



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΔΙΑΤΜΗΜΑΤΙΚΟ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ
ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΥΤΟΜΑΤΙΣΜΟΥ
ΚΑΤΕΥΘΥΝΣΗ ΡΟΜΠΟΤΙΚΗΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Μελέτη, κοστολόγηση και κατασκευή ηλεκτρομηχανικού συστήματος
τριών βαθμών ελευθερίας για τον έλεγχο ορισμένου χώρου

ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ ΠΑΠΑΓΙΑΣΧΟΣ

ΑΜ: 021-222-14



ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ
ΔΡ. ΕΥΑΓΓΕΛΟΣ ΧΡΙΣΤΟΦΟΡΟΥ
ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΑΘΗΝΑ 2024

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

ΠΙΝΑΚΑΣ ΕΙΚΟΝΩΝ	3
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΕΙΣΑΓΩΓΗ	5
1.1 Σκοπός Εργασίας	5
1.2 Βιβλιογραφική ανασκόπηση – περιγραφή	5
1.2.1 Δοκοί.....	5
1.2.2 Μηχανισμοί γραμμικής κίνησης [2] [3].....	9
1.2.3 Ηλεκτρικοί Κινητήρες [6].....	22
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΠΡΟΚΑΤΑΡΚΤΙΚΗ ΣΧΕΔΙΑΣΗ	27
2.1 Ανάλυση Ανάγκης – Απαιτήσεων	27
2.2 Ανάλυση Λειτουργιών.....	28
2.3 Ανάλυση Εναλλακτικών Λύσεων	29
2.3.1 Στήριξη στους τρεις άξονες	29
2.3.1 Μετακίνηση στους τρεις άξονες	32
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ.....	35
3.1 Διαστασιολόγηση Μηχανισμού Κίνησης κατά Άξονα Z	35

3.2 Διαστασιολόγηση Μηχανισμού Κίνησης κατά Άξονα Y	39
3.2.1 Διαστασιολόγηση μηχανισμού οδοντωτού κανόνα – γραναζιού.....	39
3.2.2 Διαστασιολόγηση δοκού άξονα Y	41
3.3 Διαστασιολόγηση Μηχανισμού Κίνησης κατά Άξονα X	44
3.3.1 Διαστασιολόγηση μηχανισμού οδοντωτού κανόνα – γραναζιού.....	44
3.3.2 Διαστασιολόγηση δοκού άξονα X	46
3.4 Κοστολόγηση.....	52
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	53
Βιβλιογραφία.....	55

ΠΙΝΑΚΑΣ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1: Χρήση μεταλλικών δοκών σε γερανογέφυρα	6
Εικόνα 2: Ροπές αδρανείας (I_{xx} και I_{yy}) ορθογώνιας δοκού με κοίλο εσωτερικό	7
Εικόνα 3: Ροπές αδρανείας (I_{xx} και I_{yy}) κυλινδρικής δοκού με κοίλο εσωτερικό	7
Εικόνα 4: Ροπές αδρανείας (I_{xx} και I_{yy}) δοκού τύπου I	8
Εικόνα 5: Ροπές αδρανείας (I_{xx} και I_{yy}) δοκού τύπου T	8
Εικόνα 6: Ροπές αδρανείας (I_{xx} και I_{yy}) δοκού τύπου L.....	9
Εικόνα 7: Γραμμικός οδηγός προφίλ.....	10
Εικόνα 8: Γραμμικά έδρανα.....	12
Εικόνα 9: Επίπεδος οδηγός.....	13
Εικόνα 10: Κοχλιωτή άτρακτος	15
Εικόνα 11: Κοχλιωτή άτρακτος με τριβείς.....	16
Εικόνα 12: Οδοντωτός κανόνας – γρανάζι	17
Εικόνα 13: Γραμμικός κινητήρας	18
Εικόνα 14: Γραμμικός πνευματικός επενεργητής	19
Εικόνα 15: Μηχανισμός γραμμικής κίνησης με ιμάντα	20

Εικόνα 16: Μηχανισμός γραμμικής κίνησης με αλυσίδα.....	21
Εικόνα 17: Τυπικός AC κινητήρας.....	23
Εικόνα 18: Τυπικός DC κινητήρες	24
Εικόνα 19: Τυπικός Servo κινητήρες βιομηχανικών εφαρμογών.....	25
Εικόνα 20: Τυπικός βηματικοί κινητήρες βιομηχανικών εφαρμογών	26
Εικόνα 21: Ανάλυση λειτουργιών συστήματος	29
Εικόνα 22: Ορθογώνιο πλαίσιο στήριξης	30
Εικόνα 23: Σύστημα τύπου γερανογέφυρας σε ράγες	31
Εικόνα 24: Σύστημα τύπου γερανογέφυρας σε σταθερό πλαίσιο	32
Εικόνα 25: Ισομετρική απεικόνιση του συστήματος.....	50
Εικόνα 26: Ισομετρική απεικόνιση του συστήματος.....	50
Εικόνα 27: Δοκοί και μηχανισμός rack and pinion	51
Εικόνα 28: Μηχανισμός άξονα Z	51

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στο παρόν κεφάλαιο αναλύεται ο σκοπός της παρούσης εργασίας ενώ επιπρόσθετα γίνεται μία βιβλιογραφική ανασκόπηση – περιγραφή στα υλικά, στοιχεία μηχανών, μηχανισμούς και λοιπά ηλεκτρομηχανικά συστήματα τα οποία θα χρησιμοποιηθούν ως υποσυστήματα για την προκαταρκτική και τελική σχεδίαση του ζητούμενου συστήματος.

1.1 Σκοπός Εργασίας

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η προκαταρκτική σχεδίαση, διαστασιολόγηση και κοστολόγηση ενός συστήματος τριών αξόνων κατάλληλο για τον έλεγχο της ανάπτυξης καλλιεργειών.

Στο πρώτο κεφάλαιο της εργασίας παρουσιάζονται τα κύρια δομικά στοιχεία και στοιχεία μηχανών τα οποία θα χρησιμοποιηθούν κατά την προκαταρκτική σχεδίαση και διαστασιολόγηση του συστήματος. Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται η προκαταρκτική σχεδίαση του συστήματος με την ανάλυση των λειτουργιών του και την επιλογή των στοιχείων μηχανών που θα χρησιμοποιηθούν. Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται η διαστασιολόγηση του συστήματος.

1.2 Βιβλιογραφική ανασκόπηση – περιγραφή

1.2.1 Δοκοί

Οι δοκοί αποτελούν θεμελιώδη κατασκευαστικά στοιχεία, η σχεδίαση και ο σκοπός των οποίων είναι να φέρουν φορτία και να παρέχουν στήριξη. Το σχήμα τους είναι συνήθως

οριζόντιο, ενώ αντιστέκονται κυρίως στην κάμψη αλλά και στην στρέψη. Οι βασικές του λειτουργίες αναλυτικότερα είναι οι παρακάτω:

- Διανομή φορτίου: μεταφέρουν φορτία από διάφορα σημεία της δομής σε άλλα δομικά στοιχεία όπως κολόνες, τείχους και θεμέλια.
- Στήριξη: στηρίζουν άλλα στοιχεία της κατασκευής, όπως ορόφους και πλάκες, διατηρώντας τη δομική ακεραιότητα της κατασκευής.
- Γεφύρωση χασμάτων: γεφυρώνουν ανοίγματα, όπως μεταξύ των δύο τμημάτων μίας γερανογέφυρας (Εικόνα 1) ή αποθήκης με στόχο την δημιουργία ανοικτών χώρων.

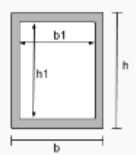


Εικόνα 1: Χρήση μεταλλικών δοκών σε γερανογέφυρα

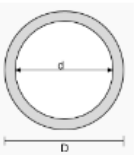
Η στήριξη των δοκών μπορεί να γίνει με τρεις τρόπους:

- Απλή στήριξη: η δοκός δεν διαθέτει αντίσταση ροπής στο άκρο/άκρα της.
- Κύλιση: η δοκός δύναται να μετακινηθεί ως προς τον οριζόντιο άξονα.
- Πάκτωση: η δοκός διαθέτει αντίσταση ροπής και μετατόπισης στο άκρος/άκρα της.

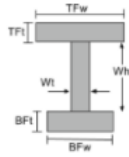
Όσον αφορά το σχήμα τους, οι μεταλλικές δοκοί διατίθενται σε διάφορα σχήματα και διαστάσεις. Τα κυριότερα σχήματα δοκών και οι ροπές αδρανείας τους παρουσιάζονται στις παρακάτω Εικόνες [1]. Από αυτές οι δοκοί τύπου I παρέχουν ισχυρή αντίσταση στη λύγιση, οι ορθογώνιοι κοιλοδοκοί στη στρέψη, ενώ οι δοκοί τύπου T παρέχουν καλή στήριξη φορτίου.

	$\frac{bh^3}{12} - \frac{b_1h_1^3}{12}$	$\frac{b^3h}{12} - \frac{b_1^3h_1}{12}$
--	---	---

Εικόνα 2: Ροπές αδρανείας (I_{xx} και I_{yy}) ορθογώνιας δοκού με κοίλο εσωτερικό

	$\frac{\pi}{64} D^4 - \frac{\pi}{64} d^4$	$\frac{\pi}{64} D^4 - \frac{\pi}{64} d^4$
---	---	---

Εικόνα 3: Ροπές αδρανείας (I_{xx} και I_{yy}) κυλινδρικής δοκού με κοίλο εσωτερικό



$$\frac{TFw \times TFt^3}{12} + \frac{Wt \times Wh^3}{12} + \frac{BFw \times BFt^3}{12} +$$

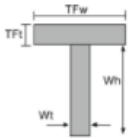
$$TFw \times TFt \times \left(BFt + Wh + \frac{TFt}{2} - \bar{y}_{bot} \right)^2 +$$

$$Wt \times Wh \times \left(BFt + \frac{Wh}{2} - \bar{y}_{bot} \right)^2 +$$

$$BFw \times BFt \times \left(\frac{Wh}{2} - \bar{y}_{bot} \right)^2$$

$$\frac{TFt \times TFw^3}{12} + \frac{Wh \times Wt^3}{12} + \frac{BFt \times BFw^3}{12}$$

Εικόνα 4: Ροπές αδρανείας (I_{xx} και I_{yy}) δοκού τύπου I



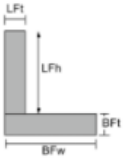
$$\frac{TFw \times TFt^3}{12} + \frac{Wt \times Wh^3}{12} +$$

$$TFw \times TFt \left(Wh + \frac{TFt}{2} - \bar{y}_{bot} \right)^2 +$$

$$Wt \times Wh \times \left(\frac{Wh}{2} - \bar{y}_{bot} \right)^2$$

$$\frac{TFt \times TFw^3}{12} + \frac{Wh \times Wt^3}{12}$$

Εικόνα 5: Ροπές αδρανείας (I_{xx} και I_{yy}) δοκού τύπου T



$\frac{BFw \times BFt^3}{12} + \frac{LFt \times LFh^3}{12} +$	$\frac{BFt \times BFw^3}{12} + \frac{LFh \times LFt^3}{12} +$
$BFw \times BFt \times \left(\frac{BFt}{2} - \bar{y}_{bot} \right)^2 +$	$BFt \times BFw \times \left(\frac{BFw}{2} - \bar{x}_{left} \right)^2 +$
$LFt \times LFh \times \left(BFt + \frac{LFh}{2} - \bar{y}_{bot} \right)^2$	$LFh \times LFt \times \left(\frac{LFt}{2} - \bar{x}_{left} \right)^2$

Εικόνα 6: Ροπές αδρανείας (I_{xx} και I_{yy}) δοκού τύπου L

Για την επιλογή μίας κατάλληλης δοκού απαιτείται η αναγνώριση της χρήσης της, όλων των φορτίων τα οποία θα εφαρμόζονται σε αυτή καθώς και τα σημεία στήριξής της. Κατόπιν των παραπάνω δύναται να υλοποιηθεί διαστασιολόγηση της δοκού και επιλογή σχήματος και υλικού κατόπιν ελέγχου της αντοχής της με αναλυτικές ή αριθμητικές μεθόδους (π.χ. διαγράμματα NQM και μεθοδολογιών FEA)

1.2.2 Μηχανισμοί γραμμικής κίνησης [2] [3]

Οι μηχανισμοί γραμμικής κίνησης επιτρέπουν σε ένα αντικείμενο ή ένα μία πλατφόρμα να κινείται επί μίας ευθείας με σχετική ακρίβεια και μεταφέροντας φορτίο. Οι μηχανισμοί αυτοί χωρίζονται σε δύο γενικές κατηγορίες. Πρώτον τους μηχανισμούς που επιτρέπουν την κίνηση μειώνοντας τις τριβές και παραλαμβάνοντας μέρος ή όλο το φορτίο (μηχανισμοί ολίσθησης) και δεύτερον τους μηχανισμούς που υλοποιούν την κίνηση.

Οι βασικότεροι μηχανισμοί που επιτρέπουν την κίνηση είναι οι παρακάτω:

- **Γραμμικοί οδηγοί προφίλ (profile linear guides)**

Οι οδηγοί αυτοί (Εικόνα 7) αποτελούνται από μία ράγα και μία πλατφόρμα. Η ράγα έχει ένα συγκεκριμένο προφίλ, πάνω στο οποίο κινείται η πλατφόρμα χρησιμοποιώντας κάποιο στοιχείο κύλισης (π.χ. γραμμικά έδρανα κύλισης).



Εικόνα 7: Γραμμικός οδηγός προφίλ

Τα βασικά πλεονεκτήματα των οδηγών αυτών είναι τα παρακάτω:

- Μεγάλη ικανότητα φορτίου: Οι οδηγοί αυτοί είναι κατάλληλοι για εφαρμογές που απαιτούν αντοχή σε μεγάλα φορτία και ροπές.
- Υψηλή ακρίβεια: Παρέχουν επαναλαμβανόμενη υψηλή ακρίβεια στην κίνηση της πλατφόρμας, κατάλληλη για εφαρμογές ακριβείας.

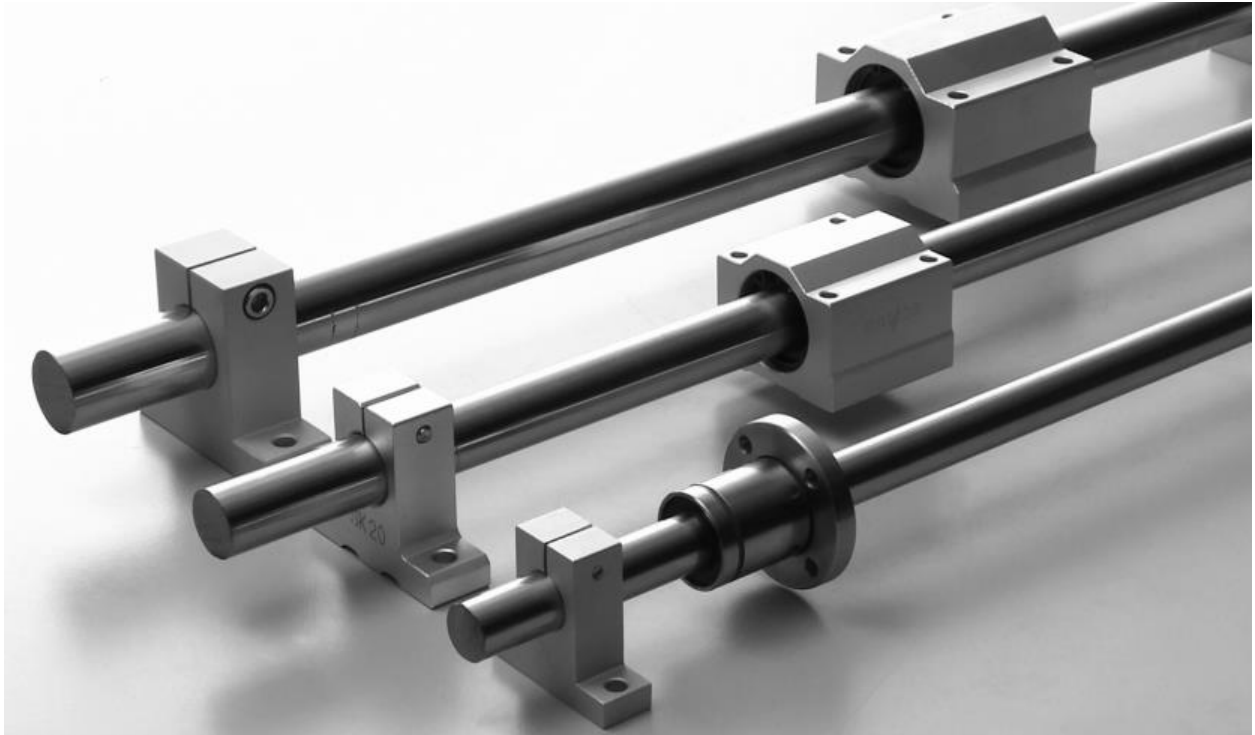
- Στιβαρότητα: Υψηλή στιβαρότητα λόγω της μεγάλης επιφάνειας επαφής μεταξύ ράγας και πλατφόρμας.

Τα βασικά μειονεκτήματα των οδηγών αυτών είναι τα παρακάτω:

- Υψηλό κόστος σε σχέση με άλλα συστήματα
- Συντήρηση: απαιτείται περιοδική συντήρηση και λίπανση
- Ευαισθησία: το σύστημα είναι ευαίσθητο σε βρομιά και ξένα αντικείμενα, τα οποία μπορούν να μειώσουν την απόδοσή του.

- **Γραμμικά έδρανα (linear bushings)**

Τα γραμμικά έδρανα είναι κυλινδρικά έδρανα τα οποία ολισθαίνουν κατά μήκος ενός κυλινδρικού άξονα. Συνήθως εντός του εδράνου χρησιμοποιούνται ένσφαιροι τριβείς για μείωση της τριβής, ενώ μπορεί να είναι κλειστού τύπου ή να έχουν ανοιχτά τμήματα τα οποία επιτρέπουν ενδιάμεση στήριξη στον άξονα και αύξηση της ακαμψίας του.



Εικόνα 8: Γραμμικά έδρανα

Τα βασικά πλεονεκτήματα των οδηγών αυτών είναι τα παρακάτω:

- Διατίθενται σε ποικιλία μεγεθών και διατάξεων, καθιστώντας τα κατάλληλα για πληθώρα εφαρμογών.
- Χαμηλό κόστος: Σε γενικές γραμμές είναι πιο φθηνά σε σχέση με τους γραμμικούς οδηγούς προφίλ.
- Η εγκατάστασή τους είναι σχετικά απλοποιημένη και εύκολη.

Τα βασικά μειονεκτήματα των οδηγών αυτών είναι τα παρακάτω:

- Χαμηλή ικανότητα φορτίου και μικρότερη ακαμψία.
- Σχετικά υψηλότερη τριβή και κατά συνέπεια κατανάλωση ενέργειας.

- **Επίπεδοι οδηγοί (flat – dovetail – guides)**

Οι οδηγοί αυτοί χρησιμοποιούν μία διάταξη καναλιού σφήνας και αντίστοιχα διαμορφωμένης πλατφόρμας για την διασφάλιση της γραμμικής κίνησης. Η κίνηση καθίστανται εφικτή μέσω της ολίσθησης και όχι της κύλισης της πλατφόρμας στο κανάλι.



Εικόνα 9: Επίπεδος οδηγός

Τα βασικά πλεονεκτήματα των οδηγών αυτών είναι τα παρακάτω:

- Απλότητα κατασκευής και σχεδίασης
- Στιβαρότητα και ευστάθεια, κατάλληλη για εφαρμογές μικρών και μεσαίων ταχυτήτων.
- Χαμηλό κόστος και αντοχή

Τα βασικά μειονεκτήματα των οδηγών αυτών είναι τα παρακάτω:

- Υψηλή τριβή και κατανάλωση ενέργειας σε σχέση με οδηγούς οι οποίοι χρησιμοποιούν έδρανα κύλισης.
- Υψηλές ανάγκες συντήρησης και συνεχή ανάγκη λίπανσης.

Οι βασικότεροι μηχανισμοί που υλοποιούν την κίνηση είναι οι παρακάτω:

- **Κοχλιωτή άτρακτος (lead screw) [4] [5] [6]**

Η κοχλιωτή άτρακτος μετατρέπει την περιστροφική κίνηση σε γραμμική χρησιμοποιώντας μία άτρακτο με σπείρωμα και ένα παξιμάδι επί της πλατφόρμας η οποία κινείται. Ανάλογα με το είδος του σπειρώματος χωρίζονται σε αυτές που χρησιμοποιούν τραπεζοειδή σπείρωμα, προσφέροντας ικανότητα για μεγαλύτερη φορτία και μεγαλύτερη αντοχή, και σε αυτές που χρησιμοποιούν τετραγωνικό σπείρωμα, προσφέροντας υψηλή απόδοση και αντοχή, με υψηλότερο κόστος.

Τα βασικά πλεονεκτήματα του μηχανισμού αυτού είναι:

- Απλότητα κατασκευής και σχεδίασης
- Ικανότητα υψηλών αξονικών φορτίων
- Δυνατότητα «κλειδώματος» και αποφυγή ολίσθησης - καταλληλόλητα για κάθετες εφαρμογές

Τα βασικά μειονεκτήματα του μηχανισμού αυτού είναι:

- Χαμηλή απόδοση λόγω υψηλών τριβών
- Σταδιακή φθορά λόγω υψηλών τριβών μεταξύ σπειρώματος και παξιμαδιού

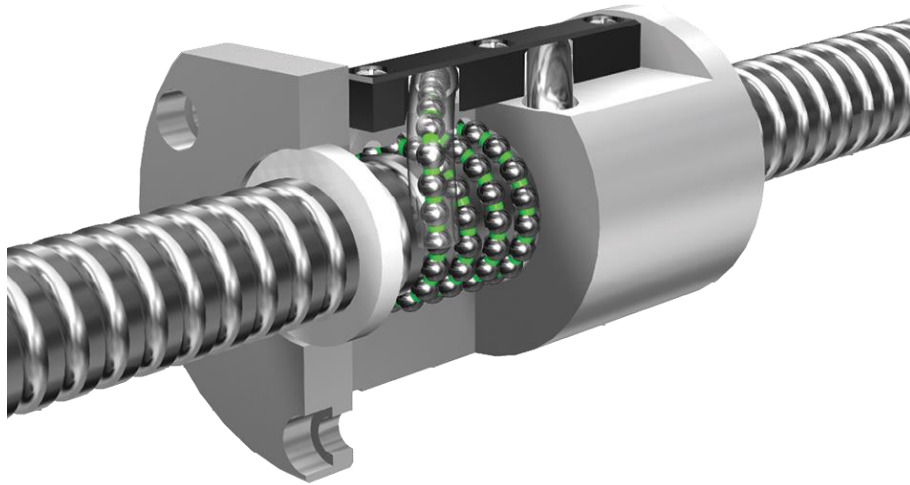
- Περιορισμοί ταχύτητα το καθιστούν όχι ιδανικό για εφαρμογές υψηλών ταχυτήτων.



Εικόνα 10: Κοχλιωτή άτρακτος

- **Κοχλιωτή άτρακτος με τριβείς (ball screw)**

Ο μηχανισμός αυτός χρησιμοποιεί ένσφαιρους τριβείς για να μειώσει την τριβή μεταξύ της κοχλιωτής ατράκτου και του παξιμαδιού. Αποτελεί μία εξέλιξη της κοχλιωτής ατράκτου, η οποία παρέχει μεγαλύτερη αποτελεσματικότητα και λιγότερη φθορά.



Εικόνα 11: Κοχλιωτή άτρακτος με τριβείς

Τα βασικά πλεονεκτήματα του μηχανισμού αυτού είναι:

- Υψηλή αποδοτικότητα κατόπιν της μείωσης των τριβών έως και 90%.
- Υψηλότερη ακρίβεια
- Μεγάλη ικανότητα φορτίων

Τα βασικά μειονεκτήματα του μηχανισμού αυτού είναι:

- Υψηλότερο κόστος σε σχέση με τις κοχλιωτές ατράκτους, λόγω της αυξημένης πολυπλοκότητας της κατασκευής
- Υψηλότερες ανάγκες συντήρησης και λίπανσης
- Υψηλότερα επίπεδα θορύβου

- **Οδοντωτός κανόνας – γρανάζι (rack and pinion)**

Ο μηχανισμός αυτός αποτελείται από έναν οδοντωτό κανόνα και ένα γρανάζι. Η περιστροφική κίνηση του γραναζιού το ωθεί επί του σταθερού οδοντωτού κανόνα.



Εικόνα 12: Οδοντωτός κανόνας – γρανάζι

Τα βασικά πλεονεκτήματα του μηχανισμού αυτού είναι:

- Υψηλή ικανότητα μεταφοράς φορτίων
- Απλότητα κατασκευής και σχεδίασης
- Αυξημένη αντοχή – καταλληλόλητα για εφαρμογές υψηλών απαιτήσεων
- Άπειρο μήκος λειτουργίας

Τα βασικά μειονεκτήματα του μηχανισμού αυτού είναι:

- Ανάκρουση (backlash) μεταξύ των δοντιών του γραναζιού
- Μηχανική φθορά σε βάθος χρόνου
- Υψηλός θόρυβος, ειδικά σε υψηλές ταχύτητες

- **Γραμμικοί κινητήρες (linear motors)**

Οι γραμμικοί κινητήρες παράγουν απευθείας γραμμική κίνηση χωρίς την ανάγκη παρεμβολής κάποιου μηχανισμού μετατροπής κίνησης. Η αρχή λειτουργίας τους είναι ίδια με αυτή των περιστροφικών κινητήρων αλλά σε ευθύγραμμη κίνηση.



Εικόνα 13: Γραμμικός κινητήρας

Τα βασικά πλεονεκτήματα του μηχανισμού αυτού είναι:

- Υψηλή ταχύτητα και επιτάχυνση

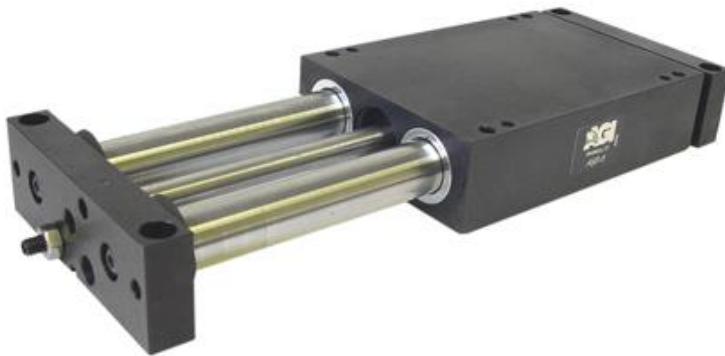
- Υψηλή ακρίβεια
- Σχεδόν μηδενική μηχανική φθορά

Τα βασικά μειονεκτήματα του μηχανισμού αυτού είναι:

- Πολύ υψηλό κόστος αγοράς, λόγω πολυπλοκότητας κατασκευής
- Υψηλή παραγωγή θερμότητας, η οποία απαιτεί ψύξη
- Πολυπλοκότητα λειτουργίας η οποία απαιτεί εξειδικευμένα συστήματα ελέγχου

- **Γραμμικοί επενεργητές (linear actuators)**

Οι γραμμικοί επενεργητές χρησιμοποιούν ηλεκτρική, πνευματική ή υδραυλική ισχύ για την οδήγηση ενός εμβόλου, το οποίο υλοποιεί την γραμμική κίνηση.



Εικόνα 14: Γραμμικός πνευματικός επενεργητής

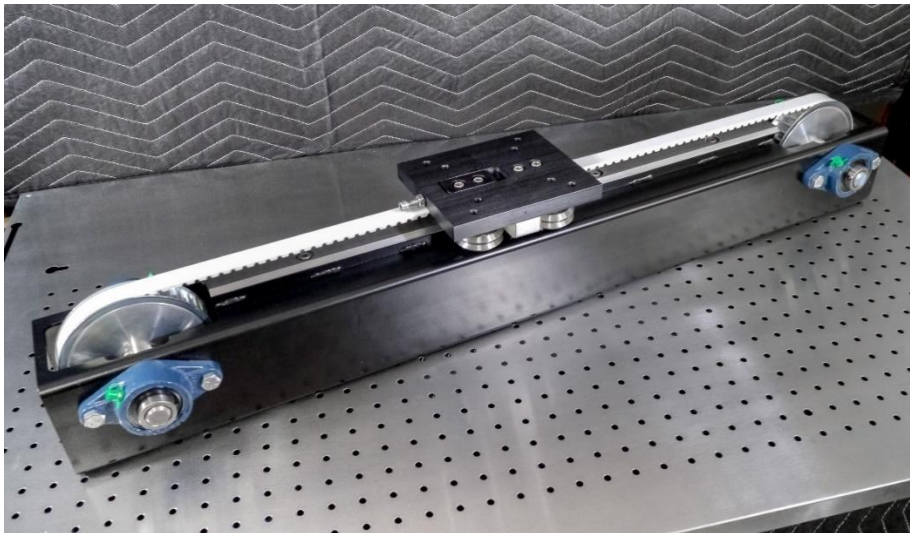
Τα βασικά πλεονεκτήματα του μηχανισμού αυτού είναι:

- Υψηλή ακρίβεια
- Καταλληλότητα για εφαρμογές υψηλών απαιτήσεων

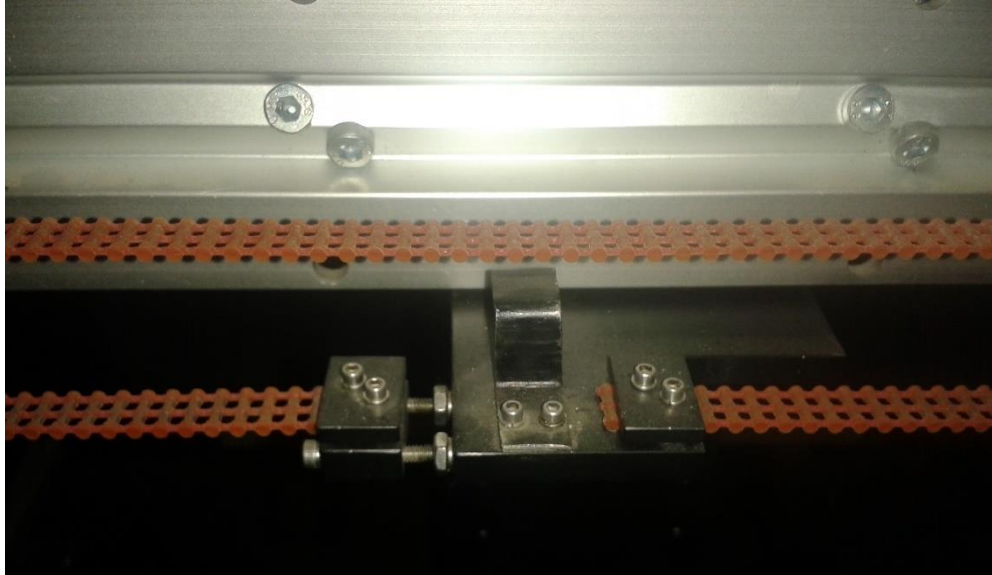
Τα βασικά μειονεκτήματα του μηχανισμού αυτού είναι:

- Υψηλό κόστος κτήσης
 - Ανάγκη ύπαρξης συστήματος αέρα ή υδραυλικού υγρού
 - Σχετικά χαμηλές ταχύτητες
 - Μικρό μήκος λειτουργίας
- **Μηχανισμοί με χρήση ιμαντοκίνησης ή αλυσοκίνησης (belt – chain linear motion)**

Ο μηχανισμός αυτός χρησιμοποιεί έναν συνεχή ιμάντα ή αλυσίδα συνδυασμένο με μία τροχαλία για την μετατροπή της περιστροφικής κίνησης σε γραμμική.



Εικόνα 15: Μηχανισμός γραμμικής κίνησης με ιμάντα



Εικόνα 16: Μηχανισμός γραμμικής κίνησης με αλυσίδα

Τα βασικά πλεονεκτήματα του μηχανισμού αυτού είναι:

- Χαμηλό κόστος
- Χαμηλό ύψος θορύβου (ιμαντοκίνηση)
- Ικανότητα κάλυψης μεγάλων αποστάσεων

Τα βασικά μειονεκτήματα του μηχανισμού αυτού είναι:

- Μειωμένη ακρίβεια
- Σημαντικές ανάγκες συντήρησης
- Μειωμένη ικανότητα μεταφοράς φορτίου

1.2.3 Ηλεκτρικοί Κινητήρες [6]

Μέχρι στιγμής έγινε ανάλυση των σημαντικότερων μεθόδων υλοποίησης γραμμικής κίνησης. Στις περισσότερες των παραπάνω περιπτώσεων, πλην των γραμμικών κινητήρων και των γραμμικών επενεργητών, σκοπός του μηχανισμού που αναλύθηκε ήταν η μετατροπή της περιστροφικής κίνησης ενός κινητήρα σε γραμμική. Για τον λόγο αυτό στο υποκεφάλαιο αυτό θα αναλυθούν οι τύπου και τα πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα των ηλεκτρικών περιστροφικών κινητήρων

- **Κινητήρες εναλλασσόμενου (AC) ρεύματος**

Οι κινητήρες AC τροφοδοτούνται από εναλλασσόμενο ρεύμα και αποτελούν την πλειοψηφία των κινητήρων που χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία. Λειτουργούν με βάση το φαινόμενο της επαγωγής, παράγοντας περιστροφική κίνηση από εναλλασσόμενα μαγνητικά πεδία. Οι δύο βασικές υποκατηγορίες τους είναι οι παρακάτω:

- Επαγωγικοί κινητήρες AC, οι οποίοι παρέχουν τα παρακάτω πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα:
 - Υψηλός βαθμός αξιοπιστίας με λιγότερα κινούμενα μέρη σε σχέση με άλλους κινητήρες
 - Χαμηλές ανάγκες συντήρησης και κόστος
 - Περιορισμένες δυνατότητες ρύθμισης στροφών και ελέγχου
 - Χαμηλότερα επίπεδα ροπής

- Σύγχρονοι κινητήρες AC, οι οποίοι παρέχουν σταθερή ταχύτητα περιστροφής, ανάλογη της συχνότητας του εναλλασσόμενου ρεύματος τροφοδοσίας. Παρέχουν τα παρακάτω πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα:
 - Υψηλότερη ακρίβεια ταχύτητας
 - Υψηλότερος βαθμός απόδοσης σε σχέση με του επαγωγικούς
 - Υψηλότερη πολυπλοκότητα και κόστος κτήσης

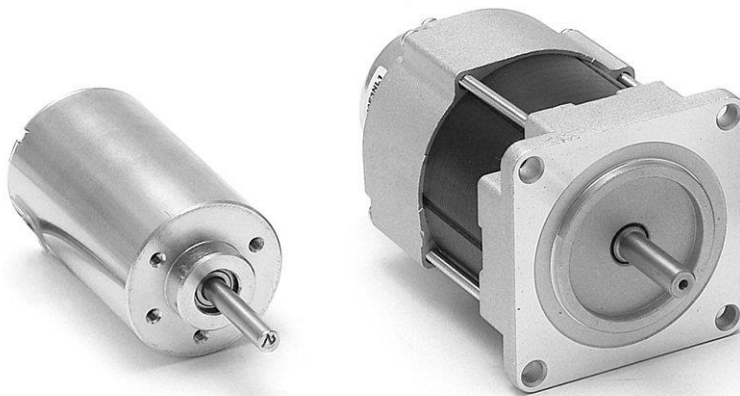


Εικόνα 17: Τυπικός AC κινητήρας

- **Κινητήρες συνεχούς (DC) ρεύματος**

Οι κινητήρες συνεχούς ρεύματος παρέχουν υψηλή ευελιξία όσον αφορά τις εφαρμογές που μπορούν να χρησιμοποιηθούν αλλά και όσον αφορά τις δυνατότητες ελέγχου τους. Οι δύο βασικές υποκατηγορίες τους είναι οι παρακάτω:

- Κινητήρες DC με «ψύκτρες», οι οποίοι παρέχουν τα παρακάτω πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα:
 - Απλή και φτηνή κατασκευή, κατάλληλη για πλειάδα εφαρμογών
 - Υψηλή αρχική ροπή, κατάλληλη για εφαρμογές που απαιτούν ταχεία εκκίνηση
 - Απαιτούν τακτική συντήρηση, λόγο φθοράς των ψηκτρών
 - Χαμηλότερος βαθμός απόδοσης σε σχέση με τους κινητήρες εναλλασσόμενου ρεύματος
- Κινητήρες DC χωρίς «ψύκτρες», οι οποίοι παρέχουν τα παρακάτω πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα:
 - Υψηλότερο βαθμό απόδοσης, λόγω της απουσίας ψηκτρών
 - Χαμηλές απαιτήσεις συντήρησης και μεγαλύτερο εύρος ζωής
 - Ικανότητα υψηλών ταχυτήτων με υψηλή ακρίβεια
 - Υψηλότερο κόστος κτήσης
 - Ανάγκης εξειδικευμένου ελέγχου



Εικόνα 18: Τυπικός DC κινητήρες

- **Κινητήρες Servo**

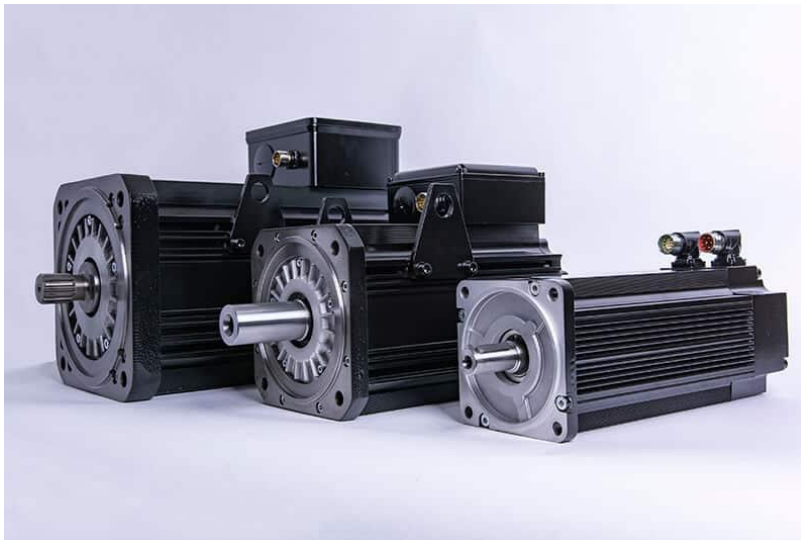
Οι σερβοκινητήρες παρέχουν δυνατότητα ακριβούς ελέγχου όσον αφορά την γωνιακή θέση, την ταχύτητα και την επιτάχυνση της ατράκτου, κάτι που τους κάνει ιδανικούς για εφαρμογές που απαιτούν υψηλή ακρίβεια και ταχεία απόκριση.

Τα βασικά πλεονεκτήματα τους είναι:

- Υψηλή ακρίβεια, κατάλληλη για εφαρμογές ρομποτικής και μηχανών CNC
- Σύστημα ελέγχου κλειστού βρόγχου, το οποίο επιτρέπει ακρίβεια θέσης λαμβάνοντας υπόψη τις μεταβολές τους φορτίου

Τα βασικά μειονεκτήματα τους είναι:

- Υψηλό κόστος σε σχέση με άλλους τύπου κινητήρων
- Πολύπλοκη λειτουργία και έλεγχος



Εικόνα 19: Τυπικός Servo κινητήρες βιομηχανικών εφαρμογών

- **Βηματικοί κινητήρες (stepper motors)**

Οι βηματικοί κινητήρες παρέχουν με ακρίβεια περιστροφική κίνηση της ατράκτου σε βήματα, χωρίζοντας μία πλήρη περιστροφή σε ίσα βήματα. Χρησιμοποιούνται ευρέως σε εφαρμογές που απαιτούν υψηλή ακρίβεια θέσης.

Τα βασικά πλεονεκτήματα τους είναι:

- Υψηλή ακρίβεια, χωρίς ανάγκη για σύστημα ελέγχου ανάδρασης
- Απλή λειτουργία

Τα βασικά μειονεκτήματα τους είναι:

- Περιορισμένη ικανότητα παροχής ροπής και ταχύτητας
- Υψηλά επίπεδα θορύβου και δονήσεων



Εικόνα 20: Τυπικός βηματικός κινητήρες βιομηχανικών εφαρμογών

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΠΡΟΚΑΤΑΡΚΤΙΚΗ ΣΧΕΔΙΑΣΗ

Στο κεφάλαιο αυτό θα υλοποιηθεί η προκαταρκτική σχεδίαση του ζητούμενου συστήματος, ακολουθώντας τα παρακάτω βήματα:

- Ανάλυση ανάγκης (need analysis)
- Ανάλυση απαιτήσεων (requirements)
- Ανάλυση λειτουργιών (functional analysis)
- Ανάλυση εναλλακτικών λύσεων (alternative solution analysis)

Με τον τρόπο αυτό η γενικές απαιτήσεις όσον αφορά το σύστημα θα αναλυθούν και θα καταστεί δυνατή η επιλογή των σωστών υποσυστημάτων για την αποτελεσματική επίτευξη της απαιτούμενης λειτουργίας.

2.1 Ανάλυση Ανάγκης – Απαιτήσεων

Η ανάγκη η οποία έχει οδηγήσει στην απαίτηση για την ανάπτυξη του υπό εξέταση συστήματος περιλαμβάνει την απόκτηση της ικανότητα για έλεγχο της ανάπτυξης φοιτών/καλλιεργειών σε ένα χωράφι. Οι διαστάσεις του χωραφιού πρέπει να είναι 60 x 40 m. Ο έλεγχος θα γίνεται με έναν αισθητήρα ο οποίος θα μπορεί να κινηθεί στους τρεις άξονες.

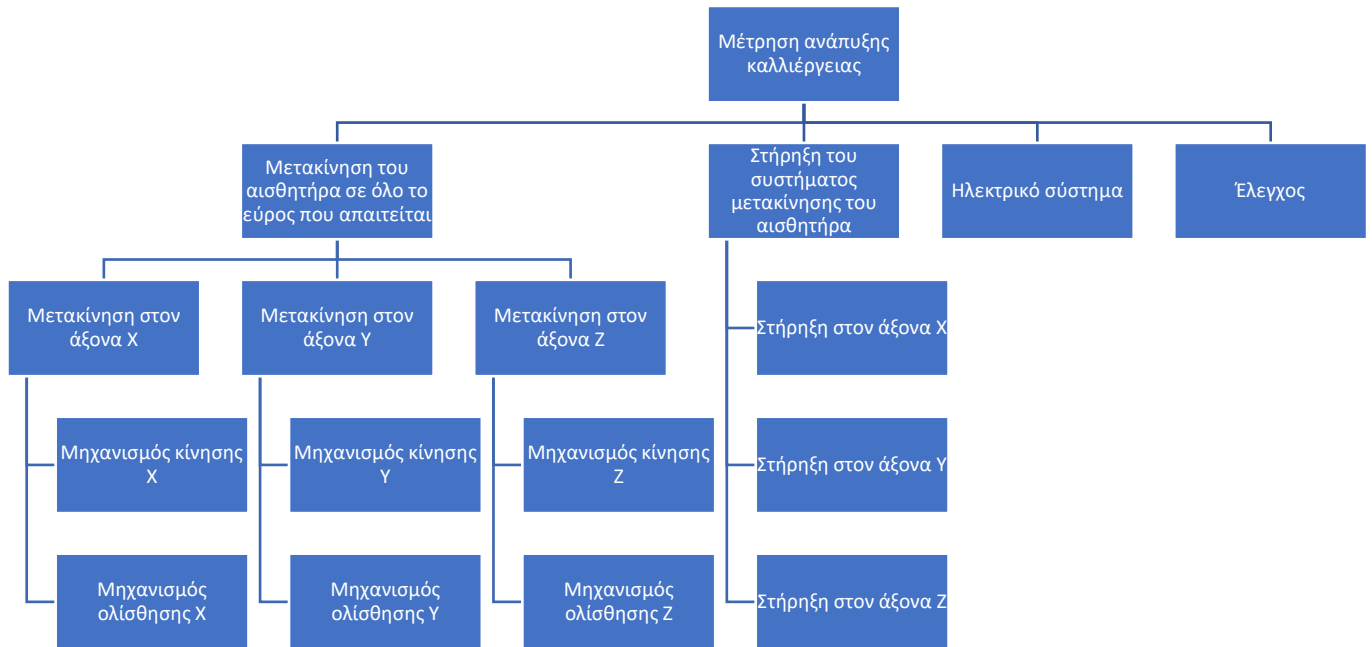
Από την παραπάνω ανάγκη προκύπτουν οι παρακάτω απαιτήσεις:

- Επιφάνεια λειτουργίας : 60 x 40 m
- Βαθμοί ελευθερίας μηχανισμού: 3 (x – y – z)

- Το σύστημα θα πρέπει να αναπτυχθεί γύρω από ένα χωράφι με την παραπάνω επιφάνεια.
 - Ύψος συστήματος: Δεν προδιαγράφεται στην ανάγκη αλλά για έλεγχο ετήσιων καλλιεργειών (σιτάρι, κριθάρι, καλαμπόκι κτλ το μεγαλύτερο ύψος είναι αυτό του καλαμποκιού που μπορεί να φτάσει μέχρι και τα 3 μέτρα. Για τον λόγο αυτό το ύψος συστήματος ορίζεται στα 4 μέτρα, με στόχο την ύπαρξη μίας απόστασης ασφαλείας, ενώ το μήκος καθόδου του αισθητήρα στα 2 μέτρα.
 - Τουλάχιστον δύο μέτρα απόσταση ασφαλείας από κάθε πλευρά του χωραφιού, κατά συνέπεια απόσταση μεταξύ των πλευρών x και y , 64 και 44 μέτρα αντίστοιχα.
- Ακρίβεια μέτρησης. Εξαρτάται από την υπό εξέταση καλλιέργεια. Η πλέον πυκνή μονοετής καλλιέργεια είναι αυτή του κριθαριού, με απόσταση μεταξύ των φοιτών μέχρι και 7 cm. Για τον λόγο αυτό η ακρίβεια μέτρησης κατά άξονα X και Y καθορίζεται τουλάχιστον στα 5 cm. Όσον αφορά τον άξονα Z καθορίζεται στα 2cm
- Το σύστημα δεν αποτελεί σταθερή εγκατάσταση και θα πρέπει να μπορεί να αποσυναρμολογείται και να μετακινείται.

2.2 Ανάλυση Λειτουργιών

Η ανάλυση των λειτουργιών θα γίνει μέσω ενός διαγράμματος δένδρου που θα περιλαμβάνει την ιεραρχία των λειτουργιών που απαιτείται αν υλοποιεί το σύστημα χωρισμένες στα επίπεδα συστήματος, υποσυστήματος, και εξαρτημάτων.



Εικόνα 21: Ανάλυση λειτουργιών συστήματος

Από τις παραπάνω λειτουργίες, όπως αυτές παρουσιάζονται στην Εικόνα 21, θα εξετάσουμε την μετακίνηση του αισθητήρα σε όλο του απαιτούμενο εύρος και την στήριξη του συστήματος. Το ηλεκτρικό σύστημα και ο έλεγχος δεν αποτελούν τμήμα της εργασίας αυτής.

2.3 Ανάλυση Εναλλακτικών Λύσεων

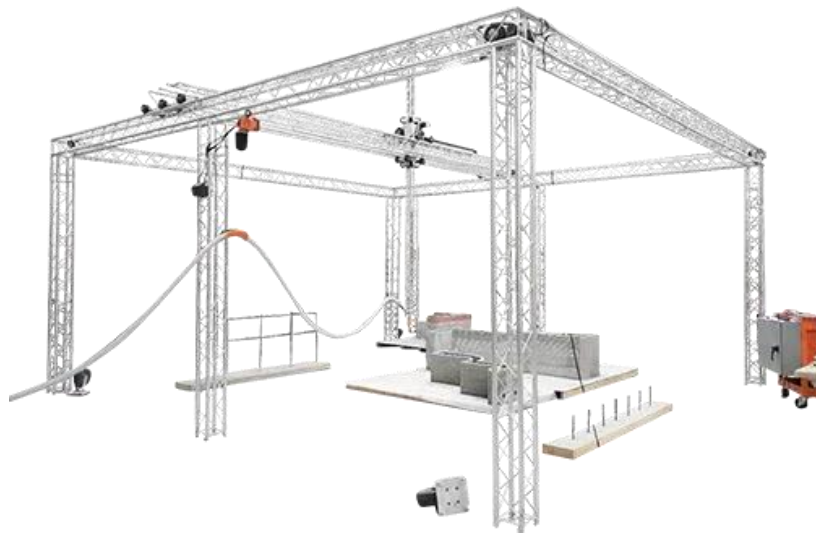
2.3.1 Στήριξη στους τρεις άξονες

Για την στήριξη του συστήματος στους τρεις άξονες θα εξεταστούν οι παρακάτω τρεις λύσεις:

- Ορθογώνιο πλαίσιο

- Σύστημα τύπου γερανογέφυρας σε ράγες
- Σύστημα τύπου γερανογέφυρας σε σταθερό πλαίσιο

Η περίπτωση της στήριξης σε ορθογώνιο πλαίσιο παρουσιάζεται στην Εικόνα 22. Το σύστημα αυτό παρουσιάζει το πλεονέκτημα της μεγαλύτερης ικανότητας παραλαβής φορτίων και μεγαλύτερης ακαμψίας. Επιπρόσθετα θέτει το όλο σύστημα σε ύψος, χωρίς να επηρεάζει το χωράφι. Η μετακίνηση του αισθητήρα κατά X και Y γίνεται σε ύψος. Παρόλα αυτά αυξάνει το κόστος και την πολυπλοκότητα της κατασκευής. Λαμβάνοντας υπόψη το μικρό βάρος του αισθητήρα τα πλεονεκτήματα που παρέχει δεν είναι απαραίτητα.



Εικόνα 22: Ορθογώνιο πλαίσιο στήριξης

Η περίπτωση του συστήματος τύπου γερανογέφυρας σε ράγες παρουσιάζεται στην Εικόνα 23. Το σύστημα αυτό παρουσιάζει το πλεονέκτημα της απλότητας κατασκευής και τις δυνατότητας εύκολης μεταφοράς του. Παρόλα αυτά η ύπαρξη των ραγών

μετακίνησης κατά τον άξονα Χ δύναται να δημιουργήσουν προβλήματα στο αγροτικό περιβάλλον.



Εικόνα 23: Σύστημα τύπου γερανογέφυρας σε ράγες

Η περίπτωση του συστήματος τύπου γερανογέφυρας σε σταθερό πλαίσιο συνδυάζει τα πλεονεκτήματα των δύο παραπάνω συστημάτων. Παρέχει ικανή στήριξη και ακαμψία στο σύστημα ενώ παράλληλα η μετακίνηση του αισθητήρα κατά τον άξονα Χ γίνεται σε ύψος, αποφεύγοντας εμπλοκή στο χωράφι. Επιπρόσθετα η αποσυναρμολόγηση και μετακίνησή του είναι σχετικά απλή.



Εικόνα 24: Σύστημα τύπου γερανογέφυρας σε σταθερό πλαίσιο

Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω κρίνεται ότι η επιλογή του συστήματος τύπου γερανογέφυρας σε σταθερό πλαίσιο αποτελεί την κατάλληλη λύση για τις ανάγκες του συστήματος υπό εξέταση. Παρόλα αυτά και λόγω του μεγάλου διακένου κατά τον άξονα γ θα προστεθούν και δυο ενισχυτικού δοκοί στα δύο άκρα του άξονα.

2.3.1 Μετακίνηση στους τρεις άξονες

Για την μετακίνηση στους τρεις άξονες θα εξεταστούν τα παρακάτω:

- Μηχανισμός κίνησης
 - Μηχανισμός γραμμικής κίνησης
 - Κινητήρας

- Μηχανισμός ολίσθησης
- **Μηχανισμός ολίσθησης άξονα X, Y, Z**

Όσον αφορά τον μηχανισμό ολίσθησης για τον άξονα X και Y, οι επιλογές, όπως αυτές παρουσιάστηκαν στον κεφάλαιο 1 είναι οι γραμμικοί οδηγό προφίλ, τα γραμμικά έδρανα και οι οδηγό προφίλ. Λαμβάνοντας υπόψη την ανάγκη για παραλαβή σχετικά υψηλού φορτίου αλλά και τη μέτρια ακρίβεια που απαιτείται, η καλύτερη λύση κρίνεται ότι είναι αυτή των γραμμικών οδηγών προφίλ.

- **Μηχανισμός κίνησης στον άξονα X και Y.**

Για την επίτευξη γραμμικής κίνησης κατά τον άξονα X και Y, η ανάγκη για μέτρια και όχι υψηλή ακρίβεια, η ανάγκη για μείωση του κόστους και απλότητα και κυριότερα η ανάγκη για μεγάλα φορτία και μεγάλο μήκος λειτουργίας αφήνει ως μόνη κατάλληλη λύση αυτή του οδοντωτού κανόνα – γραναζιού.

- **Μηχανισμός κίνησης στον άξονα Z**

Η διαφοροποίηση που απαιτείται στον άξονα Z αφορά το μικρότερο φορτίο που απαιτείται να παραληφθεί, το μικρότερο μήκος λειτουργίας αλλά και την ανάγκη για αποφυγή ολίσθησης. Όλα τα παραπάνω καθιστούν την κοχλιωτή άτρακτο ως τον κατάλληλο μηχανισμό για την εφαρμογή αυτή.

- **Κινητήρες**

Η ανάγκη για υψηλή ακρίβεια και έλεγχο θέσης και στις τρεις περιπτώσεις οδηγεί στην επιλογή κινητήρων τύπου SERVO.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

3.1 Διαστασιολόγηση Μηχανισμού Κίνησης κατά Άξονα Z

Όπως αναφέρθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο ο μηχανισμός κίνησης κατά άξονα Z θα υλοποιηθεί μέσω κοχλιωτής ατράκτου (lead screw). Τα βασικά δεδομένα για την διαστασιολόγηση επιλέχθηκαν τα παρακάτω:

- Αισθητήρας: Κοινή κάμερα με εκτιμώμενη μάζα(βάση σχετικών μοντέλων του εμπορίου) τα 4 kg.
- Επιπρόσθετες μάζες:
 - Μηχανισμός στήριξης αισθητήρα με εκτιμώμενη μάζα 4 kg
 - Μηχανισμός γραμμικής κίνησης επί της κοχλιωτής ατράκτου με εκτιμώμενη μάζα 5 kg.
- Συνολική μάζα : $m=13$ kg
- Συντελεστής τριβής: $\mu=0.15$ (τυπικές τιμές για κοχλιωτή άτρακτο 0.1-0.2)
- Απαιτούμενη γραμμική ταχύτητα φορτίου: $v=0.2$ m/s
- Βήμα κοχλίας: $l=10$ mm
- Γωνία κοχλίωσης: 3 deg (Τυπικές τιμές από 2 έως 15 – μικρότερες τιμές εξασφαλίζουν καλύτερη ακρίβεια και συγκράτηση του φορτίου)

Το φορτίο το οποίο εφαρμόζεται στον κοχλία έχει όπως παρακάτω:

- Βάρος φορτίου : $W = m \times g = 127.5$ N
- Δύναμη τριβής: $F_f = \mu \times W = 19.1$ N

- Συνολικό φορτίο: $F_{tot} = W = F_f = 146.6 \text{ N}$

Η γωνία τριβής υπολογίζεται ως:

$$\varphi = \text{atan}(\mu) = 8.53 \text{ deg}$$

ενώ ο βαθμός απόδοσης της κοχλιωτής ατράκτου:

$$\eta = \frac{\tan(\lambda)}{\tan(\lambda + \varphi)} = 0.2569$$

Για ανοδική κίνηση του φορτίου, και:

$$\eta_d = \frac{\tan(\lambda)}{\tan(\lambda - \varphi)} = -0.5412$$

Για την καθοδική κίνηση του φορτίου (η αρνητική τιμή καταδεικνύει ότι για την κάθοδο απαιτείται ροπή για την αντιστάθμιση του βάρους).

Η απαιτούμενη ροπή ανύψωσης του φορτίου υπολογίζεται:

$$T_r = \frac{F_{tot}l}{2\pi\eta} = 0.9086 \text{ Nm}$$

ενώ για την κάθοδο του φορτίου (το αρνητικό πρόσημο καταδεικνύει αντίθετη φορά ροπής):

$$T_r = \frac{F_{tot}l}{2\pi\eta_d} = -0.4313 \text{ Nm}$$

Η απαιτούμενη ταχύτητα περιστροφής για την επίτευξη της απαιτούμενης γραμμικής ταχύτητας υπολογίζεται:

$$n = \frac{V}{l} = 20 \text{ rpm}$$

Η διάμετρος d_m υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\lambda = \text{atan}\left(\frac{l}{\pi d_m}\right) \rightarrow d_m = \frac{l}{\tan(\lambda) \pi} = 60 \text{ mm}$$

Η κρίσιμη ταχύτητα περιστροφής (μετά την οποία ο κοχλίας αρχίζει να παράγει δονήσεις – ταλαντώσεις) υπολογίζεται όπως παρακάτω και προκύπτει μεγαλύτερη της ταχύτητας περιστροφής λειτουργίας (όχι προβλήματα στη φυσιολογική λειτουργία):

$$n_c = \frac{C}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}} = 24.4 \text{ rpm} > n$$

όπου:

C: συντελεστής στήριξης (1.47 για μία μόνο άκρη στηριγμένη)

L: το μήκος του κοχλίου που δεν στηρίζεται (εκτιμάται λόγω του ύψους της κατασκευής ότι μπορεί να φτάσει τα 0.5 m)

E: Το μέτρο ελαστικότητας (για κοινό αλουμίνιο 70 GPa)

I: Η ροπή αδράνειας του κοχλίου, η οποία για κυκλική διατομή προκύπτει $I =$

$$\frac{\pi}{64} d_m^4 = 6.7 \text{E-}7$$

ρ : Η πυκνότητα του υλικού (για αλουμίνιο 2710 kg/m³)

Για να επιβεβαιωθεί ότι η κοχλιωτής άτρακτος αντέχει στη ροπή που επιβάλλεται σε αυτή θα υπολογιστεί το φορτίο και η ροπή λιγισμού:

Το φορτίο λιγισμού υπολογίζεται όπως παρακάτω (σχέση Euler):

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} = 854 \text{ KN}$$

Και η ροπή λιγισμού:

$$T_{cr} = P_{cr} \times \frac{d_m}{2} = 25.94 \text{ KNm}$$

Παρατηρείτε ότι λόγω της μεγάλης διαμέτρου της ατράκτου οι οριακές τιμές είναι πολύ μεγαλύτερες από αυτές που εφαρμόζονται και για τον λόγο αυτό δεν υφίσταται θέμα ασφαλούς λειτουργίας. Το σημαντικό ζήτημα στη συγκεκριμένη σχεδίαση αποτελούσε η κρίσιμη ταχύτητα καθώς το αστήριχτο μήκος είναι αρκετά μεγάλο. Για τον λόγο αυτό απαιτείται μεγάλη διάμετρος ατράκτου για να παρέχει την απαιτούμενη ακαμψία. Το βάρος του κοχλίου για εκτιμώμενο μήκος κοχλίου 2 m ανέρχεται σε 27 κιλά (για αλουμίνιο)

Για την επιλογή του κινητήρα θα απαιτηθεί ένας κινητήρας ο οποίος μπορεί στις 20 rpm να αποδώσει (με συντελεστή ασφαλείας 2) $T_{\text{motor}}=1.81 \text{ Nm}$

3.2 Διαστασιολόγηση Μηχανισμού Κίνησης κατά Άξονα Υ

3.2.1 Διαστασιολόγηση μηχανισμού οδοντωτού κανόνα – γραναζιού

Για την κίνηση κατά τον άξονα Υ θα χρησιμοποιηθεί ένας μηχανισμός οδοντωτού κανόνα – γραναζιού (rack and pinion). Η μάζα η οποία καλείται να μετακινήσει ο μηχανισμός και άλλα μεγέθη που απαιτούνται για τους υπολογισμούς εκτιμώνται όπως παρακάτω:

- Μάζα μηχανισμού άξονα Ζ: 40 kg (αρχικό βάρος + κοχλίας)
- Μάζα μηχανισμού άξονα Υ: 10 kg
- Συνολική μάζα: 50 kg
- Συντελεστής τριβής: $\mu=0.01$ (τυπικές τιμές για μηχανισμό γραμμικού οδηγού προφίλ 0.005 – 0.02)
- Απαιτούμενη ακρίβεια (ελάχιστη γραμμική κίνηση): 5cm = 50mm = 0.05m
- Γραμμική ταχύτητα: $a=2$ m/s
- Επιτάχυνση φορτίου: $v=2$ m/s²

Το φορτίο το οποίο εφαρμόζεται στον μηχανισμό έχει όπως παρακάτω:

- Βάρος φορτίου : $W = m \times g = 127.5$ N
- Δύναμη τριβής: $F_f = \mu \times W = 4.9$ N
- Δύναμη αδράνειας $F_{in} = m \times a = 100$ N
- Συνολικό φορτίο: $F_{tot} = W = F_f = 595.4$ N

Για την εκκίνηση των υπολογισμών επιλέγουμε μία αρχική τιμή module και γωνίας πίεσης (pressure angle).

- $m=5 \text{ mm}$ (τυπικές τιμές από 1 έως 10)
- $a= 23 \text{ deg}$ (τυπικές τιμές από 20 έως 25)
- $Z= 20$ ο αριθμός των δοντιών του γραναζιού (τυπική τιμή για τέτοιους μηχανισμούς)

Το βήμα της οδόντωσης υπολογίζεται όπως παρακάτω:

$$p = \pi \times m = 15.7 \text{ mm}$$

Το βήμα αποτελεί και την ελάχιστη γραμμική κίνηση που μπορεί να επιτύχει ο μηχανισμός. Παρατηρούμε ότι καλύπτει τις απαιτήσεις που έχουν τεθεί.

$$L_m = p = 15.7 \text{ mm} = 1.57 \text{ cm} < 5 \text{ cm}$$

Η διάμετρος του γραναζιού προκύπτει:

$$d = m \times z = 100 \text{ mm} = 0.1 \text{ m}$$

Η ταχύτητα περιστροφής προκύπτει:

$$N = \frac{60v}{\pi d} = 382 \text{ rpm}$$

και η γωνιακή του ταχύτητα

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = 40 \text{ rad/sec}$$

Η ροπή η οποία απαιτείται για την οδήγηση του γραναζιού προκύπτει όπως παρακάτω:

$$T = F_{tot} \times \frac{d}{2} = 29.8 \text{ Nm}$$

ενώ η απαιτούμενη ισχύς (για βαθμό απόδοσης οδόντωσης $\eta=0.9$)

$$P = \frac{\omega T}{\eta} = 1.32 \text{ KW}$$

Για την επιλογή του κινητήρα θα απαιτηθεί ένας κινητήρας ο οποίος μπορεί στις 382 rpm να αποδώσει (με συντελεστή ασφαλείας 1.5) $T_{\text{motor}} = 2 \text{ KW}$

3.2.2 Διαστασιολόγηση δοκού άξονα Y

Για την διαστασιολόγηση της δοκού η οποία στηρίζει τον μηχανισμό κίνησης κατά τον άξονα Y κατά το διάκενο των 44 μέτρων στο οποίο πρέπει να λειτουργεί, θα χρησιμοποιηθεί διατομή τύπου I και ως υλικό κοινώς χάλυβας πυκνότητας 7850 Kg/m^3 , μέτρου ελαστικότητας $E=200 \text{ GPa}$ και ορίου διαρροής $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$.

Το φορτίο λόγω βάρους που καλείται να ανταπεξέλθει η δοκός ανέρχεται σε 50 Kg του μηχανισμού κατά Z, προσαυξημένο κατά ένα εκτιμώμενο βάρος 30 Kg (μηχανισμός μετακίνησης κατά άξονα Y). Το φορτίο αυτό θα αξιολογηθεί εφαρμοσμένο σημειακά στο κέντρο της δοκού. Επιπρόσθετα θα ληφθεί υπόψη το βάρος της δοκού, ως ομοιόμορφα κατανεμημένο φορτίο.

$$P_{tot} = (W_z + W_y)g = 784.8 \text{ N}$$

Αρχικά επιλέγεται να εξεταστεί τυποποιημένη δοκός I με τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- Ύψος $h = 0.3 \text{ m}$

- Πλάτος $b = 0.15 \text{ m}$
- Πάχος φλάτζας $t_f = 0.02 \text{ m}$
- Πάχος πλέγματος $t_w = 0.01 \text{ m}$

Η διατομή της δοκού υπολογίζεται όπως παρακάτω:

$$A = 2(b \times t_f) + t_w(h - 2t_f) = 0.0086 \text{ m}^2$$

ενώ η ροπή αδράνειάς της όπως παρακάτω:

$$I = 2 \left[\frac{bt_f^3}{12} + bt_f \left(\frac{h}{2} - \frac{t_f}{2} \right)^2 \right] + \frac{t_w(h - 2t_f)^3}{12} = 0.0001324 \text{ m}^4$$

Για τον υπολογισμό του κατανεμημένου φορτίου λόγω του ιδίου βάρους της δοκούς υπολογίζεται αρχικά η συνολική μάζα και η μάζα ανά μονάδα μήκους της δοκού:

$$w_{beam} = \rho AL = 2970 \text{ kg}$$

$$w_L = \rho A = 67.61 \text{ kg/m}$$

Για τον υπολογισμό της καμπτικής ροπής M υπολογίζονται οι καμπτικές ροπές λόγω σημειακού και κατανεμημένου φορτίου (κατόπιν επίλυσης του συστήματος για δύο στηρίξεις στις άκρες της δοκού) και αθροίζονται:

$$M_p = \frac{PL}{4} = 8632 \text{ Nm}$$

$$M_w = \frac{wL^2}{8} = 16337 \text{ Nm}$$

$$M_{tot} = M_p + M_w = 24970 \text{ Nm}$$

Η μέγιστη τάση σ , με συντελεστή ασφαλείας $S_f = 1.5$, υπολογίζεται όπως παρακάτω (όπου $C=h/2$ για δοκό τύπου I):

$$\sigma_m = S_f \frac{M_{tot} c}{I} = 4.24 \times 10^7 \text{ Pa} = 42.4 \text{ MPa} < \sigma_y$$

Παρατηρούμε ότι η δοκός είναι ασφαλής όσον αφορά τις τάσεις.

Όσον αφορά την μέγιστη μετατόπιση (βέλος κάμψης) της δοκού, με συντελεστή ασφαλείας $S_f = 1.5$, αυτή υπολογίζεται λόγω σημειακού και κατανεμημένου φορτίου (κατόπιν επίλυσης του συστήματος για δύο στηρίξεις στις άκρες της δοκού) όπως παρακάτω:

$$\delta_p = \frac{PL^3}{48EI} = 0.053 \text{ m}$$

$$\delta_w = \frac{5wL^4}{384EI} = 0.124 \text{ m}$$

$$\delta_{tot} = S_f (\delta_p + \delta_w) = 0.265 \text{ m}$$

Το μέγιστο βέλος κάμψης συγκρίνεται με το γενικό κριτήριο μέγιστης κάμψης:

$$\delta_{lim} = \frac{L}{240} = 0.183 \text{ m} < \delta_{tot}$$

Παρατηρούμε ότι ενώ η δοκός αντέχει στις τάσεις λόγω των φορτίων, λόγω του μεγάλου της μήκους παρουσιάζει βέλος κάμψης μεγαλύτερο από το ασφαλές. Για τον λόγο αυτό πρέπει να επαναληφθούν οι υπολογισμοί με νέα διατομή. Επιλέγεται νέα διατομή I με τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- Ύψος $h = 0.35 \text{ m}$
- Πλάτος $b = 0.15 \text{ m}$
- Πάχος φλάτζας $t_f = 0.03 \text{ m}$
- Πάχος πλέγματος $t_w = 0.01 \text{ m}$

Επαναλαμβάνοντας τους υπολογισμούς προκύπτει ότι το νέο βάρος προκύπτει 4110 kg, ενώ με συντελεστή ασφαλείας $S_f = 1.5$ η μέγιστη τάση και βέλος κάμψης υπολογίζονται:

$$\sigma_m = 32.6 \text{ MPa} < \sigma_y$$

$$\delta_{tot} = 0.178 \text{ m} < \delta_{lim}$$

Παρατηρούμε ότι η νέα διατομή αντέχει στις τάσεις λόγω των φορτίων και το βέλος κάμψης είναι εντός των αποδεκτών ορίων.

3.3 Διαστασιολόγηση Μηχανισμού Κίνησης κατά Άξονα Χ

3.3.1 Διαστασιολόγηση μηχανισμού οδοντωτού κανόνα – γραναζιού

Για την κίνηση κατά τον άξονα Χ θα χρησιμοποιηθεί ένας μηχανισμός οδοντωτού κανόνα – γραναζιού (rack and pinion). Η μάζα η οποία καλείται να μετακινήσει ο μηχανισμός και άλλα μεγέθη που απαιτούνται για τους υπολογισμούς εκτιμώνται όπως παρακάτω:

- Μάζα μηχανισμού άξονα Υ και Ζ: 80 kg
- Μάζα δοκού Υ: 4110 kg
- Συνολική μάζα: 4190 kg
- Συντελεστής τριβής: $\mu=0.01$ (τυπικές τιμές για μηχανισμό γραμμικού οδηγού προφίλ 0.005 – 0.02)
- Απαιτούμενη ακρίβεια (ελάχιστη γραμμική κίνηση): 5cm = 50mm = 0.05m
- Γραμμική ταχύτητα: $a=2 \text{ m/s}$
- Επιτάχυνση φορτίου: $v=2 \text{ m/s}^2$

Το φορτίο το οποίο εφαρμόζεται στον μηχανισμό έχει όπως παρακάτω:

- Βάρος φορτίου : $W = m \times g = 41 \text{ KN}$
- Δύναμη τριβής: $F_f = \mu \times W = 411 \text{ N}$
- Δύναμη αδράνειας $F_{in} = m \times a = 8.38 \text{ KN}$
- Συνολικό φορτίο: $F_{tot} = W = F_f = 49.89 \text{ KN}$

Για την εκκίνηση των υπολογισμών επιλέγουμε μία αρχική τιμή module και γωνίας πίεσης (pressure angle).

- $m=5 \text{ mm}$ (τυπικές τιμές από 1 έως 10)
- $a= 23 \text{ deg}$ (τυπικές τιμές από 20 έως 25)
- $Z= 20$ ο αριθμός των δοντιών του γραναζιού (τυπική τιμή για τέτοιους μηχανισμούς)

Το βήμα της οδόντωσης υπολογίζεται όπως παρακάτω:

$$p = \pi \times m = 15.7 \text{ mm}$$

Το βήμα αποτελεί και την ελάχιστη γραμμική κίνηση που μπορεί να επιτύχει ο μηχανισμός. Παρατηρούμε ότι καλύπτει τις απαιτήσεις που έχουν τεθεί.

$$L_m = p = 15.7 \text{ mm} = 1.57 \text{ cm} < 5 \text{ cm}$$

Η διάμετρος του γραναζιού προκύπτει:

$$d = m \times z = 100 \text{ mm} = 0.1 \text{ m}$$

Η ταχύτητα περιστροφής προκύπτει:

$$N = \frac{60v}{\pi d} = 382 \text{ rpm}$$

και η γωνιακή του ταχύτητα

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = 40 \text{ rad/sec}$$

Η ροπή η οποία απαιτείται για την οδήγηση του γραναζιού προκύπτει όπως παρακάτω:

$$T = F_{tot} \times \frac{d}{2} = 2950 \text{ Nm}$$

ενώ η απαιτούμενη ισχύς (για βαθμό απόδοσης οδόντωσης $\eta=0.9$)

$$P = \frac{\omega T}{\eta} = 111 \text{ KW}$$

Για την επιλογή του κινητήρα θα απαιτηθεί ένας κινητήρας ο οποίος μπορεί στις 382 rpm να αποδώσει (με συντελεστή ασφαλείας 1.2) $T_{\text{motor}} = 133 \text{ KW}$

3.3.2 Διαστασιολόγηση δοκού άξονα X

Για την διαστασιολόγηση της δοκού η οποία στηρίζει τον μηχανισμό κίνησης κατά τον άξονα X κατά το διάκενο των 64 μέτρων στο οποίο πρέπει να λειτουργεί, θα χρησιμοποιηθεί διατομή τύπου I και ως υλικό κοινώς χάλυβας πυκνότητας 7850 Kg/m^3 , μέτρου ελαστικότητας $E=200 \text{ GPa}$ και ορίου διαρροής $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$. Λόγω του μεγάλου βάρους του μηχανισμού και το μεγάλου μήκους, επιλέγεται η τοποθέτηση κάθετων στηριγμάτων ανά 16 μέτρα, χωρίζοντας τη δοκό σε 4 ίσα τμήματα.

Το φορτίο λόγω βάρους που καλείται να ανταπεξέλθει η δοκός ανέρχεται σε 2135 Kg του μηχανισμού και δοκού Z – Υ (το μισό από το συνολικό καθώς αυτό εδράζεται και στις δύο πλευρές), προσαυξημένο κατά ένα εκτιμώμενο βάρος 200 Kg (μηχανισμός μετακίνησης κατά άξονα X). Το φορτίο αυτό θα αξιολογηθεί εφαρμοσμένο σημειακά στο κέντρο της δοκού. Επιπρόσθετα θα ληφθεί υπόψη το βάρος της δοκού, ως ομοιόμορφα καταναμημένο φορτίο.

$$P_{tot} = (W_z + W_y)g = 784.8 \text{ N}$$

Αρχικά επιλέγεται να εξεταστεί τυποποιημένη δοκός I με τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- Ύψος $h = 0.3 \text{ m}$
- Πλάτος $b = 0.15 \text{ m}$
- Πάχος φλάτζας $t_f = 0.02 \text{ m}$
- Πάχος πλέγματος $t_w = 0.01 \text{ m}$

Η διατομή της δοκού υπολογίζεται όπως παρακάτω:

$$A = 2(b \times t_f) + t_w(h - 2t_f) = 0.0086 \text{ m}^2$$

ενώ η ροπή αδράνειας της όπως παρακάτω:

$$I = 2 \left[\frac{bt_f^3}{12} + bt_f \left(\frac{h}{2} - \frac{t_f}{2} \right)^2 \right] + \frac{t_w(h - 2t_f)^3}{12} = 0.0001324 \text{ m}^4$$

Για τον υπολογισμό του καταναμημένου φορτίου λόγω του ίδιου βάρους κάθε τμήματος της δοκούς υπολογίζεται αρχικά η συνολική μάζα και η μάζα ανά μονάδα μήκους της δοκού:

$$w_{beam} = \rho AL = 1080 \text{ kg}$$

$$w_L = \rho A = 67.61 \text{ kg/m}$$

Για τον υπολογισμό της καμπτικής ροπής M υπολογίζονται οι καμπτικές ροπές λόγω σημειακού και κατανεμημένου φορτίου (κατόπιν επίλυσης του συστήματος για δύο στηρίξεις στις άκρες της δοκού) και αθροίζονται:

$$M_p = \frac{PL}{4} = 91625 \text{ Nm}$$

$$M_w = \frac{wL^2}{8} = 2160 \text{ Nm}$$

$$M_{tot} = M_p + M_w = 93785 \text{ Nm}$$

Η μέγιστη τάση σ , με συντελεστή ασφαλείας $S_f = 1.5$, υπολογίζεται όπως παρακάτω (όπου $C=h/2$ για δοκό τύπου I):

$$\sigma_m = S_f \frac{M_{tot} C}{I} = 1.59 \times 10^8 \text{ Pa} = 159 \text{ MPa} < \sigma_y$$

Παρατηρούμε ότι η δοκός είναι ασφαλής όσον αφορά τις τάσεις.

Όσον αφορά την μέγιστη μετατόπιση (βέλος κάμψης) της δοκού, με συντελεστή ασφαλείας $S_f = 1.5$, αυτή υπολογίζεται λόγω σημειακού και κατανεμημένου φορτίου (κατόπιν επίλυσης του συστήματος για δύο στηρίξεις στις άκρες της δοκού) όπως παρακάτω:

$$\delta_p = \frac{PL^3}{48EI} = 0.074 \text{ m}$$

$$\delta_w = \frac{5wL^4}{384EI} = 0.002 \text{ m}$$

$$\delta_{tot} = S_f(\delta_p + \delta_w) = 0.114 \text{ m}$$

Το μέγιστο βέλος κάμψης συγκρίνεται με το γενικό κριτήριο μέγιστης κάμψης:

$$\delta_{lim} = \frac{L}{240} = 0.067 \text{ m} < \delta_{tot}$$

Παρατηρούμε ότι ενώ η δοκός αντέχει στις τάσεις λόγω των φορτίων, λόγω του μεγάλου της μήκους παρουσιάζει βέλος κάμψης μεγαλύτερο από το ασφαλές. Για τον λόγο αυτό πρέπει να επαναληφθούν οι υπολογισμοί με νέα διατομή. Επιλέγεται νέα διατομή I με τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- Ύψος $h = 0.35 \text{ m}$
- Πλάτος $b = 0.15 \text{ m}$
- Πάχος φλάτζας $t_f = 0.03 \text{ m}$
- Πάχος πλέγματος $t_w = 0.01 \text{ m}$

Επαναλαμβάνοντας τους υπολογισμούς προκύπτει ότι το νέο βάρος προκύπτει 4110 kg, ενώ με συντελεστή ασφαλείας $S_f = 1.5$ η μέγιστη τάση και βέλος κάμψης υπολογίζονται:

$$\sigma_m = 98.8 \text{ MPa} < \sigma_y$$

$$\delta_{tot} = 0.061 \text{ m} < \delta_{lim}$$

Παρατηρούμε ότι η νέα διατομή αντέχει στις τάσεις λόγω των φορτίων και το βέλος κάμψης είναι εντός των αποδεκτών ορίων.

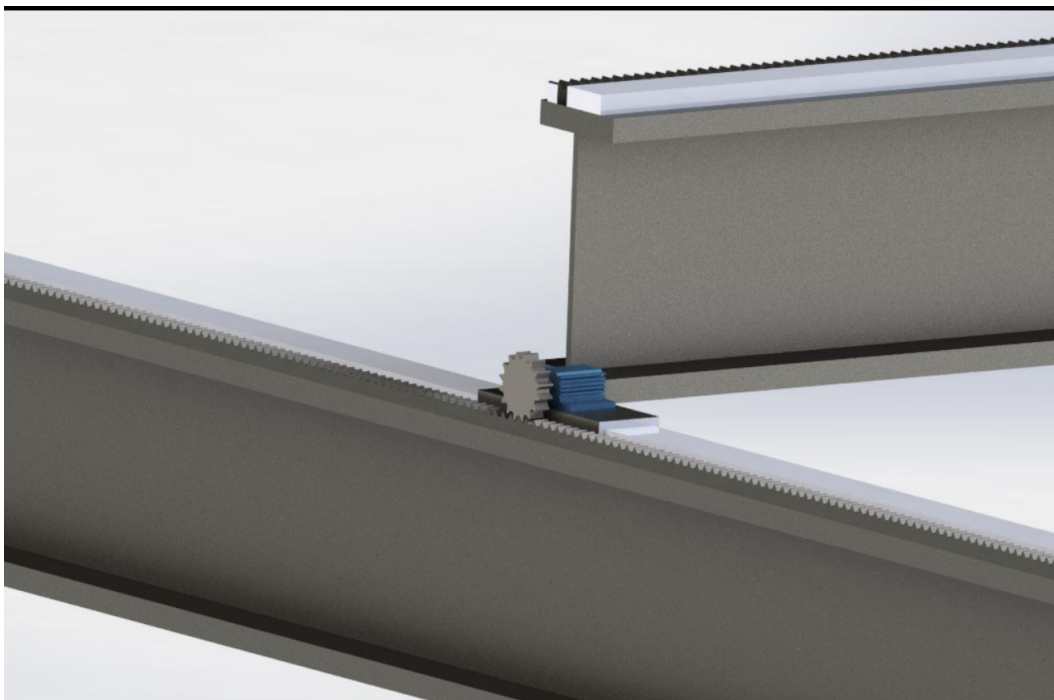
Στις παρακάτω εικόνες παρουσιάζονται τέσσερις χαρακτηριστικές όψεις του συστήματος.



Εικόνα 25: Ισομετρική απεικόνιση του συστήματος



Εικόνα 26: Ισομετρική απεικόνιση του συστήματος



Εικόνα 27: Δοκοί και μηχανισμός rack and pinion



Εικόνα 28: Μηχανισμός άξονα Z

3.4 Κοστολόγηση

Η κοστολόγηση έγινε με βάση ενδεικτικές τιμές υλικών και συστημάτων τα οποία καλύπτουν τις ανάγκες που προαναφέρθηκαν. Δεν έχουν ληφθεί υπόψη καλωδιώσεις, σύνδεσμοι κτλ, και για τον λόγο αυτό το συνολικό κόστος αυξήθηκε κατά απρόβλεπτα ύψους 30%.

Υλικό	Ποσότητα	Κόστος Μονάδας	Κόστος	Κατάστημα
Δοκός Υ	3	1500	4500	www.destraleshop.gr
Δοκός Χ	6	600	3600	
Στηρίγματα	8	600	4800	
Κοχλίας Ζ	1	250	250	https://www.roton.com/
Μηχανισμός Υ	1	400	400	https://khkgears.net
Μηχανισμός Χ	1	1000	1000	
Κινητήρας Ζ	1	400	400	https://www.technomat-shop.com/el
Κινητήρας Υ	1	800	800	
Κινητήρας Χ	1	1600	1600	
ΜΕΡΙΚΟ ΣΥΝΟΛΟ			17350	
ΑΠΡΟΒΛΕΠΤΑ 30%			5205	
ΓΕΝΙΚΟ ΣΥΝΟΛΟ			22555	

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Σκοπός της παρούσας εργασίας ήταν η προκαταρκτική σχεδίαση, διαστασιολόγηση και κοστολόγηση ενός συστήματος τριών αξόνων κατάλληλο για τον έλεγχο της ανάπτυξης καλλιεργειών.

Στο πρώτο κεφάλαιο της εργασίας παρουσιάζονται τα κύρια δομικά στοιχεία και στοιχεία μηχανών τα οποία θα χρησιμοποιηθούν κατά την προκαταρκτική σχεδίαση και διαστασιολόγηση του συστήματος. Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται η προκαταρκτική σχεδίαση του συστήματος με την ανάλυση των λειτουργιών του και την επιλογή των στοιχείων μηχανών που θα χρησιμοποιηθούν. Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται η διαστασιολόγηση του συστήματος.

Τα κύρια συμπεράσματα που προκύπτουν από την εργασία αυτή και αφορούν τη σχεδίαση του συστήματος είναι τα παρακάτω:

- Ο μηχανισμός γραναζιού και οδοντοτού κανόνα είναι ικανώς να χρησιμοποιηθεί για την οριζόντια κίνηση των δοκών
- Ο μηχανισμός ατέρμονα κοχλία είναι ικανώς να χρησιμοποιηθεί για την κατακόρυφη κίνηση κατά τον άξονα Z. Βασικό του μειονέκτημα, το οποίο προκύπτει από το μεγάλο του τμήμα το οποίο μένει χωρίς στήριξη, είναι η ανάγκη για μεγάλο πάχος του, με στόχο την μείωση των ταλαντώσεων σε επιτρεπτό επίπεδο.
- Οι μεγάλες διαστάσεις του συστήματος και τα μεγάλα ανοίγματα τα οποία καλούνται να ενώσουν οι δοκοί δημιουργούν τα παρακάτω προβλήματα:

- Οι δοκοί καλούνται να ανταπεξέλθουν κυρίως στο ίδιο βάρος παρά στο βάρος του μηχανισμού
- Ο βασικός παράγοντας που επηρεάζει την διαστασιολόγηση των δοκών είναι το βέλος κάμψης και όχι η αντοχή σε τάσεις.

Βιβλιογραφία

- [1] SkyCiv Engineering, «Moment of Inertia Formula and Equations,» SkyCiv Engineering, [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://skyciv.com/docs/tutorials/equations-and-summaries/moment-of-inertia-formula-and-equations/>. [Πρόσβαση 28 Apr 2024].
- [2] J. Shingley και C. Mischke, Standard Handbook of Machine Design, New York: McGraw-Hill, 1996.
- [3] N. Sclater και N. Chironis, Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook, New York: McGraw-Hill, 2007.
- [4] Θ. Κωστόπουλος, Οδοντώσεις και Μειωτήρες Στροφών, Αθήνα: Συμεών, 2010.
- [5] V. Bhandari, Design of Machine Elements, New York: McGraw Hill, 2018.
- [6] A. Hughes και B. Drury, Electric Motors and Drives: Fundamentals, Types and Applications, Newnes, 2019.

- [7] R. Alhorani, «Mathematical models for the optimal design of I- and H-shaped crane bridge girders,» *Asian Journal of Civil Engineering*, τόμ. 21, pp. 707-722, 2020.
- [8] Atlanta, «Rack and Pinion Drive Calculations and Selection,» Atlanta, 2020.
- [9] EU, Eurocode 3: Design of steel structures - Part 6: Crane supporting structures, Bruxelles: EU, 2007.
- [10] BCSA, Handbook of Structural Steelwork, London: BCSA, 2013.
- [11] Gudel, «Rack and Pinion,» Gudel, 2017.
- [12] Stober, «Rack and Pinion Drives,» Stober, 2020.
- [13] Stober, «Rack and Pinion Drives with Synchronous Servo Motors,» Stober, 2020.