



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΠΕΛΟΠΟΝΝΗΣΟΥ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΙΣ ΠΕΡΙΣΤΡΕΦΟΜΕΝΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

ΚΟΝΤΟΠΟΥΛΟΥ ΣΩΤΗΡΙΑ ΑΜ 6958

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΤΣΙΝΟΠΟΥΛΟΣ ΣΤΕΦΑΝΟΣ

ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2021

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Διπλωματική Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών (πρώην Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε) του Πανεπιστημίου Πελοποννήσου (πρώην Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας) υπό την καθοδήγηση του αναπληρωτή καθηγητή Κ. Τσινόπουλου Στέφανου Το αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι «Ταλαντώσεις περιστρεφόμενων μηχανών», (Machinery vibrations).

Οι μηχανές χρησιμοποιούνται σχεδόν σε κάθε πτυχή της καθημερινής μας ζωής, από την ηλεκτρική σκούπα και το πλυντήριο, που χρησιμοποιούμε στο σπίτι, μέχρι τα βιομηχανικά μηχανήματα που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή σχεδόν κάθε προϊόντος που χρησιμοποιούμε καθημερινά. Όταν ένα μηχάνημα αποτύχει ή σπάσει, οι συνέπειες που μπορεί να επέλθουν κυμαίνονται από οικονομική καταστροφή, ή τραυματισμό μέχρι πιθανή απώλεια ζωής. Για αυτόν τον λόγο, η έγκαιρη ανίχνευση, ταυτοποίηση και διόρθωση προβλημάτων μηχανημάτων είναι υψίστης σημασίας για την διασφάλιση συνεχής, ασφαλούς και παραγωγικής λειτουργίας. Πλέον οι τεχνολογικές εξελίξεις καθιστούν δυνατή όχι μόνο την ανίχνευση πότε ένα μηχάνημα αναπτύσσει ένα πρόβλημα, αλλά και τον προσδιορισμό της συγκεκριμένης φύσης του προβλήματος για προγραμματισμένη διόρθωση.

Σε αυτό το σημείο να ευχαριστήσω θερμά τον Επιβλέποντα Καθηγητή μου Κ. Τσινόπουλο Στέφανο, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Πελοποννήσου, για τα κατάλληλα εφόδια και γνώσεις για την ολοκλήρωση της εκπόνησης και για την για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που μου προσέφερε για την πραγματοποίηση της εργασίας.

Κοντοπούλου Σωτηρία

Πάτρα 2021

Υπεύθυνη Δήλωση Φοιτητή: Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Φοιτητής έχω επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνω υπεύθυνα ότι είμαι συγγραφέας αυτής της Διπλωματικής Εργασίας, έχω δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μου όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποίησα και έλαβα ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνω επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχω ενσωματώσει στην εργασία μου προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχω πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχω αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Ο Φοιτητής
Κοντοπούλου Σωτηρία

(Υπογραφή)

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται τις ταλαντώσεις των περιστρεφόμενων μηχανών. Η βιβλιογραφική ανασκόπηση που θα πραγματοποιηθεί στους τρόπους ανίχνευσης, ανάλυσης και διόρθωσης αυτών θα είναι ο γνώμονας για την κατανόηση ενός πλάνου αντιμετώπισης των ταλαντώσεων.

Ένα από τα κύρια πράγματα για τα οποία πρέπει να ανησυχεί ένας μηχανικός, είναι να βεβαιωθεί ότι μια μηχανή λειτουργεί αποτελεσματικά, καθώς η αυξανόμενη ζήτηση παραγωγικότητας απαιτεί μια βιώσιμη λειτουργία μηχανημάτων που παράγουν το βέλτιστο αποτέλεσμα με λιγότερη δυνατή συντήρηση. Υπάρχουν πολλά πράγματα που μπορούν να επηρεάσουν την αποτελεσματικότητα μια μηχανής, συμπεριλαμβανομένων των ταλαντώσεων που πηγάζουν από τα κινούμενα και περιστρεφόμενα μέρη αυτών. Οι ταλαντώσεις είναι ένα σύνηθες φαινόμενο. Τα φαινόμενα ταλαντώσεων επηρεάζουν και υποβαθμίζουν την απόδοση του μηχανήματος και οδηγούν στην καταστροφή. Επομένως, η ανάλυση των ταλαντώσεων του μηχανήματος για τον προσδιορισμό του προβλήματος αποτελεί από τις πιο βασικές γνώσεις ενός μηχανικού.

Λέξεις κλειδιά: Αζυγοσταθμία, Ζυγοστάθμιση, Συντονισμός, Ταλαντώσεις Περιστρεφόμενων Μηχανών, Κρίσιμη ταχύτητα

Abstract

This dissertation deals with the vibration of rotating machines. The literature review that will be carried out for the ways of detecting analysis and correction of them will be the guide for the understanding of a program for dealing with vibrations.

One of the main things an engineer should be concerned about is making sure that a machine works efficiently, as the growing demand for productivity requires a sustainable operation of machines that produce the best results with the least possible maintenance. There are many things that can affect the efficiency of a machine, including vibrations emanating from their moving and rotating parts. Vibrations are a common phenomenon. Vibration effects affect and degrade the performance of the machine and lead to disaster. Therefore, the analysis of the vibrations of the machine to determine the problem is one of the most basic knowledge of an engineer.

Keywords: Unbalance, Balance, Resonance, Vibration of rotating machines, Critical Speed

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1	Ταλαντώσεις μηχανών	1
1.1	Αιτίες ταλαντώσεων μηχανής.....	3
1.2	Ανασκόπηση εννοιών	6
1.2.1	Συχνότητα ταλάντωσης (Frequency).....	6
1.2.2	Πλάτος ταλάντωσης (Amplitude)	8
1.2.3	Φάση (Phase)	14
1.3	Ανίχνευση ταλαντώσεων μηχανής.....	14
1.3.1	Μετατροπέας μετατόπισης ή εγγύτητας (Displacement transducer or proximity)	15
1.3.2	Μετατροπέας ταχύτητας.....	17
1.3.3	Μετατροπέας επιτάχυνσης (accelerometer)	18
1.3.4	Κριτήρια επιλογής και τοποθέτησης μετατροπέα.....	20
1.4	Ανάλυση ταλαντώσεων.....	23
1.4.1	Ανάλυση χρονικής κυματομορφής.....	23
1.4.2	Ανάλυση κατά συχνότητα.....	25
2	Αζυγοσταθμία	27
2.1	Ορισμός του μεγέθους της αζυγοσταθμίας.....	28
2.2	Είδη αζυγοσταθμίας	30
2.2.1	Στατική αζυγοσταθμία (Static Unbalance).....	30
2.2.2	Αζυγοσταθμία ζεύγους (Couple Unbalance).....	32
2.2.3	Δυναμική αζυγοσταθμία	33
2.3	Διάγνωση αζυγοσταθμίας.....	34
3	Ζυγοστάθμιση.....	36
3.1	Στατική ζυγοστάθμιση	37
3.2	Δυναμική ζυγοστάθμιση	39

4	Χρήση απλών μοντέλων για ανάλυση και διάγνωση ταλαντώσεων	41
4.1	Εξαναγκασμένη ταλάντωση μηχανικών συστημάτων ενός βαθμού ελευθερίας με αρμονική διέγερση	42
4.2	Απόκριση μηχανικού συστήματος με απόσβεση.....	46
4.3	Περιστρεφόμενη αζυγοσταθμία (Rotating Unbalance).....	49
4.4	Τεχνικές για την επίλυση προβλημάτων ταλάντωσης εξαναγκασμένης διέγερσης	52
5	Ανάλυση Δυναμικής Ρότορα (Rotordynamics)	58
5.1	Κρίσιμη ταχύτητα	59
5.2	Υπολογισμός κρίσιμης ταχύτητας ρότορα συμπιεστή	64
6	Συμπεράσματα	66
7	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	69

Κατάλογος Εικόνων

Εικόνα 1-1: a) Παράλληλη κακή ευθυγράμμιση b) Γωνιακή κακή ευθυγράμμιση [5].	5
Εικόνα 1-2: a) Χαλαρότητα περιστρεφόμενων στοιχείων b) Χαλαρότητα δομής [5].	6
Εικόνα 1-3: Σχέση μεταξύ μετατόπισης, ταχύτητας και επιτάχυνσης [8].	13
Εικόνα 1-4: Διάγραμμα λειτουργίας ενός μετατροπέα μετατόπισης ή εγγύτητας (Displacement transducer or proximity) [9].	16
Εικόνα 1-5: Διάγραμμα μετατροπέα ταχύτητας (seismic velocity transducer) [9].	17
Εικόνα 1-6: Διάγραμμα μετατροπέα επιτάχυνσης (Accelerometer) [9].	19
Εικόνα 1-7: Παραδείγματα σωστών και εσφαλμένων σημείων ανάγνωσης ταλαντώσεων [5].	22
Εικόνα 1-8: Σωστή και εσφαλμένη τοποθέτηση μετατροπέων με βάση τον προσανατολισμό τους [5].	22
Εικόνα 1-9: Χρονική Κυματομορφή γκραναζιού με σπασμένο δόντι [11].	24
Εικόνα 1-10: Σχέση μεταξύ χρόνου και συχνότητας.	26
Εικόνα 2-1: Δύναμη ανισορροπίας. [13].	29
Εικόνα 2-2: Στατική αζυγοσταθμία [3].	30
Εικόνα 2-3: Διόρθωση στατικής ανισορροπίας.	31
Εικόνα 2-4: Διόρθωση στατικής ανισορροπίας με δύο βάρη.	32
Εικόνα 2-5: Αζυγοσταθμία ζεύγους [3].	33
Εικόνα 2-6: Δυναμική αζυγοσταθμία [3].	34
Εικόνα 2-7: Τυπικό φάσμα αζυγοσταθμίας [12].	35
Εικόνα 3-1: Στατική ζυγοστάθμιση [15].	38
Εικόνα 3-2: Δυναμική ζυγοστάθμιση [15].	39
Εικόνα 3-3: Ζυγοστάθμιση δύο επιπέδων [15].	41
Εικόνα 4-1: Μηχανικό σύστημα ελατηρίου-μάζας [14].	43
Εικόνα 4-2: Απόκριση ενός μη αποσβεσμένου συστήματος [14].	46
Εικόνα 4-3: Μη ζυγοσταθμισμένη περιστρεφόμενη μηχανή [14].	49
Εικόνα 4-4: Διάγραμμα ελεύθερου σώματος [14].	50
Εικόνα 4-5: Αδιάστατο πλάτος έναντι λόγου συχνότητας [14].	52

Εικόνα 4-6: Σχηματική αναπαράσταση ενός απορροφητή κραδασμών συνδεδεμένος στο κυρίως σύστημα.[16]	55
Εικόνα 4-7: Πλάτος του κύριου συστήματος (αριστερά) και του απορροφητή κραδασμών (δεξιά) ως συνάρτηση της συχνότητας εξαναγκασμού [16].	56
Εικόνα 5-1: Σχηματικό μοντέλο ενός μη ζυγοσταθμισμένου δίσκου που περιστρέφεται πάνω σε έναν άξονα [14].	60
Εικόνα 5-2.....	63
Εικόνα 5-3.....	65

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1-1: Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα χρήσης του μετατροπέα μετατόπισης ή εγγύτητας.	16
Πίνακας 1-2: Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα χρήσης του μετατροπέα ταχύτητας.....	18
Πίνακας 1-3: Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα χρήσης του μετατροπέα επιτάχυνσης.....	20

Κατάλογος συμβόλων

- f : Συχνότητα
- CPM : Κύκλοι ανά λεπτό
- RPM : Στροφές ανά λεπτό
- CPS : Κύκλοι ανά δευτερόλεπτο
- T : Περίοδος
- U : Ποσό αζυγοσταθμίας
- m_0 : Μάζα αζυγοσταθμίας (kg)
- e : Εκκεντρότητα (m)
- F_r : Φυγόκεντρη δύναμη λόγω της αζυγοσταθμίας
- ω_r : Ταχύτητα περιστροφής άξονα
- \ddot{x} : Επιτάχυνση του σώματος
- $F(t)$: Δύναμη εξαναγκασμού
- F_0 : Μέγιστο πλάτος της εφαρμοζόμενης δύναμης
- k : σταθερά ελατηρίου
- ω : Κυκλική συχνότητα του εξαναγκασμού
- ω_n : Φυσική συχνότητα του συστήματος
- ζ : Λόγος απόσβεσης
- C : Συντελεστής απόσβεσης
- r : Λόγος συχνότητας
- $[M]$: μητρώο αδράνειας
- $[K]$: μητρώο στιβαρότητας ή δυσκαμψίας
- $\omega_{critical}$: κρίσιμη ταχύτητα
- x_{st} : Στατική εκτροπή

ΣΚΟΠΟΣ

Η παρούσα διπλωματική εργασία μελετά τις ταλαντώσεις των περιστρεφόμενων μηχανών, οι οποίες αποτελούν αναπόσπαστο κομμάτι της λειτουργίας τους. Μέσα από την βιβλιογραφική ανασκόπηση δίνονται οι αιτίες εμφάνισης των ταλαντώσεων, η διαδικασία ανίχνευσης και ανάλυσης και αποτελεσματικής διόρθωσης αυτών, στοχεύοντας στην καλύτερη κατανόηση του φαινομένου γιατί ένα από τα κύρια πράγματα για τα οποία πρέπει να ανησυχεί ένας μηχανικός, είναι να βεβαιωθεί ότι μια μηχανή λειτουργεί αποτελεσματικά.

Δομή Εργασίας

Η ανάπτυξη του θέματος έγινε σε πέντε κεφάλαια και η δομή της εργασίας είναι η ακόλουθη:

Στο Πρώτο Κεφάλαιο γίνεται λεπτομερής περιγραφή του φαινομένου, της ταλάντωσης στις περιστρεφόμενες μηχανές. Αρχικά παρατίθενται και αναλύονται όλες οι πιθανές αιτίες που οδηγούν σε ταλαντώσεις μηχανών. Στη συνέχεια γίνεται ανάλυση της διαδικασίας ανίχνευσης των ταλαντώσεων στις μηχανές χρησιμοποιώντας μετατροπείς ή αισθητήρες ταλαντώσεων. Και τέλος, παρουσιάζονται τεχνικές ανάλυσης των σύνθετων σημάτων που λαμβάνονται από το στάδιο της ανίχνευσης μιας ταλάντωσης.

Στο Δεύτερο κεφάλαιο γίνεται αναφορά σε μια από τις σημαντικότερες αιτίες πρόκλησης ταλαντώσεων στις μηχανές με περιστρεφόμενα μέρη, την αζυγοσταθμία. Δίνονται τα βασικά χαρακτηριστικά της και οι τρεις πιο κύριες μορφές εμφάνισής της. Οι μορφές που αναλύονται είναι η Στατική Αζυγοσταθμία (Static Unbalance), η Αζυγοσταθμία Ζεύγους (Couple Unbalance) και η Δυναμική Αζυγοσταθμία (Dynamic Unbalance). Επιπλέον, αναδεικνύεται ο τρόπος διάγνωσης μιας αζυγοσταθμίας, μέσα από την ανάλυση κατά συχνότητα και την ανάλυση χρονικής κυματομορφής.

Στο Τρίτο Κεφάλαιο περιγράφεται η ζυγοστάθμιση, ένα ζωτικό βήμα για να διασφαλιστεί ότι το μηχάνημα θα λειτουργεί αξιόπιστα. Πρόκειται για την επικρατέστερη μέθοδο διόρθωσης της αζυγοσταθμίας. Επίσης σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται οι τεχνικές, της Στατικής (Static Balance) και της Δυναμικής Ζυγοστάθμισης (Dynamic Balance)

Στο Τέταρτο Κεφάλαιο παρουσιάζονται απλά μοντέλα ανάλυσης ταλαντώσεων που αποτελούν τη βάση για τη μελέτη πολυπλοκότερων μοντέλων. Συγκεκριμένα, παρουσιάζονται μοντέλα, εξαναγκασμένης ταλάντωσης μηχανικών συστημάτων ενός βαθμού ελευθερίας με αρμονική διέγερση, απόκρισης μηχανικού συστήματος με απόσβεση και τέλος, περιστρεφόμενης αζυγοσταθμίας. Τέλος, σε αυτό το κεφάλαιο μπορεί κανείς

να μελετήσει τεχνικές για την επίλυση προβλημάτων ταλάντωσης εξαναγκασμένης διέγερσης.

Στο Πέμπτο Κεφάλαιο επεξηγείται η σημασία των κρίσιμων ταχυτήτων στη λειτουργία των μηχανών αλλά και ο τρόπος υπολογισμού αυτών. Η αναλυτική διατύπωση του προβλήματος κρίσιμης ταχύτητας δίνει την δυνατότητα αποφυγής του φαινομένου του συντονισμού που επιφέρει δραματικές συνέπειες στη λειτουργία μιας μηχανής.

Τέλος, δίνονται τα συμπεράσματα της παρούσας πτυχιακής εργασίας όπου περιγράφεται ο ρόλος που διαδραματίζουν οι ταλαντώσεις στη λειτουργία των μηχανών και η ανάλυση της δυναμικής του ρότορα στη διάγνωση της συμπεριφοράς (κρίσιμη ταχύτητα) περιστρεφόμενων δομών.

1 Ταλαντώσεις μηχανών

Μεταβολές σε φυσικά φαινόμενα που χαρακτηρίζονται από μια κανονική επανάληψη κατά ορισμένα χρονικά διαστήματα ονομάζονται ταλαντώσεις [6]. Η πλειοψηφία των ανθρώπων είναι σε θέση να αναγνωρίσει το φαινόμενο της ταλάντωσης, καθώς αποτελεί ένα πολύ συχνό και εύκολα αντιληπτό φαινόμενο. Μερικά παραδείγματα που συναντά κανείς στην καθημερινή ζωή, σύμφωνα με τον ορισμό αυτόν είναι η εικοσιτετράωρη εναλλαγή ημέρας-νύκτας, η κίνηση που εκτελεί το εκκρεμές του ρολογιού, η εναλλαγή θετική-αρνητικής τάσης σε μια ηλεκτρική γεννήτρια, η κίνηση των αναρτήσεων των αυτοκινήτων σε τραχύ έδαφος.

Οι ταλαντώσεις στις μηχανές είναι ένα φυσιολογικό και συνήθως αναπόφευκτο αποτέλεσμα που πηγάζει από τα κινούμενα και περιστρεφόμενα μέρη αυτών. Είναι οι ταλαντώσεις για όλες τις μηχανές κακές και επιζήμιες;

Οι μηχανές παράγουν κάποια ταλαντωτική κίνηση ως μέρος της κανονικής λειτουργίας τους. Τα πλάτη ταλάντωσης ποικίλλουν από μηχανή σε μηχανή και είναι ένα μέτρο της ποιότητας κατασκευής και της κατάστασης του φορτίου που τις καταπονεί. Η παρουσία αυτών των ταλαντώσεων σε «κανονικά» επίπεδα παρέχει μια άνετη αίσθηση ότι το μηχανήμα είναι ακόμα ζωντανό. Η ενέργεια που πρέπει να ληφθεί για δονήσεις μικρού μεγέθους είναι η παρακολούθησή τους για κάποιο χρονικό διάστημα για να επιβεβαιωθεί ότι δεν υπάρχει περίπτωση με την πάροδο του χρόνου να μετατραπούν σε σοβαρές για την μηχανή.

Ωστόσο, μια αλλαγή πάνω από τα κανονικά επίπεδα που δεν εξηγείται από μια αντίστοιχη αλλαγή φορτίου είναι λόγος για διερεύνηση. Αυτές οι σοβαρές ταλαντώσεις θα προκαλέσουν επιταχυνόμενη φθορά και πρόωρη αστοχία. Πρέπει να αναγνωριστούν ως επιζήμιες και να αντιμετωπιστούν με κάποια διορθωτική ενέργεια. Εάν η ταλάντωση θεωρηθεί σοβαρή, το πρώτο βήμα της διερεύνησης είναι να διακρίνουμε εάν πρόκειται για εξαναγκασμένη

ή ελεύθερη ταλάντωση. Αυτό απαιτεί πρόσθετες ενέργειες, συνήθως σταμάτημα της μηχανής, οπτική επιθεώρηση, καθαρισμό, κλπ. Ο λόγος που απαιτείται να διαγνωστεί εάν η ταλάντωση είναι εξαναγκασμένη ή ελεύθερη είναι διότι οι διορθωτικές ενέργειες για την εξάλειψή της είναι εντελώς διαφορετικές. Οι εξαναγκασμένες ταλαντώσεις στα μηχανήματα διορθώνονται με ζυγοστάθμιση, ευθυγράμμιση ή αλλαγή των χαλασμένων εξαρτημάτων. Οι ελεύθερες ταλαντώσεις αποτελούν δομικό αποτέλεσμα, όπου κάποιο ή κάποια δομικά στοιχεία συμπεριφέρονται ως μηχανικοί ενισχυτές σε συγκεκριμένες συχνότητες (φυσικές συχνότητες).

Ένα πλάνο αντιμετώπισης των ταλαντώσεων αποτελείται συνήθως από τρία κύρια βήματα:

- Ανίχνευση
- Ανάλυση
- Διόρθωση

Η ανίχνευση των ταλαντώσεων μιας μηχανής, μας δίνει σημαντικά στοιχεία για την «υγεία» της. Μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε αυτές τις πληροφορίες για να εντοπίσουμε προβλήματα που ενδέχεται να αναπτύσσονται. Η λειτουργία μιας μηχανής ως την αστοχία, είναι μία περίπτωση η οποία θα μπορούσε να είναι αποδεκτή μόνο στην περίπτωση που αυτή η μηχανή είναι «μίας χρήσης». Ωστόσο, τα περισσότερα μηχανήματα δεν είναι «μίας χρήσης» λόγω του κόστους τους. Εάν παρακολουθούμε τακτικά τις συνθήκες των μηχανημάτων, θα εντοπίσουμε τυχόν προβλήματα που ενδέχεται να αναπτύσσονται, επομένως μπορούμε να διορθώσουμε τα προβλήματα ακόμα και όταν προκύψουν. Αντίθετα, εάν δεν παρακολουθούμε τις μηχανές για την ανίχνευση ανεπιθύμητων κραδασμών, οι μηχανές είναι πιο πιθανό να λειτουργούν μέχρι να αστοχήσουν.

Η ανάλυση των ταλαντώσεων μιας μηχανής είναι μια δύσκολη διαδικασία, καθώς πρόκειται για πολυπαραμετρικό πρόβλημα. Μια ταλάντωση μπορεί να ανιχνευθεί οπτικά, ηχητικά ή για παράδειγμα από τη

θερμότητα που παράγει ένα στοιχείο που ταλαντώνεται. Γίνεται λοιπόν άμεσα αντιληπτό ότι η διαδικασία περιγραφής της είναι αρκετά δύσκολη και οφείλεται στο γεγονός ότι μπορεί να ανιχνευθεί με πολλούς τρόπους. Ο καθένας από μας αντιλαμβάνεται διαφορετικά τον ήχο, την παραμόρφωση κτλ, και συνεπώς ο μοναδικός αξιόπιστος τρόπος ανίχνευσης της ταλάντωσης μιας μηχανής είναι αυτός που βασίζεται σε μετρήσεις φυσικών μεγεθών που προέρχονται από συγκεκριμένα όργανα μετρήσεων. Τα δύο πιο σημαντικά κριτήρια που χρησιμοποιούνται για την ανάλυση των ταλαντώσεων μιας μηχανής είναι το πλάτος της ταλάντωσης και η συχνότητά της. Το πλάτος περιγράφει τη σφοδρότητα της ταλάντωσης και η συχνότητα περιγράφει το ρυθμό ταλάντωσης, δηλαδή πόσο γρήγορα παλινδρομεί ένα αντικείμενο. Το πλάτος και η συχνότητα μαζί αποτελούν αφηρητικό σημείο για την εντοπισμό της αιτίας μιας ταλάντωσης.

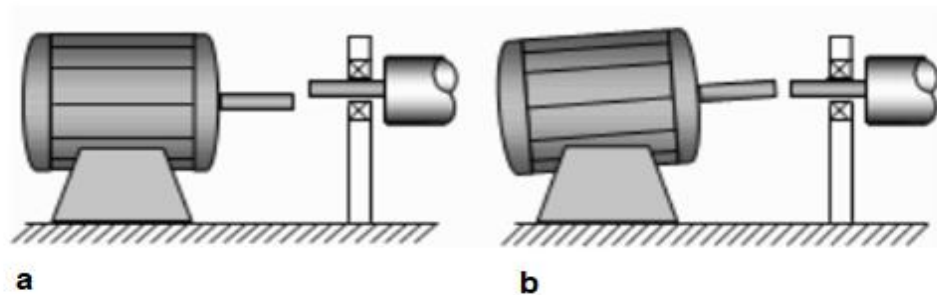
Μόλις εντοπιστούν τα προβλήματα που οδηγούν στην εμφάνιση επιβλαβών ταλαντώσεων, είναι απαραίτητο να γίνουν οι απαιτούμενες διορθώσεις μέσω προγραμματισμένων επισκευών, καθαρισμών ή με αντικατάσταση ελαττωματικών εξαρτημάτων. Η έγκαιρη διόρθωση προβλημάτων είναι υψίστης σημασίας για να διασφαλιστεί η συνεχής, ασφαλής και παραγωγική λειτουργία και να αποφευχθεί οποιαδήποτε οικονομική καταστροφή.

1.1 Αιτίες ταλαντώσεων μηχανής

Η αντιμετώπιση οποιουδήποτε προβλήματος απαιτεί τον εντοπισμό της αιτίας που το προκαλεί. Αυτό ισχύει και για τις ταλαντώσεις στις μηχανές. Όλα ξεκινούν από την κατανόηση ότι μια συνθήκη ή ένας συνδυασμός στοιχείων μπορεί να οδηγήσει σε ταλάντωση της μηχανής και δεν είναι πάντα εύκολο να βρεθεί ο ένοχος. Αυτό ισχύει ιδιαίτερα επειδή τα αίτια μπορούν να οφείλονται από συμπληρωματικές συσκευές και όχι μόνο να προέρχονται από τον ίδιο τον εξοπλισμό. Στις αιτίες των ταλαντώσεων στις μηχανές περιλαμβάνονται,

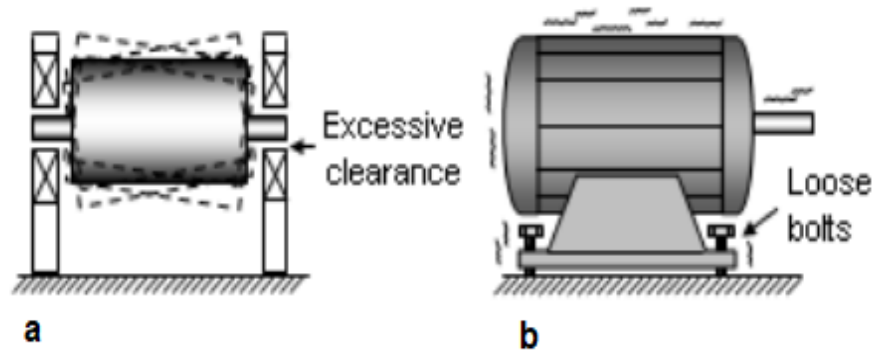
αλλά δεν περιορίζονται σε αυτές, η αζυγοσταθμία, η κακή ευθυγράμμιση, η φθορά, η χαλαρότητα και ο συντονισμός.

- **Αζυγοσταθμία (Unbalance):** Η κατάσταση εκτός ισορροπίας λόγω άνισης κατανομής μάζας ως προς τον άξονα περιστροφής ενός ρότορα, με αποτέλεσμα το κέντρο μάζας να μετατοπίζεται από τον άξονα περιστροφής. Όταν ο ρότορας της μηχανής περιστρέφεται, η αζυγοσταθμία, μεταδίδεται στα έδρανα και συνεπώς στο περίβλημα και την στήριξη της μηχανής με ταλαντώσεις που μπορούν να μειώσουν σοβαρά τη διάρκεια ζωής της μηχανής. Η Αζυγοσταθμία μπορεί να προκληθεί από κατασκευαστικά ελαττώματα (σφάλματα μηχανικής επεξεργασίας, ελαττώματα χύτευσης) ή ζητήματα συντήρησης (παραμορφωμένα ή βρώμικα πτερύγια ανεμιστήρα).
- **Κακή ευθυγράμμιση (Misalignment):** Ταλαντώσεις μπορούν να προκύψουν όταν οι άξονες του μηχανήματος είναι μη ευθυγραμμισμένοι. Υπάρχουν δύο τύποι λανθασμένης ευθυγράμμισης, η γωνιακή και η παράλληλη (Εικόνα 1-1). Η γωνιακή συμβαίνει όταν οι άξονες, για παράδειγμα, κινητήρα ή αντλίας δεν είναι παράλληλοι. Όταν οι άξονες είναι παράλληλοι αλλά όχι ακριβώς ευθυγραμμισμένοι, η κατάσταση είναι γνωστή ως παράλληλη εσφαλμένη ευθυγράμμιση. Στην πράξη, στις περισσότερες περιπτώσεις, η κακή ευθυγράμμιση είναι ένας συνδυασμός και των δύο. Η κακή ευθυγράμμιση μπορεί να προκληθεί κατά τη συναρμολόγηση ή να αναπτυχθεί με την πάροδο του χρόνου, λόγω θερμικής διαστολής, αλλαγής εξαρτημάτων ή ακατάλληλης συναρμολόγησης μετά τη συντήρηση.



Εικόνα 1-1: a) Παράλληλη κακή ευθυγράμμιση b) Γωνιακή κακή ευθυγράμμιση [5].

- **Φθορά (Wear):** Καθώς φθείρονται εξαρτήματα, όπως ρουλεμάν, κύλινδροι ή γρανάζια, ενδέχεται να προκαλέσουν ταλαντώσεις.
- **Χαλαρότητα (Looseness):** Η χαλαρότητα των μερών των μηχανών μπορεί να προκαλέσει ταλάντωση, αρχικά στα ίδια τα μέρη και έπειτα στο σύνολο της μηχανής. Συνήθως το φαινόμενο αυτό προκαλείται από μεγάλα κενά μεταξύ των ενδιάμεσων μέσων των εδράνων κύλισης, από την τάση χαλάρωσης που παρατηρείται σε κοχλίες στερέωσης, από εξαρτήματα που δεν ταιριάζουν πλήρως καθώς και από διάβρωση ή ρωγμές που παρατηρούνται σε ζωτικά μηχανικά μέρη. Μπορούμε έτσι να κάνουμε μια γενική ταξινόμηση της χαλαρότητας, διακρίνοντας μεταξύ της χαλαρότητας περιστρεφόμενων στοιχείων (ρουλεμάν, στροφείων κ.λπ.) και μη περιστρεφόμενων στοιχείων (πάγκοι, κοχλίες κ.λπ.) (Εικόνα 1-2).



Εικόνα 1-2: Χαλαρότητα a) περιστρεφόμενων και b) μη περιστρεφόμενων στοιχείων [5].

- Συντονισμός (Resonance):** Κάθε μηχανή έχει μία ή περισσότερες φυσικές συχνότητες, επίσης γνωστή ως ιδιοσυχνότητες. Ένα μηχανικό σύστημα ταλαντώνεται στις φυσικές συχνότητές του απουσία οποιασδήποτε κινητήριας δύναμης ή απόσβεσης. Όταν μια συχνότητα περιστροφής συμπίπτει με τη φυσική συχνότητα (συχνότητα συντονισμού) του μηχανήματος, εμφανίζεται συντονισμός. Μια μηχανή η οποία αποτελείται από δύο συνεργαζόμενα μηχανικά μέρη έχει τουλάχιστον δύο φυσικές συχνότητες. Γενικά, όσο πιο πολύπλοκη είναι μια μηχανή τόσο περισσότερες φυσικές συχνότητες ταλάντωσης θα έχει. Ο συντονισμός μπορεί να προκαλέσει βίαιες κινήσεις ταλάντωσης, ακόμη και καταστροφική αστοχία.

1.2 Ανασκόπηση εννοιών

1.2.1 Συχνότητα ταλάντωσης (Frequency)

Η συχνότητα υποδεικνύει πόσες φορές ένα αντικείμενο παλινδρομεί ανά μονάδα χρόνου. Στην ανάλυση προτιμάται η μονάδα *CPM*, κύκλοι ανά λεπτό, διότι αυτή συνδέεται άμεσα με την συνήθη μονάδα περιστροφικής

ταχύτητας RPM , στροφές ανά λεπτό. Μια άλλη μονάδα μέτρησης είναι το CPS , κύκλοι/ sec ή Hz . Η σχέση μεταξύ τους είναι, $1CPM = 60Hz$. Περίοδος T καλείται η διάρκεια ενός πλήρους κύκλου ταλάντωσης. Η σχέση της με την συχνότητα είναι $T = 1/f$ και $f = 1/T$. Η συχνότητα είναι ίσως η πιο θεμελιώδης παράμετρος στην ανάλυση ταλαντώσεων μηχανής. Είναι ιδιαίτερα χρήσιμη για την εύρεση των πιθανών αιτίων ταλάντωσης, καθώς κάθε μέρος δονείται σε διαφορετική συχνότητα ή εύρος συχνοτήτων.

Υπάρχουν κυριολεκτικά εκατοντάδες συγκεκριμένα μηχανικά και λειτουργικά προβλήματα που μπορούν να προκαλέσουν μη αποδεκτή ταλάντωση σε μια μηχανή. Εδώ είναι το πιο σημαντικό να γνωρίζουμε τη συχνότητα των ταλαντώσεων. Η συχνότητα ταλάντωσης είναι ένα πολύτιμο εργαλείο ανάλυσης ή διάγνωσης. Οι δυνάμεις που προκαλούν ταλαντώσεις δημιουργούνται συνήθως μέσω της περιστρεφόμενης κίνησης των μερών του μηχανήματος. Επειδή αυτές οι δυνάμεις αλλάζουν σε κατεύθυνση ή πλάτος σύμφωνα με την ταχύτητα περιστροφής (RPM) των εξαρτημάτων του μηχανήματος, προκύπτει ότι τα περισσότερα προβλήματα ταλάντωσης θα έχουν συχνότητες που σχετίζονται άμεσα με τις περιστροφικές ταχύτητες. Για να καταδειχτεί η σημασία της συχνότητας ταλάντωσης, ας υποθέσουμε ότι ένα μηχανήμα, που αποτελείται από έναν ανεμιστήρα που λειτουργεί στις $2400 RPM$ και έναν ιμάντα που κινείται από έναν κινητήρα που λειτουργεί στις $3600 RPM$, το οποίο δονείται υπερβολικά σε μια μετρούμενη συχνότητα $2400 RPM$ ($1 \times RPM$ ανεμιστήρα). Η μέτρηση δείχνει σαφώς, ότι η πηγή της ταλάντωσης είναι ο ανεμιστήρας και όχι ο κινητήρας. Η γνώση αυτού του απλού γεγονότος εξαλείφει άλλες πιθανές αιτίες ταλάντωσης. Είναι προφανές ότι η γνώση της συχνότητας των ταλαντώσεων και του τρόπου με τον οποίο η συχνότητα σχετίζεται με την ταχύτητα περιστροφής των εξαρτημάτων του μηχανήματος είναι πραγματικά η βάση στη διαδικασία ανάλυσης. Είναι σημαντικό να συνειδητοποιήσουμε ότι διαφορετικά προβλήματα μηχανών προκαλούν διαφορετικές συχνότητες ταλάντωσης και αυτή είναι η σημασία της γνώσης της συχνότητας των ταλαντώσεων.

1.2.2 Πλάτος ταλάντωσης (Amplitude)

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η συχνότητα ταλάντωσης είναι ένα διαγνωστικό εργαλείο, που απαιτείται για την αναγνώριση ή τον εντοπισμό συγκεκριμένων μηχανικών ή λειτουργικών προβλημάτων. Το αν είναι απαραίτητη η ανάλυση συχνότητας ταλάντωσης, εξαρτάται από το πόσο οι ταλαντωτικές κινήσεις είναι μεγάλες, γρήγορες ή ισχυρές. Εάν το μηχάνημα λειτουργεί ομαλά, η γνώση της συχνότητας των ταλαντώσεων δεν είναι σημαντική. Το μέγεθος των ταλαντώσεων ή το πόσο τραχιά ή ομαλή είναι η ταλάντωση του μηχανήματος, εκφράζεται από το πλάτος της ταλάντωσης. Το πλάτος των ταλαντώσεων μπορεί να μετρηθεί και να εκφραστεί ως:

1. Μετατόπιση
2. Ταχύτητα
3. Επιτάχυνση

1.2.2.1 Πλάτος μετατόπισης (Displacement amplitude)

Το πλάτος μετατόπισης μετρά την απόσταση που κινείται το ταλαντευόμενο μέρος σε μία κατεύθυνση από μια θέση αναφοράς. Αυτή η μέτρηση είναι σημαντική επειδή οι ταλαντώσεις με υψηλό πλάτος μετατόπισης μπορούν να προκαλέσουν καταστροφική αστοχία. Οι μετρήσεις μετατόπισης χρησιμοποιούνται συνήθως όταν οι συχνότητες ταλάντωσης είναι χαμηλές.

Αν και οι μετρήσεις του πλάτους μετατόπισης χρησιμοποιούνται εδώ και πολλά χρόνια για την αξιολόγηση της κατάστασης των μηχανών, το γεγονός ότι είναι απαραίτητο να γνωρίζουμε επίσης τη συχνότητα, καθιστά τη χρήση του κάπως περιττή, σε προγράμματα πρόβλεψης και συντήρησης που μπορούν να περιλαμβάνουν εκατοντάδες μηχανές και κυριολεκτικά χιλιάδες μετρήσεις. Επιπλέον, οι ταλαντώσεις των μηχανών δεν είναι πάντα απλές ή συμβαίνουν μόνο σε μία συχνότητα. Σε πολλές περιπτώσεις, οι ταλαντώσεις των μηχανών είναι περίπλοκες, και διαφορετικές συχνότητες τις

χαρακτηρίζουν. Σε τέτοιες περιπτώσεις, είναι σχεδόν αδύνατο να χρησιμοποιηθεί το πλάτος μετατόπισης για να κριθεί η «συνολική» κατάσταση μιας μηχανής. Κάθε πηγή ταλάντωσης συμβάλλει στην κόπωση των εξαρτημάτων της μηχανής και στη «συνολική» κατάστασή τους. Η κατάσταση μιας μηχανής μπορεί να προσδιοριστεί μόνο με μια συνολική μέτρηση των ταλαντώσεων λαμβάνοντας υπόψη όλες τις συχνότητες αυτών.

Η μετατόπιση μετριέται συνήθως σε μικρόμετρα, όπου ένα μικρόμετρο ισούται με το ένα χιλιοστό του χιλιοστού ($1 \text{ micrometer} = 0.001 \text{ millimeter}$). Επίσης, εκφράζεται και σε μονάδες που ονομάζονται *mils*, όπου ένα *mil* ισούται με το ένα χιλιοστό της ίντσας ($1 \text{ mil} = 0.001 \text{ inch}$).

1.2.2.2 Πλάτος ταχύτητας (Velocity amplitude)

Η συντριπτική πλειονότητα των βλαβών στις μηχανές που προκαλούνται από προβλήματα ταλαντώσεων είναι αστοχίες κόπωσης. Ο απαιτούμενος χρόνος για την επίτευξη αστοχίας κόπωσης καθορίζεται τόσο από το πλάτος μετατόπισης, όσο και από τη συχνότητα ταλάντωσης. Έτσι, ένα μέτρο της ταχύτητας ταλάντωσης είναι ένα άμεσο μέτρο κόπωσης. Εν συντομία ισχύει:

Κόπωση ανάλογη της ταχύτητας

Κατά την ταλαντωτική κίνηση, η ταχύτητα δεν παραμένει σταθερή αλλά μεταβάλλεται μέσα στον κύκλο μιας περιόδου. Στα ανώτερα και κάτω όρια διαδρομής, η ταχύτητα είναι μηδέν. Η ταχύτητα είναι μέγιστη καθώς το αντικείμενο περνάει από την ουδέτερη θέση. Η ταχύτητα είναι σίγουρα ένα χαρακτηριστικό της ταλάντωσης, αλλά επειδή αλλάζει συνεχώς καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου, η υψηλότερη ή «μέγιστη» ταχύτητα επιλέγεται για μέτρηση. Έτσι, το πλάτος της ταχύτητας μπορεί να εκφραστεί σε όρους μέγιστης τιμής (u_p) ή, πιο συχνά, σε σχέση με την ενεργό τιμή RMS ($u_{RMS} = u_p/\sqrt{2}$).

Το πλάτος της μέγιστης ταχύτητας μιας μηχανής είναι απλώς η μέγιστη ταχύτητα ταλάντωσης που επιτυγχάνεται από τη μηχανή σε μια δεδομένη χρονική περίοδο.

Σε αντίθεση με το πλάτος της μέγιστης ταχύτητας, το πλάτος ταχύτητας RMS μιας δονούμενης μηχανής εκφράζει την ενέργεια δόνησης στο μηχανήμα. Όσο υψηλότερη είναι η ενέργεια δόνησης, τόσο υψηλότερο είναι το πλάτος της μέσης-τετραγωνικής ρίζας (RMS).

Τα οφέλη και τα πλεονεκτήματα της μέτρησης της ταχύτητας ταλάντωσης αντί της μετατόπισης περιλαμβάνουν:

1. Η ταχύτητα ταλάντωσης είναι ένας άμεσος δείκτης της κατάστασης της μηχανής, δεδομένου ότι λαμβάνει υπόψη τόσο τη μετατόπιση όσο και τη συχνότητα.
2. Δεν είναι απαραίτητο να γνωρίζουμε τη συχνότητα για να εκτιμήσουμε τη σοβαρότητα της ταλάντωσης, καθώς η συχνότητα είναι ήδη μέρος της ταχύτητας.
3. Η μέτρηση της συνολικής ταχύτητας ταλάντωσης είναι ένας έγκυρος δείκτης της συνολικής κατάστασης μιας μηχανής εάν η ταλάντωση είναι απλή (μία συχνότητα) ή πολύπλοκη (περισσότερες από μία συχνότητες).

Για τους λόγους που αναφέρονται παραπάνω, η ταχύτητα ταλάντωσης έχει καταστεί το βιομηχανικό πρότυπο για την αξιολόγηση της κατάστασης ενός μηχανήματος με βάση τις ταλαντώσεις του.

Η συνήθης μονάδα μέτρησης είναι mm/sec . Αν μετράμε την ενεργό τιμή $mm/secRMS$.

1.2.2.3 Πλάτος επιτάχυνσης (Acceleration amplitude)

Το πλάτος επιτάχυνσης είναι ένα άλλο σημαντικό χαρακτηριστικό της ταλάντωσης που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την εκτίμηση της πιθανότητας θραύσης της μηχανής. Κατά την ταλαντωτική κίνηση, η επιτάχυνση δεν παραμένει σταθερή αλλά μεταβάλλεται μέσα στον κύκλο μιας περιόδου. Στα

ανώτερα και κατώτερα όρια διαδρομής, η επιτάχυνση είναι μέγιστη. Η επιτάχυνση είναι μηδέν καθώς το αντικείμενο περνάει από την ουδέτερη θέση. Όπως και με την ταχύτητα, καθώς η τιμή της επιτάχυνσης αλλάζει συνεχώς, η μέγιστη επιτάχυνση επιλέγεται για μέτρηση. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι η αξιολόγηση των μετρήσεων επιτάχυνσης είναι παρόμοια με την αξιολόγηση των μετρήσεων μετατόπισης στο ότι είναι απαραίτητο να γνωρίζουμε τη συγκεκριμένη συχνότητα των ταλαντώσεων.

Δεδομένου ότι η επιτάχυνση είναι τεχνικά ο ρυθμός αλλαγής της ταχύτητας (mm/sec ή in/sec), συνεπάγεται ότι οι μονάδες επιτάχυνσης θα μπορούσαν να εκφράζονται σε (in/sec^2 ή mm/sec^2). Ωστόσο, με διεθνή συμφωνία, η επιτάχυνση ταλαντώσεων μηχανημάτων εκφράζεται σε μονάδες "g", όπου ένα "g" είναι η επιτάχυνση που παράγεται από τη βαρυτική δύναμη της Γης στη στάθμη της θάλασσας. Με διεθνή συμφωνία, οι τιμές $980.665 cm/sec^2$ και $386.087 in/sec^2$ έχουν καθοριστεί ως οι τυπικές τιμές επιτάχυνσης λόγω της βαρύτητας της Γης στο επίπεδο της θάλασσας. Σημειώνουμε ότι η βαρυτική δύναμη της Γης (g) δεν έχει καμία σχέση με το πλάτος δόνησης μιας μηχανής. Ένα μηχάνημα με μηχανικά ή/και λειτουργικά προβλήματα θα δονείται ανεξάρτητα από το πού βρίσκεται στη Γη ή σε εξωτερικό χώρο χωρίς βαρύτητα. Η έκφραση του πλάτους επιτάχυνσης σε g είναι απλώς για ευκολία.

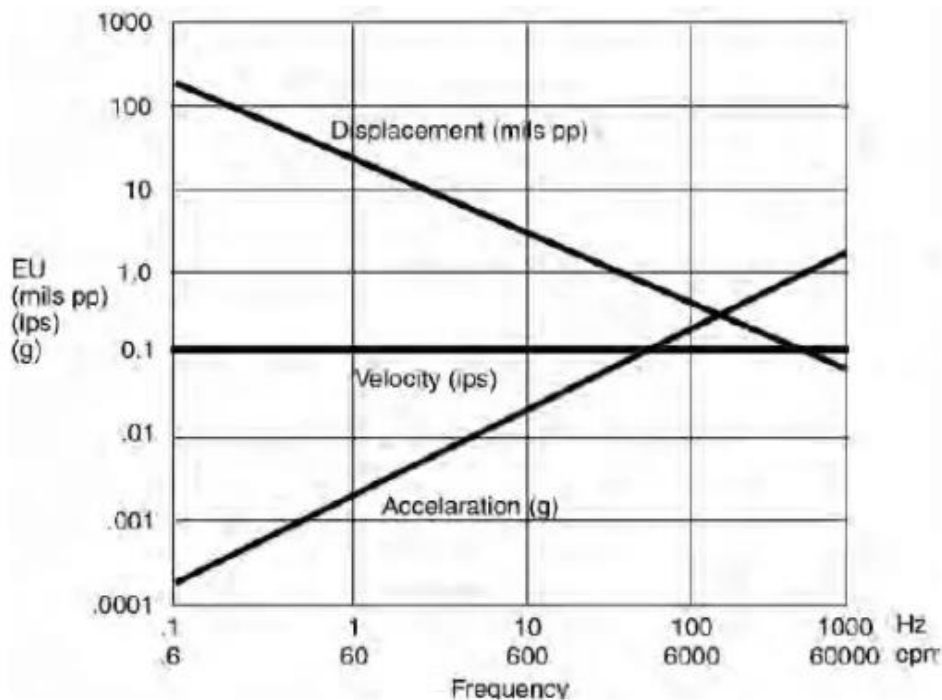
1.2.2.4 Πότε χρησιμοποιείτε η μετατόπιση, η ταχύτητα και η επιτάχυνση

Από τις προηγούμενες παραγράφους, είναι προφανές ότι το μέγεθος ή το πλάτος των ταλαντώσεων της μηχανής μπορούν να εκφραστούν σε μονάδες μετατόπισης, ταχύτητας ή επιτάχυνσης. Η προφανής ερώτηση σε αυτό το σημείο πρέπει να είναι: "Πότε πρέπει να μετρηθεί η μετατόπιση ή η επιτάχυνση των ταλαντώσεων;".

Στην πραγματικότητα, η απάντηση είναι αρκετά απλή. Αν και η συντριπτική πλειονότητα των αστοχιών των μηχανών οφείλεται σε κόπωση, και σχετίζεται άμεσα με την ταχύτητα των κραδασμών, υπάρχουν δύο άλλες αιτίες ή «μηχανισμοί» αστοχίας των μηχανών, η τάση και δύναμη. Αυτές οι δύο παράμετροι σχετίζονται άμεσα με τη μετατόπιση και την επιτάχυνση κραδασμών, αντίστοιχα.

Στη βιβλιογραφία, έχει εξηγηθεί η αστοχία κόπωσης των εξαρτημάτων του μηχανήματος από επαναλαμβανόμενους κύκλους κάμψης και η άμεση σχέση μεταξύ της ταχύτητας ταλάντωσης και της κόπωσης. Ωστόσο, λόγω ευθραυστότητας, πολλά εξαρτήματα της μηχανής ενδέχεται να σπάσουν εάν απλώς λυγίσουν ή εκτραπούν (μετατοπιστούν) πέρα από ένα ορισμένο όριο. Υψηλά πλάτη μετατόπισης ταλαντώσεων μπορεί να προκαλέσουν θραύση των εξαρτημάτων στερέωσης, συγκολλήσεων, όχι λόγω κόπωσης, αλλά απλώς επειδή εκτρέπονται πέρα από τα επιτρεπτά σημεία.

Υψηλά πλάτη μετατόπισης ταλαντώσεων που οδηγούν σε αστοχίες παρατηρούνται συνήθως σε πολύ χαμηλές συχνότητες γενικά κάτω από 600 *CPM* (10*Hz*). Ως εκ τούτου, όποτε αναμένεται οι συχνότητες δόνησης να είναι κάτω των 600 *CPM*, συνιστώνται μετρήσεις πλάτους μετατόπισης (βλέπε Εικόνα 1-3). Κατά γενικό κανόνα, οι αστοχίες κόπωσης συνήθως προκύπτουν από συχνότητες μεταξύ 600 *CPM* (10*Hz*) και 120.000 *CPM* (2000*Hz*). Επομένως, όταν αναμένονται συχνότητες δόνησης εντός αυτού του εύρους, συνιστώνται μετρήσεις της ταχύτητας δόνησης.



Εικόνα 1-3: Σχέση μεταξύ μετατόπισης, ταχύτητας και επιτάχυνσης [8].

Η έννοια της συσχέτισης της τάσης με την μετατόπιση και της κόπωσης με την ταχύτητα είναι αρκετά απλή. Ένα παράδειγμα για να δείξουμε ότι η δύναμη μπορεί να είναι η αιτία του προβλήματος αρκεί να σκεφτούμε να χτυπήσουμε ένα αντικείμενο με ένα σφυρί. Η πρόσκρουση δεν μπορεί να προκαλέσει σημαντική μετατόπιση ή ταχύτητα. Ωστόσο, η επακόλουθη ζημιά μπορεί να είναι σημαντική. Γνωρίζουμε ότι η δύναμη ισούται με γινόμενο της επιτάχυνσης επί τη μάζα ($F = ma$), δηλαδή, η επιτάχυνση είναι ανάλογη με τη δύναμη. Δεδομένου ότι η επιτάχυνση των ταλαντώσεων αυξάνεται ανάλογα με το τετράγωνο της συχνότητας δόνησης, μπορεί να εμφανιστούν πολύ μεγάλες δονητικές δυνάμεις σε υψηλές συχνότητες, παρόλο που τα πλάτη μετατόπισης και ταχύτητας μπορεί να είναι αρκετά μικρά. Οι μεγάλες δυνάμεις προκαλούν γενικά παραμόρφωση των επιφανειών των εξαρτημάτων της μηχανής, όπως σε γρανάζια και ρουλεμάν. Οι υψηλές δυνάμεις μπορούν επίσης να προκαλέσουν τη διάσπαση του λιπαντικού φιλμ, με αποτέλεσμα την εμφάνιση τριβής, την παραγωγή θερμότητας και την αστοχία. Λόγω της σπουδαιότητας των δονητικών δυνάμεων σε υψηλές συχνότητες, συνιστώνται μετρήσεις επιτάχυνσης δόνησης (g) όταν αναμένονται συχνότητες δόνησης άνω των 120.000 CPM (2000Hz).

1.2.3 Φάση (Phase)

Εκτός από τη συχνότητα και το πλάτος (μετατόπιση, ταχύτητα και επιτάχυνση), το τρίτο και τελευταίο χαρακτηριστικό που απαιτείται για την περιγραφή της συμπεριφοράς ταλάντωσης ενός μηχανήματος είναι η φάση. Η φάση, όσον αφορά τους κραδασμούς του μηχανήματος, ορίζεται συχνά ως η θέση ενός ταλαντευόμενου εξαρτήματος σε μια δεδομένη στιγμή με αναφορά ένα σταθερό σημείο ή άλλο ταλαντευόμενο εξάρτημα. Η φάση είναι απλά ένα βολικό μέσο προσδιορισμού της «σχετικής κίνησης» δύο ή περισσότερων τμημάτων μιας μηχανής. Η μονάδα μέτρησης της φάσης είναι οι μοίρες, όπου ένας πλήρης κύκλος ταλάντωσης ισούται με 360 μοίρες. Κανονικά, οι μετρήσεις φάσης δεν λαμβάνονται κατά τη διάρκεια τακτικών ελέγχων ή σε ένα πρόγραμμα συντήρησης. Ωστόσο, όταν εντοπίζεται ένα αναπτυσσόμενο πρόβλημα, οι συγκριτικές μετρήσεις φάσης μπορούν να παρέχουν ανεκτίμητες πληροφορίες ως μέρος της ανάλυσης για να βοηθήσουν στον εντοπισμό του συγκεκριμένου προβλήματος.

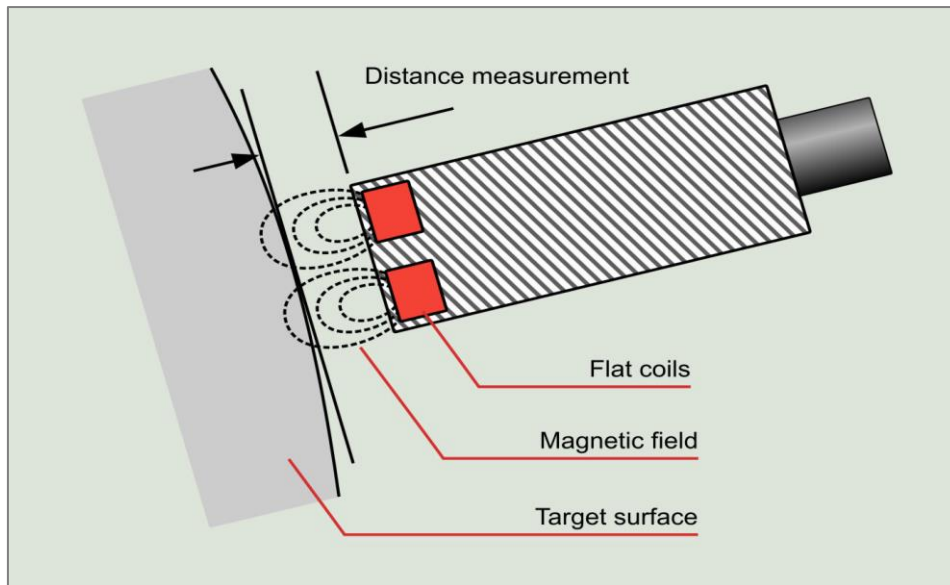
1.3 Ανίχνευση ταλαντώσεων μηχανής

Όπως ήδη έχει αναφερθεί οι ταλαντώσεις στις μηχανές είναι ένα οικείο αποτέλεσμα που πηγάζει από τα κινούμενα και περιστρεφόμενα μέρη, αυτών. Από την στιγμή που η ανίχνευση των ταλαντώσεων οπτικά ή με την αφή και την ακοή είναι αδύνατη, ως καλύτερη λύση θεωρείται η μετατροπή της ταλάντωσης σε ηλεκτρικό σήμα. Έτσι την ανίχνευση των ταλαντώσεων την αναλαμβάνουν, συσκευές που ονομάζονται μετατροπείς ή αισθητήρες ταλαντώσεων. Ένας μετατροπέας είναι μια συσκευή που τροποποιεί έναν τύπο ενέργειας, όπως ταλάντωση, σε διαφορετικό τύπο ενέργειας, συνήθως ηλεκτρικό ρεύμα ή τάση. Οι πληροφορίες που δίνονται από τους μετατροπείς καθορίζουν τις πιθανές αιτίες ταλάντωσης της μηχανής και την σοβαρότητα της. Οι μετατροπείς που χρησιμοποιούνται συνήθως για την ανίχνευση των ταλαντώσεων είναι ταχύτητας, επιτάχυνσης (επιταχυνσιόμετρα) και

μετατόπισης ή εγγύτητας. Αυτοί οι μετατροπείς είναι οι πιο συνηθισμένοι, αλλά δεν είναι η μόνη επιλογή.

1.3.1 Μετατροπέας μετατόπισης ή εγγύτητας (Displacement transducer or proximity)

Πολλές φορές είναι αναγκαίο να μετρήσουμε και να αναλύσουμε την ταλάντωση του περιστρεφόμενου άξονα σε σχέση με το έδρανο. Οι μετατροπείς μετατόπισης χρησιμοποιούνται για τη μέτρηση της ακτινικής ή αξονικής μετατόπισης του άξονα. Είναι εγκατεστημένοι μέσα ή πάνω στα καλύμματα εδράνων και ανιχνεύουν την μετατόπιση του άξονα σε σχέση με τη θέση ηρεμίας. Ουσιαστικά πρόκειται για ένα μετατροπέα ο οποίος αντί της απολυτής κίνησης του εδράνου, "καταγράφει" την σχετική κίνηση του άξονα ως προς το έδρανο (Εικόνα 1-4). Ο μετατροπέας μετατόπισης χρησιμοποιείται συνήθως για μετρήσεις χαμηλής συχνότητας (κάτω από 1.000 Hz) και είναι ιδιαίτερα χρήσιμος για την παρακολούθηση περιστρεφόμενων αξόνων σε μεγάλες μονάδες συνεχούς λειτουργίας. Στον Πίνακα 1-1 που ακολουθεί παρουσιάζονται τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα χρήσης του.



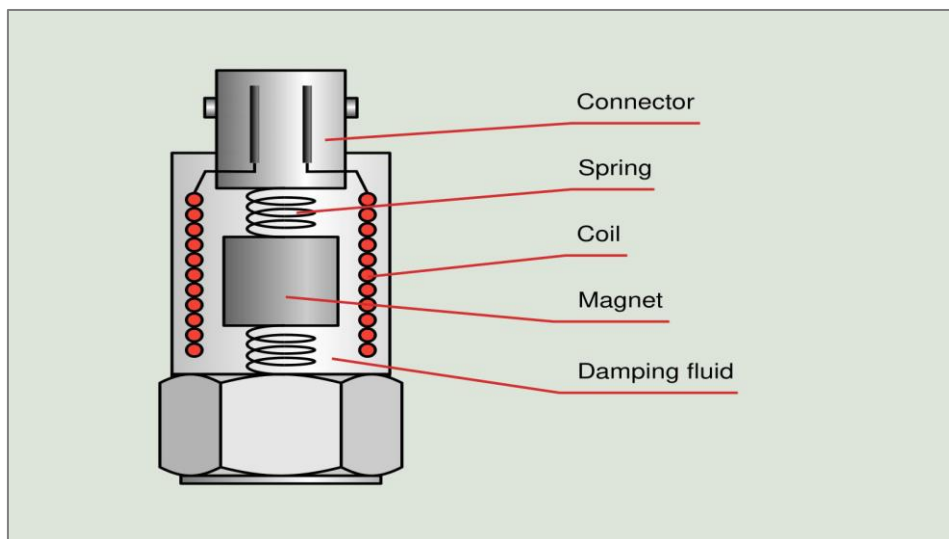
Εικόνα 1-4: Διάγραμμα λειτουργίας ενός μετατροπέα μετατόπισης ή εγγύτητας (Displacement transducer or proximity) [9].

Πίνακας 1-1: Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα χρήσης του μετατροπέα μετατόπισης ή εγγύτητας.

Τύπος	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Μετατροπέας μετατόπισης ή εγγύτητας (Displacement transducer or proximity)	Μετρά τη σχετική κίνηση μεταξύ του άκρου του αισθητήρα και του περιστρεφόμενου άξονα.	Αυτοί οι μετατροπέες πρέπει να εγκατασταθούν μόνιμα. Αυτό είναι πάντα δαπανηρό, και ακόμη και αδύνατο σε ορισμένες περιπτώσεις.
	Είναι ιδιαίτερα χρήσιμο σε άκαμπτα μηχανήματα όπου πολύ λίγη ταλάντωση μεταδίδεται από τον άξονα στο περίβλημα της μηχανής. Αυτή η κατάσταση συμβαίνει εάν η μάζα του περιβλήματος είναι της ίδιας τάξης μεγέθους ή υψηλότερη σε σύγκριση με τη μάζα του άξονα.	Το εύρος συχνοτήτων περιορίζεται μεταξύ 0 Hz έως 1.000 Hz.
	-	Οι μετατροπέες μετατόπισης επηρεάζονται από ηλεκτρικά και μηχανικά σφάλματα. Ακόμη και μικρές ρωγμές στον άξονα μπορούν να κάνουν τον μετατροπέα να τις ερμηνεύσει ως δραστηριότητα υψηλής δόνησης.

1.3.2 Μετατροπέας ταχύτητας

Ο μετατροπέας ταχύτητας αποτελεί τον συνήθη μετατροπέα για την παρακολούθηση της ταλάντωσης των μηχανών. Χρησιμοποιείται σε μηχανήματα όπου ο άξονας μεταδίδει ταλαντώσεις στο περίβλημα με μικρή απόσβεση, δηλαδή τα πλάτη κραδασμών στο περίβλημα είναι υψηλά. Αποτελείται από έναν μόνιμο μαγνήτη που βρίσκεται στο κέντρο ενός χάλκινου πηνίου (Εικόνα 1-5). Όταν το περίβλημα δονείται, δημιουργείται μια σχετική κίνηση μεταξύ του μαγνήτη και της περιέλιξης, προκαλώντας από το νόμο Faraday μια τάση ανάλογη με την ταχύτητα κίνησης. Ο τύπος αυτός αναφέρεται ως σειсмоγραφικός επειδή μετρά την απόλυτη δόνηση. Εγκαθίσταται εύκολα και είναι φθηνός σε σύγκριση με άλλους αισθητήρες. Για τους λόγους αυτούς, ο μετατροπέας ταχύτητας είναι ιδανικός για εφαρμογές παρακολούθησης μηχανών γενικής χρήσης. Το χαρακτηριστικό μειονέκτημα είναι η ευαισθησία του σε παρεμβολές από ηλεκτρομαγνητικά πεδία. Για το λόγο αυτό, μετρήσεις που γίνονται σε μεγάλους κινητήρες επαγωγής μπορούν να παρουσιάσουν προβλήματα.



Εικόνα 1-5: Διάγραμμα μετατροπέα ταχύτητας (seismic velocity transducer) [9].

Ένας άλλος τύπος μετατροπέα ταχύτητας είναι ο πιεζοηλεκτρικός, ο οποίος δεν διαθέτει κινούμενα μέρη και δεν χρησιμοποιεί μαγνητικό πεδίο, για

το λόγο αυτό είναι λιγότερο ευαίσθητος και δεν επηρεάζεται από ηλεκτρομαγνητικά πεδία και έχει καλή ανταπόκριση στις χαμηλές συχνότητες μέχρι 1Hz. Στον Πίνακα 1-2 που ακολουθεί παρουσιάζονται τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα χρήσης του.

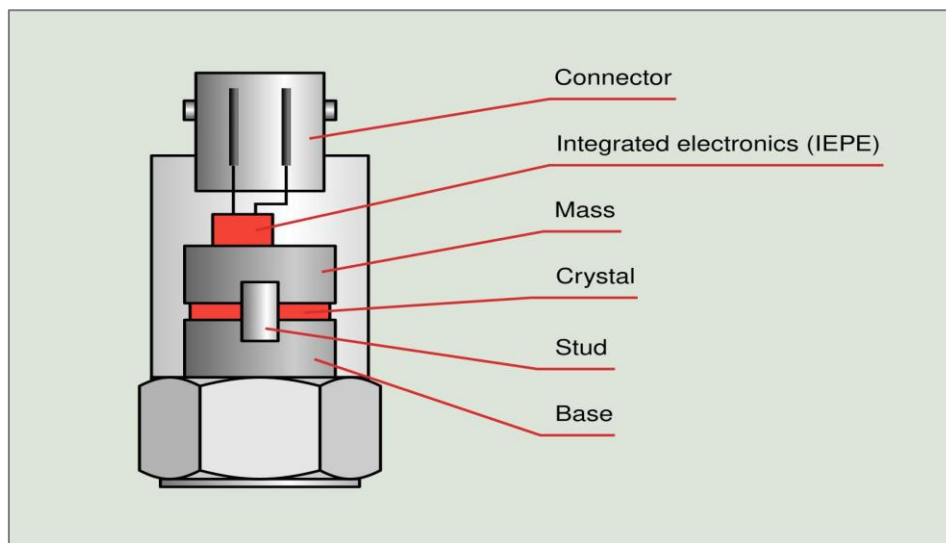
Πίνακας 1-2: Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα χρήσης του μετατροπέα ταχύτητας.

Τύπος	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Μετατροπέας ταχύτητας (seismic velocity transducer)	Μετρά άμεσα την ταχύτητα, η οποία είναι ανάλογη με τη σοβαρότητα της δόνησης.	Οι διαστάσεις του μετατροπέα είναι σχετικά μεγάλες, απαιτώντας μεγάλες μαγνητικές βάσεις για εγκατάσταση.
	Απαιτεί απλή διαφοροποίηση ή ολοκλήρωση για τη μετατροπή του σήματος σε άλλες μονάδες πλάτους. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα καλύτερη ποιότητα επεξεργασίας δεδομένων.	Το εύρος συχνοτήτων περιορίζεται κάπου μεταξύ 10 Hz έως 1.000 Hz.
	Η έξοδος του μετατροπέα ποικίλλει ανάλογα με τη θερμοκρασία. Σε υψηλές θερμοκρασίες, η έξοδος μειώνεται λόγω της εξασθένησης του μαγνητικού πεδίου. Ωστόσο, έχουν αναπτυχθεί συγκεκριμένοι μετατροπείς για υψηλές θερμοκρασίες.	-

1.3.3 Μετατροπέας επιτάχυνσης (accelerometer)

Ένα επιταχυνσιόμετρο παράγει ηλεκτρική τάση ανάλογη προς την στιγμιαία επιτάχυνση της ταλάντωσης, λόγω της πίεσης που ασκείται σε πιεζοηλεκτρικό κρύσταλλο. Το μετρούμενο σημείο ασκεί δύναμη πάνω στο κρύσταλλο ανάλογη της επιτάχυνσης, σύμφωνα με την σχέση $F = m\gamma$. Η ηλεκτρική τάση που παράγεται από τον κρύσταλλο είναι ανάλογη της τάσης και κατά συνέπεια της επιτάχυνσης του μετρούμενου σημείου. Ένα πιεζοηλεκτρικό επιταχυνσιόμετρο μπορεί να μετρήσει με ακρίβεια τα σήματα μεταξύ 1 Hz και 15.000 Hz. Αυτές οι συσκευές είναι κατάλληλες για τη λήψη δεδομένων δόνησης υψηλής συχνότητας, όπου πρέπει να ανιχνευθούν

μεγάλες δυνάμεις με σχετικά μικρές μετατοπίσεις. Ορισμένοι ειδικοί μετατροπείς μπορούν να μετρήσουν πολύ χαμηλότερες συχνότητες και επίσης πολύ υψηλότερες συχνότητες. Η συλλογή δεδομένων δόνησης σε υψηλές συχνότητες εξαρτάται από τη μέθοδο σύνδεσης του μετατροπέα στο μηχάνημα. Αυτή η ιδιότητα τα κάνει ιδιαίτερα χρήσιμα για ανίχνευση ταλαντώσεων σε ρουλεμάν ή σετ γραναζιών τα οποία δημιουργούν συχνότητες υψηλής δόνησης όταν είναι ελαττωματικά. Στην Εικόνα 1-6 που ακολουθεί παρουσιάζεται το διάγραμμα λειτουργίας του και στον Πίνακα 1-3 τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα χρήσης του.



Εικόνα 1-6: Διάγραμμα μετατροπέα επιτάχυνσης (Accelerometer) [9].

Πίνακας 1-3: Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα χρήσης του μετατροπέα επιτάχυνσης.

Τύπος	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Μετατροπέας επιτάχυνσης (Accelerometer)	Οι περισσότεροι αισθητήρες έχουν ένα ευρύ φάσμα συχνοτήτων, συνήθως μεταξύ 2 Hz και 15.000 Hz. Πρέπει να σημειωθεί ότι η απόκριση συχνότητας εξαρτάται από τη μέθοδο τοποθέτησης αισθητήρα στο μηχάνημα.	Τα επιταχυνσιόμετρα χρειάζονται εξωτερική τροφοδοσία.
	Αυτοί οι μετατροπείς είναι πολύ συμπαγείς, χωρίς κινούμενα μέρη, χρειάζονται μικρές μαγνητικές βάσεις για τοποθέτηση.	-

1.3.4 Κριτήρια επιλογής και τοποθέτησης μετατροπέα

Κατά τον εντοπισμό του σωστού μετατροπέα ταλάντωσης, είναι απαραίτητο να γνωρίζουμε ποιες δυσλειτουργίες πρέπει να εντοπιστούν. Υπάρχουν δύο κατηγορίες:

- a) **Δυσλειτουργίες που σχετίζονται με ρότορα:** Η πηγή της ταλάντωσης είναι ο ίδιος ο ρότορας ή κάποια ενέργεια ή κίνηση που περιλαμβάνει κυρίως τον ρότορα. Για παράδειγμα, η κακή ευθυγράμμιση και η αζυγοσταθμία αποτελούν κοινά παραδείγματα δυσλειτουργιών του ρότορα.

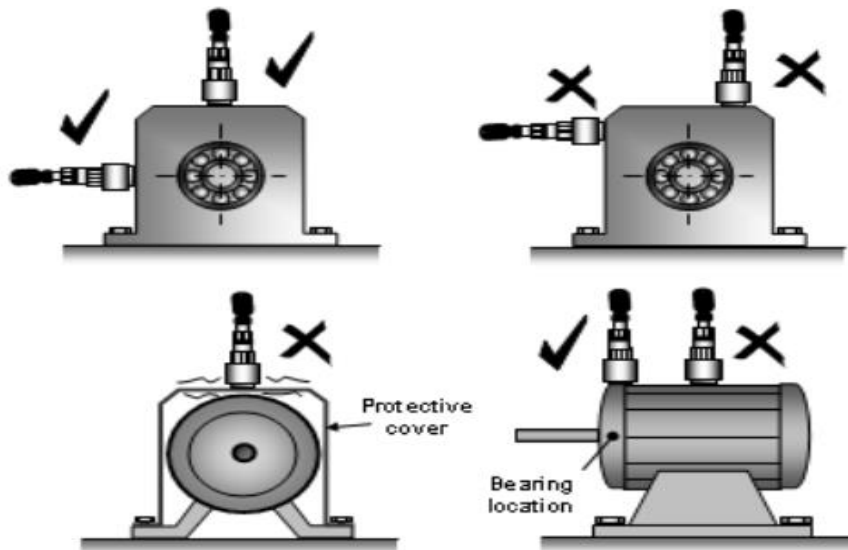
- b) **Βλάβες που σχετίζονται με το περίβλημα ή την υποστήριξη:** Οι ταλαντώσεις που προκαλούνται από δυσλειτουργίες που σχετίζονται με το περίβλημα ή την υποστήριξη μπορούν συχνά να παρατηρηθούν απευθείας στο περίβλημα του μηχανήματος. Αυτές οι ταλαντώσεις μπορεί να προκληθούν από πηγές που είναι εξωτερικές ή εσωτερικές στη θήκη του μηχανήματος όπως: ρουλεμάν, συντονισμός δομής, φθορά στήριξης ή θεμελίωσης, συνθήκες ρότορα / ρουλεμάν (χαλαρά ή σφιχτά) και θερμική παραμόρφωση.

Ένα άλλο θέμα για το σύστημα ανίχνευσης ταλαντώσεων είναι η τοποθέτηση των μετατροπέων. Η θέση εγκατάστασης του μετατροπέα είναι από τις πιο κρίσιμες ενέργειες της συλλογής δεδομένων ταλαντώσεων μηχανής, καθώς επηρεάζει άμεσα την απόδοση του. Ως εκ τούτου, η σωστή τοποθέτηση ενός μετατροπέα κραδασμών είναι ζωτικής σημασίας για την εξασφάλιση πραγματικών μετρήσεων. Ποια τοποθεσία λοιπόν πρέπει να επιλεγεί για να τοποθετηθεί ο μετατροπέας;

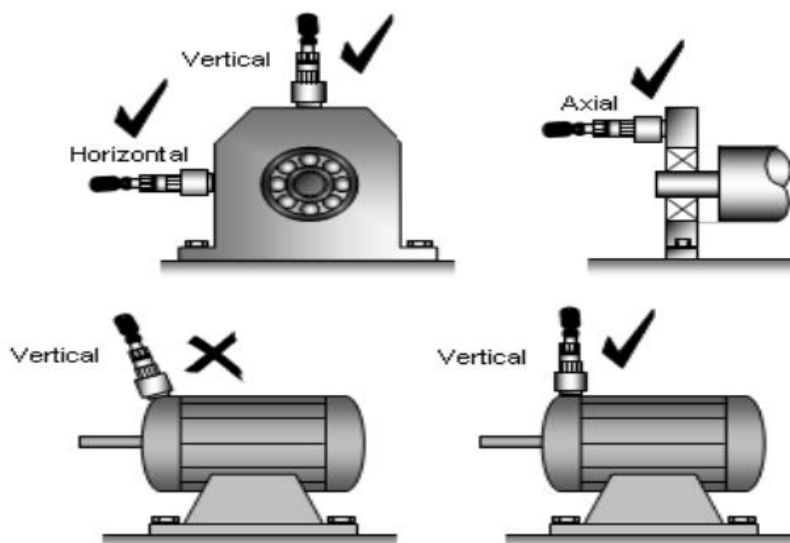
Μερικοί παράμετροι που πρέπει να λαμβάνονται υπόψη κατά την επιλογή του σημείου εγκατάστασης του μετατροπέα είναι :

1. Το σημείο πρέπει να είναι προσβάσιμο και η ασφάλεια του χειριστή πρέπει να είναι εγγυημένη, καθώς πρέπει να αποφεύγεται και η έκθεση σε περιστρεφόμενα μέρη και υψηλές θερμοκρασίες.
2. Ο μετατροπέας πρέπει να τοποθετηθεί όσο το δυνατόν πλησιέστερα στο έδρανο.
3. Το σημείο πρέπει να είναι προσβάσιμο ανά πάσα στιγμή και να εντοπίζεται εύκολα.
4. Το σημείο πρέπει να έχει επαρκή επιφάνεια για να τοποθετεί ο μετατροπέας .
5. Το σημείο πρέπει να είναι μακριά από καλύμματα και καπάκια.

Στην Εικόνα 1-7 και στην Εικόνα 1-8 απεικονίζονται μερικά παραδείγματα σωστών και εσφαλμένων σημείων ανάγνωσης ταλαντώσεων καθώς και σωστής και εσφαλμένης τοποθέτησης μετατροπέων με βάση τον προσανατολισμό τους, αντίστοιχα.



Εικόνα 1-7: Παραδείγματα σωστών και εσφαλμένων σημείων ανάγνωσης ταλαντώσεων [5].



Εικόνα 1-8: Σωστή και εσφαλμένη τοποθέτηση μετατροπέων με βάση τον προσανατολισμό τους [5].

Επιπλέον διαφορετικές καταστάσεις απαιτούν τους μετατροπείς να προσανατολίζονται διαφορετικά, για παράδειγμα, για την ανίχνευση παράλληλης ευθυγράμμισης, το επιταχυνσιόμετρο είναι συνήθως τοποθετημένο στην ακτινική διεύθυνση των εδράνων, αλλά για την ανίχνευση γωνιακής εσφαλμένης ευθυγράμμισης το επιταχυνσιόμετρο πρέπει να τοποθετηθεί στην αξονική διεύθυνση.

1.4 Ανάλυση ταλαντώσεων

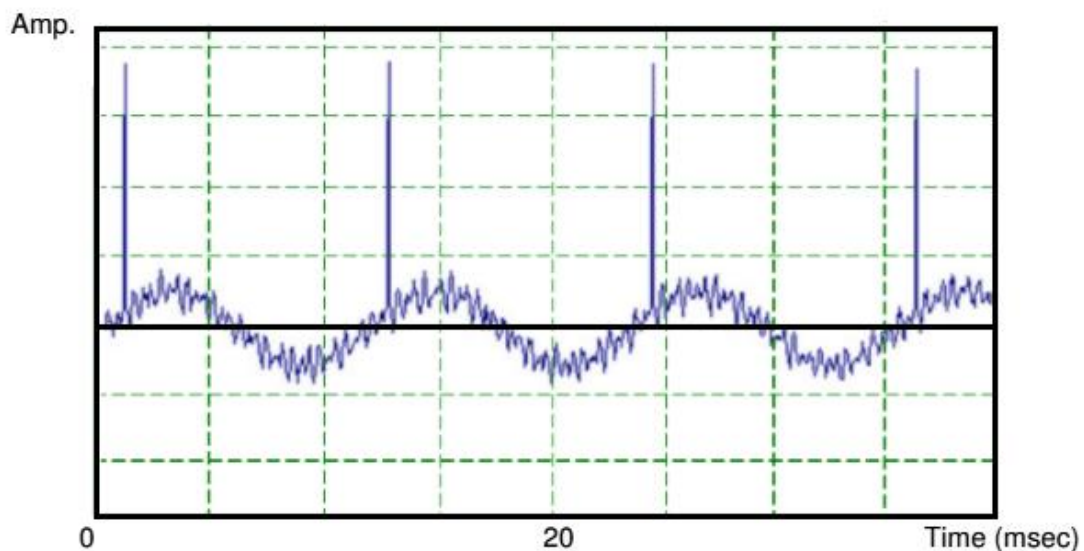
Η ταλάντωση είναι ένα χαρακτηριστικό όλων σχεδόν των βιομηχανικών μηχανημάτων. Όταν οι ταλαντώσεις αυξάνονται πέρα από τα κανονικά επίπεδα, μπορεί να υποδηλώνουν μόνο φυσιολογική φθορά ή μπορεί να σηματοδοτούν την ανάγκη περαιτέρω αξιολόγησης των υποκείμενων αιτιών ή άμεση συντήρηση. Η κατανόηση του λόγου για τον οποίο συμβαίνει η ταλάντωση και πώς εκδηλώνεται αποκαλύπτοντας τα μοναδικά χαρακτηριστικά της είναι ένα βασικό πρώτο βήμα για την αποτροπή της δημιουργίας ταλαντώσεων στο περιβάλλον παραγωγής.

1.4.1 Ανάλυση χρονικής κυματομορφής

Μια χρονική κυματομορφή είναι μια γραφική απεικόνιση του σήματος της ταλάντωσης στο πεδίο του χρόνου, μια αναπαράσταση της φυσικής κίνησης που εκτελεί το μετρούμενο σημείο στο χρονικό διάστημα που εξετάζεται. Αυτό το σήμα περιέχει όλες τις συχνότητες, τις αρμονικές και τις υποαρμονικές, οι σχέσεις φάσης αυτών των συχνοτήτων περιέχονται επίσης στο σήμα καθώς και οι παλμοί, οι αλλοιώσεις πλάτους, οι αλλοιώσεις συχνότητας, περικοπής και παραμόρφωσης. Η ανάλυση χρονικής κυματομορφής, ως τακτική διάγνωσης, είναι αποτελεσματική όταν θέλουμε να διακρίνουμε προβλήματα που δίνουν τις ίδιες συχνότητες αλλά διαφέρουν σημαντικά όσον αφορά την μορφή της ταλάντωσης. Με την μέθοδο της χρονικής κυματομορφής μπορούμε να δούμε την πραγματική εικόνα της ταλάντωσης και ακόμα να εκλεπτύνουμε την ερευνά φαινομένων που συμβαίνουν μέσα στην περίοδο της ταλάντωσης. Η χρήση των χρονικών κυματομορφών είναι η σύγκριση τους με τις κυματομορφές άλλων μηχανών με παρόμοια προβλήματα, αλλά και με τις πρότυπες κυματομορφές της

μηχανής. Η «ποσότητα» πληροφοριών που περιέχει μια κυματομορφή χρόνου εξαρτάται από τη διάρκεια και την ανάλυση του σήματος, η διάρκεια είναι η συνολική χρονική περίοδος, στις περισσότερες περιπτώσεις, μερικά δευτερόλεπτα αρκούν. Η ανάλυση καθορίζεται από τον αριθμό των σημείων δεδομένων ή δειγμάτων που χαρακτηρίζουν το σχήμα της κυματομορφής, όσο περισσότερα δείγματα υπάρχουν, τόσο πιο λεπτομερής είναι.

Έστω ένα φθαρμένο γρανάζι, που διαθέτει κάποιο σπασμένο δόντι, σε κάθε συνάντηση αυτού με το δόντι του συνεργαζόμενου γραναζιού υπάρχει κρούση που παράγει ταλάντωση με συχνότητα $1 \times RPM$ του ελαττωματικού γραναζιού (Εικόνα 1-9). Όμως, η ίδια συχνότητα παράγεται και κατά την αζυγοσταθμία. Έτσι αν ληφθεί υπ' όψιν μόνο η συχνότητα ανάλυσης είναι επίφοβο να αναγνωρισθεί αυτή η κατάσταση σαν πρόβλημα αζυγοσταθμίας. Συγκρίνοντας όμως τις κυματομορφές αυτών των δύο προβλημάτων, γίνεται αντιληπτό ότι διαφέρουν σημαντικά μεταξύ τους. Η αζυγοσταθμία δίνει μια ημιτονοειδή κυματομορφή, ενώ το φθαρμένο γρανάζι μια σειρά κρουστικών παλμών, μικρής διάρκειας.



Εικόνα 1-9: Χρονική Κυματομορφή γραναζιού με σπασμένο δόντι [11].

Η χρονική κυματομορφή υπερिशύει και παρέχει περισσότερες πληροφορίες στις παρακάτω περιπτώσεις:

- Χαλαρότητα

- Φθορά
- Σε χαμηλές ταχύτητες ($\leq 100 RPM$)

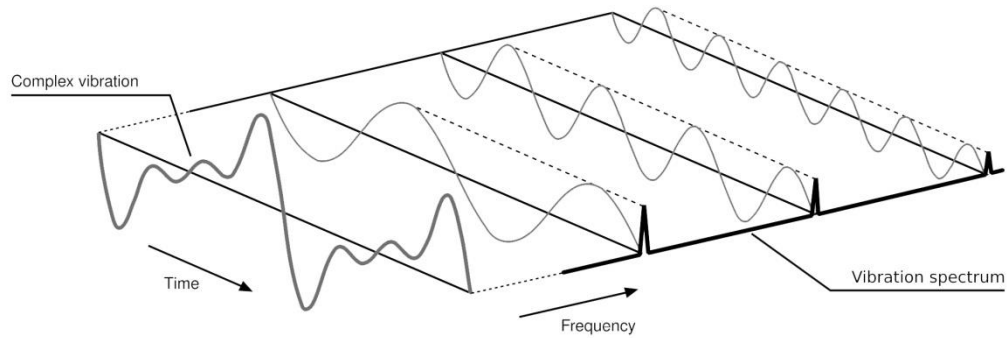
Η ανάλυση της χρονικής κυματομορφής δεν ενδείκνυται σε περίπτωση προβλημάτων όπως η ακατάλληλη ευθυγράμμιση και η αζυγοσταθμία.

1.4.2 Ανάλυση κατά συχνότητα

Σε ένα μηχάνημα δρουν συγχρόνως πολλές πηγές ταλάντωσης, που προστίθενται και δίνουν ένα σύνθετο ταλαντωτικό σήμα, έτσι αυτό που λαμβάνεται από τον μετατροπέα είναι το άθροισμα των επιμέρους αυτών σημάτων που παράγονται από κάθε πηγή. Είναι αδύνατο από αυτό το ακατέργαστο σήμα να διακριθούν οι επιμέρους ταλαντώσεις που το αποτελούν, καθώς είναι φορτωμένα με πολλές πληροφορίες σε πολύ περίπλοκη μορφή, συμπεριλαμβανομένων των χαρακτηριστικών σημάτων κάθε μεμονωμένου εξαρτήματος της μηχανής, οπότε είναι πρακτικά αδύνατο να διακρίνουμε με γυμνό μάτι τη χαρακτηριστική συμπεριφορά του. Η ανάλυση φάσματος, που αναφέρεται επίσης ως ανάλυση πεδίου συχνότητας, είναι η τεχνική διαδικασία αποσύνθεσης ενός σύνθετου σήματος σε απλούστερα μέρη. Επομένως η κεντρική ιδέα στην ανάλυση κατά συχνότητα είναι η προσπάθεια για κατανόηση των ιδιοτήτων του σήματος μέσω της διάσπασής του σε γνωστά, στοιχειώδη σήματα. Η ανάλυση κατά συχνότητα αντιστοιχεί στην γνωστή μαθηματική επεξεργασία του μετασχηματισμού Fourier, θεωρείται ότι είναι πολύ αποτελεσματικό και χρήσιμο εργαλείο για την ανάλυση σημάτων δόνησης και για τον εντοπισμό των περισσότερων από τα κοινά προβλήματα δόνησης.

Ο μετασχηματισμός Fourier αναφέρεται σε μία αυστηρώς ορισμένη μαθηματική διεργασία η οποία αποσυνθέτει μία συνάρτηση σε άθροισμα απείρων περιοδικών ημιτονοειδών και συνημιτονοειδών συναρτήσεων. Το αποτέλεσμα του μετασχηματισμού είναι μία νέα συνάρτηση με διαφορετικό πεδίο ορισμού, η οποία περιγράφει το κατά πόσο συμμετέχει κάθε

στοιχειώδες ημίτονο στον σχηματισμό της αρχικής συνάρτησης. Στην επεξεργασία σήματος ο μετασχηματισμός Fourier συχνά παίρνει μία χρονοσειρά ή μια συνάρτηση συνεχούς χρόνου και την αντιστοιχεί σ' ένα φάσμα συχνοτήτων. Δηλαδή, μεταφέρει μια συνάρτηση από το πεδίο του χρόνου στο πεδίο συχνοτήτων [18].



Εικόνα 1-10: Σχέση μεταξύ χρόνου και συχνότητας.

Η Εικόνα 1-10 περιέχει ένα σήμα χρόνου και το αντίστοιχο φάσμα. Το πρώτο (πιο αριστερό) σήμα χρόνου περιέχει το βασικό, δεύτερο και τρίτο αρμονικό. Αυτή η δήλωση ισχύει διότι κάθε χρονική περίοδος έχει τρεις θετικές κορυφές. Η πρώτη φασματική γραμμή είναι η θεμελιώδης συχνότητα και το σήμα του χρόνου. Η δεύτερη φασματική γραμμή είναι η δεύτερη αρμονική και το σήμα του χρόνου. Η τρίτη φασματική γραμμή είναι η τρίτη αρμονική και το σήμα του χρόνου. Εάν τα χρονικά σήματα των τριών συστατικών συχνοτήτων προσθέτονταν μαζί, το αποτέλεσμα θα ήταν το πρώτο (αριστερό) σήμα χρόνου, όπως υποδεικνύεται.

2 Αζυγοσταθμία

Η αζυγοσταθμία είναι η συνηθέστερη αιτία ταλαντώσεων στις περιστρεφόμενες μηχανές, η οποία οδηγεί σε σφάλματα και μείωση της διάρκειας ζωής της μηχανής, σπατάλη ενέργειας και μειωμένη απόδοση. Είναι ένας πολύ σημαντικός παράγοντας που πρέπει να ληφθεί υπόψη στην σύγχρονη σχεδίαση μηχανών, ειδικά όταν η αξιοπιστία σε υψηλές ταχύτητες είναι επιτακτική. Αζυγοσταθμία καλείται η κατάσταση κατά την οποία ταλαντώσεις μεταφέρονται στα έδρανα λόγω φυγόκεντρων δυνάμεων που αναπτύσσονται στον ρότορα. Η αζυγοσταθμία οφείλεται στην άνιση κατανομή της μάζας ενός ρότορα. Σε κάθε περίπτωση που ο άξονας αδράνειας του ρότορα δεν ταυτίζεται με τον άξονα περιστροφής, έχουμε μια κατάσταση αζυγοσταθμίας.

Πολλές αιτίες αναφέρονται πως συμβάλλουν σε μια κατάσταση αζυγοσταθμίας, συμπεριλαμβανομένων:

- **Υλικών προβλημάτων** (πυκνότητα, διάκενα σε χυτά εξαρτήματα)
- **Προβλημάτων κατασκευής** (δύσμορφη χύτευση, κακή συναρμολόγηση)

Όταν μια περιστρεφόμενη μηχανή βρίσκεται σε λειτουργία για κάποιο χρονικό διάστημα, διάφοροι άλλοι παράγοντες μπορούν να συμβάλουν στην κατάσταση αζυγοσταθμίας. Συμπεριλαμβανομένων:

- **Φθορά:** Κάθε ρότορας που εμπλέκεται σε διαδικασίες χειρισμού υλικών υπόκειται σε διάβρωση, τριβή ή φθορά. Εάν η διάβρωση ή η φθορά δεν εμφανιστεί ομοιόμορφα θα προκύψει αζυγοσταθμία.
- **Παραμόρφωση ή αλλαγή του σχήματος:** Η παραμόρφωση προκαλείται συνήθως από θερμική παραμόρφωση. Η θερμική παραμόρφωση συμβαίνει με την αλλαγή θερμοκρασίας, τα περισσότερα μέταλλα διαστέλλονται όταν θερμαίνονται. Η θερμική παραμόρφωση είναι συχνή σε μηχανήματα που λειτουργούν σε υψηλές θερμοκρασίες (ηλεκτρικοί κινητήρες, ανεμιστήρες, συμπιεστές, κτλ).
- **Συσσώρευση εναποθέσεων:** Οι ρότορες που χρησιμοποιούνται στον χειρισμό υλικών ενδέχεται να καταστούν μη ισορροπημένοι λόγω της άνισης κατανομής εναποθέσεων. Η σταδιακή αύξηση της

αζυγοσταθμίας μπορεί γρήγορα να γίνει σοβαρό πρόβλημα όταν τμήματα των καταθέσεων αρχίσουν να διαλύονται. Καθώς οι μικρές εναποθέσεις διακόπτονται οι ταλαντώσεις αυξάνονται και έτσι ακόμη περισσότερες εναποθέσεις διαλύονται, δημιουργώντας έτσι μια σοβαρή αζυγοσταθμία. Η τακτική επιθεώρηση και καθαρισμός μπορεί να ελαχιστοποιήσει το πρόβλημα, αλλά συνήθως ο ρότορας θα πρέπει να αφαιρεθεί και να ζυγοσταθμιστεί.

- **Συναρμολόγηση:** Όταν ένας καλά ισορροπημένος άξονας και ένας καλά ισορροπημένος ρότορας ενώνονται, οι απαραίτητες ανοχές συναρμολόγησης μπορούν να επιτρέψουν ακτινική μετατόπιση, η οποία θα παράγει κατάσταση εκτός ισορροπίας.

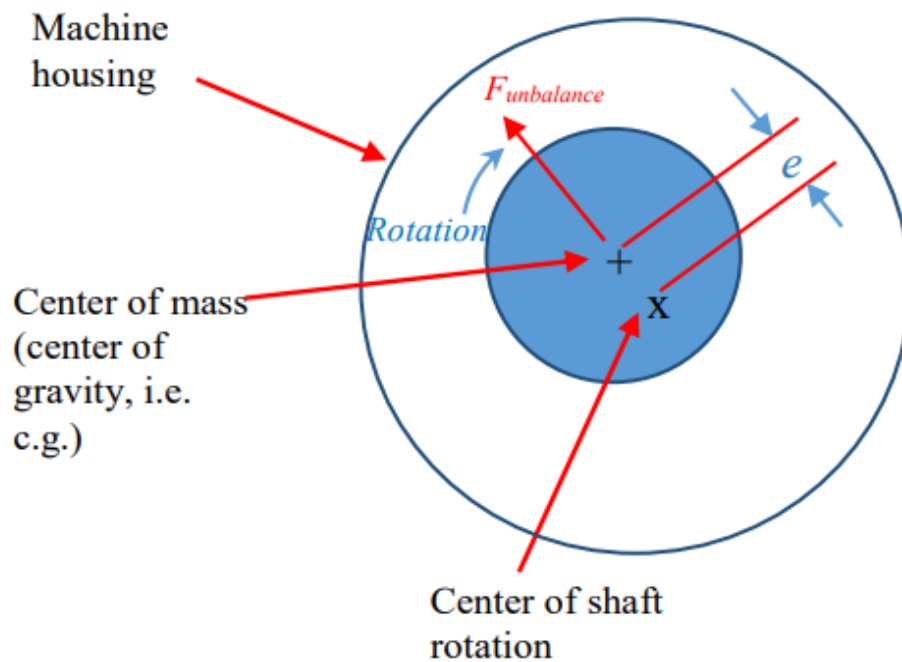
2.1 Ορισμός του μεγέθους της αζυγοσταθμίας

Η περιστροφική κίνηση μερών μηχανών δημιουργεί φυγόκεντρες δυνάμεις, ακτινικές και κάθετες στον άξονα περιστροφής. Όταν η κατανομή της μάζας των περιστρεφόμενων μερών είναι συμμετρική γύρω από τον άξονα περιστροφής έχουμε τον μηδενισμό της συνισταμένης δύναμης των φυγόκεντρικών δυνάμεων. Συνήθως όμως η αδυναμία επίτευξης συμμετρικής κατανομής της μάζας λόγω κατασκευαστικών ατελειών, φθορών κατά την λειτουργία της μηχανής, ατελειών συναρμολόγησης, επικαθίσεων πρόσθετων υλικών ακόμα και από το σπάσιμο μικρών τμημάτων υλικού οδηγεί στην εμφάνιση αζυγοσταθμίας μιας από τις πιο συνηθισμένες βλάβες στρεφόμενων μερών μηχανών. Η μη συμμετρική κατανομή της μάζας των στρεφόμενων μερών μηχανών έχει σαν αποτέλεσμα την αδυναμία ταύτισης του γεωμετρικού κέντρου με το κέντρο της μάζας και οδηγεί στην ανάπτυξη φυγόκεντρης δύναμης στο σημείο που παρουσιάζεται η επιπλέον μάζα (Εικόνα 2-1). Το ποσό αζυγοσταθμίας εκφράζεται ως:

$$U = me \quad (2.1.1)$$

Όπου: m : η μάζα αζυγοσταθμίας (kg)

e : η εκκεντρότητα (m)



Εικόνα 2-1: Δύναμη ανισορροπίας. [13]

Η αναπτυσσόμενη φυγόκεντρη δύναμη λόγω της αζυγοσταθμίας εκφράζεται ως:

$$F_r = me\omega^2 \quad (2.1.2)$$

Όπου:

m : η μάζα αζυγοσταθμίας (kg)

e : η απόσταση από τη μάζα αζυγοσταθμίας έως την κεντρική γραμμή του άξονα περιστροφής (m)

ω : η ταχύτητα περιστροφής του άξονα

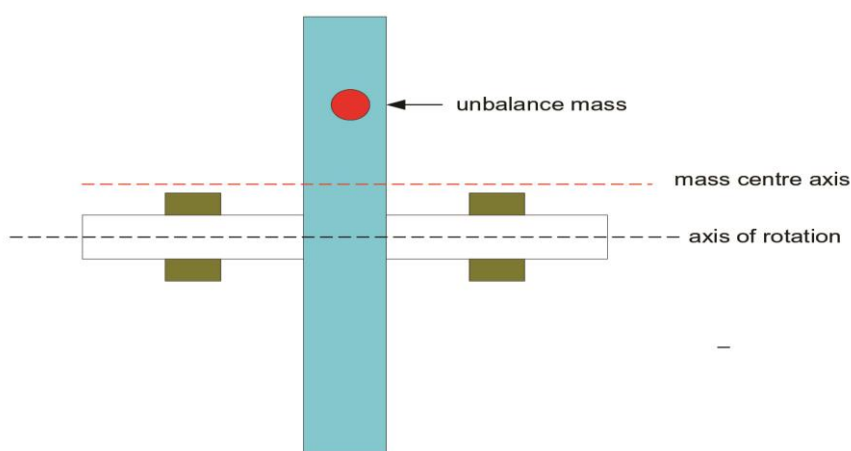
Όπως φαίνεται από την Εξ.(2.1.1), η αζυγοσταθμία U δεν εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής του άξονα και παραμένει αμετάβλητη είτε το σώμα περιστρέφεται είτε όχι. Αντίθετα, η φυγόκεντρος δύναμη F είναι ανάλογη της μάζας που προκαλεί την αζυγοσταθμία και ανάλογη του

τετραγώνου της ταχύτητας περιστροφής του άξονα ω , έτσι όσο μεγαλύτερη είναι η ταχύτητα περιστροφής τόσο μεγαλύτερη θα είναι η φυγόκεντρος δύναμη. Κατά την περιστροφή των μερών, η παρατηρούμενη αζυγοσταθμία οδηγεί στην λειτουργία της μηχανής με κραδασμούς λόγω της φυγόκεντρης δύναμης.

2.2 Είδη αζυγοσταθμίας

2.2.1 Στατική αζυγοσταθμία (Static Unbalance)

Στατική αζυγοσταθμία ενός ρότορα είναι μια κατάσταση όπου ο άξονας αδρανείας του, μετατοπίζεται παράλληλα με τον άξονα περιστροφής του (Εικόνα 2-2). Η στατική αζυγοσταθμία είναι η απλούστερη μορφή αζυγοσταθμίας, καλείτε στατική επειδή υπάρχει ακόμα και όταν ο ρότορας δεν περιστρέφεται. Εμφανίζεται συχνότερα σε ρότορες σε σχήμα δίσκου, επειδή το λεπτό γεωμετρικό προφίλ του δίσκου επιτρέπει μια άνιση κατανομή μάζας με τον αδρανειακό άξονα να είναι σχεδόν παράλληλος με τον άξονα περιστροφής. Μια στατική ανισορροπία μπορεί επίσης να συμβεί σε έναν μακρύ ρότορα όπως ένας στρόβιλος ή ένας ρότορας γεννήτριας.

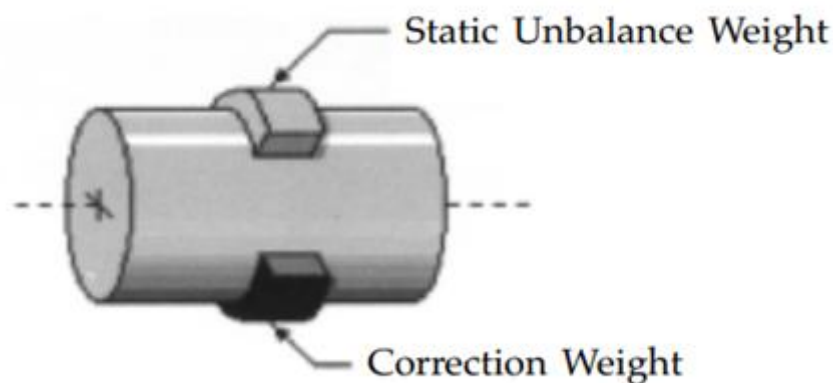


Εικόνα 2-2: Στατική αζυγοσταθμία [3].

Η στατική αζυγοσταθμία είναι πολύ επικίνδυνη για το σύστημα και μπορεί να διορθωθεί με:

a) **Προσθήκη ή αφαίρεση βάρους σε ένα μόνο επίπεδο διόρθωσης.**

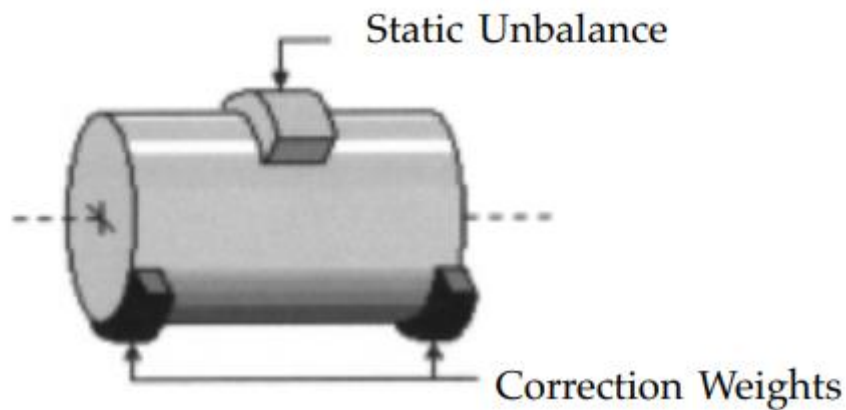
Στην Εικόνα 2-3 ένα μόνο βάρος ίσο με την ανισορροπία τοποθετείται ακριβώς στο ίδιο επίπεδο με την ανισορροπία και ακριβώς 180 μοίρες μακριά. Αυτό φέρνει τον άξονα αδρανείας, και τον άξονα περιστροφής σε σειρά.



Εικόνα 2-3: Διόρθωση στατικής ανισορροπίας.

b) **Προσθήκη ή αφαίρεση βάρους διόρθωσης εν σειρά στα αντίθετα άκρα του ρότορα.**

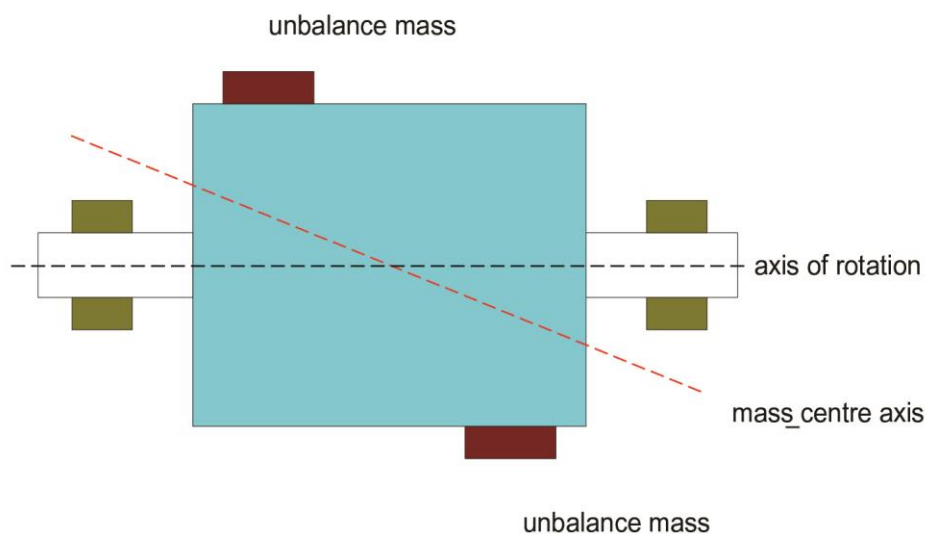
Αυτή η μέθοδος διόρθωσης χρησιμοποιείται συνήθως όταν δεν είναι δυνατή η προσθήκη ενός μόνο βάρους διόρθωσης. Στην Εικόνα 2-4, δύο ίσα βάρη που ισούνται με το βάρος της ανισορροπίας τοποθετούνται σε ίσες αποστάσεις από την αζυγοσταθμία και 180 μοίρες μακριά. Αυτό αναγκάζει επίσης το κέντρο περιστροφής να ευθυγραμμιστεί με τον άξονα αδρανείας. Η μέθοδος αυτή προσφέρει ένα στατικά ισορροπημένο ρότορα, ωστόσο κατά την διάρκεια ταχύτερων περιστροφών, υπάρχει αυξημένη πιθανότητα εμφάνισης ροπών κάμψης.



Εικόνα 2-4: Διόρθωση στατικής ανισορροπίας με δύο βάρη.

2.2.2 Αζυγοσταθμία ζεύγους (Couple Unbalance)

Η αζυγοσταθμία ζεύγους είναι εκείνη η κατάσταση για την οποία ο άξονας αδράνειας τέμνει τον άξονα περιστροφής (Εικόνα 2-5). Αυτή η κατάσταση προκύπτει όταν δύο ίσες μάζες τοποθετούνται σε αξονική απόσταση σε έναν ρότορα και απέχουν 180° η μια από την άλλη. Η ανισορροπία ζεύγους εμφανίζεται συχνά στους επιμήκεις κυλινδρικούς ρότορες. Σε αντίθεση με την στατική αζυγοσταθμία, η αζυγοσταθμία ζεύγους δεν μπορεί να ανιχνευθεί όταν ο ρότορας δεν περιστρέφεται. Όταν είναι ακίνητος δίνεται η εντύπωση πως είναι πλήρως ζυγοσταθμισμένος καθώς δεν προκαλείται κίνηση αυτού όταν είναι αδρανής όπως στην στατική αζυγοσταθμία, όταν όμως αυτός περιστρέφεται δυνάμεις τείνουν να τον μετακινήσουν σε αντίθετες κατευθύνσεις, με αποτέλεσμα ο άξονας να κινείται ασταθώς.



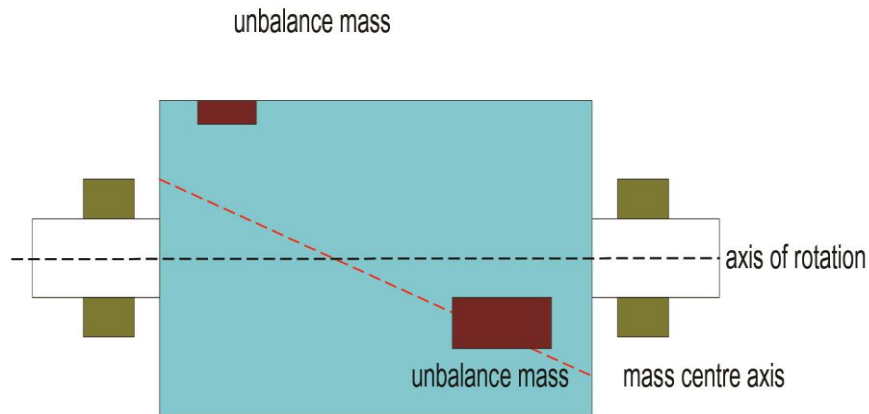
Εικόνα 2-5: Αζυγοσταθμία ζεύγους [3].

Η διόρθωση της αζυγοσταθμίας ζεύγους διαφέρει της διόρθωσης στατικής αζυγοσταθμίας στο γεγονός ότι απαιτούνται τουλάχιστον πάντα δύο ίσα και αντίθετα βάρη να προστεθούν ή να αφαιρεθούν σε δύο διαφορετικά επίπεδα.

2.2.3 Δυναμική αζυγοσταθμία

Δυναμική αζυγοσταθμία, είναι η κατάσταση στην οποία ο άξονας αδράνειας δεν είναι παράλληλος ούτε τέμνεται με τον άξονα περιστροφής (Εικόνα 2-6). Αυτή η κατάσταση προκύπτει όταν δύο άνισες μάζες που δεν έχουν σαφώς καθορισμένες γωνιακές θέσεις τοποθετούνται σε δυο αυθαίρετα επίπεδα ισορροπίας. Είναι ο πιο συχνά εμφανιζόμενος τύπος αζυγοσταθμίας και εμφανίζεται σχεδόν σε όλους τους ρότορες. Καλείται δυναμική επειδή μπορεί να προσδιοριστεί μόνο όταν ο ρότορας περιστρέφεται.

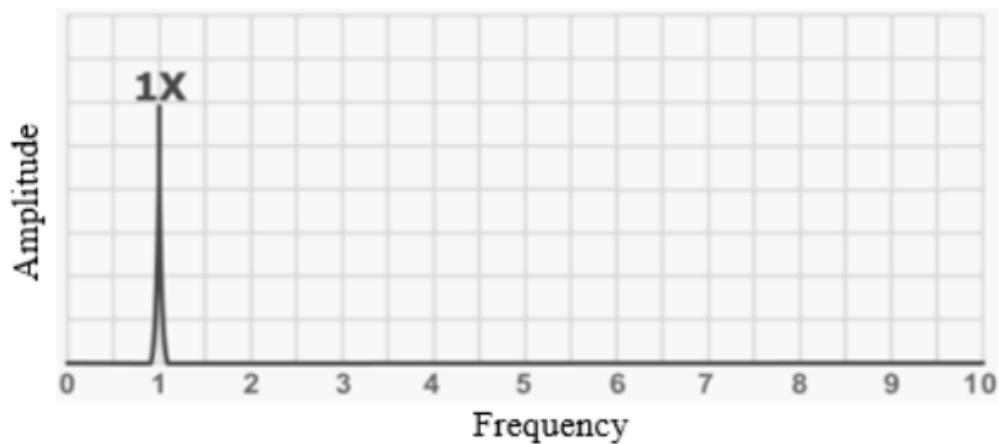
Μπορεί να διορθωθεί μόνο (όπως συμβαίνει με την ανισορροπία ζευγών) με διόρθωση μάζας σε τουλάχιστον δύο επίπεδα.



Εικόνα 2-6: Δυναμική αζυγοσταθμία [3].

2.3 Διάγνωση αζυγοσταθμίας

Για τη διάγνωση αυτού του τύπου βλάβης των περιστρεφόμενων μηχανών, χρησιμοποιούμε κάποιες από τις μεθόδους που έχουμε ήδη αναφέρει. Συγκεκριμένα, 1) ανάλυση κατά συχνότητα και 2) ανάλυση χρονικής κυματομορφής. Τυπικά η αζυγοσταθμία, προκαλεί φυγόκεντρες δυνάμεις, οι οποίες στρέφονται με την ταχύτητα του άξονα περιστροφής. Οι προβολές τους στον οριζόντιο και κατακόρυφο άξονα είναι αρμονικές, με συχνότητα ίση με τη συχνότητα περιστροφής. Κατά συνέπεια, τυπικά η αζυγοσταθμία εκδηλώνεται στο φάσμα κραδασμών με την αύξηση της συνιστώσας του φάσματος, στη συχνότητα περιστροφής στον οριζόντιο και στον κατακόρυφο άξονα (Εικόνα 2-7).



Εικόνα 2-7:Τυπικό φάσμα αζυγοσταθμίας [12].

Οι ταλαντώσεις λοιπόν που δημιουργούνται στη μηχανή λόγω της ύπαρξης «καθαρής» αζυγοσταθμίας, εντοπίζονται στη συχνότητα που αντιστοιχεί στην ταχύτητα περιστροφής και είναι ημιτονοειδείς κυματομορφές.

Στο φάσμα, εμφανίζονται ως κορυφές με μεγαλύτερο πλάτος από το φυσιολογικό. Οι άλλοι τύποι βλαβών δημιουργούν συνήθως κορυφές στο φάσμα και σε αρμονικές της θεμελιώδους συχνότητας περιστροφής, οπότε όταν παρατηρούμε στο φάσμα κορυφή μόνο στη θεμελιώδη συχνότητα και με αυξημένο πλάτος, έχουμε μία ισχυρότατη ένδειξη ότι πρόκειται για αζυγοσταθμία. Στην περίπτωση όμως που παρατηρήσουμε κορυφές και σε αρμονικές της θεμελιώδους συχνότητας, μπορούμε γενικά να αποκλείσουμε την αζυγοσταθμία. Θα πρέπει όμως να έχουμε υπόψη μας ότι όταν η αζυγοσταθμία αυξάνεται έντονα, μπορεί να εμφανιστούν κορυφές και σε αρμονικές της θεμελιώδους συχνότητας.

Ορισμένες γενικές οδηγίες για διάγνωσης της αζυγοσταθμίας είναι οι ακόλουθες:

- Εάν το πλάτος της ακτινικής μέτρησης είναι υψηλό και οι αρμονικές είναι μικρότερες από το 15% της θεμελιώδους, μπορεί να υπάρχει αζυγοσταθμία.
- Εάν η πλειονότητα των κραδασμών βρίσκεται στο ακτινικό επίπεδο, το πλάτος είναι μεσαίο έως υψηλό και οι μετρήσεις από την κατακόρυφη

και οριζόντια κατεύθυνση διαφέρουν κατά 90° , μπορεί να υπάρχει αζυγοσταθμία.

3 Ζυγοστάθμιση

Η αζυγοσταθμία σε μια περιστρεφόμενη μηχανή μειώνει τη διάρκεια ζωής των διαφόρων μηχανικών στοιχείων της. Για να ελαχιστοποιηθούν οι επιβλαβείς συνέπειες της αζυγοσταθμίας, οι ρότορες ζυγοσταθμίζονται. Η ζυγοστάθμιση είναι ένα ζωτικό βήμα για να διασφαλιστεί ότι το μηχάνημα θα λειτουργεί αξιόπιστα. Είναι η διαδικασία σχεδιασμού ή τροποποίησης μηχανικών εξαρτημάτων έτσι ώστε η αζυγοσταθμία να μειώνεται σε αποδεκτό επίπεδο και, εάν είναι δυνατόν, να εξαλείφεται. Θεωρείται συχνά ως απλή διαδικασία, ωστόσο κάθε φορά πρέπει να αντιμετωπιστούν τα ακόλουθα βασικά στάδια:

1. Επίπεδο διόρθωσης

Σε όλες τις περιπτώσεις, πρέπει να καθοριστεί το επίπεδο αποτελεσματικής ισορροπίας και στη συνέχεια να περιοριστούν οι επιλογές σε φυσικά προσβάσιμες τοποθεσίες. Για παράδειγμα, ένας ρότορας γεννήτριας μπορεί να εμφανίζει μια καθαρή στατική αζυγοσταθμία που ιδανικά θα πρέπει να διορθωθεί στην μέση του ρότορα. Στην πραγματικότητα, η τοποθέτηση βάρους στην μέση του ρότορα της γεννήτριας δεν είναι εφικτή, αλλά η αζυγοσταθμία της γεννήτριας μπορεί να διορθωθεί με βάρη εγκατεστημένα στα προσβάσιμα άκρα του ρότορα.

2. Μέγεθος βάρους

Το δεύτερο βασικό στάδιο ζυγοστάθμισης αναφέρεται στο μέγεθος του βάρους ισορροπίας που θα χρησιμοποιηθεί. Συνηθίζεται η εγκατάσταση βαρών βαθμονόμησης που παράγουν φυγοκεντρικές δυνάμεις κοντά στο 5% έως 15% του βάρους του ρότορα. Μηχανές όπως κινητήρες που επιταχύνουν

γρήγορα μέχρι την ταχύτητα περιστροφής είναι υποψήφιος για αρχικά βάρη που παράγουν φυγοκεντρικές δυνάμεις κοντά στο 5% του βάρους του ρότορα. Μια πιο επιθετική προσέγγιση εφαρμόζεται συχνά σε μηχανήματα όπως ατμοστρόβιλοι, για αυτούς τους τύπους μηχανών, η εγκατάσταση ενός αρχικού βάρους που παράγει μια φυγοκεντρική δύναμη ίση με το 15% του βάρους του ρότορα.

3. Γωνιακή θέση του βάρους ισορροπίας

Το τρίτο σημαντικό ζήτημα στην ζυγοστάθμιση και συχνά το πιο δύσκολο να αντιμετωπιστεί, είναι η γωνιακή θέση του βάρους. Σε όλες σχεδόν τις περιπτώσεις, το βάρος πρέπει να εγκατασταθεί για να μειωθεί η υπολειμματική αζυγοσταθμία και να μειωθούν τα σχετικά πλάτη ταλάντωσης. Η σωστή γωνιακή θέση του αρχικού βάρους εξαρτάται από τον τύπο της αζυγοσταθμίας, τη συγκεκριμένη διαμόρφωση του ρότορα, και τα προσβάσιμα επίπεδα ισορροπίας.

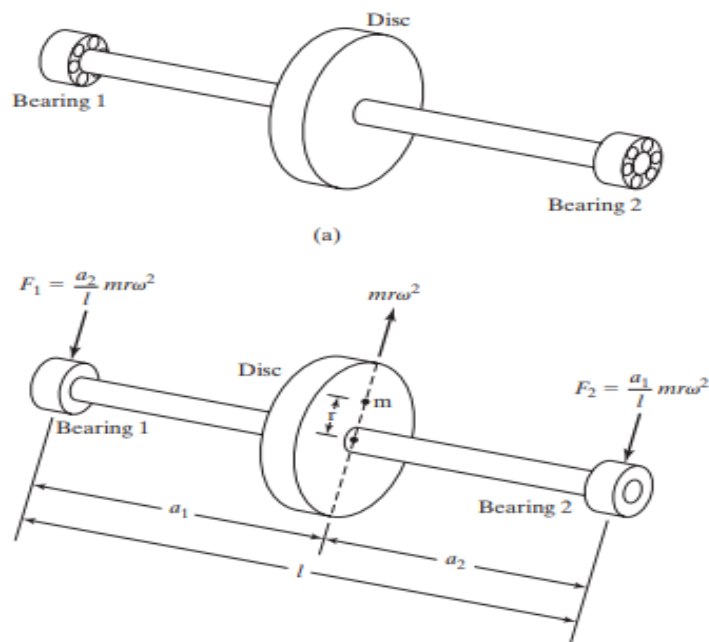
Ωστόσο, ο αριθμός και η θέση των διορθωτικών βαρών πρέπει πάντα να πληρούν δύο βασικά κριτήρια.

- Το άθροισμα των δυνάμεων από το διορθωτικό βάρος-(η) και την αζυγοσταθμία, πρέπει να ισούται με το μηδέν.
- Το άθροισμα των ροπών πρέπει να ισούται με μηδέν.

3.1 Στατική ζυγοστάθμιση

Όταν το κέντρο μάζας μετατοπίζεται από τον άξονα περιστροφής λόγω κατασκευαστικών σφαλμάτων, το στοιχείο της μηχανής λέγεται ότι είναι στατικά μη ισορροπημένο. Για να προσδιοριστεί εάν ένας ρότορας είναι ισορροπημένος ή όχι, τοποθετείται ο άξονας σε δύο ρουλεμάν χαμηλής τριβής, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3-1 α. Περιστρέφεται ο δίσκος και αφήνεται να ισορροπήσει. Σημειώνεται το χαμηλότερο σημείο στην περιφέρεια του δίσκου με κιμωλία. Επαναλαμβάνεται η διαδικασία πολλές φορές, σημειώνοντας κάθε φορά το χαμηλότερο σημείο του δίσκου με κιμωλία. Εάν ο δίσκος είναι ισορροπημένος, τα σημάδια κιμωλίας θα διασκορπίζονται τυχαία

σε όλη την περιφέρεια. Από την άλλη πλευρά, εάν ο δίσκος δεν είναι ισορροπημένος, όλα τα σημάδια κιμωλίας θα συμπίπτουν [15].



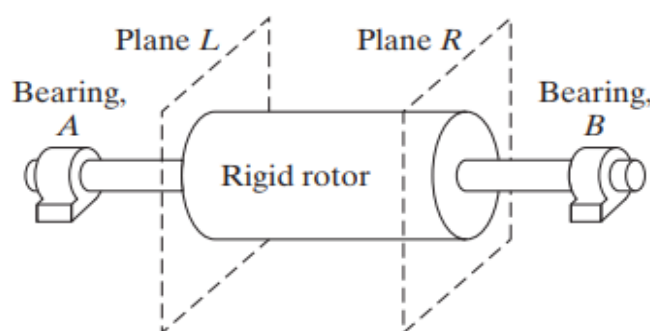
Εικόνα 3-1: Στατική ζυγοστάθμιση [15].

Η αζυγοσταθμία που ανιχνεύεται με αυτήν τη διαδικασία είναι γνωστή ως στατική αζυγοσταθμία. Η στατική αζυγοσταθμία μπορεί να διορθωθεί αφαιρώντας μέταλλο στο σημάδι κιμωλίας ή προσθέτοντας βάρος στις 180° από το σημάδι κιμωλίας. Αυτή η διαδικασία ονομάζεται «ζυγοστάθμιση ενός επιπέδου», καθώς όλη η μάζα βρίσκεται σχεδόν σε ένα μόνο επίπεδο [15]. Το ποσό της αζυγοσταθμίας μπορεί να βρεθεί περιστρέφοντας το δίσκο με μια γνωστή ταχύτητα ω και μετρώντας τις αντιδράσεις στα δύο έδρανα (βλ. Εικόνα 3-1 b). Εάν μια μη ισορροπημένη μάζα m βρίσκεται σε ακτίνα r του δίσκου, η φυγοκεντρική δύναμη θα είναι $mr\omega^2$. Έτσι, οι μετρηθείσες αντιδράσεις F_1 και F_2 :

$$F_1 = \frac{a_1}{l} mr\omega^2 \text{ και } F_2 = \frac{a_2}{l} mr\omega^2 \quad (3.1.1)$$

3.2 Δυναμική ζυγοστάθμιση

Η διαδικασία στατικής ζυγοστάθμισης μπορεί να χρησιμοποιηθεί για ζυγοστάθμιση σε ένα επίπεδο. Εάν ο ρότορας είναι ένα επίμηκες άκαμπτο σώμα, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3-2, η αζυγοσταθμία μπορεί να είναι οπουδήποτε κατά μήκος του ρότορα. Σε αυτήν την περίπτωση, ο ρότορας μπορεί να ζυγοσταθμιστεί προσθέτοντας βάρη εξισορρόπησης σε οποιοδήποτε από τα δύο επίπεδα. Για ευκολία, τα δύο επίπεδα επιλέγονται συνήθως ως τα ακραία επίπεδα του ρότορα (φαίνεται με διακεκομμένες γραμμές στην Εικόνα 3-2) [15].



Εικόνα 3-2: Δυναμική ζυγοστάθμιση [15].

Έστω ένας ρότορας με μια μη ισορροπημένη μάζα m σε απόσταση $l/3$ από το δεξί άκρο, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3-3 (a). Όταν ο ρότορας περιστρέφεται με ταχύτητα ω , η δύναμη λόγω της ανισορροπίας θα είναι:

$$F = mR\omega^2 \quad (3.1.2)$$

όπου το R είναι η ακτίνα του ρότορα. Η μη ισορροπημένη μάζα m μπορεί να αντικατασταθεί από δύο μάζες m_1 και m_2 , που βρίσκονται στα άκρα του ρότορα, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3-3 (b). Οι δυνάμεις που ασκούνται στον ρότορα από αυτές τις μάζες είναι:

$$F_1 = m_1R\omega^2 \text{ και } F_2 = m_2R\omega^2 \quad (3.1.3)$$

Από ισορροπία δυνάμεων, έχουμε

$$mR\omega^2 = m_1R\omega^2 + m_2R\omega^2 \quad (3.1.4)$$

ή

$$m = m_1 + m_2 \quad (3.1.5)$$

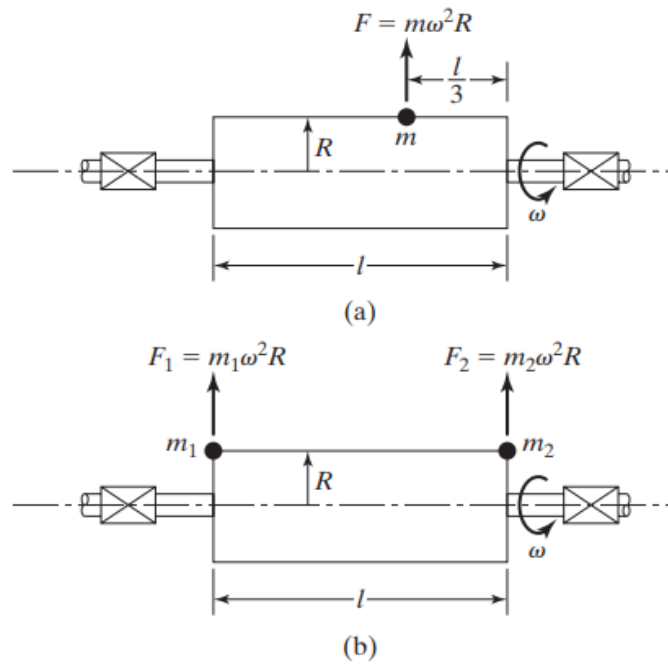
Από ισορροπία ροπών, έχουμε

$$mR\omega^2 \frac{l}{3} = m_1R\omega^2 l \quad (3.1.6)$$

ή

$$m = 3m_1 \quad (3.1.7)$$

Οι εξισώσεις (3.1.5) και (3.1.6) δίνουν $m_1 = m/3$ και $m_2 = 2m/3$. Έτσι, οποιαδήποτε μη ισορροπημένη μάζα μπορεί να αντικατασταθεί από δύο ισοδύναμες μη ισορροπημένες μάζες στα ακραία επίπεδα του ρότορα (βλ. Εικόνα 3-3 b).



Εικόνα 3-3: Ζυγοστάθμιση δύο επιπέδων [15].

4 Χρήση απλών μοντέλων για ανάλυση και διάγνωση ταλαντώσεων

Οι τεχνικές και οι μέθοδοι για την επίλυση προβλημάτων ταλάντωσης μπορούν συχνά να αναπτυχθούν χρησιμοποιώντας το απλό μοντέλο ενός βαθμού ελευθερίας, παρόλο που το πραγματικό σύστημα είναι πιο περίπλοκο. Ο κύριος σκοπός του μοντέλου είναι να κατανοηθεί ο τύπος του προβλήματος που αντιμετωπίζεται, έτσι ώστε να μπορεί να αναγνωριστεί ο πιο αποτελεσματικός τύπος «επιδιόρθωσης». Μερικές φορές ένα απλό μοντέλο μπορεί ακόμη και να αποδώσει χρήσιμες προσεγγίσεις για τις βέλτιστες παραμετρικές τιμές, όπως η απόσβεση και η μάζα ζυγοστάθμισης που θα χρησιμοποιηθεί. Σε αντίθεση με τα μεγάλα και λεπτομερή μοντέλα πεπερασμένων στοιχείων, αυτή η προσέγγιση εξασφαλίζει ότι ο μηχανικός πρέπει πρώτα να χρησιμοποιήσει το απλούστερο δυνατό μοντέλο που περιέχει τα σχετικά φυσικά χαρακτηριστικά και να καταφύγει στα πιο λεπτομερή μοντέλα μόνο όταν τα απλά μοντέλα δεν παρέχουν επαρκή

καθοδήγηση για τροποποιήσεις στο σχεδιασμό ή όταν απαιτείται βέλτιστη ακρίβεια.

4.1 Εξαναγκασμένη ταλάντωση μηχανικών συστημάτων ενός βαθμού ελευθερίας με αρμονική διέγερση

Το μοντέλο μάζας-ελατηρίου-αποσβεστήρα, που φαίνεται στην Εικόνα 4-1, είναι το σημείο εκκίνησης για την κατανόηση των ταλαντώσεων των μηχανών. Η διεξοδική κατανόηση αυτού του πιο στοιχειώδους μοντέλου δόνησης και του πλήρους φάσματος των χαρακτηριστικών δόνησης είναι απολύτως απαραίτητη για μια ολοκληρωμένη και διορατική μελέτη του πεδίου ταλαντώσεων των περιστρεφόμενων μηχανημάτων. Αρχικά εξετάζεται το σύστημα της Εικόνας 4-1 για την περίπτωση αμελητέας απόσβεσης ($c = 0$).

Ο θεμελιώδης φυσικός νόμος που διέπει όλα τα φαινόμενα ταλάντωσης είναι ο Δεύτερος Νόμος του Νεύτωνα, ο οποίος στην πιο συχνά χρησιμοποιούμενη μορφή του λέει ότι το άθροισμα των δυνάμεων που ενεργούν πάνω σε ένα αντικείμενο είναι ίσο με τη μάζα του επί την επιτάχυνσή του. Και η δύναμη και η επιτάχυνση είναι διανύσματα, έτσι ο δεύτερος νόμος του Νεύτωνα, γραμμένος στη γενική του μορφή, αποδίδει μια διανυσματική εξίσωση. Για το σύστημα ενός βαθμού ελευθερίας, αυτός γράφεται σε μια βαθμιαία εξίσωση, ως εξής:

$$\Sigma F = m\ddot{x}$$

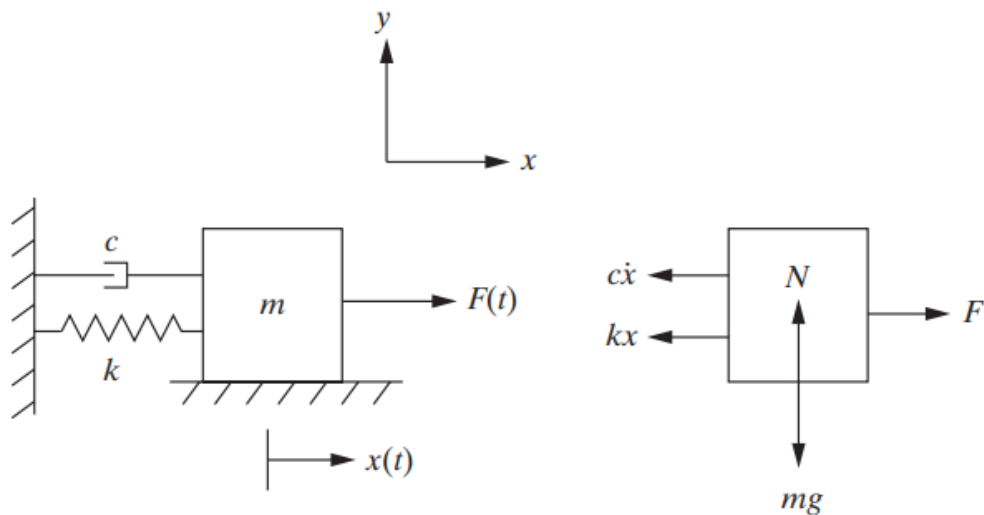
Όπου: ΣF : το άθροισμα των δυνάμεων που δρουν στο σώμα

m : η μάζα του σώματος

\ddot{x} : η επιτάχυνση του σώματος

Για το σύστημα στην Εικόνα 4-1, ο Δεύτερος Νόμος του Νεύτωνα αποδίδει την εξής διαφορική εξίσωση:

$$m\ddot{x} + kx = F(t) \quad (4.1)$$



Εικόνα 4-1: Μηχανικό σύστημα ελατηρίου-μάζας [14].

Για το σύστημα στην Εικόνα 4-1, στις δυνάμεις που δρουν στη μάζα περιλαμβάνεται η εξωτερικά εφαρμοζόμενη δύναμη που εξαρτάται από το χρόνο, $F(t)$, συν την δύναμη που εξαρτάται από την κίνηση του ελατηρίου, $-kx$. Υπάρχουν διάφοροι τρόποι μοντελοποίησης της αρμονικής φύσης της εφαρμοζόμενης δύναμης, $F(t)$. Μια αρμονική συνάρτηση μπορεί να αναπαρασταθεί ως ημιτονοειδής, συνημιτονοειδής ή σύνθετη εκθετική. Στη συνέχεια, η κινητήρια δύναμη $F(t)$ επιλέγεται να έχει τη μορφή:

$$F(t) = F_0 \cos \omega t \quad (4.2)$$

Εναλλακτικά, η αρμονική λειτουργία εξαναγκασμού μπορεί να αναπαρασταθεί ως ημιτονοειδής

$$F(t) = F_0 \sin \omega t \quad (4.3)$$

ή ως σύνθετη εκθετική

$$F(t) = F_0 e^{j\omega t} \quad (4.4)$$

όπου το F_0 αντιπροσωπεύει το μέγεθος ή το μέγιστο πλάτος, της εφαρμοζόμενης δύναμης, το ω υποδηλώνει τη συχνότητα της εφαρμοζόμενης δύναμης και το j τη φανταστική μονάδα. Η συχνότητα ω ονομάζεται επίσης συχνότητα εξαναγκασμού και έχει μονάδες rad/s . Κάθε μία από αυτές τις τρεις μορφές του $F(t)$ αποδίδει το ίδιο φαινόμενο, αλλά σε ορισμένες περιπτώσεις μια μορφή μπορεί να χειριστεί ευκολότερα από άλλες.

Έτσι η εξίσωση (4.1) ξαναγράφεται ως εξής

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (4.5)$$

Η διαφορική εξίσωση (4.5) είναι μη-ομογενής, δεύτερης τάξης, με σταθερούς συντελεστές. Η λύση $x(t)$ μιας τέτοιας εξίσωσης είναι το άθροισμα της λύσης $x_0(t)$ της αντίστοιχης ομογενούς εξίσωσης συν τη ειδική λύση $x_p(t)$ της διαφορικής, δηλαδή [6]:

$$x(t) = x_0(t) + x_p(t) \quad (4.6)$$

Όμως η ομογενής εξίσωση της (4.5) είναι η $m\ddot{x} + kx = 0$ και περιγράφει την ελεύθερη ταλάντωση του συστήματος ελατηρίου-μάζας. Άρα η λύση της $x_0(t)$ είναι [6]:

$$x_0(t) = \alpha_0 \sin \omega_n t + b_0 \cos \omega_n t \quad (4.7)$$

Όπου $\omega_n = \sqrt{k/m}$, η φυσική συχνότητα του συστήματος.

Επειδή ο εξαναγκασμός είναι αρμονικός η ειδική λύση $x_p(t)$ είναι επίσης αρμονική συνάρτηση με την ίδια συχνότητα ω . Επειδή μάλιστα δεν υπάρχει στοιχείο διάχυσης στο σύστημα που μελετάμε η ειδική λύση και ο εξαναγκασμός θα βρίσκονται σε φάση [6]. Άρα η $x_p(t)$ θα είναι της μορφής:

$$x_p(t) = X_p \cos \omega t \quad (4.8)$$

Αντικαθιστούμε την εξίσωση (4.8) στην εξίσωση (4.5)

$$(-m\omega^2 + k)X_p \cos \omega t = F_0 \cos \omega t \rightarrow X_p = \frac{F_0}{(k-m\omega^2)} \rightarrow X_p = \frac{F_0/m}{(\omega_n^2 - \omega^2)} \quad (4.9)$$

Η εξίσωση (4.6) τώρα πλέον γίνεται

$$x(t) = a_0 \sin \omega_n t + b_0 \cos \omega_n t + \frac{F_0/m}{(\omega_n^2 - \omega^2)} \cos \omega t \quad (4.10)$$

Εφαρμόζουμε τις συνοριακές

$$x(0) = x_0 \text{ και } \dot{x}(0) = v_0 \quad (4.11)$$

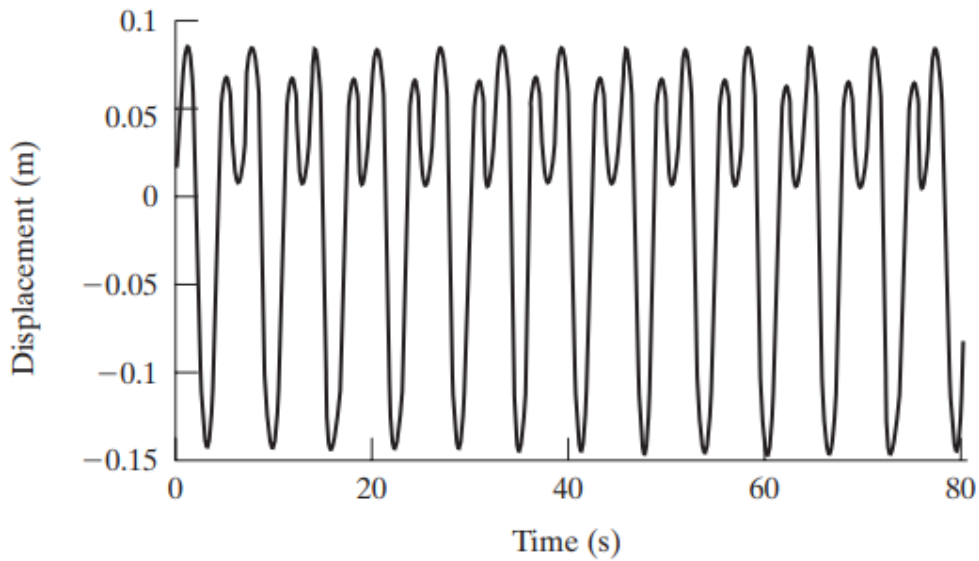
Και προκύπτουν οι ακόλουθες σταθερές

$$a_0 = \frac{v_0}{\omega_n} \text{ και } b_0 = x_0 - \frac{F_0/m}{(\omega_n^2 - \omega^2)} \quad (4.12)$$

Τελικά η απόκριση του συστήματος διαμορφώνεται ως έχει:

$$x(t) = \frac{v_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + x_0 \cos \omega_n t + \frac{F_0/m}{(\omega_n^2 - \omega^2)} [\cos \omega t - \cos \omega_n t] \quad (4.13)$$

Στην Εικόνα 4-2 απεικονίζεται μια γραφική παράσταση της συνολικής απόκρισης ενός μη αποσβεσμένου συστήματος σε μια αρμονική διέγερση με καθορισμένες αρχικές συνθήκες ($\omega_n = 1 \text{ rad/s}$, $\omega = 2 \text{ rad/s}$ και μη μηδενικές αρχικές συνθήκες $x_0 = 0,01 \text{ m}$ και $v_0 = 0,01 \text{ m/s}$ και $F_0 = 0,1 \text{ N/kg}$).



Εικόνα 4-2: Απόκριση ενός μη αποσβεσμένου συστήματος [14].

4.2 Απόκριση μηχανικού συστήματος με απόσβεση

Το άθροισμα των δυνάμεων στη μάζα της Εικόνας 4-1 στην x κατεύθυνση λαμβάνοντας υπόψη τον ιξώδη αποσβεστήρα, είναι ως έχει

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (4.2.1)$$

Διαιρούμε την εξίσωση με την μάζα m ,

$$\ddot{x} + 2\omega_n \zeta \dot{x} + \omega_n^2 x = F_0 \cos \omega t \quad (4.2.2)$$

Όπου:

$\omega_n = \sqrt{k/m}$ η φυσική συχνότητα του συστήματος

$\zeta = c/c_c$ λόγος απόσβεσης, $c_c = c/2m \omega_n$

Η διαφορική εξίσωση (4.2.2) είναι μη-ομογενής, δεύτερης τάξης, με σταθερούς συντελεστές. Η λύση $x(t)$ μιας τέτοιας εξίσωσης είναι το άθροισμα

της λύσης $x_0(t)$ της αντίστοιχης ομογενούς εξίσωσης συν τη ειδική λύση $x_p(t)$ της διαφορικής, δηλαδή:

$$x(t) = x_0(t) + x_p(t) \quad (4.2.3)$$

Επειδή ο εξαναγκασμός είναι αρμονικός η ειδική λύση $x_p(t)$ του αποσβενομένου συστήματος είναι επίσης αρμονική συνάρτηση με την ίδια συχνότητα ω . Επειδή υπάρχει στοιχείο διάχυσης στο σύστημα που μελετάμε η ειδική λύση και ο εξαναγκασμός θα βρίσκονται σε διαφορετική φάση [6]. Άρα η $x_p(t)$ θα είναι της μορφής:

$$x_p(t) = X_p \cos(\omega t - \theta) \quad (4.2.4)$$

Για να είναι εύκολο για ακόλουθους υπολογισμούς, σε ισοδύναμη μορφή γράφεται

$$x_p(t) = A_s \cos \omega t + B_s \sin \omega t \quad (4.2.5)$$

Όπου $A_s = X_p \cos \theta$ (4.2.6) και $B_s = X_p \sin \theta$ (4.2.7) σταθερές,

$$X_p = \sqrt{A_s^2 + B_s^2} \text{ και } \theta = \tan^{-1} \left(\frac{B_s}{A_s} \right) \quad (4.2.8)$$

Λαμβάνοντας τις παραγώγους της εξίσωσης (4.2.5)

$$\dot{x}_p(t) = -\omega A_s \sin \omega t + \omega B_s \cos \omega t \quad (4.2.9)$$

$$\ddot{x}_p(t) = -\omega^2 (A_s \cos \omega t + B_s \sin \omega t) \quad (4.2.10)$$

Αντικατάσταση των εξισώσεων (4.2.5.), (4.2.9) και (4.2.10) στην (4.2.2) προκύπτει:

$$\begin{aligned} &(-\omega^2 A_s + 2\omega_n \zeta \omega B_s + \omega_n^2 A_s - F_0) \cos \omega t + \\ &(-\omega^2 B_s - 2\omega_n \zeta \omega A_s + \omega_n^2 B_s) \sin \omega t = 0 \end{aligned} \quad (4.2.11)$$

Επειδή η $x_p(t)$ είναι μόνιμη απόκριση ισχύει:

$$\begin{cases} \omega t = \pi/2 \rightarrow \sin \omega t = \sin \pi/2 = 1 \\ \omega t = 0 \rightarrow \cos \omega t = \cos 0 = 1 \end{cases} \quad (4.2.12)$$

Αντικατάσταση των εξισώσεων (4.2.12) στην (4.2.11) προκύπτει

$$A_s = \frac{(\omega_n^2 - \omega^2)F_0}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\omega_n \zeta \omega)^2} \text{ και } B_s = \frac{2\omega_n \zeta \omega F_0}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\omega_n \zeta \omega)^2} \quad (4.2.13)$$

Η αντικατάσταση αυτών των τιμών στις εξισώσεις (4.2.8) και (4.2.4) αποδίδει

$$x_p(t) = \frac{F_0}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\omega_n \zeta \omega)^2}} \cos \left(\omega t - \tan^{-1} \left(\frac{2\omega_n \zeta \omega}{\omega_n^2 - \omega^2} \right) \right) \quad (4.2.14)$$

Η συνολική λύση είναι και πάλι το άθροισμα της συγκεκριμένης λύσης και της ομογενούς, όμως η ομογενής εξίσωση της (4.2.1) είναι η $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$ που περιγράφει την ελεύθερη ταλάντωση του συστήματος ελατηρίου-μάζας-αποσβεστήρα. Άρα η λύση της $x(t)$ είναι:

$$x(t) = Ae^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t + \varphi) + X_p \cos(\omega t - \theta) \quad (4.2.15)$$

Εφαρμόζουμε τις συνοριακές

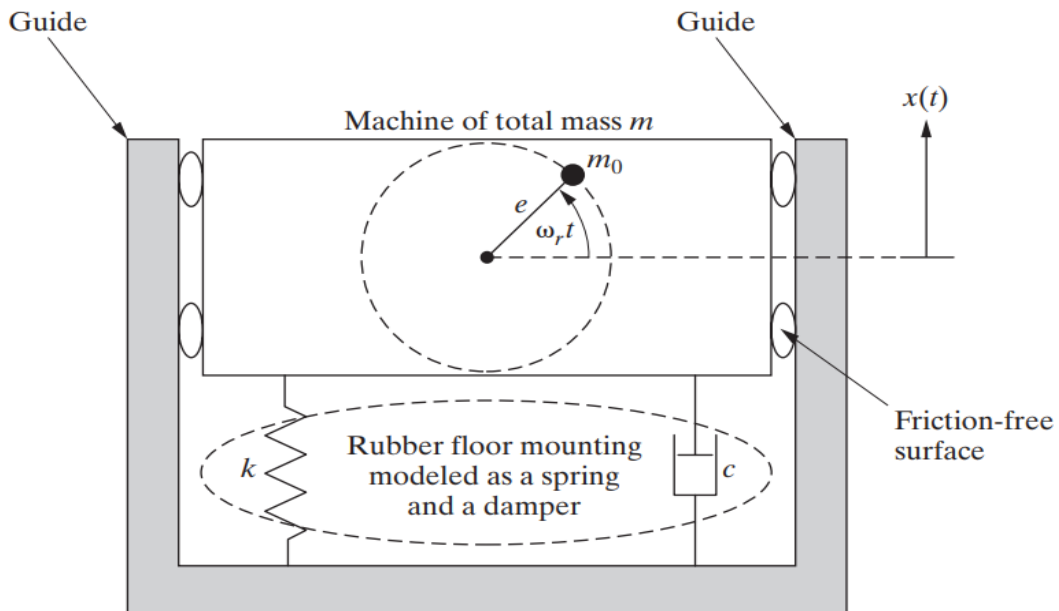
$$x(0) = x_0 \text{ και } \dot{x}(0) = v_0 \quad (4.2.16)$$

$$A = \frac{x_0 - X \cos \theta}{\sin \varphi}, X = \frac{F_0}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\omega_n \zeta \omega)^2}} \text{ και } \varphi = \tan^{-1} \frac{(x_0 - X \cos \theta) \omega_d}{V_0 + (x_0 - X \cos \theta) \zeta \omega_n - X \Omega \sin \theta}$$

(4.2.17)

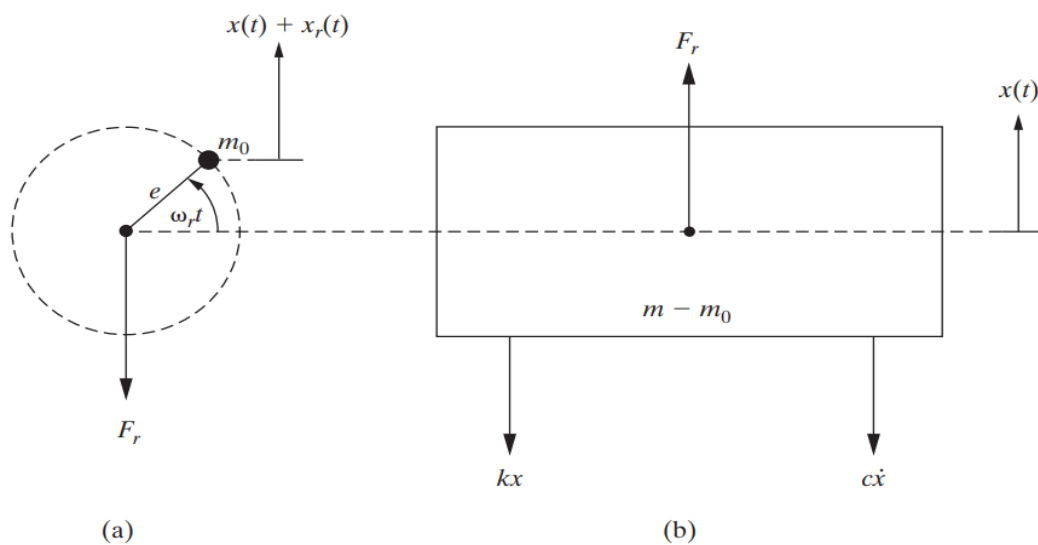
4.3 Περιστρεφόμενη αζυγοσταθμία (Rotating Unbalance)

Για να μελετηθεί η επίδραση των ταλαντώσεων λόγω περιστρεφόμενης αζυγοσταθμίας, μια μη ζυγοσταθμισμένη περιστρεφόμενη μηχανή μοντελοποιήθηκε ως ένα σύστημα αποσβεστήρα-μάζας-ελατηρίου μονού βαθμού ελευθερίας όπως φαίνεται στην Εικόνα 4-3, που έχει μάζα ανισοροπίας m_0 , που περιστρέφεται στη συχνότητα ω_r με το κέντρο βάρους του σε απόσταση e από τον άξονα περιστροφής. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την ανάπτυξη μιας φυγοκεντρικής δύναμης ανάλογης με το τετράγωνο της συχνότητας περιστροφής, $F_r = m_0 e \omega_r^2$.



Εικόνα 4-3: Μη ζυγοσταθμισμένη περιστρεφόμενη μηχανή [14].

Το διάγραμμα ελεύθερου σώματος διαιρείται σε 2 μέρη που αντιπροσωπεύουν τη μάζα αζυγοσταθμίας και ολόκληρο το σύστημα .



Εικόνα 4-4: Διάγραμμα ελεύθερου σώματος [14].

Εφαρμόζουμε 2^ο Νόμο του Newton στην κατακόρυφη κατεύθυνση (x) στο διάγραμμα ελεύθερου σώματος της εκτός ισορροπίας μάζας βλέπε Εικόνα 4-4 (a).

$$m_0(\ddot{x} + \ddot{x}_r) = -F_r \quad (4.3.1)$$

Εφαρμόζουμε 2^ο Νόμο του Newton στην κατακόρυφη κατεύθυνση (x) στο διάγραμμα ελεύθερου σώματος της μηχανής που δίνεται στην Εικόνα 4-4 (b).

$$(m - m_0)\ddot{x} = F_r - c\dot{x} - kx \quad (4.3.2)$$

Από τις εξισώσεις (4.3.1) και (4.3.2) προκύπτει

$$m\ddot{x} + m_0\ddot{x}_r + c\dot{x} + kx = 0 \quad (4.3.3)$$

Υποθέτοντας ότι το μηχάνημα περιστρέφεται με σταθερή γωνιακή ταχύτητα, ω_r , ισχύει:

$$\ddot{x}_r = -e\omega_r^2 \sin \omega_r t \quad (4.3.4)$$

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις (4.3.3) και (4.3.4) καταλήγουμε

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_0 e \omega_r^2 \sin \omega_r t \quad (4.3.5)$$

μετά την αναδιάταξη των όρων, η εξίσωση (4.3.5) είναι παρόμοια με την εξίσωση $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t$ [παράγραφος 4.2] με $F_0 = m_0 e \omega_r^2$. Η διαδικασία λύσης είναι η ίδια και οδηγεί σε μια συγκεκριμένη λύση

$$x_p(t) = X \sin(\omega_r t - \theta) \quad (4.3.6)$$

Όπου

$$X = \frac{m_0 e}{m} \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (4.3.7)$$

και

$$\theta = \tan^{-1} \frac{2\zeta r}{1-r^2} \quad (4.3.8)$$

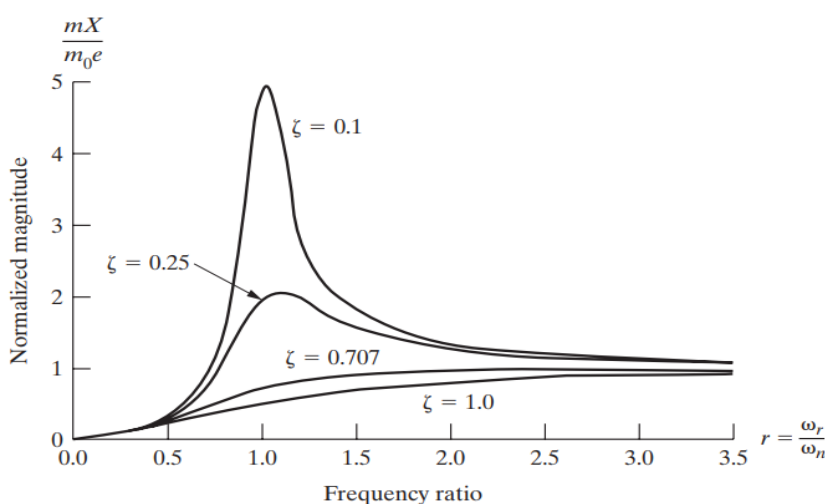
Αυτές οι δύο τελευταίες εκφράσεις αποδίδουν το μέγεθος και τη φάση της κίνησης της μάζας, m , λόγω της περιστρεφόμενης ανισοροπίας μάζας m_0 , όπου $r = \frac{\omega_r}{\omega_n}$ είναι ο λόγος συχνότητας. Σημειώστε ότι η μάζα m στην Εξίσωση (4.3.7) είναι η συνολική μάζα του μηχανήματος και περιλαμβάνει τη μάζα ανισοροπίας m_0 .

Το πλάτος μπορεί να αδιαστασιοποιηθεί ως

$$\frac{Xm}{m_0 e} = \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (4.3.9)$$

Μια γραφική παράσταση του αδιάστατου πλάτους έναντι του λόγου συχνότητας r παρουσιάζεται στην Εικόνα .4-5. Παρατηρείται ότι το μέγιστο πλάτος είναι μικρότερο ή ίσο με 1 για οποιοδήποτε σύστημα με $\zeta > 1$. Αυτό δείχνει ότι η αύξηση του πλάτους που προκαλείται από την αζυγοσταθμία μπορεί να εξαλειφθεί με την αύξηση της απόσβεσης στο σύστημα. Ωστόσο, η

μεγάλη απόσβεση δεν είναι πάντα πρακτική. Οι καμπύλες πλησιάζουν την ενότητα εάν το r είναι μεγάλο. Ως εκ τούτου, εάν η συχνότητα λειτουργίας ω_r είναι τέτοια ώστε $r \gg 1$ το αποτέλεσμα της αζυγοσταθμίας είναι περιορισμένο. Για μεγάλες τιμές r , όλες οι καμπύλες για κάθε τιμή ζ πλησιάζουν την ενότητα, έτσι ώστε η επιλογή του συντελεστή απόσβεσης για το μεγάλο r δεν είναι σημαντική (Εικόνα 4-5). Αυτές οι παρατηρήσεις έχουν σημαντικές επιπτώσεις στο σχεδιασμό περιστρεφόμενων μηχανών.



Εικόνα 4-5: Αδιάστατο πλάτος έναντι λόγου συχνότητας [14].

4.4 Τεχνικές για την επίλυση προβλημάτων ταλάντωσης εξαναγκασμένης διέγερσης

Η πρόληψη ή ο έλεγχος των ταλαντώσεων των μηχανημάτων και των κατασκευών αποτελεί επομένως σημαντικό στάδιο του σχεδιασμού αυτών. Υπάρχουν πολλοί τρόποι μείωσης και πρόληψης των ταλαντώσεων, για παράδειγμα, αλλάζοντας την ακαμψία μιας δομής, αυξάνοντας την απόσβεση, χρησιμοποιώντας υλικά που έχουν υψηλές ιδιότητες απόσβεσης. Μπορούν να διακριθούν τρεις τύποι ελέγχου: ενεργός, ημι-ενεργός και παθητικός έλεγχος.

1. **Προσδιορισμός και μείωση της πηγής διέγερσης.** Αυτή είναι η πιο προφανής λύση, αλλά συνήθως μη εφαρμόσιμη πρακτικά λύση.

- 2. Ρύθμιση της φυσικής συχνότητας σε μια τιμή πιο μακριά από τη συχνότητα διέγερσης για αποφυγή του συντονισμού.** Η συχνότητα διέγερσης ω σπάνια μπορεί να αλλάξει, αλλά η φυσική συχνότητα ω_n μπορεί μερικές φορές να αλλάξει εύκολα αλλάζοντας την δυσκαμψία ($\omega_n = \sqrt{k/m}$). Η κατασκευή του αναλυτικού μοντέλου καθίσταται σημαντική, καθώς η δυσκαμψία μπορεί να αποτελείται από πολλές πραγματικές δυσκαμψίες παράλληλα ή σε σειρά.

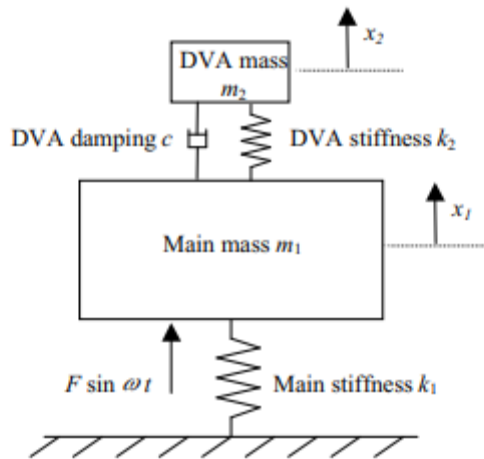
- 3. Απομόνωση της μάζας από τη διέγερση της ταλάντωσης κάνοντας την δυσκαμψία πολύ χαμηλή.** Σημειώνουμε ότι όλες οι καμπύλες απόκρισης παρουσιάζουν πολύ χαμηλή απόκριση στη δόνηση διέγερσης σε συχνότητες πολύ υψηλότερες από τη φυσική συχνότητα (πολύ προς τα δεξιά στις καμπύλες απόκρισης). Με δεδομένο ότι συχνότητα διέγερσης δεν μπορεί συνήθως να αλλάξει, μπορούμε να μετατοπίσουμε την απόκριση του συστήματος πολύ προς τα δεξιά του συντονισμού στην καμπύλη απόκρισης, μειώνοντας τη δυσκαμψία και συνεπώς τη φυσική συχνότητα.

- 4. Προσθήκη απόσβεσης στο σύστημα.** Όταν λειτουργούν οι μηχανισμοί απόσβεσης παράγουν δυνάμεις που δρουν σε αντίθεση με τη ταλάντωση. Ωστόσο, η προσθήκη της απόσβεσης χωρίς διακρίσεις δεν μειώνει πάντα τους κραδασμούς. Η απόσβεση λειτουργεί καλά κάθε φορά που η λειτουργία είναι κοντά σε συντονισμό (και αυτή είναι η κατάσταση λειτουργίας που πιθανότατα προκαλεί πρόβλημα). Σε συχνότητες μακριά από το συντονισμό, η απόσβεση έχει πολύ μικρό αποτέλεσμα.

- 5. Προσθήκη δυναμικού απορροφητή κραδασμών.** Ένας απορροφητής κραδασμών (Dynamic vibration absorber, DVA) αποτελεί ένα τυπικό παράδειγμα παθητικού ελέγχου. Είναι ένα ξεχωριστό συγκρότημα ελατηρίου-μάζας, το οποίο προστίθεται στο αρχικό σύστημα για «εξουδετέρωση» της ταλάντωσης. Η βοηθητική μάζα προσαρτάται στο σύστημα μέσω ελατηρίου, συνήθως παράλληλα σε συνδυασμό με αποσβεστήρα. Αυτή η μέθοδος λειτουργεί καλά μόνο σε

ένα αυστηρό σύνολο συνθηκών: (α) η συχνότητα διέγερσης ω πρέπει να είναι σταθερή και ίση με μια φυσική συχνότητα του συστήματος ω_n (συντονισμός), (β) το συγκρότημα ελατηρίου-μάζας απορροφητή πρέπει να συντονιστεί σε φυσική συχνότητα ίση με τη συχνότητα συντονισμού του αρχικού συστήματος, (γ) η μάζα απορροφητή θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 20% της μάζας του αρχικού συστήματος και (δ) το συγκρότημα ελατηρίου-μάζας απορροφητή δεν πρέπει να έχει μεγάλη απόσβεση. Υπό όλες αυτές τις συνθήκες, η μάζα του αρχικού συστήματος θα παραμείνει ακίνητη ενώ η μάζα απορροφητή θα δονείται με μεγάλο πλάτος.

Η απλούστερη μορφή ενός απορροφητή κραδασμών είναι μια βοηθητική μάζα που συνδέεται στο αρχικό σύστημα μόνο από ένα ελατήριο. Αυτό το είδος είναι πολύ χρήσιμο εάν ένα σύστημα διεγείρεται από μια περιοδικά μεταβαλλόμενη δύναμη σταθερής συχνότητας, ειδικά όταν αυτή η συχνότητα είναι πολύ κοντά στη συχνότητα συντονισμού του συστήματος. Στην Εικόνα 4-6 είναι μια σχηματική αναπαράσταση ενός συστήματος που διεγείρεται από μια περιοδικά μεταβαλλόμενη δύναμη με πλάτος F και γωνιακή συχνότητα ω . Μια βοηθητική μάζα m_2 συνδέεται με την κύρια μάζα m_1 από ένα ελατήριο με ακαμψία k_2 και ένα αποσβεστήρα με απόσβεση c , τα οποία μαζί σχηματίζουν των απορροφητή κραδασμών. Εάν η φυσική συχνότητα του απορροφητή κραδασμών επιλέγεται να είναι ίση με τη συχνότητα της περιοδικά μεταβαλλόμενης δύναμης (δηλ. $\omega_2 = \sqrt{k_2/m_2} = \omega$), η κύρια μάζα m_1 δεν θα δονείται καθόλου.



Εικόνα 4-6: Σχηματική αναπαράσταση ενός απορροφητή κραδασμών συνδεδεμένου στο κυρίως σύστημα.[16]

Προκειμένου να μελετηθεί λεπτομερέστερα η συμπεριφορά ενός τέτοιου συστήματος, οι εξισώσεις κίνησης γράφονται:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = F \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = 0 \end{cases} \quad (4.4.1)$$

Δεδομένου ότι το σύστημα είναι μη αποσβεσμένο, η λύση δυνάμεων θα έχει τη μορφή:

$$\begin{cases} x_1 = \alpha_1 \sin \omega t \\ x_2 = \alpha_2 \sin \omega t \end{cases} \quad (4.4.2)$$

Η αντικατάσταση της (4.4.2) σε (4.4.1) και η διαίρεση με το $\sin \omega t$ οδηγεί στις ακόλουθες αλγεβρικές εξισώσεις:

$$\begin{cases} \alpha_1(-m_1 \omega^2 + k_1 + k_2) - k_2 \alpha_2 = F \\ -k_2 \alpha_1 + \alpha_2(-m_2 \omega^2 + k_2) = 0 \end{cases} \quad (4.4.3)$$

Η αναδιάταξη αυτών των εξισώσεων και ο ορισμός ορισμένων νέων μεταβλητών οδηγεί στις ακόλουθες εκφράσεις για τα πλάτη κραδασμών:

$$\begin{cases} \alpha_1 \\ x_{st} \end{cases} = \frac{1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right) \left(1 + \frac{k_2}{k_1} \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right) \frac{k_2}{k_1}} \quad (4.4.4)$$

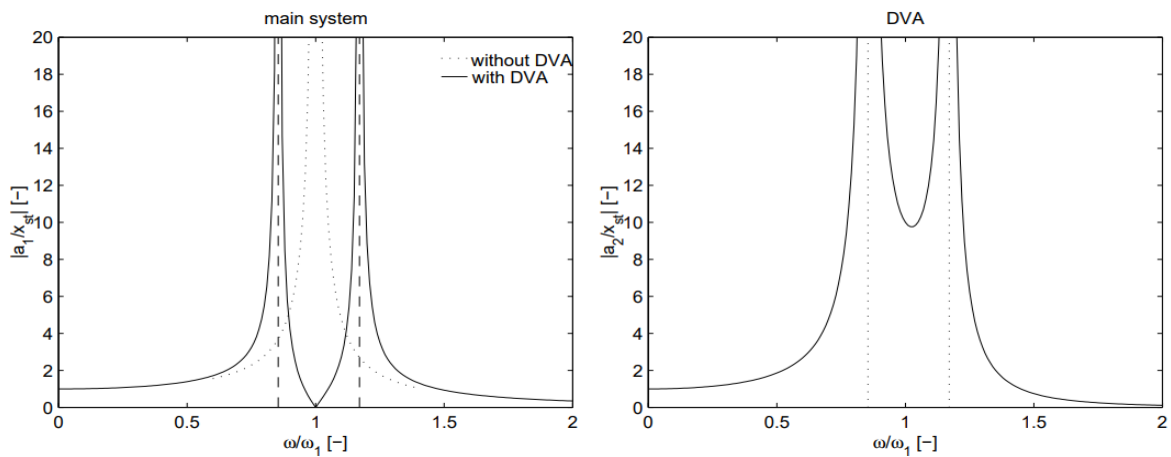
$$\begin{cases} \alpha_2 \\ x_{st} \end{cases} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right) \left(1 + \frac{k_2}{k_1} \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right) \frac{k_2}{k_1}}$$

Όπου:

$$\omega_i = \sqrt{k_i/m_i} \text{ η φυσική συχνότητα}$$

$$x_{st} = F/k_1 \text{ στατική εκτροπή}$$

Κοιτάζοντας τον αριθμητή της πρώτης εξίσωσης (4.4.4), μπορεί να φανεί άμεσα ότι το πλάτος ταλάντωσης του κύριου συστήματος (α_1) είναι μηδέν όταν η συχνότητα του απορροφητή κραδασμών είναι ίση με τη συχνότητα της διέγερσης ($\omega_2 = \omega$).



Εικόνα 4-7: Πλάτος του κύριου συστήματος (αριστερά) και του απορροφητή κραδασμών (δεξιά) ως συνάρτηση της συχνότητας εξαναγκασμού [16].

Ας υποθέσουμε τώρα ότι ο απορροφητής έχει σχεδιαστεί για να μειώνει το πλάτος του συστήματος όταν είναι σε συντονισμό. Σε αυτήν την περίπτωση $\omega_1 = \omega_2$ ή $\frac{k_2}{k_1} = \frac{m_2}{m_1}$ μπορεί στη συνέχεια να γραφτεί ως:

$$\begin{cases} \frac{\alpha_1}{x_{st}} = \frac{1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right)\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right) - \frac{m_2}{m_1}} \\ \frac{\alpha_2}{x_{st}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right)\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right) - \frac{m_2}{m_1}} \end{cases} \quad (4.4.4)$$

Στην Εικόνα 4.7 $\left|\frac{\alpha_1}{x_{st}}\right|$ και $\left|\frac{\alpha_2}{x_{st}}\right|$ σχεδιάζονται ως συνάρτηση του $\frac{\omega^2}{\omega_1^2}$

Μπορεί να φανεί ότι $\frac{\omega^2}{\omega_1^2} = 1$, το πλάτος του κύριου συστήματος (α_1)

είναι μηδέν. Επιπλέον, δύο νέες συχνότητες συντονισμού προκύπτουν στα αριστερά και στα δεξιά της αρχικής συχνότητας συντονισμού. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι το σύστημα έχει πλέον μετατραπεί σε σύστημα δύο βαθμών ελευθερίας. Αυτές οι δύο νέες συχνότητες εξαρτώνται από την αναλογία μάζας: $\mu = m_2/m_1$. Προκύπτουν δύο νέες κορυφές συντονισμού, μία σε χαμηλότερη συχνότητα και μία σε υψηλότερη συχνότητα από την αρχική συχνότητα συντονισμού. Μια μεγαλύτερη μάζα DVA θα προκαλέσει τη συχνότητα των συχνοτήτων αυτών των νέων κορυφών συντονισμού. Η αύξηση της μάζας DVA προκαλεί επίσης μείωση του πλάτους του DVA. Ωστόσο, πρέπει να έχουμε κατά νου ότι μια μεγάλη μάζα DVA μπορεί να μην είναι επιθυμητή από πρακτική άποψη, λόγω της αύξησης της μάζας του συνολικού συστήματος. Από τις παραπάνω εκτιμήσεις μπορεί να συναχθεί το συμπέρασμα ότι αυτό το είδος DVA μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο σε συστήματα των οποίων η δύναμη έχει (σχεδόν) σταθερή συχνότητα.

5 Ανάλυση Δυναμικής Ρότορα (Rotordynamics)

Ως δυναμική ρότορα (Rotordynamics) καλείται, ένας εξειδικευμένος κλάδος εφαρμοσμένης μηχανικής που ασχολείται με τη συμπεριφορά και τη διάγνωση της συμπεριφοράς περιστρεφόμενων δομών. Η δυναμική του ρότορα (Rotordynamics) μελετά τις πλευρικές και στρεπτικές ταλαντώσεις των περιστρεφόμενων δομών, με στόχο την πρόβλεψη των ταλαντώσεων του ρότορα και τη συγκράτηση του επιπέδου ταλάντωσης κάτω από ένα αποδεκτό όριο. Κατά το σχεδιασμό, τη λειτουργία και την αντιμετώπιση προβλημάτων περιστρεφόμενων μηχανημάτων, η δυναμική ρότορα (Rotordynamics) μπορεί να βοηθήσει στην επίτευξη των ακόλουθων στόχων:

1. **Πρόβλεψη Κρίσιμων Ταχυτήτων.** Οι ταχύτητες στις οποίες οι ταλαντώσεις λόγω της αζυγοσταθμίας του ρότορα είναι μέγιστες, μπορούν να υπολογιστούν από τα δεδομένα σχεδιασμού, έτσι ώστε να αποφευχθούν κατά την κανονική λειτουργία του μηχανήματος.
2. **Προσδιορισμός Τροποποιήσεων Σχεδίασης.** Κάθε φορά που οι μηχανικοί σχεδιασμού δεν επιτυγχάνουν με ακρίβεια τον Στόχο 1, ή καθίσταται απαραίτητο να γίνει αλλαγή στο εύρος της ταχύτητας λειτουργίας ενός μηχανήματος, ενδέχεται να απαιτούνται τροποποιήσεις σχεδιασμού για αλλαγή των κρίσιμων ταχυτήτων.
3. **Πρόβλεψη Φυσικών Συχνοτήτων Στρεπτικής Δόνησης.** Αυτός ο στόχος ισχύει συνήθως για ολόκληρο το σύστημα κίνησης. Για παράδειγμα, ένας ρότορας φυγοκεντρικού συμπιεστή που κινείται από έναν σύγχρονο ηλεκτρικό κινητήρα μέσω ενός κιβωτίου ταχυτήτων μπορεί να συμμετέχει στην στρεπτική ταλάντωση διεγερμένος από ταλαντώσεις του κινητήρα κατά την εκκίνηση. Σε μια τέτοια περίπτωση, μπορεί να είναι επιθυμητό να αλλάξει η φυσική συχνότητα σε μια τιμή που έχει την ελάχιστη δυνατή διέγερση (σε μέγεθος ή/και διάρκεια χρόνου).
4. **Υπολογισμός Μαζών Και Θέσεων Ζυγοστάθμισης.** Αυτή η δυνατότητα επιτρέπει την άμεση ζυγοστάθμιση του ρότορα.

Η γενική μορφή εξίσωσης κίνησης για όλα τα προβλήματα ταλαντώσεων δίνεται από:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (5.1)$$

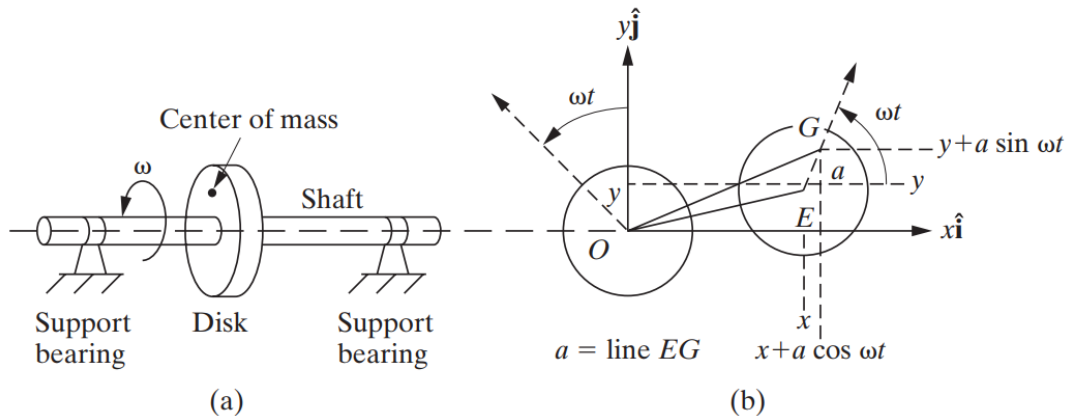
Παρατηρώντας κάποιος την (5.1) συμπεραίνει ότι έχει ακριβώς την ίδια μορφή με τη εξίσωση 4.2.1, μόνο που εδώ η μάζα m , η σταθερά ελατηρίου k και η σταθερά απόσβεσης c έχουν αντικατασταθεί από το μητρώο αδράνειας $[M]$, το μητρώο στιβαρότητας ή δυσκαμψίας $[K]$ και το μητρώο απόσβεσης $[C]$, αντίστοιχα. Επειδή σε έναν άξονα έχουμε να υπολογίσουμε συνολικά δύο μεταβλητές μεταφορικών μετατοπίσεων, x και y , και δύο γωνιακών μετατοπίσεων, α και β , η διατύπωση της συνολικής διαφορικής εξίσωσης του ρότορα με μητρώα εξυπηρετεί καλύτερα αυτόν τον σκοπό. Αν u ορίσουμε το διάνυσμα των μετατοπίσεων, έτσι, ώστε:

$$u = \begin{bmatrix} x \\ y \\ \alpha \\ \beta \end{bmatrix}$$

5.1 Κρίσιμη ταχύτητα

Πρωταρχικό μέλημα στο σχεδιασμό περιστρεφόμενων μηχανημάτων είναι το φαινόμενο ταλάντωσης, όταν η ταχύτητα περιστροφής είναι ίση με την αριθμητική τιμή της φυσικής συχνότητας (ιδιοσυχνότητας), αυτή η ταχύτητα αναφέρεται ως κρίσιμη ταχύτητα. Η κρίσιμη ταχύτητα είναι η θεωρητική γωνιακή ταχύτητα που διεγείρει τη φυσική συχνότητα (ιδιοσυχνότητα) ενός περιστρεφόμενου μηχανήματος. Καθώς η ταχύτητα περιστροφής πλησιάζει τη φυσική συχνότητα του αντικειμένου, δημιουργείται μια κατάσταση συντονισμού, γεγονός που αυξάνει δραματικά τις ταλαντώσεις του συστήματος. Η αναλυτική λοιπόν διατύπωση του προβλήματος κρίσιμης ταχύτητας δίνει την δυνατότητα αποφυγής συντονισμού ή κρίσιμων ταχυτήτων.

Εάν η περιστρεφόμενη μάζα που διαμορφώνεται από τον δίσκο δεν είναι αρκετά ομοιογενής ή συμμετρική λόγω κάποιας ατέλειας, το γεωμετρικό κέντρο και το κέντρο βάρους θα απέχουν κάποια απόσταση a . Αυτό απεικονίζεται στην Εικόνα 5.1, η οποία παρουσιάζει ένα απλοποιημένο μοντέλο συστήματος άξονα και ρότορα ενός μεγάλου ηλεκτρικού κινητήρα (για παράδειγμα, ένας κινητήρας με στρόβιλο με λεπίδα). Ο άξονας περιορίζεται από την κίνηση κατά την ακτινική διεύθυνση από δύο ρουλεμάν.



Εικόνα 5-1: Σχηματικό μοντέλο ενός μη ζυγοσταθμισμένου δίσκου που περιστρέφεται πάνω σε έναν άξονα [14].

Οι δυνάμεις που δρουν στο κέντρο μάζας είναι η αδρανειακή δύναμη, οποιαδήποτε δύναμη απόσβεσης (εσωτερική ή εξωτερική) και η ελαστική δύναμη του άξονα. Σε διανυσματική μορφή, το ισοζύγιο δύναμης αποδίδεται

$$m\ddot{\mathbf{r}} = -kx\hat{\mathbf{i}} - ky\hat{\mathbf{j}} - c\dot{x}\hat{\mathbf{i}} - c\dot{y}\hat{\mathbf{j}} \quad (5.1.1)$$

Όπου:

$\hat{\mathbf{i}}, \hat{\mathbf{j}}$: μοναδιαία διανύσματα

r : διάνυσμα θέσης, που ορίζεται από τη γραμμή OG

m : η μάζα του δίσκου,

c : ο συντελεστής απόσβεσης του συστήματος και

k : η ακαμψία του συστήματος

Από την εξέταση της Εικόνας 5-1, το διάνυσμα r μπορεί επίσης να γραφτεί με όρους των μοναδιαίων διανυσμάτων $\hat{\mathbf{i}}$ και $\hat{\mathbf{j}}$ ως

$$\mathbf{r} = (x + a \cos \omega t) \hat{\mathbf{i}} + (y + a \sin \omega t) \hat{\mathbf{j}} \quad (5.1.2)$$

Η λήψη της δεύτερης παραγώγου αποδίδει

$$\dot{\mathbf{r}} = (\dot{x} - a\omega^2 \cos \omega t) \hat{\mathbf{i}} + (\dot{y} - a\omega^2 \sin \omega t) \hat{\mathbf{j}} \quad (5.1.3)$$

Η αντικατάσταση της εξίσωσης (5.1.3) στην εξίσωση (5.1.1) αποδίδει

$$(m\ddot{x} - ma\omega^2 \cos \omega t + c\dot{x} + kx) \hat{\mathbf{i}} + (m\ddot{y} - ma\omega^2 \sin \omega t + c\dot{y} + ky) \hat{\mathbf{j}} = \mathbf{0} \quad (5.1.4)$$

Δεδομένου ότι αυτή είναι μια διανυσματική εξίσωση, οι ισοδύναμες βαθμωτές εξισώσεις

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = ma\omega^2 \cos \omega t \quad (5.1.5)$$

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = ma\omega^2 \sin \omega t \quad (5.1.6)$$

Αυτές οι δύο εξισώσεις είναι παρόμοιες με την εξίσωση (4.3.5) που συζητείται στην Ενότητα 4.3, για την απόκριση ενός συστήματος ελατηρίου-μάζας στην περίπτωση περιστρεφόμενης αζυγοσταθμίας.

$$y(t) = \frac{ar^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \sin\left(\omega t - \tan^{-1} \frac{2\zeta r}{1-r^2}\right) \quad (5.1.7)$$

$$x(t) = \frac{ar^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \cos\left(\omega t - \tan^{-1} \frac{2\zeta r}{1-r^2}\right) \quad (5.1.8)$$

Δεδομένου ότι η λύση που δίνεται από τις εξισώσεις (4.3.7) και (4.3.8) είναι 90° εκτός φάσης και η γωνία φάσης ϕ δεν εξαρτάται από τη φάση της δύναμης διέγερσης. Η γωνία ϕ που δίνεται από την εξίσωση (4.3.7) γίνεται η

γωνία μεταξύ των γραμμών OE και EG. Από την Εικόνα 5.1, η γωνία θ μεταξύ του άξονα x και της γραμμής OE είναι

$$\tan \theta = \frac{y}{x} = \frac{\sin(\omega t - \varphi)}{\cos(\omega t - \varphi)} = \tan(\omega t - \varphi) \quad (5.1.9)$$

ή

$$\theta = \omega t - \varphi \quad (5.1.10)$$

$$\dot{\theta} = \omega \quad (5.1.11)$$

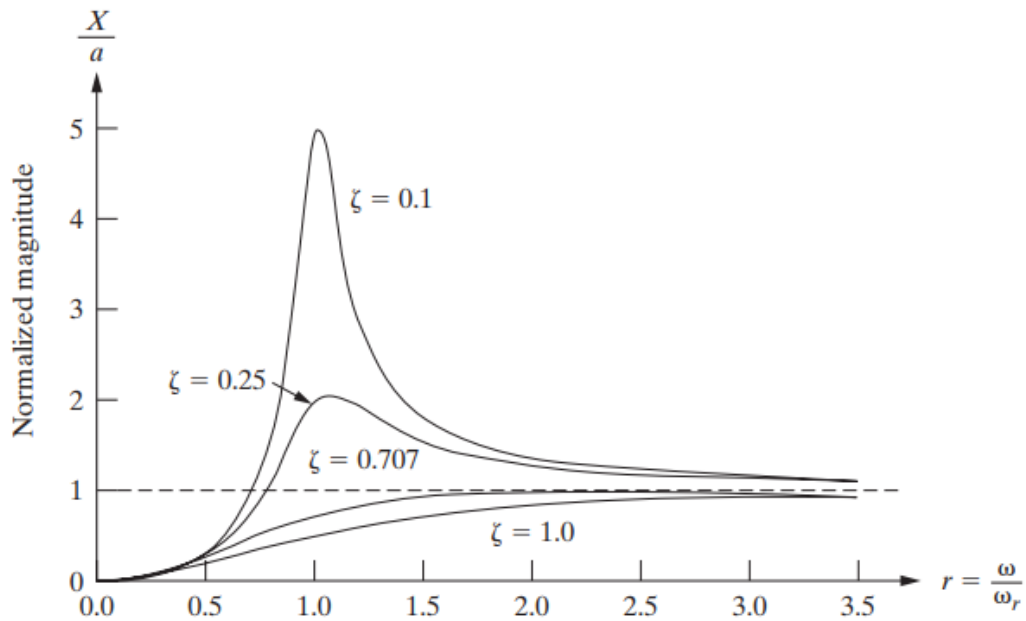
Η ταχύτητα $\dot{\theta}$ είναι η ταχύτητα περιστροφής. Η περιστροφή είναι η γωνιακή κίνηση του άξονα που έχει εκτραπεί και περιστρέφεται γύρω από τον ουδέτερο άξονα του άξονα. Ο υπολογισμός που οδηγεί στην εξίσωση (5.1.10) και στην παράγωγο της δείχνει ότι η ταχύτητα περιστροφής είναι η ίδια με την ταχύτητα με την οποία ο δίσκος περιστρέφεται γύρω από τον άξονα (δηλαδή, $\dot{\theta} = \omega$).

Το πλάτος της κίνησης του κέντρου του άξονα γύρω από τον ουδέτερο άξονα του είναι η γραμμή $r = OE$ στην πλάγια όψη της Εικόνας 5.1. Σημειώστε ότι το διάνυσμα $OE = r = x: OE = r = x\hat{i} + y\hat{j}$. Το μέγεθος αυτού του διανύσματος είναι:

$$|r(t)| = \sqrt{x^2 + y^2} = X\sqrt{\sin^2(\omega t - \varphi) + \cos^2(\omega t - \varphi)} = X \quad (5.1.12)$$

όπου το X είναι το μέτρο του $x(t)$. Σημειώστε ότι $X = Y$, όπου Y είναι το μέτρο του $y(t)$ όπως δίνεται στην εξίσωση (5.1.7). Αυτός ο υπολογισμός υποδεικνύει ότι η απόσταση μεταξύ του άξονα και του ουδέτερου άξονα του είναι σταθερή και έχει μέγεθος

$$X = \frac{ar^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (5.1.13)$$



Εικόνα 5-2: Αδιάστατο ακτινικό πλάτος περιστροφής έναντι λόγου συχνότητας [14].

Αυτή (Εικόνα 5-2), φυσικά, είναι ακριβώς η ίδια μορφή με το διάγραμμα στην Εικόνα 4-5. Ένα φαινόμενο συντονισμού συμβαίνει κοντά στο $r = 1$, όπως αναμενόταν. Η ειδική περίπτωση $r = 1$, ονομάζεται κρίσιμη ταχύτητα του συστήματος ρότορα. Εάν ένα σύστημα ρότορα λειτουργεί με την κρίσιμη ταχύτητά του, η μεγάλη εκτροπή θα προκαλέσει μεγάλη μετάδοση δύναμης στα ρουλεμάν και τελικά θα οδηγήσει σε αστοχία. Από την άποψη του σχεδιασμού, η ταχύτητα λειτουργίας, η μάζα και η ακαμψία εξετάζονται για έναν δεδομένο ρότορα και επανασχεδιάζονται έως το $r > 3$, έτσι ώστε οι εκτροπές να περιορίζονται στο μέγεθος της απόστασης από το κέντρο της μάζας του δίσκου. Ωστόσο, κατά την εκκίνηση του συστήματος ρότορα, πρέπει να περάσει από την περιοχή κοντά στο $r = 1$. Εάν αυτή η διαδικασία εκκίνησης εμφανίζεται πολύ αργά, τα φαινόμενα συντονισμού θα μπορούσαν να προκαλέσουν ζημιά στα ρουλεμάν του ρότορα. Ως εκ τούτου, είναι επιθυμητή κάποια απόσβεση στο σύστημα για την αποφυγή υπερβολικού πλάτους σε συντονισμό. Όσο το ζ αυξάνεται, το X/a σε συντονισμό γίνεται ουσιαστικά μικρότερο.

5.2 Υπολογισμός κρίσιμης ταχύτητας ρότορα συμπιεστή

Έστω ένας ρότορας συμπιεστή μάζας 100 kg έχει ακαμψία άξονα $1,4 \times 10^7\text{ N/m}$. Ο συμπιεστής είναι σχεδιασμένος να λειτουργεί με ταχύτητα 6000 rpm . Η εσωτερική απόσβεση του συστήματος του άξονα του ρότορα μετρίεται σε $\zeta = 0,01$. Ο ρότορας δεν είναι αρκετά ομοιογενής ή συμμετρικός λόγω κάποιας ατέλειας, το γεωμετρικό κέντρο και το κέντρο βάρους θα απέχουν, $a = 1\text{ cm}$.

Έχει διατυπωθεί ότι η κρίσιμη ταχύτητα είναι η γωνιακή ταχύτητα ω_{critical} που ισούται με την φυσική συχνότητα ω_n ενός περιστρεφόμενου συστήματος, άρα

$$\omega_{\text{critical}} = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{1,4 \times 10^7}{100}} = 374.2\text{ rad/sec} = 3573\text{ rpm}$$

Η κρίσιμη ταχύτητα του ρότορα του συμπιεστή που μελετάμε είναι ίση με $\omega_{\text{critical}} = 3573\text{ rpm}$, η λειτουργία σε αυτή την ταχύτητα θα έχει σαν αποτέλεσμα μεγάλη εκτροπή που θα προκαλέσει μεγάλη μετάδοση δύναμης στα ρουλεμάν και τελικά θα οδηγήσει σε αστοχία. Το ακτινικό πλάτος της περιστροφής, όταν η μηχανή λειτουργεί σε κρίσιμη ταχύτητα είναι:

$$X_{\text{critical}} = \frac{a}{2\zeta} = \frac{0.01}{2(0.01)} = 0.5\text{ m}$$

Το ακτινικό πλάτος της περιστροφής, στην ταχύτητα λειτουργίας είναι:

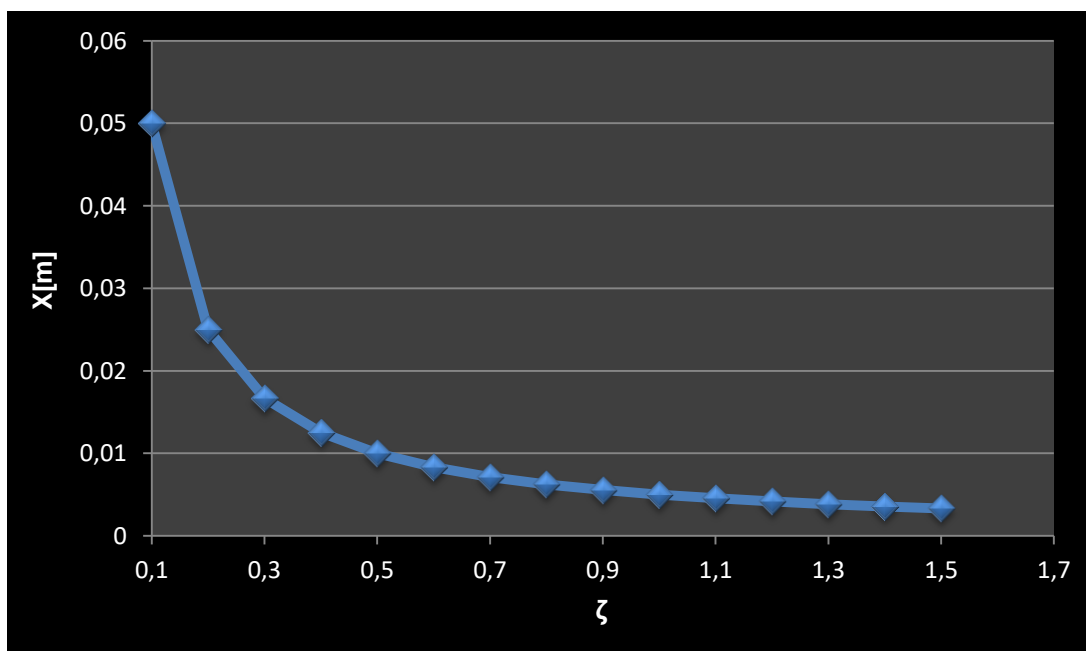
$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{6000}{3573} = 1.68$$

$$X = \frac{ar^2}{\sqrt{(1-r)^2 + (2\zeta r)^2}} \rightarrow X = \frac{0.01(1.68)^2}{\sqrt{(1-1.68^2)^2 + (2 \cdot 0,01 \cdot 1.68)^2}} = 0.015\text{ m}$$

$$X_{\text{critical}} \gg X$$

Ένας από τους πιο διαδεδομένους τρόπους μείωσης ή και εξάλειψης των ταλαντώσεων που δημιουργούνται στα περιστρεφόμενα συστήματα είναι η προσθήκη απόσβεσης ή βελτίωσης αυτής. Στην περίπτωση που μελετάμε το ακτινικό πλάτος της περιστροφής, αν η ταχύτητα λειτουργίας είναι η κρίσιμη είναι $X = 0.5m$ γεγονός που σηματοδοτεί την ανάγκη βελτίωσης της εσωτερικής απόσβεσης του συστήματος.

Στο παρακάτω διάγραμμα (Εικόνα 5-3) παρουσιάζεται η εξάρτηση του ακτινικού πλάτους της περιστροφής, για τιμές του ζ , $0 < \zeta < 1$, είναι φανερό ότι καθώς η τιμή του ζ πλησιάζει την μονάδα το πλάτος μειώνεται. Γίνεται λοιπόν άμεσα αντιληπτό ότι αν τροποποιηθεί η τιμή της εσωτερικής απόσβεσης για την περίπτωση όπου $\alpha = 0,01 m$ και $\omega_{\text{critical}} = 3573 \text{ rpm}$ θα επιτευχθεί μια καλύτερη εκτροπή που θα είναι λιγότερο επιζήμια για την μηχανή.



Εικόνα 5-3: Πλάτος έναντι εσωτερικής απόσβεσης.

6 Συμπεράσματα

Η Παρούσα διπλωματική εργασία στόχευε στην μελέτη των ταλαντώσεων στις περιστρεφόμενες μηχανές καθώς είναι ένα φυσιολογικό και συνήθως αναπόφευκτο αποτέλεσμα που πηγάζει από τα κινούμενα και περιστρεφόμενα μέρη αυτών. Μέσα από την βιβλιογραφική ανασκόπηση δόθηκαν τα βασικά στάδια ανίχνευσης, ανάλυσης και διόρθωσης των επιζήμιων για τις μηχανές ταλαντώσεων καθώς αναλύθηκε διεξοδικά μια από τις κυριότερες αιτίες πρόκλησης ταλαντώσεων, η αζυγοσταθμία. Τέλος παρουσιάστηκε η δυναμική ανάλυση του ρότορα και η βασική ορολογία αυτού του εξειδικευμένου κλάδου εφαρμοσμένης μηχανικής. Για τον τρόπο εφαρμογής της δυναμικής ανάλυσης ρότορα δόθηκε η σημασία της κρίσιμης ταχύτητας αλλά και ο θεωρητικός υπολογισμός της κρίσιμης ταχύτητας ενός ρότορα συμπιεστή.

Ο καθένας μας χρησιμοποιεί άπειρες μηχανές στην καθημερινότητα του οπότε είναι εφάμιλλο σε όλους μας ότι οι ταλαντώσεις αποτελούν ένδειξη μη αποτελεσματικής λειτουργίας που ενδεχομένως να επιφέρει ανεπιθύμητα αποτελέσματα. Με άλλα λόγια, είναι φυσικό να συσχετίζουμε την κατάσταση μιας μηχανής με το επίπεδο της ταλάντωσης της. Όπως φυσικό είναι και τα μηχανήματα να ταλαντεύονται. Ακόμη και τα μηχανήματα στην καλύτερη κατάσταση λειτουργίας θα έχουν κάποια ταλάντωση λόγω μικρών ελαττωμάτων. Επομένως, κάθε μηχανή θα έχει ένα επίπεδο ταλάντωσης που μπορεί να θεωρηθεί φυσιολογικό ή εγγενές. Ωστόσο, όταν οι ταλαντώσεις των μηχανημάτων αυξάνονται ή γίνονται υπερβολικές, κάποιος μηχανικός προβληματισμός είναι συνήθως ο λόγος. Οι ταλαντώσεις δεν αυξάνονται ή καθίστανται υπερβολικές χωρίς κανένα λόγο. Κάτι τις προκαλεί, ανισορροπία, κακή ευθυγράμμιση, φθαρμένα γρανάζια ή ρουλεμάν, χαλαρότητα κ.λπ.

Δεδομένου ότι δεν έχει ο καθένας τη μακροπρόθεσμη εμπειρία που απαιτείται για να κρίνει την κατάσταση ενός μηχανήματος με βάση το πώς αισθάνεται, διάφορα εργαλεία έχουν αναπτυχθεί με την πάροδο των ετών για τη μέτρηση του πραγματικού επιπέδου των ταλαντώσεων. Επιπλέον, η ανθρώπινη αντίληψη της αφής και της αίσθησης είναι κάπως περιορισμένη και υπάρχουν πολλά κοινά προβλήματα που είναι γενικά εκτός του εύρους της

ανθρώπινης αντίληψης. Έτσι, τα σύγχρονα όργανα για τη μέτρηση των ταλαντώσεων σε περιστρεφόμενα και παλινδρομικά μηχανήματα όχι μόνο ελαχιστοποιούν την ανάγκη για εκτεταμένη εμπειρία, αλλά καθιστούν δυνατή την ανίχνευση αναπτυσσόμενων προβλημάτων που βρίσκονται εκτός του εύρους των ανθρώπινων αισθήσεων αφής και ακοής.

Ο εντοπισμός της βασικής αιτίας οποιουδήποτε προβλήματος μας βοηθά να αντιμετωπίσουμε το ίδιο με μεγάλη ευκολία. Η αζυγοσταθμία καταλαμβάνει την πρώτη θέση στην κατάταξη των αιτιών ταλάντωσης των μηχανών. Είναι η άνιση κατανομή μάζας γύρω από τον άξονα περιστροφής ενός ρότορα, με αποτέλεσμα ο άξονας του κέντρου μάζας να μετατοπίζεται από τον άξονα περιστροφής. Όταν ο ρότορας της μηχανής περιστρέφεται, η αζυγοσταθμία, μεταδίδεται στα έδρανα και συνεπώς στο περίβλημα και την στήριξη της μηχανής με ταλαντώσεις που μπορούν να μειώσουν σοβαρά τη διάρκεια της μηχανής. Η Αζυγοσταθμία μπορεί να προκληθεί από κατασκευαστικά ελαττώματα (σφάλματα μηχανικής επεξεργασίας, ελαττώματα χύτευσης) ή ζητήματα συντήρησης (παραμορφωμένα ή βρώμικα πτερύγια ανεμιστήρα). Η ζυγοστάθμιση είναι το ζωτικό βήμα για την αντιμετώπιση της αζυγοσταθμίας. Είναι η διαδικασία σχεδιασμού ή τροποποίησης μηχανικών εξαρτημάτων έτσι ώστε η αζυγοσταθμία να μειώνεται σε αποδεκτό επίπεδο και, εάν είναι δυνατόν, να εξαλείφεται.

Η δυναμική ρότορα (Rotordynamics) είναι ένας εξειδικευμένος κλάδος εφαρμοσμένης μηχανικής που ασχολείται με τη συμπεριφορά και τη διάγνωση της συμπεριφοράς περιστρεφόμενων δομών και έχει στόχο την πρόβλεψη των ταλαντώσεων του ρότορα και την συγκράτηση των επιπέδων ταλάντωσης κάτω από ένα αποδεκτό όριο. Μπορεί να βοηθήσει ενδεικτικά στην πρόβλεψη κρίσιμων ταχυτήτων, πρόβλεψη φυσικών συχνοτήτων στρεπτικής δόνησης κ.λπ.

Τέλος, εν συντομία προσεγγίστηκε θεωρητικά ο υπολογισμός της κρίσιμης ταχύτητας μη ισορροπημένου ρότορα συμπιεστή. Μέσα από αυτή την σύντομη προσέγγιση καταδείχτηκε ο θεωρητικός υπολογισμός της κρίσιμης ταχύτητας αλλά και καταλήξαμε σε αποτελέσματα που μας οδήγησαν στο συμπέρασμα ότι η εσωτερική απόσβεση του συστήματος διαδραματίζει σημαντικό ρόλο στο πλάτος. Από την παρούσα διπλωματική εργασία δίνεται βήμα στους συναδέλφους Μηχανολόγους Μηχανικούς του Πανεπιστημίου

Πελοποννήσου, να ασχοληθούν με τις ταλαντώσεις των περιστρεφόμενων μηχανών. Ως εξέλιξη αυτού του κειμένου θα ήταν δυνατό να γίνει η εκτίμηση των κρίσιμων ταχυτήτων και της κατάλληλης εσωτερικής απόσβεσης με την χρήση υπολογιστικών προγραμμάτων (Ansys). Η επιλογή κατάλληλων μαζών για την ζυγοστάθμιση του εκτός ισορροπία ρότορα και τέλος η πειραματική προσέγγιση του υπολογισμού των κρίσιμων ταχυτήτων αλλά και της ζυγοστάθμισης.

7 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Md. Abdul Saleem, G. Diwakar, Dr. M.R.S. Satya Narayana, Detection of Unbalance in Rotating Machines Using Shaft Deflection Measurement during Its Operation, Journal of Mechanical and Civil Engineering, Sep-Oct. 2012
- [2] <https://www.pumpsandsystems.com/pump-rebuilding-and-balancing-part-one>
- [3] Mike Rycroft, Causes and control of electrical machine vibration, EE Publishers, 13 November 2015
- [4] <https://www.irdproducts.com/phone/static-unbalance.html>
- [5] Commtest (The Revolution), Beginner's Guide to Machine Vibration.
- [6] Στέφανος Β. Τσινόπουλος, σημειώσεις για το μάθημα μηχανικές ταλαντώσεις και θεωρία μηχανισμών τμήμα μηχανολογίας Σχολή Τεχνολογικών Εφαρμογών Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Πάτρας, Ακαδ. Εξαμ. 2007.
- [7] Dennis H.shreve, introduction to vibration technology, Columbus Ohio, November 1994
- [8] Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance, 2004
- [9] Alfonso Fernandez, Vibration analysis learning, Power-MI
- [10] <https://www.motioncontroltips.com/how-are-fast-fourier-transforms-used-in-vibration-analysis/>

- [11] Jaafar Alsalaet, Vibration Analysis and Diagnostic Guide, University of Basrah, June 2012
- [12] Beny Cahyono , Dwi Priyanta , Fakhri Rizqullah Fajar Ramadhan, Vibration Spectrum Analysis for Indicating Damage on Turbine and Steam Generator Amurang Unit 1, International Journal of Marine Engineering Innovation and Research, Dec. 2017
- [13] Ray Kelm, P.E, Dustin Pavelek, P.E., Walter Kelm, E.I.T, Rotor Balancing Tutorial, 2016 by Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station
- [14] Daniel J.Inman, Engineering Vibration, Fourth Edition, University of Michigan
- [15] Singiresu S.Rao, mechanical vibrations Sixth Edition in SI Units, Pearson, 2018
- [16] J.H. Bonsel, Application of a dynamic vibration absorber to a piecewise linear beam system, Coach: Dr. ir. R.H.B. Fey, Supervisor: Prof. Dr. H. Nijmeijer Eindhoven University of Technology (TU/e) Department of Mechanical Engineering Dynamics and Control Group, August 2003
- [17] John Vance, Fouad Zeidan, Brian Murphy, Machinery vibration and rotordynamics, 2010
- [18]
https://el.wikipedia.org/wiki/%CE%91%CE%BD%CE%AC%CE%BB%CF%85%CF%83%CE%B7_%CE%A6%CE%BF%CF%85%CF%81%CE%B9%CE%AD