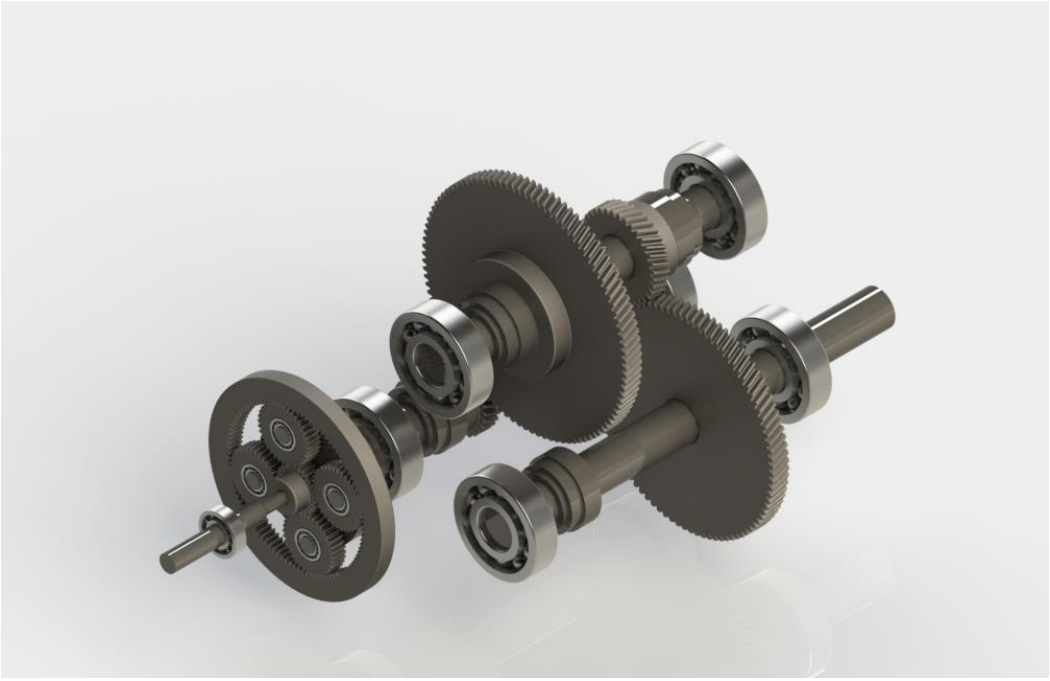
Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας
Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών
Πολυτεχνική Σχολή

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΒΕΛΤΙΣΤΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ, ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΙ ΔΙΑΓΝΩΣΗ ΒΛΑΒΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΟΛΛΑΠΛΩΝ ΣΩΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

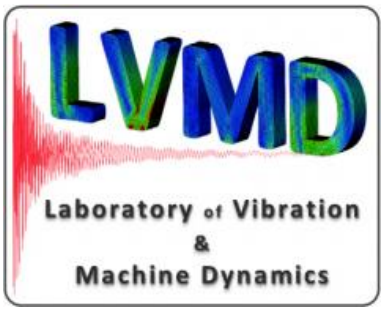


ΠΑΠΠΑΣ ΕΥΘΥΜΙΟΣ
ΑΕΜ 1683

ΠΑΠΑΔΟΠΟΥΛΟΣ ΠΑΥΛΟΣ
ΑΕΜ 1679

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: ΓΙΑΓΚΟΠΟΥΛΟΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ

Κοζάνη, Ιούλιος 2019



ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΒΕΛΤΙΣΤΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ, ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΙ ΔΙΑΓΝΩΣΗ ΒΛΑΒΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΟΛΛΑΠΛΩΝ ΣΩΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

ΠΑΠΠΑΣ ΕΥΘΥΜΙΟΣ ΠΑΠΑΔΟΠΟΥΛΟΣ ΠΑΥΛΟΣ

ΑΕΜ 1683 ΑΕΜ 1679

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: ΓΙΑΓΚΟΠΟΥΛΟΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ

Κοζάνη, Ιούλιος 2019

Περίληψη

Οι οδοντωτοί τροχοί αποτελούν την πιο αποτελεσματική μέθοδο μετάδοσης ισχύος ή μετάδοσης κίνησης από μια άτρακτο σε μια άλλη. Το εύρος εφαρμογής τους είναι εκτενέστατο και χρησιμοποιούνται σε διάφορους κλάδους της βιομηχανίας. Κάποιοι από αυτούς είναι, ο κλάδος της παραγωγής ενέργειας, στον οποίο εφαρμόζονται τόσο σε θερμικά εργοστάσια παραγωγής ηλεκτρισμού, όσο και σε κιβώτια ταχυτήτων ανεμογεννητριών. Ακόμα, χρησιμοποιούνται και στον τομέα της αυτοκινητοβιομηχανίας όπου αποτελούν εξαρτήματα κιβωτίων ταχύτητας και διαφορικών. Επιπρόσθετα, εμφανίζονται και σε τομείς όπως η αγροτική βιομηχανία και η βιομηχανία κατεργασίας υλικών.

Η συγκεκριμένη διπλωματική εργασία αναπτύχθηκε στο πλαίσιο της μελέτης της λειτουργίας του συστήματος οδοντοκίνησης του εργαστηρίου Ταλαντώσεων και Δυναμικής Μηχανών του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών το οποίο περιλαμβάνει ένα πλανητικό σύστημα μετάδοσης κίνησης ευθείας οδόντωσης και ένα διβάθμιο κιβώτιο αποτελούμενο από οδοντωτούς τροχούς ελικοειδούς οδόντωσης. Επίσης, περιλαμβάνει την σύγκρισης πειραματικών αποτελεσμάτων και αποτελεσμάτων που προέκυψαν από μοντέλα δυναμικής και πεπερασμένων στοιχείων τόσο μεταξύ τους, όσο και με τη θεωρία εντοπισμού σφαλμάτων σε οδοντωτούς τροχούς.

Το πρώτο στάδιο της εργασίας περιλαμβάνει τη διαδικασία της σχεδίασης και ανάπτυξης ενός λειτουργικού μοντέλου πολλαπλών σωμάτων αποτελούμενο από απαραμόρφωτα στερεά που προσομοιώνει την παραπάνω διάταξης με χρήση των προγραμμάτων SOLIDWORKS και Adams View. Στη συνέχεια και με την χρήση του προγράμματος ANSA Kinetics το μοντέλο θα τροποποιηθεί σε μοντέλο παραμορφώσιμων σωμάτων και θα εισαχθούν σε αυτό σφάλματα στους οδόντες των τροχών με στόχο την εξαγωγή των χαρακτηριστικών της εσφαλμένης λειτουργίας του και την αξιολόγηση αυτών με βάση τη θεωρία εντοπισμού σφαλμάτων. Στο επόμενο τμήμα της εργασίας θα παρουσιαστεί η πειραματική διάταξη του εργαστηρίου, οι παράμετροι λειτουργίας της και η μεθοδολογία καταγραφής, αποθήκευσης και επεξεργασίας του σήματος. Τέλος, θα εκτελεσθεί η διαδικασία σύγκρισης των πειραματικών αποτελεσμάτων με τη θεωρία εντοπισμού σφαλμάτων και θα παρουσιαστούν τα συμπεράσματα που προέκυψαν κατά την παρούσα μελέτη

Λέξεις κλειδιά: δυναμική πολλαπλών σωμάτων, πεπερασμένα στοιχεία, πλανητικό κιβώτιο, ευθεία οδόντωση, κιβώτιο δύο βαθμίδων, ελικοειδή οδόντωση, πλάγια οδόντωση, πειραματική ανάλυση, διάγνωση βλαβών, συχνότητες εμπλοκής οδοντωτών

Abstract

From the beginning of time, gears have been considered as the most effective method for transmitting motion between two shafts. They possess a wide range of applications in the industrial sector. We can distinguish 4 main industrial sectors:

- Power generation sector, not only in thermal power stations but also in wind turbines, by means of gearbox
- Automotive industry, by means of differentials and gearboxes
- Agricultural sector
- Material machining

This particular thesis has been developed under the operation of the drivetrain diagnostics experimental set-up, located in the Laboratory of Vibration and Machine Dynamics. The set-up consists of one planetary gearbox, with spur gears, and one two-stage gearbox, with helical gears. Additionally, a comparison between the experimental measurements and two Multibody dynamic models, one rigid and a second flexible, which is derived from finite element methods, is executed utilizing damage detecting methods.

The first step of the thesis is to design and develop two rigid multibody dynamic scenarios, one for the healthy case and a second one for the damaged case. The software used for these chapters are SOLIDWORKS and Adams View. As a second step, by using software Ansa and solver Kinetics, two flexible models are created and ultimately imported in Adams View. Completing the evaluation between the comparison of the aforementioned cases the focus is turned on the experimental parameters, vibration filtering and processing. Finally, a presentation of the differences between the cases (healthy and damaged) and the conclusions behind them are listed.

Keywords: multibody dynamics, finite element model, planetary gearbox, spur gears, two-stage gearbox, helical gears, experimental analysis, damage detection, gearmesh frequency

Ευχαριστίες

Για την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής απαιτήθηκαν αρκετές ώρες σκληρής εργασίας, θυσίες και πειθαρχία. Έτσι, οφείλουμε να ευχαριστήσουμε θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή μας κ. Γιαγκόπουλο Δημήτριο, Επ. Καθηγητή του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Π.Δ.Μ., τόσο για την ανάθεση του εν λόγω θέματος όσο και για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που παρείχε κατά τη διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής εργασίας αλλά και για την σχέση εμπιστοσύνης που αναπτύξαμε τα τελευταία χρόνια.

Ένα τεράστιο ευχαριστώ στην ομάδα μας, την Tyφoon MotoRacing, που μας έμαθε τι σημαίνει σκληρή δουλεία, και πως είναι να παλεύεις για ένα όνειρο. Μας δίδαξε την υπομονή και μας χάρισε τις τέσσερις πιο μοναδικές ημέρες της ζωής μας.

Επίσης, ευχαριστούμε όλους του φίλους μας και τις κοπέλες μας ξεχωριστά, που ανέχτηκαν το συνεχές ωράριο εργασία μας και παρέμεναν στο πλευρό μας. Από τους φίλους, οφείλουμε να ξεχωρίσουμε τον Αθανάσιο Τζιγιέρα για το χρόνο που περάσαμε μαζί, κατά την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής, αλλά και για το εξαιρετικό επίπεδο συνεργασίας που αναπτύξαμε στις δύσκολες στιγμές που αντιμετωπίσαμε.

Επιπροσθέτως, να ευχαριστήσουμε το εργαστήριο Δυναμικής Μηχανών του Αριστοτελείου Πανεπιστημίου Θεσσαλονίκης για την παραχώρηση άδειας χρήσης του λογισμικού MSC Adams View.

Τέλος, να ευχαριστήσουμε την οικογένειά μας για την αδιάκοπη υποστήριξη που μας υπέδειξε όλα αυτά τα χρόνια. Χωρίς την συνεισφορά σας και το κουράγιο που μας δίνατε δεν θα είχαμε καταφέρει τα μισά.

Περιεχόμενα

Περίληψη ... 2
Abstract ... 4
Ευχαριστίες ... 6
Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή ... 11
1.1 Ορισμός οδοντωτού τροχού ... 11
1.2 Ιστορική αναδρομή ... 11
1.3 Σύγχρονες εφαρμογές ... 12
1.4 Σκοπός της διπλωματικής εργασίας ... 13
Κεφάλαιο 2: Περιγραφή συστημάτων ... 14
2.1 Είδη οδοντωτών τροχών ... 14
2.1.1 Τροχοί με ευθεία οδόντωση ... 14
2.1.2 Τροχός με πλάγια (ελικοειδή) οδόντωση ... 15
2.2 Είδη συστημάτων μετάδοσης κίνησης ... 17
2.2.1 Πλανητικό κιβώτιο μιας βαθμίδας, με ευθεία οδόντωση ... 18
2.2.2 Κιβώτιο παράλληλων αξόνων, δύο βαθμίδων, με ελικοειδή οδόντωση ... 21
2.3 Έδρανα κύλισης ... 22
Κεφάλαιο 3: Περιγραφή μοντέλου ... 24
3.1 Διάταξη προσομοίωσης βλαβών ... 24
3.2 Πλανητικό κιβώτιο μιας βαθμίδας ... 26
3.3 Κιβώτιο παράλληλων αξόνων 2 βαθμίδων ... 28
3.4 Βλάβες ... 29
Κεφάλαιο 4: Μεθοδολογία πολλαπλών σωμάτων ... 30
4.1 Εισαγωγή ... 30
4.2 Μέθοδος απαραμόρφωτου στερεού ... 30
4.2.1 Υπολογισμός παραμέτρων επαφής ... 32
4.2.2 Υπολογισμός δύναμης τριβής ... 39
4.2.3 Περιγραφή απαραμόρφωτου μοντέλου ... 41
4.3 Μέθοδος εύκαμπτων σωμάτων ... 49
4.3.1 Μέθοδος πεπερασμένων στοιχείων ... 49

4.3.2 Γεωμετρία πεπερασμένων στοιχείων 50
4.3.3 Ταλάντωση 52
4.3.4 Ανάλυση ιδιομορφών 52
4.3.5 MNF 53
4.3.6 Εξαγωγή MNF αρχείων 54
4.3.6 Δημιουργία παραμορφώσιμου μοντέλου 62
Κεφάλαιο 5: Περιγραφή πειράματος 67
5.1 Διαδικασία πειράματος 67
5.2 Αισθητήρια 68
5.3 Σενάρια 69
Κεφάλαιο 6: Σήματα 70
6.1 Βασικές αρχές σημάτων 70
6.1.1 Η έννοια του σήματος 70
6.1.2 Αποθορυβοποίηση σήματος 70
6.2 Τεχνικές ανάλυσης σήματος 71
6.2.1 Εισαγωγή 71
6.2.2 Ανάλυση στο πεδίο του χρόνου 71
6.2.3 Ανάλυση στο πεδίο των συχνοτήτων 72
6.3 Ταλαντώσεις περιστρεφόμενων σωμάτων 72
6.3.1 Συχνότητες διέγερσης σε συστήματα με οδοντωτούς τροχούς 72
Κεφάλαιο 7: Αποτελέσματα προσομοιώσεων 75
7.1 Αποτελέσματα απαραμόρφωτου υγιούς μοντέλου 75
7.2 Σύγκριση υγιή αποτελεσμάτων απαραμόρφωτου με εύκαμπτου μοντέλου 83
7.2.1 Συχνότητες επαφής 84
7.2.2 Συχνότητες επιτάχυνσης 93
7.3 Σύγκριση υγιή αποτελεσμάτων με βλάβη απαραμόρφωτου σώματος 96
7.4 Σύγκριση υγιή αποτελεσμάτων με βλάβη εύκαμπτου σώματος 99
Κεφάλαιο 8: Αποτελέσματα πειραματικών μετρήσεων 102
8.1 Αποτελέσματα υγιούς μοντέλου 102
8.2 Σύγκριση υγιή αποτελεσμάτων με αποτελέσματα βλάβης 111
Κεφάλαιο 9: Συμπεράσματα 123

9.1 Μελλοντικές προτάσεις 123

Βιβλιογραφία 124

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

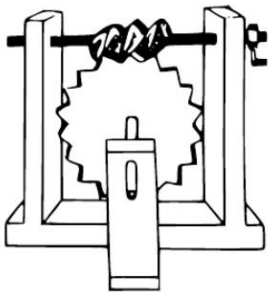
Η παρούσα εργασία, περιλαμβάνει μια αναλυτική μελέτη της λειτουργίας συστημάτων μετάδοσης κίνησης οδοντωτών τροχών. Για τον λόγο αυτό, κρίνεται απαραίτητο να καθοριστούν οι βασικές έννοιες που διέπουν τα συστήματα αυτά καθώς και ο τρόπος κατά τον οποίο αναπτύχθηκαν και χρησιμοποιούνται.

1.1 Ορισμός οδοντωτού τροχού

Ως οδοντωτός τροχός ορίζεται το περιστρεφόμενο στοιχείο μηχανών στο οποίο έχουν κοπεί μέσω μηχανουργικής κατεργασίας οδόντες οι οποίοι έχουν τη δυνατότητα να συμπλέκονται με οδόντες άλλων τροχών, με στόχο την μετάδοση ροπής. Συνήθως, οι οδοντωτοί τροχοί λειτουργούν σε ζεύγη δυάδων και ένα τέτοιο σύστημα αποτελεί το απλούστερο κιβώτιο ταχυτήτων. Ένα κιβώτιο ταχυτήτων κατασκευάζεται με σκοπό την αλλαγή περιστροφικής ταχύτητας, ροπής καθώς και φοράς περιστροφής ανάμεσα στην είσοδο και στην έξοδό του.

1.2 Ιστορική αναδρομή

Οι οδοντωτοί τροχοί αποτελούν την λογική εξέλιξη του τροχού και θεωρούνται ως η δεύτερη μεγαλύτερη ανακάλυψη του ανθρώπου. Μέχρι πρόσφατα, θεωρούνταν πως η ανακάλυψη του οδοντωτού τροχού πραγματοποιήθηκε από τους αρχαίους Έλληνες και εκτιμάται πως οι πρώτη μηχανισμοί χρησιμοποιήθηκαν κατά το 300 πΧ στην Αλεξάνδρεια. Κάποια παραδείγματα τέτοιων μηχανισμών έχουν περιγραφεί από τον Αριστοτέλη κατά το 350 πΧ και τον Αρχιμήδη κατά το 250 πΧ ο οποίος περιέγραφε τον μηχανισμό που παρουσιάζεται στην **εικόνα 1.1**.



Εικόνα 1.1 – Μηχανισμός μετάδοσης κίνησης, 250 πΧ

Επιπρόσθετα, έχουν βρεθεί ανεπίσημες αναφορές στην περιοχή της Κίνας οι οποίες περιγράφουν συστήματα οδοντωτών τροχών που χρησιμοποιήθηκαν κατά το 800 πΧ. Οι τροχοί που περιγράφονται διέθεταν ανεξάρτητους οδόντες από ξύλο οι οποίοι είναι εύκολο να αντικατασταθούν σε περίπτωση φθοράς. Ένα τέτοιο σύστημα φαίνεται στην **εικόνα 1.2**.

Κατά το 100 πΧ οι αρχαίοι Έλληνες άρχισαν να χρησιμοποιούν μηχανισμούς, οι οποίοι διέθεταν μεταλλικούς οδοντωτούς τροχούς των οποίον οι οδόντες είχαν κυλινδρικό σχήμα. Τέτοιοι μηχανισμοί χρησιμοποιήθηκαν για την εκτέλεση πολύπλοκων μαθηματικών υπολογισμών με βασικότερο παράδειγμα τέτοιου μηχανισμού τον Μηχανισμός τον Αντικυθήρων. Ο μηχανισμός αυτός διέθετε πάνω από 30 τροχούς και παρουσιάζεται στην **εικόνα 1.3**. Χρησιμοποιήθηκε για την εκτέλεση δύσκολων αστρονομικών υπολογισμών.

Εικόνα 1.2 – Σύστημα μετάδοσης, Κίνα, 800 πΧ

Εικόνα 1.3 – Μηχανισμός των Αντικυθήρων, 100 πΧ

1.3 Σύγχρονες εφαρμογές

Η εξέλιξη των οδοντωτών τροχών ανά το ευρύ χρονικό διάστημα που χρησιμοποιούνται οδήγησε σήμερα στην σύγχρονη ανάπτυξη, σχεδιασμό και κατασκευή βιομηχανικών γραναζιών των οποίων τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά εξαρτώνται από τις απαιτήσεις της εφαρμογής τους. Το εύρος εφαρμογής τους είναι εκτενές και χρησιμοποιούνται σε πολλούς κλάδους της βιομηχανίας. Αναλυτικότερα, σημαντικότερος βιομηχανικός κλάδος στον οποίο χρησιμοποιούνται οι οδοντωτοί τροχοί είναι αυτός της αυτοκινητοβιομηχανίας όπου και χρησιμοποιούνται για κατασκευή εξοπλισμού μετάδοσης ισχύος. Επίσης, ευρεία χρήση των τροχών γίνεται και από τον τομέα της ναυσιπλοΐας όπου χρησιμοποιούνται με παρόμοιο τρόπο. Εκτός από τους προαναφερθέντες τομείς, οδοντωτοί τροχοί εφαρμόζονται και στους τομείς της παραγωγής ενέργειας και της κατασκευής μετρητικών οργάνων. Παρακάτω, στη **εικόνα 1.4**, παρουσιάζονται κάποια παραδείγματα σύγχρονων εφαρμογών οδοντωτών τροχών.

Εικόνα 1.4 – Σύγχρονες εφαρμογές συστημάτων μετάδοσης κίνησης

1.4 Σκοπός της διπλωματικής εργασίας

Στόχος της συγκεκριμένης εργασίας είναι να εξετασθεί η λειτουργία συστημάτων οδοντωτών τροχών τα οποία διαθέτουν διαφορετικά είδη οδοντώσεων. Θα πραγματοποιηθεί η ανάπτυξη ενός απαραμόρφωτου και ενός μοντέλου πεπερασμένων στοιχείων με την μέθοδο πολλαπλών σωμάτων σύμφωνα με το πειραματικό μοντέλο που διαθέτει το εργαστήριο Δυναμικής και Ταλαντώσεων Μηχανών του τμήματος. Στην συνέχεια, στο μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων θα πραγματοποιηθεί εισαγωγή σφαλμάτων στους οδόντες των τροχών και τα αποτελέσματα που θα προκύψουν θα συγκριθούν με αυτά που προβλέπονται από τη θεωρία εντοπισμού σφαλμάτων σε κιβώτια ταχυτήτων.

Κεφάλαιο 2: Περιγραφή συστημάτων

2.1 Είδη οδοντωτών τροχών

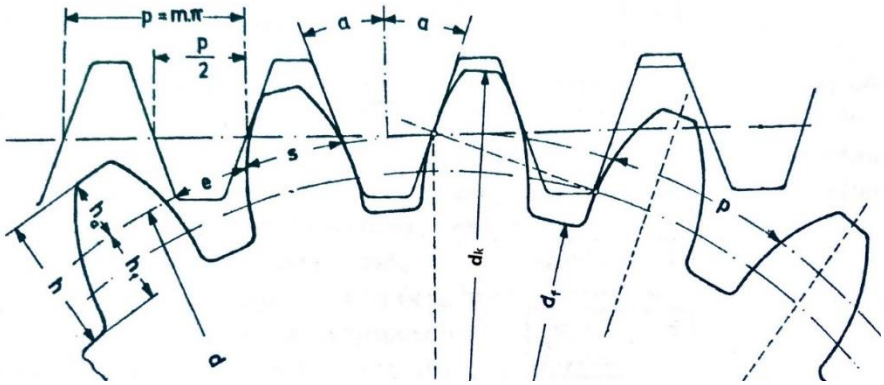
2.1.1 Τροχοί με ευθεία οδόντωση

Ονομάζονται οι τροχοί τον οποίον οι οδόντες είναι παράλληλοι με τον άξονα περιστροφής τους. Τα βασικότερα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους είναι το μέτρο οδόντωσης (modul), το πλάτος και ο αριθμός των οδόντων. Από αυτά τα βασικά γεωμετρικά στοιχεία προκύπτουν και τα δευτερεύοντα που φαίνονται στον **πίνακα 2.1.**

Γεωμετρικά χαρακτηριστικά	**Συμβολισμός**	**Αποτέλεσμα με βάση το Μέτρο οδόντωσης**
Μέτρο οδόντωσης	m	-
Πλάτος οδόντα	b	-
Αριθμός οδόντων	z	-
Βήμα οδόντωσης	p	$p = \pi \cdot m$
Διάμετρος αναφοράς	d	$d = z \cdot m$
Διάμετρος κεφαλής	d_k	$d_k = d + 2 \cdot m = (z + 2) \cdot m$
Διάμετρος πόδα	d_f	$d_f = d - 2.33 \cdot m = \left(z - \frac{7}{3}\right) \cdot m$
Πάχος δοντιού	s	$s = 1.52 \cdot m$
Διάκενο δοντιού	e	$e = 1.62 \cdot m$
Ύψος δοντιού	h	$h = 2.167 \cdot m$
Ύψος κεφαλής	h_a	$h_a = 1.0 \cdot m$
Ύψος πόδα	h_f	$h_f = 1.167 \cdot m$
Γωνία πίεσης	a	-

Πίνακας 2.1 – Βασικά γεωμετρικά στοιχεία οδοντωτών τροχών, ευθεία οδόντωση

Τα παραπάνω μεγέθη παρουσιάζονται σχηματικά στην **εικόνα 2.1**.



Εικόνα 2.1 – Απεικόνιση βασικών γεωμετρικών στοιχείων οδοντωτών τροχών ευθείας οδόντωσης [Πηγή: Γραικούσης Ροβέρτος, "Στοιχεία Μηχανών, Τόμος Β' ", Εκδόσεις Γιαχούδη, Αύγουστος 1983]

2.1.2 Τροχός με πλάγια (ελικοειδή) οδόντωση

Οι οδοντωτοί τροχοί πλάγιας οδόντωσης αποτελούν ουσιαστικά εξέλιξη τον τροχών ευθείας οδόντωσης. Η σημαντικότερη γεωμετρική διαφορά ανάμεσα στους δύο αυτούς τύπους τροχών, είναι πως οι παρειές των πλάγιων οδόντων δεν είναι παράλληλες με τον άξονα περιστροφής τους αλλά σχηματίζουν μία γωνία με αυτόν. Έτσι, σε συνδυασμό με την καμπυλότητα της επιφάνειας της περιφέρειας του τροχού, οι οδόντες ακολουθούν μια ελικοειδή γραμμή η οποία εκτείνεται πάνω σε αυτήν.[1]

Τα πλεονεκτήματα των πλάγιων οδοντωτών τροχών έναντι αυτών με ευθεία οδόντωση είναι:

- Η λειτουργία τους είναι πιο ομαλή και ήρεμη αφού περισσότεροι οδόντες συμπλέκονται ταυτόχρονα κατά την περιστροφή.
- Μπορούν να λειτουργήσουν υπό μεγαλύτερες φορτίσεις αφού το μήκος των οδόντων είναι μεγαλύτερο, καθώς αυτοί είναι πλάγιοι.
- Χαμηλές εκπομπές θορύβου κατά την λειτουργία, κάτι που τους καθιστά κατάλληλους για εφαρμογές μεγάλων περιστροφικών ταχυτήτων.
- Η φθορά από την λειτουργία είναι πολύ μικρότερη.

Τα σημαντικότερα μειονεκτήματα τους είναι:

- Μικρότερος βαθμός απόδοσης λόγω αυξημένων απωλειών τριβών.
- Κατά την συμπλοκή των πλάγιων οδόντων αναπτύσσονται αξονικά φορτία τα οποία καταπονούν άξονα και έδρανα.
- Μεγαλύτερο κόστος κατασκευής.

Οι οδοντωτοί τροχοί με πλάγια οδόντωση λόγω των πλεονεκτημάτων τους χρησιμοποιούνται κυρίως από την αυτοκινητοβιομηχανία σε χειροκίνητα και αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων οχημάτων. Επίσης, αποτελούν τμήματα βαρέων εργαλειομηχανών, θαλάσσιων κινητήρων και μηχανών βαριάς βιομηχανίας όπως είναι οι μηχανές εκσκαφέων και μετακίνησης γης.

Υλικά κατασκευής οδοντωτών τροχών

Υλικό	**Σχόλια**	**Εφαρμογή**
Χυτοσίδηρος	Χαμηλό κόστος, εύκολη κατεργασιμότητα	Εμπορικά γρανάζια, μέσης ισχύς
Χυτοχάλυβας	Χαμηλό κόστος, αντοχή σε μέση καταπόνηση	Εμπορικά γρανάζια, μέσης ισχύς
Απλή χάλυβες άνθρακα	Καλή κατεργασιμότητα, μπορεί να βαφεί	Εμπορικά γρανάζια, μέσης ισχύς, μέσης ποιότητας
Κραματοποιημένο ατσάλι	Μπορεί να βαφεί για μέγιστη φόρτιση και αντοχή	Για μέγιστη ακρίβεια, απαιτήσεις μέγιστης ισχύς

Πίνακας 2.2 – Υλικά κατασκευής οδοντωτών τροχών

Ανάλογα με την εφαρμογή τους οι οδοντωτοί τροχοί κατασκευάζονται από διαφορετικά υλικά, λαμβάνοντας υπόψιν τους παράγοντες αντοχής και κόστους. Τα σημαντικότερα σιδηρούχα υλικά που χρησιμοποιούνται παρουσιάζονται στον πίνακα που προηγήθηκε.

Εκτός από τα σιδηρούχα αυτά υλικά, οι πλάγιοι οδοντωτοί τροχοί μπορεί να κατασκευάζονται και από πλαστικά. Τα υλικά αυτά όμως δεν εξετάζονται στο πλαίσιο αυτής της εργασίας.

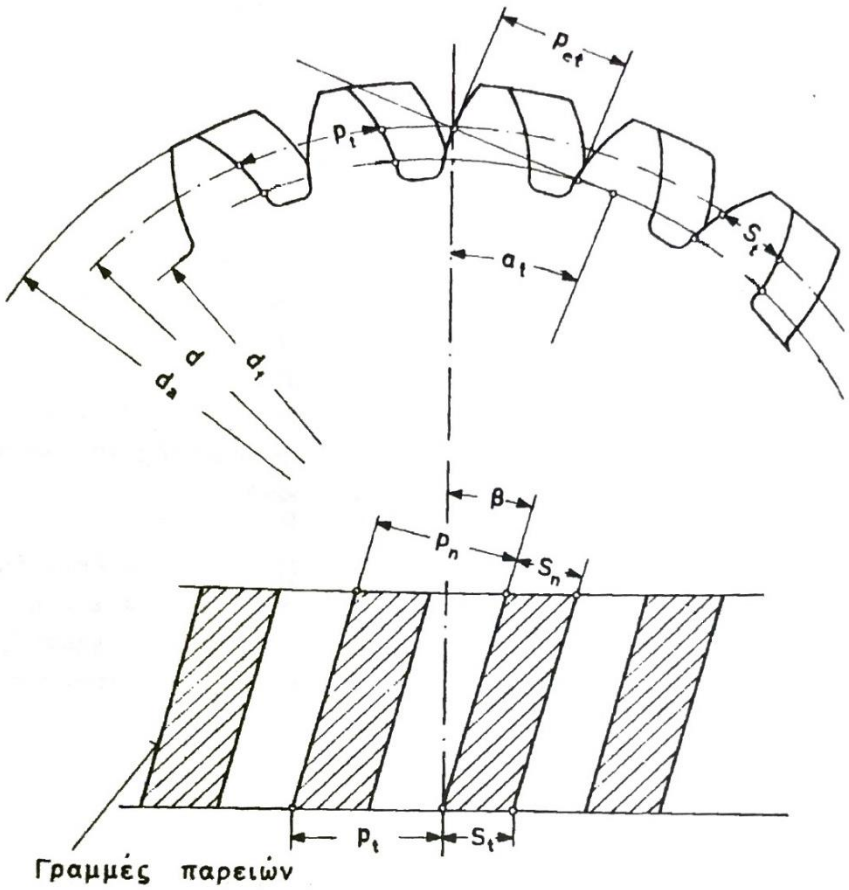
Βασική γεωμετρία πλάγιων οδοντωτών τροχών

Τα βασικότερα γεωμετρικά χαρακτηριστικά ενός πλάγιου οδοντωτού τροχού καθώς και η μεταξύ τους συσχέτισης παρουσιάζονται στο ακόλουθο **πίνακα 2.3**.

Γεωμετρικά χαρακτηριστικά	**Συμβολισμός**	**Αποτέλεσμα με βάση το Μέτρο οδόντωσης**
Κανονικό Μέτρο οδόντωσης (modul)	m_n^*	-
Εγκάρσιο Μέτρο οδόντωσης (modul)	m_t^{**}	$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$
Εγκάρσιο βήμα οδόντωσης	p_t	$p_t = \pi \cdot m_t$
Διάμετρος αναφοράς	d	$d = z \cdot m_t$
Διάμετρος κεφαλής	d_a	$d_a = d + 2 \cdot m_t = (z + 2) \cdot m_t$
Διάμετρος πόδα	d_f	$d_f = d - 2.33 \cdot m_t = \left(z - \frac{7}{3}\right) \cdot m_t$
Εγκάρσιο πάχος δοντιού	s_t	$s_t = 1.52 \cdot m_t$
Εγκάρσιο διάκενο δοντιού	l_t	$l_t = 1.62 \cdot m_t$
Ύψος δοντιού	h	$h = 2.167 \cdot m_n$
Ύψος πόδα	h_f	$h_f = 1.167 \cdot m_n$
Ύψος κεφαλής	h_k	$h_k = 1.0 \cdot m_n$
Γωνία πίεσης	α_t	-
Γωνία ελίκωσης	β	-
Αριθμός δοντιών	z	$z = \frac{d_o}{m_t}$
: Μετράτε σε επίπεδο κάθετο στην γωνία ελίκωσης.** *: Μετράτε στο επίπεδο περιστροφής.**		

Πίνακας 2.3 - Βασικά γεωμετρικά στοιχεία οδοντωτών τροχών, πλάγια οδόντωση

Χαρακτηριστικά όπως είναι το μέτρο οδόντωσης και η γωνία ελίκωσης ακολουθούν τυποποίηση (DIN780). Η γωνία ελίκωσης λαμβάνει τιμές από 15^o μέχρι και 45^o ενώ το μέτρο οδόντωσης λαμβάνει μεγάλο εύρος τιμών. Τα παραπάνω γεωμετρικά χαρακτηριστικά παρουσιάζονται στην **εικόνα 2.2**.



Εικόνα 2.2 - Απεικόνιση βασικών γεωμετρικών στοιχείων οδοντωτών, πλάγια οδόντωση [Πηγή: Γραικούσης Ροβέρτος, "Στοιχεία Μηχανών, Τόμος Β' ", Εκδόσεις Γιαχούδη, Αύγουστος 1983]

2.2 Είδη συστημάτων μετάδοσης κίνησης

Κύριος στόχος των οδοντωτών τροχών είναι να παρέχουν την επιθυμητή κίνηση, γραμμική ή περιστροφική. Αυτό επιτυγχάνεται είτε με την δημιουργία ενός απλού συστήματος σύζευξης δυο συνηθισμένων οδοντωτών τροχών, είτε με την δημιουργία περίπλοκων συστημάτων με πολλαπλούς σύνθετους τροχούς. Τα είδη των κιβωτίων διακρίνονται με βάση την διάταξη των αξόνων περιστροφής σε συνευθειακά, παράλληλα, κάθετα και πλανητικά, όπως παρουσιάζονται στις **εικόνες 2.3-2.6**. Η δεύτερη διάκριση που μπορούμε να κάνουμε στα κιβώτια ταχυτήτων αφορά τις βαθμίδες τους. Το πλήθος των βαθμίδων μπορεί να μεταφραστεί ως η ποσότητα απαιτούμενης μείωσης ή αύξησης που χρειάζεται να επιτευχθεί, ώστε να λάβουμε την επιθυμητή ταχύτητα περιστροφής στην έξοδο. Συνηθέστερα, μια βαθμίδα ισοδυναμεί με ένα ζεύγος οδοντωτών τροχών.

Εικόνα 2.3 – Συνευθειακό κιβώτιο μετάδοσης [Πηγή: https://sdp-si.com/]

Εικόνα 2.4 – Κιβώτιο παράλληλων αξόνων [Πηγή: https://sdp-si.com/]

Εικόνα 2.5 – Κιβώτιο κάθετων αξόνων [Πηγή: https://sdp-si.com/]

Εικόνα 2.6 – Πλανητικό κιβώτιο [Πηγή: https://sdp-si.com/]

Η επιλογή του κατάλληλου κιβωτίου ταχυτήτων εξαρτάται από τους εξής παράγοντες:

- Επιθυμητό λόγο ταχυτήτων (είτε μείωση είτε αύξηση)
- Κατεύθυνση περιστροφής
- Εργονομικοί περιορισμοί (διαθέσιμος χώρος, προϋπάρχουσες διατάξεις αξόνων κλπ.)

Στις υποενότητες που ακολουθούν θα περιγράψουμε τα είδη των κιβωτίων που εξετάζουμε στην παρούσα διπλωματική.

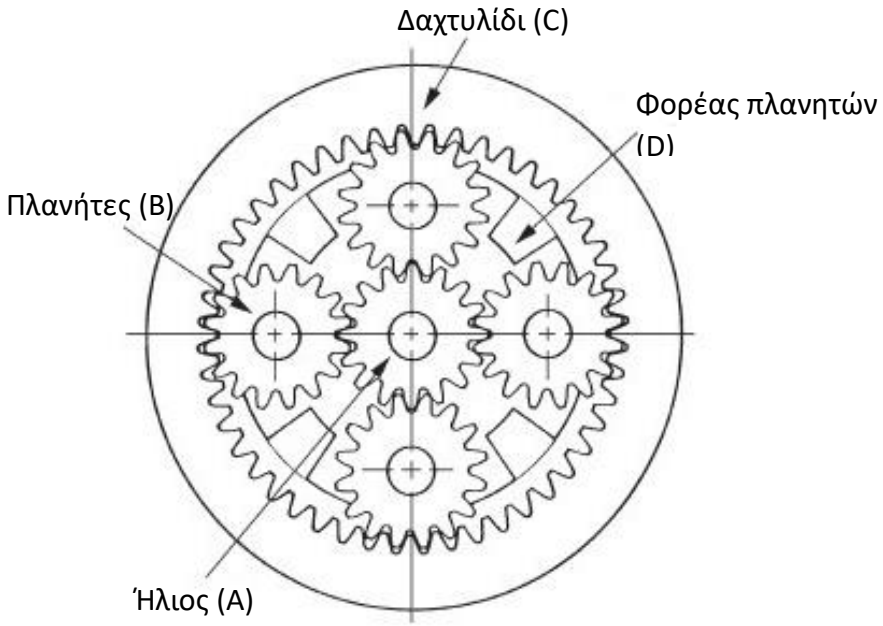
2.2.1 Πλανητικό κιβώτιο μιας βαθμίδας, με ευθεία οδόντωση

Τα πλανητικά κιβώτια, από την αρχή της δημιουργίας τους, χαρακτηρίζονται και αντιμετωπίζονται ως κρίσιμα εξαρτήματα σε πολλά μηχανικά συστήματα. Χρησιμοποιούνται

ευρέως στην βιομηχανία εξαιτίας της εργονομίας τους (αρκετά συμπαγή σαν κατασκευή) και του αυξημένου λόγου ροπής προς βάρος, σε σύγκριση με τα υπόλοιπα είδη μετάδοσης κίνησης.

Τέτοια κιβώτια, μπορούμε να τα συναντήσουμε σε εφαρμογές όπως μετάδοση κίνησης για ελικόπτερα, μηχανήματα ανύψωσης, ανεμογεννήτριες, εκσκαφείς ορυχείων.

Η δομή ενός πλανητικού κιβώτιου διαφέρει αρκετά από τα παραδοσιακά κιβώτια ταχυτήτων όπως επίσης και η κινηματική του. Στα παραδοσιακά κιβώτια, κάθε γρανάζι περιστρέφεται γύρω από τον δικό του άξονα περιστροφής, ο οποίος βρίσκεται φωλιασμένος σε ένα ρουλεμάν. Σε αντίθεση, στα πλανητικά κιβώτια, υπάρχουν γρανάζια όπου εκτός από την περιστροφή γύρω από τους άξονες τους πραγματοποιούν και περιστροφή γύρω από ένα κεντρικό γρανάζι. Το πλανητικό κιβώτιο περιέχει ένα γρανάζι ήλιο, ένα γρανάζι εσωτερικής οδόντωσης (γρανάζι δαχτυλίδι), ένα φορέα πλανητών, ο οποίος αποτελεί και τον άξονα εξόδου, και τα γρανάζια πλανήτες. Ως προς την λειτουργία του, πρακτικά ο ήλιος παραλαμβάνει κίνηση από τον άξονα εισόδου, την μεταφέρει ομοιόμορφα στους πλανήτες (κατ' ελάχιστο 2) όπου την παραλαμβάνουν με μια μείωση και στην συνέχεια την αποδίδουν στον φορέα ο οποίος ταυτίζεται με τον άξονα εξόδου του συστήματος μας. Ένα τυπικό πλανητικό σύστημα αναπαρίσταται στη **εικόνα 2.7**.



Εικόνα 2.7 – Αναπαράσταση πλανητικού κιβωτίου
[Πηγή: https://sdp-si.com/]

Μπορούμε να διακρίνουμε 2 τύπους πλανητικών συστημάτων:

- Σταθερού δαχτυλιδιού, στις περισσότερες βιομηχανικές εφαρμογές
- Κινούμενου δαχτυλιδιού, για αυτοπροωθούμενα οχήματα (εκσκαφείς κλπ.)

Επίκεντρο της παρούσας διπλωματικής αποτελεί ο τύπος σταθερού δαχτυλιδιού. Τέλος, παρουσιάζονται τα πλεονεκτήματα των συστημάτων αυτών:

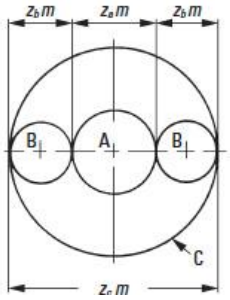
- Αποτελούν μια καινοτόμα τεχνολογία, τόσο για βιομηχανικές χρήσεις όσο και για αυτοπροωθούμενες εφαρμογές
- Για την ίδια απόδοση, διαθέτουν διαστάσεις, κόστος και βάρος χαμηλότερο από τις παραδοσιακές τεχνολογίες μετάδοσης κίνησης
- Διαθέτουν τρομερή ικανότητα στην μετάδοση της απαραίτητης ροπής, ειδικά σε εφαρμογές με χαμηλές περιστροφικές ταχύτητες
- Διαθέτουν μεγάλη ευλυγισία στο να προσαρμόζονται σε ποικίλες εφαρμογές
- Συνευθειακή τοποθέτηση του άξονα εισόδου με τον άξονα εξόδου
- Ομοιόμορφη κατανομή του φορτίου στους πλανήτες
- Υψηλή απόδοση εξαιτίας της χαμηλής αντίστασης κύλισης
- Σχεδόν απεριόριστες επιλογές λόγου μετάδοσης, ειδικά στην περίπτωση συνδυασμού πολλαπλών βαθμίδων

Γεωμετρική περιγραφή

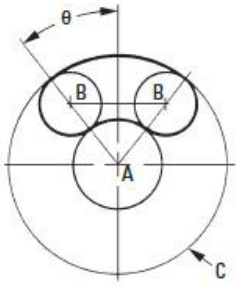
Στο σημείο αυτό, οφείλουμε να σχολιάσουμε κάποια στοιχεία σχετικά με την αλληλεξάρτηση της γεωμετρίας των γραναζιών του πλανητικού κιβωτίου. Αρχικά, όσο αυξάνεται ο αριθμός των πλανητών, τόσο αυξάνεται το ποσό της κατανεμημένης ροπής που μπορεί να μεταφερθεί. Επίσης, αύξηση στον αριθμό των δοντιών επιφέρει μείωση της αντίσταση κύλισης ενώ δεν προκαλεί καμία μεταβολή στο λόγο μετάδοσης. [2]

- 1η Συνθήκη: Αναγκαία συνθήκη ώστε να ταιριάζουν οι αποστάσεις από τα κέντρα των γραναζιών.

$z_c = z_a + 2 * z_b$, όπου z: αριθμός δοντιών

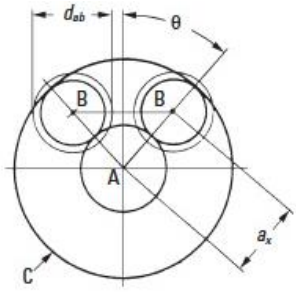


- 2η Συνθήκη: Αφορά την ομοιόμορφη ή μη τοποθέτηση των πλανητών.
  - $\frac{(z_a+z_c)}{N} = ακέραιος$, για ομοιόμορφα τοποθετημένους πλανήτες
  - $\frac{(z_a+z_c)*\theta}{180} = ακέραιος$, για μη ομοιόμορφη τοποθετημένους πλανήτες όπου, θ: το ήμισυ της γωνίας μεταξύ των τοποθετημένων πλανητών



- 3η Συνθήκη: Η ικανοποίηση της συγκεκριμένης συνθήκης επιβεβαιώνει ότι οι πλανήτες μπορούν να λειτουργήσουν ομαλά χωρίς να παρεμβαίνουν ο ένας στην λειτουργία του άλλου.

$$z_b + 2 < (z_{a+}z_b) * \sin(\frac{180}{N})$$

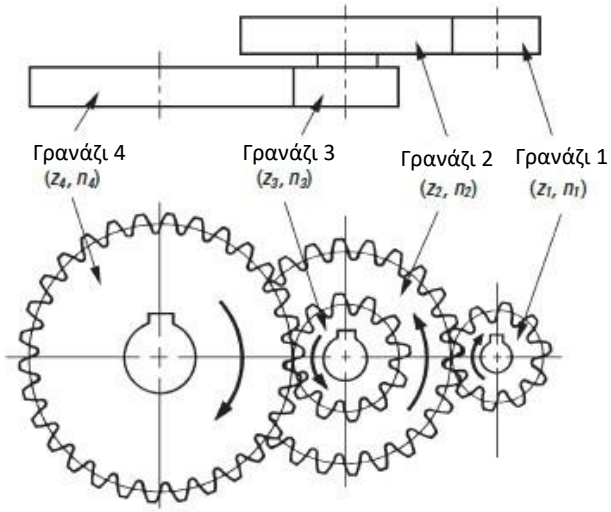


Στην περίπτωση της πακτωμένης στεφάνης, που μας αφορά, ο λόγος ταχυτήτων δίνεται από την σχέση:

$$Λόγος\ ταχυτήτων = \frac{\frac{z_b}{z_c}}{1+\frac{z_b}{z_c}} = \frac{1}{\frac{z_c}{z_b}+1} \quad \textbf{(2.1)}$$

2.2.2 Κιβώτιο παράλληλων αξόνων, δύο βαθμίδων, με ελικοειδή οδόντωση

Συνδυάζοντας ένα ζευγάρι οδοντωτών τροχών, σχηματίζουμε μια βαθμίδα. Στην περίπτωση που ενώσουμε πολλές βαθμίδες μαζί, δημιουργούμε ένα πολυβάθμιο κιβώτιο ταχυτήτων. Στην δική μας περίπτωση εξετάζουμε ένα κιβώτιο δύο βαθμίδων, με ελικοειδή οδόντωση όπως αναπαριστάτε παρακάτω. Τα κιβώτια με ελικοειδή οδόντωση χρησιμοποιούνται κατά κόρων σε εφαρμογές που υπάρχουν χαμηλές απαιτήσεις σε θόρυβο, όταν η στρεπτική στιβαρότητα πρέπει να είναι μέγιστη και απαιτείται συνεχή επαφή των κατά των δυνατών περισσότερων οδοντώσεων.



Εικόνα 2.8 – Αναπαράσταση κιβώτιου παράλληλων αξόνων, 2 βαθμίδων
[Πηγή: https://sdp-si.com/]

Πλεονεκτήματα χρήσης πολυβάθμιου κιβωτίου:

- Μεγάλη ποικιλία ως προς το λόγο μετάδοσης
- Δυνατός ο συνδυασμός διαφορετικού τύπου οδόντωσης ανά ζεύγη
- Μεγάλο εύρος εφαρμογής και χρήσης στην βιομηχανία

Μειονεκτήματα χρήσης πολυβάθμιου κιβωτίου:

- Πιο περίπλοκη σχεδίαση και κατασκευή έναντι του μονοβάθμιου συστήματος
- Χαμηλότερο βαθμός απόδοσης, αφού για κάθε βαθμίδα που σχεδιάζουμε πρέπει να συνυπολογίζουμε ένα ποσοστό απωλειών στην μετάδοση μας

Γεωμετρική περιγραφή

Ο λόγος ταχυτήτων ενός διβάθμιου κιβωτίου υπολογίζεται από τον πολλαπλασιασμό των λόγων μετάδοσης για την κάθε βαθμίδα. [2] Πρακτικά:

$$Λόγος\ ταχυτήτων = \frac{z_1}{z_2} * \frac{z_3}{z_4} = \frac{n_1}{n_2} * \frac{n_3}{n_4} = \frac{n_1}{n_4}, αφού\ n_2 = n_3 \quad \textbf{(2.2)}$$

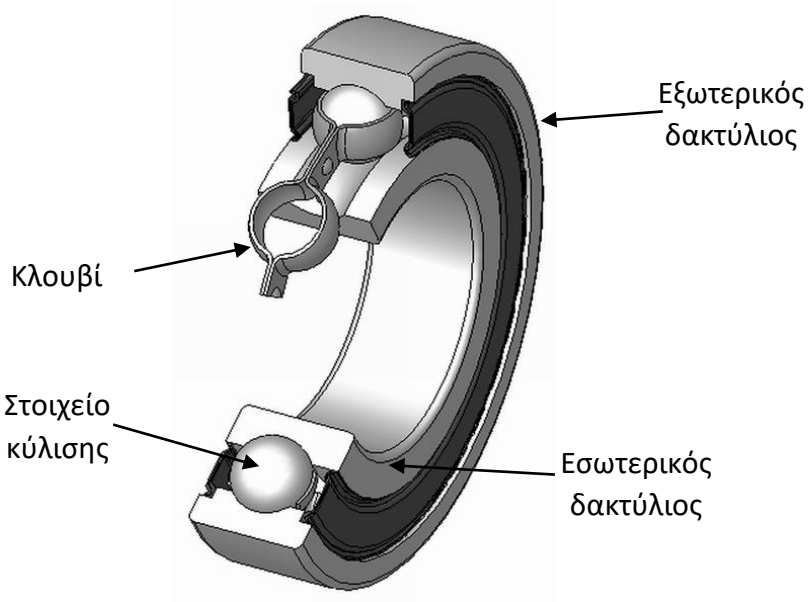
2.3 Έδρανα κύλισης

Με τον όρο έδρανο, αναφερόμαστε στο στοιχείο μηχανής στο οποίο εδράζονται οι πιθανοί άξονες, πείροι και άτρακτοι, ώστε να γίνεται εφικτή η περιστροφή τους ενώ παράλληλα μεταβιβάζουν ομαλά τα φορτία στην υπόλοιπη κατασκευή. [3]

Τα έδρανα ταξινομούνται:

- Ανάλογα με την αρχή λειτουργίας τους, σε έδρανα ολίσθησης και έδρανα κύλισης
- Ανάλογα με την διεύθυνση των μεταβιβαζόμενων φορτίων, σε έδρανα αξονικά και έδρανα ακτινικά
- Ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας τους, σε έδρανα σταθερά και έδρανα αυτορρυθμιζόμενα [4]

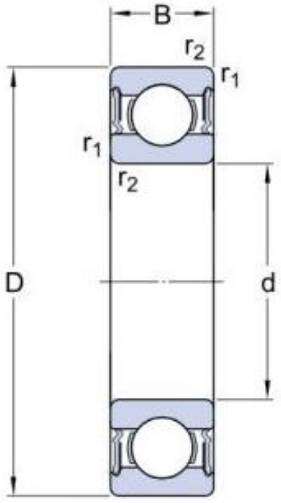
Στην παρούσα διπλωματική, επικεντρωνόμαστε στα έδρανα κύλισης καθώς αυτού του είδους έδρανα διαθέτει η διάταξη μας.



Εικόνα 2.9 - Αναπαράσταση ένσφαιρου έδρανου κύλισης

Γεωμετρική περιγραφή

Τα κυριότερα μεγέθη τα οποία διέπουν ένα ένσφαιρο έδρανο παρουσιάζονται στον **πίνακα 2.4**.



Εικόνα 2.10 – Απεικόνιση γεωμετρικών στοιχείων ένσφαιρου έδρανου κύλισης [Πηγή: https://www.skf.com]

Γεωμετρικά χαρακτηριστικά	**Συμβολισμός**
Εξωτερική διάμετρος	D
Διάμετρος άξονα, ατράκτου	d
Πλάτος	B

Πίνακας 2.4 - Βασικά γεωμετρικά στοιχεία έδρανου κύλισης

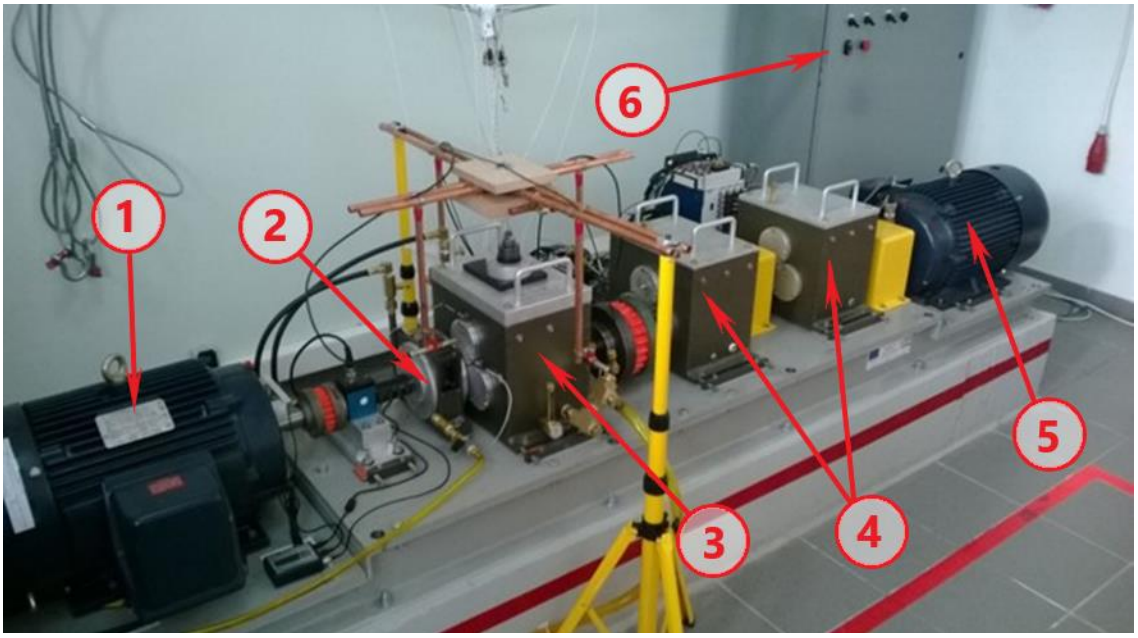
Κεφάλαιο 3: Περιγραφή μοντέλου

3.1 Διάταξη προσομοίωσης βλαβών

Η πειραματική διάταξη στην οποία βασίζεται η παρούσα διπλωματική βρίσκεται στον εξοπλισμό του εργαστηρίου Ταλαντώσεων και Δυναμικής Μηχανών του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών. Πιο συγκεκριμένα, η συγκεκριμένη διάταξη είναι της SpectraQuest και χρησιμοποιείται ευρέως για την διάγνωση και προσομοίωση βλαβών οδοντωτών τροχών (Drivetrain Prognostics Simulator). Η διάταξη περιλαμβάνει πληθώρα είδους βλαβών οδοντωτών τροχών και εδράνων κύλισης. Ξεκινώντας από αριστερά της **εικόνα 3.1** περιλαμβάνει τα εξής συστήματα:

- Τριφασική ηλεκτρική μηχανή εφαρμογής ροπής
- Μονοβάθμιο πλανητικό κιβώτιο με ευθεία οδόντωση
- Διβάθμιο κιβώτιο παράλληλων αξόνων με πλάγια οδόντωση
- Δύο δοκιμαστικά κιβώτια παράλληλων αξόνων για τη διαχείριση του φορτίου
- Τριφασική ηλεκτρική μηχανής εφαρμογής φορτίου (πέδηση)

Από τον παραπάνω εξοπλισμό, το μονοβάθμιο και το διβάθμιο αποτελούν τα δοκιμαστικά κιβώτια τα οποία δέχονται τις βλάβες και παρακολουθούνται κατά τη λειτουργία της διάταξης μέσω πιεζοηλεκτρικών αισθητηρίων.



Εικόνα 3.1 – Πειραματική διάταξη διάγνωσης και προσομοίωσης βλαβών

Ακολουθούν αναλυτικά τα τεχνικά χαρακτηριστικά της διάταξης, στον **πίνακα 3.1**.

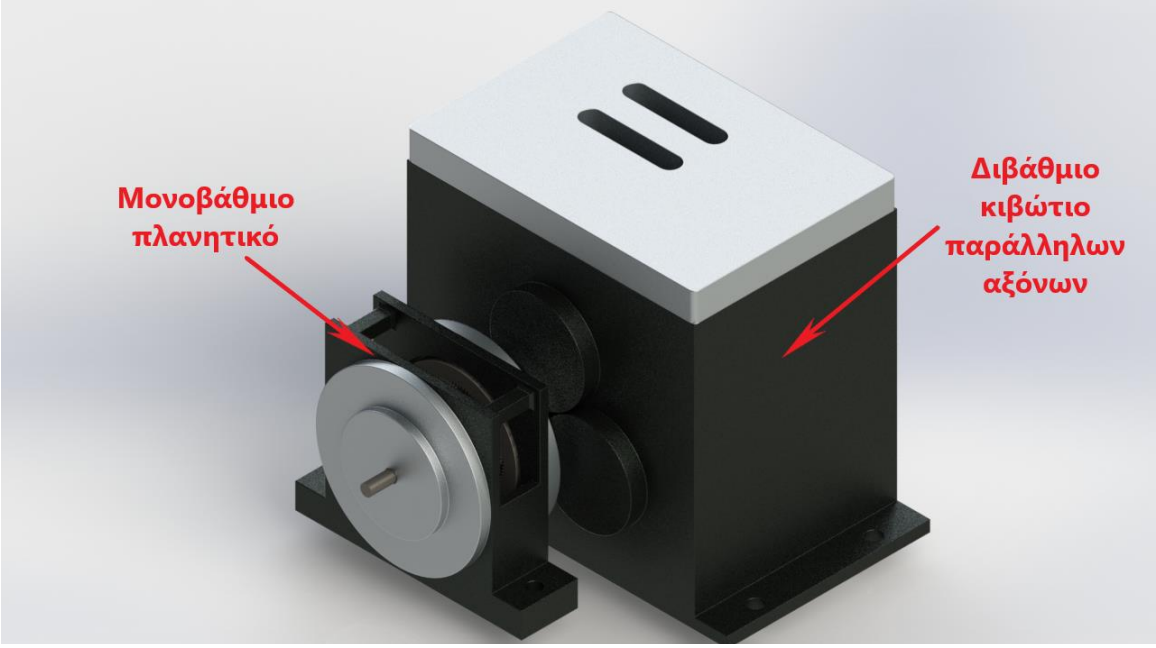
Τροφοδοσία	
Ηλεκτρική μηχανή κίνησης	3-φασική, 10 ίππων, ασύγχρονη, βραχυκυκλωμένου κλωβού
Ηλεκτρική μηχανή φορτίου	3-φασική, 10 ίππων, ασύγχρονη, βραχυκυκλωμένου κλωβού
Οδηγητική διάταξη (Drive)	AC οδηγητικό σύστημα (drive system) με δυνατότητα πολλών ρυθμίσεων στο κεντρικό σύστημα ελέγχου.
Εύρος στροφών ([RPM] range)	0 to 2500 [RPM] μεταβαλλόμενη ταχύτητα
Τάση	230 [VAC], 3-φασική, 60/50 [Hz]
Μηχανολογικά χαρακτηριστικά	
Διάμετρος άξονα	1” διάμετρος; [Turned, Ground, & Polished (TGP) steel]
Δοκιμαστικό Πλανητικό Κιβώτιο	27:1 gear ratio planetary gear with 4 planet stage1 and 3 planet stage 2
Δοκιμαστικό Κιβώτιο δύο Βαθμίδων	Δύο βαθμίδων, 2.5 ανώτατη αναλογία ανά βαθμίδα (6.25 μέγιστο), spur gears
Δοκιμαστικό Κιβώτιο δύο Βαθμίδων – Έδρανα κύλισης	Έδρανο κύλισης σφαιρών με βαθύ αυλάκι ή χάλκινα 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 gpm, οδηγούμενο
Διαστάσεις	
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

Πίνακας 3.1 – Χαρακτηριστικά πειραματικής διάταξης

Στην συνέχεια, στον **πίνακα 3.2** ακολουθούν τα έδρανα κύλισης της πειραματικής διάταξης

Έδρανο / Χαρακτηριστικά	**16601**	**6800**	**ER-16K**	**ER-12K**	**32006**
Αριθμός σφαιρών	8	10	9	8	19
Διάμετρος σφαιρών (mm)	4.762	2.381	7.937	7.937	5.8
Διάμετρος κύκλου που διέρχεται από τα κέντρα των σφαιρών (mm)	20	14.5	38.5	33.5	42.7
Γωνία φόρτισης (°)	0	0	0	0	16

Πίνακας 3.2 – Χαρακτηριστικά εδράνων κύλισης πειραματικής διάταξης



Εικόνα 3.2 – Τρισδιάστατη απεικόνιση εξεταζόμενης διάταξης

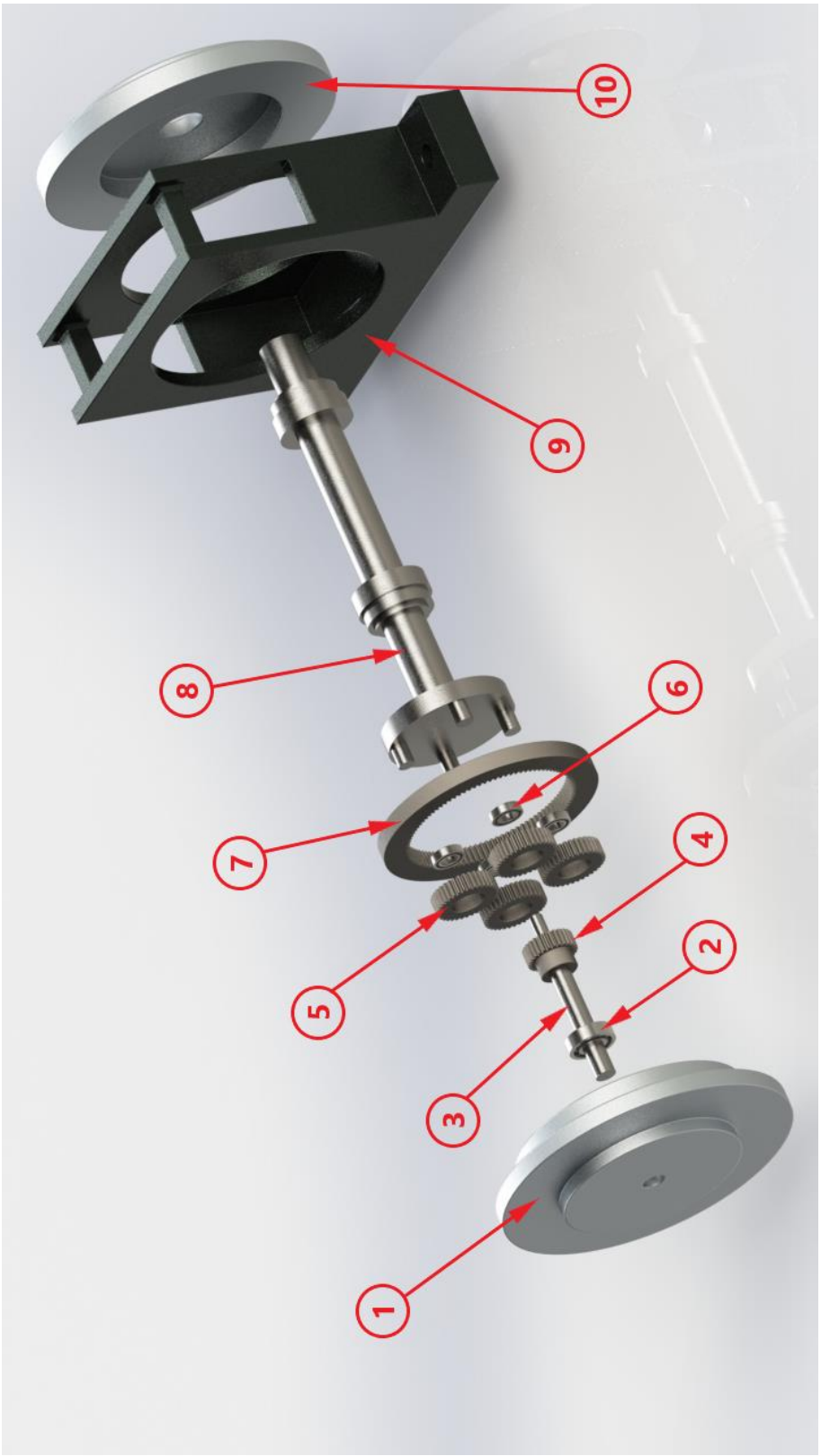
Να τονίσουμε ότι για το συγκεκριμένο σχέδιο, λάβαμε ως αρχικό το μοντέλο του Solidworks του φοιτητή Λάμπρου Παπαδάκη και κατά την διαδικασία της αποσυναρμολόγησης, πήραμε όλες τις απαραίτητες μετρήσεις ώστε να βελτιστοποιήσουμε το τρισδιάστατο μοντέλο μας.[5]

3.2 Πλανητικό κιβώτιο μιας βαθμίδας

Στην παρούσα και επόμενη ενότητα παρουσιάζονται τα αναπτύγματα και τα εξαρτήματα του πλανητικού και διβάθμιου κιβωτίου.

Αριθμός Εξαρτήματος	Περιγραφή
1	Καπάκι εισόδου αλουμινίου
2	Έδρανο κύλισης σειράς 16601
3	Άξονας εισόδου
4	Ήλιος με z=28 δόντια
5	4 πλανήτες με z=36 δόντια
6	Έδρανο κύλισης σειράς 6800
7	Εσωτερικός δακτύλιος με z=100 δόντια
8	Φορέας πλανητών/ Άξονας εξόδου πλανητικού/ Άξονας εισόδου διβάθμιου
9	Κιβώτιο πλανητικού
10	Καπάκι εξόδου αλουμινίου

Πίνακας 3.3 – Εξαρτήματα πλανητικού κιβωτίου

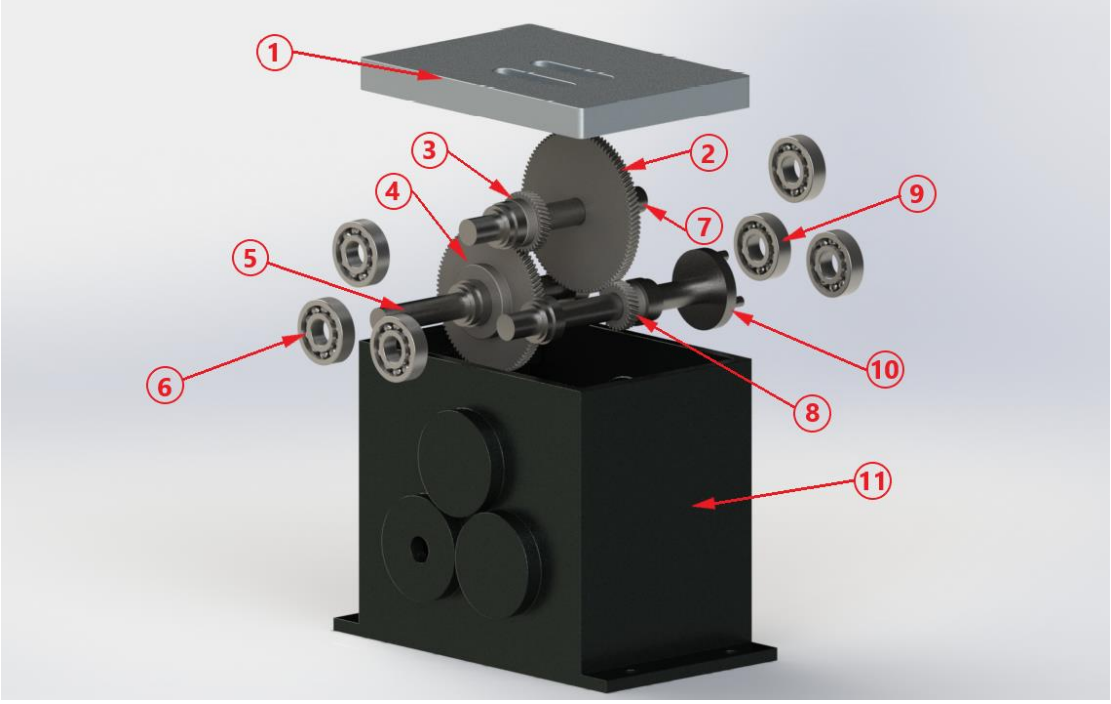


Εικόνα 3.3 – Ανάπτυγμα πλανητικού κιβωτίου

3.3 Κιβώτιο παράλληλων αξόνων 2 βαθμίδων

Αριθμός Εξαρτήματος	Περιγραφή
1	Καπάκι διβάθμιου κιβωτίου αλουμινίου
2	Ελικοειδές γρανάζι με *z*=100 δόντια
3	Ελικοειδές γρανάζι με *z*=36 δόντια
4	Ελικοειδές γρανάζι με *z*=90 δόντια
5	Άξονας εξόδου διβάθμιου
6	Έδρανα κύλισης ER-16K
7	Μεσαίος άξονας
8	Ελικοειδές γρανάζι με *z*=27 δόντια
9	Έδρανα κύλισης ER-16K
10	Φορέας πλανητών/ Άξονας εξόδου πλανητικού/ Άξονας εισόδου διβάθμιου
11	Κιβώτιο διβάθμιου

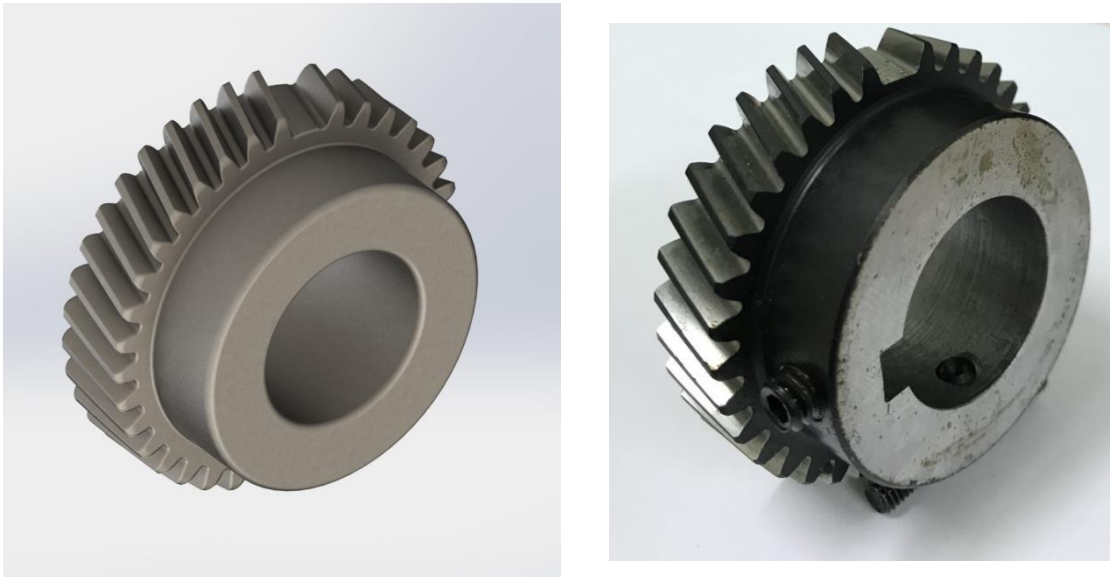
Πίνακας 3.4 - Εξαρτήματα διβάθμιου κιβωτίου



Εικόνα 3.4 – Ανάπτυγμα κιβωτίου δύο βαθμίδων

3.4 Βλάβες

Καταλήγοντας, παρουσιάζονται η **εικόνα 3.5** επιδεικνύει την βλάβη των οδοντωτών τροχών στα ελικοειδή γρανάζια η οποία θα εξετασθεί στη συνέχεια της μελέτης μας. Το σχέδιο που παρουσιάζεται αφορά το γρανάζι no. 3 του μεσαίου άξονα με z=36 δόντια. Ειδικότερα, το υγιές σχέδιο του γραναζιού τροποποιήθηκε στο λογισμικό SOLIDWORKS, όπου δημιουργήθηκε το νέο σχέδιο της βλάβης που θα εξετάσουμε στην πειραματική διάταξη.



Εικόνα 3.5 – Απεικόνιση εξεταζόμενης βλάβης

Κεφάλαιο 4: Μεθοδολογία πολλαπλών σωμάτων

4.1 Εισαγωγή

Η μέθοδος πολλαπλών σωμάτων εφαρμόζεται για τη μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς ενός μηχανισμού αποτελούμενου από στιβαρά ή εύκαμπτα σώματα τα οποία επιδέχονται μεγάλες μεταφορικές και περιστροφικές μετατοπίσεις και είναι συνδεδεμένα μεταξύ τους και με το περιβάλλον τους με συνδέσμους οι οποίοι περιορίζουν τη σχετική μεταξύ τους κίνηση.

Τα κυριότερα χαρακτηριστικά των μηχανισμών στους οποίους εφαρμόζεται η μέθοδος αυτή είναι η γεωμετρική μη-γραμμικότητα η οποία οφείλεται στις μεγάλες γεωμετρικές παραμορφώσεις των σώματα που τα αποτελούν καθώς και η μη-γραμμικότητα λόγω του υλικού των σωμάτων και της επαφή μεταξύ τους.

Οι τεχνολογικές εξελίξεις των τελευταίων χρόνων σε τομείς όπως ο σχεδιασμός οχημάτων, η αεροναυπηγική, η ρομποτική και ο σχεδιασμός διαστημικών δομών οδηγούν σε ολοένα και πιο απαιτητικό σχεδιασμό ταχύτερων, ελαφρύτερων και μεγαλύτερης ακρίβειας συστημάτων. Αυτά περιλαμβάνουν συνήθως κινούμενα σώματα και συστήματα ελέγχου που συνεργάζονται για την επίτευξη μιας λειτουργίας. Ο σχεδιασμός τέτοιων συστημάτων ωφελείται από την εφαρμογή αναλύσεων μοντέλων πολλαπλών σωμάτων, εφόσον η αλληλεπίδραση μεταξύ των επιμέρους τμημάτων τους μπορεί να εκφρασθεί μαθηματικά.[6]

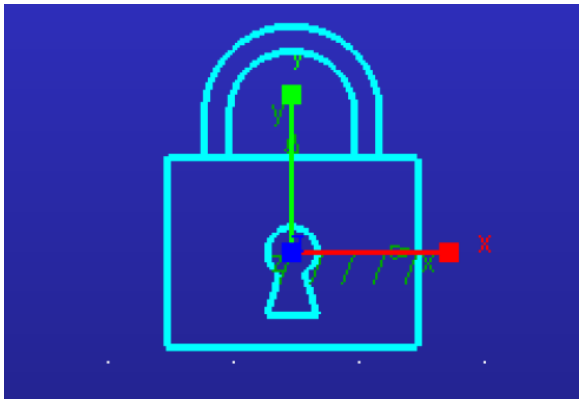
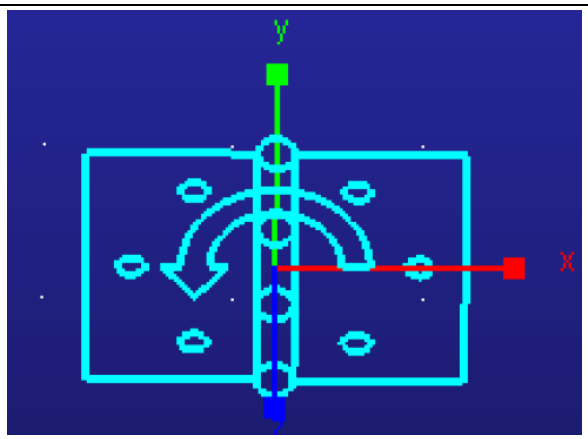
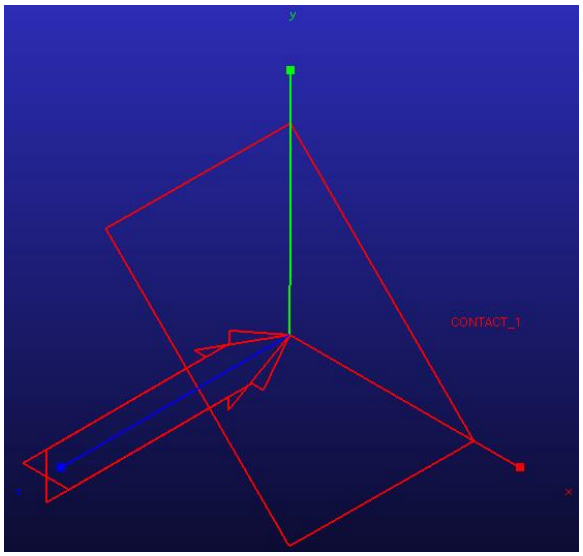
Στην συνέχεια, θα παρουσιαστή η διαδικασία μοντελοποίησης του εξεταζόμενου μηχανισμού με κάθε σώμα που τον απαρτίζει να θεωρείται απαραμόρφωτο.

4.2 Μέθοδος απαραμόρφωτου στερεού

Στο πλαίσιο αυτού του τμήματος της εργασίας, στόχος είναι η ανάπτυξη ενός αρχικού μοντέλου πολλαπλών σωμάτων του προς εξέταση μηχανισμού στο περιβάλλον του προγράμματος Adams View, το οποίο θα αποτελείται μόνο από απαραμόρφωτα στερεά. Το μοντέλο αυτού του είδους θα χρησιμοποιηθεί για την εφαρμογή των σωστών συνδέσμων μεταξύ των σωμάτων, τον σωστό ορισμό των υλικών από τα οποία αποτελούνται και για την εξακρίβωση όλων των απαραίτητων παραμέτρων για την επαφή ανάμεσα στους οδοντωτούς τροχούς ώστε να εξασφαλισθεί η σωστή κινηματική συμπεριφορά του πλανητικού και του διβάθμιου κιβωτίου.

Το μοντέλο αυτού του είδους δεν είναι μόνο σημαντικό για την εξακρίβωση των παραπάνω παραμέτρων αλλά αποτελεί και σημαντικό στάδιο για την ανάπτυξη μοντέλου παραμορφώσιμων στερεών.

Στην συνέχεια, στον **πίνακα 4.1**, παρουσιάζεται μια σύντομη αναφορά σε όλους τους συνδέσμους και περιορισμούς που χρησιμοποιήθηκαν στο μοντέλο του εξεταζόμενου μηχανισμού και πως συμβολίζονται στο πλαίσιο του προγράμματος Adams View.

Σύνδεσμος	Περιγραφή
	**Πάκτωση:** Περιορίζει όλους τους βαθμούς ελευθερίας ανάμεσα σε δύο σώματα.
	**Περιστροφή:** Περιορίζει όλους τους βαθμούς ελευθερίας ανάμεσα σε δύο σώματα εκτός από την σχετική περιστροφή μεταξύ τους.
	**Επαφή:** Επιτρέπει τη δημιουργία δυνάμεων αντίδρασης και τριβής ανάμεσα σε δύο σώματα που έρχονται σε επαφή.

Πίνακας 4.1 – Περιγραφή συνδέσμων και περιορισμών μοντέλου

Η βέλτιστη χρήση του συνδέσμου της επαφής ανάμεσα σε δύο σώματα αποτελεί μια πολύ σημαντική παράμετρο της μεθόδου πολλαπλών σωμάτων. Ουσιαστικά πρόκειται για ένα φαινόμενο που χαρακτηρίζεται από ασυνέχεια και μη-γραμμικότητα με αποτέλεσμα να εφαρμόζονται επαναληπτικές μέθοδοι για την σωστή του μοντελοποίηση. Η ακρίβεια της λειτουργίας και των αποτελεσμάτων του συνδέσμου αυτού εξαρτάται από παραμέτρους τις

οποίες θα πρέπει να ορίσει ο χρήστης του προγράμματος, κάτι το οποίο προϋποθέτει την γνώση και την κατανόησή τους. [7]

Στο ακόλουθο υποκεφάλαιο θα παρουσιαστούν και θα αναλυθούν οι παραπάνω παράμετροι, καθώς και πως χρησιμοποιούνται από το πρόγραμμα Adams View. Επίσης, θα πραγματοποιηθεί η περιγραφή της διαδικασίας που ακολουθήθηκε στα πλαίσια της εργασίας με στόχο την εξακρίβωση των παραμέτρων αυτών.

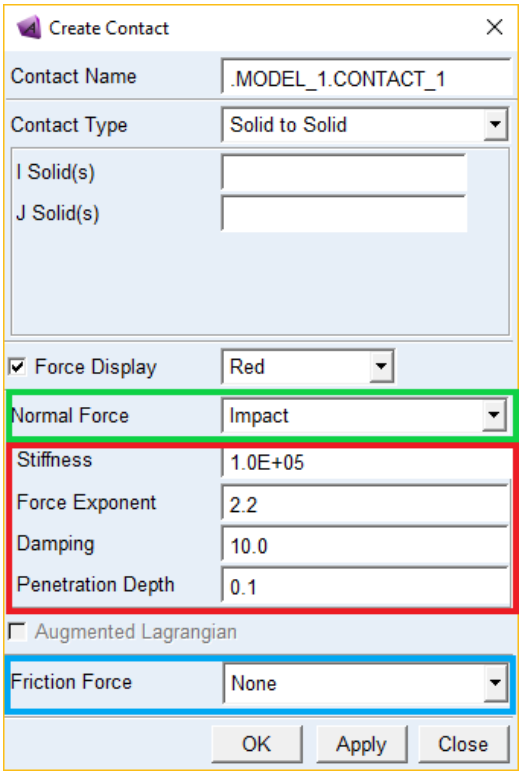
4.2.1 Υπολογισμός παραμέτρων επαφής

Το πρόγραμμα Adams View έχει τη δυνατότητα να εφαρμόσει δύο διαφορετικές μεθόδους μοντελοποίησης του συνδέσμου της επαφές ανάμεσα σε δύο σώματα. Η πρώτη μέθοδος ονομάζεται Impact και βασίζεται στη θεωρία κυκλικής επιφάνειας επαφής η οποία αναπτύχθηκε το 1882 από τον Γερμανό φυσικό Heinrich Hertz. Η δεύτερη μέθοδος ονομάζεται Restitution και βασίζεται στον Συντελεστή Αποκατάστασης (Coefficient Of Restitution ή *COR*) ο οποίος ουσιαστικά δηλώνει το ποσοστό συντήρησης της κινητικής ενέργειας του συστήματος μετά την κρούση. Για *COR*=1.0 θα έχουμε πλήρως ελαστική κρούση, ενώ για *COR*=0.0 θα έχουμε πλήρως πλαστική.[7] Γενικά, η δεύτερη μέθοδος χρησιμοποιείται καταλλήλως σε προβλήματα που η κρούσεις είναι πλήρως ελαστικές ή πλήρως πλαστικές και για αυτόν τον λόγο στο μοντέλο της εργασίας εφαρμόσθηκε η πρώτη μέθοδος.

Σε αυτό το σημείο είναι χρήσιμο να αναφερθούν όλες οι απαραίτητες προϋποθέσεις που περιλαμβάνει η θεωρία επαφής κατά Hertz. Αυτές είναι:

- Οι δυνάμεις πρόσφυσης ανάμεσα στα δύο σώματα αγνοούνται και αυτά μπορούν να αποκολληθούν χωρίς αυτές.
- Οι επιφάνειες είναι συνεχείς και με ιδανική διαμόρφωση με αποτέλεσμα η επαφή αρχικά να συμβαίνει σε μια ευθεία ή ένα σημείο.
- Οι τάσεις στο εσωτερικό των υλικών είναι μικρές με αποτέλεσμα να έχουμε μόνο ελαστικές παραμορφώσεις.
- Η επιφάνεια επαφής είναι πολύ μικρότερη από την χαρακτηριστική διάσταση των σωμάτων.
- Οι επιφάνειες είναι τέλια λείες με αποτέλεσμα η δύναμη αντίδρασης επαφής να είναι κάθετη στην επιφάνεια επαφής.

Στην **Εικόνα 4.1** παρουσιάζεται το παράθυρο ορισμού της επαφής ανάμεσα σε δύο απαραμόρφωτα σώματα το οποίο συναντά ο χρήστης στο περιβάλλον του προγράμματος. Το πράσινο πλαίσιο υποδεικνύει την περιοχή στην οποία ο χρήστης μπορεί να επιλέξει την μέθοδο επαφής την οποία επιθυμεί να χρησιμοποιήσει. Στο κόκκινο πλαίσιο φαίνονται οι απαραίτητες παράμετροι που πρέπει να εισαχθούν για τον ορισμό των χαρακτηριστικών της δύναμης επαφής. Και τέλος, στο μπλε πλαίσιο μπορεί να επιλεχθεί η μέθοδος τριβής ανάμεσα στις επιφάνειες επαφής. Στην τριβή θα πραγματοποιηθεί εκτενέστερη αναφορά στο τέλος αυτού του υποκεφαλαίου.



Εικόνα 4.1 – Ορισμός επαφής στο Adams View

Η πρώτη παράμετρος που πρέπει να ορισθεί και αναγράφεται ως Stiffness είναι η στιβαρότητα επαφής των δύο σωμάτων. Το μέγεθος αυτό εξαρτάται από τα χαρακτηριστικά των υλικών που απαρτίζουν κάθε σώμα, όπως είναι το μέτρο ελαστικότητας και ο λόγος Poisson τους. Ωστόσο, εξαρτάται και από γεωμετρικά χαρακτηριστικά των σωμάτων όπως είναι οι ακτίνες καμπυλότητας των επιφανειών επαφής του καθενός. Έτσι, για την παράμετρο της στιβαρότητας επαφής ισχύει ο ακόλουθος τύπος:

$$K_c = 2aE^* \tag{4.1}$$

Όπου η παράμετρος α ονομάζεται ακτίνα επαφής Hertz και για τον υπολογισμό της εφαρμόζεται ο τύπος 4.2 που φαίνεται παρακάτω.

$$\alpha = \left(\frac{3LR}{4E^*}\right)^{1/3} \tag{4.2}$$

Η παράμετρος E^* ονομάζεται συνδυασμένο μέτρο ελαστικότητας των δύο σωμάτων και υπολογίζεται από τον τύπο 4.3.

$$E^* = \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)^{-1} \tag{4.3}$$

Όπου, E_1 και E_2 είναι τα μέτρα ελαστικότητας των υλικών των δυο σωμάτων και ν_1 και ν_2 οι αντίστοιχοι λόγοι Poisson τους. Η παράμετρος R ονομάζεται συνδυασμένη ακτίνα καμπυλότητας και εξαρτάται από τις ακτίνες καμπυλότητας των επιφανειών που έρχονται σε επαφή.

$$R = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)^{-1} \quad \textbf{(4.4)}$$

Η δεύτερη παράμετρος αναφέρεται στον εκθέτη της δύναμης επαφής. Ο εκθέτης αυτός συμβολίζεται με το γράμμα *e* και εκφράζει το χαρακτηριστικό της μη γραμμικότητας της δύναμης και πρέπει να είναι πάντα μεγαλύτερος του μηδενός. Αν το *e* = 1 τότε η δύναμη επαφής προκύπτει σαν αποτέλεσμα παραμόρφωσης γραμμικού ελατηρίου του οποίου η στιβαρότητα είναι σταθερή. Στην περίπτωση που *e* < 1 τότε η δύναμη επαφής είναι μη γραμμική και ο ρυθμός μεταβολής της αντίστοιχη στιβαρότητα του ελατηρίου που την παράγει μειώνεται κατά την παραμόρφωσή του. Όταν *e* > 1 τότε ο ρυθμός μεταβολής της αντίστοιχης στιβαρότητα του ελατηρίου αυξάνεται κατά την συμπίεση. Στον **πίνακα 4.2** παρουσιάζονται αποτελέσματα για το μέγεθος του εκθέτη *e* ανάλογα με την σκληρότητα των υλικών που έρχονται σε επαφή.

Μέγεθος εκθέτη	**Εφαρμογή**
e = 2.2	Επαφή ανάμεσα σε σκληρά υλικά (βελτιωμένοι χάλυβες)
e = 1.5	Επαφή ανάμεσα σε υλικά μέτριας σκληρότητας (αλουμίνια)
e = 1.1	Επαφή ανάμεσα σε υλικά χαμηλής σκληρότητα (πλαστικά)

Πίνακας 4.2 – Ταξινόμηση εκθετικού συντελεστή

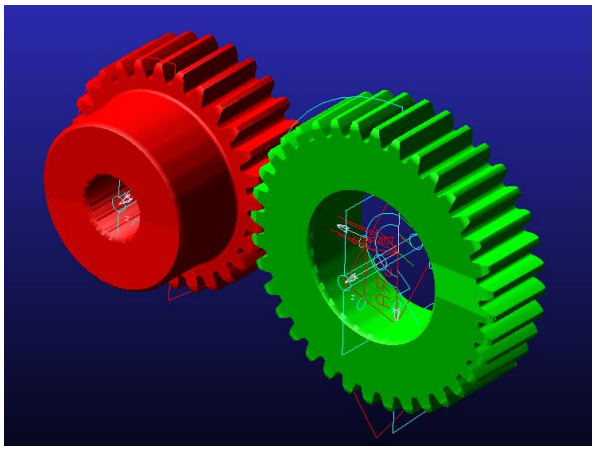
Έτσι, σύμφωνα με τον παραπάνω πίνακα και σύμφωνα με τα υλικά των γραναζιών της διάταξης που εξετάζεται στο πλαίσιο της εργασίας ο εκθέτης *e* που χρησιμοποιήθηκε είναι 2.2.

Η επαφή που λαμβάνει χώρα ανάμεσα σε δυο σώματα έχει σαν αποτέλεσα την ελαστική παραμόρφωση των επιφανειών επαφής τους. Η παραμόρφωση αυτή έχει σαν αποτέλεσμα την απορρόφηση ενέργειας από το σύστημα. Έτσι, στο παράθυρο ορισμού της δύναμης επαφής χρησιμοποιείται η παράμετρος του μέγιστου συντελεστή απόσβεσης ο οποίος αναγράφεται σαν Damping. Έτσι, το πρόγραμμα χρησιμοποιεί μια δύναμη απόσβεσης ώστε να επιτευχθεί η παραπάνω μείωση ενέργειας στο σύστημα. Γενικά, πρέπει ο συντελεστής απόσβεσης να είναι πολύ μικρότερος από την στιβαρότητα επαφής και συνήθως πρέπει να είναι μικρότερος του 1% του K_c.

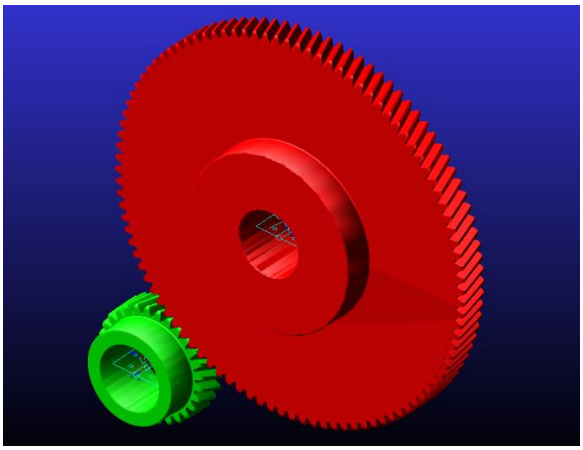
Ο συντελεστής απόσβεσης επαφής του συστήματος συνδυάζεται με την τελευταία παράμετρο που ονομάζεται μέγιστη διείσδυση. Αυτή αναφέρεται σαν Penetration Depth στο παράθυρο ορισμού και δηλώνει το βάθος στο οποίο εφαρμόζεται ο παραπάνω μέγιστος συντελεστής απόσβεσης. Οι παραπάνω συντελεστές δεν ακολουθούν κάποια τυποποίηση και ο σωστός ορισμός τους προκύπτει μετά από εφαρμογή μεθόδου δοκιμής και σφάλματος η οποία θα περιγραφεί στη συνέχεια.

Αναλυτικότερα, για τον προσδιορισμό των παραπάνω δύο παραμέτρων δημιουργήθηκαν δυο απλά μοντέλα πολλαπλών σωμάτων στα οποία πραγματοποιήθηκαν υποθέσεις για τις παραμέτρους μέγιστης απόσβεσης και μέγιστης διείσδυσης. Τα μοντέλα αυτά εξετάζουν την

δύναμη επαφής τόσο σε σύμπλεξη τροχών με ευθεία οδόντωση όσο και σε τροχούς που διαθέτουν πλάγια οδόντωση και παρουσιάζονται στις ακόλουθες **εικόνες** (**4.2** και **4.3**).



Εικόνα 4.2 – Μοντέλο ευθεία οδόντωσης

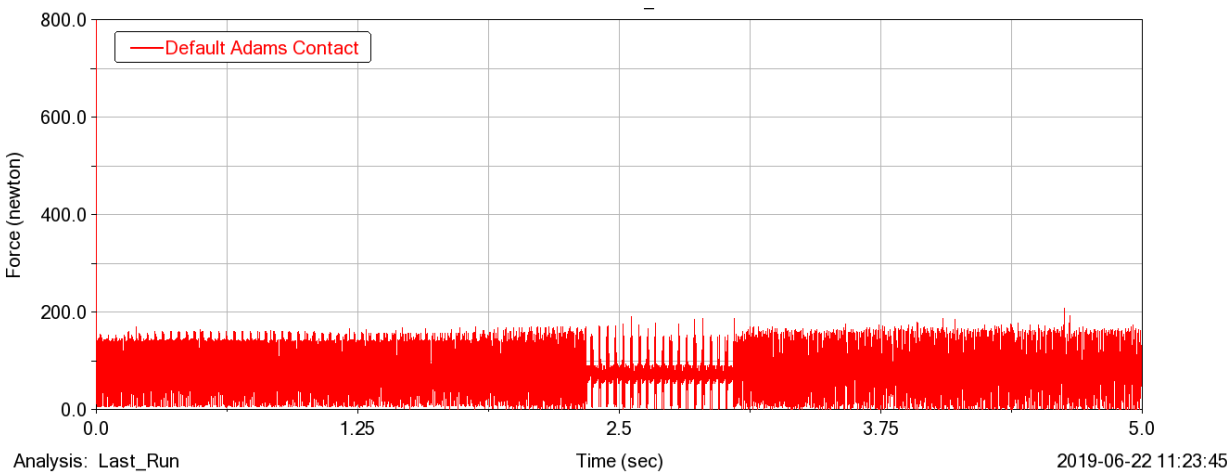


Εικόνα 4.3 – Μοντέλο πλάγιας οδόντωσης

Αρχικά, πρέπει να ορισθούν οι παράμετροι που θα θεωρηθούν σταθερές. Έτσι, σύμφωνα με την βιβλιογραφία η μέση προσεγγιστική τιμή για την στιβαρότητα επαφής ανάμεσα σε δύο οδοντωτούς τροχούς ευθείας οδόντωσης ισούται με K_c = 600000 [N/mm] και για τροχούς πλάγιας οδόντωσης K_c = 200000 [N/mm] [8]. Επιπρόσθετα, σύμφωνα με τον **πίνακα 4.2** έγινε επιλογή e = 2.2.

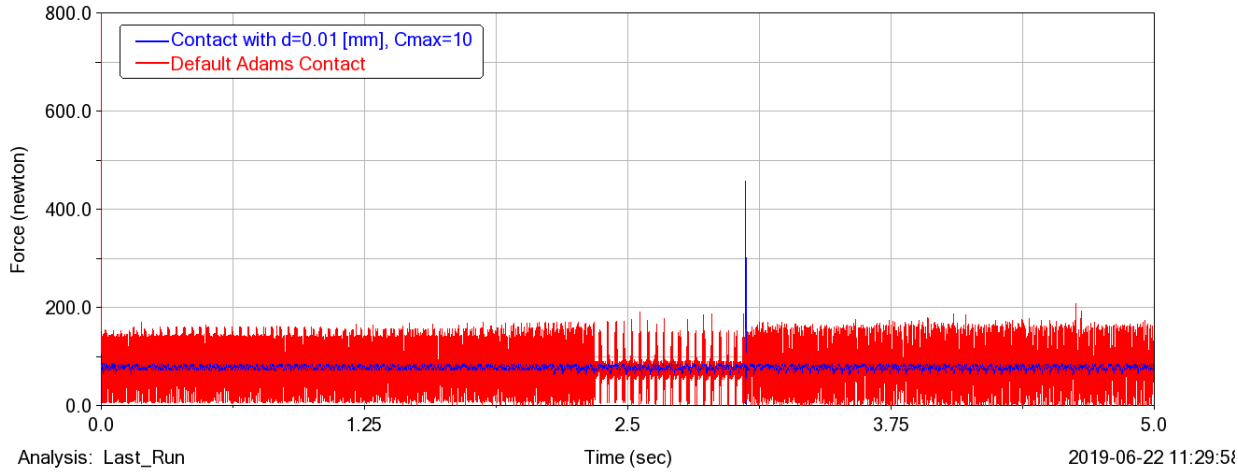
Σκοπός της μελέτης αυτής είναι η εξαγωγή των βέλτιστων παραμέτρων της επαφής, πραγματοποιώντας σύγκριση των διαγραμμάτων της δύναμης αντίδρασης με τον χρόνο. Τα διαγράμματα αυτά δεν θα πρέπει να παρουσιάζουν κάποια απότομη μεταβολή της δύναμης και θα πρέπει να παρουσιάζουν περιοδικότητα.

Αρχικά, εξετάζεται το σύστημα της **εικόνας 4.2** και παρουσιάζεται το διάγραμμα δύναμης-χρόνου χρησιμοποιώντας τις προεπιλεγμένες παραμέτρους του προγράμματος οι οποίες παρουσιάστηκαν στη **εικόνα 4.1**. Το διάγραμμα ακολουθεί παρακάτω.



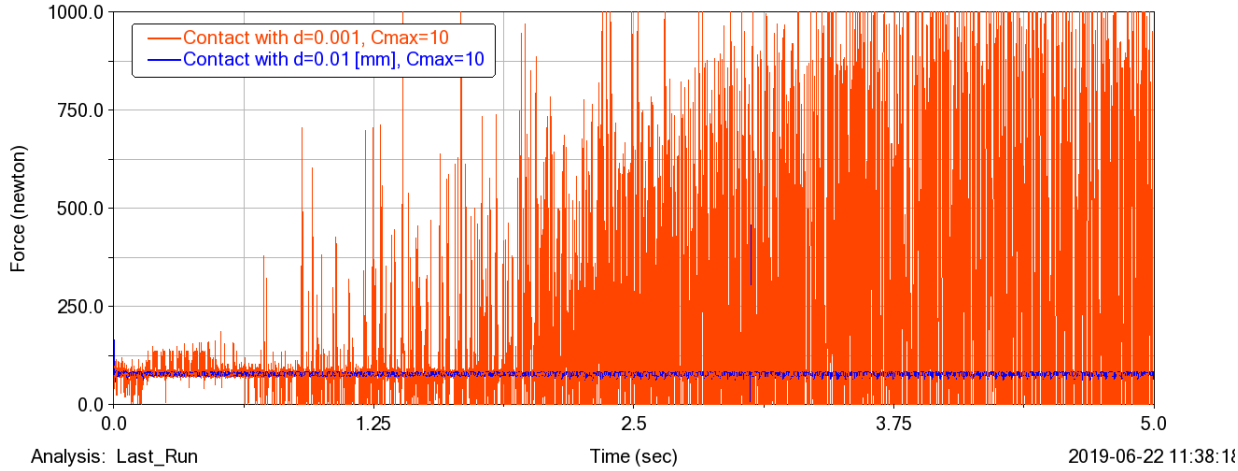
Διάγραμμα 4.1 – Χρονοϊστορία δύναμης επαφής με τις παραμέτρους του Adams

Στο διάγραμμα αυτό φαίνεται πως η δύναμη δεν παρουσιάζει σταθερή περιοδικότητα και το ιδιόμορφο σημείο παρουσιάζεται σε χρονικό διάστημα από 2.35-3[sec]. Για τον λόγο αυτό πραγματοποιήθηκε αλλαγή του συντελεστή μέγιστης διείσδυσης από 0.1[mm] σε 0.01[mm] και το νέο διάγραμμα χρονικής ιστορίας της δύναμης φαίνεται στην **εικόνα 3.8** όπου πραγματοποιείται και σύγκριση με το παραπάνω.



Διάγραμμα 4.2 – Χρονοϊστορία δύναμης επαφής με αλλαγή στην απόσβεση

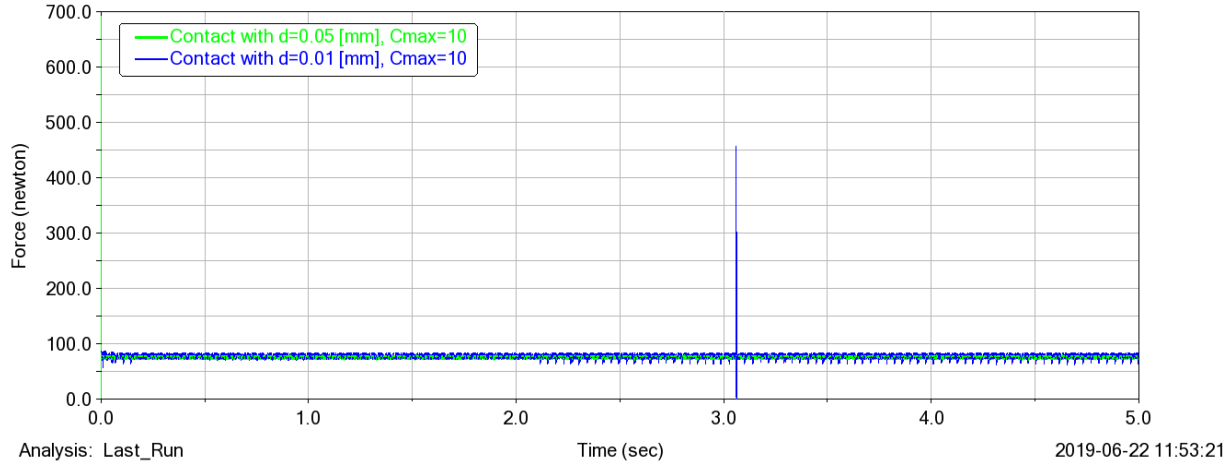
Έτσι, κατά την σύγκριση των δύο διαγραμμάτων φαίνεται πως η δύναμη παρουσιάζει σταθερή περιοδικότητα άλλα παρουσιάζεται ένα σημείο ασυνέχεια σε χρόνο 3.06[sec] κατά το οποίο η δύναμη παρουσιάζει ακαριαία αύξηση. Ακολουθώντας παρόμοια διαδικασία ο συντελεστή μέγιστης διείσδυσης μειώθηκε σε 0.001[mm] και το νέο διάγραμμα της ταχύτητας συγκρίνεται με το προηγούμενο.



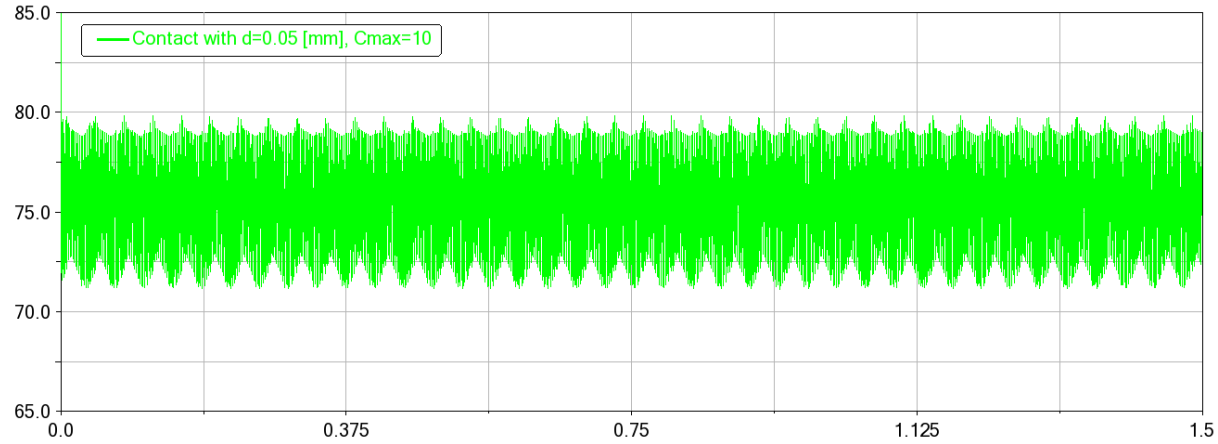
Διάγραμμα 4.3 – Χρονοϊστορία δύναμης επαφής με αλλαγή στη μέγιστη διείσδυση

Από το παραπάνω διάγραμμα της δύναμης φαίνεται πως κατά το πέρασμα του χρόνου αυτή ακολουθεί εκθετική αύξηση και γίνεται ξεκάθαρο πως δεν παρουσιάζεται καμία περιοδικότητα. Σύμφωνα με τις παραπάνω παρατηρήσεις ο συντελεστής μέγιστης διείσδυσης μετατράπηκε από

0.001[mm] σε 0.05[mm] και το νέο διάγραμμα παρουσιάζεται παρακάτω όπου και συγκρίνεται με το διάγραμμα για *d*=0.01[mm].



Διάγραμμα 4.4 - Χρονοϊστορία δύναμης επαφής με 2η αλλαγή στη μέγιστη διείσδυση



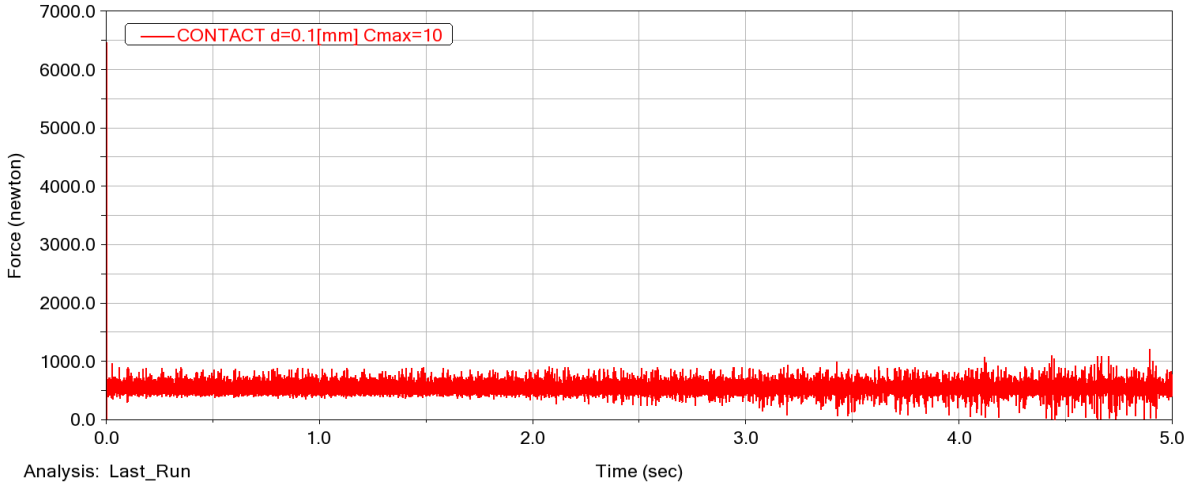
Διάγραμμα 4.5 – Βέλτιστη χρονοϊστορία δύναμης επαφής

Καταλήγοντας, για την επαφή ανάμεσα σε τροχούς ευθείας οδόντωσης, οι τιμές των παραμέτρων που οδηγούν στην βέλτιστη συμπεριφορά της δύναμης ακολουθούν στον παρακάτω **πίνακα 4.3**.

Στιβαρότητα επαφής	*Kc*=600000 [N/mm]
Εκθέτης δύναμης	*e*=2.2
Μέγιστος συντελεστής απόσβεσης	C_{max}= 10.0 [Nmm/s]
Συντελεστής διείσδυσης	*d*= 0.05 [mm]

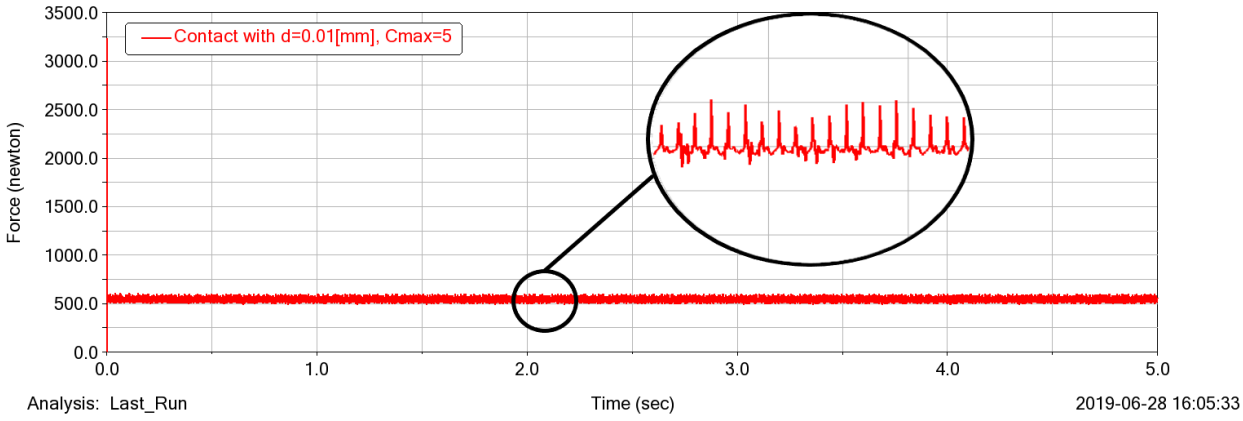
Πίνακας 4.3 – Βέλτιστοι παράμετροι καθορισμού της επαφής, ευθεία οδόντωση

Σχετικά με την μελέτη προσδιορισμού των παραμέτρων μέγιστης διείσδυσης και απόσβεσης στην περίπτωση επαφής πλάγιων οδοντωτών τροχών πραγματοποιήθηκε εφαρμογή παρόμοιας μεθόδου. Στο **διάγραμμα 4.6** παρουσιάζεται η χρονική ιστορία δύναμης επαφής με χρήση προεπιλεγμένων συντελεστών του προγράμματος.



Διάγραμμα 4.6 - Χρονοϊστορία δύναμης επαφής με τις παραμέτρους του Adams

Σύμφωνα με το παραπάνω διάγραμμα, η δύναμη επαφής φαίνεται να μην παρουσιάζει περιοδικότητα και το εύρος της να αυξάνεται σταδιακά με το πέρασμα του χρόνου. Με στόχο την βελτίωση του αποτελέσματος πραγματοποιήθηκε μετατροπή στον συντελεστή διείσδυσης ο οποίος μειώθηκε σε d=0.01[mm]. Επιπρόσθετα, η μέγιστη απόσβεση μειώθηκε από 10[Nmm/s] σε 5[Nmm/s]. Το νέο διάγραμμα χρονικής ιστορίας της δύναμης παρουσιάζεται στο **διάγραμμα 4.7**.



Διάγραμμα 4.7 – Βέλτιστη χρονοϊστορία δύναμης επαφής

Στο διάγραμμα αυτό, η δύναμη παρουσιάζει περιοδικότητα και το εύρος της παραμένει σταθερό με το πέρασμα του χρόνου. Τελικά, τα βέλτιστα αποτελέσματα της επαφής ανάμεσα σε οδοντωτούς τροχούς πλάγιας οδόντωσης παρουσιάζονται στον **πίνακα 4.4**

Στιβαρότητα επαφής	*Kc*=200000 [N/mm]
Εκθέτης δύναμης	*e*=2.2
Μέγιστος συντελεστής απόσβεσης	C_{max}= 5.0 [Nmm/s]
Συντελεστής διείσδυσης	*d*= 0.01 [mm]

Πίνακας 4.4 - Βέλτιστοι παράμετροι καθορισμού της επαφής, πλάγια οδόντωση

Γενικότερα, τα γρανάζια πλάγιας οδόντωσης παρουσιάζουν πιο ομαλή λειτουργία συγκριτικά αυτά ευθείας λόγο του πιο ομαλού τρόπου σύμπλεξης που παρουσιάζουν. Για τον λόγο αυτό, η περιοδικότητα της δύναμης επαφής ανάμεσά τους δεν είναι τόσο εμφανής.

4.2.2 Υπολογισμός δύναμης τριβής

Κατά τον ορισμό κάθε συνδέσμου επαφής με τη μέθοδο που περιγράφηκε παραπάνω, απαιτείται ο καθορισμός της δύναμης τριβής που αναπτύσσεται μεταξύ των σωμάτων. Με τον όρο τριβή, μπορούμε να ορίσουμε την δύναμη αντίστασης που αντιμετωπίζει κατά την σχετική κίνηση οποιοδήποτε στερεό ή ρευστό[9]. Οι επιλογές που δίνονται στο χρήστη είναι οι εξής:

- Καμία τριβή
- Δύναμη τριβής Coulomb
- Συνάρτηση όπου θα εισάγει ο χρήστης

Στην παρούσα διπλωματική, δεν διερευνήσαμε σε βάθος τις επιλογές σχετικά με τον ορισμό της τριβής και έτσι επιλέξαμε την δύναμη Coulomb.

Δύναμη τριβής Coulomb

Το μοντέλο τριβής Coulomb είναι ευρέως διαδεδομένο στα προβλήματα πολλαπλών σωμάτων, καθώς χαρακτηρίζεται από απλότητα και ευκολία κατά την χρήση του. Στο σημείο αυτό να τονίσουμε ότι, το συγκεκριμένο μοντέλο τριβής ανήκει στα στατικά μοντέλα τριβής τα οποία παρουσιάζουν μια ασυνέχεια της δύναμης τριβής όταν η σχετική ταχύτητα του σώματος είναι μηδενική.

Ο Coulomb παρουσίασε το πρώτο μοντέλο τριβής όπου δημιούργησε την παραδοχή πως η τριβή πάντα αντιτίθεται στην σχετική κίνηση μεταξύ δύο σωμάτων που βρίσκονται σε επαφή. Το μέτρο της συγκεκριμένης δύναμης είναι ανάλογο της δύναμης αντίδρασης της επαφής. Επιπροσθέτως, το μοντέλο αυτό βασίζεται στο προσανατολισμό της σχετικής ταχύτητας, εκτός της περίπτωσης μηδενικής ταχύτητας όπου η δύναμη τριβής είναι συνάρτηση της εξωτερικής εφαπτομενικής δύναμης. Η συνάρτηση περιγράφεται ως εξής[10]:

$$\overline{F} = \begin{cases} F_C * sgn(\overline{V_T}), & \left\|\overline{V_T}\right\| \neq 0 \\ \min\left(\left\|\overline{F_e}\right\|, F_c\right) * sgn(\overline{F_e}), & \left\|\overline{V_T}\right\| = 0 \end{cases} \quad \textbf{(4.5)}$$

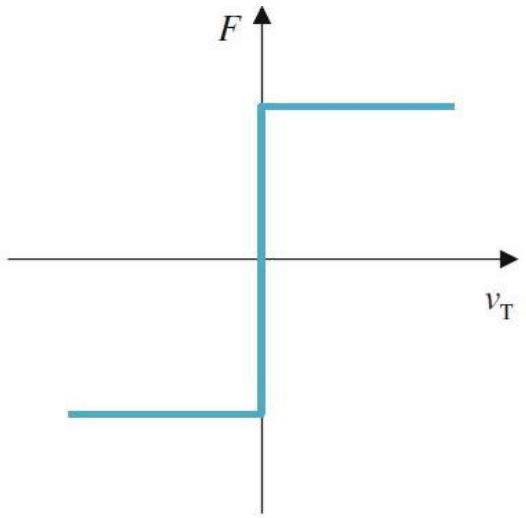
Όπου,

$$F_C = \mu_\kappa * \left\|\overline{F_N}\right\| \quad \textbf{(4.6)}$$

Με F_N ορίζουμε την δύναμη αντίδρασης, F_c είναι το μέτρο της δύναμης Coulomb, μ_κ είναι η δυναμική σταθερά τριβής, F_e η εξωτερική εφαπτομενική δύναμη, V_T η σχετική ταχύτητα των σωμάτων σε επαφή. Η αλληλεπίδραση της με την σχετική ταχύτητα εμφανίζεται στην παρακάτω συνάρτηση.

$$sgn(\overline{V_T}) = \begin{cases} \overline{V_T} \Big/ \left\|\overline{V_T}\right\|, \left\|\overline{V_T}\right\| \neq 0 \\ \overline{0}, \left\|\overline{V_T}\right\| = 0 \end{cases} \quad \textbf{(4.7)}$$

Στη συνέχεια παρουσιάζεται το διάγραμμα της δύναμης τριβής εν συνάρτηση της σχετικής ταχύτητας.



Διάγραμμα 4.8 – Δύναμη Coulomb
[Πηγή: Multibody Dynamics, Josep M. Font-Llagunes]

Μια από τις πιο συχνές τροποποιήσεις των παραπάνω σχέσεων είναι ο συνυπολογισμός της στατικής τριβής. Η παραπάνω συνάρτηση αγνοεί την στατική δύναμη που υπάρχει κατά την ακινησία του συστήματος μας, όπου κατά το μηδενισμό της σχετικής ταχύτητας έχουμε μηδενισμό της δύναμης τριβής. Έτσι, θα παρουσιαστεί το ανανεωμένο μοντέλο Coulomb όπου συνυπολογίζει την στατική δύναμη τριβής.

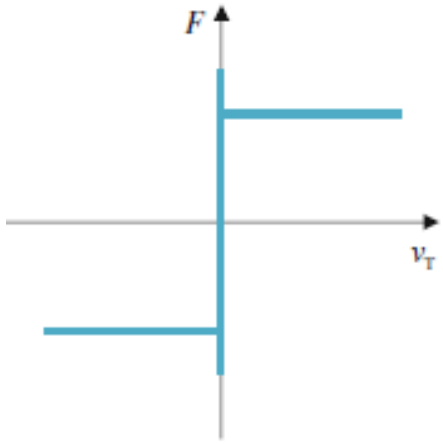
Πρακτικά, η συγκεκριμένη μέθοδος είναι η ίδια με την προηγούμενη με μοναδική διαφορά, στο κλάδο της συνάρτησης για μηδενική σχετική ταχύτητα. Η συνάρτηση 4.5 μετασχηματίζεται ως εξής[11]:

$$\overline{F} = \begin{cases} F_C * sgn(\overline{V_T}), & \|\overline{V_T}\| \neq 0 \\ \min(\|\overline{F_e}\|, F_s) * sgn(\overline{F_e}), & \|\overline{V_T}\| = 0 \end{cases} \quad \textbf{(4.8)}$$

Όπου,

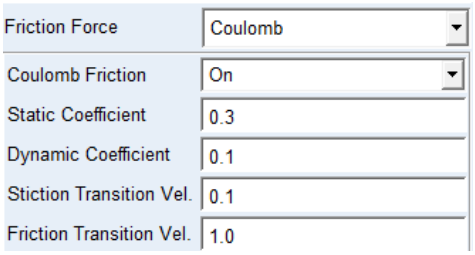
$$F_s = \mu_s * \|\overline{F_N}\| \quad \textbf{(4.9)}$$

Με F_s, στην συγκεκριμένη περίπτωση, συμβολίζεται το μέτρο της στατικής τριβής και με μ_s η στατική σταθερά τριβής.



Διάγραμμα 4.9 - Δύναμη Coulomb με στατική τριβή
[Πηγή: Multibody Dynamics, Josep M. Font-Llagunes]

Τέλος, εφόσον εξηγήσαμε το θεωρητικό υπόβαθρο της τριβής, συνεχίζουμε ορίζοντας τις μεταβλητές της, μέσα από την εντολή του Adams. Πιο συγκεκριμένα, όπως παρουσιάζεται στην **εικόνα 4.13** η δύναμη τριβής Coulomb εξαρτάται από 4 μεταβλητές. Ο στατιστικός και δυναμικός συντελεστής επιλέχθηκε με βάση την επαφή μας (σκληρός χάλυβας έρχεται σε επαφή με σκληρό χάλυβα και διαθέτει λίπανση)[12].



Εικόνα 4.13 – Παράμετροι καθορισμού δύναμης τριβής

Έτσι:

- μ_s=0,15
- μ_κ=0.081

4.2.3 Περιγραφή απαραμόρφωτου μοντέλου

Είμαστε πλέον έτοιμοι να περιγράψουμε το στήσιμο του μοντέλου μας στο λογισμικό Adams View. Αναλυτικότερα, έπειτα από την ακριβής σχεδίαση στο λογισμικό SOLIDWORKS και τον καθορισμό του συστήματος συντεταγμένων (0,0,0) στη διάταξη μας, εξαγάγαμε το σχέδιο μας

σε μορφή Parasolid (.x_t) όπου είναι και η μορφή αναγνώρισης αρχείων του Adams. Στο σημείο αυτό να τονίσουμε πως το εργαζόμενο περιβάλλον του λογισμικού ορίζεται ως έδαφος (Ground Body) για το μοντέλο μας, αυτόματα. [13]

Ξεκινώντας, ο χρήστης καλείται να επιλέξει το σύστημα μονάδων που επιθυμεί να χρησιμοποιήσει, όπως επίσης και την διεύθυνση της βαρύτητας. Επιλέγοντας την αντίρροπη διεύθυνση της y, μπορούμε πλέον να εισάγουμε το Parasolid αρχείο μας και να ορίσουμε όλους τους πιθανούς συνδέσμους που χρειάζονται τα επιμέρους στερεά για να λειτουργήσει ομαλά η διάταξη. Πρώτο βήμα είναι ο έλεγχος των σωμάτων τα όποια έχει αναγνωρίσει το λογισμικό από την εισαγωγή της γεωμετρίας μας και ο ορισμός των υλικών τους. Πιο συγκεκριμένα, ο χρήστης μπορεί να επεξεργαστεί τα στοιχεία του σώματος (ιδιότητες μάζας και πυκνότητας, εμφάνιση κλπ.) μέσα από το δενδροδιάγραμμα των σωμάτων στα αριστερά. Τα υλικά της διάταξης μας επιλέχθηκαν μέσα από την βιβλιοθήκη του λογισμικού και παρουσιάζονται στον **πίνακας 4.5**.

	Χάλυβας	**Αλουμίνιο**
Πυκνότητα	7.801E-06	2.74E-06
Μέτρο Ελαστικότητας	2.07E+05	7.1705E+04
Λόγος Poisson	0.29	0.33

Πίνακας 4.5 – Χαρακτηριστικά τυποποιημένων υλικών στο Adams View

Συνδέσεις σωμάτων

Εφόσον ορίσαμε τα υλικά μας, είμαστε έτοιμοι να συνεχίσουμε με την τοποθέτηση των μηχανισμών μας. Στο μενού των συνδέσεων που προσφέρει το λογισμικό, ο χρήστης μπορεί να επιλέξει οποιοδήποτε τρόπο σύνδεσης επιθυμεί. Ακολουθεί ο **πίνακας 4.6** που περιέχει όλες τις συνδέσεις όπως και τα σώματα όπου και τοποθετούνται.

Σύνδεσμος (Joint)	**Πρώτο σώμα**	**Δεύτερο σώμα**
Joint_1: Fixed	Πλανητικό κιβώτιο	Έδαφος
Joint_2: Fixed	Διβάθμιο κιβώτιο	Έδαφος
Joint_3: Fixed	Πλανητικό κιβώτιο	Καπάκι εισόδου
Joint_4: Fixed	Ήλιος	Άξονας εισόδου πλανητικού
Joint_5: Fixed	Εσωτερικό δαχτυλίδι	Καπάκι εξόδου
Joint_6: Fixed	Καπάκι εξόδου	Πλανητικό κιβώτιο
Joint_7: Fixed	Καπάκι διβάθμιου	Διβάθμιο κιβώτιο

Joint_8: Fixed	ΚΗΚ_29	Άξονας εισόδου διβάθμιου
Joint_9: Fixed	ΚΗΚ_100	Μεσαίος άξονας διβάθμιου
Joint_10: Fixed	ΚΗΚ_36	Μεσαίος άξονας διβάθμιου
Joint_11: Fixed	ΚΗΚ_90	Άξονας εξόδου διβάθμιου

Πίνακας 4.6 – Συνδεσμολογία σωμάτων στο μοντέλο

Επαφή

Εφόσον ορίσαμε τους μηχανισμούς σύνδεσης των σωμάτων μας, συνεχίζουμε με τον ορισμό της επαφής των οδοντωτών τροχών. Αναλυτικότερα, στον **πίνακα 4.7** παρουσιάζονται οι επαφές και τα σώματα του μοντέλου μας.

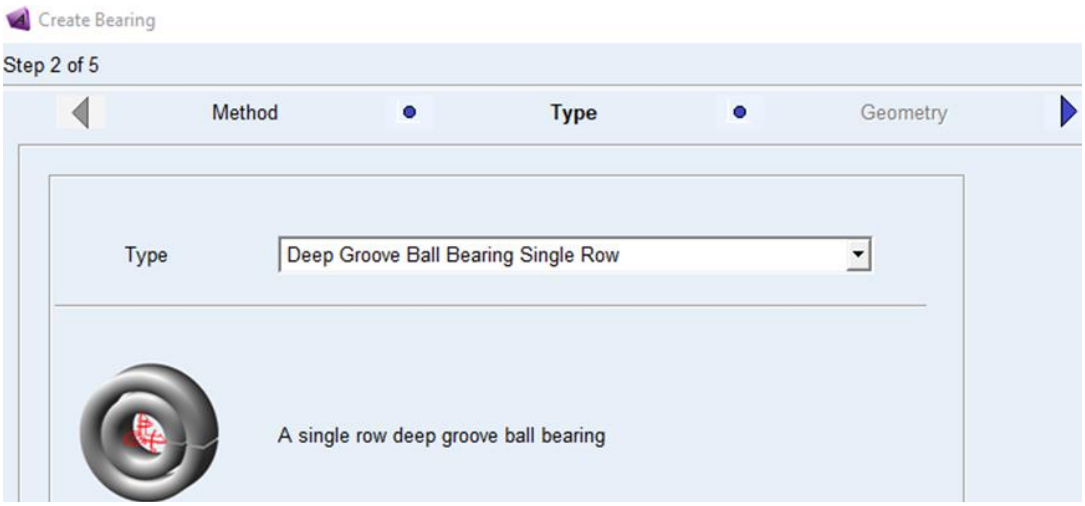
Επαφή (Contact)	**Πρώτο σώμα**	**Δεύτερο σώμα**
Contact_1: Fixed	Ήλιος	Πλανήτης 1
Contact _2: Fixed	Ήλιος	Πλανήτης 2
Contact _3: Fixed	Ήλιος	Πλανήτης 3
Contact _4: Fixed	Ήλιος	Πλανήτης 4
Contact _5: Fixed	Πλανήτης 1	Εσωτερικό δαχτυλίδι
Contact _6: Fixed	Πλανήτης 2	Εσωτερικό δαχτυλίδι
Contact _7: Fixed	Πλανήτης 3	Εσωτερικό δαχτυλίδι
Contact _8: Fixed	Πλανήτης 4	Εσωτερικό δαχτυλίδι
Contact _9: Fixed	ΚΗΚ_29	ΚΗΚ_100
Contact _10: Fixed	ΚΗΚ_36	ΚΗΚ_90

Πίνακας 4.7 – Επαφές σωμάτων στο μοντέλο

Η δύναμη τριβής για κάθε επαφή των οδοντωτών τροχών έχει επιλέγει ως δύναμη Coulomb.

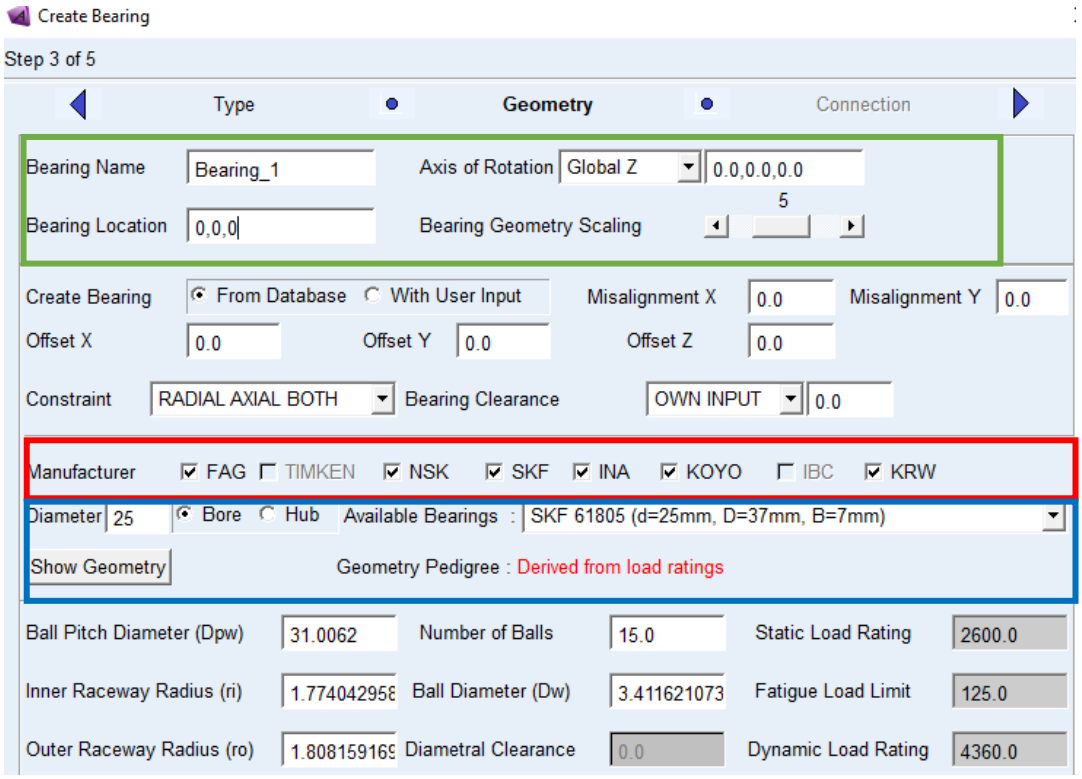
Έδρανα Κύλισης

Πριν προβούμε σε εκτέλεση της προσομοίωσης, τελευταίο μας βήμα είναι η κατάλληλη επιλογή των ρουλεμάν για τους άξονες μας. Πιο συγκεκριμένα, το Adams View διαθέτει στο menu του Machinery την εντολή Create Bearing όπου δίνει την δυνατότητα στο χρήστη να χρησιμοποιήσει, μέσα από μια μεγάλη βάση δεδομένων, τα έδρανα που χρειάζεται. Επιλέγοντας το Detailed Bearing ως μέθοδο, ο χρήστης έχει την επιλογή να επιλέξει το είδος του εδράνου, όπως φαίνεται στην **εικόνα 4.14**.



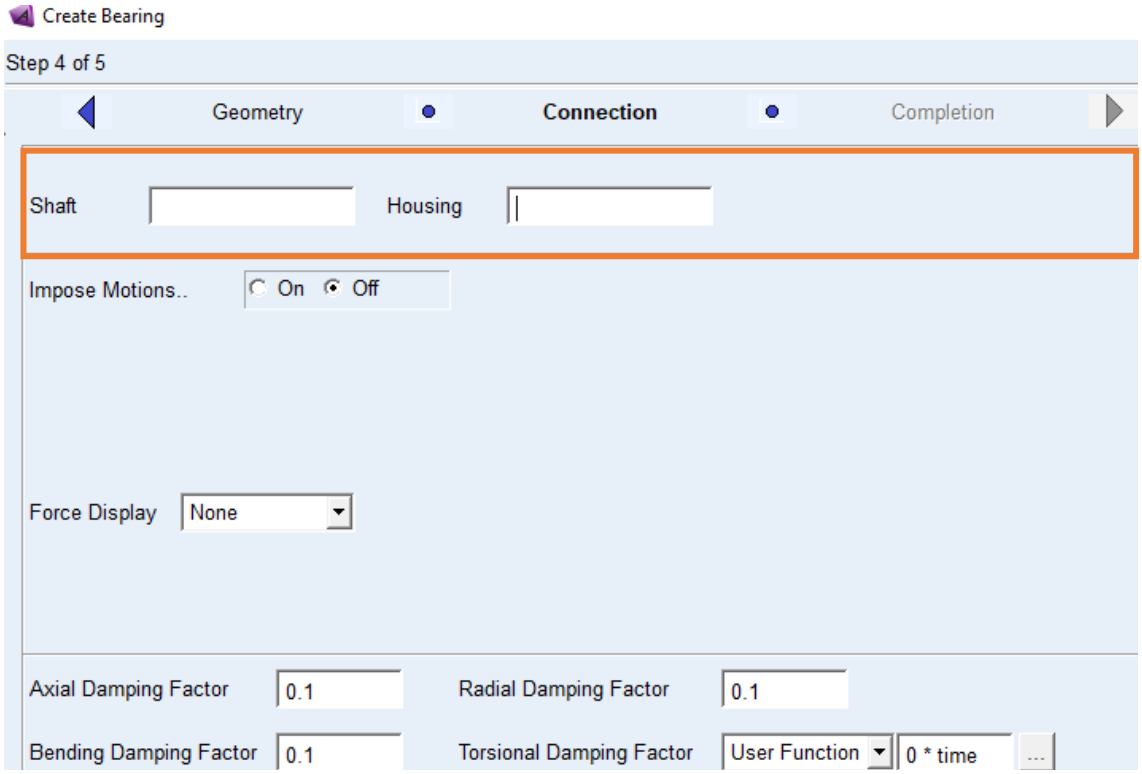
Εικόνα 4.14 – Δημιουργία ρουλεμάν στο Adams View

Στην προκείμενη περίπτωση, όλα τα ρουλεμάν της διάταξης μας είναι ένσφαιρα έδρανα κύλισης όποτε όλα επιλέχθηκαν ως Deep Groove Ball, Single Row. Στην συνέχεια, ο χρήστης καλείται να επιλέξει, μέσα από την βάση δεδομένων όπου διαθέτει το λογισμικό, με τις εταιρείες που παρουσιάζονται στο κόκκινο πλαίσιο, τα έδρανα που χρειάζεται. Ξεκινάει ορίζοντας το κέντρο του ρουλεμάν και τον άξονα περιστροφής του, όπως εμφανίζεται στο πράσινο πλαίσιο, και εφόσον επιλέξει την εσωτερική του διάμετρο, όπως απεικονίζεται στο μπλε πλαίσιο, το Adams προτείνει όλα τα πιθανά έδρανα με τις διαστάσεις του χρήστη.



Εικόνα 4.15 – Καθορισμός γεωμετρικών στοιχείων έδρανου κύλισης

Πριν ο χρήστης προβεί στο τελικό βήμα, έχει την δυνατότητα να αλλάξει κάποια από τα κύρια γεωμετρικά μεγέθη του ρουλεμάν που έχει επιλέξει. Τέλος, πρέπει να επιλεχθούν τα σώματα, όπως ορίζονται στο πορτοκαλί πλαίσιο, όπου θα στεγαστεί το έδρανο κύλισης και ο άξονας όπου εδράζεται σε αυτό. Τα παραπάνω, όπως επίσης και επιπρόσθετες λεπτομέρειες που δίνονται στο χρήστη (π.χ. οι αποσβέσεις) παρουσιάζονται στην **εικόνα 4.16**.



Εικόνα 4.16 – Συνδεσμολογία έδρανου κύλισης

Εφόσον εξηγήσαμε την διαδικασία επιλογής ρουλεμάν μέσα από το λογισμικό Adams, ήρθε η ώρα να επιλέξουμε τα έδρανα της διάταξης μας. Στο σημείο αυτό να τονίσουμε πως τα έδρανα ER-16K δεν υπήρχαν στην βάση δεδομένων του λογισμικού και έτσι επιλέχθηκαν τα πλησιέστερα ρουλεμάν της SKF. Σαν επόμενο βήμα, ακολουθεί ο **πίνακας 4.8** με τα ρουλεμάν που χρησιμοποιήθηκαν στο μοντέλο μας όπως επίσης και σύγκριση των ρουλεμάν που δεν υπήρχαν σε σχέση με τα πλησιέστερα που επιλέχθηκαν.

Έδρανα κύλισης / Τεχνικά μεγέθη	SKF 16101 (καπάκι εισόδου)	SKF 61800 (πλανήτες)	ER-16K (διβάθμιο)	SKF 62205-2RS1 (αντικαταστάτης του ER-16K)
Εξωτερική διάμετρος (D) [mm]	30	19	52	52
Εσωτερική διάμετρος (d) [mm]	12	10	25	25
Πλάτος (B) [mm]	8	5	19	18
Δυναμική φόρτιση (C) [kN]	5.07	1.72	14.1	14
Στατική φόρτιση (Co) [kN]	2.36	0.83	7.8	7.8
Μέγιστες στροφές [RPM]	38000	48000	9600	8500

Πίνακας 4.8 – Γεωμετρικά χαρακτηριστικά ρουλεμάν μοντέλου πολλαπλών σωμάτων

Ακολουθεί συνοπτικά ο **πίνακας 4.9** με τα ρουλεμάν, τον άξονα τους (shaft) και το σώμα στέγασης τους (housing).

	Shaft	**Housing**
SKF 16101	Άξονας εισόδου πλανητικού	Καπάκι εισόδου
SKF 61800	Φορέας πλανητών	Πλανήτες
SKF 62205-2RS1	Άξονες διβάθμιου	Διβάθμιο πλανητικό

Πίνακας 4.9 - Συνδεσμολογία ρουλεμάν

Όσον αφορά τα κέντρα των ρουλεμάν, οι συντεταγμένες τους εξήχθησαν μέσα από το τελικό συναρμολόγημα μας στο SOLIDWORKS, έχοντας υπόψιν μας τις διαστάσεις τις πειραματικής διάταξης και συνυπολογίζοντας τις αντικαταστάσεις που πραγματοποιήσαμε ως προς την βάση δεδομένων των ρουλεμάν.

Σχετικά με την είσοδο στο πλανητικό, τοποθετήσαμε ένα revolute joint, ούτως ώστε να εισάγουμε ένα revolute motion το οποίο θα εισάγει την ταχύτητα περιστροφής που θα λαμβάνουμε κατά την διεξαγωγή των πειραματικών μετρήσεων. Στον **πίνακα 4.10** παρουσιάζονται οι συναρτήσεις που τέθηκαν ως είσοδοι στο Adams View.

Σενάρια	
612 [RPM]	3672d*time
912 [RPM]	5472d*time
1211 [RPM]	7265.98sd*time

Πίνακας 4.10 – Σενάρια συναρτήσεων εισόδου

Ως προς την εύρεση του βέλτιστου χρόνου προσομοίωσης, μετά από αλλεπάλληλα σενάρια, καταλήξαμε στις βέλτιστες παραμέτρους που παρουσιάζονται στον **πίνακα 4.11**.

Παράμετροι	
Αρχικός χρόνος [s]	0
Τελικός χρόνος [s]	5
Μέγεθος χρονικού βήματος [s]	50000

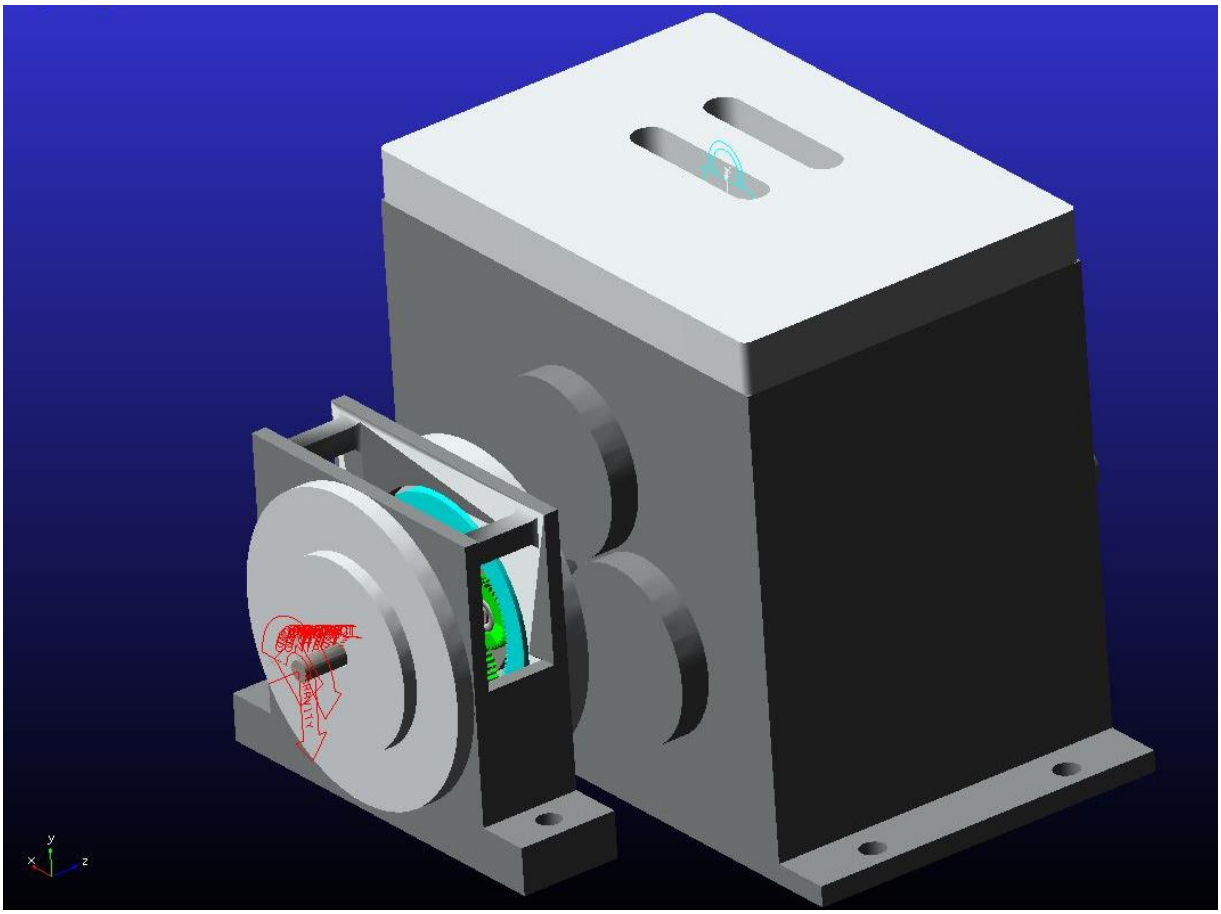
Πίνακας 4.11 – Χρονικές παράμετροι μοντέλου

Φορτίο

Για να πραγματοποιηθεί η εφαρμογή του κατάλληλου φορτίου στον άξονα εξόδου του δυβάθμιου συστήματος εκτελεστεί μέθοδος δοκιμής και σφάλματος. Έτσι, στο άκρου του άξονα αυτού εφαρμόσθηκε ροπή της οποίας το μέγεθος είναι 150000[Nmm]

Μοντέλο άκαμπτων σωμάτων

Τέλος, παρουσιάζεται αναλυτικά το μοντέλο το οποίο περιγράψαμε στις προηγούμενες ενότητες της διπλωματικής όπως επίσης και οι άξονες με τους οδοντωτούς τροχούς και τα έδρανα κύλισης στις **εικόνες 4.17** και **4.18**.

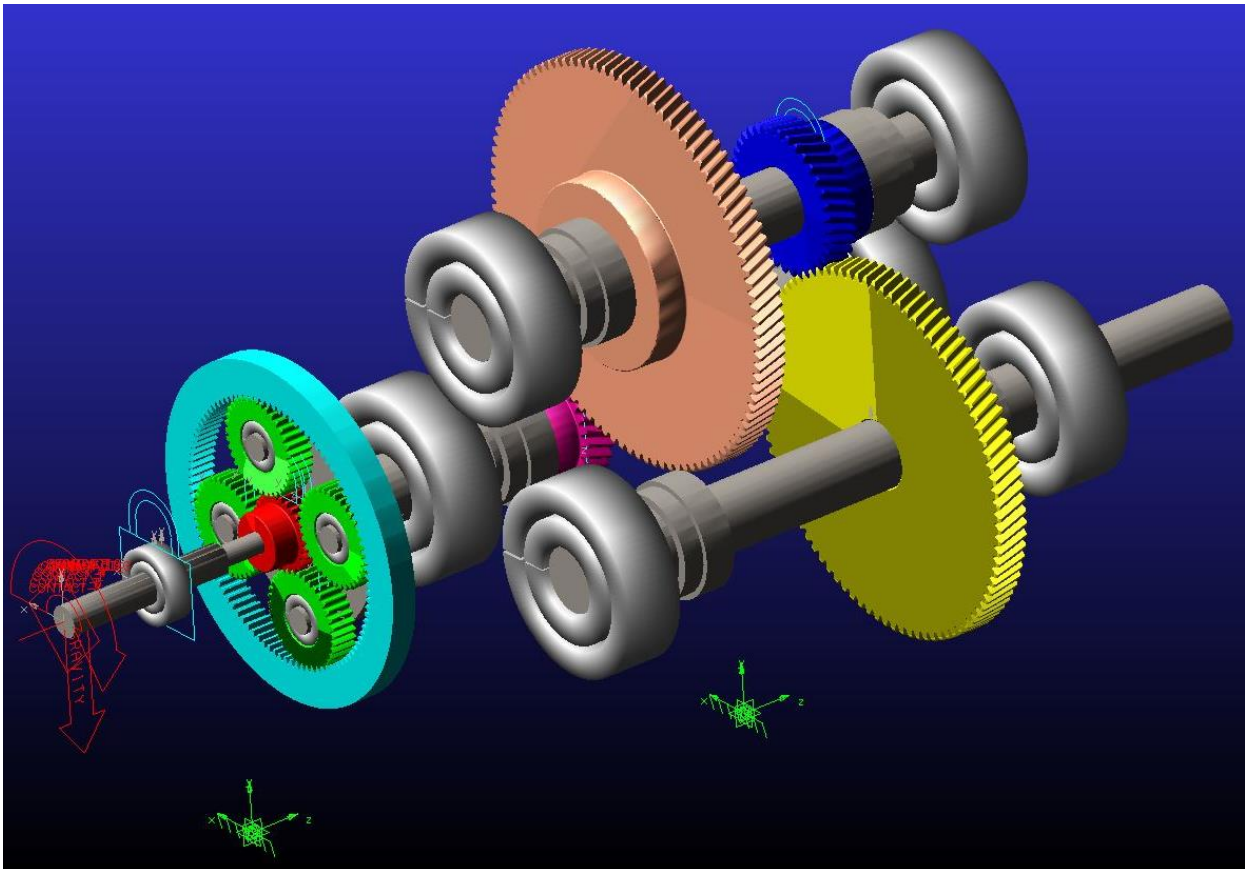


Εικόνα 4.17 – Υγιές μοντέλο πολλαπλών σωμάτων

Ακολουθεί ο **πίνακας 4.12** όπου αντιπροσωπεύει το υπόμνημα της παραπάνω απεικόνισης.

Χρώμα	Λειτουργία οδοντωτού τροχού	Αριθμός δοντιών	Τύπος οδόντωσης	module
	Ήλιος πλανητικού	36	Ευθύγραμμη παράλληλη στον άξονα	1
	Πλανήτες	28	Ευθύγραμμη παράλληλη στον άξονα	1
	Εσωτερικό δαχτυλίδι	100	Ευθύγραμμη, εσωτερική, παράλληλη στον άξονα	1
	Είσοδος διβάθμιου	27	Πλάγια με γωνία	1.5
	Πρώτη επαφή μεσαίου άξονα	100	Πλάγια με γωνία	1.5
	Δεύτερη επαφή μεσαίου άξονα	36	Πλάγια με γωνία	1.5
	Έξοδος διβάθμιου	90	Πλάγια με γωνία	1.5

Πίνακας 4.12 – Υπόμνημα οδοντωτών τροχών



Εικόνα 4.18 – Απεικόνιση γραναζιών, αξόνων και εδράνων

4.3 Μέθοδος εύκαμπτων σωμάτων

4.3.1 Μέθοδος πεπερασμένων στοιχείων

Η μέθοδος τον πεπερασμένων στοιχείων (Finite element analysis – FEA) αποτελεί τη σημαντικότερη μέθοδο υπολογιστικής μηχανικής, σήμερα. Μέσω της μεθόδου αυτής είναι δυνατή η στατική και δυναμική, γραμμική και μη-γραμμική, ανάλυση των κατασκευών. Η ανάπτυξη της μεθόδου θεωρείται ότι συμβάλει στις εξής επιστημονικές περιοχές:

- Ενεργειακή μέθοδος της μηχανικής (energy methods)
- Θεωρία προσέγγισης των μαθηματικών (approximation theory)
- Πληροφοριακά συστήματα σχεδιασμού CAD (Computer Aided Design)

Πρακτικά, μέσα από της υποδιαιρέσεις ενός συνόλου (είτε στέρεο σώμα είτε ρευστό) σε πεπερασμένα στοιχεία, καθιστάτε εφικτή η επίλυση των μητρωικών εξισώσεων που διέπουν το σύστημα. Στο σημείο αυτό, οφείλουμε να τονίσουμε πως, παρόλο που η μέθοδος αυτή είναι προσεγγιστική, τα αποτελέσματα είναι αξιόπιστα εν συνάρτηση των βασικών διαστάσεων των πεπερασμένων στοιχείων. Όσο μικρότερες οι υποδιαιρέσεις της κατασκευής που θέτουμε προς μελέτη, τόσο αυξάνεται και η αξιοπιστία των αποτελεσμάτων. Βέβαια, με αύξηση της

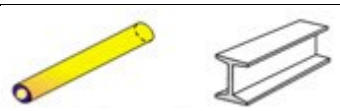
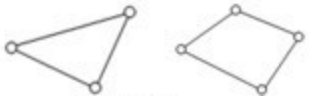
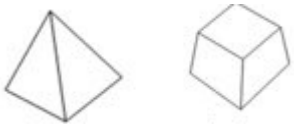
διακριτοποίησης ενός μοντέλου πεπερασμένων παρουσιάζεται εκθετική αύξηση στις απαιτήσεις της υπολογιστική ισχύος.

Τα σημαντικότερα βήματα της προαναφερόμενης μεθόδου παρουσιάζονται στην συνέχεια:

1. Εισαγωγή του σχεδίου σε μορφή STEP στο πρόγραμμα προεπεξεργασίας. Διόρθωση των επιφανειών από πιθανά τοπολογικά προβλήματα (διείσδυση επιφανειών, ασυνέχεια ορίων στερεού)
2. Διακριτοποίηση της δομής τους μοντέλου μας κατά την οποία γίνεται η βέλτιστη επιλογή του αριθμού, του τύπου, του μεγέθους και της διάταξης των πεπερασμένων στοιχείων.
3. Προσδιορισμός των γενικευμένων (άγνωστων) μετατοπίσεων που θα καθορίσουν πλήρως την απόκριση της κατασκευής
4. Παραγωγή των μητρώων στιβαρότητας και διανυσμάτων φορτίου του στοιχείου
5. Συνάθροιση των εξισώσεων των στοιχείων για τη λήψη των ολικών εξισώσεων ισορροπίας
6. Επίλυση ως προς τις άγνωστες κομβικές μετατοπίσεις
7. Υπολογισμός και ερμηνεία των αποτελεσμάτων της ανάλυσης (μετατοπίσεις και τάσεις) με βάση τις δεδομένες παραδοχές του προβλήματος [14]

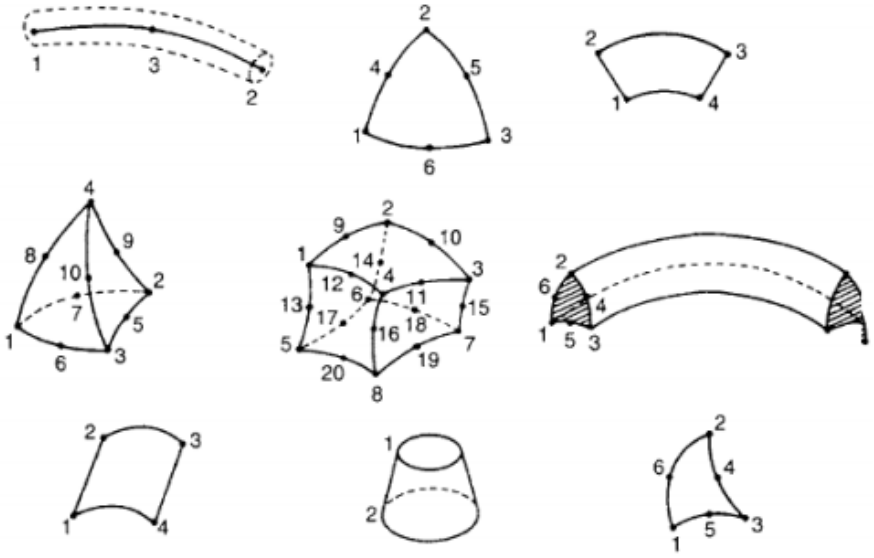
4.3.2 Γεωμετρία πεπερασμένων στοιχείων

Κατά την κατάλληλη επιλογή σχήματος, μεγέθους, πλήθους και διαμορφώσεως των πεπερασμένων στοιχείων κρίνεται η ικανότητα του μηχανικού για την βέλτιστη υποδιαίρεση της κατασκευής ως προς την ακρίβεια της απεικόνισης της και των αποτελεσμάτων της. Η επιλογή του κατάλληλου τύπου γεωμετρίας πεπερασμένων στοιχείων εξαρτάται κυρίως από τη γεωμετρία του υπό εξέτασης σώματος. Ο απλούστερος τύπος πεπερασμένων στοιχείων που χρησιμοποιούνται είναι τα γραμμικά στοιχεία (1D), ακολουθούν τα επιφανειακά στοιχεία (2D) και τέλος, τα πιο σύνθετα χωρικά στοιχεία (3D) όπως παρουσιάζονται στον **πίνακα 4.13**. Για μια απλοϊκή ανάλυση μια κατασκευής, κατά την οποία μπορεί να περιγράφει με μια χωρική συντεταγμένη, τότε χρησιμοποιούνται τα μονοδιάστατα στοιχεία. Στην περίπτωση όπου η περιγραφή της κατασκευής μας απαιτεί την ύπαρξη δύο ανεξάρτητων χωρικών συντεταγμένων, είναι σοφή η χρήση δισδιάστατων στοιχείων, όπου ορίζεται μέσα από την επιφάνεια το πάχος (η τρίτη συντεταγμένη που παραλείπεται). Τέλος, για ένα μοντέλο όπου κρίνονται και οι τρεις του διαστάσεις ως σημαντικές και υπολογίσιμες, επιλέγονται τα τρισδιάστατα στοιχεία. [15]

Τύπος	Πραγματικό μοντέλο	Πεπερασμένο στοιχείο (κομβική γεωμετρία)	Σημαντικές διαστάσεις
1D			x>>>y x>>>z
2D			x,z>>>y
3D			x,y,z
Εξειδικευμένα στοιχεία	Ελατήριο, αποσβεστήρας, στιβαρή σύνδεση κλπ.	-	-

Πίνακας 4.13 – Είδη πεπερασμένων στοιχείων

Για τη διακριτοποίηση προβλημάτων που αφορούν καμπύλες γεωμετρίες, επιλέγονται πεπερασμένα στοιχεία με καμπυλωμένες πλευρές. Ενδεικτικά στην **εικόνα 4.19** παρουσιάζονται οι τύποι των πεπερασμένων με καμπυλωμένες πλευρές. Τέλος, να τονίσουμε πως τα πεπερασμένα στοιχεία με ευθείες πλευρές είναι γνωστά ως γραμμικά στοιχεία, ενώ αυτά με τις καμπυλωμένες πλευρές είναι γνωστά ως στοιχεία μεγαλύτερης τάξης.



Εικόνα 4.19 – Πεπερασμένα στοιχεία μεγαλύτερης τάξης
[Πηγή: ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΜΕΘΟΔΩΝ ΕΝΗΜΕΡΩΣΗΣ ΚΑΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ, ΑΡΑΪΛΟΠΟΥΛΟΣ ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ]

4.3.3 Ταλάντωση

Οι ταλαντώσεις ενός συστήματος συσχετίζεται με την δυναμική ανάλυση συστημάτων πολλαπλών σωμάτων. Παρόμοιες εξισώσεις και πίνακες χρησιμοποιούνται για την διερεύνηση των συγκεκριμένων πεδίων. Η εξίσωση κίνησης που διέπει ένα απλό σύστημα ελατηρίου-αποσβεστήρα εκφράζεται ως εξής:

$$\boldsymbol{M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f}(t) \quad \textbf{(1.1)}$$

Όπου με $\boldsymbol{x}$ η γενικευμένη συντεταγμένη, $\boldsymbol{M}$ το μητρώο μάζας, $\boldsymbol{C}$ το μητρώο απόσβεσης, $\boldsymbol{K}$ το μητρώο στιβαρότητας και $\boldsymbol{f}(t)$ ο πίνακας όλων των εξωτερικών δυνάμεων. Η παραπάνω εξίσωση ανήκει στις διαφορικές εξισώσεις δευτέρου βαθμού με χαρακτηριστική εξίσωση της μορφής:

$$m\lambda^2 + c\lambda + k = 0 \quad \textbf{(1.2)}$$

Μέσα από την (1.2) μπορούμε να εξάγουμε χρήσιμους ορισμούς. Για συστήματα χωρίς απόσβεση, όπου η απόκριση τους δεν περιλαμβάνει ταλάντωση, ορίζεται η φυσική συχνότητα (ιδιοσυχνότητα) ως:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \textbf{(1.3)}$$

Όπου k η στιβαρότητα και m η μάζα του συστήματος.

Για συστήματα με απόσβεση, μπορούμε να ορίσουμε τον συντελεστή απόσβεσης ως εξής:

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} \quad \textbf{(1.4)}$$

Όπου c η απόσβεση του συστήματος.

Τέλος, με την ύπαρξη απόσβεσης, έχουμε επηρεασμό της ιδιοσυχνότητας του συστήματος. Αναλυτικότερα, για ένα σύστημα με απόσβεση ισχύει:

$$\omega_d = \omega_n\sqrt{1 - \zeta^2} \quad \textbf{(1.5)}$$

Το θεωρητικό υπόβαθρο του παραπάνω υποκεφαλαίου παρουσιάζεται αναλυτικότερα [16]

4.3.4 Ανάλυση ιδιομορφών

Η ανάλυση ιδιομορφών στοχεύει στο καθορισμό των φυσικών συχνοτήτων (ιδιοσυχνότητα) και μετατοπίσεων (ιδιομορφή) των ταλαντώσεων ενός αντικείμενα ή μιας σύνθετης κατασκευής. Οι ιδιομορφές είναι σημαντική παράμετρος ενός συστήματος καθώς είναι σημεία συντονισμού, όπου έχουμε την εμφάνιση ταλαντώσεων με μέγιστο πλάτος. Στις συγκεκριμένες συνθήκες η κόπωση του υλικού είναι μέγιστη και πρέπει να αποφευχθεί με κάθε δυνατό τρόπο (είτε με αύξηση των πρώτων ιδιομορφών μέσω αλλαγής της γεωμετρίας είτε με την ενσωμάτωση

φυσικής απόσβεσης στο σύστημα). Παράγοντες που την επηρεάζουν είναι οι ελαστικές ιδιότητες υλικών των σωμάτων ή του συστήματος και η αδράνεια αυτών.

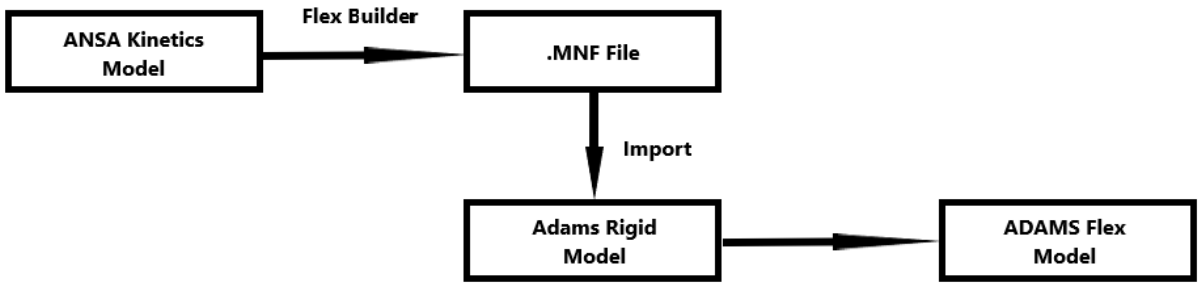
4.3.5 MNF

Για να πραγματοποιηθεί η μετατροπή ενός στερεού απαραμόρφωτου σώματος σε παραμορφώσιμο στο περιβάλλον εργασίας του προγράμματος Adams View μπορεί να γίνει χρήση δύο διαφορετικών μεθόδων. Η πρώτη μέθοδος περιλαμβάνεται στο πλαίσιο του προγράμματος Adams κάνοντας χρήση της υπορουτίνας ViewFlex. Λόγω των περιορισμένων δυνατοτήτων της μεθόδου αυτής, κατά την διεξαγωγή της εργασίας χρησιμοποιήθηκε μια εναλλακτική μέθοδος. Αυτή αποτελεί την δεύτερη μέθοδο μετατροπής σώματος σε παραμορφώσιμο και κάνει χρήση του αρχείου .MNF (Mode Neutral File). Η εξαγωγή του αρχείου αυτού προϋποθέτει την χρήση ενός εξωτερικού προγράμματος πεπερασμένων στοιχείων και για τον λόγο αυτό χρησιμοποιήθηκε το πρόγραμμα ANSA Kinetics. Η επιλογή του προγράμματος αυτού βασίστηκε στις περισσότερες δυνατότητες που προσφέρει σχετικά με τη δημιουργία και επεξεργασία πλέγματος πεπερασμένων στοιχείων.

Το αρχείο .MNF περιλαμβάνει στοιχεία του εξεταζόμενου σώματος σχετικά με τις ιδιότητες του υλικού του, τους κόμβους σύνδεσης με άλλα γειτονικά σώματα και σημεία άσκησης εξωτερικών δυνάμεων. Παράδειγμα τέτοιων περιοχών αποτελούν το σύνολο των κόμβων της εσωτερικής επιφάνειας της οπής ενός οδοντωτού τροχού με τους αντίστοιχους κόμβους της επιφάνειας έδρασες στον άξονα. Επιπρόσθετα, στο αρχείο περιλαμβάνονται οι ιδιομορφές του σώματος που μελετάτε. Ο αριθμός τους είναι το άθροισμα των 6 ιδιομορφών στερεού σώματος, με τον αριθμό των συνδέσμων που έχουν εφαρμοσθεί σε αυτό πολλαπλασιασμένο επί 6 και του αριθμού των συχνοτήτων που έχει επιλέξει ο χρήστης.

Γενικότερα, όσο αυξάνεται ο αριθμός των ιδιοσυχνοτήτων που απαιτεί ο χρήστης τόσο μεγαλύτερες είναι οι απαιτήσεις του αρχείου .MNF σε μνήμη και υπολογιστική ισχύ. Επίσης, όσο περισσότερες είναι οι ιδιομορφές τόσο μεγαλύτερες είναι οι συχνότητες τους και τόσο μικρότερα τα αντίστοιχα εύρη ταλάντωσης. Αποτέλεσμα αυτού του φαινομένου είναι οι ιδιόμορφες μεγάλων συχνοτήτων να παρουσιάζουν μικρότερη επίδραση στην ακρίβεια συμπεριφοράς του παραμορφώσου σώματος.

Τελικά, το αρχείο .MNF θα εισαχθεί στο πρόγραμμα Adams View στο οποίο θα λάβει μέσος η αντικατάσταση του απαραμόρφωτου με το παραμορφώσιμο σώμα. Στο **διάγραμμα 4.9** παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής της διαδικασίας μετατροπής απαραμόρφωτου σώματος σε παραμορφώσιμο.

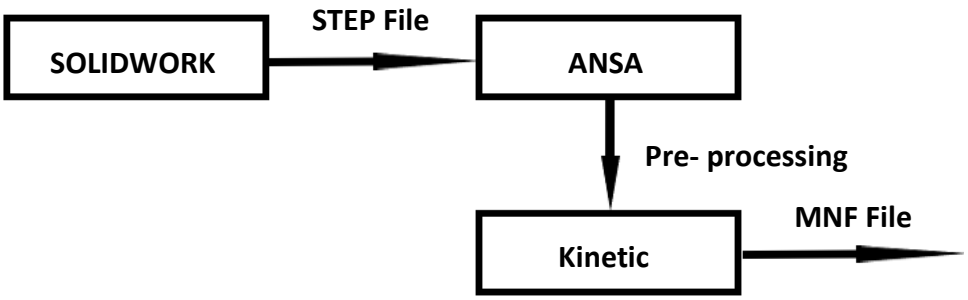


Διάγραμμα 4.9 – Διάγραμμα ροής μετατροπής απαραμόρφωτου σώματος

Στο σημείο αυτό αξίζει να γίνει μια αναφορά ανάμεσα στις διαφορές των απαραμόρφωτων και των παραμορφώσιμων σωμάτων καθώς και για ποιους λόγους χρησιμοποιείται το καθένα. Αρχικά, τα απαραμόρφωτα στερεά διαθέτουν μόνο 6 βαθμούς ελευθερίας, τρεις μεταφορικούς και τρεις περιστροφικούς καθώς και τις μάζες και αδράνειες τους. Τα σώματα αυτά χρησιμοποιούνται σε προβλήματα που εξετάζεται μόνο η κινητική συμπεριφορά ενός συστήματος και αγνοείται η ευκαμψία τους. Στα προβλήματα αυτά, δεν υπάρχει δυνατότητα εύρεσης των τάσεων και των τροπών που αναπτύσσονται σε ένα σώμα. Αντίθετα, τα παραμορφώσιμα σώματα εφαρμόζονται σε προβλήματα μελέτης εξέτασης της αντοχής τους και η ευκαμψία τους επιδρά σημαντικά στην ακρίβεια των αποτελεσμάτων. Τα σώματα αυτά είναι χωρισμένα σε ένα δίκτυο πεπερασμένων στοιχείων, το καθένα από τα οποία περιλαμβάνει τους δικούς του βαθμούς ελευθερίας. Στο στάδιο αυτό της εργασίας θα πραγματοποιηθεί περιγραφή της διαδικασίας μετατροπής του μοντέλου από απαραμόρφωτο σε παραμορφώσιμο με στόχο την εξαγωγή αποτελεσμάτων της δυναμικής συμπεριφοράς των κελυφών της πειραματικής διάταξης.

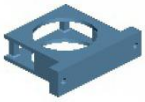
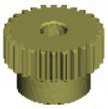
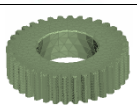
4.3.6 Εξαγωγή MNF αρχείων

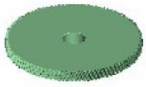
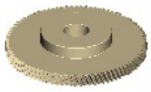
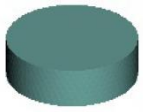
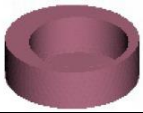
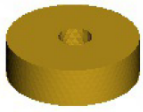
Εφόσον εξηγήσαμε όλο το θεωρητικό υπόβαθρο, σειρά έχει η δημιουργία ενός μοντέλου πεπερασμένων στοιχείων. Για το συγκεκριμένο πρόβλημα έγινε χρήση του προεπεξεργαστή ANSA της BETA CAE Systems. Πιο συγκεκριμένα, στόχος μας είναι η πλήρης προεπεξεργασία του μοντέλου μας με σκοπό την δημιουργία ενός μοντέλου πολλαπλών σωμάτων, μέσα από τον λύτη Kinetics που διαθέτει το λογισμικό. Στο **διάγραμμα 4.10** παρουσιάζεται συνοπτικά η διαδικασία.



Διάγραμμα 4.10 – Διάγραμμα ροής δημιουργίας παραμορφώσιμου σώματος

Εφόσον εισαγάγαμε το μοντέλο στο λογισμικό, προβήκαμε σε όλες τις απαραίτητες ενέργειες ώστε να διορθώσουμε και να υποδιαιρέσουμε το μοντέλο μας σε πεπερασμένα στοιχεία. Στην συγκεκριμένη ανάλυση επιλέχθηκαν τριασδιάστατα τετραεδρικά στοιχεία με κυμαινόμενο μέγεθος, αναλόγως την γεωμετρία που μελετάμε. Στον **πίνακα 4.14** παρουσιάζονται συνοπτικά οι γεωμετρίες με τις υποδιαιρέσεις τους, σε πεπερασμένα στοιχεία, καθώς και όλα τα χαρακτηριστικά που τα περιγράφουν.

#	Ονομασία	Μέλος	Ιδιότητα	Υλικό	Πλήθος πεπερασμένων	Μέγεθος πεπερασμένων (mm)
1	Άξονας εισόδου		psolid	χάλυβας	9095	2-3
2	Καπάκι εισόδου		psolid	αλουμίνιο	33777	4-5
3	Κιβώτιο πλανητικού		psolid	χάλυβας	43983	5
4	Ήλιος		psolid	χάλυβας	64879	1-3
5	Πλανήτης 1		psolid	χάλυβας	51436	1-3
6	Πλανήτης 2		psolid	χάλυβας	50776	1-3
7	Πλανήτης 3		psolid	χάλυβας	50720	1-3
8	Πλανήτης 4		psolid	χάλυβας	51280	1-3
9	Εσωτερικός δακτύλιος		psolid	χάλυβας	157421	1-3
12	Καπάκι εξόδου		psolid	αλουμίνιο	24656	4-5
13	Άξονας εισόδου διβάθμιου		psolid	χάλυβας	58720	2-3

14	Μεσαίος άξονας		psolid	χάλυβας	36947	2-3
15	Άξονας εξόδου		psolid	χάλυβας	47353	2-3
16	ΚΗΚ_27		psolid	χάλυβας	69996	1-3
17	ΚΗΚ_100		psolid	χάλυβας	1095618	1-3
18	ΚΗΚ_36		psolid	χάλυβας	101230	1-3
19	ΚΗΚ_90		psolid	χάλυβας	825387	1-3
20	Κιβώτιο διβάθμιου		psolid	χάλυβας	248902	5
21	Στέγαση διβάθμιου 1		psolid	αλουμίνιο	15329	3-5
22	Στέγαση διβάθμιου 2		psolid	αλουμίνιο	14712	3-5
23	Στέγαση διβάθμιου 3		psolid	αλουμίνιο	14643	3-5
24	Στέγαση διβάθμιου 4		psolid	αλουμίνιο	14631	3-5
25	Στέγαση διβάθμιου 5		psolid	αλουμίνιο	21086	3-5
26	Στέγαση διβάθμιου 6		psolid	αλουμίνιο	22823	3-5
27	Καπάκι διβάθμιου		psolid	αλουμίνιο	109700	5

28	Έδαφος		pshell	-	14234	5
				ΣΥΝΟΛΟ	3249334	

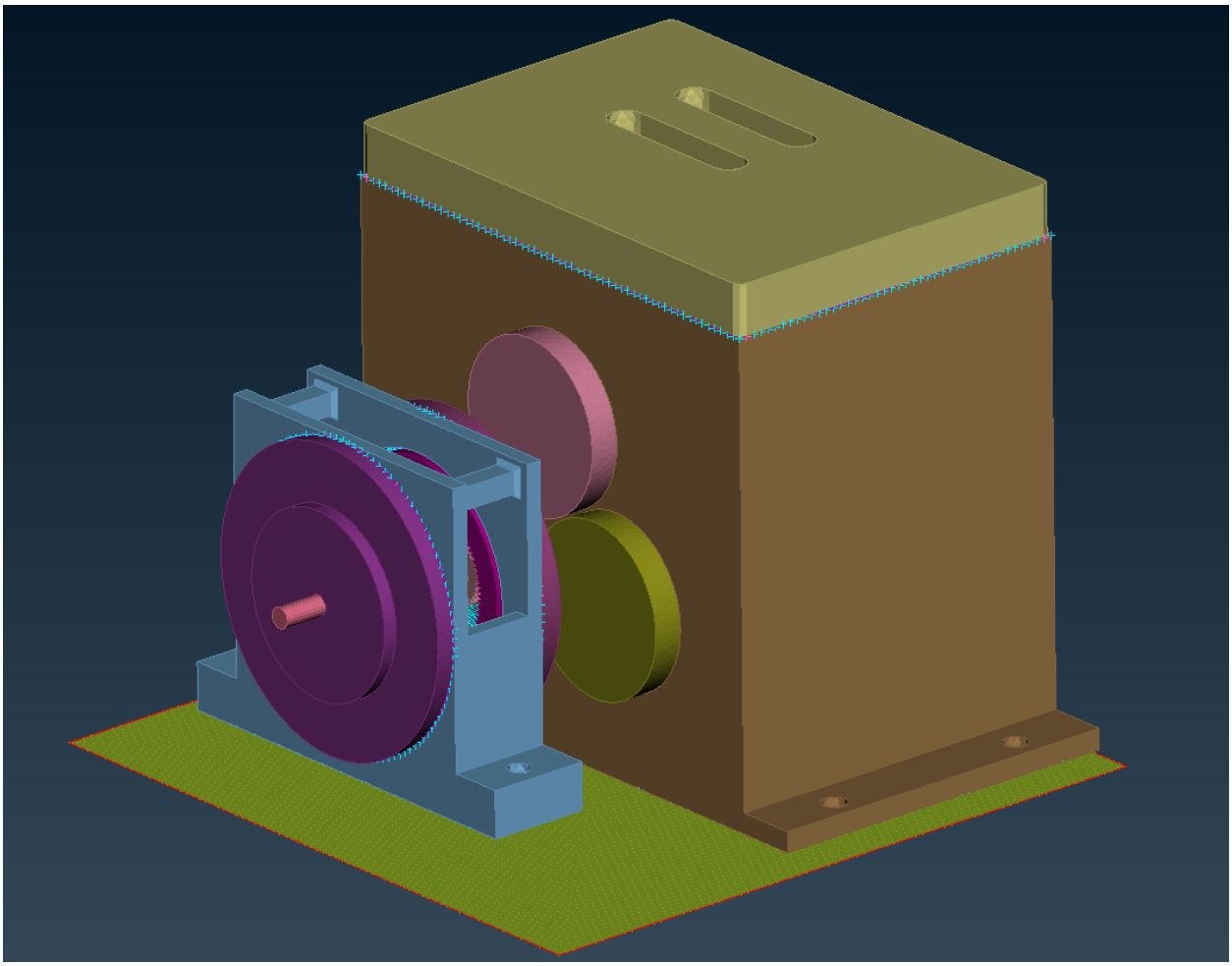
Πίνακας 4.14 – Πλήρη περιγραφή μοντέλου πεπερασμένων στοιχείων

Ακολουθούν οι ιδιότητες των υλικών που αναφέρθηκαν στον **πίνακας 4.14**.

	Χάλυβας	**Αλουμίνιο**
Πυκνότητα	7.801E-06 [t/mm^3]	2.74E-06 [t/mm^3]
Μέτρο Ελαστικότητας	2.07E+05 [N/mm^2]	7.1705E+04[N/mm^2]
Λόγος Poisson	0.29	0.33

Πίνακας 4.15 – Ιδιότητες υλικού για το μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων

Στη συνέχεια παρουσιάζεται στην **εικόνα 4.20** το μοντέλο πεπερασμένων που αναπτύξαμε στο λογισμικό ANSA.



Εικόνα 4.20 – Μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων

Από τη στιγμή που το μοντέλο πεπερασμένων είναι έτοιμο, σειρά έχει η κινηματική του μοντελοποίηση.

Κινηματική μοντελοποίηση

Τα συγκεκριμένα προβλήματα αντιμετωπίζονται μέσω του λύτη Kinetics. Ξεκινώντας, ο χρήστης οφείλει να ορίσει τα σώματα του μοντέλου του και όλους του μηχανισμούς αλληλεπίδρασης μεταξύ των σωμάτων. Η διαφορά στο παρόν λογισμικό, σε σύγκριση με το Adams View, είναι ότι χρειάζεται να οριστεί ένα σώμα ως έδαφος (ground body) ώστε να συνεχίσουμε με τον ορισμό των απαραμόρφωτων σωμάτων (rigid body). Κάθε σώμα, σε ένα λογισμικό πολλαπλών σωμάτων, διαθέτει έναν Marker, ο οποίος βρίσκεται τοποθετημένος στο κέντρο βάρους του σώματος. Παρατηρήθηκε ελάχιστη απόκλιση μεταξύ των Marker του ANSA σε σύγκριση με το Adams, όσον αφορά τις συντεταγμένες τους και τον προσανατολισμό τους. Έτσι, ως βάση μας, ορίστηκαν όλα τα Marker του Adams, και έπειτα, αντιγράφηκαν στο Ansa, με σκοπό την πλήρη ταύτιση των σωμάτων μας.

Εν ακολουθία, σειρά έχουν οι μηχανισμοί σύνδεσης των σωμάτων. Οι μηχανισμοί που χρησιμοποιήθηκαν στο συγκεκριμένο στάδιο είναι ακριβώς ίδιοι με αυτούς του **πίνακα 4.6**, με μόνη διαφορά στην θέση των συνδέσμων κλειδώματος των κιβωτίων (fixed joints). Αναλυτικότερα, οποιοσδήποτε σύνδεσμος ενώνεται σε σώμα που επιθυμούμε να εξάγουμε μελλοντικά ως εύκαμπτο, οφείλει να συνδεθεί σε ένα RBE2. Το RBE2 είναι ένα απαραμόρφωτο στοιχείο το οποίο, για το ορισμό του, απαιτεί από το χρήστη να επιλέξει τους slave κόμβους και τον master. Μέσω του master κόμβου, είναι δυνατή η ομοιόμορφη κατανομή τάσεων και παραμορφώσεων στους slave κόμβους της κατασκευής. Έτσι, για κάθε σύνδεσμο μεταξύ δύο σωμάτων εισάγονται δύο RBE2 με master κόμβο των Marker του συνδέσμου και slave κόμβους τους κόμβους επαφής, μεταξύ των δύο σωμάτων, της γεωμετρίας που αναφερόμαστε. Αντίστοιχα, για τους δύο συνδέσμους fixed των κιβωτίων, ήταν αναγκαία η μετατόπισης τους ώστε να κατανεμηθούν οι τάσεις ομοιόμορφα στην κάθε βάση, μέσω του RBE2.

Σειρά έχουν τα έδρανα κύλισης, όπου δεν υπάρχουν ως στοιχεία στο συγκεκριμένο λογισμικό. Στο συγκεκριμένο σημείο, αφιερώσαμε σημαντικό χρόνο στην υλοποίηση σεναρίων και εύρεση της βέλτιστης μοντελοποίησης τους, μέσω των στοιχείων που μας παρέχει ο λύτης Nastran. Κάποια από τα συχνότερα προβλήματα που παρατηρήσαμε κατά τη διαδικασία δοκιμής και σφάλματος που πραγματοποιήσαμε είναι τα εξής:

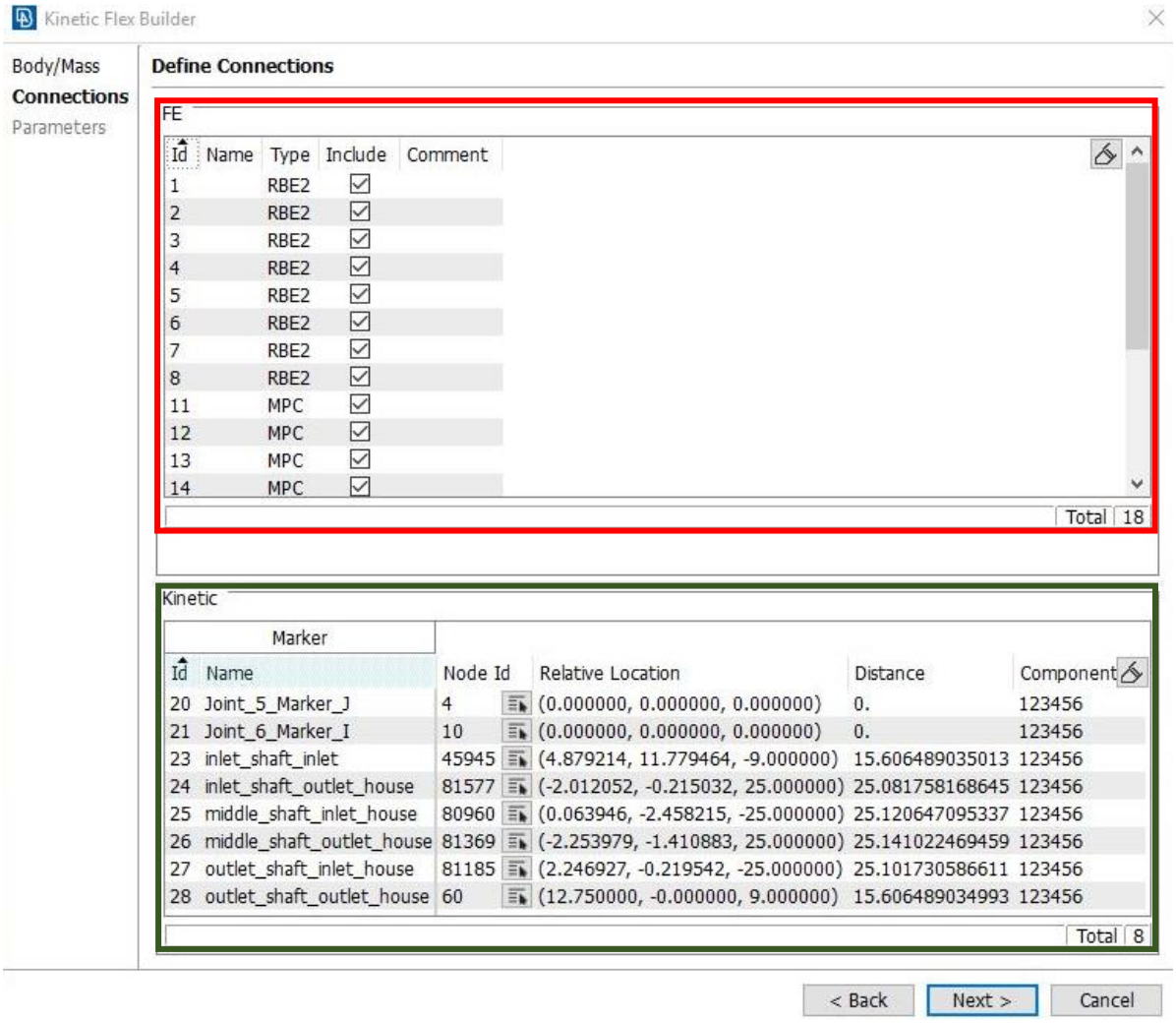
- Τα ρουλεμάν γίνονταν ανενεργά
- Γινόταν αντιστροφή της λειτουργίας τους (περιστροφή του εξωτερικού δαχτυλιδιού έναντι του εσωτερικού)
- Διατήρηση μόνο του εσωτερικού ή εξωτερικού δαχτυλιδιού και απενεργοποίηση η μετακίνηση του άλλου

Έπειτα από αρκετά μοντέλα, και με βάση τα αποτελέσματα και την συμπεριφορά του μοντέλου μας στο Adams View, καταλήξαμε στο εξής βέλτιστο σενάριο. Ξεκινήσαμε από την εισαγωγή νέων Marker, με σκοπό να ορίσουμε το κέντρο κάθε έδρανου κύλισης. Για κάθε έδρανο, με βάση τις συντεταγμένες των κέντρων τους από το μοντέλο μας στο Adams, ορίστηκαν δυο Marker. Ο πρώτος ανήκει στο σώμα της στέγασης και ο δεύτερος στον άξονα, με κοινές συντεταγμένες. Στη συνέχεια, σε κάθε στέγαση, τοποθετήσαμε ένα RBE2 μεταξύ των κόμβων που εδράζεται το ρουλεμάν και του Marker της στέγασης. Επαναλάβαμε την ίδια διαδικασία για κάθε άξονα, όπου ως slave ορίστηκαν οι κόμβοι του άξονα, όπου εδράζεται το ρουλεμάν, και master τον Marker του κάθε άξονα, που θέσαμε νωρίτερα. Τέλος, για την επιτυχή λειτουργία των ρουλεμάν, ήταν αναγκαία η τοποθέτηση ενός MPC (multi-point constraint) για κάθε ζεύγος RBE2, όπου θα επιτρέπει την μεταξύ τους περιστροφή στον άξονα z. Πρακτικά, ένα MPC, αποτελεί μια οριακή συνθήκη όπου ορίζει τους βαθμούς ελευθερίας μεταξύ δύο ή περισσότερων σημείων.
Τέλος, θα περιγράψουμε την διαδικασία εξαγωγής παραμορφώσιμου σώματος μέσα από τον Flex Builder που μας παρέχει το Kinetics.

Flex Builder

Αρχικά, το λογισμικό απαιτεί από τον χρήστη να επιλέξει το επιθυμητό σώμα και να ελέγξει τις ιδιότητες υλικού που διαθέτει. Εφόσον όλα είναι ορισμένα σωστά, συνεχίζουμε με το επόμενο

βήμα όπου είναι ο καθορισμός των συνδέσεων. Στο συγκεκριμένο στάδιο, ο χρήστης πρέπει να επιλέξει όλα τα πεπερασμένα στοιχεία (RBE2 και MPC) τα οποία θέλει να περιέχει το μοντέλο που θα εξάγει, όπως απεικονίζεται στο κόκκινο πλαίσιο. Συνεχίζοντας, στο πράσινο πλαίσιο παρουσιάζονται όλα τα Marker του σώματος, καθώς επίσης και ο κόμβος που συνδέονται. Στην περίπτωση όπου η καρτέλα της σχετικής θέσης δεν περιέχει μηδενικές συντεταγμένες, οφείλουμε να επιλέξουμε το σωστό κόμβο της κατασκευής, ούτως ώστε να ταυτίσουμε τα Marker της.



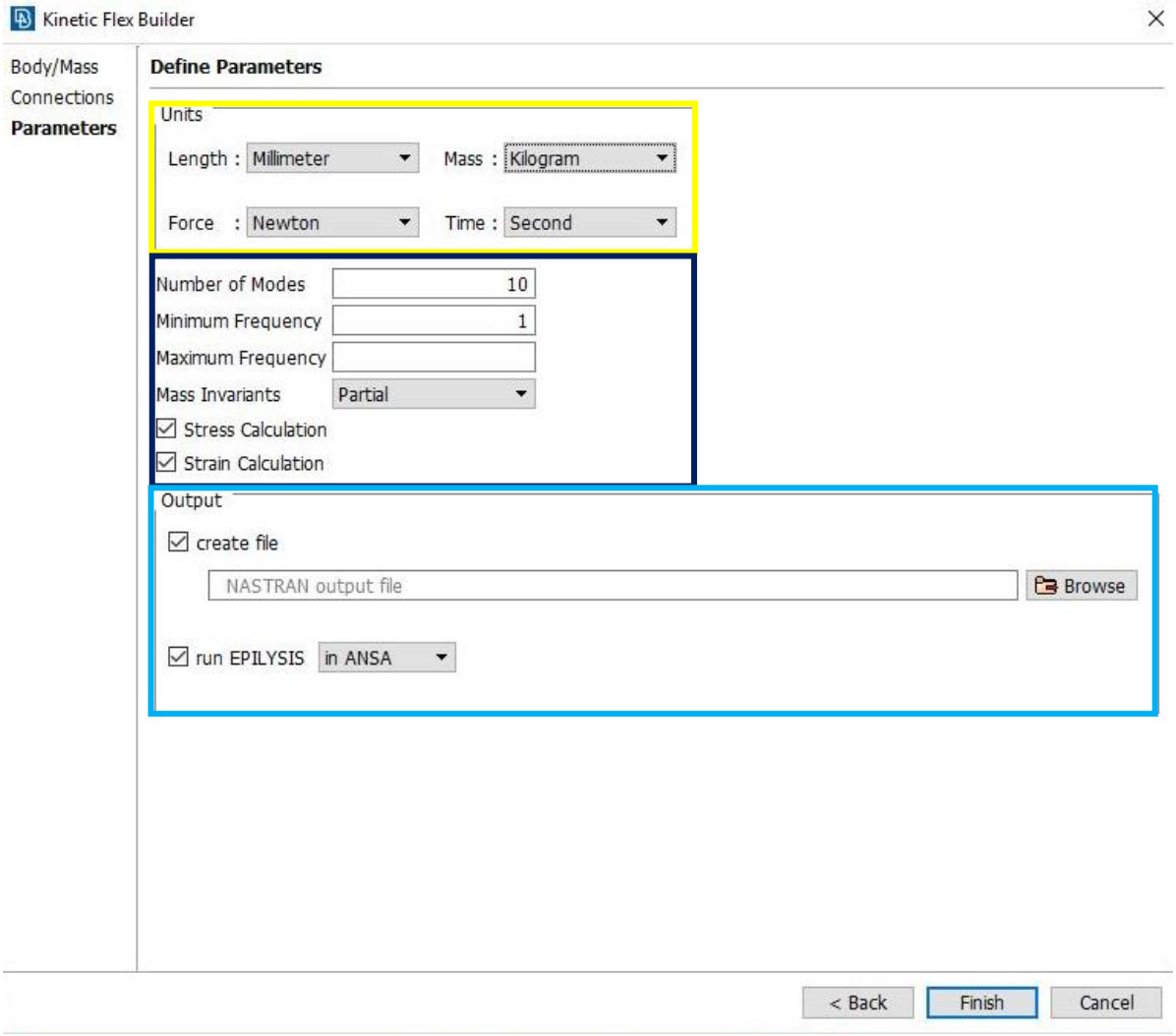
Εικόνας 4.21 - Δημιουργία παραμορφώσιμου σώματος (Βήμα 1)

Αφού ορίσαμε σωστά όλα τα στοιχεία που αφορούν την συνδεσμολογία του σώματος, προχωράμε στην καρτέλα ορισμού των παραμέτρων. Αναλυτικότερα, η συγκεκριμένη καρτέλα διαιρείται σε τρεις υποκατηγορίες. Η πρώτη κατηγορία, στο κίτρινο πλαίσιο, αφορά τον καθορισμό των μονάδων μέτρησης. Εφόσον ταυτίσουμε τις μονάδες με τις μονάδες που χρησιμοποιούμε στο Adams View, συνεχίζουμε με τις παραμέτρους που θέλουμε να εμπεριέχονται στο αρχείο MNF. Πρακτικά, το μπλε πλαίσιο περιλαμβάνει τις εξής δυνατότητες:

- Το πλήθος των ιδιομορφών, την ελάχιστη και τη μέγιστη τιμή τους

- Τα μητρώα μάζας
- Τον υπολογισμό τάσεων και παραμορφώσεων

Τέλος, η τρίτη καρτέλα, στο γαλάζιο πλαίσιο, αφορά την εξαγωγή του αρχείου NASTRAN του μοντέλου μας, όπως επίσης και η ιδιομορφική ανάλυση με βάση τις παραμέτρους που ορίσαμε.



Εικόνας 4.22 - Δημιουργία παραμορφώσιμου σώματος (Βήμα 2)

Είμαστε πλέον έτοιμοι να αντικαταστήσουμε όποια απαραμόρφωτα σώματα επιθυμούμε στο Adams View. Αναφορικά, τα σώματα για τα οποία δημιουργήσαμε MNF αρχεία παρουσιάζονται στον **πίνακας 4.16**.

Σώμα
Καπάκι εισόδου
Κιβώτιο πλανητικού
Καπάκι εξόδου
Κιβώτιο διβάθμιου με τις στεγάσεις
Μεσαίος άξονας
Άξονας εξόδου

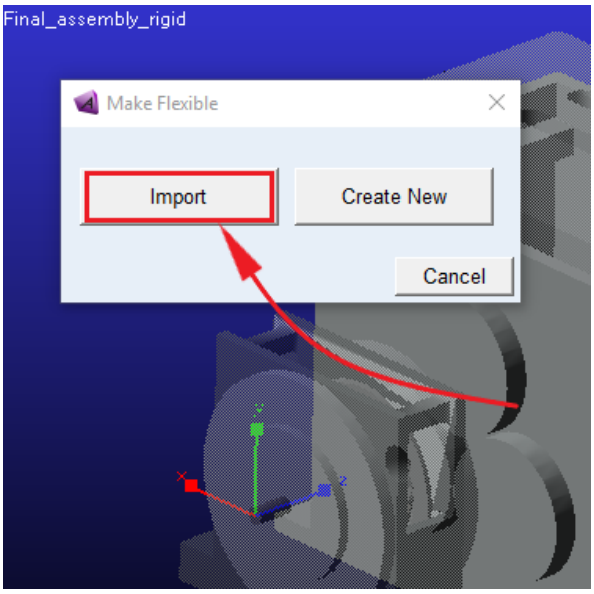
Πίνακας 4.16 – Επιλογή εύκαμπτων σωμάτων

4.3.6 Δημιουργία παραμορφώσιμου μοντέλου

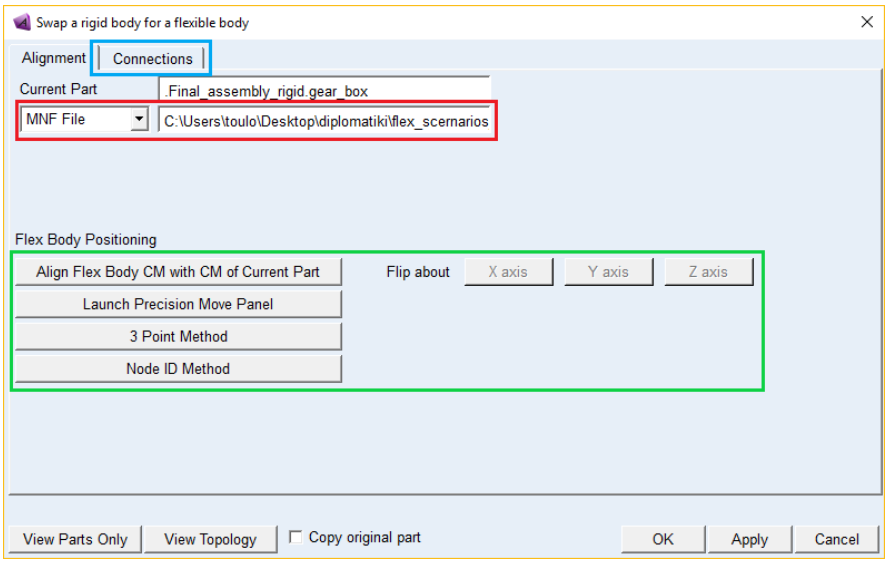
Μετά την περάτωση της ανάπτυξης του απαραμόρφωτου μοντέλου τόσο στο περιβάλλον του πρόγραμμα Adams View όσο και σε αυτό του ANSA Kinetics η εργασία συνεχίζεται με την μετατροπή του πρώτου από τα παραπάνω μοντέλα σε παραμορφώσιμο. Ο στόχος αυτού του τμήματος της εργασίας, όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενες ενότητες επιτεύχθηκε με την εξαγωγή των αρχείων .MNF από την υπορουτίνα flex builder του ANSA για κάθε σώμα. Τα αρχεία αυτά στην συνέχεις εισήχθησαν στο μοντέλο του Adams View οπού πραγματοποιήθηκε και η μετατροπή. Η διαδικασία αντικατάστασης ενός απαραμόρφωτου σώματος με τον τρόπο αυτό δεν είναι πλήρως αυτοματοποιημένη με αποτέλεσμα να απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή από τον χρήση ώστε όλοι οι σύνδεσμοι μεταξύ των σωμάτων να διατηρήσουν τη σωστή τοποθεσία και λειτουργικότητα τους. Έτσι, στόχος αυτής της ενότητας είναι η περιγραφή της διαδικασίας που εφαρμόσθηκε για τη σωστή αντικατάσταση των σωμάτων από απαραμόρφωτα, σε παραμορφώσιμα.

Παρακάτω, θα εκτελεστεί η αναλυτική περιγραφή της αντικατάστασης ενός από τα απαραμόρφωτα σώματα του μοντέλου με χρήση του αντίστοιχου αρχείου .MNF. Το σώμα το οποίο κρίθηκε καταλληλότερο για αυτή την περιγραφή είναι το κέλυφος του διβάθμιου κιβωτίου διότι στην επιφάνεια αυτού θα εκτελεσθούν μετρήσεις μέσω επιταχυνσιομέτρων κατά το πειραματικό σκέλος της εργασίας. Τα αποτελέσματα αυτών, θα συγκριθούν αργότερα με αυτά που θα προκύψουν από την μελέτη του παραμορφώσιμου μοντέλου.

Πρώτο βήμα της διαδικασίας αντικατάστασης είναι η επιλογή του επιθυμητού σώματος και η ενεργοποίηση της υπορουτίνας Make Flexible (μετατροπή σε παραμορφώσιμο) στην οποία αργότερα επιλέγουμε την εντολή Import (εισαγωγή). Το αντίστοιχο παράθυρο φαίνεται στην **εικόνας 4.23**. Στην συνέχεια πρέπει να ορισθεί ο προορισμός του αρχείου .MNF για την αντικατάσταση του σώματος στο πλαίσιο που παρουσιάζεται με κόκκινο χρώμα στην **εικόνας 4.24**. Στο παράθυρο αυτό, δίνεται και η δυνατότητα στον χρήστη να ευθυγραμμίσει το παραμορφώσιμο σώμα με το απαραμόρφωτο σε περίπτωση που η τοποθεσία τους διαφέρει. Επίσης, διαθέτει και μια καρτέλα στην οποία εμφανίζονται οι θέσεις των νέων σημείων σύνδεσης με τα γειτονικά σώματα καθώς και η σχετική απόσταση αυτών από τα σημεία του απαραμόρφωτου σώματος που θα αντικαταστήσουν. Οι δυνατότητες αυτές φαίνονται αντίστοιχα στο πράσινο και μπλε πλαίσιο της **εικόνας 4.24**. Στο σημείο αυτό θα πρέπει να αναφερθεί ότι κατά την εκτέλεση της παρούσας εργασία, τα εργαλεία αυτά δεν χρησιμοποιήθηκαν καθώς πραγματοποιήθηκαν οι κατάλληλες τροποποιήσεις στις συντεταγμένες των Marker κατά τη δημιουργία του μοντέλου στο ANSA ώστε να συμφωνούνε με αυτές των Marker του ADAMS.

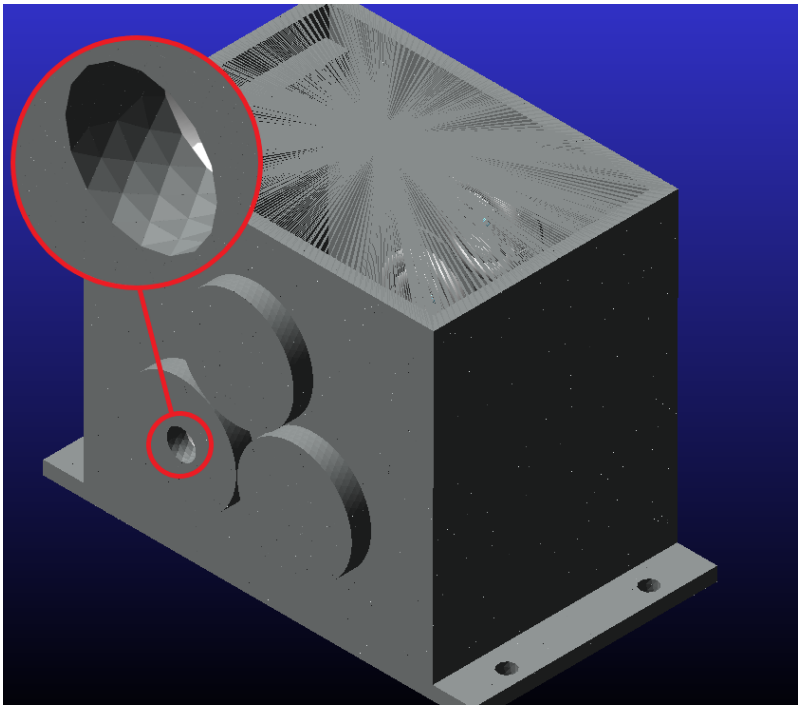


Εικόνας 4.23 - Δημιουργία εύκαμπτου σώματος στο Adams View



Εικόνα 4.24 – Αντικατάσταση σώματος

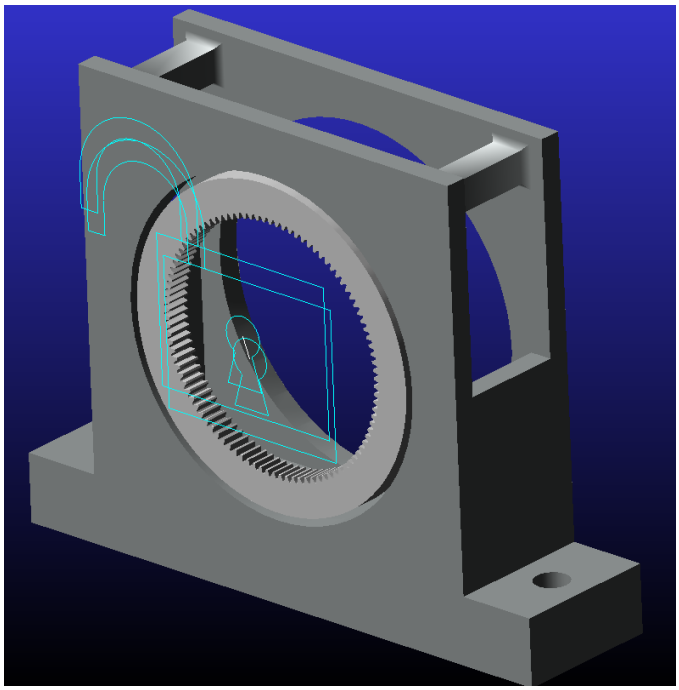
Με την εκτέλεση των παραπάνω ενεργειών, η αντικατάσταση του απαραμόρφωτου σώματος από το αντίστοιχο παραμορφώσιμο του ολοκληρώθηκε. Αυτό μπορεί να γίνει εμφανές αν παρατηρηθεί η γεωμετρία του παραμορφώσιμου σώματος το οποίο πλέον είναι χωρισμένο σε πολλά πεπερασμένα στοιχεία όγκου όπως παρουσιάζεται στην **εικόνα 4.25**.



Εικόνας 4.25 – Εύκαμπτο σώμα

Ακόμα, στο πλαίσιο περιήγησης του μοντέλου στα αριστερά, το απαραμόρφωτο σώμα με όνομα gear_box θα πρέπει να έχει αντικατασταθεί από το σώμα με όνομα gear_box_flex.

Καταλήγοντας, ακολουθεί ο οπτικός έλεγχος του μοντέλου ώστε να επαληθευθεί ότι όλες οι συνδέσεις του νέου παραμορφώσιμου σώματος με τα υπόλοιπα σώματα που περιλαμβάνονται είναι σωστά εφαρμοσμένες. Το πρόγραμμα Adams δίνει της δυνατότητα στον χρήστη να πραγματοποίηση με ευκολία τον έλεγχο αυτό καθώς τα εικονίδια των συνδέσμων αλλάζουν ανάλογα με τον αν αυτοί έχουν εφαρμοσθεί σωστά. Ένα παράδειγμα τέτοιου εικονιδίου παρουσιάζεται στην **εικόνας 4.26** και συναντήθηκε κατά την μετατροπή του κελύφους του πλανητικού κιβωτίου σε παραμορφώσιμο. Πρόκειται για ένα σύνδεσμο πάκτωσης ο οποίος περιλαμβάνει δύο Marker οι οποίοι όμως δεν ταυτίζονται. Για τον λόγο αυτό παρουσιάζονται τα δύο ανοικτά λουκέτα καθένα από τα οποία είναι τοποθετημένο σε έναν από αυτούς τους δύο Marker.

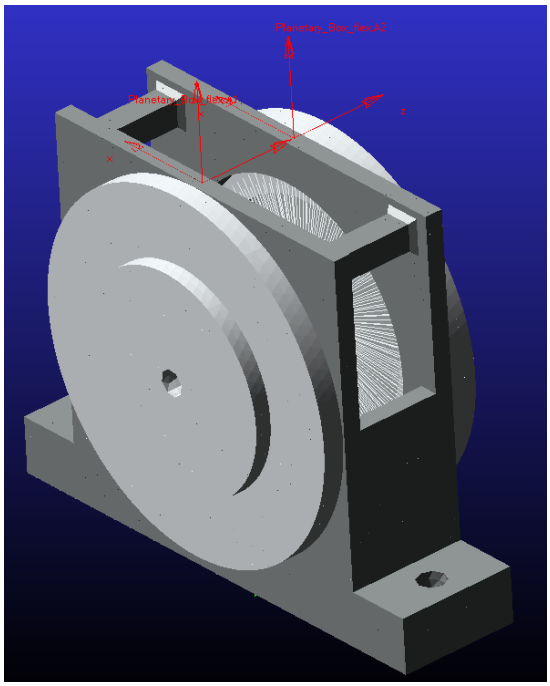


Εικόνα 4.26 – Αποτυχία σύνδεσης του σύνδεσμου με το εύκαμπτο σώμα

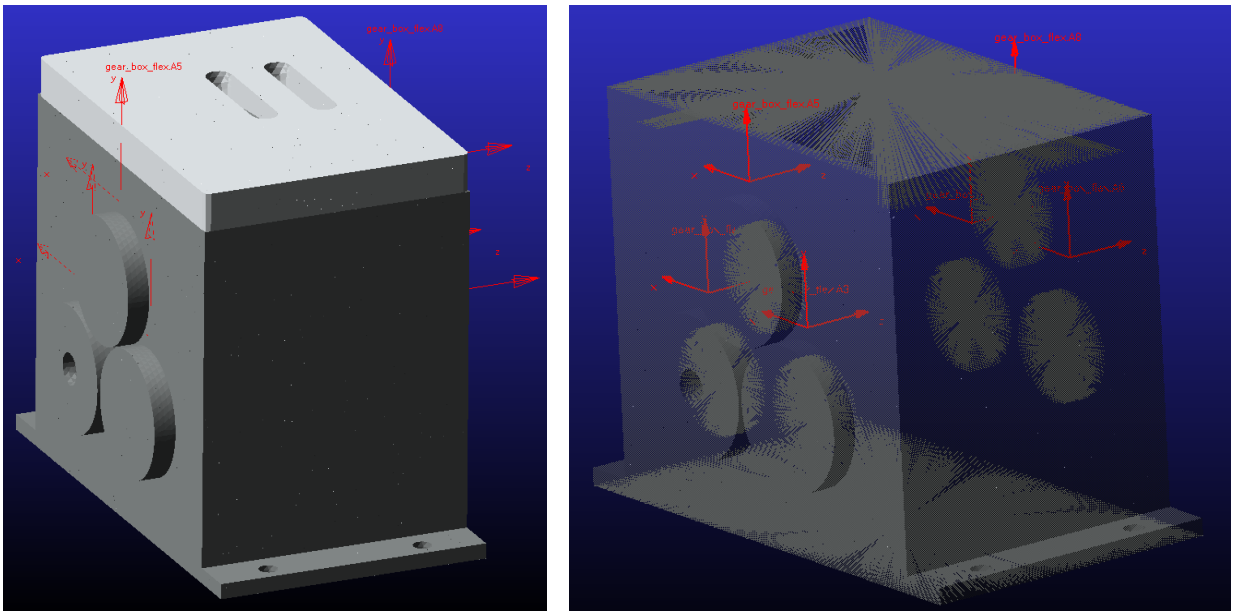
Τελικά, εφαρμόζοντας τη μέθοδο που περιγράφηκε παραπάνω, μετατράπηκαν και τα υπόλοιπα σώματα της διάταξης σε παραμορφώσιμα.

Να τονίσουμε πως το μοντέλο μας παραμένει ίδιο ως προς την συνδεσμολογία, τις επαφές, τα ρουλεμάν, τις συναρτήσεις εισόδου και τις χρονικές παραμέτρους, όπως περιγράφηκε στην **ενότητα 4.2.3**.

Η μόνη διαφοροποίηση είναι πως σε αυτή την περίπτωση, επιθυμούμε να διαβάσουμε τις επιταχύνσεις στα σημεία που εφαρμόζουν τα αισθητήρια της πειραματικής διάταξης. Έτσι, εισάγαμε 8 Marker, έναν για κάθε αισθητήριο. Ο κάθε Marker έχει συνδεθεί στον πλησιέστερο κόμβο των εύκαμπτων σωμάτων. Η θέση και ο προσανατολισμός τους παρουσιάζεται στην **εικόνα 4.27** και **4.28**.



Εικόνα 4.27 – Θέσεις αισθητηρίων πλανητικού



Εικόνα 4.27 – Θέσεις αισθητηρίων διβάθμιου κιβωτίου

Οι άξονες των Marker ταυτίζονται με τους άξονες των αισθητηρίων που παρουσίαζονται στην **εικόνα 5.2** του επόμενου κεφαλαίου.

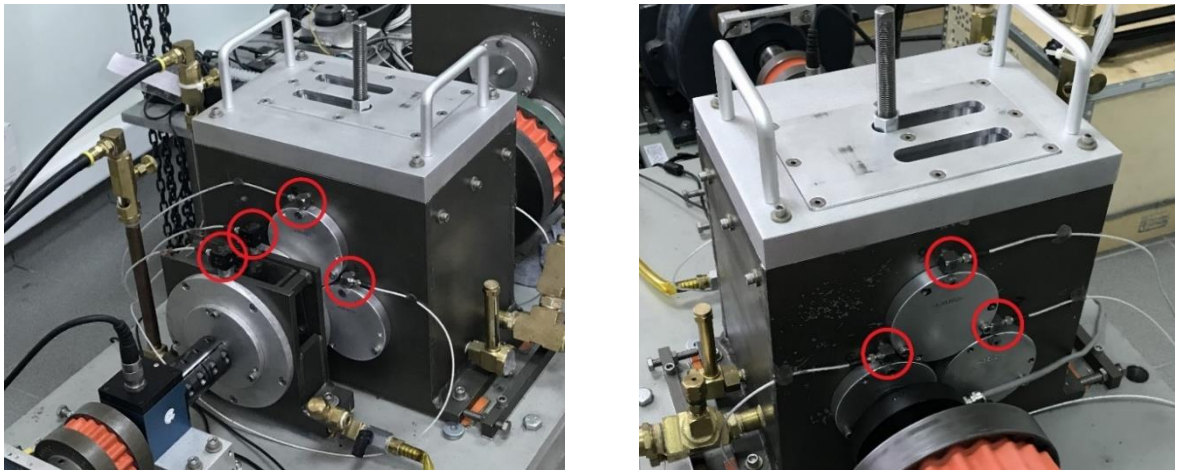
Κεφάλαιο 5: Περιγραφή πειράματος

5.1 Διαδικασία πειράματος

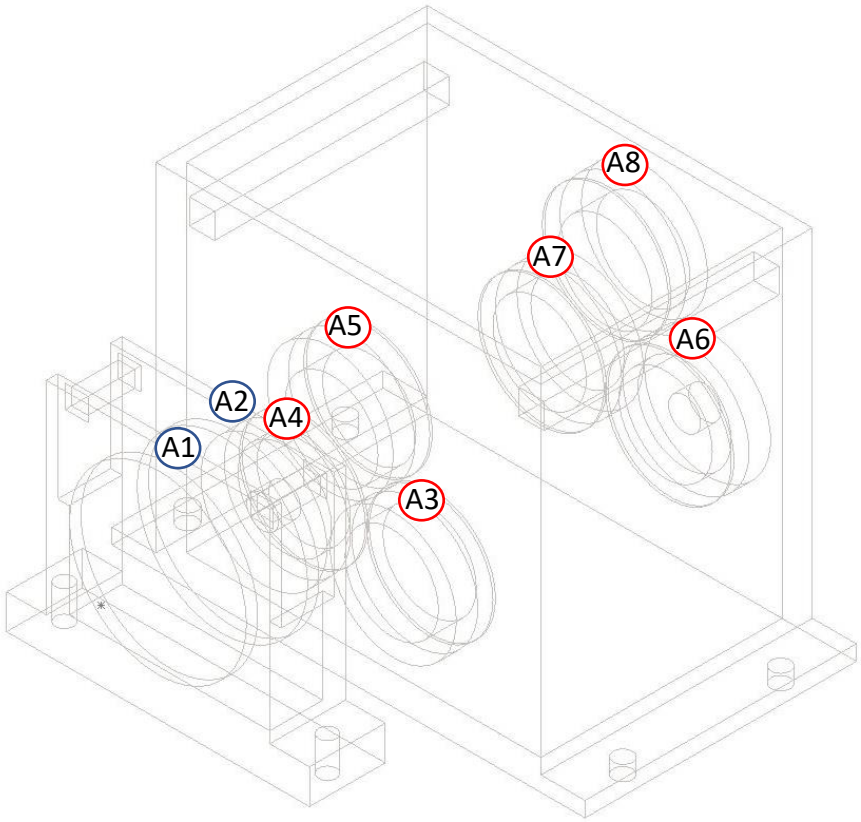
Σε αυτό το σημείο της εργασίας κρίνεται απαραίτητη η περιγραφή των καταστάσεων λειτουργίας της πειραματικής διάταξης και του μετρητικού και καταγραφικού εξοπλισμού του εργαστηρίου Ταλαντώσεων και Δυναμικής Μηχανών που χρησιμοποιήθηκαν για την εξαγωγή των απαραίτητων μετρήσεων. Έτσι, για την καλύτερη κατανόηση της λειτουργίας της διάταξης πραγματοποιείται μια αναλυτικότερη επεξήγηση των επιμέρους τμημάτων της.

Αρχικά, οι στροφές με τις οποίες περιστρέφεται το συνολικό σύστημα καθορίζονται από τον ηλεκτρικό κινητήρα (1) ο οποίος απεικονίζεται στην **εικόνα 3.1**. Επίσης, μέσω των λόγων μετάδοσης των κιβωτίων ταχύτητας της διάταξης παρασύρεται σε περιστροφή και ο ηλεκτρικός κινητήρας (5) (**εικόνα 3.1**) ο οποίος μπορεί να προσομοιώσει το φορτίο στη διάταξη λειτουργώντας σαν φρένο. Οι επιδώσεις και η ένταση λειτουργίας καθενός από τους παραπάνω κινητήρες προσαρμόζονται από δύο διαφορετικούς inverter οι οποίοι έχουν δυνατότητα ρύθμισης τόσο από τους πίνακες ελέγχου τους όσο και από ηλεκτρονικό υπολογιστή. Με τη χρήση του λογισμικού της SpectraQuest, σε έναν χρήστης δίνεται η δυνατότητα επιλογής των στροφών του κινητήρα κίνησης καθώς και εφαρμογής ή όχι φορτίου από τον κινητήρα πέδησης, δίνοντας στο σύστημα πολλές δυνατότητες για διαφορετικές καταστάσεις λειτουργίας. Καταλήγοντας, τα κιβώτια (4) στην **εικόνα 3.1** είναι υπεύθυνα για τη διατήρηση σταθερών στροφών στο σύστημα ασχέτως αν σε αυτό εφαρμόζεται κάποιο φορτίο ή όχι.

Ο στόχο που τέθηκε κατά τη διάρκεια του πειράματος είναι η μέτρηση των επιταχύνσεων που εντοπίζονται σε διάφορες θέσεις των κελυφών του διβάθμιου και του πλανητικού συστήματος από τις οποίες έπειτα μπορεί να εκτελεσθεί υπολογισμός των ταχυτήτων και των μετατοπίσεων. Οι θέσεις που λαμβάνουν τα επιταχυνσιόμετρα παρουσιάζονται στις **εικόνες 5.1** και **5.2** και επιλέχθηκαν κατάλληλα ώστε αυτά να βρίσκονται κοντά στις εδράσεις των εδράνων των περιστρεφόμενων αξόνων.



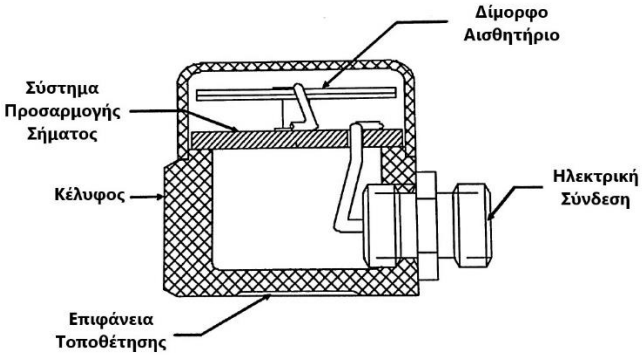
Εικόνα 5.1 – Θέσεις αισθητηρίων στο πείραμα



Εικόνα 5.2 – Θέσεις επιταχυνσιόμετρων στα κιβώτια

5.2 Αισθητήρια

Κατά την εκτέλεση των μετρήσεων, τα επιταχυνσιόμετρα που χρησιμοποιήθηκαν είναι της εταιρίας KISTLER και έχουν δυνατότητα καταγραφής επιτάχυνσης σε τρεις διαστάσεις. Ένα απλοποιημένο διάγραμμα ενός επιταχυνσιόμετρου παρουσιάζεται στην **εικόνα 5.3** και πρακτικά η λειτουργία του βασίζεται σε αυτή ενός πυκνωτή μεταβαλλόμενης χωρητικότητας. Εμβαθύνοντας, ένας από τους δύο οπλισμούς του επιταχυνσιόμετρου μετατοπίζεται ανάλογα με την επιτάχυνση που αυτό δέχεται με αποτέλεσμα τη μεταβολή της χωρητικότητας του η οποία με τη σειρά της οδηγεί στην παραγωγή ενός σήματος τάσης. Το αναλογικό σήμα που παράγεται με αυτόν τον τρόπο μετατρέπεται σε ψηφιακό με την χρήση μιας συσκευής μετατροπής σήματος (ADC)



Εικόνα 5.3 – Τομή αισθητηρίου

[Πηγή:KISTLER accelerometer user's manual]

και στη συνέχεια μπορεί να καταγραφεί και να αποθηκευτεί από ηλεκτρονικό υπολογιστή. Η συνδεσιμότητα αυτή του επιταχυνσιόμετρου παρουσιάζεται στην **εικόνα 5.4.**

Εικόνα 5.4 – Συνδεσμολογία αισθητήριων

5.3 Σενάρια

Καταλήγοντας, οι συνθήκες λειτουργίας της πειραματικής διάταξης οι οποίες εξετάσθηκαν παρουσιάζονται ακολούθως σε πινακοποιημένη μορφή. (**πίνακας 5.1**)

	Υγιής οδοντωτός τροχός		**Οδοντωτός τροχός με βλάβη**	
	Χωρίς φορτίο	**Με φορτίο**	**Χωρίς φορτίο**	**Με φορτίο**
Στροφές	612[RPM]	612[RPM]	612[RPM]	612[RPM]
	912[RPM]	912[RPM]	912[RPM]	912[RPM]
	1211[RPM]	1211[RPM]	1211[RPM]	1211[RPM]

Πίνακας 5.1 – Συνθήκες λειτουργίας πειραματικής διάταξης

Κεφάλαιο 6: Σήματα

6.1 Βασικές αρχές σημάτων

6.1.1 Η έννοια του σήματος

Μια μηχανή, η οποία διαθέτει περιστρεφόμενα στοιχεία, κατά την λειτουργία της παράγει ταλαντώσεις, οι οποίες είναι αδύνατο να μετρηθούν οπτικά. Μέσω της χρήσης ειδικών αισθητηρίων καθίσταται δυνατή η μέτρηση τους και η συλλογή δεδομένων, τα οποία όμως είναι δύσκολο να αποκτήσουν ερμηνεία. Είναι αναγκαία λοιπόν η μετατροπή των ταλαντώσεων σε ηλεκτρικά σήματα μέσα από την συχνότητα των οποίων αντλούμε πληροφορίες σχετικά με την περιστροφή της μηχανής και μέσα από το πλάτος τους αποκτούμε μια εικόνα σχετικά με την κατάσταση υγείας της συγκεκριμένης μηχανής.

Ως σήμα λοιπόν, μπορούμε να ορίσουμε οποιαδήποτε ηλεκτρική τάση ή ηλεκτρικό ρεύμα του οποίου το μέγεθος είναι ανάλογο με κάποια φυσική ποσότητα [17]. Το εξερχόμενο σήμα από τα επιταχυνσιόμετρα είναι συνεχούς τάσης και ανάλογο με την τιμή της επιτάχυνσης του σημείου που βρίσκεται τοποθετημένο. Τα χρονικά σήματα χωρίζονται σε:

- Συνεχή χρονικά σήματα, τα οποία αποτελούν τα αναλογικά
- Διακριτά χρονικά σήματα, τα οποία αποτελούν τα ψηφιακά

Ένα αναλογικό σήμα χαρακτηρίζεται περιοδικό όταν για κάθε χρόνο υπάρχει ένας θετικός αριθμός *T* για τον οποίο ισχύει:

$$x(t) = x(t+T) \tag{6.1}$$

6.1.2 Αποθορυβοποίηση σήματος

Ο θόρυβος αποτελεί αναπόσπαστο κομμάτι κάθε σήματος, ειδικότερα σε σήματα που προέρχονται από μετρήσεις σε πραγματικές κατασκευές. Πρακτικά, ως θόρυβος ορίζεται το σύνολο των αχρείαστων πληροφορίων (ανεπιθύμητο σήμα), όπου παρεμποδίζει την ακρίβεια της μέτρησης μας. Πριν από οποιαδήποτε επεξεργασία, είναι απαραίτητος ο καθορισμός κάποιων συχνοτήτων ή ευρών γύρω από τις τιμές αυτές, ώστε να προβούμε στην αποθορυβοποίηση. Για να περιορίσουμε την εμφάνιση του συγκεκριμένου φαινομένου, είναι απαραίτητη η εισαγωγή φίλτρων (γραμμικά συστήματα στο χρόνο) στο σήμα μας. Δεδομένου ότι δεν έχουμε πλήθος μετρήσεων για να προβούμε στην εξαγωγή του μέσου όρου, κάθε μέτρηση θα χωριστεί σε υποτμήματα ώστε να εξαχθούν οι μέσοι όροι της. Η νέα αυτή μέτρηση θα αποτελεί την αποθορυβοποιημένη πληροφορία μας όπου και θα επεξεργαστούμε στη συνέχεια. Η συγκεκριμένη μέθοδος είναι ευρέως γνωστή ως Overlap ή Averaging.

Στη συνέχεια τα δεδομένα μας θα επεξεργαστούν μέσω της μεθόδου Envelope, όπου με την επιλογή ενός Bandpass φίλτρου θα εξαχθούν τα φιλτραρισμένα δεδομένα μας στο πεδίο των

συχνοτήτων. Ως Bandpass φίλτρο ορίζεται το φίλτρο το οποίο επιτρέπει να περάσει σήμα ανάμεσα σε ένα επιλεγμένο εύρος τιμών συχνοτήτων. [18]

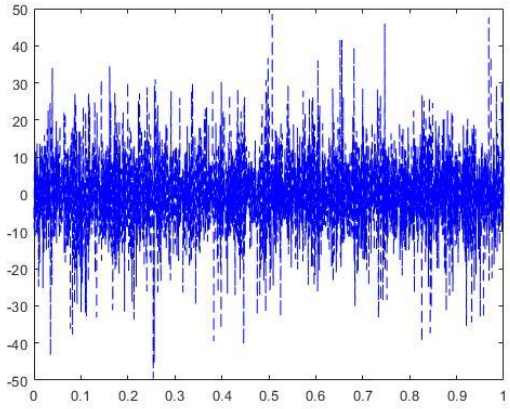
6.2 Τεχνικές ανάλυσης σήματος

6.2.1 Εισαγωγή

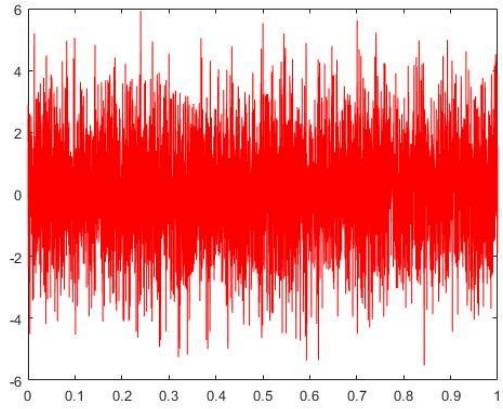
Η ανάλυση ενός σήματος, μιας μηχανής που ταλαντώνεται, μπορεί να πραγματοποιηθεί σε δύο διαφορετικά πεδία. Το πρώτο αφορά το πεδίο του χρόνου και το δεύτερο, με την βοήθεια του μετασχηματισμού Fourier, το πεδίο των συχνοτήτων. Κάθε πεδίο μπορεί να αποδώσει διαφορετικές πληροφορίες για την κατάσταση της εξεταζόμενης μηχανής.

6.2.2 Ανάλυση στο πεδίο του χρόνου

Η συγκεκριμένη τεχνική αφορά την αξιολόγηση των διάφορων χρονικών πληροφοριών του σήματος αμέσως μετά την λήψη του. Οι λεπτομέρειες που εξετάζουμε σε ένα σήμα στο πεδίο του χρόνου είναι η ανίχνευση πιθανής περιοδικότητας καθώς και το πλάτος της ταλάντωσης. Η εμφάνιση περιοδικότητας, με την προϋπόθεση σταθερών στροφών λειτουργίας, υποδηλώνει την ύπαρξη βλάβης στο σύστημα χωρίς να μας δίνει κάποια πληροφορία σχετικά με την θέση της ή το είδος της. Τα σήματα αυτά μπορούν να δώσουν μικρές πληροφορίες μέσω μικρών διακυμάνσεων στην κυματομορφή τους, οι οποίες συχνά δεν γίνονται αντιληπτές και άρα είναι αναγκαία η περαιτέρω επεξεργασία τους. Στα **διαγράμματα 6.1** και **6.2** παρουσιάζονται ενδεικτικά το αρχικό σήμα και το τελικό μετά τις διαδικασίες αποθορυβοποίησης.



Διάγραμμα 6.1 – Αφιλτράριστη χρονοϊστορία επιτάχυνσης πριν την αποθορυβοποίηση



Διάγραμμα 6.2 – Φιλτραρισμένη χρονοϊστορία επιτάχυνσης

Ένα μηχανικό σύστημα έχει ιδιότητες όπως η μετατόπιση, η ταχύτητα και η επιτάχυνση, τα οποία μπορούν να προβλεφθούν με βάση το χρόνο[17]. Με την εισαγωγή βλάβης, γίνεται αδύνατη η πρόβλεψη της συμπεριφοράς της μηχανής. Έτσι, γίνεται χρήση στατιστικών δεικτών για την εξαγωγή συμπερασμάτων, οι οποίοι προσδιορίζουν την κατάσταση της μηχανής με βάση την τιμή που λαμβάνουν. Επιγραμματικά, οι δείκτες που εξετάζονται είναι:

- Οι τιμές κορυφής (peak values)

- Η μέση τετραγωνική ρίζα (root mean square)
- Η κύρτωση (kurtosis)
- Ο συντελεστής κορυφής (crest factor)

6.2.3 Ανάλυση στο πεδίο των συχνοτήτων

Η επόμενη τεχνική που χρησιμοποιείται για την ανάλυση των ταλαντώσεων μια μηχανής αφορά την ανάλυση στο πεδίο του χρόνου. Η τεχνική αυτή μετατρέπει το σήμα στον διακριτό χρόνο σε σήμα συχνότητας. Για την συγκεκριμένη μετατροπή εφαρμόζεται η ανάλυση τύπου Fourier. Η συγκεκριμένη ανάλυση προέκυψε από την ανάγκη αναπαράστασης μιας συνάρτησης ως ένα άθροισμα απλούστερων περιοδικών τριγωνομετρικών συναρτήσεων. Πρακτικά, οποιοδήποτε συνάρτηση, η οποία προέρχεται από σήματα διακριτού χρόνου, μπορεί να εκφραστεί ως άπειρο άθροισμα, n σημείων, (σειρά) με βάση την παρακάτω εξίσωση.[19]

$$X(e^{j\omega}) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} (x_n * e^{-j\omega n}) \quad \textbf{(6.2)}$$

Στο σημείο αυτό να τονίσουμε πως υπάρχει και ο ταχύς μετασχηματισμός Fourier, ο οποίος αποδίδει οριακά το ίδιο αποτέλεσμα σε πολύ συντομότερο χρονικό διάστημα. Πρακτικά, διακριτοποιεί την αρχική ακολουθία μεγέθους *N* σε μικρότερες ακολουθίες και εφαρμόζει σε αυτές τον μετασχηματισμό. Αναγκαία προϋπόθεση για την συγκεκριμένη εφαρμογή είναι η διατήρηση της σταθερότητας του περιεχομένου που περιέχει το φάσμα, για παράδειγμα, η ταχύτητα περιστροφής πρέπει να είναι σταθερή. Επίσης, για να υπάρχει φυσικό νόημα στο εξαγόμενο φάσμα, πρέπει το σύστημα μας να χαρακτηρίζεται από περιοδικότητα ή στατικότητα.

Το φασματικό περιεχόμενο που προκύπτει από τη μέτρηση ενός σήματος είναι χρησιμότερο για τη διάγνωση της κατάστασης μιας διάταξης από ότι το πλάτος της ταλάντωσης διότι είναι πιο εύχρηστο και μπορεί να γίνει η ανάλυσή του σε διάφορες συχνότητες ανάλογα με τις απαιτήσεις μας. Επομένως παίρνοντας τη συνολική ταλάντωση, εντοπίζονται οι παραλλαγές στις συχνότητες που αφορούν τη διάγνωση όλων των πιθανών βλαβών. Οι θεωρητικές συχνότητες ενός υγιούς συστήματος υπολογίζονται μέσω μαθηματικών σχέσεων με βάση τα στοιχεία της διάταξης και τις συνθήκες λειτουργίας και παρουσιάζονται εκτενέστερα στην επόμενη ενότητα.

6.3 Ταλαντώσεις περιστρεφόμενων σωμάτων

6.3.1 Συχνότητες διέγερσης σε συστήματα με οδοντωτούς τροχούς

Τα συστήματα που διαθέτουν οδοντωτούς τροχούς διεγείρονται από συχνότητες οι οποίες προέρχονται από την επαφή ανάμεσα σε οδόντες. Αναλυτικότερα, η συχνότητα σύμφωνα με την οποία πραγματοποιείται η εμπλοκή ανάμεσα σε ένα ζεύγος οδόντων δύο οδοντωτών τροχών ορίζεται ως:

$$GMF = f_s \cdot T_G \quad \textbf{(6.3)}$$

Όπου: *GMF* είναι η συχνότητα εμπλοκής (Gearmesh Frequency), f_s είναι η συχνότητα περιστροφής του άξονα στον οποίο εδράζεται το γρανάζι και T_G είναι ο αριθμός των οδόντων του παραπάνω τροχού

Σαν πλευρικές συχνότητες εμπλοκής (sidebands) ορίζονται:

$$Sidebands = GMF \pm n \cdot f_s \quad \textbf{(6.4)}$$

Όπου: *n*=1,2,…,n

Για το πλανητικό σύστημα, εντοπίζονται δύο συχνότητες. Η θεμελιώδης f_m και η συχνότητα εμπλοκής για τις οποίες ορίζεται αντίστοιχα:

$$f_m = f_s \frac{T_s \cdot T_a}{T_s + T_a} \quad \textbf{(6.5)}$$

$$GMF_p = f_s \cdot T_s \quad \textbf{(6.6)}$$

Όπου: T_s είναι ο αριθμός των οδόντων του ήλιου, T_α είναι ο αριθμός των οδόντων του δακτυλίου με εσωτερική οδόντωση.

Για τα έδρανα κύλισης ορίζονται τέσσερις διαφορετικές συχνότητες διέγερσης. Η πρώτη ονομάζεται εσωτερική συχνότητα επαφής σφαίρας ή $BPFI$, η δεύτερη ονομάζεται εξωτερική συχνότητα επαφής σφαίρας ή $BPFO$, η συχνότητα περιστροφής κλωβού FTF και η συχνότητα περιστροφής των σφαιρών BSF και για αυτές ισχύουν οι παρακάτω τύποι:

$$BPFI = \frac{N_b}{2}(1 + \frac{B_d}{P_d}\cos\theta)f_s \quad \textbf{(6.7)}$$

$$BPFO = \frac{N_b}{2}(1 - \frac{B_d}{P_d}\cos\theta)f_s \quad \textbf{(6.8)}$$

$$FTF = \frac{1}{2}(1 - \frac{B_d}{P_d}\cos\theta)f_s \quad \textbf{(6.9)}$$

$$BSF = \frac{P_d}{2B_d}\left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d}\right)^2 (\cos\theta)^2\right]f_s \quad \textbf{(6.10)}$$

Όπου: N_b ο αριθμός των σφαιρών, B_d η διάμετρος των σφαιρών, P_d Η διάμετρος του κύκλου που περνάει από τα κέντρα των σφαιρών, Θ η γωνία επαφής σε μοίρες.[20]

Τα σφάλματα που μπορεί να προκληθούν στους οδοντωτούς τροχούς μπορούν να εντοπιστούν με την παρακολούθηση των πλευρικών συχνοτήτων (sidebands). Με τη σύγκριση των συχνοτήτων αυτών με αυτές που προκύπτουν από την μελέτη υγιούς συστήματος απορρέουν τα αποτελέσματα που φαίνονται στον **πίνακα 6.1** .

Σφάλμα	**Χαρακτηριστικό γνώρισμα**
Σπασμένο δόντι	Μείωση του εύρους της GMF και εμφάνιση/ενίσχυση πλευρικών συχνοτήτων (sidebands)
Εκκεντρότητα	Εμφάνιση ισχυρών πλευρικών συχνοτήτων δεξιά (μεγαλύτερων) της GMF
Φθορά	Αύξηση 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

Πίνακας 6.1 – Αποτελέσματα εμφάνισης βλαβών στο πεδίο των συχνοτήτων
[Πηγή: [5]]

Κεφάλαιο 7: Αποτελέσματα προσομοιώσεων

Πριν από την παρουσίαση οποιουδήποτε αποτελέσματος είναι αναγκαία η παρουσίαση του υπομνήματος σχετικά με την αναγνώριση των θεωρητικών τιμών των συχνοτήτων, για τα αποτελέσματα του παρόντος και του επόμενου κεφαλαίου. Ακολουθεί ο **πίνακας 7.1** που απεικονίζει τις θεωρητικές τιμές. Οι βασικές τιμές (n=1) απεικονίζονται με γεμάτη γραμμή ενώ οι αρμονικές τους (n>1) με διακεκομμένη ίδιου χρώματος.

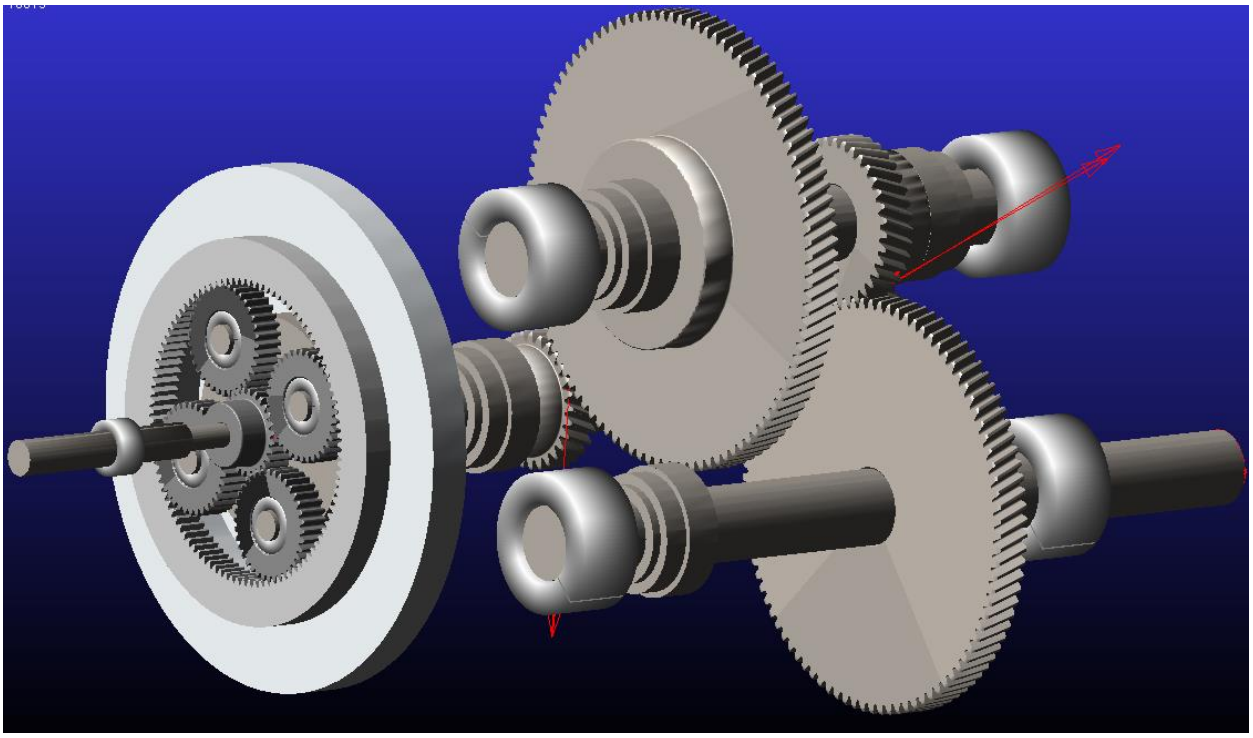
Συχνότητα	Απόχρωση
F_m	———
GMF_p	———
GMF_1	———
GMF_2	———

Πίνακας 7.1 – Υπόμνημα θεωρητικών τιμών

7.1 Αποτελέσματα απαραμόρφωτου υγιούς μοντέλου

Σε αυτό το σημείο της εργασία, θα παρουσιασθούν τα αποτελέσματα καθώς και τα συμπεράσματα που προέκυψαν μετά από τη μετατροπή της χρονικής ιστορίας των δυνάμεων επαφής ανάμεσα στους οδοντωτούς τροχούς από το πεδίο του χρόνο στο φάσμα των συχνοτήτων. Η μετατροπή αυτή πραγματοποιήθηκε μέσω του μετασχηματισμού Fourier (FFT) για κάθε μια από τις δυνάμεις επαφής μέσω του Adams Postprocessor και στην συνέχεια παρουσιάζονται τα αντίστοιχα φασματικά διαγράμματα.

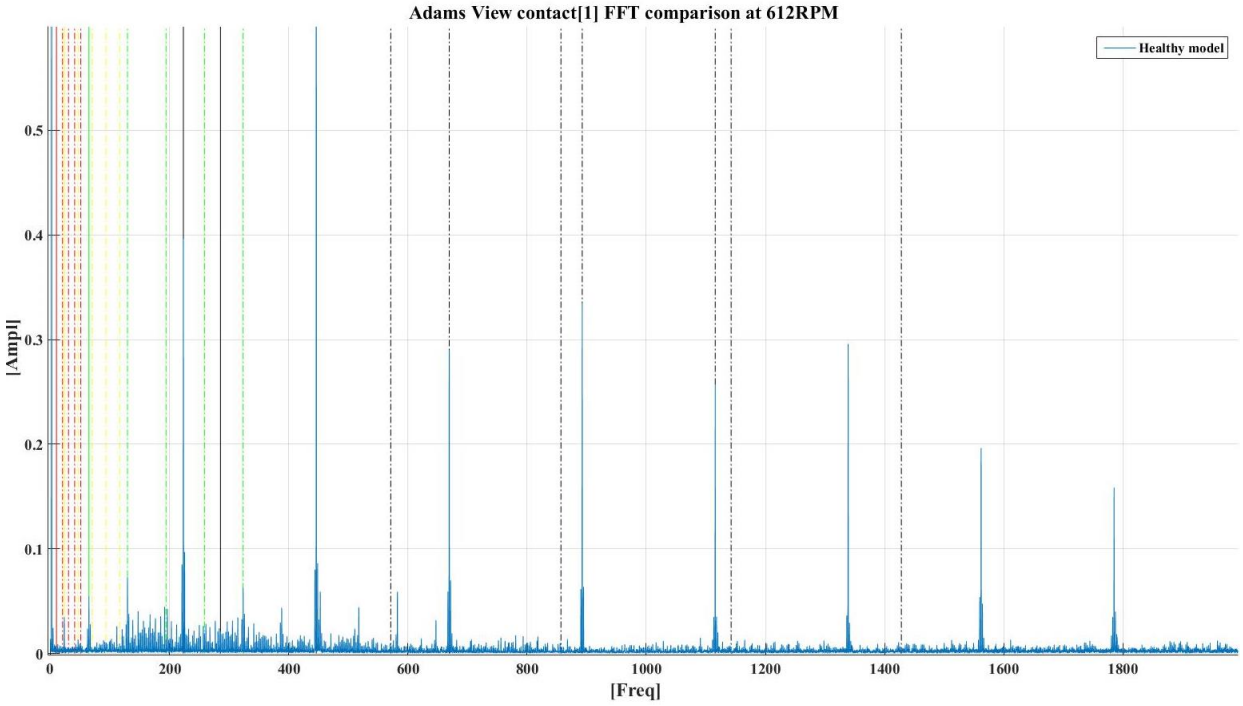
Να τονίσουμε πως τα αποτελέσματα που εξάγουμε από αυτού του είδους την ανάλυση αφορούν την δυναμική, δηλαδή τα μεγέθη που συσχετίζονται με την κινηματική του μοντέλου. Ενδεικτικά, στην **εικόνα 7.1** παρουσιάζεται η απεικόνιση των αναπτυσσόμενων δυνάμεων κατά την σύμπλεξη για τυχαία χρονική στιγμή.



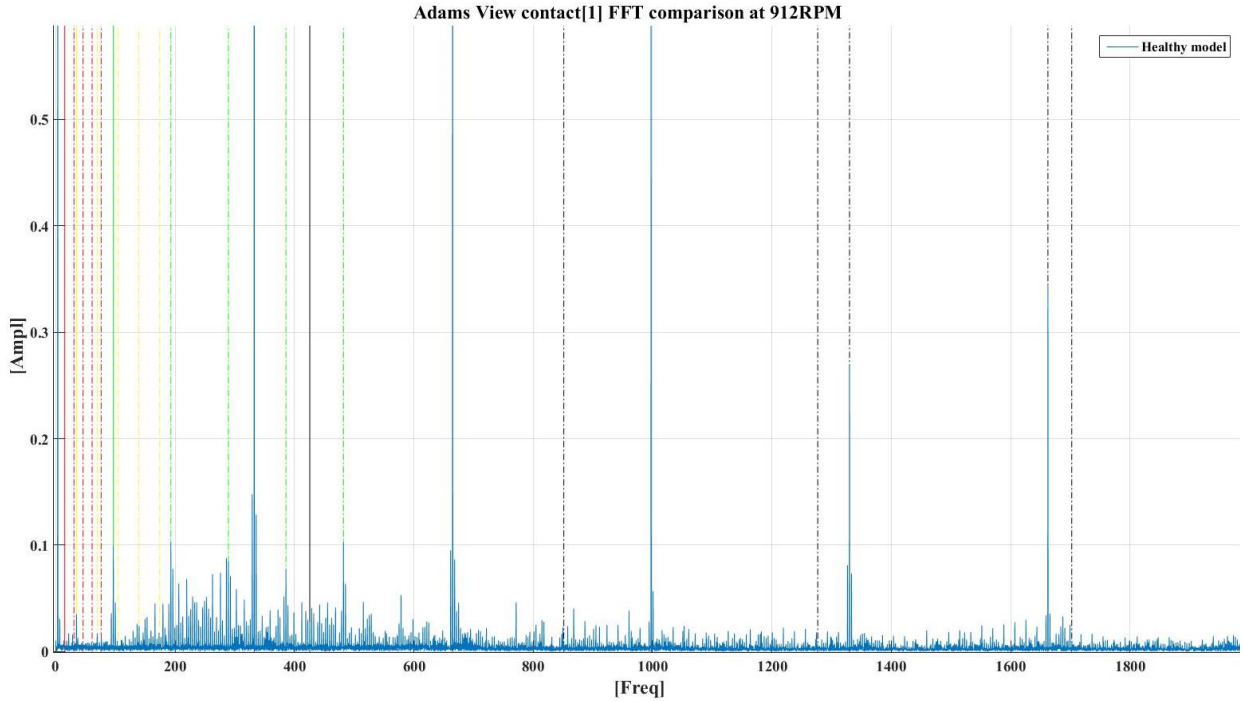
Εικόνα 7.1 – Απεικόνιση δυνάμεων επαφής απαραμόρφωτου μοντέλου

Αποτελέσματα πλανητικού συστήματος

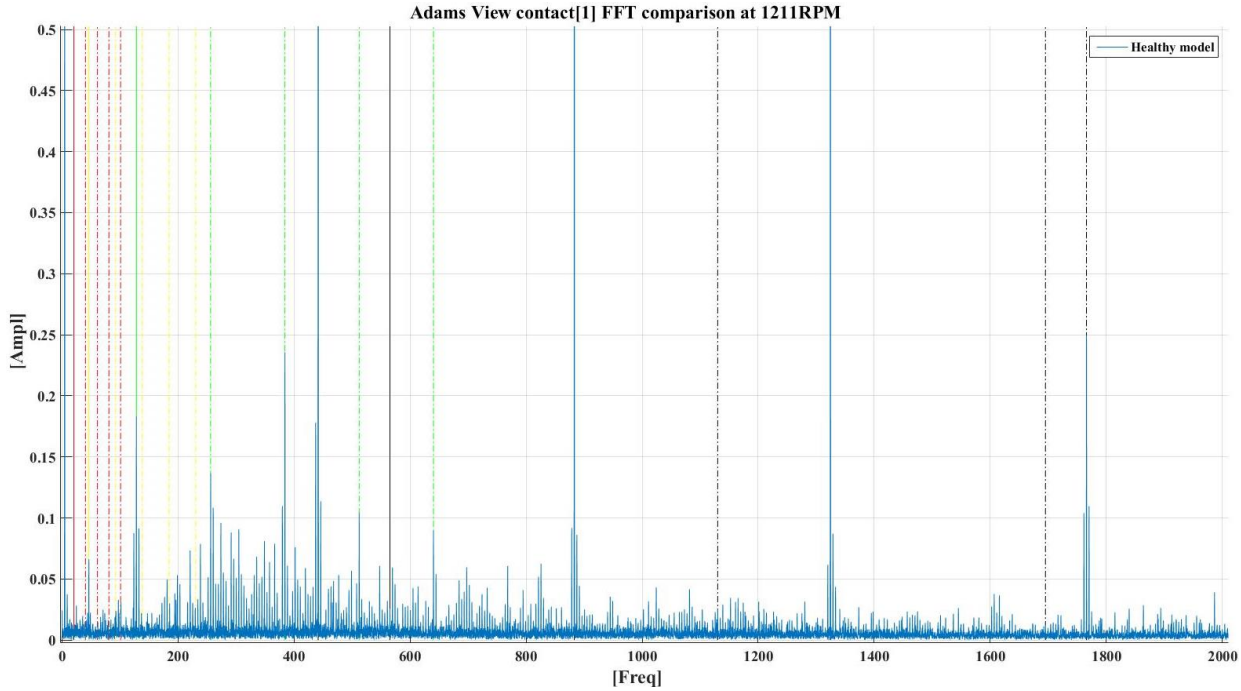
Μετά την εκτέλεση του μετασχηματισμού FFT της χρονικής ιστορίας της δύναμης επαφής (**Contact 1, πίνακας 4.7**) ανάμεσα στον ήλιο και έναν πλανήτη τα αποτελέσματα που προκύπτουν φαίνονται στο **διάγραμμα 7.1, 7.2** και **7.3** για διαφορετικό αριθμό στροφών.



Διάγραμμα 7.1 – Φάσμα συχνοτήτων δύναμης επαφής ήλιου με πλανήτη σε 612 [RPM]

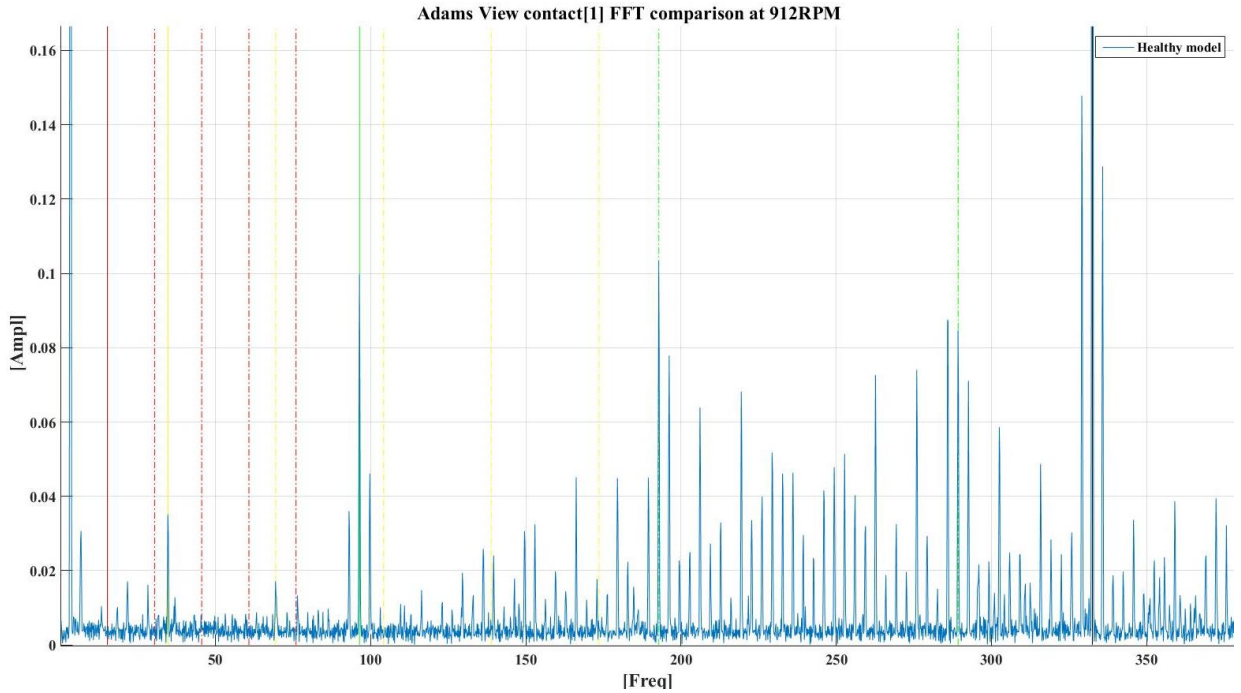


Διάγραμμα 7.2 – Φάσμα συχνοτήτων δύναμης επαφής ήλιου με πλανήτη σε 912 [RPM]



Διάγραμμα 7.3 – Φάσμα συχνοτήτων δύναμης επαφής ήλιου με πλανήτη σε 1211 [RPM]

Στη συνέχεια, παρουσιάζεται μια μεγέθυνση του **διαγράμματος 7.2** με στόχο την καλύτερη κατανόηση και περιγραφή των συμπερασμάτων. (**διάγραμμα 7.4**)



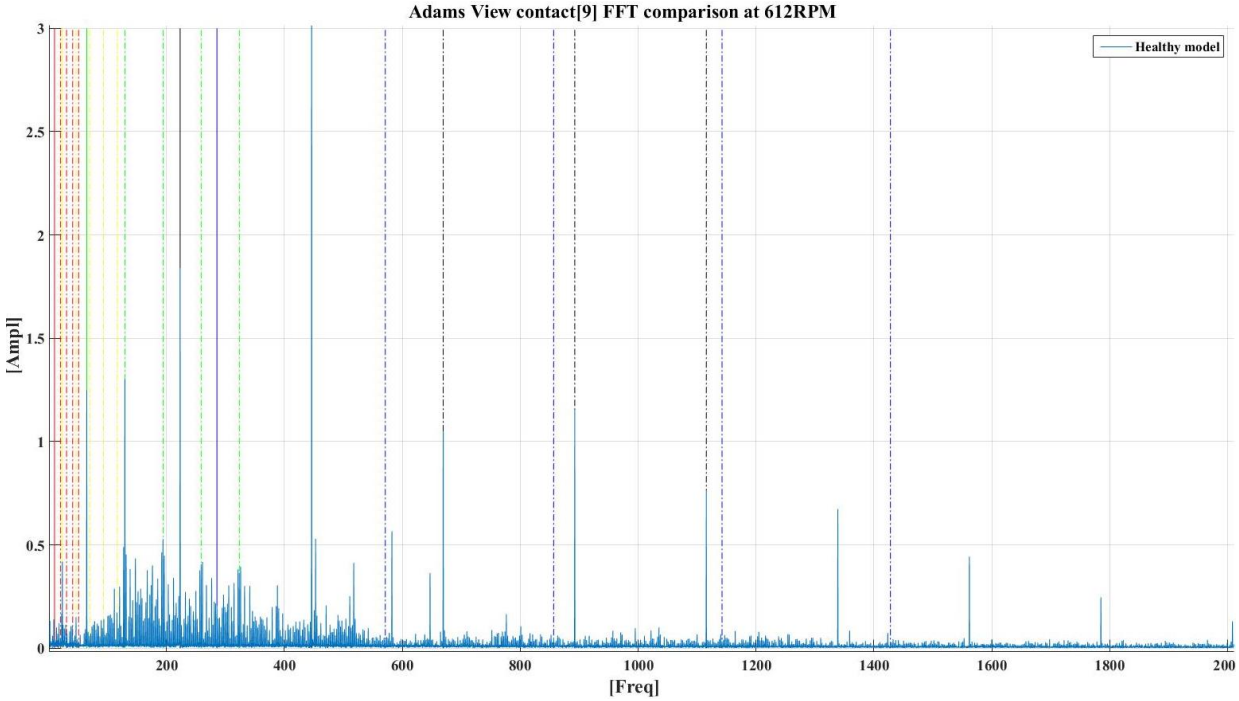
Διάγραμμα 7.4 – Μεγέθυνση φάσματος συχνοτήτων επαφής ήλιου με πλανήτη

Μετά τον μετασχηματισμό FFT φαίνεται ξεκάθαρα από τα παραπάνω διαγράμματα η εμφάνιση της GMF_p του πλανητικού καθώς και οι συχνότητες GMF_1 και GMF_2 μαζί με της αρμονικές τους

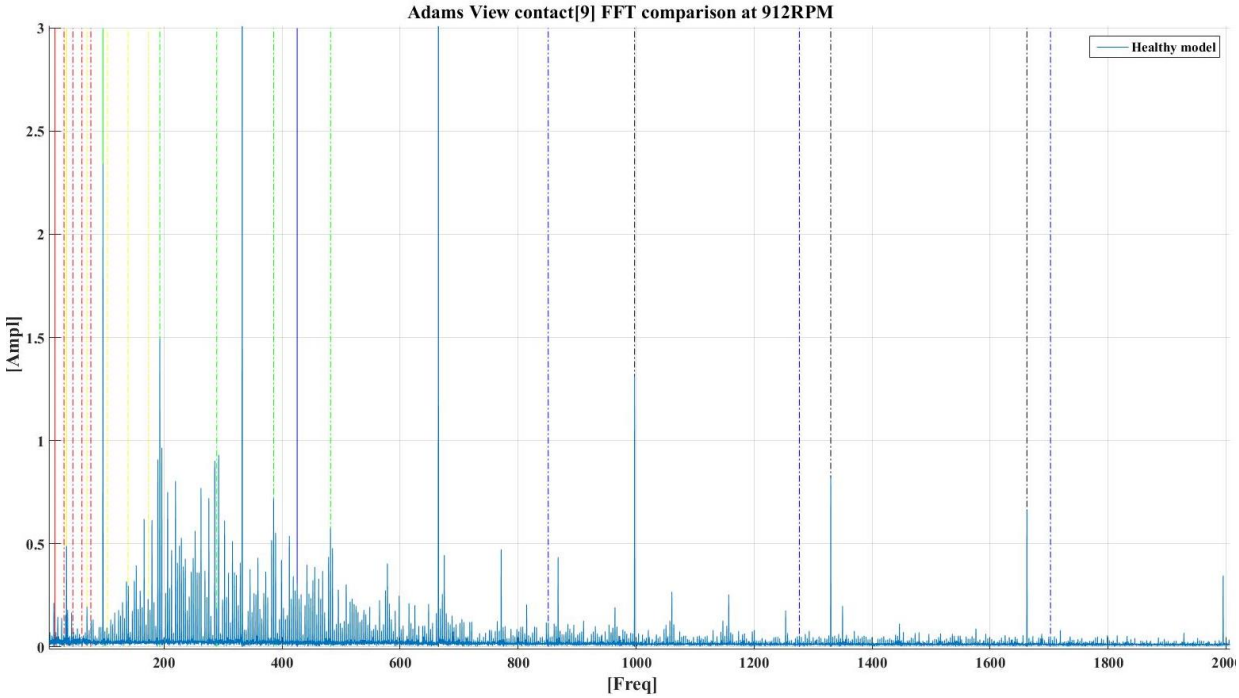
οι οποίες προέρχονται από τις δυνάμεις επαφής του διβάθμιου συστήματος. Τα αποτελέσματα αυτά παρατηρούνται για όλο το εύρος των στροφών που εξετάστηκαν και όσο αυτές αυξάνουν, τόσο πιο έντονα εμφανίζονται οι αρμονικές του διβάθμιου.

Αποτελέσματα κιβωτίου δύο βαθμίδων

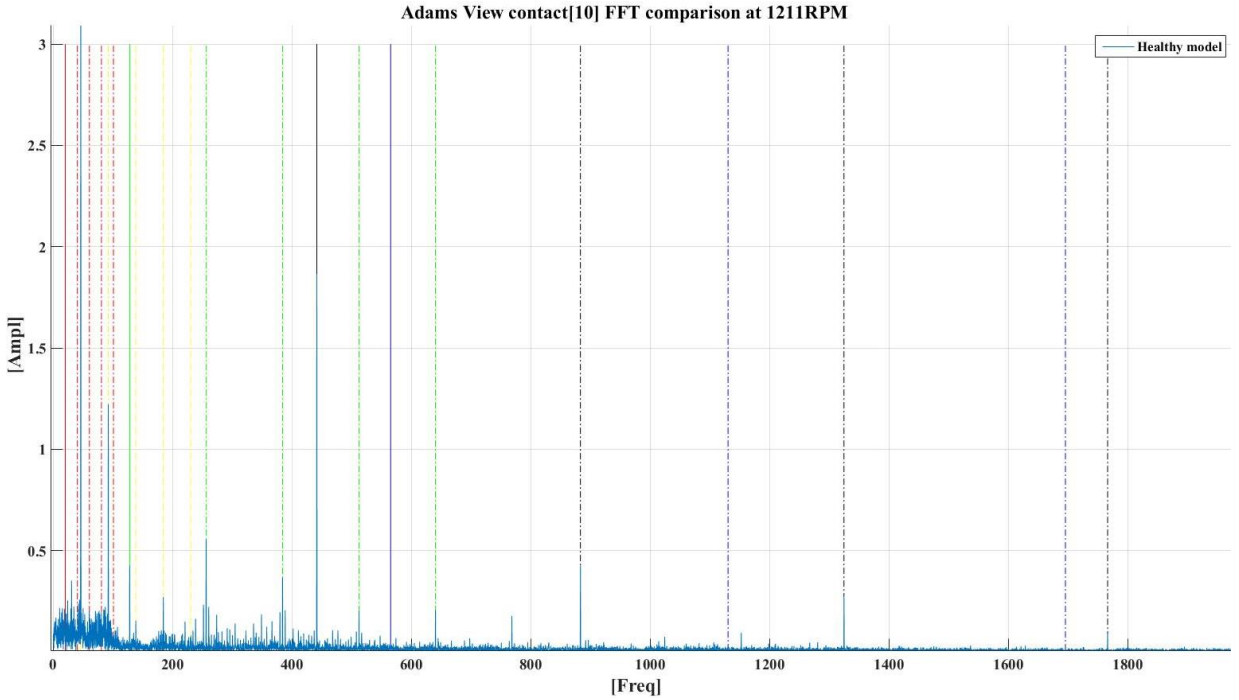
Στη συνέχεια εξετάστηκαν οι δυνάμεις επαφής ανάμεσα στους οδοντωτούς τροχούς του διβάθμιου κιβωτίου με παρόμοια μεθοδολογία όπως παραπάνω. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα **διαγράμματα 7.5, 7.6** και **7.7** ακόλουθος και αναφέρονται στη δύναμη επαφής πρώτης βαθμίδας (**Contact 9, πίνακας 4.7**).



Διάγραμμα 7.5 – Φάσμα συχνοτήτων δύναμης επαφής πρώτης βαθμίδας σε 612 [RPM]

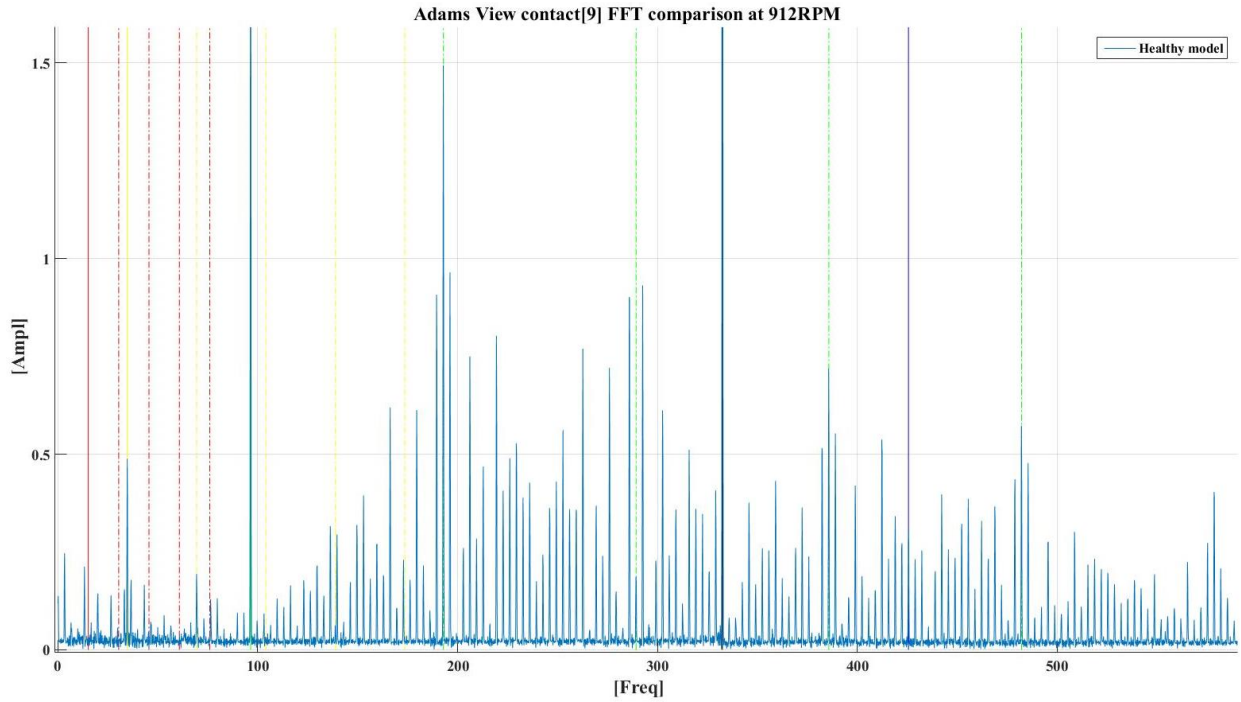


Διάγραμμα 7.6 – Φάσμα συχνοτήτων δύναμης επαφής πρώτης βαθμίδας σε 912 [RPM]



Διάγραμμα 7.7 – Φάσμα συχνοτήτων δύναμης επαφής πρώτης βαθμίδας σε 1211 [RPM]

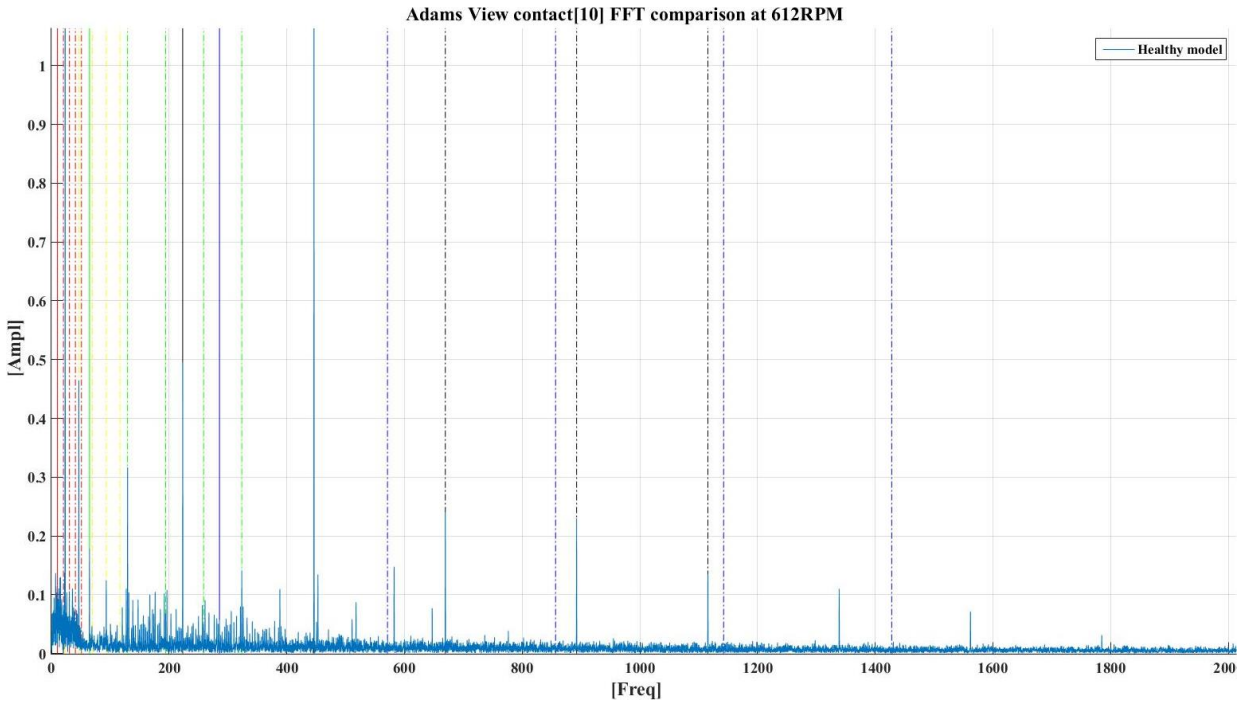
Όπως και παραπάνω, παρακάτω θα παρουσιαστεί η μεγέθυνση του **διαγράμματος 7.6** ώστε να είναι πιο κατανοητά τα συμπεράσματα της μελέτης του φάσματος συχνοτήτων της δύναμης επαφής πρώτης βαθμίδας. (**διάγραμμα 7.8**)



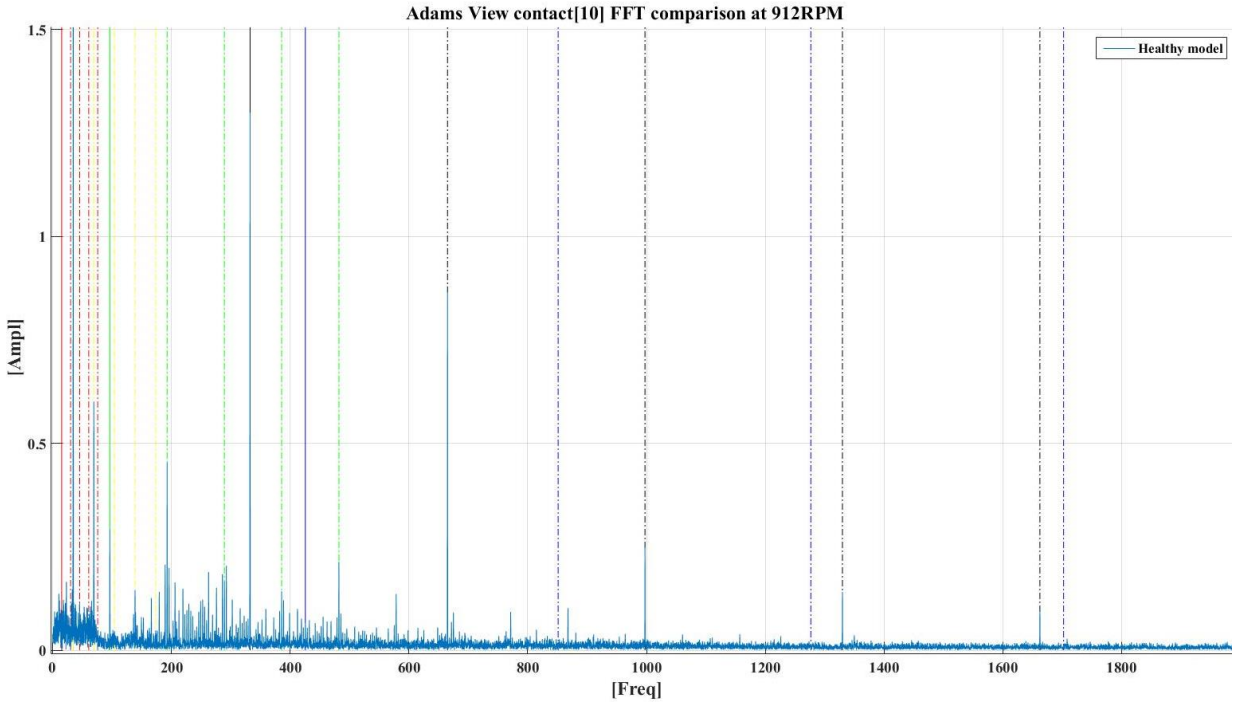
Διάγραμμα 7.8 4 – Μεγέθυνση φάσματος συχνοτήτων επαφής πρώτης βαθμίδας

Η παρατήρηση των διαγραμμάτων που προηγήθηκαν οδηγεί στα ακόλουθα συμπεράσματα σχετικά με το **Contact 9** για την πρώτη εμπλοκή του διβάθμιου κιβωτίου. Στο φάσμα των συχνοτήτων εντοπίζεται η GMF_2 και οι αρμονικές της αρχίζουν να εμφανίζονται εντονότερα με την αύξηση των στροφών. Η GMF_1 εμφανίζεται εντονότερα από την GMF_2 και οι αρμονικές της εντοπίζονται για κάθε περιστροφική ταχύτητα. Επίσης, μια σημαντική παρατήρηση είναι πως εμφανίζεται η θεμελιώδης συχνότητα του πλανητικού συστήματος F_m και αντίθετα δεν εμφανίζεται η συχνότητα εμπλοκής του GMF_p.

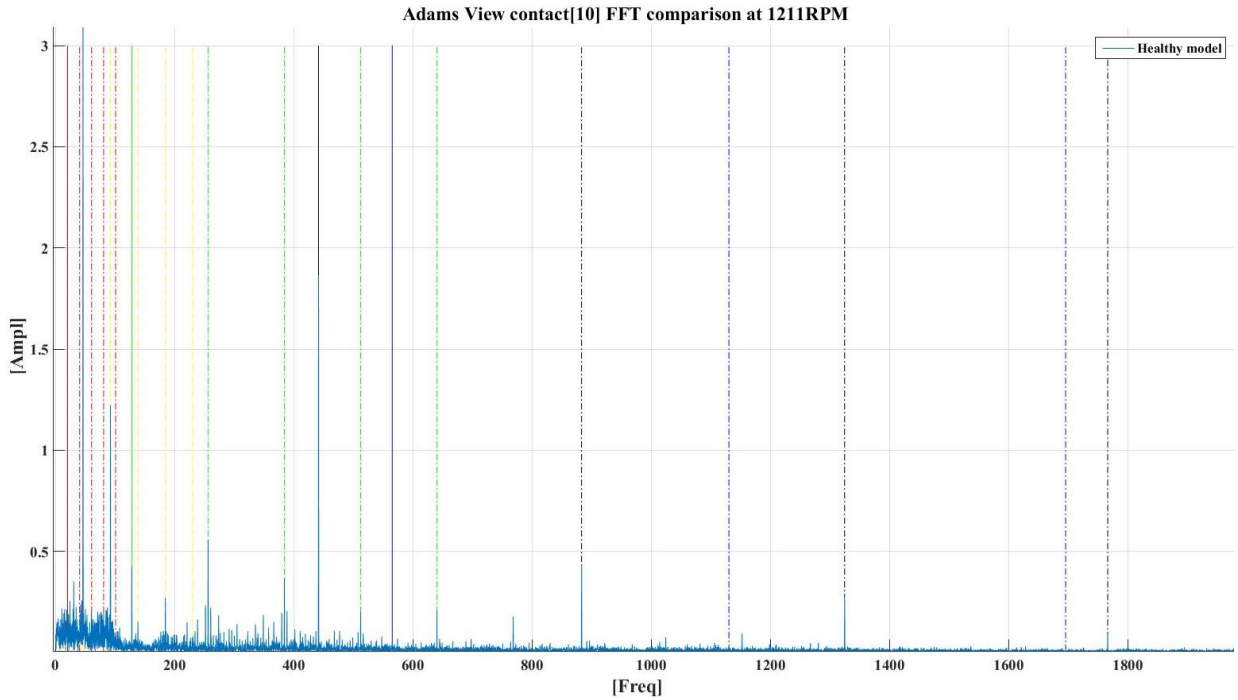
Παρόμοιες παρατηρήσεις εντοπίστηκαν και για τη δύναμη επαφής στη δεύτερη βαθμίδα και τα διαγράμματα φάσματος συχνοτήτων της εμφανίζονται παρακάτω. (**διαγράμματα 7.9, 7.10** και **7.11**)



Διάγραμμα 7.9 – Φάσμα συχνοτήτων δύναμης επαφής δεύτερης βαθμίδας σε 612 [RPM]



Διάγραμμα 7.10 – Φάσμα συχνοτήτων δύναμης επαφής δεύτερης βαθμίδας σε 912 [RPM]



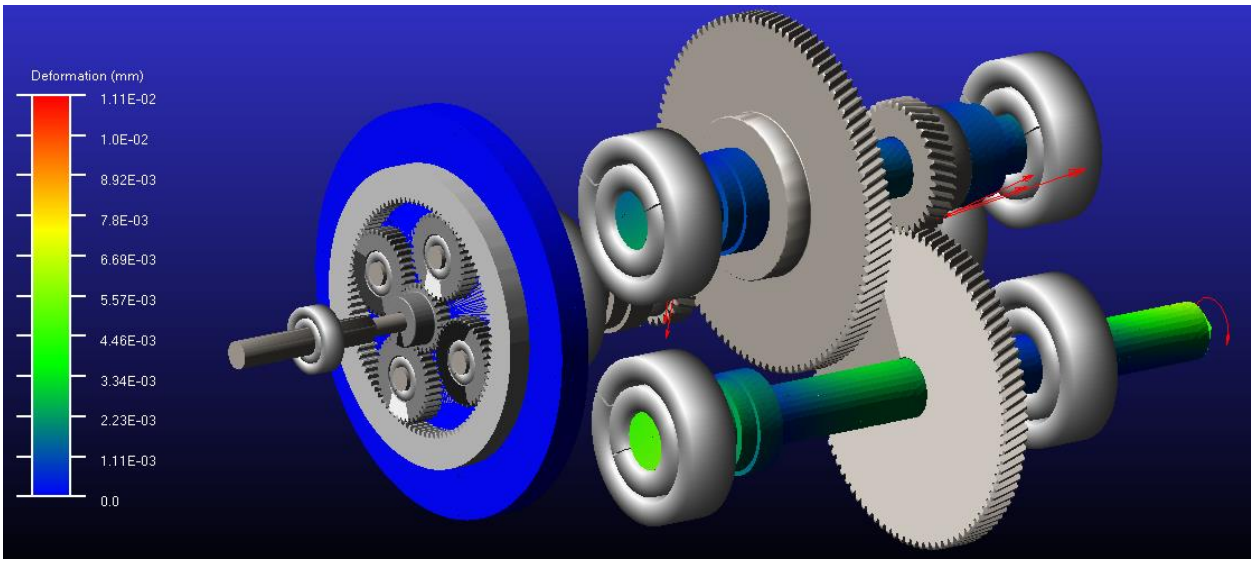
Διάγραμμα 7.11 – Φάσμα συχνοτήτων δύναμης επαφής δεύτερης βαθμίδας σε 1211 [RPM]

Τελικά συμπεράσματα απαραμόρφωτου μοντέλου

Μετά από την μελέτη των παραπάνω διαγραμμάτων μπορεί να γίνει η εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με τις συχνότητες εμπλοκής που χαρακτηρίζουν το σύστημα. Το σημαντικότερο συμπέρασμα είναι πως εξετάζοντας την εμπλοκή ανάμεσα σε δυο οδοντωτούς τροχούς εκτός από την εξαγωγή πληροφοριών για τα χαρακτηριστικά λειτουργίας τους, μπορούν να καταγραφούν και στοιχεία που αφορούν τις εμπλοκές επόμενων οι προηγούμενων βαθμίδων ενός κιβωτίου ταχυτήτων. Αυτό φαίνεται από την παρατήρηση των διαγραμμάτων του **Contact 10** με το **Contact 9** οπού και στα δύο διαγράμματα απεικονίζονται οι GMF_2 και GMF_1 με την μόνη αλλαγή να εντοπίζεται στην τάξη μεγέθους της κάθε μίας, με μεγαλύτερη πάντα αυτή της εμπλοκής που μελετάται. Το παραπάνω συμπέρασμα επικυρώνεται και από την παρατήρηση της θεμελιώδους συχνότητας του πλανητικού f_m τόσο στα διαγράμματα του **Contact 9** όσο και σε αυτά του **Contact 10**. Τέλος, σημαντικό συμπέρασμα είναι πως η συχνότητα f_m μπορεί να εντοπισθεί μόνο μετά το πλανητικό σύστημα και δεν εμφανίζεται όταν εξετάζουμε επαφές ανάμεσα σε οδοντωτούς τροχούς που το αποτελούν.

7.2 Σύγκριση υγιή αποτελεσμάτων απαραμόρφωτου με εύκαμπτου μοντέλου

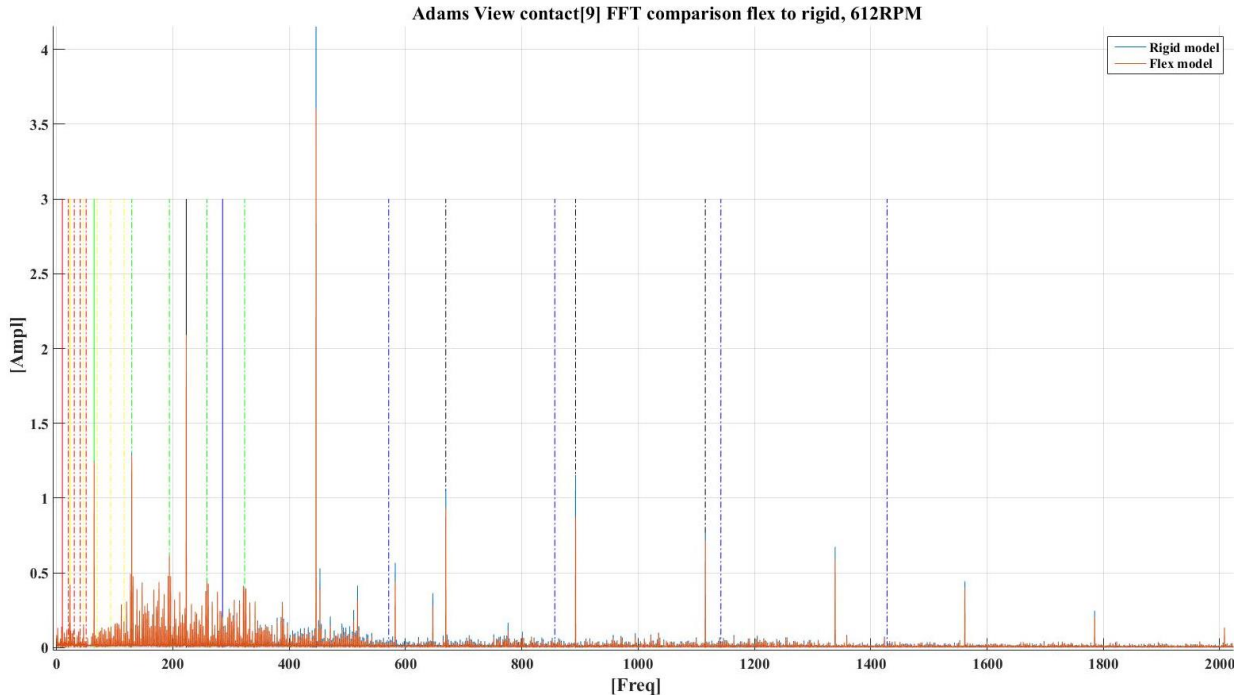
Πριν από την παρουσίαση οποιουδήποτε διαγράμματος οφείλουμε να παρουσιάσουμε την γραφική απεικόνιση του εύκαμπτου σώματος, ούτως ώστε να γίνει αντιληπτή η διαφοροποίησή του από το προηγούμενο απαραμόρφωτο μοντέλο (**εικόνα 7.1**). Η βασική διαφορά του συγκεκριμένου μοντέλου είναι ο υπολογισμός των τάσεων και των παραμορφώσεων, για κάθε εύκαμπτο σώμα και για κάθε χρονική στιγμή. Στην **εικόνα 7.2** παρουσιάζεται η απεικόνιση των αποτελεσμάτων για μια τυχαία χρονική στιγμή.



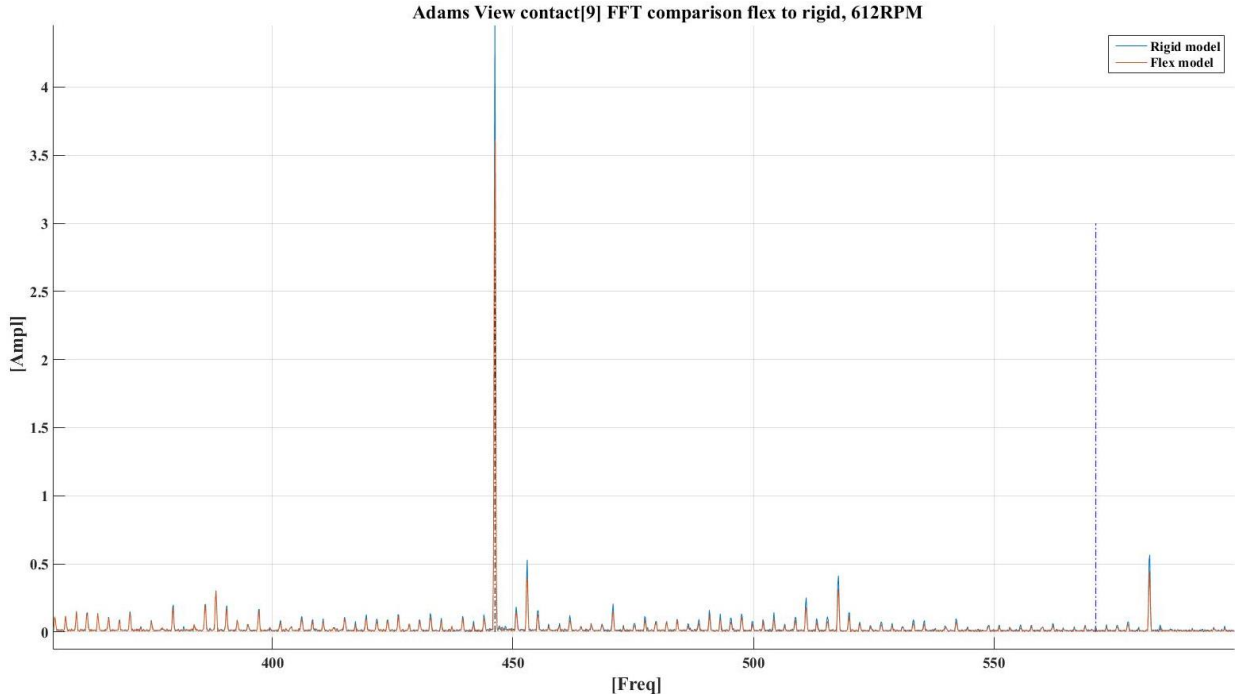
Εικόνα 7.2 – Απεικόνιση παραμορφώσεων και δυνάμεων επαφής εύκαμπτου μοντέλου

7.2.1 Συχνότητες επαφής

Σε αυτό το σκέλος της εργασίας πραγματοποιείται σύγκριση ανάμεσα στα φασματικά διαγράμματα συχνοτήτων των δυνάμεων επαφής ανάμεσα στους οδοντωτούς τροχούς του διβάθμιου συστήματος του απαραμόρφωτου και του παραμορφώσιμου μοντέλου για το εύρος ταχυτήτων περιστροφής του πειράματος. Όλα τα ακόλουθα συμπεράσματα παρατηρήθηκαν μετά την μετατροπή του απαραμόρφωτου μοντέλου σε παραμορφώσιμο.
Η πρώτες παρατηρήσεις αφορούν το **Contact 9** (**πίνακας 4.7**) το οποίο αφορά την πρώτη βαθμίδα του διβάθμιου συστήματος και για την περίπτωση των 612 [RPM]. Το αντίστοιχο γράφημα καθώς και μια μεγέθυνση του στην περιοχή που σημειώνονται οι περισσότερες διαφοροποιήσεις παρουσιάζονται στα **διαγράμματα 7.12** και **7.13** που φαίνονται παρακάτω.



Διάγραμμα 7.12 – Σύγκριση φάσματος συχνοτήτων δύναμης επαφής πρώτης βαθμίδας 612 [RPM]

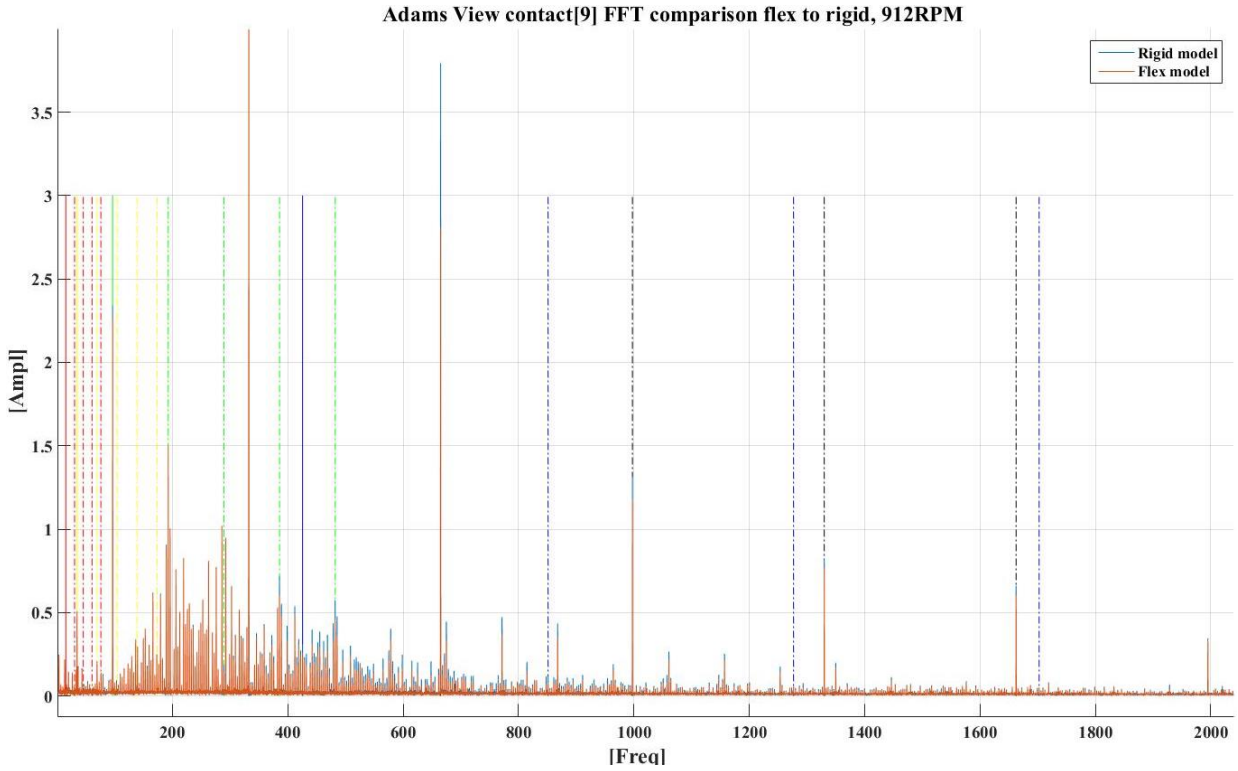


Διάγραμμα 7.13 – Μεγέθυνση σύγκρισης φασμάτων συχνοτήτων επαφής πρώτης βαθμίδας

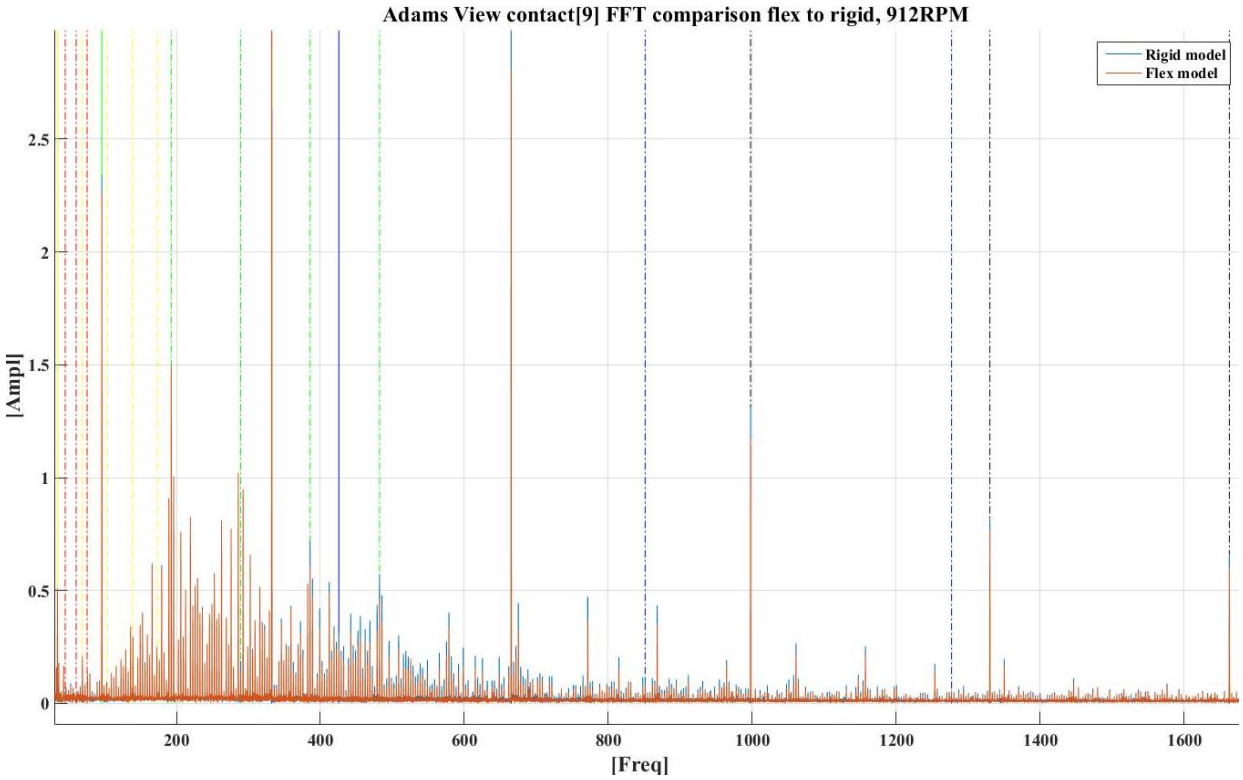
Στα παραπάνω διαγράμματα φαίνονται οι φασματικές καμπύλες συχνότητας που αφορούν παράλληλα και το απαραμόρφωτο σύστημα (καφέ χρώμα) και το παραμορφώσιμο (μπλε χρώμα) ώστε να είναι ευκολότερος ο εντοπισμός διαφορών μεταξύ τους. Μετά από την παρατήρηση των διαγραμμάτων αυτών φαίνεται πως πραγματοποιείται σημαντική μείωση στην

f_m που προέρχεται από το πλανητικό σύστημα καθώς και σημαντικότερα μειώνονται οι αρμονικές της. Επιπρόσθετα, υπάρχει μια μικρή μείωση σε συχνότητες με χαμηλές τάξεις μεγέθους που παρατηρείται από τα 350 [Hz] και άνω.

Παρακάτω, παρουσιάζονται το διάγραμμα σχετικά με την ίδια επαφή αλλά σε 912 [RPM] καθώς και μια μεγέθυνσή του σε περιοχή που παρουσιάζονται σημαντικές αλλαγές (**διαγράμματα 7.14 και 7.15**). Όπως και στα παραπάνω διαγράμματα έτσι και στα ακόλουθα φαίνεται η καμπύλη φάσματος συχνοτήτων τόσο του απαραμόρφωτου, όσο και του παραμορφώσιμου μοντέλου με την ίδια αντιστοιχία χρωμάτων.



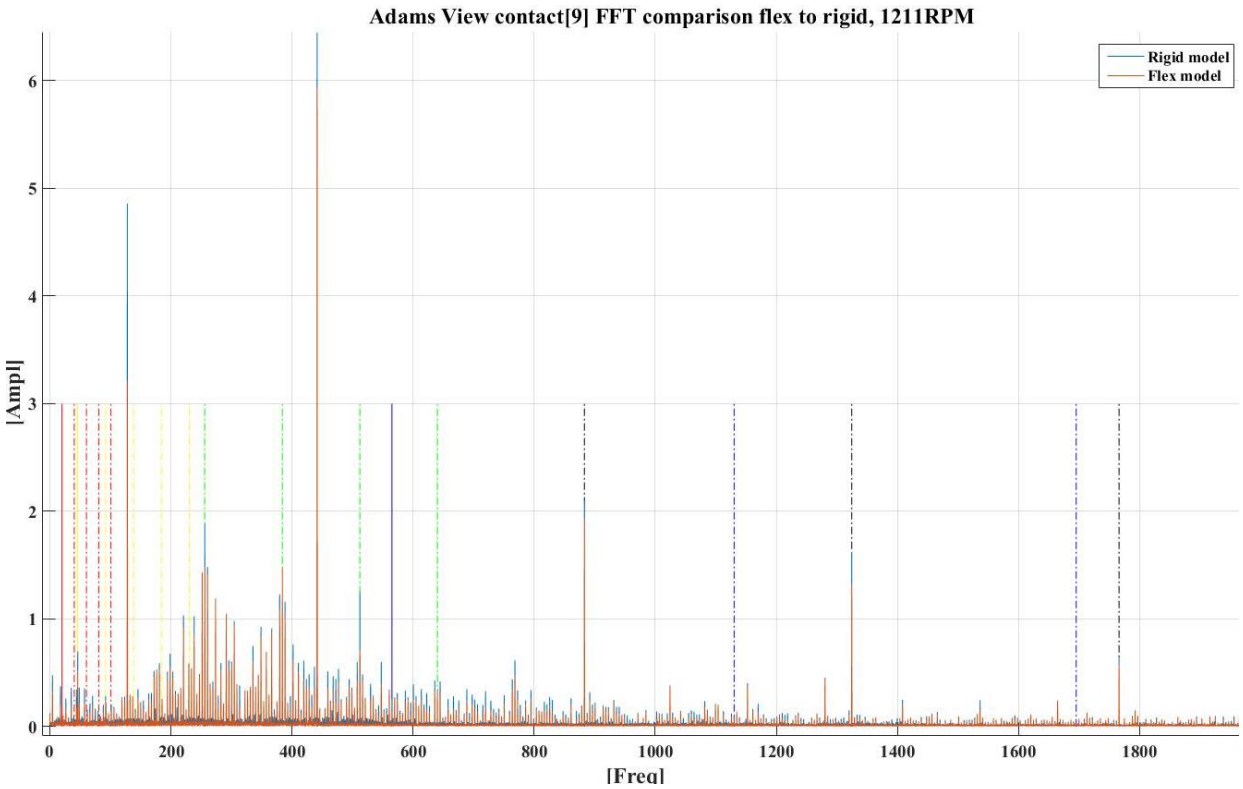
Διάγραμμα 7.14 – Σύγκριση φάσματος συχνοτήτων δύναμης επαφής πρώτης βαθμίδας 912 [RPM]



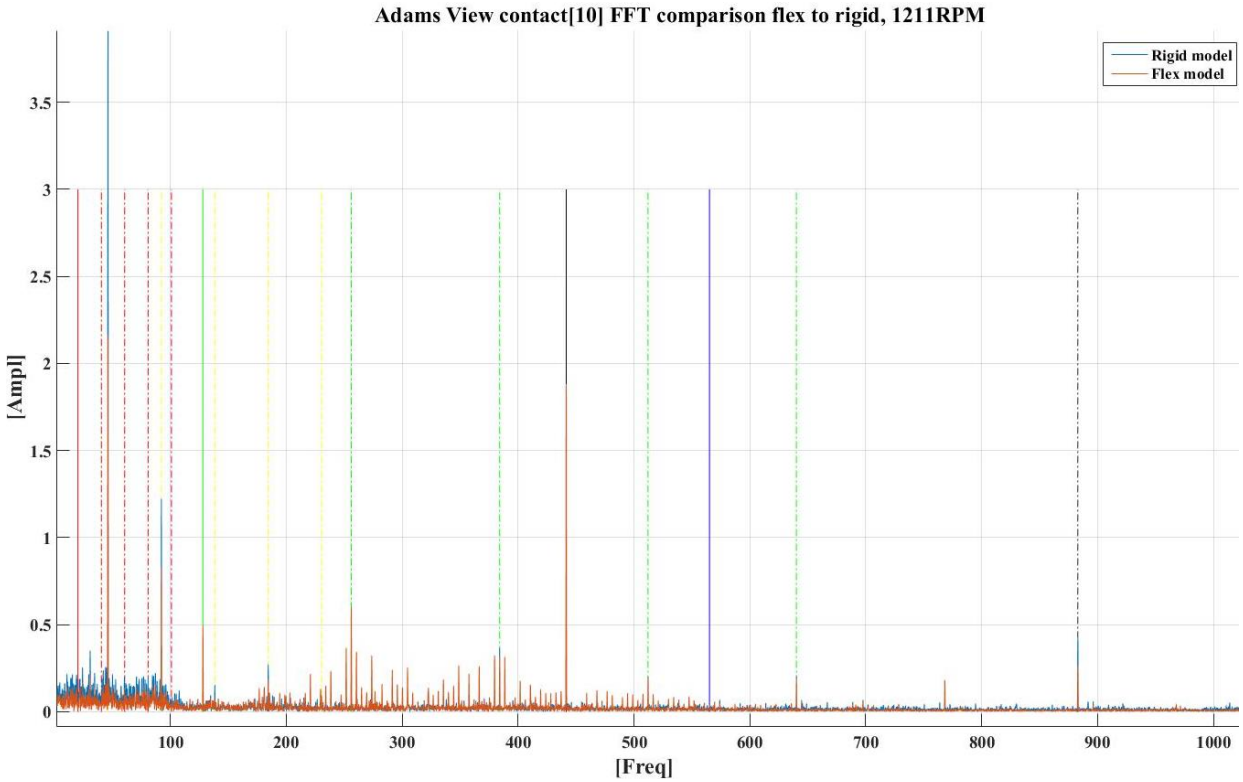
Διάγραμμα 7.15 – Μεγέθυνση σύγκρισης φασμάτων συχνοτήτων επαφής πρώτης βαθμίδας

Από τα γραφήματα αυτά, είναι φανερό πως η συχνότητα f_m του πλανητικού συστήματος παρουσιάζει μείωσης τάξης μεγέθους και ακόμα σημαντικότερη παρουσιάζουν οι αρμονικές της. Σε αυτήν την περίπτωση, παρουσιάζεται και μια μείωση στην GMF_2 καθώς και μικρότερη μείωση σε συχνότητες με χαμηλές τάξεις μεγέθους, σε περιοχές άνω των 350 [Hz].

Ακολουθούν αντίστοιχα διαγράμματα του **Contact 9** για της 1211 [RPM]. (**διαγράμματα 7.16** και **7.17**)



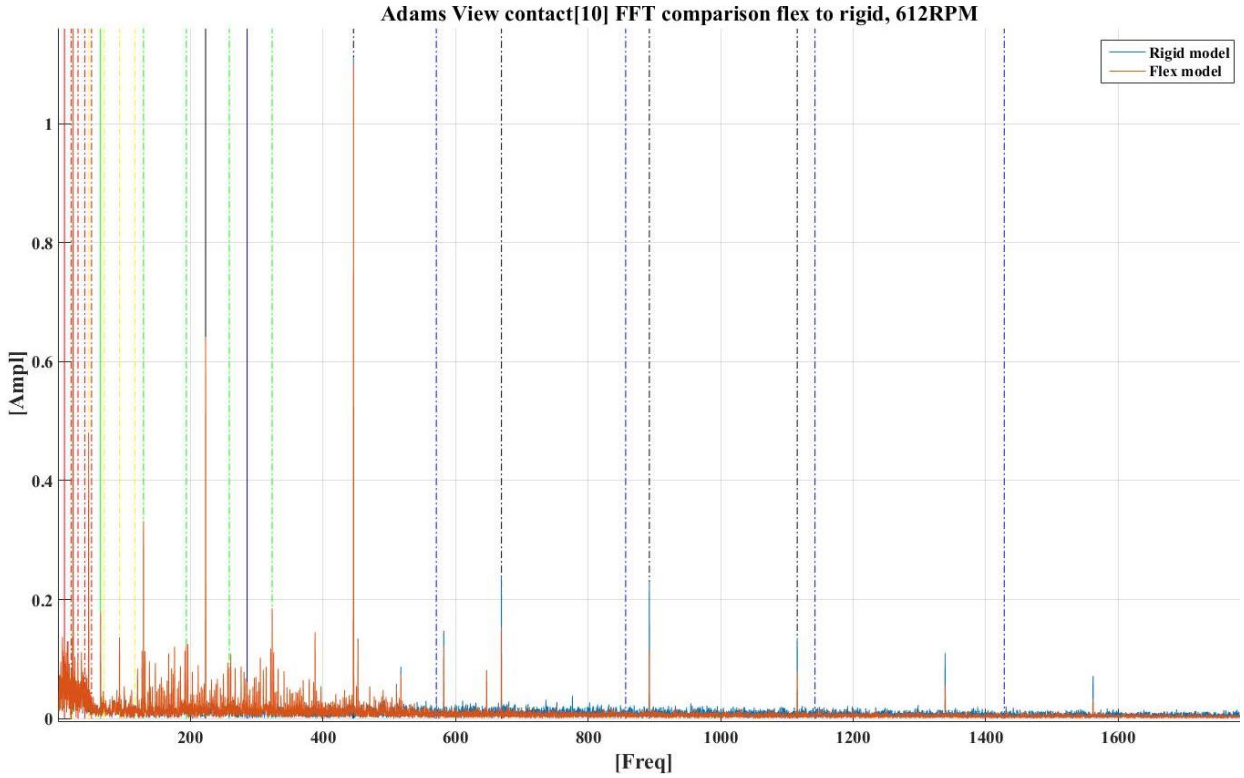
Διάγραμμα 7.16 – Σύγκριση φάσματος συχνοτήτων δύναμης επαφής πρώτης βαθμίδας 1211 [RPM]



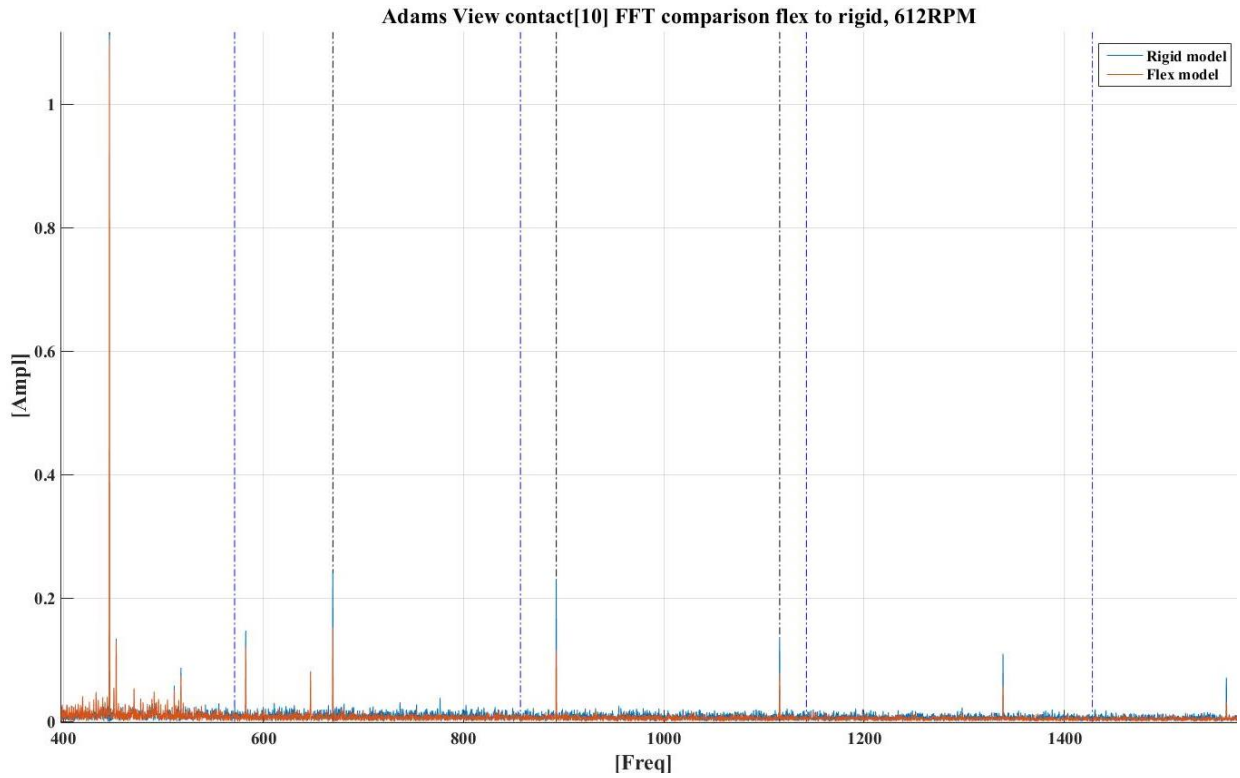
Διάγραμμα 7.17 – Σύγκρισης φασμάτων συχνοτήτων επαφής δεύτερης βαθμίδας

Σύμφωνα με τα παραπάνω διαγράμματα φαίνεται πως η GMF_1 και η GMF_2 και οι αρμονικές τους εμφανίζεται σημαντική μείωση. Ακόμα, παρουσιάζεται αξιοσημείωτη μείωση στην f_m του πλανητικού και στις αρμονικές της καθώς και σε συχνότητες με χαμηλές τάξεις μεγέθους, σε όλο το εύρος των συχνοτήτων.

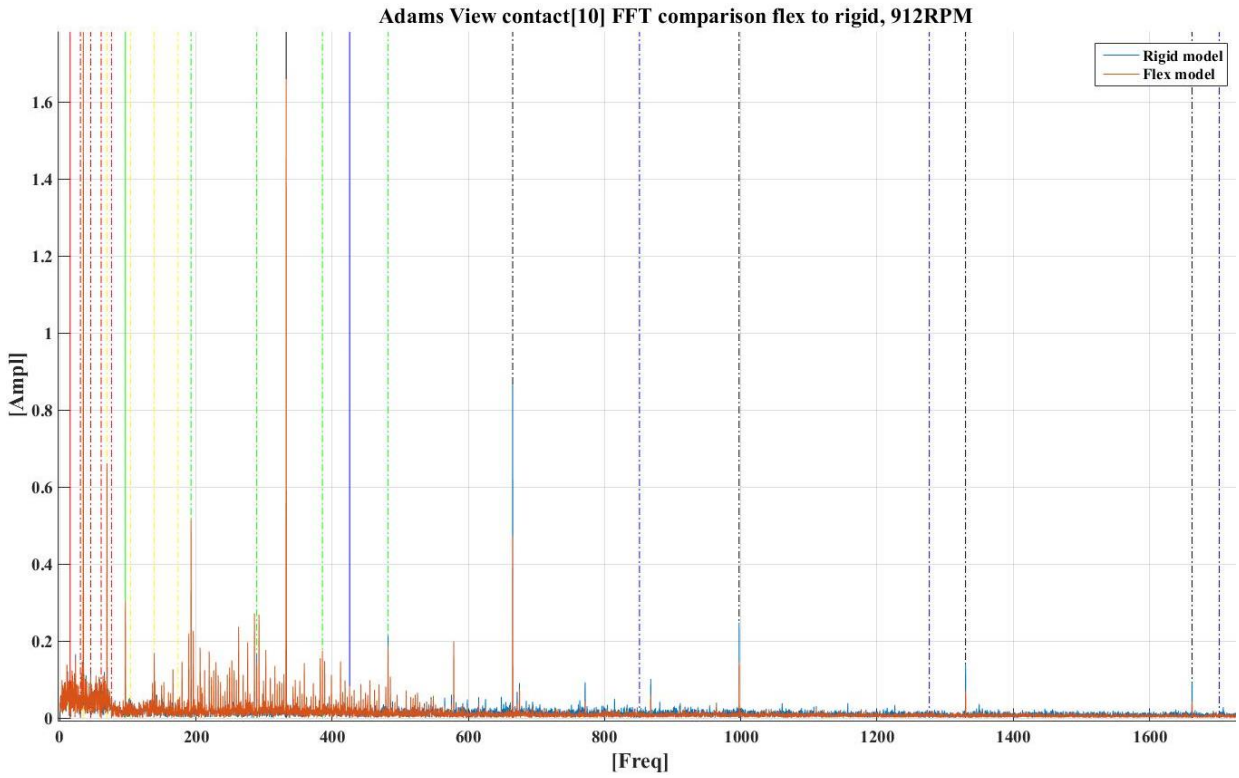
Σχετικά με το **Contact 10** (**πίνακας 4.7**) που αφορά τη δεύτερη εμπλοκή του διβάθμιου συστήματος οδοντωτών τροχών, εκτελέστηκε παρόμοια διαδικασία για την εξακρίβωση της διαφοροποίησης των διαγραμμάτων φάσματος συχνότητας ανάμεσα στο απαραμόρφωτο και το παραμορφώσιμο μοντέλο. Τα σχετικά διαγράμματα για κάθε αριθμό στροφών ακολουθούν παρακάτω. (**διαγράμματα 7.18, 7.19, 7.20, 7.21, 7.22** και **7.23**). Οι παρατηρήσεις από τα διαγράμματα αυτά παρουσιάζονται συγκεντρωτικά μετά την παρουσίαση αυτών.



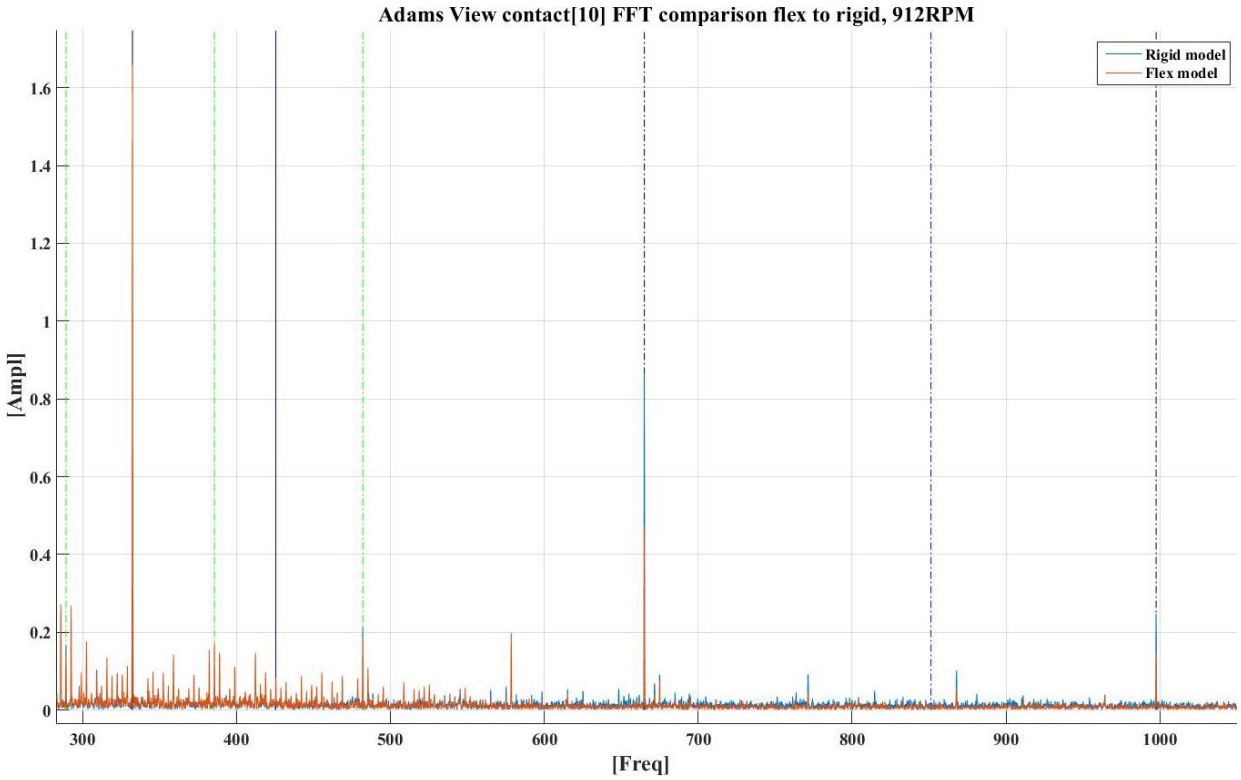
Διάγραμμα 7.18 – Σύγκριση φάσματος συχνοτήτων δύναμης επαφής δεύτερης βαθμίδας 612 [RPM]



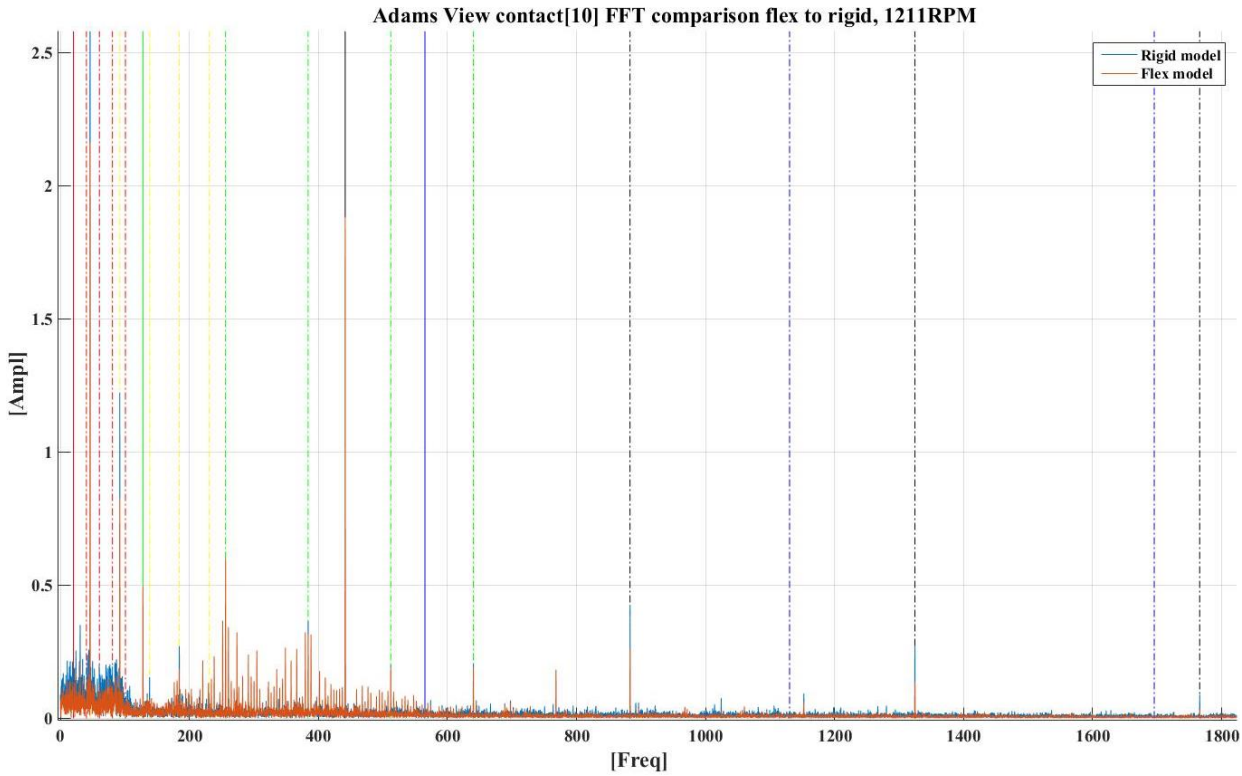
Διάγραμμα 7.19 – Μεγέθυνση σύγκρισης φασμάτων συχνοτήτων επαφής δεύτερης βαθμίδας



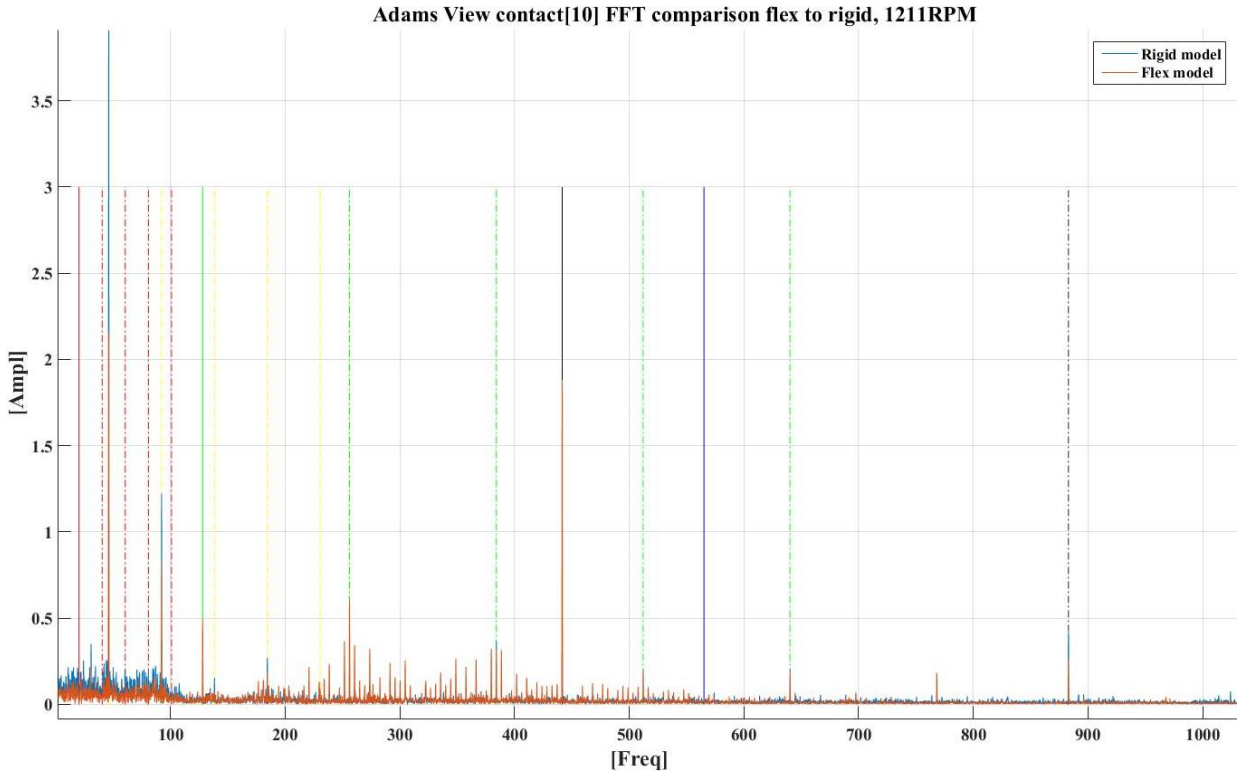
Διάγραμμα 7.20 – Σύγκριση φάσματος συχνοτήτων δύναμης επαφής δεύτερης βαθμίδας 912 [RPM]



Διάγραμμα 7.21 – Μεγέθυνση σύγκρισης φασμάτων συχνοτήτων επαφής δεύτερης βαθμίδας



Διάγραμμα 7.22 – Σύγκριση φάσματος συχνοτήτων δύναμης επαφής δεύτερης βαθμίδας 1211 [RPM]



Διάγραμμα 7.23 – Μεγέθυνση σύγκρισης φασμάτων συχνοτήτων επαφής δεύτερης βαθμίδας

Συγκεντρωτικά, τα αποτελέσματα της αξιολόγησης των παραπάνω διαγραμμάτων για την επαφή της δεύτερης βαθμίδας του κιβωτίου εμφανίζουν σημαντικές ομοιότητες με αυτά της μελέτης του **Contact 9**. Σε μεγαλύτερη ανάλυση, όσο ο αριθμός των στροφών αυξάνεται τόσο οι αρμονικές της f_m του πλανητικού παρουσιάζουν μείωση. Μια ιδιόμορφη παρατήρηση είναι πως η f_m παρουσιάζει μια μικρή αύξηση για τις 612 [RPM] και 912 [RPM] ενώ για τις 1211 [RPM] παραμένει όμοια για κάθε ένα από τα δυο μοντέλα. Οι συχνότητες με χαμηλές τάξεις μεγέθους, εμφανίζουν μείωση σε ολοένα και αυξανόμενο εύρος συχνοτήτων με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής. Τέλος, για την περίπτωση των 1211 [RPM] η GMF_2 και οι αρμονικές της παρουσιάζουν σημαντική μείωση.

Τελικά συμπεράσματα

Από τις παραπάνω παρατηρήσεις φαίνεται πως με την μετατροπή του μοντέλου από απαραμόρφωτο σε παραμορφώσιμο είναι δυσκολότερη η εξαγωγή στοιχείων για τα χαρακτηριστικά εμπλοκής μιας βαθμίδας όπως είναι η *GMF* της, καθώς σημειώνεται και περιορισμός δυνατότητας εντοπισμού χαρακτηριστικών εμπλοκών που υπάρχουν εκατέρωθεν της υπό μελέτης εμπλοκής.

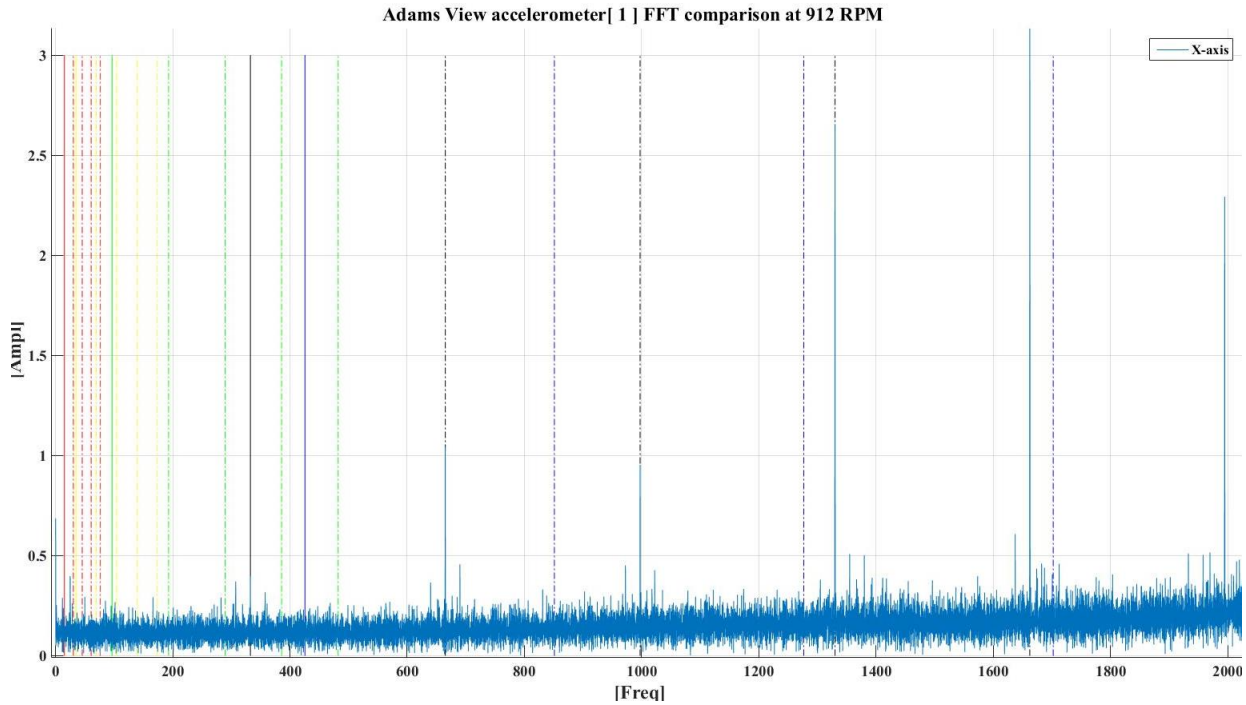
Σχετικά με τα αποτελέσματα που απορρέουν από την μελέτη του πλανητικού συστήματος, αυτά δεν παρουσιάζουν σημαντικές διαφοροποιήσεις ανάμεσα σε απαραμόρφωτο και

παραμορφώσιμο μοντέλο. Η αιτία για την οποία παρατηρείται το φαινόμενο αυτό είναι πως στο μοντέλο που αναπτύχθηκε ο άξονας εισόδου στον οποίο εδράζεται ο ήλιος του πλανητικού καθώς και ο φορέας των πλανητών παραμένουν απαραμόρφωτα σώματα.

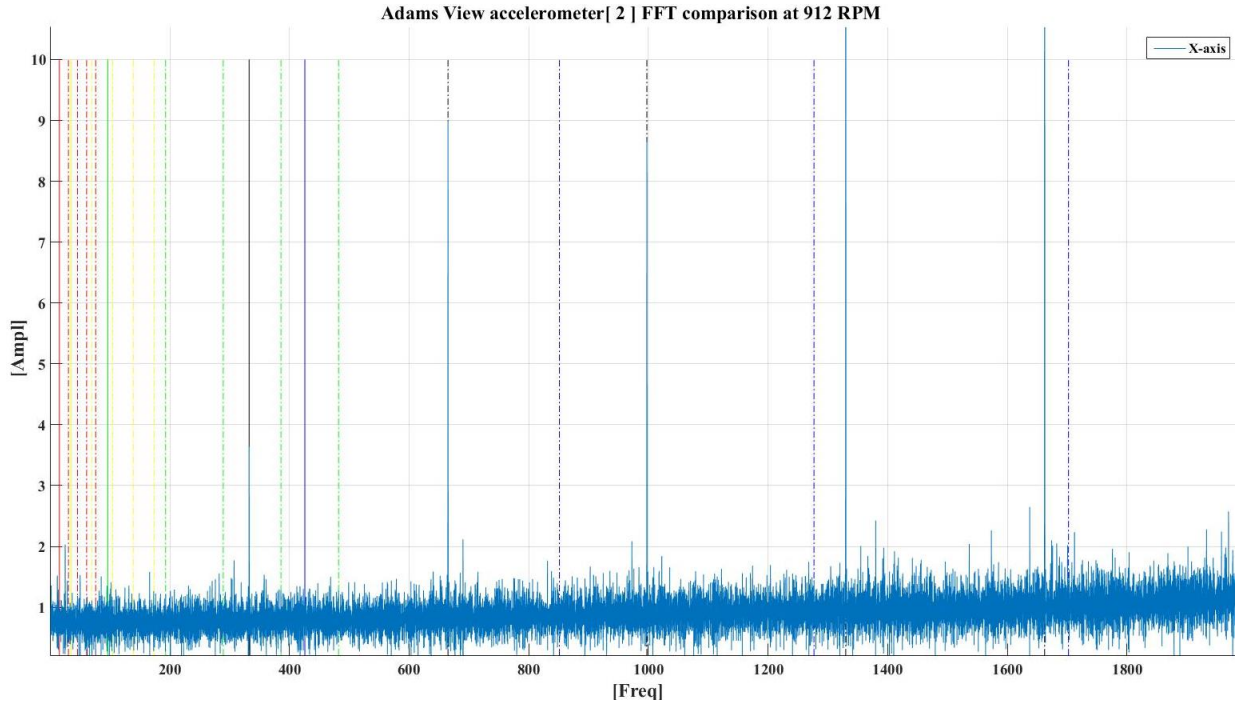
7.2.2 Συχνότητες επιτάχυνσης

Επίκεντρο της συγκεκριμένης μελέτης είναι η εξαγωγή των συμπερασμάτων από παρατήρηση και σύγκριση των δεδομένων που προέκυψαν από τις επιταχύνσεις του παραμορφώσιμου μοντέλου στα αντίστοιχα σημεία τοποθέτησης των επιταχυνσιόμετρων. Στη συνέχεια θα παρουσιαστούν γραφήματα από τα επιταχυνσιόμετρα τα οποία παρουσιάζουν πιο ξεκάθαρα αποτελέσματα σε στροφές 912 [RPM] ώστε τα συμπεράσματα που προκύπτουν από τη μελέτη αυτή να είναι πιο κατανοητά. Σε όλα τα παρακάτω αποτελέσματα κρίθηκε κατάλληλο να μην παρουσιαστεί ο άξονας Z διότι το πλάτος του φάσματος που προκύπτει από αυτόν είναι πολύ μικρότερο από αυτό των υπόλοιπων δύο αξόνων. Έτσι, μετά τη μετατροπή FFT για κάθε διεύθυνση τα αποτελέσματα παρουσιάζονται παρακάτω.

Αρχικά εξετάζονται τα επιταχυνσιόμετρα A1 και A2 τα οποία είναι τοποθετημένα στο κιβώτιο του πλανητικού συστήματος. (**διαγράμματα 7.24** και **7.25**).



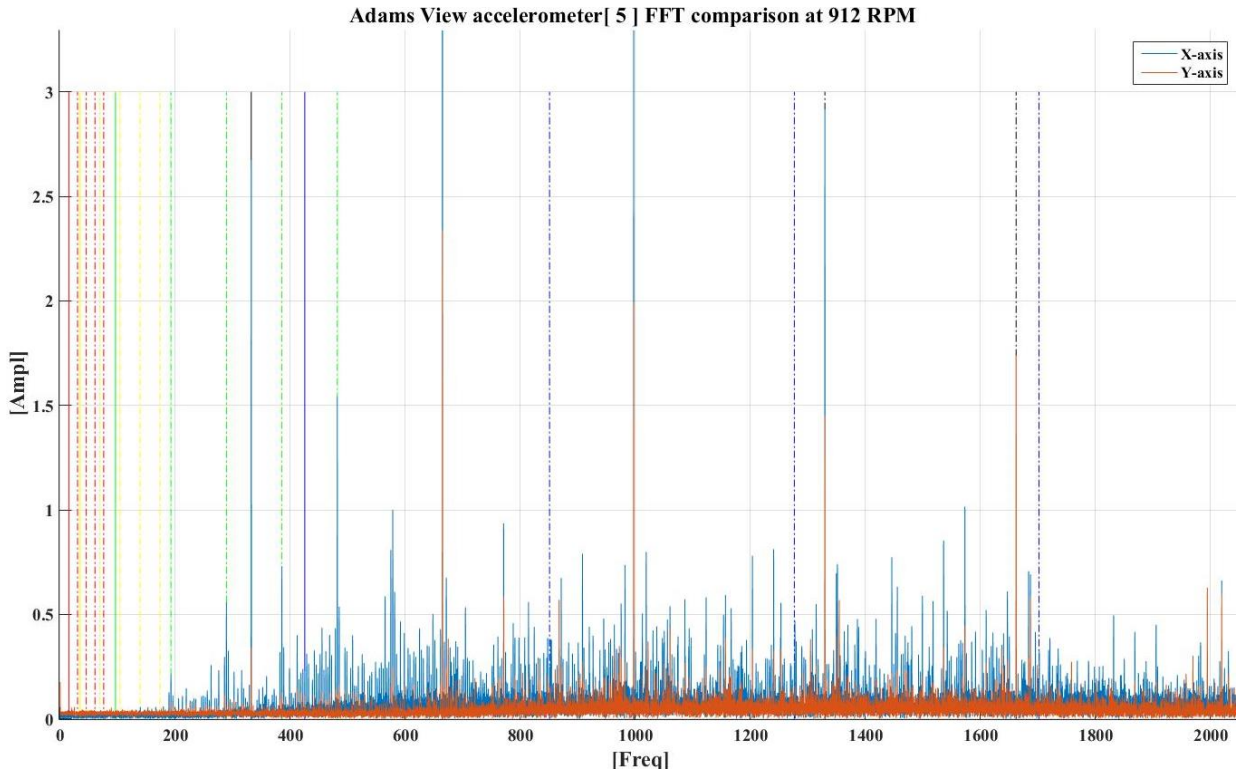
Διάγραμμα 7.24 – Φάσμα συχνοτήτων επιτάχυνσης στην κατεύθυνση άξονα x στον αισθητήρα A1



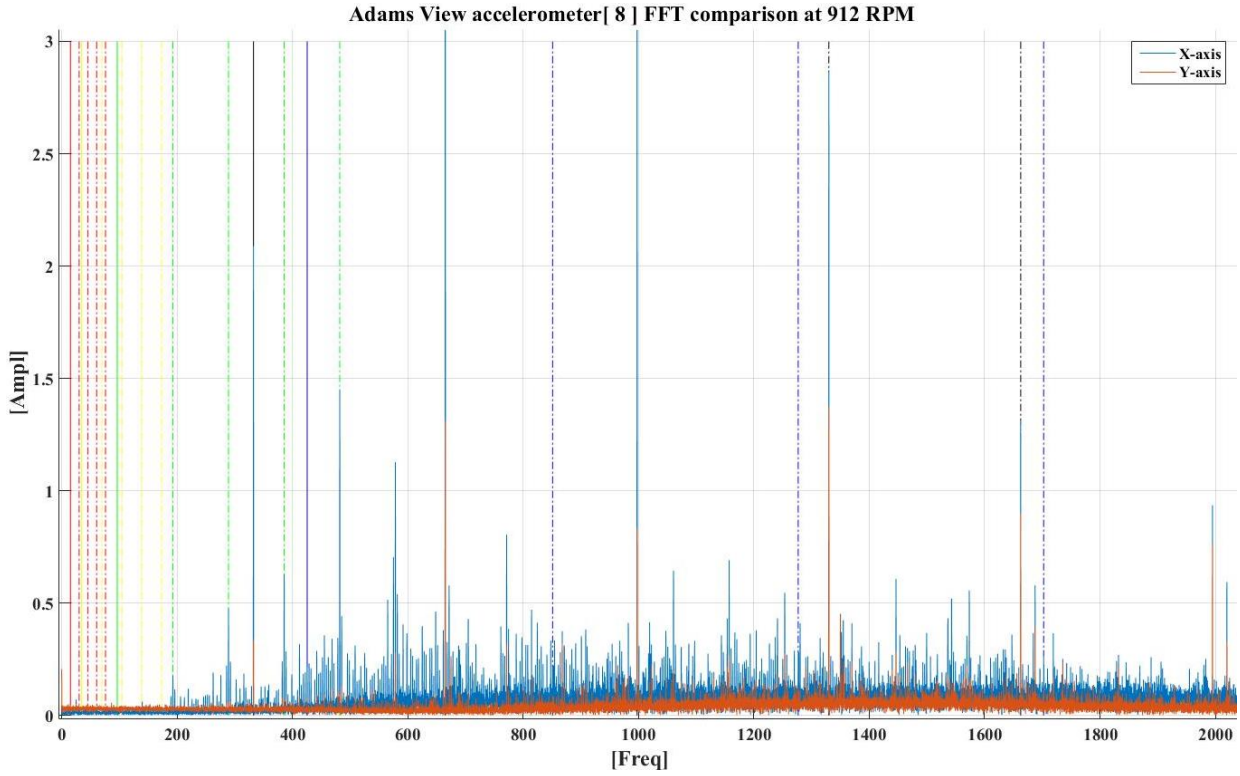
Διάγραμμα 7.25 – Φάσμα συχνοτήτων επιτάχυνσης στην κατεύθυνση άξονα x στον αισθητήρα A2

Μετά από παρατήρηση των παραπάνω διαγραμμάτων φαίνεται πως τα φάσματα των επιταχύνσεων παρουσιάζουν πολύ μεγαλύτερη τάξη μεγέθους στην κατεύθυνση του άξονα x. Και τα δύο από τα παραπάνω διαγράμματα παρουσιάζουν σημαντική ομοιότητα και φαίνεται η συχνότητα f_m του πλανητικού συστήματος μαζί με της αρμονικές της.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα διαγράμματα από δυο επιταχυνσιόμετρα A5 και A8 τα οποία βρίσκονται το ένα στην πλευρά εισόδου και το άλλο στην πλευρά εξόδου του κιβωτίου και είναι τοποθετημένα πάνω από τον κεντρικό άξονα του συστήματος.(**διαγράμματα 7.26** και **7.27**).



Διάγραμμα 7.26 – Σύγκριση φασμάτων συχνοτήτων επιτάχυνσης στις κατευθύνσεις αξόνων x και y στον αισθητήρα A5



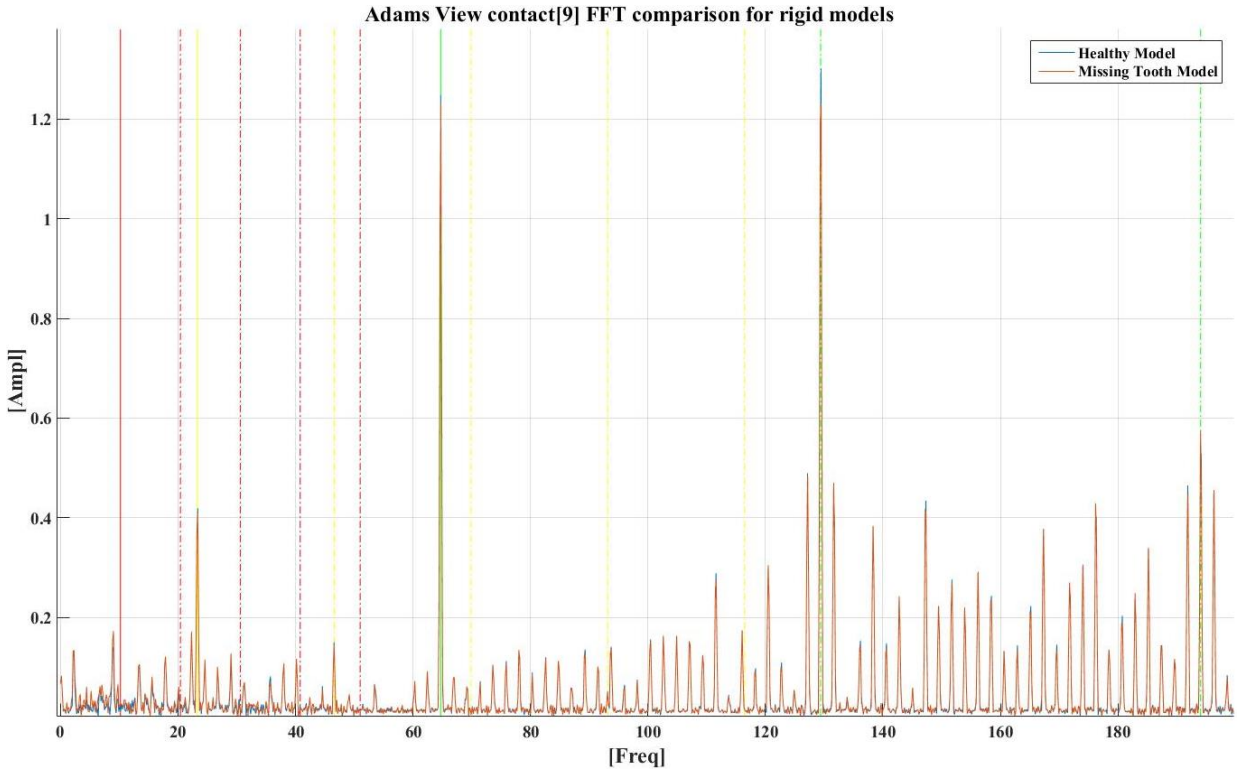
Διάγραμμα 7.27 – Σύγκριση φασμάτων συχνοτήτων επιτάχυνσης στις κατευθύνσεις αξόνων x και y στον αισθητήρα A8

Τα συμπεράσματα που προκύπτουν από τα διαγράμματα των επιταχυνσιόμετρων A5 και A8 βρίσκονται σε συμφωνία με αυτά των υπόλοιπων επιταχυνσιόμετρων του διβάθμιου κιβωτίου. Έτσι, από τα παραπάνω διαγράμματα φαίνεται ότι η τάξη μεγέθους του φάσματος συχνοτήτων είναι πολύ μεγαλύτερη για τον άξονα x και επίσης, στο διάγραμμα δεν παρουσιάζεται η GMF_1 αλλά μπορούν να εντοπιστούν οι αρμονικές της. Τέλος, ξεκάθαρη είναι η εμφάνιση της F_m από το πλανητικό καθώς και οι αρμονικές της.

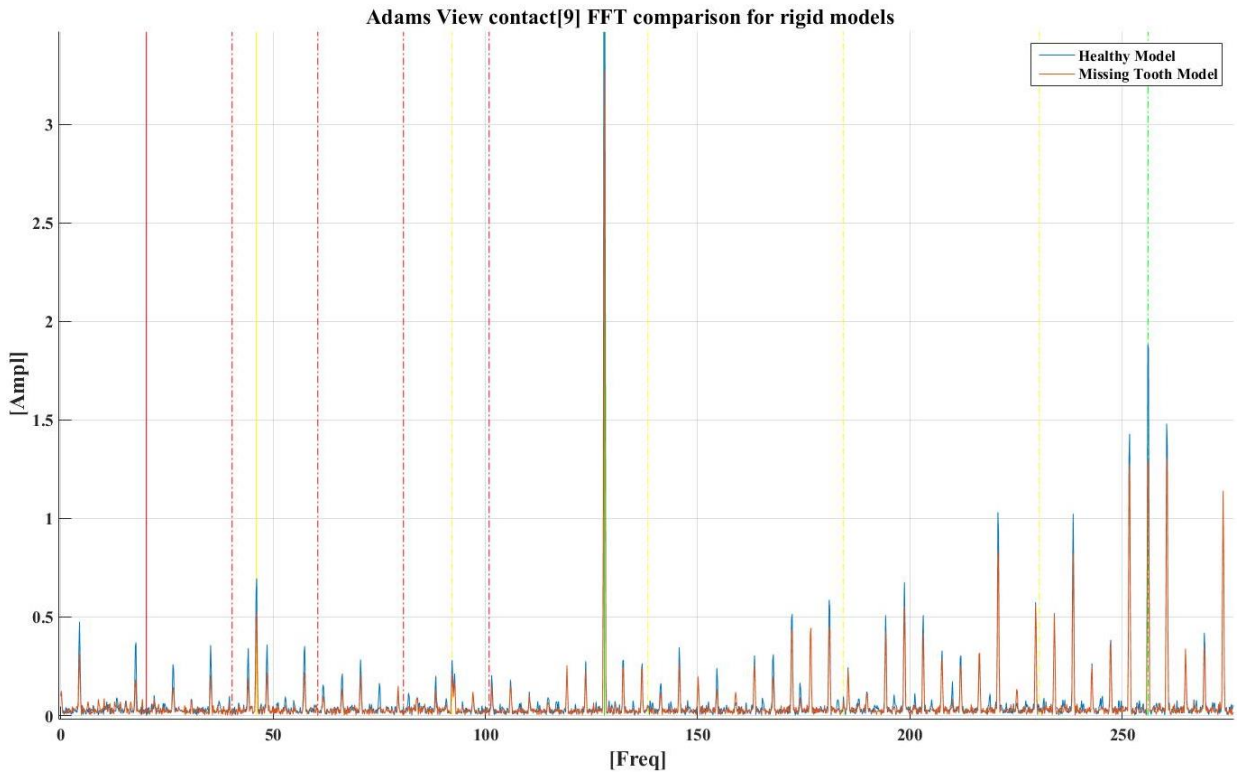
7.3 Σύγκριση υγιή αποτελεσμάτων με βλάβη απαραμόρφωτου σώματος

Η ενασχόληση αυτού του τμήματος της μελέτης περιλαμβάνει την τελική σύγκριση μεταξύ απαραμόρφωτων συστημάτων και θα εξετασθεί τόσο το υγιές όσο και το εσφαλμένο σύστημα μετάδοσης. Για την διεκπεραίωση της σύγκρισης αυτής θα χρησιμοποιηθούν οι δυνάμεις επαφής ανάμεσα στους οδοντωτούς τροχούς των βαθμίδων του διβάθμιου συστήματος (**Contact 9** και **Contact 10**, **πίνακας 4.7**) οι οποίες με μετατροπή FFT θα εξετασθούν στο φάσμα των συχνοτήτων. Ακολούθως, θα παρουσιαστούν τα γραφήματα για της δυνάμεις αυτές στις περιπτώσεις των 612 [RPM] και 1211 [RPM] οι οποίες παρουσιάζουν και την μεγαλύτερη διαφοροποίηση.

Καταρχήν, θα εντοπισθούν οι διαφορές ανάμεσα στα φάσματα συχνοτήτων της δύναμης επαφής της πρώτης βαθμίδας και θα γίνει έλεγχος ως προς τη συμφωνία των αποτελεσμάτων με την θεωρία εντοπισμού βλαβών. Ακολουθούν τα σχετικά **διαγράμματα 7.28** και **7.29**.



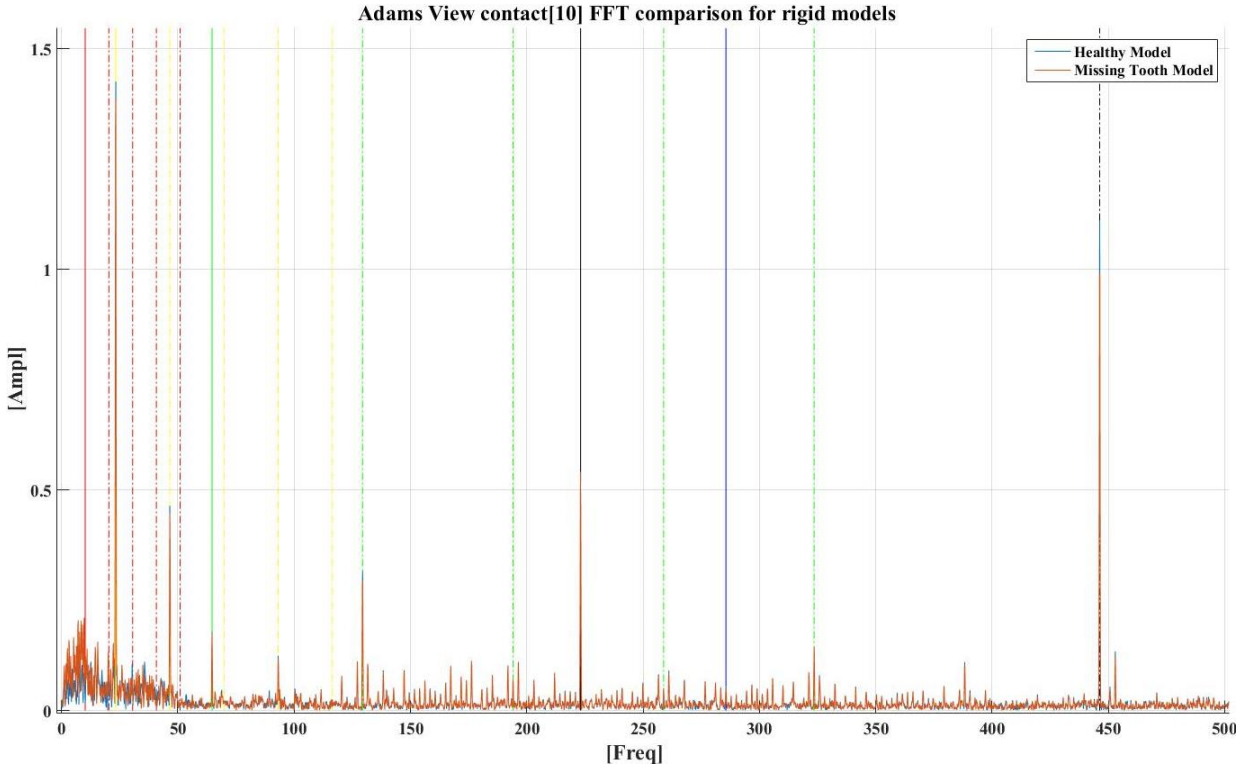
Διάγραμμα 7.28 – Σύγκριση φασμάτων συχνοτήτων επαφής πρώτης βαθμίδας για εύρεση σφάλματος για 612 [RPM]



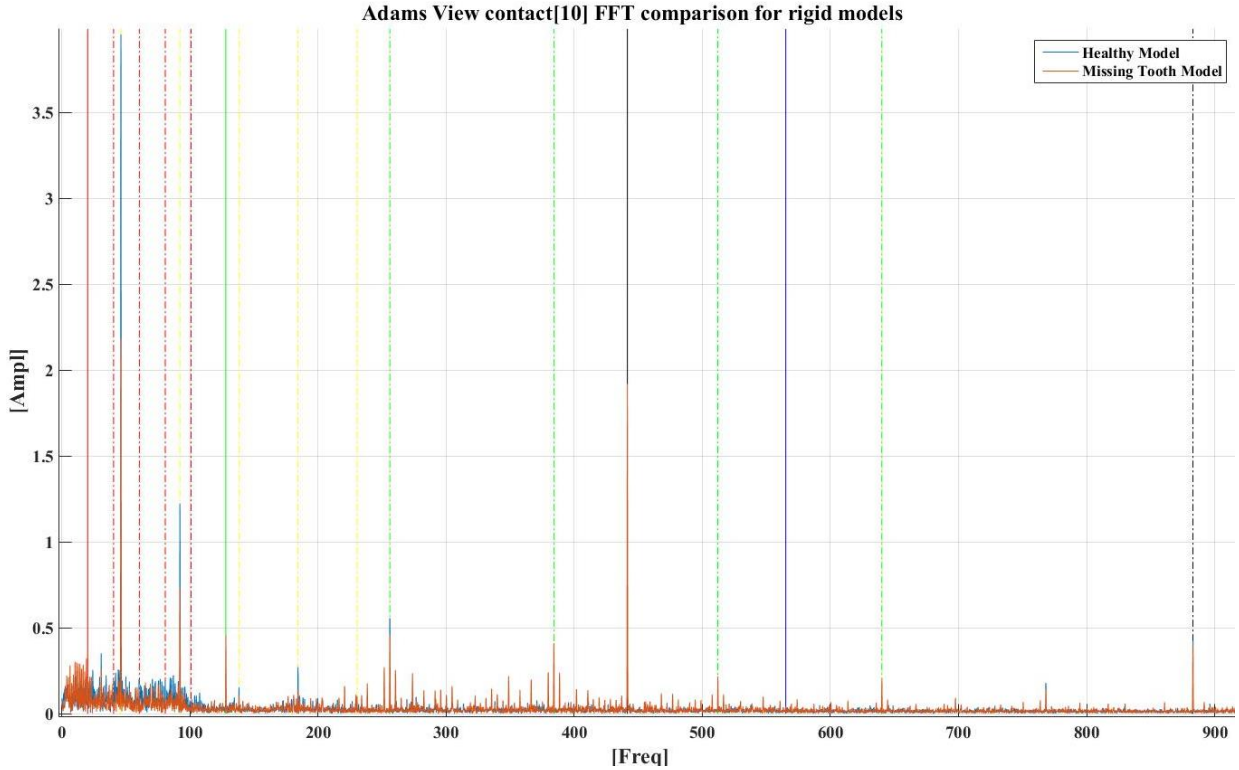
Διάγραμμα 7.29 – Σύγκριση φασμάτων συχνοτήτων επαφής πρώτης βαθμίδας για εύρεση σφάλματος για 1211 [RPM]

Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα φαίνεται πως η συχνότητα GMF_2 καθώς και η αρμονική της $2\times GMF_2$ παρουσιάζουν μείωση η οποία είναι πιο εμφανής για την περίπτωση των 1211 [RPM]. Οι πλευρικές τους συχνότητες (sidebands) δεν παρουσιάζουν μεταβολή για τις 612 [RPM] ενώ για την περίπτωση των 1211 [RPM] παρουσιάζουν μικρή μείωση. Το γεγονός αυτό εμφανίζει διαφορά σε σχέση με την θεωρία εντοπισμού σφαλμάτων, η οποία αναφέρει ότι οι πλευρικές συχνότητες πρέπει να σημειώνουν αύξηση σε περίπτωση σφάλματος, και οφείλεται στο γεγονός της ομαλότητας της επαφής ανάμεσα στους πλάγιους οδόντες. Επιπρόσθετα, αντίστοιχη μείωση και στις δυο περιπτώσεις παρουσιάζει η συχνότητα GMF_1 και η αρμονικής της $2\times GMF_1$ παρόλο που το σφάλμα δεν παρουσιάζεται στην πρώτη εμπλοκή. Σε αυτό το σημείο αξίζει να αναφερθεί ότι τα αποτελέσματα του διαγράμματος της δύναμης επαφής για την περίπτωση των 912 [RPM] είναι παρόμοια με αυτά του παραπάνω διαγράμματος για 612 [RPM].

Συνεχίζοντας, θα εξεταστούν οι διαφορές των γραφημάτων του φάσματος συχνοτήτων της δύναμης επαφής ανάμεσα στους τροχούς της δεύτερης βαθμίδας. Όπως προηγήθηκε, και στην περίπτωση αυτή θα πραγματοποιηθεί εξαγωγή συμπερασμάτων και θα ακολουθήσει αξιολόγησή τους από την θεωρία εντοπισμού σφαλμάτων. Το φάσμα συχνοτήτων της δύναμης ακολουθεί στα **διαγράμματα 7.30** και **7.31** για κάθε περίπτωση.



Διάγραμμα 7.30 – Σύγκριση φασμάτων συχνοτήτων επαφής δεύτερης βαθμίδας για εύρεση σφάλματος για 612 [RPM]



Διάγραμμα 7.31– Σύγκριση φασμάτων συχνοτήτων επαφής δεύτερης βαθμίδας για εύρεση σφάλματος για 1211 [RPM]

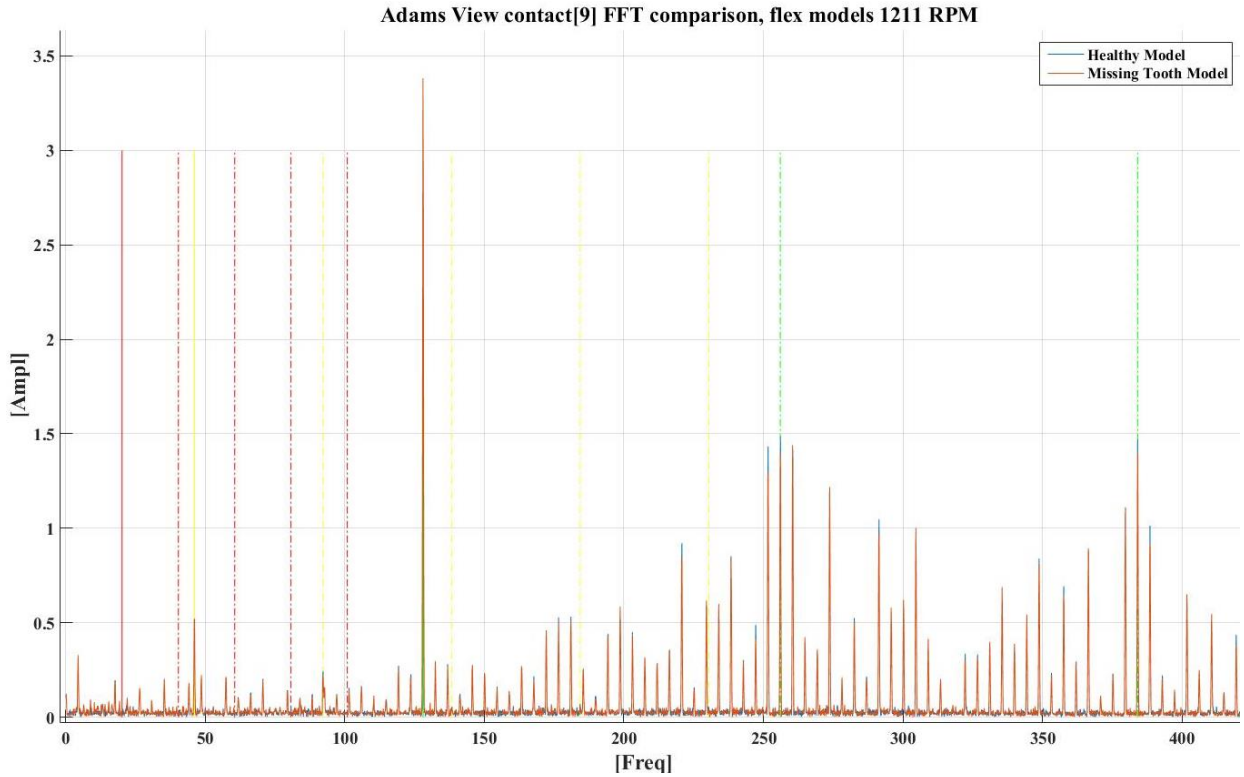
Από τα διαγράμματα αυτά φαίνεται πως τόσο για την περίπτωση των 612 [RPM] όσο και για αυτή των 1211 [RPM] η GMF_2 και οι αρμονικές της $2\times GMF_2$ και $4\times GMF_2$ παρουσιάζουν μείωση η οποία φαίνεται εντονότερη σε υψηλότερες στροφές. Οι πλευρικές συχνότητες δεν παρουσιάζουν αξιοσημείωτες μεταβολές στο γράφημα των 612 [RPM] και φαίνεται να παρουσιάζουν ελαφριά μείωση στο ενδεχόμενο των 1211 [RPM]. Όπως επισημάνθηκε και για την μελέτη της επαφής της πρώτης εμπλοκής η διαφοροποίηση αυτή σε σχέση με τη θεωρία εντοπισμού σφαλμάτων οφείλεται στην ομαλότητα της επαφής ανάμεσα στους πλάγιους οδόντες των τροχών. Στην περίπτωση των 612 [RPM] ελαφριά μείωση παρουσιάζουν και οι συχνότητες $2\times GMF_1$ και $2\times f_m$ ενώ σε μεγαλύτερες στροφές, δεν παρουσιάζουν σημαντική μεταβολή.

Καταλήγοντας, λαμβάνοντας υπόψιν τα συμπεράσματα που προέκυψαν από τη μελέτη των παραπάνω διαγραμμάτων φαίνεται πως ο εντοπισμός σφάλματος ανάμεσα σε οδοντωτούς τροχούς είναι ευκολότερος στην περίπτωση που το σύστημα περιστρέφεται με μεγάλο αριθμό στροφών.

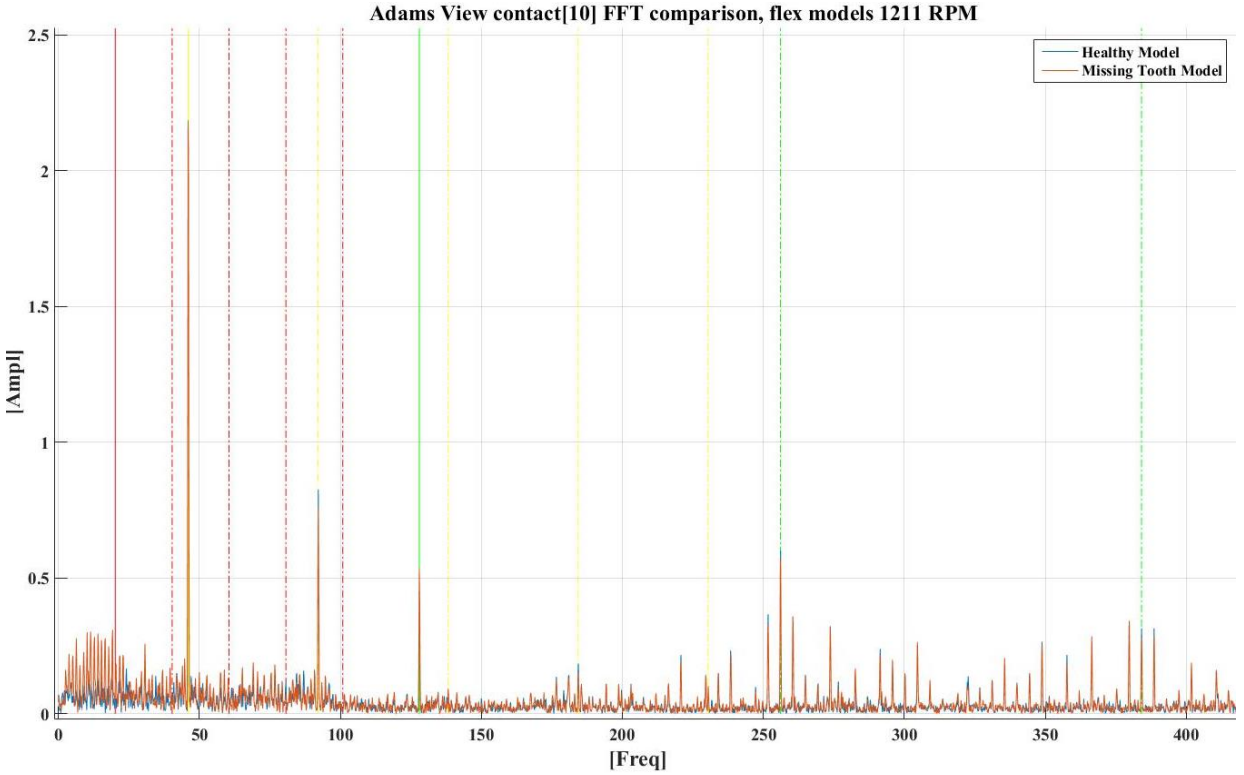
7.4 Σύγκριση υγιή αποτελεσμάτων με βλάβη εύκαμπτου σώματος

Η ερευνητική ενασχόληση αυτού του τμήματος της εργασίας αποτελείται από τη μελέτη των φασμάτων συχνότητας των δυνάμεων επαφής των βαθμίδων του παραμορφώσιμου μοντέλου του διβάθμιου συστήματος. Επιπρόσθετα, θα πραγματοποιηθεί εξέταση των φασμάτων συχνότητας επιτάχυνσης στις τοποθεσίες έδρασης των επιταχυνσιομέτρων. Κάθε ένα από αυτά τα ενδεχόμενα θα εξεταστεί στην περίπτωση των 1211 [RPM] καθώς από προηγούμενα συμπεράσματα φαίνεται πως σε υψηλές στροφές η εμφάνιση του σφάλματος είναι εντονότερη. Συνολικός στόχο αυτής της έρευνας είναι η αξιολόγηση της ικανότητας εντοπισμού σφαλμάτων στο σύστημα χρησιμοποιώντας κάθε μια από της παραπάνω μεθόδους.

Η μελέτη των φασμάτων συχνότητας των δυνάμεων επαφής περιλαμβάνει την εξέταση των επαφών **Contact 9** και **Contact 10** (**πίνακας 4.7**) και τα αντίστοιχα διαγράμματα ακολουθούν. (**διάγραμμα 7.32 και 7.33**)



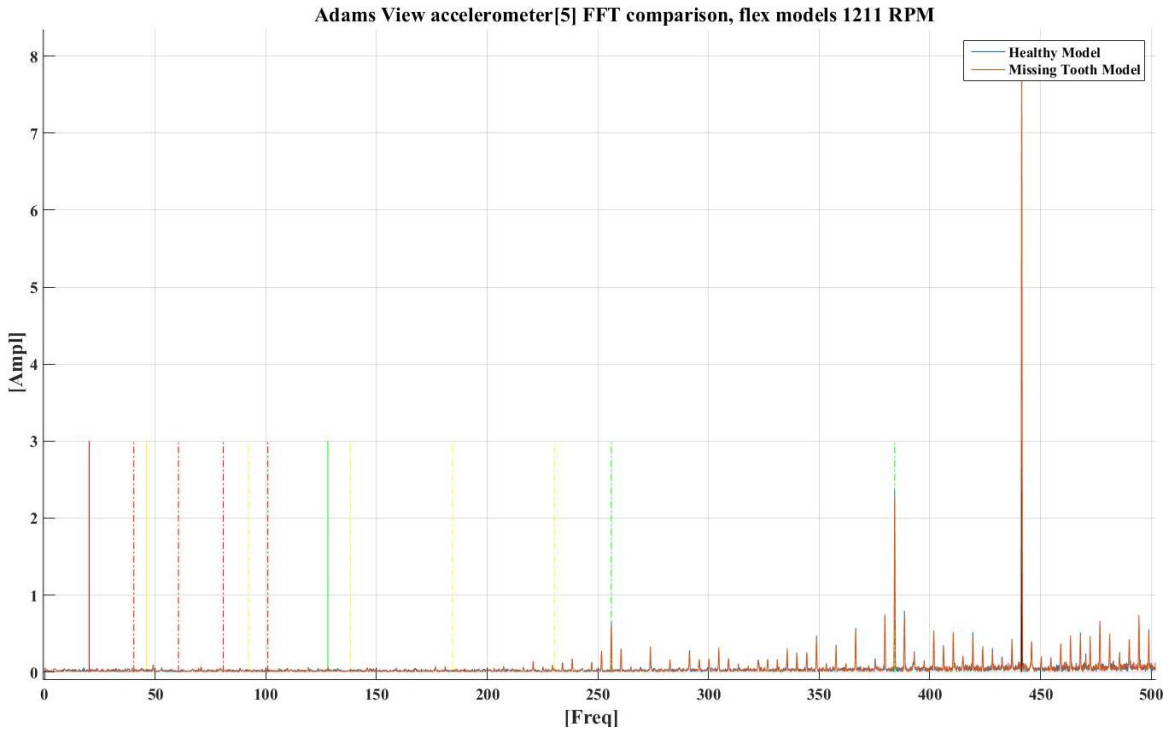
Διάγραμμα 7.32 – Σύγκριση φασμάτων συχνοτήτων επαφής πρώτης βαθμίδας για εύρεση σφάλματος για 1211 [RPM]



Διάγραμμα 7.33 – Σύγκριση φασμάτων συχνοτήτων επαφής δεύτερης βαθμίδας για εύρεση σφάλματος για 1211 [RPM]

Παρατηρώντας τα διαγράμματα που προηγήθηκαν φαίνεται πως για το παραμορφώσιμο μοντέλο η διαδικασία εντοπισμού σφάλματος είναι δυσκολότερη. Ακριβέστερα, οι GMF_1 και η GMF_2 παρουσιάζουν μικρή αύξηση στην περίπτωση του εσφαλμένου μοντέλου και οι πλευρικές συχνότητες τους δεν παρουσιάζουν μεταβολή, κάτι το οποίο αντιτίθεται στη θεωρία εντοπισμού σφαλμάτων. Αντίθετα, φαίνεται πως οι αρμονικές $2\times GMF_2$, $4\times GMF_2$ και $2\times GMF_1$ παρουσιάζουν μείωση ενώ οι πλευρικές τους συχνότητες παρουσιάζουν ελαφρύτερη μείωση. Αυτή η παρατήρηση μπορεί να οδηγήσει στο συμπέρασμα ότι το σύστημα υπό εξέταση παρουσιάζει κάποιο σφάλμα. Τα συμπεράσματα αυτά ισχύουν τόσο για την περίπτωση της πρώτης όσο και της δεύτερης βαθμίδας με τη μόνη διαφορά ότι το σφάλμα φαίνεται εντονότερα στη δεύτερη περίπτωση στην οποία υπάρχει και ο ελαττωματικός οδοντωτός τροχός.

Σχετικά με την περίπτωση της μελέτης των επιταχύνσεων, τα αποτελέσματα παρουσιάζουν ακόμα μεγαλύτερη ασάφεια. Ενδεικτικά, παρουσιάζεται το διάγραμμα φάσματος συχνοτήτων της επιτάχυνσης του παραμορφώσιμου μοντέλου για τη θέση του αισθητηρίου A5 (**διάγραμμα 7.34**). Στο διάγραμμα αυτό δεν παρουσιάζονται σημαντικές μεταβολές παρά μόνο μια ανεπαίσθητη μείωση των αρμονικών $2\times GMF_1$ και $3\times GMF_1$ αλλά αυτή δεν μπορεί να θεωρηθεί ικανή για την εξαγωγή συμπερασμάτων.



Διάγραμμα 7.34 – Σύγκριση φασμάτων συχνοτήτων επιτάχυνσης αισθητήρα A8 για τον x άξονα σε 1211 [RPM]

Γενικότερα, φαίνεται πως με τη μετατροπή του μοντέλου από απαραμόρφωτο σε παραμορφώσιμο και με την αξιολόγηση του φάσματος συχνοτήτων επιταχύνσεων αντί αυτών των δυνάμεων επαφής, η διαδικασία εντοπισμού του σφάλματος δυσχεραίνεται.

Κεφάλαιο 8: Αποτελέσματα πειραματικών μετρήσεων

Με βάση τα σενάρια που παρουσιάστηκαν σε προηγούμενο κεφάλαιο, ακολουθούν τα διαγράμματα των μετρήσεων μας. Για καλύτερη κατανόηση των φασμάτων των μετρήσεων μας, σε κάθε διάγραμμα είναι τυπωμένες οι θεωρητικές συχνότητες που αναμένουμε να διαθέτει το σύστημα μας, ώστε να είναι ευκολότερη η αναζήτηση τους.

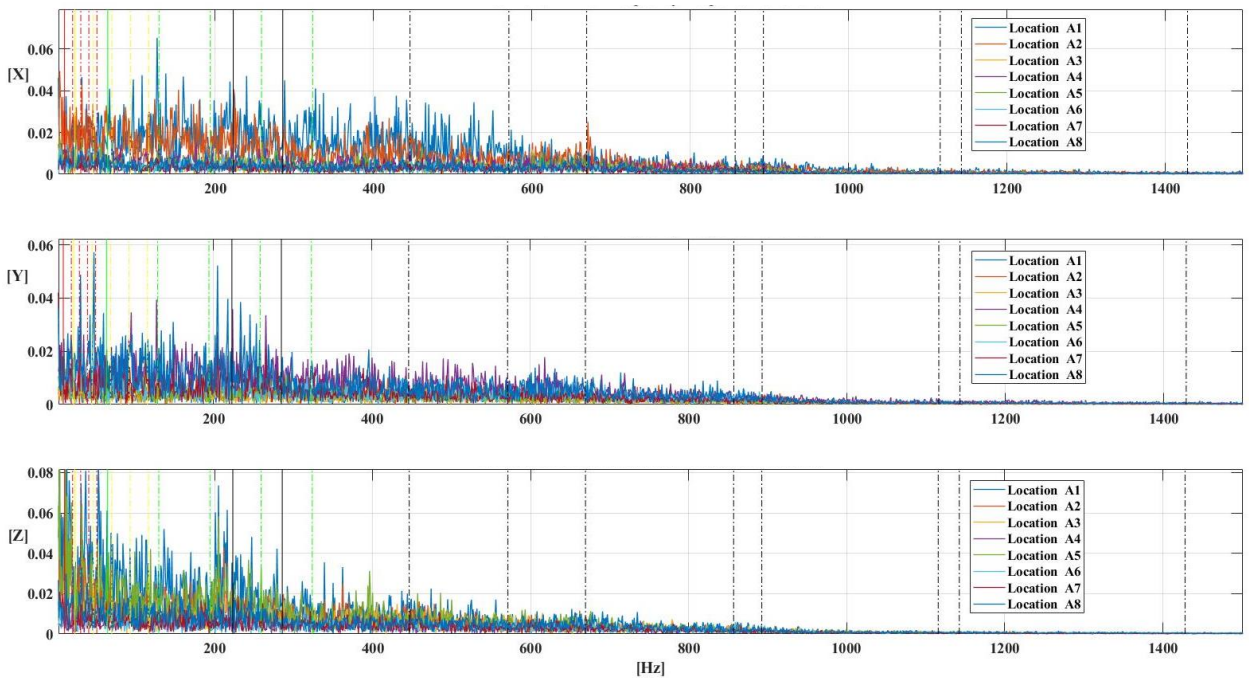
Μετά την συλλογή των δεδομένων, ήταν απαραίτητη η δημιουργία ενός αρχείου MATLAB με σκοπό το φιλτράρισμα του αρχικού σήματος στο πεδίο του χρόνου και σε δεύτερη η φάση, το μετασχηματισμό του στο πεδίο των συχνοτήτων.

Έπειτα από την επεξεργασία των δεδομένων μας, αποφασίσαμε να συγκρίνουμε και να αξιολογήσουμε τις πειραματικές μετρήσεις με εφαρμογή φορτίου διότι τα αποτελέσματα στην περίπτωση αυτή οδήγησαν σε πιο ξεκάθαρα συμπεράσματα μετά από σύγκριση με τις θεωρητικές τιμές των θεωρητικών συχνοτήτων.

8.1 Αποτελέσματα υγιούς μοντέλου

- **612 [RPM]**

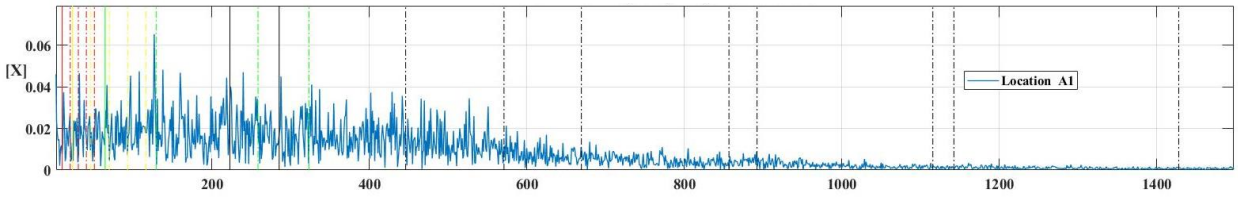
Στη συνέχεια, παρουσιάζεται το συνολικό **διάγραμμα 8.1** για ταχύτητα εισόδου 612 [RPM], για τα 8 αισθητήρια, στις τρεις διευθύνσεις.



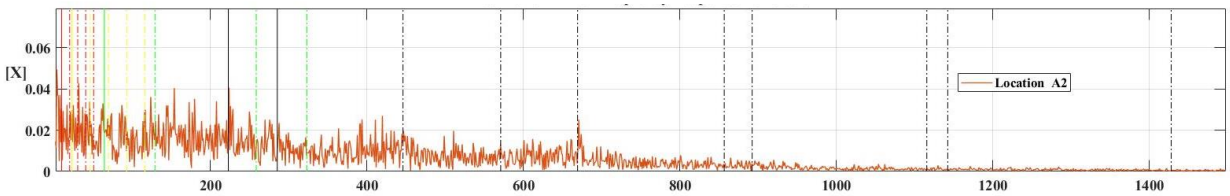
Διάγραμμα 8.1 – Φάσματα επιταχυνσιόμετρων στις 3 διευθύνσεις

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για επιλεγμένα επιταχυνσιόμετρα και στην επιλεγμένη διεύθυνση που διακρίνουμε τις περισσότερες θεωρητικές τιμές.

Ξεκινώντας, για τα αισθητήρια του πλανητικού επιλέχθηκαν οι άξονες x λόγο καλύτερων αποτελεσμάτων. Στην περίπτωση του 1ου και 2ου αισθητηρίου, ο y άξονας δεν δίνει κάποια καλή πληροφορία ενώ ο z επικυρώνει κάποιες από τις τιμές που εντοπίσαμε στον x. Ακολουθούν τα **διαγράμματα 8.2** και **8.3** στην διεύθυνση x των δύο αισθητηρίων.



Διάγραμμα 8.2 – Φάσμα 1ου αισθητηρίου στην διεύθυνση x

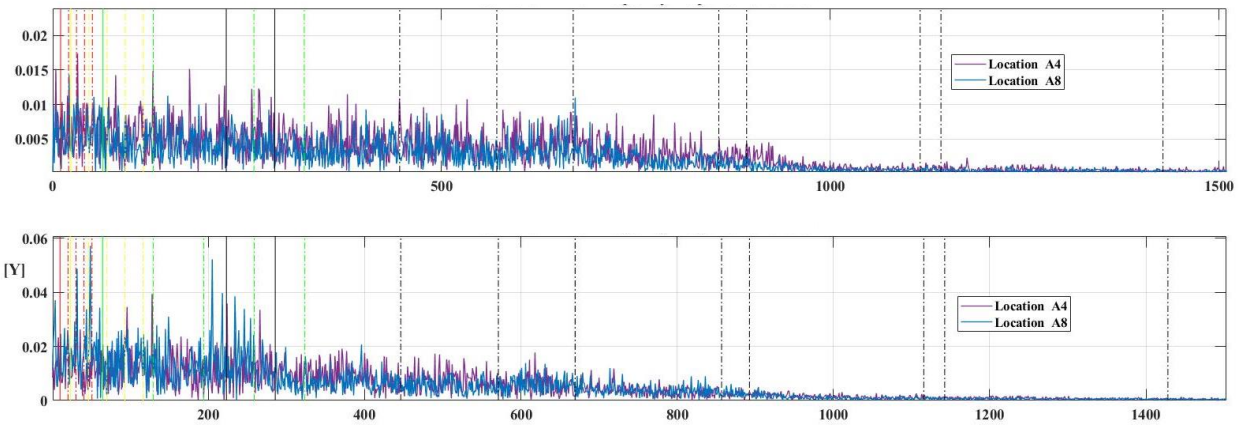


Διάγραμμα 8.3 – Φάσμα 2ου αισθητηρίου στην διεύθυνση x

Όπως μπορούμε να διακρίνουμε και τα δύο φάσματα περιέχουν την F_m καθώς και τιμές των αρμονικών της. Επιπροσθέτως, περιέχουν τιμές συχνοτήτων του άξονα περιστροφής (F_s) και κάποιες από τις συχνότητες εμπλοκής των οδοντωτών τροχών. Αναλυτικότερα:

- Το αισθητήριο 1 αντιλαμβάνεται την GMF_p και μια αρμονική. Επίσης αντιλαμβάνεται καλύτερα την GMF_1 με κάποιες από τις αρμονικές της σε σχέση με την GMF_2
- Το αισθητήριο 2 αντιλαμβάνεται καλύτερα την GMF_2, με κάποιες από τις αρμονικές της σε σχέση με την GMF_1

Συνεχίζουμε με την αναζήτηση των αισθητηρίων του διβάθμιου κιβωτίου που μας δίνουν τα πιο ευδιάκριτα φάσματα. Έπειτα από αξιολόγηση του κάθε αισθητηρίου μεμονωμένα, επιλέχθηκαν τα αισθητήρια 4 και 8 ως τα βέλτιστα για την παρουσίαση αποτελεσμάτων. Το επιταχυνσιόμετρο 4 βρίσκεται τοποθετημένο στην είσοδο του κιβωτίου ενώ το επιταχυνσιόμετρο 8, στο μεσαίο άξονα της πλευράς εξόδου του κιβωτίου. Και στις δύο περιπτώσεις αγνοούμε την διεύθυνση z, η οποία δεν δίνει ευδιάκριτα αποτελέσματα, και αναζητούμε τις θεωρητικές τιμές στην x και y διεύθυνση.



Διάγραμμα 8.4 – Φάσματα επιταχυνσιόμετρων 4 και 8 στην x και y διεύθυνση

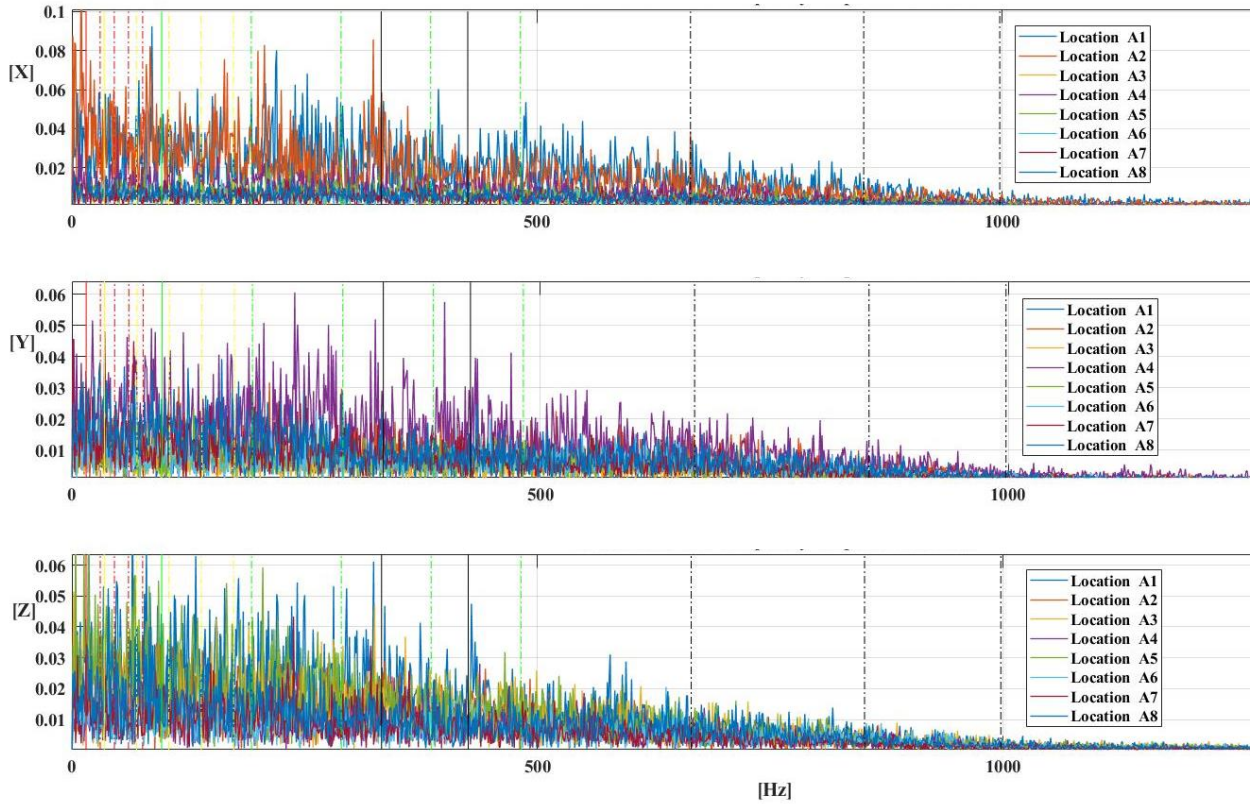
Αρχικά, και τα δύο αισθητήρια διαθέτουν τιμές σχετικά με την F_s και τις αρμονικές τους και κάποιες από τις F_m και την GMF_p. Σε συνδυασμό, τα δύο αισθητήρια μας δίνουν όλες τις τιμές των GMF_1 και GMF_2 με κάποιες μικροδιαφορές μεταξύ τους. Επιπροσθέτως, τα διαγράμματα της y διεύθυνσης μας δίνουν μια συμπληρωματική εικόνα ως προς τις δυο αυτές τιμές και τις αρμονικές τους. Στον **πίνακα 8.2** παρουσιάζονται συνοπτικά τα αποτελέσματα των μετρήσεων μας, για τις πρώτες 5 αρμονικές, σε σύγκριση με την θεωρητική τιμή των συχνοτήτων που αναζητάμε. Για κάθε τιμή συχνότητας που βρέθηκε, στα αισθητήρια που περιγράφηκαν, ακολουθεί ένα κελί με τιμή που υποδηλώνει την διεύθυνση και τον αριθμό του αισθητηρίου όπου υπήρξε ταύτιση. Με βάση την επιλογή των αισθητηρίων μας είμαστε ικανοί να ταυτίσουμε όλες τις θεωρητικές τιμές (n=1) και επιπροσθέτως αρκετές από τις αρμονικές τους.

	n=1	**n=2**	**n=3**	**n=4**	**n=5**
fs	10.2	20.4	30.6	40.8	51
	X[1,4]	X[4,8] Y[8]	X[1,4,8] Y[8]	-	X[1,2,5,8] Y[8]
fm	223.13	446.25	669.38	892.5	1115.63
	X[1,2,4] Y[4]	X[1,4]	X[2,4,8]	-	-
GMFp	285.6	571.2	856.8	1142.4	1428
	X[1] Y[8]	X[1]	X[4]	-	-
GMF1	64.7	129.4	194.1	258.8	323.5
	X[1] Y[8]	X[1,4]		X[1,4,8] Y[8]	X[1,8]
GMF2	23.29	46.58	69.87	93.16	116.45
	X[2,4]	X[2,4] Y[4]	X[4,8]	X[1,8] Y[4]	X[2,4]

Πίνακας 8.2 – Ταύτιση θεωρητικών συχνοτήτων με αισθητήρια

- **912 [RPM]**

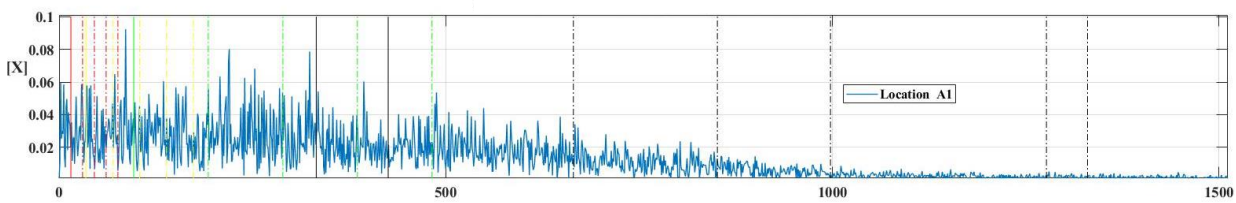
Ακολουθεί το συνολικό **διάγραμμα 8.5** με ταχύτητα εισόδου 912 [RPM], για τα 8 αισθητήρια, στις τρεις διευθύνσεις.



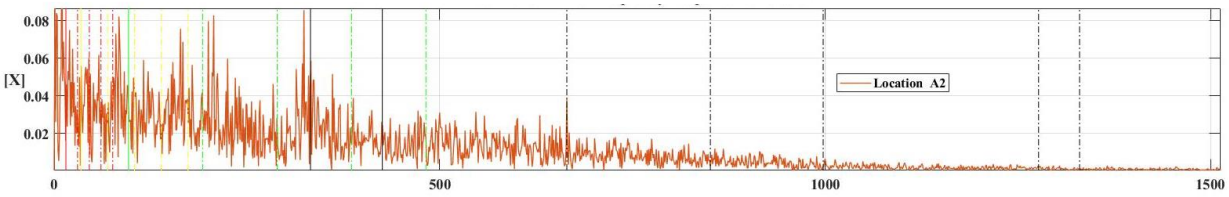
Διάγραμμα 8.5 – Φάσματα επιταχυνσιόμετρων στις 3 διευθύνσεις

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για επιλεγμένα επιταχυνσιόμετρα και στην επιλεγμένη διεύθυνση που διακρίνουμε τις περισσότερες θεωρητικές τιμές.

Για τους λόγους που προαναφέρθηκαν στο προηγούμενο σενάριο η επιλογή των διευθύνσεων που θα παρουσιάσουμε παραμένουν οι ίδιοι. Ακολουθούν τα διαγράμματα των δύο αισθητηρίων για την διεύθυνση x.



Διάγραμμα 8.6 – Φάσμα 1ου αισθητηρίου στην διεύθυνση x

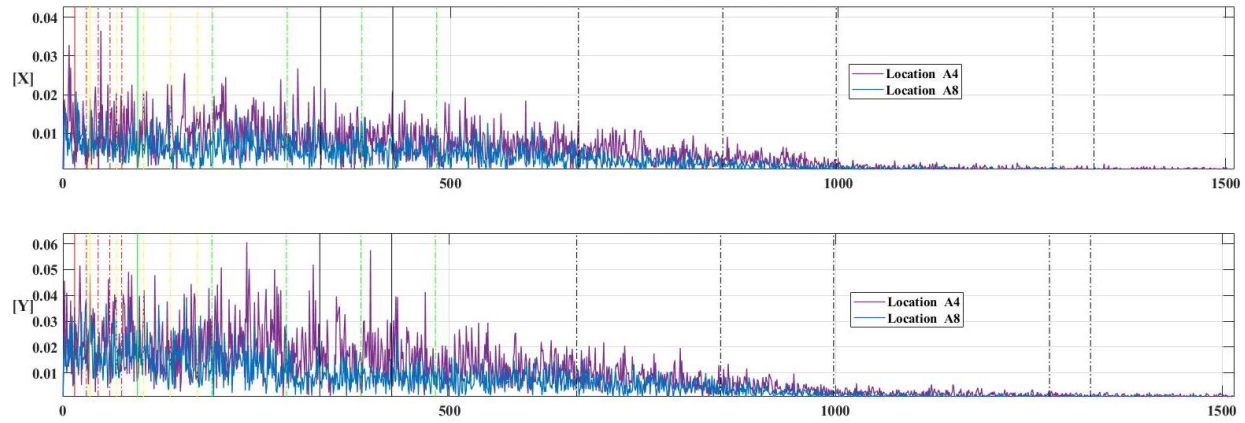


Διάγραμμα 8.7 – Φάσμα 2ου αισθητηρίου στην διεύθυνση x

Και τα δυο φάσματα περιέχουν την f_m, την GMF_p και την GMF_1 και GMF_2. Ως προς τις διαφορές τους παρατηρήθηκαν τα εξής:

- Το αισθητήριο 1 κατέγραψε μια αρμονική της f_s και το φάσμα της y διεύθυνσης περιέχει καλύτερα την f_m και μια πληροφορία σχετικά με την GMF_p. Επίσης, το φάσμα στην διεύθυνση x περιέχει καλύτερες πληροφορίες σχετικά με την GMF_1 και της αρμονικές της.
- Το αισθητήριο 2 απέκρυψε επιπλέον μια αρμονική της f_m και την GMF_p, στην x διεύθυνση. Επιπλέον παρατηρήθηκε να αντιλαμβάνεται καλύτερα την GMF_2, ειδικότερα αν αξιολογήσουμε τα φάσματα στην y διεύθυνση.

Συνεχίζουμε με την αναζήτηση των αισθητηρίων του διβάθμιου κιβωτίου που μας δίνουν τα πιο ευδιάκριτα φάσματα. Όπως πριν, έτσι και σε αυτήν την περίπτωση, εστιάσαμε την προσοχή μας στα αισθητήρια 4 και 8 για τους λόγους που προαναφέρθηκαν στο σενάριο των 612 [RPM]. Στην συνέχεια παρουσιάζονται τα διαγράμματα στον x και y άξονα.



Διάγραμμα 8.8 – Φάσματα επιταχυνσιόμετρων 4 και 8 στην x και y διεύθυνση

Γενικότερα, τα δύο αισθητήρια αποδίδουν παραπλήσια αποτελέσματα αν τα αξιολογήσουμε μεμονωμένα σε κάθε άξονα. Συνολικά αποδίδουν πληροφορίες σχετικά με τις GMF_1, GMF_2 και τις αρμονικές τους. Τέλος, και τα δύο αισθητήρια αντιλαμβάνονται την τελευταία αρμονική της GMF_2 και τις αρμονικές της f_s. Αναλυτικότερα:

- Το αισθητήριο 4 δίνει καλύτερα αποτελέσματα σε σύγκριση με το 8 στον x άξονα καθώς είναι το μοναδικό που αντιλαμβάνεται την GMF_1 και τιμές των αρμονικών της.
- Το αισθητήριο 8 υστερεί αρκετά στον άξονα x. Ως προς την διεύθυνση y, περιέχει πιο ξεκάθαρες τιμές της GMF_2.

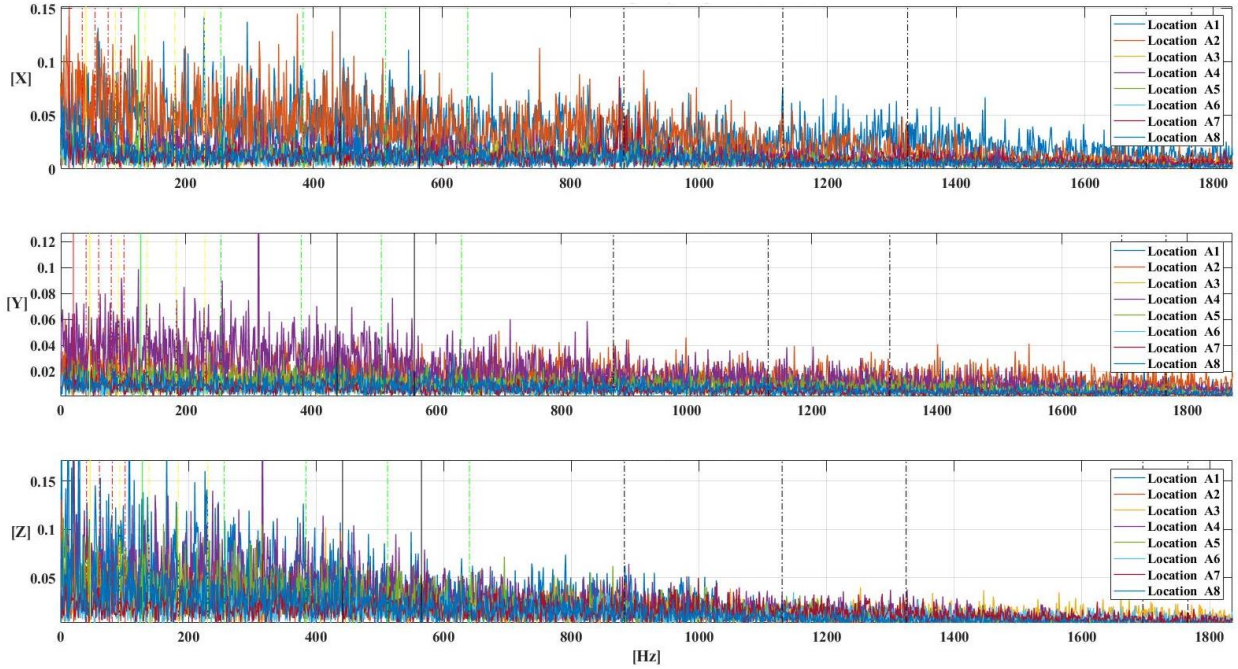
Στον **πίνακα 8.3** παρουσιάζονται συνοπτικά τα αποτελέσματα των μετρήσεων μας, για τις πρώτες 5 αρμονικές, σε σύγκριση με την θεωρητική τιμή των συχνοτήτων που αναζητάμε. Για κάθε τιμή συχνότητας που βρέθηκε, στα αισθητήρια που περιεγράφηκαν, ακολουθεί ένα κελί με τιμή που υποδηλώνει την διεύθυνση και τον αριθμό του αισθητηρίου όπου υπήρξε ταύτιση. Με βάση την επιλογή των αισθητηρίων μας είμαστε ικανοί να ταυτίσουμε όλες τις θεωρητικές τιμές (n=1) και επιπροσθέτως αρκετές από τις αρμονικές των GMF_1 και GMF_2. Στην προκειμένη περίπτωση, και μάλλον εξαιτίας του φάσματος που χρησιμοποιήσαμε στην μέθοδο envelope, χάνουμε όλες τις αρμονικές τις GMF_p και αρκετές της f_m.

	n=1	**n=2**	**n=3**	**n=4**	**n=5**
fs	15.2	30.40	45.6	60.8	76
	X[8] Y[8]	X[1] Y[1,8]	X[4,8]	Y[4]	X[4,8] Y[4]
fm	332.5	665	997.5	1330	1662.5
	X[1,2] Y[1,8]	X[2,4] Y[2]	-	-	-
GMFp	425.6	851.2	1276.8	1702.4	2128
	X[2,4] Y[1,8]	-	-	-	-
GMF1	96.43	192.85	289.28	385.7	482.13
	X[1,2] Y[1,2]	X[1,2,4] Y[1]	X[1,4] Y[1,2,8]	-	X[4] Y[1]
GMF2	34.72	69.43	104.15	138.86	173.58
	X[1,2,4,8] Y[4,8]	X[1,4] Y[1,4,8]	X[2,4] Y[4]	X[1,2,4,8] Y[2,8]	Y[4,8]

Πίνακας 8.3 – Ταύτιση θεωρητικών συχνοτήτων με αισθητήρια

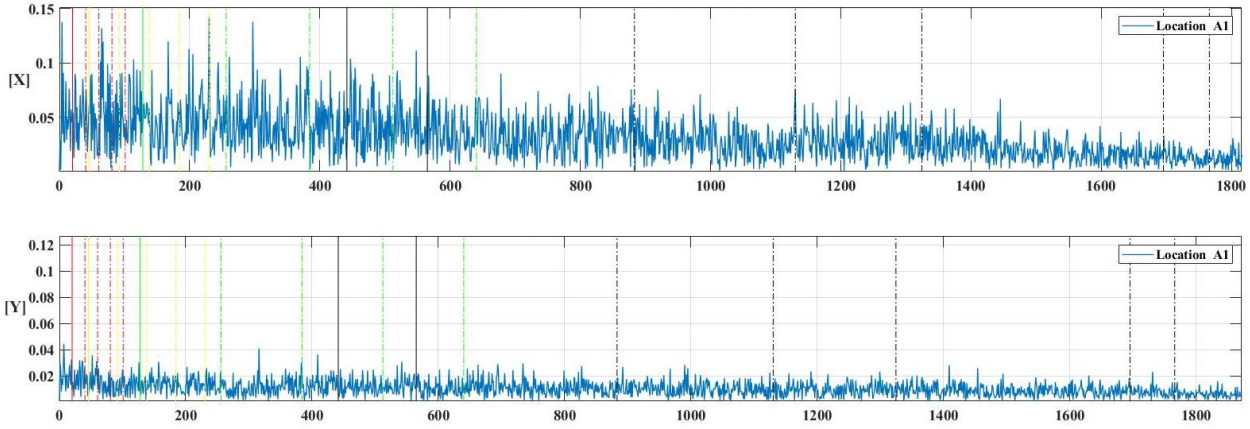
- **1211 [RPM]**

Ακολουθεί το συνολικό διάγραμμα (**8.9**) για τις 1211 [RPM], για τα 8 αισθητήρια, στις τρεις διευθύνσεις. Σε αυτήν την φάση, μεγαλώσαμε το φάσμα της envelope εξαιτίας των πολύ υψηλών θεωρητικών τιμών που περιμένουμε να έχουμε στο σύστημα μας.

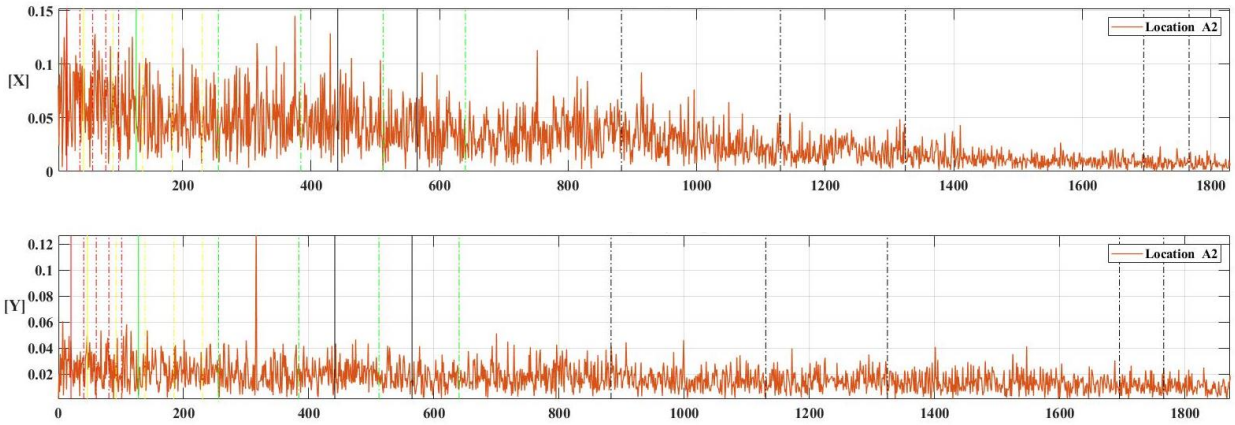


Διάγραμμα 8.9 – Φάσματα επιταχυνσιόμετρων στις 3 διευθύνσεις

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για επιλεγμένα επιταχυνσιόμετρα και στην επιλεγμένη διεύθυνση x και y που διακρίνουμε το καλύτερο σύνολο των περισσότερων θεωρητικών τιμών (**διάγραμμα 8.10** και **8.11**).



Διάγραμμα 8.10 – Φάσμα 1ου αισθητηρίου στην διεύθυνση x και y

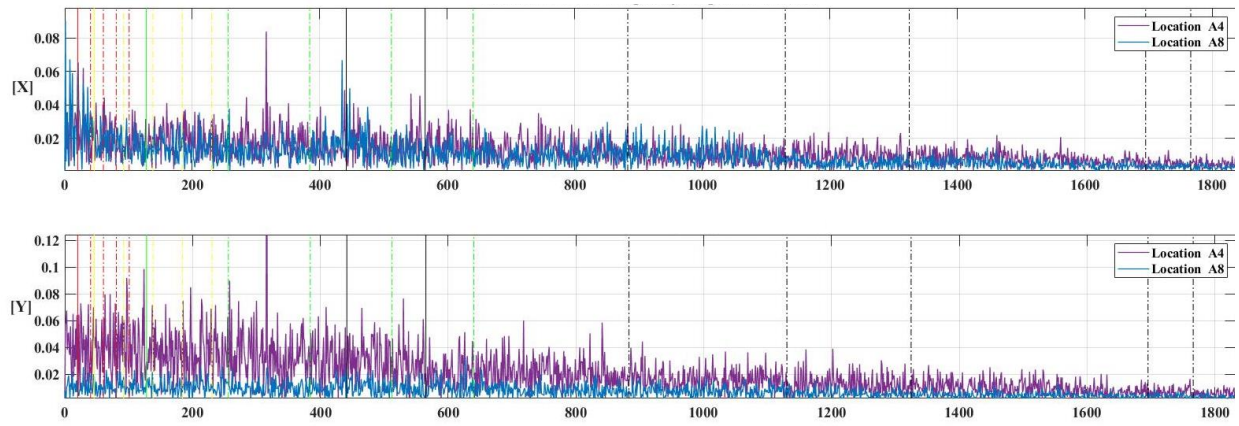


Διάγραμμα 8.11 – Φάσμα 2ου αισθητηρίου στην διεύθυνση x και y

Γενικότερα, και τα δύο αισθητήρια περιέχουν πολύ καλά δεδομένα σχετικά με τις GMF_p και f_m. Επίσης, υπάρχει ταύτιση ως προς τις GMF_i. Πιο συγκεκριμένα:

- Το επιταχυνσιόμετρο 1 εμφανίζει περισσότερες πληροφορίες σχετικά με την GMF_p. Έχουμε βέλτιστη ταύτιση της GMF_1 και των αρμονικών της, στην διεύθυνση y ενώ μπορούμε να πάρουμε καλές πληροφορίες για την GMF_2 στην διεύθυνση x.
- Το επιταχυνσιόμετρο 2 εμφανίζει περισσότερες πληροφορίες σχετικά με την f_m και τις αρμονικές της. Έχουμε βέλτιστη ταύτιση της GMF_2 και των αρμονικών της, στην διεύθυνση y ενώ σχετικά λίγα συμπεράσματα προκύπτουν από την x διεύθυνση.

Συνεχίζουμε με αισθητήρια του διβάθμιου κιβωτίου και πιο συγκεκριμένα, τα επιταχυνσιόμετρα 4 και 8. Ακολουθούν τα φάσματα τους στην διεύθυνση x και y (**8.12**).



Διάγραμμα 8.12 – Φάσματα επιταχυνσιόμετρων 4 και 8 στην x και y διεύθυνση

Τα δύο αισθητήρια στις 2 διευθύνσεις, είναι ικανά να αποδώσουν τις GMF_i με τις αρμονικές τους όπως επίσης και κάποιες από τις συχνότητες του πλανητικού. Αναλυτικότερα:

- Το αισθητήριο 4 δίνει καλύτερα αποτελέσματα στον άξονα x και κατά βάση της GMF_2. Το φάσμα στον άξονα y περιέχει καλύτερες πληροφορίες σχετικά με την GMF_2 και τις αρμονικές της σε σύγκριση με τον x.
- Το αισθητήριο 8 πετυχαίνει καλύτερη ταύτιση τη GMF_1 και των αρμονικών της και ειδικότερα στην διεύθυνση y.

Στον **πίνακα 8.4** παρουσιάζονται συνοπτικά τα αποτελέσματα των μετρήσεων μας, για τις πρώτες 5 αρμονικές, σε σύγκριση με την θεωρητική τιμή των συχνοτήτων που αναζητάμε. Για κάθε τιμή συχνότητας που βρέθηκε, στα αισθητήρια που περιεγράφηκαν, ακολουθεί ένα κελί με τιμή που υποδηλώνει την διεύθυνση και τον αριθμό του αισθητηρίου όπου υπήρξε ταύτιση. Με βάση την επιλογή των αισθητηρίων μας είμαστε ικανοί να ταυτίσουμε όλες τις θεωρητικές τιμές (n=1) και επιπροσθέτως μεγάλο πλήθος των αρμονικών τους.

	n=1	**n=2**	**n=3**	**n=4**	**n=5**
fs	20.18	40.37	60.55	80.73	100.92
	X[1,8] Y[1,8]	Y[8]	X[1,2,4,8] Y[1,4]	X[1] Y[8]	X[2] Y[1,2]
fm	441.5	883	1324.5	1766	2207.5
	X[1,2,4] Y[2,8]	X[1,4,8] Y[2]	X[2] Y[2]	Y[2]	-
GMFp	565.1	1130.25	1695.37	2260.5	2825.62
	X[1,2,8]	X[1,2]	X[1] Y[1]	-	-
GMF1	128.04	256.07	384.11	512.14	640.18
	X[4] Y[1]	X[4,8] Y[1,4]	X[1] Y[1,8]	X[2,8] Y[1]	X[1] Y[1,8]
GMF2	46.08	92.16	138.24	184.32	230.4
	X[1,4] Y[2,4,8]	X[1,2] Y[4,8]	X[1,2,4] Y[2,4,8]	X[2,4,8] Y[1,2,4]	X[1,4,8] Y[1,2,4]

Πίνακας 8.4 – Ταύτιση θεωρητικών συχνοτήτων με αισθητήρια

Γενικευμένα συμπεράσματα

Οι μετρήσεις τις πειραματικής διάταξης αποδώσανε θετικά αποτελέσματα. Για τα τρία σενάρια στροφών που διεξήγαμε ταυτίσαμε όλες τις θεωρητικές συχνότητες τις οποίες αναζητούσαμε. Επιπροσθέτως, για τις 612 [RPM] και 1211 [RPM] καταφέραμε να ταυτίσουμε και αρκετές από τις αρμονικές συχνότητες που αναζητούσαμε, μέχρι και n=5. Στην περίπτωση των 912 [RPM] είχαμε μια έλλειψη ταυτίσεων στο κομμάτι των αρμονικών των συχνοτήτων του πλανητικού που πιθανότατα πηγάζει από το επιλεγμένο εύρος συχνοτήτων της envelope.

8.2 Σύγκριση υγιή αποτελεσμάτων με αποτελέσματα βλάβης

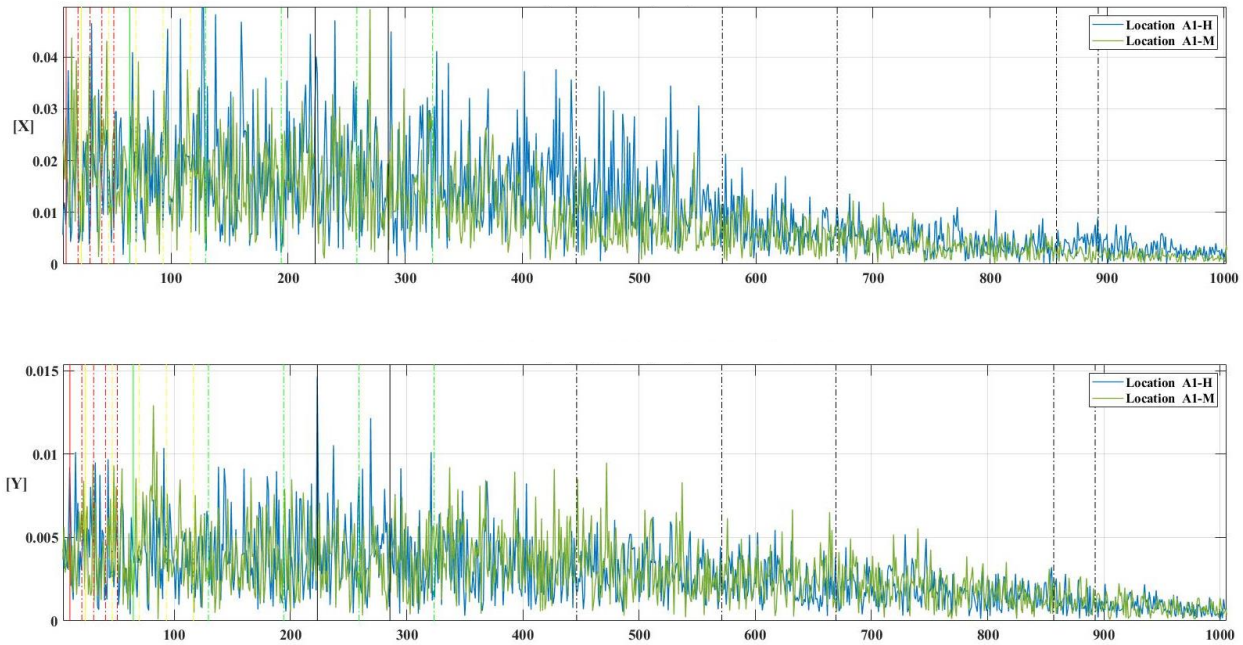
Ακολουθούν τα αποτελέσματα, για τα τρία σενάρια στροφών, του οδοντωτού τροχού με βλάβη σε σύγκριση με αυτά του υγιής. Αγνοήθηκαν τα φάσματα στην διεύθυνση z και επικεντρωθήκαμε στις διευθύνσεις x και y των αισθητηρίων 1,2,4 και 8 όπου και διέθεταν τα πιο ευδιάκριτα αποτελέσματα. Στη συνέχεια παρουσιάζονται αναλυτικά τα σενάρια.

- **612 [RPM]**

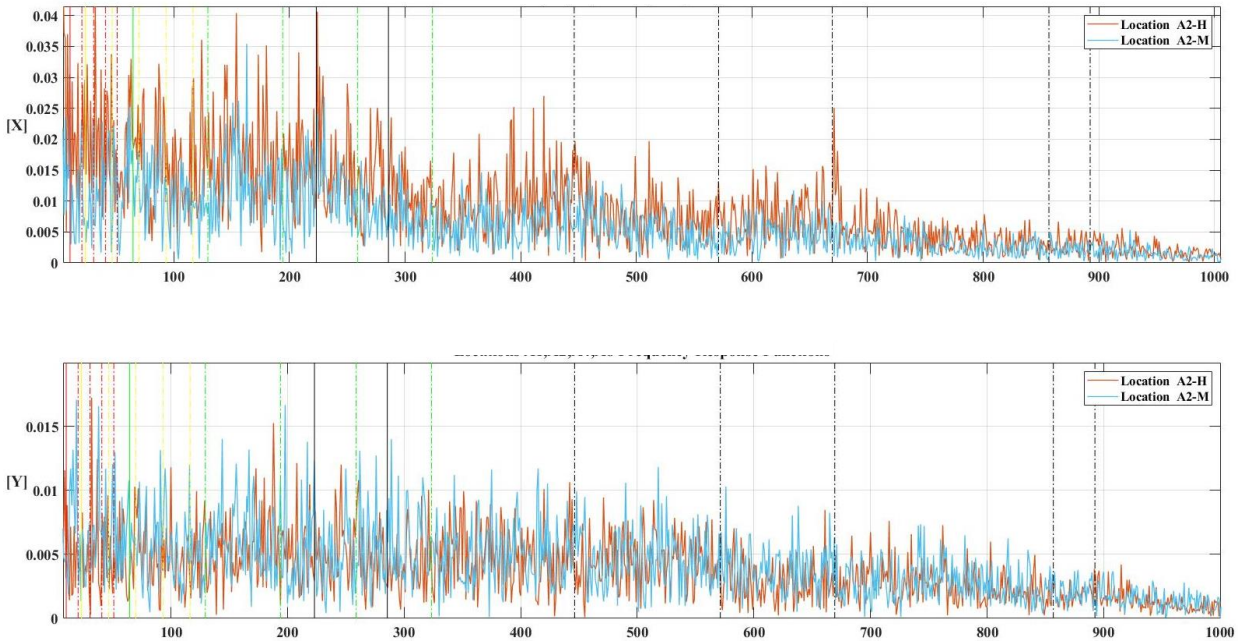
Ως προς τα αισθητήρια 1 και 2 του πλανητικού παρατηρήθηκαν τα εξής συμπεράσματα:

- Στη διεύθυνση x: ο παλμός του υγιούς μοντέλου όπως και οι κορυφές του έχουν αισθητά μεγαλύτερη τιμή. Αναλυτικότερα, παρατηρείται μείωση στα πλάτη των GMF_i ειδικότερα στο 2ο αισθητήριο. Επιπροσθέτως, δεν έχουμε τόσο καλή ταύτιση πλέον και για τις f_m και GMF_p. Τέλος, παρατηρούμε την εμφάνιση sidebands σε περιοχές μεγαλύτερης τάξης αρμονικών ($n \geq 3$), με αποτέλεσμα να χάνουμε την ταύτιση τους.
- Στη διεύθυνση y: δεν εξάγεται κάποιο συμπέρασμα σχετικά με τις κορυφές και τα φάσματα. Ως προς τα θεωρητικά μεγέθη, παρατηρήθηκε ο ίδιος επηρεασμός ως προς τα μεγέθη του πλανητικού, ειδικά στην περιοχή των αρμονικών τους. Τέλος, για το αισθητήριο 1 παρατηρήθηκε καλύτερος επηρεασμός της GMF_2 από ότι στην διεύθυνση x.

Ακολουθούν τα διαγράμματα σύγκρισης των δυο αισθητηρίων, στις δυο διευθύνσεις. Να τονίσουμε πως η καμπύλη με το γράμμα H απεικονίζει το υγειές μοντέλο και η καμπύλη με το γράμμα M, το μοντέλο με την βλάβη (**διάγραμμα 8.13** και **8.14**).



Διάγραμμα 8.13 – Σύγκριση φασμάτων 1ου αισθητηρίου στις διευθύνσεις x και y



Διάγραμμα 8.14 – Σύγκριση φασμάτων 2ου αισθητηρίου στις διευθύνσεις x και y

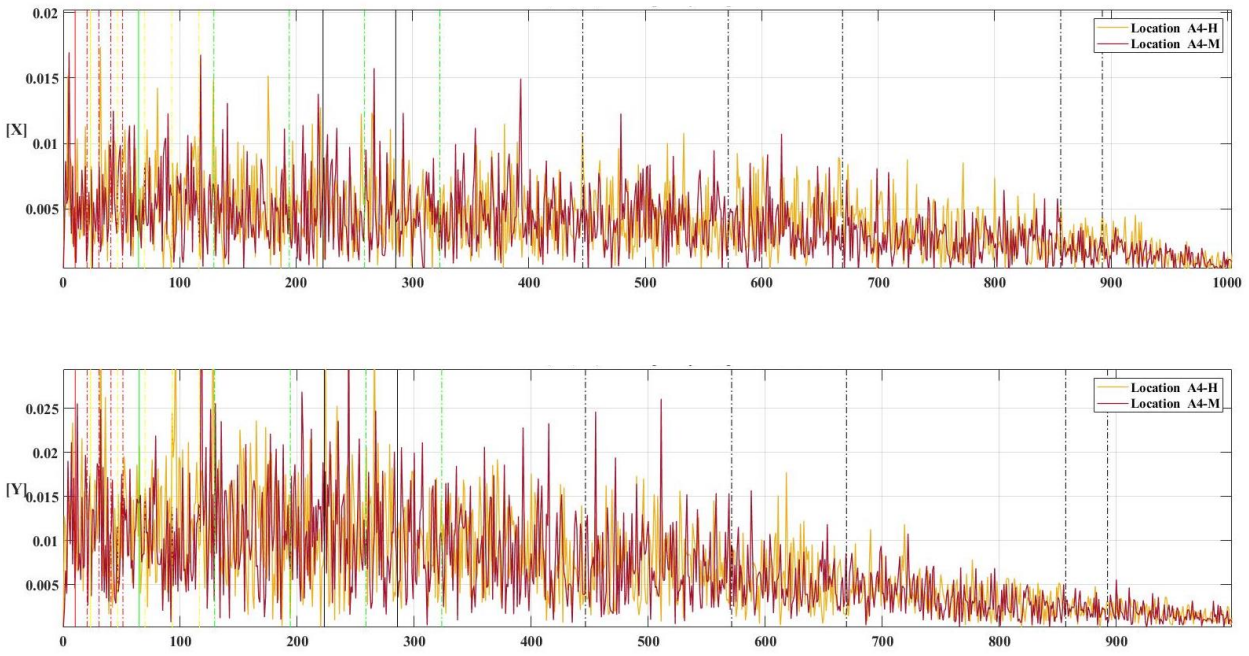
Σαν συμπέρασμα εξάγεται πως το αισθητήριο 2 δίνει καλύτερη εικόνα σχετικά με την ύπαρξη βλάβης στο σύστημα.

Σειρά έχουν τα αισθητήρια 4 και 8 του διβάθμιου κιβωτίου.

Ως προς το αισθητήριο 4, που βρίσκεται στην είσοδο του κιβωτίου, παρατηρήθηκαν τα εξής:

- Στη διεύθυνση x: οριακά μπορεί να γίνει η εκτίμηση ότι μειώθηκε το πλάτος του φάσματος με την βλάβη αλλά εμφανίζονται υψηλότερες κορυφές. Ως προς τι θεωρητικές συχνότητες, έχουμε αύξηση των sidebands στις περιοχές των αρμονικών συχνοτήτων και επομένως μικρότερη ταύτιση σε σύγκριση με την κατάσταση του υγιούς.
- Στη διεύθυνση y: δεν εξάγεται κάποιο συμπέρασμα σχετικά με τις κορυφές και τα φάσματα. Ως προς τα θεωρητικά μεγέθη, έχουμε την εμφάνιση sidebands στην περιοχή της GMF_1 και σε κάποιες αρμονικές της

Ακολουθούν τα διαγράμματα σύγκρισης, των 2 καταστάσεων, για το αισθητήριο 4 (**8.15**).

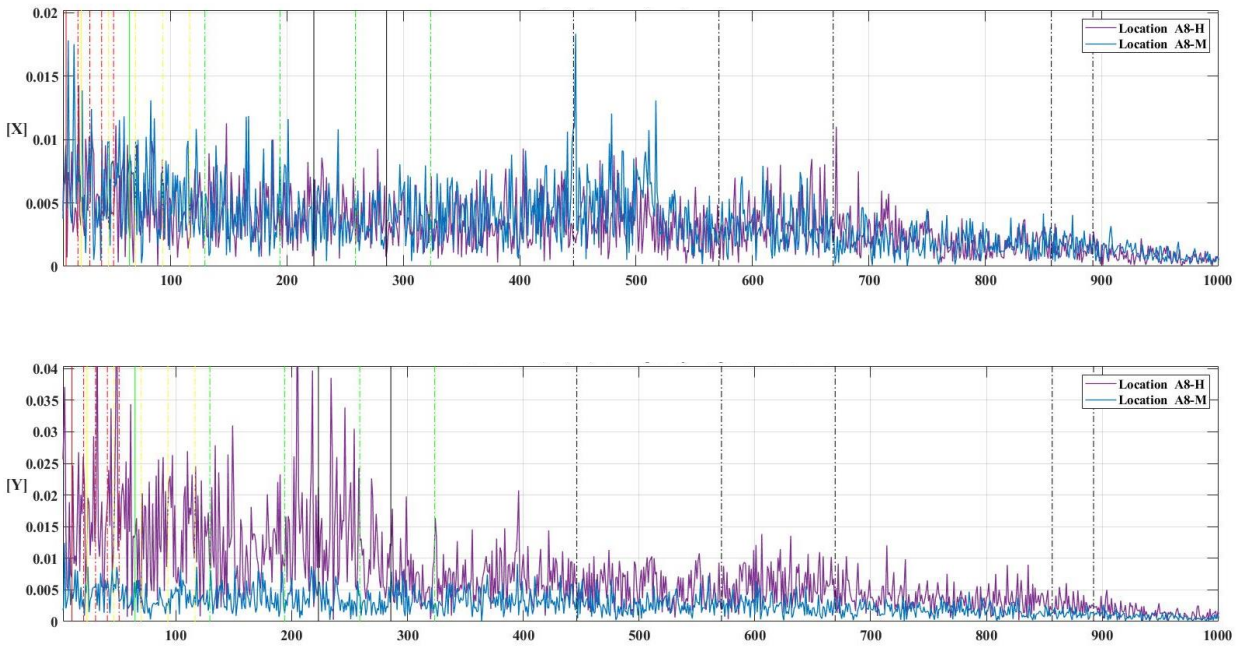


Διάγραμμα 8.15 – Σύγκριση φασμάτων 4ου αισθητηρίου στις διευθύνσεις x και y

Ως προς το αισθητήριο 8, το οποίο βρίσκεται στον μεσαίο άξονα, πλησιέστερα του οδοντωτού τροχού, παρατηρούνται τα πιο αξιοσημείωτα αποτελέσματα. Αναλυτικότερα:

- Στη διεύθυνση x: δεν μπορεί να εξαχθεί συμπέρασμα ως προς το πλάτος του φάσματος. Το φάσμα με την βλάβη εμφανίζει στην 2 αρμονική της GMF_p μια αλόγιστη αύξηση. Ως προς τις θεωρητικές τιμές, εμφανίζεται απόκρυψη κάποιων αρμονικών της GMF_1 και του πλανητικού, ειδικά για $n \geq 3$.
- Στη διεύθυνση y: Παρατηρείται δραματική μείωση του πλάτους του φάσματος στην περίπτωση της βλάβης. Έχουμε χάσει σχεδόν όλες τις ταυτίσεις των θεωρητικών συχνοτήτων, αφού έχουμε μόνιμα sidebands σχεδόν σε όλο το μήκος του φάσματος.

Ακολουθούν τα διαγράμματα σύγκρισης, των δύο καταστάσεων, για το επιταχυνσιόμετρο 8 (**8.16**).



Διάγραμμα 8.16 – Σύγκριση φασμάτων 8ου αισθητηρίου στις διευθύνσεις x και y

Σαν συμπέρασμα εξάγεται πως το αισθητήριο 8 δίνει καλύτερη εικόνα σχετικά με την ύπαρξη βλάβης στο σύστημα.

Συμπεράσματα

Στο σενάριο των χαμηλών στροφών, οι μετρήσεις υποδεικνύουν ξεκάθαρα την ύπαρξη της βλάβης στο σύστημα μας, ακόμη και από το αισθητήριο 1. Ως βέλτιστες θέσεις για την συγκεκριμένη περίπτωση εξάγονται τα αισθητήρια 2 και 8.

Το αισθητήριο 2, ακόμη και αν δεν βρίσκεται τοποθετημένο στο κιβώτιο που περιέχει την βλάβη, είναι ικανό να υποδείξει την ύπαρξη της στο σύστημα, με την προϋπόθεση της ύπαρξης μετρήσεων της υγιούς κατάστασης.

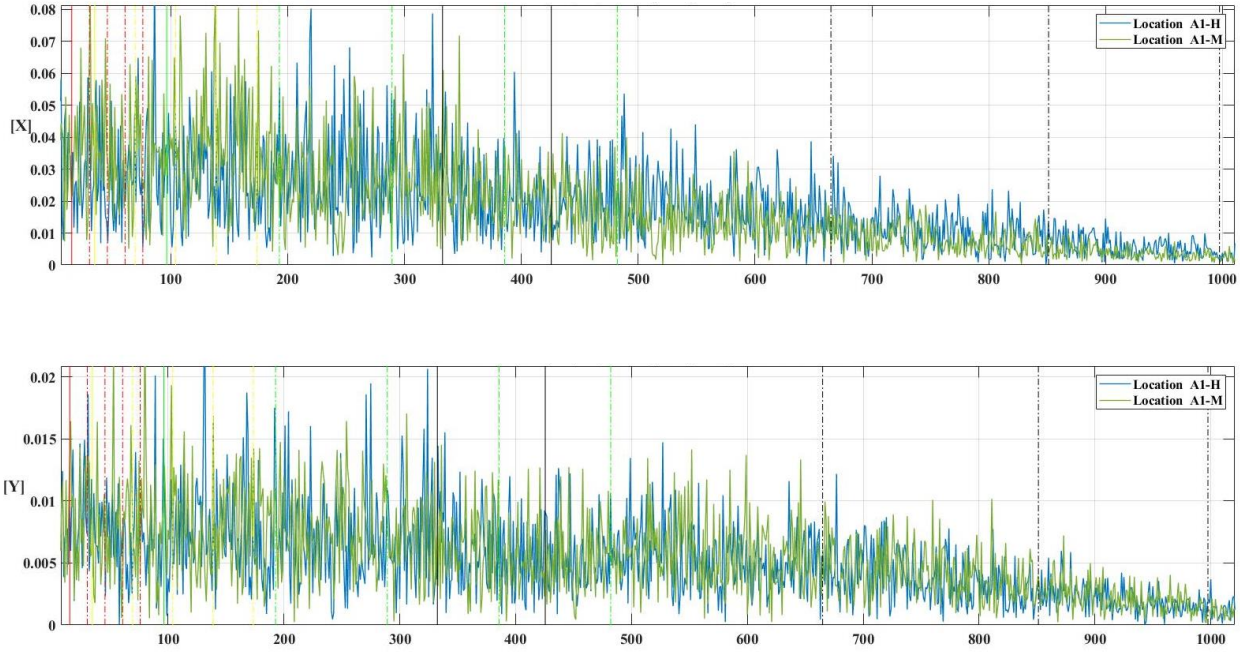
Το αισθητήριο 8 τονίζει ξεκάθαρα την ύπαρξη της βλάβης, και δεδομένου των συνολικών αισθητηρίων και μετρήσεων της διάταξης, υποδεικνύει την τοποθεσία της βλάβης.

- **912 [RPM]**

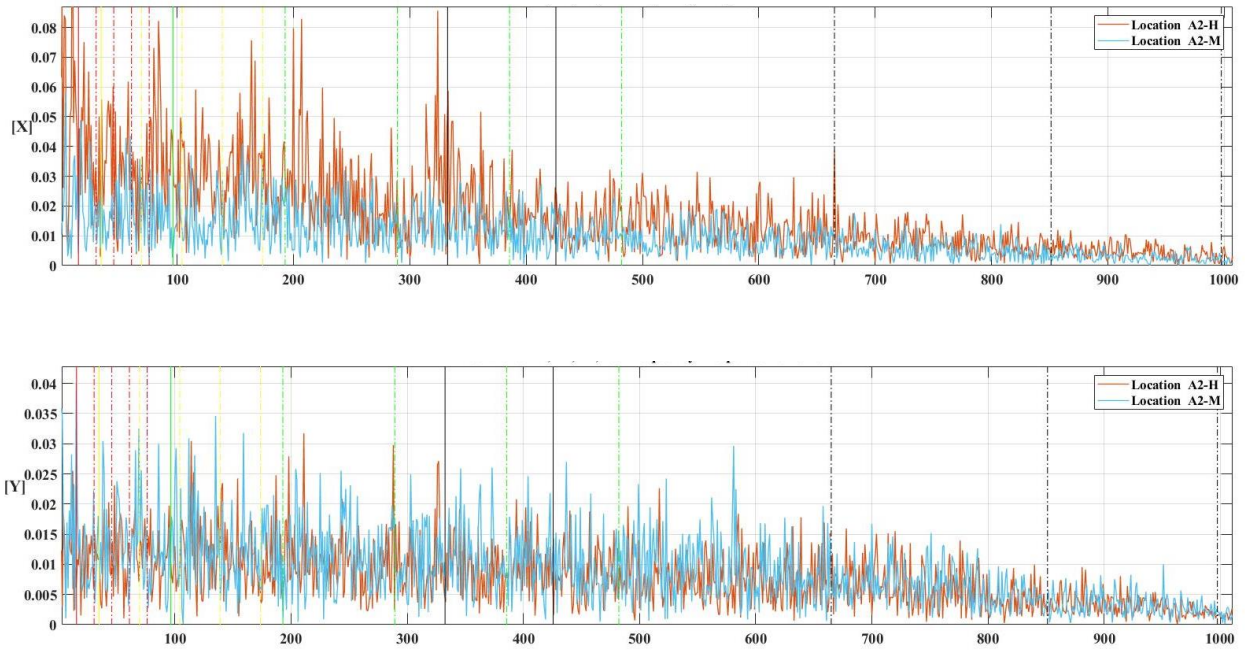
Ως προς τα αισθητήρια 1 και 2 του πλανητικού παρατηρήθηκαν τα εξής συμπεράσματα:

- Στη διεύθυνση x: Η μοναδική παρατήρηση του 1 ως προς το φάσμα είναι ότι μετά τα 400 [Hz] παρατηρείται μια μικρή μείωση του πλάτους της μέτρησης που περιέχει το σφάλμα. Το αισθητήριο 2 παρουσιάζει ξεκάθαρη μείωση στο πλάτος του φάσματος με την βλάβη. Ως προς τις θεωρητικές τιμές, έχουμε sidebands σε GMF_2 και αρμονικές, αρμονικές της GMF_1 και στις σε αρμονικές του πλανητικού.
- Στη διεύθυνση y: δεν εξάγεται κάποιο συμπέρασμα σχετικά με τις κορυφές και τα φάσματα. Ως προς τα θεωρητικά μεγέθη, έχουμε επηρεασμό στα ίδια μεγέθη με την διεύθυνση x, με μικρότερη όμως ένταση ως προς του πλανητικού.

Ακολουθούν τα διαγράμματα σύγκρισης (**8.17** και **8.18)** των δυο αισθητηρίων, στις δυο διευθύνσεις.



Διάγραμμα 8.17 – Σύγκριση φασμάτων 1ου αισθητηρίου στις διευθύνσεις x και y



Διάγραμμα 8.18 – Σύγκριση φασμάτων 2ου αισθητηρίου στις διευθύνσεις x και y

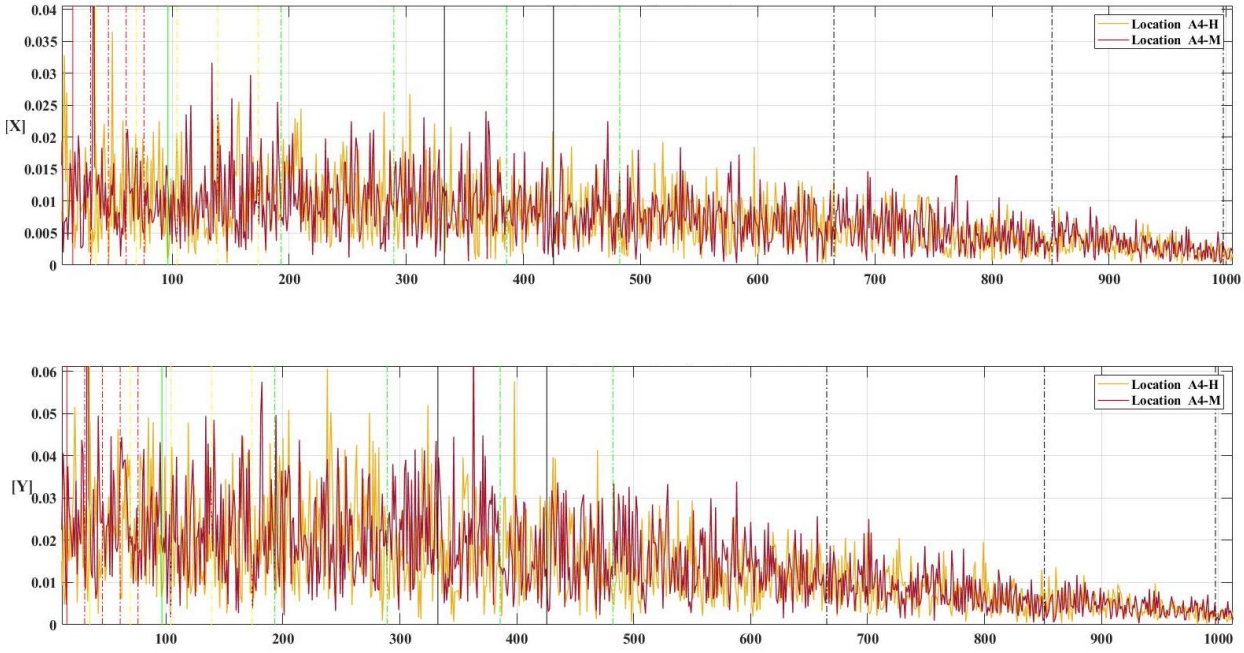
Σαν συμπέρασμα εξάγεται πως το αισθητήριο 2 δίνει καλύτερη εικόνα σχετικά με την ύπαρξη βλάβης στο σύστημα.

Σειρά έχουν τα αισθητήρια 4 και 8 του διβάθμιου κιβωτίου.

Ως προς το αισθητήριο 4, που βρίσκεται στην είσοδο του κιβωτίου, παρατηρήθηκαν τα εξής:

- Στη διεύθυνση x: δεν εξάγεται κάποιο συμπέρασμα σχετικά με τις κορυφές και τα φάσματα. Ως προς τα θεωρητικά μεγέθη, επηρεάζονται οι αρμονικές της GMF_2 και της GMF_p, όπως και μια αρμονική της f_m.
- Στη διεύθυνση y: δεν εξάγεται κάποιο συμπέρασμα σχετικά με τις κορυφές και τα φάσματα. Ως προς τα θεωρητικά μεγέθη, δεν είναι ξεκάθαρα τα αποτελέσματα για το συγκεκριμένο αισθητήριο στην συγκεκριμένη διεύθυνση.

Ακολουθούν τα διαγράμματα σύγκρισης, των δύο καταστάσεων, για το αισθητήριο 4 (**8.19**).

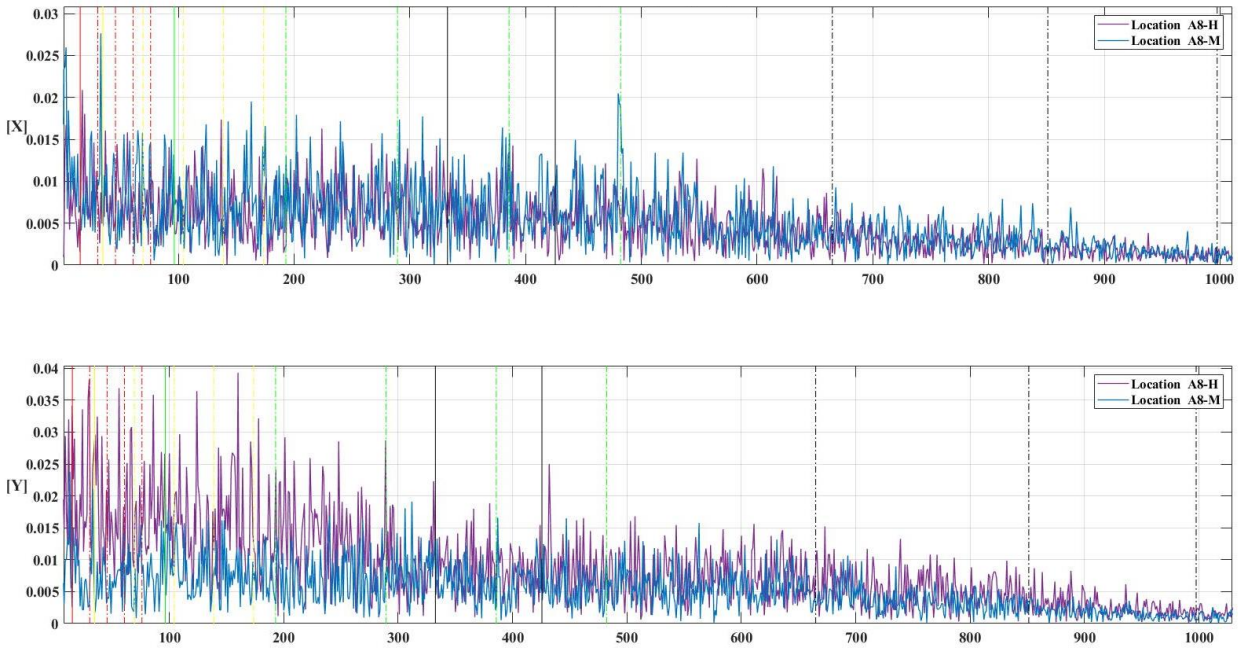


Διάγραμμα 8.19 – Σύγκριση φασμάτων 4ου αισθητηρίου στις διευθύνσεις x και y

Ως προς το αισθητήριο 8, παρατηρούνται τα πιο αξιοσημείωτα αποτελέσματα. Αναλυτικότερα:

- Στη διεύθυνση x: δεν εξάγεται κάποιο συμπέρασμα σχετικά με τις κορυφές και τα φάσματα. Ως προς τα θεωρητικά μεγέθη, εμφανίζεται επηρεασμός των GMF_p και αύξηση των κορυφών στις περιοχές των αρμονικών των GMF_i.
- Στη διεύθυνση y: Παρατηρείται δραματική μείωση του πλάτους του φάσματος στην περίπτωση της βλάβης. Επιπροσθέτως, έχουμε απόκρυψη των αρκετών θεωρητικών τιμών εξαιτίας των sidebands.

Ακολουθούν τα διαγράμματα σύγκρισης, των 2 καταστάσεων, για το επιταχυνσιόμετρο 8 (**8.20**).



Διάγραμμα 8.20 – Σύγκριση φασμάτων 8ου αισθητηρίου στις διευθύνσεις x και y

Σαν συμπέρασμα εξάγεται πως το αισθητήριο 8 δίνει καλύτερη εικόνα σχετικά με την ύπαρξη βλάβης στο σύστημα.

Συμπεράσματα

Στο σενάριο των μεσαίων στροφών, οι μετρήσεις υποδεικνύουν την ύπαρξη της βλάβης στο σύστημα μας. Ως βέλτιστες θέσεις για την συγκεκριμένη περίπτωση εξάγονται τα αισθητήρια 2 και 8. Με βάση τα συγκεκριμένα δύο αισθητήρια πρέπει να γίνεται η αξιολόγηση σε αυτή την τιμή στροφών, καθώς τα υπόλοιπα έχουν απλώς κάποιες υποδείξεις στις μετρήσεις τους.

Το αισθητήριο 2, ακόμη και αν δεν βρίσκεται τοποθετημένο στο κιβώτιο που περιέχει την βλάβη, είναι ικανό να υποδείξει την ύπαρξη της στο σύστημα, με την προϋπόθεση της ύπαρξης μετρήσεων της υγιούς κατάστασης.

Το αισθητήριο 8 τονίζει ξεκάθαρα την ύπαρξη της βλάβης, και δεδομένου των συνολικών αισθητηρίων και μετρήσεων της διάταξης, υποδεικνύει την τοποθεσία της βλάβης.

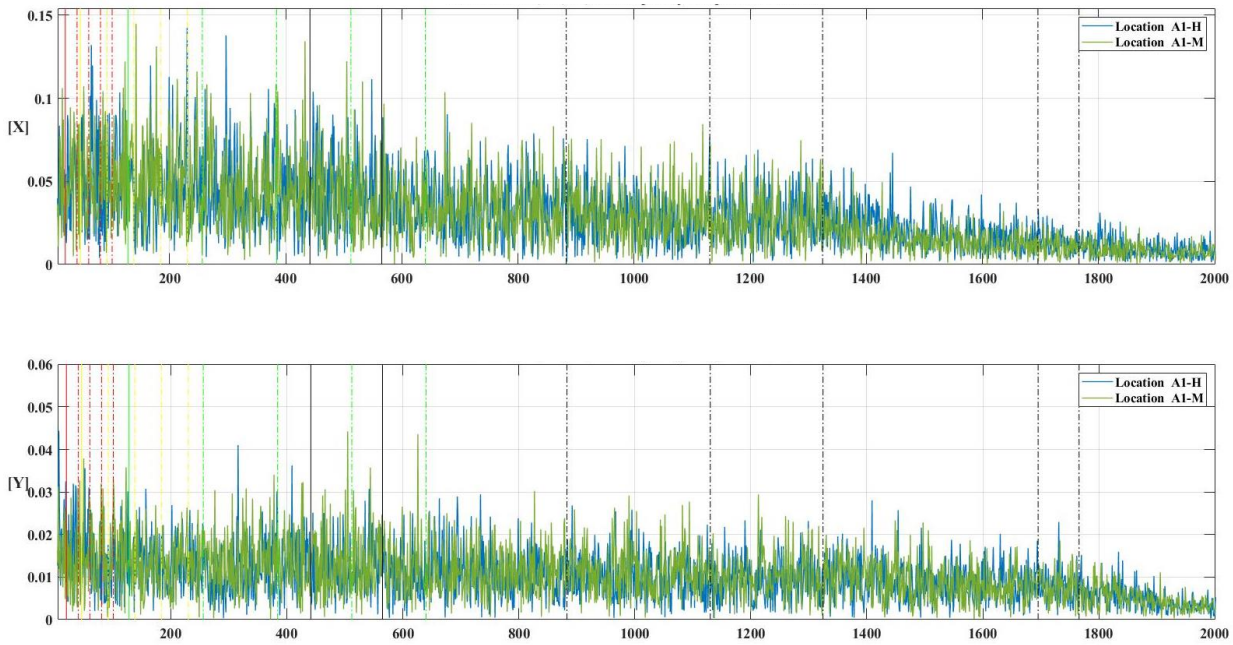
- **1211 [RPM]**

Τέλος, κλείνουμε με το σενάριο των υψηλών στροφών.

Ως προς το αισθητήριο 1 του πλανητικού παρατηρήθηκαν τα εξής συμπεράσματα:

- Στη διεύθυνση x: Δεν εξάγεται συμπέρασμα σχετικά με το πλάτος του φάσματος. Ως προς τις θεωρητικές τιμές, κάποιες αρμονικές κρύβονται σε sidebands και κάποιες ενισχύονται σε σχέση με το υγιές μοντέλο.
- Στη διεύθυνση y: Δεν εξάγεται συμπέρασμα σχετικά με το πλάτος του φάσματος. Ως προς τις θεωρητικές τιμές, χάνεται μια αρμονική της GMF_2 και GMF_1.

Ακολουθούν τα διαγράμματα σύγκρισης του 1ου αισθητηρίου, στις δυο διευθύνσεις (**8.21**).



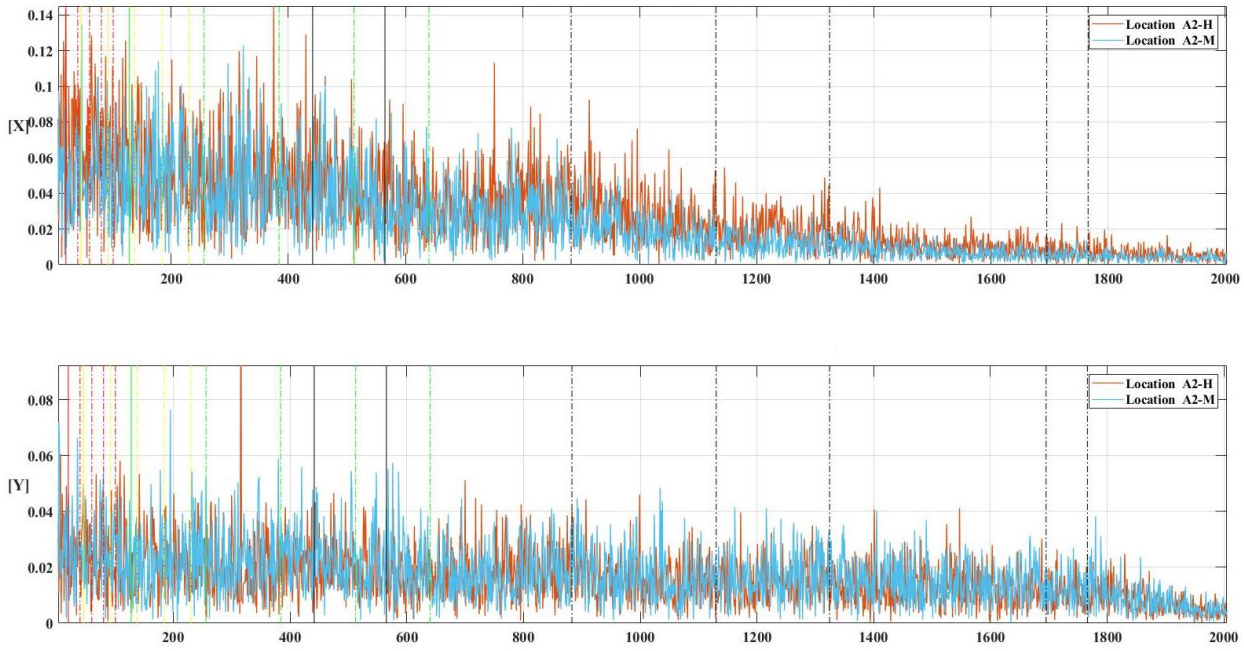
Διάγραμμα 8.21 – Σύγκριση φασμάτων 1ου αισθητηρίου στις διευθύνσεις x και y

Γενικότερα, δύσκολα εξάγεται συμπέρασμα από το αισθητήριο 1, ακόμη και με την σύγκριση με αποτελέσματα των μετρήσεων του υγιούς μοντέλου.

Ως προς το αισθητήριο 2 του πλανητικού παρατηρήθηκαν τα εξής συμπεράσματα:

- Στη διεύθυνση x: Παρατηρείται μια πτώση του πλάτους του φάσματος που περιέχει την βλάβη. Όσον αφορά τις θεωρητικές τιμές, έχουμε sidebands στην *GMF*1 και στις αρμονικές τις, όπως και σε αρκετές αρμονικές των f_m και GMF_p.
- Στη διεύθυνση y: Δεν εξάγεται συμπέρασμα σχετικά με το πλάτος του φάσματος. Ως προς τις θεωρητικές τιμές, έχουμε απόκρυψη της GMF_2.

Ακολουθούν τα διαγράμματα σύγκρισης του 2ου αισθητηρίου για τις δυο διευθύνσεις (**8.22**).



Διάγραμμα 8.22 – Σύγκριση φασμάτων 2ου αισθητηρίου στις διευθύνσεις x και y

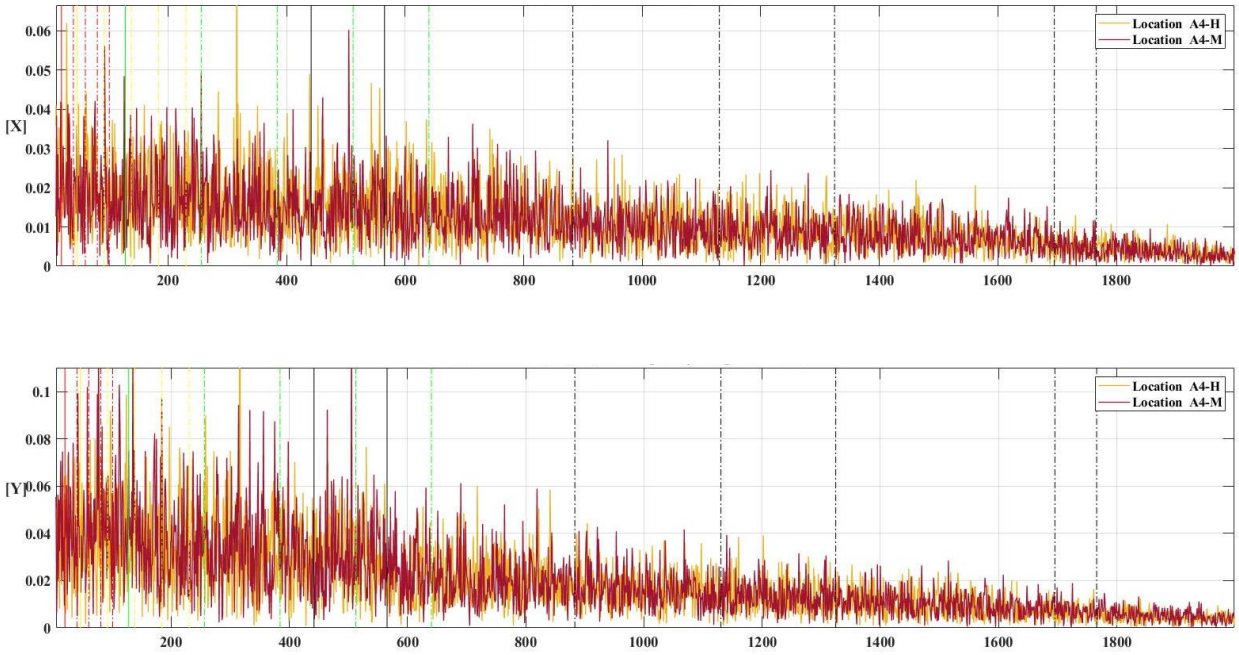
Σαν συμπέρασμα εξάγεται πως το αισθητήριο 2 δίνει καλύτερη εικόνα σχετικά με την ύπαρξη βλάβης στο σύστημα.

Σειρά έχουν τα αισθητήρια 4 και 8 του διβάθμιου κιβωτίου.

Ως προς το αισθητήριο 4, που βρίσκεται στην είσοδο του κιβωτίου, παρατηρήθηκαν τα εξής:

- Στη διεύθυνση x: Δεν εξάγεται συμπέρασμα σχετικά με το πλάτος του φάσματος. Ως προς τις θεωρητικές τιμές, χάνουμε τις τελευταίες δύο αρμονικές της GMF_2 ενώ αντιλαμβανόμαστε καλύτερα την GMF_1 και τις αρμονικές της. Επιπροσθέτως, μετά τα 600 Hz χάνουμε αρκετές αρμονικές εξαιτίας των sidebands που εμφανίζονται εξαιτίας της βλάβης.
- Στη διεύθυνση y: Δεν εξάγεται συμπέρασμα σχετικά με το πλάτος του φάσματος. Όσον αφορά τις θεωρητικές τιμές, χάνουμε την GMF_2 και κάποιες από τις αρμονικές της.

Ακολουθούν τα διαγράμματα σύγκρισης, των δύο καταστάσεων, για το αισθητήριο 4 (**8.23**).

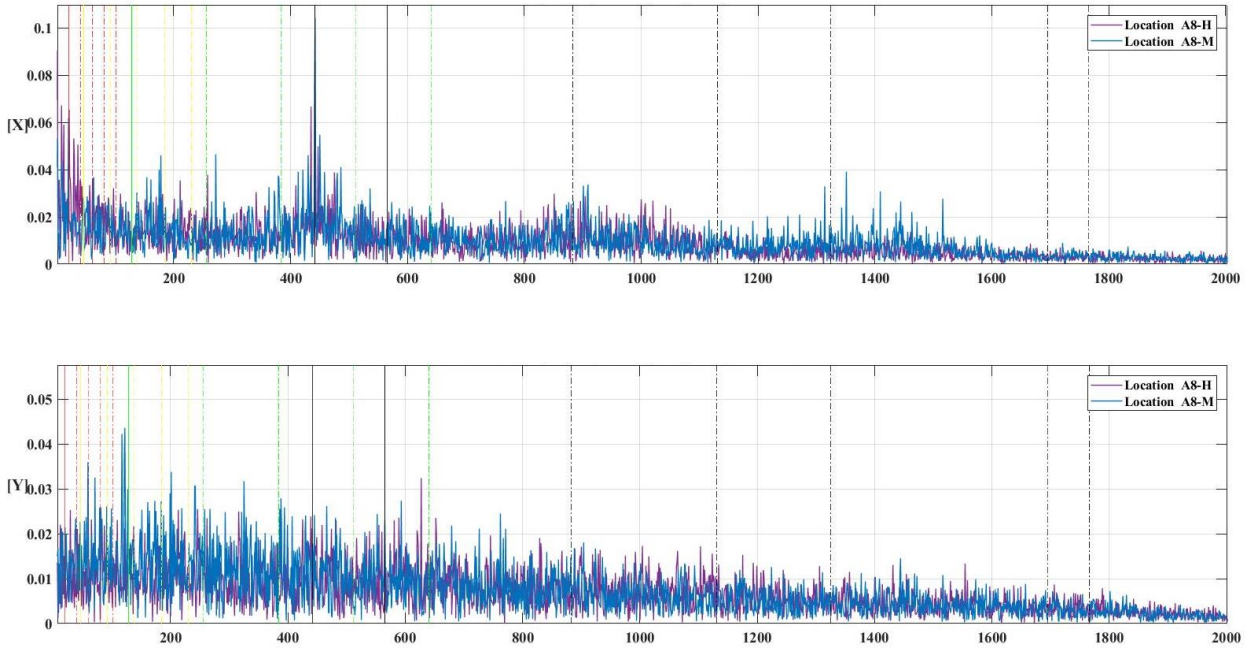


Διάγραμμα 8.23 – Σύγκριση φασμάτων 4ου αισθητηρίου στις διευθύνσεις x και y

Ως προς το αισθητήριο 8, παρατηρούνται τα πιο αξιοσημείωτα αποτελέσματα. Αναλυτικότερα:

- Στη διεύθυνση x: Το φάσμα που περιέχει την βλάβη έχει πτώση μέχρι τα 1100 [Hz] ενώ στη σύνεχεια αυξάνει το πλάτος του πάνω από το υγιές. Χάνουμε, εξαιτίας των ενισχυμένων sidebands, τις αρμονικές των GMF_i ενώ ταυτόχρονα, παρατηρείται ενίσχυση στις συχνότητες του πλανητικού.
- Στη διεύθυνση y: Το πλάτος του φάσματος της βλάβης είναι, για πρώτη φορά, ίδιου μεγέθους με του υγιούς. Έτσι, δεν μπορούμε να εξάγουμε κάποιο συμπέρασμα ως προς τα φάσματα. Ως προς τις θεωρητικές τιμές, έχουμε απόκρυψη κάποιων αρμονικών της GMF_1, μιας αρμονικής της GMF_2 και της f_m.

Ακολουθούν τα διαγράμματα σύγκρισης, των δύο καταστάσεων, για το επιταχυνσιόμετρο 8 (**8.24**).



Διάγραμμα 8.24 – Σύγκριση φασμάτων 8ου αισθητηρίου στις διευθύνσεις x και y

Σαν συμπέρασμα εξάγεται πως το αισθητήριο 8 δίνει καλύτερη εικόνα σχετικά με την ύπαρξη βλάβης στο σύστημα.

Συμπεράσματα

Στο σενάριο των υψηλών στροφών, οι μετρήσεις οριακά υποδεικνύουν την ύπαρξη της βλάβης στο σύστημα μας. Ως βέλτιστες θέσεις για την συγκεκριμένη περίπτωση εξάγονται τα αισθητήρια 2 και 8. Με βάση τα συγκεκριμένα δύο αισθητήρια και μόνο, πρέπει να γίνεται η αξιολόγηση σε αυτή την τιμή στροφών, καθώς τα υπόλοιπα δεν μας δίνουν αξιόπιστα συμπεράσματα. Είναι πλέον ξεκάθαρο πως όσο χαμηλότερες είναι οι στροφές, τόσο πιο εύκολη γίνεται η διάγνωση του είδους και της τοποθεσίας της βλάβης.

Το αισθητήριο 2, ακόμη και αν δεν βρίσκεται τοποθετημένο στο κιβώτιο που περιέχει την βλάβη, είναι ικανό να υποδείξει την ύπαρξη της στο σύστημα, με την προϋπόθεση της ύπαρξης μετρήσεων της υγιούς κατάστασης.

Το αισθητήριο 8 τονίζει ξεκάθαρα την ύπαρξη της βλάβης, και δεδομένου των συνολικών αισθητηρίων και μετρήσεων της διάταξης, υποδεικνύει την τοποθεσία της βλάβης.

Κεφάλαιο 9: Συμπεράσματα

Ως προς το υγιές μοντέλο παρατηρήθηκε:

- Απολυτή συμφωνία των θεωρητικών συχνοτήτων που προκύπτουν από τις ταλαντώσεις των οδοντωτών τροχών κατά την λειτουργία τους.

Ως προς την σύγκριση υγιούς μοντέλου με μοντέλο βλάβης, παρατηρήθηκαν:

- Παρατηρήθηκε μείωση στην φασματική πληροφορία, που λαμβάνουμε από την βλάβη, στις συχνότητες που αφορούν το πλανητικό κιβώτιο. Ταυτόχρονα, λαμβάνοντας υπόψιν την θεωρία που διέπουν τις βλάβες ως προς την αλληλεπίδραση των συχνοτήτων εμπλοκής, επαληθεύεται η μείωση των $GMFi$ και ακόμη πιο έντονη πτώση σημειώνεται στην περιοχή των αρμονικών τους.
- Ως προς το απαραμόρφωτο μοντέλο και την πειραματική διάταξη, η διάγνωση της βλάβης κρίνεται επιτυχής. Να τονίσουμε πως στην περίπτωση της πειραματικής διάταξης, με αύξηση των στροφών η διάγνωση δυσχεραίνεται μέσα από την αξιολόγηση των φασμάτων ενώ, στην περίπτωση των μοντέλων στο Adams View, οι διαφοροποιήσεις παρουσιάζονται καλύτερα.
- Το μοντέλο εύκαμπτων σωμάτων δίνει παραπλήσια συμπεράσματα με το απαραμόρφωτο, εάν επικεντρωθούμε στις δυνάμεις επαφή ενώ όχι και τόσο αξιόπιστα ως προς τις επιταχύνσεις. Πιθανοί λόγοι σχετικά με αυτό, η παράλειψη της εφαρμογής απόσβεσης στα σώματα των πεπερασμένων και η απόκλιση του πειράματος με το μοντέλο ως προς το καπάκι του κιβωτίου

9.1 Μελλοντικές προτάσεις

Κατά την γνώμη μας, και έπειτα από την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων, προτείνετε:

- Περαιτέρω διερεύνηση της στιβαρότητας εμπλοκής των οδοντωτών τροχών μέσα από την διεξαγωγή πεπερασμένων μοντέλων.
- Διερεύνηση στο κομμάτι εισαγωγής απόσβεσης στο εύκαμπτο μοντέλο.
- Χρήση διαφορετικών μεθόδων για τον μετασχηματισμό των πειραματικών μετρήσεων στο πεδίο των συχνοτήτων
- Χρήση διαφορετικών μοντέλων δύναμης τριβής κατά τον ορισμό της επαφής.

Βιβλιογραφία

[1]. Ramesh Ganugapenta, M. Dora Babu, M. Kumar, “DESIGN AND PERFORMANCE ANALYSIS OF HELICAL GEAR FOR ALUMINUM AND STEEL MATERIAL BY USING ANSYS”, 2018

[2]. Stock Drive Products and Sterling Instrument, [Ηλεκτρονικό, διαθέσιμο https://sdp-si.com/]

[3]. Στεργίου, Κ. Χ., “Γενική Μηχανολογία - Στοιχεία Μηχανών”,2012

[4]. ΒΙΚΙΠΑΙΔΕΙΑ, [Ηλεκτρονικό, διαθέσιμο https://el.wikipedia.org /wiki/Έδρανο]

[5]. Παπαδάκης Λάμπρος, “ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΜΕ ΟΔΟΝΤΩΤΟΥΣ ΤΡΟΧΟΥΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΛΟΓΙΣΜΟΚΟΥ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΟΛΛΑΠΛΩΝ ΣΩΜΑΤΩΝ”, Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας, 2018

[6]. Ahmed A. Shabana, “DYNAMICS OF MULTIBODY SYSTEMS” fourth edition, CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS 2013

[7]. Jochem Giesbers, “CONTACT MECHANICS IN MSC ADAMS. A technical evaluation of the contact models in multibody dynamics software MSC Adams” University of twente 2012

[8]. Miryam B. Sanchez, Miguel Pleguezuelos, Jose I. Pedrero “APPROXIMATE EQUATIONS FOR THE MESHING STIFFNESS AND THE LOAD SHARING RATIO OF SPUR GEARS INCLUDING HERTZIAN EFFECTS” UNED, Departamento de Mecánica, 2017

[9]. ΒΙΚΙΠΑΙΔΕΙΑ, [Ηλεκτρονικό, διαθέσιμο https://en.wikipedia.org/wiki/Friction]

[10]. Ca, C., “Théorie des machines simples.”, Paris, France, 1785

[11]. Olsson H, Å. K., “Friction models and friction compensation.” Eur J Control 4:176–195, 1998

[12]. Fuller D. D. (n.d.), “Coefficients of Friction”, Columbia University

[13]. MSC Software, “Adams Tutorial Kit for Mechanical Engineering Courses”, (Third Edition)

[14]. Josep M. Font-Llagunes, “Multibody Dynamics Computational Methods and Applications”, 2016

[15]. Κεφαλά Σωτηρία, “ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΩΛΗΝΑ ΑΝΘΡΑΚΟΝΗΜΑΤΩΝ ΜΕ ΣΥΝΔΕΣΜΟΥΣ”, Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας, 2018

[16]. Δημήτριος Γιαγκόπουλος, “ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΙΣ ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΜΗΧΑΝΩΝ”,[Ηλεκτρονικό, διαθέσιμο Eclass Πανεπιστημίου Δυτικής Μακεδονίας]

[17]. Διαγούπης Αθανάσιος, “Διάγνωση και Πρόγνωση Βλαβών Συστημάτων Μετάδοσης Κίνησης μέσω Στατιστικών Δεικτών Κατάστασης”, Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας, 2018

[18]. Κάισεφ Σταύρος, Τηλιόπουλος Θωμάς, Τσιρωνάς Σωτήριος, " ΔΙΑΓΝΩΣΗ ΚΑΙ ΠΡΟΓΝΩΣΗ ΒΛΑΒΩΝ ΣΕ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ", Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας, 2015

[19]. ΒΙΚΙΠΑΙΔΕΙΑ, "Επεξεργασία σήματος", [Ηλεκτρονικό, διαθέσιμο https://el.wikipedia.org /wiki/Επεξεργασία_σήματος].

[20]. Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar "Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance", Newness and ELSEVIER, 2004