ΕΘΝΙΚΟΝ ΚΑΙ ΚΑΠΟΔΙΣΤΡΙΑΚΟΝ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟΝ ΑΘΗΝΩΝ

Л

հ

հ

հ

η

հ

հ

5

6

հ

5

հ

հ

5

5

հ

5

հ

հ

հ

հ

5

հ

٦

հ

ΓΕΝΙΚΟ ΤΜΗΜΑ

ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ «ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ»

հ

5

Ь

Б

հ

Б

հ

ភ

Б

հ

5

«Master of Science in Design and Manufacturing of Sports Vehicle Systems"

<<Εγκάρσια δυναμική οχημάτων στην μεταβατική κατάσταση με γραμμική και μη γραμμική συμπεριφορά ελαστικών: υπολογισμός της τροχιάς και των δυναμικών και κινηματικών μεγεθών για απότομη αλλαγή πορείας σε επίπεδο οδόστρωμα και οδόστρωμα επί κλίση>>

Διπλωματική Εργασία

που υποβλήθηκε στο Γενικό Τμήμα του Εθνικού και Καποδιστριακού Πανεπιστημίου Αθηνών ως μέρος των απαιτήσεων για την απόκτηση Μεταπτυχιακού Διπλώματος Ειδίκευσης στη Σχεδίαση και Κατασκευή Συστημάτων Αγωνιστικών Οχημάτων από τον

Κοντός Αργύρης του Αναστασίου.

Μάιος 2021

ם

Ы

Ы

Р

Г

ΕΝΤΥΠΟ ΣΤ: Εσώφυλλο & Δήλωση Αυθεντικότητας, ζητήματα Copyright

ΕΘΝΙΚΟΝ ΚΑΙ ΚΑΠΟΔΙΣΤΡΙΑΚΟΝ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟΝ ΑΘΗΝΩΝ

Γενικό Τμήμα

ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ «ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ»

«Master of Science in Design and Manufacturing of Sports Vehicle Systems »

< Εγκάρσια δυναμική οχημάτων στην μεταβατική κατάσταση με γραμμική και μη γραμμική συμπεριφορά ελαστικών: υπολογισμός της τροχιάς και των δυναμικών και κινηματικών μεγεθών για απότομη αλλαγή πορείας σε επίπεδο οδόστρωμα και οδόστρωμα επί κλίση>>

Διπλωματική Εργασία

που υποβλήθηκε στο Γενικό Τμήμα του Εθνικού και Καποδιστριακού Πανεπιστημίου Αθηνών ως μέρος των απαιτήσεων για την απόκτηση Μεταπτυχιακού Διπλώματος Ειδίκευσης στη Σχεδίαση και Κατασκευή Συστημάτων Αγωνιστικών Οχημάτων από τον

Κοντός Αργύρης του Αναστασίου.

Δήλωση Αυθεντικότητας, ζητήματα Copyright

«Ο μεταπτυχιακός φοιτητής που εκπόνησε την παρούσα διπλωματική εργασία φέρει ολόκληρη την ευθύνη προσδιορισμού της δίκαιης χρήσης του υλικού, η οποία ορίζεται στη βάση των εξής παραγόντων: του σκοπού και χαρακτήρα της χρήσης (μη-εμπορικός, μηκερδοσκοπικός, αλλά εκπαιδευτικός-ερευνητικός), της φύσης του υλικού που χρησιμοποιεί (τμήμα του κειμένου, πίνακες, σχήματα, εικόνες κ.λπ.), του ποσοστού και της σημαντικότητας του τμήματος που χρησιμοποιεί σε σχέση με το όλο κείμενο υπό copyright, και των πιθανών συνεπειών της χρήσης αυτής στην αγορά ή την γενικότερη αξία του υπό copyright κειμένου». (θέση υπογραφής Μ.Φ)

Μάιος 2021



ΕΘΝΙΚΟΝ ΚΑΙ ΚΑΠΟΔΙΣΤΡΙΑΚΟΝ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟΝ ΑΘΗΝΩΝ Γενικό Τμήμα ΠΜΣ Σχεδίαση και Κατασκευή Συστημάτων Αγωνιστικών Οχημάτων

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΟΧΗΜΑΤΩΝ ΣΤΗΝ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΜΕ ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΚΑΙ ΜΗ ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΕΛΑΣΤΙΚΩΝ: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΤΡΟΧΙΑΣ ΚΑΙ ΤΩΝ ΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΚΑΙ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ ΓΙΑ ΑΠΟΤΟΜΗ ΑΛΛΑΓΗ ΠΟΡΕΙΑΣ ΣΕ ΕΠΙΠΕΔΟ ΟΔΟΣΤΡΩΜΑ ΚΑΙ ΟΔΟΣΤΡΩΜΑ ΕΠΙ ΚΛΙΣΗ

ΟΝΟΜΑ ΣΠΟΥΔΑΣΤΗ : ΚΟΝΤΟΣ ΑΡΓΥΡΗΣ



ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ :

Επίκουρος Καθηγητής Σ. Μαρκολέφας

Σελίδα Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής

«Η παρούσα διπλωματική εργασία εγκρίθηκε ομόφωνα από την τριμελή εξεταστική επιτροπή, η οποία ορίστηκε από την Γ.Σ.Ε.Σ. του Γενικού Τμήματος του Εθνικού και Καποδιστριακού Πανεπιστημίου Αθηνών, σύμφωνα με τον νόμο και τον εγκεκριμένο οδηγό σπουδών του ΠΜΣ «Σχεδίαση και Κατασκευή Συστημάτων Αγωνιστικών Οχημάτων».

1	Μαρκολέφας Στυλιανός - Επίκουρος Καθηγητής	(Επιβλέπων)
2	Φατσής Αντώνιος - Καθηγητής ΕΚΠΑ	(Μέλος)
3	Αγαθοκλής Κριμπένης - Επίκουρος Καθηγητής ΕΚΠΑ	(Μέλος)

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το Γενικό Τμήμα. του Εθνικού και Καποδιστριακού

Πανεπιστήμιου Αθηνών, δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα.

Περίληψη

Σκοπός αυτής της εργασίας είναι η ανάλυση και ο υπολογισμός των δυναμικών και κινηματικών μεγεθών του οχήματος σε απότομη αλλαγή πορείας, σε επίπεδο και υπό κλίση δρόμο. Σε μια προσπάθεια μείωσης των φυσικών δοκιμών κατά τη διαδικασία ανάπτυξης ενός νέου οχήματος, οι αυτοκινητοβιομηχανίες αναπτύσσουν μεθόδους που μπορούν να διευκολύνουν την αναδημιουργία των σεναρίων φυσικών δοκιμών σε εικονικά περιβάλλοντα, χρησιμοποιώντας λογισμικά προσομοίωσης. Η διαδικασία μοντελοποίησης του οχήματος γίνεται σταδιακά, από μια απλή εφαρμογή ενός γραμμικού μοντέλου ποδηλάτου (ή μοντέλου απλού ίχνους - single track model), έως μία πιο περίπλοκη υλοποίηση ενός οχήματος, το οποίο περιλαμβάνει και τους τέσσερις τροχούς χωριστά (double track model), ιδιότητες ελαστικών, ιδιότητες ανάρτησης κ.ά.

Αρχικά, στα πρώτα κεφάλαια αναπτύσσεται η θεωρία για τα ελαστικά, τις γωνίες ολίσθησης και τους συντελεστές ολίσθησης των ελαστικών, καθώς και για τις δυνάμεις που αναπτύσσονται κατά την κύλιση. Στην συνέχεια, οι δυνάμεις και ροπές που αναπτύσσονται σε ένα όχημα θα αναλυθούν και θα υπολογιστούν. Η δυναμική ενός οχήματος στην απλούστερη μορφή που μπορεί να αναπαρασταθεί, αποτελεί ένα μοντέλο ελευθερίας δύο βαθμών, το οποίο γενικότερα ονομάζεται μοντέλο απλού ίχνους. Έπειτα, θα αναλυθούν τα βασικά χαρακτηριστικά του μοντέλου αυτού σε επίπεδο, καθώς και σε κεκλιμένο (banked road path) οδόστρωμα.

Όλα τα παραπάνω δεδομένα θα μοντελοποιηθούν στο πρόγραμμα προσομοίωσης και θα πραγματοποιηθούν διάφορες δοκιμές στο τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου με διαφορετικά οχήματα, δύο διαφορετικά λάστιχα σε κάθε αυτοκίνητο, διαφορετικές ταχύτητες και επίπεδο, αλλά και κεκλιμένο οδόστρωμα. Τα οχήματα που θα χρησιμοποιηθούν είναι ένα όχημα c-class και ένα Sportcar. Τα ελαστικά των οχημάτων θα είναι αυτά που τοποθετούνται από τον κατασκευαστή στο όχημα, και τα δεύτερα θα είναι μεγαλύτερης διάστασης. Τα αποτελέσματα που λαμβάνονται από το πρόγραμμα προσομοίωσης είναι πάρα πολλά, ωστόσο, το μεγαλύτερο ενδιαφέρον στη συγκεκριμένη εργασία παρουσιάζουν αυτά που αναφέρονται στο προτελευταίο κεφάλαιο, δηλαδή η γωνία ολίσθησης α των ελαστικών, η γωνία ολίσθησης β του οχήματος και η ροπή M_z . Κατόπιν, θα γίνει σύγκριση των ανάλογων αποτελεσμάτων, καθώς και αυτών με τα αποτελέσματα του μοντέλου απλού ίχνους.

Με την περαιτέρω προώθηση της μοντελοποίησης της δυναμικής του οχήματος, αυτό το εργαλείο μπορεί να διευκολύνει τη μελέτη περισσότερων σεναρίων δοκιμών και επιλογών, αλλά και να χρησιμεύσει ως ένα βήμα προς τη μείωση των φυσικών δοκιμών, όταν η δυναμική και η απόδοση του οχήματος πρέπει να μελετηθούν και να αξιολογηθούν.

Λέξεις – κλειδιά: Μοντέλο απλού ίχνους, όχημα, ελαστικά, γωνίες ολίσθησης, συστήματος διεύθυνσης, γωνία Camber, ροπές εκτροπής.

2

Abstract

The purpose of this work is to analyze and understand the forces and moments that act on the vehicle under specific conditions. In an effort to reduce physical testing in the process of developing a new vehicle, automakers are developing methods that can facilitate the reconstruction of physical test scenarios in virtual environments using simulation software. The process of modeling the vehicle is done gradually, from a simple application of a linear bicycle or single track model model to a more complex implementation of a vehicle that includes tire properties, suspension properties, etc.

The dynamics of a vehicle in the simplest form that can be represented is a model of two degrees of freedom that is generally called the simple trace model. The main features of this model will be analyzed on a flat and banked road path.

All previous data will be modeled in the simulation program and various tests will be performed on the avoidance test of a moving large animal with different vehicles, two different tires in each car, different speeds and level and sloping road surface. The vehicles that will be used are a c-class vehicle and a Sportcar. The vehicle tires will be the tires fitted by the manufacturer to the vehicle and the latter will be larger.

The results obtained from the simulation program are many that are of the greatest interest for this task are those presented in the penultimate chapter, are the slip angle α of the tires, the slip angle β of the vehicle and the torque M_z . Then the corresponding results will be compared and the results with the results of the simple trace model.

By further promoting vehicle dynamics modeling, this tool can facilitate the study of more test scenarios and options and can serve as a step towards reducing physical testing when vehicle dynamics and performance need to be studied and be evaluated.

Keywords: Single track model, vehicle, tires, slip angles, steering, Camber angle, Yaw , Pitch, Roll.

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να εκφράσω την ευγνωμοσύνη και τις θερμές μου ευχαριστίες στον επιβλέποντα καθηγητή μου, κ. Στυλιανό Μαρκολέφα, Επίκουρο Καθηγητή, ο οποίος με εμπιστεύτηκε και μου ανέθεσε την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας, καθώς επίσης και για την σημαντική και πολύτιμη καθοδήγησή του. Επιπλέον, θα ήθελα να ευχαριστήσω τα υπόλοιπα μέλη της τριμελούς επιτροπής, τον κ. Φατσή Αντώνιο - Καθηγητή ΕΚΠΑ και τον κ. Αγαθοκλή Κριμπένη - Επίκουρο Καθηγητή ΕΚΠΑ, καθώς και τους καθηγητές μου στο μεταπτυχιακό πρόγραμμα.

Στη συνέχεια, θα ήθελα να ευχαριστήσω το οικογενειακό και φιλικό μου περιβάλλον για την στήριξη που μου παρείχαν καθ' όλη τη διάρκεια του μεταπτυχιακού προγράμματος και κυρίως, κατά την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Ιδιαίτερες ευχαριστίες στη γυναίκα μου Κα Λουκία Καραγεώργου, για την υπομονή και τη στήριξη που μου έδωσε όλο το χρονικό διάστημα ενασχόλησής μου με το παρόν μεταπτυχιακό.

Πίνακας περιεχομένων

ПЕРІЛНѰН	2
ABSTRACT	3
ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ	4
ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ	5
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΕΙΚΟΝΩΝ	7
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ	
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ	
1 ⁰ ΚΕΦΑΛΑΙΟ ΕΙΣΑΓΩΓΗ	10
1.1 Κινητρό για τη μελετή της αυναμικής του οχηματός	10
1.2 Στοχός της πτυχιακής	
1.2 ΣΤΟΛΟΣ ΤΗΣΤΗΤΑΙΑΝΙΖ	
2 ^ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ ΘΕΩΡΙΑ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΟΧΗΜΑΤΩΝ	13
2.1 Σύχτημα αξόνων του οχηματός	
2.2 ΘεΩΡΙΑ ΕΛΑΣΤΙΚΩΝ	
2.3 ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΕΛΑΣΤΙΚΩΝ	
2.3.1 Αντίσταση κύλισης	
2.3.2 Διαμήκεις ολίσθηση (Longitudinal Slip)	
2.3.3 Γωνιακή ολίσθηση (Slip Angle)	
2.3.4 Γωνία ολίσθησης και δύναμη στροφής	
2.3.5 Καθαρή Διαμήκης Ολίσθηση	
2.3.6 Καθαρή πλευρική ολίσθηση	
2.3.7 Magic formula	
3 ⁰ ΚΕΦΑΛΑΙΟ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΟΧΗΜΑΤΟΣ	33
3.1 Βασικές Εξισώσεις και Σύστημα Αναφοράς Οχηματός	
3.1.1 Κινηματικές Εξισώσεις	
3.1.2 Γωνία Εκτροπής (Περιστροφής) και Τροχιά Οχήματος	
3.1.3 Κέντρο Ταχύτητας της Κίνησης του Οχήματος	
3.1.4 Επιτάχυνση Οχήματος και Ακτίνα Καμπυλότητας τροχιάς	
3.1.5 Κινηματική των Τροχών (Ολίσθηση Ελαστικών)	
3.2 Δυναμική αναλύση οχήματος	
3.2.1Βάρος	
3.2.2 Αεροδυναμική δύναμη	
3.2.3 Δυνάμεις πρόσφυσης στην επαφή ελαστικού εδάφους	
3.2.4 Κάθετες δυνάμεις μεταξύ ελαστικού – οδοστρώματος	
3.2.5 Συνιστάμενες των Εξωτερικών Δυνάμεων στο Όχημα	
3.2.6 Εξισώσεις Κίνησης (Δυναμικής Ισορροπίας)	

4 ⁰ ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 ^{ΗΣ} ΤΑΞΕΩΣ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΗ ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ	49
4.1 Εσωτερικές Σύντεταγμένες (βαθμοι ελευθερίας) των Αναρτήσεων	
4.2 Εσωτερική Ισορροπία των αναρτήσεων	52
5° ΚΕΦΑΛΑΙΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΔΥΟ ΒΑΘΜΩΝ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ (ΜΟΝΤΕΛΟ ΠΟΔΗΛΑΤΟΥ)	55
5.1 Μοντελό δύο βαθμών ελευθερίας σε δρόμο ύπο κλισή	57
5.1.1 Μέθοδος Theta-Wilson για γραμμικά χαρακτηριστικά άξονα	59
5.1.2 4 ^{ης} τάξης μέθοδος Runge-Kutta για τα μη γραμμικά χαρακτηριστικά άξονα	59
6° ΚΕΦΑΛΑΙΟ ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΑ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΑ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ	60
6.1 Μοντελο οχηματός	61
6.1.1 Αμάξωμα οχήματος	62
6.1.2 Αεροδυναμική	65
6.1.3 Σύστημα τιμονιού	66
6.1.4 Κινητήρας	66
6.1.5 Ανάρτηση	67
6.1.6 Άξονες εμπρός και πίσω	67
6.1.7 Ελαστικά	68
6.2 Τεστ αποφύγης κινούμενου μεγάλου ζώου (Moose test) σύμφωνα με την οδηγία ISO 3888-2:2011	71
6.2.1 Διαδρομή	73
6.3 Αποτελεσματα	74
6.3.1 Αποτελέσματα C-class όχημα σε διαδρομή κατά ISO 3888-2:2011 με 60km/h	74
6.3.2 Αποτελέσματα Sport οχήματος σε διαδρομή κατά ISO 3888-2:2011 με 60km/h	77
6.3.3 Αποτελέσματα C-class όχημα σε διαδρομή κατά ISO 3888-2:2011 με 120km/h	79
6.3.4 Αποτελέσματα Sport οχήματος σε διαδρομή κατά ISO 3888-2:2011 με 120km/h	
6.3.5 Σύγκριση αποτελεσμάτων Sport-car με C-class όχημα σε διαδρομή κατά ISO 3888-2:20	11 με
120km/h	
6.4 Αποτελεσματα μοντελού δύο βαθμών ελευθερίας (μοντελό ποδηλατού) σε τέστ αποφύγης κινούμ	ENOY
ΜΕΓΑΛΟΥ ΖΩΟΥ ΚΑΙ ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΜΕ ΤΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΤΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ	
6.4.1 Αποτελέσματα μοντέλου ποδηλάτου για τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου με	120
km/h	
6.5 Αποτελεσματά από την οδηγήση σε κεκλιμένο δρόμο	90
7 ⁰ ΚΕΦΑΛΑΙΟ ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	94
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	95

Κατάλογος Εικόνων

Είκονα 1: Δομη ακτινικού ελαστικού [1]	11
Είκονα 2: Προσομοίωση δύναμικής οχηματών [14]	
Είκονα 3: Σύστημα σύντεταγμένων οχήματος [13]	14
ΕΙΚΟΝΑ 4: ΠΡΟΤΥΠΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΞΟΝΑ ΕΛΑΣΤΙΚΩΝ [1]	15
Είκονα 5 : Πορεία αναλογή της γωνίας ολισθήσης [6]	15
Εικονά 6: Δύναμεις και ροπές ελαστικού [6]	16
ΕΙΚΟΝΑ 7 : ΓΩΝΙΕΣ ΕΛΑΣΤΙΚΟΥ [1]	17
Είκονα 8: Γωνίες ελαστικού [1]	19
Εικονά 9: Αντιστάση Κυλισής – Περιπτώση Καθάρης Κυλισής [1]	21
Εικονά 10: Αντιστάση Κυλισής – Περιπτώση Ελευθέρης Κυλισής [1]	21
Είκονα 11: Πειραματική διαδικάσια για αντιστάση κυλισής [1]	22
Εικονά 12: Δύναμη προσφύσης στο σημείο επάφης ελαστικού-εδάφους [7]	24
ΕΙΚΟΝΑ 13: ΔΥΟ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΕΣ ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ, ΑΛΛΑ ΜΕ ΤΗΝ ΙΔΙΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ Φ [1]	27
Εικονά 14: Χαρακτηριστικά στοιχεία οχήματος [1]	
Εικονά 15: Βασικές γωνιές τροχού [1]	
Εικονά 16: Βασική αξονές οχηματός [1]	
ΕΙΚΟΝΑ 17: ΣΥΣΤΗΜΑ ΣΥΝΤΕΤΑΓΜΕΝΩΝ ΣΤΑΘΕΡΟΥ ΕΔΑΦΟΥΣ ΚΑΙ ΓΩΝΙΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ Ψ [1]	
ΕΙΚΟΝΑ 18: ΣΤΙΓΜΙΑΙΟ ΚΕΝΤΡΟ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ C ΚΑΙ ΟΡΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΣΥΝΤΕΤΑΓΜΕΝΩΝ ΤΟΥ S ΚΑΙ R [1]	
Εικόνα 19: Ορισμός των ποσοτητών κινηματικής του οχήματος [3]	41
Εικονά 20: Πλευρικά δύναμη στα μπροστίνα ελάστικα [3]	41
Εικονά 21: Δύναμεις αεροδύναμικής [1]	45
Εικονά 22: Διαμηκείς και πλευρικές δύναμεις ελαστικών [1]	45
ЕІКОNA 23: АNAPTHΣH ТYПOY SWING AXLE [1]	50
Είκονα 24: Αναρτήση τύπου double wishbone (διπλά ψαλιδία). [1]	50
Εικόνα 25: Εσωτερικές σύντεταγμένες αναρτήσης [1]	51
EIKONA 26: NO-ROLL CENTERS [1]	53
EIKONA 27: NO-ROLL CENTER FOR A MACPHERSON STRUT [1]	53
Еікола 28: McPherson алартнън [1]	54
Είκονα 29: Μοντελό δύο βαθμών ελευθερίας [8]	55
Είκονα 30: Μοντελό δύο βαθμός ελευθερίας [2]	57
Eikona 31: C-class [15]	63
EIKONA 32: SPORT CAR [16]	63
Εικονά 33: Χαρακτηριστικά αμαξωματός	64
Εικονά 34: Χαρακτηριστικά αεροδυναμικής	65
Είκονα 35: Χαρακτηριστικά σύστηματος τιμονίου	66
Εικονα 36: Χαρακτηριστικα κινητηρα	66
Εικονά 37: Χαρακτηριστικά αναρτήσης	67
Εικονά 38: Χαρακτηριστικά αξονών	67
Еікола 39: Діадромн Moose Test [11]	72
Еікола 40: Діадромн Moose Test [11]	73
Εικονά 41: Πορεία που θα ακολούθησει το όχημα	73

Κατάλογος Διαγραμμάτων

Διαγραμμα 1: Πειραματικά αποτελεσματά: διαμήκης δύναμη Fx ενάντι πρακτικής διαμηκούς ολισθήσης κ _a για τέσσερις τιμ	1ΕΣ
του κατακορύφου φορτίου Fz [1]	28
Διαγραμμα 2: Στροφική ακαμψία ελαστικού [1]	29
Διαγραμμα 3: Χαρακτηριστικά του Magic Formula για την εφαρμογή δεδομενών δοκιμής ελαστικών [18]	30
Διαγραμμα 4: Σύγκριση των αποτελεσματώντης πλευρικής δύναμης και της γώνια ολισθήσης που έχουν μετρηθεί πειραμάτ	ΤΙΚΑ
ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ, ΤΑ ΟΠΟΙΑ ΕΧΟΥΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΕΙ ΜΕ ΤΗΝ ΕΞΙΣΩΣΗ MAGIC FORMULA [20]	31
Διαγραμμα 5 : Συγκρίση των αποτελεσματών της ροπής Mz και της γωνίας ολισθήσης a που έχουν μετρηθεί πειραματικά σ	ΞE
ΣΧΈΣΗ ΜΕ ΤΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ, ΤΑ ΟΠΟΙΑ ΈΧΟΥΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΕΙ ΜΕ ΤΗΝ ΕΞΙΣΩΣΗ MAGIC FORMULA [20]	31
Διαγραμμα 6: Συγκρίση των αποτελεσματών της δύναμης Fx και της γώνιας κλίσης του δρόμου που έχουν μετρήθει	
ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΑ ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ, ΤΑ ΟΠΟΙΑ ΕΧΟΥΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΕΙ ΜΕ ΤΗΝ ΕΞΙΣΩΣΗ MAGIC FORMULA [20]	32
Διαγραμμα 7: Πλευρικής δύναμης σε σύναρτηση γωνίας ολισθήσης ελαστικού 305/30R19	69
Διαγραμμα 8: Πλευρικής δύναμης σε σύναρτηση γωνίας ολισθήσης ελαστικού 235/35R19	69
Διαγραμμα 9: Πλευρικής δύναμης σε σύναρτήση γωνίας ολισθήσης ελαστικού 215/55R17	70
Διαγραμμα 10: Πλευρικής δύναμης σε σύναρτηση γωνίας ολισθήσης ελαστικού 175/65R14	70
Διαγραμμα 11: Πορεία Οχηματός	74
Διαγραμμα 12: Γωνια ολισθήσης α ελαστικών εμπρός αξόνα	75
Διαγραμμα 13: Γωνία ολισθήσης α ελαστικών πίσω αξονά	75
Διαγραμμα 14: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον μπροστινό αξόνα	75
Διαγραμμα 15: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον πίσω αξόνα	76
Διαγραμμα 16: Γωνία ολισθησης οχηματός β	76
Διαγραμμα 17: Υαψ οχηματός	76
Διαγραμμα 18: Γωνια ολισθησης α ελαστικών εμπρός αξόνα	77
Διαγραμμα 19: Γωνια ολισθησης α ελαστικών πισώ αξονα	77
Διαγραμμα 20: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον μπροστινό αξόνα	78
Διαγραμμα 21: Πλευρική δύναμη ελαστικών Ευστόν πίσω αξόνα	78
Διαγραμμα 22: Γωνία ολισθήσης οχηματός β	78
Διαγραμμα 23: Υαψ οχηματός	79
Διαγραμμα 24: Τροχία οχηματός	79
Διαγραμμα 25: Γωνια ολισθησης α ελαστικών εμπρός αξόνα	80
Διαγραμμα 26: Γωνία ολισθήσης α ελαστικών πίσω αξονά	80
Διαγραμμα 27: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον μπροστινό αξόνα	80
Διαγραμμα 28: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον πίσω αξόνα	81
Διαγραμμα 29: Γωνία ολισθήσης οχηματός β	81
Διαγραμμα 30: Υαψ οχηματός	81
Διαγραμμα 31: Γωνία ολισθήσης α ελαστικών εμπρός αξόνα	82
Διαγραμμα 32: Γωνία ολισθήσης α ελαστικών πίσω αξονά	83
Διαγραμμα 33: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον μπροστινό αξόνα	83
Διαγραμμα 34: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον πίσω αξόνα	83
Διαγραμμα 35: Γωνία ολισθησης οχηματός β	84
Διαγραμμα 36: Υαψ οχηματός	84
Διαγραμμα 37: Γωνία ολισθήσης α ελαστικών εμπρός αξόνα	85
Διαγραμμα 38: Γωνία ολισθήσης α ελαστικών πίσω αξονά	85
Διαγραμμα 39: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον μπροστινό αξόνα	86

Διαγραμμα 40: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον πίσω αξόνα	86
Διαγραμμα 41: Γωνία ολισθήσης οχηματός β	86
Διαγραμμα 42: Υαψ οχηματός	
Διαγραμμα 43: Τροχία οχηματός	87
Διαγραμμα 44: Γωνία ολισθήσης α εμπρός αξόνα	89
Διαγραμμα 45: Γωνία ολισθήσης α πίσω αξόνα	89
Διαγραμμα 46: Γωνία βετα οχήματος	90
Διαγραμμα 47: Υαψ	90
Διαγραμμα 48: Γωνία α εμπρος ελαστικών	91
Διαγραμμα 49: Γωνία α πίσω ελαστικών	
Διαγραμμα 50: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον μπροστινό αξόνα	91
Διαγραμμα 51: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον πίσω αξόνα	92
Διαγραμμα 52: Γωνίας Βετα	92
Διαγραμμα 53: Υαψ	92
Διαγραμμα 54: Τροχίας	93

Κατάλογος Πινάκων

ΠΙΝΑΚΑΣ 1: ΕΜΠΕΙΡΙΚΕΣ ΤΙΜΕΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΩΝ ΜAGIC FORMULA [19]	32
Πινακάς 2: Χαρακτηριστικά αμαξωματός	64
Πινακάς 3: Αεροδυναμικοι σύντελεστές οχηματών	65
Πινακάς 4: Χαρακτηριστικά αξονών	68
ΠΙΝΑΚΑΣ 5: Moose Test [11]	72

1º Κεφάλαιο Εισαγωγή

Το κεφάλαιο αυτό περιλαμβάνει μια γενική περιγραφή της πτυχιακής εργασίας. Η θεωρία, η οποία σχετίζεται με το θέμα της δυναμικής των οχημάτων και της μοντελοποίησης, καθώς και τα αποτελέσματα, παρουσιάζονται στα επόμενα κεφάλαια.

1.1 Κίνητρο για τη μελέτη της δυναμικής του οχήματος

Η έρευνα για τη δυναμική των οχημάτων αποτελεί μια συνεχή μελέτη εδώ και δεκαετίες, από την στιγμή της εφεύρεσης των αυτοκινήτων. Οι μηχανικοί και οι ερευνητές προσπαθούν να κατανοήσουν πλήρως τη δυναμική συμπεριφορά των οχημάτων, καθώς υπάρχουν πολλές διαφορετικές συνθήκες οδήγησης, όπως π.χ. καθημερινή, έκτακτης ανάγκης και αγωνιστική οδήγηση. Επιθυμούν να εφαρμόσουν αυτό το εύρημα για να βελτιώσουν θέματα, όπως η ποιότητα οδήγησης και η σταθερότητα του οχήματος και να αναπτύξουν καινοτόμο σχεδιασμό, ο οποίος θα βελτιώσει τις λειτουργίες του. Με τη βοήθεια των γρήγορων υπολογιστών εκτελούν περίπλοκες προσομοιώσεις σχεδιασμού και συνθηκών. Έτσι, μπορούν να έχουν άμεσα αποτελέσματα και με χαμηλό κόστος. Με αυτό τον τρόπο, είναι δυνατό να εφαρμοστούν νέες και καινοτόμες ιδέες στα οχήματα. Αυτός ο τύπος έρευνας διεξάγεται κυρίως από εταιρείες αυτοκινήτων, κατασκευαστές ελαστικών και ακαδημαϊκά ιδρύματα.

Οι εταιρείες αυτοκινήτων βελτιώνουν διαρκώς τον σχεδιασμό και την εξέλιξη του σασί τους, ανασχεδιάζοντας τα συστήματα ανάρτησης μέσω της νέας τεχνολογίας. Για παράδειγμα, οι πρόσφατες εξελίξεις των συστημάτων ελέγχου πρόσφυσης. δείχνουν ότι ο γάμος της δυναμικής των οχημάτων και των ηλεκτρονικών μπορεί να βελτιώσει την ποιότητα του οχήματος.

Παραδείγματα τέτοιων συστημάτων είναι συστήματα αντιμπλοκαρίσματος κατά την πέδηση (ABS) και συστήματα ηλεκτρονικής ευστάθειας. Αυτά χρησιμοποιούν αισθητήρα για τη μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής των τροχών και ενός μικροελεγκτή (Μονάδα κεντρικού ελέγχου) για τον προσδιορισμό σε πραγματικό χρόνο, αν υπάρχει ολίσθηση του ελαστικού. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τον πλήρη έλεγχο του αυτοκινήτου σε όλες τις οδικές συγκυρίες, από την ξηρή άσφαλτο έως τις παγωμένες συνθήκες.

Ένα άλλο παράδειγμα του οφέλους της σύνδεσης της δυναμικής του οχήματος με τα ηλεκτρονικά, είναι οι ελεγχόμενες αναρτήσεις, όπως αυτές που χρησιμοποιούν ημιενεργό αποσβεστήρα. Οι ημιενεργοποιημένοι αποσβεστήρες επιτρέπουν τη ρύθμιση της απόσβεσης του συστήματος ανάρτησης από έναν ελεγκτή ανάδρασης σε πραγματικό χρόνο, βελτιώνοντας έτσι την ποιότητα οδήγησης του οχήματος σε διαφορετικούς τύπους οδικών συνθηκών.



Εικόνα 1: Δομή ακτινικού ελαστικού [1]

Οι κατασκευαστές ελαστικών (βλ. Εικόνα 1) εκτελούν επίσης, διάφορες έρευνες σχετικά με τη δυναμική του οχήματος. Ενδιαφέρονται για τον χαρακτηρισμό των επιδόσεων των ελαστικών τους ως συνάρτηση της αποτελεσματικότητάς τους . Σκοπός τους είναι να βρίσκονται σε θέση να προβλέψουν ή να σχεδιάσουν ελαστικά για κάθε τύπο εφαρμογών, και να μειώσουν το κόστος που συνδέεται με τα πρωτότυπα και τις δοκιμές. Οι λειτουργίες των ελαστικών είναι να στηρίζουν το κάθετο φορτίο του οχήματος, και να παράγουν τις κατάλληλες δυνάμεις πρόσφυσης στο οριζόντιο επίπεδο, οι οποίες είναι απαραίτητες για να διατηρήσουν το όχημα στην προβλεπόμενη τροχιά του.

Τα μονοθέσια της Formula 1 είναι τα πιο προηγμένα οχήματα στον κόσμο, διότι εκατομμύρια δολάρια δαπανώνται για την έρευνα και την ανάπτυξή τους. Η απόδοση μεταξύ των διάφορων οχημάτων αγώνων είναι σχετικά η ίδια, καθώς διαθέτουν περίπου ίδια υποδύναμη, ικανότητα φρεναρίσματος και τα ίδια συστήματα ανάρτησης. Οι περισσότεροι αγώνες, ωστόσο, κρίνονται από τα ελαστικά που τοποθετούνται από κάθε ομάδα στο αυτοκίνητο, και τις ικανότητες του οδηγού να το ωθήσει στα όριά του. Οι κατασκευαστές ελαστικών δαπάνησαν τεράστια χρηματικά ποσά, καθώς και χρόνο, αναπτύσσοντας τα καλύτερα ελαστικά για διαφορετικούς τύπους αγωνιστικών συνθηκών. Ακόμα, συχνά είναι δύσκολο για τις αγωνιστικές ομάδες να επιλέξουν το είδος του ελαστικού που είναι το πλέον κατάλληλο για κάθε αγώνα ξεχωριστά. Γι' αυτό το λόγο, οι κατασκευαστές ελαστικών σε συνδυασμό με τις αγωνιστικές ομάδες, ανέπτυξαν ένα εργαλείο προσομοίωσης του αγώνα για την καλύτερη επιλογή ελαστικού.

Τα πανεπιστήμια και τα ερευνητικά ιδρύματα ενδιαφέρονται για τη δυναμική των οχημάτων για τους ίδιους λόγους που προαναφέρθηκαν. Τα περισσότερα χρήματα για την έρευνα, διατίθενται συχνά από τις αυτοκινητοβιομηχανίες. Πριν την χρήση των ηλεκτρονικών υπολογιστών, η δοκιμή των καινούργιων συστημάτων του αυτοκινήτου, ή διαφόρων τροποποιήσεων σε ήδη υπάρχοντα συστήματα, γινόταν με την κατασκευή και δοκιμή πολλαπλών συστημάτων πάνω στο αυτοκίνητο και με τη μέτρηση των αποτελεσμάτων με διάφορους αισθητήρες, κατά την δοκιμή του αυτοκινήτου σε ποικίλες συνθήκες οδήγησης. Αυτό είχε σαν αποτέλεσμα τη σύγκριση επιδόσεων μεταξύ παλαιών και νέων σχεδίων αμορτισέρ, γεωμετριών ή ελαστικών. Δυστυχώς, όλες αυτές οι δοκιμές τροχιάς απαιτούν πολλά χρήματα και είναι χρονοβόρες. Έχοντας ένα μοντέλο προσομοίωσης, αυτές οι διαδικασίες θα μπορούσαν να αποφευχθούν, καθώς τα αποτελέσματα προσομοίωσης θα είχαν τη δυνατότητα να είναι ισοδύναμα με πραγματικές δοκιμές ή κατά μεγάλο ποσοστό.

1.2 Στόχος της πτυχιακής

Σκοπός αυτής της έρευνας είναι η αξιολόγηση των μέσων χαρακτηριστικών της δυναμικής του οχήματος σε συνθήκες γραμμικής ή μη γραμμικής συμπεριφοράς των ελαστικών, σε απότομη αλλαγή πορείας, καθώς και σε επίπεδο και κεκλιμένο οδόστρωμα. Συγκεκριμένα, ένα πλήρες μοντέλο οχήματος θα αξιολογηθεί λαμβάνοντας υπόψη τη συμπεριφορά των ελαστικών. Ένα μαθηματικό μοντέλο σύμφωνα με ένα φυσικό σύστημα, θα αναπτυχθεί σε πρόγραμμα προσομοίωσης (βλ. Εικόνα 2). Ιδιαίτερη προσοχή θα δοθεί στις δυνάμεις των ελαστικών, προκειμένου να διερευνηθούν οι δυνάμεις που οδηγούν σε κρίσιμες συνθήκες. Η φιλοσοφία του έργου προσομοίωσης είναι να χρησιμοποιεί πάντα απλά μοντέλα, δηλαδή μοντέλα λίγων βαθμών ελευθερίας, προκειμένου να κατανοήσει περισσότερες δυνατότητες οχημάτων και ελαστικών, προορίζεται ως προκαταρκτική, όπως η δυναμική του οχήματος. Περισσότερες μελέτες θα μπορούσαν να συμπεριληφθούν στο μέλλον.



Εικόνα 2: Προσομοίωση δυναμικής οχημάτων [14]

1.3 Γενικά χαρακτηριστικά της δυναμικής του συστήματος οχημάτων

Γενικά, τα χαρακτηριστικά ενός οχήματος μπορούν να περιγραφούν με τους όρους απόδοσης και οδήγησης. Με τον όρο απόδοση οχήματος, εννοούμε την ικανότητα του οχήματος να επιταχύνει, να ξεπερνάει τα εμπόδια, και να επιβραδύνει. Με τον όρο οδήγηση, εννοούμε την ανταπόκριση του οχήματος στον οδηγό και την ικανότητά του να σταθεροποιεί τις εξωτερικές διαταραχές. Η συμπεριφορά των οχημάτων αντιπροσωπεύει τα αποτελέσματα των αλληλεπιδράσεων μεταξύ του οδηγού, του οχήματος και του περιβάλλοντος.

2º Κεφάλαιο Θεωρία Δυναμικής Οχημάτων

Αυτό το κεφάλαιο παρέχει πληροφορίες σχετικά με τη μοντελοποίηση των δυνάμεων στο όχημα. Το σύστημα των αξόνων του οχήματος που χρησιμοποιείται σε όλη τη διάρκεια της προσομοίωσης είναι διαμορφωμένο σύμφωνα με το πρότυπο SAE, όπως αυτό περιγράφεται στο SAE J670 [13]. Επίσης, σε αυτή την έρευνα θα πραγματοποιηθεί μελέτη των τυπικών δυνάμεων που δρουν στους τροχούς κάθε οχήματος.

2.1 Σύστημα αξόνων του οχήματος

Σε οποιαδήποτε δεδομένη χρονική στιγμή, στο όχημα ασκούνται εξωτερικές δυνάμεις λόγω του βάρους και της επαφής των ελαστικών με το οδόστρωμα, καθώς και άλλες δυνάμεις (όπως δυνάμεις λόγω αεροδυναμικής). Η συνισταμένη των δυνάμεων (και των ροπών) ως προς το κέντρο βάρους του οχήματος διατηρεί την ταχύτητα του οχήματος ή προκαλεί επιτάχυνση του οχήματος. Η κάθε μία από αυτές τις δυνάμεις δρουν σε διαφορετικό φυσικό νόμο και σε διαφορετικές θέσεις και κατευθύνσεις, σε σχέση με το πλαίσιο του οχήματος.

Για να μελετηθεί η απόδοση του οχήματος, είναι απαραίτητο να καθοριστούν συστήματα αξόνων, στα οποία μπορούν να αναφερθούν όλες οι μεταβλητές, όπως η επιτάχυνση, η ταχύτητα και πολλές άλλες. Σε όλη τη διάρκεια αυτής της εργασίας, τα συστήματα αξόνων που χρησιμοποιούνται στη μοντελοποίηση της δυναμικής των οχημάτων, θα είναι σύμφωνα με το SAE J670 [13]. Αυτά τα συστήματα τριών αξόνων χρησιμοποιούνται όπως απαιτείται, με σκοπό την πλήρη αναπαράσταση του συστήματος.

Το σύστημα συντεταγμένων είναι σε επίπεδο έδαφος και τα γράμματα (x, y, z,) χρησιμοποιούνται για να υποδηλώσουν τις τρεις κύριες κατευθύνσεις, δηλαδή τα x και y βρίσκονται στο οριζόντιο επίπεδο, ενώ το z είναι κάθετο προς τα x, y. Το κύριο σύστημα αναφοράς αξόνων (x, y, z; G) βλ. Εικόνα 3 βρίσκεται στο κέντρο βάρους του οχήματος G. Τα μοναδιαία διανύσματα είναι (i, j, k). Όπως φαίνεται στην Εικόνα 3 ο άξονας x ορίζεται παράλληλα προς την κίνηση του οχήματος προς τα εμπρός, ο άξονας z είναι κάθετος προς το δρόμο και ο άξονας y είναι κάθετος στους άξονες x, z.. Στις περισσότερες μελέτες που σχετίζονται με τον έλεγχο του οχήματος, χρησιμοποιείται μόνο το επίπεδο x-y. Ο κάθετος άξονας, z, χρησιμοποιείται συχνά στη μελέτη σταθερότητας, όσον αφορά την πορεία του οχήματος.



Εικόνα 3: Σύστημα συντεταγμένων οχήματος [13]

- Διαμήκης κατεύθυνση (Longitudinal direction): κατεύθυνση προς τα εμπρός του οχήματος.
- Κάθετη κατεύθυνση (Vertical direction): κατεύθυνση ως προς των άξονα z
- Πλευρική κατεύθυνση (Lateral direction): κατεύθυνση πλευρικής κίνησης του οχήματος.
- Γωνία πλευρικής ολίσθησης β, είναι η γωνία μεταξύ του άξονα x και του διανύσματος της στιγμιαίας ταχύτητας του κέντρου βάρους του οχήματος , βλ. Εικόνα 4. Πρέπει να τονιστεί ότι αυτή η γωνία είναι διαφορετική από τη γωνία ολίσθησης που συνδέεται με τα ελαστικά. Παρόλο που η ιδέα είναι η ίδια, κάθε μεμονωμένο ελαστικό μπορεί να έχει διαφορετική γωνία ολίσθησης στην ίδια χρονική στιγμή. Συχνά η γωνία ολίσθησης (σε radians), για μικρές τιμές της πλευρικής ταχύτητας που σώματος, υπολογίζεται ως ο λόγος της πλευρικής ταχύτητας προς τη διαμήκη ταχύτητα.



Εικόνα 4: Πρότυπο σύστημα άξονα ελαστικών [1]

Η γωνία ολίσθησης ελαστικού α (βλ. Εικόνα5), είναι η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ της διεύθυνσης του ελαστικού και της πραγματικής πορείας του, λόγω των πλευρικών δυνάμεων. Το πέλμα μετατοπίζεται πλευρικά, λόγω της παρουσίας πλευρικών δυνάμεων. Η Εικόνα 6 δείχνει το πρότυπο σύστημα άξονα ελαστικών, που χρησιμοποιείται συνήθως στη μοντελοποίησή τους. Δείχνει τις δυνάμεις και τις ροπές που εφαρμόζονται στο ελαστικό, καθώς και άλλες σημαντικές παραμέτρους, όπως η γωνία ολίσθησης, η γωνία πλευρικής κλίσης και άλλες.



e 2.3 Walking analogy to tire "slip angle."

Εικόνα 5 : Πορεία ανάλογη της γωνίας ολίσθησης [6]

2.2 Θεωρία ελαστικών

Οι τροχοί όλων των σύγχρονων μηχανοκίνητων οχημάτων είναι εφοδιασμένοι με ελαστικά, τα οποία στηρίζουν το όχημα και μεταφέρουν την κινητήρια δύναμη (δύναμη έλξης), μέσω της επαφής του τροχού με το έδαφος. Επομένως, σε όλα τα σύγχρονα οχήματα όλες οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στο όχημα, με εξαίρεση την αεροδυναμική δύναμη, εφαρμόζονται στην ίδια επιφάνεια επαφής.

Αυτή η αλληλεπίδραση καθορίζει τον τρόπο με τον οποίο το όχημα στρίβει, φρενάρει και επιταχύνει. Η συμπεριφορά των ελαστικών αποτελεί ουσιαστικό μέρος αυτής της εργασίας και στην επόμενη ενότητα θα εξηγηθούν τα χαρακτηριστικά της.

Στη μελέτη της συμπεριφοράς του τροχού, είναι απαραίτητο να αξιολογούμε τις δυνάμεις και τις ροπές που δρουν πάνω σε αυτό. Συνεπώς, για να περιγράψουμε τα χαρακτηριστικά του, είναι απαραίτητο να ορίσουμε ένα σύστημα άξονα που χρησιμεύει, όσον αφορά τον ορισμό διαφόρων παραμέτρων. Γίνεται χρήση του συστήματος, η οποία παρουσιάζεται στην Εικόνα 6.



Εικόνα 6: Δυνάμεις και ροπές ελαστικού [6]

Το κέντρο των αξόνων βρίσκεται στο κέντρο επαφής του ελαστικού με το έδαφος, ο άξονας x είναι η τομή του επιπέδου του τροχού και του οδοστρώματος με θετική κατεύθυνση προς τα εμπρός. Ο άξονας z είναι κάθετος προς το οδόστρωμα με θετική φορά προς τα πάνω. Συνεπώς, ο άξονας y βρίσκεται στο έδαφος και κάνει ορθή γωνία με των άξονα x, και η κατεύθυνση του άξονα x κλίνει προς τα αριστερά (κοιτώντας τον άξονα x από πίσω προς τα εμπρός). Οι κατευθύνσεις (i, j, k) έχουν φυσική σημασία, γιατί ορίζουν χαρακτηριστικά μεταξύ της ζάντας σε σχέση με το δρόμο, όπως φαίνεται στην Εικόνα 7. Το διάνυσμα k είναι κάθετο στην επιφάνεια του δρόμου, το διάνυσμα i είναι κάθετο τόσο στο k όσο και στο διάνυσμα της ζάντας jc, το j προκύπτει από την απαίτηση δεξιόστροφου συστήματος. Ωστόσο, η θέση των Καρτεσιανών αξόνων (x, y, z) είναι αυθαίρετη, καθώς δεν υπάρχει κανένας φυσικός λόγος για την επιλογή ενός σημείου ως προέλευσης Ο. Πρόκειται για μια πτυχή της οποίας οι επιπτώσεις συχνά υποτιμούνται.

Όλες οι δυνάμεις εφαρμόζουν στο κέντρο του ελαστικού, στο σημείο επαφής με το έδαφος Ο, όπου περνούν και διασταυρώνονται και οι τρεις άξονες (βλ. Εικόνα6). Στον άξονα x υπάρχει η διαμήκης δύναμη Fx με θετική φορά προς τα εμπρός , η ροπή Mx ροπή εκτροπής, οι οποίες επενεργούν ανάμεσα στο ελαστικό και το έδαφος. Στον άξονα y έχουμε την Fy πλευρική δύναμη με θετική φορά δεξιά του άξονα x , η ροπή αντίστασης σε κύλιση My δημιουργείται λόγω της μεγαλύτερης τιμής κατανομής της πίεσης στο μπροστινό τμήμα του ίχνους του ελαστικού, σε σχέση με την τιμή στο πίσω τμήμα (του ίχνους). Στον άξονα z υπάρχει η κάθετη δύναμη Fz και η ροπή ευθυγράμμισης Mz . Όλες οι δυνάμεις και οι ροπές φαίνονται στην Εικόνα 6.



Εικόνα 7 : Γωνίες ελαστικού [1]

Οι σημαντικότερες γωνίες του τροχού είναι η γωνία Κάμπερ και η γωνία ολίσθησης. Η γωνία Κάμπερ (Camber angle) είναι η γωνία μεταξύ του άξονα της ζάντας και του επιπέδου του οδοστρώματος.

Η θετική γωνία Κάμπερ υποδηλώνει περιστροφή κατά τον θετικό άξονα x του τροχού. Ως εκ τούτου, κοιτώντας το όχημα από πίσω, θετική Κάμπερ σημαίνει στροφή ωρολογιακή (δεξιόστροφη). Όταν κοιτάμε το όχημα από μπροστά, θετική Κάμπερ σημαίνει στροφή ανθωρολογιακή (αριστερόστροφη).

Αρνητική Κάμπερ στην «αργκό» των Οχημάτων, σημαίνει ότι το πάνω μέρος των τροχών συγκλίνει προς τα μέσα του οχήματος. Άρα, σε σχέση με την θέση του οδηγού (ο οποίος κοιτά προς τα εμπρός), ή κοιτώντας από πίσω το όχημα, έχουμε:

Αρνητική Κάμπερ (αργκό): Ο αριστερός τροχός έχει θετική κάμπερ και ο δεξιός αρνητική.

Θετική Κάμπερ (αργκό): Ο αριστερός τροχός έχει αρνητική κάμπερ και ο δεξιός θετική (το πάνω μέρος των τροχών συγκλίνει προς τα έξω του οχήματος).



ΑΡΝΗΤΙΚΗ ΚΑΜΠΕΡ(Αργκό) – Κοιτάμε από πίσω προς τα εμπρός (προς την μεριά του θετικού άξονα +x)



ΟΕΤΙΚΗ ΚΑΜΠΕΡ(Αργκό) – Κοιτάμε από πίσω προς τα εμπρός (προς την μεριά του θετικού άξονα +x)

Η δεύτερη κύρια γωνία του τροχού είναι η γωνία ολίσθησης του τροχού α. Πρόκειται για τη γωνία μεταξύ του επιπέδου και της ταχύτητας του τροχού, όπως φαίνεται στην Εικόνα 8. Η γωνία είναι θετική όταν είναι δεξιόστροφη (ή ωρολογιακή), όπως «κοιτάμε» από πάνω. Είναι η μοναδική περίπτωση γωνίας που ως θετική, «κοιτά» ανάποδα από την θετική φορά του αντίστοιχου άξονα.



Εικόνα 8: Γωνίες ελαστικού [1]

2.3 Δυναμική ελαστικών

Οι κάθετες και οριζόντιες κατανεμημένες δυνάμεις στη διεπιφάνεια ελαστικούοδοστρώματος (Ιχνος – Αποτύπωμα – Contact Patch – Footprint), μεταφέρονται στο σημείο Ο (βλ. Εικόνα 8) και γράφονται ως ένα στατικά ισοδύναμο σύστημα Δύναμης και Ροπής, ως ακολούθως,

$$\mathbf{F} = F_{\mathbf{i}}\mathbf{i} + F_{\mathbf{j}}\mathbf{j} + F_{\mathbf{k}}\mathbf{k} \tag{1}$$

$$\mathbf{M}_{0} = M_{0}\mathbf{j} + M_{0}\mathbf{j} + M_{0}\mathbf{k}$$
⁽²⁾

Οι συνιστώσες των $(\mathbf{F}, \mathbf{M}_{0})$ είναι οι ακόλουθες:

 F_x : Διαμήκης Δύναμη (Longitudinal Force)

 F_{y} : Πλευρική Δύναμη (Lateral Force)

 F_z : Κατακόρυφη ή Κάθετη Δύναμη (Vertical or Normal Force)

 M_{Ox} : Ροπή Ανατροπής (Overturning Moment)

 M_{O_V} : Ροπή Αντίστασης σε Κύλιση (Rolling Resistance Moment)

 M_{Oz} : Ροπή Ευθυγράμμισης (Self Aligning Torque) ή κάθετη ροπή

Στην Μηχανική των Ελαστικών, ορισμένες φορές το σύστημα (\mathbf{F}, \mathbf{M}_0) αναπαρίσταται από δύο δυνάμεις εφαρμοζόμενες σε κατάλληλα σημεία :

Η κατακόρυφη δύναμη:

$$\mathbf{F}_{n} = F_{z} \mathbf{k} \tag{3}$$

Η κατακόρυφη δύναμη F_p είναι μία ευθεία που περνά από το σημείο $(e_x, e_y, 0)$, ώστε:

$$M_{Ox} = F_z e_y \tag{4}$$

$$M_{\alpha\nu} = -F_r e_{\nu} \tag{5}$$

Η εφαπτομενική δύναμη:

$$\mathbf{F}_{t} = F_{x}\mathbf{i} + F_{y}\mathbf{j} \tag{6}$$

10

Η εφαπτομενική δύναμη είναι παράλληλη στο επίπεδο xy και έχει ευθεία δράση που απέχει απόσταση $|d_t|$ από το σημείο O (το πρόσημο του d_t επιλέγεται κατάλληλα ώστε να προκύπτει η σωστή φορά της ροπής M_{Oz} στην ακόλουθη σχέση):

$$M_{Oz} = d_t \sqrt{(F_x)^2 + (F_y)^2} = d_t |\mathbf{F}_t|$$
⁽⁷⁾

2.3.1 Αντίσταση κύλισης

Ο τροχός είναι ελεύθερος σε επίπεδη επιφάνεια. Εάν ο τροχός και ο δρόμος ήταν απολύτως άκαμπτοι, δεν θα υπήρχε αντίσταση και συνεπώς, ούτε η ανάγκη να ασκηθεί δύναμη πρόσφυσης. Στον πραγματικό κόσμο δεν υπάρχουν άκαμπτα σώματα, και τόσο ο δρόμος όσο και ο τροχός, υπόκεινται σε παραμόρφωση στην επιφάνεια επαφής τους.

Κατά τη διάρκεια της κίνησης του ελαστικού η συμπεριφορά του υλικού δεν είναι ποτέ τελείως ελαστική, αλλά περιλαμβάνει τουλάχιστον μια μικρή πλαστική τάση λόγω της υστέρησης υλικού και άλλων φαινομένων. Για το λόγο αυτό, σε κάθε στροφή του τροχού σύμφωνα με αυτή τη μακροσκοπική παραμόρφωση, είναι απαραίτητο να ξοδέψουμε κάποια ενέργεια. Αυτή η απορρόφηση ενέργειας, είναι αυτή που προκαλεί την αντίσταση κύλισης. Φυσικά, αυξάνεται με την παραμόρφωση και την ακαμψία του ελαστικού, και με πολλές άλλες παραμέτρους. Αυτή την υστέρηση μπορούμε να την δούμε σχηματικά στις Εικόνες 9 – 10.

Η αντίσταση κύλισης προκύπτει, επειδή η κανονική πίεση p στο πρώτο μισό του επιδέσμου επαφής είναι υψηλότερη από εκείνη στο πίσω μισό.



Εικόνα 9: Αντίσταση Κύλισης - Περίπτωση Καθαρής Κύλισης [1]



Εικόνα 10: Αντίσταση Κύλισης - Περίπτωση Ελεύθερης Κύλισης [1]

Η καθαρή κύλιση σε περίπτωση άκαμπτων σωμάτων σε σημείο επαφής απαιτεί, να πληρούνται δύο κινηματικές προϋποθέσεις: χωρίς ολίσθηση και αμοιβαία περιστροφή. Ωστόσο, τα δύο σώματα μπορούν να ανταλλάσσουν εφαπτομενικές δυνάμεις, εφόσον δεν υπάρχει υπέρβαση του ορίου τριβής. Στην πραγματικότητα, δεν υπάρχουν άκαμπτες επιφάνειες σε επαφή και το αποτύπωμα σίγουρα δεν είναι σημείο. Επομένως, ακόμη και αν είναι συνηθισμένο να μιλάμε για καθαρή κύλιση ενός τροχού με ελαστικό, θα πρέπει να είναι σαφές ότι είναι μια εντελώς διαφορετική ιδέα από την καθαρή κύλιση μεταξύ άκαμπτων αμαξωμάτων.

Καθαρή Κύλιση είναι η κατάσταση όπου οι δυνάμεις πρόσφυσης δεν παίζουν κανένα ρόλο κατά την κύλιση του τροχού, με την έννοια ότι είναι αμελητέες οι ακόλουθες συνιστώσες:

$$F_x = 0$$
$$F_y = 0$$
$$M_z = 0$$



Εικόνα 11: Πειραματική διαδικασία για αντίσταση κύλισης [1]

Ο λόγος f, ονομάζεται συντελεστής αντίστασης κύλισης, είναι τυπικά τάξης μεγέθους 0.006 – 0.016 για ελαστικά αυτοκινήτων (μετρούμενος στα 80 Km/h), βλ. Εικόνα 11 και ορίζεται:

$$f = e_x / h = F_x / F_z \tag{8}$$

Γενικά για καθαρή κύλιση ισχύει:

$$T = F_x e_x \Rightarrow$$

Γενικά για ελεύθερη κύλιση ισχύει:

$$F_{x} h = F_{z} e_{x} \Rightarrow$$

$$F_{x} = F_{z} \left(\frac{e_{x}}{h}\right) \Rightarrow$$

$$\frac{F_{x}}{F_{z}} = \frac{e_{x}}{h} = f_{free} \qquad (1)$$

0)

Για ένα αυτοκίνητο με σταθερή ταχύτητα σε επίπεδο οδόστρωμα, οι κινητήριοι τροχοί είναι (περίπου) σε pure rolling και οι κινούμενοι σε free rolling. Στη πράξη, ιδανικά pure rolling είναι μόνο σε 4-wheel drive (μικρή ροπή παντού). Διαφορετικά, στο free rolling σου τρώει πρόσφυση ο κινούμενος τροχός, άρα χρειάζεται λίγη παραπάνω ροπή στον κινητήριο.

2.3.2 Διαμήκεις ολίσθηση (Longitudinal Slip)

Όταν εφαρμόζεται ροπή κίνησης στο ελαστικό, αναπτύσσεται δύναμη πρόσφυσης στο σημείο επαφής ελαστικού-εδάφους, όπως φαίνεται στην Εικόνα 12. Ταυτόχρονα, το πέλμα του ελαστικού μπροστά και μέσα στο σημείο επαφής υπόκειται σε συμπίεση. Αναπτύσσεται επίσης, μια αντίστοιχη διατμητική παραμόρφωση του πλευρικού τοιχώματος του ελαστικού.



Εικόνα 12: Δύναμη πρόσφυσης στο σημείο επαφής ελαστικού-εδάφους [7]

Καθώς τα στοιχεία του πέλματος συμπιέζονται πριν εισέλθουν στην περιοχή επαφής, η απόσταση που διανύει το ελαστικό όταν υπόκειται σε ροπή κίνησης θα είναι μικρότερη από αυτήν κατά την ελεύθερη κύλιση. Αυτό το φαινόμενο αναφέρεται συνήθως ως διαμήκης ολίσθηση.

Θεωρητική διαμήκης ολίσθηση

$$\sigma_x = \frac{V_{Cx} - \omega_c r_r}{\omega_c r_r} \tag{11}$$

Η διαμήκης ολίσθηση του ελαστικού του οχήματος, ορίζεται:

Πρακτική διαμήκης ολίσθηση

$$\kappa_x = \frac{V_{Cx} - \omega_c r_r}{V_{Cx}} \tag{12}$$

Όπου: Vc_x είναι η Διαμήκης συνιστώσα της πραγματικής ταχύτητας του τροχού,

 ω_c : Πραγματική γωνιακή ταχύτητα περιστροφής τροχού,

 r_r : είναι Θεωρητική ακτίνα κύλισης τροχού

Οι θεωρητικές και πρακτικές ολισθήσεις είναι σχεδόν ίσες, για μικρή τιμή της διαμήκους ολίσθησης. Συνήθως χρησιμοποιείται και ο λόγος ολίσθησης (slip ratio),

$$\kappa = -\kappa_x = \frac{\omega_c r_r - V_{Cx}}{V_{Cx}} \tag{13}$$

έτσι ώστε στο φρενάρισμα να έχουμε αρνητική ολίσθηση και στην επιτάχυνση θετική ολίσθηση. Παρακάτω φαίνονται οι οριακές τιμές των διαμηκών ολισθήσεων:

Av
$$\sigma_x = 0$$
 ή $\kappa_x = 0$
Av $\sigma_x > 0$ ή $\kappa_x > 0$
Av $\sigma_x > 0$ ή $\kappa_x > 0$
Av $\sigma_x < 0$ ή $\kappa_x < 0$
Tote έχουμε $V_{Cx} > \omega_c r_r$, άρα φρενάρισμα
Av $\sigma_x < 0$ ή $\kappa_x < 0$
Tote έχουμε $V_{Cx} < \omega_c r_r$, άρα επιτάχυνση
 $\sigma_x = -1$ ή $\kappa_x = -\infty$
σημαίνει 100% σπινιάρισμα
 $\sigma_x = +\infty$ ή $\kappa_x = +1$
σημαίνει μπλοκάρισμα τροχού (locked wheel)

Αξίζει να σημειωθεί ότι αυτοί οι συντελεστές ολίσθησης είναι απλώς ένας τρόπος για να περιγραφεί η κίνηση της άκαμπτης ζάντας, όχι του ελαστικού. Επομένως, δεν παρέχουν καμία άμεση πληροφορία σχετικά με την ολίσθηση του ελαστικού, στο σημείο επαφής με το οδόστρωμα. Από την άποψη αυτή, τα ονόματά τους μπορεί να είναι παραπλανητικά. Για την πλήρη περιγραφή της κίνησης των σωματιδίων του ελαστικού χρειάζεται μία αρκετά πιο λεπτομερής ανάλυση, με βάση την δυναμική του συνεχούς και παραμορφώσιμου μέσου.

2.3.3 Γωνιακή ολίσθηση (Slip Angle)

Όταν ένα ελαστικό δεν υπόκειται σε κάθετη δύναμη στο επίπεδο του τροχού (δηλαδή, πλευρική δύναμη), θα κινείται κατά μήκος του επιπέδου του τροχού. Εάν, ωστόσο, εφαρμοστεί μια πλευρική δύναμη Fy σε ένα ελαστικό, θα αναπτυχθεί μια πλευρική δύναμη στο σημείο επαφής και το ελαστικό θα κινείται κατά μήκος μιας διαδρομής υπό γωνία α με το επίπεδο του τροχού, (βλ. Εικόνα 5). Η γωνία α αναφέρεται συνήθως ως γωνία ολίσθησης και το φαινόμενο της πλευρικής ολίσθησης, οφείλεται κυρίως στην πλευρική ελαστικότητα του ελαστικού. Η γωνία Ολίσθησης α τυπικά ορίζεται ως η γωνία μεταξύ της ταχύτητας κύλισης \mathbf{V}_{r} και της ταχύτητας οδήγησης \mathbf{V}_{c} . Για γωνία κάμπερ που μεταβάλλεται αργά, η α είναι πρακτικά ίση με την γωνία μεταξύ των **i** και \mathbf{V}_{c} .

$$\tan(\alpha) = -\frac{V_{Cy}}{V_{Cx}} \tag{14}$$

Ένας τροχός με ελαστικό μπορεί να αναπτύξει μεγάλες οριζόντιες δυνάμεις (πρόσφυσης) με μικρές γωνίες ολίσθησης. Για το λόγο αυτό, ο τροχός με ελαστικό συμπεριφέρεται παρόμοια με έναν θεωρητικό στερεό τροχό. Αυτό σημαίνει ότι, αν $|\sigma_x| < 0.2$ και $|\sigma_y| < 0.2$ τότε (κατά προσέγγιση)) $-15^o < \alpha < +15^o$. Για τον λόγο αυτό, τα πραγματικά ελαστικά κατασκευάζονται έτσι ώστε να έχουν την καλύτερη επίδοση σε τιμές $|\sigma_x|$ και $|\sigma_y|$ κάτω από 0.2.

Για θεωρητική πλευρική ολίσθηση ισχύει:

$$\sigma_y = \frac{V_{Cy} - \dot{\gamma} \, s_r}{\omega_c r_r} \tag{15}$$

Όπου:

 $V_{Cy} = V_C \sin(\alpha)$: Πλευρική συνιστώσα ταχύτητας.

γ : Ρυθμός μεταβολής γωνίας κάμπερ

 S_r : Πλευρική ακτίνα καθαρής κύλισης

2.3.4 Γωνία ολίσθησης και δύναμη στροφής

Η μηχανική συμπεριφορά ενός τροχού με ελαστικό σε σταθερή κατάσταση, περιγράφεται μέσω δυνάμεων και ροπών ανάλογα με το h, όσον αφορά την αναγνώριση της θέσης του τροχού, και από άλλες τέσσερις κινηματικές παραμέτρους, για τον προσδιορισμό της κίνησης του τροχού. Με τον καθορισμό των καθαρών συνθηκών κύλισης και της ολίσθησης των ελαστικών, είναι συχνά δυνατό να επιτευχθεί μια ικανοποιητική περιγραφή της μηχανικής συμπεριφοράς, μέσω μόνο τριών κινηματικών παραμέτρων σχ, σγ, φ.

$$F_{x} = F_{x}(h, \gamma, \sigma_{\chi}, \sigma_{y}, \varphi)$$
$$F_{y} = F_{y}(h, \gamma, \sigma_{\chi}, \sigma_{y}, \varphi)$$

$$M_z = M_z(h, \gamma, \sigma_{\chi}, \sigma_{\gamma}, \varphi)$$

Αντί του κατακόρυφου ύψους h, είναι συνηθισμένο να χρησιμοποιείται το κατακόρυφο φορτίο Fz, ως ανεξάρτητη μεταβλητή:

$$h = h(F_z, \gamma)$$

Επομένως, η μηχανική συμπεριφορά ενός τροχού σε σταθερή κατάσταση με ένα ελαστικό, το οποίο δεν κινείται πολύ γρήγορα σε έναν επίπεδο δρόμο, περιγράφεται εύκολα από τις ακόλουθες συναρτήσεις:

$$F_{x} = F_{x}(F_{z}, h, \gamma, \sigma_{\chi}, \sigma_{y}, \varphi)$$
$$F_{y} = F_{y}(F_{z}, h, \gamma, \sigma_{\chi}, \sigma_{y}, \varphi)$$
$$M_{z} = M_{z}(F_{z}, h, \gamma, \sigma_{\chi}, \sigma_{y}, \varphi)$$



Εικόνα 13: Δύο διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας, αλλά με την ίδια ολίσθηση περιστροφής φ [1]

Συχνά παραβλέπεται το γεγονός ότι τα Fx, Fy και Mz εξαρτώνται τόσο από τη γωνία camber γ, όσο και από την ολίσθηση περιστροφής φ. Με άλλα λόγια, δύο συνθήκες λειτουργίας με το ίδιο φ, αλλά με διαφορετική γωνία camber γ, δεν παρέχουν τις ίδιες τιμές Fx, Fy και Mz, ακόμη και αν τα Fz, σx και σy είναι τα ίδια.

Οι δυνάμεις πρόσφυσης περιγράφονται επίσης, με βάση την πρακτική διαμήκη ολίσθηση και την γωνία ολίσθησης.

$$F_{x} = F_{x}^{p}(F_{z}, \gamma, \kappa_{x}, \alpha, \omega_{z})$$
$$F_{y} = F_{y}^{p}(F_{z}, \gamma, \kappa_{x}, \alpha, \omega_{z})$$
$$M_{z} = M_{z}^{p}(F_{z}, \gamma, \kappa_{x}, \alpha, \omega_{z})$$



2.3.5 Καθαρή Διαμήκης Ολίσθηση

Διάγραμμα 1: Πειραματικά αποτελέσματα: διαμήκης δύναμη Fx έναντι πρακτικής διαμήκους ολίσθησης κ_x για τέσσερις τιμές του κατακόρυφου φορτίου Fz [1]

Το Διάγραμμα 1 απεικονίζει την τυπική συμπεριφορά της διαμήκους δύναμης F_x ως συνάρτηση της πρακτικής διαμήκους ολίσθησης κ_x , υπό καθαρές συνθήκες πέδησης για διάφορες τιμές του κατακόρυφου φορτίου F_z . Πιο συγκεκριμένα, πρόκειται για τη γραφική παράσταση του $F_x = F_x^p(F_z, 0, \kappa_x, 0, 0)$. Επίσης, είναι πολύ σημαντικό να σημειωθεί ότι:

- Η μέγιστη τιμή της $F_x = F_x^p (F_x^{max})$ λαμβάνεται για $\kappa_x \approx 0.10$ (δηλ., $\sigma_x \approx 0.11$)
- Το $F_x = F_x^p$ αυξάνει λιγότερο από ανάλογα, σε σχέση με το φορτίο F_z (στο Διάγραμμα 1 ίσως δεν είναι τόσο ξεκάθαρο)



2.3.6 Καθαρή πλευρική ολίσθηση

Διάγραμμα 2: Στροφική ακαμψία ελαστικού [1]

Το Διάγραμμα 2 απεικονίζει την τυπική συμπεριφορά της πλευρικής δύναμης Fy ως συνάρτηση της γωνίας ολίσθησης α, για τρεις τιμές Fz. Πιο συγκεκριμένα, είναι η πλοκή του $F_y^p(F_z,0,0,\alpha,0)$. Αξίζει να σημειωθεί το εξής:

- Η μέγιστη τιμή της F_y $(F_y^{max} = max |F_y^p|)$ λαμβάνεται για $\alpha \approx \pm 8^o$ (δηλ., $tan(\alpha) \approx \pm 0.14 = -\sigma_y$)
- Η Fy αυξάνει λιγότερο από αναλογικά σε σχέση με το κατακόρυφο φορτίο

2.3.7 Magic formula

Τα τελευταία χρόνια, μια εμπειρική μέθοδος που αφορά τον χαρακτηρισμό της συμπεριφοράς των ελαστικών, είναι γνωστή ως Magic Formula. Αυτή έχει αναπτυχθεί και χρησιμοποιείται σε προσομοιώσεις χειρισμού οχημάτων. Το Magic Formula, στη βασική του μορφή, μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την προσαρμογή πειραματικών δεδομένων ελαστικών για τον χαρακτηρισμό των σχέσεων μεταξύ της δύναμης F_y και της γωνίας ολίσθησης a (βλ. Διάγραμμα 4), της ροπής M_z και της γωνίας ολίσθησης a (βλ. Διάγραμμα 5), και της δύναμης F_x σε σχέση με την γωνία κλίσης του δρόμου (βλ. Διάγραμμα 6). Εκφράζεται ως εξής:

$$y(x) = Dsin\{Carctan[Bx - E (Bx - \arctan (Bx))]\}$$
(16)

Το Y(x) μπορεί να αντιπροσωπεύει είτε το Fx είτε το Fy, ο συντελεστής x μπορεί να δηλώνει είτε τη γωνία ολίσθησης a, είτε τη γωνία κλίσης του δρόμου. Ο συντελεστής B ονομάζεται συντελεστής δυσκαμψίας, σχήματος C, αιχμής D και καμπυλότητας E.



Διάγραμμα 3: Χαρακτηριστικά του Magic Formula για την εφαρμογή δεδομένων δοκιμής ελαστικών [18]

Η εξίσωση magic formula παράγει μια καμπύλη που περνά από την αρχή, x = y = 0 και φτάνει το μέγιστο στο x = x_{m_c} όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 3. Πέρα από αυτό μειώνεται και τελικά πλησιάζει το y_a .

Το Διάγραμμα 3 απεικονίζει ορισμένους από τους συντελεστές στην εξίσωση magic formula. Για παράδειγμα, εάν το Διάγραμμα 3 αντιπροσωπεύει τη δύναμη στροφής και τη γωνία ολίσθησης ενός ελαστικού, τότε ο συντελεστής D αντιπροσωπεύει την μέγιστη τιμή σε

σχέση με τις συντεταγμένες x, y και οι συντελεστές BCD αντιστοιχούν στην κλίση της καμπύλης στην αρχή, που αντιπροσωπεύει το cornering stiffness του ελαστικού.



Διάγραμμα 4: Σύγκριση των αποτελεσμάτωντης πλευρικής δύναμης και της γωνία ολίσθησης που έχουν μετρηθεί πειραματικά σε σχέση με τα αποτελέσματα, τα οποία έχουν υπολογιστεί με την εξίσωση magic formula [20]



Διάγραμμα 5 : Σύγκριση των αποτελεσμάτων της ροπής M_z και της γωνίας ολίσθησης a που έχουν μετρηθεί πειραματικά σε σχέση με τα αποτελέσματα, τα οποία έχουν υπολογιστεί με την εξίσωση magic formula [20]



Διάγραμμα 6: Σύγκριση των αποτελεσμάτων της δύναμης *F_x* και της γωνίας κλίσης του δρόμου που έχουν μετρηθεί πειραματικά σε σχέση με τα αποτελέσματα, τα οποία έχουν υπολογιστεί με την εξίσωση magic formula [20]

	Load, <i>F_z</i> , kN	В	С	D	Ε	S _h	S _v	BCD
<i>F.</i> , N	2	0.244	1.50	1936	-0.132	-0.280	-118	780.6
	4	0.239	1.19	3650	-0.678	-0.049	-156	1038
	6	0.164	1.27	5237	-1.61	-0.126	-181	1091
	8	0.112	1.36	6677	-2.16	0.125	-240	1017
	2	0.247	2.56	-15.53	-3.92	-0.464	-12.5	-9.820
M_{r} , N · m	4	0.234	2.68	-48.56	-0.46	-0.082	-11.7	-30.45
L.	6	0.164	2.46	-112.5	-2.04	-0.125	-6.00	-45.39
	8	0.127	2.41	-191.3	-3.21	-0.009	-4.22	-58.55
	2	0.178	1.55	2193	0.432	0.000	25.0	605.0
<i>F</i> ., N	4	0.171	1.69	4236	0.619	0.000	70.6	1224
A.	6	0.210	1.67	6090	0.686	0.000	80.1	2136
	8	0.214	1.78	7711	0.783	0.000	104	2937

Πίνακας 1: Εμπειρικές τιμές συντελεστών Magic Formula [19]

Στον Πίνακα 1 μπορούμε να διακρίνουμε τις εμπειρικές τιμές που παίρνουν οι συντελεστές της εξίσωσης magic formula, όσον αφορά ένα ελαστικό αυτοκινήτου. Αυτός ο πίνακας προέρχεται από τα αποτελέσματα διαφόρων δοκιμών [19].
Ορισμένοι από τους συντελεστές στην εξίσωση magic formula. είναι λειτουργικοί υπό κανονικό φορτίο και κανονική γωνία camber του ελαστικού. Ο συντελεστής κορυφής D μπορεί να εκφραστεί ως συνάρτηση κανονικού φορτίου F_z , ως εξής:

$$D = a_1 F_z^2 + a_2 F_z \tag{17}$$

όπου F_z , είναι σε kN, , και a_1, a_2 είναι εμπειρικοί συντελεστές.

Για δυσκαμψία στροφής (δηλ., η αρχική κλίση της καμπύλης γωνίας δύναμης-ολίσθησης στροφής):

$$BCD = a_3 \sin \left[a_4 \arctan \left(a_5 F_z \right) \right]$$
(18)

Όπου a_3 , a_4 , a_5 είναι εμπειρικοί συντελεστές. Ο παράγοντας δυσκαμψίας Β μπορεί να προέλθει από:

$$B = \frac{BCD}{CD} \tag{19}$$

Ο παράγοντας καμπυλότητας Ε ως συνάρτηση του κανονικού φορτίου Fz, δίνεται από:

$$E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_7 \tag{20}$$

όπου α7 και α8, είναι εμπειρικοί συντελεστές.

3° Κεφάλαιο Κινηματική και Δυναμική ανάλυση οχήματος

Για να επιτευχθεί ένα εύκολο μοντέλο οχήματος, αλλά ικανό να περιγράψει πολλά δυναμικά χαρακτηριστικά, είναι πολύ ενδιαφέρον να κάνουμε κάποιες βασικές παραδοχές. Το μοντέλο λαμβάνει υπόψη τις παρακάτω:

- το όχημα έχει άκαμπτο αμάξωμα.
- το όχημα κινείται σε επίπεδο δρόμο
- μικρές παραμορφώσεις στο σύστημα αναρτήσεων

- η διαμήκης ταχύτητα είναι σχεδόν σταθερή
- η γωνία διεύθυνσης είναι μικρή
- το όχημα διαθέτει άκαμπτο σύστημα διεύθυνσης,
- αμελητέες οι κατακόρυφες δυνάμεις των ελαστικών

Σύμφωνα με τις υποθέσεις που έχουν πραγματοποιηθεί στην προηγούμενη παράγραφο, προκύπτει η διαπίστωση ότι το όχημα, και συγκεκριμένα τα α₁, α₂, l, t₁, t₂ και h (βλ. Εικόνα 14) είναι όλα σταθερά κατά την κίνηση του οχήματος. Αυτό είναι αρκετά λογικό, εάν η κίνηση δεν είναι πολύ σκληρή, δηλαδή όταν οι επιταχύνσεις δεν είναι πολύ μεγάλες και δεν αλλάζουν απότομα.



Εικόνα 14: Χαρακτηριστικά στοιχεία οχήματος [1]

Στην Εικόνα 15 μπορούμε να διακρίνουμε τον άξονα διεύθυνσης, την γωνία Camber και την γωνία κλίσης πείρου ακραξονίου. Είναι βασικές γωνίες στο σχεδιασμό του συστήματος διεύθυνσης. Ωστόσο, οι επιδράσεις τους στη δυναμική ολόκληρου του οχήματος, μπορεί να παραμεληθούν σε ορισμένες περιπτώσεις, ιδιαίτερα με μικρές γωνίες διεύθυνσης και απόλυτα άκαμπτα συστήματα διεύθυνσης (όπως υποτίθεται εδώ).



Εικόνα 15: Βασικές γωνίες τροχού [1]

Λόγω των υποθέσεων που έγιναν προηγουμένως, το αμάξωμα του οχήματος έχει επίπεδη κίνηση, παράλληλη προς το δρόμο. Αυτό είναι ένα αξιοσημείωτο γεγονός, καθώς απλοποιεί σε μεγάλο βαθμό την ανάλυση του οχήματος. Επιπλέον, τα κέντρα των τροχών έχουν σταθερή θέση σε σχέση με το σώμα του οχήματος. Όσο και αν φαίνεται απλό αυτό το μοντέλο οχήματος, εξακολουθεί να παρουσιάζει μια πολύ πλούσια και ενδιαφέρουσα δυναμική συμπεριφορά και έχει αποδειχθεί ότι είναι ένα πολύτιμο εργαλείο για την κατανόηση πολλών πτυχών της δυναμικής των πραγματικών οχημάτων. Φυσικά, οι υποκείμενες υποθέσεις επιβάλλουν ορισμένους περιορισμούς στην εφαρμογή του, τους οποίους ένας μηχανικός οχημάτων οφείλει να γνωρίζει καλά.

3.1 Βασικές Εξισώσεις και Σύστημα Αναφοράς Οχήματος

Υπάρχουν γενικά τρία είδη εξισώσεων:

- Κινηματικές εξισώσεις
- Εξισώσεις ισορροπίας
- Καταστατικές εξισώσεις ελαστικών των τροχών (αναφέρονται στις σχέσεις Δυνάμεων-Ροπών και Παραμορφώσεων των ελαστικών).

Σύμφωνα με τις προηγούμενες υποθέσεις, μπορούμε να πούμε ότι το άκαμπτο σώμα έχει μάζα m και κέντρο βάρους G. Ως συνήθως, το όχημα έχει ένα σταθερό σύστημα συντεταγμένων S= (x, y, z; G), το λεγόμενο σύστημα Αναφοράς Οχήματος, το οποίο τοποθετείται στο κέντρο βάρους του οχήματος G. Τα μοναδιαία διανύσματα είναι (i, j, k). Όπως φαίνεται στην Εικόνα 16, ο άξονας x ορίζεται παράλληλα προς την διεύθυνση κίνησης, ο άξονας y είναι κάθετος προς τον άξονα x, και ο άξονας z είναι κάθετος προς το δρόμο.



Εικόνα 16: Βασική άξονες οχήματος [1]

3.1.1 Κινηματικές Εξισώσεις

Η ταχύτητα του κέντρου βάρους ενός οχήματος ορίζεται ως V_G . Η γεωμετρική θέση του κέντρου βάρους G ορίζεται ως a_1 η απόσταση του κέντρου βάρους από τον μπροστινό άξονα και ως a_2 η απόσταση από τον πίσω άξονα. Το σημείο G βρίσκεται στον νοητό άξονα που περνάει από τα μισά των δύο αξόνων $t_1(εμπρός)$ και t_2 (πίσω) $t_1 = t_2$. Η απόσταση l ονομάζεται μεταξόνιο του οχήματος (πάντα μετρούμενο από το κέντρο των τροχών) και ορίζεται ως $l = a_1 + a_2$. Η κίνηση του αμαξώματος του οχήματος μπορεί να περιγραφεί πλήρως από τη γωνιακή ταχύτητα Ω και από την ταχύτητα V_G του κέντρου βάρους G. Επειδή το όχημα κινείται παράλληλα του εδάφους, το V_G είναι οριζόντιο και το Ω είναι κατακόρυφο στο έδαφος.

$$\mathbf{V}_{c} = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} \tag{21}$$

$$\mathbf{\Omega} = r \,\mathbf{k} \tag{22}$$

(23)

όπου

^{*u*}: Προς τα εμπρός ταχύτητα

^ν: Πλευρική (εγκάρσια) ταχύτητα

r: Ρυθμός Εκτροπής οχήματος (ή ρυθμός περιστροφής - Yaw Rate)

οι κύριες μεταβλητές Κατάστασης (state variables) για την Κινηματική του Οχήματος είναι οι:

u(t), v(t), r(t)

3.1.2 Γωνία Εκτροπής (Περιστροφής) και Τροχιά Οχήματος

Прокециένου να διερευνηθεί η στιγμιαία θέση του οχήματος, στην Εικόνα 17 απεικονίζεται η κίνησή του, όσον αφορά τον σταθερό άξονα αναφοράς (x0, y0, z0; O0). Έστω S_0 = $(x_0, y_0, z_0; O_0)$ ένα σταθερό σύστημα στο έδαφος, με μοναδιαία διανύσματα $(\mathbf{i}_0, \mathbf{j}_0, \mathbf{k}_0)$. Το S_0 θεωρείται Αδρανειακό Σύστημα.

Η γωνία εκτροπής (βλ. Εικόνα18) του οχήματος ψ σε μια γενική στιγμή του χρόνου t = t 'είναι διαθέσιμη μέσω της ολοκλήρωσης του ρυθμού εκτροπής, η οποία υποτίθεται ότι τώρα είναι γνωστή.



Εικόνα 17: Σύστημα συντεταγμένων σταθερού εδάφους και γωνία εκτροπής ψ [1]

Αυτή η συγκεκριμένη γωνία ονομάζεται γωνία εκτροπής (yaw angle) και είναι σε θέση να δείξει ανά πάσα στιγμή τη γωνιακή θέση του οχήματος. Έτσι, είναι επίσης δυνατό να γνωρίζουμε τις συντεταγμένες του κέντρου βάρους του οχήματος, όσον αφορά το ίδιο σύστημα αναφοράς. Στην πραγματικότητα, μέσω της προηγούμενης εξίσωσης έχουμε απόλυτες συντεταγμένες του κέντρου βάρους, $x_0(t)$, και $y_0(t)$ κατά τη διάρκεια κάθε στιγμής t = t'.

$$x_{0}(\hat{t}) = x_{0}(0) + \int_{0}^{\hat{t}} u_{0}(t)dt \Rightarrow$$

$$x_{0}(\hat{t}) = x_{0}(0) + \int_{0}^{\hat{t}} (u(t)\cos(\psi(t)) - v(t)\sin(\psi(t)))dt$$

$$y_{0}(\hat{t}) = y_{0}(0) + \int_{0}^{\hat{t}} v_{0}(t)dt \Rightarrow$$

$$y_{0}(\hat{t}) = y_{0}(0) + \int_{0}^{\hat{t}} (u(t)\sin(\psi(t)) + v(t)\cos(\psi(t)))dt \qquad (24)$$

Οι δύο συναρτήσεις $x_0(t)$, $y_0(t)$ δίνουν την τροχιά του G, σε σχέση με το ακίνητο σύστημα Αναφοράς.

3.1.3 Κέντρο Ταχύτητας της Κίνησης του Οχήματος



Εικόνα 18: Στιγμιαίο κέντρο ταχύτητας C και ορισμός των συντεταγμένων του S και R [1]

Όπως βλέπουμε στην Εικόνα 18, όταν το όχημά μας εκτελεί επίπεδη κίνηση, τότε υπάρχει ένα στιγμιαίο σημείο C, που ονομάζεται στιγμιαίο κέντρο μηδενικής ταχύτητας.

$$\mathbf{V}_{C} = 0 \tag{25}$$

Με βάση την Εικόνα 18, η θέση του σημείου *C*, σε σχέση με το σύστημα αναφοράς του οχήματος γράφεται:

$$\mathbf{GC} = S \,\mathbf{i} + R \,\mathbf{j} \tag{26}$$

$$R = \frac{u}{r} \tag{27}$$

$$S = -\frac{v}{r} \tag{28}$$

R: Απόσταση του *C* από τον διαμήκη κεντροβαρικό άξονα x του οχήματος

 $S: \Delta$ ιαμήκη θέση της προβολής του C (επί του άξονα x)

Η διαμήκης συνιστώσα της διανυσματικής ταχύτητας u ονομάζεται εμπρός ταχύτητα, ενώ η πλευρική συνιστώσα v ονομάζεται πλευρική ταχύτητα. Δεδομένου ότι το κέντρο βάρους δεν κινείται σε σχέση με το σύστημα συντεταγμένων η $\mathbf{V}_{G} = u \mathbf{i} + v \mathbf{j}$ περιγράφονται μόνο τα στοιχεία ταχύτητας σε δύο κατευθύνσεις. Μαθηματικά μεταφράζεται στην ακόλουθη εξίσωση:

$$\hat{\beta} = \arctan(\beta) \tag{29}$$

Όπου

$$\beta = \frac{v}{u} = -\frac{S}{R} \tag{30}$$

όπου μ και ν αντιπροσωπεύουν τη διαμήκη και πλευρική ταχύτητα, αντίστοιχα.

Ορίζεται ως γωνία ολίσθησης β , η γωνία μεταξύ του διαμήκους άξονα i του οχήματος και του διανύσματος της ταχύτητας του κέντρου Μάζας V_G .

3.1.4 Επιτάχυνση Οχήματος και Ακτίνα Καμπυλότητας τροχιάς

Η (απόλυτη) επιτάχυνση του κέντρου μάζας, *a_G* μπορεί να υπολογιστεί αμέσως από την ταχύτητα του κέντρου μάζας VG, ως συνάρτηση του χρόνου t.

$$\mathbf{a}_{G} = \frac{d \mathbf{V}_{G}}{dt} = (\dot{u} - vr)\mathbf{i} + (\dot{v} + ur)\mathbf{j} = a_{x}\mathbf{i} + a_{y}\mathbf{j}$$
(31)

Προφανώς, πρέπει να λάβουμε υπόψη ότι οι διευθύνσεις i και j αλλάζουν κατεύθυνση όσο το όχημα κινείται. Οι διευθύνσεις είναι συνάρτηση του χρόνου, και έτσι το παράγωγο αναπτύσσεται ως εξής:

$$\frac{d\mathbf{i}}{dt} = r\mathbf{j} \tag{32}$$

$$\frac{d\mathbf{j}}{dt} = -r\mathbf{i} \tag{33}$$

Τα μοναδιαία διανύσματα στο σύστημα αναφοράς οχήματος, περιστρέφονται με βάση τον ρυθμό εκτροπής ^r (Yaw rate).

Διαμήκης Επιτάχυνση:

$$a_x = \dot{u} - vr = \dot{u} - u^2 \beta \rho \tag{34}$$

Πλευρική Επιτάχυνση:

$$a_{\nu} = \dot{\nu} + ur = u\dot{\beta} + \dot{u}\beta + u^2\rho \tag{35}$$

3.1.5 Κινηματική των Τροχών (Ολίσθηση Ελαστικών)

Αν λάβουμε υπόψη τις απόλυτες ταχύτητες των κέντρων του τροχού, μπορούμε να συνδέσουμε τη γωνία ολίσθησης α με τον ρυθμό εκτροπής Yaw και την ταχύτητα u και v του κέντρου βάρους του οχήματος. Όπως μπορούμε να δούμε στις Εικόνες 19-20, το κέντρο των τροχών έχει στοιχεία ταχύτητας σε διαμήκη και πλευρική διεύθυνση. Ο μπροστινός κεντρικός τροχός έχει πλευρική ταχύτητα ίση με $v + rl_1$ και η πίσω ίση με $v - rl_2$. Αντίθετα, κατά τη

διαμήκη κατεύθυνση, οι τροχοί στην αριστερή πλευρά (όσον αφορά τον άξονα x) έχουν ταχύτητα ίση με $u - r(\frac{t}{2})$ και αυτοί στη δεξιά πλευρά, ταχύτητα ίση με $u + r(\frac{t}{2})$.



Εικόνα 19: Ορισμός των ποσοτήτων κινηματικής του οχήματος [3]



Εικόνα 20: Πλευρικά δύναμη στα μπροστινά ελαστικά [3]

Οι γωνίες ολίσθησης β είναι συνάρτηση δύο βασικών μεταβλητών κίνησης, ν και r. Οι σχέσεις αναπτύσσονται παρακάτω:

$$\tan(\hat{\beta}_{11}) = \frac{v + ra_1}{u - \frac{rt_1}{2}} = \beta_{11} = \tan(\delta_{11} - \alpha_{11})$$
(36)

$$\tan(\hat{\beta}_{12}) = \frac{v + ra_1}{u + \frac{rt_1}{2}} = \beta_{12} = \tan(\delta_{12} - \alpha_{12}) \tag{37}$$

$$\tan(\hat{\beta}_{21}) = \frac{v - ra_2}{u - \frac{rt_2}{2}} = \beta_{21} = \tan(\delta_{21} - \alpha_{21})$$
(38)

$$\tan(\hat{\beta}_{22}) = \frac{v - ra_2}{u + \frac{rt_2}{2}} = \beta_{22} = \tan(\delta_{22} - \alpha_{22})$$
(39)

Οι γωνίες ολίσθησης των τροχών (θετικές ωρολογιακές, δηλ., περιστροφή ως προς τον αρνητικό άξονα z), είναι οι γωνίες μεταξύ της διεύθυνσης x_{ij} του τροχού και της ταχύτητας του σημείου C, στο πέλμα του ελαστικού. Σε συνθήκες μόνιμης κατάστασης, η ταχύτητα του C (ταχύτητα οδήγησης – speed of travel) θεωρείται προσεγγιστικά ίση με την ταχύτητα του κέντρου του τροχού.

Άρα, αν δ_{ij} είναι οι γωνίες διεύθυνσης (steering angles) των τροχών, ισχύει:

$$\alpha_{ij} = \delta_{ij} - \hat{\beta}_{ij} \tag{40}$$

3.2 Δυναμική ανάλυση οχήματος

Όπως είναι γνωστό, σε ένα όχημα υπάρχουν τρεις δυνάμεις δράσης:

- Δυνάμεις που δρουν στο όχημα.
- Δυνάμεις πρόσφυσης στην επαφή ελαστικού εδάφους.
- Αεροδυναμική δύναμη.

Οι εξωτερικές δυνάμεις που δρουν στο όχημα ως άκαμπτο αμάξωμα, δημιουργούν ανά πάσα στιγμή μια δύναμη που ενεργεί σε μεταβλητή κατεύθυνση. Σύμφωνα με το σταθερό σύστημα συντεταγμένων (x, y, z; G), η δύναμη που προκύπτει ενεργεί πλήρως στο όχημα.

Οι κλασσικές εξισώσεις δυναμικής ισορροπίας για ένα στερεό σώμα, διατυπωμένες ως προς το κέντρο Μάζας, είναι:

$$ma_{c} = \mathbf{F}$$
 (41)

$$\dot{\mathbf{K}}_{G}^{r} = \mathbf{M}_{G} \tag{42}$$

Η ολική εξωτερική δύναμη F και η αντίστοιχη ροπή M_G αναπαρίστανται στο σύστημα αναφοράς του Οχήματος ως εξής:

$$\mathbf{F} = X\mathbf{i} + Y\mathbf{j} + Z\mathbf{k} \tag{43}$$

όπου

- X: Διαμήκης Δύναμη (longitudinal force)
- *Y*: Πλευρική Δύναμη (lateral or side force)
- Ζ: Κατακόρυφη Δύναμη (vertical or normal force)
- L: Ροπή ανατροπής ως προς τον Διαμήκη άξονα (rolling moment)
- *M*: Ροπή ως προς τον εγκάρσιο άξονα (pitching moment)
- *N*: Ροπή εκτροπής ή Ροπή περιστροφής (yawing moment)

3.2.1Βάρος

Το βάρος W απλώς δίνεται από:

$$\mathbf{W} = -mg\,\mathbf{k} \tag{44}$$

Όπου g είναι η επιτάχυνση της βαρύτητας . Όπως είναι γνωστό, η δύναμη του βάρους εφαρμόζεται στο σημείο G και φυσικά, δε συνεισφέρει στην ροπή **M**_G.

3.2.2 Αεροδυναμική δύναμη

Η αεροδυναμική δύναμη ορίζεται:

$$\mathbf{F}_{a} = -X_{a}\mathbf{i} + Y_{a}\mathbf{j} + Z_{a}\mathbf{k} \tag{45}$$

Οι αεροδυναμικές δυνάμεις εξαρτώνται από το σχήμα και το μέγεθος του οχήματος, καθώς και από την σχετική ταχύτητα $\mathbf{V}_a = \mathbf{V}_{air} - \mathbf{V}_G$ μεταξύ οχήματος και αέρα (βλ. Εικόνα 21).

Γενικά, οι συνιστώσες του αεροδυναμικού φορτίου διατυπώνονται στο σύστημα του οχήματος ως:

$$X_{a} = \frac{1}{2}\rho_{a}(V_{a})^{2}C_{x}S_{a}$$
(46)

$$Y_a = \frac{1}{2} \rho_a (V_a)^2 C_y S_a$$
 (47)

$$Z_a = \frac{1}{2} \rho_a (V_a)^2 C_z S_a \tag{48}$$

- *ρ_a* είναι η πυκνότητα του αέρα
- $V_a = |\mathbf{V}_a|$ είναι η σχετική ταχύτητα
- C_x, C_y, C_z είναι συντελεστές οχήματος
- Σε ένα σύγχρονο αυτοκίνητο η μετωπική επιφάνειά του είναι $S_a \approx 1.8m^2$ με συντελεστή οπισθέλκουσας $C_x \approx 0.30 0.35$. Σε μία Formula 1 η μετωπική επιφάνεια είναι $S_a \approx 1.3m^2$, με συντελεστή επιφάνειας περίπου $C_x \approx 0.70 1.0$.



Εικόνα 21: Δυνάμεις αεροδυναμικής [1]

3.2.3 Δυνάμεις πρόσφυσης στην επαφή ελαστικού εδάφους



Εικόνα 22: Διαμήκεις και πλευρικές δυνάμεις ελαστικών [1]

Οι δυνάμεις τριβής των ελαστικών δρόμου \mathbf{F}_{tij} είναι το αποτέλεσμα της εφαπτομενικής τάσης σε κάθε αποτύπωμα. Συνήθως, για κάθε ελαστικό, η εφαπτομενική δύναμη \mathbf{F}_{tij} αναλύεται σε μία διαμήκης δύναμη F_{xij} και μια πλευρική δύναμη F_{yij} , βλ. Εικόνα 22.

Είναι πολύ σημαντικό να σημειωθεί, ότι αυτές οι δύο δυνάμεις αναφέρονται στο σύστημα αναφοράς τροχού, και όχι στο πλαίσιο του οχήματος.

Εάν δ_{ij} είναι η γωνία διεύθυνσης ενός τροχού, τα στοιχεία της εφαπτομενικής δύναμης στο πλαίσιο οχήματος S δίδονται από:

$$X_{ij} = F_{xij} \cos(\delta_{ij}) - F_{yij} \sin(\delta_{ij})$$
(49)

$$Y_{ij} = F_{xij}\sin(\delta_{ij}) + F_{yij}\cos(\delta_{ij})$$
(50)

Για μεγαλύτερη ευκολία στην ανάλυση, ορίζονται τα ακόλουθα μεγέθη:

$X_1 = X_{11} + X_{12}$	(εμπρός - άθροισμα διαμηκών)
$X_2 = X_{21} + X_{22}$	(πίσω - άθροισμα διαμηκών)
$Y_1 = Y_{11} + Y_{12}$	(εμπρός - άθροισμα πλευρικών)
$Y_2 = Y_{21} + Y_{22}$	(πίσω - άθροισμα πλευρικών)
$\Delta X_1 = (X_{12} - X_{11})/2$	(εμπρός - διαφορά διαμηκών)
$\Delta X_2 = (X_{22} - X_{21})/2$	(πίσω - διαφορά διαμηκών)
$\Delta Y_1 = (Y_{12} - Y_{11})/2$	(εμπρός - διαφορά πλευρικών)
$\Delta Y_2 = (Y_{22} - Y_{21})/2$	(πίσω - διαφορά πλευρικών)

3.2.4 Κάθετες δυνάμεις μεταξύ ελαστικού - οδοστρώματος

Οι κάθετες δυνάμεις των ελαστικών δρόμου F_{zij} **k** είναι αποτέλεσμα της κανονικής πίεσης σε κάθε αποτύπωμα. Η μετατόπιση της συνισταμένης δύναμης σε σχέση με το κέντρο του αποτυπώματος της γραμμής δράσης των κάθετων δυνάμεων, είναι η κύρια αιτία αντίστασης κύλισης. Αυτό το φαινόμενο μπορεί να μην το λάβουμε υπόψη κατά τη μελέτη,(π.χ. ακραία πέδηση ή χειρισμό), ενώ είναι υψίστης σημασίας για την εκτίμηση της κατανάλωσης καυσίμου ή των απωλειών ισχύος, γενικότερα.

$$Z_2 = F_{z11} + F_{z12} \quad (εμπρός - ἀθροισμα κάθετων φορτίων)$$
(51)

$$Z_2 = F_{z21} + F_{z22}$$
 (πίσω – άθροισμα κάθετων φορτίων) (52)

$$\Delta Z_1 = (F_{z12} - F_{z11})/2$$
(εμπρός – διαφορά κάθετων φορτίων - lateral load
transfer) (53)

$$\Delta Z_2 = (F_{z22} - F_{z21})/2$$
(πίσω – διαφορά κάθετων φορτίων - lateral load transfer) (54)

Αντιστρέφοντας τις εξισώσεις προκύπτουν τα κάθετα φορτία σε κάθε τροχό:

$$F_{z_{11}} = \frac{Z_1}{2} - \varDelta Z_1 = Z_{11} \tag{55}$$

$$F_{Z_{12}} = \frac{Z_1}{2} + \Delta Z_1 = Z_{12} \tag{56}$$

$$F_{z_{21}} = \frac{Z_2}{2} - \Delta Z_2 = Z_{21} \tag{57}$$

$$F_{Z_{22}} = \frac{Z_2}{2} + \Delta Z_2 = Z_{22} \tag{58}$$

3.2.5 Συνιστάμενες των Εξωτερικών Δυνάμεων στο Όχημα

Οι συνιστώσες της εξωτερικής συνολικής δύναμης και ροπής, που δρουν στο Σύστημα Αναφοράς του Οχήματος με δυο άξονες (και 4 τροχούς), είναι:

Δυνάμεις (Εφαρμόζονται στο Κέντρο Μάζας)

x-διεύθυνση:

$$X = X_1 + X_2 - X_a (59)$$

y- διεύθυνση:

$$Y = Y_1 + Y_2 (60)$$

(η πλευρική αεροδυναμική δύναμη Υ_a θεωρείται αμελητέα)

z- διεύθυνση:

$$Z = Z_1 + Z_2 - mg + Z_{a1} + Z_{a2} \tag{61}$$

x- διεύθυνση (Rolling - Ανατροπή):

$$L = -\Delta Z_1 t_1 - \Delta Z_2 t_2 + (Y_1 + Y_2)h$$
(62)

y- διεύθυνση (*Pitching*):

$$M = -Z_1 a_1 + Z_2 a_2 - (X_1 + X_2 - X_a)h - Z_{a1} a_1 + Z_{a2} a_2$$
(63)

z-διεύθυνση (Yawing):

$$N = Y_1 a_1 - Y_2 a_2 + \Delta X_1 t_1 + \Delta X_2 t_2 \tag{64}$$

3.2.6 Εξισώσεις Κίνησης (Δυναμικής Ισορροπίας)

Διαμήκης Κίνηση - Κίνηση κατά τον άξονα χ:

$$ma_x = X \Rightarrow$$

 $m(\dot{u} - vr) = X_1 + X_2 - X_a$
(65)

Πλευρική Κίνηση - Κίνηση κατά τον άξονα γ:

$$ma_y = Y \Rightarrow$$

 $m(\dot{v} + ur) = Y_1 + Y_2$
(66)

Δεν υπάρχει κίνηση κατά τον άξονα z:

x)

$$ma_z = 0 = Z \Rightarrow$$

 $Z_1 + Z_2 - mg + Z_{a1} + Z_{a2} = 0$ (67)

Συνθήκη μη Ανατροπής (δεν υπάρχει Rolling) -Ισορροπία των ροπών κατά τον άξονα

$$-J_{zx}\dot{r} = L \Rightarrow$$

$$-J_{zx}\dot{r} = -\Delta Z_1 t_1 - \Delta Z_2 t_2 + (Y_1 + Y_2)h$$
(68)

Δεν υπάρχει Pitching (Ισορροπία των ροπών κατά τον άξονα y)

$$-J_{zx}r^{2} = M \Rightarrow$$

$$-J_{zx}r^{2} = -Z_{1}a_{1} + Z_{2}a_{2} - (X_{1} + X_{2} - X_{a})h - Z_{a1}a_{1} + Z_{a2}a_{2}$$
(69)

Περιστροφή (Εκτροπή - Yawing - Rotation around vertical axis z)

$$J_{z}\dot{r} = N \Rightarrow$$

$$J_{z}\dot{r} = Y_{1}a_{1} - Y_{2}a_{2} + \Delta X_{1}t_{1} + \Delta X_{2}t_{2}$$
(70)

Σημειώνεται ότι οι όροι $-J_{zx}\dot{r}$ και $-J_{zx}r^2$ στις εξισώσεις ως προς x και y, προκύπτουν από τη γενικότερη θεωρία δυναμικής του Στερεού Σώματος. Γενικά, αυτοί οι όροι είναι μικροί.

4° Κεφάλαιο 1^{ης} τάξεως κινηματική και δυναμική ανάλυση των αναρτήσεων

Οι βασικές παραδοχές που έχουν πραγματοποιηθεί στο κεφάλαιο 3.1, ισχύουν και σε αυτό το κεφάλαιο. Το όχημα κινείται σε ευθεία με σταθερή ταχύτητα. Το σύστημα των αναρτήσεων και του οδοστρώματος έχει πολύ μικρές παραμορφώσεις, καθώς και παραμορφώσεις ελαστικών.

Πιο συγκεκριμένα, θα εξεταστούν οι ακόλουθες πτυχές:

- εσωτερικές συντεταγμένες ανάρτησης.
- ανάρτηση και δυσκαμψία ελαστικών
- αναστολή εσωτερικής ισορροπίας.



Εικόνα 23: Ανάρτηση τύπου swing axle [1]



Εικόνα 24: Ανάρτηση τύπου double wishbone (διπλά ψαλίδια). [1]

Όπως φαίνεται στις Εικόνες 23 – 24, έχουμε δυο οχήματα με δύο διαφορετικά συστήματα αναρτήσεων. Συγκεκριμένα, στην Εικόνα 23 έχουμε αναρτήσεις τύπου swing axle και η διάταξη στην Εικόνα 24 έχει αναρτήσεις τύπου double wishbone (διπλά ψαλίδια).

- Τα σημεία A_i είναι κατά προσέγγιση τα κέντρα των πελμάτων των ελαστικών
- Τα σημεία B_i είναι τα στιγμιαία κέντρα περιστροφής της πλήμνης των τροχών
- Τα μήκη c_i , b_i ορίζουν τις θέσεις των B_i σε σχέση με τα σημεία A_i
- Τα Q_1, Q_2 καλούνται κέντρα κλυδωνισμού και είναι οι τομές των ευθειών που συνδέουν τα σημεία B_i και A_i από τις δύο πλευρές

4.1 Εσωτερικές Συντεταγμένες (βαθμοί ελευθερίας) των Αναρτήσεων



Εικόνα 25: Εσωτερικές συντεταγμένες ανάρτησης [1]

Για κάθε άξονα, απαιτούνται τέσσερις «εσωτερικές» συντεταγμένες για την παρακολούθηση των συνθηκών ανάρτησης σε σχέση με μια διαμόρφωση αναφοράς, (βλ. Εικόνα 25).

φ_i^s: Γωνία περιστροφής (κλυδωνισμού - Body roll angle) αμαξώματος, εξαιτίας μόνο των παραμορφώσεων των αναρτήσεων.

z_i^s: Κατακόρυφη μετατόπιση αμαξώματος (Body vertical displacement), στα πίσω και εμπρός κέντρα των μετατροχίων, εξαιτίας μόνο των παραμορφώσεων των αναρτήσεων.

 ϕ^p_i : Γωνία περιστροφής (κλυδωνισμού - Body roll angle) εξαιτίας μόνο των παραμορφώσεων των ελαστικών.

z^p_i: Κατακόρυφη μετατόπιση αμαξώματος (Body vertical displacement), στα πίσω και εμπρός κέντρα των μετατροχίων, εξαιτίας μόνο των παραμορφώσεων των ελαστικών.

Οι γωνίες περιστροφής (roll angles), που οφείλονται στις παραμορφώσεις των ελαστικών δίνονται από τις:

$$\varphi_1^p = \frac{1}{k_{\varphi_1}^p} \frac{k_{\varphi_1} k_{\varphi_2}}{k_{\varphi}} \left[\frac{Y(h-q^b)}{k_{\varphi_2}} + \frac{Y_1 q_1}{k_{\varphi_1}^s} + \frac{Y_1 q_1}{k_{\varphi_2}^s} + \frac{Y_1 q_1 + Y_2 q_2}{k_{\varphi_2}^p} \right]$$
(71)

$$\varphi_2^p = \frac{1}{k_{\varphi_2}^p} \frac{k_{\varphi_1} k_{\varphi_2}}{k_{\varphi}} \left[\frac{Y(h-q^b)}{k_{\varphi_1}} + \frac{Y_2 q_2}{k_{\varphi_1}^s} + \frac{Y_2 q_2}{k_{\varphi_2}^s} + \frac{Y_1 q_1 + Y_2 q_2}{k_{\varphi_1}^p} \right]$$
(72)

Οι γωνίες περιστροφής (roll angles) που οφείλονται στις παραμορφώσεις των αναρτήσεων δίνονται από τις:

$$\varphi_1^s = \frac{1}{k_{\varphi_1}^s} \frac{k_{\varphi_1} k_{\varphi_2}}{k_{\varphi}} \left[\frac{Y(h-q^b)}{k_{\varphi_2}} - \left(\frac{Y_1 q_1}{k_{\varphi_1}^p} - \frac{Y_2 q_2}{k_{\varphi_2}^p} \right) \right]$$
(73)

$$\varphi_2^s = \frac{1}{k_{\varphi_2}^s} \frac{k_{\varphi_1} k_{\varphi_2}}{k_{\varphi}} \left[\frac{Y(h - q^b)}{k_{\varphi_1}} - \left(\frac{Y_2 q_2}{k_{\varphi_2}^p} - \frac{Y_1 q_1}{k_{\varphi_1}^p} \right) \right]$$
(74)

όπου k_{φ} : Γενική Ακαμψία Περιστροφής (Κλυδωνισμού) του αμαξώματος $k_{\varphi_1}, k_{\varphi_2}$: Ισοδύναμες ακαμψίες Περιστροφής , εμπρός και πίσω. $k_{\varphi} = (k_{\varphi_1} + k_{\varphi_2})$

4.2 Εσωτερική Ισορροπία των αναρτήσεων

Οι δυνάμεις που ασκούνται από το δρόμο σε κάθε ελαστικό, μεταφέρονται στο σώμα του οχήματος από τις αναρτήσεις. Είναι σημαντικό να γνωρίζουμε το ποσοστό από αυτά τα φορτία που περνούν από τους συνδέσμους ανάρτησης, καθώς και το ποσοστό που περνούν από τα ελατήρια και τους αποσβεστήρες.

Αν εφαρμόσουμε στο σώμα του οχήματος μια πλευρική δύναμη $-Y_{\mathbf{j}} = -ma_{y}\mathbf{j}$ όπως φαίνεται στην Εικόνα 26, είναι αυτή η δύναμη που βρίσκεται σε ύψος h πάνω από το δρόμο και σε αποστάσεις a_{1}^{b} και a_{2}^{b} από τον εμπρός και πίσω άξονα, αντίστοιχα.



Εικόνα 26: No-roll centers [1]

Από την γενική Ισορροπία του Οχήματος έχουμε:

$$Y_1 = \frac{Ya_2 + N_Y}{l} = \frac{Ya_2^b}{l}$$
(75)

$$Y_2 = \frac{Ya_1 - N_Y}{l} = \frac{Ya_1^b}{l}$$
(76)

Για την δημοφιλή ανάρτηση τύπου MacPherson (βλ. Εικόνα 28) το κέντρο περιστροφής βρίσκεται ως εξής(βλ. Εικόνα 27).



Εικόνα 27: No-roll center for a MacPherson strut [1]



Εικόνα 28: McPherson ανάρτηση [1]

Χαράζονται δύο ευθείες, η μία ανάμεσα στις αρθρωτές συνδέσεις 3 και 4, και η άλλη πάνω στη σύνδεση 1 και κάθετα στην κίνηση του ολισθητή της κινητής σύνδεσης. Υπενθυμίζεται ότι ο ολισθητής της σύνδεσης MacPherson, είναι συνήθως ο αποσβεστήρας.

Μια πλευρική δύναμη Y_i της οποίας η διεύθυνση περνά από ένα κέντρο περιστροφής Q_i , μεταφέρεται απ'ευθείας στους τροχούς και στο οδόστρωμα, χωρίς να συνεισφέρει στην παραμόρφωση των ελατηρίων. Άρα, οι δυνάμεις που περνούν από τα κέντρα περιστροφής δεν δημιουργούν παραμορφώσεις περιστροφής στις αναρτήσεις. Ως εκ τούτου, τα σημεία Q_i θα μπορούσαν να ονομασθούν κέντρα μη περιστροφής.

Έστω ότι στο σημείο P, το οποίο βρίσκεται σε ύψος h από το οδόστρωμα, εφαρμόζεται μια δύναμη – Yj . Η δύναμη – Yj , ουσιαστικά προσομοιώνει την φυγόκεντρη δύναμη – ma_y j η οποία εφαρμόζεται στο κέντρο Μάζας, συν μια ροπή περιστροφής N_Y.

$$N_Y = Y_1 a_1 - Y_2 a_2 = J_z \dot{r} - N_X = J_z \dot{r} - \Delta X_1 t_1 - \Delta X_2 t_2$$
(77)

Μετατοπίζοντας την – Y**j** από το P, πάνω στον άξονα περιστροφής πρέπει να προστεθεί και μια επιπλέον ροπή περιστροφής L^{b} **i**. Η ροπή L^{b} **i** προκαλεί τέτοιες γωνίες περιστροφής, ώστε:

$$Y(h - q^b) = k_{\varphi_1}^s \varphi_1^s + k_{\varphi_2}^s \varphi_2^s = \Delta Z_1^L t_1 + \Delta Z_2^L t_2$$
(78)

Η πλευρική μεταφορά φορτίου ανά άξονα δίνεται από την:

$$\Delta Z_i t_i = \Delta Z_i^Y t_i + \Delta Z_i^L t_i = Y_i q_i + k_{\varphi_i}^s \varphi_i^s = k_{\varphi_i}^p \varphi_i^p$$
(79)

5° Κεφάλαιο Μοντέλο δύο βαθμών ελευθερίας (μοντέλο ποδηλάτου)

Η δυναμική ενός οχήματος στην απλούστερη μορφή που μπορεί να αναπαρασταθεί, είναι ένα μοντέλο ελευθερίας δύο βαθμών, που γενικά ονομάζεται μοντέλο ποδηλάτου. Οι δύο βαθμοί ελευθερίας είναι η πλευρική κίνηση του οχήματος και η yaw. Η ιδέα πίσω από αυτό το μοντέλο βασίζεται στις ακόλουθες παραδοχές, οι οποίες ισχύουν μόνο όταν το όχημα κάνει απλούς ελιγμούς. Αυτές είναι:

- Το όχημα κινείται με σταθερή διαμήκη ταχύτητα (u = σταθερά) σε επίπεδη επιφάνεια.
- Η γωνία διεύθυνσης στα μπροστινά ελαστικά και οι αντίστοιχες γωνίες ολίσθησης είναι μικρές.
- η δομή του οχήματος, συμπεριλαμβανομένου του συστήματος ανάρτησης, είναι άκαμπτη.
- το πλάτος της γραμμής είναι μικρό σε σύγκριση με την ακτίνα στροφής.
- δεν υπάρχει πλευρική μεταφορά βάρους.
- οι αεροδυναμικές δυνάμεις είναι αμελητέες.



Εικόνα 29: Μοντέλο δύο βαθμών ελευθερίας [8]

Σύμφωνα με τις παραπάνω υποθέσεις, τα εμπρός και πίσω δύο ελαστικά μπορούν να αναπαρασταθούν με έναν τροχό πάνω στον άξονα x, όπως φαίνεται στην Εικόνα 29. Για να μειωθεί η πολυπλοκότητα του μοντέλου, η κίνηση ανύψωσης (κίνηση σε κατακόρυφη κατεύθυνση), η κίνηση περιστροφής και η μεταφορά φορτίων εμπρός και πίσω, αυτά αγνοούνται.

Η αδρανειακή επιτάχυνση του οχήματος είναι ο συνδυασμός δύο όρων. Ο ένας είναι η επιτάχυνση \dot{v} , λόγω της κίνησης του οχήματος κατά μήκος του άξονα y, και ο άλλος είναι ur. Ως εκ τούτου, $a_y = v + ur$. Επομένως, οι σχετικές εξισώσεις συνοψίζονται ως εξής:

$$m(\dot{v} + ur) = Y_1 + Y_2 \tag{80}$$

$$J_z \dot{r} = Y_1 a_1 - Y_2 a_2 \tag{81}$$

Οι εξισώσεις συνάφειας ορίζονται:

$$\alpha_1 = \delta_v \tau_1 - \frac{(v + ra_1)}{u} \tag{82}$$

$$\alpha_{2} = \delta_{v}\tau_{2} - \frac{(v - ra_{2})}{u} = \delta_{v}\chi\tau_{1} - \frac{(v - ra_{2})}{u}$$
(83)

• Οι γραμμικές καταστατικές εξισώσεις ορίζονται:

$$Y_1 = C_1 \alpha_1 \tag{84}$$

$$Y_2 = C_2 \alpha_2 \tag{85}$$

 Οι μη γραμμικές καταστατικές εξισώσεις (με χρήση των σχέσεων τύπου Magic Formula) ορίζονται:

$$Y_1 = Y_1 \alpha_1 \tag{86}$$

$$Y_2 = Y_2 \alpha_2 \tag{87}$$

Τέλος, οι πλευρικές δυνάμεις του μοντέλου δύο βαθμών ελευθερίας περιγράφονται με μόνο δύο διαφορικές εξισώσεις σε μεταβλητές ν και r.

$$\dot{v} = \frac{Y_1 + Y_2}{m} - ur = \frac{C_1 \alpha_1 + C_2 \alpha_2}{m} - ur \Longrightarrow$$
$$\dot{v} = \frac{C_1 \left(\delta_v \tau_1 - \frac{(v + ra_1)}{u}\right) + C_2 \left(\delta_v \chi \tau_1 - \frac{(v - ra_2)}{u}\right)}{m} - ur \Longrightarrow$$
$$\dot{v} = \left(-\frac{C_1}{mu} - \frac{C_2}{mu}\right)v + \left(-\frac{C_1 a_1}{mu} + \frac{C_2 a_2}{mu} - u\right)r + \frac{C_1 \delta_v \tau_1 + C_2 \delta_v \chi \tau_1}{m} \Longrightarrow$$
$$\dot{v} = -\left(\frac{C_1}{mu} + \frac{C_2}{mu}\right)v - \left(\frac{C_1 a_1}{mu} - \frac{C_2 a_2}{mu} + u\right)r + \frac{C_1 + C_2 \chi}{m}\delta_v \tau_1 \tag{88}$$

$$\dot{r} = \frac{Y_1 a_1 - Y_2 a_2}{J_z} = \frac{C_1 \alpha_1 a_1 - C_2 \alpha_2 a_2}{J_z} \Rightarrow$$
$$\dot{r} = \frac{C_1 \left(\delta_v \tau_1 - \frac{(v + ra_1)}{u}\right) a_1 - C_2 \left(\delta_v \chi \tau_1 - \frac{(v - ra_2)}{u}\right) a_2}{J_z} \Rightarrow$$
$$\dot{r} = \left(-\frac{C_1 a_1}{u J_z} + \frac{C_2 a_2}{u J_z}\right) v + \left(-\frac{C_1 (a_1)^2}{u J_z} - \frac{C_2 (a_2)^2}{u J_z}\right) r + \frac{C_1 (\delta_v \tau_1) a_1 - C_2 (\delta_v \chi \tau_1) a_2}{J_z} \Rightarrow$$

$$\dot{r} = -\left(\frac{C_1 a_1}{u J_z} - \frac{C_2 a_2}{u J_z}\right) v - \left(\frac{C_1 (a_1)^2}{u J_z} + \frac{C_2 (a_2)^2}{u J_z}\right) r + \frac{C_1 a_1 - \chi C_2 a_2}{J_z} \delta_v \tau_1 \tag{89}$$

5.1 Μοντέλο δύο βαθμών ελευθερίας σε δρόμο υπό κλίση



Εικόνα 30: Μοντέλο δύο βαθμός ελευθερίας [2]

Είναι εύκολο να διαπιστωθεί, ότι η συνεισφορά του βάρους στο σύστημα του οχήματος μπορεί να εκφραστεί ως εξής:

y-axis:
$$Y_{mg} = mg \sin(\theta) \cos(\varphi)$$
 (90)

x-axis:
$$X_{mg} = mg \sin(\theta) \sin(\varphi)$$
 (91)

Γενικά μη γραμμικά χαρακτηριστικά άξονα

$$m(\dot{v} + ur) = Y_1 + Y_2 + mg\sin(\theta)\cos(\varphi)$$
(92)

$$J_z \dot{r} = Y_1 a_1 - Y_2 a_2 \tag{93}$$

$$\dot{v} = \frac{Y_1(\alpha_1) + Y_2(\alpha_2)}{m} - ur + g\sin(\theta)\cos(\varphi) = G_1(v, r, t)$$
(94)

$$\dot{r} = \frac{Y_1(\alpha_1)a_1 - Y_2(\alpha_2)a_2}{J_z} = G_2(v, r, t)$$
(95)

Χαρακτηριστικά γραμμικού άξονα

$$\dot{v} = -\left(\frac{C_1}{mu} + \frac{C_2}{mu}\right)v - \left(\frac{C_1a_1}{mu} - \frac{C_2a_2}{mu} + u\right)r + \frac{C_1 + C_2\chi}{m}\delta_v\tau_1 + g\sin(\theta)\cos(\varphi)$$
(96)

$$\dot{r} = -\left(\frac{C_1 a_1}{u J_z} - \frac{C_2 a_2}{u J_z}\right) v - \left(\frac{C_1 (a_1)^2}{u J_z} + \frac{C_2 (a_2)^2}{u J_z}\right) r + \frac{C_1 a_1 - \chi C_2 a_2}{J_z} \delta_v \tau_1 \tag{97}$$

Χρησιμοποιούνται αρκετές τεχνικές λύσης χρονικής πορείας για την επικύρωση του μοντέλου. Εμείς θα χρησιμοποιήσουμε δύο μεθόδους, όπως θα δούμε παρακάτω.

5.1.1 Μέθοδος Theta-Wilson για γραμμικά χαρακτηριστικά άξονα.

Το σύστημα των δύο εξισώσεων που είδαμε πιο πάνω στα γραμμικά χαρακτηριστικά άξονα, μπορούν να διατυπωθούν ως εξής:

$$\dot{\mathbf{w}} + \mathbf{A}\mathbf{w} = \delta_{0}\mathbf{b} \tag{98}$$

$$\mathbf{W} \coloneqq \begin{cases} v(t) \\ r(t) \end{cases}$$
(99)

$$\mathbf{A} := \begin{bmatrix} \left(\frac{C_{1}}{mu} + \frac{C_{2}}{mu}\right) & \left(\frac{C_{1}a_{1}}{mu} - \frac{C_{2}a_{2}}{mu} + u\right) \\ \left(\frac{C_{1}a_{1}}{uJ_{z}} - \frac{C_{2}a_{2}}{uJ_{z}}\right) & \left(\frac{C_{1}(a_{1})^{2}}{uJ_{z}} + \frac{C_{2}(a_{2})^{2}}{uJ_{z}}\right) \end{bmatrix}$$
(100)

$$\mathbf{b} := \begin{cases} \frac{C_1 + C_2 \chi}{m} \\ C_1 a_1 - \chi C_2 a_2 \end{cases} \tau_1 + \frac{1}{\delta_{..}} \begin{cases} g \sin(\theta) \cos(\phi) \\ 0 \end{cases}$$
(101)

5.1.2 4ης τάξης μέθοδος Runge-Kutta για τα μη γραμμικά χαρακτηριστικά άξονα.

Το σύστημα των δύο εξισώσεων, που είδαμε παραπάνω, στα Γενικά μη γραμμικά χαρακτηριστικά άξονα, μπορούν να διατυπωθούν ως εξής:

$$\dot{\mathbf{w}} = \begin{cases} G_1(v, r, t) \\ G_2(v, r, t) \end{cases} = \begin{cases} G_1(\mathbf{w}, t) \\ G_2(\mathbf{w}, t) \end{cases} = \mathbf{G}(\mathbf{w}, t)$$

Αυτή η μέθοδος βασίζεται στα ακόλουθα βήματα :

Ξεκινάμε με τις αρχικές τιμές: $\mathbf{W}^1 \approx \mathbf{W}(0) = \begin{cases} v_0 \\ r_0 \end{cases} \Sigma \varepsilon \pi \rho \dot{\omega} \tau o \chi \rho \dot{\omega} v o$.

Δεδομένων των τιμών μεταβλητής κατάστασης στο χρονικό βήμα, εκτελούμε τα ακόλουθα ενδιάμεσα βήματα:

$$\mathbf{k}_{1} = \mathbf{G}(\boldsymbol{v}^{n}, \boldsymbol{r}^{n}, \boldsymbol{t}^{n}) = \mathbf{G}(\mathbf{w}^{n}, \boldsymbol{t}^{n})$$
⁽¹⁰²⁾

$$\mathbf{k}_{2} = \mathbf{G}\left(\left(\mathbf{w}^{n} + \frac{1}{2}\Delta t\mathbf{k}_{1}\right), \left(t^{n} + \frac{1}{2}\Delta t\right)\right)$$
(103)

$$\mathbf{k}_{3} = \mathbf{G}\left(\left(\mathbf{w}^{n} + \frac{1}{2}\Delta t\mathbf{k}_{2}\right), \left(t^{n} + \frac{1}{2}\Delta t\right)\right)$$
(104)

$$\mathbf{k}_{4} = \mathbf{G}((\mathbf{w}^{n} + \Delta t \mathbf{k}_{3}), (t^{n} + \Delta t))$$
(105)

$$\mathbf{w}^{n+1} = \mathbf{w}^{n+1} + \frac{\Delta t}{6} \left(\mathbf{k}_1 + 2\mathbf{k}_2 + 2\mathbf{k}_3 + \mathbf{k}_4 \right)$$
(106)

6º Κεφάλαιο Αριθμητικά προγράμματα προσομοίωσης

Τα αριθμητικά προγράμματα προσομοίωσης χρησιμοποιούνται ολοένα και περισσότερο για την πραγματοποίηση προσομοιώσεων οχημάτων, κατά τη διαδικασία σχεδιασμού και ανάπτυξης ενός οχήματος. Τα εργαλεία παρέχουν ακριβή αποτελέσματα προσομοίωσης. Συνεπώς, εξοικονομούνται χρόνος και πόροι. Τα εργαλεία προσομοίωσης δεν χρησιμοποιούνται μόνο ως εναλλακτική λύση στις φυσικές δοκιμές, αλλά και για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας των οδικών δοκιμών. Πριν ξεκινήσει μια δοκιμή στον δρόμο με το όχημα, οι μηχανικοί μπορούν να χρησιμοποιήσουν τα εργαλεία για να προετοιμάσουν το όχημα, να επιλέξουν τους ελιγμούς που πρέπει να εκτελεστούν για τα επιθυμητά αποτελέσματα, και να επιλέξουν κατάλληλους δρόμους. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα, τη διαμόρφωση μιας πιο δομημένης διάταξης δοκιμών, εξοικονομώντας χρόνο κατά τη διάρκεια της δοκιμής, καθώς και μετά την εκτέλεσή της.

Ακολουθεί μια λίστα των πεδίων των εφαρμογών των εργαλείων προσομοίωσης, μαζί με τις χρήσεις:

 Η αξιολόγηση σχεδιασμού σε αρχικά στάδια. Τα εργαλεία προσομοίωσης χρησιμοποιούνται όλο και περισσότερο για την αξιολόγηση των απαιτήσεων σχεδίασης, προκειμένου να επικυρωθεί η επιλογή προδιαγραφών, χωρίς την ανάγκη φυσικών πρωτοτύπων.

- Εκτελούν επαναλαμβανόμενες δοκιμές σε ελεγχόμενο περιβάλλον. Τα εργαλεία προσομοίωσης παρέχουν τη δυνατότητα εκτέλεσης επαναλαμβανόμενων δοκιμών, κάτι που συχνά δεν είναι δυνατό σε περίπτωση φυσικών δοκιμών. Τα εργαλεία παρέχουν επίσης, ένα ελεγχόμενο περιβάλλον για την εκτέλεση των δοκιμών, όπου όλες οι επιθυμητές παράμετροι όπως τριβή, τραχύτητα δρόμου, ταχύτητα ανέμου, θερμοκρασία και άλλες παρόμοιες παράμετροι, μπορούν να ελεγχθούν και να διατηρηθούν σταθερές κατά τη διάρκεια των δοκιμών.
- Ανάπτυξη προηγμένων συστημάτων υποστήριξης οδηγού. Τα εργαλεία προσομοίωσης παρέχουν το απαιτούμενο σενάριο περιβάλλοντος και δοκιμών, προκειμένου να αναπτυχθούν και να δοκιμαστούν συστήματα βοήθειας οδηγού, προτού εφαρμοστούν στα φυσικά οχήματα. Αυτό διασφαλίζει ότι η δοκιμή μπορεί να περιλαμβάνει εμπόδια, κυκλοφορία, ζώα και πεζούς, αλλά σε ένα εικονικό και ασφαλές περιβάλλον.

6.1 Μοντέλο οχήματος

Τα εργαλεία προσομοίωσης μπορούν να πραγματοποιήσουν μια σειρά προσομοιώσεων για διάφορους σκοπούς. Όσον αφορά τη δυναμική του οχήματος και τις προσομοιώσεις χειρισμού, τα εργαλεία είναι εξαιρετικά ευέλικτα και μπορούν να χρησιμοποιηθούν όχι μόνο για την εκτέλεση τυπικών δοκιμών, αλλά και για τη διεξαγωγή προσαρμοσμένων δοκιμών και ελιγμών, σύμφωνα με τις απαιτήσεις.

Σχετικά με την προσομοίωση της δυναμικής του οχήματος, ο πιο σημαντικός παράγοντας που καθορίζει την ακρίβεια των αποτελεσμάτων προσομοίωσης, είναι το μοντέλο του οχήματος που χρησιμοποιείται. Τα σύγχρονα εργαλεία προσομοίωσης παρέχουν δυνατότητες μοντελοποίησης ενός ευρέος φάσματος οχημάτων. Παρακάτω, αναφέρονται μερικές από τις επιλογές διαμόρφωσης, οι οποίες διατίθενται στο μοντέλο του οχήματος.

- Οχήματα A-class, B-class, compact car, sedan...
- Τρίτροχο όχημα
- Οχήματα τετραδιεύθυνσης
- Δίκυκλα

Η αρχιτεκτονική του μοντέλου οχήματος στα εργαλεία προσομοίωσης, αποτελείται από έναν αριθμό υποσυστημάτων. Αυτά τα υποσυστήματα, αντικατοπτρίζουν γενικά τον τρόπο ομαδοποίησης των εξαρτημάτων σε περίπτωση πραγματικού οχήματος. Ακολουθεί μια λίστα με τα υποσυστήματα και τις παραμέτρους, κάτω από αυτά που συνήθως περιλαμβάνουν την αρχιτεκτονική του οχήματος στα εργαλεία.

Αμάξωμα οχήματος

- μάζα οχήματος
- αδράνεια
- παράμετροι του κέντρου βάρους

Σύστημα πέδησης

- ροπές φρένων
- πιέσεις φρένων

Αεροδυναμικές ιδιότητες

- αεροδυναμικοί συντελεστές
- σημείο αναφοράς / σημείο θέσης δύναμης

Σύστημα τιμονιού

- μοντέλο διεύθυνσης
- Κινηματική καθοδήγηση
- ιδιότητες κολόνας τιμονιού & άξονα
- τύπος υποβοήθησης: υδραυλικό, ηλεκτρικό

Μηχανή

- μοντέλο κινητήρα με χαρτογράφηση απόδοσης
- παράμετροι μετάδοσης μαζί με σχέση μετάδοσης

Ανάρτηση

- γεωμετρία και στατική ρύθμιση
- ελατήρια
- αποσβεστήρες

Τροχοί και ελαστικά

- μοντέλο ελαστικών
- ιδιότητες ελαστικών
- μάζα & αδράνεια

6.1.1 Αμάξωμα οχήματος

Όπως έχει αναφερθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο, στο λογισμικό που χρησιμοποιούμε μπορούμε να επιλέξουμε διάφορους τύπους αμαξωμάτων όπως Sportscar, εξωτικά αυτοκίνητα, A class hatchback, B class hatchback, C class hatchback, F class sedan, SUV, διάφορους τύπους Van, αγροτικά αυτοκίνητα και πολλά ακόμη, καθώς μπορούμε να κάνουμε εισαγωγή το δικό μας αυτοκίνητο (αφορά κατασκευαστές διαφόρων τύπου οχημάτων). Εμείς, όσον αφορά τα δικά μας παραδείγματα, θα επιλέξουμε ένα Exotic-car και ένα συμβατικό όχημα C-class hatchback, όπως φαίνεται στις Εικόνες 31 - 32.



Εικόνα 31: C-class [15]



Е1ко́va 32: Sport car [16]



Εικόνα 33: Χαρακτηριστικά αμαξώματος

Στην Εικόνα 33, διακρίνουμε τα χαρακτηριστικά του αμαξώματος C-class hatchback. Συγκεκριμένα, παρατηρούμε το ύψος του αμαξώματος, το μεταξόνιο, το ύψος του κέντρου βάρους του οχήματος, την απόσταση του εμπρός άξονα και του πίσω από το κέντρο βάρους του οχήματος, τις αποστάσεις των κέντρων εμπρός και πίσω τροχών από το έδαφος, το βάρος των αναρτημένων μαζών, καθώς και τις ροπές αδρανείας των αξόνων. Όλα αυτά τα χαρακτηριστικά μπορούμε να τα αλλάξουμε.

	Exotic-car	C-class
Ύψος του αμαξώματος	1909 mm	1916 mm
Μεταξόνιο	2650 mm	2910 mm
Ύψος του κέντρου βάρους του οχήματος	375 mm	540 mm
Απόσταση του εμπρός άξονα από το κέντρο βάρους	1455 mm	1015 mm
Απόσταση του πίσω άξονα από το κέντρο βάρους	1195 mm	1895 mm
Αποστάσεις των κέντρων εμπρός τροχών από το έδαφος	325 mm	325 mm
Αποστάσεις των κέντρων πίσω τροχών από το έδαφος	325 mm	325 mm
Βάρος των αναρτημένων μαζών	1360 kg	1270kg
Roll inertia	614,2 kg/m2	536,6 kg/m2
Pitch inertia	1065,2 kg/m2	1536,7 kg/m2
Yaw inertia	1065,2 kg/m2	1536,7 kg/m2

Πίνακας 2: Χαρακτηριστικά αμαξώματος

6.1.2 Αεροδυναμική

,					
	Aerodynamic	Reference P	Aerodynamic Model Equations		
Aerodynamic	X:	-1165	mm	Aerodynamic effects are represented by a force	
reference point	Y:	0	mm	vector and a moment vector acting on the sprung	
	Z:	0	mm	mass. The force vector is applied at the	
erodynamic				coordinates in the sprung-mass coordinate system	
ip angle	Geon	netric Scaling			
	Frontal area A:	1.6	m2	The components of the force and moment in the	
	Reference length L:	2330	mm	body-fixed sprung mass frame are calculated as	
X Relative air				functions of the aerodynamic side slip angle Beta:	
Velocity	Air mass density D:	1.206	kg/m3	Ev = _CEv/Bota)*A*O	
				Fv = -CFv(Beta) * A*O	
Aerodynamic Coefficients	Custom settings			Fz = CFz(Beta)*A*Q	
CFx as function of aero slip angle (beta)	•				
0.30 at 0 Degrees	T			Mx = CMx(Beta)*A*L*Q	
				My = -CMy(Beta)*A*L*Q	
CFy as function of aero slip angle (beta)	T			Mz = -CMz(Beta)*A*L*Q	
0.5 at 90 deg	•			$O = D^* V^* V/2$	
CFz as function of aero slip angle (beta)	•				
0.18 at 0 Degrees	-			where D, A, and L are parameters specified here	
				and V is relative air speed.	
CMx as function of aero slip angle (beta)	T				
0.3 at 90 deg	•			The coefficients CFx, CFy, etc. are dimensionless	
CMy as function of aero slip angle (beta)	•			Reta	
-0.15 at 0 Degrees	•			beto:	
CMz as function of aero slip angle (beta)	*				
0.05 at 90 deg	×				

Εικόνα 34: Χαρακτηριστικά αεροδυναμικής

Στην κατηγορία της αεροδυναμικής, μπορούμε να δούμε τους συντελεστές της αεροδυναμικής του οχήματος, οι οποίοι μπορεί να είναι σταθεροί ή να μεταβάλλονται ανάλογα με την αεροδυναμική γωνία ολίσθησης και την μπροστινή επιφάνεια του αυτοκινήτου (βλ. Εικόνα 34).

	Exotic-car	C-class
CFx	0,30	0,30
Cfy	0,50	0,50
CFz	0,18	0,18
Α	1,6	2,2

Πίνακας 3: Αεροδυναμικοί συντελεστές οχημάτων

6.1.3 Σύστημα τιμονιού

Steering Column Pro	perties		Front steering type: power rack and pinion	Rear steering type: no rear steering
Column inertia:	0.02	kg-m2	Front rack & pinion: constant ratio	
System inertia:	0.000296	kg-m2	C factor: 44.12 mm/rev	
Column damping:	0.002	Nm-s/deg	Steering Linkage Kinematics	
Column hysteresis:	0.2	Nm	Rack to front wheels: Steer Kinematics	
Hysteresis ref. angle:	0.1	deg	C-Class, Hatchback 2017 💌	
Calculate torque fro	m kingpin r	noments	•	
			Define steer angles in vehicle coordinates	
Kingpin Geometry	Left-Front	Right-Front		
Lateral offset @ center:	75.5	75.5	mm Compliance	
Kingpin inclination:	13.5	13.5	deg Front Compliance: Steering Compliance 🔻	Rear Compliance: Steering Compliance
coord. of KP @ center:	0	0	nm Constant: 0.001 deg/N-m 🔻	Constant: Zero
Caster angle:	3.0	3.0	deg Front steering damping: 4.5 N-s/mm	
	Left-Rear	Right-Rear	Front steering hysteresis: 250 N	
Lateral offset @ center:	0	0	mm Front hys reference length: 0.1 mm	
Kingpin inclination:	0	0	deg	
coord. of KP @ center:	0	0	mm Speed-Sensitive Ground-Friction Steer Torque	
Caster angle:	0	0	deg Front Wheels: Parking Torque 🔻	
Front View	Caster angle	Side View	C-Class Hatchback 2017	
inclination		1.	Front boost force: Power Assist Force 🔻	
angle	Y X		C-Class Hatchback 2017, Not Spd Sens 🔻	
		T	Torsion bar stiffness: 2 Nm/deg	Miscellaneous:

Εικόνα 35: Χαρακτηριστικά συστήματος τιμονιού

Σε αυτή την κατηγορία μπορούμε να εντοπίσουμε χαρακτηριστικά του συστήματος διεύθυνσης, καθώς και χαρακτηριστικά των αξόνων, που στηρίζεται ο τροχός (βλ. Εικόνα 35).

6.1.4 Κινητήρας

Στη συγκεκριμένη κατηγορία, διακρίνουμε τον χάρτη επίδοσης του κινητήρα, όπως μπορούμε να δούμε στην Εικόνα 36. Ο κάθετος άξονας αντιπροσωπεύει τη ροπή του κινητήρα, στους οριζόντιους άξονες εντοπίζονται οι στροφές του, ενώ ο άλλος άξονας αποτελεί το γκάζι.



Εικόνα 36: Χαρακτηριστικά κινητήρα

6.1.5 Ανάρτηση

Springs		Separate left/right properties	Auxiliary Roll Moment				
Internal springs only				Aux. Roll	Moment		
Simple spring rate	100	N/mm		1	inear: 251	N-m/deg	-
Friction:	0	N		Auxiliary roll d	amping:	0	N-m-s/deg
Beta (compression):	2	mm		Compliance			
Beta (extension):	2	mm		Measurement	s of suspe	nsion compl	ance effects
Spring cmp./jounce ratio	-	0.959		should be may	de with ide	entical Fx inp	uts on the left
Upper seat height adjustment:	0	m		the two sides	should be	opposed. toe = steer	and camber =
Dampers (Shock Absorbers)				camber = -inc	r the left s lination.	de, toe = $-s$	teer and
Damper force vs compress	ion rate	• 🔻		Use only	linear com	pliance coeff	icients 🔻
Big Car		•					
Damper cmp./jounce ratio	-	0.965		Toe / Fx:	0	deg/N	
				Steer / Fy:	0	deg/N	
Jounce / Rebound Stops							
+70 mm / -25 mm		-		Steer / Mz:	0	deg/(N-m)
Jounce stop cmp./jounce ratio	-	0.965		Camber / Fx:	0	deg/N	
				Inc. / Fy:	0	deg/N	
Rebound stop cmp./jounce ratio		0.965					
				Inc. / Mz:	0	deg/(N-m)	1
Custom Settings				Long. / Fx:	0	mm/N	
				Lateral / Fy:	0	mm/N	
				Dive / MyBk:	0	deg/(N-m)	0

Εικόνα 37: Χαρακτηριστικά ανάρτησης

Στην κατηγορία της ανάρτησης παρατηρούμε, σύμφωνα με την Εικόνα 37, τα χαρακτηριστικά του ελατηρίου, όπως είναι ο βαθμός ελαστικότητάς του, η υστέρησή του, καθώς και η τριβή. Επίσης, μπορούμε να τοποθετήσουμε τα χαρακτηριστικά του αποσβεστήρα. Αυτά τα χαρακτηριστικά της ανάρτησης έχουμε τη δυνατότητα να τα αλλάξουμε, εμπρός και πίσω.



6.1.6 Άξονες εμπρός και πίσω

Εικόνα 38: Χαρακτηριστικά αξόνων

Σε αυτήν την υποκατηγορία μπορούμε να δούμε το βάρος των μη αναρτημένων μαζών, το μήκος του μετατροχίου, τη γωνία camber, και τη γωνία σύγκλισης των τροχών (βλ. Εικόνα 38). Μπορούμε επίσης, να διακρίνουμε, και πώς μεταβάλλονται η γωνία camber και η σύγκλιση των τροχών, σε σχέση με την κίνηση του τροχού στον άξονα y, σε ανάλογο γράφημα. Τα ίδια χαρακτηριστικά υφίστανται και για τον πίσω άξονα.

	Exotic-car	C-class
Βάρος μη αναρτημένων μαζών εμπρός	60 kg	71 kg
Μετατρόχιο εμπρός	1650 mm	1675 mm
Γωνία camber εμπρός	-2,5	0
Σύγκλιση τροχών εμπρός	-0,1	0
Βάρος μη αναρτημένων μαζών πίσω	60 kg	71 kg
Μετατρόχιο πίσω	1600 mm	1675 mm
Γωνία camber πίσω	-3	0
Σύγκλιση τροχών πίσω	0	0

Πίνακας 4: Χαρακτηριστικά αξόνων

6.1.7 Ελαστικά

Μία βασική κατηγορία είναι τα ελαστικά. Σε αυτή την κατηγορία, επιλέγουμε το ελαστικό που θέλουμε για το αυτοκίνητό μας. Υπάρχουν ελαστικά διαφόρων ειδών, όπως αυτά για τα καθημερινά αυτοκίνητα , για SUV , για αγροτικά , ελαστικά υψηλής απόδοσης κ.ά. Εμείς, για τα αυτοκίνητά μας C-Class και Exotic-Car, επιλέγουμε δύο είδη ελαστικών, έτσι ώστε να μπορέσουμε να τα συγκρίνουμε. Για όλα τα ελαστικά που υπάρχουν στην αγορά, ο κάθε κατασκευαστής, μετά από διάφορα τεστ που πραγματοποιεί, μας δίνει τις αντίστοιχες καμπύλες για οριζόντιες , εγκάρσιες και κάθετες δυνάμεις που ασκούνται στο ελαστικό, σε σχέση με την γωνία ολίσθησης του ελαστικού. Αυτές οι καμπύλες μας δίνονται έτοιμες στο πρόγραμμα, ανάλογα με το ελαστικό που επιλέγουμε. Επίσης, μπορούμε να τις αλλάξουμε αν γνωρίζουμε ότι τα δεδομένα του ελαστικού που χρησιμοποιούμε, δεν ταιριάζουν με αυτά του προγράμματος. Τα ελαστικά που χρησιμοποιούμε στα δικά μας παραδείγματα είναι:

- Exotic car 235/35R19 кан 305/30R19
- C-class 215/55R17 кан 175/65R14

Τα διαγράμματα που ακολουθούν μας δείχνουν την εγκάρσια δύναμη, σε σχέση με την γωνία ολισθήσεις του ελαστικού. Κάθε γραμμή αντιστοιχεί σε κάθετη δύναμη του ελαστικού.


Διάγραμμα 7: Πλευρικής δύναμης σε συνάρτηση γωνίας ολίσθησης ελαστικού 305/30R19



Διάγραμμα 8: Πλευρικής δύναμης σε συνάρτηση γωνίας ολίσθησης ελαστικού 235/35R19



Διάγραμμα 9: Πλευρικής δύναμης σε συνάρτηση γωνίας ολίσθησης ελαστικού 215/55R17



Διάγραμμα 10: Πλευρικής δύναμης σε συνάρτηση γωνίας ολίσθησης ελαστικού 175/65R14

Στα Διαγράμματα 1,2,3,4 στον κάθετο άξονα βλέπουμε την δύναμη Fy, και πώς κυμαίνεται σε σχέση με την γωνία ολίσθησης που είναι στον άξονα x. Επιπλέον, παρατηρούμε ότι η κάθε καμπύλη αντιστοιχεί σε ανάλογη κάθετη δύναμη Fz του ελαστικού. Τα Διαγράμματα 1, 2, 3, 4 είναι τα δεδομένα που μας δίνει το πρόγραμμα για τα αντίστοιχα ελαστικά, τα οποία έχουν προέλθει από πειράματα του ελαστικού. Στα διαγράμματα, μπορούμε επίσης να παρατηρήσουμε, ότι στα πρώτα δύο ελαστικά από 0° έως 2° της γωνίας ολίσθησης, οι γραμμές είναι γραμμικές και διαπιστώνουμε ότι τα ελαστικά μας σε αυτήν την περιοχή έχουν γραμμική συμπεριφορά. Στα διαγράμματα 3, 4 η γραμμική τους περιοχή είναι από 0° έως 4°.

6.2 Τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου (Moose test) σύμφωνα με την οδηγία ISO 3888-2:2011

Ιστορικά το πρώτο τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου, έγινε στη Γαλλία από μία Γερμανική εταιρία. Το 1997, το λεγόμενο " moose test ", ένας απομακρυνόμενος ελιγμός χωρίς φρενάρισμα με ταχύτητα μεταξύ 60 και 65 km/h, οδήγησε σε βελτιώσεις στην Mercedes A-class, μετά την ανατροπή δύο οχημάτων σε αυτόν τον ελιγμό. Η νέα A-class παρουσιάστηκε στον Τύπο τον Ιανουάριο του '98: περισσότεροι από 450 δημοσιογράφοι από όλη την Ευρώπη δοκίμασαν το βελτιωμένο όχημα κατά τη διάρκεια ενός εργαστηρίου δυναμικής οχημάτων στο Goodyear Proving Ground στο Mirevali France. Το λεγόμενο "moose-test", το οποίο δεν ήταν γνωστό στη Γερμανία πριν από το 1997, υποτίθεται ότι δοκιμάζει τις αντιδράσεις του οχήματος σε έναν ελιγμό διεύθυνσης έκτακτης ανάγκης σε (σταθερές) ταχύτητες πάνω από 60 km/h.

Η αποφυγή κινούμενου μεγάλου ζώου της οδηγίας ISO 3888-2:2011, είναι μια δυναμική διαδικασία κατά την οποία το όχημα κινείται σε κλειστό βρόγχο σε έναν σοβαρό ελιγμό αλλαγής λωρίδας, έτσι ώστε να παράγονται υψηλές πλευρικές επιταχύνσεις. Αφορά επιβατικά αυτοκίνητα και ελαφρά επαγγελματικά οχήματα έως 3500 κιλά, και περιλαμβάνει γρήγορη οδήγηση από μια αρχική λωρίδα σε μια άλλη παράλληλη λωρίδα και στη συνέχεια, πίσω στην αρχική (βλ. Εικόνα 39), έτσι ώστε να αναδημιουργήσει ένα σενάριο αποφυγής εμποδίων. Κατά τη διάρκεια του ελιγμού δεν πρέπει να μετατοπιστεί κώνος στην πίστα, ούτε να χρησιμοποιηθεί το φρένο, ώστε να θεωρηθεί το πέρασμα έγκυρο. Τα αποτελέσματα αυτής της δοκιμής χρησιμεύουν ως υποκειμενική αξιολόγηση της πλευρικής δυναμικής του οχήματος και της ικανότητας κράτησης του δρόμου. Το κομμάτι δοκιμής που καθορίζει τον ελιγμό φαίνεται παρακάτω.



Εικόνα 39: Διαδρομή Moose Test [11]

Section	Μήκος section	Πλάτος section
1	15.0 m	1.1 x μήκος οχήματος + 0.25 m
2	30.0 m	Lane offset
3	25.0 m	1.2 x μήκος οχήματος + 0.25 m
4	25.0 m	Lane offset
5	15.0 m	1.3 x μήκος οχήματος + 0.25 m
Lane offset = 3.5 m		

Πίνακας 5: Moose Test [11]

Η μέτρηση του χρόνου ξεκινά στη λωρίδα εισόδου και τελειώνει πριν από την έξοδο της λωρίδας εξόδου. Ταυτόχρονα, το πεντάλ γκαζιού απελευθερώνεται στη λωρίδα εισόδου, έτσι ώστε το όχημα να κινείται μέσω της πορείας σε κατάσταση επιβράδυνσης. Αυτό αντιστοιχεί στην τυπική συμπεριφορά της οδήγησης. Κατά τη διάρκεια της δοκιμής, δεν μπορούν να χτυπηθούν κώνοι κυκλοφορίας, διαφορετικά, το τεστ ακυρώνεται. Η ταχύτητα εισόδου που μετράται στη λωρίδα εισόδου, αυξάνεται βήμα βήμα , ξεκινώντας από 60 χλμ.

Κατά τη διάρκεια της δοκιμής, μετρούνται σημαντικές παράμετροι κίνησης και συγκρίσιμα κριτήρια αξιολόγησης. Οι σχετικές μετρήσεις για τη δοκιμή αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου είναι:

- Διαμήκης και εγκάρσια ταχύτητα οχήματος
- Δυνάμεις και ροπές τριών αξόνων
- Γωνία ολίσθησης οχήματος
- Γωνία ολίσθησης τροχών
- Γωνία και ροπή τιμονιού
- Pitch, roll, yaw к.а.

6.2.1 Διαδρομή



Εικόνα 40: Διαδρομή Moose Test [11]

Στην Εικόνα 42, βλέπουμε τη διαδρομή που θα ακολουθήσει το όχημά μας, για το δικό μας τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου. Όπως μπορούμε να δούμε στην Εικόνα 40, οι κόκκινοι σταυροί είναι οι κώνοι ρύθμισης κυκλοφορίας που έχουμε τοποθετήσει, έτσι ώστε ο οδηγός να καταλάβει και να ακολουθήσει την διαδρομή ανάμεσα στους κώνους. Οι κώνοι έχουν τοποθετηθεί σύμφωνα με την οδηγία ISO 3888-2:2011, όπως αναλύσαμε προηγουμένως. Στην Εικόνα 43, μπορούμε να δούμε την πορεία που δώσαμε στον οδηγό μας να ακολουθήσει και στο Διάγραμμα 11, διακρίνουμε μαζί με την πορεία οδήγησης του οχήματος, και τη διαδρομή.



Εικόνα 41: Πορεία που θα ακολουθήσει το όχημα



Διάγραμμα 11: Πορεία Οχήματος

6.3 Αποτελέσματα

Σε αυτό το κεφάλαιο θα σας παρουσιάσουμε τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου (moose test), που έχουν γίνει στο πρόγραμμα προσομοίωσης. Τα τεστ έχουν πραγματοποιηθεί με δύο διαφορετικά αυτοκίνητα. Το πρώτο είναι ένα καθημερινό hatchback C-class αυτοκίνητο (βλ. Εικόνα 31), και το δεύτερο είναι ένα πιο εξωτικό (Sport car), και όπως αναφέρεται στο πρόγραμμα, πιο αγωνιστικό (βλ. Εικόνα 32). Τα κύρια χαρακτηριστικά αυτών των αυτοκινήτων, τα έχουμε αναφέρει στα προηγούμενα κεφάλαια. Επίσης, στα συγκεκριμένα αυτοκίνητα, για τις ίδιες διαδρομές δοκιμάζουμε δύο σετ ελαστικών. Για το C-class όχημα θα κάνουμε την προσομοίωση της αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου με ένα σετ ελαστικών διάστασης 215/55R17 και ένα σετ ελαστικών 175/65R14 , ενώ για το Exotic car οι διαστάσεις των ελαστικών είναι 235/35R19 και 215/55R17. Η διαδρομή είναι διαδρομή αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου (moose test) και ακολουθεί την οδηγία ISO 3888-2:2011, με δύο διαφορετικές ταχύτητες.

6.3.1 Αποτελέσματα C-class όχημα σε διαδρομή κατά ISO 3888-2:2011 με 60km/h

Σε αυτή την προσομοίωση κάνουμε το τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου, χρησιμοποιώντας το C-class όχημα, με τα δύο σετ ελαστικών διαφορετικών διαστάσεων, με ταχύτητα 60 km/h, και συγκρίνουμε τα αποτελέσματα για τα διαφορετικά ελαστικά. Το πρόγραμμα της προσομοίωσης μπορεί να μας δώσει πολλά αποτελέσματα, ωστόσο, εμείς επιλέξαμε αυτά που μας ενδιαφέρουν, και τα παραθέτουμε παρακάτω σε διαγράμματα προς σύγκριση.



Διάγραμμα 12: Γωνία ολίσθησης α ελαστικών εμπρός άξονα



Διάγραμμα 13: Γωνία ολίσθησης α ελαστικών πίσω άξονα



Διάγραμμα 14: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον μπροστινό άξονα



Διάγραμμα 15: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον πίσω άξονα



Διάγραμμα 16: Γωνία ολίσθησης οχήματος β



Διάγραμμα 17: Yaw οχήματος

Στα Διαγράμματα 12 – 17, πραγματοποιείται η σύγκριση των δύο ελαστικών που χρησιμοποιούνται στο C-class όχημα, στο τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα, και τα δυο ελαστικά σε ταχύτητα 60km/h έχουν σχεδόν την ίδια συμπεριφορά. Αυτό μπορούμε να το διακρίνουμε στο διάγραμμα τις ολίσθησης των ελαστικών, που έχουν την ίδια γωνία και κατ' επέκταση, το όχημα και με τα δύο ελαστικά έχει την ίδια γωνία ολίσθησης β και ίδια τροχιά αυτοκινήτου. Επίσης, ασκούνται σε αυτά περίπου οι ίδιες δυνάμεις, όπως φαίνεται και στα αντίστοιχα διαγράμματα.

6.3.2 Αποτελέσματα Sport οχήματος σε διαδρομή κατά ISO 3888-2:2011 με 60km/h

Στην προσομοίωση αυτού του κεφαλαίου, κάνουμε το τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου με το Sport όχημα, τα δύο σετ ελαστικών διαφορετικών διαστάσεων, ταχύτητα 60 km/h, και συγκρίνουμε τα αποτελέσματα για τα διαφορετικά ελαστικά.



Διάγραμμα 18: Γωνία ολίσθησης α ελαστικών εμπρός άξονα



Διάγραμμα 19: Γωνία ολίσθησης α ελαστικών πίσω άξονα



Διάγραμμα 20: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον μπροστινό άξονα



Διάγραμμα 21: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον πίσω άξονα



Διάγραμμα 22: Γωνία ολίσθησης οχήματος β



Διάγραμμα 23: Yaw οχήματος



Διάγραμμα 24: Τροχιά οχήματος

Στα Διαγράμματα 18 – 24 μπορούμε να δούμε τα αποτελέσματα της προσομοίωσης του Sports car στο τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου με 60 km/h. Στα Διαγράμματα 18 – 20, διαπιστώνουμε ότι και τα δύο ελαστικά έχουν περίπου τα ίδια αποτελέσματα στην γωνία ολίσθησης και στη γωνία β του οχήματος. Συνεπώς, εάν αυτά τα δύο είναι περίπου ίδια, τότε είναι ίδια και η τροχιά.

6.3.3 Αποτελέσματα C-class όχημα σε διαδρομή κατά ISO 3888-2:2011 με 120km/h

Τα παρακάτω αποτελέσματα αφορούν την προσομοίωση του οχήματος C-class, σε τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου με δύο διαφορετικά σετ ελαστικών σε ταχύτητα 120km/h.



Διάγραμμα 25: Γωνία ολίσθησης α ελαστικών εμπρός άξονα



Διάγραμμα 26: Γωνία ολίσθησης α ελαστικών πίσω άξονα



Διάγραμμα 27: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον μπροστινό άξονα



Διάγραμμα 28: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον πίσω άξονα



Διάγραμμα 29: Γωνία ολίσθησης οχήματος β



Διάγραμμα 30: Yaw οχήματος

Η προσομοίωση αυτού του κεφαλαίου, είναι ίδια με την προσομοίωση του κεφαλαίου 6.4.1, με τη μόνη διαφορά ότι στο δεύτερο η ταχύτητά μας ήταν 60 km/h, και τώρα είναι 120km/h. Στο κεφάλαιο 6.4.1 αναφέραμε ότι οι γωνίες ολίσθησης των ελαστικών είναι περίπου ίδιες. Στη συγκεκριμένη προσομοίωση, παρατηρούμε ότι στα σημεία που γίνεται η απότομη αλλαγή πορείας, αρχίζουν και διαφοροποιούνται οι γωνίες ολίσθησης του ενός ελαστικού σε σχέση με το άλλο. Στο Διάγραμμα 25 – 30, είναι φανερό ότι το ελαστικό με τη μικρότερη διάσταση στις απότομες αλλαγές πορείας, αναπτύσσει μεγαλύτερη γωνία ολίσθησης, και κατ' επέκταση η γωνία β που φαίνεται στο Διάγραμμα 29 του μικρότερου ελαστικού, έχει μεγαλύτερη τιμή από το άλλο. Ένα ακόμη χαρακτηριστικό που διαφοροποιείται, σε σχέση με την προσομοίωση του κεφαλαίου 6.4.1, είναι ότι οι δυνάμεις που αναπτύσσονται και στα δύο ελαστικά είναι περίπου ίδιες . Αξίζει επίσης να σημειωθεί, ότι οι μέγιστες τιμές των διαγραμμάτων αυτού του κεφαλαίου είναι οι διπλάσιες, σε σχέση με τα διαγράμματα του κεφαλαίου 6.4.1. Αυτό οφείλεται στη διπλάσια ταχύτητα, που χρησιμοποιήθηκε σε αυτό το παράδειγμα.

6.3.4 Αποτελέσματα Sport οχήματος σε διαδρομή κατά ISO 3888-2:2011 με 120km/h

Σε αυτή την προσομοίωση, πραγματοποιούμε το τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου, με το sport όχημα, που περιλαμβάνει τα δύο σετ ελαστικών διαφορετικών διαστάσεων, με ταχύτητα 120 km/h, και συγκρίνουμε τα αποτελέσματα για τα διαφορετικά ελαστικά.



Διάγραμμα 31: Γωνία ολίσθησης α ελαστικών εμπρός άξονα



Διάγραμμα 32: Γωνία ολίσθησης α ελαστικών πίσω άξονα



Διάγραμμα 33: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον μπροστινό άξονα



Διάγραμμα 34: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον πίσω άξονα



Διάγραμμα 35: Γωνία ολίσθησης οχήματος β



Διάγραμμα 36: Yaw οχήματος

Σε αυτό το κεφάλαιο μπορούμε να διακρίνουμε ότι οι μέγιστες τιμές των διαγραμμάτων είναι οι διπλάσιες, σε σχέση με τα διαγράμματα του κεφαλαίου 6.4.2. Στα διαγράμματα 31 – 32, οι γωνίες ολίσθησης των δύο ελαστικών είναι περίπου ίδιες με πολύ μικρές διαφορές. Ωστόσο, εάν παρατηρήσουμε τη γωνία β στο Διάγραμμα 35, διαπιστώνουμε ότι θα έπρεπε βάσει των γωνιών ολίσθησης των ελαστικών, η γωνία ολίσθησης του οχήματος με τα δύο ελαστικά, να είναι περίπου ίδια.

6.3.5 Σύγκριση αποτελεσμάτων Sport-car με C-class όχημα σε διαδρομή κατά ISO 3888-2:2011 με 120km/h

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο, συγκρίνουμε τα αποτελέσματα των δύο οχημάτων μας στο τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου με ταχύτητα 120 km/h. Σε αυτή την προσομοίωση τα οχήματά μας εξοπλίζονται με τα ελαστικά που έχουν στον προσομοιωτή. Το Sport car έχει ελαστικά με διάσταση 235/35R19, και το C-class όχημα με διάσταση 215/55R17.



Διάγραμμα 37: Γωνία ολίσθησης α ελαστικών εμπρός άξονα



Διάγραμμα 38: Γωνία ολίσθησης α ελαστικών πίσω άξονα



Διάγραμμα 39: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον μπροστινό άξονα



Διάγραμμα 40: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον πίσω άξονα



Διάγραμμα 41: Γωνία ολίσθησης οχήματος β



Διάγραμμα 42: Yaw οχήματος



Διάγραμμα 43: Τροχιά οχήματος

Σε αυτή την προσομοίωση, διακρίνουμε τη διαφορά ανάμεσα σε ένα καθημερινό και ένα πιο αγωνιστικό όχημα. Για την ίδια ταχύτητα πραγματοποιήθηκε η προσομοίωση της αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα των διαγραμμάτων 34 – 43, υπάρχει μεγάλη διαφορά μεταξύ των δύο οχημάτων. Επιπλέον, στις γωνίες ολίσθησης των ελαστικών, το sport όχημα έχει πολύ πιο μικρές γωνίες ολίσθησης από το C-class, καθώς και πιο μικρή γωνία β. Επίσης, η τροχιά που ακολουθεί το sport όχημα είναι πολύ πιο μικρή, εξαιτίας της μικρής γωνίας β.

6.4 Αποτελέσματα μοντέλου δύο βαθμών ελευθερίας (μοντέλο ποδηλάτου) σε τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου και σύγκριση αποτελεσμάτων με τα αποτελέσματα του προγράμματος προσομοίωσης

Στη βιβλιογραφία δυναμικής του οχήματος, υπάρχουν διάφορα μοντέλα που περιγράφουν την κίνησή του στο διάστημα. Το απλούστερο μοντέλο που αποτυπώνει τη βασική δυναμική συμπεριφορά ενός οχήματος, είναι αυτό του ποδηλάτου ή των δύο βαθμών ελευθερίας. Η απλούστερη μορφή του είναι ένα μοντέλο δύο βαθμών ελευθερίας, που αποτυπώνει την πλευρική και ροπή yaw του οχήματος. Αυτό το μοντέλο, είναι το πιο κατανοητό και χρησιμοποιείται συχνά για σκοπούς διδασκαλίας. Ένα μοντέλο ποδηλάτου τριών βαθμών ελευθερίας προσθέτει επίσης τη διαμήκη κίνηση, έτσι ώστε να παρέχει μια μαθηματική περιγραφή της πλήρους κίνησης του οχήματος, στο επίπεδο αξόνων ΧΥ. Το μοντέλο ποδηλάτου θεωρείται ότι δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα για πλευρικές επιταχύνσεις μικρότερες από 4 [m / s2]. Επίσης, πραγματοποιούνται αρκετές απλοποιητικές υποθέσεις, με σκοπό να διευκολυνθεί η ανάπτυξη του μοντέλου ποδηλάτου, όπως έχει αναφερθεί στο κεφάλαιο 5.

Στην παρούσα εργασία επιδιώκουμε την εξαγωγή αποτελεσμάτων, σύμφωνα με τις προσομοιώσεις που πραγματοποιήσαμε στα προηγούμενα κεφάλαια, με μοντέλο ποδηλάτου. Επιθυμούμε για μοντέλο ποδηλάτου, να κάνουμε το τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου σε διάφορες ταχύτητες, με τα δυο διαφορετικά οχήματά μας, και στο τέλος, να τα συγκρίνουμε με τα αποτελέσματα που έχουμε από το πρόγραμμα προσομοίωσης. Αυτό βέβαια, δεν είναι απόλυτα σωστό, διότι το πρόγραμμα προσομοίωσης λαμβάνει υπόψη πάρα πολλούς παράγοντες . Θα έχουμε όμως τη δυνατότητα να διακρίνουμε, ποια είναι η απόκλιση μεταξύ των αποτελεσμάτων.

Οι υπολογισμοί του μοντέλου ποδηλάτου εκτελέστηκαν άμεσα, χάρη στον υπεύθυνο καθηγητή μου Δρ. Μηχ. Μαρκολέφα Στυλιανό Επίκουρο Καθηγητή, ο οποίος δημιούργησε ένα αρχείο excel, που περιέχει πρόγραμμα macro-VBA και επιλύει τις δυναμικές εξισώσεις του μοντέλου ποδηλάτου.

6.4.1 Αποτελέσματα μοντέλου ποδηλάτου για τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου με 120 km/h

Στα Διαγράμματα 44 – 47, γίνεται η σύγκριση των αποτελεσμάτων του μοντέλου ποδηλάτου με αυτά που έχουμε από την προσομοίωση του οχήματος c-class, για το τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου με ταχύτητα 120 km/h. Για να πετύχουμε την ίδια πορεία των δύο μοντέλων, πήραμε τα αποτελέσματα της γωνίας διεύθυνσης κάθε τροχού από την προσομοίωση με το πρόγραμμα , βγάλαμε τον μέσο όρο των γωνιών διεύθυνσης κάθε άξονα, και τα τοποθετήσαμε στο αρχείο του excel, έτσι ώστε τα δύο μοντέλα μας να έχουν την ίδια πορεία και να μπορέσουμε να τα συγκρίνουμε.

Τα Διαγράμματα 44 και 45, μας παρουσιάζουν τις γωνίες ολίσθησης των αξόνων. Τα αποτελέσματα από την προσομοίωση είναι ο μέσος όρος του άξονα εμπρός και πίσω, και τον συγκρίνουμε με την αντίστοιχη γωνία ολίσθησης του μοντέλου ποδηλάτου. Όπως μπορούμε να δούμε στα γραφήματα, οι καμπύλες είναι σχεδόν ίδιες με πολύ μικρές αποκλίσεις, τις οποίες εντοπίζουμε στα μέγιστα και στα ελάχιστα σημεία των καμπυλών. Αυτό που μπορούμε να διακρίνουμε, είναι ότι το μοντέλο ποδηλάτου μας δίνει κατά μεγάλη προσέγγιση τις γωνίες ολίσθησης των δύο αξόνων. Το ίδιο ακριβώς διαπιστώνουμε και στα Διαγράμματα 46 (γωνία ολίσθησης οχήματος) και 47 (ροπή εκτροπής οχήματος), ότι δηλαδή οι καμπύλες είναι σχεδόν

Επομένως, καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι για χαμηλές ταχύτητες και χαμηλές γωνίες διεύθυνσης, το μοντέλο ποδηλάτου μας δίνει αποτελέσματα με μεγάλη ακρίβεια.



Διάγραμμα 44: Γωνία ολίσθησης α εμπρός άξονα



Διάγραμμα 45: Γωνία ολίσθησης α πίσω άξονα







Διάγραμμα 47: Yaw

6.5 Αποτελέσματα από την οδήγηση σε κεκλιμένο δρόμο

Στο πρόγραμμα προσομοίωσης αυτού του κεφαλαίου, έχουμε πραγματοποιήσει προσομοίωση των δύο οχημάτων μας, σε μία διαδρομή με τρεις αριστερές στροφές. Στην πρώτη στροφή το επίπεδο του δρόμου έχει κλίση 5%, στη δεύτερη 10% και στην τρίτη αριστερή στροφή 15%.



Διάγραμμα 48: Γωνία α εμπρός ελαστικών



Διάγραμμα 49: Γωνία α πίσω ελαστικών



Διάγραμμα 50: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον μπροστινό άξονα



Διάγραμμα 51: Πλευρική δύναμη ελαστικών Fy στον πίσω άξονα







Διάγραμμα 53: Yaw



Διάγραμμα 54: Τροχιάς

7º Κεφάλαιο Συμπεράσματα

Από τις αρχές του τρέχοντος αιώνα, οι μέγιστες ταχύτητες των αυτοκινήτων αυξάνονται και η δυναμική των οχημάτων έγινε μια σημαντική εκτίμηση για τους μηχανικούς. Οι κατασκευαστές πρέπει να θέτουν όλο και πιο υψηλά πρότυπα απόδοσης, κυρίως στους τομείς της ασφάλειας και της άνεσης.

Η μαθηματική μοντελοποίηση της δυναμικής των οχημάτων, έχει γίνει ένας εξαιρετικός τρόπος για τους μηχανικούς να μελετήσουν τη συμπεριφορά των οχημάτων και να μειώσουν το χρόνο και το κόστος για την ανάπτυξή τους. Η βιβλιογραφία σχετικά με τη δυναμική των οχημάτων είναι αρκετά μεγάλη, και όπως μπορούμε να δούμε στα πέντε πρώτα κεφάλαια της παρούσας εργασίας, έχει αναφερθεί η βασική θεωρία, για την δυναμική των ελαστικών των τροχών και του οχήματος.

Η πλευρική δυναμική των οχημάτων ειδικότερα, υπήρξε θέμα μεγάλου ενδιαφέροντος, λόγω της σχέσης του με τη γωνία ολίσθησης των ελαστικών του οχήματος, και κατ' επέκταση τη γωνία ολίσθησης. Η μοντελοποίηση της πλευρικής δυναμικής περιλαμβάνει δύο τομείς: το μοντέλο οχημάτων δύο βαθμών ελευθερίας και τα μοντέλα συμπεριφοράς ελαστικών. Δεδομένου ότι τα ελαστικά διαδραματίζουν εξαιρετικά σημαντικό ρόλο στην πλευρική δυναμική των οδικών οχημάτων, η επαρκής και ακριβής αναπαράσταση της μηχανικής των ελαστικών, είναι απαραίτητη για τα μοντέλα οχημάτων.

Τα χαρακτηριστικά αυτά διερευνήθηκαν και αναλύθηκαν στο έκτο κεφάλαιο της πτυχιακής. Χρησιμοποιήσαμε ένα πρόγραμμα προσομοίωσης δυναμικής οχημάτων, έτσι ώστε να πραγματοποιήσουμε κάποιες προσομοιώσεις και έπειτα, να συγκρίνουμε τα αποτελέσματά μας. Αποφασίσαμε λοιπόν, να κάνουμε την προσομοίωση δύο απότομων αλλαγών πορείας (τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου), με δύο τύπους αυτοκινήτων εντελώς διαφορετικών μεταξύ τους: ένα hatchback καθημερινό αυτοκίνητο και ένα sport, πάνω στα οποία πραγματοποιήθηκε η δοκιμή με δύο διαφορετικά σετ ελαστικών και σε δύο ταχύτητες.

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα που προέκυψαν, για χαμηλές ταχύτητες τόσο τα αποτελέσματα, όσο και τα διαγράμματα είναι σχεδόν ίδια και στα δύο σετ ελαστικών. Ωστόσο, όσο ανεβάζουμε ταχύτητα παρατηρούμε στα διαγράμματα, ότι στο μέγιστο και στο ελάχιστο οι καμπύλες διαφοροποιούνται. Στην επόμενη προσομοίωση συγκρίναμε τα δύο οχήματα στο τεστ αποφυγής κινούμενου μεγάλου ζώου και διαπιστώσαμε ότι το sport αυτοκίνητο υπερέχει σε πολύ μεγάλο βαθμό, έναντι του hatchback. Μπορούμε να πούμε με σιγουριά ότι διαδραματίζει πολύ σημαντικό ρόλο ο αρχικός σχεδιασμός ενός αυτοκινήτου, καθώς όπως βλέπουμε και στα αποτελέσματα, το sport αυτοκίνητο έχει πολύ καλύτερη οδική συμπεριφορά σε υψηλές ταχύτητες, σε σχέση με το hatchback, καθώς ο αρχικός σχεδιασμός του είναι για υψηλές επιδόσεις.

Βιβλιογραφία

[1] Massimo Guiggiani, "The Science of Vehicle Dynamics" (2014), Dip. di Ingegneria Civile e Industriale Università di Pisa, Springer ISBN 978-94-017-8532-7

[2] Μαρκολέφας Στυλιανός Επίκουρος Καθηγητής " (2017) Διδακτικές Σημειώσεις για το Μάθημα ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΟΧΗΜΑΤΟΣ", ΜΣΚ22, ΠΜΣ Σχεδίαση και Κατασκευή Συστημάτων Αγωνιστικών Οχημάτων, Γενικό Τμήμα, ΕΚΠΑ

[3] H. B. Pacejka, Tire and Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers (2006), Second edition Delft University of Technology Consultant TNO Automotive Helmond The Netherlands , BH ISBN-13: 980-0-7506-6918-4

[4] Karl Popp and Werner Schiehlen "Ground Vehicle Dynamics" (1993).Fahrzeugdynamik.B.G. Teubner, Stuttgart. ISBN 3-519-02373-3

[5] T. D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics" (1992), Society of Automotive Engineers (SAE), Inc., Warrendale, PA 15096-0001.

[6] W. F. Milliken and D. L Milliken, "Race Car Vehicle Dynamics" (1995), Society of Automotive Engineers (SAE), Warrendale, PA 15096-0001.

[7] J. Y. Wong, "Theory of Ground Vehicles", John Wiley and Sons, Inc., NewYork, (2001), Third Edition, Department of Mechanical and Aerospace Engineering Carleton University Ottawa Canada, John Wiley & Sons, INC, ISBN 0-471-35461-9 (cloth : alk. paper)

[8] Reza N. Jazar "Vehicle Dynamics: Theory and Applications" (2008), Riverdale, NY 10471, ISBN: 978-0-387-74243-4

[9] Joerg J. Breuer "ANALYSIS OF DRIVER-VEHICLE-INTERACTIONS IN AN EVASIVE MANOUEUVRE - RESULTS OF "MOOSE TEST" STUDIES" Proc. of the 16th ESV Conference 1998, paper no: 98-S2–W35.

[10] Emir Kutluay , Hermann Winner "ASSESSMENT METHODOLOGY FOR VALIDATION OF VEHICLE DYNAMICS SIMULATIONS USING DOUBLE LANE CHANGE MANEUVER" Proceedings of the 2012 Winter Simulation ConferenceC. Laroque, J. Himmelspach, R. Pasupathy, O. Rose, and A.M. Uhrmacher, eds.

[11] ISO 3888-2:2011 Passenger cars — Test track for a severe lane-change manoeuvre — Part 2: Obstacle avoidance

[12] <u>https://www.car-engineer.com/the-moose-test-or-vda-test/</u>

[13] "Vehicle Dynamics Terminology", SAE J670e, Society of Automotive Engineers (SAE), Inc., Warrendale, PA, July 1976.

[14] <u>https://news.cision.com/propel-technology-ltd/r/cruden-and-mechanical-simulation-to-</u> <u>demonstrate-seamless-vehicle-model-integration-for-driving-simul,c9768502</u> [15] https://auto.suzuki.gr/model/s-cross

[17] <u>https://www.bugatti.com/models/veyron-models/veyron-164-super-sport/</u>

[18] Pacejka, H.B. and Besselink, I.J.M. (1997), Proceedings of the 2nd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis.

[19] E. Bakker, L. Nyborg, and H.B. Pacejka, "Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamic Studies," Society of Automotive Engineers, paper 870421, 1987

[20] Reprinted with pennission from SAE paper No. 890087 ${\it O}$ 1989 Society of Automotive Engineers, Inc