



ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ & ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΙΚΡΟΚΟΠΗΣ & ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΗΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

**ΜΕΘΟΔΟΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ
ΚΡΑΔΑΣΜΩΝ
(VIBRATION ANALYSIS) ΚΑΙ
ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΕΦΑΡΜΟΓΗΣ
ΣΕ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΑ
ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΑ ΠΛΟΙΩΝ**



ΝΙΚΟΛΑΟΣ ΤΡΟΥΛΑΚΗΣ

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: ΑΡΙΣΤΟΜΕΝΗΣ ΑΝΤΩΝΙΑΔΗΣ
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ**

Η διατριβή του Τρουλάκη Νικόλαου, εγκρίνεται:

Αντωνιάδης Αριστομένης
Αναπληρωτής Καθηγητής,
Επιβλέπων

Σταυρουλάκης Γεώργιος
Καθηγητής

Μπιλάλης Νικόλαος
Καθηγητής

Αφιερωμένο στην μητέρα μου που
αυτήν την περίοδο περνάει μια από
τις δυσκολότερες φάσεις της ζωής
της

Με το πέρας της παρούσας μεταπτυχιακής
διατριβής θα ήθελα να ευχαριστήσω τον
Αναπληρωτή Καθηγητή κ. Αριστομένη Αντωνιάδη,
καθώς και τον Υποψήφιο Διδάκτορα κ.Ταξιάρχη
Μπελή για την προθυμία, την υπομονή και την
αμέριστη συμβολή τους για την περάτωση της
παρούσας εργασίας.

Τέλος θέλω να ευχαριστήσω το προσωπικό της
υπηρεσίας μου, Ναυστάθμου Κρήτης, και την φίλη
μου, Ειρήνη Κρούσκη για την πολύτιμη βοήθεια
τους.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Κεφάλαιο 1	Εισαγωγή.....
Κεφάλαιο 2	Στάθμη των γνώσεων
2.1	Τι είναι Condition Based Maintenance.....
2.2	Τι είναι Vibration Analysis και πως εφαρμόζεται.....
2.3	Διεθνή Standards μεθόδου καταγραφής/ αξιολόγησης κραδασμών περιστροφικών μηχανημάτων.....
2.4	Εισαγωγή στην έννοια φάσμα.....
2.5	Γρήγορος Μετασχηματισμός FOURIER (FFT)
2.5.1	Εισαγωγή.....
2.5.2	Εφαρμογή.....
2.5.3	Εφαρμογή και επεξεργασία σήματος.....
2.5.4	Σειρά Fourier.....
2.5.5	Μετασχηματισμός Fourier.....
2.5.6	Ερμηνεία από πλευράς χρόνου και συχνότητας.....
2.6	Case Studies
2.6.1	Πρόβλημα.....
2.6.2	Ανάλυση – αποκατάσταση.....
2.6.3	Συμπέρασμα.....
Κεφάλαιο 3	Καθορισμός ορίων κραδασμών.....
3.1	Γενικά.....
3.2	Βασικές γνώσεις.....
3.3	Διεθνή Standards.....
3.4	Στατιστική Μέθοδος.....
Κεφάλαιο 4	Ανάλυση Κραδασμών.....
4.1	Απουσία ζυγοστάθμισης (Unbalance).....
4.1.1	Στατική (Static unbalance).....
4.1.2	Δυναμική (Couple unbalance).....
4.1.3	Επικρεμασμένος ρότορας (Overhung rotor).....
4.1.4	Μηχανήματα κάθετης στήριξης.....
4.2	Πρόβλημα εκκεντρότητας στροφέα (Eccentric Rotor).....
4.3	Κάμψη Άξονα (Bent Shaft).....
4.4	Πρόβλημα τοποθέτησης ρουλεμάν (Misaligned bearing cocked on shaft).....
4.5	Απουσία ευθυγράμμισης (Misalignment).....
4.5.1	Γωνιακή (Angular misalignment).....
4.5.2	Παραλληλότητας (Parallel misalignment).....
4.5.3	Σύγκριση αποτελεσμάτων απευθυγράμμισης και κάμψης άξονα.....
4.6	Χαλάρωση εξαρτημάτων (Mechanical looseness).....
4.6.1	Χαλάρωση εσωτερικών εξαρτημάτων.....

4.6.2	Χαλάρωση βάσης στήριξης.....
4.6.3	Χαλάρωση κατασκευής (Soft foot).....
4.7	Τριβή στρόφαια (Rotor Rubs).....
4.8	Συντονισμός (Resonance).....
4.9	Προβλήματα με ρουλεμάν (Rolling element bearings).....
4.10	Ηλεκτρικά προβλήματα (Electrical problems).....
4.10.1	Προβλήματα στρόφαια (Rotor defects).....
4.10.2	Προβλήματα στάτη (Stator defects).....
4.10.3	Προβλήματα φάσης (Phase problems).....
4.11	Προβλήματα σε μειωτήρες (Gearing defects).....
4.11.1	Φθορά οδόντος (Gear foot wear).....
4.11.2	Αυξημένο φορτίο επί οδόντος (Gear tooth load).....
4.11.3	Πρόβλημα εκκεντρότητας σε γρανάζι (Gear eccentricity & backlash).....
4.11.4	Πρόβλημα ευθυγράμμισης (Gear misalignment).....
4.11.5	Ρωγμάτωση – θράυση οδόντος (cracked or broken tooth).....
4.12	Προβλήματα Ιμάντων (Belt Defects).....
4.12.1	Φθορά – χαλάρωση – ασυμβατότητα ιμάντων.....
4.12.2	Απευθυγράμμιση (Belt misalignment).....
4.12.3	Eccentric sheaves.....
4.13	Κραδασμοί από τη ροή (Flow-Related Vibrations).....
4.13.1	Blade pass frequency.....
4.13.2	Στροβιλισμός ροής (Flow turbulence).....
4.13.3	Σπηλαιώση (Cavitation).....
4.14	Κραδασμοί σε κουζινέτα εδράσεως (Journal Bearing Vibrations).....
4.15	Στροβιλισμός ελαίου σε κουζινέτο (Oil Whirl).....
4.18	Oil Whip.....
4.19	Παλινδρομικές μηχανές (Reciprocating machines).....
Κεφάλαιο 5 Εφαρμογή της μεθόδου σε πλοία	
5.1	Εξοπλισμός
5.2	1η εφαρμογή (αντλία κυρίας ψύξεως).....
5.3	2η εφαρμογή (αντλία πυρκαγιάς).....
5.3	3η εφαρμογή (υπερπληρωτής - μειωτήρας).....
Κεφάλαιο 6 Σύνοψη.....	
Βιβλιογραφία.....	

1. Εισαγωγή

Στη παρούσα εργασία θα γίνει μια λεπτομερής παρουσίαση της ανάλυσης κραδασμών περιστροφικών μηχανημάτων. Θα δειχθεί πως εμφανίζονται στο πεδίο του φάσματος προβλήματα ζυγοστάθμισης, ευθυγράμμισης, κάμψης άξονα, εκκεντρότητα στροφέα, προβλήματα σε σφαιροτριβείς (ρουλεμάν) κ.τ.λ. Επίσης θα γίνει παρουσίαση για το πώς θα μπορεί κάποιος να καταλάβει προβλήματα σε διαφόρων τύπων μειωτήρες όπως π.χ. φθορές οδόντων, αυξημένο φορτίο ανά δόντι σε γρανάζι, πρόβλημα ευθυγράμμισης. Τέλος θα γίνει μια μικρή αναφορά στο πως μπορούν να διαπιστωθούν ηλεκτρικά προβλήματα σε επαγωγικούς κινητήρες.

Εν συνεχεία θα δειχθεί τι ισχύει για τα όρια κραδασμών ενός μηχανήματος καθώς επίσης με την βοήθεια της στατιστικής πως μπορούν να τεθούν τα όρια αυτού.

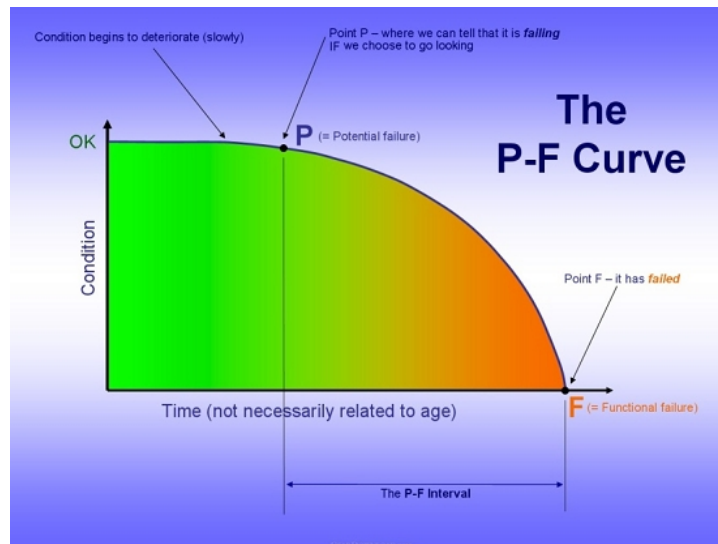
Τέλος θα παρουσιαστεί το πώς αυτή η μέθοδος εφαρμόστηκε σε αντλίες - μειωτήρες πλοίων (πραγματικές μετρήσεις).

2. Στάθμη των γνώσεων

2.1 Τι είναι Condition Based Maintenance

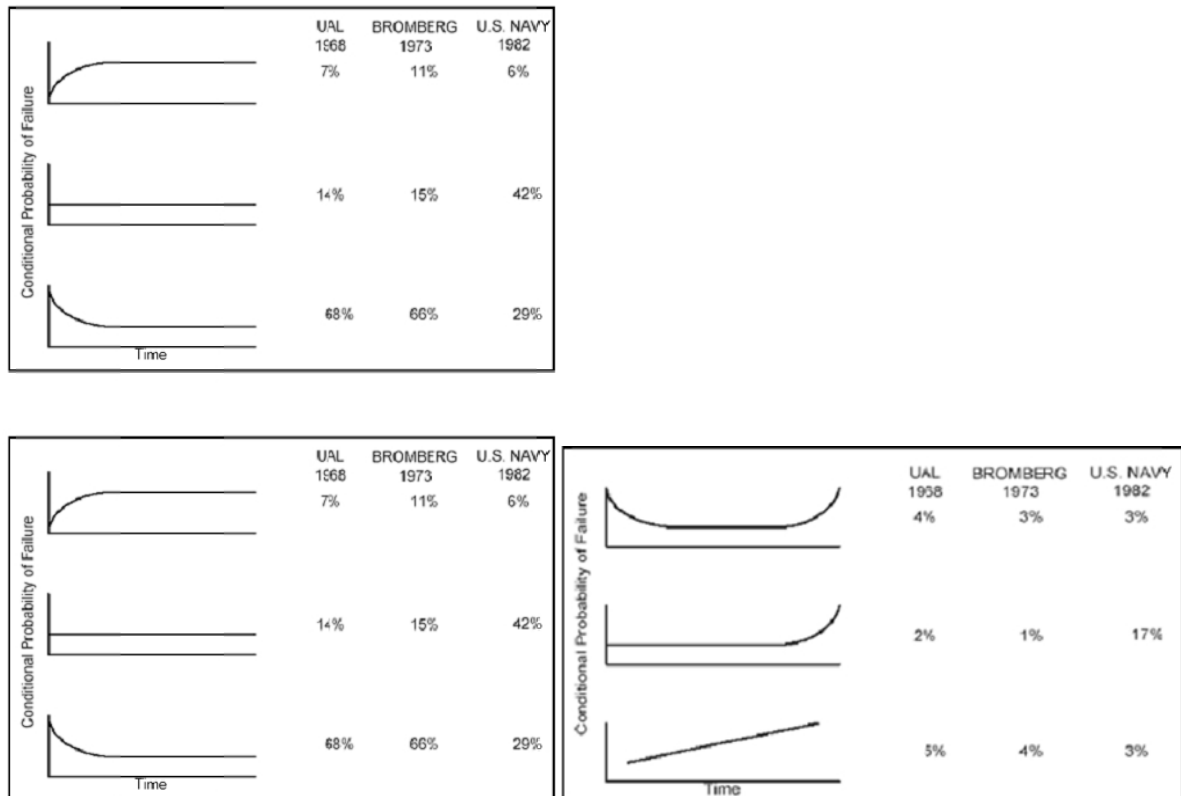
Η μέθοδος Condition Based Maintenance (CBM) αποτελεί το σύγχρονο δόγμα συντήρησης μηχανημάτων. Δύο γενέες μεταγενέστερη της μεθόδου PMS (Programmed Maintenance System), η μέθοδος CBM δεν απαιτεί τη διακοπή λειτουργίας των μηχανημάτων ανά τακτά χρονικά διαστήματα προκειμένου να επιθεωρηθούν και να συντηρηθούν. Αντιθέτως είναι δυνατή η συνεχής λειτουργία τους όσο η κατάστασή τους το επιτρέπει. Τα βασικότερα εργαλεία του CBM για την αξιολόγηση της λειτουργικής κατάστασης ενός μηχανήματος, είναι η μέθοδος Vibration Analysis, Infrared Thermography Analysis και Oil Analysis. Στο εξωτερικό γνωρίζουν αυξανόμενη εφαρμογή σε πολλούς τομείς μεταξύ των οποίων η βιομηχανία και η ναυτιλία. Νηογνώμονες όπως DNV, Lloyd's, ABS, BV, καθώς και κατασκευαστικοί οίκοι SKF, SIEMENS Energy & Automation, Wartsila εφαρμόζουν και ενθαρρύνουν τη μέθοδο Vibration Analysis.

Η επιλογή της στρατηγικής CBM για την παρακολούθηση μιας εγκατάστασης μέσω Vibration Analysis, Infrared Thermography και Oil Analysis προσφέρει διάγνωση της γενικής κατάστασης ενός περιστροφικού μηχανήματος, αλλά και όλων των εσωτερικών εξαρτημάτων του. Με τον τρόπο αυτό εξασφαλίζεται η βέλτιστη λειτουργία των μηχανημάτων και η μακροζωία τους και επιτυγχάνεται η ασφαλής παράταση του χρόνου λειτουργίας τους. Η φιλοσοφία του CBM βασίζεται στον εντοπισμό μιας βλάβης όσο το δυνατόν νωρίτερα επί της καμπύλης πιθανότητας αστοχίας (P-F curve) που παρουσιάζει ένα μηχάνημα όπως φαίνεται στο σχήμα 2.1.



Σχήμα 2.1: καμπύλης πιθανότητας αστοχίας (P-F curve)

Ο έγκαιρος εντοπισμός της βλάβης θα ελαχιστοποιήσει το ρίσκο αιφνίδιας κράτησης του μηχανήματος καθώς και το κόστος αποκατάστασης του. Βασικό χαρακτηριστικό της μεθόδου CBM είναι ότι εντοπίζει τα αίτια βλάβης (root cause failure) ώστε να αποκατασταθούν αυτά και όχι απλά το αποτέλεσμα. Επιπρόσθετα αποτελεί το βασικό εργαλείο για την επιβεβαίωση της ορθής επισκευής ενός μηχανήματος ελαχιστοποιώντας το ρίσκο εμφάνισης προβλημάτων που αρκετά συχνά παρουσιάζονται στην αρχική περίοδο λειτουργίας του (infant mortality). Η πιθανότητα παρουσίας βλάβης σε ένα μηχάνημα παρουσιάζει ποικιλία μορφών όπως φαίνονται μέσα από στατιστικά μοντέλα που εκπονήθηκαν επί σειρά ετών από το US NAVY και την UNITED AIRLINES που παρουσιάζονται στο [σχήμα 2.2](#)



Σχήμα 2.2: Πιθανότητα παρουσίας βλάβης

Από τα ανωτέρω διαγράμματα είναι προφανές ότι το **77 - 92% των βλαβών που παρουσιάζονται δεν έχουν σχέση με την ηλικία του συστήματος αλλά είναι τυχαία**. Μονο το 8 – 23% των βλαβών στατιστικά σχετίζονται με την ηλικία του συστήματος.

Επιπρόσθετα η περίπτωση παρουσίας βλάβης μετά την εκτέλεση επισκευής (wear in) παρουσιάζεται να είναι το ίδιο ή ακόμα και περισσότερο πιθανή από αυτήν σε προχωρημένη ηλικία (wear out). Αυτό σημαίνει ότι ανεξαρτήτως του πόσο “ευλαβικά” εφαρμόζουμε την παραδοσιακή συντήρηση Planned Maintenance System (PMS) το ρίσκο παρουσίας βλάβης δεν είναι εύκολα διαχειρίσιμο. Συνεπώς πρακτικές συντήρησης συμφώνως PMS ή ακόμα και συχνότερα από ότι αυτό απαιτεί (ως πολιτική για αύξηση της αξιοπιστίας του μηχανήματος) δεν αυξάνουν μόνο το κόστος λειτουργίας της εγκατάστασης αλλά τελικά και το ρίσκο παρουσίας της βλάβης. Η στρατηγική συντήρησης αναλόγως καταστάσεως (CBM) είναι η μοναδική που μπορεί να διατηρήσει την αξιοπιστία μιας εγκατάστασης, καθόσον η πληροφορία από τις μεθόδους που αξιοποιεί για την παρακολούθηση των μηχανημάτων, παρέχει την πληρέστερη εικόνα της λειτουργικής κατάστασης αυτών.

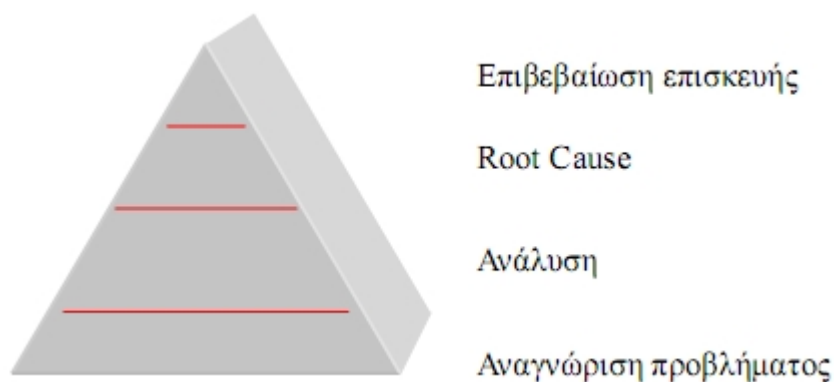
Εντούτοις η εφαρμογή του CBM δεν είναι εύκολο να γίνει στο σύνολο των μηχανημάτων που αποτελούν μια εγκατάσταση, καθόσον απαιτεί χρόνο στην εκτέλεση και κατά συνέπεια χρήση επιπλέον ανθρώπινου δυναμικού. Για το λόγο αυτό κρίνεται σκόπιμη η εφαρμογή του μόνο επί των μηχανημάτων που χαρακτηρίζονται ως **κρίσιμα** για την λειτουργία της εγκατάστασης. Τα κριτήρια που μπορούν να χαρακτηρίσουν ένα μηχάνημα ως “κρίσιμο” είναι τα ακόλουθα:

- Επίδραση στην λειτουργία της εγκατάστασης.
- Κόστος επισκευής.
- Επίδραση στην ασφάλεια προσωπικού και περιβάλλοντος.

2.2 Τι είναι το Vibration Analysis και πως εφαρμόζεται.

Εσωτερικά ενός μηχανήματος ενεργούν δυνάμεις ως αποτέλεσμα της αλληλεπίδρασης των εξαρτημάτων στο εσωτερικό του. Αποτέλεσμα αυτών των δυνάμεων είναι η παρουσία των κραδασμών. Καθώς η λειτουργική κατάσταση μηχανήματος χειροτερεύει, τόσο το επίπεδο των κραδασμών όσο και η μορφή τους αλλάζει. Μελετώντας την ένταση των κραδασμών και αναλύοντας την μορφή τους μπορούμε να εξαγάγουμε συμπεράσματα σχετικά με την λειτουργική κατάσταση του μηχανήματος και των εσωτερικών εξαρτημάτων του. Οι συνηθισμένες αιτίες παρουσίας κραδασμών είναι η απουσία ευθυγράμμισης, απώλεια ζυγοστάθμισης, πρόβλημα σφαιροτριβέων, κάμψη άξονα, χαλάρωση εσωτερικών εξαρτημάτων από θέση άρμωσης, τριβή άξονα με κουζινέτα, σπηλαίωση, προβλήματα ηλεκτρικής φύσεως κινητήρα ή γεννήτριας, προβλήματα φθοράς ιμάντων, φθορά οδόντων ή κακή ευθυγράμμιση οδόντων μειωτήρα. Το πλάτος (ένταση) των κραδασμών εξαρτάται (και πρέπει πάντα να λαμβάνεται υπόψη κατά την ανάλυση) και από τον τρόπο στήριξης του μηχανήματος (damping) και την σκληρότητα αυτής (stiffness).

Βασικοί στόχοι εφαρμογής της μεθόδου, στο πλαίσιο εφαρμογής της στρατηγικής συντήρησης CBM (Condition Based Maintenance) είναι ο εντοπισμός μιας βλάβης σε πρόωρο στάδιο και η λήψη διορθωτικών μέτρων πριν την παρουσία προβλήματος. Ο τρόπος εφαρμογής της μεθόδου ενταγμένη στο πρόγραμμα CBM είναι αυτός που φαίνεται στο ακόλουθο σχήμα 2.3.



Σχήμα 2.3: Μέθοδος CBM

Σκοπός της μεθόδου καταγραφής/ανάλυσης κραδασμών (Vibration analysis) των περιστροφικών μηχανημάτων, είναι η βελτιστοποίηση συντήρησης αυτών (maintenance optimization strategy), με αποτέλεσμα την αύξηση αξιοπιστίας των μηχανημάτων και την βελτίωση της αποδοτικότητας συντήρησης (χρησιμοποιώντας το ελάχιστο των πόρων - χρήματα, ανθρώπινο δυναμικό, υλικά- να πετύχουμε το μέγιστο αποτέλεσμα, χωρίς να μειώνονται τα κριτήρια ασφαλείας του προσωπικού, της εγκατάστασης και του περιβάλλοντος).

Η μέθοδος Vibration Analysis εφαρμόζεται για τον έλεγχο λειτουργικής κατάστασης περιστροφικών μηχανημάτων όπως κινητήρες, μειωτήρες, αντλίες, ανεμιστήρες, άξονες, ηλεκτρογεννήτριες, turbo κ.α.

Για την εφαρμογή της δύναται να χρησιμοποιηθεί μόνιμα εγκατεστημένο σύστημα καταγραφής και επεξεργασίας ή φορητός εξοπλισμός σε συνδυασμό με κατάλληλο λογισμικό επεξεργασίας των καταγραφών. Στην αγορά υπάρχει πληθώρα συστημάτων που συνοδεύονται με ειδικό λογισμικό που δύναται να εκτελέσουν το εν λόγω έργο. Οι διαφορές τους έγκειται κατά κύριο λόγο στο λογισμικό που διαθέτουν και στον επεξεργαστή που διαθέτουν ενσωματωμένο οι συσκευές. Η κύρια λειτουργία των συσκευών καταγραφής κραδασμών, είναι η επικοινωνία μέσω καλωδίου με ένα ή περισσότερα επιταχυνσιόμετρα (accelerometers) τα οποία τοποθετούνται με συγκεκριμένο τρόπο σε σημείο επί του υπό μέτρηση μηχανήματος, λήψη του αναλογικού σήματος από αυτά, ολοκλήρωση (integration) αναλογικού σήματος για την μετατροπή της καταγραφής από επιτάχυνση (mm/sec^2) σε μέγεθος ταχύτητας (mm/sec ή IPS) μετακίνησης του σημείου μέτρησης επί του μηχανήματος, ψηφιοποίηση αναλογικής καταγραφής, μετατροπή της καταγραφής από time waveform σε φάσμα (spectrum) με τη μέθοδο ανάλυσης Fast Fourier Transform (FFT) και αποθήκευση αυτών σε ενσωματωμένη κάρτα μνήμης για την επεξεργασία των καταγραφών σε υπολογιστή (Post Processing).

2.3 Διεθνή Standards μεθόδου καταγραφής / αξιολόγησης κραδασμών περιστροφικών μηχανημάτων

Η μέθοδος ανάλυσης κραδασμών εφαρμόζεται πλέον επί σειρά ετών στη βιομηχανία. Προκειμένου ο τρόπος εφαρμογής της μεθόδου να διέπεται από κάποιους κανόνες εγκεκριμένους από ανεξάρτητους φορείς, υπάρχουν αρκετά διεθνή standards που καθορίζουν τον τρόπο εκτέλεσης των καταγραφών, το είδος του εξοπλισμού που είναι αποδεκτός, το είδος των μηχανημάτων που δύναται να ενταχθούν στη μέθοδο, τη συχνότητα των μετρήσεων, του τρόπου ανάλυσης καθώς και των ορίων που σε γενικές γραμμές πρέπει να καθοριστούν προκειμένου να αξιολογούνται ορθά οι καταγραφές στη φάση της ανάλυσης.

Το ISO ως ο βασικότερος φορέας τυποποίησης έχει εκδώσει πληθώρα κανονισμών επί όλων των ανωτέρω. Ακολουθούν μεγάλες κατασκευάστριες εταιρείες του εξωτερικού όπως για παράδειγμα η SIEMENS, νηογνώμονες όπως DNV με την έκδοση Classification Notes προκειμένου ένα πλοίο να ενταχθεί σε εναλλακτικό τρόπο ελέγχου (alternative survey arrangements), καθώς και πολλές εταιρείες οι οποίες κατασκευάζουν τις συσκευές καταγραφής/ ανάλυσης κραδασμών και αναπτύσσουν την εν λόγω τεχνολογία όπως για παράδειγμα ENTEK, DLI, κ.α. Τέλος κρατικοί φορείς όπως Vibration Institute of US (μέσω Technical Associates of Charlotte), British Non- Destructive Testing Organization κ.α έχουν αναπτύξει στατιστικά μοντέλα καθορισμού ορίων κραδασμών αναλόγως του είδους, της ισχύος και των στροφών λειτουργίας ενός μηχανήματος. Η γνωστότερη και η ευρύτερα χρησιμοποιούμενη μέθοδος είναι η Proven Method των Technical Associates of Charlotte.

2.4 Εισαγωγή στην έννοια “φάσμα”

Η ανάλυση της καταγραφής κραδασμών ενός μηχανήματος, εκτελείται κυρίως επί του ονομαζόμενου «φάσματος» της καταγραφής δονήσεων. Το φάσμα είναι αποτέλεσμα ανάλυσης της κυματομορφής που έχει καταγραφεί (στο εξής time waveform) με τη μέθοδο FFT. Στον οριζόντιο άξονα των διαγραμμάτων του φάσματος, υποτυπώνεται η συχνότητα σε Hz ή εναλλακτικά αναλόγως της ρύθμισης που γίνεται στο λογισμικό ο αριθμός στροφών RPM (ή CPM cycles per minute), που πρακτικά ισούται με $\text{Hz} \times 60$. Στον κατακόρυφο άξονα παρουσιάζεται το πλάτος (ένταση) δόνησης σε μονάδες ταχύτητας mm/sec ή σε λογαριθμική κλίμακα (αναλόγως της ρύθμισης του λογισμικού) σε dB.

Το πρώτο βήμα πριν την εκτέλεση καταγραφής κραδασμών επί ενός μηχανήματος είναι οι ρυθμίσεις του συστήματος καταγραφής και του λογισμικού που θα εκτελέσει την ανάλυση. Απαιτείται προσεκτική παραμετροποίηση (setup) του συστήματος προκειμένου ληφθεί αξιοποιήσιμη καταγραφή και εν συνεχεία αξιόπιστη ανάλυση.

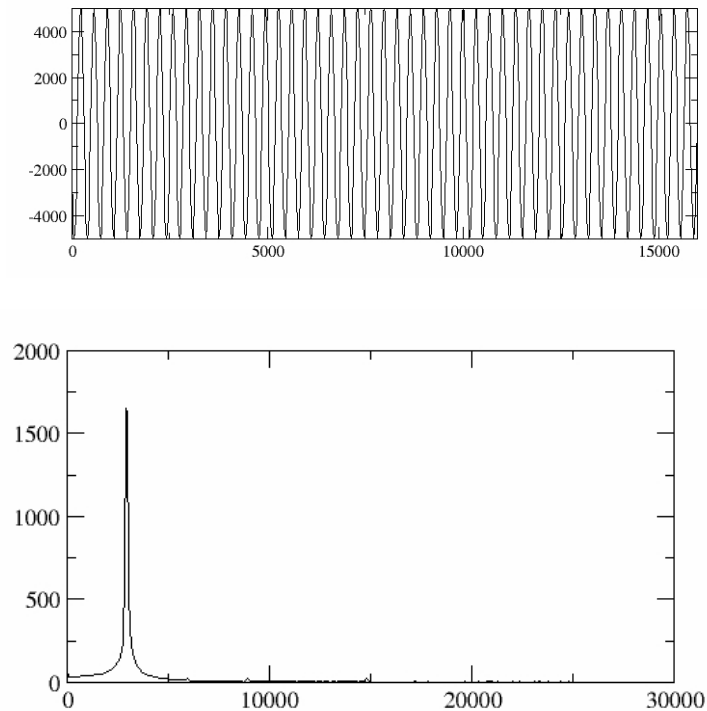
Η καταγραφή ενός φαινομένου υπό την μορφή time waveform όπως αυτό των κραδασμών ενός μηχανήματος, δεν μπορεί εύκολα να μελετηθεί από έναν αναλυτή, λόγω της πυκνής και πολύπλοκης στις περισσότερες των περιπτώσεων μορφής που παρουσιάζει. Η πιο απλή μορφή time waveform που μπορούμε να μελετήσουμε και να αναλύσουμε είναι η ημιτονοειδής. Δύο είναι τα χαρακτηριστικά με τα οποία προσδιορίζεται μια ημιτονοειδής κυματομορφή:

- το **πλάτος** που καθορίζει την ένταση του φαινομένου και
- η **συχνότητα** που δηλώνει το πόσο συχνά το φαινόμενο φτάνει στη μέγιστη τιμή του.

Τα δύο αυτά μεγέθη, μαζί με τη **φάση**, χρησιμοποιούνται στην ανάλυση κραδασμών. Η φάση, στην περίπτωση ανάλυσης κραδασμών, χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό της σχέσης που υπάρχει μεταξύ των κραδασμών δύο σημείων υπό την έννοια κατεύθυνσης που κινείται το ένα σημείο ως προς το άλλο. Δηλ μια τιμή διαφοράς φάσης 180° μεταξύ δύο σημείων επί ενός μηχανήματος σημαίνει ότι τη στιγμή που το ένα εκ των σημείων κινείται προς μια κατεύθυνση την ίδια ακριβώς στιγμή το άλλο σημείο κινείται προς την αντίθετη κατεύθυνση. Η μελέτη του φάσματος μιας κυματομορφής είναι η εξέταση των δύο αυτών μεγεθών (συχνότητας και έντασης) επί ενός διαγράμματος το οποίο τα αναπαριστά.

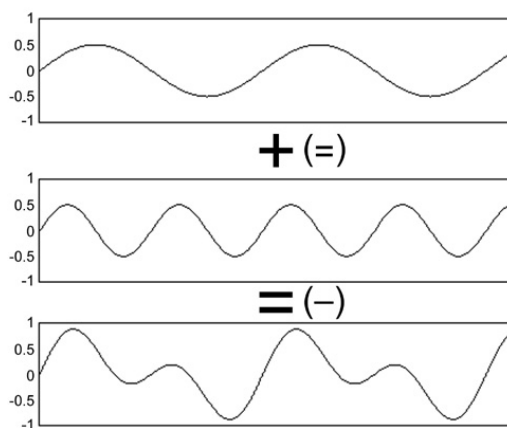
Το φάσμα μιας καταγραφής δημιουργείται γίνεται με τη χρήση του μετασχηματισμού Fourier. Μετασχηματισμός Fourier είναι η διαδικασία συμφώνως της οποίας μια κυματομορφή αναλύεται σε άθροισμα πολλών ημιτονοειδών κυματομορφών και κατά συνέπεια η ανάλυση μιας πολύπλοκης καταγραφής εμπίπτει στην ανάλυση καθεμιάς εκ των απλούστερων ημιτονοειδών κυματομορφών. Η αναπαράσταση μιας ημιτονοειδούς κυματομορφής στο χρόνο και η αντίστοιχη αναπαράστασή της στη συχνότητα είναι αυτή που παρουσιάζεται στο

σχήμα 2.4. Στο πρώτο διάγραμμα ο οριζόντιος άξονας είναι ο χρόνος μεταβολής του φαινομένου και έχει μονάδες χρόνου (sec), ενώ ο κατακόρυφος άξονας προσδιορίζει το πλάτος (ένταση) του φαινομένου κάθε χρονική στιγμή. Στο δεύτερο διάγραμμα ο οριζόντιος άξονας δίνει τη συχνότητα που το φαινόμενο συμβαίνει (στην προκειμένη περίπτωση 3KHz δηλ 3000 φορές το δευτερόλεπτο το μέγεθος λαμβάνει τη μέγιστη τιμή του) και ο κατακόρυφος άξονας μας δίνει την λεγόμενη rms τιμή του φαινομένου, δηλ κατά μια έννοια μια σχετική τιμή έντασης που θα μπορούσαμε να θεωρήσουμε ότι το φαινόμενο αυτό παρουσιάζει συνεχώς.



Σχήμα 2.4: Αναπαράσταση κυματομορφής στον χρόνο και στην συχνότητα

Στο σχήμα 2.5 παρουσιάζεται η ανάλυση μιας πολύπλοκης κυματομορφής σε άθροισμα ημιτονοειδών κυματομορφών. Κάθε μια από τις εν λόγω κυματομορφές μπορούμε να τις αναπαραστήσω σε διάγραμμα με τη μορφή φάσματος (συχνότητα, πλάτος).



Σχήμα 2.5: Ανάλυση κυματομορφής

Στο ανωτέρω σχέδιο, η κάτω κυματομορφή είναι αυτή που αρχικά έχει καταγραφεί και χαρακτηρίζει πχ τον κραδασμό ενός σημείου σε ένα μηχάνημα και οι δύο πρώτες απλούστερες κυματομορφές είναι η ανάλυση αυτής στο άθροισμα 2 ημιτονοειδών κυματομορφών. Η πρώτη ημιτονοειδής ονομάζεται θεμελιώδης ή 1η αρμονική ή 1X (όπου X ο αριθμός RPM του μηχανήματος) και οι επόμενες χαρακτηρίζονται με έναν αύξοντα αριθμό αρχής γινομένης από το 2 που σημαίνει 2η αρμονική (ή 2X, 3X κ.τ.λ.). Η πρώτη αρμονική (πάνω κυματομορφή) είναι αυτή με τη χαμηλότερη συχνότητα επανάληψης του φαινομένου (αραιό κύμα) ενώ όσο ανεβαίνουν οι αρμονικές η συχνότητα αυξάνεται (δεύτερη κυματομορφή).

2.5 Γρήγορος Μετασχηματισμός FOURIER (FFT)

Η ανάλυση Φουριέ είναι ένα πεδίο των εφαρμοσμένων μαθηματικών το οποίο προέκυψε από την προσπάθεια αναπαράστασης μίας συνάρτησης ως άθροισματος απλούστερων περιοδικών τριγωνομετρικών συναρτήσεων. Επομένως κεντρική ιδέα στην ανάλυση Φουριέ είναι η προσπάθεια για κατανόηση των ιδιοτήτων μίας συνάρτησης (η οποία μπορεί να αναπαριστά π.χ. ένα σήμα) μέσω διάσπασής της σε γνωστά, στοιχειώδη μέρη (αποσύνθεση). Η ανάστροφη διαδικασία, η κατασκευή μίας συνάρτησης από γνωστές, βασικές συναρτήσεις, ονομάζεται *σύνθεση*. Με τον όρο *ανάλυση Φουριέ* αναφερόμαστε και στις δύο διεργασίες. Η μέθοδος αυτή εφαρμόστηκε για πρώτη φορά από τον Ζοζέφ Φουριέ στην προσπάθειά του να ερευνήσει τη διάδοση της θερμότητας.

2.5.1 Εισαγωγή

Ο όρος Μετασχηματισμός Φουριέ (ΜΦ) 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, επίσης γνωστή ως Μετασχηματισμός Φουριέ ή ως φάσμα, η οποία περιγράφει το κατά πόσο συμμετέχει κάθε στοιχειώδες ημίτονο στον σχηματισμό της αρχικής συνάρτησης (έστω f). Ο ΜΦ αποτελεί οριακή περίπτωση (για συνάρτηση f με άπειρη περίοδο, δηλαδή ουσιαστικά απεριοδική) της σειράς Φουριέ.

Η σειρά Φουριέ εφαρμόζεται για περιοδική f και δίνει ως αποτέλεσμα μία νέα συνάρτηση με διακριτό πεδίο τιμών αντί για συνεχές (δηλαδή πεδίο τιμών σε μία σειρά Φουριέ είναι οι φυσικοί αριθμοί αντί για τους πραγματικούς).

Για συναρτήσεις διακριτής ανεξάρτητης μεταβλητής, όπου οι φυσικοί αριθμοί είναι το πεδίο ορισμού της f , υπάρχουν οι διακριτές παραλλαγές του ΜΦ: ο Μετασχηματισμός Φουριέ Διακριτού Χρόνου (ΜΦΔΧ), με συνεχές πεδίο τιμών και κατάλληλος για απεριοδικές συναρτήσεις, και ο Διακριτός Μετασχηματισμός Φουριέ (ΔΜΦ ή DFT), με διακριτό πεδίο τιμών και κατάλληλος για περιοδικές συναρτήσεις.

Για καθεμία από αυτές τις διεργασίες υπάρχει και ο αντίστροφος μετασχηματισμός, ο οποίος δέχεται ως είσοδο το φάσμα και δίνει ως έξοδο την αρχική συνάρτηση f . Όλοι οι τύποι μετασχηματισμών της ανάλυσης Φουριέ ανάγονται στον παρόμοιου σκοπού Μετασχηματισμό Λαπλάς και αποτελούν περιπτώσεις ολοκληρωτικού μετασχηματισμού.

2.5.2 Εφαρμογές

Η ανάλυση Φουριέ έχει πολλές επιστημονικές εφαρμογές — στη φυσική, μερικές διαφορικές εξισώσεις, θεωρία αριθμών, συνδυαστική ανάλυση, επεξεργασία σήματος, επεξεργασία

εικόνας, πιθανότητες, στατιστική, κρυπτογραφία, αριθμητική ανάλυση, ακουστική, ωκεανογραφία, οπτική, περιθλαση, γεωμετρία, και σε πολλούς άλλους τομείς.

Αυτή η ευρεία εφαρμογή της πηγάζει από πολλές χρήσιμες ιδιότητες των μετασχηματισμών:

- Οι μετασχηματισμοί είναι γραμμικοί τελεστές και, με την κατάλληλη κανονικοποίηση, είναι επίσης μοναδιαίοι (μία ιδιότητα γνωστή ως το θεώρημα του Parseval ή, πιο γενικά, ως το θεώρημα Plancherel, και ακόμα πιο γενικά μέσω της δυαδικότητας Pontryagin).
- Οι μετασχηματισμοί είναι συνήθως αντιστρέψιμοι.
- Οι εκθετικές συναρτήσεις είναι ιδιοσυναρτήσεις της παραγωγίσης, το οποίο σημαίνει ότι αυτή η αναπαράσταση μετασχηματίζει γραμμικές διαφορικές εξισώσεις με σταθερούς συντελεστές σε κανονικές αλγεβρικές. Ως εκ τούτου, η συμπεριφορά ενός γραμμικού χρονικά αμετάβλητου συστήματος μπορεί να αναλυθεί σε κάθε συχνότητα ανεξάρτητα.
- Από το θεώρημα της συνέλιξης, οι μετασχηματισμοί Φουριέ μετατρέπουν την πολύπλοκη διαδικασία της συνέλιξης σε απλό πολλαπλασιασμό, το οποίο σημαίνει ότι παρέχουν έναν αποτελεσματικό τρόπο για να υπολογιστούν διαδικασίες που βασίζονται στη συνέλιξη, όπως πολλαπλασιασμός πολυώνυμων και πολλαπλασιασμός μεγάλων αριθμών.
- Η διακριτή εκδοχή του μετασχηματισμού Φουριέ (δες παρακάτω) μπορεί να εκτιμηθεί γρήγορα με τους υπολογιστές χρησιμοποιώντας αλγορίθμους γρήγορου μετασχηματισμού Φουριέ (Fast Fourier Transform, FFT).

Ο μετασχηματισμός Φουριέ είναι επίσης χρήσιμος και ως μια συμπαγής αναπαράσταση ενός σήματος. Για παράδειγμα, η JPEG συμπίεση χρησιμοποιεί μια παραλλαγή του μετασχηματισμού Φουριέ (διακριτός μετασχηματισμός συνημίτονου) από μικρά τετράγωνα κομμάτια μιας ψηφιακής εικόνας. Οι συντελεστές Φουριέ του κάθε τετραγώνου στρογγυλοποιούνται στην μικρότερη αριθμητική ακρίβεια, και «αδύναμοι» συντελεστές απαλείφονται, έτσι ώστε οι εναπομείναντες συντελεστές να μπορούν να αποθηκευτούν πολύ συμπαγώς. Στην ανακατασκευή της εικόνας, κάθε τετράγωνό της ανακατασκευάζεται κατά προσέγγιση από τους μετασχηματισμένους συντελεστές Φουριέ που διατηρήθηκαν, οι οποίοι τότε μετασχηματίζονται αντίστροφα για να παραχθεί μία προσέγγιση της αρχικής εικόνας.

2.5.3 Εφαρμογές στην επεξεργασία σήματος

Όταν επεξεργαζόμαστε σήματα, όπως ήχο, ραδιοκύματα, κύματα φωτός, σεισμικά κύματα, ακόμα και εικόνες, η ανάλυση Φουριέ μπορεί να απομονώσει μεμονωμένους συντελεστές από μια σύνθετη κυματομορφή, συγκεντρώνοντάς τους για ευκολότερη ανίχνευση και/ή αφαίρεση. Μία μεγάλη οικογένεια τεχνικών επεξεργασίας σήματος αποτελείται από μετασχηματισμό Φουριέ ενός σήματος, χειρισμό μετασχηματισμένων με Φουριέ δεδομένων με απλό τρόπο και αντιστροφή του μετασχηματισμού.

Μερικά παραδείγματα είναι τα παρακάτω:

- Τηλεφωνική κλήση: το τονικό σήμα για κάθε πλήκτρο τηλεφώνου, όταν πιέζεται, είναι το καθένα ένα σύνολο από δύο ξεχωριστούς τόνους (συχνότητες). Η ανάλυση Φουριέ μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να διαχωριστεί (ή αναλυθεί) το σήμα του τηλεφώνου, για να αποκαλύψει τους δύο τόνους από τους οποίους αποτελείται και συνεπώς ποιο κουμπί πατήθηκε.

- Περίφραξη θορύβου από ηχογραφήσεις για να αφαιρεθεί ο «ήσυχος» θόρυβος του παρασκηνίου με την εξάλειψη των συντελεστών Φουριέ που δεν υπερβαίνουν ένα καθορισμένο εύρος,
- Εξίσωση των ηχητικών ηχογραφήσεων με μία σειρά από ζωνοπερατά φίλτρα,
- Ψηφιακή ραδιοφωνική λήψη χωρίς υπερετερόδυνο κύκλωμα, όπως σε ένα σύγχρονο κινητό τηλέφωνο,
- Κρυσταλλογραφία ακτίνων Χ για την ανακατασκευή μιας κρυσταλλικής δομής από το πρότυπο της περίθλασής της,
- Μετασχηματισμός Φουριέ κυκλοτρονικών ιόντων για συντονισμό φασματογραφία μάζας για τον προσδιορισμό της μάζας των ιόντων από τη συχνότητα της κίνησης του κυκλοτρονίου σε ένα μαγνητικό πεδίο.
- Πολλές άλλες μορφές φασματοσκοπίας επίσης βασίζονται στους μετασχηματισμούς Φουριέ για να αποφασίσουν την τρισδιάστατη δομή και/ή οντότητα του δείγματος που αναλύετε, συμπεριλαμβανομένων των Συντονισμός Υπέρυθρων και Πυρηνικών Μαγνητικών Resonance φασματοσκοπιών.
- Δημιουργία του ηχητικού φασματογραφήματος που χρησιμοποιείται για την ανάλυση ήχων.

2.5.4 Σειρά Fourier

Μια περιοδική συνάρτηση f μπορεί να εκφραστεί ως άπειρο άθροισμα (σειρά) ημιτόνων και συνημίτονων. Η συνάρτηση με περίοδο T μετασχηματίζεται σε σειρά ημιτόνων και συνημίτονων με περιόδους ακέραια πολλαπλάσια της T . Για $\omega = 2\pi/T$ η σειρά Φουριέ γράφεται ως

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cdot \cos(n\omega t) + b_n \cdot \sin(n\omega t))$$

Ανάλυση της συμμετρικής συνάρτησης σε σειρά Φουριέ με μέχρι 5 όρους.

με συντελεστές

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) dt ,$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cdot \cos(n\omega t) dt \quad \text{και}$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cdot \sin(n\omega t) dt .$$

Το διάστημα ολοκλήρωσης $[0, T]$ μπορεί να αντικατασταθεί με οποιοδήποτε της μορφής $[c, T+c]$. Συχνά χρησιμοποιείται επίσης το $[-T/2, T/2]$.

Στην πράξη αντί της άπειρης σειράς η συνάρτηση προσεγγίζεται με πεπερασμένο πλήθος προσθετέων.

Με τη χρήση του τύπου του Όιλερ $e^{in\omega t} = \cos(n\omega t) + i \sin(n\omega t)$, με $\omega = 2\pi/T$ η σειρά Φουριέ μπορεί να γραφεί με μιγαδικούς όρους ως

$$f(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{2\pi i n t / T}$$

με

$$c_n = \frac{1}{T} \int_0^T f(t) e^{-2\pi i n t / T} dt$$

2.5.5 Μετασχηματισμός Fourier

Ο Μετασχηματισμός Φουριέ αποτελεί γενίκευση της σειράς Φουριέ με μιγαδικούς όρους. Αντί των διακριτών όρων c_n χρησιμοποιεί την συνεχή συνάρτηση $F(t)$:

$$f(t) = \int_{-\infty}^{\infty} F(x) e^{2\pi i x t} dx,$$

με

$$F(t) = \int_{-\infty}^{\infty} f(x) e^{-2\pi i x t} dx.$$

Συνεχής μετασχηματισμός Fourier

Πολύ συχνά, ο ακατάλληλος όρος *μετασχηματισμός Φουριέ* αναφέρεται στο μετασχηματισμό συναρτήσεων με συνεχή πραγματικά ορίσματα και αυτό παράγει μία συνεχής συνάρτηση συχνότητας, γνωστή ως *κατανομή συχνότητας*. Μία συνάρτηση μετασχηματίζεται σε μία άλλη και η διαδικασία είναι αντιστρέψιμη. Όταν το πεδίο ορισμού της συνάρτησης εισόδου είναι ο χρόνος (t) και το πεδίο ορισμού της συνάρτησης εξόδου είναι η κανονική συχνότητα, ο μετασχηματισμός της συνάρτησης $s(t)$ στη συχνότητα f δίνεται από τον μιγαδικό αριθμό :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) \cdot e^{-i2\pi f t} dt.$$

Αποτιμώντας την ποσότητα αυτή για όλες τις τιμές του f παράγεται η συνάρτηση με πεδίο ορισμού την συχνότητα. Στη συνέχεια η $s(t)$ μπορεί να αναπαρασταθεί ως ανασυνδυασμός μιγαδικών εκθετικών όρων όλων των δυνατών συχνοτήτων :

$$s(t) = \int_{-\infty}^{\infty} S(f) \cdot e^{i2\pi ft} df,$$

που είναι ο τύπος του αντίστροφου μετασχηματισμού. Ο μιγαδικός αριθμός $S(f)$, οδηγεί τόσο στο πλάτος όσο και στη φάση f της συχνότητας.

Μετασχηματισμός Φουριέ Διακριτού Χρόνου (ΜΦΔΧ)

Ο ΜΦΔΧ είναι το μαθηματικό δίδυμο των σειρών Φουριέ στο πεδίο του χρόνου. Έτσι, κάθε περιοδική άθροιση στο πεδίο συχνοτήτων μπορεί να αναπαρασταθεί από μια σειρά Φουριέ, της οποίας οι συντελεστές είναι δείγματα μιας σχετικής συνεχούς συνάρτησης χρόνου:

$$S_{1/T}(f) \stackrel{\text{def}}{=} \underbrace{\sum_{k=-\infty}^{\infty} S\left(f - \frac{k}{T}\right)}_{\text{Poisson summation formula}} \equiv \underbrace{\sum_{n=-\infty}^{\infty} s[n] \cdot e^{-i2\pi f n T}}_{\text{Fourier series (DTFT)}} = \mathcal{F} \left\{ \sum_{n=-\infty}^{+\infty} s[n] \delta(t - nT) \right\}$$

που είναι γνωστή ως ο ΜΦΔΧ. Ο **ΜΦΔΧ** της ακολουθίας $s[n]$ είναι επίσης ο **μετασχηματισμός Φουριέ** της διαμορφωμένης κρουστικής συνάρτησης. Μπορούμε επίσης να σημειώσουμε ότι:

$$\sum_{n=-\infty}^{+\infty} T s(nT) \delta(t - nT) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} T s(t) \delta(t - nT) = s(t) \cdot T \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \delta(t - nT).$$

Κατά συνέπεια, μια κοινή πρακτική είναι να μοντελοποιούμε την "δειγματοληψία" ως πολλαπλασιασμό από την κρουστική συνάρτηση, το οποίο φυσικά είναι "πιθανό" μόνο σε μία καθαρά μαθηματική λογική.

Οι συντελεστές της σειράς Φουριέ ορίζονται :

$$s[n] = T \int_{1/T} S_{1/T}(f) \cdot e^{i2\pi f n T} df,$$

είναι ο αντίστροφος μετασχηματισμός και μπορεί πράγματι να αποδειχθεί ότι οι συντελεστές είναι απλώς δείγματα της $s(t)$ σε διακριτά διαστήματα του T : **$s[n] = T \cdot s(nT)$** .

Έτσι έχουμε το σημαντικό αποτέλεσμα ότι όταν μία διακριτή ακολουθία δεδομένων $s[n]$ αντιπροσωπεύει δείγματα μιας υποκείμενης συνεχούς συνάρτησης $s(t)$, τότε μπορεί κανείς να συμπεράνει κάτι για το μετασχηματισμό Φουριέ αυτής, $S(f)$. Ότι είναι ένας ακρογωνιαίος λίθος στην ψηφιακή επεξεργασία σημάτων. Επιπλέον, υπό ορισμένες εξιδανικευμένες συνθήκες, μπορεί κάποιος να ανακτήσει θεωρητικά ακριβώς τις $S(f)$ και $s(t)$. Μία ικανή συνθήκη για την τέλεια ανάκτηση είναι ότι το μη μηδενικό ποσοστό της $S(f)$ να περιορίζεται σε ένα γνωστό διάστημα συχνοτήτων πλάτους $1/T$. Όταν αυτό το διάστημα είναι $[-0.5/T, 0.5/T]$ ο τύπος ανακατασκευής είναι ο τύπος παρεμβολής των Whittaker–Shannon.

Ένας άλλος λόγος για να ενδιαφερθούμε για την $S_{1/T}(f)$ είναι ότι συχνά παρέχει μια εικόνα για το μέγεθος της αναδίπλωσης που προκαλείται από τη διαδικασία δειγματοληψίας.

Διακριτός Μετασχηματισμός Φουριέ (ΔΜΦ)

Ο ΜΦΔΧ μιας περιοδικής ακολουθίας, $s_N[n]$, με περίοδο N , γίνεται άλλη μία κρουστική συνάρτηση, που διαφοροποιείται από τους συντελεστές μιας **σειράς Φουριέ**. Και ο ολοκληρωτικός τύπος για τους συντελεστές απλοποιείται σε μία άθροιση :

$$S_N[k] = \frac{1}{NT} \underbrace{\sum_N s_N[n] \cdot e^{-i2\pi \frac{k}{N}n}}_{S_k},$$

όπου $\sum_N$ είναι το άθροισμα πάνω από κάθε n -ακολουθία μήκους N .

Η S_k ακολουθία είναι γνωστή ως **ΔΜΦ** της s_N . Είναι, επίσης, N -περιοδικό, γι' αυτό ποτέ δεν είναι απαραίτητο να υπολογιστούν περισσότεροι από N συντελεστές. Όσον αφορά την S_k , ο αντίστροφος μετασχηματισμός δίνεται από:

$$s_N[n] = \frac{1}{N} \sum_N S_k \cdot e^{i2\pi \frac{n}{N}k},$$

όπου $\sum_N$ το άθροισμα πάνω από κάθε k -ακολουθία μήκους N .

Όταν το $s_N[n]$ εκφράζεται ως μία περιοδική άθροιση μιας άλλης συνάρτησης, $s[n] = T \cdot s(nT)$:

$$s_N[n] \stackrel{\text{def}}{=} \sum_{k=-\infty}^{\infty} s[n - kN],$$

οι συντελεστές είναι ισοδύναμοι με δείγματα της $S_{1/T}(f)$ σε διακριτά διαστήματα **$1/P = 1/NT$** :

$$S_k = S_{1/T} \left(\frac{k}{P} \right).$$

Στις περισσότερες περιπτώσεις, το N επιλέγεται ίσο με το μήκος του μη μηδενικού τμήματος του $s[n]$. Η αύξηση του N οδηγεί σε ακόμα μικρότερα δείγματα του ενός κύκλου του $S_{1/T}(f)$. Η μείωση του N οδηγεί σε επικάλυψη στο πεδίο του χρόνου, το οποίο which αντιστοιχεί σε αποδεκατισμό στο πεδίο των συχνοτήτων. Στις περισσότερες περιπτώσεις πρακτικού ενδιαφέροντος, η ακολουθία $s[n]$ αντιπροσωπεύει μία μακρύτερη ακολουθία η οποία έχει περικοπεί από την εφαρμογή μιας πεπερασμένης συνάρτησης παραθύρου ή ενός FIR φίλτρου.

Ο ΔΜΦ μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας έναν αλγόριθμο γρήγορου μετασχηματισμού Φουριέ, ο οποίος των καθιστά ένα πρακτικό και σημαντικό μετασχηματισμό στους υπολογιστές.

2.5.6 Ερμηνεία από πλευράς χρόνου και συχνότητας

Στην επεξεργασία σήματος ο μετασχηματισμός Φουριέ 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. Πρόκειται για μία αποσύνθεση της συνάρτησης σε ημιτονοειδείς διαφορετικών συχνοτήτων. Στην περίπτωση μιας σειράς Φουριέ ή ενός διακριτού μετασχηματισμού Φουριέ, οι ημιτονοειδείς είναι αρμονικές της θεμελιώδους συχνότητας της συνάρτησης η οποία αναλύεται.

Όταν η συνάρτηση f είναι μία συνάρτηση χρόνου και αναπαριστά ένα φυσικό σήμα, ο μετασχηματισμός έχει μία πρότυπη ερμηνεία όπως το φάσμα συχνοτήτων του σήματος. Το μέγεθος της συνάρτησης F που προκύπτει στην συχνότητα ω αναπαριστά το πλάτος μιας συνιστώσας της συχνότητας της οποίας η αρχική φάση δίνεται από τη φάση της F .

Οι μετασχηματισμοί Φουριέ δεν περιορίζονται σε συναρτήσεις χρόνου και χρονικές συχνότητες. Μπορούν εξίσου να εφαρμοστούν για την ανάλυση χωρικών συχνοτήτων και μάλιστα για σχεδόν κάθε πεδίο μιας συνάρτησης. Αυτό δικαιολογεί τη χρήση τους σε κλάδους τόσο διαφορετικούς όσο η επεξεργασία εικόνας, η θερμική αγωγιμότητα και ο αυτόματος έλεγχος.

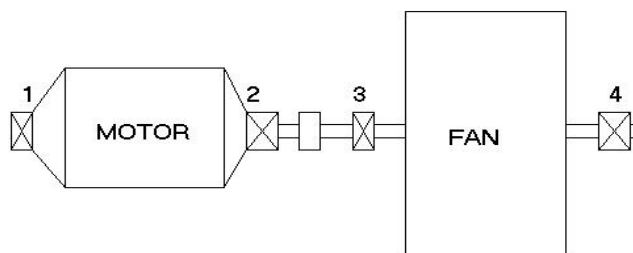
2.6 Case Studies

2.6.1 Πρόβλημα

Θα εξεταστεί τώρα μία περίπτωση μίας εταιρείας και συγκεκριμένα της VSC inc (Machinery diagnostics) κατά την διάρκεια ελέγχου σε ζεύγος ηλεκτρικού κινητήρα – ανεμιστήρα μίας εταιρείας – πελάτη.

Ο πελάτης αναφέρει στην VSC την ύπαρξη υψηλών κραδασμών στον ανεμιστήρα του λέβητα σε έναν υποσταθμό ισχύος της εταιρείας.

Στο σχήμα 2.6 φαίνεται το σύστημα ηλ. Κινητήρα – ανεμιστήρα



Σχήμα 2.6: Σχεδιάγραμμα κινητήρα - ανεμιστήρα

Ο πελάτης αναφέρει ότι τους τελευταίους μήνες έχει διαπιστώσει μία αύξηση στην τιμή των κραδασμών, και ότι έχει αντικαταστήσει τα ρουλεμάν του ανεμιστήρα τον προηγούμενο χρόνο.

2.6.2 Ανάλυση - Αποκατάσταση

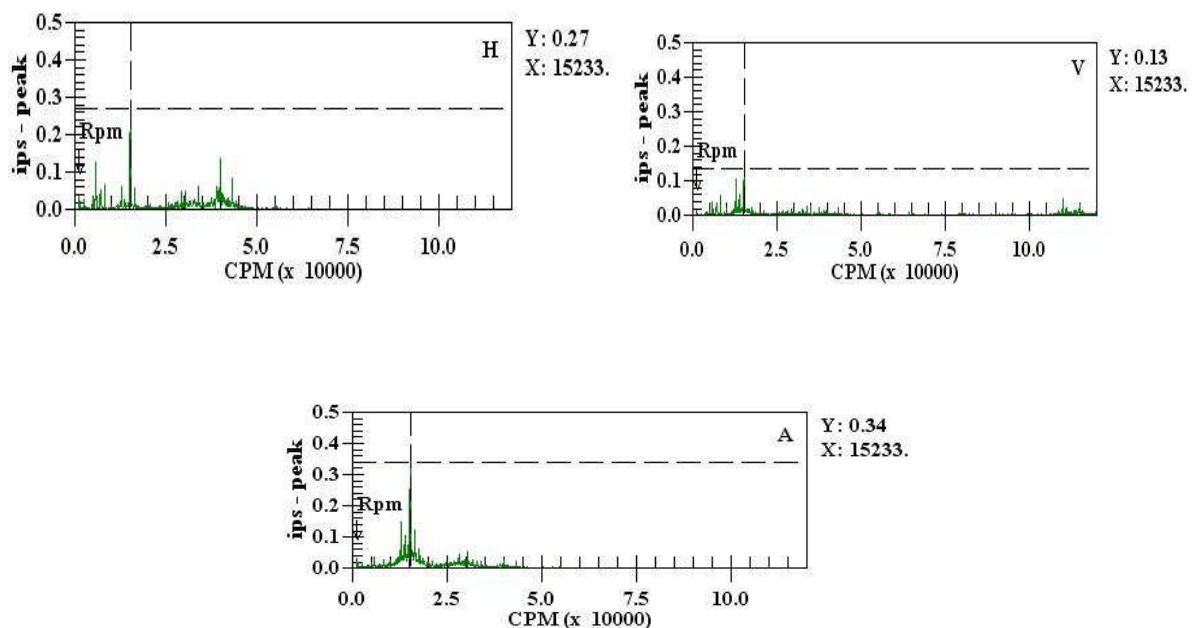
Ο τεχνικός της VLC αφού εκτέλεσε οπτική επιθεώρηση σε όλο το σύστημα καθώς και στην έδραση του δεν διαπίστωσε κάποιο εμφανές πρόβλημα. Δεν υπήρχαν ρωγματώσεις, οι βίδες ήταν σφιχτές, και τα ρουλεμάν δεν ήταν υπεργρασσαρισμένα.

Εν συνεχεία έγινε λήψη μετρήσεων κραδασμών, στα 4 σημεία στήριξης, και ανάλυση τους για να βρεθούν τυχόν συχνότητες οι οποίες παρουσιάζουν πρόβλημα. Από τον έλεγχο διαπιστώθηκε ότι οι κορυφές (peak) των τιμών δεν είναι ακέραια πολλαπλάσια της συχνότητας στροφών του συστήματος.

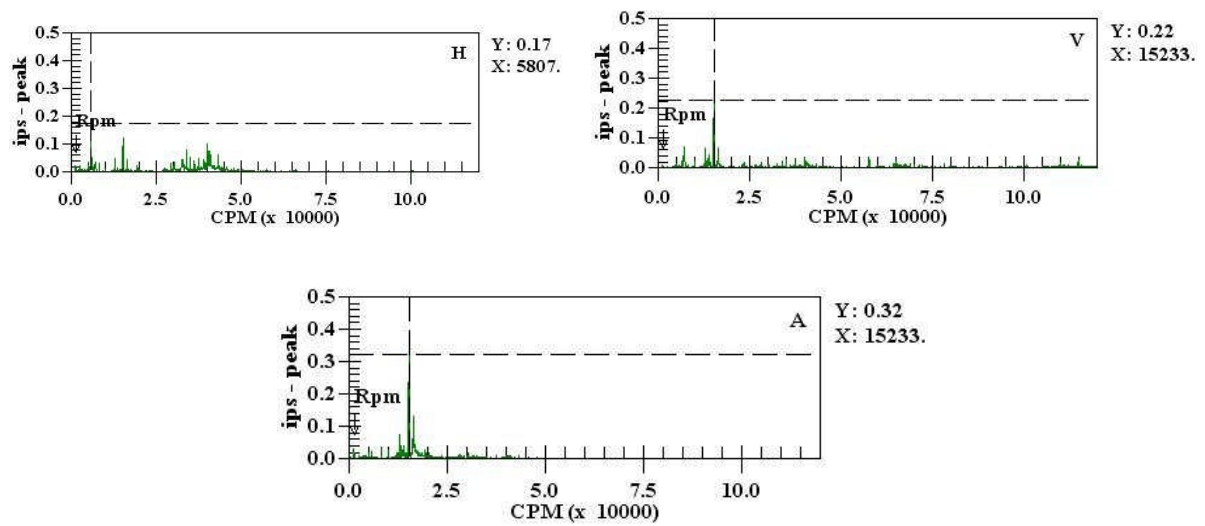
Τα στοιχεία λειτουργίας του συστήματος είναι τα κάτωθι:

- Αριθμός πτερυγίων φτερωτής ανεμιστήρα: 12
- Ιπποδύναμη: 600
- Στροφές: 1200

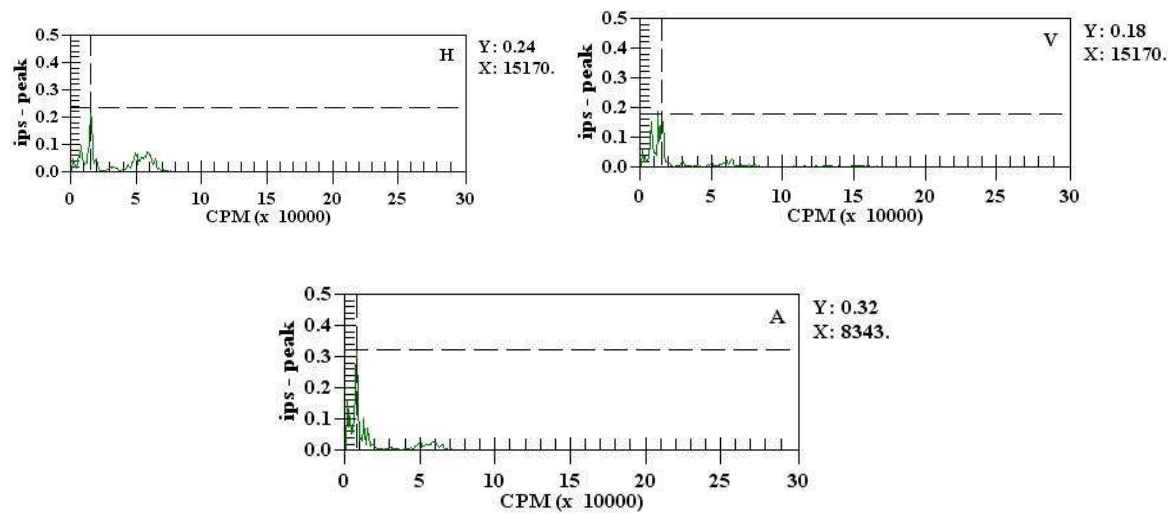
Στα παρακάτω σχήματα 2.7, 2.8, 2.9, 2.10 φαίνονται οι μετρήσεις (στο πεδίο της συχνότητας) στις 3 κατευθύνσεις (H:οριζόντια, V:κάθετη, A:αξονική) στα τέσσερα σημεία μετρήσεων αντίστοιχα:



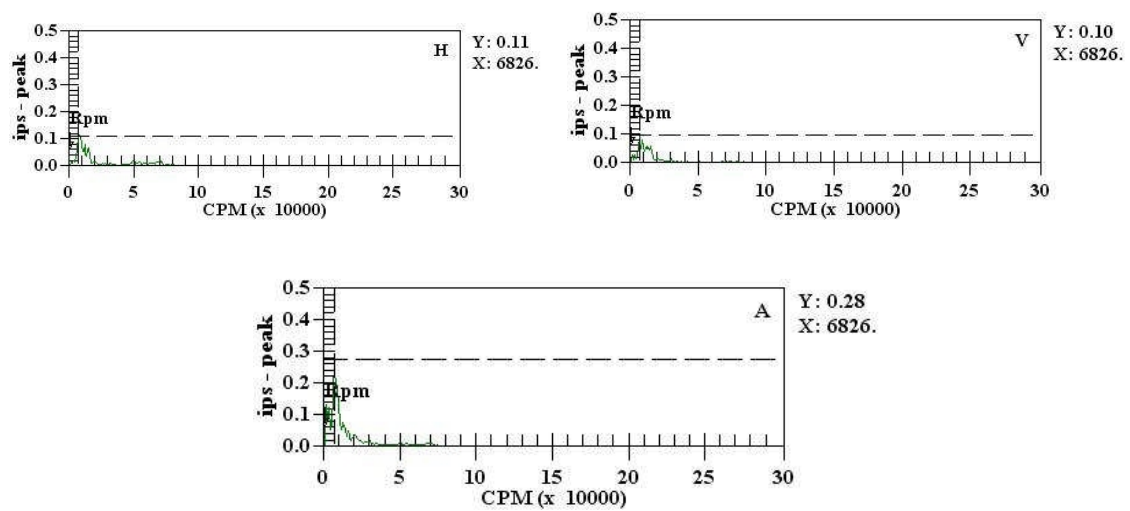
Σχήμα 2.7: Μετρήσεις στην θέση 1



Σχήμα 2.8: Μετρήσεις στην θέση 2



Σχήμα 2.9: Μετρήσεις στην θέση 3



Σχήμα 2.10: Μετρήσεις στην θέση 4

Ο πελάτης δυστυχώς δεν γνώριζε τον τύπο των ρουλεμαν, με αποτέλεσμα να μην είναι γνωστές οι συχνότητες που παρουσιάζουν πρόβλημα τα χρησιμοποιηθέντα ρουλεμαν. Από τα διαγράμματα διαπιστώθηκε ότι η ψηλότερη τιμή είναι στις 15233crpm ή περίπου 12,69 φορές την ονομαστική τιμή στροφών του συστήματος (15233crpm / 1200crpm). Ξεκίνησε ο τεχνικός να αποκλείει περιπτώσεις έτσι αυτή η τιμή δεν οφείλεται σίγουρα στα κάτωθι:

- Στις μπάρες του ρότορα (θα εμφάνιζε κραδασμούς στο 30X – 60X)
- Πρόβλημα στα πτερύγια του ανεμιστήρα (θα εμφάνιζε στο 12X)
- Απουσία ζυγοστάθμισης (θα εμφάνιζε στο 1X)
- Απευθυγράμμιση (θα εμφάνιζε στο 1X & στο 2X)
- Χαλάρωση μηχανήματος ή και στήριξης (θα εμφάνιζε 0.5X – 1,5X – 2,5X κ.λ.π).

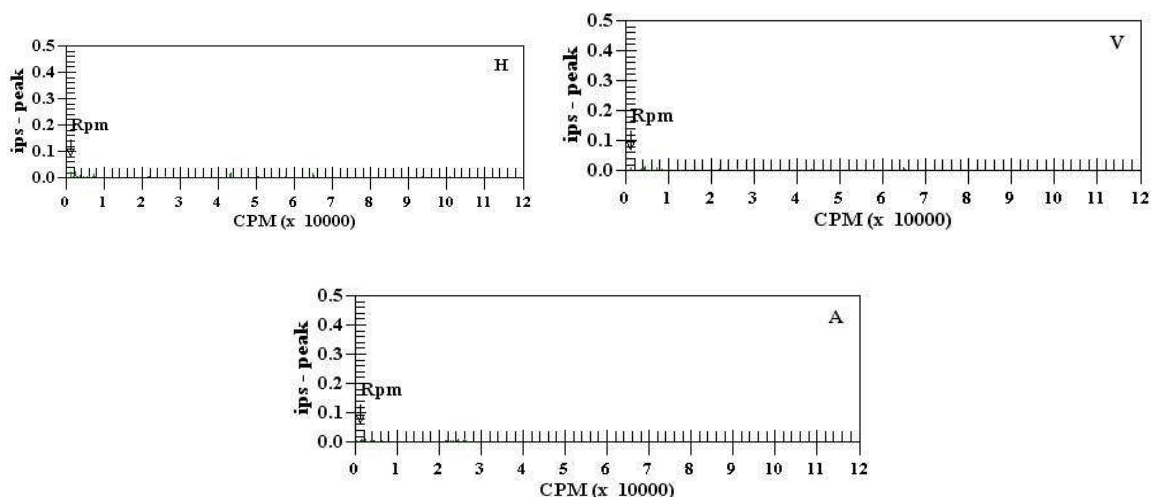
Ο τεχνικός της VSC έκανε έλεγχο για την συχνότητα συντονισμού όπου διαπίστωσε ότι οι υψηλοί κραδασμοί δεν οφείλονται σε συντονισμό.

Λαμβάνοντας υπόψη ότι η συχνότητα 12,69X αποτελεί συχνότητα, που παρουσιάζουν πρόβλημα πολλά ρουλεμάν και δεδομένου ότι έχουν αποκλειστεί οι έτερες περιπτώσεις, ο τεχνικός καταλήγει ότι το πρόβλημα οφείλεται σε βεβλαμένο ρουλεμάν.

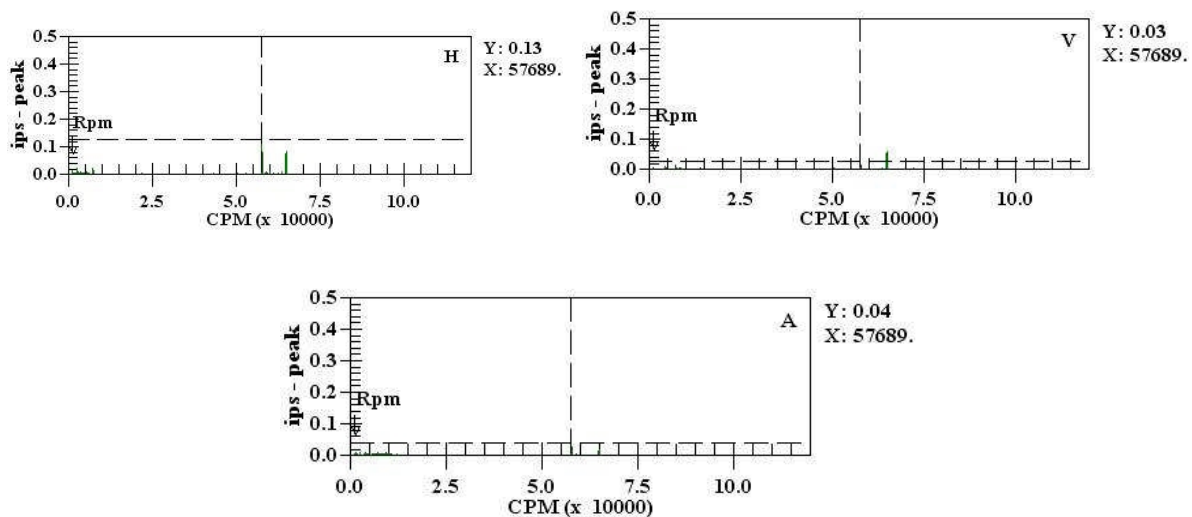
Συστήνει λοιπόν στον πελάτη την αντικατάσταση των ρουλεμάν του κινητήρα.

Μόλις λοιπόν ο πελάτης αντικατέστησε τα ρουλεμάν, πάρθηκαν καινούριες μετρήσεις, όπου διαπιστώθηκε ότι η ανάλυση των κραδασμών ήταν σωστή. Η συχνότητα 12,69X ήταν τελικά η προβληματική συχνότητα του ρουλεμάν. Τα επίπεδα των κραδασμών έπεσαν δραστικά και ήταν πλέον εντός ορίων.

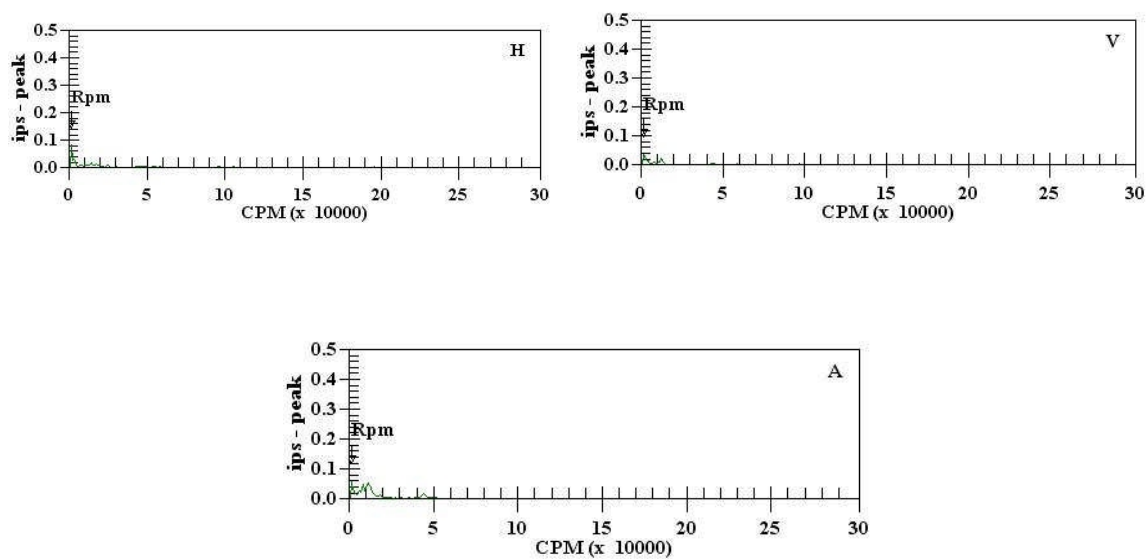
Στα παρακάτω σχήματα 2.11, 2.12, 2.13, 2.14 φαίνονται οι μετρήσεις (στο πεδίο της συχνότητας), στις 3 κατευθύνσεις (H:οριζόντια, V:κάθετη, A:αξονική), στα τέσσερα σημεία μετρήσεων αντίστοιχα, μετά την αντικατάσταση των ρουλεμάν:



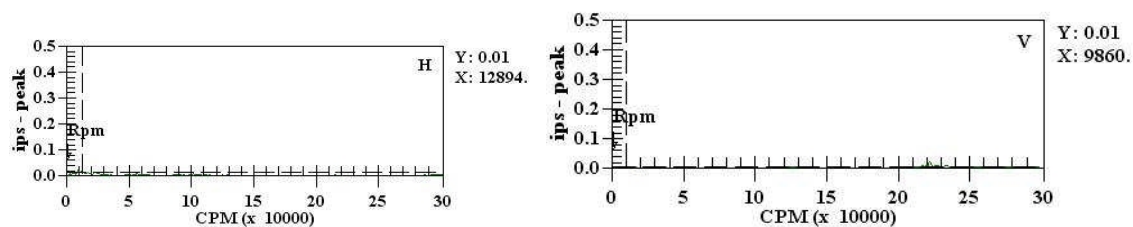
Σχήμα 2.11: Μετρήσεις στην θέση 1

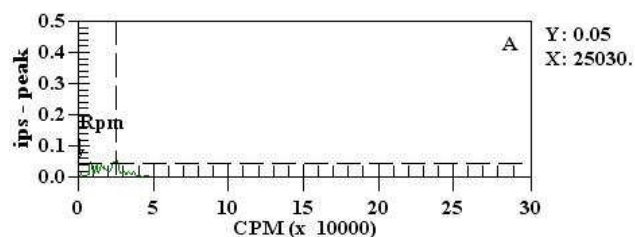


Σχήμα 2.12: Μετρήσεις στην θέση 2



Σχήμα 2.13: Μετρήσεις στην θέση 3





Σχήμα 2.14: Μετρήσεις στην θέση 4

2.6.3 Συμπέρασμα

Οι μετρήσεις προ αντικατάστασης των ρουλεμάν του κινητήρα δείχνουν ότι το σύστημα είχε ένα υπερβολικό δυναμικό φορτίο (όπως απώλεια ζυγοστάθμισης, απευθυγράμμιση) το οποίο θα οδηγούσε στην καταστροφή του ρουλεμάν και κατά επέκταση του συστήματος κινητήρα – ανεμιστήρα.

Ο πελάτης έπρεπε να ελέγξει σε στατική κατάσταση τα εν λόγω ρουλεμάν (μη ορθή τοποθέτηση, μη σωστή λίπανση, διάβρωση λόγω μακροχρόνιας ακινησίας κ.λ.π)

Ενώ οι μετρήσεις στον ανεμιστήρα στη αξονική κατεύθυνση είναι λίγο χαμηλότερες από τις μετρήσεις του κινητήρα ο τεχνικός οδηγήθηκε στην αντικατάσταση των ρουλεμάν του κινητήρα για τους κάτωθι λόγους:

- Οι κραδασμοί στον κινητήρα ήταν υψηλότεροι
- Τα ρουλεμάν του ανεμιστήρα είχαν αντικατασταθεί πιο πρόσφατα και πιθανότατα θα ήταν σε πολύ καλύτερη κατάσταση από αυτά του κινητήρα.

3. Καθορισμός ορίων κραδασμών

3.1 Γενικά

Υπάρχουν διάφοροι τρόποι για τον καθορισμό των ορίων των κραδασμών ενός περιστροφικού μηχανήματος όπως για παράδειγμα μιας αντλίας. Οι ευρύτερα χρησιμοποιούμενοι τρόποι είναι οι ακόλουθοι:

- Χρήση ορίων από διεθνή standards όπως ISO, ANSI, API
- Όρια από κατασκευαστή (σπάνια τα συναντάμε)
- Ποσοστιαίες μεταβολές μέσης τιμής καταγραφών (πχ. 50% ή 100% μέσης τιμής)
- Trends
- Narrow band alarms
- Στατιστικά όρια κραδασμών ανά σημείο (αναλύεται στην παρούσα εργασία)

3.2 Βασικές γνώσεις

Για να εφαρμοστεί η στατιστική μέθοδος καθορισμού ορίων κραδασμών ενός περιστροφικού μηχανήματος, που θεωρείται η πλέον αξιόπιστη, απαιτούνται από τον αναλυτή οι θεωρητικές γνώσεις των ακόλουθων εννοιών (δεν αναλύονται στο παρόν κείμενο):

- Δείγμα μετρήσεων (population)
- Μέση τιμή δείγματος (average value)
- Σταθερή απόκλιση δείγματος (Standard Deviation)
- Δείκτης διακύμανσης (coefficient of variation)
- Κανονική κατανομή (normal distribution)

3.3 Διεθνή Standards

Στα παρακάτω σχήματα 3.1, 3.2 παρουσιάζονται μερικά από τα ευρέως χρησιμοποιούμενα διεθνή standards στον καθορισμό ορίων κραδασμών:

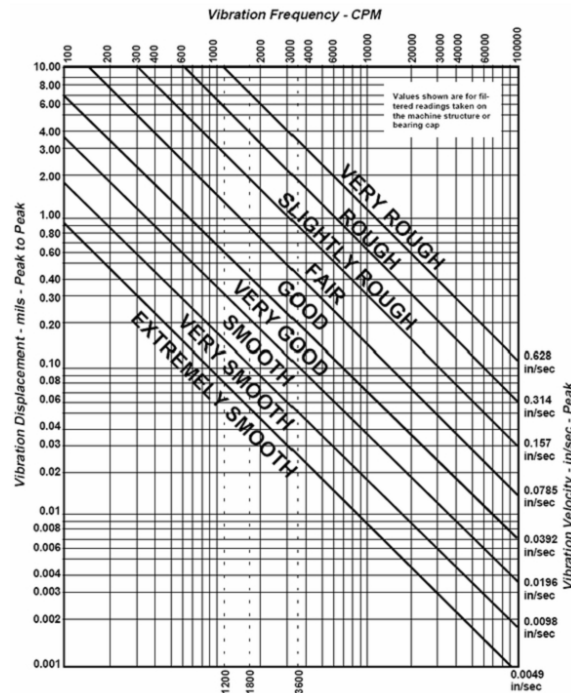
Vibration Velocity		Group 4 Integrated Driver		Group 3 Integrated Driver		Group 2 Motors 160 mm ≤ H < 315 mm		Group 1 Motors H ≤ 315 mm	
		pumps > 15 kW radial, axial mixed flow				medium sized machines 15 kW < P ≤ 300 kW		large machines 300 kW < P ≤ 50 mW	
mm/s rms	inch/s rms	Rigid	Flexible	Rigid	Flexible	Rigid	Flexible	Rigid	Flexible
18	0.71				D				
11	0.43				C				
7.1	0.28								
4.5	0.18				B				
3.5	0.14								
2.8	0.11								
2.3	0.09								
1.4	0.06				A				
0.71	0.03								

VIBRATION SEVERITY PER ISO 10816-1					
Machine		Class I	Class II	Class III	Class IV
in/s	mm/s	Small Machines	Medium Machines	Large Rigid Foundation	Large Soft Foundation
0.01	0.28				
0.02	0.45				
0.03	0.71			GOOD	
0.04	1.12				
0.07	1.80				
0.11	2.80		SATISFACTORY		
0.18	4.50				
0.28	7.10		UNSATISFACTORY		
0.44	11.20				
0.70	18.00				
1.10	28.00		UNACCEPTABLE		
1.77	45.90				

Σχήμα 3.1: Όρια κραδασμών κατά ISO 10816

- Class 1: μηχανήματα πχ κινητήρες, με ισχύ <15 KW
- Class 2: Μεσαίου μεγέθους μηχανήματα με ισχύ μεταξύ 15 KW-75 KW

- Class 3: Μεγάλα μηχανήματα με ισχύ >75 KW τοποθετημένα σε σταθερή βάση (rigid foundation)
- Class 4: Μεγάλα μηχανήματα με ισχύ >75 KW τοποθετημένα σε αντικραδασμική βάση (flexible structures)



Σχήμα 3.2: Όρια κραδασμών κατά ENTEC IRD

Μια άλλη μέθοδος που χρησιμοποιείται ευρέως είναι ο καθορισμός alarm level ως το 50% ή 100% αύξηση της μέσης τιμής του μεγέθους overall vibration.

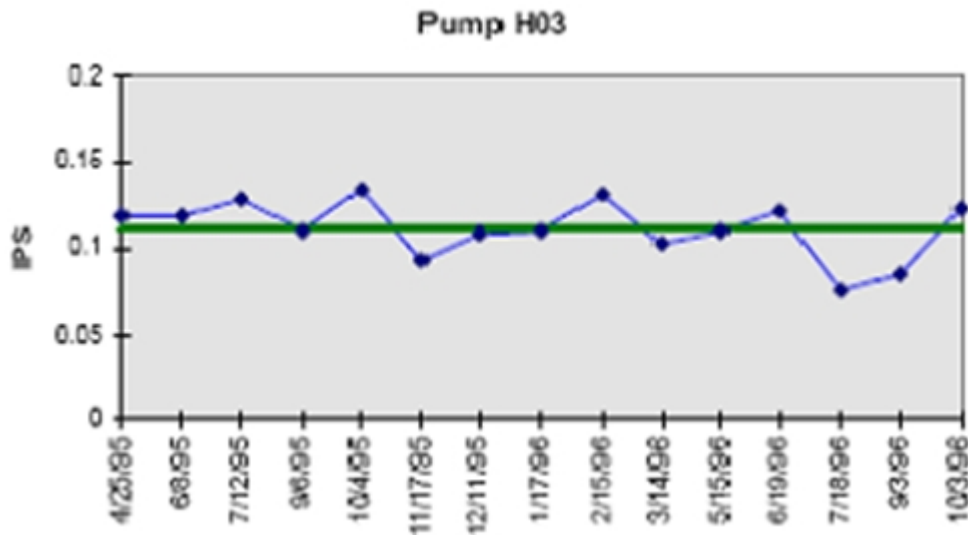
Ο λόγος που η στατιστική μέθοδος δεν χρησιμοποιείται συχνά είναι λόγω δυσκολίας στην εφαρμογή των μαθηματικών που απαιτεί.

Τέλος υπάρχει και η μέθοδος γνωστή ως proven method που έχει αναπτυχθεί από το Technical Associates of Charlotte και συνοδεύει συχνά το λογισμικό ορισμένων συσκευών μέτρησης κραδασμών και στηρίζεται σε στατιστικό μοντέλο μεγάλου δείγματος περιστροφικών μηχανημάτων.

3.4 Στατιστική μέθοδος

Αποτελεί την πλέον αξιόπιστη μέθοδο καθορισμού ορίων κραδασμών ενός μηχανήματος, καθώς σε πολλές των περιπτώσεων τα όρια των διεθνών standards δεν καλύπτουν τις ιδιαιτερότητες των μηχανημάτων.

Στο παρακάτω σχήμα 3.3 υπάρχει το δείγμα 15 μετρήσεων περιόδου 1 ½ έτους σε ένα σημείο μιας αντλίας. Με πράσινο χρώμα είναι η μέση τιμή και οι μετρήσεις που αποτελούν το δείγμα είναι με μπλε.



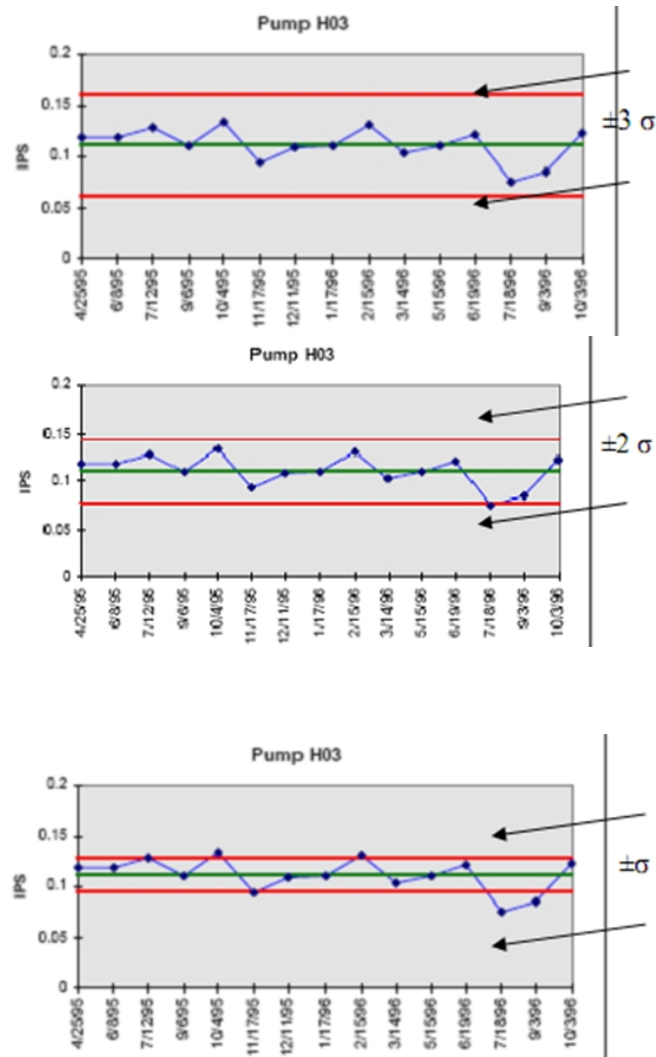
Σχήμα 3.3: Διάγραμμα μετρήσεων κραδασμών

Η μέση τιμή είναι 0,1108 IPS και η σταθερή απόκλιση είναι 0,0163 IPS. Αυτό μας δίνει δείκτη διακύμανσης 0,1471. Καθόσον η τιμή του δείκτη διακύμανσης είναι μικρότερη του 0,33 θεωρούμε ότι η ποιότητα του δείγματος είναι ικανοποιητική. Ποιο όμως είναι το όριο (alarm) των κραδασμών που πρέπει να τεθεί για το μηχάνημα αυτό;

Πριν καθοριστεί το όριο πρέπει να ελεγχθεί αν το δείγμα μας πληροί ορισμένες ακόμη απαιτήσεις αξιοπιστίας. Αυτές οι απαιτήσεις έχουν καθοριστεί από τη θεωρία δειγμάτων της στατιστικής το 1956 από την εταιρεία Western Electric Quality Control. Βασικοί κανόνες που ελέγχονται αν πληρούνται από το δείγμα είναι οι ακόλουθοι:

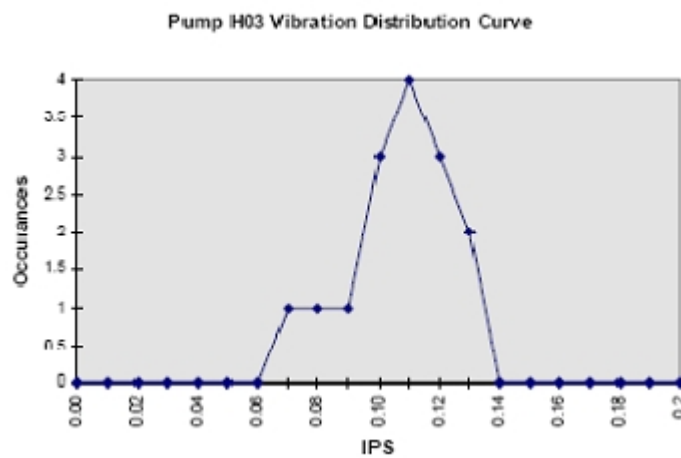
- Τα περισσότερα σημεία να είναι κοντά στη μέση τιμή
- Μόνο ένα σημείο του δείγματος μπορεί να είναι εκτός της περιοχής ($\pm 3 \sigma$)
- Να μην υπάρχουν πουθενά 2 εκ των 3 συνεχόμενων μετρήσεων του δείγματος που είναι εκτός της περιοχής ($\pm 2 \sigma$).
- Να μην υπάρχουν πουθενά 4 εκ των 5 συνεχόμενων μετρήσεων του δείγματος που είναι εκτός της περιοχής ($\pm 1 \sigma$).
- Να μην υπάρχουν πουθενά στο δείγμα 8 και άνω διαδοχικές μετρήσεις που να βρίσκονται από την ίδια πλευρά εκατέρωθεν (άνω ή κάτω) της μέσης τιμής.
- Να μην υπάρχει πουθενά συγκεκριμένη τάση του δείγματος (πχ freaks, sudden shifts, gradual changes in level, cycles, trends)

Όταν πληρούνται οι κανόνες αυτοί (όπως παρουσιάζεται στο παρακάτω [σχήμα 3.4](#)), τότε μπορούν να καθοριστούν όρια κραδασμών, που στην προκειμένη περίπτωση είναι UCL 0,1597 και LCL 0,0619.



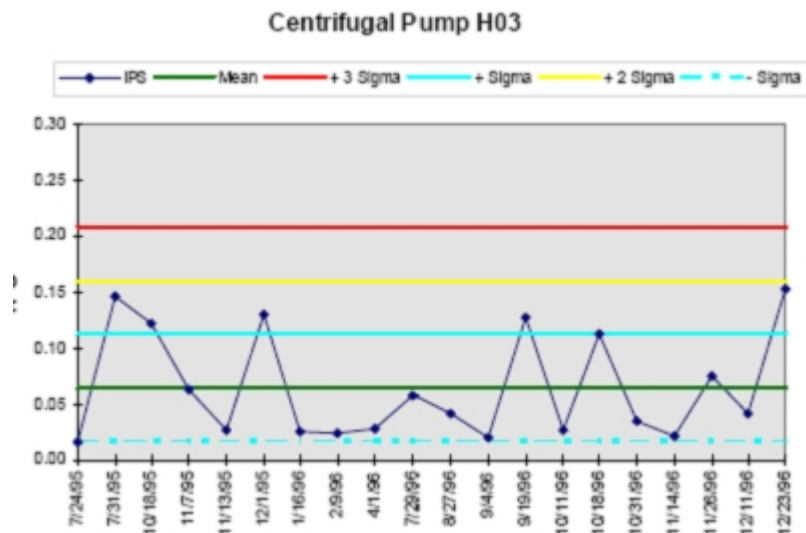
Σχήμα 3.4: Κατανομή μετρήσεων

Αυτό που παρατηρείται στο σχήμα 3.5 είναι ότι η κατανομή των μετρήσεων είναι κανονική κατανομή. Στην περίπτωση που αυτή δεν υπάρχει δεν μπορεί να τεθεί στατιστικό όριο κραδασμών (όπως συμβαίνει στο παρακάτω παράδειγμα).



Σχήμα 3.5: Κατανομή μετρήσεων

Θεωρώντας τώρα την ίδια αντλία με μέτρηση στο ίδιο σημείο με άλλο δείγμα μετρήσεων όπως αυτό εμφανίζεται στο σχήμα 3.6.



Σχήμα 3.6: Δείγμα μετρήσεων

Η μέση τιμή του δείγματος είναι 0,0651 IPS και η σταθερή απόκλιση είναι 0,04787 IPS, με αποτέλεσμα ο δείκτης διακύμανσης να είναι 0,735. Ο δείκτης διακύμανσης είναι μεγαλύτερος από την τιμή του θεωρητικά ικανοποιητικού δείγματος (0,33). Εντούτοις περνάει το δείγμα από όλους του επιπλέον ελέγχους. Μπορεί στην περίπτωση αυτή να τεθεί όριο κραδασμών;

Χρησιμοποιώντας το ISO για την περίπτωσή αυτή, σε μια αντλία class 2 το όριο της είναι 0,18 IPS δηλ 300% μεγαλύτερο από τη μέση τιμή του δείγματος. Αυτό το όριο εκτιμάται ότι είναι υπερβολικά ριψοκίνδυνο και να μην υπάρχει έγκαιρη πρόβλεψη βλάβης.

Στην περίπτωση του ορίου της ENTEK δηλ 0,157 IPS παρατηρείται πως υπάρχει 250% μεγαλύτερη τιμή ορίου από τη μέση τιμή και θεωρείται ξανά αρκετά μεγάλη.

Ακόμη και η χρήση του πρακτικού κανόνα αύξησης 100% της μέσης τιμής ως όριο έχει ως αποτέλεσμα το 60% των μετρήσεων να είναι εκτός ορίου και κατά συνέπεια δεν είναι ασφαλής να χρησιμοποιηθεί ούτε αυτή η μέθοδος για να τεθούν όρια κραδασμών.

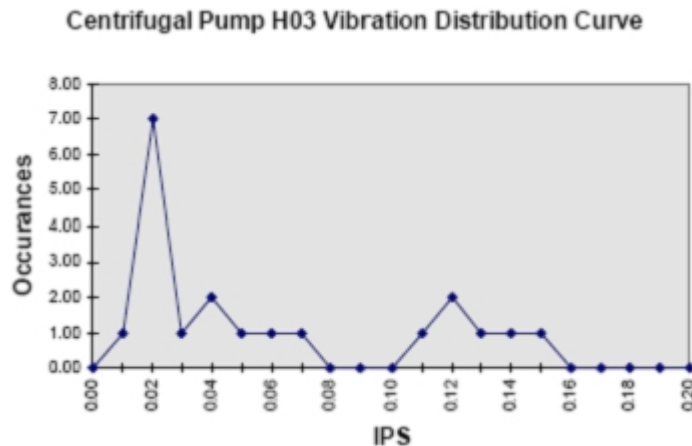
Στην προσπάθεια να βρεθεί στατιστικό όριο κραδασμών, υπάρχουν οι εξής καταστάσεις:

- Αν τεθεί όριο ($\pm 3 \sigma$) άνω της μέσης τιμής, δηλ όριο 0,2087 IPS, (300% άνω της μέσης τιμής), που είναι μη αποδεκτό.
- Αν τεθεί όριο ($\pm 2 \sigma$) άνω της μέσης τιμής, δηλ όριο 0,1608 IPS, (250% άνω της μέσης τιμής), που είναι μη αποδεκτό.
- Αν τεθεί όριο ($\pm 1 \sigma$) άνω της μέσης τιμής, δηλ όριο 0,113 IPS, παρατηρείται το 30% των περιπτώσεων μέτρησης να είναι εκτός ορίων, και συνεπώς δεν μπορεί να χαρακτηριστεί ως αξιόπιστο όριο.

Στην συγκεκριμένη περίπτωση δεν δύναται να τεθεί ένα όριο στην. Ο λόγος όμως αυτός πρέπει να τεκμηριώνεται επαρκώς.

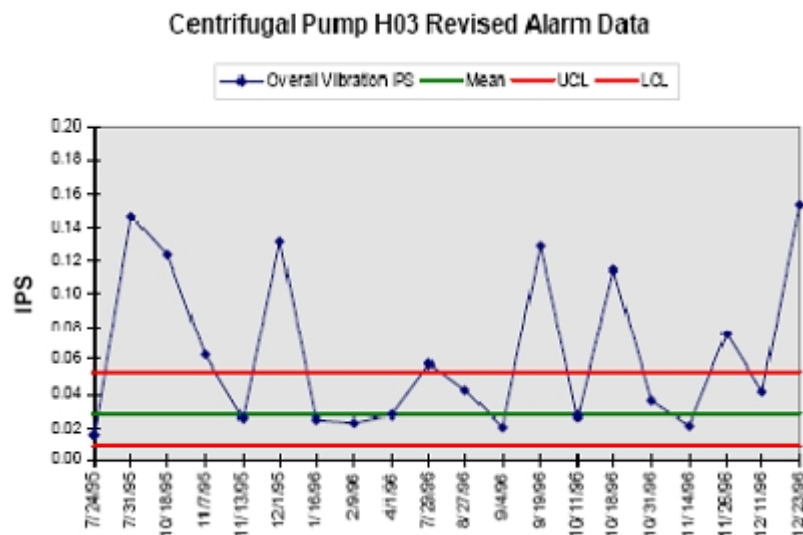
Παρατηρώντας την κατανομή του δείγματος που φαίνεται στο σχήμα 3.7 παρατηρείται ότι δεν παρουσιάζει καμία σχέση με κανονική κατανομή. Ο λόγος είναι γιατί ο δείκτης διακύμανσης είναι μεγαλύτερος του 0,33. Συνεπώς σε περίπτωση που ο δείκτης διακύμανσης είναι εκτός

ορίου δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί η στατιστική μέθοδος για τον καθορισμό ασφαλούς ορίου κραδασμών.



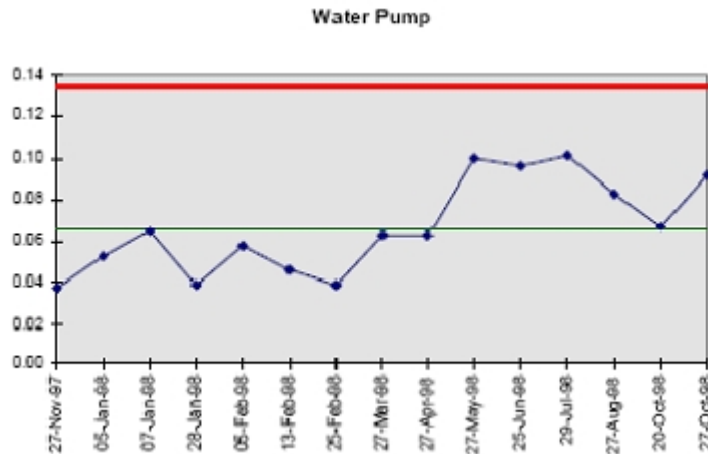
Σχήμα 3.7: Κατανομή δείγματος

Θεωρώντας ξανά την ίδια αντλία με δείγμα μετρήσεων 1 ½ έτους αυτό που παρουσιάζεται στο σχήμα 3.8 Στο σχήμα παρουσιάζονται και τα όρια κραδασμών. Οι μετρήσεις που είναι πολύ εκτός των ορίων ονομάζονται “freaks”. Η αιτία που μπορούν να προκαλέσουν τέτοιου είδους μετρήσεις στην περίπτωση που δεν υπάρχει βλάβη στο μηχάνημα μπορεί να είναι η μεταβολή φορτίου ή ταχύτητας του μηχανήματος. Μερικές ακόμη φορές μπορεί να οφείλεται σε αλλαγή του τρόπου μέτρησης (για το λόγο αυτό πριν την εκτέλεση μέτρησης πρέπει να υπάρχει μια λίστα με τα όρια του κάθε μηχανήματος και κατά τη διάρκεια της μέτρησης αν βγει τιμή αρκετά διαφοροποιημένη πρέπει να εκτελεστεί ξανά η μέτρηση). Τα αίτια των “freaks” πρέπει να είναι προσωρινά και να μην επαναλαμβάνονται συνεχώς. Απαιτείται από τον αναλυτή να διερευνήσει την αιτία και να προτείνει τις αναγκαίες ενέργειες για τη μείωση αυτών.



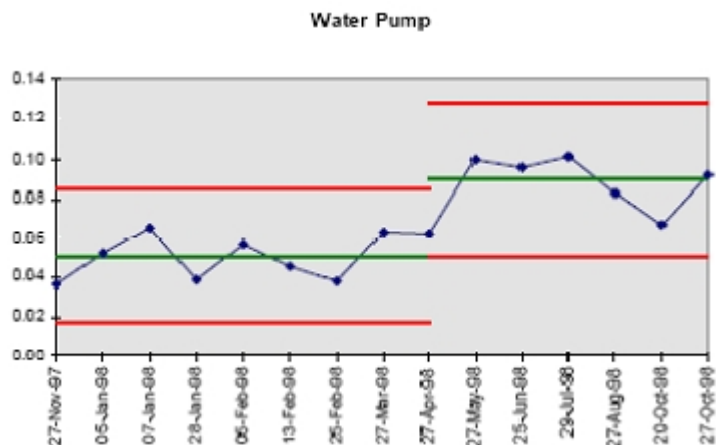
Σχήμα 3.8: Δείγμα μετρήσεων

Άλλη μια περίπτωση είναι αυτή της απότομης αλλαγής επιπέδου κραδασμών (sudden shift in level). Στο σχήμα 3.9 παρουσιάζεται ένα τέτοιο παράδειγμα. Η μέση τιμή του δείγματος είναι 0,0665IPS και το όριο στα ($\pm 3 \sigma$) άνω της μέσης τιμής είναι 0,1349 IPS. Ο δείκτης διακύμανσης είναι 0,3422 ~0,33. Ποια πρέπει να είναι τα όρια στην περίπτωση αυτή;



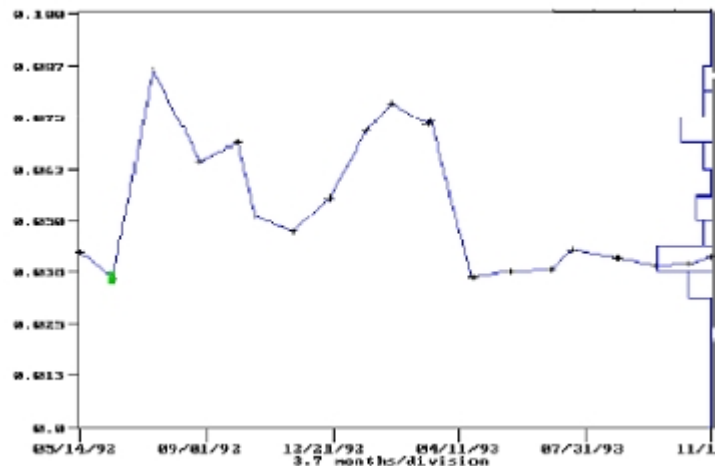
Σχήμα 3.9: Απότομη αλλαγή επιπέδου κραδασμών

Αυτό που παρατηρείται είναι ότι η αύξηση ξεκίνησε το Μάρτιο 98, αλλά αυτό δεν μπορεί να ήταν προφανές στον αναλυτή πριν το Μάιο 98. Στο [σχήμα 3.10](#) έχει διαχωριστεί το δείγμα σε δύο επίπεδα με διαφορετικές μέσες τιμές και διαφορετικά όρια. Υπάρχει δηλ η πιθανότητα με τον καιρό να υπάρχει αλλαγή της συμπεριφοράς του μηχανήματος χωρίς να εμφανίζει κάποιο πρόβλημα. Στην περίπτωση αυτή πρέπει να δημιουργηθούν περιοχές με διαφορετικά όρια και να υπάρχει πολύ προσεκτική παρακολούθηση για τυχόν μεταβολές στη λειτουργία αυτού. Αυτή η αλλαγή ορίων πρέπει να γίνεται με μεγάλη προσοχή και όχι σε πολύ μικρά χρονικά διαστήματα.



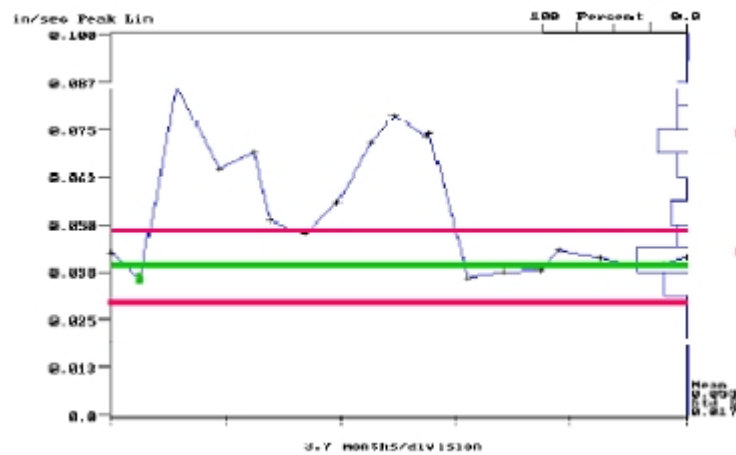
Σχήμα 3.10: Διαχωρισμός δείγματος

Το επόμενο παράδειγμα αφορά έναν μειωτήρα ισχύος 10000 hp με δείγμα μετρήσεων αυτό που φαίνεται στο [σχήμα 3.11](#). Συμφώνως ISO το όριο των κραδασμών για το ανωτέρω μηχανήμα είναι 0,18 IPS και συμφώνως του ENTEK 0,157 IPS. Κανένα όμως από τα ανωτέρω standards δεν μπορούν να εντοπίσουν το πρόβλημα που παρουσιάζεται στον μειωτήρα. Από το σημείο 3 έως το σημείο 13 παρατηρείται μεγάλη αύξηση (άνω του 100%) των κραδασμών. Παρατηρώντας την κατανομή κάποιος μπορεί να δει ότι δεν παρουσιάζει τη μορφή κανονικής κατανομής. Υπάρχουν δύο ομάδες τιμών. Το ένα γκρουπ είναι αυτό που όλα λειτουργούν κανονικά στο μειωτήρα και το δεύτερο (μεταξύ των σημείων 3-13) είναι σε κατάσταση παρουσίας βλάβης σε ρουλεμάν του μειωτήρα. Μετά το σημείο 13, έχει γίνει αποκατάσταση βλάβης και ο μειωτήρας έχει επανέλθει σε κανονικά επίπεδα λειτουργίας.



Σχήμα 3.11: Δείγμα μετρήσεων σε μειωτήρα

Απομονώνοντας τις τιμές μεταξύ των σημείων 3 και 13 μπορούν να καθοριστούν τα όρια των κραδασμών, με τη στατιστική μέθοδο όπως αυτό φαίνεται στο σχήμα 3.12.



Σχήμα 3.12: Όρια στον μειωτήρα

Γενικά κατά την χρήση της στατιστικής μεθόδου για τον καθορισμό των ορίων πρέπει να ληφθούν υπόψη τα ακόλουθα:

- Το δείγμα μετρήσεων να λαμβάνεται από το μηχάνημα όταν γι' αυτό δεν υπάρχει υποψία προβλήματος
- Το δείγμα να περνάει τα τεστ ελέγχων
- Το δείγμα να μην παρουσιάζει τάση (trends)
- Η κατανομή του δείγματος να είναι κανονική
- Ο δείκτης διακύμανσης να μην είναι μεγαλύτερος της τιμής 0,33.

4. Ανάλυση κραδασμών

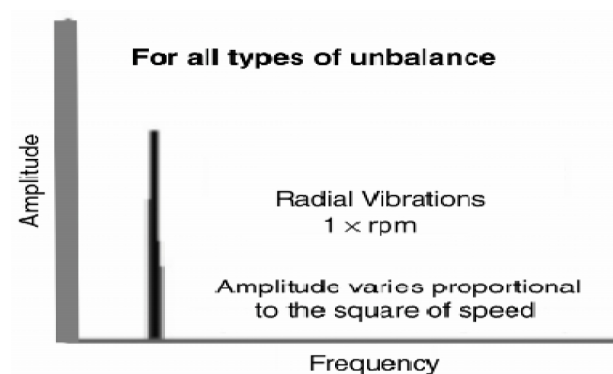
Σε αυτό το κεφάλαιο θα γίνει μια μικρή αναφορά σε περιπτώσεις κραδασμών, και πως αναμένεται το φάσμα των συχνοτήτων. Επίσης θα γίνεται και επεξήγηση, για το πώς θα

μπορεί να διαχωριστούν οι περιπτώσεις μεταξύ τους, οι οποίες παρουσιάζουν παρόμοια εικόνα στο φάσμα τους.

4.1 Απουσία ζυγοστάθμισης (Unbalance)

4.1.1 Στατική (Static unbalance)

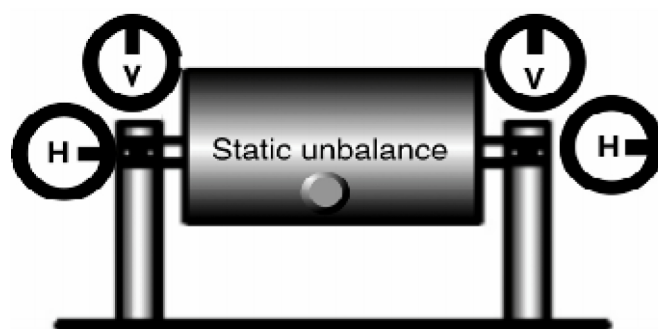
Στην περίπτωση προβλήματος ζυγοστάθμισης (unbalance), το peak παρατηρείται στην 1^η αρμονική στις ακτινικές ρυθμίσεις όπως φαίνεται στο σχήμα 4.1



Σχήμα 4.1 : Απουσία ζυγοστάθμισης

Όταν ο αισθητήρας μετακινηθεί από τη θέση κάθετα σε θέση οριζόντια, παρατηρείται μετακίνηση φάσης 90°.

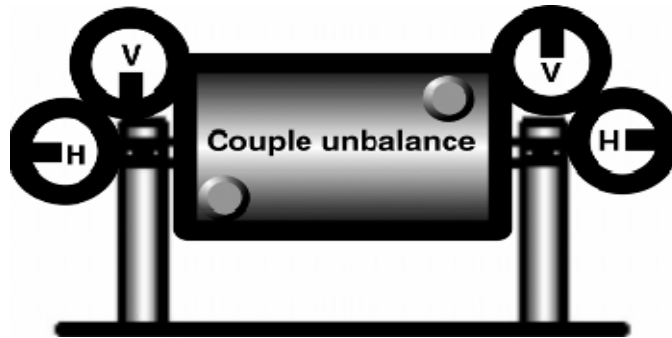
Το πρόβλημα Static imbalance προκαλεί στο 1X rpm δυνάμεις επί των δύο ρουλεμάν του στρόφαια και οι δυνάμεις αυτές είναι πάντα προς την ίδια κατεύθυνση. Οι κραδασμοί στα σημεία των ρουλεμάν είναι στην περίπτωση αυτή συμφασικοί όπως φαίνεται στο σχήμα 4.2.



Σχήμα 4.2: Διαφορές φάσεων στην static unbalance

4.1.2 Δυναμική (Couple unbalance)

Το φάσμα παρουσιάζει εικόνα όμοια με την περίπτωση που έχω static unbalance (σχήμα 4.1). Και στην περίπτωση αυτή παρατηρείται το φαινόμενο, όταν ο αισθητήρας μετακινηθεί από θέση κάθετα σε θέση οριζόντια, μετακίνησης φάσης κατά 90° . Επιπρόσθετα όμως στην περίπτωση αυτή παρουσιάζεται αλλαγή φάσης μεταξύ των δύο άκρων του άξονα κατά τις μετρήσεις ως προς την ίδια κατεύθυνση (σχήμα 4.3).



Σχήμα 4.3: Διαφορές φάσεων στην couple unbalance

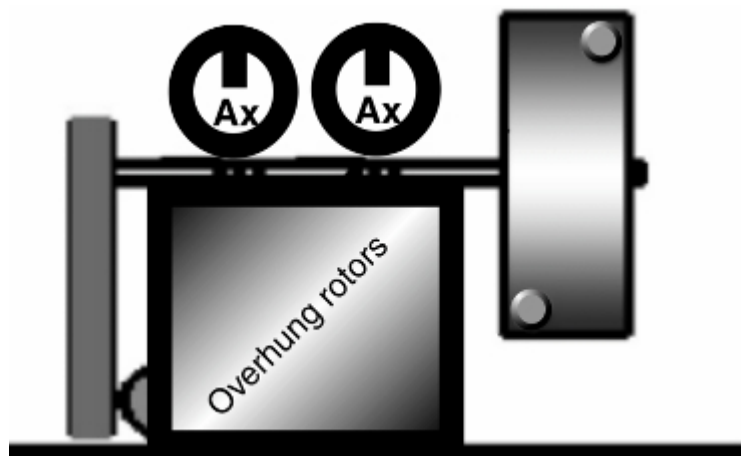
4.1.3 Επικρεμασμένος ρότορας (overhung rotors)

Και σε αυτή την περίπτωση αναμένεται η ίδια εικόνα φάσματος με την static unbalance (σχήμα 4.1)

Στην περίπτωση αυτή πιθανόν να υπάρχουν κραδασμοί στην αξονική κατεύθυνση. Οι σχέσεις μεταξύ φάσεων των κραδασμών στα σημεία των ρουλεμάν σε οριζόντια και κάθετη κατεύθυνση δεν είναι σταθερή.

Στην περίπτωση overhung μηχανήματος, παρατηρούνται δονήσεις μεγάλου πλάτους σε αξονικές, οριζόντιες και κάθετες κατευθύνσεις στο 1X rpm.

Στην αξονική κατεύθυνση, ο λόγος που παρατηρείται μεγάλη τιμή αξονικών κραδασμών στο 1X rpm, είναι η δημιουργία (λόγω imbalance) τάσης κάμψης του άξονα επί της φωλιάς του ρουλεμάν στήριξης. και κατά συνέπεια την παρουσία αξονικής μετακίνησης στο σημείο αυτό.



Σχήμα 4.4: Διαφορές φάσεως σε overhung rotor

4.1.4 Μηχανήματα κάθετης στήριξης

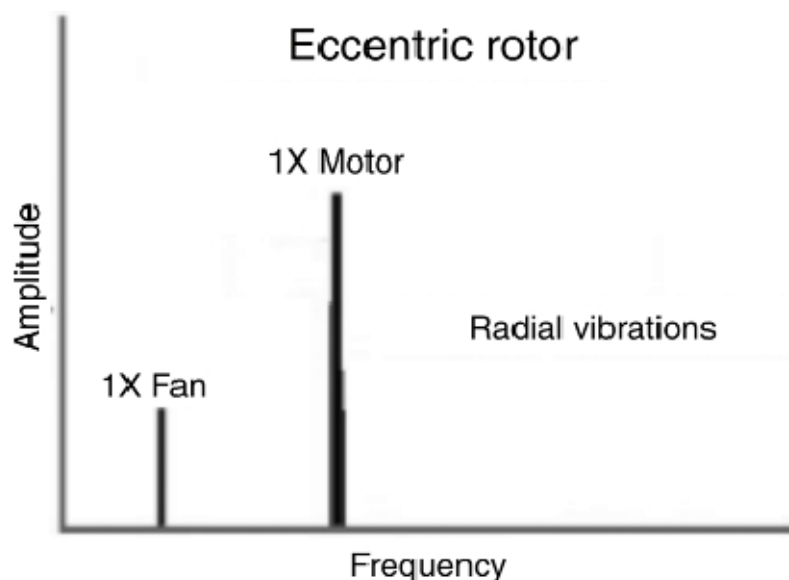
Σε αυτήν την περίπτωση παρουσιάζεται υψηλή τιμή στην 1^η αρμονική κατά την οριζόντια μέτρηση (horizontal).

Για να διαπιστωθεί αν το πρόβλημα ζυγοστάθμισης οφείλεται στον κινητήρα ή στην αντλία, απαιτείται αποσύμπλεξη του coupling και λειτουργία του κινητήρα χωρίς την αντλία. Αν το επίπεδο κραδασμών στο 1X rpm είναι ακόμη μεγάλο τότε το πρόβλημα είναι στον κινητήρα, διαφορετικά οφείλεται στην αντλία.

4.2 Eccentric rotor (Πρόβλημα εκκεντρότητας στροφέα)

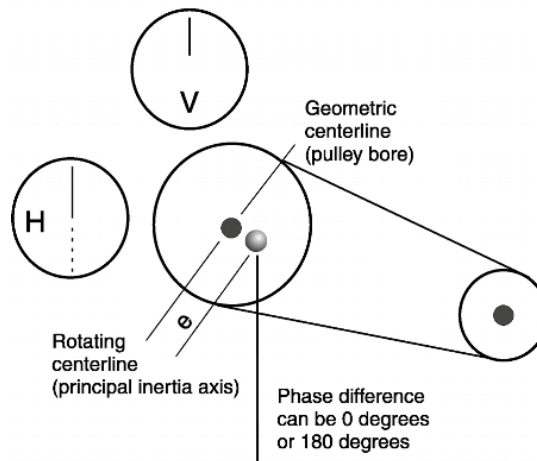
Πρόβλημα εκκεντρότητας του στροφέα εμφανίζεται σε περιπτώσεις που η σύνδεση στρεπτού και στρεφόμενου μέρους γίνεται με ιμάντα. Μάλιστα η μετακίνηση του κέντρου είναι προς το σημείο στο οποίο τραβάει ο ιμάντας όπως φαίνεται στο [σχήμα 4.6](#)

Σε αυτή την περίπτωση το φάσμα έχει την μορφή που φαίνεται στο [σχήμα 4.5](#) σε οριζόντια και κάθετη κατεύθυνση



Σχήμα 4.5: Φάσμα σε πρόβλημα εκκεντρότητας

Στην περίπτωση αυτή, εντοπίζεται διαφορά φάσης 0 ή 180° όταν εκτελούνται μετρήσεις σε οριζόντια και κάθετη κατεύθυνση ([σχήμα 4.6](#))



Σχήμα 4.6: Διαφορά φάσης σε πρόβλημα εκκεντρότητας

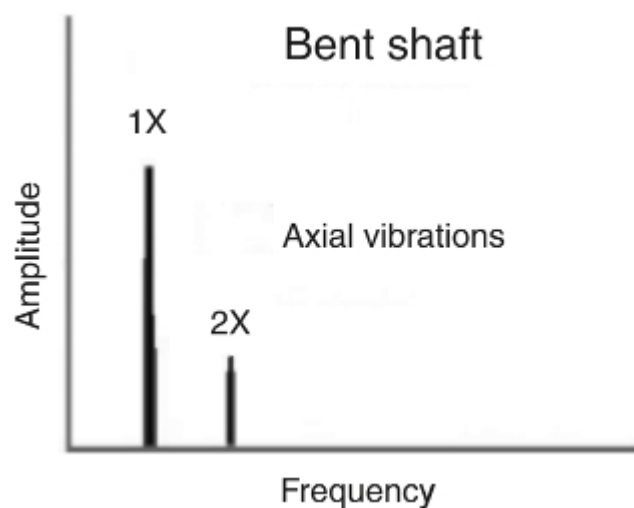
4.3 Κάμψη άξονα (Bent shaft)

Συνήθως σε αυτήν την περίπτωση υφίσταται η παρουσία Ακτινικών (Radial) (οριζόντια ή κάθετα) κραδασμών.

Το πλάτος της 1^{ης} αρμονικής είναι αυτό που επικρατεί στην περίπτωση που η κάμψη είναι πλησίον του κέντρου του άξονα.

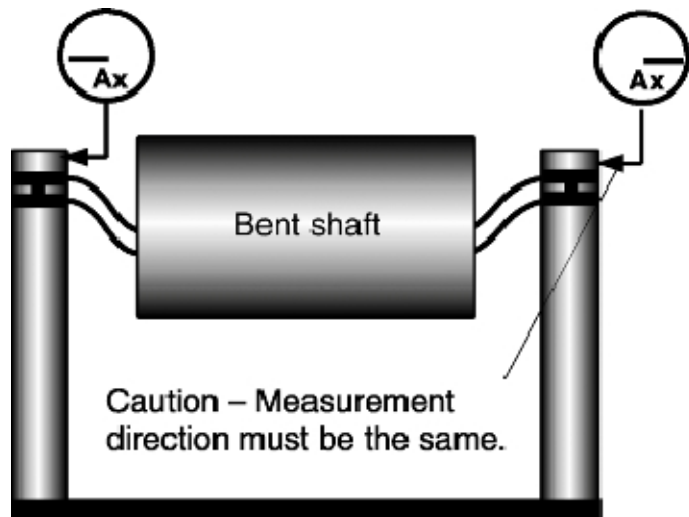
Το πλάτος της 2^{ης} αρμονικής είναι αυτό που επικρατεί στην περίπτωση που η κάμψη είναι στα άκρα του άξονα

Το φάσμα έχει το ακόλουθο σχήμα:



Σχήμα 4.7: Φάσμα σε κάμψη άξονα

Η διαφορά φάσεων σε αξονική αλλά και σε κάθετη ή οριζόντια κατεύθυνση είναι 180°. Η αλλαγή του αισθητήρα από κάθετη σε οριζόντια κατεύθυνση δεν προκαλεί αλλαγή φάσης (σχήμα 4.8)

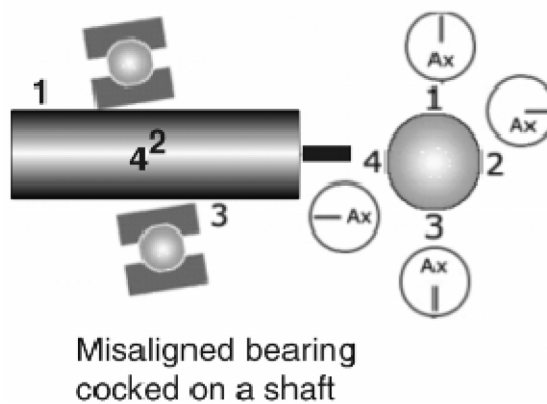


Σχήμα 4.8: Διαφορά φάσης σε κάμψη άξονα

4.4 Πρόβλημα τοποθέτησης ρουλεμάν (Misaligned bearing cocked on shaft)

Στην περίπτωση αυτή το φάσμα στην αξονική κατεύθυνση μέτρησης παρουσιάζει υψηλες τιμές στην 1^η, 2^η, και 3^η αρμονική

Επίσης παρατηρείται διαφορά φάσης 180° κατά τη μέτρηση του πάνω σημείου του ρουλεμάν επί της φωλιάς με το κάτω ή του αριστερού με το δεξιό σημείο (σχήμα 4.9).

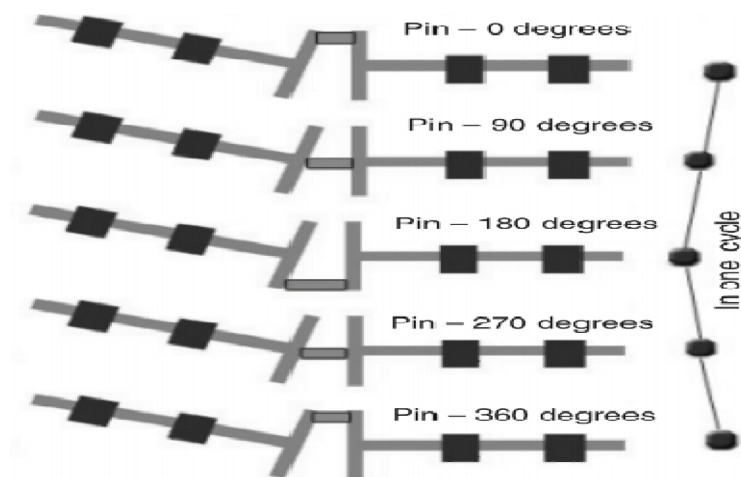


Σχήμα 4.9: Διαφορές φάσης σε ρουλεμάν

4.5 Απουσία ευθυγράμμισης (Misalignment)

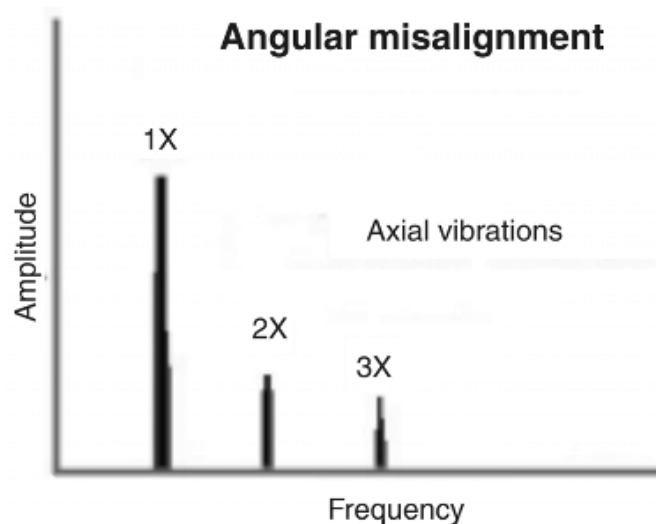
4.5.1 Γωνιακή (Angular misalignment)

Σε περίπτωση που γωνιακής απευθυγράμμισης, η κίνηση του άξονα κατά τη διάρκεια μιας πλήρους περιστροφής, είναι αυτή που παρουσιάζεται στο σχήμα 4.10.



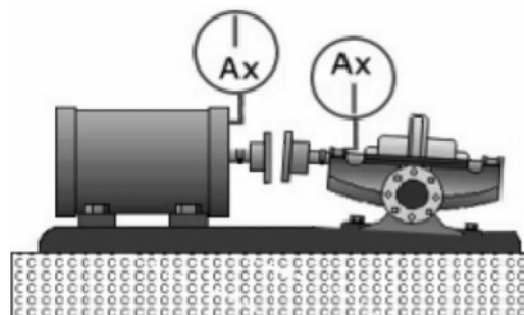
Σχήμα 4.10: Γωνιακή απευθυγράμμιση

Το φάσμα παρουσιάζει συνήθως την ακόλουθη εικόνα σε αξονική κατεύθυνση (σχήμα 4.11):



Σχήμα 4.11: Φάσμα γωνιακής απευθυγράμμισης

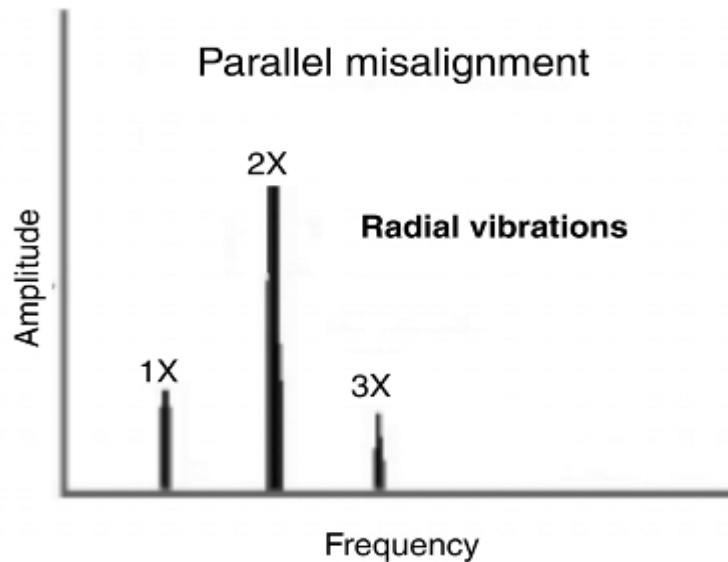
Διαφορά φάσης 180° παρατηρείται κατά τις μετρήσεις σε αξονική κατεύθυνση επί των ρουλεμάν αριστερά και δεξιά του συνδέσμου (coupling). Αντιθέτως κατά τις αντίστοιχες μετρήσεις σε κατευθύνσεις οριζόντια ή κάθετα δεν υπάρχει διαφορά φάσης (σχήμα 4.12).



Σχήμα 4.12: Διαφορά φάσης σε γωνιακή απευθυγράμμιση

4.5.2 Παράλληλότητα (Parallel misalignment)

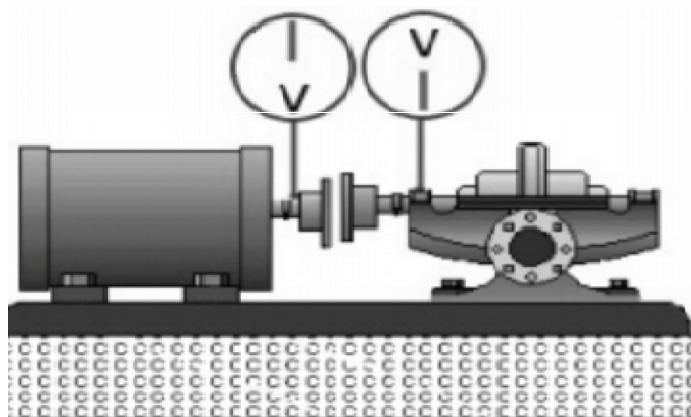
Το φάσμα παρουσιάζει συνήθως την ακόλουθη εικόνα στις ακτινικές κατευθύνσεις (σχήμα 4.13):



Σχήμα 4.13: Φάσμα στην παράλληλη απευθυγράμμιση

Όταν τα προβλήματα angular ή parallel misalignment είναι σοβαρά, παρατηρούνται μεγάλα πλάτη κραδασμών και σε υψηλότερες αρμονικές (3^η έως και 8^η)

Οι κραδασμοί παρουσιάζουν διαφορά φάσης 180 μοίρες εκατέρωθεν του συνδέσμου (coupling) τόσο σε αξονική όσο και στις λοιπές κατευθύνσεις μετρήσεων (σχήμα 4.14).



Σχήμα 4.14: Διαφορά φάσης στην παράλληλη απευθυγράμμιση

4.5.3 Σύγκριση ενδείξεων απευθυγράμμισης και κάμψης άξονα

Συχνά τα προβλήματα κάμψης άξονα (bent shaft) καθώς και μεγάλης γωνιακής απευθυγράμμισης (angular misalignment) δίνουν όμοιο φάσμα.

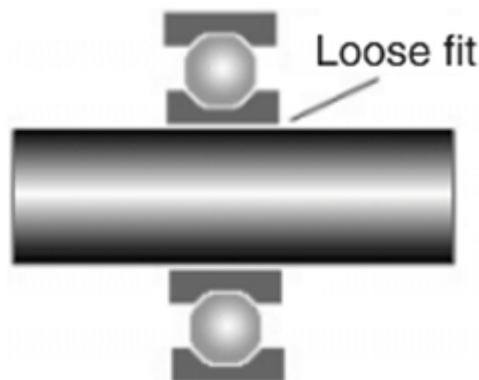
Οι κραδασμοί παρουσιάζονται έντονοι και σε αξονική αλλά και στις λοιπές κατευθύνσεις. Μόνο με μέτρηση φάσεων μπορεί να ξεχωρίσει το ένα πρόβλημα από το άλλο.

Στο μηχάνημα με πρόβλημα κάμψης άξονα, παρατηρείται διαφορά φάσης των κραδασμών στα ρουλεμάν του ίδιου άξονα. Στην περίπτωση misalignment, η διαφορά φάσης παρατηρείται στις μετρήσεις αριστερά- δεξιά του συνδέσμου (coupling).

4.6 Χαλάρωση εξαρτημάτων (Mechanical looseness)

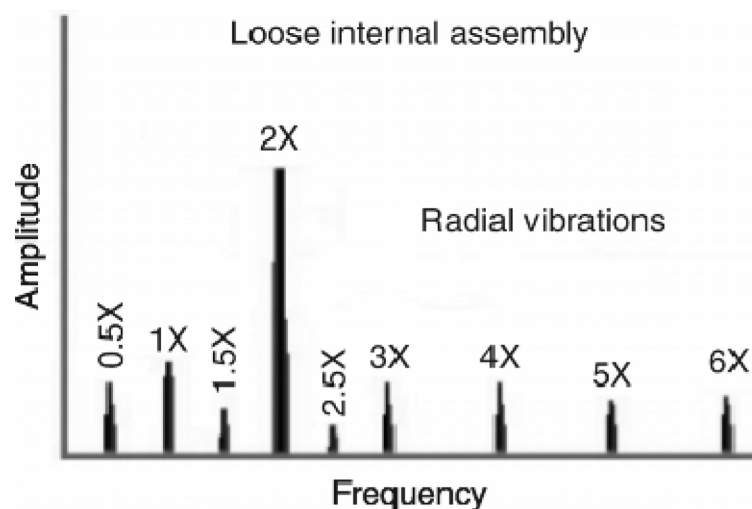
4.6.1 Χαλάρωση εσωτερικών εξαρτημάτων (Internal assembly)

Υφίσταται μεταξύ ρουλεμάν και φωλιάς, ή μεταξύ impeller και άξονα όπως φαίνεται στο [σχήμα 4.15](#). Παράγει πολλές αρμονικές επί του φάσματος. Η φάση παρουσιάζει συνήθως αστάθεια και πιθανόν να μεταβάλλεται από μέτρηση σε μέτρηση.



Σχήμα 4.15: Χαλάρωση εσωτερικών εξαρτημάτων

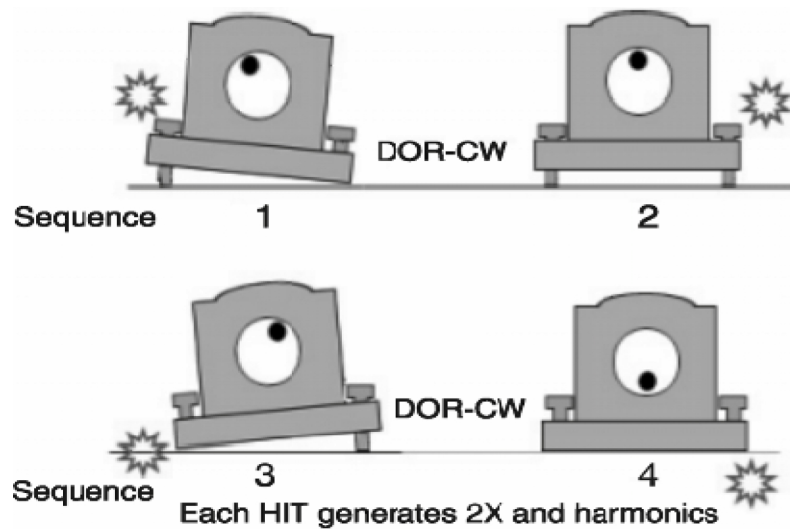
Οι κραδασμοί παρουσιάζουν συνήθως ιδιαίτερη κατευθυντικότητα με μεταβολή τιμής καταγραφής ακόμη και για αλλαγές θέσης αισθητήρα κατά 30° σε οριζόντια ή κάθετη κατεύθυνση περιφερειακά στην φωλιά του ρουλεμάν. Επίσης αυτή η εσωτερική χαλάρωση (looseness) προκαλεί συχνά υπο-αρμονικές (sub-harmonics) στο $\frac{1}{2}X$, ή $\frac{1}{3}X$ (π.χ. $\frac{1}{2}X$, $1\frac{1}{2}X$, $2\frac{1}{2}X$ κτλ) όπως φαίνεται στο [σχήμα 4.16](#).



Σχήμα 4.16: Φάσμα μηχανήματος με χαλάρωση εξαρτημάτων

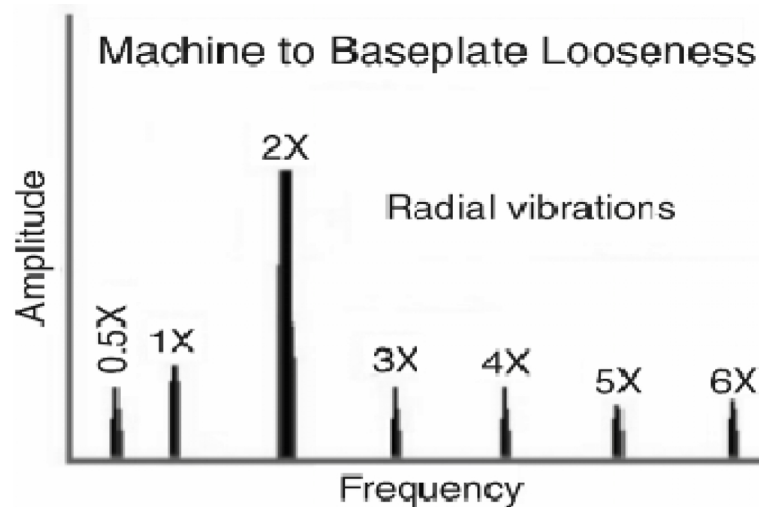
4.6.2 Χαλάρωση στην βάση στήριξης

Στην περίπτωση αυτή οι υψηλες τιμές των κραδασμών οφείλονται σε χαλαρές βίδες στήριξης (σχήμα 4.17) ή ρωγματώσεις (cracks) στο πλαίσιο της κατασκευής



Σχήμα 4.17: Χαλαρές βίδες στήριξης

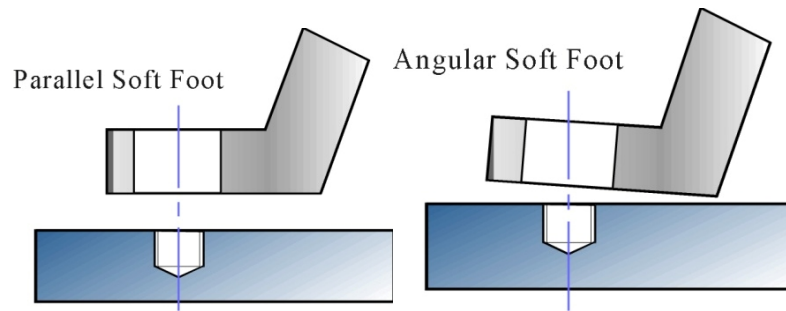
Το φάσμα σε αυτήν την περίπτωση έχει ψηλά την 2^η αρμονική κατά τις ακτινικές μετρήσεις (σχήμα 4.18)



Σχήμα 4.18: Φάσμα μηχανήματος με χαλαρες βίδες στήριξης

4.6.3 Χαλάρωση κατασκευής (Soft foot)

Είναι η κατάσταση στην οποία ένα εκ των σημείων βάσεως δεν στηρίζεται σωστά όπως φαίνεται στο σχήμα 4.19. Το άκρο στήριξης του μηχανήματος ή η βάση μπορεί να παρουσιάζει καταπόνηση. Όταν εκτελείται σύσφιξη κοχλία βάσης τότε οι κραδασμοί μπορεί να αυξηθούν



Σχήμα 4.19: Χαλάρωση κατασκευής

Μπορεί να οφείλεται στην διαφορά μήκους των σημείων στήριξης του μηχανήματος ή στην γωνία με την οποία στηρίζεται σε σχέση με τα υπόλοιπα σημεία στήριξης. Αυτή η ανομοιομορφία δύναται να προκαλέσει εντονότερη καταπόνηση όταν ο κοχλίας σφίχτεί περαιτέρω. Η φθορά και εξασθένηση της ικανότητας στήριξης της βάσης, ή κάμψη ενός εκ των άκρων στήριξης του μηχανήματος, δύναται να προκαλέσουν το πρόβλημα.

Για τη διερεύνηση του προβλήματος soft foot issue, πρέπει να χαλαρωθεί έκαστος κοχλίας με ταυτόχρονη την μέτρηση των κραδασμών, διατηρώντας τους άλλους σφιχτούς.. Στην περίπτωση αισθητής μείωσης του πλάτους κραδασμών στην 1^η αρμονική, υπάρχει μεγάλη πιθανότητα αυτό να αποτελεί την αιτία του προβλήματος.

Ο ανωτέρω τρόπος μας δίνει μια αρκετά καλή εικόνα της αιτίας του προβλήματος αλλά απαιτούνται επιπρόσθετες ενέργειες.

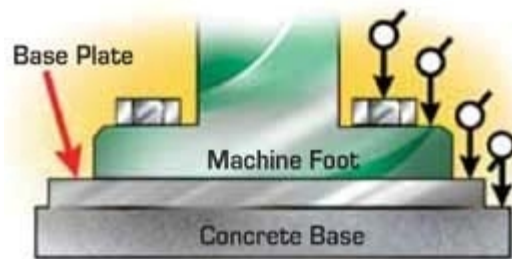
Στην πράξη, ο εντοπισμός soft foot είναι δύσκολο έργο. Συνήθως εμφανίζεται με αυξημένη την 1^η αρμονική σε όλες τις κατευθύνσεις, αλλά σε ορισμένες περιπτώσεις παρουσιάζεται με υψηλή την 2^η και την 3^η αρμονική.

Αν τώρα η 1^η αρμονική κατά την οριζόντια μέτρηση είναι πολύ μεγαλύτερη από την 1^η αρμονική της κάθετης μέτρησης τότε υπάρχει υποψία χαλάρωσης. Σε αντίθετη περίπτωση υπάρχει υποψία απουσίας ζυγοστάθμισης.

Καθόσον το πρόβλημα soft foot μπορεί να επηρεάσει την ευθυγράμμιση, το μετρούμενο φάσμα δύναται να παρουσιάζει ομοιότητα με misalignment. Η καλύτερη ωστόσο ένδειξη προβλήματος soft foot είναι η αυξημένη τιμή κραδασμών 1x RPM.

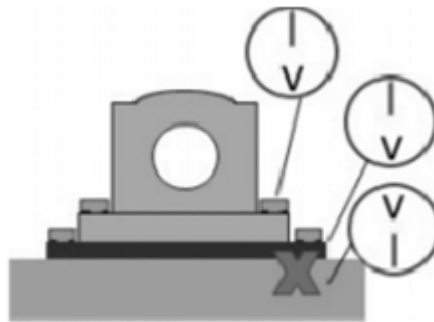
Χαλάρωση ή πρόβλημα βάσης μπορεί να προκληθεί εξαιτίας καταπόνησης αυτής και φθοράς ή σπάσιμο κοχλία στήριξης. Η ανάλυση φάσης αποτελεί ιδιαίτερα χρήσιμο εργαλείο για την επιβεβαίωση.

Η μέτρηση εκτελείται όπως φαίνεται στο σχήμα 4.20 και στην περίπτωση προβλήματος παρατηρείται η διαφορά 90 - 180 μοιρών σε κάθετη κατεύθυνσης μετρήσεις μεταξύ κοχλία βάσης και βάσης ή δαπέδου στήριξης του μηχανήματος σχήμα 4.21.



Σχήμα 4.20: Τρόπος μέτρησης κραδασμών

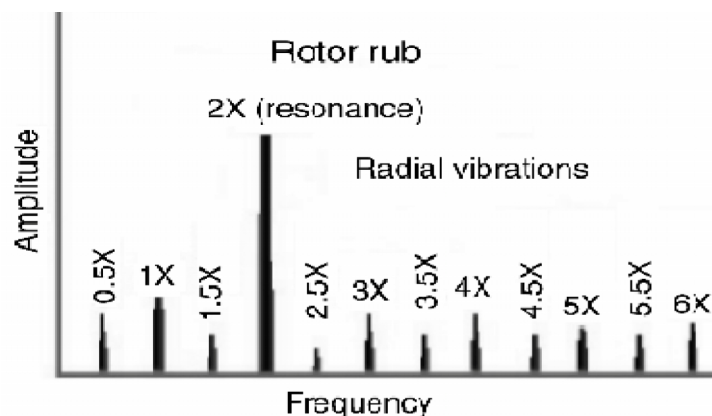
Η διαφορά φάσης σε κάθετη κατεύθυνση χρησιμοποιείται για τον εντοπισμό προβλήματος soft foot



Σχήμα 4.21: Διαφορά φάσης σε χαλαρή βάση

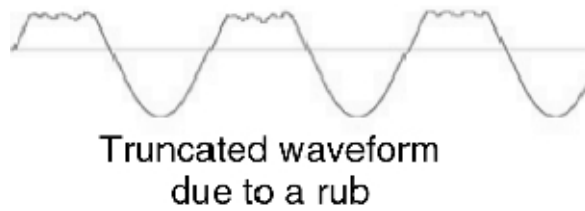
4.7 Τριβή στροφέα (Rotor rubs)

Όταν ο στροφέας έρχεται σε επαφή με σταθερό τμήμα του μηχανήματος οι κραδασμοί του μηχανήματος παρουσιάζουν την ίδια περίπου εικόνα με mechanical looseness. Το φάσμα σε αυτήν την περίπτωση φαίνεται στο [σχήμα 4.22](#)



Σχήμα 4.22: Φάσμα σε τριβή στροφέα

Το διάγραμμα στον χρόνο (time waveform) είναι αυτό που πρέπει να αξιοποιηθεί για να διαπιστωθεί αν πρόκειται για τριβή στροφέα, καθώς στην περίπτωση ύπαρξης του εν λόγω προβλήματος τριβής, παρουσιάζει τη μορφή του παρακάτω [σχήματος 4.23](#).

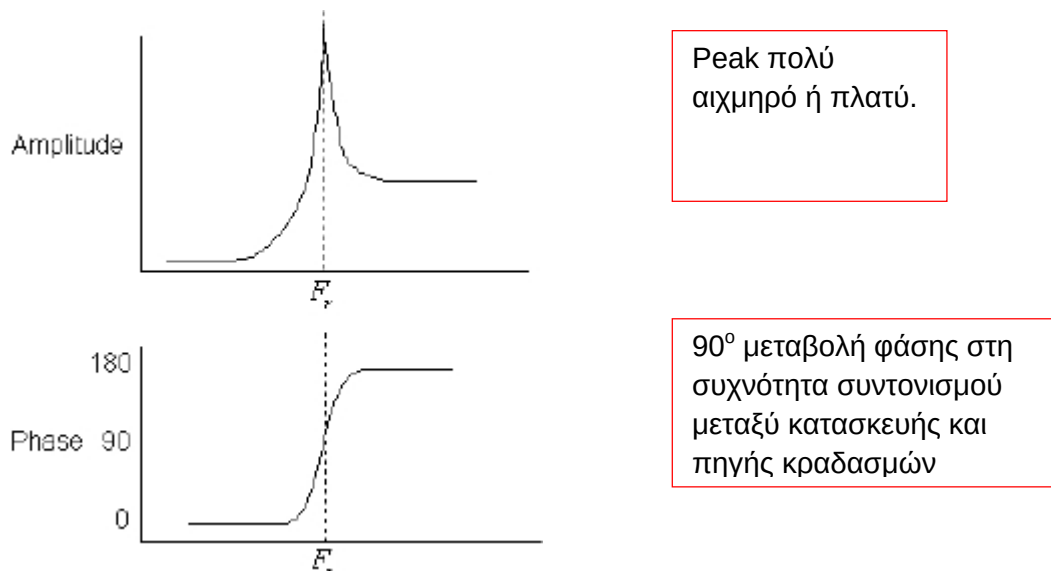


Σχήμα 4.23: Διάγραμμα στο χρόνο τριβής στροφέα

4.8 Συντονισμός (Resonance)

Στην ανάλυση φάσματος ενός μηχανήματος, το φαινόμενο του συντονισμού παρουσιάζεται ως ένα **peak του οποίου η συχνότητα είναι σταθερή ακόμη και αν αυξηθούν οι στροφές του μηχανήματος**. Το peak μπορεί να είναι **πολύ αιχμηρό ή πλατύ** στη βάση, αναλόγως του πόσο καλά είναι στηριγμένο το μηχάνημα στην βάση του.

Στο παρακάτω σχήμα 4.24 φαίνεται η υψηλή τιμή η οποία οφείλεται σε συντονισμό



Σχήμα 4.24: Συντονισμός

Η ελεύθερη ταλάντωση στη φυσική συχνότητα ονομάζεται συντονισμός (resonance). Η απλούστερη μέθοδος για τον υπολογισμό της φυσικής συχνότητας (natural frequency) ενός αντικειμένου ή ενός συστήματος ονομάζεται *bump test*. Συμφώνως της μεθόδου αυτής, ο αισθητήρας κραδασμών τοποθετείται επί του σώματος του συστήματος και με ένα ειδικό εργαλείο, impact hammer, το οποίο το φαίνεται στο σχήμα 4.25 χτυπάμε το σύστημα με σκοπό να καταγραφεί το φάσμα του ή την time waveform καμπύλη.



Σχήμα 4.25: Impact hammer

Οι φυσικές συχνότητες (Natural frequencies) δεν μπορούν να απομακρυνθούν αλλά μπορεί να εκτελεστεί μετακίνησή τους σε άλλη τιμή συχνότητας με διάφορες μεθόδους. Άλλο ένα χαρακτηριστικό των φυσικών συχνοτήτων είναι ότι είναι σταθερές ανεξάρτητα των στροφών λειτουργίας ενός μηχανήματος, και αυτό μας βοηθάει ιδιαίτερα στον εντοπισμό τους.

Όταν υπάρχει υποψία συντονισμού, απαιτείται η εκτέλεση των ακόλουθων επιπλέον ελέγχων:

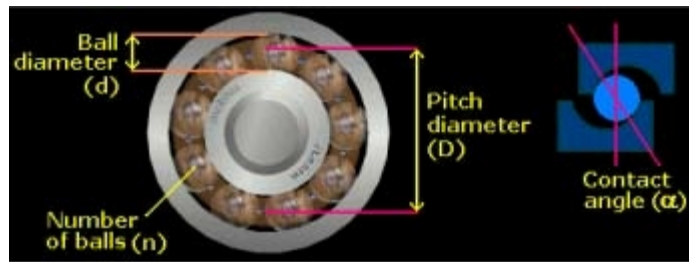
1. Impact testing για τον εντοπισμό της φυσικής συχνότητας.
2. Καταγραφή φάσματος σε διαφορετικές στροφές λειτουργίας.
3. Run-up ή coast down

Για το "Bump Test" όπου εκτελείται με τον ειδικό εξοπλισμό το χτύπημα, η συσκευή καταγραφής τίθεται σε λειτουργία peak-hold averaging mode. Αναλυτικότερη περιγραφή επί της μεθόδου δεν παρουσιάζεται στο παρόν κείμενο.

Κατά το "Run Up" ή "Coast Down" το μηχάνημα μπαίνει σε λειτουργία ή διακόπτεται η λειτουργία του, καθώς λαμβάνονται μετρήσεις κραδασμών και στροφών (με ταχύμετρο). Στο διάγραμμα time wave εμφανίζεται η μέγιστη τιμή στον αριθμό στροφών που το μηχάνημα διέρχεται από τη φυσική συχνότητα συντονισμού.

4.9 Πρόβλημα σφαιροτριβέα (Rolling element bearings)

Κατά την ανάλυση φάσματος, στην περίπτωση βλάβης ενός ρουλεμάν παρουσιάζονται οι ονομαζόμενες defect frequencies μόνες τους ή με πλευρικές συχνότητες (sidebands) σε απόσταση ίση με τον αριθμό στροφών. Ο υπολογισμός των defect frequencies γίνεται με το τυπολόγιο του σχήματος 4.26, ή με τη χρήση λογισμικού bearing data base. Έκαστο ρουλεμάν παρουσιάζει 4 defect frequencies.



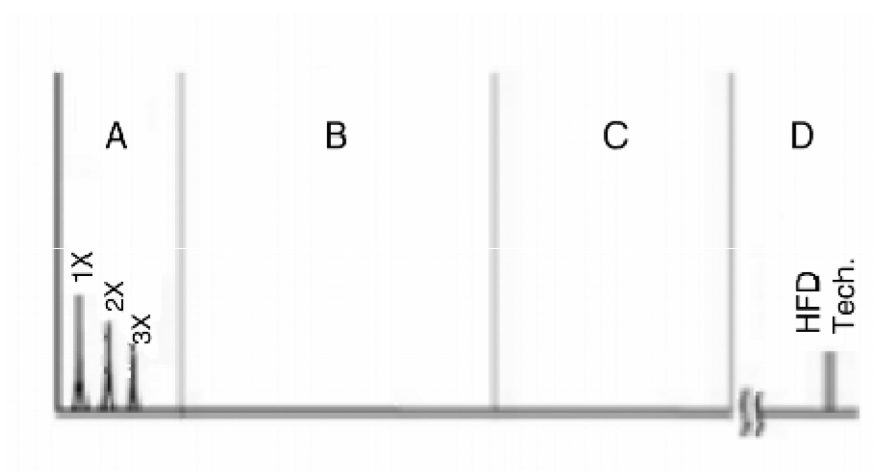
$$\begin{aligned}\text{Defect on inner race (BPI)} &= \frac{1}{2}n \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \\ \text{Defect on outer race (BPO)} &= \frac{1}{2}n \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \\ \text{Defect on cage (FT)} &= \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \\ \text{Defect on ball (BS)} &= \frac{1}{2} \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \alpha \right]\end{aligned}$$

Where: d = Ball diameter
 D = Pitch diameter
 n = Number of balls
 α = Contact angle

Σχήμα 4.26: Τυπολόγιο υπολογισμού defect frequencies ρουλεμάν

Για τον έλεγχο ρουλεμάν το φάσμα χωρίζεται σε τέσσερις ζώνες (A, B, C and D), όπου επί αυτών παρακολουθούμε τη μεταβολή κατάστασης των ρουλεμάν. Οι ζώνες αυτές είναι (σχήμα 4.27):

- **Zone A:** machine rpm και harmonics zone
- **Zone B:** bearing defect frequencies zone (**5–30 krpm**)
- **Zone C:** bearing component natural frequencies zone (**30–120 krpm**)
- **Zone D:** high-frequency-detection (HFD) zone (**beyond 120 krpm**).

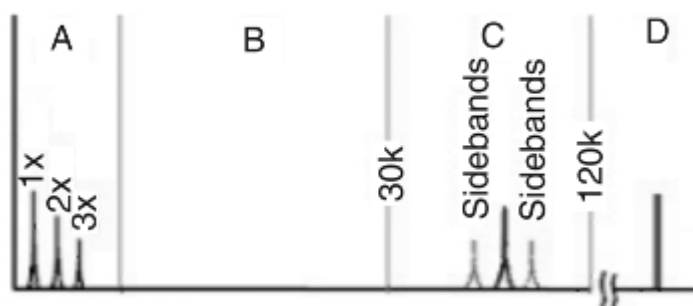


Σχήμα 4.27: Τέσσερις ζώνες φάσματος ρουλεμάν

Στην φάση 1 (stage one) η φθορά του ρουλεμάν παρουσιάζεται στην περιοχή ultrasonic frequency ranges 20–60 kHz (120–360 krpm), δηλαδή στην ζώνη D του σχήματος 4.27

Στην φάση 2 (stage two), η φθορά πάνω στις επιφάνειες κύλισης (εσωτερικά και εξωτερικά) του ρουλεμάν ξεκινάει να εμφανίζεται με τη μορφή μικρών εγκοπών. Οι σφαίρες του ρουλεμάν, καθώς περνούν πάνω από αυτές τις εγκοπές δημιουργούν αντήχηση στην περιοχή των natural frequencies 30–120 krpm (ζώνη C).

Αναλόγως της σοβαρότητας, είναι πιθανόν να παρουσιάζονται και πλευρικές συχνότητες (sideband frequencies (bearing defect frequency $\pm$ rpm)) αριστερά και δεξιά εκατέρωθεν των natural frequency peak όπως φαίνεται στο σχήμα 4.28. Στην κατάσταση αυτή βρισκόμαστε στα τελευταία στάδια του 2^{ου} σταδίου (stage two)



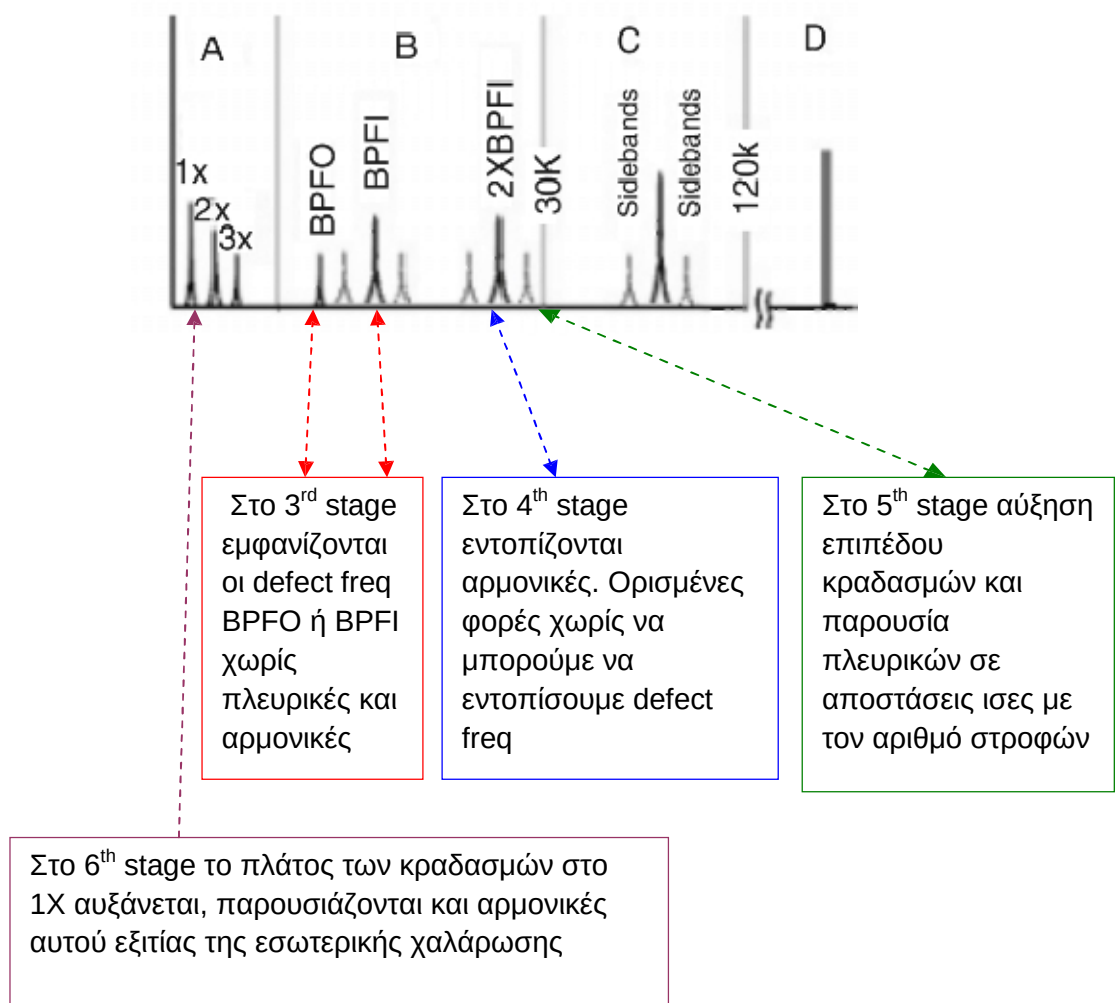
Σχήμα 4.28: 2^η φάση προβλήματος σε ρουλεμάν

Στις φάσεις 3,4,5,6, (third-fourth-fifth-sixth stage) διακρίνονται οι bearing frequencies και οι αρμονικές τους επί του φάσματος. Συνήθως συνοδεύονται με sidebands (σχήμα 4.29).

Οι μικρές εγκοπές σε αυτό το στάδιο φθοράς, έχουν μεγαλώσει, και πιθανόν έχουν αυξηθεί.

Στην περίπτωση που διακρίνονται sidebands εκατέρωθεν των bearing defect frequency ή οι αρμονικές αυτών βρισκόμαστε σίγουρα σε προχωρημένο στάδιο φθοράς.

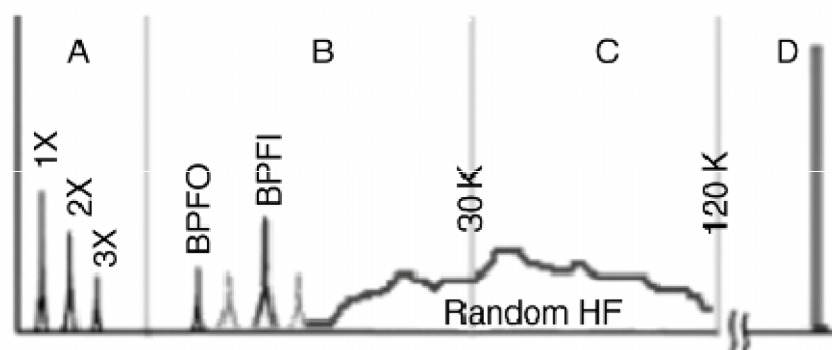
Συνήθως απαιτείται η αντικατάσταση του ρουλεμάν, καθόσον από μελέτες προκύπτει ότι το υπόλοιπο ζωής στην περίπτωση αυτή δεν ξεπερνά το 1% της μέσης ζωής.



Σχήμα 4.29: Φάσεις 3,4,5,6 σε ρουλεμάν

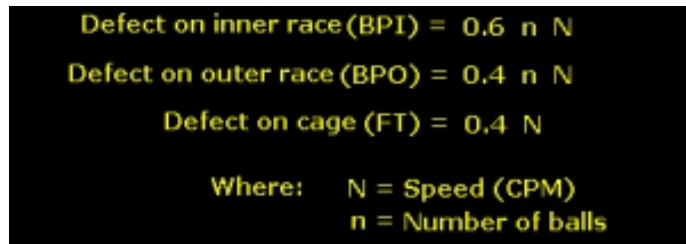
Στην φάση 7, 8 (seventh-eighth stage), οι εγκοπές έχουν αυξηθεί και ενωθεί μεταξύ τους, δημιουργώντας αυλακώσεις εντός του ρουλεμάν. Το ρουλεμάν απαιτεί άμεση αλλαγή. Ακόμη και το πλάτος του 1X rpm αυξάνεται.

Στο στάδιο αυτό η εικόνα του φάσματος είναι αυτή που παρουσιάζεται στο ακόλουθο σχήμα 4.30. Η θερμοκρασία του είναι ιδιαίτερα υψηλή και η λειτουργία του ιδιαίτερα θορυβώδης.



Σχήμα 4.30: Φάση 7 και 8 ρουλεμάν

Στο παρακάτω σχήμα 4.31 παρουσιάζεται ένας προσεγγιστικός τρόπος για να υπολογίζονται οι προβληματικές συχνότητες σε ένα ρουλεμάν.



Defect on inner race (BPI) = $0.6 \cdot n \cdot N$
Defect on outer race (BPO) = $0.4 \cdot n \cdot N$
Defect on cage (FT) = $0.4 \cdot N$

Where: N = Speed (CPM)
 n = Number of balls

Σχήμα 4.31: Υπολογισμός προβληματικών συχνοτήτων σε ρουλεμάν

Από το σχήμα 4.31 προκύπτουν τα κάτωθι συμπεράσματα τα οποία δίνουν μια φυσική υπόσταση των προβληματικών συχνοτήτων ενός βεβλαμένου ρουλεμάν.

- Αριθμός σφαιρών=BPI (order)+BPO(order) π.χ $3.2x+4.8x=8$ σφαίρες
- Ball spin frequency: πόσες φορές η σφαίρα με πρόβλημα χτυπά στο εσωτερικό ή εξωτερικό διάδρομο κύλισης του ρουλεμάν.
- Ball pass outer race: Πόσες σφαίρες περνάνε από τη ζώνη φορτίου του ρουλεμάν ανά στροφή άξονα.

4.10 Ηλεκτρικά προβλήματα (Electrical problems)

Ο πλέον συνηθισμένος τρόπος για τον εντοπισμό των ηλεκτρικών προβλημάτων και το διαχωρισμό τους από τα μηχανολογικά, είναι η διακοπή ηλεκτρικής τροφοδότησης κατά τη διάρκεια μέτρησης. Στην περίπτωση που το πλάτος αυτομάτως μειωθεί, τότε το αίτιο ήταν ηλεκτρικό. Στην περίπτωση που υφίσταται βαθμιαία μείωση του πλάτους τότε το πρόβλημα είναι μηχανικό.

Στους επαγωγικούς κινητήρες με ηλεκτρικής φύσης πρόβλημα, το πλάτος των κραδασμών παρουσιάζει διαλειπτικότητα με συγκεκριμένο ρυθμό.

Αυτό οφείλεται σε 2 κυρίαρχες πολύ κοντινές συχνότητες. Οι συχνότητες αυτές συνεχώς προστίθενται ή αφαιρούνται μεταξύ τους δημιουργώντας το φαινόμενο που ονομάζεται χτύπημα (beat). Η παρουσία του διαλειπτικού φαινομένου είναι βασική ένδειξη ηλεκτρικού προβλήματος σε ένα κινητήρα.

Οι βασικές συχνότητες που απαιτείται να υπολογιστούν, για τη διερεύνηση ηλεκτρικής φύσεως προβλημάτων, είναι οι ακόλουθες:

- F_s =Slip Frequency= Synchronous speed - Actual speed
- F_p =Pole Pass Freq= Slip Frequency $\times$ P
- F_L =line freq
- R_{BPF} =Rotor bar pass frequency= number of rotor bars $\times$ rpm

Actual speed πραγματική ταχύτητα την οποία την μετράμε (δεν είναι η ταχύτητα που αναγράφεται στο nameplate του κινητήρα αλλά είναι λίγο μικρότερη για επαγωγικούς κινητήρες).

$$\text{Synchronous speed} = 120 \times \text{freq} / P$$

P=αριθμός πόλων κινητήρα ή γεννήτριας

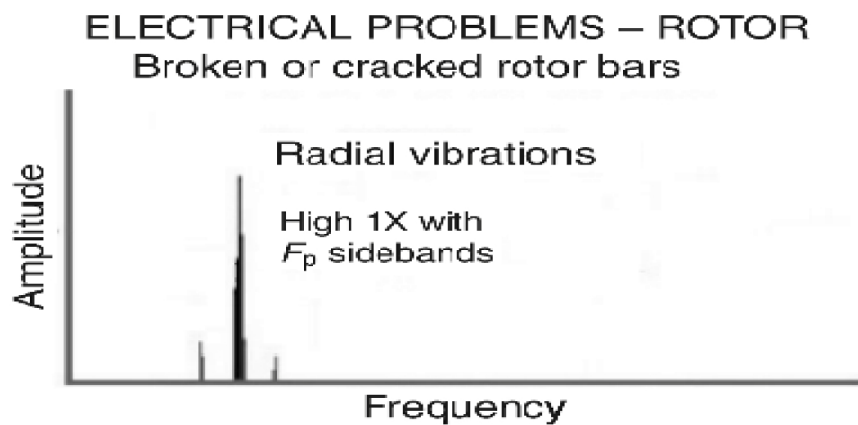
π.χ 2-πολικός κινητήρας συχνότητας ρεύματος 60Hz έχει

$$\text{Synchronous speed} = 120 \times 60 / 2 = 3600 \text{ RPM}$$

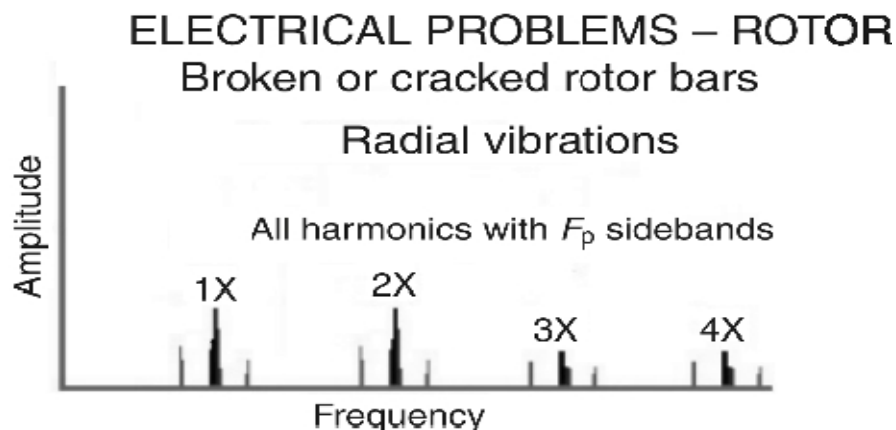
4.10.1 Προβλήματα στροφέα (Rotor defects)

Στροφέας με crack ή σπασμένη μπάρα μπορεί να προκαλέσει πρόβλημα ζυγοστάθμισης. Παρουσιάζεται αυξημένη τιμή πλάτους κραδασμών στην 1^η αρμονική με πλευρικές (sidebands) $\pm 2X$ slip frequency (σχήμα 4.32). Το ίδιο συμβαίνει και στην περίπτωση που υπάρχει προβληματική σύνδεση των μπαρών βραχυκυκλώσεως του κλωβού.

Επιπρόσθετα στην περίπτωση cracked rotor bars, δημιουργούνται συχνά Pole Pass Freq. (F_p) sidebands γύρω από 3η, 4η και 5η αρμονική της ταχύτητας περιστροφής του στροφέα (σχήμα 4.33).



Σχήμα 4.32: Φάσμα με πρόβλημα στροφέα

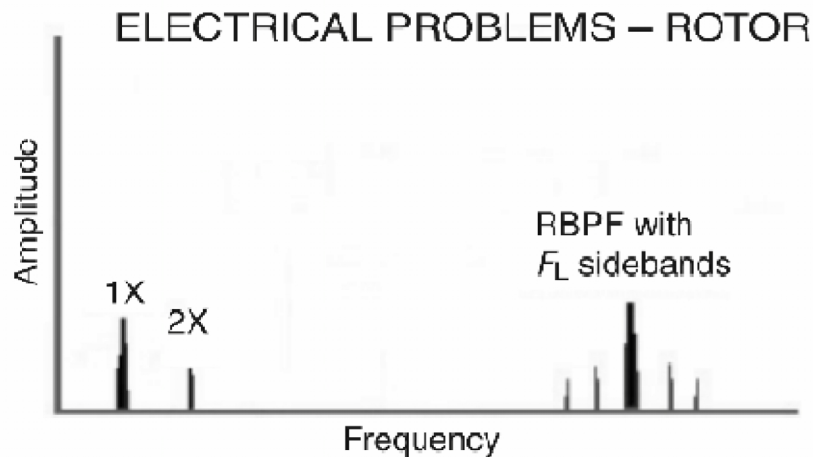


Σχήμα 4.33: Πλευρικές pole pass frequency

Επίσης μπορεί να παρουσιαστεί χαλάρωση σε μπάρες στροφέα (Loose rotor bars).

Σε αυτή την περίπτωση παρουσιάζεται 2X line frequency (2FL) sidebands περί της συχνότητας Rotor Bar Pass Frequency (RBPF) και/ ή τις αρμονικές της (σχήμα 4.34).

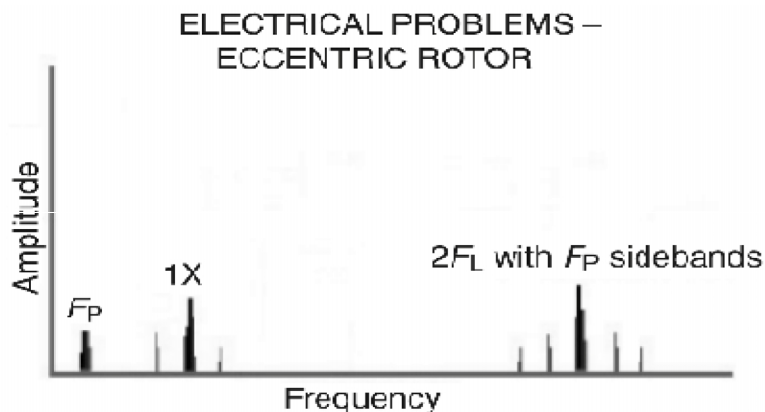
Μπορεί να υπάρχει μεγάλο πλάτος στη συχνότητα 2X RBPF με μικρό πλάτος στη 1X RBPF.



Σχήμα 4.34: Φάσμα σε χαλάρωση μπαρών του στροφέα

Μια άλλη περίπτωση είναι να παρουσιαστεί πρόβλημα εκκεντρότητας στροφέα (Eccentric rotors).

Δημιουργούνται κραδασμοί στη συχνότητα $2F_L$ με sidebands pole pass frequency (δύναται να υπάρχουν sidebands F_p και περί της συχνότητας 1X rpm). Μπορεί επίσης να παρουσιάζεται σε πολύ χαμηλή συχνότητα και η F_p (σχήμα 4.35).



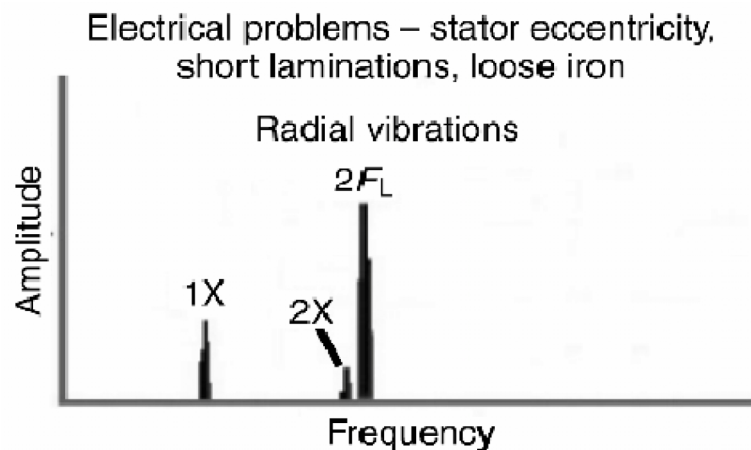
Σχήμα 4.35: Φάσμα σε πρόβλημα εκκεντρότητας του στροφέα

Λόγω της υψηλής θερμοκρασίας του στροφέα, μπορεί να υπάρχει κάμψη αυτού και κατά συνέπεια την παρουσία unbalance και την παρουσία κραδασμών στη συχνότητα 1X rpm. Για τη διερεύνηση αν υπάρχει πραγματικό πρόβλημα ζυγοστάθμισης, λαμβάνονται ξανά κραδασμοί σε κανονική θερμοκρασία του στροφέα.

4.10.2 Προβλήματα στάτη (Stator defects)

Στην περίπτωση που υπάρχει κάποιος μορφής χαλάρωση ή πλημμελής στήριξη του στάτη, παρατηρείται η δημιουργία κραδασμών στη συχνότητα 2X line frequency ($2F_L$). Το φαινόμενο αυτό είναι γνωστό και ως **loose iron**. Αποτέλεσμα αυτού του προβλήματος είναι η δημιουργία ανομοιόμορφης (τοπικής) υπερθέρμανσης, που αυξάνεται σταδιακά.

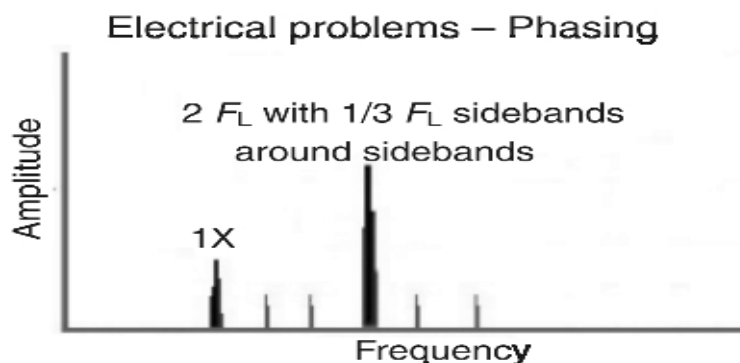
Το φάσμα σε αυτή την περίπτωση φαίνεται στο παρακάτω σχήμα 4.36:



Σχήμα 4.36: Φάσμα σε πρόβλημα στάτη

4.10.3 Προβλήματα φάσης (Phase problems)

Προβλήματα φάσης, εξαιτίας αποσύνδεσης μιας εξ αυτών ή σπασίματος του συνδέσμου, προκαλούν κραδασμούς έντονου πλάτους στη συχνότητα $2F_L$, με sidebands $\frac{1}{3} F_L$. Το πλάτος των κραδασμών στη συχνότητα $2F_L$ μπορεί να ξεπεράσει την τιμή 25 mm/s στην περίπτωση που δεν αποκατασταθεί (σχήμα 4.37).



Σχήμα 4.37: Φάσμα σε πρόβλημα φάσης

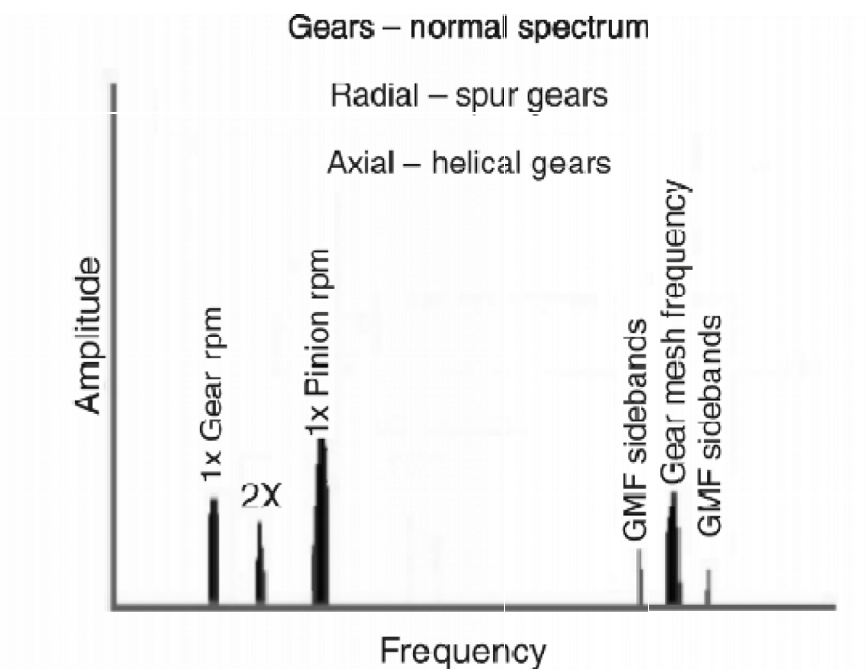
4.11 Προβλήματα μειωτήρων (Gearing defects)

Σε αυτή την παράγραφο θα δούμε πως μπορούμε μέσα από την ανάλυση κραδασμών να διαπιστωθούν προβλήματα τα οποία οφείλονται είτε σε δόντια μειωτήρων, είτε σε πρόβλημα φορτίου, ευθυγράμμισης, backlash κ.λ.π.

Οι βασικές σχέσεις για τον έλεγχο του μειωτήρα είναι οι κάτωθι:

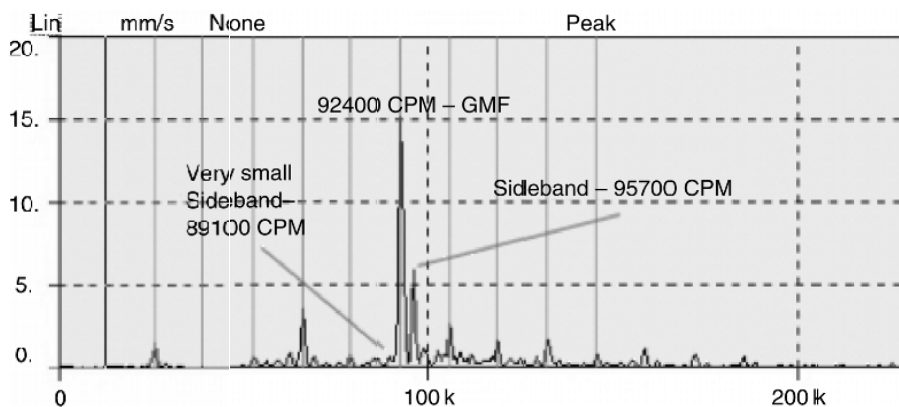
- Gear Mesh Frequency (GMF)= number of teeth on pinion X pinion rpm
- Output speed/Input Speed=#output Teeth/#Input Teeth

Γενικά η εικόνα που αναμένεται να δει κάποιος στο φάσμα ενός μειωτήρα φαίνεται στο σχήμα 4.38



Σχήμα 4.38: Φάσμα σε μειωτήρα

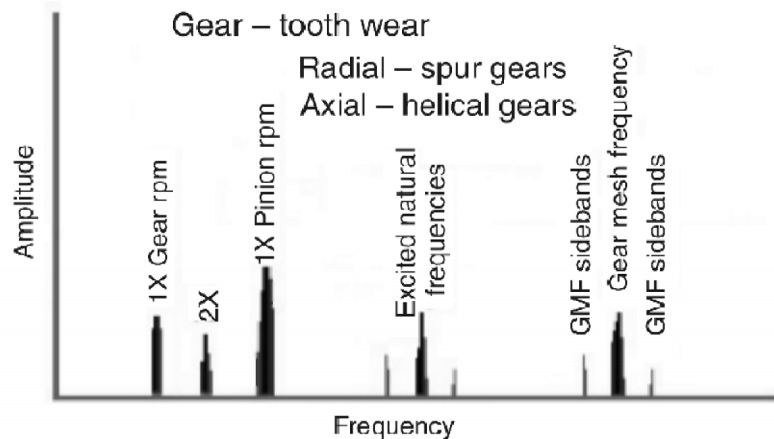
Γενικά, όταν υπάρχουν προβλήματα γενικής φύσης όπως εκκεντρότητας ή ευθυγράμμισης σε ένα μειωτήρα, παράγονται sidebands και αρμονικές μεγάλου πλάτους κοντά στη συχνότητα gear mesh (GMF). Τοπικά προβλήματα επί ενός μειωτήρα όπως crack οδόντων παράγουν sidebands που είναι απλωμένα επί όλου του φάσματος όπως φαίνεται στο [σχήμα 4.39](#).



Σχήμα 4.39: Προβληματικό φάσμα σε μειωτήρα

4.11.1 Φθορά οδόντος (Gear tooth wear)

Το βασικό χαρακτηριστικό της εν λόγω φθοράς, είναι η παρουσία της φυσικής συχνότητας μειωτήρα με sidebands εκατέρωθεν σε απόσταση ίση της ταχύτητας περιστροφής του βεβλαμένου γραναζιού (σχήμα 4.40). Η GMF μπορεί ή και όχι, να μεταβληθεί σε πλάτος, ωστόσο μεγάλου πλάτους sidebands θα παρουσιάζονται εκατέρωθεν στην περίπτωση προβλήματος. Αυτά αποτελούν τη βασική ένδειξη προβλήματος.

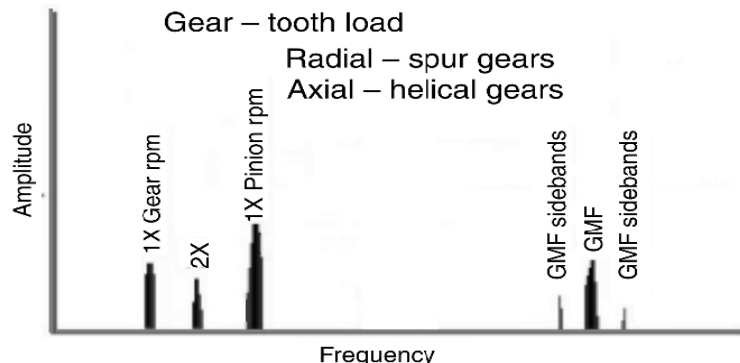


Σχήμα 4.40: Φάσμα με φθορά οδόντος

Η ίδια εικόνα παρουσιάζεται στην περίπτωση Gear backlash (δηλ κενού μεταξύ οδόντων).

4.11.2 Αυξημένο φορτίο επί οδόντος (gear tooth load)

Μεγάλο πλάτος GMF δεν σημαίνει αναγκαία πρόβλημα, κυρίως στην περίπτωση που το πλάτος των sidebands είναι χαμηλό όπως στο [σχήμα 4.41](#) και δεν παρουσιάζεται διέγερση των natural frequencies. Κρίνεται σκόπιμη η εκτέλεση μετρήσεων επί μειωτήρα, όταν αυτός λειτουργεί στη μέγιστη της ισχύος παραγωγής.

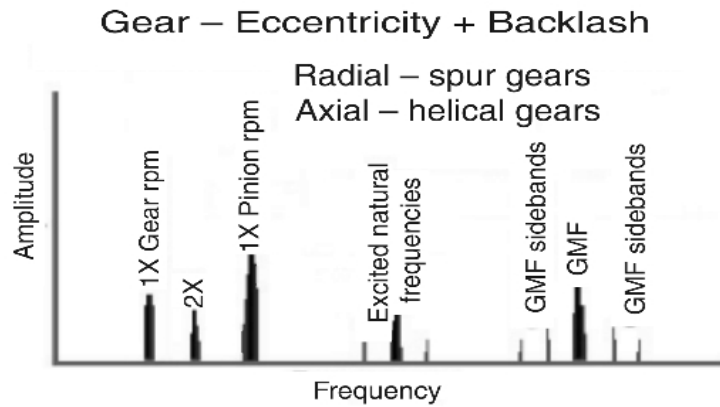


Σχήμα 4.41: Φάσμα με αυξημένο φορτίο επί οδόντος

4.11.3 Πρόβλημα εκκεντρότητας σε γρανάζι (Gear eccentricity and backlash)

Σε αυτό το πρόβλημα παρουσιάζονται σχετικά μεγάλους πλάτους πλευρικές (sidebands) γύρω από τη GMF ([σχήμα 4.42](#)). Βέβαια και αυτό αποτελεί ένδειξη προβλήματος εκκεντρότητας, backlash ή μη παραλληλότητας αξόνων. Η απόσταση των sideband frequencies προσδιορίζει το γρανάζι με πρόβλημα. Σε περίπτωση backlash διεγείρεται η GMF και οι gear natural frequencies, όπου σε όλες εμφανίζονται sidebands απόστασης 1X rpm.

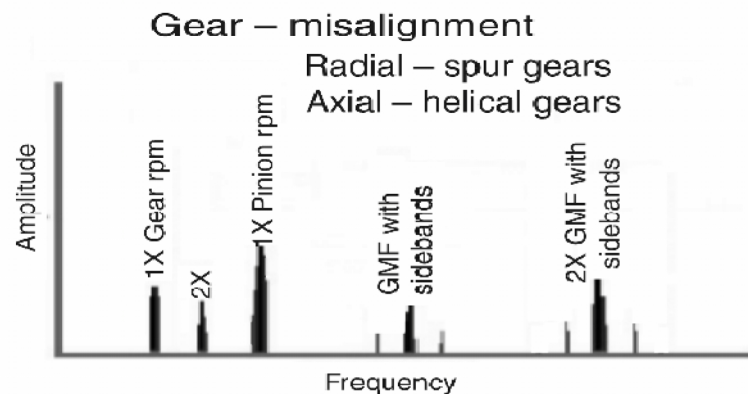
Το πλάτος της GMF συνήθως μειώνεται με την αύξηση φορτίου, αν το πρόβλημα είναι backlash.



Σχήμα 4.42: Φάσμα με πρόβλημα εκκεντρότητας

4.11.4 Πρόβλημα ευθυγράμμισης (Gear misalignment)

Προβλήματα ευθυγράμμισης, συνήθως διεγείρουν την 2XGMF αρμονική, με sidebands απόστασης 1Xrpm. Συχνά παρουσιάζεται μικρού πλάτους κραδασμός στη 1X GMF, αλλά μεγαλύτερος στις 2X ή 3X GMF(σχήμα 4.43).



Σχήμα 4.43: Φάσμα με πρόβλημα ευθυγράμμισης

4.11.5 Ρωγμάτωση ή θραύση οδόντος (Cracked or broken tooth)

Η ανωμαλία αυτή παράγει μεγάλου πλάτους 1X rpm, και διεγείρει επίσης τις natural frequency με sidebands σε απόσταση την ταχύτητα rpm. Στο διάγραμμα time domain, ξεχωρίζει καθώςον παρουσιάζει spike κάθε φορά που το γρανάζι με πρόβλημα ακουμπάει σε οδόντα του άλλου γραναζιού. Ο χρόνος μεταξύ των spikes είναι 1/rpm του γραναζιού με το πρόβλημα. Αυτός αποτελεί και τον καλύτερο τρόπο αναγνώρισης προβλήματος θραύσης οδόντος. Για παράδειγμα αν έχω ένα γρανάζι 12 οδόντων, τότε ένας ανά 12 παλμού του time waveform θα είναι διαφορετικός από τους λοιπούς, όπως φαίνεται στο ακόλουθο σχήμα 4.44.



Σχήμα 4.44: Θραύση οδόντος

4.12 Προβλήματα ιμάντων (Belt defects)

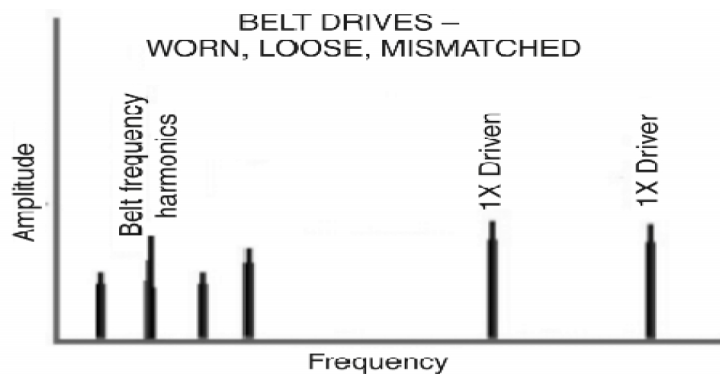
Σε αυτή την παράγραφο θα αναλυθεί τι γίνεται σε περίπτωση που η μηχανική σύνδεση στρεπτού και στρεφόμενου μέρους είναι με ιμάντα.

Οι βασικές σχέσεις που διέπουν την μηχανική ζεύξη μέσω ιμάντα είναι οι κάτωθι:

- $\text{Driven RPM/Driving RPM} = \text{Driving Diameter/Driven Diameter}$
- $\text{Belt Freq} = 3.14 \times \text{Sheave RPM} \times \text{Sheave Diameter/Belt Length}$

4.12.1 Φθορά, χαλάρωση, ασυμβατότητα ιμάντων

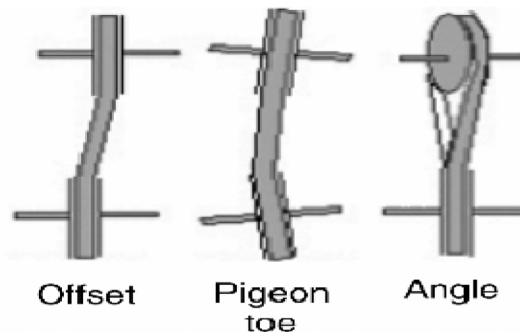
Όταν υπάρχει φθορά ιμάντα, χαλάρωση ή ασυμβατότητα, τότε παρουσιάζονται harmonics της belt frequency. Είναι πιθανόν να παρατηρηθούν αρμονικές 3X ή 4X της belt frequency όπως φαίνεται στο σχήμα 4.45. Πολύ συχνά κυρίαρχη συχνότητα είναι η 2X.



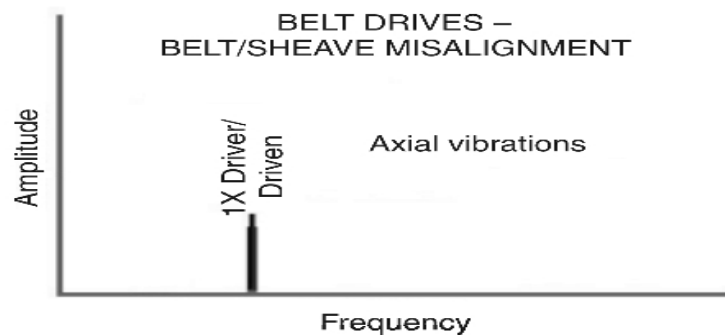
Σχήμα 4.45: Φθορά – χαλάρωση ιμάντα

4.12.2 Απευθυγράμμιση (Belt misalignment)

Στην περίπτωση που υφίσταται απευθυγράμμιση σε οποιαδήποτε διάσταση (σχήμα 4.46), τότε στην αξονική κατεύθυνση θα εμφανιστεί το φάσμα του σχήματος 4.47,



Σχήμα 4.46: Απευθυγράμμιση ιμάντων



Σχήμα 4.47: Φάσμα απευθυγράμμισης

4.12.3 Eccentric sheaves

Η περίπτωση αυτή είναι ίδια με τη περίπτωση παραγράφου 4.2.

Για την εξέταση των αιτιών εκκεντρότητας ή ζυγοστάθμισης, απαιτείται η εξάρμωση του ιμάντα και εκτέλεση εκ νέου μέτρησης.

4.13 Κραδασμοί οφειλόμενοι στην ροή (Flow related vibrations)

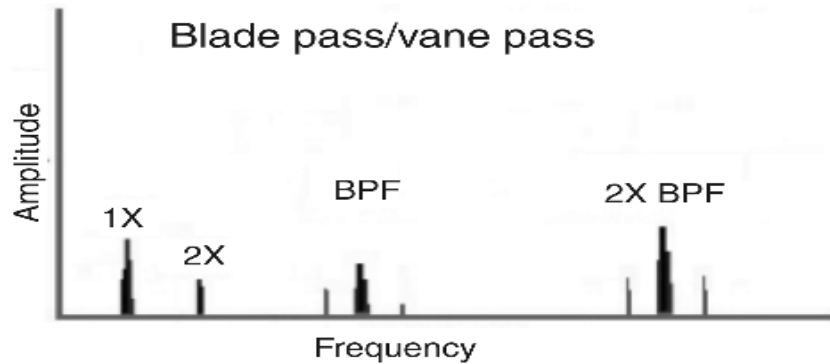
4.13.1 Blade pass frequency

Πρόκειται για την συχνότητα που παράγεται κυρίως από το στρεφόμενο μέρος (φτερωτές, impeller αντλιών κ.λ.π.)

Η χαρακτηριστική της εξίσωση είναι:

$$\text{Blade Pass Freq} = \text{number of blades} \times \text{RPM}$$

Στο σχέδιο 4.48 φαίνεται αυτή η συχνότητα

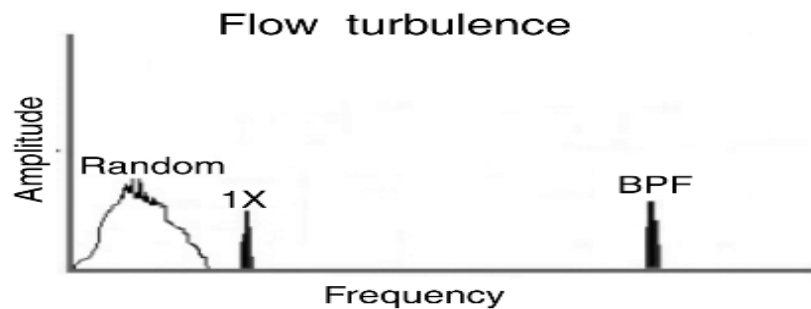


Σχέδιο 4.48: Blade pass frequency

Μεγάλη τιμή πλάτους BPF και αρμονικές, μπορεί να δημιουργηθούν σε μια αντλία, αν το διάκενο μεταξύ των περιστρεφόμενων πτερυγίων (vanes) και των σταθερών diffusers δεν είναι το ίδιο περιφερειακά.

4.13.2 Στροβιλισμός ροής (Flow turbulence)

Συμβαίνει συνήθως σε ανεμιστήρες (blowers) εξαιτίας της πίεσης ή της ταχύτητας του αέρα, καθώς περνάει εντός του ανεμιστήρα. Το πρόβλημα αυτό μπορεί να δημιουργήσει τυχαίους κραδασμούς στην περιοχή 20-2000RPM (σχήμα 4.49).

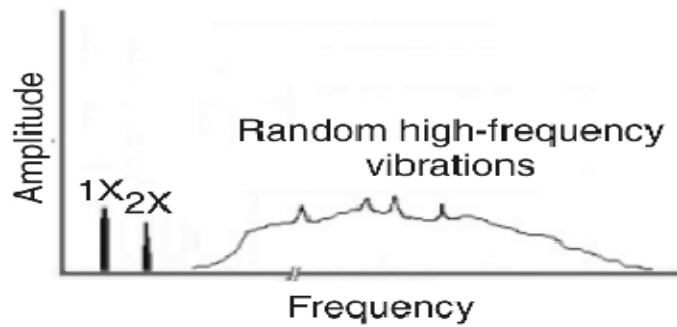


Σχήμα 4.49: Στροβιλισμός ροής

4.13.3 Σπηλαίωση (Cavitation)

Τυχαίας μορφής υψηλής συχνότητας, που ακούγεται σα χαλίκι που διέρχεται μέσα από την αντλία. Οι μετρήσεις για σπηλαίωση συνήθως δεν λαμβάνονται επί των ρουλεμάν, αλλά επί τη αναρρόφησης ή επί του σώματος της αντλίας.

Το φάσμα της σπηλαίωσης φαίνεται στο ακόλουθο [σχήμα 4.50](#).



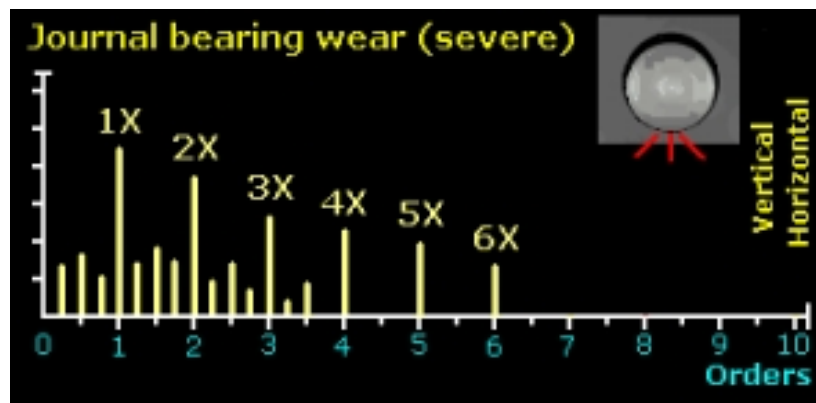
Σχήμα 4.50: Σπηλαίωση

4.14 Κραδασμοί σε κουζινέτα εδράσεως (Journal bearings vibrations)

Στην εν λόγω ανωμαλία το φάσμα μπορεί να παρουσιάζει υψηλή την 1^η αρμονική έως και την 10^η ή ακόμη και την 20^η.

Όταν υπάρχει πρόβλημα διάκενου στο κουζινέτο, τότε το φάσμα δείχνει όμοιο της περίπτωσης χαλάρωσης περιστροφής. Υπάρχουν ισχυρές αρμονικές της ταχύτητας περιστροφής. Στις περισσότερες των περιπτώσεων, οι κραδασμοί ως προς τον κάθετο άξονα έχουν μεγαλύτερο πλάτος εν συγκρίσει με αυτούς του οριζόντιου άξονα.

Σε περίπτωση σοβαρού προβλήματος δύναται να παρουσιάζονται αρμονικές του μισού ή ενός τρίτου της ταχύτητας περιστροφής όπως φαίνεται στο σχήμα 4.51.



Σχήμα 4.51: Κουζινέτο εδράσεως

4.15 Στροβιλισμός ελαίου σε κουζινέτο (Oil whirl)

Το Oil whirl, που στην Ελληνική ορολογία είναι γνωστό σαν “το φαινόμενο του ανεμόμυλου”, αποτελεί τη διέγερση του oil film. Το oil film μεταξύ του άξονα και του κουζινέτου κινείται συνήθως στην 0,5X. Ωστόσο, η τριβή το κάνει να κινείται στην περιοχή 0,42-0,48X.

Κατά την διάρκεια του φαινομένου Oil whirl η πίεση της “σφήνας” είναι μεγαλύτερη από όση απαιτείται για τη συγκράτηση του άξονα.

4.16 Oil whip

Είδαμε παραπάνω ότι το oil whirl είναι η περιστροφή του φιλμ λαδιού με ταχύτητα λίγο πιο κάτω από την μισή ταχύτητα περιστροφής του κουζινέτου. Στην περίπτωση που αυξάνονται οι στροφές και το oil whirl συμπίπτει με την φυσική συχνότητα του συστήματος τότε “κλειδώνει” πάνω στην φυσική συχνότητα και παραμένει πάνω της έστω και να μεταβληθεί η ταχύτητα του συστήματος. Το φαινόμενο αυτό λέγεται oil whip.

4.17 Παλινδρομικές μηχανές (Reciprocating machines)

Σε παλινδρομικές μηχανές τα επίπεδα των κραδασμών, κατά κανόνα είναι αρκετά υψηλά, μια και υπάρχουν πολλά μέρη τα οποία παράγουν “θόρυβο” (εξαρτημένες αντλίες, βαλβίδες, έμβολα κ.λπ.).

Αυτό που γενικά αναμένεται πέραν των άλλων είναι peak στην 0,5X για 4χρονη μηχανή, και peak στην 1X για 2χρονη μηχανή.

5. Εφαρμογή της μεθόδου σε πλοία.

5.1 Εξοπλισμός

Ο εξοπλισμός που χρησιμοποιήθηκε για τη λήψη μετρήσεων κραδασμών ήταν ο B&K Vibrotest60 της Brüel & Kjær Vibro με αισθητήρα ταχύτητας, με μαγνήτη (σχήμα 5.1) . Επίσης για την ανάλυση των κραδασμών στον υπολογιστή χρησιμοποιήθηκε το πρόγραμμα XMS το οποίο παρέχεται μαζί με την αγορά της συσκευής από την ίδια εταιρεία.

Το συγκεκριμένο μηχάνημα χρησιμοποιείται από το Πολεμικό Ναυτικό τα τελευταία 3 χρόνια. Μόλις το 2011 έχει ξεκινήσει να εφαρμόζεται η μέθοδος vibration analysis οπότε τώρα αρχίζει να φαίνεται το πόσο χρήσιμη συσκευή είναι. Λαμβάνοντας υπόψη και το λογισμικό το οποίο το συνοδεύει το οποίο βοηθάει τον αναλυτή να μπορέσει να ξεχωρίσει με ακρίβεια ανάμεσα σε κοντινές συχνότητες ποια είναι η προβληματική. Τέλος λόγω της φορητότητας του (διαστάσεις 255X90X50 και βάρος 900gr), καθώς και της μεγάλης διάρκειας της μπαταρίας είναι ιδανικό στο να λαμβάνονται ασφαλείς και σωστές μετρήσεις σε περιβάλλοντα δύσκολα, δυσπρόσιτα, με χαμηλό φωτισμό όπως είναι το μηχανοστάσιο ενός πολεμικού πλοίου.

Αξίζει τέλος να αναφερθεί ότι το μοντέλο αυτό έχει την δυνατότητα μετρήσεως διαφοράς φάσης αλλά στο συγκεκριμένο μηχάνημα η λειτουργία αυτή είναι κλειδωμένη από την κατασκευάστρια εταιρεία καθώς οποιονδήποτε επιπλέον δυνατότητα χρεώνεται επιπλέον.



Σχήμα 5.1: B&K Vibrotest60

5.2 1^η εφαρμογή (Αντλία κυρίας ψύξεως)

Τον Οκτώβριο του 2011 στο πλαίσιο εκτέλεσης περιοδικών μετρήσεων κραδασμών σε μηχανήματα μίας Φρεγάτας του ΠΝ, ελήφθησαν μετρήσεις από τη δεξιά αντλία κυρίας ψύξης συστήματος πρόωσης (COGOG). Η αντλία αυτή αποτελεί μία εκ των δύο αντλιών ψύξεως που περιλαμβάνει η εγκατάσταση και χρησιμοποιείται για την ψύξη όλων των συστημάτων προώσεως της Φ/Γ. Η συγκεκριμένη μέτρηση ήταν η πρώτη που ελήφθη στο πλαίσιο προγράμματος παρακολούθησης λειτουργικής κατάστασης μηχανημάτων με τη μέθοδο Vibration Analysis και συντήρησης συμφώνως καταστάσεως (Condition Based Maintenance)

Ο κινητήρας της αντλίας φαίνεται στο παρακάτω σχήμα 5.2, καθώς και τα σημεία λήψης μετρήσεων κραδασμών:



Σχήμα 5.2: Σημεία λήψεως κραδασμών

Ο κινητήρας συνδέεται μέσω coupling με την αντλία που αποτελείται από στροφείο (impeller) 6 πτερυγίων, όπως φαίνονται στον παρακάτω σχήμα 5.3:

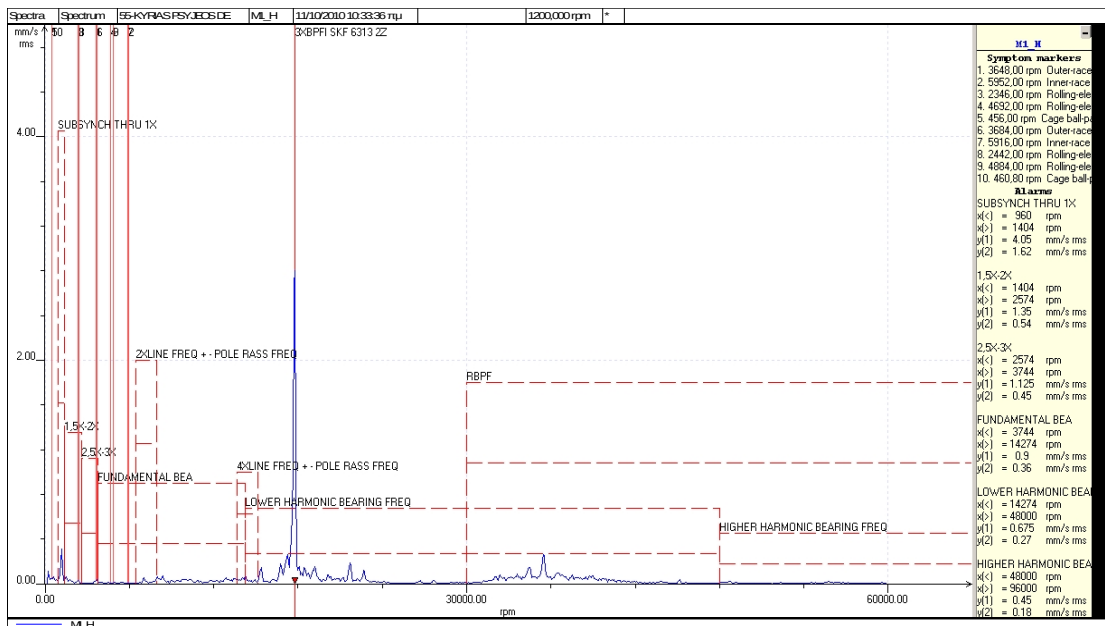


Σχήμα 5.3: Σύνδεσμος και impeller

Τα διαθέσιμα στοιχεία κινητήρα και αντλίας είναι τα ακόλουθα:

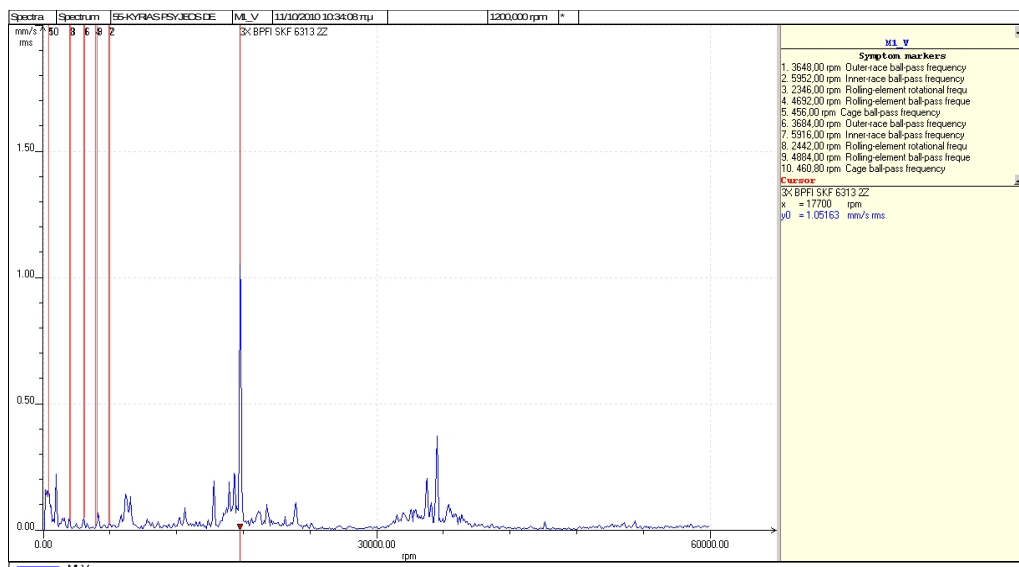
- Ισχύς κινητήρα 11 Kw
- Στροφές 1200 RPM
- Έδρανα κύλισης κινητήρα SKF6313 2Z
- Έδρανα κύλισης αντλίας SKF6309
- Φτερωτή (impeller) 6 πτερύγια

Το φάσμα συχνοτήτων (Narrowband Spectrum Analysis) της μέτρησης 11/10/2011 στο Non Drive End (Σημείο 1) του κινητήρα σε οριζόντια κατεύθυνση παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα 5.4. Χαρακτηριστικό του εν λόγω φάσματος είναι η παρουσία του peak (πλάτους 3mm/sec) στην τιμή 3×BPFI (του εδράνου κύλισης SKF6313 2Z) με αρμονική 6×BPFI. Και στις δύο περιπτώσεις παρουσιάζεται το χαρακτηριστικό προβλήματος σε έδρανα κύλισης, όπου είναι το άνοιγμα στη βάση του peak.



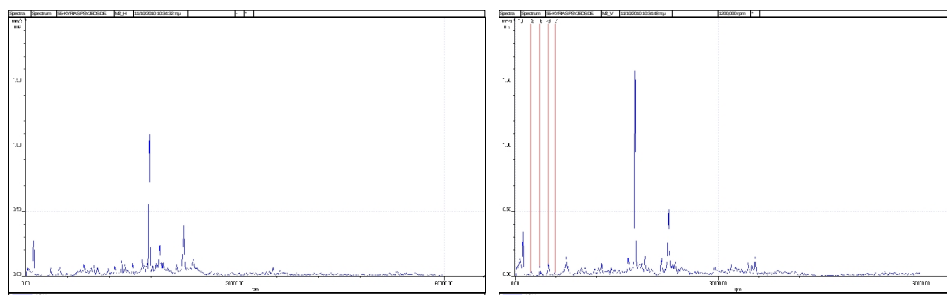
Σχήμα 5.4: Μέτρηση στην οριζόντια κατεύθυνση στο σημείο 1

Το φάσμα συχνοτήτων που καταγράφηκε στην κάθετη κατεύθυνση του ίδιου σημείου παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα 5.5.



Σχήμα 5.5: Μέτρηση στην κάθετη κατεύθυνση στο σημείο 1

Το φάσμα συχνοτήτων της μέτρησης στο σημείο Drive End (Σημείο 2) του κινητήρα στην οριζόντια και κάθετη κατεύθυνση, παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα 5.6. Είναι εμφανές ότι η παρουσία του χαρακτηριστικού peak επικρατεί σε όλες τις μετρήσεις. Ωστόσο το resolution της μέτρησης που είχε εκτελεστεί ($F_{max}=1000\text{Hz}$, lines=800) ήταν 3,75Hz δηλ. 225RPM, με συνέπεια να μην είναι εύκολα διακριτό το ποιος εκ των δύο τύπων εδράνων κύλισης ήταν αυτός που παρουσίαζε το πρόβλημα.



Σχήμα 5.6: Μέτρηση στην οριζόντια και κατακόρυφη κατεύθυνση στο σημείο 2

Η γνωμάτευση σχετικά με την λειτουργική κατάσταση της αντλίας, ήταν επιφυλακτική ως προς την δυνατότητα αξιόπιστης λειτουργίας της αντλίας. Αναλυτικότερη γνωμάτευση δεν μπορούσε να διατυπωθεί καθόσον δεν υπήρχαν ιστορικά στοιχεία παλαιότερων μετρήσεων κραδασμών της αντλίας. Η σύσταση προς το προσωπικό του πλοίου ήταν η ενδελεχής παρακολούθηση της συμπεριφοράς της αντλίας (τυχόν αύξηση θερμοκρασίας σε περιοχή εδράνων κύλισης, ύπαρξη θορύβου κατά τη λειτουργία, κτλ) και η επανάληψη των μετρήσεων εντός μηνός.

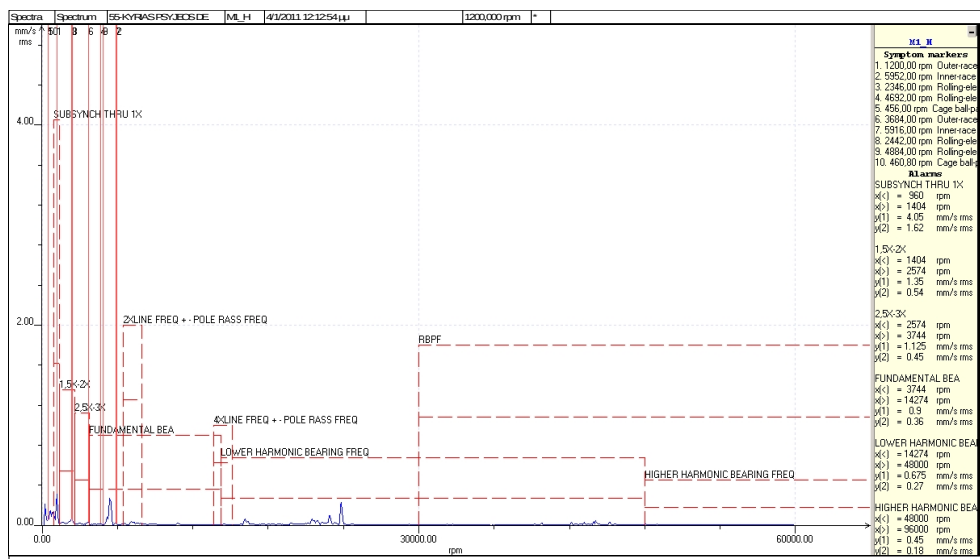
Ακολούθως μετά 100 ωρών λειτουργίας την 30/11/2010, ο κινητήρας της αντλίας σταμάτησε αιφνιδίως να λειτουργεί. Συγκεκριμένα κατά τη διάρκεια λειτουργίας της δεξιάς αντλίας Κυρίας Ψύξεως παρατηρήθηκε έντονος θόρυβος προερχόμενος από υδραυλικό μέρος με ταυτόχρονη υπερθέρμανση συγκριτικά με αντίστοιχο υδραυλικό αριστερής αντλίας, που επίσης λειτουργούσε εκείνη τη στιγμή.

Στη συνέχεια εξαρμώστηκε το υδραυλικό μέρος και αντικαταστάθηκαν τα ακόλουθα υλικά:

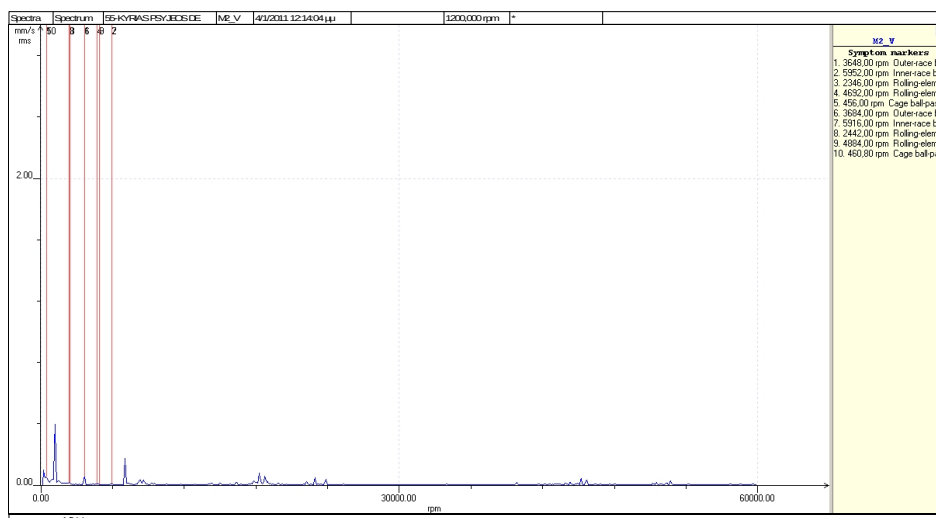
- Ένα Mechanical Seal
- Ένα έδρανο κύλισης SKF6309
- Ένας δακτύλιος αν/σης κελύφους
- Δακτύλιοι στεγανότητας
- Ένα κουζινέτο πυθμένος σταθερό
- Ένα κινητό κουζινέτο πυθμένος

Κατόπιν εκτελέστηκε επιθεώρηση κινητήρα όπου διαπιστώθηκε αστοχία στα δύο έδρανα κύλισης SKF 6313 2Z τα οποία και αντικαταστάθηκαν.

Εν συνεχεία εκτελέστηκαν μετρήσεις του σημείου 1 και σημείου 2 μετά την εκτέλεση των ανωτέρω εργασιών φαίνονται στα παρακάτω σχήματα 5.7, 5.8 όπου επιβεβαιώνεται η ορθή λειτουργία του κινητήρα/ αντλίας ψύξεως μετά την επισκευή.



Σχήμα 5.7: Μέτρηση στην οριζόντια κατεύθυνση στο σημείο 1



Σχήμα 5.8: Μέτρηση στην οριζόντια κατεύθυνση στο σημείο 2

5.3 2^η εφαρμογή (Αντλία πυρκαγιάς)

Τον Ιανουάριο του 2012 στα πλαίσια περιοδικών επιθεωρήσεων διαπιστώθηκαν υψηλοί κραδασμοί στην Νο3 αντλία πυρκαγιάς (Θαλασσινό νερό) σε Αρματαγωγό του ΠΝ. Εν λόγω αντλία λειτουργεί, συνεχώς, μια εκ παραδρομής από τις τρεις, έτσι ώστε να κρατά το δίκτυο πυρκαγιάς υπό συνεχή πίεση 8atm.

Τα λειτουργικά στοιχεία της αντλιας είναι τα κάτωθι:

- Ισχύς κινητήρα 50hp ή 37,3Kw
- Στροφές 1750rpm
- Έδρανα κύλισης κινητήρα SKF6216 C3
- Έδρανα κύλισης αντλίας SKF6311 C3

Πρόκειται για κινητήρα μεσαίου μεγέθους, με στήριξη σε πέδιλα όπως φαίνεται στο σχήμα 5.9.



Σχήμα 5.9: Αντλία πυρκαγιάς

Λαμβάνοντας υπόψη την ιπποδύναμη του κινητήρα καθώς και το ISO 10816 (όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα 5.10 ορίζονται τα όρια για την εν λόγω αντλία, τα οποία είναι τα κάτωθι:

- Alert: 4.5 mm/s
- Danger: 7.1 mm/s

ISO 10816

Παραλαβή καλο μετριο sos

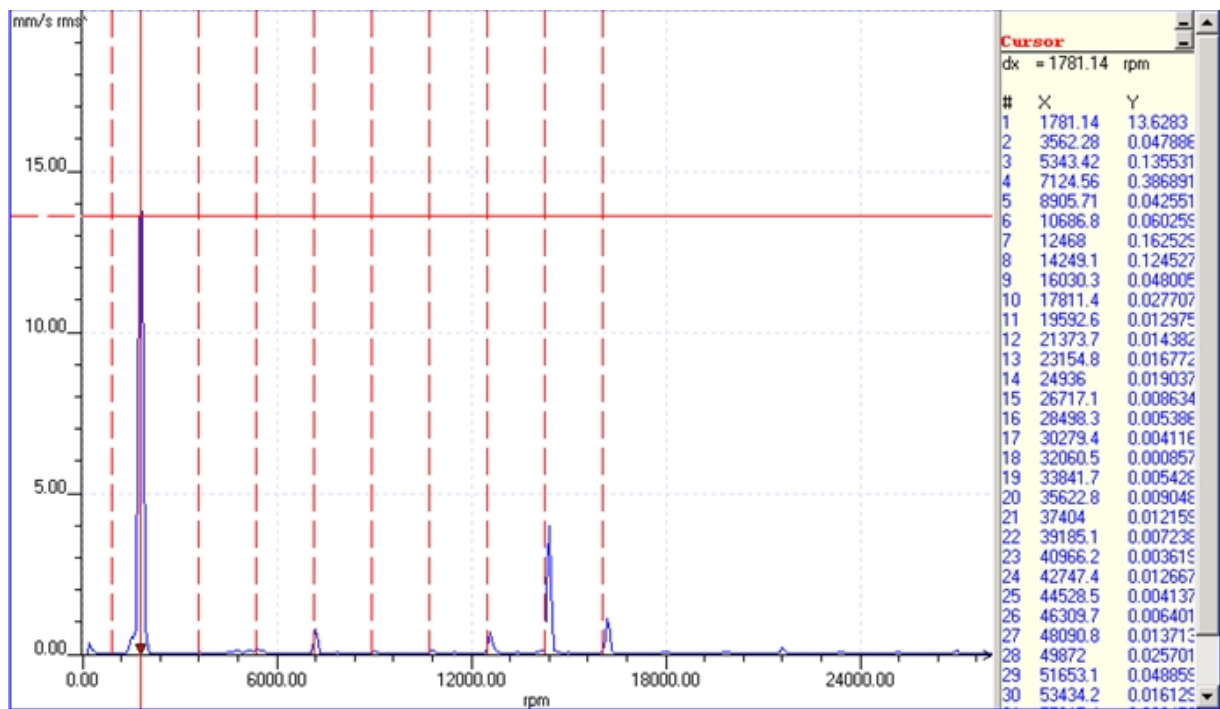
Vibration velocity (2 - 1000Hz / > 600 min ⁻¹ (2 - 1000Hz / > 1200 min ⁻¹)																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																									</
---	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----

Σχήμα 5.10: Όρια κατά ISO 10816

Κάνοντας την ανάλυση στην κάθετη μέτρηση διαπιστώνεται η πολύ υψηλή την 1^η αρμονική με τιμή 13,63mm/sec πολύ πάνω και από το όριο του 7,1mm/sec κατά ISO 10816.

Επίσης παρατηρούμε στο φάσμα άλλο ένα peak 3,522mm/sec.

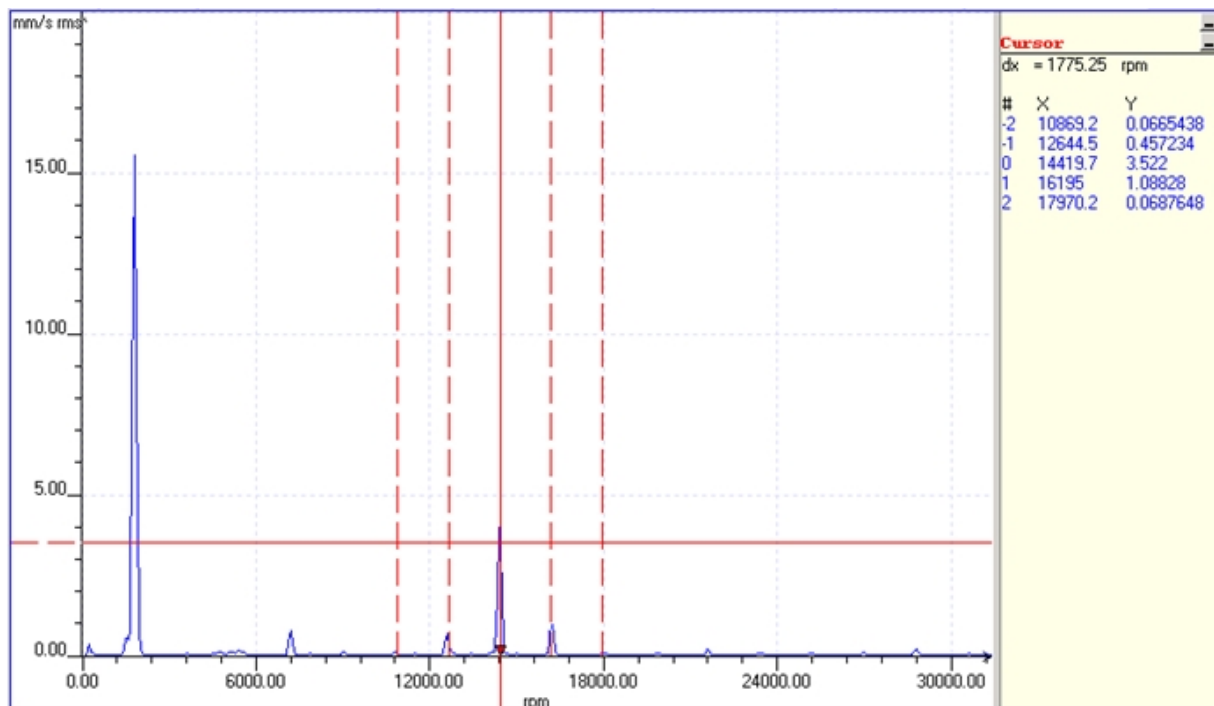
Όλα αυτά φαίνονται στο παρακάτω σχήμα 5.11



Σχήμα 5.11: Φάσμα κάθετης μέτρησης

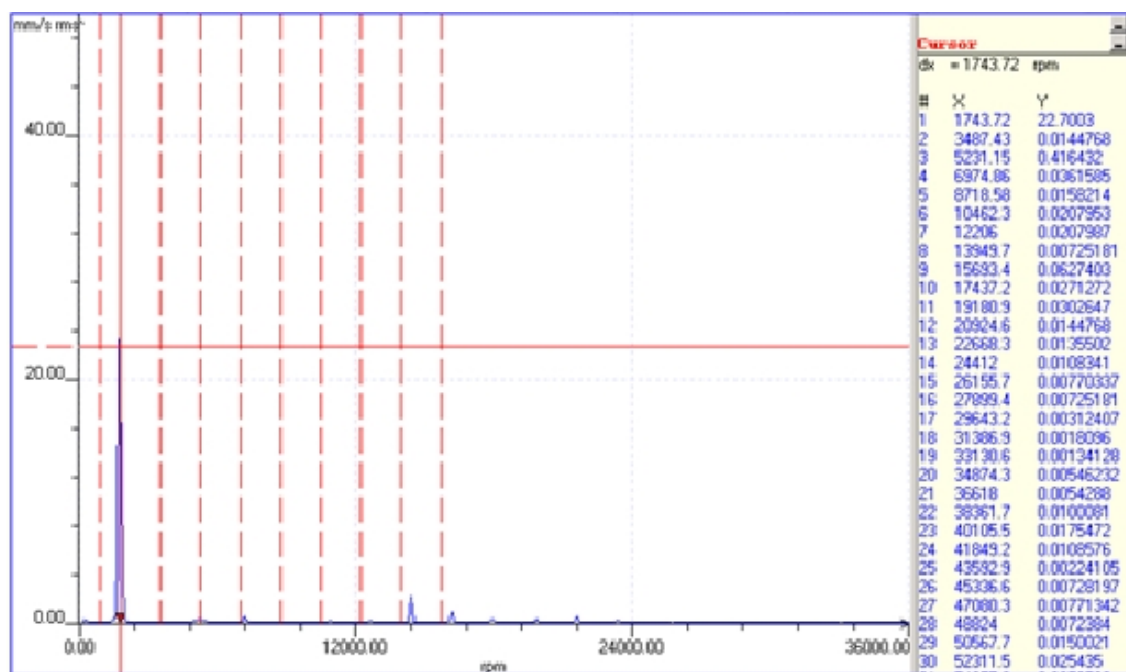
Αν και το peak στις 14420rpm είναι εντός ορίων εμπνέει ανησυχία γιατί παρατηρούμε πλευρικές (sidebands) οι οποίες είναι εκατέρωθεν του peak σε απόσταση περίπου ίση με τον αριθμό στροφών.

Αυτό μπορεί να το αντιληφθεί κανείς παρατηρώντας το παρακάτω σχήμα 5.12



Σχήμα 5.12: Peak στις 14420 rpm

Στο παρακάτω σχήμα 5.13 παρατηρούμε στην οριζόντια μέτρηση κραδασμών πάλι υψηλή 1^η αρμονική 22,7mm/sec.



Σχήμα 5.13: Φάσμα οριζόντιας μέτρησης

Λαμβάνοντας υπόψη όλα τα παραπάνω κάποιος καταλήγει στα κάτωθι συμπεράσματα:

- Η πολύ ισχυρή 1^η αρμονική στην οριζόντια και κατακόρυφη μέτρηση, αποδεικνύει απουσία ζυγοστάθμισης του άξονα, κυρίως λόγω ενός γεγονότος (όπως θραύση σε rotor bar, απώλεια υλικού ζυγοστάθμισης κ.α.) που έχουν σαν αποτέλεσμα την ανομοιόμορφη θέρμανση του άξονα και κάμψη αυτού.

- Στο σχήμα 5.12 παρατηρούμε ένα peak, σε συχνότητα που δεν είναι ακριβώς αρμονική της βασικής συχνότητας, το οποίο έχει και πλευρικές (sidebands) στη συχνότητα (ή στροφές) περιστροφής. Αυτό υποδηλώνει βλάβη 5^{ης} φάσης (stage 5 fault) στο ρουλεμάν. Οι πλευρικές (sidebands) δημιουργούνται κάθε φορά που περνάει μια μπίλια από την προβληματική περιοχή του ρουλεμάν, ειδικά στην περιοχή φορτίου.

Η γνωμάτευση για την συγκεκριμένη αντλία είναι ότι πιθανότατα έχει χαθεί η ζυγοστάθμιση της, και τα peak στο ρουλεμάν οφείλονται σε βλάβη του, η οποία μπορεί να οφείλεται, είτε σε αστοχία αυτού λόγω της απουσίας ζυγοστάθμισης, είτε σε χτύπημα από ελεύθερο μεταλλικό αντικείμενο.

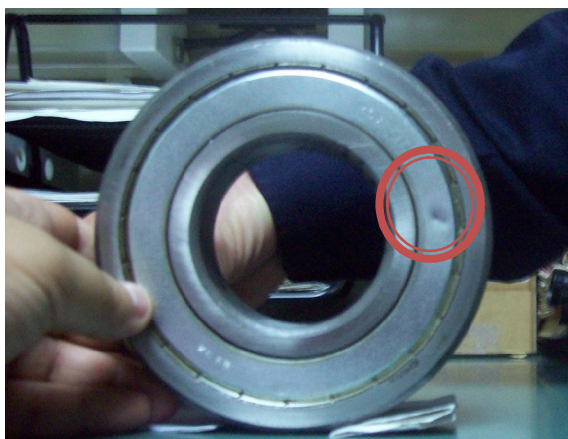
Οι οδηγίες προς το πλήρωμα του πλοίου ήταν η άμεση κράτηση της αντλίας και διερεύνηση αιτιών που προκαλούν την απώλεια ζυγοστάθμισης.

Μετά από επιθεώρηση εσωτερικών τμημάτων της αντλίας διαπιστώθηκε φθορά στον άξονα και απώλεια υλικού όπως φαίνεται στο σχήμα 5.14.



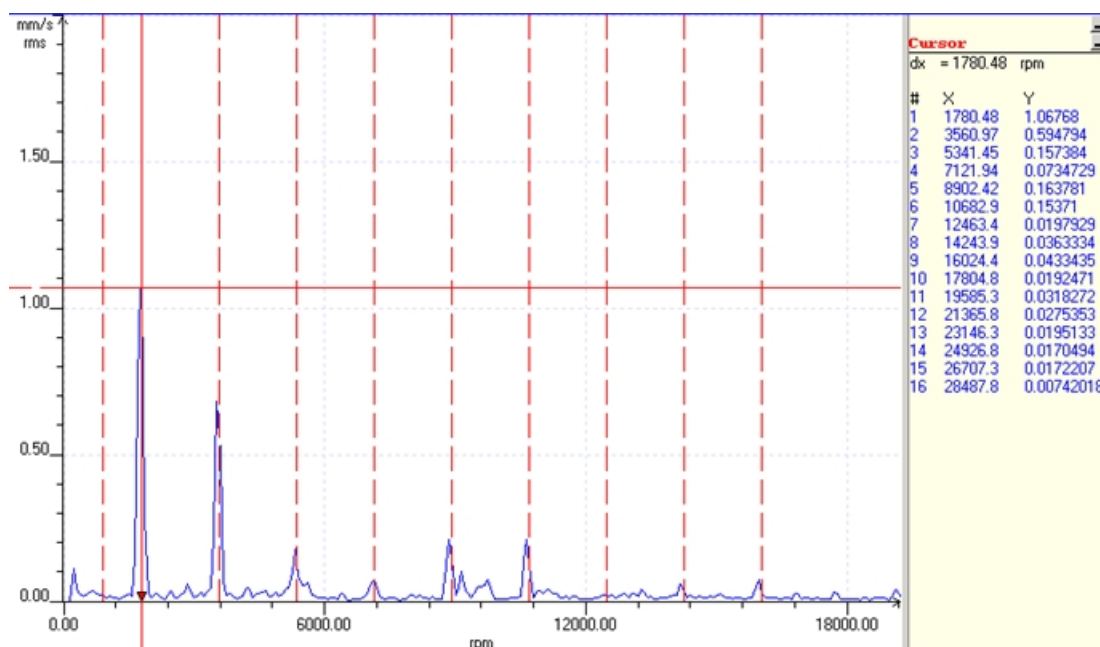
Σχήμα 5.14: Άξονας με εμφανή την φθορά του

Στο ρουλεμάν φαίνεται χτύπημα στα πλαϊνά, σχήμα 5.15, το οποίο κατά πάσα πιθανότητα προήλθε από απολεσθέν υλικού του άξονα. Σε αυτό το συμπέρασμα καταλήγει κάποιος διότι οι φθορές των ρουλεμάν εμφανίζονται πρώτα στο εσωτερικό τους. Η φθορά αυτή δικαιολογεί την ύπαρξη των συχνοτήτων. Το συγκεκριμένο ρουλεμάν μπορεί να ξαναχρησιμοποιηθεί, αλλά η πρόταση ήταν καθώς έχει φτάσει στο stage 5 ή stage 6 να αντικατασταθεί καθώς από μελέτες έχει προκύψει ότι σε αυτό το στάδιο το ρουλεμάν έχει το 5% της ζωής του.

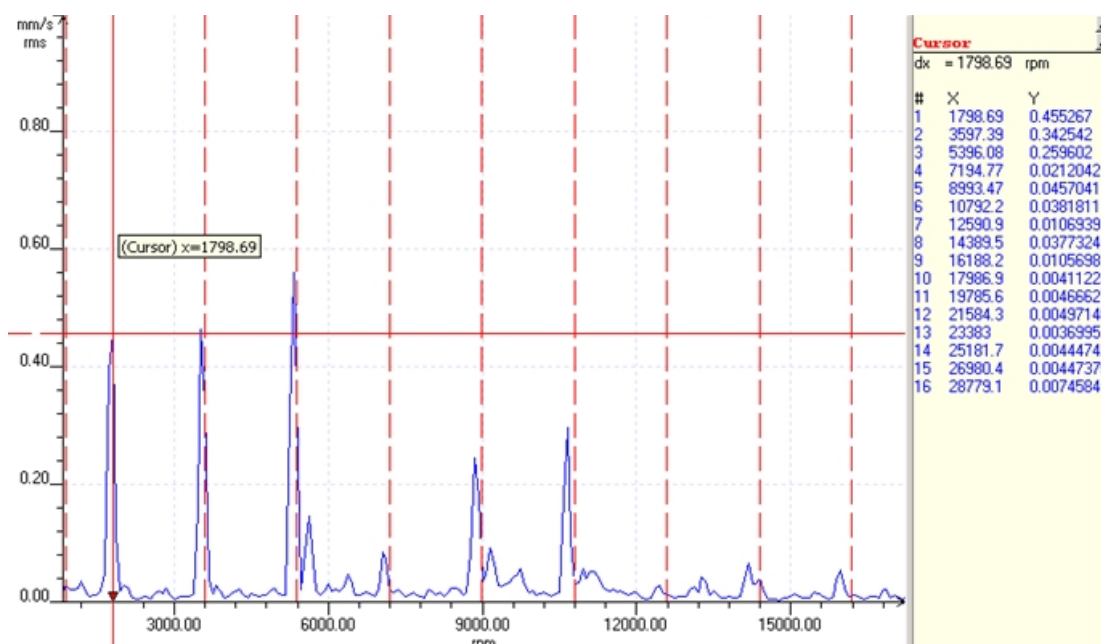


Σχήμα 5.15: Ρουλεμάν με χτύπημα

Έγινε αντικατάσταση του άξονα και του ρουλεμάν, και εκτελέστηκαν, εκ νέου μετρήσεις κραδασμών, όπου διαπιστώθηκε πλήρης εξάλειψη αυτών όπως φαίνεται στα σχήματα 5.16, 5.17.



Σχήμα 5.16: Μέτρηση μετά την αποκατάσταση κατά την κάθετη κατεύθυνση



Σχήμα 5.17: Μέτρηση μετά την αποκατάσταση κατά την οριζόντια κατεύθυνση

5.4 3^η εφαρμογή (Υπερπληρωτής - Μειωτήρας)

Τον Νοέμβριο του 2011, στα πλαίσια περιοδικών επιθεωρήσεων σε Κανονιοφόρο του Πολεμικού Ναυτικού εκτελέστηκαν μετρήσεις κραδασμών στα βασικά μηχανήματα – αντλίες του πλοίου.

Κατά την διάρκεια λήψεως μετρήσεων διαπιστώθηκαν υψηλοί κραδασμοί στον αριστερό στροβιλοφουσητήρα (Turbo) δεξιάς Κύριας Μηχανής (σχήμα 5.19).

Ο τύπος της μηχανής είναι Wartsila nohab 16V 25. Όπως είναι κατανοητό από τον τύπο της μηχανής πρόκειται για 16κυλινδρη μηχανή σε σχήμα V με δύο υπερπληρωτές, έναν για την δεξιά και έναν για την αριστερή πλευρά κυλίνδρων. Ο τύπος του turbo είναι ABB VTR254-11 SFUS 01 (σχήμα 5.18)



Σχήμα 5.18: Turbo



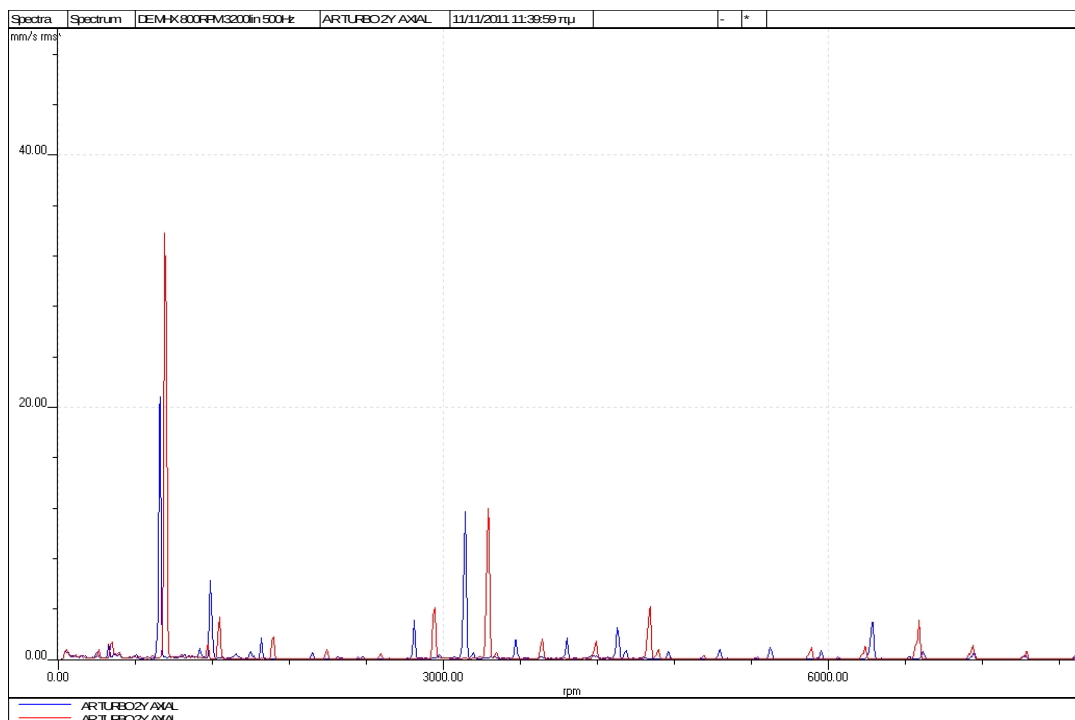
Σχήμα 5.18: Μηχανή Wartsila και το αριστερό της turbo

Οι τιμές των κραδασμών φαίνονται στο σχήμα 5.19 με το κόκκινο χρώμα. Το γεγονός ότι η 1^η αρμονική είναι ιδιαίτερα υψηλή και λαμβανομένου υπόψη ότι πρόκειται για υψηλόστροφο μηχανήμα (52000 rpm) ο αναλυτής οδηγείται στο συμπέρασμα ότι υπάρχει πρόβλημα ζυγοστάθμισης. Παίρνοντας μετρήσεις από όλο το σύστημα βλέπουμε ότι οι κραδασμοί είναι αυξημένοι και στην υπόλοιπη μηχανή καθώς και στον μειωτήρα σχήμα 5.) με το κόκκινο χρώμα.

Εν συνεχεία εκτελέστηκε εξάρμωση του turbo και εκτελέστηκε ζυγοστάθμιση αυτού.

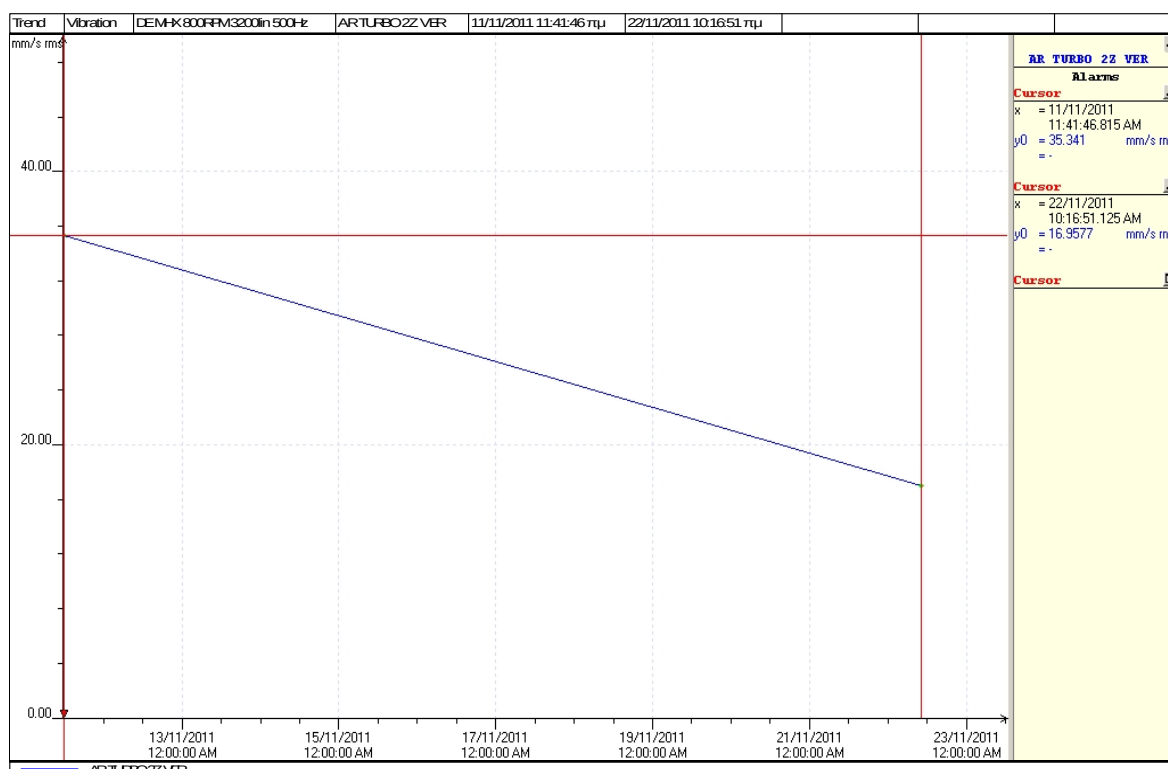
Μετά την επισκευή του επανατοποθετήθηκε και εκτελέστηκαν εκ νέου μετρήσεις κραδασμών.

Στο σχήμα 5.19 φαίνονται οι μετρήσεις κραδασμών στο επισκευασμένο turbo με το μπλε χρώμα. Είναι φανερό η πτώση των κραδασμών μετά την επισκευή του turbo.



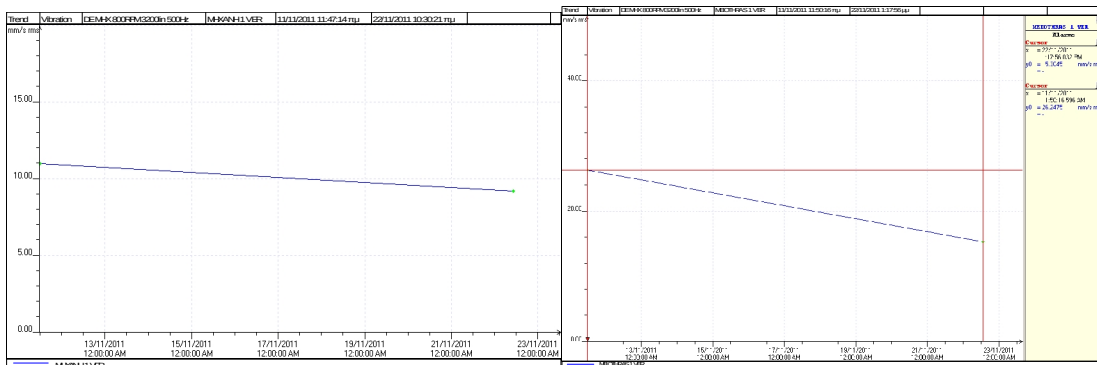
Σχήμα 5.19: Σύγκριση τιμών κραδασμών του turbo

Στο παρακάτω σχήμα 5.20 φαίνεται η πτώση των κραδασμών στο turbo. Βέβαια εδώ πρόκειται για την RMS τιμή.



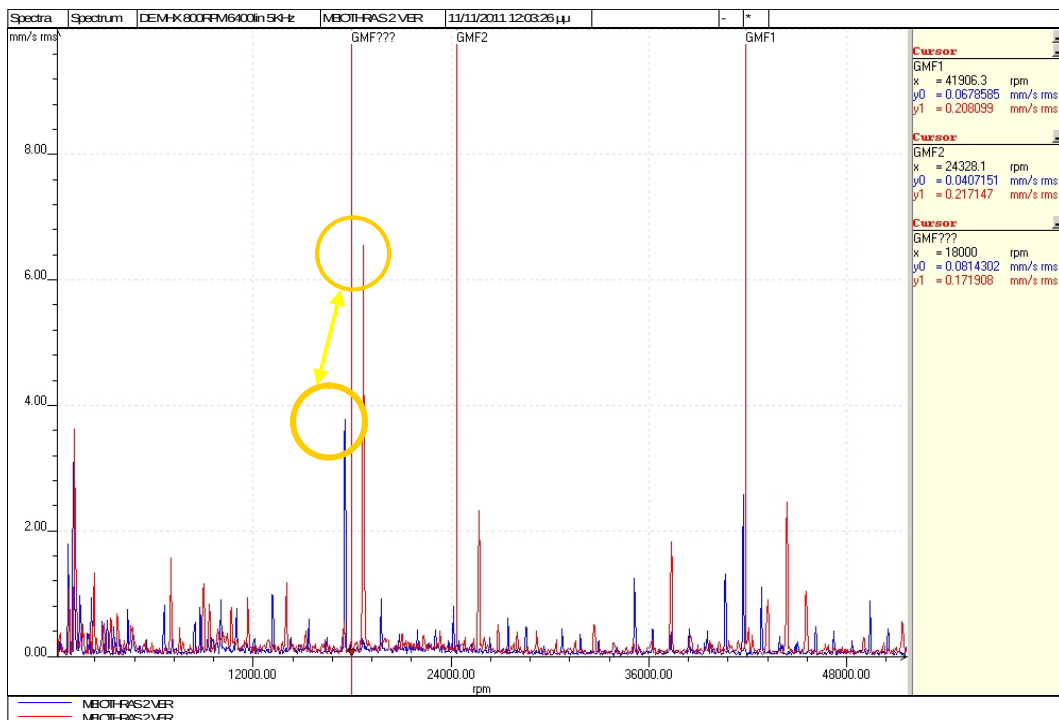
Σχήμα 5.20: Πτώση κραδασμών στο turbo (RMS τιμή)

Στο παρακάτω σχήμα 5.21 φαίνεται και πτώση των κραδασμών σε RMS τιμή στα υπόλοιπα μηχανήματα του συστήματος (μηχανή, μειωτήρα).



Σχήμα 5.21: Πτώση κραδασμών AP σε μηχανή και ΔΕ σε μειωτήρα

Στο σχήμα 5.22 φαίνονται οι διαφορές των κραδασμών στον μειωτήρα πριν και μετά την επισκευή του turbo. Με κόκκινο είναι πριν την επισκευή και με μπλε μετά. Η διαφοροποίηση στην συχνότητα (ελαφρά μετακίνηση προς τα αριστερά) οφείλεται στο ότι οι στροφές της μηχανής δεν ήταν ακριβώς οι ίδιες στις δύο μετρήσεις.

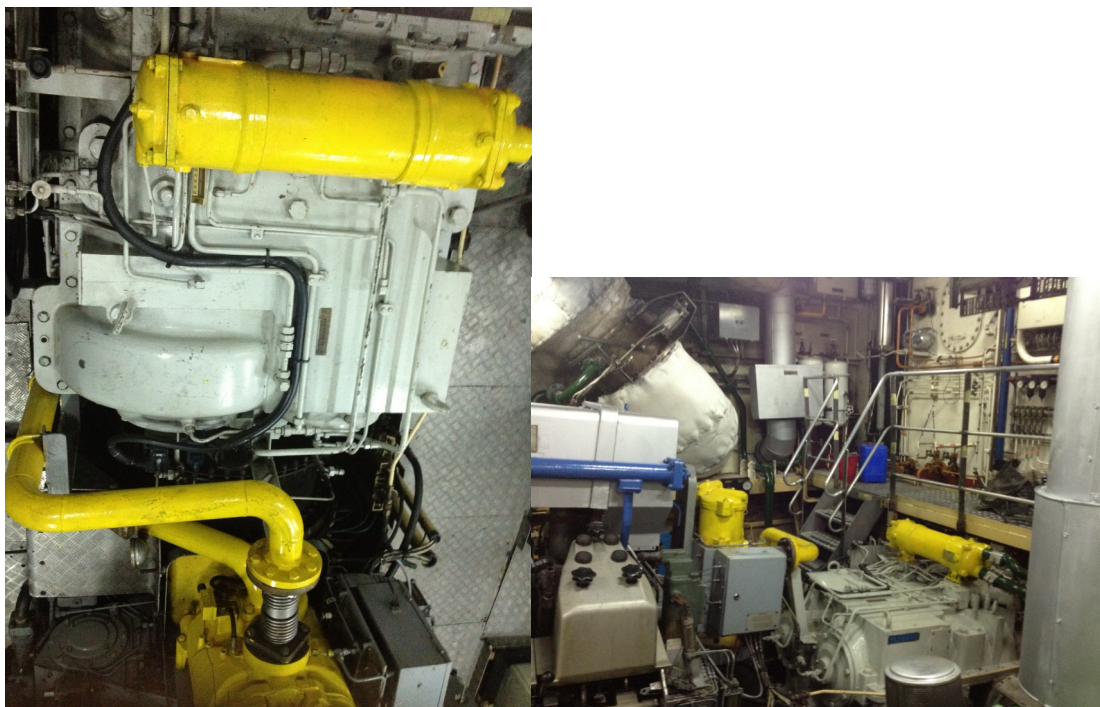


Σχήμα 5.22: Συγκριση τιμών στον μειωτήρα πριν και μετά την επισκευή του turbo

Παρατηρείται ότι στον μειωτήρα ο οποίος ευρίσκεται αρκετά μακριά από το turbo η τιμή των κραδασμών έπεσε αισθητά σε σχέση με την μηχανή.

Αυτή η μεγάλη πτώση των κραδασμών στον μειωτήρα, καθώς και το γεγονός ότι η επιθεώρηση του είναι αρκετά χρονοβόρα κοστίζει αρκετά λεφτά και πρόκειται για ένα από τα πιο σημαντικά μηχανήματα του πλοίου, οδηγεί τον αναλυτή να ψάξει λίγο πιο βαθιά το θέμα του μειωτήρα.

Ο μειωτήρας του πλοίου είναι FLENDER NAVILUS GWE49.54C και φαίνεται στο σχήμα 5.23.



Σχήμα 5.23: Μειωτήρας (AP φωτο είναι κάτοψη αυτού)

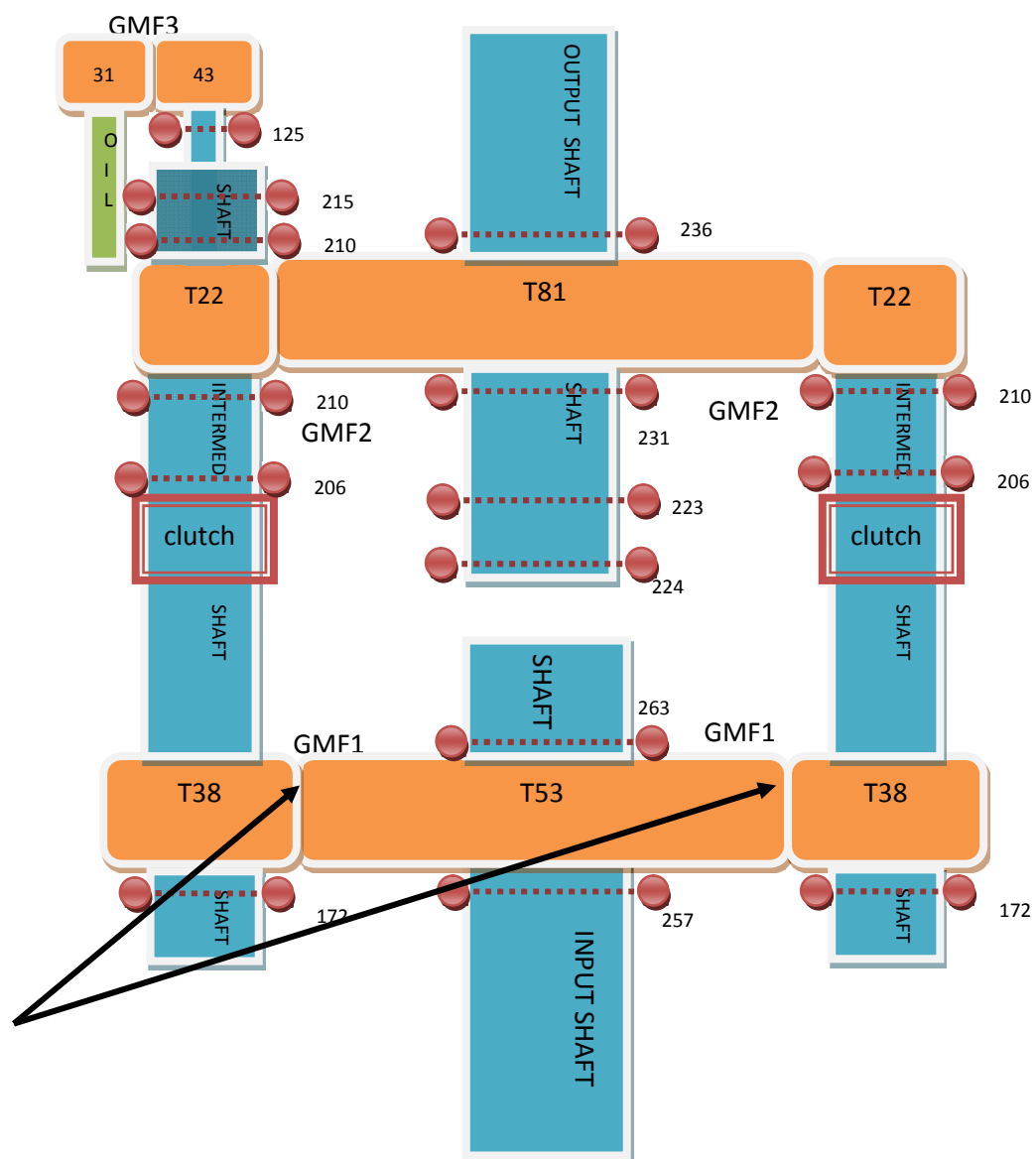
Στο παρακάτω σχήμα 5.24 φαίνεται το σχεδιάγραμμα του μειωτήρα πως είναι εσωτερικά πόσα δόντια έχουν τα γρανάζια του καθώς επίσης και ποιες είναι οι χαρακτηριστικές συχνότητες (GMF).

Ο αναλυτής ψάχνοντας τον μειωτήρα διαπιστώνει ότι στην αξονική μέτρηση παρουσιάζεται ένα peak στην GMF1 όπως φαίνεται στο σχήμα 5.25 με ταυτόχρονη ύπαρξη των sidebands στην ταχύτητα περιστροφής του γραναζιού.

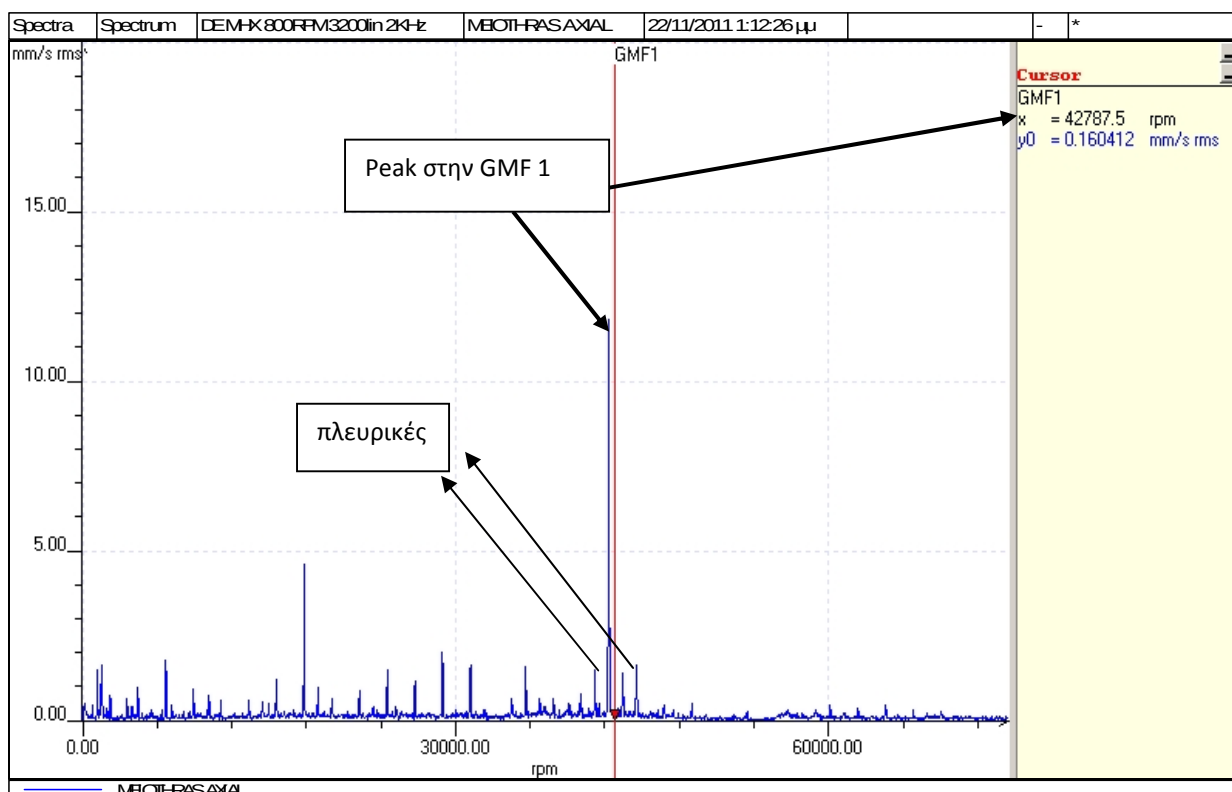
Το συμπέρασμα που εξάγεται είναι ότι έχουμε φθορά επί οδόντος, και μάλιστα λόγω του GMF1, είναι δυνατόν να καταλάβουμε σε ποιο κομμάτι του μειωτήρα. Στο σχήμα 5.24 φαίνεται ότι είναι στην είσοδο του μειωτήρα (προς την πλευρά της μηχανής).

Δεδομένου ότι οι μετρήσεις πριν ήταν καλές, ότι το προβληματικό δόντι είναι στην πλευρά της εισόδου του μειωτήρα καθώς και των ωρών λειτουργίας (πάρα πολλές), ο αναλυτής οδηγείται στο συμπέρασμα ότι κατά πάσα πιθανότητα οι υψηλοί κραδασμοί του turbo δημιούργησαν το πρόβλημα.

Δεδομένου ότι ο μειωτήρας είναι ένα μηχάνημα που είναι πολύ δύσκολο να ανοιχτεί οι οδηγίες που δόθηκαν προς το πλήρωμα του πλοίου είναι να παρακολουθεί τις λειτουργικές παραμέτρους του μειωτήρα και να επανέλθει με νέα μέτρηση κραδασμών για να διαπιστωθεί αν έχει επιδεινωθεί η κατάσταση.



Σχήμα 5.24: Σχέδιο μειωτήρα όπου φαίνονται οι συχνότητες GMF



Σχήμα 5.25: Μέτρηση στην αξονική κατεύθυνση του μειωτήρα

6. Σύνοψη

Συνοψίζοντας παρατηρούμε στην 1^η περίπτωση η λάθος εκτίμηση του αναλυτή, ή μάλλον δεν μπορούμε να την χαρακτηρίσουμε σαν λάθος, αλλά σαν απειρία, οδήγησε στην αυτόματη κράτηση της αντλίας κυρίας ψύξεως της Φρεγάτας.

Βέβαια είναι σημαντικό στοιχείο ότι δεν υπήρχαν στο αρχείο μετρήσεις από το παρελθόν της συγκεκριμένης αντλίας.

Αυτή η λάθος εκτίμηση κόστισε την φθορά και αντικατάσταση 7 υλικών με κόστος περί τα 7500 ευρώ καθώς και περίπου 50 εργατοώρες. Αν ο αναλυτής προέβαινε στην αντικατάσταση του ρουλεμάν που προκάλεσε το πρόβλημα, με ένα κόστος περί τα 50 ευρώ και με 20 εργατοώρες, θα είχε λυθεί το πρόβλημα.

Στην 2^η περίπτωση ο αναλυτής με την σωστή εκτίμηση πρόλαβε την σοβαρή βλάβη της αντλίας πυρκαγιάς του Αρματαγωγού. Μπόρεσε να δει και το πρόβλημα που προέκυψε μετέπειτα στο ρουλεμάν, από κάποιο απολεσθέν κομμάτι του άξονα, το οποίο σε βάθος χρόνου, θα δημιουργούσε και αυτό σοβαρή ζημιά στην αντλία.

Στην 3^η περίπτωση ο αναλυτής διαπίστωσε το πρόβλημα ζυγοστάθμισης στο turbo. Σαν σκέψη είναι απόλυτα σωστή γιατί το turbo είναι ένα πολύστροφο μηχανήμα (52000 rpm) που έχει σαν αποτέλεσμα με την παραμικρή απώλεια μάζας να έχει πολλούς κραδασμούς.

Επίσης πολύ σωστά έπραξε ο αναλυτής να ψάξει και τα υπόλοιπα μηχανήματα του συστήματος μια και οποιοσδήποτε κραδασμός δημιουργεί προβλήματα στα μηχανήματα με τα οποία έχει μηχανική σύνδεση.

Έτσι στην μηχανή δεν μπορεί να διαπιστώσει πολλά πράγματα, λόγω της φύσεως της, αλλά στον μειωτήρα μπορεί. Πρέπει να εστιάσει στον μειωτήρα, γιατί πρόκειται για μηχανήματα του οποίου ενδεχόμενη βλάβη, θα ακινητοποιήσει το πλοίο και η επισκευή του είναι πολύ χρονοβόρα, και κοστίζει πάρα πολλά.

Εστιάζοντας στον μειωτήρα βρέθηκε πρόβλημα σε γρανάζι εισόδου το οποίο σύμφωνα με τον αναλυτή προέρχεται από τους υψηλούς κραδασμούς του turbo.

Λαμβάνοντας υπόψη, ότι ενδεχόμενη επισκευή του γραναζιού θα κρατήσει ακίνητο το πλοίο για περίπου 3 μήνες, την επιχειρησιακή απασχόληση του πλοίου, το πρόβλημα δεν είναι τόσο οξύ, το πλοίο πρόκειται να πέσει σε γενική επισκευή σε 6 μήνες, δόθηκε μία παράταση 3 μηνών μέχρι τον επόμενο επανέλεγχο του προβλήματος.

Από τις τρεις περιπτώσεις, προκύπτει, ότι δεν υπάρχει καμία περίπτωση, ίδια με άλλη. Ο αναλυτής πρέπει να έχει εκτός από γνώσεις, και εμπειρία, για να μπορεί να εκτιμήσει, κάθε περίπτωση ξεχωριστά, και ως μοναδική.

Τέλος σε κάθε περίπτωση πρέπει να λαμβάνονται υπόψη, πριν οποιαδήποτε απόφαση, το κόστος επισκευής, ενδεχόμενη βλάβη τι αντίκτυπο θα έχει στην εγκατάσταση, καθώς και τον χρόνο που απαιτείται για την επισκευή του.

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Practical Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance, Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, 2008
- [2] Use of Vibration Analysis to Detect a Variety of Machine Problems using Technical Associates, James E. Berry, Technical Associates of Charlotte, PC, 2009
- [3] Mobius Vibration iLearnVibration Training Program
- [4] Setting Vibration Alarm Specifications, Barry Ardell, 2000
- [5] Beginning Vibration Analysis with Basic Fundamentals, Jack Peters