



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Σχεδιασμός μετάδοσης κίνησης δίτροχου
ενσωματωμένη στους βραχίονες των πίσω
τροχών.**

ΕΚΠΟΝΗΣΗ: ΑΝΑΣΤΑΣΟΠΟΥΛΟΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΨΗ: ΤΣΟΛΑΚΗΣ ΑΝΤΩΝΙΟΣ

ΑΙΓΑΛΕΩ, ΣΕΠΤΕΜΒΡΙΟΣ 2023



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Σχεδιασμός μετάδοσης κίνησης δίτροχου ενσωματωμένη στους βραχίονες των πίσω τροχών.

Μέλη Εξεταστικής Επιτροπής συμπεριλαμβανομένου και του Εισηγητή

Η πτυχιακή/διπλωματική εργασία εξετάστηκε επιτυχώς από την κάτωθι Εξεταστική Επιτροπή:

Α/α	ΟΝΟΜΑ ΕΠΩΝΥΜΟ	ΒΑΘΜΙΔΑ/ΔΙΟΤΗΤΑ	ΨΗΦΙΑΚΗ ΥΠΟΓΡΑΦΗ
1.	Τσολάκης Αντώνιος		
2.	Ράπτης Κωνσταντίνος		
3.	Σαγιάς Βασίλειος		

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος ΑΝΑΣΤΑΣΟΠΟΥΛΟΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ του ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΥ , με αριθμό μητρώου 47351 φοιτητής του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της διπλωματικής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου».

Ο Δηλών



ΑΝΑΣΤΑΣΟΠΟΥΛΟΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κύριο Τσολάκη Αντώνιο για την επίβλεψη της διπλωματικής μου εργασίας και την καθοδήγησή του καθ'όλη την διάρκεια της εργασίας.

Σύνοψη

Σκοπός αυτής της Διπλωματικής Εργασίας είναι ο σχεδιασμός της τελικής μετάδοσης δίτροχου ενσωματωμένη στους βραχίονες των πίσω τροχών. Η ιδέα αυτή προήρθε κυρίως από μοτοσυκλέτες εκτός δρόμου στις οποίες η τελική μετάδοση με αλυσίδα είναι εκτεθειμένη και έρχεται σε επαφή με χώματα λάσπες πέτρες και ως συνέπεια προκαλείται φθορά ή και καταστροφή της. Για το σκοπό αυτό αναπτύχθηκε μια πρότυπη ιδέα και ένα αρχικός σχεδιασμός για το πως θα μπορούσε να δημιουργηθεί ένα τέτοιο σύστημα σε μοτοσυκλέτες εκτός δρόμου ώστε όλη η μετάδοση της κίνησης και η μείωση της σχέσης μετάδοσης να είναι κλειστή και προστατευμένη από τέτοιου είδους φθορές. Αρχικά έγινε υπολογισμός τέτοιος ώστε η μείωση της σχέσης μετάδοσης που γίνεται με την αλυσίδα να γίνει με έναν εναλλακτικό τρόπο έπειτα έγινε σχεδιασμός ενός προτύπου 3d μοντέλου για όλο το τελικό μοντέλο τόσο του μειωτήρα όσο και του πίσω βραχίονα . Τέλος έγινε στατική ανάλυση του πίσω βραχίονα σε αντοχή κάμψης καθώς και πρόταση για επιπλέον ενσωμάτωση του πίσω φρένου στον όλο μηχανισμό.

Abstract

The purpose of this thesis is the design of the final motorbike transmission embedded in the rear wheel swing arm. This idea came mainly from off-road motorcycles in which the final drive with chain is exposed and comes in contact with dirt mud stones and as a consequence it causes wear and tear or even damage. For this purpose, a model concept and an initial design was developed on how such a system could be created on off-road motorcycles so that the entire transmission and reduction ratio of the transmission would be closed and protected from such wear and tear. At first a calculation was made such that the reduction of the transmission ratio made with the chain could be done in an alternative way, then a 3d model was designed for the whole final model of both the reducer and the rear arm . Finally a static analysis of the rear arm was made for bending strength and a proposal for additional integration of the rear brake in the whole mechanism.

Περιεχόμενα

<i>ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ</i>	3
<i>Ευχαριστίες</i>	4
<i>Σύνοψη</i>	5
<i>Abstract</i>	6
<i>Ευρετήριο Σχημάτων</i>	8
<i>1.Εισαγωγή</i>	10
<i>2. Υπάρχουσες διατάξεις πίσω βραχίονα</i>	11
<i>3.Η διαδικασία σχεδιασμού και βελτιστοποίησης ενός πίσω βραχίονα μοτοσικλέτας εκτός δρόμου.</i>	15
<i>4.Αρχική ιδέα του σχεδιασμού</i>	17
<i>5.Πλανητικός μηχανισμός</i>	18
<i>6. Ιμάντες</i>	33
<i>7.Σχεδιασμός</i>	44
<i>8.Στατική ανάλυση</i>	59
<i>8.Πρόταση για περαιτέρω μελέτη</i>	68
<i>9.Βιβλιογραφία</i>	69

Ευρετήριο Σχημάτων

Εικόνα 1: Πίσω βραχίονας και μάντας κίνησης μοτοσυκλέτας bmw f800 s/st.....	12
Εικόνα 2: Συνηθέστερη περίπτωση πίσω βραχίονα σε μοτοσυκλέτα επιδόσεων εκτός δρόμου.....	12
Εικόνα 3: BMW shaft drive system	13
Εικόνα 4 :BMW shaft drive system	13
Εικόνα 5: Πίσω βραχίονας και αλυσίδα κίνησης όπως στις περισσότερες μοτοσυκλέτες επιδόσεων εκτός δρόμου.....	14
Εικόνα 6: 2D Σχέδιο πλανητικού μηχανισμού.....	21
Εικόνα 7: Ακτίνες οδοντωτών τροχών πλανητικού μηχανισμού.....	22
Εικόνα 8: Ταχύτητες συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών πλανητικού.....	23
Εικόνα 9: Ταχύτητες πλανήτη σε πλανητικό μηχανισμό.....	23
Εικόνα 10: Ταχύτητες πλανήτη σε πλανητικό μηχανισμό.....	24
Εικόνα 11: Δεδομένα εισόδου στο λογισμικό Mitsuboshi.....	38
Εικόνα 12: Αρχικό αποτέλεσμα από λογισμικό Mitsuboshi.....	39
Εικόνα 13: Προσαρμογή σε τυποποιημένους οδοντές μάντες.....	40
Εικόνα 14: Τελικά αποτελέσματα από λογισμικό Mitsuboshi.....	40
Εικόνα 15: Αποτελέσματα από λογισμικό continental.....	41
Εικόνα 16: Αποτελέσματα από λογισμικό continental.....	41
Εικόνα 17: Αποτελέσματα από λογισμικό continental.....	42
Εικόνα 18: Αποτελέσματα από λογισμικό continental.....	42
Εικόνα 19: Τελικά αποτελέσματα με επιλογή συγκεκριμένου μάντα από το κατάλογο της continental.....	43
Εικόνα 20: μπροστά όψη πλανητικού μηχανισμού χωρίς το μπροστά καπάκι και τον φορέα.....	45
Εικόνα 21: Πλάγια όψη πλανητικού.....	46
Εικόνα 22: Πίσω όψη πλανητικού.....	46
Εικόνα 23: Πλάγια όψη πλανητικού μαζί με φορέα και άξονα φορέα.....	47
Εικόνα 24: Μπροστά όψη μαζί με φορέα.....	47
Εικόνα 25: Ολοκληρωμένη εικόνα πλανητικού μαζί και με τα δυο προστατευτικά μπροστά πίσω.....	48
Εικόνα 26: Επισήμανση σημείου εξόδου κινητήρα και σημείου σύνδεσης πίσω βραχίονα στις συνήθεις περιπτώσεις.....	49
Εικόνα 27: Πίσω όψη πίσω βραχίονα.....	49
Εικόνα 28: Άνω όψη πίσω βραχίονα.....	50
Εικόνα 29: Πλάγια-μπροστά όψη πίσω βραχίονα.....	50
Εικόνα 30: πλάγια-πίσω όψη πίσω βραχίονα.....	51
Εικόνα 31: Μπροστά όψη πίσω βραχίονα.....	51
Εικόνα 32 : Πάνω όψη συνδεσμολογίας πίσω βραχίονα με πλανητικό μηχανισμό όπου το πορτοκαλί καπάκι του πλανητικού είναι σταθερό στη μοτοσυκλέτα.....	52
Εικόνα 33: πλάγια όψη όπου διακρίνεται το έδρανο ολίσθησης στο πίσω άξονα που θα μεταφέρει την κίνηση στο τροχό της μοτοσυκλέτας. Καθώς και οι οπές πάνω στο βραχίονα με τις οποίες θα στηρίζουμε έπειτα τα προστατευτικά καπάκια.....	52

Εικόνα 34: πλάγια-πίσω όψη συναρμολογήματος.	53
Εικόνα 35: Συναρμολόγημα πίσω βραχίονα μαζί με πλανητικό μηχανισμό διακρίνεται ο πίσω άξονας μετάδοσης της κίνησης στο τροχό.	53
Εικόνα 36: Διακρίνεται πίσω άξονας που φέρει τις κατάλληλες υποδοχές για την σύνδεση της πίσω τροχαλίας.	54
<i>Εικόνα 37 : Συναρμολόγημα μαζί με τις τροχαλίες αλλά και τον τροχό τάσης.</i>	54
Εικόνα 38 : Συναρμολόγημα μαζί με ιμάντα μετάδοσης κίνησης.	55
Εικόνα 39: Προστατευτικά καπάκια και κοχλίες στήριξης με το πίσω βραχίονα.	55
Εικόνα 40: Προστατευτικά καπάκια και κοχλίες στήριξης με το πίσω βραχίονα τελική μορφή.	56
Εικόνα 41: Προστατευτικά καπάκια και κοχλίες στήριξης με το πίσω βραχίονα.	56
Εικόνα 42: Προστατευτικά καπάκια και κοχλίες στήριξης με το πίσω βραχίονα τελική μορφή.	57
Εικόνα 43: Προστατευτικά καπάκια και κοχλίες στήριξης με το πίσω βραχίονα τελική μορφή.	57
Εικόνα 44: Προστατευτικά καπάκια και κοχλίες στήριξης με το πίσω βραχίονα τελική μορφή.	58
Εικόνα 45: Βοηθητικό τμήμα για την στατική ανάλυση.	60
Εικόνα 46: 1. Σημείο που ασκείτε το φορτίο του βάρους, 2. Πακτωμενο σημείο. 3. Στήριξη Άρθρωσης.	62
Εικόνα 47: Μοντέλο πλέγματος.	62
Εικόνα 48: Μοντέλο πλέγματος.	63
Εικόνα 49: Τάσεις Von Mises.	63
Εικόνα 50: Τάσεις Von Mises.	64
Εικόνα 51: Τάσεις Von Mises.	64
<i>Εικόνα 52: Τάσεις Von Mises.</i>	65
Εικόνα 53: Παραμόρφωση.	65
<i>Εικόνα 54: Παραμόρφωση.</i>	66
Εικόνα 55: Διάγραμμα σύγκλισης Von Mises.	66
Εικόνα 56: Διάγραμμα σύγκλισης παραμόρφωσης.	67
Εικόνα 57: Ρυθμίσεις σύγκλισης.	67

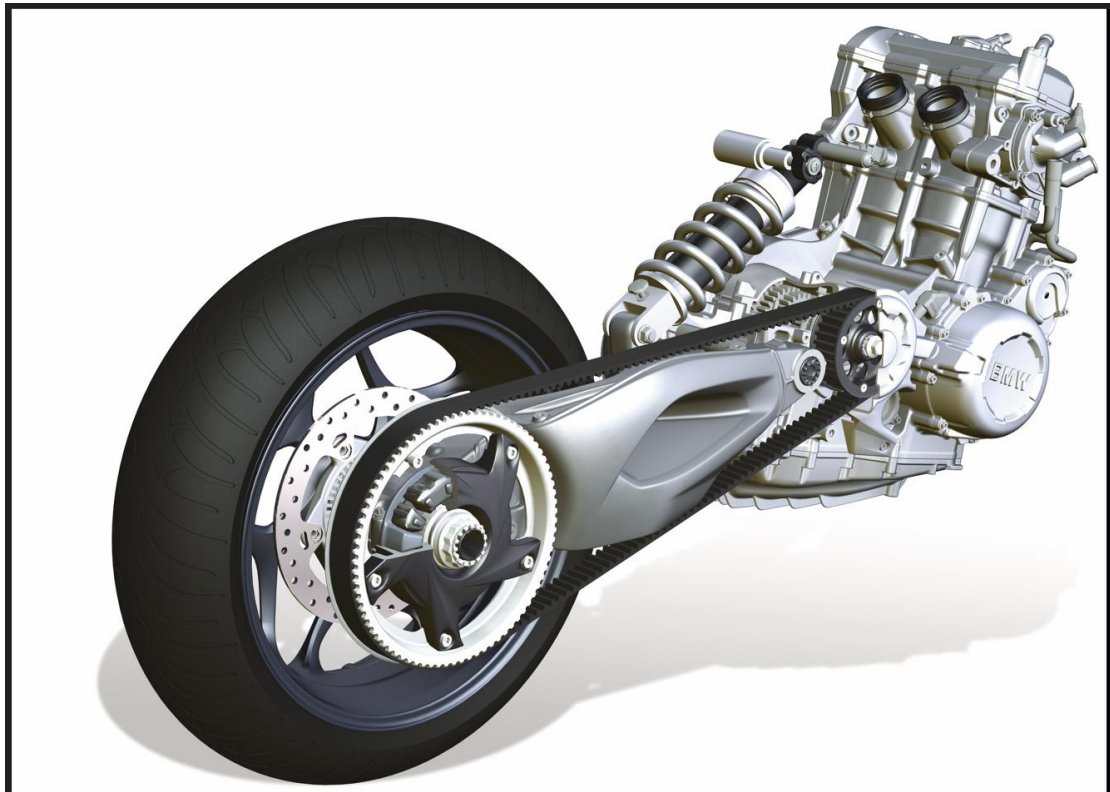
1.Εισαγωγή

Η αρχική ιδέα για τη δημιουργία της παρούσας διπλωματικής είναι το γεγονός ότι σε μοτοσυκλέτες εκτός δρόμου παρουσιάζονται προβλήματα στην τελική σχέση μετάδοσης μέσω της αλυσίδας η οποία έρχεται σε επαφή με χώματα πέτρες και σκόνη τα οποία επηρεάζουν τη λειτουργία της δημιουργώντας φθορές και πολλές φορές καταστροφή της αλυσίδας έτσι στην παρούσα διπλωματική θα σχεδιαστεί ένα σύστημα τελικής μετάδοσης κίνησης το οποίο θα είναι εξολοκλήρου κλειστό έτσι ώστε να μην έρχεται σε επαφή με παράγοντες φθοράς όπως νερό, χώματα, λάσπη, πέτρες. Συνεπώς θα έπρεπε να σχεδιαστεί ένας πίσω βραχίονας μέσα στον οποίο θα υπάρχει πρόβλεψη χώρου ώστε να υπάρχει ιμάντας ή αλυσίδα για τη μετάδοση της κίνησης ο οποίος θα πρέπει να καλύπτεται εξωτερικά με καπάκι. Το πρώτο πρόβλημα που έπρεπε να αντιμετωπιστεί είναι ότι σε τέτοιες μοτοσυκλέτες όπως και στις περισσότερες στον πίσω άξονα χρησιμοποιείται πολύ μεγάλο οδοντωτό τροχό. Στη δική μας περίπτωση θα έπρεπε να βρεθεί ένας τρόπος το πίσω οδοντωτό τροχό να μικρύνει σε διαστάσεις ώστε να μπορέσει και αυτό να είναι εντός του πίσω βραχίονα και να καλύπτεται από καπάκι. Έτσι αποφασίστηκε η μείωση της σχέση μετάδοσης που επιτυγχάνεται από την αλυσίδα χρησιμοποιώντας κατά το σύνηθες μικρό οδοντωτό τροχό μπροστά και πολύ μεγαλύτερο πίσω να γίνει με έναν άλλο μηχανισμό στο μπροστά μέρος της μηχανής κοντά στον κινητήρα. Για το λόγο αυτό αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί ένας πλανητικός μηχανισμός ο οποίος θα επιτυγχάνει την μείωση με τη σχέση μετάδοσης που γινόταν μέσω της αλυσίδας. Έτσι με αυτό τον τρόπο θα μπορέσει να χρησιμοποιηθεί μικρότερο οδοντωτό τροχό στο πίσω μέρος της μηχανής και θα μας επιτρέψει το σχεδιασμό ενός πίσω βραχίονα μέσα στο οποίο θα περικλείεται ο πίσω οδοντωτός τροχός. Έπειτα η μετάδοση της κίνησης από την έξοδο του πλανητικού μέχρι το πίσω άξονα της μηχανής μπορεί να γίνει με σχέση μετάδοσης ένα προς ένα με χρήση ιμάντα η αλυσίδας διαφορετικού τύπου από το συνηθισμένο μιας και θα είναι σε περιοχή κλειστή. Τέλος θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί και άξονας μετάδοσης αλλά είναι μία λύση που εφαρμόζεται ήδη και στην παρούσα διπλωματική θέλαμε να δοθεί μία πρωτότυπη ιδέα. Παρακάτω παρουσιάζονται μερικές παρόμοιες ιδέες που έχουν εφαρμοστεί από εταιρείες μέχρι σήμερα.

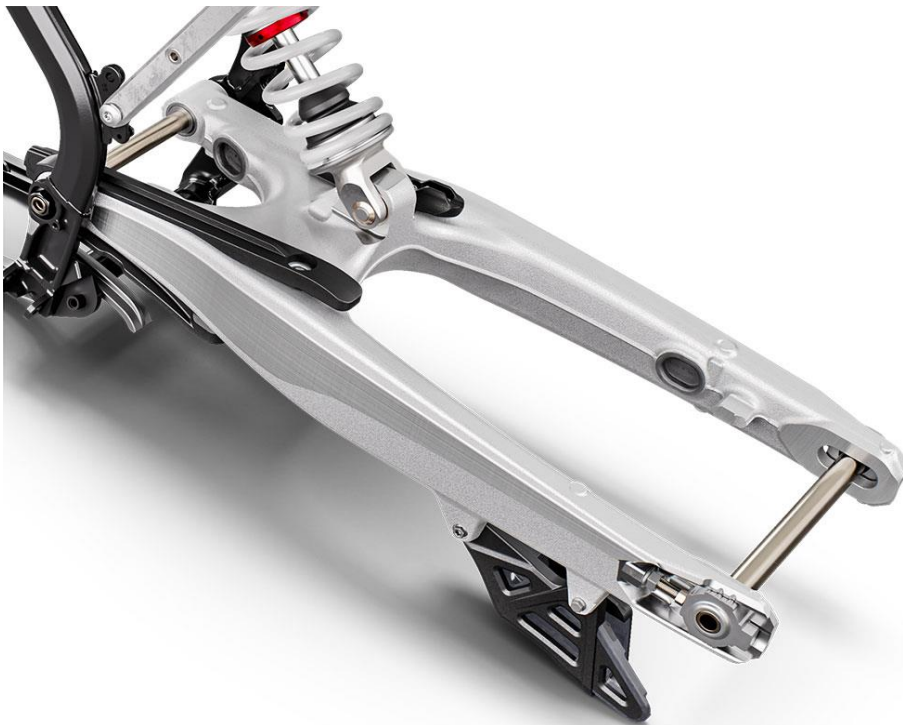
2. Υπάρχουσες διατάξεις πίσω βραχίονα

Μία από τις συνηθέστερες περιπτώσεις που χρησιμοποιείται είναι η μετάδοση μέσω άξονα κατά τρόπο παρόμοιο με αυτό που χρησιμοποιείται στα αυτοκίνητα . Ένα τέτοιο σύστημα που είναι γνωστό χρησιμοποιείται στις μοτοσικλέτες εκτός δρόμου ή μικτής χρήσης από την BMW είναι ένα σύστημα που ονομάζεται shaft drive. Τα πλεονεκτήματα του παρακάτω συστήματος είναι ότι αποτελεί έναν εξ ολοκλήρου κλειστό σύστημα και έτσι είναι ανεπηρέαστο από τις καιρικές συνθήκες κατά την οδήγηση επιπλέον χρειάζεται λιγότερη συντήρηση σε σύγκριση με τα κοινά συστήματα που χρησιμοποιούν αλυσίδα. Τέλος η μετάδοση μέσω άξονα χρειάζεται λιγότερη συντήρηση σε σχέση με τη μετάδοση της κίνησης με αλυσίδα. Ωστόσο έχουν και μειονεκτήματα όπως είναι κυρίως βαρύτερες κατασκευές και επιπλέον συντήρησή τους παρότι δεν είναι τόσο συχνή είναι πιο κοστοβόρα και χρειάζεται εξειδικευμένες γνώσεις. Τέλος εμφανίζει μεγαλύτερες απώλειες ισχύος κατά τη μετάδοση της κίνησης σε σχέση με την αλυσίδα.

Σε άλλες περιπτώσεις έχουν χρησιμοποιηθεί ιμάντες για τη μετάδοση της κίνησης σε μοτοσικλέτες. Παρακάτω παρουσιάζονται εικόνες από τις συνηθέστερες περιπτώσεις πίσω βραχίονων σε μοτοσικλέτες όπως αυτές που είδαμε παραπάνω αλλά και κάποιες ιδιαίτερες περιπτώσεις σχεδιασμού το πίσω βραχίονα.



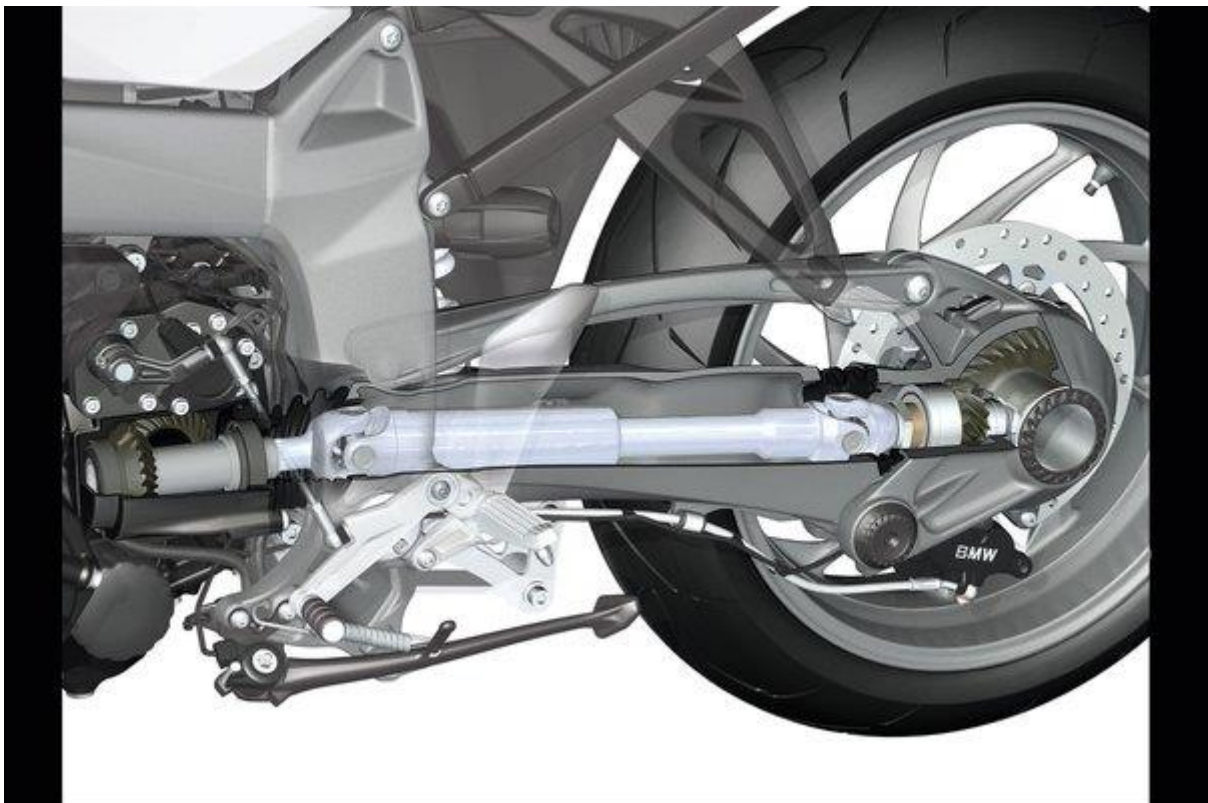
Εικόνα 1: Πίσω βραχίονας και μάντας κίνησης μοτοσυκλέτας bmw f800 s/st



Εικόνα 2: Συνηθέστερη περίπτωση πίσω βραχίονα σε μοτοσυκλέτα επιδόσεων εκτός δρόμου



Εικόνα 4 :BMW shaft drive system



Εικόνα 3: BMW shaft drive system



Εικόνα 5: Πίσω βραχίονας και αλυσίδα κίνησης όπως στις περισσότερες μοτοσυκλέτες επιδόσεων εκτός δρόμου.

Όπως βλέπουμε στην εικόνα 5 οι περισσότερες μοτοσυκλέτες εκτός δρόμου επιδόσεων χρησιμοποιούν την παραπάνω διάταξη. Στην παρούσα διπλωματική θα γίνει προσπάθεια σχεδιασμού ενός πίσω βραχίονα κατά τέτοιον τρόπο ώστε να είναι εξ ολοκλήρου κλειστός να μην έρχεται σε επαφή με εξωτερικές συνθήκες οι οποίες φθείρουν την αλυσίδα και δημιουργούν προβλήματα κατά τη λειτουργία.

3. Η διαδικασία σχεδιασμού και βελτιστοποίησης ενός πίσω βραχίονα μοτοσικλέτας εκτός δρόμου.

Ο πίσω βραχίονας είναι ένα κρίσιμο εξάρτημα του πίσω συστήματος ανάρτησης μιας μοτοσικλέτας, υπεύθυνο για τη στήριξη του πίσω τροχού και την απορρόφηση των κρούσεων κατά την οδήγηση εκτός δρόμου. Η μελέτη επικεντρώνεται στην επίτευξη βέλτιστου σχεδιασμού λαμβάνοντας υπόψη διάφορους παράγοντες, όπως η επιλογή υλικών, η δυναμική και στατική ανάλυση και η βελτιστοποίηση των επιδόσεων. Στόχος είναι η ενίσχυση της αντοχής, της ανθεκτικότητας και της απόδοσης σε ακραίες συνθήκες εκτός δρόμου. Οι μοτοσικλέτες εκτός δρόμου έχουν σχεδιαστεί για να αντέχουν τις προκλήσεις των δύσβατων εδαφών, απαιτώντας ένα ισχυρό σύστημα ανάρτησης για να αντέχουν τις έντονες δυνάμεις που συναντώνται κατά την οδήγηση εκτός δρόμου. Ο πίσω βραχίονας παίζει καθοριστικό ρόλο στη στήριξη του πίσω τροχού και στη διατήρηση της πρόσφυσης και του ελέγχου. Η αρχική φάση της μελέτης σχεδιασμού περιλαμβάνει τον καθορισμό των απαιτήσεων και των στόχων σχεδιασμού για το πίσω βραχίονα. Σε αυτούς περιλαμβάνονται ζητήματα όπως η μείωση του βάρους, η αυξημένη αντοχή, η βελτιωμένη απόσταση από το έδαφος και η βελτιωμένη απόδοση της ανάρτησης. Όσο αφορά την επιλογή του υλικού η οποία επηρεάζει σημαντικά την απόδοση, το βάρος και την αντοχή του πίσω βραχίονα. Τα διάφορα υλικά, όπως ο χάλυβας, τα κράματα αλουμινίου ή τα σύνθετα υλικά, αξιολογούνται με βάση τις μηχανικές τους ιδιότητες, την κατασκευασσιμότητα και το κόστος τους. Οι δοκιμές και η ανάλυση υλικών βοηθούν στον προσδιορισμό του καταλληλότερου υλικού για το πίσω βραχίονα, λαμβάνοντας υπόψη παράγοντες όπως η αναλογία αντοχής προς βάρος και η αντοχή στην κόπωση. Το επόμενο βήμα κατά το σχεδιασμό περιλαμβάνει τη δημιουργία διαφόρων σχεδίων για το πίσω βραχίονα. Εξετάζονται διαφορετικές διαμορφώσεις σχεδιασμού, όπως συστήματα μονού ή διπλού πίσω βραχίονα, για να καθοριστεί η πιο αποτελεσματική λύση για οδήγηση εκτός δρόμου. Κάθε σχεδιασμός αξιολογείται με βάση παράγοντες όπως η κατανομή του βάρους, η ευκολία συντήρησης και η ενσωμάτωση με άλλα εξαρτήματα της μοτοσικλέτας. Χρησιμοποιείται ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων (FEA) για την αξιολόγηση της δομικής ακεραιότητας και της απόδοσης των σχεδίων του πίσω

βραχίονα. Οι προσομοιώσεις FEA εντοπίζουν περιοχές υψηλής συγκέντρωσης τάσεων και πιθανά σημεία αστοχίας. Χρησιμοποιούνται τεχνικές βελτιστοποίησης, όπως τα νέα συστήματα Generative design , για την τελειοποίηση του σχεδιασμού, τη μείωση του περιττού υλικού και την ενίσχυση της αντοχής και της ακαμψίας, διατηρώντας παράλληλα την ανθεκτικότητα. Επιπλέον γίνεται έλεγχος σε κόπωση. Η οδήγηση εκτός δρόμου υποβάλλει το πίσω βραχίονα σε επαναλαμβανόμενες και υψηλής έντασης δυνάμεις, οδηγώντας σε κόπωση και πιθανή αστοχία με την πάροδο του χρόνου. Πραγματοποιείται ανάλυση αντοχής, συμπεριλαμβανομένης της πρόβλεψης της διάρκειας ζωής λόγω κόπωσης, για να διασφαλιστεί ότι ο πίσω βραχίονα μπορεί να αντέξει την παρατεταμένη χρήση χωρίς να διακυβεύεται η ασφάλεια και η αξιοπιστία. Στην ανάλυση λαμβάνονται υπόψη οι κύκλοι φόρτισης, τα επίπεδα καταπόνησης και οι ιδιότητες των υλικών για να επικυρωθεί η ανθεκτικότητα του πίσω βραχίονα. Στα τελικά στάδια κατασκευάζονται πρωτότυπα του τελικού σχεδιασμού του πίσω βραχίονα για δοκιμές επιδόσεων. Οι δοκιμές σε πραγματικές συνθήκες περιλαμβάνουν την υποβολή του πίσω βραχίονα σε μια σειρά από συνθήκες οδήγησης εκτός δρόμου, όπως ανώμαλα εδάφη, άλματα και σενάρια υψηλής πρόσκρουσης. Συλλέγονται και αναλύονται δεδομένα σχετικά με την απόκριση της ανάρτησης, τη σταθερότητα, την ανθεκτικότητα αλλά και την ανατροφοδότηση από τον αναβάτη για να επικυρωθούν οι βελτιώσεις του σχεδιασμού και να διασφαλιστεί ότι ανταποκρίνονται στους καθορισμένους στόχους. Έπειτα από όλα αυτά στη τελική φάση της μελέτης επικεντρωνόμαστε στην αξιολόγηση της κατασκευασιμότητας και του κόστους για την κατασκευή του τελικού πίσω βραχίονα. Οι διαδικασίες κατασκευής, όπως η χύτευση, η σφυρηλάτηση ή η μηχανουργική κατεργασία CNC, αξιολογούνται ως προς τη σκοπιμότητα και τη σχέση κόστους-αποτελεσματικότητας. Επιπλέον, αναλύεται το κόστος παραγωγής του νέου πίσω βραχίονα για να διασφαλιστεί ότι ο βελτιστοποιημένος σχεδιασμός είναι οικονομικά βιώσιμος. Συμπερασματικά αυτά ήταν τα κυριότερα βήματα που ακολουθούνται κατά το σχεδιασμό ενός πίσω βραχίονα μοτοσυκλέτας.

4. Αρχική ιδέα του σχεδιασμού

Στην περίπτωση μας και στην παρούσα διπλωματική θα γίνει προσπάθεια σχεδιασμού ενός πίσω βραχίονα για μοτοσυκλέτα εκτός δρόμου. Η αρχική ιδέα ήταν η δημιουργία ενός πίσω βραχίονα διαφορετικό σε σχέση με αυτά που υπάρχουν μέχρι σήμερα. Κύριος στόχος μας ήταν να σχεδιαστεί ένας πίσω βραχίονας με τέτοιο τρόπο ώστε η μετάδοση της κίνησης με όποιο μέσο κι αν αυτή γινόταν να είναι εξ ολοκλήρου κλειστή και προστατευμένη από παράγοντες όπως νερό, λάσπες, χρώματα κλπ. Τα οποία επηρεάζουν τη λειτουργία της αλυσίδας.

Το πρώτο πρόβλημα που κληθήκαμε να αντιμετωπίσουμε ήταν το γεγονός ότι σε αυτές τις μοτοσυκλέτες χρησιμοποιούνται λόγω της Μεγάλης μείωσης σχέση μετάδοσης που πρέπει να επιτευχθεί πολύ μεγάλος οδοντωτός τροχός στο πίσω μέρος του βραχίονα στο πίσω άξονα και πολύ μικρός Οδοντωτός τροχός στο μπροστά μέρος στην έξοδο του κινητήρα.

Πρώτος στόχος μας λοιπόν ήταν να βρούμε έναν εναλλακτικό τρόπο να επιτύχουμε τη μείωση στη σχέση μετάδοσης που γίνεται μέσω της αλυσίδας και των δύο οδοντωτών τροχών. Έτσι Έπρεπε να σχεδιαστεί ένα σύστημα κοντά στο σώμα της μοτοσυκλέτας στην έξοδο του κινητήρα προκειμένου να έχουμε όσο το δυνατόν πιο μικρό οδοντωτό τροχό στο πίσω άξονα ώστε να είναι πιο εύκολο να σχεδιαστεί ένας πίσω βραχίονας που επιτρέπει τη σχεδίαση καλύμματος προστασίας της μετάδοσης της κίνησης.

Έτσι αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί στο μπροστά μέρος ακριβώς στην έξοδο του κινητήρα όπου υπάρχει το μικρό γρανάτζι ένας πραγματικός μηχανισμός μέσω του οποίου θα πραγματοποιείται η ίδια μείωση στη σχέση μετάδοσης όπως επιτυγχανόταν πριν μέσω της αλυσίδας και των δύο οδοντωτών τροχών

5. Πλανητικός μηχανισμός

Ο πλανητικός μηχανισμός είναι μια ομοαξονική βαθμίδα μείωσης ή αύξησης στροφών που αποτελείται από ένα ηλιακό οδοντωτό τροχό, ένα ή περισσότερα πλανητικούς οδοντωτούς τροχούς και ένα οδοντωτό τροχό δακτυλίου. Η σχέση μετάδοσης που επιτυγχάνεται εξαρτάται από το στοιχείο του οποίου η περιστροφική κίνηση περιορίζεται ή ελέγχεται. Οι οδοντωτοί τροχοί γ μπορεί να είναι ευθείς, ελικοειδή ή διπλά ελικοειδή. Ένας πλανητικός μηχανισμός είναι μια εξαιρετική συσκευή κατανομής φορτίου. Η ροπή εισόδου κατανέμεται μεταξύ των πλανητικών οδοντωτών τροχών, αυξάνοντας έτσι την αντοχή σε φορτία του πλανητικού μηχανισμού. Αυτό συμβαίνει διότι καθώς αυξάνεται ο αριθμός των πλανητικών οδοντωτών τροχών, αυξάνεται ο αριθμός των δοντιών που συμμετέχουν ταυτόχρονα σε μια μετάδοση ισχύος. Κατά τη διάρκεια της μετάδοσης ισχύος, η καταπόνηση κατανέμεται μεταξύ αυτών των δοντιών και, ως εκ τούτου, κάθε δόντι υφίσταται μικρότερη καταπόνηση. Επομένως, ο πλανητικός μηχανισμός μπορεί να μεταδώσει υψηλό ποσό ισχύος και ροπής με ελάχιστη καταπόνηση των δοντιών.

Τα σημαντικότερα εξαρτήματα ενός πλανητικού μηχανισμού είναι τα ακόλουθα:

1. **Ήλιος:** Είναι ο μεσαίος οδοντωτός τροχός με σταθερό άξονα περιστροφής. Εμπλέκεται με τους πλανητικούς οδοντωτούς τροχούς που περιστρέφονται γύρω από τον ηλιακό οδοντωτό τροχό.
2. **Πλανήτες:** Οι πλανητικοί οδοντές εμπλέκονται μεταξύ του ηλίου και του δακτυλίου και περιστρέφονται γύρω από τον άξονά τους και γύρω από τον άξονα του ηλιακού οδοντωτού τροχού.
3. **Φορέας:** Ο φορέας συνδέεται με τους άξονες όλων των πλανητών. Όταν οι πλανήτες αρχίζουν να περιστρέφονται γύρω από τον ήλιο, ο φορέας περιστρέφεται επίσης γύρω από τον άξονα του ηλίου. Ο φορέας επιτελεί επίσης ζωτικό ρόλο για τον έλεγχο της σχέσης μετάδοσης του συστήματος.
4. **Δακτύλιος:** Ο δακτύλιος φέρει οδόντες στον εσωτερικό του. Οι πλανήτες εμπλέκονται συνεχώς με τους οδόντες του δακτυλίου.

Ο πλανητικός μηχανισμός λειτουργεί σε διαφορετικές διαμορφώσεις για την επίτευξη διαφορετικών σχέσεων μετάδοσης. Αυτό επιτυγχάνεται με τη στερέωση των διαφόρων στοιχείων του συστήματος ως εξής:

1. **Δακτύλιος ακίνητος:** Σε αυτή την κατάσταση, ο δακτυλίσκος διατηρείται ακίνητος, ενώ ο ήλιος λειτουργεί ως οδηγός και ο φορέας λειτουργεί ως κινητήριος μοχλός. Αυτή η διαμόρφωση δίνει τη μεγαλύτερη σχέση μετάδοσης. Έτσι, βοηθά στην κάλυψη υψηλότερων απαιτήσεων ροπής σε χαμηλότερη ταχύτητα.
2. **Ήλιος ακίνητος:** Σε αυτή την περίπτωση, ο ήλιος παραμένει ακίνητος και η ισχύς παρέχεται στο δακτυλίο για την κίνηση του φορέα. Αυτή η διαμόρφωση παρέχει συγκριτικά χαμηλότερη σχέση μετάδοσης.
3. **Φορέας ακίνητος:** Στην περίπτωση αυτή, ο φορέας παραμένει ακίνητος, επομένως ο ήλιος και ο δακτυλίσκος περιστρέφονται προς την αντίθετη κατεύθυνση. Ως εκ τούτου, αυτή η διαμόρφωση χρησιμοποιείται για την απόκτηση αντίθετης περιστροφής.
4. **Πλανήτες ακίνητοι:** Σε αυτή την περίπτωση, οι πλανήτες παραμένουν ακίνητοι, επομένως σταματά η σχετική κίνηση μεταξύ των εξαρτημάτων τους και έτσι ολόκληρος ο μηχανισμός περιστρέφεται ως ενιαία μονάδα.

Τα πλεονεκτήματα του πλανητικού μηχανισμού είναι αρχικά μπορεί να επιτευχθεί υψηλή σχέση μετάδοσης σε σχετικά μικρό χώρο ,μπορεί να μεταδίδει υψηλές τιμές ροπής , είναι σχετικά ελαφριά κατασκευή , δεν αναπτύσσει υψηλούς κραδασμούς , οι άξονες εισόδου και εξόδου είναι ομοαξονικοί , έχει υψηλό βαθμό απόδοσης και τέλος παρουσιάζει αθόρυβη λειτουργία. Από την άλλη μεριά στα μειονεκτήματα συμπεριλαμβάνεται το γεγονός ότι είναι πολύπλοκη κατασκευή, απαιτεί κατάλληλη λίπανση ,έχει υψηλό συνήθως κόστος κατασκευής και τέλος οι άξονες του κινητήριου τροχού και του κινούμενου πρέπει να είναι ομοαξονικοί.

Τέλος ο πλανητικός μηχανισμός χρησιμοποιείται σε αρκετές εφαρμογές όπως στα κιβώτια ταχυτήτων των αυτοκινήτων όπου τα στοιχεία του πλανητικού συστήματος κλειδώνουν ή απελευθερώνονται για να παρέχουν στο κιβώτιο ταχυτήτων πολλαπλές σχέσεις ,σε κιβώτια ταχυτήτων σε ανεμογεννήτριες , σε κιβώτια ταχυτήτων

σε ελικόπτερα χρησιμοποιείται ως τελική βαθμίδα πριν από την έξοδο της μεγάλης ροπής - χαμηλής ταχύτητας στον κύριο στροφείο. Οι δυνατότητες επιμερισμού του φορτίου και η μεγάλη διαθέσιμη μείωση καθιστούν τη διάταξη αυτή πολύ πλεονεκτική. Τέλος έχει εφαρμογή σε αεριοστρόβιλους, χρησιμοποιείται για την αντιστοίχιση της απόδοσης του στρόβιλου και του ανεμιστήρα - παρέχοντας ένα εξαιρετικά αποδοτικό συνολικό πακέτο πρόωσης.

Στη συνέχεια έπρεπε να γίνει υπολογισμός του πλανητικού μηχανισμού που θα χρησιμοποιηθεί στην περίπτωση μας. Για το σκοπό που θέλαμε να επιτύχουμε δηλαδή την μείωση, θέλαμε ο πλανητικός μηχανισμός να λειτουργεί σαν μειωτήρας έτσι κατάλληλος τύπος πλανητικού ήταν ο πλανητικός μηχανισμός ο οποίος έχει σταθερό το δακτύλιο οδοντωτό τροχό που φέρει εσωτερική οδόντωση (ring gear), ενώ ταυτόχρονα η είσοδος στο πλανητικό μηχανισμό είναι ο ήλιος (sun gear). Ο ήλιος στη δική μας περίπτωση είναι η έξοδος του κινητήρα. Τέλος ως έξοδο από το πλανητικό περνούμε τον φορέα (carrier gear), ο οποίος συνδέεται με το κέντρο των πλανητών και περιστρέφεται γύρω από το δακτύλιο με την βοήθεια των πλανητών.

Γι' αυτό τον τύπο πλανητικού μηχανισμού ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις:

Έχουμε,

Z : Αριθμός οδοντών οδοντωτού τροχού

m : module

d : Διάμετρος οδοντωτού τροχού

r : Ακτίνα οδοντωτού τροχού

όπως επίσης ισχύει $d=m \cdot z$

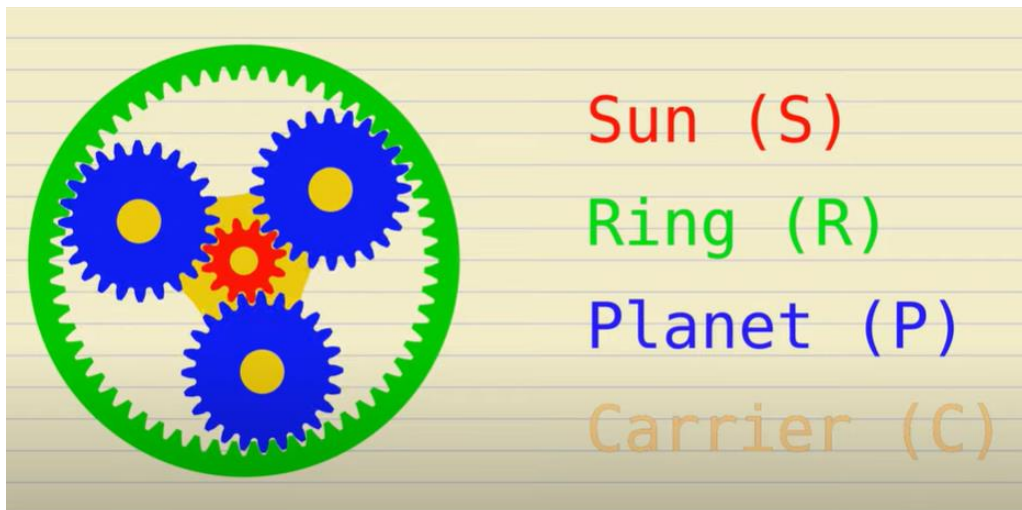
Στην περίπτωση που έχουμε δυο οδοντωτούς τροχούς που συνεργάζονται μεταξύ τους όπως στην παρακάτω εικόνα ισχύει το εξής:

Δείκτης 1 : Μικρός οδοντωτός τροχός

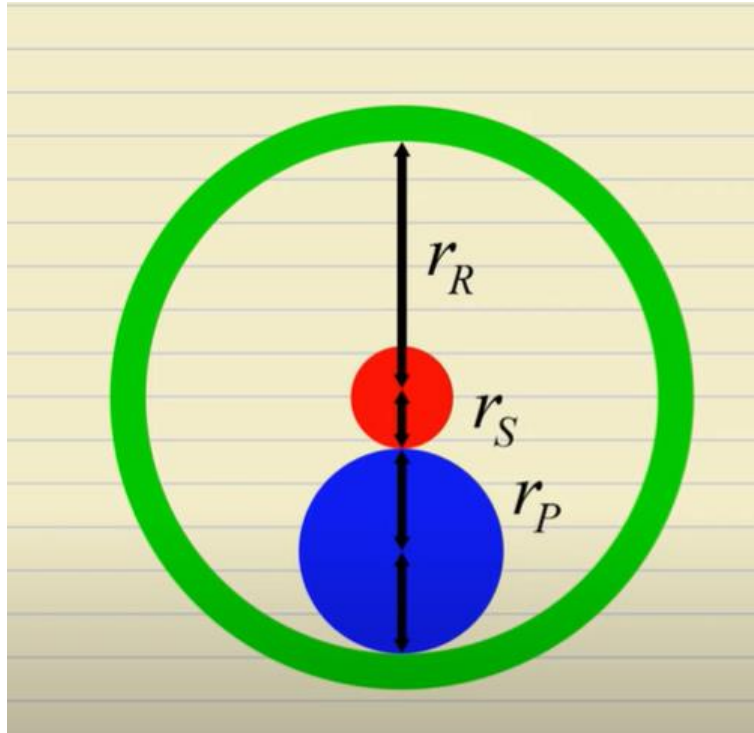
Δείκτης 2 : Μεγάλος οδοντωτός τροχός

Και ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις:

- $m_1 = m_2$
- $\frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2}$
- $\frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{2r_2}{2r_1} = \frac{r_2}{r_1}$
- s : Ήλιος , R : Δακτύλιος , P : Πλανήτες , C : Φορέας



Εικόνα 6: 2D Σχέδιο πλανητικού μηχανισμού.



Εικόνα 7: Ακτίνες οδοντωτών τροχών πλανητικού μηχανισμού.

Με βάση τις εικόνες (6,7) έχουμε τα εξής:

- $r_R = r_S + 2r_p$
- $2r_p = r_R - r_S$ (1)

Ξέρουμε επιπλέον ότι ισχύει η σχέση $v = \omega \cdot R$ όπου:

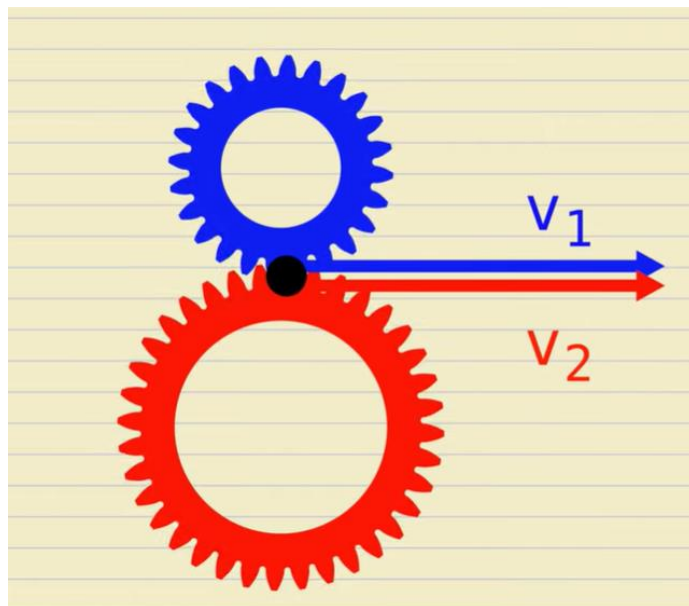
V : Η γραμμική ταχύτητα

ω : Η γωνιακή ταχύτητα

R : Η ακτίνα

i : Η σχέση μετάδοσης μεταξύ δυο οδοντωτών τροχών

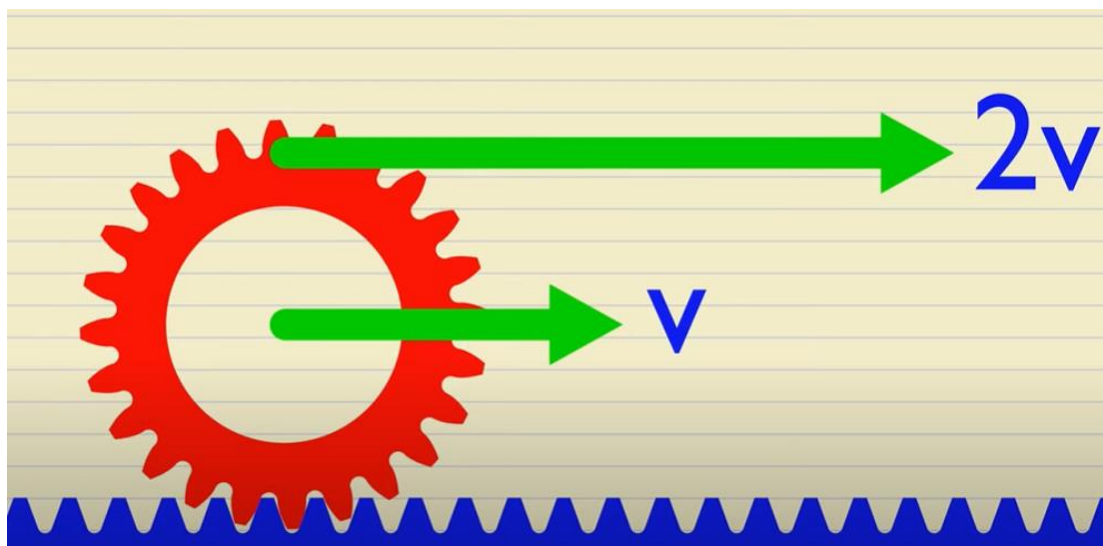
- $i = \frac{Z_2}{Z_1}$



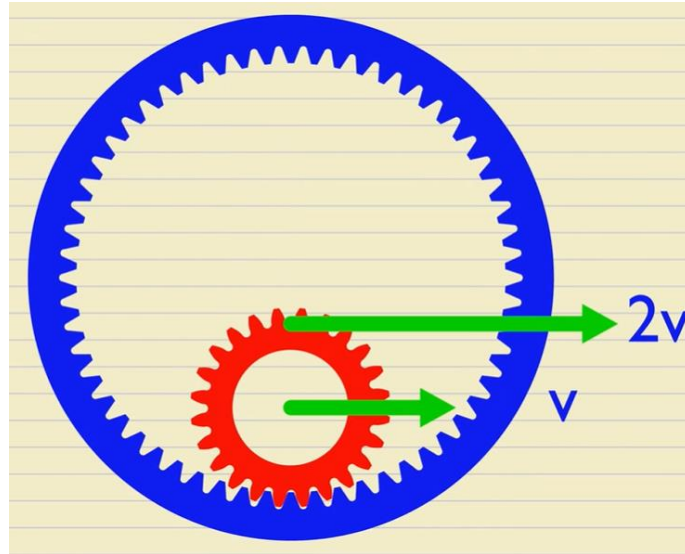
Εικόνα 8: Ταχύτητες συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών πλανητικού.

- $V_1 = V_2 \rightarrow \omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2$
- $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$

Έχουμε είσοδο (input) τον ήλιο και έξοδο τον φορέα (carrier).



Εικόνα 9: Ταχύτητες πλανήτη σε πλανητικό μηχανισμό.



Εικόνα 10: Ταχύτητες πλανήτη σε πλανητικό μηχανισμό.

Καθώς ο πλανήτης γυρνάει επάνω στο δακτύλιο αν υποθέσουμε για λόγους ευκολίας ότι ήταν μια ευθεία οδόντωση θα βλέπαμε τις παραπάνω εικόνες (10,11) και έτσι ισχύουν τα παρακάτω.

- $i = \frac{\omega_s}{\omega_c}$
- $V_c = \omega_c \cdot (r_s + r_p)$
- $V_s = \omega_s \cdot r_s$

$$V_s = 2V_c = 2\omega_c(r_s + r_p) \rightarrow \omega_s r_s = 2\omega_c(r_s + r_p) \rightarrow (\text{σχέση 1})$$

$$\rightarrow \frac{\omega_s}{\omega_c} = \frac{2(r_s + r_p)}{r_s} = \frac{2r_s + r_R - r_s}{r_s}$$

$$\rightarrow \frac{\omega_s}{\omega_c} = 1 + \frac{r_R}{r_s} \rightarrow i = \frac{\omega_s}{\omega_c} = 1 + \frac{Z_R}{Z_s}$$

Αυτή είναι η τελική σχέση μετάδοσης μεταξύ ηλίου και φορέα δηλαδή μεταξύ εισόδου και εξόδου αυτής της μορφής πλανητικού μηχανισμού. Αυτός ο τύπος

πλανητικού θα χρησιμοποιηθεί ως μειωτήρας στη δική μας περίπτωση και θα είναι το πρώτο στάδιο υπολογισμού για την σχεδίαση του πίσω βραχίονα. Έτσι στη συνέχεια της εργασίας θα πρέπει να γίνει υπολογισμός αυτού του πλανητικού μηχανισμού έτσι ώστε να επιτυγχάνει τη μείωση που γινόταν προηγουμένως μέσω της αλυσίδας και των 2 οδοντωτών τροχών. Επομένως για το σκοπό αυτό και για να γίνουν όλοι οι απαραίτητοι υπολογισμοί θα θεωρήσουμε ότι έχουμε ως δεδομένο τα στοιχεία μιας μοτοσυκλέτας εκτός δρόμου επιδόσεων και με βάση τα στοιχεία αυτής της μοτοσυκλέτας θα πραγματοποιηθούν στο εξής όλοι οι υπολογισμοί τόσο του πλανητικού μηχανισμού όσο και για τον σχεδιασμό του πίσω βραχίονα.

Στο πρώτο βήμα για τον υπολογισμό του πλανητικού μηχανισμού θα υπολογίσουμε τα βασικά χαρακτηριστικά των οδοντωτών τροχών δηλαδή την διάμετρο, το module και τον αριθμό των οδοντών για τον ήλιο, τους πλανήτες και το δακτύλιο. Αρχικά έχουμε σαν δεδομένο ότι στην μοτοσυκλέτα είχαμε στην έξοδο του κινητήρα οδοντωτό τροχό με αριθμό οδόντων 17 και στο πίσω άξονα είχαμε οδοντωτό τροχό με αριθμό οδοντών 52. Έτσι αρχικά είχαμε μια σχέση μετάδοσης 3 προς 1. Για να προχωρήσουμε τους υπολογισμούς θεωρούμε ότι στην έξοδο του κινητήρα έχουμε ένα οδοντωτό τροχό με αριθμό οδοντών 28 και module 3 επομένως με διάμετρο 84mm. Αυτός ο οδοντωτός τροχός αποτελεί τον ήλιο για τον πλανητικό μας μηχανισμό. Επομένως όλοι οι υπόλοιποι οδοντωτοί τροχοί και ο δακτύλιος και οι πλανήτες θα έχουν module 3. Τέλος έχουμε και σταθερό την σχέση μετάδοσης ίσων με 3 διότι θέλουμε να επιτύχουμε την ίδια μείωση που είχαμε με την αλυσίδα.

Με βάση όλα τα παραπάνω υπολογίζουμε αρχικά τον αριθμό οδοντών Z_r του οδοντωτού τροχού του δακτυλίου (ring gear).

$$Z_r = (Z_s \cdot i) - Z_s \rightarrow Z_r = 56 \quad ,$$

Z_s : Αριθμός οδοντών ήλιου ίσος με 28

i : σχέση μετάδοσης ίση με 3

Έπειτα υπολογίζουμε την διάμετρο του δακτυλίου.

$$D_r = Z_r \cdot m = 56 \cdot 3 = 168\text{mm}$$

Έπειτα υπολογίζουμε τα στοιχεία των πλανητών.

$$D_p = \frac{D_R - D_S}{2} = \frac{168 - 84}{2} = 42mm$$

$$Z_p = \frac{D_p}{m} = \frac{42}{3} = 14$$

Συγκεντρωτικά φαίνονται τα κυρία στοιχεία για όλους τους οδοντωτούς τροχούς του πλανητικού στο παρακάτω πίνακα.

	sun gear	ring gear	Planet gear
D(mm)	84	168,0	42,0
Z	28,0	56,0	14,00
m	3,0	3,0	3,0

Πίνακας 1: Διαστάσεις οδοντωτών τροχών στο πλανητικό μηχανισμό.

Σε αυτό το στάδιο έπρεπε να γίνει υπολογισμός αντοχής για τους οδοντωτούς τροχούς που συμμετέχουν στο πλανητικό μηχανισμό. Έτσι έπρεπε να γίνει έλεγχος αντοχής σε πίεση επιφάνειας και έλεγχος αντοχής σε θραύση αναμεσα στους συνεργαζόμενους οδοντωτούς τροχούς δηλαδή αναμεσα στον ήλιο και τους πλανήτες και ανάμεσα στους πλανήτες και το δακτύλιο.

Αρχικά γίνεται υπολογισμός αντοχής σε πίεση επιφάνειας μεταξύ του ηλίου και του πλανήτη οπου σε αυτή την περίπτωση ως πινιόν θεωρούμε το πλανήτη και ο υπολογισμός γίνεται βάση της παρακάτω σχέσης.

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{b_2 \cdot d_1} \frac{i+1}{i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\ell}}{S_H}$$

Οπου ισχύουν τα εξής :

Αρχικά οπου δείκτης 1 το πινιόν δηλαδή ο πλανήτης και οπου δείκτης 2 ο ήλιος.

σ_H : πίεση επιφανείας στη κατανομή του οδοντά σε N/mm²

F_t : περιφερειακή δύναμη σε N. θέλουμε την ροπή (T_2) στο κινητήριο τροχό οπου εδώ είναι ο ήλιος. Επομένως θέλουμε την ροπή στην έξοδο του κινητήρα

θεωρούμε ότι ο κινητήρας αποδίδει 30Nm όμως μετά το κινητήρα παρεμβάλλεται μια αρχική μείωση της σχέσης μετάδοσης (primary gear ratio) η οποία είναι 24:73 , έπειτα ακολουθεί το κιβώτιο ταχυτήτων όπου την μεγαλύτερη σχέση μετάδοσης έχουμε στην πρώτη ταχύτητα όπου η σχέση μετάδοσης είναι 14:32. Επομένως έπειτα από αυτούς τους δυο μειωτήρες ουσιαστικά η ροπή είναι:

$$T_2 = 30 \cdot \frac{73}{24} \cdot \frac{32}{14} = 208.57 Nm$$

Επειδή όμως η ροπή μοιράζεται στους 3 πλανήτες η ροπή στους υπολογισμούς είναι $\frac{208.57}{3} = 69.52 Nm$

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2000 \cdot 69.52}{84} = 1655.24 N$$

d : η διάμετρος του πινιόν δηλαδή η διάμετρος του πλανήτη ίση με 42mm

T : η ροπή σε Nm

D_I : αρχική διάμετρος πινιόν σε mm.

b : πλάτος οδόντα σε mm. Λαμβάνεται αυθαίρετα ίσο με 20mm.

u : λόγος αριθμού οδόντων τροχού προς πινιόν .

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{84}{42} = 2$$

K_A : 2,25 Συντελεστής εφαρμογής για μειωτήρες με οδοντωτούς τροχούς με 8ωρη ή 24ωρη ημερήσια λειτουργία.

K_v : 0,5 Συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων για οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες (DIN 3990).

K_{HA} : μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για πίεση επιφανείας. Λαμβάνεται ίσος με 1.

Z_H : Συντελεστής ζώνης λαμβάνεται ίσος με 2,5 διότι έχουμε ευθείς οδόντες χωρίς μετατόπιση.

Z_M : συντελεστής υλικού σε $\sqrt{N/mm^2}$. Λαμβάνει υπόψη τα μέτρα ελαστικότητας των υλικών και στην περίπτωση μας λαμβάνεται ίσος με 189,8

Z_e : Συντελεστής επικάλυψης. Λαμβάνει υπόψη την επιρροή του βαθμού επικάλυψης σε τροχούς με ευθείς οδοντές. Ο βαθμός επικάλυψης ε_α κατά προσέγγιση από διάγραμμα είναι 1.3.

$$Z_e = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = 0.95$$

σ_{HP} : επιτρεπόμενη τάση για πίεση επιφανείας σε N/mm^2

σ_{HI} : αντοχή διαρκείας των κατατομών των οδοντών σε πίεση επιφανείας σε N/mm^2 . Διαλέξαμε για να ικανοποιείται η αντοχή βελτιωμένο χάλυβα εναζωτωμένο 31CrMoV9 με αντοχή σε πίεση επιφανείας 1230 N/mm^2 .

S_H : συντελεστής ασφαλείας σε πίεση επιφανείας. Λαμβάνεται ίσος με 1,4 .

Άρα τελικά έχουμε,

$$\sigma_H = 820.86 < \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HI}}{S_H} = \frac{1230}{1.4} = 878.57$$

Για τον υπολογισμό της αντοχής σε πίεση επιφανείας μεταξύ του πλανήτη και του δακτυλίου ισχύουν οι ίδιοι συντελεστές εκτός από τους παρακάτω συντελεστές που διαφοροποιούνται.

Αρχικά όπου δείκτης 1 το πινιόν δηλαδή ο πλανήτης και όπου δείκτης 2 ο δακτύλιος .

u : λόγος αριθμού οδοντών τροχού προς πινιόν .

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{56}{14} = 4$$

Z_e : Συντελεστής επικάλυψης. Λαμβάνει υπόψη την επιρροή του βαθμού επικάλυψης σε τροχούς με ευθείς οδοντές. Ο βαθμός επικάλυψης ε_α κατά προσέγγιση από διάγραμμα είναι 1.24.

$$Z_e = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = 0.96$$

F_t : περιφερειακή δύναμη σε N. θέλουμε την ροπή στο κινητήριο τροχό ο οποίος εδώ είναι ο πλανήτης. Η ροπή εδώ είναι η μισή από πριν διότι μεταξύ πλανήτη και ήλιου έχουμε αύξηση στροφών με σχέση μετάδοσης 2.

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 34.76}{42} = 827.62N$$

Άρα τελικά έχουμε ,

$$\sigma_H = 535.72 < \sigma_{Hp} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_H} = \frac{1230}{1.4} = 878.57$$

Ακολουθεί ο έλεγχος αντοχής σε θραύση μέσω της παρακάτω σχέσης πάλι πρώτα μεταξύ ήλιου και πλανήτη και έπειτα μεταξύ πλανήτη και δακτυλίου.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\ell}}{S_F}$$

Στη παραπάνω σχέση οι συντελεστές και για τις δυο περιπτώσεις μεταξύ ήλιου και πλανήτη αλλά και μεταξύ πλανήτη και δακτυλίου F_t , b , m , K_A , K_V είναι ίδιοι με την περίπτωση της αντοχής σε πίεση επιφανείας.

Συντελεστές μεταξύ ήλιου και πλανήτη

K_{Fa} : μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για θραύση. Για ευθείς οδοντές και $S_f < 2$ λαμβάνεται ίσος με 2.

Y_{Fa} : συντελεστής μορφής για εξωτερική οδόντωση (DIN 3990). Υπολογίζεται και για το πινιόν δηλαδή το πλανήτη $Y_{Fa1} = 3,35$ και για τον ήλιο $Y_{Fa2} = 2,6$.

Y_{sa} : συντελεστής διόρθωσης τάσης για εξωτερική οδόντωση (DIN 3990). Υπολογίζεται και για το πινιόν δηλαδή το πλανήτη $Y_{sa1} = 1.5$ και για τον ήλιο $Y_{sa2} = 1.65$.

Y_ε : συντελεστής επικάλυψης. Ο βαθμός επικάλυψης ε_α κατά προσέγγιση από διάγραμμα είναι 1.3 όπως στον υπολογισμό της αντοχής σε πίεση επιφανείας.

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} = 0,89$$

σ_{Fp} : επιτρεπόμενη τάση στον πόδα σε N/mm^2 . Υπολογίζεται χωριστά για το πινιόν και τον τροχό.

σ_{Fl} : δυναμική αντοχή διάρκειας σε επαναλαμβανομένη καμπτική καταπόνηση. Από την αντοχή σε πίεση επιφανείας έχουμε διαλέξει βελτιωμένο χάλυβα εναζωτωμένο 31CrMoV9 με δυναμική αντοχή στον ποδιά σε επαναλαμβανόμενο φορτίο 840 N/mm^2 .

S_f : συντελεστής ασφάλειας για την καταπόνηση στον οδόντα. Λαμβάνεται ίσος με 1.6 .

Άρα τελικά έχουμε,

$$\sigma_{F1} = 188.46 < \sigma_{Fp} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} = \frac{840}{1.6} = 525$$

$$\sigma_{F2} = 132.88 < \sigma_{Fp} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} = \frac{840}{1.6} = 525$$

Συντελεστές μεταξύ δακτυλίου και πλανήτη

Οι συντελεστές K_{Fa} και S_F είναι ίδιοι με την παραπάνω περίπτωση μεταξύ ήλιου και πλανήτη .

Y_{Fa} : συντελεστής μορφής για εξωτερική οδόντωση (DIN 3990). Υπολογίζεται και για το πινιόν δηλαδή το πλανήτη $Y_{Fa1} = 3,35$ και για τον δακτύλιο $Y_{Fa2} = 2,3$.

Y_{sa} : συντελεστής διόρθωσης τάσης για εξωτερική οδόντωση (DIN 3990). Υπολογίζεται και για το πινιόν δηλαδή το πλανήτη $Y_{sa1} = 1.5$ και για τον δακτύλιο $Y_{sa2} = 1.8$.

Y_ε : συντελεστής επικάλυψης. Ο βαθμός επικάλυψης ε_α κατά προσέγγιση από διάγραμμα είναι 1.24 όπως στον υπολογισμό της αντοχής σε πίεση επιφανείας.

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} = 0,85$$

σ_{Fp} : επιτρεπόμενη τάση στον πόδα σε N/mm^2 . Υπολογίζεται χωριστά για το πινιόν και τον τροχό.

σ_{Fl} : δυναμική αντοχή διάρκειας σε επαναλαμβανομένη καμπτική καταπόνηση.
Από την αντοχή σε πίεση επιφανείας έχουμε διαλέξει βελτιωμένο χάλυβα εναζωτωμένο 31CrMoV9 με δυναμική αντοχή στον ποδιά σε επαναλαμβανόμενο φορτίο 840 N/mm².

S_f : συντελεστής ασφάλειας για την καταπόνηση στον οδόντα. Λαμβάνεται ίσος με 1.6 .

Άρα τελικά έχουμε,

$$\sigma_{F1} = 90.40 < \sigma_{Fp} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_f} = \frac{840}{1.6} = 525$$

$$\sigma_{F2} = 57.04 < \sigma_{Fp} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_f} = \frac{840}{1.6} = 525$$

Εδώ λοιπόν ολοκληρώθηκαν οι υπολογισμοί αντοχής στον πλανητικό μηχανισμό και μπορούμε να περάσουμε στο σχεδιασμό του συγκεκριμένου πλανητικού μηχανισμού.

6. Ιμάντες

Τέλος προκειμένου να μεταφερθεί η κίνηση από την έξοδο του πλανητικού στον πίσω άξονα της μηχανής καθώς το πλανητικό τοποθετείται κοντά στο κινητήρα στο σώμα της μοτοσυκλέτας έπρεπε να χρησιμοποιηθεί αλυσίδα ή ιμάντας. Η σχέση μετάδοσης σε αυτή την περίπτωση είναι 1:1 διότι η μείωση που επιτυγχανόταν από την αλυσίδα και τους δυο οδοντωτούς τροχούς γίνεται πλέον από το πλανητικό μηχανισμό. Επειδή το σύστημα που θα σχεδιαστεί θα είναι ένα εξολοκλήρου όπως έχει προαναφερθεί κλειστό ώστε να μην είναι εκτεθειμένο σε δυσμενείς συνθήκες είναι επιτρεπτό να χρησιμοποιηθεί και αλυσίδα και ιμάντας. Στη παρούσα διπλωματική θα χρησιμοποιηθεί ιμάντας λόγω του ότι εξαρχής αποφασίστηκε να σχεδιαστεί ένα κλειστό σύστημα προστατευμένο και επιπλέον ο ιμάντας παρουσιάζει κάποια πλεονεκτήματα σε σχέση με την μετάδοση με αλυσίδα.

Υπάρχουν δυο τύποι ιμάντων που χρησιμοποιούνται περισσότερο οι τραπεζοειδείς ιμάντες και οδοντωτοί ιμάντες.

Οι τραπεζοειδείς ιμάντες ή αλλιώς V-belts πήραν το όνομά τους από τη χαρακτηριστική τραπεζοειδή διατομή τους, που μοιάζει με το σχήμα του γράμματος "V". Κατασκευάζονται συνήθως από καουτσούκ ή πολυμερή υλικά. Ο σχεδιασμός της διατομής αυξάνει την επιφάνεια επαφής μεταξύ του ιμάντα και της τροχαλίας, ενισχύοντας τις δυνατότητες έλξης και μετάδοσης ισχύος. Οι ιμάντες αυτοί χρησιμοποιούνται ευρέως σε βιομηχανικά μηχανήματα για τη μετάδοση ισχύος από κινητήρες σε διάφορα εξαρτήματα, όπως αντλίες, ανεμιστήρες, συμπιεστές και γεννήτριες. Είναι αποτελεσματικοί για εφαρμογές όπου πολλαπλά εξαρτήματα πρέπει να τροφοδοτούνται από έναν κινητήρα. Ενώ χρησιμοποιούνται και σε αυτοκίνητα και είναι ζωτικής σημασίας τροφοδοτώντας εξαρτήματα όπως εναλλακτήρες, συμπιεστές κλιματισμού, αντλίες υδραυλικού τιμονιού και αντλίες νερού σε κινητήρες εσωτερικής καύσης. Οι ιμάντες αυτοί είναι ιδιαίτερα αποδοτικοί στη μετάδοση ισχύος λόγω του τραπεζοειδούς σχεδιασμού τους, εξασφαλίζοντας ελάχιστη ολίσθηση μεταξύ του ιμάντα και της τροχαλίας. Επιπλέον μπορούν να χειριστούν ένα ευρύ φάσμα ταχυτήτων και φορτίων, καθιστώντας τους κατάλληλους για διάφορες εφαρμογές. Τέλος είναι

σχετικά εύκολο να εγκατασταθούν και να συντηρηθούν, επιτρέποντας τη γρήγορη αντικατάσταση όταν χρειάζεται.

Οι οδοντωτοί μάντες έχουν δόντια στην εσωτερική επιφάνεια που εμπλέκονται με τις αντίστοιχες αυλακώσεις στις τροχαλίες. Συνήθως κατασκευάζονται από καουτσούκ ενισχυμένο με υαλοβάμβακα ή άλλα υλικά υψηλής αντοχής, εξασφαλίζοντας ανθεκτικότητα και αντοχή. Χρησιμοποιούνται κυρίως σε αυτοκίνητα και σε μηχανήματα κατασκευής και επεξεργασίας, όπου ο ακριβής συγχρονισμός και ο έλεγχος της κίνησης είναι κρίσιμοι για την αποτελεσματική λειτουργία. Σε αυτούς τους μάντες η δύναμη εφελκυσμού παραλαμβάνεται από χαλύβδινα συρματιδία που είναι ενσωματωμένα στο από συνθετικό υλικό μάντα. Έτσι ο μάντας έχει ευκαμψία και μεγάλη αντίσταση σε επιμηκύνσεις. Τέλος υπάρχει μια ακόμη μορφή οδοντωτού μάντα ο οποίος είναι κατάλληλος για μεταφορά μεγάλων ροπών στρέψης σε χαμηλές στροφές ο οποίος ονομάζεται Power Grip HTD. Ο μάντας αυτός λόγω της καλύτερης κατανομής των τάσεων που οφείλεται στη μη τραπεζοειδή μορφή των οδοντών του έχει κατά 30% μεγαλύτερη ικανότητα μεταφοράς ισχύος σε σχέση με τον συνήθη οδοντωτό μάντα. Οι οδοντωτοί μάντες γενικά χαρακτηρίζονται από ακριβή συγχρονισμό των κινητήριων και κινητήριων εξαρτημάτων, που είναι ζωτικής σημασίας για τη διατήρηση του σωστού χρονισμού σε κινητήρες και άλλα μηχανήματα. Επιπλέον λειτουργούν σχετικά αθόρυβα και με ελάχιστους κραδασμούς σε σύγκριση με άλλους τύπους μάντων, συμβάλλοντας σε ένα πιο ομαλό και αθόρυβο σύστημα λειτουργίας. Τέλος απαιτούν συνήθως λιγότερη συντήρηση σε σύγκριση με τα συστήματα αλυσίδας ή οδοντωτών τροχών, με αποτέλεσμα την εξοικονόμηση κόστους μακροπρόθεσμα.

Στη δική μας περίπτωση λόγω της αυξημένης ροπής που έχουμε θα χρησιμοποιήσουμε μάντα Power Grip HTD. Όπως έχουμε αναφέρει και παραπάνω έχουμε σαν δεδομένο ότι ο κινητήρας μας αποδίδει 30Nm ροπής. Επομένως έπειτα από την primary σχέση μετάδοσης και την σχέση μετάδοσης του κιβωτίου με την πρώτη ταχύτητα αλλά και έπειτα από το πλανητικό μηχανισμό έχουμε μια μεγάλη αύξηση της ροπής η οποία είναι η εξής.

$$i_{\text{primary}} = 3$$

$$i_{\text{1st gear}} = 2.3$$

$$i_{\text{πλανητικου}} = 3$$

$$i_{\text{ολικο}} = i_{\text{primary}} \cdot i_{\text{1st gear}} \cdot i_{\text{πλανητικου}} = 20,7$$

Αρά η τελική ροπή στην έξοδο του πλανητικού υπολογίζεται ως εξής :

Έχουμε ότι την μέγιστη ροπή από τον κινητήρα την έχουμε στις 7250rpm όπου εκεί έχουμε 24Kw ισχύ . Επομένως οι στροφές εξόδου n_{out} στην έξοδο του πλανητικού είναι :

$$n_{\text{out}} = \frac{7250}{20,7} = 350 \text{ rpm}$$

$$T_{\text{out}} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{out}}} = \frac{24 \cdot 1000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 350} = 655 \text{ Nm}$$

Αυτή είναι η ροπή εξόδου στο πλανητικό μηχανισμό. Έχοντας επιλέξει να χρησιμοποιήσουμε ιμάντα Power Grip και θέλοντας να έχουμε όσο το δυνατόν μικρότερες διαστάσεις στις τροχαλίες του ιμάντα επιλέγουμε το μικρότερο αριθμό οδοντών για τέτοιου είδους ιμάντα. Λόγω των μεγάλων ροπών θα χρησιμοποιήσουμε ιμάντα τύπου 14M για τον οποίο ο μικρότερος αριθμός οδοντών είναι 28 και με δεδομένο module για τον συγκεκριμένο τύπο ιμάντα που είναι $m=4.4563$ έχουμε διάσταση τροχαλίας ίση με $28 \cdot 4,4563 = 124,78 \text{ mm}$, όπως επίσης θέλαμε να χρησιμοποιήσουμε το μικρότερο πάχος για 14M που είναι 40mm. Θα μπορούσαμε να χρησιμοποιήσουμε ιμάντα Power Grip τύπου 8M για τον οποίο θα μπορούσαμε να είχαμε μικρότερες διαστάσεις τροχαλίας όμως όπως θα δούμε και παρακάτω ο συγκεκριμένος τύπος δεν είχε την αντοχή που θέλαμε. Σημαντικό ρολό στην επιλογή αυτή είχε και το γεγονός ότι θέλαμε ένα όσο το δυνατόν με μικρότερο πάχος ιμάντα.

Έχουμε επιπλέον σαν δεδομένα την απόσταση από τον άξονα εξόδου του πλανητικού μέχρι τον άξονα του πίσω τροχού ίση με 800mm. Τέλος λόγω της αυξημένης απόστασης θα χρησιμοποιηθεί και τροχός τάσης

Υπολογισμοί,

Στην αρχή γίνεται επιλογή του τύπου ιμάντα αναμεσα σε 8M και 14M power grip βάση του λογού P/n

Έχουμε $P=24 \text{ Kw}$ και $n=350 \text{ rpm}$ άρα $\frac{P}{n} = \frac{24}{350} = 0.068 \geq 0.02$ επομένως θα χρησιμοποιήσουμε 14M ιμάντα.

Τώρα μπορούμε να υπολογίσουμε την αρχική διάμετρο (d) και την διάμετρο κύκλου κεφαλής (d_e).

m : modul σε mm από πίνακα για 14M είναι ίσο με 4.4563

z : αριθμός οδοντών για 14M $z_{\min} = 28$

u : απόσταση από το κύκλο κεφαλής του οδόντα μέχρι τον άξονα του συρματιδίου για 14M από πίνακα και για $z=28$ έχουμε $u=1.4$

$$d = m \cdot z = 28 \cdot 4.4563 = 124.78 \text{ mm}$$

$$d_e = d - 2 \cdot u = 124.78 - 2 \cdot 1.4 = 124.78 - 2.8 = 121.98 \text{ mm}$$

Λόγω του ότι έχουμε σχέση μετάδοσης 1:1 οι δυο τροχαλίες έχουν το ίδιο μέγεθος επομένως $d_1 = d_2$.

A : προβλεπόμενη απόσταση αξόνων 800mm

$$\text{Γωνιά κλίσης ιμάντα: } \sin \beta = \frac{d_2 - d_1}{2A} = \frac{0}{800} = 0, \text{ άρα } \beta = 0$$

$$\text{Γωνιά περιέλιξης: } \alpha = 180^\circ - 2 \cdot \beta = 180^\circ$$

Μήκος ιμάντα (L) :

$$L = 2 \cdot A \cdot \cos \beta + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{\pi \beta}{180^\circ} \cdot (d_2 - d_1) \rightarrow$$

$$\rightarrow L = 2 \cdot 800 \cdot 1 + \frac{\pi}{2} \cdot (124,78 + 124,78) + 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow L = 1992 \text{ mm}$$

Έπειτα υπολογίζεται ο αριθμός οδόντων του ιμάντα (X) :

$$X = \frac{L}{p} = \frac{1992}{14} = 142.28$$

p : βήμα για ιμάντα όπου 14M είναι ίσο με 14

Ο αριθμός οδοντών X τυποποιείται σύμφωνα με πίνακα αλλά είναι δυνατές και ενδιάμεσες τιμές. Επιλέγουμε την τιμή 140.Οποτε υπολογίζουμε την νέα απόσταση αξόνων και το νέο μήκος του ιμάντα.

$$L = X \cdot p = 140 \cdot 14 = 1960 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{X \cdot p}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_1 + d_2) = \frac{140 \cdot 14}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (124,78 + 124,78) \rightarrow f_1 \\ &= 245 - \frac{\pi}{8} \cdot (249,56) = 392 \end{aligned}$$

$$f_2 = \frac{(d_2 - d_1)^2}{8} = 0$$

$$A = f_1 + \sqrt{f_1^2 - f_2} = 392 + \sqrt{392^2 - 0} = 784 \text{ mm}$$

Στην συνέχεια προσδιορίζεται η χαρακτηριστική τιμή πλάτους b·K.

P : η ισχύς σε W

C₁ : συντελεστής μήκους ιμάντα

C₂ : συντελεστής φόρτισης

C₃ : επαύξηση για σχέσεις μετάδοσης προς το γρήγορο. Για σχέσεις μετάδοσης προς το αργό C₃ = 0

P_N : ισχύς που μεταφέρεται από ιμάντα πλάτους 1cm σε W/mm .

$$b \cdot K = \frac{P \cdot C_1 \cdot (C_2 + C_3)}{P_N} = \frac{24000 \cdot 1 \cdot (2,2 + 0)}{1388,5} = 38 \text{ mm}$$

Από αυτή την τιμή προκύπτει ο συντελεστής πλάτους K=1

Και άρα το πλάτος είναι ίσο

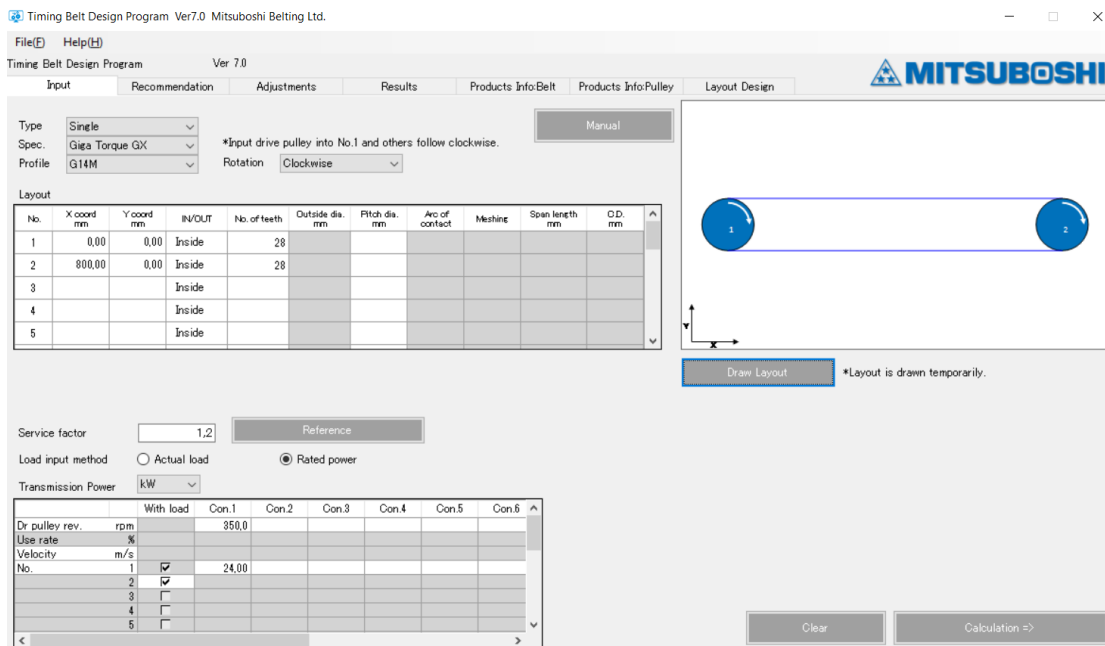
με :

$$b = \frac{(b \cdot K)}{K} = 38 \text{ mm}$$

Το οποίο τυποποιείται σε 40mm.

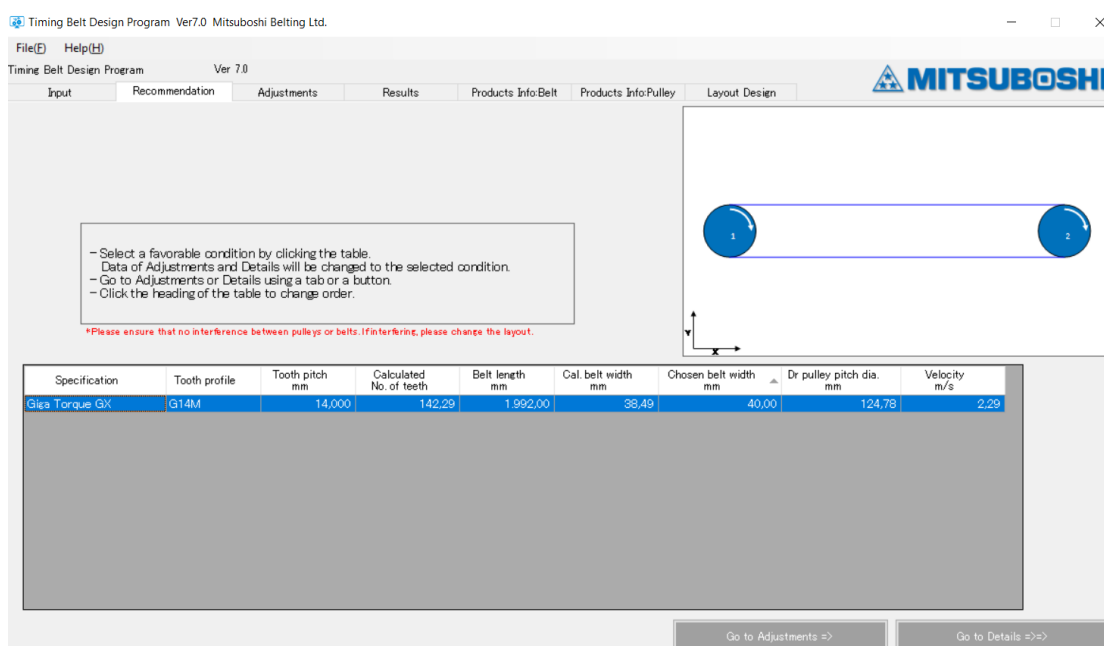
Τελικά έπειτα από όλα τα παραπάνω η επιλογή του ιμάντα επιβεβαιώνεται και μέσω ειδικών λογισμικών και των καταλόγων εταιρειών που παράγουν ιμάντες. Παρακάτω θα δούμε την επιλογή ιμάντα μέσω δυο διαφορετικών εταιρειών και μέσω δυο διαφορετικών λογισμικών υπολογισμού αρχικά μέσα από πρόγραμμα της εταιρείας MITSUBOSHI και έπειτα μέσα από κατάλληλο λογισμικό της εταιρείας Continental.

Εισάγοντας τα παραπάνω δεδομένα στο λογισμικό της Mitsubishi γίνεται εκλογή του ιμάντα χρήσης. Στις παρακάτω εικόνες (11,12,13,14,) φαίνονται τα αποτελέσματα.



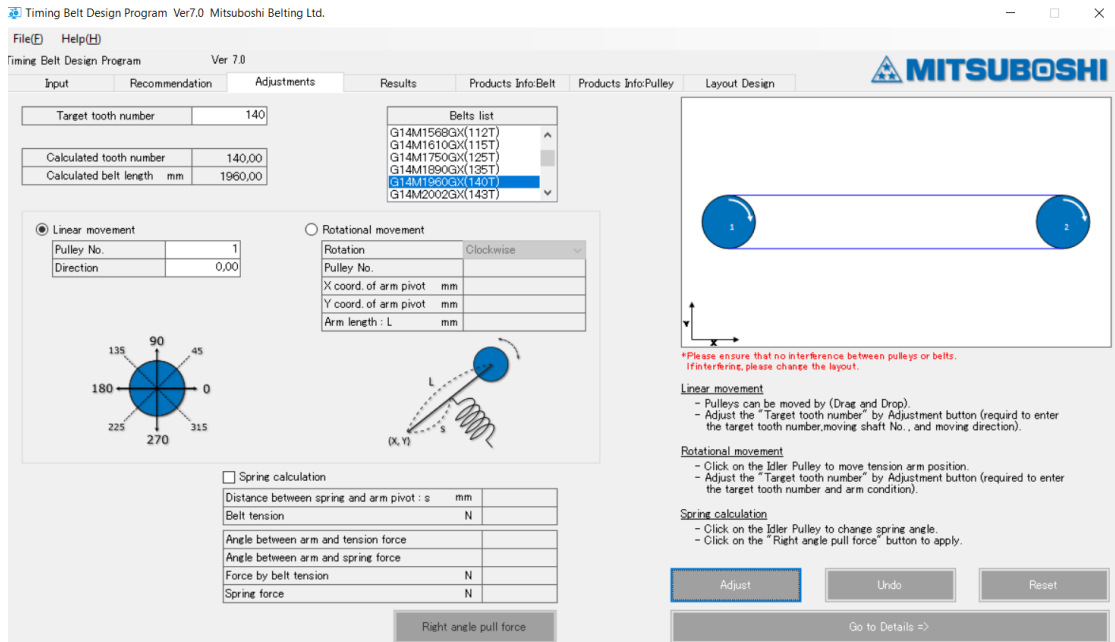
Εικόνα 11: Δεδομένα εισόδου στο λογισμικό Mitsubishi.

Όπως φαίνεται ορίζουμε τις θέσεις των τροχαλιών και των αριθμό των οδοντών καθώς επίσης και τις στροφές λειτουργίας και την ισχύ και με βάση αυτά προκύπτει ο κατάλληλος μίαντας.



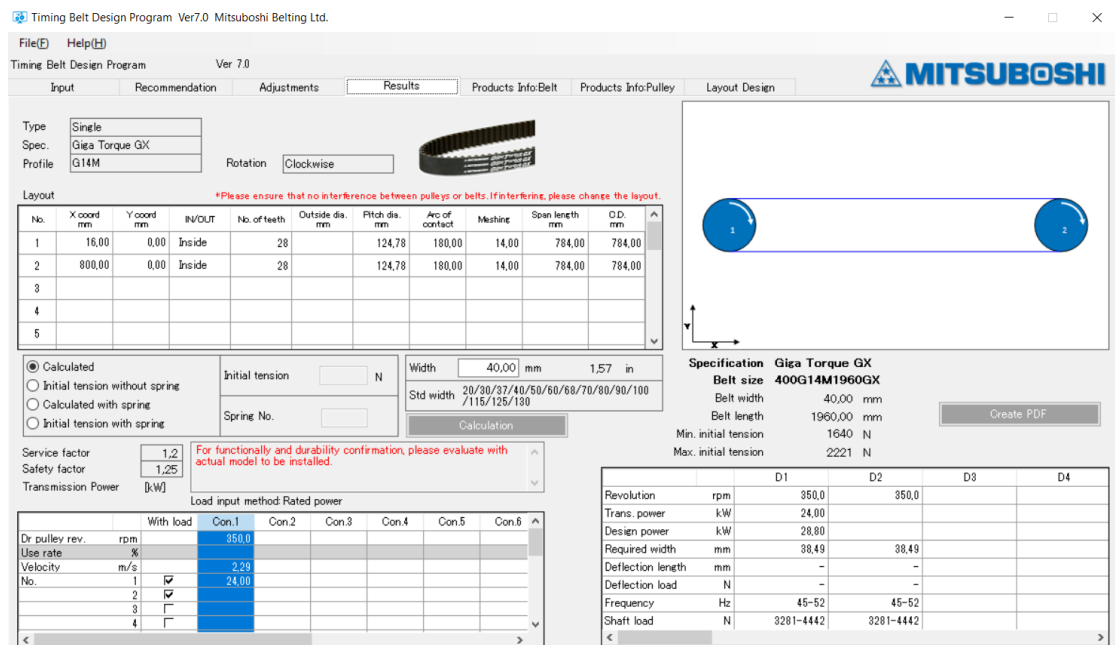
Εικόνα 12: Αρχικό αποτέλεσμα από λογισμικό Mitsubishi.

Στη παραπάνω εικόνα (12) φαίνονται τα στοιχεία του προτεινομένου μίαντα που όπως βλέπουμε συμφωνούν και με τους πιο πάνω δικούς μας υπολογισμούς.



Εικόνα 13: Προσαρμογή σε τυποποιημένους οδοντές μιάντες.

Σε αυτή την εικόνα (13) όπως φαίνεται γίνεται η βελτιστοποίηση ώστε να τυποποιηθεί η αριθμός οδοντών του μιάντα στο 140 όπως και στους υπολογισμούς μας. Και στην επόμενη εικόνα (14) φαίνονται τα τελικά αποτελέσματα.



Εικόνα 14: Τελικά αποτελέσματα από λογισμικό Mitsubishi.

Παρόμοια και στο λογισμικό της continental ορίζουμε της ίδιες συνθήκες λειτουργίας και προκύπτουν τα χαρακτηριστικά και ο κατάλληλος μιάντας για την λειτουργία. Όπως φαίνεται στις παρακάτω εικόνες(15,16,17,18,19).

Belt / Systemdata							
Profile	PROF	[-]	CTD	Required total service factor	CO _{gef}	[-]	1,8
Pitch	PROF	mm	14	Length factor	C5	[-]	0,93
Pitch Length	Lw	mm	1.960	Belt speed	v	m/s	2,29
Number of belt teeth	z	[-]	140	Overall power rating of the system	Pr _{gesamt}	kW	28,84
Calculated belt width	B _{err}	mm	59,92	Axis distance	a	mm	784
Chosen belt width	B _{aus}	mm	40	Indentation depth	Te	mm	-
Engine efficiency	η	[%]	100	Output power (type plate)	PeL	kW	∞
Test force	Fe	N	-				
Initial load factor	K1	[-]	1,25				
Initial service factor	K2	[-]	1,1				
Calculated total service factor	CO _{err}	[-]	1,2				

Εικόνα 15: Αποτελέσματα από λογισμικό continental.



Project : -- | --

Geometry data pulleys					
#	Outer diameter da mm	Pitch diameter dw mm	Number of teeth z [-]	X-Coord. x mm	Y-Coord. y mm
0	121,99	124,78	28	0	0
1	121,99	124,78	28	784	0

Geometry data system					
#	Arc of contact Beta °	Number of teeth in mesh ze	Teeth in mesh factor c1	Rotational speed n 1/min	Transmission ratio i
0	180	14	1	350	1
1	180	14	1	350	1

Εικόνα 16: Αποτελέσματα από λογισμικό continental.

Power data pulleys

#	Power	Torque	Peripheral force	Static bearing force	Dynamic bearing force
	P kW	Md Nm	Fu N	F _{lstat} N	at calculated working condition FL _{dyn} N
0	24	654,81	10.495,63	14.421	14.420
1	24	654,81	10.495,63	14.421	14.420

Strand data

#	Free strand length	Static strand tension per belt	Static strand tension per belt
	Lf mm	Mounting with retensioning F _{stat} N	Mounting without retensioning F _{statmon} N
0	784	7.210	9.373
1	784	7.210	9.373

Εικόνα 17: Αποτελέσματα από λογισμικό continental.



Project : -- | --

Pre-tensioning

#	Free strand length	Strand frequency	Strand frequency	CONTI - Frequency VSM Mini	CONTI - Frequency VSM Mini
	Lf mm	Mounting with retensioning f _{stat} Hz	Mounting without retensioning f _{statmon} Hz	Mounting with retensioning f _{Cstat} Hz	Mounting without retensioning f _{Cstatmon} Hz
0	784	97	110	94	107
1	784	97	110	94	107

Εικόνα 18: Αποτελέσματα από λογισμικό continental.



CONTI Synchronchain Carbon CTD-1960-C14M-40



Schematic belt marking and production code

		SYNCHROCHAIN CARBON	CTD	1960	C14M	MADE IN GERMANY DO NOT CRIMP	2023-09-19	11 10
Profile	CTDC14M							
Pitch	14							mm
Belt design	Polymer base: Polyurethane Fabric: Specially treated polyamide Tension member: Carbon fiber							
Belt width	40 (+1/-1)							mm
Belt height	10 (+0,45/-0,45)							mm
Belt length	1.960 (+0,4/-0,4) on centre distance							mm
Weight per m length	3,12x10 ⁻¹							kg/m
Permissible peripheral force @ 0.3%	12.020							N
Permissible peripheral force @ 0.5%	20.213							N
Hardness	94 (+/- 5)							Shore-A
Min. pulley number of teeth	28							-
Min. pitch diameter	124,77							mm
Min. back idler diameter	185,00							mm
Properties	Temperature resistant from -55°C up to +80°C Maintenance free Suitable for reverse flexing Aging-resistant Resistant to oil, grease and fuel and conditionally resistant to acid and lye Silicone free production and raw materials							

Εικόνα 19: Τελικά αποτελέσματα με επιλογή συγκεκριμένου μάντα από το κατάλογο της continental.

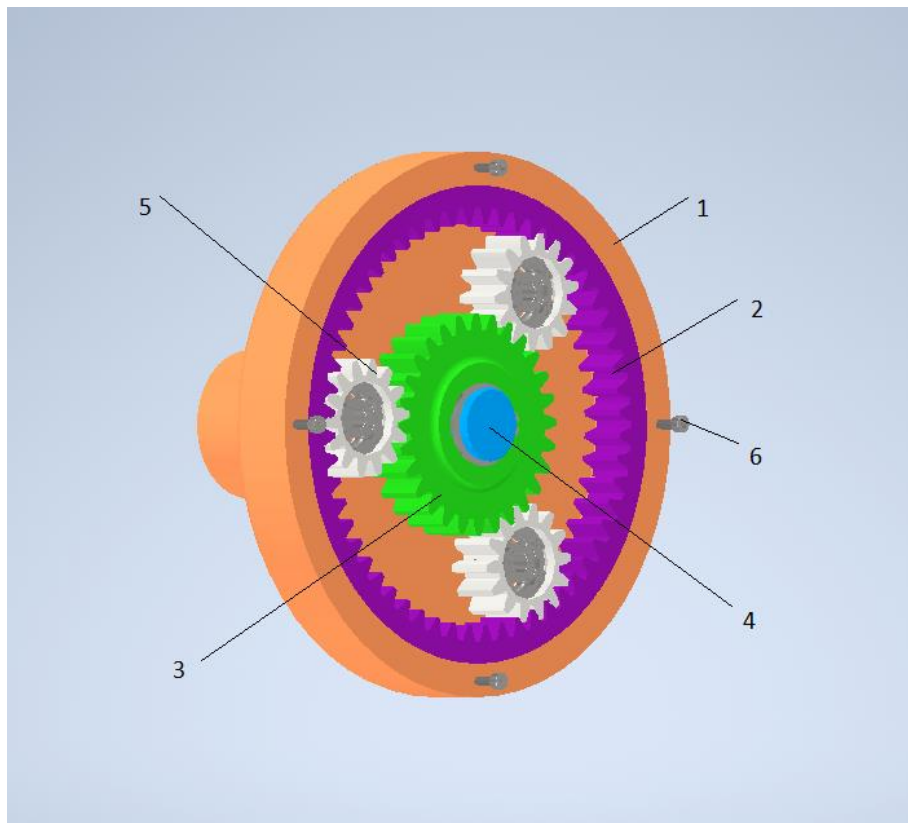
7.Σχεδιασμός

Αρχικά ξεκινώντας το σχεδιασμό πρώτο βήμα ήταν ο σχεδιασμός του πλανητικού μηχανισμού . Θεωρήσαμε ότι το ένα τμήμα του το πίσω καπάκι είναι πακτωμένο και σταθερό στο σώμα της μηχανής διότι μέσα από οπή του διέρχεται ο άξονας εξόδου του κινητήρα της μηχανής που φέρει το ήλιο ουσιαστικά του πλανητικού. Επιπλέον πάνω σε αυτό το καπάκι στερεώνεται ο δακτύλιος ο οποίος δεν πρέπει να περιστρέφεται. Όπως φαίνεται και στις παρακάτω εικόνες με το πορτοκαλί χρώμα είναι το πίσω καπάκι του πλανητικού το οποίο θεωρείτε σταθερό πακτωμένο στο σώμα της μηχανής .

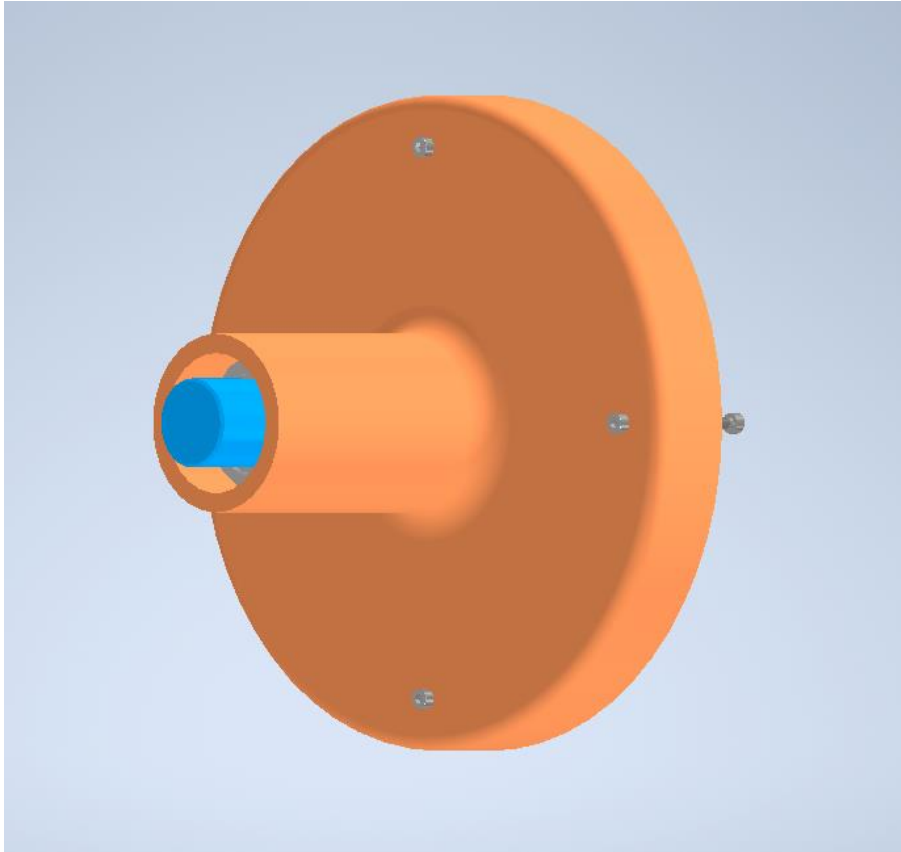
Στην (εικόνες 20-25) έχουμε τα εξής:

1. Καπάκι πίσω μέρους πλανητικού πακτωμένο στο σώμα της μηχανής.
2. Δακτύλιος πλανητικού στερεώνεται με βίδες πάνω στο πίσω καπάκι του πλανητικού.
3. Ήλιος πλανητικού που είναι η έξοδος του κινητήρα της μοτοσυκλέτας.
4. Άξονας εξόδου ισχύος του κινητήρα της μοτοσυκλέτας διέρχεται μέσα από οπή του πίσω προστατευτικού του πλανητικού μηχανισμού.
5. Πλανήτες πλανητικού μηχανισμού.
6. Βίδα με την οποία στερεώνεται το μπροστά καπάκι του πλανητικού πάνω στο πίσω ώστε να σφραγίσει διότι εσωτερικά περιέχει λίπανση.

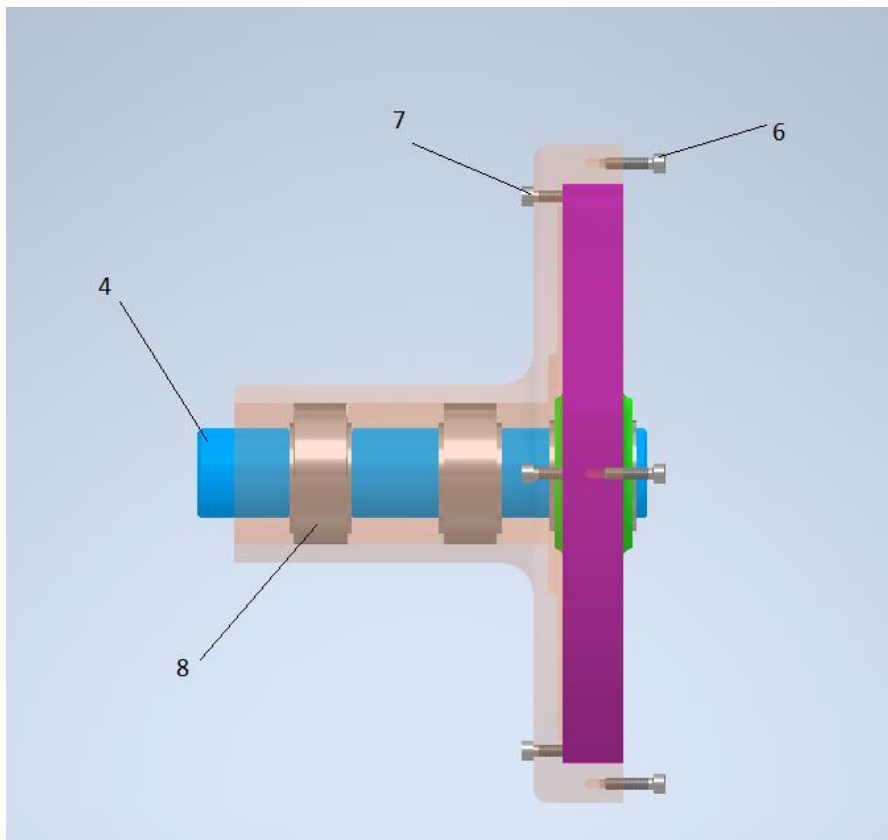
7. Βίδα στηρίξεις δακτυλίου οδοντωτού τροχού πλανητικού μηχανισμού.
8. Βελονοειδή έδρανο κύλισης.
9. Φορέας πλανητικού μηχανισμού.
10. Άξονας φορέα πλανητικού μηχανισμού που αποτελεί και την έξοδο του πλανητικού μας στη συγκεκριμένη περίπτωση.
11. Μπροστά προστατευτικό καπάκι πλανητικού.



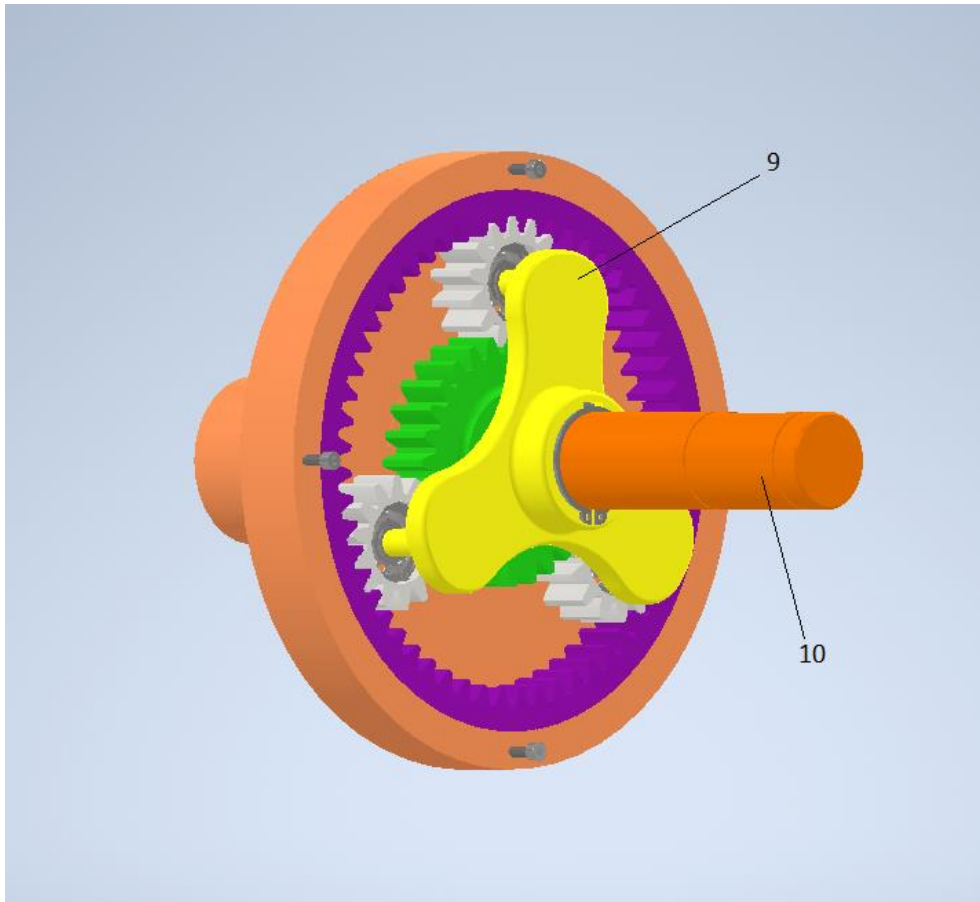
Εικόνα 20: μπροστά όψη πλανητικού μηχανισμού χωρίς το μπροστά καπάκι και τον φορέα.



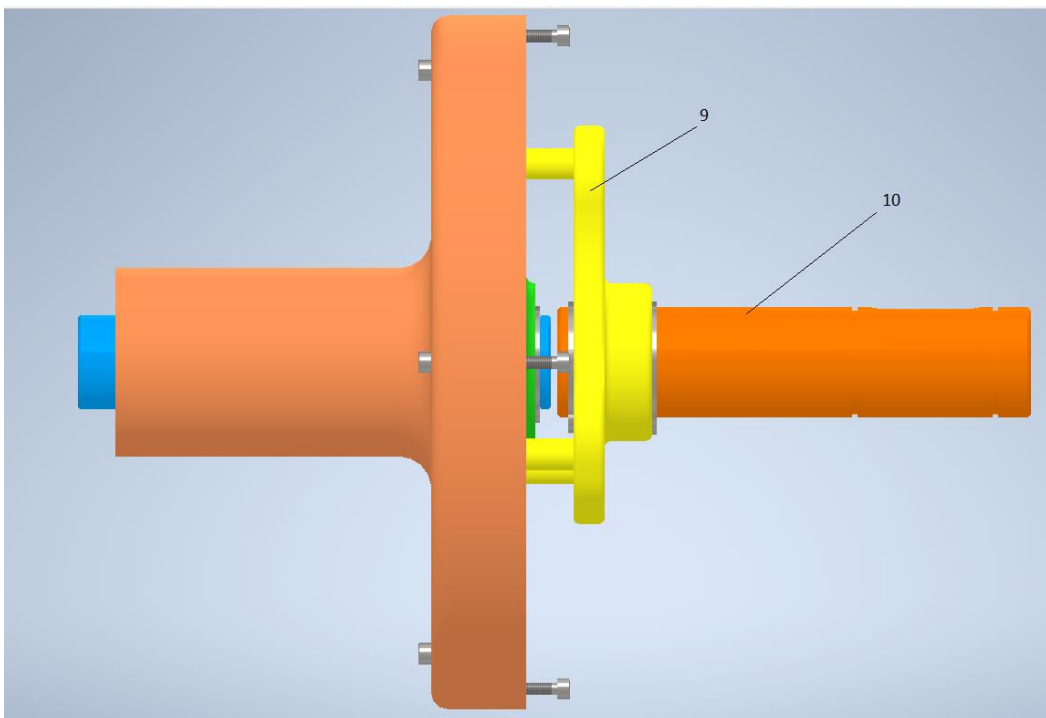
Εικόνα 22: Πίσω όψη πλανητικού.



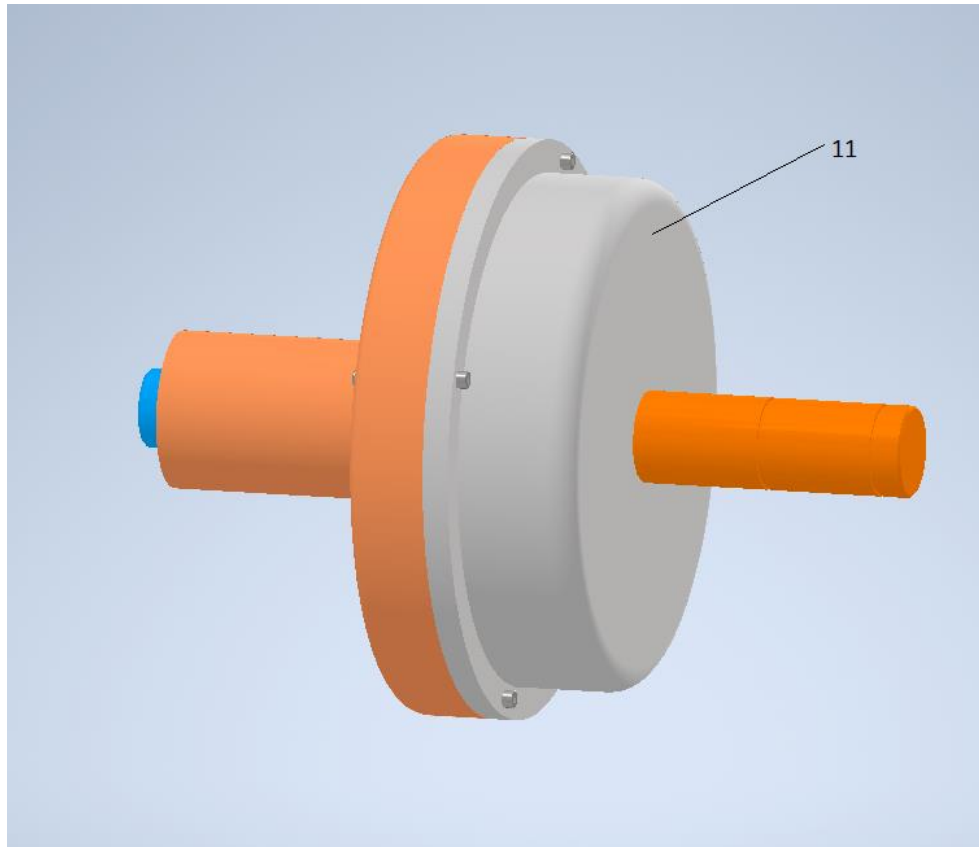
Εικόνα 21: Πλάγια όψη πλανητικού.



Εικόνα 24: Μπροστά όψη μαζί με φορέα.

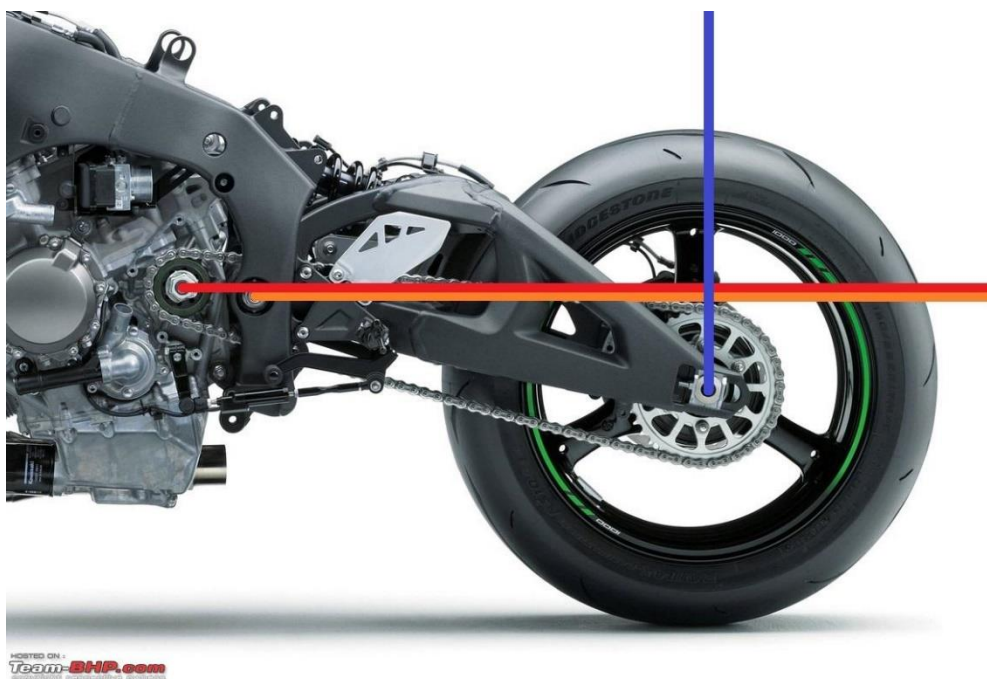


Εικόνα 23: Πλάγια όψη πλανητικού μαζί με φορέα και άξονα φορέα.

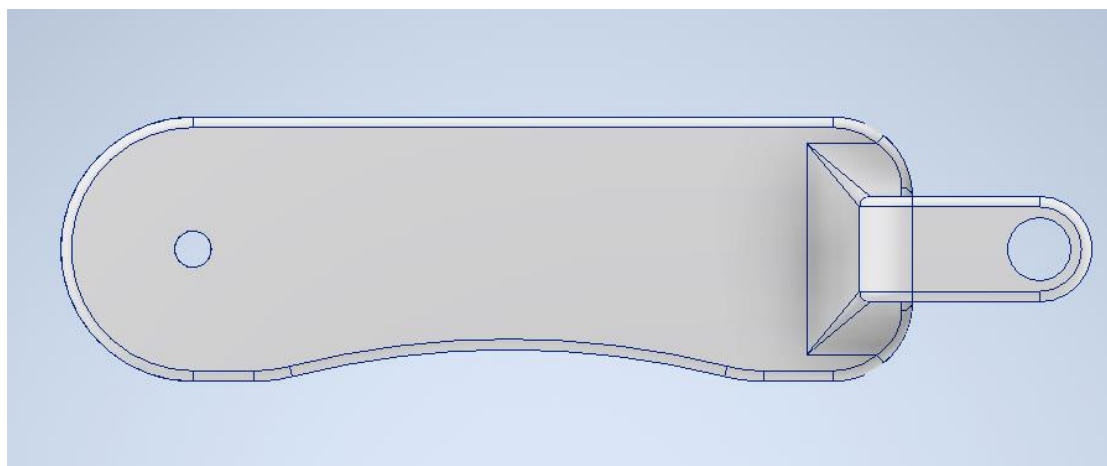


Εικόνα 25: Ολοκληρωμένη εικόνα πλανητικού μαζί και με τα δυο προστατευτικά μπροστά πίσω.

Έπειτα έγινε ο σχεδιασμός του πίσω βραχίονα με τέτοιο τρόπο ώστε η μια πλευρά του να λειτουργεί ως καλυμα επιπλέον σχεδιάστηκε ώστε να εδράζει μπροστά επάνω στο πίσω καπάκι του πλανητικού έτσι ώστε να είναι στο ίδιο κομβιο τόσο η έξοδος του κινητήρα της μοτοσυκλέτας όσο και η εδραση του πίσω βραχίονα ενώ συνήθως η εδραση του πίσω βραχίονα είναι σε άλλο σημείο όπως φαίνεται και στη παρακάτω εικόνα (26). Τέλος ο πίσω βραχίονας πήρε την μορφή που φαίνεται στις παρακάτω εικόνες(27-31).



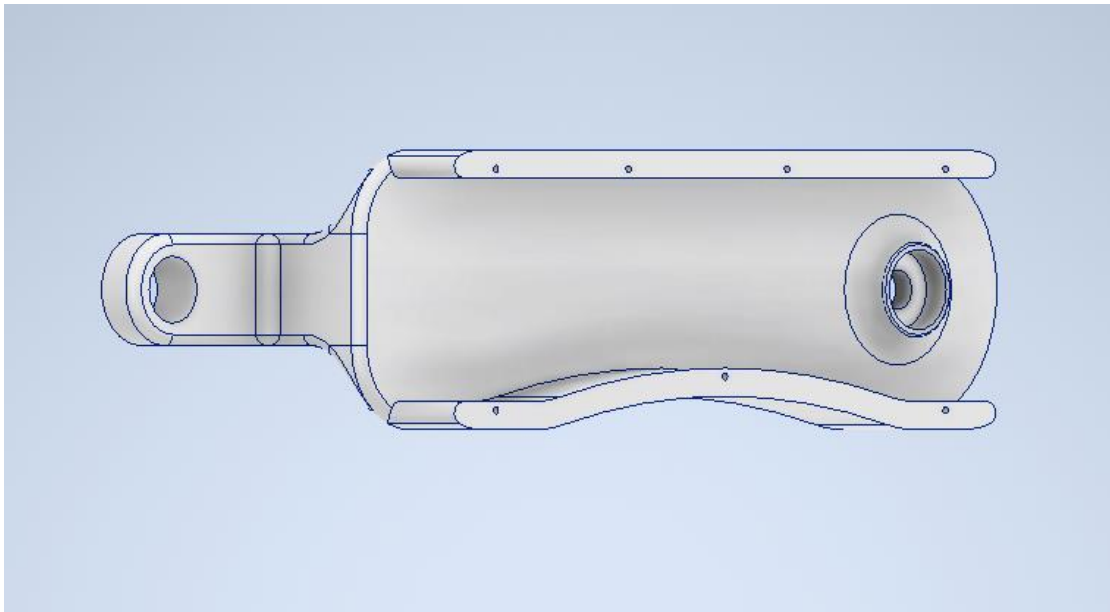
Εικόνα 26: Επισήμανση σημείου εξόδου κινητήρα και σημείου σύνδεσης πίσω βραχίονα στις συνήθεις περιπτώσεις.



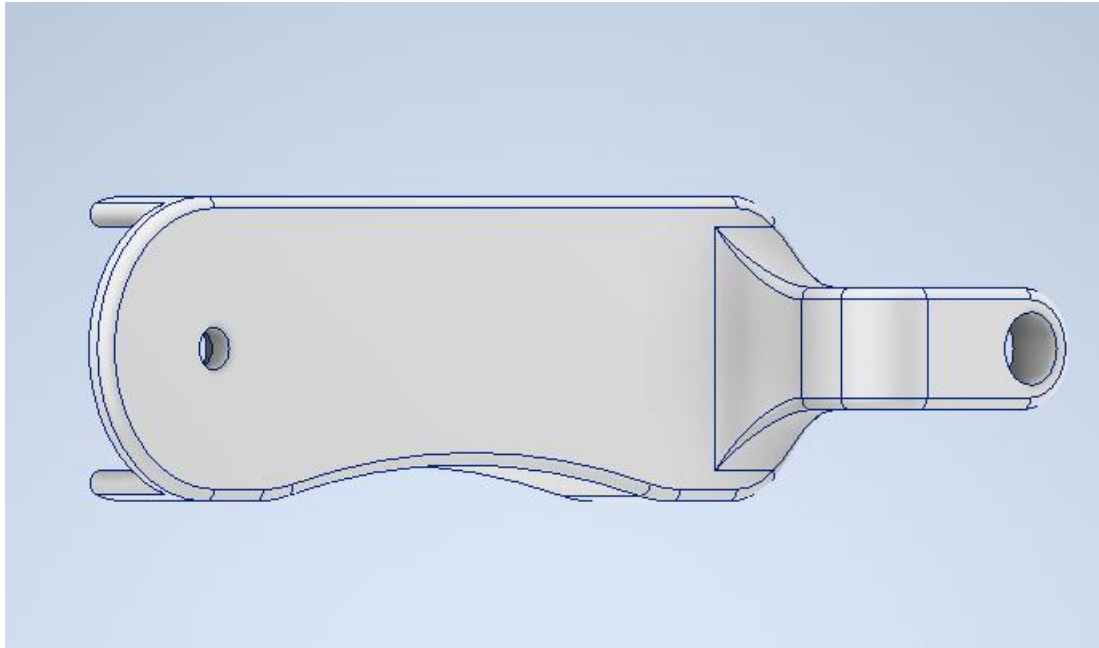
Εικόνα 27: Πίσω όψη πίσω βραχίονα.



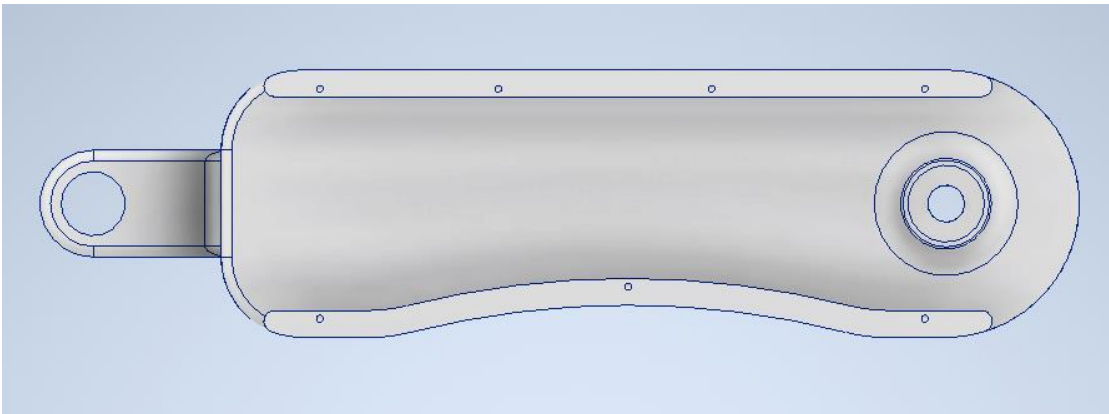
Εικόνα 28: Άνω όψη πίσω βραχίονα.



Εικόνα 29: Πλάγια-μπροστά όψη πίσω βραχίονα.



Εικόνα 30: πλάγια-πίσω όψη πίσω βραχίονα.

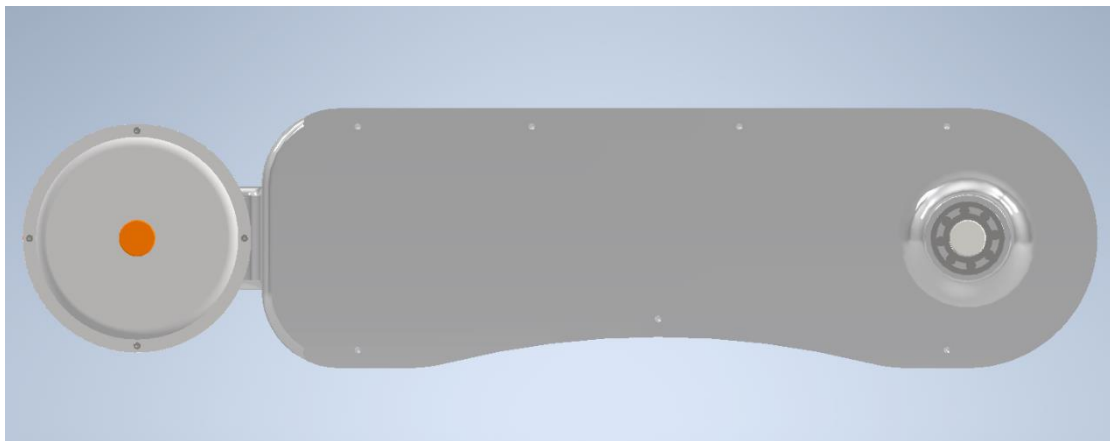


Εικόνα 31: Μπροστά όψη πίσω βραχίονα.

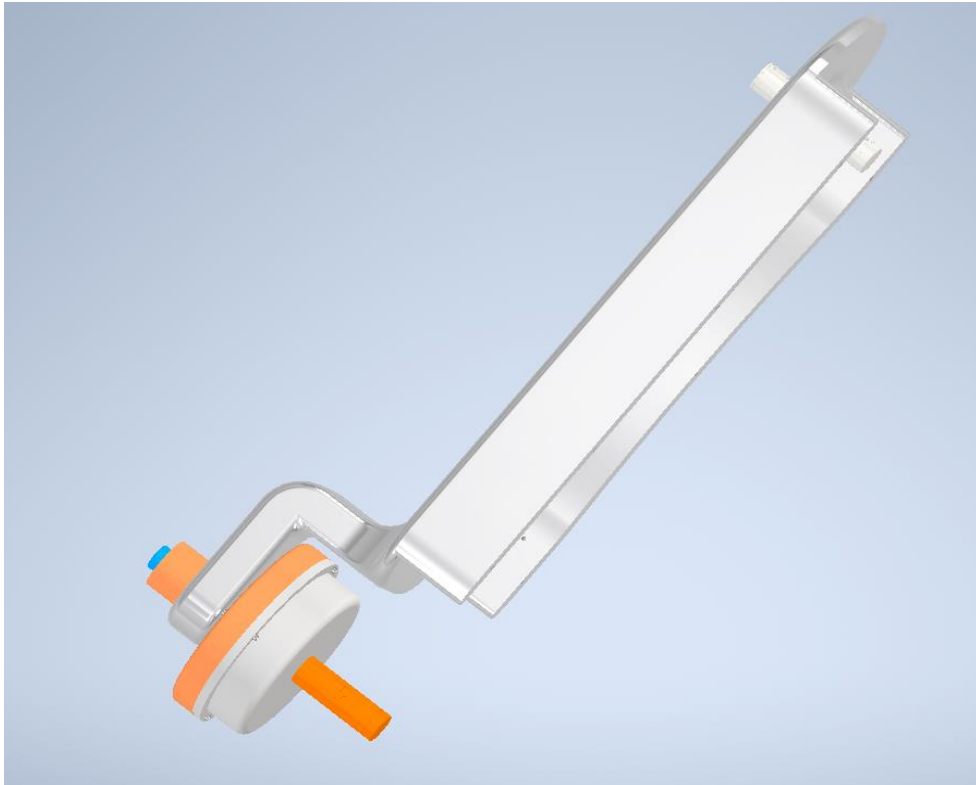
Κατόπιν τοποθετήθηκε η μπροστά άρθρωση του πίσω βραχίονα στο πλανητικό όπως φαίνεται στις παρακάτω εικόνες (32-38) και προστέθηκαν στο σχέδιο οι μπροστά και πίσω τροχαλίες για τον ιμάντα ενώ και ο πίσω άξονα που θα μεταφέρει την κίνηση στο τροχό της μηχανής καθώς και πάνω σε αυτόν τοποθετείται και η πίσω τροχαλία του ιμάντα. Έπειτα από αυτά σχεδιάστηκε και ένας τροχός τάσης για τον ιμάντα.



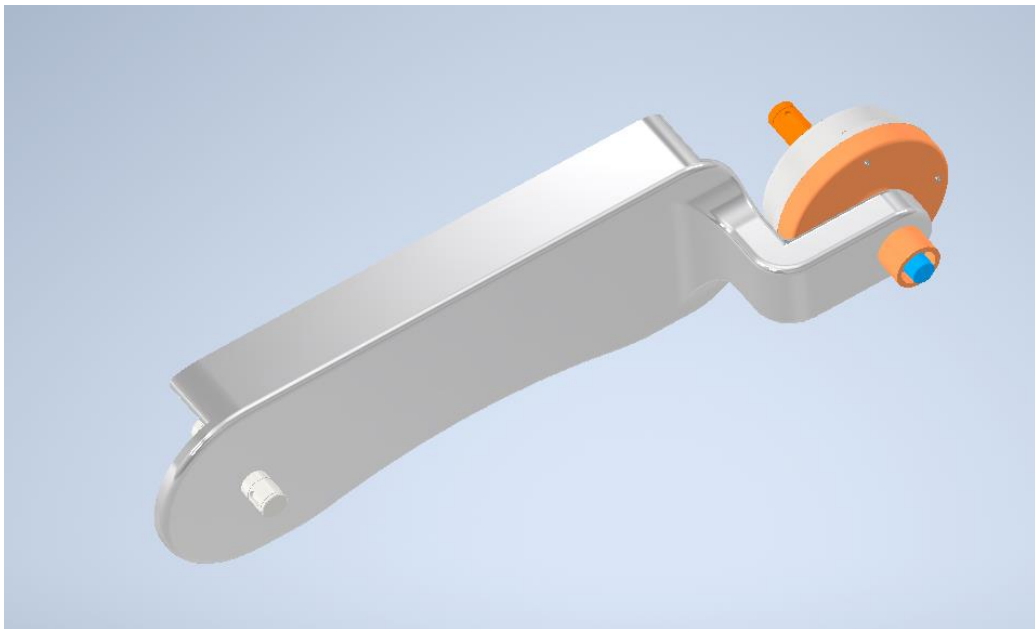
Εικόνα 32 : Πάνω όψη συνδεσμολογίας πίσω βραχίονα με πλανητικό μηχανισμό όπου το πορτοκαλί καπάκι του πλανητικού είναι σταθερό στη μοτοσυκλέτα.



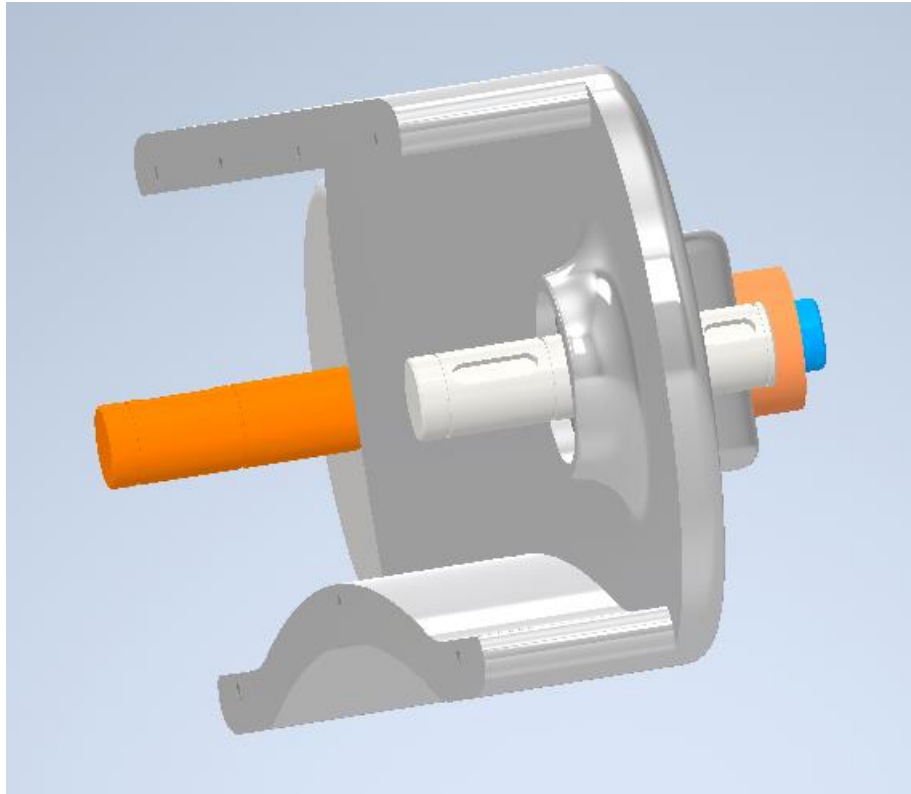
Εικόνα 33: πλάγια όψη όπου διακρίνεται το έδρανο ολίσθησης στο πίσω άξονα που θα μεταφέρει την κίνηση στο τροχό της μοτοσυκλέτας. Καθώς και οι οπές πάνω στο βραχίονα με τις οποίες θα στηρίζουμε έπειτα τα προστατευτικά καπάκια.



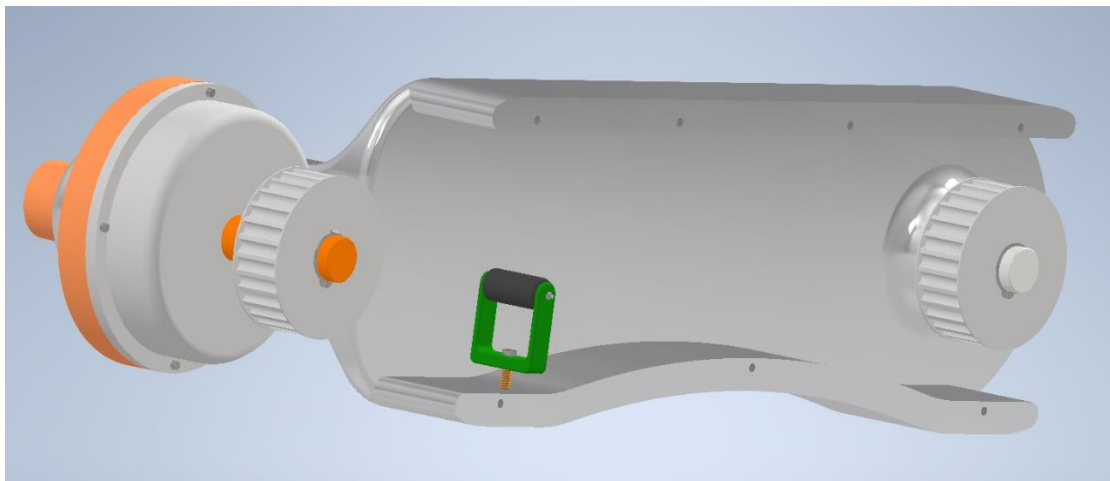
Εικόνα 35: Συναρμολόγημα πίσω βραχίονα μαζί με πλανητικό μηχανισμό διακρίνεται ο πίσω άξονας μετάδοσης της κίνησης στο τροχό.



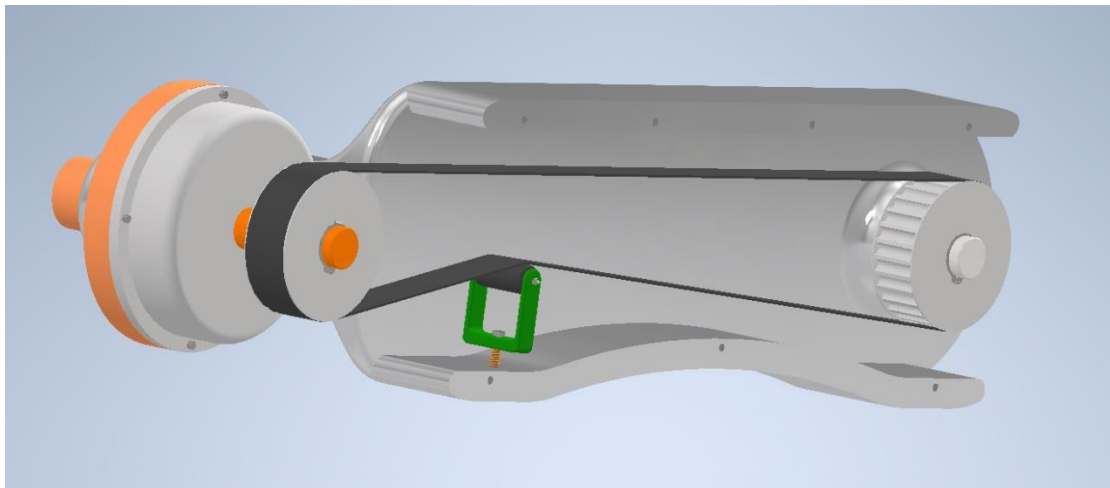
Εικόνα 34: πλάγια-πίσω όψη συναρμολογήματος.



Εικόνα 36: Διακρίνεται πίσω άξονας που φέρει τις κατάλληλες υποδοχές για την σύνδεση της πίσω τροχαλίας

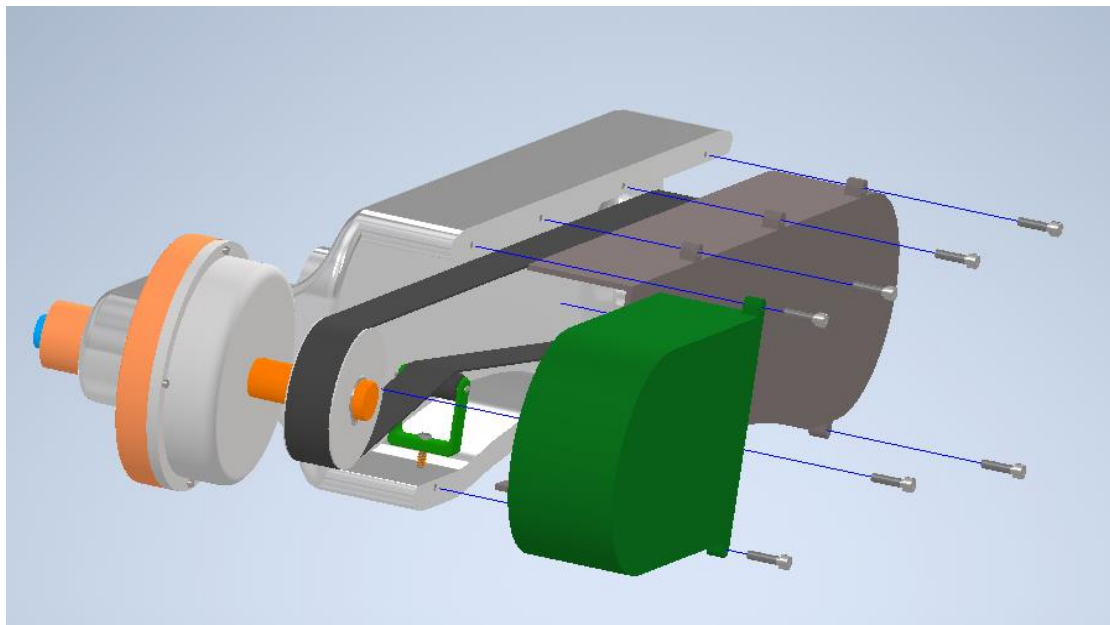


Εικόνα 37 : Συναρμολόγημα μαζί με τις τροχαλίες αλλά και τον τροχό τάσης.

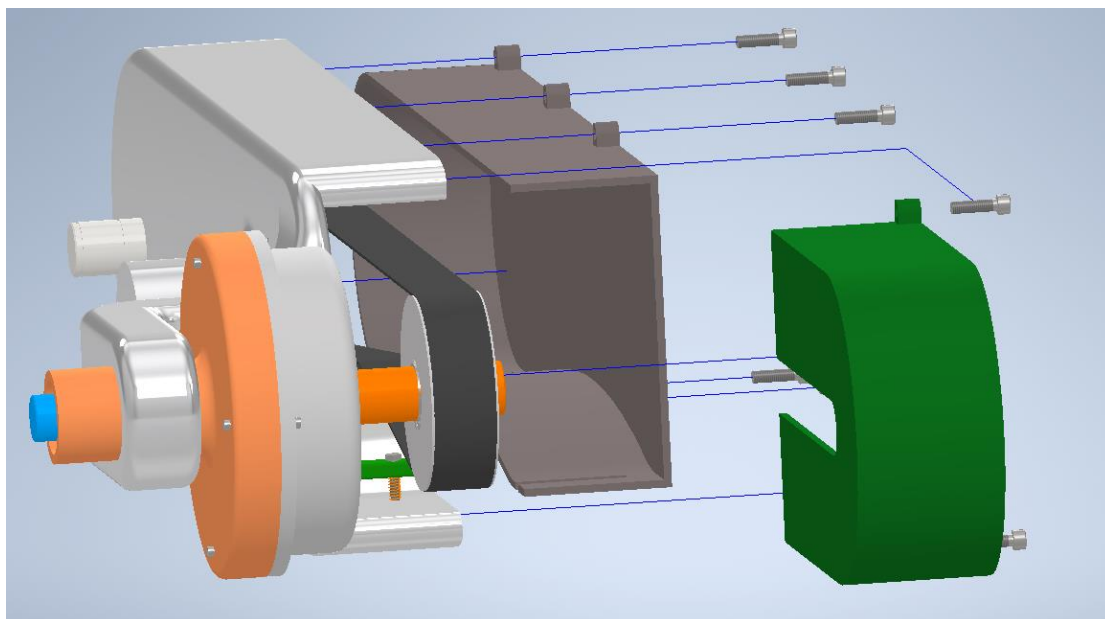


Εικόνα 38 : Συναρμολόγημα μαζί με ιμάντα μετάδοσης κίνησης.

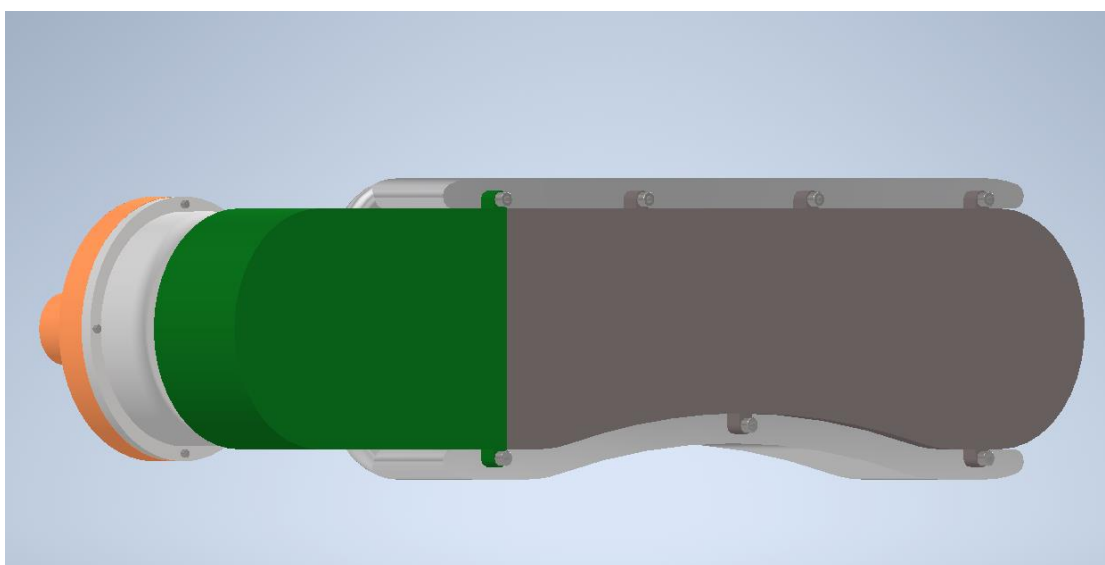
Τέλος τοποθετήθηκαν τα προστατευτικά καπάκια του ιμάντα ώστε να είναι προστατευμένος τα οποία στερεωθήκαν με βίδες (εικόνες 39-44)πάνω στο πίσω βραχίονα και σχεδιάστηκαν έτσι ώστε να είναι όσο το δυνατόν προστατευμένος ο ιμάντας από εξωτερικές συνθήκες όπως πέτρες λάσπες νερά κλπ.



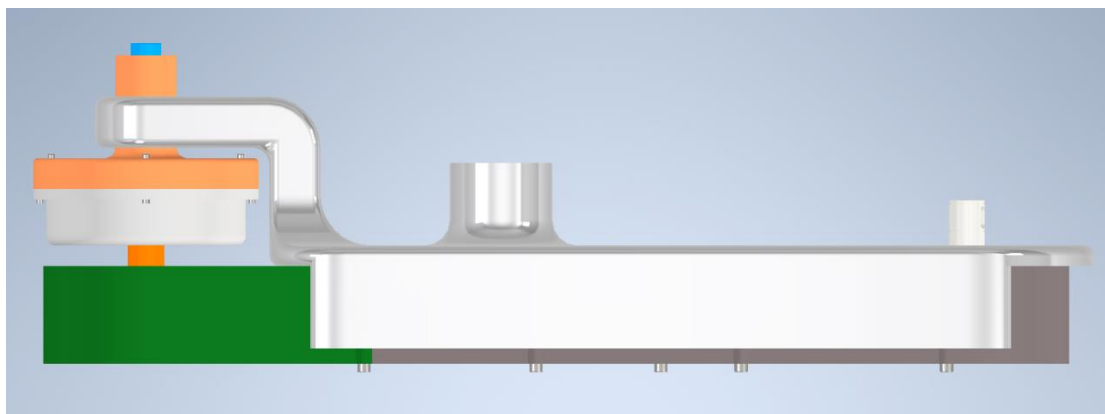
Εικόνα 39: Προστατευτικά καπάκια και κοχλίες στήριξης με το πίσω βραχίονα.



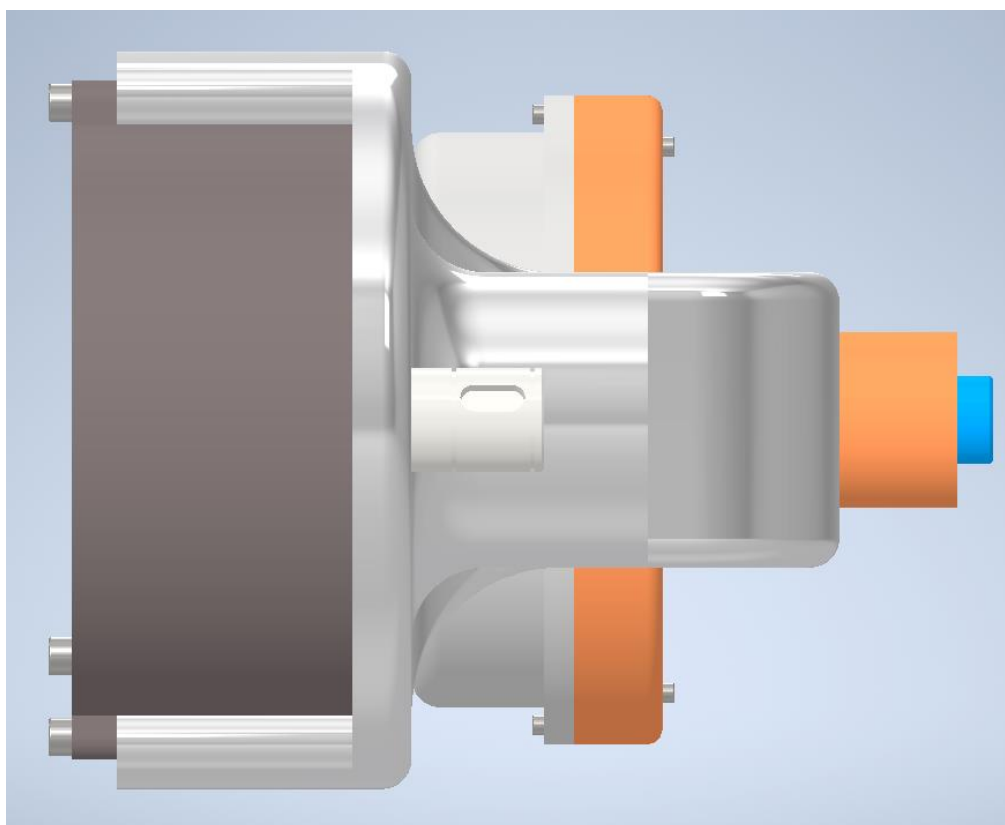
Εικόνα 41: Προστατευτικά καπάκια και κοχλίες στήριξης με το πίσω βραχίονα.



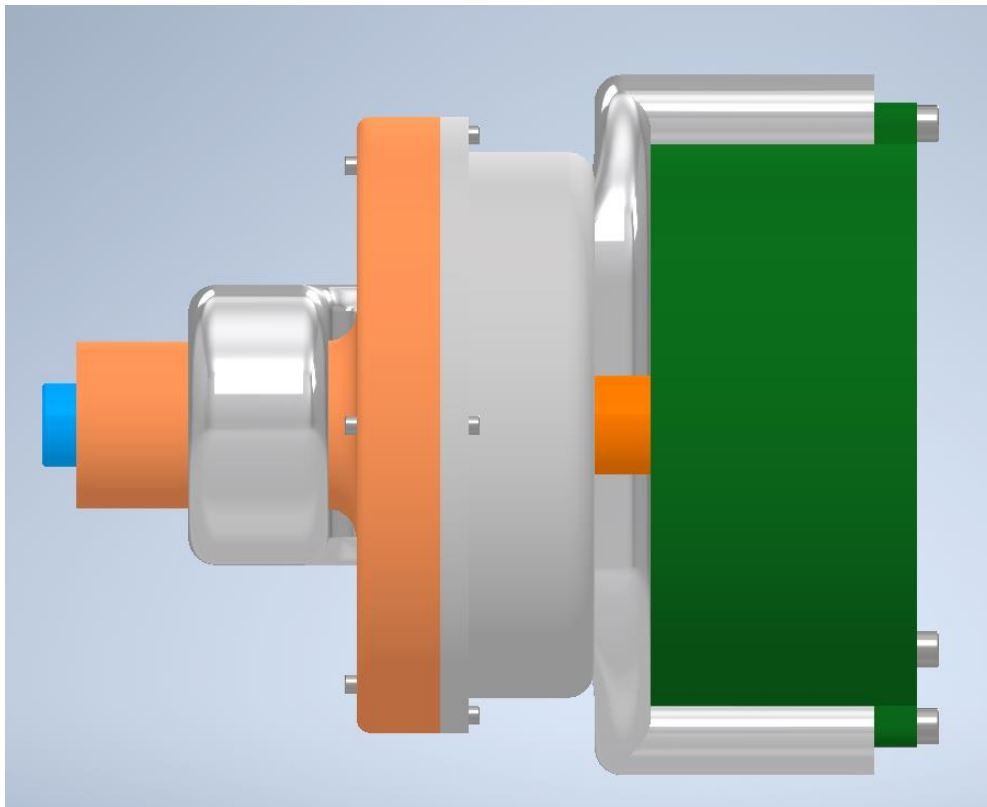
Εικόνα 40: Προστατευτικά καπάκια και κοχλίες στήριξης με το πίσω βραχίονα τελική μορφή



Εικόνα 42: Προστατευτικά καπάκια και κοχλίες στήριξης με το πίσω βραχίονα τελική μορφή.



Εικόνα 43: Προστατευτικά καπάκια και κοχλίες στήριξης με το πίσω βραχίονα τελική μορφή.



Εικόνα 44: Προστατευτικά καπάκια και κοχλίες στήριξης με το πίσω βραχίονα τελική μορφή.

Τέλος ολοκληρώνοντας το σχεδιασμό βλέπουμε όπως έχουμε αναφέρει ότι το παραπάνω σχέδιο αποτελεί μια πρώτη προσέγγιση και σε καμία περίπτωση δεν είναι ένα τελικό σχέδιο που θα περάσει σε κατασκευή καθώς έχουν γίνει πολλές υποθέσεις κατά το σχεδιασμό καθώς στα πλαίσια της διπλωματικής εργασίας δεν ήταν σκοπός μας να σχεδιαστεί ένα πλήρως λειτουργικό σύστημα.

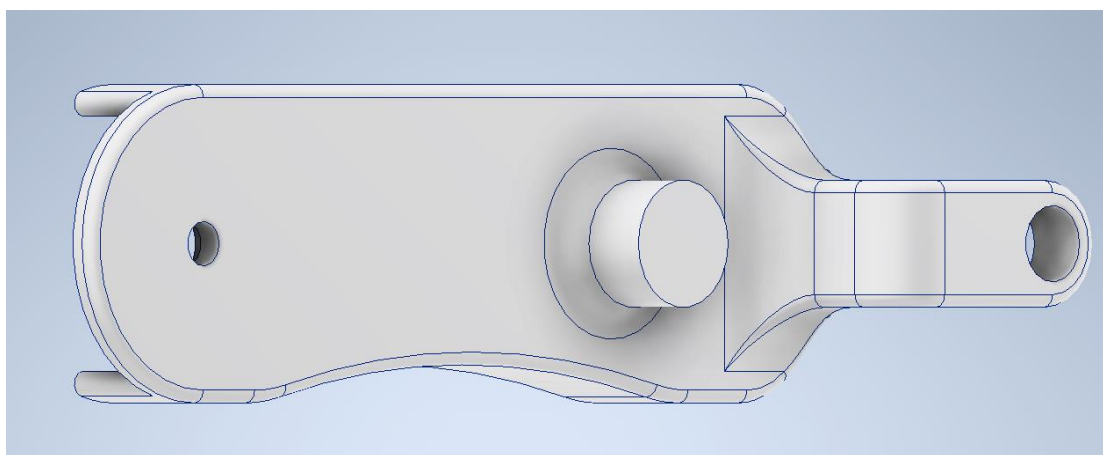
8. Στατική ανάλυση

Γενικά για την ανάλυση της αντοχής του πίσω βραχίονα γίνεται και στατική και δυναμική ανάλυση στη δική μας περίπτωση για την παρούσα διπλωματική θα γίνει μόνο στατική ανάλυση. Στη στατική ανάλυση λαμβάνεται υπόψη μόνο το φορτίο από το βάρος της μοτοσυκλέτας και το βάρος των επιβατών ενώ στη δυναμική ανάλυση πρέπει να ληφθούν υπόψη τα φορτία που ασκούνται κατά την επιτάχυνση αλλά και την επιβράδυνση ενώ και τα φορτία που ασκούνται από την αλυσίδα κατά τη μετάδοση της κίνησης όπως επίσης και τα φορτία όταν η μοτοσυκλέτα εκτελεί αλλαγή πορείας υπό κλίση. Όσον αφορά το βάρος της μοτοσυκλέτας και τον επιβατών πρέπει να ληφθεί υπόψη η κατανομή του βάρους ανάμεσα στον μπροστά και το πίσω άξονα ενώ και το γεγονός ότι ένα μέρος του φορτίου αποσβένεται από το ελαστικό. Για την επιτάχυνση και την επιβράδυνση λαμβάνεται υπόψη η μέγιστη δύναμη που περνάει και ασκείται στο πίσω βραχίονα μέσω της πρόσφυσης του ελαστικού η οποία προκύπτει από την μέγιστη επιτάχυνση και επιβράδυνση που πετυχαίνει η εκάστοτε μοτοσυκλέτα. Επιπλέον βάση της ροπής που μεταδίδετε από την αλυσίδα ή τον ιμάντα στο πίσω άξονα προκύπτει η δύναμη που ασκείται στον άξονα του πίσω βραχίονα. Τέλος κατά την διαδικασία αλλαγής πορείας πρέπει να ληφθούν υπόψη όλα τα παραπάνω αλλά και να αναλυθούν όλες οι παραπάνω δυνάμεις που προκύπτουν λόγω της κλίσης της μοτοσυκλέτας. Θεωρείται ότι 20% περισσότερο φορτίο μεταφέρεται στην εσωτερική πλευρά κατά τη διάρκεια της στροφής. Έτσι, η εσωτερική πλευρά θα έχει το 70% του συνολικού βάρους και το υπόλοιπο 30% στην εξωτερική πλευρά εφόσον έχουμε διπλό πίσω βραχίονα. Αν θεωρήσουμε μέγιστη γωνία στροφής 40° και χωρίσουμε τις δυνάμεις σε κάθετη και οριζόντια συνιστώσα, θα υπάρξει στρεπτική και πλευρική ανισορροπία στο κεντρικό τμήμα του βραχίονα. Έπειτα από όλα αυτά πάλι μέσω πεπερασμένων στοιχείων μπορούν να υπολογίσουν τα μέτρα ακαμψίας. Όπως στρεπτική ακαμψία, οριζόντια και κατακόρυφη ακαμψία ασκώντας ένα συγκεκριμένο φορτίο και υπολογίζονται την παραμόρφωση σε χιλιοστά. Διαιρώντας το φορτίο με την παραμόρφωση έχουμε τα μετρά ακαμψίας.

Στη δική μας περίπτωση σε πρώτη προσέγγιση πραγματοποιούμε μόνο στατική ανάλυση όπου συνυπολογίσαμε μόνο το βάρος της μοτοσυκλέτας και το βάρος των

επιβατών. θεωρούμε ότι η μοτοσυκλέτα έχει βάρος 150kg .Θεωρούμε ότι έχουμε δυο επιβάτες με τον καθένα να ζυγίζει 75kg και θεωρούμε επίσης ότι το συνολικό βάρος 300kg ασκείται εξολοκλήρου στο πίσω άξονα.

Όσον αφορά τις στηρίξεις στη μπροστά οπή σύνδεσης τοποθετήθηκε στήριξη άρθρωσης επίσης σχεδιάστηκε ένα βοηθητικό τμήμα το οποίο αναπαριστά το σημείο στο οποίο θα συνδεόταν ο αποσβέστηρας (εικόνα 45) . Επειδή το σχέδιο μας δεν είναι τελικό κατασκευαστικό και απλώς αποτελεί μια πρώτη προσέγγιση για αυτό το λόγο δεν έγινε ακριβής σχεδιασμός του σημείου σύνδεσης του αποσβέστηρα. Ενώ τέλος το φορτίο που αναφέραμε πιο πάνω δηλαδή το βάρος της μηχανής και των επιβατών ασκείται κάθετα στην πίσω οπή από την οποία περνάει ο άξονας που συνδέεται με το



Εικόνα 45: Βοηθητικό τμήμα για την στατική ανάλυση.

πίσω τροχό της μοτοσυκλέτας. Περισσότερες πληροφορίες για την ανάλυση μέσω του λογισμικού Inventor καθώς και τα αποτελέσματα φαίνονται στις παρακάτω εικόνες.

Material	Aluminum 6061
Density	2,7 g/cm ³
Mass	22,9102 kg
Area	737499 mm ²
Volume	8485260 mm ³
Center of Gravity	x=-429,93 mm y=4,34552 mm z=-101,11 mm

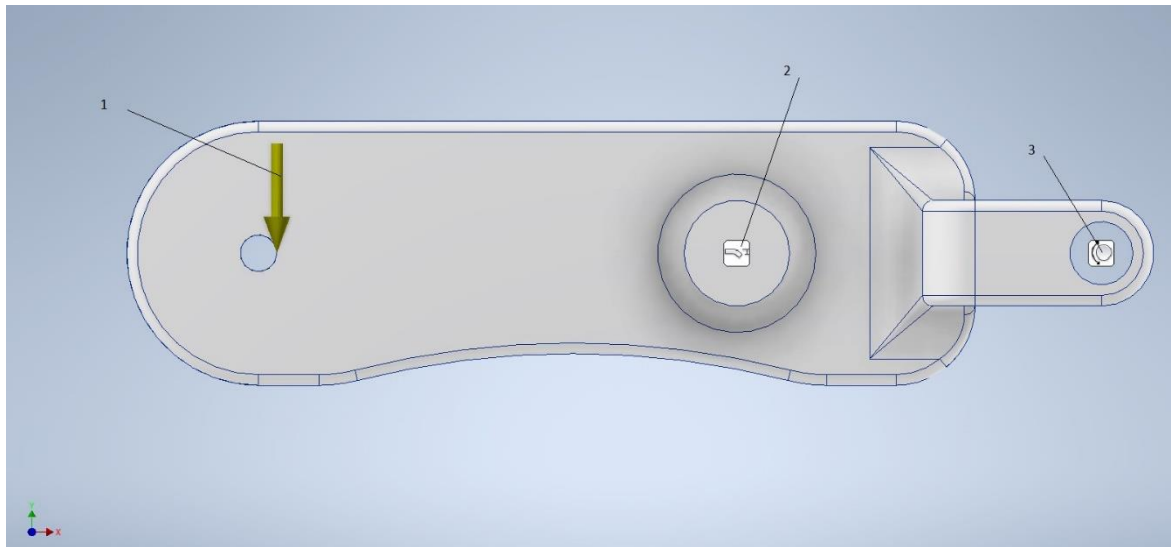
Πίνακας 2: Φυσικές ιδιότητες πίσω βραχίονα από λογισμικό Inventor.

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,009
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes

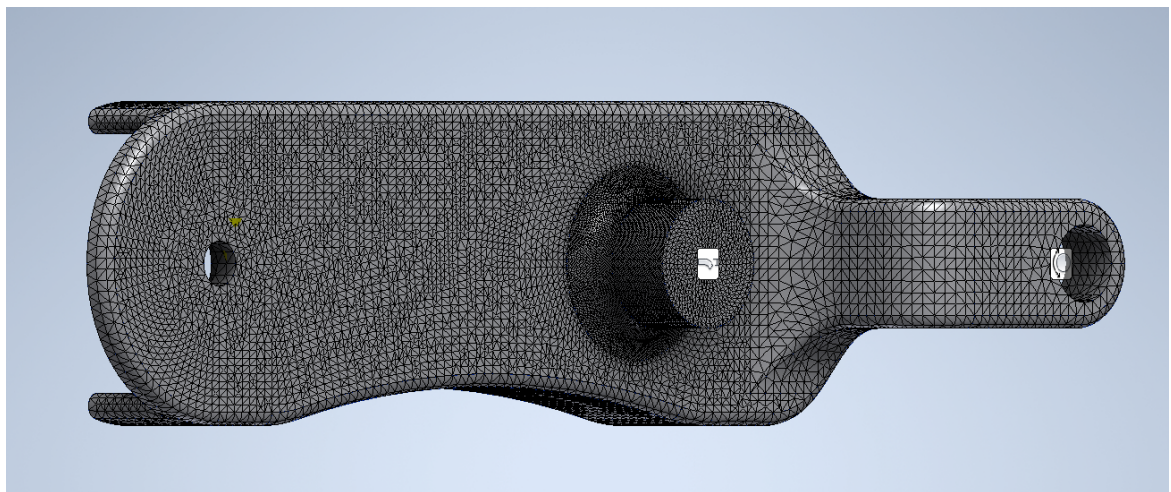
Πίνακας 3: Ρυθμίσεις πλέγματος από λογισμικό Inventor.

Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,7 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023GPa

Πίνακας 4: Ιδιότητες Υλικού κατασκευής πίσω βραχίονα από λογισμικό Inventor.



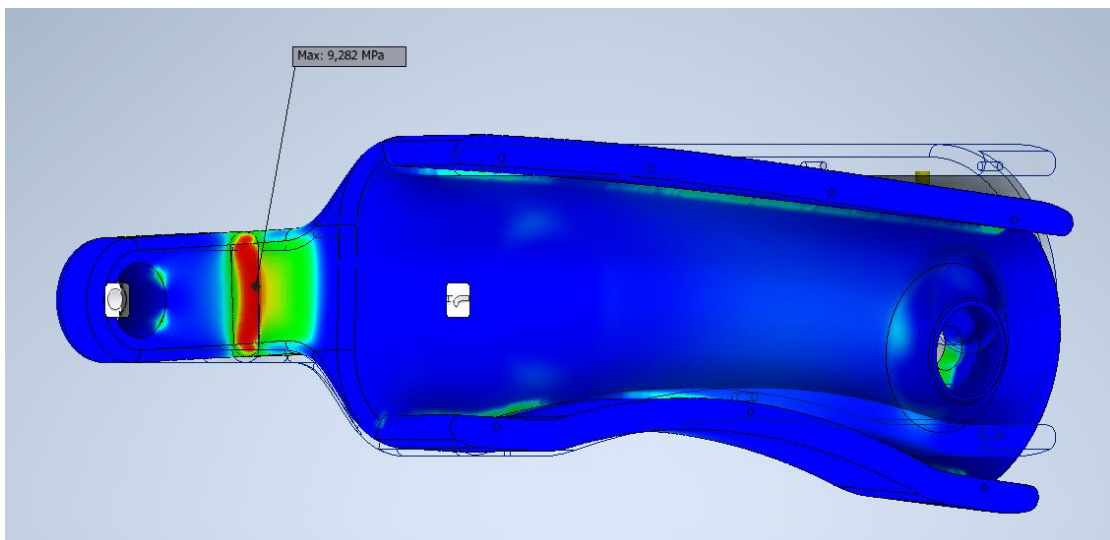
Εικόνα 46: 1. Σημείο που ασκείτε το φορτίο του βάρους. 2. Πακτωμενο σημειο. 3. Στηριξη Αρθρωσης



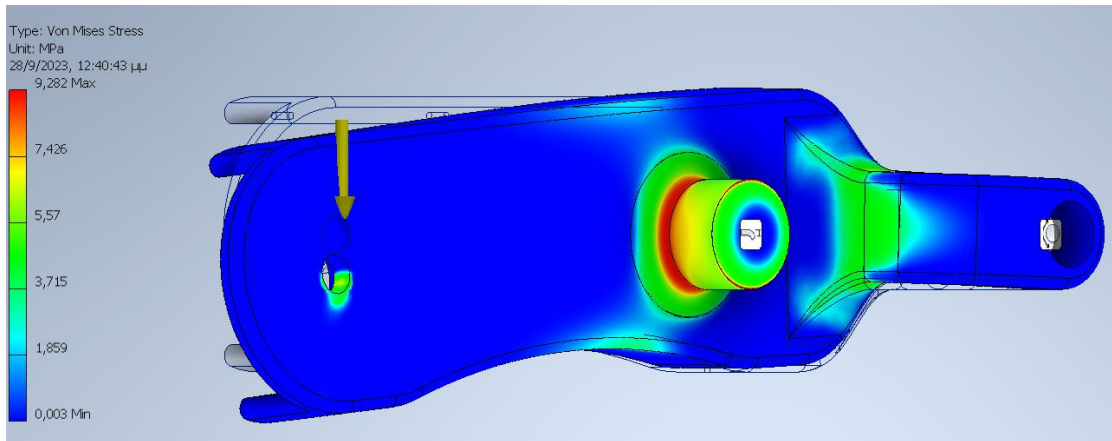
Εικόνα 47: Μοντέλο πλέγματος.



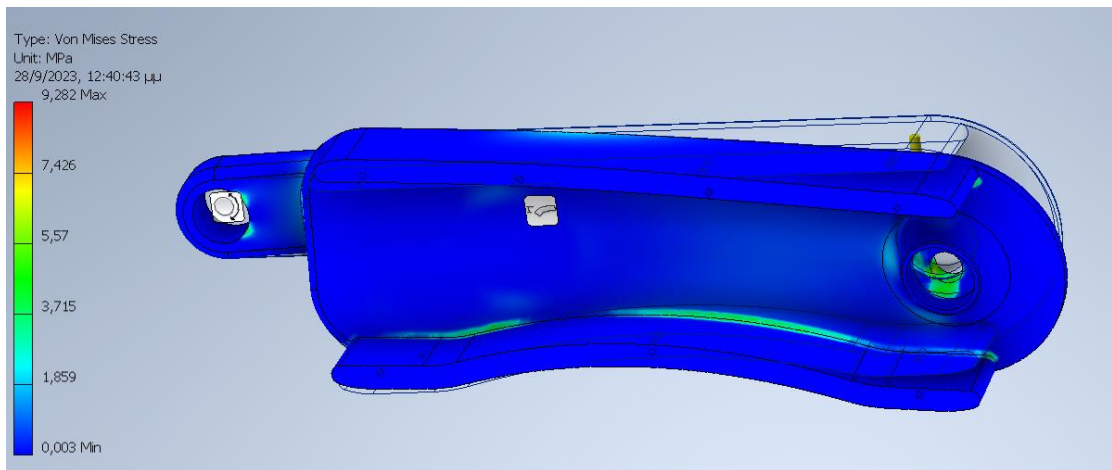
Εικόνα 48: Μοντέλο πλέγματος.



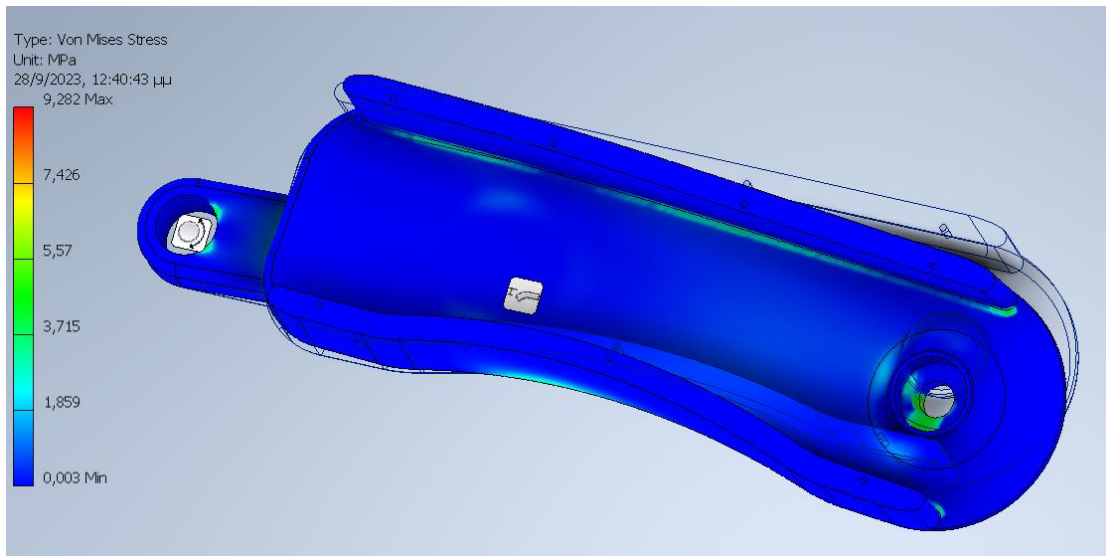
Εικόνα 49: Τάσεις Von Mises.



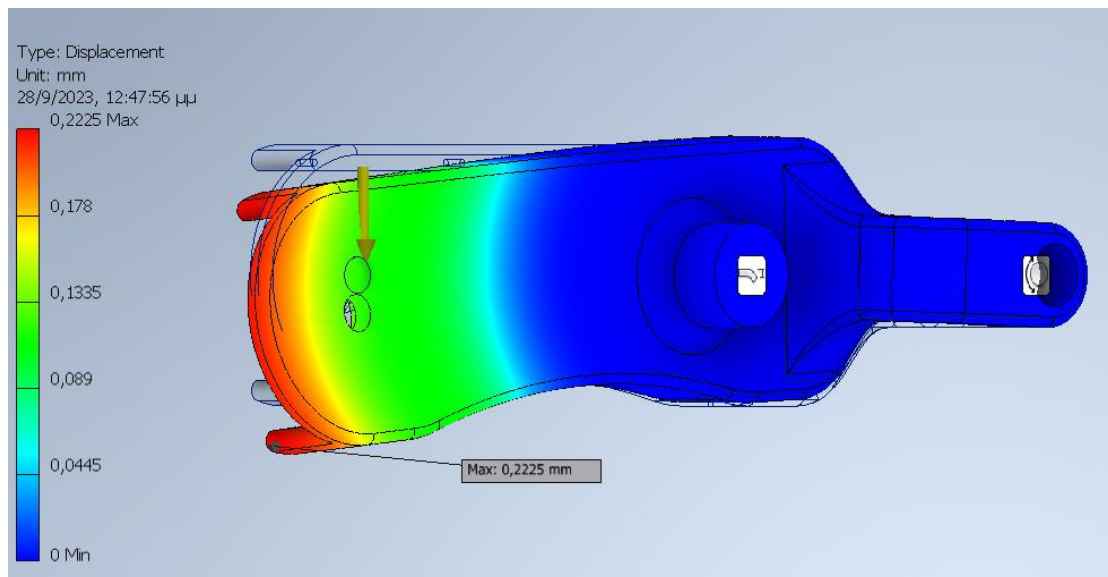
Εικόνα 50: Τάσεις Von Mises.



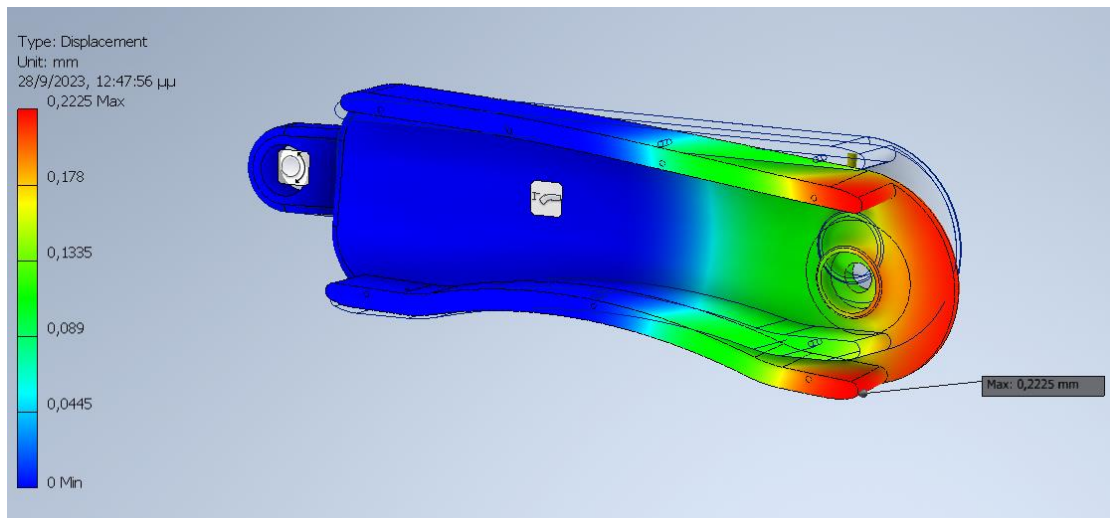
Εικόνα 51: Τάσεις Von Mises.



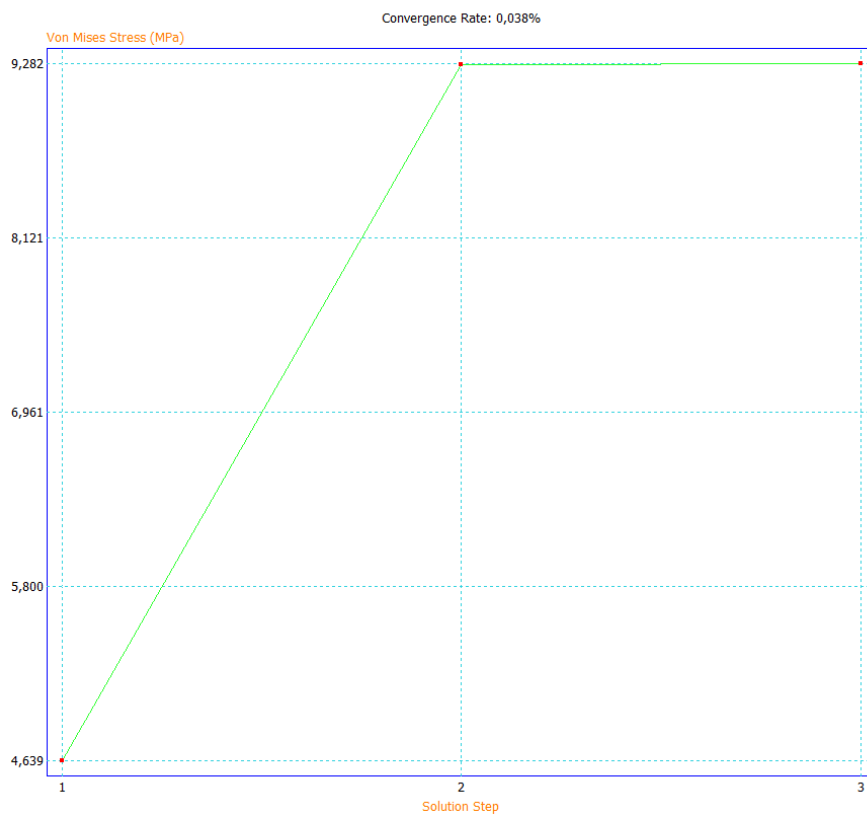
Εικόνα 52: Τάσεις Von Mises.



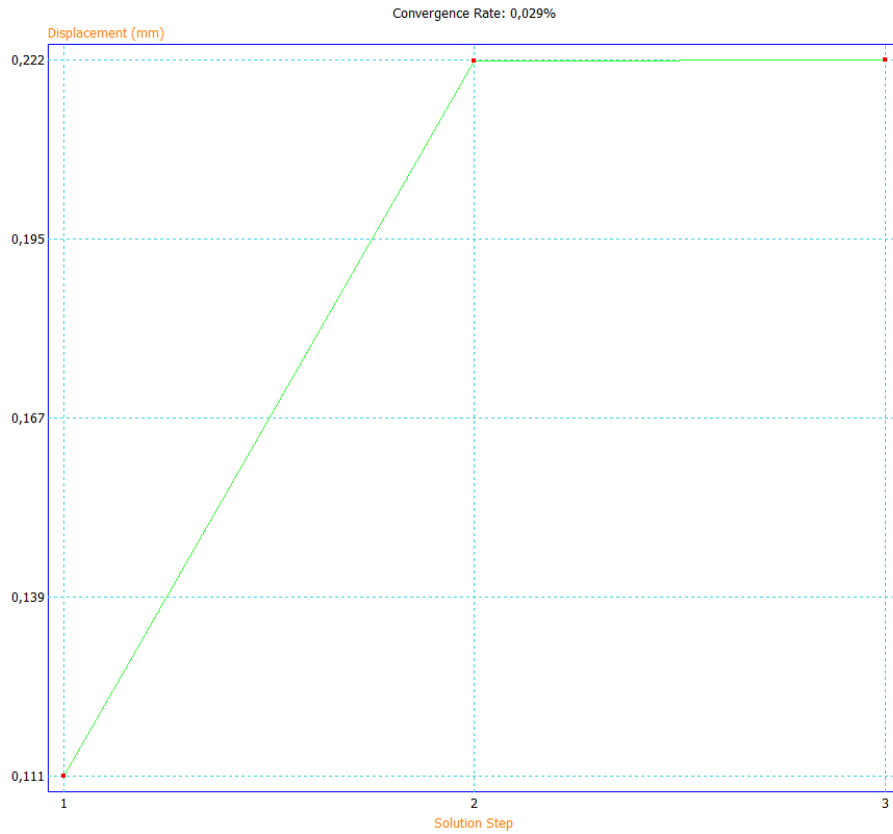
Εικόνα 53: Παραμόρφωση.



Εικόνα 54: Παραμόρφωση.



Εικόνα 55: Διάγραμμα σύγκλισης Von Mises.



Εικόνα 56: Διάγραμμα σύγκλισης παραμόρφωσης.

Convergence Settings

5 Maximum Number of h Refinements

5,000 Stop Criteria (%)

0,750 h Refinement Threshold (0 to 1)

Results to Converge

Von Mises Stress

1st Principal Stress

3rd Principal Stress


Displacement

Geometry Selections

All Geometry

Include Selected Geometry

Exclude Selected Geometry

 Faces

Εικόνα 57: Ρυθμίσεις σύγκλισης

8. Πρόταση για περαιτέρω μελέτη

Σε πρώτη φάση θα ήταν καλό να διερευνηθεί το κατά πόσο θα μπορούσε να μικρύνει σε διαστάσεις ο πλανητικός μηχανισμός αλλά και οι τροχαλίες και ο ιμάντας με την χρήση ίσως άλλων υλικών. Όσον αφορά το πίσω βραχίονα θα πρέπει να γίνει προσπάθεια μείωσης του βάρους του καθώς είναι εξαιρετικά βαρύ σε αυτή την πρώτη προσέγγιση. Επιπλέον μια ιδέα την οποία είχαμε αλλά δε προλάβαμε να ενσωματώσουμε στο όλο συναρμολόγημα ήταν να εξεταστεί το ενδεχόμενο να τοποθετηθεί κλειστό σύστημα πέδησης στο μπροστά μέρος στο πλανητικό μηχανισμό πριν την μείωση που επιτυγχάνεται από το πλανητικό. Αυτό θα βοηθούσε αρχικά την καλύτερη απόδοση του συστήματος πέδησης για δυο λόγους αρχικά πριν το πλανητικό έχουμε μικρότερη ροπή επομένως η πέδηση είναι πιο εύκολη και δεύτερον η πέδηση δεν επηρεάζεται και δεν εμφανίζει βλάβες από εξωτερικούς παράγοντες όπως νερά λάσπες πέτρες και άλλα ,που συνήθως επηρεάζουν την λειτουργία του συστήματος πέδησης σε μοτοσυκλέτες εκτός δρόμο. Τέλος θα μπορούσε να διερευνηθεί κατά ποσό θα μπορούσε να μονωθεί το σύστημα με τέτοιο τρόπο ώστε όταν πρέπει η μοτοσυκλέτα να διασχίσει ένα για παράδειγμα μικρό ποτάμι η μια λίμνη ύδατος σύνηθες συνθήκες σε εκτός δρόμου διαδρομές να μην εισέλθει νερό στο σύστημα του ιμάντα.

9.Βιβλιογραφία

1. Ιωάννης Κ.Στεργίου , Κωνσταντίνος Ι.Στέργιου . (2002). Στοιχεία μηχανών ΙΙ Μετάδοση Κίνησης Οδοντωτοί Τροχοί-Ιμάντες-Αλυσίδες.Αθήνα: Σύγχρονη Εκδοτική.
2. Ιωάννης Κ.Στεργίου , Κωνσταντίνος Ι.Στέργιου . (2003). Στοιχεία μηχανών Ι Σχεδιασμός-Συναρμογές-Αντοχή-Συγκολλήσεις-Ηλώσεις-Κοχλίες-Ελατήρια-Άτρακτοι-Σύνδεσμοι-Έδρανα .Αθήνα: Σύγχρονη Εκδοτική.
3. Ιωάννης Κ.Στεργίου , Κωνσταντίνος Ι.Στέργιου . (2006). Ανυψωτικά και Μεταφορικά Μηχανήματα .Αθήνα: Σύγχρονη Εκδοτική.
4. Alessandro Airoidi & Simone Bertoli et al.(2011). Design of a Motorcycle Composite Swing-Arm by Means of Multi-objective Optimisation. Appl Compos Mater (2012) 19:599–618
5. Q. Jane Wang, Yip-Wah Chung (2013). Encyclopedia of Tribology. pp 991–997. Springer Switzerland.
6. Epicyclic gear train: Definition, Working, Formula, Problems.
<https://mechcontent.com/epicyclic-gear-train/#applications-of-the-epicyclic-gear-train> (27/9/2023).
7. Transmission ratios of planetary gears (Willis equation)
https://www.tec-science.com/mechanical-power-transmission/planetary-gear/transmission-ratios-of-planetary-gears-willis-equation/#Fixed_ring_gear (27/09/2023)
8. Giacomo Risitano et al.(2012). Analysis of the Structural Behavior of Racing Motorcycle Swingarms. SAE 2012 World Congress & Exhibition
9. <https://luffindustries.com/blog/timing-belt-pros-and-cons/> (27/09/2023)
10. <https://www.youtube.com/watch?v=9c1CylAN5A&t=10s> (27/09/2023)
11. Peter RN Childs.(2019). Mechanical Design Engineering Handbook Second edition. United Kingdom Elsevier Ltd
12. Adarsh Balasubramanian et al 2021 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1128 012016
13. Swathikrishnan S. et al.(2019). Design and Analysis of Swingarm for Performance Electric Motorcycle. International Journal of Innovative

Technology and Exploring Engineering (IJITEE) , Volume-8 Issue-8, 3032-3039.

14. Ashish Powar et al.(2016). Analysis and Topological Optimization of Motorcycle Swing-Arm. International Journal of Current Engineering and Technology.Special Issue-6.
15. Vidyadhar Sudarshan Dixit et al.(2016). Vibration response and Optimization of Swing arm through Hardening. International Journal of Current Engineering and Technology ,Vol.6, No.2 , 563-567.
16. F Sariman et al 2019 IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 343 012165