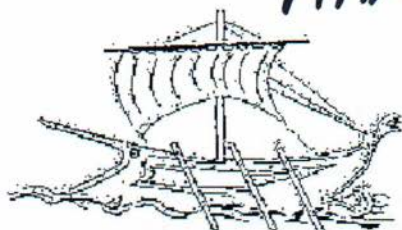


ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ

ΜΗΧ/ΓΟΝ 75
ΜΗΧ/ΚΟΝ (ΤΟΜΟΣ)



Τ.Ε.

ΑΝΩΤΑΤΟ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΕΙΡΑΙΑ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ
ΚΑΤΑΣΚΕΥΣΤΙΚΟΣ ΤΟΜΕΑΣ

Υβριδικό ποδήλατο βουνού επιδόσεων με ηλεκτρική υποβοήθηση και σύστημα
ανάκτησης ενέργειας
(Μέρος 1 – Υπολογισμός)

Πτυχιακή εργασία
των
ΡΟΒΙΘΗ ΜΙΧΑΛΗ 37749
και
ΚΟΚΚΙΝΟΥ ΚΩΣΤΑΝΤΙΝΟΥ 35408

Επιβλέπων: Τσολάκης Αντώνης
Καθηγητής Α.Τ.Ε.Ι. ΠΕΙΡΑΙΑ

Αθήνα Οκτώβριος 2013

Περίληψη

Σκοπός αυτής της εργασίας είναι να παρουσιάσουμε ένα πρωτοποριακό υβριδικό ποδήλατο βουνού με ηλεκτρική υποβοήθηση και σύστημα ανάκτησης ενέργειας.

Είναι μια ανάλυση ενός kit το οποίο περιλαμβάνει έναν ηλεκτροκινητήρα του εμπορίου σε συνδυασμό με ένα πλανητικό σύστημα γραναζιών τοποθετημένο στο εσωτερικό του.

Η ιδέα προέκυψε ως λύση στην ανάγκη ανάβασης μιας δύσβατης διαδρομής βουνού και τη δυσκολία που αυτή έχει λόγω των κλίσεων.

Το αποτέλεσμα απευθύνεται κυρίως σε ερασιτέχνες ποδηλάτες και λάτρεις των ειδικών διαδρομών εκτός δρόμου.

Αρχικός στόχος είναι να δημιουργηθεί ένα σύστημα το οποίο θα προσαρμόζεται σε οποιοδήποτε ποδήλατο της αγοράς με σκοπό να μπορεί να τροποποιηθεί από οποιονδήποτε σε οποιαδήποτε στιγμή της ζωής του ποδηλάτου

Περιεχόμενα

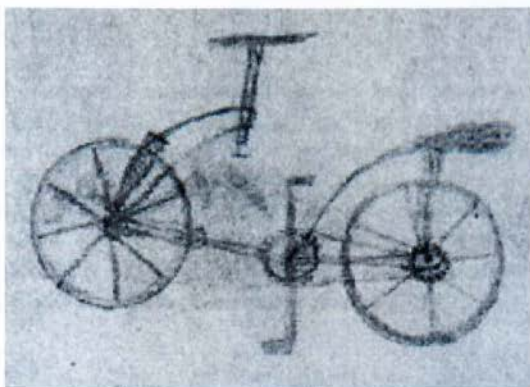
Περίληψη	2
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 ^ο Η ιστορία του ποδηλάτου	4
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ^ο Γενική Περιγραφή ηλεκτρικού ποδηλάτου	15
1.Σύντομη ιστορική αναδρομή στο ηλεκτρικό ποδήλατο	16
2.Σύγχρονοι κινητήρες μόνιμου μαγνήτη	20
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 ^ο Υπολογιστικό Μέρος.....	23
1.Ανάλυση τυπικού εμπορικού ποδηλάτου.....	23
2.Κίνηση με ηλεκτρική υποβοήθηση.....	25
3.Αρχικός Υπολογισμός Πλανητικού.....	31
4.Προσαρμογή του πλανητικού στον ηλεκτροκινητήρα	36
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 ^ο Τελική Διαστασιολόγηση Κατασκευής.....	44
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 ^ο Δοκιμαστικά σχέδια.....	49
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 ^ο Εγχειρίδιο χρήσης Excel.....	51
Βιβλιογραφία	52

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο Η ιστορία του ποδηλάτου

Ποδήλατο ονομάζεται το δίτροχο (μερικές φορές τρίτροχο) όχημα, που κινείται καθώς ο αναβάτης του χρησιμοποιεί τη μυϊκή δύναμη των ποδιών του. Το ποδήλατο αποτελεί ένα ιδιαίτερα διαδεδομένο μεταφορικό μέσο. Ο αριθμός των ποδηλάτων του πλανήτη στις μέρες μας υπολογίζεται ότι ξεπερνά το ένα δισεκατομμύριο. Ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του ποδηλάτου αποτελεί η δυνατότητα του να ανταποκρίνεται σε αρκετά διαφορετικές απαιτήσεις, όπως είναι η μετακίνηση, η άθληση και η ψυχαγωγία.

Στην κλασική του μορφή, το ποδήλατο αποτελείται από δύο τροχούς, οι οποίοι βρίσκονται ο ένας πίσω από τον άλλο και συνδέονται μεταξύ τους με μεταλλικό σκελετό. Βασικά επίσης μέρη ενός τυπικού ποδηλάτου αποτελούν το τιμόνι, η σέλα, το σύστημα μετάδοσης της κίνησης και τα φρένα. Ως συμπληρωματικός εξοπλισμός, όχι δηλαδή απαραίτητος για τη λειτουργικότητα του ποδηλάτου, χρησιμοποιείται ένα πλήθος εξαρτημάτων.

Δεν υπάρχει συγκεκριμένη χρονολογία στην οποία να αποδίδεται η εφεύρεση του ποδηλάτου, επομένως ούτε συγκεκριμένος 'εφευρέτης' αυτού. Πολύ πριν την εμφάνιση κάποιας κατασκευής παρόμοιας με ένα τυπικό σύγχρονο ποδήλατο, έχει καταγραφεί ένα ποικίλο φάσμα οχημάτων που εκμεταλλεύονταν μόνο τη μυϊκή δύναμη του αναβάτη τους. Το 1966 κάποιιο μοναχό που επεξεργάζονταν τα γραπτά του Leonardo da Vinci (Λεονάρντο ντα Βίντσι) ανακάλυψαν ένα μηχανικό σχέδιο που αναπαριστά ένα μηχανήμα που θυμίζει πολύ τα σημερινά ποδήλατα, με αλυσίδα, πεντάλ,...



Εικόνα 1

Όμως το σχέδιο του da Vinci δεν είχε πρακτική εφαρμογή στα χρόνια που εκείνος έζησε. Χρειάστηκε να περάσουν τρεις αιώνες όταν ένας Γάλλος κόμης de Sivrac είναι ο κατασκευαστής του πρώτου

ποδηλάτου. Το «ταχύδρομο», όπως το ονόμασε, εξετέθη το 1791 στους κήπους τον Παλαί-Ρουαγιάλ στο Παρίσι. Η κατασκευή αυτή που έμοιαζε περισσότερο με πατίνι, αποτελείτο από ένα μικρό ξύλινο άλογο στερεωμένο πάνω σε δύο ξύλινες ρόδες. Ο αναβάτης καθόταν σε μία σέλα και κλοτσώντας το έδαφος με τα πόδια του κατάφερνε να προχωρεί - βέβαια, σε κατηφορικό δρόμο η κίνηση γινόταν ευκολότερη.



Εικόνα 2

Το 1817 παρουσίασε ο δασάρχης βαρόνος Karl Dreis von Sauerbronn (Ντραίς φον Ζάουερμπρον, 1785-1851) ένα ξύλινο κατασκεύασμα με τιμόνι και κάθισμα, για να καλύπτει με αυτό μεγάλες αποστάσεις εποχούμενος! Το όχημα αυτό ονομάστηκε Dreisine (Ντραϊζίνα) και είχε ως κινητήρια δύναμη την ώθηση που έδινε ο αναβάτης πατώντας με τα πόδια στο έδαφος. Στις εφημερίδες της εποχής, οι οποίες έχουν διασωθεί, αναφέρεται ότι «ο Ντραίς ταξίδεψε από το Mannheim στο Schwetzingen σχεδόν σε μια ώρα, τη στιγμή που η ταχυδρομική άμαξα χρειάζεται για την ίδια διαδρομή τέσσερις ώρες!»! Αν και φαίνονται κάπως υπερβολικά αυτά, πρέπει το όχημα να ανέπτυσε ταχύτητα περί τα 15 km/h, κρίνοντας από τα στοιχεία των εφημερίδων.



Εικόνα 3

Αυτό το σχέδιο προσέφερε τροφή για σκέψη στα τότε επίδοξη μηχανικά μυαλά της εποχής, με αποτέλεσμα πολλές παραλλαγές του να εμφανιστούν ανά τον κόσμο και κατά κύριο λόγο στη Δυτική Ευρώπη και στη Βόρεια Αμερική. Η δημοτικότητά της ωστόσο, εξασθένησε γρήγορα λόγω της αύξησης του αριθμού ατυχημάτων έως κάποιες αρχές της πόλης απαγόρευσαν τη χρήση του.

Την δεκαετία του 1830, εμφανίζεται το πρώτο μηχανοκίνητο ποδήλατο, από τον σκωτσέζο σιδηρά Kirkpatrick MacMillan, το 1839. Το σχέδιο έμοιαζε με τις αρχικές ατμομηχανές που με την βοήθεια αξόνων μετέτρεπαν την ευθύγραμμη κίνηση σε κυκλική.

Ένα παρόμοιο μηχανήμα κατασκευάστηκε από τον Gavin Dalzell της Lesmahagow, περίπου το 1845. Αν και δεν φαίνεται ο Gavin να πήρε την ευθύνη για την εφεύρεση της μηχανής, πιστεύεται ότι αντέγραψε την ιδέα, επειδή αναγνώρισε τη δυνατότητα της, να τον βοηθήσει με τις τοπικές επιχειρήσεις του. Υπάρχουν κάποιες ενδείξεις ότι χρησιμοποίησε το ποδήλατο, για να μεταφέρει τα εμπορεύματά του στην αγροτική κοινότητα γύρω από το σπίτι του. Ένα αντίγραφο υπάρχει ακόμα σήμερα στο Μουσείο της Γλασκώβης Μεταφορών και θεωρείται να είναι το παλαιότερο ποδήλατο που υπάρχει σήμερα

Τα πρώτα εμπορικά ποδήλατα που άνοιξαν το δρόμο για την μετέπειτα επιτυχημένη πορεία του εμφανίστηκαν στο διάστημα 1868-1870. Με απλούστερο σχέδιο από του Macmillan, είχαν περιστρεφόμενους άξονες και πετάλια στον μπροστινό τροχό, επιτρέποντας έτσι στον αναβάτη να αναπτύξει μεγαλύτερες ταχύτητες. Αυτό όμως είχε και τα όριά του, καθώς έθετε θέματα ισορροπίας και άνεσης, προσπαθώντας να κρατήσει κανείς το ποδήλατο σε ευθεία γραμμή. Το γεγονός ότι ο μπροστινός τροχός, που χρησιμοποιούνταν και για την στροφή, είχε πάνω του τα πετάλια ήταν από τα βασικότερα μειονεκτήματα των συγκεκριμένων ποδηλάτων.

Τα πλαίσια άρχισαν να γίνονται από μέταλλο, κάτι που μείωσε το βάρος τους, επέτρεψε πιο λεπτεπίλεπτα σχέδια, αλλά πιο σημαντικό είναι ότι έγινε δυνατή η μαζική παραγωγή τους. Από τότε άρχισαν να εμφανίζονται και οι πρώτες διαφοροποιήσεις, σε μηχανισμούς όπως τα φρένα, με κάθε κατασκευαστή να έχει ξεχωριστό μηχανισμό.

Το 1868 οι αδερφοί Olivier, διανύουν την απόσταση Παρίσι – Αβignon σε μόλις 8 ημέρες, αναγνωρίζοντας την αξία του ποδηλάτου. Έπειτα από αυτό το κατόρθωμα, συνεργάζονται με τον Pierre Michaux και με έναν μηχανικό, και ανοίγουν την πρώτη επιχείρηση, που παρήγαγε μαζικά ποδήλατα, αντικαθιστώντας το ξύλινο πλαίσιο από δυο χυτά μεταλλικά κομμάτια ενωμένα μεταξύ τους με βίδα. Η επιτυχία που γνώρισε η εταιρία τους, ώθησε και άλλους να μιμηθούν το παράδειγμά τους



Εικόνα 4



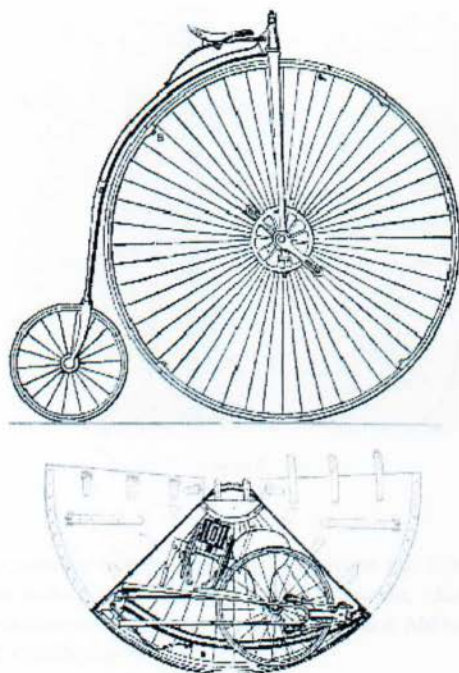
Εικόνα 5

Η μετέπειτα εξέλιξη του ποδηλάτου, αν και κάπως παράλογη εκ' πρώτης όψεως, έκρυβε την λογική της τότε εποχής. Λόγω των κραδασμών από τους μεταλλικούς τροχούς, το ποδήλατο άρχισε να αλλάζει σχήμα. Ο μπροστινός τροχός μεγάλωσε πάρα πολύ ενώ ο πίσω, μίκρυνε πάρα πολύ και το πλαίσιο γίνεται ακόμα πιο ελαφρύ, επιτρέποντας έτσι μεγαλύτερες ταχύτητες. Γεννήθηκε έτσι το High Bicycle από τον γάλλο Eugene Meyer, ο οποίος εισήγαγε και τα ακτινικά σώτρα, το 1869.



Εικόνα 6

Η δημιουργία ενός ασφαλούς ποδηλάτου, ήταν η πιο σημαντική αλλαγή στην ιστορία του ποδηλάτου, στις δεκαετίες που ακολούθησαν. Η εισαγωγή της αλυσιδωτής κίνησης στον πίσω τροχό έγινε το 1879, σε ένα ποδήλατο που ονομάστηκε Κροκόδειλος, από τον Henry Lawson. Το ποδήλατο αυτό λόγω της μικρής πίσω ρόδας δεν ανέδειξε την πραγματική του αξία, και δεν γνώρισε την επιτυχία που του άξιζε. Το 1878, ο άγγλος William Grouet μέλλει να γίνει ο πατέρας του σπαστού ποδηλάτου, εφευρίσκοντας στην ουσία ένα ποδήλατο που δεν ήταν πραγματικά σπαστό. Το ποδήλατό του είχε μια τεράστια μπροστινή ρόδα, η οποία όμως έσπαγε σε διάφορα κομμάτια



Εικόνα 7

Το πρώτο σπαστό ποδήλατο από τον William Gout (1878)

Το πρώτο 'ασφαλές' ποδήλατο εφευρέθηκε το 1885 από τον John Kemp Starley (ανιψιό του προαναφερθέντος), ονομαζόμενο ROVER. Χαρακτηριστικό του , ο περιστρεφόμενος μπροστινός τροχός με μια μικρή μετατόπιση προς τα εμπρός για καλύτερο ζύγισμα, η χρήση ίδιων τροχών μπρος-πίσω, και η αλυσίδα να μεταδίδει την κίνηση στον πίσω τροχό.

Στον δρόμο για την επιτυχία του συγκεκριμένου ποδηλάτου, ήρθε να βοηθήσει και η εφεύρεση του John Dunlop, τα φουσκωτά λάστιχα. Χάρης αυτά, το ποδήλατο που μέχρι τότε έκανε σε άνεση από το High Bicycle, τώρα προσέφερε άνετη διαδρομή και σε πλακόστρωτο αλλά και σε χωμάτινες διαδρομές, απορροφώντας τους κραδασμούς, και κάνοντας έτσι την χρήση των αποσβεστήρων, που είχαν κάνει την εμφάνισή τους, περιττή.

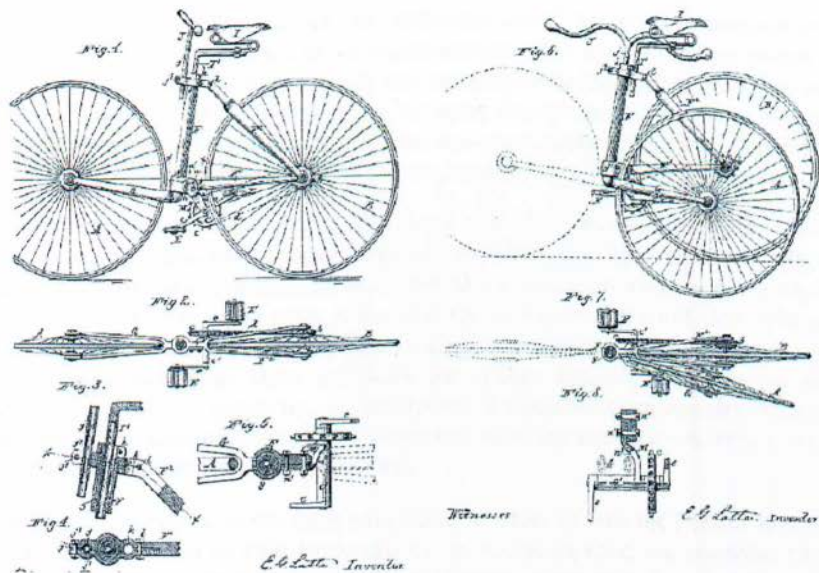
Η χρήση γριναζωτής μετάδοσης κίνησης, βελτίωσε την άνεση και αύξησε το φάσμα ταχυτήτων των ποδηλάτων. Μεταδίδοντας την κίνηση στον πίσω τροχό, ο οποίος δεν όριζε την πορεία του ποδηλάτου, οι διαδρομές με ποδήλατο έγιναν πιο ομαλές, και ελαχιστοποίησαν τον κίνδυνο τραυματισμού λόγω ποδηλατισμού, καθώς ο ποδηλάτης μπορούσε να δώσει την ίδια δύναμη ακόμα και κατά την διάρκεια στροφής, χωρίς να χρειάζεται να προσέχει όπως έκανε στα ποδήλατα με την κίνηση μπροστά, την μη ευθυγραμμισμένη κίνηση που έπρεπε να κάνει.



Εικόνα 8

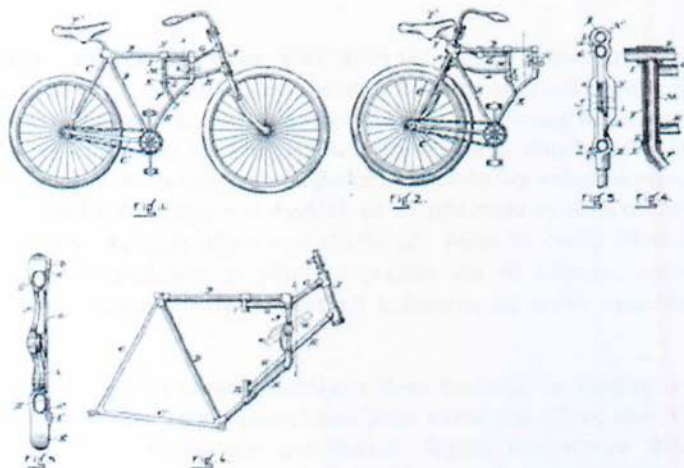
Με τέσσερα κύρια χαρακτηριστικά: άνεση, ασφάλεια, ταχύτητα και ευκολία περιστροφής, το High Bicycle βελτιώθηκε και έγινε πολύ δημοφιλές στην υψηλή κοινωνία, αλλά και την μέση τάξη, καθώς μπορούσαν να κάνουν ποδηλασία και οι γυναίκες, χωρίς πρόβλημα. Μάλιστα, οι τότε φεμινίστριες, το αποκαλούσαν «Μηχανή της ελευθερίας».

Εδώ πρέπει να σημειωθεί η συνέπεια που είχε η χρήση του ποδηλάτου από τις γυναίκες. Χάρη σε αυτό, για πρώτη φορά στην ιστορία, οι γυναίκες απέκτησαν μεγάλη ευελιξία μετακίνησης, δίνοντας τους έτσι την δυνατότητα να συμμετέχουν περισσότερο στα κοινά των δυτικών κοινωνιών. Χάρη στην ασφάλεια που πρόσφερε, και τις τιμές να πέφτουν συνεχώς, το ποδήλατο έγινε σχεδόν αναπόσπαστο αξεσουάρ των γυναικών, χαρακτηρίζοντας έτσι την «Σύγχρονη γυναίκα του 19ου αιώνα», δίνοντάς τους μια αίσθηση ελευθερίας και δυνατότητας να στηριχτούν περισσότερο στον εαυτό τους. Η πρώτη πιεβαιωμένη έγκυρη εμφάνιση ενός σπαστού ποδηλάτου έγινε από τον αμερικάνο Emmitt G. Latta, οποίος πατεντάρισε την εφεύρεσή του στις 16 Σεπτεμβρίου 1887. Έπειτα πούλησε την πατέντα του στην εταιρία Pope Manufacturing



Εικόνα 9

Λίγο αργότερα, ένας άλλος αμερικάνος, ο Michael B. Ryan, καταχωρεί στο όνομά του μια παρόμοια πατέντα στις 26 Δεκεμβρίου 1893



Εικόνα 10

Σχέδια ποδηλάτου από τον Michael B. Ryan

Στις αρχές του 20ου αιώνα λοιπόν, έχουμε την 'ποδηλατο-μανία', όπως την αποκαλούν οι ιστορικοί και το ποδήλατο πλέον αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα μέσα μεταφοράς της εποχής. Αρχίζουν και σχηματίζονται λέσχες, η μαζική παραγωγή των ποδηλάτων αυξάνεται κατακόρυφα, μειώνοντας έτσι το κόστος παραγωγής, και εν συνεχεία, και τις τιμές. Παρόλα αυτά, και ενώ η ποδηλατομανία άνθιζε, πολλοί κατασκευαστές ποδηλάτων, οι οποίοι δεν είχαν ακολουθήσει την μέθοδο της μαζικής παραγωγής έκλεισαν λόγω της οικονομικής κρίσης του 1893.

Το ποδήλατο σιγά σιγά κυριαρχεί στο πρώτο μισό του 20ου αιώνα, μέχρι την εμφάνιση του αυτοκινήτου, που χάνει δραματικά έδαφος, από το 1900-1910, έως ότου το αυτοκίνητο γίνεται το αγαπημένο μέσο μετακίνησης. Στο 1920, το ποδήλατο πλέον θεωρείται παιχνίδι των παιδιών, και για το λόγω αυτό, έως την δεκαετία του 1940, οι περισσότεροι κατασκευαστές ποδηλάτων στην Αμερική, τα φτιάχνουν μόνο για παιδιά. Απεναντίας, στην Ευρώπη, το ποδήλατο έχει καθιερωθεί ως «παιχνίδι ενηλίκων», και κατασκευάζονται πλέον ποδήλατα για αγώνες δρόμου, ποδήλατα για βόλτα στην εξοχή. Είναι ίσως η πρώτη φορά που εμφανίζονται διαφορετικές κατηγορίες ποδηλάτων, με διαφορετική γεωμετρία προσανατολισμένη περισσότερο προς μια κατεύθυνση. Στην γηραιά ήπειρο, τα παιδικά ποδήλατα, εμφανίζονται κοντά στο 1916.

Πλέον το ποδήλατο εξελίσσεται με την κάθε κατηγορία, να κάνει τα δικά της βήματα προς τα εμπρός, ξεχωριστά από τις άλλες. Από το 1900-1910, κάνουν την εμφάνισή τους, και οι πολλές ταχύτητες σε ένα ποδήλατο, και ο μηχανισμός αυτός αρχίζει να εξελίσσεται με την πάροδο του χρόνου. Αν και στην αρχή δεν χρησιμοποιούνταν σε αγώνες, από το 1930 και μετά επιτράπη η χρήση του μηχανισμού αυτού. Έως τότε χρησιμοποιούσαν ένα σύστημα δύο γραναζιών στην πίσω ρόδα, ένα σε κάθε μεριά. Για να αλλάξει ταχύτητα ο ποδηλάτης, έπρεπε να σταματήσει να βγάλει την ρόδα, να της γυρίσει μεριά, και να την ξαναβάλει. Με την εισαγωγή του νέου συστήματος, οι χρόνοι των αγώνων έπεσαν κατακόρυφα.

Στα μέσα του αιώνα, υπήρχαν δύο τύποι ποδηλάτων που επικρατούσαν στην Βόρεια Αμερική. Τα βαριά, ποδήλατα αναψυχής, τα οποία είχαν μεγάλα σε πλάτος φουσκωτά λάστιχα, Φρένα όπως αυτά των σημερινών Roller Coaster, και μία μόνο ταχύτητα. Ήταν σχεδιασμένα να προσφέρουν αντοχή, άνεση, αεροδυναμική εμφάνιση, και μια τεράστια ποικιλία από παρελκόμενα εξαρτήματα, όπως φώτα κ.α. Ακόμα, υπήρχαν και τα ελαφριά ποδήλατα, με χειρόφρενα, στενά λάστιχα, και ένα σύστημα τριών ταχυτήτων (συχνά εισαγόμενο από Αγγλία), με τα τελευταία να γίνονται πολύ δημοφιλή την δεκαετία του 1950 στην Αμερική. Είχαν σαν εξοπλισμό, φώτα τα οποία έπαιρναν ενέργεια από γεννήτρια (δυναμό), ανακλαστικές ασφάλειας, τρόμπες για τα λάστιχα, προσαρμοσμένες στο πλαίσιο. Στην Ευρώπη, κυριαρχούσαν τα ελαφριά ποδήλατα, τα οποία προσέφεραν αντοχή, για πολλές δεκαετίες.

Το 1970, το ενδιαφέρον για τα σπαστά ποδήλατα είναι τεράστιο, με δεκάδες κατασκευαστές σε πολλές χώρες να τα παράγουν. Το πιο γνωστό ποδήλατο αυτού του είδους είναι το Raleigh Twenty, που κατασκευαζόταν στην Αγγλία και την Γαλλία. Αρχικά ονομαζόταν Stowaway και στην πραγματικότητα άρχισε να κατασκευάζεται το 1984. Σήμερα κατατεθέν του η μαζική παραγωγή που γνώρισε, και η χρήση ταχυτήτων στον πίσω τροχό, εντός του άξονα του τροχού.



Εικόνα 11 Raleigh Twenty Folder (1974)

Την ίδια εποχή άλλο ένα αξιοσημείωτο σπαστό ποδήλατο είναι το “Bickerton Portable” από τον άγγλο Harry Bickerton. Κατασκευασμένο από Αλουμίνιο, διπλωνόταν σε πολύ μικρές διαστάσεις αρκετά γρήγορα. Κατασκευαζόταν από το 1971 έως το 1991, πουλώντας 150,000 κομμάτια, και αποτέλεσε πηγή έμπνευσης για τον Andrew Ritchie, κατασκευαστή του σημερινού γνωστού “Brompton



Εικόνα 12 Bickerton Portable

Το 1980, μια σουηδική εταιρία ποδηλάτων, κατασκευάζει για πρώτη φορά, το πρώτο ποδήλατο από πλαστικό, το οποίο όμως δεν βρήκε αντίκρισμα στο καταναλωτικό κοινό. Το 1981, κάνει την εμφάνισή του το πρώτο ποδήλατο μαζικής παραγωγής, Mountain Bike. Αμέσως έγινε αγαπητό από το ποδηλατικό κοινό, ξαφνιάζοντας τους πωλητές. Η απήχηση αυτή οφειλόταν στην μανία των ανθρώπων να ξεφύγουν από την αστική ζωή, και να έρθουν περισσότερο σε επαφή με την άγρια φύση, δίνοντάς τους μια αίσθηση απόδρασης από την ρουτίνα. Τα ποδήλατα αυτά χαρακτηρίζονται από τον στιβαρό σκελετό, τα φαρδιά τρακτερωτά λάστιχα, όρθια θέση του αναβάτη για να βλέπει από μακριά την διαδρομή και αποσβεστήρες για περισσότερη άνεση.

Την ίδια χρονιά (1981) ο Andrew Ritchie κατασκευάζει το πρώτο “Brompton bicycle” ενώ το 1982 ένας φυσικοθεραπευτής ονόματι David Hon, σχεδιάζει το πρώτο Dahon folding bicycle. Και τα δύο αποτελούν τις δημοφιλέστερες μάρκες σπαστών ποδηλάτων ακόμα και σήμερα.

Φτάσαμε στην σύγχρονη εποχή, στην δεκαετία που τώρα διανύουμε, και τα ποδήλατα συνεχίζουν να εξελίσσονται. Με τα νέα υλικά, την ανάπτυξη των εργαλείων που έχουν οι κατασκευαστές στην διάθεσή τους, βγαίνουν συνεχώς στην αγορά νέα ποδήλατα. Νεότερη κατηγορία, είναι τα Υβριδικά ποδήλατα, ποδήλατα δηλαδή που είναι σχεδιασμένα συνδυάζοντας δύο ή περισσότερες κατηγορίες. Συνδυάζουν χαρακτηριστικά ποδηλάτων πόλης και βουνού, ενώ άλλα με φαρδιά λάστιχα, τα οποία χρησιμοποιούν τα mountain bike και χρησιμοποιούνται για την μεταφορά βαριών φορτίων. Χάρη την χρήση των CAD, πεπερασμένων στοιχείων, και άλλων υπολογιστικών μεθόδων, οι κατασκευαστές, είναι σε θέση να προβλέψουν και να τελειοποιήσουν ένα ποδήλατο, κάτι που μόνο εμπειρικά μπορούσε να γίνει παλιότερα. Τελευταία λέξη της τεχνολογίας, είναι κάτι που είχε εφευρεθεί και στο παρελθόν αλλά τα τότε υλικά δεν ήταν κατάλληλα, οι ‘εσωτερικές ταχύτητες’ μέσα στον άξονα του πίσω τροχού, μέσω ενός συστήματος πλανητικών γραναζιών.

Τέλος πρέπει να γίνει αναφορά, και στις μελλοντικές ‘πεταλιές’ του ποδηλάτου, που ακολουθεί την τάση της εποχής για πράσινη τεχνολογία και ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, τα ‘Ηλεκτρικά ποδήλατα’. Πρόκειται για ποδήλατα με μπαταρία που φορτίζει όσο ο ποδηλάτης κάνει πετάλι, και δίνει ενέργεια, σε κάποια ανηφόρα ή στην φάση της εκκίνησης

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο Γενική Περιγραφή ηλεκτρικού ποδηλάτου.

Το ποδήλατο είναι ένα κλασικό μέσο μετακίνησης, καθώς είναι φθινό στην αγορά και τη συντήρηση, χωρίς φόρους - άδειες και δε χρειάζεται ορυκτά καύσιμα, άρα είναι οικολογικό και οικονομικό. Προσφέρει παράλληλα σωματική άσκηση, καταπονώντας όμως το χρήστη του.

Το ηλεκτρικό ποδήλατο πάλι είναι μια σύγχρονη τάση στις μετακινήσεις εντός πόλεως κυρίως, καθώς υποβοηθώντας στο πετάλι τον αναβάτη κάνει τη δίκυκλη μετακίνηση πιο εύκολη, υποκαθιστώντας πολλές, φορές τη μοτοσικλέτα ή ακόμα καλύτερα το αυτοκίνητο, που ενώ είναι ένα μέσο για τέσσερα ως πέντε άτομα, συχνά το χρησιμοποιεί μόνο ένα. Με την άσκοπη κατάληψη που κάνουν στο οδόστρωμα, προκαλούν εκνευριστικά μποτιλιαρίσματα, εκπέμποντας παράλληλα μεγαλύτερες ποσότητες ανθυγιεινών καυσαερίων, λόγω του αχρείαστα μεγάλου κυβισμού των κινητήρων τους, για αυτές τις συνθήκες. Ένα ηλεκτρικό ποδήλατο είναι ίσως η καλύτερη εναλλακτική μετακίνηση, καθώς η Ελλάδα είναι από τις χώρες που οι περισσότερες πόλεις της, δεν έχουν πρόβλεψη για ένα σύστημα μέσων μαζικών μεταφορών, σύμφωνα με τις ανάγκες των πολιτών.

1.Σύντομη ιστορική αναδρομή στο ηλεκτρικό ποδήλατο

Η πρώτη καταγεγραμμένη σύλληψη της ιδέας να φτιαχτεί ένα ποδήλατο με ηλεκτρική υποβοήθηση έγινε το 19ο αιώνα, ο Ogden Bolton Jr. όταν στις 31 Δεκεμβρίου 1895 πατένταρε τη πρόταση του για ένα ηλεκτρικό δίκυκλο με αριθμό καταχώρησης US552,271. Σύμφωνα με το σχέδιο, μια μορφή κινητήρα συνεχούς ρεύματος που αντλούσε ενέργεια από μια μπαταρία, θα ενσωματωνόταν στη βάση του πίσω τροχού του δίκυκλου και θα μετέφερε τη κινητική την ισχύ του απευθείας στο τροχό, χωρίς γρανάζια. Ακολούθησε στις 28 Δεκεμβρίου 1897, μια πατέντα του Hosea W. Libbey με αριθμό καταχώρησης US596,272. Πρότεινε πάλι μια ειδική υλοποίηση μοτέρ συνεχούς ρεύματος, μόνο που αυτή τη φορά θα τοποθετούνταν στη μέση του δίκυκλου και η κίνηση θα μεταδιδόταν παλινδρομικά μέσω διωστήρων, στον πίσω τροχό του δίκυκλου. Στις 8 Νοεμβρίου 1898, ο Mathew Joseph Steffens με αριθμό καταχώρησης πατέντας US613,732, πρότεινε τη χρήση ενός μεγάλου ιμάντα για τη μετάδοση της κίνησης, οπου στην εσωτερική πλευρά του θα εφάπτονταν η περίμετρος του πίσω τροχού και ο κινητήριος άξονας ενός συστήματος DC μοτέρ.

Τελευταία πατέντα πριν η ιδέα εγκαταλειφθεί για περίπου μισό αιώνα, ήταν στις 13 Ιουνίου 1899, του John Schnepf, με αριθμό καταχώρησης πατέντας US627,066. Πρότεινε να εφάπτεται απευθείας πάνω στη γόμα του ελαστικού του πίσω τροχού μια ροδέλα και μέσω τριβής, η κίνηση θα μεταφερόταν από ένα ειδικής σχεδίασης DC μοτέρ, στο τροχό.

Στις 11 Μαρτίου 1969 ο Garfield A. Wood προτείνει με αριθμό καταχώρησης πατέντας US3.431.994, μια άλλη εκδοχή της ιδέας του John Schnepf. Η υποβοήθηση γίνεται στο μπροστινό τροχό, με ένα πιο περίπλοκο σύστημα από γρανάζια. Η επαφή με τη γόμα του ελαστικού γίνεται με ένα γρανάζι ώστε τα δόντια του να σπρώχνουν μέσω τριβής το τροχό. Παρόμοιο σύστημα φτιάχνεται και σήμερα και λέγεται "friction drive". Είναι συνήθως ιδιοκατασκευές διότι είναι εύκολη υλοποίηση. Η βιομηχανία παράγει συνήθως συστήματα βασισμένα σε BLDC πλήμνη, όπως θα αναλύσουμε παρακάτω.

Από τη δεκαετία του 1990 και μετά, ξεκίνησαν προσπάθειες από διάφορες βιομηχανίες να φτιάξουν εμπορικά διαθέσιμα ηλεκτρικά ποδήλατα, παρουσιάζοντας συνεχώς καινοτόμες προτάσεις και βελτιώσεις, με το κόστος τους να μειώνεται συνεχώς. Η μεγαλύτερη παραγωγός χώρα σήμερα είναι η Κίνα με εκατομμύρια εξαγωγές κάθε χρόνο σε ολοκληρωμένα ηλεκτρικά ποδήλατα ή ξεχωριστά εξαρτήματα τους.

Ο λόγος που εδώ κι ένα αιώνα τα ηλεκτροκίνητα δίκυκλα δεν είχαν εξελιχτεί, είναι ότι δεν είχαν εφευρεθεί τα μοντέρνα ηλεκτρονικά ισχύος στερεάς κατάστασης, ούτε τα ολοκληρωμένα κυκλώματα που προσφέρουν ευκολία στη σχεδίαση συστημάτων αυτοματισμού. Επίσης δεν υπήρχε η σημερινή εξέλιξη στις μπαταρίες, που προσφέρει τη μεγάλη γκάμα επιλογών με τα πολύ καλύτερα χαρακτηριστικά σε σχέση με τότε. Όπως φαίνεται κι από τα σχέδια των πατεντών που προαναφέραμε, τότε το μόνο που θα μπορούσε να φτιαχτεί, είναι ένα απλό κύκλωμα μοτέρ - μπαταρίας. Χωρίς την ύπαρξη ενός "έξυπνου" ελεγκτή να κάνει αυτοματοποίηση, είναι στη πράξη πιο δύσκολη η χρήση του ηλεκτρισμού για έλξη στα δίκυκλα. Ένας άλλος λόγος είναι ότι δεν είχαν εξελιχτεί τόσο οι ηλεκτρικοί κινητήρες ούτε υπήρχαν τα ελαφριά υλικά που έχουμε σήμερα. οι κατασκευές πιθανότατα να ήταν πιο ογκώδεις και πιο βαριές.



Εικόνα 13



Εικόνα 14

Οι ηλεκτρικοί κινητήρες μπορούν να χωριστούν σε τέσσερις μεγάλες κατηγορίες:

1. Κινητήρες συνεχούς ρεύματος με σύστημα συλλέκτη-ψηκτρών για τη τροφοδοσία του δρομέα. Το συνεχές ρεύμα τροφοδοσίας του στάτη και του δρομέα παράγεται από την ανόρθωση της εναλλασσόμενης τάσης του δικτύου ή δίνεται από μπαταρίες. Επίσης, στην κατηγορία αυτή ανήκουν οι κινητήρες συνεχούς ρεύματος μόνιμου μαγνήτη (permanent magnet dc-communicator motors) στους οποίους το τύλιγμα της διέγερσης του στάτη έχει αντικατασταθεί από μόνιμο μαγνήτη καθώς

και οι κινητήρες universal (κινητήρες συνεχούς ρεύματος σε συνδεσμολογία διέγερσης σειράς), οι οποίοι λειτουργούν με εναλλασσόμενη τάση.

2. Κλασικοί κινητήρες εναλλασσόμενου ρεύματος. Στην κατηγορία αυτή ανήκουν οι επαγωγικοί κινητήρες κι οι σύγχρονοι κινητήρες με εναλλασσόμενη ημιτονοειδή τάση του στάτη και παράγουν στο διάκενο στρεφόμενο μαγνητικό πεδίο.

3. Σύγχρονοι κινητήρες εναλλασσόμενου ρεύματος. Στην κατηγορία αυτή ανήκουν κυρίως οι σύγχρονοι κινητήρες μόνιμου μαγνήτη (permanent magnet synchronous motors) κι οι κινητήρες μαγνητικής αντίστασης (reluctance motors). Κοινό χαρακτηριστικό των κινητήρων αυτών είναι ότι δεν έχουν ολισθαίνουσες επιφάνειες (ψήκτες-συλλέκτη ή ψήκτες-δακτυλίου ολίσθησης) για την αγώγιμη σύνδεση του στρεφόμενου δρομέα με το ακίνητο σημείο της τάσης τροφοδοσίας τους.

4. Ειδικού τύπου κινητήρες. Στην κατηγορία αυτή ανήκουν οι ειδικού τύπου κινητήρες οι οποίοι δεν μπορούν να ενταχθούν στις προηγούμενες τρεις κατηγορίες κινητήρων. Αυτοί είναι οι βηματικοί κινητήρες (stepper motors), οι κινητήρες υστέρησης (hysteresis motors)



Εικόνα 15

Σύγχρονοι κινητήρες με μαγνήτες στην επιφάνεια του δρομέα (SPM, surface PM motors).

Αυτοί προέρχονται από τη εξέλιξη των κινητήρων συνεχούς ρεύματος μόνιμου μαγνήτη αντιμεταθέτοντας τις θέσεις των μαγνητών και της περιέλιξης (γι' αυτό είναι γνωστοί ως brushless dc motors). Δηλαδή, οι μαγνήτες βρίσκονται στο δρομέα ενώ τα τυλίγματα της περιέλιξης στο στάτη. Ωστόσο, αν δούμε τις αλλαγές μόνο από τον τρόπο παραγωγής της διέγερσης, μπορούμε να θεωρήσουμε ότι προέρχονται απ' ευθείας από τους σύγχρονους κινητήρες κυλινδρικών πόλων όπου το τύλιγμα διέγερσης του δρομέα έχει αντικατασταθεί από μόνιμους μαγνήτες



Εικόνα 16

Κινητήρες συνεχούς ρεύματος μόνιμου μαγνήτη (PM dc-commutator motors)

Στους κινητήρες αυτούς, το τύλιγμα διέγερσης στο στάτη έχει αντικατασταθεί από μόνιμο μαγνήτη. Με τον τρόπο αυτό δεν μπορούμε να μεταβάλλουμε τη διέγερση με αποτέλεσμα ο έλεγχος της ταχύτητάς τους να γίνεται μόνο από το τύλιγμα του δρομέα μεταβάλλοντας την τάση τροφοδοσίας τους. Οι κινητήρες αυτοί είναι συνήθως μικρής ισχύος και χρησιμοποιούνται σε μικροεργαλεία, ηλεκτρονικούς υπολογιστές, οικιακές συσκευές, διεγέρτριες σύγχρονων γεννητριών κλπ.

Κύρια χαρακτηριστικά των κινητήρων αυτών είναι ότι δεν έχουν ωμικές απώλειες στο στάτη και τα προβλήματα της μετάβασης είναι μειωμένα λόγω της μικρής τιμής της μαγνητικής διαπερατότητας του μαγνήτη. Επίσης, οι κινητήρες αυτοί έχουν μικρότερο όγκο στάτη λόγω του μικρότερου χώρου που καταλαμβάνει ο μαγνήτης σε σχέση με τα τυλίγματα χαλκού των κλασικών κινητήρων συνεχούς ρεύματος.

2. Σύγχρονοι κινητήρες μόνιμου μαγνήτη

Οι σύγχρονοι κινητήρες μόνιμου μαγνήτη έχουν τριφασικό τύλιγμα στο στάτη και μόνιμο μαγνήτη στο δρομέα. Έτσι, όπως και στους κινητήρες συνεχούς ρεύματος μόνιμου μαγνήτη, δεν μπορούμε να ελέγξουμε (τουλάχιστον άμεσα) το πεδίο διέγερσης. Σημαντικό πλεονέκτημα των μηχανών αυτών είναι ότι δεν έχουν ωμικές απώλειες στο δρομέα και συνεπώς παρουσιάζουν μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης και μεγαλύτερο λόγο ροπής προς όγκο μηχανής (μεγάλη πυκνότητα ροπής) σε σύγκριση με τους επαγωγικούς κινητήρες. Ωστόσο, οι μαγνήτες βρίσκονται στο εσωτερικό της μηχανής (στο δρομέα) και μάλιστα σε σημείο που είναι δύσκολη η απαγωγή θερμότητας. Επειδή οι ιδιότητες των μαγνητών επηρεάζονται σημαντικά από τη θερμοκρασία (μεταβολή της καμπύλης απομαγνήτισης), επιβάλλεται η θερμοκρασία λειτουργίας των μηχανών αυτών να είναι χαμηλή.

Οι σύγχρονοι κινητήρες μόνιμου μαγνήτη χωρίζονται σε ημιτονοειδείς και τετραγωνικού παλμού, ανάλογα με την τεχνική ελέγχου και τη μορφή της μαγνητεγερτικής δύναμης των τυλιγμάτων τους. Οι ημιτονοειδείς κινητήρες ονομάζονται σύγχρονοι κινητήρες μόνιμου μαγνήτη (brushless PM ac synchronous motors ή sinewave PM brushless motors), τα ρεύματα τροφοδοσίας του στάτη είναι τριφασικά ημιτονοειδή κι η λειτουργία τους βασίζεται στην αρχή τους στρεφόμενου μαγνητικού πεδίου στο διάκενο. Αντίθετα, οι σύγχρονοι κινητήρες τετραγωνικού παλμού (square-wave PM brushless motors) τροφοδοτούνται με τριφασικά ρεύματα τετραγωνικής μορφής στο στάτη, κι επειδή προσεγγίζουν την αρχή λειτουργίας των κλασικών μηχανών συνεχούς ρεύματος, είναι γνωστοί ως brushless dc κινητήρες.

Στους σύγχρονους κινητήρες μόνιμου μαγνήτη οι μαγνήτες μπορεί να είναι τοποθετημένοι στην επιφάνεια του δρομέα (surface type) ή στο εσωτερικό του πυρήνα του δρομέα (interior type). Ως κινητήρες τετραγωνικού παλμού χρησιμοποιούνται οι σύγχρονες μηχανές με μαγνήτες τοποθετημένους στην επιφάνεια του δρομέα. Ως ημιτονοειδείς κινητήρες μπορεί να είναι και δύο οι τύποι σύγχρονων μηχανών μόνιμου μαγνήτη και μάλιστα ανάλογα με τη θέση των μαγνητών στο δρομέα, η λειτουργία τους προσεγγίζει τη λειτουργία ενός συμβατικού σύγχρονου κινητήρα με τύλιγμα διέγερσης είτε κυλινδρικών είτε έκτυπων πόλων. Οι σύγχρονοι κινητήρες επιφανειακής θέσης μαγνητών προσεγγίζουν τη λειτουργία των σύγχρονων κινητήρων κυλινδρικών πόλων, ενώ οι σύγχρονοι κινητήρες εσωτερικής θέσης μαγνητών στο δρομέα προσεγγίζουν τη λειτουργία των σύγχρονων κινητήρων έκτυπων πόλων.

Τα πλεονεκτήματα των σύγχρονων κινητήρων μόνιμου μαγνήτη είναι ο υψηλός βαθμός απόδοσης, η μεγάλη πυκνότητα ροπής ανά όγκο μηχανής, η μικρή αδράνεια κι η σχετικά ικανοποιητική τιμή του συντελεστή ισχύος. Η υλοποίηση του διανυσματικού ελέγχου στους κινητήρες αυτούς είναι ευκολότερη σε σχέση με τους επαγωγικούς κινητήρες κι επιπλέον δεν εξαρτάται από τις τιμές των παραμέτρων του μοντέλου της μηχανής. Ένα κινητήριο σύστημα διανυσματικού ελέγχου με σύγχρονους κινητήρες μόνιμου μαγνήτη έχει πολύ καλή δυναμική απόκριση σε μεταβολές των σημάτων εντολής ταχύτητας και θέσης γιατί αναπτύσσει πολύ γρήγορες και κυρίως ελεγχόμενες επιταχύνσεις κι επιβραδύνσεις. Ωστόσο, οι κινητήρες αυτοί έχουν υψηλό κόστος αγοράς (κυρίως λόγω του μαγνήτη) και δεν μπορούν να λειτουργήσουν σε υψηλές θερμοκρασίες γιατί επηρεάζονται τα χαρακτηριστικά των μαγνητών.



Εικόνα 17



Εικόνα 18



Εικόνα 19



Εικόνα 20

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο Υπολογιστικό Μέρος

1.Ανάλυση τυπικού εμπορικού ποδηλάτου

Σκοπός όπως αναφέραμε και παραπάνω είναι η δημιουργία ενός συστήματος το οποίο δεν θα έχει ως αποτέλεσμα την εκτίναξη των επιδόσεων από θέμα ταχύτητας και αυτονομίας αλλά θα υποβοηθά τον αναβάτη στο δύσκολο κομμάτι της ανηφόρας και θα επανακτά εν μέρει τη χαμένη ενέργεια κατά την κατάβαση. Με αυτό το στόχο αρχικά μελετάμε τις επιδόσεις ενός τυπικού mountain bike της αγοράς ώστε μετά με τις απαραίτητες τροποποιήσεις στο τελικό σύστημα μετάδοσης κίνησης να πετύχουμε συγγενικές επιδόσεις ώστε να αποφύγουμε και την επιπλέον καταπόνηση όλων των κινητών και σταθερών μερών του ποδηλάτου μας.

Για τον υπολογισμό και την γραφική απεικόνιση των επιδόσεων του εμπορικού μας ποδηλάτου θα θεωρήσουμε μια σταθερή ταχύτητα περιστροφής των πεταλιών μας στις $n_1=60\text{rpm}$ και ισχύς $P_1=0,25\text{KW}$ δεδομένα τα οποία μας τα γνωστοποίησε ο κύριος Κάβουρας Σταύρος επίκουρος καθηγητή εργοφυσιολογίας και διατροφής υπεύθυνος του εργαστηρίου εργοδυναμικής της Γυμναστικής Ακαδημίας Αθηνών και αφορούν έναν, μέσης φυσικής κατάστασης, ενήλικα ποδηλάτη.

Από αυτά προκύπτει ότι:

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}$$

με P_1 σε KW και n_1 σε rpm

και για τα παραπάνω σταθερά έχω μια σταθερή

ροπή στρέψης ίση με $T_1 = 39,79 \text{ Nm} = 39790 \text{ Nmm}$

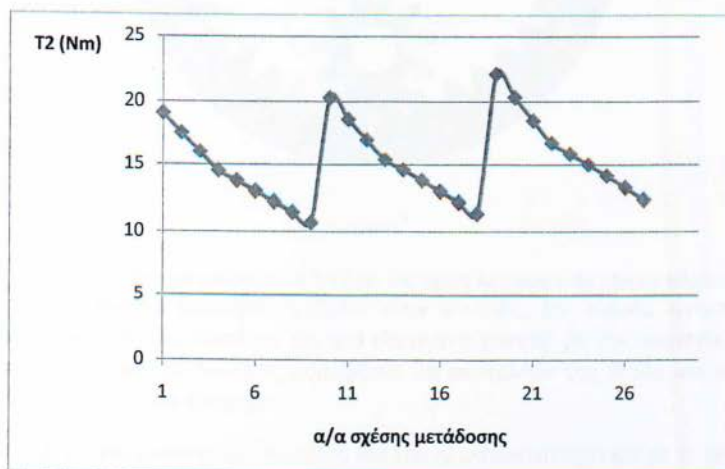
Μελετώντας ένα τέτοιο ποδήλατο με μια τυπική διάταξη αλυσοτροχών έχουμε:

ΑΠΟΔΟΣΗ ΠΟΔΗΛΑΤΗ								
A/A σχέσης	ΔΙΣΚΟΣ (ΔΟΝΤΙΑ)	ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ(mm)	ΤΑΧΥΤΗΤΕΣ (ΔΟΝΤΙΑ)	Διάμετρος (mm)	i	n1(rpm)	n2(rpm)	T2 (Nm)
1	52	213	25	101	0.48077	60	124.8	19.1298
2			23	92.92	0.44231	60	135.652	17.5994
3			21	84.84	0.40385	60	148.571	16.069
4			19	76.76	0.36538	60	164.211	14.5387
5			18	72.72	0.34615	60	173.333	13.7735
6			17	68.68	0.32692	60	183.529	13.0083
7			16	64.64	0.30769	60	195	12.2431
8			15	60.6	0.28846	60	208	11.4779
9			14	56.56	0.26923	60	222.857	10.7127
10	49	161	25	101	0.5102	60	117.6	20.301
11			23	92.92	0.46939	60	127.826	18.6769
12			21	84.84	0.42857	60	140	17.0529
13			19	76.76	0.38776	60	154.737	15.4288
14			18	72.72	0.36735	60	163.333	14.6167

15			17	68.68	0.34694	60	172.941	13.8047
16			16	64.64	0.32653	60	183.75	12.9927
17			15	60.6	0.30612	60	196	12.1806
18			14	56.56	0.28571	60	210	11.3686
19	45	150	25	101	0.55556	60	108	22.1056
20			23	92.92	0.51111	60	117.391	20.3371
21			21	84.84	0.46667	60	128.571	18.5687
22			19	76.76	0.42222	60	142.105	16.8002
23			18	72.72	0.4	60	150	15.916
24			17	68.68	0.37778	60	158.824	15.0318
25			16	64.64	0.35556	60	168.75	14.1476
26			15	60.6	0.33333	60	180	13.2633
27			14	56.56	0.31111	60	192.857	12.3791

Πίνακας 1 Αριθμητική Ανάλυση Τυπικού Mountain Bike

Ο παραπάνω πίνακας μας δίνει το εξής διάγραμμα:

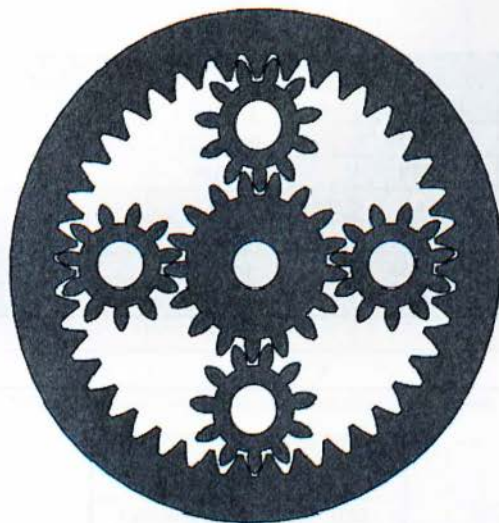


Διάγραμμα 1 Αποτέλεσμα

Στόχος μας να διατηρήσουμε αυτή τη καμπύλη και να τη βελτιώσουμε ως προς το ποσό της τελικής ροπής στρέψης στο πίσω άξονα.

2.Κίνηση με ηλεκτρική υποβοήθηση

Για την ενίσχυση του ποδηλάτη επιλέγουμε έναν ηλεκτροκινητήρα ο οποίος θα συνδυάζει την κίνηση του με αυτή του πεταλιού μέσω ενός πλανητικού συστήματος τύπου 2ΑΙ της παρακάτω μορφής:



Εικόνα 21¹

Αναλυτικά το πλανητικό σύστημα γρναζιών θα έχει ως αρχη λειτουργίας τον συνδυασμό της κίνησης του πεταλιού και του ηλεκτροκινητήρα με έξοδο στην αλυσίδα. Σας είσοδο κίνησης θα έχει στο κεντρικό γρανάζι την κίνηση του πεταλιού και στο εξωτερικό γρανάζι με την εσωτερική οδόντωση τη κίνηση του ηλεκτροκινητήρα. Οι τέσσερις δορυφόροι θα αποτελούν την έξοδο και τη σύνδεση του συστήματος μας με την αλυσίδα κίνησης.

Με αυτό το συνδυασμό της κίνησης του πεταλιού και του ηλεκτροκινητήρα και με τη βοήθεια του προγράμματος excel παρουσιάστηκαν τα παρακάτω αποτελέσματα:

Δεδομένα		Αποτελέσματα	
Ισχύς		Ροπή	
P1(W)	250	T1(Nmm)	39808.92
P2(W)		T2(Nmm)	
P3(w)	250	T3(Nmm)	19904.46

¹ Εικόνα από την πτυχιακή εργασία του Λαδένη Σταύρου Υβριδικό ποδήλατο βουνού επιδόσεων με ηλεκτρική υποβοήθηση και σύστημα ανάκτησης ενέργειας (ΜΕΡΟΣ 2 – ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ)

Ροπή		Ισχύς	
T1(Nm)	0	P1(W)	0
T2(Nm)		P2(W)	
T3(Nm)	0	P3(w)	0

Πίνακας 2 Βοηθητικός Πίνακας Υπολογισμού Ροπής Ισχύς

Είσοδος					
n1(rpm)	60	n2(rpm)		n3(rpm)	120
T1(Nmm)	39808.9172	T2(Nmm)		T3(Nmm)	19904.4586
P1(W)	250	P2(W)		P3(W)	250
z1	14	z2	14	z3	42
d1(mm)		d2(mm)		d3(mm)	
r1(mm)		r2(mm)		r3(mm)	
b1(mm)		b2(mm)		b3(mm)	
m		m		m	
i					-3

Πίνακας 3 Πίνακας Υπολογισμού Σχέσης Μετάδοσης Πλανητικού

Έξοδος	
ns(rpm)	105
Ts(Nmm)	59713.3758
Ps(W)	500

Πίνακας 4 Πίνακας Αποτελεσμάτων Εξόδου Πλανητικού

Με το συνδυασμό της κίνησης του πεταλιού και του ηλεκτροκινητήρα έχουμε στο τυπικό σύστημα μετάδοσης κίνησης τα δεδομένα του πίνακα 3 (Table 3). Μεταδίδοντας τη κίνηση από τη μεσαία τριβή στον πίσω άξονα με ένα τυπικό σασμάν ενός mountain bike έχουμε τα παρακάτω δεδομένα και αποτελέσματα για την τελική κίνηση του πίσω τροχού.

Δίσκοι				
Επιλογή	Όνομα	Δόντια z	m	Διάμετρο d(mm)
1	1	52		213
0	2	49		161
0	3	45		150
Κασέτα				
Επιλογή	Όνομα	Δόντια z	m	Διάμετρο d(mm)
1	1	25	4.04	101
0	2	23		92.92
0	3	21		84.84
0	4	19		76.76

0	5	18	72.72
0	6	17	68.68
0	7	16	64.64
0	8	15	60.6
0	9	14	56.56

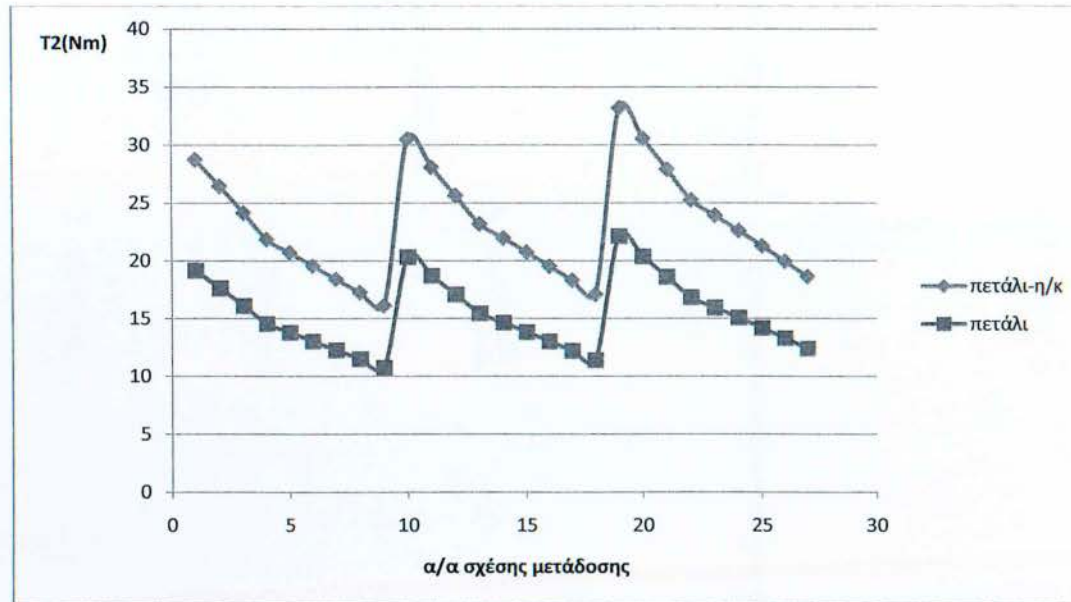
Πίνακας 5 Επιλογή Σχέσης Μετάδοσης "Δίσκου-Ταχύτητας"

α/α	Σχέση Μετάδ.	Σχέση Μετάδ.	Δύναμη. Τροχ.(N)	Ταχ.(km/h)
1	1η-1η	0.48	80732.1534	29.26343347
2	1η-2η	0.44	74273.58113	31.80807986
3	1η-3η	0.40	67815.00885	34.8374208
4	1η-4η	0.37	61356.43658	38.50451773
5	1η-5η	0.35	58127.15045	40.6436576
6	1η-6η	0.33	54897.86431	43.03446099
7	1η-7η	0.31	51668.57817	45.7241148
8	1η-8η	0.29	48439.29204	48.77238912
9	1η-9η	0.27	45210.0059	52.2561312
10	2η-1η	0.510204082	85674.9383	27.57515846
11	2η-2η	0.469387755	78820.94324	29.97299833
12	2η-3η	0.428571429	71966.94817	32.8275696
13	2η-4η	0.387755102	65112.95311	36.28310324
14	2η-5η	0.367346939	61685.95558	38.2988312
15	2η-6η	0.346938776	58258.95804	40.55170362
16	2η-7η	0.326530612	54831.96051	43.0861851
17	2η-8η	0.306122449	51404.96298	45.95859744
18	2η-9η	0.285714286	47977.96545	49.2413544
19	3η-1η	0.555555556	93290.48837	25.32412512
20	3η-2η	0.511111111	85827.2493	27.52622296
21	3η-3η	0.466666667	78364.01023	30.147768
22	3η-4η	0.422222222	70900.77116	33.32121726
23	3η-5η	0.4	67169.15163	35.172396
24	3η-6η	0.377777778	63437.53209	37.24136047
25	3η-7η	0.355555556	59705.91256	39.5689455
26	3η-8η	0.333333333	55974.29302	42.2068752
27	3η-9η	0.311111111	52242.67349	45.221652

Πίνακας 6 Επιλογές Σασμάν – Αποτελέσματα

	Μετάδοση Κίνησης								
	όνομα	δόντια	διάμετρος(mm)	Σχ.Μετάδ.	Ροπή Στρ.(Nmm)	Περ.Δύναμ.(N)	Δύναμ. Τροχ.(N)	Ταχ.Περ.(rpm)	Ταχ.(km/h)
Δίσκος	1	52	213	0.480769231	59713.3758	560.6889746	80.7321534	105	29.26343347
Ταχύτητα	1	25	101		28708.35375	568.4822524		218.4	
Τροχοί(inch)	26								

Πίνακας 7 Επιλογές Σαμσιάν - Αποτελέσματα II



Διάγραμμα 2 Σύγκριση Αποτελεσμάτων

Από το παραπάνω διάγραμμα (Διάγραμμα 2) είναι εμφανές ότι με την επιλογή του πλανητικού συστήματος γραναζιών που απεικονίζεται στην εικόνα 1 έχουμε μια αύξηση της τελικής ισχύς του τροχού της τάξης του 50,10% χωρίς να επιβαρύνεται επιπλέον ο ποδηλάτης.

Οι παραπάνω πίνακες συμπληρώθηκαν με τη χρήση των εξής σχέσεων:

$$1. T = 9550 * \frac{P}{n}$$

με:

T : ροπή σε Nm

P : ισχύς σε KW

n : στροφές σε rpm

$$2. r_3 = r_1 + d_2$$

με:

r_3, r_1 και d_2 : σε mm

ο παραπάνω τύπος προκύπτει από το γεωμετρικό σχεδιασμό του πλανητικού συστήματος.

$$3. d = m * z$$

με:

d : διάμετρος τροχού σε mm

m : modul του τροχού

z : αριθμός δοντιών του τροχού

$$4. i_{1/3} = \pm \frac{n_1 - n_5}{n_3 - n_5}$$

με:

$i_{1/3}$: σχέση μετάδοσης πλανητικού συστήματος

n_1 : στροφές πλανήτη 1 σε rpm

n_3 : στροφές πλανήτη 3 σε rpm

n_5 : στροφές φορέα σε rpm

$$5. T_1 + T_3 + T_5 = 0$$

με:

T_1 : ροπή στρέψης πλανήτη 1 σε Nm

T_2 : ροπή στρέψης πλανήτη 2 σε Nm

T_3 : ροπή στρέψης φορέα σε Nm

$$6. P_5 = P_1 + P_2$$

με:

P_1 : ισχύς του πλανήτη 1 σε KW

P_2 : ισχύς του πλανήτη 2 σε KW

P_5 : ισχύς του φορέα σε KW

ο παραπάνω τύπος ισχύει σε περίπτωση που δεν έχουμε απώλειες κατά τη λειτουργία.

$$7. i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

με:

όλους τους παράγοντες να περιγράφονται και παραπάνω.

$$8. F_t = \frac{T_t}{\frac{d}{2}}$$

με:

F_t : περιφερειακή δύναμη τροχού σε N

T_t : ροπή στρέψης τροχού σε Nm

d : διάμετρος τροχού σε m

$$9. u = \omega * R$$

με:

u : ευθύγραμμη ταχύτητα τροχού m/sec

ω : γωνιακή ταχύτητα rad/sec

R : ακτίνα τροχού σε m

3. Αρχικός Υπολογισμός Πλανητικού

Υπολογισμός Modul

- Από αντοχή δοντιού

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_t}{z_1 \cdot \lambda \cdot \sigma_{Fεπιτρ.}} \cdot Y_F \cdot Y_E \cdot K_{Fa}}$$

Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 1			
Αντοχή δοντιού σε θραύση			
T_t	στρεπτική ροπή (Nmm)	9952.229	
z_1	αριθμός δοντιών	14	
$\lambda(b/m)$		20	
Y_F	συντελεστής μορφής δοντιού	3.36	
Y_E	συντελεστής επικάλυψης	1	
K_{Fa}	συντελεστής κατανομής φορτίου	1	
$\sigma_{Fεπιτρ.}$	Δυναμική αντοχή στο πόδα (N/mm ²)	680	42CrMo4
m	modul	0.705571	0.75

Πίνακας 8 Αντοχή τροχού 1 σε θραύση

Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 2			
Αντοχή δοντιού σε θραύση			
T_t	στρεπτική ροπή (Nmm)	2488.057	
z_2	αριθμός δοντιών	14	
$\lambda(b/m)$		20	
Y_F	συντελεστής μορφής δοντιού	3.36	
Y_E	συντελεστής επικάλυψης	1	
K_{Fa}	συντελεστής κατανομής φορτίου	1	
$\sigma_{Fεπιτρ.}$	Δυναμική αντοχή στο πόδα (N/mm ²)	680	42CrMo4
m	modul	0.444482	0.45

Πίνακας 9 Αντοχή τροχού 2 σε θραύση

- Από πίεση επιφανείας

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{i+1}{i} \cdot \frac{2 \cdot T_t}{\lambda \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{Hεπιτρ.}} \cdot Z_M^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_E^2 \cdot K_{HA}}$$

Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 1			
Αντοχή δοντιού σε πίεση επιφανείας			
T_t	στρεπτική ροπή (Nmm)	9952.2293	
z_1	αριθμός δοντίων	14	
i	σχέση μετάδοσης	1	
$\lambda(b/m)$		20	
z_M	συντελεστής υλικού	268	st
z_H	συντελεστής μορφής κατατομής	1.77	
z_E	συντελεστής επικάλυψης	1	
K_{Ha}	συντελεστής ανομοιομορφίας κατανομής φορτίου	1	
$\sigma_{\text{Heπτρ.}}$	Δυναμική αντοχή σε π. επιφ. (N/mm ²)	830	42CrMo4
m	modul	1.4913677	1.5

Πίνακας 10 Αντοχή τροχού 1 σε πίεση επιφανείας

Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 2			
Αντοχή δοντιού σε πίεση επιφανείας			
T_t	στρεπτική ροπή (Nmm)	2488.0573	
z_2	αριθμός δοντίων	14	
i	σχέση μετάδοσης	1	
$\lambda(b/m)$		20	
z_M	συντελεστής υλικού	268	st
z_H	συντελεστής μορφής κατατομής	1.77	
z_E	συντελεστής επικάλυψης	1	
K_{Ha}	συντελεστής ανομοιομορφίας κατανομής φορτίου	1	
$\sigma_{\text{Heπτρ.}}$	Δυναμική αντοχή σε π. επιφ. (N/mm ²)	830	42CrMo4
m	modul	0.9395028	0.95

Πίνακας 11 Αντοχή τροχού 2 σε πίεση επιφανείας

Από τους παραπάνω πίνακες προκύπτουν τα εξής αποτελέσματα:

Τελική Επιλογή 1		
m	modul	1.5
z	δόντια	14
d_1	διάμετρος(mm)	21

b₁	Πάχος (mm)	30
----------------------	------------	----

Πίνακας 12 Τελικές διαστάσεις τροχού 1

Τελική Επιλογή 2		
m	modul	1.5
z	δόντια	14
d₂	διάμετρος(mm)	21
b₂	Πάχος (mm)	30

Πίνακας 13 Τελικές διαστάσεις τροχού 2

Οπότε και με τα στοιχεία από τον πίνακα 3 για τον πλανήτη 3 έχουμε και:

Τελική Επιλογή 3		
m	modul	1.5
z	δόντια	42
d₃	διάμετρος(mm)	63
b₃	Πάχος (mm)	30

Πίνακας 14 Τελικές διαστάσεις τροχού 3

Μετά από πολύμηνη έρευνα στην αγορά δεν μπορέσαμε να επιλέξουμε έναν ηλεκτροκινητήρα με τα τεχνικά χαρακτηριστικά που επιθυμούσαμε για το βέλτιστο αποτέλεσμα καθώς ο περιορισμός των 250watt στην ισχύ του ώστε να μην υπάρχει απαίτηση για έκδοση άδειας κυκλοφορίας μας ανάγκαζε να απορρίπτουμε συνεχώς οποιαδήποτε επιλογή αφού η χαμηλή ισχύς δεν μας έδινε την ζητούμενη ροπή. Το αυξημένο κόστος κατασκευής από την αρχή ενός ηλεκτροκινητήρα με τα τεχνικά χαρακτηριστικά που χρειαζόμαστε μας οδήγησε στην επιλογή ενός κινητήρα του εμπορίου χωρίς το περιορισμό της ισχύς.

Οπότε και αναγκαστικά επιλέγει ο παρακάτω ηλεκτροκινητήρας της allied motion:

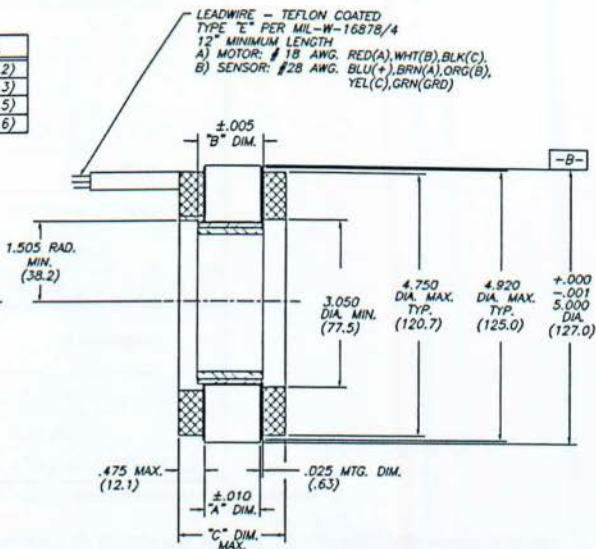
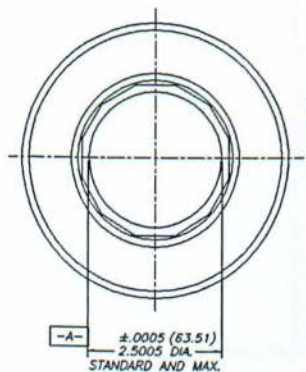
Model No.	HT05005	
Motor Constants		
Stall Torque (continuous)	oz-in	1192
	Nm	8.41
Demag Torque (±25%)	oz-in	8651
	Nm	61
Cont. Output Power	W	665
Motor Constant	oz-in/√W	146.2
	Nm/√W	1.03
Elect. Time Constant	ms	6.87

Mech. Time Constant	ms	1.3
Thermal Resistance	°C/W	0.8
Viscous Damping	oz-in/RPM	2.10E-02
	Nm/RPM	1.50E-04
Cogging Torque (max.)	oz-in	36.2
	Nm	0.256
Mechanical Constants		
Rotor Inertia	oz-in-s ²	2.00E-01
	kg-m ²	1.40E-03
Motor Weight	oz	121.4
	kg	3.44
Poles	-	
Winding Constants		
Winding	-	
Design Voltage	V	
Peak Torque	oz-in	6654
	Nm	46.99
Peak Current	A	20.7
Torque Constant	oz-in/A	321.1
	Nm/A	2.27
No-Load Speed	RPM	418
	rad/s	44
BEMF Constant (±10%)	V/kRPM	237.5
	V/rad/s	2.27
Terminal Resistance (±12%)	Ohms	4.83
Terminal Inductance (±30%)	mH	33.2

Πίνακας 15 Τεχνικά χαρακτηριστικά Η/Κ

HT05000 SERIES FRAMELESS

MODEL	"A" DIM.	"B" DIM.	"C" DIM.
HT05000	.250(6.4)	.430(10.9)	1.187(30.2)
HT05001	.650(16.6)	.830(21.1)	1.587(40.3)
HT05002	1.050(26.7)	1.230(31.3)	1.987(50.5)
HT05003	1.450(36.9)	1.630(41.4)	2.387(60.6)



1. MOTOR SUPPLIED AS TWO SEPARATE COMPONENTS, ROTOR ASSEMBLY AND STATOR ASSEMBLY.
2. DIAMETERS "A" AND "B" TO BE CONCENTRIC WITHIN .002 WHEN MOUNTED.
3. MOUNTING SURFACE BETWEEN 5.000 AND 4.920 DIAMETERS ON BOTH SIDES.

Εικόνα 22 Ηλεκτροκινητήρας

Έχοντας λοιπόν τον ηλεκτροκινητήρα και τεχνικά χαρακτηριστικά του θα προσαρμόσουμε και θα επανασχεδιάσουμε το πλανητικό μας σύστημα ώστε και τοποθετείτε στο εσωτερικό του δρομέα του ηλεκτροκινητήρα.

4. Προσαρμογή του πλανητικού στον ηλεκτροκινητήρα

Με δεδομένα τα τεχνικά χαρακτηριστικά του ηλεκτροκινητήρα μας και τις επιδόσεις ενός ποδηλάτη έχουμε:

Δεδομένα	
Ισχύς	
P1(W)	250
P2(W)	
P3(w)	665
Ροπή	
T1(Nmm)	39808.9172
T2(Nmm)	
T3(Nmm)	8410
Ταχύτητα	
n1(rpm)	60
n2(rpm)	
n3(rpm)	755.142687

Πίνακας 16 Δεδομένα - Αποτελέσματα νέου πλανητικού

Αλλάζοντας τον αριθμό οδόντων και συνεπώς την σχέση μετάδοσης του πλανητικού και κάνοντας έλεγχο αντοχής οδόντα σε θραύση και πίεση επιφανείας προκύπτουν τα εξής:

Δόντια	
Z ₁	18
Z ₃	12
Z ₂	42

Πίνακας 17 Βοηθητικός πίνακας υπολογισμών διαστάσεων

Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 1			
Αντοχή δοντιού σε θραύση			
T _t	στρεπτική ροπή (Nmm)	9952.23	
z ₁	αριθμός δοντιών	18	
λ(b/m)		20	
Y _F	συντελεστής μορφής δοντιού	3.36	
Y _E	συντελεστής επικάλυψης	1	
K _{Fa}	συντελεστής κατανομής φορτίου	1	
σ _{Φεπιτρ.}	Δυναμική αντοχή στο πόδα (N/mm ²)	680	42CrMo4

m	<i>modul</i>	0.64887	0.65
----------	--------------	---------	------

Πίνακας 18 Νέος υπολογισμός τροχού 1 σε θραύση

Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 2			
Αντοχή δοντιού σε θραύση			
T_t	στρεπτική ροπή (Nmm)	2488.0573	
z₂	αριθμός δοντιών	12	
λ(b/m)		20	
Y_F	συντελεστής μορφής δοντιού	3.36	
Y_ε	συντελεστής επικάλυψης	1	
K_{Fa}	συντελεστής κατανομής φορτίου	1	
σ_{Γεπιτρ.}	Δυναμική αντοχή στο πόδα (N/mm ²)	680	42CrMo4
m	<i>modul</i>	0.46792	0.5

Πίνακας 19 Νέος υπολογισμός τροχού 2 σε θραύση

Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 1			
Αντοχή δοντιού σε πίεση επιφάνειας			
T_t	στρεπτική ροπή (Nmm)	9952.23	
z₁	αριθμός δοντιών	18	
i	σχέση μετάδοσης	1.5	
λ(b/m)		20	
z_M	συντελεστής υλικού	268	st
z_H	συντελεστής μορφής κατατομής	1.77	
z_ε	συντελεστής επικάλυψης	1	
K_{Hα}	συντελεστής ανομοιομορφίας κατανομής φορτίου	1	
σ_{Ηεπιτρ.}	Δυναμική αντοχή σε π. επιφ.(N/mm ²)	830	42CrMo4
m	<i>modul</i>	1.186938	1.25

Πίνακας 20 Νέος υπολογισμός τροχού 1 σε πίεση επιφάνειας

Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 2			
Αντοχή δοντιού σε πίεση επιφάνειας			
T_t	στρεπτική ροπή (Nmm)	2488.05732	

z_2	αριθμός δοντίων	12	
i	σχέση μετάδοσης	0.666667	
$\lambda(b/m)$		20	
z_M	συντελεστής υλικού	268	st
z_H	συντελεστής μορφής κατατομής	1.77	
z_E	συντελεστής επικάλυψης	1	
K_{Ha}	συντελεστής ανομοιομορφίας κατανομής φορτίου	1	
$\sigma_{\text{Hεπιτρ.}}$	Δυναμική αντοχή σε π. επιφ. (N/mm^2)	830	42CrMo4
m	modul	1.121586	1.125

Πίνακας 21 Νέος υπολογισμός τροχού 2 σε πίεση επιφανείας

Οι παραπάνω πίνακες συμπληρώθηκαν με τη χρήση των σχέσεων 1 έως 9 από παραπάνω και μας δίνουν τα εξής τελικά αποτελέσματα για τη διαστασιολόγηση του τελικού πλανητικού μας συστήματος:

Στοιχεία Γραναζιού 1 (πετάλι)		
d_a (mm)	διάμετρος κύκλου κεφαλής	25
d (mm)	διάμετρος αρχικού κύκλου	22.5
d_f (mm)	διάμετρος κύκλου πόδα	19.6
b (mm)	πλάτος οδόντα	25
p (mm)	βήμα	3.925
s (mm)	πάχος οδόντων	1.9625
e (mm)	διάκενο μεταξύ των οδόντων	1.9625
h_a (mm)	ύψος κεφαλής	1.25
h_f (mm)	ύψος πόδα	1.45
z	δόντια	18
m	modul	1.25

Πίνακας 22 Νέο γρανάζι 1

Στοιχεία Γραναζιού 2 (αλυσίδα)		
d_a (mm)	διάμετρος κύκλου κεφαλής	17.5
d (mm)	διάμετρος αρχικού κύκλου	15
d_f (mm)	διάμετρος κύκλου πόδα	12.1
b (mm)	πλάτος οδόντα	25
p (mm)	βήμα	3.925
s (mm)	πάχος οδόντων	1.9625
e (mm)	διάκενο μεταξύ των οδόντων	1.9625

ha (mm)	ύψος κεφαλής	1.25
hf (mm)	υψος πόδα	1.45
z	δόντια	12
m	modul	1.25

Πίνακας 23 Νέο γρανάζι 2

Στοιχεία Γρανάζιού 3 (η/κ)		
da (mm)	διάμετρος κύκλου κεφαλής	50
d (mm)	διάμετρος αρχικού κύκλου	52.5
df (mm)	διάμετρος κύκλου πόδα	55.4
b (mm)	πλάτος οδόντα	25
p (mm)	βήμα	3.925
s (mm)	πάχος οδόντων	1.9625
e (mm)	διάκενο μεταξύ των οδόντων	1.9625
ha (mm)	ύψος κεφαλής	1.25
hf (mm)	υψος πόδα	1.45
z	δόντια	42
m	modul	1.25

Πίνακας 24 Νέο γρανάζι 3

Λόγω του μικρού αριθμού δοντιών του τροχού 2 θα πρέπει να κατασκευαστεί ο τροχός με μετατόπιση θετική ώστε να αποφευχθούν οι υποκοπές και να αυξηθεί η αντοχή των οδόντων. Ο συντελεστής μετατόπισης από πρακτικό τύπο υπολογισμού θα είναι:

$$x = \frac{14 - z}{17}$$

με:

z : αριθμός οδόντων τροχού

x : συντελεστής μετατόπισης

u : μετατόπιση

Συντελεστής Μετατόπισης τροχού 2	
z	12
x	0.117647059
u	0.147058824

Έχοντας θετική μετατόπιση στο τροχό 2 θα έχουμε και ίση και αρνητική μετατόπιση στους τροχούς 1 και 3 οπότε τα χαρακτηριστικά των τροχών μεταβάλλονται και πλέον είναι:

Στοιχεία Γραναζιού 1 (πετάλι)		
da (mm)	διάμετρος κύκλου κεφαλής	24.705882
d (mm)	διάμετρος αρχικού κύκλου	22.5
df (mm)	διάμετρος κύκλου πόδα	19.305882
b (mm)	πλάτος οδόντα	25
p (mm)	βήμα	3.925
s (mm)	πάχος οδόντων	1.9625
e (mm)	διάκενο μεταξύ των οδόντων	1.9625
ha (mm)	ύψος κεφαλής	1.25
hf (mm)	υψος πόδα	1.45
z	δόντια	18
m	modul	1.25

Πίνακας 25 Τελικές διαστάσεις τροχού 1

Στοιχεία Γραναζιού 2 (αλυσίδα)		
da (mm)	διάμετρος κύκλου κεφαλής	17.794118
d (mm)	διάμετρος αρχικού κύκλου	15
df (mm)	διάμετρος κύκλου πόδα	12.394118
b (mm)	πλάτος οδόντα	25
p (mm)	βήμα	3.925
s (mm)	πάχος οδόντων	1.9625
e (mm)	διάκενο μεταξύ των οδόντων	1.9625
ha (mm)	ύψος κεφαλής	1.25
hf (mm)	υψος πόδα	1.45
z	δόντια	12
m	modul	1.25

Πίνακας 26 Τελικές διαστάσεις τροχού 2

Στοιχεία Γραναζιού 3 (η/κ)		
da (mm)	διάμετρος κύκλου κεφαλής	49.70588
d (mm)	διάμετρος αρχικού κύκλου	52.5
df	διάμετρος κύκλου πόδα	55.10588

(mm)		
b (mm)	πλάτος οδόντα	25
p (mm)	βήμα	3.925
s (mm)	πάχος οδόντων	1.9625
e (mm)	διάκενο μεταξύ των οδόντων	1.9625
ha (mm)	ύψος κεφαλής	1.25
hf (mm)	υψος πόδα	1.45
z	δόντια	42
m	modul	1.25

Πίνακας 27 Τελικές διαστάσεις τροχού 3

Με τελική έξοδο :

Έξοδος	
ns(rpm)	546.5999
Ts(Nmm)	48218.92
Ps(W)	915

Πίνακας 28 Τελική έξοδος πλανητικού συστήματος

Με βάση τις τιμές της ροπής, των στροφών και της ισχύς στην τελική έξοδο μετά την προσαρμογή του πλανητικού συστήματος στις διαστάσεις του ηλεκτροκινητήρα και με νέες επιλογές για την τελική σχέση μετάδοσης της αλυσίδας έχουμε τα εξής:

Δίσκοι				
Επιλογή	Όνομα	Δόντια z	m	Διάμετρο d(mm)
1	1	22	4.04	88.88
Κασέτα				
Επιλογή	Όνομα	Δόντια z	m	Διάμετρο d(mm)
1	1	35	4.04	141.4
0	2	30		121.2
0	3	25		101

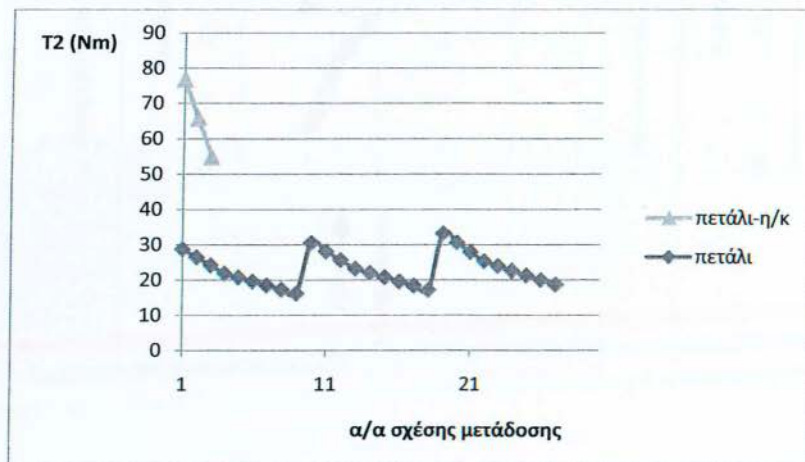
Πίνακας 29 Σαςμάν επιλογής τελικής σχέσης μετάδοσης

	Μετάδοση Κίνησης								
	όνομα	δόντια	διάμετρος(mm)	Σχ.Μετάδ.	Ροπή Στρ.(Nm)	Περ.Δύναμ.(N)	Δύναμ. Τροχ.(N)	Ταχ.Περ.(rpm)	Ταχ.(km/h)
Δίσκος	1	22	88.88	1.590909091	48218.9172	1085.03414	215.7252917	546.5998811	46.0359188
Ταχύτητα	1	35	141.4		76711.91372	1085.03414		343.5770681	
Τροχοί(inch)	26								

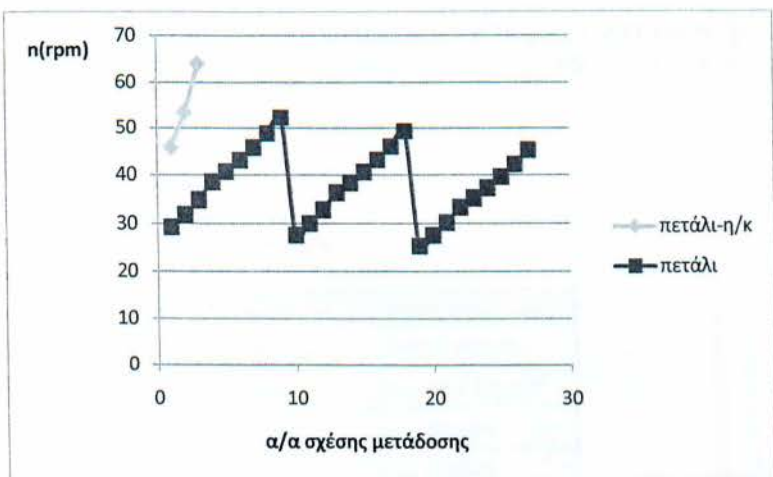
Πίνακας 30 Ανάλυση 1ης σχέσης μετάδοσης

α/α	Σχέση Μετάδ.	Σχέση Μετάδ.	Δύναμη. Τροχ.(N)	Ταχ.(km/h)	Ροπή Στρ.(Nm)
1	1η-1η	1.59	215725.2917	45.82682405	76.71191372
2	1η-2η	1.36	184907.3929	53.46462806	65.75306891
3	1η-3η	1.14	154089.4941	64.15755368	54.79422409

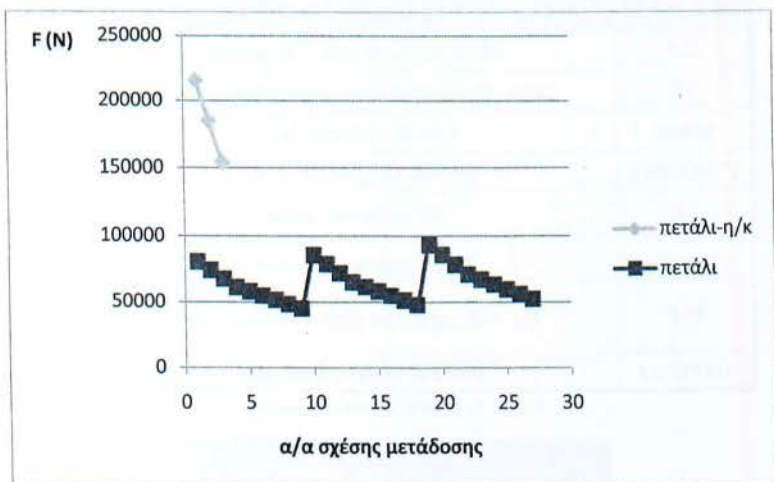
Πίνακας 31 Ολική εικόνα σασιμάν



Διάγραμμα 3 Ροπή - Σχέση μετάδοσης



Διάγραμμα 4 Ταχύτητα - Σχέση μετάδοσης



Διάγραμμα 5 Δύναμη - Σχέση μετάδοσης

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο Τελική Διαστασιολόγηση Κατασκευής

Έχοντας διαστασιολογήσει πλήρως το πλανητικό μας σύστημα υπολογίζουμε τους άξονες και τα ρουλεμάν στήριξης του.

Ορίζεται ότι:

- Άξονας 1: φέρει το πετάλι
- Άξονας 2: φέρει την αλυσίδα
- Άξονας 3: φέρει τους δορυφόρους
- Άξονας 4: φέρει τον ηλεκτροκινητήρα

Τα παραπάνω αναλύονται ως εξής:

Άξονας	Τύπος Φόρτισης
Άξονας 1	Στέψη + Κάμψη
Άξονας 2	Στρέψη + Κάμψη
Άξονας 3	Κάμψη
Άξονας 4	Στρέψη

Πίνακας 32 Ανάλυση καταπονήσεων ανα άξονα

Άξονας 1		
F	Δυναμη κάμψης από πετάλι (N)	800
l_1	Απόσταση δύναμης από αντιστήριξη (mm)	23
M_b	ροπή κάμψης (Nmm)	18400
T	Ροπή στρέψης σε (Nmm)	39808.9172
α_0	λόγος καταπόνησης	0.7
M_v	ισοδύναμη ροπή (Nmm)	30347.25
$\sigma_{\text{βελ.}}$	Επιτρεπόμενη τάση στρέψης (N/mm ²)	100
d	Διάμετρος Ατράκτου (mm)	12.579116

Πίνακας 33 Άξονας τροχού 1 – πετάλι

Αποτέλεσμα		
D	Τελική τυποποίηση άξονα (mm)	15

Βοθητικός πίνακας επιλογής ρουλεμάν		
L_{10h}	Θεωρητικές ώρες λειτουργίας	1000
n	στροφές (rpm)	484.11723
C/P	Λόγος φόρτισης	2.17
P	Πραγματικό φορτίο στο έδρανο (N)	1393.54
C	Δυναμικό φορτίο εδράνου (KN)	3.0239818

Ρουλεμάν 1		
Τύπος	SKF Needle roller and cage assemblies	
d	Εσωτερική διάμετρος (mm)	15
D	Εξωτερική διάμετρος (mm)	18
B	Πλάτος (mm)	17
C	Δυναμικό φορτίο (kN)	7.65
C₀	Στατικό Φορτίο (kN)	12.2

Πίνακας 34 Επιλογή ρουλεμάν τροχού 1

Άξονας 2		
F	Δυναμη κάμψης από αλυσίδα(N)	1085.03414
l₁	Απόσταση δύναμης από αντιστήριξη (mm)	7.27
M_b	ροπή κάμψης (Nmm)	7888.1982
T	Ροπή στρέψης σε (Nmm)	48218.9172
α₀	λόγος καταπόνησης	0.7
M_v	ισοδύναμη ροπή (Nmm)	30276.8011
σ_{βεπ.}	Επιτρεπόμενη τάση στρέψης (N/mm ²)	100
d	Διάμετρος Ατράκτου (mm)	13.4089824

Πίνακας 35 Άξονα 2 – Αλυσίδα

Αποτέλεσμα		
D	Τελική τυποποίηση άξονα (mm)	15

Πίνακας 36 Αποτέλεσμα βάση ελάχιστης απαίτησης

Αποτέλεσμα Τελικό		
D	Τελική τυποποίηση άξονα (mm)	20

Πίνακας 37 Αποτέλεσμα βάση κατασκευαστικής ανάγκης

Βοηθητικός πίνακας επιλογής ρουλεμάν		
L_{10h}	Θεωρητικές ώρες λειτουργίας	1000
n	στροφές (rpm)	755.14269
C/P	Λόγος φόρτισης	3.56
P	Πραγματικό φορτίο στο έδρανο (N)	1085.0341
C	Δυναμικό φορτίο εδράνου (KN)	3.8627215

Ρουλεμάν 2		
Τύπος	SKF Metric stainless steel deep groove ball bearings	
d	Εσωτερική διάμετρος (mm)	20
D	Εξωτερική διάμετρος (mm)	37
B	Πλάτος (mm)	9
C	Δυναμικό φορτίο (kN)	5.53
C ₀	Στατικό Φορτίο (kN)	3.65

Πίνακας 38 Επιλογή ρουλεμάν άξονα 2

Άξονας 3		
M _b	ροπή κάμψης στη επικίνδυνη διατομή (Nmm)	12411
σ _{βελ}	επιτρεπόμενη τάση κάμψης (N/mm ²)	100
d	διάμετρος άξονα (mm)	10.7465466

Πίνακας 39 Άξονα 3 - Δορυφόροι

Αποτέλεσμα 3		
D	Τελική τυποποίηση άξονα (mm)	12

Βοηθητικός πίνακας επιλογής ρουλεμάν		
L _{10h}	Θεωρητικές ώρες λειτουργίας	1000
n	στροφές (rpm)	749.18117
C/P	Λόγος φόρτισης	3.56
P	Πραγματικό φορτίο στο έδρανο (N)	417.9
C	Δυναμικό φορτίο εδράνου (kN)	1.487724

Ρουλεμάν 3		
Τύπος	SKF Metric stainless steel deep groove ball bearings	
d	Εσωτερική διάμετρος (mm)	12
D	Εξωτερική διάμετρος (mm)	21
B	Πλάτος (mm)	5
C	Δυναμικό φορτίο (kN)	1.51
C ₀	Στατικό Φορτίο (kN)	0.9

Πίνακας 40 Επιλογή ρουλεμάν άξονα 3

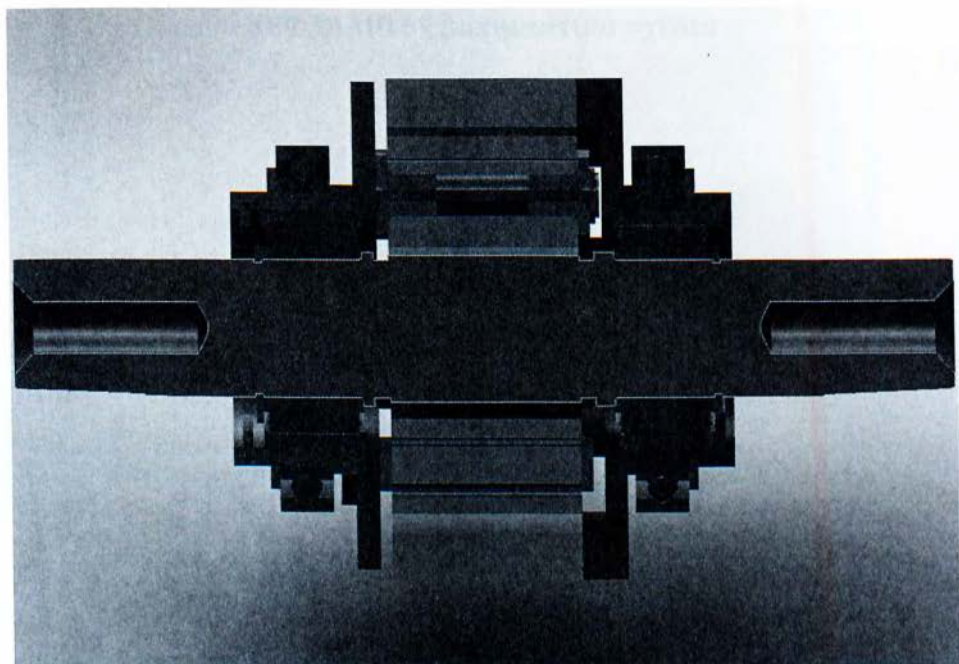
Άξονας 4		
d	εσωτερική διάμετρο άξονα (mm)	18
D	εξωτερική διάμετρος άξονα (mm)	20
w_t	πολική ροπή αντίστασης (mm ³)	550.24
T	ροπή στρέψης (Nmm)	8410
τ_{τεπ}	επιτρεπόμενη τάση στρέψης (N/mm ²)	50
T/w_t		15.2842396

Πίνακας 41 Άξονας 4 – ηλεκτροκινητήρας

Αποτέλεσμα 4		
D	Τελική τυποποίηση άξονα (mm)	20

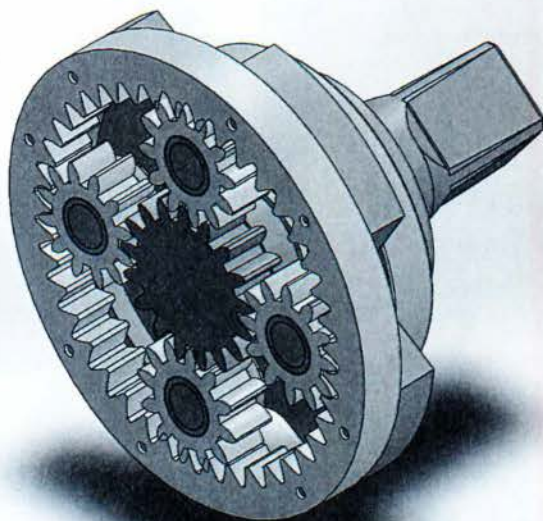
Ρουλεμάν 4		
Τύπος	SKF Metric stainless steel deep groove ball bearings	
d	Εσωτερική διάμετρος (mm)	20
D	Εξωτερική διάμετρος (mm)	37
B	Πλάτος (mm)	9
C	Δυναμικό φορτίο (kN)	5.53
C₀	Στατικό Φορτίο (kN)	3.65

Πίνακας 42 Επιλογή ρουλεμάν άξονα 4

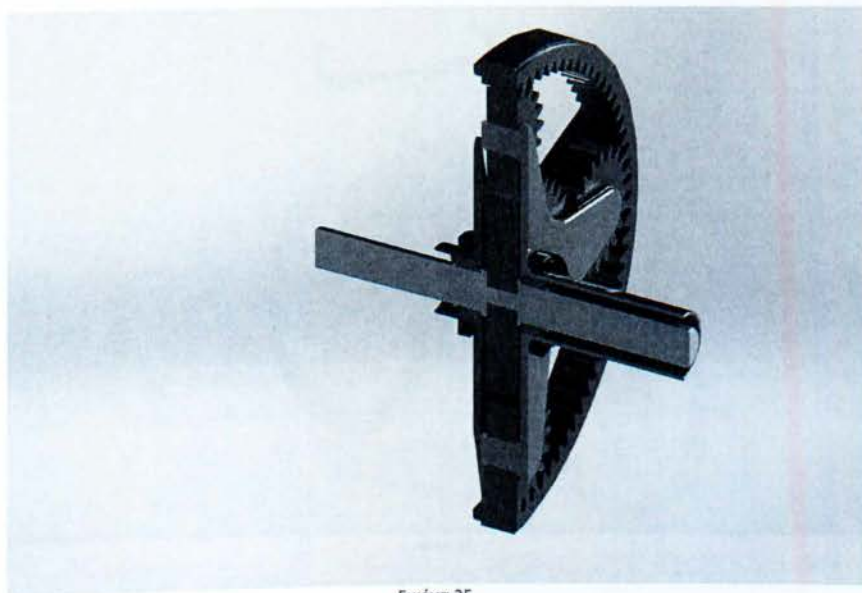


Εικόνα 23

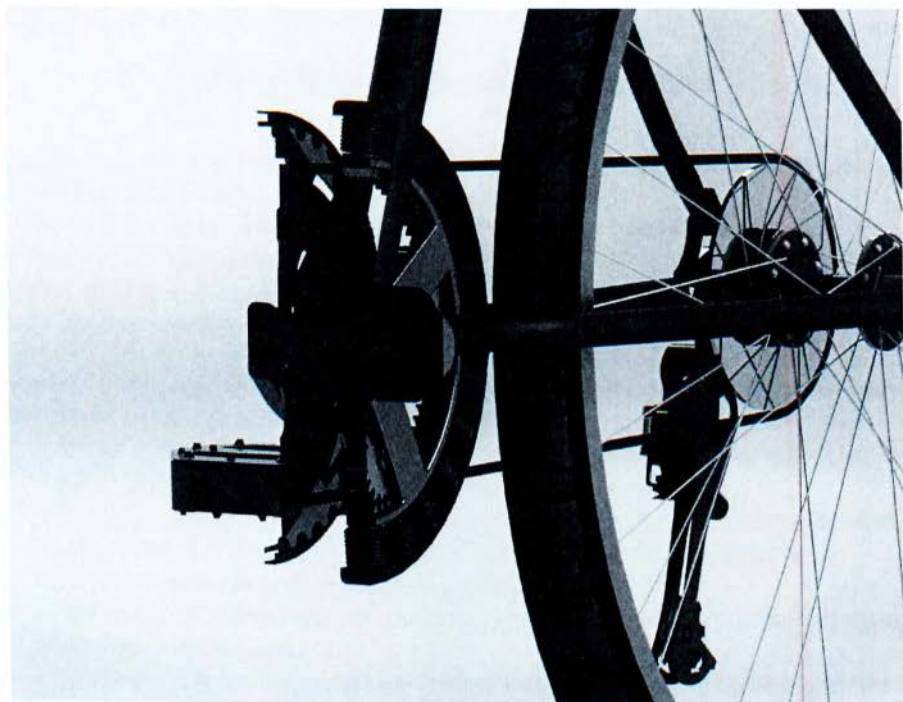
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο Δοκιμαστικά σχέδια



Εικόνα 24



Εικόνα 25



Εικόνα 26



Εικόνα 27

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6^ο Εγχειρίδιο χρήσης Excel

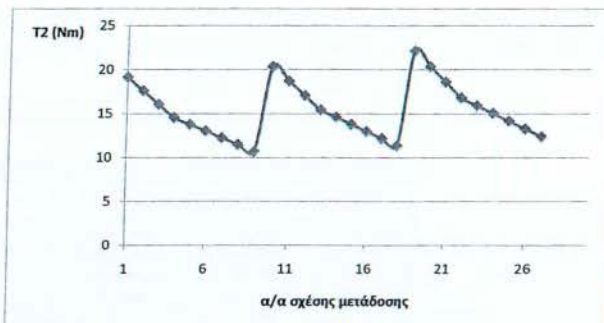
Η παρούσα πτυχιακή συνοδεύεται από ένα βιβλίο εργασίας του υπολογιστικού προγράμματος Excel στην ακόλουθη έντυπη μορφή και σε ηλεκτρονική.

Στο βιβλίο εργασίας αυτό περιλαμβάνονται όλοι οι παραπάνω υπολογισμοί και τα αποτελέσματα. Οι υπολογισμοί είναι παραμετροποιημένοι ως προς τις μεταβλητές κάθε τύπου οι οποίες συμβολίζονται σε κάθε πίνακα με έναν κίτρινο φόντο. Όλα τα δεδομένα με τον λευκό φόντο παραμένουν σταθερά για τον υπολογισμό του συγκεκριμένου συστήματος γραναζιών ηλεκτροκινητήρα. Με τη σειρά που παρουσιάζονται παραπάνω οι πίνακες είναι και στο συνοδευτικό βιβλίο εργασίας κάνοντας ευκολότερη την κατανόηση και την τροποποίηση της συγκεκριμένης πτυχιακής εργασίας. Οι τίτλοι καρτέλας είναι:

- «Τυπικό MOUNT απόδοση ποδηλάτη» και περιλαμβάνει τους υπολογισμούς για την αριθμητική ανάλυση ενός τυπικού εμπορικού ποδηλάτου βουνού.
- «Προσθήκη πλανητικού» και περιλαμβάνει τους υπολογισμούς για την αριθμητική ανάλυση ενός τυπικού εμπορικού ποδηλάτου βουνού με την προσθήκη του ηλεκτροκινητήρα και ενός ιδανικού πλανητικού συστήματος.
- «Υπολ. Διαμετρ. Τροχού» και περιλαμβάνει την αρχική διαστασιολόγηση του ιδανικού πλανητικού συστήματος.
- «Ηλεκτροκινητήρας» και περιλαμβάνει έναν πίνακα με τα τεχνικά χαρακτηριστικά του επιλεγόμενου ως πλησιέστερου στο ιδανικό ηλεκτροκινητήρα του εμπορίου.
- «2^{ος} υπολογισμός πλανητικού» και περιλαμβάνει την επαναδιαστασιολόγηση του πλανητικού συστήματος με βάση τον επιλεγμένο ηλεκτροκινητήρα.
- «Αποτελέσματα» και περιλαμβάνει αναλυτική παρουσίαση των αποτελεσμάτων της προηγούμενης καρτέλας.
- «Συντ μετατ.» και περιλαμβάνει επαναδιαστασιολόγηση του πλανητικού με βάση τη μετατόπιση του κοπτικού λόγου μικρού αριθμού οδόντων.
- «Τελ. Σχέση μετάδοσης» και περιλαμβάνει την αριθμητική ανάλυση του τελικού συστήματος γραναζιών.
- «Υπολ. Διαμέτρου Άξονα» και περιλαμβάνει τον υπολογισμό των αξόνων του πλανητικού συστήματος γραναζιών.

ΑΠΟΔΟΣΗ ΠΟΔΗΛΑΤΗ

Α/Α σχέσης	ΔΙΣΚΟΣ (ΔΟΝΤΙΑ)	ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ (mm)	ΤΑΧΥΤΗΤΕΣ (ΔΟΝΤΙΑ)	Διάμετρος (mm)	i	n1(rpm)	n2(rpm)	T2 (Nm)
1	52	213	25	101	0,48077	60	124,8	19,1298
2			23	92,92	0,44231	60	135,652	17,5994
3			21	84,84	0,40385	60	148,571	16,069
4			19	76,76	0,36538	60	164,211	14,5387
5			18	72,72	0,34615	60	173,333	13,7735
6			17	68,68	0,32692	60	183,529	13,0083
7			16	64,64	0,30769	60	195	12,2431
8			15	60,6	0,28846	60	208	11,4779
9			14	56,56	0,26923	60	222,857	10,7127
10			25	101	0,5102	60	117,6	20,301
11	49	161	23	92,92	0,46939	60	127,826	18,6769
12			21	84,84	0,42857	60	140	17,0529
13			19	76,76	0,38776	60	154,737	15,4288
14			18	72,72	0,36735	60	163,333	14,6167
15			17	68,68	0,34694	60	172,941	13,8047
16			16	64,64	0,32653	60	183,75	12,9927
17			15	60,6	0,30612	60	196	12,1806
18			14	56,56	0,28571	60	210	11,3686
19			25	101	0,55556	60	108	22,1056
20			23	92,92	0,51111	60	117,391	20,3371
21	21	84,84	0,46667	60	128,571	18,5687		
22	19	76,76	0,42222	60	142,105	16,8002		
23	18	72,72	0,4	60	150	15,916		
24	17	68,68	0,37778	60	158,824	15,0318		
25	16	64,64	0,35556	60	168,75	14,1476		
26	15	60,6	0,33333	60	180	13,2633		
27	14	56,56	0,31111	60	192,857	12,3791		



Δεδομένα		Αποτελέσματα	
Ισχύς		Ροπή	
P1(W)	250	T1(Nmm)	39808,92
P2(W)		T2(Nmm)	
P3(w)	250	T3(Nmm)	19904,46
Ροπή		Ισχύς	
T1(Nm)	0	P1(W)	0
T2(Nm)		P2(W)	0
T3(Nm)	0	P3(w)	0

Είσοδος					
n1(rpm)	60	n2(rpm)	150	n3(rpm)	120
T1(Nmm)	39808,9172	T2(Nmm)		T3(Nmm)	19904,4586
P1(W)	250	P2(W)		P3(W)	250
z1	14	z2	14	z3	42
d1(mm)	21	d2(mm)	21	d3(mm)	63
r1(mm)	10,5	r2(mm)	10,5	r3(mm)	31,5
b1(mm)	30	b2(mm)	30	b3(mm)	30
m	1,5	m	1,5	m	1,5
i			-3		

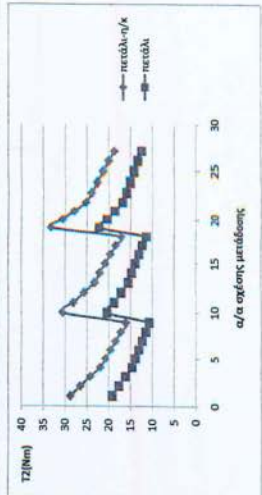
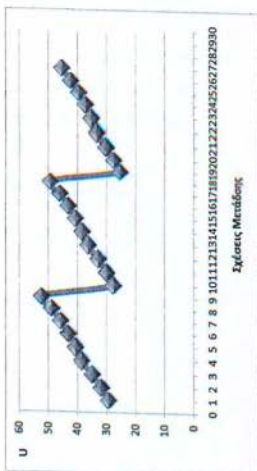
Έξοδος	
ns(rpm)	105
Ts(Nmm)	59713,3758
Ps(W)	500

	Μετάδοση Κίνησης								
	όνομα	δόντια	διάμετρος(mm)	Σχ.Μεταδ.	Ροπή Στρ.(Nmm)	Περ.Δύναμ.(N)	Δύναμ. Τροχ.(N)	Ταχ.Περ.(rpm)	Ταχ.(km/h)
Δίσκος	1	52	213		59713,3758	560,6889746		105	
Ταχύτητα	1	25	101	0,480769231	28708,35375	568,4822524	80,7321534	218,4	29,26343347
Τροχοί(Inch)	26								

Δίσκοι				
Επιλογή	Όνομα	Δόντια z	m	Διάμετρο d(mm)
1	1	52		213
0	2	49		161
0	3	45		150

Κασέτα				
Επιλογή	Όνομα	Δόντια z	m	Διάμετρο d(mm)
1	1	25		101
0	2	23		92,92
0	3	21		84,84
0	4	19		76,76
0	5	18	4,04	72,72
0	6	17		68,68
0	7	16		64,64
0	8	15		60,6
0	9	14		56,56

α/α	Σχέση Μεταδ.	Σχέση Μεταδ.	Δύναμ. Τροχ.(N)	Ταχ.(km/h)	Ροπή Στρ.(Nm)
1	1η-1η	0,48	80732,1534	29,26343347	28,70835375
2	1η-2η	0,44	74273,58113	31,80807986	26,41168545
3	1η-3η	0,40	67815,00885	34,8374208	24,11501715
4	1η-4η	0,37	61356,43658	38,50451773	21,81834885
5	1η-5η	0,35	58127,15045	40,6436576	20,6700147
6	1η-6η	0,33	54897,86431	43,03446099	19,52168055
7	1η-7η	0,31	51668,57817	45,7241148	18,3733464
8	1η-8η	0,29	48439,29204	48,77238912	17,22501225
9	1η-9η	0,27	45210,0059	52,2561312	16,0766781
10	2η-1η	0,510204082	85674,9383	27,57515846	30,46600806
11	2η-2η	0,469387755	78820,94324	29,97299833	28,02872741
12	2η-3η	0,428571429	71966,94817	32,8275696	25,59144677
13	2η-4η	0,387755102	65112,95311	36,28310324	23,15416613
14	2η-5η	0,367346939	61685,95558	38,2988312	21,9355258
15	2η-6η	0,346938776	58258,95804	40,55170362	20,71688548
16	2η-7η	0,326530612	54831,96051	43,0861851	19,49824516
17	2η-8η	0,306122449	51404,96298	45,95859744	18,27960484
18	2η-9η	0,285714286	47977,96545	49,2413544	17,06096451
19	3η-1η	0,555555556	93290,48837	25,32412512	33,17409766
20	3η-2η	0,511111111	85827,2493	27,52622296	30,52016985
21	3η-3η	0,466666667	78364,01023	30,147768	27,86624204
22	3η-4η	0,422222222	70900,77116	33,32121726	25,21231423
23	3η-5η	0,4	67169,15163	35,172396	23,88535032
24	3η-6η	0,377777778	63437,53209	37,24136047	22,55838641
25	3η-7η	0,355555556	59705,91256	39,5689455	21,23142251
26	3η-8η	0,333333333	55974,29302	42,2068752	19,9044586
27	3η-9η	0,311111111	52242,67349	45,221652	18,57749469



Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 1			
Ανοχή δοντιού σε θραύση			
T_1	στρεπτική ροπή (Nmm)	9952,229	
z_1	αριθμός δοντιών	14	
$\lambda(b/m)$		20	
Y_F	συντελεστής μορφής δοντιού	3,36	
Y_e	συντελεστής επικάλυψης	1	
K_{Fa}	συντελεστής κατανομής φορτίου	1	
$\sigma_{\text{επιερ.}}$	Δυναμική ανοχή στο πόδα (N/mm ²)	680	42CrMo4
m	modul	0,705571	0,75

Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 1			
Ανοχή δοντιού σε πίεση επιφάνειας			
T_1	στρεπτική ροπή (Nmm)	9952,2293	
z_1	αριθμός δοντιών	14	
i	σχέση μετάδοσης	1	
$\lambda(b/m)$		20	
z_M	συντελεστής υλικού	268	st
z_{H1}	συντελεστής μορφής κατατομής	1,77	
z_e	συντελεστής επικάλυψης	1	
$K_{H\alpha}$	συντελεστής ανομοιομορφίας κατανομής φορτίου	1	
$\sigma_{\text{επιερ.}}$	Δυναμική ανοχή σε π. επιφ.(N/mm ²)	830	42CrMo4
m	modul	1,4913677	1,5

Τελική Επιλογή 1		
m	modul	1,5
z	δόντια	14
d_1	διάμετρος(mm)	21
b_1	Πάχος (mm)	30

Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 2			
Ανοχή δοντιού σε θραύση			
T_1	στρεπτική ροπή (Nmm)	2488,057	
z_2	αριθμός δοντιών	14	
$\lambda(b/m)$		20	
Y_F	συντελεστής μορφής δοντιού	3,36	
Y_e	συντελεστής επικάλυψης	1	
K_{Fa}	συντελεστής κατανομής φορτίου	1	
$\sigma_{\text{επιερ.}}$	Δυναμική ανοχή στο πόδα (N/mm ²)	680	42CrMo4
m	modul	0,444482	0,45

Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 2			
Ανοχή δοντιού σε πίεση επιφάνειας			
T_1	στρεπτική ροπή (Nmm)	2488,0573	
z_2	αριθμός δοντιών	14	
i	σχέση μετάδοσης	1	
$\lambda(b/m)$		20	
z_M	συντελεστής υλικού	268	st
z_{H1}	συντελεστής μορφής κατατομής	1,77	
z_e	συντελεστής επικάλυψης	1	
$K_{H\alpha}$	συντελεστής ανομοιομορφίας κατανομής φορτίου	1	
$\sigma_{\text{επιερ.}}$	Δυναμική ανοχή σε π. επιφ.(N/mm ²)	830	42CrMo4
m	modul	0,9395028	0,95

Τελική Επιλογή 2		
m	modul	1,5
z	δόντια	14
d_2	διάμετρος(mm)	21
b_2	Πάχος (mm)	30

Τελική Επιλογή 3		
m	modul	1,5
z	δόντια	42
d_3	διάμετρος(mm)	63
b_3	Πάχος (mm)	30

Model No.	HT05005	
Motor Constants		
Stall Torque (continuous)	oz-in	1192
	Nm	8,41
Demag Torque ($\pm 25\%$)	oz-in	8651
	Nm	61
Cont. Output Power	W	665
Motor Constant	oz-in/ \sqrt{W}	146,2
	Nm/ \sqrt{W}	1,03
Elect. Time Constant	ms	6,87
Mech. Time Constant	ms	1,3
Thermal Resistance	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$	0,8
Viscous Damping	oz-in/RPM	2,10E-02
	Nm/RPM	1,50E-04
Cogging Torque (max.)	oz-in	36,2
	Nm	0,256
Mechanical Constants		
Rotor Inertia	oz-in-s ²	2,00E-01
	kg-m ²	1,40E-03
Motor Weight	oz	121,4
	kg	3,44
Poles	-	
Winding Constants		
Winding	-	
Design Voltage	V	
Peak Torque	oz-in	6654
	Nm	46,99
Peak Current	A	20,7
Torque Constant	oz-in/A	321,1
	Nm/A	2,27
No-Load Speed	RPM	418
	rad/s	44
BEMF Constant ($\pm 10\%$)	V/kRPM	237,5
	V/rad/s	2,27
Terminal Resistance ($\pm 12\%$)	Ohms	4,83
Terminal Inductance ($\pm 30\%$)	mH	33,2

Δεδομένα		Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 1					Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 1					Τελική Επιλογή 1					
Δόντια		Ισχύς		Αντοχή δοντιού σε θραύση					Αντοχή δοντιού σε πίεση επιφανείας					m	modul	1,25	
Z ₁	18	P1(W)	250	T _t	στρεπτική ροπή (Nmm)	9952,23		T _t	στρεπτική ροπή (Nmm)	9952,23		z	δόντια	18			
Z ₃	12	P2(W)		z ₁	αριθμός δοντιών	18		z ₁	αριθμός δοντιών	18							
Z ₂	42	P3(w)	665	λ(b/m)		20		i	σχέση μετάδοσης	1,5							
		Ροπή		Y _F	συντελεστής μορφής δοντιού	3,36		λ(b/m)		20					d ₁	διάμετρος(mm)	22,5
		T1(Nmm)	39808,9172	Y _c	συντελεστής επικάλυψης	1		z _M	συντελεστής υλικού	268	st				b ₁	Πάχος (mm)	25
		T2(Nmm)		K _{Fβ}	συντελεστής κατανομής φορτίου	1		z _H	συντελεστής μορφής κατατομής	1,77							
		T3(Nmm)	8410	σ _{επιτρ.}	Δυναμική αντοχή στο πόδα (N/mm ²)	680	42CrMo4	z _e	συντελεστής επικάλυψης	1							
		Ταχύτητα						K _{Hα}	συντελεστής ανομοιομορφίας κατανομής φορτίου	1							
		n1(rpm)	60	m	modul	0,64887256	0,65	σ _{επιτρ.}	Δυναμική αντοχή σε π. επιφ.(N/mm ²)	830	42CrMo4						
		n2(rpm)															
		n3(rpm)	755,142687					m	modul	1,18693795	1,25						

Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 2					Υπολογισμοί διαστάσεων τροχού 2					Τελική Επιλογή 2				
Αντοχή δοντιού σε θραύση					Αντοχή δοντιού σε πίεση επιφανείας					m	modul	1,25		
T _t	στρεπτική ροπή (Nmm)	2488,05732		T _t	στρεπτική ροπή (Nmm)	2488,05732		T _t	στρεπτική ροπή (Nmm)	2488,05732		z	δόντια	12
z ₂	αριθμός δοντιών	12		z ₂	αριθμός δοντιών	12		i	σχέση μετάδοσης	0,66666667				
λ(b/m)		20		λ(b/m)		20		z _M	συντελεστής υλικού	268	st			
Y _F	συντελεστής μορφής δοντιού	3,36		z _H	συντελεστής μορφής κατατομής	1,77		z _e	συντελεστής επικάλυψης	1				
Y _c	συντελεστής επικάλυψης	1		K _{Hα}	συντελεστής ανομοιομορφίας κατανομής φορτίου	1		σ _{επιτρ.}	Δυναμική αντοχή σε π. επιφ.(N/mm ²)	830	42CrMo4			
K _{Fβ}	συντελεστής κατανομής φορτίου	1						m	modul	1,12158608	1,125			
σ _{επιτρ.}	Δυναμική αντοχή στο πόδα (N/mm ²)	680	42CrMo4											

Τελική Επιλογή 3		
m	modul	1,25
z	δόντια	42
d ₃	διάμετρος(mm)	52,5
b ₃	Πάχος (mm)	25

Στοιχεία Γραναζιού 1 (πετάλι)		
da (mm)	διάμετρος κύκλου κεφαλής	25
d (mm)	διάμετρος αρχικού κύκλου	22,5
df (mm)	διάμετρος κύκλου πόδα	19,6
b (mm)	πλάτος οδόντα	25
p (mm)	βήμα	3,925
s (mm)	πάχος οδόντων	1,9625
e (mm)	διάκενο μεταξύ των οδόντων	1,9625
ha (mm)	ύψος κεφαλής	1,25
hf (mm)	ύψος πόδα	1,45
z	δόντια	18
m	modul	1,25

Στοιχεία Γραναζιού 2 (αλυσίδα)		
da (mm)	διάμετρος κύκλου κεφαλής	17,5
d (mm)	διάμετρος αρχικού κύκλου	15
df (mm)	διάμετρος κύκλου πόδα	12,1
b (mm)	πλάτος οδόντα	25
p (mm)	βήμα	3,925
s (mm)	πάχος οδόντων	1,9625
e (mm)	διάκενο μεταξύ των οδόντων	1,9625
ha (mm)	ύψος κεφαλής	1,25
hf (mm)	ύψος πόδα	1,45
z	δόντια	12
m	modul	1,25

Στοιχεία Γραναζιού 3 (η/κ)		
da (mm)	διάμετρος κύκλου κεφαλής	50
d (mm)	διάμετρος αρχικού κύκλου	52,5
df (mm)	διάμετρος κύκλου πόδα	55,4
b (mm)	πλάτος οδόντα	25
p (mm)	βήμα	3,925
s (mm)	πάχος οδόντων	1,9625
e (mm)	διάκενο μεταξύ των οδόντων	1,9625
ha (mm)	ύψος κεφαλής	1,25
hf (mm)	ύψος πόδα	1,45
z	δόντια	42
m	modul	1,25

Συντελεστής Μετατόπισης τροχού 2	
z	12
x	0,117647059
u	0,147058824

Στοιχεία Γρανάζιού 1 (πετάλι)		
da (mm)	διάμετρος κύκλου κεφαλής	24,705882
d (mm)	διάμετρος αρχικού κύκλου	22,5
df (mm)	διάμετρος κύκλου πόδα	19,305882
b (mm)	πλάτος οδόντα	25
p (mm)	βήμα	3,925
s (mm)	πάχος οδόντων	1,9625
e (mm)	διάκενο μεταξύ των οδόντων	1,9625
ha (mm)	ύψος κεφαλής	1,25
hf (mm)	ύψος πόδα	1,45
z	δόντια	18
m	modul	1,25

Στοιχεία Γρανάζιού 2 (αλυσίδα)		
da (mm)	διάμετρος κύκλου κεφαλής	17,794118
d (mm)	διάμετρος αρχικού κύκλου	15
df (mm)	διάμετρος κύκλου πόδα	12,394118
b (mm)	πλάτος οδόντα	25
p (mm)	βήμα	3,925
s (mm)	πάχος οδόντων	1,9625
e (mm)	διάκενο μεταξύ των οδόντων	1,9625
ha (mm)	ύψος κεφαλής	1,25
hf (mm)	ύψος πόδα	1,45
z	δόντια	12
m	modul	1,25

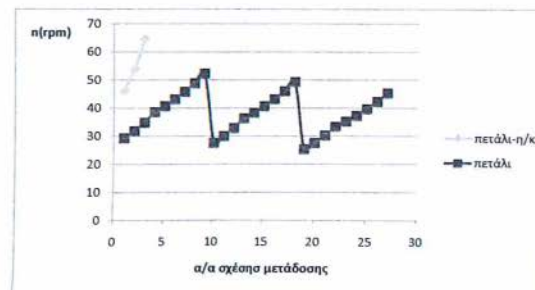
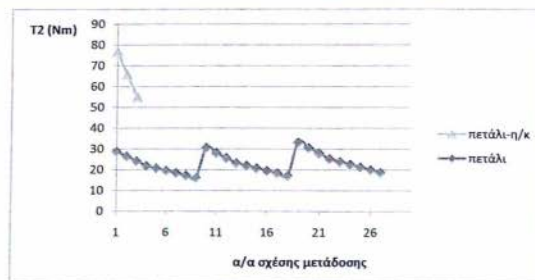
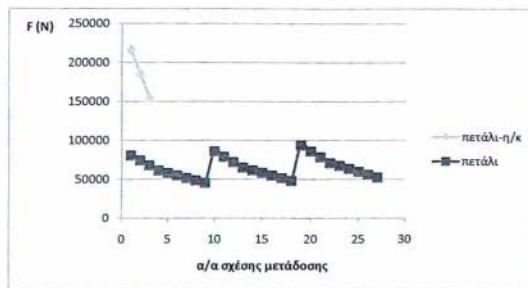
Στοιχεία Γρανάζιού 3 (η/κ)		
da (mm)	διάμετρος κύκλου κεφαλής	49,70588
d (mm)	διάμετρος αρχικού κύκλου	52,5
df (mm)	διάμετρος κύκλου πόδα	55,10588
b (mm)	πλάτος οδόντα	25
p (mm)	βήμα	3,925
s (mm)	πάχος οδόντων	1,9625
e (mm)	διάκενο μεταξύ των οδόντων	1,9625
ha (mm)	ύψος κεφαλής	1,25
hf (mm)	ύψος πόδα	1,45
z	δόντια	42
m	modul	1,25

Δεδομένα	
ισχύς	-2,333333
P1(W)	250
P2(W)	
P3(w)	665
Ροπή	
T1(Nmm)	39808,92
T2(Nmm)	
T3(Nmm)	8410
Ταχύτητα	
n1(rpm)	60
n2(rpm)	730,8998
n3(rpm)	755,1427

	Μετάδοση Κίνησης								
	όνομα	δόντια	ήμετρος(m)	Σχ.Μετάδ.	κ _η Στρ.(Nm)	Περ.Δύναμ.(N)	Δύναμ. Τροχ.(N)	Ταχ.Περ.(rpm)	Ταχ.(km/h)
Δίσκος	1	22	88,88	1,590909091	48218,92	1085,03414	215,7252917	546,5998811	46,03591884
Ταχύτητα	1	35	141,4		76711,91	1085,03414		343,5770681	
Τροχοί(inch)	26								

Έξοδος		Δίσκοι				
ns(rpm)	546,5999	Επιλογή	Όνομα	Δόντια z	m	Διάμετρο d(mm)
Ts(Nmm)	48218,92	1	1	22	4,04	88,88
Ps(W)	915	0	2	30	4,04	141,4
		0	3	25		121,2
						101

α/α	χέση Μετά	Σχέση Μετάδ.	Δύναμη. Τροχ.(N)	Ταχ.(km/h)	Ροπή Στρ.(Nm)
1	1η-1η	1,59	215725,2917	46,03591884	76,71191372
2	1η-2η	1,36	184907,3929	53,70857198	65,75306891
3	1η-3η	1,14	154089,4941	64,45028638	54,79422409



Άξονας	Τύπος Φόρτισης
Άξονας 1	Στρέψη + Κάμψη
Άξονας 2	Στρέψη + Κάμψη
Άξονας 3	Κάμψη
Άξονας 4	Στρέψη

Άξονας 1		
F	Δυναμη κάμψης από πετάλι(N)	800
l_1	Απόσταση δύναμης από αντιστήριξη (mm)	23
M_b	ροπή κάμψης (Nmm)	18400
T	Ροπή στρέψης σε (Nmm)	39808,9172
α_0	λόγος καταπόνησης	0,7
M_v	ισοδύναμη ροπή (Nmm)	30347,25
$\sigma_{\text{δεν.}}$	Επιτρεπόμενη τάση στρέψης (N/mm ²)	100
d	Διάμετρος Ατράκτου (mm)	12,579116

Άξονας 2		
F	Δυναμη κάμψης από αλυσίδα(N)	1085,03414
l_1	Απόσταση δύναμης από αντιστήριξη (mm)	7,27
M_b	ροπή κάμψης (Nmm)	7888,1982
T	Ροπή στρέψης σε (Nmm)	48218,9172
α_0	λόγος καταπόνησης	0,7
M_v	ισοδύναμη ροπή (Nmm)	30276,8011
$\sigma_{\text{δεν.}}$	Επιτρεπόμενη τάση στρέψης (N/mm ²)	100
d	Διάμετρος Ατράκτου (mm)	13,4089824

Άξονας 3		
M_b	ροπή κάμψης στη επικίνδυνη διατομή (Nmm)	12411
$\sigma_{\text{δεν.}}$	επιτρεπόμενη τάση κάμψης (N/mm ²)	100
d	διάμετρος άξονα (mm)	10,7465466

Άξονας 4		
d	εσωτερική διάμετρο άξονα (mm)	18
D	εξωτερική διάμετρος άξονα (mm)	20
w_t	πολική ροπή αντίστασης (mm ³)	550,24
T	ροπή στρέψης (Nmm)	8410
$\tau_{\text{δεν.}}$	επιτρεπόμενη τάση στρέψης (N/mm ²)	50
T/ w_t		15,2842396

Αποτέλεσμα		
D	Τελική τυποποίηση άξονα (mm)	15

Αποτέλεσμα		
D	Τελική τυποποίηση άξονα (mm)	15

Αποτέλεσμα Τελικό		
D	Τελική τυποποίηση άξονα (mm)	20

Αποτέλεσμα 3		
D	Τελική τυποποίηση άξονα (mm)	12

Αποτέλεσμα 4		
D	Τελική τυποποίηση άξονα (mm)	20

Βοηθητικός πίνακας επιλογής ρουλεμάν		
L_{10h}	Θεωρητικές ώρες λειτουργίας	1000
n	στροφές (rpm)	486,59988
C/P	Λόγος φόρτισης	2,17
P	Πραγματικό φορτίο στο έδρανο (N)	1393,54
C	Δυναμικό φορτίο εδράνου (KN)	3,0239818

Βοηθητικός πίνακας επιλογής ρουλεμάν		
L_{10h}	Θεωρητικές ώρες λειτουργίας	1000
n	στροφές (rpm)	755,14269
C/P	Λόγος φόρτισης	3,56
P	Πραγματικό φορτίο στο έδρανο (N)	1085,0341
C	Δυναμικό φορτίο εδράνου (KN)	3,8627215

Βοηθητικός πίνακας επιλογής ρουλεμάν		
L_{10h}	Θεωρητικές ώρες λειτουργίας	1000
n	στροφές (rpm)	730,89982
C/P	Λόγος φόρτισης	3,56
P	Πραγματικό φορτίο στο έδρανο (N)	417,9
C	Δυναμικό φορτίο εδράνου (KN)	1,487724

Ρουλεμάν 1		
Τύπος	SKF Needle roller and cage assemblies	
d	Εσωτερική διάμετρος (mm)	15
D	Εξωτερική διάμετρος (mm)	18
B	Πλάτος (mm)	17
C	Δυναμικό φορτίο (kN)	7,65
C ₀	Στατικό Φορτίο (kN)	12,2

Ρουλεμάν 2		
Τύπος	SKF Metric stainless steel deep groove ball bearings	
d	Εσωτερική διάμετρος (mm)	20
D	Εξωτερική διάμετρος (mm)	37
B	Πλάτος (mm)	9
C	Δυναμικό φορτίο (kN)	5,53
C ₀	Στατικό Φορτίο (kN)	3,65

Ρουλεμάν 3		
Τύπος	SKF Metric stainless steel deep groove ball bearings	
d	Εσωτερική διάμετρος (mm)	12
D	Εξωτερική διάμετρος (mm)	21
B	Πλάτος (mm)	5
C	Δυναμικό φορτίο (kN)	1,51
C ₀	Στατικό Φορτίο (kN)	0,9

Ρουλεμάν 4		
Τύπος	SKF Metric stainless steel deep groove ball bearings	
d	Εσωτερική διάμετρος (mm)	20
D	Εξωτερική διάμετρος (mm)	37
B	Πλάτος (mm)	9
C	Δυναμικό φορτίο (kN)	5,53
C ₀	Στατικό Φορτίο (kN)	3,65

Βιβλιογραφία

1. *Folding Cyclist*. [Ηλεκτρονικό] www.foldingcyclist.com.
2. **Παναγιώτης, Καρμιογιάννης**. *Σχέδιο-μελέτη Κατασκευής Πλαστικού Ποδήλατου*. Διπλωματική Ε.Μ.Π. - Επιβλέπων Καθηγητής Δ. Μανωλάκος : s.n., 2010.
- 3 *E-Bikes and urban transportation: Emergine Issues and unresolved questions*. **Rose, Geoffrey**. 2011, Springer Science & Business Media.
4. **Papadopoulos, Jim. M.** *Bicycle and motorcycle balance and steer dynamics*. Cornell University : s.n., 1990.
5. **Rosa, Michael J Kolin & Denis M. de la**. *The Custom Bicycle*. 1979.
- 6 *Sporting Composites*. s.l. : Elsevier Science Ltd., 2005, Reinforced Plastics.
7. **Αγγελοπούλου, Παναγιώτα**. *Εφαρμογές εμβιομηχανικής στην αγωνιστική ποδηλασία*. Διπλωματική Ε.Μ.Π. - Επιβλέπων καθηγητής Δ. Μανωλάκος : s.n., 2011.
8. **Calfee**. Technical White Paper. *Calfee Design*. [Online] www.calfeedesign.com.
9. **Lizotte, Patrick L.** *Stress Analysis & Fabrication of Composite Monocoque Bicycle Frames*. McGill University of Montreal : s.n., 1996.
10. **Sutherland, Howard**. *Sutherland's Handbook for Bicycle Mechanics*. 6Th. s.l. : Sutherland Publications, 1995.
11. Στοιχεία Μηχανών Ι – Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωσταντίνος Κ. Στεργίου εκδ. Σύγχρονη Εκδοτική
12. Στοιχεία Μηχανών ΙΙ – Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωσταντίνος Κ. Στεργίου εκδ. Σύγχρονη Εκδοτική
13. Στοιχεία Μηχανών ΙΙΙ – Μιχάλης Φρουδάκης εκδ. Σύγχρονη Εκδοτική
14. Πτυχιακή εργασία του Λαδένη Σταύρου Υβριδικό ποδήλατο βουνού επιδόσεων με ηλεκτρική υποβοήθηση και σύστημα ανάκτησης ενέργειας (ΜΕΡΟΣ 2 – ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ)