

ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ & ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΟΥ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

Κατασκευή πειραματικής διάταξης εδράνων κύλισης και μελέτη της συμπεριφοράς ένσφαιρων τριβέων με ελεγχόμενους ρύπους στο λιπαντικό



Διπλωματική Εργασία

Άγγελος Μ. Ατσάς

Επιβλέπων: Θ. Ν. Κωστόπουλος Αναπλ. Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Μάρτιος 2013

ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ & ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

Κατασκευή πειραματικής διάταξης εδράνων κύλισης και μελέτη της συμπεριφοράς ένσφαιρων τριβέων με ελεγχόμενους ρύπους στο λιπαντικό

Διπλωματική Εργασία

Άγγελος Μ. Ατσάς

Επιβλέπων: Θ. Ν. Κωστόπουλος Αναπλ. Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Μάρτιος 2013

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη και η κατασκευή μιας πειραματικής διάταξης εδράνων κύλισης και η διεξαγωγή, με τη χρήση της, πειραμάτων ελέγγου της συμπεριφοράς ένσφαιρων εδράνων (ένσφαιρων τριβέων), συγκεκριμένα των SKF 1207 EKTN9, με την προσθήκη ρύπων διαφορετικής σκληρότητας και κοκκομετρίας στο λιπαντικό. Η διάταξη που χρησιμοποιήθηκε είναι πρωτότυπη ιδιοκατασκευή που σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε στο εργαστήριο Στοιχείων Μηγανών του Ε.Μ.Π. με υλικά του εμπορίου και με χρήση υπάρχοντος εξοπλισμού. Σκοπός των πειραμάτων είναι η μελέτη της συμπεριφοράς και των αστοχιών που παρουσιάζονται σε έδρανα κύλισης στα όποια μεταβάλλεται ο συντελεστής ρυπαρότητας (contamination factor) ο οποίος, μεταξύ άλλων, είναι υπεύθυνος για τη μεταβολή της ονομαστικής διάρκειας ζωής των εδράνων συμφώνα με το ISO 281. Ο συντελεστής αυτός μεταβλήθηκε στα πειράματα που διεξήχθησαν, με την προσθήκη ρύπων στο γράσο SKF LGMT3 που χρησιμοποιήθηκε για την λίπανση των εδράνων/δοκιμίων. Οι ρύποι είναι δύο υλικών, χάλυβας και κορούνδιο, σε τέσσερεις διαφορετικές κοκκομετρίες ο καθένας (8 πειράματα). Τα πειράματα διεξήχθησαν για προκαθορισμένα χρονικά διαστήματα και καθ' όλη τη διάρκεια της λειτουργίας, τα σήματα ταλαντώσεων των εδράνων συλλέγονταν και καταγράφονταν. Μετά το πέρας κάθε πειράματος, πραγματοποιήθηκε οπτικός έλεγχος των χαρακτηριστικών της επιφάνειας κύλισης των εδράνων, με χρήση στερεοσκοπίου, ώστε να διαπιστωθεί ποιοτικά το επίπεδο φθοράς τους. Από τα δεδομένα που συλλέχτηκαν έγινε αξιολόγηση της κατάστασης κάθε εδράνου σε σχέση με τους ρύπους που χρησιμοποιήθηκαν.

NATIONAL TECHICAL UNIVERSITY OF ATHENS SCHOOL OF MECHANICAL ENGINEERING SECTION OF MECHANICAL DESIGN & AYTOMATIC CONTROL LABORATORY OF MACHINE ELEMENTS

A rolling bearing test rig and study of the behavior of ball bearings under controlled contaminated lubrication

Diploma Thesis

Angelos M. Atsas

Supervisor: T. N. Costopoulos Associate Professor NTUA

Athens, March 2013

In this diploma thesis a rolling bearing test rig was designed and constructed for the experimental study of ball bearings, especially the SKF 1207 EKTN9, under controlled contaminated lubrication with particles of different size and hardness. The test rig was designed and constructed in the laboratory of NTUA Machine Elements with commercial materials and existing equipment. The experiments study the behavior and failures occurring in rolling bearings when the contamination factor is changing, a factor that is responsible, among other things, for the modification of bearing rating life, according to ISO 281. In experiments the contamination factor was changing due to addition of particle contaminants to the SKF LGMT3 grease used to lubricate the bearings. The particles are of two materials, steel and corundum, in four different sizes each one (8 experiments). The experiments were performed for predetermined intervals and throughout the course of operation, the vibration signal of bearings collected and recorded. After each experiment, a visual inspection of the characteristics of the rolling surface of the bearings performed, using a stereoscope to estimate qualitatively the wear progress. From the data collected the condition of the bearing was evaluated according to the contaminants were used.

Πρόλογος

Τα έδρανα κύλισης αποτελούν, ίσως, το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο στοιχείο μηχανής, σε μια πληθώρα εφαρμογών της σύγχρονης μεταβιομηχανικής κοινωνίας. Η ποικιλία των εφαρμογών, εκτίνεται από απλούς μηχανισμούς της καθημερινότητας έως σύνθετα βιομηχανικά συστήματα όπως οι αεροπορικοί κινητήρες, οι εργαλειομηχανές και οι μηχανισμοί μετάδοσης ισχύος. Μέχρι τα μέσα του προηγούμενου αιώνα ο σχεδιασμός και η κατασκευή εδράνων κύλισης ήταν περισσότερο τέχνη παρά επιστημονική διαδικασία. Ωστόσο οι απαιτήσεις της βιομηχανίας για έδρανα υψηλής γεωμετρικής ακρίβειας αλλά και αντοχής οδήγησε τους κατασκευαστές στην ανάπτυξη επιστημονικής έρευνας σε κλάδους της Μηχανολογίας, και όχι μόνο, με σκοπό τη βελτίωση των χαρακτηριστικών των εδράνων αλλά και την κατασκευή νέων, που θα κάλυπταν τις αυξημένες απαίτησης των νέων εφαρμογών.

Επειδή τα έδρανα κύλισης είναι ουσιαστικά οι στηρίξεις των κινούμενων στοιχείων (άξονες/άτρακτοι), επάνω σε ακίνητα (βάσεις, κελύφη κ.λπ.) παραλαμβάνουν μεγάλο ποσοστό των διακινούμενων φορτίων. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την καταπόνηση των εδράνων που σταδιακά οδηγεί στην αστοχία τους. Ωστόσο οι πρακτικές εφαρμογές έχουν δείξει πως η καταστροφή τους συνήθως οφείλεται σε εσφαλμένη διαχείριση (πλημμελής λίπανση, κακή τοποθέτηση, κ.λπ.) παρά στην εξάντληση του ωφέλιμου ορίου ζωής τους. Έτσι κρίνεται αναγκαία η επιστημονική έρευνα στον τομέα της Συντήρησης Μηχανών.

Με αφορμή την ενασχόληση του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών του Ε.Μ.Π. με θέματα προβλεπτικής συντήρησης και συντήρησης ακριβείας εκπονείται το παρόν, με σκοπό την πειραματική μελέτη της λειτουργικής συμπεριφοράς και της φθοράς που υφίσταται σε έδρανα κύλισης, στα οποία παρεμβάλλονται ξένα σώματα, υπό τη μορφή μεταλλικών σωματιδιακών ρύπων.

Με την ολοκλήρωση αυτής της διπλωματικής εργασίας, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Αναπληρωτή Καθηγητή κ. Θεόδωρο Κωστόπουλο, διευθυντή του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών, για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε στην ανάθεση αυτού του θέματος. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω τον υποψήφιο Διδάκτορα Αντώνιο Στάθη για την άψογη συνεργασία που είχαμε καθώς και το μέλος ΕΤΕΠ του Εργαστηρίου Οχημάτων, Διονύσιο Ασβεστά για την συμβολή του στην κατασκευή της πειραματικής διάταξης. Τέλος θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου για την υποστήριξή της.

Άγγελος Μ. Ατσάς

Αθήνα, Μάρτιος 2013

Περιεχόμενα

Κεφάλαιο 1 - Συντήρηση μηχανών

1.1 Γενικά	. 13
1.2 Επισκευαστική Συντήρηση – Reactive Maintenance	. 15
1.3 Προληπτική Συντήρηση – Preventive Maintenance	. 16
1.4 Προβλεπτική Συντήρηση – Predictive Maintenance	. 17
1.5 Συντήρηση Ακριβείας – Design-Out Maintenance	. 20
1.6 Μέθοδος ανάλυσης ταλαντώσεων – Vibration Monitoring	. 23
1.6.1 Βασικές αρχές ταλαντώσεων	. 23
1.6.2 Αρμονική ταλάντωση	. 24
1.6.3 Παράμετροι πλάτους αρμονικής ταλάντωσης	. 28
1.6.4 Διεθνής τυποποίηση – ISO 10816	. 29
1.6.5 Αισθητήρες	. 32
1.6.6 Ανάλυση στο πεδίο συχνότητας – Fast Fourier Transform (FFT)	. 35

Κεφάλαιο 2 - Βασικές έννοιες τριβολογίας

2.1 Γενικά	
2.2 Επιφανειακές τάσεις Hertz	
2.2.1 Σφαιρική επαφή	
2.2.2 Κυλινδρική επαφή	
2.3 Τριβή	
2.3.1 Ο μηχανισμός τριβής	
2.3.2 Παράμετροι λειτουργίας τριβικού συστήματος	
2.3.3 Περιπτώσεις καταπόνησης τριβής	
2.4 Φθορά	
2.4.1 Τύποι φθοράς	
2.4.2 Μέθοδοι εκτίμησης φθοράς	
2.5 Λίπανση	
2.5.1 Υδροδυναμική λίπανση	
2.5.2 Ελαστοϋδροδυναμική λίπανση	53
2.5.3 Οριακή λίπανση	
2.5.4 Υδροστατική λίπανση	54
2.5.5 Στερεά λίπανση	54
2.6 Λιπαντικά	

2.6.1 Υγρά λιπαντικά	55
2.6.2 Λίπη – Γράσα	56

Κεφάλαιο 3 – Έδρανα κύλισης

3.1 Γενικά	. 57
3.2 Τύποι εδράνων κύλισης	. 58
3.3 Γεωμετρικά στοιχεία εδράνων κύλισης	. 61
3.3.1 Γωνία επαφής και αξονική χάρη	. 62
3.3.2 Ελεύθερη γωνία απόκλισης	. 63
3.3.3 Καμπυλότητα και σχετική καμπυλότητα	. 64
3.4 Κινηματικά στοιχεία εδράνων κύλισης	67
3.4.1 Ταχύτητα κλωβού	. 67
3.4.2 Ταχύτητα στοιχείου κύλισης	. 68
3.5 Φόρτιση εδράνων κύλισης	. 69
3.5.1 Φόρτιση σφαίρας-αύλακας	. 69
3.5.2 Σχέση φορτίου - μετατόπισης	. 70
3.5.3 Έδρανα υπό ακτινικό φορτίο	. 71
3.6 Διάρκεια ζωής εδράνων κύλισης	. 74
3.6.1 Θεωρία Weibull	. 75
3.6.2 Θεωρία Lundberg-Palmgren	. 76
3.6.3 Θεωρία Ioannides-Harris	. 76
3.6.4 Θεωρία Zaretsky	. 77
3.6.5 Η διάρκεια ζωής L_{10}	. 77
3.6.6 Υπολογισμός διάρκειας ζωής ISO 281	. 78
3.6.7 Τροποποιημένη διάρκεια ζωής ISO 281	. 79
3.7 Λίπανση εδράνων κύλισης	. 80
3.7.1 Επιλογή λιπαντικού	. 80
3.7.2 Αναλίπανση και αντικατάσταση λιπαντικού	. 83
3.8 Υλικά εδράνων κύλισης	. 83
3.9 Συχνότητες αναμονής βλαβών εδράνων κύλισης	85

Κεφάλαιο 4 – Πειραματική διάταξη

4.1 Γενικά	87
4.2 Προκαταρτικοί υπολογισμοί	89
4.2.1 Εκλογή απόστασης εδράσεων	90
4.2.2 Έλεγχος επάρκειας διαμέτρου άξονα	91
4.3 Έλεγχος αντοχής άξονα	91

4.3.1 Καθορισμός αποστάσεων	
4.3.2 Έλεγχος αντοχής άξονα σε κόπωση	
4.3.3 Ελαστική γραμμή άξονα	
4.4 Εκλογή εξαρτημάτων	
4.4.1 Ηλεκτροκινητήρας	
4.4.2 Ελαστικός σύνδεσμος – Κόμπλερ	
4.4.3 Έδρανα κύλισης	
4.4.4 Ιδιοκατασκευή επιβολής ακτινικού φορτίου	
4.5 Σκαρίφημα πειραματικής διάταξης	
4.6 Υπολογισμός διάρκειας ζωής εδράνων κύλισης	101
4.6.1 Υπολογισμός διάρκειας ζωής εδράνου SKF 1207 EKTN9	101
4.6.2 Διάρκεια ζωής εδράνων πειραματικής διάταξης	102
4.7 Κρίσιμος αριθμός στροφών	102
4.8 Συχνότητες αναμονής βλαβών εδράνων κύλισης	104
4.9 Κατασκευή πειραματικής διάταξης	104

Κεφάλαιο 5 – Πειράματα

5.1 Περιγραφή πειραμάτων	109
5.2 Εξοπλισμός συλλογής δεδομένων	
5.3 Προετοιμασία πειραμάτων	
5.3.1 Προετοιμασία λιπαντικού	
5.3.2 Προετοιμασία μετρητικών	
5.4 Εκτίμηση e_C & τροποποιημένη διάρκεια ζωής	

Κεφάλαιο 6 - Αποτελέσματα-Συμπεράσματα

6.1 Αποτελέσματα	117
6.2 Παρατηρήσεις – Συμπεράσματα	
6.2.1 Πειράματα με ρύπους χάλυβα	
6.2.2 Πειράματα με ρύπους κορούνδιου	
6.2.3 Γενικά συμπεράσματα	
6.3 Επίλογος και μελλοντική έρευνα	136
Παράρτημα Α – Κατάλογοι εξαρτημάτων	137
Παράρτημα B – Σκαρίφημα πειραματικής διάταξης	
	145
Βιρλιογραφια	145

Κεφάλαιο 1 - Συντήρηση μηχανών

1.1 Γενικά

Στο σύγχρονο βιομηχανικό περιβάλλον οι αυξημένες τεχνολογικές απαιτήσεις από μέρους του μηχανολογικού εξοπλισμού έχουν οδηγήσει στον σχεδιασμό και στην κατασκευή σύνθετων μηχανών οι οποίες απαρτίζονται από πληθώρα εξαρτημάτων. Η απρόσκοπτη λειτουργία αυτών είναι απαραίτητη για μια ομαλή παραγωγική διαδικασία. Η ομαλή λειτουργία συνεπάγεται υψηλό βαθμό απόδοσης, υψηλή αξιοπιστία, ελάχιστες περιβαλλοντικές επιπτώσεις και ασφάλεια για το τεχνικό προσωπικό που έρχεται σε άμεση επαφή με τις μηχανές. Για να επιτευχθούν όλα τα παραπάνω είναι αναγκαίο να γίνεται συντήρηση στον ηλεκτρομηχανολογικό εξοπλισμό εφαρμόζοντας προδιαγεγραμμένες διαδικασίες σε συγκεκριμένους χρόνους.

Ως συντήρηση ορίζεται το σύνολο των ενεργειών που πρέπει να γίνουν ώστε να αποφευχθεί η αστοχία μιας μηχανής ή των εξαρτημάτων της. Στατιστικά στοιχεία περασμένων δεκαετιών δείχνουν ότι οι βιομηχανικές εγκαταστάσεις δεν δαπανούν αρκετούς πόρους στη συντήρηση του μηχανολογικού εξοπλισμού. Συνήθως αναμένουν την εμφάνιση βλαβών ώστε να προβούν στις κατάλληλες ενέργειες [1]. Ο ηλεκτρομηχανολογικός εξοπλισμός έχει πεπερασμένη διάρκεια ζωής η οποία καθορίζεται από τις προδιαγραφές και το περιβάλλον λειτουργίας του.

Η ανάγκη για συντήρηση προκύπτει όταν υπάρχει βλάβη ή όταν επίκειται βλάβη. Ιδανικά η συντήρηση εφαρμόζεται ώστε να εξασφαλιστεί η απρόσκοπτη λειτουργία των μηχανών τουλάχιστον για την ωφέλιμη διάρκεια ζωής των εξαρτημάτων. Παρακάτω φαίνονται γραφικά τα σταδία της διάρκειας ζωής ενός στοιχείου μηχανής σε συνάρτηση με την πιθανότητα αστοχίας του [2]. Ο Υ άξονας αντιπροσωπεύει την πιθανότητα εμφάνισης βλάβης και ο Χ άξονας τον χρόνο. Η καμπύλη γνωστή και ως "The bathtub curve" χωρίζεται σε τρία τμήματα.

- 1. Νηπιακή θνησιμότητα
- 2. Σταθερή & Ωφέλιμη διάρκεια ζωής
- 3. Φθορά



Σχήμα 1.1 Πιθανότητα αστοχίας στοιχείου μηχανής συναρτήσει του χρόνου

Η αρχική περίοδος της νηπιακής θνησιμότητας χαρακτηρίζεται από υψηλή πιθανότητα αστοχίας η οποία στη συνέχεια μειώνεται. Οι περισσότερες βλάβες αυτής της περιόδου σχετίζονται με κακό σχεδιασμό του εξαρτήματος, κακή τοποθέτηση ή λανθασμένη χρήση. Η νηπιακή θνησιμότητα ακολουθείται από μια περίοδο σταθερής πιθανότητας αστοχίας γνωστή σαν ωφέλιμη διάρκεια ζωής. Τελευταία, η περίοδος φθοράς χαρακτηρίζεται από μια ραγδαία αύξηση της πιθανότητας αστοχίας. Ωστόσο έρευνες κυρίως στην αεροπορική βιομηχανία έχουν καταρρίψει αυτή την θεωρία εξέλιξης της ζωής των εξαρτημάτων ισχυριζόμενοι πως η καμπύλη "bathtub" είναι μια αρκετά πεπαλαιωμένη θεωρία και δεν αποτελεί πανάκεια για την εξέλιξη της ζωής όλων των στοιχείων μηχανών. Το πιο ενδιαφέρον σημείο των ερευνών ήταν πως σε πολύπλοκα συστήματα οι βλάβες της περιόδου φθοράς ήταν μονό το 4% των συνολικών αστοχιών [3].



Σχήμα 1.2 Ανάλυση βλαβών στην αεροπορική βιομηχανία [3]

Για να διατηρηθεί όσο το δυνατόν περισσότερο η ωφέλιμη διάρκεια ζωής του μηχανολογικού εξοπλισμού είναι απαραίτητο να εφαρμόζεται περιοδική συντήρηση, όπως για παράδειγμα οι περιστρεφόμενες μηχανές που ανά τακτά χρονικά διαστήματα χρειάζονται λίπανση και έλεγχο ευθυγράμμισης και ζυγοστάθμισης. Σε αρκετές περιπτώσεις κάποια επιμέρους εξαρτήματα των μηχανών χρειάζονται αντικατάσταση ώστε να επιτευχθεί η μέγιστη διάρκεια ζωής του συνολικού συστήματος. Όταν παραβλέπονται προγραμματισμένες εργασίες συντήρησης, οι οποίες προδιαγράφονται από τον κατασκευαστή του εξοπλισμού, μειώνεται η ωφέλιμη διάρκεια ζωής του. Τα τελευταία 30 χρόνια έχουν παρουσιαστεί διάφορες μεθοδολογίες συντήρησης.

1.2 Επισκευαστική Συντήρηση – Reactive Maintenance

Η επισκευαστική συντήρηση (Reactive Maintenance) στην ουσία αναφέρεται στην λειτουργία της μηχανής μέχρι την εμφάνιση της βλάβης. Καμία ενέργεια δεν γίνεται ώστε ο εξοπλισμός να φτάσει τον προδιαγεγραμμένο χρόνο ωφέλιμης ζωής. Δυστυχώς έρευνες δείχνουν πως αυτό το είδος συντήρησης επικρατεί ακόμη σε πολλούς βιομηχανικούς χώρους. Τα στατιστικά στοιχειά για το πρόγραμμα συντήρησης που ακολούθου οι βιομηχανικές εγκαταστάσεις έχουν ως εξής [2]:

- >55% Επισκευαστική
- 31% Προληπτική
- 12% Προβλεπτική
- 2% Άλλα είδη

Είναι αξιοσημείωτο το πόσο μεγάλο είναι το ποσοστό της επισκευαστικής συντήρησης του ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού. Μεγαλύτερο του 55%!

Τα πλεονεκτήματα της επισκευαστικής συντήρησης εμπεριέχουν μεγάλο ποσοστό ρίσκου για μια επιχείρηση. Εάν πρόκειται για καινούργιο εξοπλισμό τότε αναμένονται ελάχιστα περιστατικά αστοχίας. Σε περίπτωση που το πρόγραμμα συντήρησης είναι καθαρά επισκευαστικό δεν αναμένεται να ξοδευτούν χρηματικά κεφάλαια και ανθρωποώρες εργασίας έως ότου κάτι αστοχήσει. Όσο λοιπόν δεν διαφαίνεται κάποιο κόστος συντήρησης η περίοδος αυτή μπορεί να θεωρηθεί ως περίοδος εξοικονόμησης πόρων. Ωστόσο, στην πραγματικότητα συμβαίνει το ακριβώς αντίθετο. Κατά τη διάρκεια που θεωρείται ότι γίνεται εξοικονόμηση πόρων δαπανούνται πολύ περισσότεροι. Αυτό συμβαίνει γιατί καθώς αναμένεται η αστοχία του συστήματος ταυτόχρονα μειώνεται η διάρκεια ζωής του με αποτέλεσμα συχνότερες αντικαταστάσεις εξοπλισμού. Επίσης η αστοχία μιας πρωτεύουσας μηχανής μπορεί να επιφέρει αλυσιδωτές αντιδράσεις σε άλλες δευτερεύουσες. Αυτό είναι ένα αυξανόμενο κόστος το οποίο μπορεί να αποφευχθεί εάν το πρόγραμμα συντήρησης είναι πιο προληπτικό. Το κόστος της εργασίας συντήρησης θα είναι αισθητά μεγαλύτερο καθώς η επισκευή απαιτεί πιο εκτεταμένες εργασίες από ένα πρόγραμμα λειτουργίας μέχρι τη βλάβη. Πρόκληση αποτελούν αστοχίες που συμβαίνουν σε νεκρές ώρες ή στο τέλος μιας ημέρας εργασίας. Σε περίπτωση που οι αστοχίες είναι κρίσιμης σημασίας γρειάζεται να πληρωθούν υπερωρίες για το προσωπικό συντήρησης ώστε να γίνει αποκατάσταση της βλάβης. Σε ένα επισκευαστικό πρόγραμμα συντήρησης είναι απαραίτητο να διατηρείται μεγάλο απόθεμα stock (αποθηκευμένων) ανταλλακτικών το οποίο αυξάνει κατά πολύ το κόστος. Σε διαφορετική περίπτωση αυτό μπορεί να αποφευχθεί [4].

<u>Πλεονεκτήματα</u>

- Χαμηλό κόστος
- Λιγότερο προσωπικό

<u>Μειονεκτήματα</u>

- Αυξημένο κόστος λόγω του μη προγραμματισμένου χρόνου σταματήματος του εξοπλίσου
- Αυξημένο κόστος συνεργείου ειδικά εάν χρειάζονται υπερωρίες
- Κόστος επισκευής ή αντικατάστασης του εξοπλισμού
- Αλυσιδωτές αντιδράσεις σε δευτερεύουσες μηχανές
- Αναποτελεσματική εκμετάλλευση του προσωπικού

1.3 Προληπτική Συντήρηση – Preventive Maintenance

Ως προληπτική συντήρηση ορίζονται οι ενέργειες που εκτελούνται, σε προγραμματισμένο χρόνο ώστε να εντοπιστούν, να εμποδιστούν ή να επισκευαστούν τυχών δυσλειτουργίες κάποιου εξαρτήματος ή ολόκληρου του εξοπλισμού. Σκοπός είναι να διατηρηθεί ή να επιμηκυνθεί η ωφέλιμη διάρκεια ζωής του, ελέγχοντας την εξέλιξη της φθοράς και διατηρώντας τη σε ανεκτά επίπεδα. Η μέθοδος αυτή βασίζεται σε προγραμματισμένα χρονικά διαστήματα συντήρησης (time based). Με τη δαπάνη των διαθέσιμων πόρων στις εργασίες συντήρησης, η ωφέλιμη διάρκεια ζωής και η αξιοπιστία αυξάνονται. Σε ένα πρόγραμμα προληπτικής συντήρησης παράλληλα με την αύξηση της αξιοπιστίας επιτυγχάνεται και εξοικονόμηση πόρων. Στατιστικές μελέτες [2] δείχνουν πως αυτή η εξοικονόμηση βρίσκεται μεταξύ του 12% και του 18% κατά μέσο όρο. Ανάλογα με το πρόγραμμα συντήρησης της εγκατάστασης το ποσοστό αυτό ενδέχεται να ξεπερνάει το 18%.

Αν και η προληπτική συντήρηση δεν είναι η ιδανική μέθοδος συντήρησης έχει αρκετά πλεονεκτήματα σε σχέση με την επισκευαστική. Με τη διενέργεια προληπτικής συντήρησης συμφώνα με τις οδηγίες και τις συμβουλές του κατασκευαστή αναμένεται επέκταση της διάρκειας ζωής του εξοπλισμού παραπλήσια με αυτή που έχει υπολογιστεί στην αρχική σχεδίαση. Όλο αυτό μεταφράζεται σε εξοικονόμηση πόρων λόγω μείωσης της συχνότητας αντικατάστασης των εξαρτημάτων. Προληπτικές εργασίες συντήρησης όπως η αναλίπανση και η αλλαγή φίλτρων αυξάνουν την απόδοση και την αξιοπιστία του εξοπλισμού. Αν και δεν προλαμβάνονται καταστροφικές βλάβες μειώνεται ο αριθμός των αστοχιών.

<u>Πλεονεκτήματα</u>

- Αποτελεσματική δαπάνη κεφαλαίων
- Ευελιξία στον προγραμματισμό των εργασιών συντήρησης
- Αύξηση του κύκλου ζωής των εξαρτημάτων
- Εξοικονόμηση ενέργειας
- Μείωση των βλαβών
- 12% με 18% εξοικονόμηση πόρων

<u>Μειονεκτήματα</u>

- Απρόβλεπτες και καταστροφικές βλάβες δεν εξαλείφονται
- Πλήρως εξοπλισμένο συνεργείο
- Μεταξύ άλλων, και άσκοπες εργασίες συντήρησης
- Πιθανότητα προξένησης βλάβης σε εξαρτήματα λόγω της άσκοπης συντήρησης

1.4 Προβλεπτική Συντήρηση – Predictive Maintenance

Κατά τη προβλεπτική συντήρηση κάθε μηχανή παρακολουθείται ξεχωριστά με τη λήψη κατάλληλων μετρήσεων από εξειδικευμένους αισθητήρες. Από την επεξεργασία και το ιστορικό αυτών των μετρήσεων καθορίζεται η λειτουργική κατάσταση της μηχανής και προγραμματίζονται οι εργασίες συντήρησης. Η φιλοσοφία αυτής της μεθόδου είναι ότι οποιαδήποτε ενέργεια γίνεται, βασίζεται στη λειτουργική κατάσταση των μηχανών (condition based) και όχι σε προδιαγεγραμμένα χρονικά διαστήματα συντήρησης (time based) [4]. Το βασικό πλεονέκτημα είναι ότι η συλλογή των μετρήσεων γίνεται καθ' όλη την διάρκεια λειτουργιάς του εξοπλισμού χωρίς να απαιτείται διακοπή της λειτουργίας. Η μέθοδος αυτή συμφωνεί με την απλή λογική κάθε μηχανικού, πως δεν είναι φρόνιμο να αποσυναρμολογείται μια μηχανή εάν δεν έχει διαπιστωθεί βλάβη, καθώς αυτό μπορεί να οδηγήσει σε αλυσιδωτά προβλήματα όπως η απώλεια των ανοχών και των λειτουργικών δυνάμεων σύσφιξης.

Εφαρμόζοντας κατάλληλες μετρήσεις στον μηχανολογικό εξοπλισμό και προσδιορίζοντας χρονικές περιόδους όπου αναμένεται να εμφανιστούν βλάβες μπορούν να προγραμματιστούν οι απαραίτητες ενέργειες επισκευής ή αντικατάστασης. Ο προγραμματισμός των εργασιών μειώνει το κόστος των υπερωριών των τεχνικών. Επίσης υπάρχει χρόνος για ερεύνα αγοράς των απαραίτητων αναλώσιμων και ανταλλακτικών επισκευής για τα οποία γίνεται επί τούτου παραγγελία μειώνοντας στο ελάχιστο την κατοχή αποθηκευμένων stock υλικών. Έτσι επιτυγχάνεται μια ομαλότητα στις εργασίες συντήρησης με αντικειμενικό σκοπό την εξάντληση της εκτιμώμενης διάρκειας ζωής των μηχανών αλλά και της μείωσης της πιθανότητας για έκτακτες αστοχίες με καταστροφικές και δευτερογενής βλάβες.

Ωστόσο υπάρχουν και αρκετές δυσκολίες στην εφαρμογή ενός προγράμματος προβλεπτικής συντήρησης. Η παρακολούθηση των μηχανών δεν είναι πάντοτε μια εύκολη υπόθεση. Υπάρχουν περιπτώσεις που αυτή καθίσταται αδύνατη. Αλλά ακόμα και αν μπορεί να επιτευχθεί είναι απαραίτητη η επένδυση σε άκρως εξειδικευμένους αισθητήρες υψηλού κόστους. Οι μηχανικοί της εκάστοτε επιχείρησης πρέπει να σταθμίσουν τα οικονομικά οφέλη από την παρακολούθηση των μηχανών σε αντιπαραβολή με τις αστοχίες. Λόγω του υψηλού κόστους των μετρητικών διατάξεων οι επιχειρήσεις ενδέχεται να διαθέτουν περιορισμένο αριθμό αισθητηρίων οργάνων. Οι προϊστάμενοι μηχανικοί συντήρησης πρέπει να κατατάξουν όλες τις μηχανές ανάλογα με την σημαντικότητα της κάθε μιας ώστε να αποφασίσουν σε ποια θα διαθέσουν τον μετρητικό εξοπλισμό. Επίσης για τη χρήση αυτών των πολύπλοκων και εξειδικευμένων αισθητηρίων οργάνων απαιτείται εκπαίδευση του προσωπικού στον τρόπο συλλογής και επεξεργασίας των μετρήσεων.

Υπάρχουν αρκετές μέθοδοι που χρησιμοποιούνται για την δυναμική παρακολούθηση του εξοπλισμού (Condition Monitoring), οι κυριότερες από αυτές είναι:

- Μέτρηση και ανάλυση κραδασμών (Vibration Monitoring)
- Μέθοδος κρουστικών παλμών (Shock Pulse Method)
- Μετρήσεις με υπερήχους (Ultrasonic noise detection)
- Μελέτη ιδιοτήτων λιπαντικού (Lubricant analysis)
- Θερμογραφία (Thermography)
- Μέθοδοι μη καταστροφικών ελέγχων (Non-destructive tests)

Ακολουθεί πίνακας όλων των τεχνολογιών παρακολούθησης του ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού μαζί με τις συνήθης εφαρμογές.

Technologies	Applications	Pumps	Electric Motors	Diesel Generators	Condensers	Heavy Equipment/ Cranes	Circuit Breakers	Valves	Heat Exchangers	Electrical Systems	Transformers	Tanks, Piping
Vibration Monitoring/Analysis		Х	Х	Х		Х						
Lubricant, Fuel Analysis		Х	Х	Х		Х					Х	
Wear Particle Analysis		Х	Х	Х		Х						
Bearing, Temperature/Analysis		Х	Х	Х		Х						
Performance Monitoring		Х	Х	Х	Х				Х		Х	
Ultrasonic Noise Detection		Х	Х	Х	Х			Х	Х		Х	
Ultrasonic Flow		Х			Х			Х	Х			
Infrared Thermography		Х	Х	Х	Х	Х	Х	Х	Х	Х	Х	
Non-destructive Testing (Thickness)					Х				Х			Х
Visual Inspection		Х	Х	Х	Х	Х	Х	Х	Х	Х	Х	Х
Insulation Resistance			Х	Х			Х			Х	Х	
Motor Current Signature Analysis			Х									
Motor Circuit Analysis			Х				Х			Х		
Polarization Index			Х	Х						Х		
Electrical Monitoring										Х	Х	

Πίνακας 1.1 Συνήθης μέθοδοι παρακολούθησης μηχανών και οι εφαρμογές τους [2]

Η παρακολούθηση της λειτουργίας των μηχανών και η συλλογή των μετρήσεων είναι απαραίτητο να καταγράφεται ανά τακτά χρονικά διαστήματα ανάλογα με την παλαιότητα του εξοπλισμού. Η απεικόνιση των μετρήσεων σε συνάρτηση με τον χρόνο δίνουν μια εικόνα για την εξέλιξη της εκάστοτε βλάβης. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.3 τα γραφήματα πρόβλεψης της διάρκειας ζωής των μηχανών μπορούν να χωριστούν σε τέσσερεις διαφορετικές περιοχές. Αυτές καθορίζονται από το πλάτος της μέτρησης μέσω ορίων που τίθενται από διεθνή πρότυπα. Η πρώτη περιοχή αντιπροσωπεύει την ομαλή λειτουργία της μηχανής στην οποία δεν είναι δυνατό να γίνει πρόβλεψη για την διάρκεια ζωής της. Έπειτα ακολουθεί ο εντοπισμός βλάβης η οποία είναι σε αρχικό ακόμη στάδιο και εξελίσσεται στην δεύτερη περιοχή όπου οι πρώτες ενδείξεις για την ζωής της μηγανής κάνουν την εμφάνισή τους. Το πέρασμα στην τρίτη περιοχή γίνεται μέσω της προειδοποίησης πως η βλάβη έχει φτάσει σε υψηλό επίπεδο. Στην περιοχή αυτή μπορεί να γίνει ασφαλής πρόβλεψη για τον υπολειπόμενο χρόνο ζωής της μηχανής και να προγραμματιστεί η διαδικασία επισκευής. Στην τέταρτη και τελευταία περιοχή ο εξοπλισμός έχει ήδη αστοχήσει. Οι οποιεσδήποτε ενέργειες συντήρησης θα έπρεπε να είχαν λάβει χώρα. Αυτομάτως η μέθοδος συντήρησης μετατρέπεται σε επισκευαστική [5].



Σχήμα 1.3 Πρόβλεψη διάρκειας ζωής μηχανών μέσω της λήψης μετρήσεων [5]

Στην ενότητα 1.6 επιχειρείται μια σύντομη παρουσίαση της μεθόδου ανάλυσης των ταλαντώσεων/κραδασμών (vibration monitoring) καθώς αυτή αποτελεί την πιο διαδεδομένη μέθοδο παρακολούθησης της λειτουργίας των μηχανών. Επίσης με χρήση αυτής της μεθόδου πραγματοποιήθηκαν τα πειράματα ελέγχου της συμπεριφοράς των ένσφαιρων τριβέων όπως παρουσιάζονται στο Κεφάλαιο 5 και 6.

Πλεονεκτήματα

- Αύξηση της ωφέλιμης διάρκειας ζωής των εξαρτημάτων
- Διαβάθμιση εργασιών συντήρησης
- Μείωση των απρόβλεπτων αστοχιών
- Μείωση των stock υλικών
- Βελτίωση της ποιότητας συντήρησης
- Αύξηση της ασφάλειας των εργαζομένων και του περιβάλλοντος
- Μείωση του εργασιακού άγχους

Μειονεκτήματα

- Μεγάλες δαπάνες σε μετρητικό εξοπλισμό
- Επένδυση στην εκπαίδευση του προσωπικού
- Τα οφέλη δεν είναι άμεσα εμφανή από την διοίκηση
- Δεν εξασφαλίζεται η αύξηση της διάρκειας ζωής των μηχανών

1.5 Συντήρηση Ακριβείας – Design-Out Maintenance

Η συντήρηση ακριβείας είναι η πιο σύγχρονη μέθοδος συντήρησης αλλά και η πιο απαιτητική από άποψη τεχνικού και επιστημονικού δυναμικού. Ο ρόλος της συντήρησης ακριβείας είναι όχι μόνο να διορθώσει κάποιο πρόβλημα ή να προβλέψει κάποια βλάβη αλλά να επιδράσει καταλυτικά στην αιτία που προκάλεσε το πρόβλημα. Στοχεύει δηλαδή στην επίλυση βασικών σφαλμάτων σχεδιασμού των μηχανών μέσω της ανάλυσης της λειτουργίας τους. Τέτοια σφάλματα προέρχονται κυρίως από λάθος εγκατάσταση, από λανθασμένη επιλογή υλικών κατασκευής και από λάθος εκτίμηση των προδιαγραφών και των συνθηκών λειτουργίας [4]. Η συντήρηση ακριβείας μπορεί να βρει εφαρμογή σε δυο διαφορετικές κατηγορίες μηχανών. Η πρώτη αφορά μηχανές οι οποίες δεν έχουν εξαντλήσει τον χρόνο ωφέλιμης ζωής τους, όπου γίνεται μια ανάλυση της λειτουργίας τους και της αιτίας εμφάνισης σφαλμάτων. Έπειτα γίνεται επανασχεδιασμός και επανατοποθέτηση με τελικό στόχο την διατήρηση ή την αύξηση της ωφέλιμης διάρκειας ζωής. Η δεύτερη κατηγορία έχει να κάνει με "παλιές" μηχανές οι οποίες έχουν εξαντλήσει το όριο ωφέλιμης ζωής. Σε αυτές γίνεται μια τεχνοοικονομική μελέτη για το συμφέρον του επανασχεδιασμού ορισμένων μερών και για την νέα εκτιμώμενη επέκταση του ορίου ζωής τους. Έτσι μπορεί να επιτευχτεί επέκταση της ωφέλιμης διάρκειας ζωής σε μηχανές οι οποίες σε διαφορετική περίπτωση θα έχριζαν αντικατάστασης. Ο αντικειμενικός σκοπός της συντήρησης ακριβείας είναι τουλάχιστον η εξάντληση της ωφέλιμης διάρκειας ζωής των μηχανών και σε δεύτερη φάση η επέκτασή της.

Ως επανασχεδιασμός ορίζεται οποιαδήποτε ενέργεια γίνεται για να αλλάξει η φυσική διαμόρφωση μιας μηγανής ή ενός συστήματος. Κυρίως έχει να κάνει με αλλαγή των προδιαγραφών των στοιχείων μηγανών, προσθήκη νέων εξαρτημάτων ή ακόμα και αντικατάσταση μηχανών με άλλες. Το στάδιο του επανασχεδιασμού είναι αναγκαίο να πραγματοποιείται από πεπειραμένους μηχανικούς στον τομέα της ανάλυσης λειτουργίας μηχανών, στον τρόπο κατεργασιών και στην δυνατότητα σύνθεσης μηχανών με νέα λειτουργικά χαρακτηριστικά. Προτεραιότητα αποτελεί η ασφάλεια και με γνώμονα αυτήν γίνεται κάθε ενέργεια επανασχεδιασμού. Εκτός από τους μηχανικούς είναι απαραίτητη η ύπαρξη πεπειραμένων τεχνικών οι οποίοι ανατροφοδοτούν με απόψεις και ιδέες το τμήμα σχεδιασμού. Η φάση της επανατοποθέτησης ενός εξαρτήματος ή μιας μηχανής στο σύστημα και η αρχική δοκιμή είναι οι κρισιμότερες φάσεις. Η επανατοποθέτηση είναι απαραίτητο να γίνεται από τεχνικούς με μακρόχρονη πείρα και με την επικουρική επίβλεψη μηχανικού. Ένα σφάλμα στην επανατοποθέτηση, που μπορεί να οδηγήσει σε αποτυχημένη δοκιμή λειτουργίας, είναι ικανό να προκαλέσει λάθος συμπεράσματα. Δηλαδή η ανάλυση και ο σχεδιασμός ενδέχεται να είναι σε σωστή βάση και το λάθος επανατοποθέτησης να θέσει σε αμφισβήτηση όλες τις προηγούμενες ενέργειες.

Για να εντοπιστούν τα σφάλματα που προκαλούν βλάβες στον εξοπλισμό είναι απαραίτητο να διενεργείται κάποια μέθοδος παρακολούθησης των μηχανών (condition monitoring) από αυτές που παρουσιάστηκαν στην προηγούμενη ενότητα. Τελικός στόχος της συντήρησης ακριβείας είναι βελτίωση της αξιοπιστίας των μηχανών. Στα Σχήματα 1.4 και 1.5 φαίνεται γραφικά πως μπορεί ο επανασχεδιασμός και η ανακατασκευή ενός τμήματος μιας μηχανής ή και μιας ολόκληρης μηχανής να βελτιώσει και να επεκτείνει την ωφέλιμη διάρκεια ζωής του συστήματος.



Σχήμα 1.4 Επέκταση της διάρκειας ζωής εξοπλισμού με εφαρμογή συντήρησης ακριβείας [5]





Σχήμα 1.5 Επέκταση της διάρκειας ζωής μηχανής μέσω της ανακατασκευής ρουλεμάν [6]

Πλεονεκτήματα

- Η αξιοπιστία των μηχανών αυξάνεται
- Επίλυση επαναλαμβανόμενων προβλημάτων
- Μικρές σχεδιαστικές επεμβάσεις μπορεί να είναι πολύ αποτελεσματικές
- Βελτιστοποιείται ολόκληρο το πρόγραμμα συντήρησης μειώνοντας το κόστος στο ελάχιστο
- Σταθερότητα στην λειτουργία των μηχανών
- Αποδοτική επένδυση κεφαλαίων για την συντήρηση ακριβείας
- Βελτιώνεται το επίπεδο μηχανικών και τεχνικού προσωπικού αυξάνοντας την ανταγωνιστικότητα της επιχείρησης
- Λιγότερες αστοχίες και μικρότερες δευτερογενείς βλάβες

Μειονεκτήματα

- Αυξημένο κόστος συσκευών μέτρησης
- Απαίτηση για εξειδικευμένο προσωπικό με πολυετή πείρα
- Αρκετός χρόνος μελέτης από τους μηχανικούς που στερεί την παρουσία τους σε παραγωγικά τμήματα της επιχείρησης
- Αυξημένο κόστος για μακροχρόνιες διεργασίες που μπορεί να μην φέρουν τα επιθυμητά αποτελέσματα
- Αναπάντεχα προβλήματα μπορεί να παρουσιαστούν κατά τη συντήρηση ακριβείας με αποτέλεσμα να μην συμφέρει εν τέλει η εφαρμογή της
- Όσο έμπειρο και να είναι το προσωπικό πάντα ελλοχεύει ο κίνδυνος ανθρώπινου λάθους σε λεπτομέρειες που μπορεί να δώσουν λάθος εικόνα για την διεξαγωγή του προγράμματος

1.6 Μέθοδος ανάλυσης ταλαντώσεων – Vibration Monitoring

Κάθε μηχανή που αποτελείται από κινούμενα μέρη και βρίσκεται σε λειτουργία παράγει κραδασμούς. Μια σωστά σχεδιασμένη και ορθώς εγκατεστημένη μηχανή παράγει δονήσεις χαμηλής στάθμης. Θεωρείται αποδοτική λόγω του ότι δεν σπαταλιέται ενέργεια στους κραδασμούς, ώστε να υπάρχουν άσκοπες απώλειες, αλλά το μεγαλύτερο ποσοστό της, μετατρέπεται σε ωφέλιμο έργο. Λόγω της γήρανσης και της φθοράς των εξαρτημάτων αυτή η ομαλότητα στη λειτουργία χάνεται και παρουσιάζονται αλλαγές στη δυναμική συμπεριφορά της μηχανής. Ενδέχεται να υπάρχουν αζυγοσταθμίες, απώλειες των ανοχών λόγω φθοράς, απώλειες δυνάμενων σύσφιξης κ.λπ. Όλα τα παραπάνω οδηγούν στην αύξηση των δονήσεων με αποτέλεσμα την εισαγωγή ιδιοσυντονισμών σε εξαρτήματα και δυνάμεις φόρτισης στα έδρανα με καταστροφικές συνέπειες για την μηχανή.

Παλαιότερα πεπειραμένοι τεχνικοί είχαν την ικανότητα αγγίζοντας ή ακούγοντας μια μηχανή ακόμα και με ένα στηθοσκόπιο σε συγκεκριμένα σημεία, να διαπιστώνουν αν αυτή λειτουργούσε ομαλά ή άρχιζε να παρουσιάζει βλάβη. Ωστόσο και αυτοί οι τεχνικοί δεν ήταν πάντα ακριβείς στις προβλέψεις τους. Πλέον τέτοιοι τεχνικοί δεν υπάρχουν και λόγω του ότι οι σύγχρονες μηχανές είναι τόσο πολύπλοκες και πολύστροφες, μόνο εξειδικευμένα αισθητήρια μπορούν να εντοπίσουν ανωμαλίες στη λειτουργία [7].

Η διάγνωση βλαβών μέσω της μεθόδου ανάλυσης των ταλαντώσεων μπορεί να γίνει με δύο τρόπους [8].

1^{ος} Τρόπος

Μέτρηση του πλάτους του συνόλου των συχνοτήτων της ταλάντωσης δηλαδή μέτρηση του συνολικού σήματος ταλάντωσης που προέρχεται από επαλληλία των ταλαντώσεων που παράγει κάθε εξάρτημα ξεχωριστά. Αυτή η μέθοδος συνήθως ονομάζεται OVERALL μέθοδος μέτρησης. Με χρήση OVERALL μετρήσεων μπορεί να γίνει αξιολόγηση της κατάστασης της μηχανής.

<u>2^{ος} Τρόπος</u>

Αναλυτική μέθοδος διάγνωσης με ανάλυση του φάσματος συχνοτήτων των ταλαντώσεων. Με αυτή τη μέθοδο αξιολογείται η κατάσταση των επιμέρους εξαρτημάτων της μηχανής αλλά και των αιτιών που προκαλούν τη βλάβη. Εδώ δεν έχουμε μέτρηση μόνο του συνολικού σήματος ταλάντωσης αλλά γίνεται ανάλυση στα επιμέρους σήματα που προέρχονται από τα εξαρτήματα της μηχανής.

1.6.1 Βασικές αρχές ταλαντώσεων

Μηχανική ταλάντωση είναι η κίνηση ενός σώματος που κινείται συνεχώς γύρω από μία θέση ισορροπίας. Η ταλάντωση είναι αποτέλεσμα δράσης εσωτερικών ή εξωτερικών δυνάμεων επάνω στο σώμα. Η κίνηση μπορεί να είναι περιοδικής μορφής, απεριοδικής ή στοχαστικής. Για την κατανόηση των βασικών εννοιών στην παρούσα ενότητα εξετάζονται οι περιοδικές ταλαντώσεις. Περιοδικές είναι οι κινήσεις που επαναλαμβάνονται συνεχώς συναρτήσει του χρόνου. Το χρονικό διάστημα που μεσολαβεί μέχρι το σύστημα να συμπληρώσει έναν ολόκληρο κύκλο κίνησης λέγεται περίοδος της ταλάντωσης T [sec]. Η συχνότητα της ταλάντωση είναι $f = \frac{1}{T}$ [Hz], είναι το αντίστροφο δηλαδή της περιόδου και εκφράζει τον αριθμό των κύκλων ανά

μονάδα χρόνου. Ένα άλλο βασικό μέγεθος είναι η κυκλική συχνότητα $\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi \cdot f$

[rad/sec] και εκφράζει τον ρυθμό μεταβολής ενός γωνιακού μεγέθους ή τον αριθμό των επαναλήψεων ενός φαινομένου σε 2π sec [9].

1.6.2 Αρμονική ταλάντωση

Η βασική μορφή της περιοδικής ταλάντωσης είναι η αρμονική. Καλείται επίσης ημιτονοειδής ταλάντωση και έχει συγκεκριμένη συχνότητα. Σε μια περιστρεφόμενη μηχανή μπορεί να δημιουργηθεί π.χ. από κακή ζυγοστάθμιση του άξονα (Σχήμα 1.7) [10].



Σχήμα 1.6 Αρμονική ταλάντωση



Σχήμα 1.7 Αρμονική ταλάντωση από κακή ζυγοστάθμιση άξονα [11]

Τα βασικά μεγέθη μιας αρμονικής ταλάντωσης είναι:

<u>Πλάτος</u>: Η μέγιστη τιμή απομάκρυνσης ενός σημείου ή ενός σώματος από την θέση ισορροπίας συνήθως συμβολίζεται με X₀, S₀, D ή A. Το πλάτος χρησιμοποιείται για την αξιολόγηση της μέγιστης τιμής της ταλάντωσης μιας μηχανής.

Συχνότητα: Η συχνότητα εκφράζει την συχνότητα επανάληψης σε Ηz. Στις περιστρεφόμενες μηχανές η μέτρηση της συχνότητας βοηθάει στην διάγνωση βλαβών.

<u>Γωνία φάσης</u>: Η γωνία φάσης εκφράζει το σημείο έναρξης μέτρησης στο χρόνο t=0. Η γωνία φάσης είναι σημαντική παράμετρος για την ζυγοστάθμιση της μηχανής ή για διάγνωση των αιτιών που προκαλούν την ταλάντωση.

Επίσης τα βασικά μετρούμενα μεγέθη των μηχανικών ταλαντώσεων είναι:

<u>Μετατόπιση</u>: Είναι η απόκλιση της θέσης του μετρούμενου σημείου από την κανονική ή αρχική του θέση. Μετριέται σε μονάδες μήκους και συνήθως στις μετρήσεις κραδασμών των μηχανών σε mm.

$$x = X_0 \cdot \sin(\omega t) \tag{1.1}$$

όπου, x είναι η μετατόπιση την χρονική στιγμή t, X_0 το πλάτος ταλάντωσης και ω η κυκλική συχνότητα.

<u>Ταχύτητα</u>: Είναι η ταχύτητα *v* της θέσης του μετρούμενου σημείου. Μονάδα μέτρησης το mm/sec.

$$v = \frac{dx}{dt} = X_0 \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \tag{1.2}$$

<u>Επιτάχυνση</u>: Είναι η επιτάχυνση της θέσης του μετρούμενου σημείου σε σχέση με την κανονική ή αρχική του θέση. Μονάδα μέτρησης είναι το m/sec^2 αλλά συνήθως χρησιμοποιείται το g=9.81m/sec².

$$a = \frac{dv}{dt} = -X_0 \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \tag{1.3}$$

Από τις παραπάνω σχέσεις είναι φανερό ότι η μορφή και η περίοδος του κραδασμού παραμένουν ίδιες ανεξάρτητα εάν γίνεται μέτρηση μετατόπισης, ταχύτητας ή επιτάχυνσης. Η ταχύτητα προηγείται της μετατόπισης με διαφορά φάσης 90° και η επιτάχυνση προηγείται της ταχύτητας κατά φάση 90° [12].



Σχήμα 1.8 Γραφική απεικόνιση μετατόπισης, ταχύτητας, επιτάχυνσης

Από τη λήψη μετρήσεων μετατόπισης, ταχύτητας, επιτάχυνσης, για αρμονικές ταλαντώσεις υπάρχει η δυνατότητα μετατροπής από το ένα μέγεθος στο άλλο σε συγκεκριμένη συχνότητα. Μια τέτοια μετατροπή μπορεί να γίνει με χρήση του παρακάτω νομογραφήματος [13].



Σχήμα 1.9 Νομογράφημα μετατροπής μετατόπισης, ταχύτητας, επιτάχυνσης για αρμονικές ταλαντώσεις

Επίσης μπορεί να γίνει χρήση των παρακάτω σχέσεων [14]:

$$D = \frac{V}{2\pi \cdot f} = \frac{A}{\left(2\pi \cdot f\right)^2} \tag{1.4}$$

$$V = 2\pi \cdot f \cdot D = \frac{A}{2\pi \cdot f} \tag{1.5}$$

$$A = (2\pi \cdot f)^2 \cdot D = 2\pi \cdot f \cdot V \tag{1.6}$$

D: μετατόπιση [mm] $V: \tau \alpha \chi \dot{\upsilon} \tau \eta \tau \alpha \ [mm/sec]$ A: επιτάχυνση $[mm/sec^2]$

τιμές ίδιας παραμέτρου πλάτους (βλέπε ενότητα 1.6.3)

 $f: \sigma \nu \chi v \delta \tau \eta \tau \alpha$ [Hz]

Ωστόσο, οι περιστρεφόμενες μηχανές αποτελούνται από διάφορα εξαρτήματα όπως οδοντωτοί τροχοί, έδρανα, ιμάντες, πτερωτές κ.λπ., τα οποία κινούνται με διαφορετικές ταχύτητες και παράγουν μεμονωμένα ταλαντωτικά σήματα. Η κυματομορφή που καταγράφεται από την μέτρηση του επιπέδου των ταλαντώσεων σε μια μηχανή δεν είναι αρμονικής μορφής αλλά είναι πολύπλοκη καθώς αποτελεί επαλληλία επιμέρους αρμονικών σημάτων διαφορετικού πλάτους και συχνότητας. Η μέτρηση του συνολικού σήματος ταλάντωσης ονομάζεται OVERALL μέτρηση και δηλώνει τη συνολική μετρούμενη ενέργεια ταλάντωσης σε ένα συγκεκριμένο εύρος συχνοτήτων. Οι ταλαντώσεις αποτελούν την καλύτερη παράμετρο λειτουργίας μέσω των οποίων μπορεί να γίνει διάγνωση της δυναμικής κατάστασης της μηγανής σε γαμηλές συγνότητες όπως προβλήματα ζυγοστάθμισης, ευθυγράμμισης, συντονισμού, κακής έδρασης, χαλαρότητας, βέλους κάμψης σε άξονα, φθοράς ρουλεμάν και προβλήματα πτερυγίων ρότορα [10]. Στο Σχήμα 1.10 φαίνονται δυο επιμέρους αρμονικά σήματα το (a) και το (b), διαφορετικού πλάτους και συχνότητας, τα οποία αθροιστικά δίνουν το συνολικό σήμα ταλάντωσης (c) [11].



Σχήμα 1.10 Άθροισμα δύο αρμονικών ταλαντώσεων

1.6.3 Παράμετροι πλάτους αρμονικής ταλάντωσης

Η τιμή του πλάτους μιας αρμονικής ταλάντωσης μπορεί να εκφραστεί με διάφορους τρόπους. Αυτοί είναι οι τιμές κορυφή προς κορυφή (Peak to Peak), κορυφή (Peak), μέση τιμή (Average) και ενεργός ή RMS τιμή (effective ή Root Mean Square) και φαίνονται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 1.11 Παράμετροι πλάτους αρμονικής ταλάντωσης

Peak to Peak

Εκφράζει την μέγιστη τιμή πλάτους από κορυφή σε κορυφή. Η τιμή αυτή χρησιμοποιείται όταν οι μεταβολές της απόστασης μεταξύ κινούμενων μερών είναι κρίσιμος αριθμός. Για παράδειγμα οι άξονες με πτερύγια που εδράζονται σε έδρανα ολίσθησης. Για την τιμή κορυφής προς κορυφή συνήθως χρησιμοποιείται το σύμβολο P-P.

Peak

Η τιμή αυτή χρησιμοποιείται συνήθως στην Ευρώπη και εκφράζει την μέγιστη τιμή της ταλάντωσης από την αρχή των αξόνων (y=0).

Average

Η μέση τιμή προκύπτει από τη σχέση

$$Average = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt$$
(1.7)

όπου Τ η περίοδος της ταλάντωσης.

<u>RMS</u>

Η ενεργός τιμή λαμβάνει υπόψη το ποσοστό ενέργειας της ταλάντωσης συναρτήσει του χρόνου. Το σύμβολο της είναι το RMS, π.χ. για την ενεργό τιμή της ταχύτητας V_{RMS} . Προκύπτει από τη σχέση

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$$
(1.8)

όπου Τ η περίοδος της ταλάντωσης.

Οι παράμετροι πλάτους δεν χρησιμοποιούνται μόνο όταν έχουμε μια ημιτονοειδή κυματομορφή αλλά και όταν πρόκειται για αληθινό σήμα που προέρχεται από την ταλάντωση μηχανών.



Σχήμα 1.12 Παράμετροι πλάτους ταλάντωσης μηχανής

Υπάρχει η δυνατότητα μετατροπής από μια τιμή πλάτους σε μια άλλη σύμφωνα με τους συντελεστές του παρακάτω πίνακα.

Συντελεστής Μετατροπής	Peak to Peak	Peak	RMS	Average
Peak to Peak	1	0,5	0,35	0,32
Peak	2	1	0,707	0,637
RMS	2,83	1,414	1	0,90
Average	3,14	1,57	1,11	1

Πίνακας 1.2 Συντελεστές μετατροπής παραμέτρων πλάτους

1.6.4 Διεθνής τυποποίηση – ISO 10816

Η μέτρηση της απόλυτης τιμής των ταλαντώσεων (OVERALL) στα σημεία των εδράσεων είναι δείκτης της ολικής κατάστασης μιας μηχανής. Μια OVERALL μέτρηση μπορεί να γίνει εύκολα και γρήγορα, όταν υπάρχει ο απαραίτητος μετρητικός εξοπλισμός. Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιείται πολλά χρόνια για την αξιολόγηση της κατάστασης των μηχανών. Για την τυποποίηση, αξιολόγηση και σύγκριση των μετρήσεων υπάρχουν αρκετά εθνικά και διεθνή πρότυπα. Αυτή τη στιγμή το πλέον εκσυγχρονισμένο και διεθνώς αποδεκτό είναι το ISO 10816, το οποίο αποτελεί εξέλιξη του παλαιότερου ISO 2372. Η μονάδα μέτρησης βασίζεται στην RMS τιμή του πλάτους της ταχύτητας, μετρούμενη στην περιοχή συχνοτήτων 10-1000 Ηz. Επίσης το πρότυπο συνιστά μεθόδους εκτέλεσης των μετρήσεων, επιλογής των μετρητικών θέσεων, συνθήκες μέτρησης και όρια συναγερμού (alarm limits) για την πλήρη αξιολόγηση της κατάστασης των μηχανών.

Τα πρότυπα περιγράφουν πως η ενεργός τιμή (RMS) του πλάτους της ταχύτητας των ταλαντώσεων πρέπει να μετράται στα έδρανα των μηχανών σε τρείς κατευθύνσεις. Την αξονική, την οριζόντια και την κατακόρυφη, όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.13. Οι μετρήσεις σε αυτές τις τρεις διευθύνσεις συνήθως αντιπροσωπεύουν και κάποια προβλήματα. Η ένδειξη στο οριζόντιο επίπεδο είναι αντιπροσωπευτική για προβλήματα ζυγοστάθμισης. Στο κατακόρυφο επίπεδο φανερώνει προβλήματα της κατασκευής όπως κακή έδραση και κακή συναρμολόγηση. Τέλος οι μετρήσεις στην αξονική διεύθυνση υποδηλώνουν κακή ευθυγράμμιση και κύρτωση του άξονα.



Σχήμα 1.13 Θέσεις μέτρησης αξονικών και ακτινικών ταλαντώσεων σε έδρανα

Για την αξιολόγηση των ταλαντώσεων γίνεται έλεγχος του μέγιστου πλάτους την ταχύτητας RMS της ταλάντωσης που καταγράφεται. Αυτό ονομάζεται vibration severity και μετράται είτε σε mm/sec είτε σε in/sec. Το ISO 10816 κατηγοριοποιεί τις μηχανές σε τέσσερεις βασικές κατηγορίες και για κάθε μία θέτει όρια συναγερμού στις μετρήσεις OVERALL, όπως φαίνεται στον Πίνακα 1.3. Επίσης σε κάθε κατηγορία, χαρακτηρίζει τις μετρήσεις ως good, satisfactory, unsatisfactory και unacceptable δίνοντας και χρωματικό κώδικα για καλύτερη εποπτεία. Οι τέσσερις κατηγορίες των μηχανών είναι [15]: <u>Class I:</u> Μεμονωμένα στοιχεία μηχανών και μηχανές, συνδεδεμένες ολοκληρωτικά με μια πλήρη μηχανή σε κανονική κατάσταση λειτουργίας (χαρακτηριστικό παράδειγμα αυτής της κατηγορίας αποτελούν ηλεκτροκινητήρες ισχύος μέχρι 15kW.

<u>Class II:</u> Μεσαίου μεγέθους μηχανές (όπως ηλεκτροκινητήρες από 15kW έως 75kW) χωρίς ειδικές βάσεις και στερεά τοποθετημένες μηχανές ή μηχανές με ειδικές βάσεις (μέχρι 300kW).

<u>Class III:</u> Μεγάλες κύριες μεταφορικές μηχανές και άλλες μεγάλες μηχανές με περιστρεφόμενες μάζες τοποθετημένες σε στερεά και βαριά θεμέλια, τα οποία είναι σχετικά δύσκαμπτα στην κατεύθυνση μέτρησης των ταλαντώσεων.

<u>Class IV:</u> Μεγάλες κύριες μεταφορικές μηχανές και άλλες μεγάλες μηχανές με περιστρεφόμενες μάζες τοποθετημένες σε θεμέλια, τα οποία είναι σχετικά μαλακά στην κατεύθυνση μέτρησης των ταλαντώσεων (όπως συστήματα στροβιλογεννητριών και αεριοστρόβιλων ισχύος μεγαλύτερης των 10 MW).

VIBRATION SEVERITY PER ISO 10816								
	Machi	ne	Class I	Class II	Class III	Class IV		
	in/s	mm/s	small machines	medium machines	foundation	foundation		
	0.01	0.28						
S	0.02	0.45						
rm	0.03	0.71						
V V	0.04	1.12						
cit	0.07	1.80						
elo	0.11	2.80		satisf	actory			
2	0.18	4.50						
tiol	0.28	7.10		unsatis	factory			
ora	0.44	11.2						
Vik	0.70	18.0						
	0.71	28.0		unacce	eptable			
	1.10	45.0						

Πίνακας 1.3 Όρια για αξιολόγηση μηχανικών ταλαντώσεων [15]

Ζώνες κατάστασης μηχανής:

Good: Καλό – Καινούργια μηχανή.

Satisfactory: Ικανοποιητικό – Επιτρέπεται απεριόριστη λειτουργία σε βάθος χρόνου. Unsatisfactory: Μη ικανοποιητικό – Επιτρέπεται βραχυπρόθεσμη λειτουργία. Unacceptable: Απαράδεκτο – Η ταλάντωση προκαλεί περαιτέρω βλάβη.

1.6.5 Αισθητήρες

Για την μέτρηση των ταλαντώσεων υπάρχουν τρία βασικά είδη αισθητήρων. Οι αισθητήρες μετατόπισης, ταχύτητας και επιτάχυνσης. Παρακάτω αναλύεται εν συντομία ο πιο αντιπροσωπευτικός τύπος για την μέτρηση των ταλαντώσεων σε κάθε κατηγορία.

Αισθητήρες μέτρησης μετατόπισης

Οι ευρέως χρησιμοποιούμενοι αισθητήρες για την μέτρηση της μετατόπισης είναι οι αισθητήρες διορευμάτων. Αυτοί λειτουργούν με χρήση μαγνητικού πεδίου. Στο άκρο του αισθητήρα δημιουργείται εναλλασσόμενο ρεύμα και κατ' επέκταση εναλλασσόμενο μαγνητικό πεδίο. Με επαγωγή δημιουργούνται ρεύματα μικρής εντάσεως στην περιοχή του στόχου (π.χ. κινούμενος άξονας) τα λεγόμενα δινορεύματα. Τα δινορεύματα δημιουργούν ένα αντίθετο μαγνητικό πεδίο το οποίο αντιστέκεται στο πεδίο του αισθητήρα. Η αλληλεπίδραση των μαγνητικών πεδίων εξαρτάται από την απόσταση μεταξύ του αισθητήρα και του στόχου. Καθώς η απόσταση αυτή μεταβάλλεται, μεταβάλλεται και η αλληλεπίδραση των δυο πεδίων με αποτέλεσμα την δημιουργία τάσης αυτεπαγωγής εξόδου η οποία είναι ανάλογη της μεταβολής της απόστασης [16].



Σχήμα 1.14 Τοποθέτηση αισθητήρων μέτρησης μετατόπισης

Πλεονεκτήματα

- Δεν έρχεται σε επαφή με την κινούμενη επιφάνεια
- Χρησιμοποιείται σε οποιαδήποτε αγώγιμη επιφάνεια
- Δεν επηρεάζεται από διηλεκτρικά υλικά, λιπαντικά, νερό κ.λπ.
- Μπορεί να αντικατασταθεί με άλλο αισθητήρα ίδιου τύπου χωρίς βαθμονόμηση
- Δεν επηρεάζεται από παραμένοντα μαγνητισμό

Μειονεκτήματα

- Οι μετρήσεις μπορούν να επηρεαστούν όταν το υλικό του άξονα δεν είναι ομογενές
- Μικρή δυναμική περιοχή

Αισθητήρες μέτρησης ταχύτητας

Οι αισθητήρες αυτοί είναι γραμμικοί ηλεκτρομαγνητικοί αισθητήρες οι οποίοι βασίζονται στην ηλεκτροδυναμική αρχή. Η βασική ιδέα είναι η ύπαρξη ενός μαγνήτη στερεωμένου στα άκρα του από ελατήρια και γύρω του τυλιγμένο πηνίο. Έτσι ο μαγνήτης μπορεί να κινείται σε σχέση με το πηνίο. Όταν ο αισθητήρας τεθεί σε κίνηση από μια ταλαντώμενη επιφάνεια, με την οποία έρχεται σε επαφή, προκαλείται σχετική κίνηση μαγνήτη-πηνίου. Η κίνηση αυτή δημιουργεί τάση στα άκρα του πηνίου ανάλογη της ταχύτητας ταλάντωσης [17]. Ο τύπος του αισθητήρα αυτού δεν απαιτεί τάση για την λειτουργία του, αλλά δημιουργεί τάση και έτσι ονομάζεται ενεργός αισθητήρας. Κάποια όργανα μέτρησης διαθέτουν κύκλωμα ολοκληρωτή για μετατροπή του σήματος ταχύτητας σε σήμα μετατόπισης [8].



Σχήμα 1.15 Τυπική μορφή αισθητήρα ταχύτητας (velocity pick up)

<u>Πλεονεκτήματα</u>

- Στιβαρή κατασκευή
- Υψηλή ευαισθησία ακόμη και στις χαμηλές συχνότητες
- Υψηλή τάση εξόδου από χαμηλή εσωτερική σύνθετη αντίσταση
- Δεν απαιτεί τροφοδοσία
- Υδατοστεγές, ερμητικά κλειστό σε κενό με αντοχή σε χημική διάβρωση

<u>Μειονεκτήματα</u>

- Συχνότητα απόκρισης μέχρι 2000Hz
- Ευαισθησία σε ισχυρά μαγνητικά εξωτερικά πεδία

Αισθητήρες μέτρησης επιτάχυνσης

Οι αισθητήρες επιτάχυνσης ονομάζονται επιταχυνσιόμετρα ή accelerometers και η λειτουργία τους βασίζεται στο πιεζοηλεκτρικό φαινόμενο. Χρησιμοποιούνται δηλαδή πιεζοηλεκτρικοί κρύσταλλοι για να μετατραπεί η μηχανική ενέργεια σε ηλεκτρικό φορτίο. Το υλικό των πιεζοκρυστάλλων είναι συνήθως είτε χαλαζίας (quartz) είτε κάποιο κεραμικό υλικό (ceramic) [18]. Οι πιεζοκρύσταλλοι έχουν την ιδιότητα να αναπτύσσουν ηλεκτρικό δυναμικό όταν ασκείται επάνω τους κάποια πίεση. Στην περίπτωση των επιταχυνσιόμετρων η πίεση αυτή ασκείται από τις μάζες αναφοράς που βρίσκονται πάνω από τους κρυστάλλους (βλέπε Σχήμα 1.16). Οι μάζες αναφοράς κινούνται σχετικά με τους πιεζοηλεκτρικούς κρυστάλλους οι οποίοι στηρίζονται στην βάση [1]. Το παραγόμενο σήμα επιτάχυνσης μπορεί να μετατραπεί στο μετρητικό όργανο μέσω κυκλώματος ολοκλήρωσης σε σήμα ταχύτητας και μέσω κυκλώματος διπλής ολοκλήρωσης σε σήμα μετατόπισης. Τα επιταχυνσιόμετρα τοποθετούνται επάνω στις επιφάνειες είτε με μαγνητικό τρόπο είτε με κάποιο σπείρωμα [8].



Σχήμα 1.16 Τυπική μορφή επιταχυνσιόμετρου [17]

Πλεονεκτήματα

- Στιβαρή κατασκευή
- Δεν επηρεάζεται από μαγνητικά πεδία
- Μικρές διαστάσεις
- Ερμητικώς κατασκευασμένα σε κέλυφος ανοξείδωτου χάλυβα

Μειονεκτήματα

- Παθητικά αισθητήρια που απαιτούν τροφοδοσία
- Χαμηλή ευαισθησία στις χαμηλές συχνότητες

1.6.6 Ανάλυση στο πεδίο συχνότητας – Fast Fourier Transform (FFT)

Όπως αναφέρθηκε στα προηγούμενα το σήμα που προέρχεται από την OVERALL μέτρηση της ταλάντωσης μιας μηχανής είναι σύνθετο και προκύπτει από επαλληλία των ταλαντωτικών σημάτων όλων των εξαρτημάτων της μηχανής. Αυτό το σύνθετο σήμα δεν είναι αρμονικό αλλά συνήθως έχει ακανόνιστη μορφή. Ωστόσο κάθε σήμα στο πεδίο του χρόνου μπορεί να εκφραστεί ως άθροισμα αρμονικών σημάτων διαφορετικών συχνοτήτων. Η πιο διαδεδομένη μέθοδος για την μετατροπή ενός σήματος από το πεδίο του χρόνου στο πεδίο συχνότητας είναι ο ταχύς μετασχηματισμός Fourier (Fast Fourier Transform - FFT). Η βασική ιδέα της μεθόδου αυτής είναι η "αποδόμηση" του χρονικού σήματος στα επιμέρους αρμονικά σήματα, διαφορετικής συχνότητας που το αποτελούν και η προβολή του μέγιστου πλάτους κάθε σήματος στην εκάστοτε συχνότητα. Για να γίνει πιο κατανοητό παρουσιάζεται γραφικά στο Σχήμα 1.17.



Σχήμα 1.17 Ταλαντώσεις μηχανής στο πεδίο του χρόνου και στο πεδίο συχνότητας

Στο Σχήμα 1.17 φαίνεται πως τα στοιχεία του μηχανισμού (ηλεκτροκινητήρας, έδρανα, οδοντωτοί τροχοί) δημιουργούν ανεξάρτητα σήματα, αυτά τα σήματα στο πεδίο του χρόνου έχουν την μορφή της OVERALL ταλάντωσης και με χρήση της μεθόδου FFT γίνεται μετάβαση στο πεδίο της συχνότητας όπου φαίνεται το πλάτος των επιμέρους σημάτων στις αντίστοιχες συχνότητες. Οι συχνότητες αυτές ονομάζονται χαρακτηριστικές συχνότητες του κάθε στοιχείου μηχανής και από την μελέτη του φάσματος συχνοτήτων μπορεί να γίνει διάγνωση της κατάστασης των επιμέρους τμημάτων της μηχανής. Στον Πίνακα 1.4 [19] φαίνονται οι χαρακτηριστικές συχνότητες των στοιχείων μηχανών αλλά και χαρακτηριστικές συχνότητες βλαβών που εμφανίζονται στις περιστρεφόμενες μηχανές. Όπου, f_s είναι η συχνότητα περιστροφής της κύριας ατράκτου. Για παράδειγμα εάν ένας ηλεκτροκινητήρας περιστρέφει με 3000 RPM μία άτρακτο τότε 3000 RPM

$$f_s = \frac{5000 \text{M}}{60 \text{ sec}} = 50 \text{Hz}$$

Πίνακας 1.4 Χαρακτηριστικές συχνότητες αναμονής βλαβών περιστρεφόμενων μηχανών

Σύμτωμα σε στοιχείο	Συχνότητα εμφάνισης	Κατεύθυνση μέτρησης	Σχόλια
Αζυγοσταθμία	1x f _s	Ακτινική	Αζυγοσταθμία ἑκκεντρων μαζών
Κακή ευθυγρἁμμιση	2x,3x f _s	Ακτινική και αξονική	Σύνδεσμοι, τροχαλίες
Χαλαρότητα	3x – 10x f _s	Ακτινική και αξονική	Όλης της κατασκευής
Χαλαρότητα	0.5x, 1.5x, 2.5x f _s	Ακτινική και αξονική	Υπό πολλαπλάσια
	$BPFO = \frac{N}{2} \times f_{s} \times (1 - \frac{BD}{PD} \times \cos \varphi)$		Ball Pass Frequency Outer Race
Ρουλεμάν	$BPFI = \frac{N}{2} \times f_s \times (1 + \frac{BD}{PD} \times \cos \varphi)$	Ακτινική στη περιοχή	Ball Pass Frequency Inner Race
	$BSF = \frac{f_{s}}{2} \times \frac{PD}{BD} \times (1 - (\frac{BD}{PD})^{2} \times \cos^{2} \varphi)$	φόρτισης	Ball Spin Frequency
	$F_cage = \frac{f_s}{2} \times (1 - \frac{BD}{PD} \times \cos \varphi)$	-	Συχνότητα περιστροφής κλωβού
Συχνότητα σύμπλεξης Οδοντωτών τροχών	GMF = $z_1 \times f_{s1}$ + πλευρικές: $\frac{\pm 2 \times f_{s1}}{\pm 2 \times f_{s2}}$	Ακτινική	Gear Mesh Frequency
Hunting Tooth	$HT = \frac{GMF \times gcd(z_1, z_2)}{z_1 \times z_2}$	Ακτινική	Η συχνότητα που ένα δόντι του z1 τροχού, συναντά ένα συγκεκριμένο του z2
Συχνότητα Ιμαντών	$f_belt = \frac{n \times f_{s1} \times PD_1}{BL}$	Ακτινική	
Συχνοτητα πτερωτών	$f_{fan} = f_{s1} \times BN$	Ακτινική	
Συχνότητα εμβολοφόρων αντλιών	$f_pump = f_{s1} \times PN$	Αξ <mark>ονικ</mark> ή	

Όπου, z: αριθμός οδόντων οδοντωτού τροχού, gcd: μέγιστος κοινός διαιρέτης, PD: διάμετρος κινητήριας τροχαλίας, BL: μήκος ιμάντα, BN: αριθμός πτερυγίων, PN: αριθμός εμβόλων. Οι χαρακτηριστικές συχνότητες των ρουλεμάν εξετάζονται στο Κεφάλαιο 3.
Κεφάλαιο 2 – Βασικές έννοιες τριβολογίας

2.1 Γενικά

Στο κεφάλαιο αυτό επιχειρείται να δοθούν βασικές έννοιες της τριβολογίας, οι οποίες αποτελούν τη βάση για την κατανόηση της λειτουργίας των εδράνων κύλισης. Τριβολογία είναι ο κλάδος της επιστήμης του Μηχανολόγου Μηχανικού που ασχολείται με την αλληλεπίδραση επιφανειών που βρίσκονται σε σημειακή ή επιφανειακή επαφή και σχετική κίνηση μεταξύ τους. Η αντίσταση στη σχετική κίνηση των εφαπτόμενων επιφανειών ονομάζεται τριβή η οποία οφείλεται σε φυσικές αλληλεπιδράσεις. Αποτέλεσμα της τριβής είναι η απώλεια ενέργειας που διαχέεται προς το περιβάλλον και η απώλεια ύλης που ονομάζεται φθορά. Η φθορά περιορίζεται σημαντικά με τη λίπανση, δηλαδή την παρεμβολή μεταξύ των δύο τριβόμενων σωμάτων τρίτου κατάλληλου στερεού υγρού ή αέριου σώματος το οποίο ονομάζεται λιπαντικό [20]. Αντικείμενο της τριβολογίας συνεπώς, αποτελούν τα φαινόμενα που συνδέονται με την τριβή, τη φθορά και τη λίπανση των υλικών.

2.2 Επιφανειακές τάσεις Hertz

Όταν δύο κυρτά σώματα έρχονται σε επαφή μεταξύ τους, με ταυτόχρονη επίδραση δυνάμεων, αναπτύσσονται επιφανειακές τάσεις. Πρακτικά προβλήματα τάσεων επαφής εμφανίζονται σε πολλές μηχανολογικές εφαρμογές όπως στην επαφή τροχού αμαξοστοιχίας – σιδηροτροχιάς, στα έδρανα κύλισης, στους οδόντες οδοντωτών τροχών και στην επαφή έκκεντρου – ωστήρα στις εμβολοφόρες μηχανές. Αυτές οι τάσεις προκαλούν αστοχίες στα υλικά όπως ρωγμές, αποφλοίωση και απολέπιση. Η βάση για την ανάλυση όλων αυτών των προβλημάτων επαφής δόθηκε από τον Hertz (1881) όπου η επαφή ελαστικών σωμάτων αντιμετωπίζεται σαν ένα ελαστοστατικό πρόβλημα με τους εξής περιορισμούς [21]:

- Τουλάχιστον μια από τις διαστάσεις της επιφάνειας επαφής είναι πολύ μικρότερη από τις εξωτερικές διαστάσεις των εφαπτόμενων σωμάτων, συμπεριλαμβάνοντας σε αυτές και τις ακτίνες καμπυλότητας στη θέση επαφής τους.
- 2. Η αναπτυσσόμενη μέγιστη επιφανειακή πίεση δεν επιτρέπεται να είναι μεγαλύτερη από το όριο ελαστικότητας των υλικών σωμάτων.
- 3. Στην επιφάνεια διαπλάτυνσης των σωμάτων δεν επιτρέπεται να εφαρμόζονται διατμητικές τάσεις.
- 4. Τα υλικά των σωμάτων πρέπει να είναι ομοιογενή.
- 5. Οι επιφάνειες των εφαπτόμενων σωμάτων πρέπει να είναι απόλυτα λείες.
- 6. Δεν υπάρχει σχετική γωνιακή ταχύτητα περί τη νοητή κάθετο επί των επιφανειών, στο σημείο επαφής.

Αν και οι παραδοχές του Hertz εξιδανικεύουν το πρόβλημα, η θεωρία αυτή εφαρμόστηκε σε πλήθος πρακτικών προβλημάτων ακόμα και σε περιπτώσεις κινούμενων σωμάτων. Η βασική ιδέα της θεωρίας του Hertz είναι, ότι όταν δυο σώματα, από τα οποία τουλάχιστον το ένα είναι κυρτό, έρχονται σε επαφή υπό την επίδραση κάθετου φορτίου, παραμορφώνονται ελαστικά στην αλληλοεπαφή τους και δημιουργείται γενικά μια ελλειπτική επιφάνεια επαφής. Σε ειδικές περιπτώσεις η

επιφάνεια επαφής είναι κυκλική (σφαιρική επαφή). Σε άλλες ο μεγάλος άξονας της έλλειψης επαφής γίνεται απείρως μεγάλος οπότε η επιφάνεια μπορεί να θεωρηθεί ορθογωνική με τη μια πλευρά του ορθογωνίου απείρως μεγάλη (κυλινδρική επαφή). Παρακάτω αναλύονται οι δυο βασικοί τύποι επαφών, η σφαιρική και η κυλινδρική που ενδιαφέρουν κυρίως στην μελέτη των εδράνων κύλισης [22]. Για περεταίρω μελέτη του θέματος προτείνεται η βιβλιογραφική αναφορά [23].

2.2.1 Σφαιρική επαφή

Όταν δυο σφαιρικά σώματα ακτίνας R_1 και R_2 έρχονται σε επαφή υπό φορτίο F, σχηματίζεται μια κυκλική περιοχή στην επιφάνεια επαφής, ακτίνας α όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.1. Εάν οι ελαστικές σταθερές των δυο σωμάτων είναι E_1 , v_1 και E_2 , v_2 τότε η ακτίνα α δίνεται από τη σχέση



Σχήμα 2.1 Σφαιρική επαφή με κυκλική επιφάνεια επαφής και ημισφαιρική κατανομή πίεσης

Η κατανομή της πίεσης στην περιοχή επαφής της κάθε σφαίρας είναι ημισφαιρικής μορφής όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.1. Η μέγιστη πίεση εμφανίζεται στο κέντρο της περιοχής επαφής και είναι

$$p_{\max} = \frac{3F}{2\pi a^2} \tag{2.2}$$

Οι εξισώσεις (2.1) και (2.2) είναι πλήρως γενικευμένες και μπορούν να εφαρμοστούν στην επαφή σφαίρας – επίπεδης επιφάνειας ή σφαίρας – εσωτερικού σφαιρικού τομέα. Για την επίπεδη επιφάνεια το $R_2 = \infty$. Για τον εσωτερικό σφαιρικό τομέα η ακτίνα εκφράζεται ως αρνητική ποσότητα $R_2 = -R_g$ όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.2.



Σχήμα 2.2 Επαφή (α) σφαίρας-επιπέδου (β) σφαίρας-σφαιρικού τομέα

Οι μέγιστες τάσεις εμφανίζονται στον άξον
α z και αυτές είναι κύριες τάσεις. Οι τιμές τους είναι

$$\sigma_{1} = \sigma_{2} = \sigma_{x} = \sigma_{y} = -p_{\max}\left[\left(1 - \left|\frac{z}{a}\right| \tan^{-1} \frac{1}{|z/a|}\right)(1+v) - \frac{1}{2\left(1 + \frac{z^{2}}{a^{2}}\right)}\right]$$
(2.3)

$$\sigma_{3} = \sigma_{z} = \frac{-p_{\text{max}}}{1 + \frac{z^{2}}{a^{2}}}$$
(2.4)

Οι κύριες διατμητικές τάσεις προκύπτουν

$$|\tau_1| = |\tau_2| = \tau_{\max} = \left|\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}\right|$$
 (2.5)

$$\left|\tau_{3}\right| = 0 \tag{2.6}$$

Στο Σχήμα 2.3 φαίνονται σχεδιασμένες οι εξισώσεις (2.3), (2.4) και (2.5) για απόσταση έως και 3α κάτω από την επιφάνεια συναρτήσει της μέγιστης πίεσης p_{max} και για σταθερά Poisson ν=0,30. Η διατμητική τάση φτάνει τη μέγιστη τιμή της κάτω από την επιφάνεια. Επικρατεί η άποψη ότι η μέγιστη διατμητική τάση είναι υπεύθυνη για αστοχίες επιφανειακής κόπωσης μεταξύ των εφαπτόμενων στοιχείων. Η εξήγηση είναι ότι ρωγμές συνήθως ξεκινάμε από το σημείο της μέγιστης διατμητικής τάσης, κάτω από την επιφάνεια, και καταλήγουν στην επιφάνεια. Να σημειωθεί ότι όλες οι ορθές τάσεις είναι θλιπτικές.



Σχήμα 2.3 Ορθές και διατμητικές τάσεις κάτω από την επιφάνεια επαφής δυο σφαιρών

2.2.2 Κυλινδρική επαφή

Παρόμοια με την προηγούμενη περίπτωση στην επαφή δυο κυλινδρικών σωμάτων μήκους L και ακτίνας R₁ και R₂ αντίστοιχα, η περιοχή επαφής είναι ένα στενό παραλληλόγραμμο πλάτους 2b και μήκους L, και η κατανομή της πίεσης είναι ελλειπτική όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.4. Εάν οι ελαστικές σταθερές των δυο σωμάτων είναι E₁, v₁ και E₂, v₂ τότε το μισό του πλάτους του παραλληλογράμμου, b δίνεται από τη σχέση

$$b = \sqrt{\frac{4F\left[\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}\right]}{\pi L\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)}}$$
(2.7)

Η μεγίστη πίεση επαφής δια μήκους του κέντρου του παραλληλογράμμου επαφής είναι



Σχήμα 2.4 Κυλινδρική επαφή με παραλληλόγραμμη επιφάνεια επαφής

Οι εξισώσεις (2.7) και (2.8) εφαρμόζονται για επαφή κυλίνδρου – επίπεδης επιφάνειας θέτοντας οπού $R_2 = \infty$ για την επίπεδη επιφάνεια. Επίσης εφαρμόζονται και για επαφή κυλίνδρου – εσωτερικού κυλινδρικού τομέα. Σε αυτή την περίπτωση η ακτίνα του εσωτερικού τομέα λαμβάνει αρνητική τιμή $R_2 = -R_g$.



Σχήμα 2.5 Επαφή (α) κυλίνδρου-επιπέδου (β) κυλίνδρου-κυλινδρικού τομέα

Οι κύριες τάσεις σ_1 , σ_2 και σ_3 δημιουργούνται στον άξονα z και είναι

$$\sigma_x = -2vp_{\max}\left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left|\frac{z}{b}\right|\right)$$
(2.9)

$$\sigma_{y} = -p_{\max}\left(\frac{1+2\frac{z^{2}}{b^{2}}}{\sqrt{1+\frac{z^{2}}{b^{2}}}} - 2\left|\frac{z}{b}\right|\right)$$
(2.10)

$$\sigma_{3} = \sigma_{z} = \frac{-p_{\max}}{\sqrt{1 + \frac{z^{2}}{b^{2}}}}$$
(2.11)

Sto Schma 2.6 fained action the episodia of the extreme on extreme (2.9), (2.10) kai (2.11) gia apostast éwic kai 3b kátw apó the epigáneia sunarthsei the mégisthe piece pair kai gia staverá Poisson v=0,30. Fia $0 \le z \le 0,436b$, $\sigma_1 = \sigma_x$ kai $\tau_{max} = (\sigma_x - \sigma_z)/2$. Fia $z \ge 0,436b$, $\sigma_1 = \sigma_y$ kai $\tau_{max} = (\sigma_y - \sigma_z)/2$.



Σχήμα 2.6 Ορθές και διατμητικές τάσεις κάτω από την επιφάνεια επαφής δυο κυλίνδρων

Η θεωρία του Hertz δίνει τα παραπάνω μαθηματικά μοντέλα όταν στην επιφάνεια επαφής δεν υπάρχουν διατμητικές τάσεις. Ωστόσο σε ρεαλιστικές συνθήκες η ύπαρξη δύναμης τριβής δημιουργεί διατμητικές τάσεις. Σε κάποιες εφαρμογές όπως σε έκκεντρα και σε στοιχεία κύλισης είναι μικρές. Σε άλλες όπως στην επαφή τροχούσιδηροτροχιάς και στους οδόντες οδοντωτών τροχών υπερβαίνουν το πεδίο του Hertz.

2.3 Τριβή

Τριβή λέγεται στην πράξη η αλληλεπίδραση δυνάμεων μεταξύ ζεύγους εφαπτόμενων σωμάτων, κατά τη σχετική κίνηση του ενός ως προς το άλλο. Ενεργειακά η έννοια της τριβής ορίζεται ως, η χωροχρονική διάχυση ενέργειας στις μικροεπιφάνειες επαφής ζεύγους σωμάτων, όπου η καταναλισκόμενη ενέργεια μετατρέπεται, στα οριακά στρώματα, σε διάφορες μη αναστρέψιμες ενεργειακές μορφές [24]. Με τον ίδιο όρο τριβή αδιάκριτα, χαρακτηρίζεται και η αναπτυσσόμενη, λόγω του φαινομένου της τριβής, εφαπτομενική δύναμη τριβής Τ που ανθίσταται στη σχετική κίνηση των σωμάτων και κατά συνέπεια έχει διεύθυνση περίπου αντίθετη προς τη διεύθυνση της σχετικής ταχύτητας u_{σy} όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.7.



Σχήμα 2.7 Το τριβικό σύστημα

Συντελεστής τριβής ονομάζεται ο λόγος της δύναμης τριβής προς την κάθετη, ως προς τη διεύθυνση της κίνησης, συνιστώσα των εξωτερικών δυνάμεων που δρουν στο σύστημα.

$$\mu = \frac{\mathrm{T}}{\mathrm{N}} \tag{2.12}$$

Ανάλογα με το είδος της σχετικής κίνησης των εφαπτόμενων σωμάτων διακρίνεται η τριβή σε τριβή ολίσθησης και τριβή κύλισης. Στην τριβή κύλισης το ένα από τα δυο στοιχεία του τριβικού συστήματος περιστρέφεται γύρω από ένα στιγμιαίο κέντρο περιστροφής Α, που βρίσκεται επί της επιφάνειας επαφής των δυο σωμάτων και η οποία συνεχώς μεταβάλλεται (Σχήμα 2.8).



Σχήμα 2.8 Τριβή κύλισης

Όταν δεν υπάρχει σχετική κίνηση των δύο σωμάτων του τριβικού συστήματος και επιπλέον η ασκούμενη ελκτική δύναμη F είναι μηδενική, τότε T=F=0 και N \neq 0. Σε αυτή την περίπτωση και ο συντελεστής τριβής είναι μ=0 συμφώνα με τη σχέση (2.12). Το σύστημα αυτό είναι ουσιαστικά σύστημα ακίνητων σωμάτων τα οποία βρίσκονται σε επαφή υπό τη δράση μόνο φορτίου.

Στην περίπτωση που δύο σώματα είναι ακίνητα, σε επαφή και ασκηθεί στο σύστημα δύναμη F_s τέτοια ώστε να τείνει στην έναρξη σχετικής κίνησης μεταξύ των δυο σωμάτων, τότε ορίζεται ο στατικός συντελεστής τριβής.

$$\mu_s = \frac{F_s}{N} \tag{2.13}$$

Η κλασική θεώρηση του φαινομένου της τριβής μπορεί γενικά να συνοψιστεί στους εξής νόμους, γνωστούς σαν νόμους του Coulomb και του Amontons.

- 1. Όταν οι εφαπτόμενες επιφάνειες είναι ακίνητες και η εφαρμοζόμενη εφαπτομενική δύναμη έχει τιμή μικρότερη κάποιας συγκεκριμένης οριακής τιμής, η δύναμη τριβής είναι ίση και αντίθετη της.
- Η δύναμη τριβής δρα πάντοτε αντίθετα προς το διάνυσμα της σχετικής ταχύτητας των επιφανειών.
- 3. Η δύναμη τριβής είναι ανάλογη του φορτίου.
- 4. Η δύναμη τριβής είναι ανεξάρτητη της φαινόμενης επιφάνειας επαφής.
- 5. Η δύναμη τριβής είναι ανεξάρτητη της σχετικής ταχύτητας ολίσθησης.

2.3.1 Ο μηχανισμός τριβής

Σχετικά με τη φύση του φαινομένου της τριβής αναπτύχθηκαν κατά καιρούς διάφορες θεωρίες που χωρίζονται σε τέσσερις βασικές κατηγορίες [20], [25].

<u>Μηχανική θεωρία</u>

Το έργο της τριβής αναλώνεται για την ανύψωση των επιφανειακών ανωμαλιών της μιας επιφάνειας πάνω από τις ανωμαλίες της άλλης. Είναι η παλιότερη επιστημονική ερμηνεία του μηχανισμού της τριβής και θεωρείται ότι μπορεί να αποδώσει με καλή προσέγγιση την πραγματικότητα μόνο για πολύ τραχιές και απαραμόρφωτες επιφάνειες, αλλά και πάλι δεν μπορεί να εξηγήσει τη δια τριβής παραγόμενη θερμότητα.

Μοριακή θεωρία

Σύμφωνα με αυτή, το έργο της τριβής αναλώνεται για την υπερνίκηση των δυνάμεων που οφείλονται σε μοριακή έλξη μεταξύ των δύο στερεών. Η μοριακή έλξη μπορεί να έχει σαν αποτέλεσμα και τη δημιουργία δεσμών συγκόλλησης (δηλαδή θερμικών δεσμών που προέρχονται από τη σύντηξη των επιφανειών λόγω των τοπικά αναπτυσσόμενων υψηλών θερμοκρασιών) μεταξύ των επιφανειακών ανωμαλιών των δυο επιφανειών που η τριβή πρέπει να υπερνικήσει (δηλαδή να θραύσει τους δεσμούς) για να υπάρξει σχετική κίνηση. Η μοριακή θεωρία παρουσιάζει τις εξής αδυναμίες:

- Οδηγεί ουσιαστικά σε τριβή ανεξάρτητη της τραχύτητας πράγμα που έχει ελεγχθεί πειραματικά σαν ανακριβές.
- Δεν μπορεί να εξηγήσει την ανάπτυξη θερμικών δεσμών όταν η θερμοκρασία λειτουργίας του συστήματος είναι τόσο χαμηλή ώστε να μην μπορεί να γίνει η λεγόμενη ενδοδιάχυση των επιφανειακών ατόμων που είναι ο κύριος μηχανισμός της πρόσφυσης κατά τη Μοριακή Φυσική.
- Δεν εξηγεί πως τα ψαθυρά αμέταλλα υλικά που δεν παρουσιάζουν καθόλου πλαστική παραμόρφωση πριν την αστοχία, συμπεριφέρονται περίπου όπως και τα μέταλλα.
- Αν η πρόσφυση των επιφανειών των στοιχείων του τριβικού συστήματος οφείλεται στην ανάπτυξη μοριακών δυνάμεων λόγω της μεγάλης προσέγγισης των επιφανειών, θα έπρεπε, άρση του φορτίου μετά την ανάπτυξη δυνάμεων πρόσφυσης να μη μεταβάλλει τους αναπτυσσόμενους δεσμούς. Πειραματικά όμως έχει βρεθεί ότι άρση του φορτίου προκαλεί και μείωση των δυνάμεων πρόσφυσης, σχεδόν μέχρι μηδενισμού, πράγμα που εξηγείται μόνο μερικά με την άρση των ελαστικών παραμορφώσεων που θραύει τους δεσμούς και

απομακρύνει και πάλι τις επιφάνειες σε αποστάσεις τέτοιες που οι μοριακές δυνάμεις παύουν να ενεργούν.

- Οι θεωρητικές τιμές τριβής που προκύπτουν από την μοριακή θεωρία είναι, τις περισσότερες φορές, σημαντικά διαφορετικές από τις πειραματικά μετρούμενες.
- Η μοριακή θεωρία χρησιμοποίει τις ορθές και διατμητικές τάσεις επί επαφής σαν ανεξάρτητες μεταξύ τους, κάτι που δεν ισχύει σύμφωνα με τη θεωρία της πλαστικότητας.

Θεωρία διείσδυσης

Το έργο της τριβής αναλώνεται για να παραμορφωθεί πλαστικά ορισμένος όγκος του ενός σώματος εξ αιτίας της διείσδυσης των επιφανειακών ανωμαλιών του άλλου σώματος μέσα στη μάζα του. Σύμφωνα με τη θεωρία αυτή, αφού μετά από κάθε πείραμα τριβής παρουσιάζεται στην επιφάνεια, του μαλακότερου από τα δυο στοιχεία του συστήματος, ίχνος ολίσθησης με μορφή αύλακος και χείλη από πλαστικά παραμορφωμένο υλικό, θα πρέπει οι ανωμαλίες του σκληρότερου υλικού να διείσδυαν μέσα στη μάζα του μαλακότερου και να δημιούργησαν κατά την ολίσθηση αύλακα. Ο μηχανισμός αυτός ονομάζεται μηχανισμός άροσης (ploughing mechanism). Προφανώς η θεωρία αυτή δεν μπορεί να ερμηνεύσει την τριβή, όταν η διείσδυση είναι αμελητέα.

Μοριομηχανική θεωρία

Αποτελεί συνδυασμό των τριών παραπάνω θεωριών και γίνεται γενικά αποδεκτή δεδομένου ότι ερμηνεύει ικανοποιητικά τα παρατηρούμενα φαινόμενα από ποιοτική άποψη. Σε ένα τριβικό σύστημα ολίσθησης με πραγματικές επιφάνειες επαφής (Σχήμα 2.9) διαμορφώνεται περίπου η εξής κατάσταση:

- Η πραγματική επιφάνεια επαφής, περιορίζεται σε μικρό αριθμό μικροσημείων (μικροεπαφές) και είναι πολύ μικρότερη της ονομαστικής επιφάνειας επαφής A₀.
- Το φορτίο παραλαμβάνεται εξ' ολοκλήρου από την πραγματική επιφάνεια επαφής.
- Σε κάθε μικροεπαφή παρατηρείται είτε μόνο ελαστική παραμόρφωση είτε ελαστική και στη συνέχεια πλαστική.
- Στις μικροεπαφές αναπτύσσονται δεσμοί πρόσφυσης που οφείλονται σε δυνάμεις μοριακές, ιοντικές ή χημικού δεσμού (ανάλογα με τη φύση του υλικού).
- Η τριβή οφείλεται αποκλειστικά σε αλληλεπίδραση των επιφανειακών ανωμαλιών που, κατά την ολίσθηση, εξελίσσεται περίπου όπως στο Σχήμα 2.10.



Σχήμα 2.9 Το πραγματικό τριβικό σύστημα [26]



Σχήμα 2.10 Η εξέλιξη της μικροεπαφής

Στο Σχήμα 2.10 παρατηρούνται οι επιμέρους διαδικασίες στα στάδια σχηματισμού και θραύσης μιας μικροεπαφής:

- Ελαστική παραμόρφωση της επιφανειακής ανωμαλίας ή/και ανύψωση της, επάνω από τις ανωμαλίες της άλλης επιφάνειας.
- Πλαστική παραμόρφωση της επιφανειακής ανωμαλίας.
- Άροση.
- Διατμητική θραύση των δεσμών πρόσφυσης.

2.3.2 Παράμετροι λειτουργίας τριβικού συστήματος

Οι παράμετροι που επιδρούν στην λειτουργία ενός τριβικού συστήματος διακρίνονται στις εξής εφτά βασικές κατηγορίες:

- 1. Τα υλικά, των τριβικών σωμάτων όπως είναι η τριβή μεταξύ μετάλλων, αμετάλλων, πολύ ελαστικών υλικών, υλικών φυλλώδους δομής, πολυμερών.
- Η λίπανση και η επιλογή λιπαντικού κατάλληλου να περιορίσει τη δράση της τριβής, με κυριότερο παράγοντα το πάχος του στρώματος του λιπαντικού.
- Η τραχύτητα των επιφανειών η οποία συμμετέχει στο μηχανισμό δημιουργίας της τριβής.
- 4. Η σχετική ταχύτητα μεταξύ των σωμάτων η οποία αν και με τον νόμο του Coulomb θεωρείται ανεξάρτητη της τριβής, επιδρά στη λειτουργία ενός τριβικού συστήματος σύμφωνα με νεότερα μη γραμμικά μοντέλα.
- 5. Το φορτίο, το οποίο εκδηλώνεται με την αύξηση της πραγματικής επιφάνειας επαφής ή την θραύση των επιφανειακών στρωμάτων οξειδίων.
- 6. Το διεπιφανειακό ηλεκτρικό δυναμικό.
- Η επιφανειακή θερμοκρασία η οποία προέρχεται από το έργο των δυνάμεων τριβής, λόγω των πλαστικών παραμορφώσεων των επιφανειακών εξάρσεων.

2.3.3 Περιπτώσεις καταπόνησης τριβής

Στις μηχανολογικές εφαρμογές υπάρχει μια πληθώρα περιπτώσεων που συναντάται το φαινόμενο της τριβής. Ακολουθούν, μερικές χαρακτηριστικές που αφορούν κυρίως τους τομείς των κατεργασιών και των στοιχείων μηχανών [24].

- Τριβή ολίσθησης κατά την τεχνική εφαρμογής της πλαστικής παραμόρφωσης σε παραγωγική διαδικασία. Για παράδειγμα κατά την διαμόρφωση ελάσματος, η τριβή μεταξύ ελάσματος και εργαλείου διαμόρφωσης.
- Τριβή ολίσθησης κατά την πρόσδεση τεμαχίου για κατεργασία δηλαδή μεταξύ της ελεύθερης επιφάνειας του προς κατεργασία τεμαχίου και της κεφαλής πρόσδεσης.
- Τριβή συγκράτησης στις συνδέσεις με κοχλίες. Η τριβή στο σπείρωμα, μεταξύ κοχλία και περικοχλίου, καθώς και η τριβή μεταξύ κεφαλής κοχλία και τεμαχίου ή περικοχλίου και τεμαχίου.
- Τριβή ολίσθησης και συγκράτησης σε συναρμογές, όπως στη συναρμογή άξοναπλήμνης.
- Τριβή ολίσθησης σε έδρανα ολίσθησης.
- Τριβή κύλισης σε έδρανα κύλισης (ρουλεμάν), μεταξύ των στοιχείων κύλισης και της αύλακας (raceway).

2.4 Φθορά

Φθορά ονομάζεται η αφαίρεση υλικού από την επιφάνεια ενός σώματος. Παλαιότερα υπήρχε η άποψη ότι η φθορά προέρχεται μόνο από μηχανικά αίτια. Σήμερα είναι γνωστό ότι πρόκειται κυρίως για φυσικοχημικές διεργασίες του οριακού στρώματος του υλικού [24]. Η φθορά ενός υλικού οφείλεται σε διάφορους παράγοντες, επηρεάζεται από πολλές παραμέτρους και δεν αποτελεί εγγενές χαρακτηριστικό του υλικού. Εξαρτάται από όλα τα στοιχεία του τριβικού συστήματος όπως το εξεταζόμενο υλικό, το υλικό αναφοράς ως προς το οποίο μελετάται η φθορά του εξεταζόμενου, τα παραγόμενα στο σύστημα προϊόντα της φθοράς και το περιβάλλον (υγρασία, θερμοκρασία, λίπανση κ.λπ.) [27].

Το φαινόμενο της φθοράς αντιδιαστέλλεται της ποσότητας του αφαιρεθέντος υλικού που ονομάζεται ποσότητα φθοράς ή χάριν συντομίας, φθορά. Η ποσότητα φθοράς μετράται από τη μείωση μιας διάστασης του στοιχείου του τριβικού συστήματος (γραμμική φθορά) ή από τη μείωση του όγκου του (όγκος φθοράς) ή από τη μείωση της μάζας του (μάζα φθοράς). Η ποσότητα φθοράς που μετράται στη μονάδα του χρόνου ονομάζεται ρυθμός φθοράς. Δεν υπάρχουν μέχρι σήμερα σαφείς γενικοί ποσοτικοί νόμοι που να περιγράφουν τη φθορά των υλικών εκτός από ορισμένες ειδικές περιπτώσεις, στις οποίες είναι ακριβώς γνωστοί οι φυσικοί μηχανισμοί του συγκεκριμένου τύπου φθοράς [20].

2.4.1 Τύποι φθοράς

Η φθορά των υλικών γίνεται συνήθως με συγκεκριμένο τρόπο και γι' αυτό υπάρχουν πολλές ερευνητικές προσπάθειες κατάταξης των μορφών φθοράς σε συγκεκριμένους τύπους. Συνήθως συνυπάρχουν περισσότεροι του ενός, τύποι φθοράς πράγμα που προκαλεί σύγχυση όπως επίσης και η ανυπαρξία τυποποιημένης ορολογίας στη διεθνή βιβλιογραφία. Το αποτέλεσμα είναι η ύπαρξη ενός πλήθους όρων που συνήθως ταυτίζονται μεταξύ τους ή δίνουν παραπλανητική εικόνα της υφιστάμενης φθοράς. Παρακάτω αναλύονται εν συντομία οι βασικοί τύποι φθοράς οι οποίοι είναι κοινώς αποδεκτοί από τους σύγχρονους μελετητές.

<u>Φθορά πρόσφυσης (Adhesive wear)</u>

Φθορά πρόσφυσης ονομάζεται η καταστροφή που προκαλείται όταν δύο λείες επιφάνειες ολισθαίνουν η μια πάνω στην άλλη και σχηματίζονται δεσμοί πρόσφυσης στα σημεία επαφής. Το αποτέλεσμα είναι τμήματα της μιας επιφάνειας να προσφύονται πάνω στην άλλη και να αποκολλούνται από την αρχική τους επιφάνεια [25]. Στη συνέχεια τα τμήματα αυτά μπορεί να αποκολληθούν εκ νέου και να προσκολληθούν στη μητρική τους επιφάνεια ή να παραμείνουν στο σύστημα ως ελεύθερα ψήγματα φθοράς. Κατά τη διάρκεια της ολίσθησης, μεταξύ των ατόμων στη διεπιφάνεια των δύο υλικών που βρίσκονται σε επαφή, εμφανίζονται δυνάμεις πρόσφυσης και αναπτύσσονται χημικοί δεσμοί, οι οποίοι καταστρέφονται και επαναδημιουργούνται. Με τον τρόπο αυτό, τμήματα του ενός υλικού μεταφέρονται στο άλλο, και εν συνεχεία αποβάλλονται ως παραπροϊόντα της διεργασίας επαφής. Τα τελευταία έχουν την ίδια χημική σύσταση με τα φθειρόμενα υλικά, αλλά λόγω των φαινομένων ενδοτράχυνσης, πολλές φορές εμφανίζουν υψηλότερη σκληρότητα από αυτά [27].



Σχήμα 2.11 Φθορά πρόσφυσης

<u>Φθορά εκτριβής (Abrasive wear)</u>

Ονομάζεται και φθορά λείανσης και προκαλείται όταν μια επιφάνεια βρίσκεται σε επαφή με σκληρά σωματίδια, τα οποία αποτελούν είτε το ανταγωνιστικό υλικό, είτε τα προϊόντα φθοράς των δύο επιφανειών. Πιο αναλυτικά, υπάρχουν δύο γενικές περιπτώσεις φθοράς εκτριβής. Στην πρώτη περίπτωση η σκληρή επιφάνεια είναι αυτή με την υψηλότερη σκληρότητα μεταξύ δύο επιφανειών τριβής (εκτριβή δύο σωμάτων). Στη δεύτερη περίπτωση, η σκληρή επιφάνεια είναι ένα τρίτο σώμα (σωματίδιο), που βρίσκεται μεταξύ των δύο άλλων επιφανειών και είναι αρκετά σκληρό ώστε να προκαλέσει εκτριβή σε τουλάχιστον μία από τις επιφάνειες (εκτριβή τριών σωμάτων) [28].



Σχήμα 2.12 Φθορά εκτριβής

Αναλύοντας περεταίρω την φθορά εκτριβής, καθώς είναι ο κύριος τύπος φθοράς που εμφανίζεται στα πειράματα τα οποία περιγράφονται στο Κεφάλαιο 5 και 6, προκύπτει πως για μια ποσοτική εκτίμηση του επιπέδου φθοράς είναι απαραίτητος ο υπολογισμός του όγκου του αφαιρεθέντος υλικού. Για την μοντελοποίηση του συστήματος θεωρείται απλοποιημένη η επαφή σωματιδίου-επιφάνειας, όπου το σωματίδιο είναι κωνικό με γωνιά θ και βάθος εκτριβής d όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.13 [53].



Σχήμα 2.13 Τυπικό μοντέλο φθοράς εκτριβής (abrasive wear)

Με βάση το παραπάνω μοντέλο ο πιθανός όγκος φθοράς V της επιφάνειας ο οποίος προκύπτει από σκληρότερο σωματίδιο το οποίο ολισθαίνει σε απόσταση L είναι

$$V = d^2 \cdot \tan \theta \cdot L \tag{2.14}$$

Επειδή η πίεση επαφής σε πλαστικές επαφές μπορεί να θεωρηθεί ίση με την σκληρότητα Η του υλικού που προκαλεί την φθορά μπορεί να γραφτεί η έκφραση

$$\frac{1}{2}\pi \left(d\cdot\tan\theta\right)^2 = \frac{W}{H_v} \tag{2.15}$$

όπου W το κάθετο φορτίο. Από τις εξισώσεις (2.14) και (2.15) προκύπτει η έκφραση του πιθανού όγκου φθοράς ως

$$V = \frac{2}{\pi \cdot \tan \theta} \cdot \frac{W \cdot L}{H_{y}}$$
(2.16)

Η σχέση (2.16) μπορεί να γραφτεί στην γενική μορφή

$$V = K_{ab} \cdot \frac{W \cdot L}{H} \tag{2.17}$$

όπου K_{ab} ο συντελεστής φθοράς εκτριβής (abrasive wear coefficient) ο οποίος εξαρτάται από το υλικό και το γεωμετρικό σχήμα του σωματιδίου εκτριβής.

Αναφορικά με την σκληρότητα των δυο επιφανειών που έρχονται σε επαφή, σε συνάρτηση με τον ρυθμό φθοράς προκύπτει το παρακάτω διάγραμμα.



Σχήμα 2.14 Λόγος σκληρότητας συναρτήσει του ρυθμού φθοράς

Όταν ο λόγος σκληρότητας r (Σχήμα 2.14) είναι μικρότερος της κρίσιμης τιμής r_{c1} (0,5 με 0,8) είναι ξεκάθαρο πως υφίσταται φθορά εκτριβής στο σύστημα. Ωστόσο αύξηση του λόγου r πάνω από την τιμή r_{c1} μειώνει τον όγκο φθοράς και τελικά, σχεδόν δεν παρατηρείται φθορά όταν ο λόγος r προσεγγίζει και ξεπερνά την κρίσιμη τιμή r_{c2} (1 με 1,4).

Ωστόσο η ύπαρξη λιπαντικού ή η αυξημένη ατμοσφαιρική υγρασία, αυξάνουν τους ρυθμούς φθοράς εκτριβής κατά 2 έως 4 φορές. Εκτιμάται ότι τόσο η υγρασία όσο και το λιπαντικό προκαλούν απόπλυση των ψηγμάτων φθοράς, αυξάνοντας την αποτελεσματικότητα του λειαντικού μέσου. Πέραν αυτού, η υγρασία αυξάνει την οξειδωτική δράση του ατμοσφαιρικού αέρα μετατρέποντας ψήγματα φθοράς πρόσφυσης σε οξείδια [20].

Τέλος αξίζει να σημειωθεί πως το μέγεθος των σωματιδίων εκτριβής δεν υπεισέρχεται ρητά στην σχέση (2.17). Ωστόσο ο συντελεστής K_{ab} εξαρτάται από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των σωματιδίων, με αποτέλεσμα να είναι πλέον πιο ξεκάθαρη η επίδραση του μεγέθους στην διαδικασία της φθοράς εκτριβής. Συνεπώς οι παράγοντες που επηρεάζουν την φθορά εκτριβής και συγκεκριμένα τον όγκο της φθοράς είναι το υλικό και το μέγεθος του σωματιδίου που υπεισέρχεται στο τριβικό σύστημα (συμπεριλαμβανομένης και της σκληρότητας του), το κάθετο φορτίο που υφίσταται στην διεπιφανειακή επαφή και το μήκος της απόστασης ολίσθησης μεταξύ των δύο σωμάτων.

<u>Φθορά τριβοχημικών αντιδράσεων (Corrosive wear)</u>

Ονομάζεται και διαβρωτική φθορά και προκαλείται όταν στη διεπιφάνεια επαφής δυο σωμάτων είναι δυνατόν να παραχθούν προϊόντα διαφορετικής χημικής σύστασης από τα υλικά που βρίσκονται σε επαφή. Πρόκειται για μηχανισμό που διέπει τη φθορά τριβολογικών συστημάτων υλικών, τα οποία υπόκεινται εύκολα σε οξείδωση όπως οι κοινοί χάλυβες [27]. Το πρώτο στάδιο της τριβοχημικής φθοράς είναι η διαβρωτική προσβολή της επιφάνειας και η δημιουργία ενός στρώματος. Έπειτα ακολουθεί η απομάκρυνση αυτού του στρώματος λόγω ολίσθησης και η αποκάλυψη νέας καθαρής επιφάνειας με εκ νέου χημική αντίδραση επιφάνειας-διαβρωτικού στοιχείου.



Σχήμα 2.15 Τριβοχημική φθορά

<u>Φθορά επιφανειακής κόπωσης (Fatigue wear)</u>

Η επιφανειακή φθορά κόπωσης παρατηρείται κατά την επαναλαμβανόμενη ολίσθηση ή κύλιση επί της ίδιας τροχιάς. Η επαναλαμβανόμενη φόρτιση - αποφόρτιση προκαλεί επιφανειακά ή εσωτερικά ρήγματα τα οποία συνενώνονται και οδηγούν στην απομάκρυνση μεγάλων θραυσμάτων όπου αφήνουν στην επιφάνεια την εικόνα αποφλοίωσης το λεγόμενο pitting.

Αυτή η μορφή φθοράς έχει μεγάλο τεχνολογικό ενδιαφέρον αφού αποτελεί τον κύριο τρόπο αστοχίας των εδράνων κύλισης (ρουλεμάν). Σε μια τυπική εφαρμογή κύλισης, τα στοιχεία του τριβοσυστήματος έχουν πολύ καλή ποιότητα επιφάνειας, έτσι ώστε η παραμόρφωση λόγω φορτίου να είναι μάλλον ελαστική παρά πλαστική. Επίσης η σχετική κίνηση των στοιχείων του συστήματος είναι κύλιση με ένα μικρό ποσοστό της τάξεων του 1% ολίσθησης. Η θερμοκρασία λειτουργίας είναι χαμηλή συνήθως κάτω από τους 100°C και υπάρχει ικανοποιητική λίπανση με έλαιο ή γράσο. Υπό αυτές τις συνθήκες δεν είναι δυνατόν να υπάρξει σημαντική φθορά πρόσφυσης, εκτριβής και τριβοχημικής αντίδρασης και η λειτουργία του συστήματος συνεχίζεται για αρκετές χιλιάδες ή εκατομμύρια κύκλους φόρτισης, χωρίς αξιοσημείωτες αλλαγές των επιφανειών του συστήματος διαταράσσεται και αρχίζει η ραγδαία καταστροφή των επιφανειών [20].



Σχήμα 2.16 Φθορά επιφανειακής κόπωσης

2.4.2 Μέθοδοι εκτίμησης φθοράς

Υπάρχουν διάφορες μέθοδοι για την εκτίμηση και τη μέτρηση της φθοράς. Οι κυριότερες από αυτές είναι η ζύγιση, ο γεωμετρικός έλεγχος, η οπτική εξέταση των χαρακτηριστικών της επιφάνειας, η προφιλομετρία, η ραδιογραφία, η ανάλυση του λιπαντικού για την ανίχνευση σωματιδίων φθοράς (σιδηρογραφία), η ανάλυση θορύβου και η χρήση ακτινεργών ισοτόπων. Παρακάτω παρουσιάζονται εν συντομία οι τρείς βασικές μέθοδοι [20], [25].

<u>Ζύγιση</u>

Είναι ο απλούστερος τρόπος ελέγχου φθοράς χωρίς να δίνει εξειδικευμένες πληροφορίες όπως είναι η κατανομή της φθοράς στην επιφάνεια επαφής. Για να γίνει μέτρηση απαιτείται εξάρμωση του μετρούμενου στοιχείου και σχολαστικός καθαρισμός του με διαλύτες, όπως το τριχλωροαιθυλένιο ή η ακετόνη. Έπειτα η ζύγιση επί ζυγού μεγάλης ακρίβειας. Η επιτυγχανόμενη ανάλυση με τη μέθοδο αυτή είναι της τάξεως 10⁻⁴ gr.

Έλεγχος γεωμετρικών διαστάσεων

Τυπικά χρησιμοποιείται το μικρόμετρο με όριο ανάλυσης 0,1μm συνήθως για το έλεγχο ογκωδών στοιχείων όπως ο κύλινδρος μιας εμβολοφόρου ΜΕΚ. Εναλλακτικά χρησιμοποιείται το κατατομόμετρο το οποίο μπορεί να υπολογίσει τον αφαιρεθή όγκο υλικού από τη μείωση του βάθους βαθειάς αύλακας.

Οπτικός έλεγχος

Σε αυτή τη μέθοδο μετράται η μεταβολή των διαστάσεων μικρής ουλής επι της επιφάνειας του δοκιμίου όπως το ίχνος της μικροσκληρομέτρησης. Η ευαισθησία της μεθόδου κυμαίνεται μεταξύ 10^{-5} και 10^{-6} gr.

2.5 Λίπανση

Η λίπανση ορίζεται ως η παρεμβολή μεταξύ των δύο στοιχείων ενός τριβοσυστήματος, τρίτου κατάλληλου σώματος, του λιπαντικού, για τον περιορισμό της τριβής και της συνεπακόλουθης φθοράς. Η λίπανση μπορεί να είναι υγρή, στερεά, ημιστερεής μορφής ή και αέρια [20]. Η σωστή λίπανση εξασφαλίζει εξοικονόμηση ενέργειας λόγω των απωλειών που προέρχονται από τις τριβές, μεγαλύτερη διάρκεια ζωής των εξαρτημάτων λόγω του περιορισμού της συνεπακόλουθης φθοράς και μειωμένο κόστος συντήρησης των μηχανών [4].

2.5.1 Υδροδυναμική λίπανση

Όταν τα στερεά στοιχεία του τριβικού συστήματος διαχωρίζονται πλήρως από ένα στρώμα λιπαντικού τότε το φορτίο διαβιβάζεται από το ένα στοιχείο στο άλλο μέσω του λιπαντικού στρώματος. Το πάχος του λιπαντικού στρώματος οφείλεται στην ανάπτυξη υδροδυναμικών δυνάμεων που τείνουν να διαχωρίσουν τις επιφάνειες του τριβοσυστήματος. Η φόρτιση του λιπαντικού και η ανάπτυξη κατανομής πιέσεων στο εσωτερικό του οφείλεται στην ύπαρξη κατάλληλης γεωμετρίας, στην ταχύτητα και στο ιζώδες (συνεκτικότητα) του λιπαντικού. Η κύρια εφαρμογή της υδροδυναμικής λίπανσης είναι στα έδρα ολίσθησης. Η υδροδυναμική λίπανση έχει τέσσερα βασικά χαρακτηριστικά [29]:

- Διαχωρίζει πλήρως τις επιφάνειες (π.χ. των εδράνων) σε συνθήκες πλήρους ταχύτητας.
- Έχει ψυκτικές ιδιότητες ώστε να διατηρεί την θερμοκρασία λειτουργίας σε χαμηλά επίπεδα.
- 3. Εξασφαλίζει πολύ μικρή τριβή.
- Έχει καθαριστικές ιδιότητες ώστε να απομακρύνονται υπολείμματα φθοράς.



Σχήμα 2.17 Έδρανο ολίσθησης [30]

2.5.2 Ελαστοϋδροδυναμική λίπανση

Στην περίπτωση όπου υπάρχει υδροδυναμική λίπανση και η πίεση που αναπτύσσεται είναι μεγάλη τότε δυο βασικοί παράγοντες επηρεάζουν την λειτουργία του συστήματος. Η αύξηση του ιξώδους, αυξανομένης της πίεσης και η τοπική ελαστική παραμόρφωση των επιφανειών. Οι δυο αυτοί παράγοντες έχουν σαν αποτέλεσμα παχύτερα στρώματα λιπαντικού από αυτά που προβλέπει η υδροδυναμική θεωρία. Στην περίπτωση αυτή έχουμε την λεγόμενη ελαστοϋδροδυναμική λίπανση (Elastohydrodynamic lubrication EHD). Ελαστοϋδροδυναμική λίπανση παρατηρείται στην λιπαινόμενη επαφή όταν υπάρχουν συγκεντρωμένα φορτία σε αντίμορφη επαφή, όπως στα στοιχεία των εδράνων κύλισης, στους οδοντοτροχούς, στα έκκεντρα και στους κνώδακες.



Σχήμα 2.18 Ελαστοϋδροδυναμική επαφή [30]

2.5.3 Οριακή λίπανση

Οριακή λίπανση (boundary lubrication) ορίζεται η λίπανση με υγρό λιπαντικό όπου η τριβή μεταξύ των επιφανειών του τριβοσυστήματος προσδιορίζεται από τα χαρακτηριστικά των επιφανειών και του λιπαντικού πλην του ιξώδους. Στην περίπτωση αυτή το πάχος του λιπαντικού στρώματος είναι πολύ μικρό και οι μεταλλικές επιφάνειες βρίσκονται στα όρια επαφής τους. Η οριακή λίπανση περιλαμβάνει τα φαινόμενα που σχετίζονται με τη λίπανση ενός τριβοσυστήματος όταν οι συνθήκες λειτουργίας δεν ευνοούν την ανάπτυξη άλλων μορφών υγρής λίπανσης όπως η υδροδυναμική και η ελαστοϋδροδυναμική. Σε τριβοσυστήματα όπως τα έδρανα ολίσθησης που είναι σχεδιασμένα να λειτουργούν με την φιλοσοφία της υδροδυναμικής λίπανσης, κατά τη διάρκεια μεταβατικών φαινομένων όπως η εκκίνηση και το σταμάτημα παρατηρείται λειτουργία σε συνθήκες οριακής λίπανσης. Σε αυτές τις συνθήκες είναι σύνηθες φαινόμενο να παρατηρείται αστοχία τέτοιων συστημάτων [20], [29].



Σχήμα 2.19 Συντελεστής τριβής για διάφορες συνθήκες λίπανσης [31]

2.5.4 Υδροστατική λίπανση

Υδροστατική λίπανση (hydrostatic lubrication) έχουμε στην περίπτωση που η αναγκαία πίεση για τον διαχωρισμό των επιφανειών του τριβοσυστήματος παρέχεται από εξωτερική πηγή όπως μια αντλία, οπότε η επάρκεια της λίπανσης είναι ανεξάρτητη της ταχύτητας [20].

2.5.5 Στερεά λίπανση

Στερεά λίπανση (solid lubrication) λέγεται η λίπανση με στερεό λιπαντικό. Στερεό λιπαντικό είναι κάθε στερεό σώμα το οποίο παρεμβαλλόμενο μεταξύ δυο η περισσοτέρων σωμάτων, μειώνει την μηχανική αλληλεπίδραση τους. Οι κυριότερες κατηγορίες στερεών λιπαντικών είναι [20]:

- 1. Στερεές λιπαντικές κόνεις όπως ο γραφίτης και το MoS_2 .
- Επικολλώμενη στερεή λιπαντική μεμβράνη όπου το στερεό λιπαντικό επικολλάται στις επιφάνειες του τριβοσυστήματος μέσω κατάλληλης ρητίνης.
- Στερεή λιπαντική μεμβράνη με ανόργανο συνδετικό υλικό όπως είναι τα πτητικά και τα κεραμικά υλικά. Συνήθως χρησιμοποιούνται αντί ρητίνης σε περιβάλλον υψηλών θερμοκρασιών.
- 4. Διασπορά του λιπαντικού σε μη πτητικό μέσο. Ονομάζονται και υβριδικά λιπαντικά και χρησιμοποιούνται ως κόκκοι μέσα σε υγρά λιπαντικά για να βελτιώσουν τις ιδιότητες τους (υβριδική λίπανση).
- 5. Στερεά υλικά αντιφθοράς, όπως τα κεραμικά επιστρώματα για χρήση σε συστήματα υψηλών θερμοκρασιών. Συνήθως δεν κατατάσσονται στα λιπαντικά γιατί δεν μειώνουν τον συντελεστή τριβής, απλά επιτρέπουν στο σύστημα να λειτουργεί χωρίς καταστρεπτική φθορά.
- 6. Στρώματα μαλακών μετάλλων επί σκληρού μεταλλικού υποθέματος μειώνοντας το συντελεστή τριβής.
- Πολυμερή λιπαντικά όπως το πολυτετραφθοροεθυλένιο, το γνωστό τεφλόν, το οποίο εφαρμόζεται σε διασπορά ενός πτητικού υγρού μέσου, ή ως στερεό σώμα ενσωματώνεται μηχανουργικά στην κατασκευή.
- 8. Στρώματα προϊόντων χημικών αντιδράσεων τα οποία σχηματίζονται από τη χημική δράση διαφόρων ουσιών που εισάγονται στο τριβοσύστημα και έχουν ως αποτέλεσμα το σχηματισμό λιπαντικών επιφανειών.

2.6 Λιπαντικά

Τα λιπαντικά είναι τα υλικά/μέσα με τα οποία επιτυγχάνεται ο σκοπός της λίπανσης. Η συνολική ποσότητα λιπαντικών που χρησιμοποιούνται σήμερα στη βιομηχανία αποτελεί το 1% περίπου του καταναλισκόμενου αργού πετρελαίου. Τα λιπαντικά εκτός από την λίπανση επιτελούν και άλλες λειτουργίες προστατευτικού χαρακτήρα στις μηχανές όπως είναι η αντιοξειδωτική προστασία, η απομάκρυνση της αναπτυσσόμενης θερμότητας και ο καθαρισμός υπολειμμάτων φθοράς. Στη βιομηχανία τα πιο ευρέως χρησιμοποιούμενα λιπαντικά είναι τα υγρά (λάδια) και τα ημιστερεά υπό μορφή λίπους (γράσα) [4].

2.6.1 Υγρά λιπαντικά

Τα υγρά λιπαντικά χρησιμοποιούνται για τη δημιουργία ενός λιπαντικού στρώματος μεταξύ δύο επιφανειών. Τα κυριότερα υγρά λιπαντικά είναι τα ορυκτέλαια και τα συνθετικά έλαια. Το ιξώδες τους κυμαίνεται σε ένα μεγάλο εύρος και έτσι μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε όλες σχεδόν τις πρακτικές εφαρμογές. Άλλα πλεονεκτήματα τους είναι ότι στερεοποιούνται σε θερμοκρασίες μικρότερες από 0°C και αναφλέγονται σε υψηλές θερμοκρασίες από 100°C έως 300°C ανάλογα με το λιπαντικό. Τα βασικά τους χαρακτηριστικά είναι [32]:

- Γεμίζουν το διάκενο μεταξύ δυο επιφανειών λόγω της πλήρους προσαρμογής τους στο χώρο.
- Όταν έρθουν σε επαφή με τις επιφάνειες μεταλλικών σωμάτων αναπτύσσουν μαζί τους μεγάλες δυνάμεις συνάφειας και τις καλύπτουν πλήρως με ένα λεπτό

στρώμα το οποίο δεν μπορεί να απομακρυνθεί μηχανικά αλλά μόνο με τη βοήθεια ειδικών διαλυτικών υγρών.

- Οι μεγάλες εσωτερικές δυνάμεις συνοχής τους επιτρέπουν την εύκολη και συνεχή παροχή τους για την αντιμετώπιση της αναπόφευκτης διαρροής στα όρια του διακένου του λιπαντικού στρώματος μεταξύ των δύο λιπαινόμενων επιφανειών.
- Εμφανίζουν σχετικά μικρές εσωτερικές δυνάμεις τριβής δηλαδή το ιξώδες τους έχει πολύ χαμηλή τιμή.
- Η υψηλή τιμή θερμοχωρητικότητας και η ικανοποιητική τιμή θερμοαγωγιμότητας τους σε συνδυασμό με τη δυνατότητα της συνεχούς ροής μέσα από το λιπαντικό στρώμα επιτυγχάνουν τον έλεγχο της θερμοκρασίας των λιπαινόμενων επιφανειών.

2.6.2 Λίπη – Γράσα

Το γράσο είναι ένα ημιστερεό προϊόν ενός παχυντή (στερεοποιητής) μέσα σε ένα υγρό λιπαντικό. Σε αυτό το μίγμα είναι δυνατόν να προστεθούν και άλλα συστατικά ώστε να προσδώσουν συγκεκριμένες ιδιότητες. Ως στερεοποιητικές ουσίες χρησιμοποιούνται μεταλλικοί σάπωνες ασβεστίου, νατρίου και λιθίου, πυριτικά άλατα και άλλες οργανικές ουσίες. Ως υγρό λιπαντικό χρησιμοποιείται ορυκτέλαιο ή συνθετικό έλαιο. Τα πρόσθετα που χρησιμοποιούνται βελτιώνουν τη σταθερότητα της δομής του, τη λιπαντική του ικανότητα στις υψηλές φορτίσεις και καθυστερούν την οξειδωτική αποσύνθεση τους. Χρησιμοποιούνται σε συνθήκες που το φορτίο ενός λιπαντικού σώματος είναι υψηλό και η ταχύτητα ολίσθησης χαμηλή, με αποτέλεσμα να μην μπορεί να δημιουργηθεί ένα φιλμ υδροδυναμικής λίπανσης ακόμα και από υγρά λιπαντικά μεγάλου ιξώδους. Το πλεονέκτημα των γράσων έναντι των υγρών λιπαντικών είναι οι μεγαλύτερες δυνάμεις συνοχής που εμφανίζονται μεταξύ των μορίων τους. Έτσι τα γράσα παραμένουν μεγαλύτερο χρονικό διάστημα στη θέση λίπανσης, η συχνή ανανέωση τους δεν είναι αναγκαία και προστατεύουν καλύτερα τις λιπαινόμενες επιφάνειες από τα υπολείμματα φθοράς. Το μειονέκτημα τους είναι ότι δεν μπορούν να απάγουν τη θερμότητα που παράγεται στη θέση λίπανσης από την τριβή λόγω του ότι η ταχύτητα κυκλοφορίας του γράσου είναι περιορισμένη [4], [32].

Κεφάλαιο 3 – Έδρανα κύλισης

3.1 Γενικά

Τα έδρανα κύλισης (rolling bearings) είναι στοιχεία που επιτρέπουν τη στήριξη περιστρεφόμενων σωμάτων όπως είναι οι άξονες/άτρακτοι σε ακίνητα στοιχεία όπως είναι οι βάσεις στήριξης. Αποτελούνται γενικά από δύο ομόκεντρες στεφάνες που χωρίζονται με γωνιακά ισαπέχοντα στοιχεία κύλισης. Τα στοιχεία κύλισης μπορεί να είναι σφαίρες, κύλινδροι ή παραλλαγές αυτών όπως για παράδειγμα βελόνες, βαρελοειδείς κύλινδροι κ.α. Στην καθομιλουμένη τα έδρανα κύλισης ονομάζονται και ρουλεμάν από τη γαλλική λέξη roulements. Επίσης όταν πρόκειται για έδρανα κύλισης με στοιχεία κύλισης σφαίρες συναντώνται και με την ονομασία ένσφαιροι τριβείς. Αν και το φαινόμενο της κύλισης ήταν γνωστό από αρχαιοτάτους χρόνους, πρώτος ο Leonardo Da Vinci στο έργο του "Codex Madrid" (1493) κάνει λόγο για οριζόντιο έδρανο με ισαπέχοντα στοιχεία κύλισης. Ωστόσο η ιδέα αυτή δεν αξιοποιήθηκε μέχρι την εποχή της βιομηχανικής επανάστασης.



Σχήμα 3.1 Αξονικό έδρανο του Leonardo Da Vinci (1493 μ.Χ.) [33]



Σχήμα 3.2 Ένσφαιρο ρουλεμάν βαθειάς αύλακος

Τα πλεονεκτήματα των εδράνων κυλίσεως έναντι των εδράνων ολίσθησης είναι τα εξής [34], [35]:

- Χαμηλός συντελεστής τριβής κατά την εκκίνηση, κατά μέσο όρο μ=0,02 έναντι 0,14 των εδράνων ολίσθησης. Εκκίνηση και σταμάτημα χωρίς φθορά.
- Δεν έχουν ανάγκη συντήρησης και η απαιτούμενη ποσότητα λιπαντικού είναι ελάχιστη.
- Για την ίδια διάμετρο στροφέα και για το ίδιο πλάτος εδράνου έχουν μεγαλύτερο επιτρεπόμενο φορτίο.
- Δεν έχουν ανάγκη λειτουργίας προσαρμογής.
- Το υλικό, η σκληρότητα επιφάνειας και η ταχύτητα επιφάνειας του στροφέα δεν επηρεάζουν την αντοχή τους.
- Χαμηλό κόστος κατασκευής σε μικρές διαμέτρους στροφέων.
- Μπορούν να χρησιμοποιηθούν παραλαμβάνοντας ταυτόχρονα συνδυασμούς από ακτινικά και αξονικά φορτία.
- Ικανοποιητική λειτουργία σε ένα μεγάλο εύρος φορτίων, ταχυτήτων και θερμοκρασιών.

Τα μειονεκτήματα των εδράνων κυλίσεως έναντι των εδράνων ολίσθησης είναι [34]:

- Ευαισθησία σε κρουστικά φορτία και κραδασμούς (φθορά στις συνεργαζόμενες επιφάνειες του εδράνου).
- Δημιουργία σχετικά υψηλού θορύβου κατά τη λειτουργία.
- Περιορισμένη ταχύτητα περιστροφής σε μεγάλες διαμέτρους λόγω των φυγόκεντρων δυνάμεων που αναπτύσσονται στα σώματα κύλισης και τα φορτίζουν επιπροσθέτως.
- Υψηλό κόστος κατασκευής για μεγάλες διαμέτρους.
- Περιορισμένη διάρκεια ζωής.
- Ευαισθησία (υπερβολική φθορά) σε ακαθαρσίες (σκόνη, ρινίσματα μετάλλων κ.λπ.).

3.2 Τύποι εδράνων κύλισης

Τα έδρανα κύλισης αποτελούνται από τέσσερα βασικά στοιχεία. (1) Τα σώματα κύλισης τα οποία μπορεί να έχουν τη μορφή σφαίρας (Ball), κυλίνδρου, βαρελοειδούς κυλίνδρου, κόλουρου κώνου, βαρελοειδούς κόλουρου κώνου, βελόνας κ.λπ. (Rollers). (2) Το εσωτερικό και (3) το εξωτερικό στοιχείο τα οποία συνήθως είναι ομόκεντροι δακτύλιοι ή δίσκοι και έχουν διαμορφωμένες τροχιές/αυλάκια (raceways) για να κινούνται τα σώματα κύλισης. (4) Τον κλωβό (cage) ο οποίος συγκρατεί σε ίσες αποστάσεις τα σώματα κύλισης. Στην περίπτωση σφαιρικών σωμάτων ο κλωβός ονομάζεται και σφαιροθήκη. Τα έδρανα που έχουν στοιχεία κύλισης σφαίρες ονομάζονται Ball Bearings ενώ αυτά που έχουν κάποιο από τα υπόλοιπα στοιχεία κύλισης και έτσι διαχωρίζονται σε απλά (μονής σειράς) ή διπλά (διπλής σειράς).



Σχήμα 3.3 Στοιχεία σφαιρικού εδράνου κύλισης [36]

Τα έδρανα κυλίσεως ανάλογα με τη διεύθυνση του κύριου φορτίου που μπορούν να παραλάβουν διακρίνονται σε:

- Εγκάρσια ή ακτινικά έδρανα (Radial bearings), που είναι κατάλληλα κυρίως για εγκάρσια (ακτινικά) φορτία και έχουν δακτυλιοειδή μορφή δεδομένου ότι τόσο το εσωτερικό όσο και το εξωτερικό στοιχείο έχουν μορφή δακτυλίου.
- <u>Αξονικά ή ωστικά έδρανα</u> (Thrust bearing), που παραλαμβάνουν μόνο αξονικά (ωστικά) φορτία και έχουν δισκοειδή μορφή, δεδομένου ότι το εσωτερικό και το εξωτερικό στοιχείο είναι δίσκοι.
- <u>Συνδυασμένης φόρτισης</u>, τα οποία παραλαμβάνουν τόσο εγκάρσια όσο και αξονικά και είναι είτε δακτυλιοειδούς είτε δισκοειδούς μορφής.



Σχήμα 3.4 (α) Εγκάρσιο έδρανο κύλισης (β) Αξονικό έδρανο κύλισης [37]

Επίσης ανάλογα με τον εκ κατασκευής τρόπο λειτουργίας τους τα έδρανα ονομάζονται:

- Σταθερά
- Κινητά
- Αυτορρυθμιζόμενα

Η συνεχής διεύρυνση του πεδίου εφαρμογών των εδράνων κύλισης δημιούργησε την ανάγκη διεθνούς τυποποίησης τους η οποία συνέβαλε στο να μειωθεί το κόστος κατασκευής, να βελτιωθεί η ποιότητα και να αντιμετωπιστεί το πρόβλημα της εναλλαξιμότητας τους. Η ονομασία των εδράνων κύλισης αποτελείται από αλφαριθμητικούς χαρακτήρες οι οποίοι δηλώνουν τα χαρακτηριστικά του εκάστοτε εδράνου. Η κωδικοποίηση αυτή είναι σύμφωνη με το ISO 15 για τα εγκάρσια έδρανα, με το ISO 355 για τα κωνικά έδρανα (Tapered rolling bearing) και το ISO 104 για αξονικά έδρανα. Στο παρόν δεν κρίνεται σκόπιμο να επεξηγηθεί η διαδικασία ονοματολογίας των ρουλεμάν. Για περαιτέρω διερεύνηση του θέματος προτείνονται οι αναφορές [37], [38]. Στο Σχήμα 3.5 φαίνονται κατηγοριοποιημένοι οι κυριότεροι τύποι ρουλεμάν.



Σχήμα 3.5 Τύποι εδράνων κύλισης [36]

3.3 Γεωμετρικά στοιχεία εδράνων κύλισης

Αν και τα έδρανα κύλισης εκ πρώτης όψεως φαίνονται απλοί σχετικά μηχανισμοί, η ανάλυση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών τους είναι αρκετά πολύπλοκη διαδικασία. Στην παρούσα ενότητα παρουσιάζονται τα βασικά γεωμετρικά στοιχεία των ένσφαιρων εδράνων κύλισης [39], [40]. Στο Σχήμα 3.6 φαίνεται η πιο απλή μορφή ενός ένσφαιρου ακτινικού εδράνου κύλισης.



Σχήμα 3.6 Ακτινικό ένσφαιρο έδρανο κύλισης με ακτινική χάρη

Η μέση διάμετρος d_m είναι το μισό του αθροίσματος των εσωτερικών και των εξωτερικών διαμέτρων των αυλακών κύλισης.

$$d_m \simeq \frac{1}{2} \left(d_i + d_o \right) \tag{3.1}$$

Τα έδρανα κύλισης κατά κύριο λόγω σχεδιάζονται με ακτινική χάρη. Στη βιβλιογραφία συναντάται και ο όρος διαμετρική χάρη που είναι ισοδύναμος και χρησιμοποιείται εναλλακτικά. Η <u>ακτινική χάρη</u> είναι

$$P_d = d_m - d_i - 2D \tag{3.2}$$

Ένας άλλος γεωμετρικός όρος που χρησιμοποιείται στα έδρανα κύλισης είναι η εφαπτομενικότητα (osculation) μεταξύ των στοιχείων κύλισης και της αύλακας (raceway), η οποία σχετίζεται με την ικανότητα του εδράνου να φέρει φορτίο. Ορίζεται ως

$$\varphi = \frac{D}{2r} \tag{3.3}$$

όπου r είναι η ακτίνα καμπυλότητας της εσωτερικής ή της εξωτερικής αύλακας αντίστοιχα (r_i, r_o).

3.3.1 Γωνία επαφής και αξονική χάρη

Η ύπαρξη της διαμετρικής χάρης συνεπάγεται μια αξονική ελευθερία. Αφαιρώντας αυτή την αξονική ελευθερία με την επιβολή μιας αξονικής δύναμης εμφανίζεται μια γωνία στην επαφή σφαίρας-αύλακος ως προς το ακτινικό επίπεδο. Η γωνία αυτή ονομάζεται ελεύθερη γωνία επαφής (α°) και φαίνεται στο Σχήμα 3.7.



Σχήμα 3.7 Επαφή σφαίρας-αύλακος

Η ελεύθερη γωνία επαφής είναι

$$a = \cos^{-1}\left(1 - \frac{P_d}{2A}\right) \tag{3.4}$$

όπου Α είναι η απόσταση μεταξύ των κέντρων καμπυλότητας της αύλακος του εσωτερικού και του εξωτερικού δακτυλίου και προκύπτει από τη σχέση

$$A = r_o + r_i - D \tag{3.5}$$

Λόγω της διαμετρικής χάρης, ένα εγκάρσιο έδρανο έχει και αξονική ελευθερία (αξονική χάρη) σε συνθήκες μη επιβολής φορτίου. Αυτή η αξονική χάρη ορίζεται ως η μέγιστη σχετική αξονική κίνηση του εσωτερικού δακτυλίου ως προς το εξωτερικό σε συνθήκες μηδενικής φόρτισης. Υπολογίζεται από τη σχέση

$$P_e = 2A\sin a^o \tag{3.6}$$

Γενικά τα ρουλεμάν (εκτός από τα ένσφαιρα μονής σειράς) συναρμολογούνται με ένα μικρό ποσό ακτινικής χάρης (μικρότερο από την αρχική χάρη προ τοποθέτησης). Για τα έδρανα διπλής σειράς η αξονική χάρη είναι

$$P_{e} = 2A\sin a^{\circ} - 2\left[A^{2} - \left(A\cos a^{\circ} + \frac{S_{d}}{2}\right)^{2}\right]^{1/2}$$
(3.7)

Όπου S_d είναι η χάρη του ρουλεμάν αφού τοποθετηθεί.

3.3.2 Ελεύθερη γωνία απόκλισης

Η διαμετρική/ακτινική χάρη μπορεί να προκαλέσει σε άφορτο έδρανο, απόκλιση. Η ελεύθερη γωνία απόκλισης ορίζεται ως η μέγιστη γωνία κατά την οποία ο άξονας του εσωτερικού δακτυλίου μπορεί να περιστραφεί ελάχιστα ως προς τον άξονα του εξωτερικού δακτυλίου πριν εφαρμοστεί φορτίο. Όλα αυτά φαίνονται στο Σχήμα 3.8.



Σχήμα 3.8 Γωνία απόκλισης (α) εσωτερικού θ_i (β) εξωτερικού δακτυλίου θ_o

$$\cos \theta_{i} = 1 - \frac{P_{d} \left[\left(2f_{i} - 1 \right) D - \left(P_{d} / 4 \right) \right]}{2d_{m} \left[d_{m} + \left(2f_{i} - 1 \right) D - \left(P_{d} / 2 \right) \right]}$$
(3.8)

$$\cos \theta_{o} = 1 - \frac{P_{d} \left[\left(2f_{o} - 1 \right) D - \left(P_{d} / 4 \right) \right]}{2d_{m} \left[d_{m} + \left(2f_{i} - 1 \right) D - \left(P_{d} / 2 \right) \right]}$$
(3.9)

Όπου f=r/D

Επομένως η ελεύθερη γωνία απόκλισης είναι

$$\theta = \theta_i + \theta_a \tag{3.10}$$

3.3.3 Καμπυλότητα και σχετική καμπυλότητα



Σχήμα 3.9 Γεωμετρία εφαπτόμενων σωμάτων

Δύο στερεά σώματα εκ περιστροφής τα οποία έχουν διαφορετικές ακτίνες καμπυλότητας σε ζεύγος κυρίων επιπέδων (plane 1 και plane 2) και τα οποία είναι σε επαφή υπό συνθήκες μηδενικού φορτίου βρίσκονται σε κατάσταση σημειακής επαφής. Αν η ακτίνα καμπυλότητας είναι r, η καμπυλότητα είναι

$$\rho = \frac{1}{r} \tag{3.11}$$

Η καμπυλότητα είναι θετική για κυρτές επιφάνειες και αρνητική για κοίλες επιφάνειες. Για την περιγραφή της επαφής εφαπτόμενων επιφανειών στερεών σωμάτων εκ περιστροφής χρησιμοποιούνται οι ακόλουθοι όροι.

Αθροισμα καμπυλότητας

$$\sum \rho = \frac{1}{r_{I1}} + \frac{1}{r_{I2}} + \frac{1}{r_{II1}} + \frac{1}{r_{II2}}$$
(3.12)

Διαφορά καμπυλότητας

$$F(\rho) = \frac{(\rho_{\rm II} - \rho_{\rm I2}) + (\rho_{\rm III} - \rho_{\rm II2})}{\sum \rho}$$
(3.13)

Για το έδρανο του Σχήματος 3.10 οι εξισώσεις της επαφής σφαίρας-εσωτερικής αύλακας είναι

$$r_{I1} = \frac{1}{2}D$$

$$r_{I2} = \frac{1}{2}D$$

$$r_{I11} = \frac{1}{2}d_i = \frac{1}{2}\left(\frac{d_m}{\cos a} - D\right)$$

 $r_{II2} = f_i D$



Σχήμα 3.10 Γεωμετρία ένσφαιρου εδράνου

Θέτουμε

Έτσι έχουμε,

$$\gamma = \frac{D\cos a}{d_m}$$
(3.14)

$$\rho_{II} = \rho_{I2} = \frac{2}{D}$$

$$\rho_{III} = \frac{2}{D} \left(\frac{\gamma}{1-\gamma}\right)$$

$$\rho_{II2} = -\frac{1}{f_i D}$$

$$\sum \rho_i = \frac{4}{D} - \frac{1}{f_i D} + \frac{2}{D} \left(\frac{\gamma}{1-\gamma}\right) = \frac{1}{D} \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}\right)$$

$$F(\rho)_i = \frac{\frac{2}{D} \left(\frac{\gamma}{1-\gamma}\right) - \left(-\frac{1}{f_i D}\right)}{\sum \rho_i} = \frac{\frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}$$
(3.16)

Αντίστοιχα για την επαφή σφαίρας-εξωτερικής αύλακας είναι

$$r_{II1} = \frac{1}{2} \left(\frac{d_m}{\cos a} + D \right)$$

$$r_{II2} = f_o D$$

$$\rho_{III} = -\frac{2}{D} \left(\frac{\gamma}{1 - \gamma} \right)$$

$$\rho_{II2} = -\frac{1}{f_o D}$$

$$\sum \rho_o = \frac{1}{D} \left(4 - \frac{1}{f_o} + \frac{2\gamma}{1 + \gamma} \right)$$

$$F(\rho)_o = \frac{\frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1 + \gamma}}{4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1 + \gamma}}$$
(3.18)

3.4 Κινηματικά στοιχεία εδράνων κύλισης

Η κινηματική ανάλυση των εδράνων κύλισης είναι μια εξαιρετικά πολύπλοκη διαδικασία. Ένα έδρανο κύλισης τοποθετημένο σε έναν άξονα ο οποίος κινείται με ταχύτητα n RPM, τα στοιχεία κύλισης του εδράνου κινούνται με ταχύτητα n_m RPM σε τροχιά γύρω από τον άξονα περιστροφής του εδράνου. Ταυτόχρονα περιστρέφονται γύρω από τον δικό τους άξονα με ταχύτητα n_R RPM. Για την πλειονότητα των εφαρμογών, δηλαδή για μέσες και χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του άξονα (δηλαδή του εσωτερικού δακτυλίου ή σε αντίθετη περίπτωση του εξωτερικού δακτυλίου) οι ταχύτητες που προαναφέρθηκαν μπορούν να προσδιοριστούν με ικανοποιητική ακρίβεια, με χρήση απλών κινηματικών σχέσεων [39]. Η παραδοχή η οποία γίνεται είναι ότι τα στοιχεία κύλισης, κυλίονται χωρίς να ολισθαίνουν. Για περεταίρω μελέτη των κινηματικών στοιχείων των εδράνων κύλισης προτείνεται η αναφορά [41]. Οι παραπάνω ταχύτητες φαίνονται σχεδιασμένες στο Σχήμα 3.11.



Σχήμα 3.11 Ταχύτητες στοιχείων εδράνου κύλισης

3.4.1 Ταχύτητα κλωβού

Θεωρείται ότι ο εσωτερικός και ο εξωτερικός δακτύλιος έχουν ίδια γωνία επαφής α, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.11. Για περιστροφική κίνηση γύρω από άξονα ισχύει

$$\upsilon = \omega \cdot r \tag{3.19}$$

Όπου ω σε rad/sec. Έτσι έχουμε,

$$\upsilon_i = \frac{1}{2}\omega_i \left(d_m - D\cos a \right) = \frac{1}{2}\omega_i d_m \left(1 - \gamma \right)$$
(3.20)

$$\upsilon_o = \frac{1}{2}\omega_o d_m (1+\gamma) \tag{3.21}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \tag{3.22}$$

Εκφράζοντας τις σχέσεις (3.20) και (3.21) συναρτήσει των στροφών έχουμε

$$\upsilon_i = \frac{\pi n_i d_m}{60} \left(1 - \gamma \right) \tag{3.23}$$

$$\nu_o = \frac{\pi n_o d_m}{60} \left(1 + \gamma \right) \tag{3.24}$$

Στην περίπτωση που δεν υπάρχει ολίσθηση στην κίνηση μεταξύ επαφής στοιχείου κύλισης και αύλακας έχουμε

$$\nu_m = \frac{1}{2} \left(\nu_i + \nu_o \right) \tag{3.25}$$

δηλαδή

$$\nu_{m} = \frac{1}{2}\omega_{m}d_{m} = \frac{\pi d_{m}n_{m}}{60} = \frac{\pi d_{m}}{120} \Big[n_{i}(1-\gamma) + n_{o}(1+\gamma)\Big]$$
(3.26)

$$n_m = \frac{1}{2} \Big[n_i \left(1 - \gamma \right) + n_o \left(1 + \gamma \right) \Big]$$
(3.27)

3.4.2 Ταχύτητα στοιχείου κύλισης

Η σχετική ταχύτητα περιστροφής κλωβού-εσωτερικού δακτυλίου είναι

$$n_{mi} = n_m - n_i \tag{3.28}$$

Θεωρώντας πως δεν υπάρχει ολίσθηση στην επαφή εσωτερικής αύλακας-σφαίρας, η ταχύτητα της σφαίρας είναι ίση με την ταχύτητα της αύλακας στο σημείο επαφής τους (3.29).

$$\frac{1}{2}\omega_m d_m \left(1-\gamma\right) = \frac{1}{2}\omega_R D \tag{3.29}$$

Δεδομένου ότι η ταχύτητα περιστροφής
 n είναι ανάλογη της ω, με αντικατάσταση του n_{mi} έχουμε

$$n_R = \left(n_m - n_i\right) \frac{d_m}{D} \left(1 - \gamma\right) \tag{3.30}$$

Αντικαθιστώντας το n_m από την εξίσωση (3.27) προκύπτει

$$n_{R} = \frac{d_{m}}{2D} (1-\gamma) (1+\gamma) (n_{o} - n_{i})$$

$$(3.31)$$

Στην περίπτωση αξονικού/ωστικού εδράνου με γωνία επαφή
ς 90°, $\cos a = 0$ όποτε και γ=0.

3.5 Φόρτιση εδράνων κύλισης

Τα φορτία που εφαρμόζονται στα έδρανα κύλισης μεταδίδονται μέσω των στοιχείων κύλισης στον εσωτερικό ή στον εξωτερικό δακτύλιο. Το μέγεθος του φορτίου που παραλαμβάνει το κάθε στοιχείο κύλισης εξαρτάται από την εσωτερική γεωμετρία του εδράνου και από το είδος της φόρτισης. Εκτός από τα εξωτερικά φορτία, τα στοιχεία κύλισης κατά λειτουργία τους, υποβάλλονται και σε αδρανειακά/δυναμικά φορτία τα οποία είναι αποτέλεσμα της ταχύτητας. Ωστόσο πολλές υπολογιστικές μεθοδολογίες λαμβάνουν υπόψη μόνο τα εξωτερικά φορτία όταν το έδρανο λειτουργεί σε κανονικές συνθήκες. Έτσι θεωρείται ότι το έδρανο βρίσκεται υπό στατική φόρτιση [39], [41], [42].

3.5.1 Φόρτιση σφαίρας-αύλακας

Εάν σε μια σφαίρα ασκηθεί κάθετο/ακτινικό φορτίο $Q_r\,[N],$ όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.12 ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις



Σχήμα 3.12 Ακτινικά φορτισμένη σφαίρα

Αντίδραση στήριξης

$$Q = \frac{Q_r}{\cos a} \tag{3.32}$$

Αξονικό φορτίο

$$Q_a = Q\sin a \tag{3.33}$$

ή

$$Q_a = Q_r \tan a \tag{3.34}$$

3.5.2 Σχέση φορτίου - μετατόπισης

Λόγω επιβολής φορτίου στα έδρανα κύλισης προκαλείται μετατόπιση των κέντρων των δυο δακτυλίων (εσωτερικού και εξωτερικού) που σε αντίθετη περίπτωση είναι ομόκεντροι.



Σχήμα 3.13 Ακτινική μετατόπιση δ_r

Η γενική σχέση που συνδέει το φορτίο με την μετατόπιση είναι

$$Q = K \cdot \delta^n \tag{3.35}$$

όπου n=3/2 για ένσφαιρα έδρανα και n=10/9 για τα υπόλοιπα έδρανα κύλισης, Q φορτίο, δ μετατόπιση και K μια σταθερά που εξαρτάται από το υλικό και από την γεωμετρία των δύο σωμάτων που έρχονται σε επαφή. Για σημειακή επαφή ισχύει

$$K = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{2}{\Sigma \rho \cdot \delta^{*3}}} \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 (v_2^2 - 1) + E_2 (v_1^2 - 1)}$$
(3.36)

όπου E_1 , E_2 και v_1 , v_2 είναι τα μέτρα ελαστικότητας και ο λόγος του Poisson αντίστοιχα, Σρ είναι το άθροισμα καμπυλότητας των επιφανειών επαφής των σωμάτων που βρίσκονται σε επαφή και δ* είναι η αδιάστατη μετατόπιση που εξαρτάται από την γεωμετρία της επιφάνειας επαφής. Για ελλειπτική επαφή δίνεται από

$$\delta^* = \frac{2F}{\pi} \left(\frac{\pi}{2\kappa^2 E} \right) \tag{3.37}$$

όπου κ είναι ο λόγος μεγάλου προς μικρό άξονα της ελλειπτικής επιφάνειας επαφής. Τα F και Ε είναι τα πλήρη ελλειπτικά ολοκληρώματα πρώτου και δεύτερου είδους αντίστοιχα.

$$F = \int_{0}^{\frac{\pi}{2}} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin^2(\varphi) \right]^{-\frac{1}{2}} d\varphi$$
 (3.38)

$$E = \int_{0}^{\frac{\pi}{2}} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin^2(\varphi) \right]^{\frac{1}{2}} d\varphi$$
 (3.39)

Για τη σημειακή επαφή σφαίρας-αύλακας από χάλυβα το Κ είναι

$$K_{p} = 2,15 \times 10^{5} \Sigma \rho^{-1/2} (\delta^{*})^{-3/2}$$
(3.40)

Η συνολική προσέγγιση των δυο δακτυλίων (δ_n), οι οποίοι χωρίζονται από στοιχεία κύλισης, υπό την επίδραση φορτίου είναι το άθροισμα της προσέγγισης στοιχείων κύλισης-αύλακας σε κάθε περίπτωση.

$$\delta_n = \delta_i + \delta_o \tag{3.41}$$

Επίσης η σταθερά Κ θα είναι

$$K_{n} = \left[\frac{1}{\left(1/K_{i}\right)^{1/n} + \left(1/K_{o}\right)^{1/n}}\right]^{n}$$
(3.42)

Η σχέση (3.35) γίνεται

$$Q = K_n \delta^n \tag{3.43}$$

3.5.3 Έδρανα υπό ακτινικό φορτίο

Η θέση του κάθε στοιχείου κύλισης σε ένα ακτινικό έδρανο κύλισης προσδιορίζεται από την γωνία ψ η οποία είναι η γωνία που σχηματίζει το εκάστοτε στοιχείο κύλισης με τον κατακόρυφο άξονα του εδράνου. Ο αντικειμενικός σκοπός αυτής της ενότητας είναι η δημιουργία μιας σχέσης που θα δίνει το φορτίο κάθε στοιχείου κύλισης συναρτήσει της γωνίας ψ ($Q_{\psi}=f(\psi)$), ώστε να μπορεί να προσδιοριστεί η ζώνη φόρτισης του εδράνου (Σχήμα 3.15). Για ένα έδρανο το οποίο δέχεται ακτινικό φορτίο, η μετατόπιση κάθε στοιχείου κύλισης δίνεται από τη σχέση

$$\delta_{\psi} = \delta_r \cos \psi - \frac{1}{2} P_d \tag{3.44}$$

όπου δr είναι η ακτινική μετατόπιση του εδράνου δηλαδή για γωνία ψ=0, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3.14. Εκφράζοντας την εξίσωση (3.44) συναρτήσει της μέγιστης παραμόρφωσης προκύπτει

$$\delta_{\psi} = \delta_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]$$
(3.45)

όπου

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{P_d}{2\delta_r} \right) \tag{3.46}$$



Σχήμα 3.14 Μετατόπιση δακτυλίων εδράνου

Το γωνιακό όριο της ζώνης φόρτισης (ψ_{lim}) είναι άμεση συνάρτηση της διαμετρικής/ακτινικής χάρης.

$$\psi_{\rm lim} = \cos^{-1} \left(\frac{P_d}{2\delta_r} \right) \tag{3.47}$$

Δηλαδή μόνο τα στοιχεία κύλισης που βρίσκονται εντός του γωνιακού εύρους ±ψ_{lim} φορτίζονται. Για μηδενική χάρη ψ_{lim}=90°. Από αναλογία της σχέσης (3.35) έχουμε

$$\frac{Q_{\psi}}{Q_{\max}} = \left(\frac{\delta_{\psi}}{\delta_{\max}}\right)^n \tag{3.48}$$

Από τις σχέσεις (3.35) και (3.45) προκύπτει

$$Q_{\psi} = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n \tag{3.49}$$
Η (3.49) είναι η ζητούμενη σχέση. Ωστόσο περιέχει την μεταβλητή Q_{max} , η οποία είναι η μεγίστη φόρτιση που δέχεται το στοιχείο κύλισης δηλαδή στην θέση ψ=0. Για τον προσδιορισμό μιας σχέσης που συνδέει το φορτίο Q_{max} με το επιβαλλόμενο κάθετο εξωτερικό φορτίο F_r , θεωρούμε το σύστημα σε στατική ισορροπία. Το επιβαλλόμενο κάθετο εξωτερικό φορτίο F_r είναι ίσο

$$F_r = \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_{\rm lim}} Q_{\psi} \cos\psi$$
(3.50)

$$\Rightarrow F_r = Q_{\max} \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_{\lim}} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} \left(1 - \cos\psi \right) \right]^n \cos\psi$$
(3.51)

Γράφοντας την (3.51) σε ολοκληρωματική μορφή προκύπτει

$$F_{r} = ZQ_{\max} \times \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_{\lim}}^{+\psi_{\lim}} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos\psi) \right]^{n} \cos\psi d\psi$$
(3.52)

όπου Z ο αριθμός των στοιχείων κύλισης. Από την εξίσωση (3.43) το Qmax είναι

$$Q_{\max} = K_n \delta_{\psi=0}^n = K_n (\delta_r - \frac{1}{2} P_d)^n$$
(3.53)

Η επίλυση του ολοκληρώματος της σχέσης (3.52) μπορεί να γίνει με χρήση αριθμητικών μεθόδων. Ο Stribeck το 1907 πρότεινε τις παρακάτω λύσεις.

Για ένσφαιρο τριβέα με μηδενική χάρη στον οποίο εφαρμόζεται ακτινικό φορτίο

$$Q_{\max} = \frac{4,37F_r}{Z\cos a} \tag{3.54}$$

Για κανονική διαμετρική χάρη μπορεί να γίνει χρήση της παρακάτω σχέσης

$$Q_{\max} = \frac{5F_r}{Z\cos a} \tag{3.55}$$

Για ακτινικό έδρανο κύλισης με στοιχεία κύλισης διαφορετικά των σφαιρών (roller bearings), με μηδενική χάρη και υπό την επίδραση ακτινικού φορτίου

$$Q_{\max} = \frac{4,37F_r}{Z\cos a} \tag{3.56}$$

όπου α η γωνία επαφής όταν το έδρανο είναι συναρμολογημένο στην θέση λειτουργίας του.



Σχήμα 3.15 Ζώνη φόρτισης για (α) μηδενική χάρη (β) μη μηδενική χάρη

3.6 Διάρκεια ζωής εδράνων κύλισης

Για ένα έδρανο κύλισης το οποίο είναι κατασκευασμένο σύμφωνα με αυστηρές προδιαγραφές, τηρεί τους διεθνείς κανονισμούς προτυποποίησης, έχει συναρμολογηθεί σωστά από τον χρήστη σύμφωνα με τις οδηγίες του κατασκευαστή, λιπαίνεται και στεγανοποιείται κανονικά μπορεί για ένα συγκεκριμένο φορτίο σε κάποιον αριθμό στροφών λειτουργίας να έχει ένα προκαθορισμένο χρονικό διάστημα ωφέλιμης ζωής. Μετά το πέρας αυτού του χρονικού διαστήματος, στα διάφορα στοιχεία του εδράνου εμφανίζονται σημεία κόπωσης όπως ρωγμές, πόροι και εκκοιλάνσεις. Ο συνολικός αριθμός στροφών ή ωρών λειτουργίας ενός εδράνου κύλισης κατά το οποίο το έδρανο μπορεί να λειτουργεί κανονικά έως ότου εμφανιστούν τα πρώτα σημεία κόπωσης ονομάζεται διάρκεια ζωής του εδράνου [34]. Η μελέτη του μηχανισμού κόπωσης σε κύλιση είναι μια αρκετά πολύπλοκη διαδικασία ώστε να προβλεφθεί η διάρκεια ζωής στοιχείων που αστοχούν λόγω αυτής. Η πλέον αποδεκτή μεθοδολογία μελέτης της κόπωσης, στην βιομηχανία κατασκευής εδράνων κύλισης, είναι η προσέγγισή της ως στοχαστικό φαινόμενο και η πρόβλεψη της διάρκειας ζωής με εμπειρικά/στατιστικά μοντέλα [26]. Ένα έδρανο κύλισης δεν είναι ένα αυτοτελές στοιγείο αλλά αποτελείται από άλλα επιμέρους. Έτσι η διάρκεια ζωής του είναι συνάρτηση της διάρκειας ζωής όλων των επιμέρους στοιχείων του, όπως οι δακτύλιοι (εσωτερικός και εξωτερικός), τα στοιχεία κύλισης, ο κλωβός, το λιπαντικό και τα στεγανοποιητικά στοιχεία.

Lbearing = f (Lraceways, Lrolling elements, Lcage, Llubricant, Lseals)



Σχήμα 3.16 Διάρκεια ζωής εδράνου κύλισης

3.6.1 Θεωρία Weibull

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, η ομαλή λειτουργία ενός τεχνολογικού συστήματος εξαρτάται από την αξιοπιστία των συνιστωσών που το αποτελούν. Όμοια εξαρτήματα που λειτουργούν κάτω από τις ιδέες συνθήκες μπορεί να αστοχούν σε διαφορετικούς και απροσδιόριστους χρόνους λόγω παραγόντων όπως ανομοιογένειες του υλικού, διαφοροποιήσεις κατά την κατεργασία κ.λπ. Λόγω αυτού του γεγονότος είναι απαραίτητη μια στατιστική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων. Ο Weibull ανέπτυξε ένα στατιστικό μοντέλο για την περιγραφή του φαινομένου στο οποίο γίνεται υπόθεση ότι στον όγκο ενός υλικού υπάρχουν στατιστικώς κατανεμημένα ελαττώματα από τα οποία, υπό εναλλασσόμενο φορτίο, είναι δυνατόν να δημιουργηθούν σημεία κόπωσης [26]. Γενικά η κατανομή Weibull εκφράζεται από τη σχέση

$$\ln\left[\ln\left(\frac{1}{S}\right)\right] = e \ln\left(\frac{X}{X_{\beta}}\right) \tag{3.57}$$

όπου S είναι η πιθανότητα να μην αστοχήσει το υλικό, X είναι το εκάστοτε χαρακτηριστικό μέγεθος, X_{β} το κρίσιμο χαρακτηριστικό μέγεθος και e είναι χαρακτηριστική παράμετρος της κατανομής Weibull. Για e=1, e=2 και e=3,57 η κατανομή ταυτίζεται με την εκθετική, την κατανομή Rayleigh και την κατανομή Gauss αντίστοιχα.

Εφαρμόζοντας την θεωρία του Weibull σε έδρανα κύλισης, η σχέση μπορεί να εκφραστεί ως συνάρτηση των δυνάμεων που δέχεται ένας όγκος ελέγχου ως εξής

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = \int_{V} f(X) dV \tag{3.58}$$

όπου f(X) είναι η συνάρτηση που συνδέει τις εφαρμοζόμενες τάσεις, V είναι ο όγκος του υλικού που επηρεάζεται από τις διατμητικές τάσεις. Ο Weibull πρότεινε την σχέση του για την πρόβλεψη της ζωής των εδράνων κύλισης όπου η f(X) θα είναι

$$f(X) = \tau_0^c N^e \tag{3.59}$$

όπου τ₀ η μέγιστη διατμητική τάση, c σταθερά και N ο αριθμός επαναλήψεων κύκλου φόρτισης. Θεωρώντας την πιθανότητα επιβίωσης σταθερή από τις (3.57), (3.58) και (3.59) προκύπτει ότι

$$N \sim \left[\frac{1}{\tau_0}\right]^{c/e} \left[\frac{1}{V}\right]^{1/e} \tag{3.60}$$

Εκφράζοντας την παραπάνω σχέση με αντικατάσταση του πλήθους φορτίσεων με την ζωή L του εδράνου έχουμε

$$L_W = A \left(\frac{1}{\tau_0}\right)^{c/e} \left(\frac{1}{V}\right)^{1/e}$$
(3.61)

όπου Α παράμετρος της ζωής του υλικού. Τα τ₀ και V μπορούν να εκφραστούν ως συνάρτηση της μέγιστης τάσης Hertz [35], [43].

3.6.2 Θεωρία Lundberg-Palmgren

Βασισμένοι στη θεωρία του Weibull οι Lundberg και Palmgren ανέπτυξαν το δικό τους μοντέλο για την πρόβλεψη της διάρκειας ζωής των εδράνων κύλισης το οποίο βασίζεται σε εμπειρική συσχέτιση μεταξύ της πιθανότητας αστοχίας S, της μέγιστης διατμητικής τάσης, τον αριθμό των κύκλων φόρτισης έως την αστοχία N, τον καταπονούμενο όγκο και το βάθος z_0 στο οποίο αναπτύσσεται η μέγιστη διατμητική τάση. Στην θεωρία των Lundberg και Palmgren η f(X) εκφράζεται ως [43]

$$f(X) = \frac{\tau_0^c N^e}{z_0^h}$$
(3.62)

όπου h σταθερά βάθους, έτσι αντίστοιχα με τα προηγούμενα προκύπτει

$$N \sim \left[\frac{1}{\tau_0}\right]^{c/e} \left[\frac{1}{V}\right]^{1/e} z_0^{h/e}$$
(3.63)

$$L_{L-P} = A \left(\frac{1}{\tau_0}\right)^{c/e} \left(\frac{1}{V}\right)^{1/e} z_0^{h/e}$$
(3.64)

Η μεγαλύτερη διαφορά αυτού του μοντέλου με το μοντέλο του Weibull έγκειται στην εισαγωγή του όρου z_0 . Η θεωρία του Weibull στηρίζεται στην υπόθεση ότι η πρώτη ρωγμή οδηγεί στη θραύση. Κατά τη διάρκεια δοκιμών όμως οι Lundberg & Palmgren παρατήρησαν την ανάπτυξη ρωγμών παράλληλες στην κατεύθυνση της κύλισης, κάτω από την επιφάνεια, που όμως δεν κατάληγαν σε θραύση. Γι αυτό το λόγο κατά την κατάστρωση της εξίσωσης λήφθηκε υπόψη, ότι η πιθανότητα ανάπτυξης ρωγμής κόπωσης εξαρτάται από το βάθος z_0 στο οποίο εμφανίζονται οι επικίνδυνες διατμητικές τάσεις. Γίνεται φανερό από την εξίσωση, πως όσο μικρότερο το βάθος που αναπτύσσονται οι τ₀ τόσο μεγαλύτερη και η πιθανότητα αστοχίας [26].

3.6.3 Θεωρία Ioannides-Harris

To 1985 οι Ιωαννίδης και Harris με βάση την θεωρία των Lundberg και Palmgren εισήγαγαν ένα όριο τάσης τ_{lim}, θεωρώντας ότι όταν οι εφαρμοζόμενες τάσεις έχουν τιμές κάτω από αυτό το όριο, το υλικό δεν επηρεάζεται από κόπωση. Αυτό έχει σαν συνέπεια την μείωση του όγκου V΄ που υπολογίζεται ότι καταπονείται με τάσεις οι οποίες οδηγούν σε κόπωση ενώ παράλληλα το βάθος καταπόνησης z₀΄ σταθμίζεται ανάλογα με τις ασκούμενες τάσεις. Οι αντίστοιχες σχέσεις είναι

$$f(X) = \frac{\left(\tau_0 - \tau_{\lim}\right)^c N^e}{z_0^h}$$
(3.65)

$$N \sim \left[\frac{1}{\tau_0 - \tau_{\lim}}\right]^{c/e} \left[\frac{1}{V'}\right]^{1/e} z_0^{\prime h/e}$$
(3.66)

$$L_{I-H} = A \left(\frac{1}{\tau_0 - \tau_{\lim}}\right)^{c/e} \left(\frac{1}{V'}\right)^{1/e} z_0^{\prime h/e}$$
(3.67)

Αποτέλεσμα αυτής της θεωρίας είναι ο υπολογισμός μεγαλύτερης διάρκειας ζωής από ότι υπολογίζει η θεωρία των Lundberg και Palmgren καθώς ο όγκος που καταπονείται είναι μικρότερος. Τα αποτελέσματα της μεθόδου πλησιάζουν περισσότερο τα πειραματικά. Στην περίπτωση που θεωρηθεί ότι δεν υπάρχει όριο μόνιμης αντοχής σε κόπωση, δηλαδή τ_{lim}=0, οι δύο θεωρίες ταυτίζονται [35].



logarithm Life

Σχήμα 3.17 Σύγκριση μοντέλων Ioannides-Harris και Lundberg-Palmgren [44]

3.6.4 Θεωρία Zaretsky

Μια άλλη θεωρία βασισμένη στην θεωρία των Lundberg και Palmgren είναι η θεωρία του Zaretsky στην οποία ο εκθέτης της τάσης, στον υπολογισμό της διάρκειας ζωής, είναι ανεξάρτητος της κλίσης ε της καμπύλης Weibull. Αυτό επιτυγχάνεται θέτοντας τον εκθέτη τάσης στη συνάρτηση f(X) το γινόμενο $c \cdot e$ [35], [43].

$$f(X) = \tau_0^{c \cdot e} N^e \tag{3.68}$$

$$N \sim \left[\frac{1}{\tau_0}\right]^c \left[\frac{1}{V}\right]^{1/e} \tag{3.69}$$

$$L_{\rm Z} = A \left(\frac{1}{\tau_0}\right)^c \left(\frac{1}{V}\right)^{1/e} \tag{3.70}$$

3.6.5 Η διάρκεια ζωής L₁₀

Ένα αρκετά σύνηθες μέγεθος για την αξιοπιστία ενός στοιχείου μηχανής είναι το 90%. Δηλαδή η αξιοπιστία που πειραματικά έχει επιδείξει το 90% του δείγματος που επιλέχτηκε. Το υπόλοιπο 10% έχει αστοχήσει. Σαν διάρκεια ζωής L_{10} ορίζεται η ζωή ενός στοιχείου μηχανής όπου στατιστικά θα αστοχήσει το 10% του δείγματος. Οι Lundberg και Palmgren έδειξαν ότι για μια δεδομένη αξιοπιστία, η ζωή L ενός εδράνου που δίνεται από τη σχέση (3.64) μπορεί να εκφραστεί από την παρακάτω σχέση.

$$L = \left(\frac{Q_c}{Q}\right)^p \tag{3.71}$$

όπου Qc είναι η βασική αντοχή του εδράνου σε δυναμική φόρτιση, η οποία ορίζεται σαν το φορτίο κάτω από το οποίο μια επαφή στοιχείου κύλισης και δακτυλίου θα αντέξει για ένα εκατομμύριο περιστροφές του δακτυλίου. Το Q είναι το πραγματικό φορτίο και το p μια σταθερά που εξαρτάται από το είδος της επαφής και είναι συνάρτηση των c, h και e.

Η διάρκεια ζωής L₁₀ για ένα έδρανο που καταπονείται με φορτίο Q μπορεί να προκύψει από την παραπάνω σχέση εάν γνωρίζουμε την βασική αντοχή Q_c και την τιμή του εκθέτη p. Ο εκθέτης p προσδιορίστηκε από τους Lundberg και Palmgren σε 3 εάν πρόκειται για σημειακή επαφή και σε 4 εάν πρόκειται για γραμμική επαφή. Στην περίπτωση μεικτής επαφής χρησιμοποιείται η τιμή 10/3. Η διάρκεια ζωής που προκύπτει αφορά την διάρκεια ζωής μιας επαφής, δηλαδή του σημείου που δέχεται την φόρτιση. Καθώς η φόρτιση είναι διαφορετική για τους δακτυλίους και τα στοιχεία κύλισης, το κάθε μέρος του εδράνου παρουσιάζει διαφορετική διάρκεια ζωής. Θεωρώντας τα στοιχεία κύλισης δεν καταπονούνται ιδιαίτερα λόγω της συνεχούς αλλαγής του σημείου επαφής τους οι Lundberg και Palmgren έδειξαν ότι η συνολική διάρκεια ζωής ενός εδράνου μπορεί να εκφραστεί ως άθροισμα των διαρκειών ζωής του εσωτερικού και του εξωτερικού δακτυλίου.

$$L = \left(L_{in}^{-e} + L_{ex}^{-e}\right)^{-1/e}$$
(3.72)

$$L = \left[\left(\frac{Q_{cin}}{Q_{in}} \right)^{-e} + \left(\frac{Q_{cex}}{Q_{ex}} \right)^{-e} \right]^{-1/e}$$
(3.73)

όπου Q_{cin} είναι η βασική αντοχή του εσωτερικού δακτυλίου σε δυναμική φόρτιση, Q_{in} το φορτίου του εσωτερικού δακτυλίου, Q_{cex} η βασική αντοχή του εξωτερικού δακτυλίου σε δυναμική φόρτιση και Q_{ex} το φορτίο του εξωτερικού δακτυλίου. Η βασική αντοχή προσδιορίζεται από τον τύπο του εδράνου, από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του, από το είδος του φορτίου και από πειραματικά δεδομένα όμοιων εδράνων [35], [39].

3.6.6 Υπολογισμός διάρκειας ζωής ISO 281

Το πρότυπο ISO 281 αφορά τον υπολογισμό της βασικής ζωής L_{10} των εδράνων κύλισης και του βασικού φορτίου Q_c . Ο υπολογισμός βασίζεται στη σχέση (3.71). Στο πρότυπο τα έδρανα χωρίζονται σε τέσσερεις βασικές κατηγορίες [45].

- 1. Έδρανα με σφαιρικά στοιχεία κύλισης που δέχονται κυρίως ακτινικό φορτίο.
- 2. Έδρανα με σφαιρικά στοιχεία κύλισης που δέχονται κυρίως αξονικό φορτίο.
- Έδρανα με μη σφαιρικά στοιχεία κύλισης (roller bearings) που δέχονται κυρίως ακτινικό φορτίο.
- Έδρανα με μη σφαιρικά στοιχεία κύλισης (roller bearings) που δέχονται κυρίως αξονικό φορτίο.

Για τους υπολογισμούς οι όροι της σχέσης (3.71) λαμβάνονται ως εξής. Για τον εκθέτη p (συναντάται και ως k) ισχύει: <u>p=3</u> όταν πρόκειται για έδρανα με σφαιρικά στοιχεία κύλισης και <u>p=10/3</u> όταν πρόκειται για έδρανα με μη σφαιρικά στοιχεία κύλισης. Το βασικό δυναμικό φορτίο Q_c (basic dynamic load) εκφράζεται με το γράμμα C και υπολογίζεται χρήση σχέσεων και πινάκων οι οποίοι περιέχουν τις κατάλληλες σταθερές. Στη θέση του πραγματικού φορτίου χρησιμοποιείται το ισοδύναμο φορτίο P που υπολογίζεται από τη σχέση

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \tag{3.74}$$

όπου F_r το πραγματικό ακτινικό φορτίο, F_a το πραγματικό αξονικό φορτίο και X,Y σταθερές που δίνονται από πίνακες και εξαρτώνται από τον τύπου του εδράνου και την σχέση μεταξύ αξονικού και ακτινικού φορτίου.

3.6.7 Τροποποιημένη διάρκεια ζωής ISO 281

Σε συνέχεια των προηγούμενων υπολογισμών το πρότυπο ISO 281 προτείνει μια μεθοδολογία με την οποία υπολογίζεται η διάρκεια ζωής με μεγαλύτερη ακρίβεια από αυτή του 90%. Η αξιοπιστία που δίνει η μέθοδος της τροποποιημένης διάρκειας ζωής είναι έως 99,95% συνυπολογίζοντας επιπρόσθετα και τις επιπτώσεις από τις συνθήκες λειτουργίας [45]. Η σχέση που δίνει την τροποποιημένη διάρκεια ζωής L_{nm} είναι

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} \tag{3.75}$$

Όπου L_{10} η βασική διάρκεια ζωής με αξιοπιστία 90%, α₁ συντελεστής που δίνεται από πίνακες και σχετίζεται με την νέα επιθυμητή αξιοπιστία (από 90% έως 99,95%) και α_{ISO} συντελεστής που εξαρτάται από τις παραμέτρους λειτουργίας του εδράνου.

Ο συντελεστής α_{ISO} είναι μια συνάρτηση διαφόρων παραγόντων που επηρεάζουν την λειτουργία του εδράνου λαμβάνοντας υπόψη πειραματικά δεδομένα. Η συνάρτηση του συντελεστή είναι

$$a_{ISO} = f\left(e_C, \kappa, C_u, P\right) \tag{3.76}$$

Όπου,

ec: Είναι ο συντελεστής ρυπαρότητας του λιπαντικού (lubricant contamination factor). Εξαρτάται από το μέγεθος και τη σκληρότητα των σωματιδίων που παραμένουν στο λιπαντικό, το μέγεθος των στοιχείων κύλισης και την κατάσταση του λιπαντικού.

κ: Είναι ο συντελεστής κατάστασης του λιπαντικού. Εξαρτάται από το ιξώδες του λιπαντικού στην κατάσταση λειτουργίας (θερμοκρασία).

 C_u : Το όριο αντοχής του υλικού. Αποτελεί ένα όριο φόρτισης κάτω από το οποίο θεωρείται ότι δεν εμφανίζονται φαινόμενα κόπωσης. Εξαρτάται από το υλικό του εδράνου, τις κατεργασίες που έχει υποστεί, τις κατασκευαστικές μεθόδους και το είδος φόρτισης.

Ρ: Το ισοδύναμο φορτίο που ασκείται στο έδρανο.

Οι παραπάνω συντελεστές υπολογίζονται από εμπειρικούς τύπους, από πίνακες και διαγράμματα, που προέρχονται από πειραματικά δεδομένα και περιλαμβάνονται στο ISO 281. Η είσοδος ενός ορίου αντοχής C_u υιοθετεί την άποψη των Ιωαννίδη και Harris περί ύπαρξης ενός ορίου αντοχής. Σύμφωνα με αυτή την άποψη, φορτία μικρότερα από αυτό το όριο δεν συμβάλουν στην κόπωση του υλικού. Η ύπαρξη ενός τέτοιου ορίου προκύπτει από πειραματικά δεδομένα για συγκεκριμένα υλικά χωρίς όμως να αποδεικνύεται θεωρητικά και για αυτό η ύπαρξη του τίθεται, από ορισμένους ερευνητές, υπό αμφισβήτηση.

Ο Zaretsky θεωρεί ότι οι Ιωαννίδης και Harris δεν κατανόησαν σωστά την επίδραση των τάσεων συναρμογής hoop όταν αυτές είναι θλιπτικές. Οι θλιπτικές τάσεις hoop μειώνουν την επίδραση των διατμητικών δυνάμεων και οδηγούν σε αύξηση του ορίου ζωής. Έτσι λαμβάνοντας υπόψη τις τάσεις λόγω συναρμογής, προτείνεται η παρακάτω σχέση

$$L_{h} = L \left[\frac{\tau_{\max}}{\left(\tau_{\max_{h}} \right)} \right]^{9}$$
(3.77)

όπου L_h η τροποποιημένη διάρκεια ζωής του εδράνου με συνυπολογισμό των παραμενουσών τάσεων και των τάσεων λόγω συναρμογής, L η βασική διάρκεια ζωής του εδράνου, τ_{max} η μέγιστη διατμητική τάση και (τ_{max})_h η μέγιστη διατμητική τάση λαμβάνοντας υπόψη τις παραμένουσες τάσεις και τις τάσεις λόγω συναρμογής.

Από τα παραπάνω συμπεραίνεται πως όταν η μέγιστη διατμητική τάση hoop είναι μεγαλύτερη από την υπολογιζόμενη μέγιστη διατμητική τάση, η προσδοκώμενη διάρκεια ζωής είναι μικρότερη από αυτή που υπολογίζει το ISO 281. Αντίθετα, όταν τάση hoop και οι παραμένουσες τάσεις είναι θλιπτικές, η προσδοκώμενη διάρκεια ζωής είναι μεγαλύτερη από την βασική ζωή του εδράνου [35], [46].

3.7 Λίπανση εδράνων κύλισης

Στο Κεφάλαιο 2 δόθηκαν βασικοί ορισμοί για τα είδη της λίπανσης αλλά και για του κυριότερους τύπους λιπαντικών. Στην παρούσα ενότητα επιχειρείται μια πιο τεχνική προσέγγιση του θέματος της λίπανσης στα έδρανα κύλισης. Οι δύο κύριοι λόγοι της λίπανση είναι η ελαχιστοποίηση της τριβής και κατ' επέκταση η μείωση της φθοράς. Τα πλεονεκτήματα της λίπανσης είναι

- <u>Μείωση της τριβής και της φθοράς</u>. Αποτρέπεται η απευθείας μεταλλική επαφή των στοιχείων του εδράνου, με τη δημιουργία ενός στρώματος λιπαντικού το οποίο μειώνει την τριβή και κατ' επέκταση την φθορά στις περιοχές επαφής.
- Επέκταση της διάρκεια ζωής. Ένας παράγοντας που επηρεάζει την διάρκεια ζωής των εδράνων κύλισης είναι η λίπανση και συγκεκριμένα το ιξώδες και το πάχος του λιπαντικού στρώματος. Ένα παχύ στρώμα λιπαντικού επικουρεί στην επέκταση της διάρκειας ζωής σε κόπωση σε άμεση συνάρτηση με τη θερμοκρασία λειτουργίας και το ιξώδες του λιπαντικού.
- <u>Απαγωγή της θερμότητας λόγω τριβής Ψύξη</u>. Η λίπανση είναι ικανή να απομακρύνει την θερμότητα είτε αυτή προέρχεται από την τριβή είτε από εξωτερικούς παράγοντες. Έτσι προστατεύεται το έδρανο από υπερθέρμανση και το λιπαντικό από αποδόμηση της σύστασης του.
- <u>Στεγανοποίηση και προστασία από διάβρωση</u>. Η επαρκής λίπανση βοηθά στην προστασία έναντι ξένων υλικών που εισέρχονται στο έδρανο ή προέρχονται από αυτό προστατεύοντας το από μηχανική φθορά και φθορά διάβρωσης.

3.7.1 Επιλογή λιπαντικού

Τα λιπαντικά των εδράνων κύλισης που χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο στις βιομηχανικές εφαρμογές, χωρίζονται σε δύο βασικές κατηγορίες. Στα υγρά λιπαντικά (ορυκτέλαια) και στα ημιστερεά (λίπη ή γράσα). Η επιλογή ενός εκ των δύο κατηγοριών εξαρτάται από το είδος της εφαρμογής και από τις συνθήκες λειτουργίας. Στον Πίνακα 3.1 [47] γίνεται μια σύγκριση των δυο λιπαντικών του ορυκτελαίου (oil) και του γράσου (grease).

Πίνακας 3.1	Σύγκριση	μεταξύ	ορυκτέλαιου	και γράσου
-------------	----------	--------	-------------	------------

Item	Grease lubrication	Oil lubrication
Housing structure and seal method	Simple	May be complex. Careful maintenance required.
Speed	Limiting speed is 65% to 80% of that with oil lubrication	High limiting speed
Cooling effect	Poor	Heat transfer is possible using forced oil circulation
Fluidity	Poor	Good
Lubricant replacement	Sometimes difficult	Easy
Removal of foreign material	Removal of particles from grease is impossible	Easy
External contamination due to leakage	Surroundings seldom contaminated by leakage	Often leaks if proper countermeasures are not taken. Not suitable if external contamination must be avoided.

<u>Γράσο</u>

Το γράσο είναι προϊόν ενός παχυντή μέσα σε ένα υγρό λιπαντικό με κατάλληλες βελτιωτικές προσμίξεις. Η επιλογή του κατάλληλου γράσου λίπανσης εδράνων είναι άμεση συνάρτηση του είδους της εφαρμογής και των συνθηκών λειτουργίας. Η συμπεριφορά ακόμη και ίδιας τυποποιημένης σύστασης γράσων είναι δυνατόν να είναι αρκετά διαφορετική από κατασκευαστή σε κατασκευαστή. Στον Πίνακα 3.2 [47] δίνονται παραδείγματα εφαρμογών σε σχέση με τη συνεκτικότητα του γράσου.

Πίνακας 3.2	Παραδείνματα	εφαρμογών και	συνεκτικότητας	γράσου
1107 Willing 212	mapaoorpaara	opuppio/w/ icut	ooroicencoenfeas	100000

Consistency number	# 0	# 1	# 2	# 3	# 4
Consistency (1/10 mm)	355 to 385	310 to 340	265 to 295	220 to 250	175 to 205
Application	Central grease supply	Central grease supply, Low temperature	General grease	General grease, High temperature	High temperature
	Where fretting occurs easily	Where fretting occurs easily	Sealed ball bearings	Sealed ball bearings	Where grease is used as a seal

<u>Ορυκτέλαιο</u>

Υπάρχουν αρκετές μέθοδοι λίπανσης με ορυκτέλαιο. Οι πιο χαρακτηριστικές είναι λίπανση με εμβαπτισμό (oil bath), λίπανση με σταγονοστάλαξη (drip feed), λίπανση δια εκτίναξης (splash), λίπανση βεβιασμένης κυκλοφορίας (circulating), λίπανση εκτόξευσης (oil jet), λίπανση εκνέφωσης (oil mist) και λίπανση δια κατευθύνσεως αέρος (oil air ή oil spot), [37], [39], [48]. Η λίπανση με ορυκτέλαιο είναι κατάλληλη για εφαρμογές υψηλής ταχύτητας και υψηλής θερμοκρασίας ιδιαίτερα όταν απαιτείται απαγωγή της αναπτυσσόμενης θερμότητας. Η επιλογή του ιξώδους του λιπαντικού είναι απαραίτητο να γίνεται με γνώμονα την θερμοκρασία λειτουργίας. Γενικά ορυκτέλαιο χαμηλού ιξώδους χρησιμοποιείται για εφαρμογές υψηλής ταχύτητας ενώ μεγάλου ιξώδους για εφαρμογές υψηλού φορτίου. Στον Πίνακα 3.3 φαίνονται το κατάλληλο ιξώδες για κανονικές συνθήκες λειτουργίας [47].

Πίνακας 3.3	Απαιτούμενο	ιξώδες	αναλόγως	τον τύπο	εδράνου
-------------	-------------	--------	----------	----------	---------

Bearing type	Viscosity at operating temperature
Ball bearings, Cylindrical roller bearings	13 mm²/s or more
Tapered roller bearings, Spherical roller bearings	20 mm ² /s or more
Spherical thrust roller bearings	32 mm ² /s or more

Για την επιλογή του κατάλληλου ορυκτελαίου λιπαντικού χρησιμοποιείται το νομογράφημα του Σχήματος 3.18 όπου συσχετίζεται η θερμοκρασία λειτουργίας με το ιξώδες [47].



Σχήμα 3.18 Σχέση μεταξύ ιξώδους ορυκτελαίου και θερμοκρασίας

Στον Πίνακα 3.4 [47] δίνονται παραδείγματα επιλογής ορυκτελαίου ανάλογα με την θερμοκρασία και την ταχύτητα λειτουργίας. Το όριο ταχύτητας (limiting speed) δίνεται από τους κατασκευαστές των εδράνων κύλισης.

Operating temperature	Speed	Light or normal load	Heavy or shock load
–30 to 0°C	Below limiting speed	ISO VG 15, 22, 32 (Refrigerator oil)	—
	Below 50% of limiting speed	ISO VG 32, 46, 68 (Bearing oil, Turbine oil)	ISO VG 46, 68, 100 (Bearing oil, Turbine oil)
0 to 50°C	Between 50% and 100% of limiting speed	ISO VG 15, 22, 32 (Bearing oil, Turbine oil)	ISO VG 22, 32, 46 (Bearing oil, Turbine oil)
	Above limiting speed	ISO VG 10, 15, 22 (Bearing oil)	
50 to 80°C	Below 50% of limiting speed	ISO VG 100, 150, 220 (Bearing oil)	ISO VG 150, 220, 320 (Bearing oil)
	Between 50% and 100% of limiting speed	ISO VG 46, 68, 100 (Bearing oil, Turbine oil)	ISO VG 68, 100, 150 (Bearing oil, Turbine oil)
	Above limiting speed	ISO VG 32, 46, 68 (Bearing oil, Turbine oil)	—
80 to 110°C	Below 50% of limiting speed	ISO VG 320, 460 (Bearing oil)	ISO VG 460, 680 (Bearing oil, Gear oil)
	Between 50% and 100% of limiting speed	ISO VG 150, 220 (Bearing oil)	ISO VG 220, 320 (Bearing oil)
	Above limiting speed	ISO VG 68, 100 (Bearing oil, Turbine oil)	_

Πίνακας 3.4 Επιλογή κατάλληλου λιπαντικού

3.7.2 Αναλίπανση και αντικατάσταση λιπαντικού

Η διάρκεια ζωής του λιπαντικού είναι πεπερασμένη και συνήθως μικρότερη από τη διάρκεια ζωής του εδράνου κύλισης. Ακόμη και τα υψηλής ποιότητας γράσα με την πάροδο του χρόνου χάνουν τις ιδιότητες τους. Έτσι είναι επιτακτική η ανάγκη για αναλίπανση όταν ακόμα η κατάσταση του λιπαντικού είναι ικανοποιητική. Τα χρονικά διαστήματα αναλίπανσης εξαρτώνται από τον τύπο και το μέγεθος του εδράνου, από την ταχύτητα περιστροφής, από την θερμοκρασία λειτουργίας, από τον τύπο του γράσου, από τον χώρο γύρω από το έδρανο και από το περιβάλλον λειτουργίας. Όλα τα παραπάνω δίνονται από τους κατασκευαστές εδράνων και λιπαντικών μέσω εμπειρικών σχέσεων και γραφημάτων που έχουν προκύψει από πειραματικά δεδομένα.

Αντίθετα με τα γράσα, στην περίπτωση λίπανσης με ορυκτέλαια η ανανέωση του λιπαντικού γίνεται με αντικατάσταση. Και σε αυτή την περίπτωση τα διαστήματα αντικατάστασης προδιαγράφονται από τους κατασκευαστές και εξαρτώνται κυρίως από τις συνθήκες λειτουργίας. Ανάλογα με την μέθοδο λίπανσης (βλέπε ενότητα 3.7.1) τα διαστήματα αυτά ποικίλουν.

3.8 Υλικά εδράνων κύλισης

Τα λειτουργικά χαρακτηριστικά των εδράνων κύλισης απαιτούν υψηλή ακρίβεια στις διαστάσεις τους, εξαιρετικές επιφάνειες ώστε να μπορούν να συναρμολογηθούν σωστά και να είναι αποδοτικά στη λειτουργία τους. Για επιτευχθούν τα παραπάνω πρωταρχικό ρόλο στην κατασκευή των εδράνων κύλισης παίζουν τα χαρακτηριστικά των υλικών. Τα υλικά τους μπορεί να είναι είτε χάλυβες, είτε κεραμικά, είτε σύνθετα υλικά για έδρανα ειδικών εφαρμογών. Τα πιο ευρέως χρησιμοποιούμενα υλικά όμως είναι οι χάλυβες. Αυτοί επιλέγονται με βάση την σκληρότητα τους, την αντοχή σε κόπωση, την αντίσταση στη φθορά και γενικότερα την ανθεκτικότητα τους. Το 1900 για την κατασκευή εδράνων κύλισης ξεκίνησε να χρησιμοποιείται ο χάλυβας AISI 52100 ο οποίος επέδειξε εξαιρετικά χαρακτηριστικά σκληρότητας και θερμικής αντοχής και χρησιμοποιείται ακόμη και σήμερα στην κατασκευή εδράνων κύλισης. Για έδρανα μεγάλων διαστάσεων, συγκριτικά με το πάχος, έγιναν προσμίξεις κυρίως πυριτίου, μαγγανίου και μολυβδαινίου. Με την εισαγωγή των κωνικών ρουλεμάν εφαρμόστηκαν και οι ενανθρακωμένοι χάλυβες. Με την πάροδο των ετών οι υψηλές απαιτήσεις σε νέα προϊόντα εισήγαγαν τους ταχυχάλυβες και τους ανοξείδωτους χάλυβες για εφαρμογές υψηλών θερμοκρασιών και για προστασία από διάβρωση. Οι κλωβοί συνήθως κατασκευάζονται από χαλυβδόφυλλα. Ωστόσο για εφαρμογές υψηλού αριθμού στροφών και χαμηλού συντελεστή τριβής κατασκευάζονται από ορείχαλκο ή από σύνθετα υλικά. Οι δύο βασικές κατηγορίες χαλύβων που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή εδράνων κύλισης είναι οι χάλυβες ολικής σκλήρυνσης (through-hardening steels) και οι χάλυβες επιφανειακής σκλήρυνσης με ενανθράκωση (case-hardening steels) [49]. Στους Πίνακες 3.5 και 3.6 φαίνονται τα χημικά συστατικά αυτών των δύο κατηγοριών [39].

			Composi	tion (%)		
Grade ^a		С	Mn	Si	Cr	Мо
ASTM ^b -A295 (52100)	min.	0.98	0.25	0.15	1.30	3 <u></u>
ISO ^c Grade 1, 683/XVII	max.	1.10	0.45	0.35	1.60	0.10
ASTM-A295 (51100)	min.	0.98	0.25	0.15	0.90	
DIN ^d 105 Cr4	max.	1.10	0.45	0.35	1.15	0.10
ASTM-A295 (50100)	min.	0.98	0.25	0.15	0.40	
DIN 105 Cr2	max.	1.10	0.45	0.35	0.60	0.10
ASTM-A295 (5195)	min.	0.90	0.75	0.15	0.70	23
	max.	1.03	1.00	0.35	0.90	0.10
ASTM-A295 (K19526)	min.	0.89	0.50	0.15	0.40	· · · · · ·
	max.	1.01	0.80	0.35	0.60	0.10
ASTM-A295 (1570)	min.	0.65	0.80	0.15		
	max.	0.75	1.10	0.35		0.10
ASTM-A295 (1560)	min.	0.56	0.75	0.15	0.70	
	max.	0.64	1.00	0.35	0.90	0.10
ASTM-A485 grade 1	min.	0.95	0.95	0.45	0.90	
ISO Grade 2, 683/XVII	max.	1.05	1.25	0.75	1.20	0.10
ASTM-A485 grade 2	min.	0.85	1.40	0.50	1.40	_
	max.	1.00	1.70	0.80	1.80	0.10
ASTM-A485 grade 3	min.	0.95	0.65	0.15	1.10	0.20
	max.	1.10	0.90	0.35	1.50	0.30
ASTM-A485 grade 4	min.	0.95	1.05	0.15	1.10	0.45
	max.	1.10	1.35	0.35	1.50	0.60
DIN 100 CrMo6	min.	0.92	0.25	0.25	1.65	0.30
ISO Grade 4, 683/XVII	max.	1.02	0.40	0.40	1.95	0.40

Πίνακας 3.5 Χημική σύνθεση Through-Hardening χαλύβων

Η βασική διαφορά αυτών των δυο κατηγοριών είναι ότι οι χάλυβες ολικής σκλήρυνσης έχουν περιεκτικότητα μεγαλύτερη του 0,8% σε άνθρακα κατά βάρος και περιεκτικότητα των υπολοίπων στοιχείων μικρότερη του 5% κατά βάρος. Αντίθετα οι χάλυβες επιφανειακής σκληρότητας με ενανθράκωση περιέχουν ποσοστό μικρότερο του 0,8% κατά βάρος σε άνθρακα. Συνήθως τα κράματα χαλύβων επιφανειακής σκληρότητας περιλαμβάνουν μέταλλα όπως το νικέλιο, το χρώμιο, το μολυβδαίνιο και το μαγγάνιο ώστε να επιτευχθεί αύξηση της σκληρότητας τους.

			Co	omposition (%	6)		
Grade ^a		C	Mn	Si	Ni	Cr	Мо
SAE ^b 4118	min.	0.18	0.70	0.15		0.40	0.08
	max.	0.23	0.90	0.35	1	0.60	0.15
SAE 8620, ISO 12	min.	0.18	0.70	0.15	0.40	0.40	0.15
DIN 20 NiCrMo2	max.	0.23	0.90	0.35	0.70	0.60	0.25
SAE 5120	min.	0.17	0.70	0.15		0.70	
AFNOR ^c 18C3	max.	0.22	0.90	0.35		0.90	
SAE 4720, ISO 13	min.	0.17	0.50	0.15	0.90	0.35	0.15
	max.	0.22	0.70	0.35	1.20	0.55	0.25
SAE 4620	min.	0.17	0.45	0.15	1.65		0.20
	max.	0.22	0.65	0.35	2.00	<u></u>	0.30
SAE 4320, ISO 14	min.	0.17	0.45	0.15	1.65	0.40	0.20
	max.	0.22	0.65	0.35	2.00	0.60	0.30
SAE E9310	min.	0.08	0.45	0.15	3.00	1.00	0.08
	max.	0.13	0.65	0.35	3.50	1.40	0.15
SAE E3310	min.	0.08	0.45	0.15	3.25	1.40	
	max.	0.13	0.60	0.35	3.75	1.75	· · · · · ·
KRUPP	min.	0.10	0.45	0.15	3.75	1.35	12
	max.	0.15	0.65	0.35	4.25	1.75	

Πίνακας 3.6 Χημική σύνθεση Case(Carburized)-Hardening χαλύβων

3.9 Συχνότητες αναμονής βλαβών εδράνων κύλισης

Όπως αναφέρθηκε στην ενότητα 1.6.6 τα έδρανα κύλισης έχουν τις δικές τους χαρακτηριστικές συχνότητες οι οποίες εξαρτώνται από τα γεωμετρικά τους χαρακτηριστικά. Οι συχνότητες αυτές είναι:

- **FTF**: Fundamental Train or Cage Frequency (συχνότητα περιστροφής κλωβού).
- BPFO: Ball Pass Frequency Outer race (συχνότητα διέλευσης σωμάτων κύλισης από τον εξωτερικό δακτύλιο).
- **BPFI**: Ball Pass Frequency Inner race (συχνότητα διέλευσης σωμάτων κύλισης από τον εσωτερικό δακτύλιο).
- **BSF**: Ball (or roller) Spin Frequency (συχνότητα περιστροφής σώματος κύλισης).
- 2xBSF: Rolling element defect frequency (συχνότητα σφάλματος σώματος κύλισης).
- f_{in} : Συχνότητα περιστροφής εσωτερικού δακτυλίου, συνήθως ίδια με την συχνότητα της ατράκτου.
- **f**out: Συχνότητα περιστροφής εξωτερικού δακτυλίου.



Σχήμα 3.19 Γεωμετρικά στοιχεία εδράνου κύλισης

$$FTF = \frac{1}{2} \left[f_{in} \left(1 - \frac{D}{d_m} \cos a \right) + f_{out} \left(1 + \frac{D}{d_m} \cos a \right) \right]$$
(3.78)

$$BPFO = \left| \frac{Z}{2} \left(f_{in} - f_{out} \right) \left(1 - \frac{D}{d_m} \cos a \right) \right|$$
(3.79)

$$BPFI = \left| \frac{Z}{2} \left(f_{in} - f_{out} \right) \left(1 + \frac{D}{d_m} \cos a \right) \right|$$
(3.80)

$$BSF = \left| \frac{d_m}{D} \left[\left(f_{in} - f_{out} \right) \left(1 - \frac{D^2}{d_m^2} \cos^2 a \right) \right] \right|$$
(3.81)

όπου Z ο αριθμός των στοιχείων κύλισης του εδράνου. Η συχνότητα 2xBSF είναι αυτή με την οποία ένα ελάττωμα στην επιφάνεια του στοιχείου κύλισης έρχεται σε επαφή με τις επιφάνειες κύλισης. Επίσης ανάλογα με τη γεωμετρία του κλωβού, το ελάττωμα αυτό μπορεί να έρχεται σε επαφή με κάποιες πλευρές του κλωβού δίνοντας έτσι χαρακτηριστικές συχνότητες πολλαπλάσιες της συχνότητας BSF.

Οι παραπάνω συχνότητες παρουσιάζουν απόκλιση από τις πραγματικές καθώς δεν λαμβάνουν υπόψη του παρακάτω παράγοντες:

- Την ολίσθηση που μπορεί να υπάρχει κατά την κύλιση των στοιχείων του εδράνου.
- Τις ανοχές και την διαμετρική χάρη.
- Τις θερμικές συστολές-διαστολές που επηρεάζουν την γεωμετρία του εδράνου.
- Τις εκ κατασκευής γεωμετρικές ατέλειες των στοιχείων κύλισης.

Κεφάλαιο 4 – Πειραματική διάταξη

4.1 Γενικά

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζονται αναλυτικά οι υπολογισμοί, ο σχεδιασμός και η κατασκευή της πειραματικής διάταξης (test rig) εδράνων κύλισης η οποία αποτελεί ομοίωμα βιομηχανικής διάταξης. Τα βασικά στοιχεία της, είναι ο ηλεκτροκινητήρας, ένας ελαστικός σύνδεσμος, ο στρεφόμενος άξονας, εδραζόμενος σε έδρανα κύλισης και σύστημα επιβολής φορτίου. Σκοπός της κατασκευής, είναι η διεξαγωγή πειραμάτων που αφορούν την συμπεριφορά εδράνων κύλισης σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας. Η κατασκευή έγινε εξολοκλήρου με υλικά του εμπορίου και με διαθέσιμα υλικά του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών με σκοπό την ελαχιστοποίηση του κόστους. Τα δεδομένα (προϋπάρχον υλικά) για την κατασκευή είναι:

- Βάση από οπλισμένο σκυρόδεμα με μεταλλική σήτα και ελαστικά πέλματα (Σχήμα 4.1).
- Μορφοσίδηροι (προφίλ) Π (UPN) (Σχήμα 4.2).
- Ηλεκτροκινητήρας Motive 100L-2 B3, ισχύος 3kW (Σχήμα 4.3).
- Inverter (Σχήμα 4.4).
- Άξονας διαμέτρου d=30mm, βελτιωμένου χάλυβα X46Cr13.
- Taper Bush (μπούσες) 1610.
- Κοχλίες, περικόχλια, παράκυκλοι.



Σχήμα 4.1 Βάση από σκυρόδεμα με ελαστικά πέλματα



Σχήμα 4.2 Μορφοσίδηρος Π

0)	mot	ive	(EFF2)	The second	CE
64	www.motiv	ept.com	and the	3~-1	EC 34-1
3PH4	ASE ASY	NCHRON	IOUS ELEC	TRIC MO	TORS
TYPE		2 83	Nº 081	0G01687	- AL
I.CL.	- IP55	S1	COSQ	0.86	
AVY	Hz	Нр	kW	pm	A
20/40	50	lap .	3.1	2885	10.5/6.
240/45	50	A	E.	2885	10.1/5.8
20/40	50-	Ala	33	3452	10,3/6,
280/480	_50	4.8	3.5	3452	10,4/6,1

Σχήμα 4.3 Πινακίδα ηλεκτροκινητήρα



Σχήμα 4.4 Inverter

Η βασική ιδέα είναι η μετάδοση της κίνησης από τον ηλεκτροκινητήρα, με ρύθμιση των στροφών λειτουργίας από το inverter, μέσω ενός ελαστικού συνδέσμου (κόμπλερ) στον άξονα. Ο άξονας θα εδράζεται σε 2 ρουλεμάν, υπό μορφή αμφιπροέχουσας ράβδου, εκ των οποίων το ένα θα είναι το ρουλεμάν δοκιμών. Στον άξονα θα επιβάλλεται ακτινικό φορτίο μέσω ιδιοκατασκευής με την δυνατότητα παρακολούθησης της τιμή του, σε πραγματικό χρόνο.

4.2 Προκαταρτικοί υπολογισμοί

Σύμφωνα με την αρχική ιδέα κατασκευάζεται ένα μονογραμμικό διάγραμμα της διάταξης στο Σχήμα 4.5



Σχήμα 4.5 Μονογραμμικό διάγραμμα πειραματικής διάταξης

όπου X, Y είναι οι αποστάσεις του εμπρός (Front) και του πίσω (Rear) ρουλεμάν από το φορτίο F αντίστοιχα. Η εκλογή των αποστάσεων των εδράνων από το φορτίο γίνεται αφότου κατασκευάσουμε τα διαγράμματα φορτίου-απόστασης για τις δύο θέσεις. Οι αντιδράσεις στήριξης στις δύο εδράσεις είναι F_F και F_R . Από τις εξισώσεις ισορροπίας προκύπτει

$$\Sigma F_{z} = 0 \Longrightarrow -F_{R} + F_{F} - F = 0$$

$$\Sigma M_{y}^{\theta \delta \sigma \eta \operatorname{Rear}} = 0 \Longrightarrow -F_{R} \cdot (Y - X) + F \cdot Y = 0$$

$$F_F = \frac{Y/X}{(Y/X) - 1} \cdot F \tag{4.1}$$

$$F_{R} = \frac{1}{\left(Y / X\right) - 1} \cdot F \tag{4.2}$$

Οι σχέσεις (4.1) και (4.2) δίνουν τις τιμές των δυνάμεων αντίδρασης στις εδράσεις συναρτήσει του φορτίου F και του λόγου των αποστάσεων των εδράσεων από το σημείο επιβολής του φορτίου. Παρακάτω γίνεται η εκλογή των αποστάσεων των εδράσεων από το σημείο επιβολής της δύναμης. Στα Σχήματα 4.6 και 4.7 σχεδιάζονται οι καμπύλες που προκύπτουν από τις εξισώσεις (4.1) και (4.2). Από αυτά λαμβάνεται η απόφαση για την επιλογή των αποστάσεων X και Y.

4.2.1 Εκλογή απόστασης εδράσεων

Η επιλογή της απόστασης των εδράσεων βασίζεται στην απαίτηση να επιτευχθεί ακτινική φόρτιση στο έδρανο Front με φορτίο μεγαλύτερο του επιβαλλόμενου F καθώς αυτό θα αποτελέσει το έδρανο δοκιμών. Αντίθετα το έδρανο Rear δεν επιθυμείται να φορτίζεται με υψηλή τιμή δύναμης καθώς αποτελεί μέρος της διάταξης και όχι πειραματικό δοκίμιο.



Σχήμα 4.6 Διάγραμμα φορτίου-απόστασης για την έδραση Front



Σχήμα 4.7 Διάγραμμα φορτίου-απόστασης για την έδραση Rear

Όπως φαίνεται από τα διαγράμματα και λαμβάνοντας υπόψη ότι ειπώθηκε στα προηγούμενα καθώς και κατασκευαστικά ζητήματα που αφορούν την χωροταξία του άξονα και των εδράσεων σε σχέση με την βάση, εκλέγεται Y/X=5. Έτσι επιτυγχάνεται φόρτιση 25% μεγαλύτερη από τη φόρτιση F στην έδραση Front και 75% μικρότερη φόρτιση από την F στην έδραση Rear.

4.2.2 Έλεγχος επάρκειας διαμέτρου άζονα

Ο ηλεκτροκινητήρας είναι ονομαστικής ισχύος 3kW (4Hp), ονομαστικών στροφών λειτουργίας 3000RPM και πραγματικών στροφών 2885RPM. Ωστόσο επιλέγεται να λειτουργήσει στις 2400RPM (40Hz) με συνεχή έλεγχο από το inverter. Η εκλογή των 2400RPM στηρίζεται στο ότι τα 40Hz είναι μια διακριτή συχνότητα η οποία μπορεί εύκολα να γίνει αντιληπτή σε ανάλυση φάσματος συχνοτήτων καθώς και αρμονικές αυτής. Η στρεπτική ροπή του ηλεκτροκινητήρα στις 2400RPM είναι

$$M_t = 71620 \cdot \frac{3kW \cdot 1,36}{2400RPM} = 121,754 \ kp \cdot cm$$

Η ελάχιστη απαιτούμενη διάμετρος είναι

$$d_{\min} = 3 \cdot \sqrt[3]{M_t} = 3 \cdot \sqrt[3]{121,754} = 14,87 mm \approx 15 mm$$

Συνεπώς η διαθέσιμη διάμετρος του άξονα d=30mm καλύπτει την απαίτηση μεταφοράς των 3kW στις 2400RPM.

4.3 Έλεγχος αντοχής άξονα

4.3.1 Καθορισμός αποστάσεων

Όπως αναφέρθηκε στην ενότητα 4.2.1 εκλέχθηκε η απόσταση των εδράσεων σε σχέση με το φορτίο Y/X=5. Λαμβάνοντας υπόψη το μήκος του άξονα, την τοποθέτηση του κόμπλερ και της ιδιοκατασκευής επιβολής φορτίου η οποία αναφέρεται στην ενότητα 4.4.4, εκλέγονται οι παρακάτω διαστάσεις σε ότι αφορά την τοποθέτηση των εδράσεων.



Σχήμα 4.8 Διαστάσεις αποστάσεων εδράνων στον άξονα

όπου $l_1=150,7$ mm, $l_2=440$ mm, $l_3=110$ mm, $l_4=99,3$ mm. Η δύναμη F η οποία ασκείται μέσω της ιδιοκατασκευής που αναλύεται στην συνέχεια εκλέγεται να είναι 285kgf τα οποία είναι ίσα με 2796N.

4.3.2 Έλεγχος αντοχής άξονα σε κόπωση

Σύμφωνα με τις τιμές των αποστάσεων και την τιμή της δύναμης F, από τις εξισώσεις (4.1) και (4.2) προκύπτει αντίστοιχα

$$F_F = 3495N \approx 3500N$$
$$F_R = 699N \approx 700N$$

Καθώς δεν υπάρχουν αξονικά φορτία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και καμπτικών ροπών.



Σχήμα 4.9 Διάγραμμα τεμνουσών δυνάμεων



Σχήμα 4.10 Διάγραμμα καμπτικών ροπών

Όπως φαίνεται από τα παραπάνω διαγράμματα η τέμνουσα δύναμη στην περιοχή 150,7mm έως 590,7mm (ανάμεσα στις δύο εδράσεις δηλαδή) είναι 699N ενώ από 590,7mm έως 700,7mm είναι -2796N. Η καμπτική ροπή γίνεται μέγιστη στη θέση της έδρασης Front (590,7mm) και η τιμή της είναι 307560N/mm². Έτσι, είναι φανερό πως η επικίνδυνη διατομή του άξονα είναι στη θέση <u>590,7mm</u> όπου εμφανίζονται τα μεγαλύτερα φορτία. Ακολουθεί έλεγχος σε διαρκή αντοχή της επικίνδυνης διατομής συμφώνα με την φιλοσοφία "safe life" και χρήση διαγραμμάτων Smith [21], [50]. Οι τάσεις που εμφανίζονται στην επικίνδυνη διατομή είναι

Ορθή τάση κάμψης

$$\sigma_b = \frac{32\sqrt{M_{by}^2}}{\pi d^3} = \frac{32\sqrt{307560^2}}{\pi \cdot 30^3} = 116N \,/\,mm^2$$

Διατμητική τάση στρέψης (λόγω Η/Κ)

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 11940}{\pi \cdot 30^3} = 2,25N / mm^2$$

Διατμητική τάση διάτμησης

$$\tau_d = \frac{4\sqrt{Q_y^2}}{\pi d^2} = \frac{4\sqrt{(-2796)^2}}{\pi \cdot 30^2} = 3,956N \,/\,mm^2$$

Ο χρονικός χαρακτηρισμός των τάσεων αυτών είναι

Ορθή τάση κάμψης [Εναλλασσόμενη] $\Rightarrow \begin{cases} \sigma_{\rm bm} = 0 \\ \sigma_{\rm ba} = \sigma_{\rm b} = 116 N \, / \, mm^2 \end{cases}$

Διατμητική τάση στρέψης [Κυμαινόμενη] $\rightarrow \tau_{tm} = \tau_{ta} = \frac{\tau_t}{2} = 1,125 \text{N} / mm^2$

Διατμητική τάση κάμψης [Εναλλασσόμενη] $\Rightarrow \begin{cases} \tau_{\rm dm} = 0 \\ \tau_{\rm da} = \tau_{\rm d} = 3,956 {\rm N}\,/\,mm^2 \end{cases}$

Εν συνέχεα γίνεται σύνθεση των τάσεων με το κριτήριο Von Mises σε ισοδύναμη καμπτική τάση σ_{vb}.

<u>Στατική συνιστώσα</u>

$$\sigma_{vbm} = \sqrt{\left(\sigma_{bm} + \sigma_{zm}\right)^2 + 3\left(\tau_{tm} + \tau_{dm}\right)^2} = 1,949N / mm^2$$

<u>Δυναμική συνιστώσα</u>

$$\sigma_{vba} = \sqrt{\left(\sigma_{ba} + \frac{\sigma_{bW10} \cdot b}{\sigma_{zW10}} \sigma_{za}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{bW10}}{\tau_{tW10}} \tau_{ta} + \frac{\sigma_{bW10} \cdot u_o}{\tau_{tW10}} \tau_{da}\right)^2} = 116,0931 \text{N} / mm^2$$

Όπου, σ_{bW10} = σ_{bW} = 450 N/mm² είναι η τάση διαρκούς αντοχής για εναλλασσόμενη καταπόνηση και τ_{tW10} = τ_{tSch} = 504 N/mm² η τάση διαρκούς αντοχής για κυμαινόμενη καταπόνηση. Το όριο θραύσης του υλικού είναι σ_B ≈ 900 N/mm². Ακτίνα του υλικού είναι ένα λογιστικό μέγεθος ρ = $15 \cdot 10^{-3}$ mm (εξαρτάται από σ_B) όπως και η κλίση της τοπικής τάσης S_σ = 2/d = 2/30 = 0,0667. Από αυτά προκύπτει ο συντελεστής στήριξης $u_o = 1 + \sqrt{\rho \cdot S_\sigma} = 1,0316$. Οι τάσεις διαρκούς αντοχής προσδιορίζονται από το διάγραμμα Smith του υλικού και ισχύουν για δοκίμια κυκλικής διατομής με d≈10mm και επιφανειακή τραχύτητα R_t≈1μm. Σε περίπτωση μη ύπαρξης διαγράμματος Smith χρησιμοποιούνται συντελεστές αναγωγής [21].

Συνεπώς η ισοδύναμη καμπτική τάση χαρακτηρίζεται χρονικά ως γενική και η τιμή της είναι

$$\sigma_{vb} = \sigma_{vbm} + \sigma_{vba} = 118,0421N / mm^2$$

Εν συνεχεία γίνεται σύγκριση με την επιτρεπόμενη τάση ακλουθώντας την μέθοδο Thum. Είναι απαραίτητο να βρεθεί η δυναμική αντοχή σε κάμψη σ_{bA10} από το διάγραμμα Smith η οποία προκύπτει σ_{bA10} \approx 453 N/mm². Έτσι κατά Thum έχουμε

$$\sigma_{bAKN}^{\mathrm{T}} = \frac{\sigma_{\sigma\nu\gamma\kappa} \cdot b_{o} \cdot b_{s} \cdot b_{2}}{\beta_{kb}} = 412,23\mathrm{N}/\mathrm{mm}^{2}$$

όπου, $\sigma_{\sigma \upsilon \gamma \kappa} = \sigma_{bA10}$, $b_o = 0.91$ συντελεστής μεγέθους για διατομή 30mm, $b_s = 1$ συντελεστής τραχύτητας καθώς η τραχύτητα του άξονα είναι της τάξεως των 0,2μm όπως δίνεται από τον κατασκευαστή. Επίσης μετρήθηκε με τραχύμετρο για επαλήθευση και βρέθηκε 0,223μm. Ο συντελεστής b_2 είναι ο συντελεστής της διατομής και για κυκλική διατομή είναι $b_2 = 1$. Ο συντελεστής εγκοπών $\beta_{kb} = 1$ καθώς δεν υπάρχει εγκοπή.

Επιλέγοντας συντελεστή ασφαλείας (Safety factor) S=3,0 και συντελεστή λειτουργίας (Service factor) $C_B=1$ καθώς έχουμε λειτουργία απλής περιστροφικής μηχανής χωρίς κρουστικά φορτία, προκύπτει

$$\sigma_{\varepsilon\pi}^{T} = \frac{\sigma_{bAKN}^{T}}{S \cdot C_{B}} = 137,41N \,/\,mm^{2}$$

Συγκρίνοντας με τη δυναμική συνιστώσα λόγω του ότι η καταπόνηση είναι γενική προκύπτει

$$\sigma_{vba} = 116,0931N / mm^2 < \sigma_{e\pi}^T = 137,41N / mm^2$$

Η υπαρκτή ασφάλεια της επικίνδυνης διατομής είναι

$$S_{\nu \pi \alpha \rho \kappa \tau \dot{\eta}} = \frac{\sigma_{bAKN}^{T}}{\sigma_{\nu ba} \cdot C_{B}} = 3,492$$

4.3.3 Ελαστική γραμμή άξονα

Για την εύρεση της εξίσωσης της ελαστικής γραμμής είναι απαραίτητο να λυθεί η διαφορική εξίσωση δεύτερης τάξης

$$\frac{d^2 z}{dx^2} = \frac{M(x)}{E \cdot I} \tag{4.3}$$

όπου z η εγκάρσια απόκλιση από την αξονική διεύθυνση του άξονα., x το μήκος του άξονα και M(x) η ροπή κάμψης για κάθε διατομή θέσης x. Το μέτρο ελαστικότητας είναι E=210000N/mm² και η ροπή αδράνειας $I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 30^4}{64} \approx 39760 mm^4$ για κυκλική διατομή. Από την ανάλυση που προηγήθηκε και όπως είναι φανερό από το διάγραμμα καμπτικών ροπών η M(x) λαμβάνει τιμές

$$\begin{aligned} &\Gamma\iota\alpha\ 0 \le x \le l_1 \ \to \ M_{by} = 0 \\ &\Gamma\iota\alpha\ l_1 \le x \le l_1 + l_2 \ \to \ M_{by} = F_R(x - l_1) = 669x - 105339, 3 \ (\text{N} \cdot \text{mm}) \\ &\Gamma\iota\alpha\ l_1 + l_2 \le x \le l_1 + l_2 + l_3 \ \to \ M_{by} = F_R(x - l_1) - F_F(x - l_1 - l_2) = -2796x + 1959157, 2 \ (\text{N} \cdot \text{mm}) \\ &\Gamma\iota\alpha\ l_1 + l_2 + l_3 \le x \le l_1 + l_2 + l_3 + l_4 \ \to \ M_{by} = 0 \end{aligned}$$

Για τα διαστήματα που η M(x) είναι μη μηδενική επιλύεται η διαφορική εξίσωση με αρχικές συνθήκες z(150,7)=0, z(590,7)=0 και (dz/dx)_A= $(dz/dx)_B$, δηλαδή η κλίση της καμπύλης είναι ίδια στο κοινό σημείο των δύο διαστημάτων. Με επίλυση στο Matlab προκύπτει το Σχήμα 4.11.



Σχήμα 4.11 Ελαστική γραμμή λόγω κάμψης

Όπως φαίνεται από το παραπάνω σχήμα η μετατόπιση του ελεύθερου άκρου του άξονα, στην θέση 800mm, και είναι περίπου 1,4mm.

4.4 Εκλογή εξαρτημάτων

4.4.1 Ηλεκτροκινητήρας

Ο ηλεκτροκινητήρας είναι ο Motive Delphi 100L-2 B3 προστασίας IP55. Ασύγχρονος τριφασικός ηλεκτροκινητήρας ισχύος 3kW(4Hp) με ονομαστικές στροφές λειτουργίας 3000RPM και πραγματικές 2885RPM. Ωστόσο, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, με την χρήση Inverter λειτουργεί στις 2400RPM ώστε να δώσει συχνότητα περιστροφής 40Hz.

4.4.2 Ελαστικός σύνδεσμος – Κόμπλερ

Η ανάγκη για ανεκτικότητα στις γωνιακές αποκλίσεις λόγω ευθυγράμμισης της κατασκευής οδηγεί τον σχεδιασμό στην εκλογή ενός εύκαμπτου κόμπλερ τύπου donut ή FFX με taper bush. Αυτό έχει την δυνατότητα γωνιακής απόκλισης έως 4° από τη θέση ευθυγράμμισης. Επιλέγεται να χρησιμοποιηθεί κόμπλερ της εταιρίας Challenge τύπου FFX.



Σχήμα 4.12 Κόμπλερ FFX με δυνατότητα γωνιακής απόκλισης

Ουσιαστικά, επειδή η μεταφερόμενη ισχύς έχει μικρή τιμή (3kW) και δεν μεταδίδεται με κάποιο στοιχείο μετάδοσης ισχύος, θα ήταν λογική η εκλογή του μικρότερου κόμπλερ (FFX 040) το οποίο είναι ικανό να μεταφέρει περίπου 7kW στις 2400RPM. Ωστόσο οι μπούσες που είναι συμβατές με το FFX 040 είναι οι 1008 οι οποίες δεν διατίθενται με οπές 30mm. Έτσι αναγκαζόμαστε να ανέβουμε κατηγορία κόμπλερ. Λόγω της ύπαρξης των taper bush 1610, από μέρους του εργαστηρίου, επιλέγεται το FFX 060 το οποίο είναι συμβατό με αυτές. Το FFX 060 είναι ικανό να μεταφέρει περίπου 39kW στις 2400RPM.

4.4.3 Έδρανα κύλισης

Για την επιλογή των εδράνων κύλισης λαμβάνονται υπόψη δύο παράγοντες. Ο πρώτος είναι η επιλογή διαφορετικών εδράνων στις εδράσεις Front και Rear με σκοπό την διακριτοποίηση των χαρακτηριστικών συχνοτήτων του ενός ή του αλλού. Ο δεύτερος παράγοντας αφορά την ευκολία τοποθέτησης αλλά και την ανοχή σε γωνιακές αποκλίσεις ευθυγράμμισης. Έτσι επιλέγεται να χρησιμοποιηθούν αυτορυθμιζόμενα ένσφαιρα έδρανα (self-aligning ball bearings) της εταιρίας SKF.



Σχήμα 4.13 Αυτορυθμιζόμενο ένσφαιρο έδρανο

Για ευκολία τοποθέτησης αλλά και για καλή σύσφιξη εδράνου άξονα επιλέγονται έδρανα με κωνική οπή και adapter sleeve. Οι φωλεές των ρουλεμάν είναι οι SKF SNL 507-606.



Σχήμα 4.14 Έδρανο με adapter sleeve



Σχήμα 4.15 Φωλεά SNL plummer Block

Συνεπώς επιλέγεται το έδρανο SKF 1207 EKTN9+H207 για την έδραση Front (το οποίο αποτελεί και πειραματικό δοκίμιο), το έδρανο SKF 2207 EKTN9+H307 για την έδραση Rear και οι φωλεές SKF SNL 507-606 με τα συνοδευτικά εξαρτήματα (τσιμούχες, δακτύλιοι).

4.4.4 Ιδιοκατασκευή επιβολής ακτινικού φορτίου

Βασική προϋπόθεση της επιβολής του φορτίου είναι η παρακολούθηση της τιμής του σε πραγματικό χρόνο. Έτσι αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί ο διατιθέμενος ηλεκτρονικός ζυγός (Σχήμα 4.17) σε συνδυασμό με την γερανογέφυρα του εργαστηρίου. Έτσι μέσω μηχανισμού τροχαλίας-συρματόσχοινου μπορεί να μεταφερθεί στον άξονα. Η προσαρμογή του φορτίου στον άξονα γίνεται με ρουλεμάν SKF YSA 207-2FK H2307 (με adapter sleeve) και ειδικού τύπου φλάντζα (flange unit) SKF PF 72 στην οποία προσαρμόζεται το συρματόσχοινο. Για καλύτερη κατανόηση των παραπάνω παρατίθεται το σκαρίφημα του Σχήματος 4.16.



Σχήμα 4.16 Ιδιοκατασκευή επιβολής ακτινικού φορτίου

Όπως φαίνεται στο σχήμα η τροχαλία συνδέεται μέσω θηλυκού κρίκου ανάρτησης, με κοχλιωτή πάκτωση στο έδαφος.



Σχήμα 4.17 Ηλεκτρονικός ζυγός γερανογέφυρας

Εκλογή εξαρτημάτων ιδιοκατασκευής

Η ιδιοκατασκευή σχεδιάζεται για να προσδίδει φορτίο 285kgf ή 2796N. Συγκεκριμένα λοιπόν επιλέγονται τα ακόλουθα υλικά για την κατασκευή της.

- Συρματόσχοινο 6x19 γενικής χρήσης πάχους 8mm (5/16) με φορτίο ασφαλούς λειτουργίας 985kgf.
- Δύο ναυτικά κλειδιά τύπου D, ονομαστικού μεγέθους 5/16 inches με φορτίο ασφαλούς λειτουργίας 750kgf.
- Δύο ναυτικά κλειδιά τύπου D, ονομαστικού μεγέθους 3/8 inches με φορτίο ασφαλούς λειτουργίας 1000kgf.
- Τροχαλία τύπου GMI block, μεγέθους 3 inches με φορτίο ασφαλούς λειτουργίας 400kgf.
- Θηλυκός κρίκος ανάρτησης με σπείρωμα M16 και φορτίο ασφαλούς λειτουργίας 700kgf.
- Έδρανο SKF YSA 207-2FK H2307 με adapter sleeve.
- Φλάντζα SKF Flange Unit PF72 πρεσαριστού χάλυβα.

Συνεπώς όλα τα στοιχεία της ιδιοκατασκευής, επιλέγονται έτσι ώστε να βρίσκονται εντός των ορίων ασφαλούς λειτουργίας. Στο Παράρτημα Α βρίσκονται οι κατάλογοι όλων των εξαρτημάτων της πειραματικής διάταξης.

4.5 Σκαρίφημα πειραματικής διάταξης

Το σκαρίφημα της πειραματικής διάταξης έγινε σε μορφή 3D CAD, με χρήση του σχεδιαστικού πακέτου DS SolidWorks 2012 και φαίνεται στο Σχήμα 4.18.



Σχήμα 4.18 Σκαρίφημα 3D πειραματικής διάταξης



Σχήμα 4.19 Απεικόνιση άξονα και εδράσεων

4.6 Υπολογισμός διάρκειας ζωής εδράνων κύλισης

Ο υπολογισμός της ονομαστικής διάρκειας ζωής των εδράνων κύλισης για τις εκάστοτε συνθήκες λειτουργίας γίνεται σύμφωνα με την μεθοδολογία που περιγράφεται στο ISO 281 και αναφέρθηκε στην ενότητα 3.6.6. Συνήθως οι κατασκευαστές των εδράνων παρέχουν υπολογιστικές μικροεφαρμογές στις ιστοσελίδες τους με σκοπό των υπολογισμό της διάρκειας ζωής των εδράνων λαμβάνοντας υπόψη και την τροποποιημένη διάρκεια ζωής (ενότητα 3.6.7). Στην συνέχεια ακολουθεί αναλυτικά ο υπολογισμός της διάρκειας ζωής του εδράνου Front, το οποίο είναι και πειραματικό δοκίμιο, και έπειτα παρατίθεται πίνακας με την διάρκεια ζωής των υπολοίπων εδράνων της διάταξης.

4.6.1 Υπολογισμός διάρκειας ζωής εδράνου SKF 1207 EKTN9

Οι συνθήκες λειτουργίας του εδράνου κύλισης SKF 1207 EKTN9 (Front) είναι ότι στρέφεται με 2400RPM και ότι δέχεται ακτινικό φορτίο περίπου 3500N όπως υπολογίστηκε παραπάνω. Από τον κατάλογο του εδράνου έχουμε

- C = 19000N (βασικό δυναμικό φορτίο)
- Co = 6000N (μέγιστο επιτρεπόμενο στατικό φορτίο)
- e = 0,23

Ο συντελεστής ε μπορεί να υπολογιστεί και από το ISO 281. Για αυτορυθμιζόμενα έδρανα (self-aligning) είναι $e = 1,5 \tan a$. Όπου α είναι η ονομαστική γωνία επαφής. Επειδή δεν υπάρχει η γνώση γεωμετρικών στοιχείων για τα ρουλεμάν η εκάστοτε εταιρία κατασκευής είναι υποχρεωμένη να δίνει τους απαραίτητους συντελεστές για τους υπολογισμούς.

Τα φορτία του εδράνου είναι $F_{axial}=0$ και $F_{radial}=3500$ N, συνεπώς ο λόγος αξονικού προς ακτινικό φορτίο είναι

$$\frac{F_{axial}}{F_{radial}} = \frac{0}{3500} = 0$$

Και επειδή

$$\frac{F_{axial}}{F_{radial}} \le e \tag{4.4}$$

προσδιορίζονται οι συντελεστές X = 1 και $Y = 0,42 \cot a$. Επειδή δεν είναι γνωστό το γεωμετρικό στοιχείο της ονομαστικής γωνίας επαφής από τον κατάλογο της SKF έχουμε Y=2,7 για την συγκεκριμένη περίπτωση της εξίσωσης (4.4). Έτσι, προσδιορίζεται το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο.

$$P = X \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial} = 3500N$$

Η διάρκεια ζωής του εδράνου, με βάση τη σχέση (3.71) και όσα αναφέρθηκαν στην ενότητα 3.6.6, είναι

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{k} = \left(\frac{19000}{3500}\right)^{3} = 159,98 \simeq 160 \ \epsilon \kappa \alpha \tau o \mu \mu \delta \rho i \alpha \ \pi \epsilon \rho i \sigma \tau \rho o \phi \epsilon \varsigma$$

Υπολογίζοντας την σε ώρες είναι

$$L_{h} = \frac{L_{10} \cdot 10^{6}}{60 \cdot n} = \frac{160 \cdot 10^{6}}{60 \cdot 2400} = 1110 \text{ hours}$$

4.6.2 Διάρκεια ζωής εδράνων πειραματικής διάταξης

Αντίστοιχοι υπολογισμοί και για τα υπόλοιπα έδρανα δίνουν τις τιμές του παρακάτω πίνακα

Πίνακας 4.1 Διάρκεια ζωής εδράνων πειραματικής διάταξης

	SKF 1207 EKTN9 "Front"	SKF 2207 EKTN9 "Rear"	SKF YSA 207-2FK "Φορτίο"
Βασικό δυναμικό φορτίο	19000N	307000N	25500N
Μέγιστο επιτρεπόμενο στατικό φορτίο	6000N	8800N	15300N
Πραγματικό φορτίο (ακτινικό)	~3500N	~700N	~2800N
Διάρκεια ζωής L ₁₀	160 mrev	84400 mrev	760 mrev
Διάρκεια ζωής L _h (στις 2400RPM)	1110 hours	585800 hours	5250 hours

4.7 Κρίσιμος αριθμός στροφών

Οι περιστρεφόμενοι άξονες σε ορισμένες ταχύτητες παρουσιάζουν αστάθεια και μεγάλο εύρος ταλάντωσης που έχει σαν αποτέλεσμα την ανάπτυξη μεγάλων τάσεων που είναι ικανές να οδηγήσουν σε αστοχία τον άξονα. Το μεγάλο εύρος ταλάντωσης οφείλεται στο ότι η συχνότητα περιστροφής προσεγγίζει κάποια ιδιοσυχνότητα του άξονα. Στον σχεδιασμό περιστρεφόμενων μηχανών υπολογίζεται η πρώτη ιδιοσυχνότητα του άξονα η οποία ονομάζεται και κρίσιμος αριθμός στροφών. Ο κρίσιμος αριθμός στροφών υπολογίζεται μόνο από τις αναρτώμενες μάζες που βρίσκονται κατά μήκος του άξονα και συγκεκριμένα από το βέλος κάμψης που αυτές προκαλούν. Για τον προσδιορισμό του χρησιμοποιούνται βασικά δύο προσεγγιστικές μέθοδοι. Η μέθοδος του Rayleigh και η μέθοδος του Dunkerley. Στην παρούσα ενότητα χρησιμοποιείται η μέθοδος Rayleigh για τον προσδιορισμό στροφών. Αντίθετα η μέθοδος του Dunkerley τον υποεκτιμά. Η εξίσωση του Rayleigh είναι

$$n_{critical} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g \sum F_i z_i}{\sum F_i z_i^2}}$$
(4.5)

όπου n_{critical} ο κρίσιμος αριθμός στροφών σε RPM, F το βάρος της αναρτώμενης μάζας σε N, g η επιτάχυνση της βαρύτητας (9,81 m/sec²) και z το βέλος κάμψης σε m στον κατακόρυφο άξονα που προκαλεί κάθε μάζα. Η εξίσωση του Rayleigh αγνοεί το ίδιο

βάρος του άξονα, την απόσβεση του υλικού, την ελαστικότητα των εδράνων και θεωρεί τα φορτία ως συγκεντρωμένα στο σημείο εφαρμογής τους.

Για την πειραματική διάταξη, υπολογίζουμε τον κρίσιμο αριθμό στροφών του άξονα με βάση την αναρτώμενη μάζα του κόμπλερ και την αναρτώμενη μάζα του συστήματος εδράνου YSA 207-2FK και φλάντζας PF72. Το βάρος των δύο μαζών είναι περίπου 2kg έκαστης όπως προκύπτει από τους καταλόγους. Υπολογίζουμε το βέλος κάμψης σύμφωνα με την προσεγγιστική σχέση (y_{max}) της μονοπροέχουσας δοκού όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.20.



Σχήμα 4.20 Βέλος κάμψης μονοπροέχουσας δοκού

Έτσι προκύπτει

$$z_{flange} = 6,255 \cdot 10^{-6} m$$

$$z_{coupling} = 1,246 \cdot 10^{-5} m$$

Αντικαθιστώντας στη σχέση (4.5) προκύπτει

$$n_{critical} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g\left[\left(19,62N\cdot6,255\cdot10^{-6}\,m\right) + \left(19,62n\cdot1,246\cdot10^{-5}\,m\right)\right]}{\left[\left(19,62N\cdot\left(6,255\cdot10^{-6}\,m\right)^{2}\right) + \left(19,62n\cdot\left(1,246\cdot10^{-5}\,m\right)^{2}\right)\right]}}$$
$$\Rightarrow n_{critical} = 9279RPM$$

Για να θεωρείται ασφαλής η λειτουργία του συστήματος, πρέπει οι στροφές λειτουργίας να βρίσκονται σε μια περιοχή ± ενός ποσοστού % του κρίσιμου αριθμού στροφών. Αυτό το ποσοστό ποικίλει ανάμεσα σε διάφορους συγγραφείς. Άλλοι αναφέρουν πως πρέπει να είναι ±25%, άλλοι ±40% και άλλοι ±50% του κρίσιμου αριθμού στροφών [1], [22]. Στην προκειμένη περίπτωση λειτουργίας της πειραματικής διάταξης οι 2400RPM είναι περίπου 74% κάτω από τον κρίσιμο αριθμό στροφών.

4.8 Συχνότητες αναμονής βλαβών εδράνων κύλισης

Οι συχνότητες αναμονής βλαβών (χαρακτηριστικές συχνότητες) των εδράνων κύλισης υπολογίζονται με βάση γεωμετρικά χαρακτηριστικά των εδράνων όπως αναφέρθηκε στην ενότητα 3.9. Επειδή στις πρακτικές εφαρμογές δεν είναι δυνατή η μέτρηση αυτών των γεωμετρικών χαρακτηριστικών οι εταιρίες κατασκευής ρουλεμάν υποχρεούνται να δίνουν τις χαρακτηριστικές συχνότητες για κάθε έδρανο. Στον Πίνακα 4.2 φαίνονται οι χαρακτηριστικές συχνότητες των εδράνων κύλισης της πειραματικής διάταξης όπως δίνονται από την SKF.

	SKF 1207 EKTN9 "Front"	SKF 2207 EKTN9 "Rear"	SKF YSA 207- 2FK "Φορτίο"	SKF 6206 ZZ "H/K"
Shaft speed	40 Hz	40 Hz	40 Hz	40 Hz
frequency				
BPFI	349 Hz	290 Hz	217 Hz	217 Hz
BPFO	251 Hz	190 Hz	143 Hz	143 Hz
FTF	16,8 Hz	15,8 Hz	15,8 Hz	15,9 Hz
BSF	119 Hz	89,1 Hz	92,1 Hz	92,4 Hz
2xBSF	238 Hz	178 Hz	184 Hz	185 Hz

Πίνακας 4.2 Συχνότητες αναμονής βλαβών εδράνων πειραματικής διάταξης

4.9 Κατασκευή πειραματικής διάταξης

Για την κατασκευή της πειραματικής διάταξης, λήφθηκαν υπόψη θέματα που αφορούν την ευκολία εναλλαγής των εδράνων/δοκιμίων της έδρασης Front, την ευκολία τοποθέτησης συσκευών περιμετρικά του άζονα (όπως η συσκευή ευθυγράμμισης) και η όσο το δυνατόν μείωση του μήκους του ελεύθερου άκρου του άξονα. Να σημειωθεί πως ο υπολογισμός και ο σχεδιασμός που προηγήθηκε, έγινε σε συνδυασμό με μετρήσεις και δοκιμαστικές εφαρμογές (πριν την κύρια τοποθέτηση) επί των πραγματικών υλικών. Έτσι αρχικά στη κενή βάση από οπλισμένο σκυρόδεμα τοποθετήθηκαν τα προφίλ Π, στα οποία είχαν ανοιχτεί οι κατάλληλες οπές για το πέρασμα των κοχλιών συγκράτησης, ώστε η κατασκευή να αποκτήσει το επιθυμητό ύψος που θα έφερνε σε μια αρχική ευθυγράμμιση τον ρότορα του ηλεκτροκινητήρα με τον κύριο άξονα. Έπειτα τοποθετήθηκε ο ηλεκτροκινητήρας ο οποίος στερεώθηκε με κοχλίες επάνω στα προφίλ Π και στον ρότορα του τοποθετήθηκε με τη χρήση taper bush 1610 το κόμπλερ. Πριν τη συναρμολόγηση του άξονα στη διάταξη, τοποθετήθηκαν οι φωλεές των ρουλεμάν στα προφίλ και προσαρμόστηκε το δεύτερο μισό κομμάτι του κόμπλερ πάλι με χρήση taper bush 1610. Ο άξονας μαζί με τα ρουλεμάν συναρμολογήθηκαν στην υπόλοιπη διάταξη και έπειτα περάστηκε ο ελαστικός σύνδεσμος του κόμπλερ. Τέλος περάστηκε στον άξονα η ιδιοκατασκευή επιβολής φορτίου μέσω του ρουλεμάν YSA 207-2FK. Αφού όλα τα εξαρτήματα βρέθηκαν στις προδιαγεγραμμένες θέσεις συσφίχτηκαν, με γαντζόκλειδο, τα adapter sleeve όλων των εδράνων και περάστηκαν οι ασφάλειές τους.



Σχήμα 4.21 Στιγμιότυπο από το κλείσιμο των φωλεών SNL 507-606

Αφού συναρμολογήθηκαν όλα τα εξαρτήματα, έγινε ευθυγράμμιση ακριβείας στην διάταξη με χρήση συσκευής laser.



Σχήμα 4.22 Ευθυγράμμιση αξόνων



Σχήμα 4.23 Στιγμιότυπο ένδειξής της συσκευής Easy-Laser

Για τις διορθωτικές κινήσεις που απαιτήθηκαν ώστε να γίνει η προσέγγιση της σωστής ευθυγράμμισης χρησιμοποιήθηκαν filler της SKF των 0,5mm, 1mm και 2mm.



Σχήμα 4.24 SKF fillers

Η εύκολη συναρμολόγηση και αποσυναρμολόγηση της ιδιοσκευής επιβολής φορτίου στον άξονα, λόγω της χρήσης adapter sleeve διευκολύνει σε μεγάλο βαθμό την εναλλαγή μεταξύ των ρουλεμάν/δοκιμίων Front. Επίσης η χρήση του ηλεκτρονικού ζυγού για την συνεχή παρακολούθηση του φορτίου λειτουργίας δίνει την πληροφορία για τυχόν αύξηση ή μείωση της δύναμης ώστε να διατηρείται η προδιαγεγραμμένη τιμή φόρτισης.

Τελικό αποτέλεσμα



Σχήμα 4.25 Πειραματική διάταξη εδράνων κύλισης



Σχήμα 4.26 Τελικό αποτέλεσμα πειραματικής διάταξης
Κεφάλαιο 5 – Πειράματα

5.1 Περιγραφή πειραμάτων

Με χρήση της διάταξης που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 4, εκτελέστηκαν πειράματα ελέγχου της συμπεριφοράς των εδράνων κύλισης και συγκεκριμένα του SKF 1207 EKTN9 (έδρανο Front) με την προσθήκη ρύπων, υπό μορφής σωματιδίων διαφορετικής σκληρότητας και κοκκομετρίας, στο λιπαντικό SKF LGMT3. Οι ρύποι είναι δύο τύπων, σωματίδια από χάλυβα και σωματίδια από κορούνδιο (Al₂O₃). Τα σωματίδια χάλυβα συλλέχθηκαν από χώρους του μηχανουργείου του εργαστηρίου ενώ τα σωματίδια κορουνδίου μας παρασχέθηκαν από την εταιρία Νεοδυναμική ΕΠΕ η οποία εδρεύει στον Ασπρόπυργο Αττικής. Έπειτα στο εργαστήριο Εμπλουτισμού των Μεταλλευμάτων της σχολής Μηχανικών Μεταλλίων Μεταλλουργών οι παραπάνω ρύποι κοσκινίστηκαν, ώστε να κατηγοριοποιηθούν στις κατάλληλες κοκκομετρίες.



Σχήμα 5.1 Κοσκίνισμα σωματιδίων χάλυβα

Όπως φαίνεται και από τον Πίνακα 5.1 τα πειράματα που διεξήχθησαν ήταν συνολικά οκτώ τον αριθμό. Τα τέσσερα με σωματίδια χάλυβα και τα τέσσερα με σωματίδια από κορούνδιο. Η χρονική διάρκεια των πειραμάτων ήταν προκαθορισμένη στις 35 ώρες για τα πειράματα με χάλυβα και στις 14 ώρες για τα πειράματα με κορούνδιο. Σε κάθε πείραμα χρησιμοποιούταν και ένα καινούργιο έδρανο SKF 1207 EKTN9.

Πείραμα	Υλικό	Σκληρότητα	Μέγεθος σωματιδίου [μm]	Μέσο μέγεθος σωματιδίου [μm]
1	Steel	700 HV	62-73	68
2	Steel	700 HV	73-87	80
3	Steel	700 HV	88-104	91
4	Steel	700 HV	105-177	141
5	Al_2O_3	2000 HV	62-73	68
6	Al_2O_3	2000 HV	73-87	80
7	Al_2O_3	2000 HV	88-104	91
8	Al_2O_3	2000 HV	105-177	141

Πίνακας 5.1 Χαρακτηριστικά ρύπων για κάθε πείραμα

Καθ' όλη τη διάρκεια της λειτουργίας υπήρχε σύστημα παρακολούθησης των ταλαντώσεων (Vibration Monitoring), στις εδράσεις Front και Rear. Με το πέρας του εκάστοτε πειράματος το έδρανο/δοκίμιο, αφού καθαριζόταν, τοποθετούνταν σε στερεοσκόπιο στο εργαστήριο Ναυπηγικής Τεχνολογίας – Μονάδα μεταλλουργικού χαρακτηρισμού υλικών της σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, απ' όπου και συλλέγονταν φωτογραφίες της κατάστασης της επιφάνειάς του.

5.2 Εξοπλισμός συλλογής δεδομένων

Για τις μετρήσεις των ταλαντώσεων των εδράνων, χρησιμοποιήθηκαν 2 τριαξονικά επιταχυνσιόμετρα Kistler type 8792A25T τα οποία τοποθετήθηκαν μαγνητικά επάνω στις φωλεές SNL 507-606 (Σχήμα 5.2). Τα επιταχυνσιόμετρα έχουν εύρος μέτρησης ± 25 g και ευαισθησία 200mV/g.



Σχήμα 5.2 Επιταχυνσιόμετρο Kistler type 8792A25T

Τα επιταχυνσιόμετρα συνδέονται με τους αντίστοιχους ενισχυτές Kistler type 5134/5134B οι έξοδοι των οποίων οδηγούνται στην κονσόλα συλλογής δεδομένων HBM MGCplus. Από εκεί, με την χρήση καλωδίου Ethernet τα δεδομένα μεταφέρονταν σε Η/Υ, όπου προβάλλονταν μέσω του software HBM CATMAN. Ταυτόχρονα τα δεδομένα αποθηκεύονταν, σε εξωτερικό σκληρό δίσκο υπό τη μορφή αρχείων ".bin".



Σχήμα 5.3 Μετρητικός εξοπλισμός



Σχήμα 5.4 Στερεοσκόπιο Leica MZ6

Για τον οπτικό έλεγχο της κατάστασης των επιφανειών κύλισης των εδράνων χρησιμοποιήθηκε στερεοσκόπιο Leica MZ6 (Σχήμα 5.4) με ενσωματωμένη ψηφιακή κάμερα Leica DFC295 για την λήψη φωτογραφιών. Καθ' όλη την διάρκεια της λειτουργίας της διάταξης η θερμοκρασία του άξονα, των φωλεών και του εξωτερικού δακτυλίου του εδράνου/δοκιμίου ελέγχονταν με ψηφιακό θερμόμετρο, θερμοστοιχείου K.

5.3 Προετοιμασία πειραμάτων

5.3.1 Προετοιμασία λιπαντικού

Πριν την έναρξη κάθε πειράματος τα έδρανα/δοκίμια καθαρίζονταν από το λάδι συντήρησης και τοποθετούνταν στην φωλεά. Έπειτα συμπληρώνονταν με μίγμα γράσου και σωματιδίων. Το γράσο που χρησιμοποιήθηκε είναι το SKF LGMT3, γράσο ορυκτελαίου με σάπωνα λιθίου, με συνεκτικότητα του βασικού λαδιού (base oil viscosity) 120-130mm²/sec στους 40°C και 12mm²/sec στους 100°C. Όπως φαίνεται στον Πίνακα 5.1 τα σωματίδια που χρησιμοποιήθηκαν για την ρύπανση του γράσου ήταν σωματίδια από χάλυβα με σκληρότητα περίπου στα 700HV και σωματίδια από κορούνδιο με σκληρότητα περίπου 2000HV. Για την επίτευξη όμοιας ογκομετρικής ποσότητας ρύπων-γράσου για κάθε πείραμα, 0,75cm³ ρύπων αναμειγνύονταν με 50 γραμμάρια καθαρού γράσου. Αυτή είναι και η απαιτούμενη ποσότητα γράσου που συστήνει ο κατασκευαστής. Να σημειωθεί πως όλη αυτή ο ποσότητα γράσου δεν περνάει από την επιφάνεια επαφής. Η περισσότερη ποσότητα παραμένει εντός της φωλεάς και μόνο ένα μικρό ποσό γράσου βρίσκεται στα σημεία επαφής. Η πραγματική ποσότητα των σωματιδίων που βρίσκονται στην ζώνη επαφής είναι μόνο ένα ποσοστό την χρησιμοποιούμενης ποσότητας.



Σχήμα 5.5 Ανάμειξη ρύπων-γράσου



Σχήμα 5.6 Λίπανση εδράνου με μείγμα ρύπων-γράσου

5.3.2 Προετοιμασία μετρητικών

Οι αισθητήρες μέτρησης των ταλαντώσεων για τα πειράματα είναι δύο τριαξονικά επιταχυνσιόμετρα τα οποία τοποθετήθηκαν μαγνητικά επάνω στις φωλεές των εδράσεων Front και Rear.



Σχήμα 5.7 Επιταχυνσιόμετρα στις δύο εδράσεις

samples πεί ραμα

samples

πεί ραμα

Τα τριαξονικά επιταχυνσιόμετρα Kistler 8792A25 βγάζουν ως έξοδο 3 κανάλια μέτρησης, ένα για κάθε άξονα. Το σήμα από κάθε κανάλι ενισχύεται, στους ενισχυτές Kistler 5134/5134B, και οδηγείται στην κονσόλα συλλογής δεδομένων. Συνεπώς για τα πειράματα που διεξήχθησαν τα κανάλια των δεδομένων ήταν συνολικά 7. Συγκεκριμένα στον Πίνακα 5.2 φαίνεται η αντιστοιχία καναλιού-μέτρησης έτσι όπως ρυθμίστηκαν για την εκτέλεση των πειραμάτων.

# Channel	Μέτρηση
Channel 1	Time
Channel 2	Accelerometer Front – X Axis
Channel 3	Accelerometer Front – Y Axis
Channel 4	Accelerometer Front – Z Axis
Channel 5	Accelerometer Rear – X Axis
Channel 6	Accelerometer Rear – Y Axis
Channel 7	Accelerometer Rear – Z Axis

Πίνακας 5.2 Κανάλια μετρήσεων

Όπου X η (αξονική) διεύθυνση του άξονα, Z η κατακόρυφη διεύθυνση και Y η εγκάρσια. Το κανάλι 1 περιλαμβάνει την μέτρηση του χρόνου και τίθεται by default από την κονσόλα συλλογής δεδομένων HBM MGCplus. Για το κάθε κανάλι η συχνότητα δειγματοληψίας τέθηκε στα 2400 δείγματα/sec (μέγιστη συχνότητα δειγματοληψίας που μπορεί να υποστηρίξει το HBM MGCplus). Η ταχύτητα περιστροφής της πειραματικής διάταξης ήταν 2400RPM (40Hz). Η χρονική διάρκεια των πειραμάτων ήταν 35 ώρες (~5 εκατομμύρια στροφές) για τα πειράματα με χαλύβδινα σωματίδια και 14 ώρες (~2 εκατομμύρια στροφές) για τα πειράματα με κορούνδιο. Λόγω του μεγάλου όγκου των δεδομένων αποφασίστηκε να γίνεται λήψη δείγματος κάθε 6 λεπτά για χρονική διάρκεια ενός λεπτού. Δηλαδή 10 λεπτά μέτρησης την ώρα. Συνεπώς 350 λεπτά μέτρησης για τα πρώτα τέσσερα πειράματα και 140 λεπτά μέτρησης για τα υπόλοιπα. Για κάθε κανάλι μέτρησης ισχύει:

min

Συχνότητα δειγματοληψίας: 2400 samples/sec

Σε 1 min:
$$2400 \frac{samples}{sec} \cdot 60sec = 144000 \frac{samples}{min}$$

Για τα πειράματα 1-4 (35 ώρες): $144000 \frac{samples}{min} \cdot 350 \min = 50.400.000 \cdot$
Για τα πειράματα 5-8 (14 ώρες): $144000 \frac{samples}{min} \cdot 140 \min = 20.160.000 \cdot$

5.4 Εκτίμηση e_C & τροποποιημένη διάρκεια ζωής

Με την προσθήκη ρύπων στο λιπαντικό μεταβάλλεται ο συντελεστής ρυπαρότητας, e_C (contamination factor). Όπως φαίνεται από την σχέση (3.76) η μεταβολή του contamination factor προκαλεί μεταβολή στην υπολογισθείσα διάρκεια ζωής των εδράνων. Ο συντελεστής αυτός παίρνει τιμές από 0 έως 1. Όσο πιο κοντά στο 1 είναι η τιμή του τόσο πιο "καθαρή" είναι η επαφή των σωμάτων. Συνήθως για πρακτικές εφαρμογές εκτιμάτε από τον Πίνακα 5.3 [45].

Πίνακας 5.3	Contamination	factor
-------------	---------------	--------

Level of contamination	ec				
Level of containingtion	$D_{\rm pw}$ < 100 mm	$D_{\rm pw} \geqslant$ 100 mm			
Extreme cleanliness					
Particle size of the order of lubricant film thickness; laboratory conditions	1	1			
High cleanliness					
Oil filtered through extremely fine filter; conditions typical of bearing greased for life and sealed	0,8 to 0,6	0,9 to 0,8			
Normal cleanliness					
Oil filtered through fine filter; conditions typical of bearings greased for life and shielded	0,6 to 0,5	0,8 to 0,6			
Slight contamination	0 5 to 0 3	0.6 to 0.4			
Slight contamination in lubricant	0,5 10 0,5	0,0100,4			
Typical contamination					
Conditions typical of bearings without integral seals; course filtering; wear particles and ingress from surroundings	0,3 to 0,1	0,4 to 0,2			
Severe contamination					
Bearing environment heavily contaminated and bearing arrangement with inadequate sealing	0,1 to 0	0,1 to 0			
Very severe contamination	0	0			

Όπου D_{pw} είναι η μέση διάμετρος του εδράνου. Ωστόσο για εκτίμηση μεγαλύτερης ακρίβειας χρησιμοποιούνται διαγράμματα που υπάρχουν στο ISO 281:2007. Σε αυτά ο contamination factor είναι συνάρτηση της μέσης διαμέτρου του εδράνου και του συντελεστή κατάστασης του λιπαντικού (κ). Ο τελευταίος εξαρτάται από το λιπαντικό, την θερμοκρασία και τις στροφές λειτουργίας [45]. Ωστόσο οι τιμές που δίνει το ISO 281:2007 είναι για σύνηθες ρύπους χάλυβα (~700HV) αναμεμιγμένους με "μαλακότερα" σωματίδια. Τυπικό παράδειγμα αποτελούν ρύποι που προέρχονται από τον κλωβό, την συναρμολόγηση και από το περιβάλλον. Για τον προσδιορισμό του contamination factor σε ακόμα πιο ειδικές περιπτώσεις ρύπων χρησιμοποιούνται σχέσεις που αναφέρονται στο ISO TR 1281-2-2008 [51] και επιλύονται με αριθμητικές μεθόδους. Μια απλοϊκή έκφραση του contamination factor είναι η ακόλουθη [52]

$$e_{C} \approx \frac{\sigma_{\max,\text{clean}}}{\sigma_{\max,\text{contaminated}}}$$
(5.1)

όπου $\sigma_{\max, \text{clean}}$ η μέγιστη τάση που αναπτύσσεται στις επαφές εάν δεν υπήρχαν ρύποι και $\sigma_{\max, \text{contaminated}}$ η μέγιστη τάση επαφών με ρύπους.



Σχήμα 5.8 Επαφή ρύπου-στοιχείων κύλισης

Ο συντελεστής α_{ISO} (σχέσεις 3.75, 3.76) εκτιμάται από διαγράμματα και σχέσεις που βρίσκονται στο ISO 281:2007 ανάλογα με τον τύπο του εδράνου [45].

$$a_{ISO} = f\left(\frac{e_C \cdot C_u}{P}, \kappa\right)$$
(5.2)

Εφόσον προσδιοριστεί, μπορεί να γίνει υπολογισμός της τροποποιημένης διάρκειας ζωής του εδράνου (σχέση 3.75). Για τα πειράματα που διεξήχθησαν τόσο ο contamination factor όσο και ο συντελεστής $a_{\rm ISO}$ του εδράνου SKF 1207 EKTN9, προσδιορίστηκαν μέσω της εφαρμογής SKF Bearing Select η οποία βρίσκεται στην ιστοσελίδα της SKF. Οι υπολογισμοί έγιναν για μέση διάμετρο εδράνου d_m=54mm και θερμοκρασία λειτουργίας 65°C. Για αυτές τις συνθήκες ο συντελεστής του λιπαντικού SKF LGMT 3 προκύπτει κ=3,5. Η τροποποιημένη διάρκεια ζωής, της υπολογισθείσας στην ενότητα 4.6.1, φαίνεται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 5.4 Υπολογισμοί τροποποιημένης διάρκειας ζωής του SKF 1207 EKTN9

Πείραμα	Σκληρότητα σωματιδίου	Μέσο μέγεθος σωματιδίου (μm)	Contamination factor $e_{\rm C}$	Συντελεστής α _{ISO}	Τροποποιημένη διάρκεια ζωής (hours)
1	700HV	68	0,13	0,62	688
2	700HV	80	0,11	0,53	592
3	700HV	91	0,087	0,48	529
4	700HV	141	0,042	0,33	371
5	2000HV	68	0,046	0,35	387
6	2000HV	80	0,037	0,32	350
7	2000HV	91	0,03	0,29	325
8	2000HV	141	0,015	0,23	256

Κεφάλαιο 6 – Αποτελέσματα-Συμπεράσματα

6.1 Αποτελέσματα

Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των 8 πειραμάτων που διεξήχθησαν. Συγκεκριμένα για κάθε πείραμα παρουσιάζεται το διάγραμμα επιτάχυνσης-χρόνου, το διάγραμμα επιτάχυνσης-συχνότητας σε διάφορες χρονικές στιγμές και οι φωτογραφίες των επιφανειών κύλισης των εδράνων. Τα δεδομένα που προέκυψαν από τα επιταχυνσιόμετρα (αρχεία .bin) μεταφέρθηκαν στο Matlab όπου με χρήση της συνάρτησης catman_read.m (συνάρτηση που παρέχεται από την εταιρία HBM) τα αρχεία μετατράπηκαν σε αρχεία .mat, ώστε να μπορούν να επεξεργαστούν μέσω του Matlab. Για όλα τα διαγράμματα επιλέχθηκε να παρουσιαστούν οι τιμές του άξονα μέτρησης Z (κατακόρυφος άξονας) του επιταχυνσιόμετρου Front, καθώς αυτός είναι αντιπροσωπευτικός λόγω της ίδιας διεύθυνσης με αυτής του επιβαλλόμενου φορτίου. Συγκεκριμένα για τα διαγράμματα χρόνου παρουσιάζονται οι RMS τιμές του πλάτους της επιτάχυνσης σε κάθε χρονική στιγμή. Η οριζόντια κόκκινη γραμμή αντιπροσωπεύει το όριο κραδασμών του ISO 10816 για μηχανές Class I. Αυτό μετατράπηκε από ταχύτητα RMS σε επιτάχυνση RMS με χρήση της σχέσης (1.6). Στα διαγράμματα συχνότητας έχει γίνει μετατροπή του σήματος από το πεδίο του χρόνου στο πεδίο συχνότητας, για διάφορες χρονικές στιγμές, μέσω μετασχηματισμού FFT με χρήση της αντίστοιχης συνάρτησης του Matlab. Τέλος για κάθε έδρανο/δοκίμιο παρουσιάζονται φωτογραφίες του εσωτερικού και του εξωτερικού δακτυλίου δίνοντας μια ποιοτική εικόνα για το επίπεδο φθοράς. Στο Σχήμα 6.1 φαίνεται το έδρανο SKF 1207 ΕΚΤΝ9 μετά το πέρας του πρώτου πειράματος.



Σχήμα 6.1 Έδρανο SKF 1207 EKTN9 του πρώτου πειράματος

<u>ПЕІРАМА 1</u>

<u>Ρύπος</u>: Steel (~700HV) <u>Μέσο μέγεθος σωματιδίου</u>: 68μm



Σχήμα 6.2 Πείραμα 1 – Πεδίο χρόνου – Άξονας Ζ

Πείραμα 1 0.03 0.025 X: 25 Y: 251.5 Z: 0.02241 X: 35 Y: 251.5 Z: 0.0214 0.02 Επιτάχυνση [g] 0.015 X: 25 Y: 39.97 Z: 0.01497 0.01 0.005 0 200 400 600 800 Συχνότητα [Hz] 1000 35 30 25 20 15 1200 10 **5** Ì0 Χρόνος [hours]

Σχήμα 6.3 Πείραμα 1 – Πεδίο συχνότητας – Άξονας Ζ



Σχήμα 6.4 Πείραμα 1 – Εσωτερικός δακτύλιος



Σχήμα 6.5 Πείραμα 1 – Εξωτερικός δακτύλιος

<u>ПЕІРАМА 2</u>

<u>Ρύπος</u>: Steel (~700HV) <u>Μέσο μέγεθος σωματιδίου</u>: 80μm



Σχήμα 6.6 Πείραμα 2 – Πεδίο χρόνου – Άξονας Ζ

Πείραμα 2 0.03 0.025 0.02 Επιτάχυνση [g] 0.015 X: 5 Y: 175.5 Z: 0.01559 X: 35 X: 35 Y: 39.98 Z: 0.007543 Y: 175.6 0.009123 0.01 X: 35 Y: 319.9 0.005 ż 0 200 400 600 800 Συχνότητα [Hz] 1000 35 30 25 20 1200 15 10 5 Ò0 Χρόνος [hours]

Σχήμα 6.7 Πείραμα 2 – Πεδίο συχνότητας – Άξονας Ζ



Σχήμα 6.8 Πείραμα 2 – Εσωτερικός δακτύλιος



Σχήμα 6.9 Πείραμα 2 – Εξωτερικός δακτύλιος

<u>ПЕІРАМА З</u>

<u>Ρύπος</u>: Steel (~700HV) <u>Μέσο μέγεθος σωματιδίου</u>: 91μm



Σχήμα 6.10 Πείραμα 3 – Πεδίο χρόνου – Άξονας Ζ

Πείραμα 3 0.03 0.025 0.02 Επιτάχυνση [g] X: 35 Y: 39.97 Z: 0.01065 0.015 X: 35 Y: 174.3 0.01 Z: 0.008756 X: 35 0.005 Y: 319.8 Z: 0.0083 0 200 400 600 Συχνότητα [Hz] 1000 35 30 25 20 15 1200 10 5 Ò Χρόνος [hours]

Σχήμα 6.11 Πείραμα 3 – Πεδίο συχνότητας – Άξονας Ζ



Σχήμα 6.12 Πείραμα 3 – Εσωτερικός δακτύλιος



Σχήμα 6.13 Πείραμα 3 – Εξωτερικός δακτύλιος

<u>ПЕІРАМА 4</u>

<u>Ρύπος</u>: Steel (~700HV) <u>Μέσο μέγεθος σωματιδίου</u>: 141μm



Σχήμα 6.14 Πείραμα 4 – Πεδίο χρόνου – Άξονας Ζ



Σχήμα 6.15 Πείραμα 4 – Πεδίο συχνότητας – Άξονας Ζ



Σχήμα 6.16 Πείραμα 4 – Εσωτερικός δακτύλιος



Σχήμα 6.17 Πείραμα 4 – Εξωτερικός δακτύλιος

<u>ПЕІРАМА 5</u>

<u>Ρύπος</u>: Al₂O₃ (~2000HV) <u>Μέσο μέγεθος σωματιδίου</u>: 68μm



Σχήμα 6.18 Πείραμα 5 – Πεδίο χρόνου – Άξονας Ζ



Σχήμα 6.19 Πείραμα 5 – Πεδίο συχνότητας – Άξονας Ζ



Σχήμα 6.20 Πείραμα 5 – Εσωτερικός δακτύλιος



Σχήμα 6.21 Πείραμα 5 – Εξωτερικός δακτύλιος

<u>ПЕІРАМА 6</u>

<u>Ρύπος</u>: Al₂O₃ (~2000HV) <u>Μέσο μέγεθος σωματιδίου</u>: 80μm



Σχήμα 6.22 Πείραμα 6 – Πεδίο χρόνου – Άξονας Ζ

Πείραμα 6 0.35 0.3 0.25 Επιτάχυνση [g] 251.4 0.2 0.1822 0.15 X: 7 Y: 251.3 Z: 0.106 0.1 0.05 0 200 400 600 800 1000 12 14 10 Συχνότητα [Hz] 8 1200 6 4 2 Ò0 Χρόνος [hours]

Σχήμα 6.23 Πείραμα 6 – Πεδίο συχνότητας – Άξονας Ζ



Σχήμα 6.24 Πείραμα 6 – Εσωτερικός δακτύλιος



Σχήμα 6.25 Πείραμα 6 – Εξωτερικός δακτύλιος

<u>ПЕІРАМА 7</u>

<u>Ρύπος</u>: Al₂O₃ (~2000HV) <u>Μέσο μέγεθος σωματιδίου</u>: 91μm



Σχήμα 6.26 Πείραμα 7 – Πεδίο χρόνου – Άξονας Ζ

Πείραμα 7 0.35 0.3 0.25 Επιτάχυνση [g] 0.2 0.15 0.1 0.05 0 200 400 600 800 Συχνότητα [Hz] 1000 12 14 10 8 1200 6 2 0 Χρόνος [hours]

Σχήμα 6.27 Πείραμα 7 – Πεδίο συχνότητας – Άξονας Ζ



Σχήμα 6.28 Πείραμα 7 – Εσωτερικός δακτύλιος



Σχήμα 6.29 Πείραμα 7 – Εξωτερικός δακτύλιος

<u>ПЕІРАМА 8</u>

<u>Ρύπος</u>: Al₂O₃ (~2000HV) <u>Μέσο μέγεθος σωματιδίου</u>: 141μm



Σχήμα 6.30 Πείραμα 8 – Πεδίο χρόνου – Άξονας Ζ

Πείραμα 8 0.35 0.3 0.25 Επιτάχυνση [g] X: 14 0.2 388.1 Z: 0.1916 0.15 X: 14 Y: 348.2 Z: 0.08879 388. 0.1 Y: 348.2 Z: 0.0981 7 0.1103 0.05 0 200 400 600 800 Συχνότητα [Hz] 1000 12 14 10 8 6 1200 2 Ò Χρόνος [hours]

Σχήμα 6.31 Πείραμα 8 – Πεδίο συχνότητας – Άξονας Ζ



Σχήμα 6.32 Πείραμα 8 – Εσωτερικός δακτύλιος



Σχήμα 6.33 Πείραμα 8 – Εξωτερικός δακτύλιος

6.2 Παρατηρήσεις - Συμπεράσματα

6.2.1 Πειράματα με ρύπους χάλυβα

Όπως είναι φανερό από τα δεδομένα που παρουσιάστηκαν, αυξανομένης της κοκκομετρίας του ρύπου, αυξάνεται και η φθορά που προκαλείται στα έδρανα κύλισης. Αυτό συνάδει με τις μετρήσεις ταλαντώσεων του κατακόρυφου άξονα Ζ. Αναλυτικότερα στα πειράματα 1, 2 και 3 το OVERALL σήμα ταλάντωσης βρίσκεται κάτω από τα επιτρεπτά όρια του ISO 10816. Στο πρώτο πείραμα η ανάλυση στο πεδίο συχνότητας δείχνει υψηλή τιμή πλάτους στην συχνότητα 251,5Hz η οποία υποδηλώνει πιθανή αστογία στον εξωτερικό δακτύλιο του εδράνου. Σε όλα τα πειράματα παρουσιάζεται η συχνότητα των 39,9Hz (~40Hz) δηλαδή η συχνότητα περιστροφής του άξονα και σχετίζεται με κραδασμούς λόγω κακής ευθυγράμμισης και λόγω βέλους κάμψης. Στο πείραμα 4 το σήμα ταλάντωσης είναι αισθητά αυξημένο σε σχέση με τα υπόλοιπα πειράματα και έχει ξεπεράσει τα όρια κραδασμών του ISO 10816 για μηχανές Class I. Ωστόσο στο πεδίο συχνότητας δεν διακρίνονται έντονες αμυχές σε συγκεκριμένες χαρακτηριστικές. Τα έντονα peaks που εμφανίζονται στο χρονικό σήμα των πειραμάτων 3 και 4 προέρχονται είτε από επανεκκινήσεις της διάταξης είτε από επιπλέον προσθήκη φορτίου η οποία ήταν απαραίτητη για να διατηρείται η προδιαγεγραμμένη τιμή των 285kgf. Στα πειράματα εμφανίζονται οι συχνότητες 279,8Hz και 319,8Hz οι οποίες εκ πρώτης όψεως δεν φαίνεται να βρίσκονται στις χαρακτηριστικές συγνότητες του Πίνακα 4.2. Ωστόσο αυτές, πιθανών να προέργονται από μεταβολή των χαρακτηριστικών συχνοτήτων BPFI και BPFO λόγω αλλαγής της γωνίας επαφής μεταξύ σφαιρών και δακτυλίων. Να σημειωθεί πως στα αυτορυθμιζόμενα έδρανα κύλισης η γωνία επαφής μπορεί να είναι διαφορετική στον εσωτερικό και στον εξωτερικό δακτύλιο λόγω του διαφορετικού τους σχήματος. Οι αύλακες του εσωτερικού δακτυλίου είναι τύπου βαθειάς αύλακος ενώ το εσωτερικό μέρος του εξωτερικού δακτυλίου είναι σφαιρικός τομέας.

Από τις φωτογραφίες των επιφανειών κύλισης και ιδιαίτερα από αυτές του εξωτερικού δακτυλίου, γίνεται αντιληπτό πως οι ρύποι μικρότερου μεγέθους (πείραμα 1) έχουν προκαλέσει τροχιές φθοράς (scratches) που σχηματίζουν γωνία με την αύλακα κύλισης. Αυτό μπορεί να οφείλεται στο μικρό μέγεθος του ρύπου ο οποίος δεν κατέστη δυνατό να εγκλωβιστεί στην αύλακα και έτσι κάποιες ποσότητες "διέφυγαν" μαζί με το λιπαντικό λόγω έκθλιψης (squeezing). Ωστόσο αυτό δεν παρατηρείται στα υπόλοιπα πειράματα όπου οι τροχιές φθοράς είναι παράλληλες προς της διεύθυνση κύλισης. Στο πείραμα 4, όπου η καταστροφή είναι εμφανώς μεγαλύτερη, εκτός από την φθορά εκτριβής παρατηρείται και τοπική υπερθέρμανση η οποία επιταχύνει τη φθορά. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να δημιουργούνται μικροσυγκολλήσεις ρύπων, ενώ ταυτόχρονα λόγω τοπικής υψηλής θερμοκρασίας το λιπαντικό χάνει τις ιδιότητές του και οξειδώνεται.

6.2.2 Πειράματα με ρύπους κορούνδιου

Όπως είναι αναμενόμενο στα πειράματα με ρύπους από κορούνδιο εμφανίζεται, ακόμα και στις μικρότερες κοκκομετρίες, αυξημένο πλάτος ταλάντωσης που ξεπερνά γρήγορα το όριο του ISO 10816. Αυτό οφείλεται στην μεγαλύτερη σκληρότητα των ρύπων σε σχέση με τους ρύπους χάλυβα. Αναλυτικότερα στο πέμπτο και στο έκτο πείραμα, όπως φαίνεται από το διάγραμμα συχνοτήτων, είναι ξεκάθαρο πως υπάρχει εντοπισμένη ενδεχόμενη αστοχία στον εξωτερικό δακτύλιο, κάτι το οποίο επιβεβαιώνεται και από τις φωτογραφίες. Στο πείραμα 6 παρατηρούνται παρόμοιες τροχιές φθοράς με αυτές του πειράματος 1, κάτι που οδηγεί στο συμπέρασμα ότι μικρότερες κοκκομετρίες μπορούν να διαφύγουν πιο εύκολα από την αύλακα, λόγω του ότι συμπαρασύρονται μαζί με λιπαντικό. Στο έβδομο πείραμα αν και το σήμα ταλάντωσης στο πεδίο του χρόνου παίρνει αρκετά υψηλές τιμές, στο πεδίο συχνοτήτων δεν διακρίνεται κάποια συγκεκριμένη χαρακτηριστική συχνότητα. Αυτό οδηγεί στο συμπέρασμα πως δεν υπάρχει κάποια μεμονωμένη αστοχία στο έδρανο, άλλα μια συνολική φθορά όπως φαίνεται και από τις εικόνες της επιφάνειας. Τέλος στο όγδοο πείραμα η καταστροφή είναι εμφανώς μεγαλύτερη από τα υπόλοιπα πειράματα, λόγω αύξησης της κοκκομετρίας του ρύπου. Αφαίρεση υλικού παρατηρείται όχι μόνο εντός της αύλακας, αλλά και περιφερειακά της.

6.2.3 Γενικά συμπεράσματα

Η επίδραση των σωματιδίων/ρύπων στις επαφές των εδράνων κύλισης εξαρτάται από το μέγεθος και τις μηχανικές ιδιότητές τους όπως η σκληρότητα και η δυσθραυστότητα. Σωματίδια με σκληρότητα ίση ή μεγαλύτερη από την σκληρότητα των επιφανειών κύλισης θεωρούνται "σκληρά" και είναι υπεύθυνα για την πρόκληση φθοράς εκτριβής. Ανάλογα με τις ιδιότητες του υλικού των σωματιδίων (ψαθυρό ή όλκιμο), κατά την επαφή του με τις επιφάνειες των στοιχείων κύλισης και της αύλακας, είτε θραύεται σε μικρότερα κομμάτια είτε παραμορφώνεται πλαστικά. Αναφορικά με το μέγεθος των σωματιδίων φαίνεται πως αυτά με την μικρότερη κοκκομετρία προκαλούν λιγότερη φθορά εν αντιθέσει με τους ρύπους μεγαλύτερού μεγέθους. Ειδικότερα για τους ρύπους που το μέσω μέγεθός τους ξεπερνά τα 100μm (πειράματα 4 & 8) η καταστροφή είναι πολύ έντονη. Η διαφορετική σκληρότητα επέδρασε στον ρυθμό φθοράς, επαληθεύοντας το Σχήμα 2.14. Για τα πειράματα με χάλυβα ο λόγος σκληρότητας είναι r≈1 ενώ για τα πειράματα με κορούνδιο r≈0,35. Έτσι προκύπτει ότι ο ρυθμός φθοράς είναι μεγαλύτερος στα δεύτερα, κάτι που επαληθεύεται και πειραματικά, παρόλο που η διάρκεια των πειραμάτων 5-8 ήταν μικρότερη. Εκτός της μηγανικής δράσης των ρύπων, σημαντικός παράγοντας για την καταστροφή των επιφανειών είναι και η εμφάνιση τοπικά υψηλών τιμών θερμοκρασίας λόγω της αναπτυχθείσας θερμότητας εκ τριβής.

Συγκρίνοντας με τις τιμές του Πίνακα 5.4 είναι φανερό πως η πρόβλεψη της τροποποιημένης διάρκειας ζωής είναι μάλλον υπεραισιόδοξη. Ακόμη και στην περίπτωση που ο συντελεστής ρυπαρότητας τεθεί $e_c=0$, από το ISO 281:2007 [45] προκύπτει ο συντελεστής $a_{ISO}=0,1$. Από τη σχέση 3.75 η τροποποιημένη διάρκεια ζωής του εδράνου για αυτές τις τιμές είναι 111 ώρες η οποία φαίνεται πιθανό να μπορεί να επιτευχθεί μόνο στα πρώτα δύο πειράματα που ούτε το χρονικό σήμα ταλάντωσης είναι εκτός των ορίων του ISO 10816, ούτε οι φωτογραφίες της επιφάνειας δείχνουν μεγάλη καταστροφή των εδράνων. Τα παραπάνω μας οδηγούν στο συμπέρασμα πως ο υπολογισμός της τροποποιημένης διάρκειας ζωής και συγκεκριμένα η επίδραση του contamination factor e_C στον συντελεστή a_{ISO} , δεν δίνει ρεαλιστικά αποτελέσματα για ακραίες συνθήκες εισχώρησης ξένων σωμάτων όπως αυτές των πειραμάτων. Αυτό συμβαίνει γιατί στον υπολογισμό των παραπάνω συντελεστών δεν λαμβάνετε υπόψη η συγκέντρωση των ρύπων στο λιπαντικό αλλά και το πως τα χαρακτηριστικά του ρύπου (σκληρότητα και κοκκομετρία) επιδρούν στον ρυθμό φθοράς.

6.3 Επίλογος και μελλοντική έρευνα

Όπως είναι φανερό, τα ξένα σώματα υπό τη μορφή σωματιδιακών ρύπων είναι δυνατόν να προκαλέσουν σοβαρές βλάβες στον μηχανολογικό εξοπλισμό και ιδιαίτερα στα έδρανα κύλισης. Ρύποι διαφόρων γεωμετρικών χαρακτηριστικών και μηχανικών ιδιοτήτων υπάρχουν σε όλους σχεδόν τους βιομηχανικούς χώρους με αποτέλεσμα, εάν βρεθούν σε επαφή με κινούμενες επιφάνειες να επιταχύνουν τους ρυθμούς φθοράς, μειώνοντας την ωφέλιμη διάρκεια ζωής των συστημάτων. Η διατήρηση των μηχανολογικών συστημάτων αλλά και των λιπαντικών σε όσο το δυνατόν πιο "καθαρά" επίπεδα πρέπει να είναι άμεση προτεραιότητα του τομέα συντήρησης μιας βιομηχανικής μονάδας καθώς η καθαριότητα των μηχανών είναι καταλυτικός παράγοντας για την αύξηση της αξιοπιστίας τους.

Σε αυτή την εργασία έγινε μια γενική προσέγγιση του φαινομένου της επίδρασης των σωματιδιακών ρύπων στις επαφές εδράνων κύλισης, χωρίς απομόνωση επιμέρους παραγόντων. Σε μελλοντική έρευνα θα μπορούσαν να γίνουν τα εξής:

Πειραματική μελέτη

- Βελτίωση της πειραματικής διάταξης εδράνων κύλισης με την προσθήκη ηλεκτροκινητήρα συνεχούς ρεύματος για αύξηση των στροφών με ταυτόχρονη μείωση του επιβαλλόμενου φορτίου.
- Επιβολή φορτίου με χρήση υδραυλικού actuator.
- Χρήση ένσφαιρων εδράνων βαθειάς αύλακος, λόγω γεωμετρικής απλότητας και ευκολότερης μοντελοποίησης σε συνάρτηση με την υπάρχουσα θεωρία. Για εύκολη συναρμολόγηση-αποσυναρμολόγηση προτείνονται ένσφαιρα έδρανα βαθειάς αύλακος με κωνική οπή ώστε να μπορούν να δεχθούν adapter sleeve (μόνο κατόπιν παραγγελίας).
- Πειράματα και διακοπτόμενης και συνεχούς λειτουργίας με σκοπό την σύγκριση των αποτελεσμάτων, και των εντοπισμό διαφορών.
- Απομόνωση παραμέτρων σε ότι αφορά τους ρύπους.

Θεωρητική μελέτη

- Μελέτη στο πεδίο της μηχανικής των επαφών για συστήματα φθοράς εκτριβής.
- Βελτίωση του μοντέλου πρόβλεψης της τροποποιημένης διάρκειας ζωής των εδράνων κύλισης και ειδικότερα του συντελεστή a_{ISO}, λαμβάνοντας υπόψη την ποσότητα των ρύπων, την σκληρότητα, και τα γεωμετρικά τους χαρακτηριστικά σε συνδυασμό με τα ήδη υπάρχον θεωρητικά μοντέλα φθοράς εκτριβής και ελαστοϋδροδυναμικής λίπανσης.
- Μοντελοποίηση επαφών με την παρεμβολή σωματιδιακών ρύπων. Είτε αναλυτικά, είτε με χρήση πεπερασμένων στοιχείων.

Παράρτημα Α - Κατάλογοι εξαρτημάτων

Παρακάτω, παρουσιάζονται οι κατάλογοι των εξαρτημάτων που χρησιμοποιήθηκαν για την κατασκευή της πειραματικής διάταξης εδράνων κύλισης. Συγκεκριμένα τα βασικά εξαρτήματα είναι:

- Ηλεκτροκινητήρας Motive 100L-2
- Άξονας X46Cr13 διαμέτρου 30mm
- Coupling FFX060F της εταιρίας Challenge
- Έδρανο SKF 2207 EKTN9+H207
- Έδρανα SKF 1207 EKTN9+H307
- Έδρανο SKF YSA 207-2FK+H2307
- Flange Unit SKF PF72
- Housings SKF SNL 507-606
- Τροχαλία GMI block
- Θηλυκός κρίκος ανάρτησης Μ16
- Ναυτικά κλειδιά (shackles) 5/16 & 3/8

2 Poles asynchronous speed 3000 rpm

IE2, high efficiency class IE 60034-30

KW	HP	Туре	rpm	In (A)	ls (A)	ls 	Cn (Nm)	Cs (Nm)		Cmax (Nm)	Cmax	100%	η%	50%	min	Pwr.	Fact.cos	φ 50%	ΔT	LwA	J Kam ²	Kg
3	4	1001-2	2882	594	38.10	64	9.94	23.70	24	19.75	20	84.7	85.4	83.0	84.6	0.86	0.81	0.70	78	76	0.00290	25.0
0	-	TOOLE	LUUL	0,04	00,10	0,4	0,04	20,70	- m, - r	10,70	2,0	04,7	00,4	0,00	04,0	0,00	0,01	0,70	10	70	0,00200	20,0

Σχήμα Α.1 Ηλεκτροκινητήρας Motive 100L-2

LINEAR SHAFTS

X46CR13 W.NR. 1.4034

Chemical Analysis	5				
C %	Si%	Mn%	P %	S %	Cr%
0,43 - 0,50	1,00 max	1,00 max	0,040 max	0,015 max	12,5 - 14,5
± 0.03	± 0.05	± 0.03	± 0.05	± 0.03	± 0.15

Mechanical Properties

	Peeled Hot Rolled EN 10088-3: 2005									
R N/mm²	Rp 0.2 N/mm² min	A% min	НВ							
840 - 950	650 - 800	7	260 - 305							

Manufacturing Programm

Diameter mm	Weight Kg/m	Toll. ISO h6 µ	Length mm	Surface Hard. HRC	Hard Depth mm	Straightness mm/m	Roundness µ	Conicity µ	Surface Finish µ RA
30	5,55	0 - 16	6200 / 6500	53 - 55	0,9 / 1,8	0,2	3 max	3 max	0,20 / 0,25

Σχήμα Α.2 Άξονας Χ46Cr13

Couplings

FFX Tyre Coupling Selection

FFX Tyre Coupling Data



FFX Tyre Coupling Data

Coupling	Bush	Max	Bore	Pilot	ilot				Types F & H		Туре В		Weight#
Size	Size	Metric	Inch	Bore	A	В	С	M *	F	D	F	D	kg
060B	-	45	-	18	165	103	124.5	16.5	-	-	55	38.5	2.10
060F	1610	42	1.5/8"	-	165	103	124.5	16.5	41.5	25			2.10
060H	1610	42	1.5/8"	-	165	103	124.5	16.5	41.5	25			2.10

Table 2, Power Ratings (kW)

Rotational speed in rev/min	FFX 40	FFX 50	FFX 60	FFX 70	FFX 80	FFX 90	FFX 100	FFX 110	FFX 120	FFX 140	FFX 160	FFX 180	FFX 200	FFX 220	FFX 250
100	0.28	0.87	1.58	2.59	4.06	5.16	6.83	9.09	14.2	26.7	41.8	65.4	96.8	120	154
500	1.41	4.36	7.88	12.9	20.2	25.7	34.1	45.4	71.4	134	209	327	484	601	767
700	1.97	6.10	11.0	18.1	28.4	36.0	47.7	63.6	99.8	187	292	458	678	842	1074
720	2.02	6.26	11.3	18.6	29.2	37.1	49.1	65.4	103	192	301	471	697	866	1104
800	2.25	6.97	12.5	20.7	32.4	41.2	54.5	72.3	114	214	334	523	775	962	1227
900	2.53	7.84	14.1	23.3	36.5	46.3	61.4	81.8	128	241	376	589	872	1082	1380
960	2.69	8.36	15.1	24.8	38.9	49.4	65.5	87.3	137	257	401	628	929	1154	1472
1000	2.81	8.71	15.7	25.9	40.6	51.5	68.2	90.9	143	267	419	655	968	1203	1534
1200	3.37	10.4	18.9	31.0	48.6	61.8	81.8	109	171	321	502	785	1162	-	-
1400	3.93	12.2	22.0	36.2	56.8	72.1	95.5	127	200	375	585	916			
1440	4.04	12.5	22.6	37.2	58.4	74.2	98.3	131	206	385	602	942	-	-	-
1500	4.21	13.0	23.6	38.8	60.9	77.3	102	136	214	401	627	982	-	-	
1800	5.05	15.6	28.3	46.5	73.0	92.7	123	164	257	481	-	-	-	-	-
2000	5.62	17.4	31.5	51.8	81.1	103	136	182	286	-	-		-	-	-
2500	7.02	21.7	39.3	64.7	102	129	145	-	-	-	-	-	-	-	-
2880	8.08	25.0	45.3	74.5	117	149	()		-	-	-		-		-
3000	8.42	26.1	47.2	77.6	122	155	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3500	9.82	30.4	55.1	90.6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4000	11.2	34.8	63.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4500	12.6	39.1		-	-	-	-	1				-	-	-	

All power ratings are constant torque Interpolate for speeds not listed

Every effort has been taken to ensure that the data listed in this catalogue is correct. Challenge accepts no liability for any inaccuracies or damage caused

Σχήμα A.3 Coupling FFX 060



Σχήμα Α.4 Έδρανο SKF 1207 EKNT9 + H207







Σχήμα A.6 Έδρανο SKF YSA 207-2FK + H2307











Σχήμα Α.9 Τροχαλία GMI Block 3''



Green Pi	۱ [®] e	ye	nuts
generally to	DIN 5	582	

 Material 	: carbon steel, C15
 Safety factor 	: MBL equals 6 x WLL
 Standard 	: generally to DIN 582
• Finish	: self coloured
	electro-galvanized

Certification

ized electro-gavanized : at no extra charges this product can be supplied with a works certificate and/or EC Declaration of Conformity. Test certificates can be supplied upon request

working Ioad limit	diameter thread	diameter base	diameter eye outside	diameter eye inside	thickness base	height	weight per 100 pcs
	а	b	с	d	e	f	
t	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
0.07	M 6 x 1.00	20	36	20	8.5	36	4.2
0.14	M 8 x 1.25	20	36	20	8.5	36	5.2
0.23	M 10 x 1.50	25	45	25	10	45	9.4
0.34	M 12 x 1.75	30	54	30	11	53	16
0.49	M 14 x 2.00	35	63	35	13	60	22
0.7	M 16 x 2.00	35	63	35	13	62	24
0.9	M 18 x 2.50	40	72	40	16	71	36
1.2	M 20 x 2.50	40	72	40	16	71	35.2
1.5	M 22 x 2.50	45	81	45	18	80	58.6
1.8	M 24 x 3.00	50	90	50	20	90	70.6
2.5	M 27 x 3.00	50	90	50	20	90	102
3.2	M 30 x 3.50	65	108	60	25	109	132

Σχήμα Α.10 Θηλυκός κρίκος ανάρτησης Μ16

Shackles	G-4151	Green Pin® Standard Shackles dee shackles with screw collar pin • Material : bow and pin high tensile steel, Grade 6, quenched and tempered • Safety Factor : MBL equals 6 x WLL • Standard : EN 13889 and meets performance requirements of US Fed. Spec. RR-C-271 Type IVB Class • Finish : hot dipped galvanized • Temperature Range :-20 °C up to +200 °C • Certification : at no extra charges this product can be supplied with a works certificate certificate, manufacturer test certificate, EC Declaration of Conformity and starting from 2 t can be supplied with DNV 2.7-1 certificate.							d IVB Class 2 ks certificat rmity and a	, Grade A e, material II shackles	
	f g	working Ioad limit	diameter bow	diameter pin	diameter eye	width eye	width inside	length inside	length	length bolt	weight each
			a	b	C	d	e	f	g	h	lbe
	d e	0.33	3/	1/	15/	3/	3/	3/	1 5/	1 5/	0.04
	h	0.5	1/.	5/10	²¹ /22	9/00	15/20	7/0	1 ⁵ / ₂	1 ¹ / ₂	0.11
		0.75	5/ ₁₆	3/8	25/32	11/32	17/32	1 1/32	1 ³¹ / ₃₂	1 ²⁷ / ₃₂	0.2
	0	1	3/8	7/ ₁₆	7/ ₈	¹³ / ₃₂	²¹ / ₃₂	1 1/4	2 ⁵ / ₁₆	2 1/8	0.3
1	$ \cdots $	1.5	7/ ₁₆	1/2	1 ¹ / ₃₂	7/ ₁₆	³ / ₄	1 ¹⁵ / ₃₂	2 ¹¹ / ₁₆	2 ¹¹ / ₃₂	0.42
		2	1/2	5/8	1 ¹¹ / ₃₂	1/2	7/8	1 ¹¹ / ₁₆	3 ³ / ₁₆	2 7/8	0.7
~		3.25	3/8 3/	3/4 7/	1 ⁹ / ₁₆	°/ ₈	1 '/ ₁₆	2	3 ¹³ / ₁₆	3 1/2	1.19
2		4.75	~/ ₄ 7/	'/8 1	2^{10}	~/ ₄ 7/	1 13/	2 ⁷ / ₁₆	4 "/ ₃₂	4 '/ ₁₆	2.95
	(\bigcirc)	8.5	1	11/.	$\frac{2}{2} \frac{16}{5}$	/8 31/	1 ^{11/}	3 11/	6 ¹ /.	5 ¹³ /	4.59
3		9.5	1 1/.	1 ¹ /,	2 ¹⁹ / ₂₀	1 ³ / ₂₀	1 ²⁷ /20	3 ¹⁷ / ₂₀	6 ⁹ / ₁₆	6 ¹ / ₂₂	6.1
9		12	1 1/	1 ³ /	2 27/22	1 1/	2	3 11/16	7 3/32	6 ¹¹ / ₁₆	8.2
		13.5	1 ³ / ₈	1 ¹ / ₂	3 ⁵ / ₃₂	1 ³ / ₈	2 1/4	4 ¹⁷ / ₃₂	8 ⁷ / ₃₂	7 ⁵ / ₁₆	11.33
4		17	1 1/2	1 ⁵ / ₈	3 ¹⁵ / ₃₂	1 1/2	2 ³ / ₈	5	9 ¹ / ₁₆	8	15.1
		25	1 ³ / ₄	2	4 ¹ / ₁₆	1 ²⁵ / ₃₂	2 ²⁹ / ₃₂	5 ⁷ / ₈	10 ²¹ / ₃₂	9 ⁹ / ₁₆	25.23
		35	2	2 ¹ / ₄	4 ³ / ₈	1 ³¹ / ₃₂	3 ⁹ / ₃₂	6 ²³ / ₃₂	12	10 ²³ / ₃₂	37.17
5		42.5	2 1/4	2 ⁹ / ₁₆	5 ¹ / ₈	$2 \frac{1}{4}$	3 ³ / ₄	7 ¹⁵ / ₃₂	13 ¹⁹ / ₃₂	12 // ₃₂	54.26
		55	2 1/2	2 %	5 23/32	$2 \frac{9}{16}$	4 '/ ₈	8	14 ¹³ / ₁₆	13 "/32	71.98

Σχήμα Α.11 Ναυτικά κλειδιά 5/16 & 3/8


Βιβλιογραφία

- [1] R. K. Mobley, L. R. Higgins, D. J. Wikoff: *Maintenance Engineering Handbook*, Seventh edition, McGraw-Hill, 2008.
- [2] U.S. Department of Energy: *Operations & Maintenance Best Practices: A Guide to Achieving Operational Efficiency*, Release 3.0, August 2010.
- [3] R. Kennedy: *Examining the Processes of RCM and TPM*, The Centre for TPM (Australasia), January 2006.
- [4] Θ. Ν. Κωστόπουλος: Διάγνωση Βλαβών και Συντήρηση Περιστρεφόμενων Μηχανών, Συμεών, Αθήνα, 2009.
- [5] NASA: Reliability-Centered Maintenance Guide, September 2008.
- [6] SKF: Railway technical handbook Volume 2, September 2012.
- [7] Ε. Ε. Κανδύλης: Προληπτικός Έλεγχος / Διάγνωσις Βλαβών Μηχανών, Αμερικανικαί Τεχνικαί Επιχειρήσεις.
- [8] Ε. Ε. Κανδύλης: Προληπτική Συντήρηση Μηχανών Τεχνολογικά Παραδείγματα και Εφαρμογές, Αμερικανικαί Τεχνικαί Επιχειρήσεις.
- [9] F. P. Beer, E. R. Johnston, P. J. Cornwell: *Vector Mechanics for Engineers: Dynamics*, 9 edition, McGraw-Hill, 2009.
- [10] SKF: Vibration Diagnostic Guide, SKF Reliability Systems, California, 2000.
- [11] Hewlett Packard: *Effective Machinery Measurements using Dynamic Signal Analyzers*, Application Note 243-1.
- [12] C. Scheffer, P. Girdhar: Practical Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance, Elsevier, 2004.
- [13] Gracey & Associates: Vibration Nomogram.
- [14] T. Taylor, B. Howes, R. Eshleman, B. Rogers, B. Eckert: *Vibration Math*, Canadian Machinery Vibration Association, July 2005.
- [15] ISO 10816-1: Mechanical vibration Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 1: General guidelines, International Standard, 1995.
- [16] Lion Precision: *Eddy-current sensors*, Minnesota USA, 2012.

- [17] L. A. San Andres: Vibration sensors and their applications, Rotordynamics Laboratory, Texas A&M University, 2012.
- [18] SKF: Vibration Sensors, SKF Condition Monitoring, 1999.
- [19] Κ. Ξαγοράρης: Ανάπτυζη και εφαρμογή προγραμμάτων σε περιβάλλον MATLAB για διάγνωση βλαβών στη συντήρηση περιστρεφόμενων μηχανών μέσω ανάλυσης μετρήσεων κραδασμών, Διπλωματική εργασία, Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών, Ε.Μ.Π., 2008.
- [20] Σ. Σ. Αντωνίου: Τριβολογία, Πειραιάς, 1994.
- [21] Ρ. Γραικούσης: Στοιχεία Μηχανών, Ι Στοιχεία συνδέσεως, Α΄ Τεχνική αντοχή υλικών, Γιαχούδη, Θεσσαλονίκη, 1983.
- [22] R. G. Budynas, J. K. Nisbett: *Shigley's Mechanical Engineering Design*, Eighth edition, McGraw-Hill, 2006.
- [23] A. P. Boresi, R. J. Schmidt: Advanced Mechanics of Materials, Sixth edition, Wiley, New York, 2003.
- [24] K. Stein, Π. Α. Μακρής: Ανάλυση Μηχανολογικών Καταστροφών, Παπασωτηρίου, Αθήνα, Ιούλιος 1993.
- [25] Α. Γ. Μάμαλης: Τεχνολογία των κατεργασιών των υλικών: μεταλλικά τεχνικά υλικά, Έκδοση Β΄, Αθήνα 2007.
- [26] Β. Φαφούτης: Εκτίμηση διάρκειας ζωής υψηλώς φορτισμένων στοιχείων κύλισης με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων, Διπλωματική εργασία, Τομέας μηχανολογικών κατασκευών και αυτομάτου ελέγχου, Ε.Μ.Π., Ιούλιος 2008.
- [27] Γ. Δ. Χρυσουλάκης, Δ. Ι. Παντελής: Επιστήμη και τεχνολογία των μεταλλικών υλικών, Παπασωτηρίου, Αθήνα, 1996.
- [28] Κ. Ι. Τριάντου: Μελέτη απλών και σύνθετων επικαλύψεων ψυχρού ψεκασμού: μικροδομή, μηχανισμός συναπόθεσης, τριβολογία και αντοχή σε διάβρωση, Διδακτορική διατριβή, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Ε.Μ.Π., Μάιος 2012.
- [29] NASA: *Lubrication, Friction and Wear*, NASA Space Vehicle Design Criteria, Langley Virginia, June 1971.
- [30] H. Czichos: *Tribology: a systems approach to the science and technology of friction, lubrication and wear*, Elsevier, 1978.
- [31] B. J. Hamrock, S. R. Schmid, B. O. Jacobson: *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, Second edition, Marcel Dekker, 2004.
- [32] Ρ. Γραικούσης: Στοιχεία Μηχανών, ΙΙ Στοιχεία περιστροφικής κινήσεως, Κ΄ Τριβή-Λίπανση-Λιπαντικά, Γιαχούδη, Θεσσαλονίκη, 1983.

- [33] Leonardo Da Vinci: Codex Madrid I, McGraw-Hill, 1974
- [34] Ρ. Γραικούσης: Στοιχεία Μηχανών, ΙΙ Στοιχεία περιστροφικής κινήσεως, Λ΄ Εδρανα κυλίσεως, Γιαχούδη, Θεσσαλονίκη, 1983.
- [35] Α. Στάθης: Βελτιώσεις στην προληπτική συντήρηση μηχανολογικού εξοπλισμού, Τεχνική αναφορά MMTR-1102, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Ε.Μ.Π., 2011.
- [36] NTN: Ball and Roller Bearings, NTN Corporation, 2001.
- [37] SKF: General Catalogue, June 2003.
- [38] ZKL: Rolling Bearings, Brno Czech Republic, 2009.
- [39] T. A. Harris, M. N. Kotzalas: *Essential Concepts of Bearing Technology*, Fifth edition, CRC Press, 2007.
- [40] Ι. Σ. Ζώτος: Αναγνώριση βλαβών λειτουργίας περιστρεφόμενων εξαρτημάτων μηχανών μετάδοσης κίνησης, Διδακτορική διατριβή, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Ε.Μ.Π., 2008.
- [41] T. A. Harris, M. N. Kotzalas: Advanced Concepts of Bearing Technology, Fifth edition, CRC Press, 2007.
- [42] B. J. Hamrock, W. J. Anderson: *Rolling-Elements Bearings*, NASA Reference Publication 1105, June 1983.
- [43] E.V. Zaretsky, J.V. Poplawski, C. R. Miller: *Rolling Bearing Life Prediction Past, Present and Future*, NASA, November 2000.
- [44] T. A. Harris, J. I. McCool: *On the Accuracy of Rolling Bearing Fatigue Life Pediction*, ASME, Journal of Tribology, Volume 118, April 1996.
- [45] ISO 281: *Rolling bearings Dynamic load ratings and rating life, Second edition*, International Standard, 2007.
- [46] J. V. Poplawski, E. V. Zaretsky, S. M. Peters: Effect of Roller Profile on Cylindrical Roller Bearing Life Prediction, NASA, August 2000.
- [47] NSK: New Bearing Doctor Maintenance of Bearings, 2009.
- [48] Τ. Ι. Παπαευαγγέλου: Καύσιμα Λιπαντικά, Ίδρυμα Ευγενίδου, Βιβλιοθήκη του Ναυτικού, Αθήνα, 1976.
- [49] Timken: *Case-Carburized vs. Through-Hardened*, Timken, Tech Tips, Volume 6, Issue 2, USA, 2001.
- [50] Π. Α. Μακρής: Στοιχεία Μηχανών Ι, Ε.Μ.Π., 1998.

- [51] ISO/TR 1281-2: Rolling bearings Explanatory notes on ISO 281 Part 2: Modified rating life calculation, based on a system approach to fatigue stresses, International Standard, 2008.
- [52] STLE: *ISO 281:2007 bearing-life standard –and the answer is?*, Cover Story, July 2010.
- [53] B. Bhushan: *Modern Tribology Handbook, Volume One: Principles of Tribology*, CRC Press, 2001.