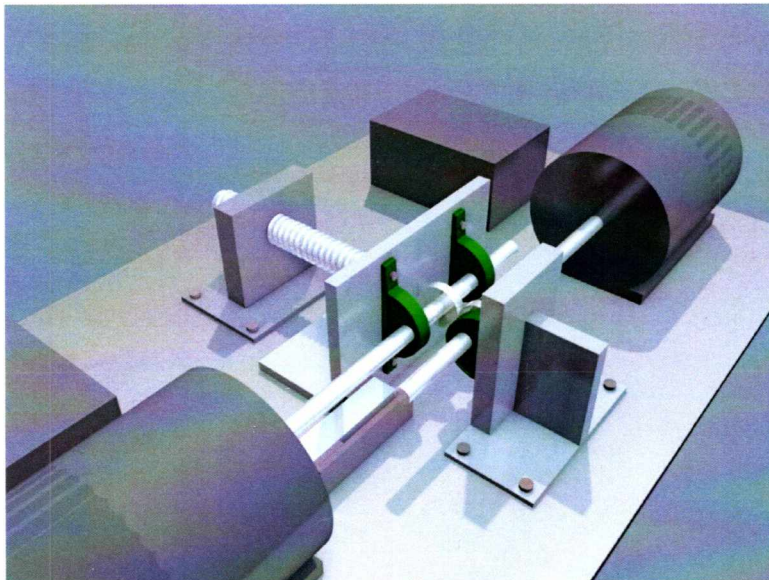


ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική Εργασία
**Σχεδιασμός και κατασκευή ιδιοσυσκευής για τον υπολογισμό του
συντελεστή τριβής στο σύστημα τροχός-σιδηροτροχιά**



ΜΗΝΑΣ ΗΛΙΑΣ

Επιβλέπων: Δρ. Αλέξης Κερμανίδης, Επίκουρος Καθηγητής Πανεπιστημίου
Θεσσαλίας

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των
απαιτήσεων για την απόκτηση
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού
Βόλος 2014



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗ & ΚΕΝΤΡΟ ΠΛΗΡΟΦΟΡΗΣΗΣ
ΕΙΔΙΚΗ ΣΥΛΛΟΓΗ «ΓΚΡΙΖΑ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ»**

Αριθ. Εισ.: 13279/1
Ημερ. Εισ.: 11-11-2014
Δωρεά: Συγγραφέα
Ταξιθετικός Κωδικός: ΠΤ – ΜΜ
2014
ΜΗΝ

© 2014 Ηλίας Μηνάς

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).

Εγκρίθηκε από τα μέλη της τριμελούς επιτροπής

Πρώτος Εξεταστής
(επιβλέπων)

Δρ. Αλέξης Κερμανίδης
Επίκουρος Καθηγητής του τμήματος
Μηχανολόγων
Μηχανικών, Πανεπιστημίου Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής

Δρ. Γρηγόρης Χαϊδεμενόπουλος
Καθηγητής του τμήματος Μηχανολόγων
Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής

Δρ. Άννα Ζερβάκη
ΕΔΙΠ, του τμήματος Μηχανολόγων
Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Ευχαριστίες

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα της διπλωματικής μου εργασίας, Επίκουρο καθηγητή κ. Αλέξη Κερμανίδη για την πολύτιμη βοήθεια και την άριστη συνεργασία για την εκπόνηση της εργασίας αυτής αλλά και για τις συμβουλές του στο εργαστηριακό κομμάτι της.

Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον Καθηγητή κ. Γρηγόρη Χαϊδεμενόπουλο, την Δρ. Άννα Ζερβάκη και τον υποψήφιο Διδάκτωρ κ. Πέτρο Χριστοδούλου για τη πολύτιμη βοήθεια του κατά τη διάρκεια της διπλωματικής εργασίας.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω επιπλέον τους φίλους μου για την υπομονή και την ηθική υποστήριξη που μου έδειξαν κατά τη διάρκεια της συγγραφής της εργασίας αυτής.

Τέλος, ευχαριστώ βαθύτατα την οικογένεια μου για τη στήριξη και την εμπιστοσύνη που δείχνουν σε μένα όλα αυτά τα χρόνια. Η εργασία αυτή είναι στη μνήμη του εκλιπόντα αδερφού μου Μάρκου Μηνά, ο οποίος όλα αυτά τα χρόνια που τον είχα δίπλα μου, μου έμαθε να είμαι δυνατός και να τα καταφέρνω σε κάθε δυσκολία.

Περίληψη

Στην παρούσα εργασία πραγματοποιήθηκε μελέτη, σχεδιασμός και κατασκευή συστήματος, για τον προσδιορισμό της τιμής του συντελεστή τριβής στο σύστημα τροχός – σιδηροτροχιά. Για την υλοποίηση της παρούσας εργασίας κατασκευάστηκε Η μηχανική διάταξη που κατασκευάστηκε διαθέτει σύστημα ηλεκτροκινητήρων , ρυθμιστές στοφών των κινητήρων (inverter), άξονες που φέρουν τα δοκίμια για τα οποία θα μελετηθεί ο συντελεστής τριβής , όπως και σύστημα εφαρμογής φορτίου στους άξονες των δοκιμίων. Οι άξονες στήριξης των δοκιμίων περιστρέφονται με αντίθετη φορά και με γωνιακή ταχύτητα που με κάλληλη ρύθμιση δημιουργούταν διαφορετικός λόγος ολίσθησης (slip ratio). Ο συντελεστής τριβής μελετήθηκε για διάφορους λόγους ολίσθησης, και διαφορετικές τιμές φορτίου συμπίεσης των επιφανειών. Οι συνθήκες αυτές, πλησιάζουν το φαινόμενο της στατικής αλλά και της δυναμικής τριβής που αναπτύσσεται στο συρμό.

Από τα αποτελέσματα των πειραμάτων διαπιστώθηκε ότι ο συντελεστής τριβής μειώνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής αλλά και του εφαρμοζόμενου φορτίου συμπίεσης. Αντίθετα ο συντελεστής τριβής αυξάνεται με την αύξηση της τιμής του λόγου ολίσθησης. Για την καλύτερη των αποτελεσμάτων πραγματοποιήθηκε στατιστική ανάλυση των αποτελεσμάτων.

Περιεχόμενα

1.Εισαγωγή	1
2.Σύστημα τροχού-σιδηροτροχιάς και ανάλυση παραμέτρων που το επηρεάζουν	3
2.1 Σύστημα τροχός-σιδηροτροχιά	3
2.2 Τριβή και πρόσφυση	7
2.3 Πίεση Επιφανείας – Τάσεις Hertz	12
2.4 Τάσεις Επαφής(σημειακές /γραμμικές επαφές).....	13
2.5 Μέθοδοι υπολογισμού συντελεστή τριβής στο σύστημα τροχός αμαξοστοιχίας/σιδηροτροχιά	19
3.Πειραματική μελέτη του συστήματος προσδιορισμού συντελεστή τριβής.....	25
3.1 Μελέτη-σχεδιασμός συστήματος	25
3.2 Πειραματική διάταξη	26
3.3 Μέτρηση μεγεθών.....	27
3.3.1Δισκοειδή Δοκίμια.....	28
3.3.2 Υλικό δοκιμίου σιδηροτροχιάς.....	29
3.3.3 Σύστημα Πίεσης.....	31
3.3.4 Εξισώσεις για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής	33
3.3.5Υπολογισμός ροπής άξονα κινητήρα.	37
3.4 Επεξεργασία των αποτελεσμάτων	39
4. Αποτελέσματα	39
5.Συζήτηση Αποτελεσμάτων	48
6.Συμπεράσματα	50
7.Προτάσεις για μελλοντική βελτίωση της τριβομετρικής διάταξης.....	51
8.Βιβλιογραφία	52

Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1: Τομή συστήματος τροχού-σιδηροτροχιάς. Α. κωνική διατομή πέλματος, Β. γωνία κλίσης σιδηροτροχιάς, Γ. σημείο επαφής πέλματος, Δ. σημείο επαφής όνυχα εσωτερικής παρειάς σιδηροτροχιάς.	4
Σχήμα 2: Συνθήκες επαφής στο σύστημα τροχός-σιδηροτροχιά.....	5
Σχήμα 3: Αναπαράσταση ημιτονοειδούς κίνησης τροχών σιδηροδρομικού συρμού.....	6
Σχήμα 4: Στρωματική σύνθεση της μεταλλικής επιφάνειας.....	8
Σχήμα 5: Σχηματική απεικόνιση της δύναμης της τριβής.....	9
Σχήμα 6: Πραγματική επιφάνεια επαφής.....	11
Σχήμα 7: Στάδια αλληλεπίδρασης επιφανειακών ανωμαλιών.....	12
Σχήμα 8: Γραμμική επαφή και η αντίστοιχη κατανομή θλιπτικών τάσεων σε αυτή.....	15
Σχήμα 9: Σημειακή επαφή και η αντίστοιχη κατανομή θλιπτικών τάσεων σε αυτή.....	15
Σχήμα 10: Κατεύθυνση των κυρίων επιπέδων καμπυλότητας E των σωμάτων K	16
Σχήμα 11: Συνάρτηση ισοδύναμων τάσεων σ ως προς το βάθος από την επιφάνεια z . Όπου LK -γραμμική επαφή, PK σημειακή επαφή, G -τάσεις Mises, S -τάσεις Tresca.....	18
Σχήμα 12: Ισοστατικές γραμμές ισοδύναμης τάσης Tresca σε επαφή Hertz υπό διάφορες τιμές συντελεστή τριβής.....	19
Σχήμα 13: Εικόνα χειροκίνητου τριβόμετρου.....	20
Σχήμα 14: Σχηματική αναπαράσταση του συστήματος δίσκος/ακίδα.....	20
Σχήμα 15: Εικόνα τριβόμετρου υψηλής θερμοκρασίας.....	22
Σχήμα 16: Εικόνα τριβόμετρου υψηλής πίεσης.....	23
Σχήμα 17: Μηχανή διπλού δίσκου.....	24
Σχήμα 18: Σκαρίφημα πειραματικής διάταξης.....	25
Σχήμα 19: Τριδιάστατη απεικόνιση της ιδιοκατασκευής.....	26
Σχήμα 20: Εικόνα πειραματικής διάταξης.....	27
Σχήμα 21: Γεωμετρία των δισκοειδών δοκιμίων.....	28
Σχήμα 22: Τρόπος εξαγωγής δοκιμίων.....	29
Σχήμα 23: Εικόνα κυλινδρικών δοκιμίων.....	29
Σχήμα 24: Διάγραμμα εφελκυσμού χάλυβα UIC60 Grade 900A.....	30
Σχήμα 25: Σχηματική απεικόνιση της δυναμοκυψέλης.....	31
Σχήμα 26: Εικόνα για τον έλεγχο σωστής λειτουργίας δυναμοκυψέλης με χρήση της μηχανής εφελκυσμού.....	32
Σχήμα 27: Εικόνα κοχλιοτού συστήματος πίεσης.....	32
Σχήμα 28: Εικόνα τριβολογικού συστήματος.....	33

Σχήμα 29: Τριβολογικό σύστημα των δίσκων σε σχετική περιστροφή.....	34
Σχήμα 30: διάγραμμα ελευθέρου σώματος για το δοκίμιο 2.....	34
Σχήμα 31: Εικόνα ρυθμιστή στροφών(Inverter).....	37
Σχήμα 32: Μεταβολή του συντελεστή τριβής μ σε σχέση με το ασκούμενο φορτίο, στις αντίστοιχες στροφές και λόγο ολίσθησης 0,04	39
Σχήμα 33: Μεταβολή του συντελεστή τριβής σε σχέση με τις στροφές, στα αντίστοιχα φορτία σε λόγο ολίσθησης 0,04	40
Σχήμα 34: Μεταβολή του συντελεστή τριβής μ σε σχέση με το ασκούμενο φορτίο, στις αντίστοιχες στροφές και λόγο ολίσθησης 0,03	41
Σχήμα 35: Μεταβολή του συντελεστή τριβής σε σχέση με τις στροφές, στα αντίστοιχα φορτία σε λόγο ολίσθησης 0,03	42
Σχήμα 36: Μεταβολή του συντελεστή τριβής μ σε σχέση με το ασκούμενο φορτίο, στις αντίστοιχες στροφές και λόγο ολίσθησης 0,01	43
Σχήμα 37: Μεταβολή του συντελεστή τριβής σε σχέση με τις στροφές, στα αντίστοιχα φορτία σε λόγο ολίσθησης 0,01	44
Σχήμα 38: Μεταβολή του συντελεστή τριβής σε σχέση με το λόγο ολίσθησης, σε συγκεκριμένες συνθήκες φορτίου και στροφών.....	45
Σχήμα 39: Σκληρότητα σε σχέση με την απόσταση από το κέντρο του δοκιμίου	46

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1: Πίνακας βοηθητικών τιμών ξ, η, ν	17
Πίνακας 2: Πίνακας εξισώσεων	18
Πίνακας 3: Παράμετροι λειτουργίας ιδιοκατασκευής.....	27
Πίνακας 4: Πίνακας μηχανικών ιδιοτήτων.....	30
Πίνακας 5: Χημική Ανάλυση (%κ.β.) του χάλυβα UIC60 Grade 900A	30
Πίνακας 6: Συντελεστής τριβής σε σχέση με το φορτίο σε διάφορες τιμές στροφών και λόγο ολίσθησης 0,04	40
Πίνακας 7: Συντελεστής τριβής σε σχέση με τις στροφές σε διάφορες τιμές φορτίων και λόγο ολίσθησης 0,04	41
Πίνακας 8: Συντελεστής τριβής σε σχέση με το φορτίο σε διάφορες τιμές στροφών και λόγο ολίσθησης 0,03	42
Πίνακας 9: Συντελεστής τριβής σε σχέση με τις στροφές σε διάφορες τιμές φορτίων και λόγο ολίσθησης 0,03	43

Πίνακας 10: Συντελεστής τριβής σε σχέση με το φορτίο σε διάφορες τιμές στροφών και λόγο ολίσθησης 0,01	44
Πίνακας 11: Συντελεστής τριβής σε σχέση με τις στροφές σε διάφορες τιμές φορτίων και λόγο ολίσθησης 0,01	45
Πίνακας 12: Συντελεστής τριβής σε σχέση με το λόγο ολίσθησης, σε συγκεκριμένες συνθήκες φορτίου και στροφών.....	46

1.Εισαγωγή

Για περισσότερα από 100 χρόνια, στο μεγαλύτερο μέρος του πλανήτη, τα σιδηροδρομικά οχήματα αποτελούν τον κυρίαρχο τρόπο χερσαίας μεταφοράς, τόσο επιβατών, όσο και εμπορευμάτων. Τα οχήματα αυτά διαθέτουν χαλύβδινους τροχούς, οι οποίοι φέρουν όνυχες περιφερικά (εξωτερικά ή εσωτερικά) και κινούνται σε δυο παράλληλες χαλύβδινες σιδηροτροχιές. Οι χαλύβδινοι τροχοί, οι οποίοι κυλίνουν στις χαλύβδινες σιδηροτροχιές, έχουν μικρή τριβή κύλισης με αποτέλεσμα να απαιτείται σχετικά μικρή κινητήρια δύναμη για να μετακινήθει ένα βαρύ φορτίο. Για το λόγο αυτό, ο σιδηρόδρομος, σε σχέση με τα αντίστοιχα οδικά μέσα μεταφοράς, έχει πλεονέκτημα 10 προς 1, όσον αφορά στην οικονομία καυσίμων και στην παραγωγικότητα της εργασίας^[1]. Επιπλέον, η λειτουργία του σιδηροδρομικού συρμού είναι φιλική προς το περιβάλλον σε σχέση με άλλα μέσα μεταφοράς, διότι καταναλώνονται μικρότερα ποσά ενέργειας, σχετικά με το μεταφερόμενο φορτίο. Επίσης, οι ταχύτητες που αναπτύσσονται είναι υψηλές, μειώνοντας σημαντικά το χρόνο και κατά συνέπεια το κόστος μεταφοράς.

Η αποτελεσματική κίνηση του σιδηροδρομικού συρμού εξαρτάται από την πρόσφυση μεταξύ τροχού και σιδηροτροχιάς. Στην ορολογία των σιδηροδρόμων, ως πρόσφυση (adhesion) χαρακτηρίζεται η εφαπτομενική δύναμη, η οποία αναπτύσσεται κατά την επιτάχυνση ή επιβράδυνση των τροχών στη σιδηροτροχιά και αφορά τόσο στους τροχούς, όπου εφαρμόζεται το σύστημα πέδησης, όσο και στους κινητήριους τροχούς^[2]. Η πρόσφυση εξαρτάται από πολλούς παράγοντες, όπως η τραχύτητα των επιφανειών επαφής τροχού-σιδηροτροχιάς, την ταχύτητα του οχήματος, τη δύναμη επαφής και την ύπαρξη στοιχείων στο σημείο επαφής τροχού-σιδηροτροχιάς που μειώνουν την πρόσφυση, όπως φύλλα δέντρων^[3].

Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, η πρόσφυση (adhesion), είναι κρίσιμος παράγοντας και προκειμένου να διασφαλίζεται η αποδοτική αλλά και η ασφαλής λειτουργία του σιδηροδρομικού συρμού είναι απαραίτητο, μεταξύ τροχών και σιδηροτροχιάς, να υπάρχει ένας ελάχιστος βαθμός πρόσφυσης^[4]. Η ελάχιστη τιμή πρόσφυσης είναι αναγκαία για να διασφαλιστεί η αξιόπιστη λειτουργία του συστήματος των φρένων, αλλά και η αποδοτικότερη αξιοποίηση της ελκτικής δύναμης της μηχανής του συρμού^{[3] [5]}. Ανάλογα όμως, με την ιδιαιτερότητα του δικτύου και τις ειδικές περιστάσεις, απαιτείται βελτιστοποίηση της τιμής πρόσφυσης κατά τη διάρκεια της κίνησης του συρμού.

Προκειμένου να αυξηθεί η απόδοση της ελκτικής δύναμης της μηχανής, να επιτυγχάνεται αυξημένη επιτάχυνση, αλλά και να λειτουργεί αποτελεσματικά το σύστημα πέδησης, απαιτείται αυξημένη πρόσφυση^[6], η οποία όμως δεν θα πρέπει να υπερβαίνει συγκεκριμένα όρια, διότι η αξιοποίηση της ενέργειας δεν καθίσταται πλέον αποδοτική^[7]. Παράλληλα όμως, η αυξημένη πρόσφυση και κατά συνέπεια η αυξημένη τριβή προκαλεί

την ανάπτυξη έντονων διατμητικών τάσεων με αποτέλεσμα την φθορά και καταπόνηση, τόσο των τροχών, όσο και των σιδηροτροχιών. Έτσι, επιβαρύνεται η λειτουργία του δικτύου με σημαντικό κόστος για τη συντήρηση και την αντικατάσταση φθαρμένων τμημάτων, προκειμένου να διατηρηθεί η ασφάλεια του μέσου σε υψηλό επίπεδο ^[2]. Επίσης, αυξημένη πρόσφυση σε συγκεκριμένα σημεία του δικτύου, όπως σε απότομες στροφές, μπορεί να δημιουργήσει προβλήματα, και στις χειρότερες περιπτώσεις να προκαλέσει εκτροχιασμό, όπως για παράδειγμα στο μετρό του Τόκιο στις 8 Μαρτίου του 2000 ^[7].

Αντίθετα, μειωμένη πρόσφυση απαιτείται σε ορισμένα σημεία του δικτύου, ειδικά εκεί όπου οι σιδηροτροχιές ακολουθούν απότομη καμπύλη τροχιά, έτσι ώστε να μειώνονται οι καταπονήσεις, τόσο των τροχών, όσο και των σιδηροτροχιών. Η μειωμένη πρόσφυση δεν πρέπει να υπερβαίνει συγκεκριμένα όρια. Στην περίπτωση που υπερβεί τα όρια, παρατηρούνται αρνητικές επιπτώσεις, όπως καθυστερήσεις λόγω ανεπαρκούς επιτάχυνσης, αύξηση της απόστασης ακινητοποίησης του συρμού, απώλεια ενέργειας με συνέπεια αυξημένο κόστος λειτουργίας, ενώ σε ακραίες περιπτώσεις προκαλούνται συγκρούσεις συρμών, φθορές στους τροχούς και στις σιδηροτροχιές και τίθεται σε κίνδυνο η ασφάλεια των επιβατών ^[3].

Τις τελευταίες δεκαετίες, οι απαιτήσεις μεταφοράς προσώπων και εμπορευμάτων από τα σιδηροδρομικά δίκτυα αυξήθηκαν σε μεγάλο βαθμό με αποτέλεσμα να αναπτυχθούν σιδηροδρομικοί συρμοί, οι οποίοι επιτυγχάνουν υψηλές ταχύτητες. Οι αμαξοστοιχίες αυτού του τύπου διαθέτουν υψηλής απόδοσης και αποτελεσματικότητας συστήματα πέδησης. Ενώ τα οχήματα έχουν εξελιχθεί, η πρόσφυση μεταξύ τροχού και σιδηροτροχιάς δεν έχει μεταβληθεί, καθώς η φύση και τα υλικά κατασκευής, τόσο των τροχών, όσο και των σιδηροτροχιών παραμένουν αμετάβλητα ^{[3][4]}.

Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, είναι εμφανές ότι η πρόσφυση των τροχών στις σιδηροτροχιές θα πρέπει να ελέγχεται αναλόγως, έτσι ώστε να λαμβάνει την κατάλληλη τιμή, ανάλογα με τη μορφολογία και τον σχεδιασμό του σιδηροδρομικού δικτύου, προκειμένου να βελτιστοποιούνται οι αποδόσεις των οχημάτων. Αρχικά, οι κατασκευαστές οχημάτων τροποποίησαν τη διάταξη των τροχών προκειμένου να επιτύχουν καλύτερη κατανομή βάρους και να επιτύχουν την κατάλληλη πρόσφυση ^[8]. Με την εξέλιξη του κλάδου οι εταιρείες κατασκευής σιδηροδρομικών οχημάτων ανέπτυξαν συστήματα, τα οποία τοποθετούνται στους συρμούς και χρησιμοποιούν συγκεκριμένα λιπαντικά για τη μείωση της πρόσφυσης ή χρησιμοποιούν υλικά για την αύξησή της, ανάλογα με την περίπτωση ^[3]. Παρόλα αυτά, η πρόσφυση μεταξύ τροχού σιδηροτροχιάς είναι δύσκολο να ελεγχθεί, καθώς το σύστημα τροχού-σιδηροτροχιάς είναι ένα ανοικτό σύστημα εκτεθειμένο στο περιβάλλον και εύκολα δέχεται επιμόλυνση από στοιχεία όπως νερό, έλαια, φύλλα δένδρων, άμμο και άλλα στοιχεία που μεταβάλλουν την υφιστάμενη πρόσφυση ^[6].

Εκτός από την πρόσφυση, σημαντικός παράγοντας για την ασφαλή κίνηση του συρμού είναι και ο συντελεστής τριβής, μεταξύ τροχού και σιδηροτροχιάς, η τιμή του οποίου πρέπει να είναι η κατάλληλη, έτσι ώστε να αποφεύγονται ταλαντώσεις των τροχών πάνω στις ράγες, οι οποίες δημιουργούν ανεπιθύμητες αυλακώσεις στις σιδηροτροχιές. Οι αυλακώσεις που δημιουργούνται επηρεάζουν την κίνηση της αμαξοστοιχίας, προκαλώντας ταλαντώσεις και αστάθεια στο εσωτερικό του συρμού αλλά και θόρυβο ^[9].

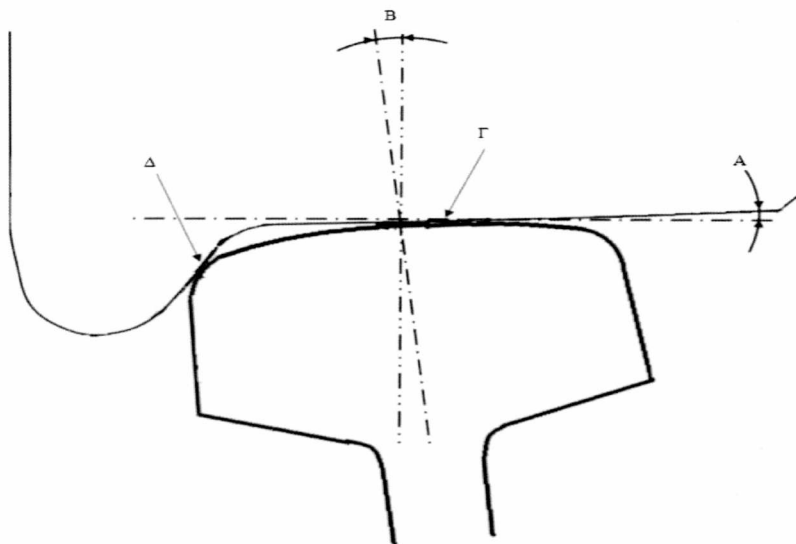
Προκειμένου να αξιοποιούνται τα συστήματα ελέγχου της πρόσφυσης αλλά και να ελέγχεται η φθορά και η κόπωση των υλικών του δικτύου, είναι απαραίτητο να ελέγχεται ο συντελεστής τριβής μεταξύ τροχού-σιδηροτροχιάς. Για τον σκοπό αυτό έχουν αναπτυχθεί τα σχετικά όργανα και προτείνονται διαφορετικά μοντέλα για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής στο δίκτυο. Στο πλαίσιο της εργασίας αυτής προτείνεται μια σχεδιαστική λύση και κατασκευάζεται μια ιδιοσυσκευή για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής στο εξεταζόμενο σύστημα.

2.Σύστημα τροχού-σιδηροτροχιάς και ανάλυση παραμέτρων που το επηρεάζουν

2.1 Σύστημα τροχός-σιδηροτροχιά

Οι σιδηροδρομικοί συρμοί κινούνται σε χαλύβδινες σιδηροτροχιές, οι οποίες τοποθετούνται και στερεώνονται με τη χρήση συνδέσμων σε ξύλινους ή από σκυρόδεμα στρωτήρες, οι οποίοι στη συνέχεια τοποθετούνται στο έδαφος πάνω σε υπόστρωμα από αδρανή υλικά (σκύρο). Σε αντίθεση με άλλα μέσα οδικής μεταφοράς, όπως τα αυτοκίνητα, τα σιδηροδρομικά οχήματα είναι σταθερής τροχιάς και έχουν μοναδικά χαρακτηριστικά. Κατά την κίνησή τους στις σιδηροτροχιές εκδηλώνουν εγκάρσια παλινδρομική κίνηση (hunting motion) με ανάπτυξη πλευρικών δυνάμεων, η οποία καλείται ημιτονοειδής κίνηση του συρμού. Επίσης τα σιδηροδρομικά οχήματα έχουν τη δυνατότητα να μεταβάλουν την κατεύθυνση της κίνησής τους, χωρίς την ύπαρξη ανεξάρτητου συστήματος αλλαγής κατεύθυνσης, ακολουθώντας αυτή των σιδηροτροχιών. Αυτά τα μοναδικά χαρακτηριστικά οφείλονται αποκλειστικά στην κατασκευή και στη γεωμετρία του συστήματος τροχού-σιδηροτροχιάς ^[10].

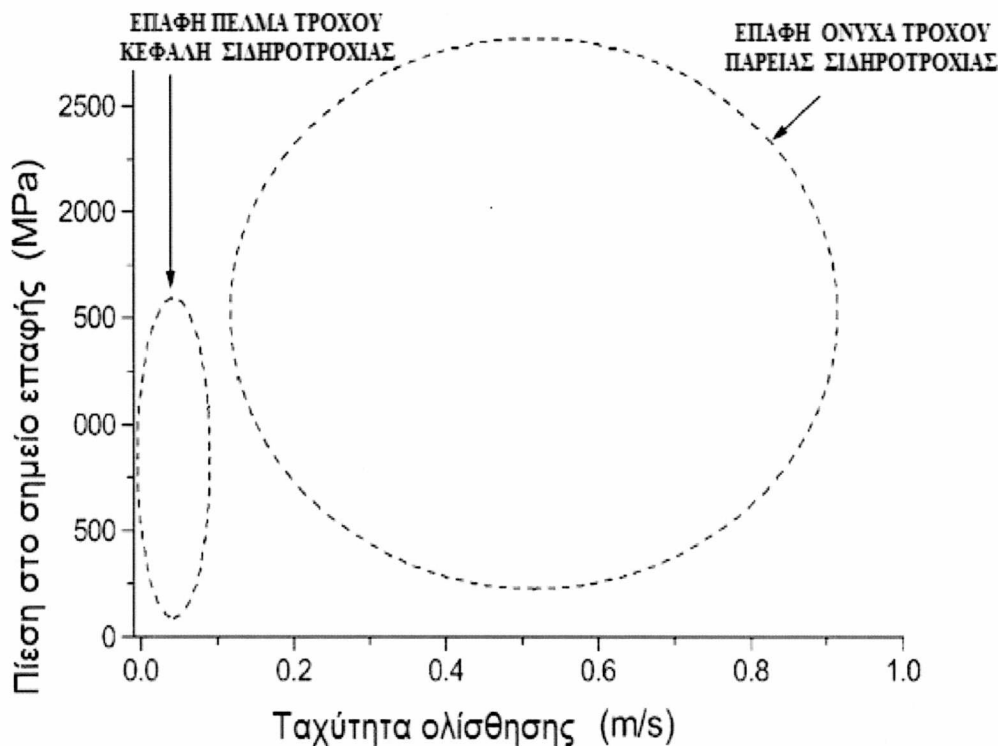
Η ειδική γεωμετρία του συστήματος τροχού-σιδηροτροχιάς αναπαρίσταται σε τομή στο **σχήμα 1**.



Σχήμα 1: Τομή συστήματος τροχού-σιδηροτροχιάς. Α. κωνική διατομή πέλματος, Β. γωνία κλίσης σιδηροτροχιάς, Γ. σημείο επαφής πέλματος, Δ. σημείο επαφής όνυχα εσωτερικής παρειάς σιδηροτροχιάς.

Όπως διαπιστώνεται από το **σχήμα 1**, η σιδηροτροχιά έχει ιδιαίτερη διατομή και τοποθετείται στους στρωτήρες με κλίση προς το εσωτερικό. Το μέγεθος της κλίσης ορίζεται από την γωνία Β (**σχήμα 1**) και τοποθετείται με τον τρόπο αυτό, έτσι ώστε να υπάρχει καλύτερη εφαρμογή της κεφαλής με το πέλμα του τροχού και καλύτερη μεταφορά του φορτίου στους στρωτήρες και το υπόστρωμα.

Στον τροχό, ο οποίος έχει επίσης ειδικό σχεδιασμό, διακρίνεται το πέλμα, το οποίο έρχεται σε επαφή με την κεφαλή της σιδηροτροχιάς (**σχήμα 1** :σημείο Γ) και περιφερικά όνυχας στην εσωτερική πλευρά του τροχού, ο οποίος έρχεται σε επαφή με την εσωτερική παρειά της σιδηροτροχιάς (**σχήμα 1**: σημείο Δ). Με τη βοήθεια του περιφερικού όνυχα εξασφαλίζεται η σωστή πλευρική καθοδήγηση του οχήματος, προκειμένου ο συρμός να κινείται με ασφάλεια στο δίκτυο των σιδηροτροχιών. Η επαφή του πέλματος του τροχού στη σιδηροτροχιά παρατηρείται κυρίως κατά τη διάρκεια της κίνησης του συρμού σε ευθεία τμήματα του δικτύου, ενώ στα τμήματα της σιδηροδρομικής γραμμής με καμπύλη, το σημείο επαφής μετατοπίζεται και στον όνυχα και την παρειά της σιδηροτροχιάς. Οι παραπάνω βασικοί τύποι επαφής μεταξύ τροχού σιδηροτροχιάς διαφέρουν, όπως προκύπτει και από την απεικόνισή τους στο **σχήμα 2**.^[11]



Σχήμα 2: Συνθήκες επαφής στο σύστημα τροχός-σιδηροτροχιά

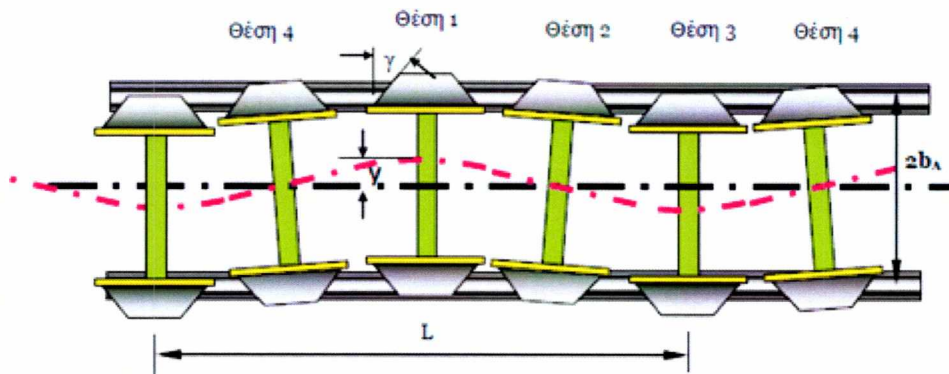
Όταν ο συρμός κινείται σε καμπύλη τροχιά, η επιφάνεια επαφής, από το πέλμα του τροχού με την κεφαλή της σιδηροτροχιάς, μετατοπίζεται στον όνυχα με την εσωτερική παρειά, με αποτέλεσμα τόσο η πίεση επαφής, όσο και η ταχύτητα ολίσθησης να αυξάνονται σημαντικά. Αποτέλεσμα αυτού του γεγονότος είναι η φθορά της σιδηροτροχιάς στην παρειά να είναι 10 φορές μεγαλύτερη από ότι στην κεφαλή, η οποία έρχεται σε επαφή με το πέλμα του τροχού ^[11]. Για το λόγο αυτό, όταν γίνεται χρήση λιπαντικού, αυτό εφαρμόζεται στο σημείο επαφής όνυχα-παρειάς, έτσι ώστε να μειώνεται ο συντελεστής τριβής στο σημείο αυτό και κατά συνέπεια και η φθορά στο σύστημα τροχός-σιδηροτροχιά ^[12].

Η πίεση επαφής μεταξύ τροχού και σιδηροτροχιάς είναι δυνατό να προσδιοριστεί πειραματικά. Ορισμένοι ερευνητές ^[13] χρησιμοποίησαν υπερήχους για τον ποσοτικό προσδιορισμό της κόπωσης μεταξύ στατικά φορτισμένων τροχών και σιδηροτροχιών. Τα αποτελέσματα που λήφθηκαν συγκρίθηκαν με τα αντίστοιχα αριθμητικού μοντέλου βασισμένου στην μέθοδο των συνοριακών στοιχείων (BEM) που προτάθηκε από άλλους ^[14]. Εκτός των παραπάνω, για τον σκοπό αυτό έχουν αναπτυχθεί και νέες τεχνικές, όπως η χρήση ευαίσθητου στη πίεση χαρτιού που τοποθετείται σε μικρή επιφάνεια στη σιδηροτροχιά ^[15]. Δεδομένου όμως, ότι το σημείο και η επιφάνεια επαφής μεταξύ τροχού σιδηροτροχιάς ποικίλοι σταθερά, η μέτρηση των συνθηκών επαφής είναι εξαιρετικά δύσκολη. Για τον λόγο αυτό η κύρια διαδικασία για τον προσδιορισμό της επιφάνειας και της πίεσης επαφής γίνεται με υπολογισμούς με τη χρήση της θεωρίας του Hertz, με την υπόθεση άπειρου μεσοδιαστήματος. Το πρόγραμμα για H/Y CONTACT, που αξιοποιεί την μέθοδο των

συνοριακών στοιχείων (BEM) χρησιμοποιείται ευρέως από τους ερευνητές και θεωρείται ως ιδανική λύση ^[16]. Επιπλέον, σύμφωνα με έρευνα των Olofsson and Telliskivi ^[12] και η σκληρότητα του χάλυβα (ο τύπος του χάλυβα) που χρησιμοποιείται για την κατασκευή της σιδηροτροχιάς, εξαρτάται ευθέως από τον τύπο επαφής.

Σύμφωνα με τον σχεδιασμό του τροχού, η διατομή του στο πέλμα είναι κωνική (σχήμα 1: γωνία A) με αποτέλεσμα να υπάρχει διαφορά στην ακτίνα κύλισης των τροχών που είναι τοποθετημένοι στον ίδιο τροχοφόρο άξονα. Αποτέλεσμα της κωνικότητας του πέλματος του τροχού είναι ο τροχοφόρος άξονας να 'αυτοκεντράρεται' πάντοτε στον άξονα του διαδρόμου κίνησης με την ημιτονοειδή κίνηση που προαναφέρθηκε. Με την συγκεκριμένη ειδική κατασκευή του τροχού εξαλείφονται οι δυσμενείς επιπτώσεις στην ασφαλή κίνηση του συρμού που οφείλονται σε μικρές διαφοροποιήσεις στην ακτίνα των τροχών στον ίδιο τροχοφόρο άξονα λόγω φθοράς τους.

Η διαδικασία αυτή απεικονίζεται στο σχήμα 3 ^[17].



Σχήμα 3: Αναπαράσταση ημιτονοειδούς κίνησης τροχών σιδηροδρομικού συρμού

Λόγω της ειδικής γεωμετρίας του συστήματος τροχού-σιδηροτροχιάς, η επιφάνεια επαφής μεταξύ τους είναι εξαιρετικά μικρή, περίπου 1 cm^2 , σε σχέση με την επιφάνεια επαφής τροχού-αυτοκινητοδρόμου, στο αυτοκίνητο. Αποτέλεσμα του χαρακτηριστικού αυτού είναι η μεταφορά του μεγάλου φορτίου του τροχοφόρου άξονα μέσω μικρής επιφάνειας και η δημιουργία εξαιρετικά μεγάλης πίεσης στο σημείο επαφής ^[2].

Τα χαρακτηριστικά της επαφής, όπως η πίεση και η επιφάνεια επαφής εξαρτώνται σε μεγάλο βαθμό από τα χαρακτηριστικά των υλικών από τα οποία είναι κατασκευασμένοι οι τροχοί και οι σιδηροτροχιές. Το υλικό που χρησιμοποιείται για την κατασκευή των παραπάνω στοιχείων είναι ο χάλυβας. Συνήθως για την κατασκευή των τροχών χρησιμοποιείται ο χάλυβας R7, ενώ για τις σιδηροτροχιές ο UIC 900A. Ο χάλυβας UIC 900A αναφέρεται ότι έχει σκληρότητα 300HB και ελάχιστο όριο εφελκυσμού 863 N/mm^2 ^[18], ενώ ο R7 είναι

μαλακότερος με εύρος σκληρότητας 229–277 HB και εύρος ελάχιστου ορίου εφελκυσμού 730–890 N/mm² αντίστοιχα ^[19].

Στον **πίνακα 1** που παρατίθεται αναφέρεται η σύνθεση του χάλυβα R7 και UIC 900A που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή τροχών και σιδηροτροχιών αντίστοιχα ^[2]

Πίνακας 1: Χημική σύσταση χαλύβων UIC 900A και

Χημική σύσταση (wt %)	C	Si	Mn	P	Ni	Cr
UIC 900A (σιδηροτροχιά)	0.6-0.8	0.15-0.5	0.8-1.3			
R7 (τροχός)	0.52	0.4	0.8	0.035	0.3	0.3

Στην κατασκευή όμως των σιδηροδρομικών δικτύων μπορεί να χρησιμοποιηθούν και διαφορετικοί τύποι χάλυβα από τους προαναφερθέντες, ανάλογα με ειδικούς παράγοντες που επικρατούν, όπως οι κλιματολογικές συνθήκες μιας χώρας ^{[2],[11],[20]}.

Για την ασφαλή κίνηση του συρμού τα οχήματα είναι κατασκευασμένα από υλικά με μεγάλο βάρος, έτσι ώστε να εξασφαλίζεται η σταθερότητα στην κίνηση της αμαξοστοιχίας. Η μικρή επιφάνεια επαφής σε συνδυασμό με το μεγάλο βάρος των οχημάτων, έχει ως συνέπεια τη μεταφορά υψηλών τιμών φορτίων διαμέσου μικρής επιφάνειας επαφής, με αποτέλεσμα την εφαρμογή υψηλής πίεσης στο σημείο επαφής, η οποία μπορεί να είναι μέχρι και 7 τόνοι ανά τροχό ^[21].

2.2 Τριβή και πρόσφυση

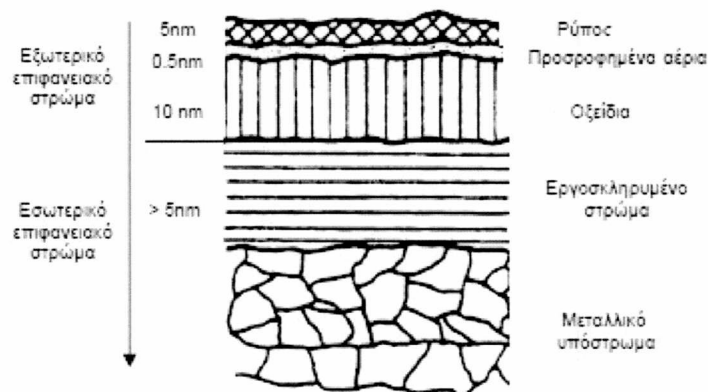
Ως εξωτερική τριβή (friction) ορίζεται η δύναμη αντίστασης που εκδηλώνεται ενάντια σε οποιαδήποτε κίνηση δύο σωμάτων που οι επιφάνειές τους εφάπτονται. Αντιδιαστέλλεται από την εσωτερική τριβή των υλικών, η οποία αφορά στην τριβή που αναπτύσσεται μεταξύ των μορίων ενός σώματος κατά την παραμόρφωσή του.

Υπάρχουν διαφορετικά είδη τριβής, τα οποία είναι:

- Ξήρη τριβή: Είναι η τριβή που αναπτύσσεται σε πλευρική κίνηση επιφανειών, οι οποίες έρχονται σε επαφή. Το συγκεκριμένο είδος τριβής χωρίζεται σε δύο επιμέρους κατηγορίες. Τη στατική τριβή, η οποία αφορά σώματα που βρίσκονται σε επαφή, αλλά δεν κινούνται και την δυναμική τριβή που αφορά σώματα που βρίσκονται σε επαφή και κινούνται.
- Τριβή ρευστών: Είναι η τριβή μεταξύ δύο στρωμάτων διαφορετικού ρευστού, που βρίσκονται σε επαφή και υπάρχει σχετική κίνηση μεταξύ τους.

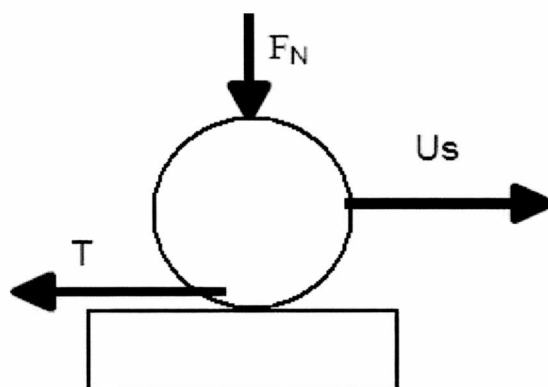
- Τριβή παρουσία λιπαντικού: Είναι η τριβή που αναπτύσσεται μεταξύ δύο επιφανειών που κινούνται, αλλά διαχωρίζονται από λιπαντική ουσία.
- Εσωτερική τριβή: Είναι η δύναμη που αναπτύσσεται μεταξύ των μορίων ενός υλικού όταν αυτό τείνει να παραμορφωθεί ελαστικά ή πλαστικά.

Η τριβή των στερεών είναι ένα εξαιρετικά πολύπλοκο φαινόμενο που εξαρτάται από εξωτερικές δυνάμεις (κάθετη δύναμη) αλλά και χαρακτηριστικά (τραχύτητα, θερμοκρασία) του τριβολογικού συστήματος και ειδικότερα της πραγματικής επιφάνειας επαφής, αλλά και των στρωμάτων του υλικού που βρίσκονται αμέσως κάτω από αυτή και σε μικρό σχετικά βάθος ^[22].



Σχήμα 4: Στρωματική σύνθεση της μεταλλικής επιφάνειας

Η δύναμη αντίστασης που αναπτύσσεται εξαιτίας της τριβής είναι η επαπτομενική δύναμη, η οποία ανθίσταται στην σχετική κίνηση δυο σωμάτων και κατά συνέπεια έχει διεύθυνση αντίθετη προς τη διεύθυνση της σχετικής τους ταχύτητας U_s (**σχήμα 5**).



Σχήμα 5: Σχηματική απεικόνιση της δύναμης της τριβής

Η τριβή συνήθως εκφράζεται με τον συντελεστή τριβής, ο οποίος ορίζεται ως ο λόγος της δύναμης τριβής προς την συνιστώσα των εξωτερικών δυνάμεων που δρουν στο σύστημα και είναι κάθετη στη διεύθυνση της κίνησης. Στη βιβλιογραφία συμβολίζεται με το Ελληνικό γράμμα μ και η εξίσωση για τον υπολογισμό του είναι:

$$\mu = T/F_N \quad (2.1)$$

όπου T είναι η δύναμη της τριβής και F_N είναι η κάθετη προς τη διεύθυνση κίνησης δύναμη.

Ανάλογα με το είδος της σχετικής κίνησης των δύο επαπτόμενων σωμάτων (των στοιχείων του τριβολογικού συστήματος), η τριβή διακρίνεται, σε τριβή ολίσθησης και σε τριβή κύλισης, όπου το ένα από τα δύο στοιχεία του τριβολογικού συστήματος περιστρέφεται γύρω από στιγμιαίο κέντρο περιστροφής, το οποίο βρίσκεται στην επιφάνεια επαφής των δυο σωμάτων, η οποία συνεχώς μεταβάλλεται.

Ο συντελεστής τριβής διαφέρει ανάλογα με την κατάσταση της κίνησης των σωμάτων που εξετάζονται. Όταν δεν υπάρχει σχετική κίνηση μεταξύ των σωμάτων, ο συντελεστής τριβής μ χαρακτηρίζεται ως συντελεστής στατικής τριβής (static), ενώ για σώματα που υπάρχει σχετική κίνηση χαρακτηρίζεται ως συντελεστής κινητικής τριβής (kinetic). Σχεδόν σε όλες τις περιπτώσεις ο συντελεστής στατικής τριβής έχει μεγαλύτερη τιμή από το συντελεστή κινητικής τριβής.

Όσον αφορά στη φύση του φαινομένου της τριβής κατά καιρούς έχουν αναπτυχθεί διάφορες θεωρίες, οι οποίες και παρουσιάζονται στη συνέχεια ^[23].

Μηχανική θεωρία : Σύμφωνα με τη θεωρία αυτή, το έργο της τριβής αναλώνεται για την ανύψωση των επιφανειακών ανωμαλιών της μιας επιφάνειας πάνω από τις επιφανειακές ανωμαλίες της άλλης. Η μηχανική θεωρία είναι η παλαιότερη επιστημονική ερμηνεία του

μηχανισμού της τριβής και θεωρείται ότι αποδίδει με ικανοποιητική προσέγγιση την πραγματικότητα μόνο όμως για πολύ τραχείες και χωρίς παραμόρφωση επιφάνειες, αλλά δεν εξηγείται η παραγόμενη από την τριβή θερμότητα.

Μοριακή θεωρία : Σύμφωνα με αυτή τη θεωρία, το έργο της τριβής αναλώνεται για την υπερνίκηση των δυνάμεων που οφείλονται σε μοριακή έλξη μεταξύ των δύο στερεών επιφανειών. Η μοριακή έλξη μπορεί να έχει ως αποτέλεσμα και τη δημιουργία δεσμών συγκόλλησης (θερμικών δεσμών που προέρχονται από τη σύντηξη των επιφανειών, λόγω υψηλής θερμοκρασίας που αναπτύσσεται τοπικά) μεταξύ των επιφανειακών ανωμαλιών των δυο επιφανειών που πρέπει να υπερνικηθούν από την τριβή (να θραυστούν οι δεσμοί), προκειμένου να υπάρξει σχετική κίνηση.

Η μοριακή θεωρία παρουσιάζει τα ακόλουθα μειονεκτήματα:

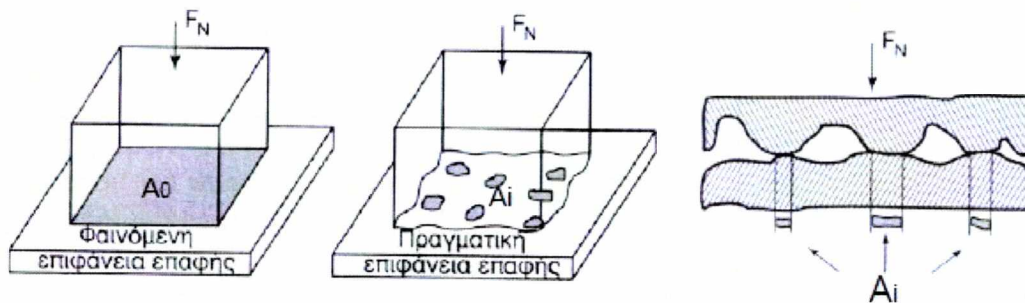
- Οδηγεί ουσιαστικά σε τριβή ανεξάρτητη της ταχύτητας, γεγονός που έχει ελεγχθεί πειραματικά και έχει αποδειχθεί ανακριβές.
- Δεν είναι δυνατό να εξηγηθεί η ανάπτυξη θερμικών δεσμών, όταν η θερμοκρασία λειτουργίας του συστήματος είναι τόσο χαμηλή, ώστε να μην μπορεί να γίνει ενδοδιάχυση των επιφανειακών ατόμων που είναι ο κύριος μηχανισμός πρόσφυσης κατά τη μοριακή Φυσική.
- Επίσης, δεν εξηγείται για ποιο λόγο τα ψαθυρά μη μεταλλικά υλικά, δεν παρουσιάζουν καθόλου πλαστική παραμόρφωση πριν την αστοχία.
- Οι θεωρητικές τιμές τριβής που προκύπτουν από την μοριακή θεωρία είναι, τις περισσότερες φορές, σημαντικά διαφορετικές από τις αντίστοιχες που προσδιορίζονται πειραματικά .

Θεωρία διείσδυσης : Σύμφωνα με τη θεωρία αυτή, το έργο της τριβής αναλώνεται για να παραμορφωθεί (πλαστικά) ορισμένος όγκος του ενός σώματος, εξ αιτίας της διείσδυσης των επιφανειακών ανωμαλιών του άλλου στη μάζα του. Σε πειράματα τριβής έχει διαπιστωθεί στην επιφάνεια, του μαλακότερου από τα δυο στοιχεία του συστήματος, ίχνος ολίσθησης με μορφή αύλακος και χείλη από πλαστικά παραμορφωμένο υλικό. Σύμφωνα με τη θεωρία διείσδυσης, οι επιφανειακές ανωμαλίες του σκληρότερου υλικού θα πρέπει να είχαν διεισδύσει στη μάζα του μαλακότερου και κατά την ολίσθηση να δημιούργηθηκε αύλακα. Ο μηχανισμός αυτός ονομάζεται μηχανισμός άρωσης.

Με τη θεωρία της διείσδυσης δεν είναι δυνατό να ερμηνευθεί όμως η τριβή, όταν η διείσδυση είναι αμελητέα (πολύ λείες επιφάνειες και κατά συνέπεια μεγάλη πραγματική επιφάνεια επαφής (σχήμα 6 το Α), ίδια σκληρότητα των στοιχείων του τριβολογικού συστήματος κλπ)

Μοριομηχανική θεωρία : Η θεωρία αυτή αναπτύχθηκε με τον συνδυασμό των τριών άλλων θεωριών και σήμερα είναι γενικά αποδεκτή, δεδομένου ότι ερμηνεύει ικανοποιητικά τα παρατηρούμενα φαινόμενα.

Αν θεωρηθεί ένα τριβολογικό σύστημα ολίσθησης με πραγματικές επιφάνειες (σχήμα 6), η θεωρία αυτή δέχεται ότι:

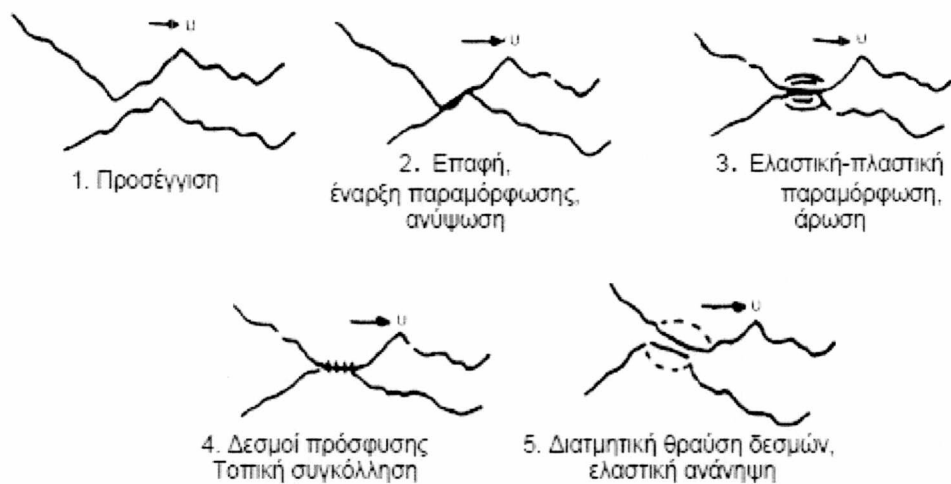


Σχήμα 6: Πραγματική επιφάνεια επαφής

- Η πραγματική επιφάνεια επαφής, περιορίζεται σε μικρό αριθμό μικροσημείων (μικροεπαφές) και είναι πολύ μικρότερη της ονομαστικής επιφάνειας επαφής A_0 .
- Το φορτίο παραλαμβάνεται εξ ολοκλήρου από την πραγματική επιφάνεια επαφής.
- Σε κάθε μικροεπαφή παρατηρείται, είτε μόνο ελαστική παραμόρφωση, είτε ελαστική και στη συνέχεια πλαστική παραμόρφωση.
- Στις μικροεπαφές αναπτύσσονται δεσμοί πρόσφυσης που οφείλονται (ανάλογα με τη φύση του υλικού) σε δυνάμεις μοριακές, ιοντικές ή χημικού δεσμού.

Η τριβή οφείλεται αποκλειστικά σε αλληλεπίδραση των επιφανειακών ανωμαλιών. Η αλληλεπίδραση αυτών μπορεί να συνοψιστεί στα ακόλουθα στάδια, (σχήμα 7):

- Προσέγγιση και επαφή των επιφανειακών ανωμαλιών. Έναρξη ελαστικής παραμόρφωσης της επιφανειακής ανωμαλίας και/ή ανύψωσή της πάνω από τις ανωμαλίες της άλλης επιφάνειας.
- Πλαστική παραμόρφωση της επιφανειακής ανωμαλίας.
- Άρωση
- Διατμητική θραύση των δεσμών πρόσφυσης



Σχήμα 7: Στάδια αλληλεπίδρασης επιφανειακών ανωμαλιών

Παρόλο που τα στάδια περιγράφονται, ακόμη δεν έχει αναπτυχθεί μέθοδος ακριβούς συσχετισμού της μακροσκοπικής συμπεριφοράς του τριβολογικού συστήματος με τη συμπεριφορά της κάθε μικροεπαφής. Επίσης, οι παραπάνω διαδικασίες δεν είναι όλες ανεξάρτητες μεταξύ τους και κατά συνέπεια δεν μπορούν να απομονωθούν και να μελετηθούν ανεξάρτητα .

2.3 Πίεση Επιφανείας – Τάσεις Hertz

Κατά τη λειτουργία των στοιχείων κύλισης, τα φορτία που ασκούνται, συγκεντρώνονται σε μία μικρή περιοχή, που αποκαλείται περιοχή επαφής (contact area) των ανταγωνιστικών επιφανειών. Ως αποτέλεσμα αυτού, ακόμη και για μέσες τιμές φορτίων, αναπτύσσονται ιδιαίτερα έντονες τάσεις. Αποτέλεσμα αυτού είναι η καταπόνηση και τελικά αστοχία της επιφάνειας, και κατ' επέκταση καταστροφή της λειτουργικής ικανότητας του στοιχείου.

Η μελέτη των τάσεων που αναπτύσσονται σε μια επαφή, είναι σχετικά πρόσφατη. Πρώτος ο Hertz το 1881 με τη μελέτη του ^[24] πρότεινε τις εξισώσεις που διέπουν την παραμόρφωση δυο ελαστικών κυκλικών φακών που εφάπτονται υπό τη σταθερή εφαρμογή κατακόρυφου σε αυτούς φορτίου. Η θεωρία του είχε εφαρμογή αποκλειστικά σε πλήρως ελαστικά σώματα σε επαφή, χωρίς την παρουσία τριβής. Όμως, στις αρχές του 20^{ου} αιώνα, που το βιομηχανικό και επιστημονικό ενδιαφέρον, ειδικά για την μελέτη εδράνων κύλισης, και συστημάτων τροχών-σιδηροτροχιών κλπ. ήταν έντονο, ώθησε την έρευνα να επεκτείνει τη θεωρία του Hertz και να υπερκεράσει τους περιορισμούς της. Έτσι, έχει επιτευχθεί η μελέτη της συμπεριφοράς στοιχείων και του εντατικού πεδίου που αναπτύσσεται σε αυτά κατά τη λειτουργία τους, λαμβάνοντας υπ όψιν φαινόμενα πλαστικότητας, τριβής κλπ. Τιμητικά, οι τάσεις αυτές ονομάζονται τάσεις του Hertz.

Οι βασικές εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν στην την παρούσα εργασία αναφέρονται παρακάτω ^[25].

2.4 Γάσεις Επαφής(σημειακές /γραμμικές επαφές)

Οι βασικές παραδοχές της θεωρίας του Hertz είναι:

1. Τουλάχιστον μια από τις διαστάσεις της επιφάνειας επαφής είναι πολύ μικρότερη από τις εξωτερικές διαστάσεις των επαπτόμενων 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 των σωμάτων
3. Τα υλικά των σωμάτων πρέπει να είναι ομοιογενή
4. Οι επιφάνειες των επαπτόμενων σωμάτων πρέπει να είναι απόλυτα λείες

Αν και οι παραδοχές αυτές δεν ανταποκρίνονται στην πραγματικότητα, η επιφανειακή πίεση κατά Hertz είναι μέχρι σήμερα το μοναδικό κριτήριο που υπάρχει για την εξέταση της επαφής σε πολλές πρακτικές εφαρμογές. Αν τα δύο σώματα αποτελούνται από διαφορετικά υλικά με μέτρα E_1 και E_2 και σταθερές Poisson ν_1 και ν_2 , τότε για τους τύπους υπολογισμού που ακολουθούν ισχύει:

$$\frac{1-\nu^2}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.2)$$

Ανάλογα με τη γεωμετρία των σωμάτων, μπορούν να διακριθούν βασικά δυο είδη επαφών, σε συνθήκες μηδενικής φόρτισης:

Γραμμική επαφή αν οι δύο επιφάνειες καμπυλότητας r_1, r_2 εφάπτονται η μία στην άλλη κατά μήκος μιας ευθείας ή καμπυλωμένης γραμμής, μηδενικού πάχους. Προφανώς υπό εφαρμογή κατακόρυφου φορτίου παρουσιάζεται αύξηση του πάχους της περιοχής επαφής, όπως φαίνεται από το **σχήμα 8**.

Η προβολή της επαφής αυτής σε ένα επίπεδο κάθετο προς την αξονική απόσταση των δυο κυλίνδρων έχει το σχήμα ενός ορθογωνίου παραλληλόγραμμου με μήκος L (=μήκος επικαλύψεως κυλίνδρων) και πλάτος $2b$. Η επιφανειακή πίεση p έχει ελλειπτική κατανομή και αυξάνεται από τις επιμήκειες πλευρές της διαπλατύνσεως προς το μέσο της μικρής της πλευράς, όπου και αποκτά λόγω φορτίου F τη μέγιστη τιμή $p_{μεγ}$:

$$p_{μεγ} = \frac{2F}{\pi bL} = \sqrt{\frac{FE}{\pi L(1-\nu^2)} \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)} \quad (2.3)$$

Όπου b το μισό πλάτος της γραμμικής επαφής, ίσο με

$$b = \sqrt{\frac{4F(1-\nu^2)}{\pi LE\left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}\right)}} \quad (2.4)$$

Η αντίστοιχη μέση επιφανειακή πίεση υπολογίζεται από τον τύπο

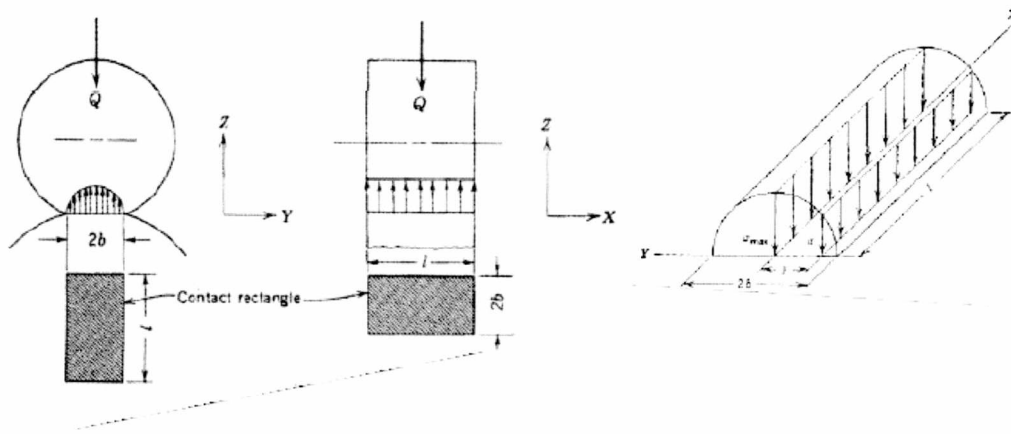
$$p_m = \frac{F}{2bL} = \frac{\pi}{4} p_{max} \quad (2.5)$$

$$p(x, y) = p_{max} \left[1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.6)$$

Λόγω δε της ελαστικής τους παραμόρφωσης, οι άξονες των δυο κυλίνδρων πλησιάζουν ο ένας τον άλλον ως προς την απόσταση (εξίσωση 2.7).

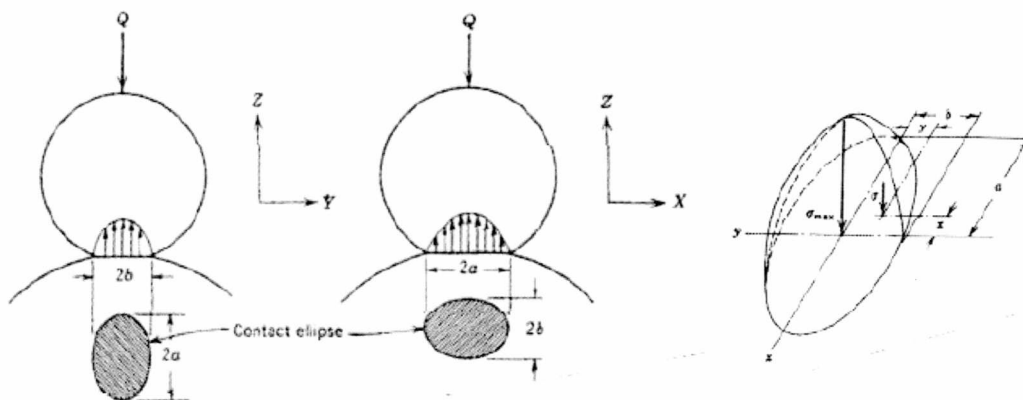
$$u = \frac{2F}{\pi L} \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} \left(\ln \frac{d_1}{b} + 0.407 \right) + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \left(\ln \frac{d_2}{b} + 0.407 \right) \right] \quad (2.7)$$

Η περίπτωση επαφής ενός κυλίνδρου ακτίνας r_1 και μιας επίπεδης επιφάνειας υπολογίζεται επίσης με τους παραπάνω τύπους, εάν όπου $r_2 = \infty$. Ακόμη αν μια από τις δυο επιφάνειες είναι κοίλη τότε η αριθμητική τιμή της ακτίνας καμπυλότητάς της τοποθετείται σε όλους τους παραπάνω τύπους με αρνητικό πρόσημο.



Σχήμα 8: Γραμμική επαφή και η αντίστοιχη κατανομή θλιπτικών τάσεων σε αυτή

Σημειακή επαφή. δυο επιφάνειες εφάπτονται σε ένα μόνο σημείο. Η επαφή αυτή μπορεί να γίνει κυκλική (αν τα δυο σώματα είναι τελείως σφαιρικά), ή ελλειπτική (αν τα σώματα έχουν διαφορετική καμπυλότητα σε διαφορετικές διευθύνσεις) σε φόρτιση, όπως φαίνεται από το **σχήμα 9**. Η προβολή σημειακής επαφής με σχήμα έλλειψης, εμφανίζει μεγάλη διάμετρο $2a$ και μικρή διάμετρο $2b$, όπως παριστάνεται και στο **σχήμα 9**. Η κατανομή της επιφανειακής πίεσης σε οποιαδήποτε διάμετρο αυτής της ελλειπτικής διαπλάτυνσης έχει ελλειπτική μορφή και αυξάνεται από την περιφέρεια μέχρι το κέντρο της ελλειπτικής αυτής διαπλάτυνσης, όπου αποκτά τη μέγιστη τιμή της p_{max} .



Σχήμα 9: Σημειακή επαφή και η αντίστοιχη κατανομή θλιπτικών τάσεων σε αυτή

$$p_{max} = \frac{1,5F}{\pi ab} = \frac{1}{\xi\eta} \sqrt{\frac{3FE^2(\sum k)^2}{8\pi^3(1-\nu^2)^2}} \quad \text{και} \quad p_m = \frac{F}{2ab} = \frac{2}{3} p_{max} \quad (2.8)$$

Με διαστάσεις επαφής

$$\alpha = \xi^3 \sqrt{\frac{3F(1-\nu^2)}{E \Sigma k}} \quad (2.9)$$

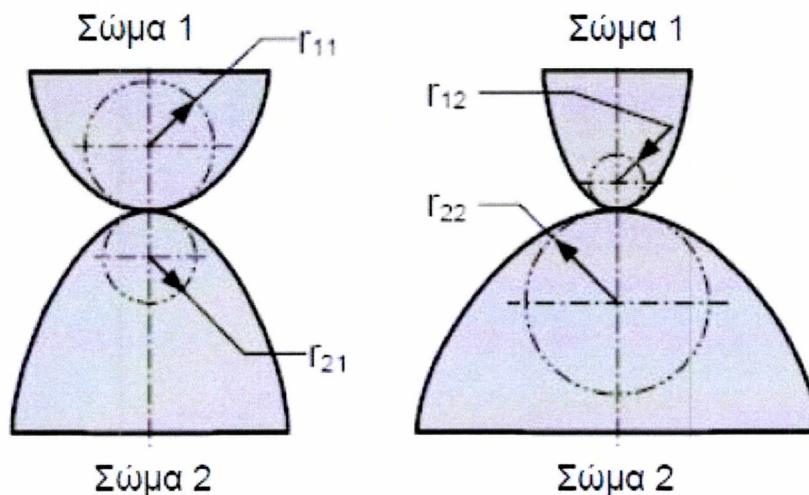
$$b = \eta^3 \sqrt{\frac{3F(1-\nu^2)}{E \Sigma k}} \quad (2.10)$$

$$p(x, y) = p_{max} \left(1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2 - \left(\frac{y}{a}\right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.11)$$

Λόγω δε της ελαστικής τους παραμόρφωσης, το ένα σώμα πλησιάζει το άλλο κατά

$$u = \frac{\psi}{\xi} \sqrt{\frac{9F^2(1-\nu^2)^2 \Sigma k}{8E^2}} \quad (2.12)$$

Για όλες τις παραπάνω εξισώσεις τα ξ, ψ, η, k είναι βοηθητικά μεγέθη, τα οποία υπολογίζονται ως εξής:



Σχήμα 10: Κατεύθυνση των κυρίων επιπέδων καμπυλότητας E των σωμάτων K

Έτσι για το κάθε σώμα $K=1,2$ στο επίπεδο $E=1,2$ ισχύει

$$k_{KE} = \frac{1}{r_{KE}} \quad (2.13)$$

$$\Sigma k_{KE} = k_{11} + k_{12} + k_{21} - k_{22} \quad (2.14)$$

Και τελικά ορίζεται η βοηθητική συνάρτηση

$$\cos \tau = \frac{k_{11}+k_{12}+k_{21}-k_{22}}{\sum k} \quad (2.15)$$

Μέσω της οποίας από πίνακες υπολογίζονται τα παρακάτω μεγέθη

Πίνακας 1: Πίνακας βοηθητικών τιμών ξ, η, ν

COS τ	ξ	η	ξ·η	ψ/ξ	COS τ	ξ	η	ξ·η	ψ/ξ	COS τ	ξ	η	ξ·η	ψ/ξ
0,9995	23,95	0,183	3,91	0,171	0,9770	5,03	0,338	1,90	0,470	0,928	3,55	0,428	1,52	0,630
0,9990	18,53	0,185	3,43	0,207	0,9765	5,58	0,339	1,89	0,478	0,926	3,51	0,431	1,51	0,634
0,9985	15,77	0,201	3,17	0,230	0,9760	5,53	0,340	1,98	0,481	0,924	3,47	0,433	1,50	0,638
0,9980	14,25	0,212	3,02	0,249	0,9755	5,49	0,342	1,98	0,483	0,922	3,43	0,436	1,50	0,642
0,9975	13,15	0,220	2,89	0,260	0,9750	5,44	0,343	1,87	0,480	0,920	3,40	0,438	1,49	0,646
0,9970	12,26	0,228	2,80	0,279	0,9745	5,39	0,345	1,86	0,489	0,918	3,36	0,441	1,48	0,650
0,9965	11,68	0,235	2,72	0,291	0,9740	5,35	0,346	1,85	0,491	0,916	3,33	0,443	1,47	0,653
0,9960	11,02	0,241	2,65	0,302	0,9735	5,32	0,347	1,85	0,493	0,914	3,30	0,445	1,47	0,657
0,9955	10,53	0,246	2,59	0,311	0,9730	5,28	0,349	1,84	0,495	0,912	3,27	0,448	1,46	0,650
0,9950	10,16	0,251	2,54	0,320	0,9725	5,24	0,350	1,83	0,498	0,910	3,23	0,450	1,45	0,661
0,9945	9,77	0,256	2,50	0,328	0,9720	5,20	0,351	1,83	0,500	0,908	3,20	0,452	1,45	0,667
0,9940	9,46	0,260	2,46	0,336	0,9715	5,16	0,353	1,82	0,502	0,906	3,17	0,454	1,44	0,671
0,9935	9,17	0,264	2,42	0,343	0,9710	5,13	0,354	1,81	0,505	0,904	3,15	0,456	1,44	0,674
0,9930	8,92	0,268	2,39	0,350	0,9705	5,09	0,355	1,81	0,507	0,902	3,12	0,459	1,43	0,677
0,9925	8,68	0,271	2,36	0,356	0,9700	5,05	0,357	1,80	0,509	0,900	3,09	0,461	1,42	0,680
0,9920	8,47	0,275	2,33	0,362	0,9690	4,98	0,359	1,79	0,513	0,895	3,03	0,466	1,41	0,688
0,9915	8,27	0,278	2,30	0,368	0,9680	4,92	0,361	1,78	0,518	0,890	2,97	0,471	1,40	0,695
0,9910	8,10	0,281	2,29	0,373	0,9670	4,86	0,363	1,77	0,522	0,885	2,92	0,476	1,39	0,702
0,9905	7,93	0,284	2,25	0,379	0,9660	4,81	0,365	1,76	0,526	0,880	2,86	0,481	1,38	0,709
0,9900	7,76	0,287	2,23	0,384	0,9650	4,76	0,367	1,75	0,530	0,875	2,82	0,485	1,37	0,715
0,9895	7,62	0,289	2,21	0,388	0,9640	4,70	0,369	1,74	0,533	0,870	2,77	0,490	1,36	0,721
0,9890	7,49	0,292	2,19	0,393	0,9630	4,65	0,371	1,73	0,536	0,865	2,72	0,494	1,35	0,727
0,9885	7,37	0,294	2,17	0,398	0,9620	4,61	0,374	1,72	0,540	0,860	2,66	0,498	1,34	0,733
0,9880	7,25	0,297	2,15	0,402	0,9610	4,56	0,376	1,71	0,543	0,855	2,64	0,502	1,33	0,739

Για περιπτώσεις επαφής με κοίλα σώματα, ή επίπεδες επιφάνειες, ισχύει ότι και στις γραμμικές επαφές (δηλ, $r < 0$ $r=\infty$ αντίστοιχα)

Για την πλήρη περιγραφή του πεδίου των τάσεων, είναι απαραίτητη η επίλυση με αριθμητικές μεθόδους των εξισώσεων ελαστικότητας ^[26]. Έχει γίνει ήδη δυνατή η εύρεση των τάσεων κάτω και επί της επιφάνειας επαφής και με αναλυτικές εξισώσεις για κυκλικές και γραμμικές επαφές ^{[27],[28]}. Ακόμη όμως, δεν είναι κάτι τέτοιο πλήρως δυνατό για τον ελλειπτικού τύπου επαφών ^[29]. Ακολουθούν οι προσεγγιστικοί τύποι υπολογισμού της μέγιστης ονομαστικής τάσης, η οποία αναπτύσσεται κάτω από μια επιφάνεια και του βάθους όπου αυτή εμφανίζεται ^[30]:

Πίνακας 2: Πίνακας εξισώσεων

Ομάδα Εξισώσεων 2.20	Σημειακή επαφή	Γραμμική επαφή
Μέγ. ορθ. διατμητική τάση	$\tau_{max}=0.31p_{max}$	$\tau_{max}=0.3p_{max}$
Θέση μέγ. ορθ. διατμ. τάσης	$z=0.47a$	$z=0.78a$
Μέγ. ισοδύναμη τάση Mises	$\sigma_{V,Mises}=0.62 p_{max}$	$\sigma_{V,Mises}=0.56 p_{max}$
Θέση μεγ. ισοδύναμης τάσης Mises	$z=0.47a$	$z=0.71a$
Μέγ. ισοδύναμη τάση Tresca	$\sigma_{V,Tresca}=0.62 p_{max}$	$\sigma_{V,Tresca}=0.60 p_{max}$
Θέση μεγ. ισοδύναμης τάσης Tresca	$z=0.47a$	$z=0.78a$

Όπου

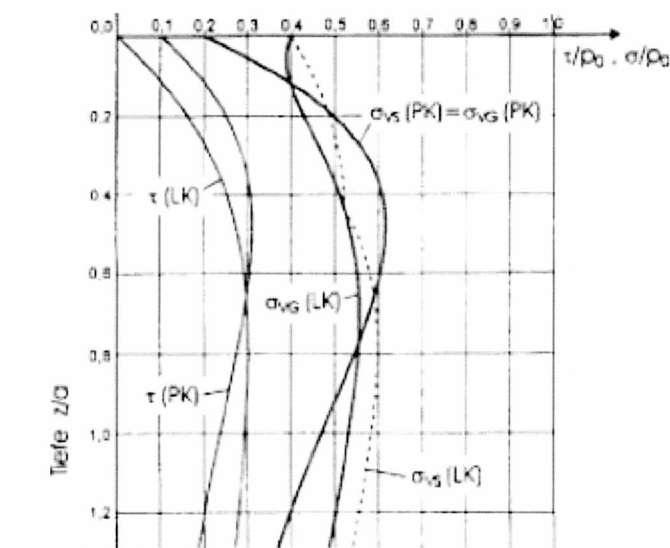
$$\sigma_{V,Tresca} = 2\tau_{max} = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|) \quad (2.16)$$

Και

$$\sigma_{V,Mises} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (2.17)$$

Με $\sigma_{1,2,3}$ τις κύριες τάσεις.

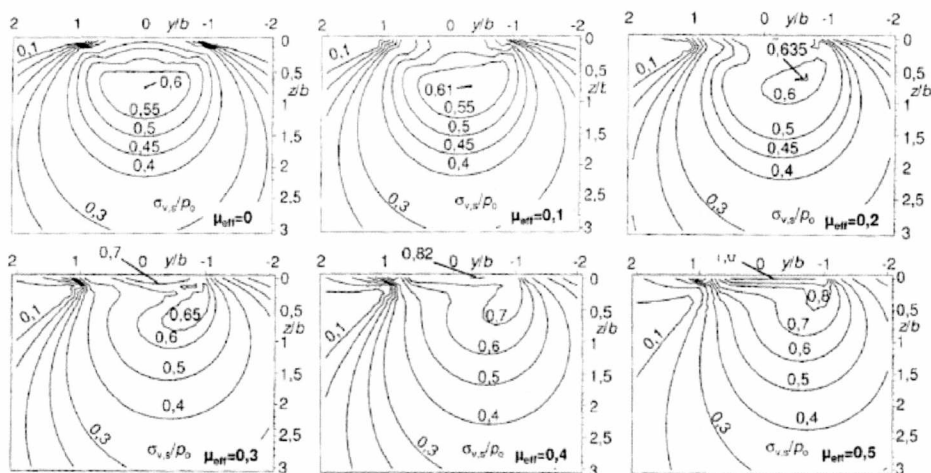
Στο **σχήμα 11** φαίνεται το διάγραμμα των ανηγμένων προς τη μέγιστη επιφανειακή πίεση p_0 ισοδύναμων τάσεων, σε συνάρτηση με το βάθος z από την επιφάνεια, ανηγμένο προς την ακτίνα της ελλειπτικής επαφής a



Σχήμα 11: Συνάρτηση ισοδύναμων τάσεων σ ως προς το βάθος από την επιφάνεια z . Όπου LK-γραμμική επαφή, PK σημειακή επαφή, G-τάσεις Mises, S-τάσεις Tresca

Η τριβή δρα ως μια διατμητική τάση στην επιφάνεια του στοιχείου κύλισης. Αποτέλεσμα της αύξησής της, όπως αναφέρεται από τη βιβλιογραφία και προκύπτει από τις εξισώσεις ^{[26],[28]}, είναι η διαρκής αύξηση της ισοδύναμης τάσης κοντά στην επιφάνεια και η

μετακίνηση του μεγίστου που προβλέπεται από τη θεωρία Hertz προς αυτήν. Χαρακτηριστικά, για τιμές συντελεστή τριβής μεγαλύτερες του 0,2, η επιφανειακή τάση ξεπερνά και την μέγιστη τάση χωρίς παρουσία τριβής.



Σχήμα 12: Ισοστατικές γραμμές ισοδύναμης τάσης Tresca σε επαφή Hertz υπό διάφορες τιμές συντελεστή τριβής

2.5 Μέθοδοι υπολογισμού συντελεστή τριβής στο σύστημα τροχός αμαξοστοιχίας/σιδηροτροχιά

Ο υπολογισμός του συντελεστή τριβής (μ) μεταξύ του τροχού αμαξοστοιχίας και της σιδηροτροχιάς είναι πολύ σημαντικός στον σχεδιασμό για την ασφαλή κίνηση της αμαξοστοιχίας. Η τιμή του συντελεστή τριβής μπορεί να υπολογισθεί, είτε με τη χρήση ειδικών διατάξεων πειραματικά στο εργαστήριο, είτε απευθείας στο σιδηροδρομικό δίκτυο με τη βοήθεια συγκεκριμένων συσκευών κατασκευασμένων έτσι ώστε να προσαρμόζονται πάνω στη σιδηροτροχιά (**σχήμα 13**).

Πειραματικά, ο προσδιορισμός της τιμής του συντελεστή τριβής γίνεται με τη χρήση μηχανικών διατάξεων, οι οποίες είναι:

- Ροόμετρο που αποτελείται από ακίδα με σφαιρικό άκρο, η οποία εφάπτεται σε μεταλλικό περιστρεφόμενο δίσκο (pin on disk test)^[31] και
- Μηχανή Amsler ή μηχανή διπλού δίσκου (twin disk test)^[31]

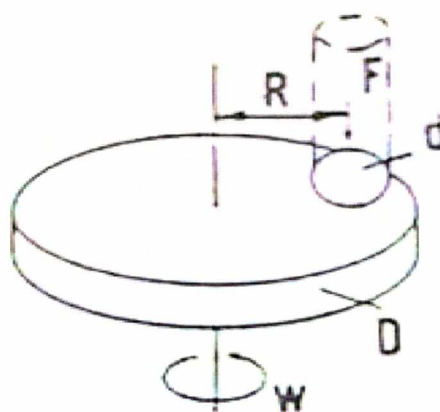
Οι αρχές λειτουργίας των παραπάνω διατάξεων θα αναλυθούν στη συνέχεια.

Για τον άμεσο υπολογισμό του συντελεστή τριβής στο σιδηροδρομικό δίκτυο, η Ένωση Αμερικανικών Σιδηροδρόμων (AAR) επινόησε τριβόμετρο (**σχήμα 13**), το οποίο όμως σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε από την υπηρεσία Βρετανικών Σιδηροδρόμων (BR)^[32]. Το παραπάνω όργανο εφαρμόζεται απευθείας στη σιδηροτροχιά και κινείται με την ώθηση του χειριστή.



Σχήμα 13: Εικόνα χειροκίνητου τριβόμετρου

Ροόμετρο (pin on disk test): Όπως αναφέρεται στην προδιαγραφή ASTM G99-04 ^[33], η διάταξη που χρησιμοποιείται αποτελείται από μια ακίδα με σφαιρική κατάληξη, η οποία έρχεται σε επαφή με έναν περιστρεφόμενο δίσκο (σχήμα 14).



Σχήμα 14: Σχηματική αναπαράσταση του συστήματος δίσκος/ακίδα

Όπου :

F: το επιβαλλόμενο φορτίο

D: διάμετρος του περιστρεφόμενου δίσκου

d: διάμετρος της σφαιρικής κατάληξης της ακίδας

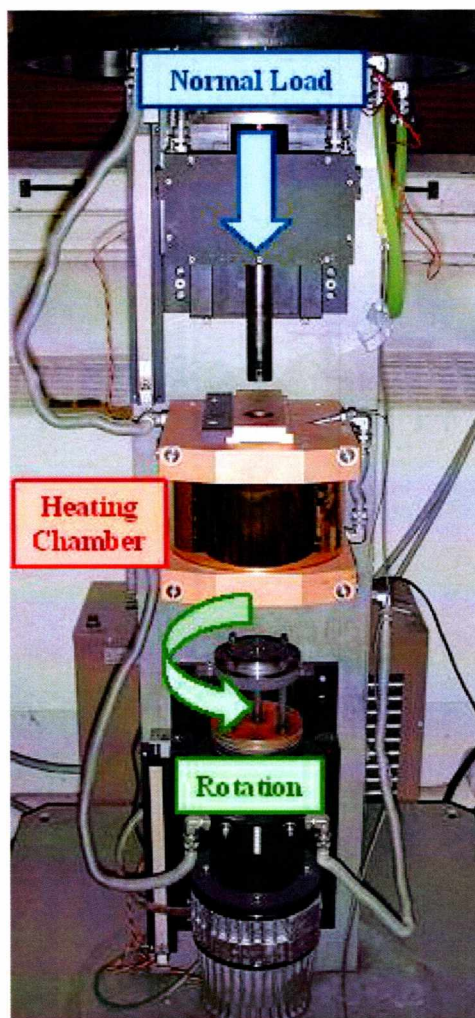
R: απόσταση του κέντρου του δίσκου από το σημείο επαφής της ακίδας

W: ταχύτητα περιστροφής του δίσκου

Στη συγκεκριμένη διάταξη, ο χειριστής έχει τη δυνατότητα να ελέγξει και να μετρήσει το επιβαλλόμενο φορτίο, τη γωνιακή ταχύτητα του δίσκου, αλλά και τη συχνότητα των ταλαντώσεων που αναπτύσσονται στο στέλεχος της ακίδας. Επιπλέον, μπορεί να μετρήσει και περιβαλλοντικούς παράγοντες, όπως η θερμοκρασία, ή η πίεση. Επιπλέον, η διάταξη λειτουργεί ακόμα και με την παρουσία λιπαντικού πάνω στο δίσκο και να μετρηθεί η επίπτωση της ύπαρξής του. Το φορτίο που ασκείται από την ακίδα στο δίσκο, αλλά και η δύναμη της τριβής που εφαρμόζεται, εξαιτίας της κίνησης του δίσκου, μπορεί να μετρηθούν με τη χρήση μετατροπέα (αισθητήρα) ως εξής. Η ακίδα σταθεροποιείται σε ένα αναπόσπαστο τμήμα της μηχανής, το οποίο έχει τη δυνατότητα να ταλαντώνεται ελαφρά. Ο αισθητήρας υπολογίζει αυτήν την μορφή κίνησης και τη μετατρέπει σε δύναμη. Με τη διάταξη αυτή είναι δυνατό να υπολογιστεί ο συντελεστής τριβής, αλλά και ο ρυθμός φθοράς που προκαλείται από την ακίδα στο δίσκο (φθορά ανά μονάδα χρόνου), ο οποίος προσδιορίζεται από την απώλεια της μάζας ή του όγκου του δίσκου που προκαλείται εξαιτίας της επαφής του με την ακίδα. Ο υπολογισμός της μάζας ή του όγκου που χάνεται γίνεται με τη βοήθεια προφιλόμετρου ^{[34][35]}.

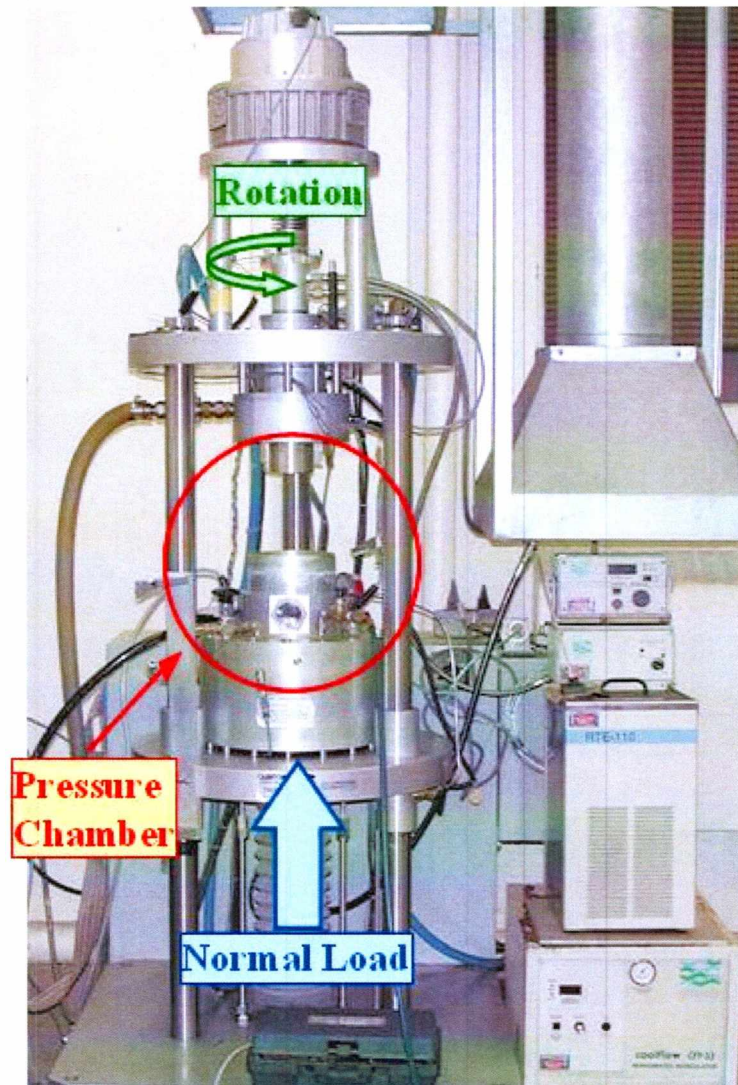
Για τον υπολογισμό των συγκεκριμένων παραμέτρων με την τεχνική αυτή έχουν κατασκευαστεί ειδικές μηχανές, οι οποίες ονομάζονται τριβόμετρα. Ενδεικτικά παρατίθενται δύο είδη τριβόμετρων.

Τριβόμετρο υψηλής θερμοκρασίας (σχήμα 15): Στο συγκεκριμένο τριβόμετρο υπάρχει η δυνατότητα διεξαγωγής του συγκεκριμένου πειράματος σε θερμοκρασία που υπερβαίνει τους 1000°C. Για την αντοχή σε τόσο υψηλή θερμοκρασία, η μηχανική διάταξη είναι κατασκευασμένη από πυρίμαχο υλικό. Το σύστημα του δίσκου με την ακίδα είναι τοποθετημένο στο θάλαμο που διακρίνεται στο μέσο του **σχήματος 15**, στο εσωτερικό του οποίου αναπτύσσεται και η υψηλή θερμοκρασία.



Σχήμα 15:Εικόνα τριβόμετρου υψηλής θερμοκρασίας

Τριβόμετρο υψηλής πίεσης (σχήμα 16): Το τριβόμετρο υψηλής πίεσης παρουσιάζει πολλές ομοιότητες με το τριβόμετρο υψηλής θερμοκρασίας, με τη διαφορά ότι υπάρχει η δυνατότητα διεξαγωγής του πειράματος σε υψηλή πίεση, άνω των 250 psi, η οποία δημιουργείται με τη βοήθεια ειδικών υδραυλικών εμβόλων. Το τριβόμετρο υψηλής πίεσης χρησιμοποιείται συνήθως όταν το πείραμα διεξάγεται παρουσία λιπαντικών ή ψυκτικών μέσων.



Σχήμα 16: Εικόνα τριβόμετρου υψηλής πίεσης

Μηχανή διπλού δίσκου (twin disc test): Για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής στο σύστημα τροχός/σιδηροτροχιά πειραματικά, χρησιμοποιείται ευρέως η μηχανή διπλού δίσκου (twin disc machine). Η διάταξη αυτή έχει τη δυνατότητα να ανταποκριθεί σε συνθήκες υψηλών επιβαλλόμενων φορτίων, αλλά και σε συνθήκες υψηλής ταχύτητας.

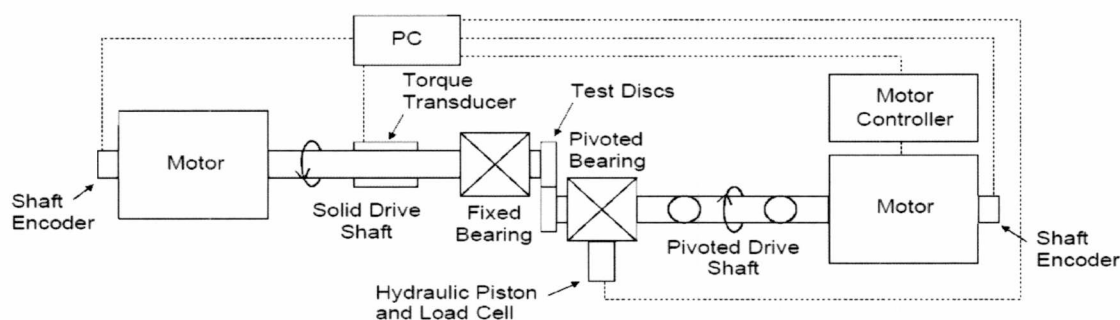
Η συγκεκριμένη μηχανή λειτουργεί αυτόματα και έχει τη δυνατότητα να υπολογίζει την αναπτυσσόμενη τριβή, σε συνάρτηση με την ολίσθηση του τροχού στη σιδηροτροχιά. Η ολίσθηση ελέγχεται με τη ρύθμιση της ταχύτητας περιστροφής του κάθε δίσκου, διατηρώντας σταθερό το άθροισμα των ταχυτήτων των δύο δίσκων^[37].

Η λειτουργία της μηχανής βασίζεται στη σχετική κίνηση δύο περιστρεφόμενων δίσκων, οι οποίοι είναι προσαρμοσμένοι σε ένα σταθερό και σε ένα κινητό κινητήριο άξονα αντίστοιχα. Οι δίσκοι φορτίζονται ταυτόχρονα, με τη βοήθεια υδραυλικού συστήματος, το οποίο είναι προσαρμοσμένο στον κινητό άξονα, και αναπτύσσουν συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής, από ανεξάρτητους ηλεκτροκινητήρες. Στη διάταξη, στον σταθερό άξονα,

υπάρχει μετατροπέας κυκλικής κίνησης σε αναλογικό ή ψηφιακό σημάδι (shaft encoder), το οποίο καταλήγει και αναλύεται σε ηλεκτρονικό υπολογιστή, ρυθμίζοντας και παρακολουθώντας έτσι την ταχύτητα περιστροφής διαρκώς.

Ένας μετρητής ροπής (torque transducer) είναι προσαρμοσμένος στο σταθερό κινητήριο άξονα και ένας καταγραφέας φορτίου τοποθετείται στον υδραυλικό γρύλο, ο οποίος ρυθμίζει την πίεση που ασκεί ο κινητός άξονας στο σταθερό. Ο ρυθμός ολίσθησης που απαιτείται για τη διεξαγωγή του πειράματος, επιτυγχάνεται με τη ρύθμιση της ταχύτητας περιστροφής των δύο δίσκων. Όλα τα δεδομένα καταγράφονται σε ηλεκτρονικό υπολογιστή, ο οποίος χρησιμοποιείται και για τον έλεγχο της τιμής του φορτίου, αλλά και της ταχύτητας περιστροφής των δίσκων^[37]. Μέσω της επαφής των δίσκων και με τη χρήση του υπολογιστή υπάρχει η δυνατότητα του υπολογισμού του συντελεστή τριβής. Απαραίτητη προϋπόθεση είναι τα δοκίμια που χρησιμοποιούνται να έχουν κατασκευαστεί ανάλογα με τις προδιαγραφές που αντιστοιχούν στα υλικά που είναι υπό εξέταση.

Στο παρακάτω σχήμα (σχήμα 17) φαίνεται σχηματικά η διάταξη που περιγράφηκε παραπάνω



Σχήμα 17: Μηχανή διπλού δίσκου

3. Πειραματική μελέτη του συστήματος προσδιορισμού συντελεστή τριβής.

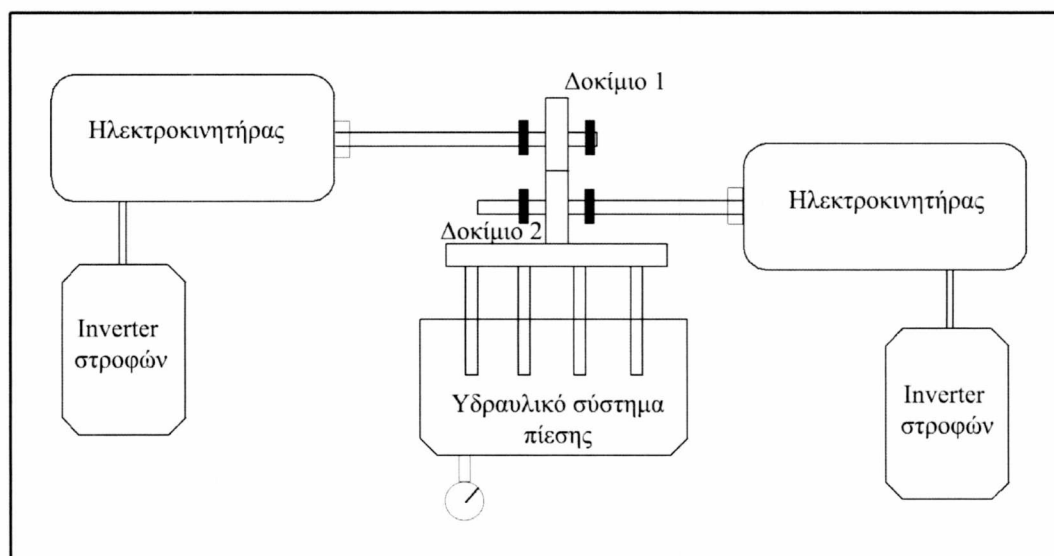
3.1 Μελέτη-σχεδιασμός συστήματος

Για τον προσδιορισμό του συντελεστή τριβής κύλισης στο σύστημα τροχού-σιδηροτροχίας, σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε μια νέα πειραματική διάταξη, εξ ολοκλήρου στο Εργαστήριο Μηχανικής και Αντοχής Υλικών του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας. Η διάταξη αυτή επιτρέπει τη μελέτη του φαινομένου της τριβής συστημάτων που βρίσκονται σε σχετική κύλιση / ολίσθηση και στη συγκεκριμένη περίπτωση δισκοειδών δοκιμών υπό απλοποιημένες και ελεγχόμενες συνθήκες λειτουργίας. Η κατασκευή της διάταξης και οι πειραματικές δοκιμές που έγιναν συνέβαλαν :

- Στον υπολογισμό των διάφορων συντελεστών τριβής, στο σύστημα τροχός / σιδηροτροχία του Αττικό Μετρό, σε διαφορετικές συνθήκες προσομοίωσης του συστήματος
- Συσχέτιση του συντελεστή τριβής με παράμετρους όπως, η ταχύτητα περιστροφής του τροχού πάνω στη σιδηροτροχία και η δύναμη, η οποία ασκείται στο σύστημα.

Για την κατασκευή της εν λόγω πειραματικής διάταξης, μελετήθηκαν τα σχέδια και ο τρόπος λειτουργίας παρόμοιων πειραματικών διατάξεων όπως είναι η SUROS και η LEROS^[37].

Αρχικά σχεδιάστηκε σκαρίφημα της ιδοκατασκευής (**σχήμα 18**) για την καλύτερη κατανόηση του μηχανισμού λειτουργίας.

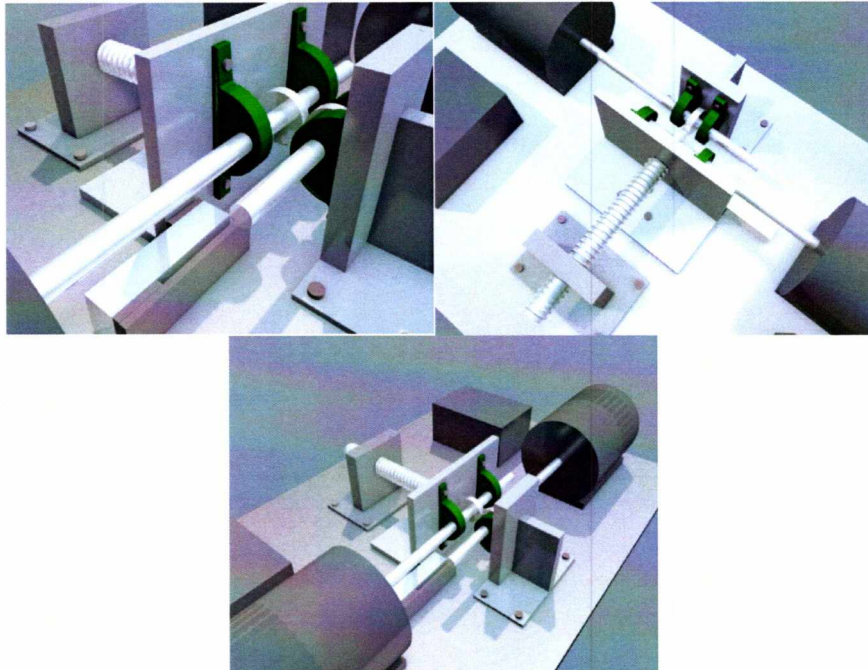


Σχήμα 18: Σκαρίφημα πειραματικής διάταξης

Με βάση το σκαρίφημα του σχήματος, έγινε ο προσδιορισμός των εξαρτημάτων τα οποία ήταν απαραίτητα για την υλοποίηση της κατασκευής. Στη συνέχεια παραθέτονται τα

εξαρτήματα τα οποία αγοράστηκαν, μετά από έρευνα αγοράς με βάση τον προϋπολογισμό της εργασίας αλλά και των πειραματικών συνθηκών που θα εφαρμοζόταν.

Τέλος, σχεδιάστηκαν ορισμένα σκαριφήματα στο λογισμικό Solidworks για την πλήρη αποτύπωση της μηχανικής διάταξης σε τριδιάστατη εικόνα (σχήμα 19).

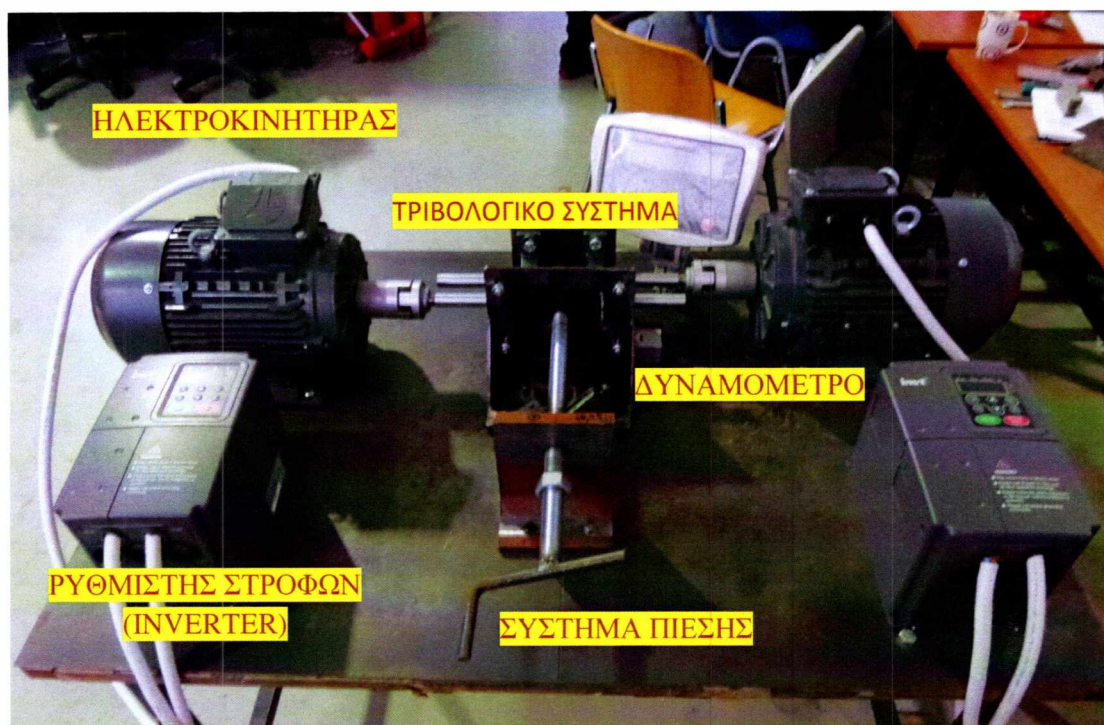


Σχήμα 19: Τριδιάστατη απεικόνιση της ιδιοκατασκευής

3.2 Πειραματική διάταξη

Η πειραματική τριβομετρική διάταξη που κατασκευάστηκε (σχήμα 20), αποτελείται από δύο ανεξάρτητες κινητήριες ατράκτους, στις οποίες τοποθετούνται τα δισκοειδή δοκίμια. Η ταχύτητα περιστροφής των ατράκτων ρυθμίζεται ανεξάρτητα για την καθέμια. Αυτό επιτυγχάνεται, με τη χρήση ρυθμιστή στροφών (inverter), ο οποίος είναι συνδεδεμένος σε κάθε κινητήρα ξεχωριστά. Για τη μετάδοση του απαιτούμενου φορτίου, στο υπο εξέταση σύστημα, προσαρμόστηκε ένα κοχλιωτό σύστημα πίεσης, το οποίο μεταδίδει το φορτίο, με μηχανικό τρόπο, στον έναν άξονα μιας ατράκτου. Το σύστημα της δεύτερης ατράκτου χρησιμοποιείται για τη μετατροπή της τάσης και της έντασης του ρεύματος λειτουργίας της ατράκτου στη ροπή την οποία αποδίδει στον άξονα. Με την χρήση της τιμής ροπής που υπολογίζεται είναι δυνατό να υπολογιστεί ο ζητούμενος συντελεστής τριβής στο σύστημα.

Με τη συγκεκριμένη διάταξη μπορεί να επιτευχθούν ταχύτητες περιστροφής των δοκιμών έως και 1500 rpm. Συνεπώς, με αρκετή ευκολία και σε μικρό χρόνο είναι δυνατό να ληφθούν μετρήσεις για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής μεταξύ των δοκιμών κάτω από διαφορετικά φορτία και διαφορετικούς ρυθμούς περιστροφής των δοκιμών.



Σχήμα 20:Εικόνα πειραματικής διάταξης

Πίνακας 3:Παράμετροι λειτουργίας ιδιοκατασκευής

Ταχύτητα περιστροφής	Μέχρι 1500 rpm
Ισχύς	4 kW
Κάθετο φορτίο	Μέχρι 2000 N
Διάμετρος δοκιμίων	47 mm

3.3 Μέτρηση μεγεθών

Για τη μέτρηση του συντελεστή τριβής απαιτείται η συνεχής παρακολούθηση μεγεθών, όπως είναι οι στροφές με τις οποίες περιστρέφονται οι άξονες που φέρουν τα δοκίμια, η τάση και η ένταση του ρεύματος που καταναλώνεται από τους κινητήρες για την περιστροφή των αξόνων και τέλος το φορτίο, το οποίο ασκείται στο σύστημα των δοκιμίων.

Τα παραπάνω μεγέθη μετρώνται συνεχώς, όσον αφορά το φορτίο με τη βοήθεια ειδικού δυναμομέτρου, ενώ η τάση και η ένταση του ρεύματος με τη βοήθεια ρυθμιστή στροφών, προσαρμοσμένου σε κάθε κινητήρα. Τα παραπάνω όργανα έχουν προσαρμοστεί σε κατάλληλα σημεία στην πειραματική διάταξη που κατασκευάστηκε.

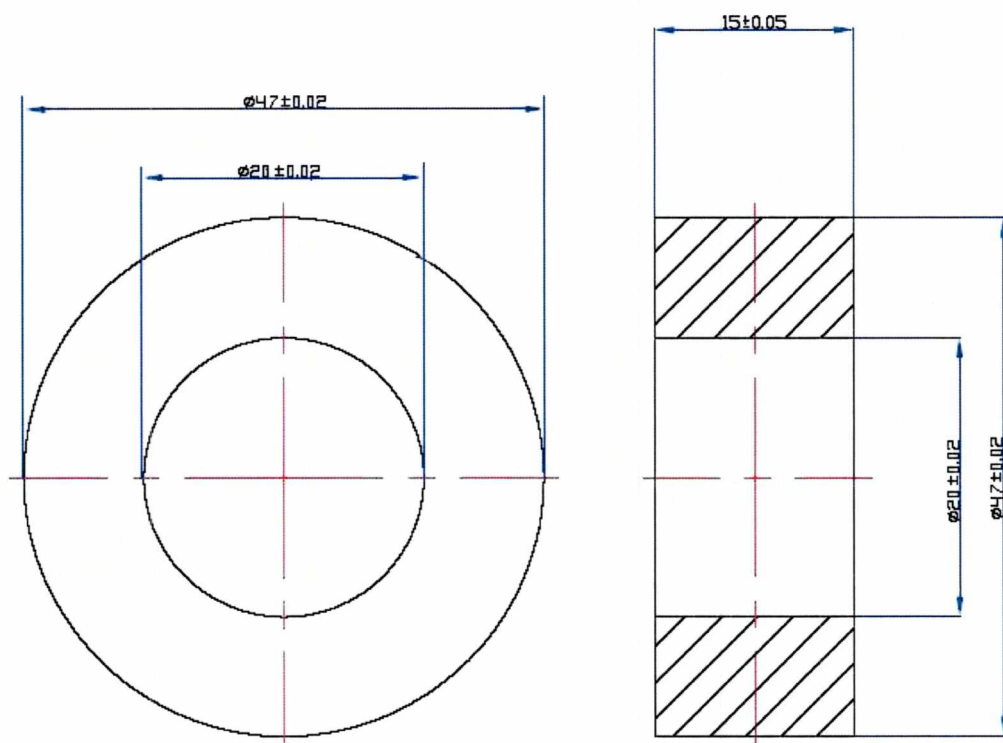
Επίσης, σημαντική είναι και η μέτρηση της τραχύτητας της επιφάνειας των δοκιμίων πριν και μετά τη διεξαγωγή του πειράματος.

Οι τιμές του φορτίου, των στροφών και του slip ratio με βάση τις οποίες έγιναν τα πειράματα είναι:

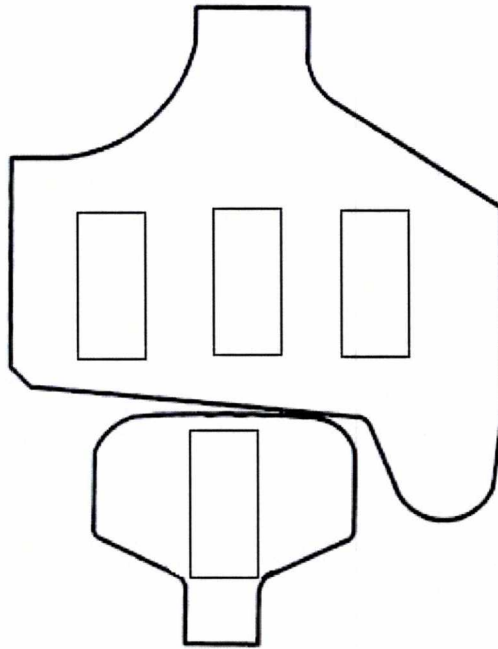
- Φορτίο: 500N-800N-1200N
- Στροφές (rpm): 500-800-1200
- Slip ratio:0,01-0,03-0,04

3.3.1 Δισκοειδή Δοκίμια

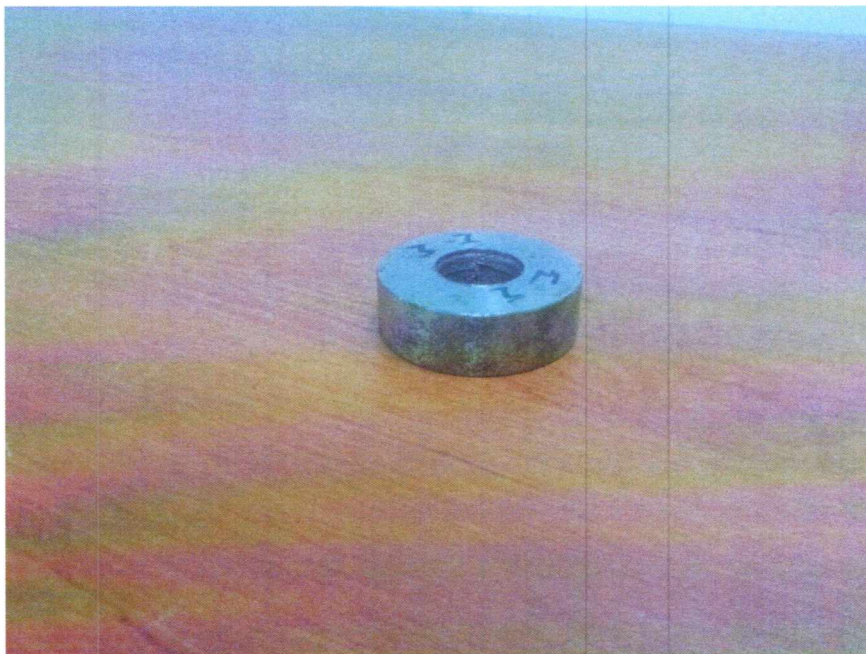
Στα **σχήματα 21 και 22** παρουσιάζονται οι διαστάσεις των δοκιμών του συστήματος τριβής καθώς και απεικόνιση αυτών (**σχήμα 23**). Τα κυλινδρικά δοκίμια έχουν διάμετρο 47mm και πλάτος 15mm. Η επαφή που δημιουργείται μεταξύ των δοκιμών είναι γραμμική και περιγράφεται από τη θεωρία του Hertz, μέσω της οποίας υπολογίζονται οι τάσεις που δημιουργούνται κατά την επαφή. Πριν την έναρξη της πειραματικής διαδικασίας το βάρος των δοκιμών μετρήθηκε με τη χρήση ζυγού ακριβείας. Επιπλέον μετρήθηκε η τραχύτητα της επιφάνειάς τους με τη χρήση τραχύμετρου (Taylor Hobson, Sytronic 35). Τέλος , μετρήθηκαν και οι διαστάσεις, έτσι ώστε να μην υπάρχει απόκλιση από τα σχέδια, σύμφωνα με τα οποία εξήχθησαν τα δοκίμια.



Σχήμα 21: Γεωμετρία των δισκοειδών δοκιμών



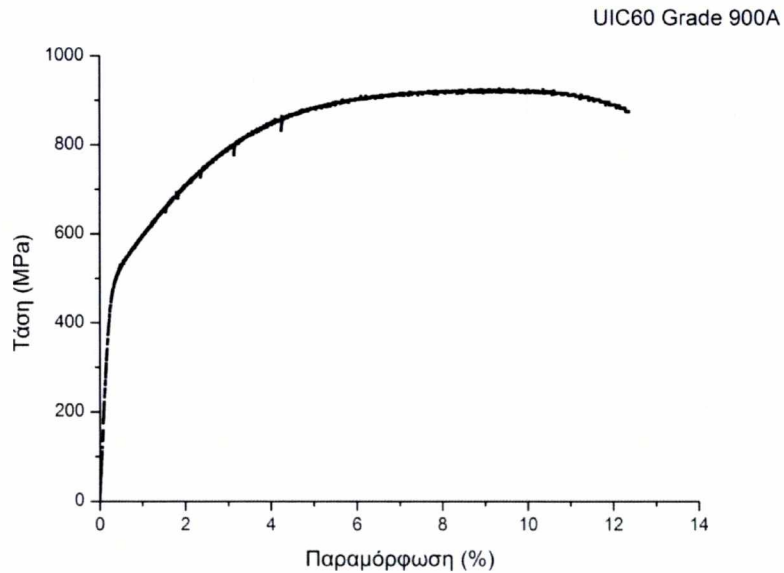
Σχήμα 22: Τρόπος εξαγωγής δοκιμίων



Σχήμα 23: Εικόνα κυλινδρικών δοκιμίων

3.3.2 Υλικό δοκιμίου σιδηροτροχιάς

Το υλικό από το οποίο εξήχθηκε το δοκίμιο της σιδηροτροχιάς, είναι χάλυβας χάλυβα UIC60 Grade 900A. Στον **πίνακα 4** παρουσιάζεται η χημική σύσταση του εν λόγω χάλυβα. το διάγραμμα που ακολουθεί παρουσιάζεται η καμπύλη τάσης-παραμόρφωσης του υλικού που εξετάστηκε και οι μηχανικές ιδιότητες μετά την αποτίμηση στον **Πίνακα 5**.



Σχήμα 24: Διάγραμμα εφελκυσμού χάλυβα UIC60 Grade 900A

Πίνακας 4: Πίνακας μηχανικών ιδιοτήτων

$\sigma_{y0.2}$	533 MPa
σ_{UTS}	924 MPa
$\epsilon_f(50)$	12%
E	195,2 GPa

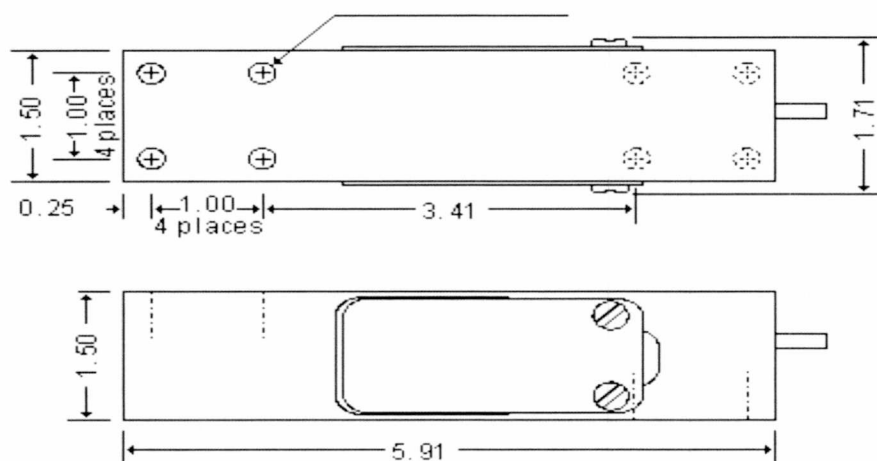
Πίνακας 5: Χημική Ανάλυση (%κ.β.) του χάλυβα UIC60 Grade 900A

	Χημική Σύσταση						
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
Υλικό προς εξέταση	0,68	0,26	1,11	0,02	0,01	0,03	0,02
Όρια Προδιαγραφής	0,60-0,80	0,1-0,5	0,8-1,3	0,04 max	0,04 max	-	-

Η μικροδομή του χάλυβα είναι περλιτική. Τα πλεονεκτήματα του επιλεγόμενου χάλυβα για την κατασκευή σιδηροτροχιών είναι η ολκιμότητα του, λόγω της περλιτικής μικροδομής και η αυξημένη αντοχή του, λόγω του μεγάλου ποσοστού άνθρακα που εμπεριέχει.

3.3.3 Σύστημα Πίεσης

Για την εφαρμογή του απαιτούμενου φορτίου πίεσης στο σύστημα, χρησιμοποιήθηκε κοχλιωτό σύστημα επιβολής φορτίου αποτελούμενο από ηλεκτρολογική ντίζα μήκους 50mm και διάμετρο 24mm (σχήμα 26). Η καταγραφή του απαιτούμενου φορτίου έγινε με τη χρήση δυναμοκυψέλης, η οποία προσαρμόστηκε σε κατάλληλη θέση, έτσι ώστε η μέτρηση να είναι ακριβής. Ο τύπος της δυναμοκυψέλης είναι ο TEDEA-HUNTLEIGH Model 1241 και οι διαστάσεις φαίνονται στο παρακάτω σχέδιο (σχήμα 24) .

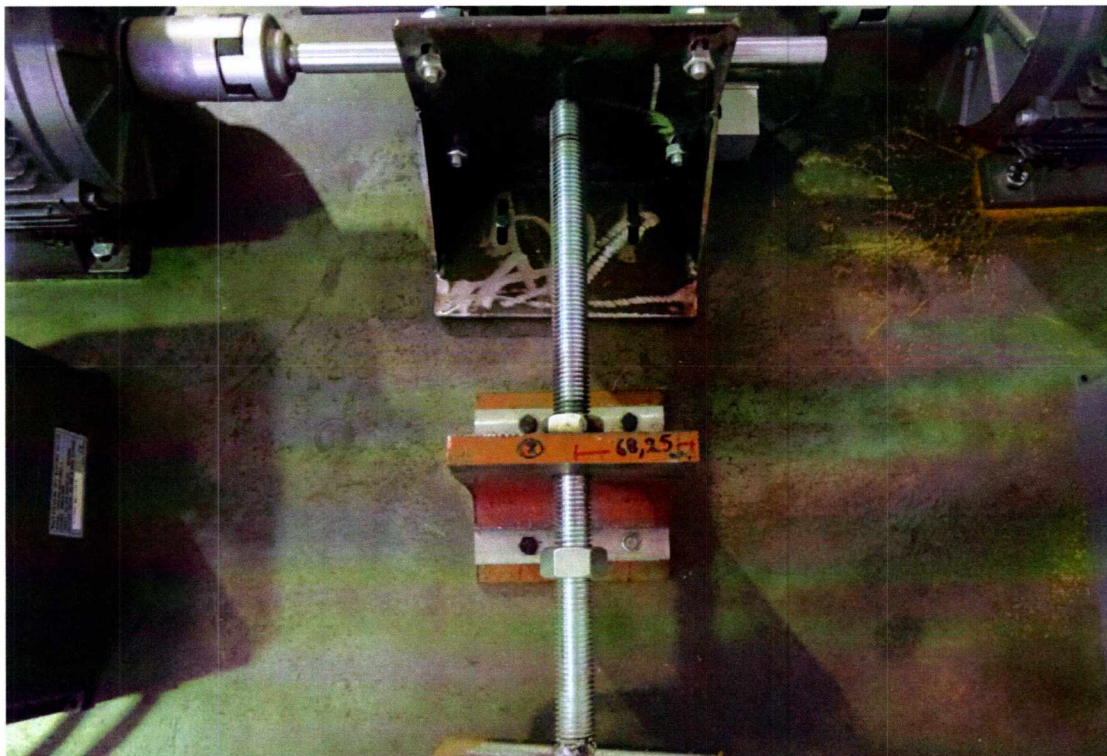


Σχήμα 25:Σχηματική απεικόνιση της δυναμοκυψέλης

Για την επαλήθευση της σωστής λειτουργίας της δυναμοκυψέλης, έγινε έλεγχος φορτίουεκτός της ιδιοσυσκευής, με τη βοήθεια του δυναμομέτρου της μηχανής γενικών δοκιμών εφελκυσμού του εργαστηρίου (σχήμα 25).Η δυναμοκυψέλη υπολογίζει το ασκούμενο φορτίο, μέσω της κάμψης που δημιουργεί το εκάστοτε φορτίο στην δυναμοκυψέλη. Ασκώντας οποιοδήποτε φορτίο στην μια άκρη της δυναμοκυψέλης, δημιουργείται κάμψη στη μέση αυτής και με κατάλληλο λογισμικό τη μετατρέπει σε φορτίο, το οποίο φαίνεται στην οθόνη της δυναμοκυψέλης.



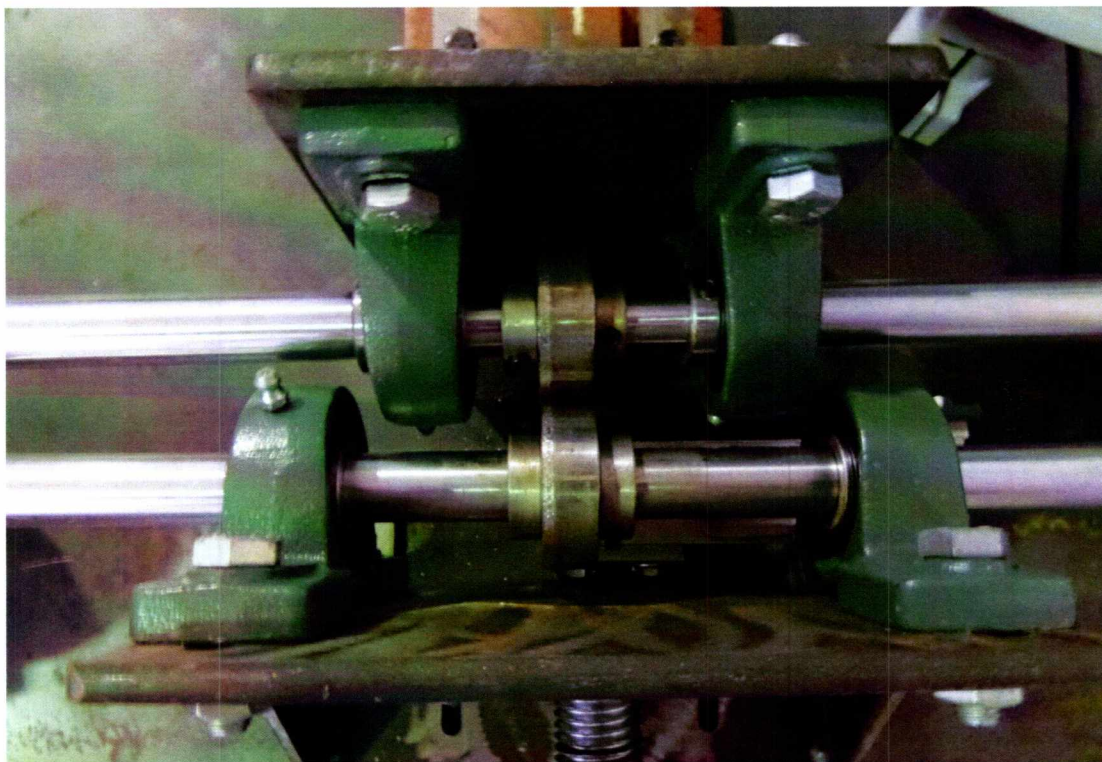
Σχήμα 26:Εικόνα για τον έλεγχο σωστής λειτουργίας δυναμοκυψέλης με χρήση της μηχανής εφελκυσμού.



Σχήμα 27:Εικόνα κοχλιοτού συστήματος πίεσης

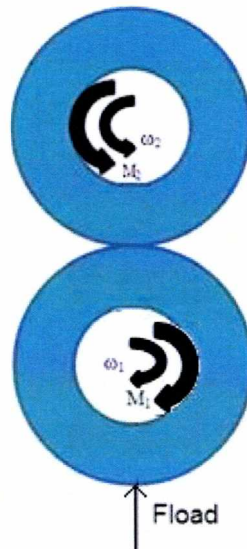
3.3.4 Εξισώσεις για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής

Στην παρούσα εργασία για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής πραγματοποιήθηκε ανάλυση των δυνάμεων με τη χρήση διαγράμματος ελεύθερου σώματος στο τριβολογικό σύστημα του σχήματος (σχήμα 28).



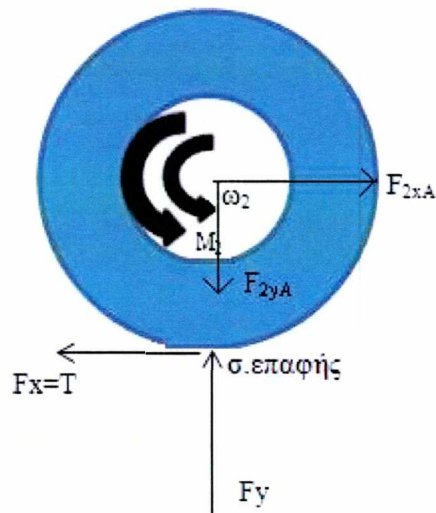
Σχήμα 28:Εικόνα τριβολογικού συστήματος

Αρχικά θεωρείται καρτεσιανό σύστημα συντεταγμένων με άξονες x και y . Το τριβολογικό σύστημα παρουσιάζεται σχηματικά παρακάτω. Με 1 και 2 χαρακτηρίζονται οι άξονες στους οποίους είναι προσαρμοσμένα τα δισκοειδή δοκίμια. Με το σύμβολο ω_1 και ω_2 ορίζονται οι γωνιακές ταχύτητες περιστροφής κάθε δοκιμίου, ενώ με το σύμβολο M_1 και M_2 ορίζονται οι αντίστοιχες ροπές που αναπτύσσονται στους άξονες, κατά τη διάρκεια της περιστροφικής κίνησης των δοκιμίων. Τέλος, με F_{load} συμβολίζεται το φορτίο πίεσης που ασκείται με τη χρήση του συστήματος πίεσης.(σχήμα 29)



Σχήμα 29: Τριβολογικό σύστημα των δίσκων σε σχετική περιστροφή

Στο σχήμα 30 φαίνεται το διάγραμμα ελεύθερου σώματος για το δοκίμιο 2 του τριβολογικού συστήματος.



Σχήμα 30: Διάγραμμα ελεύθερου σώματος για το δοκίμιο 2

Από τη συνθήκη ισορροπίας δυνάμεων στη διεύθυνση y προκύπτει ότι:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{2yA} = F_y \quad (3.1)$$

Με $F_{2yA} = F_{2y}$, όπου αυτη εκράζει τη δύναμη αντίδρασης του άξονα 2 πάνω στο δισκοειδές δοκίμιο στην y διεύθυνση.

Σύμφωνα με το σχεδιασμό της κατασκευής η F_{2yA} ασκείται στους κυλισιοτριβείς που είναι προσαρμοσμένοι στον άξονα και έχουν ανοχή σε δυνάμεις που ασκούνται στον εκάστοτε άξονα περιστροφής.

Από τη συνθήκη ισορροπίας δυνάμεων στη διεύθυνση x προκύπτει ότι:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_x = F_{2xA} \quad (3.2)$$

με $F_x=T$ όπου T η δύναμη τριβής, η οποία αναπτύσσεται κατά την αντίρροπη κίνηση των δοκιμίων κατά την επαφή τους και F_{2xA} η δύναμη αντίδρασης στο δοκίμιο του άξονα 2 κατά η διεύθυνση X.

Εφαρμόζοντας στο σύστημα εξίσωση ισορροπίας ροπών, ως προς το κέντρο των δοκιμίων, προκύπτει ότι:

$$\sum M_{k2} = I \frac{d\omega_2}{dt} \Rightarrow M_2 - F_x r_2 = I \frac{d\omega_2}{dt} \quad (3.3)$$

Επομένως το άθροισμα ροπών ως προς το κέντρο βάρους, είναι ίσο με τη ροπή αδράνειας του δισκοειδούς δοκιμίου επί τη γωνιακή επιτάχυνση του δίσκου 2. Η ροπή M_2 μεταφέρεται στον άξονα από τον ηλεκτροκινητήρα.

Σε περίπτωση που η γωνιακή ταχύτητα παραμένει σταθερή (κάτι που συμβαίνει στα πειράματα που έγιναν στο εργαστήριο για την παρούσα εργασία) προκύπτει ότι

$$M_2 = T r_2 \quad (3.4)$$

Με r_2 συμβολίζεται η ακτίνα του δοκιμίου, η οποία είναι γνωστή. Συνεπώς αν υπολογιστεί η ροπή M_2 του άξονα, είναι εφικτός και ο υπολογισμός της δύναμης της τριβής που αναπτύσσεται στο τριβολογικό σύστημα.

Για μεγαλύτερη ακρίβεια στους υπολογισμούς πρέπει να αφαιρεθεί η ροπή που δημιουργείται στο σύστημα όταν τα δοκίμια δε βρίσκονται σε επαφή, έτσι ώστε να μετρηθεί η επίδραση της τριβής στη ροπή των αξόνων. Η ροπή αυτή θα μετρηθεί αν τεθεί η ιδιοσυσκευή σε λειτουργία, χωρίς τα δοκίμια να βρίσκονται σε επαφή (δηλαδή με μηδενικό φορτίο πίεσης). Συνεπώς δεν θα υπάρχει παραγόμενη τριβή. Αυτή η ροπή συμβολίζεται με M_{start} και αφαιρείται από την τελική ροπή (μετά την επαφή). Άρα η εξίσωση γίνεται

$$T r_2 = M_2 - M_{start} \quad (3.5)$$

Η ανάλυση που έγινε για το δοκίμιο του άξονα 1 είναι ακριβώς όμοια με την αντίστοιχη του δοκιμίου 2, με τη διαφορά ότι το φορτίο στην Y διεύθυνση είναι το φορτίο που ασκείται μέσω του μηχανικού συστήματος πίεσης. Για το λόγο αυτό δεν περιγράφεται αναλυτικά.

Από την ανάλυση προκύπτει ότι

$$F_y = F_{load} \quad (3.6)$$

Χρησιμοποιώντας την εξίσωση της τριβής θα εξαχθεί η σχέση για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής. Ισχύει

$$T = \mu F_y = \mu F_{load} \Rightarrow \frac{M_2 - M_{start}}{r_2} = \mu F_{load} \Rightarrow \mu = \frac{M_2 - M_{start}}{r_2 F_{load}} \quad [48] \quad (3.7)$$

Η τριβή είναι μικτή και κυμαίνεται από στατική τριβή-τριβή ολίσθησης-τριβή κύλισης. Η πειραματική διαδικασία διεξάγεται ρυθμίζοντας τις γωνιακές ταχύτητες ω_1 και ω_2 κατάλληλα, έτσι ώστε να εξετασθούν όλες οι καταστάσεις (κύλιση-κύλιση και ολίσθηση)^[29].

Με τον τρόπο αυτό επηρεάζεται ο λόγος ολίσθησης-κύλισης (slip ratio) R. Το slip ratio δίνεται από την εξίσωση

$$R = \frac{u_s}{u_r} = \frac{2(u_1 - u_2)}{u_1 + u_2} \quad (3.8)$$

Με

$$u_1 = r_1 \omega_1 \quad (3.9)$$

Και

$$u_2 = r_2 \omega_2 \quad (3.10)$$

Και

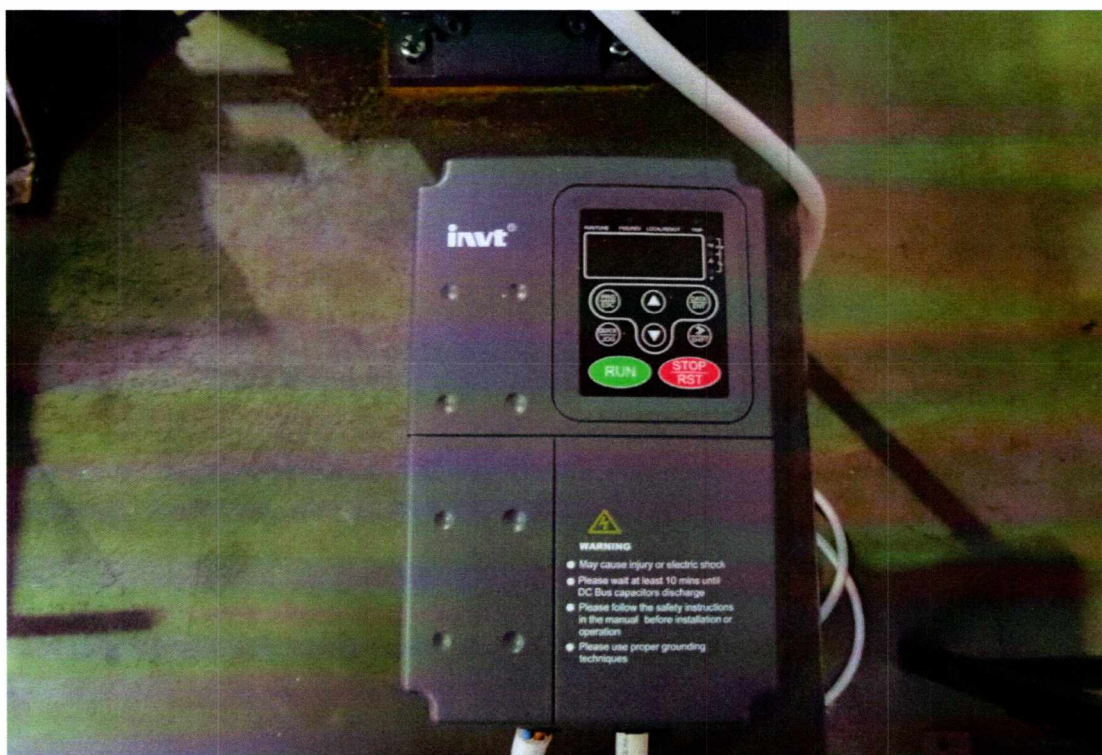
$$u_r = \frac{1}{2}(u_1 + u_2) \quad (3.11)$$

Στην περίπτωση που $u_1 = u_2$ στο σύστημα αναπτύσσεται τριβή κύλισης και συνεπώς το slip ratio είναι $R=0$. Για την περίπτωση που προκύπτει λόγος $R < 1$ το σύστημα προσομοιάζει την κίνηση με ολίσθηση προς τη μία ή την αντίθετη κατεύθυνση (π.χ. φρενάρισμα ή πατινάρισμα)^[30]

3.3.5 Υπολογισμός ροπής άξονα κινητήρα.

Οι ρυθμιστές στροφών (σχήμα 31), οι οποίοι έχουν τοποθετηθεί στην ιδιοσυσκευή, λειτουργούν ως ρυθμιστές της ηλεκτρικής τάσης που δίνουν στους ηλεκτροκινητήρες, έτσι ώστε να διατηρείται σταθερή η ταχύτητα του συστήματος κατά την εφαρμογή διάφορων φορτίων που θα εμποδίσουν την περιστροφή των αξόνων^[31].

Παράδειγμα συστήματος μεταβλητού φορτίου είναι ο ανελκυστήρας. Σε μια συγκεκριμένη εγκατάσταση με θάλαμο, 8 ατόμων, κατά τη διάρκεια ενός εικοσιτετράωρου, ο ηλεκτροκινητήρας θα κινήσει τον θάλαμο του ανελκυστήρα τυχαία με 0 έως 8 άτομα. Η απαίτηση όμως από τον ηλεκτροκινητήρα του ανελκυστήρα είναι σε οποιοδήποτε συνδυασμό φορτίου να διατηρείται σταθερή η ταχύτητα ανόδου/καθόδου. Η απαίτηση αυτή καλύπτεται από το Inverter, το οποίο επιτελεί κατάλληλες προσαρμογές της τάσης V του ρεύματος I (άρα και της ροπής) και της συχνότητας F. Λόγω της λειτουργίας αυτής, χαρακτηρίζεται και ως συσκευή VVVF (Variable Voltage Variable Frequency) (Μεταβλητής Τάσης Μεταβλητής Συχνότητας).



Σχήμα 31:Εικόνα ρυθμιστή στροφών(Inverter)

Η ροπή ενός άξονα ηλεκτροκινητήρα μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση^[40] :

$$T = \frac{P_L 9.552}{N} \quad (3.12)$$

Με

P_L : μηχανική ισχύς κινητήρα (σε Watt)

T : ροπή άξονα περιστροφής (M_2)

N : ο αριθμός των στροφών (σε rpm)

Από τον ορισμό της μονάδας ισχύος, 1 watt είναι ο ρυθμός με τον οποίο η εργασία γίνεται όταν ένα αμπέρ (A) του ρεύματος ρέει διαμέσου μιας διαφοράς ηλεκτρικού δυναμικού ενός βολτ (V), προκύπτει ότι :

$$1 \text{ Watt} = 1 \text{ Volt} * 1 \text{ Ampere}^{[39]}$$

Η συσκευή inverter στροφών, διαθέτει πίνακα στον οποίο εμφανίζονται τα παρακάτω στοιχεία συνεχώς και έτσι είναι εφικτός ο υπολογισμός της ροπής του άξονα κατά την περιστροφή του ηλεκτροκινητήρα.

Σε διατάξεις όπου δεν υπάρχουν ρυθμιστές στροφών, η ισχύς ρέει από το δίκτυο προς τον κινητήρα. Στην ιδιοσυσκευή το ηλεκτρικό ρεύμα ρέει από το δίκτυο στο inverter και στη συνέχεια στον κινητήρα. Το μεγαλύτερο μέρος της ηλεκτρικής ισχύος εισόδου μετατρέπεται σε μηχανική ροπή στον άξονα του κινητήρα, ο οποίος στη συνέχεια κινεί το δοκίμιο. Η ηλεκτρική ισχύς σε W που εισέρχεται στον κινητήρα υπολογίζεται από την εξίσωση,

$$P_w = V * I \sqrt{3} \cos \varphi^{[40]} \quad (3.13)$$

Ενώ η μηχανική ισχύς δίνεται από τον τύπο

$$P_L = T \omega_n \quad (3.14)$$

όπου T η ροπή σε Nm και ω_n η μηχανική γωνιακή ταχύτητα περιστροφής σε rad/s. Οι δυο παραπάνω ισχύεις διαφέρουν κατά το ποσό των απωλειών του κινητήρα.

Παρόλα αυτά, υπάρχουν απώλειες λόγω τριβής, αερισμού κτλ και συνεπώς η ωφέλιμη ισχύς εξαρτάται από ένα συντελεστή ο οποίος ονομάζεται απόδοση του κινητήρα. Αυτός δίνεται στα ονομαστικά χαρακτηριστικά κάθε κινητήρα και υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$n = \frac{P_L}{P_w} \quad (3.15)$$

Με τον συνδυασμό των εξισώσεων 3.14 και 3.15, προκύπτει ότι η ροπή του άξονα ηλεκτροκινητήρα δίνεται από την εξίσωση

$$T = nP_w \frac{1}{\omega_n} \quad (3.16)$$

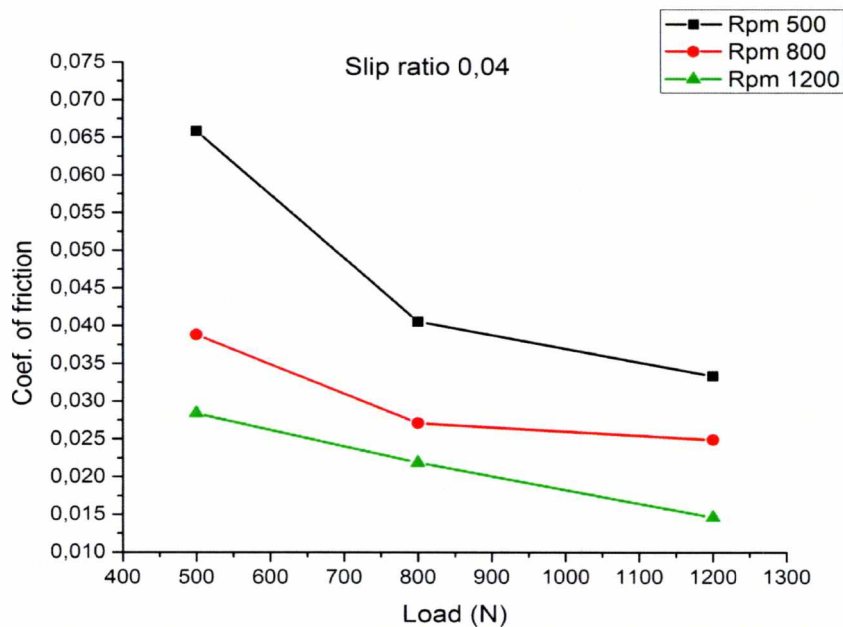
Όπως αναφέρθηκε, τα στοιχεία μέσω των οποίων υπολογίζεται η ροπή του άξονα αναγράφονται στον πίνακα (display) που διαθέτει ο inverter.

3.4 Επεξεργασία των αποτελεσμάτων

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των πειραμάτων μέτρησης του συντελεστή τριβής. Τα αποτελέσματα καταχωρήθηκαν σε φύλλα εργασίας του προγράμματος επεξεργασίας στοιχείων Origin Pro 9, με τη βοήθεια του οποίου έγινε η επεξεργασία τους και δημιουργήθηκαν τα διαγράμματα που παρουσιάζονται στην παρούσα εργασία. Συγκεκριμένα προσδιορίστηκε η τιμή του συντελεστή τριβής σε σχέση με το επιβαλλόμενο φορτίο στο τριβομετρικό σύστημα, την ταχύτητα περιστροφής (στροφές/λεπτό) των δοκιμών αλλά και της αναλογίας ολίσθησης (slip ratio) αυτών.

4. Αποτελέσματα

Στα *σχήματα 32 και 33* απεικονίζεται γραφικά η μεταβολή του συντελεστή τριβής, για αναλογία ολίσθησης 0,04, σε σχέση με το φορτίο και τις στροφές.

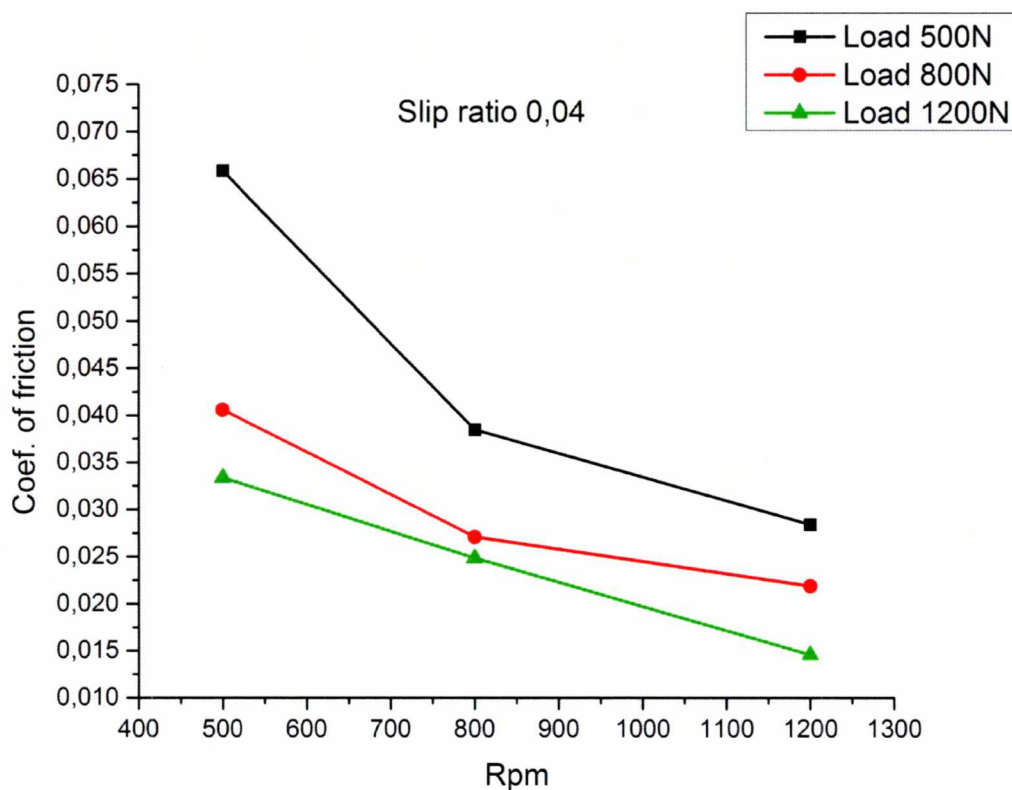


Σχήμα 32: Μεταβολή του συντελεστή τριβής μ σε σχέση με το ασκούμενο φορτίο, στις αντίστοιχες στροφές και λόγο ολίσθησης 0,04

Οι τιμές του συντελεστή τριβής παρουσιάζονται για κάθε τιμή φορτίου και στροφών στον **πίνακα 6**.

Πίνακας 6: Συντελεστής τριβής σε σχέση με το φορτίο σε διάφορες τιμές στροφών και λόγο ολίσθησης 0,04

Λόγος ολίσθησης 0,04	Συντελεστής Τριβής (μ)			
	Φορτίο(N)	Στροφές/Λεπτό(Rpm) 500	Rpm 800	Rpm 1200
	500	0,065844	0,03878	0,02838
	800	0,040547	0,02705	0,02184
	1200	0,033348	0,02485	0,01456



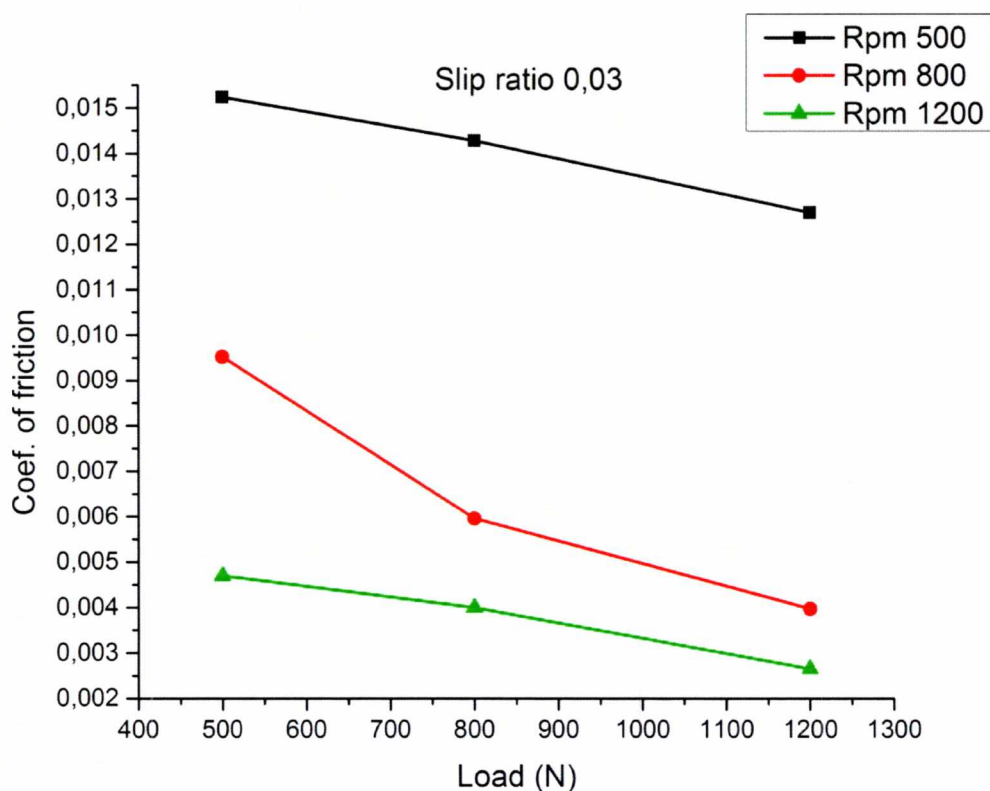
Σχήμα 33: Μεταβολή του συντελεστή τριβής σε σχέση με τις στροφές, στα αντίστοιχα φορτία σε λόγο ολίσθησης 0,04

Οι τιμές του συντελεστή τριβής παρουσιάζονται για κάθε περίπτωση στον *πίνακα 7*.

Πίνακας 7: Συντελεστής τριβής σε σχέση με τις στροφές σε διάφορες τιμές φορτίων και λόγο ολίσθησης 0,04

Λόγος ολίσθησης 0,04	Συντελεστής Τριβής (μ)		
	Φορτίο 500N	Φορτίο 800N	Φορτίο 1200N
500	0,06584	0,04055	0,03335
800	0,03848	0,02705	0,02485
1200	0,02838	0,02184	0,01456

Στα *σχήματα 34 και 35* φαίνεται γραφικά η σχέση του συντελεστή τριβής με τις στροφές και το φορτίο σε αναλογία ολίσθησης 0,03

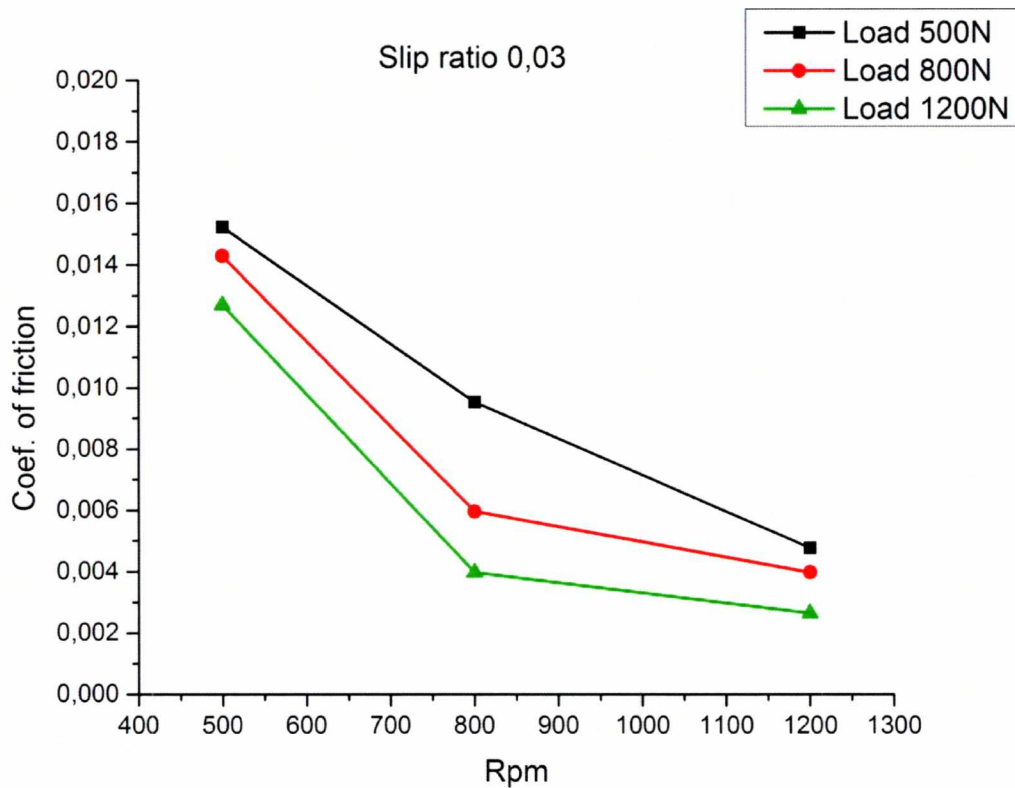


Σχήμα 34: Μεταβολή του συντελεστή τριβής μ σε σχέση με το ασκούμενο φορτίο, στις αντίστοιχες στροφές και λόγο ολίσθησης 0,03

Οι τιμές του συντελεστή τριβής παρουσιάζονται για κάθε περίπτωση στον *πίνακα 8*.

Πίνακας 8: Συντελεστής τριβής σε σχέση με το φορτίο σε διάφορες τιμές στροφών και λόγο ολίσθησης 0,03

Λόγος ολίσθησης 0,03	Συντελεστής Τριβής (μ)			
	Φορτίο(N)	Στροφές/Λεπτό (Rpm) 500	Rpm 800	Rpm 1200
	500	0,01523	0,00952	0,0047
	800	0,01428	0,00595	0,004
	1200	0,01269	0,00397	0,00265



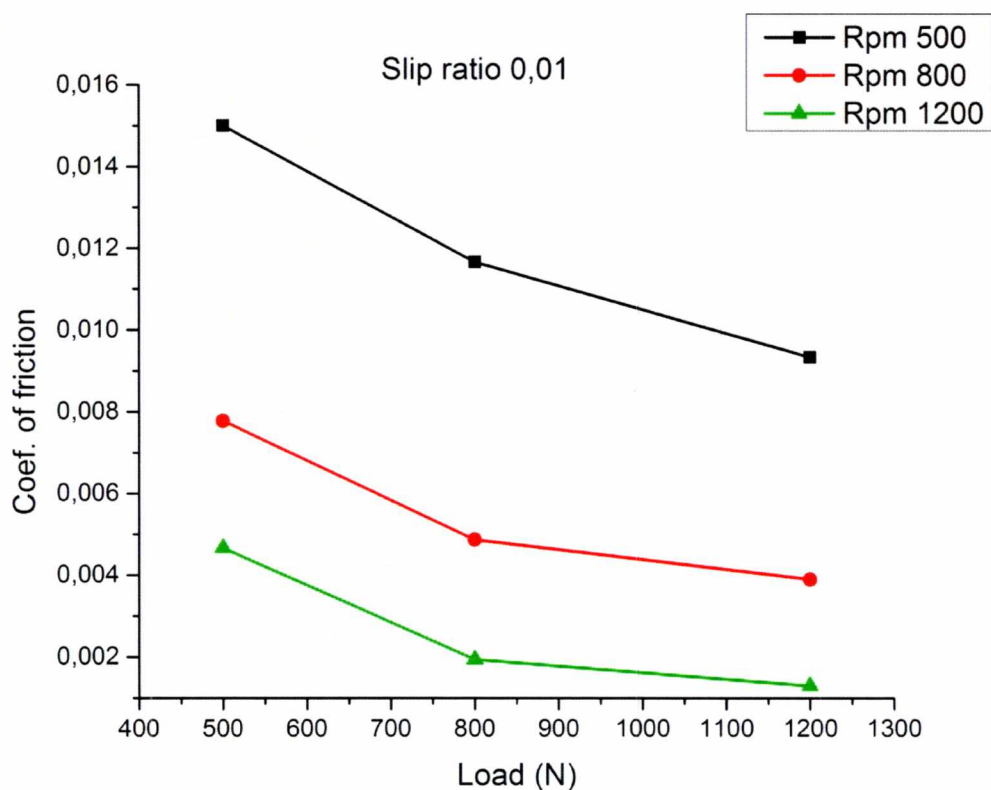
Σχήμα 35: Μεταβολή του συντελεστή τριβής σε σχέση με τις στροφές, στα αντίστοιχα φορτία σε λόγο ολίσθησης 0,03

Οι τιμές του συντελεστή τριβής παρουσιάζονται για κάθε περίπτωση στον *πίνακα 9*.

Πίνακας 9: Συντελεστής τριβής σε σχέση με τις στροφές σε διάφορες τιμές φορτίων και λόγο ολίσθησης 0,03

Λόγος ολίσθησης 0,03	Συντελεστής Τριβής (μ)		
	Φορτίο 500N	Φορτίο 800N	Φορτίο 1200N
Στροφές/Λεπτό (Rpm)			
500	0,01523	0,01428	0,01269
800	0,00952	0,00595	0,00397
1200	0,00476	0,00397	0,00265

Στα *σχήματα 36 και 37* αποικονίζεται γραφικά η σχέση του συντελεστή τριβής με τους παραπάνω παράγοντες σε αναλογία ολίσθησης 0,01

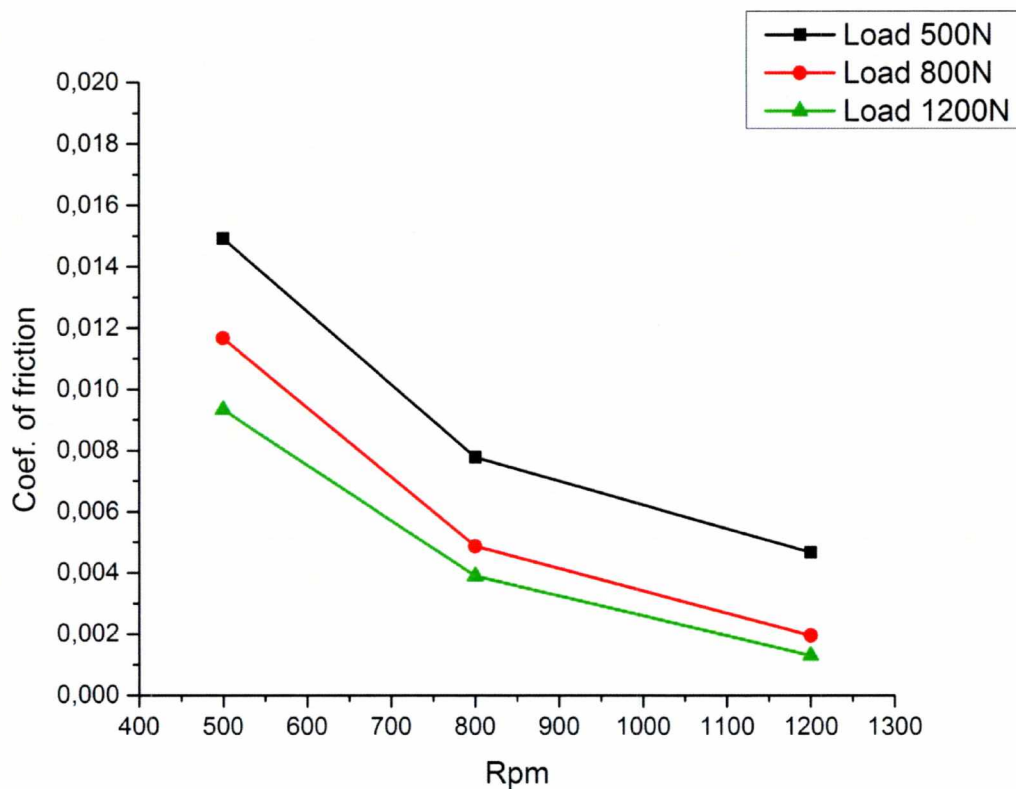


Σχήμα 36: Μεταβολή του συντελεστή τριβής μ σε σχέση με το ασκούμενο φορτίο, στις αντίστοιχες στροφές και λόγο ολίσθησης 0,01

Οι τιμές του συντελεστή τριβής παρουσιάζονται για κάθε περίπτωση στον *πίνακα 10*.

Πίνακας 10: Συντελεστής τριβής σε σχέση με το φορτίο σε διάφορες τιμές στροφών και λόγο ολίσθησης 0,01

Λόγος ολίσθησης 0,01	Συντελεστής Τριβής (μ)			
	Φορτίο(N)	Στροφές/Λεπτό (Rpm) 500	Rpm 800	Rpm 1200
	500	0,015	0,00777	0,00466
	800	0,01166	0,00486	0,00194
	1200	0,00933	0,00389	0,0013



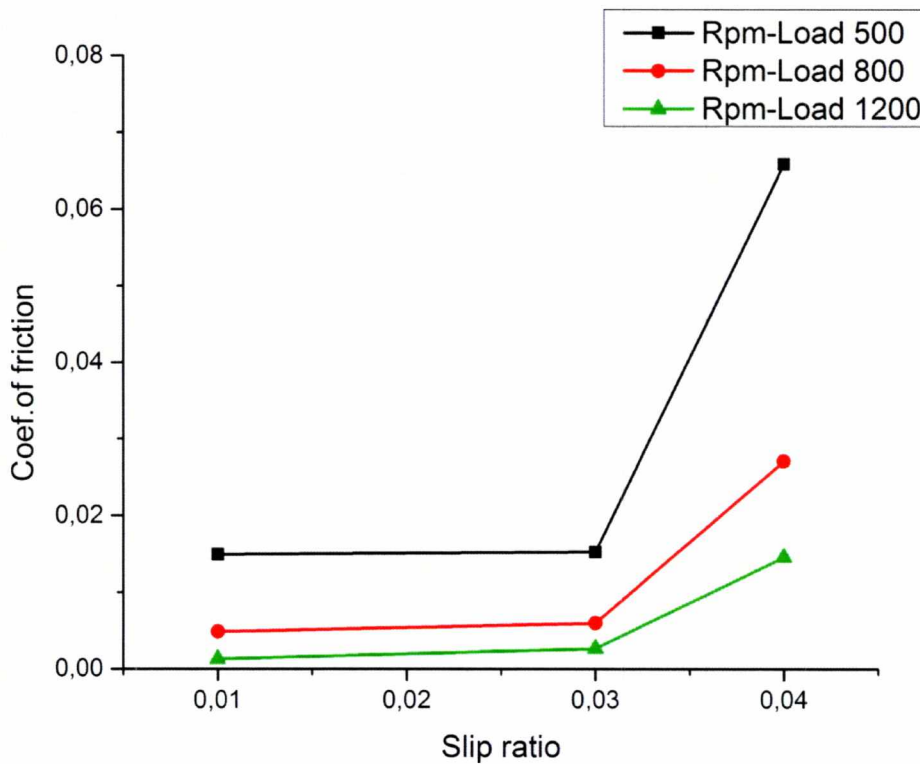
Σχήμα 37: Μεταβολή του συντελεστή τριβής σε σχέση με τις στροφές, στα αντίστοιχα φορτία σε λόγο ολίσθησης 0,01

Οι τιμές του συντελεστή τριβής παρουσιάζονται για κάθε περίπτωση στον *πίνακα 11*.

Πίνακας 11: Συντελεστής τριβής σε σχέση με τις στροφές σε διάφορες τιμές φορτίων και λόγο ολίσθησης 0,01

Λόγος ολίσθησης 0,01	Συντελεστής Τριβής (μ)		
	Φορτίο 500N	Φορτίο 800N	Φορτίο 1200N
Στροφές/Λεπτό (Rpm)			
500	0,01493	0,01166	0,00933
800	0,00777	0,00486	0,00389
1200	0,00466	0,00194	0,0013

Στο *σχήμα 38* φαίνεται γραφικά η σχέση του συντελεστή τριβής, σε αντίστοιχες συνθήκες φορτίου και στροφών, με την αναλογία ολίσθησης.



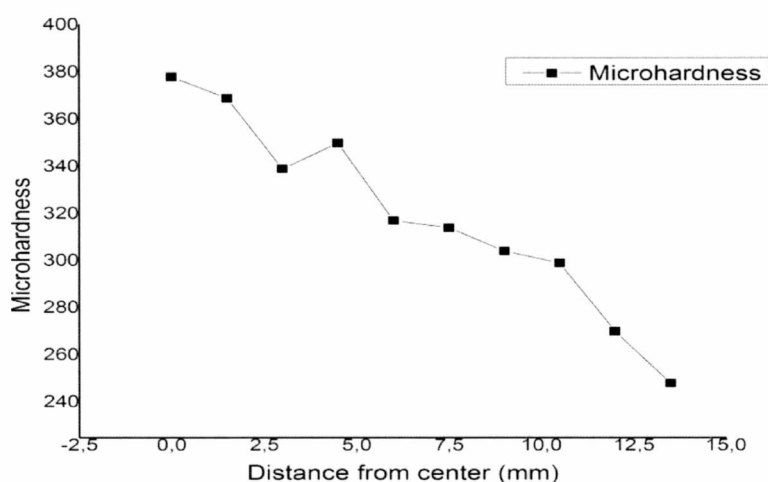
Σχήμα 38: Μεταβολή του συντελεστή τριβής σε σχέση με το λόγο ολίσθησης, σε συγκεκριμένες συνθήκες φορτίου και στροφών.

Στον **πίνακα 12** παρουσιάζονται οι τιμές του συντελεστή τριβής σε σχέση με την αναλογία ολίσθησης.

Πίνακας 12: Συντελεστής τριβής σε σχέση με το λόγο ολίσθησης, σε συγκεκριμένες συνθήκες φορτίου και στροφών

Λόγος ολίσθησης	Συντελεστής Τριβής (μ)		
	Φορτίο 500N- Στροφές/Λεπτό (Rpm) 500	Φορτίο 800N- Rpm 800	Φορτίο 1200N- Rpm 1200
0,01	0,01493	0,00485	0,0013
0,03	0,01523	0,00595	0,00265
0,04	0,06584	0.02705	0,01456

Τέλος έγινε σκληρομέτρηση στο δοκίμιο το οποίο εξήχθη από τη σιδηροτροχιά και στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζεται η σκληρότητα το δοκιμίου σε σχέση με την απόσταση από το κέντρο του. Στο **σχήμα 22** της σελίδας 28 φαίνεται ο τρόπος με τον οποίο έχει εξαχθεί από τη σιδηροτροχιά το εν λόγω δοκίμιο.



Σχήμα 39: Σκληρότητα σε σχέση με την απόσταση από το κέντρο του δοκιμίου

Τα αποτελέσματα της πολλαπλής ανάλυσης παλινδρόμησης ((Multiple Regression Analysis) που διενεργήθηκε προκειμένου να διαπιστωθεί, πόσο επηρεάζεται ο συντελεστής τριβής (ανεξάρτητη μεταβλητή) από το φορτίο, την ταχύτητα περιστροφής των δοκιμίων και τον λόγο ολίσθησης (slip ratio) παρουσιάζονται στους παρακάτω πίνακες

Model Summary

Model	R	R square	Adjusted R square	Std Error of the estimate
1	0,785 ^a	0,615	0,592	0,009486382

a. Predictors: (Constant), SLIPRATIO, RPM, FORCE

ANOVA^b

Model		Sum of Squares	df	Mean Square	F	Sig.
1	Regression	,007	3	,002	26,677	,000 ^a
	Residual	,004	50	,000		
	Total	,012	53			

a. Predictors: (Constant), SLIPRATIO, RPM, FORCE

b. Dependent Variable: SYNTR

Coefficients^a

Model		Unstandardized Coefficients		Standardized	t	Sig.
				Coefficients		
		B	Std. Error	Beta		
1	(Constant)	,024	,006		3,902	,000
	FORCE	-1,163E-5	,000	-,227	-2,584	,013
	RPM	-2,130E-5	,000	-,415	-4,730	,000
	SLIPRATIO	,739	,104	,626	7,140	,000

a. Dependent Variable: SYNTR

Από τα στοιχεία των παραπάνω πινάκων διαπιστώνεται ότι η μεταβλητότητα της εξαρτημένης μεταβλητής (συντελεστής τριβής , SYNTR) ερμηνεύεται κατά 59,2 %, (Adjusted R square = 0,592), από τις ανεξάρτητες μεταβλητές, φορτίο (Force), ταχύτητα περιστροφής (RPM) και λόγο ολίσθησης (Slip ratio) .

Από τα στοιχεία της Ανάλυσης της Μεταβλητότητας (ANOVA) που παρουσιάζονται στον πίνακα με τον αντίστοιχο τίτλο, διαπιστώνεται ότι, η τιμή $F = 26.677$ και είναι στατιστικά εξαιρετικά σημαντική $P < 0.0001$, γεγονός που δηλώνει ότι το μοντέλο είναι εξαιρετικά σημαντικό στην εξήγηση της μεταβλητότητας της εξαρτημένης μεταβλητής.

Από τα στοιχεία του πίνακα των παραμέτρων του μοντέλου με τίτλο Coefficients διαπιστώνεται ότι όλες οι εξαρτημένες μεταβλητές είναι στατιστικά σημαντικές ($P < 0,05$) .

Από τον ίδιο πίνακα διαπιστώνεται ότι το φορτίο και οι στροφές έχουν αρνητική συσχέτιση με την ανεξάρτητη μεταβλητή , ενώ ο λόγος ολίσθησης (slip ratio) θετική. Το μέγεθος και το πρόσημο κάθε συντελεστή δηλώνει πόσο μεταβάλλεται και πως (θετικά ή αρνητικά), ο συντελεστής τριβής (εξαρτημένη μεταβλητή) αν μεταβληθεί κατά 1 μονάδα η αντίστοιχη ανεξάρτητη μεταβλητή, εφόσον οι υπόλοιπες διατηρούνται σταθερές.

Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω η εξίσωση του μοντέλου εκφράζεται ως

$$\text{SYNTR} = 0,017 - 1,163E^{-5} (\text{Force}) - 2,130E^{-5} (\text{RPM}) + 0,739 (\text{Slip ratio})$$

Επίσης το μέγεθος της τιμής t κάθε μεταβλητής υποδεικνύει πόσο σημαντική είναι η κάθε ανεξάρτητη μεταβλητή στη διαμόρφωση της τιμής της εξαρτημένης μεταβλητής.

5.Συζήτηση Αποτελεσμάτων

Για την υλοποίηση της παρούσας εργασίας δημιουργήθηκε στο εργαστήριο Μηχανικής και Αντοχής Υλικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, μια ιδιοκατασκευή για τη μέτρηση και τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής στο τριβολογικό σύστημα, τροχός-σιδηροτροχιά, αμαξοστοιχίας. Ειδικά, η ιδιοκατασκευή δημιουργήθηκε για την μέτρηση του συντελεστή τριβής στους τροχούς των συρμών και τις σιδηροτροχιές του Αττικό Μετρό. Για τη μέτρηση του μεγέθους αυτού, τα δοκίμια εξάχθηκαν από τμήμα του τροχού και της σιδηροτροχιάς αντίστοιχα, που προέρχονταν από όχημα και το δίκτυο του Αττικό Μετρό στην Αθήνα. Η κοπή των δοκιμίων από τα αρχικά υλικά έγινε κατά τέτοιο τρόπο, έτσι ώστε να προσομοιάζουν με τα δοκίμια που χρησιμοποιήθηκαν για τον σκοπό αυτό σε ιδιοκατασκευές άλλων ιδρυμάτων. Τέτοιες ιδιοκατασκευές κατασκευάστηκαν τόσο στο πανεπιστήμιο του Sheffield, η οποία και ονομάζεται Surfos^[40], όσο και στο πανεπιστήμιο του Leicester, η οποία ονομάζεται Leros αντίστοιχα^[41].

Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στους **πίνακες 6 και 7** και απεικονίζονται στα **σχήματα 32 και 33** δείχνουν ότι, όταν ο λόγος ολίσθησης παραμένει σταθερός, η τιμή του συντελεστή τριβής μειώνεται, όσο αυξάνει η ταχύτητα περιστροφής (στροφές/λεπτό) των δοκιμίων, και το εφαρμοζόμενο στα δοκίμια φορτίου. Από την παρατήρηση των διαγραμμάτων των **σχημάτων 32 και 33**, διαπιστώνεται ότι ο συντελεστής τριβής μειώνεται περίπου κατά 50%, όταν η ταχύτητα περιστροφής (στροφές/λεπτό), αλλά και το εφαρμοζόμενο φορτίο στα δοκίμια υπερδιπλασιάζονται. Επίσης, ο ρυθμός μεταβολής της τιμής του συντελεστή τριβής είναι μεγαλύτερος, με αύξηση του φορτίου συμπίεσης για μικρή ταχύτητα περιστροφής (500 στροφές/λεπτό). Το ίδιο ισχύει και στην περίπτωση του φορτίου, όταν προοδευτικά αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής.

Τα αποτελέσματα, συμφωνούν με αντίστοιχα αποτελέσματα που παρουσιάζονται σε μελέτη, όσον αφορά στις συνθήκες επαφής τροχών / σιδηροτροχιάς^[36]. Επίσης σε μελέτες που διενεργήθηκαν με τη χρήση ροομέτρου (pin on disk test), για τον έλεγχο του συντελεστή τριβής και της φθοράς, τόσο σε χάλυβες διαφορετικής σύνθεσης από αυτούς που

χρησιμοποιούνται στα σιδηροδρομικά δίκτυα, όσο και σε κράματα αλουμινίου τα αποτελέσματα ήταν όμοια ^{[36][42] [43] [44]}. Στις παραπάνω μελέτες διαπιστώθηκε ότι ο αρχικός συντελεστής τριβής ήταν μειωμένος όσο μεγαλύτερο ήταν το φορτίο στην αρχή του πειραματισμού. Όμοια αποτελέσματα παρατηρήθηκαν και στις μετρήσεις που έγιναν για την παρούσα μελέτη και παρουσιάζονται στους **πίνακες 6 και 7** και απεικονίζονται στα διαγράμματα των **σημμάτων 32 και 33**.

Ο λόγος της μείωσης του συντελεστή τριβής σε σχέση με το βάρος πιθανόν οφείλεται στην μεταβολή της τραχύτητας στις επιφάνειες επαφής, αλλά και στη συγκέντρωση ρινισμάτων υλικού στην επιφάνεια επαφής λόγω φθοράς ^{[43] [44]}, που όμως δεν μελετήθηκαν στην παρούσα εργασία. Επίσης, για τη μεταβολή του συντελεστή τριβής θα πρέπει να ληφθεί υπόψη και η επίδραση της θερμοκρασίας που αναπτύσσεται στα δοκίμια κατά τη διάρκεια του πειραματισμού. Ο βαθμός της επίδρασης της θερμοκρασίας δεν είναι εύκολο να εκτιμηθεί, καθόσον τα υλικά έχουν και διαφορετική συμπεριφορά όσον αφορά στη σχέση θερμοκρασίας και συντελεστή τριβής ^[45].

Η αρνητική συσχέτιση, ως προς την τιμή του συντελεστή τριβής, τόσο της ταχύτητας περιστροφής, όσο και του φορτίου στα δοκίμια στην παρούσα μελέτη επιβεβαιώθηκαν και στατιστικά με πολλαπλή ανάλυση παλινδρόμησης (multiple regression analysis). Από το μοντέλο που δημιουργήθηκε διαπιστώνεται ότι η ταχύτητα περιστροφής (στροφές/λεπτό) έχει σχεδόν διπλάσια επίδραση στη μείωση του συντελεστή τριβής σε σχέση με το εφαρμοζόμενο στα δοκίμια φορτίο.

Παρόμοια αποτελέσματα, όσον αφορά στη μεταβολή του συντελεστή τριβής, σε σχέση με την ταχύτητα περιστροφής των δοκιμίων (στροφές/λεπτό) και το φορτίο λήφθηκαν για όλες τις τιμές του λόγου ολίσθησης που μελετήθηκαν στην παρούσα εργασία. Τα αποτελέσματα για τιμή του λόγου ολίσθησης 0,04 παρουσιάζονται στους **πίνακες 6 και 7** και στα διαγράμματα των **σημάτων 32 και 33** και για τιμή του λόγου ολίσθησης 0,03 και 0,01 στους **πίνακες 8-9 και 10-11**, και στα διαγράμματα των **σημάτων 34-35 και 36-37**, αντίστοιχα. Από τα αποτελέσματα διαπιστώνεται ότι, η τιμή του συντελεστή τριβής μειώνεται με τη μείωση του λόγου ολίσθησης.

Επίσης, ο ρυθμός μείωσης του συντελεστή τριβής σε συνάρτηση με το φορτίο και την ταχύτητα περιστροφής (στροφές/λεπτό) των δοκιμίων είναι μικρότερος όσο ο λόγος ολίσθησης είναι μικρότερος. Όσο ο λόγος ολίσθησης μειώνεται, μειώνεται και η τριβή ολίσθησης και στο τριβιολογικό σύστημα αναπτύσσεται τριβή κύλισης, όπου ο συντελεστής τριβής είναι ελάχιστος και δεν επηρεάζεται από άλλους παράγοντες ^[36]. Παρόμοια αποτελέσματα λήφθηκαν και από πειράματα που έγιναν με τις συσκευές SUROS και LEROS ^{[40][41]}, συσκευές που χρησιμοποιούνται τόσο για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής, όσο και για τη μελέτη φθοράς υλικών.

Η μεταβολή του συντελεστή τριβής σε σχέση με διαφορετικούς λόγους ολίσθησης (slip ratio) όταν η ταχύτητα περιστροφής (στροφές/λεπτό) και το εφαρμοζόμενο στα δοκίμια φορτίο παραμένουν σταθερά, απεικονίζονται στο διάγραμμα του **σχήματος 38**. Από τη μελέτη του διαγράμματος στο **σχήμα 38** διαπιστώνεται ότι όσο ο λόγος ολίσθησης αυξάνει, ο συντελεστής τριβής αυξάνει επίσης. Τα αποτελέσματα της παρούσας μελέτης είναι όμοια με τα αποτελέσματα άλλων μελετών, στις οποίες διαπιστώθηκε επίσης ότι σε αυξημένες τιμές λόγου ολίσθησης ο συντελεστής τριβής αυξάνει σημαντικά ^{[36] [11]}. Η αύξηση του συντελεστή τριβής με την αύξηση του λόγου ολίσθησης, οφείλεται στο γεγονός ότι στο τριβολογικό σύστημα αναπτύσσεται τριβή ολίσθησης, η οποία είναι σημαντικά μεγαλύτερη από την τριβή κύλισης.

Από τα στοιχεία του διαγράμματος του **σχήματος 38** διαπιστώνεται ότι ο συντελεστής τριβής παρουσιάζει μεγάλη αύξηση όταν ο συνδυασμός ταχύτητας περιστροφής (στροφές/λεπτό) και εφαρμοζόμενου φορτίου στα δοκίμια είναι στις χαμηλότερες τιμές. Όμοια αποτελέσματα αναφέρονται και στην μελέτη του Poronici (2010), όπου διαπιστώθηκε ότι ο συντελεστής τριβής αυξάνει με την αύξηση της τριβής ολίσθησης έως ότου φθάσει στην μέγιστη τιμή που αφορά στο υλικό.

Η σημαντική θετική συσχέτιση του λόγου ολίσθησης και του συντελεστή τριβής επιβεβαιώθηκε και με πολλαπλή ανάλυση παλινδρόμησης, από τα αποτελέσματα της οποίας διαπιστώνεται ότι η συγκεκριμένη μεταβλητή έχει την σημαντικότερη επίδραση στη διαμόρφωση της τελικής τιμής του συντελεστή τριβής. Τέλος, σχετικά με τη σκληρότητα της σιδηροτροχιάς παρατηρείται ότι σε μεγαλύτερη απόσταση από την επιφάνεια της σιδηροτροχιάς η σκληρότητα αυξάνεται.

6.Συμπεράσματα

Από τα αποτελέσματα της παρούσας μελέτης προκύπτει ότι :

- Η μηχανική διάταξη που δημιουργήθηκε είναι λειτουργική.
- Ο τρόπος υπολογισμού της ροπής και κατά συνέπεια του συντελεστή τριβής των υλικών, δίνει αποτελέσματα όμοια με αντίστοιχες μηχανικές διατάξεις που χρησιμοποιούν άλλους τρόπους υπολογισμού.
- Εκτός από τον σκοπό της παρούσας εργασίας για τον οποίο δημιουργήθηκε η μηχανική διάταξη, αυτή μπορεί να χρησιμοποιηθεί με μεγάλη αποτελεσματικότητα για τη μελέτη της φθοράς, αλλά και της εξέλιξης των ρογμών, τόσο στους τροχούς, όσο και στις σιδηροτροχιές του σιδηροδρομικού δικτύου.

- Η μηχανική διάταξη που δημιουργήθηκε, μπορεί να βελτιωθεί, έτσι ώστε να χρησιμοποιηθεί και για τη μελέτη άλλων παραμέτρων που επηρεάζουν τη λειτουργία του σιδηροδρομικού δικτύου.

7.Προτάσεις για μελλοντική βελτίωση της τριβομετρικής διάταξης

Παρατίθενται προτάσεις, έτσι ώστε η μηχανική διάταξη να γίνει περισσότερο λειτουργική, και προτάσεις για μελλοντική έρευνα.

- Η μηχανική διάταξη μπορεί να βελτιωθεί στο σύστημα εφαρμογής του φορτίου στα δοκίμια. Η ηλεκτρολογική ντίζα που χρησιμοποιείται για τον σκοπό αυτό μπορεί να αντικατασταθεί με υδραυλικό σύστημα (υδραυλικό γρύλο) με εξαιρετικά μικρή δαπάνη. Η βελτίωση αυτή θα αυξήσει την αξιοπιστία της συσκευής καθόσον, η ηλεκτρολογική ντίζα μετά την επίτευξη του επιθυμητού φορτίου σταθεροποιείται στον φορέα με περικόχλια. Κατά τη λειτουργία της μηχανής τα περικόχλια μπορεί να χαλαρώνουν και το εφαρμοζόμενο φορτίο να μην παραμένει σταθερό, όταν η μηχανή λειτουργεί για μεγάλο χρονικό διάστημα. Με την αντικατάσταση του κοχλία με υδραυλικό σύστημα πίεσης, το μειονέκτημα αυτό εξαλείφεται.
- Στον άξονα όπου εφαρμόζεται το φορτίο μπορεί να εφαρμοστεί ηλεκτρονικό ροτόμετρο, έτσι ώστε να μπορεί να γίνει σύγκριση της τιμής της άμεσα μετρούμενης ροπής με την υπολογιζόμενη από τις τιμές που λαμβάνονται από τον αντίστοιχο ρυθμιστή στροφών (inverter).
- Επίσης, στα άκρα των αξόνων μπορεί να εφαρμοστούν ηλεκτρονικά στροφόμετρα, έτσι ώστε να ελέγχεται η ακρίβεια των ενδείξεων των ρυθμιστών στροφών (inverter)
- Στην συσκευή μπορεί να εγκατασταθεί σύστημα έγχυσης λιπαντικού έτσι ώστε να είναι δυνατή η μελέτη τόσο του συντελεστή τριβής ανάλογα με το χρησιμοποιούμενο λιπαντικό, όσο και της φθοράς τροχού/σιδηροτροχιάς παρουσία λιπαντικών.
- Εφόσον εγκατασταθούν ηλεκτρονικοί μετρητές στροφών και ροτόμετρο θα είναι δυνατή η συνεχής λήψη δεδομένων από την μηχανική διάταξη σε ηλεκτρονικό υπολογιστή και η παρακολούθηση της μεταβολής του συντελεστή τριβής σε πραγματικό χρόνο μέσω προγράμματος H/Y.
- Οι παραπάνω προτάσεις ήταν για τη βελτίωση της ιδιοσυσκευής. Για μελλοντική έρευνα είναι δυνατό να μελετηθεί η διάδοση ρωγμής σε τροχούς και σιδηροτροχιές, σιδηροδρομικών δικτύων, σε ένα ορισμένο εύρος κύκλων κάτω από συγκεκριμένες συνθήκες. Επιπλέον είναι δυνατό να μελετηθεί η φθορά υλικών κατά την ανάπτυξη τριβής σε αυτά.

8.Βιβλιογραφία

1. Σιδηρόδρομοι: Background information, 2014 [online]. Available from: <http://portal.survey.ntua.gr/main/labs/roads/Roads-g_files/Edu-g_files/Edu-72-g_files/1-Intro.pdf> [accessed at 2-4-2014].
2. Lewis, R., Olofsson, U. *Wheel–rail interface handbook*, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, UKs, 2009.
3. Li, Z., Arias-Cuevas, O. Investigation on the desired properties of friction modifiers for slippery rails, **In:** (STECH'09), *International Symposium on Speed-up, Safety and Service Technology for Railway and Maglev Systems*, June 16-19, 2009, Niigata JAPAN. [online]. Available from: <<http://repository.tudelft.nl/view/ir/uuid:97a330d0-fd8e-4a53-b316-47a5685f73e7/>> [assessed at 3-4-2014]
4. Li, Z., Arias-Cuevas, O., Lewis, R., Gallardo-Hernandez, E.A. Rolling–Sliding Laboratory Tests of Friction Modifiers in Leaf Contaminated Wheel–Rail Contacts, *Tribol Lett*, **33**, 2009, pp. 97–109.
5. Arias-Cuevas, O., Li, Z., Lewis, R. Investigating the Lubricity and Electrical Insulation Caused by Sanding in Dry Wheel–Rail Contacts, *Tribol Lett*, **37**, 2010, pp. 623–635.
6. Prispěvku, N., Chiddick, S.K., Eadie, T.D. Wheel/Rail friction management solutions, **In:** *14th Int. Conference on Current Problems in Rail Vehicles, PRORAIL 99, Prague, 1999*. [online]. Available from: <<http://www.see.ed.ac.uk/~shs/Mike/rail%20friction.pdf>> [assessed at 3-4-2014].
7. Zhu, Y., Olofsson, U., Chen, H. Friction between wheel and rail: A pin-on-disc study of environment conditions and iron oxides, *Tribol Lett*, **52**, 2013, pp. 327-339.
8. Andrews, H. I. *Railway Traction: The Principles of Mechanical and Electrical Railway Traction*, Amsterdam, Elsevier Science, 1986.
9. Suzumura, J., Sone, Y., Ishizaki, A., Yamashita, D., Nakajima, Y., Ishida, M. In situ X-ray analytical study on the alteration process of iron oxide layers at the railhead surface while under railway traffic, *Wear*, **271**, 2011, pp. 47–53.
10. Esveld C.: *Modern railway track*, 2nd edition, The Netherlands, MRT-Productions, 2001.

11. Lewis, R., Olofsson, U. Mapping rail wear regimes and transitions, *Wear*, **257**, 2004, pp. 721–729.
12. Olofsson, U., Telliskivi, T. Wear, plastic deformation and friction of two rail steels - a full-scale test and a laboratory study, *Wear*, **254**, 2003, pp. 80–93.
13. Marshall, B.M., Lewis, R., Dwyer-Joyce, S.R., Olofsson, U., Björklund, S. Experimental Characterization of Wheel-Rail Contact Patch Evolution, *J. Tribol.*, **128**, 2006, pp. 493.
14. Björklund, S., Andersson, S. A Numerical Method for Real Elastic Contacts Subjected to Normal and Tangential Loading, *Wear*, **179**, 1994, pp. 117–122.
15. Lin, S., Tabata, T., Doi, H., Chen, H., Nakahashi, J., Kuzuta, M. et al. Basic study of contact geometry on turnout by using full size wheel set model, **In:** Iwnicki, S., Goodall, R., Mei, X.T. (Eds.), *22nd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, Manchester, UK, 2011.
16. Vollebregt, H.A.E. *User guide for CONTACT, Vollebregt & Kalker's rolling and sliding contact mode, Version 13.1*, The Netherlands, Vortech Computing, 2013.
17. Κουτελιδάκη, Κ. Μ. *Διερεύνηση εγγραφής σιδηροδρομικών οχημάτων του ΟΣΕ σε καμπύλες μικρών οριζοντιογραφικών ακτίων*. Ε.Μ.Π , Σχολή Πολιτικών Μηχανικών, Τομέας Μεταφορών και Συγκοινωνιακής υποδομής, Διπλωματική εργασία, Αθήνα, 2013. [online]. Available from: http://dspace.lib.ntua.gr/bitstream/123456789/8195/3/koutelidakim_vogel.pdf > (assessed at 10-4-2014)
18. Profillidis, A.V. *Railway management and engineering*, 3rd edit, Hampshire, England, Ashgate Publishing Limited, 2006.
19. British Standard: BS 5892-3:1992. *Railway rolling stock materials - Part 3: Specification for monobloc wheels for traction and trailing stock*, 1992, Amendment 2006. [online]. Available from < <http://www.wheels-world.com/UploadFiles/standard/BS%205892-3%EF%BC%9A1992%20Railway%20rolling%20stock%20materials%20%E2%80%94%20Part%203%20Specification%20for%20monobloc%20wheels%20for%20traction%20and%20trailing%20stock.pdf> > (assessed at 12-4-2014).
20. Nilsson, R. *On wear in rolling/sliding contacts*, Doctoral thesis, KTH Royal Institute of Technology, 2005.

21. Haidemenopoulos, N.G., Zervaki, D.A., Terezakis, P., Tzanis, J., Giannakopoulos, E.A. and Kotouzas, K.M. Investigation of rolling contact fatigue cracks in a grade 900A rail steel of a metro crack, *Fatigue Fract Engng Mater Struct*, **29** (11), 2006, pp. 887–900.
22. Bunk, W., Hansen, J., Geyer, M. *Tribologie: Reibung - Verschleiß - Schmierung*, Berlin, Springer Berlin Heidelberg, 1981.
23. Μάμαλης, Α. Γ. *Τεχνολογία των κατεργασιών των υλικών, Μεταλλικά Τεχνικά Υλικά*, Αθήνα, ΣΕΛΚΑ-4Μ Ε.Π.Ε, 1996.
24. Hertz, H. Über die Berührung fester elastischer Körper, *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, **92**, 1881, pp.156-171.
25. Johnson, K. L., *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, 1987.
26. Harris, T. A., Yu, K. W. Lundberg - Palmgren Fatigue Theory: Considerations of Failure Stress and Stressed Volume, *Trans ASME, J. Tribology*, **121**, 1999, pp.85-89.
27. Hamilton, G. M., Goodman, L. E. The stress field created by a sliding circular contact, *J.Appl. Mech*, **16**, 1966, pp.371-376.
28. Hamilton, M. G. Explicit equations for the stresses beneath a sliding spherical contact, *I.Mech.E*, **197C**, 1983, pp.55-60.
29. Santos, F de C., Bruni, F., Santos, L. T. Evaluation of Subsurface Contact Stresses in Railroad Wheels Using an Elastic Half-Space Model, *J. Braz. Soc. of Mech. Sci. Eng.*, **115**, 2004, pp. 420-429.
30. Harris, T. A., *Contact Stress and Deformation, Rolling Bearing Analysis*, 2001, pp.204-219
31. Harrison, H., McCanney, T., Cotter, J. Recent development in coefficient of friction measurements at the rail/wheel interface, *Wear*, **253**, 2002, pp.114-123.
32. Reiff, R., Harrison, H. , 1991, Measuring rail lubrication in the field using a tribometer, Association of American Railroads Transportation Test Center, **R-781**, pp. 1-8.
33. ASTM G99-04a Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus
34. http://web.mechse.illinois.edu/research/microtribodynamics/tribology_intro/experiments/pinondisk.htm
35. http://web.mechse.illinois.edu/research/microtribodynamics/tribology_intro/experiments/analytical.htm
36. Radu Popovici, 2010. Friction In Wheel-Rail Contacts, Thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands, pp 69-70.
37. Gallardo-Hernandez, E.A., R, Lewis. Twin disc assessment of wheel/rail adhesion, *Wear*, **253** , 2008, pp. 1309-1316.

38. Παπαγιάννης, Γ. *Εισαγωγή στην ενεργειακή τεχνολογία I*, Θεσσαλονίκη, 2010
39. Παπαγιάννης, Γ. *Εισαγωγή στην ενεργειακή τεχνολογία I*, Θεσσαλονίκη, 2010
40. Fletcher, D.I., Beynon, J.H.: Development of a Machine for Closely Controlled Rolling Contact Fatigue and Wear Testing. *Journal of Testing and Evaluation* 28, 267-275 (2000).
41. Gamham, J.,E. The wear of bainitic and pearlitic steels, Thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy, University of Leicester, 1995
42. The Effect of Sliding Speed and Normal Load on Friction and Wear Property of Aluminum Chowdhury, M.A., Khalil, M.K., Nuruzzaman, D.M., Rahaman, M. L., *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS* , 11 (1), 2011, pp.45-49
43. Chowdhury, A. M., Nuruzzaman , D. M., Kumar Roy, B., Islam, A., Hossain, Z., Hasan, R. Experimental Investigation of Friction Coefficient and Wear Rate of Stainless Steel 202 Sliding against Smooth and Rough Stainless Steel 304 Couter-faces. *Friction and Wear Research (FWR)*, 1 (3), 2013 , pp 34-41
44. Al-Samarai, R. A., Haftirman, Ahmad, K. R., Al-Douri, Y. , Effect of Load and Sliding Speed on Wear and Friction of Aluminum–Silicon Casting Alloy, *International Journal of Scientific and Research Publications (IJSRP)* , 2, (3), 2012 , pp 1-3.
45. B. Bhushan, *Tribology and Mechanics of Magnetic Storage Devices*, 2nd edition, *Springer-Verleg*, New York, (1996).
46. P. J. Blau, *Friction Science and Technology*, *Marcel Dekker*, New York, (1996).
47. Balotin, J. G., Neis, P.D., Ferreira, N.,F. Analysis of the influence of temperature on the friction coefficient of friction materials, *ABCM Symposium Series in Mechatronics* , 4,2010, pp.898-906
48. Samuel Shon, B.S., An experimental study on the impact of various surface treatments on friction, scuffing and wear characeristics of lubricated rolling sliding contacts, 2012, pp 26-27.



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗ



004000123946