



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΠΑΤΡΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΚΑΙ ΑΕΡΟΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΟΣ ΤΟΜΕΑΣ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΕΩΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

ΣΠΟΥΔΑΣΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Ανάλυση Πρώτης Φάσης Σύμπλεξης Υγρού Συμπλέκτη

ΚΟΥΡΤΗΣ ΛΑΜΠΡΟΣ

[1069357]

ΠΑΝΤΕΛΗΣ ΝΙΚΟΛΑΚΟΠΟΥΛΟΣ – ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ,

[6/2023]

Πανεπιστήμιο Πατρών, [Τμήμα Μηχανολόγων & Αεροναυπηγών Μηχανικών]

ΛΑΜΠΡΟΣ ΚΟΥΡΤΗΣ

©[2023] –Με την επιφύλαξη παντός δικαιώματος

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας δεν υποδηλοί την αποδοχή των γνωμών του συγγραφέα. Κατά τη συγγραφή τηρήθηκαν οι αρχές της ακαδημαϊκής δεοντολογίας.

Ανάλυση Πρώτης Φάσης Σύμπλεξης Υγρού Συμπλέκτη

ΚΟΥΡΤΗΣ ΛΑΜΠΡΟΣ-1069357

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: ΠΑΝΤΕΛΗΣ ΝΙΚΟΛΑΚΟΠΟΥΛΟΣ ΕΠΙΚΟΥΡΟΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Οι συμπλέκτες είναι μηχανολογικές διατάξεις που μεταφέρουν ισχύ από τον κινητήρα ενός συστήματος στο σύστημα μετάδοσης. Υπάρχουν αρκετά είδη συμπλεκτών τα περισσότερα από τα οποία βασίζονται στην τριβή μεταξύ 2 επιφανειών. Μια ειδική υποκατηγορία των συμπλεκτών τριβής είναι οι υγροί συμπλέκτες. Μεταξύ των δίσκων του συμπλέκτη ρέει λιπαντικό υγρό με κύριο στόχο τη μείωση της θερμοκρασίας και την απαγωγή θερμότητας που δημιουργείται κατά τη σύμπλεξη. Στη παρούσα εργασία εξετάστηκε η πρώτη φάση της σύμπλεξης (φάση υδροδυναμικής λίπανσης) ενός υγρού συμπλέκτη 2 δίσκων, στην οποία εμφανίζεται το φαινόμενο της υδροδυναμικής λίπανσης. Το φαινόμενο θεωρήθηκε ισοθερμικό, οι επιφάνειες των δίσκων λείες και το λιπαντικό νευτώνειο υγρό. Για τους σκοπούς της εργασίας δημιουργήθηκε μοντέλο στο λογισμικό ANSYS FLUENT για να εξακριβωθούν τα χαρακτηριστικά της ροής, ενώ οι δυναμικές εξισώσεις επιλύθηκαν με τη βοήθεια του MATLAB. Τα μοντέλα σε ANSYS FLUENT και MATLAB πιστοποιήθηκαν και στη συνέχεια χρησιμοποιήθηκαν προκειμένου να ευρεθούν τα δυναμικά χαρακτηριστικά του συμπλέκτη με λιπαντικό υγρό 10W-40. Τα διαγράμματα που παρουσιάζονται δείχνουν πως τα δυναμικά χαρακτηριστικά μεταβάλλονται για διάφορες τιμές πυκνότητας και ιξώδους. Βρέθηκε ότι για μεγάλες τιμές ιξώδους και πυκνότητας αυξάνεται η ιξώδης ροπή και η γωνιακή ταχύτητα, ενώ για χαμηλές τιμές το πάχος του λιπαντικού μειώνεται ταχύτερα. Τέλος γίνεται αναφορά σε τυχόν μελλοντικές με έμφαση σε μαγνητορεολογικούς συμπλέκτες.

Λέξεις Κλειδιά: Υγρός Συμπλέκτης, Ιξώδης Ροπή, Υδροδυναμική Λίπανση, Νευτώνεια Λιπαντικά

Analysis of the First Phase of Engagement of a Wet Clutch

KOURTIS LAMPROS-1069357

SUPERVISOR: PANTELIS NIKOLAKOPOULOS ASSOCIATE PROFESSOR

ABSTRACT

Clutches are mechanical devices that transfer power from the engine of a system to the transmission system. There are several types of clutches most of which are based on friction between 2 surfaces. A special subcategory of friction clutches are wet clutches. A lubricating fluid flows between the discs of the clutch with the main purpose of reducing the temperature and dissipating the heat generated during engagement. In this paper, the first phase of the engagement (hydrodynamic lubrication phase) of a 2-disc wet clutch, in which the hydrodynamic lubrication effect occurs, has been considered. The phenomenon was assumed to be isothermal, the disc surfaces smooth and the lubricating Newtonian fluid. For the purpose of this work, a model was created in ANSYS FLUENT software to ascertain the flow characteristics and the dynamic equations were solved using MATLAB. The models in ANSYS FLUENT and MATLAB were validated and then used to find the dynamic characteristics of the clutch with 10W-40 lubricating fluid. The plots presented show how the dynamic characteristics change for different values of density and viscosity. It was found that for greater values of viscosity and density the viscous torque and angular velocity are higher, while for lower greater values of viscosity and density the layer of lubricant is reducing faster. Finally, any future work with emphasis on magnetorheological clutches is mentioned.

Key Words: Wet Clutch, Viscous Torque, Hydrodynamic Lubrication, Newtonian lubricant

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 1 Σύγκριση Υγρών και Ξηρών Συμπλεκτών	23
Πίνακας 2 Σύγκριση Υγρών και Υδραυλικών Συμπλεκτών	23
Πίνακας 3 Τιμές Σταθερών Παραμέτρων Μοντέλου Πιστοποίησης	35
Πίνακας 4 Πίνακας Σταθερών Τιμών για Πιστοποίηση Δυναμικού Μοντέλου	37
Πίνακας 5 Πίνακας Ιξώδους και Πυκνότητας	39
Πίνακας 6 Πίνακας Γεωμετρικών και Δυναμικών Χαρακτηριστικών	40

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1 Συμπλέκτης Τύπου Θετικού σε σύμπλεξη	15
Εικόνα 2 Συμπλέκτης Τύπου Θετικού σε αποσύμπλεξη	16
Εικόνα 3 Συμπλέκτης Τριβής σε σύμπλεξη.....	16
Εικόνα 4 Συμπλέκτης Τριβής σε αποσύμπλεξη	16
Εικόνα 5 Συμπλέκτης Δίσκου.....	17
Εικόνα 6 Συμπλέκτης Πολλαπλών Δίσκων	17
Εικόνα 7 Κωνικός Συμπλέκτης	18
Εικόνα 8 Φυγοκεντρικός Συμπλέκτης	18
Εικόνα 9 Μοντέλο Υγρού Συμπλέκτη 2 Δίσκων	25
Εικόνα 10 Μοντέλο Διατμητικής Τάσης Νευτώνειου Υγρού μεταξύ 2 Δίσκων Συμπλέκτη	27
Εικόνα 11 Δυναμικό Μοντέλο η Δίσκων	28
Εικόνα 12 Δυναμικό Μοντέλο 2 Δίσκων Υγρού Συμπλέκτη	30
Εικόνα 13 Μοντέλο Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής για Συμπλέκτη 2 Δίσκων.....	31
Εικόνα 14 Η Γεωμετρία του Μοντέλου στο SpaceClaim	32
Εικόνα 15 Μέρος της Γεωμετρίας Διακριτοποιημένο. Διακρίνονται ο αριθμός των Κόμβων και των Στοιχείων.....	32
Εικόνα 16 Το Aspect Ratio της Διακριτοποίησης.....	33
Εικόνα 17 Κατανομή της Πίεσης στην Ακτίνα των Δίσκων για $\omega_1=5000 \text{ rad/s}$	35
Εικόνα 18 Κατανομή της Πίεσης στην Ακτίνα των Δίσκων για $\omega_1=3000 \text{ rad/s}$	36
Εικόνα 19 Κατανομή της Πίεσης στην Ακτίνα των Δίσκων για $\omega_1=1000 \text{ rad/s}$	36
Εικόνα 20 Μείωση Πάχους Λιπαντικού ως προς τον Χρόνο	37
Εικόνα 21 Ταχύτητα Δίσκου 1 ως προς το Χρόνο	38
Εικόνα 22 Ιξώδης Ροπή ως προς το Χρόνο	38
Εικόνα 23 Πίνακας Ιδιοτήτων Λιπαντικού Υγρού 10W-40 Πηγή (https://wiki.anton-paar.com/si-en/engine-oil/)	39
Εικόνα 24 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Πίεσης Περίπτωση 1	40
Εικόνα 25 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Διατμητικής Τάσης Περίπτωση 1.....	41
Εικόνα 26 Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 1	41
Εικόνα 27 Ταχύτητα Δίσκου 1 Περίπτωση 1	42
Εικόνα 28 Γωνιακή Ταχύτητα Δίσκου 2 Περίπτωση 1.....	42
Εικόνα 29 Μεταφερόμενη Ροπή Περίπτωση 1.....	43
Εικόνα 30 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Πίεσης Περίπτωση 2	43
Εικόνα 31 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Διατμητικής Τάσης Περίπτωση 2.....	44
Εικόνα 32 Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 2	44
Εικόνα 33 Ταχύτητα Δίσκου 1 Περίπτωση 2	45
Εικόνα 34 Γωνιακή Ταχύτητα Δίσκου 2 Περίπτωση 2.....	45
Εικόνα 35 Μεταφερόμενη Ροπή Περίπτωση 2.....	46
Εικόνα 36 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Πίεσης Περίπτωση 3	46
Εικόνα 37 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Διατμητικής Τάσης Περίπτωση 3.....	47
Εικόνα 38 Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 3	47

Εικόνα 39 Ταχύτητα Δίσκου 1 Περίπτωση 3	48
Εικόνα 40 Γωνιακή Ταχύτητα Περίπτωση 3	48
Εικόνα 41 Μεταφερόμενη Ροπή Περίπτωση 3.....	49
Εικόνα 42 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Πίεσης Περίπτωση 4	49
Εικόνα 43 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Διατμητικής Τάσης Περίπτωση 4.....	50
Εικόνα 44 Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 4	50
Εικόνα 45 Ταχύτητα Δίσκου 1 Περίπτωση 4	51
Εικόνα 46 Γωνιακή Ταχύτητα Περίπτωση 4	51
Εικόνα 47 Μεταφερόμενη Ροπή Περίπτωση 4.....	52
Εικόνα 48 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Πίεσης Περίπτωση 5	52
Εικόνα 49 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Διατμητικής Τάσης Περίπτωση 5.....	53
Εικόνα 50 Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 5	53
Εικόνα 51 Ταχύτητα Δίσκου 1 Περίπτωση 5	54
Εικόνα 52 Γωνιακή Ταχύτητα Δίσκου 2 Περίπτωση 5.....	54
Εικόνα 53 Μεταφερόμενη Ροπή Περίπτωση 5.....	55
Εικόνα 54 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Πίεσης Περίπτωση 6	55
Εικόνα 55 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Διατμητικής Τάσης Περίπτωση 6.....	56
Εικόνα 56 Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 6	56
Εικόνα 57 Ταχύτητα Δίσκου 1 Περίπτωση 6	57
Εικόνα 58 Γωνιακή Ταχύτητα Δίσκου 2 Περίπτωση 6.....	57
Εικόνα 59 Μεταφερόμενη Ροπή Περίπτωση 6.....	58

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

P	Πίεση (Pa)
r_{in}	Εσωτερική Ακτίνα (m)
r_{out}	Εξωτερική Ακτίνα (m)
h	Απόσταση Δίσκων (m)
F_{app}	Δύναμη Εφαρμογής (N)
T_{load}	Ροπή Αντίστασης (Nm)
T	Μεταφερομένη Ροπή (Nm)
I	Ροπή Αδράνειας (kgm^2)
m	Μάζα Δίσκων (kg)
t	Χρόνος (s)
u_r	Ταχύτητα στην r διεύθυνση (m/s)
u_θ	Ταχύτητα στην θ διεύθυνση (m/s)
u_z	Ταχύτητα στην z διεύθυνση (m/s)
z_1	Αξονική Μετατόπιση Δίσκου 1 (m)
z_2	Αξονική Μετατόπιση Δίσκου 2 (m)
θ_1 ...	Γωνιακή Μετατόπιση Δίσκου 1 (rad)
θ_2 ...	Γωνιακή Μετατόπιση Δίσκου 2 (rad)
ρ	Πυκνότητα (kg/m^3)
τ_w	Διατμητική Τάση (Pa)
μ	Ιξώδες ($Pa \cdot s$)
ω_1	Γωνιακή Ταχύτητα Δίσκου 1 (rpm)
ω_2	Γωνιακή Ταχύτητα Δίσκου 2 (rpm)
Δίσκος 1.....	Οδηγός Δίσκος
Δίσκος 2.....	Οδηγούμενος Δίσκος

Πίνακας περιεχομένων

ΠΕΡΙΛΗΨΗ	5
ABSTRACT	6
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ.....	8
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΕΙΚΟΝΩΝ	10
ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ	12
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1.....	15
ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	15
ΕΙΔΗ ΣΥΜΠΛΕΚΤΗ.....	15
ΜΕΡΗ ΣΥΜΠΛΕΚΤΗ.....	20
ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΥΜΠΛΕΚΤΗ ΤΡΙΒΗΣ	21
ΥΓΡΟΙ ΣΥΜΠΛΕΚΤΕΣ	21
ΣΚΟΠΟΙ ΣΠΟΥΔΑΣΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ.....	24
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2.....	25
ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ	25
ΑΝΑΛΥΤΙΚΕΣ ΕΚΦΡΑΣΕΙΣ	25
ΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΓΙΑ ΥΓΡΟ ΣΥΜΠΛΕΚΤΗ	28
ΜΟΝΤΕΛΟ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗΣ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ (CFD)	31
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3.....	35
ΠΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ	35
ΔΙΕΥΡΕΥΝΗΣΗ ΦΑΣΗΣ ΣΥΜΠΛΕΞΗΣ ΣΕ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΑ ΙΞΩΔΗ	39
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4.....	59
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	59
ΠΕΡΑΙΤΕΡΩ ΕΡΓΑΣΙΑ	60
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	61

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

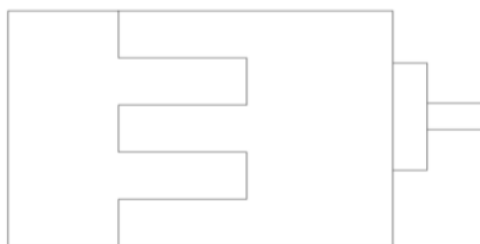
ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Σε πολλά μηχανικά συστήματα και διατάξεις υπάρχει η απαίτηση αρκετές φορές η μονάδα παραγωγής ενέργειας να είναι σε λειτουργία χωρίς ωστόσο το έργο που παράγει να αξιοποιείται από το σύστημα ή τη διάταξη. Για παράδειγμα κάθε φορά που τίθεται ένα αυτοκίνητο σε λειτουργία ο κινητήρας λειτουργεί ωστόσο το αυτοκίνητο είναι ακίνητο. Το ίδιο συμβαίνει και όταν σταματά σε ένα φανάρι ή όταν ο οδηγός χρειάζεται να αλλάξει μια σχέση στο κιβώτιο ταχυτήτων. Το παραπάνω πρόβλημα σε αυτές τις διατάξεις το λύνουν οι συμπλέκτες. Οι συμπλέκτες είναι εκείνο το στοιχείο μηχανής το οποίο επιτρέπει στον άξονα της κινητήριας μονάδας να συνδέεται (σύμπλεξη) ή να αποσυνδέεται (αποσύμπλεξη) με τον άξονα του συστήματος μετάδοσης της κίνησης. Κατά τη σύμπλεξη των αξόνων η ενέργεια που παράγεται από την κινητήρια μονάδα αξιοποιείται από το σύστημα/διάταξη ενώ κατά την αποσύμπλεξη η κινητήρια μονάδα παραμένει σε λειτουργία, χωρίς ωστόσο να αξιοποιείται το έργο που αυτή παράγει.

ΕΙΔΗ ΣΥΜΠΛΕΚΤΗ

Οι συμπλέκτες κατηγοριοποιούνται ανάλογα με το πώς επιτυγχάνεται η σύμπλεξη και τη γεωμετρία τους. Παρακάτω παρατίθενται οι κυριότερες κατηγορίες συμπλεκτών.

- 1) Συμπλέκτης τύπου Θετικού/Δοντιών/Σκύλου (Positive/Spline/Dog). Ο συγκεκριμένος τύπος συμπλέκτη έχει στον άξονα του κινητήρα ή στον άξονα του κιβωτίου εξοχές και στον άλλον εσοχές. Κατά τη σύμπλεξη οι προεξοχές του ενός άξονα εισχωρούν στις εσοχές άλλου άξονα και έτσι οι δύο άξονες είναι σε σύμπλεξη.



Εικόνα 1 Συμπλέκτης Τύπου Θετικού σε σύμπλεξη

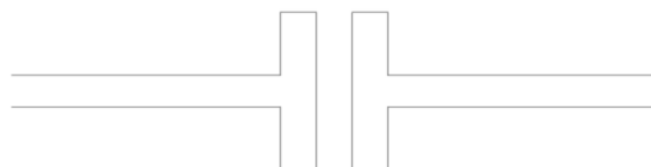


Εικόνα 2 Συμπλέκτης Τύπου Θετικού σε αποσύμπλεξη

- 2) Συμπλέκτης Τριβής (Friction Clutch). Ο συμπλέκτης τριβής αποτελεί τον πιο διαδεδομένο τύπο συμπλέκτη. Οι 2 άξονες στην απόληξή τους έχουν δίσκο επενδυμένο με υλικό τριβής. Κατά τη σύμπλεξη οι δύο άξονες έρχονται σε επαφή και μέσω της παραγόμενης τριβής η περιστροφική κίνηση μεταφέρεται από τον κινητήριο άξονα στον κινούμενο.

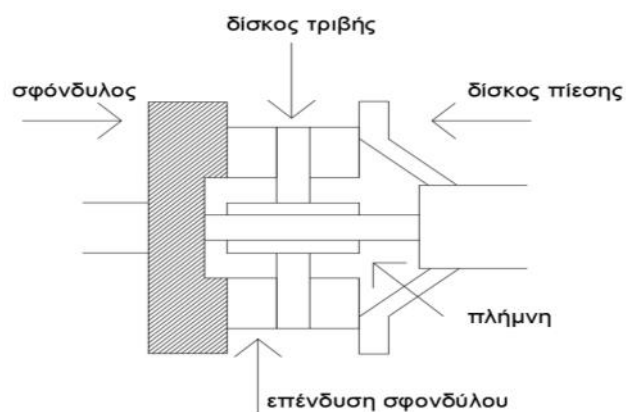


Εικόνα 3 Συμπλέκτης Τριβής σε σύμπλεξη



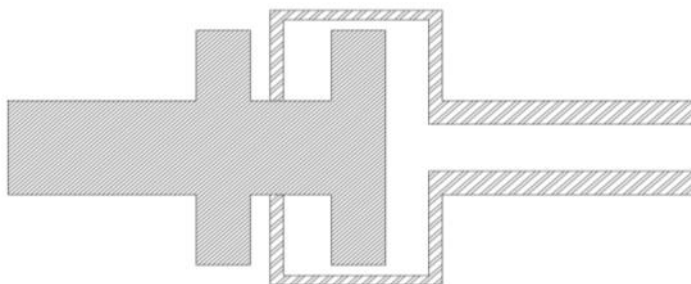
Εικόνα 4 Συμπλέκτης Τριβής σε αποσύμπλεξη

- 3) Συμπλέκτης Δίσκου (Disk Clutch). Ο συμπλέκτης δίσκου αποτελείται από μία πλήμνη. Επί της πλήμνης είναι στερεωμένος ο δίσκος τριβής. Ο δίσκος τριβής είναι κατασκευασμένος συνήθως από χάλυβα και επενδυμένος στις εξωτερικές του επιφάνειες με υλικό υψηλού συντελεστή τριβής. Κατά τη σύμπλεξη η πλάκα πίεσης υπό τη δύναμη ελατηρίων πιέζει τον δίσκο προς τον σφόνδυλο, που είναι προσαρτημένος επάνω στον κινητήριο άξονα. Ο σφόνδυλος, όπως και ο δίσκος τριβής είναι και αυτός επενδυμένος στις εξωτερικές του επιφάνειες με υλικό υψηλού συντελεστή τριβής. Κατά την αποσύμπλεξη η δύναμη των ελατηρίων υποχωρεί με αποτέλεσμα η πλάκα πίεσης να μην πιέζει πλέον τον δίσκο προς τον σφόνδυλο.



Εικόνα 5 Συμπλέκτης Δίσκου

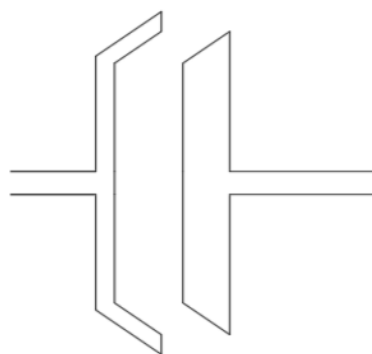
- 4) Συμπλέκτης Πολλαπλών Δίσκων (Multi - Plate Clutch). Οι συμπλέκτες πολλαπλών δίσκων είναι ίδιοι στη λειτουργία τους με τους συμπλέκτες δίσκου με τη μόνη διαφορά ότι έχουν πάνω από έναν δίσκο συμπλέκτη. Χρησιμοποιούνται σε περιπτώσεις όπου ο ένας δίσκος δεν είναι αρκετός για να μεταφέρει την απαιτούμενη ροπή. Θα πρέπει να σημειωθεί πως για n δίσκους οι συμπλεκόμενες επιφάνειες είναι $n-1$.



Εικόνα 6 Συμπλέκτης Πολλαπλών Δίσκων

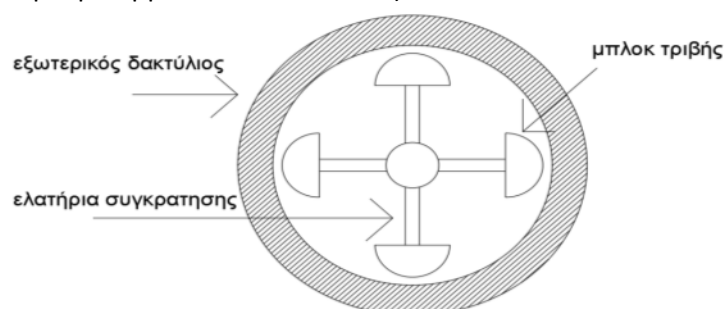
- 5) Κωνικός Συμπλέκτης (Cone Clutch). Ο κωνικός συμπλέκτης αποτελείται από δύο μέρη το αρσενικό και το θηλυκό. Το θηλυκό μέρος είναι μια εσοχή κωνικού σχήματος ενώ το αρσενικό μια προεξοχή επίσης κωνικού σχήματος. Και τα δύο μέρη έχουν ίδια γωνία κώνου. Κατά τη σύμπλεξη το αρσενικό μέρος υπό την επίδραση ενός ελατηρίου εισέρχεται στο θηλυκό μέρος, οι επιφάνειες των δύο κώνων έρχονται σε επαφή και έτσι παράγεται η δύναμη τριβής που μεταβιβάζει τη ροπή. Το πρόβλημα είναι ότι για χαμηλές γωνίες υπάρχει ο κίνδυνος το αρσενικό να σφηνώσει στο θηλυκό

μέρος. Χρησιμοποιείται μόνο για εφαρμογές με χαμηλές στροφές.



Εικόνα 7 Κωνικός Συμπλέκτης

- 6) Φυγοκεντρικός Συμπλέκτης (Centrifugal Clutch). Σε έναν φυγοκεντρικό συμπλέκτη ο κινούμενος άξονας καταλήγει σε έναν δακτύλιο ο οποίος στο εσωτερικό του είναι επενδυμένος με υλικό υψηλού συντελεστή τριβής. Ο κινητήριος άξονας έχει στην απόληξη του κάποια μπλοκ σε σχήμα τόξου, οι εξωτερικές επιφάνειες των οποίων είναι επίσης επενδυμένες με υλικό υψηλού συντελεστή τριβής. Αυτά τα μπλοκ, συνήθως 4 στον αριθμό συγκρατούνται στον άξονα μέσω ελατηρίων. Όταν ο άξονας ξεπεράσει μια συγκεκριμένη γωνιακή ταχύτητα η φυγόκεντρος δύναμη αυξάνεται σε τέτοιο σημείο που τα μπλοκ πλέον δε μπορούν να συγκρατηθούν από τα ελατήρια με αποτέλεσμα να έρχονται σε επαφή με το εσωτερικό μέρος του δακτυλίου. Αυτή η επαφή δημιουργεί την απαιτούμενη δύναμη τριβής η οποία μεταφέρει τη ροπή. Αλλάζοντας τις μάζες των μπλοκ ή την σταθερά ελατηρίων είναι εφικτό να ελεγχθεί το όριο στο οποίο επέρχεται η σύμπλεξη. Στα μειονεκτήματα αυτού του είδους συμπλέκτη είναι ότι η σύμπλεξη δεν πραγματοποιείται κάτω από μια συγκεκριμένη τιμή της γωνιακής περιστροφής του κινητήριου άξονα. Στα πλεονεκτήματά του συμπεριλαμβάνονται το κόστος του αλλά και το κόστος συντήρησης.



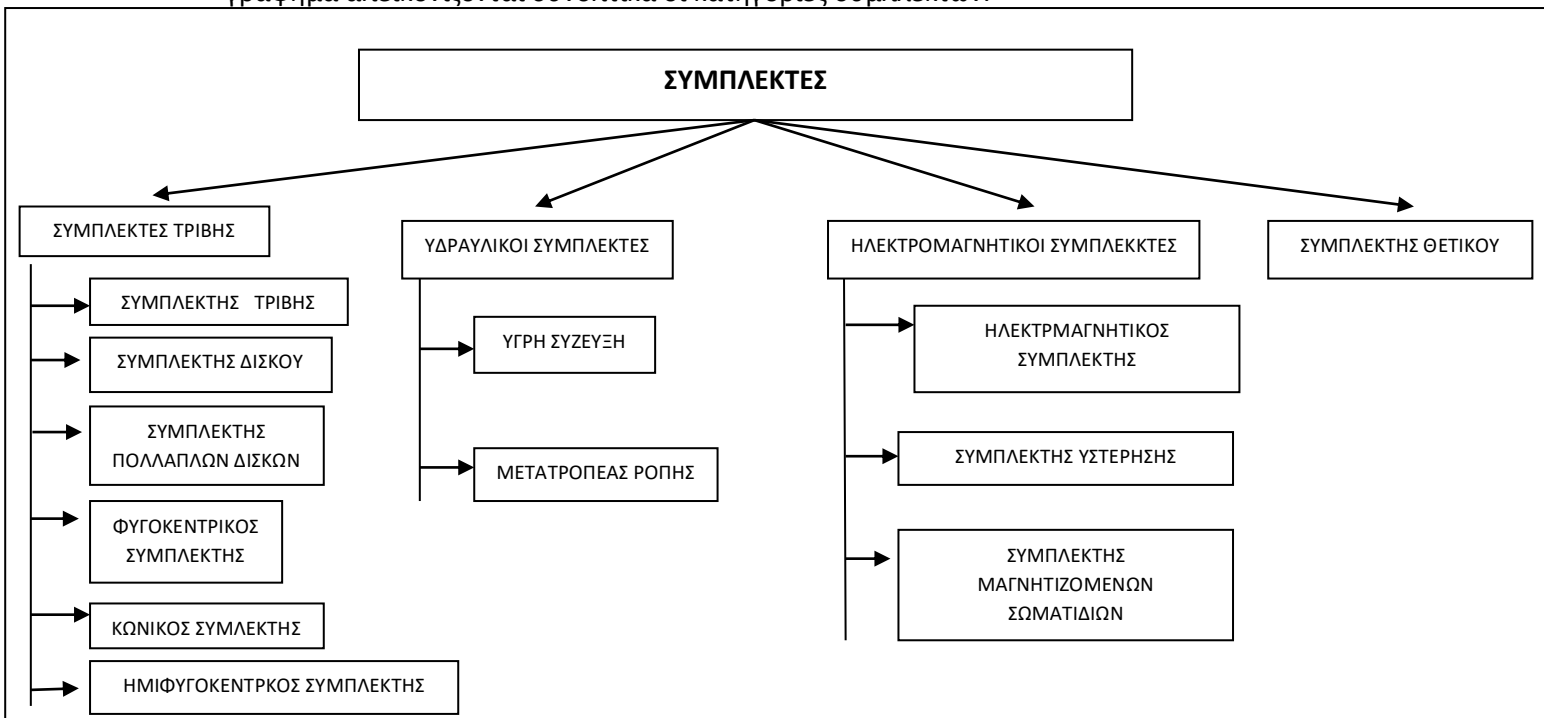
Εικόνα 8 Φυγοκεντρικός Συμπλέκτης

- 7) Υδραυλικοί Συμπλέκτες (Hydraulic Clutch). Οι υδραυλικοί συμπλέκτες χωρίζονται σε 2 κατηγορίες την υγρή σύζευξη (fluid coupling) και στους μετατροπείς ροπής (torque convertor). Και οι 2 κατηγορίες χρησιμοποιούν υγρά για να μεταφέρουν τη ροπή. Στον κινητήριο άξονα είναι προσαρμοσμένο ένα στροφέιο που λειτουργεί όπως μια αντλία. Κατά την

περιστροφή του στροφείου το υγρό επιταχύνεται και ωθούνται προς την περιφέρεια του στροφείου. Ο κινούμενος άξονας έχει προσαρμοσμένο έναν δρομέα μιας τουρμπίνας που λειτουργεί σαν στρόβιλος. Τα μόρια του υγρού με την υψηλή ταχύτητα προσκρούουν στα πτερύγια του δρομέα αναγκάζοντας τον να περιστραφεί. Αφού εξαντλήσουν την ενέργειά τους τα μόρια του υγρού πέφτουν προς το κέντρο του δρομέα και επιστρέφουν στο στροφείο. Η όλη διάταξη είναι κλεισμένη μέσα σε ένα κιβώτιο. Η διαφορά του μετατροπέα ροπής με την υγρή σύζευξη είναι ότι ανάμεσα από την αντλία και τον στρόβιλο υπάρχει μια ακόμη διάταξη, στάτωσης. Ο στάτωσης είναι μια ακίνητη διάταξη με πτερύγια η οποία κατά την επιστροφή του υγρού από την τουρμπίνα προς την αντλία αλλάζει την κατεύθυνση των μορίων προς το εξωτερικό της αντλίας προσδίδοντας έτσι περισσότερη ενέργεια. Επομένως τα μόρια του υγρού φεύγουν από την αντλία με περισσότερη ενέργεια και μεγαλύτερη ταχύτητα ενισχύοντας έτσι την ροπή που παράγεται από τον στρόβιλο.

- 8) Ηλεκτρομαγνητικός Συμπλέκτης (Electromagnetic Clutch). Ένας ηλεκτρομαγνητικός συμπλέκτης συμπλέκεται όχι με μηχανική αλλά με ηλεκτρομαγνητική δύναμη. Πιο συγκεκριμένα ο δίσκος του κινητήριου άξονα είναι προσαρμοσμένος σε πηνία. Κατά την σύμπλεξη μέσα από τα πηνία διέρχεται ηλεκτρικό ρεύμα προκαλώντας μαγνητικό πεδίο. Η μαγνητική δύναμη ρέει στο διάκενο και έλκει τον δίσκο του κινούμενου άξονα , φέροντας τους 2 δίσκους σε επαφή. Η ροπή μεταφέρεται όπως και στη περίπτωση συμπλέκτη τριβής. Με την απουσία ρεύματος η μαγνητική δύναμη παύει να υφίσταται και οι δύο δίσκοι απομακρύνονται.
- 9) Συμπλέκτης Υστέρησης (Hysteresis Powered Clutch). Ο συμπλέκτης υστέρησης λειτουργεί όπως ακριβώς λειτουργεί ένας ηλεκτρικός κινητήρας. Ο δίσκος υστέρησης περνά δια μέσου του ρότορα χωρίς να τον ακουμπά. Κατά τη σύμπλεξη ρεύμα περνά μέσα από τα πηνία δημιουργώντας έτσι μαγνητικό πεδίο και ο δίσκος υστέρησης μαγνητίζεται. Η μαγνητική αντίσταση στην περιστροφή του ρότορα περιστρέφει τον δίσκο υστέρησης.
- 10) Συμπλέκτης Μαγνητιζόμενων Σωματιδίων.(Magnetic Particle Clutch). Σε έναν συμπλέκτη μαγνητιζόμενων σωματιδίων ανάμεσα από τους δίσκους υπάρχουν υλικά τα οποία αλλάζουν ιδιότητες όταν βρεθούν υπό την επίδραση μαγνητικού πεδίου. Τέτοια υλικά μπορεί να είναι φερομαγνητική σκόνη, μαγνητορεολογικά ρευστά κ.α.. Κατά τη σύμπλεξη το ρεύμα διαπερνά τα πηνία του συμπλέκτη και δημιουργεί μαγνητικό πεδίο. Τα υλικά ανάμεσα στους δίσκους προσανατολίζονται , γίνονται πιο στιβαρά και εν τέλει εμπλέκουν τους δίσκους. Μόλις πάψει η ροή του ρεύματος τα υλικά επανέρχονται στην αρχική τους κατάσταση και επέρχεται η αποσύμπλεξη.
- 11) Ημιφυγοκετρικός Συμπλέκτης (Semi Centrifugal Clutch). Λειτουργεί όπως ένας συμπλέκτης τριβής. Στις υψηλές στροφές ωστόσο υποβοηθείται από την φυγόκεντρο δύναμη σαν ένας φυγοκεντρικός συμπλέκτης

Με βάση τα παραπάνω μπορεί να εξαχθεί το συμπέρασμα ότι οι συμπλέκτες γενικά χωρίζονται σε συμπλέκτες που μεταφέρουν ροπή μέσω της τριβής και λειτουργούν με μηχανικά και μόνο μέρη, οι υδραυλικοί συμπλέκτες που μεταφέρουν ροπή μέσω ρευστών, οι ηλεκτρομαγνητικοί συμπλέκτες που χρησιμοποιούν ηλεκτρομαγνητικές δυνάμεις είτε για σύμπλεξη είτε για να μεταφέρουν ροπή και οι συμπλέκτες τύπου θετικού. Στο παρακάτω γράφημα απεικονίζονται συνοπτικά οι κατηγορίες συμπλεκτών.



ΜΕΡΗ ΣΥΜΠΛΕΚΤΗ

Τα μέρη από τα οποία αποτελείται ένας συμπλέκτης διαφέρουν από είδος σε είδος. Παρόλα αυτά υπάρχουν κάποια μέρη που βρίσκονται σε όλα τα είδη συμπλεκτών, τα οποία φυσικά είναι προσαρμοσμένα για τις ανάγκες του κάθε είδους. Τα βασικά μέρη από τα οποία αποτελείται ένας συμπλέκτης είναι τα εξής:

- 1) Σφόνδυλος. Ο σφόνδυλος είναι ένας βαρύς δίσκος με μεγάλη αδράνεια που είναι προσαρμοσμένος επάνω στον άξονα του κινητήρα. Δρα ως αποθήκη περισσευούμενης ενέργειας και την επιστρέφει στο σύστημα όποτε αυτή είναι αναγκαία. Στην εξωτερική του πλευρά είναι επενδυμένος με έναν δίσκο αποτελούμενο από υλικό με υψηλό συντελεστή τριβής.
- 2) Δίσκος Τριβής. Ένας ή περισσότεροι δίσκοι αποτελούμενοι από υλικό υψηλού συντελεστή τριβής. Η τριβή που αναπτύσσεται στις επιφάνειές τους δημιουργεί την απαιτούμενη ροπή για τον κινούμενο άξονα.
- 3) Δίσκος Πίεσης. Ο δίσκος πίεσης είναι ένας δίσκος, ο οποίος κατά τη σύμπλεξη πιέζει τον δίσκο ή τους δίσκους τριβής προς τον σφόνδυλο.
- 4) Ελατήρια και Μοχλοί Ανακούφισης. Τα ελατήρια που χρησιμοποιούνται συνήθως σε συμπλέκτες είναι τύπου διαφράγματος. Τα ελατήρια είναι αυτά που μεταφέρουν τη δύναμη στον δίσκο πίεσης. Οι μοχλοί ανακούφισης μειώνουν τη δύναμη στο ελατήριο ώστε να συμβεί η αποσύμπλεξη.
- 5) Έδρανα Απελευθέρωσης Συμπλέκτη. Τα έδρανα απελευθέρωσης μεταφέρουν τη δύναμη ενεργοποίησης στα ελατήρια ή στο διάφραγμα.

- 6) Σύνδεσμος Συμπλέκτη. Συνδέουν το πεντάλ του συμπλέκτη με τα έδρανα απελευθέρωσης μέσω ράβδων.
- 7) Πεντάλ Συμπλέκτη. Με το πεντάλ ο χρήστης χειρίζεται τον συμπλέκτη.

ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΥΜΠΛΕΚΤΗ ΤΡΙΒΗΣ

Οι συμπλέκτες τριβής ανεξάρτητα από τι είδος τους λειτουργούν με τον ίδιο ακριβώς τρόπο. Ο οδηγούμενος άξονας ωθείται από το δίσκο πίεσης προς τον οδηγό άξονα. Οι επιφάνειες των δίσκων τριβής/ κώνος/μπλοκ τριβής έρχονται σε επαφή μεταξύ τους. Τα υλικά υψηλού συντελεστή τριβής που υπάρχουν στις επιφάνειές τους δημιουργούν ισχυρή διατμητική τάση και κατ' επέκταση μεγάλη δύναμη τριβής. Η δύναμη τριβής μεταξύ των επιφανειών είναι η αιτία που η ισχύς του κινητήρα μεταφέρεται προς την υπόλοιπη διάταξη. Κατά την αποσύμπλεξη ο χρήστης πατά το πεντάλ του συμπλέκτη και στην πραγματικότητα τα ελατήρια που πιέζουν τον δίσκο πίεσης χαλαρώνουν, ο δίσκος πίεσης υποχωρεί και έτσι οι επιφάνειες τριβής απομακρύνονται μεταξύ τους. Γενικά για τη μελέτη των συμπλεκτών τριβής υπάρχουν δύο προσεγγίσεις αυτή της ομοιόμορφης πίεσης και αυτή της ομοιόμορφης φθοράς. Η πρώτη προσέγγιση αφορά καινούριους δίσκους ενώ η δεύτερη αφορά δίσκους που έχουν χρησιμοποιηθεί για κάποιες ώρες λειτουργίας.

ΥΓΡΟΙ ΣΥΜΠΛΕΚΤΕΣ

Οι συμπλέκτες δίσκου ή πολλαπλών δίσκων μπορεί να λειτουργούν σε ξηρό περιβάλλον, μπορεί ωστόσο ανάμεσα από τους δίσκους να υπάρχει λιπαντικό υγρό. Οι συμπλέκτες όπου ανάμεσα στους δίσκους τους ρέει λιπαντικό υγρό ονομάζονται υγροί συμπλέκτες (wet clutches). Η όλη διάταξη βρίσκεται σε ένα κιβώτιο. Ο δίσκος ή οι δίσκοι του συμπλέκτη βρίσκονται εντός του κιβωτίου και βυθισμένοι στο λιπαντικό υγρό. Κατά συντριπτική πλειοψηφία οι υγροί συμπλέκτες χρησιμοποιούνται σε διατάξεις με πολλαπλούς δίσκους. Ο λόγος είναι ότι η ύπαρξη λιπαντικού μειώνει τον συντελεστή τριβής των επιφανειών. Επίσης το υγρό αντιστέκεται στη κίνηση του οδηγού άξονα και έτσι υπάρχει απώλεια ισχύος. Ο τρόπος λειτουργίας τους είναι σχεδόν ίδιος με τους συμπλέκτες ξηράς επαφής. Κατά τη σύμπλεξη συνήθως ο δίσκος που είναι προσαρμοσμένος στον κινητήρα δέχεται μια δύναμη από ένα υδραυλικό ή ηλεκτροκίνητο έμβολο προς τον οδηγούμενο άξονα. Κατά τη διάρκεια της σύμπλεξης το πάχος του λιπαντικού ανάμεσα στους δίσκους αρχίζει και μειώνεται. Όσο προχωρά ο οδηγός άξονας προς τον οδηγούμενο η ταχύτητα του οδηγούμενου άξονα αρχίζει και αυξάνεται. Κάποια στιγμή το πάχος του λιπαντικού ανάμεσα στους δίσκους είναι τόσο μικρό που πρακτικά οι επιφάνειες τριβής των δίσκων είναι σε επαφή και πλέον εφαρμόζεται η θεωρία της ξηράς σύμπλεξης. Γενικά η διαδικασία της σύμπλεξης ενός υγρού συμπλέκτη περνά 3 φάσεις:

- Υδροδυναμική λίπανση. Είναι η φάση όπου το πάχος του λιπαντικού ανάμεσα στους δίσκους είναι αρκετά μεγάλο και οι τραχύτητες των επιφανειών δε παίζουν κανέναν ρόλο.
- Ελαστοϋδροδυναμική λίπανση. Είναι η φάση κατά την οποία το φιλμ του λιπαντικού έχει μειωθεί αρκετά και πλέον οι τραχύτητες των επιφανειών αρχίζουν και επηρεάζουν τα δυναμικά χαρακτηριστικά της σύμπλεξης

- Οριακή λίπανση. Είναι η φάση όπου πλέον οι επιφάνειες των δίσκων έχουν έρθει σε επαφή. Παρ' όλα αυτά όμως μόρια λιπαντικού συνεχίζουν να βρίσκονται στις επιφάνειες των δίσκων.

Κατά την αποσύμπλεξη η δύναμη από το έμβολο παύει και τότε οι δίσκοι αρχίζουν και απομακρύνονται. Όταν η απόσταση γίνει μέγιστη μεταξύ τους η διατμητική τάση του ρευστού είναι μικρή και επομένως η ροπή επί του οδηγούμενου άξονα είναι αμελητέα πράγμα που σημαίνει ότι οι 2 άξονες περιστρέφονται ανεξάρτητα ο ένας από τον άλλον.

Ο λόγος που χρησιμοποιούνται οι υγροί συμπλέκτες είναι κυρίως για να αντιμετωπιστούν προβλήματα θερμότητας. Κατά τη σύμπλεξη ειδικά όταν υπάρχει η ανάγκη για μεταφορά μεγάλων τιμών ροπής αναπτύσσονται υψηλά θερμικά φορτία. Το λιπαντικό που ρέει ανάμεσα στους δίσκους απάγει τη θερμότητα καλύτερα από ότι σε έναν συμπλέκτη ξηράς επαφής. Επίσης σε σχέση με τους ξηρούς συμπλέκτες οι υγροί παράγουν λιγότερο θόρυβο μιας και η σύμπλεξη είναι πιο ομαλή. Επιπλέον εξαιτίας της απουσίας μεγάλων θερμικών φορτίων αλλά και του μειωμένου συντελεστή τριβής εμφανίζονται λιγότερες βλάβες στο σύστημα αυξάνοντας έτσι την διάρκεια ζωής του συμπλέκτη. Επιπλέον ένας υγρός συμπλέκτης είναι φθηνότερος στη συντήρηση. Στον αντίποδα ένας ξηρός συμπλέκτης είναι πιο φθηνότερος καθώς είναι λιγότερο πολύπλοκος μιας και απουσιάζουν τα συστήματα κυκλοφορίας του λιπαντικού υγρού. Επίσης για ίδια γεωμετρία και ίδιο αριθμό συμπλεκόμενων επιφανειών ένας συμπλέκτης ξηράς επαφής μεταφέρει μεγαλύτερα ποσά ροπής.

Το λιπαντικό υγρό είναι συγκεντρωμένο σε ένα ρεζερβουάρ. Υπάρχει συνεχής ροή λιπαντικού ανάμεσα από τους δίσκους ώστε το ρευστό να ψύχεται στο ρεζερβουάρ και να εξασφαλίζεται ότι ψυχρό υγρό ρέει ανάμεσα από τους. Επιπλέον με τη ροή εξασφαλίζεται ότι απομακρύνονται σωματίδια που πιθανόν να υπάρχουν ανάμεσα από τους δίσκους. Οι δίσκοι δεν είναι 100% βυθισμένοι στο λιπαντικό αλλά κατά ένα ποσοστό που εξαρτάται από την εφαρμογή στην οποία βρίσκονται. Το λιπαντικό που χρησιμοποιείται σε έναν υγρό συμπλέκτη μπορεί να είναι κοινό υγρό λιπαντικό μπορεί ωστόσο να είναι και υγρό αυτόματης μετάδοσης (Automatic Transmission Fluid ATF). Ο τύπος του λιπαντικού εξαρτάται από τον κατασκευαστή.

Οι υγροί συμπλέκτες δε πρέπει σε καμία περίπτωση να συγχέονται με τους υδραυλικούς συμπλέκτες. Οι υδραυλικοί συμπλέκτες μεταφέρουν ροπή αποκλειστικά και μόνο μέσω της διατμητικής τάσης που προκαλείται στο λιπαντικό υγρό. Οι δύο άξονες δεν έρχονται καθόλου σε επαφή ενώ δεν υπάρχουν δίσκοι αλλά στροφείο και στρόβιλος με πτερύγια. Ένας υγρός συμπλέκτης στα πρώτα στάδια της σύμπλεξης μεταφέρει και αυτός ροπή αποκλειστικά και μόνο μέσω του ρευστού. Ωστόσο κατά την εξέλιξη του φαινομένου υπάρχει ξηρά επαφή. Επιπλέον οι δίσκοι του υγρού συμπλέκτη είναι δίσκοι κοινοί με αυτούς της ξηράς επαφής. Συνεπώς δεν υπάρχουν καθόλου πτερύγια. Συνέπεια τούτου είναι ότι η ιξώδης τριβή σε έναν υγρό συμπλέκτη είναι σημαντικά χαμηλότερη από αυτή του υδραυλικού.

Οι υγροί συμπλέκτες χρησιμοποιούνται γενικά σε εφαρμογές όπου απαιτείται υψηλή μετάδοση ροπής καθώς επίσης και υψηλή αντοχή και αξιοπιστία. Μπορεί ένας ξηρός συμπλέκτης να μεταφέρει μεγαλύτερα ποσά ροπής από έναν υγρό όμως τα θερμικά φορτία

που αναπτύσσονται είναι μη διαχειρίσιμα. Για το λόγο αυτό προτιμούνται οι υγροί συμπλέκτες αφού όπως έχει ήδη αναφερθεί μπορούν να ψύξουν τους δίσκους πιο αποτελεσματικά. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιούνται ευρέως σε αυτόματες μεταδόσεις σε φορτηγά και σε αυτοκίνητα υψηλών επιδόσεων. Μια άλλη ευρεία χρήση είναι σε μοτοσυκλέτες. Σε μη αγωνιστικές μοτοσυκλέτες παράγεται αρκετή ροπή από τον κινητήρα και επιπλέον είναι πολύ πιο θορυβώδης. Η χρήση υγρού συμπλέκτη αντιμετωπίζει αυτά τα προβλήματα, προσδίδοντας παράλληλα και πιο μεγάλη αντοχή. Σε αγωνιστικές ωστόσο εκδόσεις εξαιτίας της ολίσθησης που μπορεί να εμφανιστεί επί των δίσκων χρησιμοποιούνται ξηροί συμπλέκτες κερδίζοντας σε ταχύτητα αλλά θυσιάζοντας την αξιοπιστία. Επιπλέον οι υγροί συμπλέκτες χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές όπου απαιτείται ελεγχόμενη μεταφορά ροπής.

Στους παρακάτω πίνακες απεικονίζονται συνοπτικά οι διαφορές των υγρών συμπλεκτών από τους συμπλέκτες ξηράς επαφής και τους υδραυλικούς συμπλέκτες.

ΥΓΡΟΙ ΣΥΜΠΛΕΚΤΕΣ	ΞΗΡΟΙ ΣΥΜΠΛΕΚΤΕΣ
ΡΟΗ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ ΥΓΡΟΥ ΑΝΑΜΕΣΑ ΑΠΟ ΤΟΥΣ ΔΙΣΚΟΥΣ	ΔΕΝ ΥΠΑΡΧΕΙ ΡΟΗ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ ΑΝΑΜΕΣΑ ΑΠΟ ΤΟΥΣ ΔΙΣΚΟΥΣ
ΚΑΛΥΤΕΡΗ ΑΠΑΓΩΓΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	ΑΝΤΙΜΕΤΩΠΙΖΟΥΝ ΘΕΡΜΙΚΑ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ ΣΕ ΜΕΓΑΛΑ ΦΟΡΤΙΑ
ΟΜΑΛΗ ΣΥΜΠΛΕΞΗ – ΛΙΓΟΤΕΡΟΣ ΘΟΡΥΒΟΣ	ΜΗ ΟΜΑΛΗ ΣΥΜΠΛΕΞΗ – ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΘΟΡΥΒΟΥ
ΧΑΜΗΛΟΤΕΡΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΤΡΙΒΗΣ	ΥΨΗΛΟΤΕΡΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΤΡΙΒΗΣ
ΥΨΗΛΟΤΕΡΗ ΔΙΑΡΚΕΙΑ ΖΩΗΣ	ΧΑΜΗΛΟΤΕΡΗ ΔΙΑΡΚΕΙΑ ΖΩΗΣ
ΥΨΗΛΑ ΚΟΣΤΗ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ ΚΑΙ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ	ΧΑΜΗΛΑ ΚΟΣΤΗ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ ΚΑΙ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ
ΧΑΜΗΛΟ ΚΟΣΤΟΣ ΣΥΝΤΗΡΗΣΗΣ	ΥΨΗΛΟ ΚΟΣΤΟΣ ΣΥΝΤΗΡΗΣΗΣ

Πίνακας 1 Σύγκριση Υγρών και Ξηρών Συμπλεκτών

ΥΓΡΟΙ ΣΥΜΠΛΕΚΤΕΣ	ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΙ ΣΥΜΠΛΕΚΤΕΣ
Η ΡΟΠΗ ΜΕΤΑΦΕΡΕΤΑΙ ΚΥΡΙΩΣ ΜΕΣΩ ΞΗΡΑΣ ΕΠΑΦΗΣ	Η ΡΟΠΗ ΜΕΤΑΦΕΡΕΤΑΙ ΜΟΝΟ ΜΕΣΩ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ ΥΓΡΟΥ
ΑΠΟΤΕΛΕΙΤΑΙ ΑΠΟ Ν ΔΙΣΚΟΥΣ ΣΥΜΠΛΕΚΤΗ	ΑΠΟΤΕΛΕΙΤΑΙ ΑΠΟ ΣΤΡΟΦΕΙΟ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΑΙ ΔΡΟΜΕΑ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥ
ΟΙ ΔΙΣΚΟΙ ΤΟΥ ΣΥΜΠΛΕΚΤΗ ΕΡΧΟΝΤΑΙ ΣΕ ΕΠΑΦΗ	ΤΑ ΜΕΡΗ ΤΟΥ ΣΥΜΠΛΕΚΤΗ ΔΕΝ ΕΡΧΟΝΤΑΙ ΣΕ ΕΠΑΦΗ

Πίνακας 2 Σύγκριση Υγρών και Υδραυλικών Συμπλεκτών

ΣΚΟΠΟΙ ΣΠΟΥΔΑΣΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Στόχος της παρούσας σπουδαστικής εργασίας είναι η μελέτη της πρώτης φάσης της σύμπλεξης ενός υγρού συμπλέκτη (υδροδυναμική λίπανση). Κατά τη διάρκεια της εργασίας θα δημιουργηθεί μοντέλο στο λογισμικό ANSYS FLUENT (STUDENTS VERSION), όπου θα εξαχθούν συμπεράσματα για τα χαρακτηριστικά της ροής του λιπαντικού υγρού και θα συγκριθούν με τις θεωρητικές τιμές που προκύπτουν από αναλυτικές σχέσεις. Στη συνέχεια θα εξαχθούν κάποια δυναμικά χαρακτηριστικά της σύμπλεξης, όπως η ροπή που μεταφέρεται και η γωνιακή ταχύτητα του οδηγούμενου άξονα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

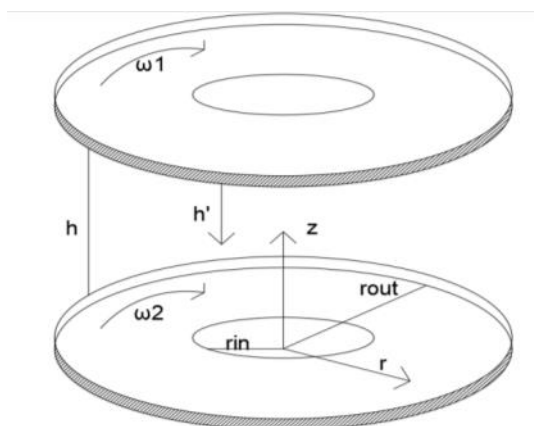
ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ

Για την πραγματοποίηση της εργασίας και την εξαγωγή των μαθηματικών εκφράσεων έγιναν κάποιες παραδοχές και εξιδανικεύσεις, οι οποίες σε έναν πραγματικό συμπλέκτη είναι πιθανό να μην ισχύουν. Αυτές οι παραδοχές είναι οι εξής:

1. Το λιπαντικό υγρό είναι νευτώνειο υγρό. Αυτό σημαίνει ότι σε κάθε χρονική στιγμή ισχύει η σχέση $\tau_w = \mu \frac{\partial u_\theta}{\partial z}$ (1)
2. Οι επιφάνειες των δίσκων θεωρούνται απολύτως λείες. Δεν υπάρχει κανένα προφίλ τραχύτητας που θα μπορούσε να επηρεάζει τα χαρακτηριστικά της ροής του λιπαντικού, όπως η πίεση
3. Δεν ελήφθησαν καθόλου υπόψη οι θερμοκρασιακές αλλαγές. Το πρόβλημα για τις ανάγκες της παρούσας εργασίας θεωρείται ισοθερμικό και έτσι δεν υπάρχουν μεταβολές στην πυκνότητα και το ιξώδες του λιπαντικού υγρού.
4. Οι δίσκοι είναι βυθισμένοι κατά 100% στο λιπαντικό υγρό, επομένως δεν υπάρχει διφασική ροή.
5. Οι αδρανειακές δυνάμεις του ρευστού αμελούνται.
6. Θεωρώ συνθήκη μη ολίσθησης. Το λιπαντικό υγρό και οι επιφάνειες του συμπλέκτη δεν ολισθαίνουν μεταξύ τους.
7. Δεν ελήφθη υπόψη η ακτινική χάρη των δίσκων με το κιβώτιο το οποίο τους περιβάλλει.

ΑΝΑΛΥΤΙΚΕΣ ΕΚΦΡΑΣΕΙΣ

Το πρόβλημα μοντελοποιείται ως ροή ρευστού ανάμεσα από δύο δίσκους. Ο ένας δίσκος περιστρέφεται με γωνιακή ταχύτητα ω_1 ενώ ο δεύτερος αρχικά παραμένει ακίνητος. Για την ανάλυση αυτού του φαινομένου θα χρησιμοποιηθούν οι εξισώσεις Navier-Stokes καθώς επίσης και η εξίσωση συνέχειας. Οι παραπάνω εξισώσεις για λόγους ευκολίας θα διατυπωθούν σε κυλινδρικές συντεταγμένες.



Εικόνα 9 Μοντέλο Υγρού Συμπλέκτη 2 Δίσκων

Το σχηματικό μοντέλο του παραπάνω απεικονίζει τους 2 δίσκους με το λιπαντικό υγρό ανάμεσά τους. Οι εξισώσεις Navier-Stokes σε κυλινδρικές συντεταγμένες είναι οι εξής:

$$r \text{ συνιστώσα: } \rho \left[\frac{Du_r}{Dt} - \frac{u_\theta^2}{r} \right] = -\frac{\partial P}{\partial r} + F_r + \mu \left[\nabla^2 u_r - \frac{u_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} \right] \quad (2\alpha)$$

$$\theta \text{ συνιστώσα: } \rho \left[\frac{Du_\theta}{Dt} - \frac{u_\theta u_r}{r} \right] = -\frac{\partial P}{\partial \theta} + F_\theta + \mu \left[\nabla^2 u_\theta - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right] \quad (2\beta)$$

$$z \text{ συνιστώσα: } \rho \frac{Du_z}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial z} + F_z + \mu \nabla^2 u_z \quad (2\gamma)$$

Η εξίσωση συνέχειας σε κυλινδρικές συντεταγμένες είναι η εξής:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial r u_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

Με $[u_r, u_\theta, u_z]$ το διάνυσμα των ταχυτήτων κατά την r, θ, z διεύθυνση αντίστοιχα.

Αρχικά όπως έχει αναφερθεί και προηγουμένως όλες οι αδρανειακές δυνάμεις αμελούνται, συνεπώς $F_i=0$, με $i=r, \theta, z$. Επίσης επειδή η ροή θεωρείται ασυμπίεστη ισχύει ότι $\frac{Du_i}{Dt} = 0$ (4),

με $i=r, \theta, z$. Επιπλέον εξαιτίας του ότι το πρόβλημα είναι αξονοσυμμετρικό ισχύει ότι $\frac{\partial u_i}{\partial \theta} = 0$ (5), με $i=r, \theta, z$. Ακόμη το πάχος του λιπαντικού θεωρείται πολύ μικρό και επομένως $\frac{\partial P}{\partial z} = 0$ (6). Επίσης η u_z θεωρείται πολύ μικρή σε σχέση με τις άλλες ταχύτητες. Με βάση τα παραπάνω οι εξισώσεις εκπίπτουν στις εξής:

$$-\frac{u_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\mu(\theta^2 u_r)}{\theta z^2} \quad (7)$$

$$\frac{\theta^2 u_\theta}{\theta z} = 0 \quad (8)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial r u_r}{\partial r} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (9)$$

Οι αρχικές συνθήκες είναι οι εξής:

$$P(r_{in})=P(r_{out})=0 \quad (10)$$

$$u_z(r, h) = \dot{h} \quad (11)$$

$$u_z(r, 0) = 0 \quad (12)$$

$$u_\theta(r, h) = \omega_1 r \quad (13)$$

$$u_\theta(r, 0) = \omega_2 r \quad (14)$$

Ολοκληρώνοντας 2 φορές την εξίσωση (8) ως προς z προκύπτει ότι $u_\theta = c_1 z + c_2$ (15α) με c_1 και c_2 οι σταθερές ολοκλήρωσης. Χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις (13) και (14) προκύπτει ότι $c_2 = \omega_2 r$ (15β) και $c_1 = \frac{(\omega_1 - \omega_2)r}{h}$ (15γ). Επομένως η (15α) γίνεται:

$$u_\theta(r, z) = r \left(\omega_2 + \frac{\Delta \omega z}{h} \right) \quad (15\delta), \text{ όπου } \Delta \omega = \omega_1 - \omega_2.$$

Αντικαθιστώντας την εξίσωση (15δ) στην εξίσωση (7) και ολοκληρώνοντας 2 φορές ως προς z και υπό τις αρχικές συνθήκες (11) και (12) προκύπτει ότι:

$$u_r(r, z) = \frac{1}{2\mu} \frac{\theta P}{\theta r} z(z-h) - \frac{r\rho z^2}{\mu} \left(\frac{\omega_2^2}{2} + \frac{\omega_2 \Delta\omega}{3h} z + \frac{\Delta\omega^2 z^2}{12h^2} \right) + \frac{\rho r z}{\mu} h \left(\frac{\omega_2^2}{2} + \frac{\omega_2 \Delta\omega}{3} + \frac{\Delta\omega^2}{12} \right) \quad (16)$$

Αντικαθιστώντας την (16) στην (9) προκύπτει η παρακάτω συνήθης διαφορική εξίσωση :

$$\frac{\theta^2 P}{\theta r^2} + \frac{1}{r} \frac{\theta P}{\theta r} = \frac{12\mu h}{h^3} + 2\rho(\omega_2^2 + \Delta\omega\omega_2 + 0.3\Delta\omega^2) \quad (17)$$

Ολοκληρώνοντας 2 φορές την εξίσωση (17) υπό τις αρχικές συνθήκες (10) προκύπτει ότι:

$$P(r) = \left[\frac{\rho}{2} * \left(\omega_2^2 + \Delta\omega * \omega_2 + \frac{3}{10} \Delta\omega^2 \right) + \frac{3\mu h}{h^3} \right] * \left[(r^2 - r_{in}^2) + (r_{out}^2 - r_{in}^2) \frac{\ln r - \ln r_{in}}{\ln r_{in} - \ln r_{out}} \right] \quad (18)$$

Η εξίσωση (18) περιγράφει την κατανομή της πίεσης του λιπαντικού υγρού επάνω στους δίσκους του συμπλέκτη κατά την ακτινική διεύθυνση. Έχοντας την αναλυτική έκφραση για την πίεση επάνω στην επιφάνεια των δίσκων κατά την ακτινική διεύθυνση είναι εφικτό να γίνει ο υπολογισμός της ορθής δύναμης που ασκεί το ρευστό επάνω στους δίσκους. Αυτό γίνεται ολοκληρώνοντας το προφίλ της πίεσης πάνω στην επιφάνεια. Μαθηματικά αυτό εκφράζεται ως εξής:

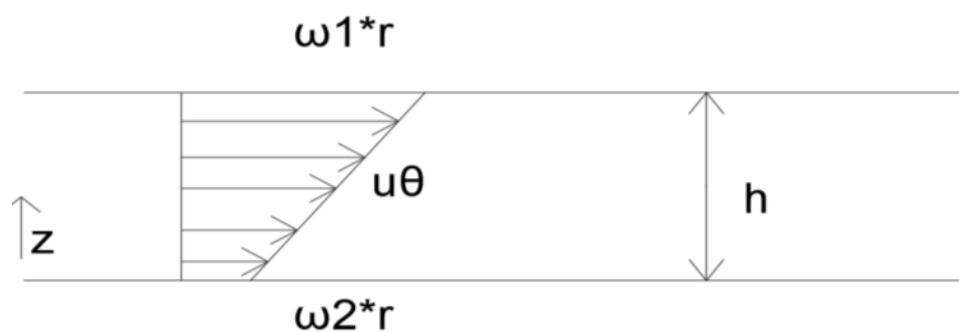
$F = \int P(r) dA$ (19α). Η διαφορική επιφάνεια dA δίνεται από τη σχέση $dA = 2\pi r dr$ (19β) και έτσι η (19α) μετασχηματίζεται στην παρακάτω εξίσωση:

$$F = 2\pi \int_{r_{in}}^{r_{out}} P(r) r dr \quad (19)$$

Υπολογίζοντας το παραπάνω ολοκλήρωμα αναλυτικά προκύπτει η παρακάτω έκφραση:

$$F = \frac{\pi}{2} \left[\frac{\rho}{2} * \left(\omega_2^2 + \Delta\omega\omega_2 + \frac{3}{10} \Delta\omega^2 \right) + \frac{3\mu h}{h^3} \right] \left[(r_{out}^2 + r_{in}^2)^2 - 4r_{out}^2 r_{in}^2 - 2(r_{out}^2 - r_{in}^2)r_{out}^2 - \frac{(r_{out}^2 - r_{in}^2)^2}{\ln r_{in} - \ln r_{out}} \right] \quad (20)$$

Όπως έχει αναφερθεί και παραπάνω το λιπαντικό υγρό θεωρείται νευτώνειο υγρό. Αυτό σημαίνει ότι υπακούει στην εξίσωση (1), δηλαδή η διατμητική του τάση είναι ανάλογη του ιξώδους του και την κλίση της u_θ ταχύτητας μεταξύ των δίσκων.



Εικόνα 10 Μοντέλο Διατμητικής Τάσης Νευτώνειου Υγρού μεταξύ 2 Δίσκων Συμπλέκτη

Με βάση λοιπόν τα παραπάνω η u_θ δίνεται από την εξίσωση (15δ). Η πρώτη παράγωγος της εξίσωσης αυτής ως προς z ισούται με $\frac{\theta u_\theta}{\theta z} = \frac{r\Delta\omega}{h}$. Επομένως η διατμητική τάση δίνεται από την εξίσωση: $\tau_w(r) = \mu \frac{r\Delta\omega}{h}$ (21).

Ο λόγος που η διατμητική τάση είναι απαραίτητη για τους υπολογισμούς στη συνέχεια είναι γιατί η διατμητική τάση είναι η αιτία που η ροπή του οδηγού άξονα μεταφέρεται στον οδηγούμενο άξονα. Η διατμητική δύναμη βρίσκεται ολοκληρώνοντας την διατμητική τάση πάνω στην επιφάνεια των δίσκων και στη συνέχεια η ροπή βρίσκεται πολλαπλασιάζοντας την διατμητική δύναμη με την ακτίνα των δίσκων. Συνεπώς η ροπή T υπολογίζεται από το εξής ολοκλήρωμα:

$$T = \int r \tau_w(r) dA \quad (22\alpha)$$

Χρησιμοποιώντας την εξίσωση (19β) και την εξίσωση (21) η (22α) γίνεται τελικά:

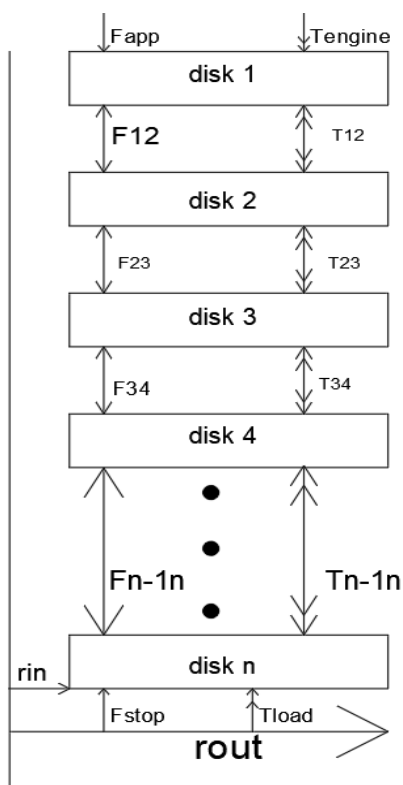
$$T = 2\pi\mu \int_{r_{in}}^{r_{out}} r^2 \frac{r\Delta\omega}{h} dr \quad (22\beta).$$

Λύνοντας το παραπάνω ολοκλήρωμα υπολογίζεται η αναλυτική έκφραση της ροπής :

$$T = \frac{\pi\mu\Delta\omega}{2h} (r_{out}^4 - r_{in}^4) \quad (22\gamma)$$

ΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΕΙΣΩΣΕΙΣ ΓΙΑ ΥΓΡΟ ΣΥΜΠΛΕΚΤΗ

Έστω ότι υπάρχουν n δίσκοι συμπλέκτη. Οι δίσκοι 1,3,5... είναι οι οδηγοί δίσκοι ενώ οι δίσκοι 2,4,6... είναι οι οδηγούμενοι δίσκοι. Η συνολική ροπή που μεταφέρεται από τον κινητήρα στον οδηγούμενο άξονα είναι το άθροισμα των ροπών που μεταδίδεται στους οδηγούμενους δίσκους, δηλαδή $T_{total} = \sum_i^n T_i$ (23) με $i=2,4,\dots$



Εικόνα 11 Δυναμικό Μοντέλο n Δίσκων

Για τον δίσκο 1 του συστήματος η εξίσωση της μεταφορικής κίνησης είναι η εξής:

$$\sum F_1 = m_1 \ddot{z}_1 \Leftrightarrow -F_{app} + F_{12} = m_1 \ddot{z}_1 \quad (24\alpha)$$

Για τους δίσκους i με i=2,3...n-1 οι εξισώσεις της μεταφορικής κίνησης είναι η εξής:

$$\sum F_i = m_i \ddot{z}_i \Leftrightarrow -F_{i-1,i} + F_{i,i+1} = m_i \ddot{z}_i \quad (24\beta)$$

Για τον δίσκο n ισχύει ότι:

$$\ddot{z}_n = \dot{z}_n = 0 \quad (24\gamma) \text{ και επομένως } F_{stop} = F_{n-1,n} \quad (24\delta)$$

Για τον δίσκο 1 του συστήματος η εξίσωση της περιστροφικής κίνησης είναι η εξής:

$$\sum T_1 = I_1 \ddot{\theta}_1 \Leftrightarrow -T_{engine} + T_{12} = I_1 \ddot{\theta}_1 \quad (25\alpha)$$

Για τους δίσκους i με i=2,3...n-1 οι εξισώσεις της περιστροφικής κίνησης είναι η εξής:

$$\sum T_i = I_i \ddot{\theta}_i \Leftrightarrow -T_{i-1,i} + T_{i,i+1} = I_i \ddot{\theta}_i \quad (25\beta)$$

Για τον n δίσκο η εξίσωση της περιστροφικής κίνησης είναι η εξής:

$$\sum T_n = I_n \ddot{\theta}_n \Leftrightarrow +T_{n-1,n} - T_{load} = I_n \ddot{\theta}_n \quad (25\delta)$$

Οι εξισώσεις (24) και (25) αποτελούν ένα σύστημα συνήθων διαφορικών εξισώσεων. Οι εξισώσεις αυτές είναι μη ομογενείς και μη γραμμικές.

Στη παρούσα σπουδαστική εργασία η δυναμική ανάλυση θα γίνει για συμπλέκτη 2 δίσκων. Ωστόσο, όπως έχει ήδη αναφερθεί και πιο πάνω αυτή είναι μια διάταξη η οποία πολύ σπάνια συναντάται στην πραγματικότητα. Ο λόγος για τον οποίο η μελέτη θα γίνει για 2 δίσκους είναι ότι στην παρούσα εργασία το ενδιαφέρον στρέφεται στην μελέτη της συμπεριφοράς του συμπλέκτη κατά την πρώτη φάση της σύμπλεξης και όχι η μελέτη ενός πραγματικού συμπλέκτη. Με βάση λοιπόν τα παραπάνω οι εξισώσεις για έναν συμπλέκτη 2 δίσκων τροποποιούνται ως εξής:

Για τη μεταφορική κίνηση:

Δίσκος 1:

$$\sum F_1 = m_1 \ddot{z}_1 \Leftrightarrow -F_{app} + F_{12} = m_1 \ddot{z}_1 \Leftrightarrow \ddot{z}_1 = -\frac{F_{app}}{m} + \frac{F_{12}}{m} \quad (26\alpha). \text{ Η } F_{12} \text{ είναι η δύναμη από το ρευστό και με βάση την εξίσωση (20) αυτή γίνεται:}$$

$$F_{12} = \frac{\pi}{2} \left[\frac{\rho}{2} * \left(\omega_2^2 + \Delta\omega\omega_2 + \frac{3}{10}\Delta\omega^2 \right) + \frac{3\mu\dot{h}}{h^3} \right] \left[(r_{out}^2 + r_{in}^2)^2 - 4r_{out}^2 r_{in}^2 - 2(r_{out}^2 - r_{in}^2)r_{out}^2 - \frac{(r_{out}^2 - r_{in}^2)^2}{\ln r_{in} - \ln r_{out}} \right] \quad (26\beta).$$

Για λόγους ευκολίας ορίζεται η ποσότητα:

$$r_a = \frac{\pi}{2} \left[(r_{out}^2 + r_{in}^2)^2 - 4r_{out}^2 r_{in}^2 - 2(r_{out}^2 - r_{in}^2)r_{out}^2 - \frac{(r_{out}^2 - r_{in}^2)^2}{\ln r_{in} - \ln r_{out}} \right] \quad (26\gamma) \text{ και επομένως η δύναμη } F_{12} \text{ γίνεται ως εξής:}$$

$$F_{12} = \left[\frac{\rho}{2} * (\omega_2^2 + \Delta\omega\omega_2 + \frac{3}{10}\Delta\omega^2) + \frac{3\mu\dot{z}_1}{z_1^3} \right] r_a \quad (26\delta)$$

Επομένως η εξίσωση (26α) λαμβάνει πλέον την τελική της μορφή που είναι :

$$\ddot{z}_1 = -\frac{F_{app}}{m} + \frac{r_a}{m} \left[\frac{\rho}{2} * (0,3\dot{\theta}_1^2 + 0,4\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 + 0,3\dot{\theta}_2^2) + \frac{3\mu\dot{z}_1}{z_1^3} \right] \quad (27) \text{ με } \dot{\theta}_1 = \omega_1 \text{ και } \dot{\theta}_2 = \omega_2$$

Δίσκος 2:

Ο δίσκος 2 είναι ο οδηγούμενος δίσκος και ως εκ τούτου δε κινείται κατά την αξονική διεύθυνση. Επομένως ισχύει ότι :

$$\ddot{z}_2 = \dot{z}_2 = 0 \text{ και } z_2 = \text{const} \quad (28)$$

Για την περιστροφική κίνηση των 2 δίσκων ισχύει ότι:

Δίσκος 1:

Ο δίσκος 1 είναι ο οδηγός δίσκος και θεωρείται ότι η γωνιακή του ταχύτητα δε μεταβάλλεται. Επομένως ισχύει ότι :

$$\ddot{\theta}_1 = 0 \text{ και } \dot{\theta}_1 = \text{const} \quad (29)$$

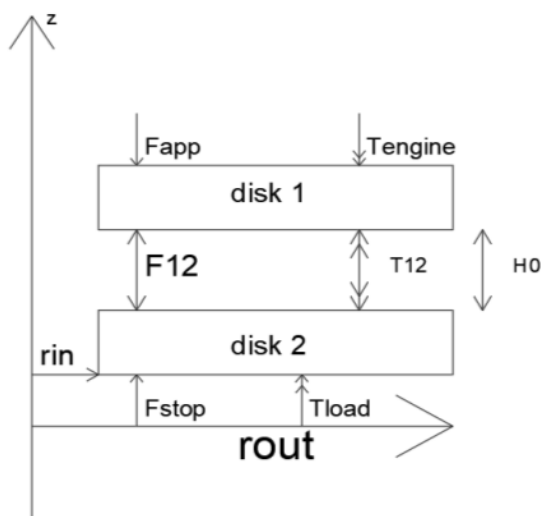
Δίσκος 2:

$$\Sigma T_2 = I_2 \ddot{\theta}_2 \Leftrightarrow \ddot{\theta}_2 = \frac{T_1}{I_2} - \frac{T_{load}}{I_2} \quad (30)$$

Η T_1 είναι η ιξώδης ροπή που προκαλεί το ρευστό και δίνεται από τη σχέση (22γ). Άρα:

$$T_1 = \frac{\pi\mu(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)}{2h} (r_{out}^4 - r_{in}^4) \quad (30\beta) \text{ και άρα}$$

$$\ddot{\theta}_2 = \frac{\pi\mu(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)}{2hI_2} (r_{out}^4 - r_{in}^4) - \frac{T_{load}}{I_2} \quad (31)$$

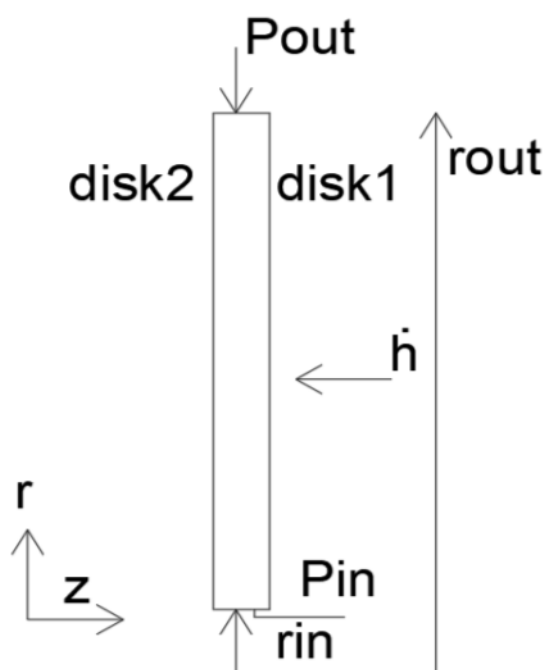


Εικόνα 12 Δυναμικό Μοντέλο 2 Δίσκων Υγρού Συμπλέκτη

ΜΟΝΤΕΛΟ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗΣ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ (CFD)

Για τη μελέτη των χαρακτηριστικών της ροής του λιπαντικού υγρού (πίεση, διατμητική τάση, κ.α.) δημιουργήθηκε στο λογισμικό ANSYS FLUENT μοντέλο του υγρού συμπλέκτη 2 δίσκων. Στόχος ήταν να υπολογιστούν τα χαρακτηριστικά της ροής και να βρεθεί η όποια απόκλιση μπορεί αυτά να έχουν με τις τιμές που προκύπτουν από τις αναλυτικές σχέσεις.

Με βάση το Εικόνα 9 γίνεται εύκολα αντιληπτό ότι η ροή του λιπαντικού υγρού είναι μεταξύ των 2 δίσκων. Το σχήμα δηλαδή που έχει το λιπαντικό είναι ένας κοίλος κύλινδρος με εξωτερική ακτίνα r_{out} , εσωτερική ακτίνα r_{in} και ύψος H_0 την απόσταση δηλαδή που έχουν οι 2 δίσκοι μεταξύ τους. Ωστόσο η ροή του ρευστού είναι αξονοσυμμετρική, είναι σταθερή και στρωτή. Αυτές οι επικρατούσες συνθήκες επιτρέπουν τη δημιουργία ενός δισδιάστατου μοντέλου, προκειμένου να γίνει εξοικονόμηση υπολογιστικού χρόνου.

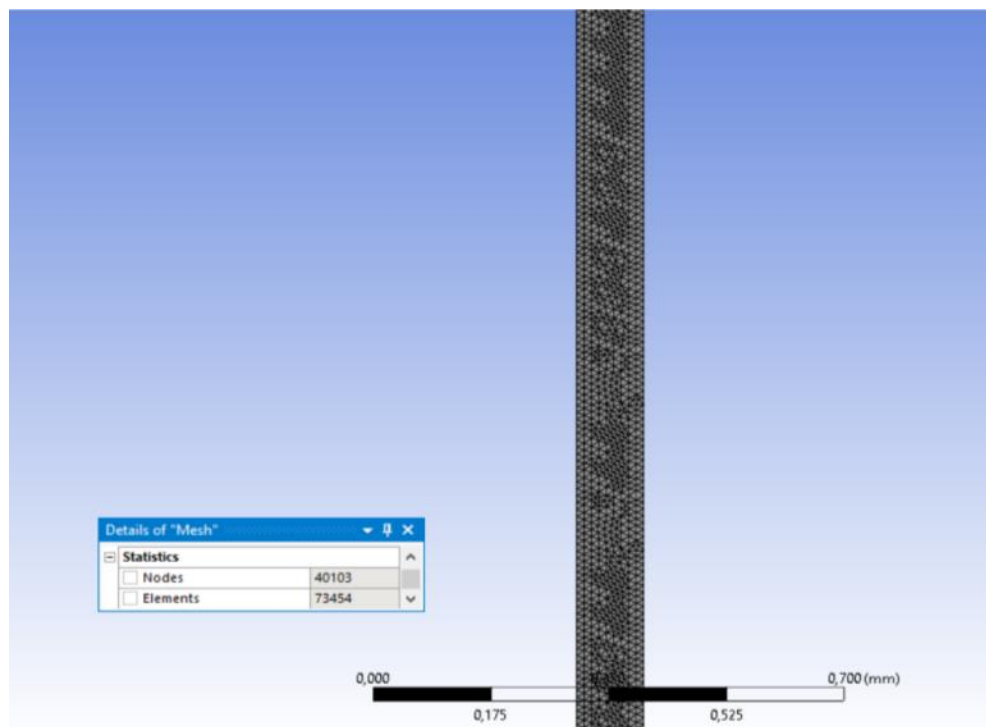


Εικόνα 13 Μοντέλο Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής για Συμπλέκτη 2 Δίσκων

Στο παραπάνω μοντέλο ο δίσκος 1 είναι ο δίσκος του κινητήρα και επομένως περιστρέφεται με γωνιακή ταχύτητα ω_1 ενώ ο δίσκος 2 είναι ο οδηγούμενος δίσκος και περιστρέφεται με ταχύτητα ω_2 . Επιπλέον για τις ανάγκες του μοντέλου της θεωρείται ότι η επιφάνεια των δίσκων στην εσωτερική ακτίνα είναι είσοδος πίεσης και η επιφάνεια στην εξωτερική ακτίνα θεωρείται έξοδος της πίεσης. Η γεωμετρία σχεδιάστηκε στο SpaceClaim του ANSYS FLUENT και η διακριτοποίηση της γεωμετρίας έγινε με το MESH του ίδιου λογισμικού.

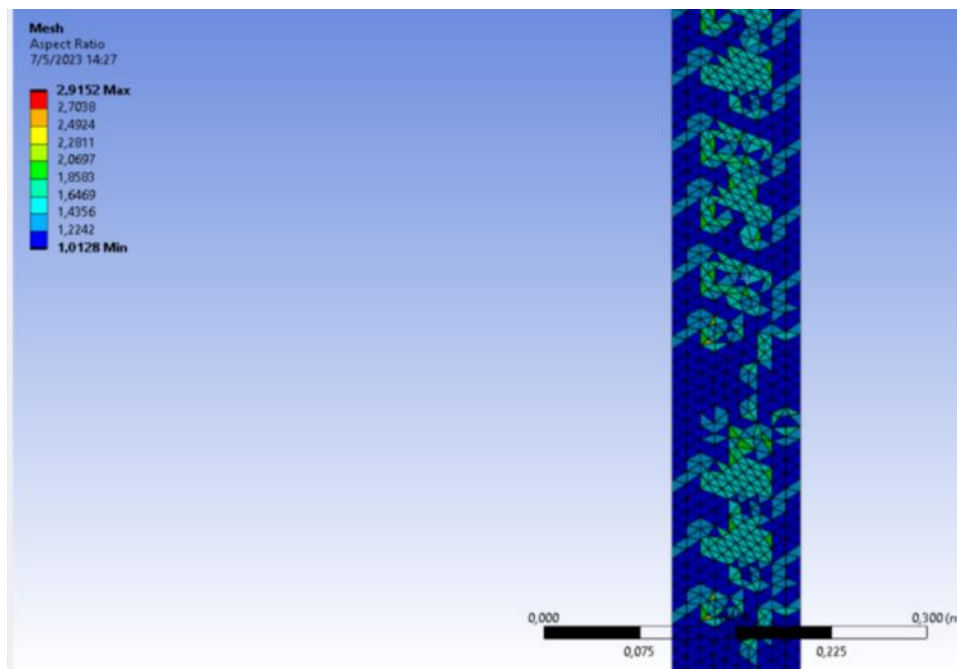


Εικόνα 14 Η Γεωμετρία του Μοντέλου στο SpaceClaim



Εικόνα 15 Μέρος της Γεωμετρίας Διακριτοποιημένο. Διακρίνονται ο αριθμός των Κόμβων και των Στοιχείων

Όπως φαίνεται και από την [Εικόνα 15](#) η γεωμετρία του μοντέλου διαιρέθηκε σε 73454 στοιχεία. Τα στοιχεία αυτά ενώνονται με 40103 κόμβους. Η μέθοδος διακριτοποίησης που επιλέχθηκε ήταν η μέθοδος "All Triangles Method" και επιλέχθηκε μέγεθος στοιχείου 10^{-2}m .



[Εικόνα 16](#) Το Aspect Ratio της Διακριτοποίησης

Όπως φαίνεται και από την [Εικόνα 16](#) το Aspect Ratio της διακριτοποίησης κυμαίνεται από 1.0128 έως 2.9152 και είναι εντός των ορίων , δηλαδή μικρότερο του 5. Αυτό σημαίνει ότι η ποιότητα του πλέγματος είναι ικανοποιητική. Μη ικανοποιητική ποιότητα πλέγματος πιθανόν να οδηγούσε σε σημαντικά σφάλματα αλλά και σε σημαντικά μεγαλύτερους χρόνους σύγκλισης της λύσης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

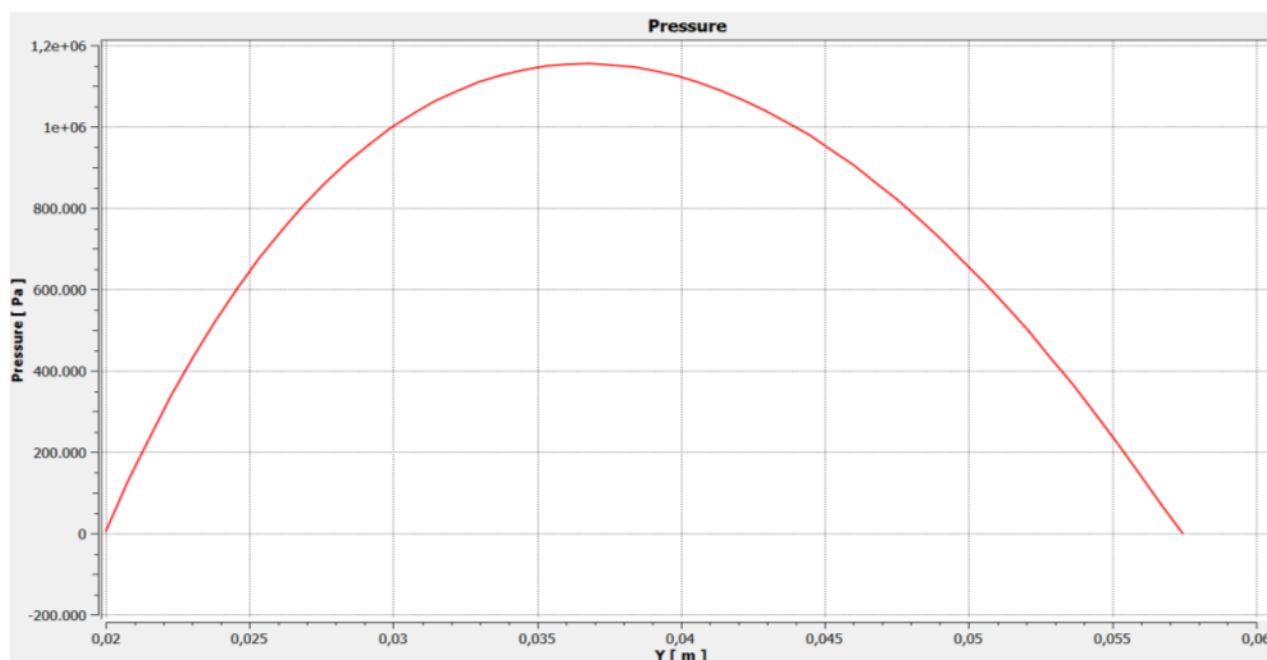
ΠΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

Τόσο το μοντέλο του ANSYS , όσο και το δυναμικό μοντέλο των εξισώσεων θα πρέπει να πιστοποιηθεί προκειμένου να εξακριβωθεί η ακρίβειά τους. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιήθηκε η εργασία “Fast modelling and simulation of the dynamic behaviour of a wet multidisc clutch during the engagement phase” των Nikolaos Rogkas, Georgios Vasileiou, Efstratios Tsolakis , Vasileios Spitas , and Pavlos Zalimidis.

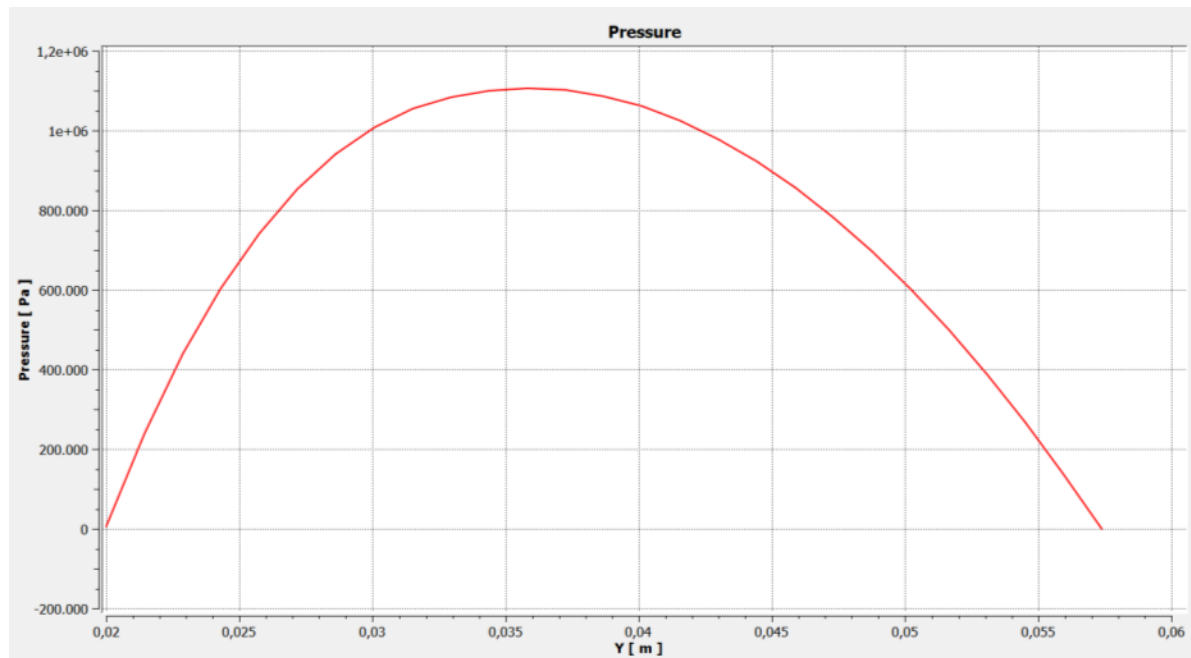
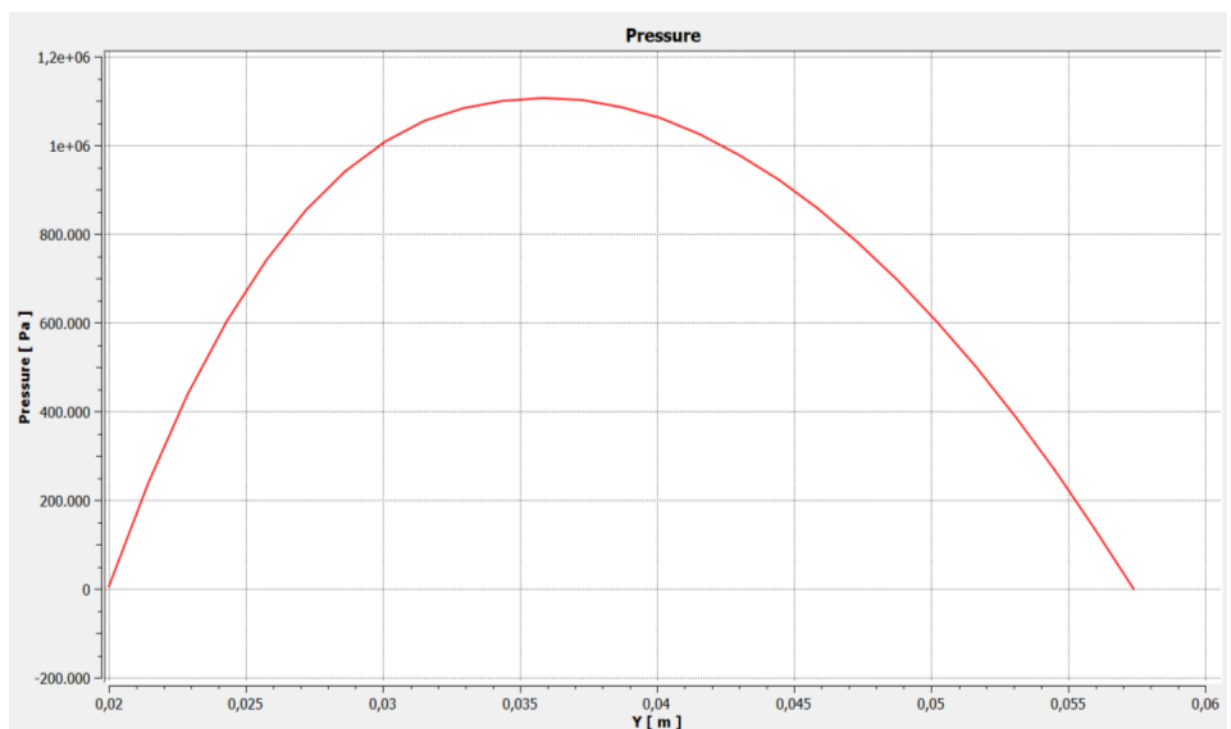
Στη συγκεκριμένη εργασία χρησιμοποιήθηκαν τα παρακάτω μεγέθη :

r_{out}	0.0575 m
r_{in}	0.02 m
ρ	800kg/m ³
μ	0.01 Pas
h	0.0001 m
$\dot{h}$	0.05 m/s
ω_1	1000-5000 rpm
ω_2	0 rad/s

Πίνακας 3 Τιμές Σταθερών Παραμέτρων Μοντέλου Πιστοποίησης



Εικόνα 17 Κατανομή της Πίεσης στην Ακτίνα των Δίσκων για $\omega_1=5000$ rad/s

Εικόνα 18 Κατανομή της Πίεσης στην Ακτίνα των Δίσκων για $\omega_1 = 3000 \text{ rad/s}$ Εικόνα 19 Κατανομή της Πίεσης στην Ακτίνα των Δίσκων για $\omega_1 = 1000 \text{ rad/s}$

Με βάση τα παραπάνω διαγράμματα από το ANSYS FLUENT γίνεται η διαπίστωση πως το μοντέλο που δημιουργήθηκε επιστρέφει τιμές οι οποίες είναι αρκετά κοντά στην πρότυπη εργασία. Οι όποιες διαφορές υπάρχουν πιθανόν να οφείλονται στη χρήση διαφορετικού πλέγματος, ή άλλων ρυθμίσεων εντός του FLUENT, χωρίς ωστόσο οι διαφορές να ξεπερνάνε το 10-15%. Αυτό σημαίνει ότι πράγματι το μοντέλο λειτουργεί σωστά και ότι μπορεί να χρησιμοποιηθεί στην συνέχεια της παρούσης εργασίας.

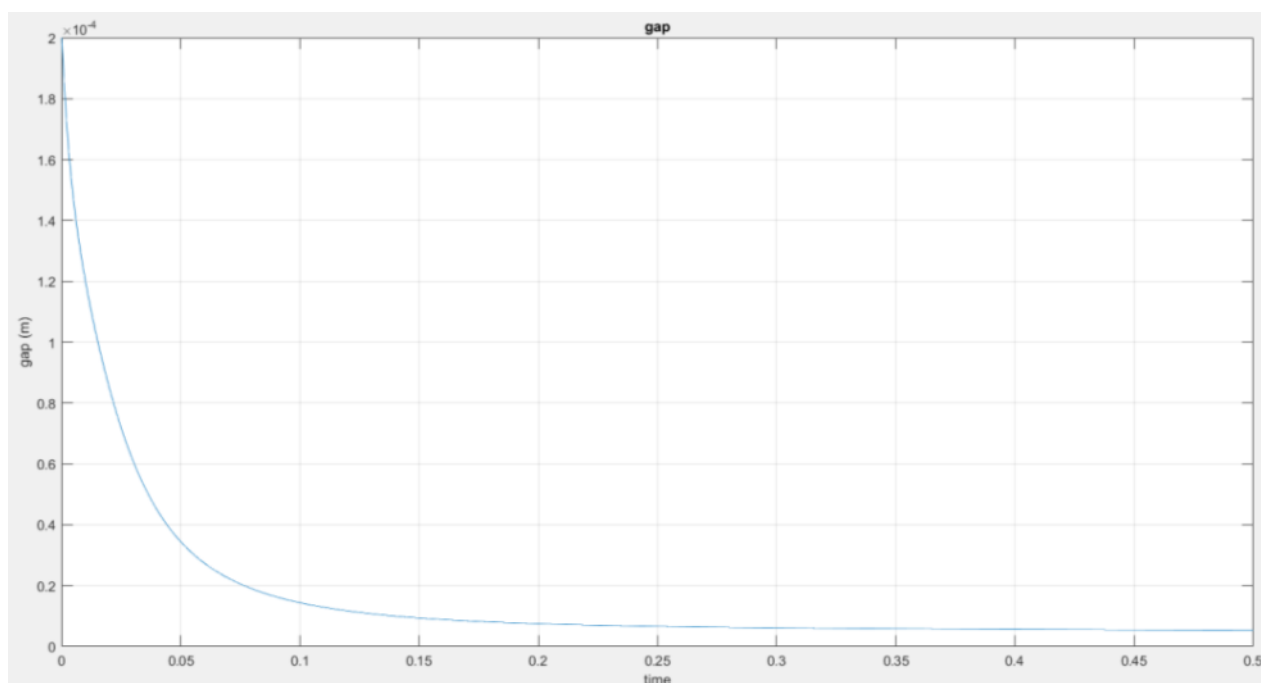
Όσον αφορά το δυναμικό μοντέλο και την εγκυρότητα των σχέσεων (27) και (31) χρησιμοποιήθηκε η ίδια εργασία πρότυπο. Οι συγγραφείς της παραπάνω εργασίας χρησιμοποίησαν τα εξής δεδομένα:

r_{out}	0.0575 m
r_{in}	0.02 m
ρ	800 kg/m ³
μ	0.01 Pas
h	0.0002 m
$\dot{h}$	0.05 m/s
ω_1	3000 rpm
ω_2	0 rad/s
F_{app}	100N
T_{load}	50Nm

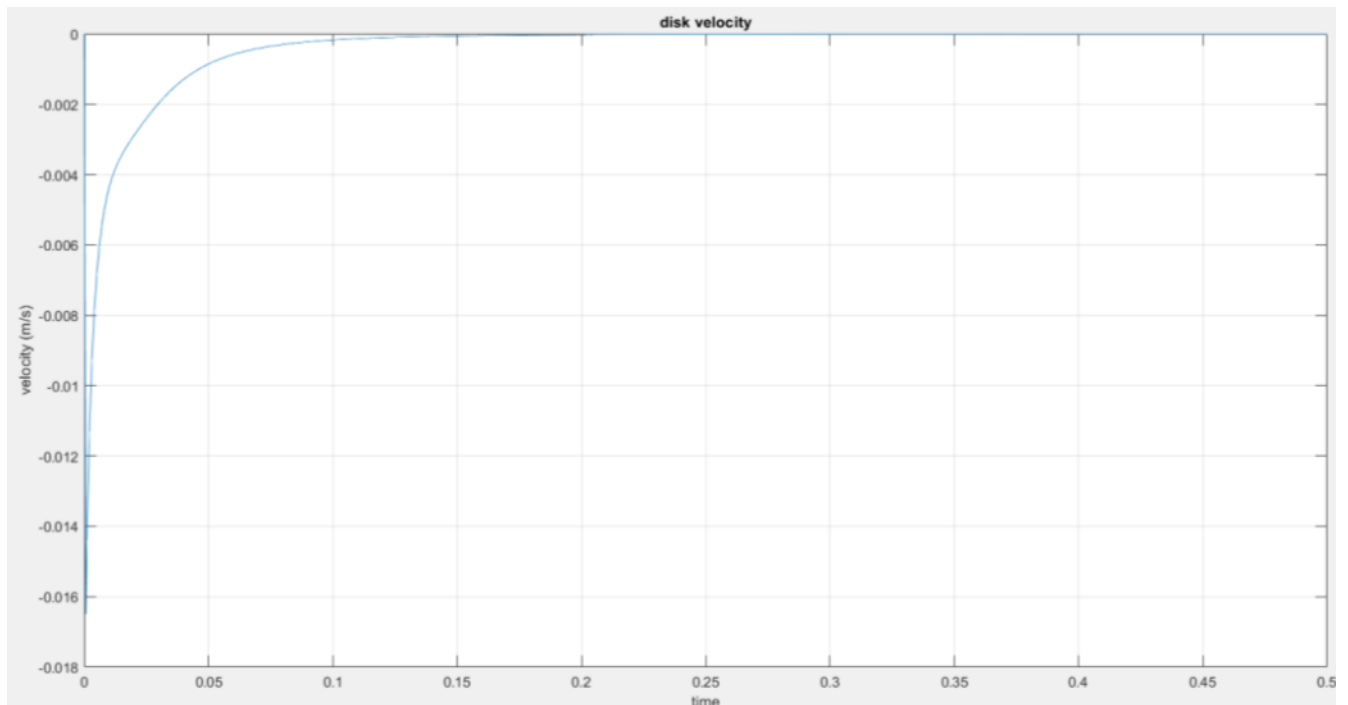
Πίνακας 4 Πίνακας Σταθερών Τιμών για Πιστοποίηση Δυναμικού Μοντέλου

Οι εξισώσεις (27) έως (31) λύθηκαν με τη βοήθεια του Matlab. Για τη ροπή αδράνειας του συστήματος οι συγγραφείς χρησιμοποίησαν τη ροπή αδράνειας των δίσκων μέσω της σχέσης $I = \frac{1}{2}(r_{in}^2 + r_{out}^2)$ (32) και όχι την ροπή αδράνειας αξόνων.

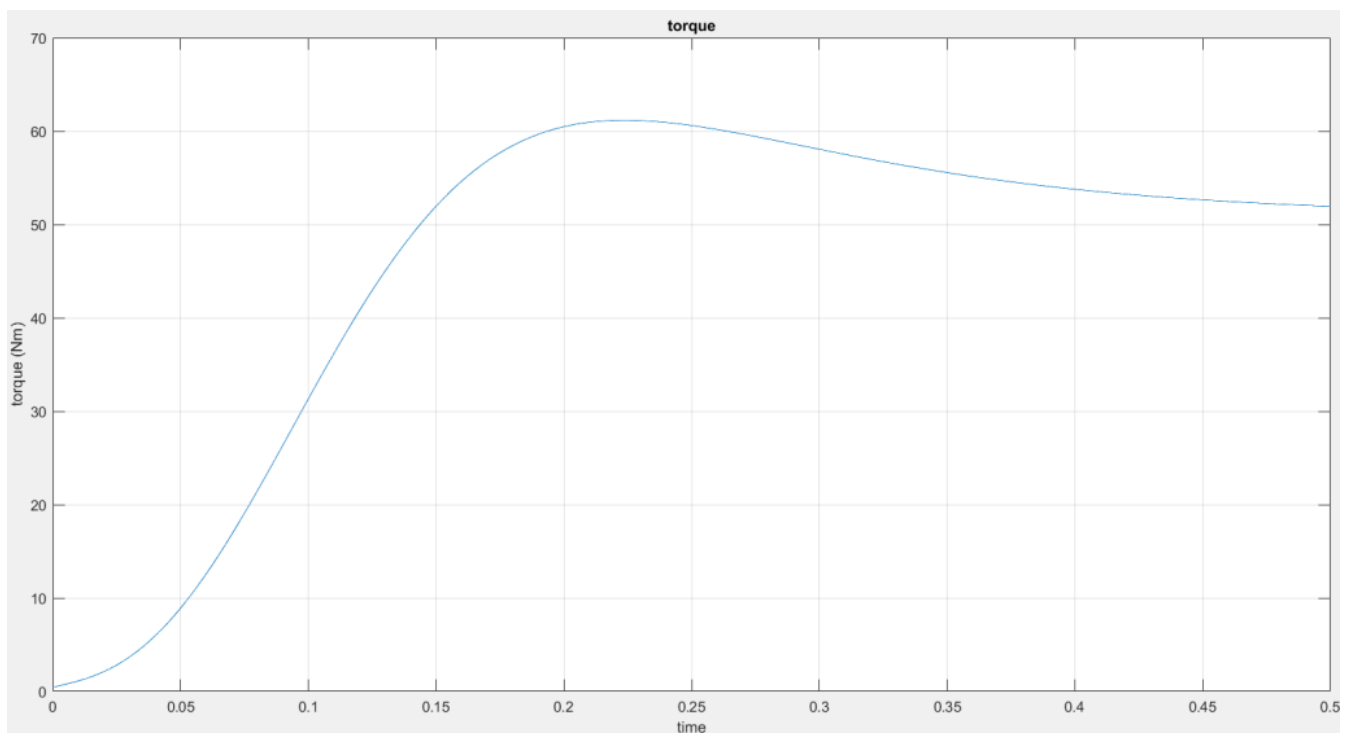
Τα αποτελέσματα της επίλυσης των εξισώσεων παρουσιάζονται παρακάτω:



Εικόνα 20 Μείωση Πάχους Λιπαντικού ως προς τον Χρόνο



Εικόνα 21 Ταχύτητα Δίσκου 1 ως προς το Χρόνο



Εικόνα 22 Ιξώδης Ροπή ως προς το Χρόνο

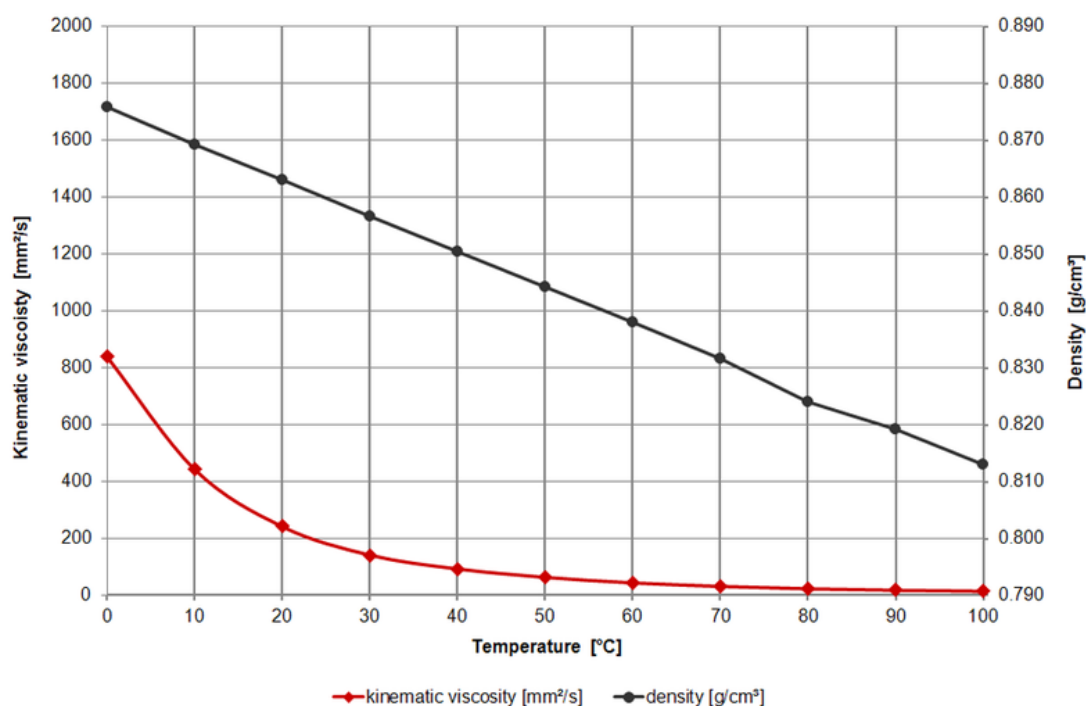
Παρατηρείται ότι οι εξαγόμενες καμπύλες είναι σχεδόν ίδιες με τις πρότυπες. Οι όποιες διαφορές που παρατηρούνται οφείλονται στους εξής παράγοντες:

1. Ο αριθμός των δίσκων. Στη πρότυπη εργασία χρησιμοποιήθηκαν 4 δίσκοι ενώ στη παρούσα εργασία μόνο 2

2. Ακτινική χάρη. Στη πρότυπη εργασία η ακτινική χάρη λήφθηκε υπόψη με αποτέλεσμα να επηρεάζονται τα χαρακτηριστικά της ροής. Στην παρούσα εργασία η ακτινική χάρη δεν ελήφθη υπόψη.

ΔΙΕΥΡΕΥΝΗΣΗ ΦΑΣΗΣ ΣΥΜΠΛΕΞΗΣ ΣΕ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΑ ΙΞΩΔΗ

Στη παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκε σαν υγρό λίπανσης των δίσκων του συμπλέκτη λιπαντικό 10W-40. Στη παρούσα εργασία θα μελετηθεί η επίδραση που έχει το ιξώδες και η πυκνότητα του λιπαντικού υγρού στη λειτουργία υγρού συμπλέκτη 2 δίσκων.



Εικόνα 23 Πίνακας Ιδιοτήτων Λιπαντικού Υγρού 10W-40 Πηγή (<https://wiki.anton-paar.com/si-en/engine-oil/>)

Το πρόβλημα θα εξεταστεί για τις παρακάτω τιμές ιξώδους και πυκνότητας του ρευστού.

	Πυκνότητα (Kg/m ³)	Ιξώδες (Pa*s)
Περίπτωση 1	875.8	0.735
Περίπτωση 2	862.9	0.208
Περίπτωση 3	850.5	0.079
Περίπτωση 4	838.0	0.037
Περίπτωση 5	823.9	0.019
Περίπτωση 6	813.1	0.011

Πίνακας 5 Πίνακας Ιξώδους και Πυκνότητας

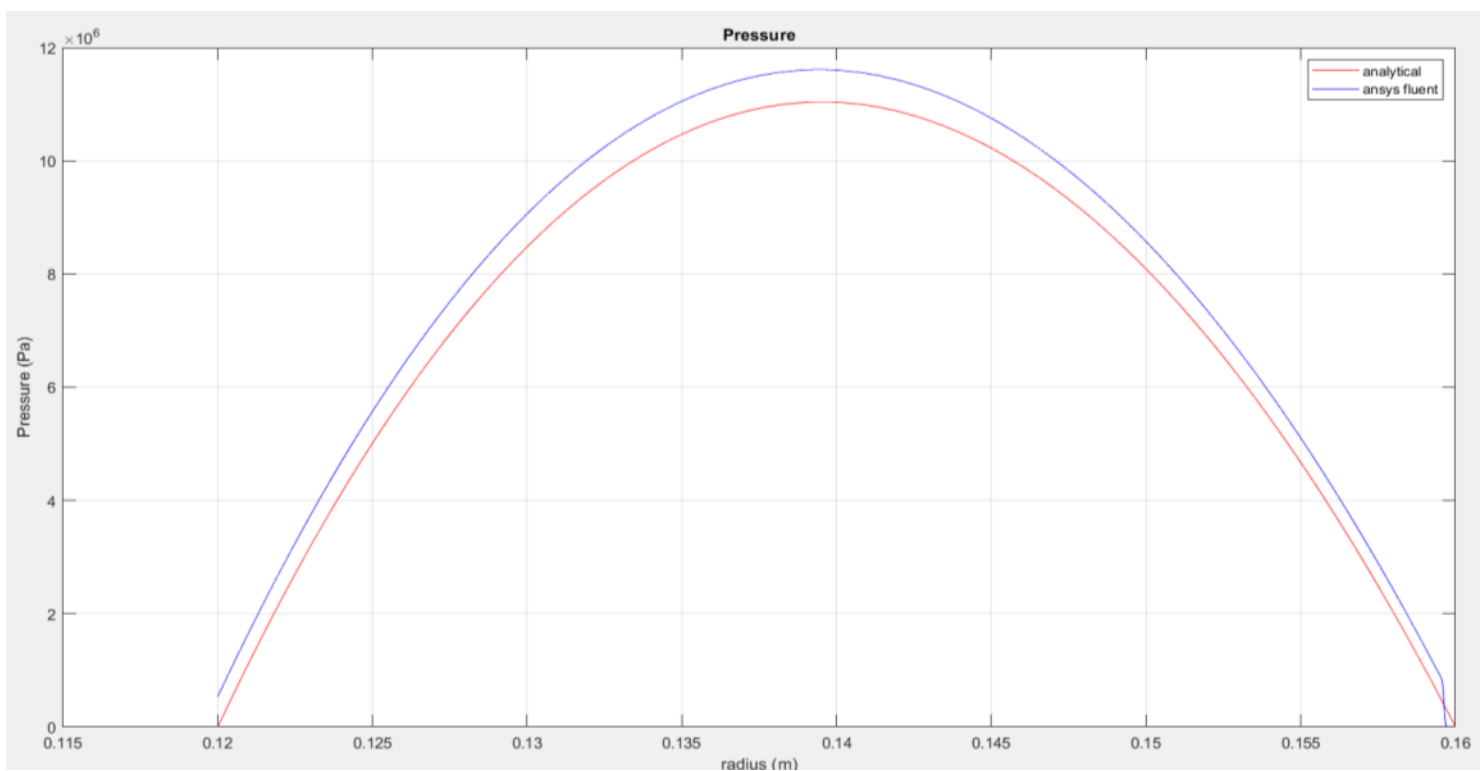
Τα γεωμετρικά και δυναμικά χαρακτηριστικά των δίσκων που θα μελετηθούν αναγράφονται στον παρακάτω πίνακα:

r_{in}	0.12 (m)
r_{out}	0.16(m)
h	0.0002(m)
F_{app}	500(N)
T_{load}	50(Nm)
ω_1	3000(rpm)
ω_2	0(rpm)
m	0.367(kg)

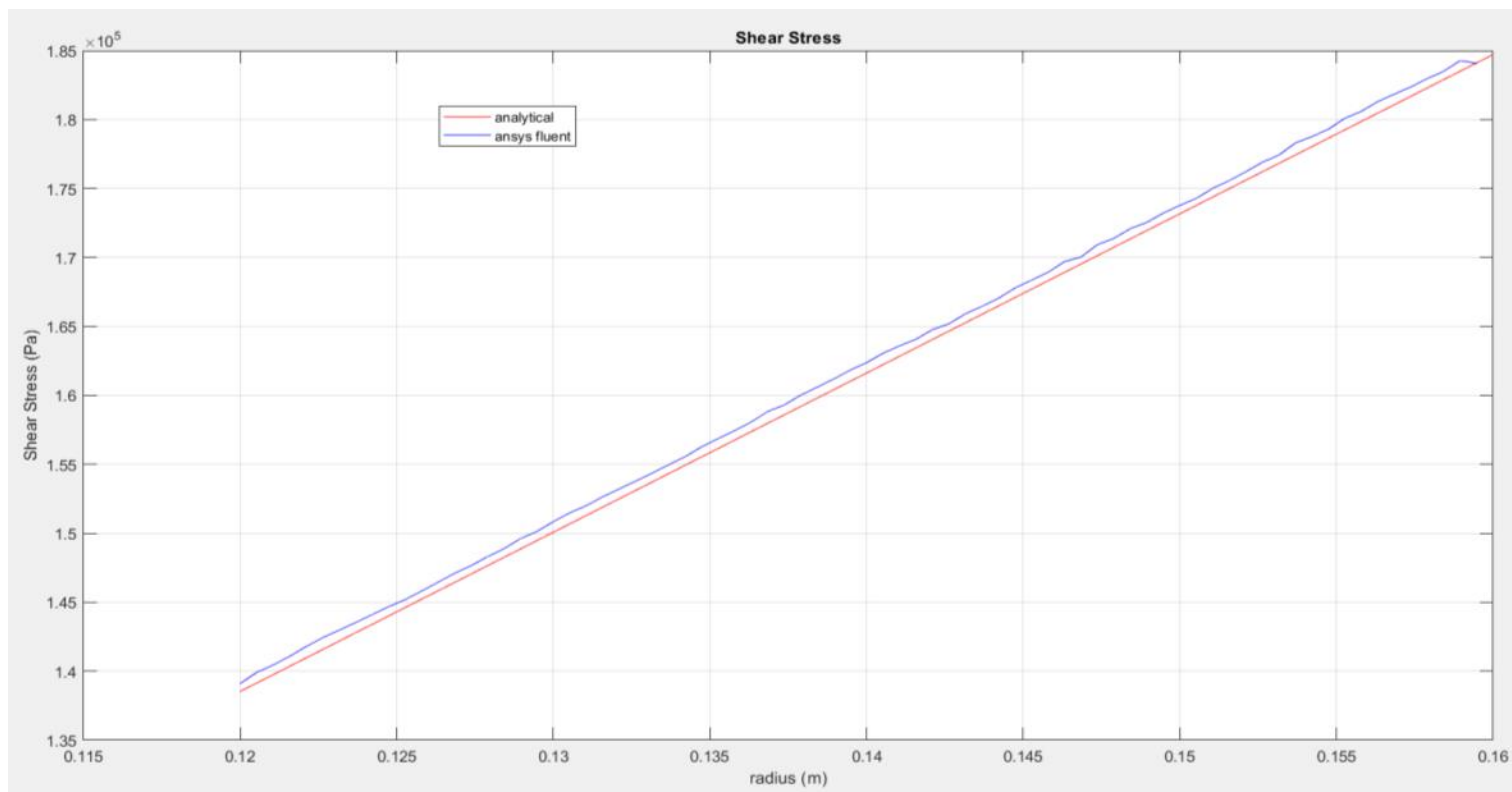
Πίνακας 6 Πίνακας Γεωμετρικών και Δυναμικών Χαρακτηριστικών

1^η Περίπτωση

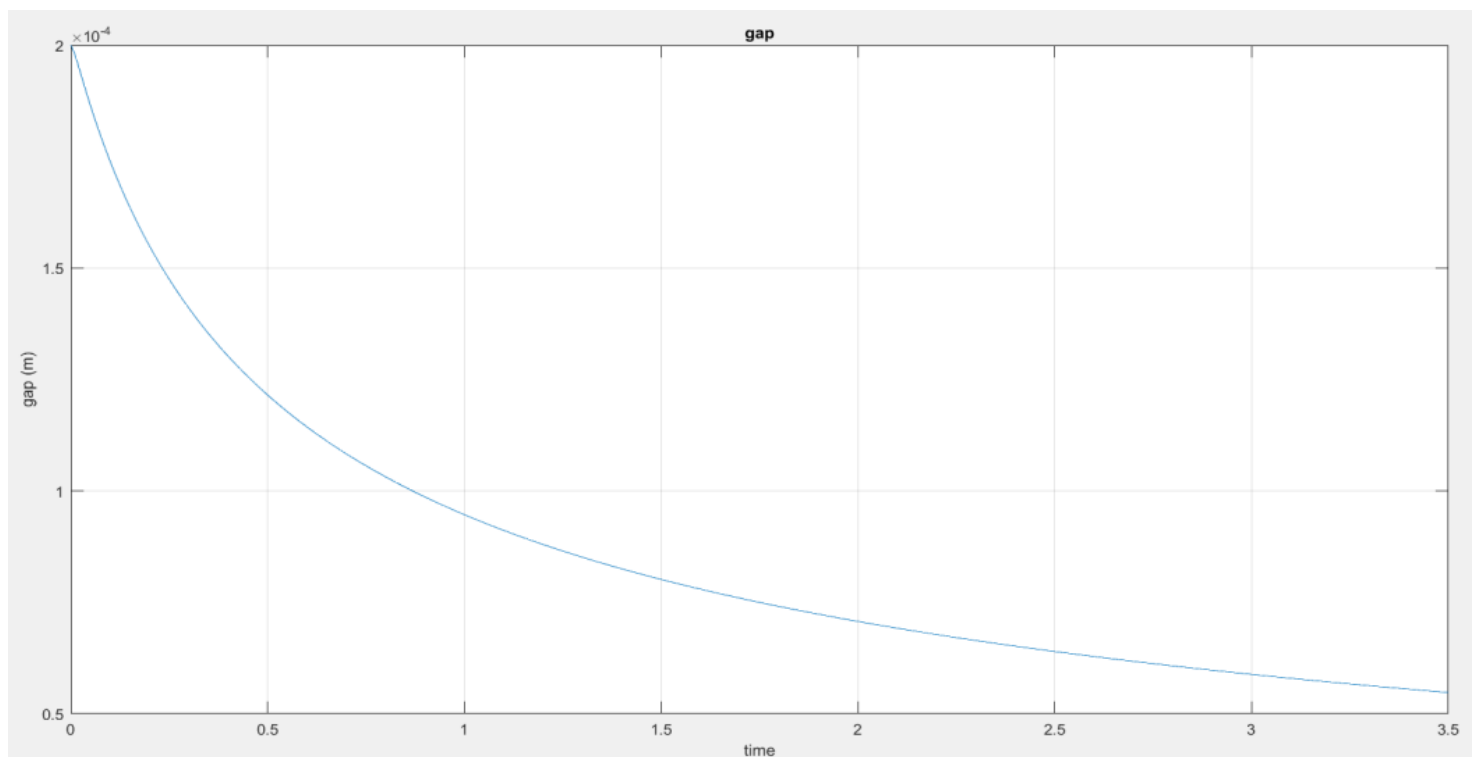
Αρχικά θα πρέπει να υπολογιστεί ο αριθμός Reynolds προκειμένου να διαπιστωθεί η ύπαρξη ή όχι τύρβης. Ο αριθμός Reynolds δίνεται από τη σχέση $Re = \frac{\rho V h}{\mu}$ (33). Για την περίπτωση 1 ισχύει ότι $Re_1 = 11.9 < 3000$ άρα η ροή είναι στρωτή.



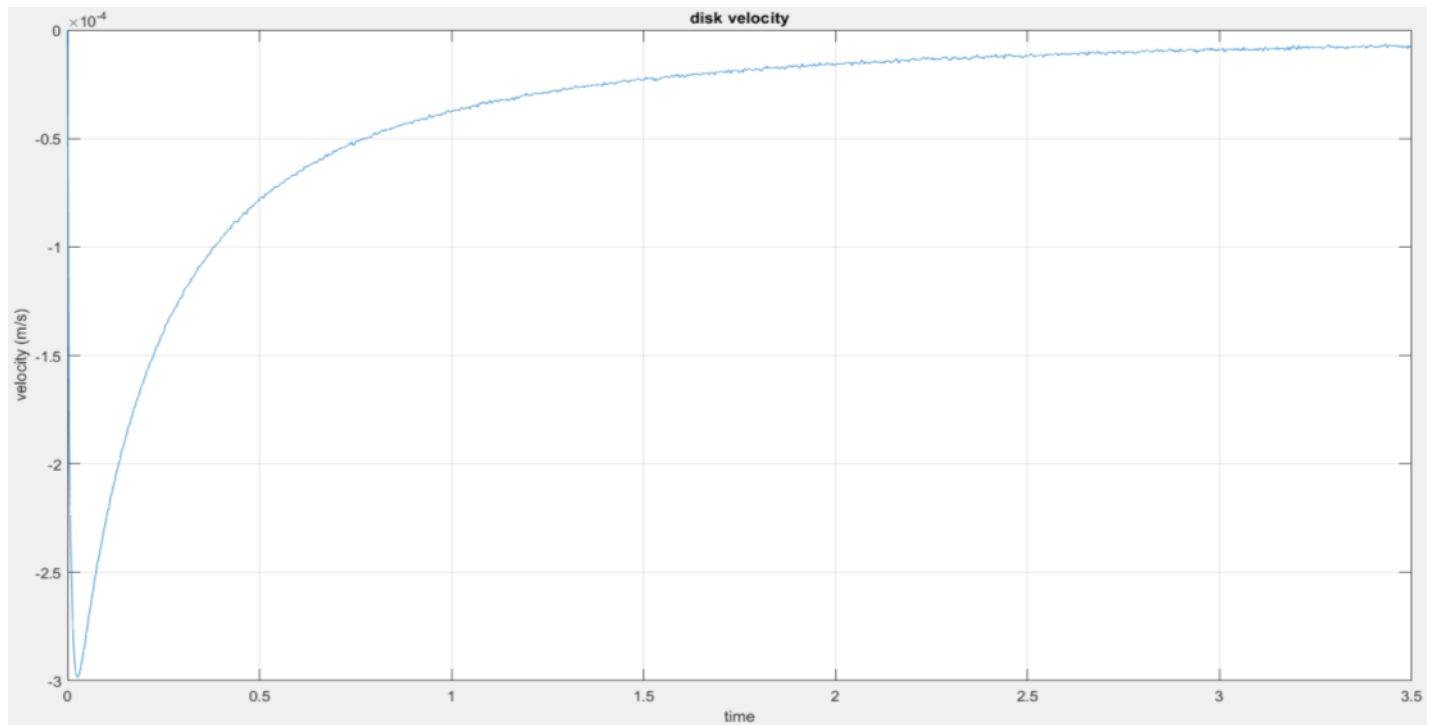
Εικόνα 24 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Πίεσης Περίπτωση 1



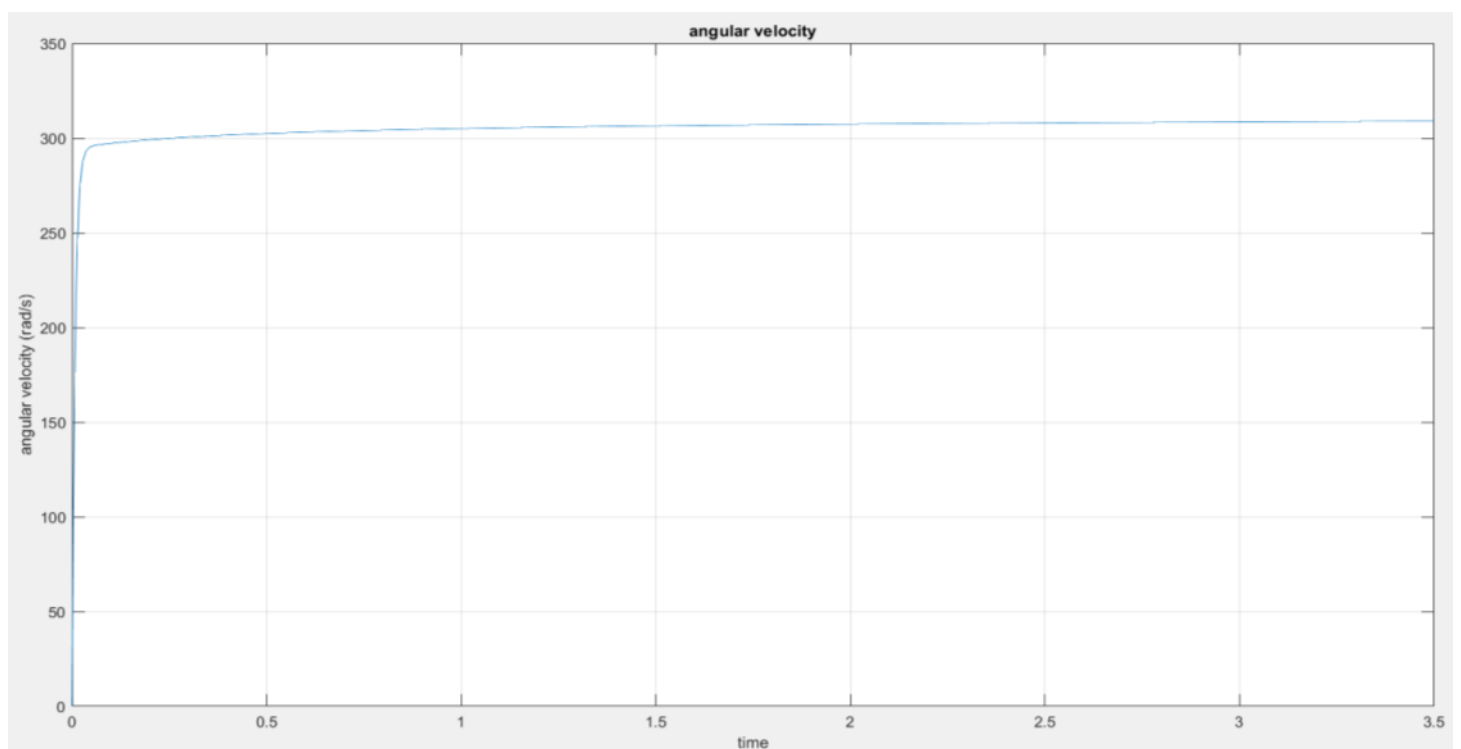
Εικόνα 25 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Διατμητικής Τάσης Περίπτωση 1



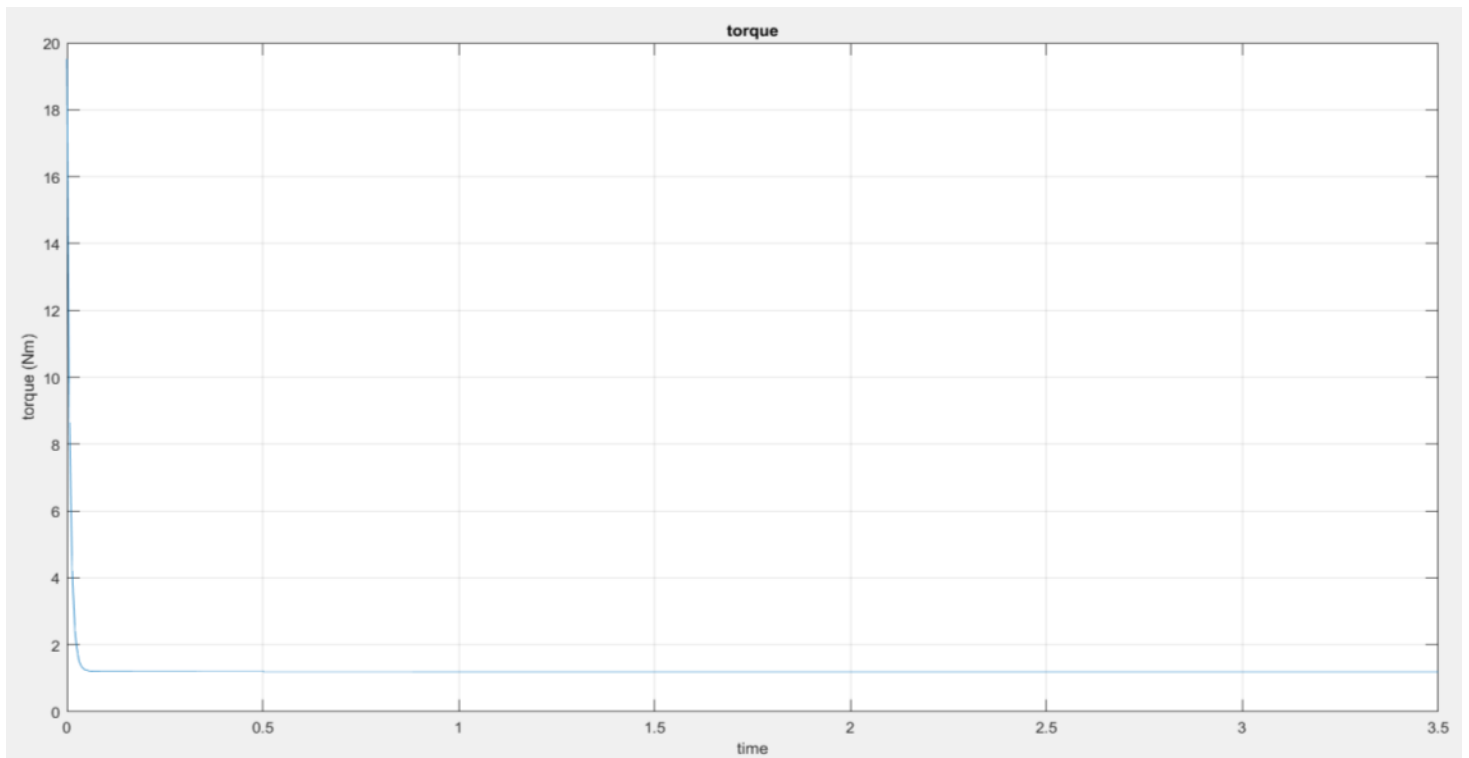
Εικόνα 26 Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 1



Εικόνα 27 Ταχύτητα Δίσκου 1 Περίπτωση 1



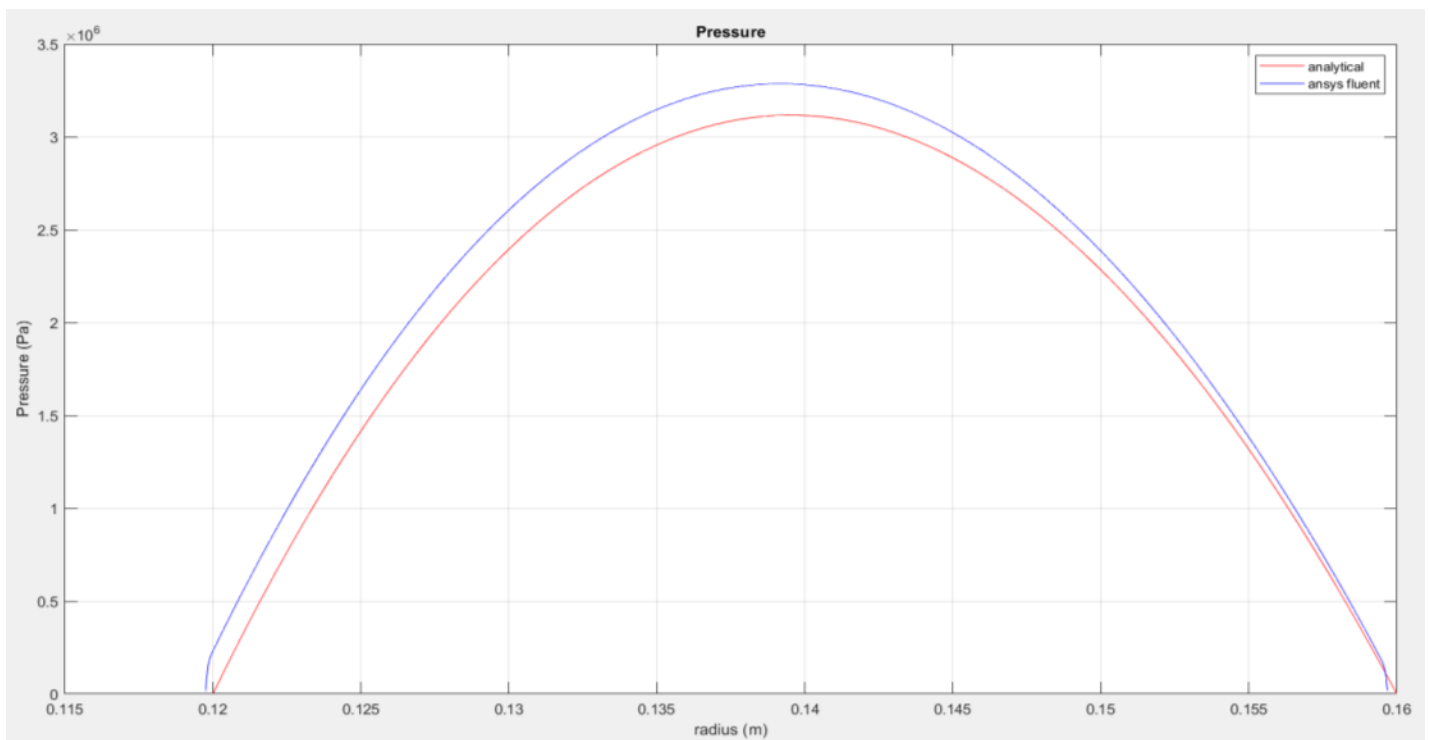
Εικόνα 28 Γωνιακή Ταχύτητα Δίσκου 2 Περίπτωση 1



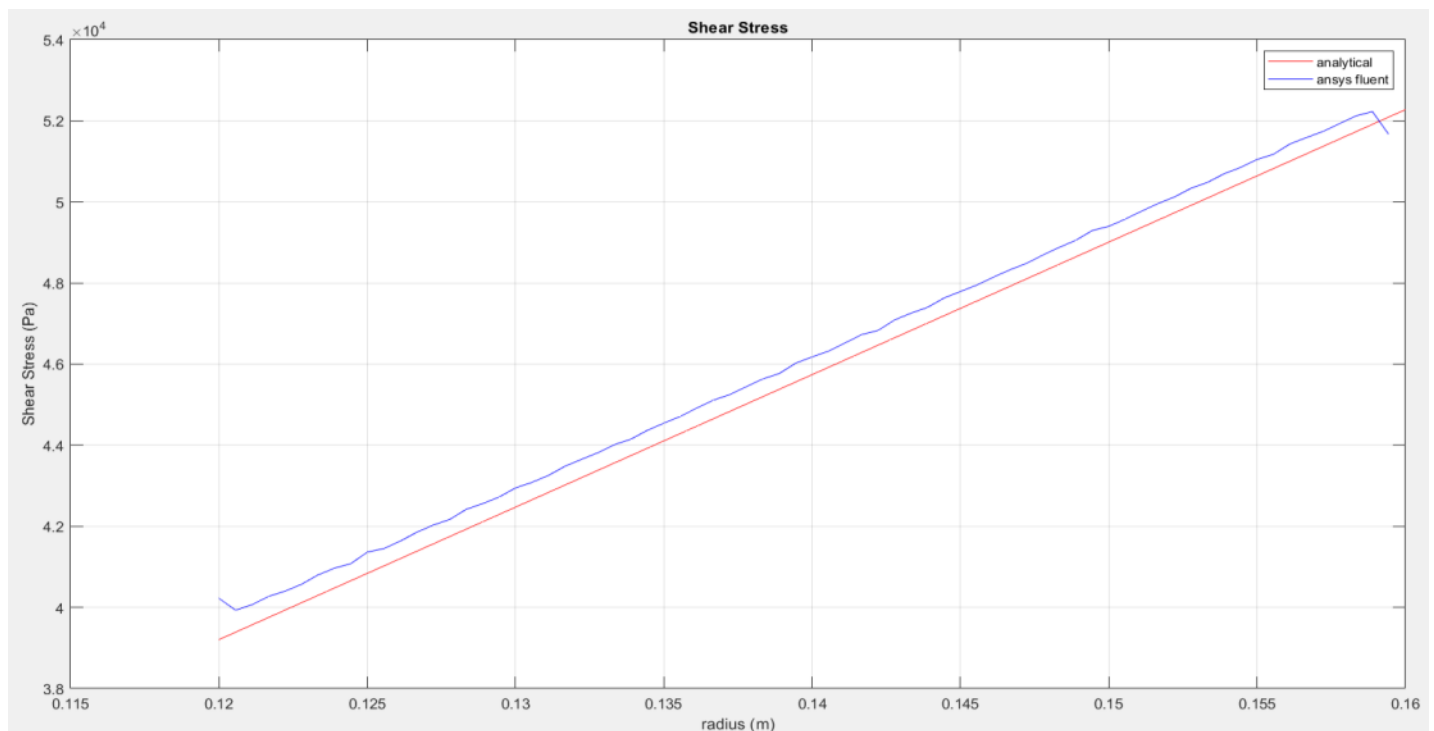
Εικόνα 29 Μεταφερόμενη Ροπή Περίπτωση 1

2^η Περίπτωση

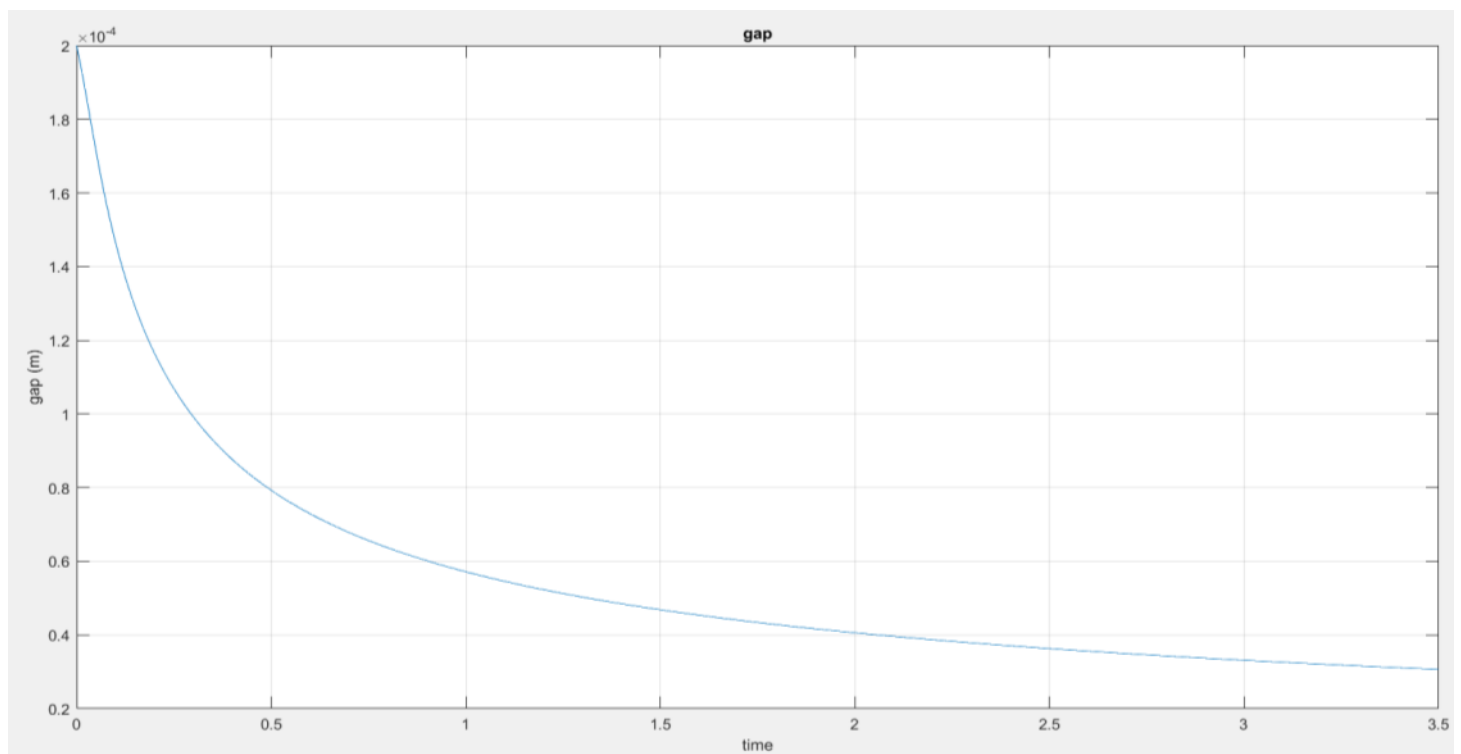
Με βάση τη σχέση (33) ο αριθμός Re ισούται με: $Re=41.70 < 3000$ άρα η ροή είναι στρωτή.



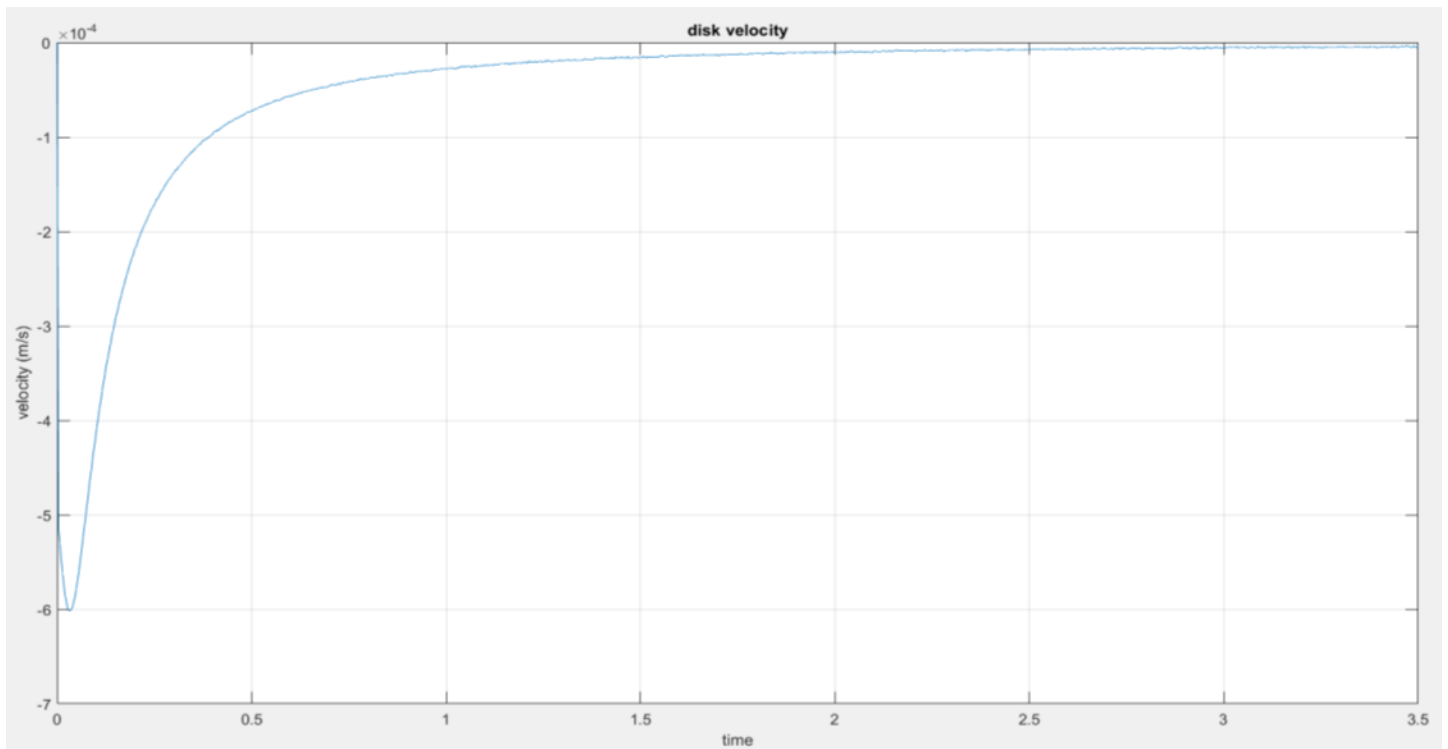
Εικόνα 30 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Πίεσης Περίπτωση 2



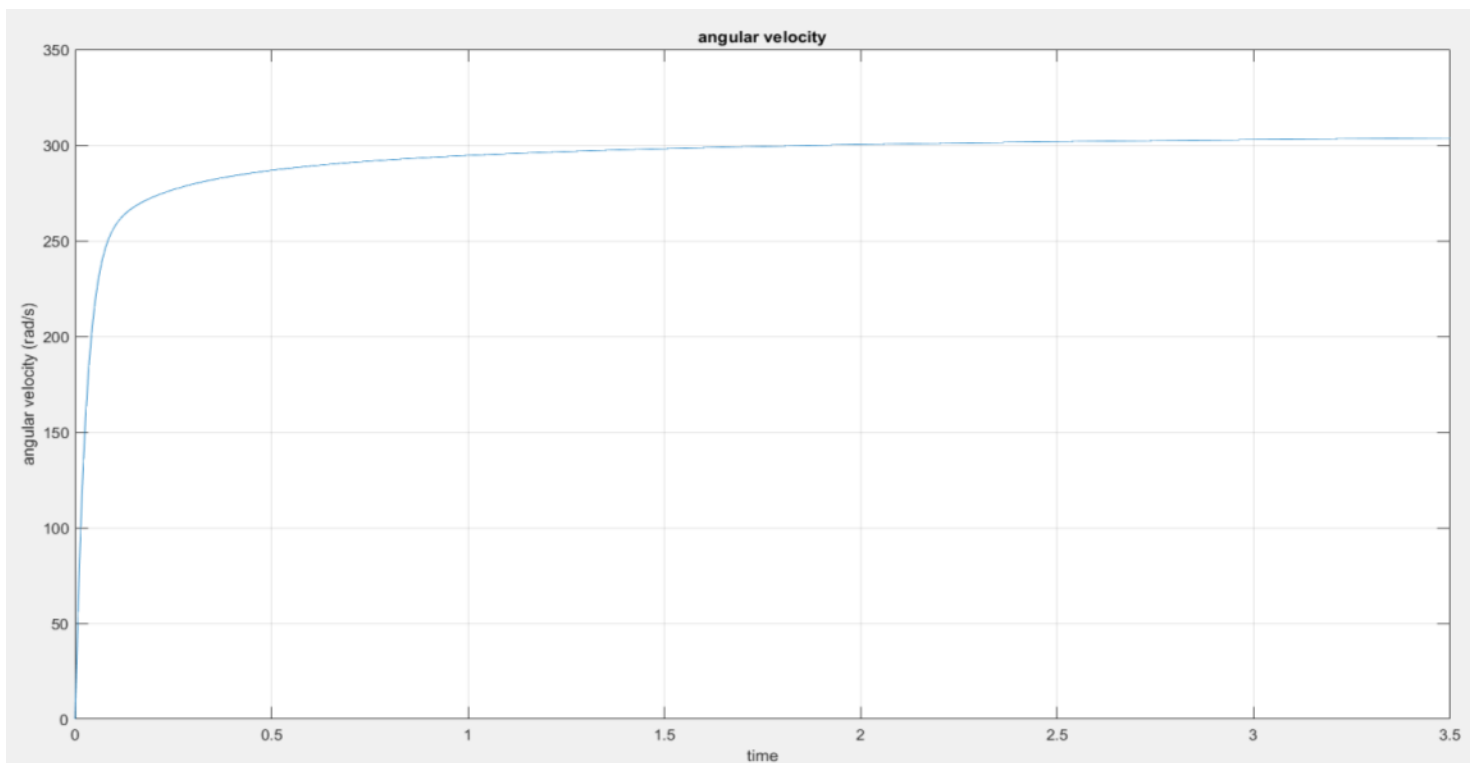
Εικόνα 31 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Διατμητικής Τάσης Περίπτωση 2



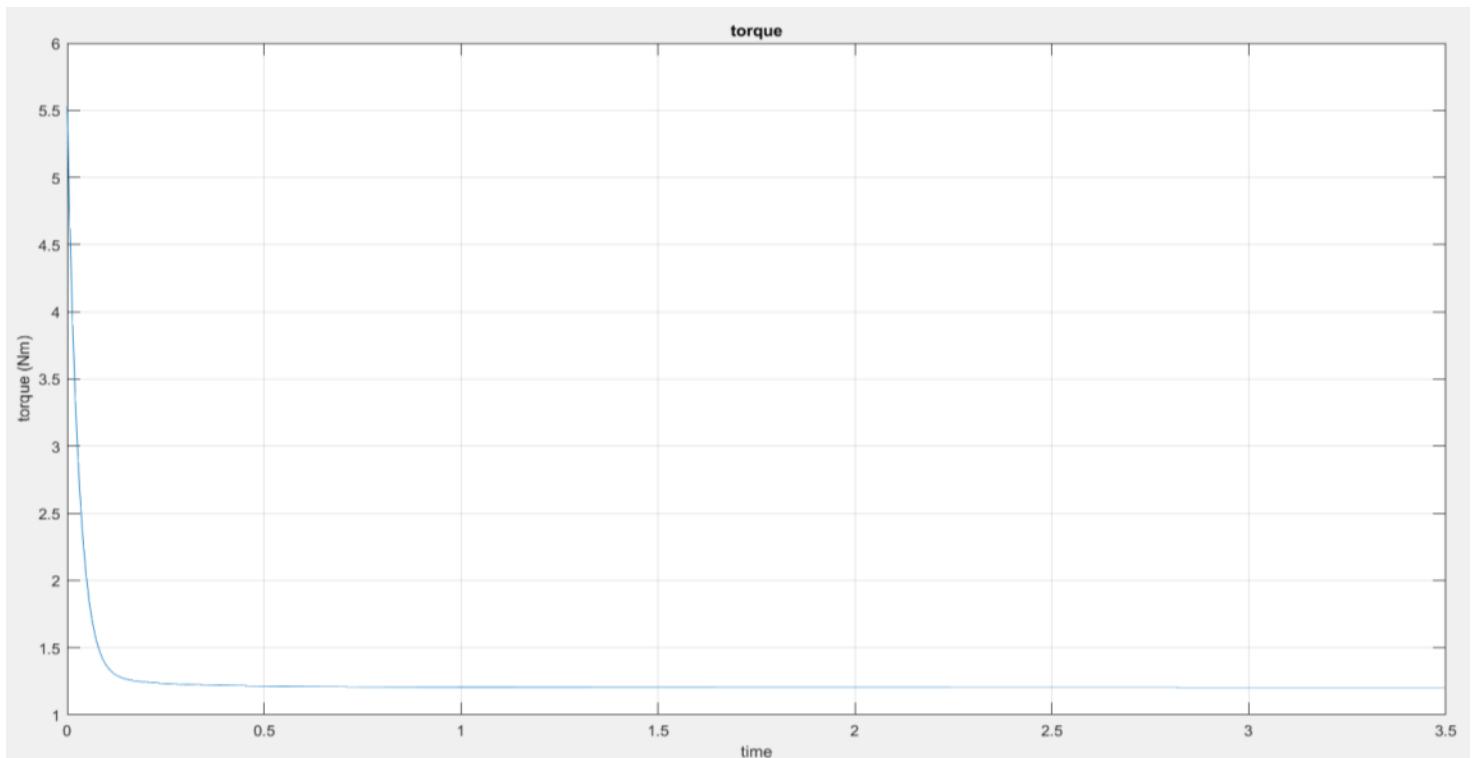
Εικόνα 32 Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 2



Εικόνα 33 Ταχύτητα Δίσκου 1 Περίπτωση 2



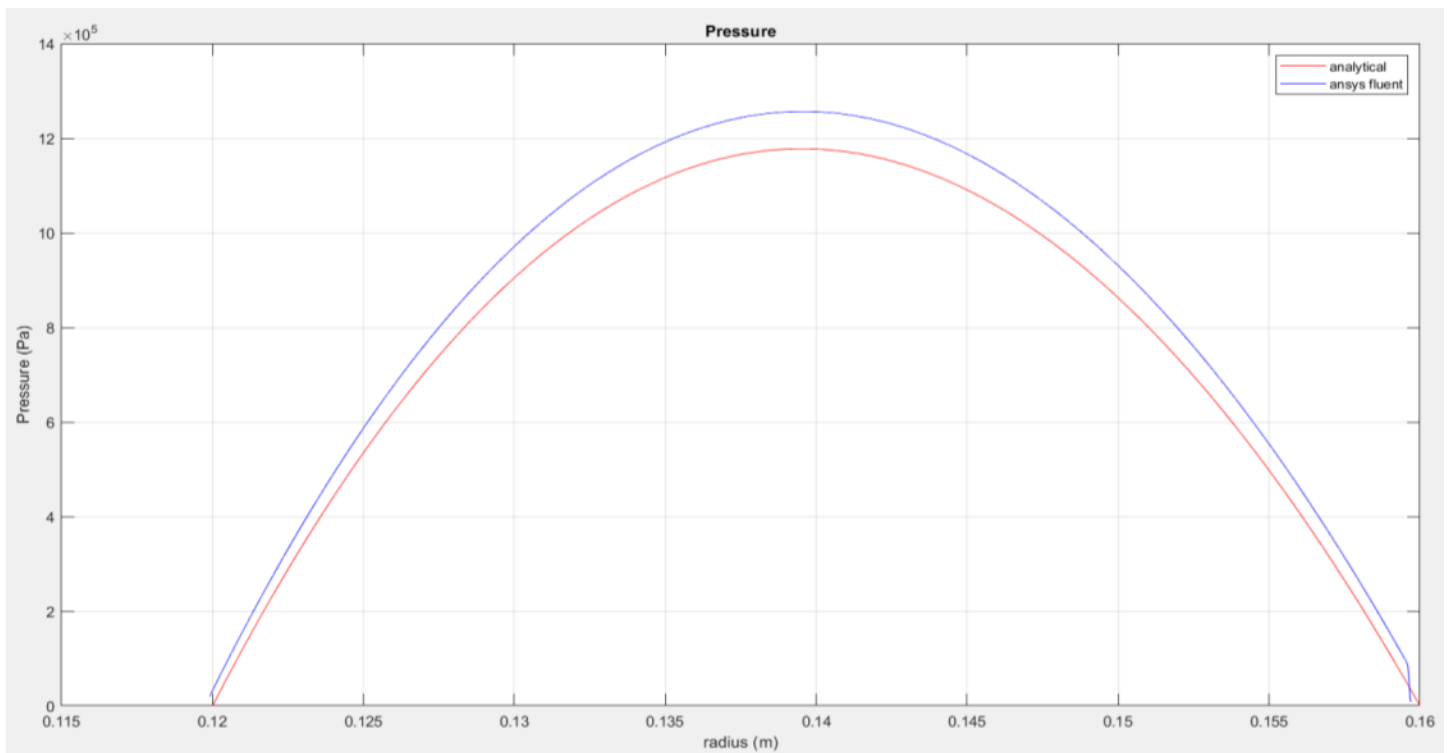
Εικόνα 34 Γωνιακή Ταχύτητα Δίσκου 2 Περίπτωση 2



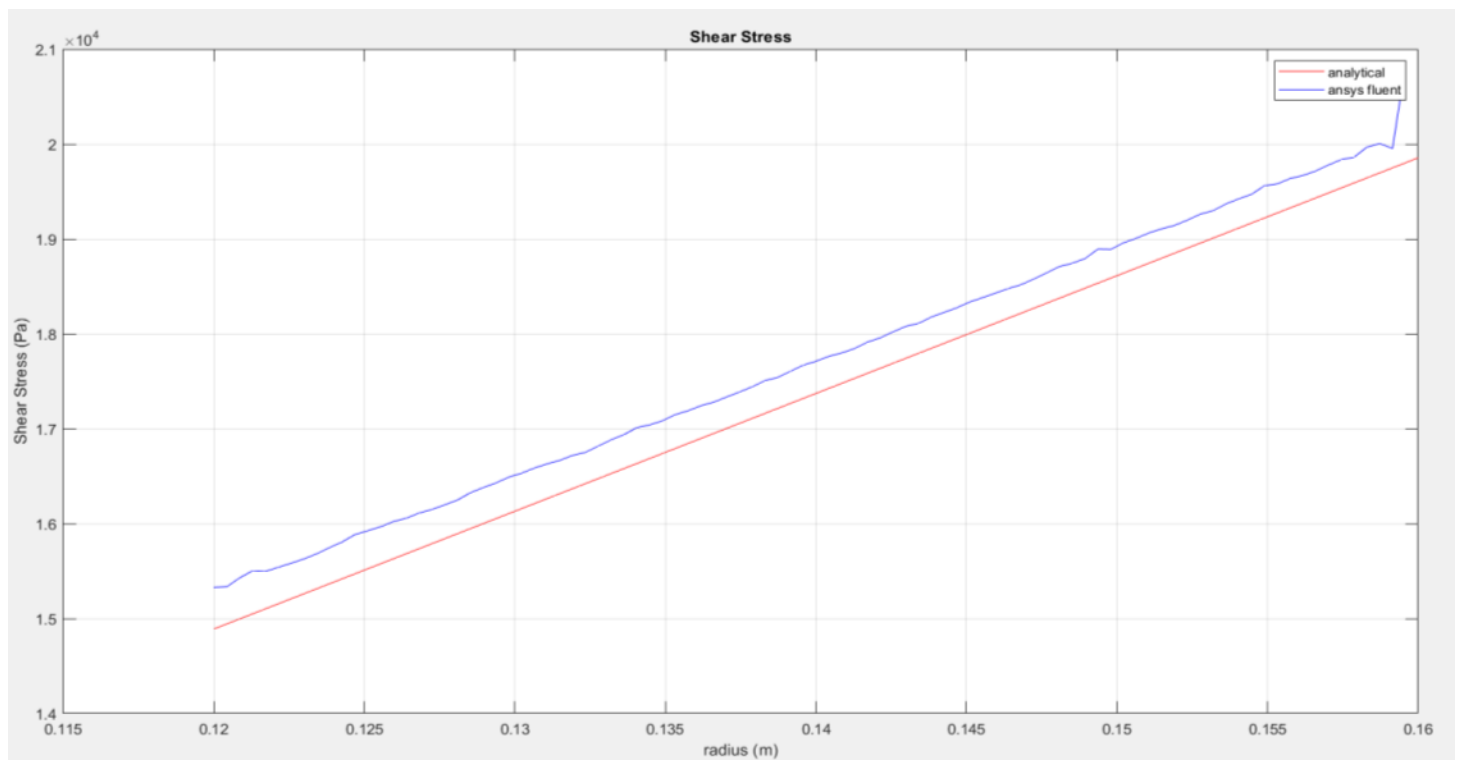
Εικόνα 35 Μεταφερόμενη Ροπή Περίπτωση 2

3^η Περίπτωση

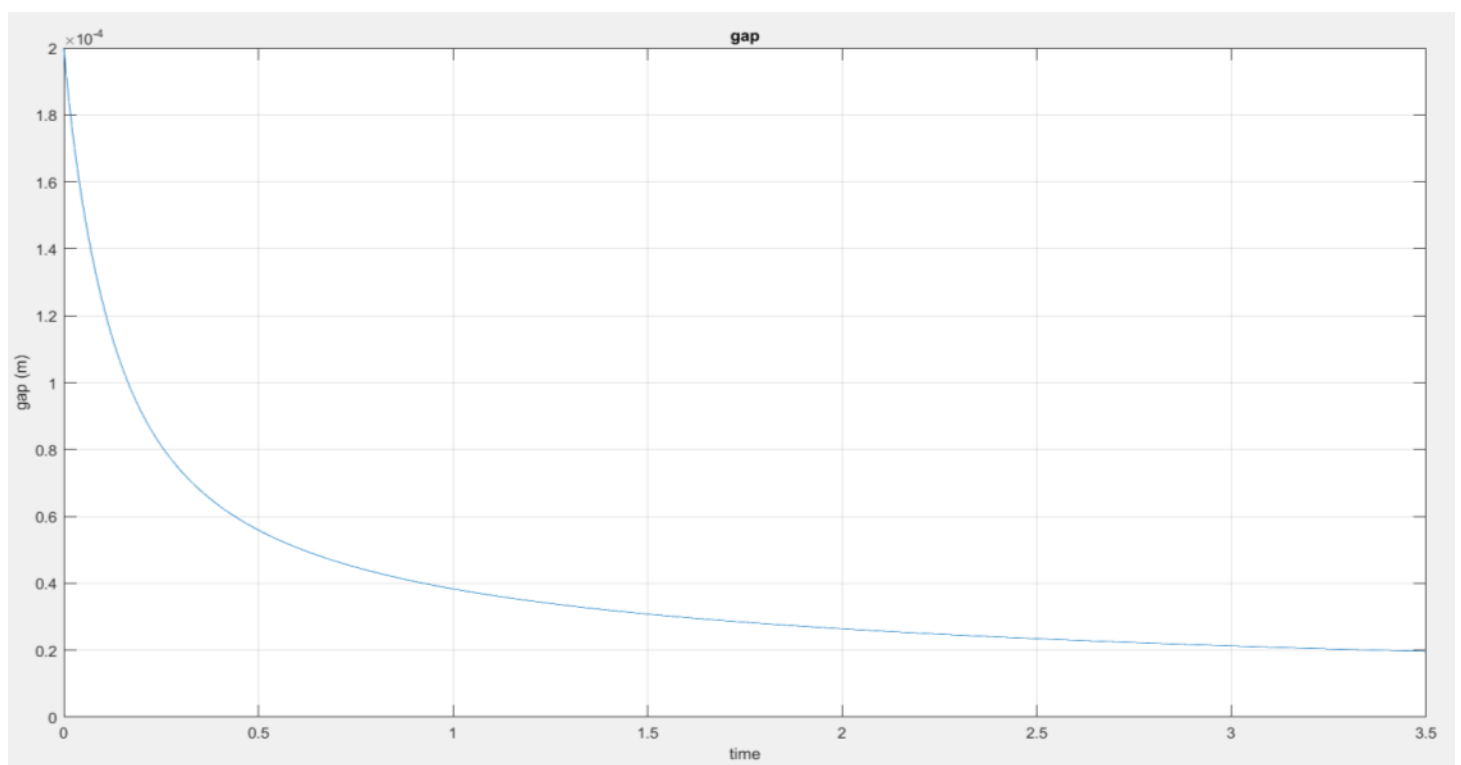
Με βάση τη σχέση (33) ο αριθμός Re ισούται με: $Re=108.22 < 3000$ άρα η ροή είναι στρωτή.



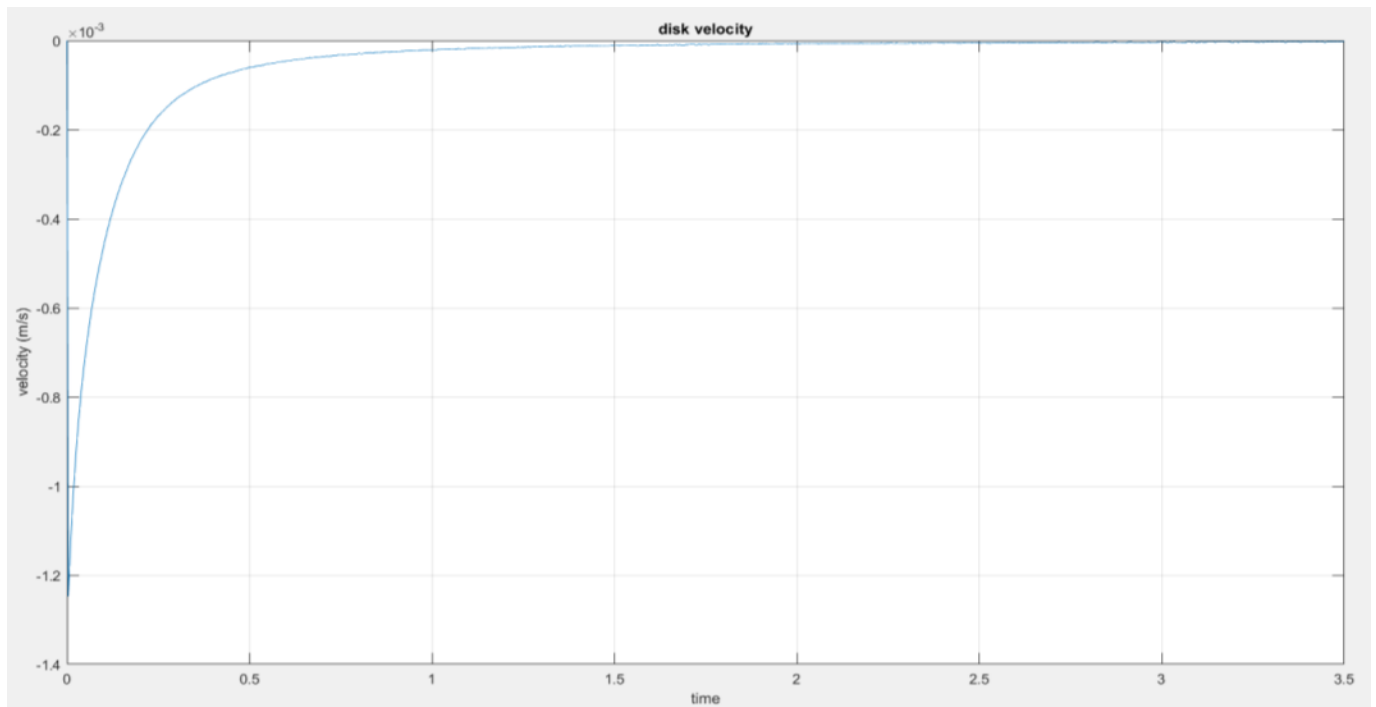
Εικόνα 36 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Πίεσης Περίπτωση 3



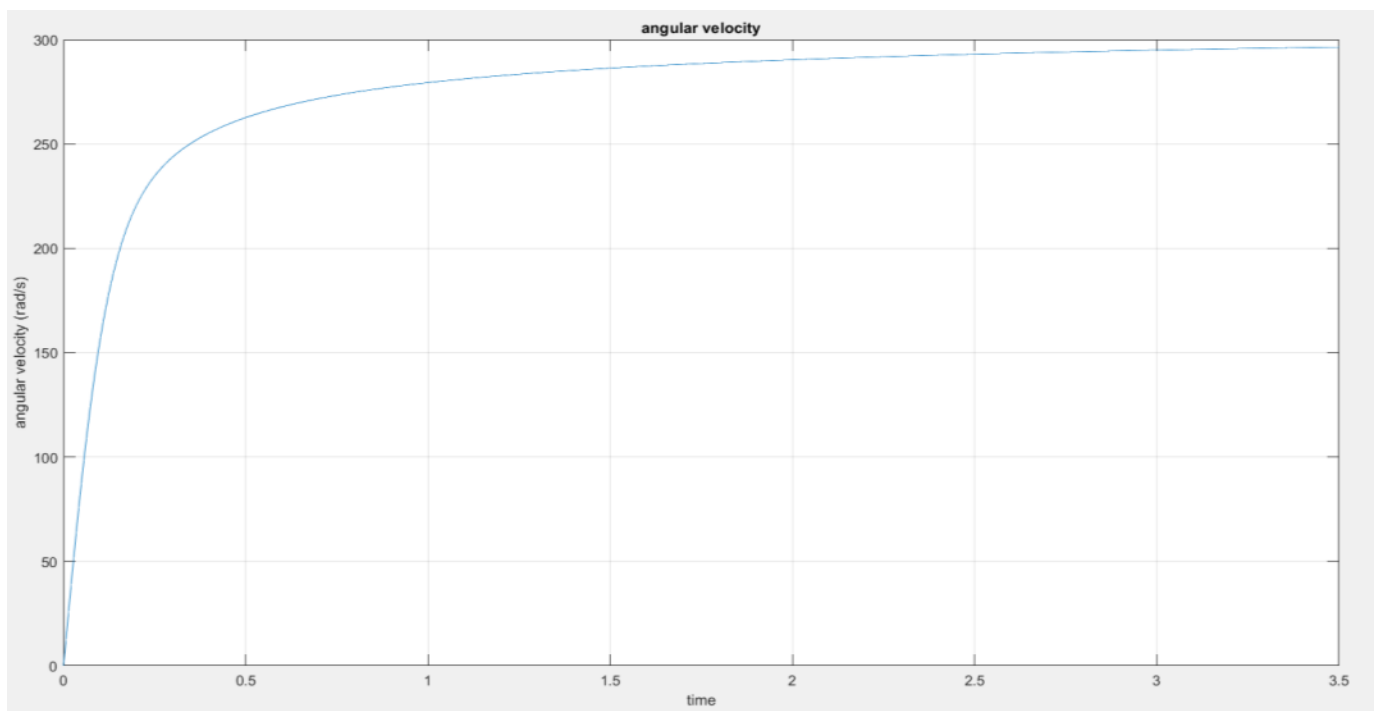
Εικόνα 37 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Διατμητικής Τάσης Περίπτωση 3



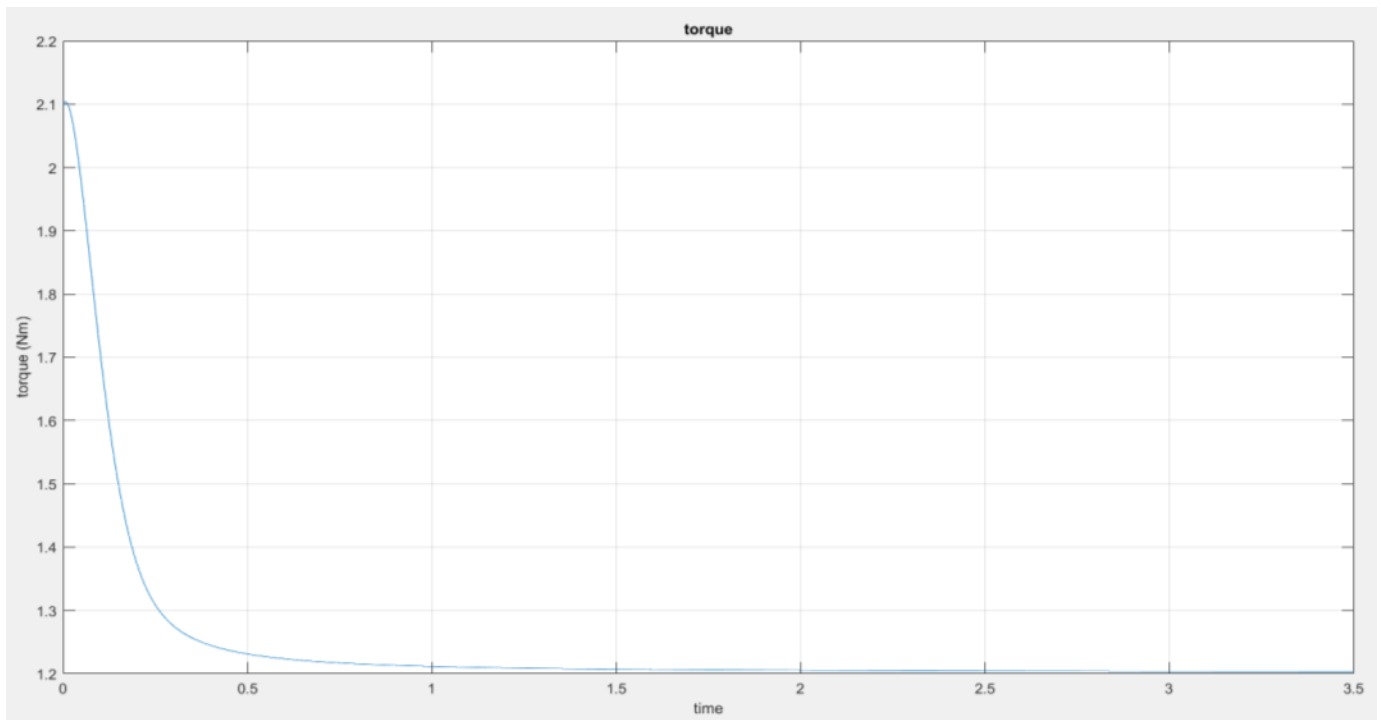
Εικόνα 38 Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 3



Εικόνα 39 Ταχύτητα Δίσκου 1 Περίπτωση 3



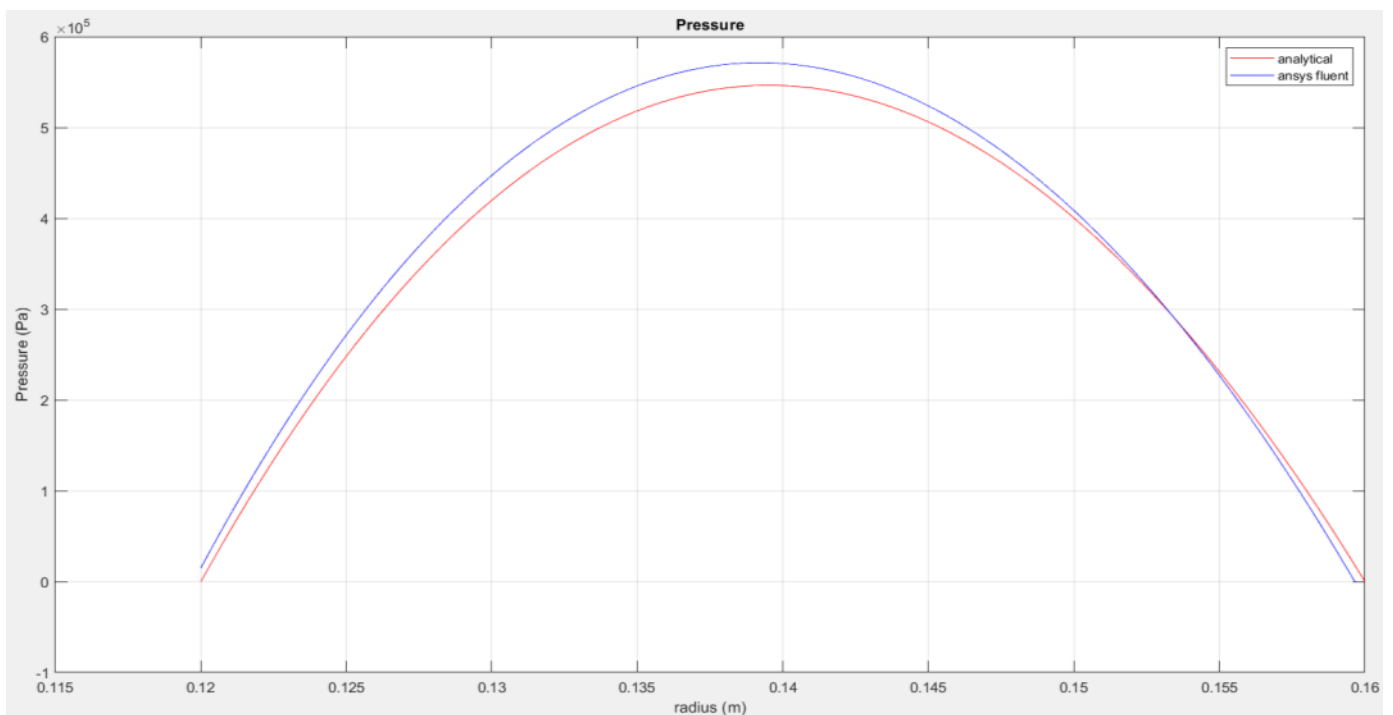
Εικόνα 40 Γωνιακή Ταχύτητα Περίπτωση 3



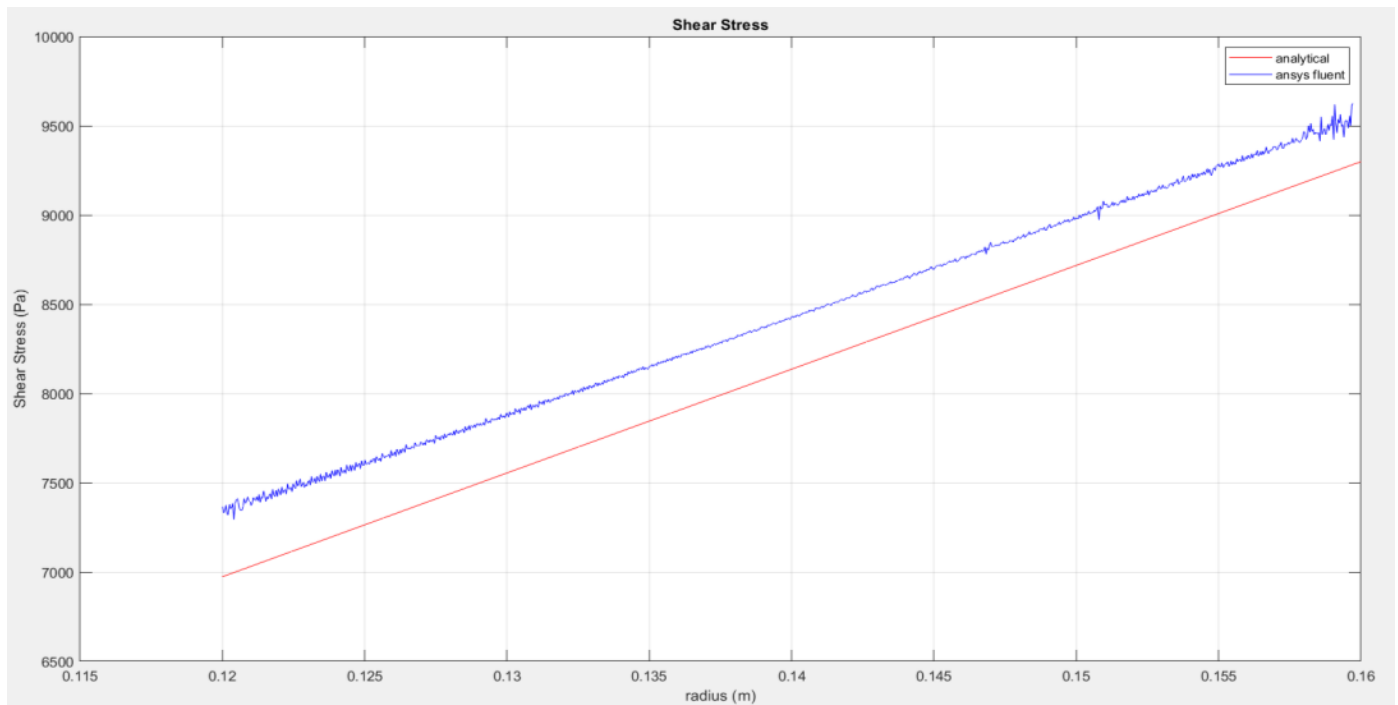
Εικόνα 41 Μεταφερόμενη Ροπή Περίπτωση 3

4^η Περίπτωση

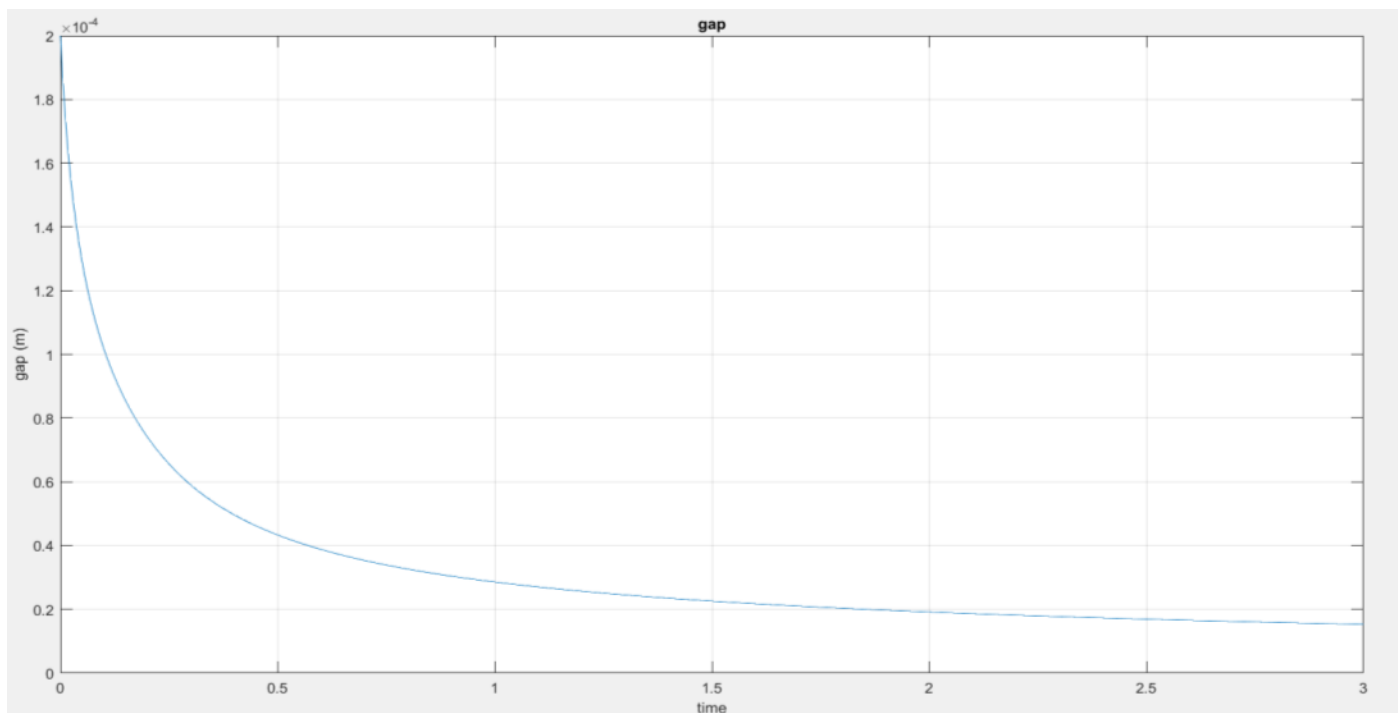
Με βάση τη σχέση (33) ο αριθμός Re ισούται με: $Re=227.68 < 3000$ άρα η ροή είναι στρωτή.



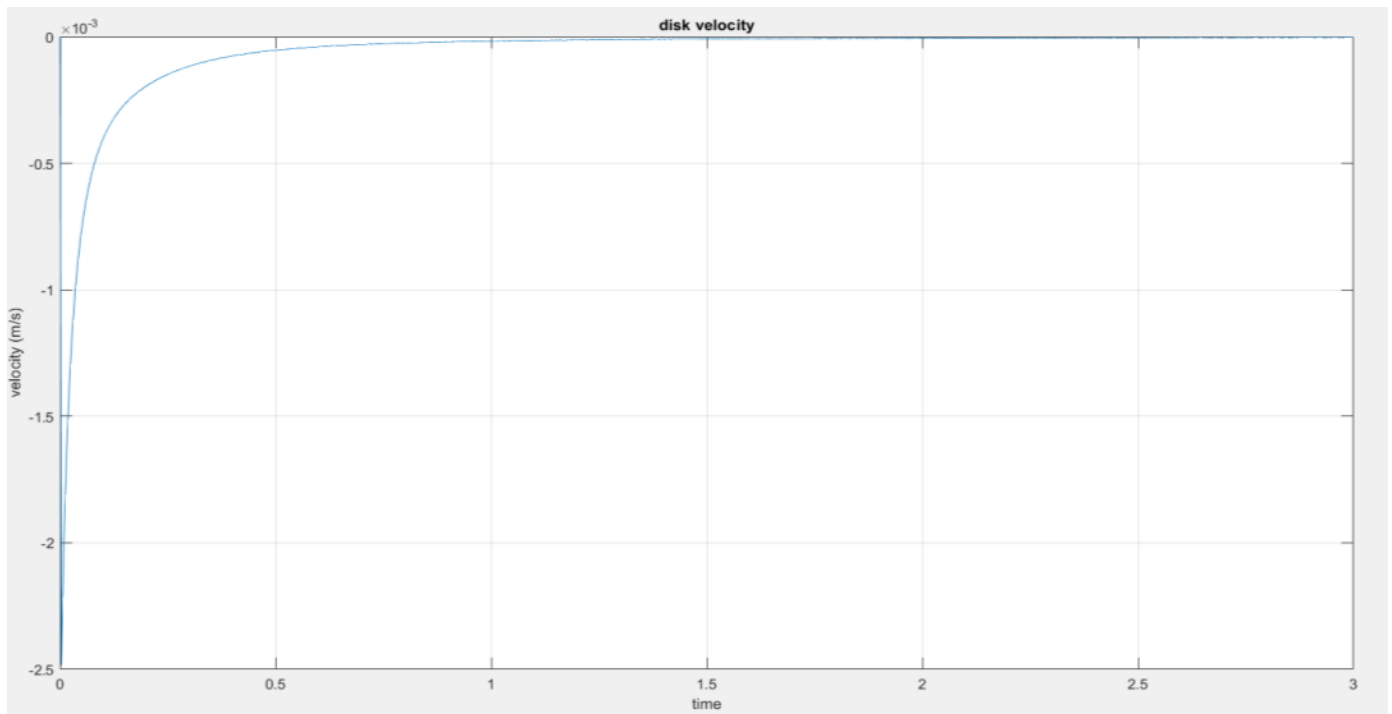
Εικόνα 42 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Πίεσης Περίπτωση 4



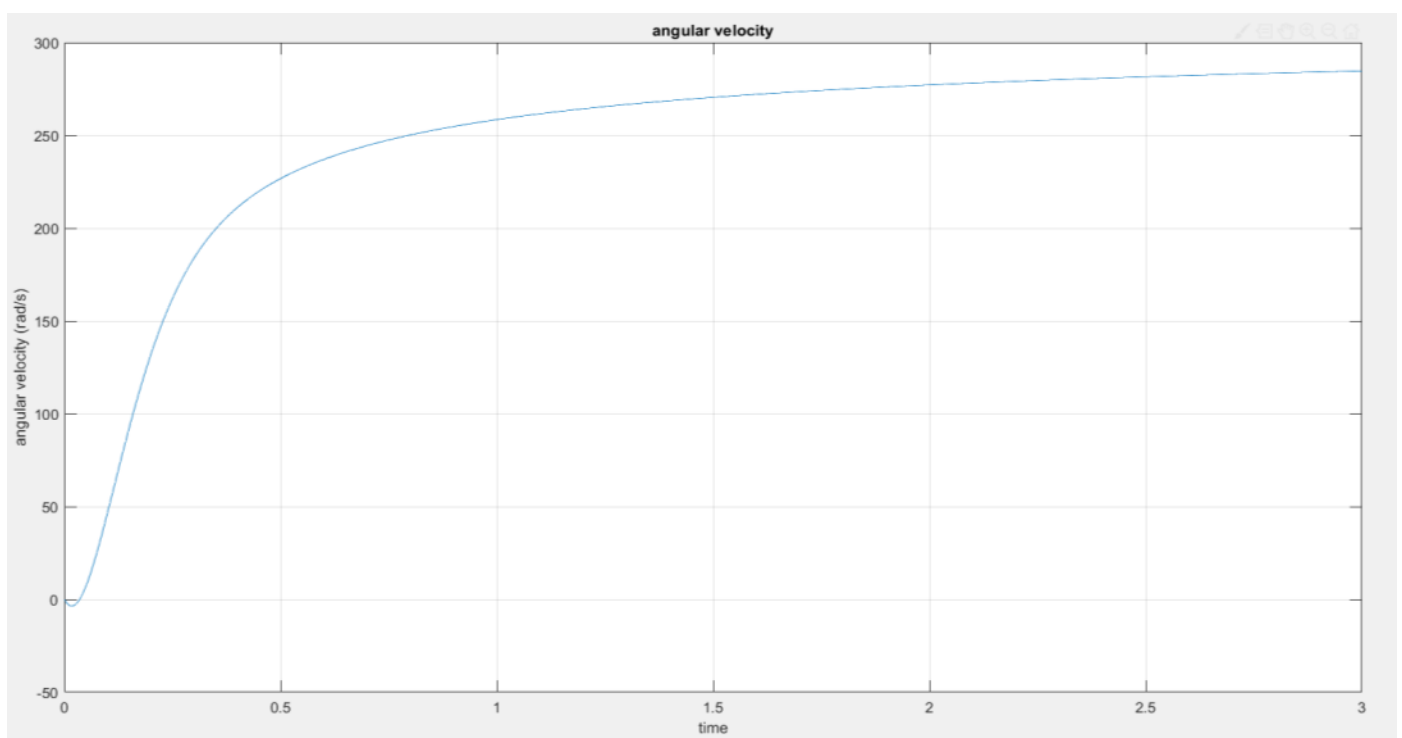
Εικόνα 43 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Διατμητικής Τάσης Περίπτωση 4



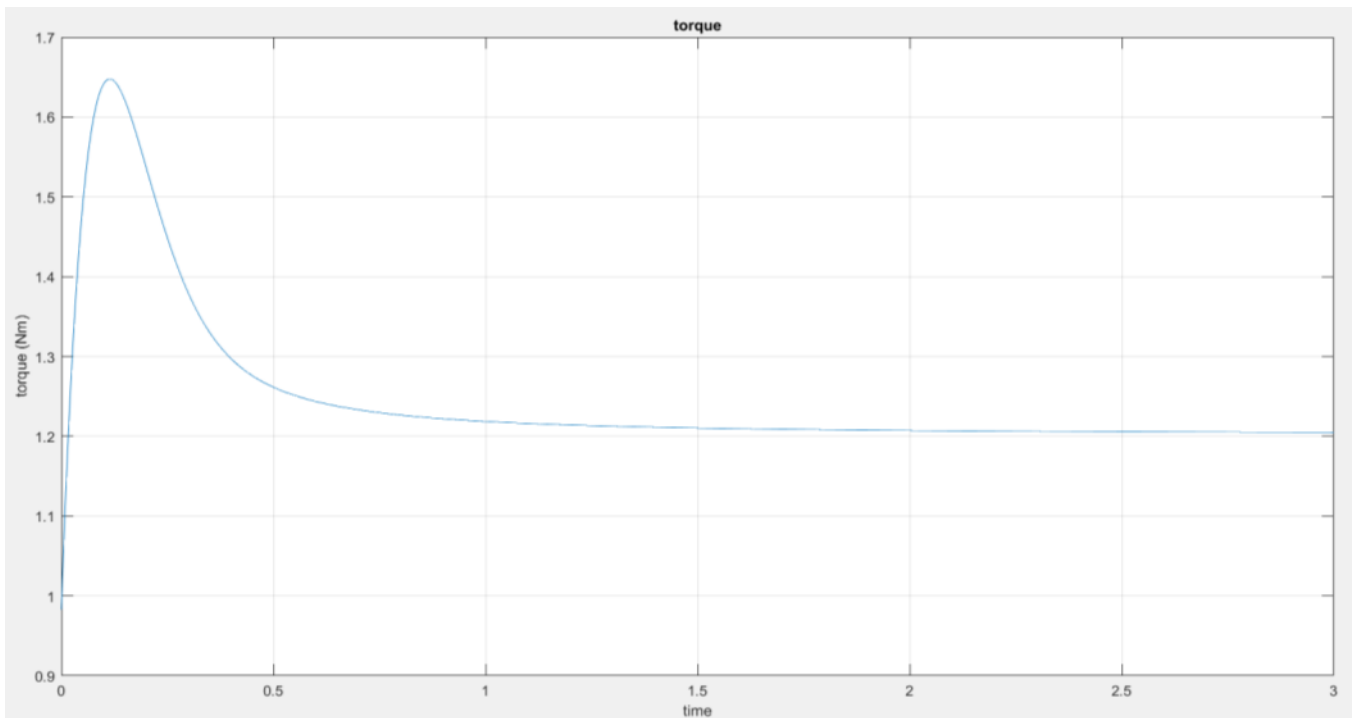
Εικόνα 44 Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 4



Εικόνα 45 Ταχύτητα Δίσκου 1 Περίπτωση 4



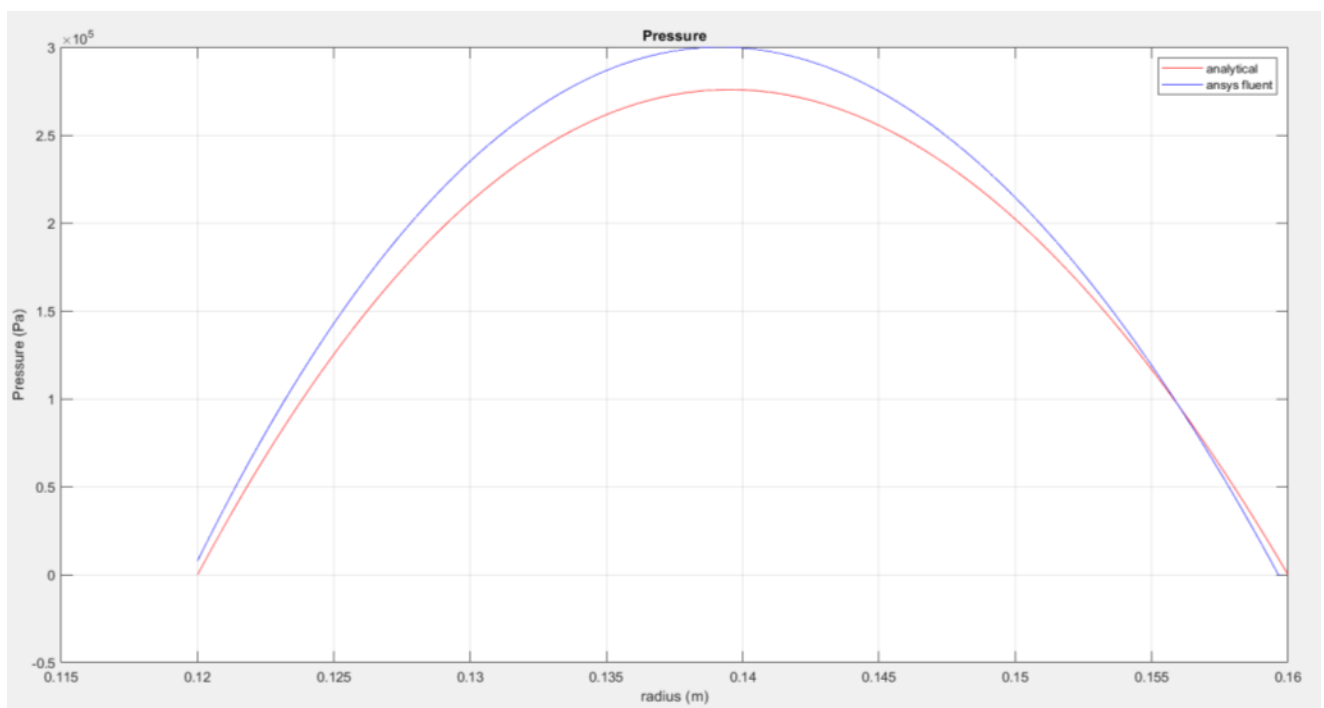
Εικόνα 46 Γωνιακή Ταχύτητα Περίπτωση 4



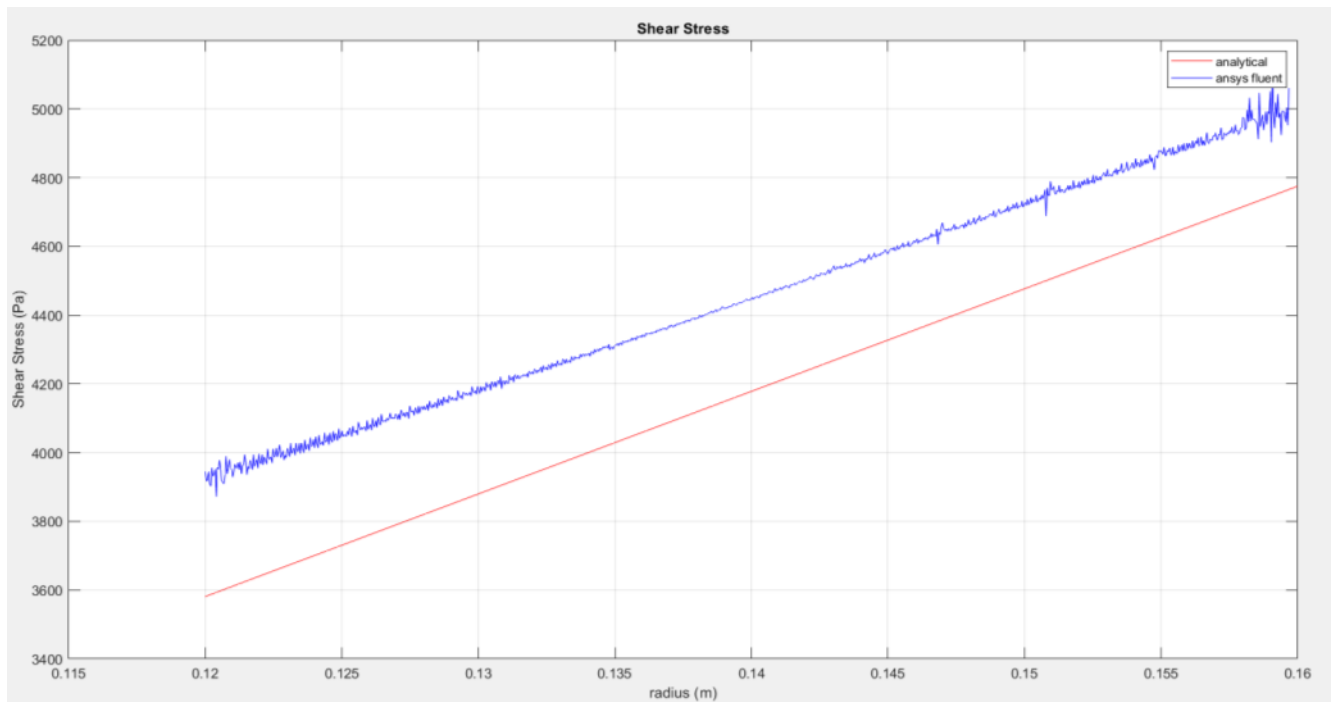
Εικόνα 47 Μεταφερόμενη Ροπή Περίπτωση 4

5^η Περίπτωση

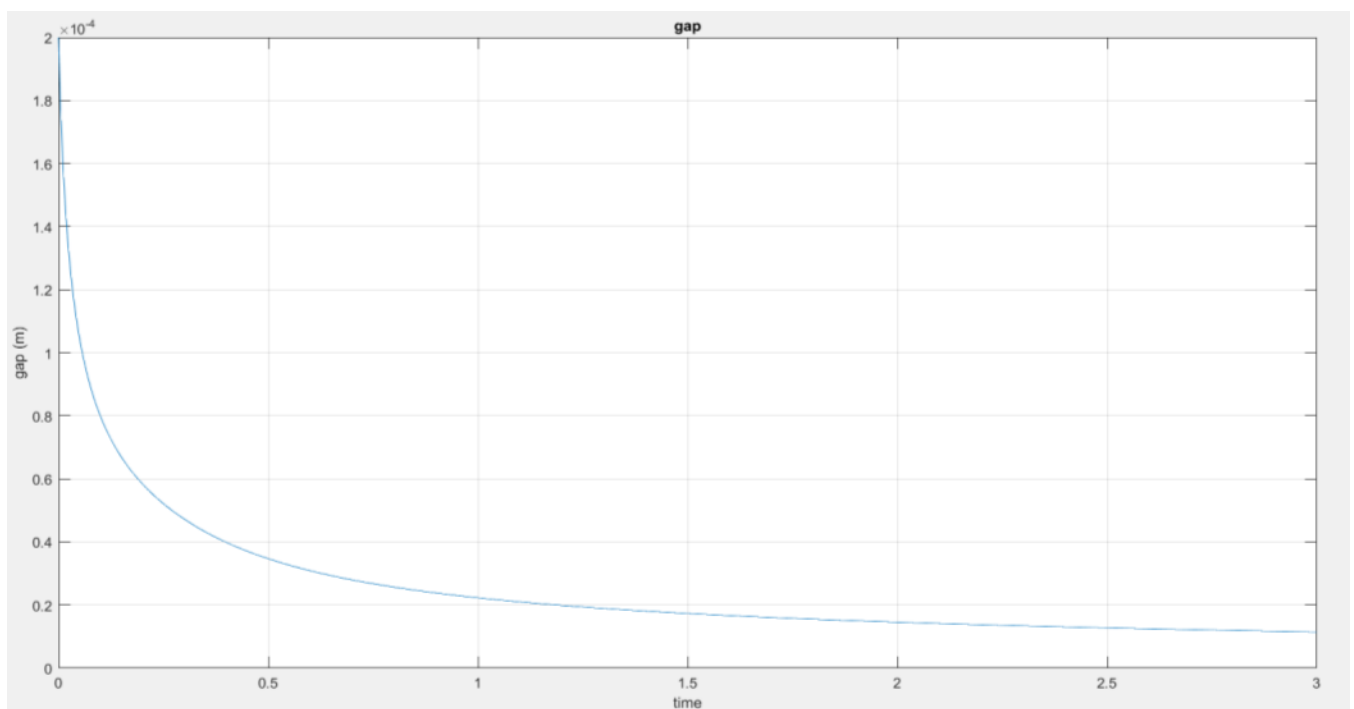
Με βάση τη σχέση (33) ο αριθμός Re ισούται με: $Re=435.92 < 3000$ άρα η ροή είναι στρωτή.



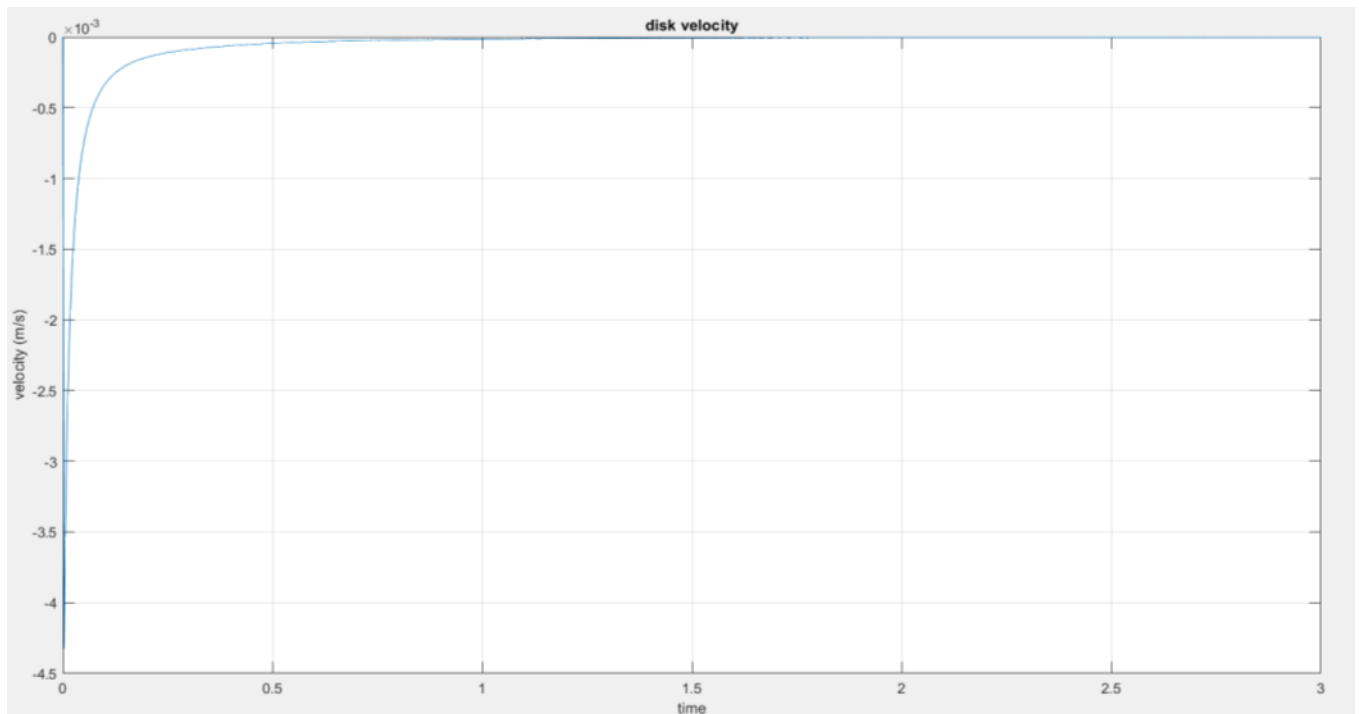
Εικόνα 48 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Πίεσης Περίπτωση 5



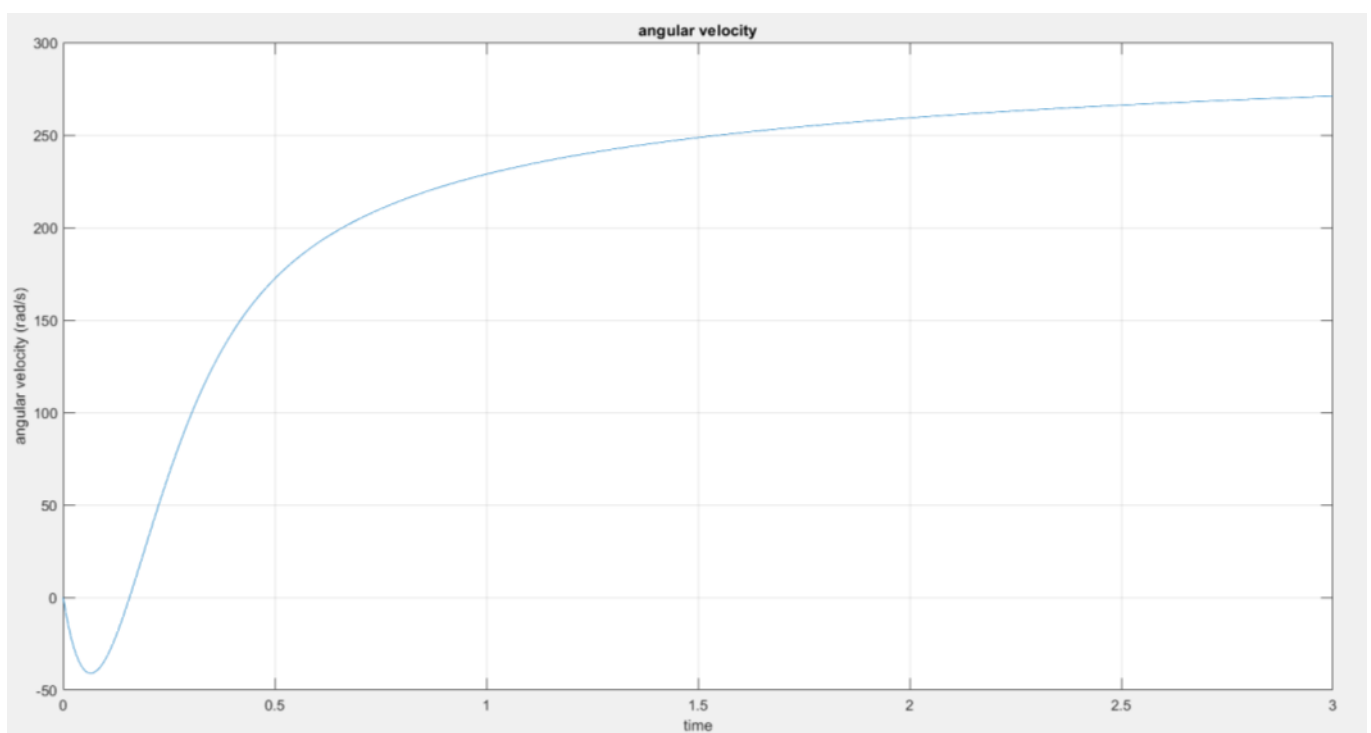
Εικόνα 49 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Διατμητικής Τάσης Περίπτωση 5



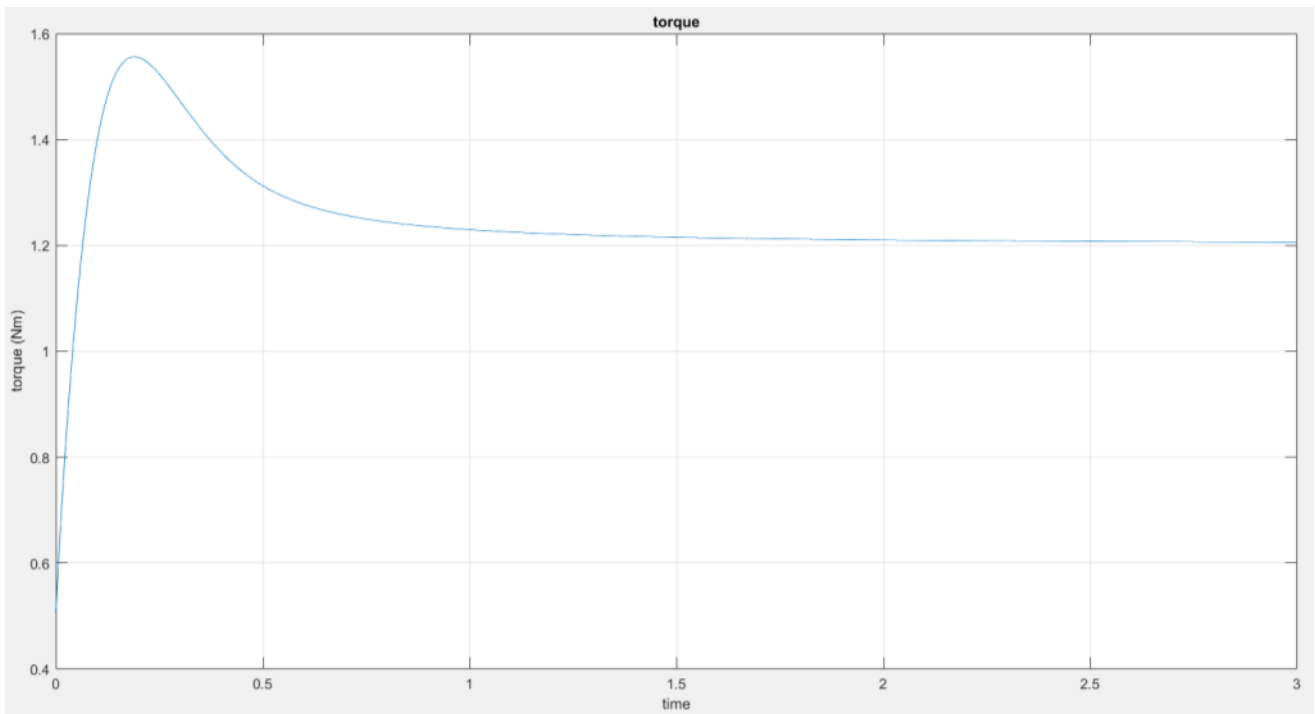
Εικόνα 50 Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 5



Εικόνα 51 Ταχύτητα Δίσκου 1 Περίπτωση 5



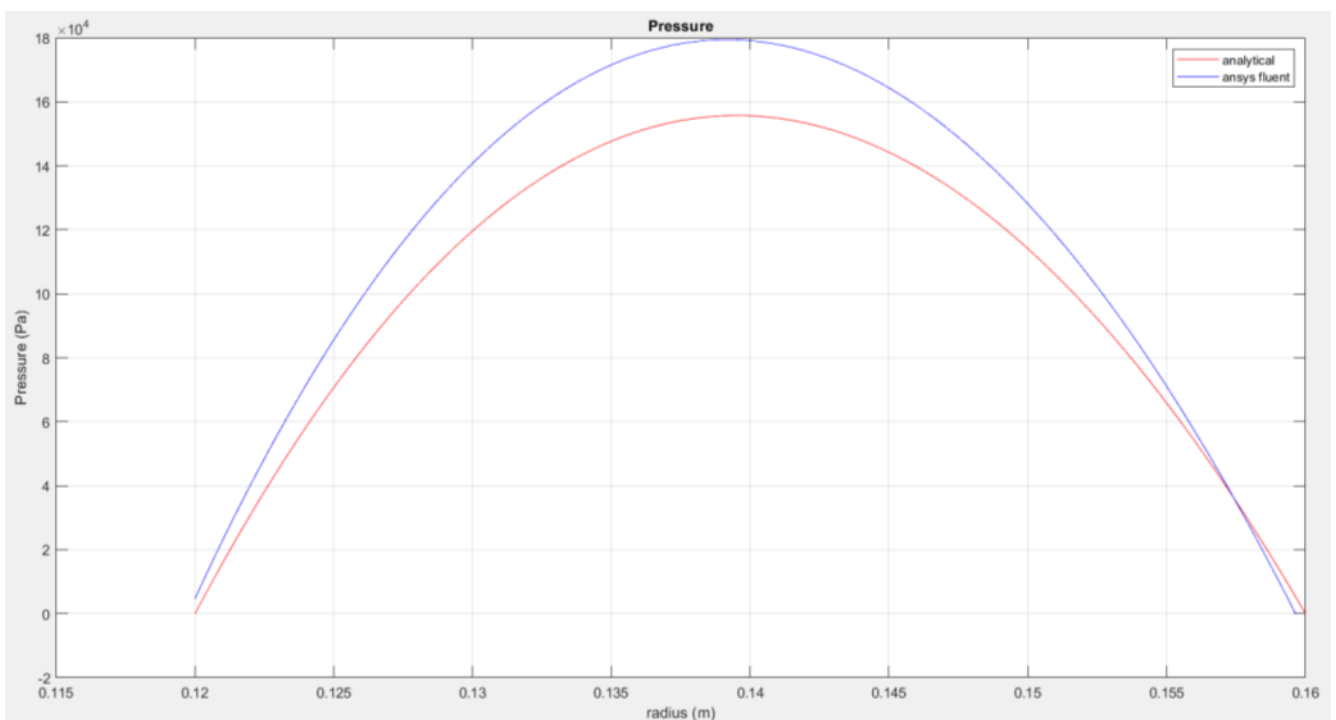
Εικόνα 52 Γωνιακή Ταχύτητα Δίσκου 2 Περίπτωση 5



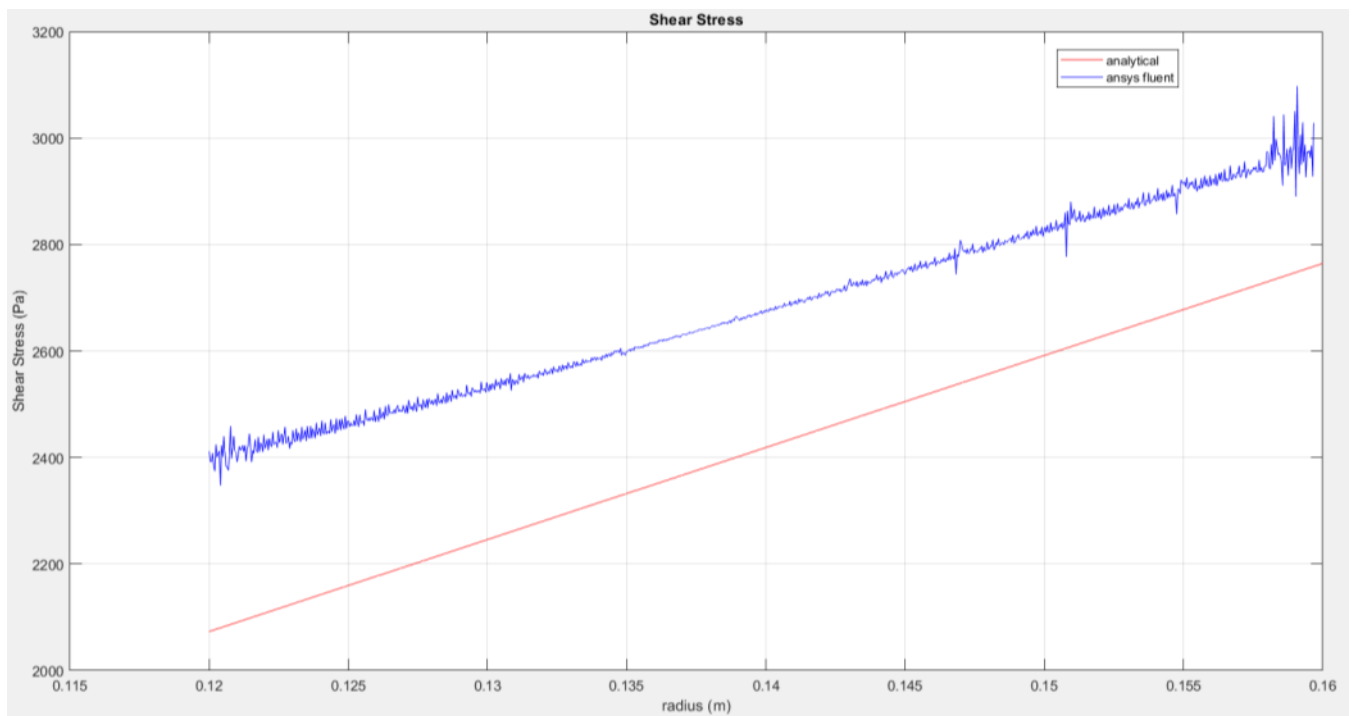
Εικόνα 53 Μεταφερόμενη Ροπή Περίπτωση 5

6^η Περίπτωση

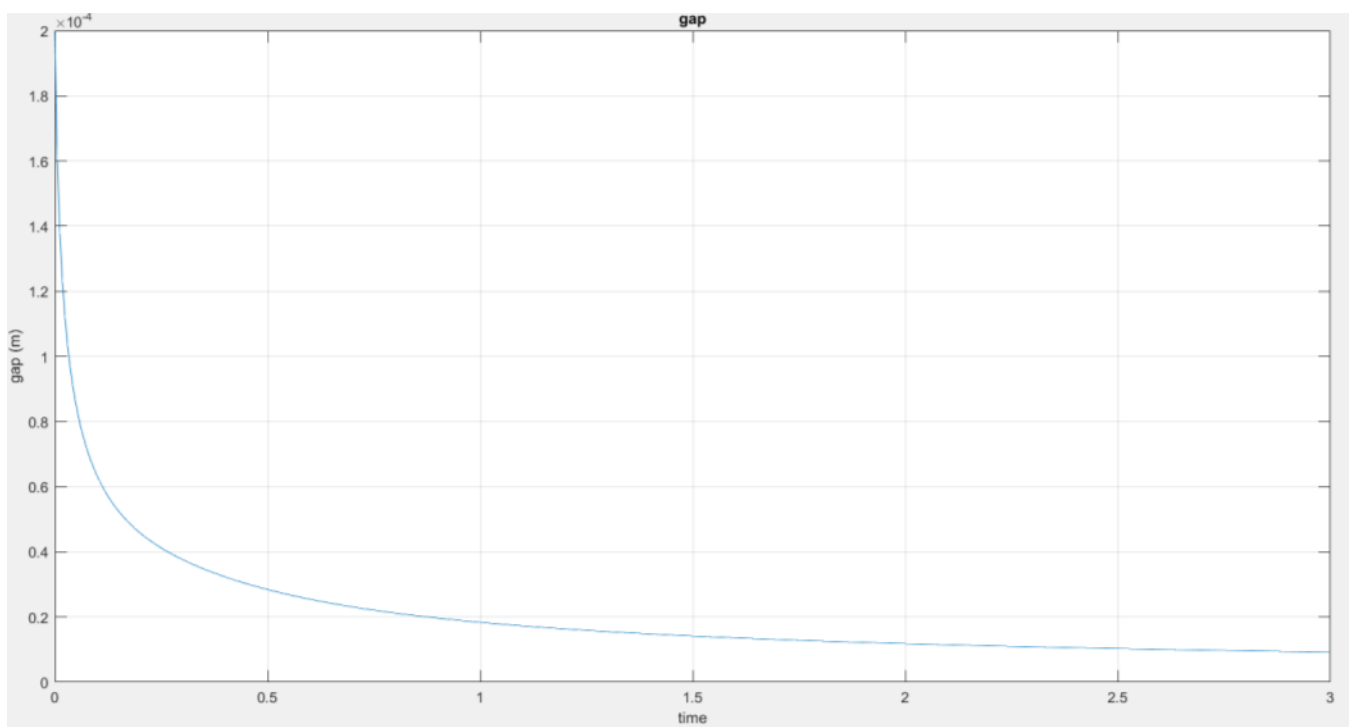
Με βάση τη σχέση (33) ο αριθμός Re ισούται με: $Re=743.08 < 3000$ άρα η ροή είναι στρωτή.



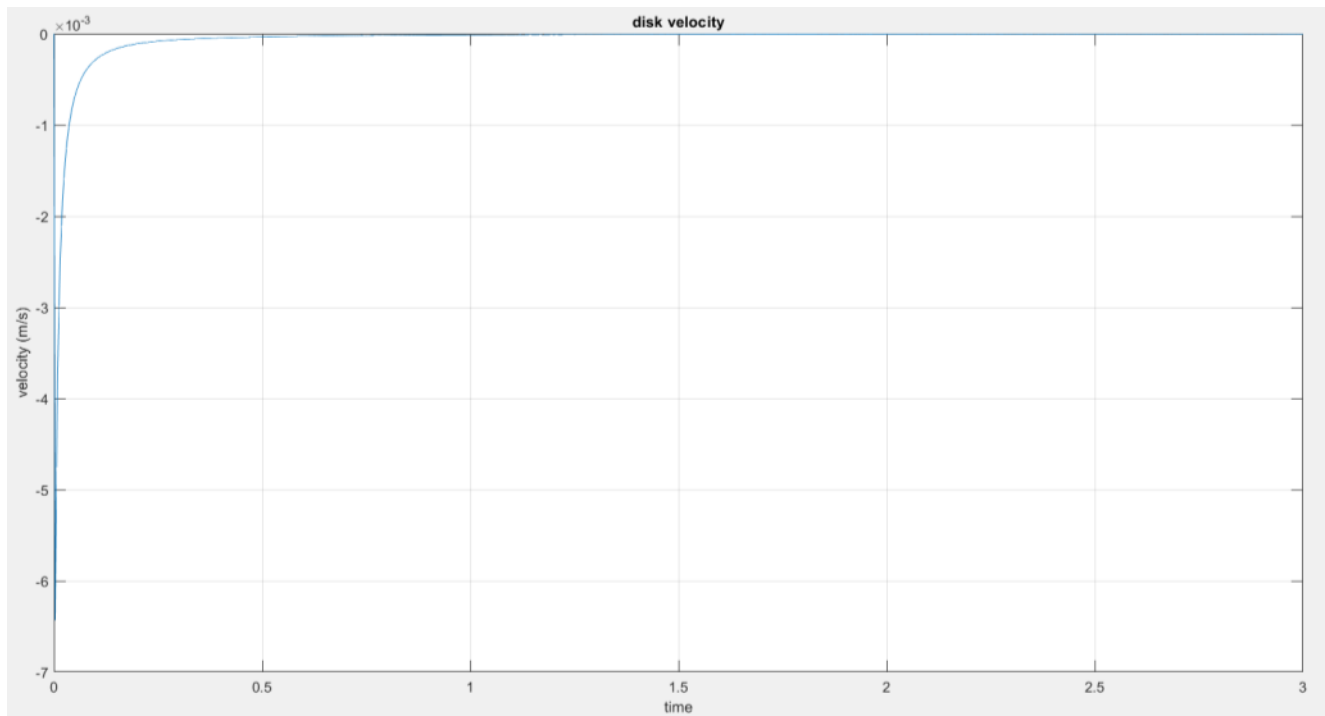
Εικόνα 54 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Πίεσης Περίπτωση 6



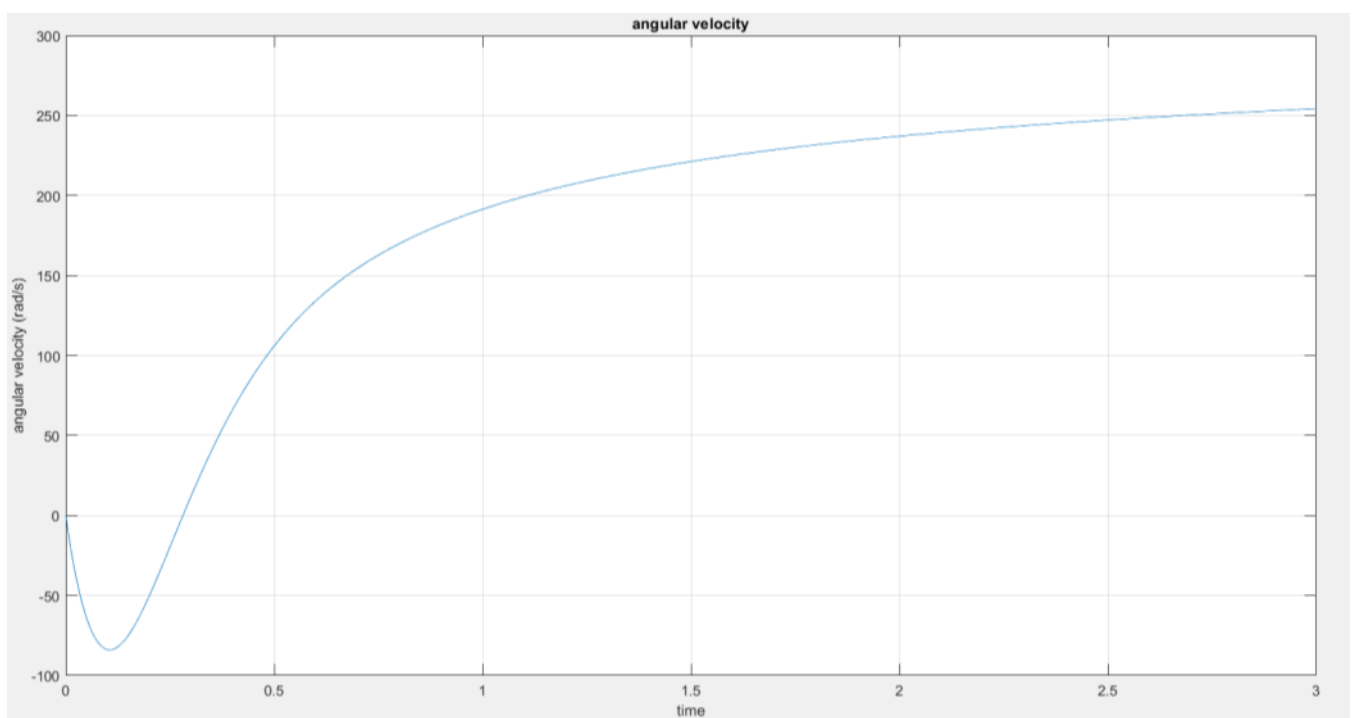
Εικόνα 55 Σύγκριση Αναλυτικής και Υπολογιστικής Διατμητικής Τάσης Περίπτωση 6



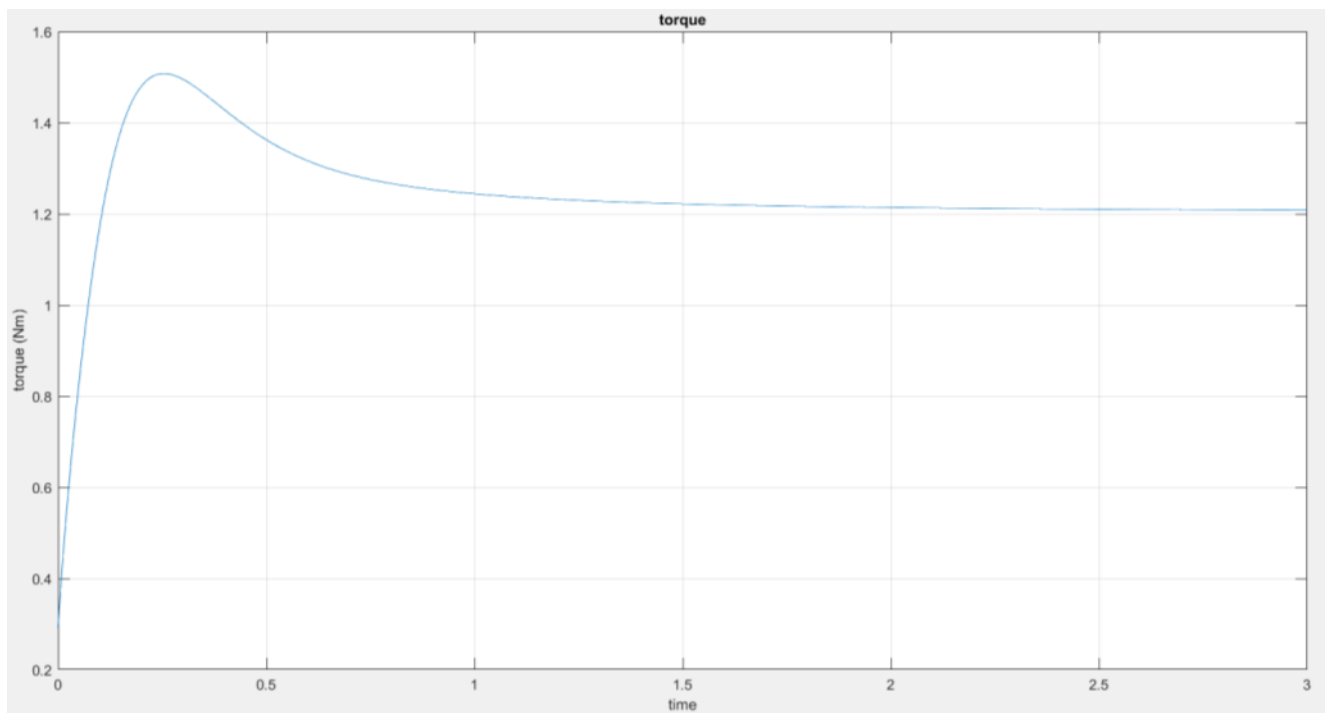
Εικόνα 56 Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 6



Εικόνα 57 Ταχύτητα Δίσκου 1 Περίπτωση 6



Εικόνα 58 Γωνιακή Ταχύτητα Δίσκου 2 Περίπτωση 6



Εικόνα 59 Μεταφερόμενη Ροπή Περίπτωση 6

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στη παρούσα εργασία εξετάστηκε η φάση της σύμπλεξης ενός υγρού συμπλέκτη κατά την περίοδο της υδροδυναμικής λίπανσης, ενώ το πρόβλημα θεωρήθηκε ισοθερμικό. Κατά την ανάλυση της σύμπλεξης αρχικά έγινε προσομοίωση της ροής του λιπαντικού στο ANSYS FLUENT. Από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για το λιπαντικό 10W-40 συμπεραίνεται ότι οι αναλυτικές εξισώσεις οδηγούν σε παρόμοια αποτελέσματα σε σχέση με τα αποτελέσματα του ANSYS. Ωστόσο όσο η πυκνότητα και το ιξώδες μειώνονται οι αποκλίσεις μεταξύ των αναλυτικών εκφράσεων και των υπολογιστικών αποτελεσμάτων αυξάνονται. Οι μεγαλύτερες αποκλίσεις εμφανίζονται για την Περίπτωση 6 ($\rho=813.1 \text{ Kg/m}^3$, $\mu=0.011\text{Pa}\cdot\text{s}$) που φτάνουν περίπου στο 15%. Επομένως οι αναλυτικές εκφράσεις και τα αποτελέσματα στα οποία αυτές οδηγούν είναι σχετικά ακριβείς και αποδεκτές.

Όσον αφορά τα δυναμικά χαρακτηριστικά του υγρού συμπλέκτη παρατηρήθηκε ότι η ιξώδης ροπή είναι μεγαλύτερη για μεγαλύτερες τιμές πυκνότητας και ιξώδους. Παρόλο αυτά όμως για όλες τις περιπτώσεις η ροπή με το πέρασμα του χρόνου καταλήγει σε μια σταθερή τιμή περίπου στα 1.2 Nm. Θα πρέπει εδώ όμως να σημειωθεί εκ νέου ότι σε έναν υγρό συμπλέκτη η ροπή μεταφέρεται κυρίως μέσω της επαφής των δίσκων. Αυτό συμβαίνει όταν το πάχος του λιπαντικού ανάμεσα από τους δίσκους μειώνεται σημαντικά. Με βάση αυτά παρατηρείται ότι για χαμηλές τιμές του ιξώδους και της πυκνότητας οι 2 δίσκοι αρχίζουν και εμφανίζουν ξηρά σύμπλεξη πολύ πιο γρήγορα. Είναι χαρακτηριστικό ότι στην Περίπτωση 1 (**Εικόνα 26** Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 1) το πάχος του λιπαντικού μετά από 3.5 sec είναι μεγαλύτερο από $0.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}$ ενώ στην Περίπτωση 6 (**Εικόνα 56** Μείωση Πάχους Λιπαντικού Περίπτωση 6) μετά από 3 sec το πάχος του λιπαντικού είναι μικρότερο από $0.2 \cdot 10^{-4} \text{ m}$.

Επιπλέον αυτό που επίσης παρατηρείται είναι ότι η αποκατάσταση της γωνιακής ταχύτητας στον Δίσκο 2 γίνεται πιο γρήγορα με υψηλές τιμές πυκνότητας και ιξώδους. Μάλιστα όσο πιο χαμηλά είναι αυτά τα 2 μεγέθη παρατηρείται ότι στην αρχή της σύμπλεξης και για ένα μικρό χρονικό διάστημα η γωνιακή ταχύτητα είναι αντίθετη της εισαγόμενης γωνιακής ταχύτητας από τον κινητήρα. Η μεγαλύτερη αρνητική γωνιακή ταχύτητα παρατηρείται για την Περίπτωση 6 και είναι περίπου το 25% της αρχικής όπως φαίνεται και από την (**Εικόνα 58** Γωνιακή Ταχύτητα Δίσκου 2 Περίπτωση 6). Πάντως αυτό το φαινόμενο ακόμη και στην πιο έντονη εμφάνισή του αποκαθίσταται σε περίπου από 0.3 sec όπου και η γωνιακή ταχύτητα μηδενίζεται και ξεκινά να αυξάνεται πλησιάζοντας την ταχύτητα του κινητήρα.

Αυτό που πρέπει να επισημανθεί είναι ότι αυτά τα συμπεράσματα αναφέρονται σε εξιδανικευμένο σύστημα 2 δίσκων. Υπό πραγματικές συνθήκες οι δίσκοι του συμπλέκτη είναι περισσότεροι από 2 ενώ η υπόθεση ότι η επιφάνειά τους είναι λεία δεν ισχύει. Τέλος επίσης σημαντικό είναι να αναφερθεί ότι σε πραγματικές συνθήκες η αύξηση της θερμοκρασίας είναι ραγδαία και αυτό έχει ως αποτέλεσμα την μείωση τόσο της πυκνότητας, όσο και του ιξώδους του λιπαντικού.

ΠΕΡΑΙΤΕΡΩ ΕΡΓΑΣΙΑ

Με βάση τα παραπάνω μελλοντική εργασία μπορεί να γίνει για να διαπιστωθεί το πώς επηρεάζει η γεωμετρία και τα δυναμικά χαρακτηριστικά (ακτίνα δίσκων, διάκενο, γωνιακή ταχύτητα κ.α.) την απόκριση του συστήματος (ροπή, αποκατάσταση γωνιακής ταχύτητας). Επιπλέον είναι δυνατόν να γίνει έρευνα για τη συμπεριφορά μη νευτώνειων υγρών ως λιπαντικών (πχ υγρά τύπου Bingham). Η πλέον όμως σημαντική εργασία που μπορεί να γίνει, κατά τη γνώμη του συγγραφέα, είναι το πώς θα γίνει εφικτό οι ιδιότητες του λιπαντικού (πυκνότητα, ιξώδες) να ελέγχονται και να παραμένουν σταθερές σε τιμές που είναι κάθε φορά επιθυμητές, ανεξάρτητα από τις εξωτερικές συνθήκες. Προς αυτή την κατεύθυνση κινούνται οι συμπλέκτες που λειτουργούν με μαγνητορεολογικά ρευστά (MRF). Τα συγκεκριμένα ρευστά αλλάζουν το ιξώδες τους εντός μαγνητικού πεδίου. Αυτό σημαίνει ότι ανεξάρτητα από τις εξωτερικές συνθήκες οι ιδιότητες του ρευστού παραμένουν σταθερές. Επομένως το σύστημα του συμπλέκτη δουλεύει με σταθερές τιμές πυκνότητας και ιξώδους, όπως έγινε και στη παρούσα εργασία. Άρα με τον τρόπο αυτό δημιουργείται ένα σύστημα το οποίο δύναται να μεταβάλλει την απόκριση του ανάλογα με τις ανάγκες και τις απαιτήσεις του χρήστη και όχι ένα σύστημα που έχει την ίδια απόκριση ανεξάρτητα από τις επιθυμίες του χρήστη.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- 1) Χ.Α. ΠΑΠΑΔΟΠΟΥΛΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ (3^η Έκδοση) Εκδόσεις Τζιόλα
- 2) Shingley's Mechanical Engineering Design , Richard G. Budynas, Keith Nisbet
- 3) Clutch: Definition, Parts or Construction, Types, Working Principle, Functions, Advantages, Application Amrit Kumar
- 4) "Fast modelling and simulation of the dynamic behaviour of a wet multidisc clutch during the engagement phase" Nikolaos Rogkas, Georgios Vasileiou, Efstratios Tsolakis , Vasileios Spitas , Pavlos Zalimidis.
- 5) Wet Clutch Modelling Techniques Design Optimization of Clutches in an Automatic Transmission, MANOJ KUMAR KODAGANTI VENU
- 6) Nondimensional Characterization of the Operational Envelope of a Wet Friction Clutch Nikolaos Rogkas , Christos Vakouftsis , Georgios Vasileiou , Christos Manopoulos and Vasilios Spitas
- 7) <https://wiki.anton-paar.com/si-en/engine-oil/>
- 8) Wet clutch engagement characteristics , Mikael Holgerson
- 9) Analysis of Dynamic Engaged Characteristics of Wet Clutch in Variable Speed Transmission of a Helicopter Heyun Bao *, Tongjing Xu, Guanghu Jin and Wei Huang
- 10) Modeling and analysis of wet friction clutch engagement dynamics Shoaib Iqbal n , Farid Al-Bender, Agusmian P. Ompusunggu, Bert Pluymers, Wim Desmet
- 11) Manipulating Frictional Performance of Wet Clutch Engagement through Material Properties and Operating Conditions , Siyoul Jang