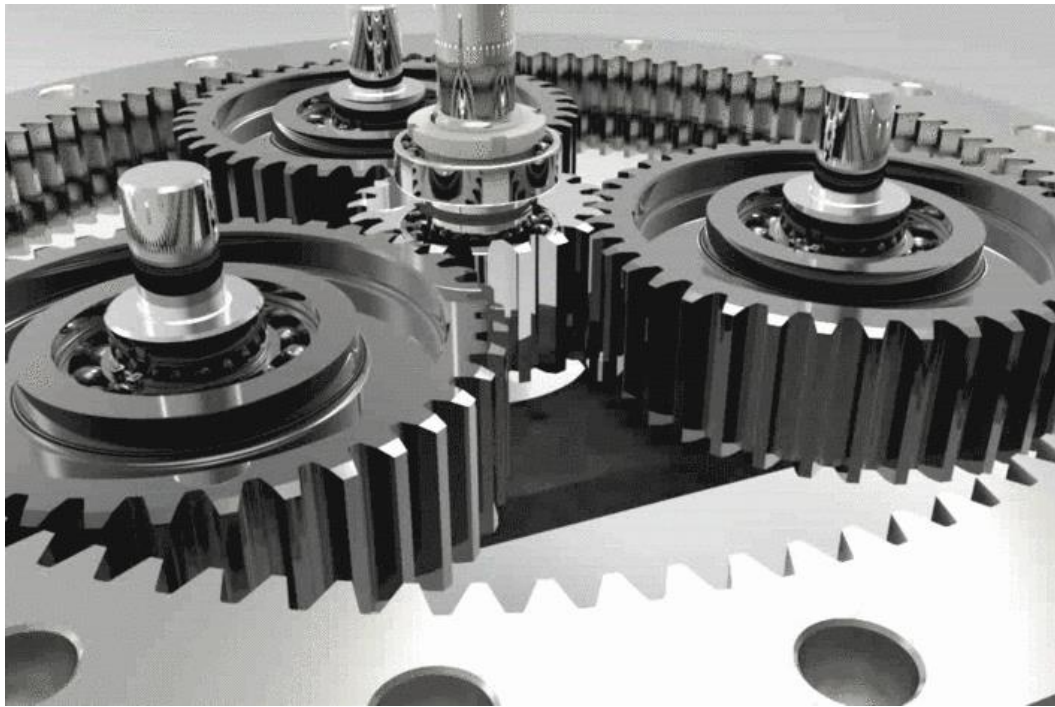




ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

«ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΜΕ
ΟΔΟΝΤΩΤΟΥΣ ΤΡΟΧΟΥΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ ΑΝΑΛΥΣΗΣ
ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΟΛΛΑΠΛΩΝ ΣΩΜΑΤΩΝ»



ΠΑΠΑΔΑΚΗΣ ΛΑΜΠΡΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ:

ΕΠ. ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ ΓΙΑΓΚΟΠΟΥΛΟΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ

ΚΟΖΑΝΗ (-, 2018)

Περίληψη

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η τρισδιάστατη σχεδίαση, η μοντελοποίηση και η δυναμική ανάλυση ενός συστήματος μετάδοσης κίνησης με οδοντωτούς τροχούς μέσω λογισμικού ανάλυσης συστημάτων πολλαπλών σωμάτων (dynamics of multibody systems). Πιο συγκεκριμένα, ο κύριος στόχος είναι η μοντελοποίηση της πειραματικής διάταξης διάγνωσης και προσομοίωσης βλαβών του εργαστηρίου Ταλαντώσεων και Δυναμικής Μηχανών. Η εξεταζόμενη διάταξη αποτελείται από ένα πλανητικό κιβώτιο και ένα διβάθμιο κιβώτιο σε σειρά στα οποία δίνεται κίνηση και φορτίο από δύο ηλεκτροκινητήρες αντίστοιχα.

Αρχικά δημιουργούνται τα τρισδιάστατα σχέδια των υπό εξέταση κιβωτίων με χρήση κατάλληλου λογισμικού τρισδιάστατης σχεδίασης, ώστε τα μοντέλα που θα αναπτυχθούν να περιλαμβάνουν την ακριβή γεωμετρία των κυτίων, των γραναζιών, των αξόνων και των εδράνων κύλισης. Στη συνέχεια, με χρήση τρισδιάστατων χωρικών στοιχείων δημιουργείται το μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων του συστήματος και εξετάζεται η κινηματική τους συμπεριφορά. Για τη σύγκριση των αποτελεσμάτων της ανάλυσης χρησιμοποιούνται τόσο οι θεωρητικές τιμές του συστήματος, όσο και οι αντίστοιχες πειραματικές από προηγούμενες εργασίες. Η προσομοίωση και η αριθμητική επίλυση του συστήματος γίνεται μέσω λογισμικού ανάλυσης συστημάτων πολλών σωμάτων (multibody system analysis). Το σύστημα μελετάται για τρεις διαφορετικές καταστάσεις: α. υγιές, β. βλάβη οδοντωτού τροχού στο διβάθμιο, γ. βλάβη οδοντωτού τροχού στο πλανητικό. Για κάθε κατάσταση το σύστημα μελετάται θεωρώντας δύο διαφορετικές προσεγγίσεις. 1. Απλή προσέγγιση, όπου τα σώματα θεωρούνται ως στερεά και λαμβάνοντας υπόψη μόνο την κινηματική και κινητική τους συμπεριφορά, 2. Σύνθετη προσέγγιση, όπου τα σώματα θεωρούνται εύκαμπτα (παραμορφώσιμα), όπου πέρα της κινηματικής και κινητικής τους συμπεριφοράς λαμβάνονται υπόψη και οι παραμορφώσεις τους.

Abstract

The purpose of this thesis is the 3D design, modeling and the dynamic analysis of a transmission system with gears through a multibody analysis system software. More specific, the main target is the modeling of the experimental set-up for diagnostics and simulation of failures, of the laboratory of mechanical systems, vibrations and machine dynamics. The set-up that is going to be studied consists of a planetary gearbox and a two-stages gearbox connected in series in which motion and load are given through two electric motors respectively.

At first, the 3D designs of the gearboxes are being created, using an appropriate software, of the under-examination gearboxes in a way that the models that will be created include the exact geometry of the boxes, the gears, the axles and the roller bearings. Subsequently, using 3D elements the finite element model is created and its kinematic behavior is studied. For the comparison of the results, the theoretical values of the system are used as well as experimental values that derive from previous studies. The simulation and the numerical solution of the system is achieved through a multibody system analysis software. The system is studied in three different occasions: a. Healthy model, b. gear failure in the two-stager gearbox, c. gear failure in the planetary gearbox. For every occasion the system is studied in two different ways. 1. Simple approach, where the bodies are considered as solids considering only their kinetic and kinematic behavior, 2. Complex approach, where the bodies are considering flex, where not only the kinetic and kinematic behavior is studied but also their deformations too.

Ευχαριστίες

Για την εκπόνηση της διπλωματικής αυτής χρειάστηκαν πολλές θυσίες και σκληρή δουλειά. Υπήρξαν ωραίες αλλά και πολύ πιεστικές και δύσκολες στιγμές. Έτσι θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή μου κ. Γιαγκόπουλο Δημήτριο, επίκουρο καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών (Τ.Μ.Μ.) του Πανεπιστημίου Δυτικής Μακεδονίας (Π.Δ.Μ.), την οικογένειά μου και τους φίλους μου για την υποστήριξη και την υπομονή τους καθώς με τον τρόπο αυτό έπαιξαν καταλυτικό ρόλο στην διεκπεραίωση της διπλωματικής.

Ιδιαίτερα θα ήθελα να ευχαριστήσω τους Αναστασία Ρήγα, Ελιντιόν Σαρασέλι, Γιώργο Γαζιώτη, Θανάση Διαγούπη που είναι τα παιδιά που δουλεύαμε μαζί στο εργαστήριο, αλλά και τους Πρόδρομο Γεωργόπουλο, Φραντσέσκο Κατσούλα, Αχιλλέα Χειμωνίδη, Γιώργο Κρομμύδα, Κώστα Ηλιάδη και Γεροφάκα Δημήτριο, που εκτός από υπέροχες αναμνήσεις με στήριζαν και με βοηθούσαν στις αποφάσεις μου.

Ένα ξεχωριστό ευχαριστώ θα ήθελα να πω στην Αναστασία Θεοδωρίδου καθώς ήταν το άτομο που υπέμεινε την περισσότερη γκρίνια μου στις δύσκολες φάσεις της διπλωματικής και με στήριζε και μου έδινε κουράγια να συνεχίσω.

Τέλος θα ήθελα να ευχαριστήσω το Εργαστήριο Δυναμικής Μηχανών του Αριστοτελείου Πανεπιστημίου Θεσσαλονίκης για την άδεια χρήσης του λογισμικού Msc. Adams.

Περιεχόμενα

Περίληψη	3
1. Εισαγωγή	7
2. Ταλαντώσεις μηχανών	9
2.1 Πώς προκαλούνται και πώς ανιχνεύονται οι ταλαντώσεις.	9
2.2 Λόγοι που είναι σκόπιμο να ανιχνεύονται οι ταλαντώσεις των μηχανών	10
2.3 Ταλαντώσεις σε συστήματα μετάδοσης κίνησης με γρανάζια.....	11
3. Οδοντωτοί τροχοί	13
4. Περιγραφή πειραματικής διάταξης	16
4.1. Γενικά	16
4.2. Πλανητικό Κιβώτιο	16
4.3. Κιβώτιο δύο βαθμίδων	18
4.4. Έδρανα Κύλισης	19
5. MULTYBODY DYNAMIC ANALYSIS – SIMULATION	22
6. Μεθοδολογία κατασκευής μοντέλου.	24
7. Αποτελέσματα προσομοιώσεων	29
7.1. Άκαμπτο μοντέλο	29
7.2. Υγιές μοντέλο	31
7.2.1 Υγιές μοντέλο σε ταχύτητα περιστροφής 305RPM	31
7.2.2 Υγιές μοντέλο σε ταχύτητα περιστροφής 908RPM	38
7.2.3 Υγιές μοντέλο σε ταχύτητα περιστροφής 1207RPM	44
7.3. Σύγκριση υγειούς – με σπασμένο δόντι στο διβάθμιο μοντέλων.	50
7.3.1. Σύγκριση μοντέλων στις 305RPM.....	51
7.3.2. Σύγκριση μοντέλων στις 908RPM.....	57
7.3.3. Σύγκριση μοντέλων στις 1207RPM.....	63
7.4. Σύγκριση υγειούς – σπασμένο δόντι στο πλανητικό μοντέλο.....	69
7.4.1. Σύγκριση μοντέλων στις 305RPM.....	70
7.4.2. Σύγκριση μοντέλων στις 908RPM.....	76
7.4.3. Σύγκριση μοντέλων στις 1207RPM.....	82
8. Μοντέλο με εύκαμπτο το διβάθμιο κιβώτιο.	88
8.1 Αποτελέσματα εύκαμπτου μοντέλου.	90
8.2.1 Διαγράμματα δύναμης στις 305RPM	91
8.2.2 Διαγράμματα δύναμης στις 908RPM	92
8.2.3 Διαγράμματα δύναμης στις 1207RPM	93
8.3.1 Αποτελέσματα επιτάχυνσης διβάθμιου κιβωτίου.	94
9. Συμπεράσματα	95
Βιβλιογραφία	96

1. Εισαγωγή

Τα συστήματα μετάδοσης κίνησης με γρανάζια είναι ευρέως γνωστά και χρησιμοποιούμενα. Τα παραδείγματα είναι πάρα πολλά και βρίσκονται σχεδόν παντού γύρω μας. Μερικά από αυτά συναντώνται στη βιομηχανία, όπως οι μειωτήρες εικόνα 1.1α., στις μεταφορές, όπως το κιβώτιο ταχυτήτων των αυτοκινήτων, εικόνα 1.1β. ή το πλανητικό κιβώτιο στα ελικόπτερα, στην ενέργεια, όπως το πλανητικό κιβώτιο στις ανεμογεννήτριες, εικόνα 1.1γ., και πολλά άλλα.



α) Μειωτήρας πλάγιας οδόντωσης, β) κιβώτιο ταχυτήτων αυτοκινήτου και γ) πλανητικό κιβώτιο ανεμογεννήτριας.

Τα συστήματα μετάδοσης κίνησης με γρανάζια έχουν τη δυνατότητα να μεταφέρουν ισχύ σε διάφορες κατευθύνσεις με απόδοση 70-99% ανάλογα με τον τύπο γραναζιών και τη γωνία που έχει επιλεγεί [1]. Στα συστήματα αυτά παρουσιάζονται σφάλματα λόγω φθοράς, όπως είναι η εμφάνιση ρωγμής, μερικό ή ολικό σπάσιμο δοντιού και άλλα. Τα σφάλματα αυτά μπορούν να οδηγήσουν σε αστοχία του εξαρτήματος και να αποδειχθούν σε πολλές καταστάσεις πολύ επικίνδυνα αλλά και δαπανηρά. Η προσπάθεια δημιουργίας πιο ισχυρών, ανθεκτικών και αξιόπιστων συστημάτων μετάδοσης κίνησης καθώς και η παράλληλη προσπάθεια μείωσης του κόστους κατασκευής είναι συνεχής. Ο συνδυασμός των παραμέτρων αυτών δείχνει πως ένα σύστημα συνεχής παρακολούθησης της υγείας των γραναζιών μέσω της μελέτης των ταλαντώσεων φαντάζει απαραίτητο. Την προσπάθεια αυτή θέλει να ενισχύσει η παρούσα διπλωματική με την δημιουργία ενός μαθηματικού μοντέλου με βάση το οποίο είναι δυνατή η ακριβής προσομοίωση ενός συστήματος μετάδοσης κίνησης αποτελούμενου από ένα πλανητικό και ένα διβάθμιο κιβώτιο. Στόχος αυτής της μελέτης είναι η καλύτερη κατανόηση της λειτουργίας ενός τέτοιου συστήματος, του τρόπου με τον οποίο δημιουργούνται οι διάφορες αστοχίες αλλά και η μελέτη της συμπεριφοράς της διάταξης σε συγκεκριμένες βλάβες.

Η δομή της εργασίας είναι η εξής. Στο πρώτο κεφάλαιο παρουσιάζεται μία σύντομη περιγραφή για την σπουδαιότητα των συστημάτων μετάδοσης κίνησης με οδοντωτούς τροχούς, την χρήση τους και την αποδοτικότητά τους σε ένα μεγάλο εύρος εφαρμογών. Επίσης, αναφέρεται στα σφάλματα που αντιμετωπίζουν συχνά τα συστήματα αυτά.

Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται γενική αναφορά στις ταλαντώσεις μηχανικών διατάξεων. Αναφέρεται στους λόγους που προκαλούνται οι ταλαντώσεις, τους τρόπους με τους οποίους εντοπίζονται καθώς και στους λόγους που είναι σκόπιμο να εντοπίζονται και να μελετώνται. Στην τελευταία ενότητα του εστιάζεται στις ταλαντώσεις στα συστήματα μετάδοσης κίνησης με οδοντωτούς τροχούς και περιγράφονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη

που εντοπίζονται και μελετώνται σε αυτά (GMF). Επίσης, αναφέρεται στα σφάλματα που εμφανίζονται και πως αυτά επηρεάζουν στην αποτύπωση των χαρακτηριστικών μεγεθών.

Στο τρίτο κεφάλαιο περιγράφονται τα είδη των οδοντωτών τροχών και τα χαρακτηριστικά τους. Παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη τους που χρειάζονται για την πλήρη περιγραφή της γεωμετρίας τους και για υπολογισμούς που σχετίζονται με τους οδοντωτούς τροχούς. Ακόμη, αναφέρονται χαρακτηριστικά σφάλματα που εμφανίζουν.

Στο τέταρτο κεφάλαιο αρχικά γίνεται η γενική περιγραφή της πειραματικής διάταξης του εργαστηρίου «Drivetrain Prognostics Simulator». Στην συνέχεια, περιγράφονται αναλυτικότερα τα επιμέρους τμήματα ξεκινώντας από το πλανητικό κιβώτιο, έπειτα το διβάθμιου και τέλος τα έδρανα κύλισης που χρησιμοποιούνται.

Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται γενική περιγραφή της ανάλυσης συστημάτων πολλαπλών σωμάτων και της εφαρμογή της. Έπειτα, παρατίθεται ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα για την κατανόηση της έννοιας των συστημάτων αυτών. Τέλος, γίνεται μια σύντομη περιγραφή του τρόπου δόμησης τέτοιου είδους προβλημάτων σε λογισμικό ανάλυσης συστημάτων πολλαπλών σωμάτων και στη μεθοδολογία επίλυσης τους.

Στο έκτο κεφάλαιο περιγράφεται αναλυτικά η μεθοδολογία σύμφωνα με την οποία δημιουργήθηκε το μοντέλο της προσομοίωσης. Αρχικά, περιγράφεται αναλυτικά η διαδικασία σχεδίασης της διάταξης σε λογισμικό σχεδίασης (Solidworks). Αναφέρονται οι διαστάσεις και οι λεπτομέρειες κάθε αντικειμένου ξεχωριστά. Στην συνέχεια, αναφέρεται αναλυτικά η εισαγωγή του τρισδιάστατου σχεδίου στο λογισμικό ανάλυσης (ADAMS view) και η εισαγωγή των απαραίτητων χαρακτηριστικών για την δημιουργία του μοντέλου. Αυτά περιλαμβάνουν την εισαγωγή υλικού στα αντικείμενα, περιορισμών κίνησης, συνθηκών επαφής καθώς και ορισμό ταχύτητας περιστροφής και ροπών. Τέλος, περιγράφεται η διαδικασία διεξαγωγής και ανάλυσης των αποτελεσμάτων.

Στο έβδομο κεφάλαιο παρουσιάζεται η τελική μορφή του μοντέλου στο ADAMS view και παρατίθενται τα αποτελέσματα αρχικά του υγιούς μοντέλου σε μορφή διαγραμμάτων που προκύπτουν είτε από τις δυνάμεις επαφής είτε από τις δυνάμεις των εδράνων. Τα διαγράμματα που εμφανίζονται είναι της μορφής Δύναμης – Χρόνου. Έπειτα από μετασχηματισμό Fourier μεταβαίνει από το πεδίο του χρόνου στο πεδίο των συχνοτήτων και προκύπτουν διαγράμματα Δύναμης – Συχνότητας. Τα αποτελέσματα που εμφανίζονται στα διαγράμματα αυτά συγκρίνονται με τις θεωρητικές τιμές των χαρακτηριστικών μεγεθών (GMF). Στην συνέχεια περιγράφεται το μοντέλο με σφάλμα σε γρανάζι του διβάθμιου κιβωτίου, και τα αποτελέσματα που προκύπτουν από αυτό, συγκρίνονται με τα αντίστοιχα του υγιούς μοντέλου σε σχέση με τις επιπτώσεις στην απεικόνιση των GMF στα διαγράμματα Δύναμη - Συχνότητων. Τέλος περιγράφεται το μοντέλο με σφάλμα στον ήλιο του πλανητικού κιβωτίου και αντίστοιχα συγκρίνονται τα αποτελέσματα με το υγιές μοντέλο όσον αφορά τις επιπτώσεις στην απεικόνιση των GMF.

Στο όγδοο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν από το εύκαμπτο μοντέλο από τις δυνάμεις των εδράνων, συγκρινόμενα με του άκαμπτου υγιούς μοντέλου σε διάφορες στροφές. Στην συνέχεια, γίνεται αναφορά στις δυνατότητες που προκύπτουν από την χρήση εύκαμπτων αντικειμένων και παρουσιάζονται ενδεικτικά διαγράμματα. Επίσης, γίνεται αναφορά στις δυσκολίες που υπάρχουν για την χρήση τέτοιων αντικειμένων σε μοντέλα προσομοίωσης.

Τέλος στο ένατο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα γενικά συμπεράσματα για την μεθοδολογία ανάλυσης συστημάτων πολλών σωμάτων. Εκεί αναφέρονται τα θετικά στοιχεία που εντοπίστηκαν στην κάθε περίπτωση που μελετήθηκε αλλά και τα αρνητικά και οι δυσκολίες που παρουσιάζονται με την χρήση της συγκεκριμένης μεθοδολογίας.

2. Ταλαντώσεις μηχανών

2.1 Πώς προκαλούνται και πώς ανιχνεύονται οι ταλαντώσεις.

Με τον όρο ταλάντωση μιας μηχανής θεωρούμε το φαινόμενο κατά την διάρκεια του οποίου η μηχανή ολόκληρη ή ένα μέρος της, κινείται παλινδρομικά προς διάφορες κατευθύνσεις. Οι περισσότεροι είμαστε εξοικειωμένοι με τον όρο ταλάντωση από αντικείμενα της καθημερινότητάς μας όπως είναι οι αναρτήσεις του αυτοκινήτου ή του ποδηλάτου, οι χορδές μιας κιθάρας και πολλά άλλα. Στις μηχανές η ταλάντωση μπορεί να έχει λειτουργικό ρόλο, να εμφανίζεται τυχαία και να προκαλεί προβλήματα ή και συνδυασμός αυτών.

Η συντριπτική πλειοψηφία των ταλαντώσεων στις μηχανές προκαλείται από τις επόμενες τρεις αιτίες:

- 1) Επαναλαμβανόμενες δυνάμεις**, οι οποίες μπορεί να προκαλούνται είτε από τη φύση της κατασκευής όπως στην περίπτωση της μετάδοσης κίνησης με γρανάζια λόγω της εμπλοκής των γραναζιών, είτε από κάποιο ελάττωμα στην κατασκευή όπως αζυγοσταθμία, κακή ευθυγράμμιση, φθορά ή μη σωστά τοποθετημένα μέρη της μηχανής.
- 2) Χαλαρότητα**. Συνήθως το φαινόμενο αυτό προκαλείται από μεγάλα κενά μεταξύ των ενδιάμεσων μέσων των εδράνων κύλισης, από την τάση χαλάρωσης που παρατηρείται σε κοχλίες στερέωσης, από εξαρτήματα που δεν ταιριάζουν πλήρως καθώς και από διάβρωση ή ρωγμές που παρατηρούνται σε ζωτικά μηχανικά μέρη [2].
- 3) Η αύξηση του εύρους ταλάντωσης της μηχανής εξαιτίας περιοδικών δυνάμεων (Συντονισμός)**. Οι μηχανές τείνουν να έχουν ένα συγκεκριμένο ρυθμό ταλάντωσης, ο οποίος ονομάζεται φυσικός ρυθμός ταλάντωσης. Όσο πιο πολύπλοκη είναι μια μηχανή τόσο περισσότερους φυσικούς ρυθμούς ταλάντωσης θα έχει. Όταν μία περιοδική δύναμη εξωτερική ή εσωτερική διεγείρει τον μηχανισμό με κάποιον από τους φυσικούς ρυθμούς, αυτός ταλαντώνεται με όλο και μεγαλύτερο ρυθμό. Τότε λέμε ότι βρίσκεται σε συντονισμό και πρέπει πάντα να αποφεύγεται διότι προκαλεί γρήγορη και άμεση ζημιά.

Λόγω της συχνότητας αλλά και της κρισιμότητας του φαινομένου είναι χρήσιμη η συνεχής παρακολούθηση των ταλαντώσεων των μηχανών. Οι μηχανές οι οποίες θεωρούνται ιδιαίτερα σημαντικές για την ομαλή παραγωγική λειτουργία, απαιτούν ακριβές, χρονοβόρες και δύσκολες επισκευές, εάν χαλάσουν, και επηρεάζουν την ανθρώπινη ασφάλεια και υγεία αλλά και το περιβάλλον είναι οι κύριες μηχανές που παρακολουθούνται. Συνεπώς, είναι σημαντικό η παρακολούθηση των ταλαντώσεων να γίνεται συνεχώς ή τουλάχιστον ανά τακτά χρονικά διαστήματα. Επίσης σημαντικό είναι και κατά την διάρκεια της σχεδίασης ενός περίπλοκου μηχανισμού να γίνεται η απαραίτητη μελέτη και έλεγχος στα επίπεδα ταλαντώσεων για την λειτουργικότητα του. Στην αντίθετη περίπτωση είναι πιθανό να δημιουργούνται σοβαρά προβλήματα που δεν έχουν υπολογιστεί.

Το γεγονός ότι η περιγραφή της ταλάντωσης σε μια μηχανή είναι περίπλοκο πρόβλημα καθώς αποτελείται από πολλές μεταβλητές αλλά και επειδή ο καθένας αντιλαμβάνεται διαφορετικά την κίνηση, τον θόρυβο και την θερμότητα τα οποία είναι μεγέθη που παράγονται από τις ταλαντώσεις, έχει καταστεί απαραίτητη η ανάπτυξη μεθοδολογιών για

τον εντοπισμό, την περιγραφή και την ανάλυση των ταλαντώσεων με μαθηματικό τρόπο. Τα κύρια όργανα που χρησιμοποιούνται για τον σκοπό αυτό είναι αισθητήρια τα οποία εκφράζουν την ταλάντωση μέσα από τα χαρακτηριστικά μεγέθη που έχουν οριστεί. Τα μεγέθη αυτά είναι το πλάτος ταλάντωσης που μας δείχνει πόσο ισχυρό είναι το σήμα που παίρνουμε και η συχνότητα που μας δείχνει το ρυθμό με τον οποίο θα παίρνουμε το σήμα της ταλάντωσης. Συνηθισμένα αισθητήρια είναι ειδικά μικρόφωνα και επιταχυνσιόμετρα, τα οποία παράγουν ηλεκτρικό σήμα ανάλογα με τον ρυθμό μεταβολής της ταχύτητας του σημείου της μηχανής που βρίσκεται σε επαφή μαζί τους και άλλα [2].

2.2 Λόγοι που είναι σκόπιμο να ανιχνεύονται οι ταλαντώσεις των μηχανών

Από τον έλεγχο των ταλαντώσεων των μηχανών μπορούμε να εξάγουμε πολλά και σημαντικά συμπεράσματα για την ομαλή ή όχι λειτουργία τους. Με την βοήθεια αυτών των πληροφοριών μπορούν να εντοπιστούν τρέχοντα ή και μελλοντικά προβλήματα. Αυτό καθιστά απαραίτητο τον συνεχή έλεγχο των μηχανών πριν και μετά την κατασκευή τους για λόγους που θα αναλυθούν στην συνέχεια.

Με την συνεχή παρακολούθηση των ταλαντώσεων των μηχανών στη βιομηχανία μπορεί να αποτραπουν πολλά προβλήματα και να εξοικονομηθούν μεγάλα κεφάλαια. Η συνεχής χρήση μίας μηχανής μέχρι να σταματήσει από κάποια βλάβη δεν θα μπορούσε να είναι ένα ρεαλιστικό σενάριο, καθώς τις περισσότερες φορές το κόστος των μηχανών αλλά και η σπουδαιότητά τους στην παραγωγική διαδικασία είναι πολύ μεγάλα. Έτσι η συνεχής παρακολούθηση για τυχόν ανεπιθύμητες ταλαντώσεις καθιστά δυνατή την επισκευή των μηχανών την ώρα που παρουσιάζεται το πρόβλημα, προτού μετατραπεί σε μία σοβαρή βλάβη. Αντιθέτως, αν δεν παρακολουθούνταν συνεχώς οι μηχανές, η μηχανή θα είχε υποστεί τη βλάβη, η παραγωγική διαδικασία πιθανώς να είχε διακοπεί και θα ήταν αναγκαία μία δαπανηρή επισκευή ή ακόμα και αντικατάσταση.

Στη συνέχεια θα γίνει μια αναφορά σε ορισμένες περιπτώσεις όπου το κόστος για τη συνεχή παρακολούθηση των ταλαντώσεων των μηχανών συμφέρει σε σχέση με το κόστος που θα είχε μία ανεπιθύμητη βλάβη σε αυτές. Μερικά από τα προβλήματα που είναι σκόπιμο να αποφευχθούν με την βοήθεια συστημάτων πρόληψης και άμεσης αντικατάστασης είναι:

1) Σοβαρή βλάβη της μηχανής.

Ισχυρές ταλαντώσεις σε μια μηχανή μπορούν να προκαλέσουν σοβαρή βλάβη που θα διακόψει τη λειτουργία και θα χρειαστεί αντικατάσταση ή κάποια δαπανηρή επισκευή. Αντίθετα, αν εφαρμοζόταν σύστημα παρακολούθησης των ταλαντώσεων πιθανότατα θα είχε εντοπιστεί η βλάβη σε πρώιμο στάδιο και ίσως να μπορούσε να λυθεί το πρόβλημα με επισκευή ή αντικατάσταση κάποιου εξαρτήματος πολύ οικονομικότερου.

2) Τραυματισμός.

Η ασφάλεια των εργαζομένων παίζει πολύ σημαντικό ρόλο στην διαμόρφωση της κοινής γνώμης. Σε περίπτωση που κάποιος άνθρωπος χειρίζεται ένα μηχάνημα το οποίο υπέστη σοβαρή βλάβη, θα μπορούσε να προκαλέσει κάποιον τραυματισμό στον χειριστή και κατά συνέπεια το κόστος θα ήταν πολύ μεγάλο. Αν είχε εφαρμοστεί σύστημα παρακολούθησης ο εργαζόμενος θα ήταν σε θέση να γνωρίζει νωρίτερα την κατάσταση του μηχανήματος, να απομακρυνθεί εγκαίρως και να ειδοποιήσει για την κατάσταση του μηχανήματος.

3) Διακοπή λειτουργίας της μηχανής και καθυστερήσεις στην παραγωγή και διανομή των προϊόντων.

Στη βιομηχανία είναι συνηθισμένο η διαδικασία παραγωγής να παρουσιάζει κάποιου είδους αλυσίδα. Επίσης, συχνά δεν υπάρχουν ανταλλακτικά για τα μηχανήματα σε απόθεμα. Έτσι, η εμφάνιση βλάβης σε μια μηχανή και η αδυναμία επισκευής της θα μπορούσε να φανεί πολύ κοστοβόρα για την επιχείρηση, αφού θα οδηγούσε στην ύπαρξη καθυστερήσεων στην παραγωγή και διανομή των προϊόντων. Αυτό θα είχε ως συνέπεια πολλούς δυσαρεστημένους πελάτες.

4) Συσσώρευση ημιτελών προϊόντων και προβλήματα ποιότητας.

Μια σοβαρή βλάβη, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, σε μηχανή που ανήκει σε γραμμή παραγωγής θα δημιουργούσε ακόμα μεγαλύτερα προβλήματα, αν τα προϊόντα ήταν αναλώσιμα (προϊόντα με ημερομηνία λήξης) λόγω της καθυστέρησης. Αλλά και σε κάθε περίπτωση, η συσσώρευση των προϊόντων από τα προηγούμενα στάδια δημιουργεί προβλήματα χώρου. Ακόμη, τα τελευταία προϊόντα που παράχθηκαν πιθανώς να μην πληρούν της απαραίτητες προδιαγραφές ποιότητας. Όλα αυτά θα είχαν αποφευχθεί με την ύπαρξη ενός συστήματος παρακολούθησης και την έγκαιρη επισκευή της μηχανής.

5) Υψηλή κατανάλωση ρεύματος.

Η εξοικονόμηση κεφαλαίου που προσφέρει ένα σύστημα παρακολούθησης των μηχανών δεν περιορίζεται μόνο στις βλάβες που θα κάνουν αισθητή την παρουσία τους σε κάθε περίπτωση. Μια μηχανή η οποία δεν ταλαντώνεται φυσιολογικά για να λειτουργήσει καταναλώνει περισσότερη ηλεκτρική ενέργεια, ώστε να μπορέσει να υπερκαλύψει τις δονήσεις που προκαλούνται [2].

2.3 Ταλαντώσεις σε συστήματα μετάδοσης κίνησης με γρανάζια

Τα συστήματα μετάδοσης κίνησης με οδοντωτούς τροχούς χρησιμοποιούνται σε μία ευρεία γκάμα μηχανών για την μεταφορά ισχύος σε διαφορετική κατεύθυνση ή για αλλαγή της ροπής και της ταχύτητας. Λόγω της φύσης των συστημάτων αυτών, δηλαδή της σύμπλεξης των οδοντωτών τροχών που βρίσκονται σε επαφή εμφανίζεται το φαινόμενο των επαναλαμβανόμενων δυνάμεων που έχει ως αποτέλεσμα την εμφάνιση ισχυρών ταλαντωτικών σημάτων, τα οποία είναι ικανά να προκαλέσουν σφάλματα κατά την διάρκεια λειτουργίας της μηχανής. Μελέτη έχει δείξει ότι το 65% των ζημιών σε κιβώτια ταχυτήτων οφείλονται σε σφάλματα σχετικά με τους οδοντωτούς τροχούς, που εμφανίζονται κυρίως λόγω της ισχύος των ταλαντώσεων που παράγονται. Τα κύρια σφάλματα που μπορούν να παρουσιαστούν στα συστήματα αυτά και μπορούν να γίνουν αντιληπτά από τα συστήματα παρακολούθησης ταλαντώσεων είναι το σπάσιμο ή «φάγωμα» δοντιού, εκκεντρότητα, φθορά δηλαδή η αφαίρεση υλικού από τα γρανάζια, κακή ευθυγράμμιση και μπέρδεμα δοντιών. Τα σφάλματα αυτά εντοπίζονται βάση της συχνότητας εμπλοκής μεταξύ δύο οδοντωτών τροχών (Gearmesh Frequency ή GMF) και της θεμελιώδους συχνότητας του πλανητικού κιβωτίου τα οποία ορίζονται ως εξής:

$$GMF = f_s * T_G \quad (1)$$

όπου:

f_s : Η συχνότητα περιστροφής του άξονα που έχει εφαρμοστεί ο οδοντωτός τροχός σε Hz.
 T_G : Ο αριθμός των δοντιών του οδοντωτού τροχού.

$$F_m = n_p * T_p \quad (2)$$

όπου:

n_p : Ο αριθμός των πλανητών του πλανητικού κιβωτίου

T_p : Ο αριθμός των δοντιών του οδοντωτού τροχού ενός πλανήτη

Ένας από τους πιο συνηθισμένους τρόπους με τον οποίο εντοπίζονται τα σφάλματα στα συστήματα μετάδοσης κίνησης με γρανάζια είναι ο εντοπισμός πλευρικών συχνοτήτων (sidebands) δεξιά και αριστερά της GMF. Οι πλευρικές συχνότητες αυτές ορίζονται ως:

$$sidebands = GMF \pm n * f_{dr} \quad (3)$$

όπου:

n : 1, 2, ..., n

f_{dr} : Η συχνότητα περιστροφής του άξονα εισόδου (driving frequency)

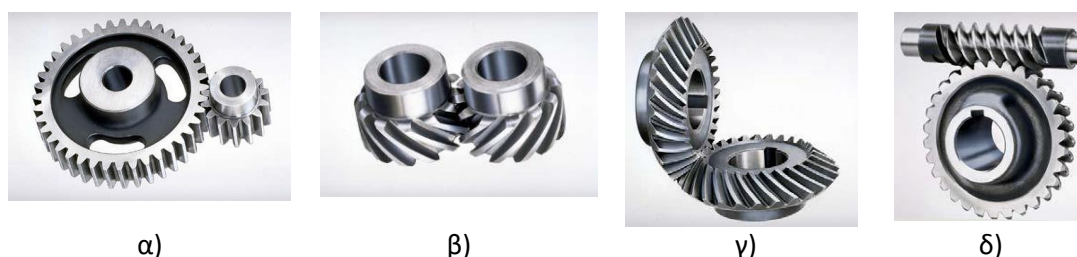
Τα χαρακτηριστικά κάθε σφάλματος αναφέρονται επιγραμματικά στον πίνακα 2.1. [2].

Πίνακας 2.1. Σφάλματα οδοντωτών τροχών.

Σφάλμα	Χαρακτηριστικό γνώρισμα
Σπασμένο / «φαγωμένο» δόντι	Μείωση του εύρους της GMF και εμφάνιση/ενίσχυση πλευρικών συχνοτήτων (sidebands)
Εκκεντρότητα	Εμφάνιση ισχυρών πλευρικών συχνοτήτων δεξιά (μεγαλύτερων) της GMF
Φθορά	Διαφοροποίηση του εύρους επιτάχυνσης σε όλο το φάσμα συχνοτήτων
Κακή ευθυγράμμιση	Σημαντική αύξηση του εύρους της 2ης και 3ης αρμονικής της GMF
Ρωγμή στη ρίζα δοντιού	Μείωση του εύρους της GMF και εμφάνιση/ενίσχυση πλευρικών συχνοτήτων (sidebands)
Χαλαρότητα	Εμφάνιση ισχυρών πλευρικών συχνοτήτων αριστερά (μικρότερων) της GMF

3. Οδοντωτοί τροχοί

Ιστορικά, τα συστήματα μετάδοσης κίνησης με οδοντωτούς τροχούς έχουν παίξει πολύ σημαντικό ρόλο στην ανάπτυξη της βιομηχανίας από την βιομηχανική επανάσταση μέχρι και σήμερα. Τα πολύ υψηλά ποσοστά (70-99%) που επιτυγχάνονται στην μετάδοση ισχύος με τα συστήματα αυτά, η μεγάλη διάρκεια ζωής που παρατηρείται και το γεγονός ότι δεν χρειάζονται ιδιαίτερη συντήρηση, είναι οι λόγοι που ακόμα και σήμερα οι αλλαγές που έχουν υποστεί είναι ελάχιστες. Η ανάγκη για μετάδοση της περιστροφικής κίνησης από έναν άξονα σε έναν άλλο, με αλλαγή του προσανατολισμού και μείωση ή αύξηση της ταχύτητας των αξόνων έχει οδηγήσει στην ανάπτυξη πολλών συστημάτων μετάδοσης με γρανάζια (εικόνα 3.1). Αυτά περιλαμβάνουν: παράλληλους οδοντωτούς τροχούς με παράλληλη ή ελικοειδής οδόντωση, κωνικούς οδοντωτούς τροχούς και οδοντωτούς τροχούς με ατέρμονες κοχλίες. Οι παράλληλοι οδοντωτοί τροχοί αποτελούν την απλούστερη περίπτωση οδοντωτών τροχών. Διαθέτουν οδόντωση παράλληλη με τον άξονα περιστροφής και μπορεί να είναι εσωτερική ή εξωτερική. Το είδος αυτό εμφανίζει ελαφρώς μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης και μπορεί να κατασκευαστεί με μεγαλύτερο πλάτος άρα και μικρότερες πιέσεις, όμως στις ίδιες διαστάσεις η αντοχή τους είναι μικρότερη από τα υπόλοιπα είδη. Επίσης ένα άλλο μειονέκτημα είναι ότι, ειδικά σε μεγάλες στροφές, εμφανίζεται πολύ έντονη ταλαντωτική συμπεριφορά. Τα ελικοειδή γρανάζια διαθέτουν οδόντωση κεκλιμένη του άξονα περιστροφής και μπορούν να χρησιμοποιηθούν στις ίδιες εφαρμογές με τα παράλληλα, όμως είναι σχεδιασμένα να λειτουργούν πιο αθόρυβα σε υψηλές στροφές. Τα ελικοειδή γρανάζια παρά τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζουν σε σχέση με τα παράλληλα, συχνά δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν λόγω της ανάπτυξης αξονικών δυνάμεων, εξ αιτίας της σχεδιάσής τους, που απουσιάζουν από τα παράλληλα. Οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί διαθέτουν δόντια σχηματισμένα σε κωνικές επιφάνειες και χρησιμοποιούνται γενικότερα για εφαρμογές που περιλαμβάνουν μετάδοση περιστροφικής κίνησης μεταξύ διασταυρωμένων αξόνων. Τέλος, τα γρανάζια με ατέρμων κοχλία χρησιμοποιούνται για την μετάδοση κίνησης μεταξύ μη παράλληλων και μη διασταυρούμενων αξόνων.

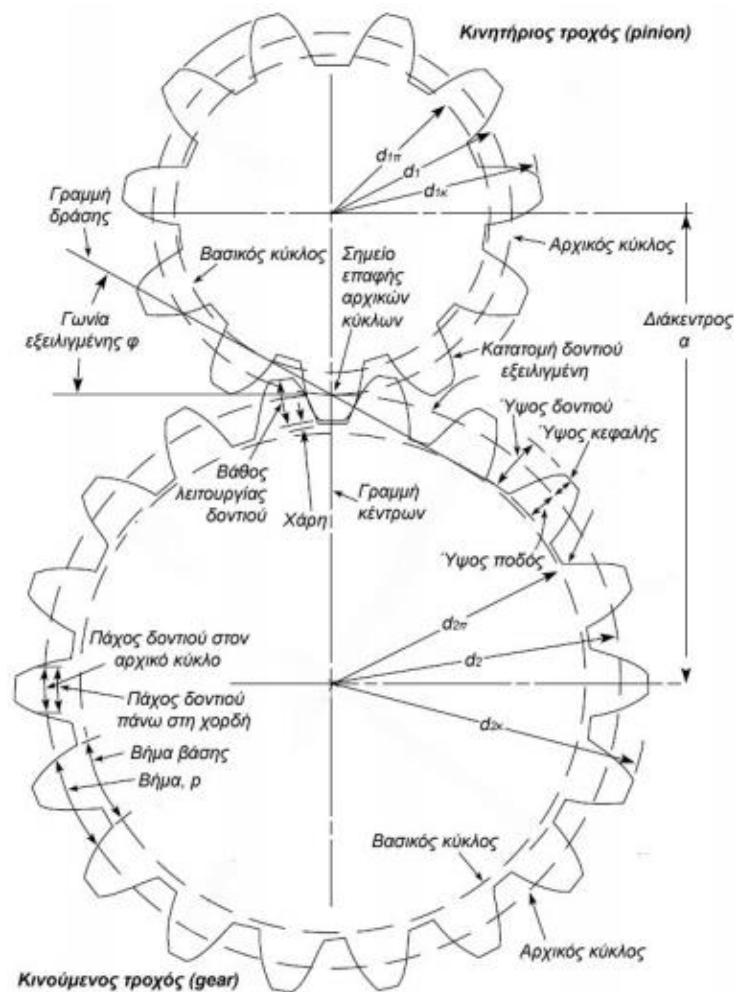


Εικόνα 3.1. α) Παράλληλοι οδοντωτοί τροχοί με παράλληλη οδόντωση, β) Παράλληλοι οδοντωτοί τροχοί με ελικοειδή οδόντωση, γ) Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί, δ) Οδοντωτός τροχός με ατέρμων κοχλία

Οι παράλληλοι οδοντωτοί τροχοί με παράλληλη οδόντωση αποτελούν την πιο συνηθισμένη μορφή. Παρά το γεγονός ότι είναι η πιο απλή μορφή και ευρέως χρησιμοποιούμενη, για την περιγραφή της γεωμετρίας τους, είναι απαραίτητη η γνώση πολλών χαρακτηριστικών μεγεθών τους.

Τα βασικά γεωμετρικά στοιχεία δίνονται στην εικόνα 3.2. Πιο συγκεκριμένα, η αρχική διάμετρος (d_1) ορίζεται με έναν ομόκεντρο κύκλο που τέμνει τα δόντια του οδοντωτού τροχού στο σημείο όπου εμπλέκονται με τον άλλο οδοντωτό τροχό. Στην διεθνή βιβλιογραφία ο κύκλος αυτός είναι γνωστός ως pitch diameter και είναι χρήσιμος στους

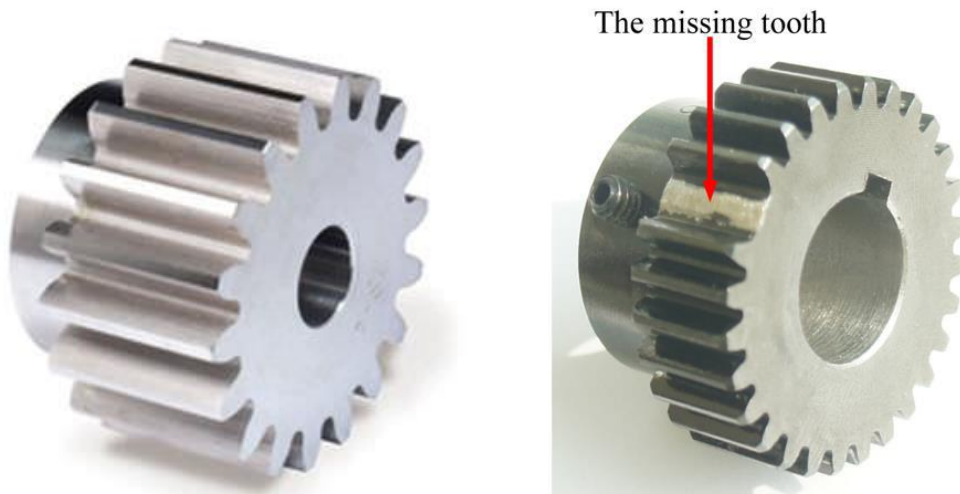
περισσότερους υπολογισμούς για την σχεδίαση γραναζιών. Άλλα μεγέθη που περιγράφονται από ομόκεντρους κύκλους είναι η διάμετρος κεφαλής (d_{1k}), η οποία εφάπτεται στην κορυφή των δοντιών, και η διάμετρος ποδός ($d_{1π}$), η οποία είναι εφαπτομενική στη ρίζα των δοντιών των οδοντωτών τροχών. Οι διάμετροι αυτές μας δίνουν πληροφορίες για το μέγεθος των δοντιών αλλά και για το σημείο εμπλοκής των γραναζιών. Το βήμα (p) είναι η απόσταση από ένα σημείο α σε ένα δόντι του γραναζιού μέχρι το αντίστοιχο σημείο β στο επόμενο δόντι που μετράτε κατά μήκος της αρχικής διαμέτρου. Το διαμετρικό βήμα (σχεδόν πάντοτε αναφέρεται ως DP) είναι ο αριθμός των δοντιών ανά ίντσα της διαμέτρου του βήματος. Το module (m) είναι ο λόγος του διαμετρικού βήματος προς τον αριθμό των δοντιών. Το πάχος δοντιού (s) μετράτε κατά μήκος της αρχικής διαμέτρου όπως και το διάκενο (w) μεταξύ των δοντιών. Επίσης, ένα από τα πιο σημαντικά μεγέθη που χρησιμοποιείται στους περισσότερους υπολογισμούς είναι ο αριθμός των δοντιών N . Τα μεγέθη αυτά διευκολύνουν τη σωστή κατανόηση και κατασκευή των γραναζιών.



Εικόνα 3.2. Χαρακτηριστικά γεωμετρικά μεγέθη οδοντωτών τροχών.

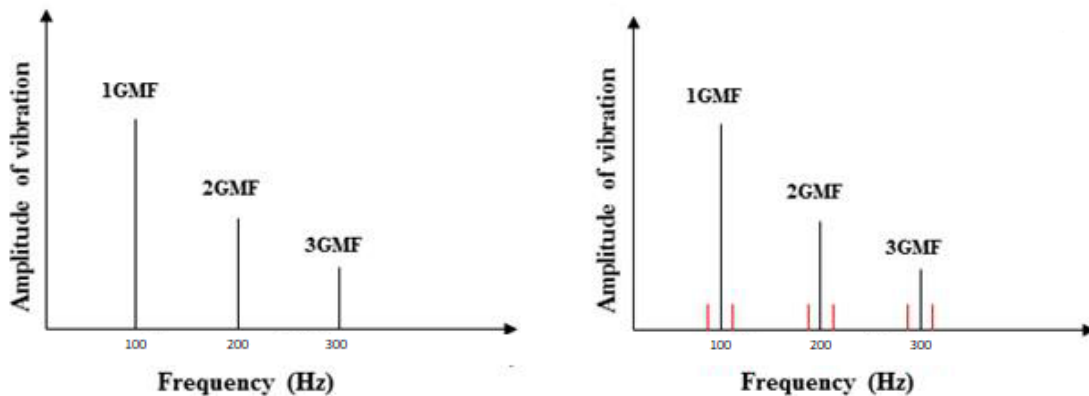
Όπως έχει αναφερθεί και νωρίτερα, στα συστήματα μετάδοσης κίνησης με γρανάζια μπορούν να εμφανιστούν πολλά προβλήματα που σχετίζονται με τους οδοντωτούς τροχούς. Κάθε σφάλμα έχει τα δικά του χαρακτηριστικά που εμφανίζονται στην μελέτη σφαλμάτων. Οι περιπτώσεις που μελετώνται στα πλαίσια της συγκεκριμένης διπλωματικής είναι το υγιές μοντέλο και μοντέλα με σπασμένο δόντι. Το σπάσιμο κάποιου δοντιού σε ένα σύστημα μετάδοσης κίνησης με γρανάζια είναι μία συνηθισμένη βλάβη που

προκαλείται λόγω των έντονων ταλαντώσεων σε συνδυασμό με υπερβολικό φορτίο ή λόγω της κόπωσης εξαιτίας των πολλών κύκλων που έχει πραγματοποιήσει το συγκεκριμένο γρανάζι. Στην εικόνα 3.3 παρουσιάζονται ενδεικτικά φωτογραφίες ενός υγιούς οδοντωτού τροχού και ενός άλλου με σπασμένο δόντι.



α) Υγιές γρανάζι, β) Γρανάζι με σπασμένο δόντι

Το φαινόμενο αυτό γίνεται αντιληπτό τη στιγμή που το σημείο όπου έχει σπάσει το δόντι έρχεται σε εμπλοκή με τον άλλο οδοντωτό τροχό. Τη στιγμή εκείνη το σύστημα διεγείρεται έντονα δημιουργώντας ταλαντωτικό σήμα μεγάλου πλάτους, ενώ μόλις έρχεται σε επαφή με το επόμενο υγιές δόντι το πλάτος ταλάντωσης συνεχίζει στα προηγούμενα φυσιολογικά επίπεδα. Το σφάλμα αυτό γίνεται αντιληπτό στα διαγράμματα Επιτάχυνσης – Συχνότητας (εικόνα 3.4), ως εμφάνιση πλευρικών συχνοτήτων και στις δύο πλευρές της GMF και μείωση του εύρους της και των δύο πρώτων αρμονικών της.



α) β)

Εικόνα 3.4. α) Διάγραμμα συχνότητας-εύρους υγιούς μοντέλου, β) Διάγραμμα συχνότητας-εύρους μοντέλου με σπασμένο δόντι.

4. Περιγραφή πειραματικής διάταξης

Η πειραματική διάταξη (εικόνες 4.1-) που μελετάται στην παρούσα εργασία είναι η διάταξη διάγνωσης – προσομοίωσης βλαβών (Drivetrain Prognostics Simulator) της SpectraQuest. Η διάταξη αποτελείται από ένα δοκιμαστικό πλανητικό κιβώτιο και ένα δοκιμαστικό κιβώτιο δύο βαθμίδων παράλληλου άξονα με περιστρεφόμενα έδρανα κύλισης. Στην πειραματική διάταξη περιλαμβάνεται μια μεγάλη γκάμα βλαβών, για βλάβες που αφορούν τα γρανάζια αλλά και τα έδρανα κύλισης. Εκτός από τα δύο δοκιμαστικά κιβώτια η διάταξη αποτελείται και από δύο τριφασικές ηλεκτρικές μηχανές 10 ίππων. Η πρώτη δίνει κίνηση στη διάταξη ενώ η δεύτερη ασκεί το φορτίο. Τέλος, μετά τα δύο δοκιμαστικά κιβώτια υπάρχουν και δύο κιβώτια παράλληλου άξονα που χρησιμοποιούνται για τη διαχείριση του φορτίου της δεύτερης μηχανής. Τα βασικά χαρακτηριστικά της διάταξης δίνονται στον πίνακα 4.1.



Εικόνα 4.1. Πειραματική διάταξη (Drivetrain Prognostics Simulator)

Πίνακας 4.1. Χαρακτηριστικά πειραματικής διάταξης.

Ηλεκτρικό μέρος			
Μηχανή			3-φασική, 10 ίππων
Μηχανή (φορτίου)			3-φασική, 10 ίππων
Οδηγός (Drive)			AC οδηγητικό σύστημα (drive system) με δυνατότητα πολλών ρυθμίσεων στο κεντρικό σύστημα ελέγχου.
Εύρος στροφών (RPM range)			0 to 2500 rpm μεταβαλλόμενη ταχύτητα
Τάση			230 VAC, 3-φασική, 60/50 Hz
Μηχανικό μέρος			
Διάμετρος άξονα			1" διάμετρος; [Turned, Ground, & Polished (TGP) steel]
Δοκιμαστικό Κιβώτιο	Πλανητικό		27:1 αναλογία πλανητικού οδοντωτού τροχού (ήλιος) με 4 πλανήτες στο 1ο στάδιο
Δοκιμαστικό Βαθμίδων	Κιβώτιο	δύο	Δύο βαθμίδων, 2.5 ανώτατη αναλογία ανά βαθμίδα (6.25 μέγιστο), spur gears
Δοκιμαστικό Κιβώτιο	Κιβώτιο	δύο	Έδρανο κύλισης σφαιρών με βαθύ αυλάκι ή χάλκινα

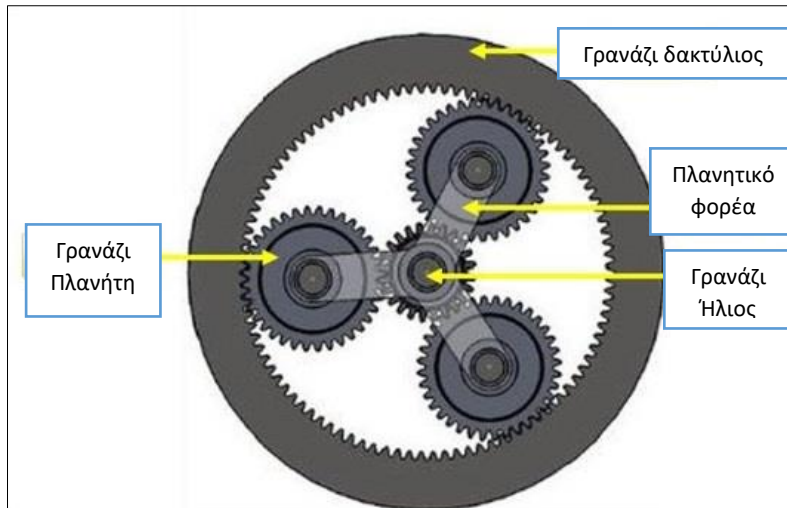
Βαθμίδων – Έδρανα κύλισης	έδρανα κύλισης τύπου μανίκι εμποτισμένα με λιπαντικό λάδι
Κιβώτια Φορτίου	98:1 συνολική μέγιστη αναλογία One 2-stage, 2.5 ανώτατη αναλογία ανά βαθμίδα (6.25 μέγιστο), spur gears One 3-stage, 2.5 ανώτατη αναλογία ανά βαθμίδα (15.6 μέγιστο), spur gears Deep groove ball bearing
Διανομή λαδιού	Σύστημα διανομής λαδιού και ψύξης με χωρητικότητα διανομής 0.9 grm, οδηγούμενο από μηχανή 1/3 ίππων
Φυσικό μέρος	
Βάρος	2200lb (1000kg)
Διαστάσεις	L=112" (285cm), W=22" (56cm), H=22" (56cm) test rig L=30" (76cm), W=16" (41cm), H=26" (66cm) oil distribution D=17" (43cm), W=36" (91cm), H=60" (152cm) motor drive

Πλανητικό Κιβώτιο

Το πλανητικό κιβώτιο (εικόνες 4.2 και 4.3) αποτελείται από δύο άξονες, τον άξονα εισόδου ο οποίος περιστρέφεται με τη συχνότητα του ηλεκτρικού κινητήρα της διάταξης, και τον άξονα εξόδου που παρακάτω αναφέρεται ως άξονας εισόδου στο κιβώτιο δύο βαθμίδων. Τα γρανάζια που διαθέτει είναι όλα γρανάζια με ευθύγραμμους οδόντες (spur gears). Στον άξονα εισόδου είναι εφαρμοσμένος ο ήλιος του πλανητικού συστήματος, και διαθέτει 28 δόντια. Ο ήλιος συμπλέκεται με τέσσερα γρανάζια-πλανήτες που διαθέτουν 36 δόντια το καθένα. Οι πλανήτες με τη σειρά τους συμπλέκονται με ένα γρανάζι-δακτύλιο που διαθέτει 100 δόντια, και εφαρμόζονται πάνω σε μια βάση-φορέα (planet carrier), από την οποία παραλαμβάνει την κίνηση ο άξονας εξόδου του πλανητικού κιβωτίου. Στον άξονα εισόδου υπάρχει έδρανο κύλισης σειράς 6200 και στην έδραση των πλανητών με τη βάση-φορέα έδρανα κύλισης σειράς 6800 (σύνολο 5).



Εικόνα 4.2. Πλανητικό Κιβώτιο.

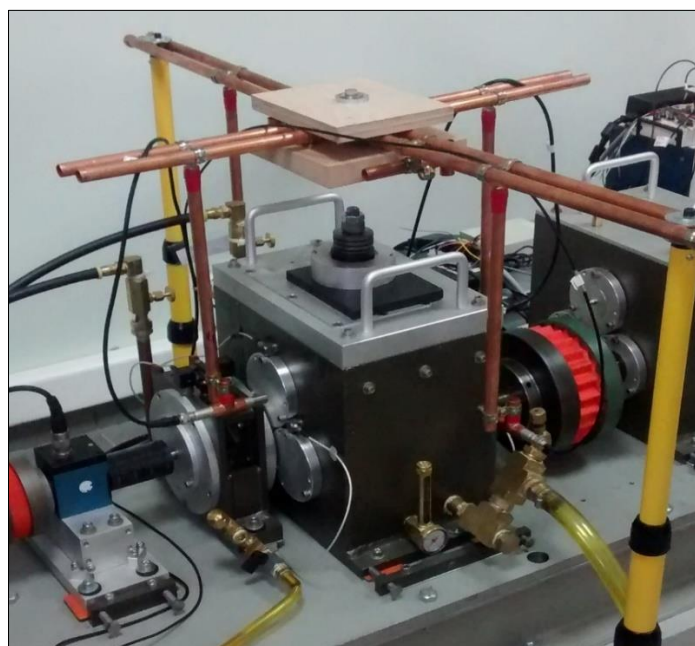


Εικόνα 4.3. Απεικόνιση του εσωτερικού του πλανητικού κιβωτίου

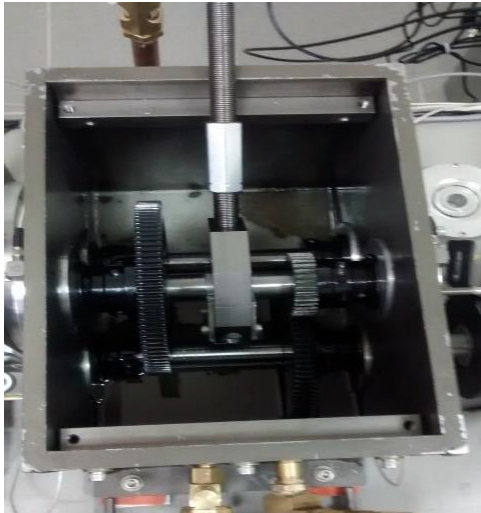
Κιβώτιο δύο βαθμίδων

Το κιβώτιο δύο βαθμίδων της πειραματικής διάταξης (εικόνες 4.4 και 4.5) χρησιμοποιείται για να μετατρέψει τη γωνιακή ταχύτητα του άξονα εισόδου σε μια μικρότερη γωνιακή ταχύτητα του άξονα εξόδου. Αυτή η μείωση της γωνιακής ταχύτητας του άξονα εξόδου βοηθάει στην αύξηση της ροπής του συστήματος.

Το κιβώτιο δύο βαθμίδων παράλληλου άξονα της συγκεκριμένης πειραματικής διάταξης αποτελείται από τρεις άξονες, τον άξονα εισόδου, τον ενδιάμεσο άξονα μετάδοσης κίνησης και τον άξονα εξόδου. Στον άξονα εισόδου υπάρχει ένα γρανάζι 29 δοντιών το οποίο συμπλέκεται με το γρανάζι 100 δοντιών του ενδιάμεσου άξονα μετάδοσης κίνησης, ο οποίος καταλήγει σ' ένα γρανάζι 36 δοντιών το οποίο είναι και το γρανάζι στο οποίο εφαρμόζονται οι βλάβες. Τέλος, το γρανάζι των 36 δοντιών συμπλέκεται με ένα γρανάζι 90 δοντιών το οποίο είναι και το γρανάζι του άξονα εξόδου. Στην αρχή και το τέλος κάθε άξονα υπάρχει ένα έδρανο κύλισης τύπου ER-16K (σύνολο 6).



Εικόνα 4.4. Κιβώτιο δύο βαθμίδων παράλληλου άξονα.



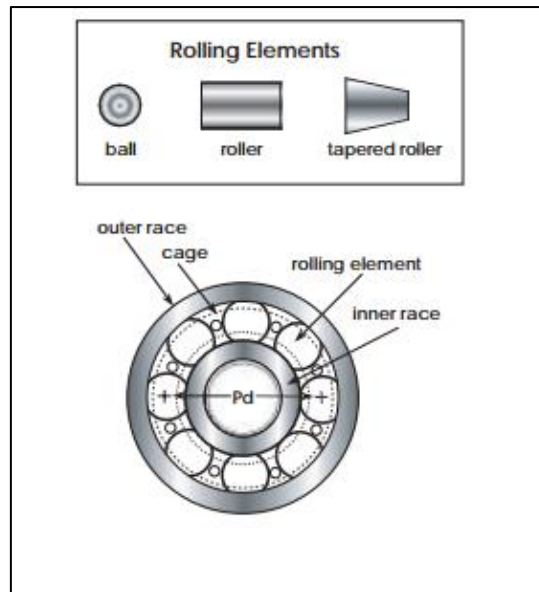
Εικόνα 4.5. Εσωτερικό κιβωτίου δύο βαθμίδων.

Έδρανα Κύλισης

Έδρανο κύλισης είναι ένα μηχανικό στοιχείο το οποίο περιορίζει τη σχετική κίνηση και μειώνει τις τριβές ανάμεσα σε κινούμενα μέρη ώστε να πετύχει την επιθυμητή κίνηση. Ο σχεδιασμός ενός εδράνου κύλισης είναι ικανός να μας επιτρέπει την ελεύθερη γραμμική κίνηση του κινούμενου μέρους ή την ελεύθερη περιστροφή γύρω από έναν σταθερό άξονα ή ακόμη να αποτρέπει κάποια κίνηση ελέγχοντας σε ποιους άξονες εφαρμόζονται οι διάφορες δυνάμεις στα κινούμενα μέρη. Πολλά έδρανα κύλισης επίσης διευκολύνουν την επιθυμητή κίνηση όσον το δυνατό περισσότερο και αυτό επιτυγχάνεται μειώνοντας την τριβή κατά το μέγιστο δυνατό. Τα έδρανα κύλισης κατηγοριοποιούνται συνήθως είτε βάση του τύπου λειτουργίας τους, είτε την κίνηση που επιτρέπουν είτε με βάση τις διευθύνσεις των φορτίων που ασκούνται στα μέρη.

Ένα έδρανο κύλισης αποτελείται από τον εσωτερικό και τον εξωτερικό δακτύλιο και τα κινούμενα στοιχεία ανάμεσα στους δύο δακτυλίους. Η επιλογή του κατάλληλου εδράνου κύλισης για το σκοπό λειτουργίας έχει διάφορα κριτήρια, όπως τις αντοχές του σε φορτία, αντοχές σε υψηλές ταχύτητες, μέγιστες δυνατές κλίσεις, αντοχές σε υψηλές θερμοκρασίες κτλ.

Στη εικόνα 4.6 παρουσιάζεται το περιστρεφόμενο στοιχείο ενός εδράνου κύλισης, το οποίο μπορεί να είναι σφαιρικό, κυλινδρικό ή κωνοειδές. Ο όρος P_d αναφέρεται στο pitch diameter και μας δείχνει τη διάμετρο του κύκλου που περνάει από τα κέντρα των περιστρεφόμενων στοιχείων.



Εικόνα 4.6. Απεικόνιση εδράνου κύλισης

Στην πειραματική διάταξη αυτής της διπλωματικής εργασίας χρησιμοποιήθηκαν 5 τύποι εδράνων κύλισης τα στοιχεία των οποίων είναι δίνονται στον πίνακα 4.2.

Πίνακας 4.2

Πληροφορίες/τύπος εδράνου κύλισης	No.6200	No.6800	ER-16K	ER-12K	Taper no.32006
Αριθμός περιστρεφόμενων στοιχείων	8	10	9	8	19
d: διάμετρος περιστρεφόμενου στοιχείου (mm)	4.762	2.381	7.937	7.937	5.8
D: διάμετρος κύκλου που περνάει από τα κέντρα των περιστρεφόμενων στοιχείων (mm)	20	14.5	38.5	33.5	42.7
φ: γωνία φόρτισης	0	0	0	0	16

Πλανητικό κιβώτιο

- Στη θέση του ήλιου χρήση εδράνου κύλισης τύπου no.6200.
- Στη θέση των πλανητών χρήση εδράνων κύλισης τύπου no.6800.

Κιβώτιο δύο βαθμίδων

- Τρεις άξονες μετάδοσης κίνησης (άξονας εισόδου, ενδιάμεσος άξονας, άξονας εξόδου). Χρήση εδράνου κύλισης τύπου ER-16K και στους τρεις άξονες.

Πρώτο κιβώτιο αύξησης φορτίου

- Τρεις άξονες μετάδοσης κίνησης (άξονας εισόδου, ενδιάμεσος άξονας, άξονας εξόδου). Χρήση εδράνου κύλισης τύπου Taper no.32006 στον άξονα εισόδου και στον ενδιάμεσο άξονα. Χρήση εδράνου κύλισης τύπου ER-16K στον άξονα εξόδου.

Δεύτερο κιβώτιο αύξησης φορτίου

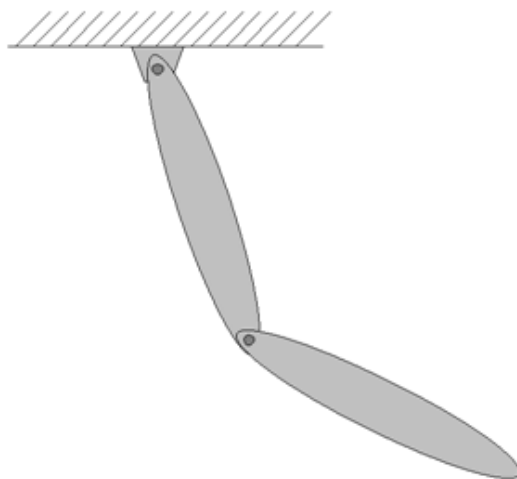
- Τρεις άξονες μετάδοσης κίνησης (άξονας εισόδου, ενδιάμεσος άξονας, άξονας εξόδου). Χρήση εδράνου κύλισης τύπου ER-16K στον άξονα εισόδου και στον ενδιάμεσο άξονα. Χρήση εδράνου κύλισης τύπου ER-12K στον άξονα εξόδου.

5. Δυναμική Συστημάτων Πολλαπλών Σωμάτων (Multibody Dynamics)

Ως συστήματα πολλαπλών σωμάτων ορίζονται τα συστήματα που αποτελούνται από συμπαγή στερεά, εύκαμπτα ή άκαμπτα σώματα που συνδέονται μεταξύ τους με συνδέσμους που περιορίζουν τη σχετική κίνηση μεταξύ τους σε ορισμένες διευθύνσεις. Στα συστήματα αυτά μελετάται η δυναμική συμπεριφορά τους, δηλαδή ο τρόπος σύμφωνα με τον οποίο κινούνται τα μηχανικά μέρη των συστημάτων υπό την επίδραση δυνάμεων καθώς και η ένταση των δυνάμεων αυτών.

Για την σχεδίαση ενός προϊόντος συχνά είναι απαραίτητη η κατανόηση του τρόπου αλληλεπίδρασης των κινούμενων μερών μεταξύ τους αλλά και με το περιβάλλον τους. Για τον λόγο αυτό η ανάλυση της κίνησης είναι πολύ σημαντική. Μεγάλες και σύνθετες κατασκευές, αυτοκίνητα ή ακόμα και πολύ απλά αντικείμενα την καθημερινότητάς μας με κινούμενα μέρη, δημιουργούν φορτία και τάσεις που συχνά είναι πολύ δύσκολο να προβλεφθούν. Συνεπώς, γίνεται κατανοητό ότι στις περίπλοκες μηχανές που συναρμολογούνται από πολλά ξεχωριστά κομμάτια παρουσιάζεται μια πρόκληση για την κατασκευή τους, η οποία καθιστά την δυναμική ανάλυση με λογισμικό σχεδόν απαραίτητη [3].

Στην συνέχεια, ακολουθεί ένα παράδειγμα ώστε να γίνει καλύτερα αντιληπτό τι εννοούμε σύστημα πολλαπλών σωμάτων. Ο μηχανισμός που φαίνεται στην εικόνα 5.1 είναι ένα διπλό εκκρεμές. Σε αυτό διακρίνονται δύο δοκοί ενωμένες μεταξύ τους με μία άρθρωση οι οποίες συνδέονται με άλλη μια άρθρωση σε μία οροφή. Αυτές οι δοκοί μπορεί να είναι είτε άκαμπτες είτε εύκαμπτες. Εάν το κάτω άκρο του εκκρεμούς ανασηκωθεί και απελευθερωθεί, το εκκρεμές αρχίζει να ταλαντώνεται. Η θέση και η ταχύτητα του εκκρεμούς αλλάζουν με το χρόνο και οι δυνάμεις που δρουν στις δύο αρθρώσεις, όταν το εκκρεμές είναι σε κίνηση, μπορούν να μελετηθούν και να προσδιοριστούν με την χρήση λογισμικού ανάλυσης πολλαπλών σωμάτων [4].



Εικόνα 5.1. Διπλό εκκρεμές

Για την ακριβή και ρεαλιστική αναπαράσταση και προσομοίωση των συστημάτων είναι απαραίτητη η σχεδίαση όλων των μηχανισμών όπως τα ηλεκτρικά συστήματα ελέγχου, οι συνδέσεις, οι συγκολλήσεις και άλλα, καθώς και η προσομοίωση πολύπλοκων

φυσικών φαινομένων όπως κραδασμοί, τριβές και θόρυβος τα οποία προκαλούν σχετικά απρόβλεπτες καταπονήσεις στα συστήματα. Με την χρήση λογισμικών ανάλυσης συστημάτων πολλών σωμάτων η ανάλυση κίνησης γίνεται ευκολότερη και δίνεται η δυνατότητα γρήγορης και οικονομικής αντίληψης των καταπονήσεων αυτών ώστε να βελτιστοποιηθεί η σχεδίαση όσον αφορά την απόδοση, την ασφάλεια και την άνεση.

Γενικά, προκειμένου να υπολογιστεί η κίνηση των σωμάτων και οι δυνάμεις που ασκούνται, χρειάζεται πρώτα να καταστρωθούν οι εξισώσεις κίνησης και στην συνέχεια να εισαχθούν στο λογισμικό. Στα λογισμικά ανάλυσης συστημάτων πολλαπλών σωμάτων, οι εξισώσεις κίνησης διατυπώνονται μέσα από κάποια καθοριστικά μεγέθη των στοιχείων του συστήματος όπως την μάζα, το κέντρο μάζας, τον τανυστή αδράνειας, αλλά και από συνθήκες αλληλεπίδρασης μεταξύ των σωμάτων όπως τις δυνάμεις και τους περιορισμούς. Οι εξισώσεις αυτές στα λογισμικά ενσωματώνονται στα συστήματα και λύνονται αριθμητικά με μία διαδικασία που λέγεται «συνήθης διαφορική εξίσωση» (ODE). Έτσι δίνουν την δυνατότητα στους χρήστες εισάγοντας δεδομένα για τα στερεά σώματα και τους συνδέσμους ανάμεσά τους, για ένα αυθαίρετο σύστημα, αυτόματα να δημιουργηθούν οι εξισώσεις κίνησης, να ενσωματωθούν στο σύστημα και να επιστρέψει η πληροφορία ως κίνηση σε αυτούς [3].

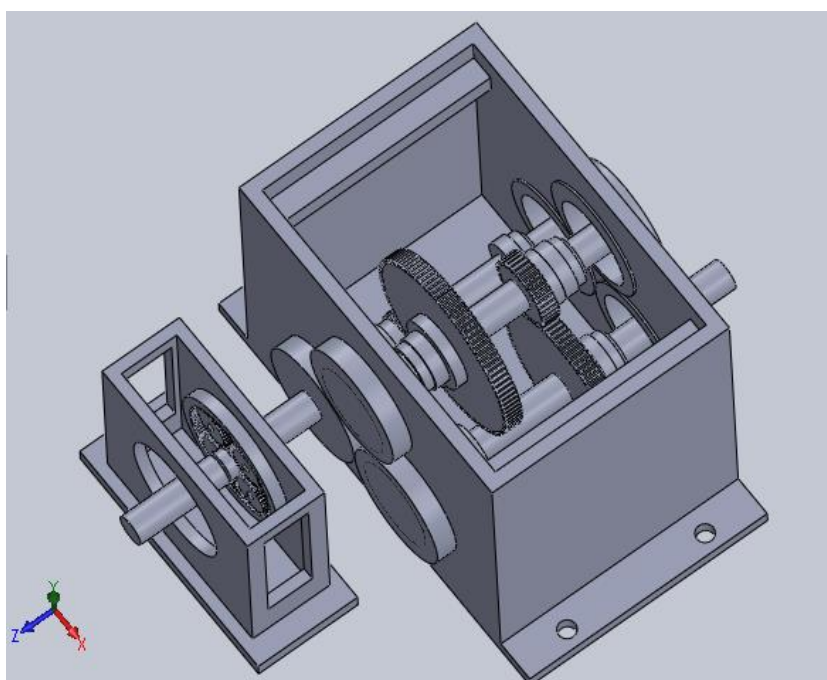
Το λογισμικό Msc.ADAMS είναι ένα από τα πιο δημοφιλή λογισμικά δυναμικής ανάλυσης συστημάτων πολλών σωμάτων και επιλέχθηκε για τη δυναμική ανάλυση του συστήματος μετάδοσης κίνησης. Στο λογισμικό αυτό υπάρχει η δυνατότητα σχεδίασης της γεωμετρίας ενός μοντέλου ή εισαγωγής της από εξωτερικό λογισμικό σχεδίασης και η εισαγωγή των συνδέσμων και των απαραίτητων χαρακτηριστικών για την μίμηση της πραγματικότητας και την δημιουργία των κατάλληλων εξισώσεων κίνησης. Επίσης, δίνεται η δυνατότητα της προσομοίωσης του μοντέλου αυτού και της μελέτης και επεξεργασίας των αποτελεσμάτων. Τέλος, το συγκεκριμένο λογισμικό διαθέτει εργαλειοθήκη προσανατολισμένη στις μηχανικές κατασκευές με την οποία διευκολύνεται η κατασκευή του μοντέλου εισάγοντας έτοιμα τυποποιημένα μοντέλα μηχανισμών όπως τα έδρανα κύλισης.

Σε αυτό το σημείο θα ήθελα να ευχαριστήσω το Εργαστήριο Δυναμικής Μηχανών του Αριστοτελείου Πανεπιστημίου Θεσσαλονίκης για την άδεια χρήσης του λογισμικού Msc. Adams.

6. Μεθοδολογία κατασκευής μοντέλου.

Η δημιουργία ενός επικυρωμένου μοντέλου που προσομοιώνει το κιβώτιο ταχυτήτων θα διευκόλυε πολύ στην ανάπτυξη βελτιωμένων συστημάτων παρακολούθησης της υγείας του. Με τον τρόπο αυτό δεν είναι απαραίτητο όλες οι δοκιμές να γίνονται πειραματικά. Έτσι, εξοικονομούνται κεφάλαια καθώς δεν είναι απαραίτητο να αποκτηθούν όλα εκείνα τα εξαρτήματα για διάφορες μελέτες και παράλληλα γίνεται η έρευνα για τα συστήματα παρακολούθησης της υγείας του κιβωτίου προσιτή ακόμα και σε ανθρώπους που δεν έχουν την δυνατότητα πρόσβασης σε αυτό. Με ένα τέτοιο μοντέλο μπορούν εύκολα να μελετηθούν διάφορες περιπτώσεις σφαλμάτων και πως αυτές επιδρούν στο σύστημα και πως μπορούν να εντοπιστούν. Η μεγαλύτερη όμως εξοικονόμηση κεφαλαίων, επιτυγχάνεται καθώς επιτρέπει την σχεδίαση νέων συστημάτων μετάδοσης κίνησης και συστημάτων παρακολούθησής τους και την μελέτη των αλληλεπιδράσεων των αντικειμένων μεταξύ τους αλλά και με το περιβάλλον, με πολύ μικρότερο κεφάλαιο.

Αρχικά σχεδιάστηκαν απλούστερα μοντέλα που περιελάμβαναν λιγότερες επαφές γραναζιών και δοκιμάστηκαν σε διάφορες συνθήκες όσον αφορά τα έδρανα κύλισης, τις μεταβλητές για τις επαφές των γραναζιών και τις απλοποιήσεις στη γεωμετρία. Η διαδικασία αυτή πραγματοποιήθηκε για την εξοικείωση με το λογισμικό αλλά και τη βελτιστοποίηση της γεωμετρίας και των μεταβλητών της επαφής των γραναζιών. Το ολοκληρωμένο μοντέλο που σχεδιάστηκε αποτελείται από συμπαγή μέρη (rigid bodies). Αυτό είναι ένα ιδεατό μοντέλο με όλα τα μέρη να θεωρούνται άκαμπτα και να μην παραλαμβάνουν μετατοπίσεις από ταλαντώσεις. Οι απλοποιήσεις στη γεωμετρία του μοντέλου περιλαμβάνουν την αφαίρεση των οδηγητικών οπών από τα γρανάζια και των οδηγητικών μερών από τους άξονες. Τα τρισδιάστατα σχέδια των αξόνων, των γραναζιών και των κιβωτίων σχεδιάστηκαν με την χρήση του ειδικού λογισμικού σχεδίασης Solidworks. Ενδεικτικά στην εικόνα 6.1 παρουσιάζεται το ολοκληρωμένο σχέδιο του εξεταζόμενου (πλανητικού-διβάθμιου) συστήματος .

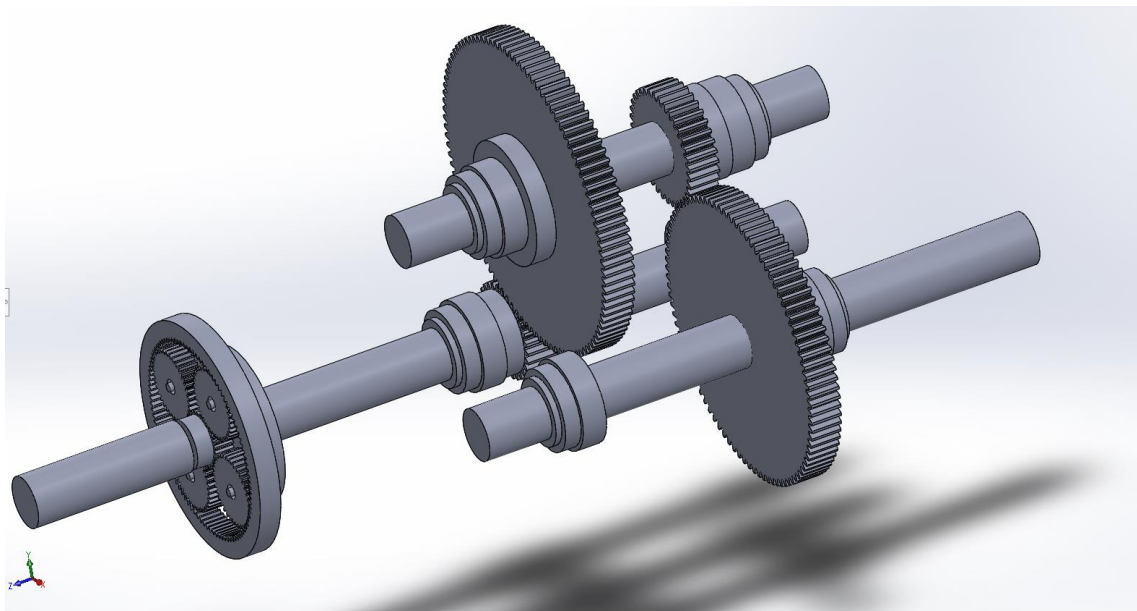


Εικόνα 6.1. Ολοκληρωμένο σχέδιο του συστήματος πλανητικό-διβάθμιου

κιβώτιο.

Τα κιβώτια του πλανητικού και του διβάθμιου σχεδιάστηκαν επιμελώς και με ακρίβεια έπειτα από μετρήσεις στην πειραματική διάταξη. Το μήκος του πλανητικού κιβωτίου είναι 70mm και το πλάτος 175mm ενώ σχεδιάστηκαν όλες οι οπές από τα δεξιά, αριστερά και πάνω. Το διβάθμιο κιβώτιο έχει μήκος 215mm και πλάτος 305mm και έχουν σχεδιαστεί οι εσωτερικές στηρίξεις για το καπάκι καθώς και οι οπές για της βίδες που το κρατούν πακτωμένο στο έδαφος. Ο άξονας εισόδου στο πλανητικό έχει διάμετρο 25mm με εξαίρεση το σημείο που ενώνεται με τον ήλιο του πλανητικού κιβωτίου όπου η διάμετρός του είναι 7mm, όσο δηλαδή και η οπή στον ήλιο ενώ το μήκος του είναι 100mm. Οι πλανήτες εδράζονται πάνω σε διάταξη κυκλική (πλανητικό φορέα) διαμέτρου 72mm και μήκους 12mm. Η κυκλική διάταξη αυτή διαθέτει από την μία μεριά τέσσερις άξονες διαμέτρου 4mm και μήκους 12mm που το κέντρο τους απέχει από το κέντρο της κυκλικής διάταξης 30mm και ισαπέχουν μεταξύ τους. Από την άλλη πλευρά είναι ενωμένη με τον άξονα εισόδου του διβάθμιου κιβωτίου.

Οι άξονες του διβάθμιου έχουν διάμετρο 25mm ενώ κατάλληλες διαμορφώσεις στην αρχή και το τέλος στο εσωτερικό του κιβωτίου υποβοηθούν την σωστή τοποθέτηση και την εύκολη αντικατάσταση των γραναζιών καθώς και τη σύνδεση των τμημάτων του κάθε άξονα μεταξύ τους. Τα μήκη των αξόνων στο σχέδιο είναι 283mm για τον άξονα εισόδου από την βάση στήριξης των πλανητών στο πλανητικό κιβώτιο μέχρι το τέλος του άξονα, 215mm για τον μεσαίο άξονα και 283mm για το άξονα εξόδου. Τα γρανάζια σχεδιάστηκαν σύμφωνα με τα χαρακτηριστικά που φαίνονται στην περιγραφή της διάταξης (κεφάλαιο 4) και τοποθετήθηκαν προσεκτικά στην σωστή απόσταση μεταξύ τους ώστε να δημιουργείται το επιθυμητό διάκενο (χάρη-backlash). Η απόσταση από κέντρο σε κέντρο των γραναζιών βρέθηκε από τα σχέδια του κατασκευαστή της πειραματικής διάταξης. Στην εικόνα 6.2 δίνεται η σχηματική απεικόνιση των αξόνων και των οδοντωτών τροχών.



Εικόνα 6.2. Απεικόνιση των γραναζιών και των αξόνων του συστήματος.

Αφού σχεδιάστηκαν όλα τα στοιχεία ξεχωριστά, στην συνέχεια κατασκευάστηκε ένα συναρμολόγημα και αποθηκεύτηκε με την μορφή Parasolid (.x_t) η οποία είναι συμβατή με το λογισμικό ADAMS που χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση. Η κατασκευή του μοντέλου της προσομοίωσης ξεκίνησε με την εισαγωγή της γεωμετρίας με το αρχείο

συναρμολογήματος Parasolid και τον ορισμό υλικού σε κάθε κομμάτι ξεχωριστά. Το υλικό που ορίστηκε είναι ο τυποποιημένος χάλυβας (steel) (πίνακας 6.1) που διαθέτει το λογισμικό.

Πίνακας 6.1. Χαρακτηριστικά τυποποιημένου χάλυβα στο ADAMS view.

Πυκνότητα	7.801E-06 Kg/mm*3
Μέτρο ελαστικότητας	2.07E+05 newton/mm*2
Αναλογία Poisson	0.29

Στην συνέχεια το κάθε γρανάζι στο διβάθμιο κιβώτιο συνδέθηκε με τον άξονα του με χρήση των συνδέσμων κλειδώματος (lock joints) και τα κιβώτια πακτώθηκαν στο έδαφος με τον ίδιο τρόπο. Ο άξονας εισαγωγής στο πλανητικό κιβώτιο περιορίστηκε στην περιστροφική κίνηση μόνο γύρω από τον άξονα Z με χρήση του περιστροφικού συνδέσμου (revolute joint) ο οποίος τοποθετήθηκε στο γεωμετρικό κέντρο του άξονα. Η περιστροφή του συστήματος προέρχεται από την εισαγωγή κίνησης σε περιστροφικό σύνδεσμο (motion to revolute joint). Η κίνηση αυτή ορίζεται από μία βηματική συνάρτηση με μεταβλητή τον χρόνο. Η βηματική συνάρτηση αυτή ξεκινάει από την μηδενική περιστροφή ($h_1=0$) τη χρονική στιγμή μηδέν ($x_1=0$) και αυξάνει μέχρι το μέγιστο μέσα σε 0.5 δευτερόλεπτο. Στη συνέχεια εισάγονται οι δυνάμεις επαφής των γραναζιών μέσω της εντολής *impact*. Για τον ορισμό των δυνάμεων αυτών απαιτείται ο προσδιορισμός της δυσκαμψίας (stiffness), της απόσβεσης (damping) και του βάθους διείσδυσης (penetration depth). Η δυσκαμψία αναφέρεται στο πόσο εύκολα παραμορφώνεται το υλικό και χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της αντίστοιχης κανονικής δύναμης (normal force) για το μοντέλο κρούσης που σχεδιάζεται. Η ιδιότητα της απόσβεσης προσδιορίζει πόσο γρήγορα το υλικό θα επανέλθει στην αρχική του κατάσταση μετά από μία κρούση και το βάθος διείσδυσης καθορίζει από πιο σημείο παραμόρφωσης και μετά το υλικό ενεργοποιεί την μέγιστη τιμή απόσβεσης. Έτσι το μοντέλο προσομοιώνει την κανονική δύναμη με ένα μη γραμμικό ελατήριο και υπολογίζεται με βάση τη στιγμιαία εισχώρηση μεταξύ των δυο γεωμετριών που έρχονται σε επαφή και της τιμής της δυσκαμψίας που έχουμε ορίσει. Στην εξίσωση (4) και στον πίνακα 6.2 δίνεται η μορφή της δύναμης επαφής, καθώς και οι τιμές των συντελεστών που χρησιμοποιήθηκαν.

$$Impact = \begin{cases} Max(0, k(x_1 - x)^e - STEP(x, x_1 - d, c_{max}, x_1, 0) * \dot{x}) & : x < x_1 \\ 0 & : x \geq x_1 \end{cases} \quad (4)$$

Πίνακας 6.2. Ιδιότητες δύναμης επαφής

Δυσκαμψία (k)	4,85E+06 N/mm
Εκθέτης δύναμης (e)	2,2
Απόσβεση (c)	0,5 N-s/mm
Βάθος διείσδυσης (x_1)	1,0E-03 mm

Οι τιμές αυτές προσδιορίστηκαν έπειτα από επαναληπτικές δοκιμές και έρευνα. Εν τέλει, οι τιμές που συναντώνται στην διπλωματική εργασία [1], φαίνεται να αποδίδουν τα καλύτερα αποτελέσματα. Η μόνη διαφορά σε αυτές τις τιμές είναι στην επαφή των πλανητών με το οδηγητικό γρανάζι με εσωτερική οδόντωση (κορώνα) όπου η τιμή της δυσκαμψίας ορίζεται μία τάξη μεγέθους μικρότερη από τις υπόλοιπες. Το επόμενο βήμα περιλαμβάνει την εισαγωγή ροπών στην είσοδο και στην έξοδο του συστήματος. Η ροπή

εισόδου ορίστηκε με την βοήθεια ενός πολυωνύμου το οποίο προέκυψε έπειτα από μετρήσεις στην πειραματική διάταξη και επεξεργασίας των αποτελεσμάτων. Για τον συσχετισμό όμως της ροπής εισόδου με την ταχύτητα περιστροφής, όπως συμβαίνει στην πραγματικότητα, ακολουθήθηκε μία συγκεκριμένη διαδικασία. Στη διαδικασία αυτή αρχικά ορίστηκε ένα σημείο (marker) στο έδαφος. Στην συνέχεια με την χρήση του εργαλείου που διαθέτει το ADAMS view «μέτρηση από σημείο σε σημείο» (point-to-point measure) μετρήθηκε η περιστροφική ταχύτητα του άξονα εισόδου. Με το εργαλείο αυτό υπολογίστηκε η περιστροφική ταχύτητα στο κέντρο μάζας του ήλιου του πλανητικού κιβωτίου, που ταυτίζεται με την ταχύτητα του άξονα εισόδου, σε σχέση με το σημείο που ορίστηκε στο έδαφος. Αρχικά η τιμή της ταχύτητας μετράτε σε deg/s και έτσι χρειάστηκε η δημιουργία μίας συνάρτησης για την μετατροπή σε περιστροφές ανά λεπτό (rpm). Έπειτα, ακόμη μια συνάρτηση χρειάστηκε να κατασκευαστεί για να οριστεί στη σωστή μορφή η ροπή. Η συνάρτηση αυτή περιλαμβάνει το πολυώνυμο που δείχνει την πορεία της ροπής με την ταχύτητα και την ταχύτητα περιστροφής ως ανεξάρτητη μεταβλητή. Το τελευταίο στάδιο της διαδικασίας αυτής περιλαμβάνει την εισαγωγή μιας συνάρτησης IF στην ροπή, που θα διασφαλίζει ότι όσο η τιμή από την χαρακτηριστική καμπύλη είναι μεγαλύτερη του μηδενός θα ασκείται ροπή ενώ στις άλλες περιπτώσεις η τιμή της θα μηδενίζεται. Η ροπή εξόδου ορίστηκε ως ποσοστό της ροπής εισόδου με βάση τον τύπο:

$$T_2 = \frac{\eta \Omega_1 T_1}{\Omega_2} \quad (5)$$

όπου:

1. T_1 η ροπή εισόδου
2. Ω_1 η ταχύτητα εισόδου
3. Ω_2 η ταχύτητα εξόδου η οποία μετράτε με αντίστοιχο τρόπο με την ταχύτητα εισόδου
4. η είναι ο βαθμός απόδοσης

Η τελευταία φάση για την ολοκλήρωση του άκαμπτου μοντέλου περιλαμβάνει την εισαγωγή των εδράνων κύλισης. Τα ρουλεμάν επιλέγονται από την εργαλειοθήκη του ADAMS view machinery όπου υπάρχει βιβλιοθήκη από έδρανα διαφόρων τύπων και εταιρειών. Από την βιβλιοθήκη αυτή σε κάθε περίπτωση επιλέχθηκαν αυτά που θεωρήθηκαν ότι έχουν χαρακτηριστικά πιο κοντά με τα πραγματικά. Έτσι, για την στήριξη των αξόνων χρησιμοποιήθηκαν έδρανα SKF 98205 που έχουν διάμετρο άξονα 25mm, 9 σφαίρες και 52mm εξωτερική διάμετρο. Αυτά τοποθετήθηκαν στα έξη σημεία ώστε να εδράζονται οι άξονες στο κιβώτιο και να τους επιτρέπεται η περιστροφή γύρω από τον άξονα z. Στην συνέχεια, χρησιμοποιήθηκαν άλλα τέσσερα έδρανα SKF 618/4 με εσωτερική διάμετρο άξονα 4mm, 8 σφαίρες και 9mm εξωτερική διάμετρο για να στηρίξουν τους τέσσερις πλανήτες του πλανητικού κιβωτίου στον πλανητικό φορέα και να του επιτρέψουν την ομαλή περιστροφή στο σύστημα. Αφού πλέον στο σύστημα έχουν οριστεί όλα τα απαραίτητα δεδομένα, λαμβάνει χώρα η προσομοίωση που τρέχει για 2 δευτερόλεπτα με 10.000 βήματα.

Για την επαλήθευση της ορθότητας του μοντέλου πραγματοποιήθηκαν δύο έλεγχοι. Αρχικά ελέγχθηκε αν η περιστροφική ταχύτητα εισόδου (Ω_1) και η περιστροφική ταχύτητα εξόδου (Ω_2) είναι οι αναμενόμενες. Έπειτα, ο τελικός και κρίσιμος έλεγχος πραγματοποιήθηκε στις δυνάμεις επαφής των γραναζιών και στις δυνάμεις των εδράνων. Εκεί αναζητούνται οι χαρακτηριστικές συχνότητες των οδοντωτών τροχών (GMF). Οι θεωρητικές τιμές των συχνοτήτων αυτών υπολογίζονται με τον τρόπο που αναφέρθηκε νωρίτερα ενώ για την εμφάνισή τους από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης είναι απαραίτητος ο μετασχηματισμός Fourier (FFT). Αυτό συμβαίνει διότι στα αποτελέσματα

λαμβάνονται δεδομένα για την δύναμη που ασκείται στους οδοντωτούς τροχούς κατά την εμπλοκή συναρτήσει του χρόνου. Έτσι, με τον μετασχηματισμό Fourier πραγματοποιείται μετάβαση στο φάσμα των συχνοτήτων όπου εντοπίζονται οι χαρακτηριστικές τιμές. Στον πίνακα 6.3 δίνεται μία επισκόπηση των συναρτήσεων που χρησιμοποιήθηκαν στο ADAMS.

Πίνακας 6.3. Επισκόπηση των συναρτήσεων που χρησιμοποιήθηκαν στο ADAMS

Συνάρτηση	Adams Function Format	Περιγραφή
Ταχύτητα εισόδου	STEP(x , x_0 , h_0 , x_1 , h_1)	x , είναι η ανεξάρτητη μεταβλητή της συνάρτησης. x_0 , η τιμή από την οποία ξεκινάει να αυξάνει το πλάτος. h_0 η αρχική τιμή του πλάτους. x_1 η τιμή στην οποία θα έχει φτάσει στο μέγιστο το πλάτος. h_1 η μέγιστη τιμή του πλάτους.
Χαρακτηριστική καμπύλη ροπής εισόδου/εξόδου	POLY(x , x_0 , a_0 , a_1 , ..., a_{30})	x , είναι η ανεξάρτητη μεταβλητή. x_0 μία πραγματική μεταβλητή που καθορίζει την μετατόπιση στο πολυώνυμο. a_0 , a_1 , ..., a_{30} είναι οι πολυωνυμικοί συντελεστές.
Ροπή εισόδου/εξόδου	IF (expression 1: expression 2, expression3, expression 4)	Η συνάρτηση IF ορίζει ότι όταν η τιμή της έκφρασης 1 είναι <1 θα πραγματοποιηθεί η έκφραση 2. Όταν η τιμή της έκφρασης 1 είναι $=0$ θα πραγματοποιηθεί η έκφραση 3. Ενώ αν η τιμή της είναι >0 θα πραγματοποιηθεί η έκφραση 4.

Το σύστημα μελετάται για τρεις διαφορετικές καταστάσεις: α. υγιείς, β. βλάβη οδοντωτού τροχού του ενδιάμεσου άξονα που συμμετέχει στην δεύτερη εμπλοκή του κιβωτίου, γ. βλάβη οδοντωτού τροχού στο πλανητικό κιβώτιο. Εκεί στον ήλιο έχει αφαιρεθεί ένα δόντι. Για κάθε κατάσταση το σύστημα μελετάται θεωρώντας δύο διαφορετικές προσεγγίσεις. 1. Απλή προσέγγιση, όπου τα σώματα θεωρούνται ως στερεά (άκαμπτα) και λαμβάνοντας υπόψη μόνο την κινηματική και κινητική τους συμπεριφορά, 2. Σύνθετη προσέγγιση, όπου τα σώματα θεωρούνται εύκαμπτα (παραμορφώσιμα), όπου πέρα της κινηματικής και κινητικής τους συμπεριφοράς λαμβάνονται υπόψη και οι παραμορφώσεις τους. Τα τρία αυτά μοντέλα εξετάζονται σε τρεις διαφορετικές στροφές, στις 305 RPM, στις 908 RPM και στις 1207 RPM, οι οποίες συμπίπτουν με αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις.

7. Αποτελέσματα προσομοιώσεων

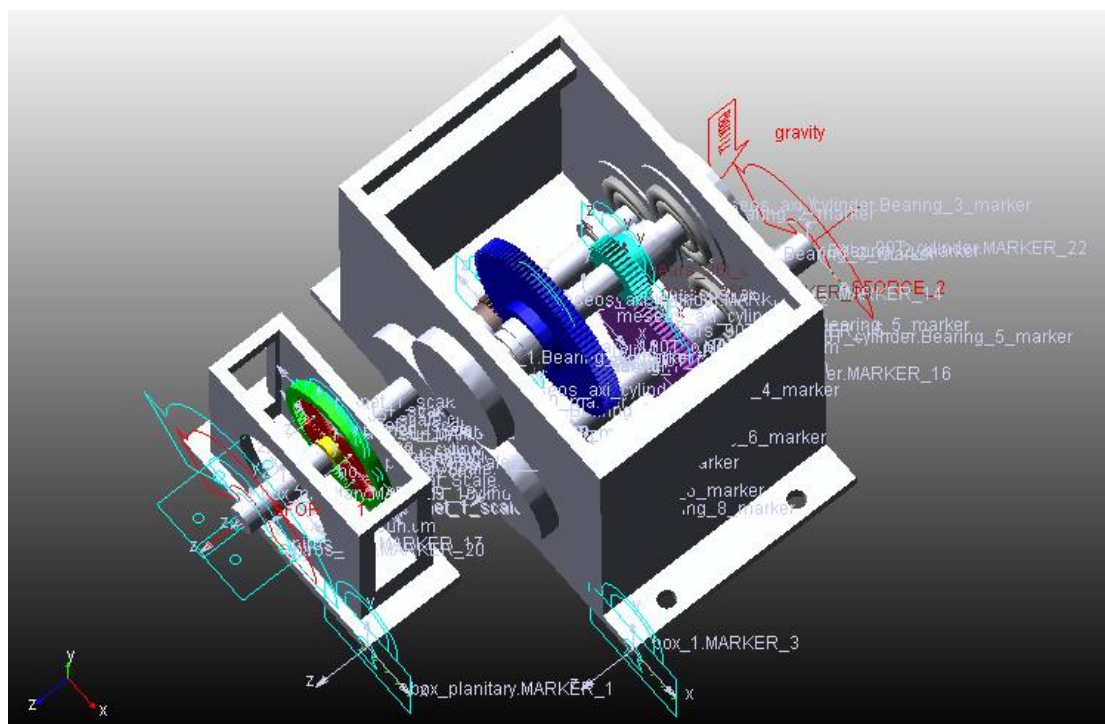
7.1. Άκαμπτο μοντέλο

Στις Εικόνες 7.1 και 7.2 απεικονίζεται το συναρμολόγημα των αξόνων, των γραναζιών, των ρουλεμάν και των κιβωτίων καθώς και οι συνδέσεις μεταξύ των αντικειμένων, οι ροπές και η περιστροφή. Με τα γράμματα Α, Β, Γ, Δ, αριθμούνται οι άξονες του συστήματος με την σειρά από την είσοδο της κίνησης στο σύστημα μέχρι την έξοδο.

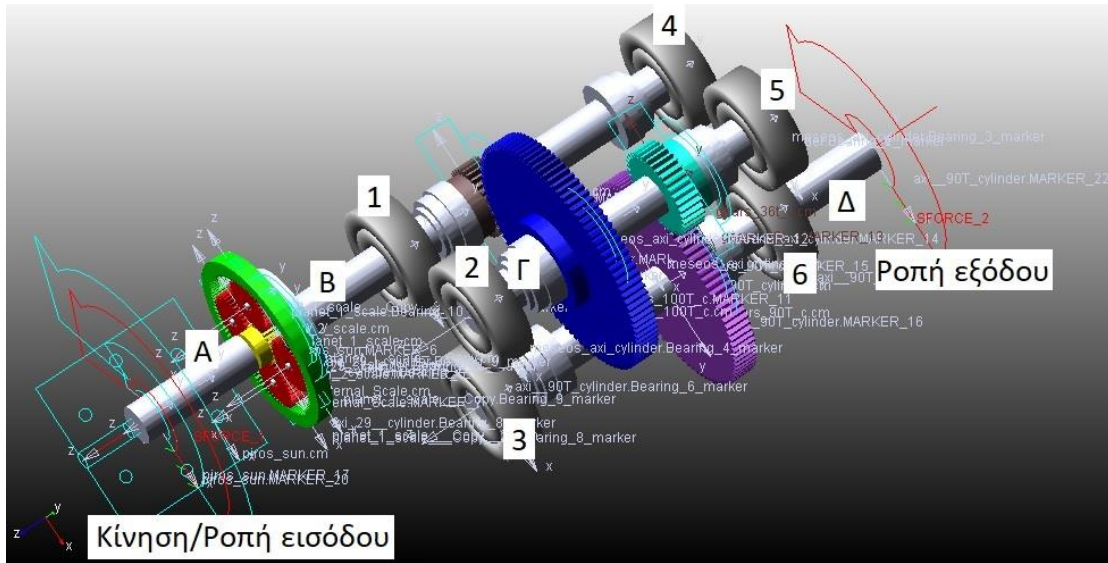
Με Α αντιστοιχίζεται ο άξονας εισόδου του πλανητικού κιβωτίου που συνδέεται με τον ήλιο στην άκρη του. Με Β ο άξονας εισόδου του διβάθμιου κιβωτίου που στην αριστερή πλευρά του είναι συνδεδεμένος με τον πλανητικό φορέα από όπου παραλαμβάνει και την κίνηση, ενώ είναι συνδεδεμένος και με ένα γρανάτζι 29 δοντιών. Ο μεσαίος άξονας του διβάθμιου κιβωτίου αντιστοιχίζεται με το Γ όπου στην αριστερή πλευρά του είναι συνδεδεμένος με γρανάτζι 100 δοντιών το οποίο εμπλέκεται με το γρανάτζι του άξονα εισόδου, ενώ από την δεξιά συνδέεται με γρανάτζι 36 δοντιών που εμπλέκεται με το γρανάτζι του άξονα εξόδου. Τέλος το Δ αντιστοιχίζεται στον άξονα εξόδου που συνδέεται με γρανάτζι 90 δοντιών.

Τα έδρανα κύλισης σχεδιάστηκαν από την εργαλειοθήκη machinery και όπως αριθμούνται στην εικόνα, τα 1 και 4 περιορίζουν την κίνηση του άξονα εισόδου, τα 2 και 5 περιορίζουν τον μεσαίο άξονα του διβάθμιου ενώ τα 3 και 6 τον άξονα εξόδου.

Ο άξονας εισόδου του πλανητικού κιβωτίου περιορίζεται στην περιστροφή μόνο γύρω από τον Z άξονα με την χρήση περιστροφικού συνδέσμου (revolute joint) πάνω στον οποίο εφαρμόζεται και η κίνηση (μπλε βελάκι) και η ροπή εισόδου (κόκκινο βελάκι). Στο δεξι άκρο του άξονα εξόδου εφαρμόζεται η ροπή εξόδου (κόκκινο βελάκι).



Εικόνα 7.1. Απεικονίζεται το υγίες μοντέλο κατασκευασμένο στο ADAMS.



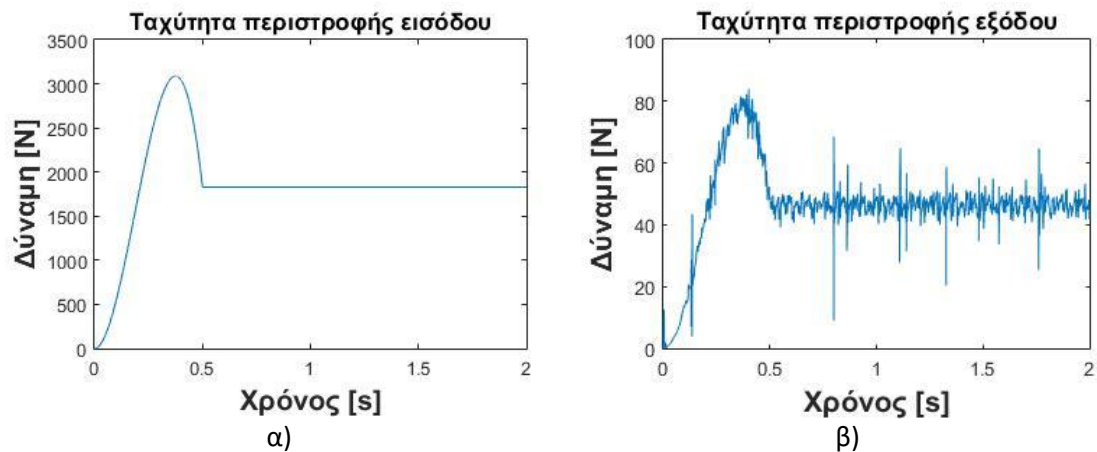
Εικόνα 7.2. Απεικονίζει οι άξονες, τα γρανάζια και τα έδρανα του υγιούς μοντέλου στο ADAMS.

Στον πίνακα 7.1 δίνεται η χρωματική επεξήγηση του οδοντωτών τροχών που περιγράφονται στην εικόνα 7.2, μαζί με τα στοιχεία τους.

Πίνακας 7.1. Επεξήγηση οδοντωτών τροχών του μοντέλου.

Χρώμα	Τύπος οδοντωτού τροχού	Αριθμός οδόντων	Τύπος οδόντωσης	Module (mod)
Κίτρινο	Ήλιος πλανητικού	36	Ευθύγραμμη παράλληλη στον άξονα	1
Κόκκινο	Πλανήτες	28	Ευθύγραμμη παράλληλη στον άξονα	1
Πράσινο	Κορώνα πλανητικού	100	Ευθύγραμμη, εσωτερική	1
Καφέ	Είσοδος διβάθμιου	29	Ευθύγραμμη παράλληλη στον άξονα	1,5
Μπλε	Πρώτη επαφή μεσαίου άξονα	100	Ευθύγραμμη παράλληλη στον άξονα	1,5
Κυανό	Δεύτερη επαφή μεσαίου άξονα	36	Ευθύγραμμη παράλληλη στον άξονα	1,5
Μωβ	Έξοδος διβάθμιου	90	Ευθύγραμμη παράλληλη στον άξονα	1,5

Η μορφή της ταχύτητας περιστροφής των αξόνων που προκύπτει από την βηματική συνάρτηση (step function), παρουσιάζεται ενδεικτικά στα διαγράμματα 7.3α και 7.3β στην είσοδο και στην έξοδο αντίστοιχα, όπως διαμορφώνεται από την μετάδοση των γραναζιών.



Εικόνα 7.3. Δείχνει την μορφή της περιστροφικής ταχύτητας στην είσοδο α) και στην έξοδο β).

7.2. Υγιές μοντέλο

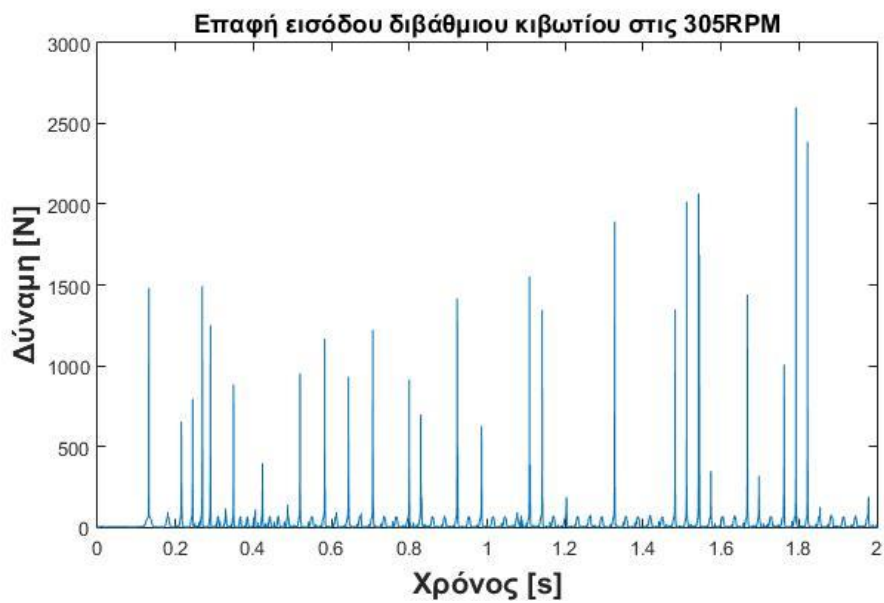
Η αρχική μελέτη του υγιούς μοντέλου αποσκοπεί στο τελευταίο στάδιο επαλήθευσης του μοντέλου προσομοίωσης. Στο σημείο αυτό συγκρίνονται οι χαρακτηριστικές συχνότητες επαφής που εμφανίζονται στο μοντέλο έπειτα από μετασχηματισμό Fourier (Fast Fourier Transform - FFT) που πραγματοποιήθηκε στα διαγράμματα «Δύναμης επαφής – Χρόνου» και «Δύναμης στα έδρανα κύλισης – Χρόνου», με τις θεωρητικές τιμές τους. Τα διαγράμματα για την καλύτερη απεικόνισή τους στη διπλωματική έχουν μορφοποιηθεί στο Matlab μετά την εξαγωγή τους από το ADAMS results.

7.2.1 Υγιές μοντέλο σε ταχύτητα περιστροφής 305RPM

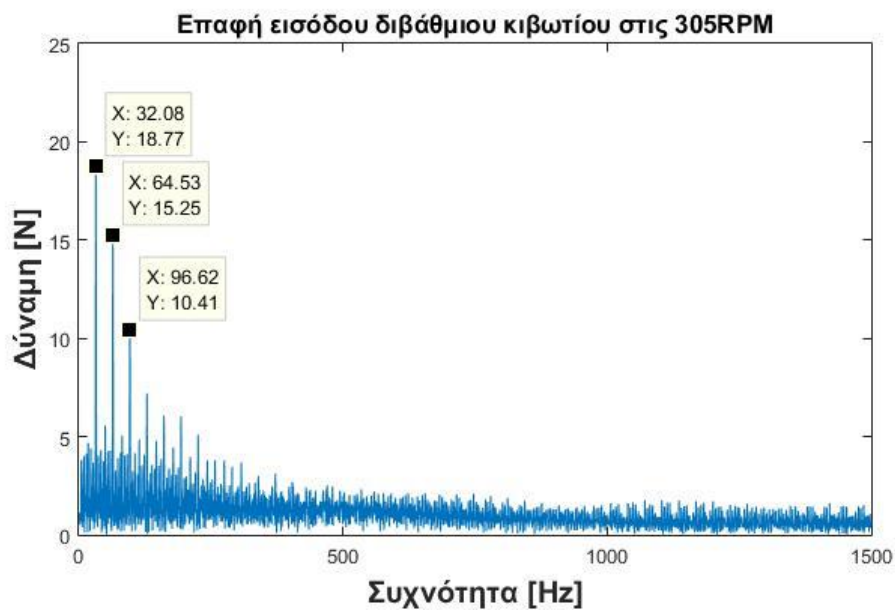
Οι θεωρητικές τιμές των χαρακτηριστικών συχνοτήτων για τις 305RPM είναι:

- $F_s = 5.0833 \text{ Hz}$ → Οδηγητική συχνότητα κινητήρα
- $GMF_{sun} = 142.333 \text{ Hz}$ → Συχνότητα εμπλοκής πλανητικού κιβωτίου (Ηλιου με οποιονδήποτε από τους 4 πλανήτες)
- $F_m = 111.1979 \text{ Hz}$ → Θεμελιώδης συχνότητα πλανητικού κιβωτίου
- $GMF1 = 32.2473 \text{ Hz}$ → Συχνότητα εμπλοκής των οδοντωτών τροχών του 1ου σταδίου του κιβωτίου δύο βαθμίδων
- $GMF2 = 11.6090 \text{ Hz}$ → Συχνότητα εμπλοκής των οδοντωτών τροχών του 2ου σταδίου του κιβωτίου δύο βαθμίδων

7.2.1.α Αποτελέσματα από διαγράμματα «δύναμης επαφής – χρόνου»

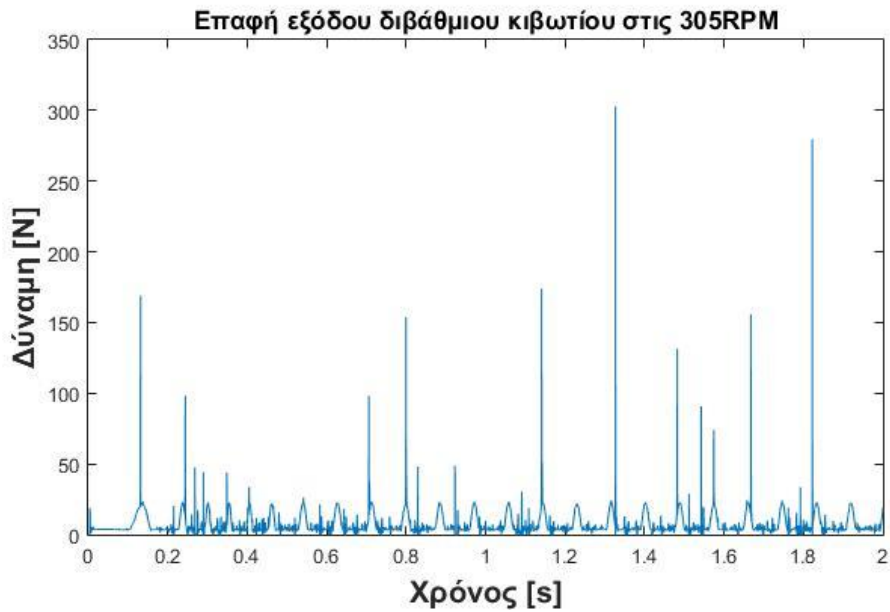


Σχήμα 7.1. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου (γρανάζια 29Τ και 100Τ) συναρτήσει του χρόνου σε στροφές 305RPM.

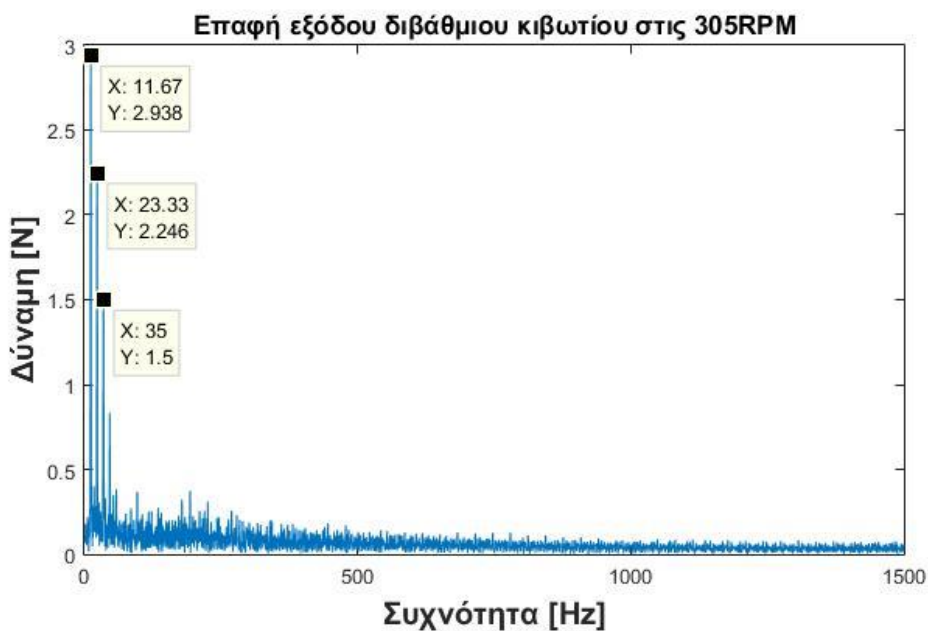


Σχήμα 7.2. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου (γρανάζια 29Τ και 100Τ) συναρτήσει της συχνότητας μετά από FFT σε στροφές 305RPM.

Στο σχήμα 7.1. απεικονίζεται η δύναμη επαφής των γραναζιών για την μετάδοση κίνησης από τον άξονα εισόδου του διβάθμιου κιβωτίου στον μεσαίο άξονα του. Στο σχήμα 7.2. φαίνεται η δύναμη στην ίδια επαφή με το σχήμα 7.1. έπειτα από FFT. Στο σχήμα 7.2. εμφανίζεται η πρώτη συχνότητα εμπλοκής (GMF1) στα 32,08 Hz με μία πολύ μικρή διαφοροποίηση από την θεωρητική. Οι υπόλοιπες κορυφές που εμφανίζονται έντονα είναι αρμονικές της GMF1. Στο διάγραμμα έχουν επισημανθεί οι τιμές από την GMF1 και τις δύο πρώτες αρμονικές της.

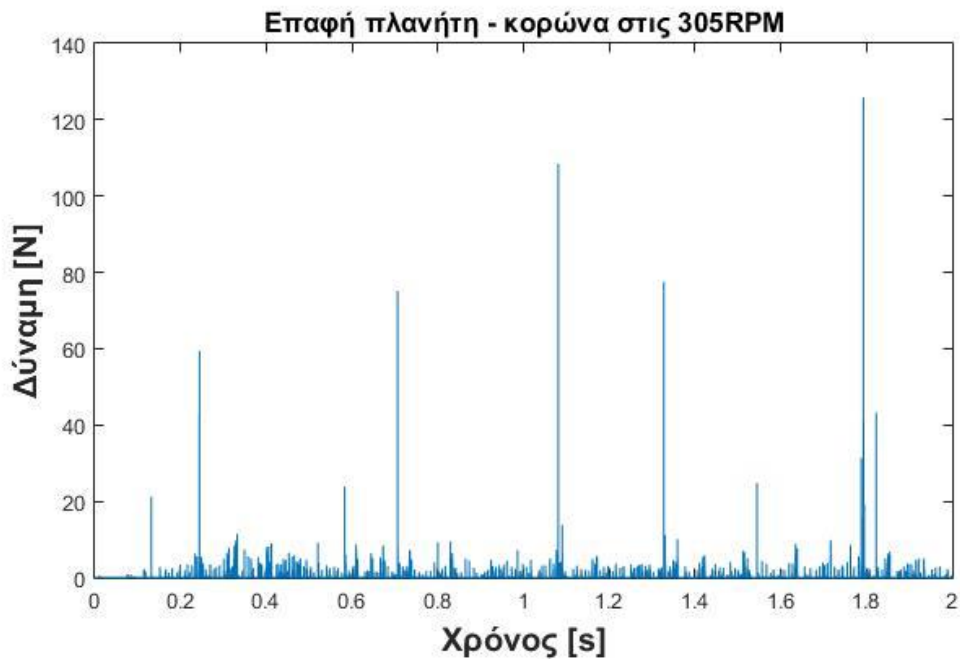


Σχήμα 7.3. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου (γρανάζια 36Τ και 90Τ) συναρτήσει του χρόνου σε στροφές 305RPM.

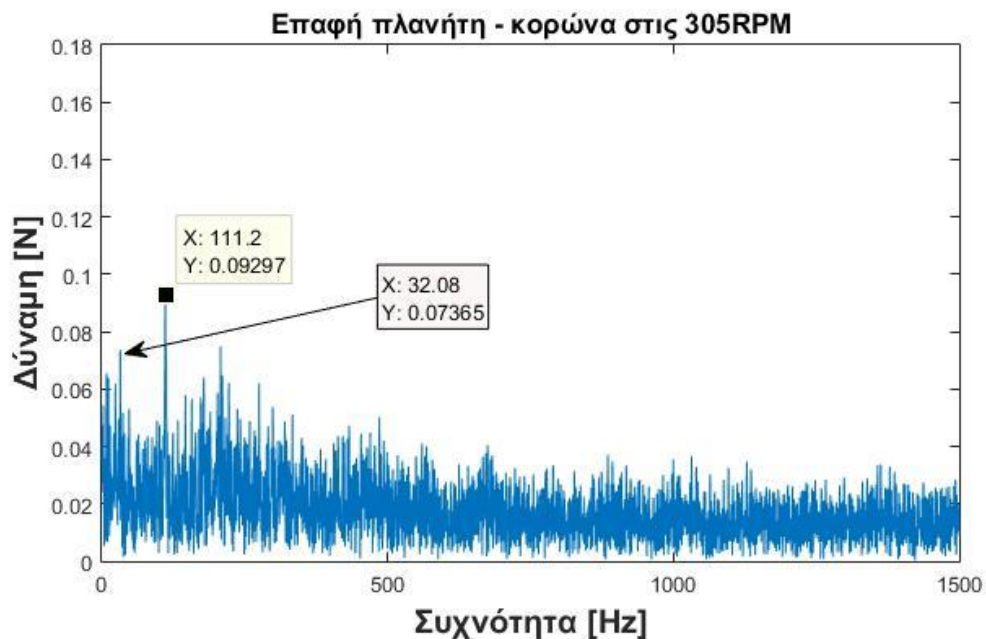


Σχήμα 7.4. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου (γρανάζια 36Τ και 90Τ) συναρτήσει της συχνότητας μετά από FFT σε στροφές 305RPM.

Στο σχήμα 7.3. απεικονίζεται η δύναμη επαφής των γραναζιών για την μετάδοση κίνησης από τον μεσαίο του διβάθμιου κιβωτίου στον άξονα εξόδου του. Στο σχήμα 7.4. φαίνεται η δύναμη στην ίδια επαφή έπειτα από FFT. Στο ίδιο σχήμα εμφανίζεται η δεύτερη συχνότητα εμπλοκής (GMF2) στα 11,67 Hz με μία πολύ μικρή διαφοροποίηση από την θεωρητική. Στο διάγραμμα έχουν επισημανθεί οι τιμές από την GMF2 και τις δύο πρώτες αρμονικές της.

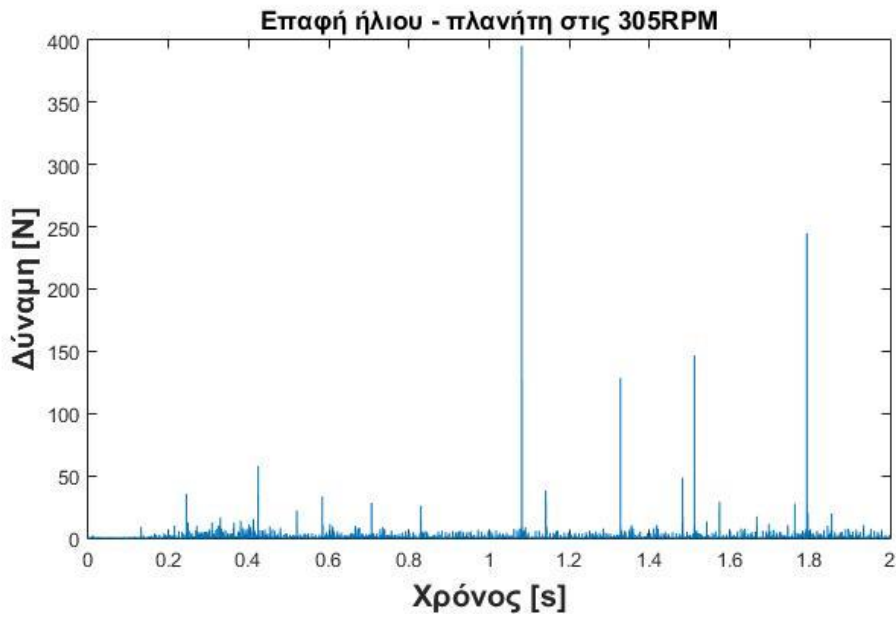


Σχήμα 7.5. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα συναρτήσει του χρόνου σε στροφές 305RPM.



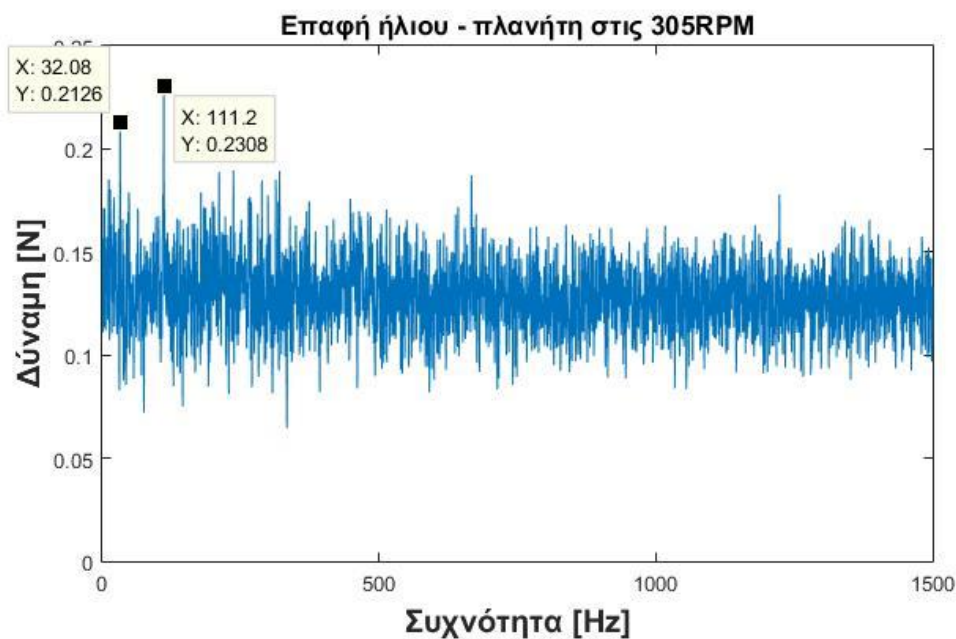
Σχήμα 7.6. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα συναρτήσει της συχνότητας μετά από FFT σε στροφές 305RPM.

Στο σχήμα 7.5. απεικονίζεται η δύναμη επαφής πλανήτη του ηλιακού κιβωτίου με την κορώνα του. Στο σχήμα 7.6. φαίνεται η δύναμη στην ίδια επαφή έπειτα από FFT. Στο σχήμα αυτό εμφανίζεται η χαρακτηριστική συχνότητα του πλανητικού κιβωτίου f_m στα 111,2 Hz και επισημαίνεται. Η δεύτερη επισημάνση που υπάρχει στο διάγραμμα είναι για την εμφάνιση της GMF1 στα 32,08 Hz.



Χ'

Σχήμα 7.7. Δύναμη επαφής του ήλιου με πλανήτη συναρτήσει του χρόνου σε στροφές 305RPM.

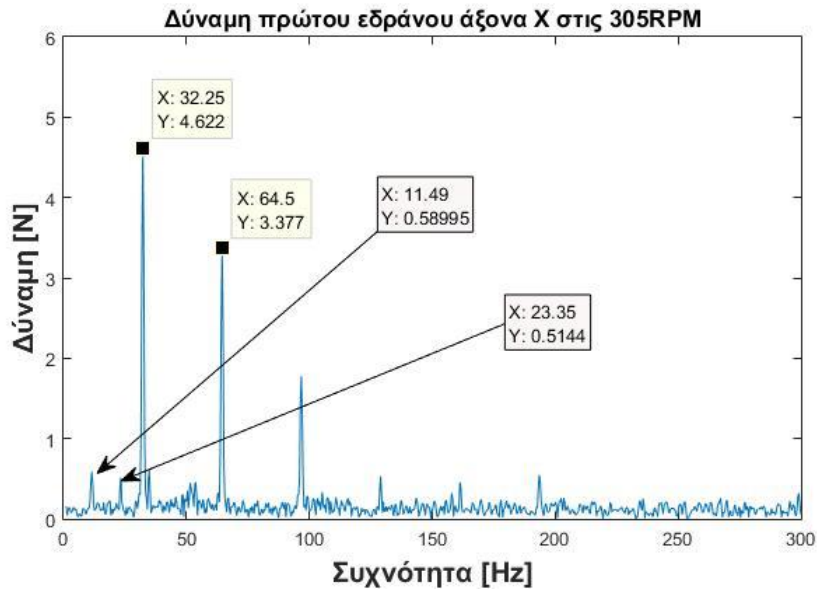


Σχήμα 7.8. Δύναμη επαφής του ήλιου με πλανήτη συναρτήσει της συχνότητας μετά από FFT σε στροφές 305RPM.

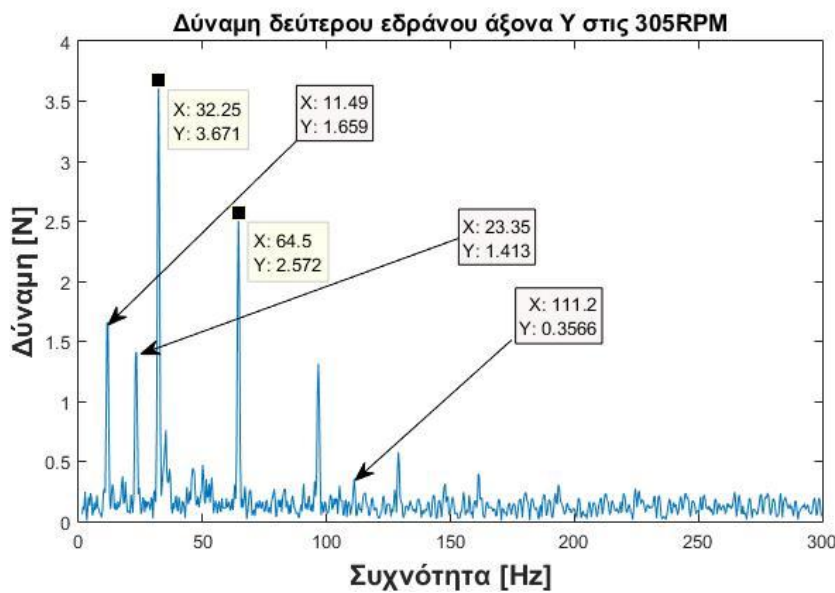
Στο σχήμα 7.7. απεικονίζεται η δύναμη επαφής του ήλιου του πλανητικού κιβωτίου με πλανήτη. Στο σχήμα 7.8. φαίνεται η δύναμη στην ίδια επαφή έπειτα από FFT. Επίσης, εμφανίζεται η χαρακτηριστική συχνότητα του πλανητικού κιβωτίου f_m στα 111,2 Hz και επισημαίνεται. Η δεύτερη επισήμανση που υπάρχει στο διάγραμμα είναι για την εμφάνιση της GMF1 στα 32,08 Hz που φαίνεται αρκετά διαχωρισμένη από τον θόρυβο.

7.2.1.β Αποτελέσματα από διαγράμματα «δύναμης στα έδρανα κύλισης – συχνότητα»

Στα πλαίσια αυτής της μεθοδολογίας σύγκρισης επιλέχθηκε να παρουσιαστούν τα διαγράμματα που προκύπτουν από τις δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα του μεσαίου άξονα του διβάθμιου κιβωτίου σχήμα 7.9, 7.10 καθώς αυτά περιέχουν τις περισσότερες πληροφορίες σχετικά με το σύστημα. Στα διαγράμματα αυτά εμφανίζονται οι GMF1 και GMF2 και όσο αυξάνουν οι στροφές παρατηρείτε να εμφανίζεται και η f_m όμως με μικρό πλάτος, συχνά στα όρια του θορύβου.



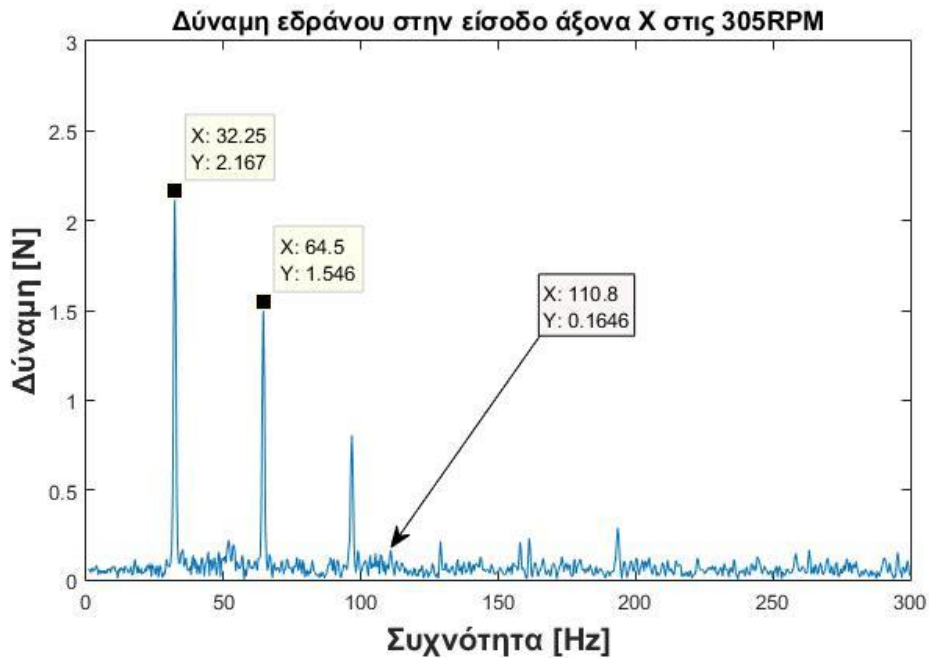
Σχήμα 7.9. Διάγραμμα δύναμης στο πρώτο έδρανο του μεσαίου άξονα στην διεύθυνση X στις 305RPM.



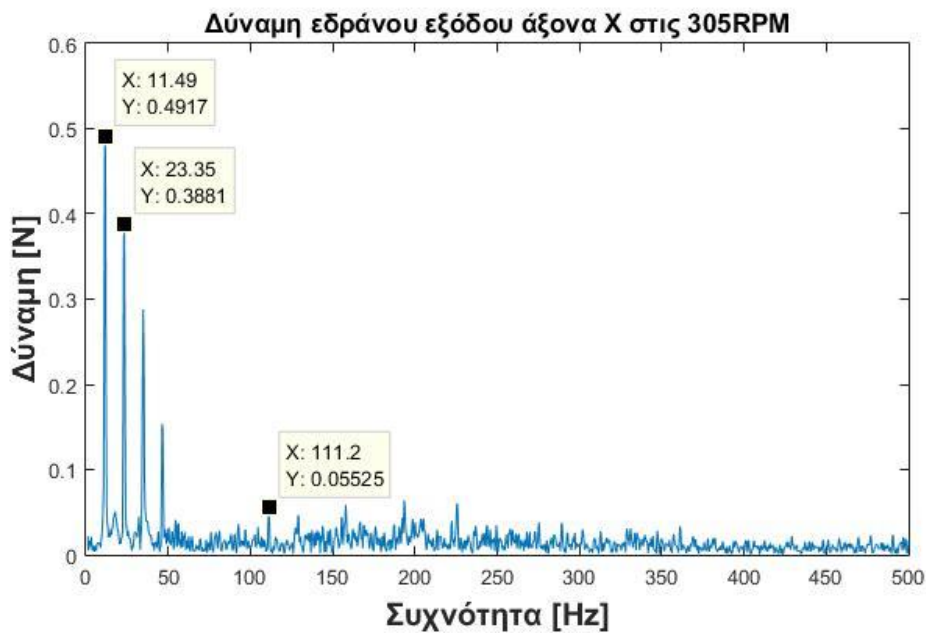
Σχήμα 7.10 Διάγραμμα δύναμης στο δεύτερο έδρανο του μεσαίου άξονα στην διεύθυνση X στις 305RPM.

Στα σχήματα 7.9, 7.10 παρατηρείται ότι εμφανίζονται η GMF1 στα 32.25 Hz και αρμονικές της, η GMF2 στα 11.49 Hz και αρμονικές της καθώς και η f_m στα 111.2 Hz. Οι τιμές αυτές είναι πολύ κοντά με τις θεωρητικές με διαφοροποιήσεις που μπορούν να αμεληθούν.

Στην συνέχεια ενδεικτικά παρουσιάζονται τα διαγράμματα από τους άξονες εισόδου και εξόδου σχήμα 7.11, 7.12 αντίστοιχα.



Σχήμα 7.11 Διάγραμμα δύναμης σε έδρανο του άξονα εισόδου του διβάθμιου κιβωτίου στις 305RPM.



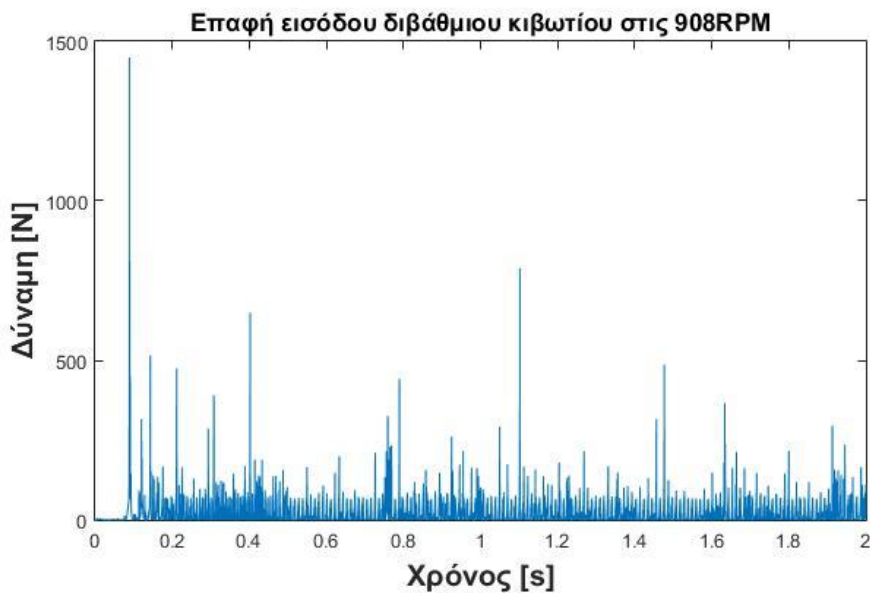
Σχήμα 7.12 Διάγραμμα δύναμης σε έδρανο του άξονα εξόδου του διβάθμιου κιβωτίου στις 305RPM.

7.2.2 Υγιές μοντέλο σε ταχύτητα περιστροφής 908RPM

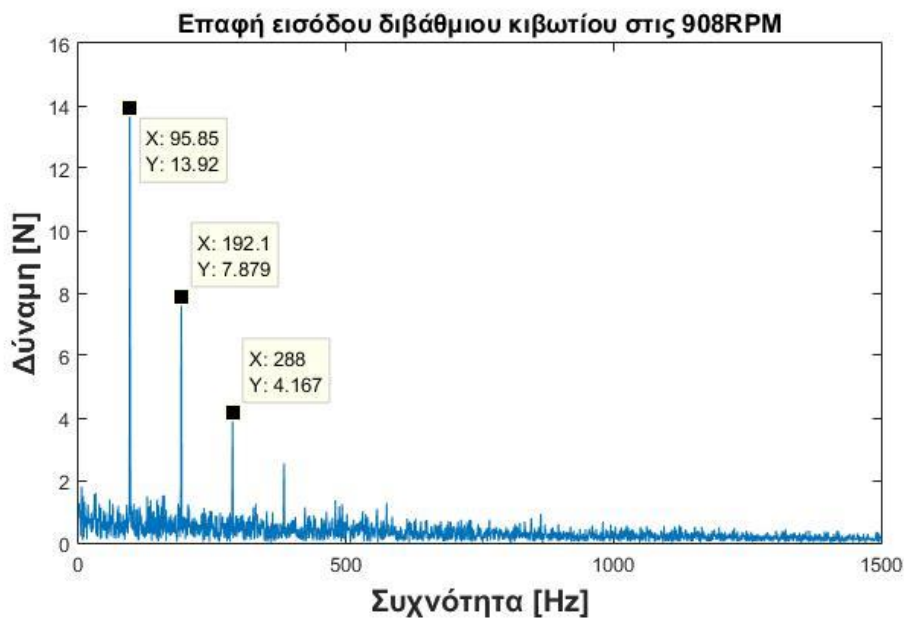
Οι θεωρητικές τιμές των χαρακτηριστικών συχνοτήτων για τις 908RPM είναι:

- $F_s = 10.1166 \text{ Hz}$ → Οδηγητική συχνότητα κινητήρα
- $GMF_{sun} = 283.2666 \text{ Hz}$ → Συχνότητα εμπλοκής πλανητικού κιβωτίου (Ήλιου με οποιονδήποτε από τους 4 πλανήτες)
- $F_m = 331.0416 \text{ Hz}$ → Θεμελιώδης συχνότητα πλανητικού κιβωτίου
- $GMF1 = 96.002 \text{ Hz}$ → Συχνότητα εμπλοκής των οδοντωτών τροχών του 1ου σταδίου του κιβωτίου δύο βαθμίδων
- $GMF2 = 35.5607 \text{ Hz}$ → Συχνότητα εμπλοκής των οδοντωτών τροχών του 2ου σταδίου του κιβωτίου δύο βαθμίδων

7.2.2.α Αποτελέσματα από διαγράμματα «δύναμης επαφής – χρόνου»

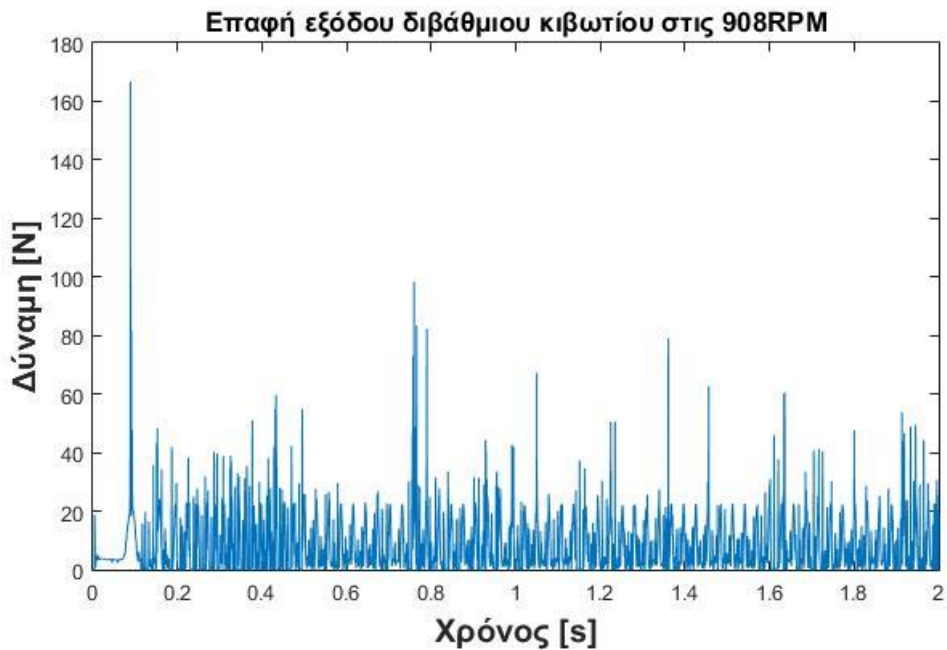


Σχήμα 7.13. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου (γρανάζια 29T και 100T) συναρτήσεως του χρόνου σε στροφές 908RPM.

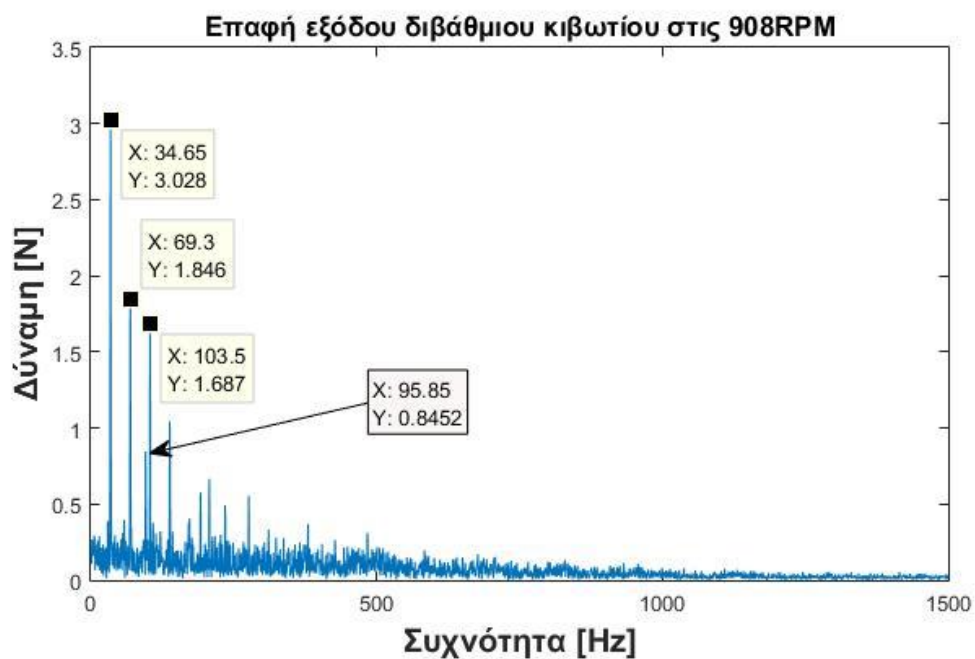


Σχήμα 7.14. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου (γρανάζια 29T και 100T) συναρτήσεως της συχνότητας μετά από FFT σε στροφές 908RPM.

Στο σχήμα 7.13. απεικονίζεται η δύναμη επαφής των γρاناζιών για την μετάδοση κίνησης από το άξονα εισόδου του διβάθμιου κιβωτίου στον μεσαίο άξονα του. Στο σχήμα 7.14. φαίνεται η δύναμη στην ίδια επαφή με το σχήμα 7.13. έπειτα από FFT. Στο σχήμα 7.14. επισημαίνονται η πρώτη χαρακτηριστική συχνότητα εμπλοκής (GMF1) στα 95,85 Hz καθώς και οι δύο πρώτες αρμονικές της. Η απόκλισή τους από τις θεωρητικές τιμές είναι σε επίπεδο που μπορούμε να θεωρήσουμε ότι οι τιμές του μοντέλου ταυτίζονται με τις θεωρητικές.

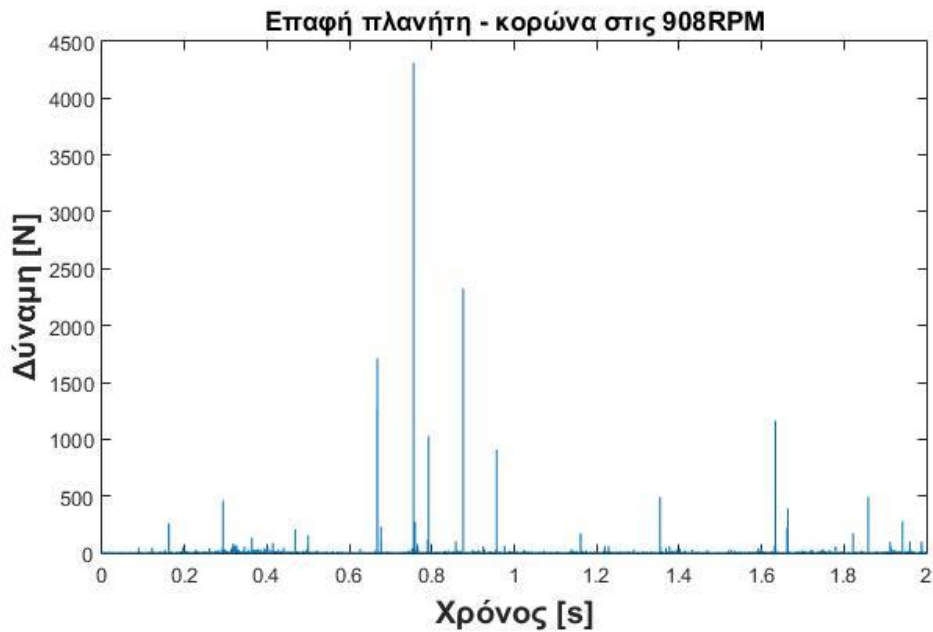


Σχήμα 7.15. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου (γρανάζια 36Τ και 90Τ) συναρτήσει του χρόνου σε στροφές 908RPM.

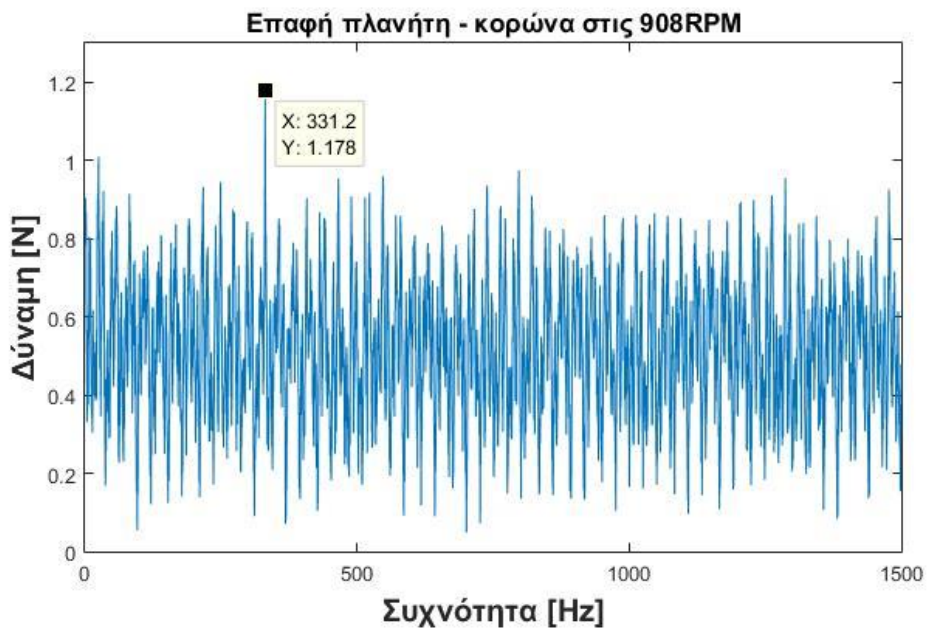


Σχήμα 7.16. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα συναρτήσει της συχνότητας μετά από FFT σε στροφές 908RPM.

Στο σχήμα 7.15. απεικονίζεται η δύναμη επαφής των γραναζιών για την μετάδοση κίνησης από τον μεσαίο άξονα του διβάθμιου κιβωτίου στον άξονα εξόδου του. Στο σχήμα 7.16. φαίνεται η δύναμη στην ίδια επαφή έπειτα από FFT. Ακόμη στο σχήμα 7.16. εμφανίζονται η δεύτερη συχνότητα εμπλοκής (GMF2) στα 34,65 Hz με μία πολύ μικρή διαφοροποίηση από την θεωρητική. Στο διάγραμμα επίσης επισημαίνονται οι δύο πρώτες αρμονικές της GMF2 καθώς και η GMF1 που εμφανίζεται στα 95,85 Hz.

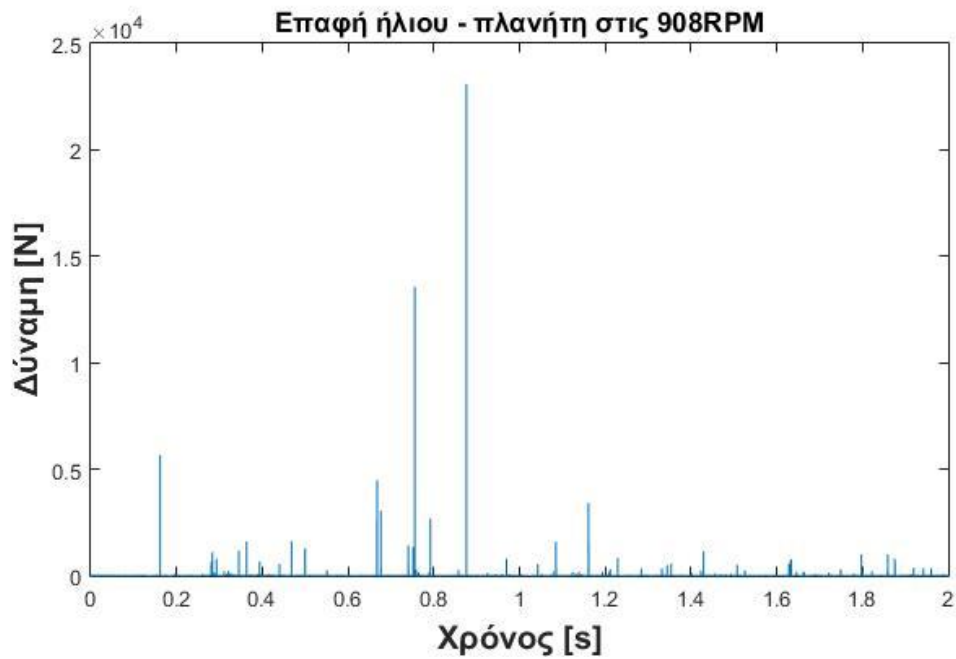


Σχήμα 7.17. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα συναρτήσει του χρόνου σε στροφές 908RPM.

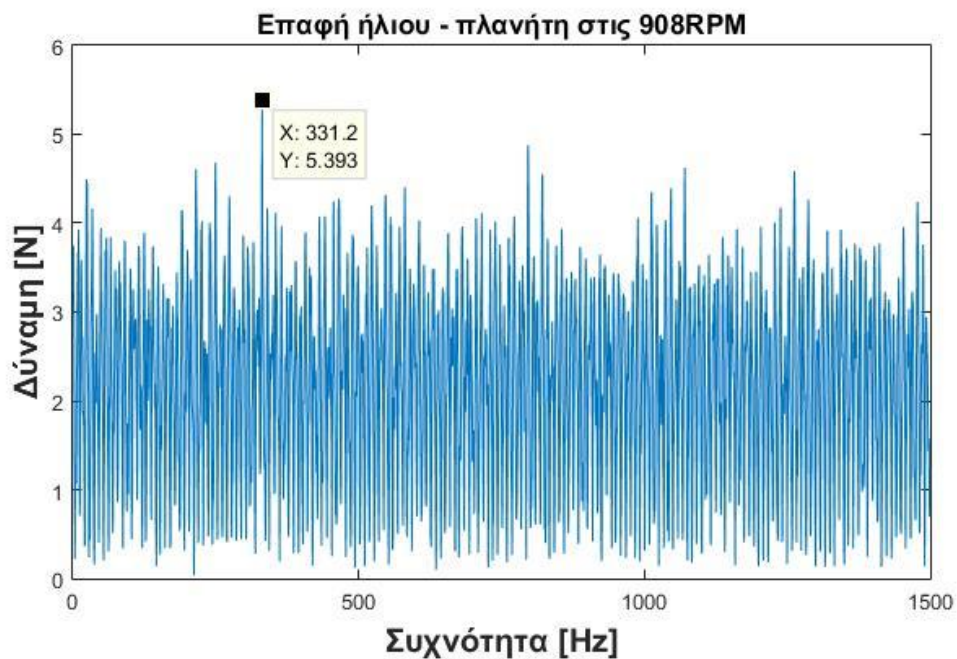


Σχήμα 7.18. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα συναρτήσει της συχνότητας μετά από FFT σε στροφές 908RPM.

Στο σχήμα 7.17. απεικονίζεται η δύναμη επαφής πλανήτη του πλανητικού κιβωτίου με την κορώνα του. Στο σχήμα 7.18. φαίνεται η δύναμη στην ίδια επαφή έπειτα από FFT. Στο σχήμα αυτό εμφανίζεται η χαρακτηριστική συχνότητα του πλανητικού κιβωτίου f_m στα 331,2 Hz με εμφανώς μεγαλύτερη ένταση από ότι στις 305RPM και επισημαίνεται. Στο διάγραμμα αυτό παρατηρείτε έντονα μια περιοδικότητα στην δύναμη.



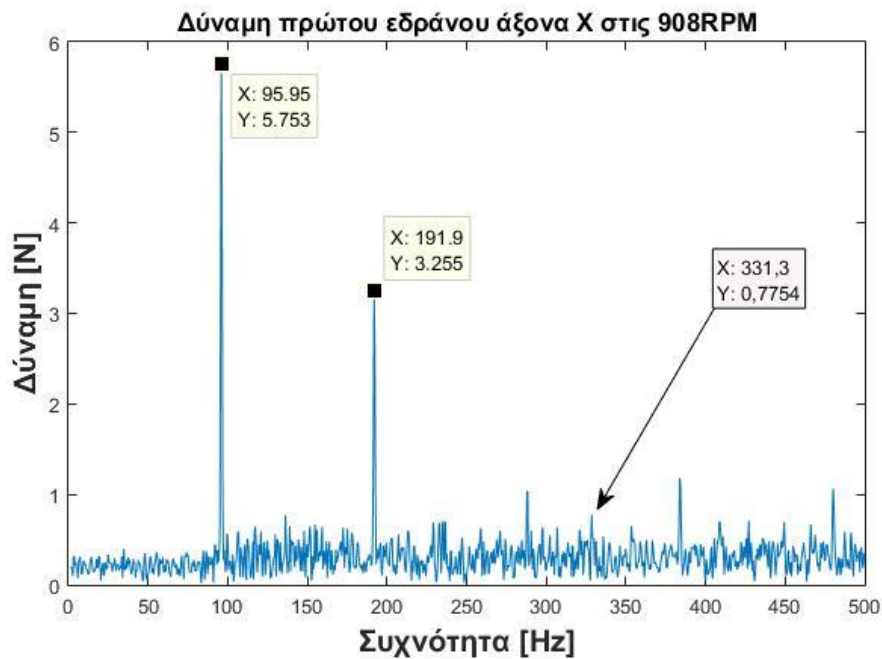
Σχήμα 7.19. Δύναμη επαφής του ήλιου με πλανήτη συναρτήσει του χρόνου σε στροφές 908RPM.



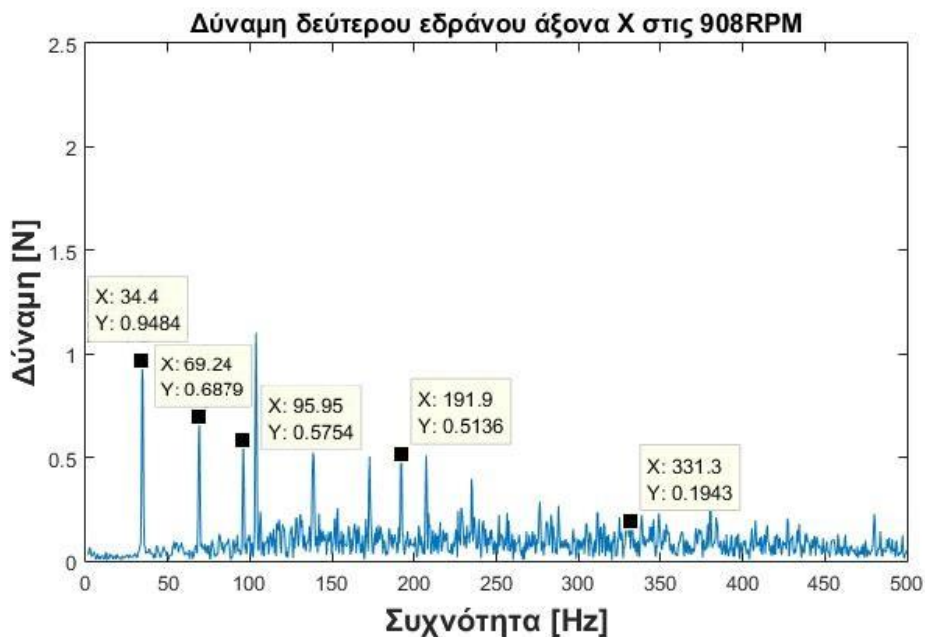
Σχήμα 7.20. Δύναμη επαφής του ήλιου με πλανήτη συναρτήσει της συχνότητας μετά από FFT σε στροφές 908RPM.

Στο σχήμα 7.19. απεικονίζεται η δύναμη επαφής του ήλιου του πλανητικού κιβωτίου με πλανήτη. Στο σχήμα 7.20. φαίνεται η δύναμη στην ίδια επαφή έπειτα από FFT. Στο σχήμα αυτό εμφανίζεται η χαρακτηριστική συχνότητα του πλανητικού κιβωτίου f_m στα 331,2 Hz με ένταση εμφανώς μεγαλύτερη από ότι στις 305RPM και επισημαίνεται, ενώ μια περιοδικότητα παρατηρείτε και σε αυτήν την περίπτωση.

7.2.2.β Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης στα έδρανα κύλισης – Συχνότητα»



Σχήμα 7.21. Διάγραμμα δύναμης σε έδρανο του άξονα εισόδου του διβάθμιου κιβωτίου στις 908RPM.



Σχήμα 7.22. Διάγραμμα δύναμης σε έδρανο του άξονα εξόδου του διβάθμιου κιβωτίου στις 908RPM.

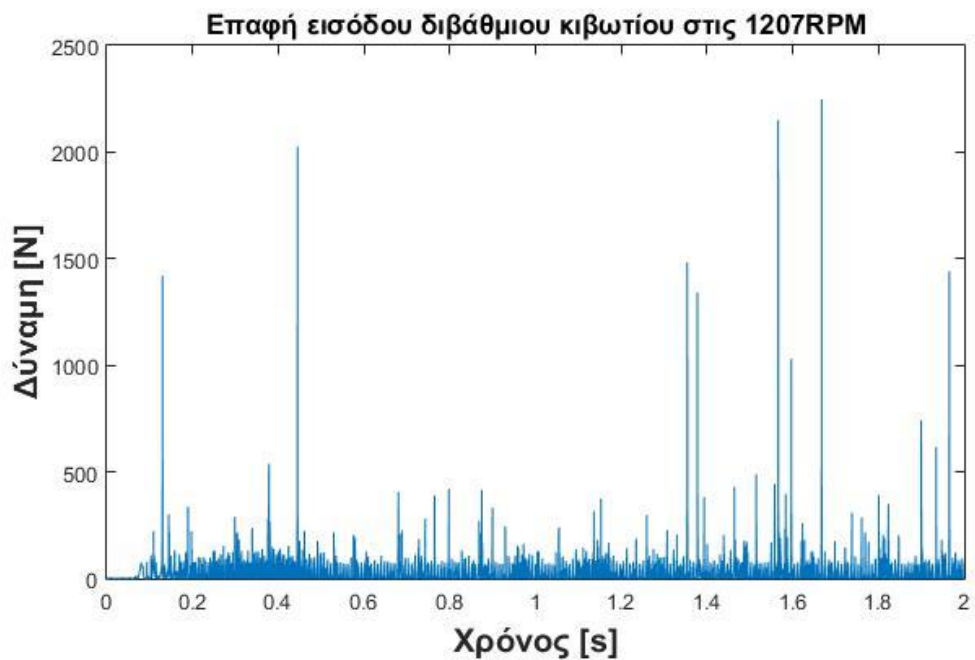
Στα σχήματα 7.21. και 7.22. απεικονίζονται οι δυνάμεις του πρώτου και δεύτερου εδράνου αντίστοιχα του μεσαίου άξονα του διβάθμιου κιβωτίου. Στα σχήματα αυτά εμφανίζονται οι GMF1 στα 95.95 Hz, η GMF2 στα 34.4 Hz και η f_m στα 331.3 Hz. Με τα αποτελέσματα αυτά επιβεβαιώνεται η εγκυρότητα του μοντέλου αφού ταυτίζονται με τις θεωρητικές τιμές.

7.2.3 Υγιές μοντέλο σε ταχύτητα περιστροφής 1207RPM

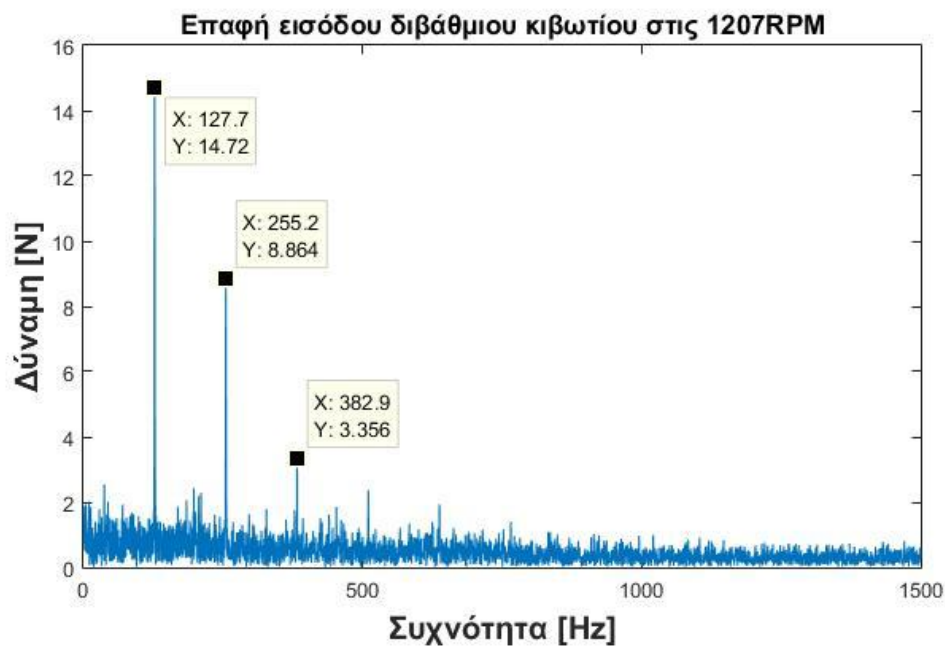
Οι θεωρητικές τιμές των χαρακτηριστικών συχνοτήτων για τις 1207RPM είναι:

- $F_s = 20.1166 \text{ Hz}$ → Οδηγητική συχνότητα κινητήρα
- $GMF_{sun} = 563.2666 \text{ Hz}$ → Συχνότητα εμπλοκής πλανητικού κιβωτίου (Ήλιου με οποιονδήποτε από τους 4 πλανήτες)
- $F_m = 440.052 \text{ Hz}$ → Θεμελιώδης συχνότητα πλανητικού κιβωτίου
- $GMF1 = 127.6151 \text{ Hz}$ → Συχνότητα εμπλοκής των οδοντωτών τροχών του 1ου σταδίου του κιβωτίου δύο βαθμίδων
- $GMF2 = 45.9414 \text{ Hz}$ → Συχνότητα εμπλοκής των οδοντωτών τροχών του 2ου σταδίου του κιβωτίου δύο βαθμίδων

7.2.3.α Αποτελέσματα από διαγράμματα «δύναμης επαφής – χρόνου»

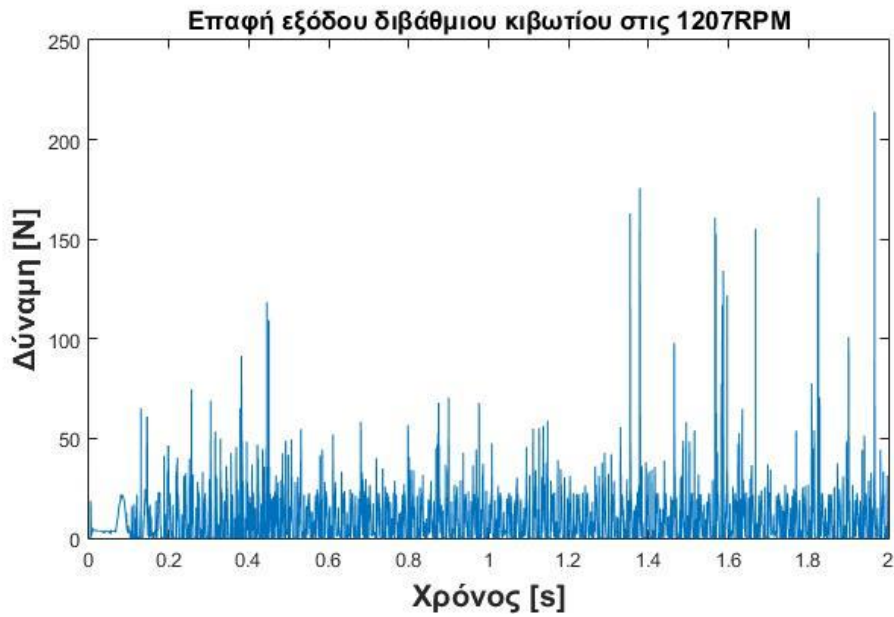


Σχήμα 7.23. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου (γρανάζια 29T και 100T) συναρτήσεως του χρόνου σε στροφές 1207RPM.

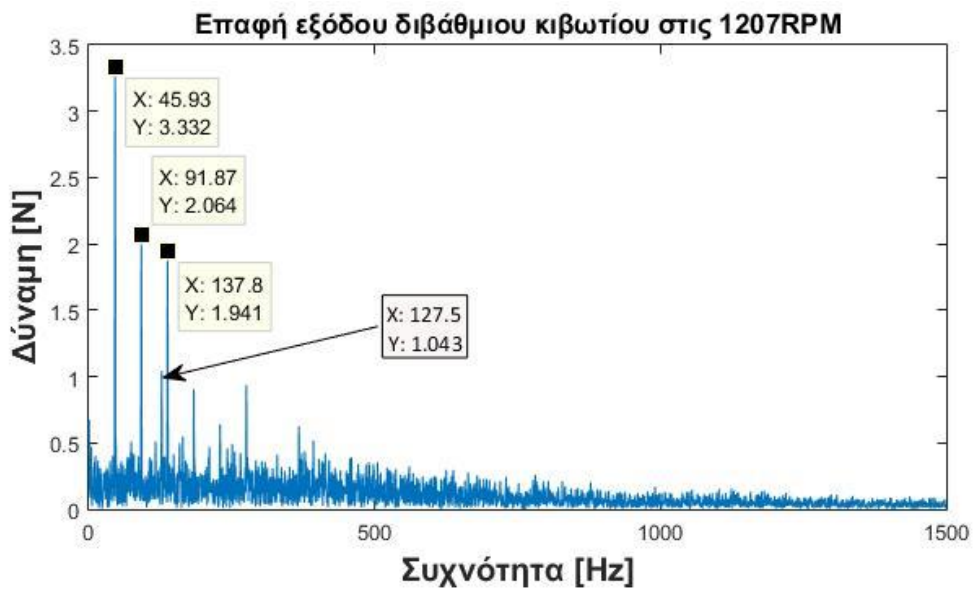


Σχήμα 7.24. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου (γρανάζια 29T και 100T) συναρτήσεως της συχνότητας μετά από FFT σε στροφές 1207RPM.

Στο σχήμα 7.23. απεικονίζεται η δύναμη επαφής των γρاناζιών για την μετάδοση κίνησης από το άξονα εισόδου του διβάθμιου κιβωτίου στον μεσαίο άξονα του. Στο σχήμα 7.24. φαίνεται η δύναμη στην ίδια επαφή έπειτα από FFT. Στο ίδιο σχήμα επισημαίνονται η πρώτη χαρακτηριστική συχνότητα εμπλοκής (GMF1) που εμφανίζεται στα 127,7 Hz, τιμή σχεδόν ταυτώσημη με την θεωρητική, καθώς και οι δύο πρώτες από της αρμονικές της.

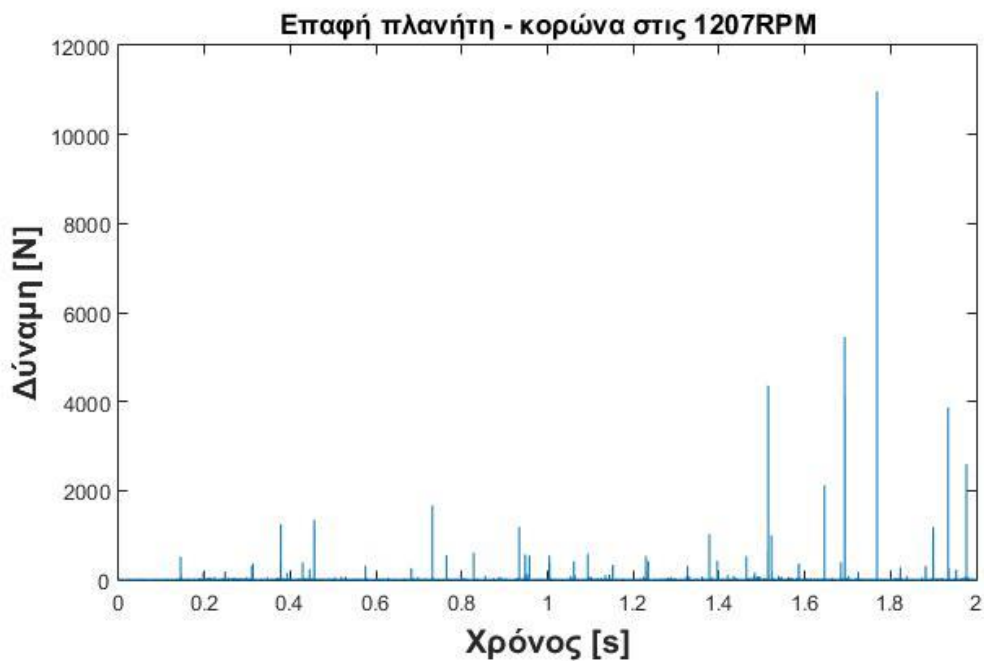


Σχήμα 7.25. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου (γρανάζια 36Τ και 90Τ) συναρτήσει του χρόνου σε στροφές 1207RPM.

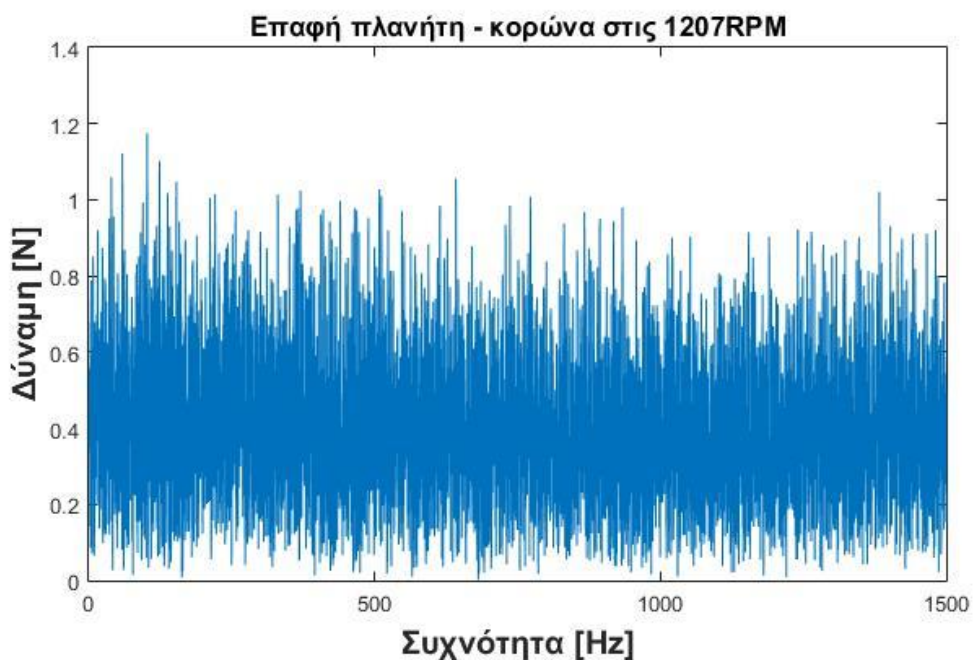


Σχήμα 7.26. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα συναρτήσει της συχνότητας μετά από FFT σε στροφές 908RPM.

Στο σχήμα 7.25. απεικονίζεται η δύναμη επαφής των γραναζιών για την μετάδοση κίνησης από τον μεσαίο άξονα του διβάθμιου κιβωτίου στον άξονα εξόδου του. Στο σχήμα 7.26. φαίνεται η δύναμη στην ίδια επαφή με το σχήμα 7.25. έπειτα από FFT. Στο σχήμα 7.26. εμφανίζεται η δεύτερη συχνότητα εμπλοκής (GMF2) στα 45,93 Hz, τιμή σχεδόν ταυτόσημη με την θεωρητική. Στο διάγραμμα επίσης επισημαίνονται οι δύο πρώτες αρμονικές της GMF2 καθώς και η GMF1 που εμφανίζεται στα 127,5 Hz.

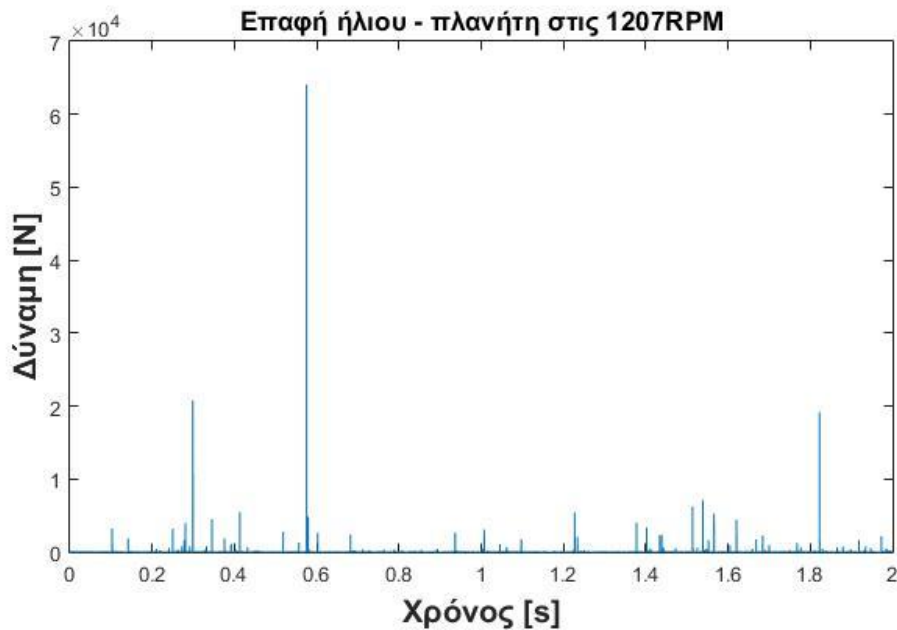


Σχήμα 7.27. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα συναρτήσει του χρόνου σε στροφές 1207RPM.

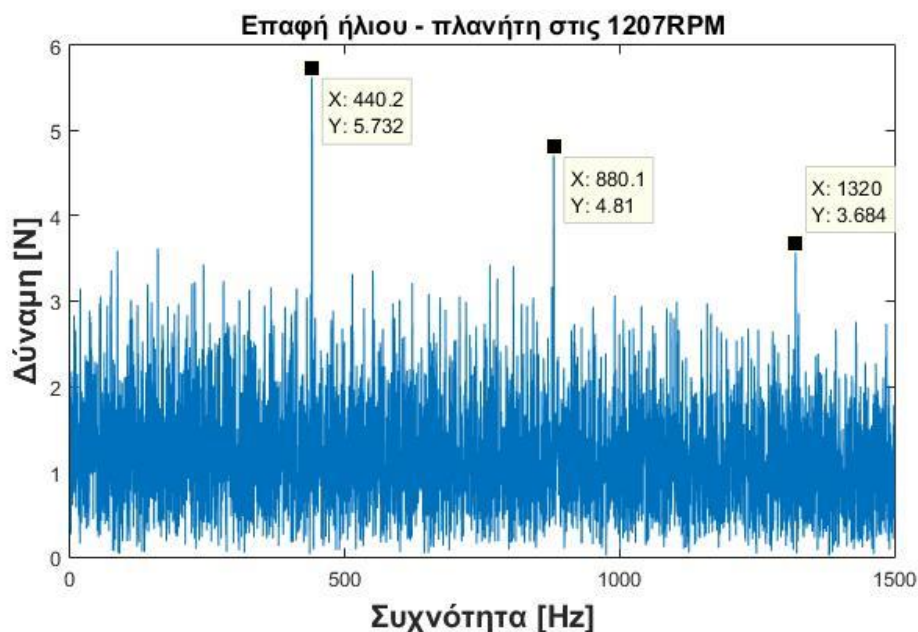


Σχήμα 7.28. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα συναρτήσει της συχνότητας μετά από FFT σε στροφές 1207RPM.

Στο σχήμα 7.27. απεικονίζεται η δύναμη επαφής πλανήτη του πλανητικού κιβωτίου με την κορώνα του. Στο σχήμα 7.28. φαίνεται η δύναμη στην ίδια επαφή έπειτα από FFT. Επίσης, στο σχήμα 7.28. εμφανίζεται πολύ έντονος θόρυβος σε τόσο υψηλές στροφές, ο οποίος επισκιάζει τις χαρακτηριστικές τιμές εμπλοκής.



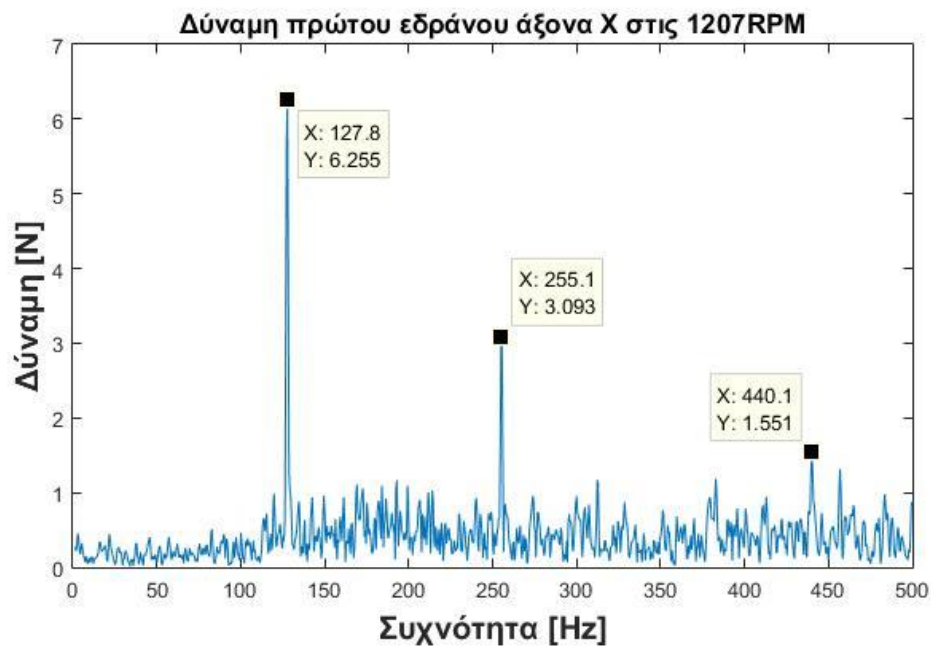
Σχήμα 7.29. Δύναμη επαφής του ήλιου με πλανήτη συναρτήσει του χρόνου σε στροφές 1207RPM.



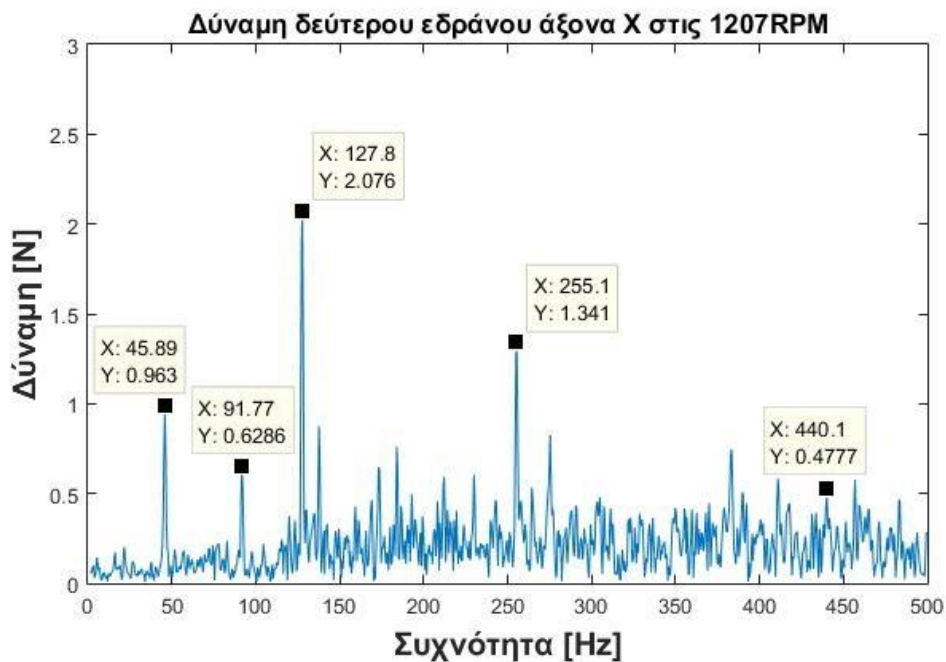
Σχήμα 7.30. Δύναμη επαφής του ήλιου με πλανήτη συναρτήσει της συχνότητας μετά από FFT σε στροφές 1207RPM.

Στο σχήμα 7.29. απεικονίζεται η δύναμη επαφής του ήλιου του πλανητικού κιβωτίου με πλανήτη. Στο σχήμα 7.30. φαίνεται η δύναμη στην ίδια επαφή με το σχήμα 7.29. έπειτα από FFT. Στο σχήμα 7.30. εμφανίζεται η χαρακτηριστική συχνότητα του πλανητικού κιβωτίου f_m στα 440,2 Hz. Επίσης, στο διάγραμμα αυτό εμφανίζονται και οι αρμονικές, που αυξήθηκε το πλάτος τους λόγω της αύξησης της ταχύτητας περιστροφής. Έτσι, μετά την ολοκλήρωση των προσομοιώσεων και στις τρεις διαφορετικές στροφές, εξάγεται πλέον με ασφάλεια το συμπέρασμα ότι το μοντέλο αυτό λειτουργεί ορθά και εξάγει τα αναμενόμενα αποτελέσματα.

7.2.3.β Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης στα έδρανα κύλισης – Συχνότητα»



Σχήμα 7.31. Διάγραμμα δύναμης σε έδρανο του άξονα εισόδου του διβάθμιου κιβωτίου στις 1207RPM.

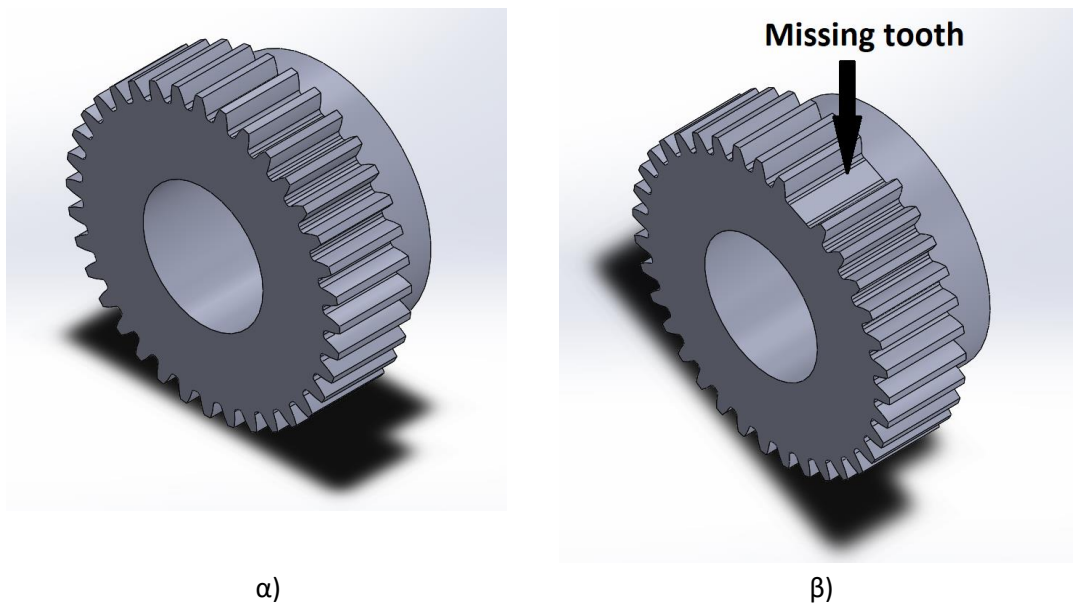


Σχήμα 7.32. Διάγραμμα δύναμης σε έδρανο του άξονα εξόδου του διβάθμιου κιβωτίου στις 1207RPM.

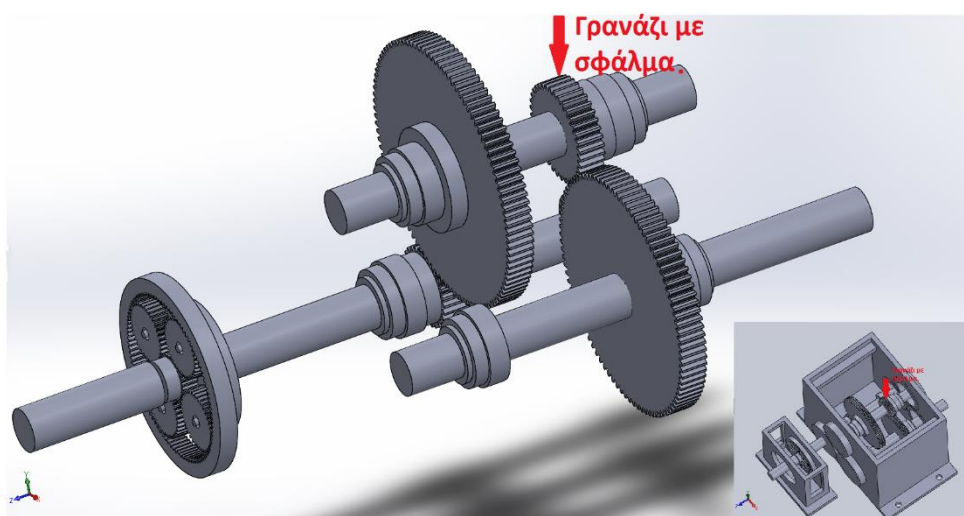
Στα σχήματα 7.31., 7.32. απεικονίζεται η δύναμη στο πρώτο και δεύτερο έδρανο αντίστοιχα, του μεσαίου άξονα του διβάθμιου κιβωτίου στο πεδίο των συχνοτήτων. Στα σχήματα 7.31., 7.32. εμφανίζονται οι GMF1 στα 127,8 Hz, η GMF2 στα 45,89 Hz και η f_m στα 440,1 Hz, τιμές που επιβεβαιώνουν την εγκυρότητα του μοντέλου.

7.3. Σύγκριση υγιούς – με σπασμένο δόντι στο διβάθμιο μοντέλων.

Μετά την επαλήθευση του μοντέλου στις υγιής περιπτώσεις είναι δυνατή η εξέταση της συμπεριφοράς του μοντέλου σε περίπτωση βλάβης. Έτσι, κατασκευάστηκε αρχικά ένα μοντέλο το οποίο έχει ως σφάλμα ένα ολόκληρο δόντι σπασμένο. Το σφάλμα αυτό εμφανίζεται στον δεύτερο οδοντωτό τροχό του μεσαίου άξονα (γρανάζι 36Τ) που εμπλέκεται με τον οδοντωτό τροχό του άξονα εξόδου. Ο οδοντωτός τροχός με το σφάλμα σχεδιάστηκε στο Solidworks, όπου με την εντολή extrude cut αφαιρέθηκε ένα δόντι από το αρχικό σχέδιο. Το μοντέλο στην συνέχεια στήθηκε με τον ίδιο τρόπο όπως και το υγιές.



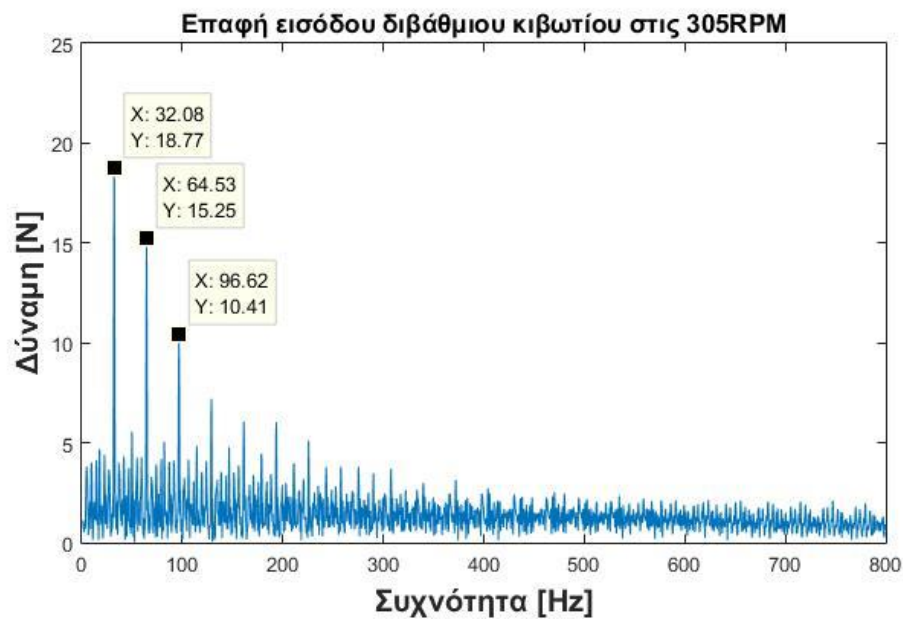
Εικόνα 7.3. Στην εικόνα απεικονίζεται ο δεύτερος οδοντός τροχός του μεσαίου άξονα του διβάθμιου κιβωτίου (γρανάζι 36Τ) υγιές α) και με σπασμένο δόντι β).



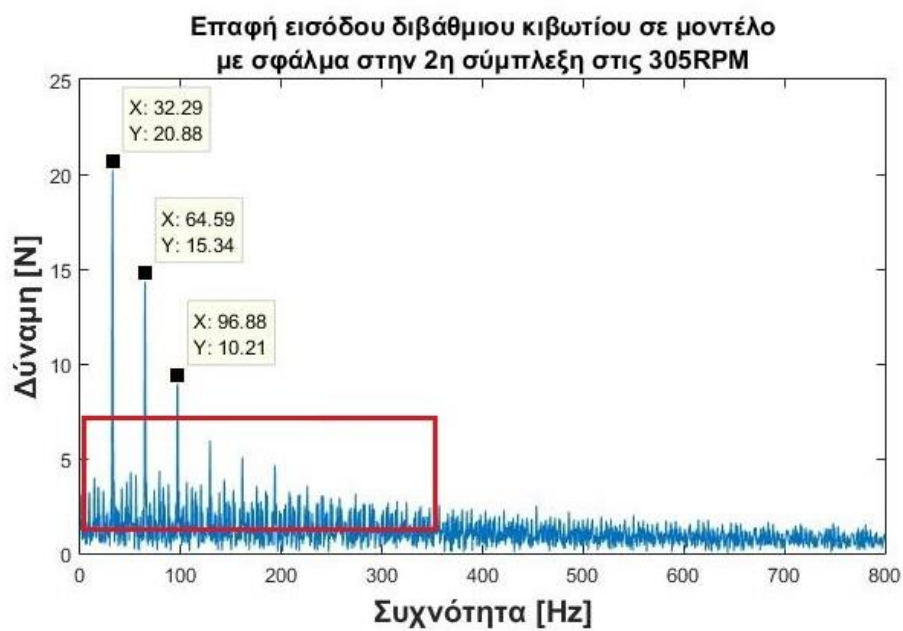
Εικόνα 7.4. Περιγράφει την ακριβή τοποθεσία του σφάλματος στην διάταξη.

7.3.1. Σύγκριση μοντέλων στις 305RPM

7.3.1.α Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης Επαφής – Συχνότητας»

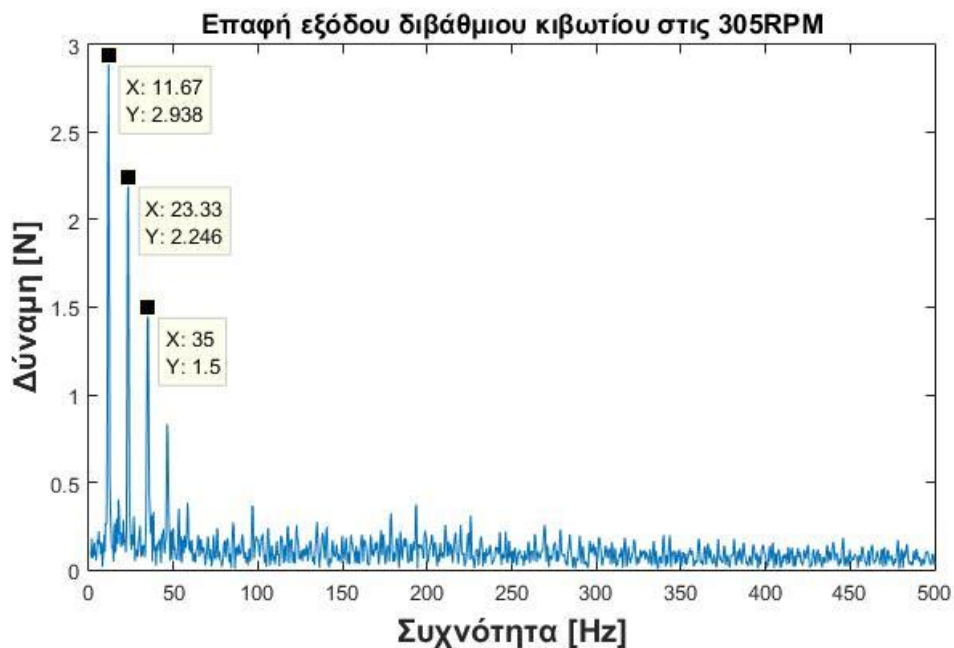


Σχήμα 7.33. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου σε υγιές σύστημα στις 305RPM.

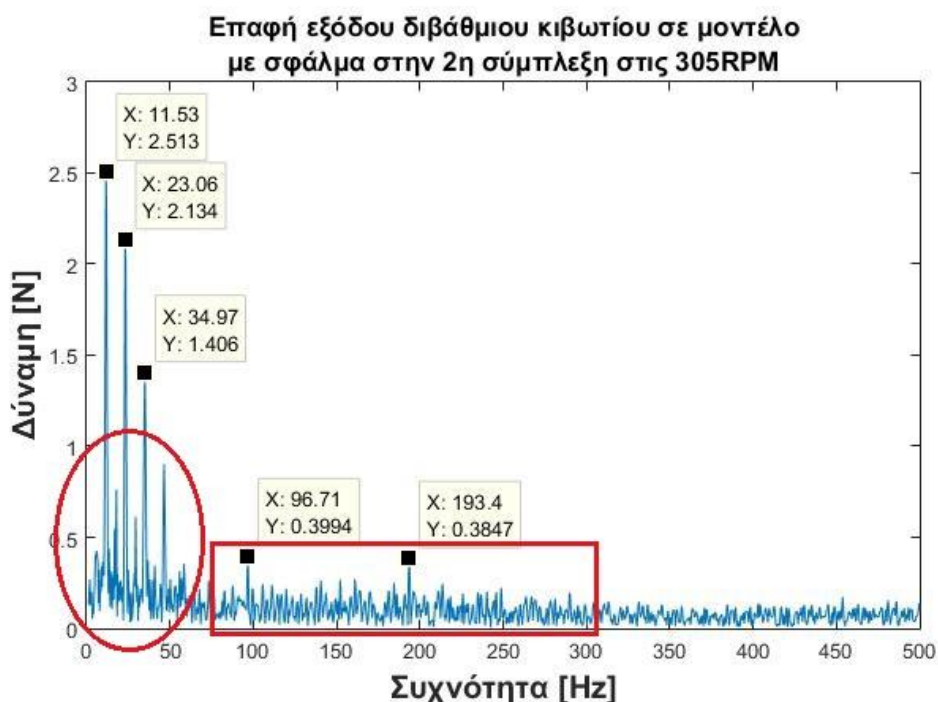


Σχήμα 7.34. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου σε σύστημα με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 305RPM.

Στα σχήματα 7.33., 7.34. απεικονίζεται η δύναμη επαφής της πρώτης εμπλοκής του διβάθμιου κιβωτίου. Στο σχήμα 7.34. σε σχέση με το 7.33. παρατηρείται μια αύξηση του θορύβου με αποτέλεσμα να αποκρύπτονται οι περισσότερες πλευρικές καθώς και κάποιες αρμονικές. Στο διάγραμμα του υγιούς συστήματος εμφανίζονται καθαρά έξι αρμονικές και άλλες δύο στα όρια του θορύβου ενώ στο μοντέλο με σφάλμα μόνο πέντε.

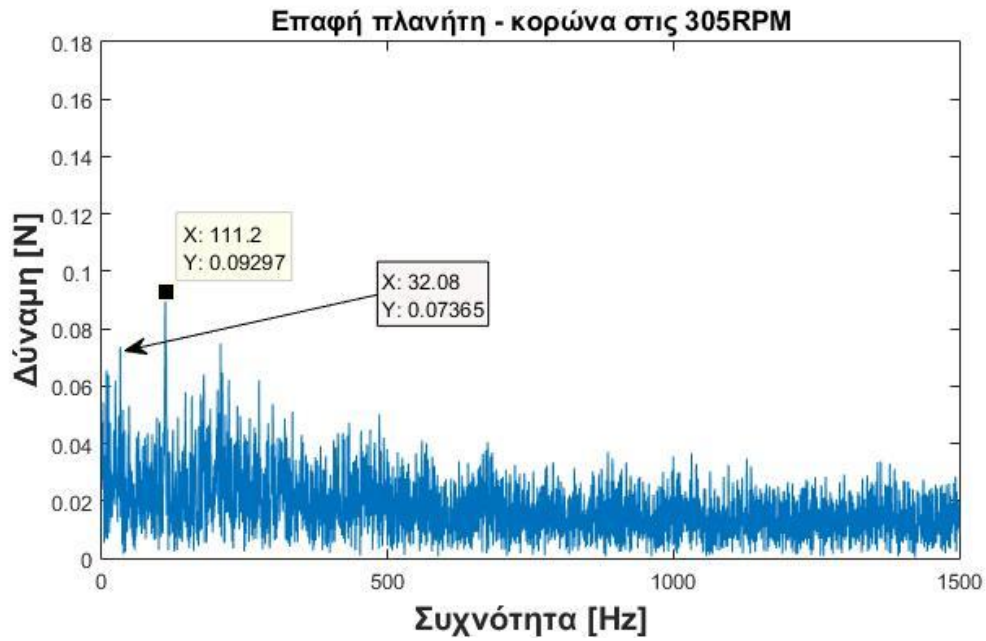


Σχήμα 7.35. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε υγιές σύστημα στις 305RPM.

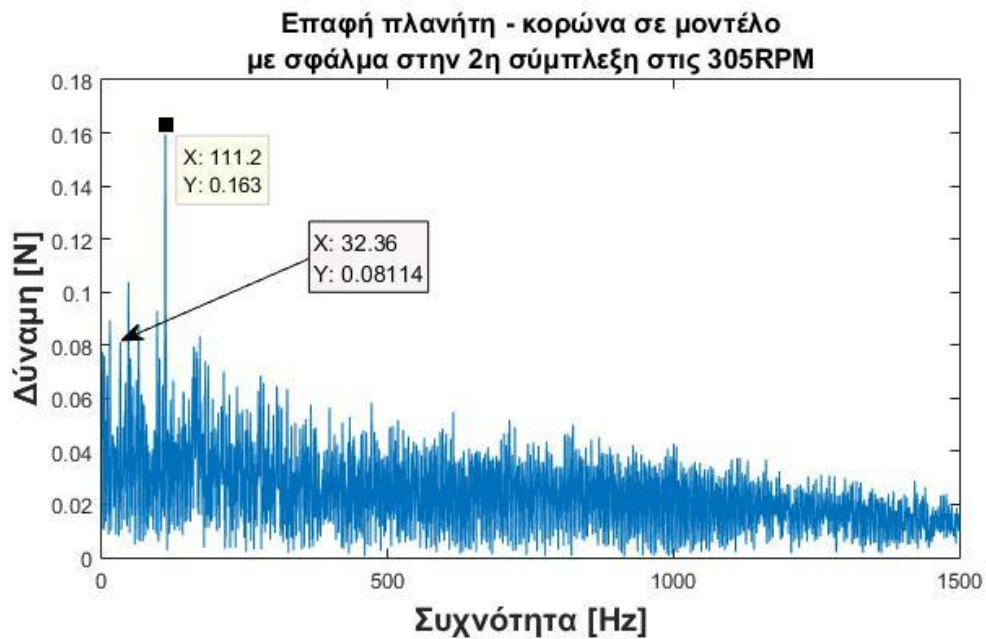


Σχήμα 7.36. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε σύστημα με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 305RPM.

Στα σχήματα 7.36, 7.37. απεικονίζεται η δύναμη επαφή της δεύτερης εμπλοκής του διβάθμιου κιβωτίου. Στο σχήμα 7.36. σε σχέση με το 7.37 παρατηρείται η εμφάνιση κάποιων sidebands όπως φαίνεται στην περιοχή που είναι κυκλωμένη. Επίσης παρατηρείται αύξηση του θορύβου, όπως απεικονίζεται στο εσωτερικό του παραλληλογράμμου που καλύπτει άλλες συχνότητες της δεύτερης εμπλοκής και εμφανίζονται ξεκάθαρα μόνο οι GMF2 στα 96.71 Hz και η πρώτη αρμονική της στα 193.4 Hz.

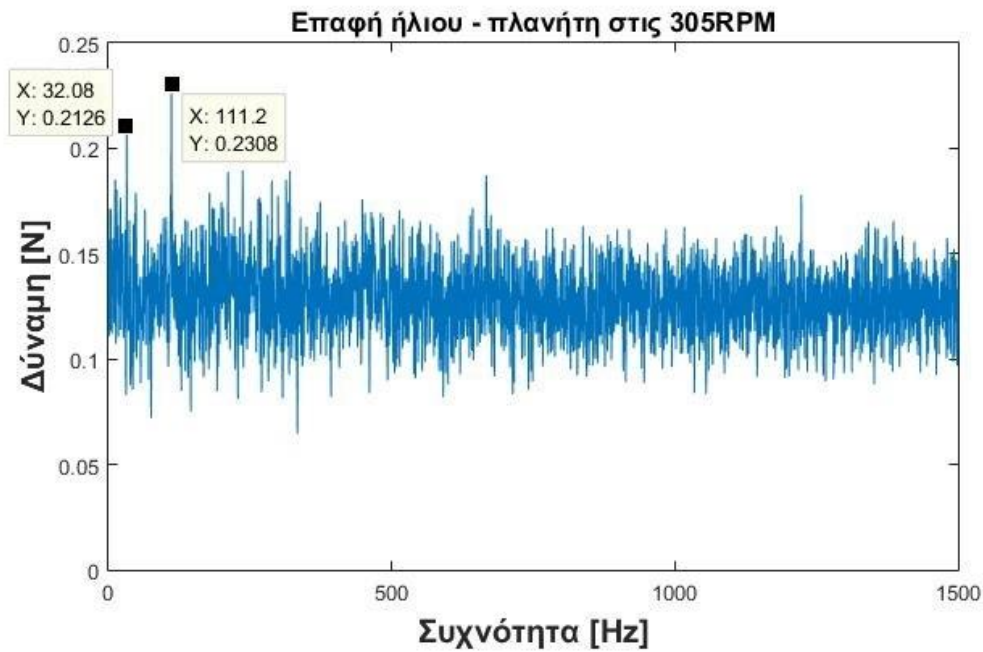


Σχήμα 7.37. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα σε υγιές σύστημα στις 305RPM.

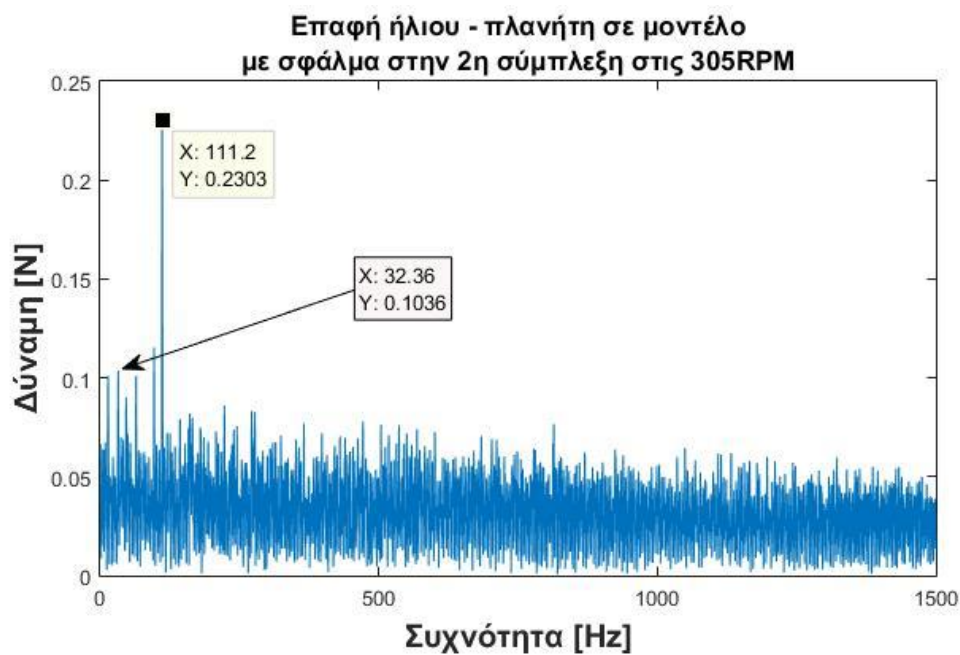


Σχήμα 7.38. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα σε σύστημα με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 305RPM.

Στα σχήματα 7.37. και 7.38. απεικονίζεται η δύναμη επαφής πλανήτη του πλανητικού κιβωτίου με την κορώνα του. Στο σχήμα 7.38. σε σχέση με το 7.37. παρατηρείται έντονη αύξηση του θορύβου σε όλο το φάσμα των συχνοτήτων. Η f_m εμφανίζεται στα 111,2 Hz με κάπως επαυξημένο πλάτος ενώ πλέον η GMF1 αποκρύπτεται μέσα στον θόρυβο.



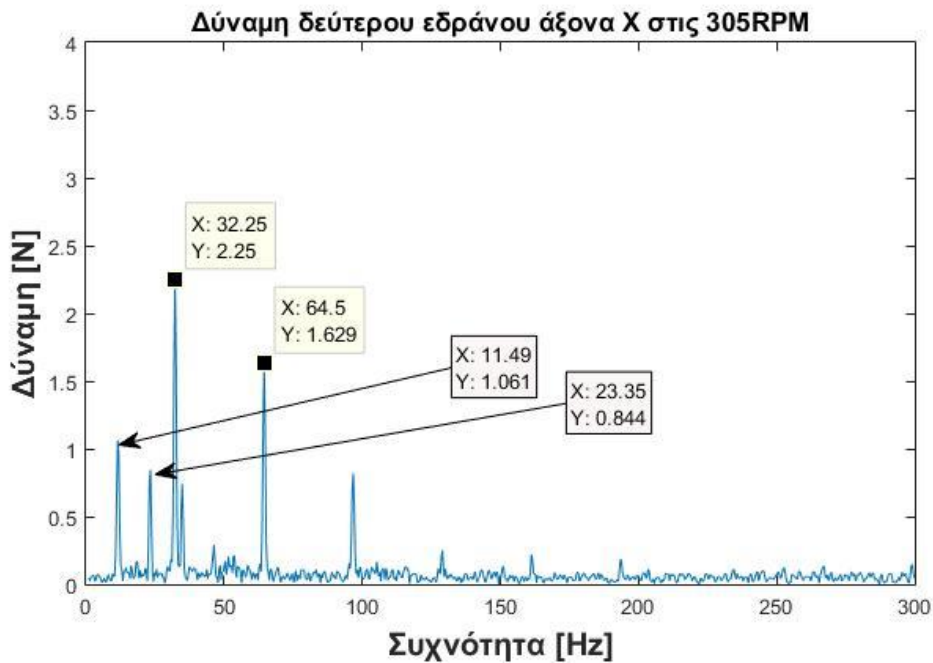
Σχήμα 7.39. Δύναμη επαφής ήλιου με πλανήτη σε υγιές σύστημα στις 305 RPM.



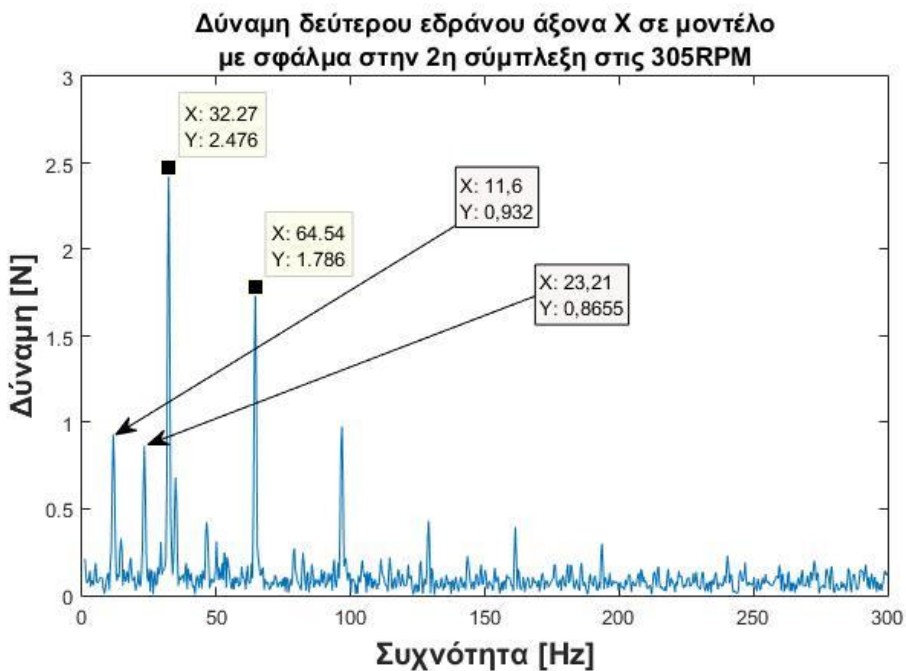
Σχήμα 7.40. Δύναμη επαφής ήλιου με πλανήτη σε σύστημα με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 305RPM.

Στα σχήματα 7.39. και 7.40. απεικονίζεται η δύναμη επαφής του ήλιου του πλανητικού κιβωτίου με πλανήτη του. Στο σχήμα 7.39. σε σύγκριση με το 7.40. τα συμπεράσματα που προκύπτουν από την παρατήρηση του είναι η αύξηση του θορύβου σε όλο το φάσμα των συχνοτήτων. Η f_m εμφανίζεται στα 111,2 Hz όπως και στο υγιές μοντέλο ενώ η GMF1 καλύπτετε πλέον από το θόρυβο.

7.3.1.β Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης στα έδρανα κύλισης – Συχνότητα»

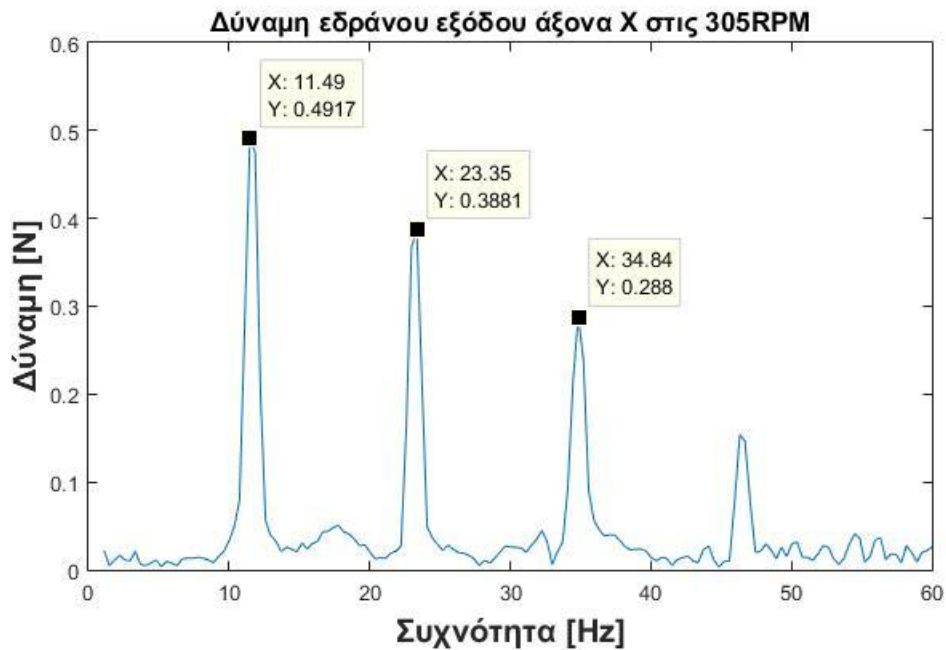


Σχήμα 7.41. Διάγραμμα του δεύτερου εδράνου του μεσαίου άξονα του διβάθμιου κιβωτίου στις 305RPM.

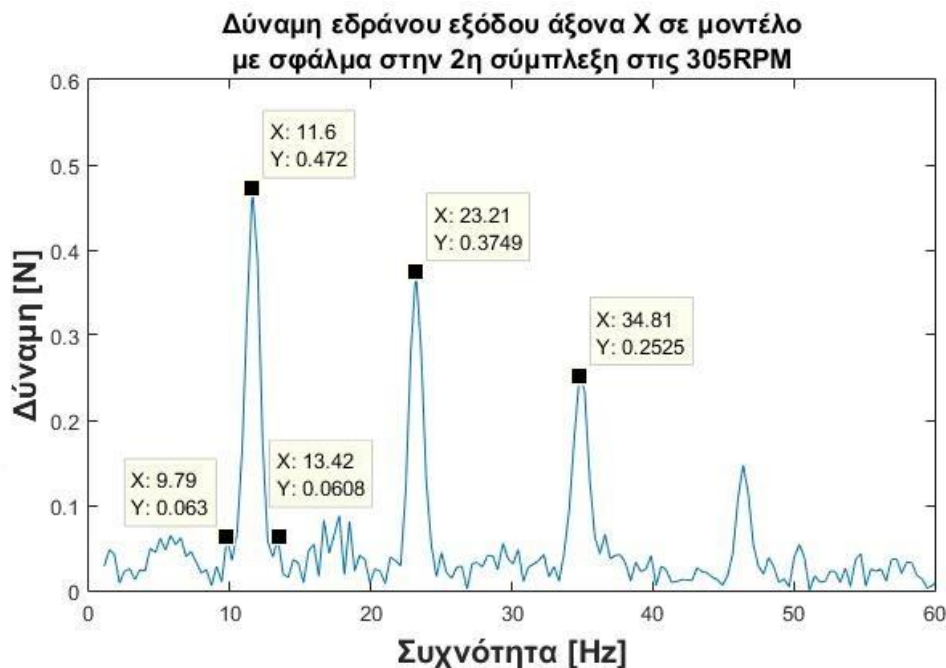


Σχήμα 7.42. Διάγραμμα του δεύτερου εδράνου του μεσαίου άξονα σε μοντέλο με βλάβη στο διβάθμιο κιβώτιο στις 305RPM.

Στα σχήματα 7.41. και 7.42. εμφανίζονται οι δυνάμεις του πρώτου και δεύτερου εδράνου αντίστοιχα του μεσαίου άξονα του διβάθμιου κιβωτίου. Στα σχήματα 7.41. και 7.42. παρατηρείται η εμφάνιση sidebands καθώς και η αύξηση του θορύβου σε όλο το φάσμα των συχνοτήτων. Στην συνέχεια παρατίθενται τα διαγράμματα από έδρανο στον άξονα εξόδου όπου φαίνονται ευκρινέστερα οι διαφοροποιήσεις αυτές.



Σχήμα 7.43. Διάγραμμα δύναμης εδράνου στον άξονα εξόδου του διβάθμιου κιβωτίου στις 305RPM.

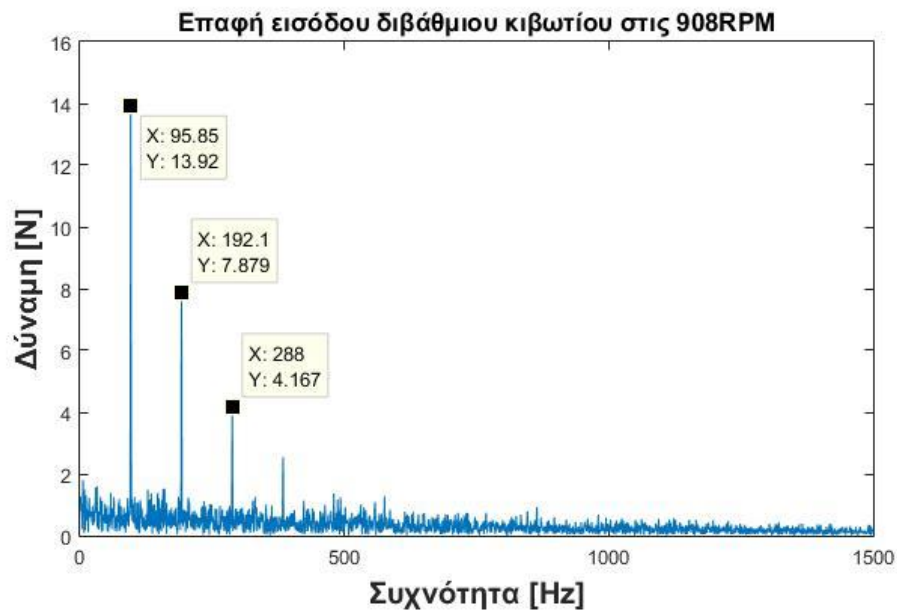


Σχήμα 7.44. Διάγραμμα εδράνου στον άξονα εξόδου σε μοντέλο με βλάβη στο διβάθμιο κιβώτιο στις 305RPM.

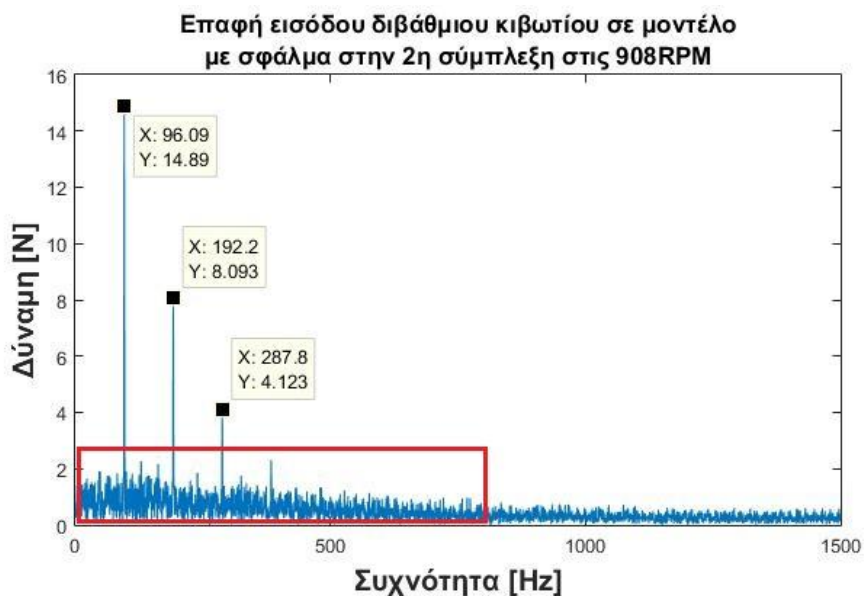
Στα σχήματα 7.43. και 7.44. εμφανίζονται οι δυνάμεις εδράνου στον άξονα εξόδου του διβάθμιου κιβωτίου. Στα σχήματα 7.43. και 7.44. φαίνεται ξεκάθαρα η εμφάνιση sidebands δίπλα από την GMF2 και οι αρμονικές της όπως τα δύο που έχουν επισημανθεί γύρω από την GMF2 στα 9,79 Hz και στα 13,42 Hz.

7.3.2. Σύγκριση μοντέλων στις 908RPM

7.3.2.α Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης Επαφής – Συχνότητας»

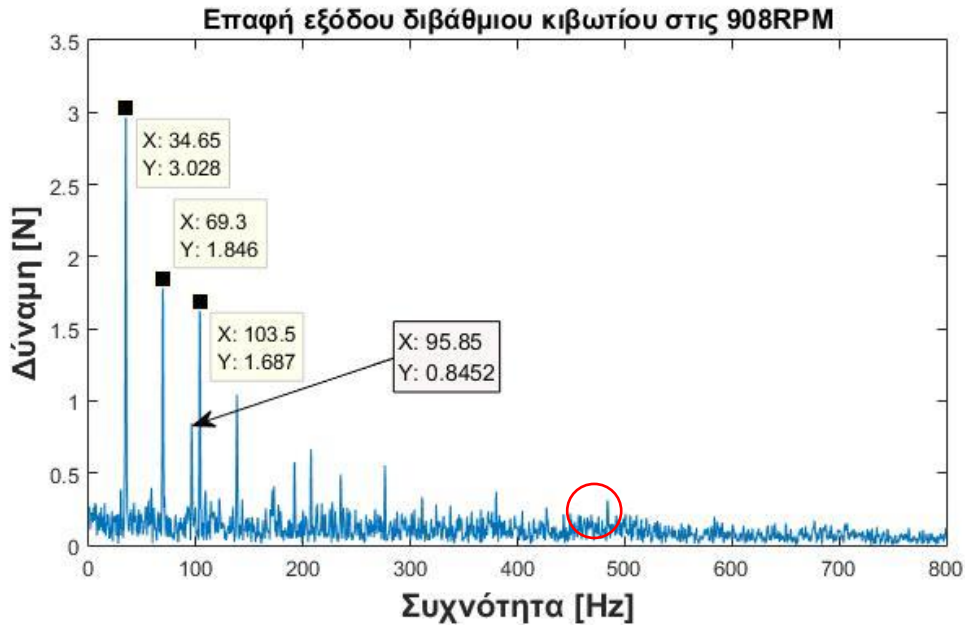


Σχήμα 7.45. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου σε υγιές σύστημα στις 908RPM.

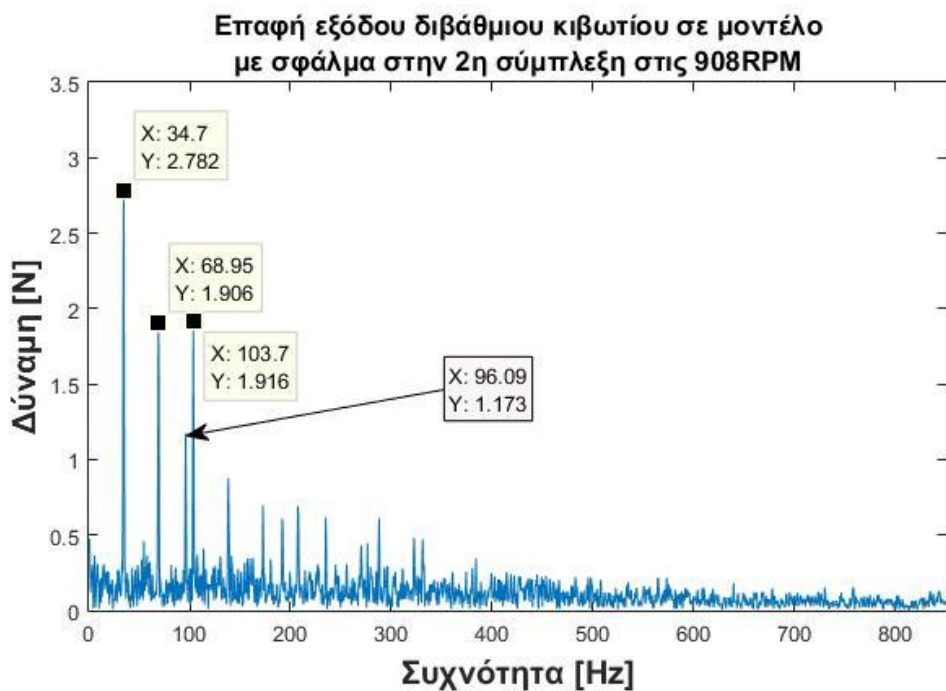


Σχήμα 7.46. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου σε σύστημα με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 908RPM.

Στα σχήματα 7.45. και 7.46. εμφανίζονται οι δυνάμεις επαφή της πρώτης εμπλοκής του διβάθμιου κιβωτίου. Στο σχήμα 7.46. σε σύγκριση με το 7.45. παρατηρείτε μια αύξηση του θορύβου με αποτέλεσμα να αποκρύπτονται κάποιες αρμονικές που εμφανίζονται στο υγιές σύστημα.

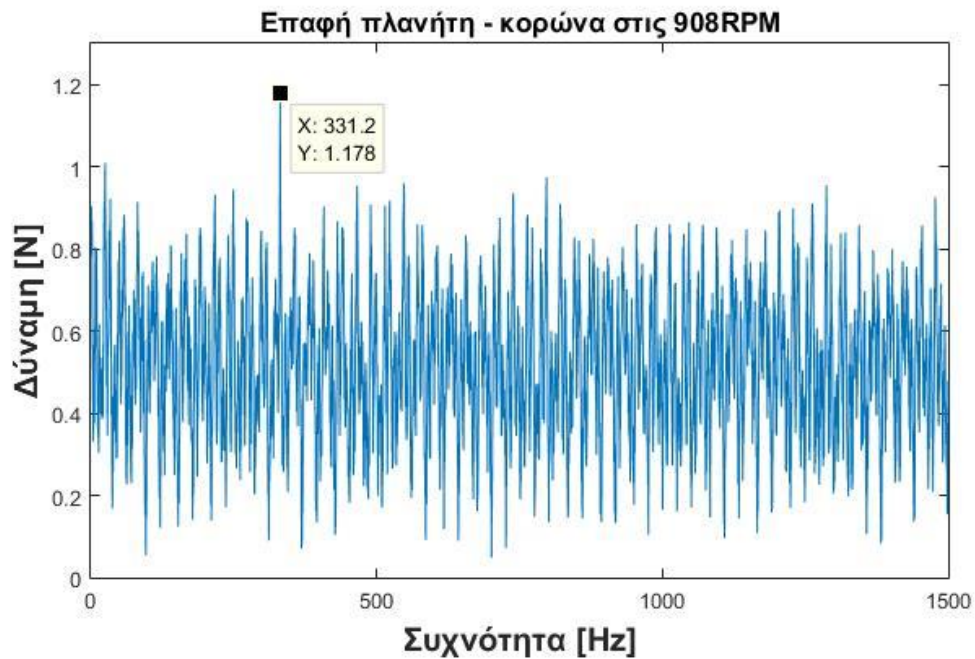


Σχήμα 7.47. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε υγιές σύστημα στις 908RPM.

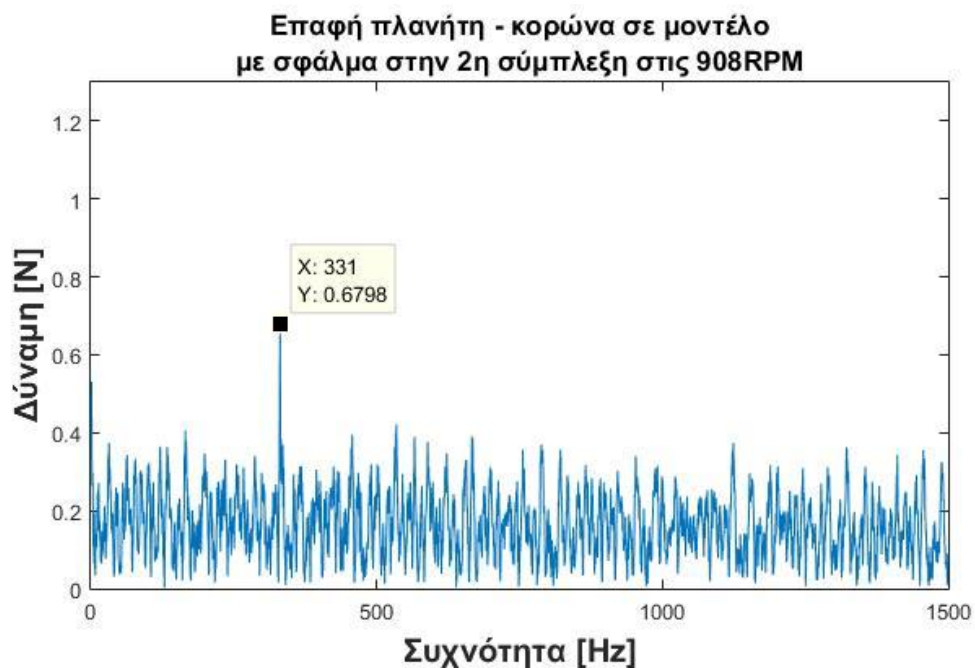


Σχήμα 7.48. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε σύστημα με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 908RPM.

Στα σχήματα 7.45. και 7.46. εμφανίζονται οι δυνάμεις επαφή της δεύτερης εμπλοκής του διβάθμιου κιβωτίου. Στο σχήμα 7.48. σε σχέση με το 7.47. παρατηρείται η εμφάνιση κάποιων sidebands, που γίνεται πιο έντονη στην αρμονικές της GMF2. Επίσης παρατηρείται αύξηση του θορύβου που καλύπτει άλλες συχνότητες όπως αυτή στα 485 Hz που φαίνεται κυκλωμένη στο διάγραμμα του υγιούς συστήματος.

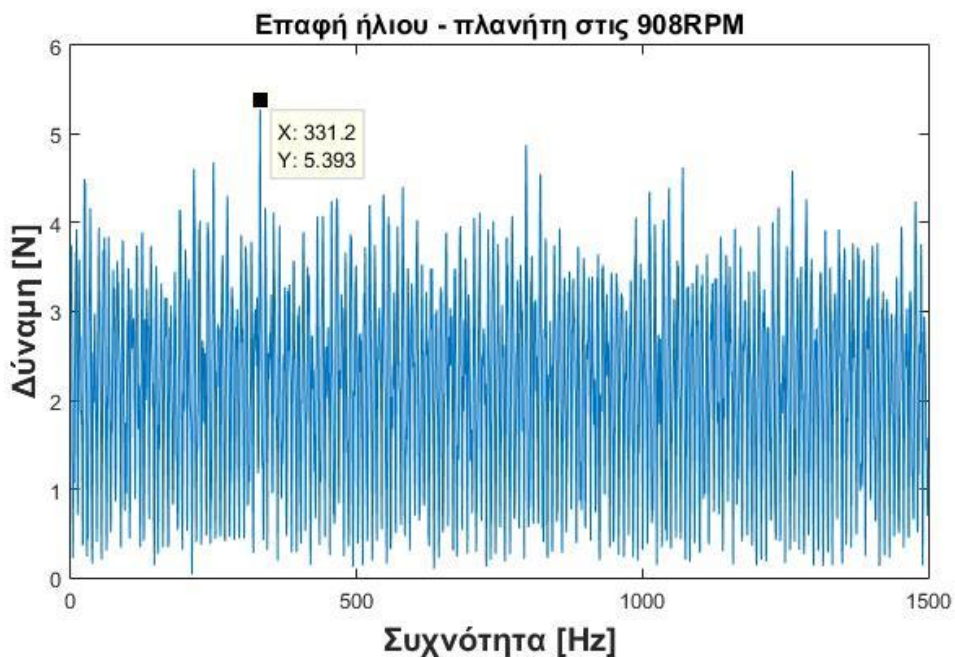


Σχήμα 7.49. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα σε υγιές σύστημα στις 908RPM.

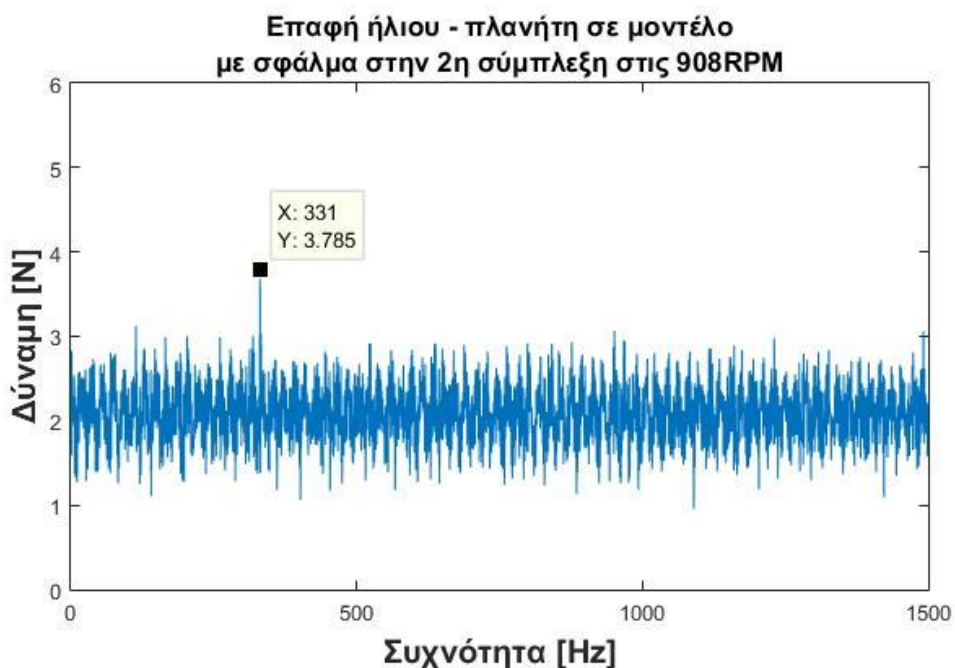


Σχήμα 7.50. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα σε σύστημα με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 908RPM.

Στα σχήματα 7.49. και 7.50. απεικονίζεται η δύναμη επαφής πλανήτη του διβάθμιου κιβωτίου με την κορώνα του. Στο σχήμα 7.49. παρατηρείται κάποια αύξηση του θορύβου σε σύγκριση με το 7.50. σε όλο το φάσμα των συχνοτήτων καθώς και ότι δεν είναι πλέον τόσο ευδιάκριτη η περιοδικότητα ως αποτέλεσμα του θορύβου. Η f_m εμφανίζεται κανονικά στα 331,2 Hz.



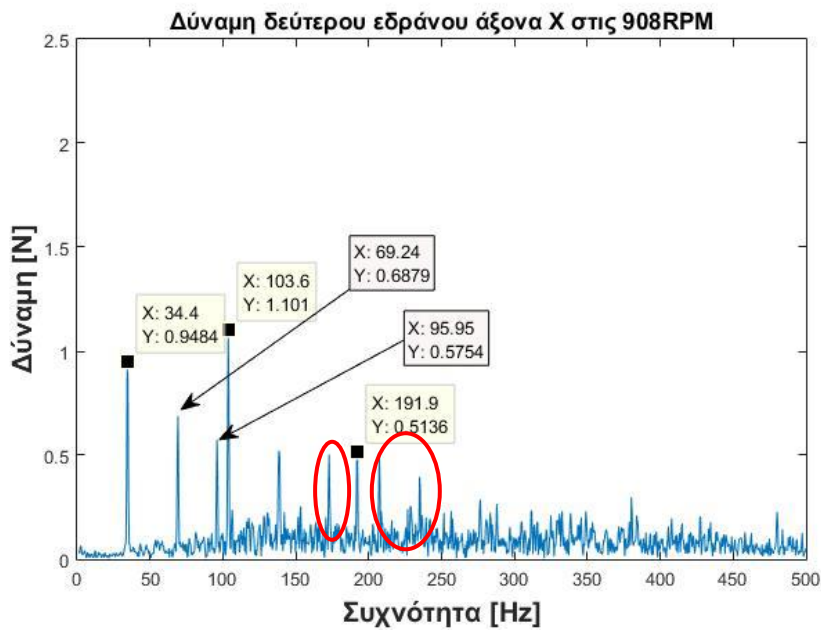
Σχήμα 7.51. Δύναμη επαφής ήλιου με πλανήτη σε υγιές σύστημα στις 908RPM.



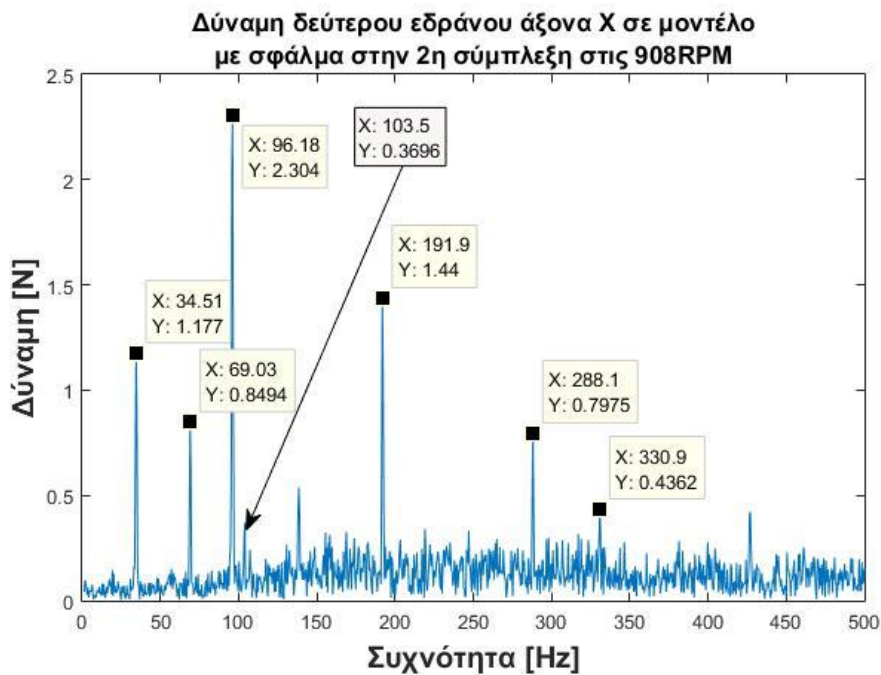
Σχήμα 7.52. Δύναμη επαφής ήλιου με πλανήτη σε σύστημα με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 908RPM.

Στα σχήματα 7.51 και 7.52. απεικονίζονται οι δυνάμεις επαφής του ήλιου του πλανητικού κιβωτίου με πλανήτη. Στο σχήμα 7.51. σε σχέση με το 7.52. το μόνο συμπέρασμα που μπορεί να προκύψει είναι ότι παρατηρείται αύξηση στον θόρυβο σε όλο το φάσμα των συχνοτήτων και χάνεται η περιοδικότητα μέσα στον θόρυβο. Η f_m εμφανίζεται στα 331,2 Hz όπως και στο υγιές μοντέλο.

7.3.2.β Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης στα έδρανα κύλισης – Συχνότητα»

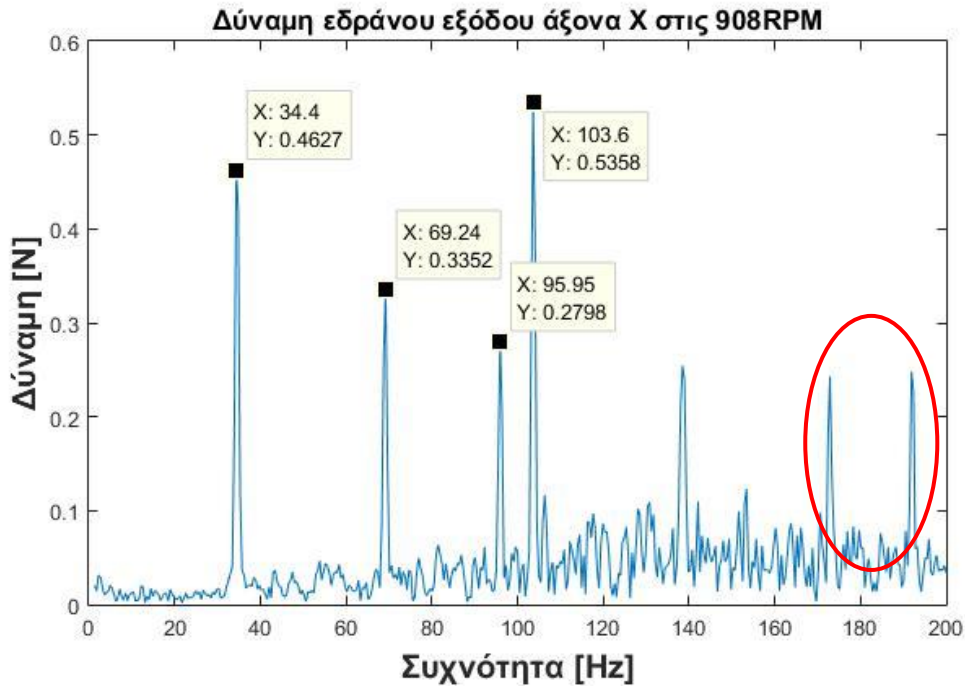


Σχήμα 7.53. Διάγραμμα δεύτερου εδράνου μεσαίου άξονα στις 908RPM.

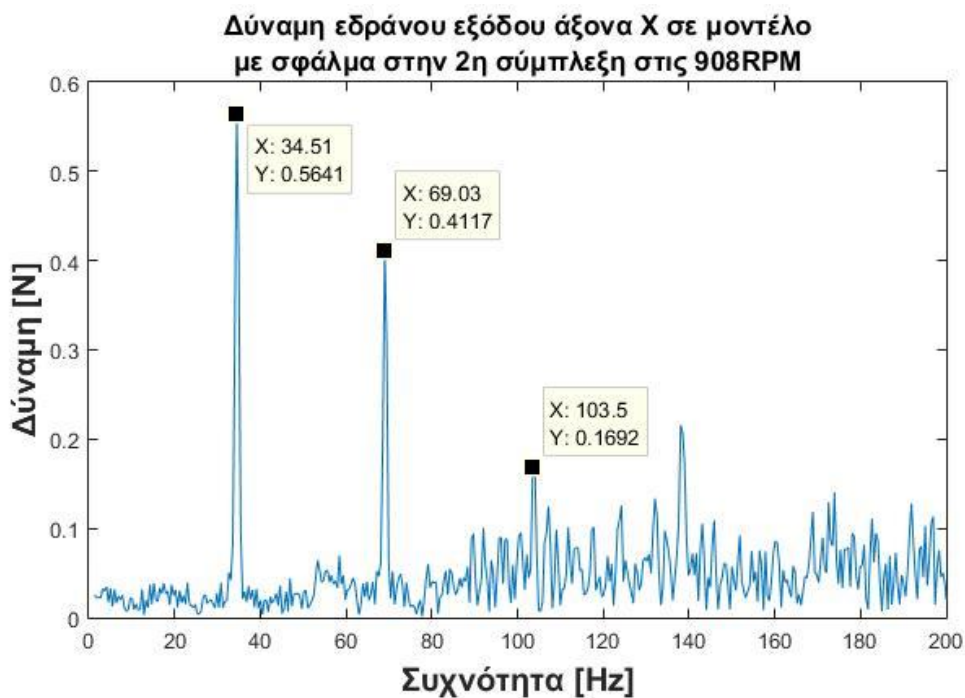


Σχήμα 7.54. Διάγραμμα δεύτερου εδράνου μεσαίου άξονα σε μοντέλο με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 908RPM.

Στα σχήματα 7.53. και 7.54. απεικονίζεται η δύναμη εδράνου στο πρώτο και δεύτερο έδρανο του μεσαίου άξονα του διβάθμιου κιβωτίου αντίστοιχα. Στα σχήματα 7.53. και 7.54. παρατηρείται αύξηση της έντασης των GMF1 στα 95,85 - 96.18 Hz και των αρμονικών της και f_m στα 330.9 Hz. Ακόμα παρατηρείται αύξηση στα επίπεδα του θορύβου και μικρές ενδείξεις δημιουργίας sidebands. Επίσης παρατηρείται να χάνονται κάποιες αρμονικές της GMF2 (αυτές που εμφανίζονται μέσα στους κόκκινους κύκλους).



Σχήμα 7.55. Δύναμη εδράνου εξόδου διβάθμιου κιβωτίου στις 908RPM.

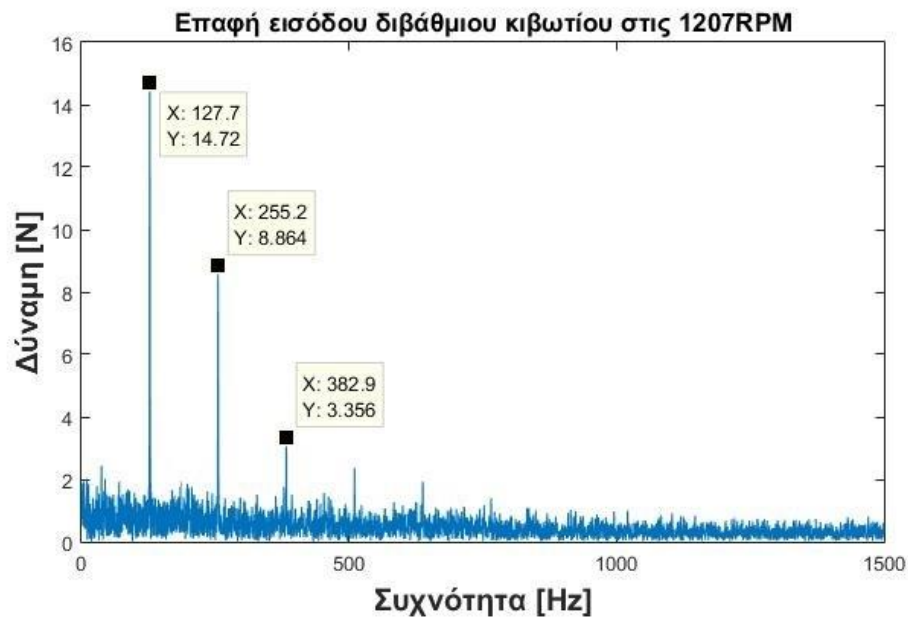


Σχήμα 7.56. Δύναμη εδράνου εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε μοντέλο με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 908RPM.

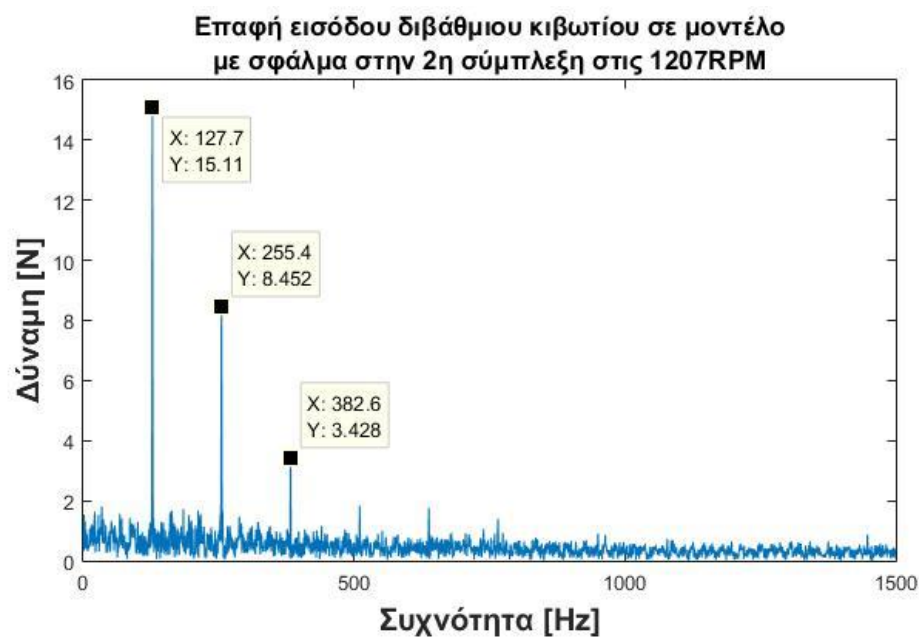
Στα διαγράμματα 7.55. και 7.56. η δύναμη σε έδρανο του άξονα εξόδου του διβάθμιου κιβωτίου. Στα σχήματα 7.55. σε σύγκριση με το 7.56. παρατηρείται αύξηση στα επίπεδα του θορύβου, μικρές ενδείξεις δημιουργίας sidebands καθώς και οι αρμονικές της GMF2 να χάνονται νωρίτερα.

7.3.3. Σύγκριση μοντέλων στις 1207RPM

7.3.3.α Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης Επαφής – Συχνότητας»

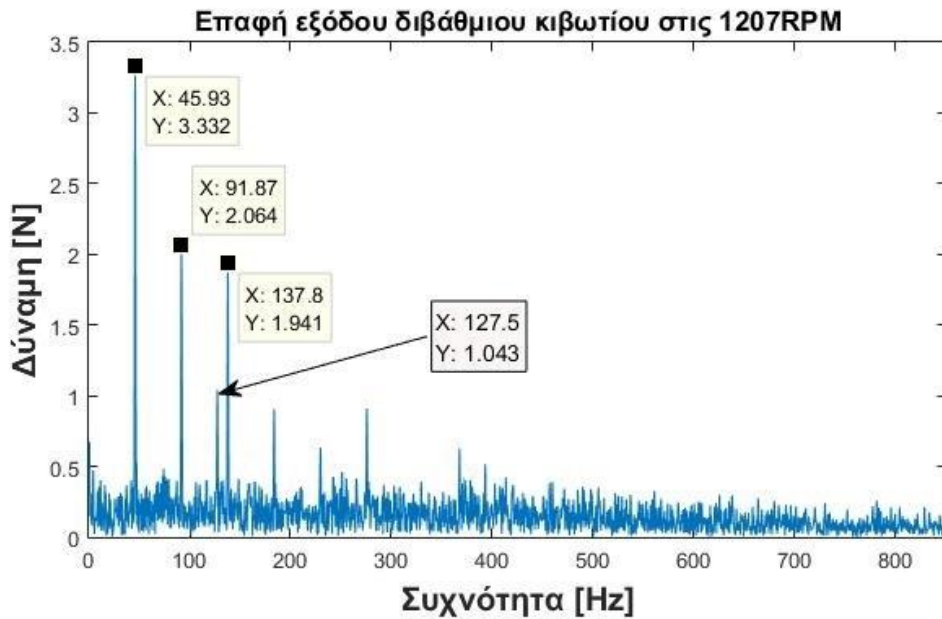


Σχήμα 7.57. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου σε υγιές σύστημα στις 1207RPM.

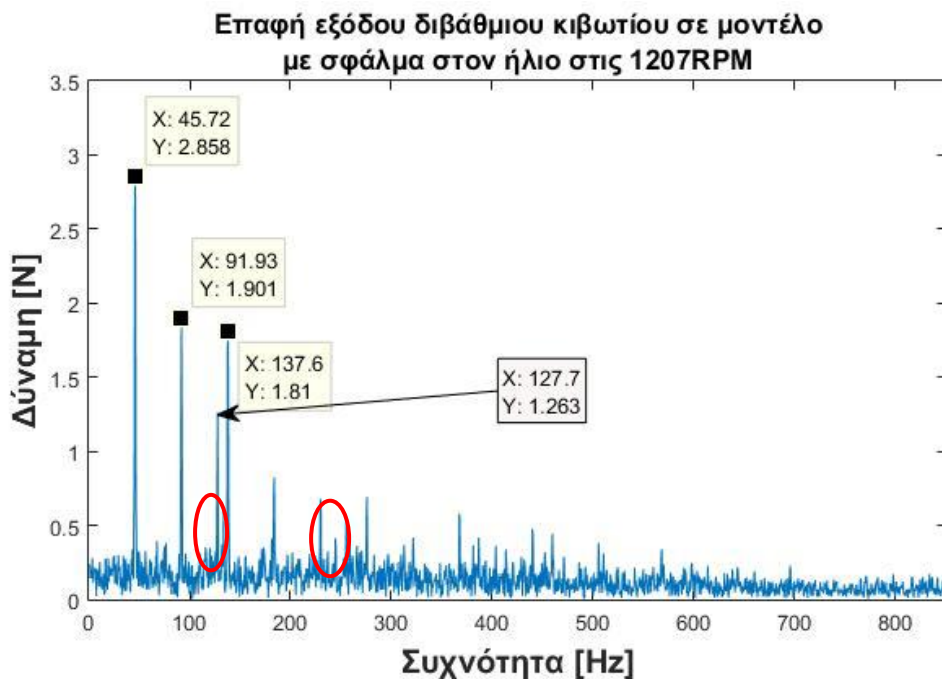


Σχήμα 7.58. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου σε σύστημα με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 1207RPM.

Στα σχήματα 7.57. και 7.58. απεικονίζεται η δύναμη επαφής στη πρώτη εμπλοκή του διβάθμιου κιβωτίου. Στο σχήμα 7.58. σε σχέση με το 7.57. δεν παρατηρείται κάποια έντονη διαφοροποίηση από την οποία να μπορεί να προκύψει κάποιο συγκεκριμένο συμπέρασμα για την κατάσταση του συστήματος. Η μόνη διαφορά που φαίνεται είναι μια διαφοροποίηση στα επίπεδα του θορύβου.

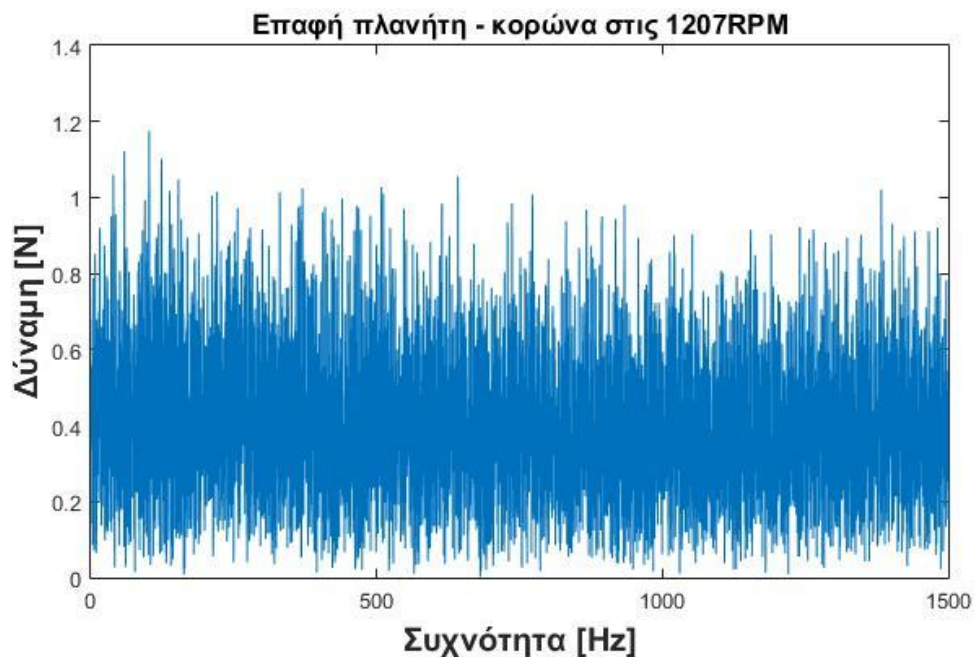


Σχήμα 7.59. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε υγιές σύστημα στις 1207RPM.

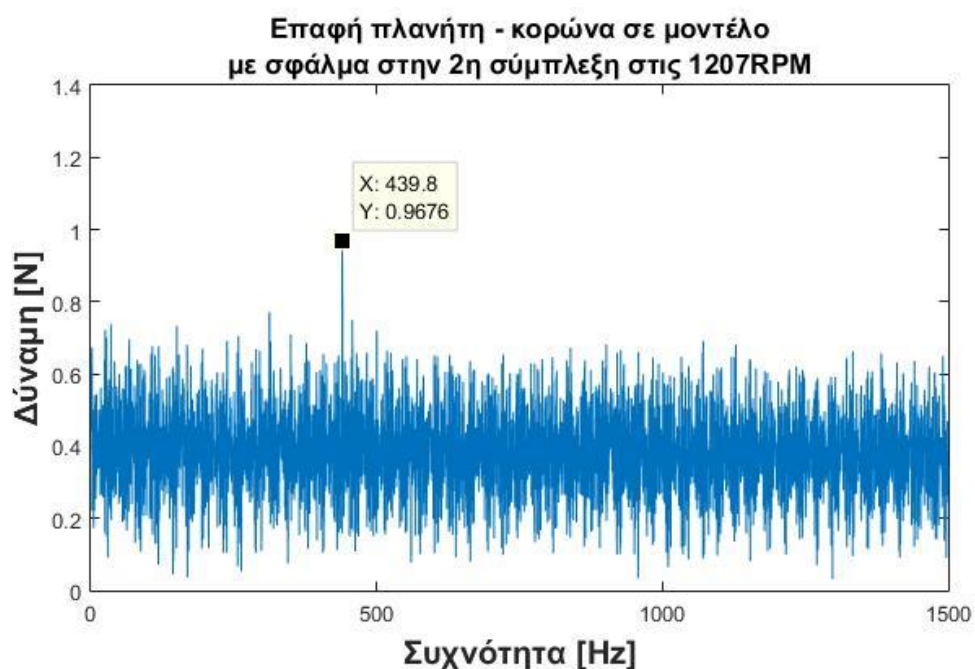


Σχήμα 7.60. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε σύστημα με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 1207RPM.

Στα σχήματα 7.59. και 7.60. απεικονίζεται η δύναμη στη δεύτερη εμπλοκή του διβάθμιου κιβωτίου. Στο σχήμα 7.60. παρατηρείται η εμφάνιση κάποιων sidebands σε σχέση με το 7.59. όπως αυτά που είναι σε κύκλο καθώς και αυτά που εμφανίζονται στην συνέχεια. Επίσης εμφανίζεται η GMF1 στα 127.7 Hz όπως και στο υγιές σύστημα.

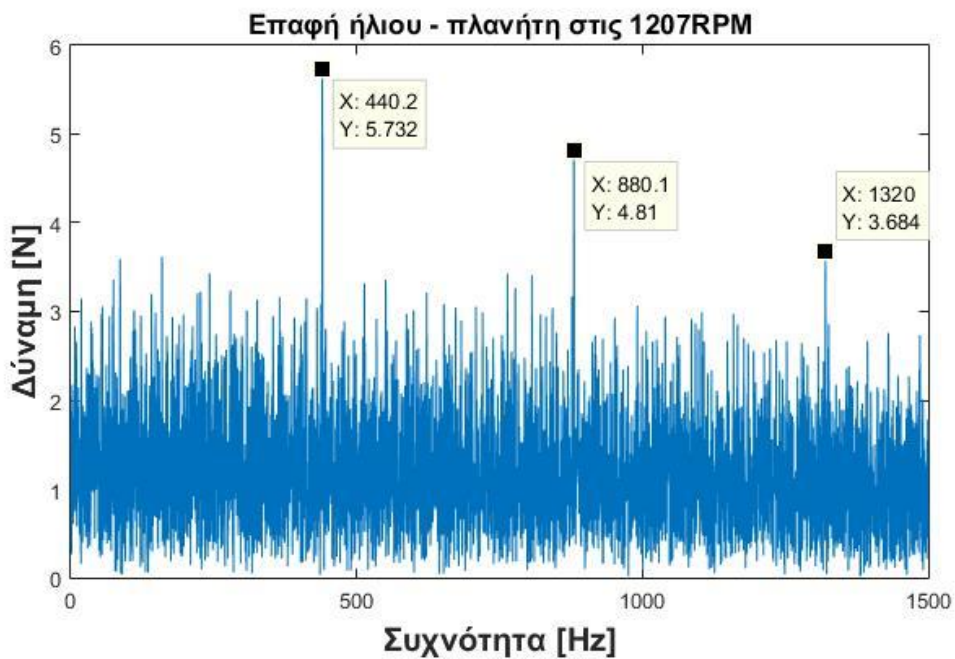


Σχήμα 7.61. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα σε υγιές σύστημα στις 1207RPM.

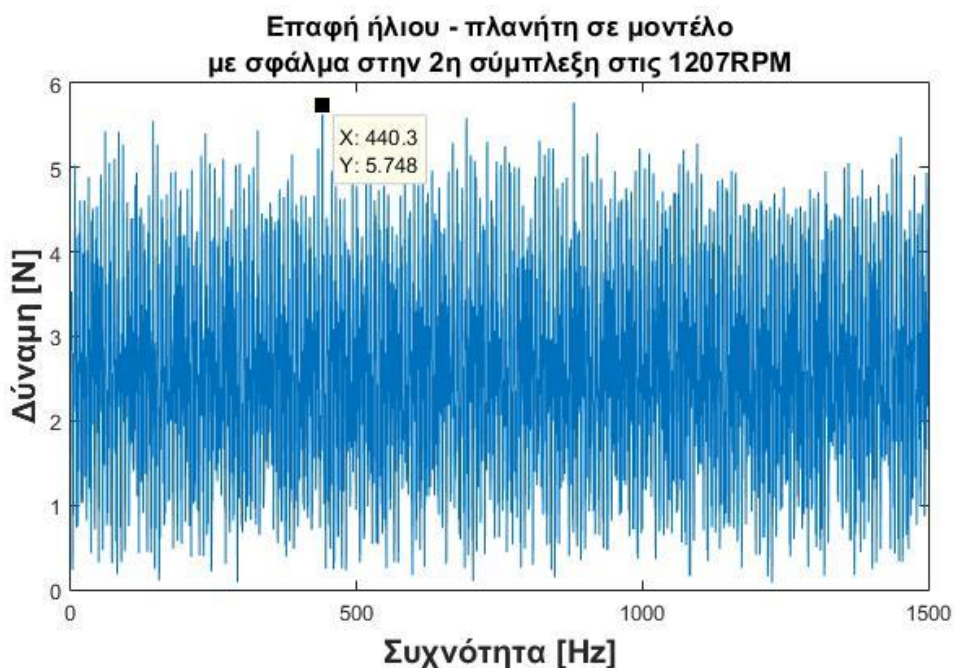


Σχήμα 7.62. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα σε σύστημα με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 1207RPM.

Στα σχήματα 7.61. και 7.62. απεικονίζεται η δύναμη της εμπλοκής πλανήτη με την κορώνα του. Στο σχήμα 7.61. σε σχέση με το 7.62. παρατηρείτε έντονη αύξηση του θορύβου σε όλο το φάσμα των συχνοτήτων τόσο στο υγιές όσο και στο σύστημα με σφάλμα καθώς αυξάνει η ταχύτητα περιστροφής. Η f_m εμφανίζεται στα 439,8 Hz μόνο στο μοντέλο με το σφάλμα.



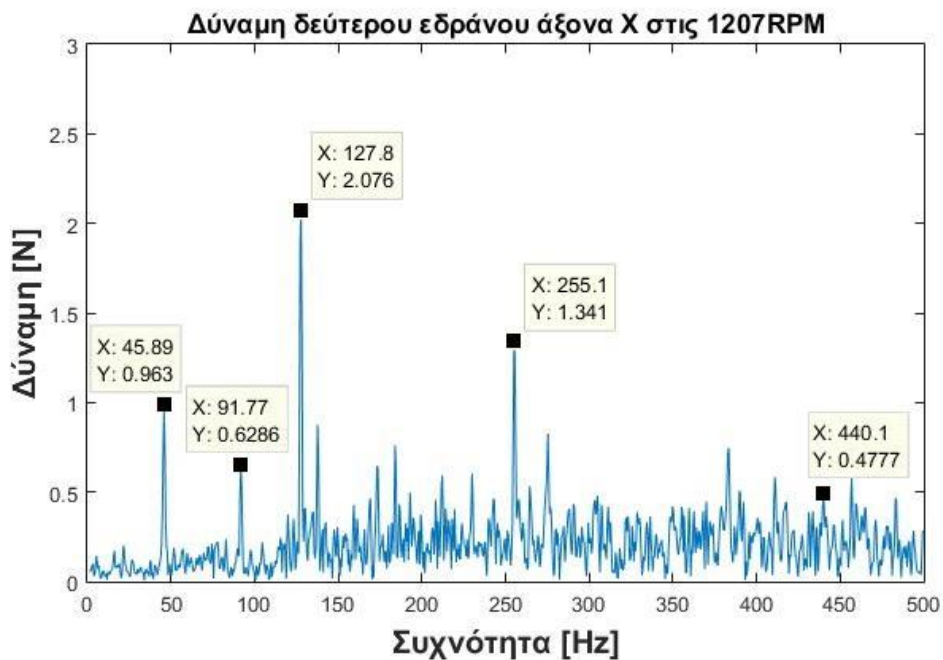
Σχήμα 7.63. Δύναμη επαφής ήλιου με πλανήτη σε υγιές σύστημα στις 1207RPM.



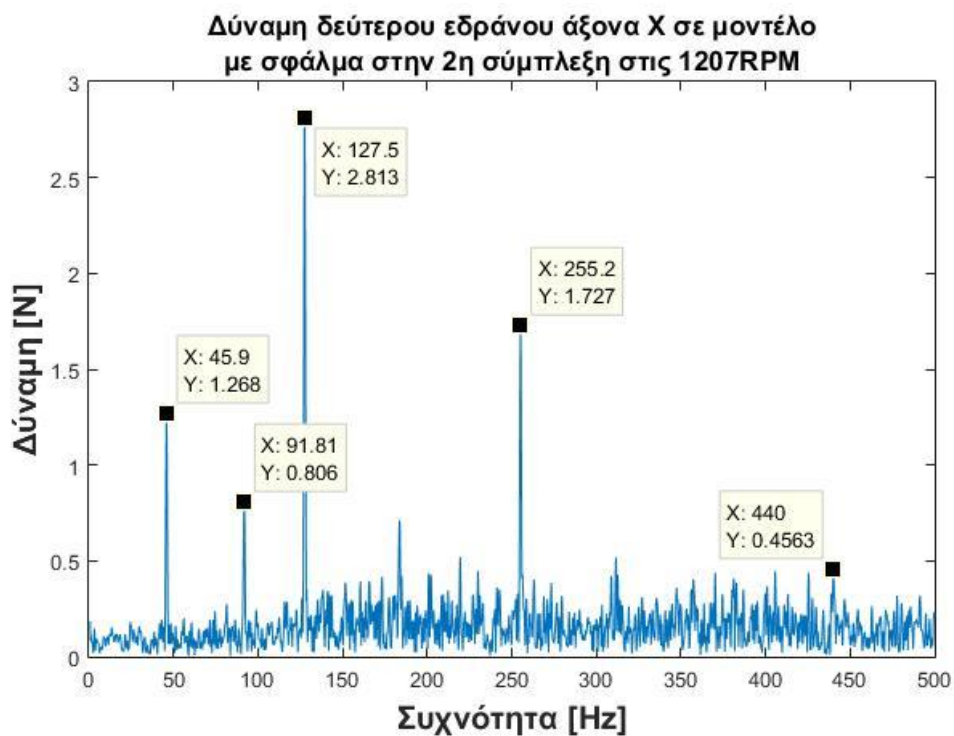
Σχήμα 7.64. Δύναμη επαφής ήλιου με πλανήτη σε σύστημα με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 1207RPM.

Στα σχήματα 7.63. και 7.64. απεικονίζεται η δύναμη της εμπλοκής του ήλιου με πλανήτη στο πλανητικό κιβώτιο. Στο σχήμα 7.64. σε σχέση με το 7.63. παρατηρείται έντονη αύξηση στο θόρυβο σε όλο το φάσμα των συχνοτήτων σε επίπεδο που καλύπτει την χαρακτηριστική συχνότητα και της αρμονικές της που εμφανίζονται στο υγιές σύστημα.

7.3.3.β Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης στα έδρανα κύλισης – Συχνότητα»

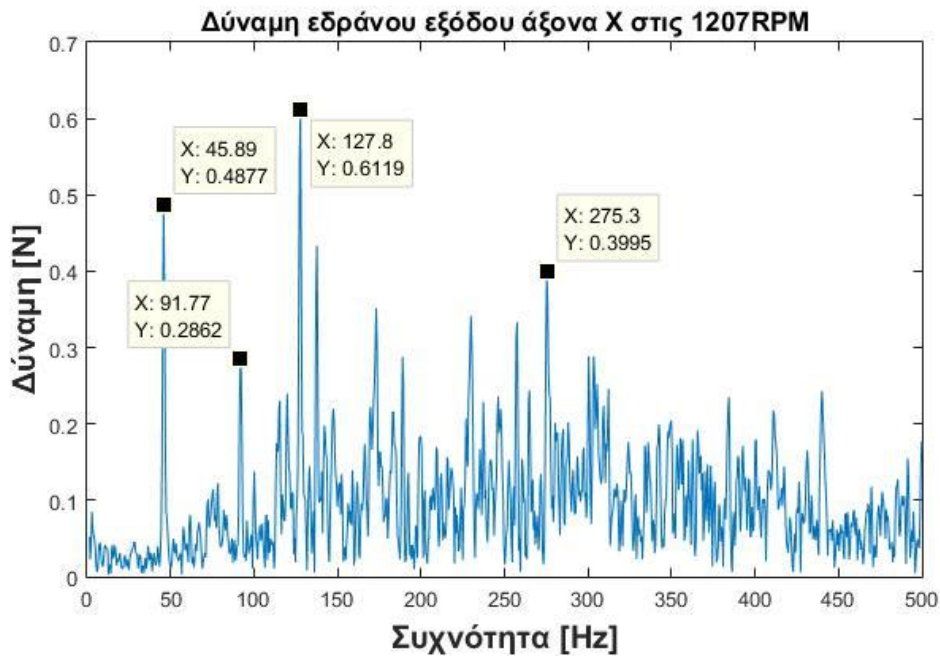


Σχήμα 7.65. Διάγραμμα δεύτερου εδράνου μεσαίου άξονα στις 1207RPM.

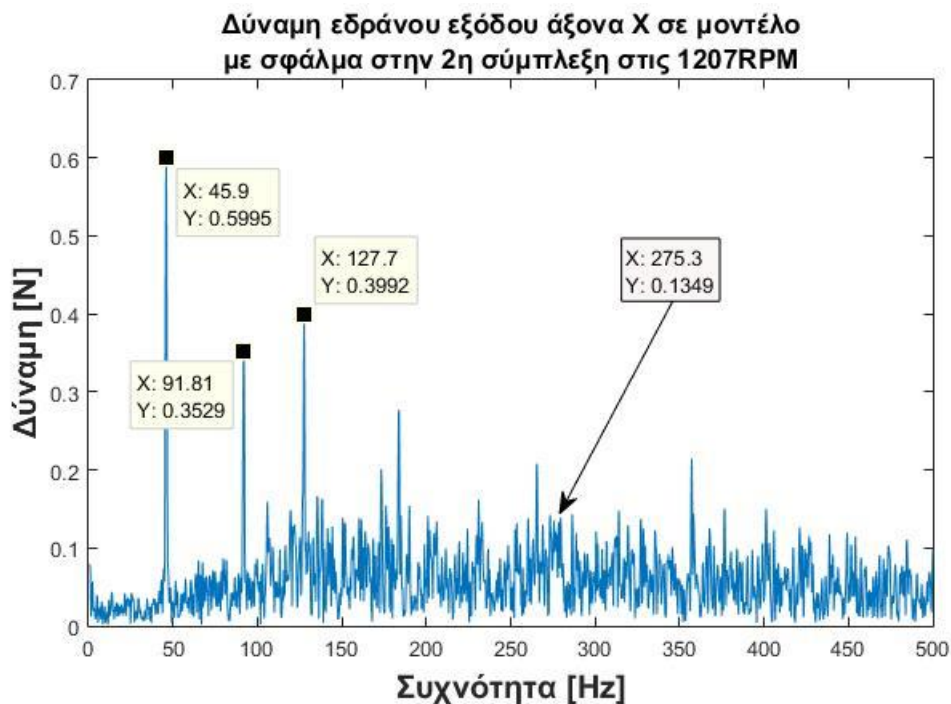


Σχήμα 7.66. Διάγραμμα δεύτερου εδράνου μεσαίου άξονα σε μοντέλο με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 1207RPM.

Τα σχήματα 7.65. και 7.66. απεικονίζουν τις δυνάμεις του πρώτου και δεύτερου εδράνου του μεσαίου άξονα του πλανητικού κιβωτίου. Στα σχήματα 7.65. και 7.66. φαίνεται αύξηση του πλάτους των GMF1 στα 127.5 Hz και των αρμονικών της και της f_m στα 440 Hz. Επίσης υπάρχουν κάποιες μικρές ενδείξεις για sidebands ενώ ο θόρυβος είναι λίγο αυξημένος. Τέλος οι αρμονικές της GMF2 εξαφανίζονται νωρίτερα σε σχέση με το υγιές.



Σχήμα 7.67. Διάγραμμα εδράνου εξόδου διβάθμιου στις 1207RPM.

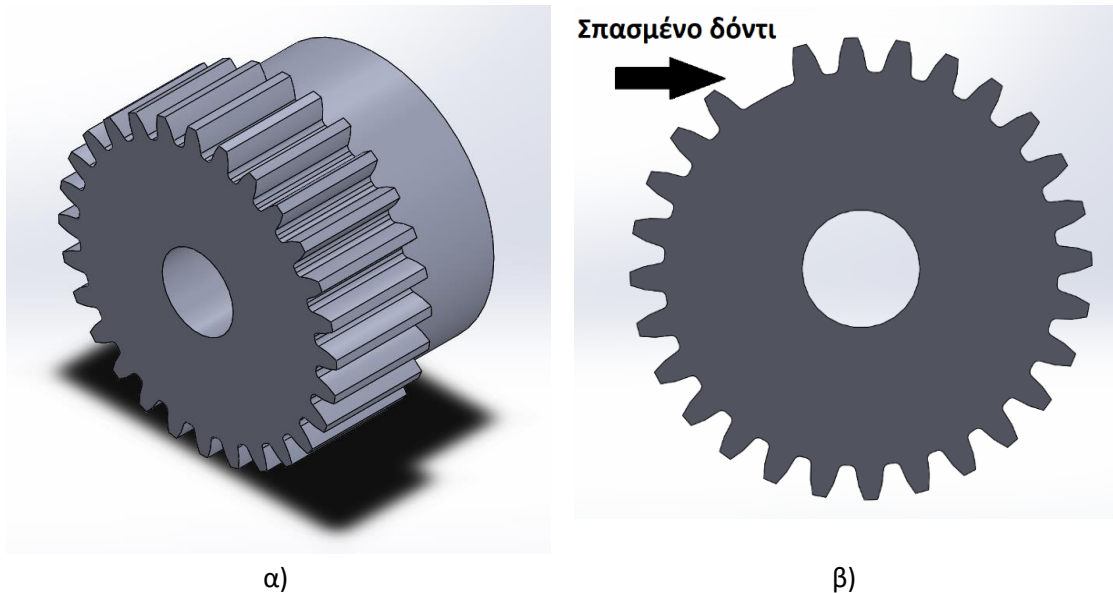


Σχήμα 7.68. Διάγραμμα εδράνου εξόδου διβάθμιου σε μοντέλο με σφάλμα στο διβάθμιο στις 1207RPM.

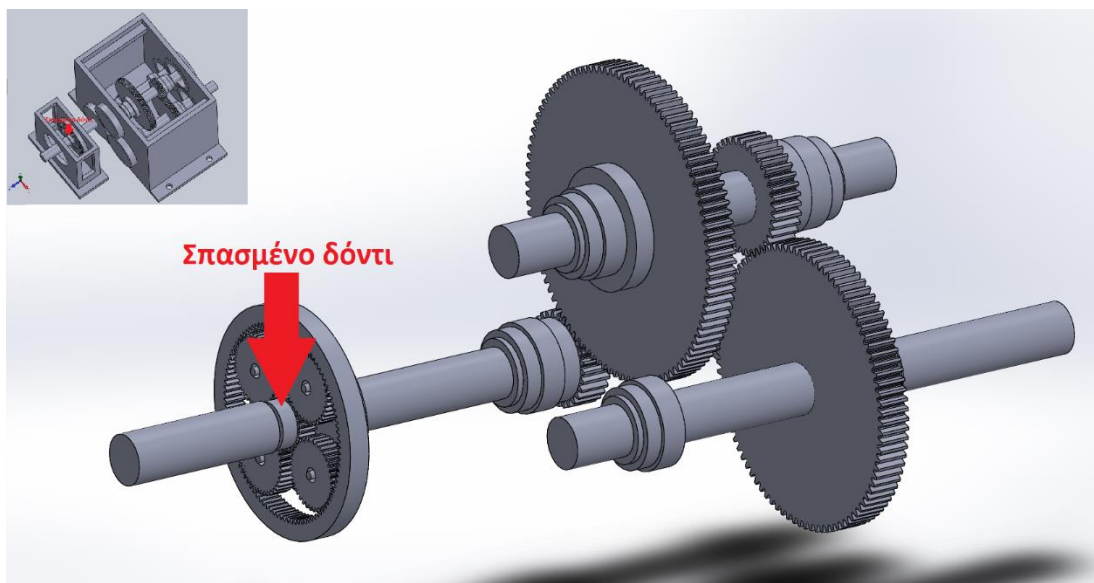
Τα σχήματα 7.67. και 7.68. απεικονίζουν τη δύναμη σε έδρανο του άξονα εξόδου του διβάθμιου κιβωτίου. Στα σχήματα 7.67. και 7.68. φαίνεται να επικρατούν οι GMF2 (45,9 Hz) και οι αρμονικές της και να υποχωρούν οι υπόλοιπες. Παρατηρείται επίσης αύξηση στα επίπεδα του θορύβου και μικρές ενδείξεις για sidebands κυρίως στην πρώτη GMF2.

7.4. Σύγκριση υγιούς – σπασμένο δόντι στο πλανητικό μοντέλο.

Σε δεύτερη φάση κατασκευάστηκε άλλο ένα μοντέλο με σφάλμα το σπάσιμο ενός ολόκληρου δοντιού. Αυτή τη φορά όμως το σφάλμα βρίσκεται στο πλανητικό κιβώτιο. Ο ήλιος του πλανητικού κιβωτίου είναι αυτή τη φορά το γράναζι με την βλάβη.



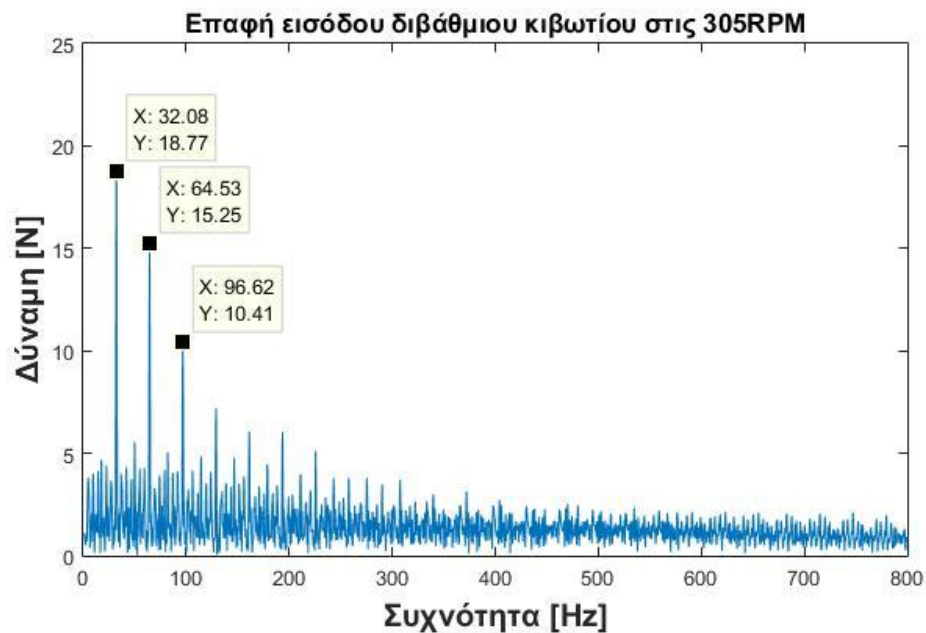
Εικόνα 7.5. Στην εικόνα απεικονίζεται ο ήλιος από το πλανητικό κιβώτιο υγιής αρχικά α) και με σπασμένο δόντι β).



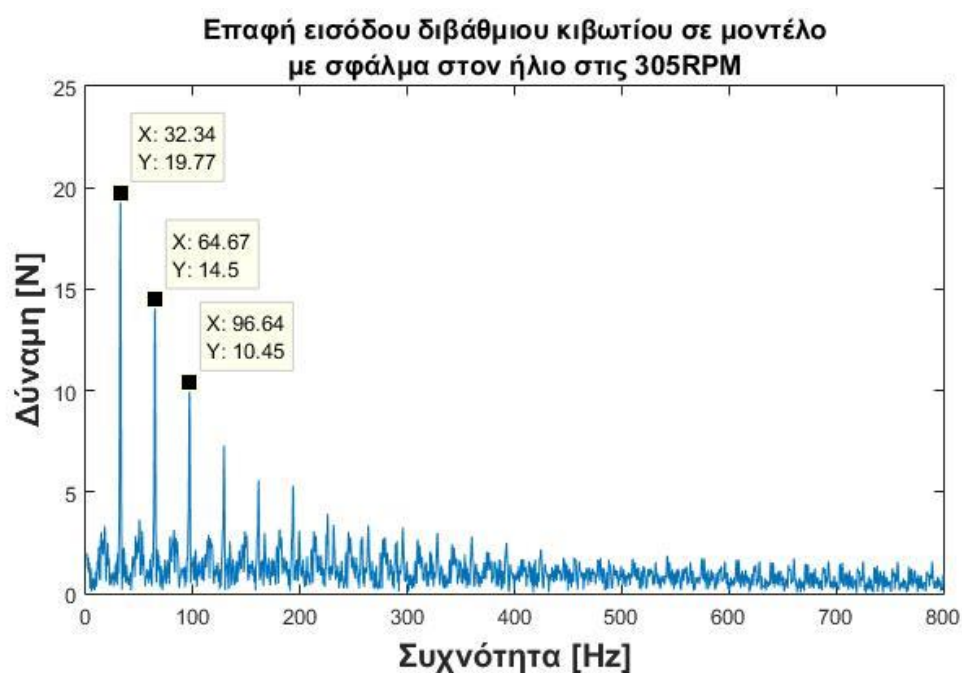
Εικόνα 7.6. Περιγράφει την ακριβή τοποθεσία του σφάλματος στην διάταξη.

7.4.1. Σύγκριση μοντέλων στις 305RPM

7.4.1.α Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης Επαφής – Συχνότητας»

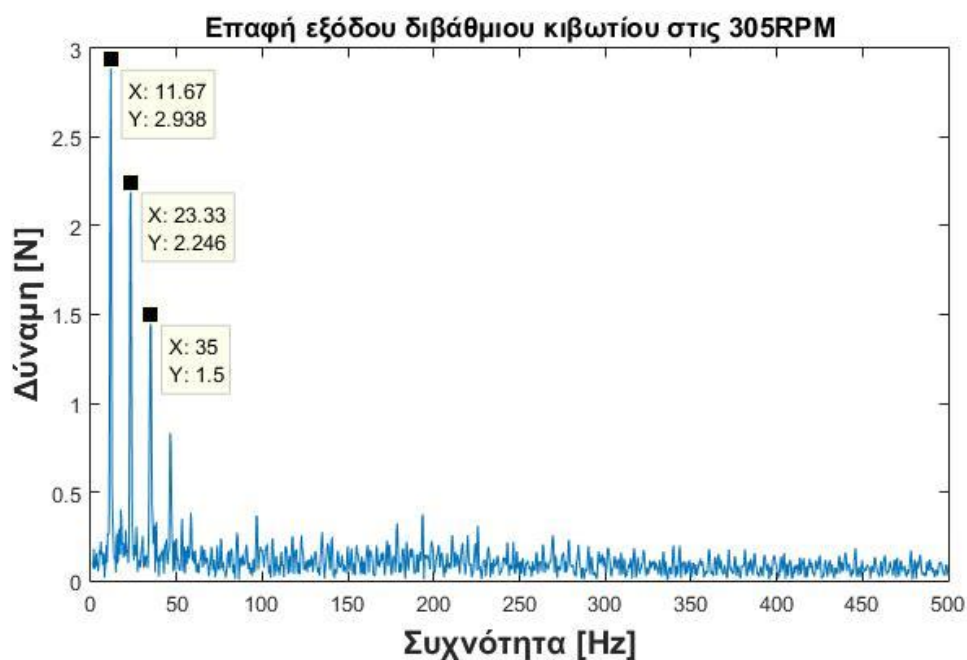


Σχήμα 7.69. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου σε υγιές σύστημα στις 305RPM.

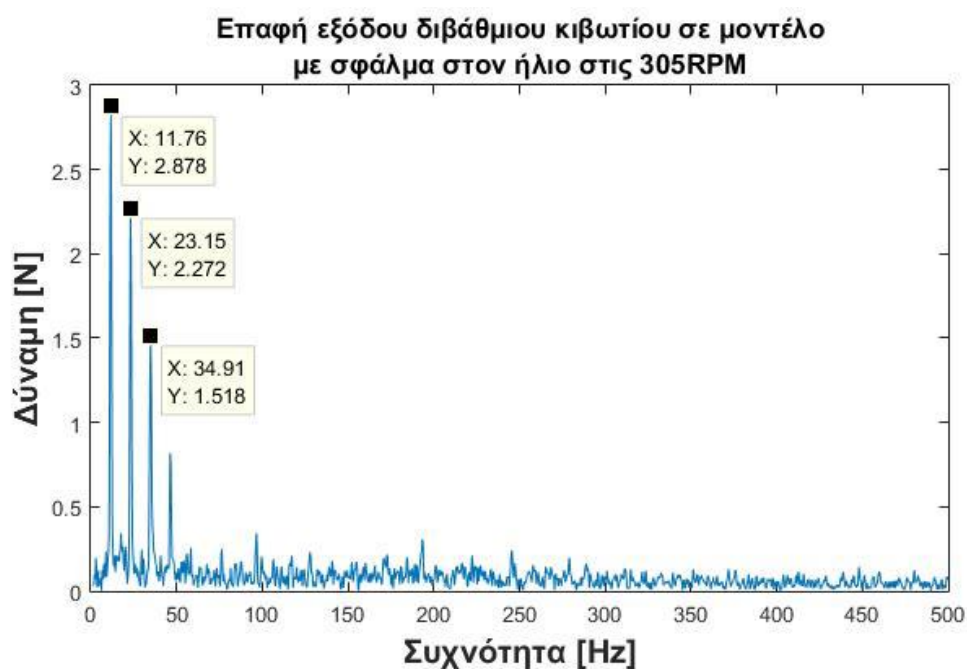


Σχήμα 7.70. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου σε σύστημα με σφάλμα στο πλανητικό κιβώτιο στις 305RPM.

Στο διάγραμμα της επαφής εισόδου (Σχήμα 7.69., 7.70.) δεν παρατηρούνται έντονες διαφοροποιήσεις σε σχέση με το υγιές μοντέλο. Το μόνο ασφαλές συμπέρασμα που μπορεί να εξαχθεί είναι ότι υπάρχει διαφοροποίηση στο θόρυβο.

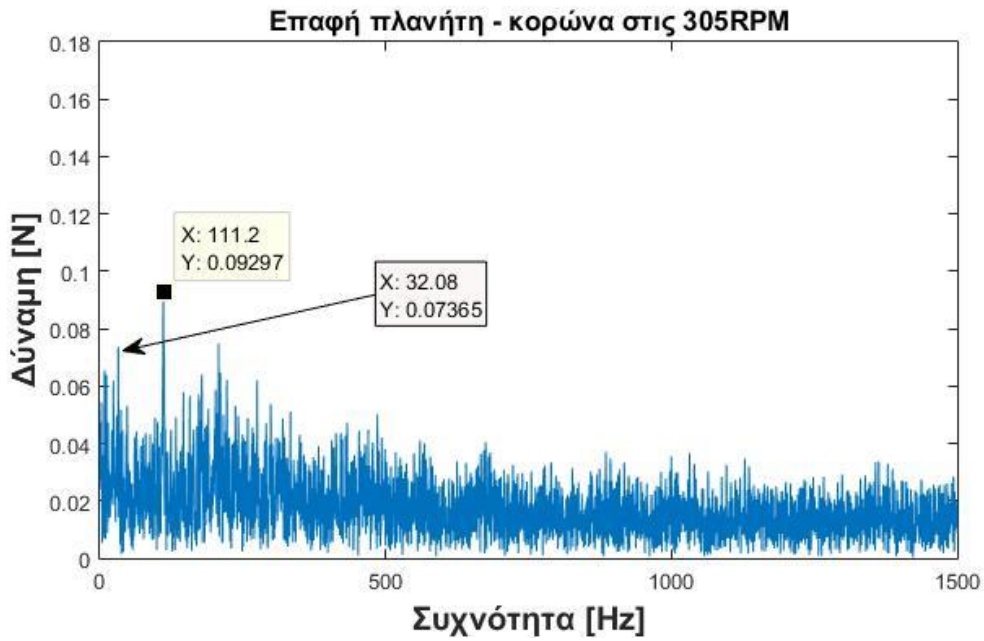


Σχήμα 7.71.. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε υγιές σύστημα στις 305RPM.

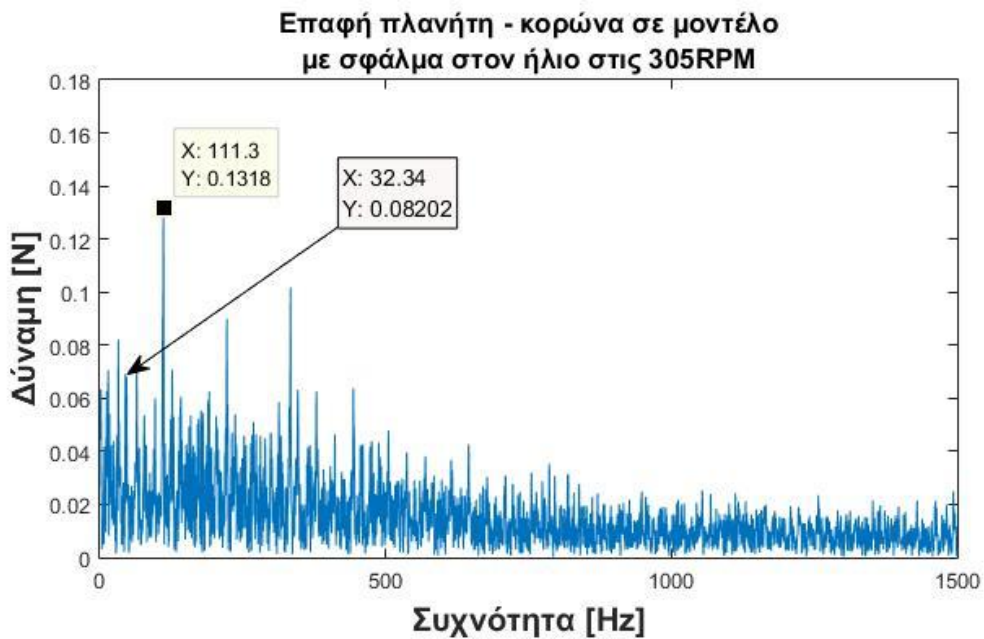


Σχήμα 7.72. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε σύστημα με σφάλμα στο πλανητικό κιβώτιο στις 305RPM.

Στα σχήματα 7.71. και 7.72. εμφανίζονται τα διαγράμματα από την δεύτερη εμπλοκή του διβάθμιου κιβωτίου. Στα διαγράμματα αυτά δεν παρατηρούνται έντονες διαφοροποιήσεις σε σύγκριση με το υγιές μοντέλο. Το μόνο ασφαλές συμπέρασμα που μπορεί να προκύψει είναι ότι υπάρχει διαφοροποίηση στο θόρυβο χωρίς όμως να επηρεάζει το αποτέλεσμα. Η GMF2 εμφανίζεται κανονικά στα 11,76 Hz. Επίσης εμφανίζεται ο ίδιο αριθμός αρμονικών με το υγιές σύστημα.

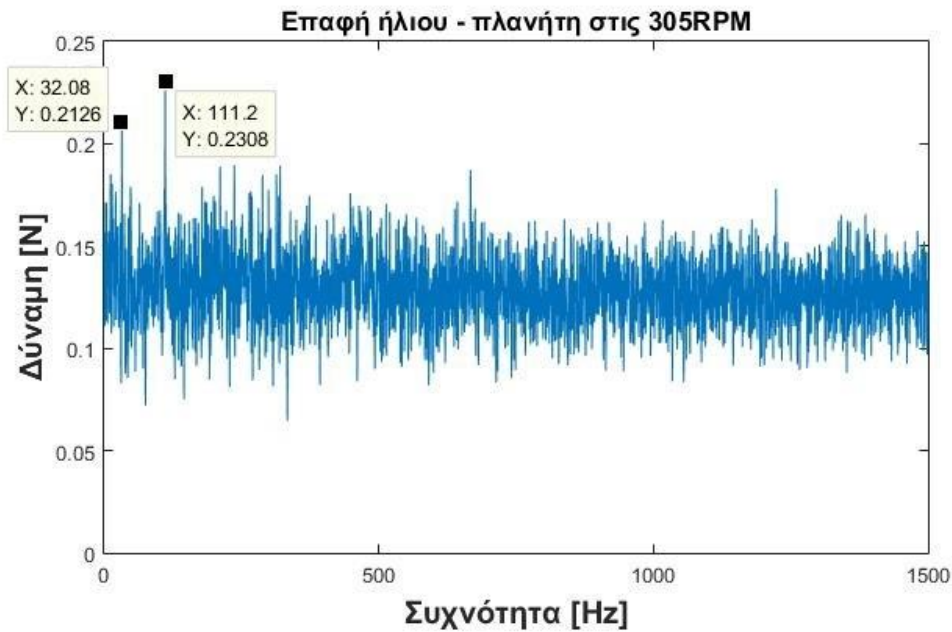


Σχήμα 7.73. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα σε υγιές σύστημα στις 305RPM.

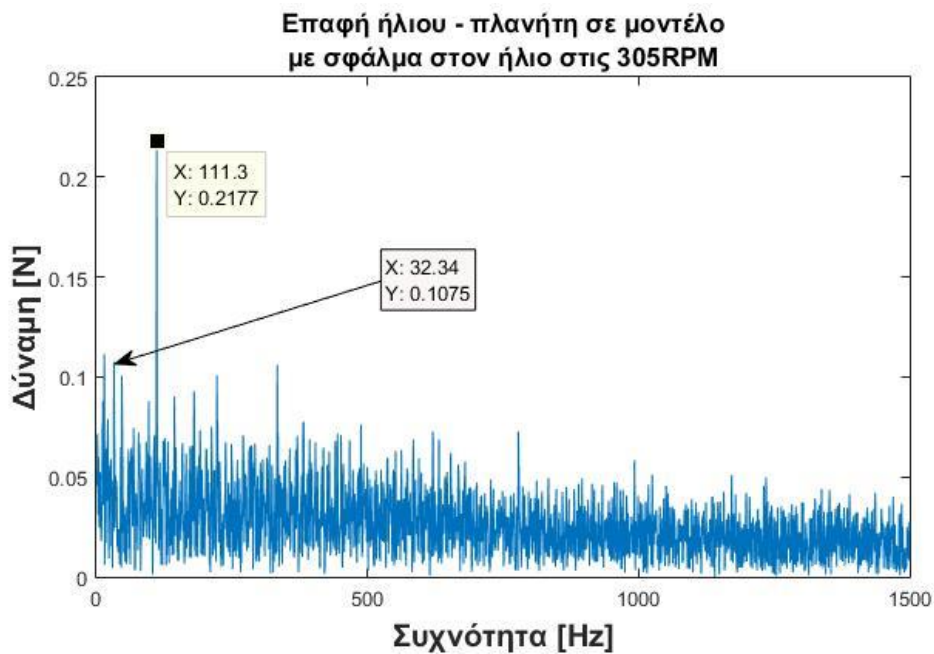


Σχήμα 7.74. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα σε σύστημα με σφάλμα στο πλανητικό κιβώτιο στις 305RPM.

Στα διαγράμματα επαφής πλανήτη – κορώνα (Σχήμα 7.73. και 7.74.) παρατηρείται έντονη αύξηση του θορύβου σε όλο το φάσμα των συχνοτήτων με αποτέλεσμα να μην μπορεί να παρατηρηθεί η ίδια περιοδικότητα με το υγιές καθώς και η GMF1 να χάνεται μέσα στο θόρυβο. Η f_m εμφανίζεται στα 111,3 Hz και παρατηρείται επίσης η δημιουργία κάποιων sidebands.



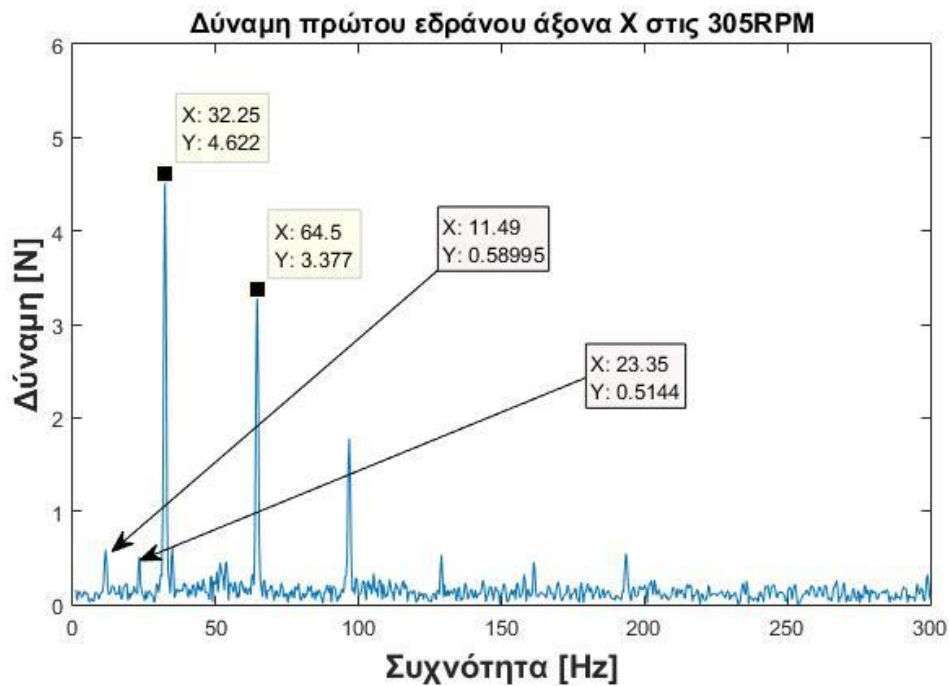
Σχήμα 7.75. Δύναμη επαφής ήλιου με πλανήτη σε υγιές σύστημα στις 305RPM.



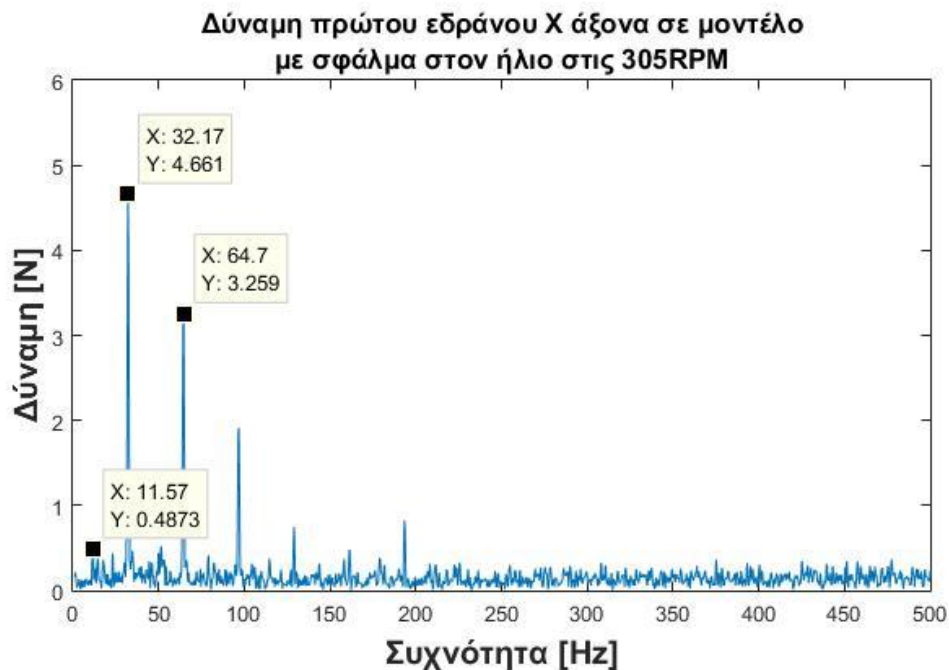
Σχήμα 7.76. Δύναμη επαφής ήλιου με πλανήτη σε σύστημα με σφάλμα στο πλανητικό κιβώτιο στις 305RPM.

Στα σχήματα 7.75. και 7.76. απεικονίζονται τα διαγράμματα επαφής του ήλιου του πλανητικού κιβωτίου με πλανήτη. Στα διαγράμματα αυτά το συμπέρασμα που μπορεί να προκύψει από την παρατήρηση του είναι η αύξηση στο θόρυβο σε όλο το φάσμα των συχνοτήτων με αποτέλεσμα μην είναι δυνατό να διακριθεί η GMF1. Η f_m εμφανίζεται στα 111,3 Hz παράλληλα με κάποια sidebands κοντά όμως στα επίπεδα του θορύβου.

7.4.1.β Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης στα έδρανα κύλισης – Συχνότητα»

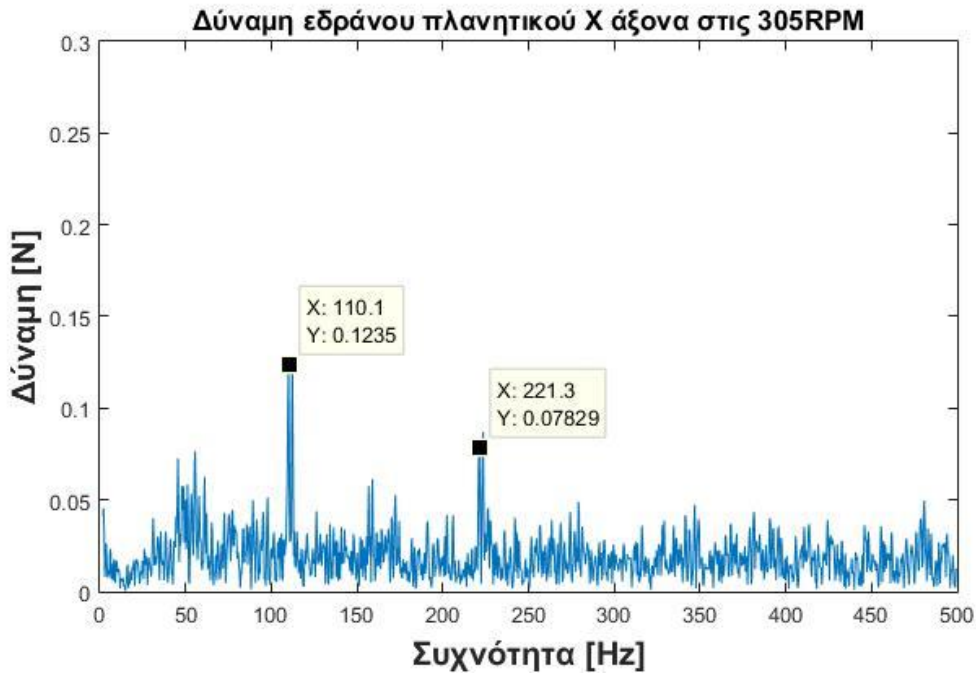


Σχήμα 7.77. Διάγραμμα πρώτου εδράνου άξονα X στις 305RPM.

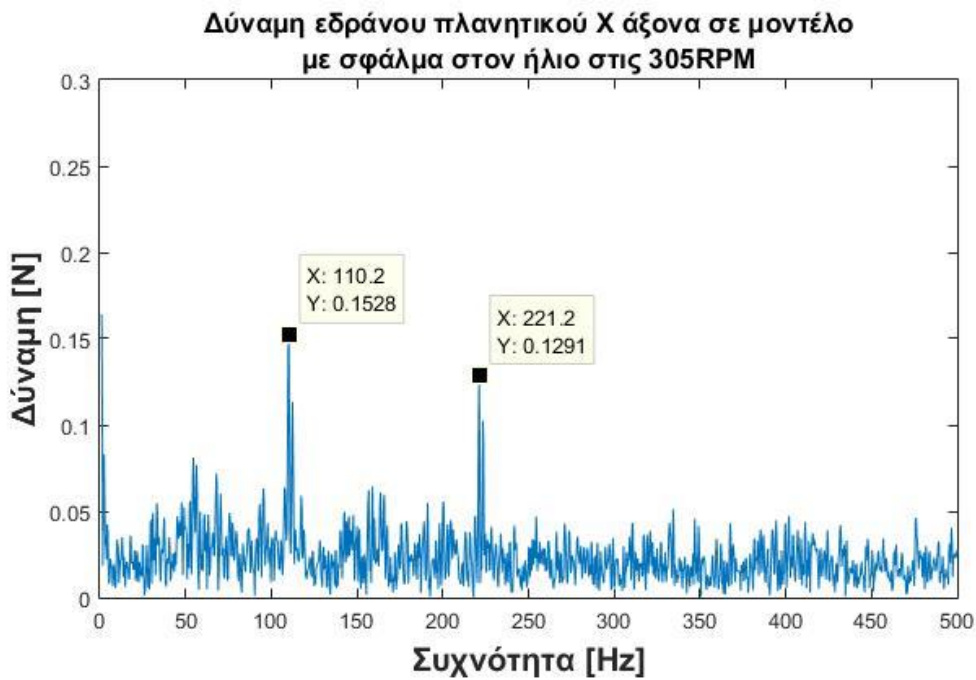


Σχήμα 7.78. Διάγραμμα πρώτου εδράνου άξονα X σε μοντέλο με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 305RPM.

Στα διαγράμματα δύναμης του δεύτερου εδράνου μεσαίου άξονα του διβάθμιου κιβωτίου που εμφανίζονται στα σχήματα 7.77. και 7.78., παρατηρείται διαφοροποίηση στα επίπεδα του θορύβου και υποχώρηση της GMF2 και των αρμονικών της.



Σχήμα 7.79. Διάγραμμα εδράνου πλανητικού άξονα X στις 305RPM.

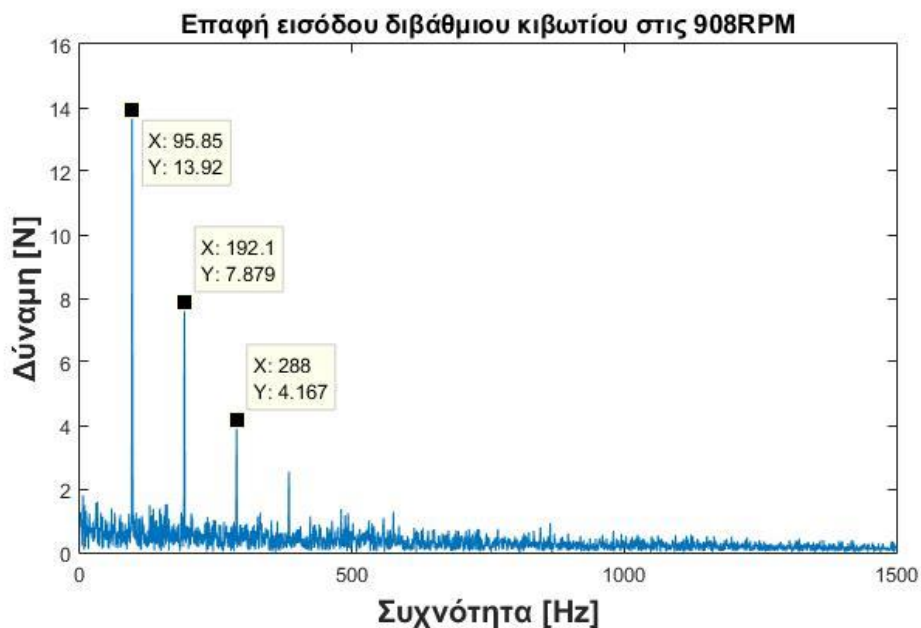


Σχήμα 7.80. Διάγραμμα εδράνου πλανητικού άξονα X σε μοντέλο με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 305RPM.

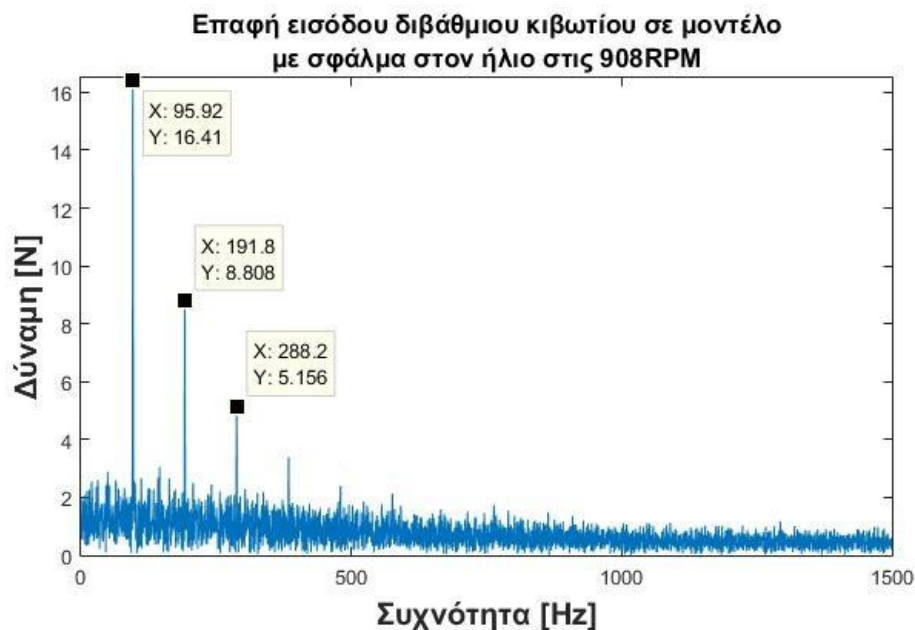
Στα διαγράμματα δύναμης εδράνου πλανητικού κιβωτίου (Σχήμα 7.79. και 7.80.) παρατηρείται η ενίσχυση της f_m και των αρμονικών της και μικρή διαφοροποίηση του θορύβου.

7.4.2. Σύγκριση μοντέλων στις 908RPM

7.4.2.α Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης Επαφής – Συχνότητας»

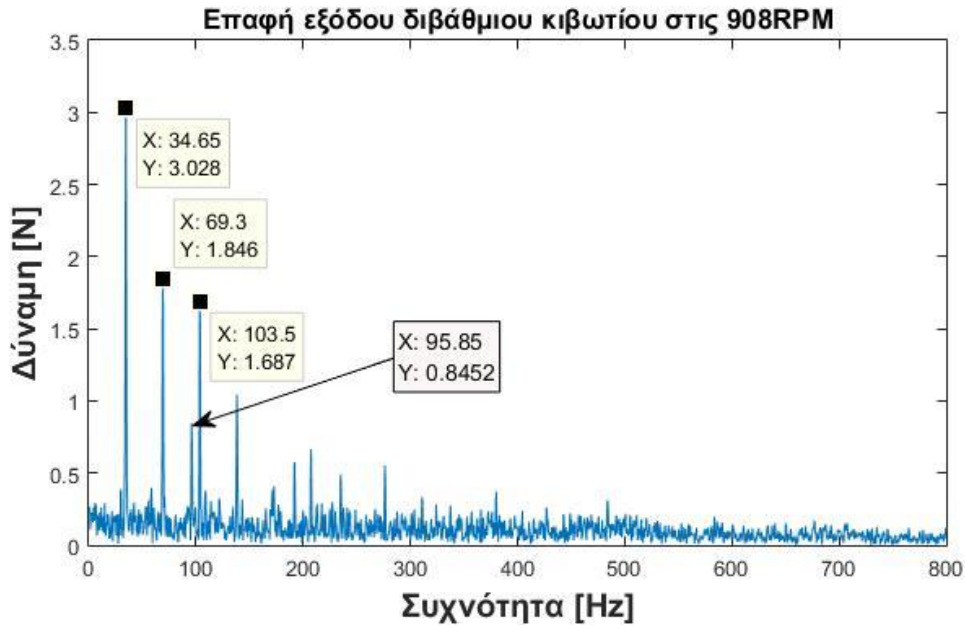


Σχήμα 7.81. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου σε υγιές σύστημα στις 908RPM.

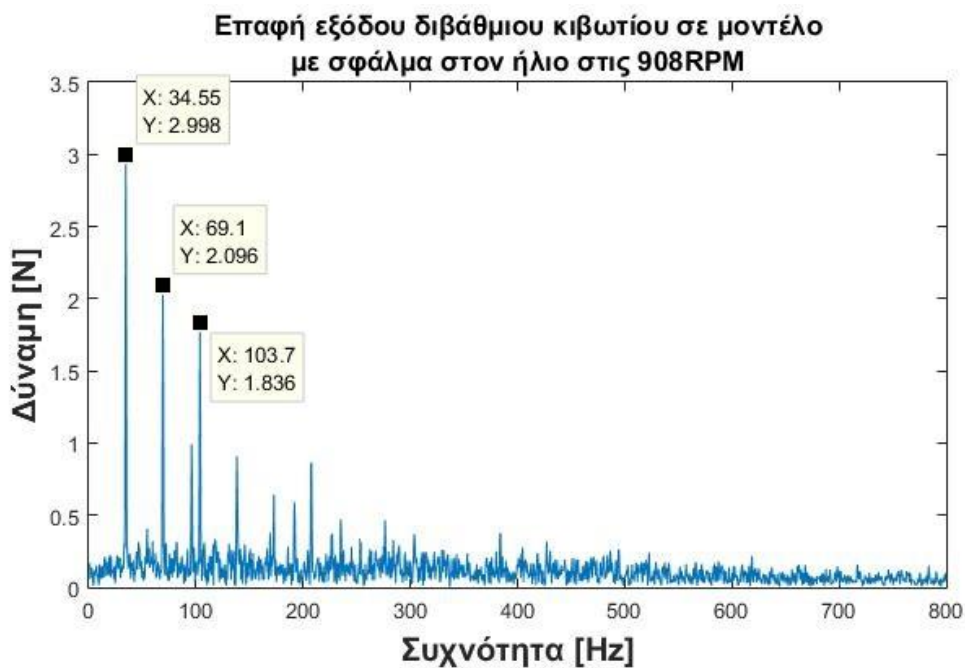


Σχήμα 7.82. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου σε σύστημα με σφάλμα στο πλανητικό κιβώτιο στις 908RPM.

Στα σχήματα 7.81. και 7.82. φαίνονται τα διαγράμματα που προκύπτουν από την δύναμη της πρώτης εμπλοκής του διβάθμιου κιβωτίου. Στα διαγράμματα αυτά δεν παρατηρείται ιδιαίτερη διαφοροποίηση σε σχέση με το υγιές πέρα από μικρή αύξηση στο πλάτος του θορύβου το οποίο δεν παρέχει κάποιο σαφές συμπέρασμα για την κατάσταση της κατασκευής.

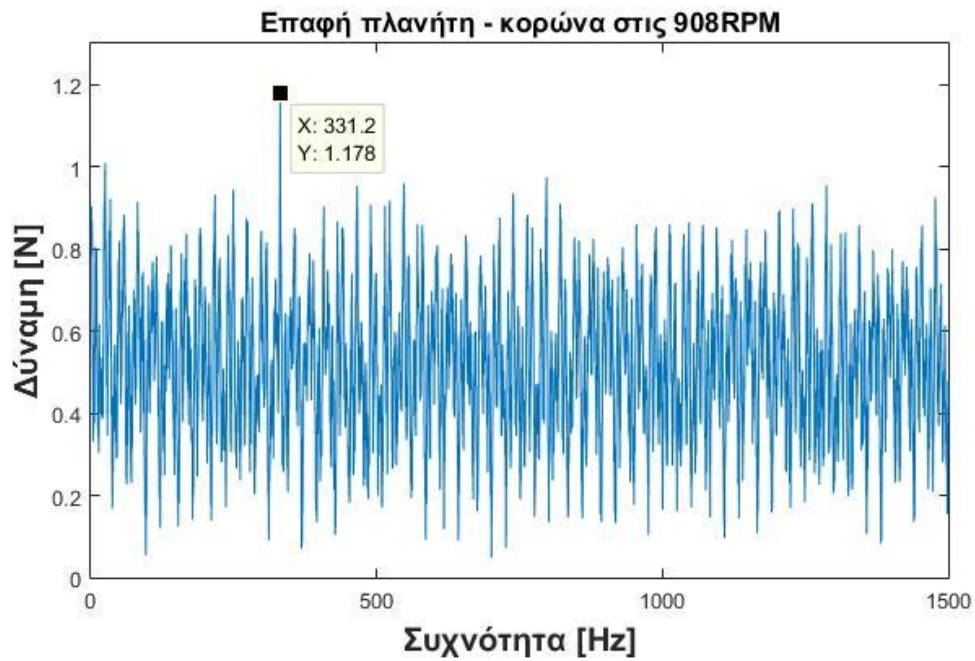


Σχήμα 7.83. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε υγιές σύστημα στις 908RPM.

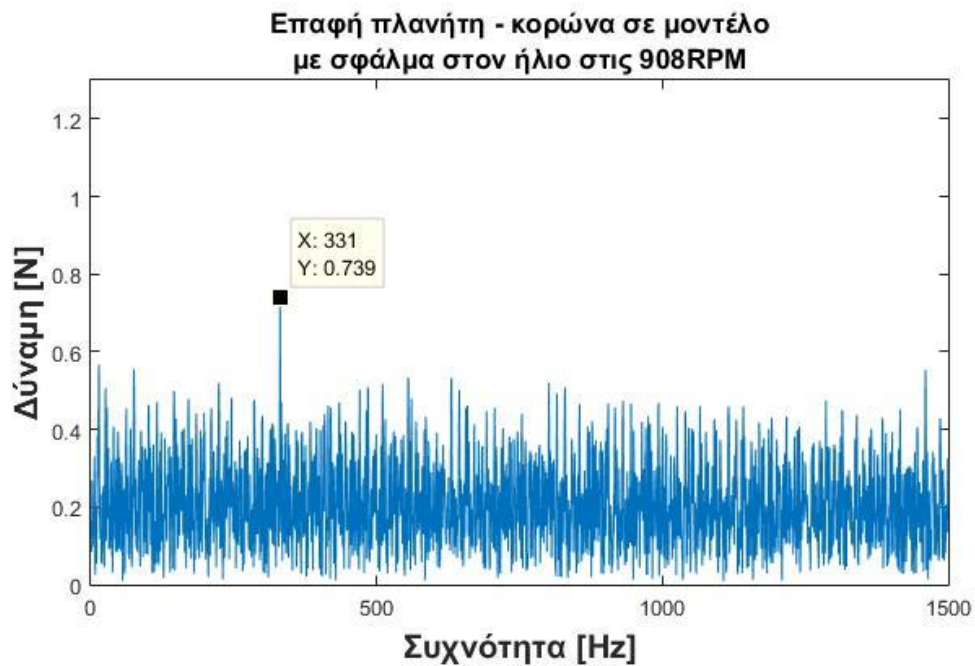


Σχήμα 7.84. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε σύστημα με σφάλμα στο πλανητικό κιβώτιο στις 305RPM.

Στα σχήματα 7.83. και 7.84. απεικονίζονται τα διαγράμματα από τις δυνάμεις επαφής της δεύτερης εμπλοκής του του διβάθμιου κιβωτίου. Στα διαγράμματα αυτά δεν παρατηρούνται έντονες διαφοροποιήσεις σε σχέση με το υγιές σύστημα ώστε να είναι εφικτή η εξαγωγή κάποιου συμπεράσματος για την κατάσταση του συστήματος. Η GMF2 και οι αρμονικές της εμφανίζονται στην ίδια συχνότητα και με παραπλήσια ένταση.

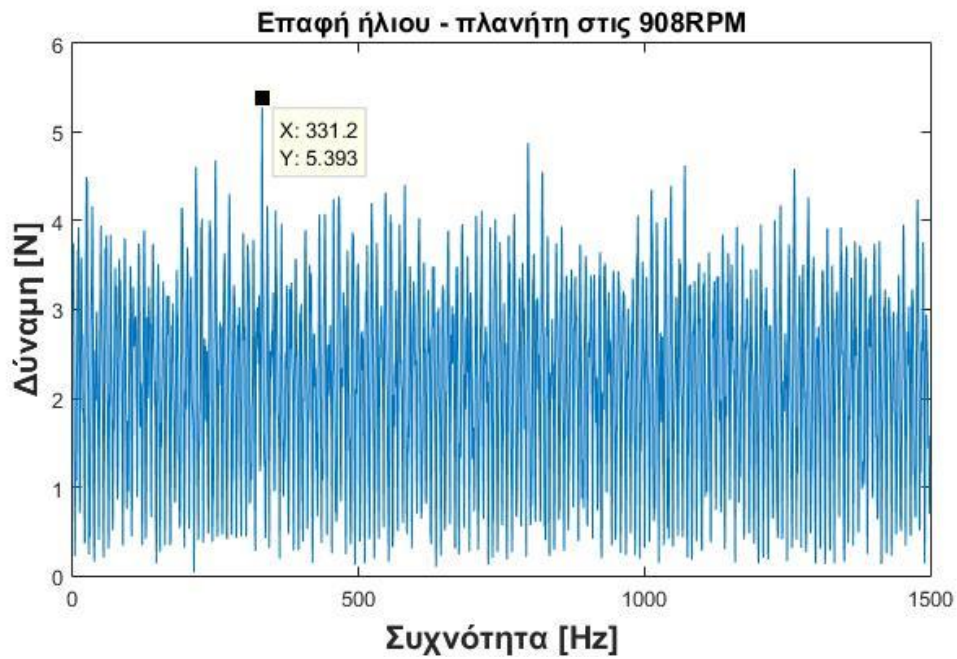


Σχήμα 7.85. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα σε υγιές σύστημα στις 908RPM.

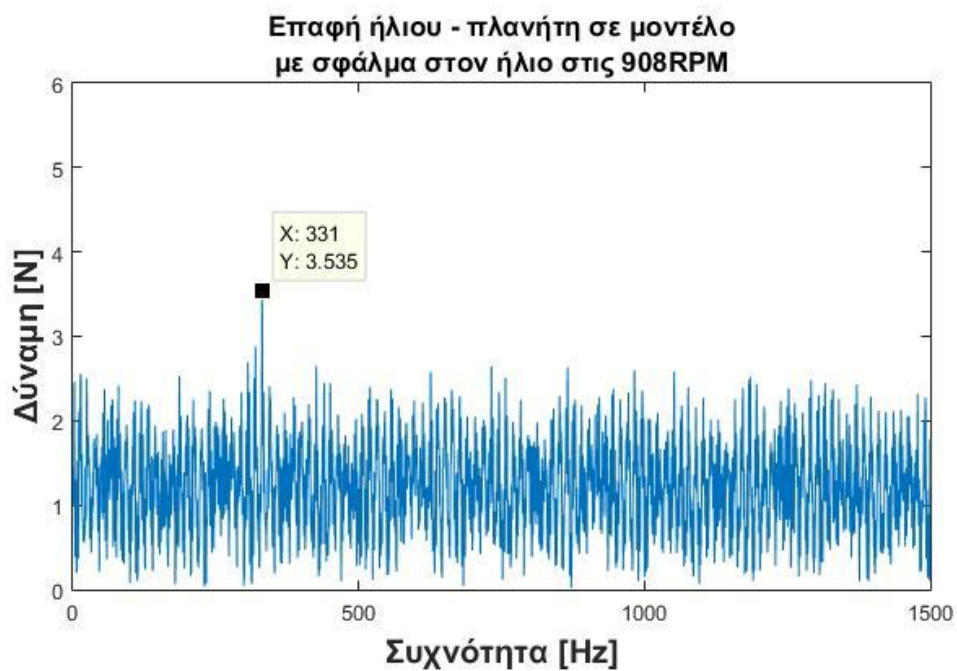


Σχήμα 7.86. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα σε σύστημα με σφάλμα στο πλανητικό κιβώτιο στις 908RPM.

Στα διαγράμματα επαφής πλανήτη – κορώνα στα σχήματα 7.85. και 7.86. παρατηρείται αύξηση του θορύβου σε όλο το φάσμα των συχνοτήτων καθώς επίσης δεν είναι πλέον τόσο ευδιάκριτη η περιοδικότητα με την ίδια ευκολία ως αποτέλεσμα του θορύβου. Η f_m εμφανίζεται κανονικά στα 331 Hz.



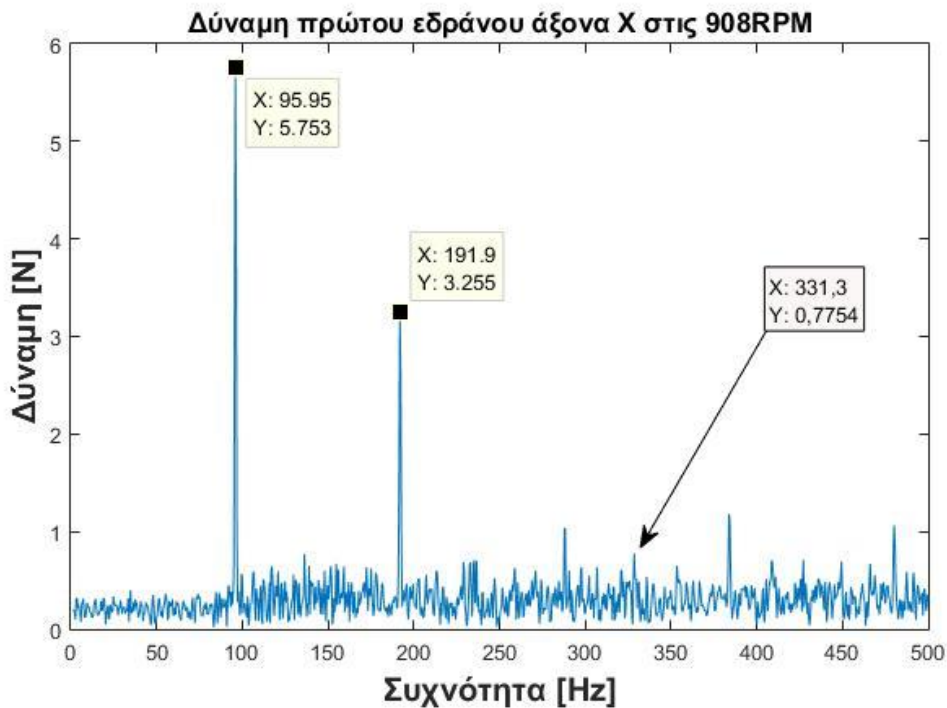
Σχήμα 7.87. Δύναμη επαφής ήλιου με πλανήτη σε υγιές σύστημα στις 908RPM.



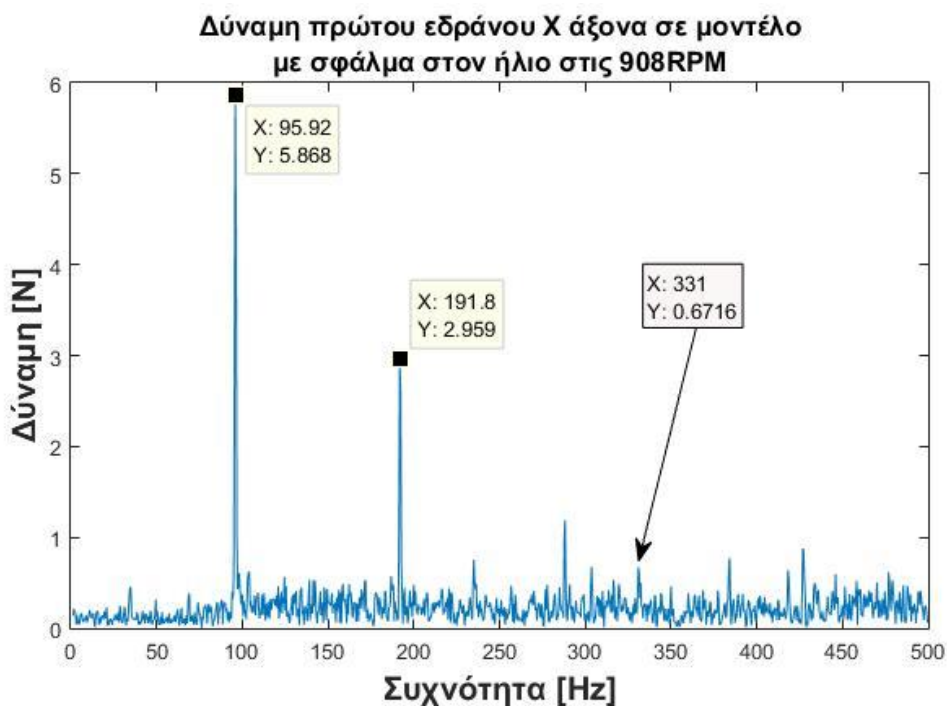
Σχήμα 7.88. Δύναμη επαφής ήλιου με πλανήτη σε σύστημα με σφάλμα στο πλανητικό κιβώτιο στις 908RPM.

Στα σχήματα 7.87. και 7.88. φαίνονται τα διαγράμματα επαφής του ήλιου με πλανήτη του πλανητικού κιβωτίου. Από τα διαγράμματα αυτά το μόνο συμπέρασμα που μπορεί να προκύψει είναι η αύξηση στο θόρυβο σε όλο το φάσμα των συχνοτήτων ενώ η περιοδικότητα χάνεται μέσα σε αυτόν. Η f_m εμφανίζεται στα 331,2 Hz όπως και στο υγιές μοντέλο.

7.4.2.β Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης στα έδρανα κύλισης – Συχνότητα»

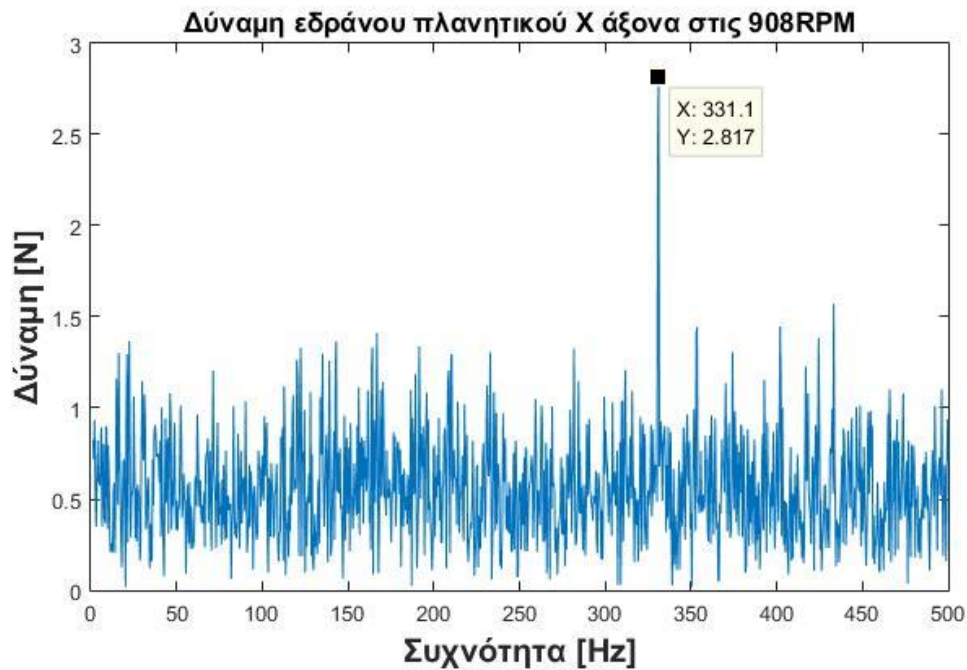


Σχήμα 7.89. Διάγραμμα πρώτου εδράνου άξονα X στις 908RPM.

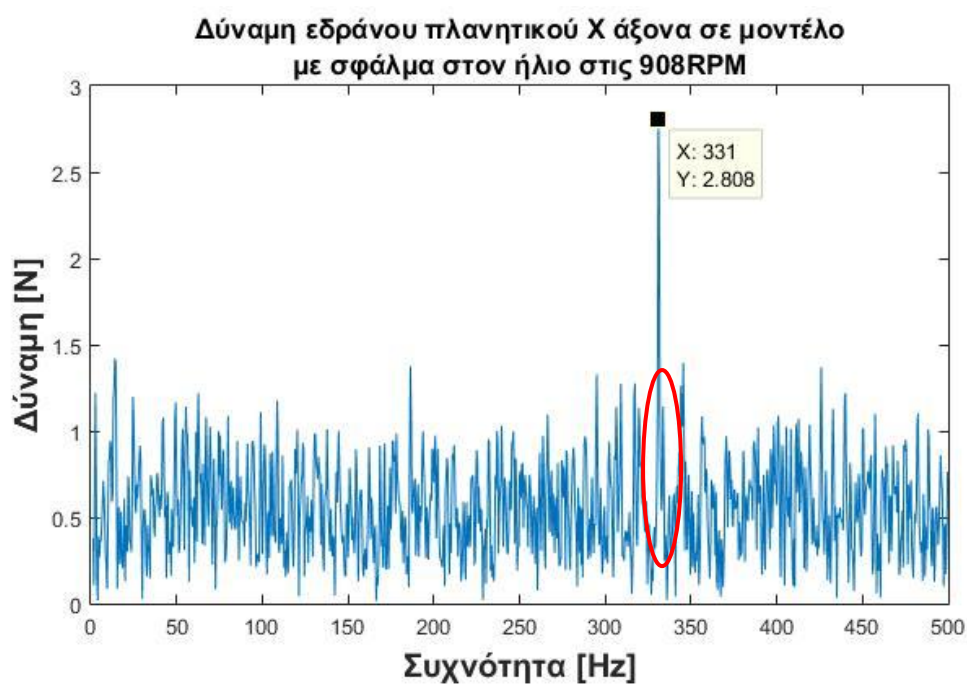


Σχήμα 7.90. Διάγραμμα πρώτου εδράνου άξονα X σε μοντέλο με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 908RPM.

Στα διαγράμματα δύναμης του δεύτερου εδράνου μεσαίου άξονα του διβάθμιου κιβωτίου (Σχήματα 7.89. και 7.90.) παρατηρείται μικρή διαφοροποίηση στα επίπεδα του θορύβου.



Σχήμα 7.91. Διάγραμμα εδράνου πλανητικού άξονα X στις 908RPM.

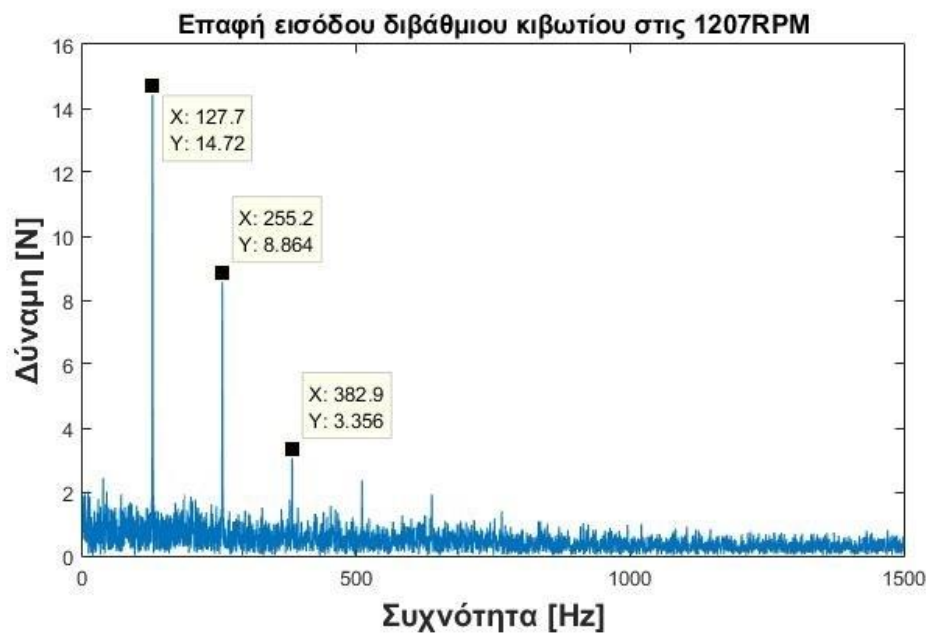


Σχήμα 7.92. Διάγραμμα εδράνου πλανητικού άξονα X σε μοντέλο με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 908RPM.

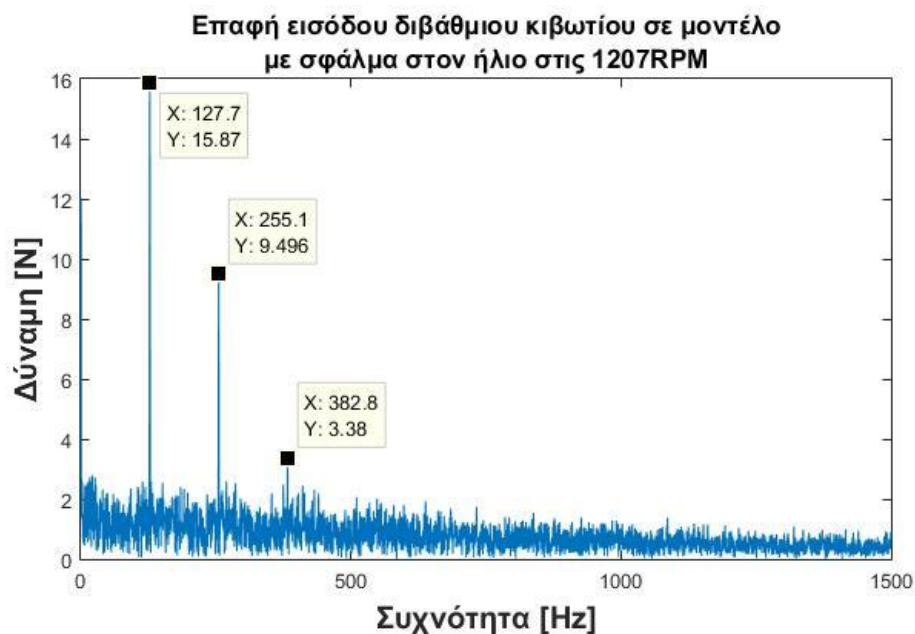
Σχήματα 7.91. και 7.92. απεικονίζονται τα διαγράμματα από τις δυνάμεις εδράνου στο πλανητικό κιβώτιο. Στα διαγράμματα αυτά παρατηρείται η εμφάνιση sidebands στην f_m στα 331 Hz και διαφοροποίηση στα επίπεδα θορύβου.

7.4.3. Σύγκριση μοντέλων στις 1207RPM

7.4.3.α Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης Επαφής – Συχνότητας»

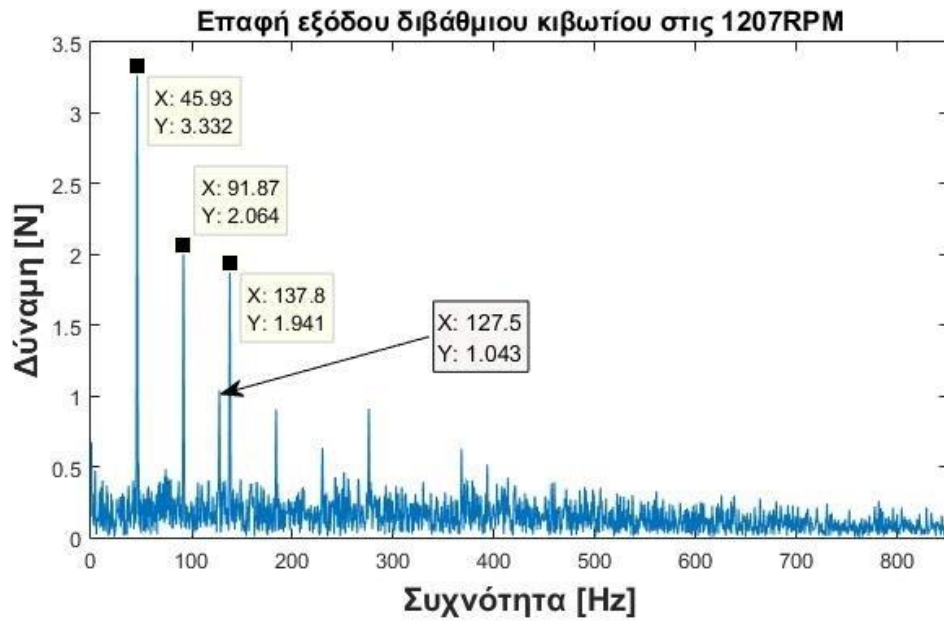


Σχήμα 7.93. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου σε υγιές σύστημα στις 1207RPM.

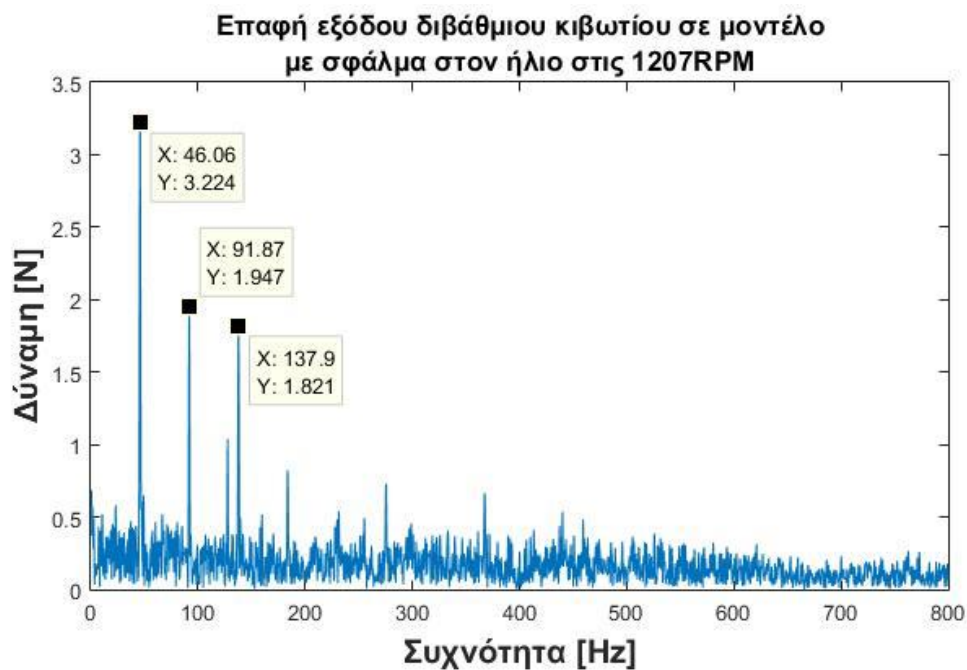


Σχήμα 7.94. Δύναμη επαφής εισόδου διβάθμιου κιβωτίου σε σύστημα με σφάλμα στο πλανητικό κιβώτιο στις 1207RPM.

Στα σχήματα 7.93. και 7.94. φαίνονται τα διαγράμματα της πρώτης εμπλοκής του διβάθμιου κιβωτίου. Στα διαγράμματα αυτά η διαφορά που φαίνεται είναι η αύξηση του πλάτους του θορύβου σε επίπεδα που καλύπτει κάποιες από τις αρμονικές της GMF1. Αυτό είναι ένδειξη ύπαρξης σφάλματος αλλά δεν παρέχει την δυνατότητα εντοπισμού της ακριβούς τοποθεσίας του.

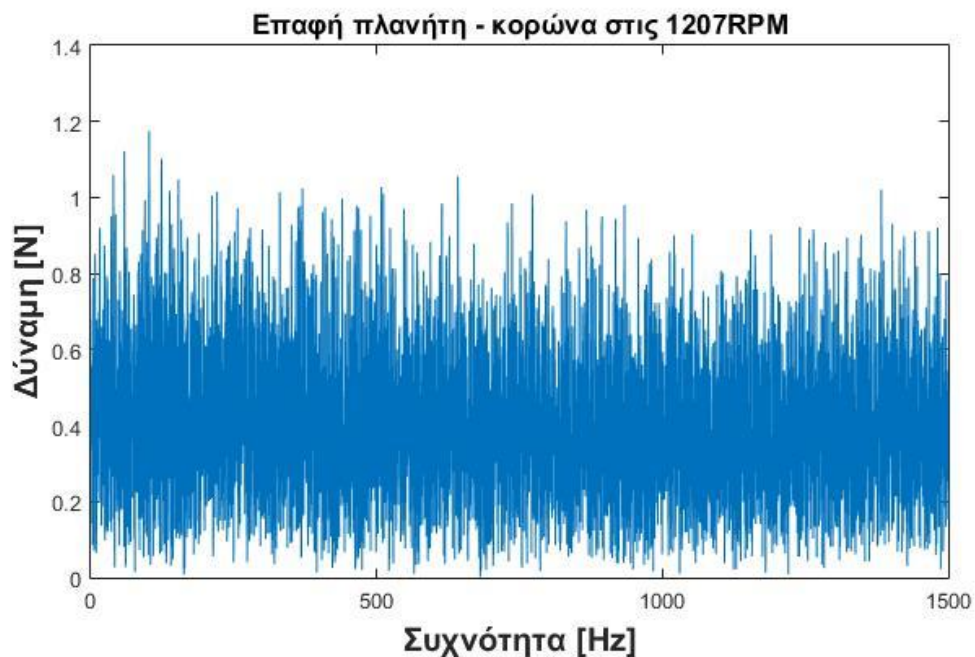


Σχήμα 7.95. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε υγιές σύστημα στις 1207RPM.

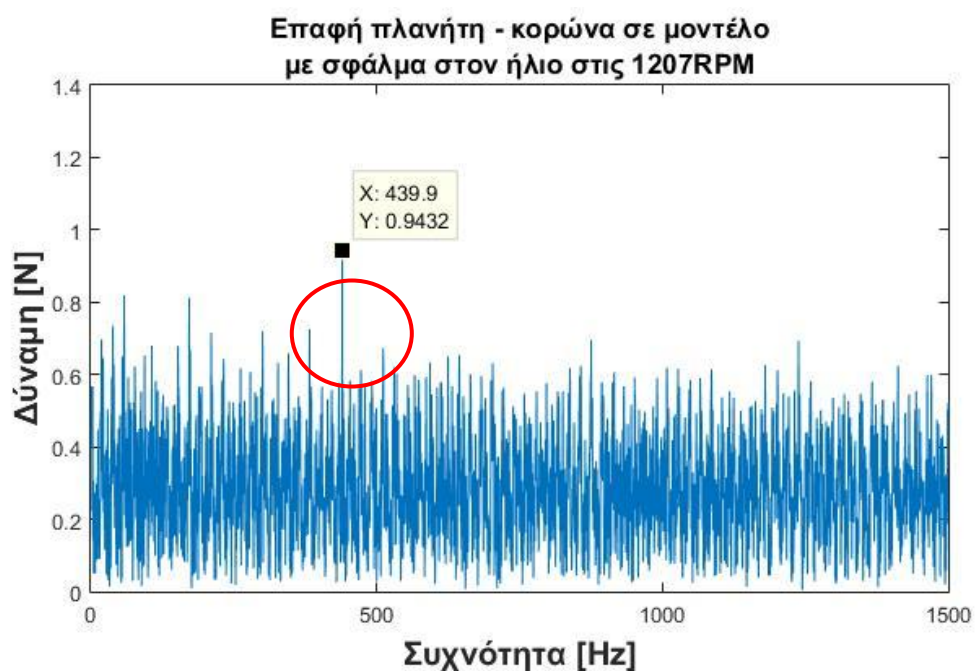


Σχήμα 7.96. Δύναμη επαφής εξόδου διβάθμιου κιβωτίου σε σύστημα με σφάλμα στο πλανητικό κιβώτιο στις 1207RPM.

Στο διάγραμμα επαφής της δεύτερης εμπλοκής (Σχήμα 7.95. και 7.96.) το μόνο ασφαλές συμπέρασμα που μπορεί να εξαχθεί είναι η αύξηση στα επίπεδα του θορύβου η οποία δεν επιτρέπει τον ακριβή προσδιορισμό της τοποθεσίας του σφάλματος.

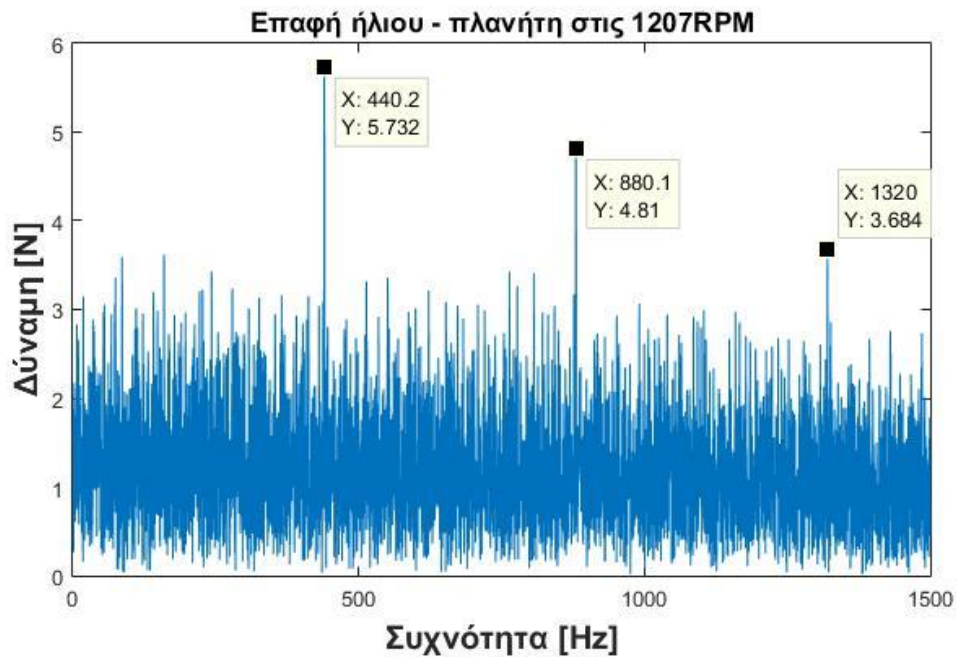


Σχήμα 7.97. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα σε υγιές σύστημα στις 1207RPM.

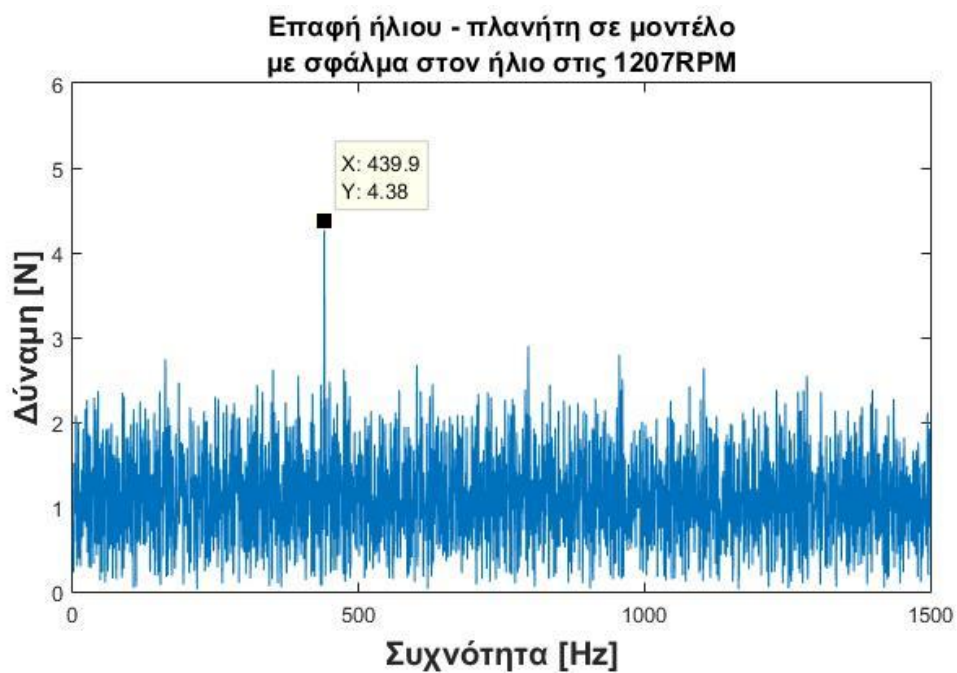


Σχήμα 7.98. Δύναμη επαφής πλανήτη με την κορώνα σε σύστημα με σφάλμα στο πλανητικό κιβώτιο στις 1207RPM.

Στα σχήματα 7.97. και 7.98. απεικονίζονται τα διαγράμματα επαφής πλανήτη με την κορώνα. Στα διαγράμματα αυτά παρατηρείται έντονη αύξηση του θορύβου τόσο στο υγιές σύστημα όσο και στο σύστημα με σφάλμα καθώς αυξάνει η ταχύτητα περιστροφής. Στο δεύτερο διάγραμμα παρατηρούνται κάποια sidebands τα οποία βρίσκονται πολύ κοντά στο επίπεδο του θορύβου δυσχεραίνοντας έτσι τον εντοπισμός τους.



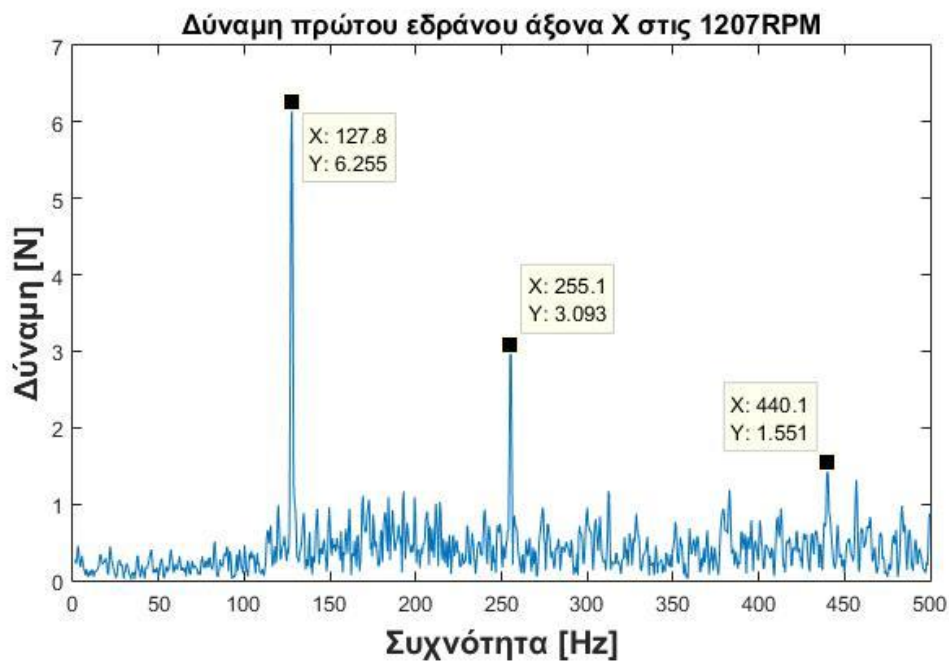
Σχήμα 7.99. Δύναμη επαφής ήλιου με πλανήτη σε υγιές σύστημα στις 1207RPM.



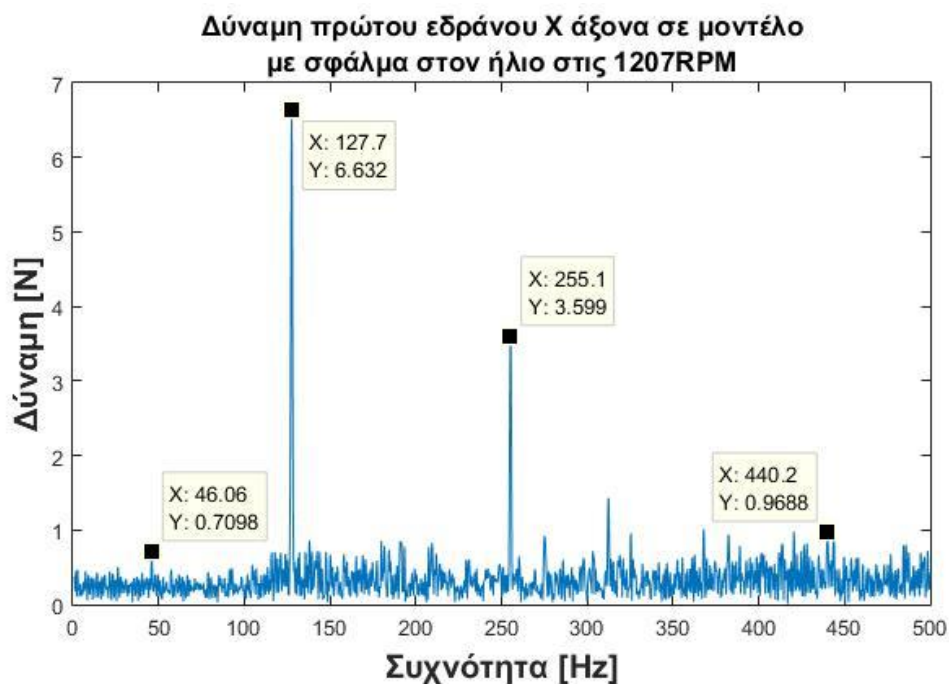
Σχήμα 7.100. Δύναμη επαφής ήλιου με πλανήτη σε σύστημα με σφάλμα στο πλανητικό κιβώτιο στις 1207RPM.

Στα διαγράμματα επαφής ήλιου – πλανήτη (Σχήμα 7.99. και 7.100.) ο θόρυβος έχει αυξηθεί και οι αρμονικές της f_m που εμφανίζονται στο διάγραμμα του υγιούς συστήματος πλέον δεν είναι φανερές.

7.4.2.β Αποτελέσματα από διαγράμματα «Δύναμης στα έδρανα κύλισης – Συχνότητα»

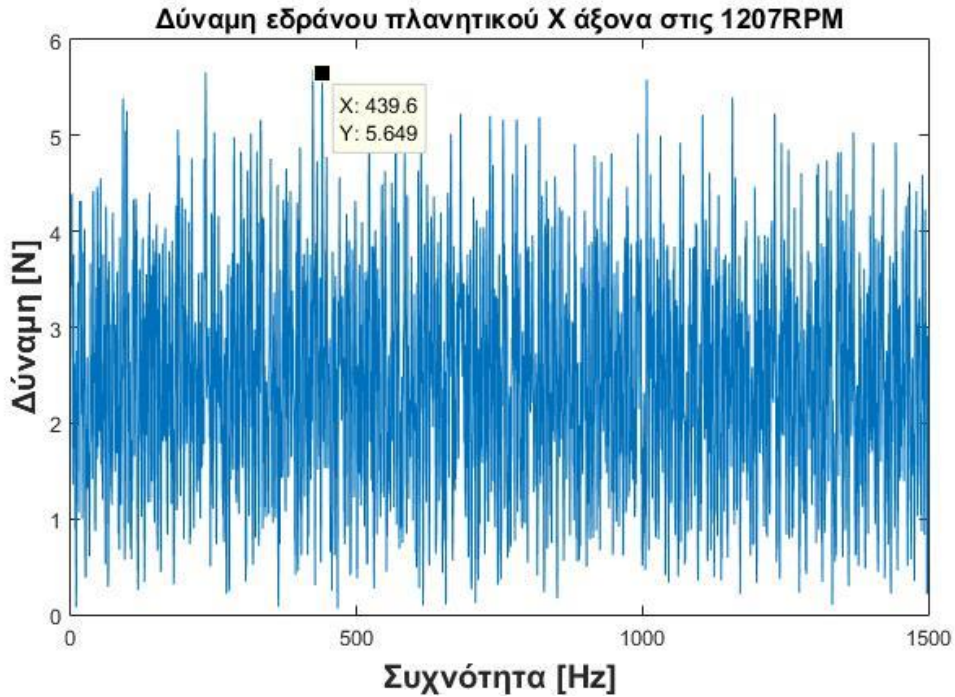


Σχήμα 7.101. Διάγραμμα πρώτου εδράνου άξονα X στις 1207RPM.

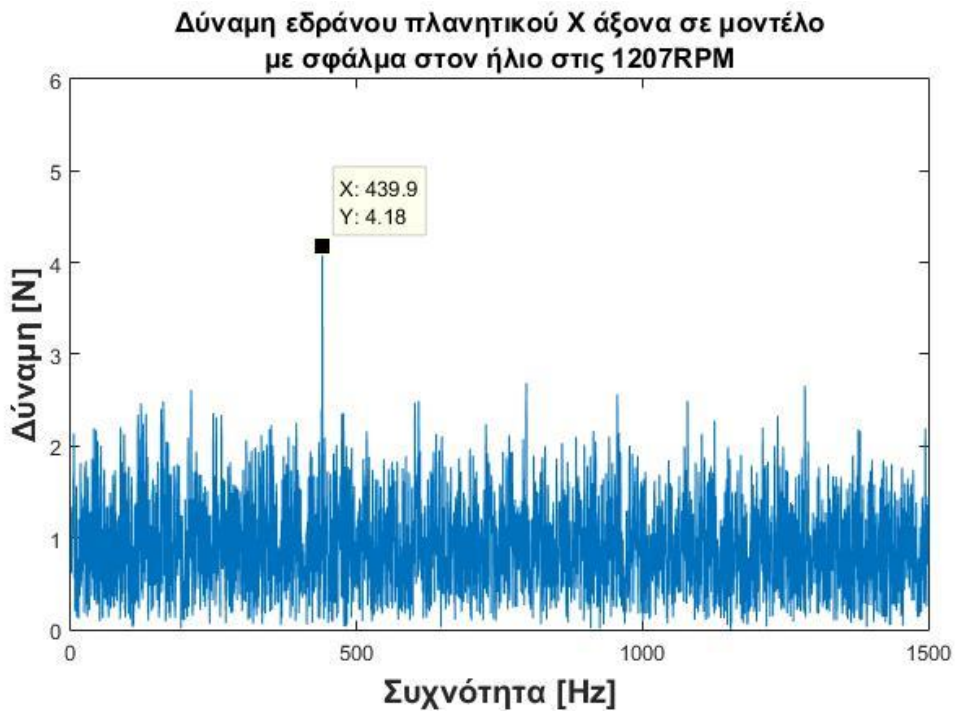


Σχήμα 7.102. Διάγραμμα πρώτου εδράνου άξονα X σε μοντέλο με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 1207RPM.

Στα διαγράμματα δύναμης του δεύτερου εδράνου μεσαίου άξονα του διβάθμιου κιβωτίου (Σχήμα 7.101. και 1.102.) παρατηρείται μικρή διαφοροποίηση στα επίπεδα του θορύβου και η εμφάνιση της GMF2 στα 46.06Hz.



Σχήμα 7.103. Διάγραμμα εδράνου πλανητικού άξονα Χ στις 1207RPM.

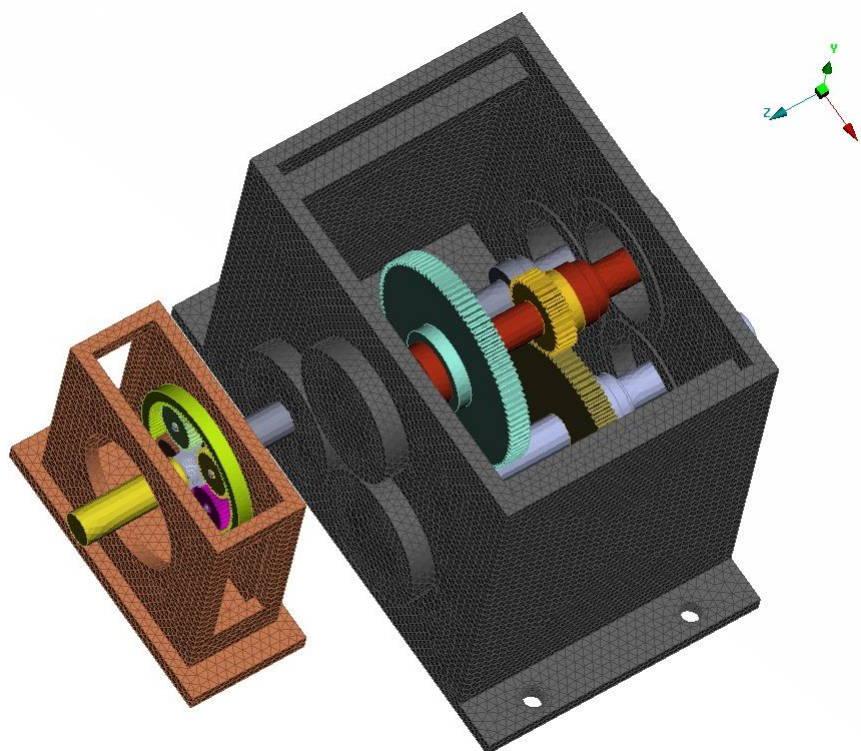


Σχήμα 7.104. Διάγραμμα εδράνου πλανητικού άξονα Χ σε μοντέλο με σφάλμα στο διβάθμιο κιβώτιο στις 1207RPM.

Στα σχήματα 7.103. και 7.104. φαίνονται τα διαγράμματα από τις δυνάμεις σε έδρανο του πλανητικού κιβωτίου. Στα διαγράμματα αυτά παρατηρείτε η f_m στα 439,9 Hz, διαχωρισμένη από τον θόρυβο στην δεύτερη περίπτωση. Επίσης παρατηρείται διαφοροποίηση στα επίπεδα του θορύβου.

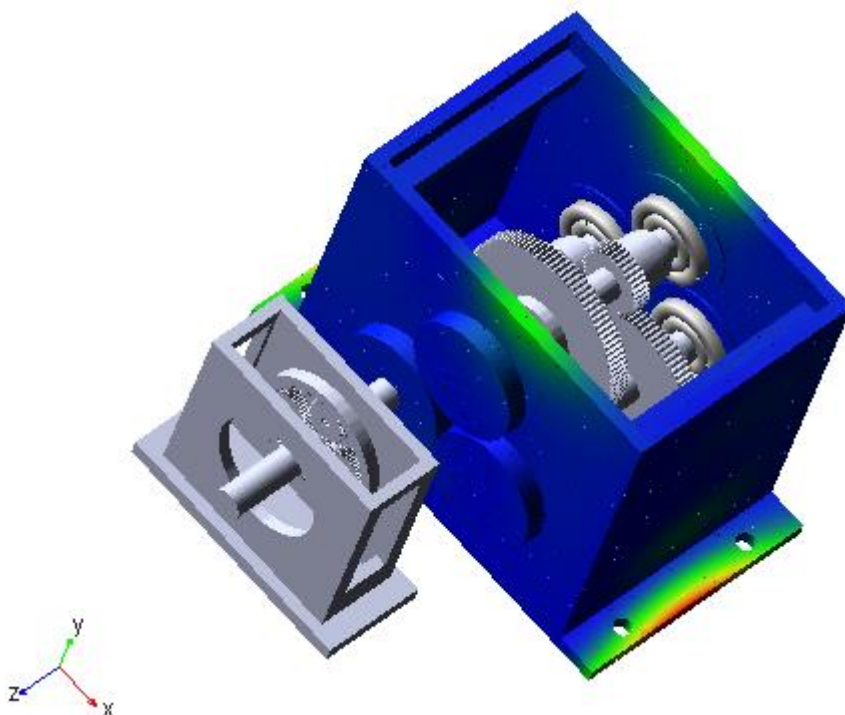
8. Μοντέλο με εύκαμπτο το διβάθμιο κιβώτιο.

Στο μοντέλο αυτό επιδιώκεται να προστεθεί η φυσική ιδιότητα της ελαστικότητας στο διβάθμιο κιβώτιο. Με τον όρο ελαστικότητα προσδιορίζεται η δυνατότητα του υλικού να παραλαμβάνει μικρές μετατοπίσεις όταν του ασκείται κάποιο φορτίο και ταλαντώσεις από το σύστημα στο οποίο συμμετέχει. Οι δυνάμεις και μετατοπίσεις που δέχεται διαχέονται στις γύρω περιοχές του αντικειμένου χάρη στην ιδιότητα της ελαστικότητας. Αυτό επιχειρείται με μία σχετικά σύγχρονη μεθοδολογία που έχουν ενσωματώσει τα λογισμικά ανάλυσης συστημάτων πολλών σωμάτων και εφαρμόζει και η MSC στο ADAMS. Η μεθοδολογία αυτή περιλαμβάνει την διακριτοποίηση του αντικειμένου σε πεπερασμένο αριθμό μικρών σωματιδίων. Μετά την επίλυση του μοντέλου πεπερασμένων στοιχείων με συγκεκριμένα χαρακτηριστικά είναι εφικτή η εξαγωγή του αρχείου MNF (Modal Neutral File) που περιλαμβάνει όλες τις απαραίτητες πληροφορίες ελαστικότητας για το συγκεκριμένο αντικείμενο. Έτσι αφού συνδεθεί το άκαμπτο μοντέλο του αντικειμένου με το αρχείο αυτό, είναι δυνατή πλέον η μετατροπή του σε εύκαμπτο. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με δύο τρόπους. Ο πρώτος είναι μέσα από την αυτοματοποιημένη διαδικασία που παρέχει το ADAMS view το οποίο διεξάγει την διακριτοποίηση του αντικειμένου, την εξαγωγή του αρχείου .MNF και την ενσωμάτωσή του στο άκαμπτο αντικείμενο αυτόματα. Ο δεύτερος είναι με την χρήση κάποιου εξωτερικού λογισμικού πεπερασμένων στοιχείων όπως το ANSA της beta, που καθιστά δυνατή την διακριτοποίηση του αντικειμένου και την εξαγωγή του .MNF αρχείου και στην συνέχεια να πραγματοποιηθεί η μετατροπή του άκαμπτου αντικειμένου σε εύκαμπτο. Η δεύτερη μεθοδολογία είναι αυτή που επιλέχθηκε στα πλαίσια της διπλωματικής αυτής έπειτα από δοκιμή και των δύο, αφού θεωρήθηκε ότι δίνει πιο αξιόπιστα αποτελέσματα. Στην εικόνα 8.1 παρουσιάζεται το διακριτοποιημένο μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων της διάταξης.



Εικόνα 8.1. Μοντέλο Πεπερασμένων Στοιχείων.

Η διαδικασία παραγωγής των .MNF αρχείων από το ANSA περιλαμβάνει την εισαγωγή της γεωμετρίας του συστήματος όπως έχει σχεδιαστεί στο Solidworks. Εδώ είναι χρήσιμο να σημειωθεί ότι πρέπει να εισαχθεί η γεωμετρία ολόκληρου του συστήματος ώστε να είναι ικανή η άντληση όλων των απαραίτητων πληροφοριών καθώς και για διευκόλυνση στην σύνδεση του .MNF αρχείου με το άκαμπτο μοντέλο στο ADAMS view. Με τον τρόπο αυτό οι θέσεις των γεωμετριών ταυτίζονται ενώ σε άλλη περίπτωση η ταύτιση αυτή θα πρέπει να γίνει εκ των υστέρων. Στην συνέχεια της διαδικασίας ορίζεται ο τρόπος σύμφωνα με τον οποίο θα πραγματοποιηθεί η διακριτοποίηση του κάθε αντικειμένου. Έτσι για το κιβώτιο της συγκεκριμένης μελέτης ορίστηκε η διακριτοποίηση με τρίγωνα μεγέθους 4mm στις μεγάλες επιφάνειες και 1mm στα σημεία με ιδιαίτερη γεωμετρία όπως και σε αυτά που παραλαμβάνουν τις φορτίσεις. Στην συνέχεια, η διακριτοποίηση έγινε με χρήση της ενσωματωμένης διαδικασίας Best. Έπειτα, τα αντικείμενα ορίστηκαν ως συμπαγή και τους προσδόθηκαν ιδιότητες υλικού. Στην συνέχεια, ως μεθοδολογία επίλυσης ορίστηκε η SOL103 η οποία πραγματοποιεί ανάλυση ιδιομορφών. Η διαδικασία ολοκληρώνεται με τη μετάβαση στο εργαλείο (tool) kinetics του ANSA όπου ετοιμάστηκε το κινηματικό μοντέλο της διάταξης και με την επίλυση του προβλήματος με τη χρήση του solver Eriylsis, εξάγονται τα αρχεία .MNF. Τέλος, η εισαγωγή του αρχείου MNF για το διβάθμιο κιβώτιο στο ADAMS δίνει την τελική μορφή της διάταξης και πλέον μπορεί να ξεκινήσει η προσομοίωση μοντέλου με εύκαμπτα μέρη. Στην εικόνα 8.2 παρουσιάζεται μία ενδεικτική χρονική στιγμή από την ανάλυση του συστήματος με το εύκαμπτο κυτίο του δευτεροβάθμιου κιβωτίου.



Εικόνα 8.2. Διάταξη με εύκαμπτο το κυτίο του διβάθμιου κιβωτίου.

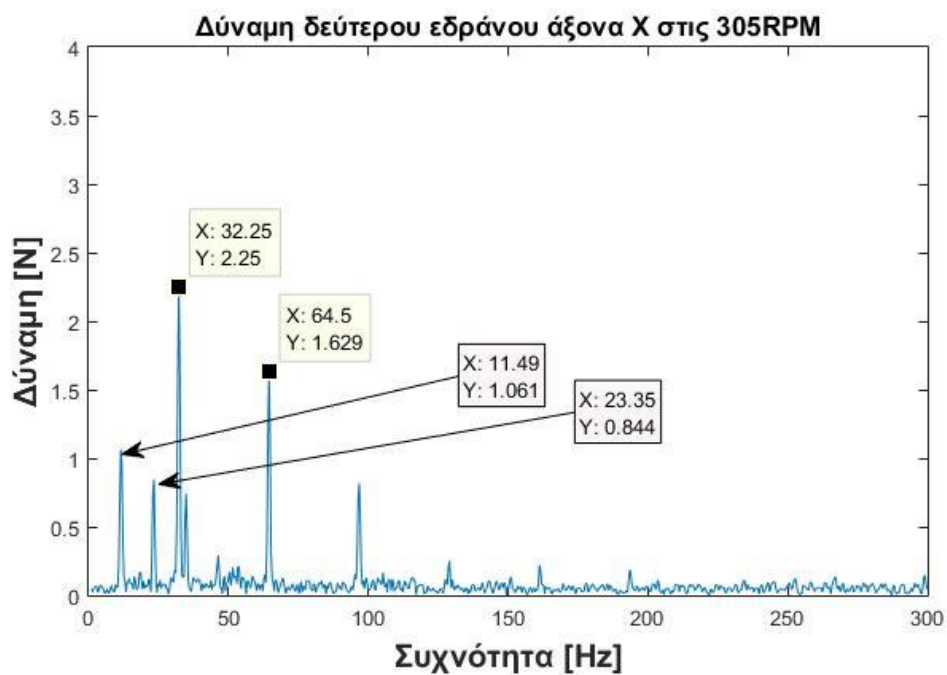
Με την διαδικασία αυτή επιδιώκεται η κατασκευή ενός μοντέλου που θα προσομοιώνει και θα παρέχει όχι απλά ρεαλιστικά αποτελέσματα σε σχέση με τα θεωρητικά μοντέλα από μετρήσεις σε σημεία όπου πειραματικά δεν μπορούν να γίνουν αλλά θα εξάγονται δεδομένα από αντίστοιχες μετρήσεις με αυτές στην πειραματική

διάταξη όπως η επιτάχυνση του κιβωτίου σε διάφορα σημεία. Αυτό παρέχει την δυνατότητα σύγκρισης των αποτελεσμάτων του μοντέλου με τα πειραματικά καθώς επίσης ευνοεί και την μελέτη της καταλληλότερης θέσης για τις πειραματικές μετρήσεις.

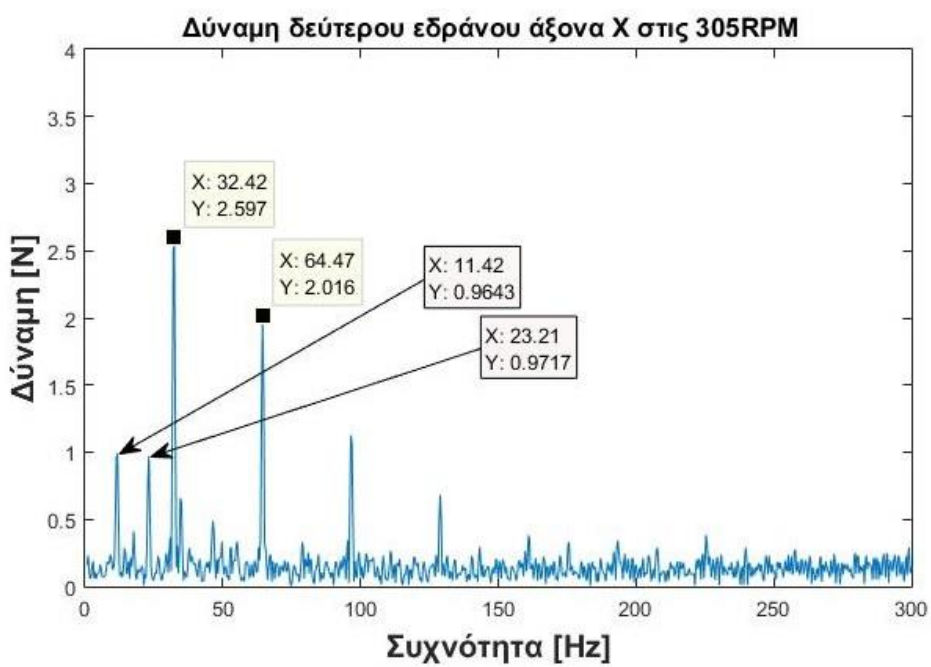
8.1 Αποτελέσματα εύκαμπτου μοντέλου.

Στα πλαίσια της ενότητας αυτής θα παρουσιαστούν ενδεικτικά τα διαγράμματα που προκύπτουν από τις δυνάμεις στο δεύτερο έδρανο του μεσαίου άξονα του διβάθμιου κιβωτίου ταχυτήτων στις τρεις διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής (Σχήμα 8.1. – 8.6.) καθώς εμπεριέχει τις περισσότερες πληροφορίες για το σύστημα. Τα αποτελέσματα αυτά αρχικά μελετήθηκαν για την επαλήθευση της αξιοπιστίας του μοντέλου αλλά και για τον έλεγχο για τυχόν διαφοροποιήσεις. Έτσι θα παρουσιαστούν συγκρινόμενα με τα αντίστοιχα του άκαμπτου μοντέλου. Στη συγκεκριμένη φάση δεν παρουσιάζει κάποιο ενδιαφέρον η παρουσίαση των διαγραμμάτων «Επαφής γραναζιών – συχνότητων» καθώς το σύστημα γύρω από την επαφή των γραναζιών αποτελείται από άκαμπτα αντικείμενα (γρανάζια, άξονες) και τα αποτελέσματά τους διαφοροποιούνται ελάχιστα σε σχέση με το άκαμπτο μοντέλο. Στο τέλος παρουσιάζονται ενδεικτικά διαγράμματα που προκύπτουν από την επιτάχυνση συναρτήσει της συχνότητας του κιβωτίου σε σημείο ανάμεσα στον μεσαίο άξονα και τον άξονα εξόδου του διβάθμιου κιβωτίου.

8.2.1 Διαγράμματα δύναμης στις 305RPM

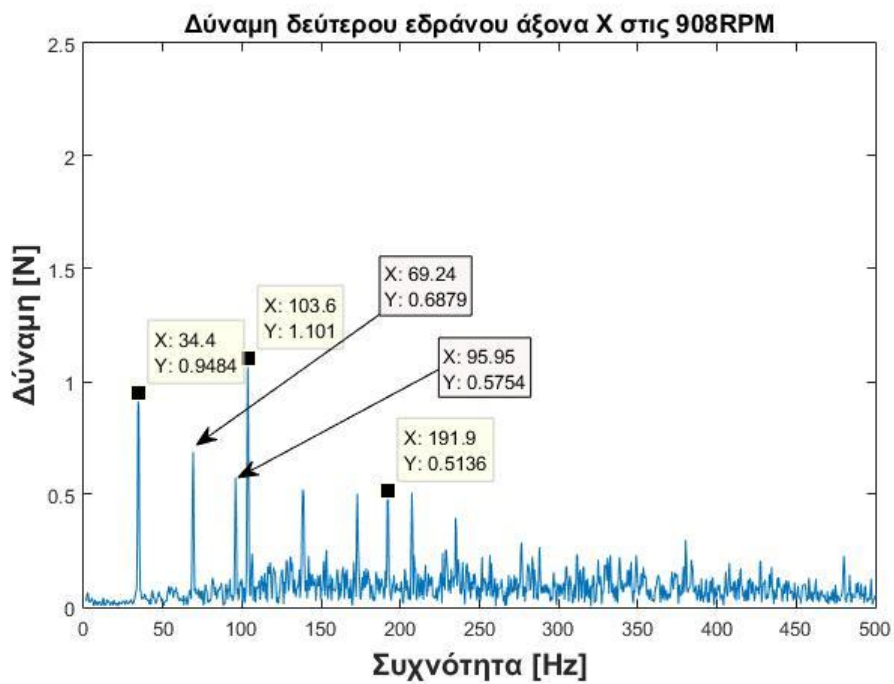


Σχήμα 8.1. Διάγραμμα δεύτερου εδράνου στον άξονα X στις 305RPM.

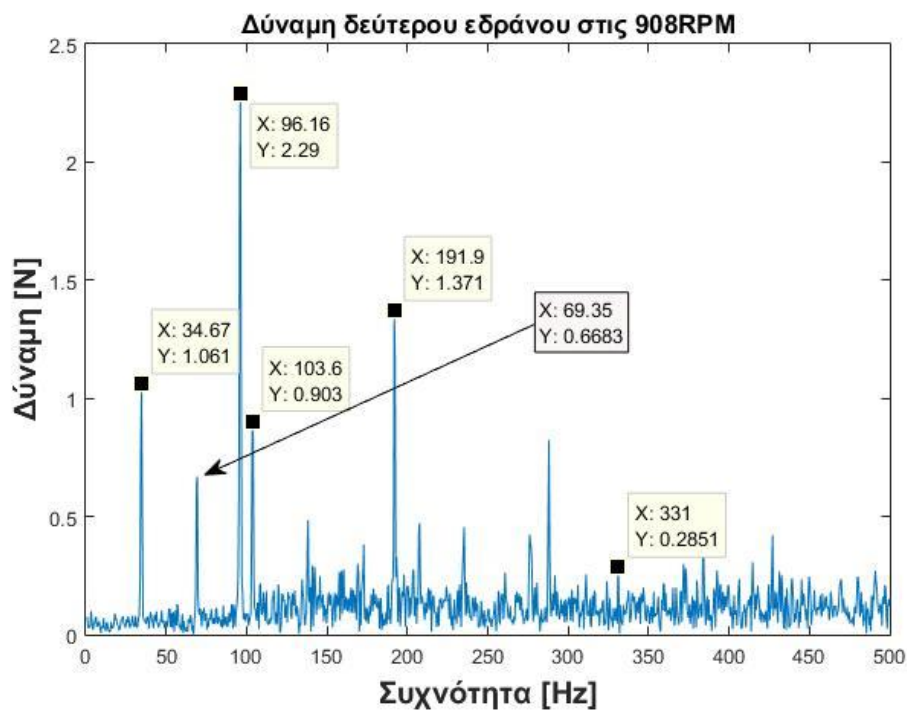


Σχήμα 8.2. Διάγραμμα δεύτερου εδράνου στις 305RPM.

8.2.2 Διαγράμματα δύναμης στις 908RPM

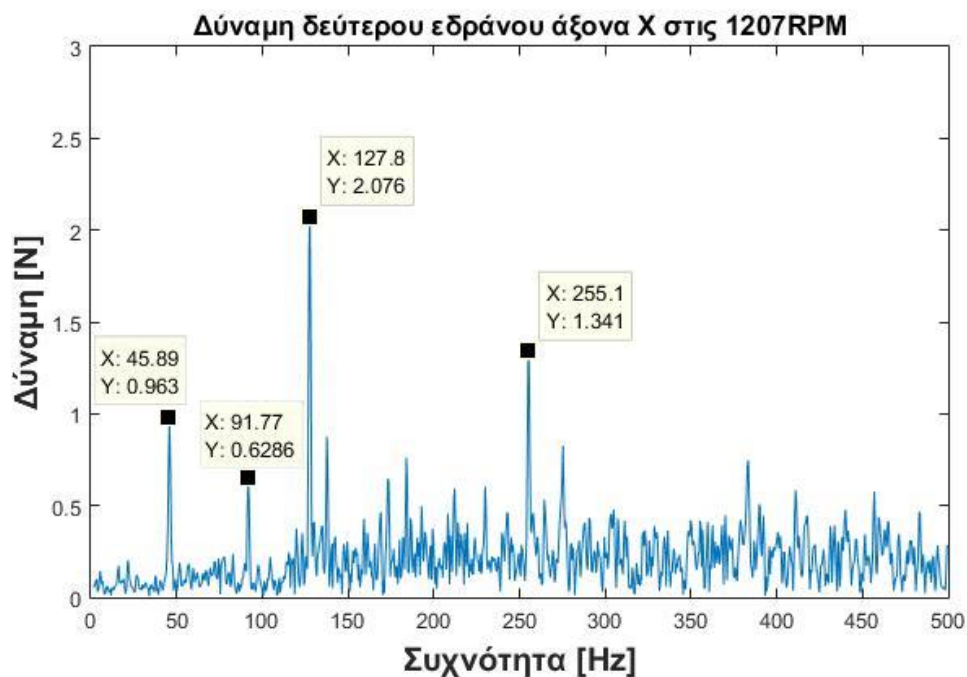


Σχήμα 8.3. Διάγραμμα δεύτερου εδράνου στις 908RPM.

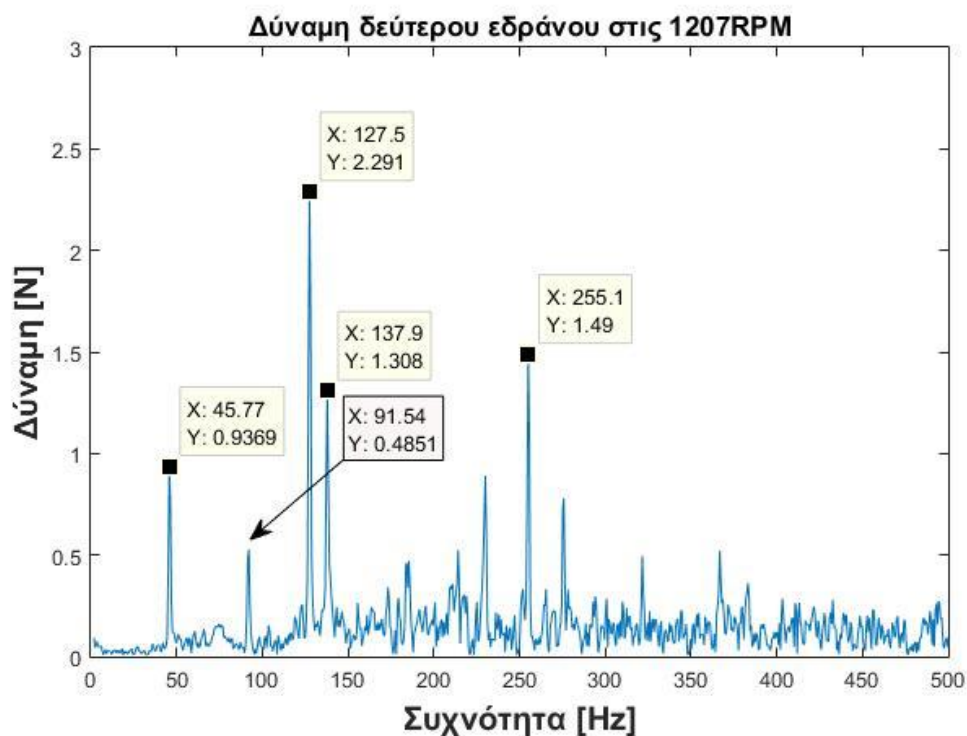


Σχήμα 8.4. Διάγραμμα δεύτερου εδράνου στις 908RPM.

8.2.3 Διαγράμματα δύναμης στις 1207RPM



Σχήμα 8.5. Διάγραμμα δεύτερου εδράνου στις 1207RPM.

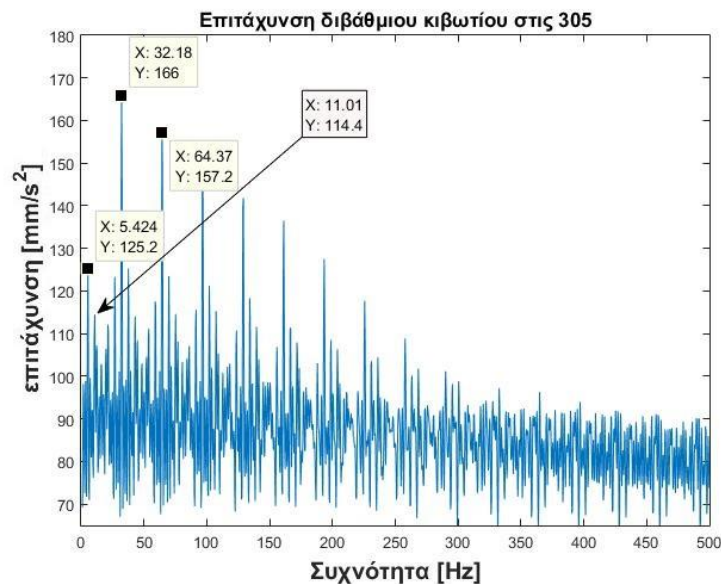


Σχήμα 8.6. Διάγραμμα δεύτερου εδράνου στις 1207RPM.

Σε όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις οι χαρακτηριστικές συχνότητες που εμφανίζονται στο εύκαμπτο μοντέλο είναι επίσης κοντά με τις θεωρητικές. Το μοντέλο αυτό φαίνεται να επηρεάζεται πιο έντονα από τις δυνάμεις που ασκούνται στο σύστημα. Έτσι φαίνονται πιο έντονα οι αρμονικές της GMF1 και GMF2 και παρουσιάζει αύξηση στα επίπεδα του θορύβου.

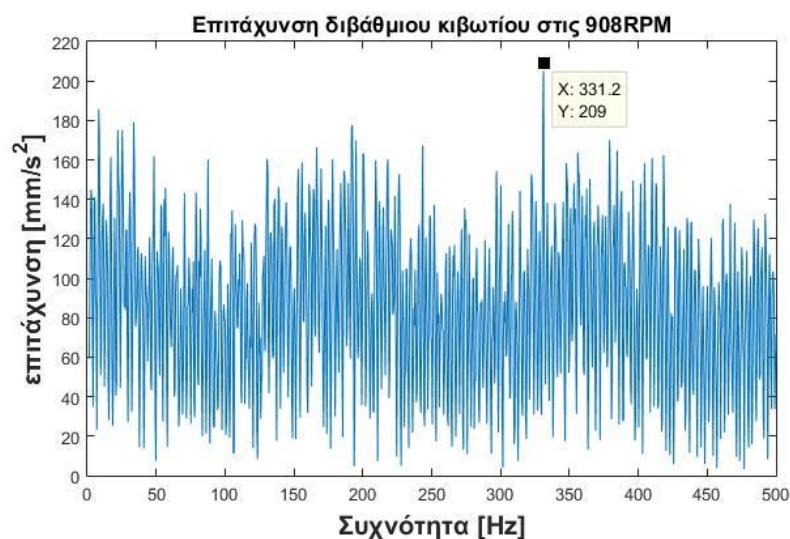
8.3.1 Αποτελέσματα επιτάχυνσης διβάθμιου κιβωτίου.

Σε αυτό το σημείο παρουσιάζονται ενδεικτικά κάποια αποτελέσματα που έχουν ενδιαφέρον αν και τα εύκαμπτα μοντέλα χρήζουν περαιτέρω διερεύνησης προκειμένου να δώσουν ολοκληρωμένα και αξιοποιήσιμα αποτελέσματα.



Σχήμα 8.7 Διάγραμμα επιτάχυνσης διβάθμιου κιβωτίου στις 305RPM.

Στο διάγραμμα αυτό (Σχήμα 8.7.) ξεχωρίζει κατά κύριο λόγο η GMF1 στα 32,18 Hz και οι αρμονικές της. Ενδιαφέρον όμως παρουσιάζει η εμφάνιση της οδηγητικής συχνότητας στα 5,424 Hz και της GMF2 στα 11,01 Hz οι οποίες όμως έχουν τιμές στα επίπεδα του θορύβου.



Σχήμα 8.8. Διάγραμμα επιτάχυνσης διβάθμιου κιβωτίου στις 908RPM.

Ενδιαφέρον παρουσιάζει και αυτό το διάγραμμα επιτάχυνσης του διβάθμιου κιβωτίου (Σχήμα 8.8.) στο οποίο ξεκάθαρα εντοπίζεται η f_m και παρατηρείται μια περιοδικότητα στην επιτάχυνση.

9. Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία μελετήθηκε ένα σύστημα μετάδοσης κίνησης με οδοντωτούς τροχούς μέσω λογισμικού ανάλυσης συστημάτων πολλαπλών σωμάτων (dynamics of multibody systems). Το εξεταζόμενο σύστημα περιλάμβανε ένα πλανητικό κιβώτιο και ένα διβάθμιο κιβώτιο σε σειρά. Το σύστημα μελετήθηκε για τρεις διαφορετικές καταστάσεις: α. υγιείς, β. βλάβη οδοντωτού τροχού στο διβάθμιο, γ. βλάβη οδοντωτού τροχού στο πλανητικό. Για κάθε κατάσταση στο σύστημα θεωρήθηκαν δύο διαφορετικές προσεγγίσεις. 1. Απλή προσέγγιση, όπου τα σώματα θεωρούνται ως στερεά και λαμβάνοντας υπόψη μόνο την κινηματική και κινητική τους συμπεριφορά, 2. Σύνθετη προσέγγιση, όπου τα σώματα θεωρούνται εύκαμπτα (παραμορφώσιμα), όπου πέρα της κινηματικής και κινητικής τους συμπεριφοράς λαμβάνονται υπόψη και οι παραμορφώσεις τους.

Μετά από την επαλήθευση του υγιούς μοντέλου και ελέγχου των αποτελεσμάτων σε δύο περιπτώσεις σφαλμάτων εξάγονται τα εξής συμπεράσματα. Ο έλεγχος των ταλαντώσεων ενός συστήματος υπό μελέτη είναι πολύ χρήσιμος και όσο πιο περίπλοκο είναι το σύστημα τόσο πιο αναγκαίος. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι με την αύξηση της πολυπλοκότητας αυξάνονται οι παράμετροι που αλληλεπιδρούν. Έτσι, είναι πολύ δύσκολη η πρόβλεψη των αντιδράσεων σε κάθε περίπτωση. Με την χρήση λογισμικών τέτοιου τύπου γίνεται εφικτός ο πλήρης έλεγχος του συστήματος, πριν την κατασκευή σε ρεαλιστικές συνθήκες λειτουργίας. Στα άκαμπτα μοντέλα τα αποτελέσματα του συστήματος μπορούν να ελεγχθούν με δύο τρόπους. Ο πρώτος τρόπος είναι ο έλεγχος των δυνάμεων στα σημεία επαφής, ενώ ο δεύτερος, ο έλεγχος των δυνάμεων στα έδρανα κύλισης. Αναλόγως το σύστημα, μπορεί είτε η μία είτε η άλλη περίπτωση να δίνει αποτελέσματα με μεγαλύτερη ακρίβεια. Έτσι, αφήνεται στην κρίση του καθενός ποιόν τρόπο θα επιλέξει. Ωστόσο, ο συνδυαστικός έλεγχος είναι αποτελεσματικότερος. Σε κάθε περίπτωση όσο πιο περίπλοκο είναι ένα σύστημα τόσο πιο εστιασμένος έλεγχος απαιτείται καθώς ο θόρυβος αυξάνει.

Στα εύκαμπτα μοντέλα φαίνεται να υπάρχει μεγαλύτερη ευαισθησία στις δυνάμεις των εδράνων και έτσι παρουσιάζει έντονο ενδιαφέρον για μελέτη σε περιπτώσεις με σφάλματα. Ακόμη, στις περιπτώσεις αυτές δίνεται η δυνατότητα ενός νέου ελέγχου. Θεωρητικά είναι δυνατός ο έλεγχος δυνάμεων και επιταχύνσεων πάνω σε σημεία του εύκαμπτου αντικειμένου. Αυτό δίνει το πλεονέκτημα τις σύγκρισης των αποτελεσμάτων με τα αποτελέσματα πειραματικών μετρήσεων.

Η μέθοδος όμως αυτή παρουσιάζει αρκετές δυσκολίες και προβλήματα λόγω της περιπλοκότητας των συστημάτων, τα οποία έχουν άμεσο αντίκτυπο στα αποτελέσματα που παράγονται. Τα κυριότερα από αυτά εντοπίζονται στον ορισμό της επαφής μεταξύ των περιστρεφόμενων οδοντωτών τροχών και στον ορισμό των ροπών εισόδου και εξόδου. Ένα ακόμη πολύ σημαντικό πρόβλημα που εντοπίζεται είναι ο χρόνος που απαιτείται για την επίλυση του κάθε μοντέλου ο οποίος είναι αρκετά μεγάλος. Έτσι συχνά επιλέγονται άλλες μέθοδοι μελέτης τέτοιου είδους προβλημάτων όπως η lumped parameter method σε δύο διαστάσεις.

Τέλος, μπορούμε να θεωρήσουμε ότι μετά από συνεχή διερεύνηση προβλημάτων μετάδοσης κίνησης σε περιστροφικά συστήματα, αναβάθμισης των λογισμικών και της υπολογιστικής ισχύς στο μέλλον θα αποτελεί μία σύνθετη επιλογή για την μελέτη και διερεύνηση αντίστοιχων ή και ακόμα πιο περίπλοκων προβλημάτων.

Βιβλιογραφία

- [1] M. James, «Experiment and Simulation of the Acoustic Signature of Fatigued.,» Faculty of California Polytechnic State University, San Luis Obispo, Ostiguy December 2014.
- [2] Τηλιόπουλος Θ., Τσιρωνάς Σ., Καισέφ Σ., «Διάγνωση και πρόγνωση βλαβών σε συστήματα μετάδοσης κίνησης.,» Κοζάνη, 2015.
- [3] «MSC ADAMS,» MSC Software Ltd. Σάντα Άνα, Καλιφόρνια, ΗΠΑ, 1963. [Ηλεκτρονικό]. Available: <http://www.mscsoftware.com/product/adams>. [Πρόσβαση 2017].
- [4] H. Fukuzawa, «Engineering Lab,» Sky Engineering Laboratory Inc. in Tokyo Japan., 2010 - 2011. [Ηλεκτρονικό]. Available: <http://www.sky-engin.jp/en/MBDynTutorial/chap02/chap02.html>. [Πρόσβαση 2018].
- [5] A. Shabana, Dynamics of Multibody Systems, Cambridge: Cambridge University Press, 4 edition, 2013.
- [6] L. G. V. d. M. S. Alžbeta Sapietová, Analysis of the Influence of Input Function Contact, Department of Applied Mechanics, Faculty of Mechanical Engineering,; Slovak Republic, 2016.
- [7] J. Giesbers, «Bachelor Thesis, A technical evaluation of the contact models in multibody dynamics software MSC Adams,» Netherlands, 2012.
- [8] P. Song, «Dissertation, MODELING, ANALYSIS AND SIMULATION OF MULTIBODY SYSTEMS WITH CONTACT AND FRICTION,» Pennsylvania, 2002.
- [9] T. T. N. Jan Furch, «SIMULATION OF FAILURE IN GEARBOX USING MSC.ADAMS,» *Department of Combat and Special Vehicles, Faculty of Military Technology, University of Defence, Kounicova 65,,* 2 November 2017.
- [10] L. Z. H. Z. Baoliang Li, «Analysis on Involute Gear Dynamics Simulation,» 2012.
- [11] M. F. Kristina MARKOVIĆ, «CONTACT STRESSES IN GEAR TEETH DUE TO TIP RELIEF PROFILE MODIFICATION,» 31 1 2011.
- [12] A. Farag K.Omar, «Dynamicwavelet-basedtoolforgearboxdiagnosis,» 2012.