

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΠΕΛΟΠΟΝΝΗΣΟΥ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΚΙΝΗΣΗΣ ΜΙΚΡΟΥ ΑΓΡΟΤΙΚΟΥ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΟΣ



ΜΠΟΥΛΟΥΜΠΑΣΗΣ ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ (Α.Μ. 7072)

ΠΑΠΑΝΤΩΝΟΠΟΥΛΟΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ (Α.Μ. 6922)

ΕΠΟΠΤΕΥΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ Δρ. ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ (ΑΝΑΠ. ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ)

ΠΑΤΡΑ 2021

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία πραγματεύεται την μελέτη, την ανάλυση και τον υπολογισμό των στοιχείων κίνησης ενός μικρού αγροτικού μηχανήματος. Εκπονήθηκε με στόχο την ολοκλήρωση των φοιτητικών μας υποχρεώσεων στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών (πρώην Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε.) του Πανεπιστημίου Πελοποννήσου (πρώην Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας (Πάτρα)).

Οι λόγοι που οδήγησαν στην επιλογή του παρόντος θέματος είναι ότι δίνεται η δυνατότητα να μελετηθούν εκτενέστερα τα στοιχεία μηχανών σε μια ολοκληρωμένη μελέτη και σε ένα πραγματικό πρόβλημα που θα κληθεί να αναλύσει ένας Μηχανολόγος Μηχανικός Τ.Ε. στην καθημερινότητα του.

Στο σημείο αυτό, θα επιθυμούσαμε να ευχαριστήσουμε θερμά τον επόπτη της παρούσας Πτυχιακής Εργασίας, κ. Γιαννόπουλο Ανδρέα, Αναπληρωτή Καθηγητή, για την εμπιστοσύνη που μας έδειξε με την ανάθεση του παρόντος θέματος. Ακόμα, θα θέλαμε να τον ευχαριστούμε για την βοήθεια και την καθοδήγηση του με στόχο την άρτια εκπόνηση της.

Τέλος, σημαντική υπήρξε η συμβολή και στήριξη των γονιών μας, κατά τη διάρκεια όλων των σπουδών μας. Η ενθάρρυνση τους αποτέλεσε και αποτελεί σημαντικό στοιχείο της μέχρι τώρα διαδρομής μας. Δεν θα μπορούσαμε όμως να παραλείψουμε την συμπαράσταση των φίλων και αδερφών μας σε όλη την πορεία μας αυτή. Η θετική τους ενέργεια συνέβαλλε σημαντικά στη διαδικασία αυτή.

Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστών: Οι κάτωθι υπογεγραμμένοι σπουδαστές έχουμε επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνουμε υπεύθυνα ότι είμαστε συγγραφείς αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, αναλαμβάνοντας την ευθύνη επί ολοκλήρου του κειμένου εξ ίσου, έχουμε δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μας όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποιήσαμε και λάβαμε ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνουμε επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχουμε ενσωματώσει στην εργασία μας προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχουμε πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχουμε αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Οι σπουδαστές

Μπουλούμπασης Αλέξανδρος

Παπαντωνόπουλος Γεώργιος



ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα Πτυχιακή Εργασία στοχεύει στον υπολογισμό των στοιχείων κίνησης ενός μικρού αγροτικού μηχανήματος

Με την ανάλυση των στοιχείων μηχανών που αποτελούν τα εξαρτήματα (συστήματα) για το αγροτικό μηχάνημα θα δοθούν οι απαραίτητες πληροφορίες με στόχο να κατανοηθεί πλήρως η λειτουργία του, με στόχο την δυνατότητα υπολογισμού των απαραίτητων μεγεθών. Η ανάλυση θα περιλαμβάνει τα βασικά είδη που λαμβάνουν χώρα στην μετάδοση της κίνησης όπως μάντες, οδοντωτοί τροχοί καθώς και έδρανα (κυλίσεως και ολίσθησης) δίνοντας έμφαση στα είδη, στο τρόπο λειτουργίας, στη συντήρηση κ.ά..

Το αγροτικό μηχάνημα που επιλέχθηκε ως περίπτωση μελέτης είναι ένα μηχάνημα που αποτελείται από βενζινοκινητήρα ισχύος 8 HP, 3000 RPM, δύο (2) ταχυτήτων. Επιπλέον, θα δίνεται η δυνατότητα οι ελαστικοί τροχοί να αφαιρούνται και να τοποθετούνται σκαπτικά εξαρτήματα. Η μελέτη θα περιλαμβάνει την ανάλυση των στοιχείων κίνησης όπως μάντας και οδοντωτοί τροχοί, καθώς και τον υπολογισμό των δυνάμεων που αναπτύσσονται στους τροχούς, στα έδρανα και στις ατράκτους. Επιπροσθέτως, θα πραγματοποιηθεί αναλυτική σχεδίαση των στοιχείων του αγροτικού μηχανήματος σύμφωνα με τα αποτελέσματα της μελέτης.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ	i
ΠΕΡΙΛΗΨΗ	iii
ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1
1. ΓΕΩΡΓΙΚΑ –ΑΓΡΟΤΙΚΑ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΑ	3
1.1. ΟΡΙΣΜΟΣ ΓΕΩΡΓΙΚΩΝ - ΑΓΡΟΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΩΝ	3
1.2. ΤΥΠΟΙ ΓΕΩΡΓΙΚΩΝ - ΑΓΡΟΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΩΝ	3
1.3. ΚΑΤΗΓΟΡΙΕΣ ΓΕΩΡΓΙΚΩΝ - ΑΓΡΟΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΩΝ	8
2. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ	10
2.1. ΑΞΟΝΕΣ - ΑΤΡΑΚΤΟΙ	10
2.2. ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ	11
2.2.1. ΕΙΔΗ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ	12
2.2.2. ΕΙΔΗ ΟΔΟΝΤΟΚΙΝΗΣΗΣ	15
2.2.3. ΒΑΣΙΚΟΣ ΝΟΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΣΗΣ	16
2.2.4. ΥΛΙΚΑ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ	17
2.2.5. ΛΙΠΑΝΣΗ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ	20
2.3. ΓΕΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΕΔΡΑΝΩΝ	21
2.3.1. ΈΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ	23
2.3.1.1. ΤΥΠΟΙ ΈΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ	24
2.3.1.2. ΦΟΡΤΙΣΗ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ	25
2.3.1.3. ΦΘΟΡΑ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ	26
2.3.1.4. ΛΙΠΑΝΣΗ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ	27
2.4. ΙΜΑΝΤΕΣ	28
2.4.1. ΕΙΔΗ ΙΜΑΝΤΩΝ	30
2.4.2. ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ – ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΙΜΑΝΤΩΝ	32
3. ΜΕΛΕΤΗ ΑΓΡΟΤΙΚΟΥ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΟΣ	34
3.1. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΤΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ	34
3.2. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΚΙΝΗΣΗΣ	37
3.3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗΣ	39
3.4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ	42
3.4.1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ 1-2	42

3.4.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ 3-4	48
3.4.3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ 5-6	54
3.5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΛΥΣΟΚΙΝΗΣΗΣ.....	58
3.6. ΑΤΡΑΚΤΟΙ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ	63
3.6.1. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ	63
3.6.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΤΡΑΚΤΟΥ Ι	65
3.6.3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΤΡΑΚΤΟΥ ΙΙ	65
3.6.4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΤΡΑΚΤΟΥ ΙΙΙ.....	71
3.6.5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΤΡΑΚΤΟΥ ΙV.....	77
3.6.6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΤΡΑΚΤΟΥ V	83
3.7. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ	90
3.7.1. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ	90
3.7.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ.....	91
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	94
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	95
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α.....	98

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1: α) Διαξονικός Τροχοφόρος Ελκυστήρας της Massey Ferguson έκδοση NEXT Edition, β) διαξονικοί ερπυστριοφόροι ελκυστήρες REX4 F/GE/GB/GT.....	4
Εικόνα 2: α) Ελκυστήρας για θέρμιση και αλώνισμα, β) διαξονικοί ερπυστριοφόροι ελκυστήρες REX4 F/GE/GB/GT	4
Εικόνα 3: Μονοαξονικός ελκυστήρας στο δρόμο.....	5
Εικόνα 4: α) Μονοαξονικοί ελκυστήρες και β) μονοσκαπτικό.....	5
Εικόνα 5: α) Τρίκυκλά και β) τετράτροχα βοηθητικό αγροτικό μηχάνημα.....	7
Εικόνα 6: Ρυμουλκόμενα μηχανήματα	7
Εικόνα 7: Έδρανα (α) κύλισης και (β) ολίσθησης	21
Εικόνα 8: Έδρανα κύλισης (α) ακτινικά έδρανα και (β) αξονικά έδρανα	24
Εικόνα 9: Δυνατότητα ακτινικής φόρτισης.....	25

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

Σχήμα 1: Παραδείγματα για άξονες α. ακίνητος άξονας πλήρης β. περιστρεφόμενος άξονας πλήρης [Πηγή: Decker, 2000].	10
Σχήμα 2: Παραδείγματα για ατράκτους α. άτρακτος πλήρης και β. άτρακτος διάτρητη [Πηγή: Decker, 2000].	11
Σχήμα 3: Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί.	13
Σχήμα 4: Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί.	14
Σχήμα 5: Ζευγάρι ατέρμονα κοχλία και οδοντωτού τροχού.	14
Σχήμα 6: Κοχλιωτοί οδοντωτοί τροχοί.	15
Σχήμα 7: Επαφή κατατομών οδόντων (βασικός νόμος οδόντωσης).	16
Σχήμα 8: Πινιόν τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα και πινιόν ολόσωμο με άξονα κάτω [Πηγή: Φασίλης, 2019].	18
Σχήμα 9: Πρόοψη και πλάγια όψη οδοντωτού τροχού.	19
Σχήμα 10: Απεικόνιση μεγάλου οδοντωτού τροχού.	19
Σχήμα 11: Έλεγχος στάθμης λαδιού.	20
Σχήμα 12: Απλό σύστημα ιμαντοκίνησης.	28
Σχήμα 13: Ιμάντας με τανυστήρα.	29
Σχήμα 14: Είδη μετάδοσης κίνησης.	29
Σχήμα 15: α) Σύστημα μετάδοσης κίνησης με επίπεδο ιμάντα και β) τροχαλία ιμάντα.	30
Σχήμα 16: Κατατομή τραπεζοειδούς ιμάντα.	31
Σχήμα 17: Διάταξη μετάδοσης κίνησης με οδοντωτό ιμάντα.	31
Σχήμα 18: Σχηματική παράσταση στοιχείων κίνησης μηχανήματος αγροτικού μηχανήματος (κάτοψη).	34
Σχήμα 19: Σχηματική παράσταση στοιχείων κίνησης μηχανήματος αγροτικού μηχανήματος (πρόοψη).	35
Σχήμα 20: Σχηματική παράσταση στοιχείων κίνησης μηχανήματος αγροτικού μηχανήματος (αριστερή πλάγια όψη).	36
Σχήμα 21: Επιλογή αλυσίδων κατά DIN 8187 [Πηγή: Ιακωβάκης, 2008].	61
Σχήμα 22: Περιοχές τρόπου λίπανσης κατά DIN 8195 (Ιακωβάκης, 2008).	62
Σχήμα 23: Δυνάμεις στην αλυσοκίνηση (Ιακωβάκης, 2008).	63
Σχήμα 24: Απεικόνιση δυνάμεων στην άτρακτο II.	66
Σχήμα 25: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου II στο οριζόντιο επίπεδο.	66
Σχήμα 26: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου II στο κάθετο επίπεδο.	67
Σχήμα 27: Διαγράμματα Q, M ατράκτου II στο οριζόντιο επίπεδο.	68
Σχήμα 28: Διαγράμματα Q, M ατράκτου II στο κάθετο επίπεδο.	69
Σχήμα 29: Σχέδιο ατράκτου II.	71
Σχήμα 30: Απεικόνιση δυνάμεων στην άτρακτο III.	71
Σχήμα 31: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου III στο οριζόντιο επίπεδο.	72
Σχήμα 32: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου III στο κάθετο επίπεδο.	72

Σχήμα 33: Διαγράμματα Q, M ατράκτου III στο οριζόντιο επίπεδο.	74
Σχήμα 34: Διαγράμματα Q, M ατράκτου III στο κάθετο επίπεδο.	75
Σχήμα 35: Σχέδιο ατράκτου III	77
Σχήμα 36: Απεικόνιση δυνάμεων στην άτρακτο IV.	77
Σχήμα 37: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου IV στο οριζόντιο επίπεδο.....	78
Σχήμα 38: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου IV στο κάθετο επίπεδο.	78
Σχήμα 39: Διαγράμματα Q,M ατράκτου IV στο οριζόντιο επίπεδο.	80
Σχήμα 40: Διαγράμματα Q,M ατράκτου IV στο κάθετο επίπεδο.	81
Σχήμα 41: Σχέδιο ατράκτου IV.	83
Σχήμα 42: Απεικόνιση δυνάμεων στην άτρακτο V.....	84
Σχήμα 43: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου V στο οριζόντιο επίπεδο.....	84
Σχήμα 44: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου V στο κάθετο επίπεδο.....	85
Σχήμα 45: Διαγράμματα Q, M ατράκτου V στο οριζόντιο επίπεδο.....	86
Σχήμα 46: Διαγράμματα Q, M ατράκτου V στο κάθετο επίπεδο.	88
Σχήμα 47: Σχέδιο ατράκτου V.	89

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 1: Κατηγορίες αγροτικών – γεωργικών μηχανημάτων.....	9
Πίνακας 2: Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα οδοντωτών τροχών	12
Πίνακας 3: Υλικά κατασκευής των οδοντωτών τροχών	18
Πίνακας 4: Επιλογή εδράνων σύμφωνα με τα βασικά στοιχεία έδρασης.....	22
Πίνακας 5: Διάφορα στοιχεία της κατασκευής.....	38
Πίνακας 6: Στοιχεία κίνησης μηχανήματος.	38
Πίνακας 7: Αποτελέσματα υπολογισμών ατράκτου II.....	70
Πίνακας 8: Αποτελέσματα υπολογισμών ατράκτου III.	76
Πίνακας 9: Αποτελέσματα υπολογισμών ατράκτου IV.	82
Πίνακας 10: Αποτελέσματα υπολογισμών ατράκτου V	89
Πίνακας 12: Αποτελέσματα υπολογισμών εδράνων.....	93

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η γεωργία είναι ένας τομέας που διακρίθηκε ραγδαία ανάπτυξη και οφειλόταν στην υιοθέτηση σύγχρονης τεχνολογίας. Στην ουσία η τεχνολογική ανάπτυξη είναι βασικός παράγοντας εξέλιξης του αγροτικού – γεωργικού εξοπλισμού. Με το πέρασμα των χρόνων δημιουργήθηκε μια μεγάλη ποικιλία γεωργικών μηχανημάτων. Η εξέλιξη αυτή ωφέλησε πολύ και παρουσιάζει πλήθος πλεονεκτημάτων, όπου τα βασικότερα είναι (Καμινάρη & Κωσταντινέα, 2016):

- Η αύξηση της παραγωγικότητας με ταυτόχρονη μείωση του χρόνου καλλιέργειας.
- Η μείωση της χειρωνακτικής εργασίας χωρίς όμως να μειώνεται η παραγωγικότητα και παράλληλα να βελτιώνονται οι συνθήκες εργασίας των αγροτών.
- Δυνατότητα παραγωγής μεγαλύτερων ποσοτήτων σε μικρότερο χρόνο και λιγότερες ανθρωπόωρες.
- Βελτίωση της ποιότητας των παραγόμενων προϊόντων με συνέπεια την ενίσχυση των τροφίμων στην αγορά.
- Εξοικονόμηση κεφαλαίων σε αγρότες και εταιρίες αφού εξοικονομούν κεφάλαια και εργασία.
- Δυνατότητα επέκτασης δραστηριοτήτων με επενδύσεις σε μηχανήματα και την συντήρηση αυτών.

Τα αγροτικά - γεωργικά μηχανήματα κατασκευάζονται με στόχο να μπορούν να βοηθήσουν ή να αντικαταστήσουν πολλές από τις εργασίες των αγροτών με απώτερο σκοπό να εκμεταλλευτούν όσον το δυνατόν περισσότερα από τα προαναφερόμενα οφέλη. Οι βασικές κατηγορίες επεξεργασίας γης, λίπανσης εδάφους και φυτών και συγκομιδής και μεταφοράς. Όμως μπορεί να πραγματοποιηθεί και ένας περεταίρω διαχωρισμός των μηχανημάτων που είναι οι ελκυστήρες, κατεργασίας εδάφους, σποράς – φύτευσης και λίπανσης, συγκομιδής, άρδευσης, κτηνοτροφίας, ανθοκομίας, κηποτεχνίας και κλαδέματος.

Ωστόσο, πολλές φορές τα αγροτικά - γεωργικά μηχανήματα δεν ταξινομούνται μόνο ως προς την γεωργική εργασία που μπορούν να εκτελέσουν, αλλά και σύμφωνα με χαρακτηριστικά όπως ισχύς κινητήρα/ων, είδος καυσίμου (πετρέλαιο, βενζίνη, υγραέριο, κ.ά.), αριθμός αξόνων (μονού άξονα, διπλού άξονα), είδος των μέσων προώσεων (τροχοφόρος, ερπυστριοφόρος, ημιαρπυστριοφόρος) και είδος χρήσης (γενική χρήση, βιομηχανικής χρήσης, κηπευτικής χρήσης) (Καλαϊτζής, 2010 ; Παπαϊωάννου Γεωργακοπούλου, 2015).

Η καλή λειτουργία των γεωργικών μηχανημάτων οφείλεται στην άρτια λειτουργία των στοιχείων μηχανών που το αποτελούν. Συγκεκριμένα τα στοιχεία μηχανών είναι τεμάχια

που η χρήση τους στοχεύει κατά κόρον στη συγκρότηση μηχανών, συσκευών και οργάνων. Βρίσκονται είτε ως μεμονωμένα στοιχεία (άτρακτοι, κοχλίες, οδοντωτοί τροχοί κ.ά.) είτε ως συστήματα που απαρτίζονται από πλήθος στοιχείων τα οποία δημιουργούν ένα ενιαίο σύνολο (έδρανα, βαλβίδες κ.ά.). Για την κατασκευή ενός μηχανήματος απαιτείται ο συνδυασμός των επιμέρους στοιχείων με συνέπεια να είναι απαραίτητο να χρειάζεται εκτεταμένη μελέτη και γνώση για την άρτια λειτουργία του (Καρβέλης και συν., 1999).

Τα στοιχεία μηχανών διακρίνονται σε κάποιες βασικές κατηγορίες, οι οποίες είναι τα στοιχεία σύνδεσης όπως κοχλίες, σφήνες, πείρους και διάφορες κολλήσεις (ηλεκτροσυγκολλήσεις, κόλλες, κ.ά.), στοιχεία έδρασης και μετάδοσης κίνησης όπως έδρανα (ολίσθησης και κύλισης), οδοντωτοί τροχοί, ιμάντες και αλυσίδες κίνησης και στοιχεία μεταφορών υγρών και αερίων όπως σωληνώσεις και εξαρτήματα αυτών, κρουνοί, κ.ά.. Τέλος, στα στοιχεία μηχανών μπορούν να συμπεριληφθούν οι ανοχές, η αντοχή και οι επιμετρημένες τάσεις διότι λαμβάνουν ουσιαστικά στην διαμόρφωση, στον σχεδιασμό και στον υπολογισμό των στοιχείων (Καρβέλης και συν., 1999).

Η παρούσα πτυχιακή εργασία στοχεύει στην μελέτη μικρού αγροτικού μηχανήματος, βενζινοκίνησης, με ισχύ 8 HP, στροφές 3000 RPM και δύο (2) ταχυτήτων. Θα πραγματοποιηθεί ανάλυση και υπολογισμός των επιμέρους στοιχείων μηχανών (ιμάντας, οδοντωτοί τροχοί, έδρανα, αλυσίδα) καθώς επίσης και των φορτίων που δέχονται οι άτρακτοι.

Στην συνέχεια ακολουθεί η δομή της εργασίας:

Στο 1^ο Κεφάλαιο περιγράφονται τα γεωργικά – αγροτικά μηχανήματα. Αρχικά δίνεται ο ορισμός των γεωργικών μηχανημάτων και οι τύποι αυτών και ακολουθεί η κατηγοριοποίηση των αγροτικών μηχανημάτων.

Στο 2^ο Κεφάλαιο γίνεται μια σύντομη αναφορά στα στοιχεία μηχανών. Συγκεκριμένα μέσα από μια βιβλιογραφική ανασκόπηση δίνονται πληροφορίες για τους άξονες – ατράκτους, τους οδοντωτούς τροχούς, τα έδρανα και τους ιμάντες. Σε κάθε ένα από τα ανωτέρω στοιχεία αναφέρονται οι κατηγορίες, τα υλικά κατασκευής καθώς και βασικές λεπτομέρειες που θα χρειαστούν με στόχο την διεκπεραίωση της μελέτης του μικρού αγροτικού μηχανήματος.

Στο 3^ο Κεφάλαιο πραγματοποιείται η μελέτη του αγροτικού μηχανήματος. Αρχικά γίνεται μια σύντομη περιγραφή της μετάδοσης κίνησης και δίνονται τα κατάλληλα σχέδια. Ακολουθεί ο υπολογισμός των στοιχείων κίνησης, της ιμαντοκίνησης, των οδοντωτών τροχών και της αυτοκίνησης. Έπειτα, πραγματοποιείται ο υπολογισμός των ατράκτων και ο υπολογισμός των εδράνων.

Τέλος, δίνονται τα συμπεράσματα της παρούσας πτυχιακής εργασίας καθώς και η βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε με σκοπό την διεκπεραίωση της.

1. ΓΕΩΡΓΙΚΑ –ΑΓΡΟΤΙΚΑΜΗΧΑΝΗΜΑΤΑ

1.1. ΟΡΙΣΜΟΣ ΓΕΩΡΓΙΚΩΝ - ΑΓΡΟΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΩΝ

Σύμφωνα με το Άρθρο 2 του Φ.Ε.Κ 1156/15-06-2009 «Αγροτικό μηχάνημα» καλείται:

- Κάθε μηχανοκίνητο όχημα που η βασική του χρήση είναι για την εκτέλεση γεωργικών – αγροτικών εργασιών που βασικό σκοπό έχουν είτε την παραγωγή γεωργικών προϊόντων όπως είναι κτηνοτροφικά, κηπευτικά, ανθοκομικά κ.ά., είτε την μεταφορά ανθρώπων, ζώων και πραγμάτων είτε αυτοτελώς, είτε με τη βοήθεια φερόμενων ή ελκυσόμενων μηχανημάτων, εργαλείων, ρυμουλκών.
- Το ρυμουλκόμενο αγροτικό όχημα(ρυμούλκα ή μηχάνημα), ελκυσόμενο ή ωθούμενο από το μηχανοκίνητο όχημα, το οποίο εκτελεί αυτοτελώς ή με τη βοήθεια του έλκοντος οχήματος τις γεωργικές εργασίες ή μεταφορές.

1.2. ΤΥΠΟΙ ΓΕΩΡΓΙΚΩΝ - ΑΓΡΟΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΩΝ

Οι βασικές κατηγορίες των αγροτικών μηχανημάτων σύμφωνα με το Άρθρο 2 του Φ.Ε.Κ 1156/15-06-2009, είναι οι ακόλουθες:

➤ *Έλκυστήρες*

Οι ελκυστήρες διαχωρίζονται σε διαξονικούς και μονοαξονικούς. Αναλυτικότερα ισχύει:

a) Διαξονικοί ελκυστήρες

- Οι διαξονικοί ελκυστήρες είτε γεωργικού είτε δασικού τύπου είναι τροχοφόροι ή ερπυστριοφόροι και φέρουν την μονάδα παραγωγής ισχύος καθώς τον εξοπλισμό μετάδοσης (τροχούς ή ερπύστριες) στις αναρτήσεις τριών σημείων και τους δυναμοδοτικούς άξονες με τη μεγαλύτερη δυνατή σχέση.



(α)



(β)

Εικόνα 1: α) Διαξονικός Τροχοφόρος Ελκυστήρας της Massey Ferguson έκδοση NEXT Edition, β) διαξονικοί ερπυστριοφόροι ελκυστήρες REX4 F/GE/GB/GT [Πηγή:α) <https://www.youtruck.gr/>, β) <https://www.condellispaul.gr/>]

- Διαξονικοί γεωργικοί ελκυστήρες ειδικών χρήσεων, σε αυτή την κατηγορία ανήκουν οι ελκυστήρες που αποτελούνται από ειδικό εξοπλισμό με στόχο την διεκπεραίωση ειδικών καλλιεργητικών εργασιών. Έχουν ειδικά χαρακτηριστικά όπως μεγάλο πλάτος και διασκελισμό, διπλούς τροχούς για την πραγματοποίηση είτε γεωργικών εργασιών πάνω από τα φυτά είτε για την καλλιέργεια ιδιόμορφων εδαφών.



(α)



(β)

Εικόνα 2: α) Ελκυστήρας για θέρμιση και αλώνισμα, β) διαξονικοί ερπυστριοφόροι ελκυστήρες REX4 F/GE/GB/GT

[Πηγή: Υπουργείο Αγροτικής Ανάπτυξης και Τροφίμων, 2012]

b) Μονοαξονικοί ελκυστήρες

- Μονοαξονικοί γεωργικοί ελκυστήρες καλούνται μηχανοκίμητα οχήματα που αποτελούνται από άξονα κίνησης και μπορούν να κινηθούν στις οδούς κάνοντας

χρήση ρυμουλκούμενου συστήματος. Ο βασικός στους εξοπλισμούς είναι δυναμοτικοί άξονες είτε ένας είτε δύο, άγκιστρό έλξης και τρακτερωτά ελαστικά. Η κίνηση επί των οδών πραγματοποιείται σύμφωνα με τον Κώδικα Οδικής Κυκλοφορίας.



*Εικόνα 3: Μονοαξονικός ελκυστήρας στο δρόμο
[Πηγή: Υπουργείο Αγροτικής Ανάπτυξης και Τροφίμων, 2012]*

- Μοτοσκαπτικά καλούνται τα μηχανοκίνητα οχήματα, που ως βασικό εξοπλισμό έχουν σκαπτική φρέζα, η οποία μπορεί να αντικατασταθεί με ελαστικούς τροχούς ή με μικρό ρυμουλκούμενο με δυνατότητα κίνησης επί των οδών. Η κίνηση επί των οδών πραγματοποιείται σύμφωνα με τον Κώδικα Οδικής Κυκλοφορίας.



(α)

Εικόνα 4: α) Μονοαξονικοί ελκυστήρες και β) μονοσκαπτικό

[Πηγή: <https://www.iordanidistools.gr/eshop>]



(β)

➤ **Αυτοπροωθούμενες μηχανές εκτέλεσης γεωργικών εργασιών**

- Μηχανήματα προετοιμασίας εδάφους, καλούνται τα μηχανοκίνητα οχήματα όπου αποτελούνται από κατάλληλο εξοπλισμό για την υλοποίηση γεωργικών εργασιών στο έδαφος πριν λάβει χώρα η διαδικασία της καλλιέργειας. Κάποια από τα μηχανήματα αυτού του τύπου είναι:
 - Ισοπεδωτές: ελαφριές ισοπεδώσεις του γεωργικού εδάφους.
 - Πτεροσυλλέκτες: καθαρισμός εδάφους από πέτρες.
 - Διανομείς: διανομή εδαφοβελτιωτικών.

b) Μηχανήματα περιποίησης φυτών, καλούνται τα μηχανοκίνητα οχήματα που διαθέτουν κατάλληλο εξοπλισμό με σκοπό την υλοποίηση γεωργικών εργασιών. Κάποια από τα μηχανήματα αυτού του τύπου είναι:

- Ψεκαστικά; ψεκασμός βελτιωτικών, φυτοφαρμάκων κ.ά.
- Σκαλιστικά: σκάλισμα εδάφους.
- Κλαδευτικά: κλάδεμα φυτών.
- Χλοοκοπτικά: κούρεμα πολύ χαμηλής βλάστησης.
- Φυτευτικά:φύτευσή συγκεκριμένων ειδών φυτών (συνήθως σε σπόρους).

c) Συλλεκτικά μηχανήματα γεωργικών προϊόντων ονομάζονται τα μηχανοκίνητα οχήματα όπου αποτελούνται από εξοπλισμό ιδανικό για την συλλογή γεωργικών προϊόντων όπως τα ακόλουθα:

- Θεριζοαλωνιστικές μηχανές, θεριστικές (δημητριακών, ψυχανθών κ.ά.).
- Βαμβακοσυλλεκτικές, τευτλοεξαγωγείς, καπνοσυλλεκτικές, μηχανήματα συλλογής λοιπών βιομηχανικών φυτών κ.ά.
- Χορτοκοπτικά, χορτοσυλλεκτικά, ενσιροκοπτικά (κτηνοτροφικών φυτών κ.ά.).
- Πατατοσυλλεκτικές, καροτομηχανές, μηχανές συλλογής κρεμμυδιών, τοματοσυλλεκτικές, αρακοσυλλεκτικές και συλλεκτικές λοιπών κηπευτικών προϊόντων.
- Μηχανές συλλογής αρωματικών φυτών, ανθοκομικών κ.λπ..
- Σταφυλοσυλλεκτικές, κ.ά.

d) Μηχανήματα γεωργικών και κτηνοτροφικών εγκαταστάσεων και εκμεταλλεύσεων καλούνται τα μηχανοκίνητα οχήματα τα οποία μπορούν αν υλοποιήσουν πλήθος εργασιών στις γεωργικές εγκαταστάσεις. Οι βασικές εγκαταστάσεις που συναντώνται καθώς και οι εργασίες που εκκαλούνται είναι:

- Κτηνοτροφικών εγκαταστάσεων: διαχωριστής ζωοτροφών, περιποίηση και καθαρισμού στάβλων κ.ά.
- Γεωργοκτηνοτροφικών εγκαταστάσεων: καθαρισμός εδάφους, αναμόχλευση εδάφους, καθαρισμού στάβλων, διαχείρισης ζωοτροφών κ.ά.
- Θερμοκηπιακών εγκαταστάσεων: θερμοκηπιακές εκμεταλλεύσεις και άλλων κύριων και βοηθητικών εργασιών κ.ά.
- Φυτωριακών εκμεταλλεύσεων: φυτωριακές εκμεταλλεύσεις (εξολκείας φυτών) και άλλων κύριων και βοηθητικών εργασιών
- Μελισσοκομικών εκμεταλλεύσεων.

➤ **Αγροτικά μηχανήματα πολλαπλών και ειδικών χρήσεων**

Σε αυτή την κατηγορία ανήκουν τα μηχανοκίνητα οχήματα τα οποία απαρτίζονται από εξοπλισμό με τεχνικά χαρακτηριστικά ιδανικά για την διεκπεραίωση ελαφριών γεωργικών εργασιών αργού, καλλωπισμό φυτών αλλά και

μεταφορών. Τα βασικά αγροτικά μηχανήματα πολλαπλών και ειδικών χρήσεων είναι τα ακόλουθα:

- Βοηθητικά αγροτικά οχήματα με τρεις τροχούς (τρίκυκλα).
- Βοηθητικά αγροτικά οχήματα με τέσσερις τροχούς (τετράτροχα) π.χ. μικρό φορτηγό, ελαφρού τύπου οχήματα και τύπου Υπομογ.
- Μηχανήματα αγροτικού τύπου πολλαπλών χρήσεων (Α.Μ.Π.Χ).



(α)

(β)

Εικόνα 5: α) Τρίκυκλά και β) τετράτροχα βοηθητικό αγροτικό μηχανήματα
[Πηγή: α) <https://www.iordanidistools.gr/eshop> και β) Arctic Cat Hellas]

➤ Ρυμουλκούμενα

- Ρυμούλκες καλούνται τα οχήματα είτε μονοαξονικά είτε διαξονικά τα οποία είναι ελκυσόμενα από αγροτικά οχήματα, κιβωτάμαξα με σκοπό την μεταφορά είτε προϊόντων είτε ανθρώπων (εργατών – αγροτών) είτε γεωργικών αποβλήτων.
- Ρυμουλκούμενα μηχανήματα καλούνται τα οχήματα μονού ή διπλού άξονα και είναι ελκυσόμενα από μηχανοκίνητα οχήματα που παρέχουν την δυνατότητα εκτέλεσης συγκεκριμένων γεωργικών εργασιών σύμφωνα με τις προδιαγραφές κατασκευής τους.

Και στις δύο περιπτώσεις η κίνηση τους επί των οδών πραγματοποιείται σύμφωνα με τον Κώδικα Οδικής Κυκλοφορίας καθώς και ο εξοπλισμός που φέρουν βασίζεται στις ισχύουσες διατάξεις.



Εικόνα 6: Ρυμουλκούμενα μηχανήματα
[Πηγή: <https://www.fotopoulos-s.gr/platformes-metaforas-karotses/>]

➤ **Δασικά μηχανήματα**

➤ **Αγροτικά μηχανήματα μεταφοράς σιτηρών και λοιπών γεωργικών προϊόντων**

Τα μηχανήματα, αγροτικών μεταφορών σιτηρών και λοιπών γεωργικών προϊόντων διαχωρίζονται ογκομετρικά οχήματα μεταφοράς σιτηρών και οχήματα χύδην μεταφοράς αναλυτικότερα ισχύουν τα ακόλουθα:

- Ογκομετρικά οχήματα μεταφοράς σιτηρών καλούνται τα μηχανοκίνητα οχήματα που αποτελούνται από εξοπλισμό οχήματος όπου στην θέση της κιβωτάμαξας υπάρχει ειδική ογκομετρική συσκευή και μηχανισμός εκκένωσης. Βασικό χαρακτηριστικό τους είναι ότι η κατασκευή τους δίνει την δυνατότητα κίνησης στους χώρους των θεριζοαλωνιστικών μηχανών και μεταφοράς προϊόντων που προέρχονται από την συγκομιδή στους αποθηκευτικούς χώρους.
- Οχήματα χύδην μεταφοράς καλούνται τα μηχανοκίνητα οχήματα που αποτελούνται από εξοπλισμό οχήματος και με κιβωτάμαξα κατάλληλα διαμορφωμένη με στόχο την μεταφορά των προϊόντων που συλλέγονται από την συγκομιδή, από τις συλλεκτικές μηχανές και μεταφέρονται στους χώρους αποθήκευσης ή παράδοσης.

Και στις δύο περιπτώσεις η κίνηση τους επί των οδών πραγματοποιείται γίνεται σύμφωνα με τον Κώδικα Οδικής Κυκλοφορίας καθώς και ο εξοπλισμός που φέρουν βασίζεται στις ισχύουσες διατάξεις.

➤ **Αγροτικά μηχανήματα φερόμενα επί αυτοκινήτων**

Τα αγροτικά μηχανήματα φερόμενα επί αυτοκινήτου καλούνται τα μηχανοκίνητα οχήματα με φέροντα οργανισμό αυτοκινήτου, επί του οποίου στη θέση της κιβωτάμαξας προσαρμόζονται συσκευές για την εκτέλεση συγκεκριμένου έργου. Τα βασικότερα αγροτικά μηχανήματα φερόμενα επί αυτοκινήτου είναι: απορροφητήρες φορτοεκφόρτωσης σιτηρών, αλωνιστικές μηχανές, εκκοκκιστικές μηχανές, σποροδιαλογείς (σιτοκαθαριστήρια κ.λπ.) κ.ά..

➤ **Οχήματα αμφισβητούμενου χαρακτήρα**

Τα οχήματα αμφισβητούμενου χαρακτήρα καλούνται τα μηχανοκίνητα οχήματα τα οποία η κατάταξή τους αμφισβητείται στα αγροτικά μηχανήματα λόγω των τεχνικών χαρακτηριστικών και των εργασιών που μπορούν να πραγματοποιήσουν.

1.3. ΚΑΤΗΓΟΡΙΕΣ ΓΕΩΡΓΙΚΩΝ - ΑΓΡΟΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΩΝ

Τα γεωργικά - αγροτικά μηχανήματα κάθε τύπου μπορούν να διαχωριστούν και να ταξινομηθούν σε κατηγορίες λαμβάνοντας υπόψη πλήθος κριτηρίων, εκ των οποίων τα βασικότερα είναι (Καλαϊτζής, 2010):

- ισχύς κινητήρων
- είδος καυσίμου που χρησιμοποιείται
- αριθμός αξόνων
- αριθμός κινητήριων τροχών
- είδος μέσων πρόωσης
- είδος βασικής γεωργικής εργασίας που θα εκτελούν
- ειδικά χαρακτηριστικά.

Στην συνέχεια δίνεται ο Πίνακας 1 με τον περαιτέρω διαχωρισμός των αγροτικών – γεωργικών μηχανημάτων σύμφωνα με τα προαναφερόμενα κριτήρια.

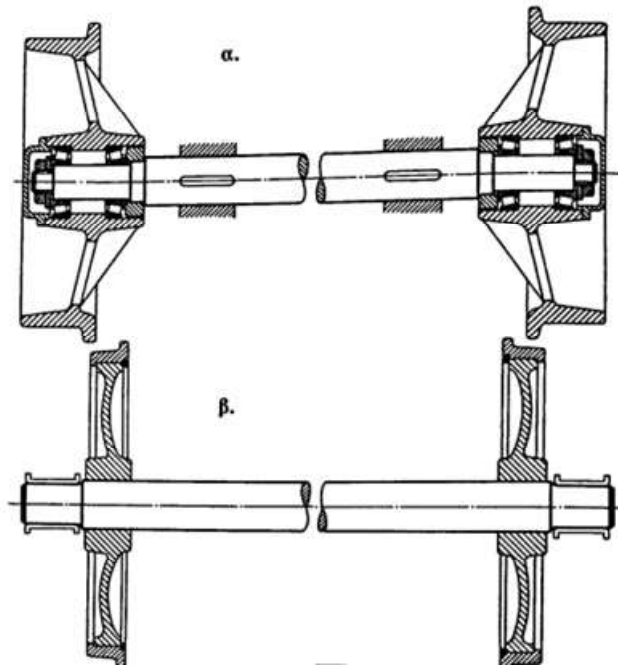
*Πίνακας 1: Κατηγορίες αγροτικών – γεωργικών μηχανημάτων
[Πηγή: Καλαϊτζής, 2010]*

Κριτήριο	Κατηγορίες
Ισχύς κινητήρα	Μικρής ισχύος έως 25 HP Μέσης ισχύος από 26 έως 50 HP Μεγάλης ισχύος άνω των 51 HP
Χρησιμοποιούμενο καύσιμο	Πετρελαιοκίνητοι Βενζινοκίνητοι Υγραεριοκίνητοι
Αριθμός αξόνων	Δύο άξονες (διαξονικοί) Ένα άξονα (μονοαξονικοί)
Αριθμός κινητήριων τροχών	Δύο κινητήριοι τροχοί Τέσσερις κινητήριοι τροχοί
Μέσω πρόωσης	Τροχοφόροι Ημιεμπυστριοφόρους
Είδος εργασιών	Σταθερού τύπου ή περιορισμένης χρήσεως γενικής χρήσεως ή γραμμικών, σκαλιστικών καλλιεργειών κηπευτικού τύπου (δενδροκομικούς, αμπελουργικούς) βιομηχανικής χρήσεως ειδικής χρήσεως
Αυτοτελή μηχανήματα και παρελκόμενα	Θεριζοαλωνιστικές Μηχανές Θεριστικές απλές Δεντροκοφτικές Αλωνιστικές απλές Χαρτοσυλλεκτικές Κλαδευτικές Κορυφολογητές Εκτοξευτήρες Σπαρτικές Ψεκαστήρες υψηλής πίεσης Θειωτήρες Καλλιεργητές κ.α.

2. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ

2.1. ΑΞΟΝΕΣ - ΑΤΡΑΚΤΟΙ

Οι άξονες είναι στοιχεία στα οποία μπορούν να τοποθετηθούν τεμάχια είτε σταθερά είτε περιστρεφόμενα. Τέτοια τεμάχια είναι τροχαλίες, οδοντωτοί τροχοί, τύμπανα κ.ά.. Επιπλέον, οι άξονες μπορεί να είναι ακίνητοι και να επιτρέπουν την κίνηση των τεμαχίων που είναι τοποθετημένα πάνω τους είτε να περιστρέφονται μαζί με αυτά. Η καταπόνηση των ατράκτων γίνεται σε κάμψη και δεν δίνεται η δυνατότητα μεταφοράς ροπής στρέψης (Στεργίου & Στεργίου, 2003).

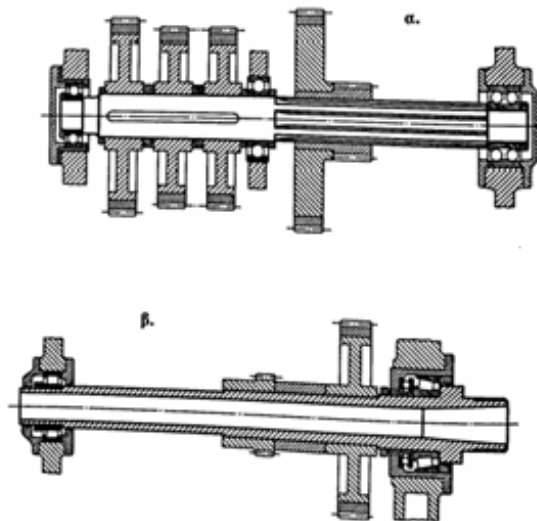


Σχήμα 1: Παραδείγματα για άξονες α. ακίνητος άξονας πλήρης β. περιστρεφόμενος άξονας πλήρης [Πηγή: Decker, 2000].

Οι άτρακτοι είναι στοιχεία και όπως, και στους άξονες δίνεται η δυνατότητα τοποθέτησης τεμαχίων πάνω τους, είτε σταθερών είτε περιστρεφόμενων. Ομοίως μπορούν να τοποθετηθούν πάνω τους οδοντωτούς τροχούς, τροχαλίες κ.ά.. Η καταπόνηση που δέχονται είναι συνθέτη σε στρέψη και κάμψη. Οι άτρακτοι περιστρέφονται και μεταφέρουν απαραίτητως ροπή στέψης κάτι που τους διαφοροποιεί από τους άξονες (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).

Η κατασκευή των ατράκτων γίνεται από χάλυβες, οι οποίες επιλέγονται σύμφωνα με τις καταπονήσεις και τα φορτία που δέχεται η άτρακτος. Συγκεκριμένα στην περίπτωση μικρών φορτίων ο χάλυβας που χρησιμοποιείται είναι τύπου St42, όπου χαρακτηρίζεται για

το χαμηλό κόστος μηχανικής κατεργασίας καθώς και σημαντικό πλεονέκτημα συγκόλλησης μετά από θραύση. Στην περίπτωση μεσαίων φορτίων χρησιμοποιείται κοινός χάλυβας τύπου St50, ο οποίος έχει ως βασικό αρνητικό να μην δίνεται η δυνατότητα να συγκολληθεί. Σε περιπτώσεις υψηλών φορτίων χρησιμοποιούνται χάλυβες St60, και St70, οι οποίοι μπορούν να βελτιωθούν και να βαφτούν, όμως το οικονομικό κόστος αγοράς και κατεργασίας είναι υψηλό συγκρινόμενο με τους χάλυβες που προαναφέρθηκαν. Σε περιπτώσεις περισσότερων απαιτήσεων χρησιμοποιούνται χάλυβες επιβελτίωσης όπως C35, 40Mn4, 34Cr4, 41Cr4 και σε ειδικές περιπτώσεις χάλυβες ενανθρακώσεως όπως 16MnCr5, 20MnCr5, 18CrNi8 (Στεργίου & Στεργίου, 2003).



Σχήμα 2: Παραδείγματα για άτρακτους α. άτρακτος πλήρης και β. άτρακτος διάτρητη
[Πηγή: Decker, 2000]

2.2. ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

Οδοντωτός τροχός καλείται ο δίσκος στον οποίο η περιφέρεια του αποτελείται από εσοχές και εξοχές με συγκεκριμένη μορφή, σχηματίζοντας δόντια ορισμένης κατανομής. Η κίνηση που πραγματοποιείται σε τέτοια συστήματα (γρανάζια και οδοντωτοί τροχοί) ονομάζεται οδοντοκίνηση (Ανδρικόκης, 2011). Στην ουσία με τους οδοντωτούς τροχούς επιτυγχάνεται η μετάδοση κίνησης από έναν άξονα στον άλλον. Η μετάδοση αυτή λαμβάνει χώρα μέσω των οδόντων του ενός τροχού που εισέρχεται στα διάκενα του άλλου (Στεργίου & Στεργίου, 2002).

Από τα ανωτέρω γίνεται κατανοητό ότι οι οδοντωτοί τροχοί θεωρούνται πολύπλοκα στοιχεία μηχανών και ο λόγος χρήσης τους είναι η μεταφορά ισχύς από την μικρότερη στην μεγαλύτερη και στροφές μεταξύ παραλλήλων ή τεμνόμενων ή ασύμβατων αξόνων. Πρακτικά οδοντωτοί τροχοί βρίσκονται για κάθε χρήση. Για παράδειγμα, για χαμηλές απαιτήσεις γίνεται χρήση τροχών χυτού ενώ για υψηλότερες απαιτήσεις γίνεται χρήση τροχών από

χάλυβα με διάφορες προσμίξεις (Στεργίου & Στεργίου, 2002). Στην συνέχεια ακολουθούν τα θετικά και τα αρνητικά των οδοντωτών τροχών (Πίνακας 2).

Πίνακας 2: Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα οδοντωτών τροχών
[Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002]

Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
<ul style="list-style-type: none"> - Μεγάλη ασφάλεια λειτουργίας. - Μεγάλη διάρκεια ζωής - Μεγάλο βαθμό απόδοσης - Δυνατότητα υπερφορτίσεων - Μικρή απαιτούμενη συντήρηση - Ακριβή σχέση μετάδοσης (ακρίβεια στις στροφές) - Μικρό χώρο κάλυψης 	<ul style="list-style-type: none"> - Δημιουργία θορύβων κατά την λειτουργία - Μη ελαστική μεταφορά των δυνάμεων - Υψηλό κόστος κατασκευής

2.2.1. ΕΙΔΗ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Το είδος των οδοντωτών τροχών καθορίζεται από τη θέση των ατράκτων στον χώρο και διακρίνονται στις ακόλουθες κατηγορίες (Στεργίου & Στεργίου, 2002):

- Μετωπικούς
- Κωνικούς
- Ζευγάρι ατέρμονα κοχλία
- Κοχλιωτούς

Επιπλέον, οι ανωτέρω κατηγορίες διαχωρίζονται σε υποκατηγορίες όπου και αναλύονται στην συνέχεια (Στεργίου & Στεργίου, 2002 ; Μανιάτη, 2007).

Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί

Οι μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί συνδέουν παράλληλους άξονες και η σχέση μετάδοσης είναι $i \leq 8$, $i_{\max} \approx 10$. Επιπλέον, διαχωρίζονται ως εξής:

- Παράλληλοι οδοντωτοί τροχοί: διακρίνεται η ύπαρξη της περιφερειακής δύναμης. Τα δόντια είναι παράλληλα μεταξύ τους προς τον άξονα του τροχού και η οδόντωση είναι εσωτερική ή εξωτερική (Σχήμα 3.α).
- Ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί ή οδοντωτοί τροχοί με κεκλιμένα δόντια: αποτελούνται από δόντια με γωνία κλίση (10° έως 20°) σε σχέση με την άτρακτο. Η οδόντωση μπορεί να έχει μόνα κεκλιμένα δόντια ή διπλά κεκλιμένα δόντια (Σχήμα 3.β).

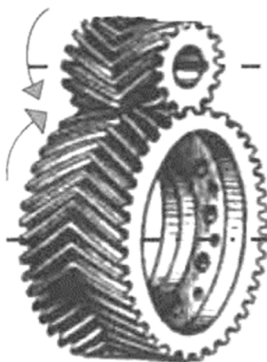
- Γωνιώδεις οδοντωτοί τροχοί: δεν υπάρχουν αξονικές δυνάμεις, διότι η ύπαρξη των διπλών δοντιών με δόντια αντίθετης δύναμης κάνουν τις δυνάμεις να αλληλοεξουδετερώνονται μεταξύ τους. Η οδόντωση έχει ορισμένη κλίση από το μέτωπο και από την μέση του πλάτους με αντίθετη κλίση ως το άλλο μέτωπο (Σχήμα 3.γ).
- Ζεύγος οδοντωτού τροχού-οδοντωτού κανόνα: η κίνηση του οδοντωτού τροχού είναι περιστροφική ενώ οδοντωτός κανόνας κινείται ευθύγραμμα (Σχήμα 3.δ).



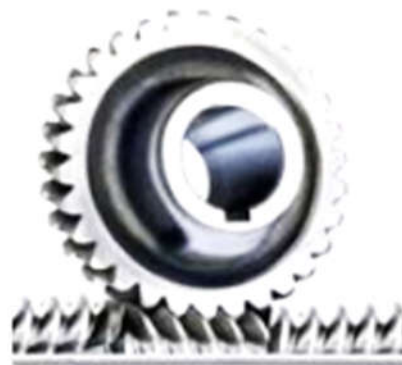
α. Παράλληλοι οδοντωτοί τροχοί.



β. Ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί



γ. Γωνιώδεις οδοντωτοί τροχοί



δ. Ζεύγος οδοντωτού τροχού-οδοντωτού κανόνα

Σχήμα 3: Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί
[Πηγή: Κοσμοπούλου, 2019 ; Πάπαρης, 2011]

Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί – Άτρακτοι τεμνόμενη

Οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί (Σχήμα 4) συνδέουν τεμνόμενες ή διασταυρωμένες ατράκτους. Η σχέση μετάδοσης είναι $i_{\max} \approx 6$.



*Σχήμα 4: Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί
[Πηγή: Κοσμοπούλου, 2019]*

Οι γεωμετρικοί άξονες των ατράκτων σχηματίζουν γωνία 90° . Υπάρχουν όμως και περιπτώσεις που η γωνία μπορεί να είναι μεγαλύτερη αλλά και μικρότερη των 90° . Το μεγάλο γρανάζι καλείται κορώνα και το μικρό γρανάζι πινιόν.

Ζευγάρι ατέρμονα κοχλία και οδοντωτού τροχού (κορώνας)

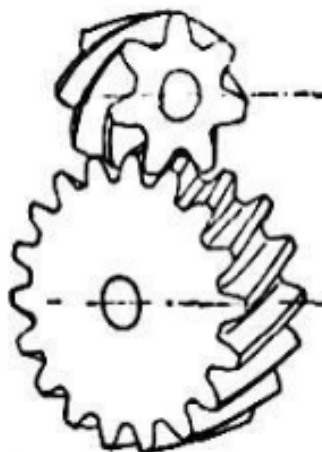
Το ζεύγος ατέρμονα - κοχλία πραγματοποιεί μετάδοση κίνησης μεταξύ δύο ασυμβίβαστων ατράκτων. Οι γεωμετρικοί άξονες των ατράκτων σχηματίζουν γωνία 90° , η περίπτωση να υπάρξει διαφορετική γωνία μεταξύ των δύο ατράκτων είναι σπάνια. Η σχέση μετάδοσης κυμαίνεται από το $i_{\min} \approx 5$ έως $i_{\max} \approx 60$. Υπάρχουν όμως και εξαιρετικές περιπτώσεις που το i_{\max} μπορεί να πλησιάζει και να ξεπεράσει το 100 (Σχήμα 5).



*Σχήμα 5: Ζευγάρι ατέρμονα κοχλία και οδοντωτού τροχού
[Πηγή: Κοσμοπούλου, 2019]*

Κοχλιωτοί οδοντωτοί τροχοί

Οι κοχλιωτοί οδοντωτοί τροχοί (Σχήμα 6) είναι ελικοειδής και έχουν κάποια κλίσης στα δόντια. Επίσης, έχουν την δυνατότητα να συνδέουν ατράκτους που είναι διασταυρούμενες χωρίς να τέμνονται.



*Σχήμα 6: Κοχλιωτοί οδοντωτοί τροχοί
[Πηγή: Γκλώτσος, 2018]*

Σύμφωνα με την κατανομή του οδόντα έχουμε τις ακόλουθες κατηγορίες:

- | | | |
|----------------|--------------|-----------------|
| a) ευθείς | c) γωνιώδεις | e) σπειροειδούς |
| b) κεκλιμένους | d) τοξωτούς | f) εξελιγμένης |

2.2.2. ΕΙΔΗ ΟΔΟΝΤΟΚΙΝΗΣΗΣ

Όπως προαναφέρθηκε η κίνηση που πραγματοποιείται σε μεταξύ γραναζιών και οδοντωτών τροχών καλείται οδοντοκίνηση (Ανδρικάκης, 2011) και διαχωρίζονται στις ακόλουθες (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014):

- a) μετρητικές
- b) μεγάλων ταχυτήτων
- c) μεταφοράς μεγάλων φορτίων και
- d) γενικής χρήσεως.

Κάθε μία από τις ανωτέρω οδοντοκινήσεις συναντώνται σε συγκεκριμένες εφαρμογές. Η μετρητική οδοντοκίνηση πραγματοποιείται σε τροχούς του δρομέα καυσίμου μείγματος, σε τροχούς και κανόνες αντλίας των υγρών καυσίμων μηχανών εσωτερικής καύσης και στη μετάδοση μετρητικών οργάνων (Ευστάθιου & Μπίτζιος, 2018). Τα βασικά στοιχεία αυτής της μετάδοσης είναι η κινηματική ακρίβεια με χαρακτηριστικό παράδειγμα την ακριβή σύμπτωση των γωνιών περιστροφής του κινητήριου και κινουμένου τροχού μεταδόσεως καθώς επίσης και το μικρό module (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).

Η μετάδοση μεγάλων ταχυτήτων συναντώνται σε οχήματα και συγκεκριμένα στο κιβώριο ταχυτήτων και διαφορικό. Ως βασικό στοιχείο είναι η ομοιομορφία στην μετάδοση κίνησης. Το module σε αυτές τις περιπτώσεις είναι μεσαίο και διακρίνεται μεγάλο μήκος δοντιών. Στην περίπτωση της μεταφοράς μεγάλων φορτίων περιλαμβάνεται η οδοντοκίνηση

Από την ομοιότητά των τριγώνων CM_1N_1 και CM_2N_2 προκύπτει:

$$\frac{r_{g2}}{r_{g1}} = \frac{r_{02}}{r_{01}} \quad [2.1.α]$$

και

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{02}}{r_{01}} \quad [2.1.β]$$

Από τα ανωτέρω προκύπτει ότι η κάθετος στο σημείο επαφής περνά πάντα από το σημείο c που είναι το σημείο κυλίσεως. Στην περίπτωση που ληφθεί υπόψη το σημείο επαφής δεν περνά από το σημείο κυλίσεως (c) τότε απαιτείται η τροποποίηση της σχέσης μετάδοσης σύμφωνα με τις αποστάσεις των σημείων M_1 και M_2 καθώς και από τα σημεία τομής των καθέτων με την γραμμή σύνδεσης των σημείων M_1 και M_2 . Ο νόμος οδόντωσής αναφέρεται στο γεγονός ότι η κάθετος στο σημείο επαφής δύο κατατομών πρέπει σταθερά να διέρχεται από το σημείο κυλίσεως (c), δηλαδή από το σημείο επαφής των αρχικών κύκλων με στόχο να μπορεί να χρησιμοποιηθεί η οδόντωση (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).

Το βασικό επακόλουθο είναι ότι τα διαφορετικά μεγέθη των συνιστωσών των ταχυτήτων ω_1 , ω_2 δείχνουν ότι εκτός από την κύλιση υπάρχει και ολίσθηση των κατατομών μεταξύ τους (Στεργίου & Στεργίου, 2002).

2.2.4. ΥΛΙΚΑ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

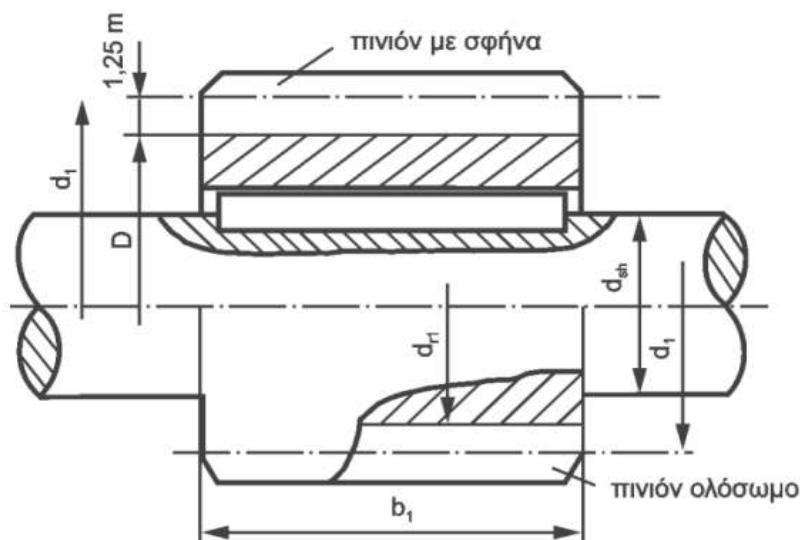
Οι οδοντωτοί τροχοί αποτελούνται από τους κινητήριους τροχούς (πινιόν) και τους συνεργαζόμενους τροχούς. Η κατασκευή τους πραγματοποιείται από χάλυβα ή χυτοσίδηρος. Η επιλογή του υλικού εξαρτάται από τις φορτίσεις που δέχεται. Ωστόσο, το πινιόν επιδέχεται την μεγαλύτερη φθορά με συνέπεια να απαιτείται υλικό μεγαλύτερης επιφανειακής σκληρότητας συγκρινόμενο με το υλικό του συνεργαζόμενου τροχού (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).

Στην συνέχεια ακολουθεί ο Πίνακας 3, όπου αναγράφονται διάφοροι συνδυασμοί υλικών του πινιόν και του συνδυαζόμενου τροχού. Ωστόσο, θα πρέπει να τονισθεί ότι οι συνδυασμοί των υλικών εξαρτώνται άμεσα και από τους υπολογισμούς των οδόντων σε θραύση και πίεση επιφανείας. Σε περίπτωση που το υλικό θεωρηθεί ακατάλληλο θα πρέπει να πραγματοποιηθεί αλλαγή υλικού (Στεργίου & Στεργίου, 2002).

Πίνακας 3: Υλικά κατασκευής των οδοντωτών τροχών
 [Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002 ; Φασίλης, 2019]

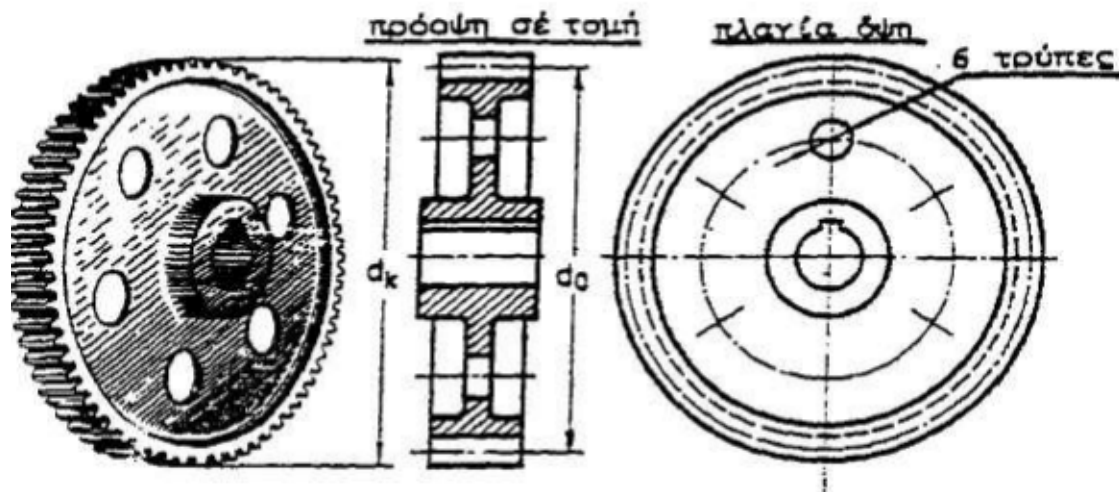
Χαρακτηριστικά	Υλικό	
	Πινιόν	Τροχού
1. Μικρές ισχύεις και μικρός αριθμός στροφών, π.χ. Αφυψωτικά μηχανήματα	Χυτοσίδηρος St42, St50	Χυτοσίδηρος
2. Μέσες ισχύεις και μέσος αριθμός στροφών π.χ. μικρές εργαλειομηχανές	Χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας St50, St60	Χυτοσίδηρος, Χυτοχάλυβας, σφαιροειδής χυροσίδηρος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

Στην περίπτωση που το πινιόν έχει μικρή διάμετρο συγκρινόμενη με τον άξονα τότε δίνεται η δυνατότητα η κατασκευή να είναι σε ένα τεμάχιο δηλαδή το πινιόν να είναι ολόσωμο με τον άξονα. Στην περίπτωση που το πινιόν έχει μεγαλύτερη διάμετρο τότε τοποθετείται μια σφήνα πάνω στον άξονα (Σχήμα 8) (Στεργίου & Στεργίου, 2002).



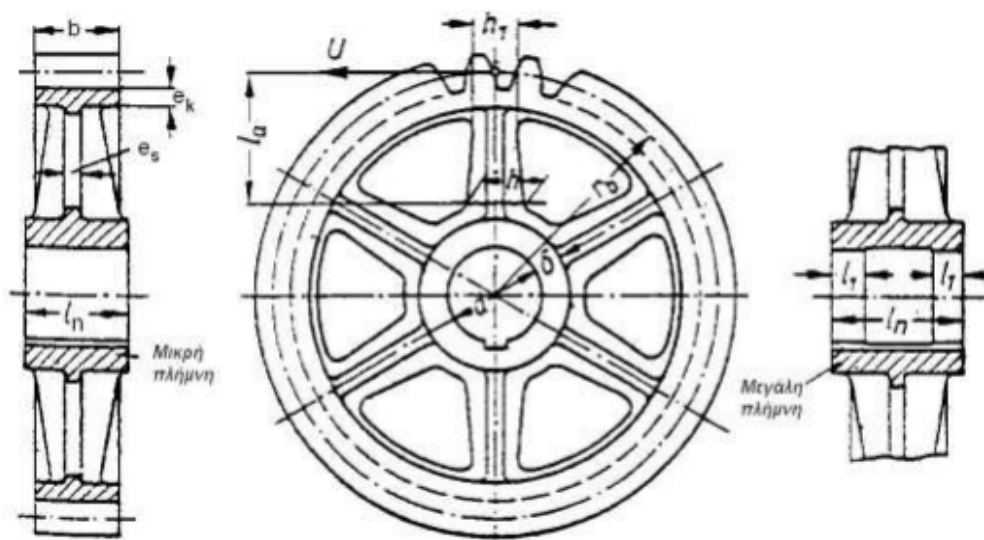
Σχήμα 8: Πινιόν τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα και πινιόν ολόσωμο με άξονα κάτω
 [Πηγή: Φασίλης, 2019]

Στην περίπτωση των μεγάλων οδοντωτών τροχών υπάρχει πλήμνη, στεφανή και βραχίονες. Υπάρχουν πολλές περιπτώσεις που η στεφανή είναι ξεχωριστή με τους οδόντες και τα υπόλοιπα μέρη των τροχών κατασκευάζονται χυτά ή συγγολλητά (Στεργίου & Στεργίου, 2002).



Σχήμα 9: Πρόοψη και πλάγια όψη οδοντωτού τροχού
[Πηγή: Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014]

Στην περίπτωση των μεγάλων οδοντωτών τροχών η κατασκευή τους είναι ιδιαίτερη αφού διαιρούνται και συναρμολογούνται με στόχο την άρτια επίτευξη της μεταφοράς. Ο αρμός διαίρεσης τοποθετείται στο τμηματικό μέσο δύο βραχιόνων και δύο κενών δοντιών. Τα δύο τμήματα του τροχού συνδέονται με κατάλληλους κοχλίες πλησίον της στεφανής και της πλήμνης (Σχήμα 10) (Στεργίου & Στεργίου, 2002).



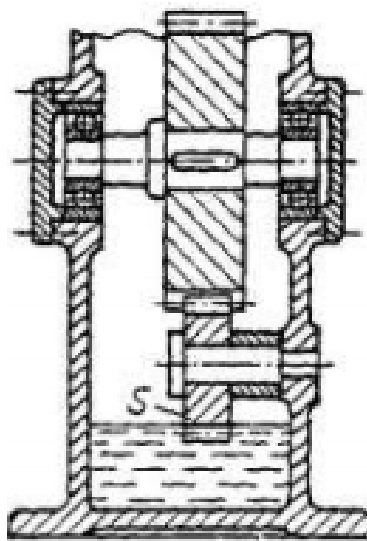
Σχήμα 10: Απεικόνιση μεγάλου οδοντωτού τροχού
[Πηγή: Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014]

2.2.5. ΛΙΠΑΝΣΗ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Η λίπανση των οδοντωτών τροχών πραγματοποιείται με στόχο την αποφυγή διαβρώσεων που προέρχονται από πλήθος παραγόντων. Με την λίπανση δίνεται η δυνατότητα μείωση του συντελεστή τριβής, μείωση των φθορών, μείωση των θορύβων, μείωση κραδασμών, απαγωγή φθαρμένων υλικών καθώς και απαγωγή της αναπτυσσόμενης θερμότητας λόγω τριβής. Η πιο διαδεδομένη λίπανση είναι η εμβάπτιση και πραγματοποιείται σε περιφερειακές ταχύτητες που κυμαίνονται από 0,3 έως 12,5 m/sec. Επιπλέον, η επιλογή του λιπαντικού βασίζεται στις τιμές που προκύπτουν, κατά την μελέτη του οδοντωτού τροχού, της πίεσης επιφανείας και της περιφερειακής ταχύτητας (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).

Στα κιβώτια που διακρίνονται πάνω από μια βαθμίδα μετάδοσης επιλέγεται μια ενδιάμεση τιμή για το κινηματικό ιξώδες στους 38°C. Η ποσότητα του λιπαντικού μέσα στο κιβώτιο κυμαίνεται από 0,35 έως 0,7 lit για 1 kW μεταφερόμενης ισχύος. Σημειώνεται ότι η μικρότερη τιμή εκλέγεται για μεγάλης ισχύος μειωτήρες. Ωστόσο, πολύ σημαντικό για την ασφαλή λειτουργία του συστήματος είναι η σωστή στάθμη λαδιού. Η απόσταση μεταξύ της πλευράς του οδοντωτού τροχού και του κάτω τοιχώματος πρέπει να είναι μεγαλύτερη από πέντε φορές του πάχους του τοιχώματος (5δ). Στην περίπτωση των κωνικών οδοντωτών τροχών εμβαπτίζεται όλο το τμήμα του δοντιού στο λάδι, ενώ στην περίπτωση των κυλινδρικών οδοντωτών τροχών η εμβάπτιση πραγματοποιείται για ένα τμήμα του τροχού h_m , που θα κυμαίνεται μεταξύ, $m \leq h_m \leq 0,25 d_0$, όπου, d_0 η αρχική διάμετρος του τροχού και m το module.

Ο έλεγχος στάθμης του λαδιού πραγματοποιείται είτε με κατάλληλους δείκτες λαδιού είτε με πώματα (Σχήμα 11). Κατά την διάρκεια της λειτουργίας του μειωτήρα, το λάδι εξασθενεί σταδιακά, δηλαδή παρουσιάζεται μείωση του ιξώδους του, με συνέπεια να απαιτείται η αλλαγή του λαδιού η οποία γίνεται με την βοήθεια των πωμάτων για τον καθαρισμό και την πλήρωση του (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).



Σχήμα 11: Έλεγχος στάθμης λαδιού
[Πηγή: Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014]

Ωστόσο, όπως προαναφέρθηκε η λίπανση πραγματοποιείται με στόχο την απαγωγή της θερμότητας σε ένα κιβώτιο οδοντωτών τροχών. Ο υπολογισμός της θερμότητας στο κιβώτιο οδοντωτών τροχών βασίζεται στον έλεγχο της θερμοκρασίας του λαδιού στον μειωτήρα (≥ 80 °C). Η θερμοκρασία του περιβάλλοντος (T_a) του κιβωτίου των οδοντωτών τροχών θέτεται στους υπολογισμούς ίση με $T_a = 20$ °C (Ευστάθιου & Μπίτζιος, 2018).

2.3. ΓΕΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΕΔΡΑΝΩΝ

Τα έδρανα αποτελούν φορείς στήριξης και οδήγησης κινούμενων τεμαχίων, ιδιαίτερα αξόνων και ατράκτων. Τα έδρανα λαμβάνουν τις δυνάμεις που δημιουργούνται κατά την λειτουργία των συστημάτων (μηχανών) και τα μεταφέρουν στα σταθερά μέρη τους (θεμέλια, κιβώτια μειωτήρων) (Στεργίου & Στεργίου, 2003). Ωστόσο, κατά την διαδικασία αυτή αναπτύσσονται υψηλές θερμοκρασίες και δημιουργούνται και απώλειες τριβών. Η μείωση των ανωτέρων προκύπτει με λίπανση. Η τριβή μπορεί να εμφανιστεί είτε ως τριβή κίνησης, δηλαδή ως μια δύναμη που αντιστέκεται (αντίθετη) στην κίνηση των δύο επιφανειών, είτε ως τριβή ακινησίας, δηλαδή ως μια δύναμη που κάνει αδύνατη την κίνηση (Μελισσαροπούλου, 2015).

Τα έδρανα διαχωρίζονται στις εξής βασικές κατηγορίες:

- Έδρανα κύλισης (ρουλεμάν)
- Έδρανα ολίσθησης (κουζινέτα)

Στην συνέχεια ακολουθεί η Εικόνα 7 όπου απεικονίζονται έδρανα κύλισης και ολίσθησης.



Εικόνα 7: Έδρανα (α) κύλισης και (β) ολίσθησης
[Πηγή: https://ilektroytomatizmoi.blogspot.com/2018/04/blog-post_4.html]

Τα μέρη ενός εδράνου κύλισης είναι το σώμα, ο τριβέας, το κάλυμμα, το σύστημα λίπανση και στεγανότητας. Σημειώνεται ότι το σύστημα στεγανότητας εξασφαλίζει την στεγανότητα και την οριοθέτηση του λιπαντικού εντός του εδράνου. Στα έδρανα αυτού του τύπου, ο δρομέας είτε περιστρέφεται είτε ολισθαίνει μέσα στον τριβέα. Ενδιάμεσα από στροφέα και τριβέα περιλαμβάνεται το λιπαντικό το οποίο συμβάλει στη μείωση της τριβής ολίσθησης που δημιουργείται κατά την περιστροφή και τη φθορά. Σε αντίθετη περίπτωση τα έδρανα κύλισης όπου αναπτύσσεται τριβή κύλισης, πραγματοποιείται περιστροφή του στροφέα ως προς τον εξωτερικό δακτύλιο του εδράνου με την κύλιση των στοιχείων κύλισης (Μελισσαροπούλου, 2015).

Ανάμεσα στον στροφέα και στο έδρανο υπάρχει πάντα μια σχετική κίνηση με συνέπεια να υπάρχει και η αντίστοιχη δύναμη τριβής. Στην περίπτωση που ο δρομέας ολισθαίνει εντός του εδράνου, το έδρανο καλείται ως έδρανο ολίσθησης, ενώ στην περίπτωση που ο στροφέας κυλιέται πάνω σε σώματα κύλισης τότε το έδρανο καλείται έδρανο κύλισης (Ευστάθιου & Μπίτζιος, 2018). Η επιλογή του κατάλληλου εδράνου είτε κύλισης είτε ολίσθησης δεν βασίζεται σε συγκεκριμένους κανόνες, αλλά εξετάζεται η εκάστοτε εφαρμογή και αναλύονται τα θετικά και τα αρνητικά κάθε είδους με σκοπό την βέλτιστη επιλογή. Ωστόσο, παίζουν και άλλοι παράγοντες ρόλο όπως οι συνθήκες λειτουργίας, τα φορτία, ο τρόπος λίπανσης, η διάρκεια ζωής κ.ά. (Στεργίου & Στεργίου, 2003).

*Πίνακας 4: Επιλογή εδράνων σύμφωνα με τα βασικά στοιχεία έδρασης
[Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2003]*

Έδρανα κύλισης	
Εδράσεις	Παραδείγματα
Εδράσεις με κανονικές απαιτήσεις κατά το δυνατόν ασφαλείς και χωρίς συντήρησης συνθήκες λειτουργίας	Εργαλειομηχανές, κιβώτια μειωτήρων, κινητήρες, οχήματα, ανεμιστήρες, αντλίες, σπιχίδια μεταφορικών μηχανών κ.ά.
Εδράσεις που πρέπει να εργάζονται σε λίγες στροφές με μικρές τριβές και ξεκινούν με υψηλό φορτίο	Άγκιστρα γερανών, περιστρεφόμενοι πύργοι κ.ά.
Έδρανα ολίσθησης	
Εδράσεις	Παραδείγματα
Εδράσεις με πολλές στροφές, υψηλά φορτία και μεγάλη διάρκεια ζωής. Βασικό ρολό η συνεχής χωρίς φθορά λειτουργία στη περιοχή της υγρής τριβής.	Δρομείς συνεχούς λειτουργίας (υδροστρόβιλοι, ατμοστρόβιλοι, γεννήτριες, φυγοκεντρικές αντλίες)
Εδράσεις οι οποίες σε στάση ή σε λίγες στροφές δέχονται ισχυρές κρούσεις και κραδασμούς. Απαιτείται μια μεγάλη με ικανότητα απόσβεσης φέρουσα επιφάνεια.	Διατηρητικές μηχανές, πρέσες, σφύρες κ.ά.
Εδράσεις με μικρές απαιτήσεις, μικρό κόστος και απλή κατασκευή	Ανυψωτικές και αγροτικές μηχανές.

Σύμφωνα με την Μελισσαροπούλου (2015), οι βασικότεροι σκοποί που χρησιμοποιούνται τα έδρανα είναι τα εξής:

1. Επιτρέπουν την περιστροφή της ατράκτου που στηρίζουν.
2. Μεταβιβάζουν τις δυνάμεις (αξονικές – ακτινικές) από την άτρακτο προς τη βάση της μηχανής.
3. Επιτρέπουν αξονική μετατόπιση της άτρακτο, με σκοπό να παραλαμβάνονται οι μετατοπίσεις λόγω διαστολής τους.
4. Φέρουν αγωγούς – υποδοχές λίπανσης, με σκοπό να διατηρούν χαμηλές θερμοκρασίες και να επιτρέπουν την περιστροφή της ατράκτου με μικρά σφάλματα ευθυγράμμισης.
5. Επιτρέπουν μικρές κλίσεις της ατράκτου ως προς τον αρχικό άξονα περιστροφής της.

Στην συνέχεια αναλύονται εκτενέστερα τα έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) όπου θα απαιτηθεί και ο υπολογισμός τους για το μικρό αγροτικό μηχάνημα της παρούσας πτυχιακής εργασίας.

2.3.1. ΈΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ

Όπως αναφέρθηκε και στα γενικά στοιχεία των εδράνων σημαντικό ρόλο για τα έδρανα είναι η τριβή. Στην περίπτωση των εδράνων κύλισης αναπτύσσεται η τριβή κύλισης. Ωστόσο, για τους υπολογισμούς εξετάζεται α) η τριβή εκκίνησης, δηλαδή η τριβή που αναπτύσσεται με την έναρξη κίνησης του συστήματος και β) η τριβή τερματισμού, δηλαδή η τριβή που αναπτύσσεται στην λήξη (τέλος) της κίνησης του συστήματος (Μελισσαροπούλου, 2015).

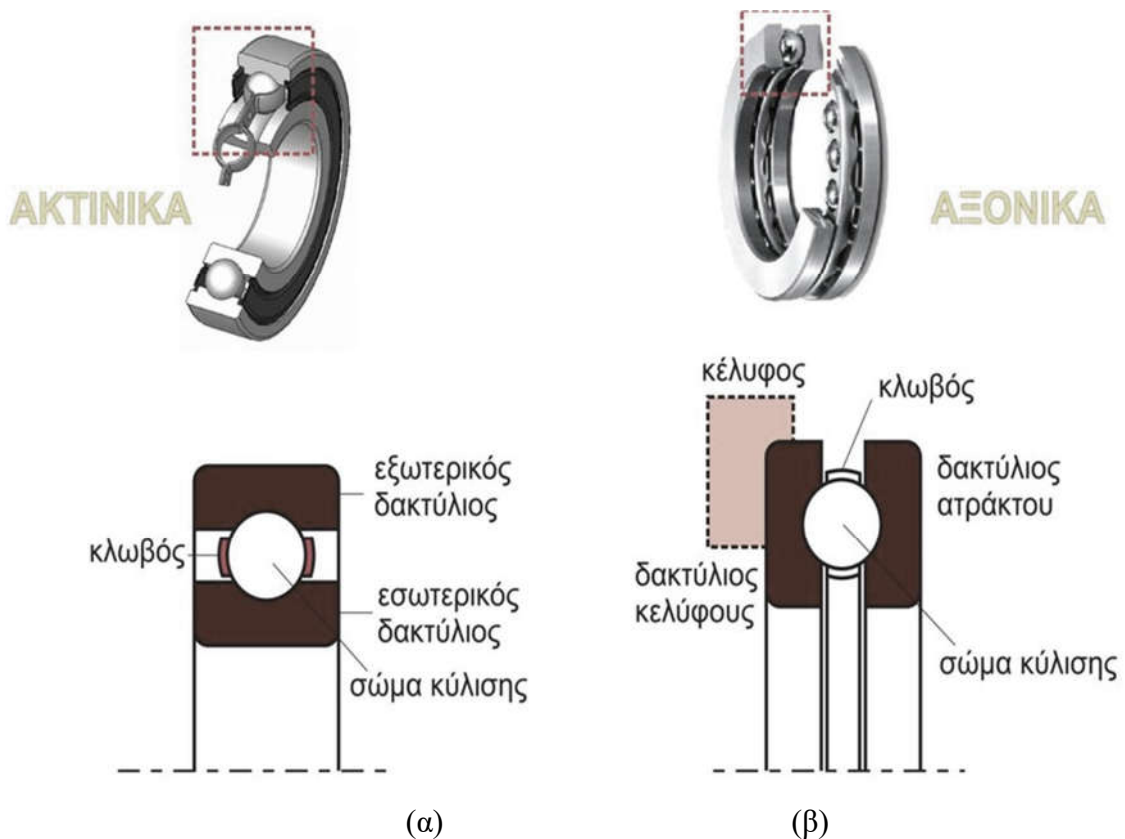
Στην τριβή κίνησης υπάρχουν δύο είδη και είναι (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014):

- Τριβή κύλισης: εμφανίζεται στην περίπτωση που τα δύο ελαστικά σώματα κυλούνται το ένα πάνω στο άλλο. Με την ελαστική παραμόρφωση δημιουργείται από τη γραμμή επαφής, μια επιφανειακή επαφή, η οποία στην ελεύθερη κύλιση των δύο σωμάτων κατά την οδήγηση δίνει ένα ποσοστό ολίσθησης.
- Τριβή κυλινδρικού κινδραρίσματος: παρουσιάζεται όταν δυο σώματα κυλούνται και παρουσιάζονται οι βασικοί νόμοι της μηχανικής, δηλαδή υπάρχει ποσοστό κύλισης και ολίσθησης. Η προαναφερμένη τριβή παρουσιάζεται στα έδρανα κυλίσεως καθώς και στις πλευρές των γραναζιών.

Επιπροσθέτως στα σφαιρικά έδρανα, στα έδρανα με κυλινδρικούς και στα έδρανα με βελόνες οι τριβές που αναπτύσσονται καλούνται κυλινδροτριβές. Τα έδρανα αυτών των κατηγοριών αποτελούνται κυλιόμενους δακτυλίους ή κυλιόμενους δίσκους, σώματα κύλισης (σφαιρικά – κυλινδρικά), κωνοειδή ή βαρελοειδή τα οποία καλύπτονται από ένα κλωβό (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).

2.3.1.1. ΤΥΠΟΙ ΈΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ

Η διεύθυνση της δύναμης που δέχεται ένα έδρανο κύλισης καθορίζει και τον τύπο του ρουλεμάν. Διαχωρίζονται σε δύο κατηγορίες στα εγκάρσια ρουλεμάν (ακτινικά έδρανα) (Εικόνα 8α) και τα κατά μήκος ρουλεμάν (αξονικά έδρανα) (Εικόνα 8β). Ωστόσο, υπάρχουν και τα ακτινικά αυλακωτά ρουλεμάν που δέχονται δυνάμεις και προς τις δύο διευθύνσεις (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).



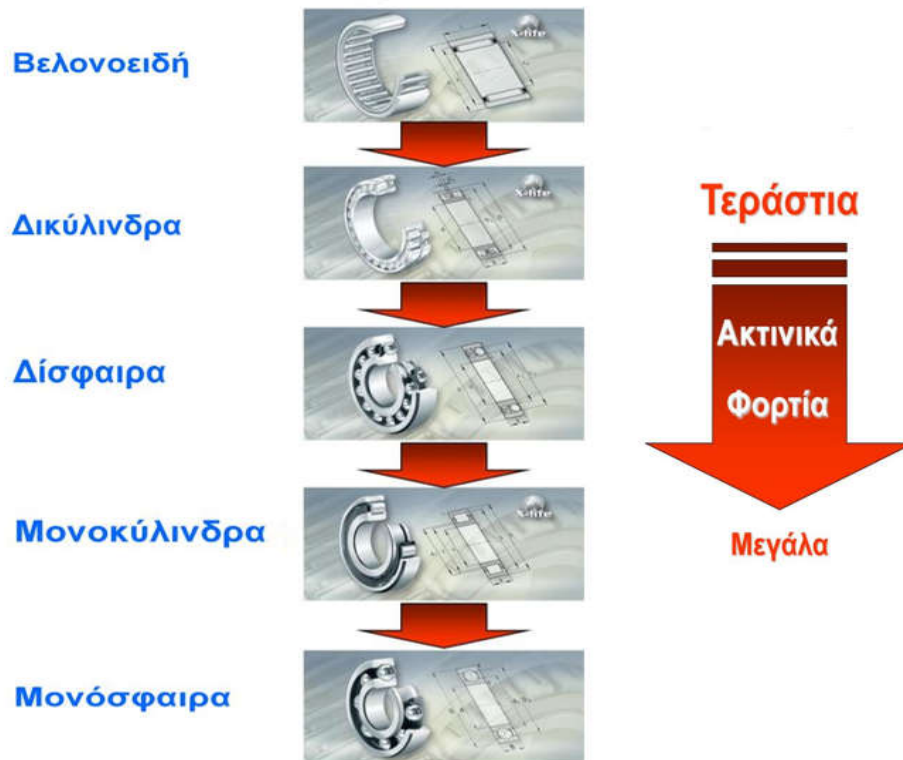
Εικόνα 8: Έδρανα κύλισεως (α) ακτινικά έδρανα και (β) αξονικά έδρανα
[Πηγή: https://ilektroutomatismoι.blogspot.com/2018/04/blog-post_4.html]

Επιπροσθέτως, στην περίπτωση των ακτινικών εδράνων τα σώματα κύλισης κινούνται μεταξύ δακτυλίων, ενώ στην περίπτωση των αξονικών εδράνων τα σώματα κύλισης κινούνται μεταξύ δίσκων (Μελισσαροπούλου, 2015).

Η διαμόρφωση και ο σχεδιασμός των ρουλεμάν προκύπτει από το πλήθος των εφαρμογών που μπορούν να χρησιμοποιηθούν. Για αυτούς τους λόγους έχουν κατασκευαστεί αυλακωτά και βελονοειδή ρουλεμάν όπου και στα τελευταία συναντώνται πλευρικοί δίσκοι επικάλυψης ή στεγανότητας. Στην περίπτωση των πλευρικών δίσκων εμποδίζεται η βλάβη του συστήματος από την εισχώρηση ξένων σωμάτων ενώ στην περίπτωση των δίσκων επικάλυψης και στεγανότητας εμποδίζεται η έξοδος του γράσου από το έδρανο. Επιπλέον, με αυτούς τους δίσκους εξοικονομούνται παρεμβύσματα σε άλλα σημεία. Για ένα απλό αξονικό προσπορισμό εξωτερικών δακτυλίων δίνεται η δυνατότητα να πραγματοποιηθούν με

κυκλικές αύλακες για συνεκτικές ροδέλες (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014 ; Μελισσαροπούλου, 2015).

Στην συνέχεια ακολουθεί η Εικόνα 9 όπου απεικονίζονται διάφοροι τύποι ρουλεμάν και πώς αυτά κατανέμονται σύμφωνα με τα ακτινικά φορτία που μπορούν να δεχτούν.



Εικόνα 9: Δυνατότητα ακτινικής φόρτισης
[Πηγή: https://ilekτροaytomatismoi.blogspot.com/2018/04/blog-post_4.html]

2.3.1.2. ΦΟΡΤΙΣΗ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ

Τα έδρανα κύλισης δέχονται αξονικές δυνάμεις ή ακτινικές δυνάμεις ή και τα δύο ταυτόχρονα. Για τον υπολογισμό των φορτίσεων θέτεται ότι επικρατεί συνδυασμένη φορτιστή. Συγκεκριμένα στα ακτινικά έδρανα αντικαθιστούμενη από μια ισομεγέθη ακτινική δύναμη ενώ στα αξονικά έδρανα από μια ισομεγέθη αξονική δύναμη. Η αναγωγή πραγματοποιείται και στις δύο προαναφερόμενες περιπτώσεις με μία φόρτιση, η οποία είναι ισοδύναμη και επενεργεί μόνη της σε δυναμική καταπόνηση (κίνηση περιστροφής) και θα μπορούσε να προκαλέσει την ίδια καταπόνηση του υλικού κατασκευής (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).

Επιπροσθέτως, αυτή η φόρτιση επενεργεί σε στατική καταπόνηση, η οποία θα μπορούσε να δημιουργήσει μια ίδια παραμόρφωση με αυτή της αξονικής και της ακτινικής φόρτισης όταν ενεργούν ταυτόχρονα. Από τα προαναφερόμενα προκύπτει ότι σύμφωνα με την κατασκευαστική μορφή των εδράνων μπορούν να τοποθετηθούν ως σταθερά έδρανα και

να παρέχουν την δυνατότητα να δέχονται τις ακτινικές και τις αξονικές δυνάμεις (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).

Για τον προσδιορισμό των αξόνων και των ατράκτων στην κατά μήκος διεύθυνση ως σταθερή έδραση χρησιμοποιείται ένα έδρανο. Όμως δεν γίνεται να λάβουν χώρα δύο σταθερές εδράσεις και αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι τα σώματα κύλισης συμπιέζονται στις πλευρικές τροχιές με συνέπεια σε μικρό χρονικό διάστημα να παρουσιάζουν υπερθέρμανση και δυσκολία κίνησης (κόλλημα). Αρά για λόγους αντοχής και θερμικής διαστολής δεν παρουσιάζεται η εφαρμογή δύο σταθερών εδράσεων. Ακόμα, απαιτείται η πρόβλεψη της δυνατότητας εξισορρόπησης. Οι δυνάμεις που μπορεί να δεχθεί μια σταθερή έδραση μπορεί να είναι είτε ακτινικές είτε αξονικές σε μία ή δύο διεύθυνσης. Οι ελεύθερες εδράσεις δίνουν την δυνατότητα της κατά μήκος μετατόπισης χωρίς κάποιο περιορισμό. Η σταθερή έδραση στερεώνεται με τη βοήθεια εσωτερικού και εξωτερικού δακτύλιου, η ελεύθερη έδραση αντιθέτως μόνο με ένα δακτύλιο (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).

2.3.1.3. ΦΘΟΡΑ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ

Το έδρανο κύλισης κατατάσσεται στα εξαρτήματα τα οποία δέχονται τις περισσότερες δυναμικές καταπονήσεις όχι μόνο όσον αφορά την ένταση αλλά όσο αφορά και το μεγάλο χρονικό διάστημα που καταπονούνται. Τα προαναφερόμενα οδηγούν σε μεγάλες μηχανικές φθορές με συνέπεια να θεωρείται επιτακτική ανάγκη ο υπολογισμός της διάρκειας ζωής τους καθώς και ο προγραμματισμός της διαγνωστικής συντήρησης. Ως διάρκεια ζωής των εδράνων καλείται η δυναμική ικανότητα έδρασης και αναφέρεται είτε στον αριθμό των περιστροφών είτε στις ώρες λειτουργίας που μπορεί να αντέξει το έδρανο χωρίς να διαπιστωθεί κόπωση του συστήματος (υλικό κατασκευής, δακτύλιοι, δίσκοι, σώμα κύλισης κ.ά.) (Τριάντης, 2009).

Ο υπολογισμός της διάρκειας ζωής ενός εδράνου μπορεί να πραγματοποιηθεί με την χρήση ενός δυναμικού συντελεστή έδρασης, ο οποίος είναι η ισοδύναμη δύναμη φόρτισης κατά την οποία το 90% όλων των εδράνων μπορούν να αντέξουν στην ονομαστική διάρκεια ζωής (10^6). Ωστόσο, σημειώνεται ότι στην περίπτωση που η ισοδύναμη δύναμη φόρτισης υπολογίζεται μικρότερη από το δυναμικό συντελεστή έδρασης τότε το έδρανο μπορεί να ξεπεράσει την ονομαστική διάρκεια ζωής ($<10^6$). Επιπλέον, ο συντελεστής έδρασης διαφοροποιείται σύμφωνα με κάθε περίπτωση αφού επηρεάζεται από τις συνθήκες λειτουργίας που λαμβάνουν μέρος στη συνολική λειτουργική κόπωση (Τριάντης, 2009).

Η χρήση των εδράνων πραγματοποιείται σε πλήθος εφαρμογών στη βιομηχανική παραγωγή. Αυτό έχει ως συνέπεια να έρχονται σε επαφή με πληθώρα ρευστών τα οποία μπορεί να χαρακτηρίζονται από τις λιγότερες ή περισσότερες διαβρωτικές τους ιδιότητες. Η λύση του προβλήματος διάβρωσης δίνεται από τους κατασκευαστές που εξοπλίζουν τα σύγχρονα έδρανα με μηχανισμούς στεγανοποίησης και τον διαχωρισμό τους από τα ρευστά της παραγωγικής διαδικασίας. Ωστόσο σε περιπτώσεις που τα ρευστά είναι ιδιαίτερα δραστικά είναι αναγκαία η λήψη επιπλέον μέτρων (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).

Όσον αφορά τα έδρανα κυλίσεως, τονίζεται ότι υφίστανται μια σύνθετη καταπόνηση μηχανική και χημική. Τα προαναφερόμενα μέτρα δεν συνίστανται στην επίστρωση με ειδικές ρητίνες της καταπονούμενης σε διάβρωση μεταλλικής επιφάνειας, αλλά μπορεί να αφορούν στη χρησιμοποίηση ειδικών υλικών κατά την κατασκευή των ρουλεμάν, στη κατάλληλη μηχανική προετοιμασία των καταπονούμενων επιφανειών καθώς επίσης και στη χρησιμοποίηση εξελιγμένων λιπαντικών στα οποία περιλαμβάνονται και στερεά (Πολυζάκης & Κουκούτος, 2014).

2.3.1.4. ΛΙΠΑΝΣΗ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ

Η λίπανση των εδράνων κύλισης πραγματοποιείται με στόχο την μείωση της τριβής που αναπτύσσεται σε κάθε στοιχείο του. Το λιπαντικό έχει την δυνατότητα να δημιουργεί ένα λεπτό στρώμα το οποίο έχει την δυνατότητα να διαχωρίζει τις επιφάνειες κυλίσεως και ολισθήσεως με στόχο να αποφευχθεί όσο το δυνατόν περισσότερο η επαφή των μεταλλικών τμημάτων του εδράνου. Επιπροσθέτως, το λιπαντικό χρησιμοποιείται με στόχο την απαγωγή της θερμότητας από το εργαζόμενο έδρανο κύλισης. Ακόμα, το σωστό λιπαντικό μειώνει την δυνατότητα εισχώρησης σκόνης και ξένων σωμάτων στο έδρανο. Ωστόσο, αξιοσημείωτο είναι ότι με την άρτια λίπανση αποφεύγεται η διάβρωση των τμημάτων του εδράνου αφού απορροφά τα κρουστικά φορτία και βοηθά την ομοιόμορφη κατανομή των φορτίσεων (Μελισσαροπούλου, 2015).

Η λίπανση όμως είναι μια διαδικασία που απαιτεί ιδιαίτερη προσοχή αφού όπως έχει προαναφερθεί κατά την λειτουργία των εδράνων αναπτύσσονται υψηλές θερμοκρασίες, παράγοντας που επηρεάζει το ιξώδες του λιπαντικού. Άρα, η επιλογή του λιπαντικού εξαρτάται από τις λιπαντικές του ιδιότητες και κατά πόσο είναι ευαίσθητο στην θερμότητα. Η λίπανση των εδράνων κύλισης μπορεί να πραγματοποιείται είτε με λάδι είτε με γράσο (Στεργίου & Στεργίου, 2003). Όμως, η λίπανση των εδράνων κυλίσεως δεν είναι τόσο σημαντική όσο των εδράνων ολισθήσεως όπου η επιλογή του κατάλληλου λιπαντικού είναι εξαιρετικής σπουδαιότητας. Σε κλασσικές εφαρμογές των εδράνων κυλίσεως μπορεί η λίπανση να πραγματοποιηθεί είτε με λίπος είτε με ορυκτέλαιο χωρίς όμως να διακρίνεται σημαντική διαφορά μεταξύ τους αφού και τα δύο εξασφαλίζουν μεαποτελεσματικότητα την λίπανση των τμημάτων κυλίσεως και των αυλακώσεων κυλίσεως ή κλωβού. Ωστόσο, υπάρχουν και εφαρμογές που η επιλογή του λιπαντικού απαιτεί ιδιαίτερη προσοχή και συγκεκριμένου λόγους και δεν μπορεί τυχαία να χρησιμοποιηθεί ή το ένα ή το άλλο (Μελισσαροπούλου, 2015).

Τα βασικά μεγέθη λειτουργίας του εδράνου κυλίσεως που επηρεάζουν την λίπανση και το ιξώδες του λιπαντικού είναι (Μελισσαροπούλου, 2015):

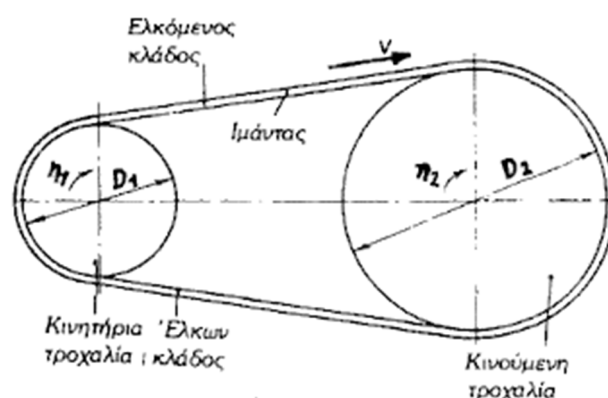
- a) το μέγεθος του εδράνου που το οποίο χαρακτηρίζεται από την εξωτερική διάμετρο (D), όπου όσο μεγαλύτερη η διάμετρος τόσο υψηλότερη πρέπει να είναι η τιμή του ιξώδους του λιπαντικού,
- a) ο αριθμός των στροφών (n) ενός εδράνου είναι ανάλογος της απώλειας ισχύος, όπου όσο υψηλότερος είναι ο αριθμός στροφών άρα και η ταχύτητα κίνησης των σωμάτων

- κυλίσεως τόσο χαμηλότερο θα πρέπει να είναι το ιξώδες του λιπαντικού για να επιτευχθεί η ελάχιστη τριβή αλλά και ο περιορισμός της παραγόμενης θερμότητας,
- b) το αυξημένο φορτίο (P) αντιστοιχεί και σε αυξημένη πίεση επιφανείας, όπου όσο μεγαλύτερη η πίεση επιφανείας τόσο υψηλότερο θα πρέπει να είναι το ιξώδες του λιπαντικού με στόχο την μείωση και τον περιορισμό της φθοράς των εφραπτόμενων επιφανειών και
- c) η θερμοκρασία λειτουργίας (t) του εδράνου παίζει σημαντικό ρόλο αφού το ιξώδες του λιπαντικού είναι αντιστρόφως ανάλογο της θερμοκρασίας καθώς επίσης το λιπαντικό έχει συγκεκριμένες ιδιότητες σε συγκεκριμένο θερμοκρασιακό πεδίο.

2.4. ΙΜΑΝΤΕΣ

Η μετάδοση κίνησης με ιμάντες δίνει την δυνατότητα μεταφοράς της ισχύος από έναν άξονα σε έναν άλλον. Οι ιμάντες χρησιμοποιούνται συνήθως όταν οι αποστάσεις των αξόνων είναι μεγάλες καθώς επίσης και όταν η μετάδοση κίνησης πρέπει να είναι «μαλακή». Ο ιμάντας περιβάλλει τις τροχαλίες που βρίσκονται πάνω στον κινητήρα και στο κινούμενο άξονα. Στην ουσία η μετάδοση κίνησης με ιμάντα εξαρτάται από την τριβή που αναπτύσσεται μεταξύ του ιμάντα και τις τροχαλίες (Στεργίου & Στεργίου, 2002).

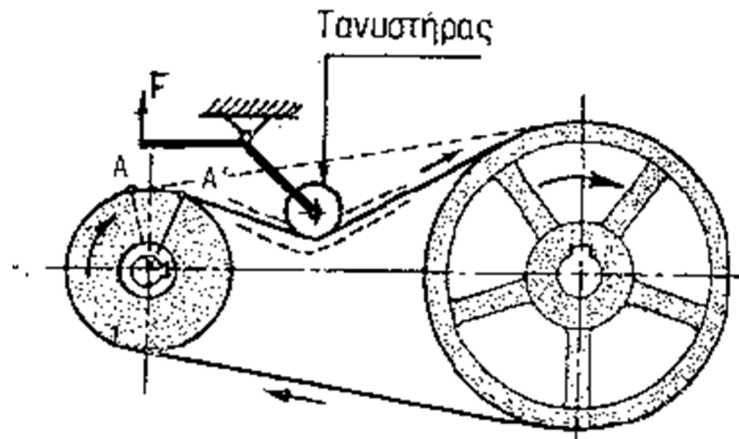
Η μετάδοση κίνησης με ιμάντα καλείται ιμαντοκίνηση και είναι ένας από τους πιο οικονομικότερους τρόπους μετάδοσης χωρίς ιδιαίτερες απαιτήσεις συντήρησης εκτός από την σχετική καθαριότητα των αυλακώσεων των τροχαλιών. Ένα σύστημα ιμαντοκίνησης αποτελείται από δύο τροχαλίες και έναν ιμάντα που τις συνδέει. Οι τροχαλίες μπορεί να είναι είτε ολόσωμα τύμπανα είτε δίσκοι όπου στο κέντρο τους διαμορφώνεται η πλήμνη για την σύνδεση της τροχαλίας – ατράκτου. Στην εξωτερική τους επιφάνεια παρατηρείται κατάλληλη διαμόρφωση, όπως αυλακώσεις, με στόχο την άρτια κίνηση του ιμάντα.



Σχήμα 12: Απλό σύστημα ιμαντοκίνησης
[Πηγή: Νικολάκος, 2016]

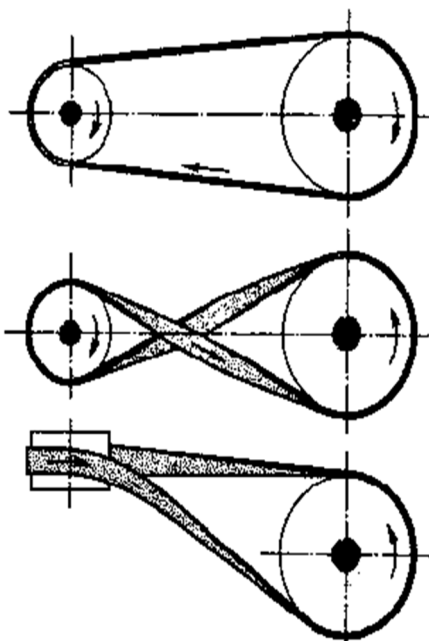
Ωστόσο, η κίνηση του ιμάντα πραγματοποιείται καλύτερα όταν είναι τεντωμένος, για την καλύτερη επίτευξη αυτού γίνεται χρήση τανυστήρα (Σχήμα 13), ο οποίος είναι ένας

τροχός που περιστρέφεται ελεύθερα και τοποθετείται με σκοπό να πιέζει τον εκκλόμενο κλάδο. Ο προαναφερόμενος τρόπος αυξάνει την τάνυση με συνέπεια να μεγαλώνει το τόξο επαφής ενώ μειώνονται οι καταπονήσεις των εδράνων και των ατράκτων. Βασικό πλεονέκτημα της χρήσης του τανυστήρα είναι η εξασφάλιση της καλύτερης λειτουργίας καθώς και η εξασφάλιση της σχέσης μετάδοσης $1/6$ και μείωση των αποστάσεων των αξόνων των τροχαλιών (Ζαφειρόπουλος, 2017).



Σχήμα 13: Ιμάντας με τανυστήρα
[Πηγή: <http://e-learning.ilei.sch.gr/wiki/index.php/>]

Υπάρχουν τρία είδη μετάδοσης κίνησης με ιμάντα σύμφωνα με την διεύθυνση και την φορά και είναι απεικονίζονται στο Σχήμα 14.



- a. Ομοίοστροφη κίνηση μετάδοσης
- b. Ετερόστροφη κίνηση μετάδοσης
- c. Μετάδοση κίνησης κατά 90°

Σχήμα 14: Είδη μετάδοσης κίνηση
[Πηγή: <http://e-learning.ilei.sch.gr/wiki/index.php/>]

2.4.1. ΕΙΔΗ ΙΜΑΝΤΩΝ

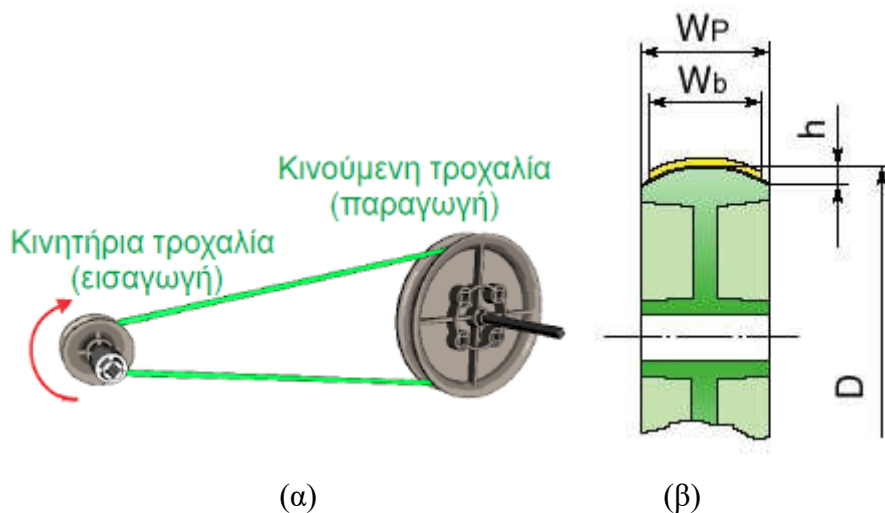
Τα βασικά είδη ιμάντων είναι (Στεργίου & Στεργίου, 2002):

- Επίπεδοι ιμάντες.
- Τραπεζοειδή ιμάντες.
- Οδοντωτοί ιμάντες.
- Στρογγυλοί ιμάντες.

Στην συνέχεια ακολουθούν κάποια βασικά χαρακτηριστικά κάθε είδους. Ωστόσο, δεν θα δοθεί έμφαση στους στρογγυλούς ιμάντες διότι χρησιμοποιούνται μόνο σε περιορισμένες εφαρμογές μικρής ισχύος όπως οικιακές συσκευές, ραπτομηχανές κ.ά. (Νικολάκος, 2016).

➤ Επίπεδοι ιμάντες

Η διατομή των επίπεδων ιμάντων είναι ορθογωνική και είναι διαθέσιμοι στο εμπόριο σε τυποποιημένο πλάτος και πάχος. Χρησιμοποιούνται σε συστήματα με επίπεδες και ελαφριές κυρτές τροχαλίες με στόχο την καλύτερη πρόσφυση. Ο επίπεδος ιμάντας έλκεται στα σημεία που έχουν μεγαλύτερη τάνυση δηλαδή στο μέσο της στεφάνης (Νικολάκος, 2016). Οι επίπεδοι ιμάντες κατασκευάζονται από διάφορα υλικά όπως δέρμα, υφαντά, πλέγματα εμποτισμένα ή μη, συνθετικά καθώς και ο συνδυασμός υλικών (Στεργίου & Στεργίου, 2002). Ωστόσο, οι πιο διαδεδομένοι είναι οι δερμάτινοι επίπεδοι ιμάντες αφού το δέρμα έχει μεγαλύτερο συντελεστή τριβής με τα μέταλλα της στεφάνης (Νικολάκος, 2016).

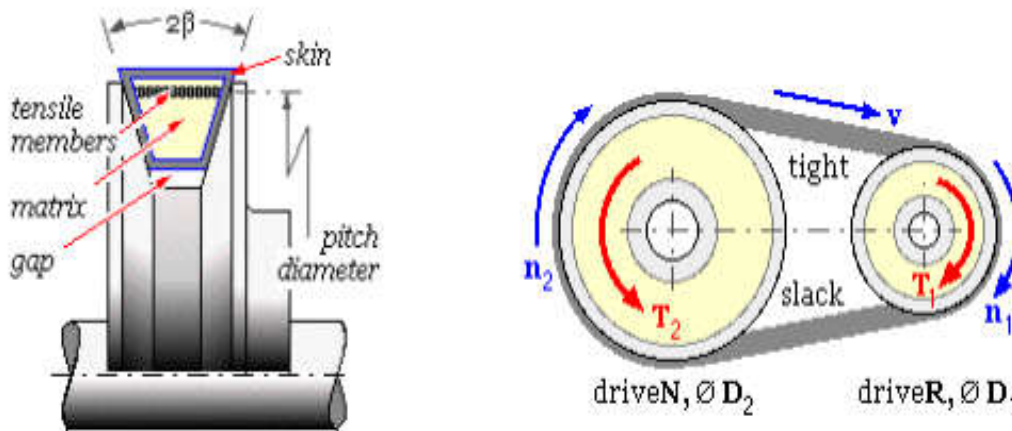


Σχήμα 15: α) Σύστημα μετάδοσης κίνησης με επίπεδο ιμάντα και β) τροχαλία ιμάντα
[Πηγή: <https://www.lockhaven.edu/~dsimanek/scenario/crowning.htm>]

➤ Τραπεζοειδείς ιμάντες

Οι τραπεζοειδείς ιμάντες χρησιμοποιούνται περισσότερο σήμερα, αφού έχουν αντικαταστήσει τους επίπεδους ιμάντες όπου παρουσιάζουν τριπλάσια ικανότητα μεταφοράς

ισχύος. Επιπλέον, οι τραπεζοειδείς μάντες εργάζονται πιο μαλακά και πρακτικά χωρίς ολίσθηση. Απαιτούν μικρότερη γωνία περιέλιξης παρουσιάζονται υψηλές σχέσεις μεταδόσεων και μικρότερες αποστάσεις αξόνων.

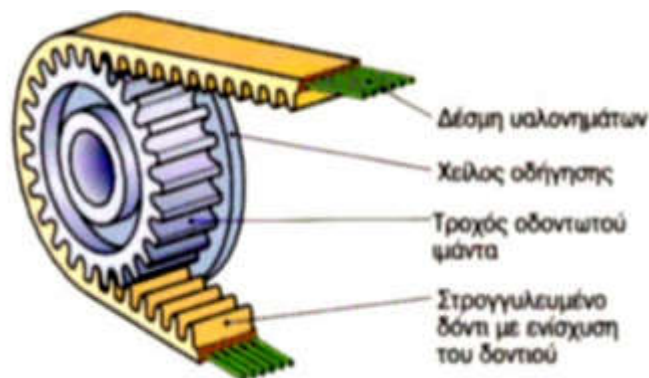


Σχήμα 16: Κατατομή τραπεζοειδούς μάντα
 [Πηγή: <https://eclass.upatras.gr/modules/document/file.php/MECH1178/14>]

Οι τραπεζοειδείς είναι κατασκευασμένοι από ελαστικό και η μορφή τους είναι τραπεζοειδή. Στο άνω μέρος, ενσωματωμένα στο ελαστικό, υπάρχουν ενισχυτικά νήματα για την παραλαβή των εφελκυστικών δυνάμεων. Η βάση του κατασκευάζεται από συνθετικό ελαστικό και καλύπτονται με ανθεκτικό ελαστικό για να προστατευτούν οι χορδές από την υγρασία, φθορές κ.ά. (Στεργίου & Στεργίου, 2002).

➤ *Οδοντωτοί μάντες*

Η μετάδοση κίνηση με οδοντωτό μάντα έχει βασικό πλεονέκτημα ότι η κίνηση πραγματοποιείται χωρίς ολίσθηση. Στην ουσία όλα αυτά τα συστήματα η κίνηση μεταδίδεται με εμπλοκή. Η μετάδοση κίνησης είναι σταθερή και ανεξάρτητη από την διακύμανση του φορτίου (Νικολάκος, 2016).



Σχήμα 17: Διάταξη μετάδοσης κίνησης με οδοντωτό μάντα
 [Πηγή: Βικελίδης, 2017]

Σε αυτό τον τύπο ιμάντων διακρίνεται επίπεδη διατομή αλλά στην εσωτερική επιφάνεια έχουν οδόντωση με στόχο την άρτια συνεργασία με την οδόντωση της τροχαλίας. Η μετάδοση κίνησης δεν βασίζεται στη τριβή που αναπτύσσεται μεταξύ του ιμάντα και της τροχαλίας αλλά στην εμπλοκή των δοντιών του ιμάντα και της τροχαλίας. Οι οδοντωτοί ιμάντες κατασκευάζονται από παρόμοια υλικά που πραγματοποιείται και η κατασκευή των τραπεζοειδών ιμάντων.

2.4.2. ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ – ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΙΜΑΝΤΩΝ

Οι ιμάντες παρουσιάζουν πολλά πλεονεκτήματα αλλά και μειονεκτήματα στην μετάδοση κίνησης, τα οποία αναλύονται στην συνέχεια (Στεργίου & Στεργίου, 2002):

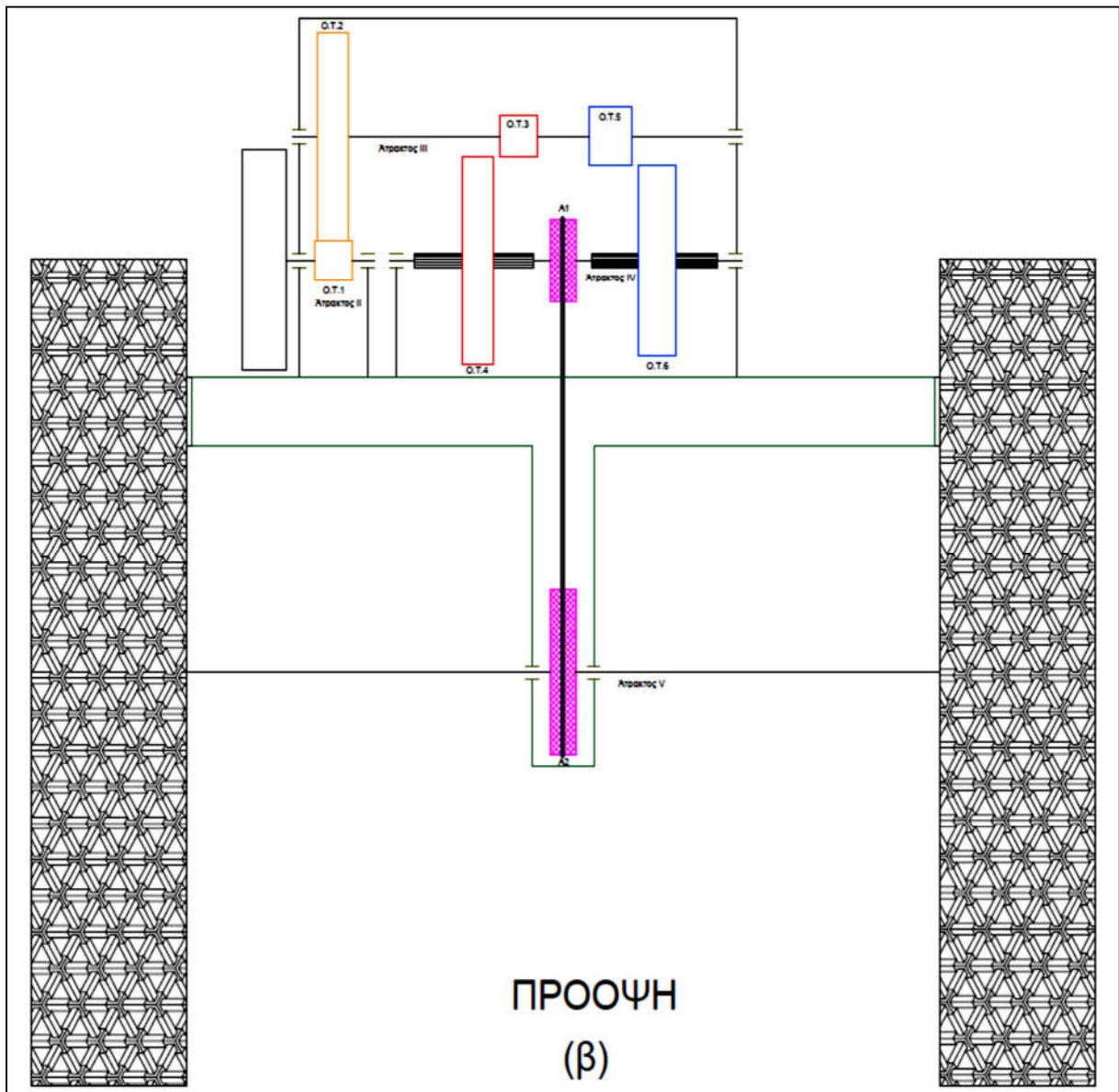
➤ *Πλεονεκτήματα*

- Λειτουργία σχεδόν αθόρυβη, ιδιαίτερα στους τραπεζοειδής ιμάντες αλλά και στους επίπεδους όταν δίνεται η δυνατότητα να αποφευχθεί ο θόρυβος στα σημεία που υπάρχει σύνδεση.
- Δυνατότητα κάλυψης μεγάλων αποστάσεων αξόνων χωρίς να υπάρχει περιορισμός και δέσμευση της απόστασης.
- Μετάδοση κίνηση με πλήθος τρόπων.
- Κίνηση των αξόνων με έναν ιμάντα.
- Διάταξη απλή χωρίς κιβώτιο οδοντώσεων και λίπανσης.
- Δεν απαιτείται ιδιαίτερη συντήρηση.
- Οικονομικότερο σύστημα ιδιαίτερα για συστήματα με μεγάλη απόσταση αξόνων και απλή διάταξη τροχαλιών.
- Εύκολη αποσύμπλεξη (στους επίπεδους ιμάντες γίνεται μετάθεση του ιμάντα σε μια ελεύθερη τροχαλία).
- Απλή μεταβολή της σχέσης μετάδοσης (στους επίπεδους ιμάντες με μετατόπιση του ιμάντα πάνω σε βαθμωτές ή κωνικές τροχαλίες και στους τραπεζοειδείς ιμάντες μεταβολή των διαμέτρων των τροχαλιών).

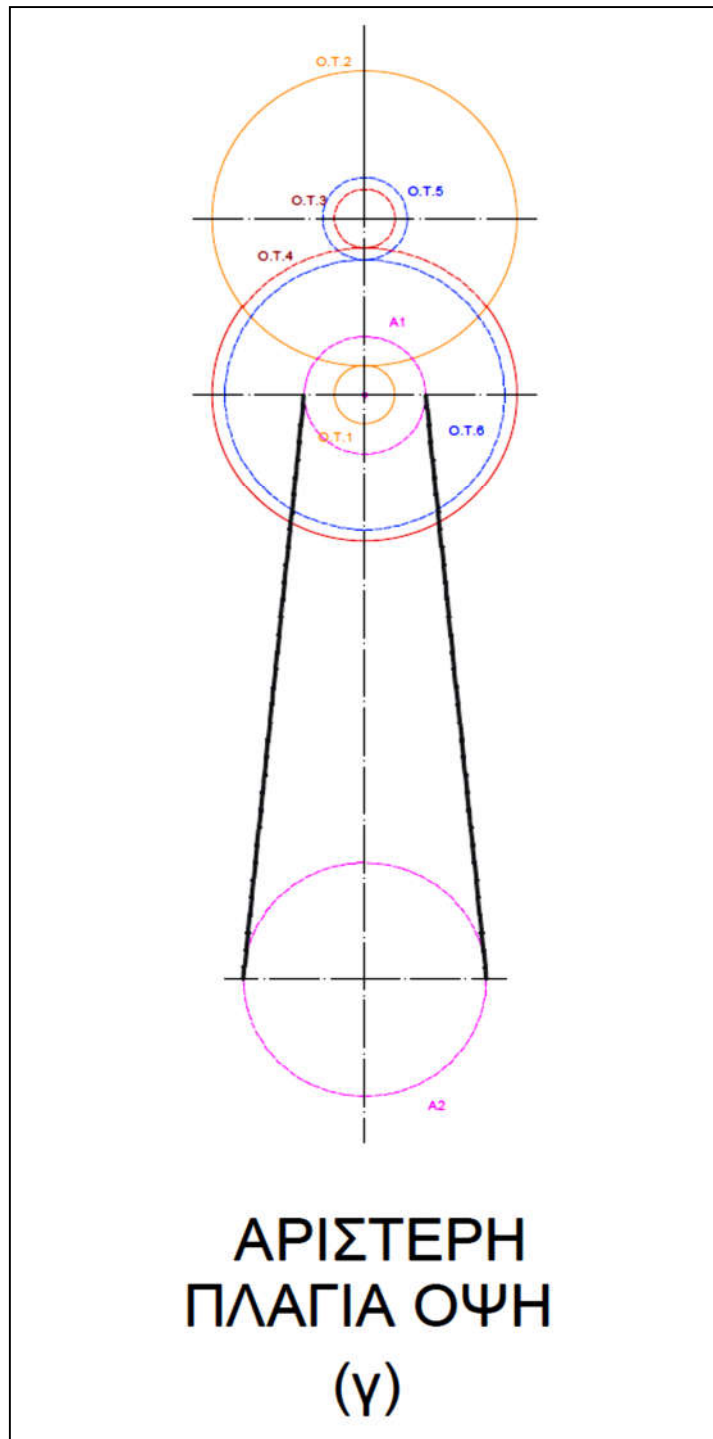
➤ *Μειονεκτήματα*

- Μεγαλύτερες διαστάσεις κατασκευής και μεταλύτερη αξονική δύναμη, που ανάλογα με τη διάταξη μπορεί να φτάσει από 1,5 έως 6 της περιφερειακής δυνάμεις.
- Παραμένουσα επιμήκυνση του ιμάντα παρουσιάζει αυξητική τάση με το πέρασμα του χρόνου με συνέπεια αρκετές φορές να οδηγείται σε ολήθσηση και εκτίναξη του ιμάντα.
- Διακρίνεται μεταβολή της σχέσης μετάδοσης λόγω της διολίσθησης κατά τη μεταφορά της δύναμης που μεταβάλλεται με την πρόταση, την παραμένουσα επιμήκυνση και τον συντελεστή τριβής.

- Η μεταβολή της επιμίκνσης του ιμάντα εξαρτάται άμεσα από τη θερμοκρασία και την υγρασία του περιβάλλοντος του.
- Η μεταβολή του συντελεστή τριβής εξαρτάται άμεσα από τη σκόνη, τις ακαθαρσίες, το λάδι και την υγρασία του περιβάλλοντος του.



Σχήμα 19: Σχηματική παράσταση στοιχείων κίνησης μηχανήματος αγροτικού μηχανήματος (πρόοψη).



Σχήμα 20: Σχηματική παράσταση στοιχείων κίνησης μηχανήματος αγροτικού μηχανήματος (αριστερή πλάγια όψη).

Συγκεκριμένα, στην έξοδο του στροφαλοφόρου άξονα (άτρακτος Ι) του βενζινοκινητήρα τοποθετείται συμπλέκτης πολλαπλών δίσκων, ο οποίος επιτρέπει ή διακόπτει τη ζεύξη μεταξύ κινητήρα και κιβωτίου ταχυτήτων. Ο χειρισμός του συμπλέκτη γίνεται από το χρήστη μέσω ντίζας και μοχλικού συστήματος τοποθετημένης στο αριστερό μέρος του τιμονιού.

Το κιβώτιο ταχυτήτων αποτελείται από μια ιμαντοκίνηση με δύο τροχαλίες και στενό τραπεζοειδή ιμάντα, και οκτώ μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ευθεία οδόντωση (τροχοί 1-2, 3-4, και 5-6). Στην άτρακτο I (του κινητήρα) είναι τοποθετημένη η τροχαλία 1 η οποία μεταφέρει την κίνηση στην άτρακτο II μέσω του ιμάντα. Στην άτρακτο II είναι τοποθετημένο το πινιόν (τροχός 1) η οποία μεταφέρει την κίνηση στον τροχό 2. Οι τροχοί 3 και 5 είναι σταθεροί και τοποθετούνται στην άτρακτο III, ενώ οι τροχοί 4 και 6 είναι κινητοί και ολισθαίνουν στην άτρακτο IV πάνω σε ένα πολύσφηνο. Η ζεύξη των τροχών 3 – 4 δίνει την πρώτη ταχύτητα του κιβωτίου (αργή) και η ζεύξη των τροχών 5 – 6 δίνει τη δεύτερη ταχύτητα του κιβωτίου (γρήγορη). Η εναλλαγή των ταχυτήτων γίνεται με την ολίσθηση των τροχών 4 και 6 μέσω του επιλογέα που βρίσκεται στο πάνω μέρος του κιβωτίου.

Πάνω στην άτρακτο IV είναι τοποθετημένος ο αλυσοτροχός A1, ο οποίος συνεργάζεται με τον αλυσοτροχό A2 για τη μετάδοση της κίνησης στα κοπτικά εργαλεία, τα οποία είναι τοποθετημένα στην άτρακτο V, η οποία είναι και η τελική άτρακτος εξόδου.

3.2. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΚΙΝΗΣΗΣ

Οι στροφές εισόδου στο κιβώτιο θεωρούνται οι στροφές στις οποίες αποδίδεται η μέγιστη ισχύς του κινητήρα δηλαδή $n_1=3000 \text{ rpm}$. Οι ζητούμενες στροφές εξόδου στην τελική άτρακτο είναι $n_1=80 \text{ rpm}$ για την αργή ταχύτητα και $n_2=113 \text{ rpm}$ για τη γρήγορη ταχύτητα. Οι τιμές αυτές των στροφών εξόδου επελέγησαν έτσι ώστε να είναι παρόμοιες με αυτές των μηχανημάτων του εμπορίου. Η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης λαμβάνεται $i_b=2$. Τότε, οι στροφές της ατράκτου II είναι:

$$n_{II} = \frac{n_1}{i_b} = \frac{3000 \text{ rpm}}{2} = 1500 \text{ rpm} \quad [3.2.1]$$

Η σχέση μετάδοσης του ζεύγους τροχών 1-2 λαμβάνεται $i_1=3$. Τότε, οι στροφές της ατράκτου III είναι:

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_1} = \frac{1500 \text{ rpm}}{3} = 500 \text{ rpm} \quad [3.2.2]$$

Η σχέση μετάδοσης της αλυσίδας λαμβάνεται ως $i_3=2$. Τότε, οι στροφές της ατράκτου IV για την αργή ταχύτητα είναι:

$$n_{IV,1} = n_1 \cdot i_3 = 80 \text{ rpm} \cdot 2 = 160 \text{ rpm} \quad [3.2.3]$$

Και για τη γρήγορη ταχύτητα:

$$n_{IV,2} = n_2 \cdot i_3 = 113 \text{ rpm} \cdot 2 = 226 \text{ rpm} \quad [3.2.4]$$

Σύμφωνα με τα παραπάνω, η σχέση μετάδοσης των ενδιάμεσων οδοντωτών τροχών για το ζεύγος 3-4 είναι:

$$i_2 = \frac{n_{III}}{n_{IV,1}} = \frac{500rpm}{160rpm} = 3,13 \quad [3.2.5]$$

και για το ζεύγος 5-6 είναι:

$$i_2 = \frac{n_{III}}{n_{IV,2}} = \frac{500rpm}{226rpm} = 2,21 \quad [3.2.6]$$

Οι βαθμοί απόδοσης στα διάφορα στοιχεία της κατασκευής λαμβάνονται ως εξής (Πίνακας 5):

Πίνακας 5: Διάφορα στοιχεία της κατασκευής

	ΑΠΟΔΟΣΗ	ΟΛΙΣΘΗΣΗ
Ιμαντοκίνηση	$\eta_b = 0,96$	$\varepsilon = 1,5\%$
Ζεύγος εδράνων	$\eta_L = 0,99$	-
Ζεύγος οδοντωτών τροχών	$\eta_Z = 0,995$	-
Δακτύλιοι στεγανότητας και λίπανσης	$\eta_D = 0,98$	-

➤ Για την ιμαντοκίνηση και την ολίσθηση

Όλοι οι υπολογισμοί θα γίνουν για τη δυσμενέστερη περίπτωση λειτουργίας, η οποία είναι αυτή με τις λιγότερες στροφές, δηλαδή στην αργή ταχύτητα κατά την οποία στην έξοδο (άτρακτος IV) έχουμε 80 rpm. Στον Πίνακα 6 φαίνονται συνοπτικά τα στοιχεία κίνησης του μηχανήματος

Πίνακας 6: Στοιχεία κίνησης μηχανήματος.

	ΑΡΓΗ	ΓΡΗΓΟΡΗ
Στροφές ατράκτου I	3000	3000
Στροφές ατράκτου II	1500	1500
Στροφές ατράκτου III	500	500
Στροφές ατράκτου IV	160	226
Στροφές ατράκτου V	80	113
$i_b =$	2	2
$i_1 =$	3	3
$i_2 =$	3,13	2,21
$i_3 =$	2	2
$i_{ολ} = n_{in}/n_{out} =$	37,5	26,5

3.3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗΣ

- Η μετάδοση κίνησης γίνεται με τραπεζοειδή ιμάντα.

- Οι στροφές της κινητήριας τροχαλίας είναι:

$$n_1 = n_I = 3000 \text{ rpm} \quad [3.3.1]$$

- Ο ολικός βαθμός απόδοσης:

$$\eta_I = \eta_{LI} \cdot \eta_D = 0,99 \cdot 0,98 = 0,97 \quad [3.3.2]$$

- Ισχύς που μεταφέρει ο ιμάντας:

$$P = P_{in} = P_m \cdot \eta_I = 6 \text{ kW} \cdot 0,97 = 5,8 \text{ kW} \quad [3.3.3]$$

- Η σχέση μετάδοσης είναι: $i_b=2$

- Ο συντελεστή φόρτισης C προσδιορίζεται από τον Πίνακα 1 (Παράρτημα Α), για μέτριο φορτίο και ημερήσιο χρόνο λειτουργίας κάτω από 10 ώρες επιλέγεται: $C = 1,1$.

- Η ισχύς σχεδιασμού P_d

$$P_d = P \cdot C = 5,8 \text{ kW} \cdot 1,1 = 6,4 \text{ kW} \quad [3.3.4]$$

- Επιλογή τύπου ιμάντα πραγματοποιείται από το Σχήμα 1 (Παράρτημα Α) για $n_1=3000$ rpm και $P_d=6,4$ kW επιλέγεται ο τύπος ιμάντα SPZ.

- Επιλογή διαμέτρου μικρής τροχαλίας πραγματοποιείται από τον Πίνακα 2 (Παράρτημα Α) και επιλέγεται τυποποιημένη διάμετρος της κινητήριας τροχαλίας: $d_1=90$ mm.

- Η διάμετρος της κινούμενης τροχαλίας, λαμβάνοντας υπόψη τη διολίσθηση ε υπολογίζεται από τον τύπο:

$$d_2 = (1-\varepsilon) \cdot i_b \cdot d_1 = (1-0,015) \cdot 2 \cdot (90\text{mm}) = 177,3 \text{ mm} \quad [3.3.5]$$

Από τον Πίνακα 2 (Παράρτημα Α) επιλέγεται τυποποιημένη τιμή: $d_2=180$ mm.

Το πλάτος των τροχαλιών λαμβάνεται: $b_1=b_2=40$ mm (Παπαδόπουλος, 2012:585)

- Οι στροφές της κινούμενης τροχαλίας είναι τώρα:

$$n'_2 = (1-\varepsilon) \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right) n_1 = (1-0,015) \cdot \left(\frac{90\text{mm}}{180\text{mm}}\right) \cdot (3000\text{rpm}) = 1477,5 \text{ rpm} \quad [3.3.6]$$

- Η γωνιακή ταχύτητα της κινητήριας τροχαλίας ω_1 είναι:

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} = \frac{2\pi(3000rpm)}{60} = 314 \text{ rad / s} \quad [3.3.7]$$

- Η προκύπτουσα γραμμική ταχύτητα u είναι:

$$u = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi(90mm)(3000rpm)}{60000} = 14,1 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s} \quad [3.3.8]$$

- Η απόσταση των αξόνων (απόσταση τροχαλιών) δίνεται από την σχέση:

Κατά Deutscechman:

$$\alpha = \left(3 \cdot \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}\right) = \left(3 \cdot \frac{90mm}{2} + \frac{180mm}{2}\right) = 225mm \quad [3.3.9]$$

Κατά Bobrovoloski

$$\alpha = 0,7 \cdot (d_1 + d_2) = 0,7 \cdot (90mm + 180mm) = 189mm \quad [3.3.10]$$

- Το ενεργό μήκος του ιμάντα L_w είναι:

$$\begin{aligned} L_w &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{1}{\alpha} \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2 \\ &= 2 \cdot 225mm + \frac{\pi}{2} (90mm + 180mm) + \frac{1}{225mm} \left(\frac{180mm - 90mm}{2}\right)^2 \\ &\Rightarrow L_w = 883,12 \text{ mm} \end{aligned} \quad [3.3.11]$$

- Διόρθωση της απόστασης τροχαλιών πραγματοποιείται ως εξής από το εξωτερικό μήκος του ιμάντα είναι:

$$L_a = L_w + \Delta L = 883,12mm + 12mm = 895,12mm \approx 895mm \quad [3.3.12]$$

Όπου: $\Delta L = 12mm$ (Πίνακας 3, Παράρτημα Α).

Από τον Πίνακα 4 (Παράρτημα Α) επιλέγεται τυποποιημένο μήκος για τον ιμάντα SPZ: $L=900 \text{ mm}$.

- Η διόρθωση της απόστασης των αξόνων υλοποιείται από την σχέση:

$$\begin{aligned} p &= \frac{L - \Delta L}{4} - \frac{\pi}{8} (d_1 + d_2) = \frac{(900 - 12)mm}{4} - \frac{\pi}{8} (90mm + 180mm) \\ &= 116mm \end{aligned} \quad [3.3.13]$$

και

$$q = \frac{(d_2 - d_1)^2}{8} = \frac{(180\text{mm} - 90\text{mm})^2}{8} = 1012,5\text{mm}^2 \quad [3.3.14]$$

- Διόρθωση της απόστασης των τροχαλιών:

$$\alpha = p + \sqrt{p^2 - q} = 119\text{mm} + \sqrt{(116\text{mm})^2 - 1012,5\text{mm}^2} \\ = 227\text{mm} \Rightarrow a \approx 227\text{mm} \quad [3.3.15]$$

Έλεγχος:

- Η συχνότητα των καμπτικών εναλλαγών του ιμάντα είναι:

$$B = \frac{u \cdot z}{L} = \frac{(14,1\text{m/sec}) \cdot 2}{0,9\text{m}} = 14,1 \text{ εναλ/sec} < 50 \text{ εναλ/sec} \quad [3.3.16]$$

- Η γωνία τύλιξης α_1 προσδιορίζεται από τη σχέση:

$$\alpha_1 = \pi - 2 * \sin^{-1} \left[\frac{(d_2 - d_1)}{2a} \right] \\ = \pi - 2 * \sin^{-1} \left[\frac{(180 - 90)}{2 * 227\text{mm}} \right] = 2,743 \text{ rad} = 157^\circ \quad [3.3.17]$$

- Ο προσδιορισμός του συντελεστή τόξου τύλιξης C_1 , πραγματοποιείται από τον Πίνακα 5 (Παράρτημα Α), για $\alpha_1 = 157^\circ$ επιλέγεται: **$C_1 = 0,94$** .
- Η επιλογή ειδικής ισχύος P_0 και συντελεστή διόρθωσης μήκους C_4 πραγματοποιείται από τους αντίστοιχους πίνακες. Από τον Πίνακα 4 (Παράρτημα Α), για ιμάντα τύπου SPZ και $L=900 \text{ mm}$ έχουμε: **$C_4 = 0,88$** . Από τον Πίνακα 6 (Παράρτημα Α), για ιμάντα τύπου SPZ, $n_1=3000 \text{ rpm}$ και $d_{w1}=90\text{mm}$ με γραμμική παρεμβολή μεταξύ των τιμών 2800 και 3200 rpm προκύπτει: $P_0=3,88 \text{ KW/ιμάντα}$.
- Ο αριθμός των ιμάντων z που απαιτείται για να παραλάβει τη συγκεκριμένη ισχύ είναι:

$$z = \frac{P_d}{P_0 \cdot C_1 \cdot C_4} = \frac{6,4 \text{ kW}}{3,88\text{kW} \cdot 0,94 \cdot 0,88} = 1,99 = 2 \text{ ιμάντες} \quad [3.3.18]$$

- Η ροπή στρέψης που μεταφέρει η άτρακτος I είναι:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P}{n_i} = 9550 \cdot \frac{5,8\text{kW}}{3000\text{rpm}} = 18,4 \text{ Nm} \quad [3.3.19]$$

- Η περιφερειακή δύναμη στον ιμάντα είναι:

$$U = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 18,4 \text{ Nm}}{0,09\text{m}} = 410\text{N} \quad [3.3.20]$$

- Η δύναμη που καταπονεί τον άξονα των τροχαλιών είναι:

$$R = \frac{m + 1}{m - 1} \cdot U \text{ (N)} \quad [3.3.21]$$

Ο λόγος των κλάδων m υπολογίζεται από τη σχέση:

$$m = e^{\mu\alpha} \quad [3.3.22]$$

Όπου:

$\mu=0,7$ ο συντελεστής τριβής μεταξύ ιμάντα και τροχαλίας (για σύνθετο ιμάντα με ενισχυτικά νήματα από πολυαμίδη)
 $\alpha=2,743 \text{ rad}$

Οπότε κάνοντας στη σχέση [3.3.22] ο λόγος των κλαδών δίνεται:

$$m = e^{(0,7 \cdot 2,743)} = 6,8 \quad [3.3.23]$$

Επίσης από τη σχέση [3.3.21] η δύναμη που καταπονεί τον άξονα των τροχαλιών υπολογίζεται:

$$R = \frac{6,8 + 1}{6,8 - 1} 410 \text{ (N)} = 550 \text{ N}$$

3.4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

3.4.1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ 1-2

- Οι τροχοί είναι μετωπικοί με ευθεία οδόντωση.
- Οι διαστάσεις των τροχών θα υπολογιστούν για γνωστή την ισχύ που μεταφέρεται.
- Υπολογισμός στοιχείων πινιόν
 Οι στροφές του κινητήριου τροχού (πινιόν) είναι:

$$n_1 = n_{II} = 1500 \text{rpm} \quad [3.4.1]$$

Ολικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{II} = n_b \cdot n_{II} \cdot n_D = 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 0,931 \quad [3.4.2]$$

Ισχύς που μεταφέρει το πινιόν:

$$P_1 = P_{II} = n_{II} \cdot P_I = 0,931 \cdot 5,8 \text{ kW} = 5,4 \text{ KW} \quad [3.4.3]$$

Η σχέση μετάδοσης είναι: $i_1=2$.

Η αρχική διάμετρος του πινιόν (τροχός 1) υπολογίζεται αρχικά από τη σχέση:

$$d_1 = \frac{20500}{\sigma_{HI}} \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot \sigma_{HI} \cdot i_1 + 1}{\psi_d \cdot n_1 \cdot i_1}} \quad [mm] \quad [3.4.2]$$

Από το Σχήμα 2 (Παράρτημα Α), για $i_1=2$ και καμπύλη γ επιλέγεται: $\psi_d = 0,9$. Για τους τροχούς (πινιόν και συνεργαζόμενο), από τον Πίνακα 7 (Παράρτημα Α) επιλέγεται υλικό:

GGG-80 (χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη)

$\sigma_{HI} = 610 \text{ N/mm}^2$ (δυναμική αντοχή σε πίεση επιφανείας) και

$\sigma_{FI} = 500 \text{ N/mm}^2$ (δυναμική αντοχή στον πόδα).

Εφαρμόζοντας τη σχέση [3.4.2] έχουμε:

$$d_1 = \frac{20500}{(610 \text{ N/mm}^2)} \sqrt[3]{\frac{(5,4 \text{ KW}) \cdot (610 \text{ N/mm}^2) \cdot 2 + 1}{0,9 \cdot (1500 \text{ rpm}) \cdot 2}} = 49,8 \text{ mm}$$

Η περιφερειακή ταχύτητα του πινιόν δίνεται από τη σχέση:

$$u = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot (49,8 \text{ mm}) \cdot (1500 \text{ rpm})}{60000} = 3,9 \text{ m/s} \quad [3.4.3]$$

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

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

Για αυτή την ταχύτητα επιλέγεται αριθμός δοντιών για το πινιόν: $z_1=21$. Η διάμετρος του άξονα του γρاناζιού d_{sHI} προσδιορίζεται προσεγγιστικά από τη σχέση:

$$d_{shII} = C_2 \sqrt[3]{C_B \frac{P_1}{n_1}} \quad [mm] \quad [3.4.4]$$

Για υλικό άξονα χάλυβα St60, ο συντελεστής C_2 λαμβάνεται ίσος με 133 (Στεργίου, 2002) και από τον Πίνακα 8 Παραρτήματος έχουμε: $C_B=1,2$.

Από την σχέση [3.4.4] προκύπτει:

$$d_{shII} = 133 \sqrt[3]{1,2 \frac{(5,4KW)}{(1500rpm)}} = 21,7 \text{ mm}$$

Η αρχική διάμετρος του πινιόν για τοποθέτηση με σφήνα στον άξονά του θα πρέπει να ικανοποιεί τη σχέση:

$$d_1 \geq \frac{1,8 \cdot d_{shII} \cdot z_1}{z_1 - 2,5} = \frac{1,8 \cdot (21,7mm) \cdot (21)}{21 - 2,5} \Rightarrow 49,8mm \geq 62,6mm \quad (!) \quad [3.4.5]$$

Βλέπουμε ότι η διάμετρος d_1 δεν επαρκεί για τοποθέτηση του πινιόν με σφήνα πάνω στον άξονα. Επομένως θα πρέπει το πινιόν να κατασκευασθεί ολόσωμο με τον άξονα ή να τοποθετηθεί σε αυτόν με πρεσαριστή συναρμογή ή εν θερμώ.

Έλεγχος για πινιόν ολόσωμο:

- Έλεγχος διαμέτρου

$$d_1 \geq \frac{1,1 \cdot d_{shII} \cdot z_1}{z_1 - 2,5} = \frac{1,1 \cdot (21,7mm) \cdot (21)}{21 - 2,5} \Rightarrow 49,8mm \geq 38,3mm \quad ok! \quad [3.4.6]$$

- Το module των τροχών δίνεται από τη σχέση:

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{49,8mm}{21} = 2,4 \quad [3.4.7]$$

Από τον Πίνακα 14 του Παραρτήματος επιλέγεται τυποποιημένη τιμή για το module: $m=3mm$.

- Η τιμή της αρχικής διαμέτρου του πινιόν για τυποποιημένη τιμή του module είναι:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3mm \cdot 21 = 63mm \quad [3.4.8]$$

- Το πλάτος b_1 του τροχού εκλέγεται σαν μέσος όρος των σχέσεων:

$$b'_1 = \psi_d \cdot d_{11} = 0,9 \cdot 63mm = 56,7mm \quad [3.4.9]$$

$$b''_1 = \psi_m \cdot m = 15 \cdot 3mm = 45,0mm \quad [3.4.10]$$

Όπου: ψ_m είναι συντελεστής που εξαρτάται από την κατασκευή της οδόντωσης και την ποιότητα έδρασης των αξόνων και λαμβάνεται $\psi_m = 15$.

Επιλέγεται: $b_1 = 55 \text{ mm}$.

- Τα υπόλοιπα στοιχεία του πινιόν για κανονική οδόντωση είναι:

$$\text{Ύψος κεφαλής} \quad h_a = m = 3mm \quad [3.4.11]$$

$$\text{Ύψος ποδιού} \quad h_f = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm} \quad [3.4.12]$$

$$\text{Ύψος δοντιού} \quad h = h_a + h_f = 3 + 3,75 = 6,75 \text{ mm} \quad [3.4.13]$$

$$\text{Διάμετρος κεφαλών} \quad d_{a1} = d_1 + 2h_a = 63 + 2 \cdot 3 = 69mm \quad [3.4.14]$$

$$\text{Διάμετρος ποδιού} \quad d_{f1} = d_1 - 2h_f = 63 - 2 \cdot 3,75 = 55,5mm. \quad [3.4.15]$$

- Υπολογισμός στοιχείων συνεργαζόμενου τροχού

$$\text{Αριθμός οδόντων} \quad z_2 = i_1 \cdot z_1 = 2 \cdot 21 = 42 \quad [3.4.16]$$

$$\text{Αρχική διάμετρος} \quad d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 42 = 126mm \quad [3.4.17]$$

$$\text{Πλάτος συνεργ. τροχού} \quad b_2 = b_1 - 5mm = 55 - 5 = 50mm. \quad [3.4.18]$$

$$\text{Διάμετρος κεφαλών} \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a = 126 - 2 \cdot 3 = 120mm \quad [3.4.19]$$

$$\text{Διάμετρος ποδιού} \quad d_{f2} = d_2 - 2h_f = 126 - 2 \cdot 3,75 = 118,5mm. \quad [3.4.20]$$

- * Σημείωση το πλάτος του συνεργαζόμενου τροχού λαμβάνεται λίγο μικρότερο για τυχόν σφάλματα τοποθέτησης

Ο οδοντωτός τροχός 2 θα τοποθετηθεί με σφήνα πάνω στον άξονα. Η απόσταση των αξόνων δίνεται από τη σχέση:

$$\alpha = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{63mm + 189mm}{2} = 126mm \quad [3.4.21]$$

- Υπολογισμούς δυνάμεων στους τροχούς

Η ροπή στρέψης T_{II} της ατράκτου II δίνεται από τη σχέση:

$$T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{(5,4KW)}{(1500rpm)} = 34,3 \text{ Nm} \quad [3.4.22]$$

Η περιφερειακή δύναμη F_t δίνεται από τη σχέση:

$$F_t = 2000 \frac{T_{III}}{d_3} = 2000 \frac{(34,3Nm)}{(63mm)} = 1090 \text{ N} \quad [3.4.23]$$

Η ακτινική δύναμη F_r δίνεται από τη σχέση:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = (1090N) \cdot \tan 20^\circ = 397N \quad [3.4.24]$$

Όπου $\alpha=20^\circ$, η γωνία επαφής των οδόντων.

- Έλεγχος οδόντων σε θραύση

Η τάση στον πόδα του οδόντα του πινιόν σ_{F1} υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP} \cong \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \quad [N/mm^2] \quad [3.4.25]$$

Όπου: $K_A=1,75$ (Πίνακας 10, Παράρτημα Α).

Για την επιλογή του συντελεστή K_V χρειάζεται να υπολογιστεί η περιφερειακή ταχύτητα u του τροχού. Η περιφερειακή ταχύτητα είναι:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot (63mm) \cdot (1500rpm)}{60000} = 4,9m/s \quad [3.4.26]$$

Για ποιότητα οδόντωσης 8 κατά DIN 3990 από το σχήμα 3 προσδιορίζεται: $K_V=1$
 K_{Fa} : μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για θραύση. Για ευθείς οδόντες με συντελεστή ασφάλειας $S_F \leq 2$ και ποιότητα οδόντωσης 8 ή μικρότερη λαμβάνεται ίσος με $K_{Fa} \approx 1$ (Στεργίου & Στεργίου, 2002).

$Y_{Fa1}=2,9$ για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και $z_3=21$ (Σχήμα 4, Παράρτημα Α)

$Y_{Sa}=1,60$ συντελεστής διόρθωσης τάσης για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και $z_1=21$ (Σχήμα 5, Παράρτημα Α).

$Y_\varepsilon=0,702$ συντελεστής επικάλυψης, ο οποίος υπολογίστηκε από τη σχέση:

$Y_\varepsilon=0,25+0,75/\varepsilon_\alpha$, όπου $\varepsilon_\alpha=1,66$ είναι ο βαθμός επικάλυψης για $z_1=21$ και $i=2$ (Σχήμα 6, Παράρτημα Α).

$S_F = 1,5$ ο συντελεστής ασφαλείας.

Εφαρμόζοντας την εξίσωση [3.4.25] έχουμε:

$$\sigma_F = \frac{1090N}{(55mm) \cdot (3mm)} \cdot 1,75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2,9 \cdot 1,60 \cdot 0,702 = 37,7 \quad [N/mm^2] \quad [3.4.27]$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F11}}{S_F} = \frac{500 \quad (N/mm^2)}{1,5} = 333,3N/mm^2 \quad [3.4.28]$$

$$\sigma_{F1} = 37,7 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{FP1} = 333,3N/mm^2 \quad [3.4.29]$$

Για τον συνεργαζόμενο τροχό εργαζόμαστε ομοίως. Τα αντίστοιχα μεγέθη είναι:

μοντούλ: $m=3mm$

αριθμός οδόντων: $z_2=42$

πλάτος: $b_2=50mm$

$K_A=1,75$ (Πίνακας 10, Παράρτημα Α).

$K_V=1,28$ (Σχήμα 3, Παράρτημα Α).

$K_{Fa} \approx 1$

$Y_{Fa2}=2,3$ για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και $z_2=42$ (Σχήμα 4, Παράρτημα Α)

$Y_{Sa}=1,84$ συντελεστής διόρθωσης τάσης για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και $z_2=42$ (Σχήμα 5, Παράρτημα Α)

$Y_\epsilon=0,702$

$S_F=1,5$ συντελεστής ασφάλειας.

Εφαρμόζοντας την εξίσωση [3.4.25] έχουμε:

$$\sigma_{F2} = \frac{(1090N)}{(50mm) \cdot (3mm)} \cdot 1,75 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 2,3 \cdot 1,84 \cdot 0,702 = 48,4 N/mm^2 \quad [3.4.30]$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F12}}{S_F} = \frac{500 (N/mm^2)}{1,5} = 333,3N/mm^2 \quad [3.4.31]$$

$$\sigma_{F2} = 48,4 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{FP2} = 333,3N/mm^2 \quad [3.4.32]$$

- Έλεγχος οδόντων σε επιφανειακή πίεση

Για την επιφανειακή πίεση σ_H στα σημεία επαφής των οδόντων πρέπει να ισχύει η σχέση:

$$\sigma_H = \sqrt{\left(\frac{F_t}{b_{\min} \cdot d_1} \cdot \frac{i_1+1}{i_1} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{Ha} \right)} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon \leq \sigma_{HP} \cong \frac{\sigma_{Hl}}{S_H} \quad [N/mm^2] \quad [3.4.33]$$

Όπου:

$b_{\min}=50mm$, το μικρότερο πλάτος.

$K_A=1,75$ (Πίνακας 10, Παράρτημα Α).

$K_V=1,13$ (Σχήμα 3, Παράρτημα Α).

K_{Ha} : μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για πίεση επιφανείας. Για ευθείς οδόντες με συντελεστή ασφάλειας $S_H \leq 1,3$ και ποιότητα οδόντωσης 8 ή μικρότερη λαμβάνεται ίσος με $K_{Ha} \approx 1$ (Στεργίου & Στεργίου, 2002)

$Z_H=2,5$ για γωνία κλίσης δοντιών $\beta=0^\circ$ και $(x_1+x_2)/(z_1+z_2) = 0$ (Σχήμα 7, Παράρτημα Α).

$Z_M=173,9$ για υλικό τροχού 1 και υλικό τροχού 2 χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη (Πίνακας 11, Παράρτημα Α).

$Z_\varepsilon=0,883$ συντελεστής επικάλυψης, ο οποίος υπολογίστηκε από τη σχέση:

$Z_\varepsilon=\sqrt{[(4-\varepsilon)/3]}$, όπου $\varepsilon=1,66$ είναι ο βαθμός επικάλυψης.

σ_{HP} [N/mm²]: η επιτρεπόμενη πίεση επιφανείας για το ασθενέστερο υλικό.

$S_H=1,5$ ο συντελεστής ασφαλείας.

Εφαρμόζοντας την εξίσωση [3.4.33] έχουμε:

$$\sigma_H = \sqrt{\left(\frac{(1090N)}{(50mm) \cdot (63mm)} \frac{2+1}{2} \cdot 1,75 \cdot 1,13 \cdot 1 \right)} \cdot 2,5 \cdot 179,3 \cdot 0,883 = 378,2 \text{ N/mm}^2 \quad [3.4.34]$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hmin}}{S_F} = \frac{610 \text{ (N/mm}^2\text{)}}{1,5} = 406,7 \text{ N/mm}^2 \quad [3.4.35]$$

$$\sigma_H = 378,2 \frac{N}{\text{mm}^2} < \sigma_{HP} = 406,7 \text{ N/mm}^2 \quad [3.4.36]$$

Δεν απαιτείται έλεγχος του συνεργαζόμενου τροχού σε επιφανειακή πίεση αφού είναι από το ίδιο υλικό με το πινιόν.

3.4.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ 3-4

- Οι τροχοί είναι μετωπικοί με ευθεία οδόντωση.
- Οι διαστάσεις των τροχών θα υπολογιστούν για γνωστή την ισχύ που μεταφέρεται.
- **Υπολογισμός στοιχείων πινιόν**

Οι στροφές του κινητήριου τροχού (πινιόν) είναι:

$$n_3 = n_{III} = 500 \text{ rpm} \quad [3.4.37]$$

Ολικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{III} = n_b \cdot n_{II} \cdot n_Z = 0,927 \quad [3.4.38]$$

Ισχύς που μεταφέρει το πινιόν:

$$P_3 = P_{III} = \frac{P_{II}}{n_{III}} = \frac{5,4 \text{ KW}}{0,927} = 5 \text{ KW} \quad [3.4.39]$$

Η σχέση μετάδοσης είναι: $i_2=3,13$.

Η αρχική διάμετρος του πινιόν (τροχός 3) υπολογίζεται αρχικά από τη σχέση [3.4.2] προσαρμοσμένη κατάλληλα:

$$d_3 = \frac{20500}{\sigma_{HI}} \sqrt[3]{\frac{P_3 \cdot \sigma_{HI} \cdot i_2 + 1}{\psi_d \cdot n_3 \cdot i_2}} \quad [mm] \quad [3.4.40]$$

Από το Σχήμα 2 (Παρατήματος Α), για $i_2=3,13$ και καμπύλη β επιλέγεται: $\psi_d = 0,7$.
Για τους τροχούς (πινιόν και συνεργαζόμενο), από τον Πίνακα 7 (Παράρτημα Α, επιλέγεται υλικό βελτιωμένος χάλυβας βαμμένος με φλόγα 42CrMo4 με:

$$\begin{aligned} \sigma_{HI} &= 830 \text{ N/mm}^2 \text{ (δυναμική αντοχή σε πίεση επιφανείας) και} \\ \sigma_{FI} &= 680 \text{ N/mm}^2 \text{ (δυναμική αντοχή στον πόδα).} \end{aligned}$$

Εφαρμόζοντας την εξίσωση [3.4.40] έχουμε:

$$d_3 = \frac{20500}{(830 \text{ N/mm}^2)} \sqrt[3]{\frac{(5 \text{ KW}) \cdot (830 \text{ N/mm}^2) \cdot 3,13 + 1}{(0,7) \cdot (900 \text{ rpm}) \cdot 3,13}} = 61,8 \text{ mm}$$

Η περιφερειακή ταχύτητα του πινιόν δίνεται από τη σχέση:

$$u_3 = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n_3}{60000} = \frac{\pi \cdot (61,8 \text{ mm}) \cdot (500 \text{ rpm})}{60000} = 1,62 \text{ m/s} \quad [3.4.41]$$

Για αυτή την ταχύτητα επιλέγεται αριθμός δοντιών για το πινιόν: $z_3=20$

Η διάμετρος του άξονα του γριναζιού 3 d_{shIII} , για υλικό άξονα χάλυβα St60, προσδιορίζεται προσεγγιστικά από τη σχέση [3.4.4]:

$$d_{shIII} = C_2 \sqrt[3]{C_B \frac{P_3}{n_3}} = 133 \sqrt[3]{1,2 \frac{(5 \text{ KW})}{(500 \text{ rpm})}} = 30,5 \text{ mm} \quad [3.4.42]$$

Η αρχική διάμετρος του πινιόν για τοποθέτηση με σφήνα στον άξονά του θα πρέπει να ικανοποιεί τη σχέση:

$$d_3 \geq \frac{1,8 \cdot d_{shIII} \cdot z_3}{z_3 - 2,5} = \frac{1,8 \cdot (30,5 \text{ mm}) \cdot (20)}{20 - 2,5} \Rightarrow 61,8 \text{ mm} \geq 62,6 \text{ mm} \quad (!) \quad [3.4.43]$$

Βλέπουμε ότι η διάμετρος d_3 δεν επαρκεί για τοποθέτηση του πινιόν με σφήνα πάνω στον άξονα. Επομένως θα πρέπει το πινιόν να κατασκευασθεί ολόσωμο με τον άξονα ή να τοποθετηθεί σε αυτόν με πρεσαριστή συναρμογή ή εν θερμώ.

- **Έλεγχος για πινιόν ολόσωμο:**

$$d_3 \geq \frac{1,1 \cdot d_{shIII} \cdot z_3}{z_3 - 2,5} = \frac{1,1 \cdot (30,5\text{mm}) \cdot (20)}{20 - 2,5} \Rightarrow 61,8\text{mm} \geq 38,3\text{mm} \quad \text{ok!} \quad [3.4.44]$$

- Το module των τροχών δίνεται από τη σχέση:

$$m = \frac{d_3}{z_3} = \frac{61,8\text{mm}}{20} = 3,1 \quad [3.4.45]$$

Από τον Πίνακα 14 (Παράρτημα Α) επιλέγεται τυποποιημένη τιμή για το module: $m = 4 \text{ mm}$.

- Η τιμή της αρχικής διαμέτρου του πινιόν για τυποποιημένη τιμή του module είναι:

$$d_3 = m \cdot z_3 = 4\text{mm} \cdot 20 = 80\text{mm} \quad [3.4.46]$$

- Το πλάτος b_3 του τροχού εκλέγεται σαν μέσος όρος των σχέσεων:

$$b'_3 = \psi_d \cdot d_3 = 0,7 \cdot 80\text{mm} = 56,0\text{mm} \quad [3.4.47]$$

$$b''_3 = \psi_m \cdot m = 15 \cdot 4\text{mm} = 60,0\text{mm} \quad [3.4.48]$$

όπου ψ_m είναι συντελεστής που εξαρτάται από την κατασκευή της οδόντωσης και την ποιότητα έδρασης των αξόνων και λαμβάνεται $\psi_m = 15$, επιλέγεται: $b_3 = 58\text{mm}$

- Τα υπόλοιπα στοιχεία του πινιόν για κανονική οδόντωση είναι:

$$\text{Ύψος κεφαλής} \quad h_a = m = 4\text{mm} \quad [3.4.49]$$

$$\text{Ύψος ποδιού} \quad h_f = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 4 = 5\text{mm} \quad [3.4.50]$$

$$\text{Ύψος δοντιού} \quad h = h_a + h_f = 5 + 4 = 9\text{mm} \quad [3.4.51]$$

$$\text{Διάμετρος κεφαλών} \quad d_{a3} = d_3 + 2h_a = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ mm} \quad [3.4.52]$$

$$\text{Διάμετρος ποδιού} \quad d_{f3} = d_3 - 2h_f = 80 - 2 \cdot 5 = 70\text{mm} \quad [3.4.53]$$

- Υπολογισμός στοιχείων συνεργαζόμενου τροχού

$$\text{Αριθμός οδόντων} \quad z_4 = i_2 \cdot z_3 = 3,13 \cdot 20 = 63 \quad [3.4.54]$$

$$\text{Αρχική διάμετρος} \quad d_4 = m \cdot z_4 = 4 \cdot 63 = 252\text{mm} \quad [3.4.55]$$

$$\text{Πλάτος συνεργ. τροχού} \quad b_4 = b_3 - 5\text{mm} = 58 - 5 = 53\text{mm} \quad [3.4.56]$$

$$\text{Διάμετρος κεφαλών} \quad d_{a4} = d_4 + 2h_a = 252 + 2 \cdot 4 = 260 \text{ mm} \quad [3.4.57]$$

$$\text{Διάμετρος ποδιού} \quad d_{f4} = d_4 - 2h_f = 252 - 2 \cdot 5 = 242 \text{ mm} \quad [3.4.58]$$

Ο οδοντωτός τροχός 4 θα τοποθετηθεί με σφήνα πάνω στον άξονα. Η απόσταση των αξόνων δίνεται από τη σχέση:

$$\alpha = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{80 \text{ mm} + 252 \text{ mm}}{2} = 166 \text{ mm} \quad [3.4.59]$$

- Υπολογισμός δυνάμεων στους τροχούς

Η ροπή στρέψης T_{III} της ατράκτου III δίνεται από τη σχέση:

$$T_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \frac{(5 \text{ KW})}{(500 \text{ rpm})} = 95,5 \text{ Nm} \quad [3.4.60]$$

Η περιφερειακή δύναμη F_t δίνεται από τη σχέση:

$$F_t = 2000 \frac{T_{III}}{d_3} = 2000 \frac{(95,5 \text{ Nm})}{(80 \text{ mm})} = 2387 \text{ N} \quad [3.4.61]$$

Η ακτινική δύναμη F_r δίνεται από τη σχέση:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = (2387 \text{ N}) \cdot \tan 20^\circ = 869 \text{ N} \quad [3.4.62]$$

Όπου $\alpha=20^\circ$, η γωνία επαφής των οδόντων.

- Έλεγχος οδόντων σε θραύση

Η τάση στον πόδα του οδόντα του πινιόν σ_{F3} υπολογίζεται από τη σχέση [3.4.25]:

$$\sigma_{F3} = \frac{F_t}{b_3 \cdot m} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot Y_{Fa3} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \leq \sigma_{FP3} \cong \frac{\sigma_{Fl3}}{S_F} \quad [N/mm^2] \quad [3.4.63]$$

Όπου

$K_A=1,75$ (Πίνακας 15).

Για την επιλογή του συντελεστή K_V χρειάζεται να υπολογιστεί η περιφερειακή ταχύτητα u του τροχού. Η περιφερειακή ταχύτητα είναι:

$$u_3 = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n_3}{60000} = \frac{\pi \cdot (80 \text{ mm}) \cdot (500 \text{ rpm})}{60000} = 2,1 \text{ m/s} \quad [3.4.64]$$

Για ποιότητα οδόντωσης 8 κατά DIN 3990 από το σχήμα 3 προσδιορίζεται: $K_V=0,7$
 K_{Fa} : μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για θραύση. Για ευθείς οδόντες με
 συντελεστή ασφάλειας $S_F \leq 2$ και ποιότητα οδόντωσης 8 ή μικρότερη λαμβάνεται ίσος
 με $K_{Fa} \approx 1$ (Στεργίου & Στεργίου, 2002).

$Y_{Fa3}=2,9$ για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και $z_3=20$ (Σχήμα 4, Παράρτημα Α)

$Y_{Sa}=1,6$ συντελεστής διόρθωσης τάσης για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και $z_3=20$
 (Σχήμα 5, Παράρτημα Α).

$Y_\epsilon=0,699$ συντελεστής επικάλυψης, ο οποίος υπολογίστηκε από τη σχέση:

$Y_\epsilon=0,25+0,75/\epsilon_\alpha$, όπου $\epsilon_\alpha=1,67$ είναι ο βαθμός επικάλυψης για $z_3=20$ και $i=5$ (Σχήμα
 6, Παράρτημα Α).

$S_F = 1,5$ ο συντελεστής ασφαλείας.

Εφαρμόζοντας τη σχέση [3.4.63] έχουμε:

$$\sigma_{F3} = \frac{(2387N)}{(58mm) \cdot (4mm)} \cdot 1,75 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 2,9 \cdot 1,60 \cdot 0,699 = 40,9 \text{ N/mm}^2 \quad [3.4.65]$$

$$\sigma_{FP3} = \frac{\sigma_{F13}}{S_F} = \frac{680 \text{ (N/mm}^2\text{)}}{1,5} = 453,3 \text{ N/mm}^2 \quad [3.4.66]$$

$$\sigma_{F3} = 40,9 \frac{N}{\text{mm}^2} < \sigma_{FP3} = 453,3 \text{ N/mm}^2 \quad [3.4.67]$$

Για τον συνεργαζόμενο τροχό εργαζόμαστε ομοίως. Τα αντίστοιχα μεγέθη είναι:
 μοντούλ: $m=4\text{mm}$

αριθμός οδόντων: $z_4=63$

πλάτος: $b_4=53\text{mm}$

$K_A=1,75$ (Πίνακας 10, Παράρτημα Α).

$K_V=1,13$ (Σχήμα 3, Παράρτημα Α).

$K_{Fa} \approx 1$

$Y_{Fa4}=2,3$ για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και $z_4=63$ (Σχήμα 4, Παράρτημα Α)

$Y_{Sa}=1,84$ συντελεστής διόρθωσης τάσης για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και $z_4=63$
 (Σχήμα 5, Παράρτημα Α)

$Y_\epsilon=0,699$

$S_F=1,5$ συντελεστής ασφαλείας.

Εφαρμόζοντας τη σχέση [3.4.25] έχουμε:

$$\sigma_{F4} = \frac{(2387N)}{(53mm) \cdot (4mm)} \cdot 1,75 \cdot 1,13 \cdot 1 \cdot 2,3 \cdot 1,84 \cdot 0,699 = 65,9 \text{ N/mm}^2 \quad [3.4.68]$$

$$\sigma_{FP4} = \frac{\sigma_{F14}}{S_F} = \frac{770 \text{ (N/mm}^2\text{)}}{1,5} = 513,3 \text{ N/mm}^2 \quad [3.4.69]$$

$$\sigma_{F4} = 65,9 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{FP4} = 513,33N/mm^2 \quad [3.4.70]$$

- Έλεγχος οδόντων σε επιφανειακή πίεση

Για την επιφανειακή πίεση σ_H στα σημεία επαφής των οδόντων πρέπει να ισχύει η σχέση [3.4.33] προσαρμόζοντας της κατάλληλα δίνεται:

$$\sigma_H = \sqrt{\left(\frac{F_t}{b_{\min} \cdot d_3} \frac{i_2 + 1}{i_2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{Ha} \right) \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon} \leq \sigma_{HP} \cong \frac{\sigma_{Hl}}{S_H} \quad [N/mm^2] \quad [3.4.71]$$

Όπου:

$b_{\min}=53mm$, το μικρότερο πλάτος.

$K_A=1,75$ (Πίνακας 10, Παράρτημα Α).

$K_V=0,7$ (Σχήμα 3, Παράρτημα Α).

K_{Ha} : μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για πίεση επιφανείας. Για ευθείς οδόντες με συντελεστή ασφάλειας $S_H \leq 1,3$ και ποιότητα οδόντωσης 8 ή μικρότερη λαμβάνεται ίσος με $K_{Ha} \approx 1$ (Στεργίου & Στεργίου, 2002)

$Z_H=2,5$ για γωνία κλίσης δοντιών $\beta=0^\circ$ και $(x_1+x_2)/(z_1+z_2) = 0$ (Σχήμα 7, Παράρτημα Α).

$Z_M=189,8$ για υλικό τροχού 1 χάλυβας και υλικό τροχού 2 χάλυβας (Πίνακας 11, Παράρτημα Α).

$Z_\varepsilon=0,881$ συντελεστής επικάλυψης, ο οποίος υπολογίστηκε από τη σχέση:

$Z_\varepsilon = \sqrt{[(4-\varepsilon)/3]}$, όπου $\varepsilon=1,67$ είναι ο βαθμός επικάλυψης.

$\sigma_{HP} [N/mm^2]$: η επιτρεπόμενη πίεση επιφανείας για το ασθενέστερο υλικό.

$S_H=1,5$ ο συντελεστής ασφαλείας.

Εφαρμόζοντας τη σχέση [3.4.71] έχουμε:

$$\sigma_H = \sqrt{\left(\frac{(2387N)}{(53mm) \cdot (80mm)} \frac{3,13+1}{3,13} \cdot 1,75 \cdot 0,7 \cdot 1 \right) \cdot 2,5 \cdot 189,8 \cdot 0,881} = 399 N/mm^2$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlmin}}{S_F} = \frac{830(N/mm^2)}{1,5} = 553,3N/mm^2 \quad [3.4.72]$$

$$\sigma_H = 399 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{HP} = 553,3N/mm^2 \quad [3.4.73]$$

Δεν απαιτείται έλεγχος του συνεργαζόμενου τροχού σε επιφανειακή πίεση αφού είναι από το ίδιο υλικό με το πινιόν.

3.4.3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ 5-6

- Οι τροχοί είναι μετωπικοί με ευθεία οδόντωση.
- Οι διαστάσεις των τροχών θα υπολογιστούν για γνωστή την ισχύ που μεταφέρεται.
- **Υπολογισμός στοιχείων πινιόν**

Οι στροφές του κινητήριου τροχού (πινιόν) είναι:

$$n_5 = n_{III} = 500 \text{rpm} \quad [3.4.74]$$

Ισχύς που μεταφέρει το πινιόν:

$$P_{35} = P_{III} = 5 \text{ KW} \quad [3.4.75]$$

Η σχέση μετάδοσης είναι: $i_2=2,21$.

Διάμετρος άξονα: $d_{shIII}=30,4\text{mm}$.

Απόσταση αξόνων: $a=166\text{mm}$

Από το Σχήμα 2 (Παράρτημα Α), για $i_2=2,21$ και καμπύλη b επιλέγεται: $\psi_d=0,6$.

Για τους τροχούς (πινιόν και συνεργαζόμενο), από τον Πίνακα 7 (Παράρτημα Α) επιλέγεται υλικό: βελτιωμένος χάλυβας 42CrMo4 με:

$\sigma_{HI} = 600 \text{ N/mm}^2$ (δυναμική αντοχή σε πίεση επιφανείας) και

$\sigma_{FI} = 570 \text{ N/mm}^2$ (δυναμική αντοχή στον πόδα).

Εφαρμόζοντας την σχέση [3.58] έχουμε:

$$d_5 = \frac{20500}{(600 \text{ N/mm}^2)^3} \sqrt[3]{\frac{(5 \text{ KW}) \cdot (600 \text{ N/mm}^2) \cdot 2,21 + 1}{1 \cdot (500 \text{ rpm}) \cdot 2,21}} = 83,4 \text{ mm} \quad [3.4.76]$$

Επιλέγουμε αριθμό δοντιών: $z_5 = 26$.

- **Έλεγχος για πινιόν τοποθετημένο με σφήνα:**

$$d_5 \geq \frac{1,8 \cdot d_{shIII} \cdot z_5}{z_5 - 2,5} = \frac{1,8 \cdot (30,4 \text{ mm}) \cdot 26}{26 - 2,5} \Rightarrow 104 \text{ mm} \geq 60,6 \text{ mm} \quad \text{ok!} \quad [3.4.77]$$

Το module των τροχών δίνεται από τη σχέση:

$$m = \frac{d_5}{z_5} = \frac{83,4 \text{ mm}}{26} = 3,2 \quad [3.4.78]$$

Από τον Πίνακα 14 (Παράρτημα Α) επιλέγεται τυποποιημένη τιμή για το module: $m = 4 \text{ mm}$.

- Η τιμή της αρχικής διαμέτρου του πινιόν για τυποποιημένη τιμή του module είναι:

$$d_5 = m \cdot z_5 = 4 \text{ mm} \cdot 26 = 104 \text{ mm} \quad [3.4.79]$$

- Το πλάτος b_3 του τροχού εκλέγεται σαν μέσος όρος των σχέσεων:

$$b'_5 = \psi_d \cdot d_5 = 0,6 \cdot 1040 \text{ mm} = 62,4 \text{ mm} \quad [3.4.80]$$

$$b''_5 = \psi_m \cdot m = 15 \cdot 4 \text{ mm} = 60,0 \text{ mm} \quad [3.4.81]$$

όπου ψ_m είναι συντελεστής που εξαρτάται από την κατασκευή της οδόντωσης και την ποιότητα έδρασης των αξόνων και λαμβάνεται $\psi_m = 15$, επιλέγεται: $b_5 = 62 \text{ mm}$

- Τα υπόλοιπα στοιχεία του πινιόν για κανονική οδόντωση είναι:

Ύψος κεφαλής	$h_a = m = 4 \text{ mm}$	[3.4.82]
--------------	--------------------------	----------

Ύψος ποδιού	$h_f = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$	[3.4.84]
-------------	--	----------

Ύψος δοντιού	$h = h_a + h_f = 5 + 4 = 9 \text{ mm}$	[3.4.85]
--------------	--	----------

Διάμετρος κεφαλών	$d_{a5} = d_5 + 2h_a = 104 + 2 \cdot 4 = 112 \text{ mm}$	[3.4.86]
-------------------	--	----------

Διάμετρος ποδιού	$d_{f5} = d_5 - 2h_f = 104 - 2 \cdot 5 = 94 \text{ mm}$	[3.4.87]
------------------	---	----------

- Η απόσταση των αξόνων είναι: $a = 166 \text{ mm}$.

Για να έχουμε ίδια απόσταση αξόνων στα ζεύξη 3-4 και 5-6 θα πρέπει:

$$a = \frac{m_{z_6} \cdot (z_5 + z_6)}{2} = 166 \text{ mm} \Rightarrow z_5 + z_6 = \frac{2 \cdot a}{m_{z_6}} \Rightarrow z_6 = \frac{2 \cdot a}{m_{z_6}} - z_5 = \frac{2 \cdot 166 \text{ mm}}{4 \text{ mm}} - 26 \Rightarrow z_6 = 57 \quad [3.4.88]$$

- Έλεγχος σχέσης μετάδοσης:

$$i_2 = \frac{z_6}{z_5} = \frac{57}{26} = 2,19 \quad [3.4.89]$$

- Οι στροφές εξόδου είναι τότε:

$$n'_6 = \frac{z_5}{z_6} \cdot n_5 = \frac{26}{57} \cdot 500 \text{ rpm} = 228,1 \text{ rpm} \quad [3.4.90]$$

- Η διαφοροποίηση των στροφών εξόδου είναι:

$$\frac{|n_6 - n_6'|}{n_6} \cdot 100 = \frac{|226rpm - 228,1rpm|}{226rpm} \cdot 100 = 0,9\% \quad [3.4.91]$$

Η διαφοροποίηση είναι μικρότερη του 3% συνεπώς είναι αποδεκτή.

$$\text{Αρχική διάμετρος} \quad d_6 = m \cdot z_6 = 4 \cdot 57 = 228mm \quad [3.4.92]$$

$$\text{Πλάτος συνεργ. τροχού} \quad b_6 = b_5 - 5mm = 62 - 5 = 57mm \quad [3.4.93]$$

$$\text{Διάμετρος κεφαλών} \quad d_{a6} = d_6 + 2h_a = 228 + 2 \cdot 4 = 236mm \quad [3.4.94]$$

$$\text{Διάμετρος ποδιού} \quad d_{f6} = d_6 - 2h_f = 228 - 2 \cdot 5 = 218mm \quad [3.4.95]$$

Ο οδοντωτός τροχός 6 θα τοποθετηθεί με σφήνα πάνω στον άξονα.

- Υπολογισμός δυνάμεων στους τροχούς

Η ροπή στρέψης T_{III} της ατράκτου III δίνεται από τη σχέση:

$$T_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_5} = 9550 \frac{(5KW)}{(500rpm)} = 95,5 Nm \quad [3.4.96]$$

Η περιφερειακή δύναμη F_t δίνεται από τη σχέση:

$$F_t = 2000 \frac{T_{III}}{d_5} = 2000 \frac{(95,5Nm)}{(104mm)} = 1836 N \quad [3.4.97]$$

Η ακτινική δύναμη F_r δίνεται από τη σχέση:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = (1836 N) \cdot \tan 20^\circ = 668 N \quad [3.4.98]$$

Όπου $\alpha = 20^\circ$, η γωνία επαφής των οδοντών.

- Έλεγχος οδόντων σε θραύση

$K_A = 1,75$ (Πίνακας, 10 Παράρτημα Α).

Για την επιλογή του συντελεστή K_V χρειάζεται να υπολογιστεί η περιφερειακή ταχύτητα u του τροχού. Η περιφερειακή ταχύτητα είναι:

$$u_5 = \frac{\pi \cdot d_5 \cdot n_5}{60000} = \frac{\pi \cdot (104mm) \cdot (500rpm)}{60000} = 2,7 m/s \quad [3.4.99]$$

Για ποιότητα οδόντωσης 8 κατά DIN 3990 από το Σχήμα 2 (Παράρτημα Α) προσδιορίζεται: $K_V = 0,9$

$K_{Fa} \approx 1$ (Στεργίου & Στεργίου, 2002)

$Y_{Fa5}=2,71$ για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και $z_5=26$ (Σχήμα 4, Παράρτημα Α)
 $Y_{Sa}=1,65$ συντελεστής διόρθωσης τάσης για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και $z_5=26$ (Σχήμα 5, Παράρτημα Α)
 $Y_\epsilon=0,691$, $\epsilon_\alpha=1,7$ είναι ο βαθμός επικάλυψης για $z_5=26$ και $i=2,21$ (Σχήμα 6, Παράρτημα Α).
 $S_F = 1,5$ ο συντελεστής ασφαλείας.

Εφαρμόζοντας τη σχέση [3.4.25] έχουμε:

$$\sigma_{F5} = \frac{(1836N)}{(62mm) \cdot (4mm)} \cdot 1,75 \cdot 0,9 \cdot 1,2 \cdot 2,71 \cdot 1,65 \cdot 0,691 = 36 N/mm^2 \quad [3.4.100]$$

$$\sigma_{FP5} = \frac{\sigma_{F15}}{S_F} = \frac{570 (N/mm^2)}{1,5} = 380 N/mm^2 \quad [3.4.101]$$

$$\sigma_{F5} = 36 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{FP5} = 380 N/mm^2 \quad [3.4.102]$$

Για τον συνεργαζόμενο τροχό εργαζόμαστε ομοίως. Τα αντίστοιχα μεγέθη είναι:

module: $m=4$ mm

Αριθμός οδόντων: $z_6=57$

Πλάτος: $b_6=57$ mm

$K_A=1,75$ (Πίνακας 1, Παράρτημα Α).

$K_V=0,9$ (Σχήμα 3, Παράρτημα Α).

$K_{Fa} \approx 1$

$Y_{Fa6}=2,29$ για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και $z_6=57$ (Σχήμα 4, Παράρτημα Α)

$Y_{Sa}=1,83$ συντελεστής διόρθωσης τάσης για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και $z_6=57$ (Σχήμα 5, Παράρτημα Α)

$Y_\epsilon=0,691$

$S_F=1,5$ συντελεστής ασφαλείας.

Εφαρμόζοντας τη σχέση [3.4.25] έχουμε:

$$\sigma_{F6} = \frac{(1836N)}{(57mm) \cdot (4mm)} \cdot 1,75 \cdot 0,9 \cdot 1,2 \cdot 2,29 \cdot 1,83 \cdot 0,691 = 33,8 N/mm^2 \quad [3.4.103]$$

$$\sigma_{FP6} = \frac{\sigma_{F16}}{S_F} = \frac{570 (N/mm^2)}{1,5} = 380 N/mm^2 \quad [3.4.104]$$

$$\sigma_{F6} = 33,8 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{FP5} = 380 N/mm^2 \quad [3.4.105]$$

- Έλεγχος οδόντων σε επιφανειακή πίεση

$b_{\min} = 57\text{mm}$, το μικρότερο πλάτος.

$K_A = 1,75$ (Πίνακας 1, Παράρτημα Α).

$K_V = 0,9$ (Σχήμα 3, Παράρτημα Α).

$K_{Fa} \approx 1$. (Στεργίου & Σεργίου, 2002)

$Z_H = 2,5$ για γωνία κλίσης δοντιών $\beta = 0^\circ$ και $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2) = 0$ (Σχήμα 7, Παράρτημα Α).

$Z_M = 189,8$ για υλικό τροχού 1 χάλυβας και υλικό τροχού 2 χάλυβας (Πίνακας 11, Παράρτημα Α).

$Z_\epsilon = 0,88$ συντελεστής επικάλυψης, ο οποίος υπολογίστηκε από τη σχέση:

$Z_\epsilon = \sqrt{[(4 - \epsilon)/3]}$, όπου $\epsilon = 1,7$ είναι ο βαθμός επικάλυψης (Σχήμα 6, Παράρτημα Α)

$S_H = 1,5$ συντελεστής ασφαλείας.

Εφαρμόζοντας τη σχέση [3.4.33] έχουμε:

$$\sigma_H = \sqrt{\left(\frac{(1836N)}{(57\text{mm}) \cdot (104\text{mm})} \cdot \frac{2,21+1}{2,21} \cdot 1,75 \cdot 0,9 \cdot 1 \right)} \cdot 2,5 \cdot 189,8 \cdot 0,88 = 368,6 \text{ N/mm}^2 \quad [3.4.106]$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\min}}{S_F} = \frac{600(\text{N/mm}^2)}{1,5} = 400 \text{ N/mm}^2 \quad [3.4.107]$$

$$\sigma_H = 368,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{HP} = 400 \text{ N/mm}^2 \quad [3.4.108]$$

Δεν απαιτείται έλεγχος του συνεργαζόμενου τροχού σε επιφανειακή πίεση αφού είναι από το ίδιο υλικό με το πινιόν.

3.5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΛΥΣΟΚΙΝΗΣΗΣ

Ο υπολογισμός των στοιχείων της αλυσοκίνησης θα γίνει για τη δυσμενέστερη περίπτωση μετάδοσης δηλαδή στην αργή ταχύτητα.

- Οι στροφές του κινητήριου αλυσοτροχού A1 είναι: $n_1 = 160\text{rpm}$

- Οι στροφές του κινούμενου αλυσοτροχού A2 είναι: $n_2 = 80\text{rpm}$

- Βαθμός απόδοσης ατράκτου:

$$n_{IV} = n_Z \cdot n_L \cdot n_D = 0,995 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 0,965 \quad [3.5.1]$$

- Ισχύς που μεταφέρεται:

$$P_{IV} = P_{III} \cdot n_{IV} = 5 \cdot 0,965 = 4,83 \text{ kW} \quad [3.5.2]$$

- Η σχέση μετάδοσης είναι: $i_3=2$.
- Η ροπή στρέψης Τιντης ατράκτου IVείναι:

$$T_{IV} = 9550 \cdot \frac{P_{IV}}{n_1} = 9550 \cdot \frac{4,83}{160} = 288,3 \text{ Nm} \quad [3.5.3]$$

- Απόσταση ατράκτων (επιθυμητή τιμή): $a = 300 \text{ mm}$.
- Γωνία κλίσης (σε σχέση με τον οριζόντιο άξονα): $\delta=90^\circ$.
- Επιθυμητή διάρκεια ζωής: $L_h = 15000 \text{ hrs}$.
- Βαθμός απόδοσης αλυσίδας: $\eta_C = 0,9$
- Κινητήρια μηχανή: Μονοκύλινδρη ΜΕΚ.
- Ρυθμός εκκινήσεων: Συχνές υπό φορτίο.
- Φορτίο: Πλήρες - μέτρια κρουστικά φορτία.
- Ημερήσια διάρκεια λειτουργίας: 8h.
- Περιβάλλον: χωρίς σκόνη – επαρκής λίπανση.
- Χρησιμοποιείται απλή αλυσίδα με κυλινδρίσκους κατά DIN 8187.
- Προσδιορίζουμε τον συντελεστή συνθηκών λειτουργίας c_B από το διάγραμμα Richter-Ohlendorf (Σχήμα 8, Παράρτημα Α): $c_B=2,14$.
- **Επιλογή αλυσοτροχών**

Οι αριθμοί οδόντων συνηθισμένων στο εμπόριο τροχών για αλυσίδες με κυλινδρικούς είναι:

✓ Μικρός Τροχός	(13)	(15)	17	19	21	23	25
✓ Μεγάλος Τροχός			38	57	76	95	114

Επιλέγουμε: $z_1=13$ και $z_2=25$.

Η σχέση μετάδοσης είναι τότε:

$$i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{25}{13} = 1,92 \quad [3.5.4]$$

Οι στροφές εξόδου είναι τότε:

$$n'_{out} = \frac{z_2}{z_1} n_{out} = \frac{25}{13} 80rpm = 83,2rpm \quad [3.5.5]$$

- Επιλογή αλυσίδας

Η ισοδύναμη ισχύς υπολογίζεται από τη σχέση:

$$P_D = \frac{c_B \cdot P_1 \cdot f_1}{f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6} \quad [KW] \quad [3.5.6]$$

Όπου

P_D [kW]: η ισοδύναμη ισχύς

P_1 [kW]: η ισχύς εισόδου

f_1 : Συντελεστής αριθμού οδόντων. Υπολογίζεται από τη σχέση: $f_1 = 24 \cdot z_1^{(-1,08)} = 24 \cdot 13^{(-1,08)} = 1,5$

f_2 : Συντελεστής απόστασης ατράκτων. Λαμβάνεται ίσος με 1 διότι δεν είναι ακόμα γνωστό το βήμα της αλυσίδας.

f_3 : Συντελεστής συνδετήριου μέλους. Λαμβάνεται ίσος με 1 με την προϋπόθεση, ότι θα χρησιμοποιηθεί κανονικό συνδετήριο μέλος.

f_4 : Συντελεστής πλήθους αλυσοτροχών. Υπολογίζεται από τη σχέση: $f_4 \cong 0,9^{(n-2)} = 0,9^{(2-2)} = 1$ [3.135], επειδή συμμετέχουν 2 αλυσοτροχοί.

f_5 : Συντελεστής διάρκειας ζωής. Υπολογίζεται από τη σχέση: $f_5 = (15000/L_h)^{1/3} = 1$ [3.136]

f_6 : Συντελεστής συνθηκών περιβάλλοντος. Προσδιορίζεται από τον Πίνακα 12 (Παράρτημα Α) για περιβάλλον χωρίς σκόνη και επαρκή λίπανση: $f_6 = 0,9$.

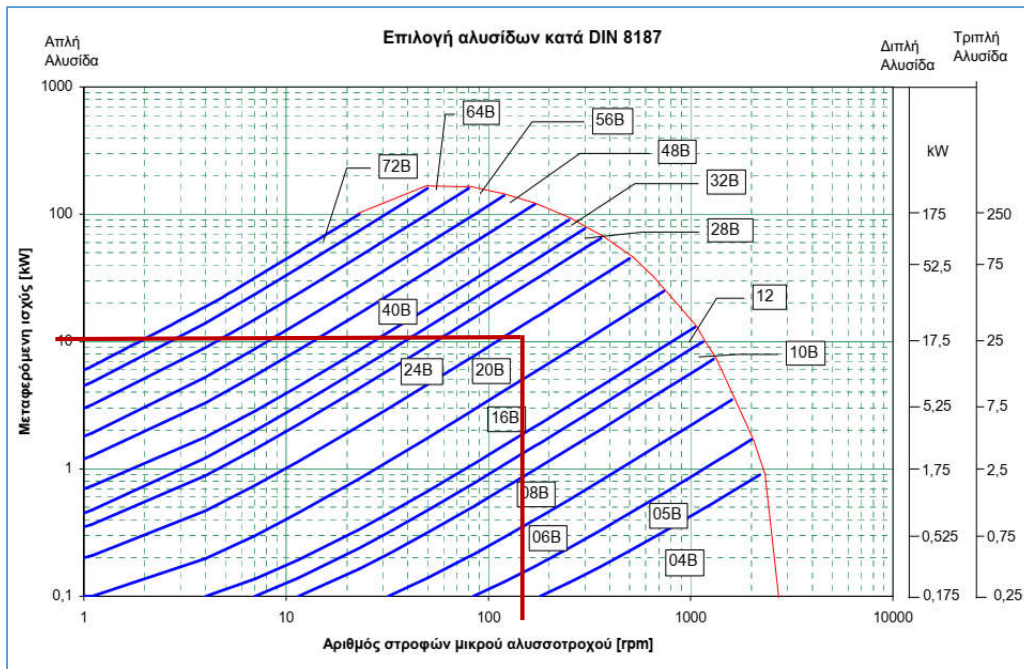
Εφαρμόζοντας τη σχέση [3.5.6] έχουμε:

$$P_D = \frac{2,14 \cdot 4,83 \cdot 1,5}{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9} = 17,3 \text{ KW}$$

Η επιλογή του κατάλληλου τύπου αλυσίδας γίνεται από διάγραμμα με βάση την ισοδύναμη ισχύ P_D και τις στροφές του κινητήριου αλυσοτροχού. Από το Σχήμα 21 επιλέγεται τύπος αλυσίδας 24B κατά DIN 8187.

Τα στοιχεία της αλυσίδας καθορίζονται στον Πίνακα 13 (Παράρτημα Α)

Το βήμα της αλυσίδας είναι: $p = 38,1 \text{ mm}$.



Σχήμα 21: Επιλογή αλυσίδων κατά DIN 8187 [Πηγή: Ιακωβάκης, 2008].

Ο αριθμός μελών της αλυσίδας υπολογίζεται από τη σχέση:

$$X_0 = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a} = 2 \cdot \frac{300}{38,1} + \frac{13 + 25}{2} + \left(\frac{25 - 13}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{38,1}{300} = 35,2 \quad [3.5.7]$$

Στρογγυλοποιούμε στον πλησιέστερο ζυγό αριθμό: $X_0 = 36$.

Η τελική απόσταση των ατράκτων υπολογίζεται από τη σχέση:

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left[\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{38,1}{4} \cdot \left[\left(36 - \frac{13 + 25}{2} \right) + \sqrt{\left(36 - \frac{13 + 25}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right] = 315 \text{ mm} \quad [3.5.8]$$

Έλεγχος της παραδοχής για το f_2

Ο συντελεστής f_2 υπολογίζεται από τη σχέση:

$$f_2 \cong 0,45 \cdot \left(\frac{a}{p} \right)^{0,215} = 0,45 \cdot \left(\frac{300}{38,1} \right)^{0,215} = 0,71 \quad [3.5.9]$$

Η διαφοροποίηση του f_2 έχει ως αποτέλεσμα την διαφοροποίηση του P_D : $P_D=24,4KW$. Στην συγκεκριμένη περίπτωση δεν επηρεάζει την επιλογή της αλυσίδας, διότι στο διάγραμμα οδηγεί στην ίδια περιοχή.

Συνεπώς η επιλεγείσα αλυσίδα είναι: DIN 8187-24B-36.

- Προσδιορισμός τρόπου λίπανσης

$$\text{Γωνία βήματος μικρού τροχού: } \tau_1 = 360/z_1 = 360/13 = 27,7^\circ \quad [3.5.10]$$

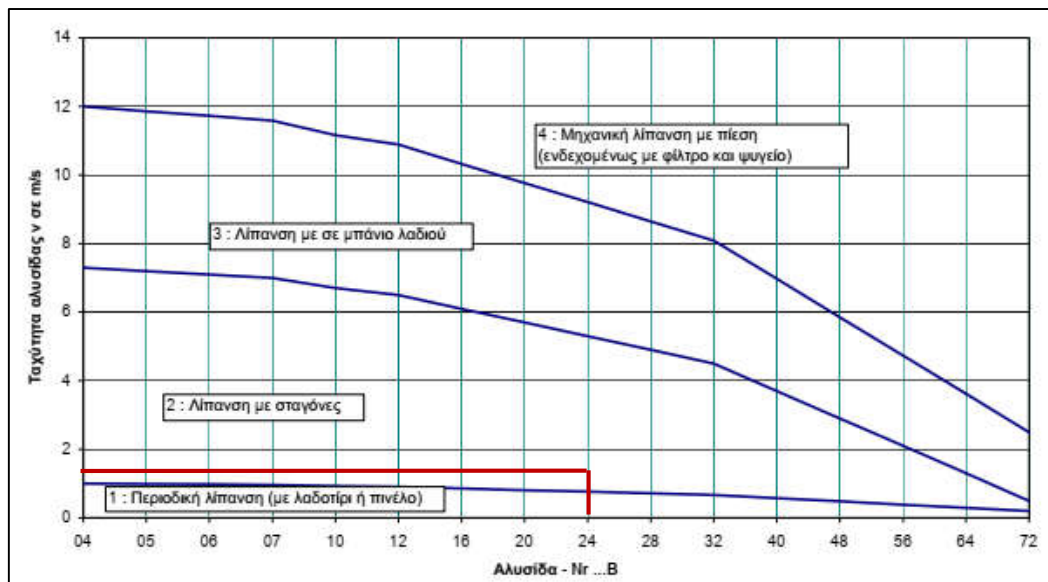
$$\text{Γωνία βήματος μεγάλου τροχού: } \tau_2 = 360/z_2 = 360/25 = 14,4^\circ \quad [3.5.11]$$

$$\text{Διάμετρος μικρού τροχού: } d_{w1} = \frac{p}{\sin(\tau_1/2)} = \frac{38,1}{\sin(27,7/2)} = 159 \text{ mm} \quad [3.5.12]$$

$$\text{Διάμετρος μεγάλου τροχού: } d_{w2} = \frac{p}{\sin(\tau_2/2)} = \frac{38,1}{\sin(14,4/2)} = 304 \text{ mm} \quad [3.5.13]$$

$$\text{Ταχύτητα αλυσίδας: } u = \frac{d_{w1} \cdot \pi \cdot n_1}{60000} = \frac{159 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 160 \text{ rpm}}{60000} = 1,33 \text{ m/s} \quad [3.5.14]$$

Με βάση το σχετικό διάγραμμα (Σχήμα 22) επιλέγεται *λίπανση με σταγόνες*.



Σχήμα 22: Περιοχές τρόπου λίπανσης κατά DIN 8195(Ιακωβάκης, 2008).

- Υπολογισμός δυνάμεων

Μάζα αλυσίδας ανά μέτρο μήκους: $q = 6,7Kg/m$

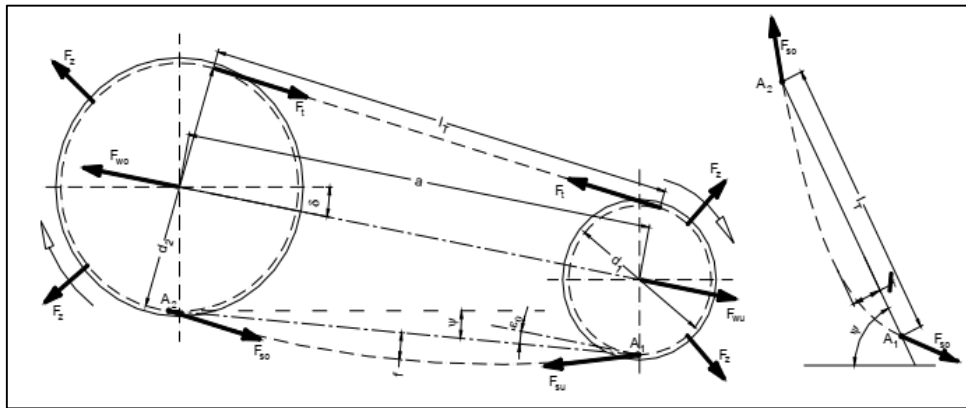
Η φυγόκεντρος δύναμη υπολογίζεται από τη σχέση:

$$F_f = q \cdot u^2 = (7,6 \text{ kg/m}) \cdot (1,33 \text{ m/s})^2 = 13,44 \text{ N} \quad [3.5.15]$$

Η δύναμη εφελκυσμού στην αλυσίδα υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\text{Στατικά: } F_t = \frac{P_1}{u} = \frac{T_{IV}}{d_1/2} = \frac{288,3 \text{ Nm}}{0,159 \text{ m}/2} = 3621 \text{ N} \quad [3.5.16]$$

$$\text{Δυναμικά: } F_D = F_t \cdot C_B = (3621 \text{ N}) \cdot 2,14 = 7749 \text{ N} \quad [3.5.17]$$



Σχήμα 23: Δυνάμεις στην αλυσοκίνηση (Ιακωβάκης, 2008).

Η συνολική δύναμη που καταπονεί σε εφελκυσμό την αλυσίδα, λαμβάνοντας υπόψη την πραγματική ανομοιόμορφη λειτουργία είναι:

$$F_{0A} = F_D + F_f = 7749 \text{ N} + 13,44 \text{ N} = 7762 \quad [3.5.18]$$

3.6. ΑΤΡΑΚΤΟΙ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

3.6.1. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ

Σε αυτό το σημείο θα υπολογιστούν τα στοιχεία των ατράκτων του κιβωτίου ταχυτήτων. Για κάθε άτρακτο υπολογίζονται οι διαστάσεις (διάμετρος) στις διάφορες διατομές. Οι άτρακτοι καταπονούνται σε κάμψη και στρέψη. Η διαδικασία υπολογισμού περιλαμβάνει τα εξής βήματα:

Αρχικά, προσδιορίζουμε τις τέμνουσες δυνάμεις [Q] και τις καμπτικές ροπές [M_b] στην άτρακτο σε δύο επίπεδα, το οριζόντιο και το κάθετο. Οι στρεπτικές ροπές [T] έχουν προσδιοριστεί κατά τον υπολογισμό των οδοντωτών τροχών.

1. Προσδιορίζουμε την ισοδύναμη ροπή λόγω κάμψης και στρέψης από την εξίσωση:

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot T^2)} \quad [Nmm] \quad [3.6.1]$$

Ο συντελεστής Bach α_ο προσδιορίζεται από τη σχέση:

$$\alpha_o = \frac{\sigma_w}{\sqrt{3} \cdot \tau_w} \quad [3.6.2]$$

Οι τιμές δυναμικής αντοχής των χαλύβων για κάμψη σ_{bw} και στρέψη τ_w προσδιορίζονται από τον Πίνακα 14 (Παράρτημα Α).

2. Υπολογίζεται προσεγγιστικά η διάμετρος της διατομής από την εξίσωση:

$$d = 2,173 \sqrt[3]{\frac{M_v \beta_{kb}}{\sigma_{βεπ} b_s \beta_o}} \quad [mm] \quad [3.6.3]$$

Ο συντελεστής μορφής β_{kb} για τις εγκοπές της ατράκτου προσδιορίζεται από τον Πίνακα 15 (Παράρτημα Α).

Ο συντελεστής ποιότητας επιφανείας β_s προσδιορίζεται από το κατάλληλο διάγραμμα (Σχήμα 9, Παράρτημα Α). Για όλες της ατράκτους θεωρείται όριο τραχύτητας R_t=10μm.

Ο συντελεστής μεγέθους β_ο αρχικά λαμβάνεται ίσος με 1, προσδιορίζεται η προσωρινή διάμετρος και κατόπιν επιλέγεται η τιμή του από τον κατάλληλο πίνακα (Πίνακας 16, Παράρτημα Α) για την προσωρινή διάμετρο. Για την τιμή αυτή υπολογίζεται ξανά η διάμετρος d της διατομής.

Η επιτρεπόμενη ορθή τάση σ_{επ} προσδιορίζεται από τον Πίνακα 14 (Παράρτημα Α).

3. Επιλέγεται η τελική διάμετρος της ατράκτου στις διάφορες διατομές. Στα σημεία που εφαρμόζονται τα έδρανα η άτρακτος διαβαθμίζεται σε κατάλληλη τιμή ώστε να ταιριάζει με τις εσωτερικές διαμέτρους των εδράνων.
4. Στα σημεία που τοποθετούνται οι οδοντωτοί τροχοί γίνεται έλεγχος διαμέτρου της ατράκτου για γρανάζι τοποθετημένο με σφήνα ή ολόσωμο.
5. Επιλέγεται η κατάλληλη σφήνα στις διατομές που απαιτείται από τους αντίστοιχους πίνακες (Πίνακας 17 και 18, Παράρτημα Α).
6. Γίνεται έλεγχος τάσεων στις διατομές σε:

i. Κάμψη

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{M_b}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{\varepsilon\pi} \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad [3.6.4]$$

ii. Στρέψη

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{0,2 \cdot d^3} \leq \tau_{\varepsilon\pi} \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad [3.6.5]$$

iii. Διάτμηση στις διατομές των εδράνων που η ροπή είναι μηδενική.

$$\tau = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_{\varepsilon\pi} \quad [N / mm^2] \quad [3.6.6]$$

iv. Ισοδύναμη τάση

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (a_o \cdot \tau^2)} \leq \sigma_{\varepsilon\pi} \quad [N / mm^2] \quad [3.6.7]$$

3.6.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΤΡΑΚΤΟΥ I

Η άτρακτος I είναι ο στροφαλοφόρος άξονας της ΜΕΚ. Επειδή η μηχανή ΜΕΚ είναι δεδομένη, οι διαστάσεις της ατράκτου θεωρούνται τυποποιημένες και παρόμοιες με την άτρακτο μιας μηχανής 8 HP του εμπορίου (ενδεικτικά: τετράχρονος, αερόψυκτος, μονοκύλινδρος βενζινοκινητήρας RB 2.8-A). Η διάμετρος της ατράκτου θεωρείται: **d_I=25mm**

3.6.3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΤΡΑΚΤΟΥ II

Η άτρακτος είναι συμπαγής με μία τροχαλία (T₂), έναν μετωπικό τροχό με ευθεία οδόντωση (Ο.Τ.1) ολόσωμο και δύο έδρανα V και Α. Το έδρανο V θεωρείται άρθρωση και το έδρανο Α κύλιση. Το υλικό της ατράκτου είναι χάλυβας St60.

$$U=410N$$

$$R=550N \text{ (εξ. 3.4.5)}$$

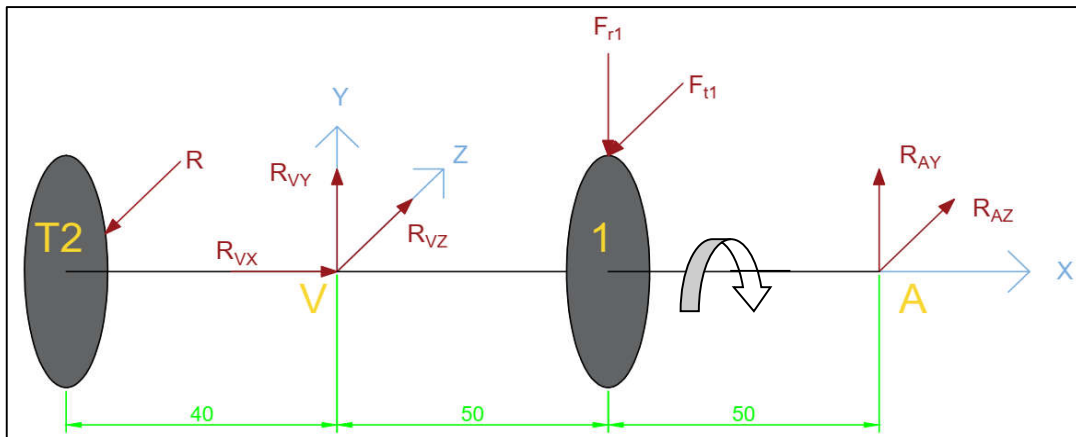
$$d_{T2}=180 \text{ mm, } b_2=40\text{mm}$$

$$F_{t1}=1090N$$

$$F_{r1}=397N$$

$$d_1=63\text{mm, } b_1=55\text{mm}$$

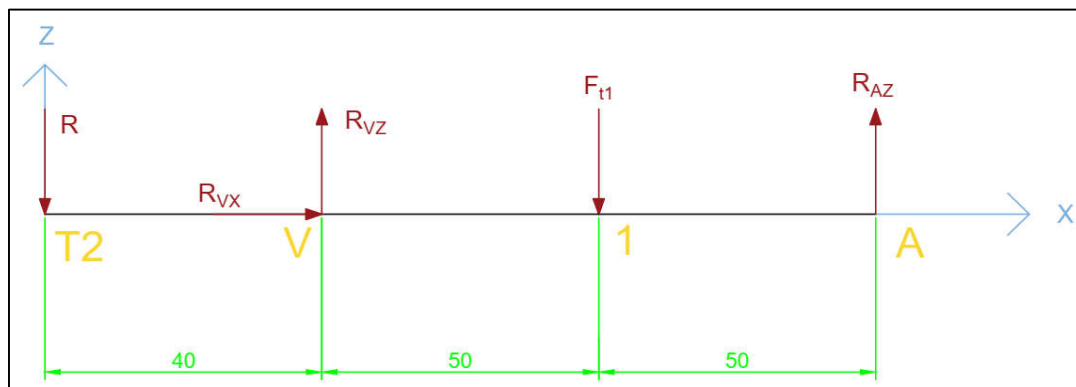
Η σχηματική παράσταση της ατράκτου II φαίνεται στο Σχήμα 24



Σχήμα 24: Απεικόνιση δυνάμεων στην άτρακτο II.

- Υπολογισμός αντιδράσεων στα έδρανα

Οριζόντιο επίπεδο (x-z)



Σχήμα 25: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου II στο οριζόντιο επίπεδο.

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow R_{VX} = 0 \quad [3.6.8]$$

$$\Sigma M_{ZV} = 0 \Rightarrow -R \cdot 40mm + F_{t1} \cdot 50mm - R_{AZ} \cdot 100mm = 0 \Rightarrow$$

$$R_{AZ} = \frac{-550 \cdot 40mm + 1090 \cdot 50mm}{100mm} \Rightarrow R_{AZ} = 325N \quad [3.6.9]$$

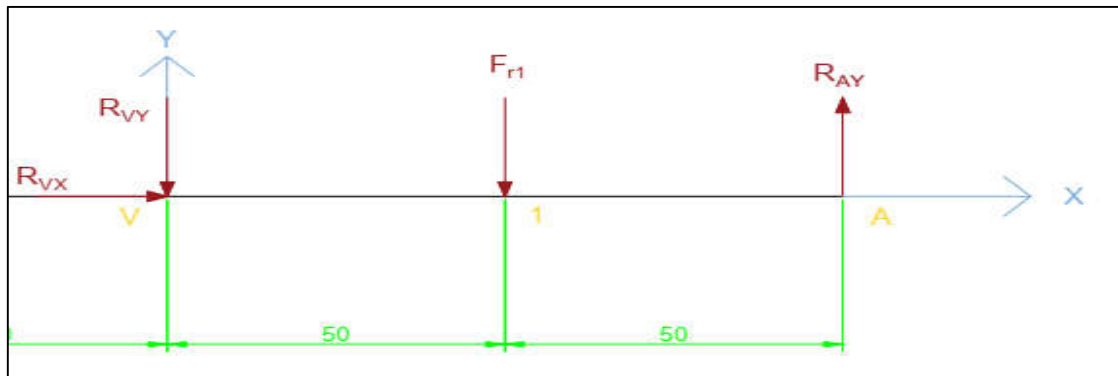
$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow -R + R_{VZ} - F_{t1} + R_{AZ} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{VZ} = 550N + 1090N - 325N \Rightarrow R_{VZ} = 1315N \quad [3.6.10]$$

Έλεγχος:

$$\Sigma M_{Z1} = -550N \cdot 90mm + 1315N \cdot 50mm - 325N \cdot 50mm = 0 \quad [3.6.11]$$

Κάθετο επίπεδο (x-y)



Σχήμα 26: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου II στο κάθετο επίπεδο.

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow R_{VX} = 0 \quad [3.6.12]$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{YV} = 0 &\Rightarrow F_{r1} \cdot 50\text{mm} - R_{AY} \cdot 100\text{mm} = 0 \Rightarrow \\ R_{AY} &= \frac{397 \cdot 50\text{mm}}{100\text{mm}} \Rightarrow R_{AY} = 198,5 \text{ N} \end{aligned} \quad [3.6.13]$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_Y = 0 &\Rightarrow -R_{VY} - F_{r1} + R_{AY} = 0 \Rightarrow \\ R_{VY} &= -397 + 199 \Rightarrow R_{VY} = -198,5 \text{ N} \end{aligned} \quad [3.6.14]$$

Έλεγχος:

$$\Sigma M_{Y1} = -198,5 \cdot 50\text{mm} + 198,5 \cdot 50\text{mm} = 0 \quad [3.6.15]$$

- Διαγράμματα φόρτισης της ατράκτου

Υπολογίζουμε τις τέμνουσες δυνάμεις Q και τις καμπτικές ροπές M στα διάφορα σημεία της ατράκτου και σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τους.

Οριζόντιο επίπεδο (x-z)

Τέμνουσες Δυνάμεις Q_z

$$Q_{T2} = -R = -550 \text{ N}$$

$$Q_V = Q_{T2} + R_{VZ} = -550 + 1315 = 765 \text{ N}$$

$$Q_1 = Q_V - F_{t1} = 765 + 1090 = -325 \text{ N}$$

$$Q_A = Q_1 = -325 \text{ N}$$

Καμπτικές ροπές M_z

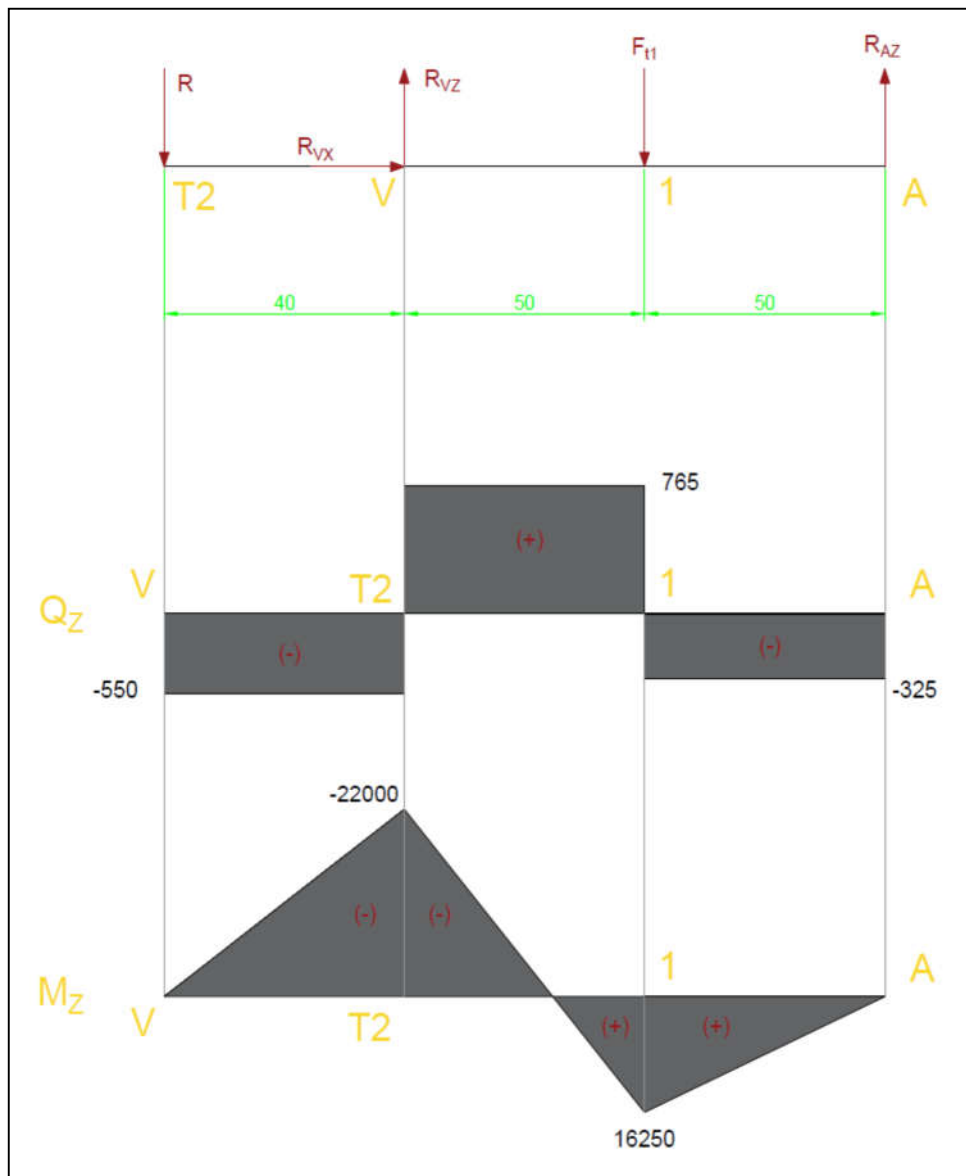
$$M_{T2} = 0$$

$$M_{ZV} = -R \cdot 40\text{mm} = -550 \cdot 40 = -22000 \text{ Nmm}$$

$$M_{Z1} = -R \cdot 90\text{mm} + R_{ZV} \cdot 50\text{mm} = -550 \cdot 90 + 1315 \cdot 50 = 16250 \text{ Nmm}$$

$$M_{ZA} = -R \cdot 140\text{mm} + R_{ZV} \cdot 100\text{mm} - F_{t1} \cdot 50\text{mm}$$

$$= -550 \cdot 140 + 1315 \cdot 100 - 1090 \cdot 50 = 0$$



Σχήμα 27: Διαγράμματα Q, M ατράκτου II στο οριζόντιο επίπεδο.

Κάθετο επίπεδο (x-y)

Τέμνουσες Δυνάμεις Q_y

$$Q_V = -R_{yV} = 198,5\text{N}$$

$$Q_1 = Q_V - F_{r1} = -198,5\text{N}$$

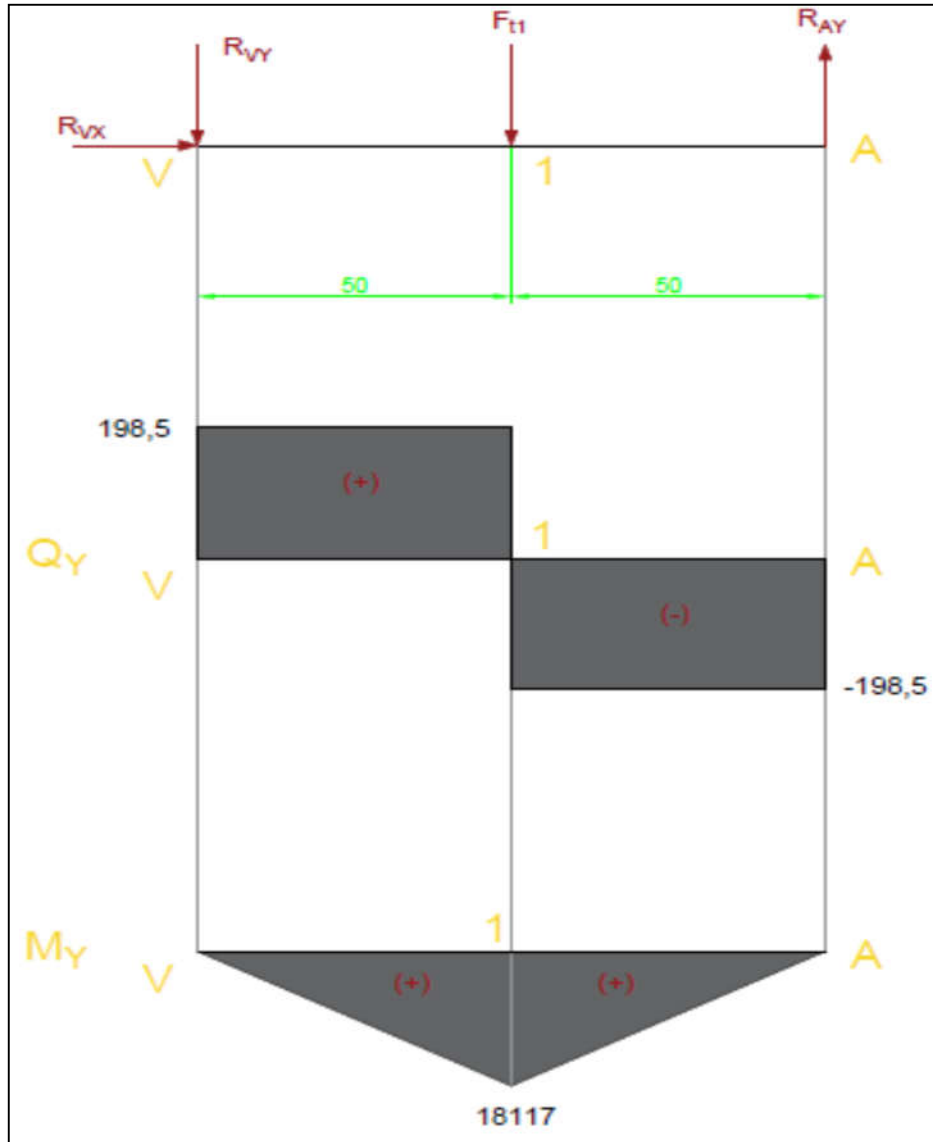
$$Q_A = Q_1 = -198,5\text{N}$$

Καμπτικές ροπές M_Y

$$M_{ZV} = 0\text{m}$$

$$M_{Z1} = -R_{VY} \cdot 50\text{mm} = -(-198,5) \cdot 50 = 18117\text{Nmm}$$

$$M_{ZA} = R_{ZY} \cdot 100\text{mm} - F_{r1} \cdot 50\text{mm} = -(-198,5) \cdot 100 - 397 \cdot 50 = 0\text{N}$$



Σχήμα 28: Διαγράμματα Q , M ατράκτου II στο κάθετο επίπεδο.

Οι συνισταμένες τέμνουσες δυνάμεις είναι:

$$Q_{T2} = \sqrt{Q_{ZT2}^2 + Q_{YT2}^2} = \sqrt{(-550)^2 + (0)^2} = 550\text{N} \quad [3.6.16]$$

$$Q_V = \sqrt{Q_{ZV}^2 + Q_{YV}^2} = \sqrt{(765\text{N})^2 + (198,5\text{N})^2} = 790\text{N} \quad [3.6.17]$$

$$Q_1 = \sqrt{Q_{Z1}^2 + Q_{Y1}^2} = \sqrt{(-325\text{N})^2 + (-198,5\text{N})^2} = 381,1\text{N} \quad [3.6.18]$$

$$Q_A = \sqrt{Q_{ZA}^2 + Q_{YA}^2} = \sqrt{(-325\text{N})^2 + (-198,5\text{N})^2} = 381,1\text{N} \quad [3.6.19]$$

Οι συνισταμένες καμπτικές ροπές είναι:

$$M_{T2} = \sqrt{M_{ZT2}^2 + M_{YT2}^2} = 0 \text{ Nmm} \quad [3.6.20]$$

$$M_V = \sqrt{M_{ZV}^2 + M_{YV}^2} = \sqrt{(-22000)^2 + (0)^2} = 22000 \text{ Nmm} \quad [3.6.21]$$

$$M_1 = \sqrt{M_{Z1}^2 + M_{Y1}^2} = \sqrt{(16250 \text{ N})^2 + (18117 \text{ N})^2} = 24337 \text{ Nmm} \quad [3.6.22]$$

$$M_A = \sqrt{M_{ZA}^2 + M_{YA}^2} = 0 \text{ Nmm} \quad [3.6.23]$$

Η στρεπτική ροπή στα σημεία 2 και 1 είναι:

$$M_{t2} = \frac{U \cdot d_{T2}}{2} = \frac{(410 \text{ N}) \cdot (180 \text{ mm})}{2} = 36877 \text{ Nmm} \quad [3.6.24]$$

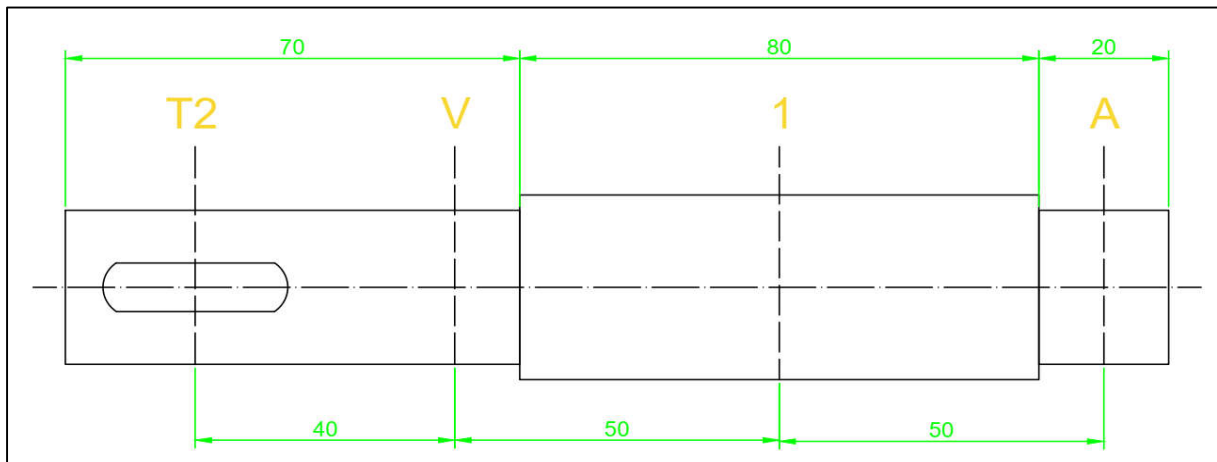
$$M_{t1} = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2} = \frac{(1090 \text{ N}) \cdot (63 \text{ mm})}{2} = 34335 \text{ Nmm} \quad [3.6.25]$$

Στον Πίνακα 7 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών για την άτρακτο II.

Πίνακας 7: Αποτελέσματα υπολογισμών ατράκτου II.

ΔΙΑΤΟΜΗ	T2	V	1	A
Καμπτική ροπή M_b [Nmm]	0	22000	24337	0
Στρεπτική ροπή T [Nmm]	36877	36877	34335	0
Συντελεστής Bach α_o	0,82	0,82	0,82	0,82
Ισοδύναμη ροπή M_V [Nmm]	26188	34203	34450	0
Είδος εγκοπής	Φρεζαριστή σφηναύλακα	Συναρμογή με πίεση	Συναρμογή με πίεση	Συναρμογή με πίεση
Συντελεστής μορφής β_{kb}	2	1,7	1,7	1,7
Επιτρεπόμενη ορθή τάση $\sigma_{\varepsilon\tau}$ [N/mm ²]	63	63	63	63
Συντελεστής ποιότητας επιφανείας β_s	0,9	0,9	0,9	0,9
Προεπιλογή συντελεστή μεγέθους β_o	1	1	1	1
Προσωρινή διάμετρος d [mm]	21,1	23,1	21,9	0,0
Συντελεστής μεγέθους β_o	1,14	1,13	1,135	0
Διάμετρος d [mm]	20,2	21	21	0
Τελική τιμή διαμέτρου ατράκτου d_{sh} [mm]	25	25	30	25
Τύπος σφήνας: ολισθαίνουσα (b x h x t) [mm] (b: πλάτος σφήνας, h: ύψος σφήνας, t: βάθος σφηναύλακα)	6x6x3,5			
Διάμετρος ατράκτου στη σφηναύλακα [mm]	21,5			
Ορθή τάση λόγω κάμψης σ_b [N/mm ²]	0,0	14,1	9,0	0,0
Διατμητική τάση λόγω στρέψης τ_t [N/mm ²]	18,6	11,8	6,4	0,0
Διατμητική τάση λόγω διάτμησης τ [N/mm ²]	1,5	1,6	0,5	0,8
Επιτρεπόμενη διατμητική τάση $\tau_{\varepsilon\tau}$ [N/mm ²]	32,0	32,0	32,0	32,0
Ισοδύναμη τάση σ_V [N/mm ²]	26,4	21,9	12,8	0,0

Η τελική μορφή της ατράκτου με τις αντίστοιχες διαβαθμίσεις παρουσιάζεται στο Σχήμα 29.



Σχήμα 29: Σχέδιο ατράκτου II

3.6.4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΤΡΑΚΤΟΥ III

Η άτρακτος θα υπολογιστεί για τη δυσμενέστερη περίπτωση λειτουργίας, η οποία είναι όταν εμπλέκονται οι τροχοί 3-4. Η άτρακτος είναι συμπαγής και κατασκευασμένη από St60 με ένανμετωπικό τροχό με ευθεία οδόντωση (Ο.Τ.2) τοποθετημένο με σφήνα, έναν μετωπικό τροχό ολόσωμο με ευθεία οδόντωση (Ο.Τ.3) και δύο έδρανα Β και Γ. Το έδρανο Β θεωρείται άρθρωση και το έδρανο Γ κύλιση.

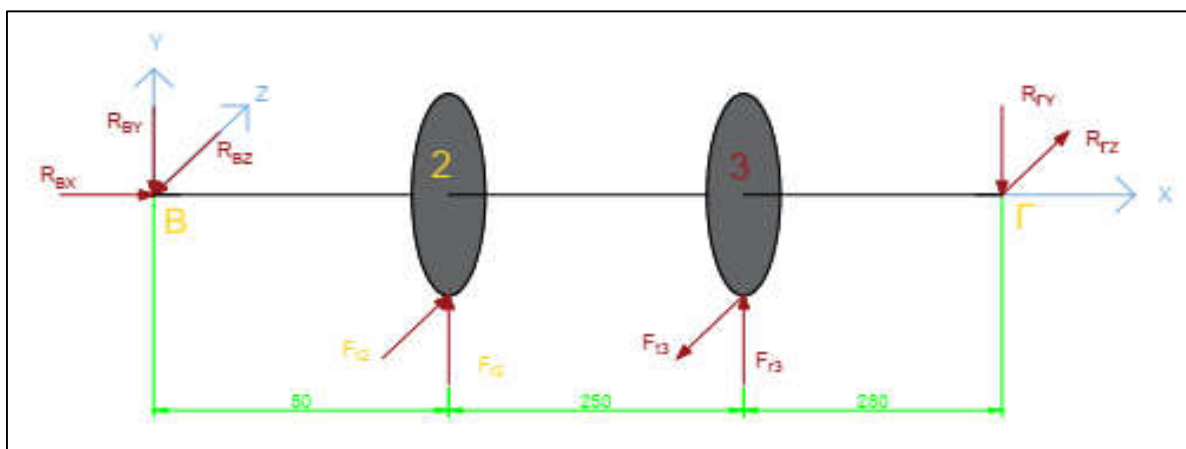
$$F_{t2}=1049 \text{ N}, F_{r2}=397 \text{ N}$$

$$d_2=189 \text{ mm}, b_2=50 \text{ mm}$$

$$F_{t3}=2387 \text{ N}, F_{r3}=869 \text{ N}$$

$$d_3=80 \text{ mm}, b_3=58 \text{ mm}$$

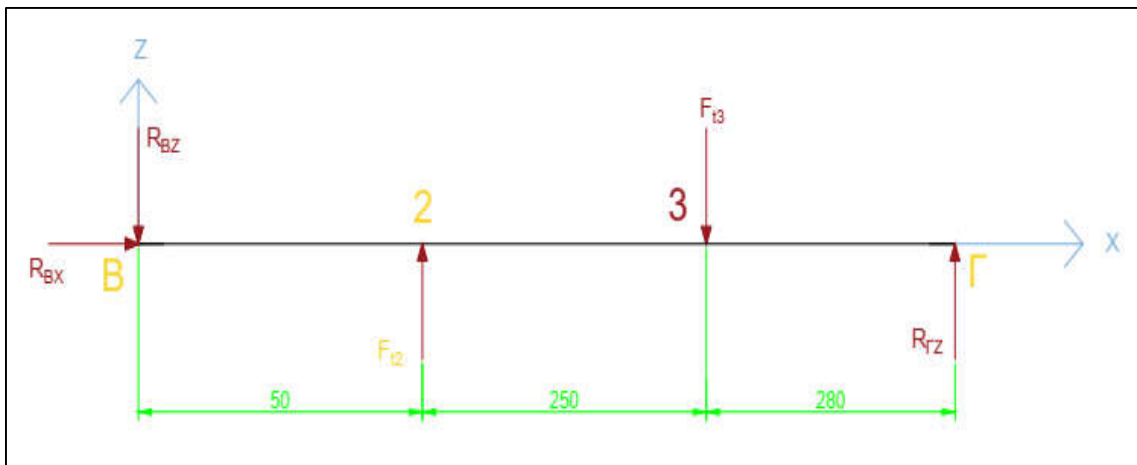
Η σχηματική παράσταση της ατράκτου III φαίνεται στο Σχήμα 30.



Σχήμα 30: Απεικόνιση δυνάμεων στην άτρακτο III.

- Υπολογισμός αντιδράσεων στα έδρανα

Οριζόντιο επίπεδο (x-z)



Σχήμα 31: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου III στο οριζόντιο επίπεδο.

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow R_{Bx} = 0 \quad [3.6.26]$$

$$\Sigma M_{ZB} = 0 \Rightarrow -F_{t2} \cdot 50\text{mm} + F_{t3} \cdot 300\text{mm} - R_{\Gamma Z} \cdot 580\text{mm} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{\Gamma Z} = \frac{F_{t3} \cdot 300\text{mm} - F_{t2} \cdot 50\text{mm}}{580\text{mm}} \Rightarrow R_{\Gamma Z} = 1144 \text{ N} \quad [3.6.27]$$

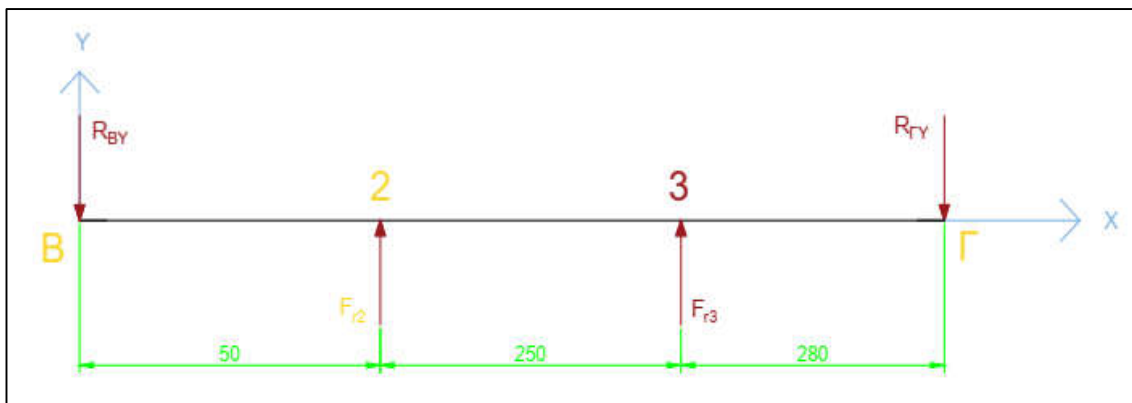
$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow -R_{Bz} + F_{t2} - F_{t3} + R_{\Gamma Z} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Bz} = (1090\text{N}) - (2387\text{N}) + (1144\text{N}) \Rightarrow R_{Bz} = -194\text{N} \quad [3.6.28]$$

Ελεγχος:

$$\Sigma M_{Z3} = -R_{Bz} \cdot 300\text{mm} + F_{t2} \cdot 250\text{mm} - R_{\Gamma Z} \cdot 280\text{mm} = 0 \quad [3.6.29]$$

Κάθετο επίπεδο (x-y)



Σχήμα 32: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου III στο κάθετο επίπεδο.

$$\Sigma F_x = 0 \quad [3.6.30]$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{YB} = 0 &\Rightarrow -F_{r2} \cdot 50\text{mm} - F_{r3} \cdot 300\text{mm} + R_{\Gamma Y} \cdot 580\text{mm} = 0 \Rightarrow \\ R_{\Gamma Y} &= \frac{F_{r2} \cdot 50\text{mm} + F_{r3} \cdot 300\text{mm}}{580\text{mm}} \Rightarrow R_{\Gamma Y} = 484 \text{ N} \end{aligned} \quad [3.6.31]$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_Y = 0 &\Rightarrow -R_{BY} + F_{r2} + F_{r3} - R_{\Gamma Y} = 0 \Rightarrow \\ R_{BY} &= F_{r2} + F_{r3} - R_{\Gamma Y} \Rightarrow R_{BY} = 2110\text{N} + 1049\text{N} - 1230 \Rightarrow R_{BY} = 782 \text{ N} \end{aligned} \quad [3.6.32]$$

Έλεγχος:

$$\Sigma M_{Y3} = -R_{BY} \cdot 300\text{mm} + F_{r2} \cdot 250\text{mm} + R_{\Gamma Y} \cdot 280\text{mm} = 0 \quad [3.6.33]$$

- Διαγράμματα φόρτισης της ατράκτου

Υπολογίζουμε τις τέμνουσες δυνάμεις Q και τις καμπτικές ροπές M στα διάφορα σημεία της ατράκτου και σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τους.

Οριζόντιο επίπεδο (x-z)

Τέμνουσες Δυνάμεις Q_z

$$Q_B = -R_{BZ} = 194\text{N}$$

$$Q_2 = Q_B + F_{t2} = 1243\text{N}$$

$$Q_3 = Q_2 - F_{t3} = -1144 \text{ N}$$

$$Q_{\Gamma} = Q_3 = -1144\text{N}$$

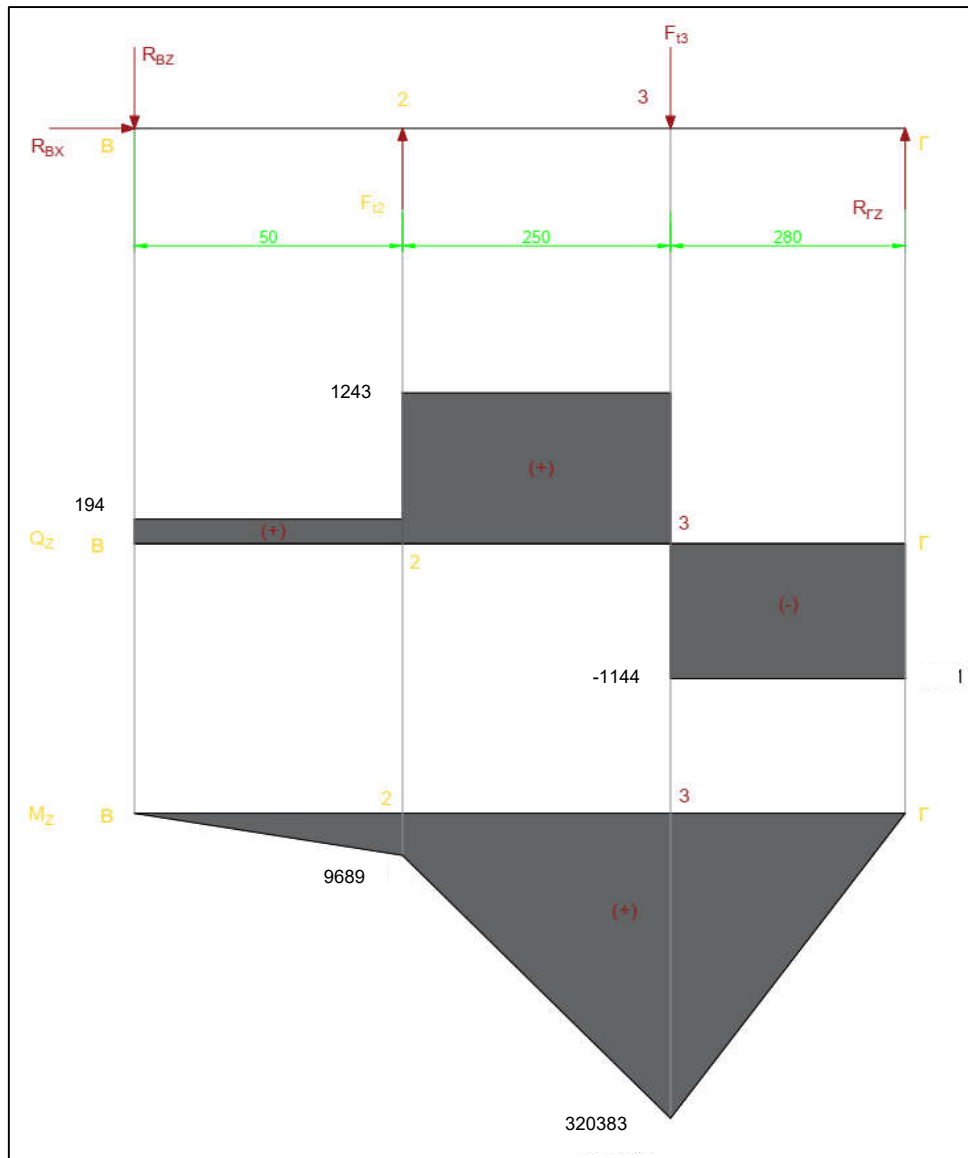
Καμπτικές ροπές M_z

$$M_{ZB} = 0$$

$$M_{Z2} = -R_{BZ} \cdot 50\text{mm} = 9689\text{Nmm}$$

$$M_{Z3} = -R_{BZ} \cdot 300\text{mm} + F_{t2} \cdot 250\text{mm} = 320383\text{Nmm}$$

$$M_{ZA} = -R_{BZ} \cdot 580\text{mm} + F_{t2} \cdot 530\text{mm} - F_{t3} \cdot 280\text{mm} = 0$$



Σχήμα 33: Διαγράμματα Q , M ατράκτον III στο οριζόντιο επίπεδο.

Κάθετο επίπεδο ($x-y$)

Τέμνουσες Δυνάμεις Q_y

$$Q_B = -R_{BY} = -782\text{N}$$

$$Q_2 = Q_B + F_{r2} = -385\text{N}$$

$$Q_3 = Q_2 + F_{r3} = 484\text{N}$$

$$Q_\Gamma = Q_3 = 484\text{N}$$

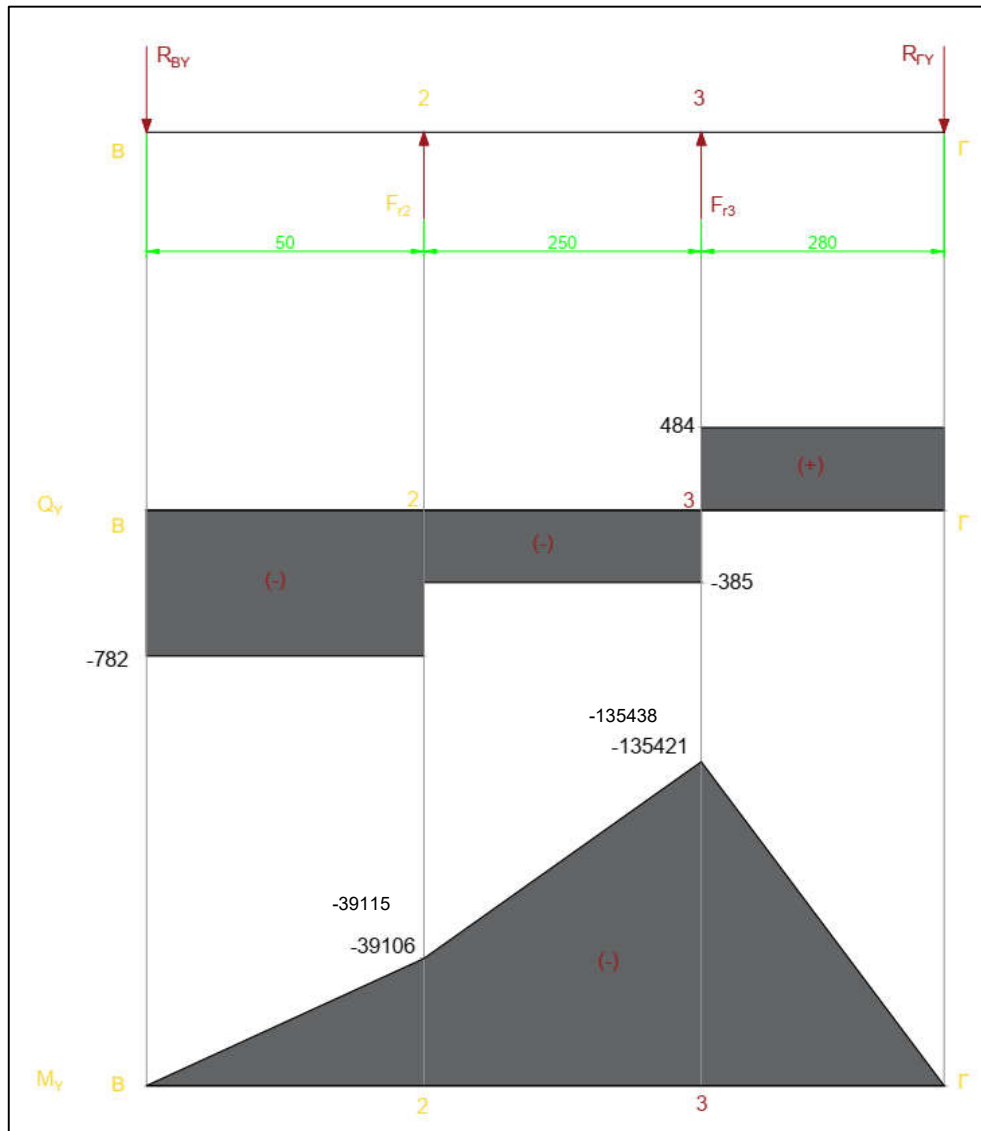
Καμπτικές ροπές M_y

$$M_{yB} = 0$$

$$M_{y2} = -R_{BY} \cdot 300\text{mm} = -39115\text{Nmm}$$

$$M_{y3} = -R_{BY} \cdot 300\text{mm} + F_{r2} \cdot 250\text{mm} = -135438\text{Nmm}$$

$$M_{y\Gamma} = -R_{BY} \cdot 580\text{mm} - F_{r2} \cdot 530\text{mm} + F_{t3} \cdot 580\text{mm} = 0$$



Σχήμα 34: Διαγράμματα Q , M ατράκτου III στο κάθετο επίπεδο.

Οι συνισταμένες τέμνουσες δυνάμεις είναι:

$$Q_B = \sqrt{Q_{ZB}^2 + Q_{YB}^2} = \sqrt{(194N)^2 + (-782N)^2} = 803 N \quad [3.6.34]$$

$$Q_2 = \sqrt{Q_{Z2}^2 + Q_{Y2}^2} = \sqrt{(1243N)^2 + (-385N)^2} = 1305 N \quad [3.6.35]$$

$$Q_3 = \sqrt{Q_{Z3}^2 + Q_{Y3}^2} = \sqrt{(-1144N)^2 + (484N)^2} = 1242 N \quad [3.6.36]$$

$$Q_\Gamma = \sqrt{Q_{Z\Gamma}^2 + Q_{Y\Gamma}^2} = \sqrt{(-1144N)^2 + (484N)^2} = 1242 N \quad [3.6.37]$$

Οι συνισταμένες καμπτικές ροπές είναι:

$$M_B = \sqrt{M_{ZB}^2 + M_{YB}^2} = 0 \text{ Nmm} \quad [3.6.38]$$

$$M_2 = \sqrt{M_{Z2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{(9689 \text{ Nmm})^2 + (-39115 \text{ Nmm})^2} = 40297 \text{ Nmm} \quad [3.6.39]$$

$$M_3 = \sqrt{M_{Z3}^2 + M_{Y3}^2} = \sqrt{(320383 \text{ Nmm})^2 + (-135438 \text{ Nmm})^2} = 347834 \text{ Nmm} \quad [3.6.40]$$

$$M_T = \sqrt{M_{ZT}^2 + M_{YT}^2} = 0 \text{ Nmm} \quad [3.6.41]$$

Η στρεπτική ροπή στα σημεία 3 και 2 είναι:

$$M_{t2} = \frac{F_{t2} \cdot d_{T2}}{2} = \frac{(1049 \text{ N}) \cdot (189 \text{ mm})}{2} = 99131 \text{ Nmm} \quad [3.6.42]$$

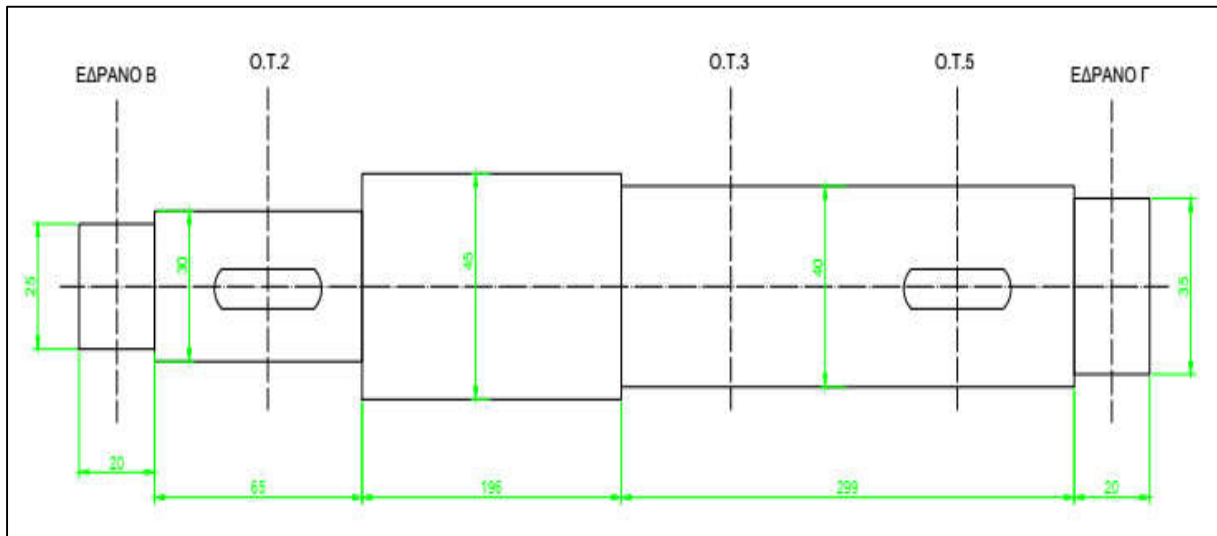
$$M_{t3} = \frac{F_{t1} \cdot d_{21}}{2} = \frac{(2387 \text{ N}) \cdot (80 \text{ mm})}{2} = 95480 \text{ Nmm} \quad [3.6.43]$$

Στον Πίνακα 8 που ακολουθεί παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών για την άτρακτο III.

Πίνακας 8: Αποτελέσματα υπολογισμών ατράκτου III.

ΔΙΑΤΟΜΗ	B	2	3	Γ
Καμπτική ροπή M_b [Nmm]	0	40297	347834	0
Στρεπτική ροπή T [Nmm]	0	95480	99131	0
Συντελεστής Bach α_0	0,82	0,82	0,82	0,82
Ισοδύναμη ροπή M_v [Nmm]	0	78875	354886	0
Είδος εγκοπής	συναρμογή με πίεση	φρεζαριστή σφηναύλακα	συναρμογή με πίεση	συναρμογή με πίεση
Συντελεστής μορφής β_{kb}	1,7	2	1,7	1,7
Επιτρεπόμενη ορθή τάση $\sigma_{επ}$ [N/mm ²]	63	63	63	63
Συντελεστής ποιότητας επιφανείας β_s	0,9	0,9	0,9	0,9
Προεπιλογή συντελεστή μεγέθους β_0	1	1	1	1
Προσωρινή διάμετρος d [mm]	0,0	30,5	47,7	0,0
Συντελεστής μεγέθους β_0	0	1,09	1,01	0
Διάμετρος d [mm]		29,7	47,6	
Τελική τιμή διαμέτρου ατράκτου d_{sh} [mm]	25	30	40	35
Τύπος σφήνας: ολισθαίνουσα (b x h x t) [mm] (b: πλάτος σφήνας, h: ύψος σφήνας, t: βάθος σφηναύλακα)		10x8x4,7mm		
Διάμετρος ατράκτου στη σφηναύλακα [mm]		25,3		
Ορθή τάση λόγω κάμψης σ_b [N/mm ²]	0,0	24,9	54,3	0,0
Διατμητική τάση λόγω στρέψης τ_i [N/mm ²]	0,0	29,5	7,7	0,0
Διατμητική τάση λόγω διάτμησης τ [N/mm ²]	1,6	2,6	1,0	1,3
Επιτρεπόμενη διατμητική τάση $\tau_{επ}$ [N/mm ²]	32,0	32,0	32,0	32,0
Ισοδύναμη τάση σ_v [N/mm ²]	0,0	48,7	55,5	0,0

Η τελική μορφή της ατράκτου με τις αντίστοιχες διαβαθμίσεις παρουσιάζεται στο Σχήμα 35.



Σχήμα 35: Σχέδιο ατράκτου III

3.6.5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΤΡΑΚΤΟΥ IV

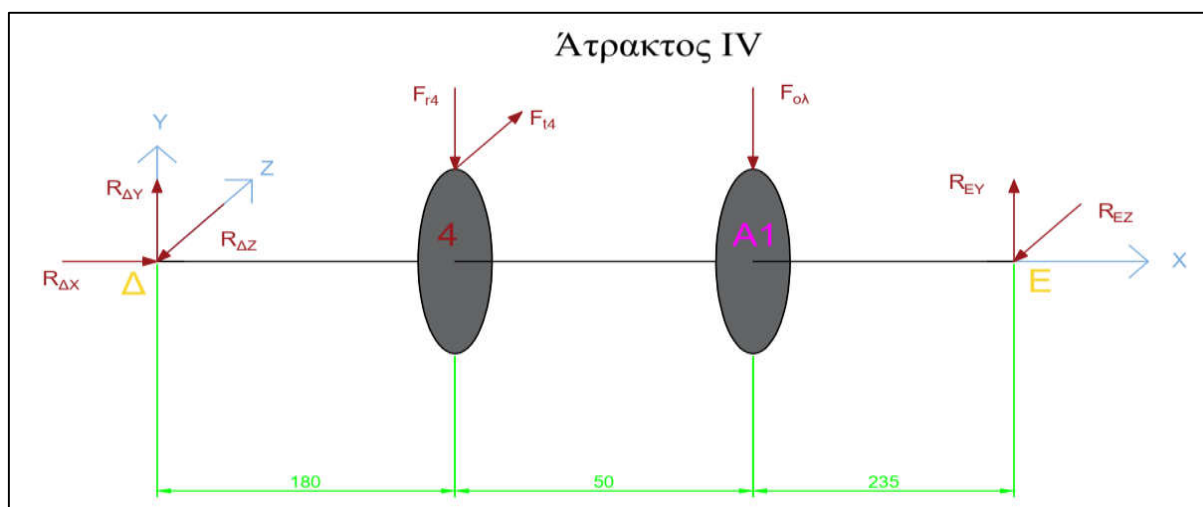
Η άτρακτος θα υπολογιστεί για τη δυσμενέστερη περίπτωση λειτουργίας, η οποία είναι όταν εμπλέκονται οι τροχοί 3-4. Η άτρακτος είναι συμπαγής με έναν ολισθαίνοντα μετωπικό τροχό με ευθεία οδόντωση (Ο.Τ.4), έναν αλυσοτροχό (Α1) και δύο έδρανα Δ και Ε. Το έδρανο Δ θεωρείται άρθρωση και το έδρανο Ε κύλιση.

Υλικό ατράκτου: χάλυβας St60.

$F_{T4}=2387 \text{ N}$, $F_{r4}=869 \text{ N}$, $d_4=252 \text{ mm}$, $b_4=53 \text{ mm}$

$F_{oλ}=7762 \text{ N}$, $d_{w1}=159 \text{ mm}$, $b_{w1}=50 \text{ mm}$

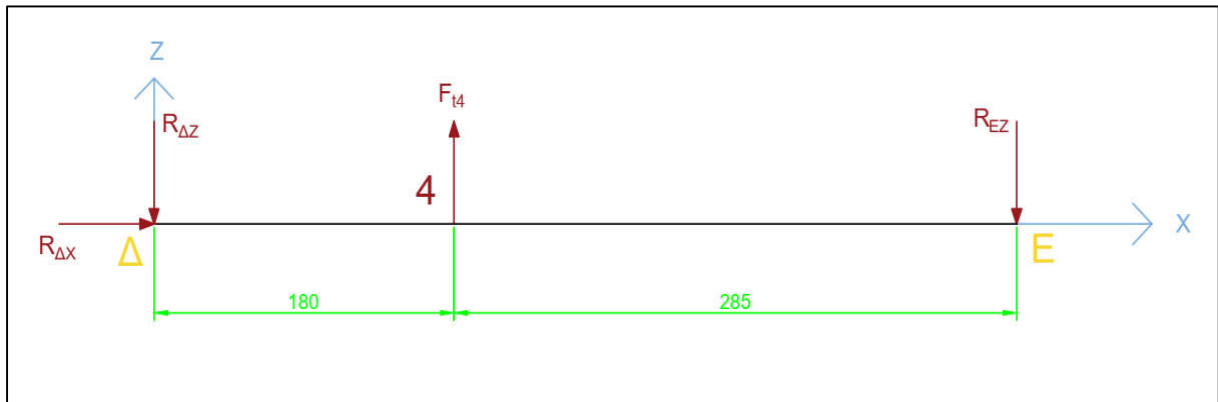
Η σχηματική παράσταση της ατράκτου IV φαίνεται στο Σχήμα 36.



Σχήμα 36: Απεικόνιση δυνάμεων στην άτρακτο IV.

- Υπολογισμός αντιδράσεων στα έδρανα

Οριζόντιο επίπεδο (x-z)



Σχήμα 37: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου IV στο οριζόντιο επίπεδο.

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow R_{\Delta x} = 0 \quad [3.6.44]$$

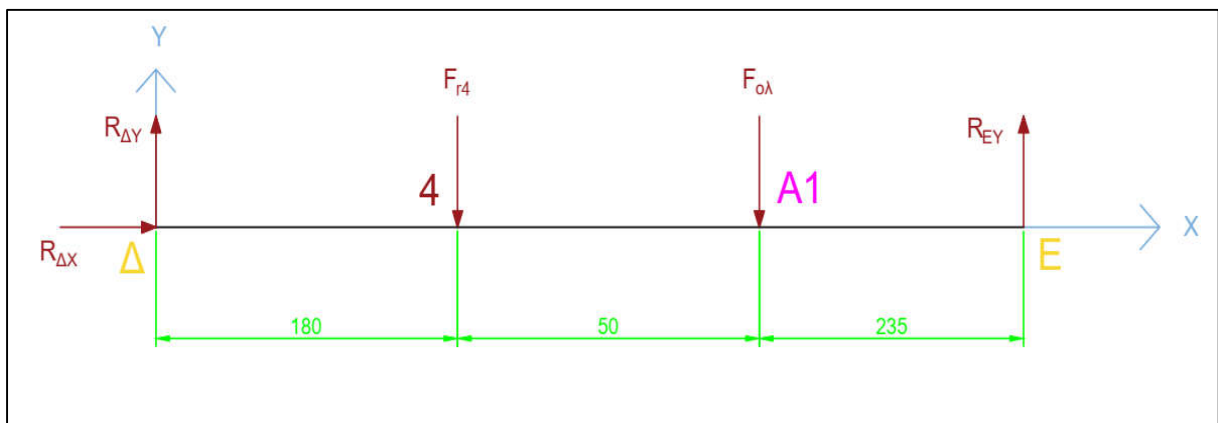
$$\begin{aligned} \Sigma M_{Z\Delta} = 0 &\Rightarrow -F_{t4} \cdot 180\text{mm} + R_{EZ} \cdot 465\text{mm} = 0 \Rightarrow \\ R_{EZ} &= \frac{2389\text{N} \cdot 180\text{mm}}{465\text{mm}} \Rightarrow R_{EZ} = 964 \text{ N} \end{aligned} \quad [3.6.45]$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_z = 0 &\Rightarrow -R_{\Delta z} + F_{t4} - R_{EZ} = 0 \Rightarrow \\ R_{\Delta z} &= F_{t4} - R_{EZ} = 2389 - 964\text{N} \Rightarrow R_{\Delta z} = 1464\text{N} \end{aligned} \quad [3.6.46]$$

Έλεγχος:

$$\Sigma M_{Z4} = -R_{\Delta z} \cdot 180\text{mm} + R_{EZ} \cdot 285\text{mm} = -1464\text{N} \cdot 180\text{mm} + 964\text{N} \cdot 285\text{mm} = 0 \quad [3.6.47]$$

Κάθετο επίπεδο (x-y)



Σχήμα 38: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου IV στο κάθετο επίπεδο.

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow R_{\Delta X} = 0 \quad [3.6.48]$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{Y\Delta} = 0 &\Rightarrow F_{r4} \cdot 180\text{mm} + F_{o\lambda} \cdot 230\text{mm} - R_{EY} \cdot 465\text{mm} = 0 \Rightarrow \\ R_{EY} &= \frac{869\text{N} \cdot 180\text{mm} + 7762\text{N} \cdot 230\text{mm}}{465\text{mm}} \Rightarrow R_{EY} = 4176\text{N} \end{aligned} \quad [3.6.49]$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_Y = 0 &\Rightarrow R_{\Delta Y} - F_{r4} - F_{o\lambda} + R_{EY} = 0 \Rightarrow \\ R_{\Delta Y} &= F_{r4} + F_{o\lambda} - R_{EY} = 869\text{N} + 7762\text{N} - 3923\text{N} \Rightarrow R_{\Delta Y} = 4455\text{N} \end{aligned} \quad [3.6.50]$$

Ελεγχος:

$$\Sigma M_{Y4} = R_{\Delta Y} \cdot 180\text{mm} + F_{o\lambda} \cdot 50\text{mm} - R_{EY} \cdot 285\text{mm} = 0 \quad [3.6.51]$$

- Διαγράμματα φόρτισης της ατράκτου

Υπολογίζουμε τις τέμνουσες δυνάμεις Q και τις καμπτικές ροπές M στα διάφορα σημεία της ατράκτου και σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τους.

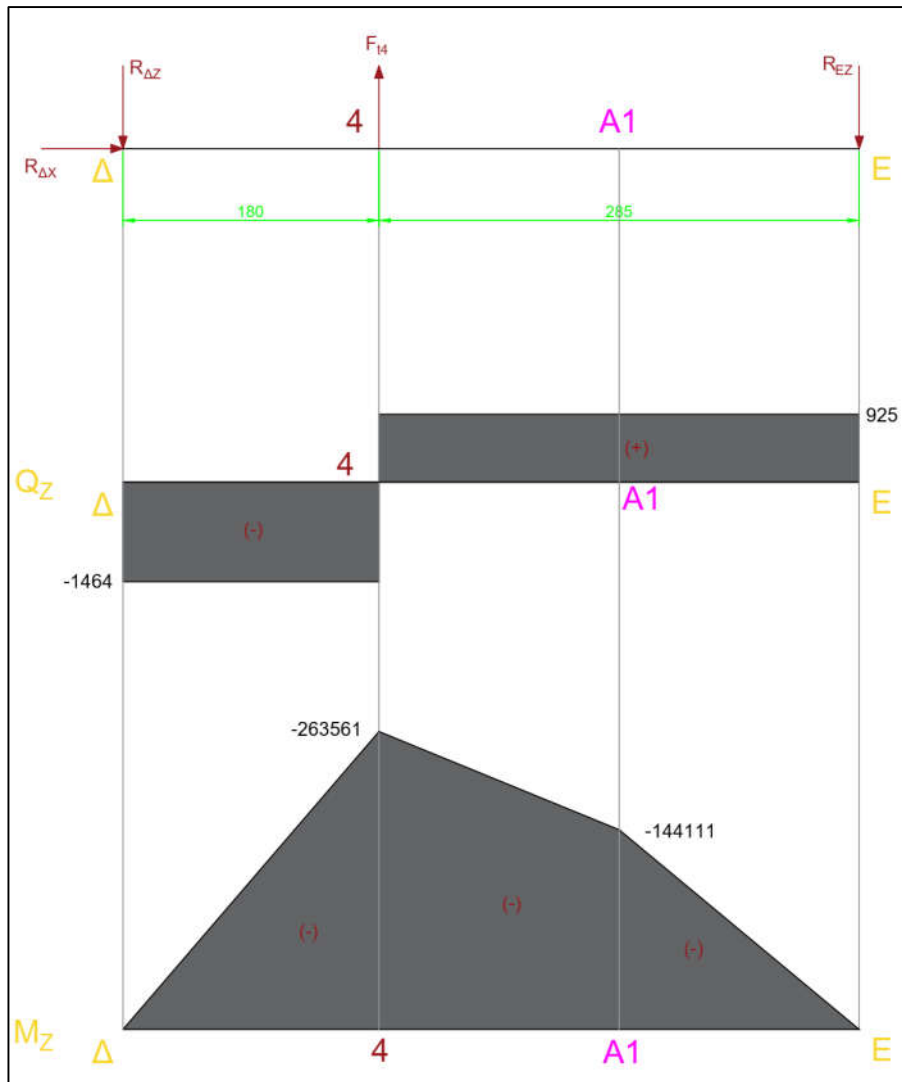
Οριζόντιο επίπεδο (x-z)

Τέμνουσες Δυνάμεις Q_z

$$\begin{aligned} Q_{\Delta} &= R_{\Delta Z} = -1464\text{N} \\ Q_4 &= Q_{\Delta} + F_{t4} = -1464\text{N} + 2389\text{N} = 925\text{N} \\ Q_1 &= Q_4 = 925\text{N} \\ Q_E &= Q_1 = 925\text{N} \end{aligned}$$

Καμπτικές ροπές M_z

$$\begin{aligned} M_{Z\Delta} &= 0 \\ M_{Z4} &= -R_{\Delta Z} \cdot 180\text{mm} = -263561\text{Nmm} \\ M_{Z1} &= -R_{\Delta Z} \cdot 230\text{mm} + F_{t4} \cdot 50\text{mm} = -1464\text{N} \cdot 230\text{mm} + 2389\text{N} \cdot 50\text{mm} \\ &= -144111\text{Nmm} \\ M_{ZE} &= -R_{\Delta Z} \cdot 465\text{mm} + F_{t4} \cdot 285\text{mm} = 0 \end{aligned}$$



Σχήμα 39: Διαγράμματα Q, M ατράκτου IV στο οριζόντιο επίπεδο.

Κάθετο επίπεδο ($x-y$)

Τέμνουσες Δυνάμεις Q_Y

$$Q_{\Delta} = R_{\Delta Y} = 4455 \text{ N}$$

$$Q_4 = Q_{\Delta} - F_{r4} = 4455 \text{ N} - 869 \text{ N} = 3586 \text{ N}$$

$$Q_1 = Q_4 - F_{o\lambda} = 3586 \text{ N} - 7762 \text{ N} = -4176 \text{ N}$$

$$Q_E = Q_1 = -4176 \text{ N}$$

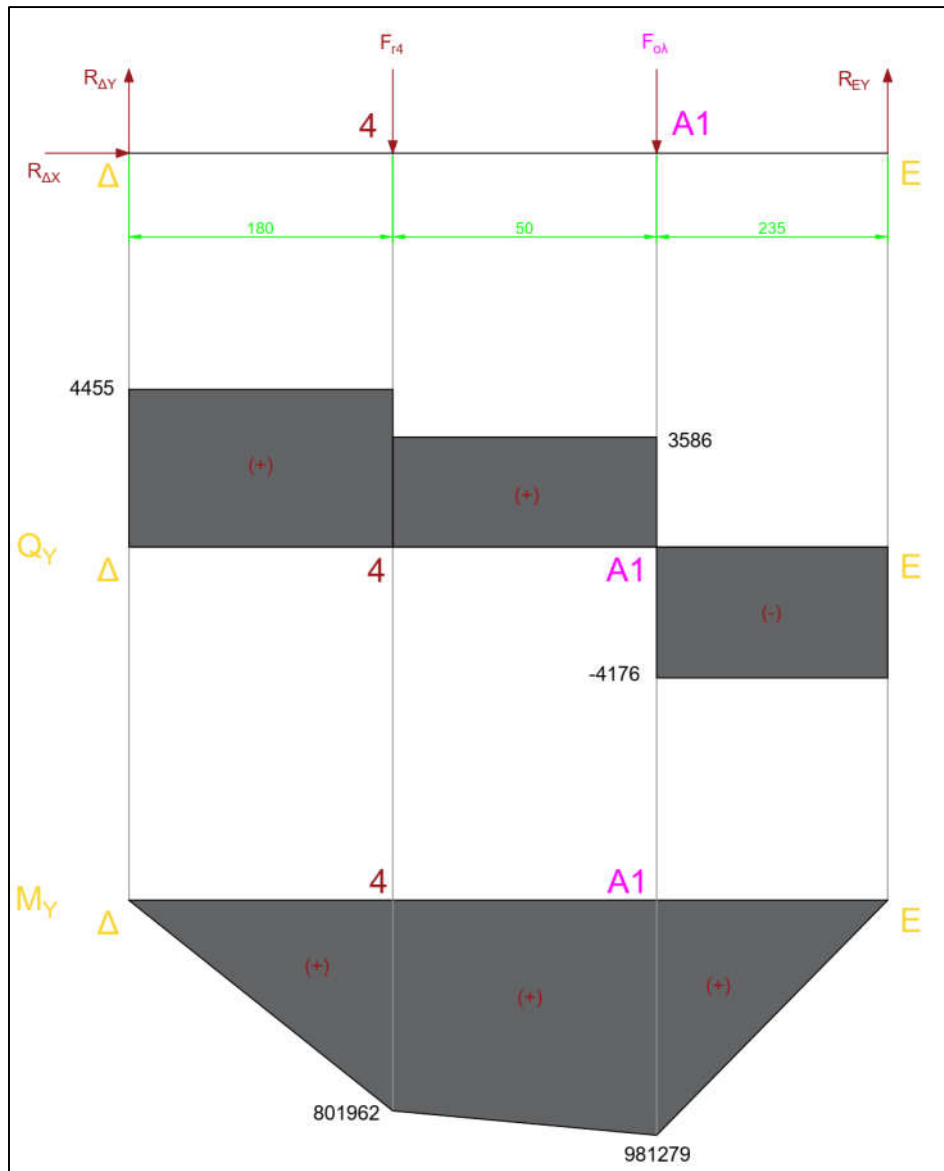
Καμπτικές ροπές M_Y

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

$$M_{Y2} = R_{\Delta Y} \cdot 180 \text{ mm} = 801962 \text{ Nmm}$$

$$M_{Y3} = R_{\Delta Y} \cdot 230 \text{ mm} - F_{r4} \cdot 50 \text{ mm} = 4455 \text{ N} \cdot 230 \text{ mm} - 869 \text{ N} \cdot 50 \text{ mm} \\ = 981279 \text{ Nmm}$$

$$M_{Y\Gamma} = R_{\Delta Y} \cdot 465 \text{ mm} - F_{r4} \cdot 285 \text{ mm} + F_{o\lambda} \cdot 235 \text{ mm} = 0$$



Σχήμα 40: Διαγράμματα Q, M ατράκτου IV στο κάθετο επίπεδο.

Οι συνισταμένες τέμνουσες δυνάμεις είναι:

$$Q_{\Delta} = \sqrt{Q_{Z\Delta}^2 + Q_{Y\Delta}^2} = \sqrt{(-1464N)^2 + (4455N)^2} = 4690 N \quad [3.6.52]$$

$$Q_4 = \sqrt{Q_{Z4}^2 + Q_{Y4}^2} = \sqrt{(925N)^2 + (3586N)^2} = 3704N \quad [3.6.53]$$

$$Q_1 = \sqrt{Q_{Z1}^2 + Q_{Y1}^2} = \sqrt{(925N)^2 + (-4176N)^2} = 4277N \quad [3.6.54]$$

$$Q_E = \sqrt{Q_{ZE}^2 + Q_{YE}^2} = \sqrt{(925N)^2 + (-4176N)^2} = 4277N \quad [3.6.55]$$

Οι συνισταμένες καμπτικές ροπές είναι:

$$M_{\Delta} = \sqrt{M_{Z\Delta}^2 + M_{Y\Delta}^2} = 0 \text{ Nmm} \quad [3.6.57]$$

$$M_4 = \sqrt{M_{Z4}^2 + M_{Y4}^2} = \sqrt{(-263561 \text{ Nmm})^2 + (801962 \text{ Nmm})^2} = 844161 \text{ Nmm} \quad [3.6.58]$$

$$M_1 = \sqrt{M_{Z1}^2 + M_{Y1}^2} = \sqrt{(-144111 \text{ Nmm})^2 + (981279 \text{ Nmm})^2} = 991805 \text{ Nmm} \quad [3.6.59]$$

$$M_E = \sqrt{M_{ZE}^2 + M_{YE}^2} = 0 \text{ Nmm} \quad [3.6.60]$$

Η στρεπτική ροπή στα σημεία 4 και 1 είναι:

$$M_{t4} = \frac{F_{t4} \cdot d_{T2}}{2} = \frac{(2389 \text{ N}) \cdot (252 \text{ mm})}{2} = 301014 \text{ Nmm} \quad [3.6.61]$$

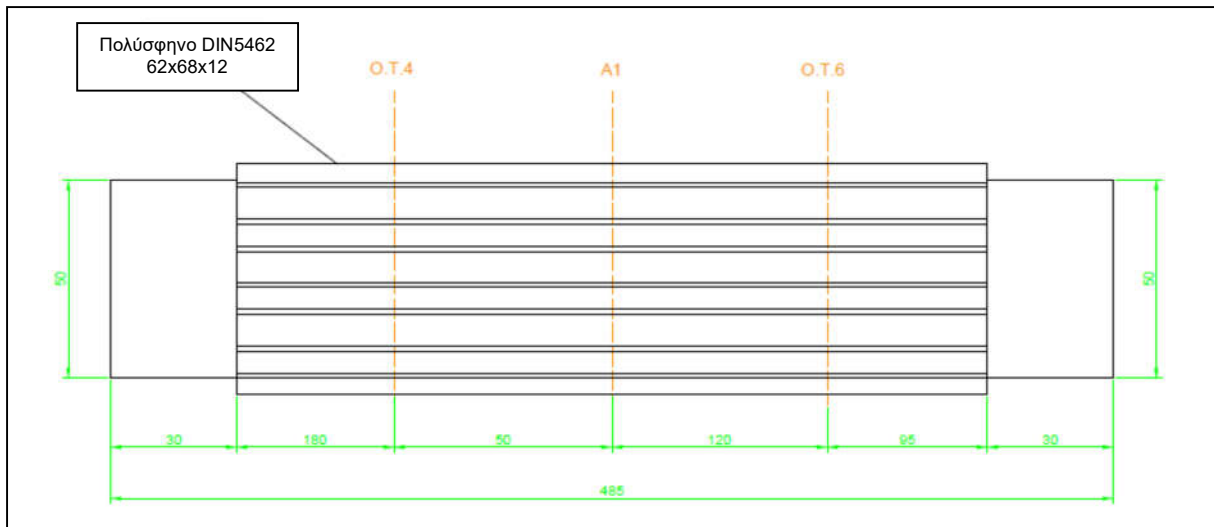
$$M_{t1} = M_{t4} = 301014 \text{ Nmm} \quad [3.6.62]$$

Στον Πίνακα 9 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών για την άτρακτο IV.

Πίνακας 9: Αποτελέσματα υπολογισμών ατράκτου IV.

ΔΙΑΤΟΜΗ	Δ	4	A1	E
Καμπτική ροπή M_b [Nmm]	0	844161	991805	0
Στρεπτική ροπή T [Nmm]	0	301014	301014	0
Συντελεστής Bach α_0	0,82	0,82	0,82	0,82
Ισοδύναμη ροπή M_V [Nmm]	0	870805	1014579	0
Είδος εγκοπής	συναρμογή με πίεση	φρεζαριστή σφηναύλακα	φρεζαριστή σφηναύλακα	συναρμογή με πίεση
Συντελεστής μορφής β_{kb}	1,7	2	2	1,7
Επιτρεπόμενη ορθή τάση $\sigma_{επ}$ [N/mm ²]	63	63	63	63
Συντελεστής ποιότητας επιφανείας β_s	0,9	0,9	0,9	0,9
Προεπιλογή συντελεστή μεγέθους β_0	1	1	1	1
Προσωρινή διάμετρος d [mm]	0,0	68,0	71,5	0,0
Συντελεστής μεγέθους β_0	0	0,96	0,95	0
Διάμετρος d [mm]		68,9	72,7	
Τελική τιμή διαμέτρου ατράκτου d_{sh} [mm]	50	68	68	50
Τύπος σφήνας: πολύσφηνο κατά DIN 5462				
(d ₁ x d ₂ x t) [mm] (d ₁ : εσωτερική διάμετρος, d ₂ : εξωτερική διάμετρος, b: πλάτος εγκοπής)				
Διάμετρος ατράκτου στη σφηναύλακα [mm]		62x68x12	62x68x12	
Ορθή τάση λόγω κάμψης σ_b [N/mm ²]	0,0	35,4	41,6	0,0
Διατμητική τάση λόγω στρέψης τ_i [N/mm ²]	0,0	6,3	6,3	0,0
Διατμητική τάση λόγω διάτμησης τ [N/mm ²]	2,4	1,2	1,2	2,2
Επιτρεπόμενη διατμητική τάση $\tau_{επ}$ [N/mm ²]	32,0	32,0	32,0	32,0
Ισοδύναμη τάση σ_V [N/mm ²]	0,0	36,5	42,6	0,0

Η τελική μορφή της ατράκτου με τις αντίστοιχες διαβαθμίσεις παρουσιάζεται στο Σχήμα 41.



Σχήμα 41: Σχέδιο ατράκτου IV.

3.6.6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΤΡΑΚΤΟΥ V

Η άτρακτος θα υπολογιστεί για τη δυσμενέστερη περίπτωση λειτουργίας, η οποία είναι όταν εμπλέκονται οι τροχοί 3-4. Η άτρακτος είναι συμπαγής και είναι κατασκευασμένη από χάλυβα St60. Επιπλέον, υπάρχει και ένας αλυσοτροχός (A2) τοποθετημένος με σφήνα και δύο έδρανα Η και Θ τοποθετημένα κοντά στον αλυσοτροχό. Το έδρανο Η θεωρείται άρθρωση και το έδρανο Θ κύλιση. Οι ελαστικοί τροχοί εδράζονται στα σημεία Κ και Λ, στα άκρα της ατράκτου με σφήνες. Το απαιτούμενο μήκος της ατράκτου είναι 820mm.

Η δύναμη στον αλυσοτροχό είναι: $F_{ολ}=7762\text{N}$

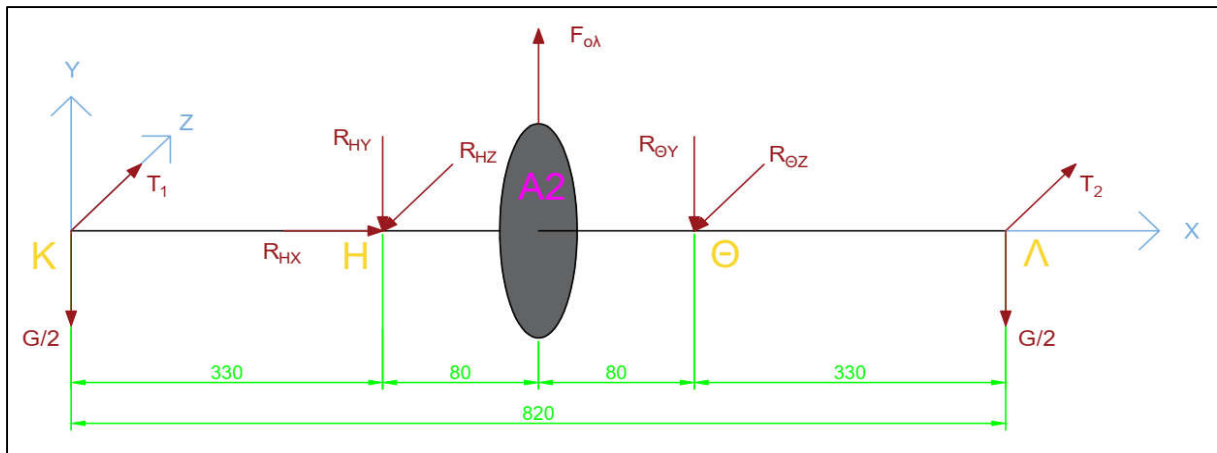
Διαστάσεις αλυσοτροχού: διάμετρος: $d_{w2}=304\text{ mm}$ και πλάτος: $b_{w2}=50\text{mm}$

Διαστάσεις τροχών κίνησης: διάμετρος $D=600\text{mm}$

Το συνολικό βάρος του μηχανήματος το οποίο και φορτίζει την άτρακτο V, λαμβάνεται $80\text{kg}=800\text{N}$ (σύμφωνα με προδιαγραφές παρόμοιων μηχανημάτων του εμπορίου). Για τις κρουστικές φορτίσεις το βάρος αυτό αυξάνεται επί 3, συνεπώς το βάρος του μηχανήματος θεωρείται: $G = 2400\text{ N}$. Το βάρος θεωρείται ότι μοιράζεται ισομερώς στους δύο ελαστικούς τροχούς.

Λόγω της συμμετρίας της διάταξης θεωρείται ότι η κάθετη δύναμη που εφαρμόζεται σε κάθε τροχό είναι: $N_1=N_2=G/2=(2400\text{N})/2=1200\text{N}$. Λαμβάνοντας συντελεστή τριβής μεταξύ ελαστικών και εδάφους $\mu_s = 0,9$ η δύναμη τριβής των τροχών στο έδαφος είναι: $T_1 = \mu_s * N_1 = 0,9 * 1200\text{N} = 1080 = T_2$.

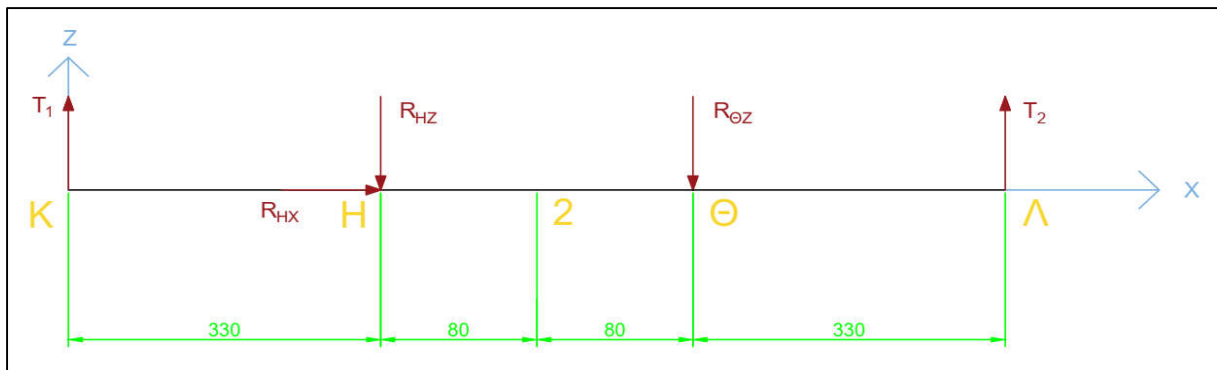
Η σχηματική παράσταση της ατράκτου V φαίνεται στο Σχήμα 42.



Σχήμα 42: Απεικόνιση δυνάμεων στην άτρακτο V.

- Υπολογισμός αντιδράσεων στα έδρανα

Οριζόντιο επίπεδο (x-z)



Σχήμα 43: Απεικόνιση δυνάμεων απράκτου V στο οριζόντιο επίπεδο.

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow R_{HX} = 0 \quad [3.6.64]$$

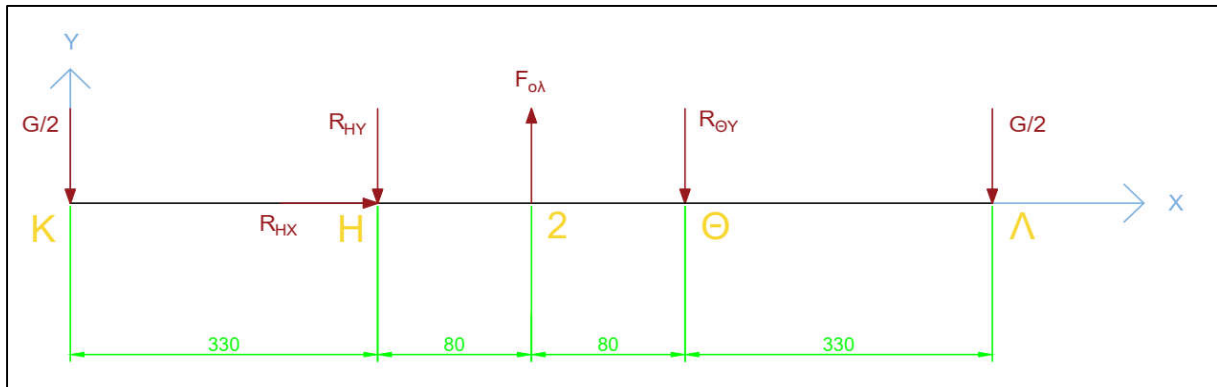
$$\begin{aligned} \Sigma M_{ZH} = 0 &\Rightarrow T_1 \cdot 330\text{mm} + R_{\theta Z} \cdot 160\text{mm} - T_2 \cdot 490\text{mm} = 0 \Rightarrow \\ R_{\theta Z} &= \frac{-T_1 \cdot 330\text{mm} + T_2 \cdot 490\text{mm}}{160\text{mm}} = \frac{-1080\text{N} \cdot 330\text{mm} + 1080\text{N} \cdot 490\text{mm}}{160\text{mm}} \\ &\Rightarrow R_{\theta Z} = 1080\text{N} \end{aligned} \quad [3.6.65]$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_z = 0 &\Rightarrow T_1 - R_{HZ} - R_{\theta Z} + T_2 = 0 \Rightarrow R_{HZ} = T_1 - R_{\theta Z} + T_2 = \\ &= 1080\text{N} - 1080\text{N} + 1080\text{N} \Rightarrow R_{HZ} = 1080\text{N} \end{aligned} \quad [3.6.66]$$

Ελεγχος:

$$\Sigma M_{Z2} = T_1 \cdot 410\text{mm} - R_{HZ} \cdot 80\text{mm} + R_{\theta Z} \cdot 80\text{mm} - T_2 \cdot 410\text{mm} = 0 \quad [3.6.67]$$

Κάθετο επίπεδο (x-y)



Σχήμα 44: Απεικόνιση δυνάμεων ατράκτου V στο κάθετο επίπεδο.

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow R_{HX} = 0 \quad [3.6.68]$$

$$\Sigma M_{YH} = 0 \Rightarrow -\left(\frac{G}{2}\right) \cdot 330\text{mm} - F_{ολ} \cdot 80\text{mm} + R_{\Theta Y} \cdot 160\text{mm} + \left(\frac{G}{2}\right) \cdot 490\text{mm} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{\Theta Y} = \frac{\left(\frac{G}{2}\right) \cdot 330\text{mm} + F_{ολ} \cdot 80\text{mm} - \left(\frac{G}{2}\right) \cdot 490\text{mm}}{160\text{mm}}$$

$$= \frac{1200\text{N} \cdot 330\text{mm} + 7762\text{N} \cdot 80\text{mm} - 1200\text{N} \cdot 490\text{mm}}{160\text{mm}}$$

$$\Rightarrow R_{\Theta Y} = 2681\text{ N} \quad [3.6.69]$$

$$\Sigma F_Y = 0 \Rightarrow -\left(\frac{G}{2}\right) - R_{HY} + F_{ολ} - R_{\Theta Y} - \left(\frac{G}{2}\right) = 0 \Rightarrow$$

$$R_{HY} = -\left(\frac{G}{2}\right) + F_{ολ} - R_{\Theta Y} - \left(\frac{G}{2}\right) = -1200\text{N} + 7762\text{N} - 2681\text{N} - 1200\text{N}$$

$$\Rightarrow R_{HY} = 2681\text{ N} \quad [3.6.70]$$

Έλεγχος:

$$\Sigma M_{Y2} = -\left(\frac{G}{2}\right) \cdot 410\text{mm} - R_{HY} \cdot 80\text{mm} + R_{\Theta Y} \cdot 80\text{mm} + \left(\frac{G}{2}\right) \cdot 410\text{mm} = 0 \quad [3.6.71]$$

- Διαγράμματα φόρτισης της ατράκτου

Υπολογίζουμε τις τέμνουσες δυνάμεις Q και τις καμπτικές ροπές M στα διάφορα σημεία της ατράκτου και σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τους.

Οριζόντιο επίπεδο (x-z)

Τέμνουσες Δυνάμεις Q_Y

$$Q_K = T_1 = 1080\text{N}$$

$$Q_H = Q_K - R_{HZ} = 1080\text{N} - 1080\text{N} = 0$$

$$Q_2 = Q_H = 0$$

$$Q_\theta = Q_2 - R_{\theta Z} = 0 - 1080\text{N} = -1080\text{N}$$

$$Q_\Lambda = Q_\theta = -1080\text{N}$$

Καμπτικές ροπές M_z

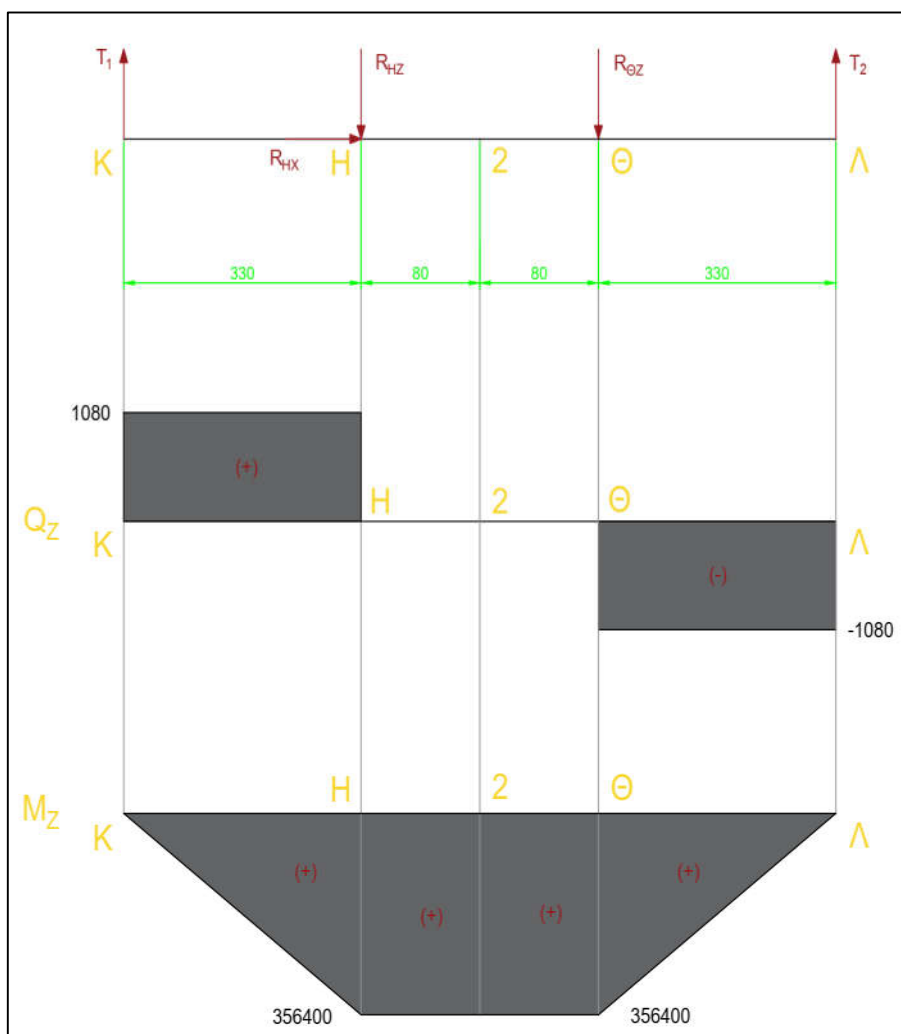
$$M_{ZK} = 0$$

$$M_{ZH} = -T_1 \cdot 330\text{mm} = -(1200\text{N}) \cdot 330\text{mm} = 356400\text{Nmm}$$

$$M_{Z2} = T_1 \cdot 410\text{mm} - R_{HZ} \cdot 80\text{mm} = 1080\text{N} \cdot 410\text{mm} - 1080\text{N} \cdot 80\text{mm} = 356400\text{Nmm}$$

$$M_{Z\theta} = T_1 \cdot 490\text{mm} - R_{HZ} \cdot 160\text{mm} = 1080\text{N} \cdot 490\text{mm} - 1080\text{N} \cdot 160\text{mm} = 356400\text{Nmm}$$

$$M_{Z\Lambda} = 0$$



Σχήμα 45: Διαγράμματα Q , M ατράκτου V στο οριζόντιο επίπεδο.

Κάθετο επίπεδο ($x-y$)

Τέμνουσες Δυνάμεις Q_y

$$\begin{aligned}
Q_K &= -\left(\frac{G}{2}\right) = -1200N \\
Q_H &= Q_K - R_{HY} = -1200N - 2681N = -3881N \\
Q_2 &= Q_H + F_{o\lambda} = -3881N + 7762N = 3881N \\
Q_\Theta &= Q_2 - R_{\Theta Y} = 3881N - 2681N = 1200N \\
Q_\Lambda &= Q_\Theta = 1200N
\end{aligned}$$

Καμπτικές ροπές M_Y

$$\begin{aligned}
M_{YK} &= 0 \\
M_{YH} &= -\left(\frac{G}{2}\right) \cdot 330mm = -(1200N) \cdot 330mm = -396000Nmm \\
M_{Y2} &= -\left(\frac{G}{2}\right) \cdot 410mm - R_{HY} \cdot 80mm = -(1200N) \cdot 410mm - (2681N) \cdot 80mm \\
&= -706480Nmm \\
M_{Y\Theta} &= -\left(\frac{G}{2}\right) \cdot 490mm - R_{HY} \cdot 160mm + F_{o\lambda} \cdot 80mm \\
&= -(1200N) \cdot 490mm - (2681N) \cdot 160mm + 7762N \cdot 80mm = -396000Nmm \\
M_{Y\Lambda} &= 0
\end{aligned}$$

Η στρεπτική ροπή στην άτρακτο είναι:

$$M_t = F_{o\lambda} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 7762N \cdot \frac{304mm}{2} \Rightarrow M_t = 1179824Nmm \quad [3.6.72]$$

Οι συνισταμένες τέμνουσες δυνάμεις είναι:

$$Q_K = \sqrt{Q_{ZK}^2 + Q_{YK}^2} = \sqrt{(1080N)^2 + (-1200N)^2} = 1614,4N \quad [3.6.73]$$

$$Q_H = \sqrt{Q_{ZH}^2 + Q_{YH}^2} = \sqrt{(0)^2 + (-3881N)^2} = 3881N \quad [3.6.74]$$

$$Q_2 = \sqrt{Q_{Z2}^2 + Q_{Y2}^2} = \sqrt{(0)^2 + (3881N)^2} = 3881N \quad [3.6.78]$$

$$Q_\Theta = \sqrt{Q_{Z\Theta}^2 + Q_{Y\Theta}^2} = \sqrt{(-1080N)^2 + (1200N)^2} = 1614,4N \quad [3.6.79]$$

$$Q_\Lambda = \sqrt{Q_{Z\Lambda}^2 + Q_{Y\Lambda}^2} = \sqrt{(-1080N)^2 + (1200N)^2} = 1614,4N \quad [3.6.80]$$

Οι συνισταμένες καμπτικές ροπές είναι:

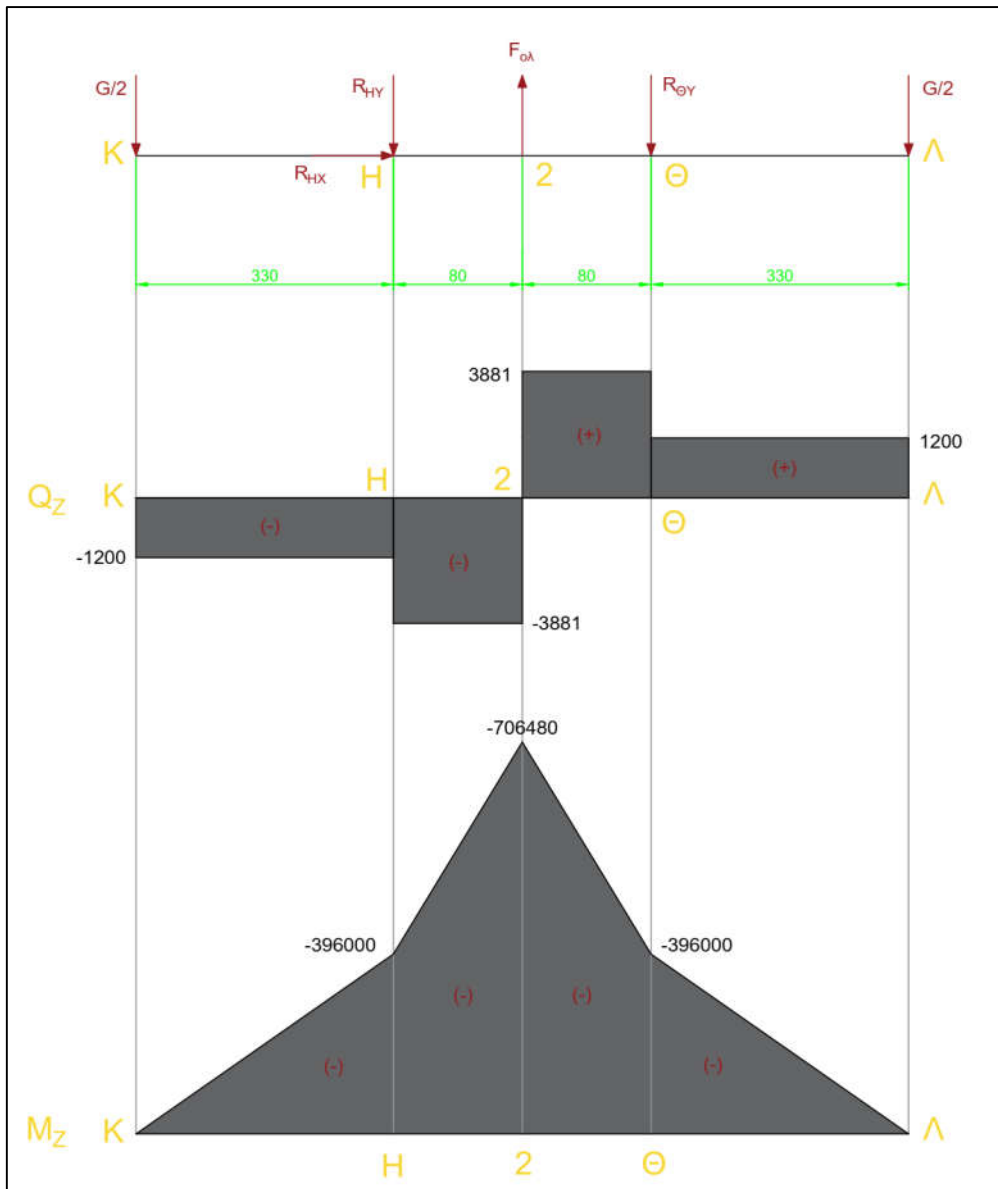
$$M_K = \sqrt{M_{ZK}^2 + M_{YK}^2} = 0 Nmm \quad [3.6.81]$$

$$M_H = \sqrt{M_{ZH}^2 + M_{YH}^2} = \sqrt{(356400Nmm)^2 + (-396000)^2} = 532764 Nmm \quad [3.6.82]$$

$$M_2 = \sqrt{M_{Z2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{(356400Nmm)^2 + (-706480)^2} = 791287 Nmm \quad [3.6.83]$$

$$M_\Theta = \sqrt{M_{Z\Theta}^2 + M_{Y\Theta}^2} = \sqrt{(356400Nmm)^2 + (-396000)^2} = 532764 Nmm \quad [3.6.84]$$

$$M_\Lambda = \sqrt{M_{Z\Lambda}^2 + M_{Y\Lambda}^2} = 0 Nmm \quad [3.6.85]$$



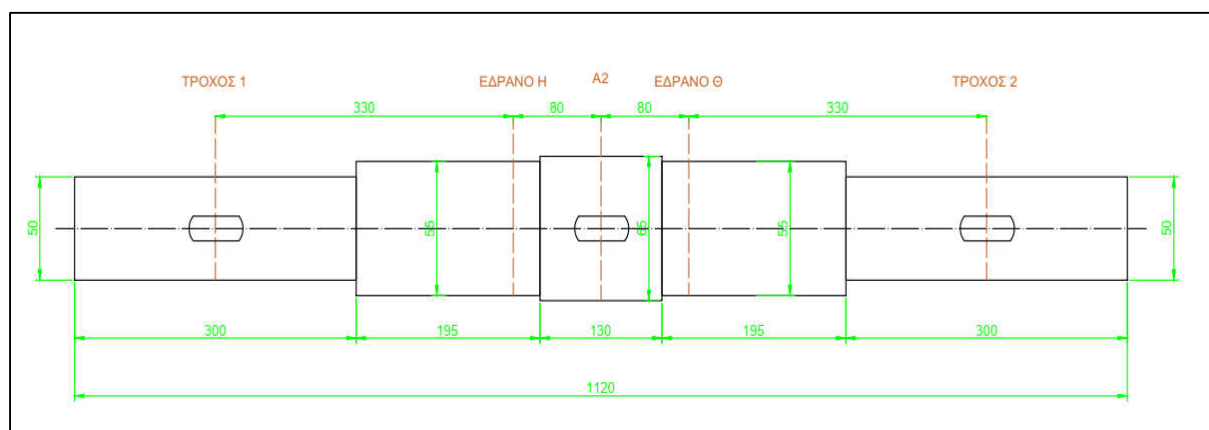
Σχήμα 46: Διαγράμματα Q, M ατράκτου V στο κάθετο επίπεδο.

V. Στον Πίνακα 10 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών για την άτρακτο

Πίνακας 10: Αποτελέσματα υπολογισμών ατράκτου V

ΔΙΑΤΟΜΗ	Κ	Η	2	Θ	Λ
Καμπτική ροπή M_b [Nmm]	0	532764	791287	532764	0
Στρεπτική ροπή T [Nmm]	589912	589912	589912	589912	589912
Συντελεστής Bach α_0	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
Ισοδύναμη ροπή M_v [Nmm]	424737	681350	898074	681350	424737
Είδος εγκοπής	φρεζαριστή σφηναύλακα	συναρμογή με πίεση	φρεζαριστή σφηναύλακα	συναρμογή με πίεση	φρεζαριστή σφηναύλακα
Συντελεστής μορφής β_{kb}	2	1,7	2	1,7	2
Επιτρεπόμενη ορθή τάση $\sigma_{επ}$ [N/mm ²]	63	63	63	63	63
Συντελεστής ποιότητας επιφανείας β_s	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Προεπιλογή συντελεστή μεγέθους β_0	1	1	1	1	1
Προσωρινή διάμετρος d [mm]	53,5	59,3	68,7	59,3	53,5
Συντελεστής μεγέθους β_0	1,01	0,99	0,97	0,99	1,01
Διάμετρος d [mm]	53,3	59,5	69,4	59,5	53,3
Τελική τιμή διαμέτρου ατράκτου d_{sh} [mm]	50	55	65	55	50
Τύπος σφήνας: ολισθαίνουσα (b x h x t) [mm] (b: πλάτος σφήνας, h: ύψος σφήνας, t: βάθος σφηναύλακα)	16x10x6,2		16x10x6,2		20x12x7,4
Διάμετρος ατράκτου στη σφηναύλακα [mm]	43,8		57,6		43,8
Ορθή τάση λόγω κάμψης σ_b [N/mm ²]	0,0	32,0	41,4	32,0	0,0
Διατμητική τάση λόγω στρέψης τ_t [N/mm ²]	23,6	17,7	15,4	17,7	23,6
Διατμητική τάση λόγω διάτμησης τ [N/mm ²]	0,8	1,6	1,5	0,7	0,8
Επιτρεπόμενη διατμητική τάση $\tau_{επ}$ [N/mm ²]	32,0	32,0	32,0	32,0	44,0
Ισοδύναμη τάση σ_v [N/mm ²]	34,0	41,0	47,0	41,0	34,0

Η τελική μορφή της ατράκτου με τις αντίστοιχες διαβαθμίσεις παρουσιάζεται στο Σχήμα 47.



Σχήμα 47: Σχέδιο ατράκτου V.

3.7. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ

3.7.1. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ

Στο κεφάλαιο αυτό θα υπολογιστούν τα έδρανα στήριξης των ατράκτων του κιβωτίου ταχυτήτων. Θα χρησιμοποιηθούν έδρανα κύλισης. Για κάθε έδρανο προσδιορίζεται ο τύπος του σύμφωνα με την ισχύουσα τυποποίηση. Η διαδικασία υπολογισμού περιλαμβάνει τα εξής βήματα:

1. Αρχικά, καθορίζουμε την αξονική φόρτιση F_a [KN] και την ακτινική φόρτιση F_r [KN] του εδράνου ως εξής:
 - ✓ $F_a = R_x$ (η αξονική αντίδραση στήριξης) σε [KN]. και
 - ✓ $F_r = Q$ (η συνισταμένη τέμνουσα δύναμη όπως υπολογίστηκε κατά τον υπολογισμό των ατράκτων) σε [KN].

2. Με βάση τη διάμετρο της ατράκτου, η οποία αντιστοιχεί στην εσωτερική διάμετρο του εδράνου, επιλέγεται σφαιρικό έδρανο από τον Πίνακα 19 (Παράρτημα Α) και καθορίζεται η εσωτερική διάμετρο d [mm], η εξωτερική διάμετρο D [mm], το δυναμικό φορτίο C [KN] και το στατικό φορτίο C_o [KN] του εδράνου.

3. Προσδιορίζεται ο συντελεστής f_o , και υπολογίζεται ο λόγος:

$$f_o \cdot \frac{F_a}{C_o} \quad [3.7.1]$$

και στην συνέχεια καθορίζεται το μέγεθος e από τον Πίνακα 19 (Παράρτημα Α).

4. Με βάση το λόγο F_a/F_r από τον Πίνακα 19 (Παράρτημα Α) προσδιορίζονται οι συντελεστές X και Y και υπολογίζεται το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο P από τη σχέση:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [3.7.2]$$

5. Από τον Πίνακα 20 (Παράρτημα Α) προσδιορίζεται η διάρκεια ζωής του εδράνου L_h [h] για αγροτικό μηχάνημα και με βάση την τιμή αυτή και τις στροφές του εδράνου από τον Πίνακα 31 (Παράρτημα Α) προσδιορίζεται ο λόγος φόρτισης C/P .

6. Κατόπιν υπολογίζεται το δυναμικό φορτίο C [KN] και συγκρίνεται με το δυναμικό φορτίο του επιλεγμένου εδράνου. Αν είναι μικρότερο, τότε η επιλογή του εδράνου είναι σωστή. Αν είναι μεγαλύτερο θα πρέπει να επιλεγεί έδρανο με μεγαλύτερο δυναμικό φορτίο.

3.7.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ

- Υπολογισμός του εδράνου κύλισης V

Διάμετρος άξονα (εσωτερική διάμετρος εδράνου): $d = 25\text{mm}$.

Αξονική φόρτιση εδράνου: $F_a = R_{MX} = 0$

Ακτινική φόρτιση εδράνου:

$$F_R = \sqrt{R_{VZ}^2 + R_{VY}^2} = \sqrt{(1314)^2 + (-198,5)^2} = 1329\text{N} = 1,33\text{kN}$$

Από τον Πίνακα 19 (Παράρτημα Α) επιλέγεται έδρανο 6005 με εξωτερική διάμετρο $D=47\text{mm}$, δυναμικό φορτίο $C=10\text{ kN}$ και στατικό φορτίο $C_o=5,85\text{kN}$.

Η μέση διάμετρος είναι:

$$\frac{D + d}{2} = \frac{47\text{mm} + 25\text{mm}}{2} = 36\text{mm}$$

Από τον Πίνακα 19 (Παράρτημα Α) προσδιορίζουμε το λόγο $f_o=13,5$.

Υπολογίζεται το λόγο:

$$f_o \cdot \frac{F_a}{C_o} = 13,5 \cdot \frac{0}{5,85\text{kN}} = 0$$

Από τον Πίνακα 19 (Παράρτημα Α) καθορίζεται το μέγεθος $e = 0,22$.

Με βάση το λόγο $F_a/F_r=0 < e = 0,22$ από τον Πίνακα 19 (Παράρτημα Α) προσδιορίζονται συντελεστές: $X=1$ και $Y=0$.

Υπολογίζεται το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο P από τη σχέση:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot (1,33\text{kN}) + 0 = 1,33\text{kN}$$

Από τον Πίνακα 20 (Παράρτημα Α) προσδιορίζεται τη διάρκεια ζωής του εδράνου για αγροτικό μηχάνημα: $L_h= 5000\text{ h}$. Με βάση την τιμή αυτή και της στροφές του εδράνου $n = 1500\text{ rpm}$, από τον Πίνακα 21 (Παράρτημα Α) με γραμμική παρεμβολή μεταξύ των τιμών $n = 1250\text{ rpm}$ και $n = 1600\text{ rpm}$ προσδιορίζεται το λόγο φόρτισης:

$$\frac{C}{P} = 7,78$$

Υπολογίζεται το δυναμικό φορτίο:

$$C = 7,78 \cdot P = 7,78 \cdot 1,33kN = 10,34kN$$

το οποίο είναι μεγαλύτερο από το δυναμικό φορτίο του επιλεγμένου εδράνου **C=10KN**, συνεπώς το έδρανο αυτό δεν είναι κατάλληλο. Επιλέγουμε το έδρανο 6205 και ελέγχουμε:

$C=14,3KN > 10,34KN$, συνεπώς η τελική επιλογή είναι το έδρανο **6205**.

Εργαζόμενοι ομοίως, υπολογίζονται όλα τα έδρανα της διάταξης. Στον Πίνακα 11 φαίνονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών για όλα τα έδρανα κύλισης του μηχανήματος.

Πίνακας 11: Αποτελέσματα υπολογισμών εδράνων.

Έδρανο	V	A	B	Γ	Δ	E	H	Θ
Διάμετρος ατράκτου d [mm]	25	20	25	35	50	50	55	55
Αξονική φόρτιση Fa [kN]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ακτινική φόρτιση Fr [kN]	1,33	0,79	0,81	1,24	4,69	4,28	2,89	2,89
Τύπος εδράνου –προεπιλογή	6005	6004	6205	6005	6008	6008	6011	6011
Εσωτερική διάμετρος d [mm]	25,0	20,0	25,0	35,0	50,0	50,0	55,0	55,0
Εξωτερική διάμετρος D [mm]	47	42	42,0	47	68	68	90	90
Δυναμικό φορτίο C [kN]	10	9,3	9,3	10	17	17	19,3	19,3
Στατικό φορτίο Co [kN]	5,85	5	5,0	5,85	11,8	11,8	16,3	16,3
$\frac{D + d}{2}$	36	31	33,5	41	59	59	72,5	72,5
Συντελεστής fo	13,5	13,5	15,4	15,4	15,8	15,8	15,6	15,6
$f_o \cdot \frac{F_a}{C_o} =$	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Μέγεθος e	0,23	0,22	0,23	0,23	0,22	0,22	0,22	0,22
Λόγος Fa/Fr	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Συντελεστής X	1	1	1	1	1	1	1	1
Συντελεστής Y	0	0	0	0	0	0	0	0
Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο P[kN]	1,33	0,79	0,81	1,24	4,69	4,28	2,89	2,89
Διάρκεια ζωής εδράνου Lh [h]	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000
Στροφές εδράνου [rpm]	1500	1500	750	750	180	180	80	80
Λόγος φόρτισης (C/P)	7,78	7,78	6,5	6,5	3,8	3,8	2,9	2,9
Δυναμικό φορτίο C[Kn]	10,34	6,15	5,20	8,01	17,68	16,12	8,35	8,35
Τύπος εδράνου – τελική επιλογή	6205	6004	6205	6005	6008	6008	6011	6011

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Ο σχεδιασμός ενός κινητήριου συστήματος αποτελεί μια δύσκολη αλλά εξαιρετικά ενδιαφέρουσα διαδικασία, η οποία περιλαμβάνει πολλές συνιστώσες που επηρεάζουν και τελικά συνθέτουν το τελικό αποτέλεσμα. Ένα τελικό αποτέλεσμα που θα πρέπει πρωτίστως να επιτυγχάνει το στόχο που ορίζεται από τα ζητούμενα αλλά και να λαμβάνει υπόψη του διαφορετικές παραμέτρους που οδηγούν στη βέλτιστη λύση. Τέτοιες παράμετροι είναι το κόστος των υλικών, οι διαστάσεις και το βάρος της κατασκευής, η δυνατότητα εύκολης πρόσβασης για επισκευή και συντήρηση, η διάρκεια ζωής, οι κατασκευαστικοί περιορισμοί κ.ά.

Τα παρόν κινητήριο σύστημα αποτελείται από δύο διαφορετικά είδη μετάδοσης της κίνησης, που το καθένα έχει τα δικά του χαρακτηριστικά αλλά όχι ξεχωριστά μεταξύ τους, καθώς οποιαδήποτε μεταβολή σε κάποιο μέγεθος του ενός επηρεάζει το άλλο. Για παράδειγμα μία αλλαγή στη διάμετρο μιας τροχαλίας θα προκαλέσει μεταβολή στις στροφές του άξονα εξόδου, η οποία θα πρέπει να ισοσκελιστεί με τη μεταβολή κάποιου άλλου μεγέθους στο σύστημα της ιμαντοκίνησης ή των οδοντωτών τροχών.

Αρχικά, λοιπόν, γίνονται κάποιες θεωρήσεις-παραδοχές για τον αρχικό υπολογισμό των στοιχείων του συστήματος που οδηγούν σε μια προσωρινή λύση. Η λύση αυτή ελέγχεται αν ικανοποιεί τις απαιτήσεις της μελέτης και αναλόγως αξιολογείται. Πολλές φορές κατά τη διάρκεια της διαδικασίας χρειάστηκε να γυρίσουμε πίσω και να αλλάξουμε κάποια μεγέθη, ώστε να επιτευχθεί το επιθυμητό αποτέλεσμα ή να ικανοποιηθούν οι έλεγχοι αντοχής. Ενδεικτικά αναφέρουμε το μέγεθος των οδοντωτών τροχών, οι οποίοι κατά την αρχική εκτίμηση σχεδιάστηκαν με μικρότερο module αλλά η τελική επιλογή ήταν μεγαλύτερες τιμές λόγω αστοχίας σε αντοχή ή επιφανειακή πίεση.

Συμπερασματικά, ο σχεδιασμός ενός πολυδιάστατου συστήματος θα πρέπει να γίνεται σε διακριτά βήματα, υπολογίζοντας αρχικά τα βασικά χαρακτηριστικά για κάθε υποσύστημα, να ακολουθεί η αξιολόγηση της επιλογής και η αναθεώρηση των αποτελεσμάτων όπου απαιτείται και τελικά η επιλογή της οριστικής λύσης που θα ικανοποιεί το ζητούμενο.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- Ανδρικήκης Ραφαήλ, 2011, Κατασκευή βοηθημάτων για το μάθημα στοιχεία μηχανών ΙΙ, Ανώτατο Τεχνολογικό Ίδρυμα Κρήτης, Ηράκλειο.
- Βικελίδης Κ., 2017, Χρονισμός Εμβολοφόρων Κινητήρων, Σημειώσεις Μαθήματος, Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό ίδρυμα Στερεάς Ελλάδα, Χαλκίδα.
- Γιαννόπουλος Α., 2011, Στοιχεία μηχανών Ι, Εκδόσεις ΙΩΝ, Πάτρα
- Γκλώτσος Δ., 2018, Σημειώσεις μαθήματος σχεδιασμός και κατασκευή ηλεκτρομηχανολογικών συστημάτων ΙΙ: Στοιχεία κατασκευών ΙΙ, Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Αθήνα, Αθήνα.
- Decker K.H., 2000, Maschinenelemente –Gastaltung and Berechnung, Carl Hanser Verlag München Wien 1985.
- Ζαφειρόπουλος Κ., 2017, Ιμαντοκίνηση (Τροχαλίες – Ιμάντες), <https://docplayer.gr/46150950-Imantokinisi-trohalies-imantes.html>
- Ιακωβάκης Β., 2008, Διδακτικές σημειώσεις του μαθήματος Στοιχεία Μηχανών, ΤΕΙ Λάρισας, Τμήμα Μηχανολόγων
- Καρβέλης Ι., Μλαντούκας Α., Ντασκαγιάνη Α., 1999, Στοιχεία Μηχανών – Σχέδιο, Επαγγελματικό Λύκειο (ΕΠΑ.Λ), Οργανισμός Εκδόσεων Διδακτικών Βιβλίων, Ινστιτούτο Τεχνολογίας Υπολογιστών & Εκδόσεων «Διόφαντος», Αθήνα
- Καλαϊτζής Α., 2010, Ο γεωργικός ελκυστήρας και ο βαθμός εκμηχάνισης στη γεωργία στο Νομό Ρεθύμνου κατά τα έτη 1989 – 2009, Ανώτατο Τεχνολογικό Ίδρυμα Κρήτης, Ηράκλειο.
- Καμινάρη Ε. και Κωσταντινέα Α., 2016, Τα γεωργικά μηχανήματα ως ένα από τα βασικότερα κριτήρια ανάπτυξης της αγροτικής οικονομίας, Ανώτατο Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Δυτικής Ελλάδας, Πάτρα
- Κοσμοπούλου Ε., 2019, Είδη οδοντώσεων, <https://slideplayer.gr/slide/12111000/>
- Μελισσαροπούλου Β., 2015, Μελέτη συμπεριφοράς εδράνων κύλισης με τη μέθοδο πεπερασμένων στοιχείων, Ανώτατο Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Δυτικής Ελλάδας, Πάτρα
- Νικολάκος Χ., 2016, Μετάδοση Κίνησης, <https://docplayer.gr/7155412-Enotita-8-metadosi-kinisis.html>

Νομοθετικό Πλαίσιο: Υπουργική Απόφαση Οικ.11338/Γ4/2366/2009, ΦΕΚ 1156/Β/15-6-2009, Εγκρίσεις τύπου και κυκλοφορίας των αγροτικών μηχανημάτων, <https://www.e-nomothesia.gr/kat-aytokinita/georgika-mekhanemata/ya-oik-11338-g4-2366-2009.html>

Παπαδόπουλος Χ., 2012, Στοιχεία Μηχανών (2^ηεκδ.), εκδόσεις Τζιόλα:Αθήνα.

Παπαϊωάννου Γεωργακοπούλου Χ., 2015, Γεωργική Μηχανική, Κάλλιπος, [file:///C:/Users/user/Downloads/00_master_document-KOY%20\(5\).pdf](file:///C:/Users/user/Downloads/00_master_document-KOY%20(5).pdf)

Πάπαρης Α., 2011. Κατεργασία κοπής οδοντώσεων, Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Καβάλας, Καβάλα

Πολυζάκης Ι. και Κουκούτος Ν., 2014, Σχεδιομελέτη τριβάθμιου μειωτήρα στροφών με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς, Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Ανατολικής Μακεδονίας και Θράκης, Καβάλα.

Στεργίου Ιωάννης και Στεργίου Κωνσταντίνος, 2002, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ Μετάδοση Κίνησης Οδοντωτοί τροχοί – Ιμάντες – Αλυσίδες, Αθήνα.

Στεργίου Ιωάννης και Στεργίου Κωνσταντίνος, 2003, Στοιχεία Μηχανών Ι Σχεδιασμός – Συναρμογές –Αντοχή –Συγκολλήσεις –Κοχλίες Ελατήρια – Άτρακτοι – Σύνδεσμοι - Έδρανα, Αθήνα

Τριάντης Π., 2009, Δομή και λειτουργία ηλεκτρικού κινητήριου συστήματος χαρτοποιητικής μηχανής με καταγραφή και αποθήκευση κρίσιμων λειτουργικών μεγεθών, Πανεπιστήμιο Πατρών, Πάτρα

Φασίλης Ν., 2019, Αποκλίσεις και σφάλματα οδοντώσεων, Πολυτεχνείο Κρήτης, Χανιά.

Υπουργείο Αγροτικής Ανάπτυξης και Τροφίμων, 2012, Θεωρητική εκπαίδευση, υπψήφια χειριστών αγροτικών μηχανημάτων, Μέρος 1, Τροχονομικά, Αθήνα http://www.minagric.gr/images/stories/docs/agrotis/agrotika_mixanimata/biblio_troxonomikon.pdf

https://ilektroaytomatismoi.blogspot.com/2018/04/blog-post_4.html

https://www.roumeliotis-tools.gr/index.php?route=product/product&product_id=202

<https://www.condellispaul.gr/component/eshop/catalog/item/georgika-mhxanhmata/new-holland/23-trakter/250-tk-4-%2880-100-hp%29&Itemid=>

<https://www.youtruck.gr/>

<https://www.condellispaul.gr>

<https://www.iordanidistools.gr/eshop>

<https://www.fotopoulos-s.gr/platformes-metaforas-karotses/>

https://ilektroytomatismoi.blogspot.com/2018/04/blog-post_4.html

<http://e-learning.ilei.sch.gr/wiki/index.php/>

<https://www.lockhaven.edu/~dsimanek/scenario/crowning.htm>

<https://eclass.upatras.gr/modules/document/file.php/MECH1178/14>

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α

Πίνακας 1: Συντελεστής φόρτισης C για μαντοκινήσεις κατά DIN2218
[Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].

Εργομηχανές	Κινητήριες μηχανές					
	Ομάδα Α			Ομάδα Β		
	Συντελεστής φόρτισης C για ημερήσια λειτουργία σε h					
	έως 10	10... 16	άνω των 16	έως 10	10... 16	άνω των 16
Ελαφρές κινήσεις Κεντρόφυγες αντλίες και συμπιεστές, μεταφορικές ταινίες για ελαφρά υλικά, ανεμοστήρες και αντλίες έως 7,5 KW	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Μέσου μεγέθους κινήσεις Ψαλίδια κοπής ελασμάτων, πρέσες, μεταφορείς με αλυσίδες και ιμάντες για βαριά υλικά, δονητικά κόσκινα, γεννήτριες και διεγερτριες μηχανές, ζυμωτήρια, εργαλειομηχανές (τόρνοι και λειαντικές μηχανές), πλυντήρια, μηχανές εκτύπωσης, ανεμοστήρες και αντλίες άνω των 7,5 KW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Ισχυρές κινήσεις Μηχανές άλεσης, εμβολοφόροι συμπιεστές, μεταφορείς μεγάλων φορτίων (κοχλιομεταφορείς, δισκοειδείς ταινίες, μεταφορείς με κοιβαδάκια), ανεγκιστήρες, πρέσες πλινθιανθράκων, υφαντουργικές μηχανές, μηχανές χαρτοποιίας, εμβολοφόρες αντλίες, αντλίες εκσκαφών, προιονιστήρια, σφυρόμυλοι	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Πολύ ισχυρές κινήσεις Συστήματα άλεσης υψηλής φόρτισης, θραυστήρες πέτρας, στυλβωτικές 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 δακτυλίου, κινητήρες διακλάδωσης συνεχούς ρεύματος, μηχανές εσωτ. καύσης και στρόβιλοι με n άνω των 600 RPM						
Ομάδα Β: Κινητήρες εναλλασσόμενου και τριφασικού ρεύματος με υψηλή ροπή εκκίνησης (άνω του 2 της ονομαστικής ροπής) π.χ. μονοφασικοί κινητήρες με υψηλή ροπή εκκίνησης, κινητήρες σειράς συνεχούς ρεύματος με συνδεσμολογία εν σειρά, μηχανές εσωτ. καύσης και στρόβιλοι με n έως 600 RPM.						

Πίνακας 2: Τυποποιημένες διάμετροι τροχαλιών τραπεζοειδών ιμάντων (DIN 211/17).
(Γιαννόπουλος, 2015)

5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40
-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E
-	-	-	SPZ	SPA	SPB	19	-	SPC	-	-
20										
22										
25										
28	28									
31.5	31.5									
35.5	35.5									
40	40	40								
45	45	45								
50	50	50								
56	56	56								
63	63	63	63							
			67							
71	71	71	71							
			75							
80	80	80	80							
			85							
	90	90	90	90						
				95						
	100	100	100	100						
				106						
	112	112	112	112						
				118						
	125	125	125	125						
				132						
		140	140	140	140					
					150					
		160	160	160	160	160				
					170					
		180	180	180	180	180	180			
					190					
		200	200	200	200	200	200			

Πίνακας 3: Εύρεση της τυποποιημένης εξωτερικής διαμέτρου για στενούς τραπεζοειδείς μάντες. [Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].

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

Πίνακας 4: Τυποποιημένα μήκη L_w στενών τραπεζοειδών μάντων [Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].

Τύπος	SPZ	SPA	SPB	SPC
L_w	630	800	1250	2240
C_4	0,82	0,81	0,82	0,83
L_w	710	900	1400	2500
C_4	0,84	0,83	0,84	0,86
L_w	800	1000	1600	2800
C_4	0,86	0,85	0,86	0,88
L_w	900	1120	1800	3150
C_4	0,88	0,87	0,88	0,90
L_w	1000	1250	2000	3550
C_4	0,90	0,89	0,90	0,92
L_w	1120	1400	2240	4000
C_4	0,93	0,91	0,92	0,94
L_w	1250	1600	2500	4500
C_4	0,94	0,93	0,94	0,96
L_w	1400	1800	2800	5000
C_4	0,96	0,95	0,96	0,98
L_w	1600	2000	3150	5600
C_4	1,00	0,96	0,98	1,00
L_w	1800	2240	3550	6300
C_4	1,01	0,98	1,00	1,02
L_w	2000	2500	4000	7100
C_4	1,02	1,00	1,02	1,04
L_w	2240	2800	4500	8000
C_4	1,05	1,02	1,04	1,06
L_w	2500	3150	5000	9000
C_4	1,07	1,04	1,06	1,08
L_w	2800	3550	5600	10000
C_4	1,09	1,06	1,08	1,10
L_w	3150	4000	6300	11200
C_4	1,11	1,08	1,10	1,12
L_w	3550	4500	7100	12500
C_4	1,13	1,09	1,12	1,14
L_w			8000	
C_4			1,14	
L_w μήκος ενέργειας σε mm				

Πίνακας 5: Συντελεστής τόξου τύλιξης C_1 για τραπεζοειδείς μάντες. (Παπαδόπουλος, 2012).

$\frac{D-d}{a}$	0	0,15	0,35	0,5	0,7	0,85	1	1,15	1,3	1,45
Γωνία επαφής, ϕ	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
Συντελεστής διόρθωσης	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68

Πίνακας 6: Ειδική ισχύς στενών τραπεζοειδών μάντων
[Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].

Τύπος μάντα	d _{w1} mm	P ₀ σε KW μάντα 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
SPA (12,7)	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
	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
SPB (16,3)	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	-	-	-
	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	-	-	-
19 (18,6)	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	-	-	-	-	-	-	-
SPC (22)	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	-	-	-	-	-	-	-
SPC (22)	500	7,46	13,75	21,65	23,82	26,50	29,69	30,57	29,87	22,74	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	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	-	-	-	-	-	-	-
SPC (22)	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	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Πίνακας 7: Υλικά για οδοντωτούς τροχούς με ενδεικτικές τιμές αντοχής.
[Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].

Ομάδα υλικού	Σύμβολο υλικού κατά DIN (παλαιό)	Σκληρότητα του τροχού στην επιφάνεια N/mm ²	Δυναμική αντοχή	
			στον πόδα σε επαναλαμβανόμενο φορτίο σ _{Fe} N/mm ²	σε πίεση επιφανείας σ _{He} N/mm ²
Χυτοσίδηρος με διακοειδή γραφίτη	GG-20	1800 HB	80	300
	GG25	2200 HB	110	360
Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	GGG-40	1800 HB	370	370
	GGG-60	2500 HB	450	490
	GGG-80	3200 HB	500	610
Μαύρος μαλακτός χυτοσίδηρος	GTS-35	1500 HB	330	320
	GTS-65	2200 HB	410	460
Χυτοχάλυβες	GS-52	1600 HB	280	320
	GS-60	1750 HB	320	380
Χάλυβες κατασκευών	St50	1600 HB	320	370
	St60	1900 HB	350	430
	St70	2080 HB	510	460
Βελτιωμένοι χάλυβες	C45	1850 HV10	410	530
	34CrMo4	2700 HV10	520	530
	42CrMo4	3000 HV10	570	600
	34CrNiMo6	3100 HV10	610	630
Βελτιωμένοι χάλυβες, βαμμένοι με φλόγα ή επαγωγικά	C45	4200 HV10	620	710
	16MnCr5	5600 HV10	650	770
	42CrMo4	6100 HV10	680	830
	34Cr4	6500 HV10	900	1350
Βελτιωμένοι χάλυβες εναζωτωμένοι	42CrMo4	5500 HV10	770	1070
	16MnCr5	5500 HV10	810	1100
	31CrMoV9	7800 HV10	840	1230
Χάλυβες επιφανειακής βαφής	16MnCr5	7200 HV10	860	1470
	15CrNi6	7200 HV10	920	1490
	17CrNiMo6	7400 HV10	1000	1510

Πίνακας 8: Συντελεστής λειτουργίας C_B .
 [Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].

Είδος του μηχανήματος (παραδείγματα)	Χαρακτηριστικός τρόπος λειτουργίας	Είδος των κρούσεων	Συντελεστής λειτουργίας C_B
Ηλεκτρικές μηχανές, στρόβιλοι φυσητήρες, μηχανές λείανσης	Ομοιόμορφες περι- στροφικές κινήσεις	Ελαφρές	1,0 ... 1,1
Μηχανές εσωτερικής καύσης, εμβολοφόροι συμπιεστές, μηχανές πλανίσματος, διατρητικές μηχανές	Παλινδρομικές κινήσεις	Μέσες	1,2 ... 1,5
Πρέσες, ψαλίδια κοπής προφίλ, καταρράκτες (πριόνια)	Παλινδρομικές κρουστικές κινήσεις	Ισχυρές	1,6 ... 2,0
Σφύρες, σπαστήρες πέτρας, ορθοστάτες ελαστρών	Κινήσεις με απότομα κτυπήματα	Πολύ ισχυρές	2 ... 3

Πίνακας 9: Τιμές *module* σε mm κατά DIN 780
 [Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].

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

Πίνακας 10: Συντελεστής εφαρμογής K_A .
[Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].

Εργομηχανή	Κινητήρια μηχανή		
	Ομοιόμορφη κίνηση	Ελαφρές κρούσεις	Κρούσεις μέσου μεγέθους
	Ηλεκτροκινήτηρας, ατμοστρόβιλος	Πολυκύλινδρη εμβολοφόρος μηχανή	Μονοκύλινδρη εμβολοφόρος μηχανή
Λειτουργία ομοιόμορφη π.χ. Γεννήτριες, μειωτήρες πρόωσης, μεταφορικές ταινίες, ελαφρά αναβατώρια και βαρούλκα, στροβιλοφυσητήρες και συμπιεστές, αναδευτήρες και αναμικτήρες για υλικά με όμοιομορφη πυκνότητα.	1,0 (1,25)	1,25 (1,5)	1,5 (1,75)
Λειτουργία με μέτριες κρούσεις π.χ. Κύριες μεταδόσεις κίνησης σε εργαλειομηχανές, βαριά αναβατώρια, συστήματα περιστροφής γερανών, ανεμιστήρες ορυχείων, αναδευτήρες και αναμικτήρες για υλικά με ακανόνιστη πυκνότητα, εμβολοφόρες αντλίες με πολλούς κυλίνδρους, αντλίες διανομής.	1,25 (1,5)	1,5 (1,75)	1,75 (2,0)
Λειτουργία με ισχυρές κρούσεις, π.χ. Διατρητικά - διαμορφωτικά μηχανήματα, ψαλίδια, ζυμωτήρια ελαστικού, μηχανές ελάστρων και μεταλλουργείων, εκσκαφείς με πτύο, βαριές κεντρόφυγες, βαριές αντλίες διανομής.	1,75 (2,0)	2,0 (2,25)	2,25 (2,5)

Πίνακας 11: Συντελεστής υλικών Z_M (DIN 39990).
[Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].

Τροχός 1		Τροχός 2		
Υλικό	Μέτρο ελαστικότητας N/mm^2	Υλικό	Μέτρο ελαστικότητας N/mm^2	Z_M $\sqrt{N/mm^2}$
Χάλυβας	206000	Χάλυβας	206000	189,8
		Χυτοχάλυβας	202000	188,9
		Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	173000	181,4
		Χυτός κασιτερούχος ορείχαλκος	103000	155,0
		Κασιτερούχος ορείχαλκος	113000	159,8
		Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	έως 126000 118000	έως 165,4 162,0
		Χυτοχάλυβας	202000	188,0
Χυτοχάλυβας	202000	Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	173000	180,5
		Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	118000	161,4
		Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	173000	173,9
Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	173000	Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	118000	156,6
		Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη	118000	146,0
Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	126000 έως 118000	Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	118000	έως 143,7
Χάλυβας	206000	Σκληρό πλέγμα με $\nu = 0,5$	7850 i.M.	56,4

Πίνακας 12: Συντελεστής συνθηκών περιβάλλοντος. [Πηγή: Ιακωβάκης, 2008].

Συνθήκες Περιβάλλοντος	f_6
Χωρίς σκόνη και άριστη λίπανση	1
Χωρίς σκόνη και επαρκής λίπανση	0,9
Σκόνη και επαρκής λίπανση	0,7
Σκόνη και ελλιπής λίπανση	0,5 για $v \leq 4$ m/s
	0,3 για $v = 4$ m/s έως 7 m/s
Επιβαρυσμένο περιβάλλον και ελλιπής λίπανση	0,3 για $v \leq 4$ m/s
	0,15 για $v = 4$ m/s έως 7 m/s
Επιβαρυσμένο περιβάλλον και εν ξηρώ λειτουργία	0,15 για $v \leq 4$ m/s

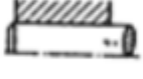
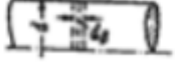
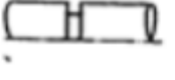
Πίνακας 13: Αλυσίδες κατά DIN 8187. [Πηγή: Ιακωβάκης, 2008].

Τύπος αλυσίδας	Σειρά	ΑΠΛΗ ΑΛΥΣΙΔΑ											ΔΙΠΛΗ ΑΛΥΣΙΔΑ				ΤΡΙΠΛΗ ΑΛΥΣΙΔΑ			
		ρ	b_1 min.	b_2 max.	d_1 max.	e	g_1 max.	k max.	a_1 max.	Όριο θραύσης	Επιφάνεια άρθρωσης	Μάζα	a_2 max.	Όριο θραύσης	Επιφάνεια άρθρωσης	Μάζα	a_3 max.	Όριο θραύσης	Επιφάνεια άρθρωσης	Μάζα
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	N	cm ²	Kg/m	mm	N	cm ²	Kg/m	mm	N	cm ²	Kg/m
03.		5	2,5	4,15	3,2	-	4,1	2,5	7,4	2.000	0,06	0,08	-	-	-	-	-	-	-	-
04.		6	2,8	4,1	4	-	5	2,9	7,4	3.000	0,07	0,12	-	-	-	-	-	-	-	-
05 B.		8	3	4,77	5	5,64	7,11	3,1	8,6	4.800	0,11	0,18	14,3	8.000	0,22	0,36	19,9	11.400	0,33	0,54
06 B.		9,525	5,72	8,53	6,35	10,24	8,26	3,3	13,5	9.100	0,28	0,41	23,8	17.300	0,55	0,78	34	25.400	0,83	1,18
08 B.		12,7	7,75	11,3	8,51	13,92	11,81	3,9	17	18.200	0,5	0,7	1	31.800	1	1,35	44,9	45.400	1,5	2
10 B.		15,875	9,65	13,28	10,16	16,59	14,73	4,1	19,6	22.700	0,67	0,95	36,2	45.400	1,34	1,85	52,8	68.100	2,02	2,8
12 B.		19,05	11,68	15,62	12,07	19,46	16,13	4,6	22,7	29.500	0,89	1,25	42,2	59.000	1,78	2,5	61,7	88.500	2,68	3,8
16 B.		25,4	17,02	25,45	15,88	31,88	21,08	5,4	36,1	58.000	2,1	2,7	68	110.000	4,21	5,4	99,9	165.000	6,32	8
20 B.		31,75	19,56	29,01	19,05	36,45	26,42	6,1	43,2	95.000	2,95	3,6	79,7	180.000	5,91	7,2	116,1	270.000	8,86	11
24 B.		38,1	25,4	37,92	25,4	48,36	33,4	6,6	53,4	170.000	5,54	6,7	101,8	324.000	11,09	13,5	150,2	484.000	16,64	21
28 B.		44,45	30,99	46,58	27,94	59,56	37,08	7,4	65,1	200.000	7,4	8,3	124,7	381.000	14,81	16,6	184,3	571.000	22,21	25
32 B.		50,8	30,99	45,57	29,21	58,55	42,29	7,9	67,4	260.000	8,11	10,5	126	495.000	16,23	21	184,5	743.000	24,34	32
40 B.		63,5	38,1	55,75	39,37	72,29	52,96	10,2	82,6	360.000	12,76	16	154,9	680.000	25,52	32	227,2	1.000.000	38,28	48
48 B.		76,2	45,72	70,56	48,26	91,21	63,88	10,5	99,1	560.000	20,63	25	190,4	1.000.000	41,26	50	281,6	1.600.000	61,89	75
56 B.		88,9	53,34	81,33	53,98	106,6	77,85	11,7	114,6	850.000	27,91	35	221,2	1.600.000	55,62	70	330	2.350.000	83,73	105
64 B.		101,6	60,96	92,02	63,5	119,98	90,17	13	130,9	1.100.000	36,25	60	250,8	2.100.000	72,5	120	370,7	3.100.000	108,75	180
72 B.		114,3	68,58	103,81	72,39	136,27	103,63	14,3	147,4	1.400.000	46,17	80	283,7	2.700.000	92,34	160	420	4.000.000	138,5	240

Πίνακας 14: Χαρακτηριστικές τιμές αντοχής χαλύβων κατά DIN 17100.
[Πηγή: Ιακωβάκης, 2008].

Υλικό	$\tau_{\text{τεπ}}$	$\sigma_{\text{βεν}}$	σ_B	σ_s	σ_{bs}	σ_w	τ_w
Κοινοί χάλυβες							
St 37-2	18	37	340	215	260	150	105
St 44-2	22	45	410	255	305	185	130
St 50-2	26	52	470	275	330	210	145
St 60-2	32	63	570	315	380	255	180
Χάλυβες επιβελτιώσεως							
Ck 35	27	53	480	270	325	215	150
Ck 45	32	64	580	305	365	260	180
25CrMo4	39	77	700	450	540	315	220
34CrMo4	44	88	800	550	660	360	250
Χάλυβες ενανθρακώσεως							
16MnCr5	36	72	650	450	540	290	205
20MnCr5	44	88	800	550	660	360	250

Πίνακας 15: Συντελεστής μορφής β_{kb} . [Πηγή: Ιακωβάκης, 2008].

Επίδραση	Μορφή	Συντελεστής μορφής β_{kb}
Οδοντωτή άτρακτος		1,4
Σύνδεση με κωνικά στοιχεία πίεσης		1,8
Φρεζαριστή σφηνάουλακα		1,7 – 2,5
Συναρμογή με πίεση		1,7 – 2,0
Εγκάρσια οπή		1,7
Τραπεζοειδής αύλακας		2,2

Πίνακας 16: Συντελεστής μεγέθους β_0 σε συνάρτηση με το μέγεθος του εξαρτήματος.
[Πηγή: Ιακωβάκης, 2008].

d [mm]	20	30	40	50	60	80	100	120	>120
β_0	1,15	1,09	1,03	1	0,97	0,94	0,92	0,91	0,85

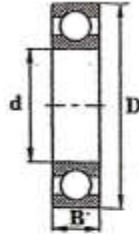
Πίνακας 17: Διαστάσεις τυποποιημένων σφηνών – ολισθαίνουσες (DIN 6886), επίπεδες (DIN 6883) και κοίλες (DIN 6881). [Πηγή: Καρβέλης κ.α., 2011].

Διάμετρος ατράκτου D σε mm	Ολισθαίνουσα			Επίπεδη			Κοίλη	
	b	h	t	b	h	t	b	s
	10 ως 12	4	4	2,4	—	—	—	—
12 ως 17	5	5	2,9	—	—	—	—	—
17 ως 22	6	6	3,5	—	—	—	—	—
22 ως 30	8	7	4,1	8	5	1,3	8	3,5
30 ως 38	10	8	4,7	10	6	1,8	10	4
38 ως 44	12	8	4,9	12	6	1,8	12	4
44 ως 50	14	9	5,5	14	6	1,4	14	4,5
50 ως 58	16	10	6,2	16	7	1,9	16	5
58 ως 65	18	11	6,8	18	7	1,9	18	5
65 ως 75	20	12	7,4	20	8	1,9	20	6
75 ως 85	22	14	8,5	22	9	1,8	22	7

Πίνακας 18: Διαστάσεις τυποποιημένων πολύσφηνων. [Πηγή: Καρβέλης κ.α., 2011].

Εσωτερική διάμετρος d_1	DIN 5462		DIN 5463		DIN 5464			
	Αριθμός εγκοπών	Ελαφρή σειρά	Αριθμός εγκοπών	Μέση σειρά	Αριθμός εγκοπών	Ισχυρή σειρά		
		d_2		b		d_2	b	d_2
18	—	—	6	22	5	10	23	3
21	—	—	6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	32	6	10	32	4
28	8	32	6	34	7	10	35	4
32	8	36	8	38	6	10	40	5
36	8	40	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	48	8	10	50	6
46	8	50	8	54	9	10	56	7
52	8	58	8	60	10	16	60	5
56	8	62	8	65	10	16	65	5
62	8	68	8	72	12	16	72	6

Πίνακας 19: Σφαιρικοί τριβείς με βαθύ αύλακα κατά DIN 625.
 [Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2003].



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

Πίνακας 20: Ενδεικτικές τιμές για διάρκεια ζωής των εδράνων L_h .

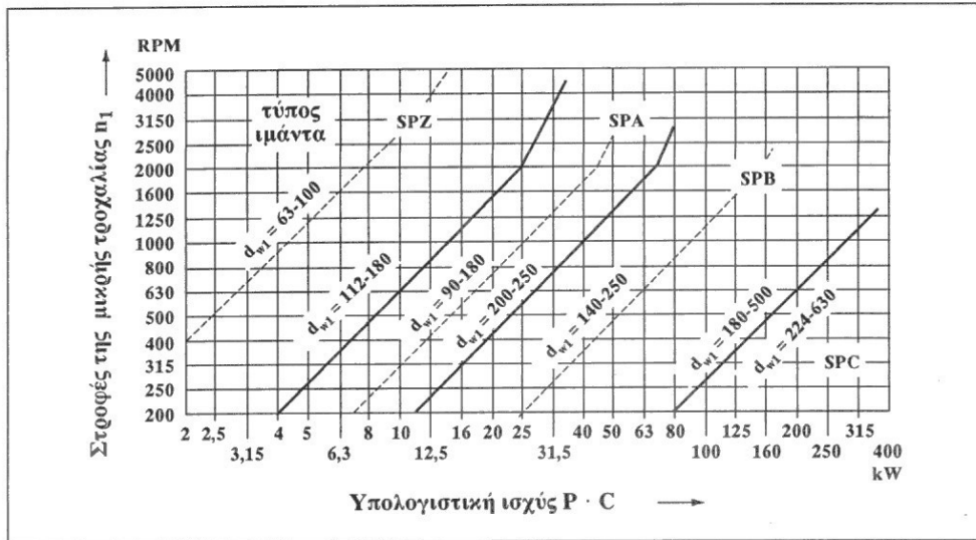
[Πηγή: Καρβέλης κ.α., 2011].

A/A	Εφαρμογή	Θεωρητική διάρκεια λειτουργίας σε ώρες
1	Ηλεκτρικές συσκευές οικιακής χρήσεως	1000-2000
2	Μικροί ανεμιστήρες	2000-4000
3	Μικροί ηλεκτροκινητήρες μέχρι 4 kW	8000-10000
4	Ηλεκτροκινητήρες μέσης ισχύος	10000-15000
5	Ηλεκτροκινητήρες μόνιμοι μεγάλης δυνάμεως	20000-30000
6	Ηλεκτρικές μηχανές σταθμών παραγωγής ύδατος, φωταερίου	50000 και πλέον
7	Μοτοποδήλατα	600-1200
8	Μοτοσυκλέτες, μικρά αυτοκίνητα	1000-2000
9	Αυτοκίνητα επιβατικά, μικρά φορτηγά	1500-2500
10	Φορτηγά αυτοκίνητα, λεωφορεία	2000-5000
11	Έδρανα βαγονέτων	5000
12	Λιποκιβώτια τροχοδρόμων	20000-25000
13	Λιποκιβώτια σιδηροδρόμων (επιβατικά)	25000
14	Λιποκιβώτια σιδηροδρόμων (φορτηγά)	35000
15	Λιποκιβώτια μηχανών έλξεως	20000-40000
16	Αναστροφείς κινήσεως σε ελικοφόρους άξονες μικρών πλοίων	3000-5000
17	Άξονικοί τριβείς πλοίων	15000-25000
18	Ελικοφόροι άξονες πλοίων	80000
19	Αναστροφείς ελίκων πλοίων	20000-30000
20	Αγροτικές μηχανές	3000-6000
21	Ανυψωτικά μηχανήματα μικρά	5000-10000
22	Μειωτήρες στροφών	8000-15000
23	Κιβώτια ταχυτήτων εργαλειομηχανών	20000
24	Φορητές μηχανές μικρές	7500-15000
25	Έλαστρα μικρά εν ψυχρά	5000-6000
26	Έλαστρα πολυκύλινδρα	8000-10000
27	Πριονιστήρια	10000-15000
28	Μηχανήματα μεταλλείων	4000-10000
29	Ανεμιστήρες μεταλλείων	40000-50000
30	Έδρανα αλυσσοφόρων μεταφορέων	40000-60000
31	Μηχανήματα χαρτοποιίας (διαρκής λειτουργία)	50000-80000
32	Σφυροθραυστήρες	20000-30000
33	Πιεστήρια μπρικετών	20000-30000

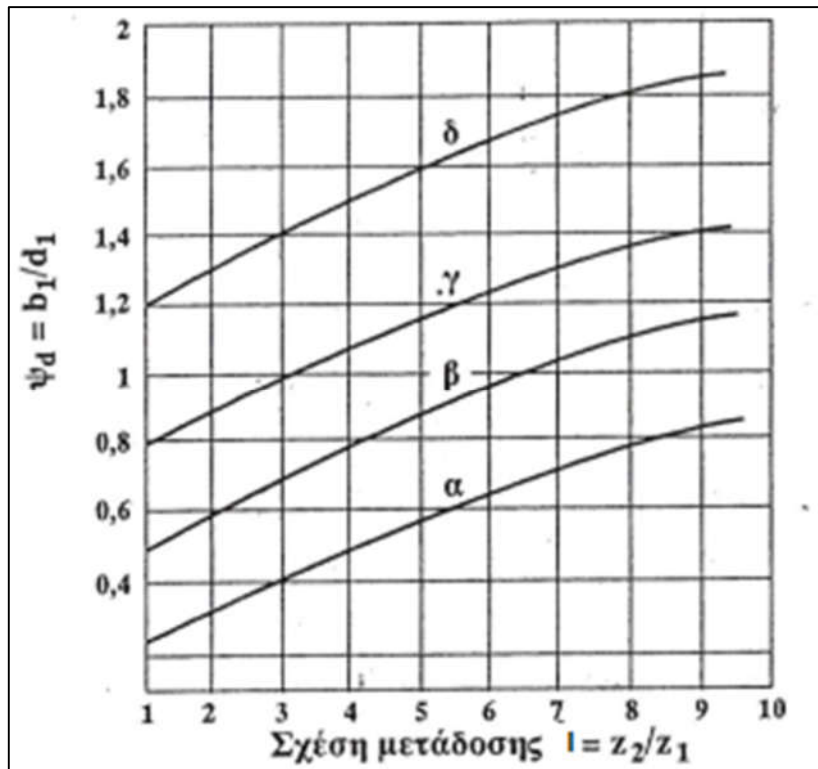
Πίνακας 21: Λόγος φόρτισης C/P για σφαιρικά έδρανα. [Πηγή: Καρβέλης κ.α., 2011].

Διάρκεια Ζωής Lh σε ώρες	Στροφές ανά λεπτό													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100				1,06	1,24	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67
500				1,06	1,24	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67
1000			1,15	1,34	1,56	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36
1250		1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
1600		1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91
2000	1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23
2500	1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
3200	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93
4000	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32
5000	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
6300	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20
8000	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70
10000	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
12500	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
16000	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
20000	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
25000	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
32000	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
40000	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
50000	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
63000	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
80000	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
100000	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
200000	4,93	5,75	6,70	7,81	9,11	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6

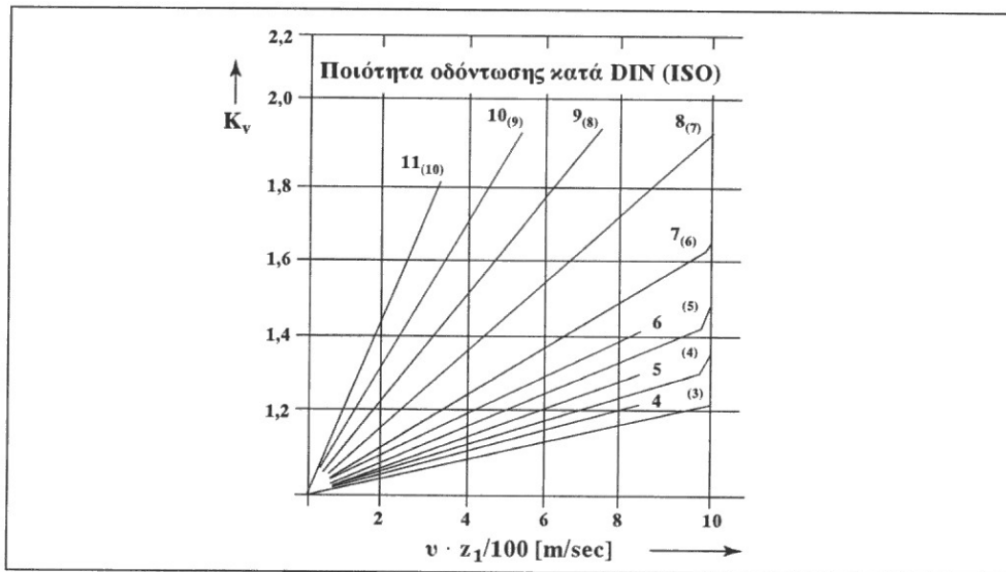
Διάρκεια Ζωής Lh σε ώρες	Στροφές ανά λεπτό														
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	
100	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	
500	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	
1000	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	
1250	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	
1600	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	
2000	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	
2500	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	
3200	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	
4000	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	
5000	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	
6300	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	
8000	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	
10000	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	
12500	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	
16000	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	
20000	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	
25000	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	
32000	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1	
40000	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1		
50000	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,2			
63000	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,2				
80000	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,2					
100000	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,2						
200000	21,3	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1									



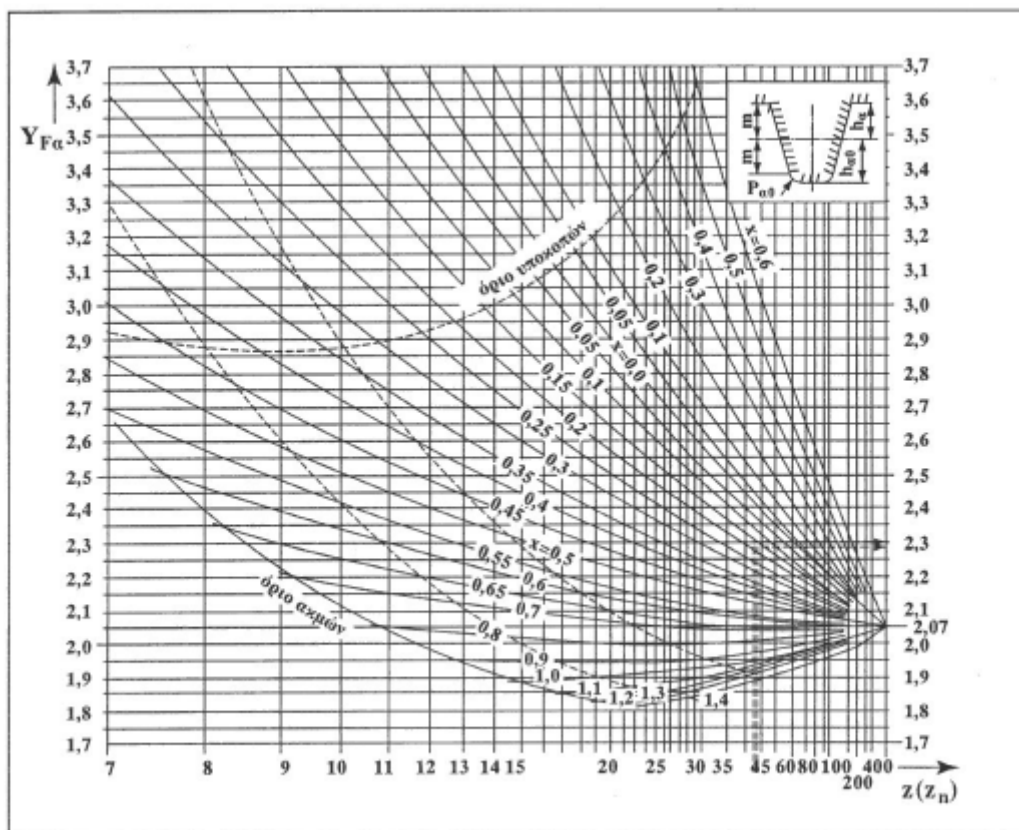
Σχήμα 1: Επιλογή τύπου στενού τραπεζοειδή μάντα [Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].



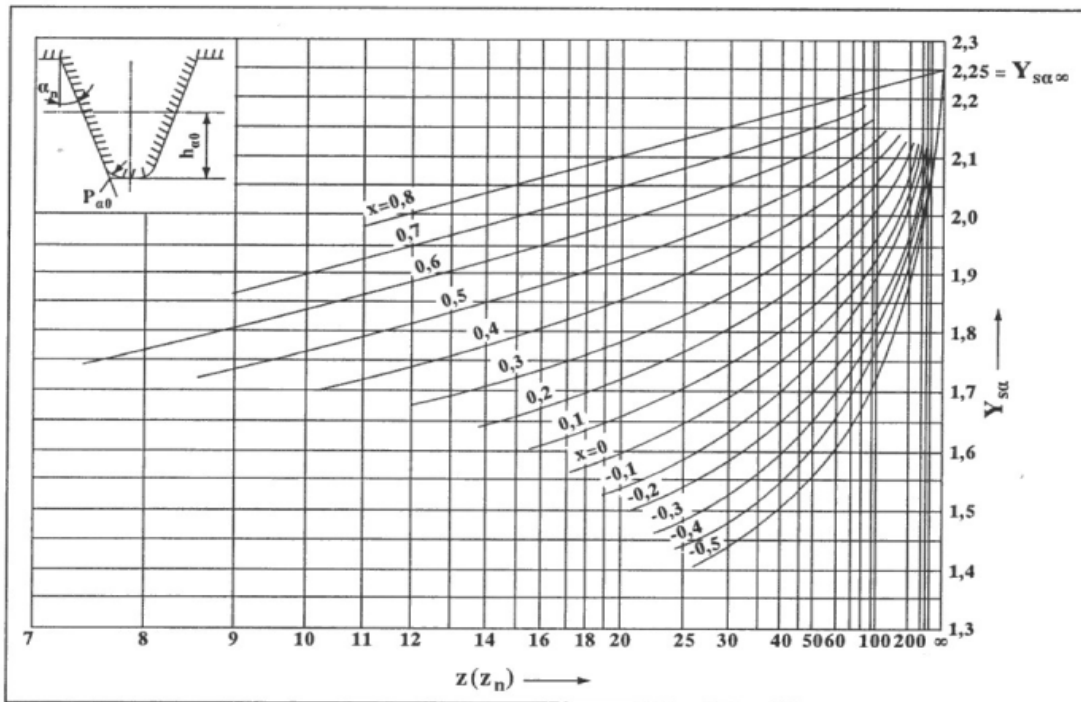
Σχήμα2: Λόγος του πλάτους προς τη διάμετρο του πινιόν ψ_d . [Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].



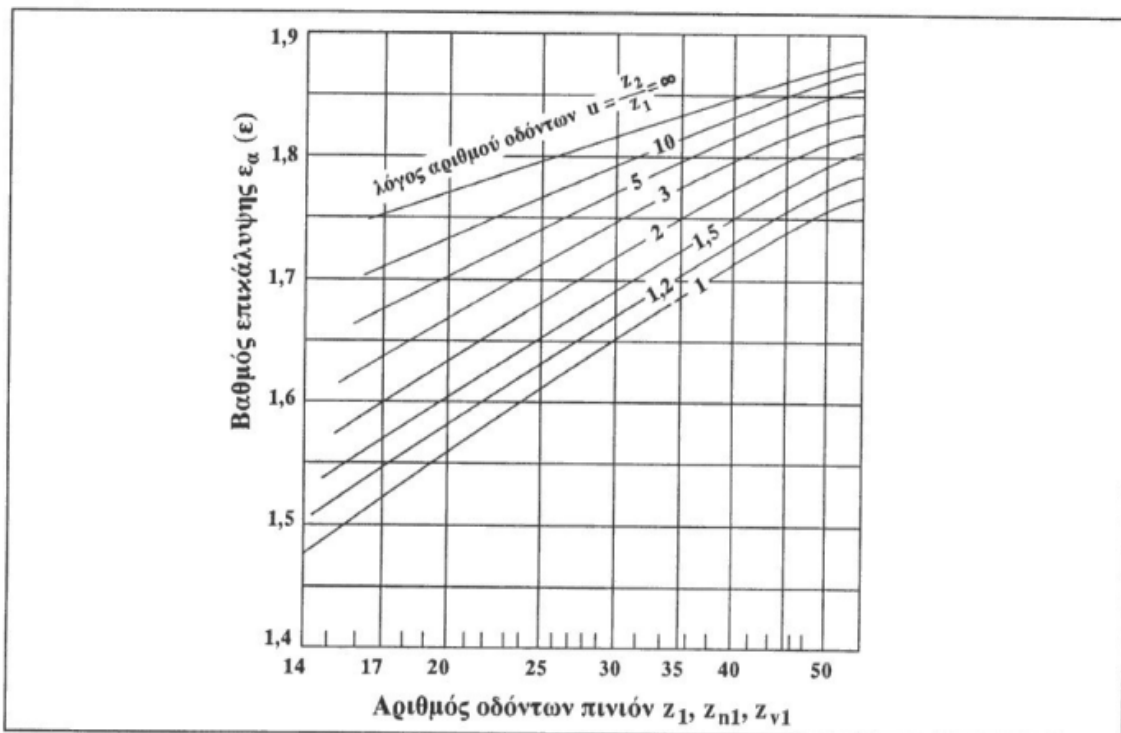
Σχήμα 3: Συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων K_v για οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες.
[Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].



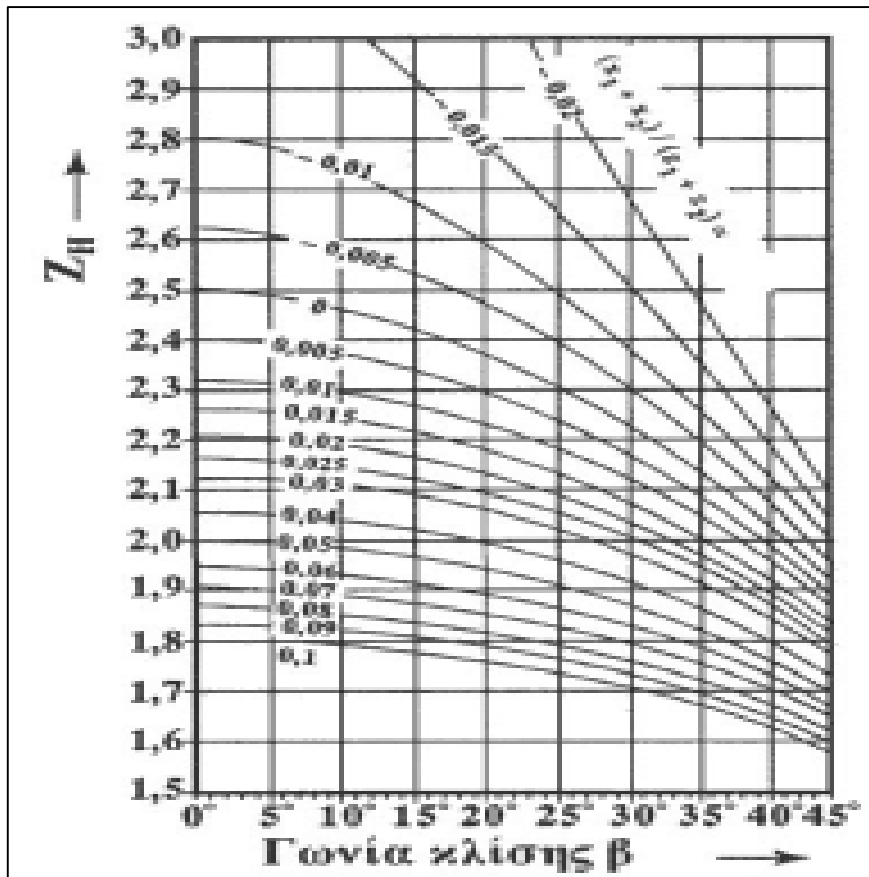
Σχήμα 4: Συντελεστής μορφής Y_{Fa} για εξωτερική οδόντωση
[Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].



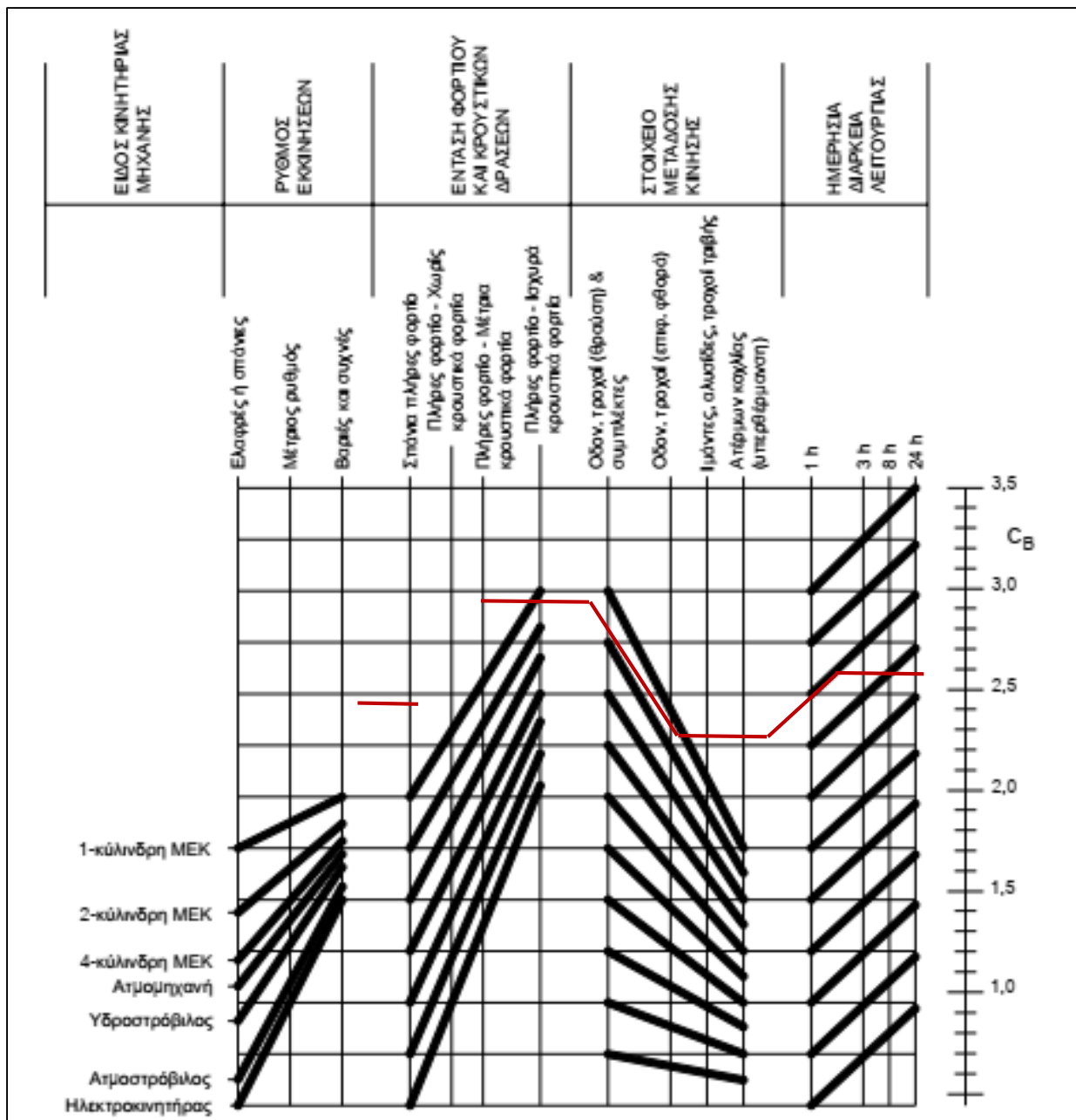
Σχήμα 5: Συντελεστής διόρθωσης τάσης Y_{Sa} για εξωτερική οδόντωση.
[Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].



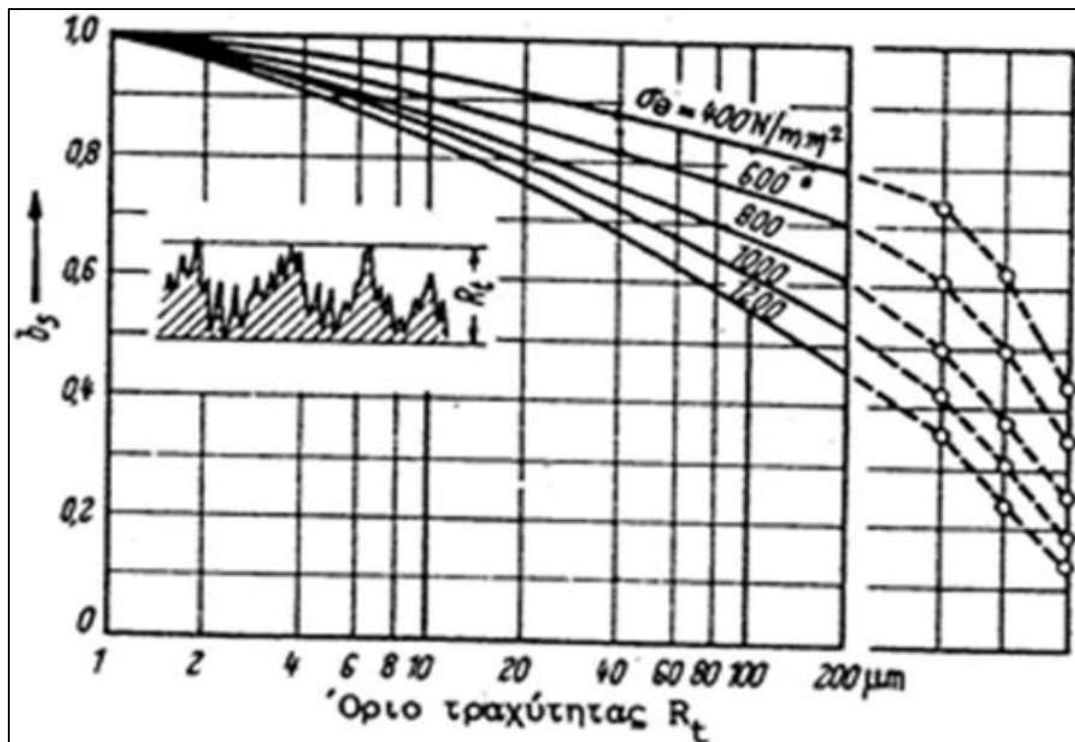
Σχήμα 6: Βαθμός επικάλυψης ϵ_α σε τροχούς χωρίς μετατόπιση Y_{Sa} για εξωτερική οδόντωση.
[Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].



Σχήμα 7: Συντελεστής ζώνης Z_H .
 [Πηγή: Στεργίου & Στεργίου, 2002].



Σχήμα 8: Διάγραμμα Richter-Ohlendorfer επιλογής συντελεστή συνθηκών λειτουργίας C_B .
 [Πηγή: Ιακωβάκης, 2008].



Σχήμα 9: Συντελεστής ποιότητας επιφανείας βs. [Πηγή: Ιακωβάκης, 2008].