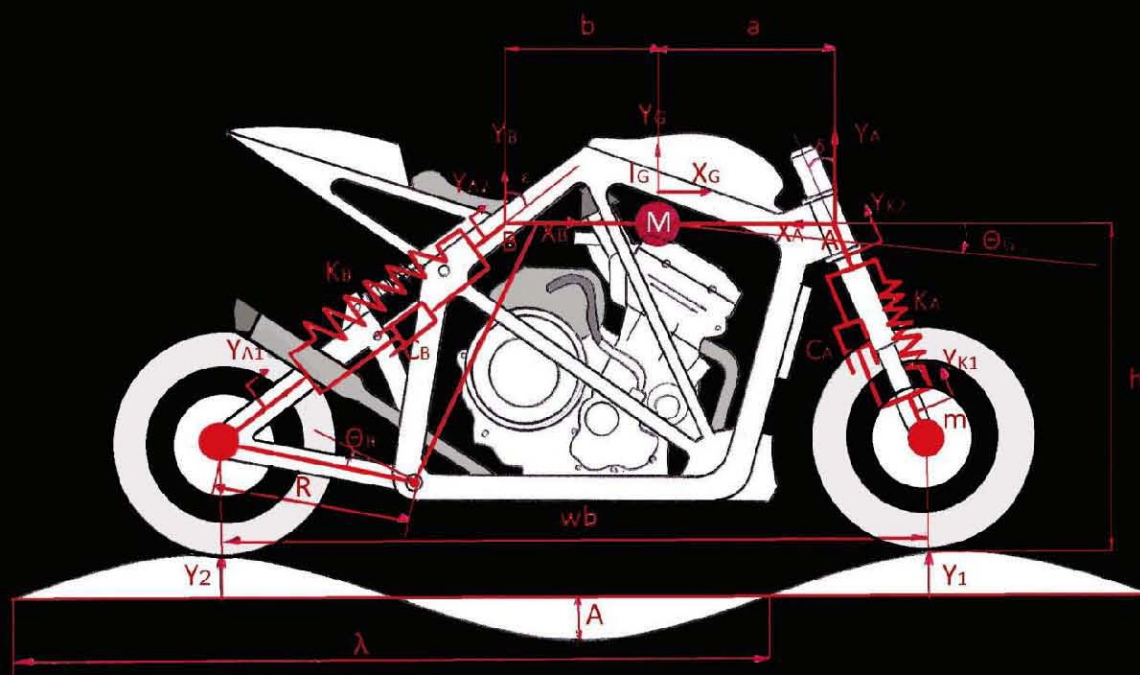


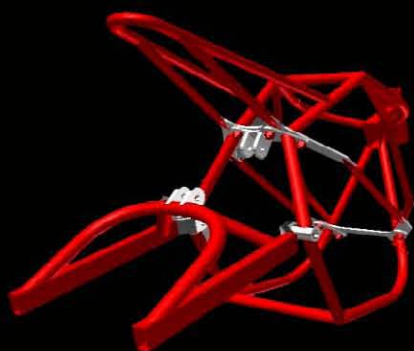
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Ε.Μ.Π.

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΒΕΝΕΤΣΑΝΟΣ ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ-ΘΕΟΔΩΡΟΣ



ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΠΛΑΙΣΙΟΥ & ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΣ
ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΗΣ ΜΟΤΟΣΙΚΛΕΤΑΣ



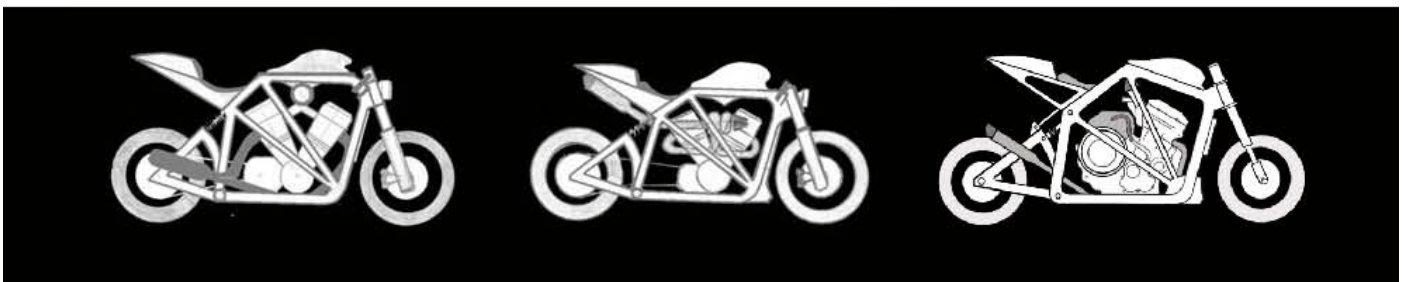
Ευχαριστώ θερμά τους
καθηγητές **Θ.Ν.Κωστόπουλο**,
Β.Σπιτά και τους ερευνητές
Δ.Βενετσάνο και **Γ.Καϊσαρλή**
για την άριστη συνεργασία μας
και την καθοδήγηση.

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Ε.Μ.Π.

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΒΕΝΕΤΣΑΝΟΣ ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ– ΘΕΟΔΩΡΟΣ ΑΜ 02107682

**ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΠΛΑΙΣΙΟΥ & ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΣ
ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΗΣ ΜΟΤΟΣΙΚΛΕΤΑΣ**



ΑΘΗΝΑ 2012

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	6
----------------------	----------

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΜΟΤΟΣΙΚΛΕΤΑΣ

1.1 ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΜΟΤΟΣΙΚΛΕΤΑΣ 2 ΒΑΘΜΩΝ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ.....	8
1.2 ΕΠΙΛΥΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ.....	13
1.3 ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΟΥ.....	15

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΔΥΝΑΜΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

2.1 ΤΟ ΠΡΟΒΛΗΜΑ ΤΗΣ ΕΛΑΧΙΣΤΟΠΟΙΗΣΕΩΣ ΤΩΝ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ.....	16
2.2 ΑΝΤΙΚΕΙΜΕΝΙΚΕΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΙΣ.....	16
2.3 ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ.....	18
2.4 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΕΩΣ.....	18
2.5 ΠΑΡΑΤΗΡΗΣΕΙΣ.....	23

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

ΜΕΛΕΤΗ ΦΟΡΤΙΣΕΩΝ

3.1 ΚΙΝΗΣΗ ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ.....	24
3.2 ΕΠΙΤΑΧΥΝΟΜΕΝΗ – ΕΠΙΒΡΑΔΥΝΟΜΕΝΗ ΚΙΝΗΣΗ.....	25
3.3 ΚΙΝΗΣΗ ΣΕ ΣΤΡΟΦΗ ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ.....	26
3.4 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΓΥΡΙΣΚΟΠΙΚΟΥ ΦΑΙΝΟΜΕΝΟΥ.....	27
3.5 ΤΟ ΦΑΙΝΟΜΕΝΟ ΤΗΣ ΑΛΥΣΙΔΟΣ.....	28
3.6 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΜΕΤΑΞΟΝΙΟΥ ΣΤΗΝ ΕΥΣΤΑΘΕΙΑ ΚΑΙ ΤΗΝ ΕΥΕΛΙΞΙΑ.....	29
3.7 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΙΧΝΟΥΣ ΚΑΙ ΤΗΣ ΓΩΝΙΑΣ CASTOR ΣΤΗΝ ΕΥΣΤΑΘΕΙΑ.....	31
3.8 ΕΝΕΡΓΟΣ ΓΩΝΙΑ ΣΤΡΟΦΗΣ.....	32
3.9 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΠΛΑΤΟΥΣ ΤΟΥ ΕΛΑΣΤΙΚΟΥ.....	33
3.10 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΑΝΤΙΚΑΤΑΣΤΑΣΗ.....	33

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΠΛΑΙΣΙΟΥ

4.1	ΕΙΔΗ ΠΛΑΙΣΙΩΝ.....	39
4.2	ΕΠΙΛΟΓΗ ΚΑΙ ΑΠΟΤΥΠΩΣΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΟΣ.....	42
4.3	ΤΕΛΙΚΗ ΜΟΡΦΗ ΠΛΑΙΣΙΟΥ.....	44

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΔΙΑΤΟΜΩΝ ΜΕ ΤΗΝ ΜΕΘΟΔΟ ΤΩΝ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ

5.1	ΜΟΝΤΕΛΟ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ.....	46
5.2	ΑΚΑΜΨΙΑ ΠΛΑΙΣΙΟΥ.....	48
5.3	ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ.....	49
5.4	ΕΛΕΓΧΟΣ ΛΥΓΙΣΜΟΥ.....	53

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

ΡΥΘΜΙΖΟΜΕΝΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΔΥΝΑΤΟΤΗΤΑ ΣΥΝΕΧΟΥΣ ΡΥΘΜΙΣΕΩΣ

6.1	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ.....	54
6.2	ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ.....	55
6.3	ΜΗ ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ.....	57
6.3.1	Υπολογισμός μετατοπίσεων.....	57
6.3.2	Υπολογισμός δυνάμεων.....	59
6.4	ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΗ ΛΥΣΗ ΓΙΑ ΤΗΝ ΡΥΘΜΙΣΗ ΤΟΥ ΜΟΧΛΟΥ.....	64
6.5	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΑΝΤΟΧΗΣ ΤΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ.....	68
6.6	ΠΑΡΑΤΗΡΗΣΕΙΣ.....	74

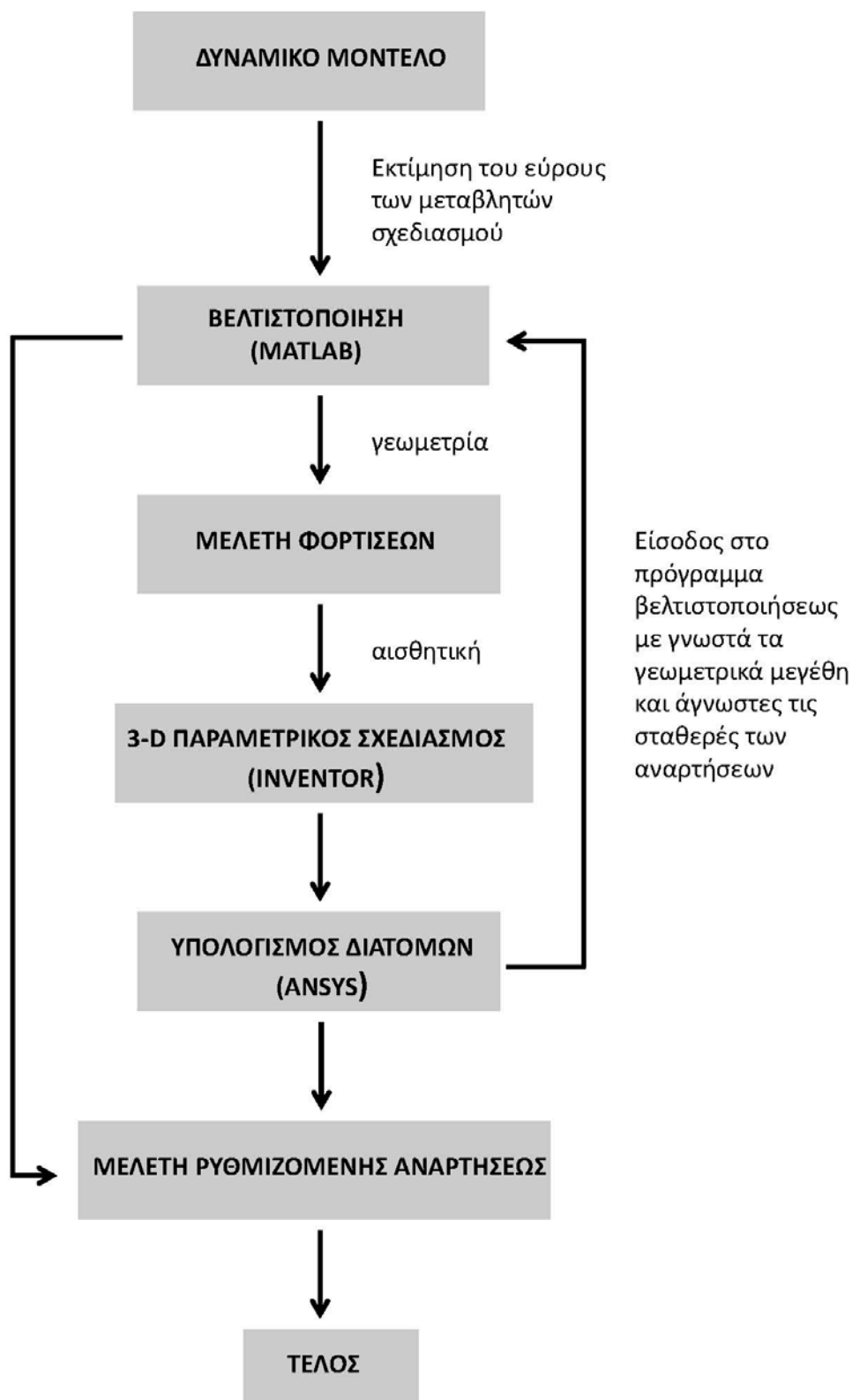
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	75
--------------------------	-----------

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α.....	76
-------------------------	-----------

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β.....	88
-------------------------	-----------

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η μελέτη και ο σχεδιασμός του πλαισίου και του συστήματος αναρτήσεως μιας αγωνιστικής μοτοσυκλέτας δρόμου. Μία από τις βασικές απαιτήσεις του σχεδιασμού πέρα από τους λειτουργικούς περιορισμούς είναι η δυνατότητα εύκολης και οικονομικής κατασκευής με συμβατικά μέσα ώστε σε επόμενο στάδιο να κατασκευασθεί ένα πρωτότυπο. Επίσης σε πολλά στάδια του σχεδιασμού επελέγησαν και αναλύθηκαν σχεδιαστικές λύσεις που δεν συναντώνται σε μοτοσυκλέτες παρομοίου τύπου. Με αυτόν τον τρόπο έγινε μια περιπλάνηση σε νέες ιδέες και δεν εγκλωβίσθηκε η μελέτη στην απομίμηση γνωστών λύσεων.



Στο παραπάνω διάγραμμα απεικονίζεται σχηματικά η πορεία της μελέτης. Αρχικά μοντελοποιήθηκε η δυναμική συμπεριφορά της μοτοσικλέτας με ένα σύστημα δύο βαθμών ελευθερίας. Τα μεγέθη που εμπλέκονται στο δυναμικό μοντέλο αποτελούν τις βασικές παραμέτρους σχεδιασμού και μια αρχική εκτίμηση του εύρους μέσα στο οποίο κυμαίνονται έγινε από αντίστοιχες μοτοσικλέτες του εμπορίου. Στην συνέχεια δημιουργήθηκε ένα πρόγραμμα βελτιστοποίησης που καθορίζει τις τιμές των σχεδιαστικών παραμέτρων έτσι ώστε να ελαχιστοποιούνται οι ταλαντώσεις του κέντρου βάρους της μοτοσικλέτας. Γνωρίζοντας τα βασικά γεωμετρικά μεγέθη και δίνοντας σημασία στην αισθητική και τον αγωνιστικό χαρακτήρα της μοτοσικλέτας σχεδιάστηκε το τρισδιάστατο παραμετρικό μοντέλο. Ύστερα με την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων υπολογίσθηκαν οι διατομές του πλαισίου έτσι ώστε να επιτυγχάνεται η επιθυμητή ακαμψία και αντοχή. Κατά τα στάδια του σχεδιασμού υπήρξαν μικρές παρεκκλίσεις στα γεωμετρικά μεγέθη σε σχέση με αυτά που προέκυψαν από την βελτιστοποίηση κυρίως λόγω κατασκευαστικών και χωροταξικών προβλημάτων. Εξαιτίας αυτών των αλλαγών έγινε ανατροφοδότηση στο πρόγραμμα βελτιστοποίησης με γνωστά τα νέα γεωμετρικά μεγέθη και άγνωστες τις σταθερές των αναρτήσεων. Τέλος σχεδιάστηκε ένα σύστημα ρυθμιζόμενης αναρτήσεως του οπισθίου τροχού ώστε να είναι δυνατή η βέλτιστη ρύθμιση των σταθερών της μετά την κατασκευή της μοτοσικλέτας ανάλογα με τον αναβάτη και το οδόστρωμα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

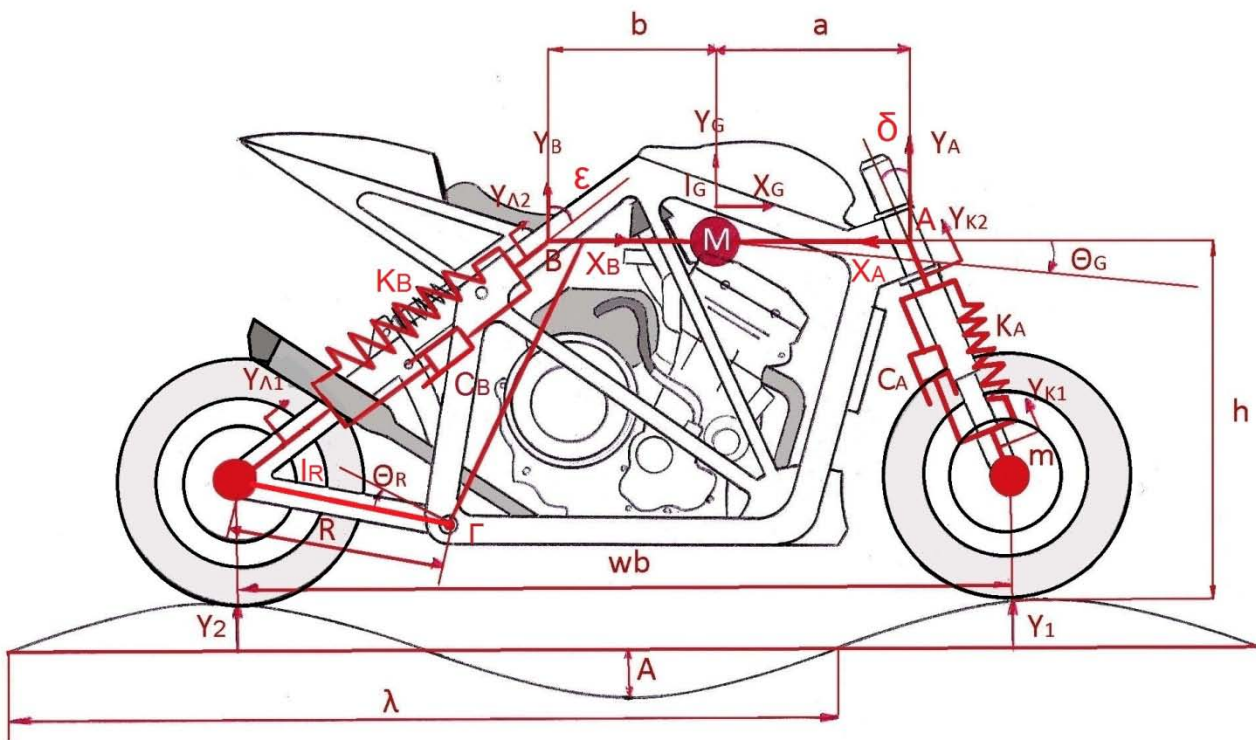
ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΜΟΤΟΣΙΚΛΕΤΑΣ

Αντικείμενο αυτού του κεφαλαίου είναι η δημιουργία ενός απλοποιημένου δυναμικού μοντέλου της μοτοσικλέτας δύο βαθμών ελευθερίας το οποίο να προσομοιώνει όσο το δυνατόν περισσότερες σχεδιαστικές παραμέτρους. Η επιλογή αυτή έγινε ώστε το μοντέλο να είναι εύκολα διαχειρίσιμο από τον υπολογιστή χωρίς όμως να γίνεται έκπτωση στην ακρίβεια των αποτελεσμάτων.

1.1 ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΜΟΤΟΣΙΚΛΕΤΑΣ 2 ΒΑΘΜΩΝ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ

Παραδοχές

- Οι τροχοί θεωρούνται στερεά σώματα και δεν λαμβάνεται υπόψιν η ελαστική τους παραμόρφωση.
- Γίνεται η παραδοχή μικρών γωνιακών μετατοπίσεων.
- Το πλαίσιο θεωρείται άκαμπτο σε σχέση με τις αναρτήσεις.
- Η συνολική μάζα του αναβάτου και της μοτοσικλέτας θεωρείται συγκεντρωμένη στο κέντρο μάζας.
- Οι κινηματικές διεγέρσεις των τροχών θεωρούνται ημιτονοειδείς.
- Η συμπεριφορά των ελατηρίων και των αποσβεστήρων θεωρείται γραμμική.



(σχ 1.1)

- M μάζα αναβάτου και μοτοσικλέτας
 m μάζα τροχού
 I_G ροπή αδρανείας της μοτοσικλέτας ως προς το κέντρο βάρους
 I_R ροπή αδρανείας του οπισθίου τροχού και του ψαλιδιού ως προς την άρθρωση Γ
 δ γωνία κάστερ
 ϵ κλίση οπισθίας αναρτήσεως
 a οριζόντια απόσταση του κέντρου βάρους από τον άξονα της προσθίας αναρτήσεως
 b οριζόντια απόσταση του κέντρου βάρους από τον άξονα της οπισθίας αναρτήσεως
 K_A σταθερά ελατηρίου προσθίας αναρτήσεως
 K_B σταθερά ελατηρίου οπισθίας αναρτήσεως
 C_A σταθερά αποσβεστήρος προσθίας αναρτήσεως
 C_B σταθερά αποσβεστήρος οπισθίας αναρτήσεως
 R μήκος ψαλιδιού

Γεωμετρικές εξισώσεις:

$$X_A = Y_A \tan \delta \quad (1.1)$$

$$X_B = Y_B \tan \epsilon \quad (1.2)$$

$$Y_A = Y_{K2} \cos \delta \quad (1.3)$$

$$Y_B = Y_{\Lambda 2} \cos \epsilon \quad (1.4)$$

$$Y_{K1} = Y_1 \cos \delta \quad (1.5)$$

$$Y_{\Lambda 1} = Y_2 \cos \epsilon \quad (1.6)$$

$$Y_A = Y_G - a\Theta_G \quad (1.7)$$

$$Y_B = Y_G + b\Theta_G \quad (1.8)$$

$$X_G = X_B - X_A \quad (1.9)$$

$$\Theta_R = \frac{Y_2}{R} - \Theta_G \quad (1.10)$$

Παρατηρήσεις

- Τα σημεία A και B είναι τα σημεία τομής της οριζόντιας ευθείας που διέρχεται από το κέντρο βάρους με τους άξονες της προσθίας και της οπισθίας αναρτήσεως αντιστοίχως, χωρίς υποχρεωτικά στην πραγματική μοτοσικλέτα αυτά τα σημεία να είναι οι κόμβοι που εδράζονται οι αναρτήσεις.
- Στην σχέση (1.10) η αφαίρεση της γωνίας Θ_G υποδηλώνει την σχετική περιστροφή του συστήματος τροχός-ψαλίδι ως προς το σημείο Γ.

Εύρεση των εξισώσεων καταστάσεως με την μέθοδο Lagrange

Κινητική ενέργεια T

$$T = \frac{1}{2} I_R \dot{\Theta}_R^2 + \frac{1}{2} m \dot{Y}_{K1}^2 + \frac{1}{2} M \dot{X}_G^2 + \frac{1}{2} M \dot{Y}_G^2 + \frac{1}{2} I_G \dot{\Theta}_G^2 \Rightarrow$$

$$T = \frac{1}{2} I_R \left(\frac{\dot{Y}_2}{R} - \dot{\Theta}_G \right)^2 + \frac{1}{2} m (\dot{Y}_1 \cos \delta)^2 + \frac{1}{2} M (\dot{X}_B - \dot{X}_A)^2 + \frac{1}{2} M \dot{Y}_G^2 + \frac{1}{2} I_G \dot{\Theta}_G^2 \Rightarrow$$

$$T = \frac{1}{2} I_R \left(\frac{\dot{Y}_2}{R} - \dot{\Theta}_G \right)^2 + \frac{1}{2} m (\dot{Y}_1 \cos \delta)^2 + \frac{1}{2} M (\dot{Y}_B \tan \varepsilon - \dot{Y}_A \tan \delta)^2 + \frac{1}{2} M \dot{Y}_G^2 + \frac{1}{2} I_G \dot{\Theta}_G^2 \Rightarrow$$

$$T = \frac{1}{2} I_R \left(\frac{\dot{Y}_2}{R} - \dot{\Theta}_G \right)^2 + \frac{1}{2} m (\dot{Y}_1 \cos \delta)^2 + \frac{1}{2} M [(\dot{Y}_G + b \dot{\Theta}_G) \tan \varepsilon - (\dot{Y}_G - a \dot{\Theta}_G) \tan \delta]^2 + \frac{1}{2} M \dot{Y}_G^2 + \frac{1}{2} I_G \dot{\Theta}_G^2$$

Δυναμική ενέργεια U

$$U = \frac{1}{2} K_B (Y_{\Lambda 2} - Y_{\Lambda 1})^2 + \frac{1}{2} K_A (Y_{K2} - Y_{K1})^2 \Rightarrow$$

$$U = \frac{1}{2} K_B \left(\frac{Y_B}{\cos \varepsilon} - Y_2 \cos \varepsilon \right)^2 + \frac{1}{2} K_A \left(\frac{Y_A}{\cos \delta} - Y_1 \cos \delta \right)^2 \Rightarrow$$

$$U = \frac{1}{2} K_B \left(\frac{Y_G + b \Theta_G}{\cos \varepsilon} - Y_2 \cos \varepsilon \right)^2 + \frac{1}{2} K_A \left(\frac{Y_G - a \Theta_G}{\cos \delta} - Y_1 \cos \delta \right)^2$$

Συνάρτηση αποσβέσεως Rayleigh

$$P_C = \frac{1}{2} C_B (Y_{\Lambda 2} - Y_{\Lambda 1})^2 + \frac{1}{2} C_A (Y_{K 2} - Y_{K 1})^2 \Rightarrow$$

$$P_C = \frac{1}{2} C_B \left(\frac{Y_B}{\cos \varepsilon} - Y_2 \cos \varepsilon \right)^2 + \frac{1}{2} C_A \left(\frac{Y_A}{\cos \delta} - Y_1 \cos \delta \right)^2$$

Ισχύς εσωτερικών δυνάμεων

$$P_t = 0$$

Συνάρτηση Lagrange

$$L = T + U$$

$$q_1 = Y_G$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} = \frac{\partial T}{\partial \dot{Y}_G} - \frac{\partial U}{\partial \dot{Y}_G} \Rightarrow$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} = M(\tan \varepsilon - \tan \delta) [(\dot{Y}_G + b\dot{\Theta}_G) \tan \varepsilon - (\dot{Y}_G - a\dot{\Theta}_G) \tan \delta] + M\dot{Y}_G \Rightarrow$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} = M(\tan \varepsilon - \tan \delta) [\dot{Y}_G(\tan \varepsilon - \tan \delta) + \dot{\Theta}_G(b \tan \varepsilon - a \tan \delta)] + M\dot{Y}_G \Rightarrow$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} = \underbrace{M[(\tan \varepsilon - \tan \delta)^2 + 1]}_{M_I} \dot{Y}_G + \underbrace{[M(\tan \varepsilon - \tan \delta)(b \tan \varepsilon - a \tan \delta)]}_{M_{II}} \dot{\Theta}_G \quad (1.11)$$

$$-\frac{\partial L}{\partial q_1} = -\frac{\partial L}{\partial Y_G} + \frac{\partial U}{\partial Y_G} \Rightarrow$$

$$-\frac{\partial L}{\partial q_1} = K_B \left(\frac{Y_G + b\Theta_G}{\cos \varepsilon} - Y_2 \cos \varepsilon \right) \frac{1}{\cos \varepsilon} + K_A \left(\frac{Y_G - a\Theta_G}{\cos \delta} - Y_1 \cos \delta \right) \frac{1}{\cos \delta} \Rightarrow$$

$$-\frac{\partial L}{\partial q_1} = \underbrace{\left(\frac{K_B}{\cos^2 \varepsilon} + \frac{K_A}{\cos^2 \delta} \right)}_{K_I} Y_G + \underbrace{\left(\frac{K_B b}{\cos^2 \varepsilon} - \frac{K_A a}{\cos^2 \delta} \right)}_{K_{II}} \Theta_G - K_B Y_2 - K_A Y_1 \quad (1.12)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} \right) = M_I \ddot{Y}_G + M_{II} \ddot{\Theta}_G \quad (1.13)$$

$$\frac{\partial P_C}{\partial \dot{q}_1} = C_B \left[\frac{\dot{Y}_G + b\dot{\Theta}_G}{\cos \varepsilon} - \dot{Y}_2 \cos \varepsilon \right] \frac{1}{\cos \varepsilon} + C_A \left[\frac{\dot{Y}_G - a\dot{\Theta}_G}{\cos \delta} - \dot{Y}_1 \cos \delta \right] \frac{1}{\cos \delta} \Rightarrow$$

$$\frac{\partial P_C}{\partial \dot{q}_1} = \underbrace{\left(\frac{C_B}{\cos^2 \varepsilon} + \frac{C_A}{\cos^2 \delta} \right)}_{C_I} \dot{Y}_G + \underbrace{\left(\frac{C_B b}{\cos^2 \varepsilon} - \frac{C_A a}{\cos^2 \delta} \right)}_{C_{II}} \dot{\Theta}_G - C_B \dot{Y}_2 - C_A \dot{Y}_1 \quad (1.14)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_1} + \frac{\partial P_C}{\partial \dot{q}_1} = \frac{\partial P_t}{\partial \dot{q}_1} \Rightarrow$$

$$M_I \ddot{Y}_G + M_{II} \ddot{\Theta}_G + K_I Y_G + K_{II} \Theta_G - K_B Y_2 - K_A Y_1 + C_I \dot{Y}_G + C_{II} \dot{\Theta}_G - C_B \dot{Y}_2 - C_A \dot{Y}_1 = 0 \quad (1.15)$$

$$q_2 = \Theta_G$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} = \frac{\partial T}{\partial \dot{\Theta}_G} - \frac{\partial U}{\partial \dot{\Theta}_G} \Rightarrow$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} = -I_R \left(\frac{\dot{Y}_2}{R} - \dot{\Theta}_G \right) + M(b \tan \varepsilon + a \tan \delta) [(\dot{Y}_G + b \dot{\Theta}_G) \tan \varepsilon - (\dot{Y}_G - a \dot{\Theta}_G) \tan \delta] + I_G \dot{\Theta}_G \Rightarrow$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} = -I_R \left(\frac{\dot{Y}_2}{R} - \dot{\Theta}_G \right) + M(\tan \varepsilon - \tan \delta)(b \tan \varepsilon + a \tan \delta) \dot{Y}_G + M(b \tan \varepsilon + a \tan \delta)^2 \dot{\Theta}_G + I_G \dot{\Theta}_G \Rightarrow$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} = \underbrace{M(\tan \varepsilon - \tan \delta)(b \tan \varepsilon + a \tan \delta)}_{M_{III}} \dot{Y}_G + \underbrace{[I_R + I_G + M(b \tan \varepsilon + a \tan \delta)^2]}_{M_{IV}} \dot{\Theta}_G - \frac{I_R}{R} \dot{Y}_2 \quad (1.16)$$

$$-\frac{\partial L}{\partial q_2} = -\frac{\partial L}{\partial \Theta_G} + \frac{\partial U}{\partial \Theta_G} \Rightarrow$$

$$-\frac{\partial L}{\partial q_2} = K_B \left(\frac{Y_G + b \Theta_G}{\cos \varepsilon} - Y_2 \cos \varepsilon \right) \frac{b}{\cos \varepsilon} - K_A \left(\frac{Y_G - a \Theta_G}{\cos \delta} - Y_1 \cos \delta \right) \frac{a}{\cos \delta} \Rightarrow$$

$$-\frac{\partial L}{\partial q_2} = \underbrace{\left(\frac{K_B b}{\cos^2 \varepsilon} - \frac{K_A a}{\cos^2 \delta} \right)}_{K_{III}} Y_G + \underbrace{\left(\frac{K_B b^2}{\cos^2 \varepsilon} + \frac{K_A a^2}{\cos^2 \delta} \right)}_{K_{IV}} \Theta_G - K_B b Y_2 - K_A a Y_1 \quad (1.17)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} \right) = M_{III} \dot{Y}_G + M_{IV} \dot{\Theta}_G - \frac{I_R}{R} \dot{Y}_2 \quad (1.18)$$

$$\frac{\partial P_C}{\partial \dot{q}_2} = C_B \left[\frac{\dot{Y}_G + b \dot{\Theta}_G}{\cos \varepsilon} - \dot{Y}_2 \cos \varepsilon \right] \frac{b}{\cos \varepsilon} - C_A \left[\frac{\dot{Y}_G - a \dot{\Theta}_G}{\cos \delta} - \dot{Y}_1 \cos \delta \right] \frac{a}{\cos \delta} \Rightarrow$$

$$\frac{\partial P_C}{\partial \dot{q}_2} = \underbrace{\left(\frac{C_B b}{\cos^2 \varepsilon} - \frac{C_A a}{\cos^2 \delta} \right)}_{C_{III}} \dot{Y}_G + \underbrace{\left(\frac{C_B b^2}{\cos^2 \varepsilon} - \frac{C_A a^2}{\cos^2 \delta} \right)}_{C_{IV}} \dot{\Theta}_G - C_B b \dot{Y}_2 + C_A a \dot{Y}_1 \quad (1.19)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_2} + \frac{\partial P_C}{\partial \dot{q}_2} = \frac{\partial P_t}{\partial \dot{q}_2} \Rightarrow$$

$$M_{III} \dot{Y}_G + M_{IV} \dot{\Theta}_G - \frac{I_R}{R} \dot{Y}_2 + K_{III} Y_G + K_{IV} \Theta_G - K_B b Y_2 + K_A a Y_1 + C_{III} \dot{Y}_G + C_{IV} \dot{\Theta}_G - C_B b \dot{Y}_2 + C_A a \dot{Y}_1 = 0 \quad (1.20)$$

Εξισώσεις καταστάσεως

$$\begin{bmatrix} M_I & M_{II} \\ M_{III} & M_{IV} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Y}_G \\ \dot{\Theta}_G \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_I & C_{II} \\ C_{III} & C_{IV} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Y}_G \\ \dot{\Theta}_G \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_I & K_{II} \\ K_{III} & K_{IV} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Y_G \\ \Theta_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_A & K_B & C_A & C_B & 0 \\ -aK_A & bK_B & -aC_A & bC_B & I_R/R \\ K_C & K_D & C_C & C_D & M_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Y}_1 \\ \dot{Y}_2 \\ \dot{Y}_1 \\ \dot{Y}_2 \\ \dot{Y}_2 \end{bmatrix} \quad (1.21)$$

1.2 ΕΠΙΛΥΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

Μία μερική λύση του συστήματος (1.21) θα είναι της μορφής:

$$Y_G = a_{Y0} \sin(\omega t) + b_{Y0} \cos(\omega t) \quad (1.22)$$

$$\Theta_G = a_{\Theta0} \sin(\omega t) + b_{\Theta0} \cos(\omega t) \quad (1.23)$$

$$\dot{Y}_G = a_{Y0} \omega \cos(\omega t) - b_{Y0} \omega \sin(\omega t) \quad (1.24)$$

$$\dot{\Theta}_G = a_{\Theta0} \omega \cos(\omega t) - b_{\Theta0} \omega \sin(\omega t) \quad (1.25)$$

$$\ddot{Y}_G = -a_{Y0} \omega^2 \sin(\omega t) - b_{Y0} \omega^2 \cos(\omega t) \quad (1.26)$$

$$\ddot{\Theta}_G = -a_{\Theta0} \omega^2 \sin(\omega t) - b_{\Theta0} \omega^2 \cos(\omega t) \quad (1.27)$$

Η κινηματική διέγερση από τις ανωμαλίες του δρόμου θεωρείται ημιτονοειδής της μορφής:

$$Y_1 = A \sin(\omega t) \quad (1.28)$$

$$Y_2 = A \sin(\omega t + \varphi) \Rightarrow Y_2 = \underbrace{A \cos \varphi}_B \cos(\omega t) - \underbrace{A \sin \varphi}_C \sin(\omega t) \quad (1.29)$$

$$\dot{Y}_1 = A \omega \cos(\omega t) \quad (1.30)$$

$$\dot{Y}_2 = -B \omega \sin(\omega t) + C \omega \cos(\omega t) \quad (1.31)$$

$$\ddot{Y}_2 = -B \omega^2 \cos(\omega t) - C \omega^2 \sin(\omega t) \quad (1.32)$$

A Ημιεύρος της κυματώσεως του δρόμου

ω Κυκλική συχνότητα της διεγέρσεως (επισημαίνεται ότι $\omega = \frac{2\pi V}{\lambda}$)

V Ταχύτητα μοτοσικλέτας

λ Μήκος κύματος

φ Διαφορά φάσεως των δύο τροχών. Αυτό το μέγεθος εκφράζει κατά κάποιον τρόπο μετά από πόση ώρα ο οπίσθιος τροχός θα συναντήσει το εμπόδιο που συνάντησε ο πρόσθιος τροχός.
(επισημαίνεται ότι $\varphi = 2\kappa\pi - \frac{2\pi\omega_b}{\lambda}$)

κ Θετικός ακέραιος

ω_b Μήκος μεταξονίου

Με αντικατάσταση των εξισώσεων (1.22)-(1.31) στην πρώτη εξίσωση του συστήματος (1.21) προκύπτει:

$$\begin{aligned}
& -M_I a_{Y0} \omega^2 \sin(\omega t) - M_I b_{Y0} \omega^2 \cos(\omega t) \\
& -M_{II} a_{\Theta 0} \omega^2 \sin(\omega t) - M_{II} b_{\Theta 0} \omega^2 \cos(\omega t) \\
& +C_I a_{Y0} \omega \cos(\omega t) - C_I b_{Y0} \omega \sin(\omega t) \\
& +C_{II} a_{\Theta 0} \omega \cos(\omega t) - C_{II} b_{\Theta 0} \omega \sin(\omega t) \\
& +K_I a_{Y0} \sin(\omega t) + K_I b_{Y0} \cos(\omega t) \\
& +K_{II} a_{\Theta 0} \sin(\omega t) + K_{II} b_{\Theta 0} \cos(\omega t) \\
& -K_A A \sin(\omega t) \\
& -K_B B \cos(\omega t) - K_B C \sin(\omega t) \\
& -C_A A \omega \cos(\omega t) \\
& +C_B B \omega \sin(\omega t) - C_B C \omega \cos(\omega t) = 0 \Rightarrow
\end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned}
& -M_I a_{Y0} \omega^2 - M_{II} a_{\Theta 0} \omega^2 - C_I b_{Y0} \omega - C_{II} b_{\Theta 0} \omega + K_I a_{Y0} + K_{II} a_{\Theta 0} - K_A A - K_B C + C_B B \omega = 0 \\
& -M_I b_{Y0} \omega^2 - M_{II} b_{\Theta 0} \omega^2 + C_I a_{Y0} \omega + C_{II} a_{\Theta 0} \omega + K_I b_{Y0} + K_{II} b_{\Theta 0} - K_B B - C_A A \omega - C_B C \omega = 0
\end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

$$a_{Y0}(K_I - M_I \omega^2) + b_{Y0}(-C_I \omega) + a_{\Theta 0}(K_{II} - M_{II} \omega^2) + b_{\Theta 0}(-C_{II} \omega) = K_A A + K_B C - C_B B \omega \quad (1.33)$$

$$a_{Y0}(C_I \omega) + b_{Y0}(K_I - M_I \omega^2) + a_{\Theta 0}(C_{II} \omega) + b_{\Theta 0}(K_{II} - M_{II} \omega^2) = K_B B + C_A A \omega + C_B C \omega \quad (1.34)$$

Ομοίως με αντικατάσταση των εξισώσεων (1.22)-(1.32) στην δεύτερη εξίσωση του συστήματος (1.21) προκύπτει:

$$\begin{aligned}
& -M_{III} a_{Y0} \omega^2 \sin(\omega t) - M_{III} b_{Y0} \omega^2 \cos(\omega t) \\
& -M_{IV} a_{\Theta 0} \omega^2 \sin(\omega t) - M_{IV} b_{\Theta 0} \omega^2 \cos(\omega t) \\
& +C_{III} a_{Y0} \omega \cos(\omega t) - C_{III} b_{Y0} \omega \sin(\omega t) \\
& +C_{IV} a_{\Theta 0} \omega \cos(\omega t) - C_{IV} b_{\Theta 0} \omega \sin(\omega t) \\
& +K_{III} a_{Y0} \sin(\omega t) + K_{III} b_{Y0} \cos(\omega t) \\
& +K_{IV} a_{\Theta 0} \sin(\omega t) + K_{IV} b_{\Theta 0} \cos(\omega t) \\
& -K_{\Gamma} A \sin(\omega t) \\
& -K_{\Delta} B \cos(\omega t) - K_{\Delta} C \sin(\omega t) \\
& -C_{\Gamma} A \omega \cos(\omega t) \\
& +C_{\Delta} B \omega \sin(\omega t) - C_{\Delta} C \omega \cos(\omega t) \\
& +M_R B \omega^2 \cos(\omega t) + M_R C \omega^2 \sin(\omega t) = 0 \Rightarrow
\end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned}
& -M_{III} a_{Y0} \omega^2 - M_{IV} a_{\Theta 0} \omega^2 - C_{III} b_{Y0} \omega - C_{IV} b_{\Theta 0} \omega + K_{III} a_{Y0} + K_{IV} a_{\Theta 0} - K_{\Gamma} A - K_{\Delta} C + C_{\Delta} B \omega + M_R C \omega^2 = 0 \\
& -M_{III} b_{Y0} \omega^2 - M_{IV} b_{\Theta 0} \omega^2 + C_{III} a_{Y0} \omega + C_{IV} a_{\Theta 0} \omega + K_{III} b_{Y0} + K_{IV} b_{\Theta 0} - K_{\Delta} B - C_{\Gamma} A \omega - C_{\Delta} C \omega + M_R C \omega^2 = 0
\end{aligned} \right\}$$

$$a_{Y0}(K_{III} - M_{III} \omega^2) + b_{Y0}(-C_{III} \omega) + a_{\Theta 0}(K_{IV} - M_{IV} \omega^2) + b_{\Theta 0}(-C_{IV} \omega) = K_{\Gamma} A + K_{\Delta} C - C_{\Delta} B \omega - M_R C \omega^2 \quad (1.35)$$

$$a_{Y0}(C_{III} \omega) + b_{Y0}(K_{III} - M_{III} \omega^2) + a_{\Theta 0}(C_{IV} \omega) + b_{\Theta 0}(K_{IV} - M_{IV} \omega^2) = K_{\Delta} B + C_{\Gamma} A \omega + C_{\Delta} C \omega - M_R C \omega^2 \quad (1.36)$$

Διαιρώντας τις εξισώσεις (1.33)-(1.34) με το ημιεύρος A προκύπτει η ανηγμένη τους μορφή:

$$a_Y \underbrace{(K_I - M_I \omega^2)}_{a_{11}} + b_Y \underbrace{(-C_I \omega)}_{a_{12}} + a_\theta \underbrace{(K_{II} - M_{II} \omega^2)}_{a_{13}} + b_\theta \underbrace{(-C_{II} \omega)}_{a_{14}} = \underbrace{K_A + K_B \sin \varphi - C_B \omega \cos \varphi}_{b_1} \quad (1.37)$$

$$a_Y \underbrace{(C_I \omega)}_{a_{21}} + b_Y \underbrace{(K_I - M_I \omega^2)}_{a_{22}} + a_\theta \underbrace{(C_{II} \omega)}_{a_{23}} + b_\theta \underbrace{(K_{II} - M_{II} \omega^2)}_{a_{24}} = \underbrace{K_B \cos \varphi + C_A \omega + C_B \omega \sin \varphi}_{b_2} \quad (1.38)$$

$$a_Y \underbrace{(K_{III} - M_{III} \omega^2)}_{a_{31}} + b_Y \underbrace{(-C_{III} \omega)}_{a_{32}} + a_\theta \underbrace{(K_{IV} - M_{IV} \omega^2)}_{a_{33}} + b_\theta \underbrace{(-C_{IV} \omega)}_{a_{34}} = \underbrace{K_\Gamma + K_\Delta \sin \varphi - C_\Delta \omega \cos \varphi + M_R \omega^2 \sin \varphi}_{b_3} \quad (1.39)$$

$$a_Y \underbrace{(C_{III} \omega)}_{a_{41}} + b_Y \underbrace{(K_{III} - M_{III} \omega^2)}_{a_{42}} + a_\theta \underbrace{(C_{IV} \omega)}_{a_{43}} + b_\theta \underbrace{(K_{IV} - M_{IV} \omega^2)}_{a_{44}} = \underbrace{K_\Delta + C_\Gamma \omega + C_\Delta \omega \sin \varphi - M_R \omega^2 \cos \varphi}_{b_4} \quad (1.40)$$

Οι εξισώσεις (1.37)-(1.40) αποτελούν ένα σύστημα 4x4 η λύση του οποίου δίνει τις συνιστώσες του ανηγμένου πλάτους της κατακορύφου ταλαντώσεως του κέντρου μάζας.

$$A_Y(\omega, \varphi) = \sqrt{a_Y^2 + b_Y^2} \quad (1.41) \quad \text{Ημιεύρος κατακορύφου ταλαντώσεως}$$

$$A_\theta(\omega, \varphi) = \sqrt{a_\theta^2 + b_\theta^2} \quad (1.41) \quad \text{Ημιεύρος στροφικής ταλαντώσεως}$$

1.3 ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

Το μοντέλο δύο βαθμών ελευθερίας που χρησιμοποιήθηκε λαμβάνει υπόψιν τις κλίσεις των αναρτήσεων όπως επίσης και την ροπή αδρανείας του συστήματος οπισθίου τροχού-ψαλιδιού. Τα αντίστοιχα μοντέλα δύο βαθμών ελευθερίας που υπάρχουν στην βιβλιογραφία θεωρούν τις αναρτήσεις κάθετες προς το οδόστρωμα ενώ δεν λαμβάνουν υπόψιν την αδράνεια του συστήματος οπισθίου τροχού-ψαλιδιού. Είναι σαφές ότι **το συγκεκριμένο μοντέλο πλεονεκτεί διότι χωρίς να αυξάνει τον αριθμό των βαθμών ελευθερίας και άρα το υπολογιστικό κόστος παρέχει μια πιο ακριβή μοντελοποίηση.** Βεβαίως υπάρχουν μοντέλα τεσσάρων ή και περισσότερων βαθμών ελευθερίας που προσομοιάζουν με ακόμα μεγαλύτερη ακρίβεια την δυναμική συμπεριφορά μίας μοτοσικλέτας όμως εισάγουν και μεγάλο πλήθος παραμέτρων κάνοντας το πρόβλημα της πολυπαραμετρικής βελτιστοποίησης ακόμα πιο δύσκολο.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΔΥΝΑΜΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

2.1 ΤΟ ΠΡΟΒΛΗΜΑ ΤΗΣ ΕΛΑΧΙΣΤΟΠΟΙΗΣΕΩΣ ΤΩΝ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ

Οι ταλαντώσεις της μοτοσικλέτας προκαλούνται από τις ανωμαλίες του δρόμου καθώς το δίκυκλο κινείται από πάνω τους. Συνέπεια αυτού είναι ότι οι συχνότητες που διεγείρουν τους τροχούς δεν είναι διακριτές όπως επίσης και ότι εξαρτώνται από την ταχύτητα κινήσεως. Δύο βασικές κατευθύνσεις για την αντιμετώπιση του προβλήματος είναι οι εξής:

- Η βελτιστοποίηση να γίνει σε όλο το εύρος συχνοτήτων στο οποίο μπορεί να βρεθεί μία μοτοσικλέτα και όχι σε διακριτές συχνότητες.
- Η αναζήτηση της βέλτιστης τιμής για κάθε μεταβλητή σχεδιασμού θα γίνει σε ένα εύρος που είναι αντιπροσωπευτικό πραγματικών μοτοσικλετών. Με αυτόν τον τρόπο αξιοποιείται η υπάρχουσα εμπειρία των κατασκευαστών και δεν αναγκάζεται ο αλγόριθμος βελτιστοποίησης να αναζητά τιμές σε περιοχές που δεν έχουν νόημα είτε από κατασκευαστικής είτε από λειτουργικής απόψεως.

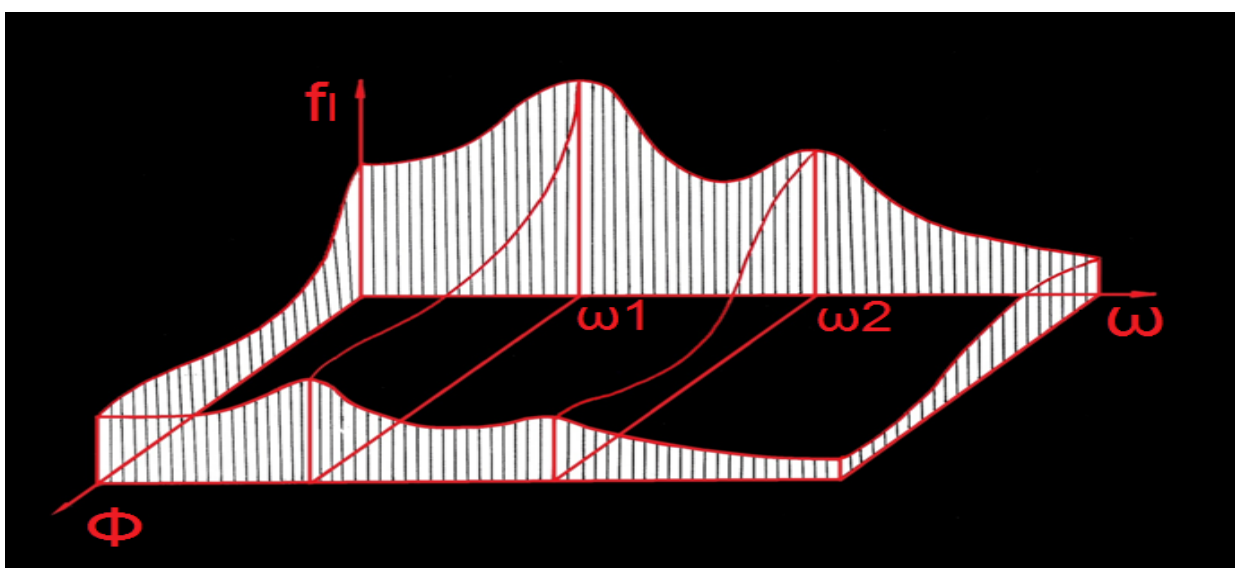
2.2 ΑΝΤΙΚΕΙΜΕΝΙΚΕΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΙΣ

Επειδή το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε είναι δύο βαθμών ελευθερίας θα πρέπει να ελαχιστοποιηθούν δύο ανεξάρτητες μεταβλητές το ημιεύρος A_Y και το ημιεύρος A_θ . Για αυτόν τον λόγο ορίζεται η συνάρτηση ισοδυναμού μετατοπίσεως:

$$f_1(\omega, \varphi) = \frac{A_Y(\omega, \varphi)}{2h} + \frac{A_\theta(\omega, \varphi)}{2} \quad (2.1)$$

Η διαίρεση του A_Y με το ύψος του κέντρου βάρους h γίνεται για διαστατική ομοιογένεια της εξίσωσης (2.1)

Η ποιοτική τρισδιάστατη μορφή της f_1 φαίνεται στο σχήμα (2.1) όπου ω_1 και ω_2 οι συχνότητες συντονισμού του συστήματος.



(σχ. 2.1)

Αντιστοίχως μπορεί να ορισθεί και μια συνάρτηση ισοδυνάμου επιταχύνσεως:

$$f_{II}(\omega, \varphi) = \omega^2 \left(\frac{A_Y(\omega, \varphi)}{2h} + \frac{A_\Theta(\omega, \varphi)}{2} \right) \quad (2.2)$$

Αυτή η συνάρτηση ενισχύει την σημασία των υψηλών συχνοτήτων στο αποτέλεσμα της βελτιστοποιήσεως.

Για την αντιμετώπιση του προβλήματος της ελαχιστοποίησης των ταλαντώσεων αναπτύχθηκε το λογισμικό που παρατίθεται στο παράρτημα Α. Το πρόγραμμα βελτιστοποίησης έχει την δυνατότητα να χρησιμοποιήσει τέσσερις διαφορετικές αντικειμενικές συναρτήσεις κατ' επιλογή του χρήστη:

- Ελαχιστοποίηση του όγκου που ορίζεται από το γράφημα της f_I .
Αυτή η στρατηγική βελτιστοποίησης βασίζεται στην υπόθεση ότι μειώνοντας τον όγκο που ορίζεται από το γράφημα της ισοδυνάμου μετατοπίσεως θα μειωθεί και η μέγιστη τιμή της. Παρά το γεγονός του ότι δεν υπάρχει μαθηματική απόδειξη για την παραπάνω υπόθεση ο αλγόριθμος δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα. Βασικό πλεονέκτημα της συγκεκριμένης αντικειμενικής συναρτήσεως είναι η άντληση πληροφοριών από όλο το πεδίο ορισμού $\varphi \in [0, 2\pi]$ $\omega \in [\omega_{ini}, \omega_{fin}]$ με αποτέλεσμα ο αλγόριθμος να έχει ομαλή σύγκλιση.

$$\text{obsfun1: } F_I = \int_0^{2\pi} \int_{\omega_{ini}}^{\omega_{fin}} \left(\frac{A_Y(\omega, \varphi)}{2h} + \frac{A_\Theta(\omega, \varphi)}{2} \right) d\omega d\varphi \quad (2.3)$$

- Ελαχιστοποίηση του όγκου που ορίζεται από το γράφημα της f_{II} .
Αυτή η στρατηγική βελτιστοποίησης είναι παρόμοια με την πρώτη μόνο που ενισχύει την σημασία των υψηλών συχνοτήτων.

$$\text{obsfun2: } F_{II} = \int_0^{2\pi} \int_{\omega_{ini}}^{\omega_{fin}} \omega^2 \left(\frac{A_Y(\omega, \varphi)}{2h} + \frac{A_\Theta(\omega, \varphi)}{2} \right) d\omega d\varphi \quad (2.4)$$

- Ελαχιστοποίηση της μέγιστης τιμής της f_I .
Αυτή η στρατηγική βελτιστοποίησης στοχεύει κατευθείαν στην ελαχιστοποίηση της μέγιστης τιμής της ισοδυνάμου μετατοπίσεως. Βασικό μειονέκτημα της συγκεκριμένης αντικειμενικής συναρτήσεως είναι η άντληση πληροφοριών από ένα μόνο σημείο του πεδίου ορισμού (το σημείο εμφανίσεως του μεγίστου), με αποτέλεσμα η μείωση της μέγιστης τιμής να προκαλεί αύξηση σε κάποιο άλλο σημείο του πεδίου ορισμού. Αυτή είναι και η αιτία της αργής συγκλίσεως του αλγορίθμου.

$$\text{obsfun3: } F_{III} = \max f_I \quad (2.5)$$

- Ελαχιστοποίηση της μέγιστης τιμής της f_{II} .
Αυτή η στρατηγική βελτιστοποίησης είναι παρόμοια με την τρίτη, μόνο που ενισχύει την σημασία των υψηλών συχνοτήτων.

$$\text{obsfun4: } F_{IV} = \max f_{II} \quad (2.6)$$

Από τις παραπάνω επιλογές τα καλύτερα αποτελέσματα δίνει η χρήση της πρώτης αντικειμενικής συναρτήσεως ενώ οι δύο τελευταίες έχουν δυσκολία στην σύγκλιση.

Μέσα στον αλγόριθμο βελτιστοποίησης χρησιμοποιήθηκε η υπορουτίνα `fmincon` του λογισμικού Matlab. Η `fmincon` είναι μία αιτιοκρατική μέθοδος που χρησιμοποιεί προσεγγίσεις με πολυώνυμα δευτέρου βαθμού για την αντικειμενική συνάρτηση και τους περιορισμούς.

2.3 ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ

- Πρέπει να ορισθούν τα άνω και τα κάτω όρια τιμών μέσα στα οποία πρέπει να βρίσκεται κάθε μεταβλητή σχεδιασμού. Όπως προαναφέρθηκε καλό είναι να χρησιμοποιηθούν τιμές που αντιπροσωπεύουν πραγματικές μοτοσικλές.
- Υπάρχει η δυνατότητα να ορισθεί μια απαγορευμένη περιοχή μέσα στην οποία δεν επιτρέπεται να βρίσκονται οι ιδιοσυχνότητες της του συστήματος. Αυτός ο περιορισμός είναι πολύ ισχυρός και καλό είναι να μην χρησιμοποιείται διότι αν η απαγορευμένη περιοχή είναι αρκετά μεγάλη κινδυνεύει ο αλγόριθμος να μην βρει μια αποδεκτή λύση. Πρέπει να σημειωθεί ότι η περιοχή που ορίζεται αναφέρεται στο αντίστοιχο σύστημα χωρίς απόσβεση, ενώ οι πραγματικές ιδιοσυχνότητες είναι μέχρι και 20% χαμηλότερες.
- Πρέπει να ορισθεί το μέγιστο αποδεκτό μήκος μεταξονίου.
- Πρέπει να ορισθεί η ελάχιστη τιμή του ίχνους του μπροστινού τροχού.
- Πρέπει να ορισθεί το μέγιστο ποσοστό του συνολικού βάρους στον οπίσθιο τροχό.
- Πρέπει να ορισθεί το εύρος συχνοτήτων $[\omega_{ini}, \omega_{fin}]$ μέσα στο οποίο θα γίνει η βελτιστοποίηση.

2.4 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΕΩΣ

Για την διερεύνηση της συμπεριφοράς του αλγορίθμου ανάλογα με την αντικειμενική συνάρτηση που χρησιμοποιείται έγιναν έξι τρεξίματα με την κάθε μία χρησιμοποιώντας τυχαία σημεία εκκινήσεως. Στους παρακάτω πίνακες παρουσιάζονται τα αποτελέσματα όλης της διερευνήσεως ενώ ακολουθεί εκτενής σχολιασμός του καλύτερου αποτελέσματος.

Ελαχιστοποίηση μεγίστου όγκου συναρτήσεως ισοδυνάμου μετατοπίσεως «obsfun1»												
M	δ	ϵ	a	b	K_A	K_B	C_A	C_B	I_r	I_g	R	Aa
[kg]	[°]	[°]	[m]	[m]	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$\left[\frac{N}{m/s}\right]$	$\left[\frac{N}{m/s}\right]$	[kg m ²]	[kg m ²]	[m]	$\left[\frac{m}{m}\right]$
300	24.7	56	0.43	0.06	18000	13500	3300	6500	3.06	100	0.4	0.442
300	24.7	56	0.43	0.06	20000	57145	1798	6500	3.06	100	0.4	0.439
300	24.7	56	0.43	0.06	18000	13500	3300	6500	3.06	100	0.4	0.442
300	24.7	56	0.43	0.06	18000	13500	3300	6500	3.06	100	0.4	0.442
300	24.7	56	0.43	0.06	20000	58000	1791	6500	3.06	100	0.4	0.438
300	24.7	56	0.43	0.06	20000	56531	1804	6500	3.06	100	0.4	0.440

Ελαχιστοποίηση μεγίστου όγκου συναρτήσεως ισοδυνάμου επιταχύνσεως «obsfun2»												
M	δ	ϵ	a	b	K_A	K_B	C_A	C_B	lr	lg	R	Aa
[kg]	[$^\circ$]	[$^\circ$]	[m]	[m]	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$\left[\frac{N}{m/s}\right]$	$\left[\frac{N}{m/s}\right]$	[kg m ²]	[kg m ²]	[m]	$\left[\frac{m}{m}\right]$
400	27	56	0.43	0.03	18000	13500	2634	6500	3.06	100	0.4	0.446
400	27	56	0.43	0.03	18000	13500	2712	6500	3.06	100	0.4	0.444
400	27	56	0.43	0.03	18000	13500	2712	6500	3.06	100	0.4	0.444
400	27	56	0.43	0.03	18000	13500	2712	6500	3.06	100	0.4	0.444
400	27	56	0.43	0.03	18000	13500	2712	6500	3.06	100	0.4	0.444
400	27	56	0.43	0.03	18000	13500	2712	6500	3.06	100	0.4	0.444

Ελαχιστοποίηση μέγιστης ισοδυνάμου μετατοπίσεως «obsfun3»												
M	δ	ϵ	a	b	K_A	K_B	C_A	C_B	lr	lg	R	Aa
[kg]	[$^\circ$]	[$^\circ$]	[m]	[m]	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$\left[\frac{N}{m/s}\right]$	$\left[\frac{N}{m/s}\right]$	[kg m ²]	[kg m ²]	[m]	$\left[\frac{m}{m}\right]$
315	24.7	54	0.44	0.12	18452	47923	2263	2237	3.08	105	0.4	0.602
400	24.7	54	0.44	0.12	18000	13500	3300	6497	3.06	100	0.4	0.502
300	24.7	54	0.44	0.12	18000	13500	3300	6500	3.06	100	0.4	0.498
379	24.7	54	0.44	0.12	18215	94615	3002	5461	3.06	100	0.4	0.492
341	24.7	54	0.44	0.12	18188	67068	1982	4767	3.06	100	0.4	0.505
306	24.7	54	0.44	0.12	19640	77793	3222	3829	3.06	100	0.4	0.488

Ελαχιστοποίηση μέγιστης ισοδυνάμου επιταχύνσεως «obsfun4»												
M	δ	ϵ	a	b	K_A	K_B	C_A	C_B	lr	lg	R	Aa
[kg]	[$^\circ$]	[$^\circ$]	[m]	[m]	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$\left[\frac{N}{m/s}\right]$	$\left[\frac{N}{m/s}\right]$	[kg m ²]	[kg m ²]	[m]	$\left[\frac{m}{m}\right]$
400	24.7	56	0.43	0	18372	52878	2826	2521	5.26	150	0.6	0.627
362	25.0	56	0.43	0	19834	57988	2680	6498	5.26	150	0.6	0.541
400	24.7	56	0.43	0	18371	52877	2816	2525	5.26	150	0.6	0.630
373	24.9	56	0.43	0	18381	75710	2361	1968	5.26	150	0.6	0.559
300	24.7	56	0.43	0	18000	13564	1328	5718	5.26	150	0.6	0.652
300	24.7	56	0.43	0	18000	95458	2260	6500	5.26	150	0.6	0.467

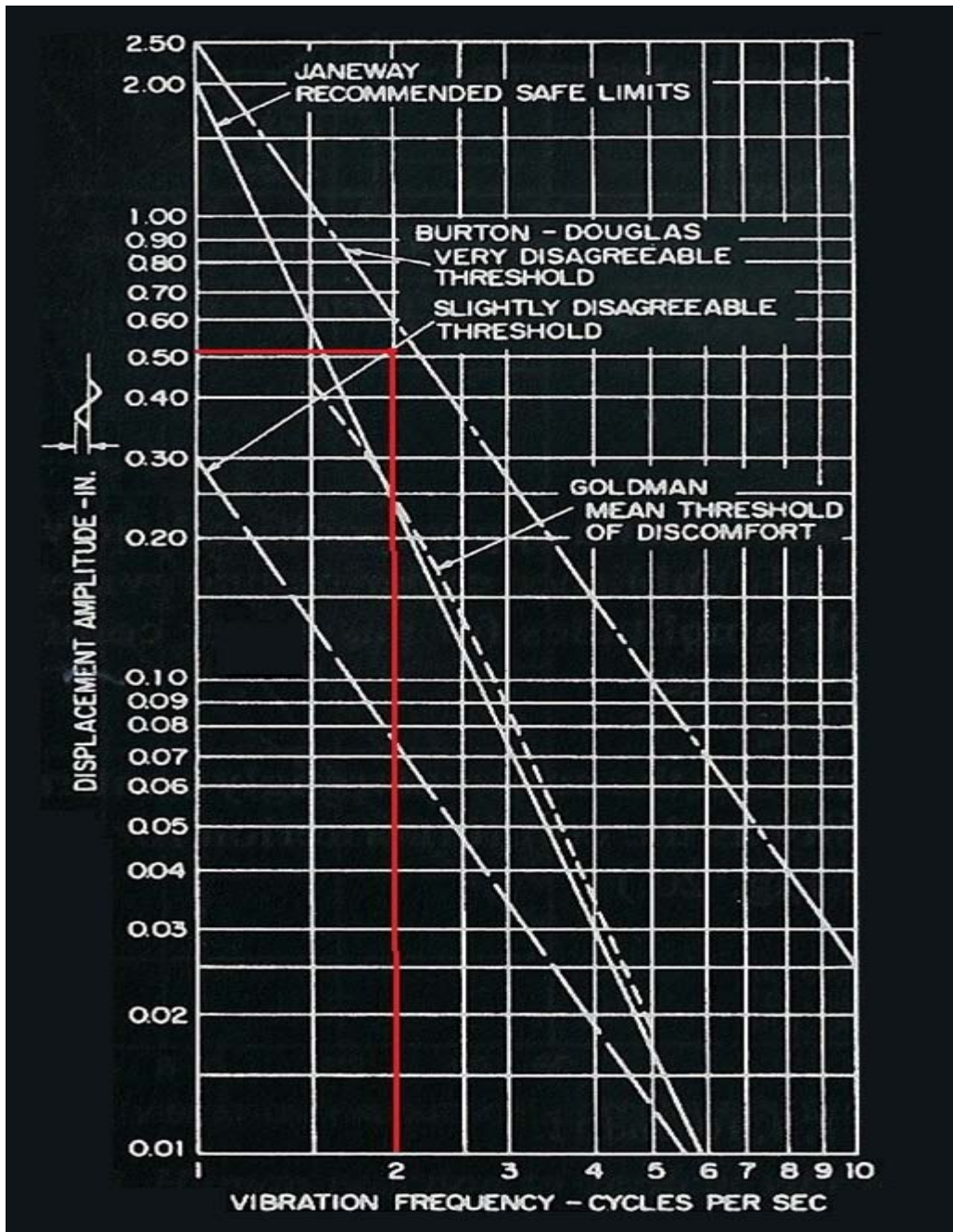
Το καλύτερο αποτέλεσμα προέκυψε με ελαχιστοποίηση του μεγίστου όγκου της συναρτήσεως ισοδυνάμου μετατοπίσεως.

M = 300	[kg]	μάζα αναβάτου και μοτοσικλέτας
$\delta = 25$	[$^\circ$]	γωνία κάστερ
$\epsilon = 56$	[$^\circ$]	κλίση οπισθίας αναρτήσεως
a = 0.43	[m]	οριζόντια απόσταση του κέντρου βάρους από τον άξονα της προσθίας αναρτήσεως
b = 0.06	[m]	οριζόντια απόσταση του κέντρου βάρους από τον άξονα της οπισθίας αναρτήσεως
$K_A = 20000$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	σταθερά ελατηρίου προσθίας αναρτήσεως
$K_B = 58000$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	σταθερά ελατηρίου οπισθίας αναρτήσεως
$C_A = 1791$	$\left[\frac{N}{m/s}\right]$	σταθερά αποσβεστήρος προσθίας αναρτήσεως

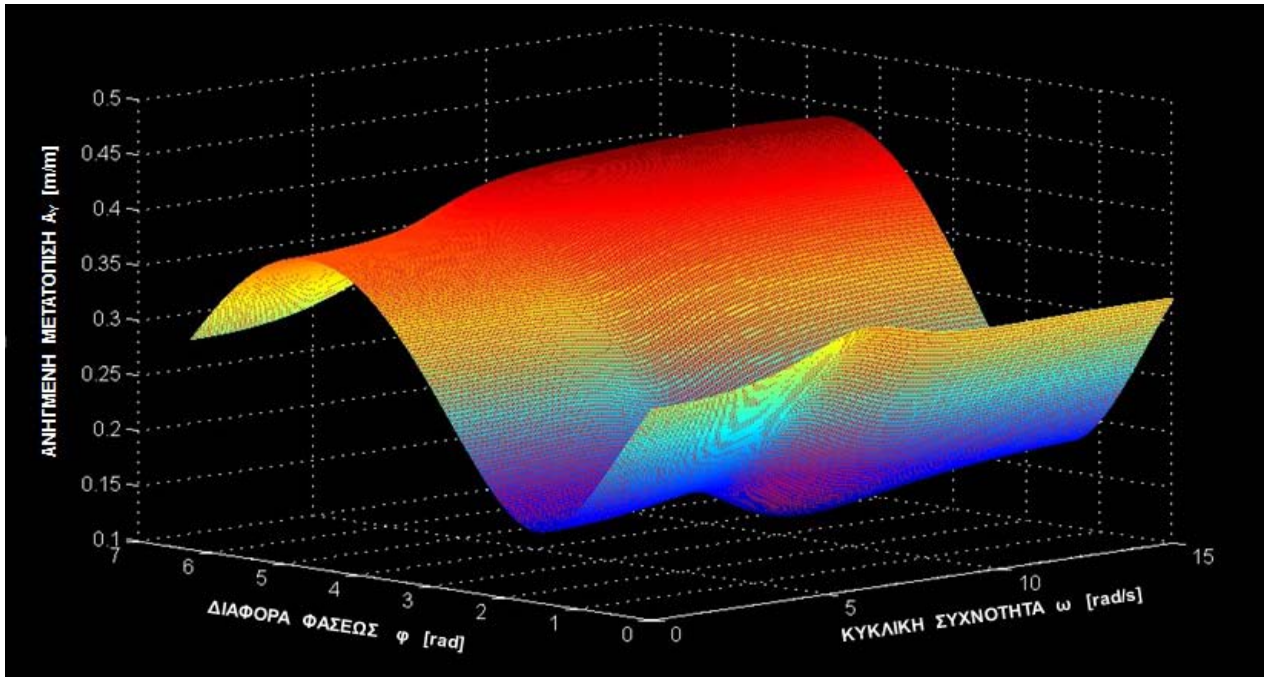
$C_B = 6500$ $\left[\frac{N}{m/s} \right]$ σταθερά αποσβεστήρος οπισθίας αναρτήσεως
 $I_r = 3.06$ $[kg\ m^2]$ ροπή αδρανείας ψαλιδιού και οπισθίου τροχού
 $I_g = 100$ $[kg\ m^2]$ ροπή αδρανείας μοτοσικλέτας και αναβάτου
 $R = 0.4$ $[m]$ μήκος ψαλιδιού

$\omega_{d1} = 6.3$ $[rad/s]$ πρώτη κυκλική ιδιοσυχνότητα με απόσβεση
 $\omega_{d2} = 12.7$ $[rad/s]$ δεύτερη κυκλική ιδιοσυχνότητα με απόσβεση
 $\omega_1 = 6.5$ $[rad/s]$ πρώτη κυκλική ιδιοσυχνότητα χωρίς απόσβεση
 $\omega_2 = 19.7$ $[rad/s]$ δεύτερη κυκλική ιδιοσυχνότητα χωρίς απόσβεση

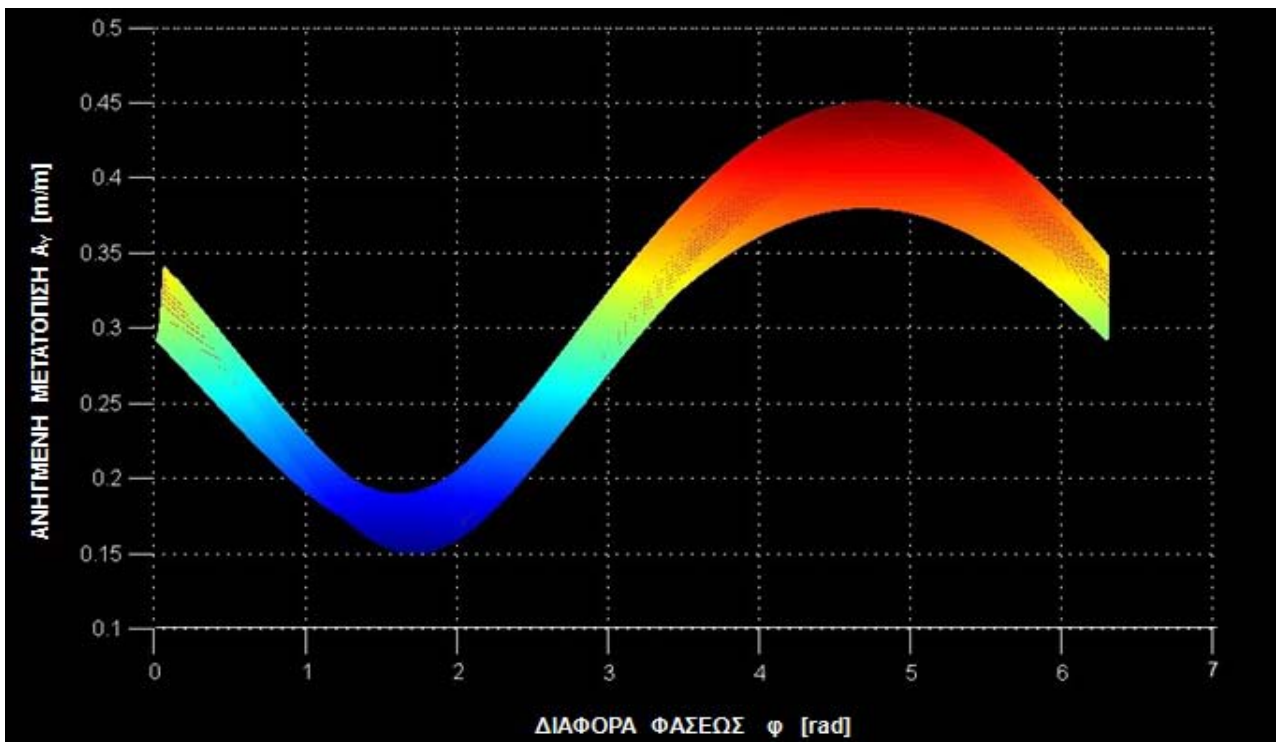
$A_a = 0.438$ $\left[\frac{m}{m} \right]$ στα 12.7 $[rad/s] = 2$ $[Hz]$



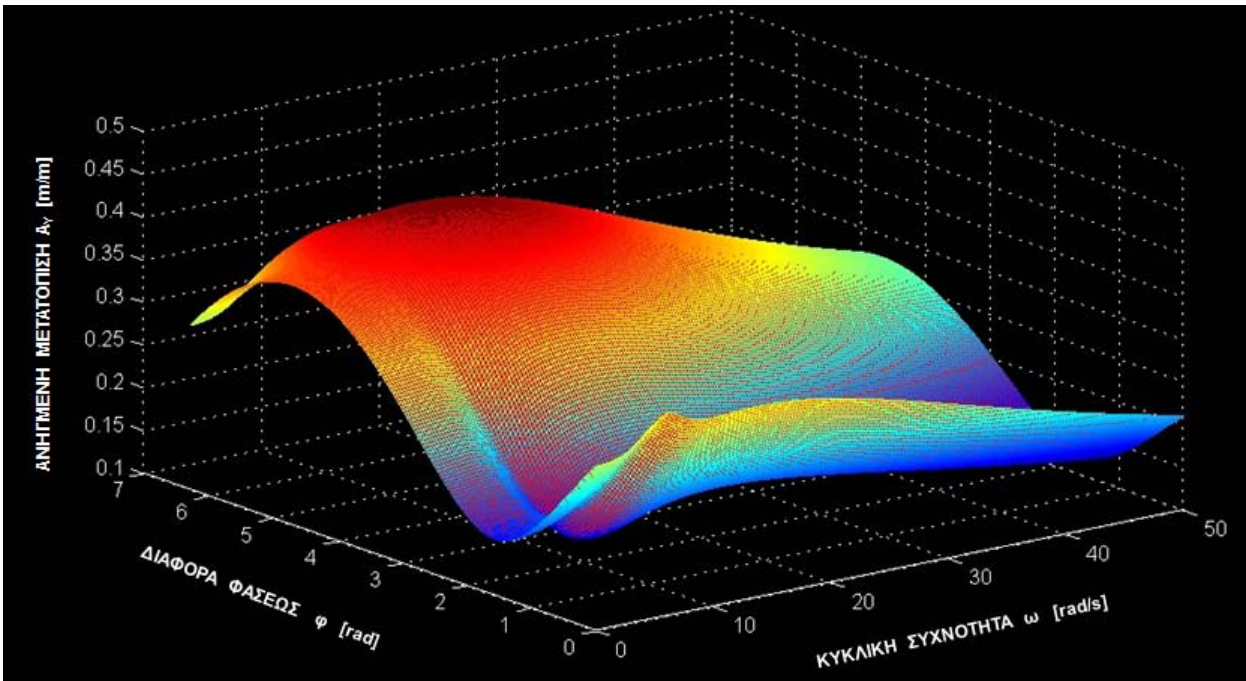
(σχ. 2.2) Επιτρεπόμενα πλάτη ταλαντώσεως



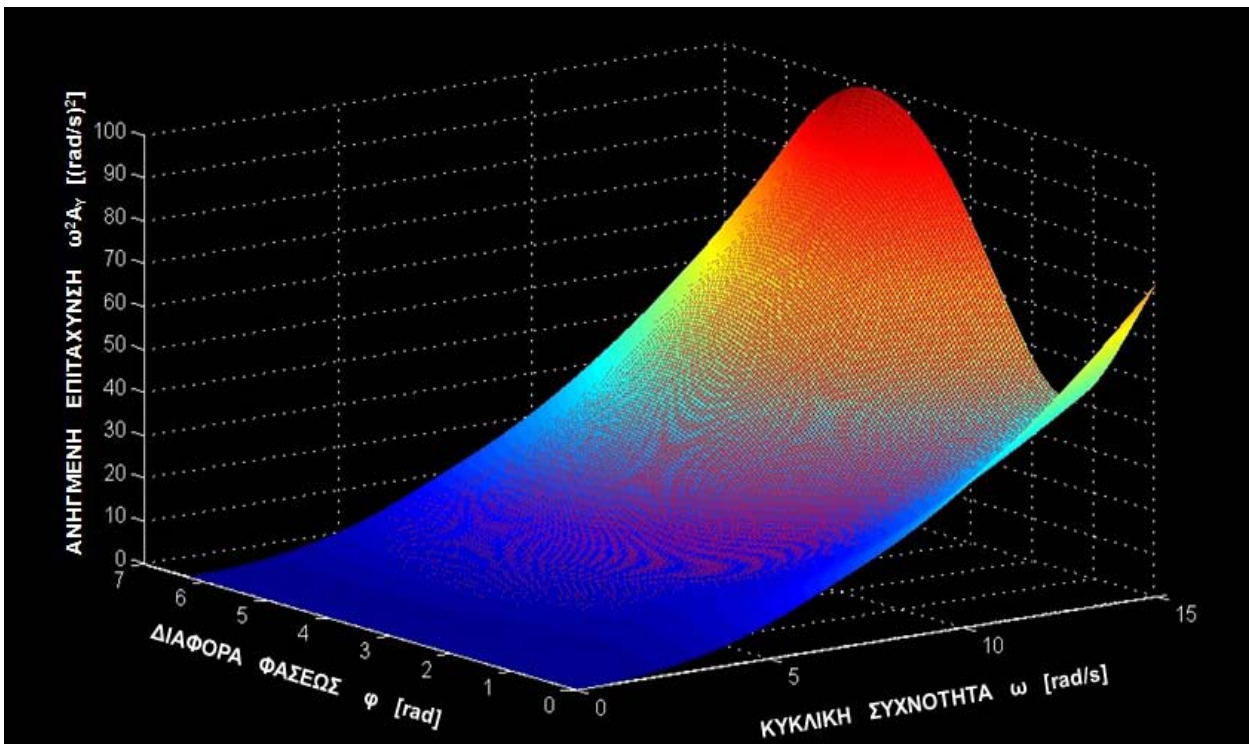
(σχ 2.3) Γράφημα της ανηγμένης μετατοπίσεως A_y στην περιοχή $\omega \in [0,15]$ [rad/s]



(σχ 2.4) Γράφημα της ανηγμένης μετατοπίσεως A_y στην περιοχή $\omega \in [0,15]$ [rad/s]



(σχ 2.5) Γράφημα ανηγμένης μετατόπισης A_y στην περιοχή $\omega \in [0,50]$ [rad/s]



(σχ 2.6) Γράφημα της ανηγμένης επιταχύνσεως $\omega^2 A_y$ στην περιοχή $\omega \in [0,15]$ [rad/s]

2.5 ΠΑΡΑΤΗΡΗΣΕΙΣ

- Παραπλήσιες τιμές του μεγίστου πλάτους A_a προκύπτουν με διαφορετικούς συνδυασμούς των μεταβλητών σχεδιασμού. Βάσει αυτού δίδεται η δυνατότητα στον σχεδιαστή να επιλέξει ποιόν συνδυασμό θα χρησιμοποιήσει ενσωματώνοντας και άλλα κριτήρια όπως για παράδειγμα ποιά εξαρτήματα υπάρχουν έτοιμα στο εμπόριο.
- Η βελτιστοποίηση έγινε στο εύρος συχνοτήτων $\omega \in [0,15]$ [rad/s] το οποίο περιέχει τις συχνότητες συντονισμού του πραγματικού συστήματος και για συνηθισμένες κυματομορφές οδοστρωμάτων αντιστοιχεί **σε ταχύτητες κινήσεως $V \in [0, 170]$ [km/h]**. Η βέλτιστη τιμή του μεγίστου πλάτους $A_a = 0.438$ [m/m] στα 12.7 [rad/s] = 2 [Hz] είναι πολύ ικανοποιητική. Αυτό το αποτέλεσμα μεταφράζεται ως εξής: **Όταν η μοτοσικλέτα κινείται σε έναν δρόμο με μήκος κύματος $\lambda=20$ [m] και ημιέυρος $A=3$ [cm] το μέγιστο πλάτος της ταλαντώσεως του αναβάτου θα είναι 1.3 [cm] και θα εμφανισθεί για ταχύτητα $V=145$ [km/h]**. Όπως φαίνεται στο σχήμα (2.2) για συχνότητα 2 [Hz] το πλάτος της ταλαντώσεως 1.3 [cm] = 0.51 [in] βρίσκεται μέσα στα επιτρεπόμενα όρια.
- Στο σχήμα (2.4) απεικονίζεται η πλάγια όψη του γραφήματος $A_Y(\omega, \varphi)$. Όπως παρατηρείται πρακτικά ανεξαρτήτως της συχνότητας του διεγέρτου υπάρχουν δύο ενδιαφέρουσες περιοχές: Η πρώτη περιοχή $\varphi \in [1, 2.5]$ [rad] χαρακτηρίζεται από τα ελάχιστα πλάτη ταλαντώσεως $A_Y \in [0.14, 0.32]$ [m/m] ενώ η δεύτερη $\varphi [3.5, 5.5]$ [rad] από τα μέγιστα $A_Y \in [0.30, 0.44]$ [m/m].
- Στο σχήμα (2.5) απεικονίζεται το γράφημα του $A_Y(\omega, \varphi)$ σε ένα εύρος συχνοτήτων μεγαλύτερο από αυτό της βελτιστοποίησης $\omega \in [0, 50]$ [rad/s]. Εδώ μπορούν να αναγνωρισθούν οι περιοχές του συντονισμού κοντά στα 6 και στα 13 [rad/s], ενώ όπως αναμενόταν το μέγιστο πλάτος της υπερκρίσιμης περιοχής τείνει ασυμπτωτικά προς το 0 .
- Στο σχήμα (2.6) απεικονίζεται το γράφημα της ανηγμένης επιταχύνσεως $\omega^2 A_Y$ στην περιοχή βελτιστοποίησης $\omega \in [0, 15]$ [rad/s]. Η αύξουσα μορφή του γραφήματος κατά τον άξονα των συχνοτήτων χωρίς την εμφάνιση κάποιων τοπικών ακροτάτων δείχνει ότι η μέγιστη ανηγμένη επιτάχυνση δεν εξαρτάται ουσιαστικά από το φαινόμενο του συντονισμού αλλά από την κυκλική συχνότητα. Αυτός είναι και ο λόγος για τον οποίο οι αντικειμενικές συναρτήσεις που ορίζουν μια ισοδύναμη επιτάχυνση δεν δίνουν τόσο καλά αποτελέσματα.
- Είναι πιθανό με μικρές αλλαγές στις μεταβλητές σχεδιασμού να επιτευχθούν ακόμα μικρότερες τιμές του μεγίστου πλάτους A_a . Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η αντικειμενική συνάρτηση συνυπολογίζει και τις στροφικές ταλαντώσεις και όχι μόνο τις κατακόρυφες που απεικονίζονται στο γράφημα.
- **Το πρόβλημα της βελτιστοποίησης έτσι όπως αντιμετωπίστηκε ελαχιστοποιεί τις ταλαντώσεις σε ένα μεγάλο και συνεχές εύρος πιθανών διεγέρσεων.** Οι αντίστοιχες στρατηγικές που χρησιμοποιούνται ελαχιστοποιούν τις ταλαντώσεις σε κάποιες μεμονωμένες διεγέρσεις που θεωρούνται αντιπροσωπευτικές για τα διάφορα είδη οδοστρωμάτων. Μοτοσικλέτες που έχουν σχεδιασθεί για μία συγκεκριμένη συχνότητα διεγέρσεως μπορεί να έχουν καλύτερη συμπεριφορά σε μια μικρή περιοχή γύρω από αυτήν την συχνότητα σε σχέση με μοτοσικλέτες που έχουν σχεδιασθεί για ένα εύρος συχνοτήτων, όμως στις υπόλοιπες διεγέρσεις θα υστερούν. Παρά ταύτα η βελτιστοποίηση σε εύρος συχνοτήτων μπορεί να εκφυλισθεί σε βελτιστοποίηση σε διακριτές συχνότητες αν μειωθεί πολύ το εύρος των πιθανών διεγέρσεων.

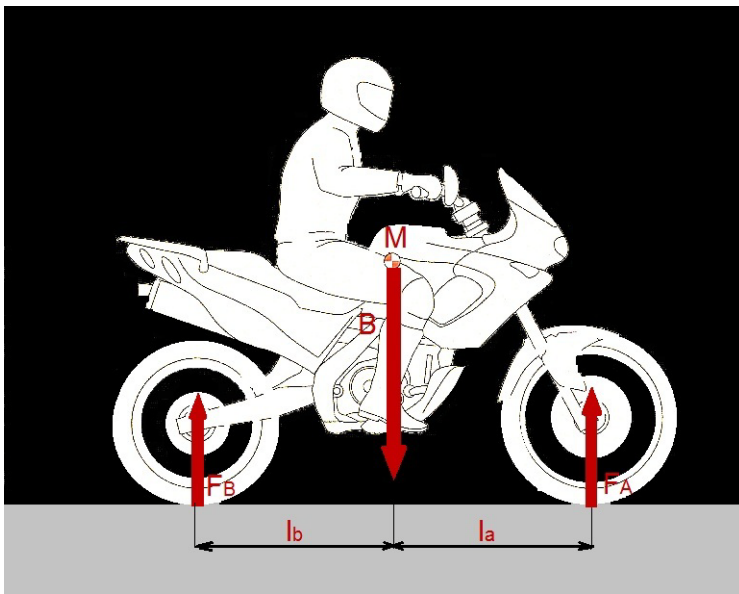
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

ΜΕΛΕΤΗ ΦΟΡΤΙΣΕΩΝ

Αντικείμενο αυτού του κεφαλαίου είναι η μελέτη των δυνάμεων που επιδρούν στη μοτοσικλέτα κατά τα διάφορα είδη κινήσεως. Επίσης αναλύεται η επίδραση κάποιων βασικών γεωμετρικών μεγεθών στην συμπεριφορά της μοτοσικλέτας κατά την κίνηση. Τέλος γίνεται αριθμητική αντικατάσταση ώστε να προσδιορισθούν οι φορτίσεις της δεδομένης μοτοσικλέτας.

3.1 ΚΙΝΗΣΗ ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ

Κατά την κίνηση με σταθερή ταχύτητα οι αεροδυναμικές αντιστάσεις εξισορροπούνται από την δύναμη έλξεως, ενώ το βάρος αντισταθμίζεται από τις αντιδράσεις του εδάφους.



(σχ 3.1)

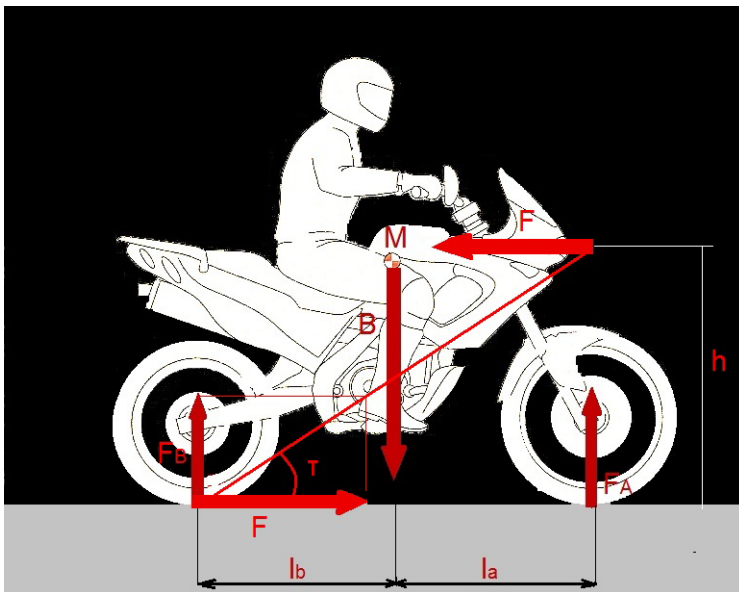
$$B = Mg \quad \left. \begin{array}{l} F_A l_a = F_B l_b \\ F_A + F_B = B \end{array} \right\} \Rightarrow F_A = \frac{Mg l_b}{l_a + l_b} \quad (3.1)$$

$$F_B = \frac{Mg l_a}{l_a + l_b} \quad (3.2)$$

Το σχήμα (3.1) και οι εξισώσεις (3.1),(3.2) περιγράφουν την κατανομή του βάρους στους δύο τροχούς κατά την ισορροπία, αν θεωρηθεί ότι η ροπή λόγω των αεροδυναμικών αντιστάσεων και της δύναμης έλξεως είναι αμελητέα.

3.2 ΕΠΙΤΑΧΥΝΟΜΕΝΗ – ΕΠΙΒΡΑΔΥΝΟΜΕΝΗ ΚΙΝΗΣΗ

Κατά την επιταχυνόμενη κίνηση βάσει του τρίτου νόμου του Νεύτωνος η δύναμη έλξεως προκαλεί μια επιτάχυνση στην μοτοσικλέτα στην οριζόντια διεύθυνση, ενώ στην κατακόρυφη διεύθυνση το βάρος αντισταθμίζεται από τις αντιδράσεις του εδάφους. Λόγω του ότι η δύναμη έλξεως δεν διέρχεται από το κέντρο βάρους της μοτοσικλέτας εμφανίζεται μια ροπή που προκαλεί αλλαγές στην κατανομή του βάρους στους δύο τροχούς σε σχέση με την κατάσταση ισορροπίας.



(σχ 3.2)

$$F = Ma \quad \left. \begin{array}{l} F_A l_a + Fh = F_B l_b \\ F_A + F_B = B \end{array} \right\} \Rightarrow F_A = \frac{Mgl_b - Mah}{l_a + l_b} \quad (3.3)$$

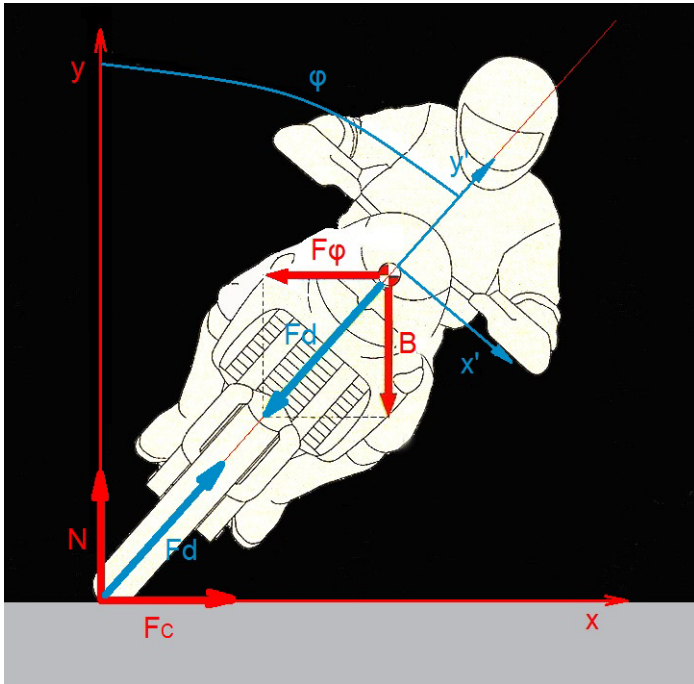
$$F_B = \frac{Mgl_a + Mah}{l_a + l_b} \quad (3.4)$$

Συγκρίνοντας τις σχέσεις (3.3),(3.4) με τις σχέσεις (3.1),(3.2) παρατηρείται ότι κατά την επιτάχυνση ($a > 0$) εμφανίζεται μια μεταφορά βάρους στον πίσω τροχό, ενώ κατά την επιβράδυνση ($a < 0$) συμβαίνει το αντίθετο. Λόγω αυτής της μεταφοράς βάρους κατά την επιτάχυνση συμπιέζεται η πίσω ανάρτηση ενώ εκτείνεται η μπροστινή.

Η μεταφορά βάρους χαρακτηρίζεται από τη γωνία μεταφοράς βάρους

$$\tau = \tan^{-1} \left(\frac{h}{l_a + l_b} \right) \quad (3.5)$$

3.3 ΚΙΝΗΣΗ ΣΕ ΣΤΡΟΦΗ ΜΕ ΣΤΑΘΕΡΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ



(σχ 3.3)

Κατά την κίνηση σε στροφή με σταθερή ταχύτητα οι δυνάμεις που επιδρούν είναι το βάρος B , η φυγόκεντρος δύναμη F_{φ} , η τριβή F_c και η αντίδραση από το επίπεδο N .

$$F_{\varphi} = \frac{MV^2}{R_{\text{curve}}} \quad (3.6)$$

$$B = Mg = N \quad (3.7)$$

Για την γωνία φ ισχύει:

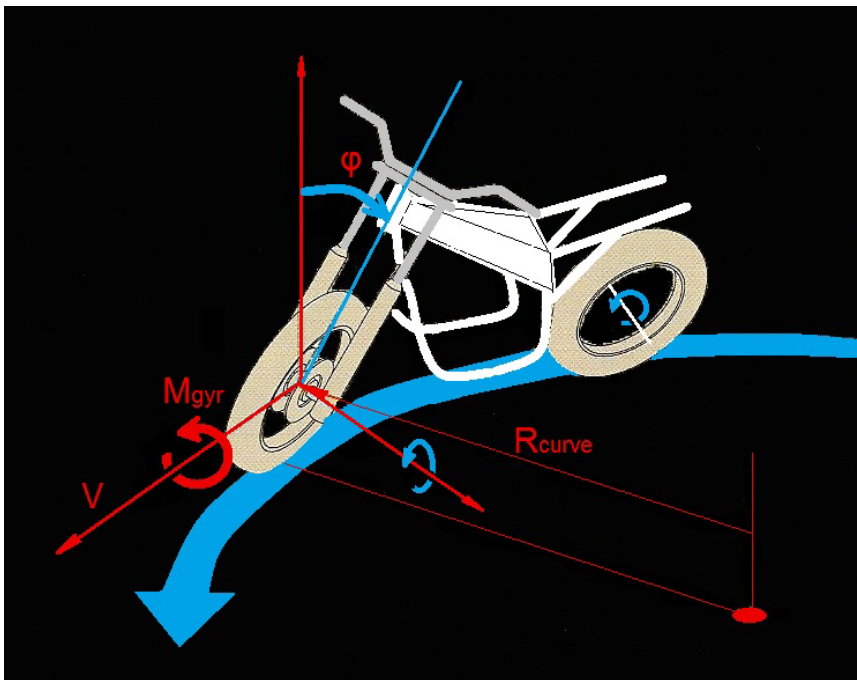
$$\tan \varphi = \frac{F_{\varphi}}{B} \Rightarrow \tan \varphi = \frac{V^2}{R_{\text{curve}}g} \quad (3.8)$$

Η φυγόκεντρος δύναμη εξισορροπείται από την τριβή F_c .

$$F_c = \mu Mg \quad (3.9)$$

$$\frac{V^2}{R_{\text{curve}}} = \mu Mg \Rightarrow \mu = \frac{V^2}{R_{\text{curve}}g} \Rightarrow \mu = \tan \varphi \quad (3.10)$$

3.4 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΓΥΡΟΣΚΟΠΙΚΟΥ ΦΑΙΝΟΜΕΝΟΥ



(σχ 3.4)

Στην μοτοσικλέτα υπάρχουν οι περιστρεφόμενες μάζες των τροχών και του κινητήρος (στροφαλοφόρος άτρακτος, σφόνδυλος κ.λ.π) με ροπές αδρανείας I_{wheel} και I_{engine} αντιστοίχως. Η γωνιακή ταχύτητα των τροχών προκύπτει από την γνωστή σχέση $\omega_{wheel} = \frac{V}{R_{wheel}}$. Επίσης γίνεται η παραδοχή ότι οι δύο τροχοί είναι όμοιοι καθώς επίσης και ότι

$$I_{engine} \omega_{engine} = 0.08 I_{wheel} \omega_{wheel} \quad (3.12)$$

Στην πραγματικότητα η συνεισφορά του κινητήρος στο γυροσκοπικό φαινόμενο μεταβάλλεται σε ένα εύρος 5% έως 15% σε σχέση με τη συνεισφορά των τροχών ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής του.

Η γωνιακή ταχύτητα ολόκληρης της μοτοσικλέτας γύρω από το κέντρο περιστροφής της καμπύλης τροχιάς δίδεται από τη σχέση:

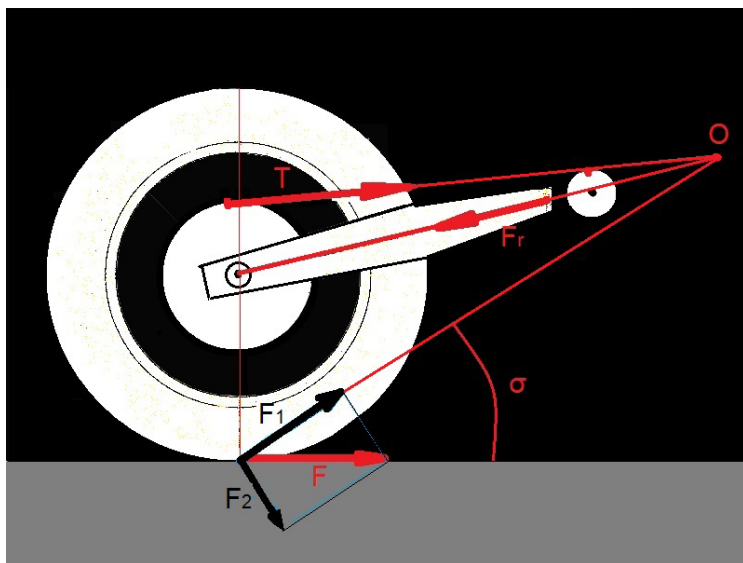
$$\omega_{moto} = \frac{V}{R_{curve}} \quad (3.13)$$

Βάσει του γυροσκοπικού φαινομένου εμφανίζεται μια ροπή που τείνει να επαναφέρει τη μοτοσικλέτα στην κατακόρυφη θέση και δίδεται από τη σχέση:

$$M_{gyr} = 2I_{wheel} (\omega_{wheel} \times \omega_{moto}) + I_{engine} (\omega_{engine} \times \omega_{moto}) \quad (3.14)$$

3.5 ΤΟ ΦΑΙΝΟΜΕΝΟ ΤΗΣ ΑΛΥΣΙΔΟΣ

Κατά την μετάδοση της κινήσεως από την αλυσίδα στον οπίσθιο τροχό η τάση του έλκοντος κλάδου της αλυσοκινήσεως T μετατρέπεται στην ελκτική δύναμη F .



(σχ 3.5)

Ορίζεται το σημείο αναγωγής των ροπών O ως η τομή του κλάδου έλξεως με την προέκταση του βραχίονος του πίσω ψαλιδιού.

Αναλύεται η ελκτική δύναμη F σε δύο κάθετες συνιστώσες F_1, F_2 εκ των οποίων η F_1 διέρχεται από το σημείο O .

Η F_2 δημιουργεί μια ροπή η οποία τείνει να εκτείνει την πίσω ανάρτηση κατά την επιτάχυνση.

Βάσει του σχήματος (3.5) ορίζεται η γωνία του φαινομένου της αλυσίδος σ από τον φορέα της F_1 και την επαπτομένη στο σημείο κυλίσεως του οπίσθιου τροχού.

Παρατήρηση

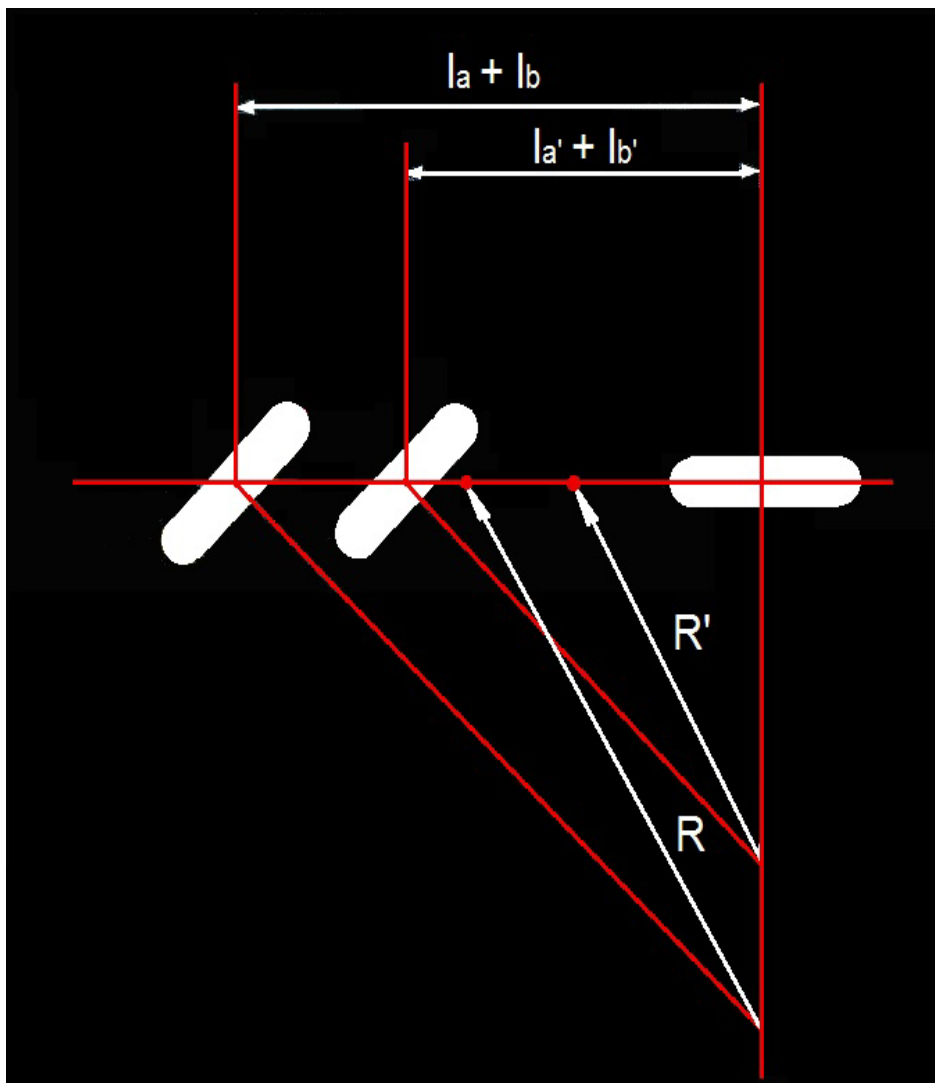
Συγκρίνοντας την γωνία μεταφοράς βάρους τ με την γωνία του φαινομένου της αλυσίδος σ αποδεικνύεται ότι αν $\sigma > \tau$ τότε κατά την επιτάχυνση η μοτοσικλέτα κινείται παράλληλα προς το έδαφος χωρίς να παίρνει κλίση προς τα πίσω λόγω της συμπίεσης της οπισθίας αναρτήσεως. Αυτό το χαρακτηριστικό δεν συναντάται συνήθως σε μοτοσικλέτες τουριστικού τύπου όμως είναι κάτι που επιδιώκεται σε αγωνιστικές μοτοσικλέτες.

Αντίστοιχο φαινόμενο εμφανίζεται και κατά την πέδηση της μοτοσικλέτας, όπου πλέον η δύναμη έλξεως F αντικαθίσταται από την δύναμη πεδήσεως του οπισθίου τροχού, ενώ η τάση της αλυσίδος μεταφέρεται στον άλλο κλάδο της αλυσοκινήσεως και αντιστοιχεί στην δύναμη που συντηρεί την κίνηση του ανενεργού κινητήρος αντισταθμίζοντας τις τριβές του.

Η επίδραση του φαινομένου της αλυσίδος κατά την πέδηση είναι επουσιώδης, διότι λόγω της μεταφοράς βάρους στον εμπρόσθιο τροχό η δύναμη πεδήσεως του οπισθίου τροχού είναι πολύ μικρή. Επίσης λόγω του ότι πολλές φορές αποσυμπλέκεται ο κινητήρας κατά την πέδηση μηδενίζεται η τάση της αλυσίδος.

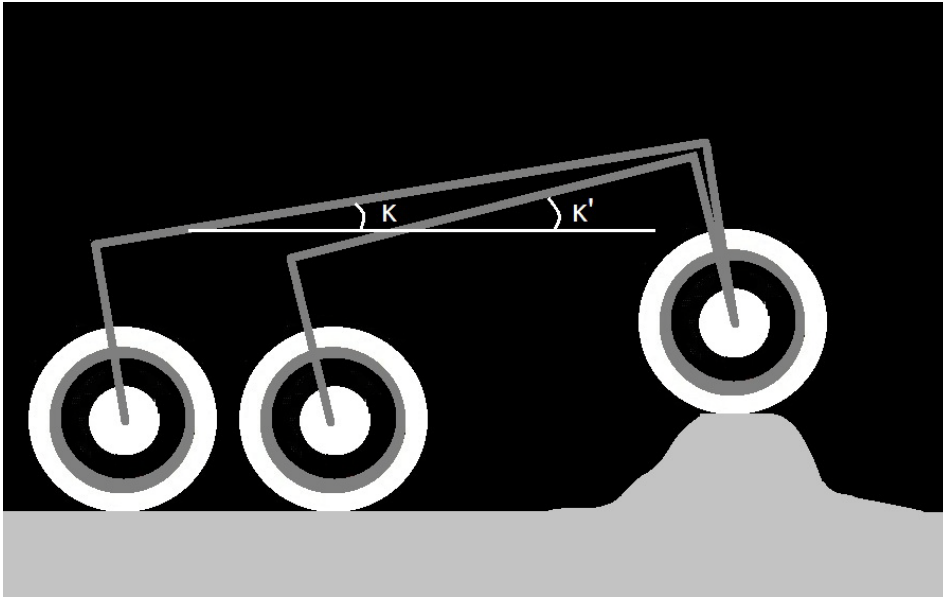
3.6 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΜΕΤΑΞΟΝΙΟΥ ΣΤΗΝ ΕΥΣΤΑΘΕΙΑ ΚΑΙ ΤΗΝ ΕΥΕΛΙΞΙΑ

Μεταξόνιο ονομάζεται η απόσταση μεταξύ των κέντρων των δύο τροχών. Αυτό το γεωμετρικό μέγεθος είναι ένα από τα βασικότερα μεγέθη κατά τον σχεδιασμό μιας μοτοσικλέτας διότι καθορίζει σε μεγάλο βαθμό την ευελιξία, την ευστάθεια και την μεταφορά βάρους στα διάφορα είδη κινήσεως της μοτοσικλέτας.



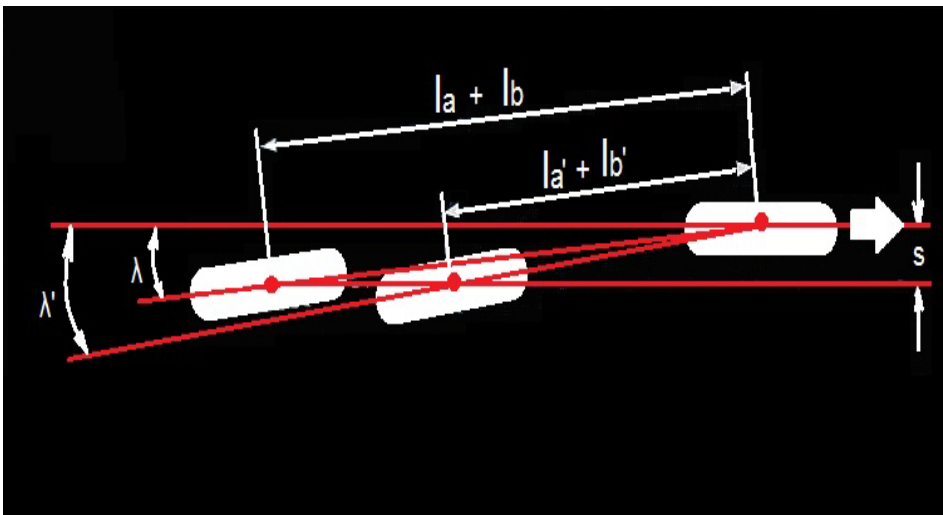
(σχ 3.6)

Όπως φαίνεται στο σχήμα (3.6) όσο μικρότερο είναι το μεταξόνιο τόσο πιο μικρή είναι η ακτίνα καμπυλότητας που διαγράφει το κέντρο βάρους της μοτοσικλέτας κατά την κίνηση σε στροφή και συνεπώς είναι μεγαλύτερη η ευελιξία της. Αυτός είναι ο λόγος για τον οποίο οι αγωνιστικές μηχανές πίστας σχεδιάζονται με πολύ μικρά μεταξόνια (περίπου 1,3 [m]).



(σχ 3.7)

Όπως φαίνεται στο σχήμα (3.7) κατά την διέλευση πάνω από κάποια ανωμαλία η μοτοσικλέτα με το μεγάλο μεταξόνιο στρέφεται λιγότερο και συνεπώς η οδήγηση είναι πιο άνετη.



(σχ 3.8)

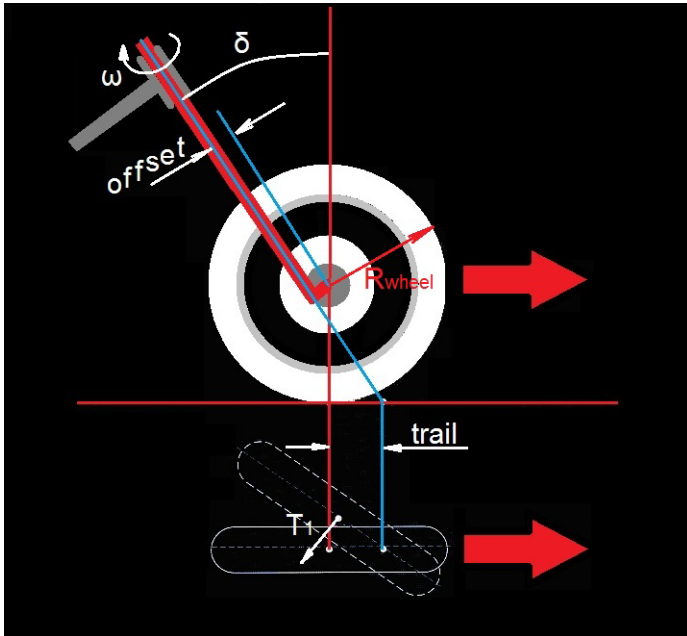
Αντιστοίχως βάσει του σχήματος (3.8) μια μικρή πλευρική μετατόπιση του οπίσθιου τροχού λόγω ενός ανέμου ή μιας ανωμαλίας του οδοστρώματος προκαλεί μεγαλύτερη στροφή στην μοτοσικλέτα με το μικρό μεταξόνιο. Συμπερασματικά όσο μεγαλύτερο είναι το μεταξόνιο τόσο αυξάνει η ευστάθεια της μοτοσικλέτας. Αυτός είναι ο λόγος για τον οποίο μοτοσικλέτες τουριστικού τύπου πολλαπλής χρήσεως σχεδιάζονται με μεγαλύτερα μεταξόνια (περίπου 1,5 [m]).

Τέλος βάσει του τύπου (3.5) αύξηση του μεταξονίου οδηγεί σε μείωση της γωνίας μεταφοράς βάρους. Αποτέλεσμα αυτού είναι μοτοσικλέτες με μεγάλα μεταξόνια να μην έχουν τόσο μεγάλες μεταφορές βάρους κατά τις επιταχύνσεις και τις επιβραδύνσεις. Αυτός είναι ο λόγος για τον οποίο μοτοσικλέτες ειδικού τύπου αγώνων επιτάχυνσης σε ευθεία σχεδιάζονται με πολύ μεγάλα μεταξόνια (περίπου 2 [m]), ώστε να μην χάνει την επαφή με το οδόστρωμα ο εμπρός τροχός λόγω της μεγάλης μεταφοράς βάρους στον οπίσθιο τροχό.

3.7 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΙΧΝΟΥΣ ΚΑΙ ΤΗΣ ΓΩΝΙΑΣ CASTOR ΣΤΗΝ ΕΥΣΤΑΘΕΙΑ

Γωνία Castor ονομάζεται η κλίση του άξονος περιστροφής του τιμονιού ως προς την κατακόρυφο.

Ίχνος ονομάζεται η απόσταση μεταξύ του σημείου επαφής του προσθίου τροχού με το οδόστρωμα και του σημείου τομής του άξονος περιστροφής του τιμονιού με το οδόστρωμα.



(σχ 3.9)

Αν ω είναι η γωνία στροφής του τιμονιού τότε το ίχνος προκύπτει από τον τύπο:

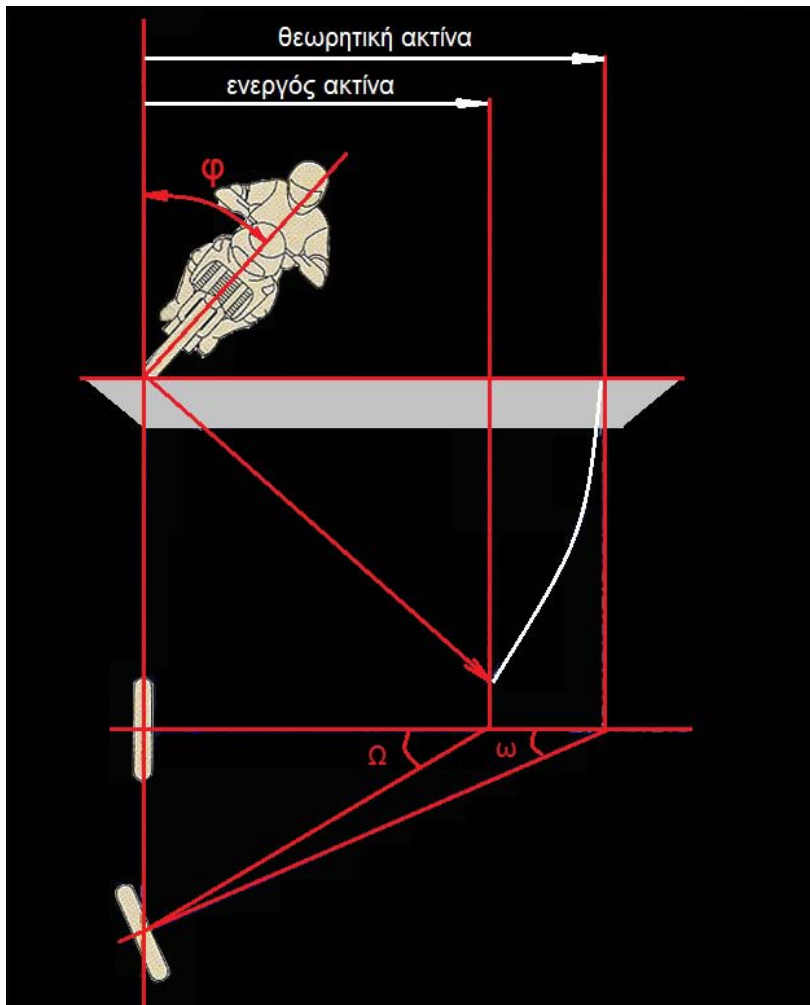
$$\text{trail} = R_{\text{wheel}} \tan \delta \cos \omega - \frac{\sqrt{1 - (\sin \omega \sin \delta)^2}}{\cos \delta} \text{offset} \quad (3.15)$$

Για την ειδική περίπτωση της κινήσεως σε ευθεία ο τύπος (3.15) παίρνει την μορφή

$$\text{trail} = R_{\text{wheel}} \tan \delta - \frac{\text{offset}}{\cos \delta} \quad (3.16)$$

Όταν το ίχνος (trail) είναι μεγάλο μικροδιαταραχές που τείνουν να στρέψουν τον άξονα του τιμονιού προκαλούν την ανάπτυξη μεγάλων ροπών λόγω τριβής ($T_1 \text{ trail}$) που τείνουν να τον επαναφέρουν στην αρχική του θέση, άρα βελτιώνεται η ευστάθεια. Από την άλλη πλευρά απαιτείται μεγάλη ροπή από τον αναβάτη για τον χειρισμό της μοτοσικλέτας.

3.8 ΕΝΕΡΓΟΣ ΓΩΝΙΑ ΣΤΡΟΦΗΣ



(σχ 3.10)

Λόγω της κλίσεως που παίρνει η μοτοσικλέτα κατά την κίνηση σε στροφή η ενεργός γωνία στροφής Ω του τιμονιού είναι λίγο μεγαλύτερη από τη στροφή ω που δίνει ο αναβάτης στο τιμόνι.

$$\Omega = \frac{\cos \delta}{\cos \varphi} \omega \quad (3.17)$$

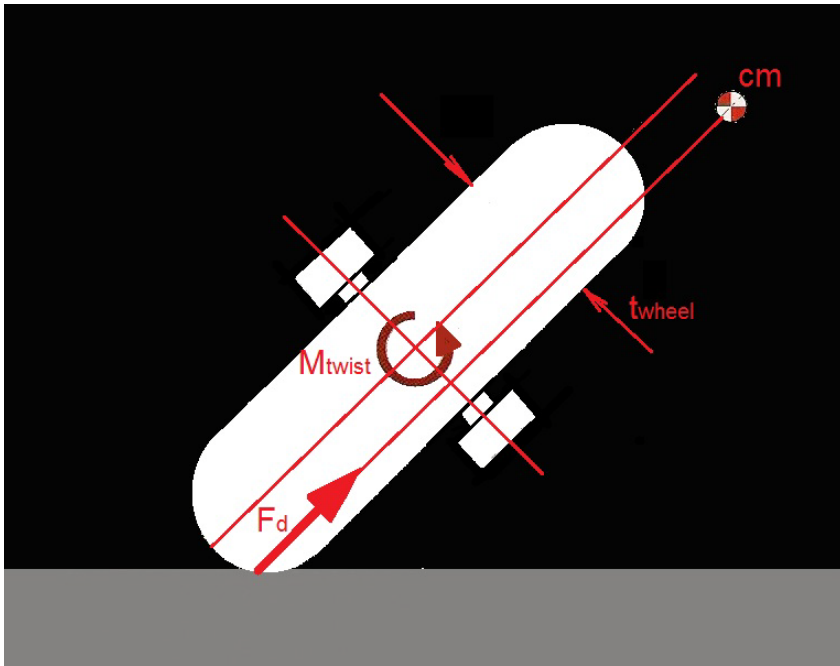
δ : γωνία castor

φ : πλευρική κλίση της μοτοσικλέτας

ω : γωνία στροφής του τιμονιού

Η προσεγγιστική σχέση (3.17) περιγράφει με ικανοποιητική ακρίβεια την γωνία Ω όταν δεν υπάρχει πλευρική ολίσθηση των τροχών.

3.9 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΠΛΑΤΟΥΣ ΤΟΥ ΕΛΑΣΤΙΚΟΥ



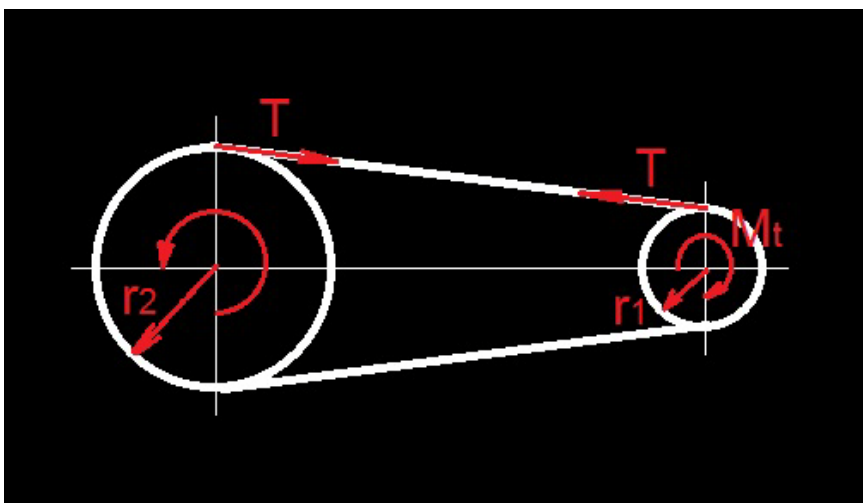
(σχ 3.11)

Κατά την κίνηση σε καμπύλη τροχιά λόγω της κινήσεως του αναβάτου προς το εσωτερικό της καμπύλης παρατηρείται μια μετατόπιση του κέντρου βάρους (cm) σε σχέση με το επίπεδο συμμετρίας της μοτοσικλέτας. Αυτή η μετατόπιση προκαλεί την εμφάνιση μιας στρεπτικής ροπής M_{twist} που καταπονεί το πλαίσιο της μοτοσικλέτας. Η παραπάνω ροπή μεγιστοποιείται όταν η δύναμη F_d ασκείται στο άκρο του τροχού και παίρνει την τιμή:

$$M_{twist} = F_d \frac{t_{wheel}}{2} \quad (3.18)$$

3.10 ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΗ ΑΝΤΙΚΑΤΑΣΤΑΣΗ

Επιταχυνόμενη κίνηση



(σχ 3.12)

Η μέγιστη ροπή στον στρόφαλο του κινητήρος είναι: $M_I = 88.8$ [Nm].

Η πρωτεύουσα μετάδοση είναι: $i_I = \frac{67}{39}$

Η σχέση της πρώτης ταχύτητας είναι: $i_1 = \frac{33}{12}$

Άρα η ροπή στην έξοδο του κινητήρος θεωρώντας αμελητέες απώλειες είναι:

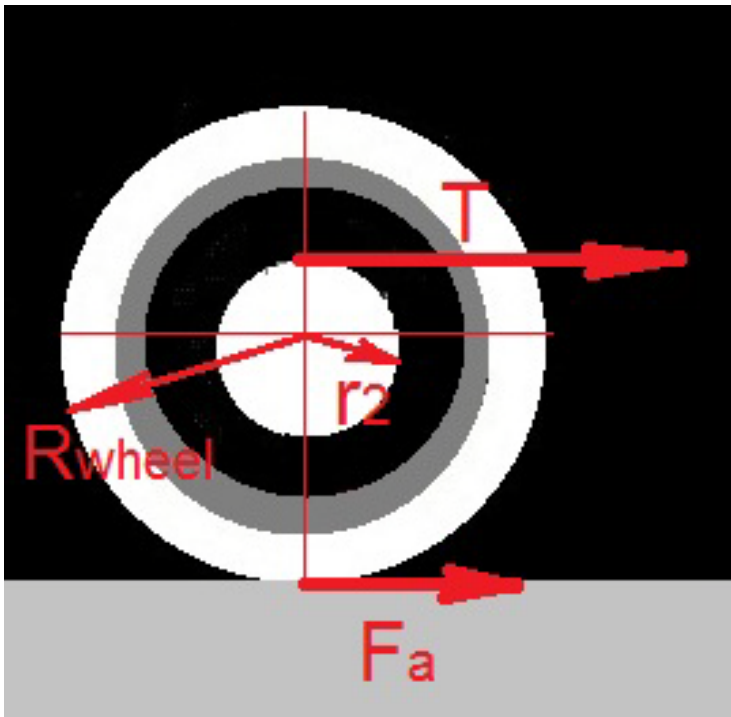
$$M_t = M_I i_1 i_I \Rightarrow \quad (3.19)$$

$$M_t = 88.8 \cdot \frac{33}{12} \cdot \frac{67}{39} \Rightarrow M_t = 419.5 \text{ [Nm]}$$

Η ακτίνα του κινητήριου τροχού της αλυσοκινήσεως είναι: $r_1 = 0.034$ [m]

$$T = \frac{M_t}{r_1} \Rightarrow \quad (3.20)$$

$$T = \frac{419.5}{0.034} \Rightarrow T = 12339 \text{ [N]}$$



(σχ 3.13)

Η μέγιστη δύναμη έλξεως βάσει της ροπής του κινητήρος είναι:

$$F_{a1} = \frac{r_2}{R_{wheel}} T \Rightarrow \quad (3.21)$$

$$F_{a1} = \frac{0.09}{0.31} 12339 \Rightarrow F_{a1} = 3582 \text{ [N]}$$

Η μέγιστη δύναμη που μπορεί να μεταφερθεί από το ελαστικό χωρίς να παρατηρείται ολίσθηση δίδεται από τον τύπο:

$$F_{a2} = \mu F_B \stackrel{(3.4)}{\implies} \quad (3.22)$$

$$F_{a2} = \mu \frac{Mgl_a + Mah}{l_a + l_b} \stackrel{a = \frac{F_{a2}}{M}}{\implies} F_{a2} = \mu \frac{Mgl_a + F_{a2}h}{l_a + l_b} \implies F_{a2} = \frac{\mu Mgl_a}{l_a + l_b - \mu h} \implies \quad (3.23)$$

$$F_{a2} = \frac{0.8 \cdot 300 \cdot 9.81 \cdot 0.663}{0.663 + 0.825 - 0.8 \cdot 0.8} \implies F_{a2} = 1915 \text{ [N]}$$

Η δύναμη έλξεως που προκαλεί ανατροπή της μοτοσικλέτας προκύπτει όταν οριακά μηδενίζεται η φόρτιση του μπροστινού τροχού και δίδεται από τον τύπο:

$$F_{a3} = Mg \frac{l_b}{h} \implies \quad (3.24)$$

$$F_{a3} = 300 \cdot 9.81 \cdot \frac{0.825}{0.8} \implies F_{a3} = 3035 \text{ [N]}$$

Επειδή $F_{a2} < F_{a3}$ η μοτοσικλέτα δεν ανατρέπεται και συνεπώς η μέγιστη δυνατή επιτάχυνση είναι:

$$a_x = \frac{F_{a2}}{M} \implies a_x = \frac{1915}{300} \implies a_x = 6.38 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

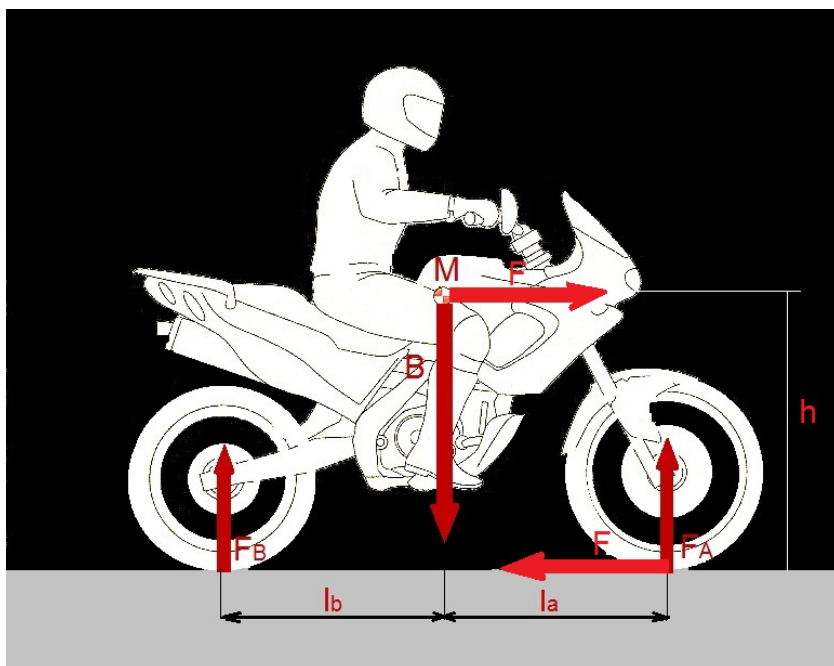
Επίσης πρέπει να συνυπολογιστεί και η επιτάχυνση της βαρύτητας:

$$a_y = -9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

Τέλος η μέγιστη τάση που μπορεί να εμφανισθεί στην αλυσίδα είναι:

$$T' = \frac{R_{\text{wheel}}}{r_2} F_{a2} \implies T' = \frac{0.31}{0.09} 1915 \implies T' = 6596 \text{ [N]}$$

Επιβραδυνόμενη κίνηση



(σχ 3.14)

Η μέγιστη δύναμη πεδήσεως που μπορεί να μεταφερθεί από το ελαστικό χωρίς να παρατηρείται ολίσθηση δίδεται από τον τύπο:

$$F_{b1} = \mu F_A \stackrel{(3.3)}{\implies} (3.25)$$

$$F_{b1} = \mu \frac{Mgl_b + Mah}{l_a + l_b} \stackrel{F_{b1} = Ma}{\implies} F_{b1} = \frac{\mu Mgl_b}{l_a + l_b - \mu h} \implies (3.26)$$

$$F_{b1} = \frac{0.8 \cdot 300 \cdot 9.81 \cdot 0.825}{0.663 + 0.825 - 0.8 \cdot 0.8} \implies F_{b1} = 2291 \text{ [N]}$$

Η δύναμη πεδήσεως που προκαλεί ανατροπή της μοτοσικλέτας προκύπτει όταν οριακά μηδενίζεται η φόρτιση του οπίσθιου τροχού και δίδεται από τον τύπο:

$$F_{b2} = Mg \frac{l_a}{h} \implies (3.27)$$

$$F_{b2} = 300 \cdot 9.81 \cdot \frac{0.663}{0.8} \implies F_{a3} = 2439 \text{ [N]}$$

Επειδή $F_{b1} < F_{b2}$ η μοτοσικλέτα δεν ανατρέπεται και συνεπώς η μέγιστη δυνατή επιβράδυνση είναι:

$$a_x = -\frac{F_{b2}}{M} \implies a_x = -\frac{2291}{300} \implies a_x = -7.64 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

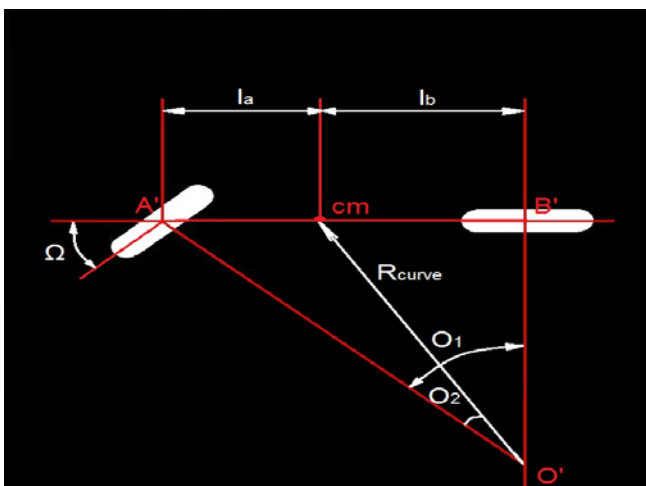
Κίνηση σε στροφή

Θεωρώντας έναν μέσο συντελεστή τριβής μεταξύ ελαστικού και οδοστρώματος $\mu = 0.8$ η μέγιστη πλευρική κλίση που μπορεί να πάρει η μοτοσικλέτα βάσει της σχέσεως (3.10) είναι:

$$\tan \varphi = \mu \implies \tan \varphi = 0.8 \implies \varphi = 38.7^\circ$$

Για γωνία Castor $\delta = 25^\circ$ πλευρική κλίση $\varphi = 38.7^\circ$ και γωνία στροφής του τιμονιού $\omega = 20^\circ$ βάσει της σχέσεως 3.17 η μέγιστη ενεργός γωνία στροφής είναι:

$$\Omega = \frac{\cos \delta}{\cos \varphi} \omega \implies \Omega = \frac{\cos 25}{\cos 38.7} 20 \implies \Omega = 23.2^\circ$$



(σχ 3.15)

$$O_1 = \Omega$$

$$\tan O_1 = \frac{A'B'}{O'B'} \Rightarrow O'B' = \frac{A'B'}{\tan \Omega}$$

$$O_2 = \tan^{-1} \left(\frac{l_b}{O'B'} \right)$$

$$R_{\text{curve}} \cos O_2 = O'B' \Rightarrow R_{\text{curve}} = \frac{\frac{A'B'}{\tan \Omega}}{\cos \left[\tan^{-1} \left(\frac{l_b \tan \Omega}{A'B'} \right) \right]} \Rightarrow R_{\text{curve}} = \frac{l_a + l_b}{\tan \Omega \cos \left[\tan^{-1} \left(\frac{l_b \tan \Omega}{l_a + l_b} \right) \right]} \Rightarrow (3.28)$$

$$R_{\text{curve}} = \frac{0.663 + 0.825}{\tan 23.2 \cos \left[\tan^{-1} \left(\frac{0.825 \tan 23.2}{0.663 + 0.825} \right) \right]} \Rightarrow R_{\text{curve}} = 3.57 \text{ [m]}$$

Η μέγιστη γραμμική ταχύτητα κινήσεως πάνω σε αυτήν την στροφή είναι:

$$V_{\text{max}} = \sqrt{\mu g R_{\text{curve}}} \Rightarrow (3.29)$$

$$V_{\text{max}} = \sqrt{0.8 \cdot 9.81 \cdot 3.57} \Rightarrow V_{\text{max}} = 5.3 \text{ [m/s]} = 19 \text{ [km/h]}$$

Χρησιμοποιώντας το σύστημα συντεταγμένων xy του σχήματος (3.3) η φυγόκεντρος επιτάχυνση που εμφανίζεται λόγω της κινήσεως στην παραπάνω καμπύλη τροχιά είναι:

$$a_x = -\frac{V^2}{R_{\text{curve}}} \Rightarrow a_x = -\frac{5.3^2}{3.57} \Rightarrow a_x = -7.86 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

Επίσης πρέπει να συνυπολογισθεί και η επιτάχυνση της βαρύτητας:

$$a_y = -9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

Εκφράζοντας τις παραπάνω επιταχύνσεις ως προς το σωματόδετο σύστημα συντεταγμένων $x'y'$ προκύπτει μία μόνο επιτάχυνση:

$$a_{y'} = -\sqrt{a_x^2 + a_y^2} \Rightarrow a_{y'} = -\sqrt{(-7.86)^2 + (-9.81)^2} \Rightarrow a_{y'} = -12.57 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\frac{a_{y'} - a_y}{a_y} = \frac{-12.57 + 9.81}{-9.81} = 28\%$$

Παρατήρηση

Από την παραπάνω ανάλυση προκύπτει ότι κατά την κίνηση σε καμπύλη τροχιά με σταθερή ταχύτητα και στη δυσμενέστερη κατάσταση λειτουργίας η συγκεκριμένη μοτοσικλέτα φορτίζεται 28% παραπάνω σε σχέση με την κατάσταση ισορροπίας.

Λόγω της επιδράσεως του γυροσκοπικού φαινομένου βάσει των σχέσεων (3.12),(3.13),(3.14) η ροπή που τείνει να στρέψει την μοτοσικλέτα κατά τον διαμήκη άξονα είναι:

$$M_{\text{gyr}} = 2.08I_{\text{wheel}} (\omega_{\text{wheel}} \times \omega_{\text{moto}}) \Rightarrow$$

$$M_{\text{gyr}} = 2.08I_{\text{wheel}} \left(\frac{V}{R_{\text{wheel}}} \times \frac{V}{R_{\text{curve}}} \right) \Rightarrow$$

$$M_{\text{gyr}} = 2.08 \cdot 0.4 \left(\frac{5.3}{0.311} \times \frac{5.3}{3.57} \right) \Rightarrow M_{\text{gyr}} = 21 \text{ [Nm]}$$

Λόγω της επιδράσεως του πλάτους των ελαστικών βάσει της σχέσεως (3.18) αναπτύσσεται μια ροπή M_{twist} ομόρροπη με την M_{gyr}

$$M_{\text{twist}} = F_d \frac{t_{\text{wheel}}}{2} \Rightarrow M_{\text{twist}} = Ma_{y'} \frac{t_{\text{wheel}}}{2} \Rightarrow M_{\text{twist}} = 300 \cdot 12.57 \frac{0.19}{2} \Rightarrow M_{\text{twist}} = 358 \text{ [Nm]}$$

Η παραπάνω ροπή έχει προκύψει θεωρώντας ένα μέσο πλάτος τροχών $t_{\text{wheel}} = 0.19 \text{ [m]}$ και μάζα του συστήματος αναβάτης – μοτοσικλέτα $M = 300 \text{ [kg]}$. Επίσης η M_{twist} θεωρείται ότι ισοκατανέμεται στους δύο τροχούς ενώ στην πραγματικότητα είναι μεγαλύτερη στον οπίσθιο τροχό λόγω του μεγαλύτερου πλάτους του.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΠΛΑΙΣΙΟΥ

Αντικείμενο αυτού του κεφαλαίου είναι η μελέτη των διαφόρων τύπων πλαισίων που χρησιμοποιούνται για μοτοσικλέτες και ο σχεδιασμός ενός πλαισίου, το οποίο εκτός από τις απαιτήσεις μειωμένου βάρους και υψηλής ακαμψίας να είναι και εύκολα κατασκευάσιμο.

4.1 ΕΙΔΗ ΠΛΑΙΣΙΩΝ

Σωληνωτά πλαίσια



(σχ 4.1)

Τα σωληνωτά πλαίσια κατασκευάζονται συνήθως από χαλύβδινους ή αλουμινένιους σωλήνες που έχουν καμφθεί σε κουρμπαδόρο και έχουν συγκολληθεί είτε απευθείας μεταξύ τους είτε πάνω σε κάποιο κομβοέλασμα. Τα βασικά χαρακτηριστικά αυτού του είδους πλαισίων είναι το χαμηλό βάρος και η εύκολη κατασκευή, ενώ η ακαμψία τους είναι περιορισμένη. Συνήθως χρησιμοποιούνται σε μοτοσικλέτες ανωμάλου δρόμου όπου το πολύ χαμηλό βάρος είναι η βασικότερη απαίτηση.

Δικτυωτά πλαίσια



(σχ 4.2)

Τα δικτυωτά πλαίσια αποτελούνται μόνο από ευθύγραμμα τμήματα σωλήνων τα οποία συγκολλώνται απευθείας μεταξύ τους και δομούν ένα χωροδικτύωμα. Βασικό ρόλο στην ακαμψία αυτού του είδους πλαισίων παίζει ο κινητήρας ο οποίος είναι ενεργό τμήμα του πλαισίου, δέχεται σημαντικά εξωτερικά φορτία και χωρίς αυτόν η ακαμψία είναι ελάχιστη. Το βάρος αυτών των πλαισίων είναι μικρό και η ακαμψία τους αυξημένη σε σχέση με τα σωληνωτά πλαίσια λόγω του μικρού μήκους των σωλήνων που χρησιμοποιούνται. Παρά ταύτα η κατασκευή τους είναι αρκετά πολύπλοκη λόγω του μεγάλου πλήθους των απαιτούμενων συγκολλήσεων.

Μεικτά πλαίσια



(σχ 4.3)

Τα μεικτά πλαίσια αποτελούνται από χυτά τμήματα, κομμάτια που έχουν προκύψει από διέλαση και τμήματα ευθυγράμμων ή κεκαμμένων σωλήνων, τα οποία συγκολλώνται μεταξύ τους σχηματίζοντας το πλαίσιο. Αυτή η τεχνική συνδυάζει τα πλεονεκτήματα των διαφόρων κατεργασιών ώστε να ενισχύσει τα τμήματα του πλαισίου που καταπονούνται περισσότερο.

Αυτό το είδος πλαισίων έχει πολύ μεγάλη στιβαρότητα μπορεί ύστερα από αρκετή μελέτη να βελτιστοποιηθεί και να οδηγήσει σε πολύ ελαφρά πλαίσια, όμως η κατασκευή τους είναι ακριβή λόγω του μεγάλου πλήθους κατεργασιών που εμπλέκονται.

Ολόσωμα πλαίσια

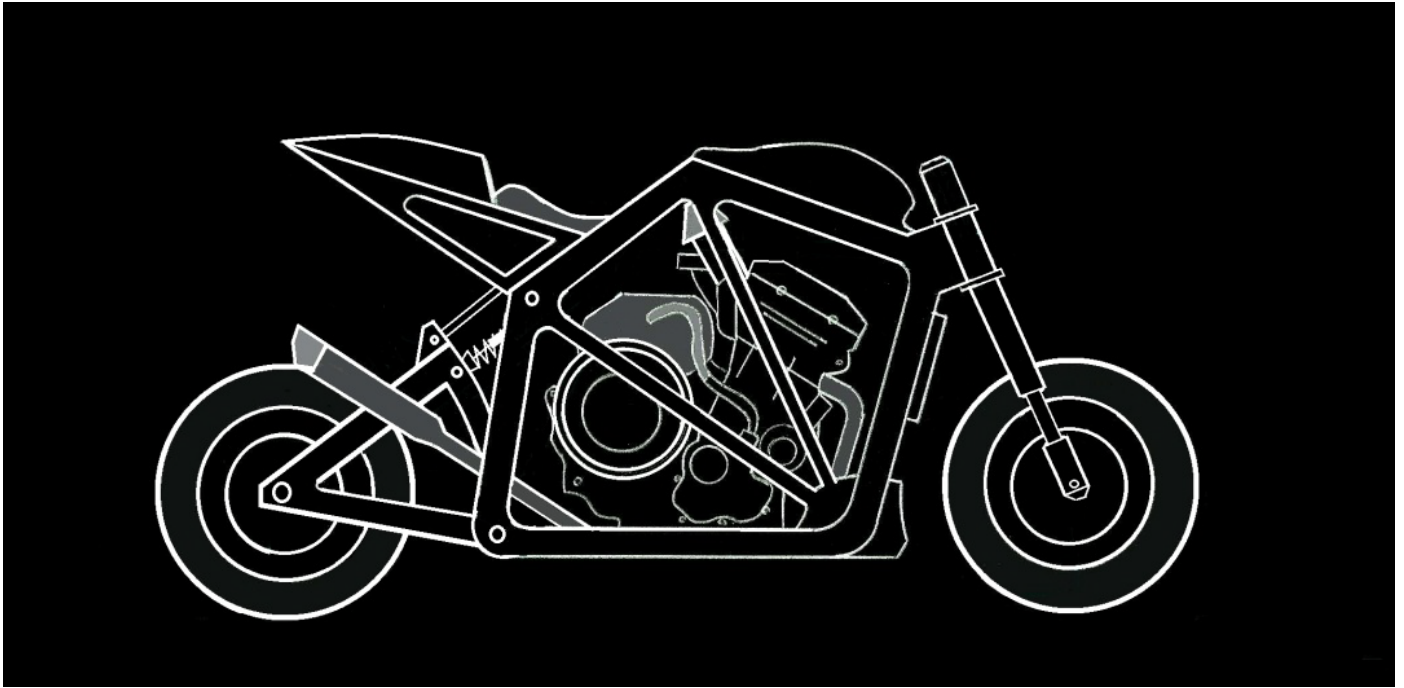


(σχ 4.4)

Τα ολόσωμα πλαίσια κατασκευάζονται χυτά και έχουν πολύ μεγάλη ακαμψία και το βασικό τους πλεονέκτημα είναι η έλλειψη συγκολλήσεων, με αποτέλεσμα να μην υπάρχουν θερμικά επηρεασμένες ζώνες και περιοχές συγκεντρώσεως τάσεων. Στο παρελθόν χρησιμοποιήθηκαν για αγωνιστικές μοτοσικλέτες, όμως η δυσκολία που προβάλλουν σε μικροαλλαγές και βελτιώσεις λόγω της απαίτησης ανασχεδιασμού και ανακατασκευής του καλουπιού δεν ευνόησε την ευρεία διάδοσή τους. Σήμερα η ανάπτυξη των συνθέτων υλικών και η χρήση τους στον χώρο της μοτοσικλέτας δημιουργεί τις προϋποθέσεις κατασκευής ολόσωμων πλαισίων από σύνθετα υλικά.

Επιλογή του είδους πλαισίου

Για τον σχεδιασμό του πλαισίου επελέγη η λύση του σωληνωτού πλαισίου κυρίως λόγω των απαιτήσεων μειωμένου κόστους και της δυνατότητας εύκολης κατασκευής. Όπως φαίνεται στο σχήμα (4.5) έγινε προσπάθεια να αυξηθεί η ακαμψία του πλαισίου με την χρήση δύο πλευρικών δοκών σε κάθε μία από τις πλαϊνές πλευρές της μοτοσικλέτας.



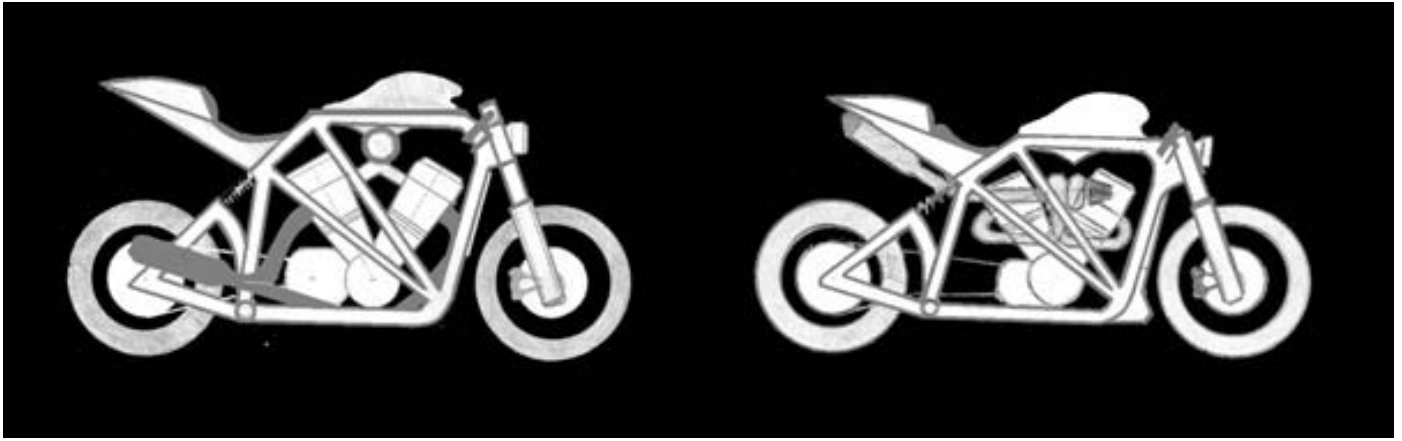
(σχ 4.5)

Η χρήση των πλευρικών ενισχυτικών δοκών δημιουργεί δύο προβλήματα και για αυτόν τον λόγο δεν συναντάται σε εμπορικά μοντέλα. Το πρώτο πρόβλημα που εμφανίζεται είναι η αδυναμία αποσυναρμολογήσεως του κινητήρος για συντήρηση. Το δεύτερο πρόβλημα είναι η αύξηση του πλάτους της μοτοσικλέτας λόγω του ότι οι πλευρικές δοκοί περιβάλλουν τον κινητήρα.

Για την αντιμετώπιση αυτών των δυσκολιών το πλαίσιο σχεδιάστηκε διαιρετό, ώστε να μπορεί να χωρίζεται σε δύο τμήματα και να ελευθερώνεται ο κινητήρας. Επίσης βασική απαίτηση ήταν η επιλογή κινητήρος με μικρό πλάτος.

4.2 ΕΠΙΛΟΓΗ ΚΑΙ ΑΠΟΤΥΠΩΣΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΟΣ

Τα βασικά κριτήρια επιλογής του κινητήρος ήταν η επαρκής ισχύς, ώστε να χρησιμοποιηθεί για αγωνιστική μοτοσικλέτα, η λειτουργία χωρίς κραδασμούς και το μικρό πλάτος. Βάσει αυτών των κριτηρίων αποκλείστηκαν οι μονοκύλινδροι κινητήρες λόγω της μικρής ισχύος και των πολλών κραδασμών, ενώ οι τρικύλινδροι και οι τετρακύλινδροι που χρησιμοποιούνται συνήθως σε αγωνιστικές μοτοσικλέτες δρόμου αποκλείστηκαν λόγω των διαστάσεών τους. Η πιο πρόσφορη λύση ήταν η επιλογή κάποιου δικύλινδρου κινητήρος διατάξεως V και για αυτόν τον λόγο τα πρώτα σκαριφήματα (4.6),(4.7) έγιναν με αυτήν την υπόθεση.



(σχ 4.6)

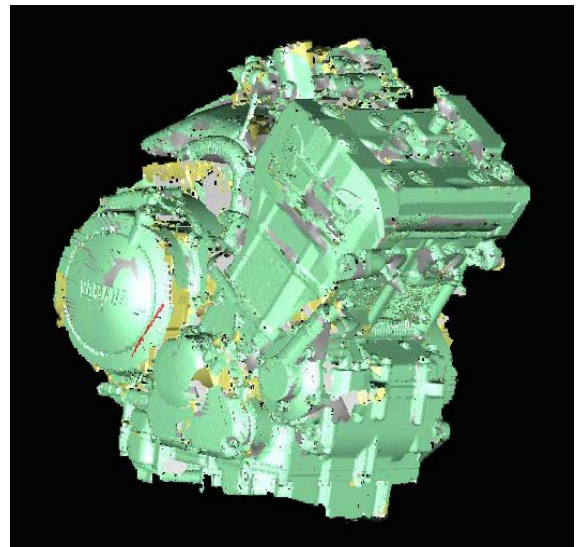
(σχ 4.7)

Τελικά επελέγη ο δίκυλινδρος εν σειρά κινητήρας TDM 900 της YAMAHA διότι η ισχύς των 86[PS] θεωρήθηκε επαρκής για ένα πειραματικό μοντέλο. Επίσης ο συγκεκριμένος κινητήρας διαθέτει αντικραδασμική ράβδο με αποτέλεσμα να έχει πολύ ομαλή λειτουργία. Τέλος ένα ιδιαίτερο χαρακτηριστικό αυτού του κινητήρα είναι το σύστημα ξηρού κάρτερ που παρέχει καλή λίπανση στον κινητήρα ακόμη και στις απότομες στροφές κάνοντάς τον κατάλληλο για πιο αγωνιστική χρήση.

Ο κινητήρας αποτυπώθηκε με χρήση συστήματος 3D scanner. Στα σχήματα (4.8) και (4.9) απεικονίζεται ο κινητήρας και το αποτέλεσμα της σαρώσεως αντιστοίχως.



(σχ 4.8)



(σχ 4.9)

4.3 ΤΕΛΙΚΗ ΜΟΡΦΗ ΠΛΑΙΣΙΟΥ

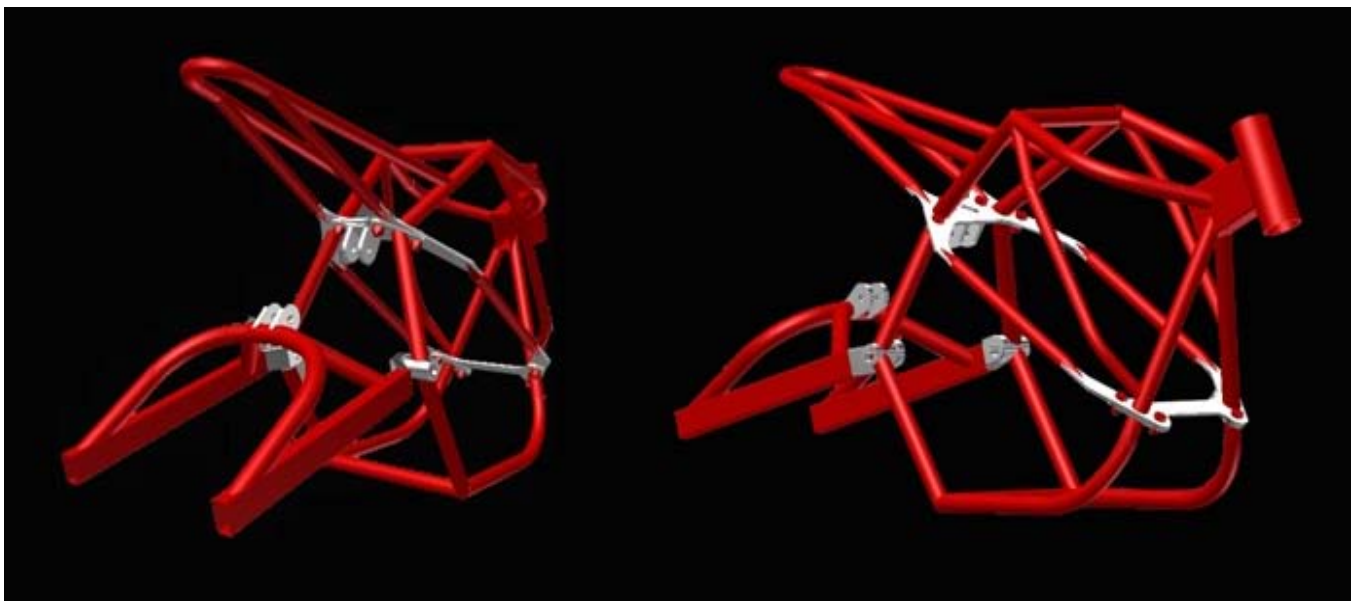
Με δεδομένα τα γεωμετρικά μεγέθη που προσδιορίστηκαν στο δεύτερο κεφάλαιο και το μέγεθος του κινητήρος, το πλαίσιο της μοτοσικλέτας πήρε την τελική του μορφή.



(σχ 4.10)

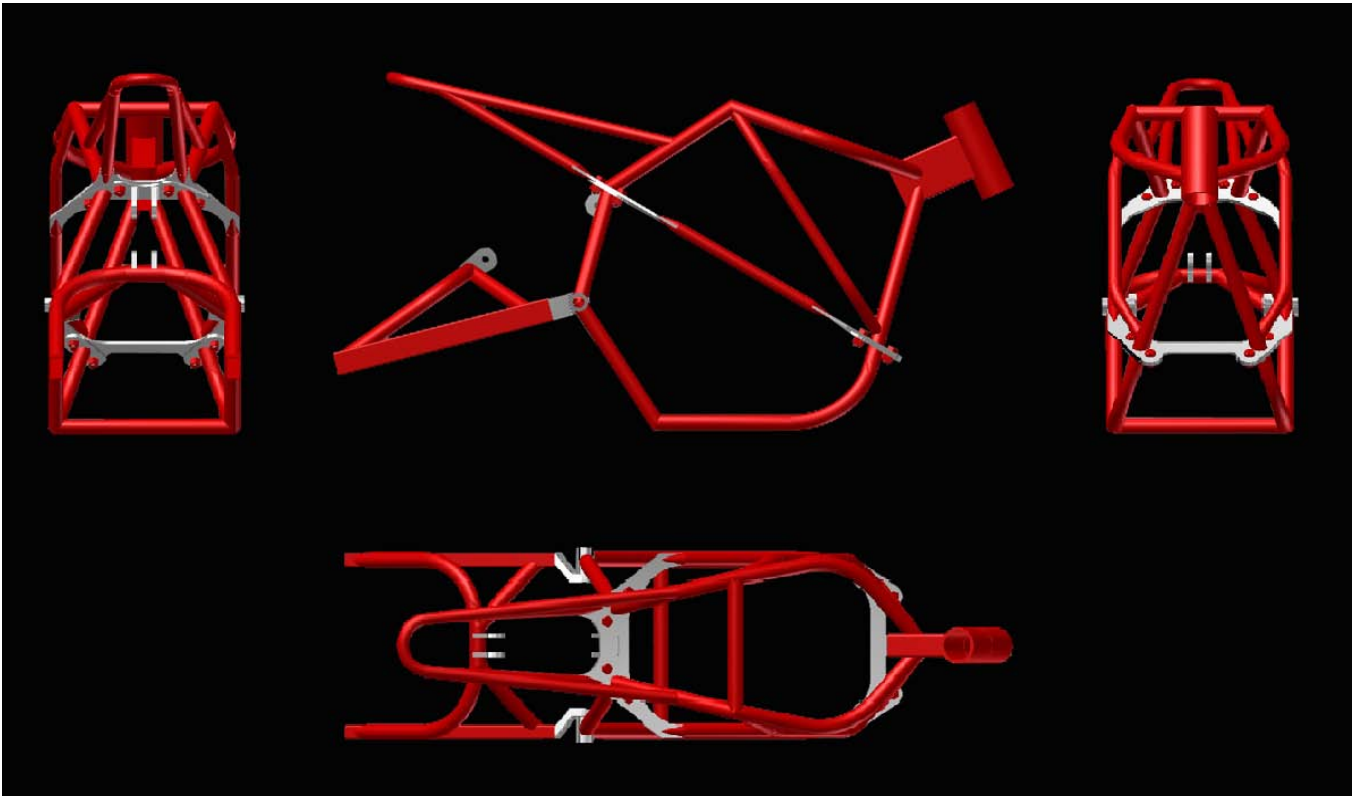
(σχ 4.11)

Στο σχήμα (4.11) απεικονίζεται η τελική μορφή της μοτοσικλέτας. Η βασική διαφορά σε σχέση με το προγενέστερο σχέδιο (4.10) εντοπίζεται στον ανασχεδιασμό του ψαλιδιού, ώστε η γωνία του φαινομένου της αλυσίδας να είναι μεγαλύτερη από την γωνία μεταφοράς βάρους, με όλα τα θετικά επακόλουθα αυτού του σχεδιασμού.



(σχ 4.12)

(σχ 4.13)



(σχ 4.14)

Τα σχήματα (4.12),(4.14) έχουν σχεδιασθεί στο λογισμικό Inventor 2011 και απεικονίζουν την τρισδιάστατη μορφή του πλαισίου. Αξίζει να παρατηρηθεί ότι έχουν χρησιμοποιηθεί τμήματα σωλήνων απλής καμπυλότητας, ώστε να είναι εύκολη η κατασκευή τους σε κουρμπαδόρο. Επίσης έχουν χρησιμοποιηθεί κοχλιοσυνδέσεις, ώστε να μπορεί το πλαίσιο να διαιρείται σε δύο τμήματα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΔΙΑΤΟΜΩΝ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΤΗΣ ΜΕΘΟΔΟΥ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ

Αντικείμενο αυτού του κεφαλαίου είναι η διαστασιολόγηση των διατομών του πλαισίου ώστε να πληρούνται κάμποιοι περιορισμοί ακαμψίας και αντοχής για τα διάφορα είδη φορτίσεων. Για αυτήν την ανάλυση χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό πεπερασμένων στοιχείων ANSYS 13.

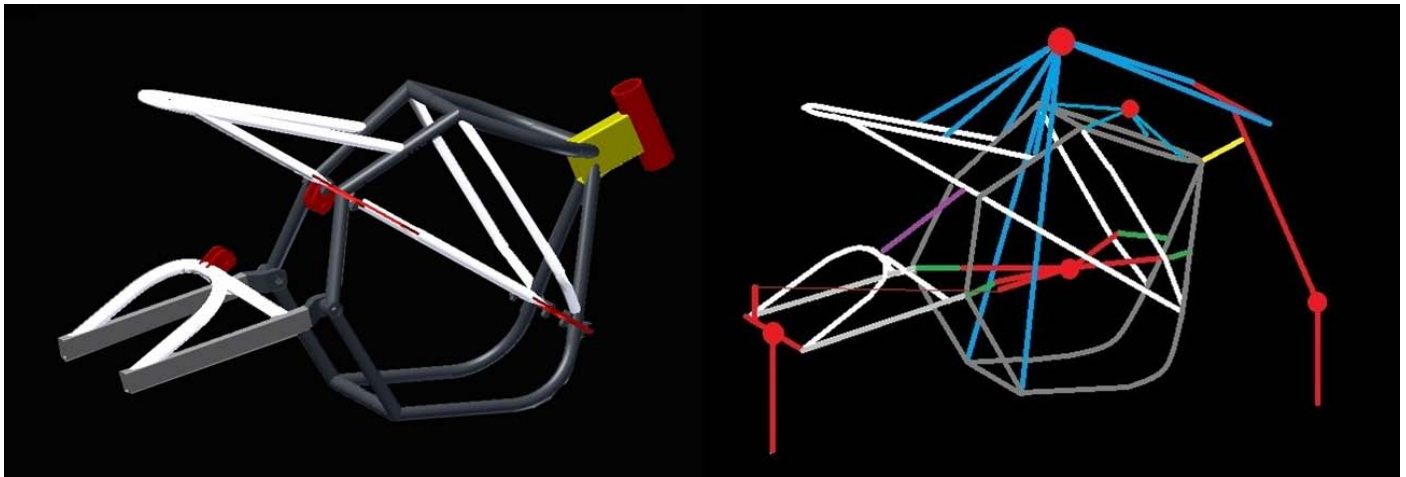
5.1 ΜΟΝΤΕΛΟ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ

Για την μοντελοποίηση του πλαισίου χρησιμοποιήθηκαν γραμμικά στοιχεία δοκού που έχουν την δυνατότητα να φορτίζονται με αξονικά εγκάρσια και στρεπτικά φορτία. Επίσης με τα δεδομένα στοιχεία λαμβάνεται υπόψιν και το ίδιο βάρος του πλαισίου ως ομοιόμορφα κατανεμημένο σε κάθε στοιχείο ανάλογα με την διατομή του. Αυτή η μοντελοποίηση έχει το πλεονέκτημα του πολύ μικρού υπολογιστικού χρόνου, της εύκολης μοντελοποίησης και των ικανοποιητικών αποτελεσμάτων. Βασικά μειονεκτήματα της μεθόδου είναι η αδυναμία υπολογισμού των συγκεντρώσεων τάσεως στα σημεία των συγκολλήσεων, όπως επίσης και της μελέτης του φαινομένου τοπικού λυγισμού των δοκών.

Ο αναβάτης μοντελοποιήθηκε με μια συγκεντρωμένη μάζα 130 [kg] τοποθετημένη στο κέντρο μάζας του, η οποία συνδέεται μέσω αβαρών στοιχείων ράβδου μικρής ακαμψίας με τα σημεία επαφής του με την μοτοσικλέτα, δηλαδή με τις χειρολαβές του τιμονιού, την σέλα και τα υποπόδια. Αυτή η μοντελοποίηση είναι αρκετά απλουστευμένη διότι το αντικείμενο της μελέτης δεν είναι ο αναβάτης αλλά το πλαίσιο. Παρά ταύτα οι αδρανειακές δυνάμεις λόγω των επιταχύνσεων του αναβάτου μεταφέρονται στο πλαίσιο χωρίς όμως ο αναβάτης να συμβάλλει στην ακαμψία του πλαισίου λόγω της πολύ μικρής στιβαρότητας των συνδετικών ράβδων.

Αντίστοιχη είναι και η μοντελοποίηση του κινητήρα, όπου μια συγκεντρωμένη μάζα 76 [kg] τοποθετείται στο κέντρο βάρους του. Οι βάσεις που συνδέουν τον κινητήρα με το πλαίσιο μοντελοποιούνται με δοκούς υπολογίσιμης στιβαρότητας, ενώ ο όγκος του κινητήρα μοντελοποιείται με αβαρείς άκαμπτες δοκούς που συνδέουν τις βάσεις με το κέντρο βάρους του κινητήρα. Εξαιτίας αυτής της μοντελοποίησης ο κινητήρας θεωρείται ένα άκαμπτο σώμα, ενώ η συνεισφορά του στην ακαμψία του πλαισίου εξαρτάται από την στιβαρότητα των δοκών που μοντελοποιούν τις βάσεις στηρίξεως. Ο κάθε τροχός έχει θεωρηθεί συγκεντρωμένη μάζα 13 [kg] και το δοχείο καυσίμων επίσης συγκεντρωμένη μάζα 13 [kg]. Τέλος έχει μοντελοποιηθεί η άρθρωση του ψαλιδιού της οπίσθιας αναρτήσεως και το ελατήριο της οπισθίας αναρτήσεως.

Για την απλοποίηση των υπολογισμών αλλά κυρίως της κατασκευασιμότητας του πλαισίου χρησιμοποιήθηκαν δύο διατομές για τις δοκούς του οπισθίου ψαλιδιού και άλλες δύο για τις δοκούς του υπολοίπου πλαισίου. Τέλος κάποια τμήματα θεωρήθηκαν άκαμπτα.



(σχ 5.1)

(σχ 5.2)

ΧΡΩΜΑ	ΕΙΔΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΟΥ	ΔΙΑΤΟΜΗ [mm]	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ
	ΔΟΚΟΣ	ΔΑΚΤΥΛΙΟΕΙΔΗΣ R=26.9×2	ΠΛΕΥΡΙΚΕΣ ΔΟΚΟΙ, ΣΕΛΑ, ΨΑΛΙΔΙ
	ΔΟΚΟΣ	ΟΡΘΟΓΩΝΙΚΗ 50×30×2.5	ΨΑΛΙΔΙ
	ΔΟΚΟΣ	ΔΑΚΤΥΛΙΟΕΙΔΗΣ R=33.7×2.3	ΠΛΑΙΣΙΟ
	ΔΟΚΟΣ	ΟΡΘΟΓΩΝΙΚΗ 100×50×4	ΛΑΙΜΟΣ
	ΔΟΚΟΣ	ΔΑΚΤΥΛΙΟΕΙΔΗΣ Ri=50 Ro=100	ΑΚΑΜΠΤΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ
	ΔΟΚΟΣ	ΔΑΚΤΥΛΙΟΕΙΔΗΣ R=26.9×2	ΒΑΣΕΙΣ ΚΙΝΗΤΗΡΟΣ
	ΡΑΒΔΟΣ	ΚΥΚΛΙΚΗ R=0.08	ΑΝΑΒΑΤΗΣ, ΔΟΧΕΙΟ ΚΑΥΣΙΜΩΝ
	ΡΑΒΔΟΣ	ΚΥΚΛΙΚΗ R=0.14	ΟΠΙΣΘΙΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗ

(σχ 5.3)

Στα σχήματα (5.1),(5.2) γίνεται μια αντιστοίχιση των φυσικών οντοτήτων με το μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων που τις προσομοιώνει, ενώ στον πίνακα (5.3) περιγράφεται το είδος του κάθε στοιχείου και η τελική διατομή του.

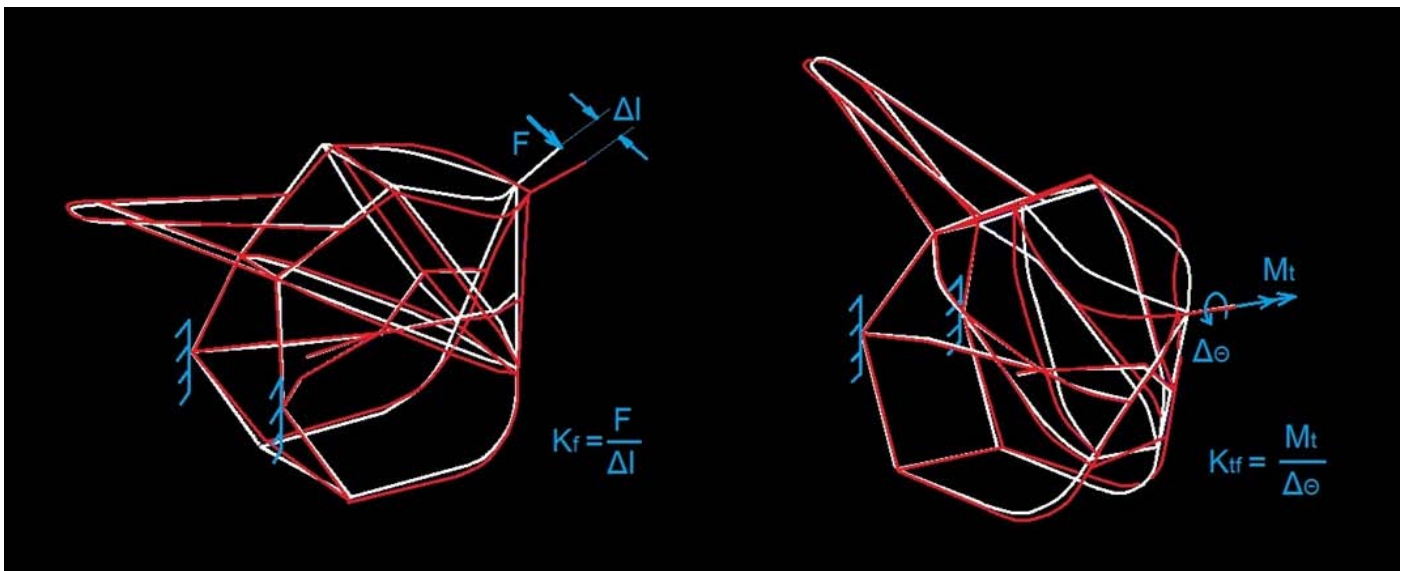
Επιλογή υλικού

Τα υλικά που συνήθως χρησιμοποιούνται για την κατασκευή σωληνωτών πλαισίων μοτοσικλετών και έχουν χαμηλό κόστος είναι το αλουμίνιο και ο χάλυβας. Λαμβάνοντας υπόψιν το πηλίκο του μέτρου ελαστικότητας προς το ειδικό βάρος (E/ρ) των παραπάνω υλικών ($E_{St}/\rho_{St} = 2,672$ [mm], $E_{Al}/\rho_{Al} = 2,667$ [mm]) παρατηρείται ότι **το πλεονέκτημα του αλουμινίου λόγω της πολύ μικρής του πυκνότητας αντισταθμίζεται από το μικρό μέτρο ελαστικότητας**. Βάσει αυτής της παρατήρησης τα δύο υλικά μπορούν να θεωρηθούν πρακτικώς ισοδύναμα. Στην πραγματικότητα το αλουμίνιο εξακολουθεί να πλεονεκτεί έναντι του χάλυβος διότι μικρή πυκνότητα σημαίνει ότι μια δεδομένη μάζα κατανέμεται σε μεγαλύτερο όγκο, άρα σε γενικές γραμμές αναμένεται ένα αλουμινένιο πλαίσιο να έχει μεγαλύτερες ροπές αδρανείας από ένα χαλύβδινο. Για την κατασκευή του δεδομένου πλαισίου επελέγη ο χάλυβας λόγω της εύκολης συγκολλησιμότητάς του και του χαμηλού του κόστους του.

5.2 ΑΚΑΜΨΙΑ ΠΛΑΙΣΙΟΥ

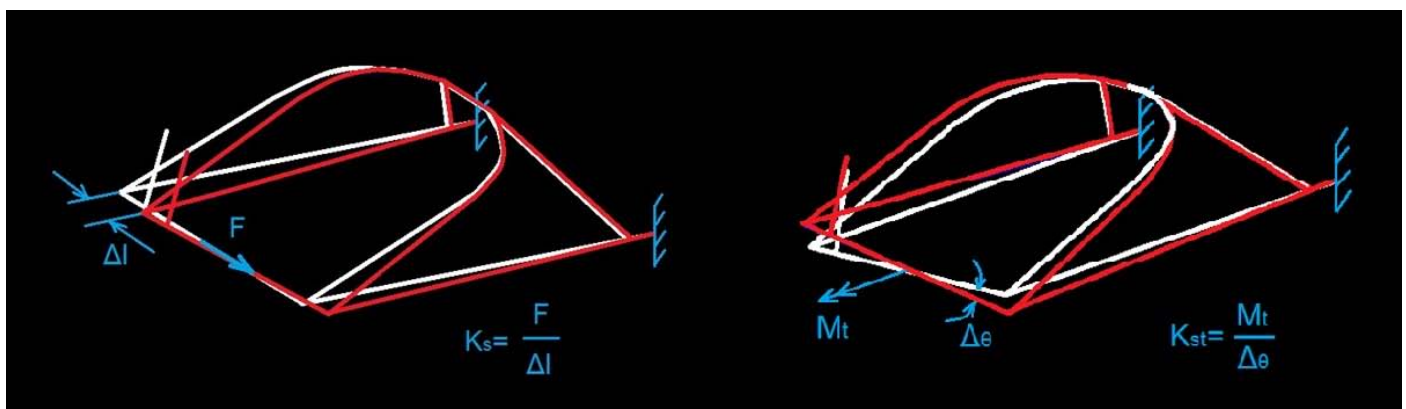
Η ακαμψία του πλαισίου είναι ένας παράγοντας που επηρεάζει την συμπεριφορά της μοτοσικλέτας και την δυνατότητα ελιγμών. Μεγάλες τιμές ακαμψίας εγγυώνται ακρίβεια στην τροχιά και άμεση απόκριση της μοτοσικλέτας στους χειρισμούς του αναβάτου. Παρά ταύτα πολύ στιβαρές μοτοσικλέτες κουράζουν τον αναβάτη κατά την κίνηση σε ανώμαλο δρόμο λόγω της πολύ μικρής δυνατότητας απορρόφησης κραδασμών. Επίσης επειδή οι μεγάλες τιμές ακαμψίας συνεπάγονται και υψηλές ιδιοσυχνότητες του πλαισίου έχει παρατηρηθεί ότι αν η στρεπτική ακαμψία του πλαισίου είναι μεγάλη τότε το φαινόμενο των ταλαντώσεων του τιμονιού εμφανίζεται στις υψηλές ταχύτητες κάτι που είναι μειονέκτημα για τις αγωνιστικές μοτοσικλέτες δρόμου που πρέπει να έχουν την βέλτιστη συμπεριφορά στις υψηλές ταχύτητες.

Στα σχήματα (5.4) – (5.9) ορίζονται τα διάφορα είδη ακαμψίας ενός πλαισίου και του οπισθίου ψαλιδιού.



(σχ 5.4) Πλάγια ακαμψία πλαισίου

(σχ 5.5) Στρεπτική ακαμψία πλαισίου



(σχ 5.6) Πλάγια ακαμψία ψαλιδιού

(σχ 5.7) Στρεπτική ακαμψία ψαλιδιού

Οι περιορισμοί ακαμψίας του πλαισίου είναι πιο ισχυροί από τους περιορισμούς αντοχής και λυγισμού. Για αυτόν τον λόγο το πλαίσιο σχεδιάστηκε με διαδοχικές δοκιμές τυποποιημένων διατομών, ώστε να έχει μια αποδεκτή στιβαρότητα και στη συνέχεια έγινε έλεγχος αντοχής και λυγισμού στα διάφορα είδη φορτίσεων.

ΕΙΔΟΣ ΑΚΑΜΨΙΑΣ	ΠΡΩΤΟΤΥΠΗ ΜΟΤΟΣΙΚΛΕΤΑ	ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΗ ΜΟΤΟΣΙΚΛΕΤΑ 1000cc
Πλάγια ακαμψία πλαισίου χωρίς κινητήρα K_f	0.36 [kN/mm]	
Πλάγια ακαμψία πλαισίου με κινητήρα K_f	2.16 [kN/mm]	1-3 [kN/mm]
Στρεπτική ακαμψία πλαισίου χωρίς κινητήρα K_{tf}	1.56 [kNm/°]	
Στρεπτική ακαμψία πλαισίου με κινητήρα K_{tf}	2.01 [kNm/°]	3-7 [kNm/°]
Πλάγια ακαμψία ψαλιδιού K_s	4.82 [kN/mm]	0.8-1.6 [kN/mm]
Στρεπτική ακαμψία ψαλιδιού K_{st}	5.61 [kNm/°]	1-2 [kNm/°]

(σχ 5.8)

Στον πίνακα 5.8 γίνεται σύγκριση των διαφόρων τιμών ακαμψίας που προέκυψαν για την πρωτότυπη μοτοσικλέτα μαζί με τη συνεισφορά του κινητήρα στην συνολική ακαμψία του πλαισίου, αλλά και χωρίς αυτήν σε σχέση με αντίστοιχες τιμές αγωνιστικών μοτοσικλετών 1000cc που έχουν υπολογισθεί μαζί με τον κινητήρα.

Όπως παρατηρείται η ακαμψία του ψαλιδιού είναι αυξημένη σε σχέση με αντίστοιχες μοτοσικλέτες, ενώ η ακαμψία του υπολοίπου πλαισίου είναι αρκετά μικρότερη. Αυτό το αποτέλεσμα για το πλαίσιο ήταν αναμενόμενο λόγω της επιλογής του σωληνωτού τύπου, όπου υπάρχουν δοκοί με μεγάλο ελεύθερο μήκος. Επίσης παρατηρείται ότι η συνεισφορά του κινητήρα ειδικά στην πλάγια ακαμψία είναι σημαντική.

Με δεδομένες τις διατομές του πίνακος 5.3 και υλικό κατασκευής χάλυβα, η συνολική μάζα του πλαισίου μαζί με το ψαλίδι και τις αναρτήσεις ανέρχεται στα 32[kg].

5.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ

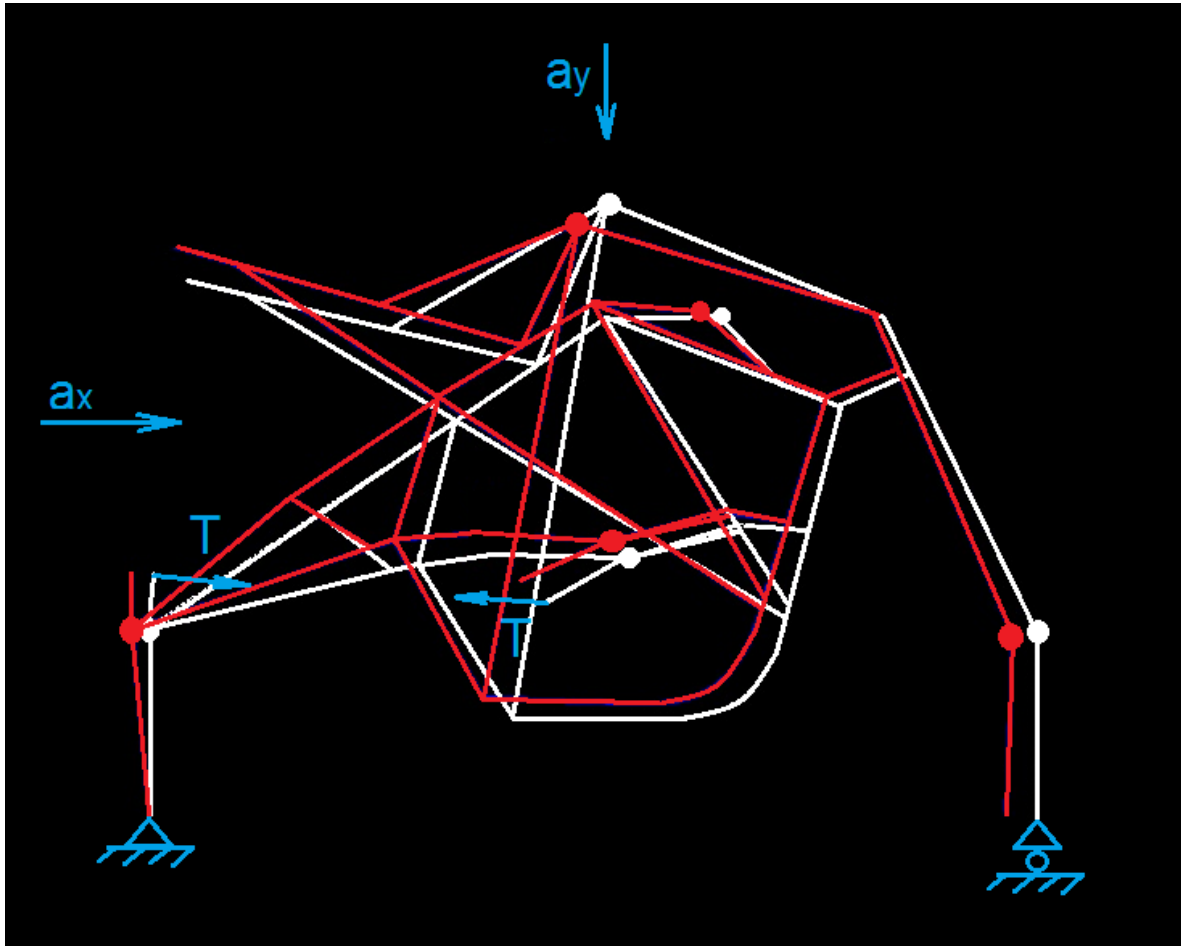
Ο έλεγχος αντοχής έγινε για τα τρία είδη κινήσεως που μελετήθηκαν στο τρίτο κεφάλαιο, δηλαδή την ευθύγραμμη επιταχυνόμενη κίνηση, την ευθύγραμμη επιβραδυνόμενη κίνηση και την κίνηση σε στροφή με σταθερή ταχύτητα. Ως φορτίσεις δεν θεωρήθηκαν οι αδρανειακές δυνάμεις που επιδρούν στην μοτοσικλέτα αλλά οι αντίστοιχες επιταχύνσεις, έτσι ώστε να μην απαιτείται ο επαναπροσδιορισμός τους κάθε φορά που αλλάζει το βάρος της μοτοσικλέτας λόγω αλλαγής των διατομών. Επίσης με αυτόν τον τρόπο λαμβάνεται υπόψιν η κατανομή του βάρους στα διάφορα μέρη της μοτοσικλέτας και του αναβάτου.

Επιταχυνόμενη κίνηση

Φορτίσεις: $a_x = 6.38 \left[\frac{m}{s^2} \right]$ $a_y = -9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$ $T = 6596 \text{ [N]}$ (τάση αλυσίδας)

Στήριξη προσθίου τροχού: $U_y = 0$

Στηρίξεις οπισθίου τροχού: $U_x = 0$ $U_y = 0$ $U_z = 0$ $Rot_x = 0$ $Rot_y = 0$



(σχ 5.9)

Αντιδράσεις προσθίου τροχού: $F_x = 0 \text{ [N]}$ $F_y = 482 \text{ [N]}$

Αντιδράσεις οπισθίου τροχού: $F_x = -1764 \text{ [N]}$ $F_y = 2231 \text{ [N]}$

Μέγιστη ισοδύναμη τάση κατά Von Mises: $\sigma_{vz} = 91 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ (εμφανίζεται τοπικά στο ψαλίδι)

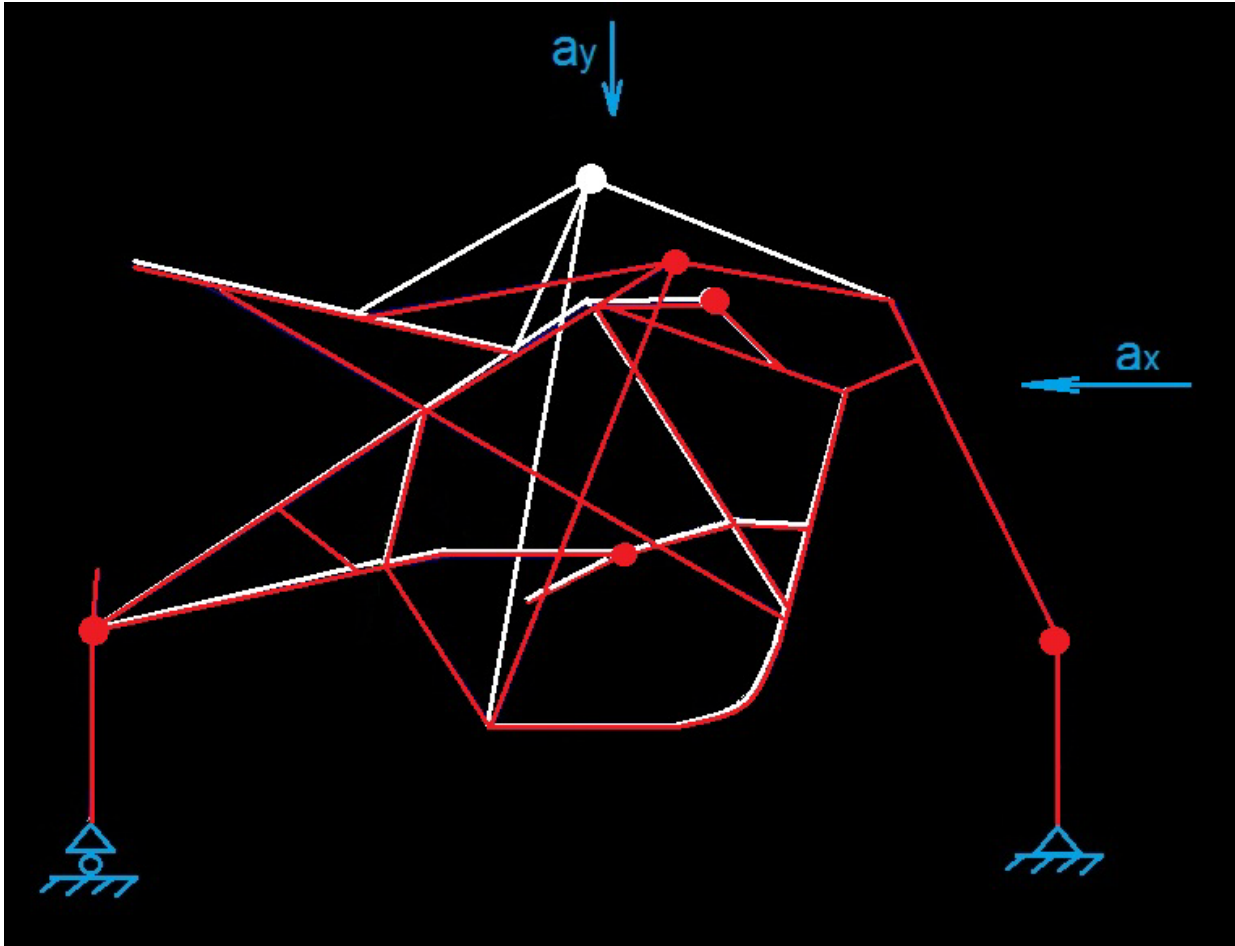
Παρατηρείται ότι κατά την μέγιστη δυνατή επιτάχυνση το 88% του συνολικού βάρους κατανέμεται στον οπίσθιο τροχό. Επίσης λόγω του φαινομένου της αλυσίδας και του σχεδιασμού που έχει επιλεγεί το οπίσθιο μέρος της μοτοσυκλέτας ανυψώνεται ελαφρώς ενώ ο αναβάτης κινείται προς τα πίσω.

Επιβραδυνόμενη κίνηση

Φορτίσεις: $a_x = -7.64 \left[\frac{m}{s^2} \right]$ $a_y = -9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$

Στηρίξεις προσθίου τροχού: $U_x = 0$ $U_y = 0$ $U_z = 0$ $Rot_x = 0$ $Rot_y = 0$

Στήριξη οπισθίου τροχού: $U_y = 0$



(σχ 5.10)

Αντιδράσεις προσθίου τροχού: $F_x = 2113[N]$ $F_y = 2468 [N]$

Αντιδράσεις οπισθίου τροχού: $F_x = 0 [N]$ $F_y = 245 [N]$

Μέγιστη ισοδύναμη τάση κατά Von Mises: $\sigma_{vz} = 267 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ (εμφανίζεται τοπικά στον λαιμό)

Παρατηρείται ότι κατά την μέγιστη δυνατή επιβράδυνση το 91% του συνολικού βάρους κατανέμεται στον πρόσθιο τροχό. Επίσης λόγω αδρανείας ο αναβάτης κινείται προς τα μπροστά.

Κίνηση σε στροφή

Φορτίσεις:

Επιτάχυνση ως προς το σωματόδετο σύστημα αναφοράς:

$$a_{y'} = -12.57 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

Ροπή λόγω του πλάτους των ελαστικών και του γυροσκοπικού φαινομένου σε κάθε τροχό:

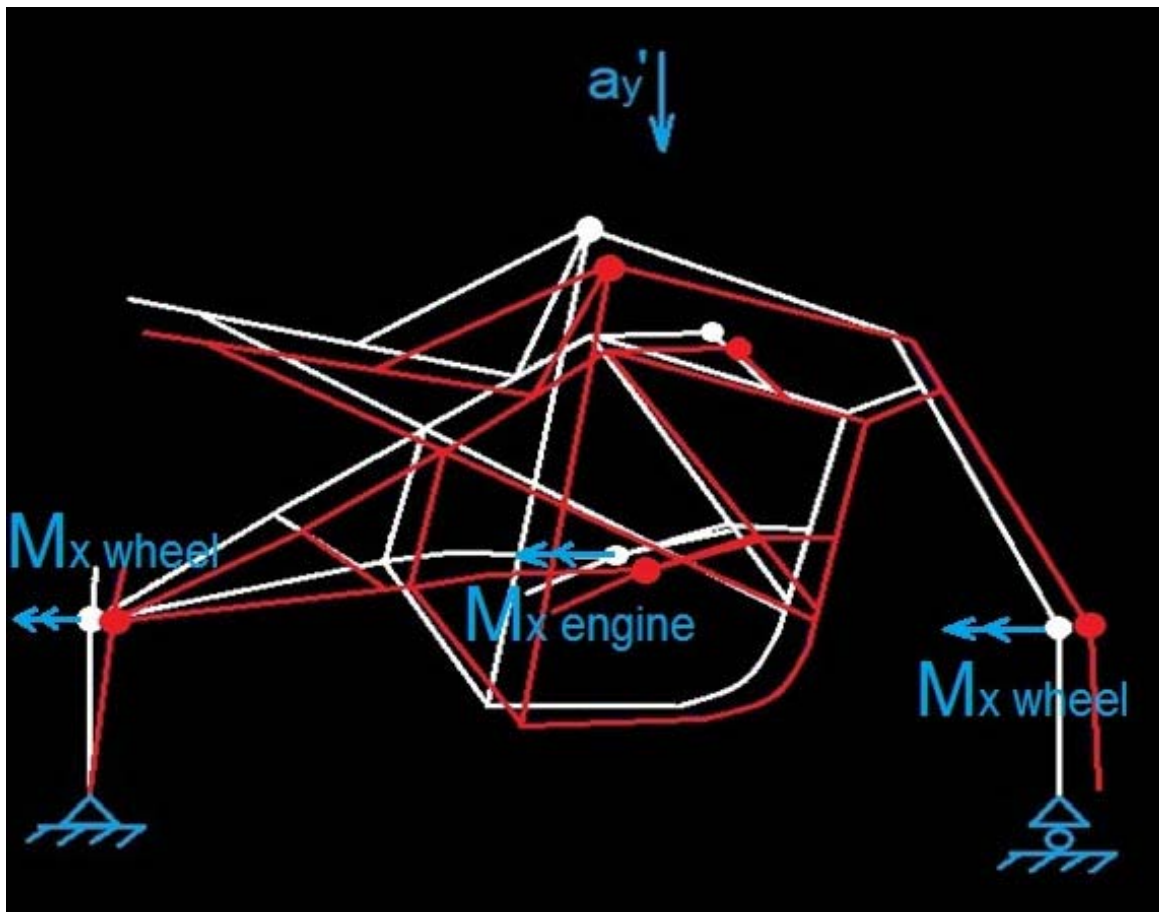
$$M_{x \text{ wheel}} = 189.12 \text{ [Nm]}$$

Ροπή λόγω του γυροσκοπικού φαινομένου στον κινητήρα:

$$M_{x \text{ engine}} = 0.81 \text{ [Nm]}$$

Στηρίξεις προσθίου τροχού: $U_y = 0$ $U_z = 0$ $\text{Rot}_x = 0$

Στηρίξεις οπισθίου τροχού: $U_x = 0$ $U_y = 0$ $U_z = 0$ $\text{Rot}_x = 0$



(σχ 5.11)

Αντιδράσεις προσθίου τροχού: $F_x = 0 \text{ [N]}$ $F_y = 1843 \text{ [N]}$ $M_x = 188.86 \text{ [Nm]}$

Αντιδράσεις οπισθίου τροχού: $F_x = 0 \text{ [N]}$ $F_y = 1633 \text{ [N]}$ $M_x = 190.19 \text{ [Nm]}$

Μέγιστη ισοδύναμη τάση κατά Von Mises: $\sigma_{vz} = 239 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$ (εμφανίζεται τοπικά στον λαιμό)

Παρατηρείται ότι κατά την κίνηση σε στροφή το 53% του συνολικού βάρους κατανέμεται στον πρόσθιο τροχό. Επίσης ολόκληρη η μοτοσικλέτα κινείται παράλληλα προς τον εαυτό της κατά την διεύθυνση της επιταχύσεως a_y' .

5.4 ΕΛΕΓΧΟΣ ΛΥΓΙΣΜΟΥ

Για τον έλεγχο λυγισμού χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος των ιδιοτιμών που είναι ενσωματωμένη στο λογισμικό ANSYS 13, βάσει της οποίας επιλύεται το πρόβλημα ιδιοτιμών - ιδιοδιανυσμάτων:

$$[K]\{\Phi_i\} = \lambda_i[M]\{\Phi_i\} \quad (5.1)$$

[K]: Μητρώο ακαμψίας

{ Φ_i }: Ιδιοδιάνυσμα i

λ_i : Ιδιοτιμή i

[M]: Μητρώο μάζας

Η ιδιοτιμή λ_i εκφράζει πόσο πρέπει να αυξηθούν όλα τα φορτία της κατασκευής μέχρι να εμφανισθεί λυγισμός τάξεως i . Για να είναι ασφαλής η κατασκευή έναντι λυγισμού πρέπει $\lambda_i > 1$. Επίσης επειδή πρώτα εμφανίζεται λυγισμός τάξεως 1 αρκεί $\lambda_1 > 1$.

ΕΙΔΟΣ ΚΙΝΗΣΕΩΣ	λ_1
Επιταχυνόμενη κίνηση	1.7174
Επιβραδυνόμενη κίνηση	2.3303
Κίνηση σε στροφή	1.6458

(σχ 5.12)

Στον πίνακα 5.12 αναγράφονται οι τιμές της ιδιοτιμής λ_1 για τα διάφορα είδη φορτίσεων που μελετήθηκαν. Όπως παρατηρείται ισχύει πάντα η απαίτηση $\lambda_1 > 1$ άρα το πλαίσιο της μοτοσικλέτας δεν κινδυνεύει να αστοχήσει σε λυγισμό.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

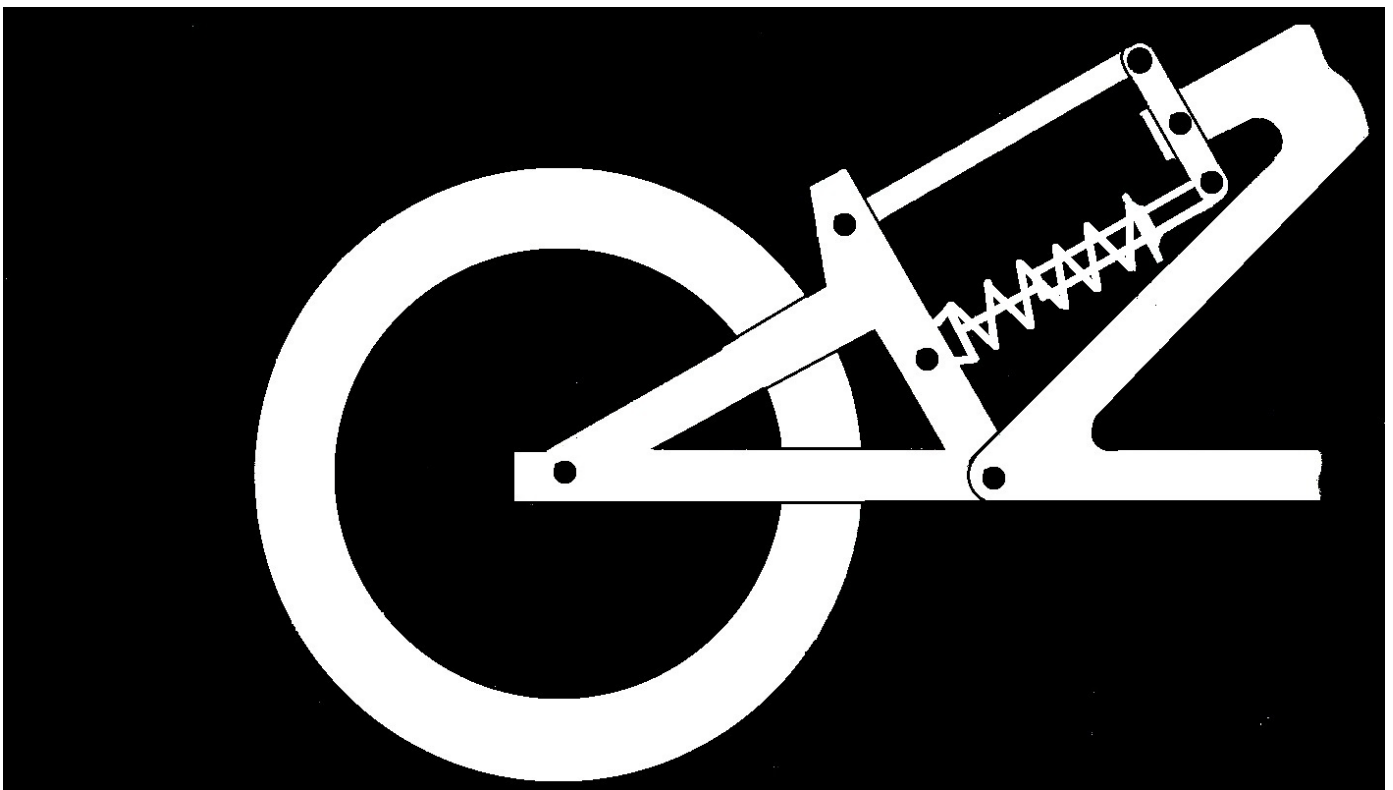
ΡΥΘΜΙΖΟΜΕΝΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΔΥΝΑΤΟΤΗΤΑ ΣΥΝΕΧΟΥΣ ΡΥΘΜΙΣΕΩΣ

Ένα ζήτημα που εμφανίζεται κατά τον σχεδιασμό μιας μοτοσικλέτας είναι κατά πόσο **αφού κατασκευασθεί** η μοτοσικλέτα μπορούν να ρυθμιστούν με συνεχή ή διακριτό τρόπο κάποιες από τις σχεδιαστικές παραμέτρους της έτσι ώστε να προσαρμόζεται η συμπεριφορά της στον εκάστοτε αναβάτη και στον δρόμο. Σε αυτό το κεφάλαιο μελετάται ο σχεδιασμός ενός συστήματος ρυθμιζόμενης αναρτήσεως για τον οπίσθιο τροχό μίας μοτοσικλέτας όπου θα δίδεται η δυνατότητα **συνεχούς ρυθμίσεως εκτός από την σταθερά του αποσβεστήρος και της σταθεράς του ελατηρίου.**

6.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ

Η αρχή λειτουργίας του μηχανισμού ρυθμιζόμενης αναρτήσεως με δυνατότητα συνεχούς ρυθμίσεως των σταθερών του ελατηρίου και του αποσβεστήρος που μελετάται, είναι η αντικατάσταση της κλασσικής διατάξεως του σπειροειδούς ελατηρίου με τον ομοαξονικά τοποθετημένο αποσβεστήρα από έναν ισοδύναμο αρθρωτό μηχανισμό αμφιπλεύρου συμπίεσεως ενός ελατηρίου, ο οποίος θα λειτουργεί ως ανάρτηση όμως θα δίνει την δυνατότητα της μεταβολής κάποιων γεωμετρικών του μεγεθών έτσι ώστε να είναι δυνατή η ρύθμιση.

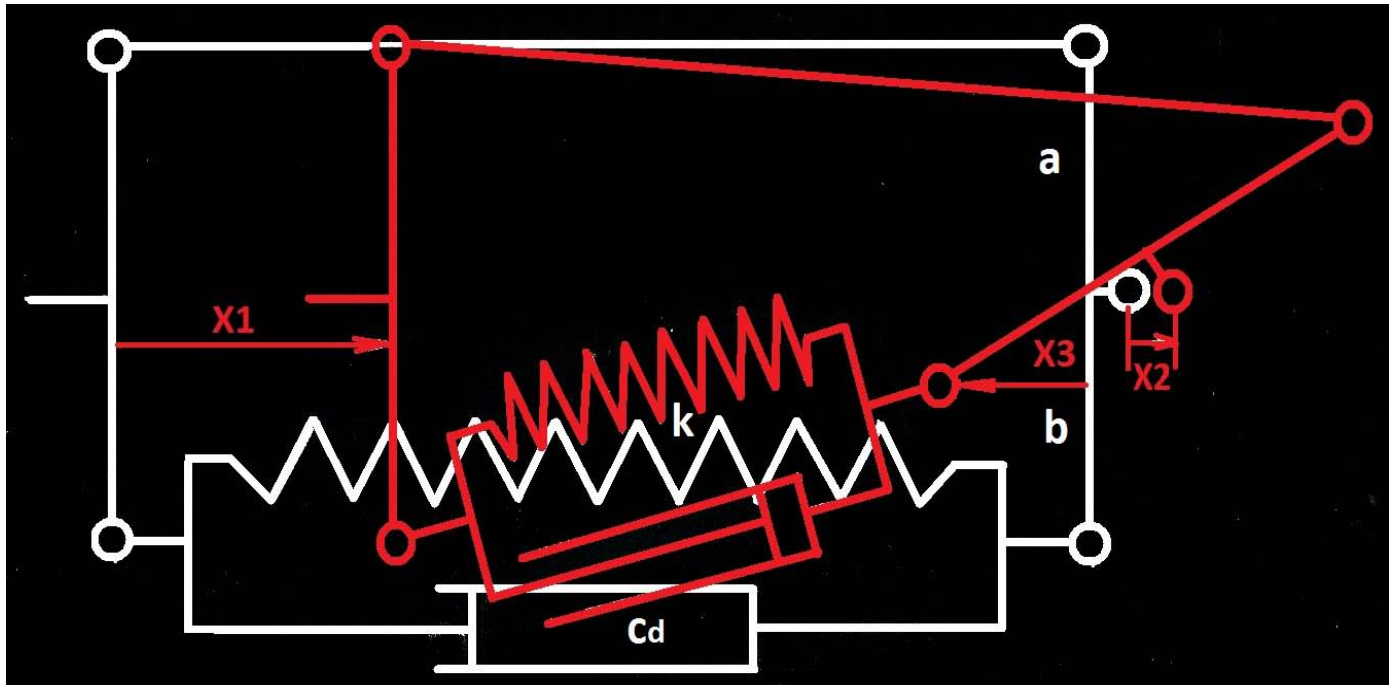
Περιγραφή του μηχανισμού αμφιπλεύρου συμπίεσεως ελατηρίου και αποσβεστήρος



(σχ 6.1)

Όπως φαίνεται στα αφαιρετικά σχέδια (6.1-6.2) ο μηχανισμός αποτελείται από τέσσερα στοιχεία:

- 1) Ράβδος συμπίεσεως
- 2) Μοχλός ρυθμίσεως με βραχίονες μήκους a, b
- 3) Σπειροειδές ελατήριο σταθεράς k
- 4) Αποσβεστήρας σταθεράς c_d



(σχ 6.2)

Η ράβδος συμπίεσεως θεωρείται απαραμόρφωτη και αρθρώνεται από την μία πλευρά στο ψαλίδι του οπισθίου τροχού και από την άλλη στο άκρο του βραχίονος a. Το σπειροειδές ελατήριο και ο ομοαξονικά τοποθετημένος αποσβεστήρας αρθρώνονται και αυτοί από την μία πλευρά στο ψαλίδι ενώ από την άλλη στο άκρο του βραχίονος b. Κατά την συμπίεση του μηχανισμού τα άκρα προσδέσεώς του με την υπόλοιπη μοτοσικλέτα έχουν μετατοπίσεις x_1, x_2 ενώ το ελατήριο και ο αποσβεστήρας έχουν μετατοπίσεις x_3 που σχετίζονται με την γεωμετρία του μηχανισμού.

6.2 ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ

Στην γραμμική ανάλυση του μηχανισμού γίνονται οι παραδοχές μικρών γωνιών: $\sin(u) \approx u$ $\cos(u) \approx 1$

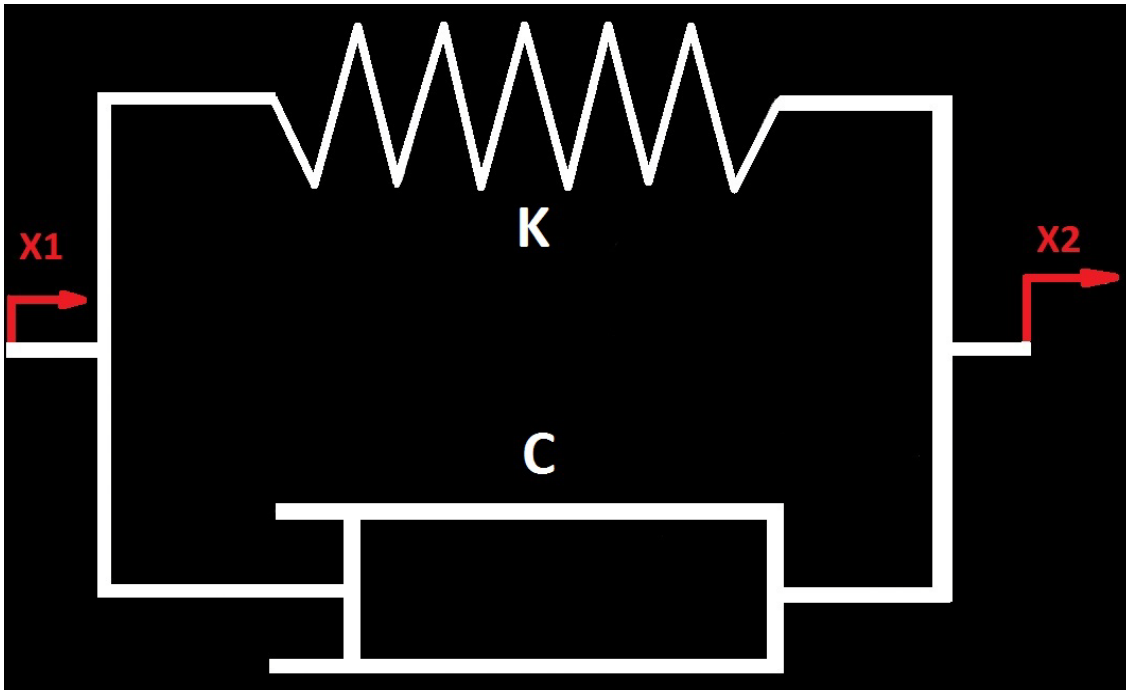
$$\left. \begin{aligned} \frac{a}{x_1 - x_2} &= u \quad (6.1) \\ \frac{b}{x_2 - x_3} &= u \quad (6.2) \end{aligned} \right\} \Rightarrow -bx_1 + bx_2 = -ax_2 + ax_3 \Rightarrow$$

$$(b + a)x_2 - bx_1 = ax_3 \Rightarrow x_3 = \left(\frac{b}{a} + 1\right)x_2 - \frac{b}{a}x_1 \quad (6.3)$$

Η δυναμική ενέργεια του συστήματος ισούται με την δυναμική ενέργεια του ελατηρίου.

$$U = \frac{1}{2}k(x_3 - x_1)^2 \Rightarrow U = \frac{1}{2}k \left[\left(\frac{b}{a} + 1 \right) x_2 - \frac{b}{a} x_1 - x_1 \right]^2 \Rightarrow$$

$$U = \frac{1}{2}k \left[\left(\frac{b}{a} + 1 \right) x_2 - \left(\frac{b}{a} + 1 \right) x_1 \right]^2 \Rightarrow U = \frac{1}{2}k \left(\frac{b}{a} + 1 \right)^2 [x_2 - x_1]^2 \quad (6.4)$$



(σχ 6.3)

Αντιστοίχως προκύπτει ότι η διάχυση ενεργείας είναι:

$$P_c = \frac{1}{2} c_d \left(\frac{b}{a} + 1 \right)^2 [\dot{x}_2 - \dot{x}_1]^2 \quad (6.5)$$

$$K = k \left(\frac{b}{a} + 1 \right)^2 \quad (6.6)$$

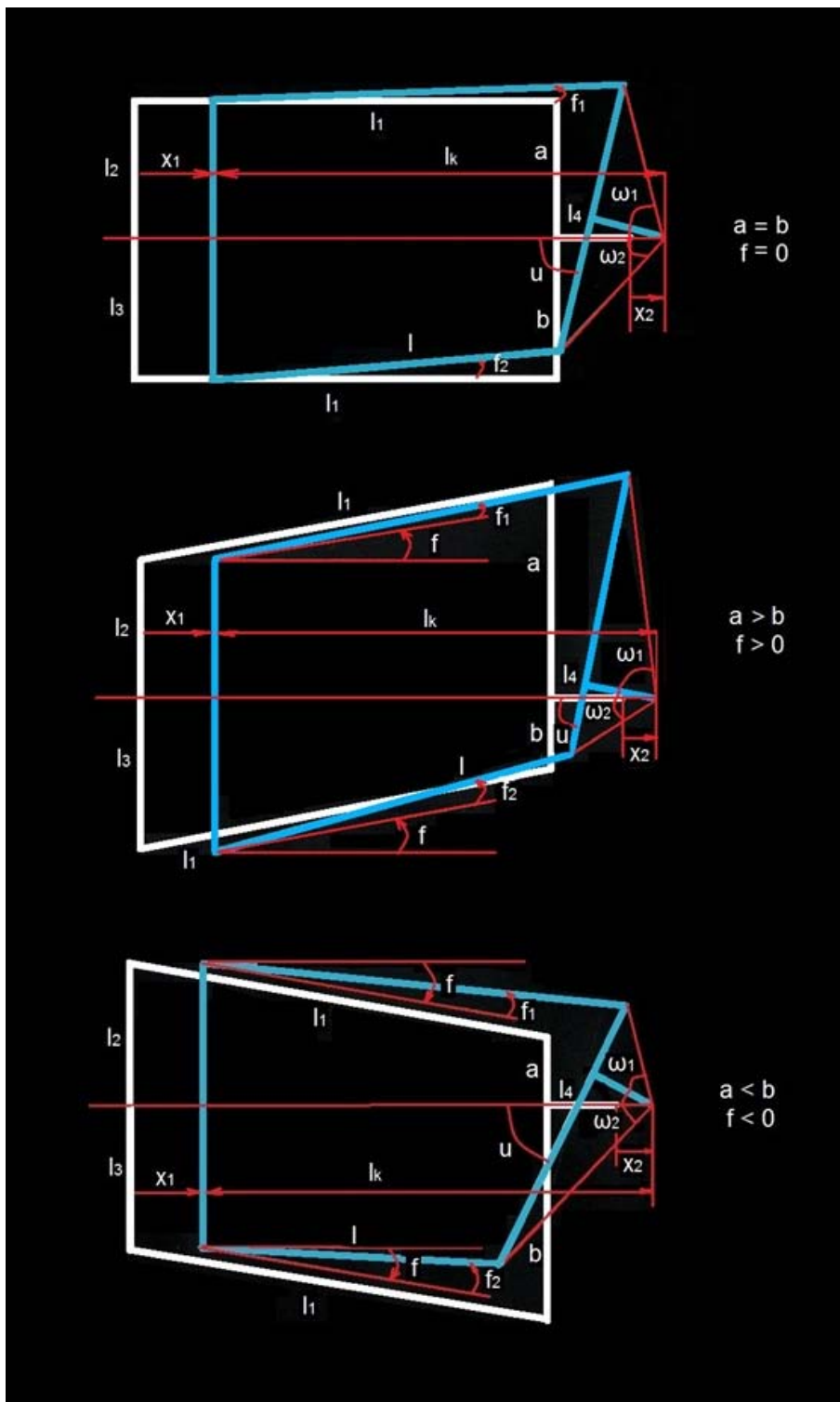
$$C = c_d \left(\frac{b}{a} + 1 \right)^2 \quad (6.7)$$

Το παραπάνω σύστημα είναι ισοδύναμο με ένα ελατήριο σταθεράς K και έναν αποσβεστήρα C σε παράλληλη συνδεσμολογία όπου υπάρχει η δυνατότητα συνεχούς ρυθμίσεως των σταθερών K, C με κατάλληλη μεταβολή του λόγου b/a . Θεωρητικά το εύρος ρυθμίσεως είναι άπειρο διότι αν το άθροισμα των βραχιόνων είναι σταθερό ($a + b = c$) τότε για ($b = 0$) $\Rightarrow (K = k, C = c_d)$ ενώ για ($a = 0$) $\Rightarrow (K = \infty, C = \infty)$. Η τελευταία περίπτωση είναι μία εκφυλισμένη κατάσταση όπου ο μηχανισμός λειτουργεί ως στερεό σώμα. Πρακτικά για κατασκευαστικούς λόγους το εύρος ρυθμίσεως είναι πολύ μικρότερο. Επίσης δεν έχει νόημα η ρύθμιση μίας αναρτήσεως σε τόσο μεγάλο εύρος αλλά η ακρίβεια στην ρύθμιση γύρω από μία συγκεκριμένη τιμή.

6.3 ΜΗ ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ

Στην μη γραμμική ανάλυση λαμβάνονται υπόψιν οι μικρές μεταβολές των γωνιών καθώς και η επίδραση του μήκους l_4 που αντιπροσωπεύει την απόσταση της ευθείας που ορίζεται από τα άκρα του μοχλού με το σημείο της αρθρώσεως. Το ελατήριο και ο αποσβεστήρας έχουν αρχικό μήκος l_1 ενώ μετά την συμπίεση του μηχανισμού αποκτούν μήκος l .

6.3.1 Υπολογισμός μετατοπίσεων



(σχ 6.4)

$$f = \sin^{-1} \left(\frac{a - l_2}{l_1} \right) \quad (6.8)$$

$$\omega_1 = \tan^{-1} \left(\frac{a}{l_4} \right) \quad (6.9)$$

$$\omega_2 = \tan^{-1} \left(\frac{b}{l_4} \right) \quad (6.10)$$

$$l_k = l_1 \cos f + l_4 + \overbrace{\frac{-dx}{x_2 - x_1}} \quad (6.11)$$

$$l_k = l_1 \cos(f + f_1) + \sqrt{a^2 + l_4^2} \cos \left(\omega_1 + \frac{\pi}{2} - u \right) \quad (6.12)$$

$$l_k = l \cos(f + f_2) + \sqrt{b^2 + l_4^2} \cos \left(\omega_2 - \frac{\pi}{2} + u \right) \quad (6.13)$$

$$l_2 = -l_1 \sin(f + f_1) + \sqrt{a^2 + l_4^2} \sin \left(\omega_1 + \frac{\pi}{2} - u \right) \quad (6.14)$$

$$l_3 = l \sin(f + f_2) + \sqrt{b^2 + l_4^2} \sin \left(\omega_2 - \frac{\pi}{2} + u \right) \quad (6.15)$$

Θεωρώντας γνωστά τα γεωμετρικά μεγέθη του μηχανισμού ($l_1, l_2, l_3, l_4, \alpha, \beta$) καθώς και τις μετατοπίσεις των άκρων (x_1, x_2) η αριθμητική επίλυση του μη γραμμικού συστήματος των εξισώσεων (6.12)-(6.15) δίνει ως αποτέλεσμα το μήκος l του παραμορφωμένου ελατηρίου όπως και τις γωνίες (f_1, f_2, u).

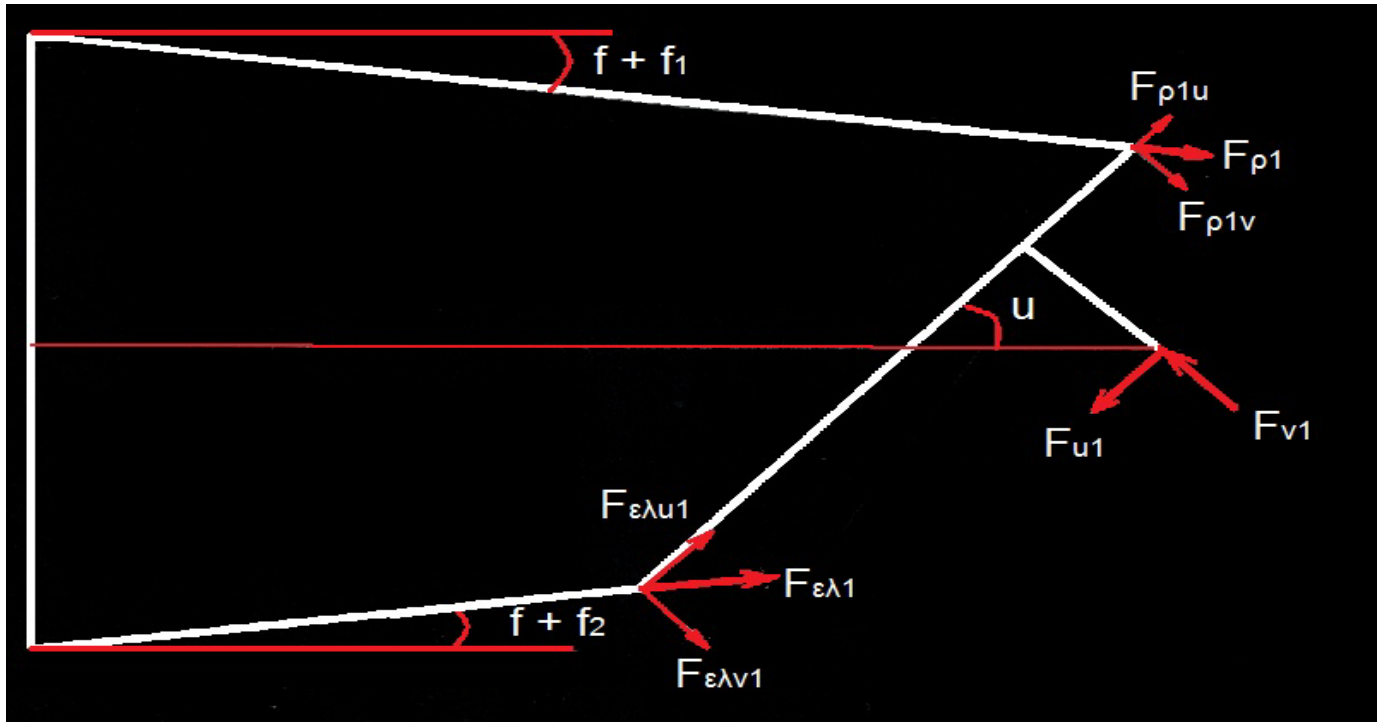
Η συνολική παραμόρφωση του ελατηρίου δίδεται από τον τύπο:

$$\Delta l = l_1 - l \quad (6.16)$$

6.3.2 Υπολογισμός δυνάμεων

Δυνάμεις λόγω της συνεισφοράς του ελατηρίου

Αν το αρχικό ελατήριο έχει κάποια αρχική παραμόρφωση Δl_0 τότε αυτή θα πρέπει να προστεθεί στην παραμόρφωση Δl λόγω της συμπίεσως του μηχανισμού.



(σχ 6.5)

$$\left. \begin{aligned} F_{\varepsilon\lambda} &= (\Delta l + \Delta l_0)k \\ F_{\rho 1u} + F_{\varepsilon\lambda u} &= F_{u1} \\ F_{\rho 1v} + F_{\varepsilon\lambda v} &= F_{v1} \\ (F_{\rho 1u} + F_{\varepsilon\lambda u})l_4 + F_{\rho 1v}a - F_{\varepsilon\lambda v}b &= 0 \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

$$\left. \begin{aligned} F_{\varepsilon\lambda} &= (\Delta l + \Delta l_0)k \\ F_{\rho 1} \cos(u - f - f_1) + F_{\varepsilon\lambda} \cos(u - f - f_2) &= F_{u1} \\ F_{\rho 1} \sin(u - f - f_1) + F_{\varepsilon\lambda} \sin(u - f - f_2) &= F_{v1} \\ (F_{\rho 1} \cos(u - f - f_1) + F_{\varepsilon\lambda} \cos(u - f - f_2))l_4 + F_{\rho 1} \sin(u - f - f_1) a - F_{\varepsilon\lambda} \sin(u - f - f_2) b &= 0 \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

$$\left. \begin{aligned} F_{\varepsilon\lambda} &= (\Delta l + \Delta l_0)k \\ F_{u1} &= F_{\rho 1} \cos(u - f - f_1) + F_{\varepsilon\lambda} \cos(u - f - f_2) \\ F_{v1} &= F_{\rho 1} \sin(u - f - f_1) + F_{\varepsilon\lambda} \sin(u - f - f_2) \\ F_{\rho 1} [l_4 \cos(u - f - f_1) + a \sin(u - f - f_1)] &= F_{\varepsilon\lambda} [b \sin(u - f - f_2) - l_4 \cos(u - f - f_2)] \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

$$F_{\varepsilon\lambda} = (\Delta l + \Delta l_0)k \quad (6.17)$$

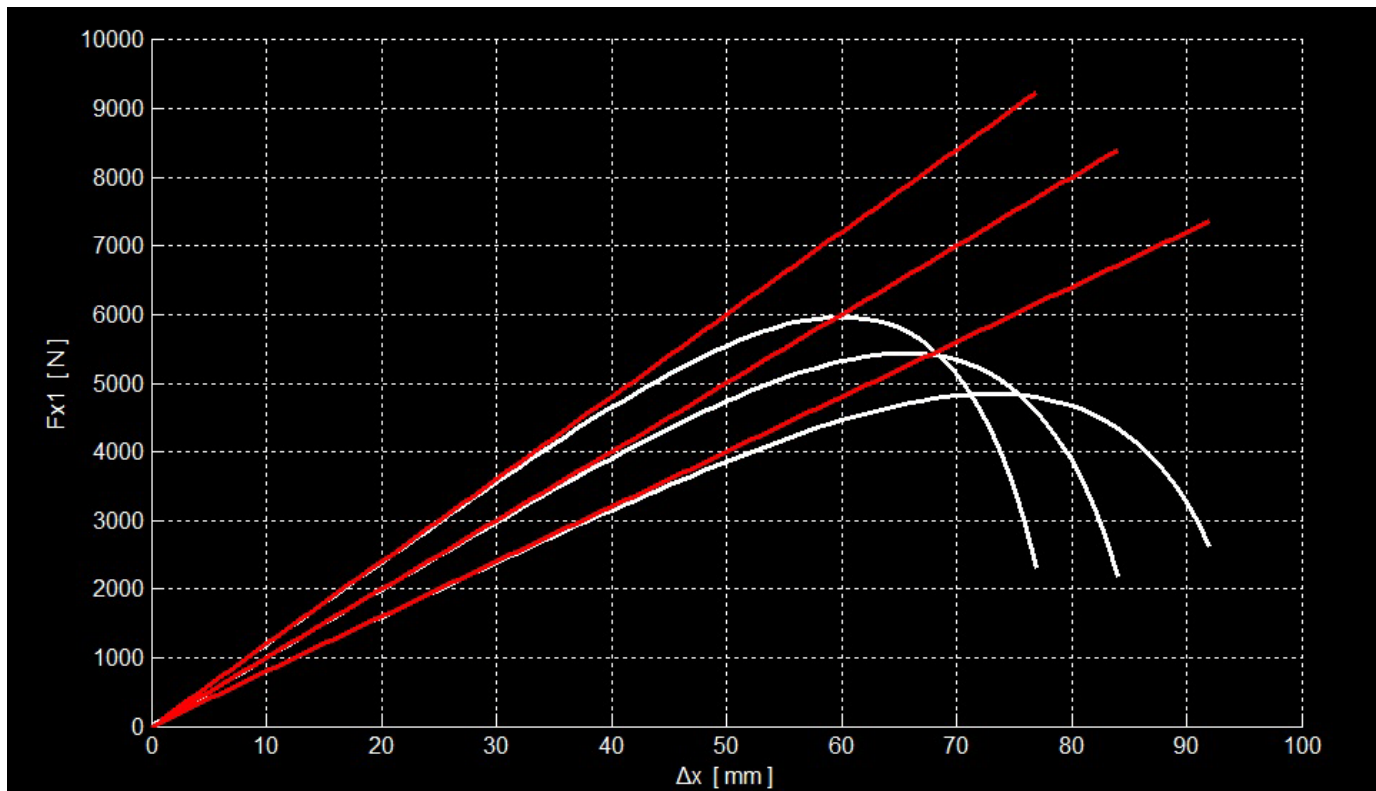
$$F_{u1} = F_{\rho 1} \cos(u - f - f_1) + F_{\varepsilon\lambda} \cos(u - f - f_2) \quad (6.18)$$

$$F_{v1} = F_{\rho 1} \sin(u - f - f_1) + F_{\varepsilon\lambda} \sin(u - f - f_2) \quad (6.19)$$

$$F_{\rho 1} = \frac{F_{\varepsilon\lambda} [b \sin(u - f - f_2) - l_4 \cos(u - f - f_2)]}{[l_4 \cos(u - f - f_1) + a \sin(u - f - f_1)]} \quad (6.20)$$

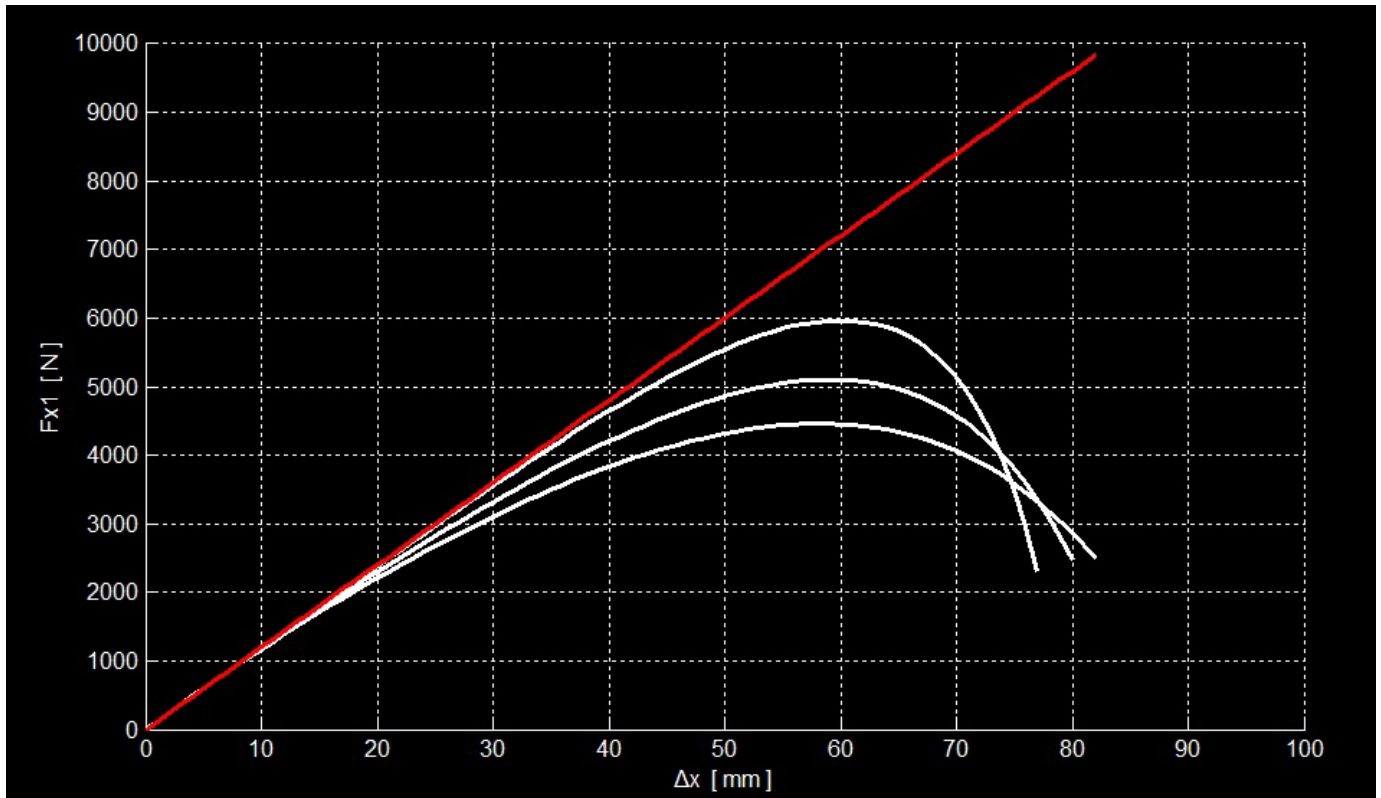
Η αξονική δύναμη του μηχανισμού λόγω της συνεισφοράς του ελατηρίου είναι:

$$F_{x1} = F_{u1} \cos(u) + F_{v1} \cos\left(\frac{\pi}{2} - u\right) \quad (6.21)$$



(σχ 6.6)

Στο διάγραμμα (6.6) απεικονίζονται οι χαρακτηριστικές αξονικού φορτίου εξαιτίας του ελατηρίου συναρτήσει της μετατόπισης των άκρων του μηχανισμού για διάφορες τιμές του λόγου b/a όταν $l_4 = 0$ και $\Delta l_0 = 0$. Οι κόκκινες καμπύλες αντιστοιχούν στην γραμμική ανάλυση ενώ οι λευκές στην μη γραμμική. Παρατηρείται ότι η μη γραμμική συμπεριφορά του συστήματος αποκτά ενδιαφέρον μετά από την τιμή $\Delta x = 50$ [mm]. Όμως στην πράξη το ελατήριο έχει μια μέγιστη διαδρομή η οποία περιορίζει πολύ νωρίτερα την λειτουργία του μηχανισμού.



(σχ 6.7)

Στο διάγραμμα (6.7) απεικονίζονται οι χαρακτηριστικές αξονικού φορτίου εξαιτίας του ελατηρίου συναρτήσεις της μετατόπισης των άκρων του μηχανισμού για διάφορες τιμές του μήκους l_4 όταν ο λόγος b/a παραμένει σταθερός και $\Delta l_0 = 0$. Παρατηρείται ότι ακόμα και για μικρές τιμές του l_4 η μη γραμμική συμπεριφορά του μηχανισμού είναι σημαντική. Για αυτόν τον λόγο ο μηχανισμός θα σχεδιασθεί έτσι ώστε $l_4 = 0$.

Δυνάμεις λόγω της συνεισφοράς του αποσβεστήρος

Οι δυνάμεις αποσβέσεως συνδέονται εκτός από την θέση του μηχανισμού και με την χρονική παράγωγο της θέσεως δηλαδή την ταχύτητα. Με παραγωγή των εξισώσεων (6.11)-(6.15) ως προς τον χρόνο προκύπτουν:

$$\frac{dl_k}{dt} = -\frac{dx}{dt} \quad (6.21)$$

$$\frac{dl_k}{dt} = -l_1 \sin(f + f_1) \frac{df_1}{dt} + \sqrt{a^2 + l_4^2} \sin\left(\omega_1 + \frac{\pi}{2} - u\right) \frac{du}{dt} \quad (6.22)$$

$$\frac{dl_k}{dt} = \frac{dl}{dt} \cos(f + f_2) - l \sin(f + f_2) \frac{df_2}{dt} - \sqrt{b^2 + l_4^2} \sin\left(\omega_2 - \frac{\pi}{2} + u\right) \frac{du}{dt} \quad (6.23)$$

$$0 = -l_1 \cos(f + f_1) \frac{df_1}{dt} - \sqrt{a^2 + l_4^2} \cos\left(\omega_1 + \frac{\pi}{2} - u\right) \frac{du}{dt} \quad (6.24)$$

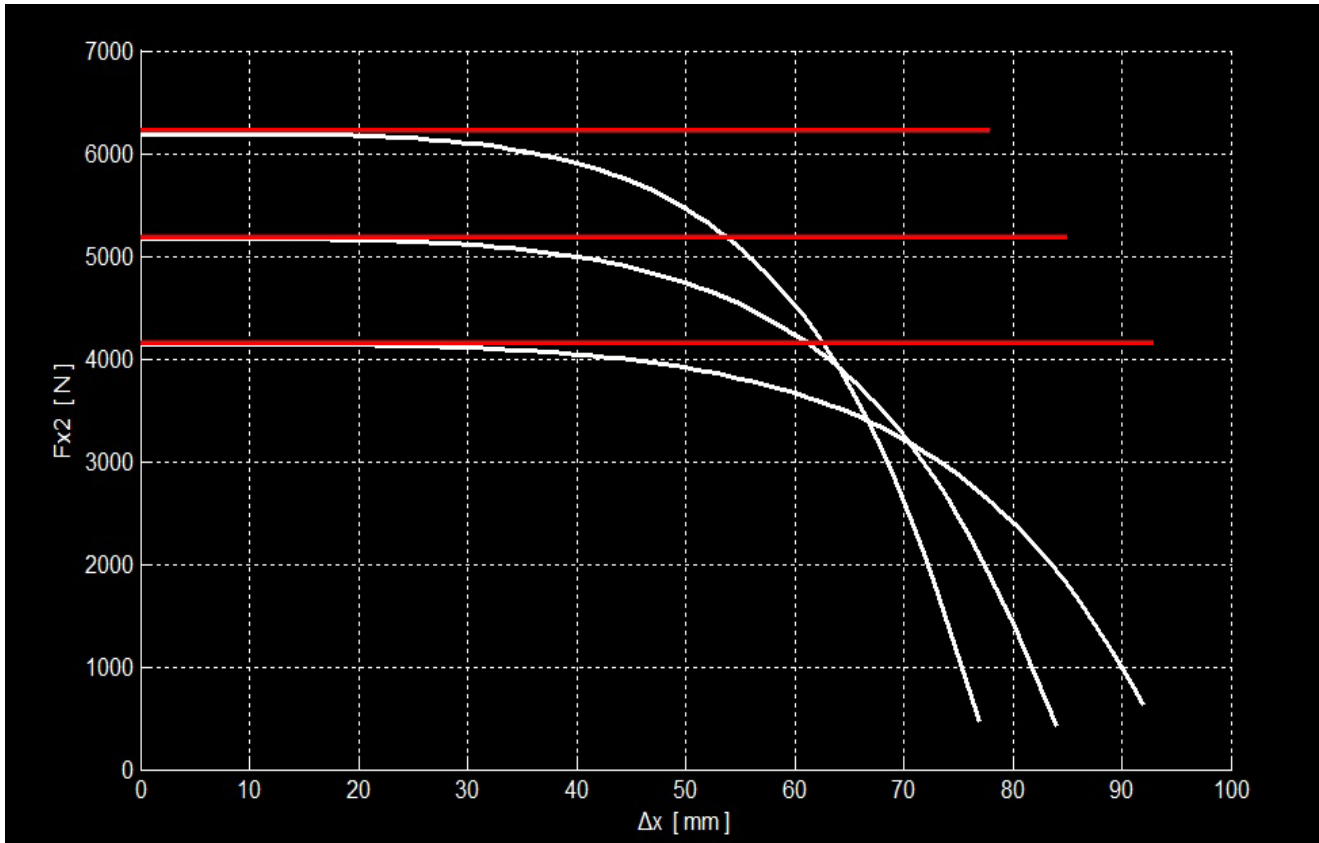
$$0 = \frac{dl}{dt} \sin(f + f_2) + l \cos(f + f_2) \frac{df_2}{dt} + \sqrt{b^2 + l_4^2} \cos\left(\omega_2 - \frac{\pi}{2} + u\right) \frac{du}{dt} \quad (6.25)$$

Οι εξισώσεις (6.8)-(6.15) μαζί με τις εξισώσεις (6.21)-(6.25) συνθέτουν ένα μη γραμμικό σύστημα όπου αν είναι γνωστά τα γεωμετρικά μεγέθη ($l_1, l_2, l_3, l_4, \alpha, \beta$), οι μετατοπίσεις των άκρων (x_1, x_2) και η ταχύτητα παραμορφώσεως $\frac{dx}{dt}$ μπορούν να προσδιορισθούν τα μεγέθη $(l, f_1, f_2, u, \frac{dl}{dt}, \frac{df_1}{dt}, \frac{df_2}{dt}, \frac{du}{dt})$.

Η αξονική δύναμη του μηχανισμού λόγω της συνεισφοράς του αποσβεστήρος είναι:

$$F_c = \frac{dl}{dt} c_d \quad (6.26)$$

Οι εξισώσεις του αποσβεστήρος είναι όμοιες με τις εξισώσεις (6.18)-(6.21) αν αντικατασταθούν οι δείκτες ($\epsilon l, 1$) με τους δείκτες ($c, 2$).

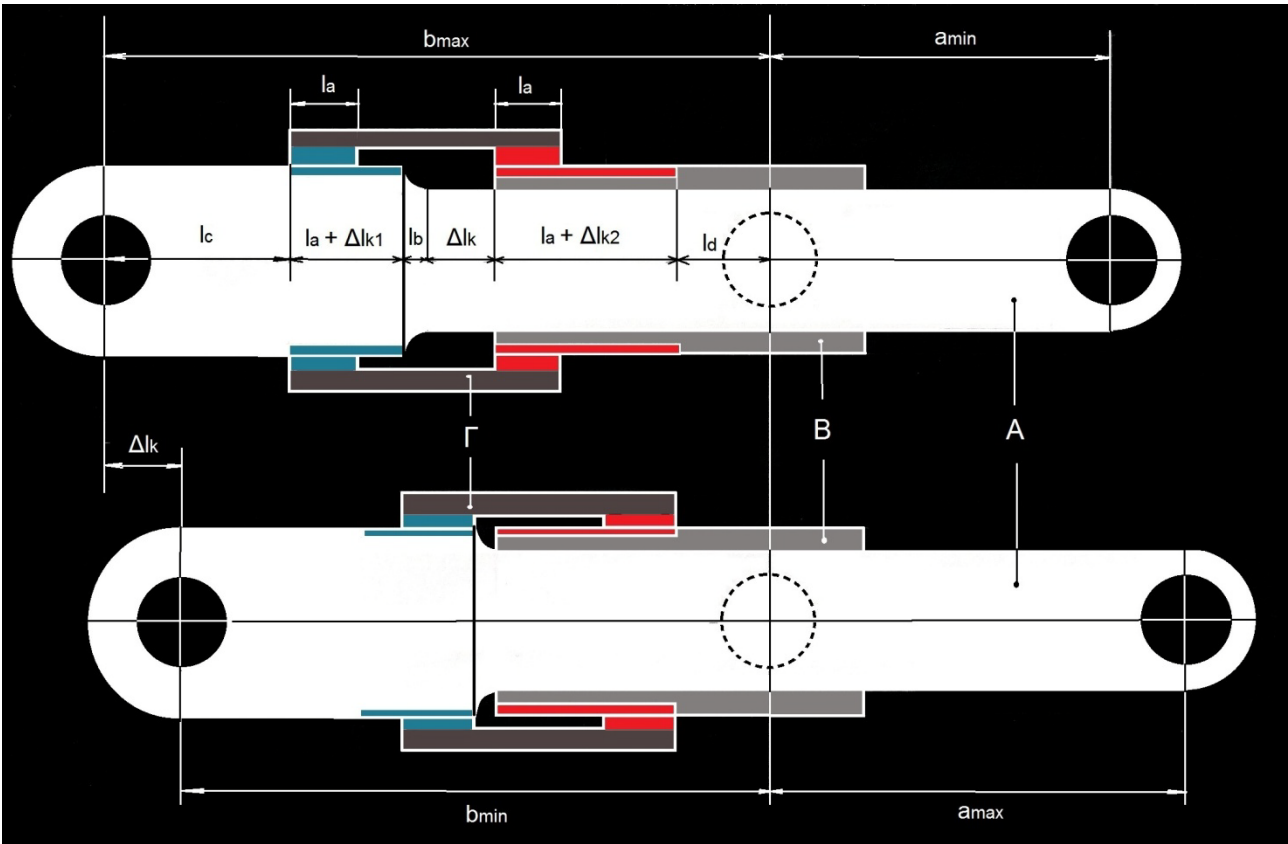


(σχ 6.8)

Στο διάγραμμα (6.8) απεικονίζονται οι χαρακτηριστικές αξονικού φορτίου εξαιτίας του αποσβεστήρος συναρτήσεως της μετατοπίσεως του μηχανισμού για διάφορες τιμές του λόγου b/a όταν $l_4 = 0$.

6.4 ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΗ ΛΥΣΗ ΓΙΑ ΤΗΝ ΡΥΘΜΙΣΗ ΤΟΥ ΜΟΧΛΟΥ

Για την δυνατότητα ρυθμίσεως του λόγου b/a με συνεχή τρόπο επελέγη η λύση του διαφορικού κοχλία.



(σχ 6.9)

Όπως φαίνεται στο σχήμα (6.9) ο μοχλός αποτελείται από τρία εξαρτήματα: τον πυρήνα A, την οδήγηση B και το διαφορικό περικόχλιο Γ. Στα άκρα του πυρήνος βρίσκονται οι σπές συνδέσεως του ελατηρίου και της ράβδου. Η σχετική θέση του πυρήνος ως προς την οδήγηση καθορίζει την τιμή του λόγου b/a . Το διαφορικό περικόχλιο συνδέεται από το ένα άκρο του άκρο με τον πυρήνα με σπείρωμα βήματος b_1 (μπλέ σπείρωμα). Το άλλο άκρο του πυρήνος συνδέεται με την εξωτερική πλευρά της οδηγήσεως με σπείρωμα βήματος b_2 ($b_2 > b_1$) (κόκκινο σπείρωμα). Μία περιστροφή του περικοχλίου προκαλεί σχετική μετατόπιση του πυρήνος ως προς την οδήγηση $\Delta l_k = b_2 - b_1$

Καθορισμός γεωμετρικών μεγεθών συστήματος

Για τον σχεδιασμό του συστήματος απαιτούνται τα παρακάτω δεδομένα:

k	[N/mm]	σταθερά αρχικού ελατηρίου
K	[N/mm]	επιθυμητή σταθερά ισοδυνάμου ελατηρίου
cd	[N/(mm/s)]	σταθερά αρχικού αποσβεστήρος
DK	[%]	εύρος ρυθμίσεως του K $[(1 - DK\%)K, (1 + DK\%)K]$
n		αριθμός βημάτων διαφορικού κοχλίου
b_1	[mm]	βήμα κοχλίου 1
l_0	[mm]	μήκος ελατηρίου χωρίς αρχική παραμόρφωση
dl_0	[mm]	αρχική παραμόρφωση
l_4	[mm]	(βλέπε σχήμα 6.2)
$maxl$	[mm]	μέγιστη διαδρομή αρχικού ελατηρίου
l_a	[mm]	ελάχιστο μήκος κοχλιοσυνδέσεως (βλέπε σχήμα 6.9)
l_b	[mm]	(βλέπε σχήμα 6.6)
l_c	[mm]	(βλέπε σχήμα 6.6)
l_d	[mm]	(βλέπε σχήμα 6.6)

Τα μήκη (l_a, l_b, l_c, l_d) φαίνονται στο σχήμα (6.9) και σχετίζονται με τον απαιτούμενο χώρο για την ασφαλή σύνδεση του περικοχλίου και την κατασκευαστική υλοποίηση των αρθρώσεων. Κατά την ανάλυση που ακολουθεί για τον προσδιορισμό των γεωμετρικών μεγεθών του μηχανισμού γίνεται η παραδοχή μικρών γωνιών διότι όπως έχει αποδειχθεί ισχύει με πολύ μεγάλη ακρίβεια όταν $l_4 = 0$.

Αρχική ρύθμιση:

$$K = k \left(\frac{b}{a} + 1 \right)^2 \Rightarrow \frac{b}{a} = \sqrt{\frac{K}{k}} - 1 = r \quad (6.27)$$

Μέγιστη ρύθμιση:

$$K + DK = \left(1 + \frac{b_{\max}}{a_{\min}} \right)^2 k \Rightarrow \frac{b_{\max}}{a_{\min}} = \sqrt{\frac{K + DK}{k}} - 1 = r_{\max} \quad (6.28)$$

Ελάχιστη ρύθμιση:

$$K - DK = \left(1 + \frac{b_{\min}}{a_{\max}} \right)^2 k \Rightarrow \frac{b_{\min}}{a_{\max}} = \sqrt{\frac{K - DK}{k}} - 1 = r_{\min} \quad (6.29)$$

Μέγιστο μήκος βραχίονος b :

$$b_{\max} = 2l_a + l_b + l_c + l_d + \Delta l_k + \Delta l_{k1} + \Delta l_{k2}$$

Σταθερό μήκος πυρήνος:

$$b_{\max} + a_{\min} = c \quad (6.30)$$

$$b_{\min} + a_{\max} = c \quad (6.31)$$

Μέγιστη σχετική διαδρομή πυρήνος:

$$a_{\max} - a_{\min} = \Delta l_k \quad (6.32)$$

Αν η σχετική διαδρομή του πυρήνος χωρισθεί σε n τμήματα τότε προκύπτει το βήμα του διαφορικού κοχλίου:

$$b_0 = \frac{\Delta l_k}{n} \quad (6.33)$$

Μεταξύ των βημάτων των δύο κοχλιοσυνδέσεων που αποτελούν τον διαφορικό κοχλίο ισχύει η σχέση:

$$b_0 = b_2 - b_1 \quad (6.34)$$

Η διαδρομή του περικοχλίου σε σχέση με τον πυρήνα είναι:

$$\Delta l_{k1} = nb_1 \quad (6.35)$$

Η διαδρομή του περικοχλίου σε σχέση με την οδήγηση είναι:

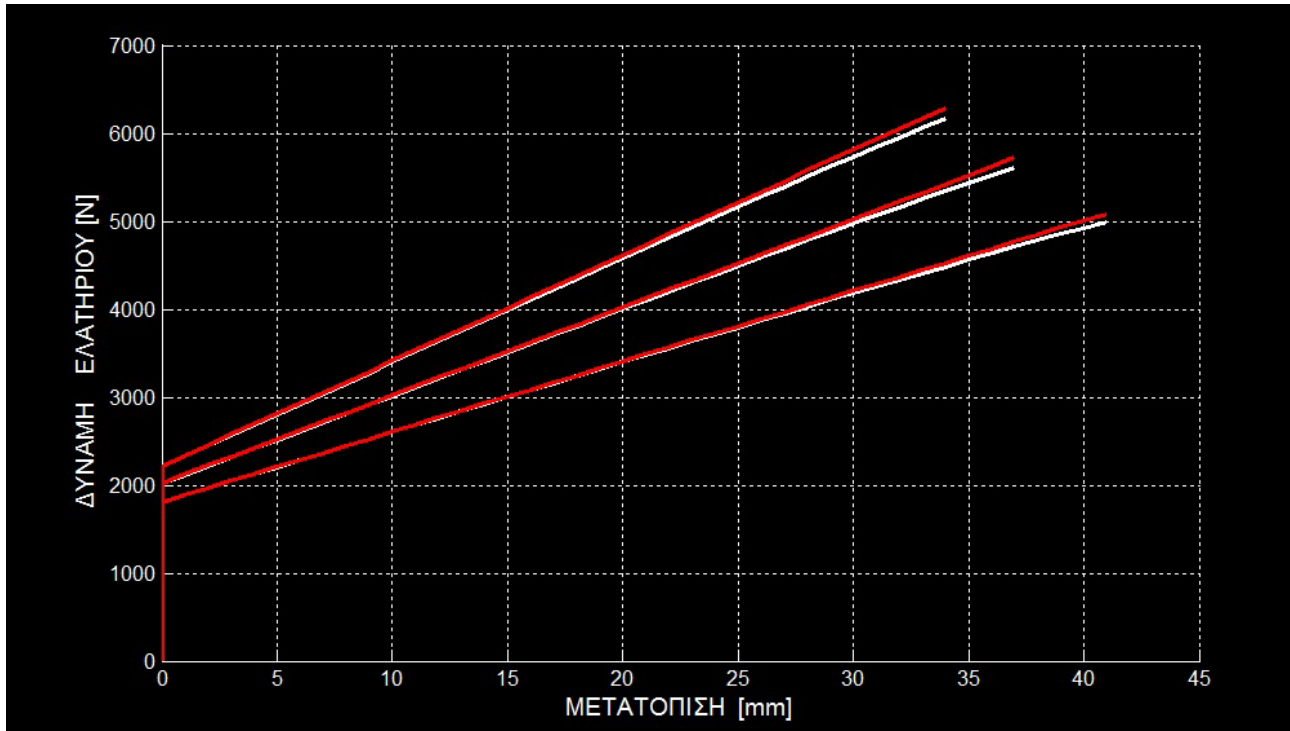
$$\Delta l_{k2} = \Delta l_k + nb_1 \quad (6.36)$$

Οι εξισώσεις (6.27)-(6.36) συνθέτουν ένα γραμμικό σύστημα 10×10 η λύση του οποίου προσδιορίζει τα μεγέθη $(a_{\max}, a_{\min}, b_{\max}, b_{\min}, \Delta l_k, \Delta l_{k1}, \Delta l_{k2}, c, b_0, b_2)$

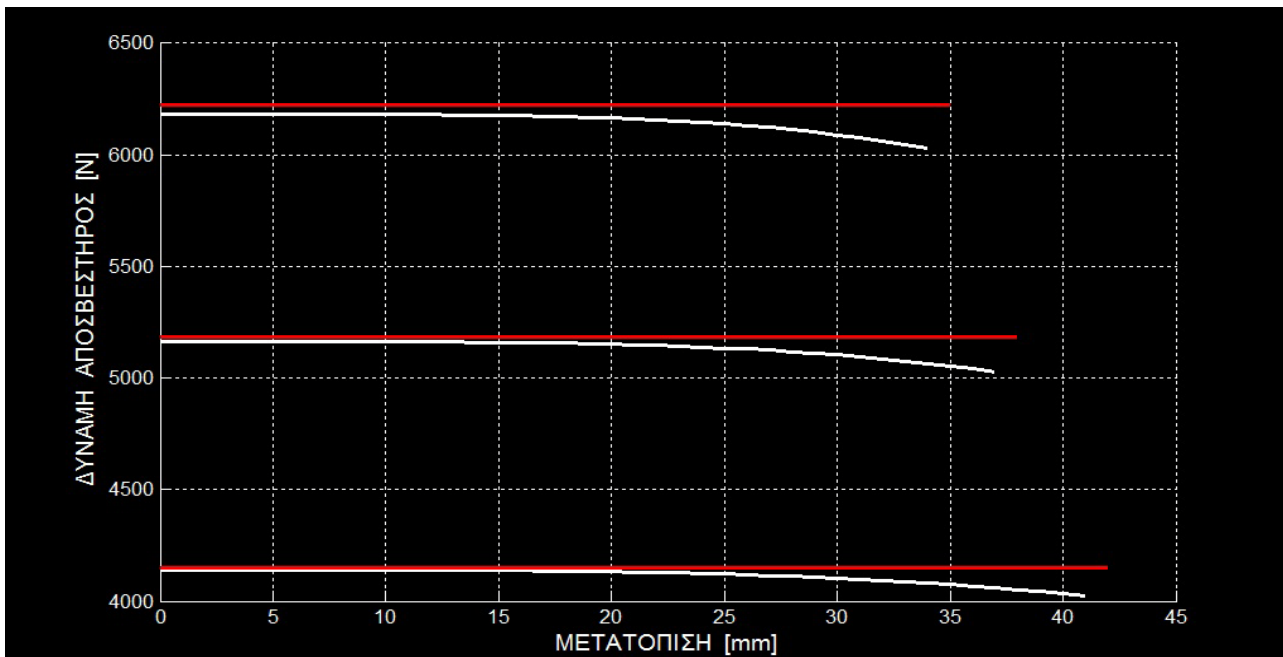
$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & r_{\max} & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_{\min} & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/n & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{\max} \\ a_{\min} \\ b_{\max} \\ b_{\min} \\ \Delta l_k \\ \Delta l_{k1} \\ \Delta l_{k2} \\ c \\ b_0 \\ b_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2l_a + l_b + l_c + l_d \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_1 \\ nb_1 \\ nb_1 \end{bmatrix}$$

Ο σχεδιασμός του μηχανισμού υποστηρίζεται από το λογισμικό «design.m» που παρατίθεται στο παράρτημα Β. Το λογισμικό αυτό δέχεται ως δεδομένα κάποια βασικά γεωμετρικά μεγέθη του μηχανισμού, τις σταθερές του αρχικού ελατηρίου και του αρχικού αποσβεστήρος, κάποια πιθανή αρχική προένταση, τις επιθυμητές σταθερές του ισοδύναμου μηχανισμού, το εύρος ρυθμίσεως και την μέγιστη ταχύτητα παραμορφώσεως του μηχανισμού (ταχύτητα συμπίεσεως των άκρων του μηχανισμού).

Το πρόγραμμα αρχικά υπολογίζει όλα τα γεωμετρικά μεγέθη του μηχανισμού. Στην συνέχεια υπολογίζει τις μέγιστες δυνάμεις που καταπονούν τα διάφορα εξαρτήματα. Τέλος τυπώνει τις χαρακτηριστικές του ισοδύναμου συστήματος ελατηρίου και αποσβεστήρος για την μέση τιμή και το εύρος ρυθμίσεως που έχει καθορισθεί. Οι κόκκινες καμπύλες αντιστοιχούν στην γραμμική ανάλυση ενώ οι λευκές στην μη γραμμική .



(σχ 6.10)



(σχ 6.11)

Στα σχήματα (6.10 – 6.11) απεικονίζονται οι χαρακτηριστικές αξονικού φορτίου μετατοπίσεως του μηχανισμού για διάφορες τιμές του λόγου b/a (αρχική ρύθμιση ,μέγιστη ρύθμιση +20%,ελάχιστη ρύθμιση -20%). Οι λευκές καμπύλες αντιστοιχούν στην μη γραμμική ανάλυση ενώ οι κόκκινες στην γραμμική. Η μη μηδενική αρχική τιμή στο διάγραμμα του ελατηρίου υποδηλώνει την αρχική προένταση ενώ η κλίση του διαγράμματος αντιστοιχεί στην σταθερά του ελατηρίου. Το λογισμικό έχει την δυνατότητα να αναγνωρίζει πότε τερματίζει το ελατήριο και για αυτόν τον λόγο δεν εμφανίζεται η έντονη μη γραμμική συμπεριφορά των σχημάτων (6.7 – 6.8).

6.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΑΝΤΟΧΗΣ ΤΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ

Οι παρακάτω υπολογισμοί αφορούν μία πειραματική διάταξη που σχεδιάστηκε για τις δεδομένες τιμές των μεγεθών που αναφέρονται στον κώδικα «design.m».

Επιλογή εδράνων

Για όλες τις αρθρώσεις θα επιλεγούν έδρανα χωρίς στοιχεία κυλίσεως που δεν απαιτούν συντήρηση. Τα συγκεκριμένα έδρανα ενδείκνυνται για αρθρωτούς μηχανισμούς διότι μπορούν να μεταφέρουν σημαντικά φορτία, διατίθενται στο εμπόριο με ενσωματωμένο κυλινδρικό στέλεχος που φέρει εσωτερικό ή εξωτερικό σπείρωμα ώστε να προσαρμόζονται εύκολα στα άκρα των ράβδων και επιτρέπουν αρκετά μεγάλες γωνιακές μετατοπίσεις.

Έδρανα συστήματος ελατηρίου-ομοαξονικού αποσβεστήρος

$$\max F_a = \max F_{\varepsilon\lambda} + \max F_c = (2.1 + 2.1) \cdot 10^3 = 4.2 \cdot 10^3 [\text{N}]$$

Επιλέγονται έδρανα της SKF με κωδικό SI 10C και διάρκεια ζωής για την παραπάνω φόρτιση $G_h = 7425 [\text{h}]$

Έδρανα ράβδου

$$\max F_r = \max F_{r1} + \max F_{r2} = (4.1 + 4.1) \cdot 10^3 = 8.2 \cdot 10^3 [\text{N}]$$

Επιλέγονται έδρανα της SKF με κωδικό SI 20C και διάρκεια ζωής για την παραπάνω φόρτιση $G_h = 9636 [\text{h}]$

Διατομή ράβδου για αντοχή σε λυγισμό

$$\max F_r = \max F_{r1} + \max F_{r2} \Rightarrow \max F_r = 8.2 \cdot 10^3 [\text{N}]$$

$$\max F_r S_f \leq \frac{\pi^2 EI}{l_1^2} \Rightarrow$$

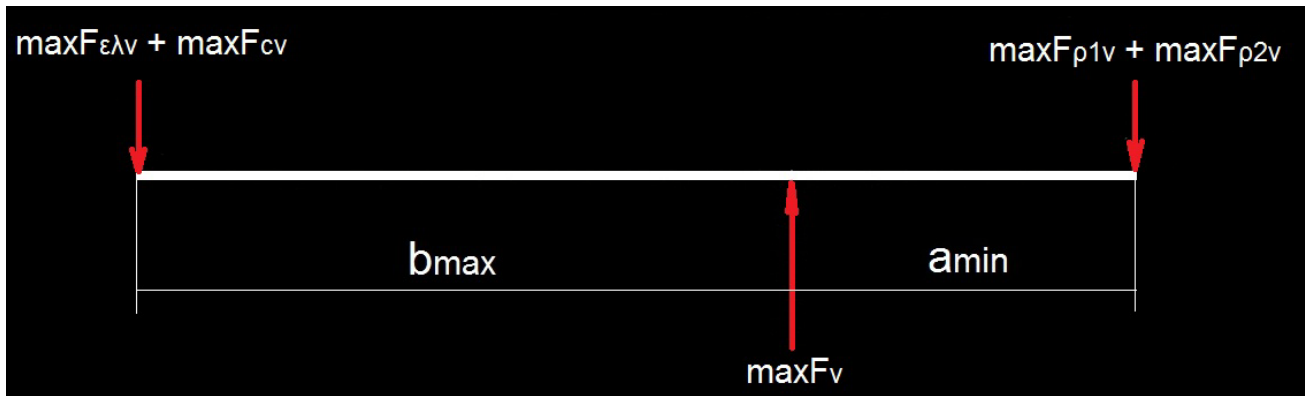
$$\max F_r S_f \leq \frac{\pi^2 E \frac{1}{4} \pi \left(\frac{d_r}{2}\right)^4}{l_1^2} \Rightarrow$$

$$d_r \geq 2 \left(\frac{4 \max F_r l_1^2}{E \pi^3} S_f \right)^{1/4} \Rightarrow$$

$$d_r \geq 14.88 [\text{mm}]$$

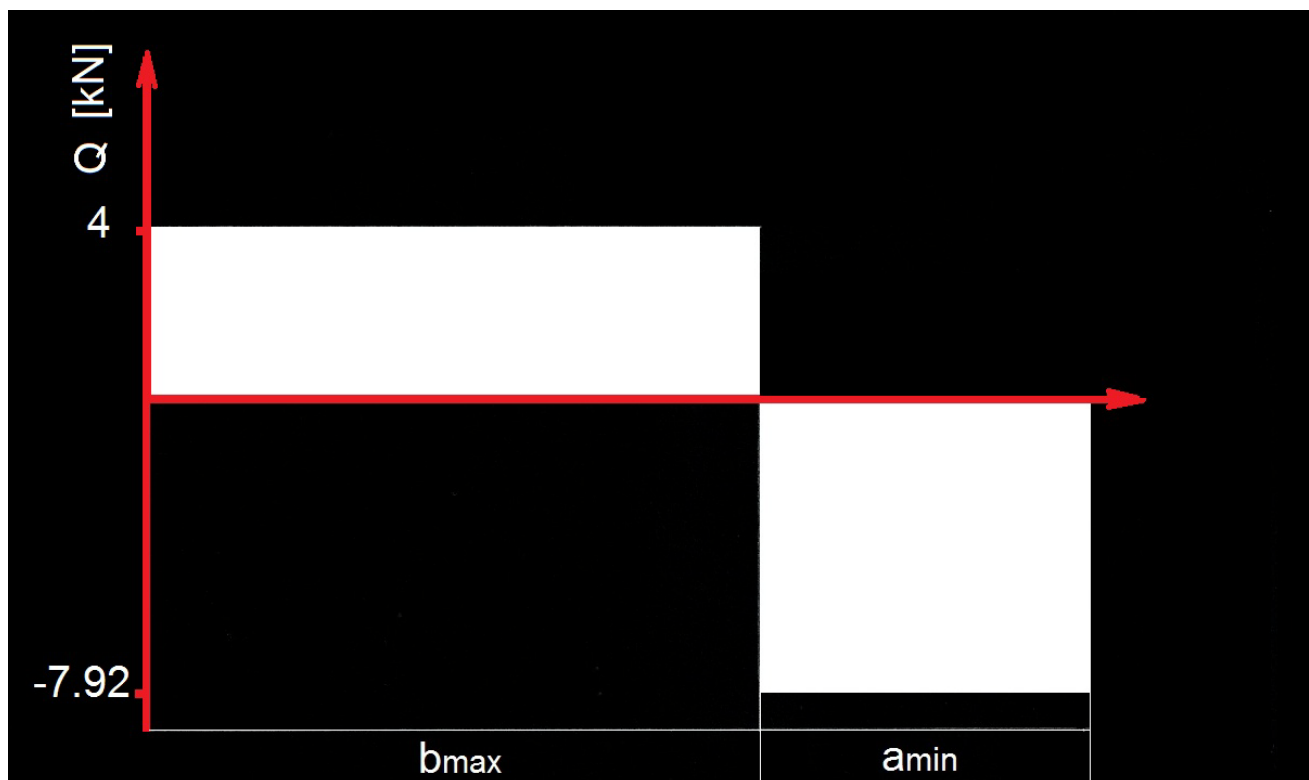
Λαμβάνεται $d_r = 20 [\text{mm}]$

Διατομή μοχλού

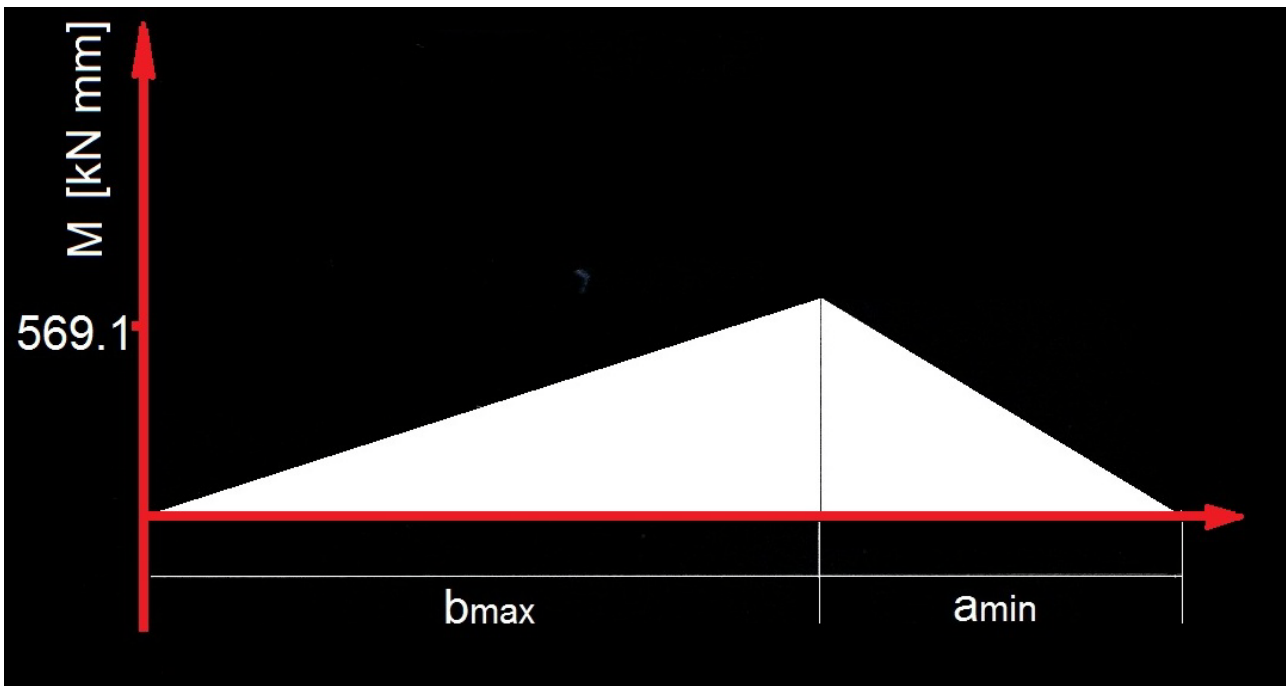


(σχ 6.12)

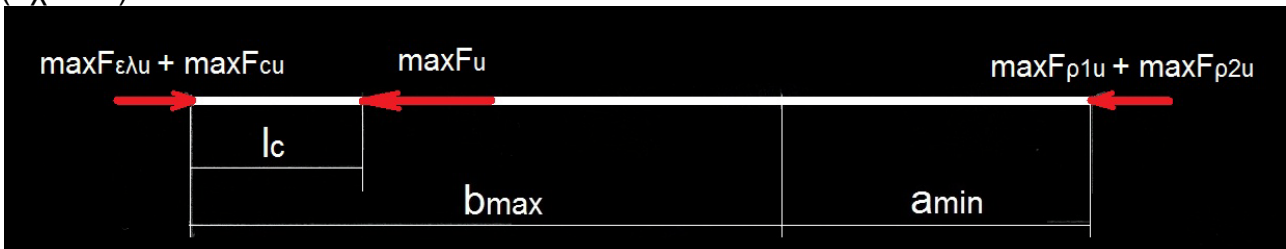
$$\begin{aligned}\max F_v &= \max F_{\varepsilon\lambda v} + \max F_{c v} + \max F_{r1 v} + \max F_{r2 v} \Rightarrow \\ \max F_v &= (1.92 + 2.08 + 3.80 + 4.12) \cdot 10^3 \Rightarrow \\ \max F_v &= 11.92 \cdot 10^3 \text{ [N]}\end{aligned}$$



(σχ 6.13)

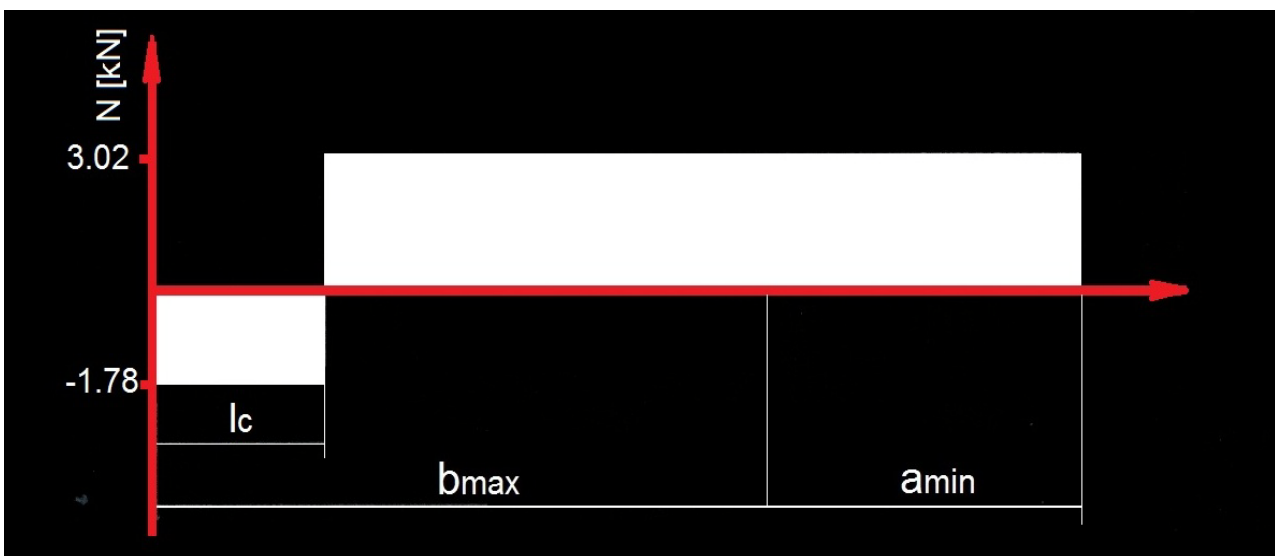


(σχ 6.14)



(σχ 6.15)

$$\begin{aligned} \max F_u &= \max F_{\varepsilon\lambda u} + \max F_{cu} + \max F_{r1u} + \max F_{r2u} \Rightarrow \\ \max F_u &= 932.04 + 847.98 + 1528.80 + 1493.20 \Rightarrow \\ \max F_u &= 4.80 \cdot 10^3 \text{ [N]} \end{aligned}$$



(σχ 6.16)

Η ελάχιστη διατομή του μοχλού θα υπολογισθεί αρχικά στην διατομή που εμφανίζεται η μέγιστη ροπή κάμψης χρησιμοποιώντας την μέθοδο Thum ενώ στην συνέχεια θα γίνει έλεγχος με την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων.

Υπολογισμός ονομαστικών τάσεων

Η καταπόνηση θεωρείται κυμαινόμενη και το υλικό St 60

- Κάμψη

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \Rightarrow \sigma_b = \frac{M_b}{\pi d^3/32} \Rightarrow \sigma_b = \frac{569.1 \cdot 32}{\pi d^3} \Rightarrow \sigma_b = \frac{5796.8}{d^3} 10^3 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

- Εφελκυσμός

$$\sigma_z = \frac{\max F_u}{A} \Rightarrow \sigma_z = \frac{\max F_u}{\pi d^2/4} \Rightarrow \sigma_z = \frac{3.02 \cdot 4}{\pi d^2} \Rightarrow \sigma_z = \frac{3.8}{d^2} 10^3 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

- Διάτμηση

$$\tau_d = \frac{\max Q}{A} \Rightarrow \tau_d = \frac{\max Q}{\pi d^2/4} \Rightarrow \tau_d = \frac{7.92 \cdot 4}{\pi d^2} \Rightarrow \tau_d = \frac{10.1}{d^2} 10^3 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Η ισοδύναμη ορθή τάση βάσει του κριτηρίου V.Mises είναι:

$$\sigma_{vz} = \sqrt{\left(\sigma_z + \frac{\sigma_{zw}}{\sigma_{bw}} \sigma_b \right)^2 + 3\tau_d^2} \Rightarrow \sigma_{vz} = \sqrt{\left(\frac{3.8 \cdot 10^3}{d^2} + \frac{270 \cdot 5796.8 \cdot 10^3}{300 \cdot d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{10.1 \cdot 10^3}{d^2} \right)^2}$$

Η αντοχή κατά Thum είναι:

$$\sigma_{z \text{ sch kN}}^T = \frac{\sigma_{z \text{ sch } 10} b_0 b_{sz} b_z}{\beta_{kz}} \Rightarrow \sigma_{z \text{ sch kN}}^T = \frac{340 \cdot 1 \cdot 0.8 \cdot 1}{1} \Rightarrow \sigma_{z \text{ sch kN}}^T = 272 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Η επιτρεπόμενη τάση είναι:

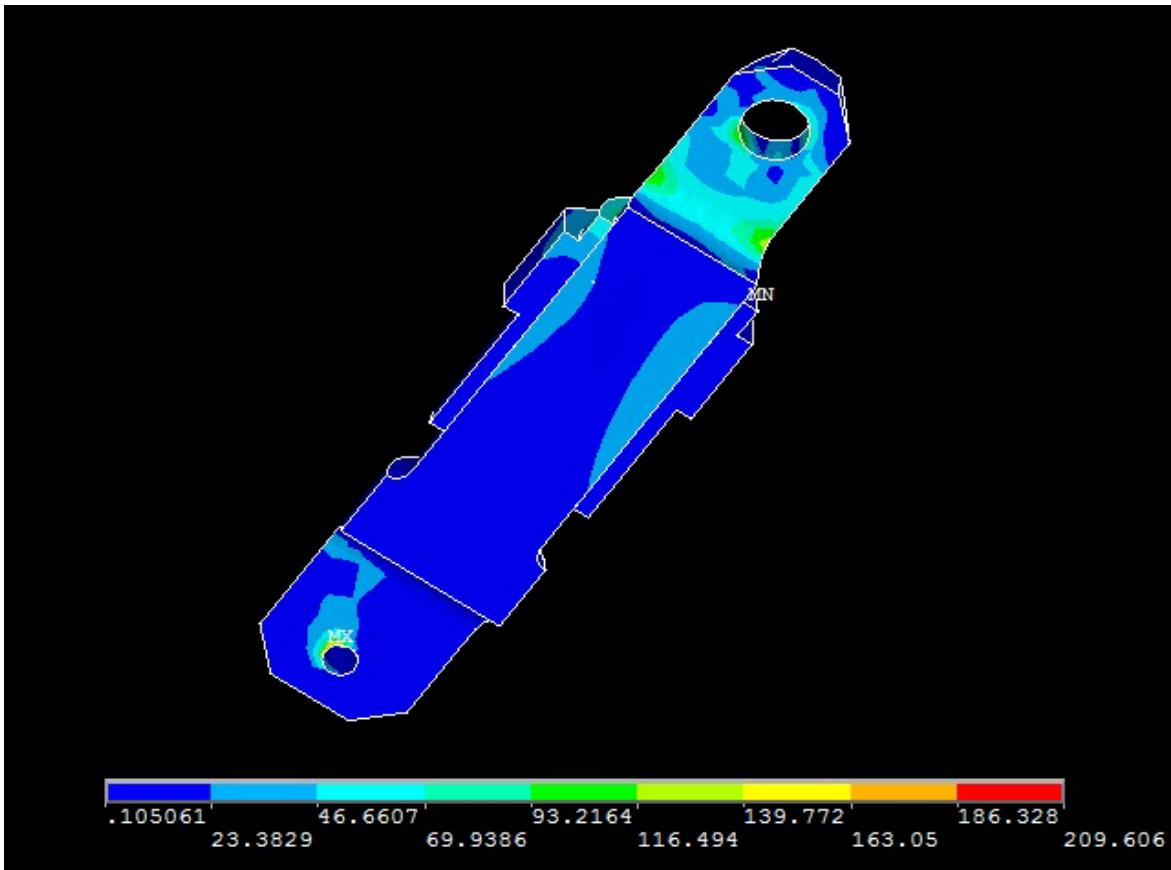
$$\sigma_{\varepsilon\pi} = \frac{\sigma_{z \text{ sch kN}}^T}{C_B \cdot S} \Rightarrow \sigma_{\varepsilon\pi} = \frac{240}{1.5 \cdot 2} \Rightarrow \sigma_{\varepsilon\pi} = 80 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Πρέπει:

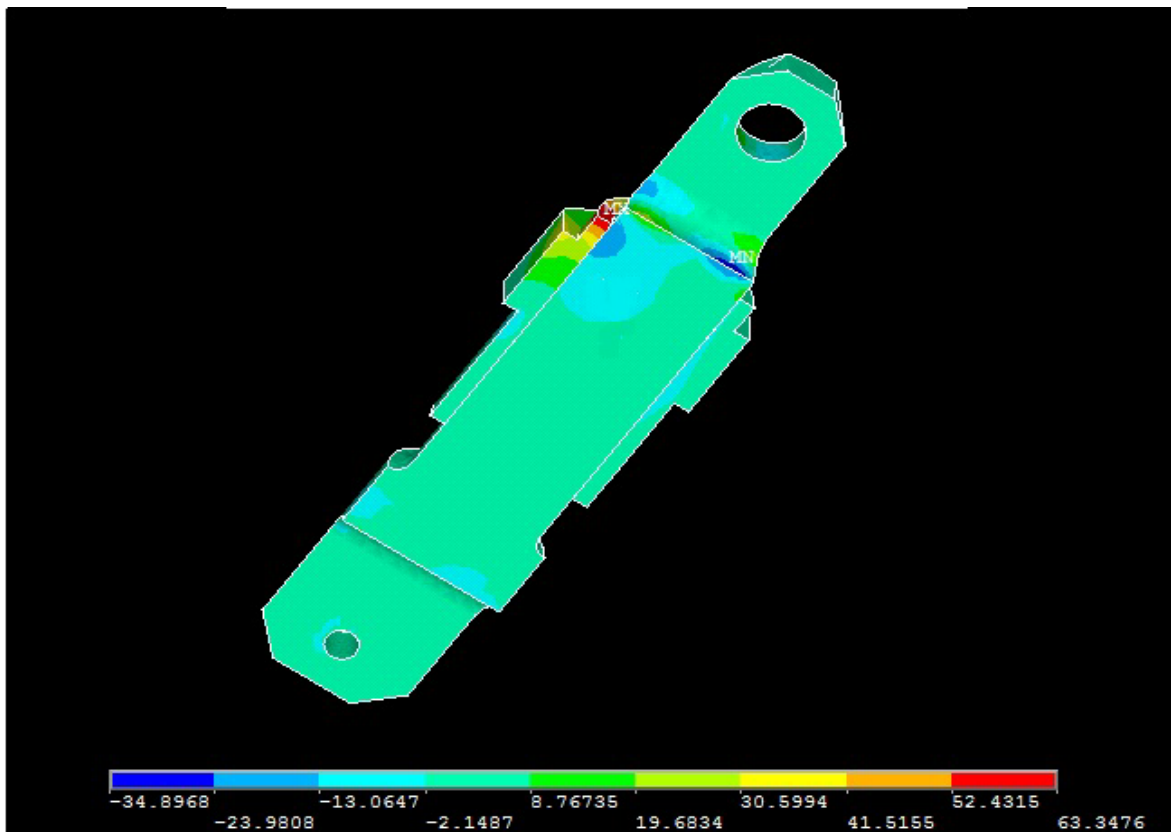
$$\sigma_{vz} \leq \sigma_{\varepsilon\pi} \Rightarrow \sqrt{\left(\frac{3.8 \cdot 10^3}{d^2} + \frac{270 \cdot 5796.8 \cdot 10^3}{300 \cdot d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{10.1 \cdot 10^3}{d^2} \right)^2} \leq 80 \Rightarrow d \geq 40.7 [\text{mm}]$$

Λαμβάνεται:

$$d = 44 [\text{mm}]$$

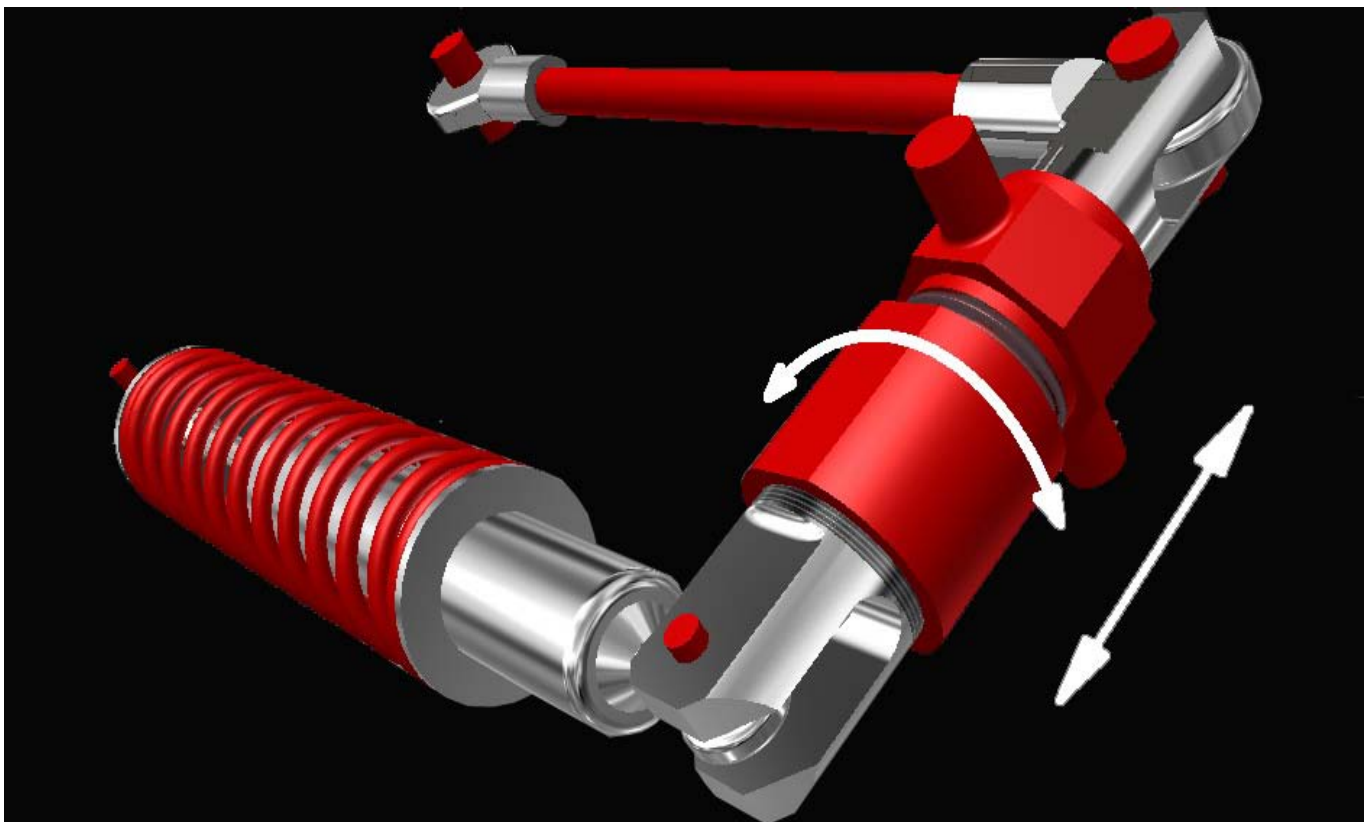


(σχ 6.17) Ισοδύναμη τάση κατά V.Mises



(σχ 6.18) Πίεση επιφανείας

Όπως προκύπτει από την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων η μέγιστη τάση κατά V.Mises είναι $\sigma_{vz} = 210 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ (σχ 6.17) δηλαδή μικρότερη από το όριο διαρροής του υλικού και εμφανίζεται στην περιοχή προσδέσεως του ελατηρίου. Αντιθέτως η μέγιστη πίεση επιφανείας (σχ 6.18) στην περιοχή συνεργασίας του πυρήνα με την οδήγηση είναι τοπικά αυξημένη στα άκρα της οδηγήσεως $63 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$. Τέλος παρατηρείται ότι μεγάλο τμήμα του μηχανισμού δεν φορτίζεται σημαντικά. Βάσει αυτών των παρατηρήσεων σε κάποια επόμενη μελέτη απαιτείται ένας ανασχεδιασμός του μηχανισμού όπου για τον πυρήνα να χρησιμοποιηθεί δακτυλιοειδής διατομή με σκοπό την αφαίρεση υλικού από τις αφόρτιστες περιοχές. Επίσης για την επίλυση του προβλήματος της αυξημένης πίεσεως επιφανείας στα άκρα της οδηγήσεως συνιστάται η δημιουργία μιας μικρής κωνικότητας σε αυτά τα σημεία της τάξεως των 5° όπως και η χρήση ενός χάλυβος υψηλότερης ποιότητας.



(σχ 6.19) Τρισδιάστατη μορφή του μηχανισμού

6.6 ΠΑΡΑΤΗΡΗΣΕΙΣ

- Βασικό πλεονέκτημα του μηχανισμού ρυθμιζόμενης αναρτήσεως που μελετήθηκε είναι η **δυνατότητα ρυθμίσεως της σταθεράς του ισοδυναμού ελατηρίου (κλίση του διαγράμματος φορτίου-μετατοπίσεως)**. Στην βιβλιογραφία ο όρος ρυθμιζόμενη ανάρτηση χρησιμοποιείται για συστήματα που δίνουν την δυνατότητα ρυθμίσεως της σταθεράς του αποσβεστήρος και της αρχικής προεντάσεως του ελατηρίου (αρχικό σημείο της καμπύλης φορτίου-μετατοπίσεως) αφήνοντας όμως αμετάβλητη την σταθερά του ελατηρίου.
- Το σύστημα του διαφορικού κοχλία δίνει την **δυνατότητα πολύ λεπτών και συνεχών ρυθμίσεων**.
- Η ενέργεια που απαιτείται για την ρύθμιση του μηχανισμού είναι αμελητέα. Αυτό το χαρακτηριστικό έχει μεγάλη σημασία διότι **δίνει την προοπτική στον μηχανισμό να εξελιχθεί σε κάποια επόμενη μελέτη από μια ρυθμιζόμενη ανάρτηση σε μια ενεργητική ανάρτηση**. Αυτή η ιδέα μπορεί να υλοποιηθεί ως εξής: Ένας αισθητήρας θα υπολογίζει την θεμελιώδη συχνότητα διεγέρσεως κατά την λειτουργία της μοτοσικλέτας. Ένας μικροεπεξεργαστής κάνοντας κλήση στο πρόγραμμα βελτιστοποιήσεως το οποίο θα τρέχει ταχύτατα με δύο μόνο αγνώστους (σταθερά ελατηρίου και σταθερά αποσβεστήρος) και για μία διακριτή συχνότητα θα υπολογίζει τα χαρακτηριστικά της οπισθίας αναρτήσεως. Ένας ηλεκτρικός επενεργητής θα κάνει την κατάλληλη ρύθμιση στο διαφορικό περικόχλιο. Το παραπάνω σύστημα αναμένεται να υπερτερεί σε σχέση με τις σημερινές υδροπνευματικές ενεργητικές αναρτήσεις από άποψη βάρους αλλά κυρίως από άποψη καταναλώσεως ισχύος.
- Βασικό μειονέκτημα αυτού του μηχανισμού είναι η αύξηση του απαιτούμενου χώρου και του βάρους της αναρτήσεως. Οι περισσότεροι μηχανισμοί που χρησιμοποιούνται σε αναρτήσεις μοτοσικλετών στοχεύουν στην μείωση του απαιτούμενου χώρου και στην δημιουργία προοδευτικών μη γραμμικών ελατηρίων.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

Καναράχος. Λ, Αντωνιάδης.Ι, *Δυναμική Μηχανών*, εκδ. Παπασωτηρίου, Αθήνα 1998.

Gaetano Cocco, *How and Why. Motorcycle Design and Technology*, GIORGIO NADA Editore, Vimodrone (ML), 2001

Vittore Cossalter, *Motorcycle Dynamics*, copyright by Vittore Cossalter, 2nd English edition, 2006

Tony Foale, *Motorcycle Handling and Chassis Design*

SAE The engineering Resource For Advancing Mobility, *Motorcycle Dynamics and Rider Control*, SAE Congress and Exposition Cobo Hall, Detroit, Michigan, February 27 – March 3, 1978, published Society of Automotive Engineers, INC, 1978

Paul Thede and Lee Parks, *Race Tech's, Motorcycle Suspension Bible*, Motorbooks Workshop.

John C. Dixon, *Tires Suspension and Handling*, 2nd edition.

John C. Dixon, *The Shock Absorber Handbook*.

Alan Staniforth, *Competition car suspension, Design, Construction, Tuning*, 3rd edition, pp. 221,223.

C. Koenen, *The dynamic behavior of a motorcycle when running straight ahead and when cornering*, Doctoral Dissertation, Delft University, 1983.

ΑΝΑΦΟΡΕΣ

Audenino, A.L and Belingardi,G., *Modelling the Dynamic Behaviour of a Motorcycle Damper*, Proc.I.Mech.e., Part D Vol. 209, No. 4 (Testing and Modelling), pp 249-269, 1995

R. S. Sharp, *The Stability and Control of Motorcycles*, Journal of Mechanical Engineering Science, 13, 1971.

R. S. Sharp, *A Review of Motorcycle Steering Behaviour on Straight Line Stability Characteristics*, SAE Paper no 780303, 1978

G.E. Roe, T.E. Thrope, *The Influence of Frame Structure on the Dynamics of Motorcycle Stability*, SAE paper no 891772, 1989

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α

ΟΔΗΓΙΕΣ ΧΡΗΣΕΩΣ ΤΟΥ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΕΩΣ

- Στον φάκελο «OPTIMIZATION» υπάρχουν 8 αρχεία Matlab αρχικά πρέπει να ανοιχθεί το αρχείο «main.m»
- Στις σειρές 8-23 ορίζονται κάποια μεγέθη που παραμένουν σταθερά κατά την βελτιστοποίηση.
- Στις γραμμές 28-29 ορίζονται τα κάτω και τα άνω όρια των μεταβλητών σχεδιασμού.
- Στην γραμμή 45 ορίζεται η αντικειμενική συνάρτηση και ξεκινάει η βελτιστοποίηση. Προεπιλεγμένη είναι η obsfun1 για να την αλλάξετε πληκτρολογήστε αντί για 1 τον αριθμό της αντικειμενικής συναρτήσεως που επιθυμείτε.
- Στο αρχείο «confun.m» στις γραμμές 54-55 μπορεί να ενεργοποιηθεί η απαγορευμένη περιοχή ιδιοσυχνοτήτων διαγράφοντας το σύμβολο % στην αρχή των γραμμών.
- Η βελτιστοποίηση διαρκεί περίπου 10[min] και κατά την διάρκειά της φαίνονται τα διάφορα στάδια συγκλίσεως του αλγορίθμου.
- Όταν ολοκληρωθεί η επίλυση εμφανίζεται το διάνυσμα x με τις βέλτιστες τιμές των μεταβλητών σχεδιασμού.
- Πατώντας «enter» εμφανίζεται το γράφημα του αδιάστατου εύρους $A_Y(\omega, \varphi)$ μαζί με την μέγιστη τιμή του. Για παράδειγμα ένα αποτέλεσμα $A_a=0.45$ υποδηλώνει ότι το μέγιστο πλάτος της κατακορύφου ταλαντώσεως του κέντρου βάρους σε οποιαδήποτε κυκλική συχνότητα του διεγέρτου εντός του εύρους $[\omega_{ini}, \omega_{fin}]$ είναι το πολύ 45% της ανωμαλίας του οδοστρώματος.
- Επειδή ο αλγόριθμος παγιδεύεται σε τοπικά ελάχιστα καλό είναι να γίνουν πολλά τρεξίματα και να κρατηθεί καλύτερο αποτέλεσμα. Επειδή το σημείο εκκινήσεως του αλγορίθμου είναι τυχαίο δεν είναι απαραίτητο ότι κάθε φορά θα καταλήγει στο ίδιο αποτέλεσμα.
- Βοηθητικά υπάρχει το αρχείο «surface.m» στο οποίο ο χρήστης μπορεί να πειραματισθεί δίνοντας δικές του τιμές στις μεταβλητές σχεδιασμού και παρατηρώντας πως μεταβάλλεται το διάγραμμα $A_Y(\omega, \varphi)$ και η μέγιστη τιμή A_a .
- Αν ο χρήστης επιθυμεί την τύπωση της μέγιστης ανηγμένης επιταχύνσεως και του αντιστοίχου γραφήματος πρέπει να απενεργοποιήσει την γραμμή 46 του αρχείου «surface.m» και να ενεργοποιήσει την γραμμή 48.

ΛΟΓΙΣΜΙΚΟ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΕΩΣ

«main.m»

```
clear all
clc
close all

global Wmin Wmax wb h wd offset trail Rwheel Mwheel Iwheel Iswing Wfin Wini Ffin Fini N

Wmin = 2;      %[rad/s]  κάτω όριο απαγορευμένης περιοχής ιδιοσυχνοτήτων
Wmax = 10;    %[rad/s]  άνω όριο απαγορευμένης περιοχής ιδιοσυχνοτήτων
wb = 1.5;     %[m]      μέγιστη δυνατή διάσταση μεταξονίου
h = 0.8;     %[m]      ύψος κέντρου βάρους αναβάτου-μοτοσυκλέτας
wd = 45;     %[%]      μέγιστο ποσοστό του συνολικού βάρους στον οπίσθιο
                    τροχό
offset = 0.02; %[m]     απόσταση άξονος τιμονιού - κέντρου τροχού
trail = 0.1;  %[m]     ελάχιστη τιμή ίχνους
Rwheel = 0.311; %[m]   ακτίνα τροχού
Mwheel = 11;  %[kg]    μάζα οπισθίου τροχού
Iwheel = 0.4; %[kg m^2] ροπή αδρανείας οπισθίου τροχού
Iswing = 0.9; %[kg m^2] ροπή αδρανείας ψαλιδιού
N = 100;     %        διαμερίσεις ολοκληρώματος
Wini = 0;    %[rad/s]  ελάχιστη κυκλική συχνότητα
Wfin = 15;   %[rad/s]  μέγιστη κυκλική συχνότητα
Fini = 0;    %[rad]    ελάχιστη διαφορά φάσεως τροχών
Ffin = 2*pi; %[rad]    μέγιστη διαφορά φάσεως τροχών

%      [ M   d   e   a   b   Ka   Kb   Ca   Cb   Ir   Ig   R ]
%      [ kg  o   o   m   m   N/m  N/m  N/(m/s^2)  N/(m/s^2)  kg m^2  kg m^2  m ]
lb = [300 23 54 0.43 0 18000 13500 800 800 2 100 0.4];
ub = [400 27 56 0.70 0.9 20000 103000 3300 6500 7 150 0.6];

x0 = lb + rand(1,12) .* (ub - lb) % τυχαίο σημείο εκκινήσεως

A = [];
b = [];
Aeq = [];
beq = [];

options = optimset('display', 'iter')

% @objfun1 ελαχιστοποίηση όγκου συναρτήσεως ισοδυνάμου μετατοπίσεως
% @objfun2 ελαχιστοποίηση όγκου συναρτήσεως ισοδυνάμου επιταχύνσεως
% @objfun3 ελαχιστοποίηση μέγιστης ισοδυνάμου μετατοπίσεως
% @objfun4 ελαχιστοποίηση μέγιστης ισοδυνάμου επιταχύνσεως

[x] = fmincon(@objfun1,x0,A,b,Aeq,beq,lb,ub,@confun,options)
disp('optimization terminated')

disp('hit enter to continue')
pause

Ng = 200;      % διαμερίσεις γραφήματος
dW = (Wfin-Wini)/Ng;
dF = (Ffin-Fini)/Ng;
i = 0;
```

```

for F = Fini:dF:Ffin
    i = i+1;
    j = 0;
FF(i) = (i-1)*(Ffin-Fini)/Ng;
    for W = Wini:dW:Wfin
        j = j+1;
        Wi = W;
        Fi = F;
        Wil = W + dW;
        Fil = F + dF;
        Wp = 0.5 * (Wi+Wil);
        Fp = 0.5 * (Fi+Fil);
        WW(j) = (j-1)*(Wfin-Wini)/Ng ;
        [ay,by,a8,b8] = solve4x4(Wp,Fp,x);
        Ip(i,j) = sqrt((ay^2)+(by^2));

    end
    disp(sprintf('i-cycle: %i',i))

end
A = max(Ip);
Aa = max(A)

surf(WW,FF,Ip)

```

«confun.m»

```

function [c,ceq] = confun(x);

global Wmin Wmax wb h wd offset trail Rwheel Mwheel Iwheel Iswing Wfin Wini Ffin Fini N

DV_M = x(1);           % μάζα αναβάτου και μοτοσικλέτας
DV_d = x(2)*pi/180;   % γωνία κάστερ
DV_e = x(3)*pi/180;   % κλίση οπισθίας αναρτήσεως
DV_a = x(4);           % οριζόντια απόσταση του κέντρου βάρους από τον άξονα της
                        % προσθίας αναρτήσεως
DV_b = x(5);           % οριζόντια απόσταση του κέντρου βάρους από τον άξονα της
                        % οπισθίας αναρτήσεως
DV_Ka = x(6);          % σταθερά ελατηρίου προσθίας αναρτήσεως
DV_Kb = x(7);          % σταθερά ελατηρίου οπισθίας αναρτήσεως
DV_Ca = x(8);          % σταθερά αποσβεστήρος προσθίας αναρτήσεως
DV_Cb = x(9);          % σταθερά αποσβεστήρος οπισθίας αναρτήσεως
DV_Ir = x(10);         % ροπή αδρανείας ψαλιδιού και οπισθίου τροχού
DV_Ig = x(11);         % ροπή αδρανείας μοτοσικλέτας και αναβάτου
DV_R = x(12);          % μήκος ψαλιδιού

MI = DV_M * ((tan(DV_e)-tan(DV_d))^2+1);
MII = DV_M * (tan(DV_e)-tan(DV_d)) * (DV_b*tan(DV_e)+DV_a*tan(DV_d));
MIII = DV_M * (tan(DV_e)-tan(DV_d)) * (DV_b*tan(DV_e)+DV_a*tan(DV_d));
MIV = DV_Ir+DV_Ig+DV_M*(DV_b*(tan(DV_e)+DV_a*tan(DV_d)))^2;

KI = DV_Kb / (cos(DV_e))^2 + DV_Ka / (cos(DV_d))^2;
KII = DV_Kb * DV_b / (cos(DV_e))^2 - DV_Ka*DV_a / (cos(DV_d))^2;
KIII = DV_Kb * DV_b / (cos(DV_e))^2 - DV_Ka*DV_a / (cos(DV_d))^2;
KIV = DV_b^2 * DV_Kb / (cos(DV_e))^2 + DV_a^2*DV_Ka / (cos(DV_d))^2;

CI = DV_Cb / (cos(DV_e))^2 + DV_Ca / (cos(DV_d))^2;
CII = DV_Cb * DV_b / (cos(DV_e))^2 - DV_Ca*DV_a / (cos(DV_d))^2;
CIII = DV_Cb * DV_b / (cos(DV_e))^2 - DV_Ca*DV_a / (cos(DV_d))^2;
CIV = DV_b^2 * DV_Cb / (cos(DV_e))^2 + DV_a^2*DV_Ca / (cos(DV_d))^2;

Ka = DV_Ka;
Kb = DV_Kb;
Kc = -DV_a * DV_Ka;
Kd = DV_b * DV_Kb;
Ca = DV_Ca;
Cb = DV_Cb;
Cc = -DV_a * DV_Ca;
Cd = DV_b * DV_Cb;
Mr = DV_Ir / DV_R;

M = [MI MII ; MIII MIV];           % μητρώο μάζας
K = [KI KII ; KIII KIV];           % μητρώο δυσκαμψίας

omega = eig(K,M);

W1 = sqrt(omega(1));               % πρώτη κυκλική ιδιοσυχνότητα χωρίς απόσβεση
W2 = sqrt(omega(2));               % δεύτερη κυκλική ιδιοσυχνότητα χωρίς απόσβεση

% c(1) = -(W1-Wmax)*(W1-Wmin);     % W1<Wmin ή W1>Wmax
% c(2) = -(W2-Wmax)*(W2-Wmin);     % W2<Wmin ή W2>Wmax

```



```

c(3) = DV_a + DV_b + ( h - Rwheel )*( tan(DV_e) + tan(DV_d) ) - wb; % μήκος
                                                    μεταξονίου < wb
c(4) = - (Rwheel * tan(DV_d) - offset/cos(DV_d)) + trail; % ίχνος > trail
% κατανομή βάρους το πολύ wd% στον οπίσθιο τροχό
c(5) = (DV_a + (h - Rwheel) * tan(DV_d)) / ( DV_a + DV_b + (h - Rwheel) * (
tan(DV_e) + tan(DV_d) )) - wd/100;

% ισότητα ροπών αδρανείας
ceq(1) = Iwheel + Mwheel * DV_R^2 + Iswing - DV_Ir ;

```

«obsfun1.m»

```
function [fval] = objfun1(x)

% ΕΛΑΧΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΟΓΚΟΥ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΩΣ ΙΣΟΔΥΝΑΜΟΥ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΕΩΣ

global Wmin Wmax wb h wd offset trail Rwheel Mwheel Iwheel Iswing Wfin Wini Ffin Fini N

    dW = (Wfin-Wini)/N;
    dF = (Ffin-Fini)/N;
    i = 0;
    Itotal = 0;

for W = Wini:dW:Wfin
    for F = Fini:dF:Ffin
        i = i+1;
        Wi = W;
        Fi = F;
        Wil = W + dW;
        Fil = F + dF;
        Wp = 0.5 * (Wi+Wil);
        Fp = 0.5 * (Fi+Fil);
        dA = dW * dF;

        [ay,by,a8,b8] = solve4x4(Wp,Fp,x);

        % όγκος ισοδυνάμου μετατοπίσεως
        Ip = (0.5 * sqrt((ay^2)+(by^2)) / h ) + (0.5 * sqrt((a8^2)+(b8^2)))* dA;
        Itotal = Itotal + Ip;
    end
end

fval = Itotal;
```

«obsfun2.m»

```
function [fval] = objfun2(x)

% ΕΛΑΧΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΟΓΚΟΥ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΩΣ ΙΣΟΔΥΝΑΜΟΥ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΕΩΣ

global Wmin Wmax wb h wd offset trail Rwheel Mwheel Iwheel Iswing Wfin Wini Ffin Fini
N

    dW = (Wfin-Wini)/N;
    dF = (Ffin-Fini)/N;
    i = 0;
    Itotal = 0;

for W = Wini:dW:Wfin
    for F = Fini:dF:Ffin
        i = i+1;
        Wi = W;
        Fi = F;
        Wil = W + dW;
        Fil = F + dF;
        Wp = 0.5 * (Wi+Wil);
        Fp = 0.5 * (Fi+Fil);
        dA = dW * dF;

        [ay,by,a8,b8] = solve4x4(Wp,Fp,x);

        % όγκος ισοδύναμου επιταχύνσεως
        Ip = (0.5*(Wp)^2 * sqrt((ay^2)+(by^2)) / h ) + (0.5 * (Wp)^2 *
sqrt((a8^2)+(b8^2))) * dA;
        Itotal = Itotal + Ip;
    end
end

fval = Itotal;
```

«obsfun3.m»

```
function [fval] = objfun3(x)

% ΕΛΑΧΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΜΕΓΙΣΤΗΣ ΙΣΟΔΥΝΑΜΟΥ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΕΩΣ

global Wmin Wmax wb h wd offset trail Rwheel Mwheel Iwheel Iswing Wfin Wini Ffin Fini N

dW = (Wfin-Wini)/N;
dF = (Ffin-Fini)/N;
i = 0;

for W = Wini:dW:Wfin
    i = i+1;
    j = 0;

    for F = Fini:dF:Ffin
        j = j+1;
        Wi = W;
        Fi = F;
        Wil = W + dW;
        Fil = F + dF;
        Wp = 0.5 * (Wi+Wil);
        Fp = 0.5 * (Fi+Fil);

        [ay,by,a8,b8] = solve4x4(Wp,Fp,x);

        % Ισοδύναμη μετατόπιση
        Ip(i,j) = (0.5* sqrt((ay^2)+(by^2)) / h ) + (0.5 * sqrt((a8^2)+(b8^2)));
    end
end

end

maxIp = max(Ip);
maxmaxIp = max(maxIp);

fval = maxmaxIp;
```

«obsfun4.m»

```
function [fval] = objfun4(x)

% ΕΛΑΧΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΜΕΓΙΣΤΗΣ ΙΣΟΔΥΝΑΜΟΥ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΕΩΣ

global Wmin Wmax wb h wd offset trail Rwheel Mwheel Iwheel Iswing Wfin Wini Ffin Fini N

    dW = (Wfin-Wini)/N;
    dF = (Ffin-Fini)/N;
    i = 0;

for W = Wini:dW:Wfin
    i = i+1;
    j = 0;

    for F = Fini:dF:Ffin
        j = j+1;
        Wi = W;
        Fi = F;
        Wil = W + dW;
        Fil = F + dF;
        Wp = 0.5 * (Wi+Wil);
        Fp = 0.5 * (Fi+Fil);

        [ay,by,a8,b8] = solve4x4(Wp,Fp,x);

        % Ισοδύναμη επιτάχυνση
        Ip(i,j) = (0.5*(Wp)^2* sqrt((ay^2)+(by^2)) / h ) + (0.5 *(Wp)^2 *
sqrt((a8^2)+(b8^2)));

    end

end

maxIp = max(Ip);
maxmaxIp = max(maxIp);

fval = maxmaxIp;
```

«solve4x4.m»

```
function [ay,by,a8,b8]=solve4x4(Wp,Fp,x);

% ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΙΣΤΩΣΩΝ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΕΩΣ ay,by ΚΑΙ ΣΤΡΟΦΗΣ aθ,bθ

DV_M = x(1);           % μάζα αναβάτου και μοτοσικλέτας
DV_d = x(2)*pi/180;    % γωνία κάστερ
DV_e = x(3)*pi/180;    % κλίση οπισθίας αναρτήσεως
DV_a = x(4);           % οριζόντια απόσταση του κέντρου βάρους από τον άξονα
                        % της προσθίας αναρτήσεως
DV_b = x(5);           % οριζόντια απόσταση του κέντρου βάρους από τον άξονα
                        % της οπισθίας αναρτήσεως
DV_Ka = x(6);          % σταθερά ελατηρίου προσθίας αναρτήσεως
DV_Kb = x(7);          % σταθερά ελατηρίου οπισθίας αναρτήσεως
DV_Ca = x(8);          % σταθερά αποσβεστήρος προσθίας αναρτήσεως
DV_Cb = x(9);          % σταθερά αποσβεστήρος οπισθίας αναρτήσεως
DV_Ir = x(10);         % ροπή αδρανείας ψαλιδιού και οπισθίου τροχού
DV_Ig = x(11);         % ροπή αδρανείας μοτοσικλέτας και αναβάτου
DV_R = x(12);          % μήκος ψαλιδιού

MI = DV_M * ((tan(DV_e)-tan(DV_d))^2+1);
MII = DV_M * (tan(DV_e)-tan(DV_d)) * (DV_b*tan(DV_e)+DV_a*tan(DV_d));
MIII = DV_M * (tan(DV_e)-tan(DV_d)) * (DV_b*tan(DV_e)+DV_a*tan(DV_d));
MIV = DV_Ir + DV_Ig + DV_M * (DV_b*(tan(DV_e) + DV_a*tan(DV_d)))^2;

KI = DV_Kb / (cos(DV_e))^2 + DV_Ka / (cos(DV_d))^2;
KII = DV_Kb * DV_b / (cos(DV_e))^2 - DV_Ka*DV_a / (cos(DV_d))^2;
KIII = DV_Kb * DV_b / (cos(DV_e))^2 - DV_Ka*DV_a / (cos(DV_d))^2;
KIV = DV_b^2 * DV_Kb / (cos(DV_e))^2 + DV_a^2*DV_Ka / (cos(DV_d))^2;

CI = DV_Cb / (cos(DV_e))^2 + DV_Ca / (cos(DV_d))^2;
CII = DV_Cb * DV_b / (cos(DV_e))^2 - DV_Ca*DV_a / (cos(DV_d))^2;
CIII = DV_Cb * DV_b / (cos(DV_e))^2 - DV_Ca*DV_a / (cos(DV_d))^2;
CIV = DV_b^2 * DV_Cb / (cos(DV_e))^2 + DV_a^2*DV_Ca / (cos(DV_d))^2;

Ka = DV_Ka;
Kb = DV_Kb;
Kc = -DV_a * DV_Ka;
Kd = DV_b * DV_Kb;
Ca = DV_Ca;
Cb = DV_Cb;
Cc = -DV_a * DV_Ca;
Cd = DV_b * DV_Cb;
Mr = DV_Ir / DV_R;

a11 = KI - MI*(Wp)^2;
a12 = -CI * Wp;
a13 = KII - MII*(Wp)^2;
a14 = -CII * Wp;

a21 = CI*Wp;
a22 = KI - MI*(Wp)^2;
a23 = CII*Wp;
a24 = KII - MII*(Wp)^2;

a31 = KIII - MIII*(Wp)^2;
a32 = -CIII*Wp;
a33 = KIV - MIV*(Wp)^2;
a34 = -CIV*Wp;
```

```

a41 = CIII*Wp;
a42 = KIII - MIII*(Wp)^2;
a43 = CIV*Wp;
a44 = KIV - MIV*(Wp)^2;

b1 = Ka          - Kb * sin(Fp) - Cb*(Wp) * cos(Fp);
b2 = Kb * cos(Fp) + Ca * (Wp)    - Cb*(Wp) * sin(Fp);
b3 = Kc          - Kd * sin(Fp) - Cd*(Wp) * cos(Fp) + Mr * ((Wp)^2)*sin(Fp);
b4 = Kd * cos(Fp) + Cc * (Wp)    - Cd*(Wp) * sin(Fp) - Mr * ((Wp)^2)*cos(Fp);

A = [a11 a12 a13 a14 ; a21 a22 a23 a24 ; a31 a32 a33 a34 ; a41 a42 a43 a44];
B = [b1 ; b2 ; b3 ; b4];

S = A\B;
ay = S(1);
by = S(2);
a8 = S(3);
b8 = S(4);

```

«surface.m»

```

clear all
clc

% [ M d e a b Ka Kb Ca Cb Ir Ig R ]
% [ kg o o m m N/m N/m N/(m/s^2) N/(m/s^2) kg m^2 kg m^2 m ]
x = [300 25 56 0.43 0.06 20000 58000 1791 6500 3.06 100 0.4];

Wini = 0; % [rad/s] ελάχιστη κυκλική συχνότητα
Wfin = 15; % [rad/s] μέγιστη κυκλική συχνότητα
Fini = 0; % [rad] ελάχιστη διαφορά φάσεως τροχών
Ffin = 2*pi; % [rad] μέγιστη διαφορά φάσεως τροχών

Ng = 200; % διαμερίσεις γραφήματος
dW = (Wfin-Wini)/Ng;
dF = (Ffin-Fini)/Ng;
i = 0;

for F = Fini:dF:Ffin
    i = i+1;
    j = 0;
    FF(i) = (i-1)*(Ffin-Fini)/Ng;
    for W = Wini:dW:Wfin
        j = j+1;
        Wi = W;
        Fi = F;
        Wil = W + dW;
        Fil = F + dF;
        Wp = 0.5 * (Wi+Wil);
        Fp = 0.5 * (Fi+Fil);
        WW(j) = (j-1)*(Wfin-Wini)/Ng ;
        [ay,by,a8,b8] = solve4x4(Wp,Fp,x);

        % Υπολογίζει την μέγιστη τιμή της ανηγμένης μετατοπίσεως [m/m]
        Ip(i,j) = sqrt((ay^2)+(by^2));
        % Υπολογίζει την μέγιστη τιμή της ανηγμένης επιταχύνσεως [s^(-2)]
        %Ip(i,j) = Wp^2*sqrt((ay^2)+(by^2));
    end
    disp(sprintf('i-cycle: %i',i))
end

A = max(Ip);
Aa = max(A)

surf(WW,FF,Ip)

```


ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β

ΛΟΓΙΣΜΙΚΟ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ

«design.m»

```
clear all
clc
global l1 l2 l3 l4 a b l lk f f1 f2 w1 w2 u dl dx Ddx Dlk Df1 Df2 Du D1

AA = 1      % Για γράφημα ελατηρίου AA=1 για γράφημα αποσβεστήρος AA=2
k = 13.5;   % [N/mm] σταθερά αρχικού ελατηρίου
K = 100;    % [N/mm] επιθυμητή σταθερά ισοδυνάμου ελατηρίου
cd = 0.7;   % [N/(mm/s)] σταθερά αρχικού αποσβεστήρος
DK = 20;    % [%] εύρος ρυθμίσεως του K [(1-DK%)*K , (1+DK%)*K]
n = 5;      % αριθμός βημάτων διαφορικού κοχλίου
b1 = 1.5;   % βήμα κοχλίου 1
la = 15;    % [mm] ελάχιστο μήκος κοχλιοσυνδέσεως
lb = 5;     % [mm]
lc = 40;    % [mm]
ld = 20;    % [mm]

l0 = 495;   % [mm] μήκος αρχικού ελατηρίου χωρίς αρχική παραμόρφωση
dl0 = 55;   % [mm] αρχική παραμόρφωση
l1 = l0-dl0;% [mm] αρχικό μήκος ελατηρίου μαζί με την προένταση
l4 = 0;     % [mm] ακτίνα στροφάλου
maxl = 99;  % [mm] διαδρομή αρχικού ελατηρίου

Ddx = 1000; % [mm/s] ταχύτητα παραμορφώσεως

r = sqrt( K/k ) - 1;
rmax = sqrt( (1 + DK/100) * K/k ) - 1;
rmin = sqrt( (1 - DK/100) * K/k ) - 1;

A = [ 0      0      1      0      -1      -1      -1      0      0      0      ;
      0      rmax   -1      0      0      0      0      0      0      0      ;
      rmin   0      0      -1      0      0      0      0      0      0      ;
      0      1      1      0      0      0      0      -1      0      0      ;
      1      0      0      1      0      0      0      -1      0      0      ;
      1      -1     0      0      -1      0      0      0      0      0      ;
      0      0      0      0      1/n    0      0      0      -1      0      ;
      0      0      0      0      0      0      0      0      -1      1      ;
      0      0      0      0      0      1      0      0      0      0      ;
      0      0      0      0      -1      0      1      0      0      0      ];

B = [ 2*la+lb+lc+ld ; 0 ; 0 ; 0 ; 0 ; 0 ; 0 ; 0 ; b1 ; n*b1 ; n*b1 ];

Y = A\B;

amax = Y(1); % μέγιστο μήκος βραχίονος a
amin = Y(2); % ελάχιστο μήκος βραχίονος a
bmax = Y(3); % μέγιστο μήκος βραχίονος b
bmin = Y(4); % ελάχιστο μήκος βραχίονος b
Dlk = Y(5);  % διαδρομή διαφορικού κοχλίου
Dlk1 = Y(6); % διαδρομή κοχλίου 1
Dlk2 = Y(7); % διαδρομή κοχλίου 2
```

```

c = Y(8); % συνολικό μήκος βραχιόνων a και b
b0 = Y(9); % βήμα διαφορικού κοχλία
b2 = Y(10); % βήμα κοχλία 2

l2 = c/2;
l3 = c/2;

for j = 3:-1:1

a(1) = amax;
b(1) = bmin;

a(2) = c / (1+r);
b(2) = r*c / (1+r);

a(3) = amin;
b(3) = bmax;

a = a(j);
b = b(j);

for i = 1:200

dx = i-1;
dxx(i) = i-1;

f = asin((a-l2)/l1);
w1 = atan(a/l4);
w2 = atan(b/l4);

x0 = [l1,l1*cos(f)+l4-dx,0,0,pi/2,Ddx,Ddx,0,0,-a/(Ddx)^2]; % αρχικές
τιμές για αριθμητική επίλυση
[x] = fsolve(@myfun,x0); % κλήση του αλγορίθμου επιλύσεως

hold on
grid on

dl(i) = (l1-l); % παραμόρφωση
Ddl(i) = -Dl; % ταχύτητα παραμορφώσεως

if (f+f2>=w2-pi/2+u) | (dl(i)>=maxl)

% ΕΛΑΤΗΡΙΟ
Fel(i) = (dl(i)+dl0)*k; % δύναμη ελατηρίου
Felu(i) = Fel(i)*cos(u-f-f2); % συνιστώσα δυνάμεως ελατηρίου παράλληλη
στον μοχλό
Felv(i) = Fel(i)*sin(u-f-f2); % συνιστώσα δυνάμεως ελατηρίου κάθετη στον
μοχλό
Fr1(i) =
Fel(i)*((sin(u-f-f2))*b-(cos(u-f-f2))*l4)/((cos(u-f-f1))*l4+(sin(u-f-f1)*a));
% δύναμη ράβδου εξαιτίας του ελατηρίου
Fr1u(i) = Fr1(i)*cos(u-f-f1); % συνιστώσα δυνάμεως ράβδου εξαιτίας του
ελατηρίου παράλληλη στον μοχλό
Fr1v(i) = Fr1(i)*sin(u-f-f1); % συνιστώσα δυνάμεως ράβδου εξαιτίας του
ελατηρίου κάθετη στον μοχλό

```

```

Ful(i) = Fr1(i)*cos(u-f-f1)+Fel(i)*cos(u-f-f2);
Fv1(i) = Fr1(i)*sin(u-f-f1)+Fel(i)*sin(u-f-f2);
Fxl(i) = Ful(i)*cos(u)+Fv1(i)*cos(pi/2-u); % αξονική δύναμη ισοδυνάμου
                                             ελατηρίου
F1(i) = sqrt(Ful(i)^2 +Fv1(i)^2);          % συνισταμένη δύναμη συστήματος
                                             εξαιτίας του ελατηρίου

```

```

% ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑΣ

```

```

Fc(i) = Ddl(i)*cd; % δύναμη αποσβεστήρος
Fcu(i) = Fc(i)*cos(u-f-f2); % συνιστώσα δυνάμεως αποσβεστήρος παράλληλη
                              στον μοχλό
Fcv(i) = Fc(i)*sin(u-f-f2); % συνιστώσα δυνάμεως αποσβεστήρος κάθετη
                              στον μοχλό
Fr2(i) =
Fc(i)*((sin(u-f-f2))*b-(cos(u-f-f2))*l4)/((cos(u-f-f1))*l4+(sin(u-f-f1)*a));
                                             % δύναμη ράβδου εξαιτίας του αποσβεστήρος
Fr2u(i) = Fr2(i)*cos(u-f-f1); % συνιστώσα δυνάμεως ράβδου εξαιτίας του
                              αποσβεστήρος παράλληλη στον μοχλό
Fr2v(i) = Fr2(i)*sin(u-f-f1); % συνιστώσα δυνάμεως ράβδου εξαιτίας του
                              αποσβεστήρος κάθετη στον μοχλό
Fu2(i) = Fr2(i)*cos(u-f-f1)+Fc(i)*cos(u-f-f2);
Fv2(i) = Fr2(i)*sin(u-f-f1)+Fc(i)*sin(u-f-f2);
Fxl(i) = Fu2(i)*cos(u)+Fv2(i)*cos(pi/2-u); % αξονική δύναμη ισοδυνάμου
                                             αποσβεστήρος
F2(i) = sqrt(Fu2(i)^2 +Fv2(i)^2);          % συνισταμένη δύναμη συστήματος
                                             εξαιτίας του αποσβεστήρος

```

```

break
end

```

```

% ΕΛΑΤΗΡΙΟ

```

```

Fel(i) = (dl(i)+dl0)*k; % δύναμη ελατηρίου
Felu(i) = Fel(i)*cos(u-f-f2); % συνιστώσα δυνάμεως ελατηρίου παράλληλη
                              στον μοχλό
Felv(i) = Fel(i)*sin(u-f-f2); % συνιστώσα δυνάμεως ελατηρίου κάθετη
                              στον μοχλό
Fr1(i) =
Fel(i)*((sin(u-f-f2))*b-(cos(u-f-f2))*l4)/((cos(u-f-f1))*l4+(sin(u-f-f1)*a));
                                             % δύναμη ράβδου εξαιτίας του ελατηρίου
Fr1u(i) = Fr1(i)*cos(u-f-f1); % συνιστώσα δυνάμεως ράβδου εξαιτίας του
                              ελατηρίου παράλληλη στον μοχλό
Fr1v(i) = Fr1(i)*sin(u-f-f1); % συνιστώσα δυνάμεως ράβδου εξαιτίας του
                              ελατηρίου κάθετη στον μοχλό
Ful(i) = Fr1(i)*cos(u-f-f1)+Fel(i)*cos(u-f-f2);
Fv1(i) = Fr1(i)*sin(u-f-f1)+Fel(i)*sin(u-f-f2);
Fxl(i) = Ful(i)*cos(u)+Fv1(i)*cos(pi/2-u); % αξονική δύναμη ισοδυνάμου
                                             ελατηρίου
F1(i) = sqrt(Ful(i)^2 +Fv1(i)^2);          % συνισταμένη δύναμη συστήματος
                                             εξαιτίας του ελατηρίου

```

```

% ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑΣ

```

```

Fc(i) = Ddl(i)*cd; % δύναμη αποσβεστήρος
Fcu(i) = Fc(i)*cos(u-f-f2); % συνιστώσα δυνάμεως αποσβεστήρος παράλληλη
                              στον μοχλό
Fcv(i) = Fc(i)*sin(u-f-f2); % συνιστώσα δυνάμεως αποσβεστήρος κάθετη
                              στον μοχλό
Fr2(i) =
Fc(i)*((sin(u-f-f2))*b-(cos(u-f-f2))*l4)/((cos(u-f-f1))*l4+(sin(u-f-f1)*a));
                                             % δύναμη ράβδου εξαιτίας του αποσβεστήρος
Fr2u(i) = Fr2(i)*cos(u-f-f1); % συνιστώσα δυνάμεως ράβδου εξαιτίας του
                              αποσβεστήρος παράλληλη στον μοχλό

```

```

Fr2v(i) = Fr2(i)*sin(u-f-f1); % συνιστώσα δυνάμεως ράβδου εξαιτίας του
                                αποσβεστήρος κάθετη στον μοχλό
Fu2(i) = Fr2(i)*cos(u-f-f1)+Fc(i)*cos(u-f-f2);
Fv2(i) = Fr2(i)*sin(u-f-f1)+Fc(i)*sin(u-f-f2);
Fx2(i) = Fu2(i)*cos(u)+Fv2(i)*cos(pi/2-u); % αξονική δύναμη ισοδυνάμου
                                αποσβεστήρος
F2(i) = sqrt(Fu2(i)^2 +Fv2(i)^2); % συνισταμένη δύναμη συστήματος
                                εξαιτίας του αποσβεστήρος

end
% ΕΛΑΤΗΡΙΟ
MaxFel(j) = max(Fel); % διάνυσμα μεγίστων τιμών δυνάμεως ελατηρίου
MaxFelu(j) = max(Felu); % διάνυσμα μεγίστων τιμών δυνάμεως ελατηρίου
                                παραλλήλων στον μοχλό
MaxFelv(j) = max(Felv); % διάνυσμα μεγίστων τιμών δυνάμεως ελατηρίου
                                καθέτων στον μοχλό
MaxFr1(j) = max(Fr1); % διάνυσμα μεγίστων τιμών δυνάμεως ράβδου
                                εξαιτίας του ελατηρίου
MaxFr1u(j) = max(Fr1u); % διάνυσμα μεγίστων τιμών δυνάμεως ράβδου
                                παραλλήλων στον μοχλό
MaxFr1v(j) = max(Fr1v); % διάνυσμα μεγίστων τιμών δυνάμεως ράβδου
                                εξαιτίας του ελατηρίου καθέτων στον μοχλό
MaxF1(j) = max(F1); % διάνυσμα μεγίστων τιμών συνισταμένης δυνάμεως
                                συστήματος εξαιτίας του ελατηρίου

maxFel = max(MaxFel) % μέγιστη δύναμη ελατηρίου
maxFelu = max(MaxFelu) % μέγιστη δύναμη ελατηρίου παράλληλη στον μοχλό
maxFelv = max(MaxFelv) % μέγιστη δύναμη ελατηρίου κάθετη στον μοχλό
maxFr1 = max(MaxFr1) % μέγιστη δύναμη ράβδου εξαιτίας του ελατηρίου
maxFr1u = max(MaxFr1u) % μέγιστη δύναμη ράβδου εξαιτίας του ελατηρίου
                                παράλληλη στον μοχλό
maxFr1v = max(MaxFr1v) % μέγιστη δύναμη ράβδου εξαιτίας του ελατηρίου
                                κάθετη στον μοχλό
maxF1 = max(MaxF1) % μέγιστη συνισταμένη δύναμη συστήματος
                                εξαιτίας του ελατηρίου

% ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑΣ
MaxFc(j) = max(Fc); % διάνυσμα μεγίστων τιμών δυνάμεως αποσβεστήρος
MaxFcu(j) = max(Fcu); % διάνυσμα μεγίστων τιμών δυνάμεως αποσβεστήρος
                                παραλλήλων στον μοχλό
MaxFcv(j) = max(Fcv); % διάνυσμα μεγίστων τιμών δυνάμεως αποσβεστήρος
                                καθέτων στον μοχλό
MaxFr2(j) = max(Fr2); % διάνυσμα μεγίστων τιμών δυνάμεως ράβδου
                                εξαιτίας του αποσβεστήρος
MaxFr2u(j) = max(Fr2u); % διάνυσμα μεγίστων τιμών δυνάμεως ράβδου
                                εξαιτίας του αποσβεστήρος παραλλήλων στον μοχλό
MaxFr2v(j) = max(Fr2v); % διάνυσμα μεγίστων τιμών δυνάμεως ράβδου
                                εξαιτίας του αποσβεστήρος καθέτων στον μοχλό
MaxF2(j) = max(F2); % διάνυσμα μεγίστων τιμών συνισταμένης δυνάμεως
                                συστήματος εξαιτίας του αποσβεστήρος

maxFc = max(MaxFc) % μέγιστη δύναμη αποσβεστήρος
maxFcu = max(MaxFcu) % μέγιστη δύναμη αποσβεστήρος παράλληλη
                                στον μοχλό
maxFcv = max(MaxFcv) % μέγιστη δύναμη αποσβεστήρος κάθετη στον μοχλό
maxFr2 = max(MaxFr2) % μέγιστη δύναμη ράβδου εξαιτίας
                                του αποσβεστήρος
maxFr2u = max(MaxFr2u) % μέγιστη δύναμη ράβδου εξαιτίας του
                                αποσβεστήρος παράλληλη στον μοχλό
maxFr2v = max(MaxFr2v) % μέγιστη δύναμη ράβδου εξαιτίας
                                του αποσβεστήρος κάθετη στον μοχλό
maxF2 = max(MaxF2) % μέγιστη συνισταμένη δύναμη συστήματος
                                εξαιτίας του αποσβεστήρος

```

```

if abs(AA-1) < 10^(-6);
    plot(dxx,Fx1)
    x1 = [0,dxx];
    y1 = [0,((b/a) + 1)*k*(dxx*(1+(b/a))+dl0)];
    plot(x1,y1,'r');
end

if abs(AA-2) < 10^(-6)
    plot(dxx,Fx2)
    x1 = [0,i1];
    y1 = [(((b/a) + 1)^2)*cd*Ddx,(((b/a) + 1)^2)*cd*Ddx];
    plot(x1,y1,'r');
end
end

amax = Y(1)    % μέγιστο μήκος βραχίονος a
amin = Y(2)    % ελάχιστο μήκος βραχίονος a
bmax = Y(3)    % μέγιστο μήκος βραχίονος b
bmin = Y(4)    % ελάχιστο μήκος βραχίονος b
Dlk  = Y(5)    % διαδρομή διαφορικού κοχλία
Dlk1 = Y(6)    % διαδρομή κοχλία 1
Dlk2 = Y(7)    % διαδρομή κοχλία 2
c    = Y(8)    % συνολικό μήκος βραχιόνων a και b
b0   = Y(9)    % βήμα διαφορικού κοχλία
b2   = Y(10)   % βήμα κοχλία 2

```

«myfun.m»

```
function FF = myfun(x)

global l1 l2 l3 l4 a b l lk f f1 f2 w1 w2 u dl dx Ddx Dlk Df1 Df2 Du Dl
l = x(1);
lk = x(2);
f1 = x(3);
f2 = x(4);
u = x(5);
Dl = x(6);
Dlk = x(7);
Df1 = x(8);
Df2 = x(9);
Du = x(10);

FF = [lk-(l1*cos(f)+l4-dx);
      lk-(l1*cos(f+f1)+(sqrt(a^2+l4^2))*cos(w1+pi/2-u));
      lk-(l*cos(f+f2)+(sqrt(b^2+l4^2))*cos(w2-pi/2+u));
      l2-(-l1*sin(f+f1)+(sqrt(a^2+l4^2))*sin(w1+pi/2-u));
      l3-(l*sin(f+f2)+(sqrt(b^2+l4^2))*sin(w2-pi/2+u))
      Dlk+Ddx
      Dlk-(-l1*(sin(f+f1))*Df1+(sqrt(a^2+l4^2))*(sin(w1+pi/2-u))*Du)
      Dlk-(Dl*(cos(f+f2))-l*(sin(f+f2))*Df2-(sqrt(b^2+l4^2))*(sin(w2-pi/2+u))*Du)
      -l1*(cos(f+f1))*Df1-(sqrt(a^2+l4^2))*(cos(w1+pi/2-u))*Du
      Dl*(sin(f+f2))+l*(cos(f+f2))*Df2+(sqrt(b^2+l4^2))*(cos(w2-pi/2+u))*Du];
```