	2,8	3,5	4	4,8	
f	8	10	12,5	14,5	17	
e	12	15	19	22	25,5	
t <sub>min</sub>	11	14	18	20	24	
d <sub>w(min)</sub>	63	90	140	180	224	
Γωνία αύλακος α° για d <sub>w</sub>	34° 38°	63..80 > 80	90..118 > 118	140..190 > 190	180..250 > 250	224..315 > 315
Μήκη ενέργειας των μικροτραπεζοειδών ιμάντων. Βήμα συνήθως κατά τη σειρά R40 (λόγος 1,06) από L <sub>w</sub> έως	630 3550	800 4500	1250 8000	1600 10000	2240 12500	



**Σχήμα 3.5:** Διατομή μικροτραπεζοειδούς ιμάντα τύπου SPA.

Μεγάλο πλάτος τραπεζίου:  $b = 12,7 \text{ mm}$

Ύψος διατομής:  $h = 10 \text{ mm}$

Γωνία τραπεζίου:  $\alpha = 38^\circ$

Μικρό πλάτος τραπεζίου:

$$b_{\text{μικρό}} = b - 2 \cdot h \cdot \tan \frac{\alpha}{2} = 12,7 - 2 \cdot 10 \cdot \tan \frac{38^\circ}{2}$$

$$b_{\text{μικρό}} = 6,1 \text{ mm}$$

Επιφάνεια διατομής:

$$A = \frac{b + b_{\text{μικρό}}}{2} \cdot h = \frac{(12,7 + 6,1)\text{mm}}{2} \cdot 10 \text{ mm} \Rightarrow A = 94 \text{ mm}^2$$

Συντελεστής τριβής:  $\mu = 0,5$

Μέτρο ελαστικότητας σε κάμψη:  $E_b = 5 \text{ Kp/mm}^2$

Πυκνότητα υλικού:  $\rho = 1,2 \text{ Kg/dm}^3$

- **Φυγόκεντρη δύναμη**

Η φυγόκεντρη δύναμη του ιμάντα υπολογίζεται από τον τύπο:

$$S_f = w \cdot u^2 \quad (3.48)$$

Όπου:

Γραμμική πυκνότητα ιμάντα:  $w = \rho \cdot A = 1,2 \text{ Kg/dm}^3 \cdot 94 \times 10^{-4} \text{ dm}^2 \Rightarrow$

$$w = 0,011 \text{ Kg/dm} = 0,11 \text{ Kg/m}$$

Περιφερειακή ταχύτητα:  $u = 0,41 \text{ m/s}$  για τον μικρότερο αριθμό στροφών 62,5 RPM.

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$S_f = 0,11 \text{ Kg/m} \cdot (0,41 \text{ m/s})^2 = 0,02 \text{ N/ιμάντα}$$

$$S_f = 0,02 \text{ N/ιμάντα}$$

- **Περιφερειακή δύναμη ιμάντα**

Για τον υπολογισμό της περιφερειακής δύναμης του ιμάντα απαιτείται πρώτα ο υπολογισμός της ροπής στρέψεως της τροχαλίας 1 σύμφωνα με τον παρακάτω τύπο. Αξίζει να σημειωθεί ότι η ροπή στρέψης είναι μέγιστη για τον μικρότερο αριθμό στροφών, ήτοι:

$$M_{\text{τροχαλία 1}} = 9550 \frac{P_{\text{τροχαλία 1}}}{n_{\text{τροχαλία 1}}} \quad (3.49)$$

Όπου:

Ισχύς τροχαλίας 1:  $P_{\text{τροχαλία 1}} = 1,65 \text{ kW}$

Στροφές τροχαλίας 1:  $n_{\text{τροχαλία 1}} = 62,5 \text{ έως } 500 \text{ RPM}$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$M_{\text{τροχαλία 1}} = 9550 \frac{1,65 \text{ KW}}{62,5 \text{ RPM}}$$

$$M_{\text{τροχαλία 1}} = 252,12 \text{ Nm}$$

Η περιφερειακή δύναμη του ιμάντα προκύπτει σύμφωνα με τον τύπο:

$$U = \frac{2M_{\text{τροχαλία 1}}}{d_{w1}} \quad (3.50)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$U = \frac{2M_{\text{τροχαλία 1}}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 252,12 \text{ Nm}}{0,125 \text{ m}}$$

$$U = 4034 \text{ N/3 ιμάντες} \rightarrow U = 1348 \text{ N/ιμάντα}$$

- **Δυνάμεις κλάδων ιμάντων**

Η περιφερειακή δύναμη είναι ίση με τη διαφορά των δυνάμεων των κλάδων του ιμάντα, δηλαδή ισχύει:

$$U = S_1 - S_2 \quad (3.51)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$S_1 - S_2 = 1348 \Rightarrow S_2 = S_1 - 1348$$

Ο λόγος των τάσεων του ιμάντα συμβολίζεται με  $m$  και υπολογίζεται από τον τύπο:

$$m = e^{\frac{\mu\phi_1}{\sin(\alpha/2)}} \quad (3.52)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$m = e^{\frac{0,5 \cdot 2,7 \text{ rad}}{\sin(38^\circ/2)}} = e^{4,15} = 63,43$$

Για τις τάσεις του ιμάντα ισχύει ο τύπος:

$$\frac{S_1 - S_f}{S_2 - S_f} = m \quad (3.53)$$

Με αντικατάσταση των τιμών προκύπτει:

$$\frac{S_1 - 0,02}{S_2 - 0,02} = 63,43$$

$$\frac{S_1 - 0,02}{S_1 - 1348 - 0,02} = 63,43$$

$$\frac{S_1 - 0,02}{S_1 - 1348,02} = 63,43$$

$$S_1 - 0,02 = 63,43 \cdot (S_1 - 1348,02)$$

$$S_1 = 1370/\mu\acute{\alpha}\nu\tau\alpha \rightarrow T_1 = 4110 \text{ N}/3 \mu\acute{\alpha}\nu\tau\epsilon\varsigma$$

$$S_2 = S_1 - 1348 = 1370 - 1348$$

$$S_2 = 22 \text{ N}/\mu\acute{\alpha}\nu\tau\alpha \rightarrow T_2 = 66 \text{ N}/3 \mu\acute{\alpha}\nu\tau\epsilon\varsigma$$

- **Πρόταση ιμάντα**

Η πρόταση του ιμάντα υπολογίζεται ως εξής:

$$S_o = \frac{S_1 + S_2}{2} = \frac{1370 + 22}{2} \Rightarrow S_o = 696 \text{ N}/\mu\acute{\alpha}\nu\tau\alpha$$

- **Υπολογισμός τάσεων**

Υπολογίζουμε τις τάσεις που αναπτύσσονται στον ιμάντα, λόγω της δύναμης  $S_1$ , λόγω των φυγόκεντρων δυνάμεων  $S_f$  και λόγω κάμψης.

Εφελκυστική τάση λόγω  $S_1$ :

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{A} \quad (3.54)$$

$$\sigma_1 = \frac{1370 \text{ N}}{94 \text{ mm}^2} = 14,6 \text{ N/mm}^2$$

Εφελκυστική τάση λόγω φυγόκεντρων δυνάμεων  $S_f$ :

$$\sigma_f = \frac{S_f}{A} \quad (3.55)$$

$$\sigma_f = \frac{0,02 \text{ N}}{94 \text{ mm}^2} = 0,0002 \text{ N/mm}^2$$

Εφελκυστική τάση λόγω κάμψης:

$$\sigma_b = E_b \left( \frac{s}{d_{w1} + s} \right) \quad (3.56)$$

$$\sigma_b = 5 \text{ Kp/mm}^2 \frac{10 \text{ mm}}{(125 + 10)\text{mm}} = 0,37 \text{ Kp/mm}^2$$

Όμως  $1 \text{ Kp} = 9,81 \text{ N}$

$$\sigma_b = 0,37 \cdot 9,81 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_b = 3,63 \text{ N/mm}^2$$

- **Έλεγχος αντοχής ιμάντων**

Συνολική μέγιστη τάση ιμάντα:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_f + \sigma_b \quad (3.57)$$

$$\sigma_{max} = 14,6 + 0,0002 + 3,63$$

$$\sigma_{max} = 18,23 \text{ N/mm}^2$$

Όμως  $1 \text{ N} = (1/9,81) \text{ Kp}$

Συγκρίνουμε τη μέγιστη αναπτυσσόμενη τάση στον ιμάντα με την επιτρεπόμενη και έχουμε:

$$\sigma_{max} = 1,8 \text{ Kp/mm}^2 < \sigma_{επ.} = 1,91 \text{ Kp/mm}^2 \quad [7]$$

Συνεπώς, οι ιμάντες αντέχουν και είναι κατάλληλοι.

- **Διάρκεια ζωής ιμάντων**

Η διάρκεια ζωής των ιμάντων δίνεται από τον τύπο:

$$H = \frac{N_b}{3600 \cdot B} \left( \frac{\sigma_{επ.}}{\sigma_{max}} \right)^m \quad (3.58)$$

Όπου,

$$N_b = 10^7 \text{ κύκλοι}$$

$$B = 4,09 \text{ s}^{-1}$$

$$m = 8 \text{ για τραπεζοειδή ιμάντα}$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$H = \frac{10^7 \text{ κύκλοι}}{3600 \cdot 4,09 \text{ s}^{-1}} \left( \frac{1,91 \text{ Kp/mm}^2}{1,8 \text{ Kp/mm}^2} \right)^8$$

$$H = 1091 \text{ ώρες}$$

- **Γωνία κλίσεως κλάδων του ιμάντα**

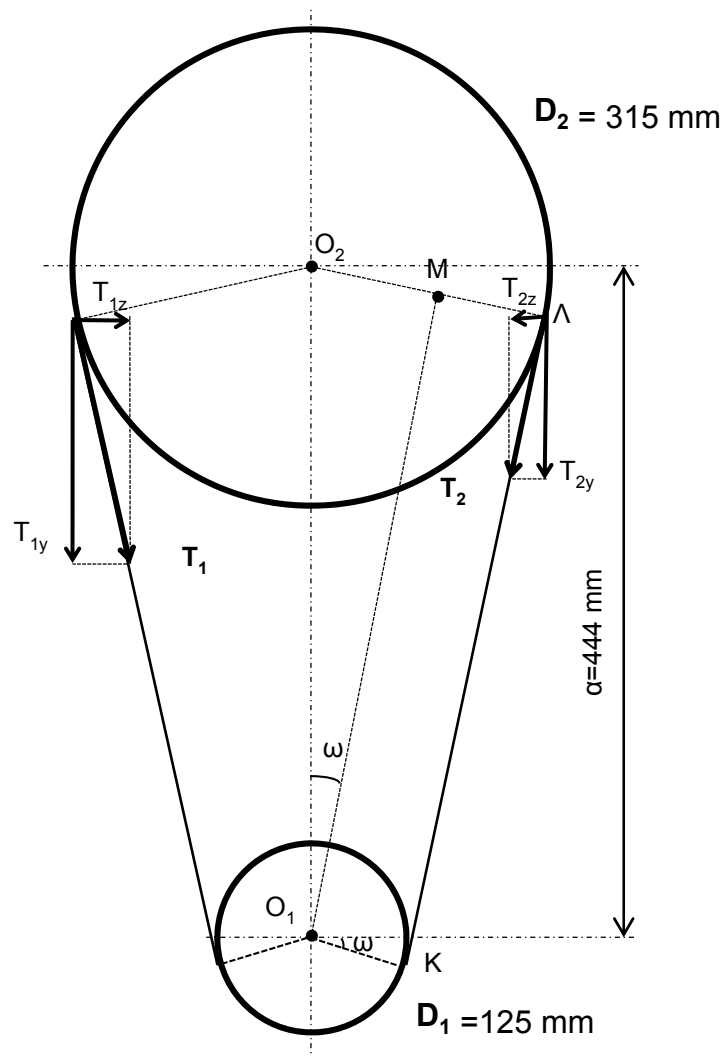
Στο Σχήμα 3.6 έχουμε σχεδιάσει τις τροχαλίες 1 και 2 και τον ιμάντα. Εάν φέρουμε το ευθύγραμμο τμήμα  $O_1M$  παράλληλο προς την  $ΚΛ$ , από το ορθογώνιο τρίγωνο  $O_1O_2M$  βρίσκουμε την γωνία κλίσεως των κλάδων  $\omega$ , ήτοι:



$$\sin \omega = \frac{O_1 M}{O_1 O_2} = \frac{r_{\tauροχαλ\iota\alpha 2} - r_{\tauροχαλ\iota\alpha 1}}{a} \Rightarrow$$

$$\sin \omega = \frac{d_{\tauροχαλ\iota\alpha 2} - d_{\tauροχαλ\iota\alpha 1}}{2a} \Rightarrow \omega = \sin^{-1} \frac{d_{\tauροχαλ\iota\alpha 2} - d_{\tauροχαλ\iota\alpha 1}}{2a}$$

$$\omega = \sin^{-1} \frac{315 - 125}{2 \cdot 444} \Rightarrow \omega = 12,35^\circ$$



Σχήμα 3.6: Ιμαντοκίνηση (ΚΛΙΜ. 1:5).

### • Τάσεις ιμάντα

Οι συνολικές δυνάμεις που αναπτύσσονται στους μικροτραπεζοειδείς ιμάντες υπολογίζονται ως εξής:

$$T_1 = 4110 \text{ N}$$

$$T_2 = 66 \text{ N}$$

Στην συνέχεια υπολογίζουμε τις συνιστώσες των τάσεων  $T_1$  και  $T_2$  ως εξής:

$$T_{1y} = T_1 \cdot \cos\omega \Rightarrow T_{1y} = 4110 \text{ N} \cdot \cos 12,35^\circ \Rightarrow T_{1y} = 4015 \text{ N}$$

$$T_{1z} = T_1 \cdot \sin\omega \Rightarrow T_{1z} = 4110 \text{ N} \cdot \sin 12,35^\circ \Rightarrow T_{1z} = 879 \text{ N}$$

$$T_{2y} = T_2 \cdot \cos\omega \Rightarrow T_{2y} = 66 \text{ N} \cdot \cos 12,35^\circ \Rightarrow T_{2y} = 64,5 \text{ N}$$

$$T_{2z} = 2 \cdot \sin\omega \Rightarrow T_{2z} = 66 \text{ N} \cdot \sin 12,35^\circ \Rightarrow T_{2z} = 14,1 \text{ N}$$

### 3.11 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ - ΤΡΟΧΑΛΙΩΝ

Αν θεωρήσουμε ότι κατά τη συνεργασία δύο οδοντωτών τροχών με ευθείς οδόντες, μόνο ένα ζεύγος οδόντων βρίσκεται σε επαφή, τότε η κατατομή του οδόντα που δίνει την κίνηση πιέζει την κατατομή του οδόντα που παίρνει την κίνηση. Η κάθετη δύναμη στον οδόντα του τροχού συμβολίζεται με  $P_n$  και ενεργεί στην κατατομή του οδόντα κατά την διεύθυνση μιας πιθανής θραύσης του.

Η κάθετη δύναμη στον οδόντα  $P_n$ , αναλύεται σε δύο συνιστώσες. Την ακτινική συνιστώσα η οποία συμβολίζεται με  $P_r$  και την περιφερειακή συνιστώσα  $P_t$ , η οποία ενεργεί σαν περιφερειακή δύναμη μεταφέροντας την ροπή στρέψης από τον κινητήριο τροχό στον κινούμενο.

Η περιφερειακή δύναμη  $P_t$  υπολογίζεται σε N σύμφωνα με την σχέση:

$$P_t = \frac{2000 \cdot M_t}{d} \quad (3.59)$$

Όπου:

$M_t$ : ροπή στρέψης (Nm)

$d$ : αρχική διάμετρος του τροχού (mm)

Η ακτινική δύναμη  $P_r$  υπολογίζεται σε N σύμφωνα με την σχέση:

$$P_r = P_t \cdot \tan \alpha \quad (3.60)$$

Όπου  $\alpha = 20^\circ$ : γωνία επαφής

#### • ΤΡΟΧΟΙ 1 ΚΑΙ 2

Η περιφερειακή δύναμη των τροχών 1 και 2 λαμβάνεται από την σχέση (3.59) όπου η ροπή στρέψης στον τροχό 1 υπολογίζεται στην παράγραφο 3.5 από την σχέση (3.19) και είναι  $M_{t1} = 28,5 \text{ Nm}$  και η διάμετρος του τροχού 1 είναι  $d_{01} = 42 \text{ mm}$

$$P_{t1} = P_{t2} = \frac{2000 \cdot M_{t1}}{d_{01}} = \frac{2000 \cdot 28,5 \text{ Nm}}{42 \text{ mm}} = 1500 \text{ N}$$

Η ακτινική δύναμη των τροχών 1 και 2 λαμβάνεται από την σχέση (3.60) υπολογίζεται ως εξής:

$$P_{r1} = P_{r2} = P_{t1} \cdot \tan \alpha = 1500 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ = 546 \text{ N}$$

### • ΤΡΟΧΟΙ 3 ΚΑΙ 4

Η περιφερειακή δύναμη των τροχών 3 και 4 λαμβάνεται από την σχέση (3.59) όπου η ροπή στρέψης στον τροχό 3 υπολογίζεται στην παράγραφο 3.8 από την σχέση (3.27) και είναι  $M_{t3} = 65,3 \text{ Nm}$  και η διάμετρος του τροχού 3 είναι  $d_{03} = 44 \text{ mm}$

$$P_{t3} = P_{t4} = \frac{2000 \cdot M_{t3}}{d_{03}} = \frac{2000 \cdot 65,3 \text{ Nm}}{44 \text{ mm}} = 2968 \text{ N}$$

Η ακτινική δύναμη των τροχών 3 και 4 λαμβάνεται από την σχέση (3.60) υπολογίζεται ως εξής:

$$P_{r3} = P_{r4} = P_{t3} \cdot \tan a = 2968 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ = 1080 \text{ N}$$

### • ΤΡΟΧΟΙ 5 ΚΑΙ 6

Η περιφερειακή δύναμη των τροχών 3 και 4 λαμβάνεται από την σχέση (3.60) όπου η ροπή στρέψης στον τροχό 5 υπολογίζεται από την ισχύ και τις στροφές του οδοντωτού τροχού 5, σύμφωνα με τον τύπο:

$$M_{t5} = 9550 \cdot \frac{N_5}{n_5} \quad (3.61)$$

Όπου:

$$N_5 = N_3 = 1,71 \text{ kW}$$

$$n_5 = n_3 = 250 \text{ RPM}$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$M_{t5} = M_{t3} = 9550 \cdot \frac{1,71 \text{ kW}}{250 \text{ RPM}}$$

$$M_{t5} = 65,3 \text{ Nm}$$

Η διάμετρος του τροχού 5 είναι  $d_{05} = 110 \text{ mm}$

$$P_{t5} = P_{t6} = \frac{2000 \cdot M_{t5}}{d_5} = \frac{2000 \cdot 65,3 \text{ Nm}}{110 \text{ mm}} = 1187 \text{ N}$$

$$P_{r5} = P_{r6} = P_{t5} \cdot \tan a = 1187 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ = 432 \text{ N}$$

### • ΤΡΟΧΑΛΙΑ 1

Υπολογίζουμε την συνολική δύναμη  $P_E$  που ασκείται στην άτρακτο της τροχαλίας 1 από τον ιμάντα στην θέση E, λόγω της έλξης των κλάδων του ιμάντα. Η δύναμη αυτή υπολογίζεται με βάση τις συνιστώσες  $P_{Ey}$  και  $P_{Ez}$  κατά τους άξονες y και z αντίστοιχα.

$$P_{Ey} = T_{1y} + T_{2y} = (4015 + 64,5) \text{ N} = 4080 \text{ N} (\uparrow)$$

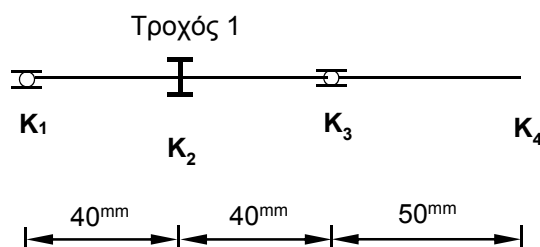
$$P_{Ez} = T_{1z} - T_{2z} = (879 - 14,1) \text{ N} = 865 \text{ N} (\leftarrow)$$

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

### ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΞΟΝΑ 1 ΚΑΙ ΕΔΡΑΝΩΝ

#### 4.1 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΚΑΙ ΡΟΠΕΣ ΑΞΟΝΑ 1

Ο άξονας 1 φαίνεται στο Σχήμα 4.1. Στη θέση  $K_2$  ο άξονας 1 φέρει τον οδοντωτό τροχό 1, ο οποίος συμπλέκεται με τον τροχό 2 του άξονα 2, ενώ στις θέσεις  $K_1$  και  $K_3$  βρίσκονται τα έδρανα κύλισης. Το σημείο  $K_4$  (δεξιό άκρο του άξονα) είναι το σημείο σύνδεσης του άξονα με τον κινητήρα με κόμπλερ.



Σχήμα 4.1: Πρόχειρη σχηματική παράσταση του άξονα 1. (ΚΛΙΜ.1:1)

- **Φόρτιση του άξονα 1 στο επίπεδο (x,y)**

Στο Σχήμα 4.2 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 1 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,y). Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως. Για την σχεδίαση των διαγραμμάτων ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

#### Αντιδράσεις στις στηρίξεις

Για την ισορροπία του συστήματος στο επίπεδο (x,y) θέτουμε τις ροπές ως προς  $K_1$  και  $K_2$  ίσες με το μηδέν.

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση  $K_1$ :

$$\Sigma M_{K_3} = 0$$

$$K_{1y} \cdot (40 + 40) \text{ mm} - P_{r1} \cdot 40 \text{ mm} = 0$$

$$K_{1y} \cdot 80 \text{ mm} - 494 \cdot 40 \text{ mm} = 0$$

$$K_{1y} = 247 \text{ kN}$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση  $K_3$ :

$$\Sigma M_{K_1} = 0$$

$$P_{r1} \cdot 40 \text{ mm} - K_{3y} \cdot (40 + 40) \text{ mm} = 0$$

$$494 \cdot 40 \text{ mm} - K_{3y} \cdot 80 \text{ mm} = 0$$

$$K_{3y} = 247 \text{ N}$$

### Ροπές στις χαρακτηριστικές θέσεις

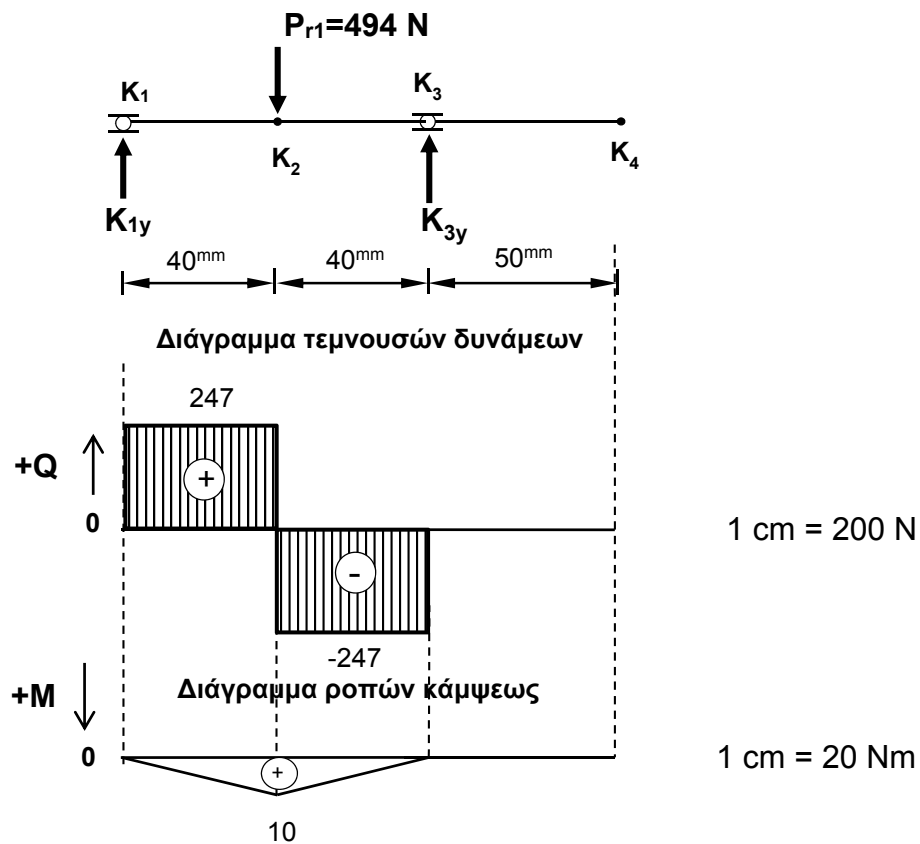
Παίρνουμε τις ροπές των από αριστερά δυνάμεων και βρίσκουμε:

Υπολογισμός της ροπής στη θέση  $K_2$ :

$$M_{K_2(x,y) \text{ αρ.}} = K_{1y} \cdot 40 \text{ mm} = 247 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm} = 9880 \text{ Nmm} = 10 \text{ Nm}$$

### Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως

Σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως του άξονα 1 στο επίπεδο (x,y).



**Σχήμα 4.2:** Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων (σε N) και ροπών κάμψεως (σε Nm) του άξονα 1 στο επίπεδο (x,y).

- Φόρτιση του άξονα 1 στο επίπεδο (x,z)

Στο Σχήμα 4.3 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 1 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,z). Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως. Ο υπολογισμός των αντιδράσεων στις στηρίξεις και των ροπών κάμψεως στις κρίσιμες θέσεις γίνεται ομοίως με το επίπεδο (x,y). Τα αποτελέσματα που προκύπτουν είναι τα εξής:

Αντιδράσεις στις θέσεις  $K_1$  και  $K_3$ :

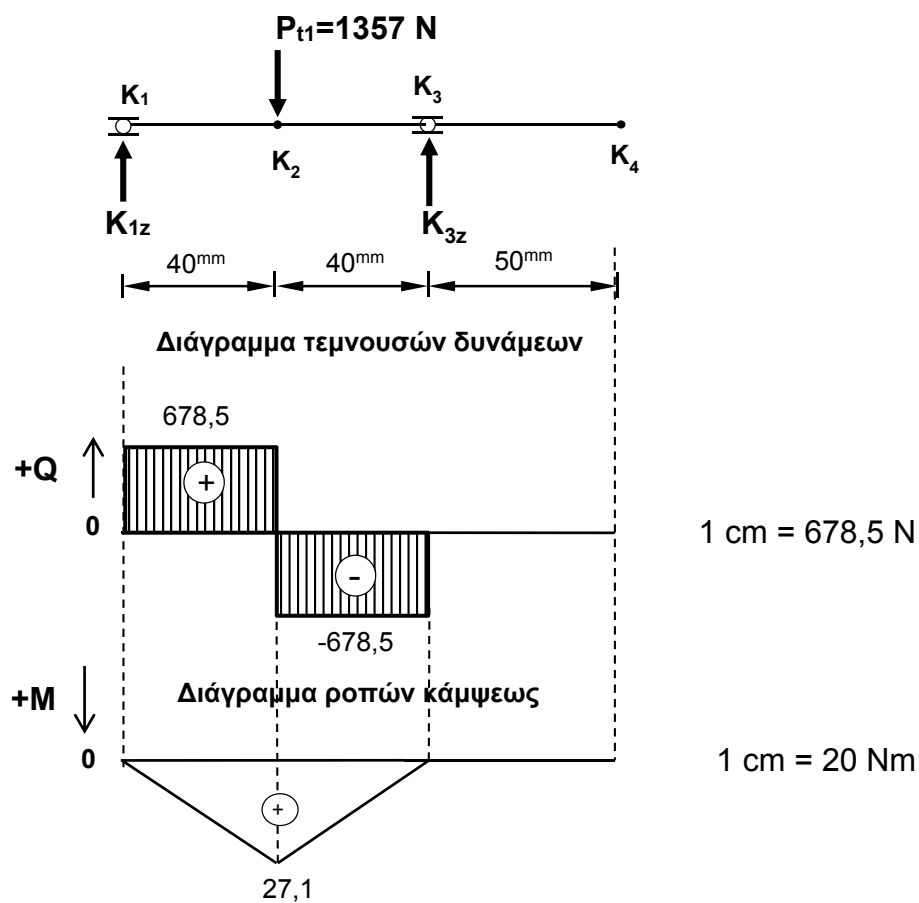
$$K_{1z} = K_{3z} = 678,5 \text{ N}$$

Ροπή στην θέση  $K_2$ :

$$M_{K2(x,z) \text{ αρ.}} = K_{1z} \cdot 40 \text{ mm} = 678,5 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm} = 27140 \text{ Nmm} = 27,1 \text{ Nm}$$

### Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως

Σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως του άξονα 1 στο επίπεδο (x,z).



**Σχήμα 4.3:** Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων (σε N) και ροπών κάμψεως (σε Nm) του άξονα 1 στο επίπεδο (x,z).

- **Σύνθεση δυνάμεων και ροπών των δύο επιπέδων (x,y) και (x,z)**

Συνθέτουμε τις δυνάμεις των δύο επιπέδων στις θέσεις στηρίξεως  $K_1$  και  $K_3$  και βρίσκουμε τις μέγιστες ακτινικές δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα του άξονα 1 ως εξής:

$$P_{K1} = \sqrt{K_{1y}^2 + K_{1z}^2} = \sqrt{247^2 + 678,5^2} = 722 \text{ N}$$

Ομοίως

$$P_{K3} = \sqrt{K_{3y}^2 + K_{3z}^2} = \sqrt{247^2 + 678,5^2} = 722 \text{ N}$$

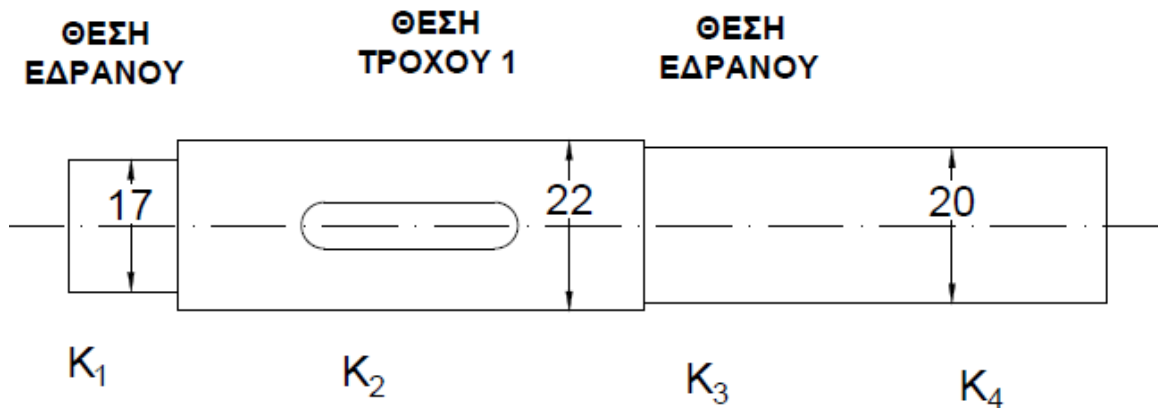
Συνθέτουμε τις ροπές των επιπέδων στη θέση  $K_2$  βρίσκουμε την καμπτική ροπή του άξονα 1 στη θέση αυτή ως εξής:

$$M_{K2} = \sqrt{M_{K2(x,y)}^2 + M_{K2(x,z)}^2} = \sqrt{10^2 + 27,1^2} = 28,9 \text{ Nm}$$

#### 4.2 ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΔΙΑΒΑΘΜΙΣΕΩΝ ΑΞΟΝΑ 1

- **Αρχική εκτίμηση διαμέτρων του άξονα 1**

Πάνω στον άξονα 1 γίνεται συναρμογή των δύο εδράνων (θέσεις  $K_1$  και  $K_3$ ) και του τροχού 1 στη θέση  $K_2$ . Για την συναρμογή αυτών των στοιχείων γίνονται κατάλληλες διαβαθμίσεις στον άξονα, όπως φαίνονται στο Σχήμα 4.4. Λόγω των διαβαθμίσεων τις διαμέτρους του άξονα θα τις συμβολίσουμε με  $d_{K1}$ ,  $d_{K2}$ ,  $d_{K3}$   $d_{K4}$ .



**Σχήμα 4.4:** Διαβαθμίσεις Άξονα 1. ΚΛΙΜ. 1:1

Το υλικό του άξονα είναι χάλυβας St60 και από τον Πίνακα 4.1 προκύπτει  $\sigma_{b,επ} = 63 \text{ N/mm}^2$  και  $\tau_{επ} = 32 \text{ N/mm}^2$ .

**Πίνακας 4.1:** Επιτρεπόμενες τάσεις για κατά προσέγγιση υπολογισμούς για άξονες και ατράκτους. [4]

Είδος χάλυβα	Τύπος χάλυβα	$\tau_{\varepsilon\pi}$ ( $N/mm^2$ )	$\sigma_{b\varepsilon\pi}$ ( $N/mm^2$ )
Χάλυβες κατασκευών DIN 17100	St 37	18	37
	St 44	22	45
	St 50	26	52
	St 60	32	63
Βελτιωμένοι χάλυβες DIN 17200	C 35	27	53
	C 45	32	64
	25CrMo4	39	77
	34CrMo4	44	88

**Πίνακας 4.2:** Τιμές δυναμικής αντοχής χαλύβων κατά DIN 17100. [5]

Τύπος χάλυβα	ΚΑΜΨΗ			ΣΤΡΕΨΗ		
	$\sigma_{bs}$ $N/mm^2$	$\sigma_{bsch}$ $N/mm^2$	$\sigma_{bw}$ $N/mm^2$	$\tau_s$ $N/mm^2$	$\tau_{sch}$ $N/mm^2$	$\tau_w$ $N/mm^2$
St 37	290	290	190	170	170	140
St 42	360	360	220	180	180	150
St 50	420	420	260	210	210	180
St 60	470	470	300	230	230	210

Ο συντελεστής σύνθετης καταπόνησης  $a_o$  κατά Bach για όλκιμα υλικά, λαμβάνοντας υπόψη τις φορτίσεις οι οποίες είναι εναλλασσόμενη κάμψη  $\sigma_{bw} = 300 N/mm^2$  και εναλλασσόμενη στρέψη  $\tau_w = 210 N/mm^2$  από τον Πίνακα 4.2 έχουμε:

$$a_o = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3} \cdot \tau_w} \quad (4.1)$$

Αντικαθιστώντας προκύπτει:

$$a_o = \frac{300}{\sqrt{3} \cdot 210} = 0,82$$

Για τον υπολογισμό των διαμέτρων του άξονα 1 θα ξεκινήσουμε από το σημείο  $K_2$  που βρίσκεται ο τροχός 1, το οποίο καταπονείται σε κάμψη και στρέψη.

- **Στρέψη και κάμψη στην θέση  $K_2$ :**

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη και κάμψη στην θέση  $K_2$  υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης  $M_v$ , και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη  $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$  ως εξής:

$$d_{K2} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vK2}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (4.2)$$



Όπου:

$$M_{v,K2} = \sqrt{M_{b,K2}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t,K2})^2} \quad (4.3)$$

$$M_{v,K2} = 255,35 \text{ Nm (παράγραφος 4.1)}$$

$$M_{t,K2} = M_{t1} = 28,5 \text{ Nm (παράγραφος 3.5)}$$

$$M_{v,K2} = \sqrt{255,35^2 + 0,75 \cdot (0,82 \cdot 28,5)^2} = 256,2 \text{ Nm}$$

Οπότε προκύπτει:

$$d_{K2} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{34900 \text{ N} \cdot \text{mm}}{63 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{K2} = 17,8 \text{ mm}$$

Στην θέση  $K_2$  στερεώνεται ο τροχός 1 με σφήνα, συνεπώς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Για την θέση  $K_2$  εκλέγουμε διάμετρο:

$$d_{K2} = 22 \text{ mm}$$

Στην συνέχεια επιλέγουμε έναν τυποποιημένο σφήνα, συμβουλευόμενοι τον Πίνακα 3.1. Για διαμέτρους 17 έως 22, ο σφήνας έχει διαστάσεις  $b \times h = 6 \times 6 \text{ mm}$  και βάθος σφηνοδρόμου στην άτρακτο  $3,5 \text{ mm}$ . Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_{K2} = 22 - 3,5 = 18,5 \text{ mm} > 17,8 \text{ mm}$$

- **Στρέψη στην θέση  $K_3$ :**

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη στην θέση  $K_3$  υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψεως  $M_{tK3} = M_{t1} = 28,5 \text{ Nm}$  (η οποία υπολογίστηκε στην παράγραφο 3.5) και την επιτρεπόμενη τάση σε στρέψη  $\tau_{\epsilon\pi}$  ως εξής:

$$d_{K3} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_{tK3}}{\tau_{\epsilon\pi}}} \quad (4.4)$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$d_{K3} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{28500 \text{ N} \cdot \text{mm}}{32 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{K3} = 16,5 \text{ mm}$$

Για την θέση αυτή θέτουμε προσωρινή διάμετρο:

$$d_{K3} = 17 \text{ mm}$$

- **Θέση K4:**

Στην θέση αυτή έχει εκλεγεί διάμετρος στην παράγραφο 3.5 και έχει τιμή:

$$d_{K4} = 20 \text{ mm}$$

- **Θέση K3:**

Στην θέση K3 εκλέξαμε ρουλεμάν με διάμετρο 17 mm. Παρατηρούμε όμως ότι το ρουλεμάν έχει μικρή διάμετρο οπής συγκριτικά με τις άλλες διαμέτρους του άξονα ( $d_{K2} = 22 \text{ mm}$  και  $d_{K4} = 20 \text{ mm}$ ) και δεν μπορεί να περάσει στον άξονα ούτε από αριστερά, ούτε από δεξιά. Για να μπορεί να εισέρχεται το ρουλεμάν από δεξιά εκλέγουμε ρουλεμάν με διάμετρο 20 mm, άρα:

$$d_{K3} = 20 \text{ mm}$$

- **Θέση K1:**

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα στην θέση K1 λαμβάνεται:

$$d_{K1} = 17 \text{ mm}$$

Συνεπώς οι διαβαθμίσεις του άξονα 1 είναι οι εξής:

- Θέση εδράνου (K1) :  $d_{K1} = 17 \text{ mm}$
- Θέση τροχού 1 (K2) :  $d_{K2} = 22 \text{ mm}$
- Θέση εδράνου (K3) :  $d_{K3} = 20 \text{ mm}$
- Θέση σύνδεσης με κινητήρα (K4) :  $d_{K4} = 20 \text{ mm}$

### 4.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΞΟΝΑ 1 ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ

- **Διαγράμματα δυναμικής αντοχής κατά “Smith” για χάλυβα St 60**

Από τον Πίνακα 4.2 με τα δυναμικά χαρακτηριστικά των χάλυβων βρίσκουμε τις οριακές τιμές δυναμικής αντοχής για τον χάλυβα St 60 για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα και έχουμε:

Για κάμψη

$$\sigma_{bs} = 470 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{bsch} = 470 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{bw} = 300 \text{ N/mm}^2$$

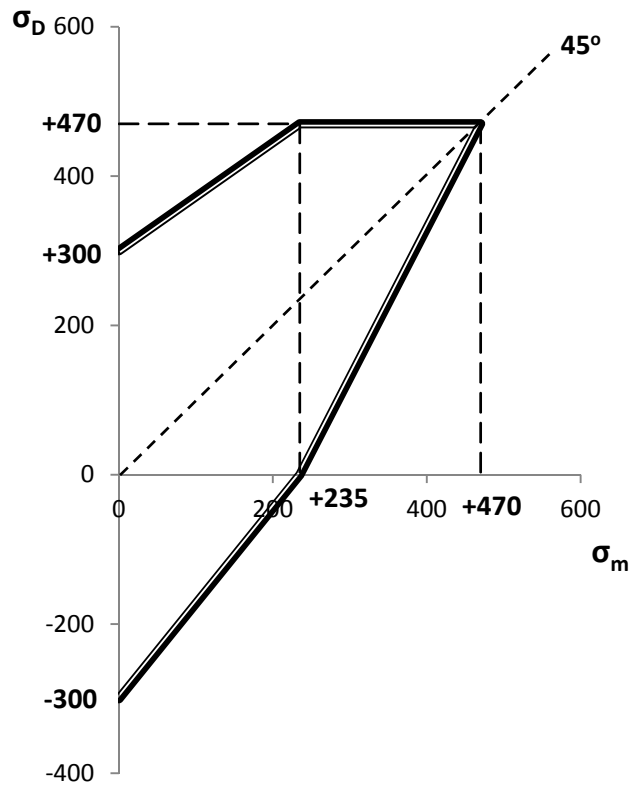
Για στρέψη

$$\tau_s = 230 \text{ N/mm}^2$$

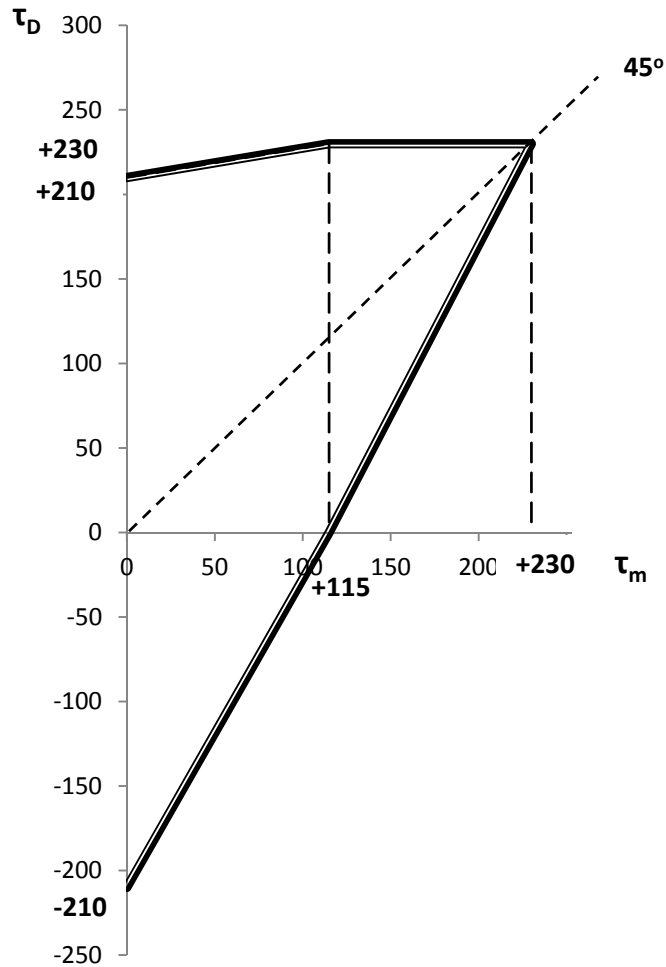
$$\tau_{sch} = 230 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_w = 210 \text{ N/mm}^2$$

Σχεδιάζουμε τα διαγράμματα “Smith” για κάμψη και στρέψη χρησιμοποιώντας κατάλληλη κλίμακα, με βάση τις παραπάνω τιμές. Η τήρηση ακριβούς κλίμακας βοηθά στον γραφικό υπολογισμό των τάσεων αντοχής σε δυναμική καταπόνηση. Το Σχήμα 4.5 δείχνει το διάγραμμα “Smith” για κάμψη, ενώ το Σχήμα 4.6 δείχνει το αντίστοιχο διάγραμμα για στρέψη.



**Σχήμα 4.5:** Διάγραμμα Smith για κάμψη του χάλυβα St 60 ( $1cm = 100 N/mm^2$ ).



**Σχήμα 4.6:** Διάγραμμα Smith για στρέψη του χάλυβα St 60 ( $1cm = 50 N/mm^2$ ).

- **Μέγιστες ροπές στον άξονα**

Η αντοχή του άξονα 1 θα ελεγχθεί για δυναμική καταπόνηση στην δυσμενέστερη θέση, η οποία είναι η θέση  $K_2$ . Στην θέση αυτή ο άξονας έχει διάμετρο  $d_{K2} = 22 mm$  και υπάρχουν οι εξής φορτίσεις:

Μέγιστη ροπή κάμψης (εναλλασσόμενη):  $M_b = 28,9 N \cdot m$  (παράγραφος 4.1)

Μέγιστη ροπή στρέψης (εναλλασσόμενη):  $M_t = 28,5 N \cdot m$  (παράγραφος 3.5)

- **Τάσεις άξονα στη θέση  $K_2$**

Τάση κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης στην θέση  $B_1$  υπολογίζεται με βάση την μέγιστη καμπτική ροπή  $M_b$  και την ροπή αντίστασης σε κάμψη  $W_b$  εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (4.5)$$

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής η ροπή αντίστασης για κάμψη δίνεται από την σχέση:

$$W_b \approx 0,1 \cdot d^3 \quad (4.6)$$

Συνδυάζοντας τις σχέσεις (4.5) και (4.6) προκύπτει:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{0,1 \cdot d_{K2}^3} = \frac{28900 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,1 \cdot (22 \text{ mm})^3} = 27 \text{ N/mm}^2$$

#### Τάση στρέψης

Η τάση στρέψης υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης  $M_{t1}$  και την ροπή αντίστασης σε στρέψη  $W_t$  εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\tau = \frac{M_{t1}}{W_t} \quad (4.7)$$

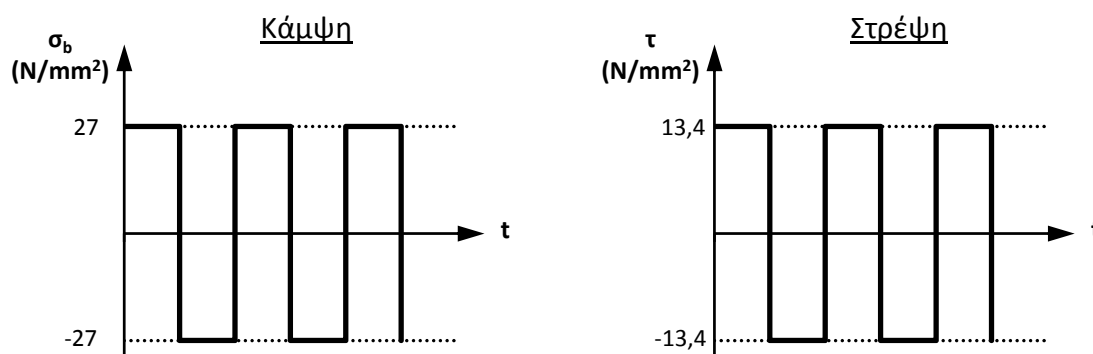
Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής η ροπή αντίστασης για στρέψη δίνεται από την σχέση:

$$W_t \approx 0,2 \cdot d^3 \quad (4.8)$$

Συνδυάζοντας τις σχέσεις (4.7) και (4.8) προκύπτει:

$$\tau = \frac{M_t}{0,2 \cdot d_{K2}^3} = \frac{28500 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,2 \cdot (22 \text{ mm})^3} = 13,4 \text{ N/mm}^2$$

Σύμφωνα με τους παραπάνω υπολογισμούς και λαμβάνοντας υπόψη ότι η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη εναλλασσόμενη, σχεδιάσουμε την μεταβολή της τάσης για κάθε περίπτωση, όπως δείχνει το Σχήμα 4.7.



**Σχήμα 4.7:** Μεταβολή τάσης για κάμψη και στρέψη.

Από το Σχήμα 4.7 βρίσκουμε τη μέση τιμή και την απόκλιση της κάθε μεταβαλλόμενης τάσης, ως εξής:

#### Για κάμψη

Μέση τάση:  $\sigma_{bm} = 0 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης:  $\sigma_{ba} = 27 \text{ N/mm}^2$

Για στρέψη

Μέση τάση:  $\tau_m = 0 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης:  $\tau_a = 13,4 \text{ N/mm}^2$

- **Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής**

Συντελεστές επιφανειακής κατάστασης  $\alpha_{ob}$  και  $\alpha_{ot}$

Για μέση τραχύτητα  $R = 6 \text{ έως } 8 \mu\text{m}$  και όριο θραύσης του χάλυβα St 60  $\sigma_B = 600 \text{ N/mm}^2$  από το διάγραμμα του Σχήμα 4.8 προκύπτει ο συντελεστής  $\alpha_{ob}$  για κάμψη. Ο συντελεστής  $\alpha_{ot}$  για στρέψη υπολογίζεται με κατάλληλη σχέση με βάση τον προηγούμενο συντελεστή της κάμψης.

Για κάμψη:  $\alpha_{ob} = 0,88$

Για στρέψη:  $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,88 + 0,425 = 0,93$

Συντελεστές μεγέθους  $\alpha_{gb}$  και  $\alpha_{gt}$

Από το διάγραμμα του Σχήματος 4.9 για διάμετρο άξονα  $d_{K2} = 22 \text{ mm}$  βρίσκουμε:

Για κάμψη:  $\alpha_{gb} = 0,87$

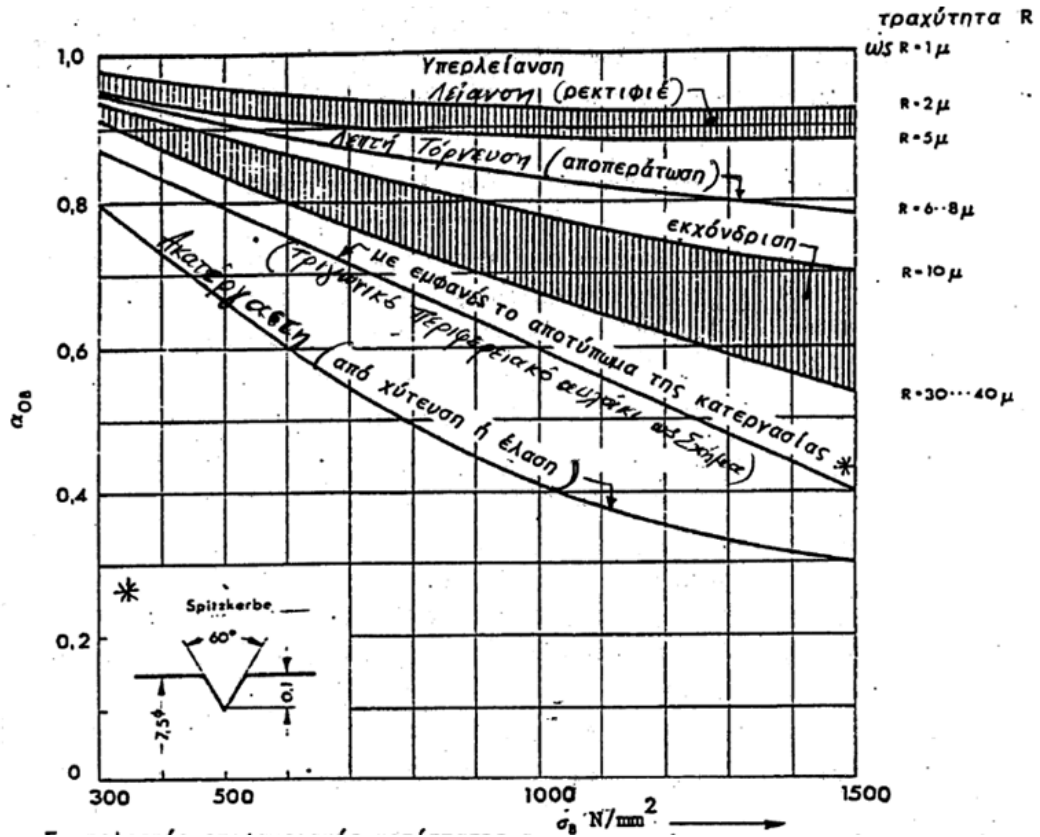
Για στρέψη:  $\alpha_{gt} = 0,95$

Συντελεστές εγκοπής (διαβαθμίσεων άξονα)  $\beta_{kb}$  και  $\beta_{kt}$

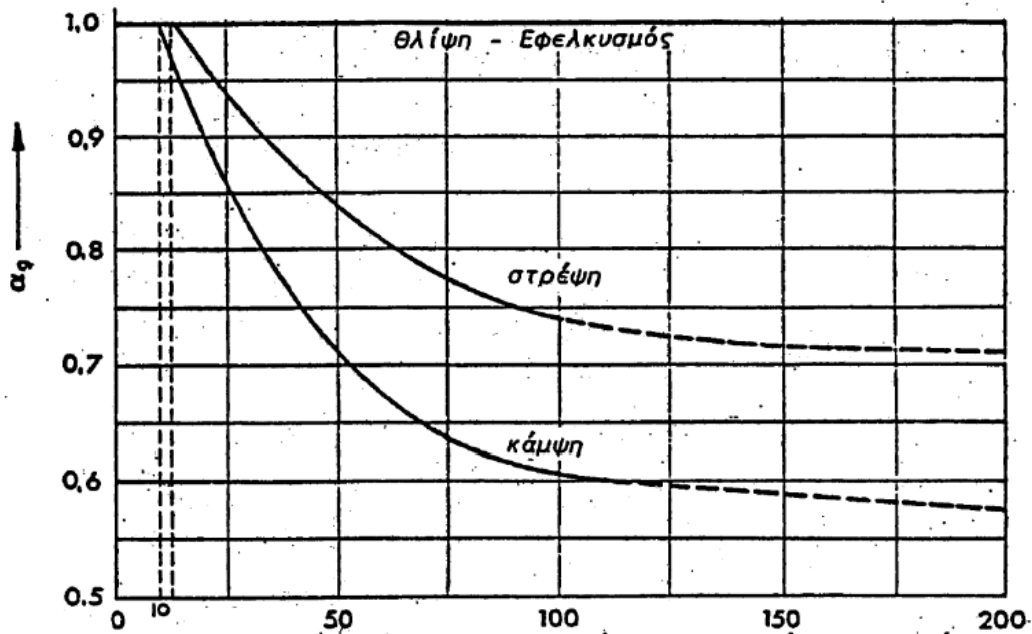
Από τα Σχήματα 4.10 και 4.11 για λόγο διαμέτρων  $D/d = 1,3$  και λόγο καμπυλότητας  $r/d = 0,03$  βρίσκουμε τους συντελεστές:

Για κάμψη:  $\beta_{kb} = 1,58$

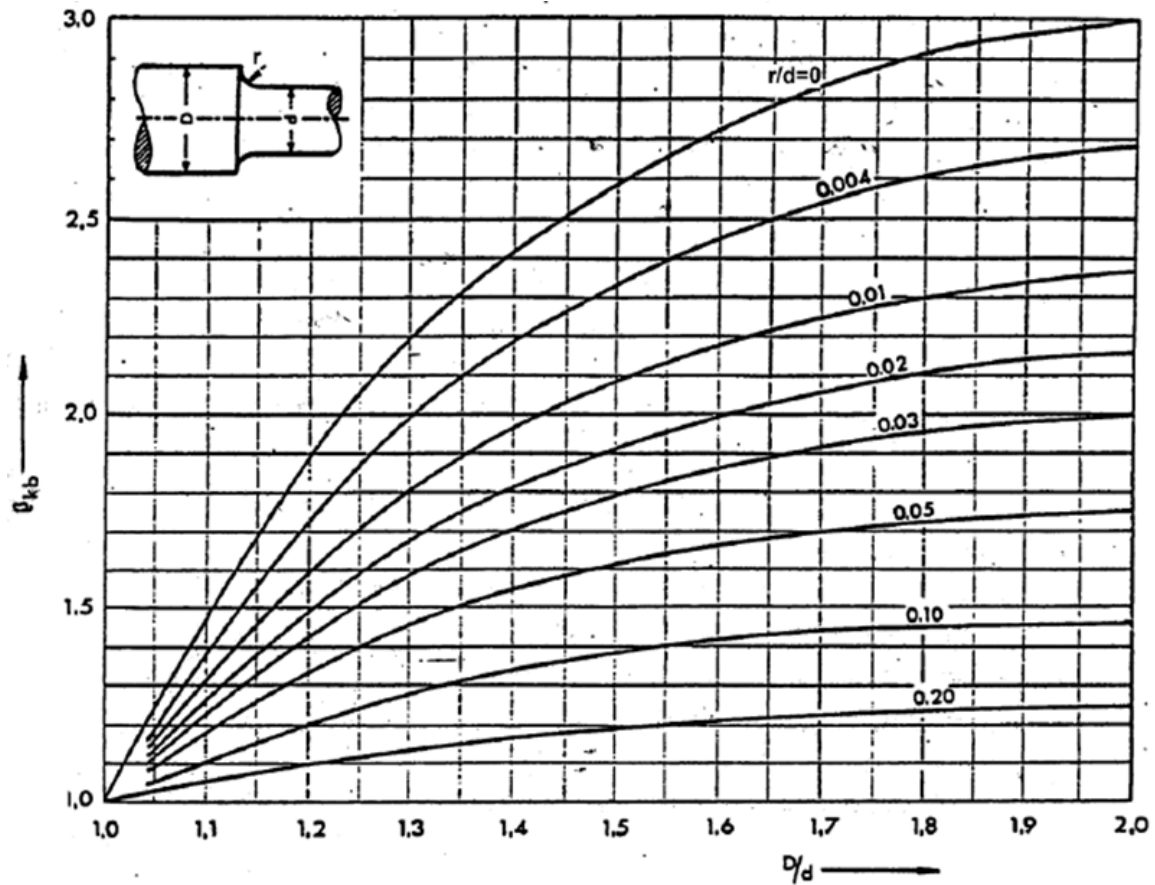
Για στρέψη:  $\beta_{kt} = 1,47$



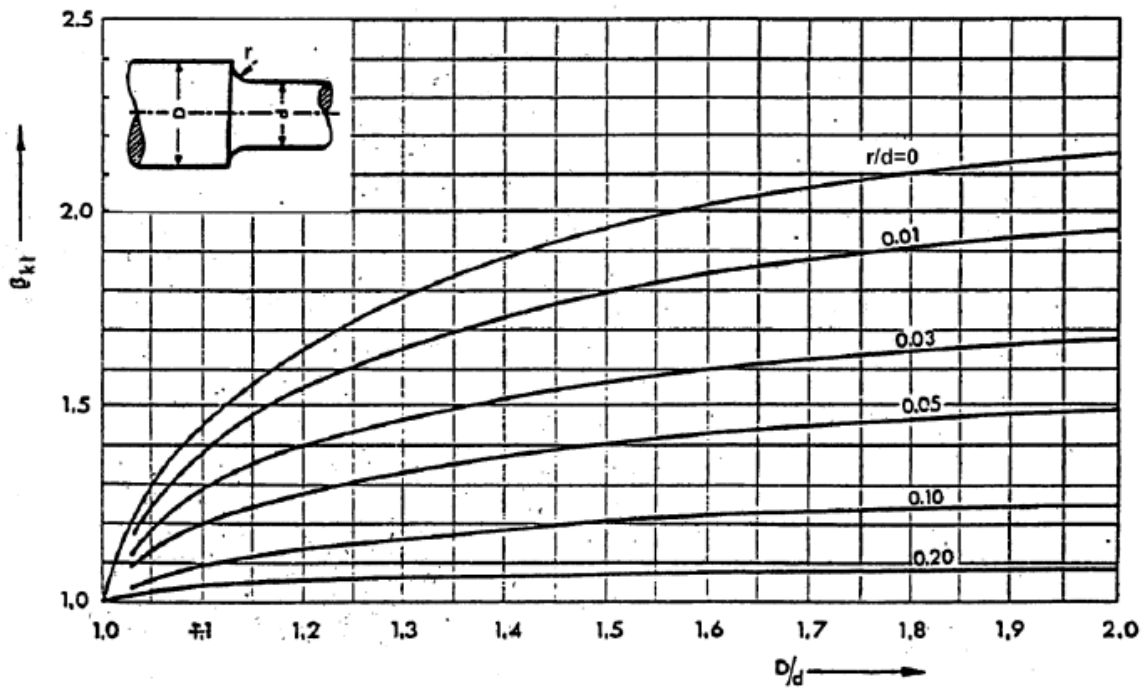
Σχήμα 4.8: Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης  $\alpha_{ob}$  για μείωση της αντοχής διάρκειας σε κάμψη, σε συνάρτηση με την αντοχή  $\sigma_b$  του υλικού.



Σχήμα 4.9: Συντελεστής μεγέθους  $\alpha_{gb}$  και  $\alpha_{gt}$  για κάμψη και στρέψη σε συνάρτηση με το μέγεθος του εξαρτήματος.



Σχήμα 4.10: Συντελεστής εγκοπής  $\beta_{kb}$  για κάμψη ατράκτου με διαβάθμιση.



Σχήμα 4.11: Συντελεστής εγκοπής  $\beta_{kt}$  για στρέψη ατράκτου με διαβάθμιση.



Με βάση τα παραπάνω υπολογίζουμε τους συνολικούς συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα, συνεπώς έχουμε:

Για κάμψη

$$f_b = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} = \frac{0,88 \cdot 0,87}{1,58} = 0,48$$

Για στρέψη

$$f_t = \frac{\alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} = \frac{0,93 \cdot 0,95}{1,47} = 0,6$$

- **Τιμές δυναμικής αντοχής  $\sigma_{AG}$  και  $\tau_{AG}$**

Λόγω της σύνθετης καταπόνησης σε κάμψη και στρέψη ο έλεγχος της δυναμικής αντοχής θα γίνει μέσω των ισοδύναμων τάσεων. Για τον υπολογισμό της ισοδύναμης τάσης αποκλίσεως απαιτείται να βρεθούν οι τιμές  $\sigma_{AG}$  και  $\tau_{AG}$  για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα. Οι τιμές αυτές είναι οριακές τιμές και προκύπτουν ανάλογα με τη μορφή των καταπονήσεων και με βάση την δυναμική αντοχή  $\sigma_A$  και  $\tau_A$  του χάλυβα St 60, όπως αυτή υπολογίζεται από τα διαγράμματα "Smith". Για την περίπτωση της εναλλασσόμενης κάμψης τίθεται  $\sigma_A = \sigma_{bw} = 300 \text{ N/mm}^2$ , ενώ για την περίπτωση της εναλλασσόμενης στρέψης  $\tau_A = \tau_w = 210 \text{ N/mm}^2$ .

Στην συνέχεια για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών  $\sigma_{AG}$  και  $\tau_{AG}$  λαμβάνονται υπόψη οι συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, δηλαδή:

Για κάμψη

$$\sigma_{AG} = f_b \cdot \sigma_A = 0,48 \cdot 300 \text{ N/mm}^2 = 144 \text{ N/mm}^2$$

Για στρέψη

$$\tau_{AG} = f_t \cdot \tau_A = 0,6 \cdot 210 \text{ N/mm}^2 = 126 \text{ N/mm}^2$$

- **Ισοδύναμες τάσεις**

Οι τιμές των ισοδύναμων τάσεων για την θέση Β<sub>1</sub> υπολογίζονται με τις παρακάτω σχέσεις ως εξής:

Ισοδύναμη μέση τάση

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} = 0$$

Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{27^2 + \left(\frac{144}{126}\right)^2 \cdot 13,4^2}$$

$$\sigma_{va} = 31 \text{ N/mm}^2$$

- **Συντελεστής ασφάλειας**

Για τον έλεγχο της δυναμικής αντοχής του άξονα 1 στην θέση  $K_2$  εφαρμόζουμε την ισοδύναμη μέση τάση  $\sigma_{vm} = 0$  στο διάγραμμα “Smith” της κάμψης και βρίσκουμε ότι η τιμή της δυναμικής αντοχής είναι:

$$\sigma_A = 300 \text{ N/mm}^2$$

Η τιμή αυτή μειώνεται με τον συνολικό συντελεστή μείωσης  $f_b$  για κάμψη και προκύπτει η ονομαστική τιμή  $\sigma_{NA}$  της δυναμικής αντοχής ως εξής:

$$\sigma_{NA} = f_b \cdot \sigma_A = 0,48 \cdot 300 \text{ N/mm}^2 = 144 \text{ N/mm}^2$$

Κατόπιν αυτού, ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας  $N$  του άξονα 1 υπολογίζεται με την σχέση:

$$N = \frac{\sigma_{NA}}{\sigma_{va}} = \frac{144}{31} = 4,6$$

Ο συντελεστής ασφαλείας που προέκυψε είναι αποδεκτός, διότι η τιμή που βρήκαμε θεωρείται ικανοποιητική λαμβάνοντας υπόψη ότι η συνήθης τιμή αυτού του συντελεστή στις πρακτικές εφαρμογές λαμβάνεται μεταξύ 2 και 3.

#### 4.4 ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΑΞΟΝΑ 1

Ο άξονας 1 στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις  $K_1$  και  $K_3$ . Οι διάμετροι του άξονα στις θέσεις των εδράνων  $K_1$  και  $K_3$  αντίστοιχα είναι:

$$d_{K1} = 17 \text{ mm} \text{ και } d_{K3} = 20 \text{ mm}$$

Πρώτα, θα υπολογίσουμε το έδρανο στη θέση  $K_1$ .

- **Έδρανο στην Θέση  $K_1$**

Στον Πίνακα 4.3 αναζητάμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο  $d = 17 \text{ mm}$  και επιλέγουμε σφαιρικό έδρανο κυλίσεως (ρουλεμάν) με κωδικό 6003. Οι τιμές της εσωτερικής  $d$  και εξωτερικής  $D$  διαμέτρου του εδράνου και των λοιπών στοιχείων αυτού είναι οι εξής:

$$d = 17 \text{ mm}$$

$$D = 35 \text{ mm}$$

$$B = 10 \text{ mm}$$

$$C = 6 \text{ KN}$$

Πριν από τον υπολογισμό του εδράνου σε δυναμικό φορτίο, πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο.

$$\text{Ακτινικό φορτίο: } F_r = P_{K1} = 722 \text{ N}$$

$$\text{Αξονικό φορτίο: } F_a = 0$$

Υπολογίζουμε τον λόγο δυνάμεων:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 < e$$

Οπότε το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = XF_r = F_r = 722 \text{ N}$$

- **Συντελεστής ταχύτητας εδράνου A**

Ο άξονας 1 περιστρέφεται με στροφές  $n = 750 \text{ RPM}$ . Ο συντελεστής ταχύτητας  $f_n$  του εδράνου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (4.9)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{750}} = 0,35$$

- **Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου A**

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων λαμβάνεται ίση με 4000 h. Ο συντελεστής διάρκειας ζωής  $f_L$  του εδράνου προκύπτει χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \quad (4.10)$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{4000}{500}} = 2$$

- **Συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου A**

Ο συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου,  $f_t$ , λαμβάνεται ίσος με την μονάδα για θερμοκρασία  $t = 150^\circ\text{C}$ , δηλαδή:  $f_t = 1$ .

- **Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου A**

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:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (4.11)$$

$$C = 722 \text{ N} \frac{2}{0,35 \cdot 1}$$

$$C = 4126 \text{ N} = 4,13 \text{ KN}$$

Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο  $C = 6 \text{ KN} > 4,13 \text{ KN}$ , το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6003 είναι αποδεκτή.

### • Έδρανο στην Θέση K<sub>3</sub>

Για την θέση K<sub>3</sub> δεν απαιτείται υπολογισμός διότι τοποθετείται μεγαλύτερο έδρανο, ενώ οι φορτίσεις είναι ίδιες με αυτές της θέσης K<sub>1</sub>. Συνεπώς, από τον Πίνακα 4.3 εκλέγουμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο  $d = 20 \text{ mm}$  και επιλέγουμε σφαιρικό έδρανο κυλίσεως (ρουλεμάν) με κωδικό 6004. Οι τιμές της εσωτερικής  $d$  και εξωτερικής  $D$  διαμέτρου του εδράνου και των λοιπών στοιχείων αυτού είναι οι εξής:

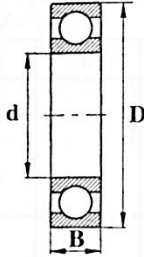
$$d = 20 \text{ mm}$$

$$D = 42 \text{ mm}$$

$$B = 12 \text{ mm}$$

$$C = 9,3 \text{ KN}$$

**Πίνακας 4.3:** Διαστάσεις και φορτία εδράνων κύλισης. Τριβείς σφαιρικοί με βαθύ αύλακα (DIN 625).

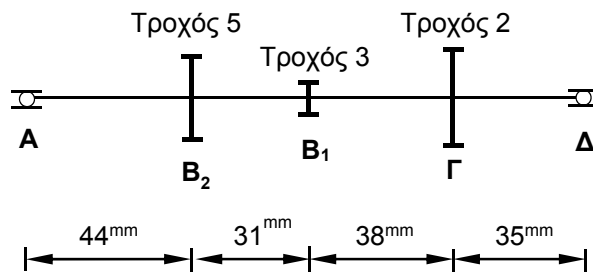


Χαρακτηριστικός αριθμός σφίξης	d mm	Σειρά 160				Σειρά 60				Σειρά 62				Σειρά 63				Σειρά 64			
		D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN
00	10					26	8	4,55	1,96	30	9	6	2,6	35	11	8,15	3,45				
01	12					28	8	5,1	2,36	32	10	6,95	3,1	37	12	9,65	4,15				
02	15	32	8	5,60	2,85	32	9	5,6	2,85	35	11	7,8	3,75	42	13	11,4	5,4				
03	17	35	8	6,00	3,25	35	10	6	3,25	40	12	9,5	4,75	47	14	13,4	6,55	62	17	23,6	11
04	20	42	8	6,95	4,05	42	12	9,3	5	47	14	12,7	6,55	52	15	17,3	8,5	72	19	30,5	15
05	25	47	8	7,20	4,65	47	12	10	5,85	52	15	14,3	8	62	17	22,4	11,4	80	21	36	19,3
06	30	55	9	11,2	7,35	55	13	12,7	8	62	16	19,3	11,2	72	19	29	16,3	90	23	42,5	23,3
07	35	62	9	12,2	8,8	62	14	16,3	10,4	72	17	25,5	15,3	80	21	33,5	19	100	25	55	31
08	40	68	9	13,2	10,2	68	15	17	11,8	80	18	29	18	90	23	42,5	25	110	27	63	36,5
09	45	75	10	15,6	12,2	75	16	20	14,3	85	19	32,5	20,4	100	25	53	32	120	29	76,5	45

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΞΟΝΑ 2 ΚΑΙ ΕΔΡΑΝΩΝ

### 5.1 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΚΑΙ ΡΟΠΕΣ ΑΞΟΝΑ 2

Ο άξονας 2 φαίνεται στο Σχήμα 5.1. Στις θέσεις  $B_2$ ,  $B_1$ ,  $\Gamma$  τοποθετούνται οι τροχοί 5, 3 και 2 αντίστοιχα, ενώ στις θέσεις  $A$  και  $\Delta$  τα έδρανα κύλισης.



Σχήμα 5.1: Πρόχειρη σχηματική παράσταση του άξονα 2. (ΚΛΙΜ. 1:1).

#### 5.1.1 Σύμπλεξη τροχών 3 και 4

Ο άξονας 2 φορτίζεται στη θέση  $\Gamma$  (θέση τροχού 2) και στη θέση  $B_1$  (θέση τροχού 3) με τις δυνάμεις  $P_{r2}, P_{t2}$  και  $P_{r3}, P_{t3}$  αντίστοιχα.

$$P_{r2} = 494 \text{ N}$$
$$P_{t2} = 1357 \text{ N}$$

$$P_{r3} = 1080 \text{ N}$$
$$P_{t3} = 2968 \text{ N}$$

- **Φόρτιση του άξονα 2 στο επίπεδο (x,y)**

Στο Σχήμα 5.2 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 2 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,y). Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως. Για την σχεδίαση των διαγραμμάτων ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

### Αντιδράσεις στις στηρίξεις

Για την ισορροπία του συστήματος στο επίπεδο  $(x, y)$  θέτουμε τις ροπές ως προς A και Δ ίσες με το μηδέν.

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση A:

$$\Sigma M_{\Delta} = 0$$

$$A_y \cdot (75 + 38 + 35)mm - P_{r3} \cdot (38 + 35)mm + P_{r2} \cdot 35 mm = 0$$

$$A_y \cdot 148 mm - 1080 \cdot 73 mm + 494 \cdot 35 mm = 0$$

$$A_y = 416 N$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Δ:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$P_{r3} \cdot 75 mm - P_{r2} \cdot (75 + 38)mm - \Delta_y \cdot (75 + 38 + 35)mm = 0$$

$$1080 \cdot 75 mm - 494 \cdot 113 mm - \Delta_y \cdot 148 mm = 0$$

$$\Delta_y = 170 N$$

### Ροπές στις χαρακτηριστικές θέσεις

Παίρνουμε τις ροπές των από αριστερά δυνάμεων ή των από δεξιά και βρίσκουμε:

Υπολογισμός της ροπής στη θέση B:

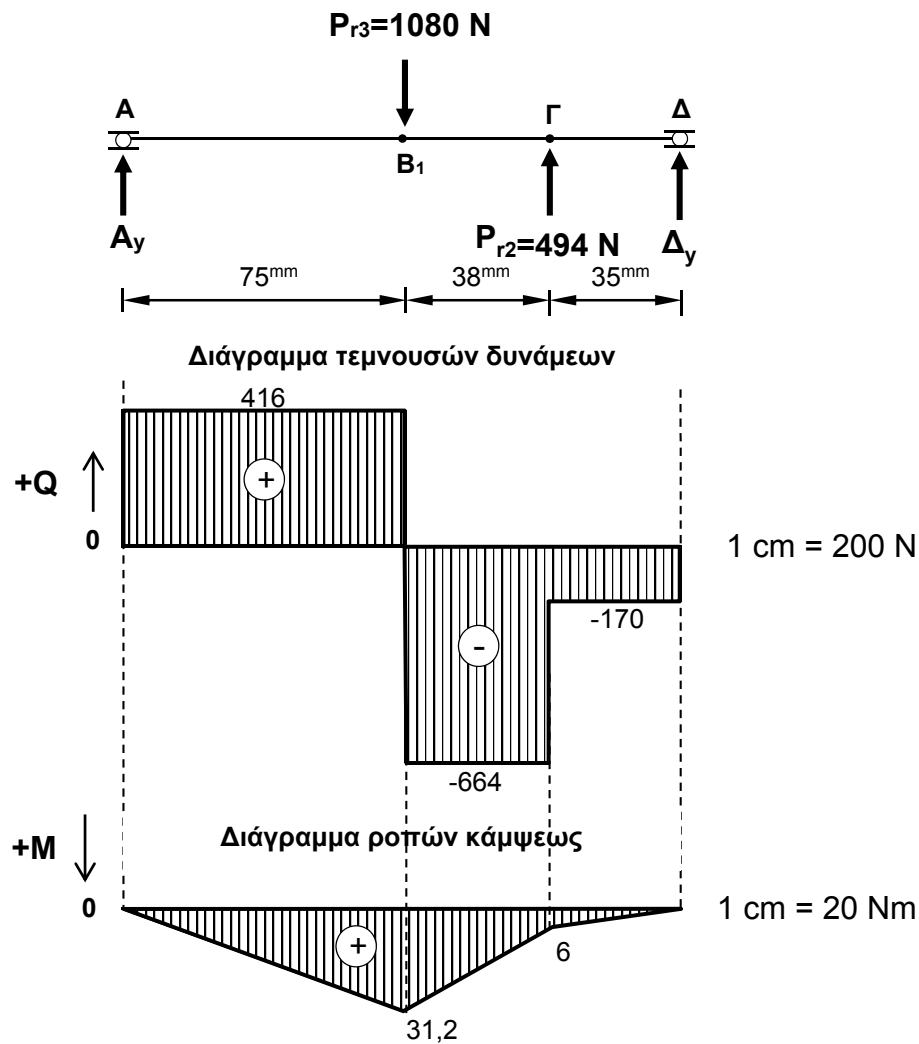
$$M_{B(x,y) \alpha\rho.} = A_y \cdot 75 mm = 416 N \cdot 75 mm = 31200 Nmm = 31,2 Nm$$

Υπολογισμός της ροπής στη θέση Γ:

$$M_{\Gamma(x,y) δεξ.} = \Delta_y \cdot 35 mm = 170 N \cdot 35 mm = 5950 Nmm = 6 Nm$$

### Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως

Σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως του άξονα 2 στο επίπεδο  $(x, y)$ .



**Σχήμα 5.2:** Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων (σε N) και ροπών κάμψεως (σε Nm) του άξονα 2 στο επίπεδο (x,y).

- **Φόρτιση του άξονα 2 στο επίπεδο (x,z)**

Στο Σχήμα 5.3 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 2 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,z). Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως. Για την σχεδίαση των διαγραμμάτων ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

### Αντιδράσεις στις στηρίξεις

Για την ισορροπία του συστήματος στο επίπεδο (x, z) θέτουμε τις ροπές ως προς A και Δ ίσες με το μηδέν.

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση A:

$$\Sigma M_{\Delta} = 0$$

$$A_z \cdot (75 + 38 + 35)mm - P_{t3} \cdot (38 + 35)mm + P_{t2} \cdot 35 mm = 0$$

$$A_z \cdot 148 \text{ mm} - 2968 \cdot 73 \text{ mm} + 1357 \cdot 35 \text{ mm} = 0$$

$$A_z = 1143 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Δ:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$P_{t3} \cdot 75 \text{ mm} - P_{t2} \cdot (75 + 38) \text{ mm} - \Delta_z \cdot (75 + 38 + 35) \text{ mm} = 0$$

$$2968 \cdot 75 \text{ mm} - 1357 \cdot 113 \text{ mm} - \Delta_z \cdot 148 \text{ mm} = 0$$

$$\Delta_z = 468 \text{ N}$$

### **Ροπές στις χαρακτηριστικές θέσεις**

Παίρνουμε τις ροπές των από αριστερά δυνάμεων ή των από δεξιά και βρίσκουμε:

Υπολογισμός της ροπής στη θέση Β:

$$M_{B(x,z) \alpha\rho.} = A_z \cdot 75 \text{ mm} = 1143 \text{ N} \cdot 75 \text{ mm} = 85725 \text{ Nmm} = 85,7 \text{ Nm}$$

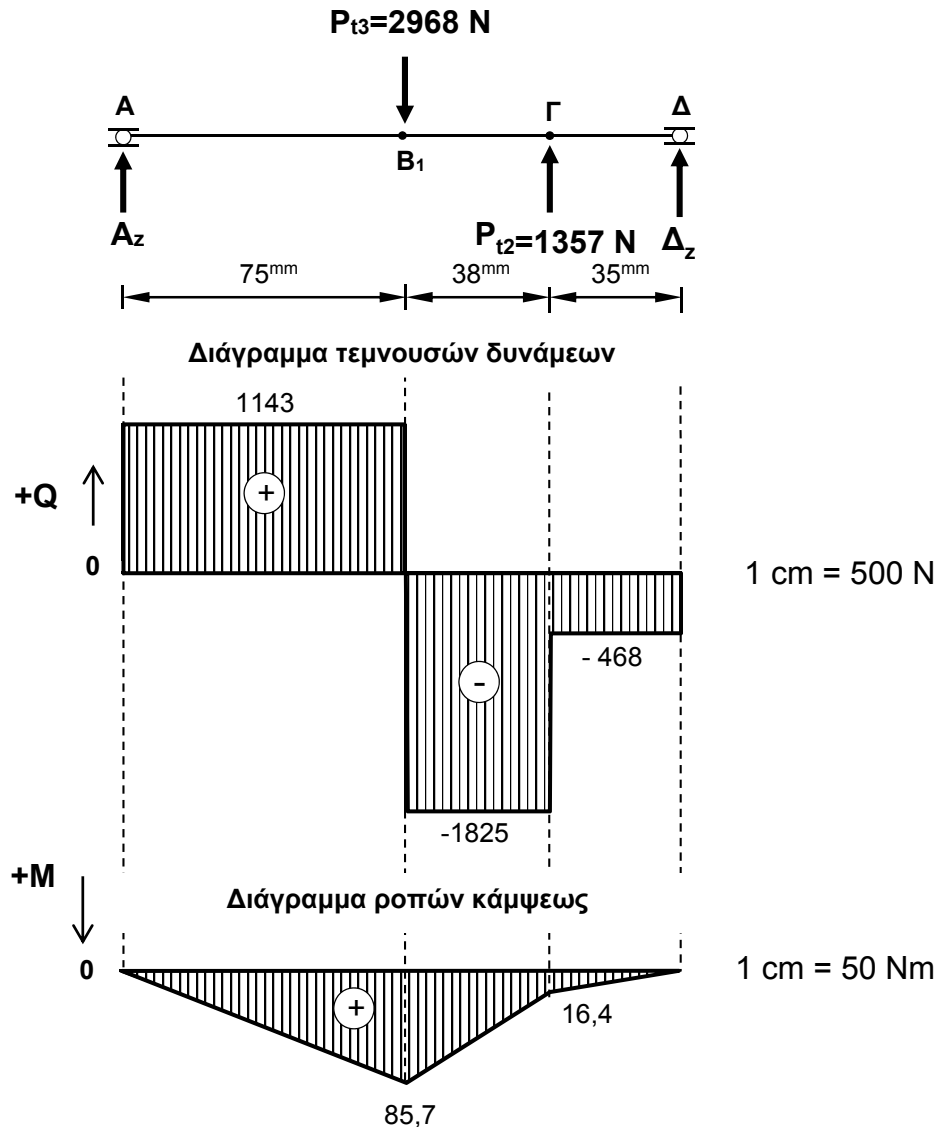
Υπολογισμός της ροπής στη θέση Γ:

$$M_{\Gamma(x,z) \delta\epsilon\xi.} = \Delta_z \cdot 35 \text{ mm} = 468 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm} = 16380 \text{ Nmm} = 16,4 \text{ Nm}$$

### **Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως**

Σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως του άξονα 2 στο επίπεδο (x,z).





**Σχήμα 5.3:** Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων (σε N) και ροπών κάμψεως (σε Nm) του άξονα 2 στο επίπεδο (x,z).

- **Σύνθεση δυνάμεων και ροπών των δύο επιπέδων (x,y) και (x,z)**

Συνθέτουμε τις δυνάμεις των δύο επιπέδων στις θέσεις στηρίξεως A και Δ και βρίσκουμε τις μέγιστες ακτινικές δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα του άξονα 2 ως εξής:

$$P_A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{416^2 + 1143^2} = 1216 \text{ N}$$

$$P_\Delta = \sqrt{\Delta_y^2 + \Delta_z^2} = \sqrt{170^2 + 468^2} = 498 \text{ N}$$

Συνθέτουμε τις ροπές των επιπέδων στις θέσεις B<sub>1</sub> και Γ καθόσον αυτές οι θέσεις είναι δυσμενέστερες και βρίσκουμε την μέγιστη καμπτική ροπή του άξονα 2 στις θέσεις B<sub>1</sub> και Γ ως εξής:

$$M_{B1} = \sqrt{M_{B1(x,y)}^2 + M_{B1(x,z)}^2} = \sqrt{31,2^2 + 85,7^2} = 91,2 \text{ Nm}$$

$$M_{\Gamma} = \sqrt{M_{\Gamma(x,y)}^2 + M_{\Gamma(x,z)}^2} = \sqrt{6^2 + 16,4^2} = 17,5 \text{ Nm}$$

Μεταξύ των παραπάνω μεγίστων η μεγαλύτερη ροπή κάμψης είναι αυτή που ασκείται στην θέση B<sub>1</sub> και έχει τιμή:

$$M_{max} = \max\{M_{B1}, M_{\Gamma}\} = \max\{91,2, 17,5\} = 91,2 \text{ Nm}$$

### 5.1.2 Σύμπλεξη τροχών 5 και 6

Ο άξονας 2 φορτίζεται στη θέση Γ (θέση τροχού 2) και στη θέση B<sub>2</sub> (θέση τροχού 5) με τις δυνάμεις P<sub>r2</sub>, P<sub>t2</sub> και P<sub>r5</sub>, P<sub>t5</sub> αντίστοιχα.

$$P_{r2} = 494 \text{ N}$$

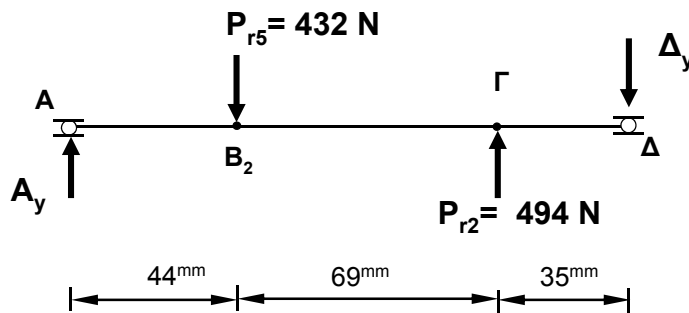
$$P_{t2} = 1357 \text{ N}$$

$$P_{r5} = 432 \text{ N}$$

$$P_{t5} = 1187 \text{ N}$$

- Φόρτιση του άξονα 2 στο επίπεδο (x,y)

Στο Σχήμα 5.4 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 2 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,y).



**Σχήμα 5.4:** Διάγραμμα ελεύθερου σώματος του άξονα 2 στο επίπεδο (x,y).

Ομοίως με την παράγραφο 5.1.1 υπολογίζουμε τις αντιδράσεις στις στηρίξεις και τις ροπές στις κρίσιμες θέσεις του άξονα 2 για το επίπεδο (x,y).

Αντίδραση στη θέση A:  $A_y = 186,7 \text{ N}$

Αντίδραση στη θέση Δ:  $\Delta_y = 248,7 \text{ N}$

Ροπή στη θέση B<sub>2</sub>:

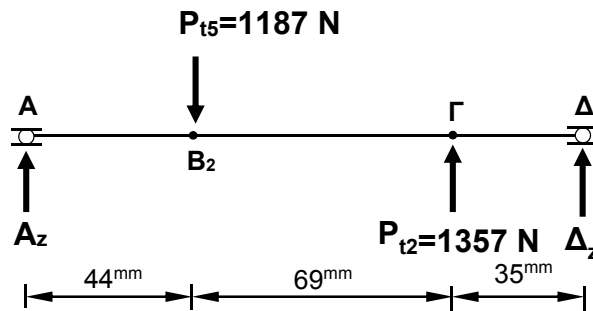
$$M_{B2(x,y)} = A_y \cdot 44 \text{ mm} = 186,7 \text{ N} \cdot 44 \text{ mm} = 8214,8 \text{ Nmm} = 8,2 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση Γ:

$$M_{\Gamma(x,y)} = -\Delta_y \cdot 35 \text{ mm} = -248,7 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm} = -8704,5 \text{ Nmm} = -8,7 \text{ Nm}$$

- **Φόρτιση του άξονα 2 στο επίπεδο (x,z)**

Στο Σχήμα 5.5 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 2 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,z).



**Σχήμα 5.5:** Διάγραμμα ελευθέρου σώματος του άξονα 2 στο επίπεδο (x,z).

Ομοίως με την παράγραφο 5.1.1 υπολογίζουμε τις αντιδράσεις στις στηρίξεις και τις ροπές στις κρίσιμες θέσεις του άξονα 2 για το επίπεδο (x,z).

Αντίδραση στη θέση Α:  $A_z = 513 \text{ N}$

Αντίδραση στη θέση Δ:  $\Delta_z = 683,2 \text{ N}$

Ροπή στη θέση B<sub>2</sub>:

$$M_{B2(x,z)} = A_z \cdot 44 \text{ mm} = 513 \text{ N} \cdot 44 \text{ mm} = 22572 \text{ Nmm} = 22,6 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση Γ:

$$M_{\Gamma(x,z)} = -\Delta_z \cdot 35 \text{ mm} = -683,2 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm} = -23912 \text{ Nmm} = -23,9 \text{ Nm}$$

- **Σύνθεση δυνάμεων και ροπών των δύο επιπέδων (x,y) και (x,z)**

Συνθέτουμε τις δυνάμεις των δύο επιπέδων στις θέσεις στηρίξεως Α και Δ και βρίσκουμε τις μέγιστες ακτινικές δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα του άξονα 1 ως εξής:

$$P_A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{186,7^2 + 513^2} = 546 \text{ N}$$

$$P_\Delta = \sqrt{\Delta_y^2 + \Delta_z^2} = \sqrt{248,7^2 + 683^2} = 727 \text{ N}$$

Συνθέτουμε τις ροπές των επιπέδων στις θέσεις B<sub>2</sub> και Γ καθόσον αυτές οι θέσεις είναι δυσμενέστερες και βρίσκουμε την μέγιστη καμπτική ροπή του άξονα 2 στις θέσεις B<sub>2</sub> και Γ ως εξής:

$$M_{B2} = \sqrt{M_{B2(x,y)}^2 + M_{B2(x,z)}^2} = \sqrt{8,2^2 + 22,6^2} = 24,06 \text{ Nm}$$

$$M_{\Gamma} = \sqrt{M_{\Gamma(x,y)}^2 + M_{\Gamma(x,z)}^2} = \sqrt{(-8,7)^2 + (-23,9)^2} = 25,4 \text{ Nm}$$

Μεταξύ των παραπάνω μεγίστων η μεγαλύτερη ροπή κάμψης είναι αυτή που ασκείται στην θέση Γ και έχει τιμή:

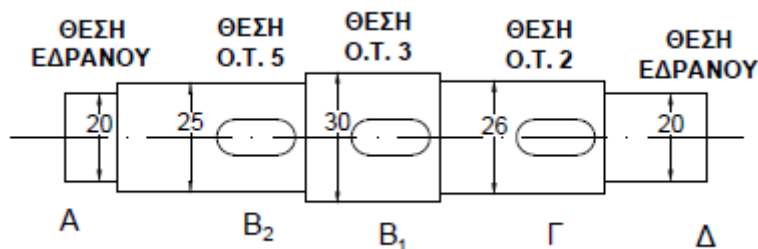
$$M_{max} = \max\{M_{B2}, M_{\Gamma}\} = \max\{24,06, 25,4\} = 25,4 \text{ Nm}$$

Παρατηρούμε ότι ο άξονας 2 καταπονείται με μεγαλύτερη ροπή κάμψης στην θέση B<sub>1</sub> κατά την σύμπλεξη των τροχών 3 και 4, με τιμή  $M_{B1} = 91,2 \text{ Nm}$ .

## 5.2 ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΔΙΑΒΑΘΜΙΣΕΩΝ ΑΞΟΝΑ 2

- Αρχική εκτίμηση διαμέτρων του άξονα 2

Πάνω στον άξονα 2 γίνεται συναρμογή των δύο εδράνων και των τροχών 2, 3 και 5 στις θέσεις Γ, B<sub>1</sub> και B<sub>2</sub> αντίστοιχα. Για την συναρμογή αυτών των στοιχείων γίνονται κατάλληλες διαβαθμίσεις στον άξονα, όπως φαίνονται στο Σχήμα 5.6. Λόγω των διαβαθμίσεων τις διαμέτρους του άξονα θα τις συμβολίσουμε με  $d_A, d_{B1}, d_{B2}, d_{\Gamma}, d_{\Delta}$ .



**Σχήμα 5.6:** Διαβαθμίσεις Άξονα 2. (ΚΛΙΜ. 1:2)

Το υλικό του άξονα είναι χάλυβας St60 και από τον Πίνακα 4.1 προκύπτει  $\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 63 \text{ N/mm}^2$  και  $\tau_{\varepsilon\pi} = 32 \text{ N/mm}^2$ . Ο συντελεστής σύνθετης καταπόνησης  $\alpha_o$  κατά Bach για όλκιμα υλικά, λαμβάνοντας υπόψη τις φορτίσεις οι οποίες είναι εναλλασσόμενη κάμψη  $\sigma_{bw} = 300 \text{ N/mm}^2$  και εναλλασσόμενη στρέψη  $\tau_w = 210 \text{ N/mm}^2$  προκύπτει όπως υπολογίστηκε στην παράγραφο 4.2:

$$\alpha_o = 0,82$$

Για τον υπολογισμό των διαμέτρων του άξονα 2 θα ξεκινήσουμε από το σημείο B<sub>1</sub> που βρίσκεται ο τροχός 3, το οποίο καταπονείται σε κάμψη και στρέψη.

- **Στρέψη και κάμψη στην θέση B<sub>1</sub>:**

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη και κάμψη στην θέση B υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης  $M_v$  και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη  $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$  ως εξής:

$$d_{B1} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vB1}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (5.1)$$

Όπου:

$$M_{v,B1} = \sqrt{M_{b,B1}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t,B1})^2} \quad (5.2)$$

$M_{b,B1} = 91,2 \text{ Nm}$  (παράγραφος 5.1, για τη σύμπλεξη των τροχών 3 και 4)

$M_{t,B1} = M_{t3} = 65,3 \text{ Nm}$  (παράγραφος 3.8)

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$M_{v,B} = \sqrt{91,2^2 + 0,75 \cdot (0,82 \cdot 65,3)^2} = 102,3 \text{ Nm}$$

Οπότε προκύπτει:

$$d_{B1} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{102300 \text{ N} \cdot \text{mm}}{63 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{B1} = 25,5 \text{ mm}$$

Στην θέση B<sub>1</sub> στερεώνεται ο τροχός 3 με σφήνα, συνεπώς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Για την θέση αυτή θέτουμε προσωρινή διάμετρο:

$$d_{B1} = 30 \text{ mm}$$

Στην συνέχεια επιλέγουμε έναν τυποποιημένο σφήνα, συμβουλευόμενοι τον Πίνακα 3.1. Για διαμέτρους 22 έως 30, ο σφήνας έχει διαστάσεις  $b \times h = 8 \times 7 \text{ mm}$  και βάθος σφηνοδρόμου στην άτρακτο  $4 \text{ mm}$ . Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_{B1} = 30 - 4 = 26 \text{ mm} > 25,5 \text{ mm}$$

- **Στρέψη και κάμψη στην θέση B<sub>2</sub>:**

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη και κάμψη στην θέση B<sub>2</sub> υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης  $M_v$  και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη  $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$  ως εξής:

$$d_{B2} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vB2}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (5.3)$$

Όπου:

$$M_{v,B2} = \sqrt{M_{b,B2}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t,B2})^2} \quad (5.4)$$

$$M_{b,B2} = 24,6 \text{ Nm} \text{ (παράγραφος 5.1, για τη σύμπλεξη των τροχών 5 και 6)}$$

$$M_{t,B2} = M_{t5} = 65,3 \text{ Nm} \text{ (παράγραφος 3.8)}$$

$$M_{v,B2} = \sqrt{24,6^2 + 0,75 \cdot (0,82 \cdot 65,3)^2} = 52,5 \text{ Nm}$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$d_{B2} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{52500 \text{ N} \cdot \text{mm}}{63 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{B2} = 20,4 \text{ mm}$$

Στην θέση B<sub>2</sub> στερεώνεται ο τροχός 5 με σφήνα, συνεπώς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Για την θέση αυτή θέτουμε προσωρινή διάμετρο:

$$d_{B2} = 25 \text{ mm}$$

Στην συνέχεια επιλέγουμε έναν τυποποιημένο σφήνα, συμβουλευόμενοι τον Πίνακα 3.1. Για διαμέτρους 22 έως 30, ο σφήνας έχει διαστάσεις  $b \times h = 8 \times 7 \text{ mm}$  και βάθος σφηνοδρόμου στην άτρακτο  $4 \text{ mm}$ . Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_{B2} = 25 - 4 = 21 \text{ mm} > 20,4 \text{ mm}$$

- **Στρέψη και κάμψη στην θέση Γ:**

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη και κάμψη στην θέση Γ υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης  $M_v$  και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη  $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$  ως εξής:

$$d_{\Gamma} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{v\Gamma}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (5.5)$$

Όπου:

$$M_{v,\Gamma} = \sqrt{M_{b,\Gamma}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t,\Gamma})^2} \quad (5.6)$$

$$M_{v,\Gamma} = \sqrt{25,4^2 + 0,75 \cdot (0,82 \cdot 66,8)^2} = 53,8 \text{ Nm}$$

$$M_{b,\Gamma} = 25,4 \text{ Nm} \text{ (παράγραφος 5.1, για τη σύμπλεξη των τροχών 5 και 6)}$$

$$M_{t,\Gamma} = M_{t5} = 66,8 \text{ Nm} \text{ (παράγραφος 3.8)}$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$d_r = 2,17 \sqrt[3]{\frac{53800 \text{ N} \cdot \text{mm}}{63 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_r = 20,6 \text{ mm}$$

Στην θέση Γ στερεώνεται ο τροχός 2 με σφήνα, συνεπώς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Για την θέση αυτή θέτουμε προσωρινή διάμετρο:

$$d_r = 26 \text{ mm}$$

Στην συνέχεια επιλέγουμε έναν τυποποιημένο σφήνα, συμβουλευόμενοι τον Πίνακα 3.1. Για διαμέτρους 22 έως 30, ο σφήνας έχει διαστάσεις  $b \times h = 8 \times 7 \text{ mm}$  και βάθος σφηνοδρόμου στην άτρακτο  $4 \text{ mm}$ . Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_r = 26 - 4 = 22 \text{ mm} > 20,6 \text{ mm}$$

Συνεπώς οι διαβαθμίσεις του άξονα 2 είναι οι εξής:

- Θέση εδράνου (Α) :  $d_A = 20 \text{ mm}$
- Θέση τροχού 3 (B<sub>1</sub>) :  $d_{B_1} = 30 \text{ mm}$
- Θέση τροχού 5 (B<sub>2</sub>) :  $d_{B_2} = 25 \text{ mm}$
- Θέση τροχού 2 (Γ) :  $d_r = 26 \text{ mm}$
- Θέση εδράνου (Δ) :  $d_\Delta = 20 \text{ mm}$

### 5.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΞΟΝΑ 2 ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ

#### • Μέγιστες ροπές στον άξονα

Η αντοχή του άξονα 2 θα ελεγχθεί για δυναμική καταπόνηση στην δυσμενέστερη θέση, η οποία είναι η θέση B<sub>1</sub>. Στην θέση αυτή ο άξονας έχει διάμετρο  $d_{B_1} = 30 \text{ mm}$  και υπάρχουν οι εξής φορτίσεις:

Μέγιστη ροπή κάμψης (εναλλασσόμενη):  $M_b = 91,2 \text{ Nm}$  (παράγραφος 5.1)

Μέγιστη ροπή στρέψης (εναλλασσόμενη):  $M_t = 65,3 \text{ Nm}$  (παράγραφος 3.8)

#### • Τάσεις άξονα στη θέση B<sub>1</sub>

##### Τάση κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης στην θέση B<sub>1</sub> υπολογίζεται με βάση την μέγιστη καμπτική ροπή  $M_b$  και την ροπή αντίστασης σε κάμψη  $W_b$  εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (5.7)$$

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής η ροπή αντίστασης για κάμψη δίνεται από την σχέση:

$$W_b \approx 0,1 \cdot d^3 \quad (5.8)$$

Συνδυάζοντας τις σχέσεις (5.7) και (5.8) προκύπτει:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{0,1 \cdot d_{B1}^3} = \frac{91200 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,1 \cdot (30 \text{ mm})^3} = 33,7 \text{ N/mm}^2$$

### Τάση στρέψης

Η τάση στρέψης υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης  $M_t$  και την ροπή αντίστασης σε στρέψη  $W_t$  εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad (5.9)$$

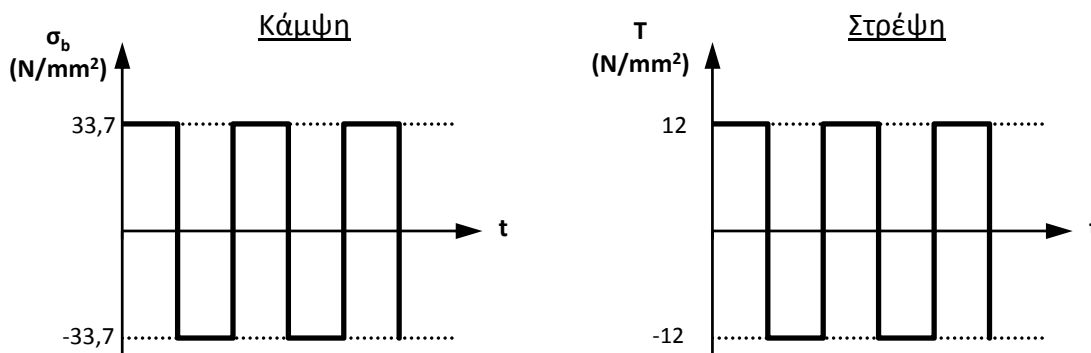
Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής η ροπή αντίστασης για στρέψη δίνεται από την σχέση:

$$W_t \approx 0,2 \cdot d^3 \quad (5.10)$$

Συνδυάζοντας τις σχέσεις (5.9) και (5.10) προκύπτει:

$$\tau = \frac{M_t}{0,2 \cdot d_{B1}^3} = \frac{65300 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,2 \cdot (30 \text{ mm})^3} = 12 \text{ N/mm}^2$$

Σύμφωνα με τους παραπάνω υπολογισμούς και λαμβάνοντας υπόψη ότι η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη εναλλασσόμενη, σχεδιάσουμε την μεταβολή της τάσης για κάθε περίπτωση, όπως δείχνει το Σχήμα 5.7.



**Σχήμα 5.7:** Μεταβολή τάσης για κάμψη και στρέψη.

Από το Σχήμα 5.7 βρίσκουμε τη μέση τιμή με την απόκλιση της κάθε μεταβαλλόμενης τάσης, ως εξής:

### Για κάμψη

Μέση τάση:  $\sigma_{bm} = 0 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης:  $\sigma_{ba} = 33,7 \text{ N/mm}^2$

### Για στρέψη

Μέση τάση:  $\tau_m = 0 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης:  $\tau_a = 12 \text{ N/mm}^2$



- **Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής**

Συντελεστές επιφανειακής κατάστασης  $\alpha_{ob}$  και  $\alpha_{ot}$

Για μέση τραχύτητα  $R = 6 \text{ έως } 8 \mu\text{m}$  και όριο θραύσης του χάλυβα St 60  $\sigma_B = 600 \text{ N/mm}^2$  από το διάγραμμα του Σχήμα 4.8 προκύπτει ο συντελεστής  $\alpha_{ob}$  για κάμψη. Ο συντελεστής  $\alpha_{ot}$  για στρέψη υπολογίζεται με κατάλληλη σχέση με βάση τον προηγούμενο συντελεστή της κάμψης.

Για κάμψη:  $\alpha_{ob} = 0,88$

Για στρέψη:  $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,88 + 0,425 = 0,93$

Συντελεστές μεγέθους  $\alpha_{gb}$  και  $\alpha_{gt}$

Από το διάγραμμα του Σχήματος 4.9 για διάμετρο άξονα  $d_{B1} = 30 \text{ mm}$  βρίσκουμε:

Για κάμψη:  $\alpha_{gb} = 0,82$

Για στρέψη:  $\alpha_{gt} = 0,91$

Συντελεστές εγκοπής (διαβαθμίσεων άξονα)  $\beta_{kb}$  και  $\beta_{kt}$

Από τα Σχήματα 4.10 και 4.11 για λόγο διαμέτρων  $D/d = 1,5$  και λόγο καμπυλότητας  $r/d = 0,03$  βρίσκουμε τους συντελεστές:

Για κάμψη:  $\beta_{kb} = 1,8$

Για στρέψη:  $\beta_{kt} = 1,56$

Με βάση τα παραπάνω υπολογίζουμε τους συνολικούς συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα, συνεπώς έχουμε:

Για κάμψη

$$f_b = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} = \frac{0,88 \cdot 0,82}{1,8} = 0,4$$

Για στρέψη

$$f_t = \frac{\alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} = \frac{0,93 \cdot 0,91}{1,56} = 0,54$$

- **Τιμές δυναμικής αντοχής  $\sigma_{AG}$  και  $\tau_{AG}$**

Λόγω της σύνθετης καταπόνησης σε κάμψη και στρέψη ο έλεγχος της δυναμικής αντοχής θα γίνει μέσω των ισοδύναμων τάσεων. Για τον υπολογισμό της ισοδύναμης τάσης αποκλίσεως απαιτείται να βρεθούν οι τιμές  $\sigma_{AG}$  και  $\tau_{AG}$  για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα. Οι τιμές αυτές είναι οριακές τιμές και προκύπτουν ανάλογα με τη μορφή των καταπονήσεων και με βάση την δυναμική αντοχή  $\sigma_A$  και  $\tau_A$  του χάλυβα St 60, όπως αυτή υπολογίζεται από τα διαγράμματα "Smith". Για την περίπτωση της εναλλασσόμενης κάμψης τίθεται  $\sigma_A = \sigma_{bw} = 300 \text{ N/mm}^2$ , ενώ για την περίπτωση της εναλλασσόμενης στρέψης  $\tau_A = \tau_w = 210 \text{ N/mm}^2$ .

Στην συνέχεια για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών  $\sigma_{AG}$  και  $\tau_{AG}$  λαμβάνονται υπόψη οι συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, δηλαδή:

Για κάμψη

$$\sigma_{AG} = f_b \cdot \sigma_A = 0,4 \cdot 300 \text{ N/mm}^2 = 120 \text{ N/mm}^2$$

Για στρέψη

$$\tau_{AG} = f_t \cdot \tau_A = 0,54 \cdot 210 \text{ N/mm}^2 = 113,4 \text{ N/mm}^2$$

- **Ισοδύναμες τάσεις**

Οι τιμές των ισοδύναμων τάσεων για την θέση Β<sub>1</sub> υπολογίζονται με τις παρακάτω σχέσεις ως εξής:

Ισοδύναμη μέση τάση

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} = 0$$

Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{33,7^2 + \left(\frac{120}{113,4}\right)^2 \cdot 12,3^2}$$
$$\sigma_{va} = 36,1 \text{ N/mm}^2$$

- **Συντελεστής ασφαλείας**

Για τον έλεγχο της δυναμικής αντοχής του άξονα 2 στην θέση Β<sub>1</sub> εφαρμόζουμε την ισοδύναμη μέση τάση  $\sigma_{vm} = 0$  στο διάγραμμα “Smith” της κάμψης και βρίσκουμε ότι η τιμή της δυναμικής αντοχής είναι:

$$\sigma_A = 300 \text{ N/mm}^2$$

Η τιμή αυτή μειώνεται με τον συνολικό συντελεστή μείωσης  $f_b$  για κάμψη και προκύπτει η ονομαστική τιμή  $\sigma_{NA}$  της δυναμικής αντοχής ως εξής:

$$\sigma_{NA} = f_b \cdot \sigma_A = 0,4 \cdot 300 \text{ N/mm}^2 = 120 \text{ N/mm}^2$$

Κατόπιν αυτού, ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας N του άξονα 2 υπολογίζεται την σχέση:

$$N = \frac{\sigma_{NA}}{\sigma_{va}} = \frac{120}{36,1} = 3,3$$

Ο συντελεστής ασφαλείας που προέκυψε είναι αποδεκτός, διότι η τιμή που βρήκαμε θεωρείται ικανοποιητική λαμβάνοντας υπόψη ότι η συνήθης τιμή αυτού του συντελεστή στις πρακτικές εφαρμογές λαμβάνεται μεταξύ 2 και 3.

## 5.4 ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΑΞΟΝΑ 2

Ο άξονας 2 στηρίζεται σε δύο βελονοειδή έδρανα κυλίσεως στις θέσεις Α και Δ. Η διάμετρος του άξονα στις θέσεις των εδράνων είναι:

$$d_A = d_\Delta = 20 \text{ mm}$$

Στον Πίνακα 5.1 αναζητάμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο  $d = 20 \text{ mm}$  και επιλέγουμε βελονοειδές έδρανο κυλίσεως (ρουλεμάν) με κωδικό NA 4904. Οι τιμές της εσωτερικής  $d$  και εξωτερικής  $D$  διαμέτρου του εδράνου και των λοιπών στοιχείων αυτού είναι οι εξής:

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$D = 37 \text{ mm}$$

$$B = 17 \text{ mm}$$

$$C = 21 \text{ KN}$$

Πριν από τον υπολογισμό του εδράνου σε δυναμικό φορτίο, πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο. Πρώτα βρίσκουμε το αξονικό και το ακτινικό φορτίο στη δυσμενέστερη φόρτιση η οποία παρατηρείται στο έδρανο Α, στην περίπτωση της σύμπλεξης των τροχών 3 και 4.

Ακτινικό φορτίο:  $F_r = P_A = 1216 \text{ N}$

Αξονικό φορτίο:  $F_a = 0$

Οπότε το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = X F_r = F_r = 1216 \text{ N}$$

- **Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Α**

Ο άξονας 1 περιστρέφεται με στροφές  $n = 250 \text{ RPM}$ . Ο συντελεστής ταχύτητας  $f_n$  του εδράνου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (5.11)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{250}} = 0,51$$

- **Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου Α**

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων λαμβάνεται ίση με 4000 h. Ο συντελεστής διάρκειας ζωής  $f_L$  του εδράνου προκύπτει χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \quad (5.12)$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{4000}{500}} = 2$$

- **Συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου A**

Ο συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου,  $f_t$ , λαμβάνεται ίσος με την μονάδα για θερμοκρασία  $t = 150^\circ C$ , δηλαδή:  $f_t = 1$ .

- **Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου A**

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:

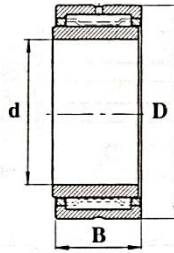
$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.13)$$

$$C = 1049 N \frac{2}{0,51 \cdot 1}$$

$$C = 4114 N = 4,1 KN$$

Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο  $C = 21 KN > 4,1 KN$ , το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του βελονοειδούς εδράνου NA 4904 είναι αποδεκτή. Το ίδιο έδρανο θα τοποθετηθεί επίσης και στη θέση Δ του άξονα 2.

**Πίνακας 5.1:** Τριβείς βελονοειδείς (DIN 625). Διαστάσεις και φορτία.

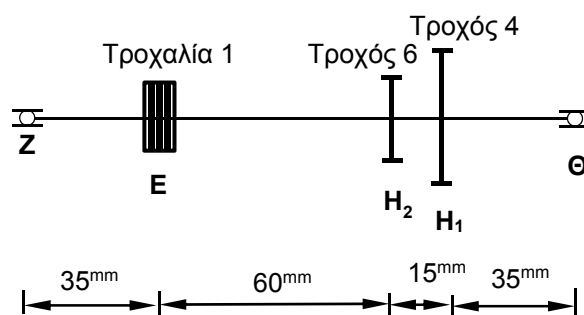


Χαρακτηριστικός αριθμός σφίξης	d mm	Σειρά NA 49				Σειρά NA 69				Χαρακτηριστικός αριθμός σφίξης	d mm	Σειρά NA 48			
		D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN	D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN			D mm	B mm	C kN	C <sub>0</sub> kN
<b>00</b>	10	22	13	<b>8,5</b>	9,2	από 07 διπλής σειράς				<b>22</b>	110	140	30	<b>94</b>	216
<b>01</b>	12	24	13	<b>9,4</b>	10,9	24	22	<b>16</b>	21,6	<b>24</b>	120	150	30	<b>99</b>	239
<b>02</b>	15	28	13	<b>10,6</b>	13,6	28	23	<b>17,3</b>	25,5	<b>26</b>	130	165	35	<b>118</b>	310
<b>03</b>	17	30	13	<b>11</b>	14,6	30	23	<b>18,6</b>	29	<b>28</b>	140	175	35	<b>120</b>	325
<b>04</b>	20	37	17	<b>21</b>	25,5	37	30	<b>36</b>	51	<b>30</b>	150	190	40	<b>152</b>	400
<b>05</b>	25	42	17	<b>23,6</b>	31,5	42	30	<b>39</b>	59	<b>32</b>	160	200	40	<b>160</b>	435
<b>06</b>	30	47	17	<b>25</b>	35,5	47	30	<b>43,5</b>	71	<b>34</b>	170	215	45	<b>185</b>	510
<b>07</b>	35	55	20	<b>31,5</b>	50	55	36	<b>48</b>	86	<b>36</b>	180	225	45	<b>194</b>	550
<b>08</b>	40	62	22	<b>43</b>	67	62	40	<b>66</b>	116	<b>38</b>	190	240	50	<b>227</b>	690
<b>09</b>	45	68	22	<b>45</b>	73	68	40	<b>69</b>	127	<b>40</b>	200	250	50	<b>230</b>	720
<b>10</b>	50	72	22	<b>47</b>	80	72	40	<b>73</b>	139	<b>44</b>	220	270	50	<b>243</b>	790
<b>11</b>	55	80	25	<b>58</b>	100	80	45	<b>90</b>	176	<b>48</b>	240	300	60	<b>355</b>	1080
<b>12</b>	60	85	25	<b>60</b>	108	85	45	<b>94</b>	191	<b>52</b>	260	320	60	<b>370</b>	1160
<b>13</b>	65	90	25	<b>61</b>	112	90	45	<b>95</b>	198	<b>56</b>	280	350	60	<b>450</b>	1300
<b>14</b>	70	100	30	<b>84</b>	156	100	54	<b>128</b>	265	<b>60</b>	300	380	80	<b>620</b>	1770
<b>15</b>	75	105	30	<b>86</b>	162	105	54	<b>130</b>	275	<b>64</b>	320	400	80	<b>630</b>	1850
<b>16</b>	80	110	30	<b>89</b>	174	110	54	<b>135</b>	300	<b>68</b>	340	420	80	<b>640</b>	1940
<b>17</b>	85	120	35	<b>111</b>	237	120	63	<b>166</b>	400	<b>72</b>	360	440	80	<b>660</b>	2020
<b>18</b>	90	125	35	<b>114</b>	250	125	63	<b>172</b>	425	<b>76</b>	380	480	100	<b>1000</b>	2900
<b>19</b>	95	130	35	<b>116</b>	260	130	63	<b>174</b>	440						
<b>20</b>	100	140	40	<b>128</b>	270										
<b>22</b>	110	150	40	<b>132</b>	290										
<b>24</b>	120	165	45	<b>181</b>	390										
<b>26</b>	130	180	50	<b>203</b>	470										
<b>28</b>	140	190	50	<b>209</b>	500										

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΞΟΝΑ 3 ΚΑΙ ΕΔΡΑΝΩΝ

### 6.1 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΚΑΙ ΡΟΠΕΣ ΑΞΟΝΑ 3

Ο άξονας 3 φαίνεται στο Σχήμα 6.1. Στη θέση E τοποθετείται η τροχαλία 1, στις θέσεις H<sub>1</sub>, H<sub>2</sub> τοποθετούνται οι τροχοί 4 και 6 αντίστοιχα, ενώ στις θέσεις Z και Θ τα έδρανα κύλισης.



Σχήμα 6.1: Πρόχειρη σχηματική παράσταση του άξονα 3. (ΚΛΙΜ. 1:1).

#### 6.1.1 Σύμπλεξη τροχών 3 και 4

Ο άξονας 3 φορτίζεται στη θέση E (θέση τροχαλίας 1), τη θέση H<sub>1</sub> (θέση τροχού 4) με τις δυνάμεις  $P_{Ey}, P_{Ez}$  και  $P_{r4}, P_{t4}$  αντίστοιχα.

$$P_{Ey} = 4080 \text{ N}$$

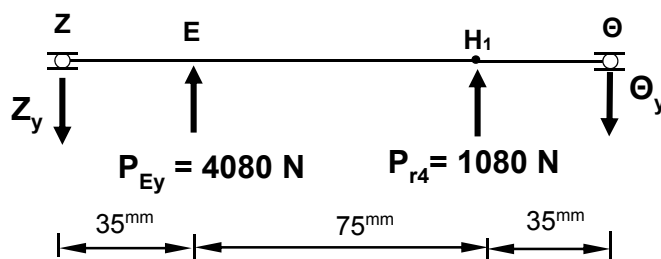
$$P_{Ez} = 865 \text{ N}$$

$$P_{r4} = 1080 \text{ N}$$

$$P_{t4} = 2968 \text{ N}$$

- Φόρτιση του άξονα 3 στο επίπεδο (x,y)

Στο Σχήμα 6.2 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 3 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,y).



Σχήμα 6.2: Διάγραμμα ελευθέρου σώματος του άξονα 3 στο επίπεδο (x,y).

Υπολογίζουμε τις αντιδράσεις στις στηρίξεις και τις ροπές στις κρίσιμες θέσεις του άξονα 3 για το επίπεδο (x,y).

Αντίδραση στη θέση Z:  $Z_y = 3356 \text{ N}$

Αντίδραση στη θέση Θ:  $\theta_y = 1804 \text{ N}$

Ροπή στη θέση E:

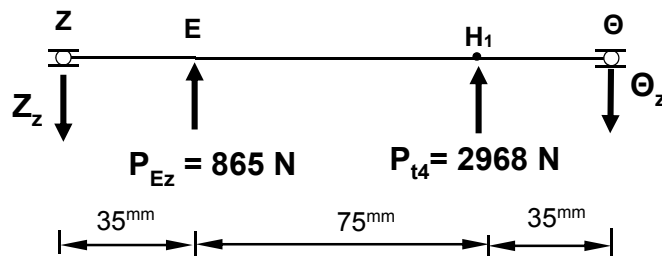
$$M_{E(x,y)} = -Z_y \cdot 35 \text{ mm} = -3356 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm} = -117460 \text{ Nmm} = -117,5 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση H<sub>1</sub>:

$$M_{H1(x,y)} = -\theta_y \cdot 35 \text{ mm} = -1804 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm} = -63140 \text{ Nmm} = -63,14 \text{ Nm}$$

- **Φόρτιση του άξονα 3 στο επίπεδο (x,z)**

Στο Σχήμα 6.3 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 3 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,z).



**Σχήμα 6.3:** Διάγραμμα ελευθέρου σώματος του άξονα 3 στο επίπεδο (x,z).

Υπολογίζουμε τις αντιδράσεις στις στηρίξεις και τις ροπές στις κρίσιμες θέσεις του άξονα 3 για το επίπεδο (x,z).

Αντίδραση στη θέση Z:  $Z_z = 1372,6 \text{ N}$

Αντίδραση στη θέση Θ:  $\theta_z = 2460,4 \text{ N}$

Ροπή στη θέση E:

$$M_{E(x,z)} = -Z_z \cdot 35 \text{ mm} = -1372,6 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm} = -48041 \text{ Nmm} = -48,04 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση H<sub>1</sub>:

$$M_{H1(x,z)} = -\theta_z \cdot 35 \text{ mm} = -2460,4 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm} = -86114 \text{ Nmm} = -86,11 \text{ Nm}$$

- **Σύνθεση δυνάμεων και ροπών των δύο επιπέδων (x,y) και (x,z)**

Συνθέτουμε τις δυνάμεις των δύο επιπέδων στις θέσεις στηρίξεως Z και Θ και βρίσκουμε τις μέγιστες ακτινικές δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα του άξονα 3 ως εξής:

$$P_z = \sqrt{Z_y^2 + Z_z^2} = \sqrt{3356^2 + 1372,6^2} = 3626 \text{ N}$$

$$P_{\theta} = \sqrt{\theta_y^2 + \theta_z^2} = \sqrt{1804^2 + 2460,4^2} = 3051 \text{ N}$$

Συνθέτουμε τις ροπές των επιπέδων στις θέσεις E και H<sub>1</sub> καθώς και αυτές οι θέσεις είναι δυσμενέστερες και βρίσκουμε την μέγιστη καμπτική ροπή του άξονα 3 στις θέσεις E και H<sub>1</sub> ως εξής:

$$M_E = \sqrt{M_{E(x,y)}^2 + M_{E(x,z)}^2} = \sqrt{(-117,5)^2 + (-48,04)^2} = 127 \text{ Nm}$$

$$M_{H1} = \sqrt{M_{H1(x,y)}^2 + M_{H1(x,z)}^2} = \sqrt{(-63,14)^2 + (-86,11)^2} = 106,8 \text{ Nm}$$

Μεταξύ των παραπάνω μεγίστων η μεγαλύτερη ροπή κάμψης είναι αυτή που ασκείται στην θέση E και έχει τιμή:

$$M_{max} = \max\{M_E, M_{H1}\} = \max\{127, 106,8\} = 127 \text{ Nm}$$

### 6.1.2 Σύμπλεξη τροχών 5 και 6

Ο άξονας 3 φορτίζεται στη θέση E (θέση τροχαλίας 1) και στη θέση H<sub>2</sub> (θέση τροχού 6) με τις δυνάμεις  $P_{Ey}, P_{Ez}$  και  $P_{r6}, P_{t6}$  αντίστοιχα.

$$P_{Ey} = 4080 \text{ N}$$

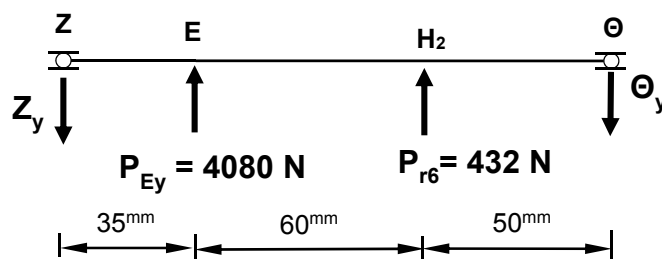
$$P_{Ez} = 865 \text{ N}$$

$$P_{r6} = 432 \text{ N}$$

$$P_{t6} = 1187 \text{ N}$$

- **Φόρτιση του άξονα 3 στο επίπεδο (x,y)**

Στο Σχήμα 6.4 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 3 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,y).



**Σχήμα 6.4:** Διάγραμμα ελευθέρου σώματος του άξονα 3 στο επίπεδο (x,y).

Υπολογίζουμε τις αντιδράσεις στις στηρίξεις και τις ροπές στις κρίσιμες θέσεις του άξονα 3 για το επίπεδο (x,y).



Αντίδραση στη θέση Z:  $Z_y = 3244 \text{ N}$

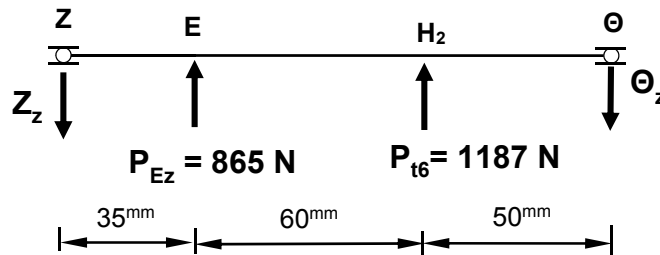
Αντίδραση στη θέση Θ:  $\theta_y = 1268 \text{ N}$

Ροπή στη θέση E:

$$M_{E(x,y)} = -Z_y \cdot 35 \text{ mm} = -3244 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm} = -113540 \text{ Nmm} = -113,54 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση H<sub>2</sub>:

$$M_{H_2(x,y)} = -\theta_y \cdot 35 \text{ mm} = -1268 \text{ N} \cdot 50 \text{ mm} = -63400 \text{ Nmm} = -63,4 \text{ Nm}$$



**Σχήμα 6.5:** Διάγραμμα ελευθέρου σώματος του άξονα 3 στο επίπεδο (x,z).

Υπολογίζουμε τις αντιδράσεις στις στηρίξεις και τις ροπές στις κρίσιμες θέσεις του άξονα 3 για το επίπεδο (x,z).

Αντίδραση στη θέση Z:  $Z_z = 1065,5 \text{ N}$

Αντίδραση στη θέση Θ:  $\theta_z = 3117,5 \text{ N}$

Ροπή στη θέση E:

$$M_{E(x,z)} = -Z_z \cdot 35 \text{ mm} = -1065,5 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm} = -37292,5 \text{ Nmm} = -37,3 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση H<sub>2</sub>:

$$M_{H_2(x,z)} = -\theta_z \cdot 35 \text{ mm} = -3117,5 \text{ N} \cdot 50 \text{ mm} = -155875 \text{ Nmm} = -155,9 \text{ Nm}$$

- **Σύνθεση δυνάμεων και ροπών των δύο επιπέδων (x,y) και (x,z)**

Συνθέτουμε τις δυνάμεις των δύο επιπέδων στις θέσεις στηρίξεως Z και Θ και βρίσκουμε τις μέγιστες ακτινικές δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα του άξονα 2 ως εξής:

$$P_Z = \sqrt{Z_y^2 + Z_z^2} = \sqrt{3244^2 + 1065,5^2} = 3414,5 \text{ N}$$

$$P_\theta = \sqrt{\theta_y^2 + \theta_z^2} = \sqrt{1268^2 + 3117,5^2} = 3365,5 \text{ N}$$

Συνθέτουμε τις ροπές των επιπέδων στις θέσεις E και H<sub>2</sub> καθώς οι θέσεις αυτές είναι δυσμενέστερες και βρίσκουμε την μέγιστη καμπτική ροπή του άξονα 2 στις θέσεις E και H<sub>2</sub> ως εξής:

$$M_E = \sqrt{M_{E(x,y)}^2 + M_{E(x,z)}^2} = \sqrt{(-113,54)^2 + (-37,5)^2} = 119,6 \text{ Nm}$$

$$M_{H_2} = \sqrt{M_{H_2(x,y)}^2 + M_{H_2(x,z)}^2} = \sqrt{(-63,4)^2 + (-155,9)^2} = 168,3 \text{ Nm}$$

Μεταξύ των παραπάνω μεγίστων η μεγαλύτερη ροπή κάμψης είναι αυτή που ασκείται στην θέση  $H_2$  και έχει τιμή:

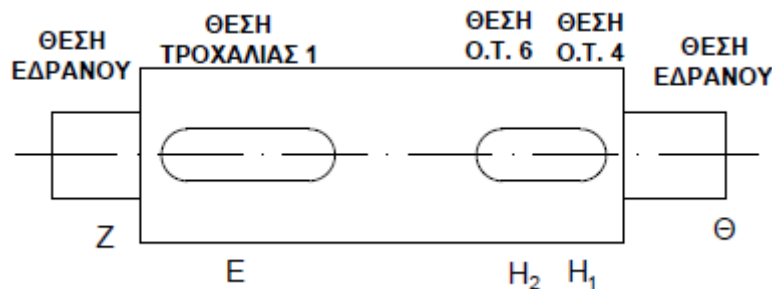
$$M_{max} = \max\{M_E, M_{H_2}\} = \max\{119,6, 168,3\} = 168,3 \text{ Nm}$$

Παρατηρούμε ότι ο άξονας 3 καταπονείται με μεγαλύτερη ροπή κάμψης στην θέση  $H_2$  κατά την σύμπλεξη των τροχών 5 και 6, με τιμή  $M_{H_2} = 168,3 \text{ Nm}$ .

## 6.2 ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΔΙΑΒΑΘΜΙΣΕΩΝ ΑΞΟΝΑ 3

- Αρχική εκτίμηση διαμέτρων του άξονα 3

Πάνω στον άξονα 3 γίνεται συναρμογή των δύο εδράνων (θέσεις  $Z, \Theta$ ), των τροχών 4, 6 και της τροχαλίας 1 στις θέσεις  $H_1, H_2$  και  $E$  αντίστοιχα. Για την συναρμογή αυτών των στοιχείων γίνονται κατάλληλες διαβαθμίσεις στον άξονα, όπως φαίνονται στο Σχήμα 6.6. Λόγω των διαβαθμίσεων τις διαμέτρους του άξονα θα τις συμβολίσουμε με  $d_Z, d_E, d_{H_1}, d_{H_2}, d_\Theta$ .



Σχήμα 6.6: Διαβαθμίσεις Άξονα 3.

Για τον υπολογισμό των διαμέτρων του άξονα 3 θα ξεκινήσουμε από την θέση της τροχαλίας 1,  $E$ , η οποία καταπονείται μόνο σε κάμψη και στρέψη.

- Στρέψη και κάμψη στην θέση  $E$ :

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη και κάμψη στην θέση  $E$  υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης  $M_v$  και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη  $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$  ως εξής:

$$d_E = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vE}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (6.1)$$

Όπου:

$$M_{v,E} = \sqrt{M_{b,E}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t,E})^2} \quad (6.2)$$

$M_{b,E} = 127 \text{ Nm}$  (παράγραφος 6.1.1, για σύμπλεξη των τροχών 3 και 4)

$M_{tE} = M_{t\text{τροχαλία } 1} = 252,12 \text{ Nm}$  (παράγραφος 3.10 για σύμπλεξη των τροχών 3 και 4, όπου  $n_{\text{τροχαλία } 1} = 62,5 \text{ RPM}$ )

Αντικαθιστώντας στην σχέση (6.2) προκύπτει:

$$M_{v,E} = \sqrt{127^2 + 0,75 \cdot (0,82 \cdot 252,12)^2} = 235 \text{ Nm}$$

Συνεπώς με αντικατάσταση στην σχέση (6.1) έχουμε:

$$d_E = 2,17 \sqrt[3]{\frac{235000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{63 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_E = 33,7 \text{ mm}$$

Στην θέση E στερεώνεται με σφήνα η τροχαλία 1, συνεπώς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Για την θέση αυτή θέτουμε προσωρινή διάμετρο:

$$d_E = 40 \text{ mm}$$

Στην συνέχεια επιλέγουμε έναν τυποποιημένο σφήνα, συμβουλευόμενοι τον Πίνακα 4.1. Για διαμέτρους 38 έως 44, ο σφήνας έχει διαστάσεις  $b \times h = 12 \times 8 \text{ mm}$  και βάθος σφηνοδρόμου στην άτρακτο  $5 \text{ mm}$ . Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_E = 40 - 5 = 35 \text{ mm} > 33,7 \text{ mm}$$

- **Στρέψη και κάμψη στην θέση H<sub>1</sub>:**

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη και κάμψη στην θέση H<sub>1</sub> υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης  $M_v$  και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη  $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$  ως εξής:

$$d_{H1} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vH1}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (6.3)$$

Όπου:

$$M_{v,H1} = \sqrt{M_{b,H1}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t,H1})^2} \quad (6.4)$$

$M_{b,H1} = 106,8 \text{ Nm}$  (παράγραφος 6.1.1, για σύμπλεξη των τροχών 3 και 4)

$M_{t,H1} = M_{t4}$  για σύμπλεξη των τροχών 3 και 4, όπου  $n_4 = 62,5 \text{ RPM}$

$$M_{t,H1} = M_{t4} = 9550 \frac{N_4}{n_4} = 9550 \frac{1,68 \text{ kW}}{62,5 \text{ RPM}} = 256,7 \text{ Nm}$$

Αντικαθιστώντας στην σχέση (6.4) προκύπτει:

$$M_{v,H1} = \sqrt{106,8^2 + 0,75 \cdot (0,82 \cdot 256,7)^2} = 221,5 \text{ Nm}$$

Με αντικατάσταση των τιμών στην σχέση (6.3) έχουμε:

$$d_{H1} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{221500 \text{ N} \cdot \text{mm}}{63 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{H1} = 33 \text{ mm}$$

Στην θέση H<sub>1</sub> στερεώνεται ο τροχός 4 με σφήνα, συνεπώς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Για την θέση αυτή θέτουμε προσωρινή διάμετρο:

$$d_{H1} = 40 \text{ mm}$$

Στην συνέχεια επιλέγουμε έναν τυποποιημένο σφήνα, συμβουλευόμενοι τον Πίνακα 4.1. Για διαμέτρους 38 έως 44, ο σφήνας έχει διαστάσεις  $b \times h = 12 \times 8 \text{ mm}$  και βάθος σφηνοδρόμου στην άτρακτο 5 mm. Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_{H1} = 40 - 5 = 35 \text{ mm} > 33 \text{ mm}$$

- **Στρέψη και κάμψη στην θέση H<sub>2</sub>:**

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη και κάμψη στην θέση H<sub>2</sub> υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης  $M_v$  και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη  $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$  ως εξής:

$$d_{H2} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vH2}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (6.5)$$

Όπου:

$$M_{v,H2} = \sqrt{M_{b,H2}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t,H2})^2} \quad (6.6)$$

$M_{b,H2} = 168,3 \text{ Nm}$  (παράγραφος 6.1.2, για σύμπλεξη των τροχών 5 και 6)

$M_{t,H2} = M_{t6}$  για σύμπλεξη των τροχών 5 και 6, όπου  $n_6 = 250 \text{ RPM}$

$$M_{t,H2} = M_{t6} = 9550 \frac{N_6}{n_6} = 9550 \frac{1,68 \text{ kW}}{250 \text{ RPM}} = 64,2 \text{ Nm}$$

Αντικαθιστώντας στην σχέση (6.6) προκύπτει:

$$M_{v,H2} = \sqrt{168,3^2 + 0,75 \cdot (0,82 \cdot 64,2)^2} = 174,36 \text{ Nm}$$

Με αντικατάσταση των τιμών στην σχέση (6.5) έχουμε:

$$d_{H2} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{174360 \text{ N} \cdot \text{mm}}{63 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{H2} = 30,5 \text{ mm}$$

Στην θέση H<sub>2</sub> στερεώνεται ο τροχός 6 με σφήνα, συνεπώς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Για την θέση αυτή θέτουμε προσωρινή διάμετρο:

$$d_{H2} = 40 \text{ mm}$$

Στην συνέχεια επιλέγουμε έναν τυποποιημένο σφήνα, συμβουλευόμενοι τον Πίνακα 4.1. Για διαμέτρους 38 έως 44, ο σφήνας έχει διαστάσεις  $b \times h = 12 \times 8 \text{ mm}$  και βάθος σφηνοδρόμου στην άτρακτο 5 mm. Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_{H2} = 40 - 5 = 35 \text{ mm} > 30,5 \text{ mm}$$

Συνεπώς οι διαβαθμίσεις του άξονα 3 είναι οι εξής:

- Θέση εδράνου (Z) :  $d_Z = 20 \text{ mm}$
- Θέση τροχαλίας 1 (E) :  $d_E = 40 \text{ mm}$
- Θέση τροχού 4 (H<sub>1</sub>) :  $d_{H1} = 40 \text{ mm}$
- Θέση τροχού 6 (H<sub>2</sub>) :  $d_{H2} = 40 \text{ mm}$
- Θέση εδράνου (Θ) :  $d_\Theta = 20 \text{ mm}$

### 6.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΞΟΝΑ 3 ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ

- **Μέγιστες ροπές στον άξονα**

Η αντοχή του άξονα 3 θα ελεγχθεί για δυναμική καταπόνηση στην δυσμενέστερη θέση, η οποία είναι η θέση E. Στην θέση αυτή ο άξονας έχει διάμετρο  $d_E = 40 \text{ mm}$  και υπάρχουν οι εξής φορτίσεις:

Μέγιστη ροπή κάμψης (εναλλασσόμενη):  $M_b = 127 \text{ Nm}$

Μέγιστη ροπή στρέψης (εναλλασσόμενη):  $M_t = 252,12 \text{ Nm}$

- **Τάσεις άξονα στη θέση H<sub>1</sub>**

#### Τάση κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης στην θέση E υπολογίζεται με βάση την μέγιστη καμπτική ροπή  $M_b$  και την ροπή αντίστασης σε κάμψη  $W_b$  εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (6.7)$$

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής η ροπή αντίστασης για κάμψη δίνεται από την σχέση:

$$W_b \approx 0,1 \cdot d^3 \quad (6.8)$$

Συνδυάζοντας τις σχέσεις (6.7) και (6.8) προκύπτει:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{0,1 \cdot d_E^3} = \frac{127000 \text{ Nmm}}{0,1 \cdot (40 \text{ mm})^3} = 19,8 \text{ N/mm}^2$$

#### Τάση στρέψης

Η τάση στρέψης υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης  $M_t$  και την ροπή αντίστασης σε στρέψη  $W_t$  εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad (6.9)$$

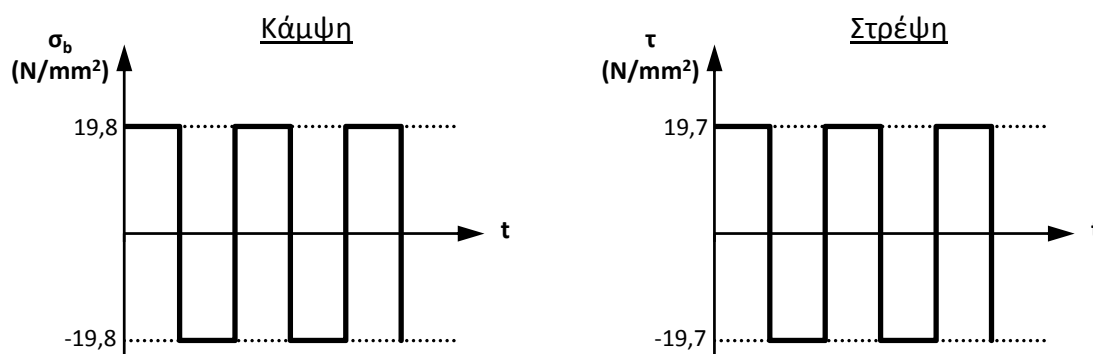
Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής η ροπή αντίστασης για στρέψη δίνεται από την σχέση:

$$W_t \approx 0,2 \cdot d^3 \quad (6.10)$$

Συνδυάζοντας τις σχέσεις (6.9) και (6.10) προκύπτει:

$$\tau = \frac{M_t}{0,2 \cdot d_E^3} = \frac{252120 \text{ Nmm}}{0,2 \cdot (40 \text{ mm})^3} = 19,7 \text{ N/mm}^2$$

Σύμφωνα με τους παραπάνω υπολογισμούς και λαμβάνοντας υπόψη ότι η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη εναλλασσόμενη, σχεδιάσουμε την μεταβολή της τάσης για κάθε περίπτωση, όπως δείχνει το Σχήμα 6.7.



**Σχήμα 6.7:** Μεταβολή τάσης για κάμψη και στρέψη.

Από το Σχήμα 6.7 βρίσκουμε τη μέση τιμή με την απόκλιση της κάθε μεταβαλλόμενης τάσης, ως εξής:

#### Για κάμψη

Μέση τάση:  $\sigma_{bm} = 0 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης:  $\sigma_{ba} = 19,8 \text{ N/mm}^2$

Για στρέψη

Μέση τάση:  $\tau_m = 0 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης:  $\tau_a = 19,7 \text{ N/mm}^2$

- **Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής**

Συντελεστές επιφανειακής κατάστασης  $\alpha_{ob}$  και  $\alpha_{ot}$

Για μέση τραχύτητα  $R = 6 \text{ έως } 8 \mu\text{m}$  και όριο θραύσης του χάλυβα St 60  $\sigma_B = 600 \text{ N/mm}^2$  από το διάγραμμα του Σχήμα 4.6 προκύπτει ο συντελεστής  $\alpha_{ob}$  για κάμψη. Ο συντελεστής  $\alpha_{ot}$  για στρέψη υπολογίζεται με κατάλληλη σχέση με βάση τον προηγούμενο συντελεστή της κάμψης.

Για κάμψη:  $\alpha_{ob} = 0,88$

Για στρέψη:  $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,88 + 0,425 = 0,93$

Συντελεστές μεγέθους  $\alpha_{gb}$  και  $\alpha_{gt}$

Από το διάγραμμα του Σχήματος 4.7 για διάμετρο άξονα  $d_E = 40 \text{ mm}$  βρίσκουμε:

Για κάμψη:  $\alpha_{gb} = 0,75$

Για στρέψη:  $\alpha_{gt} = 0,86$

Συντελεστές εγκοπής (διαβαθμίσεων άξονα)  $\beta_{kb}$  και  $\beta_{kt}$

Από τα Σχήματα 4.8 και 4.9 για λόγο διαμέτρων  $D/d = 2$  και λόγο καμπυλότητας  $r/d = 0,03$  βρίσκουμε τους συντελεστές:

Για κάμψη:  $\beta_{kb} = 2$

Για στρέψη:  $\beta_{kt} = 1,69$

Με βάση τα παραπάνω υπολογίζουμε τους συνολικούς συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα, συνεπώς έχουμε:

Για κάμψη

$$f_b = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} = \frac{0,88 \cdot 0,75}{2} = 0,33$$

Για στρέψη

$$f_t = \frac{\alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} = \frac{0,93 \cdot 0,86}{1,69} = 0,47$$

- **Τιμές δυναμικής αντοχής  $\sigma_{AG}$  και  $\tau_{AG}$**

Λόγω της σύνθετης καταπόνησης σε κάμψη και στρέψη ο έλεγχος της δυναμικής αντοχής θα γίνει μέσω των ισοδύναμων τάσεων. Για τον υπολογισμό της ισοδύναμης τάσης αποκλίσεως απαιτείται να βρεθούν οι τιμές  $\sigma_{AG}$  και  $\tau_{AG}$  για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα. Οι τιμές αυτές είναι οριακές τιμές και προκύπτουν ανάλογα με τη μορφή

των καταπονήσεων και με βάση την δυναμική αντοχή  $\sigma_A$  και  $\tau_A$  του χάλυβα St 60, όπως αυτή υπολογίζεται από τα διαγράμματα “Smith”. Για την περίπτωση της εναλλασσόμενης κάμψης τίθεται  $\sigma_A = \sigma_{bw} = 300 \text{ N/mm}^2$ , ενώ για την περίπτωση της εναλλασσόμενης στρέψης  $\tau_A = \tau_w = 210 \text{ N/mm}^2$ .

Στην συνέχεια για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών  $\sigma_{AG}$  και  $\tau_{AG}$  λαμβάνονται υπόψη οι συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, δηλαδή:

Για κάμψη

$$\sigma_{AG} = f_b \cdot \sigma_A = 0,33 \cdot 300 \text{ N/mm}^2 = 99 \text{ N/mm}^2$$

Για στρέψη

$$\tau_{AG} = f_t \cdot \tau_A = 0,47 \cdot 210 \text{ N/mm}^2 = 98,7 \text{ N/mm}^2$$

- **Ισοδύναμες τάσεις**

Οι τιμές των ισοδύναμων τάσεων για την θέση E υπολογίζονται με τις παρακάτω σχέσεις ως εξής:

Ισοδύναμη μέση τάση

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} = 0$$

Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{19,8^2 + \left(\frac{99}{98,7}\right)^2 \cdot 19,7^2}$$

$$\sigma_{va} = 28 \text{ N/mm}^2$$

- **Συντελεστής ασφαλείας**

Για τον έλεγχο της δυναμικής αντοχής του άξονα 3 στην θέση E εφαρμόζουμε την ισοδύναμη μέση τάση  $\sigma_{vm} = 0$  στο διάγραμμα “Smith” της κάμψης και βρίσκουμε ότι η τιμή της δυναμικής αντοχής είναι:

$$\sigma_A = 300 \text{ N/mm}^2$$

Η τιμή αυτή μειώνεται με τον συνολικό συντελεστή μείωσης  $f_b$  για κάμψη και προκύπτει η ονομαστική τιμή  $\sigma_{NA}$  της δυναμικής αντοχής ως εξής:

$$\sigma_{NA} = f_b \cdot \sigma_A = 0,33 \cdot 300 \text{ N/mm}^2 = 99 \text{ N/mm}^2$$

Κατόπιν αυτού, ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας N του άξονα 2 υπολογίζεται την σχέση:

$$N = \frac{\sigma_{NA}}{\sigma_{va}} = \frac{99}{28} = 3,5$$

Ο συντελεστής ασφαλείας που προέκυψε είναι αποδεκτός.



#### 6.4 ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΑΞΟΝΑ 3

Ο άξονας 3 στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις Z και Θ. Η διάμετρος του άξονα στις θέσεις των εδράνων είναι:

$$d_z = d_\theta = 20 \text{ mm}$$

Στον Πίνακα 4.2 αναζητάμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο  $d = 20 \text{ mm}$  και επιλέγουμε σφαιρικό έδρανο κυλίσεως (ρουλεμάν) με κωδικό 6004. Οι τιμές της εσωτερικής  $d$  και εξωτερικής  $D$  διαμέτρου του εδράνου και των λοιπών στοιχείων αυτού είναι οι εξής:

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$D = 42 \text{ mm}$$

$$B = 12 \text{ mm}$$

$$C = 9,3 \text{ KN}$$

Πριν από τον υπολογισμό του εδράνου σε δυναμικό φορτίο, πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο. Πρώτα βρίσκουμε το αξονικό και το ακτινικό φορτίο στη δυσμενέστερη φόρτιση η οποία παρατηρείται στο έδρανο Z, στην περίπτωση της σύμπλεξης των τροχών 3 και 4.

$$\text{Ακτινικό φορτίο: } F_r = P_z = 3626 \text{ N}$$

$$\text{Αξονικό φορτίο: } F_a = 0$$

Υπολογίζουμε τον λόγο δυνάμεων:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 < e$$

Οπότε το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = X F_r = F_r = 3626 \text{ N}$$

- **Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Z**

Ο άξονας 3 περιστρέφεται με στροφές  $n = 62,5 \text{ RPM}$ . Ο συντελεστής ταχύτητας  $f_n$  του εδράνου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (6.11)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{62,5}} = 0,81$$

- **Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου Z**

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων λαμβάνεται ίση με 4000 h. Ο συντελεστής διάρκειας ζωής  $f_L$  του εδράνου προκύπτει χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \quad (6.12)$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{4000}{500}} = 2$$

- **Συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου Z**

Ο συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου,  $f_t$ , λαμβάνεται ίσος με την μονάδα για θερμοκρασία  $t = 150^\circ C$ , δηλαδή:  $f_t = 1$ .

- **Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Z**

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:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (6.13)$$

$$C = 3626 N \frac{2}{0,81 \cdot 1}$$

$$C = 8953 N = 9 KN$$

Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο  $C = 9,3 KN > 9 KN$ , το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6004 είναι αποδεκτή. Το ίδιο έδρανο θα τοποθετηθεί επίσης και στη θέση Θ του άξονα 3.

## ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα Πτυχιακή Εργασία με τίτλο «Υπολογισμός στοιχείων κίνησης μικρού συμβατικού τόννου με τέσσερες ταχύτητες περιστροφής» μελετάται και σχεδιάζεται ένας μικρός συμβατικός τόννος με τέσσερις ταχύτητες. Η μελέτη περιλαμβάνει τον υπολογισμό της ισχύος του κινητήρα του τόννου, των στοιχείων μετάδοσης κίνησης (οδοντωτοί τροχοί, ιμάντες), των αξόνων, των εδράνων κύλισης και των σφηνών.

Ο κινητήρας του τόννου είναι δύο ταχυτήτων 750/1500 RPM και το τσοκ μπορεί να περιστρέφεται με τις εξής ταχύτητες: 25/50/100/200 RPM. Ο μηχανισμός μετάδοσης της κίνησης αποτελείται από τρία ζεύγη οδοντωτών τροχών και μια ιμαντοκίνηση με τραπεζοειδείς ιμάντες.

Το υλικό των αξόνων είναι χάλυβας St60 και των σφηνών C45, οι τροχαλίες έχουν κατασκευαστεί από χυτοσίδηρο, ενώ τα γρανάζια από σκληρυμένο χάλυβα σε βάθος (βελτιωμένος και βαμμένος).

Οι σχέσεις μετάδοσης των συμπλεκόμενων οδοντωτών τροχών και της ιμαντοκίνησης παρουσιάζονται παρακάτω:

Σύμπλεξη τροχών 1 και 2: πινιόν ο τροχός 1,  $i_1 = 3$

Σύμπλεξη τροχών 3 και 4: πινιόν ο τροχός 3,  $i_2 = 4$

Σύμπλεξη τροχών 5 και 6: πινιόν ο τροχός 5,  $i_3 = 1$

Ιμαντοκίνηση: Κινητήρια η τροχαλία 1 και  $i_4 = 2,5$

Στην εργασία προέκυψαν τα εξής συμπεράσματα:

- Υπολογίστηκε απαιτούμενη ισχύς του κινητήρα του τόννου λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες ισχύος στα στοιχεία του τόννου. Εκλέχθηκε κινητήρας 3 HP.
- Υπολογίστηκαν οι οδοντωτοί τροχοί που χρησιμοποιούνται για την μετάδοση ισχύος από άξονα σε άξονα:

### Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών 1 και 2

Module:  $m = 2$

Ύψος κεφαλής:  $h_k = m = 2 \text{ mm}$

Ύψος πόδα:  $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ mm}$

Ύψος οδόντα:  $h = h_k + h_f = 2 + 2,5 = 4,5 \text{ mm}$

### Τροχός 1

Αρχική διάμετρος:  $d_{01} = 42 \text{ mm}$

Βήμα (απόσταση μεταξύ οδόντων):

$$p_1 = \frac{\pi d_1}{z_1} = \frac{3,14 \cdot 42 \text{ mm}}{21} \Rightarrow p_1 = 6,28 \text{ mm}$$

Διάμετρος κεφαλής:  $d_{κ1} = d_{01} + 2 \cdot h_{κ} = 46 \text{ mm}$

Διάμετρος πόδα:  $d_{f1} = d_{01} - 2 \cdot h_f = 37 \text{ mm}$

Διάμετρος κύκλου εφαπτόμενου στην γραμμή επαφών:

$$d_{b1} = d_{01} \cdot \cos a = 42 \cdot \cos 20^\circ = 39,5 \text{ mm}$$

## Τροχός 2

Αρχική διάμετρος:  $d_{02} = 126 \text{ mm}$

Βήμα (απόσταση μεταξύ οδόντων):

$$p_2 = \frac{\pi d_2}{z_2} = \frac{3,14 \cdot 126 \text{ mm}}{63} \Rightarrow p_2 = 6,28 \text{ mm}$$

Διάμετρος κεφαλής:  $d_{κ2} = d_{02} + 2 \cdot h_{κ} = 130 \text{ mm}$

Διάμετρος πόδα:  $d_{f2} = d_{02} - 2 \cdot h_f = 121 \text{ mm}$

Διάμετρος κύκλου εφαπτόμενου στην γραμμή επαφών:

$$d_{b2} = d_{02} \cdot \cos a = 126 \cdot \cos 20^\circ = 118,4 \text{ mm}$$

## Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών 3 και 4

Module:  $m = 2$

Ύψος κεφαλής:  $h_{κ} = m = 2 \text{ mm}$

Ύψος πόδα:  $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ mm}$

Ύψος οδόντα:  $h = h_{κ} + h_f = 2 + 2,5 = 4,5 \text{ mm}$

## Τροχός 3

Αρχική διάμετρος:  $d_{03} = 44 \text{ mm}$

Βήμα (απόσταση μεταξύ οδόντων):

$$p_3 = \frac{\pi d_3}{z_3} = \frac{3,14 \cdot 44 \text{ mm}}{22} \Rightarrow p_3 = 6,28 \text{ mm}$$

Διάμετρος κεφαλής:  $d_{κ3} = d_{03} + 2 \cdot h_{κ} = 48 \text{ mm}$

Διάμετρος πόδα:  $d_{f3} = d_{03} - 2 \cdot h_f = 39 \text{ mm}$

Διάμετρος κύκλου εφαπτόμενου στην γραμμή επαφών:

$$d_{b3} = d_{03} \cdot \cos a = 44 \cdot \cos 20^\circ = 41,3 \text{ mm}$$

## Τροχός 4

Αρχική διάμετρος:  $d_{04} = 176 \text{ mm}$

Βήμα (απόσταση μεταξύ οδόντων):

$$p_4 = \frac{\pi d_4}{z_4} = \frac{3,14 \cdot 176 \text{ mm}}{88} \Rightarrow p_4 = 6,28 \text{ mm}$$

Διάμετρος κεφαλής:  $d_{κ4} = d_{04} + 2 \cdot h_{κ} = 180 \text{ mm}$

Διάμετρος πόδα:  $d_{f4} = d_{04} - 2 \cdot h_f = 171 \text{ mm}$

Διάμετρος κύκλου εφαπτόμενου στην γραμμή επαφών:

$$d_{b4} = d_{04} \cdot \cos a = 176 \cdot \cos 20^\circ = 165,3 \text{ mm}$$

### Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών 5 και 6

Module:  $m = 2,5$

Ύψος κεφαλής:  $h_\kappa = m = 2,5 \text{ mm}$

Ύψος πόδα:  $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 2,5 = 3,125 \text{ mm}$

Ύψος οδόντα:  $h = h_\kappa + h_f = 2,5 + 3,125 = 5,625 \text{ mm}$

### Τροχοί 5,6

Αρχική διάμετρος:  $d_{05} = d_{06} = 110 \text{ mm}$

Βήμα (απόσταση μεταξύ οδόντων):

$$p_5 = \frac{\pi d_5}{z_5} = \frac{3,14 \cdot 110 \text{ mm}}{44} \Rightarrow p_5 = p_6 = 7,85 \text{ mm}$$

Διάμετρος κεφαλής:  $d_{\kappa5} = d_{\kappa6} = d_{05} + 2 \cdot h_\kappa = 115 \text{ mm}$

Διάμετρος πόδα:  $d_{f5} = d_{f6} = d_{05} - 2 \cdot h_f = 103,75 \text{ mm}$

Διάμετρος κύκλου εφαπτόμενου στην γραμμή επαφών:

$$d_{b5} = d_{b6} = d_{05} \cdot \cos a = 110 \cdot \cos 20^\circ = 103,4 \text{ mm}$$

- Υπολογίστηκε η ιμαντοκίνηση με τραπεζοειδείς ιμάντες η οποία αποτελείται από δύο τροχαλίες διαμέτρων 125 mm και 315 mm αντίστοιχα. Ο ιμάντας που εκλέγεται είναι μικροτραπεζοειδής τύπου SPA με τα εξής χαρακτηριστικά:

Μεγάλο πλάτος τραπεζίου:  $b = 12,7 \text{ mm}$

Ύψος διατομής:  $h = 10 \text{ mm}$

Γωνία τραπεζίου:  $\alpha = 38^\circ$

Μικρό πλάτος τραπεζίου:  $b_{\text{μικρό}} = 6,1 \text{ mm}$

Επιφάνεια διατομής:  $A = 94 \text{ mm}^2$

Συντελεστής τριβής:  $\mu = 0,5$

Μέτρο ελαστικότητας σε κάμψη:  $E_b = 5 \text{ Kp/mm}^2$

Πυκνότητα υλικού:  $\rho = 1,2 \text{ Kg/dm}^3$

Μήκος ιμάντα:  $L_w = 1600 \text{ mm}$

Απόσταση των αξόνων των τροχαλιών:  $a = 444 \text{ mm}$

- Οι διαβαθμίσεις των αξόνων είναι οι εξής:

- ΑΞΟΝΑΣ 1:

Θέση εδράνου ( $K_1$ ):  $d_{K1} = 17 \text{ mm}$

Θέση τροχού 1 ( $K_2$ ):  $d_{K2} = 22 \text{ mm}$

Θέση εδράνου ( $K_3$ ):  $d_{K3} = 20 \text{ mm}$

Θέση σύνδεσης με κινητήρα ( $K_4$ ):  $d_{K4} = 20 \text{ mm}$

- ΑΞΟΝΑΣ 2:

Θέση εδράνου (A) :  $d_A = 20 \text{ mm}$   
Θέση τροχού 3 ( $B_1$ ) :  $d_{B1} = 30 \text{ mm}$   
Θέση τροχού 5 ( $B_2$ ) :  $d_{B2} = 25 \text{ mm}$   
Θέση τροχού 2 ( $\Gamma$ ) :  $d_\Gamma = 26 \text{ mm}$   
Θέση εδράνου ( $\Delta$ ) :  $d_\Delta = 20 \text{ mm}$

- ΑΞΟΝΑΣ 3:

Θέση εδράνου (Z) :  $d_Z = 20 \text{ mm}$   
Θέση τροχαλίας 1 (E) :  $d_E = 40 \text{ mm}$   
Θέση τροχού 4 ( $H_1$ ) :  $d_{H1} = 40 \text{ mm}$   
Θέση τροχού 6 ( $H_2$ ) :  $d_{H2} = 40 \text{ mm}$   
Θέση εδράνου ( $\Theta$ ) :  $d_\Theta = 20 \text{ mm}$

- Εκλέχθηκαν έδρανα στις θέσεις στήριξης με επαρκή αντοχή τουλάχιστον 4000 ώρες λειτουργίας:

- ΑΞΟΝΑΣ 1:

Ο άξονας 1 στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις  $K_1$  και  $K_3$ . Εκλέγουμε σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) με κωδικό 6003 και 6004 αντίστοιχα. Τα στοιχεία των εδράνων είναι τα εξής:

<u>6003</u>	<u>6004</u>
$d = 17 \text{ mm}$	$d = 20 \text{ mm}$
$D = 35 \text{ mm}$	$D = 42 \text{ mm}$
$B = 10 \text{ mm}$	$B = 12 \text{ mm}$
$C = 6 \text{ KN}$	$C = 9,3 \text{ KN}$

- ΑΞΟΝΑΣ 2:

Ο άξονας 2 στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις A και Δ. Εκλέγουμε βελονοειδή έδρανα κυλίσεως με κωδικό NA 4904. Τα στοιχεία του εδράνου είναι τα εξής:

$d = 20 \text{ mm}$   
 $D = 37 \text{ mm}$   
 $B = 17 \text{ mm}$   
 $C = 21 \text{ KN}$

- ΑΞΟΝΑΣ 3:

Ο άξονας 2 στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις Z και Θ. Εκλέγουμε σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) με κωδικό 6004. Τα στοιχεία του εδράνου είναι τα εξής:

$d = 20 \text{ mm}$   
 $D = 42 \text{ mm}$   
 $B = 12 \text{ mm}$   
 $C = 9,3 \text{ KN}$

- Έγινε έλεγχος σε δυναμική καταπόνηση. Ο έλεγχος έδειξε ότι η αντοχή των αξόνων είναι ικανοποιητική.

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Γκ. Μανσούρ, *Μηχανουργική Τεχνολογία - Εργαλειομηχανές Εργαλειομηχανές Αριθμητικού Ελέγχου NC – CNC*, Σημειώσεις, Τμήμα Αυτοματισμού, ΑΤΕΙ Θεσσαλονίκης, 2010
2. Λ. Λαζαρίδης, *Μηχανουργική Τεχνολογία*, Ίδρυμα Ευγενίδου, 1997
3. Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι., Στεργίου, *Στοιχεία Μηχανών II*, Σύγχρονη Εκδοτική, 2003
4. Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι., *Στοιχεία Μηχανών I*, Σύγχρονη Εκδοτική, 2003
5. Ανδρέας Γιαννόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών I, Οδηγός Επίλυσης Ασκήσεων Πράξης*, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα 2011.
6. Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών*, Τόμος Α, Εισαγωγή στο Σχεδιασμό Μηχανών, Εκδόσεις Τζιόλα, 2009.
7. Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών*, Τόμος Β, Στοιχεία Μεταφοράς Ισχύος, Εκδόσεις Τζιόλα, 2009.