



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΟΥ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΚΑΙ ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ

Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Φλώρος Χρήστος

Επίβλεψη: Βασίλειος Σπιτάς, Καθηγητής, ΕΜΠ

Αθήνα, Μάρτιος 2024

Ευχαριστίες

Ευχαριστώ θερμά τον κ. Βασίλειο Σπιτά, Καθηγητή της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π για την ανάθεση και την επίβλεψη της παρούσας διπλωματικής εργασίας, δίνοντας μου την ευκαιρία να ασχοληθώ με ένα τόσο ενδιαφέρον και καινοτόμο θέμα.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τους υποψήφιους διδάκτορες Παντελή Τζουγανάκη και Βασίλειο Γάκο, για την εξαιρετική συνεργασία που είχαμε κατά την εκπόνηση της εργασίας.

Περίληψη

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η ανάλυση και ο σχεδιασμός ενός ομοαξονικού συστήματος μετάδοσης ισχύος με χρήση μόνιμων μαγνητών. Μελλοντικό στόχο αποτελεί η κατασκευή και η πειραματική επαλήθευση αναλυτικών μοντέλων υπολογισμού του παλμού ροπής, σε τέτοια συστήματα, που έχουν ήδη αναπτυχθεί στο εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών. Αρχικά για τη βασική διαστασιολόγηση λήφθηκε υπόψη ο υπάρχον εξοπλισμός του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών του ΕΜΠ, ώστε να αποφευχθούν περαιτέρω δαπάνες. Στη συνέχεια εξετάστηκαν οι προδιαγραφές που απαιτούνται για την επιτυχημένη λήψη των πειραματικών μετρήσεων. Για το σχεδιασμό όλου του συστήματος έγινε αναλυτικός υπολογισμός στοιχείων μηχανών αλλά και χρήση πακέτων λογισμικού που χρησιμοποιούν πεπερασμένα στοιχεία όπως το Solidworks και το Ansys. Αφού ο βασικός σχεδιασμός ολοκληρώθηκε, ακολουθήσε η επιλογή των συναρμογών των εδράνων κύλισης με άξονες και πλήμνες. Από τη μελέτη ιδιοσυχνοτήτων του συστήματος προέκυψε ότι η προένταση των ένσφαιρων τριβών και κατ' επέκταση η χάρη των σφαιριδίων τους ανάμεσα στους δακτυλίους αποτελεί καθοριστικό παράγοντα για το εύρος εμφάνισης ιδιοσυχνοτήτων κατά την αξονική κατεύθυνση. Ακόμη, έγινε προσομοίωση με χρήση κατάλληλου λογισμικού των θερμικών απωλειών, λόγω δινορευμάτων, για να επαληθεύσουμε ότι βρισκόμαστε σε ασφαλή, θερμοκρασιακά, περιοχή για τους μόνιμους μαγνήτες. Τέλος, δημιουργήθηκαν όλα τα απαραίτητα κατασκευαστικά σχέδια των επιμέρους εξαρτημάτων καθώς και οδηγίες συναρμολόγησης και ροπές σύσφιξης κοχλιών που είναι απαραίτητα για να καταστεί δυνατή η ορθή συναρμολόγηση και ασφαλής λειτουργία του συστήματος.

Abstract

The purpose of this work is the analysis and design of a Coaxial Magnetic Gear (CMG) using permanent magnets. The future objective is the construction and utilization of this CMG in experimental measurements to validate the analytical models of torque ripple that have already been developed in the Machine Design Laboratory, NTUA. Initially, the existing laboratory equipment was taken into account for the basic dimensional analysis to avoid further expenses. Subsequently, the specifications required for successful experimental measurements were considered. For the overall system design, a detailed calculation of machine elements was carried out and software packages that utilize finite element analysis, such as Solidworks and Ansys, were employed. After the basic design was completed, the detailed selection of ball bearing fits with shafts and housings followed. The study of the system's natural frequencies revealed that the preload of the bearings and, consequently, the operating internal clearance is a crucial factor affecting the natural frequency and the risk of resonance. Furthermore, a simulation was conducted using appropriate software to analyze the thermal losses due to eddy currents, ensuring that the temperature remains within an allowable range to prevent magnet demagnetization. Finally, all necessary mechanical designs for individual components were created, accompanied by assembly instructions and proper bolt tightening torques, essential for the correct assembly and safe operation of the Coaxial Magnetic Gear.

Περιεχόμενα

| | |
|--|-----------|
| 1.Εισαγωγή | 6 |
| 2. Αναλυτική μοντελοποίηση ομοαξονικών μαγνητικών γραναζιών | 9 |
| 2.1 Υπολογισμός μαγνητικού δυναμικού..... | 9 |
| 2.2 Υπολογισμός ροπής συναρτήσει της περιστροφής | 14 |
| 2.3 Εξισώσεις δυναμικής απόκρισης | 16 |
| 3. Ανάλυση και Σχεδιασμός | 17 |
| 3.1 Υπολογισμοί Αντοχής..... | 20 |
| 3.1.1 Διατομή άξονα εσωτερικού ρότορα | 20 |
| 3.1.2 Διατομή κοίλου άξονα εξωτερικού ρότορα..... | 23 |
| 3.1.3 Έλεγχος παραμόρφωσης δακτυλίου διαμόρφωσης..... | 26 |
| 3.1.4 Υπολογισμός καμπτικής φόρτισης μαγνητών εσωτερικού ρότορα | 32 |
| 3.1.5 Υπολογισμός ροπής σύσφιξης κοχλιών | 36 |
| 3.2 Ειδικές διαμορφώσεις | 38 |
| 3.2.1 Συγκράτηση μαγνητών στους ρότορες | 38 |
| 3.2.2 Εξασφάλιση ομοκεντρότητας δακτυλίου διαμόρφωσης και των φορέων του | 45 |
| 3.2.3 Εξασφάλιση σωστής τοποθέτησης εδράνων κύλισης..... | 47 |
| 3.2.4 Σχεδίαση για εύκολη εναλλαγή του συστήματος μεταξύ των 2 τρόπων λειτουργίας..... | 51 |
| 4.Δυναμική | 53 |
| 4.1 Ανάγκη ελέγχου συντονισμού στο ομοαξονικό σύστημα γραναζιών..... | 53 |
| 4.2 Ιδιοσυχνοτική Ανάλυση συστήματος ομοαξονικών μαγνητικών γραναζιών | 53 |
| 4.3 Υπολογισμός εσωτερικού διακένου λειτουργίας των ένσφαιρων τριβέων για βέλτιστη λειτουργία..... | 61 |
| 4.4 Επιλογή συναρμογών αξόνων και τριμμάτων με τα έδρανα κύλισης | 62 |
| 5. Απώλειες θερμότητας λόγω δινορευμάτων | 68 |
| 5.1. Υπολογισμός απωλειών ισχύος | 68 |
| 5.2 Ελάττωση απωλειών δινορευμάτων | 68 |
| 5.3 Σχεδιασμός για μείωση των απωλειών δινορευμάτων | 69 |
| 5.4 Επιτήρηση θερμοκρασίας στο εσωτερικό του συστήματος | 74 |
| 6. Συμπεράσματα | 76 |
| 7. Βιβλιογραφία | 77 |
| Παράρτημα | 80 |



1. Εισαγωγή

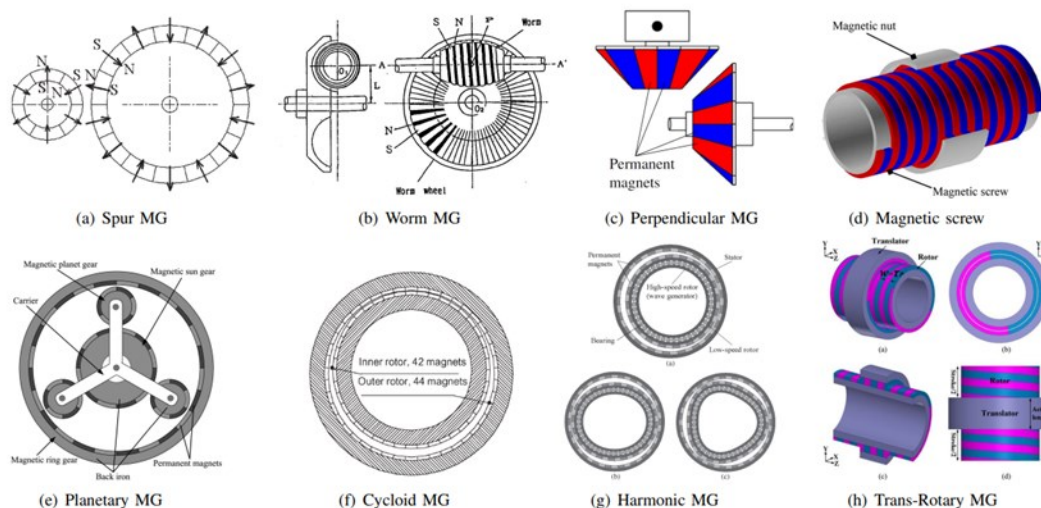
Η ιστορία των μαγνητικών γραναζιών για επίτευξη μετάδοσης ισχύος ξεκινά εδώ και αρκετές δεκαετίες. Παρόλα αυτά, μόλις τα τελευταία χρόνια έχουν ανακαλυφθεί τοπολογίες οι οποίες σε συνδυασμό με τα νέα υλικά μόνιμων μαγνητών έχουν τραβήξει το ενδιαφέρον του επιστημονικού κόσμου. Ο στόχος από την αρχή ήταν να ξεπεραστούν οι περιορισμοί των παραδοσιακών μηχανικών γραναζιών, όπως η φθορά, η ανάγκη λίπανσης, ο θόρυβος.

Τα ηλεκτρομαγνητικά συστήματα μετάδοσης ισχύος βρήκαν εφαρμογές σε διάφορους κλάδους της βιομηχανίας. Η ικανότητά τους να λειτουργούν με χαμηλότερα επίπεδα θορύβου, λιγότερους κραδασμούς και φθορές, αλλά και η ανοχή τους σε δύσκολα περιβάλλοντα, οι μειωμένες ανάγκες συντήρησης και η βελτιωμένη απόδοση τα έκαναν ελκυστικά για εξειδικευμένες εφαρμογές. Ακόμη, λόγω απουσίας μηχανικής επαφής μεταξύ αξόνων εισόδου – εξόδου υπάρχει προστασία από ενδεχόμενη υπερφόρτωση, κάτι που αυξάνει την αξιοπιστία τους [1]. Ακόμη, η απουσία μηχανικής σύνδεσης τα κάνει κατάλληλα για εφαρμογές που απαιτείται απόσβεση των κραδασμών από τον άξονα εισόδου. Όπως γίνεται κατανοητό, οι μαγνητικές μεταδόσεις χρησιμοποιούνται σε μεγάλο εύρος εφαρμογών [2]. Κάποια παραδείγματα είναι η μετάδοση ισχύος σε συστήματα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας μέσω του ανέμου [3]-[5], αλλά και των κυμάτων [6],[7], αεροδιαστημικές [8] και αεροπορικές εφαρμογές [9],[10].

Ωστόσο, παρά τα πλεονεκτήματα που αναφέρθηκαν επιγραμματικά, υπάρχουν περιορισμοί οι οποίοι δεν έχουν ακόμη ξεπεραστεί. Για παράδειγμα, η πυκνότητα ροπής σε σύγκριση με τα μηχανικά γρανάζια είναι πολύ χαμηλότερη, κάτι το οποίο τα καθιστά ακατάλληλα για εφαρμογές που απαιτούν μετάδοση υψηλών ροπών [11]. Ακόμη, η δυναμική απόκριση υπό την επίδραση της ολίσθησης των μαγνητών κατά την επιτάχυνση ή επιβράδυνση χρειάζεται περαιτέρω διερεύνηση σε συστήματα που απαιτείται ακρίβεια [12]-[14]. Η ενσωμάτωση μόνιμων μαγνητών στα συστήματα αυτά εισάγει πολυπλοκότητα τόσο στο σχεδιασμό όσο και στην ανάλυση. Ο ακριβής έλεγχος των μαγνητικών πεδίων, η κατανόηση της επίδρασης φαινομένων όπως τα δινορεύματα και η διασφάλιση της δομικής ακεραιότητας απαιτούν προηγμένες γνώσεις μηχανικής. Επιπλέον, η εξάρτηση από μόνιμους μαγνήτες και προηγμένα υλικά αυξάνει το κόστος.

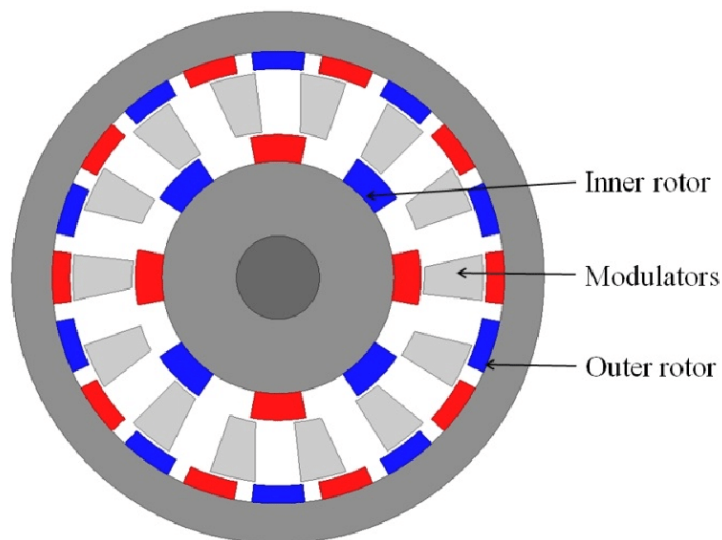
Από τα παραπάνω διαπιστώνεται ότι απαιτείται μια λεπτή ισορροπία μεταξύ των πλεονεκτημάτων απόδοσης που προαναφέρθηκαν και της οικονομικής βιωσιμότητας. Κρίσιμης σημασίας για την επιτυχημένη κατασκευή τέτοιων συστημάτων είναι η προσεκτική εξέταση των διαστάσεων και των τεχνικών ελασματοποίησης των ρότορων, αλλά και του δακτυλίου διαμόρφωσης. Η εξισορρόπηση της μηχανικής στιβαρότητας με τη μαγνητική απόδοση είναι πρωταρχικής σημασίας για την επίτευξη βέλτιστης απόδοσης. Επιπλέον, η αλληλεπίδραση των μαγνητικών πεδίων δημιουργεί δινορεύματα, ένα φαινόμενο που απαιτεί σχολαστική προσοχή στη διαδικασία σχεδιασμού. Η διαχείριση των διακυμάνσεων της θερμοκρασίας που προκύπτουν από αυτά τα δινορεύματα είναι ζωτικής σημασίας για τη διασφάλιση παραμονής της μαγνήτισης στους μόνιμους μαγνήτες και της σταθερής απόδοσης του γραναζιού.

Όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα, έχουν παρουσιαστεί διάφορες τοπολογίες, οι περισσότερες από τις οποίες είναι εμπνευσμένες από τα μηχανικά γρανάζια. Στην Εικόνα 1 φαίνονται κάποιες από αυτές.



Εικόνα 1: Διαφορετικές τοπολογίες μαγνητικών γραναζιών που έχουν αναφερθεί στη βιβλιογραφία

Η τοπολογία που παρουσιάζει το μεγαλύτερο επιστημονικό ενδιαφέρον, καθώς υπερτερεί των άλλων σε ένα από τα σημαντικότερα χαρακτηριστικά, την πυκνότητα ισχύος [15], είναι αυτή του ομοαξονικού συστήματος γραναζιών (Εικόνα 2).



Εικόνα 2: Ομοαξονικό σύστημα γραναζιών

Η αρχή λειτουργίας μοιάζει αρκετά με αυτή του πλανητικού συστήματος μετάδοσης κίνησης, με τον εξωτερικό ρότορα να παίζει τον ρόλο της στεφάνης, τον εσωτερικό ρότορα, του ήλιου και τον δακτύλιος διαμόρφωσης (modulator ring) των πλανητικών γραναζιών. Ο αριθμός των φερομαγνητικών τμημάτων του δακτυλίου διαμόρφωσης του μαγνητικού πεδίου είναι ίσος με το άθροισμα των ζευγών πόλων των μαγνητών στον εσωτερικό και στον εξωτερικό ρότορα.

Στη συγκεκριμένη τοπολογία υπάρχουν δύο τρόποι λειτουργίας. Ο πρώτος περιλαμβάνει την ακινητοποίηση του δακτυλίου διαμόρφωσης, με αποτέλεσμα οι δύο ρότορες να είναι ελεύθεροι να περιστρέφονται. Ο λόγος μετάδοσης του ομοαξονικού συστήματος μετάδοσης κίνησης στην



περίπτωση αυτή είναι ίσος με το πηλίκο του αριθμού των ζευγών πόλων στον εξωτερικό ρότορα προς τον αριθμό των ζευγών πόλων στον εσωτερικό ρότορα [16]. Ο δεύτερος τρόπος είναι η περιστροφή του δακτυλίου διαμόρφωσης μαζί με τον εσωτερικό ρότορα και η διατήρηση του εξωτερικού ρότορα ακίνητου. Σε αυτή την περίπτωση ο λόγος μετάδοσης είναι ίσος με το πηλίκο του αριθμού των φερομαγνητικών τμημάτων του διαμορφωτή προς τον αριθμό των ζευγών πόλων του εσωτερικού ρότορα. Όπως διαφαίνεται, για την επίτευξη διαφορετικών λόγων μετάδοσης, καθοριστικό ρόλο παίζει ο αριθμός των πόλων μαγνητών που έχει ο κάθε ρότορας, καθώς και ο αριθμός σιδηρομαγνητικών τομέων του δακτυλίου διαμόρφωσης.

Τα τελευταία χρόνια έχει υπάρξει έντονο επιστημονικό ενδιαφέρον για τρόπους βελτιστοποίησης της απόδοσης του ομοαξονικού συστήματος μετάδοσης ισχύος κυρίως όσον αφορά την αύξηση της πυκνότητας ροπής [17]-[19], καθώς αποτελεί ένα από τα μεγαλύτερα μειονεκτήματά του. Αυτό έχει επιτευχθεί σημαντικά με τη χρήση διάταξης Halbach στους μαγνήτες τόσο του εσωτερικού όσο και του εξωτερικού ρότορα. Η διάταξη Halbach είναι διάταξη μόνιμων μαγνητών, που μεγιστοποιεί το μαγνητικό πεδίο στη μία πλευρά, ενώ το ελαχιστοποιεί στην άλλη πλευρά. Αυτή η διάταξη επιτρέπει την αλληλεπίδραση ενός ισχυρότερου μαγνητικού πεδίου, αυξάνοντας έτσι την έξοδο ροπής χωρίς να αυξηθεί το μέγεθος ή το βάρος του συστήματος. Με τη συγκέντρωση του μαγνητικού πεδίου στη μία πλευρά, η διάταξη Halbach επιτρέπει την αποτελεσματικότερη χρήση του μαγνητικού υλικού. Αυτό σημαίνει ότι απαιτείται λιγότερο υλικό για τη δημιουργία της ίδιας ισχύος μαγνητικού πεδίου σε σύγκριση με τις παραδοσιακές διαμορφώσεις μαγνητών. Ακόμη, τέτοιες διατάξεις μπορούν να βοηθήσουν στη μείωση της μαγνητικής διαρροής, η οποία συμβαίνει όταν οι γραμμές μαγνητικού πεδίου απομακρύνονται από την προβλεπόμενη διαδρομή. Με τη συγκέντρωση του μαγνητικού πεδίου στη μία πλευρά, χάνεται λιγότερη μαγνητική ροή στο περιβάλλον, με αποτέλεσμα υψηλότερη απόδοση και πυκνότητα ροπής [18],[20],[21].

Κατά τον σχεδιασμό του πρωτοτύπου, οι πρώτες προδιαγραφές που τέθηκαν ήταν διαστασιολογικές και είχαν να κάνουν με την επιτευχθείσα ροπή εξόδου για τη μελλοντική ικανότητα λήψης πειραματικών μετρήσεων με τον υπάρχοντα εργαστηριακό εξοπλισμό. Στη συνέχεια, διαστασιολογήθηκαν λεπτομερώς οι ρότορες εισόδου και εξόδου, έγινε έλεγχος αντοχής όλων των στοιχείων του συστήματος μετάδοσης στις καταπονήσεις που υπόκειται το καθένα και προδιαγράφηκε η ροπή σύσφιξης των κοχλιών. Επιπλέον, έγιναν ειδικές διαμορφώσεις που βοηθούν στον έλεγχο του συστήματος και την επιτυχημένη λήψη μετρήσεων, επιλέχθηκαν τα κατάλληλα έδρανα του εμπορίου για τους ρότορες και διερευνήθηκε η θερμοκρασία μόνιμης κατάστασης συναρτήσεως των ανάλογων κατατμήσεων των μαγνητών, αλλά και της δημιουργίας πτερυγίων απαγωγής θερμότητας στον εξωτερικό ρότορα. Τέλος, έγινε ανάλυση των ιδιοσυχνοτήτων του συστήματος, μέσω της οποίας επιλέχθηκε η προένταση των εδράνων κύλισης, καθώς παρατηρήθηκε ότι το working clearance τους, αποτελούσε σημαντικό παράγοντα για την εμφάνιση ιδιοσυχνοτήτων πολύ κοντά στις στροφές περιστροφής των πειραμάτων μας.

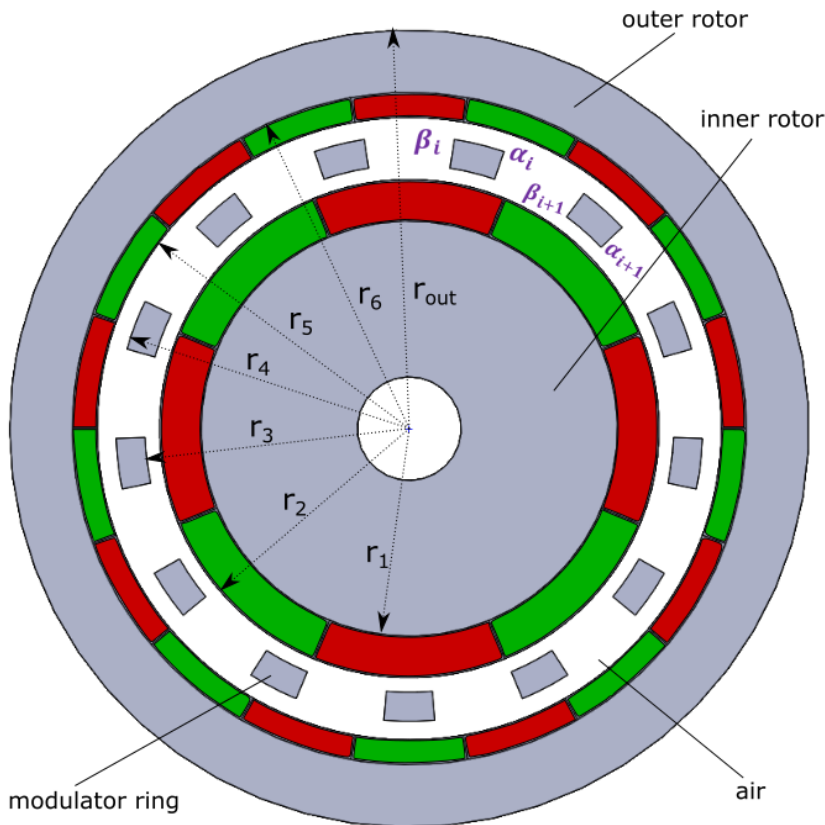
2. Αναλυτική μοντελοποίηση ομοαξονικών μαγνητικών γραναζιών

2.1 Υπολογισμός μαγνητικού δυναμικού

Όπως αναφέρθηκε και στο Εισαγωγικό κεφάλαιο, τα ομοαξονικά μαγνητικά γρανάζια αποτελούνται από: τους δύο ρότορες και τον δακτύλιο διαμόρφωσης του μαγνητικού πεδίου. Ο δακτύλιος αυτός αποτελείται από N σιδηρομαγνητικούς τομείς, όπου:

$$N = p_{in} + p_{out} \quad (1)$$

Σε ένα τυπικό σύστημα οι μόνιμοι μαγνήτες είναι τοποθετημένοι με τέτοιο τρόπο, ώστε δύο γειτονικοί μαγνήτες να έχουν αντίθετη κατεύθυνση πολικότητας. Για την ανάπτυξη του μαθηματικού μοντέλου θα χρησιμοποιήσουμε τους παρακάτω διαστασιολογικούς συμβολισμούς όπου $r_1, r_2, r_3, r_4, r_5, r_6, r_{out}$ είναι οι ακτίνες του εσωτερικού ρότορα, η εξωτερική ακτίνα των εσωτερικών μαγνητών, η εσωτερική ακτίνα του δακτυλίου διαμόρφωσης του μαγνητικού πεδίου, η εξωτερική ακτίνα του δακτυλίου διαμόρφωσης, η εσωτερική ακτίνα των εξωτερικών μαγνητών, η εξωτερική ακτίνα των εξωτερικών μαγνητών και η εξωτερική ακτίνα του εξωτερικού ρότορα αντίστοιχα. Επιπλέον, τα α_j και β_j είναι το δεξί και το αριστερό όριο του j^{th} σιδηρομαγνητικού τομέα.



Εικόνα 3: Ομοαξονικό Σύστημα Γραναζιών και απαραίτητες διαστάσεις για το αναλυτικό μοντέλο

Το μαγνητικό πεδίο που δημιουργείται από τους μόνιμους μαγνήτες υπολογίζεται ως υπέρθεση του μαγνητικού πεδίου που δημιουργούν οι μαγνήτες του κάθε ρότορα ξεχωριστά. Επομένως για την ανάλυση στο ένα μοντέλο θα απουσιάζουν οι μαγνήτες του εξωτερικού ρότορα και στο άλλο αυτοί του εσωτερικού.

Οι εξισώσεις στις οποίες βασίζεται το μοντέλο είναι οι εξισώσεις Maxwell (νόμος Gauss και Ampere):

$$\nabla \cdot \mathbf{B} = 0 \quad (2)$$

$$\nabla \times \mathbf{H} = 0, \text{ αφού δεν υπάρχουν ρεύματα} \quad (3)$$

Όπου:

\mathbf{B} : το διάνυσμα πυκνότητας της μαγνητικής ροής

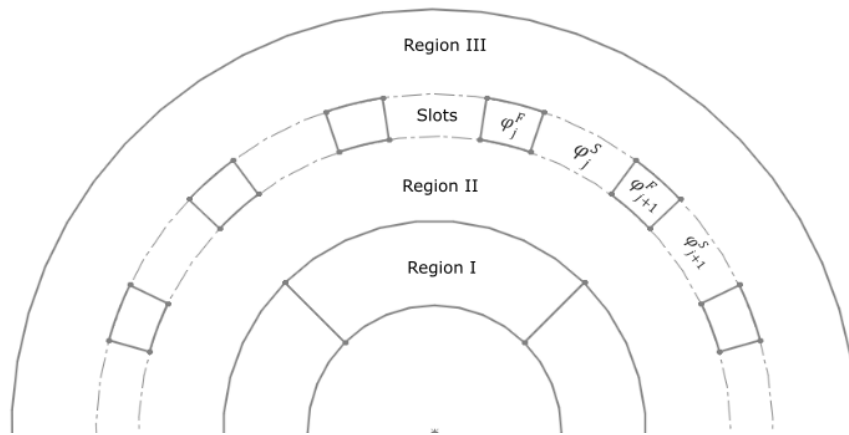
\mathbf{H} : το διάνυσμα πυκνότητας του μαγνητικού πεδίου

Άρα το \mathbf{H} μπορεί να εκφραστεί και ως:

$$\mathbf{H} = -\nabla\varphi \quad (4)$$

Όπου:

φ είναι το βαθμωτό μαγνητικό δυναμικό



Εικόνα 4: Περιοχές του συστήματος για το Αναλυτικό Μοντέλο

Στην Εικόνα 4 δίνεται το μοντέλο με την απουσία των μαγνητών του εξωτερικού ρότορα. Στην Περιοχή I υπάρχουν οι μαγνήτες του εσωτερικού ρότορα, στην Περιοχή II είναι το διάκενο μεταξύ εσωτερικών μαγνητών και δακτυλίου διαμόρφωσης και στην Περιοχή III είναι το διάκενο μεταξύ δακτυλιοειδούς διαμορφωτή και εξωτερικών μαγνητών.

Η σχέση μεταξύ διανύσματος πυκνότητας μαγνητικής ροής και διανύσματος πυκνότητας μαγνητικού πεδίου δίνεται από:

$$\mathbf{B} = \mu_0 \mu_r \mathbf{H} + \mu_0 \mathbf{M}, \quad \text{Περιοχή I} \quad (5)$$

$$\mathbf{B} = \mu_0 \mathbf{H} \quad \text{Περιοχή II, III και κενά μεταξύ σιδηρομαγνητικών τομέων} \quad (6)$$

Όπου:

μ_0 : η μαγνητική διαπερατότητα του κενού

μ_r : η σχετική μαγνητική διαπερατότητα των μόνιμων μαγνητών

\mathbf{M} : το διάνυσμα παραμένουσας μαγνήτισης των μόνιμων μαγνητών

Από τις σχέσεις (2)-(6) η μερική διαφορική εξίσωση μπορεί να ληφθεί για την κάθε περιοχή:

$$\nabla^2 \varphi^I(r, \theta) = \frac{\text{div} \mathbf{M}}{\mu_r} \quad \text{Περιοχή I} \quad (7)$$

$$\nabla^2 \varphi^{II,III}(r, \theta) = 0 \quad \text{Περιοχές II, III} \quad (8)$$

$$\nabla^2 \varphi^S(r, \theta) = 0 \quad \text{Κενά μεταξύ σιδηρομαγνητικών τομέων} \quad (9)$$

Η γενική λύση της εξίσωσης (8) για τις Περιοχές II και III είναι:

$$\varphi^{II}(r, \theta) = \sum_{n=1}^{\infty} [(E_n r^n + F_n r^{-n}) \cos(n\theta) + (G_n r^n + H_n r^{-n}) \sin(n\theta)] + E_0 \ln r + F_0 \quad (10)$$

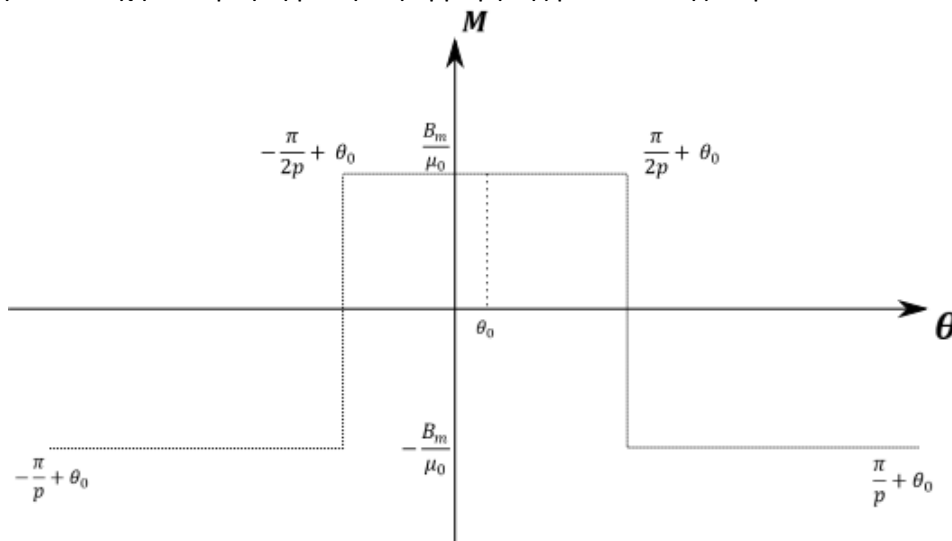
όπου: $E_n, F_n, G_n, H_n, E_0, F_0$ σταθερές

και

$$\varphi^{III}(r, \theta) = \sum_{n=1}^{\infty} [(I_n r^n + J_n r^{-n}) \cos(n\theta) + (K_n r^n + L_n r^{-n}) \sin(n\theta)] + I_0 \ln r + J_0 \quad (11)$$

όπου: $I_n, J_n, K_n, L_n, I_0, J_0$ σταθερές

Η γενική λύση της εξίσωσης (7) λαμβάνεται ως υπέρθεση της γενικής λύσης της (8) και μιας ειδικής λύσης. Για να ληφθεί η ειδική λύση, η κατανομή μαγνήτισης πρέπει να περιγραφεί σε αναλυτική και συνεχή συνάρτηση με την εφαρμογή της μεθόδου της σειρών Fourier.



Εικόνα 5: Κατανομή Μαγνήτισης στην Περιοχή I

Όπου:

p : ο αριθμός των ζευγών πόλων

θ_0 : η γωνία περιστροφής του εσωτερικού ρότορα

B_m : η παραμένουσα μαγνήτιση των μόνιμων μαγνητών

Το διάνυσμα μαγνήτισης μπορεί να γραφεί ως:

$$M_r(\theta) = \sum_{k=1}^{\infty} M_k [\cos(pk\theta_0) \cos(pk\theta) + \sin(pk\theta_0) \sin(pk\theta)] \quad (12)$$

Και



$$M_n(r) = \begin{cases} \frac{4B_m}{\pi\mu_0 k} \sin\left(\frac{n\pi}{2p}\right), & \text{αν } n = pk, \quad k = 1,3,5, \dots \\ 0, & \text{αλλιώς} \end{cases}$$

Επομένως η ειδική λύση θα είναι της μορφής:

$$\varphi_s(r, \theta) = \sum_{n=1}^{\infty} W_n(r) [\cos(n\theta_0) \cos(n\theta) + \sin(n\theta_0) \sin(n\theta)] \quad (13)$$

όπου:

$$W_n(r) = \begin{cases} \frac{M_n r}{\mu_r (1 - n^2)}, & \text{αν } n = pk, \quad k = 1,3,5 \dots \\ \frac{M_1 r \ln r}{2\mu_r}, & \text{αν } n = pk = 1 \end{cases}$$

Επομένως, η γενική λύση της (7) είναι:

$$\varphi^I(r, \theta) = \sum_{n=1}^{\infty} [(A_n r^n + B_n r^{-n} + W_n(r) \cos(n\theta_0)) \cos(n\theta) + (C_n r^n + D_n r^{-n} + W_n(r) \sin(n\theta_0)) \sin(n\theta)] + A_0 \ln r + B_0 \quad (14)$$

όπου: $A_n, B_n, C_n, D_n, A_0, B_0$ σταθερές

Για να βρούμε τη γενική λύση στην περιοχή των κενών μεταξύ των φερομαγνητικών τομέων το μαγνητικό δυναμικό πρέπει να εκφραστεί σε αναλυτική και συνεχή συνάρτηση με τη βοήθεια των σειρών Fourier.

$$\varphi(r, \theta) = \begin{cases} \varphi_1^F & 0 \leq \theta \leq \alpha_1 \\ \varphi_j^S & \alpha_j \leq \theta \leq \beta_{j+1} \\ \varphi_j^F & \beta_j \leq \theta \leq \alpha_j \\ \varphi_1^F & \beta_{N+1} \leq \theta \leq 2\pi \end{cases}$$

Η γενική λύση της εξίσωσης (9) είναι:

$$\varphi(r, \theta) = \frac{\varphi_{j+1}^F - \varphi_j^F}{\gamma} (\theta - \alpha_j) + \varphi_j^F + \sum_{n=1}^{\infty} \left(X_{jn} r^{\frac{n\pi}{\gamma}} + Y_{jn} r^{-\frac{n\pi}{\gamma}} \right) \sin\left(\frac{n\pi}{\gamma} (\theta - \alpha_j)\right) \quad (15)$$

Όπου:

φ_j^F : το μαγνητικό δυναμικό του j^{th} σιδηρομαγνητικού τομέα και X_{jn} και Y_{jn} σταθερές.

Για να βρούμε τις σταθερές των εξισώσεων (10),(11), (14),(15) θέτουμε συγκεκριμένες οριακές συνθήκες [34]. Στις ακτίνες $r = r_1$ και $r = r_6$ έχουμε $\varphi^I(r_1, \theta) = 0$ και $\varphi^{III}(r_6, \theta) = 0$. Επίσης θεωρούμε συνέχεια του μαγνητικού δυναμικού ϕ και η συνέχεια της μαγνητικής ροής κατά μήκος των κενών των σιδηρομαγνητικών τμημάτων r_3 και r_4 θα πρέπει επίσης να ικανοποιείται.

Για κάθε κενό, η εξισώσεις της παρακάτω μορφής μπορούν να ληφθούν, όπου το m παίρνει τιμές μεταξύ 1 και n .



$$\begin{aligned} \frac{m\pi}{2} \left(X_{jm} r_3^{\frac{m\pi}{\gamma}} - Y_{jm} r_3^{-\frac{m\pi}{\gamma}} \right) \\ = \sum_{n=1}^{\infty} n [(E_n r_3^n - F_n r_3^{-n}) \tau_{nmj} + (G_n r_3^n - H_n r_3^{-n}) \omega_{nmj}] \\ + \frac{\gamma(1 - \cos(m\pi)) E_0}{m\pi} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \frac{m\pi}{2} \left(X_{jm} r_4^{\frac{m\pi}{\gamma}} - Y_{jm} r_4^{-\frac{m\pi}{\gamma}} \right) \\ = \sum_{n=1}^{\infty} n [(I_n r_4^n - J_n r_4^{-n}) \tau_{nmj} + (K_n r_4^n - L_n r_4^{-n}) \omega_{nmj}] \\ + \frac{\gamma(1 - \cos(m\pi)) I_0}{m\pi} \end{aligned} \quad (17)$$

Όπου:

$$\tau_{nmj} = \begin{cases} \frac{\frac{n\pi}{\gamma} [\cos(n\pi) \cos(m\beta_{j+1}) - \cos(m\alpha_j)]}{m^2 - \frac{n^2\pi^2}{\gamma^2}} & m \neq \frac{n\pi}{\gamma} \\ -\frac{\gamma}{2} \sin(m\alpha_j) & m = \frac{n\pi}{\gamma} \end{cases} \quad (18)$$

$$\omega_{nkj} = \begin{cases} \frac{\frac{n\pi}{\gamma} [\cos(n\pi) \sin(m\beta_{j+1}) - \sin(m\alpha_j)]}{m^2 - \frac{n^2\pi^2}{\gamma^2}} & m \neq \frac{n\pi}{\gamma} \\ \frac{\gamma}{2} \cos(m\alpha_j) & m = \frac{n\pi}{\gamma} \end{cases} \quad (19)$$

Ακόμη το μαγνητικό πεδίο στο r_3 θα πρέπει να είναι ίσο με αυτό στο r_4 . Επομένως

$$E_0 = I_0 \quad (20)$$

Τέλος, η ροή που ρέει στο σιδηρομαγνητικό τμήμα πρέπει να είναι ίση με τη ροή που ρέει προς τα έξω, επομένως:



$$\begin{aligned} \sum_{n=1}^{\infty} 2 \sin\left(n \frac{\delta}{2}\right) & \left[(E_n r_3^n - F_n r_3^{-n} - I_n r_4^n + J_n r_4^{-n}) \cos\left(n \frac{\alpha_j + \beta_j}{2}\right) + (G_n r_3^n - H_n r_3^{-n} \right. \\ & \left. - K_n r_4^n + L_n r_4^{-n}) \sin\left(n \frac{\alpha_j + \beta_j}{2}\right) \right] \\ & = \sum_{n=1}^{\infty} \left[(X_{jn} - X_{(j-1)n} \cos(n\pi)) \left(r_4^{\frac{n\pi}{\gamma}} - r_3^{\frac{n\pi}{\gamma}} \right) - (Y_{jn} \right. \\ & \left. - Y_{(j-1)n} \cos(n\pi)) \left(r_4^{-\frac{n\pi}{\gamma}} - r_3^{-\frac{n\pi}{\gamma}} \right) \right] + \left(\frac{\varphi_{j+1}^F - 2\varphi_j^F + \varphi_{j-1}^F}{\gamma} \right) \ln \frac{r_4}{r_3} \end{aligned} \quad (21)$$

Από τις εξισώσεις (16)-(21) και την εφαρμογή των οριακών συνθηκών προκύπτει γραμμικό σύστημα $(2Nn + N + 12n + 6)$ εξισώσεων, όπου n ο αριθμός των λύσεων των γενικών λύσεων των μερικών διαφορικών εξισώσεων του συστήματος. Από αυτό το σύστημα μπορούν να υπολογιστούν οι άγνωστοι συντελεστές: $A_n, B_n, C_n, D_n, E_n, F_n, G_n, H_n, I_n, J_n, K_n, L_n, A_0, B_0, E_0, F_0, I_0, J_0, X_{jn}, Y_{jn}, \varphi_j^F$

Επομένως, οι ακτινικές και εφαπτομενικές συνιστώσες της πυκνότητας μαγνητικής ροής μπορούν να ληφθούν

$$B_r = -\mu_0 \frac{\partial \varphi}{\partial r} \quad (22)$$

$$B_\theta = -\frac{\mu_0}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} \quad (23)$$

Ακολουθώντας την ίδια μεθοδολογία, μπορούν να υπολογιστούν οι αντίστοιχοι συντελεστές του δεύτερου μοντέλου, με την απουσία, δηλαδή, των μόνιμων μαγνητών του εσωτερικού ρότορα.

2.2 Υπολογισμός ροπής συναρτήσεων της περιστροφής

Η ροπή στον εσωτερικό ρότορα μπορεί να υπολογιστεί, με την υπέρθεση των πυκνοτήτων της μαγνητικής ροής των πεδίων του εσωτερικού και του εξωτερικού ρότορα, ως εξής:

$$M_{in}(r_2) = \frac{Lr_2^2}{\mu_0} \int_0^{2\pi} (B_{\theta,in}(r_2) + B_{\theta,out}(r_2))(B_{r,in}(r_2) + B_{r,out}(r_2)) d\theta \quad (24)$$

Τα ολοκληρώματα $\int_0^{2\pi} B_{\theta,in}(r_2)B_{r,in}(r_2)d\theta$ και $\int_0^{2\pi} B_{\theta,out}(r_2)B_{r,out}(r_2)d\theta$ είναι ίσα με μηδέν. Επομένως, η εξίσωση (24) μπορεί να απλοποιηθεί ως εξής:

$$M_{in}(r_2) = \pi\mu_0 Lr_2^2 \sum_{n=1}^{\infty} [(P_{n,out}S_{n,in} + Q_{n,out}R_{n,in}) + (P_{n,in}S_{n,out} + Q_{n,in}R_{n,out})] \quad (25)$$



Όπου:

$$P_{n,in} = n(E_{n,in}r_2^{n-1} - F_{n,in}r_2^{-n-1}) \quad (25)$$

$$Q_{n,in} = n(G_{n,in}r_2^{n-1} - H_{n,in}r_2^{-n-1}) \quad (25)$$

$$R_{n,in} = -n(E_{n,in}r_2^{n-1} + F_{n,in}r_2^{-n-1}) \quad (25)$$

$$S_{n,in} = n(G_{n,in}r_2^{n-1} + H_{n,in}r_2^{-n-1}) \quad (25)$$

$$P_{n,out} = n(E_{n,out}r_2^{n-1} - F_{n,out}r_2^{-n-1}) \quad (25)$$

$$Q_{n,out} = n(G_{n,out}r_2^{n-1} - H_{n,out}r_2^{-n-1}) \quad (25)$$

$$R_{n,out} = -n(E_{n,out}r_2^{n-1} + F_{n,out}r_2^{-n-1}) \quad (25)$$

$$S_{n,out} = n(G_{n,out}r_2^{n-1} + H_{n,out}r_2^{-n-1}) \quad (25)$$

Οι όροι που συνεισφέρουν στον υπολογισμό της M_{in} είναι οι αρμονικές των ζευγών πόλων του εσωτερικού ρότορα που μπορούν να γραφτούν με τη μορφή $m = (2k - 1)p_{in}$ όπου k : ακέραιος θετικός. Αν οι όροι αυτοί έχουν υπολογιστεί για μια δεδομένη γωνία του εσωτερικού ρότορα, μπορεί να εξαχθεί μια αναλυτική εξίσωση συναρτήσεως της M_{in} σε κάθε θέση του εσωτερικού ρότορα χρησιμοποιώντας αυτούς τους όρους.

Αν η γωνία του εσωτερικού ρότορα είναι θ_{in} και ο εξωτερικός ρότορας βρίσκεται σε μια δεδομένη γωνιακή θέση θ_{out} , εφαρμόζοντας μια παρόμοια διαδικασία όπως αυτή που περιγράφεται στην σχέση (25), τότε για την M_{in} παίρνουμε:

$$\int_0^{2\pi} B_{\theta,in}(r_2)B_{r,out}(r_2)d\theta = \sum_m \pi[U_{1,m} \sin(m\theta_{in}) + V_{1,m} \cos(m\theta_{in})] \quad (26)$$

όπου:

$$U_{1,m} = S_{m,in}Q_{m,out} - R_{m,in}P_{m,out} \quad (26)$$

$$V_{1,m} = P_{m,out}S_{m,in} + R_{m,in}Q_{m,out} \quad (26)$$

Ακόμη,

$$\int_0^{2\pi} B_{r,in}(r_2)B_{\theta,out}(r_2)d\theta = \sum_m \pi[U_{2,m} \sin(m\theta_{in}) + V_{2,m} \cos(m\theta_{in})] \quad (27)$$

όπου:

$$U_{2,m} = P_{m,in}R_{m,out} - Q_{m,in}S_{m,out} \quad (27)$$

$$V_{2,m} = P_{m,in}S_{m,out} + Q_{m,in}R_{m,out} \quad (27)$$

Κατά συνέπεια, από τις εξισώσεις (26) και (27) η επαγόμενη ροπή στον εσωτερικό ρότορα είναι:

$$M_{in}(r_2) = \pi\mu_0 Lr_2^2 \sum_m [(U_{1,m} + U_{2,m}) \sin(m\theta_{in}) + (V_{1,m} + V_{2,m}) \cos(m\theta_{in})] \quad (28)$$

Η εξίσωση (28) μπορεί να απλοποιηθεί περαιτέρω σε:

$$M_{in}(r_2) = \sum_{k=1}^{\infty} \xi_{(2k-1)p_{in,in}} \sin [(2k - 1)p_{in}\theta_{in} + (2k - 1)p_{out}\theta_{out}] \quad (29)$$

Όπου:

$\xi_{(2k-1)p_{in,in}}$: το πλάτος κάθε συνεισφέροντος όρου που μπορεί να προσδιοριστεί ως εξής:



$$\xi_{(2k-1)p_{in},in} = \pi\mu_0 L r_2^2 \sqrt{(U_{1,(2k-1)p_{in}} + U_{2,(2k-1)p_{in}})^2 + (V_{1,(2k-1)p_{in}} + V_{2,(2k-1)p_{in}})^2} \quad (29)$$

Από την εξίσωση (29) μπορεί να παρατηρηθεί ότι η επαγόμενη ροπή είναι ένα άθροισμα άπειρων ημιτονοειδών όρων μειούμενου πλάτους που δημιουργούν παλμούς ροπής, κάτι το οποίο έχει παρατηρηθεί και στη βιβλιογραφία [35]. Οι παλμοί της ροπής είναι σημαντικοί ειδικά σε διαμορφώσεις χαμηλού αριθμού ζευγών πόλων των ομοαξονικών μαγνητικών γραναζιών, λόγω των χαμηλών αρμονικών που συνεισφέρουν. Οι κυματισμοί της ροπής πλησιάζουν το μηδέν σε αριθμούς υψηλών ζευγών πόλων και η επαγόμενη ροπή μπορεί να απλοποιηθεί ως εξής:

$$M_{in} = M_{stall,in} \sin(p_{in}\theta_{in} + p_{out}\theta_{out}) \quad (30.a)$$

$$M_{out} = -M_{stall,out} \sin(p_{in}\theta_{in} + p_{out}\theta_{out}) \quad (30.a)$$

Όπου:

M_{stall} : η ροπή ακινητοποίησης

2.3 Εξισώσεις δυναμικής απόκρισης

Για να ληφθεί η δυναμική απόκριση του εσωτερικού και του εξωτερικού ρότορα, καταστρώνεται ένα σύστημα διαφορικών εξισώσεων:

$$I_{in}\ddot{\theta}_{in} + \sum_{k=1}^{\infty} \xi_{(2k-1)p_{in},in} \sin [(2k-1)p_{in}\theta_{in} + (2k-1)p_{out}\theta_{out}] = T_{in} \quad (31)$$

$$I_{out}\ddot{\theta}_{out} + \sum_{k=1}^{\infty} \xi_{(2k-1)p_{out},out} \sin [(2k-1)p_{in}\theta_{in} + (2k-1)p_{out}\theta_{out}] = T_{out} \quad (32)$$

Όπου:

I_{in}, I_{out} : οι ροπές αδράνειας του εσωτερικού και του εξωτερικού ρότορα, αντίστοιχα.

T_{in} : η ροπή εισόδου στον εσωτερικό ρότορα που προκαλεί την επιτάχυνση

T_{out} : η σταθερή ροπή που εφαρμόζεται στον εξωτερικό ρότορα λόγω του

3. Ανάλυση και Σχεδιασμός

Όπως αναφέρθηκε και σε προηγούμενο κεφάλαιο κατά τον σχεδιασμό του πρωτοτύπου, οι πρώτες προδιαγραφές που τέθηκαν ήταν διαστασιολογικές και είχαν να κάνουν με την επιτευχθείσα ροπή εξόδου για τη μελλοντική ικανότητα λήψης πειραματικών μετρήσεων με τον υπάρχοντα εξοπλισμό του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών, ΕΜΠ. Στη συνέχεια, διαστασιολογήθηκαν λεπτομερώς οι ρότορες εισόδου και εξόδου, έγινε έλεγχος αντοχής όλων των στοιχείων του συστήματος μετάδοσης στις καταπονήσεις που υπόκειται το καθένα και προδιαγράφηκε η ροπή σύσφιξης των κοχλιών. Επιπλέον, έγιναν ειδικές διαμορφώσεις που βοηθούν στον έλεγχο του συστήματος και την επιτυχημένη λήψη μετρήσεων, επιλέχθηκαν τα κατάλληλα έδρανα του εμπορίου για τους ρότορες και διερευνήθηκε η θερμοκρασία μόνιμης κατάστασης συναρτήσεως των ανάλογων κατατμήσεων των μαγνητών, αλλά και της δημιουργίας πτερυγίων απαγωγής θερμότητας στον εξωτερικό ρότορα.

Αρχικά είναι απαραίτητος ένας κινητήρας ο οποίος θα είναι ο πάροχος της μηχανικής ισχύος. Στη συνέχεια θα χρειαστούμε δύο όργανα μέτρησης ροπής, από τα οποία θα παίρνουμε μετρήσεις για τον άξονα εισόδου και τον άξονα εξόδου. Ακόμη θα χρησιμοποιήσουμε δύο περιστροφικούς κωδικοποιητές για τον έλεγχο της γωνιακής θέσης του κάθε άξονα για την κάθε στιγμή.

Από τον εργαστηριακό εξοπλισμό επιλέχθηκε η χρήση κινητήρα της εταιρείας VEMAT (VTB 132SB) ισχύος 7.5kW στις 2880 rpm. Ακόμη επιλέχθηκαν ροτόμετρα της εταιρείας HBM μοντέλο T5 ονομαστικής ροπής 50 Nm. Τα χαρακτηριστικά τους αντλούνται από το τεχνικό φυλλάδιο της κατασκευάστριας εταιρείας και δίνονται στην Εικόνα 6 [23].

Specifications

| Type | | T5 | | | | |
|--|--|------------------------|-----|-------|-----|-----|
| Accuracy class | | 0,1 | | | | |
| Nominal torque | N m | 10 | 20 | 50 | 100 | 200 |
| Nominal sensitivity (nominal output signal at nominal torque) | mV/V | 2 | | | | |
| Sensitivity tolerance | % | < ± 0.2 | | | | |
| Temperature effect per 10 K in the nominal temperature range | % | < ± 0.1 | | | | |
| On output signal (related to actual value) | % | < ± 0.1 | | | | |
| On zero signal (related to nominal sensitivity) | % | < ± 0.1 | | | | |
| Linearity deviation, including hysteresis, related to nominal sensitivity | % | < ± 0.1 | | | | |
| Relative standard deviation of reproducibility according to DIN 1319 (related to variation of output signal) | % | < ± 0.05 | | | | |
| Input resistance at reference temperature | Ω | 350 ± 1.8 | | | | |
| Output resistance at the reference temperature | Ω | 350 ± 1.5 | | | | |
| Maximum permissible excitation voltage | V | 20 | | | | |
| Nominal range of the excitation voltage | V | 0.5...12 | | | | |
| Reference temperature | °C [°F] | +23 [+73.4] | | | | |
| Nominal temperature range | °C [°F] | +10...+60 [+50...+140] | | | | |
| Service temperature range | °C [°F] | -10...+60 [+14...+140] | | | | |
| Storage temperature range | °C [°F] | -50...+70 [-13...+158] | | | | |
| Mechanical values (related to nominal torque) | | | | | | |
| Static limit load | % | 150 | | | | |
| Static breaking load | % | 300 | | | | |
| Bending limit moment ¹⁾ | N·m | 1.2 | 2.3 | 6 | 11 | 23 |
| Axial limit force ¹⁾ | kN | 0.6 | 1.9 | 3.5 | 5.5 | 8.8 |
| Lateral limit force ¹⁾ | N | 9 | 26 | 50 | 80 | 125 |
| Torsion angle at nominal torque, approx. | degrees | 0.85 | | | | |
| Moment of inertia | kg · m ² × 10 ⁻³ | 0.041 | | 0.047 | | |
| Maximum permissible speed | rpm | 4000 | | | | |
| Service life of the slipring system, approx. | revol. | 3x10 ⁸ | | | | |
| Vibration amplitude to ISO/R 373 (related to the nominal torque M _N) ²⁾ | % | 70 (Peak-to-peak) | | | | |
| Additional reliability data | | | | | | |
| Mechanical impact test, degree of precision to IEC 68-2-27-1987 | | | | | | |
| Number | n | 1000 | | | | |
| Duration | ms | 3 | | | | |
| Acceleration | m/s ² | 500 | | | | |
| Vibration stress test, degree of precision to IEC 68-2-6-1982 | | | | | | |
| Frequency range | Hz | 5...65 | | | | |
| Duration | h | 1.5 | | | | |
| Acceleration | m/s ² | 50 | | | | |
| Protection class according to EN60529 | | IP50 | | | | |
| Weight, approx. | kg | 0.5 | | 0.6 | | |

Εικόνα 6: Τεχνικά χαρακτηριστικά των ροτόμετρων HBM – T5

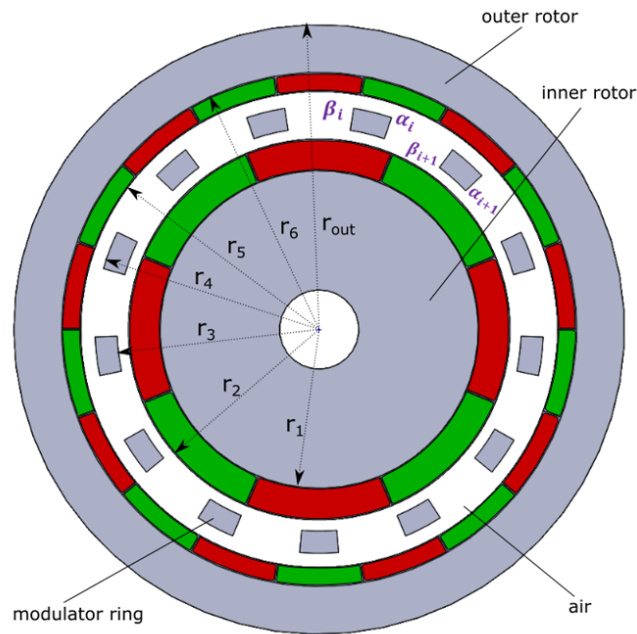
Στη συνέχεια επιλέχθηκαν περιστροφικοί κωδικοποιητές της εταιρείας Heidenhain μοντέλο ROD 450 – 5000 Lines Per Revolution. Τα χαρακτηριστικά του αντλούνται από το τεχνικό φυλλάδιο της κατασκευάστριας εταιρείας και δίνονται στην Εικόνα 7 [24].

| | |
|---|--|
| Inkrementalsignale I₁, I₂ | ~ 11 μ Ass 2 annähernd sinusförmige Stromsignale |
| Strichzahlen | 50, 100, 125, 150, 200, 250, 360, 400, 500, 512, 600, 720, 900, 1 000, 1 024, 1 250, 1 500, 1 800, 2 000, 2 048, 2 500, 3 000, 3 600, 4 000, 4 096, 4 500, 5 000 |
| Grenzfrequenz (-3 dB) (-6 dB) | ≥ 160 kHz typ. ≥ 250 kHz typ. |
| Referenzmarkensignal I₀ | 1 Signalspitze pro Umdrehung |
| Spannungsversorgung | 5 V ± 5%, max. 150 mA |
| Elektrischer Anschluss | Kabel mit Stecker Länge 1 m, 3 m, 5 m Kabelausgang axial oder radial |
| Max. Kabellänge zur Folgeelektronik | 30 m |
| Mech. zul. Drehzahl n | max. 12 000 min ⁻¹ |
| Anlaufdrehmoment | ≤ 0,01 Nm |
| Trägheitsmoment des Rotors | 1,45 · 10 ⁻⁶ kgm ² |
| Belastbarkeit der Welle am Wellenende | n ≤ 6 000 min ⁻¹ : axial 40 N, radial 60 N n ≤ 12 000 min ⁻¹ : axial 10 N, radial 20 N |
| Vibration (55 bis 2000 Hz) Schock (6 ms) | ≤ 100 m/s ² (DIN IEC 68-2-6) ≤ 1000 m/s ² (DIN IEC 68-2-27) |
| Max. Arbeitstemperatur | 85°C |
| Min. Arbeitstemperatur | Kabel bewegt - 10°C Kabel fest verlegt - 20°C |
| Schutzart (EN 60 529) | IP 67 am Gehäuse IP 64 am Welleneingang |
| Masse | ca. 0,25 kg |

Εικόνα 7: Τεχνικά χαρακτηριστικά των περιφερειακών κωδικοποιητών Heidenhain – ROD 450-5000

Έχοντας πλέον γνωστό τον εξοπλισμό, που έχουμε στη διάθεσή μας, βάσει του αναλυτικού μοντέλου που παρουσιάστηκε στο Κεφάλαιο 2. Αναλυτική μοντελοποίηση ομοαξονικών μαγνητικών γραναζιών [36], έγινε εκτίμηση των βασικών μεγεθών του ομοαξονικού συστήματος μετάδοσης ισχύος. Ο κώδικας αυτός βασίζεται στο αναλυτικό μοντέλο που παρουσιάστηκε στο Κεφάλαιο

2. [36]. Από την επίλυση του αναλυτικού μοντέλου βρέθηκε ότι για την επίτευξη ροπής 50Nm, με χρήση μαγνητών N35, ένας ικανοποιητικός συνδυασμός των βασικών διαστάσεων r_1 r_2 r_3 r_4 r_5 r_6 και r_{out} είναι: (Εικόνα 8 και Πίνακας 1)



Εικόνα 8: Βασικές διαστάσεις Ομοαξονικού Συστήματος Γραναζιών

Πίνακας 1: Διαστάσεις Μαγνητικού Συστήματος Γραναζιών

| Ακτίνες | Χιλιοστά (mm) |
|-----------|---------------|
| r_1 | 28 |
| r_2 | 33 |
| r_3 | 37.5 |
| r_4 | 47.5 |
| r_5 | 51 |
| r_6 | 56 |
| r_{out} | 70 |

Ακόμη, για την πρώτη περίπτωση λειτουργίας (δακτύλιος διαμόρφωσης ακίνητος), ο λόγος μετάδοσης είναι:

$$Gr = \frac{p_{in}}{p_{out}} = \frac{4}{10} = \frac{1}{2.5} \quad (33)$$

Αξίζει να σημειωθεί ότι ο εσωτερικός και ο εξωτερικός ρότορας έχουν αντίθετη φορά κίνησης.

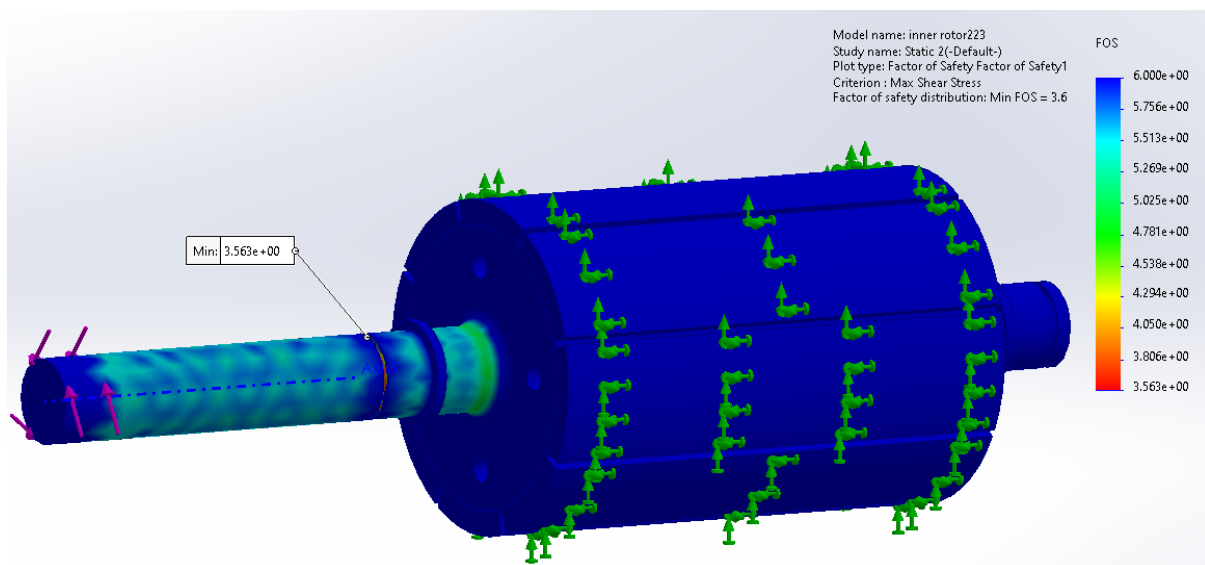
Στην δεύτερη περίπτωση λειτουργίας (εξωτερικός ρότορας ακίνητος), ο λόγος μετάδοσης είναι:

$$Gr = \frac{p_{in}}{N} = \frac{4}{14} = \frac{1}{3.5} \quad (34)$$

3.1 Υπολογισμοί Αντοχής

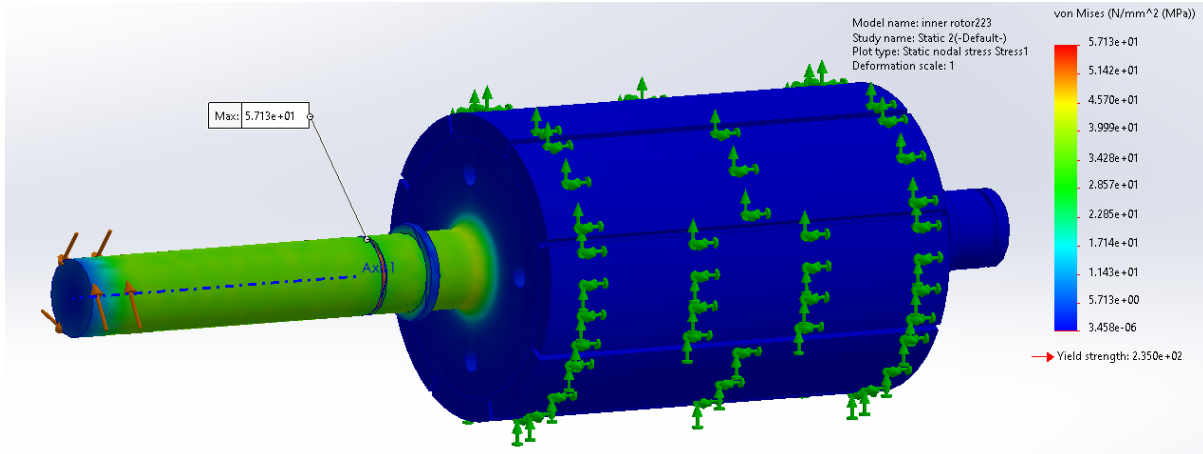
3.1.1 Διατομή άξονα εσωτερικού ρότορα

Ο εσωτερικός ρότορας, αποτελεί τον κινητήριο άξονα καθώς είναι συνδεδεμένος με τον πάροχο της μηχανικής ισχύος (κινητήρα). Η ροπή μεταδίδεται στον εξωτερικό ρότορα μέσω των μαγνητών που είναι περιφερειακά τοποθετημένοι διαμέσου του δακτυλιοειδούς διαμορφωτή. Επομένως, σύμφωνα με τα παραπάνω ο άξονας καταπονείται σε στρέψη. Για τον έλεγχο των τάσεων, του συντελεστή ασφαλείας και των παραμορφώσεων έγινε προσομοίωση με τη βοήθεια του λογισμικού Solidworks.

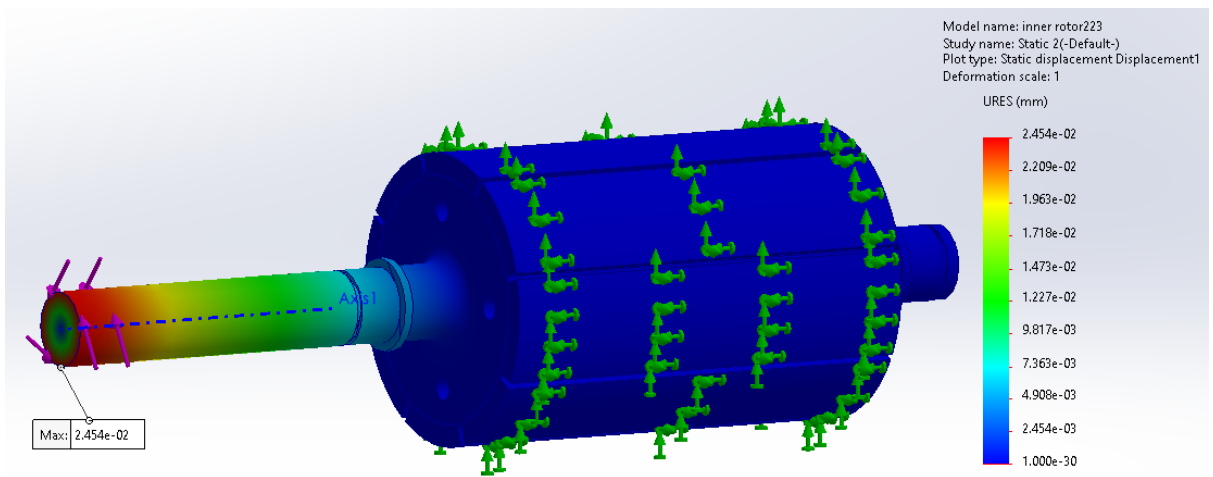


Εικόνα 9: Συντελεστές ασφαλείας στον εσωτερικό ρότορα

Σύμφωνα με την Εικόνα 9, θέτουμε σημείο εφαρμογής της ροπής (20Nm) περιφερειακά του άξονα και σε μήκος 10 χιλιοστών, καθώς εκεί θα συνδεθεί με κάποιο σύνδεσμο ο άξονας εισόδου του συστήματος μετάδοσης με τον κινητήρα που θα αποτελεί την πηγή ισχύος. Ακόμη θεωρούμε ότι το «φρενάρισμα» έρχεται από το σημείο των μαγνητών και επομένως εκεί βάζουμε την πάκτωση. Για όλο το μήκος του άξονα (διάμετρος 17mm) παρατηρούμε ότι έχουμε συντελεστή ασφαλείας 5.5 για μέγιστη διατμητική τάση κατά Tresca. Ωστόσο σε ένα σημείο της διατομής υπάρχει εγκοπή στον άξονα για την τοποθέτηση ασφάλειας κατά DIN471 – 17x1 η οποία προϋποθέτει διάμετρο εγκοπής 16.2mm. Επομένως σε αυτό το σημείο που έχουμε μείωση της διατομής, έχουμε συντελεστή ασφαλείας 3.6 (Εικόνα 9).

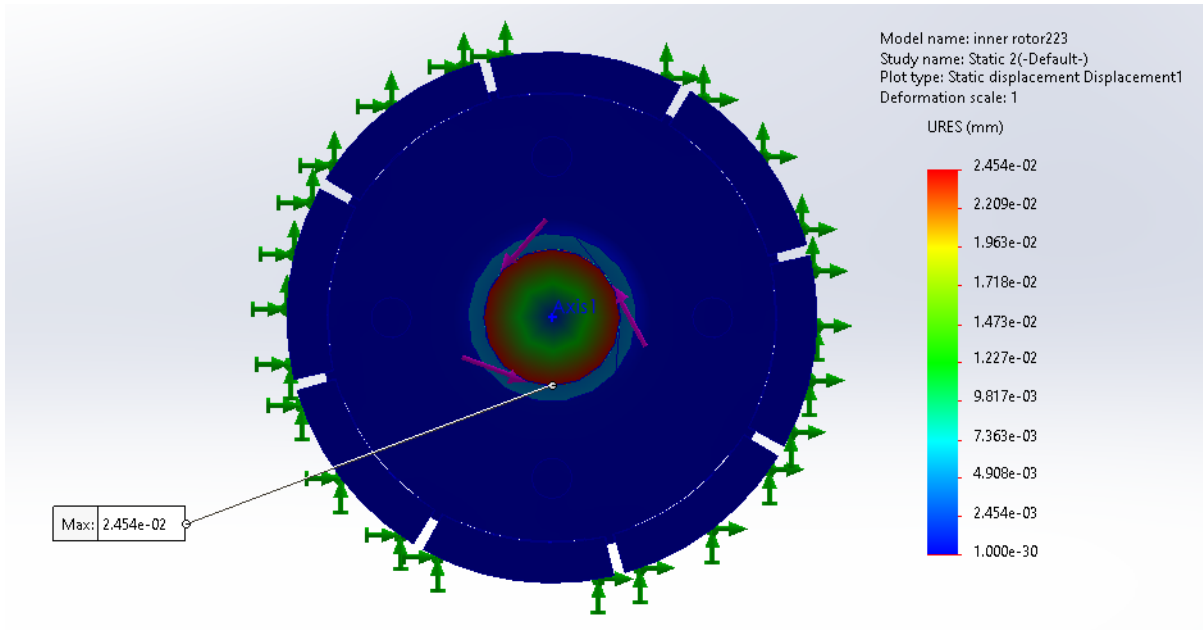


Εικόνα 10: Υπολογισθείσες τάσεις στον εσωτερικό ρότορα



Εικόνα 11: Υπολογισθείσες παραμορφώσεις στον εσωτερικό ρότορα

Στην Εικόνα 11 και Εικόνα 12 αυτό που αναμέναμε και από την αναλυτική λύση σχετικά με τη μέγιστη παραμόρφωση σε μία διατομή του άξονα, καθώς η κατανομή των διατμητικών τάσεων κατά μήκος μιας διατομής έχει μέγιστες τιμές στα άκρα της, και μηδενική στο κέντρο της. Επομένως παρατηρούμε μέγιστη παραμόρφωση στα άκρα της διατομής και μηδενική παραμόρφωση στο κέντρο.



Εικόνα 12: Παραμορφώσεις στη διατομή του άξονα του εσωτερικού ρότορα

Για την κατασκευή του παραπάνω άξονα χρησιμοποιείται άξονας καλιμπρέ του εμπορίου αρχικού στόκ διαμέτρου 58mm ο οποίος στη συνέχεια θα κατεργαστεί κατάλληλα. Το υλικό του άξονα είναι χάλυβας St.37 (S235J), οι μηχανικές ιδιότητες του οποίου δίνονται στον Πίνακας 2

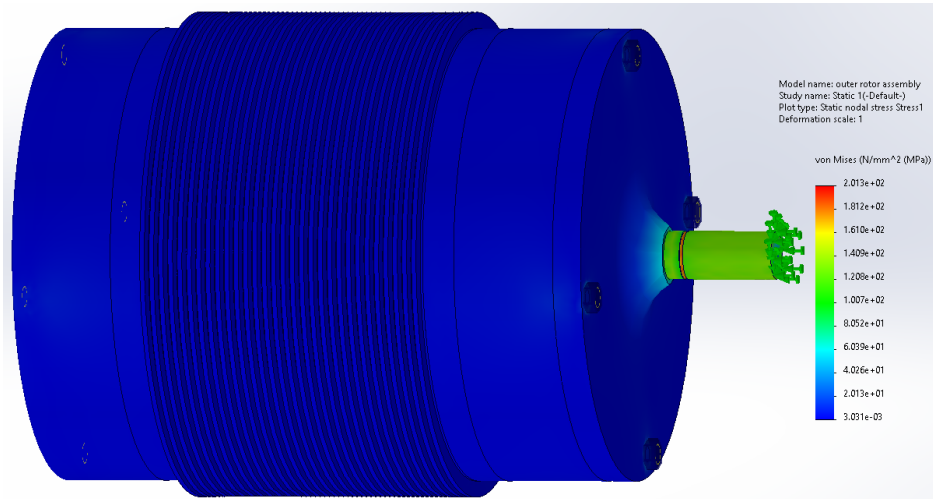
Πίνακας 2 – Μηχανικές Ιδιότητες Χάλυβα St.37 (S235J)

| Ιδιότητα | Τιμή | Μονάδα Μέτρησης |
|-------------------------------|---------|-------------------|
| Elastic Modulus | 210 | GPa |
| Poisson's Ratio | 0.28 | - |
| Shear Modulus | 79 | GPa |
| Mass Density | 7800 | kg/m ³ |
| Tensile Strength | 360 | MPa |
| Thermal Expansion Coefficient | 1.1e-05 | /K |
| Thermal Conductivity | 14 | W/(m·K) |
| Specific Heat | 440 | J/(kg·K) |

Να σημειωθεί ότι τα έδρανα κύλισης ελήφθησαν υπόψη για την διαστασιολόγηση του άξονα, καθώς έπρεπε να επιβεβαιώσουμε ότι υπήρχαν στο εμπόριο ένοσφαιροι τριβείς (SKF 6003) με διάμετρο εσωτερικού δακτυλίου 17mm και εξωτερικού την αντίστοιχη διάμετρο της πλήμνης του φορέα του δακτυλίου διαμόρφωσης, ήτοι 35mm.

3.1.2 Διατομή κοίλου άξονα εξωτερικού ρότορα

Ο εξωτερικός ρότορας αποτελεί ουσιαστικά έναν κοίλο άξονα στο εσωτερικό του οποίου είναι κολλημένοι περιφερειακά οι μαγνήτες. Από τους μαγνήτες γίνεται η μετάδοση της ροπής στον εξωτερικό ρότορα. Ο εξωτερικός ρότορας συνδέεται με κοχλιοσύνδεση με την φλάντζα εξόδου με τη βοήθεια 4 κοχλιών τυποποίησης ISO 4762 M5 x 50mm. Η φλάντζα εξόδου καταλήγει σε άξονα διατομής 15mm όπου και αναπτύσσονται οι μέγιστες διατμητικές τάσεις (Εικόνα 13). Οι κοχλίες όπως θα αναλυθεί σε επόμενο κεφάλαιο βιδώνονται με ροπή σύσφιξης 2 Nm ώστε να μπορέσουν τα εξαρτήματα να παραλάβουν μέσω της αναπτυσσόμενης τριβής στις συνεργαζόμενες επιφάνειες την διακινούμενη ροπή.



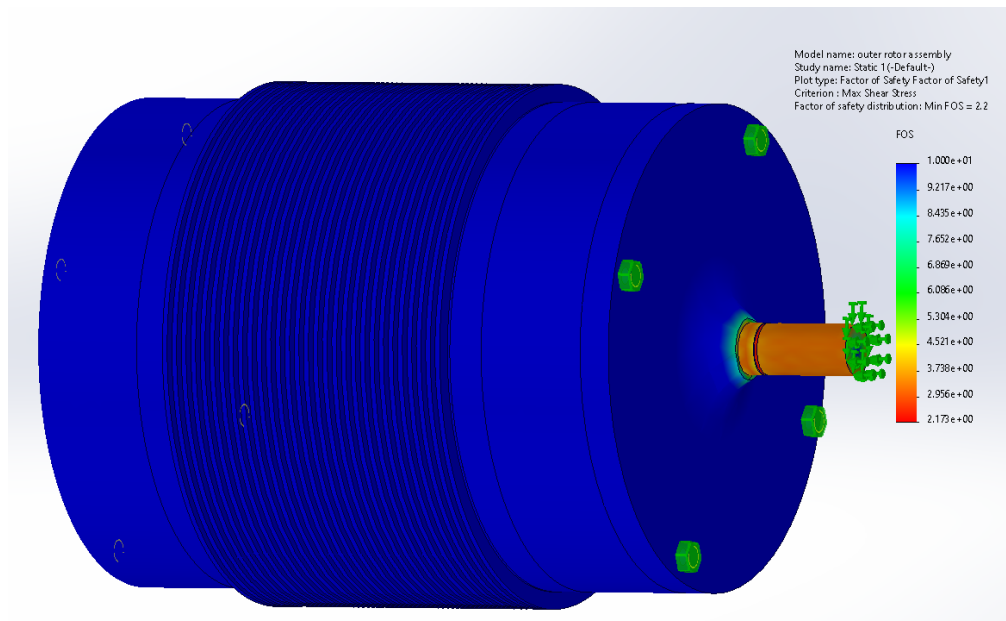
Εικόνα 13: Υπολογισθείσες τάσεις στον εξωτερικό ρότορα και τον άξονα της φλάντζας εξόδου του

Θέτουμε σημείο εφαρμογής της ροπής (50Nm) περιφερειακά, εσωτερικά του κοίλου άξονα σε όλους τους μαγνήτες. Η πάκτωση θεωρείται στην άκρη του άξονα της φλάντζας εξόδου, καθώς από εκεί θα συνδεθεί με κάποιο σύνδεσμο ο άξονας εξόδου του συστήματος μετάδοσης στο φορτίο που θα αποτελεί το φρένο της πειραματικής μας διάταξης. Παρατηρείται μέγιστη αναπτυσσόμενη τάση της τάξης των 200MPa περίπου στην ελάχιστη διατομή της φλάντζας εξόδου (Εικόνα 13), η οποία είναι εγκοπή για ασφάλεια εδράνου κύλισης όπως θα αναφερθεί και παρακάτω.

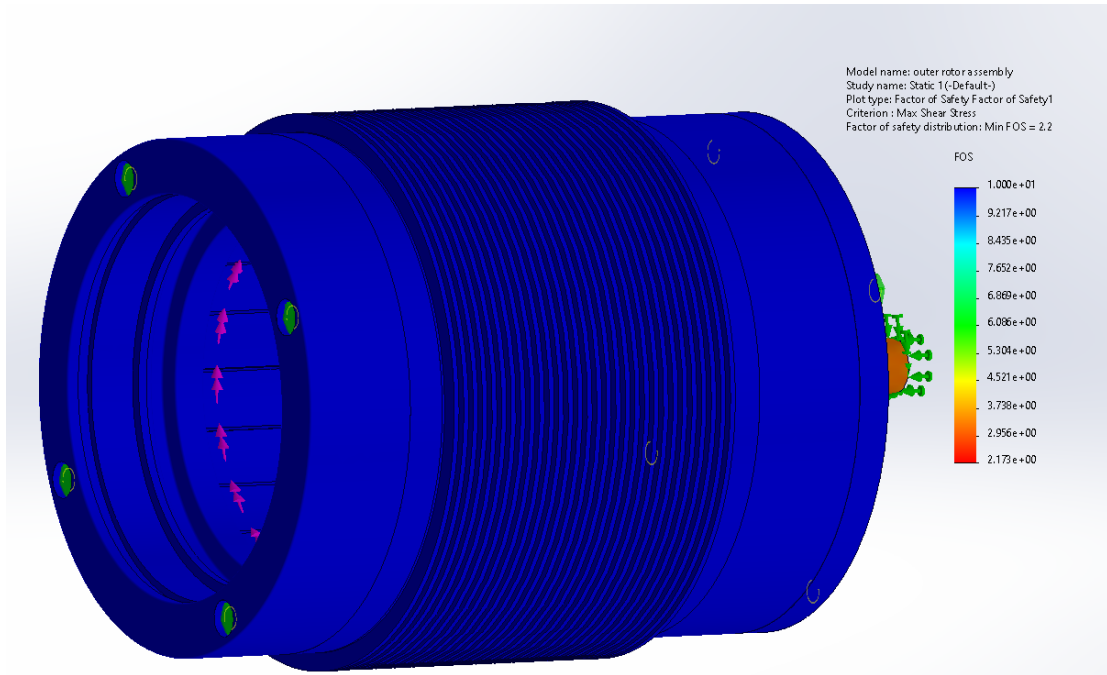
Υλικό για την παραπάνω εφαρμογή επιλέγεται το κράμα αλουμινίου 7075-T6. Το κράμα αυτό έχει υποστεί θερμική κατεργασία με σκοπό την σκλήρυνσή του κάτι που το καθιστά ένα από τα ισχυρότερα κράματα αλουμινίου. Η υψηλή αντοχή και η χαμηλή πυκνότητά του το κάνουν κατάλληλο για εφαρμογές όπως εξαρτήματα αεροσκαφών ή εξαρτήματα που υπόκεινται σε βαριά φθορά. Το κόστος του 7075 είναι υψηλότερο από άλλα υλικά όπως ο χάλυβας, ωστόσο είναι εύκολα κατεργάσιμο και χάρη στις μηχανικές του ιδιότητες μπορούμε να σχεδιάσουμε ελαφρύτερα τεμάχια. Οι μηχανικές του ιδιότητες παρουσιάζονται στον Πίνακα 3 .

Πίνακας 3 – Μηχανικές Ιδιότητες Κράματος Αλουμινίου 7075-T6

| Ιδιότητα | Τιμή | Μονάδα Μέτρησης |
|-------------------------------|----------|-------------------|
| Elastic Modulus | 72 | GPa |
| Poisson's Ratio | 0.33 | - |
| Shear Modulus | 26.9 | GPa |
| Mass Density | 2810 | kg/m ³ |
| Tensile Strength | 570 | MPa |
| Yield Strength | 505 | MPa |
| Thermal Expansion Coefficient | 2.36e-05 | /K |
| Thermal Conductivity | 130 | W/(m·K) |
| Specific Heat | 960 | J/(kg·K) |



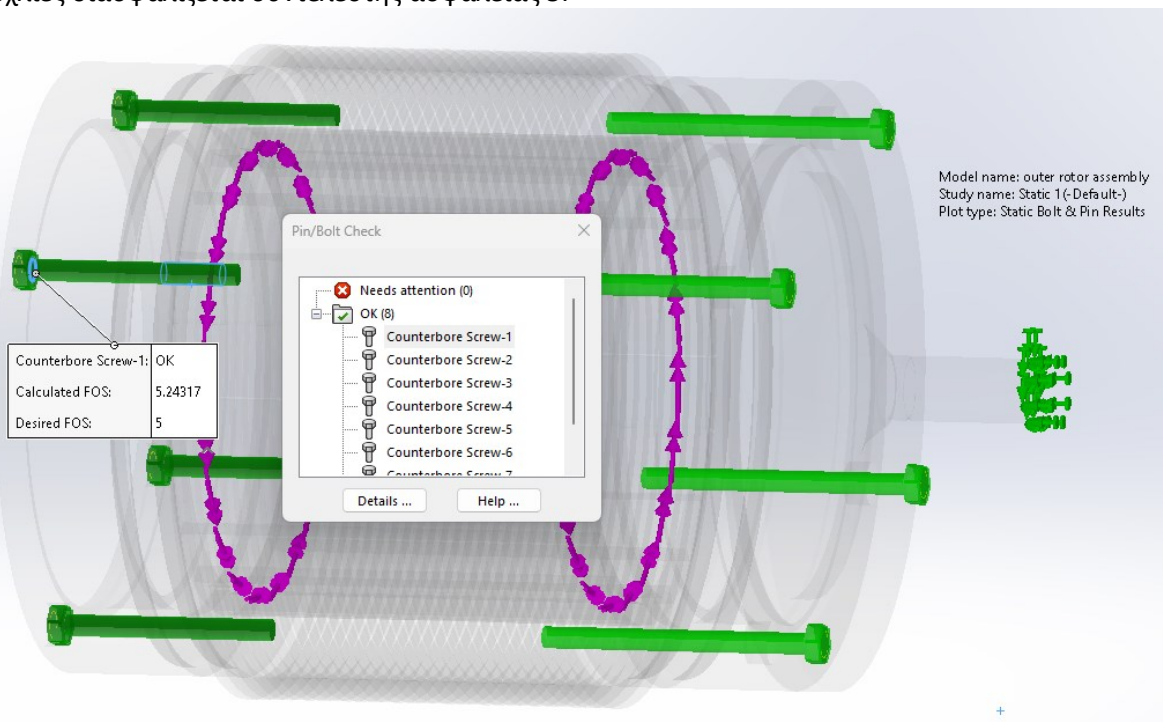
Εικόνα 14: Συντελεστές ασφαλείας για τον εξωτερικό ρότορα και την φλάντζα εξόδου του



Εικόνα 15: Συντελεστές ασφαλείας για τον εξωτερικό ρότορα και την φλάντζα εξόδου του

Για όλο το μήκος του άξονα (διάμετρος 15mm) υπολογίζεται συντελεστής ασφαλείας 3 για μέγιστη διατμητική τάση κατά Tresca. Ωστόσο σε ένα σημείο της διατομής υπάρχει εγκοπή στον άξονα για την τοποθέτηση ασφάλειας κατά DIN471 – 15x1 η οποία προϋποθέτει διάμετρο εγκοπής 14.3mm. Επομένως, σε αυτό το σημείο, που έχουμε μείωση της διατομής, έχουμε συντελεστή ασφαλείας 2.2 (Εικόνα 14 και Εικόνα 15).

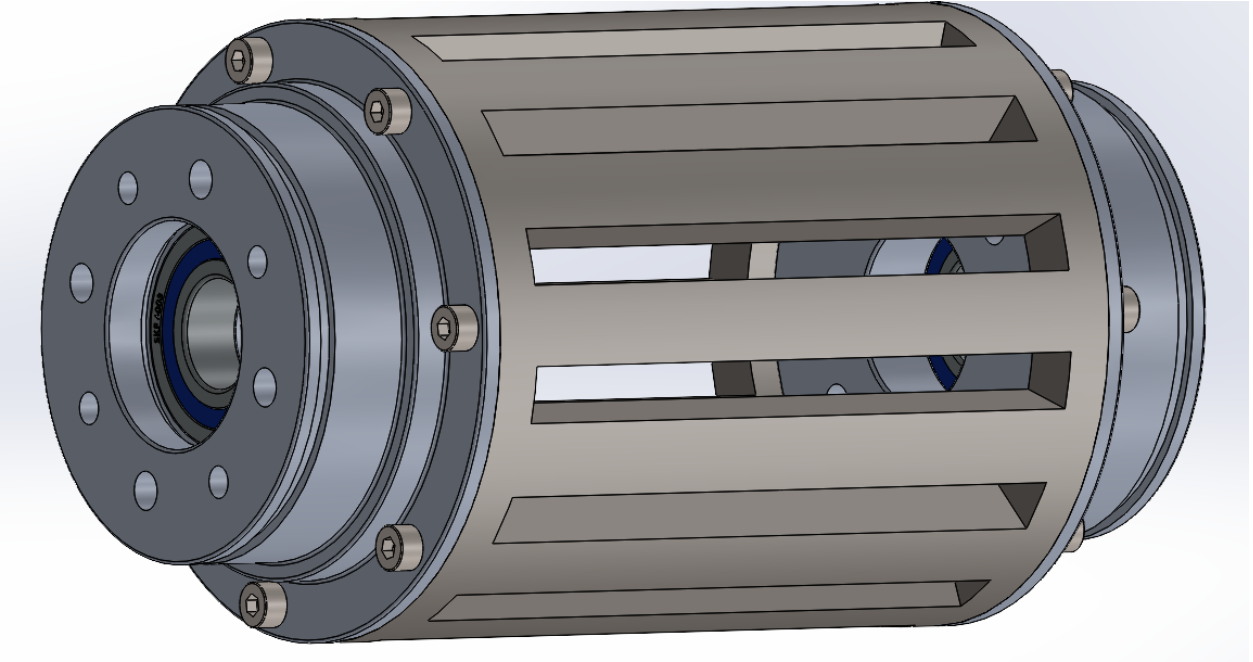
Ακόμη γίνεται έλεγχος για την αντοχή των κοχλιών στη ροπή που επιλέχθηκε να συσφιχθούν με προσομοίωση στο λογισμικό Solidworks, χρησιμοποιώντας την λειτουργία «Pin/Bolt Check». Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης Pin/Bolt Check φαίνονται στην Εικόνα 16. Παρατηρούμε ότι για τους κοχλίες διασφαλίζεται συντελεστής ασφαλείας 5.



Εικόνα 16: Έλεγχος αντοχής κοχλιών

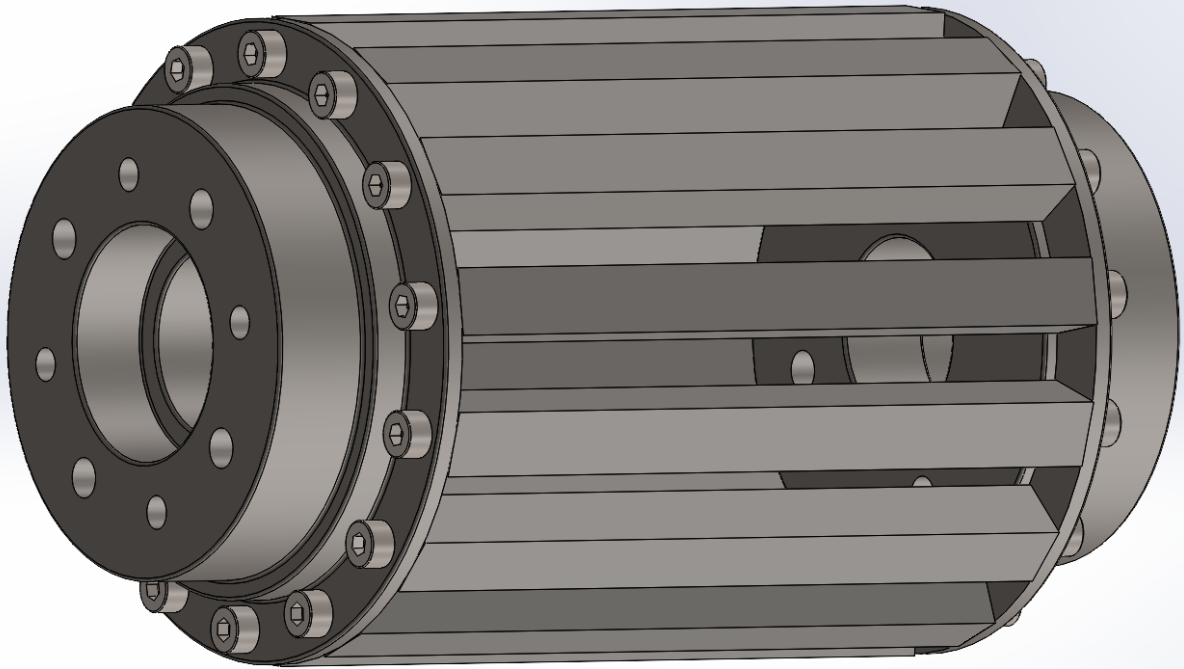
3.1.3 Έλεγχος παραμόρφωσης δακτυλίου διαμόρφωσης

Ο δακτύλιος διαμόρφωσης συνδέεται με τους φορείς του (αριστερά και δεξιά) με κοχλιοσυνδέσεις με τη βοήθεια κοχλιών τυποποίησης ISO 4762 - M4 x 16mm, σύμφωνα με την Εικόνα 17



Εικόνα 17: Δακτύλιος διαμόρφωσης μαγνητικού πεδίου και οι φορείς του (Περίπτωση 1^η)

Ωστόσο, για λόγους μείωσης του κόστους κατασκευής εξετάστηκε το ενδεχόμενο ο δακτύλιος διαμόρφωσης να μην είναι ένα κομμάτι, αλλά να αποτελείται από 14 ξεχωριστά τεμάχια-μπάρες (Εικόνα 18).



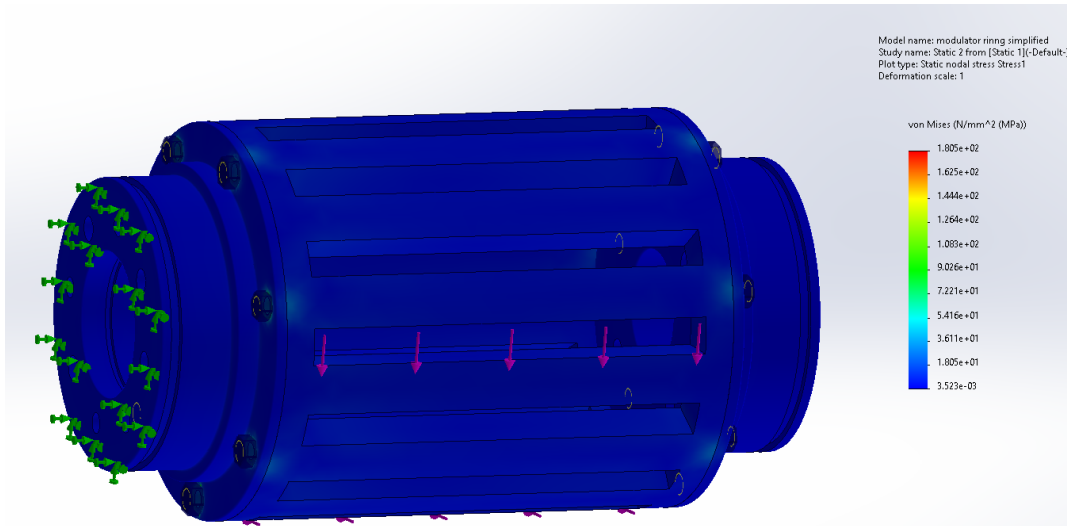
Εικόνα 18: Εναλλακτικός σχεδιασμός δακτυλίου διαμόρφωσης (Περίπτωση 2^η)

Στη δεύτερη περίπτωση η φλάντζα του φορέα θα πρέπει να έχει περιφερειακά 14 βίδες (μία για κάθε μια από τις μπάρες).

Στη συνέχεια εξετάζουμε την κάθε περίπτωση για τα στρεπτικά φορτία που δέχεται λόγω των περιφερειακών δυνάμεων που δέχονται οι σιδηρομαγνητικοί φορείς ($20\text{Nm} \cdot 3,5 = 70\text{Nm}$, λόγω 1/3,5 λόγου μετάδοσης μεταξύ άξονα εισόδου και διαμορφωτή). Και στις δύο περιπτώσεις ο αριστερός φορέας θεωρούμε ότι είναι αυτός που βρίσκεται από την πλευρά του άξονα εισόδου και είναι αυτός ο οποίος πακτώνεται διαμέσου του αποστάτη στην βάση. Επομένως, βάζουμε την πάκτωση στο πρόσωπο του φορέα. Η ροπή στο δακτύλιο διαμόρφωσης ασκείται περιφερειακά, στις σιδηρομαγνητικές μπάρες.

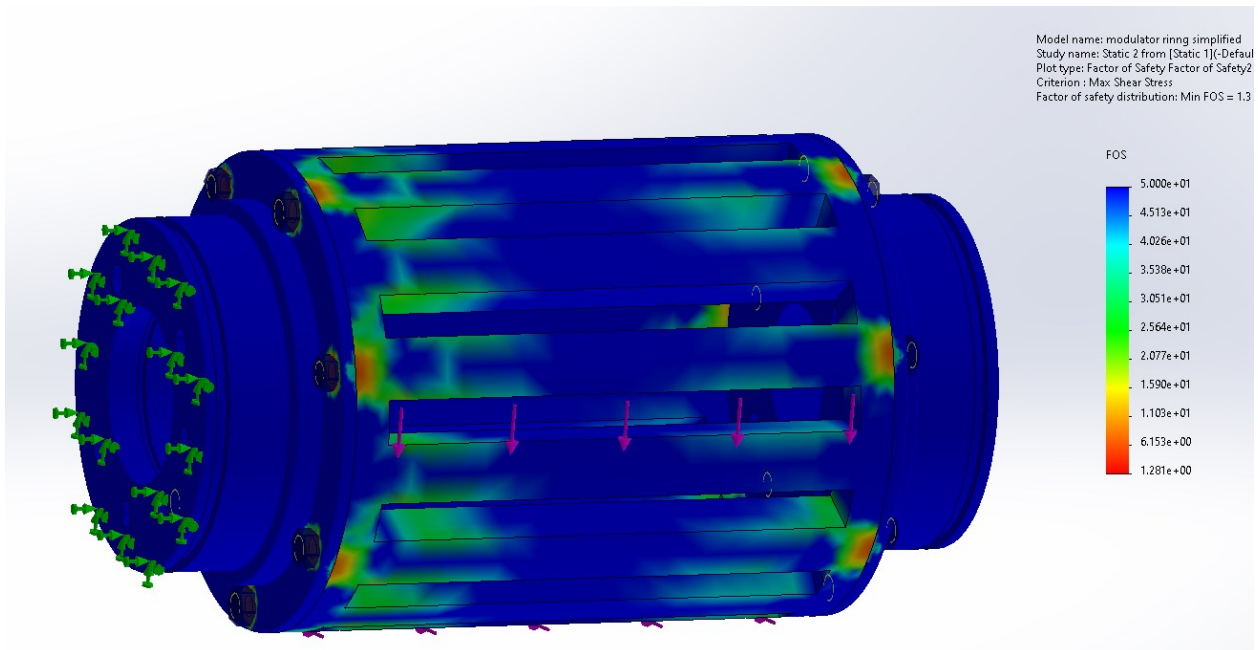
Πρώτη περίπτωση:

Όπως ήταν αναμενόμενο εμφανίζεται συγκέντρωση τάσεων στα σημεία που είναι οι κοχλιοσυνδέσεις. Σύμφωνα με τα παρακάτω έχουμε εμφάνιση μέγιστης τάσης 180MPa (Εικόνα 19).



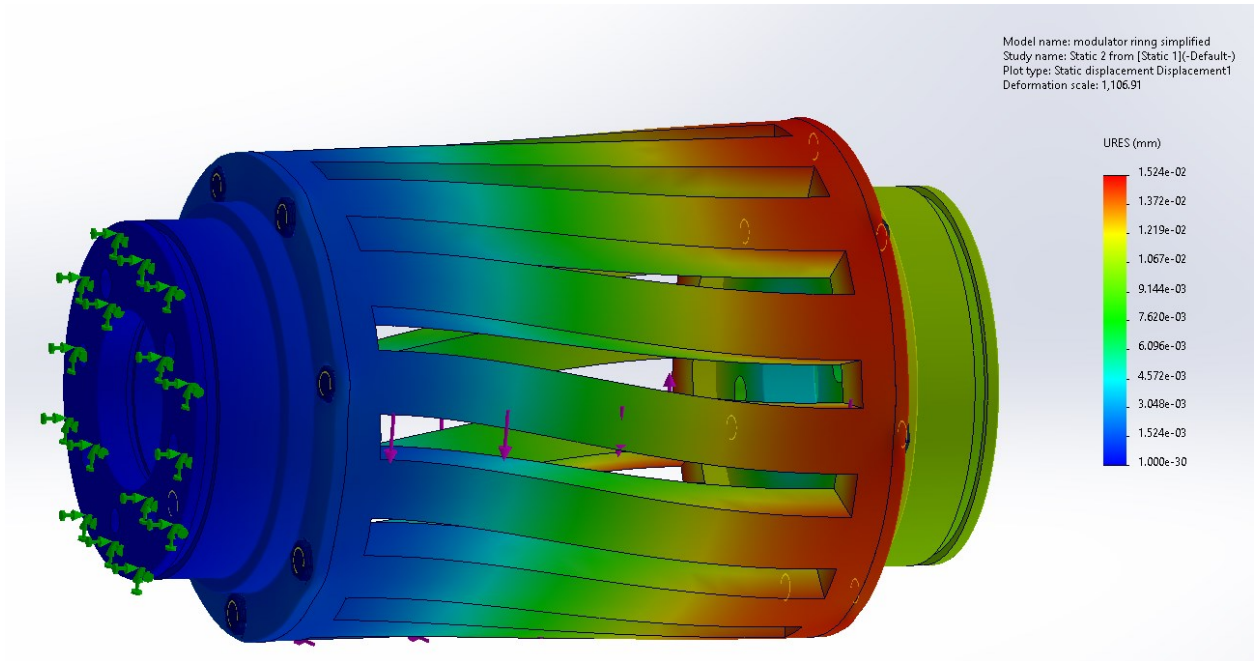
Εικόνα 19: Υπολογισθείσες τάσεις στο συναρμολόγημα του δακτυλίου διαμόρφωσης (Περίπτωση 1^η)

Οι παραπάνω τάσεις στον δακτύλιο διαμόρφωσης οδηγούν σε έναν συντελεστή ασφαλείας 1.3 (Εικόνα 20) καθώς αυτός έχει μειωμένες μηχανικές ιδιότητες σε σχέση με τους φορείς που είναι από κράμα αλουμινίου 7075-T6, αφού πρόκειται για χάλυβα St37 (S235J), οι ιδιότητες του οποίου δίνονται στον Πίνακας 2



Εικόνα 20: Συντελεστές ασφαλείας στο συναρμολόγημα του δακτυλίου διαμόρφωσης (Περίπτωση 1^η)

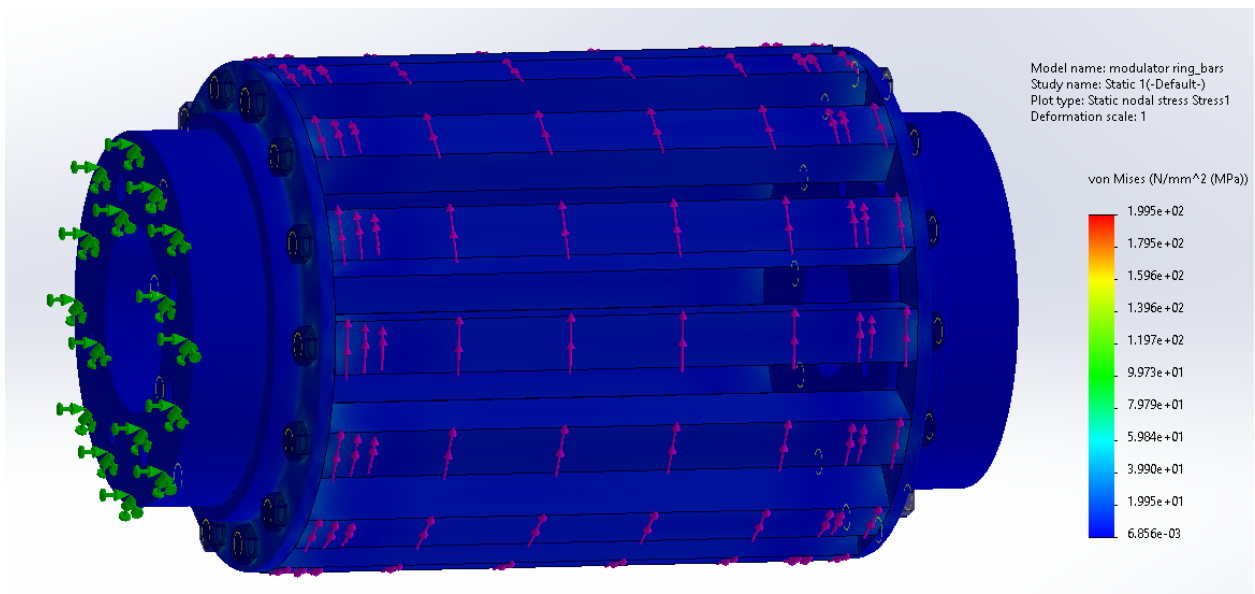
Τέλος, παρουσιάζονται οι παραμορφώσεις όπως εξήχθησαν από την προσομοίωση, σε κλίμακα 1000:1 προκειμένου να δούμε πως ακριβώς θα επέλθει η παραμόρφωση. Ωστόσο η μέγιστη παραμόρφωση είναι της τάξης των εκατοστών του χιλιοστού, και άρα δεν είναι ανησυχητικές (Εικόνα 21).



Εικόνα 21: Υπολογισθείσες παραμορφώσεις στο συναρμολόγημα του δακτυλίου διαμόρφωσης (Περίπτωση 1^η)

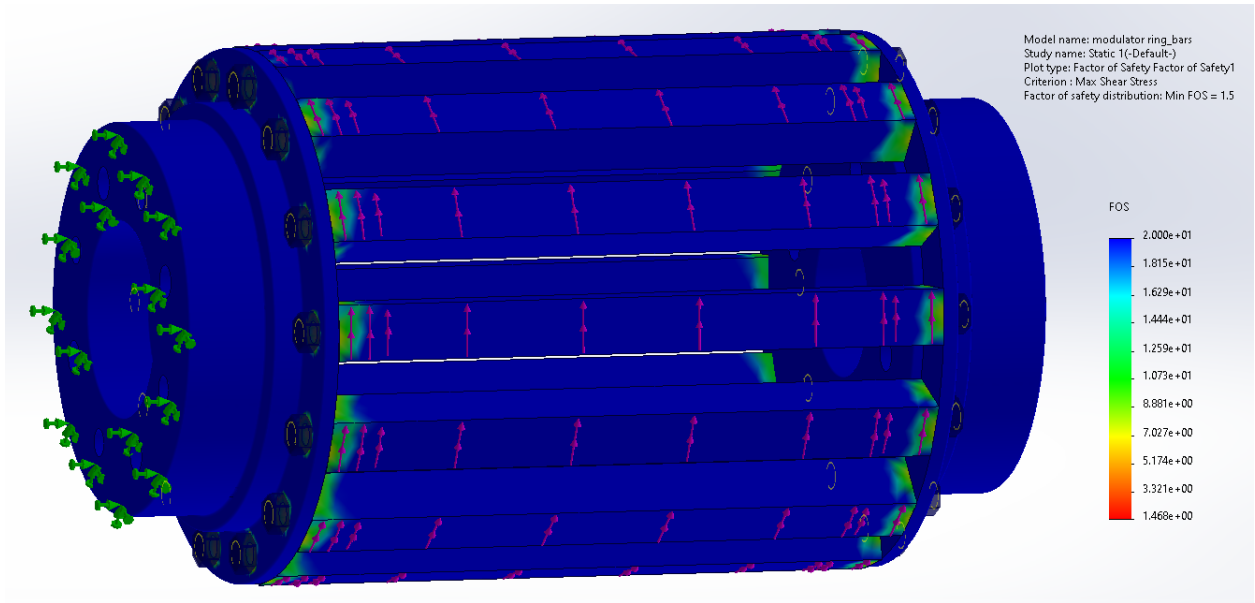
Δεύτερη περίπτωση:

Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι ίδιες προσομοιώσεις στην περίπτωση κατασκευής ανεξάρτητων σιδηρομαγνητικών μπαρών (Εικόνα 22 -Εικόνα 26).



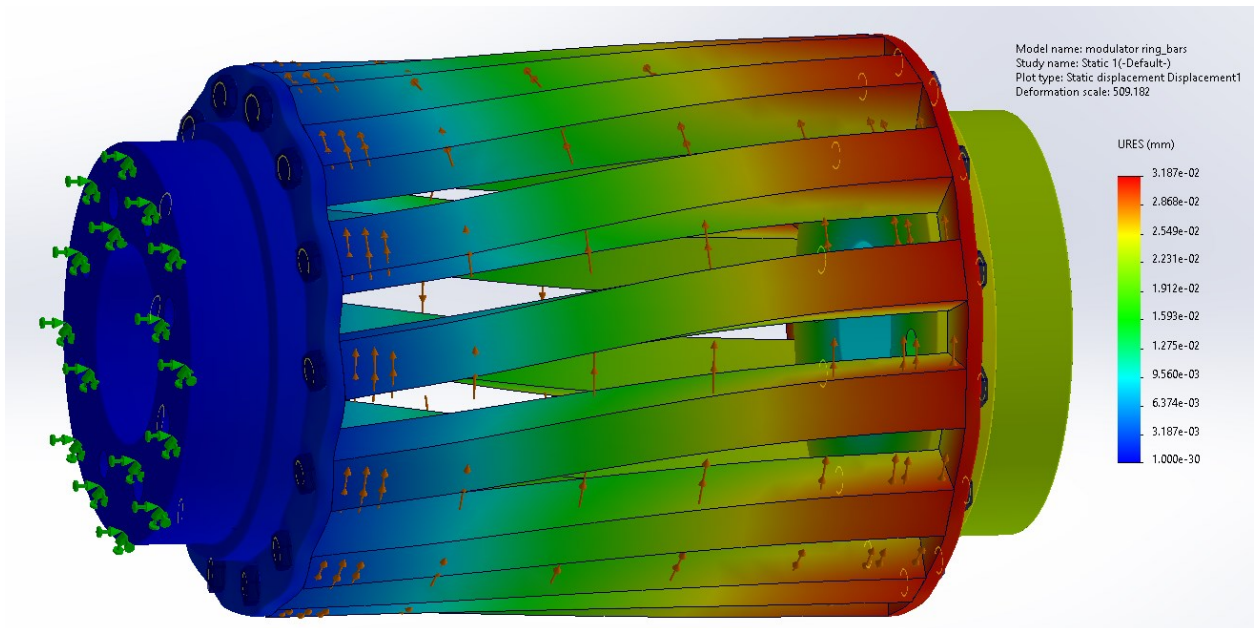
Εικόνα 22: Υπολογισθείσες τάσεις στο συναρμολόγημα του δακτυλίου διαμόρφωσης (Περίπτωση 2^η)

Η συγκέντρωση τάσεων παρατηρείται και πάλι στα σημεία των κοχλιοσυνδέσεων. Ο συντελεστής ασφαλείας υπολογίζεται στο 1.5 (Εικόνα 23).

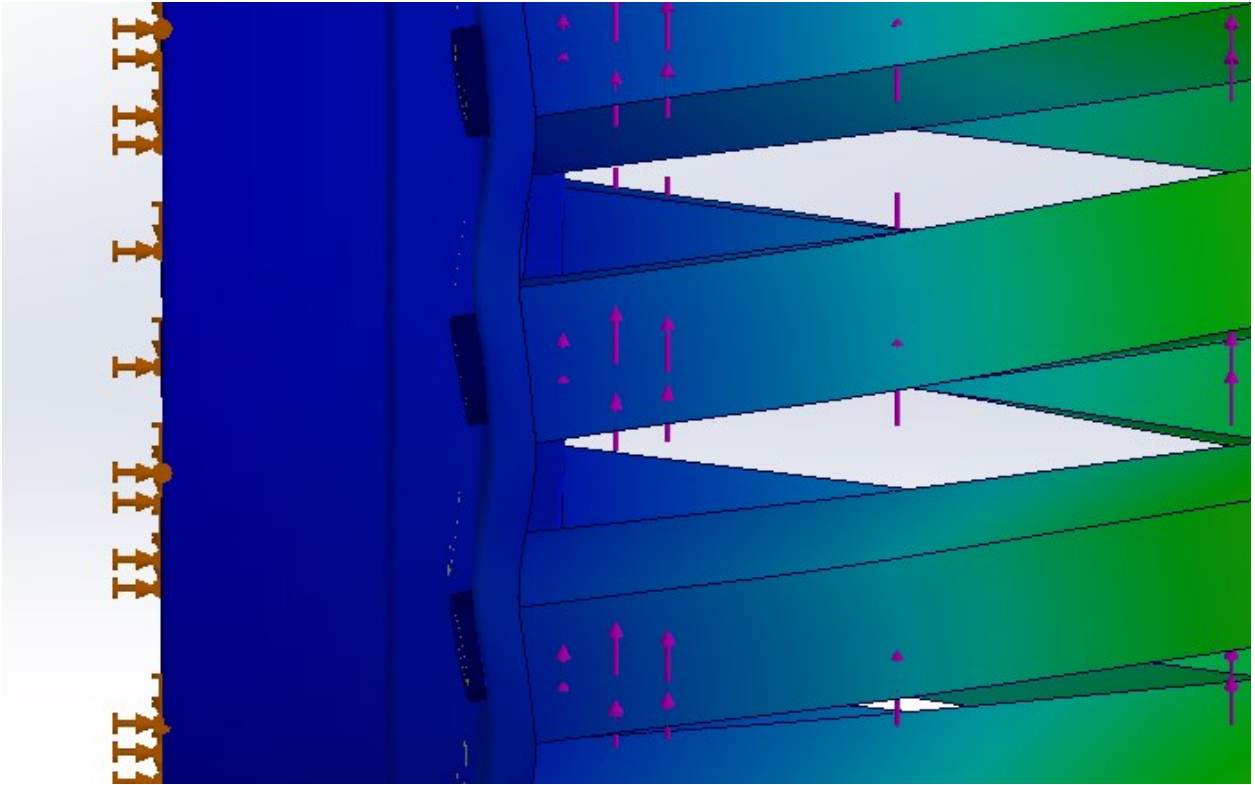


Εικόνα 23: Συντελεστές ασφαλείας στο συναρμολόγημα του δακτυλίου διαμόρφωσης (Περίπτωση 2^η)

Όπως στο μοντέλο της παραμόρφωσης παρατηρούμε μεγαλύτερες παραμορφώσεις από πριν αλλά και πάλι είναι σε τάξη μεγέθους των εκατοστών του χιλιοστού και επομένως δεν θεωρούνται ανησυχητικές (Εικόνα 24 -Εικόνα 25).

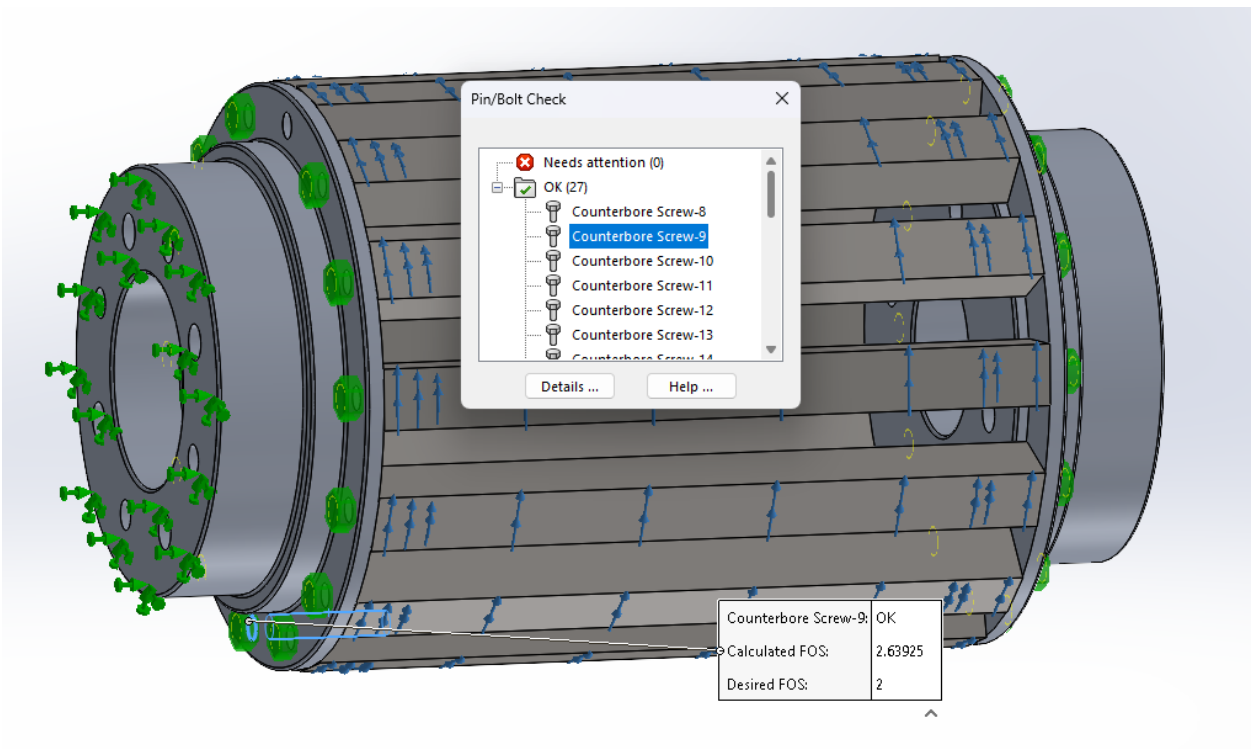


Εικόνα 24: Υπολογισθείσες παραμορφώσεις στο συναρμολόγημα του δακτυλίου διαμόρφωσης (Περίπτωση 2^η)



Εικόνα 25: Παραμορφώσεις στα σημεία των κοχλιοσυνδέσεων σε κλίμακα 500:1 (Περίπτωση 2^η)

Ακόμη ελέγχθηκαν όλοι οι κοχλίες και υπολογίστηκε ότι λειτουργούν με συντελεστή ασφαλείας 2.6 (Εικόνα 26).



Εικόνα 26: Έλεγχος αντοχής κοχλίων στο συναρμολόγημα του δακτυλίου διαμόρφωσης (Περίπτωση 2^η)



Συμπερασματικά, από τα παραπάνω καταλήξαμε στη χρήση τετραγωνικής διατομής μπαρών, οι οποίες είναι αρκετά οικονομικότερες στην κατασκευή, έχουμε πολύ μικρότερη απώλεια υλικού κατά το ξεχόνδρισμα και αυξημένο συντελεστή ασφαλείας. Οι μέγιστες παραμορφώσεις είναι περίπου διπλάσιες, λόγω της λιγότερο στιβαρής κατασκευής, ωστόσο αυτό δεν κρίνεται ανησυχητικό, αφού είναι της τάξης των εκατοστών του χιλιοστού.

3.1.4 Υπολογισμός καμπτικής φόρτισης μαγνητών εσωτερικού ρότορα

Όπως ήδη αναφέρθηκε από το Εισαγωγικό Κεφάλαιο, για λόγους επίτευξης μεγαλύτερης πυκνότητας ισχύος θα γίνει χρήση μόνιμων μαγνητών Νεοδυμίου-Σιδήρου-Βορίου (NdFeB). Συγκεκριμένα επιλέχθηκαν τύπου N35 για την επίτευξη ροπής εξόδου 50 Nm. Οι μαγνήτες που θα χρησιμοποιηθούν στη διάταξη είναι από την εταιρεία Arnold Magnetic Technologies και οι ιδιότητες τους δίνονται στους Πίνακας 4 και Πίνακας 5 [22]

Πίνακας 4 – Μηχανικές και Θερμικές Ιδιότητες Μαγνητών NdFeB κατηγορίας N35

| Ιδιότητα | Τιμή | Μονάδα Μέτρησης |
|-------------------------------|-------|-------------------|
| Elastic Modulus | 160 | GPa |
| Poisson's Ratio | 0.26 | - |
| Mass Density | 7600 | kg/m ³ |
| Flexural Strength | 285 | MPa |
| Thermal Expansion Coefficient | 7e-06 | /K |
| Thermal Conductivity | 5.3 | kcal/m·hr·°C |
| Specific Heat | 0.11 | cal/g·°C |
| Hardness, Vickers | 620 | Hv |
| Curie Temperature | 310 | °C |

Πίνακας 5 – Μαγνητικές Ιδιότητες Μαγνητών NdFeB κατηγορίας N35

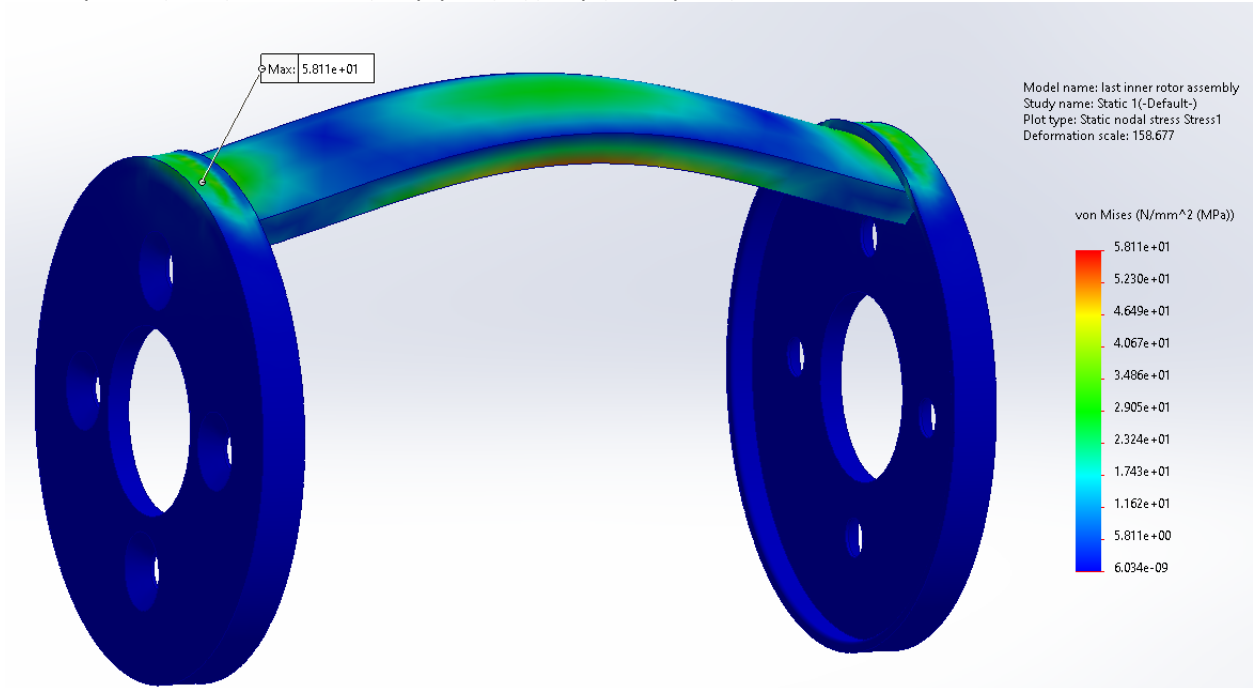
| Ιδιότητα | Τιμή | Μονάδα Μέτρησης |
|---|------|-------------------|
| Residual Induction, Br | 1210 | mT |
| Coercivity, H _{CB} | 907 | kA/m |
| Intrinsic Coercivity H _{CI} | 955 | kA/m |
| Maximum Energy Product, BH _{max} | 283 | kJ/m ³ |

Στο σημείο αυτό θα μελετήσουμε τις δυνάμεις στις οποίες καταπονούνται οι μαγνήτες του εσωτερικού ρότορα, λόγω της φυγόκεντρου δύναμης αλλά και της δύναμης μαγνήτισης. Οι εσωτερικοί μαγνήτες σύμφωνα με τις διαστάσεις τους έχουν όγκο 11.3cm³. Η πυκνότητα τους είναι

7.6g/cm^3 . Επομένως προκύπτει βάρος 0.086 Kg/μαγνήτη . Για την περίπτωση των 2500rpm προκύπτει φυγόκεντρος δύναμη ίση με 180N

Οι μαγνήτες του εσωτερικού ρότορα στηρίζονται από τις άκρες τους με δακτύλιους οι οποίοι είναι συνδεδεμένοι με κοχλίες στο σώμα του ρότορα.

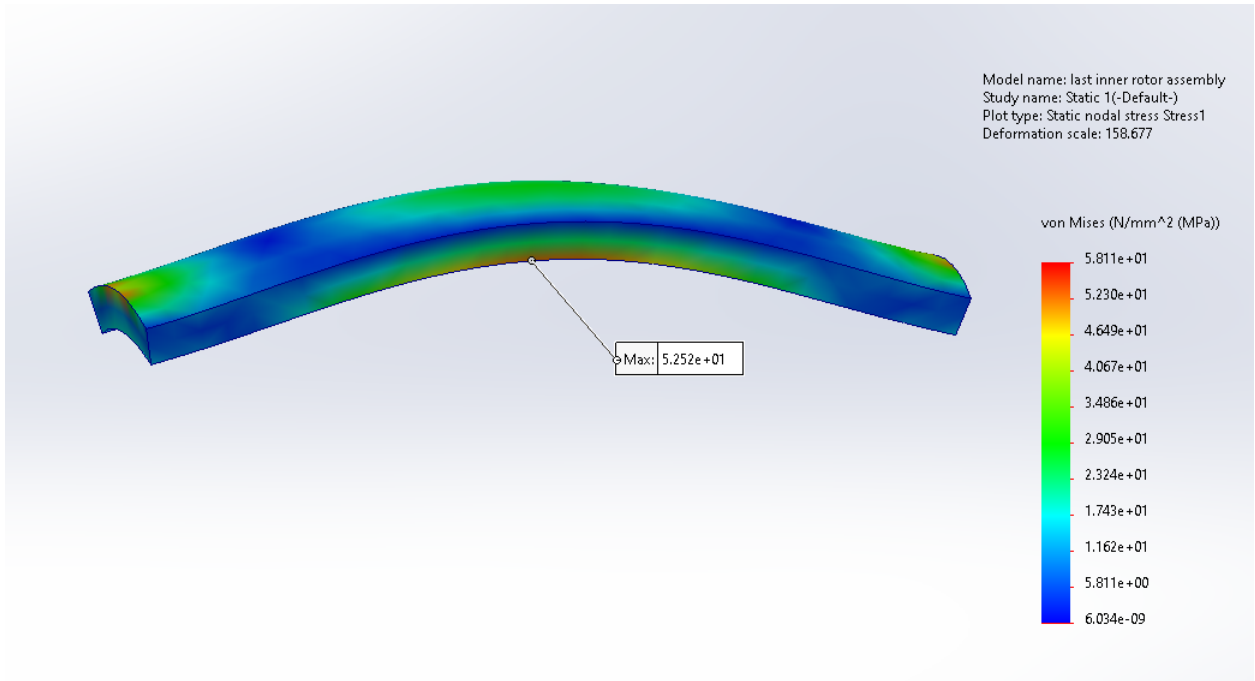
Στην προσομοίωση λοιπόν θέτουμε κατανεμημένο φορτίο στην επιφάνεια του μαγνήτη και πακτωμένους τους δακτύλιους συγκράτησης σύμφωνα με την Εικόνα 27.



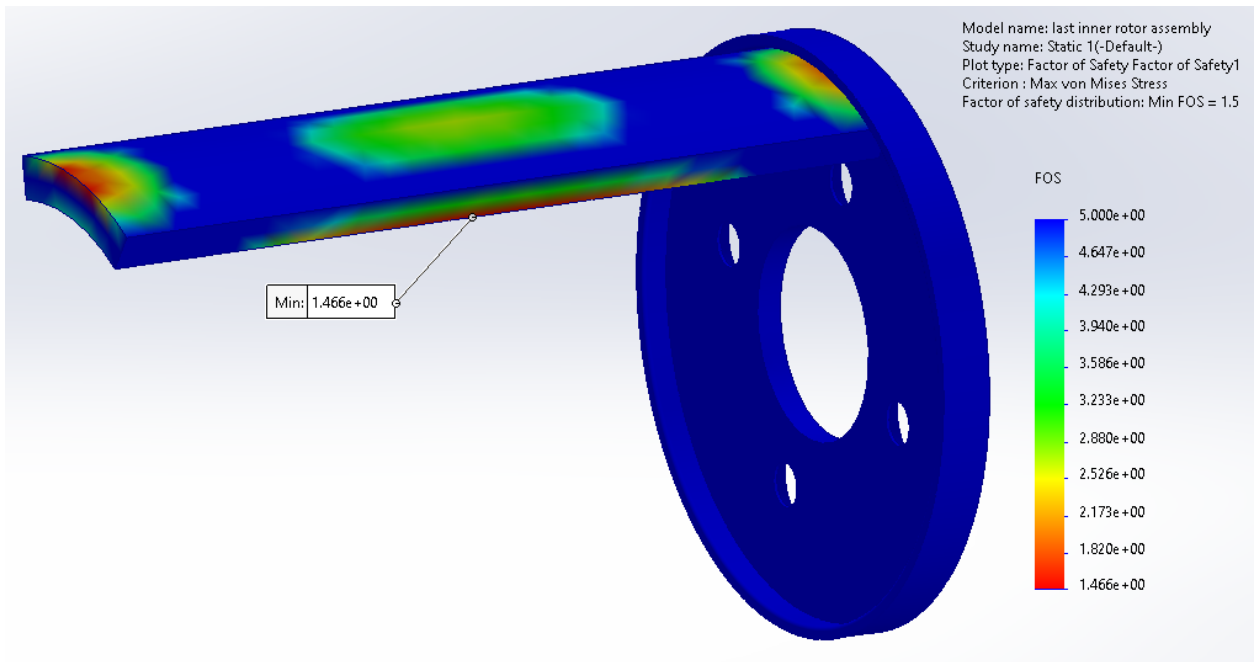
Εικόνα 27: Έλεγχος Αντοχής των μαγνητών και δακτυλίων συγκράτησης

Οι μέγιστες τάσεις αναπτύσσονται στα σημεία που γίνεται η συγκράτηση από τους δακτύλιους και πλησιάζουν τα 58 MPa στους δακτύλιους και 52 MPa στις άκρες των μαγνητών. Ωστόσο επειδή οι μαγνήτες έχουν πολύ μικρότερη αντοχή εμφανίζουν τον μικρότερο συντελεστή ασφαλείας 1.5 (Εικόνα 28 - Εικόνα 29).

Οι φυγόκεντρες δυνάμεις στην προσομοίωση έχουν ληφθεί για ταχύτητες περιστροφής 2500rpm .

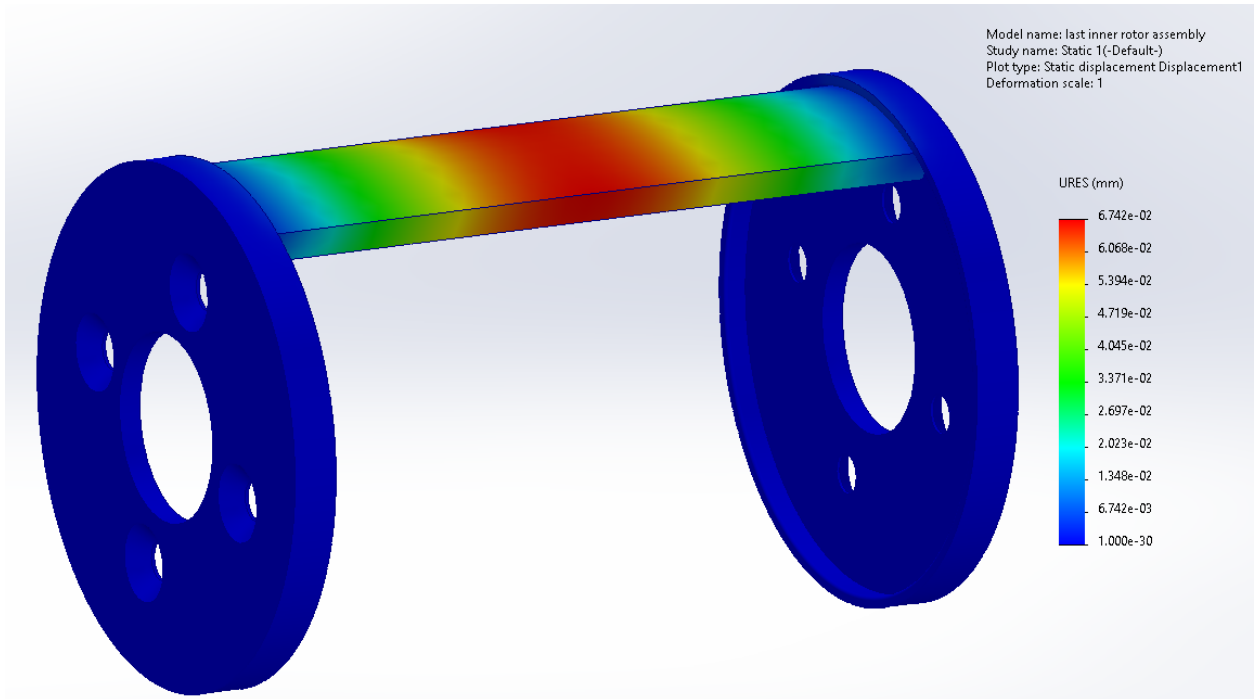


Εικόνα 28: Υπολογισθείσες τάσεις των μαγνητών



Εικόνα 29: Συντελεστές ασφαλείας των μαγνητών και δακτυλίων συγκράτησης

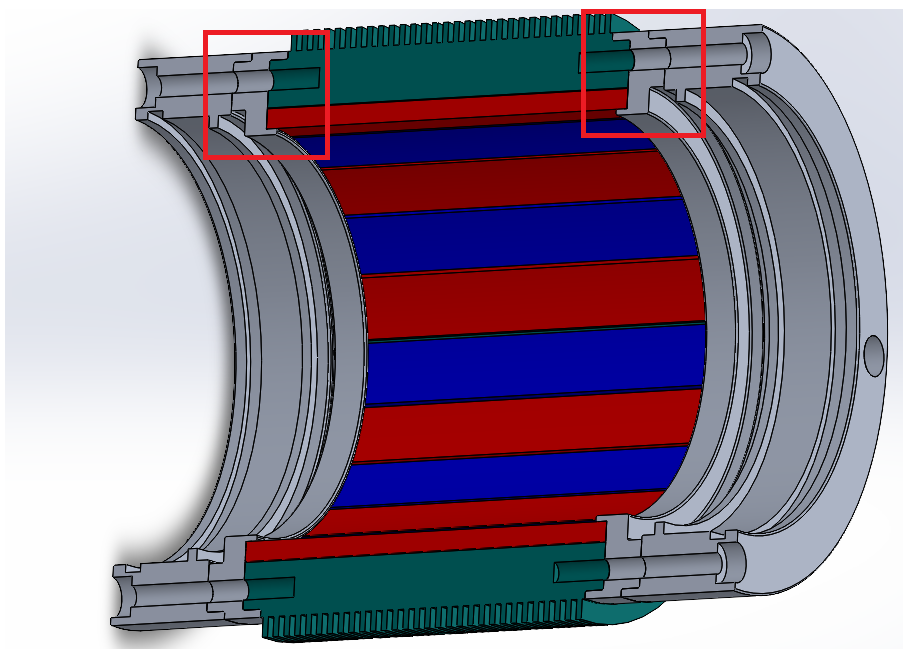
Το βέλος κάμψης υπολογίζεται σε τάξη μεγέθους των εκατοστών του χιλιοστού, για την ακρίβεια 0.067mm (Εικόνα 30).



Εικόνα 30 Υπολογισθείσες παραμορφώσεις των μαγνητών και δακτυλίων συγκράτησης

Η συνθήκη που μελετήθηκε δεν λαμβάνει καθόλου υπόψη την συγκράτηση των μαγνητών πάνω στο ρότορα μέσω της εποξικής κόλλας, επομένως προσομοιώνει την περίπτωση αστοχίας της κόλλας και τελικά της συγκράτησης των μαγνητών μόνο από τους δακτυλίους.

Στον εξωτερικό ρότορα χρησιμοποιείται ο ίδιος τρόπος συγκράτησης για τους μαγνήτες. Σε αυτήν όμως την περίπτωση η φυγόκεντρος αντισταθμίζει την δύναμη της μαγνήτησης επομένως δεν προχωράμε σε διαδικασία ανάλυσης των δυνάμεων που δέχονται οι μαγνήτες, εφόσον αποτελεί ασφαλέστερη περίπτωση από την προηγούμενη. Η διάταξη συγκράτησης φαίνεται στην Εικόνα 31



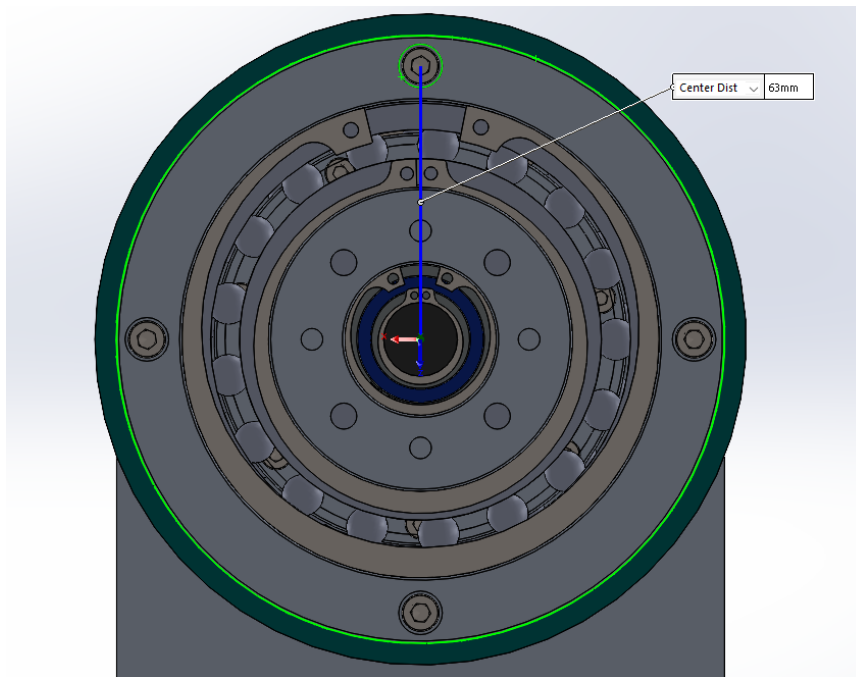
Εικόνα 31: Δακτύλιοι συγκράτησης εξωτερικών μαγνητών

3.1.5 Υπολογισμός ροπής σύσφιξης κοχλιών

Στην εφαρμογή μας όλοι οι κοχλίες που χρησιμοποιούνται, τόσο στον εξωτερικό ρότορα όσο και στο δακτύλιο διαμόρφωσης είναι κοχλίες κεφαλής τους οποίους χρησιμοποιούμε για τη σύσφιξη σε τυφλές σπές. Ο σκοπός είναι ο κοχλίας να δημιουργεί τέτοια αξονική δύναμη, ώστε να δημιουργείται η κατάλληλη δύναμη τριβής μεταξύ των συνεργαζόμενων επιφανειών και να μπορεί να παραληφθεί η διακινούμενη ροπή χωρίς την ολίσθηση της μίας επιφάνειας πάνω στην άλλη. Αυτό θα είχε σαν αποτέλεσμα ο κοχλίας να καταπονείται από διατμητικές τάσεις. Στην εφαρμογή μας οι κοχλίες καταπονούνται σε εφελκυσμό. Παρακάτω φαίνονται οι αξονικές δυνάμεις που ασκεί ο κάθε κοχλίας, όταν αυτός σφίχθει με ροπή σύσφιξης ίση με 2 Nm.

Έτσι παρατηρούμε ότι οι κοχλίες του εξωτερικού ρότορα ασκούν κάθετη δύναμη ίση με 1666,7N (Εικόνα 33). Αυτή η δύναμη παράγει μια δύναμη τριβής ίση με περίπου 650N, λαμβάνοντας υπόψη συντελεστή τριβής μεταξύ κράματος αλουμινίου 7075-T6 και χάλυβα ίσο με 0.4 [25]. Αυτή η δύναμη τριβής ασκείται στην περιφέρεια του ρότορα σε απόσταση ίση με 63mm από το κέντρο περιστροφής (Εικόνα 32).

$$F_{\text{τριβής}} = \mu * F_{\text{clamping}} \quad (35)$$

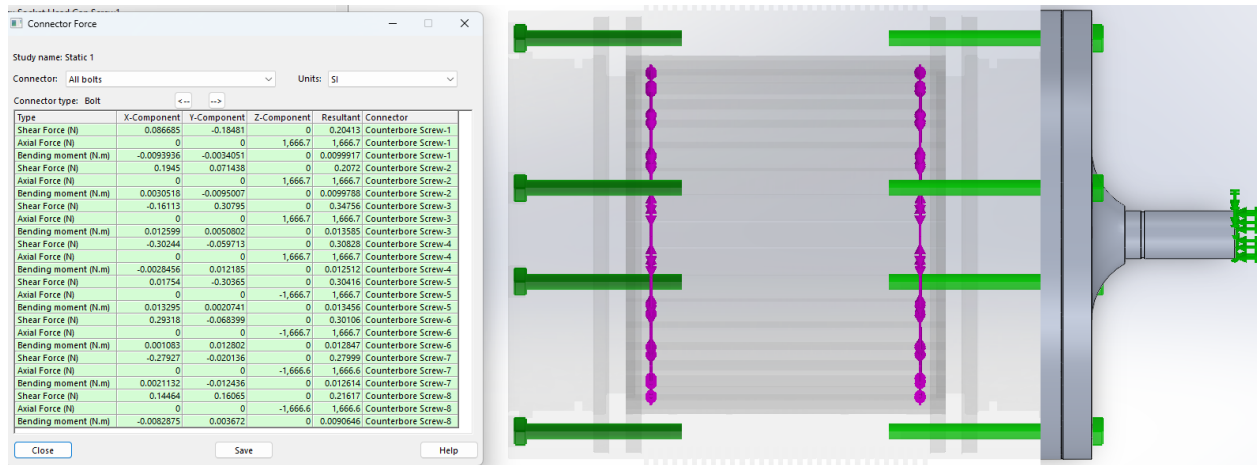


Εικόνα 32: Απόσταση εφαρμογής της δύναμης τριβής από τον άξονα περιστροφής

Άρα ο κάθε κοχλίας πιέζει με τόση δύναμη τις επιφάνειες όπου μπορεί να διατηρήσει τις επιφάνειες να μην ολισθήσουν σε ροπή ίση με 41 Nm .

$$T = r * F = 0.063m * 650N \approx 41Nm \quad (36)$$

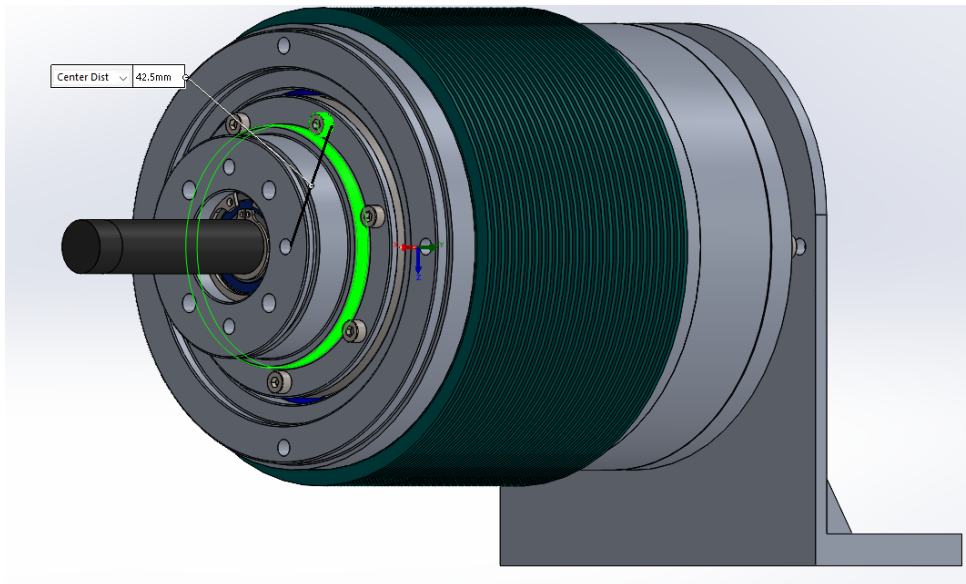
Υπολογίζοντας για 4 κοχλίες συμπεραίνουμε ότι με ροπή σύσφιξης 2 Nm σε κάθε κοχλία, θα πρέπει να ασκηθεί συνολική ροπή 164Nm στον άξονα εισόδου για να ολισθήσουν οι συνεργαζόμενες επιφάνειες.



Εικόνα 33:Υπολογισμός Clamping Forces των κοχλίων λόγω ροπής σύσφιξης

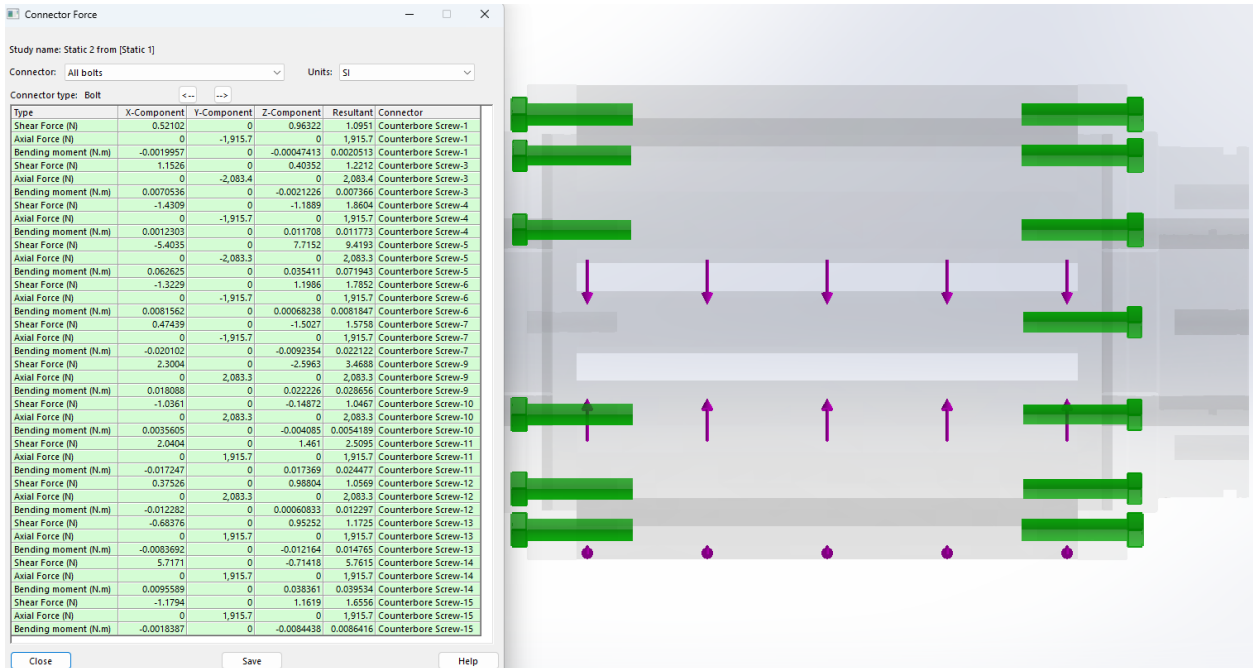
Αντίστοιχα οι κοχλίες του δακτυλίου διαμόρφωσης ασκούν κάθετη δύναμη ίση με 2000N (Εικόνα 35). Αυτή η δύναμη παράγει μια δύναμη τριβής ίση με περίπου 800N, σύμφωνα με την (35), λαμβάνοντας συντελεστή τριβής μ , μεταξύ κράματος αλουμινίου 7075-T6 και χάλυβα, ίσο με 0.4 [25]

Αυτή η δύναμη τριβής ασκείται στην περιφέρεια του δακτυλίου σε απόσταση ίση με 42.5mm από το κέντρο περιστροφής (Εικόνα 34).



Εικόνα 34: Απόσταση εφαρμογής της δύναμης τριβής από τον άξονα περιστροφής

Άρα ο κάθε κοχλίας πιέζει με τόση δύναμη τις επιφάνειες όπου μπορεί να διατηρήσει τις επιφάνειες να μην ολισθήσουν σε ροπή ίση με 34 Nm σύμφωνα με την (36). Υπολογίζοντας για 7 κοχλίες συμπεραίνουμε ότι με ροπή σύσφιξης 2 Nm σε κάθε κοχλία θα πρέπει να ασκηθεί συνολική ροπή 238Nm για να ολισθήσουν οι συνεργαζόμενες επιφάνειες.



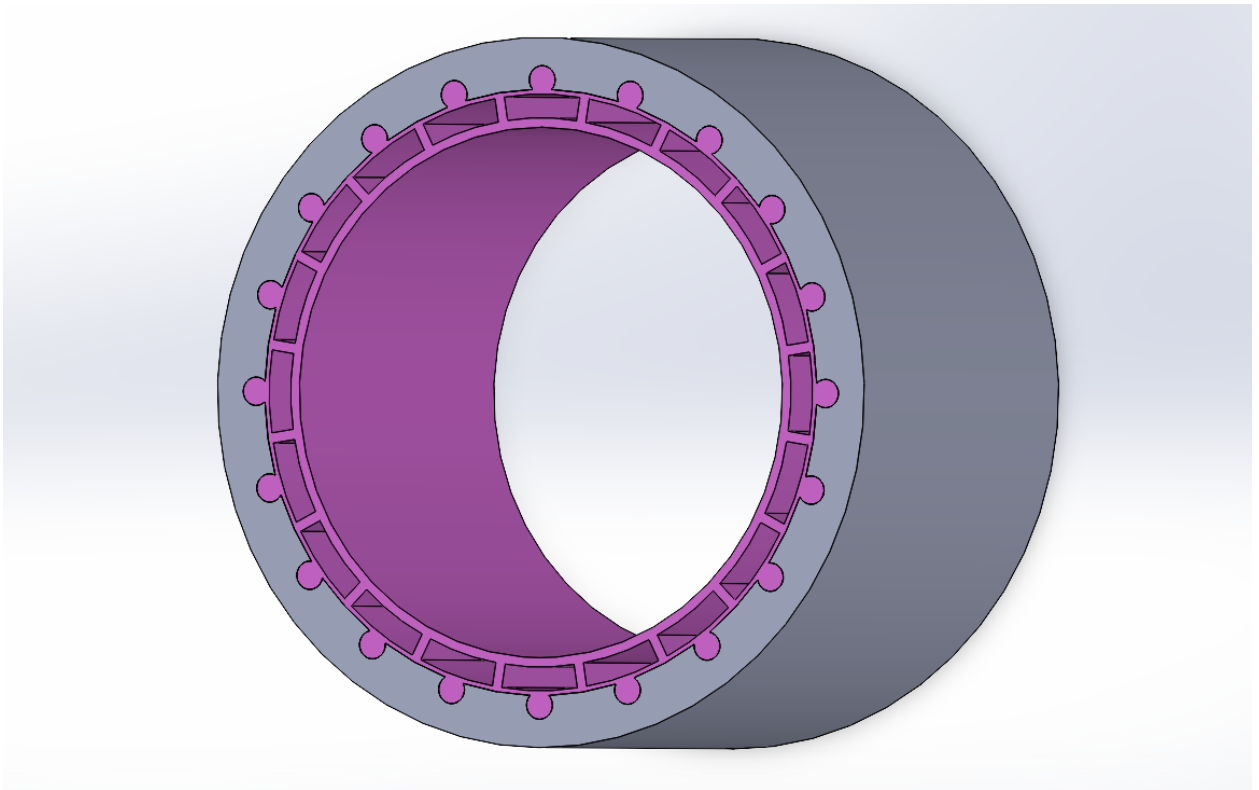
Εικόνα 35: Υπολογισμός Clamping Forces των κοχλιών λόγω ροπής σύσφιξης

Επομένως, ελέγξαμε ότι η ροπή σύσφιξης είναι αρκετή για την δημιουργία της απαιτούμενης «clamping force», και σε προηγούμενο κεφάλαιο έχουμε ελέγξει και την αντοχή των κοχλιών λόγω των εφελκυστικών τάσεων που δημιουργούνται στον κορμό τους.

3.2 Ειδικές διαμορφώσεις

3.2.1 Συγκράτηση μαγνητών στους ρότορες

Η αρχική ιδέα ήταν η συγκράτηση των μαγνητών στο ρότορα να γίνει με την κατασκευή ενός υβριδικού εξαρτήματος. Η τοποθέτηση των μαγνητών θα γινόταν σε ειδικές εσοχές όπως φαίνεται στην Εικόνα 36. Το εξωτερικό (γκρι) κομμάτι αποτελεί τον ρότορα ο οποίος θα κατασκευαστεί από Χάλυβα St.37 (S235J), οι μηχανικές ιδιότητες του οποίου έχουν δοθεί στον Πίνακας 2 ενώ το εσωτερικό (ροζ) κομμάτι θα ήταν προϊόν τρισδιάστατης εκτύπωσης από κράμα πολυκαρβονικό (Polycarbonate filament) – ABS.



Εικόνα 36:Υβριδικός εξωτερικός ρότορας από Χάλυβα St.37 και κράμα PC-ABS

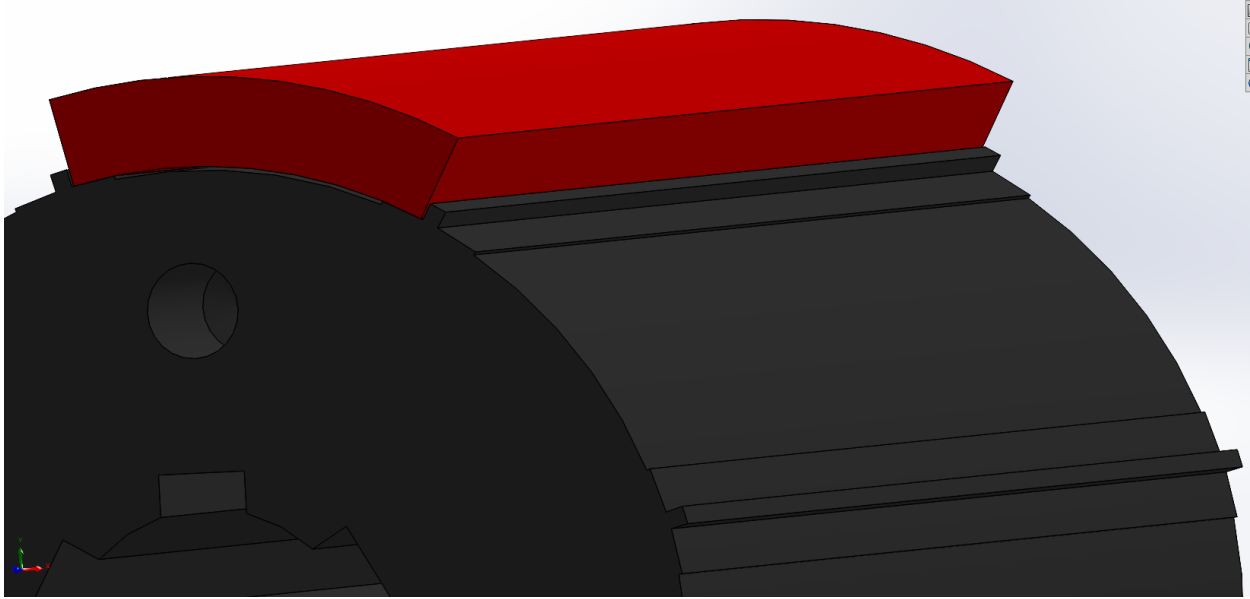
Το στοκ κομμάτι θα προέρχεται από καλιμπρέ άξονες του εμπορίου όπου μετά από κατεργασία σε τόρνο θα γινόταν το ξεχόνδρισμα και στη συνέχεια θα γινότουσαν ειδικές σπές περιμετρικά στα σημεία που φαίνονται.

Το ροζ κομμάτι αποτελεί προϊόν τρισδιάστατης εκτύπωσης ώστε να επιτευχθεί η in house κατασκευή του και να μειωθεί το κόστος. Οι μαγνήτες θα εισέρχονταν στις ειδικές υποδοχές περιμετρικά.

Το προτεινόμενο υλικό είναι κράμα πολυκαρβονικό (Polycarbonate filament) - ABS το οποίο έχει ανώτερες μηχανικές ιδιότητες σε σχέση με άλλα συνήθη υλικά τρισδιάστατης εκτύπωσης. Επιπλέον συνδυάζει υψηλή θερμοκρασία υαλώδους μετάπτωσης της τάξης των 110 βαθμών Κελσίου[26], το οποίο αποτελεί βασικό χαρακτηριστικό για την εφαρμογή μας, αφού αναμένονται αυξημένες θερμοκρασίες λειτουργίας λόγω των δινορευμάτων.

Παρόλα αυτά η συγκεκριμένη ιδέα απορρίφθηκε στην πορεία του conceptual design. Αυτό συνέβη διότι ενώ το κόστος κατεργασίας των παραπάνω κομματιών είναι χαμηλό και η λειτουργικότητα κρίνεται ικανοποιητική για τις απαιτήσεις μας, οι παραπάνω συναρμογές εισάγουν αρκετές γεωμετρικές και διαστασιολογικές ανοχές στις κατεργασίες μας και επομένως αβεβαιότητα για την επιτυχημένη συναρμολόγηση των εξαρτημάτων. Η ίδια φιλοσοφία θα ακολουθούσαν και στον εσωτερικό ρότορα. Ακόμη, η προσθήκη του κράματος PC – ABS, το οποίο έχει χαμηλή μαγνητική διαπερατότητα θα εξασθενούσε το μαγνητικό πεδίο και επομένως θα είχαμε μειωμένες επιτευχθείσες ροπές, και άρα μικρή πυκνότητα ισχύος.

Σε επόμενο στάδιο έγινε η διερεύνηση συγκράτησης των μαγνητών με εποξική κόλλα δύο συστατικών στους ρότορες (Εικόνα 37).

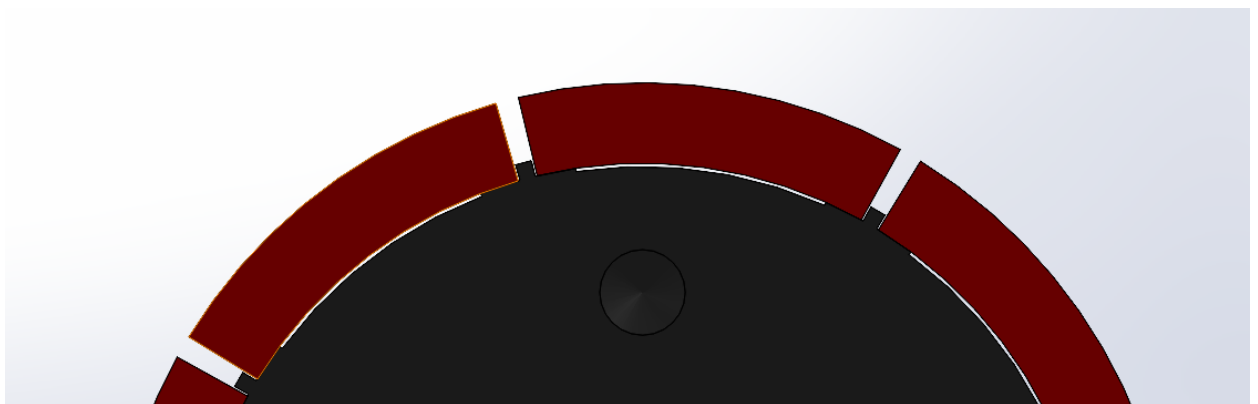


Εικόνα 37: Τρόπος τοποθέτησης μαγνητών στον εσωτερικό ρότορα

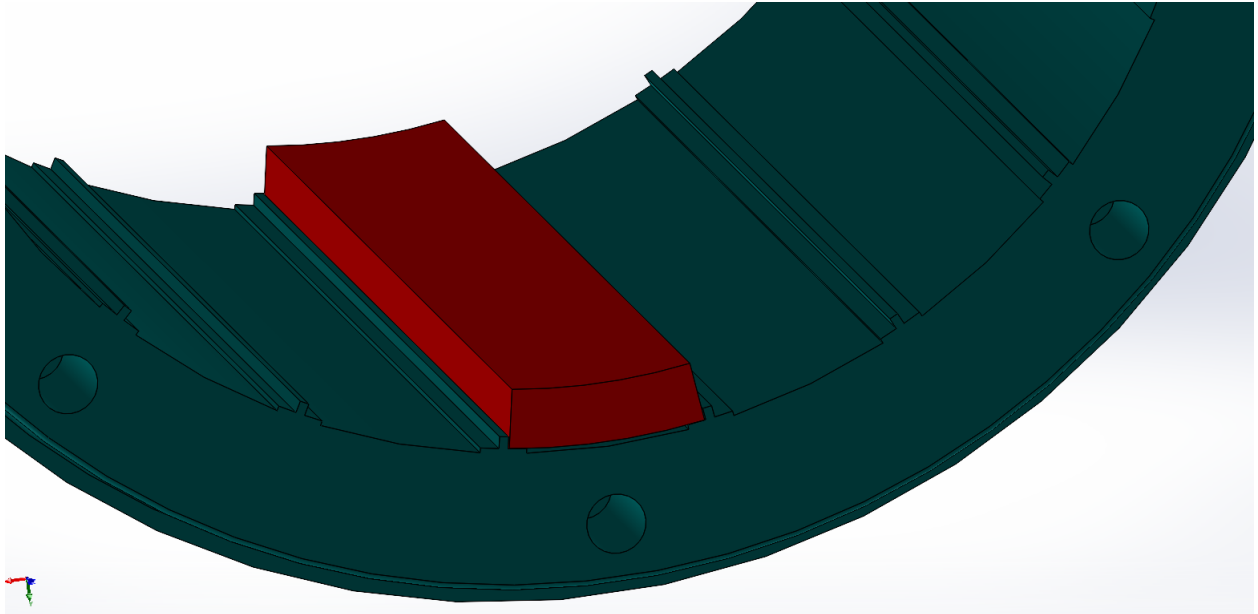
Το στρώμα της κόλλας προβλέφθηκε να είναι πάχους 0.2mm, σύμφωνα με τις οδηγίες εφαρμογής του τεχνικού φυλλαδίου του κατασκευαστή [27]. Με ειδική διαμόρφωση αυλακιού στην επιφάνεια θα επιτρέπεται η ροή της κόλλας κατά την τοποθέτηση και το πλήρες γέμισμα του χώρου με ομοιόμορφο στρώμα κόλλας. Η κόλλα θα τοποθετηθεί με προσοχή σε όλο το μήκος του ρότορα με σκοπό την αποφυγή φυσαλίδων και στη συνέχεια όταν ακουμπήσει ο μαγνήτης, η πλεονάζουσα κόλλα θα διαρρεύσει από τα πλάγια, με αποτέλεσμα να παραμείνει κόλλα πάχους 0.2mm.

Σε περίπτωση που δεν γινόταν η πρόβλεψη για το αυλάκι, οι μαγνήτες θα εφάπτονταν τέλεια με τον ρότορα με αποτέλεσμα να εκτοπιζόταν ποσότητα κόλλας αναλόγως την πίεση που θα ασκείτο στους μαγνήτες κατά την τοποθέτηση. Η παραπάνω διαδικασία θα εισάγει αβεβαιότητα στην κατασκευή με αποτέλεσμα αλλού το στρώμα κόλλας να ήταν μεγαλύτερο και αλλού μικρότερο. Ακόμη, σε άλλα σημεία οι μαγνήτες θα βρισκότουσαν πιο κοντά στον δακτύλιο διαμόρφωσης απ' ότι οι γειτονικοί τους, κάτι το οποίο σημαίνει μεγαλύτερη δύναμη μαγνήτισης.

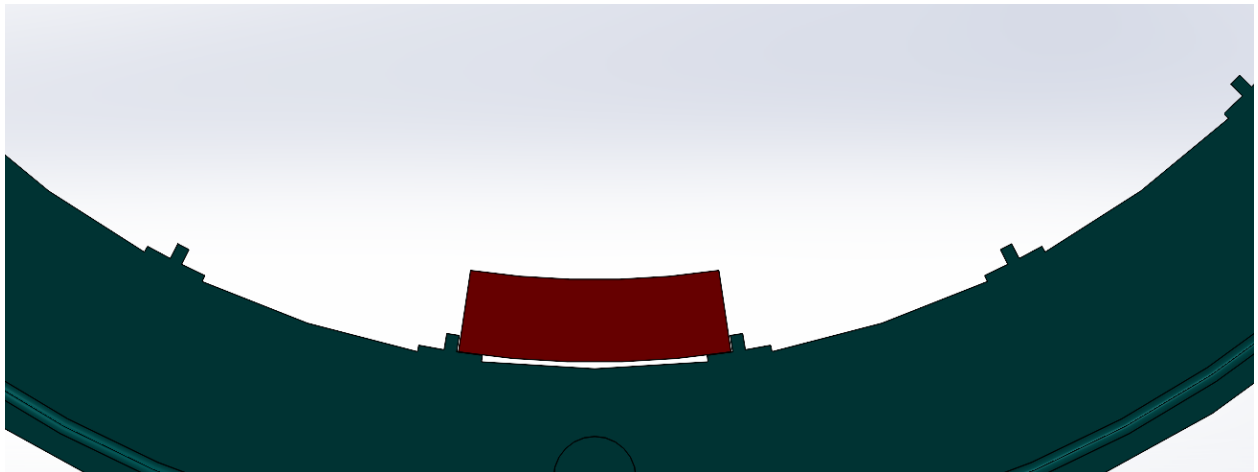
Τα δοντάκια που υπάρχουν κατά μήκος του ρότορα ανάμεσα στους μαγνήτες βοηθούν στην ευθύγραμμη τοποθέτηση των μαγνητών περιφερειακά του ρότορα (Εικόνα 38,Εικόνα 39,Εικόνα 40).



Εικόνα 38: Ειδικές διαμορφώσεις στην περιφέρεια του εσωτερικού ρότορα για σωστή τοποθέτηση των μαγνητών



Εικόνα 39: Τρόπος τοποθέτησης μαγνητών στον εξωτερικό ρότορα



Εικόνα 40: Ειδικές διαμορφώσεις στην περιφέρεια του εξωτερικού ρότορα για σωστή τοποθέτηση των μαγνητών

Για την παραπάνω εφαρμογή επιλέγεται η χρήση της εποξικής κόλλας δύο συστατικών 9323 της εταιρείας 3M. Οι κόλλες είναι σχεδιασμένες για καταπόνηση σε διάτμηση και επομένως στις περισσότερες κόλλες του εμπορίου βρήκαμε την αντοχή σε διάτμηση στα τεχνικά χαρακτηριστικά (Overlap shear strength, EN2243-1). Ωστόσο, υπάρχει και δοκιμή κατά EN2243-2 “Floating roller peel strength” (Εικόνα 41).



Εικόνα 41: Διαδικασία διενέργειας “Floating roller peel strength” κατά EN2243-2

Οι μηχανικές ιδιότητες της κόλλας δίνονται από το τεχνικό φυλλάδιο του κατασκευαστή [27] (Εικόνα 42).

| Mechanical Properties | Test Temperature | Cured for 15 days at 23 °C | Cured for 2 hours at 65 °C |
|---|------------------|----------------------------|----------------------------|
| Floating Roller Peel Strength EN 2243-2 | -55 °C | 120 N / 25 mm | 90 N / 25 mm |
| | 23 °C | 170 N / 25 mm | 190 N / 25 mm |
| | 80 °C | 145 N / 25 mm | 145 N / 25 mm |

Εικόνα 42: Τεχνικά χαρακτηριστικά της κόλλας δύο συστατικών 9323 B/A της 3M

Αν θεωρήσουμε την περίπτωση της θερμοκρασίας 80 βαθμών Κελσίου που είναι και η οριακή περίπτωση για την ασφάλεια των μαγνητών (κίνδυνος απομαγνήτισης) έχουμε αντοχή 145N/25mm.

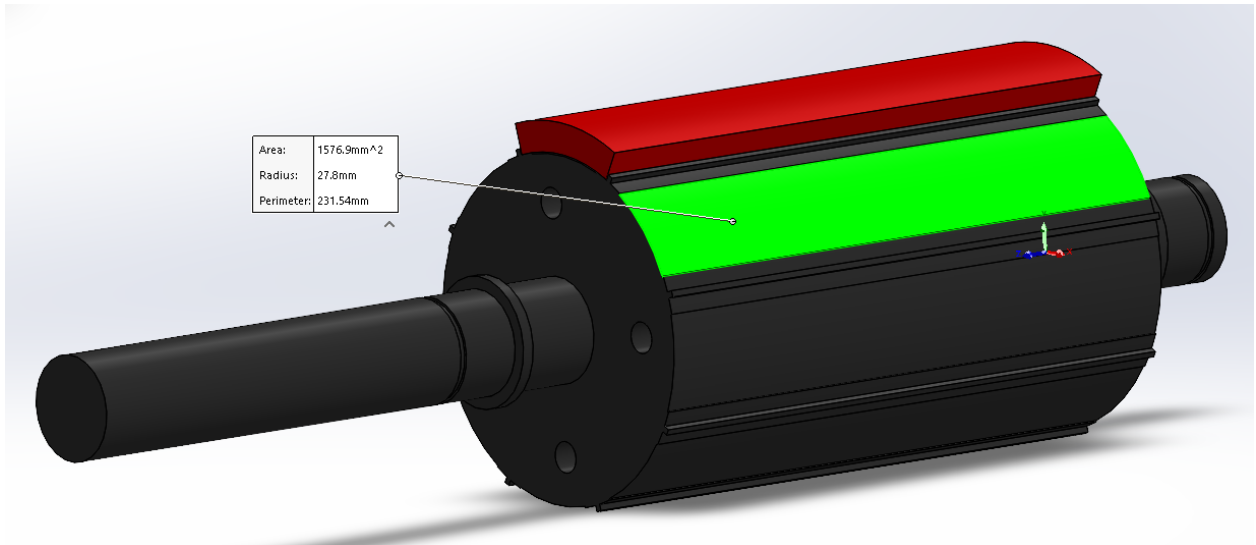
Σε αυτή τη δοκιμή η κόλλα θεωρητικά λειτουργεί στο bond line το οποίο υποθέτουμε ότι έχει μήκος 3mm. Επομένως, απλοποιητικά, μπορούμε να θεωρήσουμε ότι η κόλλα καταπονείται σε εφελκυστική τάση ίση με 2MPa σύμφωνα με την (37)

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{145N}{25mm * 3mm} = 2MPa \quad (37)$$

Κατά τη συγκεκριμένη δοκιμή προσομοιάζεται κατάσταση διάδοσης ρωγμής (δυσμενέστερη δυνατή κατάσταση) το οποίο δεν συμβαίνει στην περίπτωση μας.

Στην κατασκευή του πρωτοτύπου η προδιαγραφή για την ταχύτητα περιστροφής του εσωτερικού ρότορα είναι 2500rpm. Ωστόσο ακόμα και στην περίπτωση των 5000rpm έχουμε άθροισμα φυγόκεντρου και μαγνήτισης 918N σε επιφάνεια 1577mm² (Εικόνα 43) , δηλαδή τάση

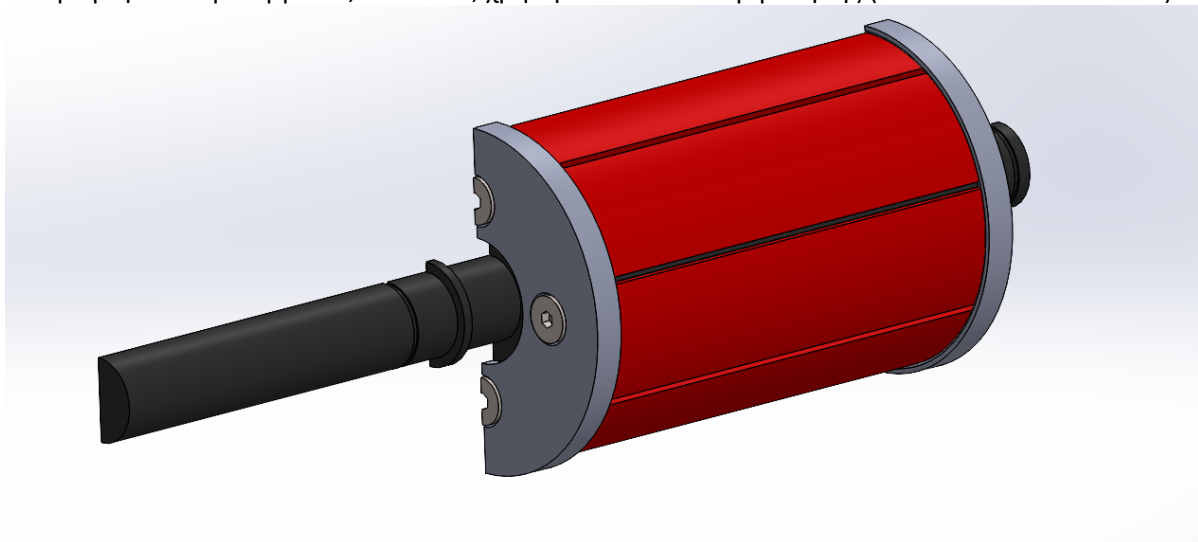
0.58MPa σύμφωνα με την (3).



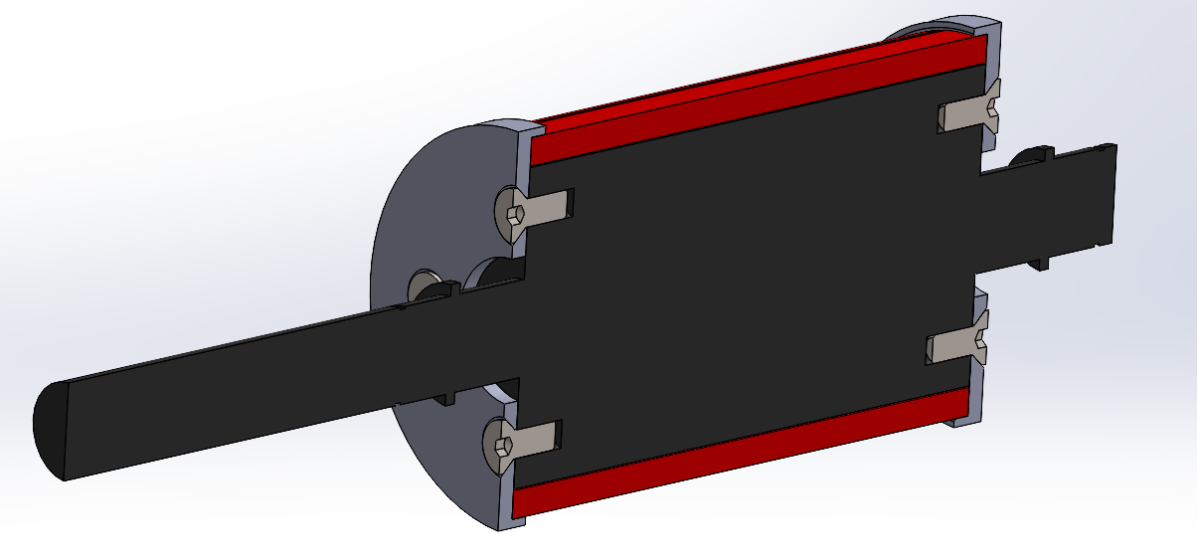
Εικόνα 43:Επιφάνεια εφαρμογής κόλλας

Στην περίπτωση αυτή μελετάμε το πρόβλημα χωρίς την προσθήκη δακτυλίων συγκράτησης των μαγνητών.

Παρόλα αυτά επιλέχθηκε ένα δεύτερο επίπεδο ασφάλειας, καθώς η περίπτωση αστοχίας της κόλλας θα επέφερε μεγάλης έκτασης φθορά στον εξοπλισμό μας. Το υβριδικό σύστημα συγκράτησης των μαγνητών περιλαμβάνει, επιπλέον, χρήση δακτυλίων συγκράτησης (Εικόνα 44 και Εικόνα 45).



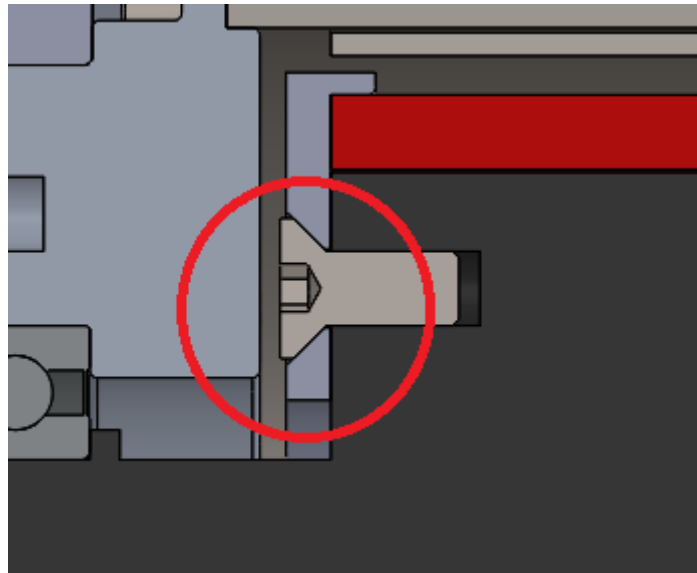
Εικόνα 44: Δακτύλιοι συγκράτησης εσωτερικών μαγνητών



Εικόνα 45: Δακτύλιοι συγκράτησης εσωτερικών μαγνητών

Υλικό για τους δακτύλιους επιλέγεται το κράμα αλουμινίου 7075 λόγω ανάπτυξης μεγάλων τάσεων σε αυτούς. Το κράμα αυτό έχει υποστεί θερμική κατεργασία με σκοπό την σκλήρυνσή του κάτι που το καθιστά ένα από τα ισχυρότερα κράματα αλουμινίου. Η υψηλή αντοχή και η χαμηλή πυκνότητά του το κάνουν κατάλληλο για εφαρμογές όπως εξαρτήματα αεροσκαφών ή εξαρτήματα που υπόκεινται σε υψηλά φορτία. (Οι ιδιότητες του δίνονται στον Πίνακα 3)

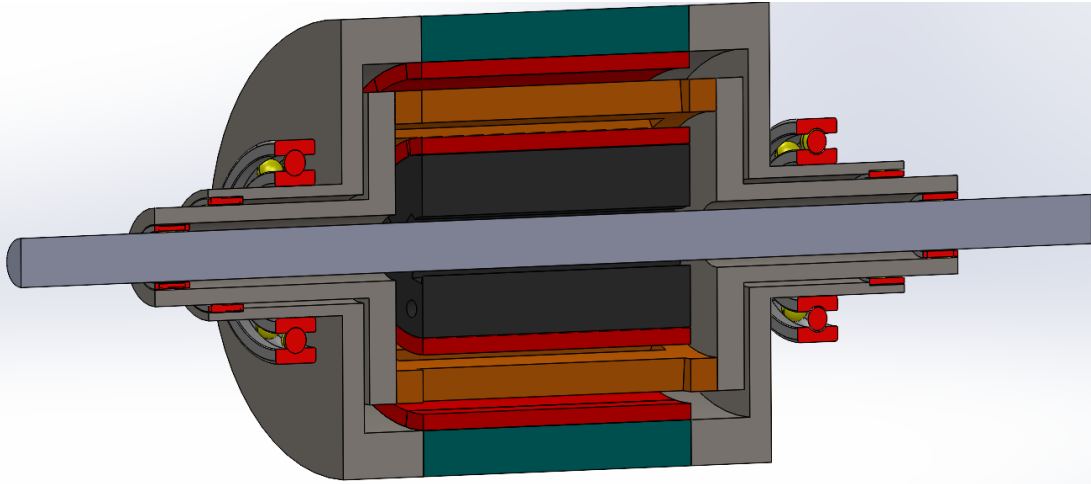
Για τη συγκράτηση των δακτυλίων στο σώμα του ρότορα επιλέχθηκαν βίδες άλλεν με φρεζάτο κεφάλι τυποποίησης ISO 10642 M5x12mm, καθώς υπήρχε περιορισμένος χώρος στο εσωτερικό του υπό κατασκευή συστήματος (Εικόνα 46).



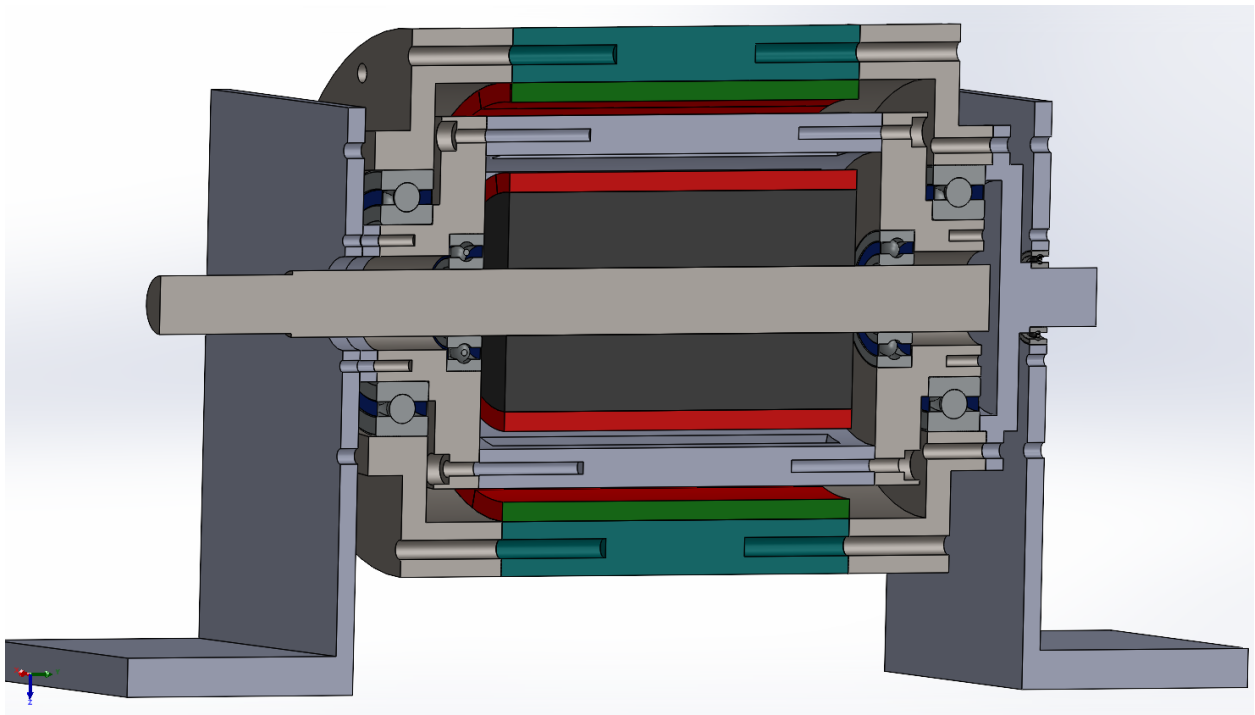
Εικόνα 46: Κοχλίες άλλεν με φρεζάτο κεφάλι

3.2.2 Εξασφάλιση ομοκεντρότητας δακτυλίου διαμόρφωσης και των φορέων του

Σε κατασκευές τέτοιου τύπου, με ομοαξονικούς ρότορες, είναι ζωτικής σημασίας για την εύρυθμη και απροβλημάτιστη λειτουργία του συστήματος η επίτευξη το δυνατόν καλύτερης ομοαξονικότητας. Οποιαδήποτε εκκεντρότητα των συνεργαζόμενων δακτυλίων δημιουργεί έκκεντρα φορτία που καταπονούν τα έδρανα κύλισης και μειώνουν τη διάρκεια ζωής του μηχανισμού. Ταυτόχρονα, παράγουν δονήσεις και κατ' επέκταση θόρυβο στις πειραματικές μετρήσεις. Στην πρώτη φάση του Conceptual Design είχαν σχεδιαστεί κατά σειρά τα συναρμολογήματα που φαίνονται στις Εικόνα 47 και Εικόνα 48.



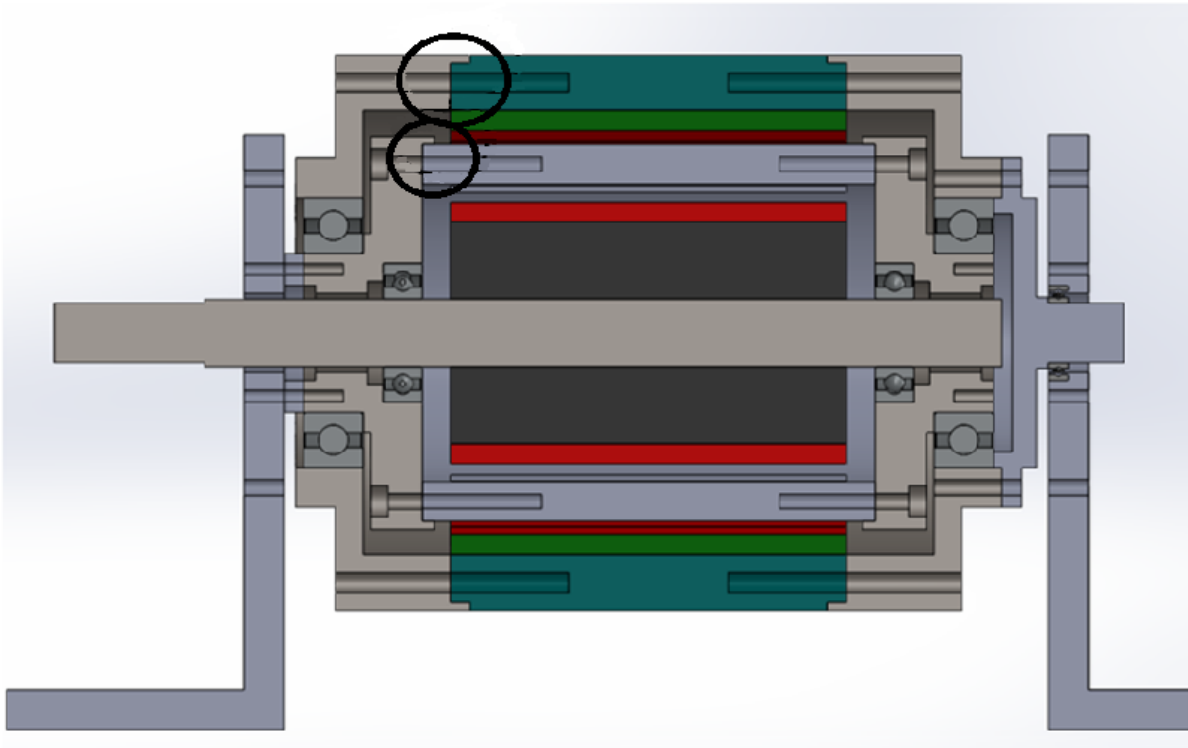
Εικόνα 47: 1^η φάση Conceptual Design



Εικόνα 48: 2^η φάση Conceptual Design

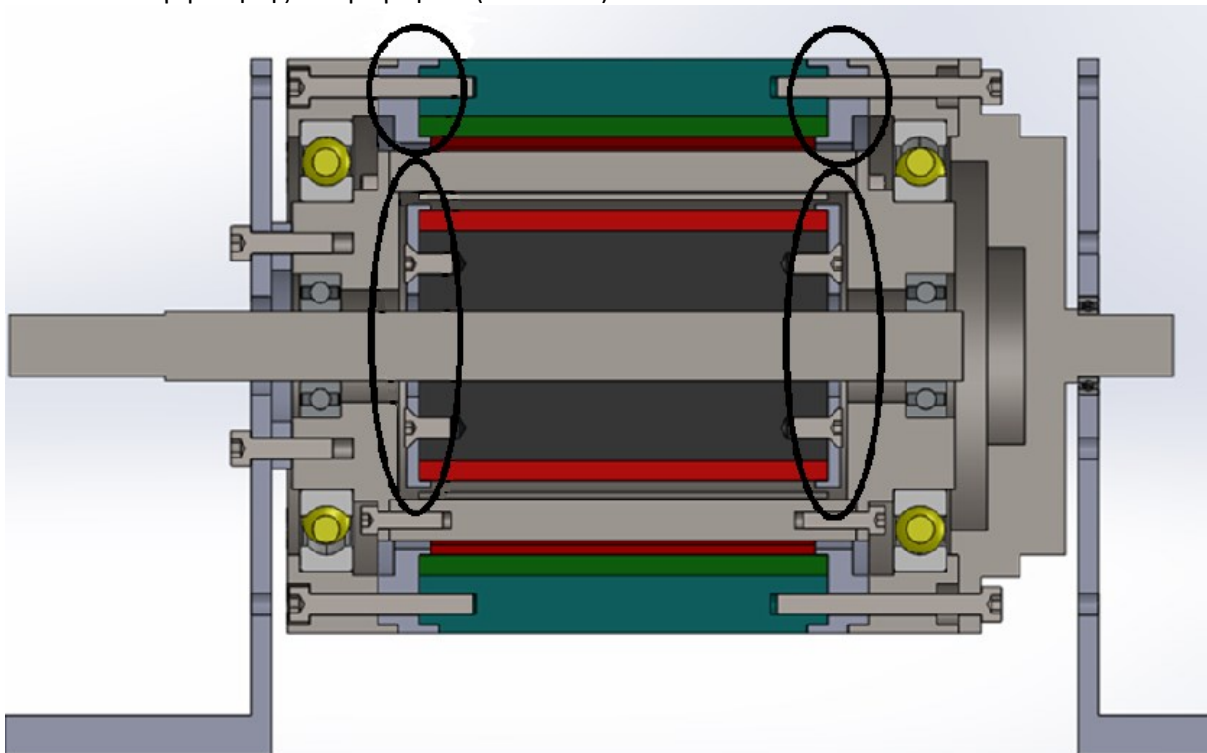
Η απαιτούμενη, ωστόσο, ομοαξονικότητα δεν ήταν δυνατόν να επιτευχθεί με τη χρήση

περιμετρικών κοχλιών στον εξωτερικό ρότορα και στον δακτύλιο διαμόρφωσης. Για τον λόγο αυτόν μελετήθηκε η δημιουργία διαμορφώσεων στην περιφέρεια των δακτυλίων (Εικόνα 49).



Εικόνα 49: Περιφερειακές διαμορφώσεις για την επίτευξη ομοαξονικότητας

Οι συγκεκριμένες διαμορφώσεις θα έχουν γεωμετρικές και διαστασιολογικές ανοχές που θα διασφαλίζουν την άψογη ομοαξονικότητα των συνεργαζόμενων δακτυλίων. Στη συνέχεια, για λόγους οικονομίας υλικού, σκεφτήκαμε μια πιο συμπαγή μορφή της διάταξης. Ακόμη τοποθετήθηκαν και οι δακτύλιοι συγκράτησης των μαγνητών (Εικόνα 50).



Εικόνα 50: Δακτύλιοι συγκράτησης εσωτερικών και εξωτερικών μαγνητών



3.2.3 Εξασφάλιση σωστής τοποθέτησης εδράνων κύλισης

Τα έδρανα κύλισης είναι ένα από τα σημαντικότερα στοιχεία μηχανών που χρησιμοποιούνται σε πολυάριθμες εφαρμογές, οι οποίες περιλαμβάνουν περιστρεφόμενα εξαρτήματα. Στα έδρανα αυτά υποστηρίζονται άλλα κινούμενα στοιχεία μηχανών όπως άξονες, πλήμνες, κλπ και επιτρέπουν τη σχετική κίνηση μεταξύ τους. Για την επίτευξη ομοαξονικής περιστροφής του εσωτερικού ρότορα, του δακτυλίου διαμόρφωσης και του εξωτερικού ρότορα θα γίνει χρήση ένσφαιρων τριβών. Τα έδρανα αυτά αποτελούνται συνήθως από δύο δακτυλίους ή δίσκους εντός των οποίων κυλίνουν τα σώματα κύλισης. Τα σώματα κύλισης μπορεί να έχουν σχήμα σφαίρας, κυλίνδρου, κόλουρου κώνου, βαρελοειδούς κυλίνδρου, κλπ. Συνήθως τα σώματα κύλισης συγκρατούνται ανάμεσα στους δακτυλίους σε ίσες αποστάσεις με τη βοήθεια ενός κλωβού. Σκοπός των εδράνων κύλισης είναι να εδράζουν τους περιστρεφόμενους άξονες των ρότορων μειώνοντας τις τριβές παραλαμβάνοντας ταυτόχρονα ακτινικά και αξονικά φορτία.

Οι ένσφαιροι τριβείς χωρίζονται στις παρακάτω κατηγορίες:

Απλά ένσφαιρα (μονόςφαιρα): Συνήθη έδρανα. Φέρουν ακτινικά και μόνον μικρά αξονικά φορτία.

Απλά ένσφαιρα πλαγιάς επαφής (λοξά): Μεγάλος αριθμός σφαιρών. Φέρουν μεγάλα ακτινικά και αξονικά φορτία κατά τη μία μόνο αξονική φορά καταπόνησης. Πρέπει να υπάρχει πάντα αξονική πίεση, για να λειτουργήσουν.

Διπλά (δίσφαιρα) αυτορρυθμιζόμενα: Φέρουν σημαντικά αξονικά φορτία. Επιτρέπουν μικρή κλίση της στρεφόμενης ατράκτου σε σχέση με τον εξωτερικό δακτύλιο.

Απλά κυλινδρικά: Φέρουν μεγάλα ακτινικά φορτία. Απαιτούν τέλεια ευθυγράμμιση ατράκτων και εδράνων. Επιτρέπουν μικρή αξονική μετατόπιση.

Κωνικά: Φέρουν μεγάλα ακτινικά και αξονικά φορτία με μεταβαλλόμενο μέγεθος φορτίου. Τοποθετούνται κατά ζεύγη.

Διπλά ένσφαιρα πλάγιας επαφής (λοξά): Φέρουν ακτινικά και μεγάλα αξονικά φορτία και προς τις δύο αξονικές φορές καταπόνησης.

Διπλά κυλινδρικά αυτορρυθμιζόμενα: Χρησιμοποιούνται σε βαριές κατασκευές όπου παρουσιάζονται μεταβαλλόμενα και μεγάλα μεγέθους αξονικά και ακτινικά φορτία.

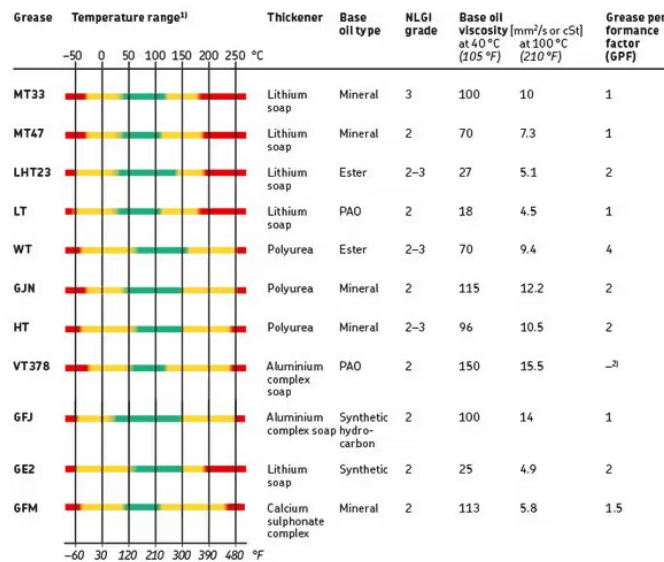
Βελονοειδή: Φέρουν μεγάλα ακτινικά φορτία αλλά όχι αξονικά. Έχουν πλεονεκτήματα χρήσης σε μικρού μεγέθους κατασκευές ή όπου περιορίζεται η εξωτερική διάσταση του εδράνου.

Αξονικά: Φέρουν μεγάλα αξονικά φορτία αλλά όχι ακτινικά

Με βάση την προδιαγραφή του σχεδιασμού, τα φορτία που ασκούνται σε αυτά μπορεί να είναι ακτινικά, γωνιακά ή αξονικά. Στην συγκεκριμένη εφαρμογή τα έδρανα δέχονται πολύ μικρά ακτινικά φορτία, που προκαλούνται από το ίδιο βάρος των αξόνων, ενώ τα αξονικά φορτία αμελούνται. Για τους παραπάνω λόγους επιλέγεται η χρήση **απλών ένσφαιρων** (μονόςφαιρα), για την κατασκευή του συστήματος μετάδοσης ισχύος. Ακραίες συνθήκες λειτουργίας για τα έδρανα κύλισης αποτελούν τα υψηλά φορτία, οι μεγάλες ταχύτητες και οι πολύ υψηλές οι χαμηλές θερμοκρασίες λειτουργίας. Συνδυασμός των παραπάνω ή κάποιο από αυτά μπορεί να αποτελέσει αιτία πρόωρης αστοχίας ενός ρουλεμάν.

Στην εφαρμογή μας, παρότι έχουμε έλλειψη υψηλών φορτίων ή πολύ υψηλών ταχυτήτων, θα πρέπει να προσέξουμε τις αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες λόγω δινορευμάτων. Όπως εξηγείται και σε άλλο κεφάλαιο, λόγω πολυπλοκότητας της διαδικασίας κατασκευής του δακτυλίου διαμόρφωσης και των ρότορων με τη μέθοδο της ελασματοποίησης, θα έχουμε συμπαγή κομμάτια και επομένως ανάπτυξη μεγάλων δινορευμάτων. Αυτό σημαίνει ύπαρξη θερμικών απωλειών και αυξημένη θερμοκρασία μόνιμης κατάστασης.

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, ένα τυπικό έδρανο κύλισης αποτελείται από τους δακτυλίους, τα στοιχεία κύλισης και τον κλωβό. Επομένως το θερμοκρασιακό όριο λειτουργίας μπορεί να περιοριστεί από την διαστασιολογική σταθερότητα των δακτυλίων και των στοιχείων κύλισης, τον κλωβό, τα στεγανωτικά και το λιπαντικό. Τα ρουλεμάν που επιλέγονται αποτελούνται από δακτύλιους και μπίλιες οι οποίοι έχουν υποστεί θερμική σταθεροποίηση μέχρι τους τουλάχιστον 120°C. Οι κλωβοί είναι και αυτοί από χάλυβα και μπορούν να χρησιμοποιηθούν στις ίδιες θερμοκρασίες με τους δακτύλιους και τις μπίλιες. Όσον αφορά τα στεγανωτικά, η μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία καθορίζεται από το υλικό τους. Για υλικό NBR, σύμφωνα με τον κατασκευαστή των επιλεχθέντων ρουλεμάν τα στεγανωτικά λειτουργούν με ασφάλεια σε θερμοκρασίες -40 έως 100°C, και για σύντομα χρονικά διαστήματα αντέχουν μέχρι 120 °C [28]. Τέλος, η επιλογή λιπαντικού είναι και αυτή ένας καθοριστικός παράγοντας για τα θερμοκρασιακά όρια λειτουργίας του συστήματός μας. Υπερθέρμανση του συστήματος έστω και για μία φορά μπορεί να προκαλέσει απώλεια του λιπαντικού ή και υποβάθμιση των χαρακτηριστικών του. Ακόμη από την έλλειψη λιπαντικού μπορεί να οδηγηθούμε σε υπερθέρμανση και τελικά οξείδωση των δακτυλίων και τελικά πρόωρη αστοχία. Στη συνέχεια παραθέτουμε στην Εικόνα 51 τον πίνακα των λιπαντικών που μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε από τον κατασκευαστή (SKF), μαζί με τα αντίστοιχα θερμοκρασιακά όρια.



Εικόνα 51: Πίνακας λιπαντικών της SKF και θερμοκρασιακές αντοχές τους

Όπως βλέπουμε θερμοκρασίες μέχρι 100 °C είναι σε ασφαλή ζώνη για όλα τα είδη λιπαντικών επομένως δεν θέτεται κάποιος περιορισμός ούτε λόγω των λιπαντικών.

Για τους παραπάνω λόγους δεν μελετήθηκε το ενδεχόμενο χρήσης κεραμικών εδράνων κύλισης, καθώς τα τυπικά υπερκαλύπτουν τις απαιτήσεις της εφαρμογής και θα αύξαναν το κόστος χωρίς κάποιο ιδιαίτερο όφελος.

Η διαστασιολόγησή των εδράνων κύλισης προκύπτει από τους υπολογισθέντες άξονες. Τα επιλεχθέντα έδρανα κύλισης και οι ποσότητες τους δίνονται στον Πίνακα 6.

Πίνακας 6: Έδρανα κύλισης που απαιτούνται για την κατασκευή του Ομοαξονικού Συστήματος Γραναζιών

| Τύπος εδράνου κύλισης | Τεμάχια |
|-----------------------|---------|
| SKF 6003 | 2 |
| SKF 16014 | 2 |
| SKF 61802 | 1 |

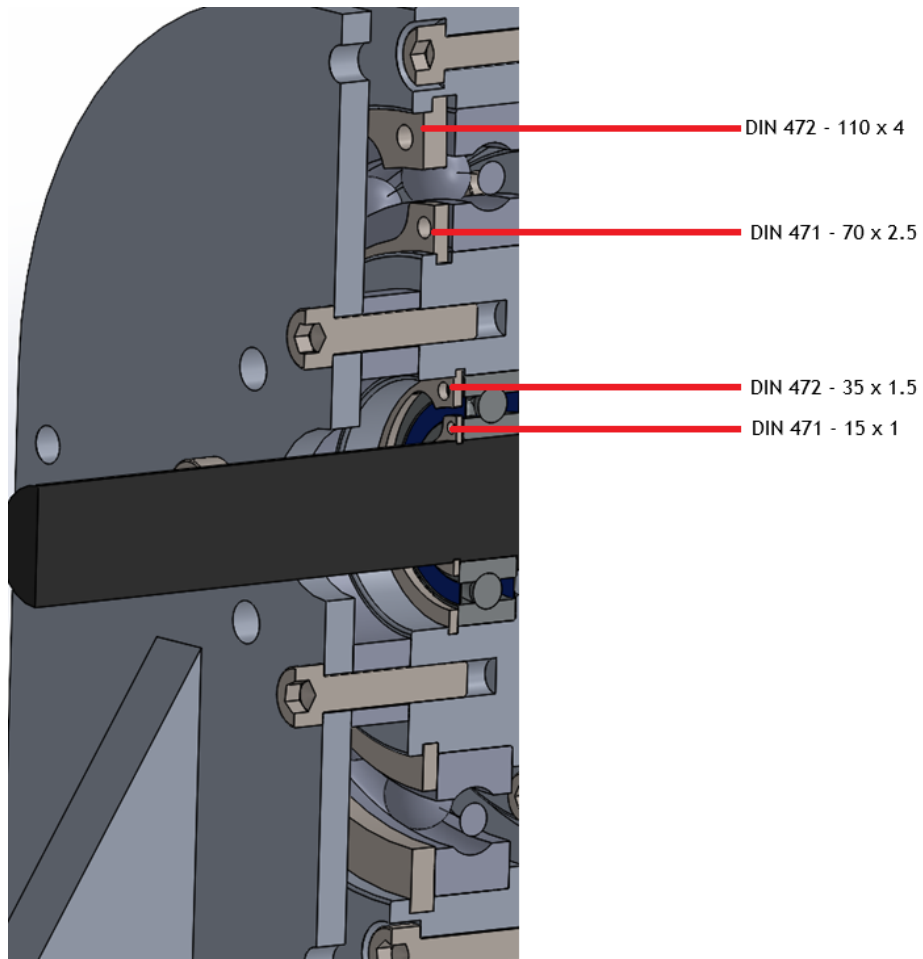


Για την αξονική στερέωση των εδράνων κύλισης στην εφαρμογή μας χρησιμοποιούνται ασφάλειες που τοποθετούνται σε εγκοπή στην άτρακτο και σε αντίστοιχη εγκοπή στην πλήμνη σε συνδυασμό με ειδικές διαμορφώσεις στον άξονα και την πλήμνη. Οι ασφάλειες αυτές είναι τυποποιημένες και κατασκευάζονται από χάλυβα ελατηρίων ώστε να τοποθετούνται με ευκολία στις αντίστοιχες εγκοπές χωρίς να παραμορφώνονται πλαστικά. Οι ασφάλειες, λαμβάνοντας υπόψη την τυποποίηση, διαστασιολογήθηκαν με βάση τις διαμέτρους στις θέσεις τοποθέτησης τους και σχεδιάστηκαν οι κατάλληλες εγκοπές. Οι ασφάλειες που χρησιμοποιήθηκαν, οι ποσότητες τους καθώς και οι απαιτούμενες διαμορφώσεις για την κάθε μία παρουσιάζονται στον Πίνακα 7:

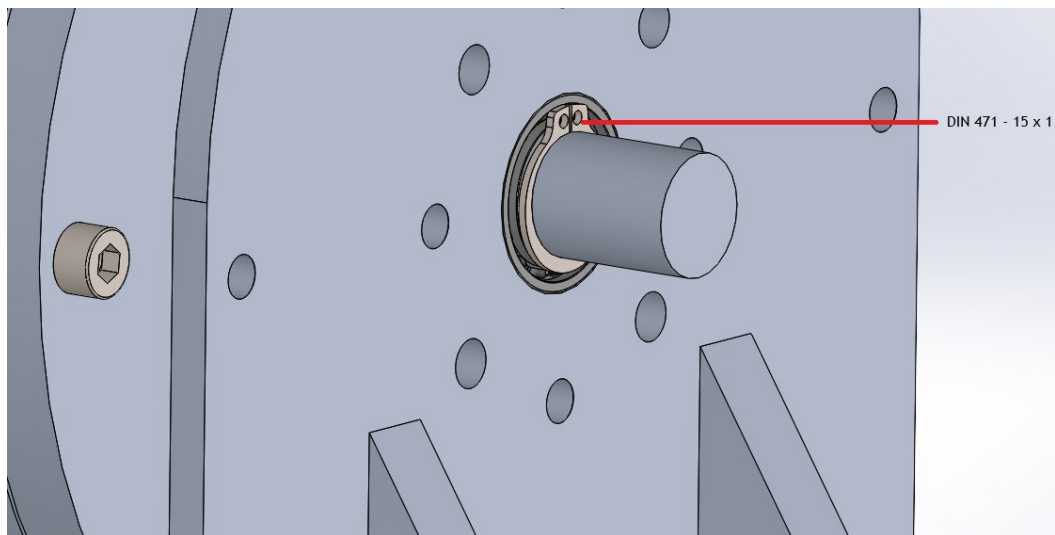
Πίνακας 7: Ασφάλειες που απαιτούνται για την κατασκευή του Ομοαξονικού Συστήματος Γραναζιών

| Τύπος ασφάλειας | Διάμετρος εγκοπής | Διάμετρος ατράκτου/πλήμνης | Πλάτος εγκοπής | Τεμάχια |
|--------------------|-------------------|----------------------------|----------------|---------|
| DIN 472 – 110 x 4 | 114 | 110 | 4.15 | 2 |
| DIN 471 – 70 x 2.5 | 67 | 70 | 2.65 | 2 |
| DIN 472 – 35 x 1.5 | 37 | 35 | 1.6 | 2 |
| DIN 471 – 17 x 1 | 16.2 | 17 | 1.1 | 2 |
| DIN 471 – 15 x 1 | 14.3 | 15 | 1.1 | 1 |

Στις Εικόνα 52 και Εικόνα 53 φαίνονται τα σημεία τοποθέτησης των ασφαλειών στο συναρμολόγημα.



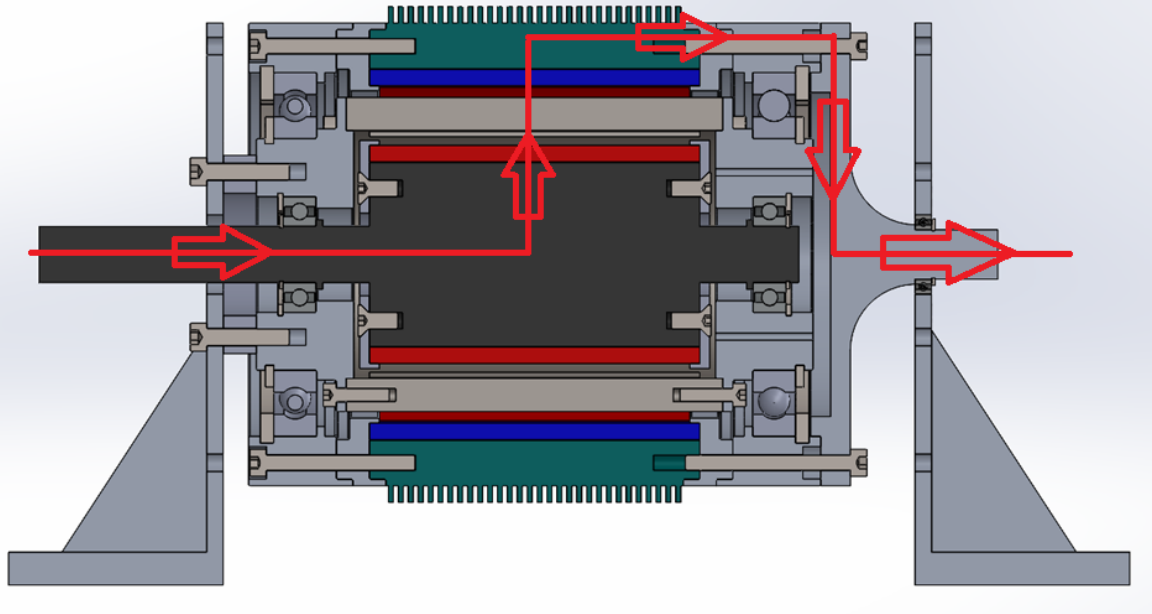
Εικόνα 52: Τοποθέτηση ασφαλειών σε άξονες και πλήμνες



Εικόνα 53: Τοποθέτηση ασφάλειας

3.2.4 Σχεδίαση για εύκολη εναλλαγή του συστήματος μεταξύ των 2 τρόπων λειτουργίας

Πρώτος τρόπος συναρμολόγησης πειραματικής διάταξης (Εικόνα 54)

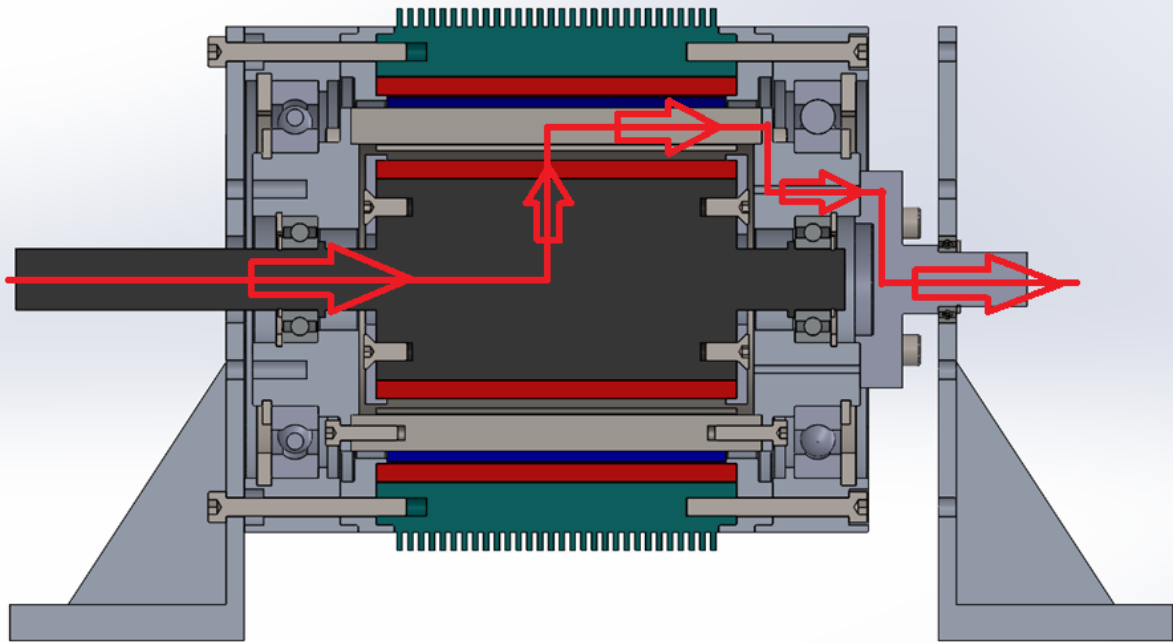


Εικόνα 54: Ροή Ισχύος 1^η περίπτωση

Στην πρώτη περίπτωση διατηρούμε σταθερό τον δακτύλιο διαμόρφωσης με τη βοήθεια ενός αποστάτη και κοχλιών. Όπως φαίνεται, ο αποστάτης και η βάση είναι τεμάχια με τέσσερις διαμπερείς οπές διαμέτρου (5.3mm) μεγαλύτερης από την εξωτερική διάμετρο του κοχλία M5. Για την συγκεκριμένη κοχλιοσύνδεση θα χρησιμοποιηθεί κοχλίας τύπου Allen χωρίς περικόχλιο. Ο φορέας του δακτυλίου διαμόρφωσης θα έχει τέσσερις τυφλές οπές με σπείρωμα στο οποίο θα βιδώνονται οι παραπάνω κοχλίες τυποποίησης ISO 4762 M5 x 25mm.

Ο εσωτερικός ρότορας αποτελεί άξονα εισόδου της ροπής και ο εξωτερικός ρότορας αποτελεί άξονα εξόδου. Η ροή της ισχύος φαίνεται στην Εικόνα 54 με βέλη (οι δύο ρότορες περιστρέφονται με διαφορετική φορά περιστροφής). Για να καταφέρουμε να πάρουμε την ισχύ από τον εξωτερικό ρότορα σε άξονα, σχεδιάστηκε η φλάντζα εξόδου του εξωτερικού ρότορα. Η φλάντζα έχει ειδική διαμόρφωση περιφερειακά με γεωμετρικές και διαστασιολογικές ανοχές που ταιριάζουν με αντίστοιχη του εξωτερικού ρότορα για την επίτευξη ομοαξονικής περιστροφής των δύο τεμαχίων. Επίσης, διαθέτει περιφερειακά τέσσερις διαμπερείς οπές διαμέτρου (5.3mm) μεγαλύτερης από την εξωτερική διάμετρο του κοχλία M5. Για την συγκεκριμένη κοχλιοσύνδεση χρησιμοποιείται πάλι κοχλίας τύπου Allen χωρίς περικόχλιο. Ο εξωτερικός ρότορας (πράσινο τεμάχιο) θα έχει τέσσερις τυφλές οπές με σπείρωμα στο οποίο θα βιδώνονται οι παραπάνω κοχλίες τυποποίησης ISO 4762 M5 x 55mm.

Δεύτερος τρόπος συναρμολόγησης πειραματικής διάταξης (Εικόνα 55):



Εικόνα 55: Ροή Ισχύος 2^η περίπτωση

Στη δεύτερη περίπτωση διατηρούμε σταθερό τον εξωτερικό ρότορα με τη βοήθεια κοχλιών. Όπως φαίνεται παραπάνω, η βάση, ο φορέας εξωτερικού ρότορα και ο δακτύλιος συγκράτησης των μαγνητών έχουν τέσσερις διαμπερείς οπές, περιφερειακά, διαμέτρου (5.3mm) μεγαλύτερης από την εξωτερική διάμετρο του κοχλία M5. Για την συγκεκριμένη κοχλιοσύνδεση θα χρησιμοποιηθεί κοχλίας τύπου allen χωρίς περικόχλιο. Ο εξωτερικός ρότορας (πράσινο τεμαχίο) θα έχει τέσσερις τυφλές οπές με σπείρωμα στο οποίο θα βιδώνονται οι παραπάνω κοχλίες τυποποίησης ISO 4762 M5 x 25mm. Ο εξωτερικός ρότορας, ο δακτύλιος συγκράτησης των εξωτερικών μαγνητών και ο φορέας εξωτερικού ρότορα διαθέτουν περιφερειακή διαμόρφωση με διαστασιολογικές και γεωμετρικές ανοχές για τη διασφάλιση ομοαξονικής περιστροφής των συναρμολογημένων τεμαχίων.

Ο εσωτερικός ρότορας αποτελεί άξονα εισόδου της ροπής και ο δακτύλιος διαμόρφωσης άξονα εξόδου. Η ροή της ισχύος φαίνεται στην Εικόνα 55 με βέλη (ο εσωτερικός ρότορας και ο δακτύλιος διαμόρφωσης περιστρέφονται με την ίδια φορά περιστροφής). Για να καταφέρουμε να πάρουμε την ισχύ από τον δακτύλιο διαμόρφωσης σε άξονα, σχεδιάστηκε η φλάντζα εξόδου του. Η φλάντζα έχει ειδική διαμόρφωση περιφερειακά με γεωμετρικές και διαστασιολογικές ανοχές που ταιριάζουν με αντίστοιχη του φορέα του δακτυλίου διαμόρφωσης για την επίτευξη ομοαξονικής περιστροφής των δύο τεμαχίων. Επίσης, διαθέτει περιφερειακά τέσσερις διαμπερείς οπές διαμέτρου (5.3mm) μεγαλύτερης από την εξωτερική διάμετρο του κοχλία M5. Για την συγκεκριμένη κοχλιοσύνδεση χρησιμοποιείται πάλι κοχλίας τύπου Allen χωρίς περικόχλιο. Ο φορέας του δακτυλίου διαμόρφωσης του μαγνητικού πεδίου θα έχει τέσσερις τυφλές οπές με σπείρωμα στο οποίο θα βιδώνονται οι παραπάνω κοχλίες τυποποίησης ISO 4762 M5 x 25mm.



4. Δυναμική

4.1 Ανάγκη ελέγχου συντονισμού στο ομοαξονικό σύστημα γραναζιών

Το μαγνητικό πεδίο στα ομοαξονικά συστήματα γραναζιών παράγει εφαπτομενικές ηλεκτρομαγνητικές δυνάμεις στην περιφέρεια οι οποίες δημιουργούν την ροπή. Ταυτόχρονα, παράγονται και ακτινικές δυνάμεις, όμως στην περίπτωση που οι ρότορες και ο δακτυλιοειδής διαμορφωτής μαγνητικού πεδίου είναι απόλυτα ομόκεντροι και έχουν ίσο διάκενο ανάμεσά τους κατά την περιφέρεια, οι ακτινικές δυνάμεις αλληλοεξουδετερώνονται. Οι δυνάμεις αυτές εξαρτώνται από τη γεωμετρία των ρότορων και του διαμορφωτή αλλά και την παρουσία έκκεντρης κίνησης σε κάποιο από τα εξαρτήματα αυτά. Όταν υπάρχει, για παράδειγμα, εκκεντρότητα στον εσωτερικό ρότορα, εμφανίζεται άνιση μαγνητική έλξη, επομένως εμφανίζεται ακτινική δύναμη η οποία μπορεί να δημιουργήσει δονήσεις επιβλαβείς για το μηχανικό σύστημα [37].

Οι δονήσεις αυτές είναι πιθανό να συμπέσουν με την φυσική συχνότητα του συστήματος. Για το λόγο αυτό, προχωρήσαμε σε μελέτη ιδιοσυχνοτήτων με σκοπό την αποφυγή πιθανότητας συντονισμού.

4.2 Ιδιοσυχνοτική Ανάλυση συστήματος ομοαξονικών μαγνητικών γραναζιών

Με τη βοήθεια του λογισμικού Ansys Workbench και συγκεκριμένα χρησιμοποιώντας το Modal Analysis προχωρήσαμε σε μελέτη των ιδιοσυχνοτήτων του συστήματος. Για το σκοπό αυτό, χρειάστηκε να ορίσουμε όλες τις επαφές των εξαρτημάτων αλλά και τα υλικά τους. Ακόμη χρειάστηκε να ορίσουμε τα σημεία στήριξης της πειραματικής διάταξης. Τέλος, για να πετύχουμε ακριβέστερη προσομοίωση της πειραματικής διαδικασίας χρειάστηκε να εγκαταστήσουμε μια προέκταση του λογισμικού Ansys, η οποία δίνεται από την εταιρεία κατασκευής των εδράνων κύλισης. Η προέκταση αυτή ονομάζεται «SKF Bearing» και με τη βοήθειά της καταφέραμε να εισάγουμε στο μοντέλο τους πίνακες δυσκαμψίας των ρουλεμάν που επιλέξαμε. Κατά την χρήση της παραπάνω προέκτασης μας ζητήθηκε να επιλέξουμε το εσωτερικό διάκενο λειτουργίας (working clearance) των εδράνων κύλισης.

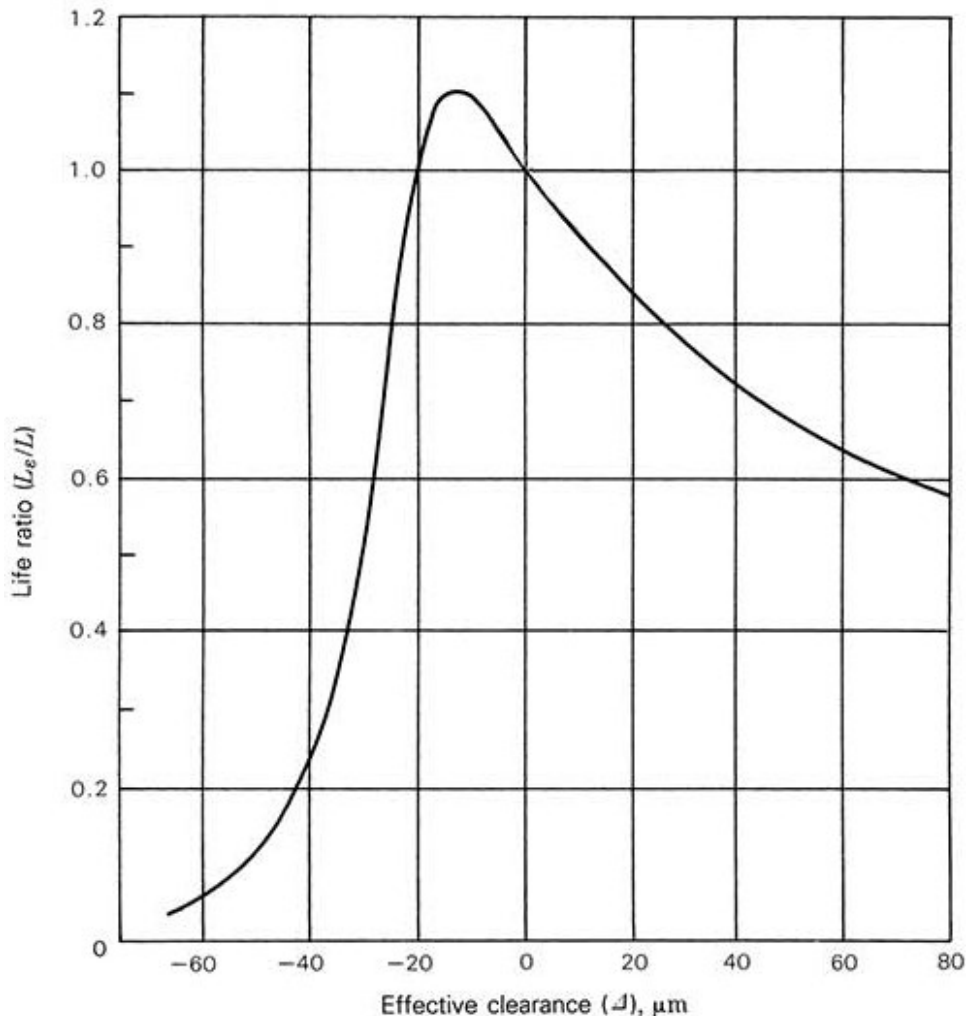
Ως εσωτερικό διάκενο σε ένα ρουλεμάν ορίζεται η συνολική απόσταση μέσω της οποίας μπορεί να μετακινηθεί ο ένας δακτύλιος σε σχέση με τον άλλο στην ακτινική κατεύθυνση (ακτινικό εσωτερικό διάκενο) ή στην αξονική κατεύθυνση (αξονικό εσωτερικό διάκενο). Για το εσωτερικό ακτινικό διάκενο δίνονται οι παρακάτω ορισμοί:

Αρχικό εσωτερικό διάκενο: το εσωτερικό διάκενο στο ρουλεμάν πριν από την τοποθέτηση.
Διάκενο μετά την τοποθέτηση: το εσωτερικό διάκενο στο ρουλεμάν μετά την τοποθέτηση αλλά πριν από τη λειτουργία.
Διάκενο λειτουργίας: το εσωτερικό διάκενο στο ρουλεμάν όταν είναι σε λειτουργία και έχει φτάσει σε σταθερή θερμοκρασία.

Στις περισσότερες εφαρμογές, το αρχικό εσωτερικό διάκενο σε ένα ρουλεμάν είναι μεγαλύτερο από το διάκενο λειτουργίας του και αυτό οφείλεται στην συναρμογή με τον άξονα ή/και την πλήμνη ή/και την θερμική διαστολή των δακτυλίων του ρουλεμάν. Τα ρουλεμάν πρέπει να έχουν το κατάλληλο διάκενο λειτουργίας για να λειτουργούν ικανοποιητικά.

Το εσωτερικό διάκενο λειτουργίας ή η προφόρτιση σε ένα ρουλεμάν επηρεάζει, μεταξύ άλλων, την τριβή, το μέγεθος της ζώνης φόρτισης και τη διάρκεια ζωής ενός ρουλεμάν λόγω κόπωσης.

Η Εικόνα 56 [39] δείχνει τη σχέση μεταξύ αυτών των παραμέτρων. Το διάγραμμα είναι γενικευμένο και βασίζεται σε ρουλεμάν κύλισης υπό ακτινικό φορτίο.



Εικόνα 56: Διάρκεια ζωής εδράνων κύλισης συναρτήσει εσωτερικού ακτινικού διακένου λειτουργίας

Για γενικές εφαρμογές, το διάκενο λειτουργίας πρέπει να βρίσκεται εντός της συνιστώμενης ζώνης που φαίνεται στην Εικόνα 56. Το απαιτούμενο ελάχιστο αρχικό διάκενο μπορεί να εκτιμηθεί χρησιμοποιώντας την παρακάτω σχέση (38) [38]:

$$r = r_{op} + \Delta r_{fit} + \Delta r_{temp} + \Delta r_{\acute{\alpha}\lambda\lambda\alpha} \quad (38)$$

όπου

r : το απαιτούμενο ελάχιστο αρχικό εσωτερικό διάκενο [μm]

r_{op} : το απαιτούμενο εσωτερικό διάκενο λειτουργίας [μm]

Δr_{fit} : η αλλαγή διακένου που προκαλείται από τις μέγιστες αναμενόμενες συναρμογές [μm]

Δr_{temp} : η μέγιστη μεταβολή της απόστασης που αναμένεται από τη διαφορά θερμοκρασίας κατά την εκκίνηση ή σε σταθερή κατάσταση [μm]

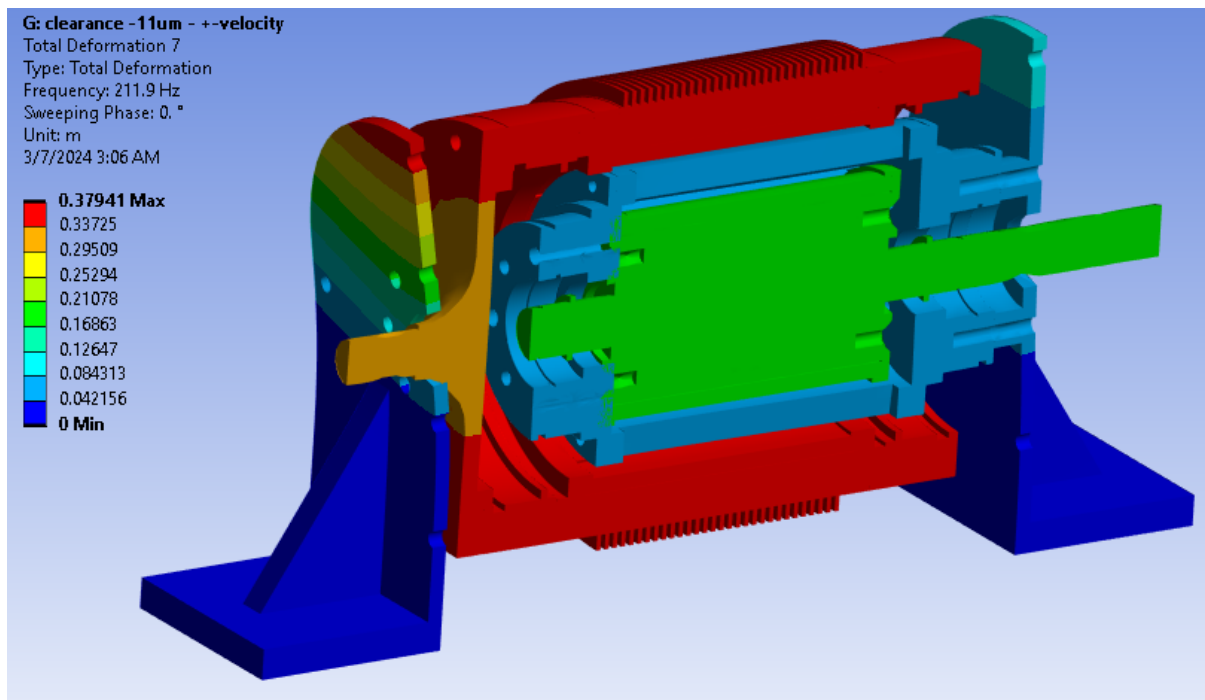
$\Delta r_{\acute{\alpha}\lambda\lambda\alpha}$: η μέγιστη αλλαγή διακένου που αναμένεται από άλλες επιδράσεις όπως η αξονική σύσφιξη

Στις περισσότερες περιπτώσεις, τα ρουλεμάν απαιτούν ένα θετικό εσωτερικό διάκενο. Ωστόσο, σε ορισμένες περιπτώσεις, μπορεί να απαιτούν προφόρτιση, δηλαδή αρνητικό διάκενο. Για

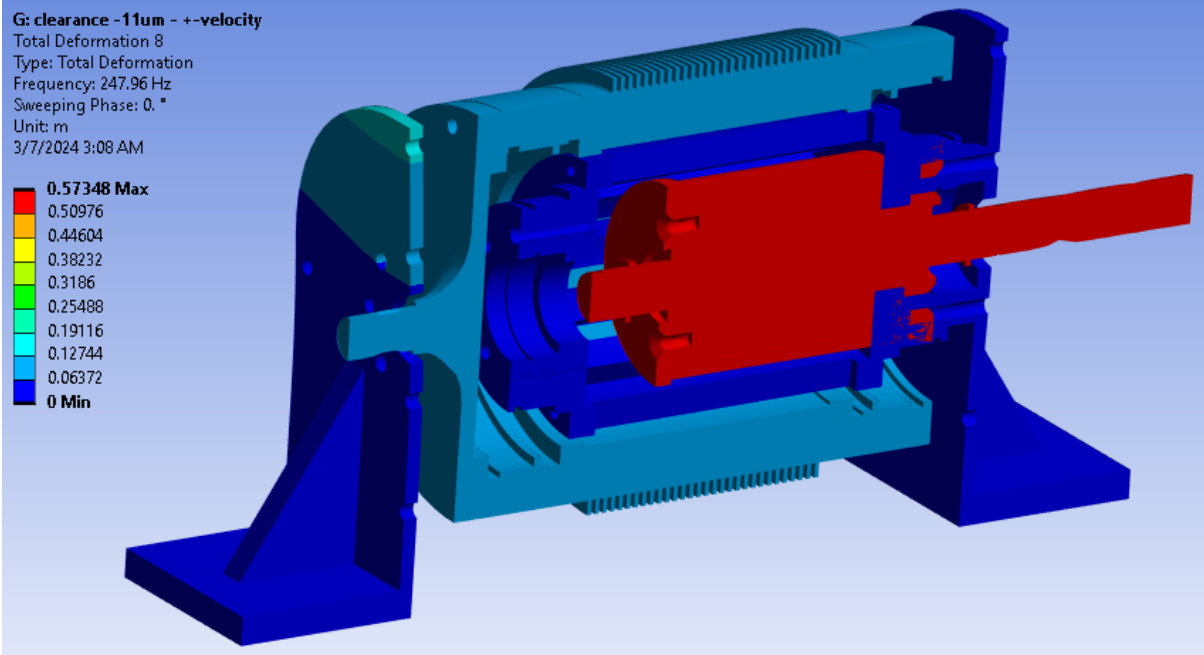
παράδειγμα, εάν απαιτείται υψηλός βαθμός ακαμψίας ή έλεγχος θέσης, τότε η προφόρτιση είναι απαραίτητη. Ομοίως, όπου υπάρχει πολύ ελαφρύ ή καθόλου εξωτερικό φορτίο στο ρουλεμάν σε λειτουργία, τότε μπορεί να απαιτείται προφόρτιση για να διασφαλιστεί ένα ελάχιστο φορτίο.

Για την εφαρμογή της κατασκευής της πειραματικής διάταξης ομοαξονικού συστήματος γραναζιών απαιτείται τόσο η ακαμψία και η ακρίβεια θέσης των ρότορων αλλά υπάρχει και έλλειψη εξωτερικών φορτίων, επομένως απαιτείται προφόρτιση των εδράνων κύλισης

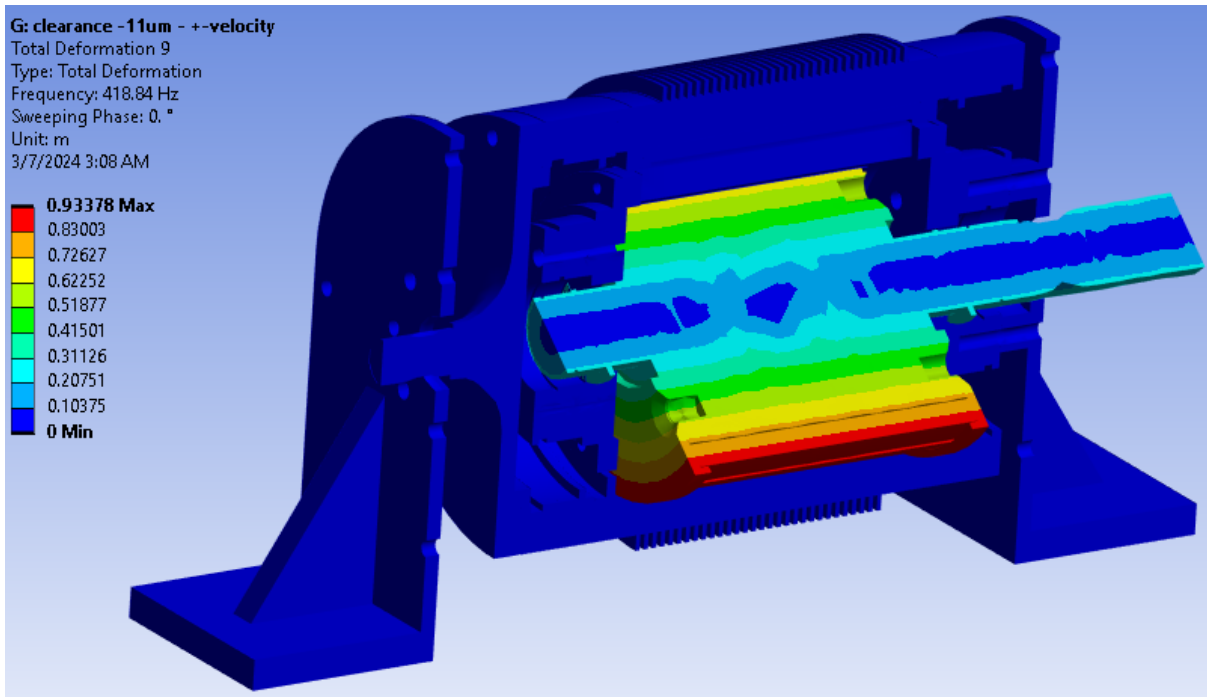
Με τη βοήθεια των παραπάνω προχωρήσαμε σε μελέτη περίπτωσης για διαφορετικά εσωτερικά διάκενα ρουλεμάν. Από τις προσομοιώσεις εξηγάγαμε τα αποτελέσματα για τις 6 πρώτες ιδιοσυχνότητες (Πίνακας 8α, 8β, Πίνακας 9). Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι ιδιομορφές των 6 πρώτων φυσικών συχνοτήτων για την μελέτη περίπτωσης εσωτερικού ακτινικού διακένου λειτουργίας -11 μm (Εικόνα 57 - Εικόνα 62).



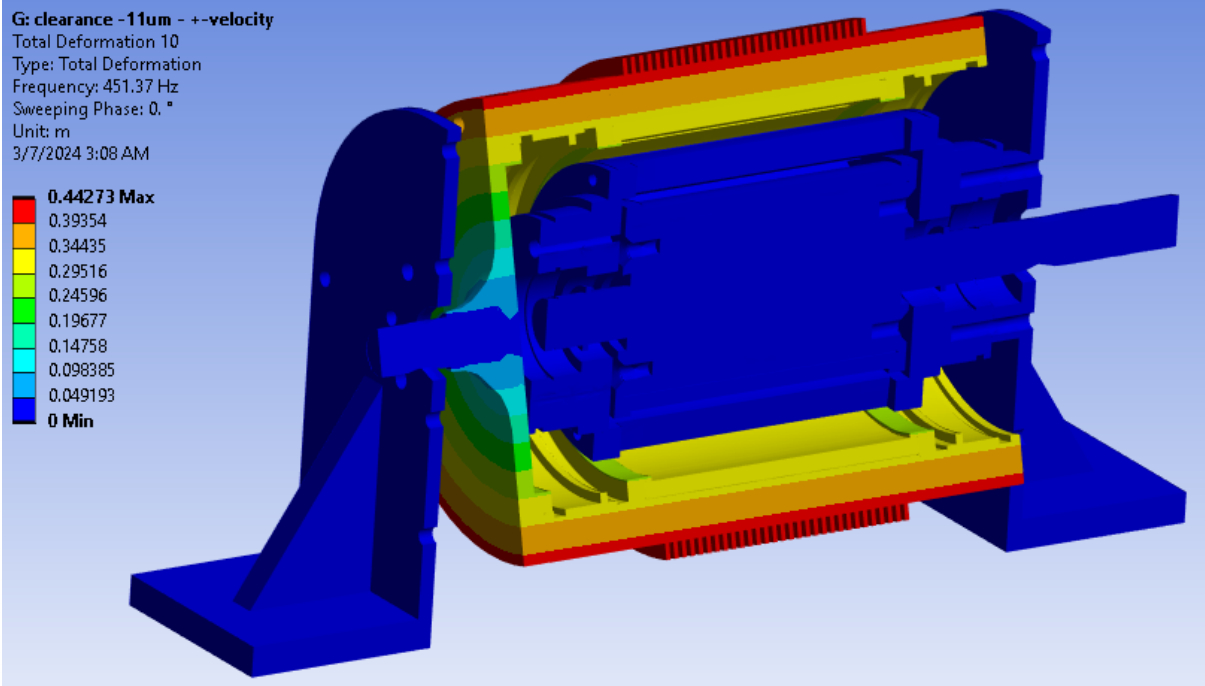
Εικόνα 57: 1^η ιδιομορφή (mode shape) με ιδιοσυχνότητα στα 212 Hz - ταλάντωση εξωτερικού ρότορα κατά την αξονική διεύθυνση)



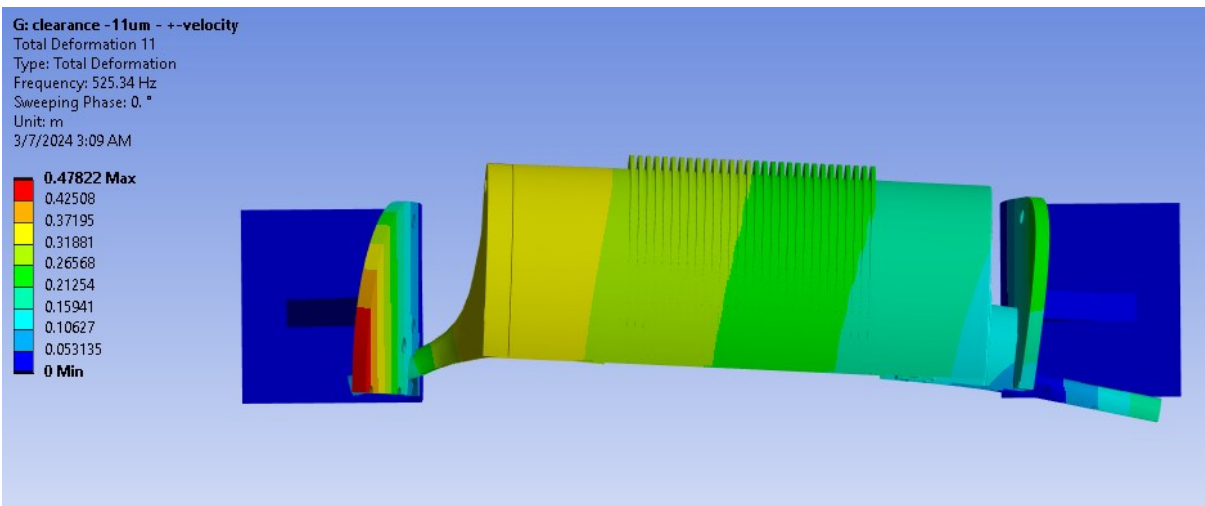
Εικόνα 58: 2^η ιδιομορφή (mode shape) με ιδιοσυχνότητα στα 248 Hz - ταλάντωση εσωτερικού ρότορα κατά την αξονική διεύθυνση



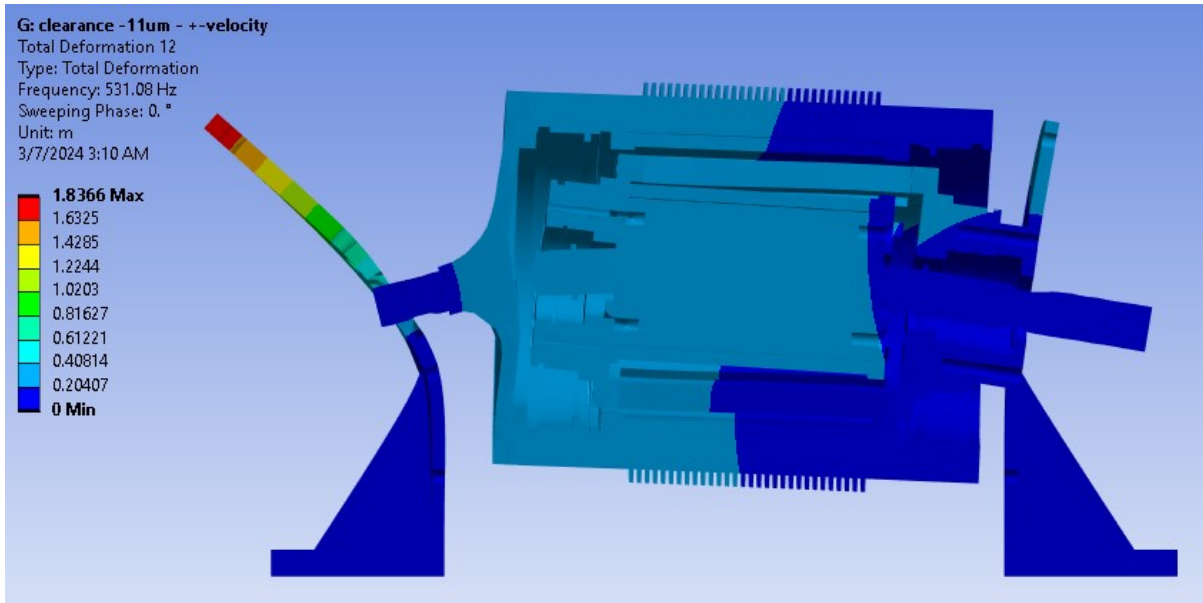
Εικόνα 59: 3^η ιδιομορφή (mode shape) με ιδιοσυχνότητα στα 419 Hz - στρεπτική ταλάντωση εσωτερικού ρότορα - Torsional mode



Εικόνα 60: 4^η ιδιομορφή (mode shape) με ιδιοσυχνότητα στα 451 Hz - στρεπτική ταλάντωση εξωτερικού ρότορα - *Torsional mode*



Εικόνα 61: 5^η ιδιομορφή (mode shape) με ιδιοσυχνότητα στα 525 Hz - ταλάντωση όλου του συναρμολογήματος κατά τον άξονα X



Εικόνα 62: 6^η ιδιομορφή (mode shape) με ιδιοσυχνότητα στα 531 Hz - ταλάντωση όλου του συναρμολογήματος κατά τον άξονα Y






Πίνακας 8α: Εύρεση ιδιοσυχνοτήτων συναρμολογήματος συναρτήσει διακένου λειτουργίας

| -35 μm | | -11 μm | | -7 μm | | -5μm | | -3 μm | |
|--------|-----------------------|--------|-----------------------|-------|-----------------------|------|-----------------------|-------|-----------------------|
| Mode | Damped Frequency [Hz] | Mode | Damped Frequency [Hz] | Mode | Damped Frequency [Hz] | Mode | Damped Frequency [Hz] | Mode | Damped Frequency [Hz] |
| 1 | 325.2 | 1 | 211.9 | 1 | 162.8 | 1 | 131.0 | 1 | 92.38 |
| 2 | 418.8 | 2 | 248.0 | 2 | 179.8 | 2 | 141.1 | 2 | 97.7 |
| 3 | 451.4 | 3 | 418.8 | 3 | 418.8 | 3 | 418.8 | 3 | 418.8 |
| 4 | 517.2 | 4 | 451.4 | 4 | 451.4 | 4 | 451.4 | 4 | 449.0 |
| 5 | 577.5 | 5 | 525.3 | 5 | 500.3 | 5 | 480.8 | 5 | 451.4 |
| 6 | 620.1 | 6 | 531.1 | 6 | 504.0 | 6 | 486.0 | 6 | 457.1 |

Πίνακας 8β: Εύρεση ιδιοσυχνοτήτων συναρμολογήματος συναρτήσει διακένου λειτουργίας

| -2μm | | -1μm | | 0μm | | 3μm | | 7μm | |
|------|-----------------------|------|-----------------------|------|-----------------------|------|-----------------------|------|-----------------------|
| Mode | Damped Frequency [Hz] | Mode | Damped Frequency [Hz] | Mode | Damped Frequency [Hz] | Mode | Damped Frequency [Hz] | Mode | Damped Frequency [Hz] |
| 1 | 69.9 | 1 | 47.4 | 1 | 41.7 | 1 | 39.3 | 1 | 38.6 |
| 2 | 74.0 | 2 | 56.3 | 2 | 52.0 | 2 | 49.4 | 2 | 42.54 |
| 3 | 418.8 | 3 | 355.3 | 3 | 293.3 | 3 | 217.0 | 3 | 176.1 |
| 4 | 420.5 | 4 | 380.2 | 4 | 345.0 | 4 | 337.4 | 4 | 232.1 |
| 5 | 432.6 | 5 | 418.8 | 5 | 418.8 | 5 | 379.1 | 5 | 330.5 |
| 6 | 451.4 | 6 | 451.4 | 6 | 451.4 | 6 | 418.8 | 6 | 423.1 |

Πίνακας 9: Χρωματική επεξήγηση των ιδιοσυχνοτήτων που υπολογίστηκαν

| | |
|--|---|
| Ιδιοσυχνότητες εξωτερικού ρότορα κατά την αξονική διεύθυνση |  |
| Ιδιοσυχνότητες εσωτερικού ρότορα κατά την αξονική διεύθυνση |  |
| Ιδιοσυχνότητες εσωτερικού ρότορα κατά την στρέψη του (Torsional mode) |  |
| Ιδιοσυχνότητες εξωτερικού ρότορα κατά την στρέψη του (Torsional mode) |  |
| Ιδιοσυχνότητα όλου του συναρμολογήματος κατά τις ακτινικές κατευθύνσεις (άξονες Χ,Υ) |  |

Από τα παραπάνω διαπιστώνουμε ότι με τη μείωση του διακένου λειτουργίας (αύξηση προέντασης των εδράνων κύλισης) έχουμε αύξηση των φυσικών συχνοτήτων του συστήματος στην αξονική κατεύθυνση. Αυτό σημαίνει ότι το σύστημα θα πρέπει να διεγερθεί σε μεγαλύτερες συχνότητες για την εμφάνιση του φαινομένου του συντονισμού. Με την μείωση του διακένου των ρουλεμάν, ουσιαστικά, αυξάνουμε την ακαμψία του συναρμολογήματος. Η συχνότητα συντονισμού εξαρτάται από την ακαμψία του συστήματος και το βάρος του με τον εξής τρόπο. Για μεγαλύτερη ακαμψία και μικρότερο βάρος κατασκευής έχουμε μεγαλύτερες συχνότητες συντονισμού.

Τα μηχανικά συναρμολογήματα είναι πιθανό να εμφανίσουν κραδασμούς λόγω πολλών αιτιών. Μερικές από αυτές είναι η αζυγοσταθμία, ο κυρτωμένος άξονας, η κακή ευθυγράμμιση αξόνων, έκκεντρος άξονας. Ακόμη στο σύστημα μας εμφανίζεται και στρεπτική ταλάντωση λόγω της «σύνπλεξης-αποσύμπλεξης» των μαγνητών.

Στην περίπτωση της αζυγοσταθμίας, η οποία μπορεί να προκύψει από ατέλειες των ρότορων ή φθορά της μηχανής κατά τη λειτουργία, έχουμε την παραγωγή μιας δύναμης αζυγοσταθμίας. Η συγκεκριμένη βλάβη εμφανίζεται στην ανάλυση φάσματος στη συχνότητα περιστροφής του άξονα. Επομένως εδώ έχουμε 3 πιθανές συχνότητες ακτινικής ταλάντωσης, μία για κάθε περιστρεφόμενο τεμάχιο. Για τον εσωτερικό ρότορα είναι 41.7Hz, για τον διμορφωτή μαγνητικού πεδίου είναι 11.9Hz (στην περίπτωση που χρησιμοποιούμε το σύστημα με τον δεύτερο τρόπο λειτουργίας δηλαδή με τον εξωτερικό ρότορα ακινητοποιημένο) και για τον εξωτερικό ρότορα 16.7Hz.

Για την περίπτωση εμφάνισης του μηχανισμού βλάβης του κυρτωμένου άξονα, ο οποίος μπορεί να δημιουργηθεί λόγω υψηλών θερμοκρασιών, υψηλών φορτίων ή από κατασκευή, εμφανίζονται στην ανάλυση φάσματος οι συχνότητες του άξονα αλλά και η 2^η αρμονική της. Σε αυτή την περίπτωση έχουμε εμφάνιση τόσο αξονικών όσο και ακτινικών δυνάμεων. Επομένως για τον εσωτερικό ρότορα έχουμε 41.7Hz και 83.4 Hz, για τον διαμορφωτή 11.9 Hz και 23.8 Hz και για τον εξωτερικό ρότορα 16.7 Hz και 33.4 Hz.

Η κακή ευθυγράμμιση είναι ένας ακόμα μηχανισμός βλάβης που μπορεί να προκληθεί από αύξηση της θερμοκρασίας της στρεφόμενης μηχανής, εσφαλμένη τοποθέτηση ή σύνδεση των αξόνων, υποχώρηση των βάσεων του συστήματος ή και από εξωτερική φόρτιση. Σε αυτόν το μηχανισμό βλάβης, σε ανάλυση φάσματος παρατηρείται η εμφάνιση των 3 πρώτων αρμονικών της ταχύτητας περιστροφής του άξονα, όμως κυρίαρχη αποτελεί η πρώτη αρμονική. Αυτός ο μηχανισμός βλάβης παράγει ισχυρούς κραδασμούς και κατά την αξονική κατεύθυνση. Επομένως έχουμε εμφάνιση αξονικών ταλαντώσεων σε συχνότητες 41.7 Hz, 83.4 Hz, 125.1 Hz και 11.9 Hz, 23.8 Hz, 35.7 Hz και 16.7 Hz, 33.4 Hz, 50.1 Hz για τον εσωτερικό ρότορα, τον διαμορφωτή και τον εξωτερικό ρότορα αντίστοιχα.

Επιπροσθέτως, η εμφάνιση του έκκεντρου άξονα μπορεί να προκληθεί από το γεγονός ο άξονας περιστροφής να είναι διαφορετικός από τον γεωμετρικό άξονα του ρότορα ή του ρουλεμαν. Αυτός ο μηχανισμός έχει παρόμοια συμπεριφορά με αυτόν της αζυγοσταθμίας καθώς στην ανάλυση φάσματος βρίσκουμε την συχνότητα περιστροφής του άξονα και δημιουργεί έντονες ακτινικές



ταλαντώσεις.

Τέλος, στο σύστημα εμφανίζεται και μια στρεπτική ταλάντωση λόγω σύμπλεξης-αποσύμπλεξης μαγνητών. Η συχνότητα αυτής της ταλάντωσης δίνεται από την σχέση (40)[42]

$$\omega^2 = M_{stall} \frac{p}{I} \quad (39)$$

όπου:

M_{stall} : Η ροπή στασιμότητας του κάθε ρότορα

p_{in}, p_{out}, p_{mod} : ο αριθμός ζευγών πόλων του εσωτερικού και εξωτερικού ρότορα και ο αριθμός των φερομαγνητικών στοιχείων του διαμορφωτή αντίστοιχα

I_{in}, I_{mod}, I_{out} : η ροπή αδράνειας του εσωτερικού ρότορα, του διαμορφωτή και του εξωτερικού ρότορα αντίστοιχα

Όπως γίνεται κατανοητό για την ασφαλή λειτουργία της πειραματικής διάταξης θα πρέπει να επιλεγεί κατάλληλο διάκενο στα έδρανα κύλισης ώστε οι υπολογιζόμενες ιδιοσυχνότητες στην κάθε κατεύθυνση να είναι μακριά από τις πιθανές συχνότητες εμφάνισης ταλαντώσεων.

Πίνακας 10: Πιθανές συχνότητες εμφάνισης ταλαντώσεων λόγω συνηθισμένων μηχανισμών βλάβης

| Συχνότητες πιθανών ταλαντώσεων | Αξονική κατεύθυνση | Ακτινική κατεύθυνση | Στρεπτική Ταλάντωση |
|--------------------------------|--------------------|---------------------|---------------------|
| Εσωτερικός ρότορας | 41.7 Hz | 41.7 Hz | 39.5 Hz |
| | 83.4 Hz | 83.4 Hz | |
| | 125.1 Hz | | |
| Διαμορφωτής μαγνητικού πεδίου | 11.9 Hz | 11.9 Hz | 74.4 Hz |
| | 23.8 Hz | 23.8 Hz | |
| | 35.7 Hz | | |
| Εξωτερικός ρότορας | 16.7 Hz | 16.7 Hz | 28.4 Hz |
| | 33.4 Hz | 33.4 Hz | |
| | 50.1 Hz | | |

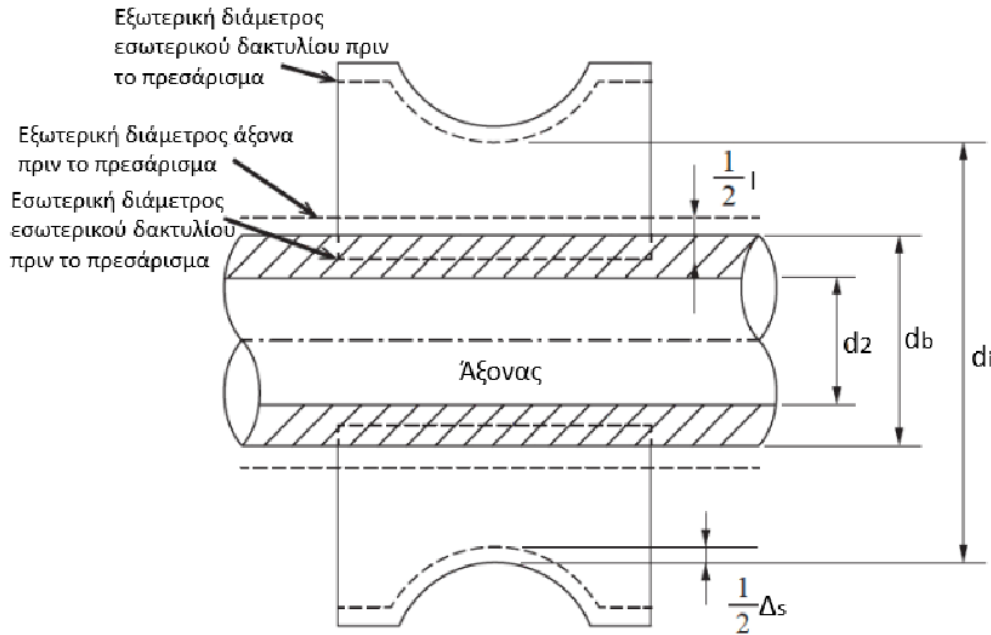
Παρατηρούμε ότι οι στρεπτικές ταλαντώσεις που αναμένουμε είναι μακριά από τις στρεπτικές ιδιοσυχνότητες που υπολογίστηκαν. Ακόμη παρατηρείται ότι το διάκενο δεν επηρεάζει το σημείο εμφάνισης των στρεπτικών ιδιοσυχνοτήτων του εσωτερικού και εξωτερικού ρότορα. Από τα παραπάνω διαπιστώνουμε ότι είμαστε ασφαλείς ως προς αυτού του είδους τις ταλαντώσεις. Παρόλα αυτά, παρατηρούμε ότι οι αξονικές ταλαντώσεις που αναμένονται σε περίπτωση φθοράς του συστήματος ή λανθασμένης συναρμολόγησης των αξόνων με τα ρουλεμάν είναι κοντά στις ιδιοσυχνότητες του συστήματος για συγκεκριμένα διάκενα. Για το λόγο αυτό βρίσκουμε την μεγαλύτερη πιθανή συχνότητα ταλάντωσης (125Hz) και με έναν συντελεστή ασφαλείας 1,5 επιλέγουμε διάκενο τέτοιο ώστε οι υπολογισθείσες συχνότητες συντονισμού στην αξονική κατεύθυνση να είναι ανώτερες των $125 \cdot 1,5 = 187,5 \text{ Hz}$. Επομένως επιλέγουμε διάκενο $< -10 \mu\text{m}$.

Εκτός των παραπάνω, παρατηρούμε ότι σε ελαφρώς αρνητικό διάκενο παρατηρείται η μεγίστη διάρκεια λειτουργίας ενός εδράνου κύλισης. Ωστόσο, περαιτέρω μείωση του διακένου λειτουργίας, οδηγεί σε αυξημένη προένταση των εδράνων κύλισης και μείωση της διάρκειας ζωής τους λόγω κόπωσης [41]. Επομένως, επιλέγοντας τις κατάλληλες συναρμογές των ρουλεμαν σε άξονες και τρίμματα θα φροντίσουμε το διάκενο λειτουργίας να βρίσκεται κοντά στα $-10 \mu\text{m}$.

4.3 Υπολογισμός εσωτερικού διακένου λειτουργίας των έσφαιρων τριβών για βέλτιστη λειτουργία

Η μείωση του ακτινικού διακένου του ρουλεμάν εξαιτίας της τοποθέτησής του σε άξονα δίνεται από την εξίσωση (40) [40]:

$$\Delta_s = \frac{2I d_i / d_b}{[(d_i / d_b)^2 - 1] \left\{ \frac{(d_i / d_b)^2 + 1}{(d_i / d_b)^2 - 1} + \nu_b + \frac{E_b}{E_s} \left[\frac{(d_b / d_2)^2 + 1}{(d_b / d_2)^2 - 1} - \nu_s \right] \right\}}, \quad (40)$$



Εικόνα 63: Μείωση εσωτερικού διακένου ρουλεμάν λόγω συναρμογής με τον άξονα

όπου I , d_b , d_i , E_b , E_s , ν_b και ν_s είναι η διαμετρική παρεμβολή, η εσωτερική διάμετρος του ρουλεμάν, η διάμετρος του αυλακιού του εσωτερικού ρουλεμάν, το μέτρο ελαστικότητας του εσωτερικού δακτυλίου και του άξονα, ο λόγος Poisson του εσωτερικού δακτυλίου και του άξονα, αντίστοιχα

Εάν ο εσωτερικός δακτύλιος του ρουλεμάν και ο άξονας είναι κατασκευασμένα από το ίδιο υλικό τότε:

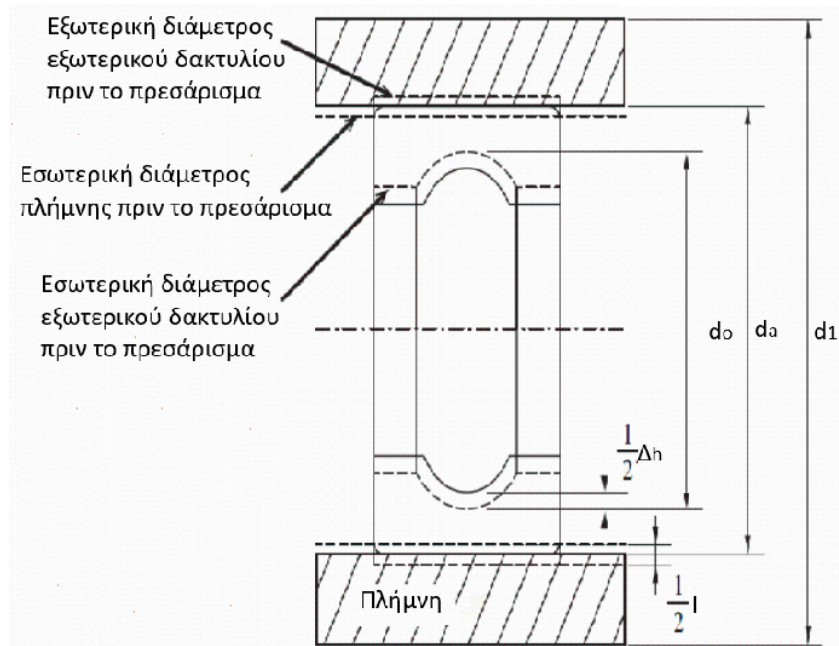
$$\Delta_s = I \frac{d_i}{d_b} \left[\frac{(d_b / d_2)^2 - 1}{(d_i / d_2)^2 - 1} \right] \quad (41)$$

Στην περίπτωση που έχουμε συμπαγή άξονα, τότε $d_2 = 0$, και επομένως

$$\Delta_s = I d_b / d_i. \quad (42)$$

Ομοίως η μείωση της ακτινικής χάρης του ρουλεμάν εξαιτίας της τοποθέτησής του σε πλήμνη εξωτερικής διαμέτρου d_1 δίνεται από την εξίσωση (43)

$$\Delta_h = \frac{2I d_a / d_o}{[(d_a / d_o)^2 - 1] \left\{ \frac{(d_a / d_o)^2 + 1}{(d_a / d_o)^2 - 1} - \nu_b + \frac{E_b}{E_h} \left[\frac{(d_1 / d_a)^2 + 1}{(d_1 / d_a)^2 - 1} + \nu_h \right] \right\}}, \quad (43)$$



Εικόνα 64: Μείωση εσωτερικού διάκενου ρουλεμάν λόγω συναρμογής με την πλήμνη

Όπου d_o , d_a είναι η διάμετρος του αυλακιού του ρουλεμάν και η εξωτερική διάμετρος του ρουλεμάν αντίστοιχα

Εάν ο εξωτερικός δακτύλιος του ρουλεμάν είναι κατασκευασμένος από το ίδιο υλικό με την πλήμνη τότε:

$$\Delta_h = I \frac{d_a}{d_o} \left[\frac{(d_1/d_a)^2 - 1}{(d_1/d_o)^2 - 1} \right] \quad (44)$$

Για την περίπτωση τοποθέτησης του ρουλεμάν σε συμπαγή πλήμνη του ίδιου υλικού τότε η διάμετρος d_1 , θεωρείται άπειρη και επομένως,

$$\Delta_h = I d_o / d_a \quad (45)$$

4.4 Επιλογή συναρμογών αξόνων και τριμμάτων με τα έδρανα κύλισης

Για τα επιλεχθέντα ρουλεμάν και με την βοήθεια των πινάκων στις Εικόνα 65 - Εικόνα 69 οι οποίες αντλήθηκαν από την ιστοσελίδα του κατασκευαστή, έχουμε τα παρακάτω δεδομένα (Πίνακας 11)

Πίνακας 11: Διαστασιολογικά δεδομένα για τα επιλεχθέντα έδρανα κύλισης

| | | | |
|--|-----------------------------|------------------------------|----------------------------------|
| | 6003 (CN , P6 Class) | 16014 (CN , P6 Class) | 61802 (CN , Normal Class) |
|--|-----------------------------|------------------------------|----------------------------------|

| | | | | | | |
|---|---------|-----|--------|-----|---------|-----|
| Ονομαστική Εσωτερική Διάμετρος (mm) | 17 | | 70 | | 15 | |
| Ονομαστική Εξωτερική Διάμετρος (mm) | 35 | | 110 | | 24 | |
| Εύρος -Ακτινικού διάκενου (μm) | +3 | +18 | +10 | +30 | +3 | +18 |
| Μέση Τιμή – Αρχικού Ακτινικού Διάκενου (μm) | +10.5μm | | +20μm | | +10.5μm | |
| Εύρος - Διαμέτρου Εσωτερικού Δακτυλίου (μm) | 0 | -7 | 0 | -12 | 0 | -8 |
| Μέση Τιμή - Διαμέτρου Εσωτερικού Δακτυλίου (μm) | -3.5μm | | -6μm | | -4μm | |
| Εύρος - Διαμέτρου Εξωτερικού Δακτυλίου (μm) | 0 | -9 | 0 | -13 | 0 | -9 |
| Μέση Τιμή -Διαμέτρου Εξωτερικού Δακτυλίου (μm) | -4.5μm | | -6.5μm | | -4.5μm | |

| Nominal bearing bore diameter <i>d</i> mm | | C2 | | CN | | C3 | | C4 | | C5 | |
|--|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Over | Incl. | Min. | Max. | Min. | Max. | Min. | Max. | Min. | Max. | Min. | Max. |
| — | 2.5 | 0 | 6 | 4 | 11 | 10 | 20 | — | — | — | — |
| 2.5 | 6 | 0 | 7 | 2 | 13 | 8 | 23 | — | — | — | — |
| 6 | 10 | 0 | 7 | 2 | 13 | 8 | 23 | 14 | 29 | 20 | 37 |
| 10 | 18 | 0 | 9 | 3 | 18 | 11 | 25 | 18 | 33 | 25 | 45 |
| 18 | 24 | 0 | 10 | 5 | 20 | 13 | 28 | 20 | 36 | 28 | 48 |
| 24 | 30 | 1 | 11 | 5 | 20 | 13 | 28 | 23 | 41 | 30 | 53 |
| 30 | 40 | 1 | 11 | 6 | 20 | 15 | 33 | 28 | 46 | 40 | 64 |
| 40 | 50 | 1 | 11 | 6 | 23 | 18 | 36 | 30 | 51 | 45 | 73 |
| 50 | 65 | 1 | 15 | 8 | 28 | 23 | 43 | 38 | 61 | 55 | 90 |
| 65 | 80 | 1 | 15 | 10 | 30 | 25 | 51 | 46 | 71 | 65 | 105 |
| 80 | 100 | 1 | 18 | 12 | 36 | 30 | 58 | 53 | 84 | 75 | 120 |
| 100 | 120 | 2 | 20 | 15 | 41 | 36 | 66 | 61 | 97 | 90 | 140 |
| 120 | 140 | 2 | 23 | 18 | 48 | 41 | 81 | 71 | 114 | 105 | 160 |
| 140 | 160 | 2 | 23 | 18 | 53 | 46 | 91 | 81 | 130 | 120 | 180 |
| 160 | 180 | 2 | 25 | 20 | 61 | 53 | 102 | 91 | 147 | 135 | 200 |
| 180 | 200 | 2 | 30 | 25 | 71 | 63 | 117 | 107 | 163 | 150 | 230 |
| 200 | 225 | 2 | 35 | 25 | 85 | 75 | 140 | 125 | 195 | 175 | 265 |
| 225 | 250 | 2 | 40 | 30 | 95 | 85 | 160 | 145 | 225 | 205 | 300 |
| 250 | 280 | 2 | 45 | 35 | 105 | 90 | 170 | 155 | 245 | 225 | 340 |
| 280 | 315 | 2 | 55 | 40 | 115 | 100 | 190 | 175 | 270 | 245 | 370 |
| 315 | 355 | 3 | 60 | 45 | 125 | 110 | 210 | 195 | 300 | 275 | 410 |
| 355 | 400 | 3 | 70 | 55 | 145 | 130 | 240 | 225 | 340 | 315 | 460 |
| 400 | 450 | 3 | 80 | 60 | 170 | 150 | 270 | 250 | 380 | 350 | 520 |
| 450 | 500 | 3 | 90 | 70 | 190 | 170 | 300 | 280 | 420 | 390 | 570 |
| 500 | 560 | 10 | 100 | 80 | 210 | 190 | 330 | 310 | 470 | 440 | 630 |
| 560 | 630 | 10 | 110 | 90 | 230 | 210 | 360 | 340 | 520 | 490 | 700 |

Εικόνα 65: Ακτινικό διάκενο για ένοσφαιρους τριβείς κατηγοριών C2,CN,C3,C4,C5



| Inner ring | | $t_{\Delta Dmp}^{(1)}$ | | $t_{VDsp}^{(1)}$ Diameter series | | | t_{VDmp} | $t_{\Delta Bs}$ | Normal | Modified ⁽³⁾ | t_{VBs} | t_{Kia} |
|------------|-----|------------------------|-----|-------------------------------------|------|---------|------------|-----------------|--------|-------------------------|-----------|-----------|
| > | ≤ | U | L | 7, 8, 9 ⁽²⁾ | 0, 1 | 2, 3, 4 | | All | L | L | | |
| mm | | μm | | μm | | | μm | μm | | | μm | μm |
| - | 2,5 | 0 | -7 | 9 | 7 | 5 | 5 | 0 | -40 | - | 12 | 5 |
| 2,5 | 10 | 0 | -7 | 9 | 7 | 5 | 5 | 0 | -120 | -250 | 15 | 6 |
| 10 | 18 | 0 | -7 | 9 | 7 | 5 | 5 | 0 | -120 | -250 | 20 | 7 |
| 18 | 30 | 0 | -8 | 10 | 8 | 6 | 6 | 0 | -120 | -250 | 20 | 8 |
| 30 | 50 | 0 | -10 | 13 | 10 | 8 | 8 | 0 | -120 | -250 | 20 | 10 |
| 50 | 80 | 0 | -12 | 15 | 15 | 9 | 9 | 0 | -150 | -380 | 25 | 10 |

Εικόνα 66: P6 Class ανοχές για εσωτερικούς δακτύλιους ένσφαιρων τριβέων

| Outer ring | | $t_{\Delta Dmp}$ | | $t_{VDsp}^{(4)}$ Open bearings Diameter series | | | Capped bearings ⁽⁵⁾ | $t_{VDmp}^{(4)}$ | $t_{\Delta Cs}$ t_{VCs} | t_{Kea} |
|------------|-----|------------------|-----|--|------|---------|--------------------------------|------------------|---|-----------|
| > | ≤ | U | L | 7, 8, 9 ⁽²⁾ | 0, 1 | 2, 3, 4 | 0, 1, 2, 3, 4 | | | |
| mm | | μm | | μm | | | μm | μm | | μm |
| 2,5 | 18 | 0 | -7 | 9 | 7 | 5 | 9 | 5 | Identical to $t_{\Delta Bs}$ and t_{VBs} of an inner ring of the same bearing | 8 |
| 18 | 30 | 0 | -8 | 10 | 8 | 6 | 10 | 6 | | 9 |
| 30 | 50 | 0 | -9 | 11 | 9 | 7 | 15 | 7 | | 10 |
| 50 | 80 | 0 | -11 | 14 | 11 | 8 | 16 | 8 | | 13 |
| 80 | 120 | 0 | -13 | 16 | 16 | 10 | 20 | 10 | | 18 |

Εικόνα 67: P6 Class ανοχές για εξωτερικούς δακτύλιους ένσφαιρων τριβέων

| Inner ring | | $t_{\Delta Dmp}^{(1)}$ | | $t_{VDsp}^{(1)}$ Diameter series | | | t_{VDmp} | $t_{\Delta Bs}$ | Normal | Modified ⁽³⁾ | t_{VBs} | t_{Kia} |
|------------|-----|------------------------|----|-------------------------------------|------|---------|------------|-----------------|--------|-------------------------|-----------|-----------|
| > | ≤ | U | L | 7, 8, 9 ⁽²⁾ | 0, 1 | 2, 3, 4 | | All | L | L | | |
| mm | | μm | | μm | | | μm | μm | | | μm | μm |
| - | 2,5 | 0 | -8 | 10 | 8 | 6 | 6 | 0 | -40 | - | 12 | 10 |
| 2,5 | 10 | 0 | -8 | 10 | 8 | 6 | 6 | 0 | -120 | -250 | 15 | 10 |
| 10 | 18 | 0 | -8 | 10 | 8 | 6 | 6 | 0 | -120 | -250 | 20 | 10 |

Εικόνα 68: Normal Class ανοχές για εσωτερικούς δακτύλιους ένσφαιρων τριβέων

| Outer ring | | $t_{\Delta Dmp}$ | | $t_{VDsp}^{(4)}$ Open bearings Diameter series | | | Capped bearings ⁽⁵⁾ | $t_{VDmp}^{(4)}$ | $t_{\Delta Cs}$ t_{VCs} | t_{Kea} |
|------------|----|------------------|-----|--|------|---------|--------------------------------|------------------|---|-----------|
| > | ≤ | U | L | 7, 8, 9 ⁽²⁾ | 0, 1 | 2, 3, 4 | 2, 3, 4 | | | |
| mm | | μm | | μm | | | μm | μm | μm | μm |
| 2,5 | 18 | 0 | -8 | 10 | 8 | 6 | 10 | 6 | Identical to $t_{\Delta Bs}$ and t_{VBs} of an inner ring of the same bearing | 15 |
| 18 | 30 | 0 | -9 | 12 | 9 | 7 | 12 | 7 | | 15 |
| 30 | 50 | 0 | -11 | 14 | 11 | 8 | 16 | 8 | | 20 |

Εικόνα 69: Normal Class ανοχές για εξωτερικούς δακτύλιους ένσφαιρων τριβέων

Οι ανοχές στους άξονες ακολουθούν κανονική κατανομή επομένως για τον υπολογισμό της μείωσης διακένου λόγω συναρμογών θα θεωρήσουμε ότι έχουμε τις μέσες τιμές των ανοχών οι οποίες είναι και οι πιο πιθανές. Επομένως προκύπτουν οι παρακάτω υπολογισμοί.



Πίνακας 12: Υπολογισμός ακτινικού διακένου μετά την τοποθέτηση του εδράνου 6003 σε άξονα και πλήμνη

| 6003 (Mean Initial Internal Clearance = +10.5μm) | | | |
|---|----------------|--|--------|
| db(mm) | 17 | Άξονας εσωτερικού ρότορα | |
| d2(mm) | 1 | | |
| di(mm) | 21.238 | | |
| l(mm) | 0.016 | shaft m6 | |
| Eb (Gpa) | 210 | Εύρος | |
| Es (Gpa) | 210 | +7 μm | +18 μm |
| vb | 0.3 | Μέση τιμή | |
| vs | 0.3 | +12.5 μm | |
| Δs(μm) | 12.8 | | |
| | | | |
| da(mm) | 35 | Πλήμνη φορέα δακτυλιοειδούς διαμορφωτή | |
| do(mm) | 30.762 | | |
| d1(mm) | 70 | | |
| l(mm) | 0.0155 | hole N6 | |
| Eb (Gpa) | 210 | Εύρος | |
| Eh (Gpa) | 71.7 | -12 μm | -28 μm |
| vb | 0.3 | Μέση Τιμή | |
| vh | 0.33 | -20μm | |
| Δh(μm) | 9.0 | | |
| | | | |
| Δs+Δh(μm) | 21.8 | | |
| | | | |
| Τελικό Ακτινικό Διάκενο μετά την τοποθέτηση | -11.3μm | | |



Πίνακας 13: Υπολογισμός ακτινικού διακένου μετά την τοποθέτηση του εδράνου 16014 σε άξονα και πλήμνη

| 16014 (Mean Initial Internal Clearance = +20μm) | | | |
|--|--------|--|--------|
| db(mm) | 70 | Άξονας φορέα δακτυλιοειδούς διαμορφωτή | |
| d2(mm) | 35 | | |
| di(mm) | 80.475 | | |
| l(mm) | 0.0265 | shaft m6 | |
| Eb (Gpa) | 210 | Εύρος | |
| Es (Gpa) | 71.7 | +11 μm | +30 μm |
| vb | 0.3 | Μέση τιμή | |
| vs | 0.33 | +20.5 μm | |
| Δs(μm) | | 13.1 | |
| | | | |
| da(mm) | 110 | Πλήμνη φορέα εξωτερικού ρότορα | |
| do(mm) | 99.525 | | |
| d1(mm) | 140 | | |
| l(mm) | 0.0345 | hole P6 | |
| Eb (Gpa) | 210 | Εύρος | |
| Eh (Gpa) | 71.7 | -30 μm | -52 μm |
| vb | 0.3 | Μέση Τιμή | |
| vh | 0.33 | -41μm | |
| Δh(μm) | | 17.2 | |
| | | | |
| Δs+Δh(μm) | | 30.3 | |
| | | | |
| Τελικό Ακτινικό Διάκενο μετά την τοποθέτηση | | -10.3μm | |



Πίνακας 14: Υπολογισμός ακτινικού διακένου μετά την τοποθέτηση του εδράνου 61802 σε άξονα και πλήμνη

| 61802 (Mean Initial Internal Clearance = +10.5μm) | | | |
|--|----------------|--|--------|
| db(mm) | 15 | Άξονας φλάντζας εξόδου εξωτερικού ρότορα | |
| d2(mm) | 16 | | |
| di(mm) | 17.119 | | |
| l(mm) | 0.0105 | shaft m6 | |
| Eb (Gpa) | 210 | Εύρος | |
| Es (Gpa) | 71.7 | +1 μm | +12 μm |
| vb | 0.3 | Μέση τιμή | |
| vs | 0.33 | +6.5 μm | |
| Δs(μm) | 6.1 | | |
| | | | |
| da(mm) | 24 | Πλήμνη βάσης στήριξης | |
| do(mm) | 21.881 | | |
| d1(mm) | 100 | | |
| l(mm) | 0.013 | hole N6 | |
| Eb (Gpa) | 210 | Εύρος | |
| Eh (Gpa) | 200 | -11 μm | -24 μm |
| vb | 0.3 | Μέση Τιμή | |
| vh | 0.33 | -17.5μm | |
| Δh(μm) | 15.6 | | |
| | | | |
| Δs+Δh(μm) | 21.7 | | |
| | | | |
| Τελικό Ακτινικό Διάκενο μετά την τοποθέτηση | -11.2μm | | |

Συνοψίζοντας, όπως φαίνεται από τους Πίνακας 12, Πίνακας 13, Πίνακας 14 επιλέγουμε τις ανοχές:

Πίνακας 15: Επιλεγμένες Ανοχές για άξονες και πλήμνες

| | |
|--|-------|
| Άξονας εσωτερικού ρότορα | 17m6 |
| Πλήμνη φορέα δακτυλιοειδούς διαμορφωτή | 35N6 |
| Άξονας φορέα δακτυλιοειδούς διαμορφωτή | 70m6 |
| Πλήμνη φορέα εξωτερικού ρότορα | 110P6 |
| Άξονας φλάντζας εξόδου εξωτερικού ρότορα | 15m6 |
| Πλήμνη βάσης στήριξης | 24N6 |

5. Απώλειες θερμότητας λόγω δινορευμάτων

5.1. Υπολογισμός απωλειών ισχύος

Όταν ένα εναλλασσόμενο μαγνητικό πεδίο εφαρμόζεται σε σιδηρομαγνητικό υλικό, τότε, σύμφωνα με το νόμο της επαγωγής, προκαλείται ένα ηλεκτρικό πεδίο. Το πεδίο αυτό ασκεί δυνάμεις στα ελεύθερα φορτία του σιδηρομαγνητικού υλικού και τα θέτει σε κίνηση με αποτέλεσμα να δημιουργούνται ρεύματα, τα οποία έχουν κλειστή τροχιά και λέγονται δινορεύματα (eddy currents). Οι απώλειες δινορευμάτων αναφέρονται στη θερμότητα που παράγεται λόγω των δινορευμάτων και έχουν ωμικό χαρακτήρα.

Ο νόμος δινορευμάτων του Steinmetz (Steinmetz's Eddy Currents Law) χρησιμοποιείται στον υπολογισμό της ισχύος των απωλειών δινορευμάτων ανά μονάδα μάζας του υλικού. Σύμφωνα με το νόμο αυτό, οι απώλειες δινορευμάτων είναι ανάλογες του τετραγώνου της μέγιστης τιμής της μαγνητικής επαγωγής και του τετραγώνου της συχνότητας του μαγνητικού πεδίου.

$$p_e = k_e f^2 B_{max}^2 \quad (46)$$

όπου

p_e : η ισχύς των απωλειών δινορευμάτων ανά μονάδα μάζας σε $\frac{W}{kg}$,

k_e : ο συντελεστής δινορευμάτων,

f : η συχνότητα του εξωτερικού πεδίου σε Hz και

B_{max} : η μέγιστη τιμή της μαγνητικής επαγωγής σε T.

Σε ομοαξονικά συστήματα μετάδοσης ισχύος η μείωση των απωλειών δινορευμάτων κρίνεται απαραίτητη για την μεγιστοποίηση της απόδοσης τους. Από την σχέση (46), καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι οι απώλειες δινορευμάτων είναι ανάλογες του τετραγώνου της συχνότητας εναλλαγής του μαγνητικού πεδίου και κατ' επέκταση των ταχυτήτων περιστροφής, επομένως, ιδιαίτερα σε υψηλές ταχύτητες και μεγάλες σχέσεις μετάδοσης οδηγούν σε σημαντική μείωση της ροπής εξόδου. Σε ταχύτητες μεγαλύτερες από 500 σαλ οι θερμικές απώλειες που οφείλονται στα δινορεύματα δεν θα μπορούσαν να αγνοηθούν. Σε ταχύτητες περιστροφής της τάξης των 10.000 σαλ οι απώλειες αυτές μπορούν να φτάσουν και το 4%. [29]

Στη δική μας εφαρμογή δεν κρίνεται απαραίτητη η μεγιστοποίηση της απόδοσης του συστήματος, παρόλα αυτά μεγάλο ποσοστό θερμικών απωλειών σε δινορεύματα σημαίνει αύξηση θερμοκρασίας στο σύστημα. Γνωρίζοντας ότι οι μαγνήτες NdFeB χάνουν το 0.12% της μαγνήτισης τους για κάθε 1 βαθμό Κελσίου και μετά από την θερμοκρασία των 80 βαθμών Κελσίου η απώλεια μαγνήτισης είναι μη ανακτήσιμη [30], θα χρειαστεί να προβλέψουμε τρόπους μείωσης των απωλειών και ψύξης του συστήματος.

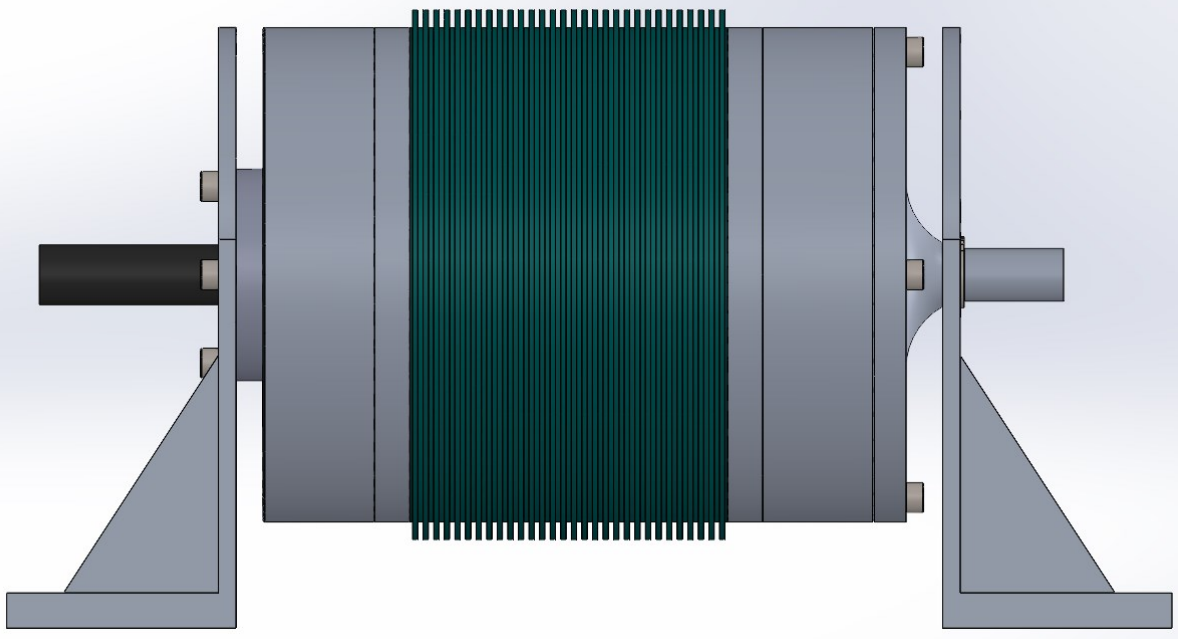
5.2 Ελάττωση απωλειών δινορευμάτων

Η ελασματοποίηση (lamination) είναι μία διαδικασία στην οποία, παρά το κόστος και την κατασκευαστική δυσκολία, υποβάλλονται συνήθως οι σιδερένιοι πυρήνες των ηλεκτρικών μηχανών οι οποίοι υποβάλλονται σε εναλλασσόμενο μαγνητικό πεδίο. Με την ελασματοποίηση, ο ενιαίος πυρήνας χωρίζεται σε πολλά λεπτά ελάσματα μικρής επιφάνειας. Με τη διαδικασία αυτή επιτυγχάνεται η μείωση της κυκλοφορίας των δινορευμάτων, λόγω της μειωμένης επιφάνειας στην οποία μπορούν να κυκλοφορήσουν. Κατασκευή των πυρήνων και μαγνητών από συμπαγές υλικό θα επέτρεπε τη ροή σημαντικού μεγέθους δινορευμάτων, με αποτέλεσμα τη δημιουργία παρασιτικού μαγνητικού πεδίου, το οποίο θα προκαλούσε εξασθένηση του αρχικού πεδίου.

Η διαδικασία της ελασματοποίησης περιλαμβάνει τη διαίρεση του μέσα ρότορα, του δακτυλίου διαμόρφωσης και κυρίως του έξω ρότορα σε λεπτά στρώματα που συγκρατούνται μεταξύ τους από μονωτικά υλικά (βερνίκι). Λόγω της ελασματοποίησης, η διατομή κάθε στρώσης μειώνεται και ως εκ τούτου αυξάνεται η αντίσταση. Καθώς αυξάνεται η αντίσταση, οι απώλειες δινορευμάτων μειώνονται.

5.3 Σχεδιασμός για μείωση των απωλειών δινορευμάτων

Για την ελαχιστοποίηση του παραπάνω φαινομένου είναι σαφής η ανάγκη ελασματοποίησης των μαγνητών και των ρότορων. Ωστόσο, επειδή τα πειράματα θα διεξαχθούν σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, όπου δεν καθίσταται αναγκαία η ελασματοποίηση, θα προχωρήσουμε σε διαμόρφωση πτερυγίων στον ρότορα χαμηλής ταχύτητας (εξωτερικό) (Εικόνα 70).



Εικόνα 70: Διαμόρφωση πτερυγίων στον εξωτερικό ρότορα για απαγωγή θερμότητας

Τα πτερύγια χρησιμοποιούνται στις περιπτώσεις μεταφοράς θερμότητας, στις οποίες ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας είναι χαμηλός και απαιτείται ενίσχυση της θερμορροής. Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας (θερμορροή) από μια επιφάνεια σταθερής θερμοκρασίας T_s προς ένα ρευστό θερμοκρασίας $T_{ambient}$ δίνεται από τη σχέση (47):

$$Q = hA(T_s - T_a) \quad (47)$$

Υπάρχουν τρεις τρόποι ενίσχυσης της μεταφοράς θερμότητας:

- α) αύξηση του συντελεστή μεταφοράς h
- β) αύξηση της επιφάνειας μεταφοράς A
- γ) μείωση της θερμοκρασίας T_a του ρευστού.

Ο πιο συνήθης και πρακτικός είναι η αύξηση της επιφάνειας μεταφοράς A . Η αύξηση του συντελεστή μεταφοράς h συνήθως είναι ανεπαρκής και κοστοβόρα, ενώ η μείωση της θερμοκρασίας T_a του ρευστού (αέρα του περιβάλλοντος) δεν είναι πρακτική λύση. Η αύξηση αυτή της επιφάνειας γίνεται με προσθήκη πτερυγίων. Στη περίπτωση των πτερυγίων βέβαια έχουμε συνδυασμό μεταφοράς θερμότητας με αγωγή (μέσα στο πτερύγιο) και συναγωγή (έξω απ' αυτό). Η χρήση των

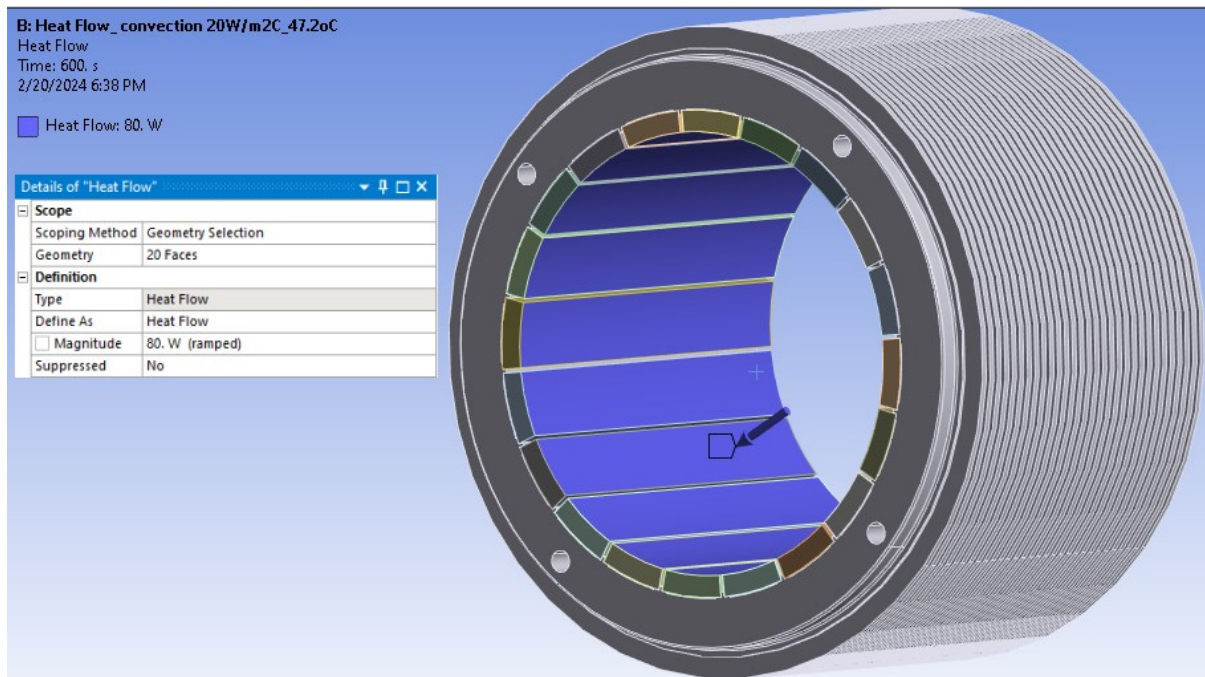
πτερυγίων είναι διαδεδομένη στις ηλεκτρικές μηχανές π.χ γεννήτριες, κινητήρες, μετασχηματιστές στις οποίες επίσης εμφανίζονται απώλειες θερμότητας.

Η διαμόρφωση πτερυγίων περιμετρικά του εξωτερικού ρότορα έχει μικρό κατασκευαστικό κόστος, καθώς αποτελεί γρήγορη και εύκολη κατεργασία. Θα αυξηθεί μόνο το κόστος της πρώτης ύλης καθώς θα χρειαστούμε 10 χιλιοστά μεγαλύτερης διαμέτρου άξονα καλιμπρέ. Η σχεδιαστική αυτή ιδέα θα αυξήσει την επιφάνεια εξαναγκασμένης συναγωγής, η οποία παίζει καίριο ρόλο στη θερμοκρασία μόνιμης κατάστασης του συστήματος.

Για την προσομοίωση των θερμικών φαινομένων έγινε χρήση του λογισμικού ANSYS, Steady-State Thermal. Παρατηρούμε ότι με τη διαμόρφωση πτερυγίων στην περιφέρεια του εξωτερικού ρότορα καταφέραμε να μειώσουμε τη θερμοκρασία μόνιμης λειτουργίας κατά από 125°C σε 47°C (Εικόνα 74 και Εικόνα 73 αντίστοιχα).

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία γνωρίζουμε ότι τόσο η περιφερειακή, όσο και η κατά μήκος κατάτμηση των μαγνητών, μειώνει δραματικά την εμφάνιση δινορευμάτων στους μαγνήτες και άρα την απώλεια ισχύος από τους μαγνήτες. Στον εξωτερικό ρότορα έχουμε 20 μαγνήτες επομένως κάθε μαγνήτης έχει τόξο $360^\circ/20=18^\circ$, ενώ στον εσωτερικό ρότορα έχουμε 8 μαγνήτες επομένως κάθε μαγνήτης έχει τόξο $360^\circ/8=45^\circ$. Στους εξωτερικούς μαγνήτες η περιφερειακή κατάτμηση των μαγνητών οδηγεί σε εκθετική μείωση του ποσοστού απωλειών της μεταδιδόμενης ισχύος ενώ στους εσωτερικούς μαγνήτες έχουμε αναλογική μείωση του ίδιου ποσοστού [32]. Ακόμη, από την βιβλιογραφία γνωρίζουμε ότι οι απώλειες μαγνητών του εσωτερικού ρότορα είναι αρκετά μικρότερες από αυτές του εξωτερικού ρότορα [33].

Επομένως, από τα παραπάνω υπολογίζουμε ότι οι απώλειες των μαγνητών του εξωτερικού ρότορα είναι 1,5% της μεταδιδόμενης ισχύος ($5500*1,5\%=80W$). Ακόμη θεωρούμε με ασφάλεια τιμή για τη συναγωγή τα $20W/m^2 \text{ } ^\circ C$ και αρχική θερμοκρασία περιβάλλοντος τους $22^\circ C$. (Εικόνα 71 και Εικόνα 72)



Εικόνα 71: Ροή απωλειών θερμότητας από τους μαγνήτες προς τον εξωτερικό ρότορα

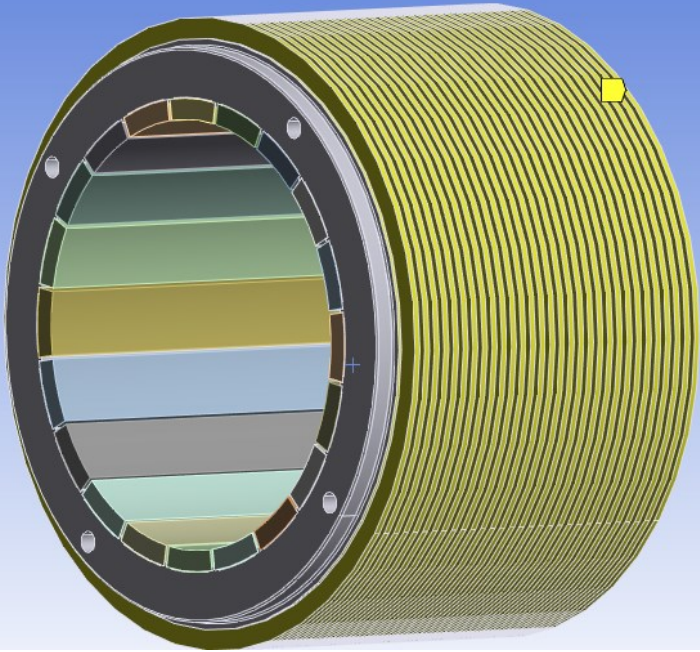
B: Heat Flow_convection 20W/m2C_47.2oC

Convection
Time: 600. s
2/20/2024 6:40 PM

Convection: 22. °C, 20. W/m².°C

Details of "Convection" ⌵ □ ×

| Scope | |
|--|---|
| Scoping Method | Geometry Selection |
| Geometry | 182 Faces |
| Definition | |
| Type | Convection |
| <input type="checkbox"/> Film Coefficient | 20. W/m ² .°C (step applied) |
| <input type="checkbox"/> Ambient Temperature | 22. °C (ramped) |
| Convection Matrix | Program Controlled |
| Suppressed | No |

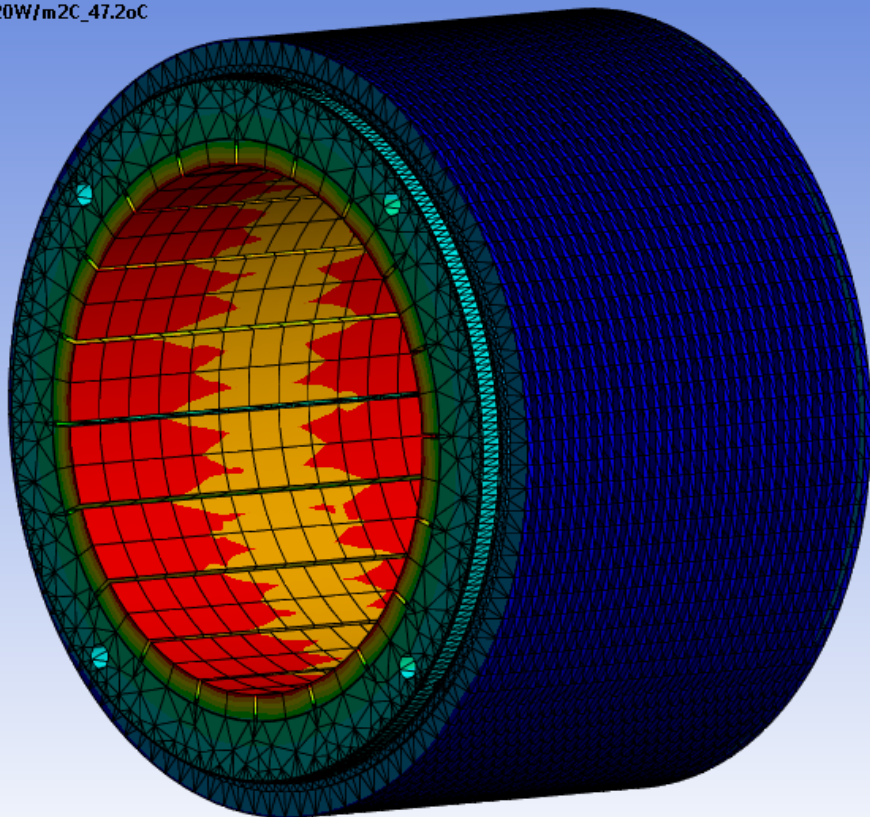


Εικόνα 72: Εξαναγκασμένη συναγωγή θερμότητας από την επιφάνεια των περυγίων

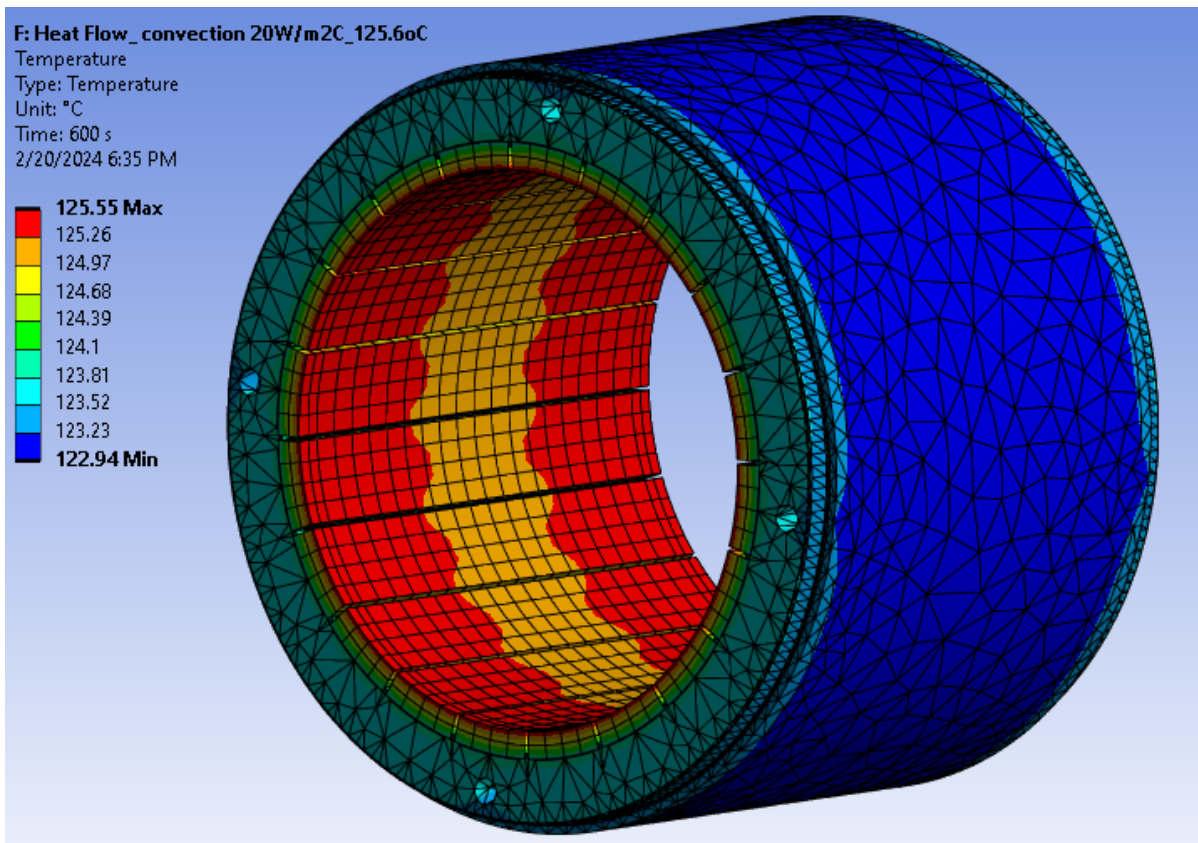
B: Heat Flow_convection 20W/m2C_47.2oC

Temperature
Type: Temperature
Unit: °C
Time: 600 s
2/20/2024 6:32 PM

47.119 Max
46.809
46.499
46.189
45.879
45.569
45.259
44.948
44.638
44.328 Min

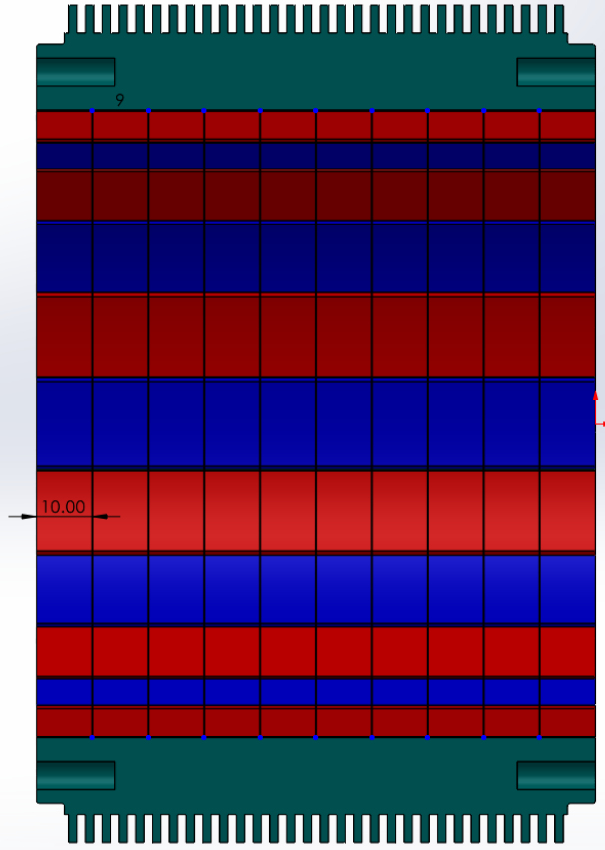


Εικόνα 73: Θερμοκρασία Μόνιμης Κατάστασης με τη διαμόρφωση περυγίων απαγωγής θερμότητας

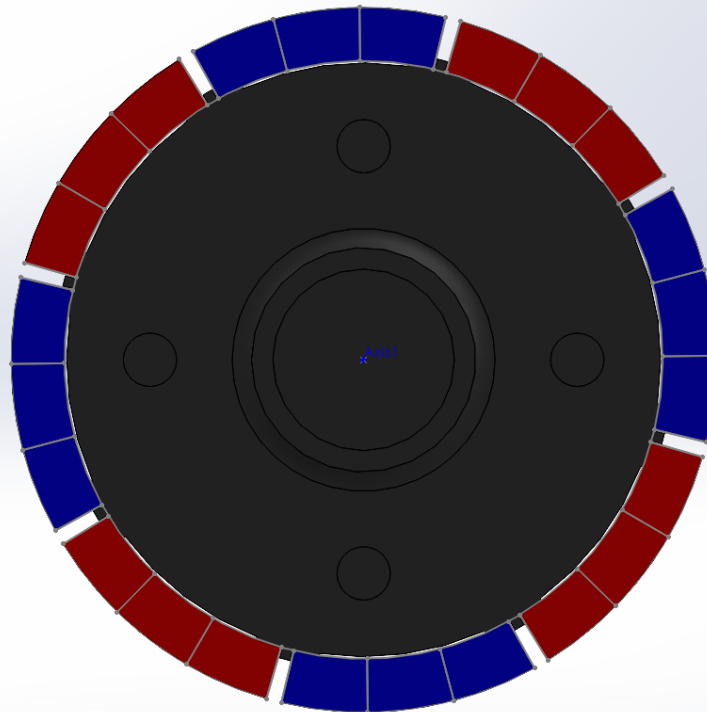


Εικόνα 74: Θερμοκρασία Μόνιμης Κατάστασης χωρίς διαμόρφωση πτερυγίων

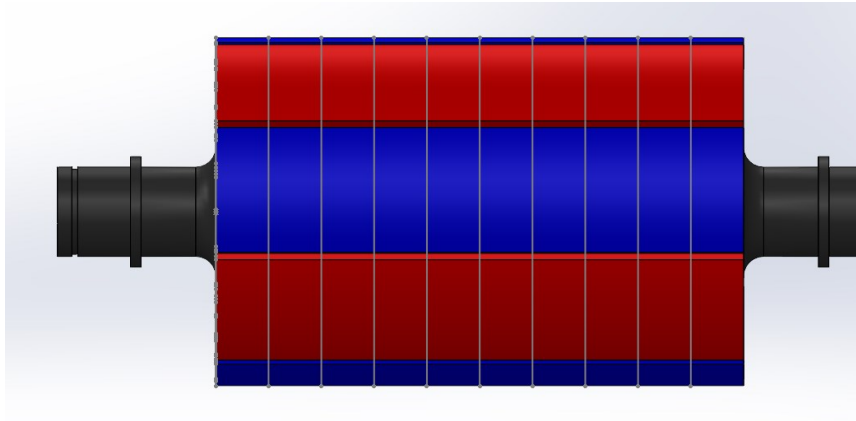
Ωστόσο, όπως αναφέρθηκε το τόξο των εξωτερικών μαγνητών είναι 18° , επομένως αυξάνει την δυσκολία συναρμολόγησης και κατασκευής η περιφερειακή τους κατάτμηση. Για το λόγο αυτό επιλέγουμε την κατά μήκος κατάτμησης τους (Εικόνα 75), καθώς και την περιφερειακή διχοτόμηση τους και ενίσχυση της ψύξης με τη διαμόρφωση πτερυγίων η οποία θα αυξήσει την επιφάνεια εξαναγκασμένης συναγωγής με το περιβάλλον. Οι εσωτερικοί μαγνήτες, αντίθετα, έχουν μεγάλο τόξο (45°), επομένως υπάρχει η δυνατότητα τόσο της κατά μήκος όσο και της περιφερειακής τους κατάτμησης σε 3 μέρη, με αποτέλεσμα ο κάθε μαγνήτης να έχει τόξο 15° (Εικόνα 76 και Εικόνα 77).



Εικόνα 75: Κατάτμηση μαγνητών εξωτερικού ρότορα

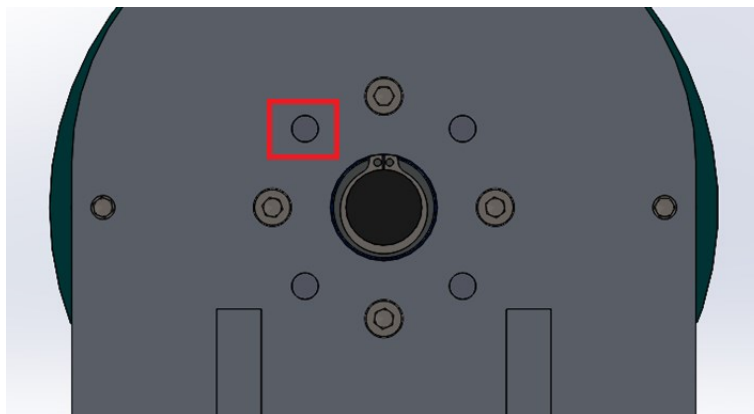


Εικόνα 76: Περιφερειακή κατάτμηση μαγνητών εσωτερικού ρότορα



Εικόνα 77: Κατάτμηση μαγνητών εσωτερικού ρότορα

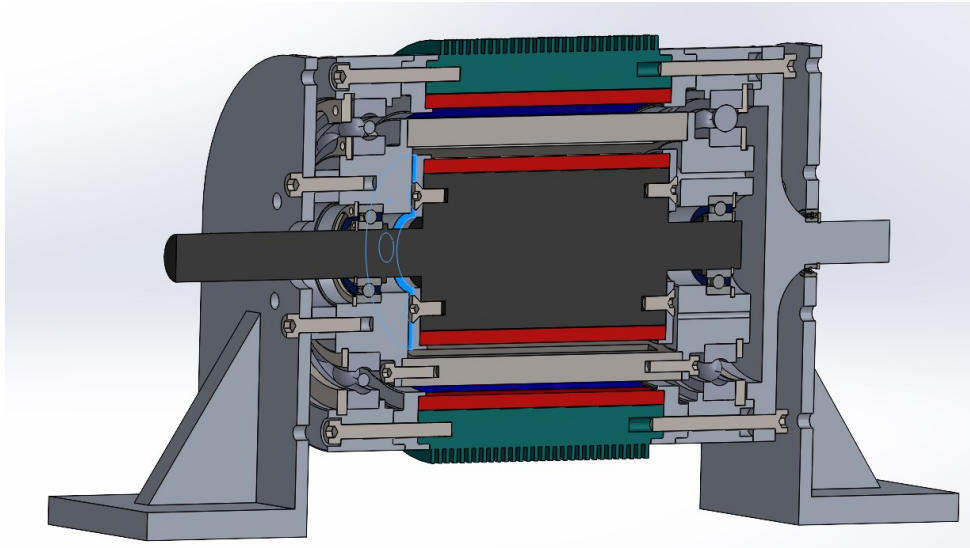
5.4 Επιτήρηση θερμοκρασίας στο εσωτερικό του συστήματος



Εικόνα 78: Διαμπερείς οπές για έλεγχο θερμοκρασίας λειτουργίας

Όπως αναφέρθηκε στην προηγούμενη ενότητα, λόγω απωλειών δινορευμάτων, αναμένεται αύξηση θερμοκρασίας στα σώματα του εσωτερικού και εξωτερικού ρότορα, τους μαγνήτες και στον δακτύλιο διαμόρφωσης.

Για τον λόγο αυτό θα πρέπει να προβλεφθεί η επιτήρηση της θερμοκρασίας στα εσωτερικά τμήματα του ομοαξονικού συστήματος μετάδοσης κίνησης. Έτσι, σχεδιάστηκαν διαμπερείς οπές, διαμέτρου 6 χιλιοστών, τόσο στις βάσεις όσο και στον αποστάτη και στο δακτύλιο διαμόρφωσης του μαγνητικού πεδίου (Εικόνα 78). Στις οπές αυτές μπορούμε να τοποθετήσουμε είτε κάποιο θερμίστορ για την καταγραφή της θερμοκρασίας, είτε να χρησιμοποιήσουμε θερμόμετρο τεχνολογίας λέιζερ ή θερμοκάμερα για την πιο άμεση απόκριση στις μεταβολές της θερμοκρασίας. Με τον τρόπο αυτό έχουμε άμεσες μετρήσεις στους δακτυλίους συγκράτησης των εσωτερικών μαγνητών σε σημείο πολύ κοντά στους μαγνήτες όπως φαίνεται στις Εικόνα 78 και Εικόνα 79.



Εικόνα 79: Οι διαμπερείς σπές δίνουν δυνατότητα μέτρησης θερμοκρασίας μέχρι τους δακτύλιους του εσωτερικού ρότορα

6. Συμπεράσματα

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας αποτέλεσε η ανάλυση, η μελέτη και ο σχεδιασμός συστήματος μετάδοσης ισχύος ομοαξονικών μαγνητικών γραναζιών όπου θα ληφθούν μετρήσεις για την επαλήθευση αναλυτικού μοντέλου της δυναμικής απόκρισης του, για τις ανάγκες του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών ΕΜΠ. Στα πλαίσια της εργασίας αυτής μελετήθηκαν διαφορετικές σχεδιαστικές ιδέες οι οποίες συγκρίθηκαν και στη συνέχεια βελτιώθηκαν.

Για τον σχεδιασμό του συστήματος τέθηκαν απαιτήσεις με βάση τον υπάρχον εργαστηριακό εξοπλισμό και έτσι προέκυψαν οι βασικές αρχές για τον σχεδιασμό του. Στη συνέχεια έγινε υπολογισμός των στοιχείων μηχανών του συναρμολογήματος και συγκεκριμένα έλεγχος σε στρέψη του εσωτερικού και του εξωτερικού ρότορα, έλεγχος παραμόρφωσης του δακτυλίου διαμόρφωσης, υπολογισμός καμπτικής φόρτισης μαγνητών του εσωτερικού ρότορα, υπολογισμός ροπής σύσφιξης κοχλιών για την παραλαβή της διακινούμενης ροπής μέσω τριβής των συνεργαζόμενων επιφανειών αλλά και επιλογή εδράνων κύλισης του εμπορίου για το συναρμολόγημα. Τέλος, έγινε μια παρουσίαση μερικών ειδικών σχεδιαστικών διαμορφώσεων, όπως η πρόβλεψη συγκράτησης των μαγνητών με κόλλα και δακτυλίους, διαμορφώσεις για την επίτευξη ομοκεντρότητας των περιστρεφόμενων εξαρτημάτων αλλά και η σχεδίαση για εύκολη εναλλαγή μεταξύ των δύο τρόπων λειτουργίας.

Επιπροσθέτως, έγινε αντιληπτή η ανάγκη ελέγχου συντονισμού στα ομοαξονικά συστήματα γραναζιών. Στη συνέχεια έγινε ανάλυση ιδιοσυχνοτήτων στο πρωτότυπο που σχεδιάστηκε, με τη βοήθεια του λογισμικού Ansys Workbench. Μετά την ανάλυση των αποτελεσμάτων, παρατηρήθηκε ότι το εσωτερικό διάκενο λειτουργίας των εδράνων κύλισης επηρεάζει σημαντικά το σημείο εμφάνισης των ιδιοσυχνοτήτων τόσο στην αξονική όσο και στην ακτινική διεύθυνση. Αυτό συμβαίνει καθώς η μείωση του διακένου στα ρουλεμάν αυξάνει τη δυσκαμψία του συναρμολογήματος και επομένως το σύστημα εμφανίζει μεγαλύτερες συχνότητες συντονισμού, μακριά από τις πιθανές συχνότητες μηχανικών βλαβών. Ακόμη, έγινε υπολογισμός των ανοχών σε άξονες και πλήμνες, ώστε να επιτυγχάνουμε μείωση του διακένου λειτουργίας αλλά και παραμονής στην ασφαλή περιοχή για τη ζωή των εδράνων κύλισης. Επίσης, έγινε μια αναφορά για τις απώλειες θερμότητας λόγω δινορευμάτων και στη συνέχεια μελετήθηκαν μέθοδοι μείωσης αυτών. Τέλος, προβλέφθηκε σχεδιασμός οπής στο συναρμολόγημα με τέτοιο τρόπο που να επιτυγχάνεται επιτήρηση της θερμοκρασίας στον εσωτερικό ρότορα.

Συμπερασματικά, η διπλωματική, αυτή, εργασία παρουσιάζει την πορεία σχεδιασμού και ανάλυσης πρωτότυπου ομοαξονικών μαγνητικών γραναζιών, με περιορισμούς την χρήση υπάρχοντα εργαστηριακού εξοπλισμού, την εύκολη κατασκευασιμότητα, τη χρήση τυποποιημένων στοιχείων μηχανών του εμπορίου. Στην πορεία όμως της σχεδίασης δόθηκε έμφαση στη στιβαρότητα και την αξιοπιστία της διάταξης, όπου μέσα από τις αναλύσεις αντοχής και τη μελέτη ιδιοσυχνοτήτων φαίνεται να λαμβάνουμε το μέγιστο δυνατό αποτέλεσμα. Σε μελλοντική επανεξέταση του θέματος είναι σίγουρο ότι μπορεί να εξετασθεί η βελτιστοποίηση της απόδοσης, με την κατασκευή ελασματοποιημένων ρότορων και δακτυλίου διαμόρφωσης. Έτσι, θεωρούμε ότι το πρωτότυπο βρίσκεται σε ένα αρκετά ώριμο στάδιο από πλευράς σχεδιασμού με σκοπό την μελλοντική κατασκευή του για την διεξαγωγή πειραματικών μετρήσεων στο Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών ΕΜΠ.



7. Βιβλιογραφία

- [1] Neves, C. G., Flores, Á., Figueiredo, D. L., & Nunes, A. S. (2014, December). Magnetic gear: A review. In *2014 11th IEEE/IAS International Conference on Industry Applications* (pp. 1-6). IEEE.
- [2] Praslicka, B., Gardner, M. C., Johnson, M., & Toliyat, H. A. (2021). Review and analysis of coaxial magnetic gear pole pair count selection effects. *IEEE Journal of Emerging and Selected Topics in Power Electronics*, 10(2), 1813-1822.
- [3] A. B. Kjaer, S. Korsgaard, S. S. Nielsen, L. Demsa and P. O. Rasmussen, "Design, fabrication, test, and benchmark of a magnetically geared permanent magnet generator for wind power generation," *IEEE Trans. Energy Convers.*, vol. 35, no. 1, pp. 24-32, Mar. 2020.
- [4] K. Li, S. Modaresahmadi, W. B. Williams, J. D. Wright, D. Som and J. Z. Bird, "Designing and experimentally testing a magnetic gearbox for a wind turbine demonstrator," *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 55, no. 4, pp. 3522-3533, Jul.-Aug. 2019.
- [5] K. Li et al., "Electromagnetic analysis and experimental testing of a flux focusing wind turbine magnetic gearbox," *IEEE Trans. Energy Convers.*, vol. 34, no. 3, pp. 1512-1521, Sep. 2019.
- [6] M. Johnson, M. C. Gardner, H. A. Toliyat, S. Englebretson, W. Ouyang, and C. Tschida, "Design, construction, and analysis of a large scale inner stator radial flux magnetically geared generator for wave energy conversion," *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 54, no. 4, pp. 3305-3314, Jul./Aug. 2018.
- [7] K. K. Uppalapati, J. Z. Bird, D. Jia, J. Garner and A. Zhou, "Performance of a magnetic gear using ferrite magnets for low speed ocean power generation," in *Proc. IEEE Energy Convers. Congr. and Expo.*, 2012, pp. 3348-3355.
- [8] J. Esnoz-Larraya et al., "OPTIMAGDRIVE: high-performance magnetic gears development for space applications," *European Space Mechanisms and Tribology Symp.*, 2017.
- [9] Asnani, V., Scheidler, J., & Tallerico, T. F. (2018, May). Magnetic gearing research at NASA. In *American Helicopter Society International Annual Forum & Technology Display* (No. GRC-E-DAA-TN54810).
- [10] Scheidler, J. J., Asnani, V. M., & Tallerico, T. F. (2018, July). NASA's magnetic gearing research for electrified aircraft propulsion. In *2018 AIAA/IEEE Electric Aircraft Technologies Symposium (EATS)* (pp. 1-12). IEEE.
- [11] Tsurumoto, K., & Kikuchi, S. (1987). A new magnetic gear using permanent magnet. *IEEE Transactions on Magnetics*, 23(5), 3622-3624.
- [12] Montague, R., Bingham, C., & Atallah, K. (2011). Servo control of magnetic gears. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 17(2), 269-278.
- [13] Montague, R. G., Bingham, C., & Atallah, K. (2012). Magnetic gear pole-slip prevention using explicit model predictive control. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 18(5), 1535-1543.
- [14] Frandsen, T. V., & Rasmussen, P. O. (2015, October). Slip torque investigation and magnetic redesign of motor integrated permanent magnet gear. In *2015 18th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)* (pp. 929-935). IEEE.
- [15] Atallah, K., & Howe, D. (2001). A novel high-performance magnetic gear. *IEEE Transactions on magnetics*, 37(4), 2844-2846.
- [16] Li, K., & Bird, J. Z. (2018, September). A review of the volumetric torque density of rotary magnetic gear designs. In *2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM)* (pp. 2016-2022). IEEE.
- [17] Neves, C. G. C., & Flores, Á. F. (2014, October). Coaxial magnetic gear analysis and optimization. In *2014 International Conference on Renewable Energy Research and Application (ICRERA)* (pp. 91-97). IEEE.



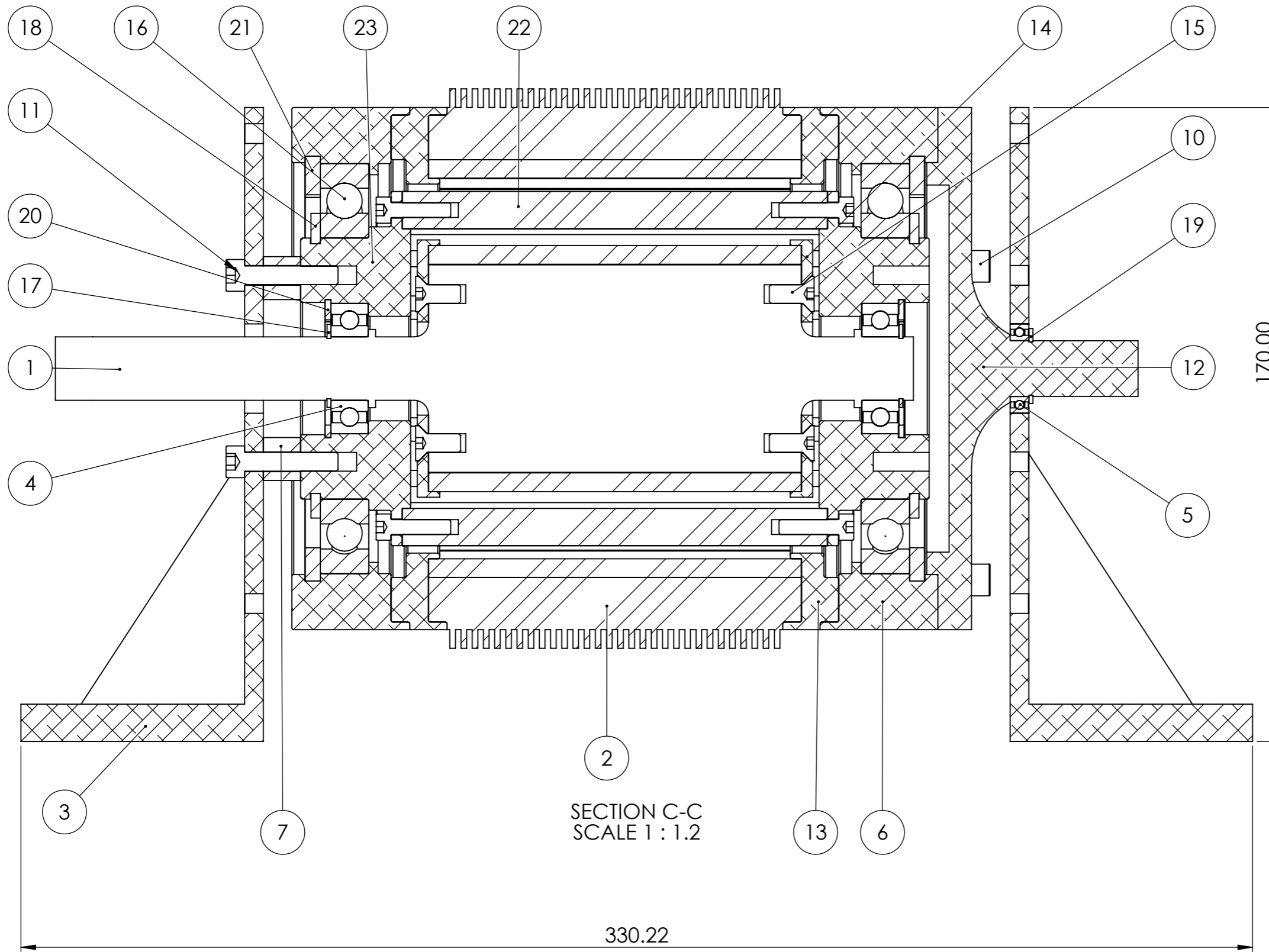
- [18] Gardner, M. C., Praslicka, B., Johnson, M., & Toliyat, H. A. (2021). Optimization of coaxial magnetic gear design and magnet material grade at different temperatures and gear ratios. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 36(3), 2493-2501.
- [19] Zhang, X., Liu, X., Wang, C., & Chen, Z. (2014). Analysis and design optimization of a coaxial surface-mounted permanent-magnet magnetic gear. *Energies*, 7(12), 8535-8553.
- [20] Jian, L., & Chau, K. T. (2010). A coaxial magnetic gear with Halbach Permanent-Magnet arrays. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 25(2), 319–328
- [21] Som, D., Li, K., Kadel, J., Wright, J. D., Modaresahmadi, S., Bird, J. Z., & William, W. (2017). Analysis and testing of a coaxial magnetic gearbox with flux concentration Halbach rotors. *IEEE Transactions on Magnetics*, 53(11), 1–6.
- [22] Sintered Neodymium-Iron-Boron Magnets – N35 – Arnold Magnetic Technologies. Available at: <https://www.arnoldmagnetics.com/wp-content/uploads/2017/11/N35-151021.pdf>
- [23] Torque Transducer Data Sheet - T5 – HBM. Available at: <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/b0071.pdf>
- [24] Inkrementaler Drehgeber – ROD 450 – HIDDENHAIN. Available at: <https://product.heidenhain.de/JPBC/image/HWP.EN/hlr-system/rod450.pdf>
- [25] Y. P. Chang, C.-T. Liu, L. Chu, and H.-M. Chou, "Wear mechanisms of aluminum 5083/6061/7075 with and without T6 treatment," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 15, no. 11, Nov. 2023
- [26] E. Sirjani, P. J. Cragg, and M. K. Dymond, "Glass transition temperatures, melting temperatures, water contact angles and dimensional precision of simple fused deposition model 3D prints and 3D printed channels constructed from a range of commercially available filaments," *Chemical Data Collections*, vol. 22, p. 100244, Aug. 2019
- [27] Two Part Structural Adhesive Data Sheet- 3M™ Scotch-Weld™ EC-9323 B/A– 3M. Available at: <https://multimedia.3m.com/mws/media/8209350/3m-scotch-weld-9323-b-a.pdf>
- [28] Deep Groove Ball Bearings - Temperature limits – SKF. Available at: <https://www.skf.com/ph/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/temperature-limits>
- [29] V. Mateev and I. Marinova, "Loss estimation of magnetic gears," *Electrical Engineering*, vol. 102, no. 1, pp. 387–399, Nov. 2019
- [30] M. -D. Calin and E. Helerea, "Temperature influence on magnetic characteristics of NdFeB permanent magnets," 2011 7TH INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ADVANCED TOPICS IN ELECTRICAL ENGINEERING (ATEE), Bucharest, Romania, pp. 1-6, 2011
- [31] F. Fiorillo, *Characterization and measurement of magnetic materials*. Academic Press, 2004.
- [32] M. Desvaux, S. Sire, S. Hlioui, H. Ben Ahmed and B. Multon, "Development of a Hybrid Analytical Model for a Fast Computation of Magnetic Losses and Optimization of Coaxial Magnetic Gears," in *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 34, no. 1, pp. 25-35, March 2019
- [33] M. Filippini et al., "Magnetic loss analysis in coaxial magnetic gears," *Electronics*, vol. 8, no. 11, p. 1320, Nov. 2019
- [34] M.C. Gardner, B. Praslicka, M. Johnson, H.A. Toliyat, Optimization of coaxial magnetic gear design and magnet material grade at different temperatures and gear ratios, *IEEE Trans. Energy Convers.* 36 (3) (2021) 2493–2501.
- [35] Wu, Y. C., & Jian, B. S. (2015). Magnetic field analysis of a coaxial magnetic gear mechanism by two-dimensional equivalent magnetic circuit network method and finite-element method. *Applied Mathematical Modelling*, 39(19), 5746-5758
- [36] P. Tzouganakis, V. Gakos, C. Kalligeros, A. Tsolakis, and V. Spitas, "Fast and efficient simulation of the dynamical response of coaxial magnetic gears through direct analytical torque modelling," *Simulation Modelling Practice and Theory*, vol. 123, p. 102699, Feb. 2023
- [37] T. Holopainen and A. Arkkio, "Electromechanical interaction in rotordynamics of electrical machines - An overview," *ResearchGate*, Jan. 2008



- [38] Required minimum initial internal clearance – SKF. Available at:
<https://www.skf.com/in/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-execution/selecting-internal-clearance-or-preload/initial-internal-clearance/required-minimum>
- [39] Importance of selecting correct clearance/preload - SKF. Available at:
<https://www.skf.com/in/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-execution/selecting-internal-clearance-or-preload/importance-of-selecting-correct-clearance-preload>
- [40] T. A. Harris and M. N. Kotzalas, Essential concepts of bearing technology. 2006
- [41] F. B. Oswald, E. V. Zaretsky, and J. V. Poplawski, “Effect of internal clearance on load distribution and life of radially loaded ball and roller bearings,” *Tribology Transactions*, vol. 55, no. 2, pp. 245–265, Mar. 2012
- [42] P. Tzouganakis, V. Gakos, C. Kalligeros, C. Papalexis, A. Tsolakis, and V. Spitas, “Formulation of a non-dimensional criterion for stable dynamical response in coaxial magnetic gears,” *Journal of Engineering Mathematics*, vol. 144, no. 1, Feb. 2024



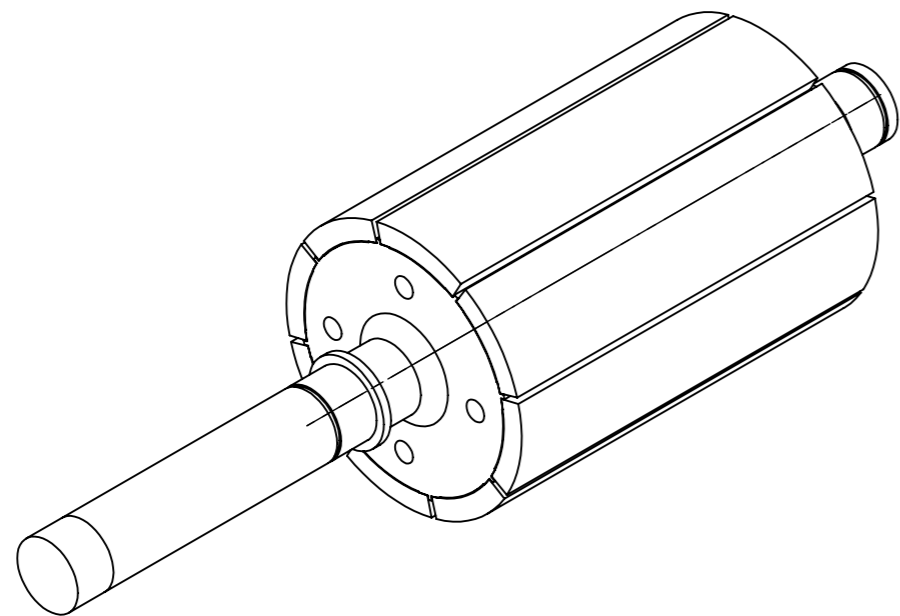
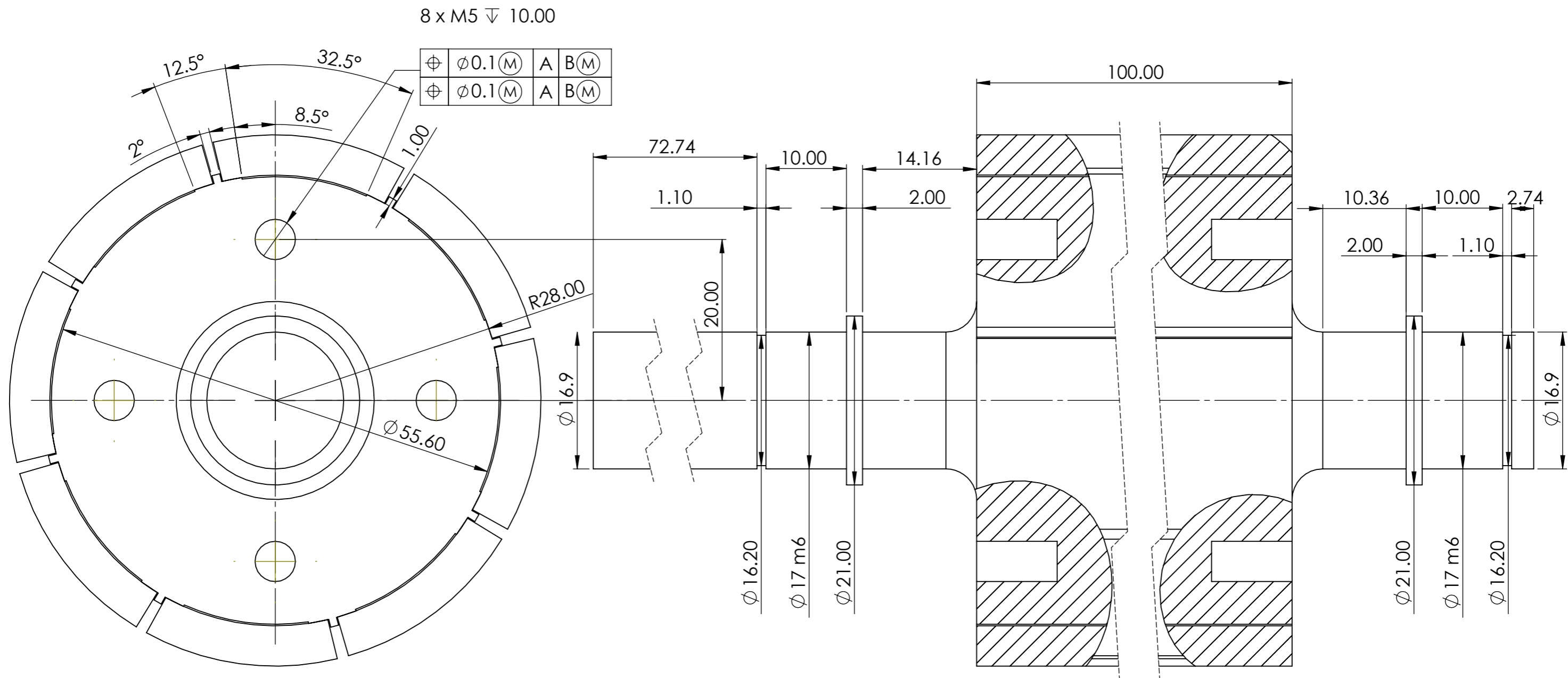
Παράρτημα



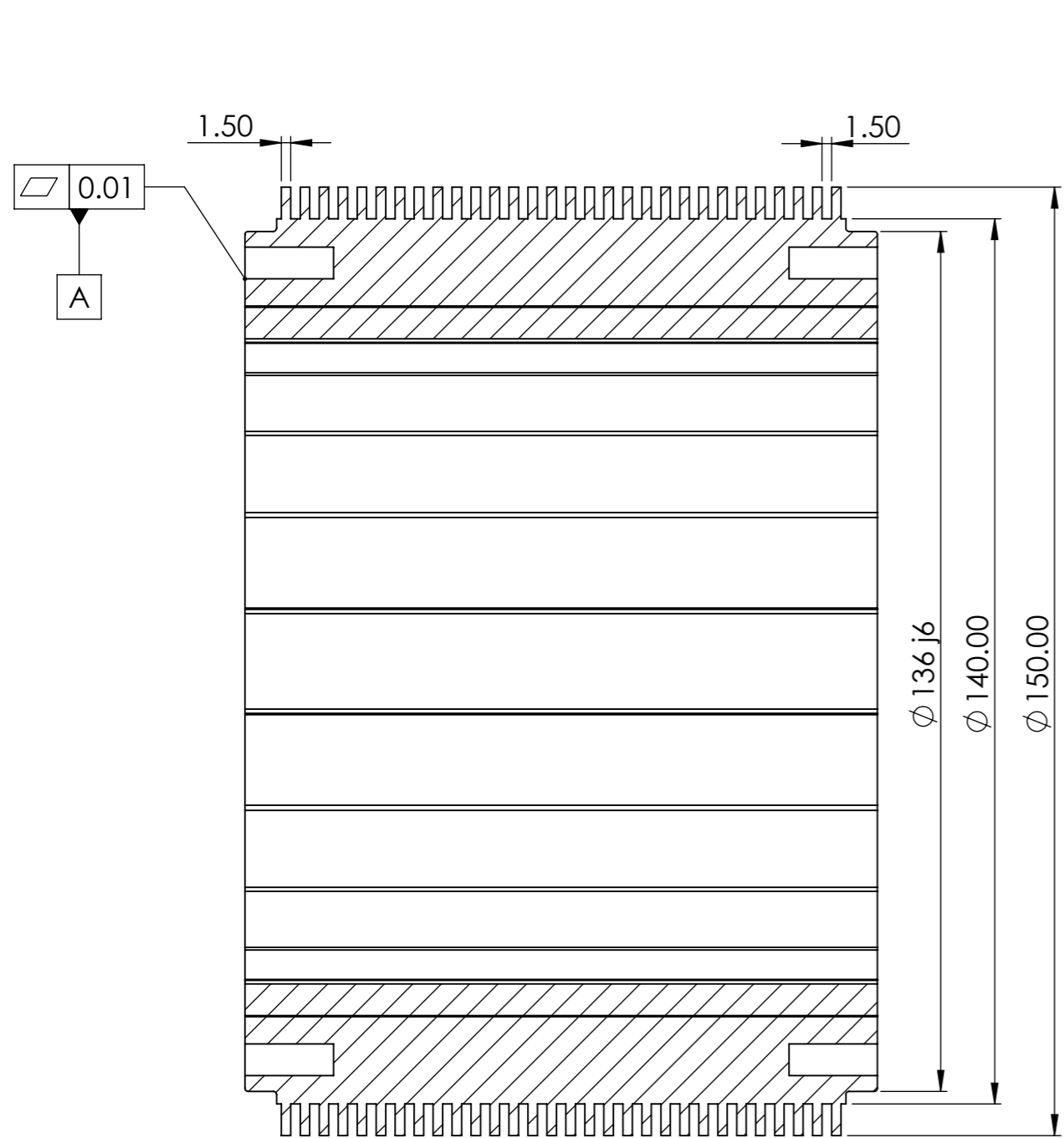
SECTION C-C
SCALE 1 :1.2

| ITEM NO. | PART NUMBER | QTY. |
|----------|--|------|
| 1 | Εσωτερικός ρότορας | 1 |
| 2 | Εξωτερικός ρότορας | 1 |
| 3 | Βάση | 2 |
| 4 | Ρουλεμάν SKF 6003 | 2 |
| 5 | Ρουλεμάν 61802 | 1 |
| 6 | Φορέας εξωτερικού ρότορα | 2 |
| 7 | Αποστάτης | 1 |
| 8 | Κοχλίας ISO 4762 M5 x 45 - 22N | 4 |
| 9 | Κοχλίας ISO 4762 M4 x 16 - 16N | 10 |
| 10 | Κοχλίας ISO 4762 M5 x 50 - 22N | 4 |
| 11 | Κοχλίας ISO 4762 M5 x 25 - 25N | 4 |
| 12 | Φλάντζα εξόδου Εξωτερικού ρότορα | 1 |
| 13 | Δακτύλιος συγκράτησης εξωτερικών μαγνητών | 2 |
| 14 | Δακτύλιος συγκράτησης εσωτερικών μαγνητών | 2 |
| 15 | Κοχλίας ISO 10642 - M5 x 12 - 12N | 8 |
| 16 | Ρουλεμάν 16014 | 2 |
| 17 | Ασφάλεια DIN 471 - 17 x 1 | 2 |
| 18 | Ασφάλεια DIN 471 - 70 x 2.5 | 2 |
| 19 | Ασφάλεια DIN 471 - 15 x 1 | 1 |
| 20 | Ασφάλεια DIN 472 - 35 x 1.5 | 2 |
| 21 | Ασφάλεια DIN 472 - 110 x 4 | 2 |
| 23 | Φερομαγνητικοί τομείς διαμόρφωσης | 14 |
| 23 | Φορέας διαμοφωτή μαγνητικού πεδίου | 2 |

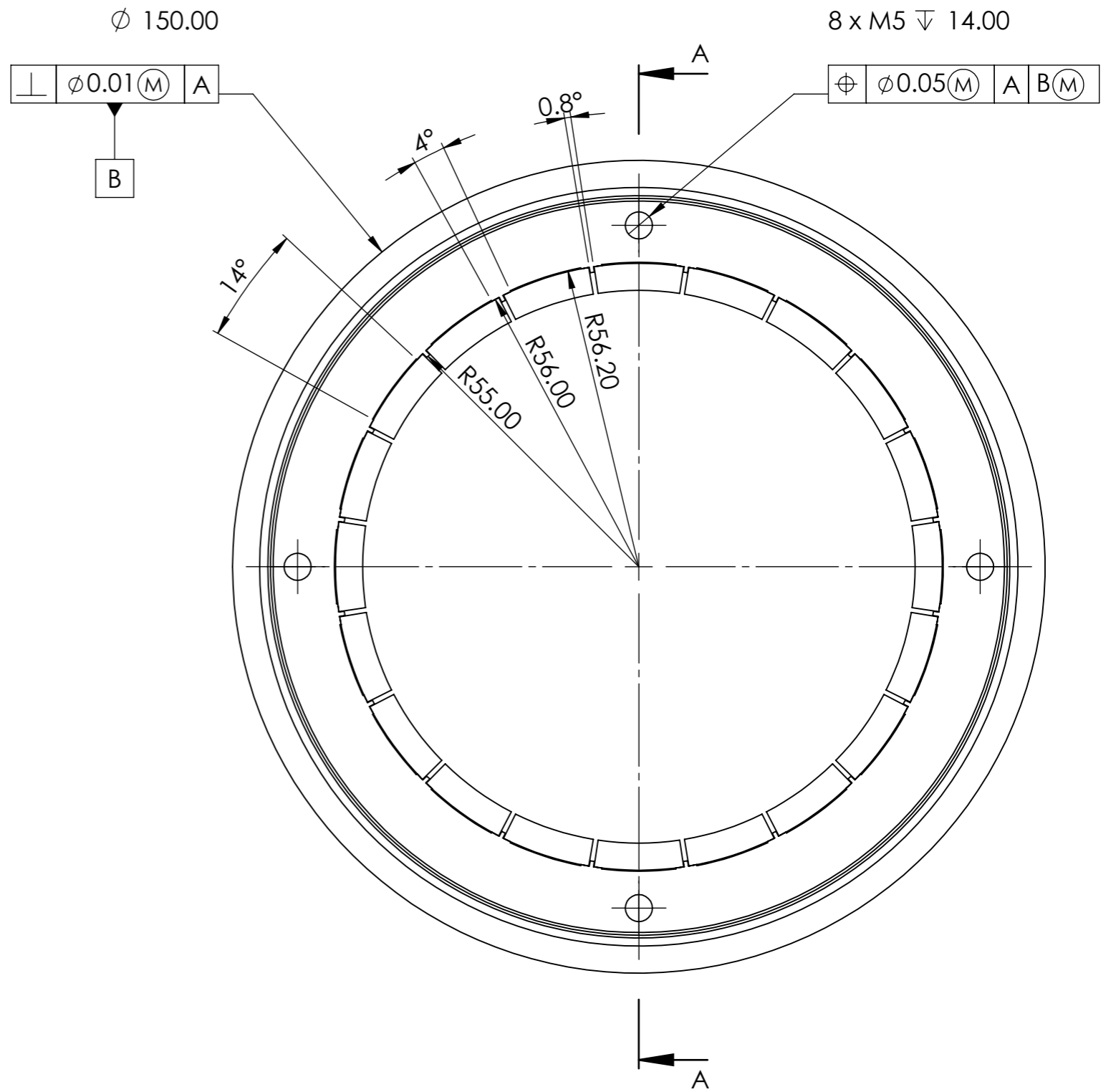
| | | |
|--|---|---|
| Ε.Μ.Π ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ | ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: Φλώρος Χρήστος | ΤΙΤΛΟΣ: Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος |
| | ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | ΟΝΟΜΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ: ΟΜΟΑΞΟΝΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΙΣΧΥΟΣ |
| | ISO 2768-f WEIGHT: 14069.39 gr | ΚΛΙΜΑΚΑ: 1:1.2 SHEET 1 OF 1 |
| | | A3 Date: 3/8/2024 |



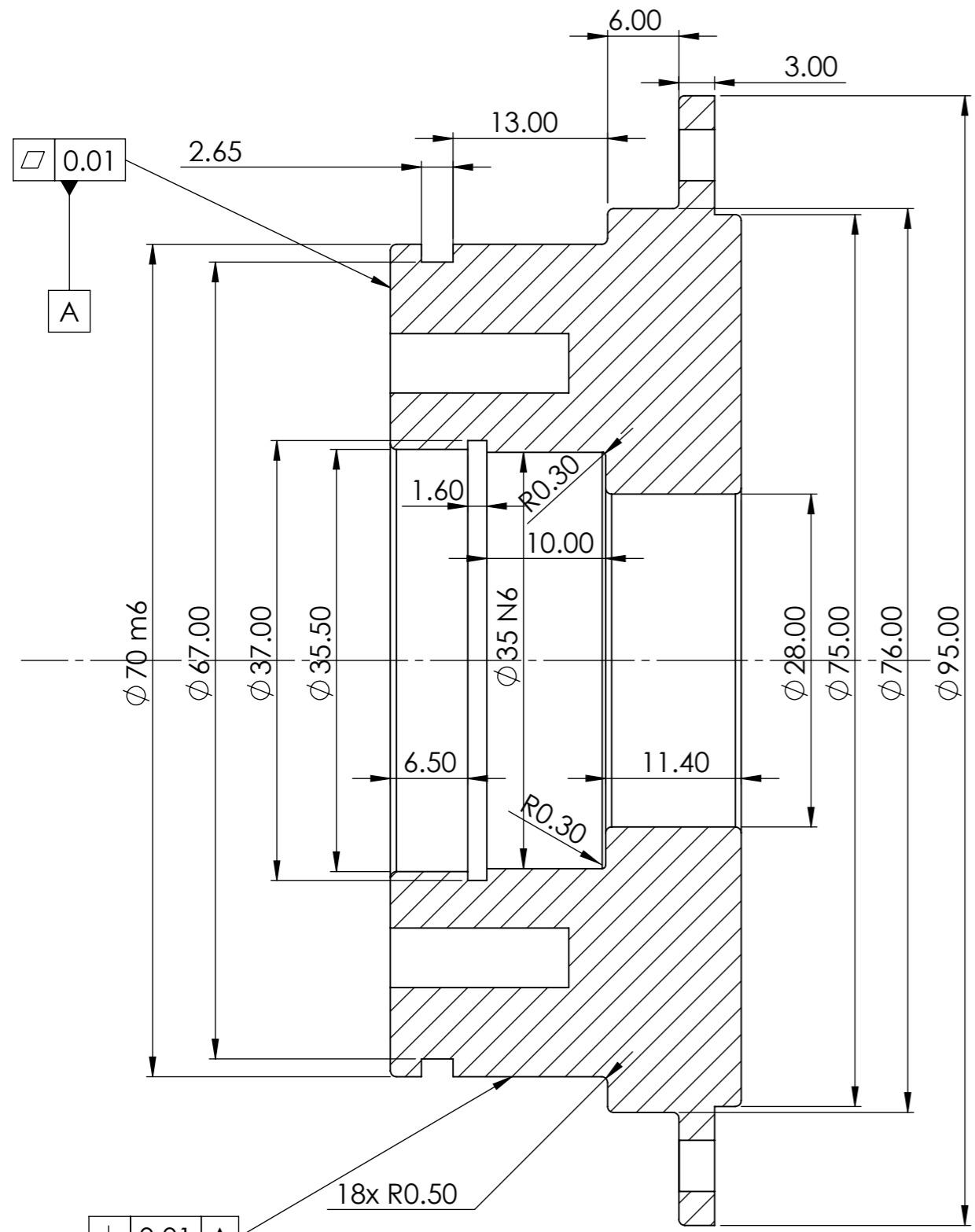
| | | | |
|--|---|---|---|
| Ε.Μ.Π ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ | ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: Φλώρος Χρήστος | ΤΙΤΛΟΣ: Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος | |
| | ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | MATERIAL: 1.0037 (S235JR) ISO2768-f WEIGHT: 2837.56 gr | ΟΝΟΜΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ: ΕΣΩΤΕΡΙΚΟΣ ΡΟΤΟΡΑΣ ΚΛΙΜΑΚΑ: 2:1 |
| | | A3 Date: 3/8/2024 | SHEET 1 OF 1 |



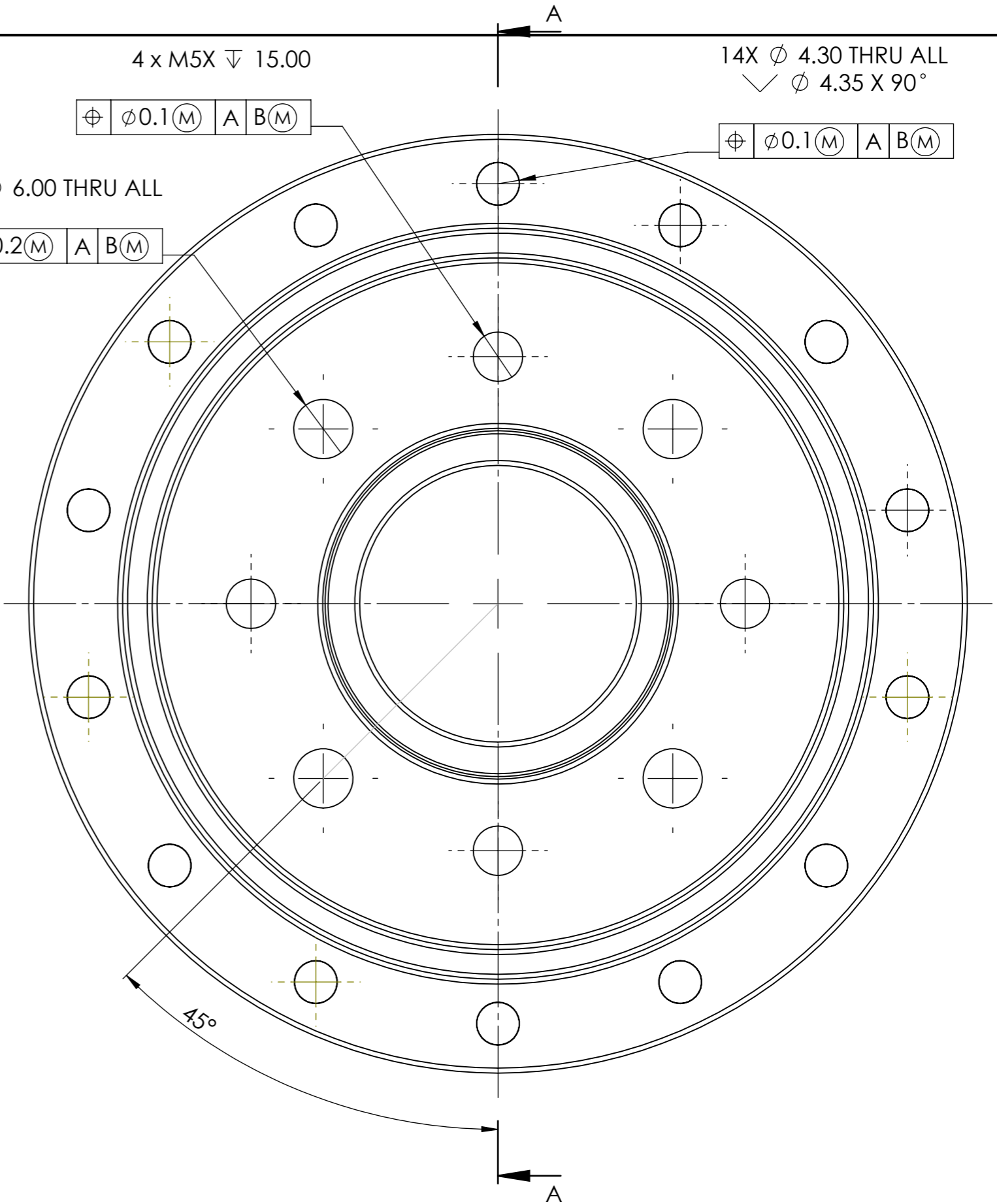
SECTION A-A
SCALE 1 : 1



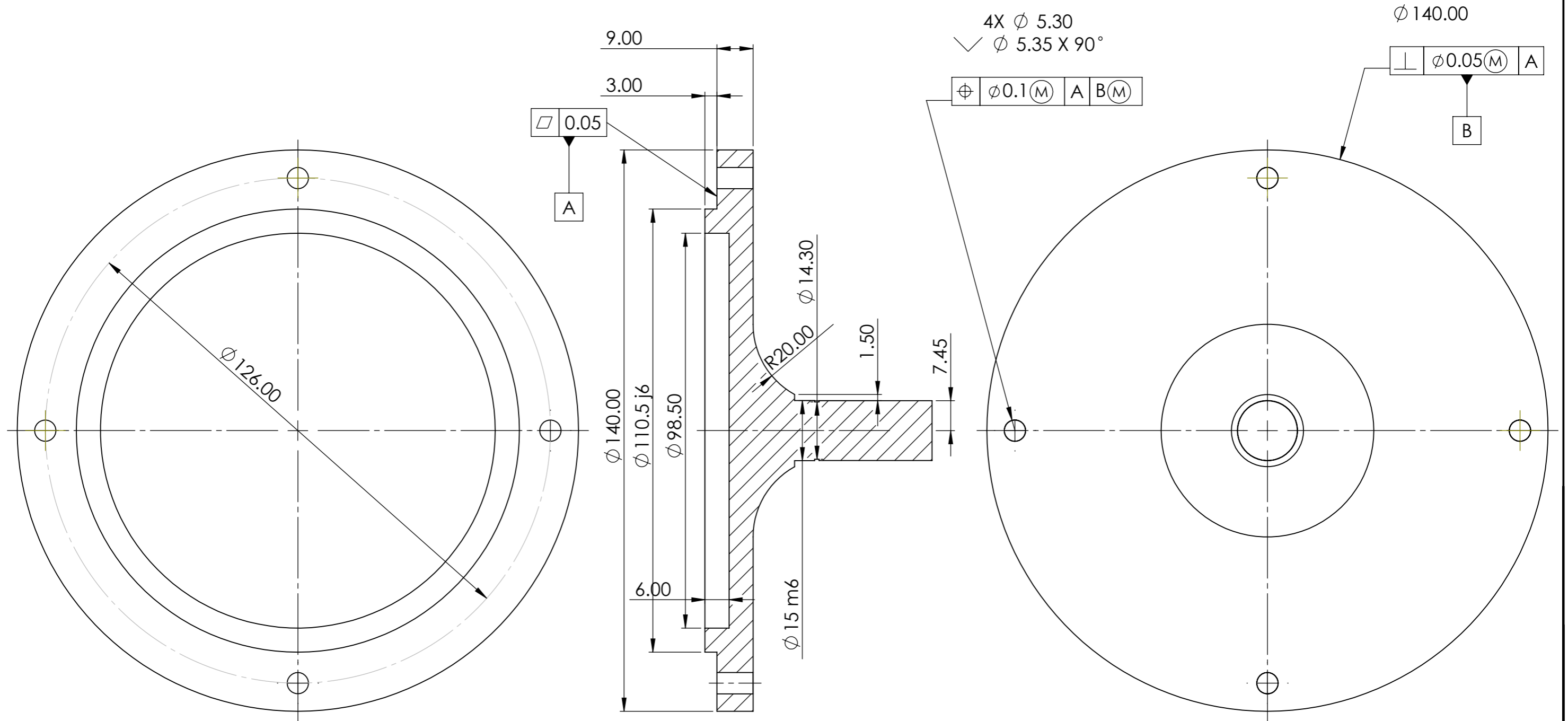
| | | | |
|--|---|---|---|
| Ε.Μ.Π ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ | ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: Φλώρος Χρήστος | ΤΙΤΛΟΣ: Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος | |
| | ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | MATERIAL: 1.0037 (S235JR) ISO2768-f WEIGHT: 6244.73 gr | ΟΝΟΜΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ: ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΣ ΡΟΤΟΡΑΣ |
| | | ΚΛΙΜΑΚΑ: 1:1 | SHEET 1 OF 1 |



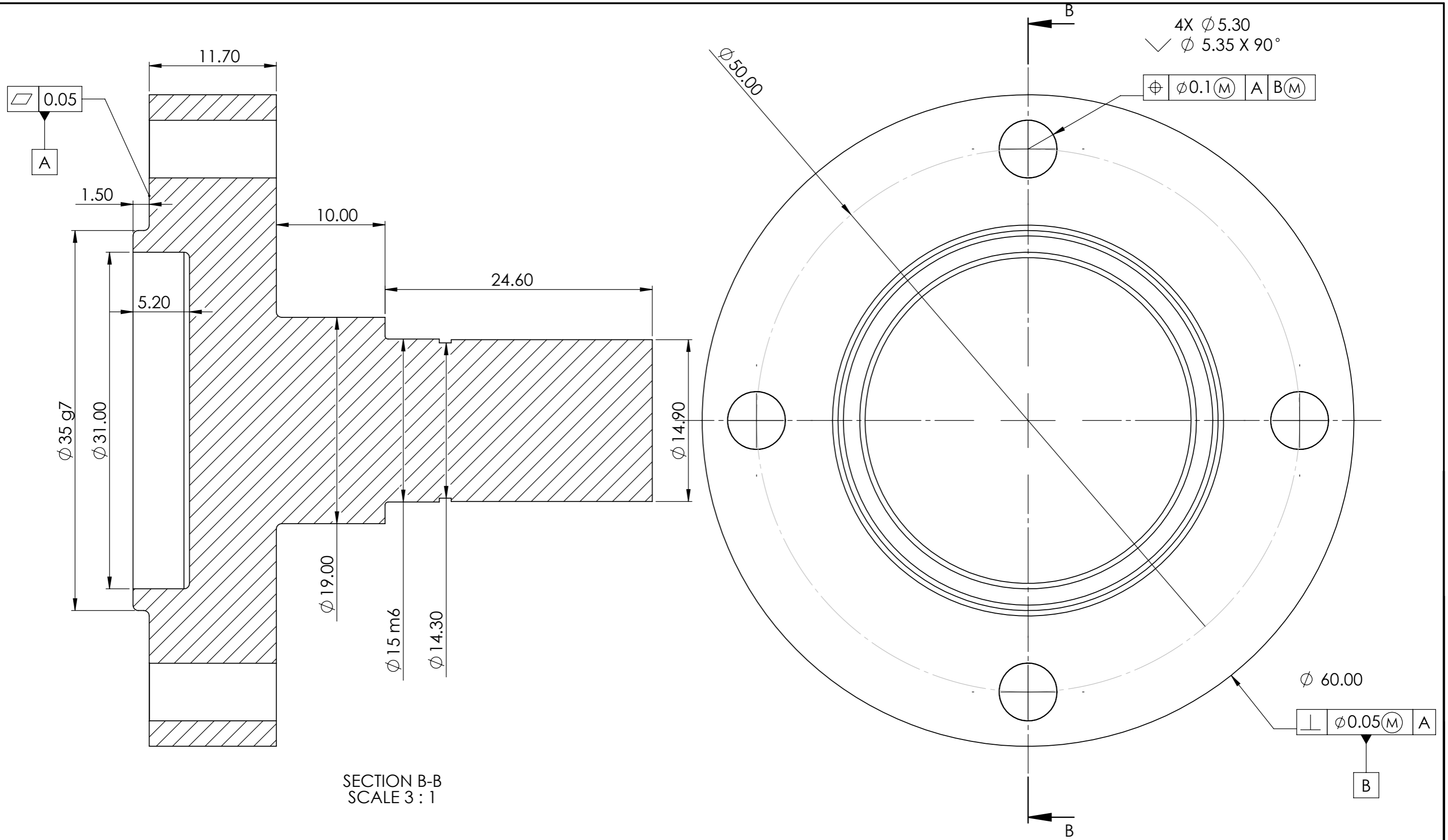
SECTION A-A
SCALE 2 : 1



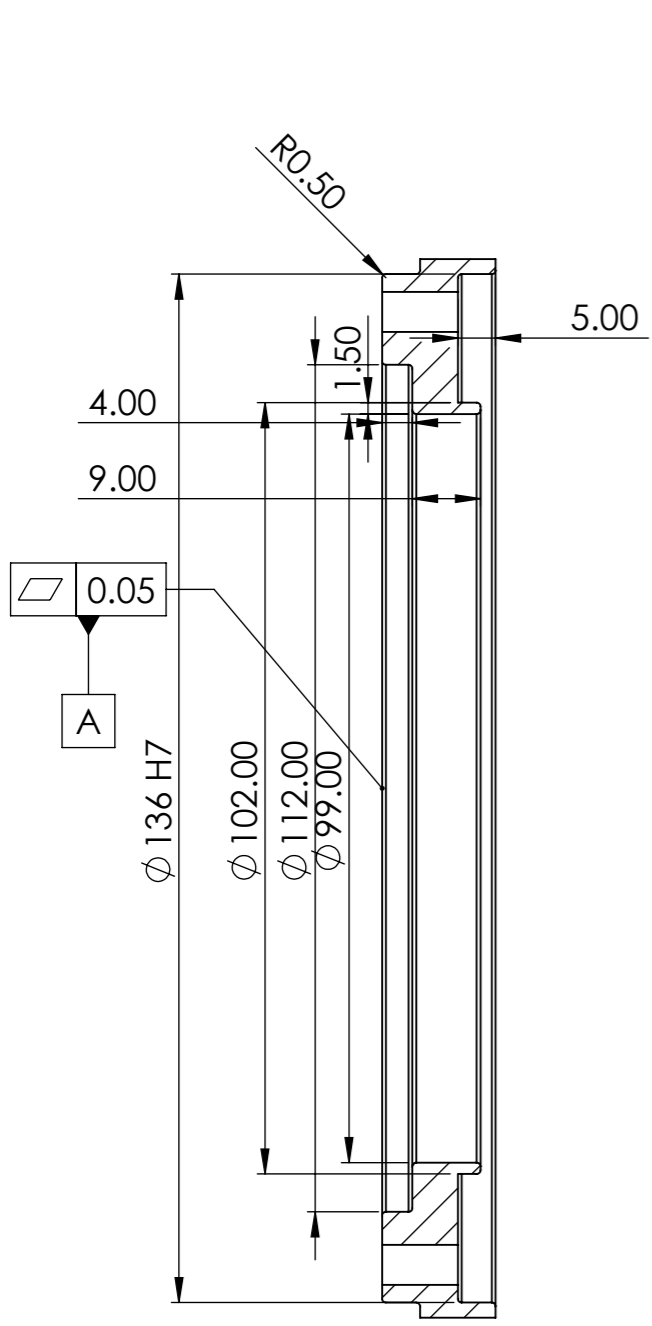
| | | | |
|--|---|---|---|
| Ε.Μ.Π ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ | ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: Φλώρος Χρήστος | ΤΙΤΛΟΣ: Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος | |
| | ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | MATERIAL: 7075-T6 (SN) ISO2768-f WEIGHT: 274.92 gr | ΟΝΟΜΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ: ΦΟΡΕΑΣ ΔΑΚΤΥΛΙΟΥ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗΣ |
| | | ΚΛΙΜΑΚΑ: 2:1 | A3 Date: 3/8/2024 SHEET 1 OF 1 |



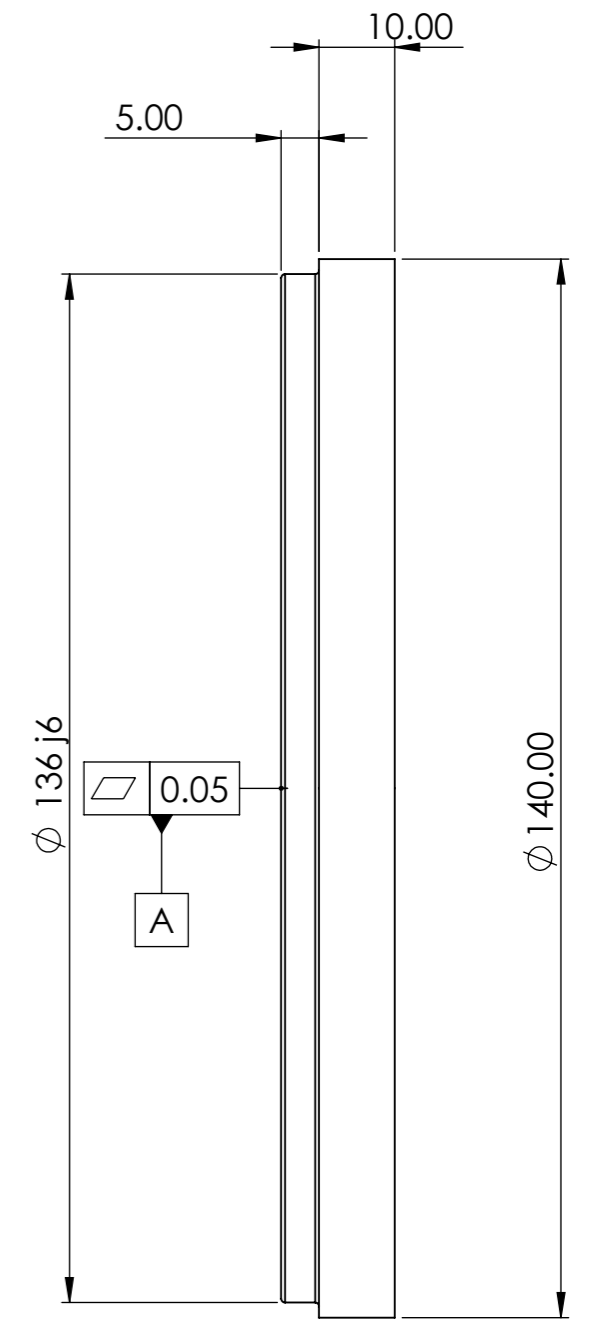
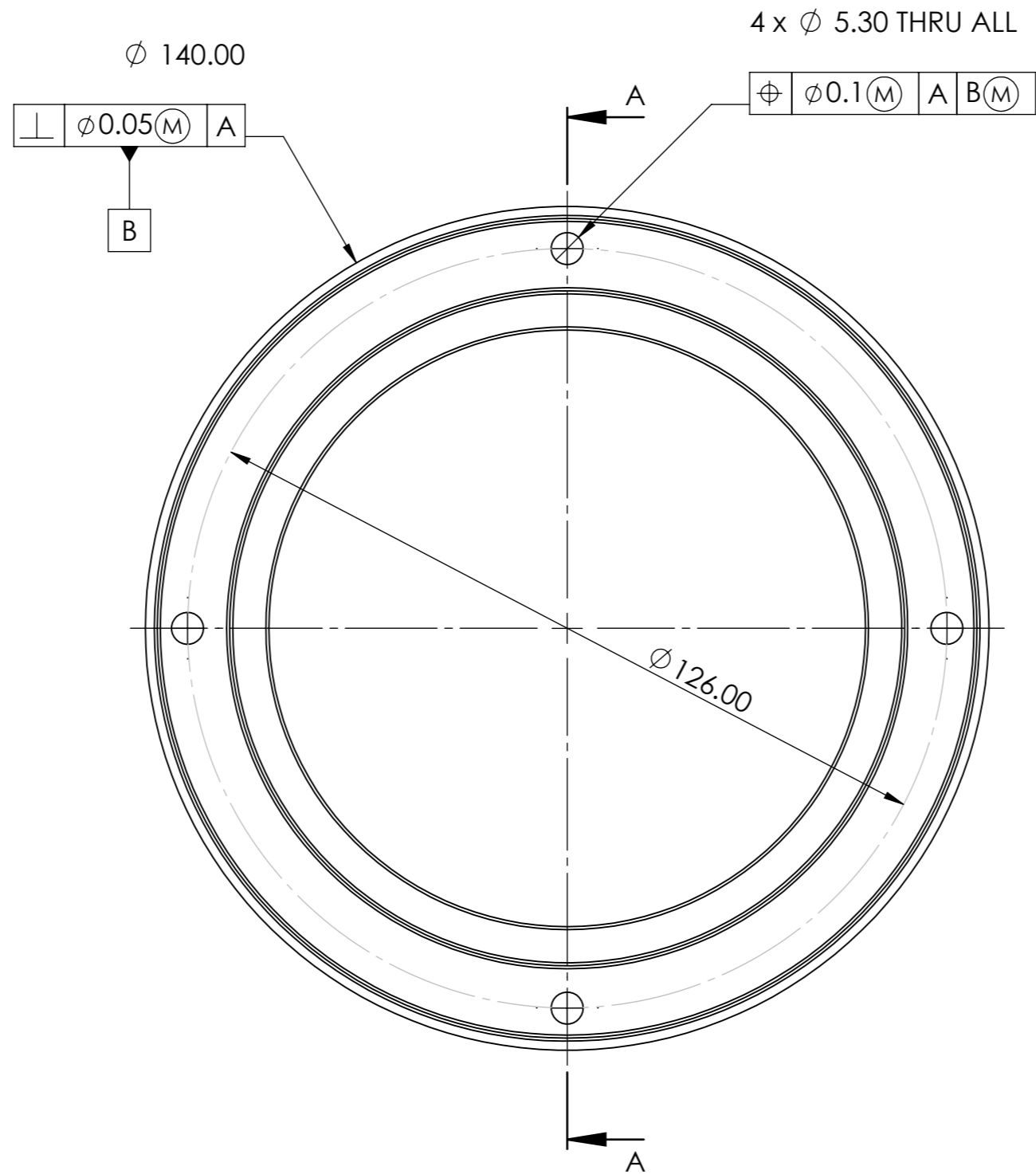
| | | | |
|--|---|---|---|
| Ε.Μ.Π ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ | ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: Φλώρος Χρήστος | ΤΙΤΛΟΣ: Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος | |
| | ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | MATERIAL: 7075-T6 (SN) ISO2768-f WEIGHT: 375.79 gr | ΟΝΟΜΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ: ΦΛΑΝΤΖΑ ΕΞΟΔΟΥ ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΥ ΡΟΤΟΡΑ ΚΛΙΜΑΚΑ: 1:1 |
| | | A3 | Date: 3/8/2024 |
| | | SHEET 1 OF 1 | |



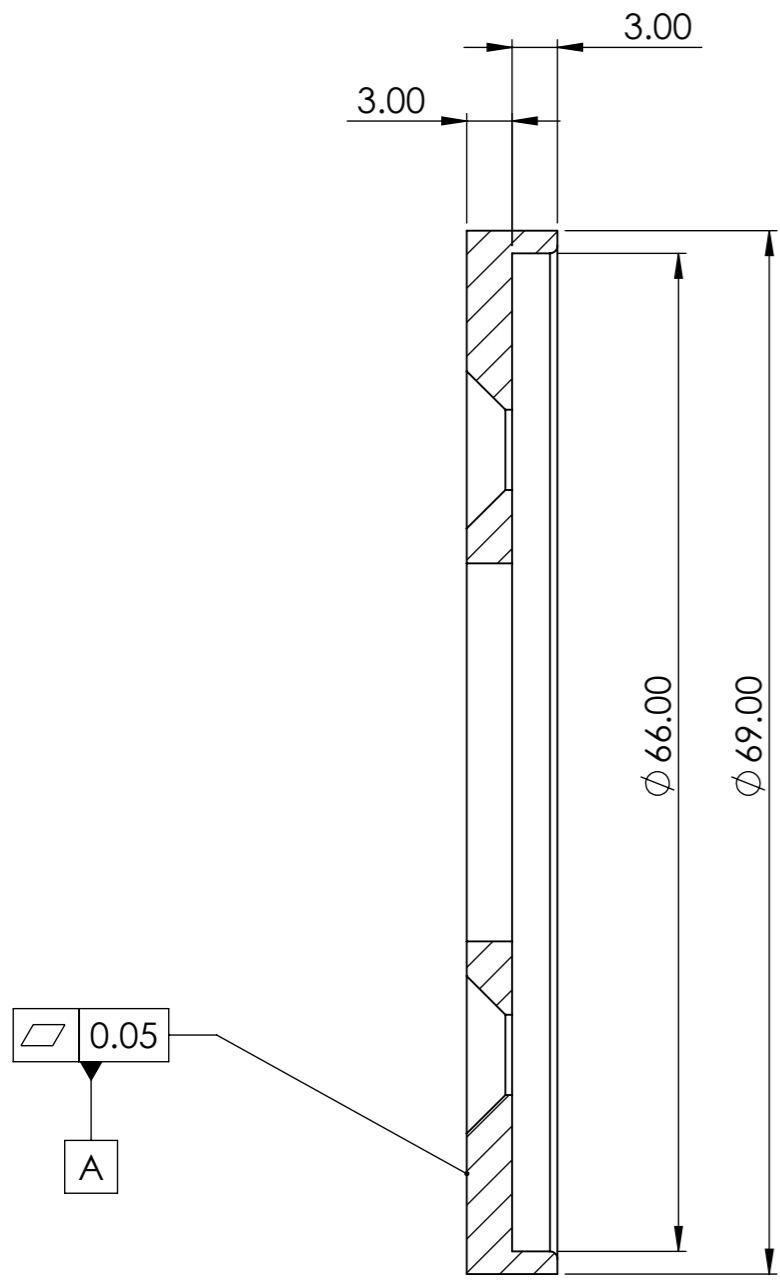
| | | | |
|---|----------------------------------|---|---|
| Ε.Μ.Π ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ | ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: Φλώρος Χρήστος | ΤΙΤΛΟΣ: Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος | |
| | ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | MATERIAL: 7075-T6 (SN) ISO2768-f WEIGHT: 103.12 gr | ΟΝΟΜΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ: ΦΛΑΝΤΖΑ ΕΞΟΔΟΥ ΔΑΚΤΥΛΙΟΥ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗΣ ΚΛΙΜΑΚΑ: 3:1 |
| | | A3 | Date: 3/8/2024 |
| | | SHEET 1 OF 1 | |



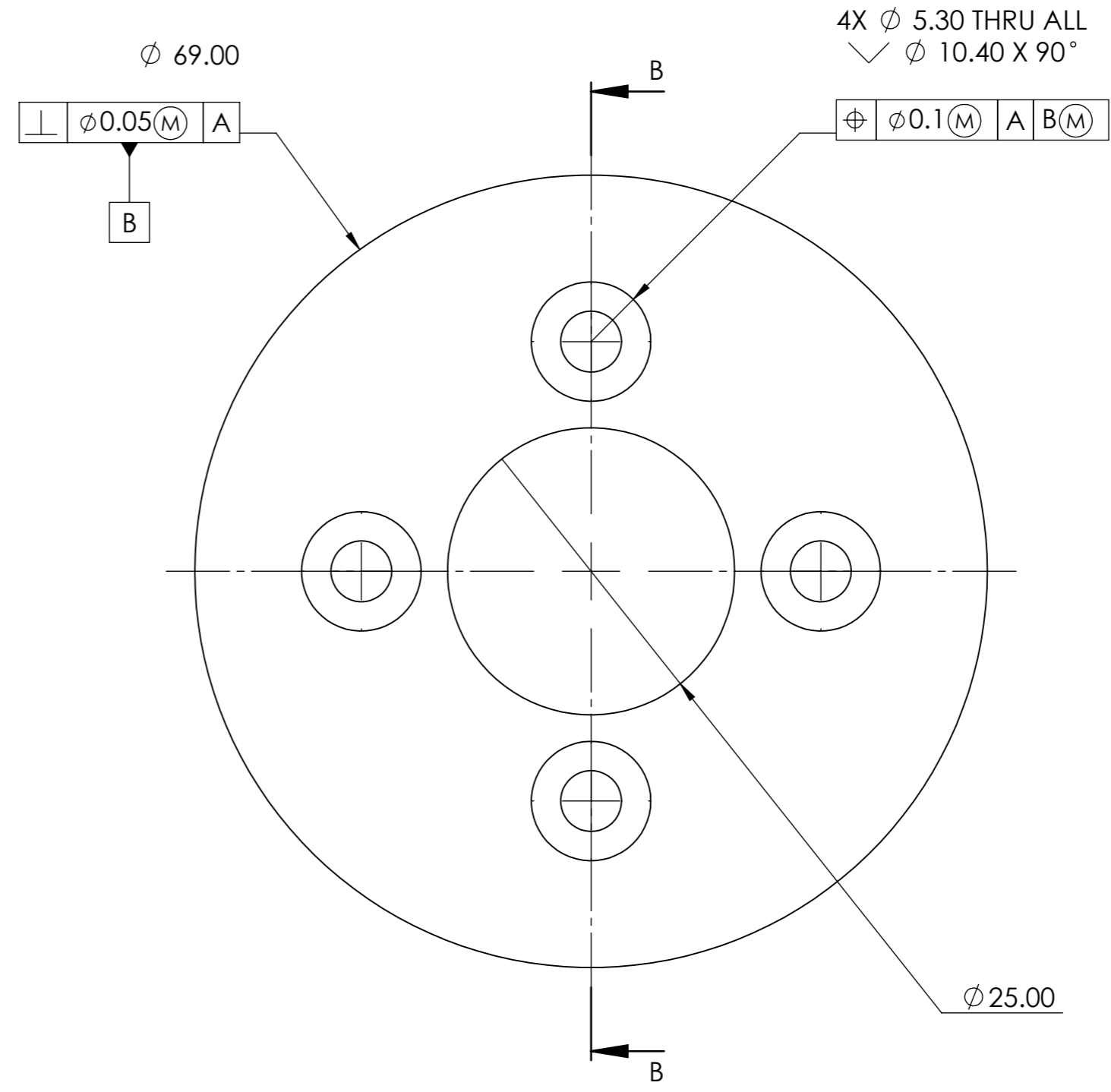
SECTION A-A



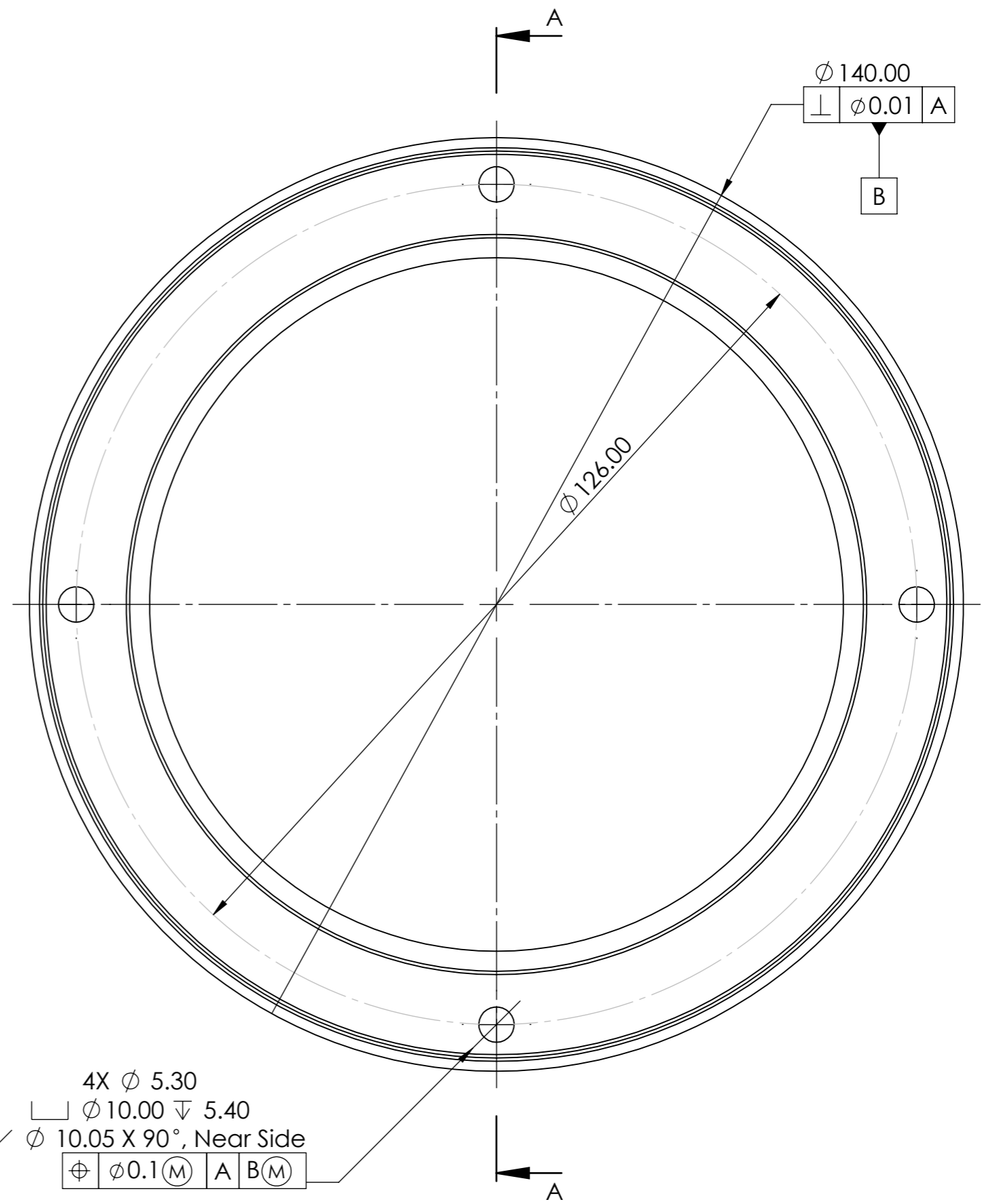
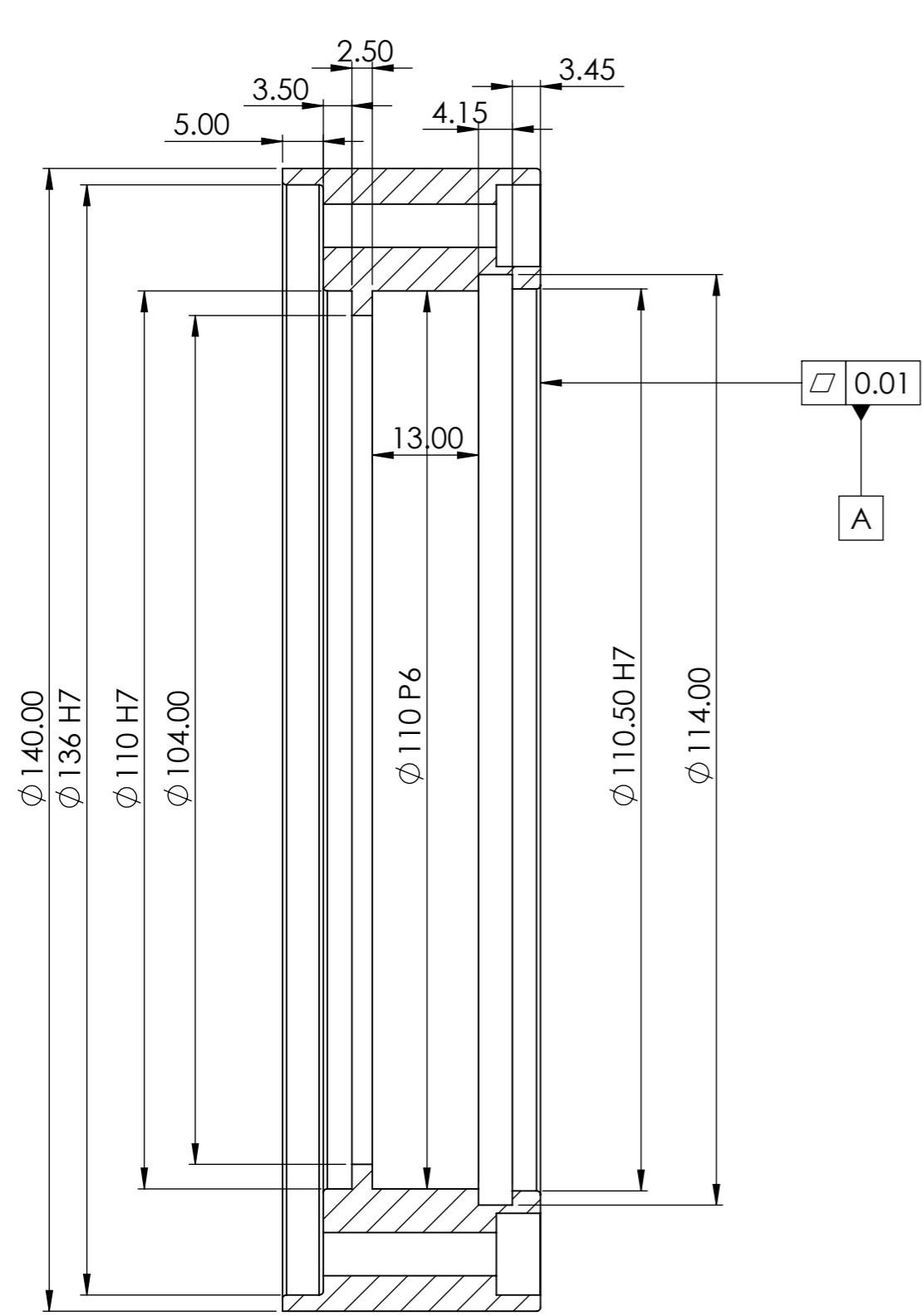
| | | | |
|--|---|---|--|
| Ε.Μ.Π ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ | ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: Φλώρος Χρήστος | ΤΙΤΛΟΣ: Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος | |
| | ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | MATERIAL: 7075-T6 (SN) ISO2768-f WEIGHT: 193.42 gr | ΟΝΟΜΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ: ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ ΣΥΓΚΡΑΤΗΣΗΣ ΜΑΓΝΗΤΩΝ ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΥ ΡΟΤΟΡΑ ΚΛΙΜΑΚΑ: 1:1 |



SECTION B-B



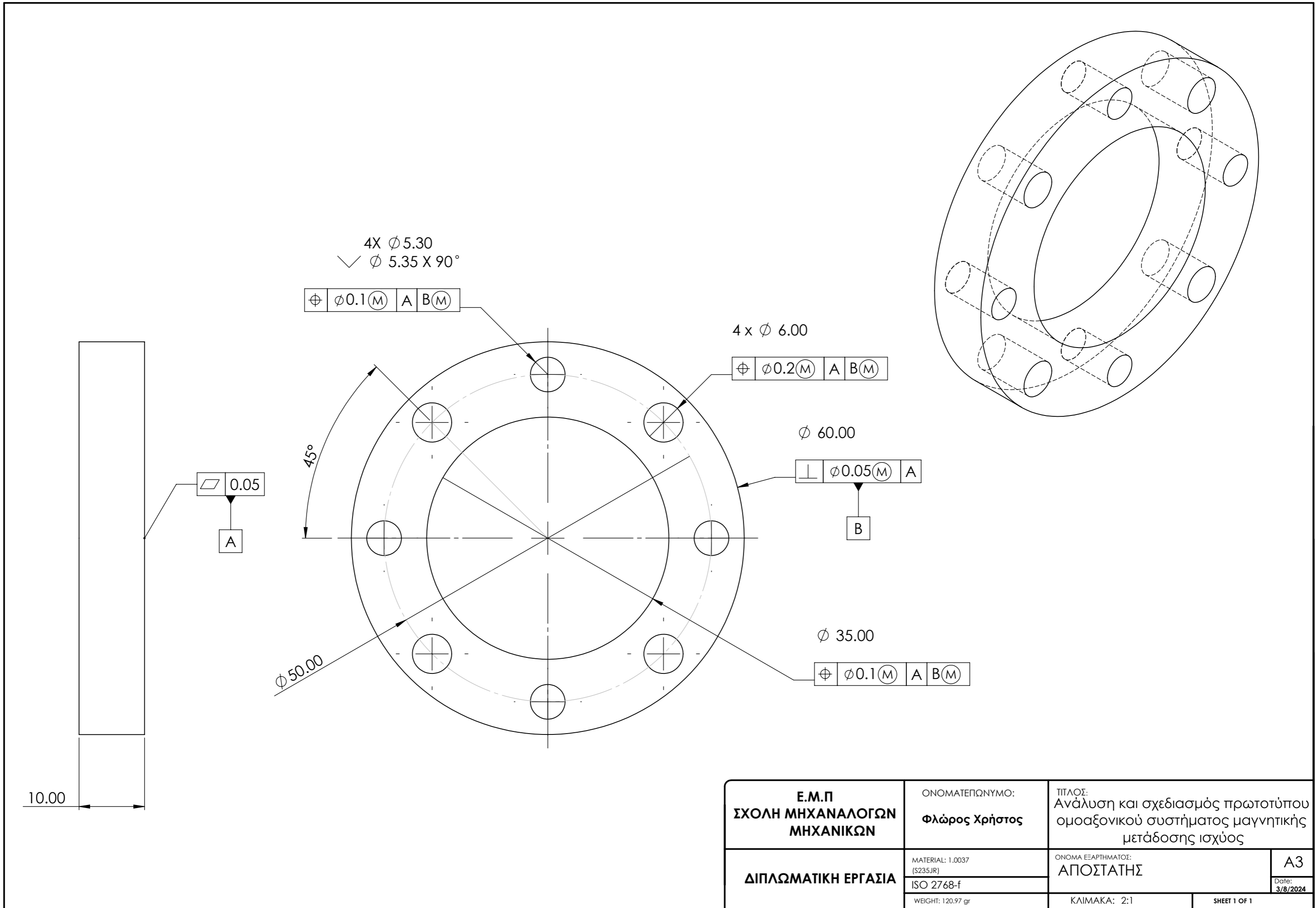
| | | | |
|--|---|---|--|
| Ε.Μ.Π ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ | ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: Φλώρος Χρήστος | ΤΙΤΛΟΣ: Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος | |
| | ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | MATERIAL: 7075-T6 (SN) ISO2768-f WEIGHT: 28.49 gr | ΟΝΟΜΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ: ΔΑΚΤΥΛΙΟΣ ΣΥΓΚΡΑΤΗΣΗΣ ΜΑΓΝΗΤΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΟΥ ΡΟΤΟΡΑ ΚΛΙΜΑΚΑ: 2:1 |



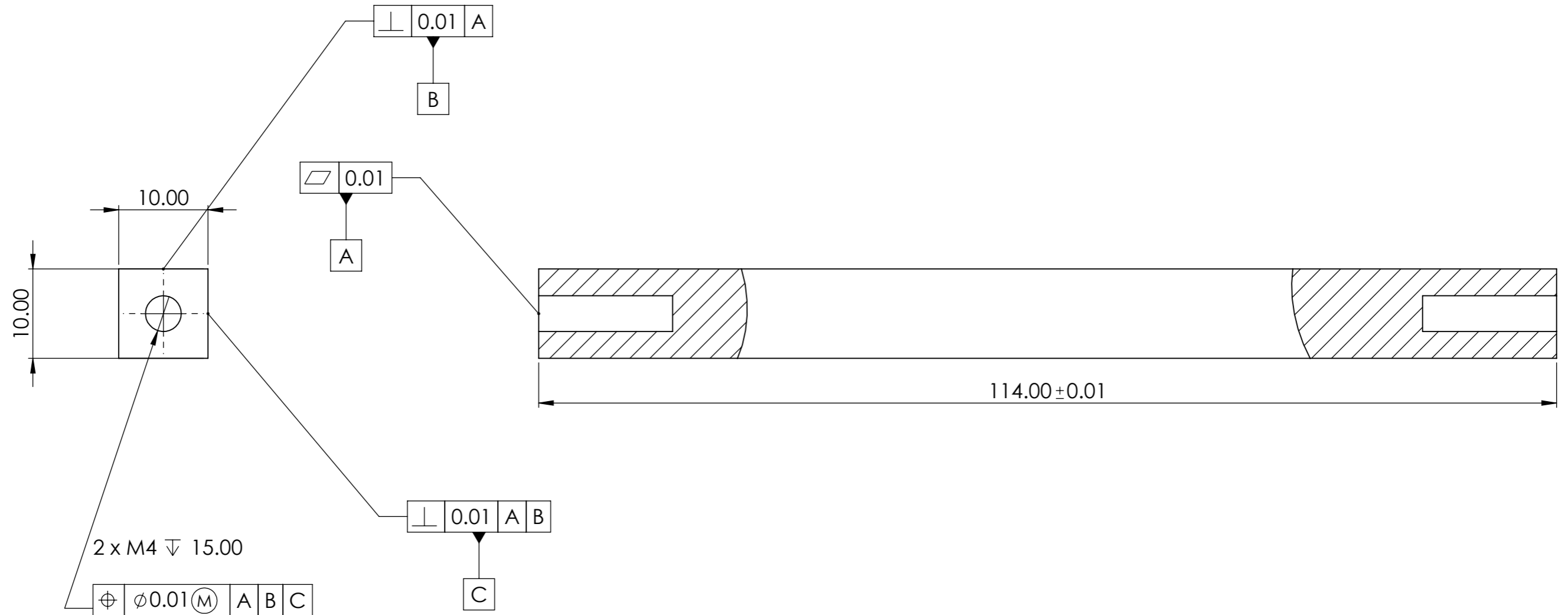
SECTION A-A
SCALE 1.3 : 1

- 4X $\phi 5.30$
- $\sqrt{\square} \phi 10.00 \nabla 5.40$
- $\checkmark \phi 10.05 \times 90^\circ$, Near Side
- $\sqrt{\oplus} \phi 0.1 (M) A B (M)$

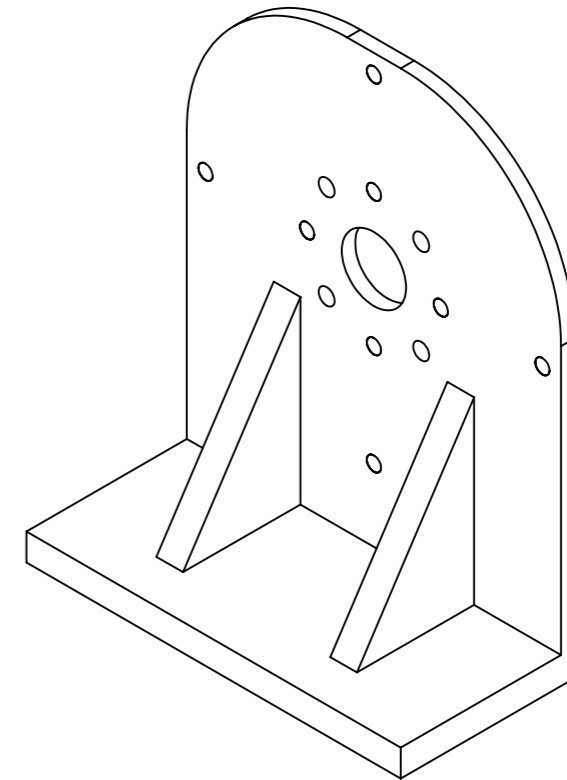
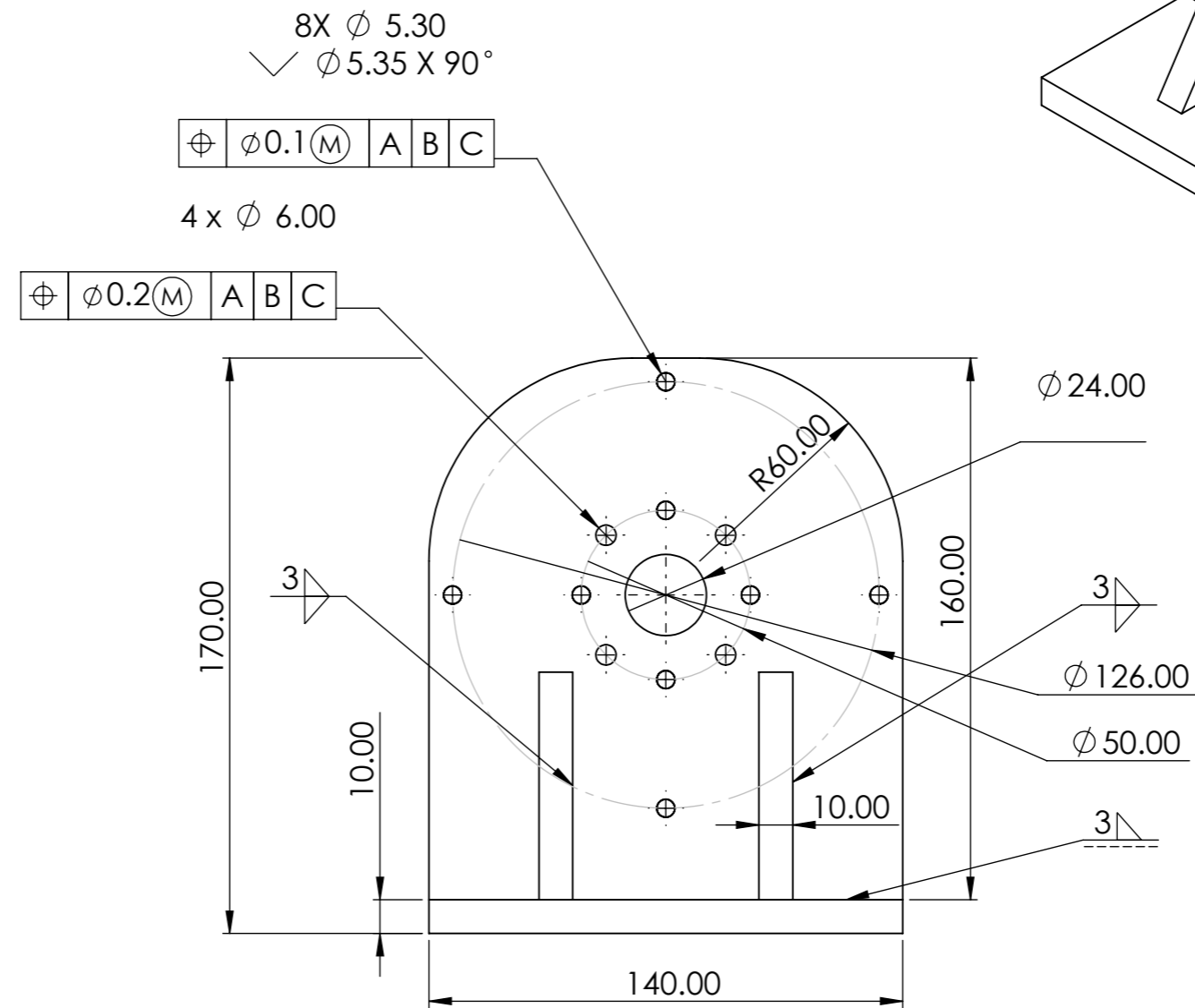
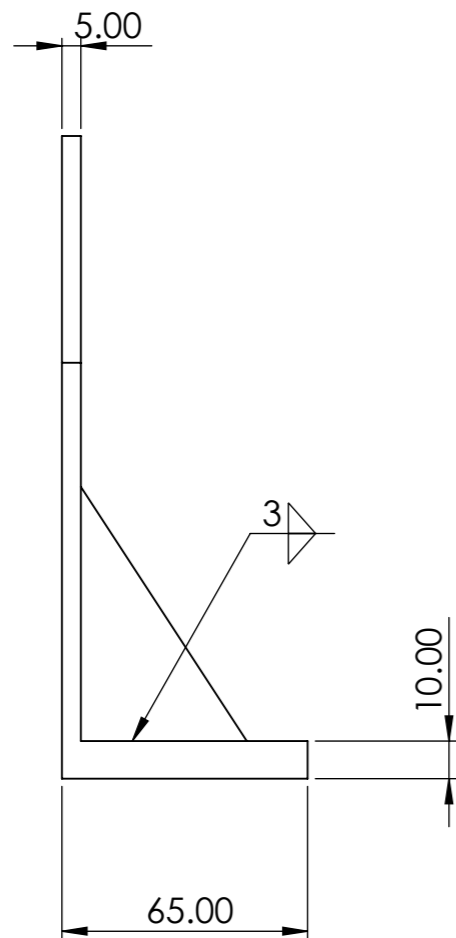
| | | | |
|---|----------------------------------|---|--|
| Ε.Μ.Π ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ | ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: Φλώρος Χρήστος | ΤΙΤΛΟΣ: Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος | |
| | ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | MATERIAL: 7075-T6 (SN) ISO2768-f WEIGHT: 440.32 gr | ΟΝΟΜΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ: ΦΟΡΕΑΣ ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΥ ΡΟΤΟΡΑ ΚΛΙΜΑΚΑ: 1.3:1 |
| | | A3 | Date: 3/8/2024 |
| | | SHEET 1 OF 1 | |



| | | | |
|--|---|---|--|
| Ε.Μ.Π ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ | ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: Φλώρος Χρήστος | ΤΙΤΛΟΣ: Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος | |
| | ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | MATERIAL: 1.0037 (S235JR) ISO 2768-f WEIGHT: 120.97 gr | ΟΝΟΜΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ: ΑΠΟΣΤΑΤΗΣ |
| | | ΚΛΙΜΑΚΑ: 2:1 | A3 Date: 3/8/2024 |
| | | SHEET 1 OF 1 | |



| | | | |
|--|---|---|--|
| Ε.Μ.Π ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ | ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: Φλώρος Χρήστος | ΤΙΤΛΟΣ: Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος | |
| | ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | MATERIAL: 1.0037 (S235JR) ISO 2768-f WEIGHT: 85.98 gr | ΟΝΟΜΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ: ΦΕΡΡΟΜΑΓΝΗΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΚΛΙΜΑΚΑ: 2:1 |
| | | A3 Date: 3/8/2024 | SHEET 1 OF 1 |



| | | | |
|--|---|---|-----------------------------------|
| Ε.Μ.Π ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ | ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ: Φλώρος Χρήστος | ΤΙΤΛΟΣ: Ανάλυση και σχεδιασμός πρωτοτύπου ομοαξονικού συστήματος μαγνητικής μετάδοσης ισχύος | |
| | ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ | MATERIAL: 7075-T6, Plate (SS) ISO 2768-f WEIGHT: 621.09 gr | ΟΝΟΜΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ: ΒΑΣΗ |
| | | ΚΛΙΜΑΚΑ: 1:2 | SHEET 1 OF 1 |