



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**  
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών  
**Εργαστήριο Οχημάτων**

Διπλωματική εργασία

**Δημήτριος Παπασιμπας**

**Μελέτη Δυναμικής Συμπεριφοράς Αρθρωτού Οχήματος**

**Επιβλέπων:** Δρ.-Μηχ. Δ. Κουλοχέρης  
Επίκουρος Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Ιούλιος 2018



## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη της επίδρασης της θέσης των κέντρων κύλισης και της θέσης του πέμπτου τροχού ενός βαρέος οχήματος στην δυναμική συμπεριφορά του. Στην εργασία, έχει μοντελοποιηθεί ένας διαξονικός τράκτορας με μονοαξονικό επικαθήμενο, με σκοπό την ανάλυση ευαισθησίας της θέσης των παραπάνω για να μελετηθεί η δυναμική συμπεριφορά του οχήματος και η ευστάθεια του. Η επίδραση της θέσης των κέντρων κύλισης έγινε μελετώντας τρεις περιπτώσεις. Στις πρώτες δύο μετατοπίσαμε το ύψος του κέντρου κύλισης ενός μόνο άξονα, αρχικά του εμπρόσθιου άξονα του τράκτορα και στη συνέχεια του άξονα του επικαθήμενου. Στην τρίτη μελετήθηκαν τα κέντρα κύλισης με βάση την κλίση του άξονα κύλισης. Η τέταρτη περίπτωση αποτέλεσε τη μελέτη της θέσης του πέμπτου τροχού, όπου εκεί μελετήθηκε η δυναμική συμπεριφορά του οχήματος για τρεις διακριτές θέσεις. Για τη γενική μελέτη όλων των παραπάνω χρησιμοποιήθηκε κατάλληλο εγκάρσιο μοντέλο. Ως διεγέρσεις χρησιμοποιήθηκαν η ομαλά μεταβαλλόμενη βηματική κατευθυντήρια, η αργά αυξανόμενη κατευθυντήρια γωνία, η σταθερά μεταβαλλόμενη κατευθυντήρια γωνία και η ημιτονοειδής κατευθυντήρια γωνία.

Στο Κεφάλαιο 1, γίνεται μια εισαγωγή στα βαρέα οχήματα, την ισχύουσα νομοθεσία που επικρατεί στην Ελλάδα καθώς και κάποια στατιστικά στοιχεία σχετικά με αυτά.

Στο Κεφάλαιο 2, αναλύουμε τον τρόπο με τον οποίο αναπτύχθηκε το δυναμικό μας μοντέλο, σε συνδυασμό με τη θεωρία της σταθερής κατάστασης ενός δυναμικού συστήματος. Με βάση της οποίας θα αξιολογηθεί η αξιοπιστία του μοντέλου μας. Τέλος, θα αναλυθούν κύριοι δείκτες της επίδοσης του οχήματος και της δυναμικής συμπεριφοράς του.

Στο Κεφάλαιο 3, παρατίθενται οι διεγέρσεις που χρησιμοποιήθηκαν. Συγκεκριμένα αναλύεται η μοντελοποίηση τους (ταχύτητα οχήματος, πλάτος διέγερσης κ.α.) καθώς και ο λόγος για τον οποίο χρησιμοποιείται η κάθε μια από αυτές.

Στο Κεφάλαιο 4, παρουσιάζεται συνοπτικά η υλοποίηση του κώδικα μέσω του Simulink και γίνονται σχόλια σχετικά με την υλοποίηση. Έπειτα γίνεται η επαλήθευση των αποτελεσμάτων μέσω των δεικτών της σταθερής κατάστασης του οχήματος και των μεταβλητών του μοντέλου μας. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της μελέτης που διενεργήθηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής με παράλληλη αξιολόγηση και σχολιασμό των αποτελεσμάτων. Τέλος παρατίθενται τα συμπεράσματα της συγκεκριμένης εργασίας και προτείνονται κατευθύνσεις για μελλοντική έρευνα.

Ολοκληρώνοντας την διπλωματική αυτή εργασία, θα ήθελα να ευχαριστήσω αρχικά τον επιβλέποντα καθηγητή μου, κύριο Δημήτρη Κουλοχέρη, ο οποίος μου έδωσε την δυνατότητα να ασχοληθώ με ένα τόσο ενδιαφέρον αντικείμενο και για τις συμβουλές του προς την ολοκλήρωση της εργασίας αυτής. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω τον υποψήφιο διδάκτορα Γιώργο Παπαϊωάννου, για τη συνεχή καθοδήγηση, τις συμβουλές και τις διορθώσεις σε όλη τη διάρκεια αυτής της εργασίας. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου αλλά και τους φίλους μου που μου στάθηκαν σε όλη την διάρκεια της φοίτησης μου στη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών.



## SUMMARY

The aim of this thesis is the study of the roll centers and fifth wheel of an articulated vehicle, specifically of a 2-axle truck with a one axle semi-trailer, aiming the improvement of its dynamic and driving behavior as well as its safety. The study of the Roll Centers was conducted in three cases. In the first two of them we transposed the roll center of a specific axle, in the first of the front axle of the truck and in the second of the axle of the semi-trailer. In the third case we studied the effects of changing the curve of the roll centers axle. The fourth case was conducted for the placement of the fifth wheel, where we studied the dynamic and driving behavior of the vehicle as the fifth wheel gets closer to the center of gravity of the truck. For the conduction of the survey above was used a Lateral Full Car Model. As excitations for our model we used a ramp steer step excitation, the slowly increasing steer, the steady changing steer and the on-center handling excitation.

Chapter 1, we have an introduction on heavy vehicles, their current legislation in Greece and statistics on them on the road.

Chapter 2, we analyze the way by which we studied and created our dynamic model. Then we analyze the theory of the steady state of a dynamic system, vehicle in our case. This theoretical base is used to evaluate the reliability of our dynamic model. After that we are going to show some of the most important metrics for evaluating the dynamic and driving behavior of a vehicle.

Chapter 3, are listed the excitations we used. Specifically, we analyze the ways by which we used them (vehicle speed, width of excitation and other) as well as the reasons we used them.

Chapter 4, is presented briefly the implementation of our coding in Simulink. Then there is an evaluation of our dynamic mode regarding the state values theory that we conducted. After, the results of this thesis are illustrated in parallel commendation and evaluation. In the end the conclusions of this thesis are presented and guide lines for future work are given.



<b>ΠΕΡΙΛΗΨΗ</b> .....	<b>I</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>III</b>
<b>ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ</b> .....	<b>3</b>
<b>ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ</b> .....	<b>5</b>
<b>ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΩΝ</b> .....	<b>7</b>
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ</b> .....	<b>9</b>
1.1 ΓΕΝΙΚΑ .....	9
1.2 ΚΑΤΗΓΟΡΙΕΣ ΟΧΗΜΑΤΩΝ .....	10
1.2.1 Σημαντικοί Ορισμοί .....	12
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΑΡΘΡΩΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ</b> .....	<b>16</b>
2.1 ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΑΡΘΡΩΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ .....	16
2.1.1 Εξισώσεις Κίνησης .....	18
2.1.2 Δυναμική Ελαστικών Επισώτρων .....	21
2.1.3 Φορτία Ελαστικοφόρων Τροχών .....	26
2.2 ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΜΕΤΑΒΛΗΤΩΝ ΣΤΑΘΕΡΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ .....	28
2.2.1 Εξισώσεις Μεταβλητών κατά την Σταθερή Κατάσταση του Οχήματος .....	29
2.3 ΔΕΙΚΤΕΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΟΧΗΜΑΤΟΣ .....	32
2.3.1 Δείκτης σχετικός με την Πρόβλεψη Ανατροπής του Οχήματος .....	32
2.3.2 Δείκτης σχετικός με την Ευστάθεια του Οχήματος .....	37
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 ΔΙΕΓΕΡΣΕΙΣ</b> .....	<b>39</b>
3.1 ΟΜΑΛΑ ΜΕΤΑΒΑΛΛΟΜΕΝΗ ΒΗΜΑΤΙΚΗ ΔΙΕΓΕΡΣΗ (RAMP STEER) .....	39
3.1.1 Βηματική Διέγερση στη Κατευθυντήρια Γωνία .....	39
3.2 ΗΜΙΤΟΝΟΕΙΔΗΣ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΚΑΤΕΥΘΥΝΤΗΡΙΑΣ ΓΩΝΙΑΣ (ON-CENTER HANDLING) .....	40
3.3 ΑΡΓΑ ΑΥΞΑΝΟΜΕΝΗ ΚΑΤΕΥΘΥΝΤΗΡΙΑ ΓΩΝΙΑ (SLOWLY INCREASING STEER) .....	41
3.4 ΣΤΑΘΕΡΑ ΜΕΤΑΒΑΛΛΟΜΕΝΗ ΚΑΤΕΥΘΥΝΤΗΡΙΑ ΓΩΝΙΑ (STEADY INCREASING STEERING) .....	42
3.5 ΆΛΛΕΣ ΣΗΜΑΝΤΙΚΕΣ ΔΙΕΓΕΡΣΕΙΣ .....	43
3.5.1 Fishhook Maneuver .....	43
3.5.2 Διπλή Αλλαγή Λωρίδας .....	44
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ</b> .....	<b>47</b>
4.1 ΥΛΟΠΟΙΗΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΜΕΣΩ SIMULINK .....	47
4.2 ΕΠΑΛΗΘΕΥΣΗ ΥΛΟΠΟΙΗΜΕΝΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΜΕ ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΤΑΘΕΡΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ .....	47
4.3 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ .....	53
4.4 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ .....	54
4.4.1 Ομαλά Μεταβαλλόμενη Βηματική Διέγερση .....	55
4.4.2 Αργά Αυξανόμενη Κατευθυντήρια Γωνία .....	58
4.4.3 Σταθερά Μεταβαλλόμενη κατευθυντήρια Γωνία .....	60
4.4.4 Ημιτονοειδής Διέγερση Κατευθυντήριας Γωνίας .....	62
4.5 ΜΕΛΕΤΗ 2 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ .....	62
4.5.1 Ομαλά Μεταβαλλόμενη Βηματική Διέγερση .....	63
4.5.2 Σταθερά Μεταβαλλόμενη Κατευθυντήρια Γωνία .....	66
4.5.3 Αργά Αυξανόμενη Κατευθυντήρια Γωνία .....	67

4.5.4 Ημιτονοειδής Διέγερση Κατευθυντήριας Γωνίας .....	68
4.6 ΜΕΛΕΤΗ 3 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ .....	69
4.6.1 Ομαλά Μεταβαλλόμενη Βηματική Διέγερση .....	70
4.6.2 Σταθερά Μεταβαλλόμενη κατευθυντήρια Γωνία .....	73
4.7 ΜΕΛΕΤΗ 4 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ .....	74
4.7.1 Ομαλά Μεταβαλλόμενη Βηματική Διέγερση .....	75
4.7.2 Σταθερά Μεταβαλλόμενη Κατευθυντήρια Γωνία.....	78
4.7.3 Ημιτονοειδής Διέγερση Κατευθυντήριας Γωνίας .....	80
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ .....</b>	<b>81</b>
<b>ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α : ΚΩΔΙΚΕΣ .....</b>	<b>83</b>
<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ .....</b>	<b>91</b>



## ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

ΠΙΝΑΚΑΣ 1.1 ΕΠΙΤΡΕΠΟΜΕΝΑ ΒΑΡΗ ΕΘΝΙΚΕΣ ΜΕΤΑΦΟΡΕΣ .....	13
ΠΙΝΑΚΑΣ 1.2 ΕΠΙΤΡΕΠΟΜΕΝΑ ΒΑΡΗ ΔΙΕΘΝΕΙΣ ΜΕΤΑΦΟΡΕΣ .....	13
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.3 ΤΙΜΕΣ ΣΤΑΘΕΡΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	32
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.4 ΤΙΜΕΣ ΣΤΑΘΕΡΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ.....	32
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.5 ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΦΟΡΤΙΩΝ ΕΜΠΡΟΣΘΙΟΥ ΆΞΟΝΑ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	52
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.6 ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΦΟΡΤΙΩΝ ΟΠΙΣΘΙΟΥ ΆΞΟΝΑ ΤΡΑΚΤΟΡΑ .....	53
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.7 ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΦΟΡΤΙΩΝ ΆΞΟΝΑ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	53
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.8 ΕΠΙΤΑΧΥΣΗ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	55
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.9 ΕΠΙΤΑΧΥΣΗ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ.....	56
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.10 ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	56
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.11 ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ.....	56
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.12 ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ .....	58
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.13 ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	58
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.14 ΚΛΙΣΗ ΥΠΟΣΤΡΟΦΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	61
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.15 ΚΛΙΣΗ ΥΠΟΣΤΡΟΦΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	61
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.16 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	63
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.17 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ.....	64
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.18 ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	64
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.19 ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ.....	64
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.20 ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ .....	66
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.21 ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	66
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.22 ΚΛΙΣΗ ΥΠΟΣΤΡΟΦΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	67
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.23 ΚΛΙΣΗ ΥΠΟΣΤΡΟΦΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	67
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.24 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	70
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.25 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ.....	71
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.26 ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	71
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.27 ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ.....	71
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.28 ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ .....	72
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.29 ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	72
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.30 ΚΛΙΣΗ ΥΠΟΣΤΡΟΦΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ .....	74
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.31 ΚΛΙΣΗ ΥΠΟΣΤΡΟΦΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	74
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.32 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	76
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.33 ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ.....	76
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.34 ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	76
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.35 ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ.....	76
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.36 ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ .....	77
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.37 ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	77
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.38 ΚΛΙΣΗ ΥΠΟΣΤΡΟΦΗΣ ΤΡΑΚΤΟΡΑ .....	79
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.39 ΚΛΙΣΗ ΥΠΟΣΤΡΟΦΗΣ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	79



## ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

ΣΧΗΜΑ 1.1 ΡΥΜΟΥΛΚΟ (ΤΡΑΚΤΟΡΑΣ Η ΕΛΚΥΣΤΗΡΑΣ).....	12
ΣΧΗΜΑ 1.2 ΡΥΜΟΥΛΚΟΥΜΕΝΟ ΟΧΗΜΑ .....	13
ΣΧΗΜΑ 1.3 ΗΜΙΡΥΜΟΥΛΚΟΥΜΕΝΟ (ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟ).....	14
ΣΧΗΜΑ 1.4 ΑΡΘΡΩΤΟ ΟΧΗΜΑ .....	15
ΣΧΗΜΑ 1.5 ΣΥΡΜΟΣ .....	15
ΣΧΗΜΑ 2.1 ΆΝΟΨΗ.....	17
ΣΧΗΜΑ 2.2 ΠΙΣΩ ΟΨΗ.....	18
ΣΧΗΜΑ 2.3 ΚΑΜΠΥΛΗ MAGIC FORMULA ΚΑΙ ΠΑΡΑΓΟΝΤΕΣ ΚΑΜΠΥΛΗΣ.....	23
ΣΧΗΜΑ 2.4 ΓΩΝΙΕΣ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ.....	24
ΣΧΗΜΑ 2.5 ΔΕΙΚΤΗΣ ΕΛΑΣΤΙΚΩΝ .....	26
ΣΧΗΜΑ 2.6 ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΒΑΡΟΥΣ ΣΕ ΚΑΘΕ ΆΞΟΝΑ .....	27
ΣΧΗΜΑ 2.7 ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΒΑΡΟΥΣ ΣΕ ΚΑΘΕ ΆΞΟΝΑ .....	29
ΣΧΗΜΑ 2.8 ΑΚΤΙΝΑ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ.....	30
ΣΧΗΜΑ 2.9 ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΣΤΑΘΕΡΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ.....	31
ΣΧΗΜΑ 2.10 ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗ ΑΝΑΡΤΗΜΕΝΩΝ ΜΑΖΩΝ ΩΣ ΠΡΟΣ ΤΑ ΚΕΝΤΡΑ ΚΥΛΙΣΗΣ.....	33
ΣΧΗΜΑ 2.11 ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΑΕΡΟΣ .....	34
ΣΧΗΜΑ 2.12 ΜΗΧΑΝΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ(ΣΟΥΣΤΑ) .....	34
ΣΧΗΜΑ 2.13 ΆΞΟΝΑΣ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ .....	35
ΣΧΗΜΑ 2.14 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΕΝΤΡΟΥ ΚΥΛΙΣΗΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ .....	35
ΣΧΗΜΑ 3.1 ΟΜΑΛΑ ΜΕΤΑΒΑΛΛΟΜΕΝΗ ΒΗΜΑΤΙΚΗ ΔΙΕΓΕΡΣΗ.....	39
ΣΧΗΜΑ 3.2 ΠΟΣΟΤΗΤΕΣ ΜΕΛΕΤΗΣ ΒΗΜΑΤΙΚΗΣ ΔΙΕΓΕΡΣΗΣ .....	40
ΣΧΗΜΑ 3.3 ΗΜΙΤΟΝΟΕΙΔΗΣ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΚΑΤΕΥΘΥΝΤΗΡΙΑΣ ΓΩΝΙΑΣ .....	41
ΣΧΗΜΑ 3.4 ΑΡΓΑ ΑΥΞΑΝΟΜΕΝΗ ΚΑΤΕΥΘΥΝΤΗΡΙΑ ΓΩΝΙΑ .....	42
ΣΧΗΜΑ 3.5 ΣΤΑΘΕΡΑ ΜΕΤΑΒΑΛΛΟΜΕΝΗ ΚΑΤΕΥΘΥΝΤΗΡΙΑ ΓΩΝΙΑ.....	43
ΣΧΗΜΑ 3.6 ΜΑΝΟΥΒΡΑ FISHHOOK.....	44
ΣΧΗΜΑ 3.7 ΔΟΚΙΜΗ ΔΙΠΛΗΣ ΛΩΡΙΔΑΣ(ISO 3888-2).....	45
ΣΧΗΜΑ 4.1 SIMULINK ΚΩΔΙΚΑΣ .....	48
ΣΧΗΜΑ 4.2 ΕΥΡΕΣΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΕΩΝ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΟΣ .....	51
ΣΧΗΜΑ 4.3 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΤΙΜΩΝ ΣΤΑΘΕΡΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΜΕ SIMULATION .....	51
ΣΧΗΜΑ 4.4 ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΦΟΡΤΙΩΝ ΕΜΠΡΟΣΘΙΟΥ ΆΞΟΝΑ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	52
ΣΧΗΜΑ 4.5 ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΦΟΡΤΙΩΝ ΟΠΙΣΘΙΟΥ ΆΞΟΝΑ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	52
ΣΧΗΜΑ 4.6 ΕΓΚΑΡΣΙΑ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΦΟΡΤΙΩΝ ΆΞΟΝΑ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ.....	53
ΣΧΗΜΑ 4.7 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΥΨΟΥΣ ΚΕΝΤΡΟΥ ΚΥΛΙΣΗΣ-1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ .....	54
ΣΧΗΜΑ 4.8 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ .....	55
ΣΧΗΜΑ 4.9 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ.....	55
ΣΧΗΜΑ 4.10 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ .....	57
ΣΧΗΜΑ 4.11 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΕΓΚΑΡΣΙΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	57
ΣΧΗΜΑ 4.12 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΕΓΚΑΡΣΙΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	57
ΣΧΗΜΑ 4.13 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ .....	59
ΣΧΗΜΑ 4.14 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ .....	59
ΣΧΗΜΑ 4.15 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ.....	59
ΣΧΗΜΑ 4.16 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΕΓΚΑΡΣΙΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΤΡΑΚΤΟΡΑ .....	60
ΣΧΗΜΑ 4.17 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΕΓΚΑΡΣΙΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	60
ΣΧΗΜΑ 4.18 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΣΤΑΘΕΡΟΤΗΤΑΣ ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ.....	61
ΣΧΗΜΑ 4.19 ΜΕΛΕΤΗ 1 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΕΛΑΣΤΙΚΩΝ .....	62
ΣΧΗΜΑ 4.20 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΥΨΟΥΣ ΚΕΝΤΡΟΥ ΚΥΛΙΣΗΣ-2 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ .....	62
ΣΧΗΜΑ 4.21 ΜΕΛΕΤΗ 2 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ .....	63

ΣΧΗΜΑ 4.22 ΜΕΛΕΤΗ 2 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ .....	63
ΣΧΗΜΑ 4.23 ΜΕΛΕΤΗ 2 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ.....	65
ΣΧΗΜΑ 4.24 ΜΕΛΕΤΗ 2 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΕΓΚΑΡΣΙΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΤΡΑΚΤΟΡΑ.....	65
ΣΧΗΜΑ 4.25 ΜΕΛΕΤΗ 2 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΕΓΚΑΡΣΙΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	65
ΣΧΗΜΑ 4.26 2 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΣΤΑΘΕΡΟΤΗΤΑΣ ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ.....	67
ΣΧΗΜΑ 4.27 ΜΕΛΕΤΗ 2 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΕΓΚΑΡΣΙΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΤΡΑΚΤΟΡΑ .....	68
ΣΧΗΜΑ 4.28 ΜΕΛΕΤΗ 2 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΕΓΚΑΡΣΙΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	68
ΣΧΗΜΑ 4.29 ΜΕΛΕΤΗ 2 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΕΛΑΣΤΙΚΩΝ .....	68
ΣΧΗΜΑ 4.30 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΥΨΟΥΣ ΚΕΝΤΡΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ-3 <sup>Η</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ .....	69
ΣΧΗΜΑ 4.31 ΜΕΛΕΤΗ 3 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ .....	70
ΣΧΗΜΑ 4.32 ΜΕΛΕΤΗ 3 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ .....	70
ΣΧΗΜΑ 4.33 ΜΕΛΕΤΗ 3 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ.....	72
ΣΧΗΜΑ 4.34 ΜΕΛΕΤΗ 3 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΕΓΚΑΡΣΙΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΤΡΑΚΤΟΡΑ .....	73
ΣΧΗΜΑ 4.35 ΜΕΛΕΤΗ 3 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΕΓΚΑΡΣΙΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	73
ΣΧΗΜΑ 4.36 ΜΕΛΕΤΗ 3 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΣΤΑΘΕΡΟΤΗΤΑΣ ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ.....	74
ΣΧΗΜΑ 4.37 ΜΕΛΕΤΗ 4 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ .....	75
ΣΧΗΜΑ 4.38 ΜΕΛΕΤΗ 4 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ .....	75
ΣΧΗΜΑ 4.39 ΜΕΛΕΤΗ 4 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΓΩΝΙΑ ΚΥΛΙΣΗΣ.....	77
ΣΧΗΜΑ 4.40 ΜΕΛΕΤΗ 4 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΕΓΚΑΡΣΙΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΤΡΑΚΤΟΡΑ .....	78
ΣΧΗΜΑ 4.41 ΜΕΛΕΤΗ 4 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΕΓΚΑΡΣΙΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΕΠΙΚΑΘΗΜΕΝΟΥ .....	78
ΣΧΗΜΑ 4.42 ΜΕΛΕΤΗ 4 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΣΤΑΘΕΡΟΤΗΤΑΣ ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ.....	79
ΣΧΗΜΑ 4.43 ΜΕΛΕΤΗ 4 <sup>ΗΣ</sup> ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΕΛΑΣΤΙΚΩΝ .....	80

## ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΩΝ

Μεταβλητή	Χαρακτηρισμός της (αυτή τη σειρά διαγραφή μόλις ξεκινήσεις)
$i$	Μεταβλητή του $i$ οχήματος. 1τράκτορας ,2 ημιρυμουλκούμενο
$j$	Μεταβλητή του κάθε άξονα $j = 1, 2, 3$
$\varphi_i$	Γωνία κύλισης οχήματος $i$
$\psi_i$	Γωνία εκτροπής οχήματος $i$
$C_{f,i}$	Στρεπτική δυσκαμψία ελατηρίων οχήματος $i$
$C_{f,1f}$	Στρεπτική δυσκαμψία ελατηρίων εμπρόσθιου άξονα τράκτορα
$C_{f,1r}$	Στρεπτική δυσκαμψία ελατηρίων οπίσθιου άξονα τράκτορα
$C_{f,fw}$	Στρεπτική δυσκαμψία ελατηρίων fifth wheel
$D_{f,i}$	Στρεπτική δυσκαμψία αποσβεστήρων οχήματος $i$
$D_{f,1f}$	Στρεπτική δυσκαμψία αποσβεστήρων εμπρόσθιου άξονα τράκτορα
$D_{f,1r}$	Στρεπτική δυσκαμψία αποσβεστήρων οπίσθιου άξονα τράκτορα
$LT_j$	Εγκάρσια φορτία μεταφοράς άξονα $j$
$I_{z,i}$	Ροπή αδράνειας ανατροπής οχήματος $i$ ως προς το κέντρο μάζας του
$I_{x,i}$	Ροπή αδράνειας κύλισης οχήματος $i$ ως προς το κέντρο μάζας του
$a_1$	Απόσταση εμπρόσθιου άξονα τράκτορα από το κέντρο μάζας του
$a_2$	Απόσταση οπίσθιου άξονα τράκτορα από το κέντρο μάζας του
$a_3$	Απόσταση fifth wheel από κέντρο μάζας επικαθήμενου
$a_4$	Απόσταση άξονα επικαθήμενου από το κέντρο μάζας του
$a_{fw}$	Απόσταση fifth wheel από κέντρο μάζας τράκτορα
$a_{x,i}$	Διαμήκης επιτάχυνση οχήματος $i$
$a_{y,i}$	Εγκάρσια επιτάχυνση οχήματος $i$
$b_1$	Απόσταση αριστερών τροχών τράκτορα από το κέντρο μάζας του
$b_2$	Απόσταση δεξιών τροχών τράκτορα από το κέντρο μάζας του
$b_3$	Απόσταση αριστερών τροχών επικαθήμενου από το κέντρο μάζας του
$b_4$	Απόσταση δεξιών τροχών επικαθήμενου από το κέντρο μάζας του
$g$	Επιτάχυνση της βαρύτητας
$h_i$	Ύψος κέντρου μάζας από κέντρο κύλισης οχήματος $i$
$h_{cg,i}$	Ύψος κέντρου μάζας οχήματος $i$
$h_{fw}$	Ύψος fifth wheel
$h_{rc,i}$	Ύψος κέντρου κύλισης οχήματος $i$
$h_{rc,1f}$	Ύψος κέντρου κύλισης εμπρόσθιου άξονα τράκτορα
$h_{rc,1r}$	Ύψος κέντρου κύλισης οπίσθιου άξονα τράκτορα
$m_i$	Συνολική μάζα οχήματος $i$
$m_{s,i}$	Αναρτημένη μάζα οχήματος $i$
$m_{us,i}$	Μη αναρτημένη μάζα οχήματος $i$
$m_{us,1f}$	Μη αναρτημένη μάζα εμπρόσθιου άξονα τράκτορα
$m_{us,1r}$	Μη αναρτημένη μάζα οπίσθιου άξονα τράκτορα
$r_j$	Ακτίνα τροχών άξονα $j$



## Κεφάλαιο 1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

### 1.1 Γενικά

Τα βαρέα οχήματα εμπλέκονται σε σοβαρά οδικά ατυχήματα καθώς η μεγάλη τους μάζα οδηγεί σε εκτεταμένες συμπλοκές. Σε συνδυασμό με την αύξηση των οδικών μεταφορών αγαθών διεθνώς τα τελευταία 25 χρόνια, η ασφάλεια βαρέων οχημάτων σε κάθε χώρα ρυθμίζεται με πληθώρα νόμων και κανονισμών. Τα βαρέα οχήματα πλέον στην Ευρωπαϊκή Ένωση αλλά και σε οποιαδήποτε αναπτυσσόμενη χώρα έχουν μεγάλη οικονομική σημασία. Στις ΗΠΑ, για παράδειγμα, ο τομέας των εμπορικών οχημάτων έχει ετήσια έσοδα άνω των 500 δισεκατομμυρίων δολαρίων και απασχολεί σχεδόν 10 εκατομμύρια άτομα. Στην ΕΕ, τα φορτηγά μεταφέρουν πάνω από 11 δισεκατομμύρια τόνους αγαθών ετησίως, που αποτελούν περίπου το 60% των εγχώριων αποστολών. Είναι ενδιαφέρον το γεγονός ότι ενώ τα βαρέα οχήματα που ταξιδεύουν στην ΕΕ αποτελούν πολύ μικρό ποσοστό των συνολικών οχημάτων που βρίσκονται στο δρόμο συνδέονται με το 18% των συνολικών θανάτων από τροχαία ατυχήματα το 2013 (Ευρωπαϊκή Επιτροπή, 2015). Τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά των παραπάνω οχημάτων επηρεάζουν έντονα την εμφάνιση οδικών ατυχημάτων. Τα χαρακτηριστικά αυτά είναι κυρίως το ίδιο το όχημα (οδηγική συμπεριφορά οχήματος, βάρος, αυξημένες διαστάσεις κ.α.), ο οδηγός (οι επαγγελματίες οδηγοί περνούν περισσότερες ώρες 'πίσω' από το τιμόνι σε σύγκριση με έναν τυπικό οδηγό) και η χρήση του οχήματος (η εμπορική χρήση ενός τέτοιου οχήματος πρέπει να πληροί αρκετά κριτήρια απόδοσης και κανονισμούς).

Η Ελλάδα αποτελεί τον σύνδεσμο μεταξύ τριών Ηπείρων (Ευρώπη, Ασία, Αφρική) και συνορεύει χερσαία με 4 χώρες. Η γεωγραφική της θέση λοιπόν την καθιστά ως μία από τις κυριότερες χώρες μεταφοράς αγαθών της ΕΕ. Σύμφωνα με το Υπουργείο Υποδομών και Μεταφορών το 2010 κυκλοφορούσαν στην χώρα 306 χιλιάδες βαρέα οχήματα. Ενώ η χώρα η ίδια προσπαθεί μέσω νόμων και εγκυκλίων να διασφαλίσει την ασφάλεια στους δρόμους βλέπουμε πως τα αποτελέσματα δεν είναι θετικά, αφού από το 2000 έως και το 2015, σύμφωνα με τα στοιχεία της ΕΛΑΣ και της ΕΛΣΤΑΤ έχουν καταγραφεί 245.404 τροχαία συμβάντα, εκ των οποίων υπήρξαν 22.397 νεκροί με τα βαρέα οχήματα να αποτελούν το 22% αυτών. Με βάση τα παραπάνω στοιχεία η χώρα μας δαπάνησε περισσότερα από 81.181.704.000 ευρώ τα τελευταία 16 χρόνια (1/4 του χρέους). Ο λόγος του μεγάλου αυτού ποσοστού των εμπλεκόμενων βαρέων οχημάτων είναι πρώτον ο ελλιπής έλεγχος (αστυνόμευση) λόγω του μειωμένου προσωπικού και περιορισμένων υλικοτεχνικών μέσων (Φαινόμενα της οικονομικής κρίσεως της χώρας). Δεύτερων, ο μέσος όρος ηλικίας των κυκλοφορούντων βαρέων φορτηγών υπερβαίνει τα 20 χρόνια, εκ των οποίων το 26% είναι άνω 30 ετίας. Ο αντίστοιχος μέσος όρος στην ΕΕ είναι 11,5 έτη και σε χώρες όπως Γερμανία 8 έτη ή στη Αγγλία 7 έτη. Ως αποτέλεσμα 9 στα 10 βαρέα φορτηγά που τίθενται για κυκλοφορία στη χώρα μας είναι ήδη μεταχειρισμένα έχοντας εξαντλήσει την <<ωφέλιμη ζωή>> τους. Τέλος, κυριότερη αιτία στη

χώρα μας αποτελεί η ελλιπής οδηγική συμπεριφορά των οδηγών (χρήση ζώνης, αλκοόλ, συμμόρφωση με τους Κώδικες Οδικής Κυκλοφορίας)

Στη παρούσα εργασία θα επικεντρωθούμε στους παράγοντες που επηρεάζουν την οδηγική συμπεριφορά των βαρέων οχημάτων. Θα δημιουργήσουμε ένα δυναμικό μοντέλο βαρέου οχήματος, συγκεκριμένα διαξονικού ρυμουλκού με μονοαξονικό επικαθήμενο και θα αναλύσουμε πως μπορούμε να βελτιώσουμε την οδηγική του συμπεριφορά καθώς και να μελετηθεί η επίδραση σημαντικών παραμέτρων σ' αυτή.

## 1.2 Κατηγορίες Οχημάτων

Η νομοθεσία της ΕΕ έχει κατατάξει τα μηχανοκίνητα οχήματα και τα ρυμουλκούμενα στις εξής 4 βασικές κατηγορίες:

### Κατηγορία L:

Στην οποία ανήκουν τα μοτοποδήλατα και μοτοσυκλέτες, καθώς και οχήματα παντός εδάφους ("quad") και άλλα μικρά οχήματα με 3 ή 4 τροχούς. Στην κατηγορία L οι μοτοσυκλέτες υποδιαιρούνται περαιτέρω σε 2 ομάδες (με και χωρίς πλευρικό κáníστρο). Υπάρχει επίσης υποδιαίρεση για τα μοτοποδήλατα με 3 τροχούς που έχουν μικρότερη μηχανή και χαμηλότερο όριο ταχύτητας από ό,τι τα μηχανοκίνητα τρίκυκλα.

### Κατηγορία M:

Σε αυτή την κατηγορία ανήκουν οχήματα με 4 τουλάχιστον τροχούς σχεδιασμένα για τη μεταφορά επιβατών κυρίως, αυτοκίνητα.

- Κατηγορία M1:

Οχήματα κατηγορίας M, που περιλαμβάνουν όχι πάνω από οκτώ θέσεις καθημένων επιπλέον της θέσης του οδηγού.

- Κατηγορία M2:

Οχήματα κατηγορίας M, που περιλαμβάνουν περισσότερες από οκτώ θέσεις καθημένων επιπλέον της θέσης του οδηγού και έχουν μέγιστη μάζα που δεν υπερβαίνει τους 5 τόνους.

- Κατηγορία M3:

Οχήματα κατηγορίας M, που περιλαμβάνουν περισσότερες από οκτώ θέσεις καθημένων επιπλέον της θέσης του οδηγού και έχουν μέγιστη μάζα που υπερβαίνει τους 5 τόνους.

### Κατηγορία N:

Στην συγκεκριμένη κατηγορία ανήκουν οχήματα σχεδιασμένα για τη μεταφορά εμπορευμάτων, τα οποία υποδιαιρούνται περαιτέρω ανάλογα με το μέγεθός τους. Πρόκειται κυρίως για φορτηγά και ημιφορτηγά.

- Κατηγορία N1:

Οχήματα της κατηγορίας N που έχουν μέγιστη μάζα η οποία δεν υπερβαίνει τους 3,5 τόνους.

- Κατηγορία N2:



Οχήματα κατηγορίας N που έχουν μέγιστη μάζα η οποία υπερβαίνει τους 3,5 τόνους, αλλά δεν υπερβαίνει τους 12 τόνους.

- Κατηγορία N3:

Οχήματα κατηγορίας N που έχουν μέγιστη μάζα η οποία υπερβαίνει τους 12 τόνους.

Στην περίπτωση ρυμουλκού οχήματος που έχει σχεδιαστεί ώστε να είναι συζευγμένο με ημιρυμουλκούμενο ή κεντροαξονικό ρυμουλκούμενο, η μάζα που λαμβάνεται υπόψη για την κατάταξη του οχήματος είναι η μάζα του έλκοντος οχήματος σε ετοιμότητα λειτουργίας, προσαυξημένη με τη μάζα που αντιστοιχεί στο μέγιστο στατικό κατακόρυφο φορτίο που μεταφέρεται στο έλκον όχημα από το ημιρυμουλκούμενο ή κεντροαξονικό ρυμουλκούμενο και, κατά περίπτωση, με τη μέγιστη μάζα του φορτίου του ίδιου του έλκοντος οχήματος.

### **Κατηγορία O:**

Ρυμουλκούμενα και ημιρυμουλκούμενα σχεδιασμένα και κατασκευασμένα για τη μεταφορά εμπορευμάτων ή ατόμων καθώς και για την εξυπηρέτηση προσώπων.

- Κατηγορία O1:

Οχήματα κατηγορίας O που έχουν μέγιστη μάζα η οποία δεν υπερβαίνει τους 0,75 τόνους.

- Κατηγορία O2:

Οχήματα κατηγορίας O που έχουν μέγιστη μάζα η οποία υπερβαίνει τους 0,75 τόνους, αλλά δεν υπερβαίνει τους 3,5 τόνους.

- Κατηγορία O3:

Οχήματα κατηγορίας O που έχουν μέγιστη μάζα η οποία υπερβαίνει τους 3,5 τόνους, αλλά δεν υπερβαίνει τους 10 τόνους.

- Κατηγορία O4:

Οχήματα κατηγορίας O που έχουν μέγιστη μάζα η οποία υπερβαίνει τους 10 τόνους.

Η κατηγορία O είναι η κατηγορία οχημάτων με την οποία θα ασχοληθούμε στην παρούσα εργασία οπότε παρακάτω θα επεκταθούμε σε διάφορες έννοιες για τα είδη των οχημάτων αυτής της κατηγορίας, καθώς και διαφόρων σημαντικών περιορισμών τους.

### **Κατηγορία G:**

Σε αυτή την κατηγορία ανήκουν οχήματα παντός εδάφους των ανωτέρω κατηγοριών M και N, τα οποία θεωρούνται ως οχήματα παντός εδάφους υπό τις συνθήκες φόρτωσης και εξακρίβωσης που παρατίθενται παρακάτω:

- Τα οχήματα της κατηγορίας N1 μέγιστης μάζας το πολύ 2 τόνων και τα οχήματα της κατηγορίας M1 πρέπει να ευρίσκονται σε ετοιμότητα λειτουργίας, δηλαδή με το ψυκτικό μέσο, λιπαντικά, καύσιμο, εργαλεία, εφεδρικό τροχό και οδηγό. Η μάζα του οδηγού εκτιμάται σε 75 kg (από τα οποία 68 kg η μάζα του επιβάτη και 7 kg η μάζα των αποσκευών σύμφωνα με το πρότυπο ISO 2416 - 1992), η δεξαμενή καυσίμου πληρείται έως το 90% και τα υπόλοιπα συστήματα που περιέχουν υγρά (εξαιρέσει εκείνων για το χρησιμοποιημένο νερό) έως το 100 % της χωρητικότητας που προδιαγράφει ο κατασκευαστής.
- Τα οχήματα με κινητήρα, εκτός εκείνων που αναφέρονται στο σημείο 4.4.1, πρέπει να φορτώνονται στη μέγιστη τεχνικώς αποδεκτή μάζα που δηλώνει ο κατασκευαστής.

- Η ικανότητα αναρρίχησης στις απαιτούμενες κλίσεις (25% και 30%) επαληθεύεται με απλό υπολογισμό. Κατ' εξαίρεση όμως, οι τεχνικές υπηρεσίες δύνανται να ζητήσουν να προσκομισθεί όχημα του υπόψη τύπου για να υποβληθεί πραγματικά σε δοκιμή.
- Όταν μετρούνται οι γωνίες προσέγγισης και φυγής και οι γωνίες κεκλιμένου επιπέδου, δε λαμβάνονται υπόψη τα συστήματα προστασίας του κάτω μέρους του οχήματος.

### 1.2.1 Σημαντικοί Ορισμοί

Για την καλύτερη κατανόηση του οχήματος που θα μελετήσουμε παρατίθενται οι παρακάτω ορισμοί(Ευάγγελος et al. 2004):

**Ρυμουλκό (τράκτορας ή ελκυστήρας)** : Το μηχανοκίνητο όχημα, που χρησιμοποιείται μόνο για την έλξη άλλων οχημάτων(Σχήμα 1.1)



Σχήμα 1.1 Ρυμουλκό (τράκτορας ή ελκυστήρας)

**Ρυμουλκούμενο** : Το όχημα που δεν διαθέτει δικό του κινητήρα. Μπορεί να μετακινείται μόνον εφόσον σύρεται από άλλο μηχανοκίνητο όχημα(σχήμα 1.2). Συνήθως διαθέτει δύο ή τρεις άξονες, ο εμπρόσθιος των οποίων είναι διεθυντήριος( με μικρές γωνίες).



Σχήμα 1.2 Ρυμουλκούμενο όχημα

**Ημιρυμουλκούμενο (επικαθήμενο):** Το ρυμουλκούμενο που δεν διαθέτει εμπρόσθιο άξονα. Είναι κατασκευασμένο για σύνδεση με ρυμουλκό όχημα κατά τέτοιο τρόπο ώστε σημαντικό τμήμα του βάρους του να μεταβιβάζεται στο ρυμουλκό (σχήμα 1.3).

Πίνακας 1.1 Επιτρεπόμενα Βάρη Εθνικές Μεταφορές

Είδος οχήματος	Βάρος (kg)
<b>Ρυμουλκούμενα</b>	
Μονοαξονικά	10.000
Διαξονικά	19.000
Τετραξονικά	26.000
Τεσσάρων ή περισσότερων αξόνων	
<b>Ημιρυμουλκούμενα(επικαθήμενα)</b>	
Μονοαξονικά	19000
Διαξονικά	29000
Τριών ή περισσότερων αξόνων	32000
<b>Αρθρωτά Οχήματα</b>	
Συνολικού αριθμού τριών αξόνων	29000
Συνολικού αριθμού τεσσάρων ή περισσότερων αξόνων	38000
<b>Συρμοί</b>	
Διαξονικό φορτηγό + μονοαξονικό ρυμουλκούμενο	26000
Τριαξονικό φορτηγό + μονοαξονικό ρυμουλκούμενο	33000
Τετραξονικό φορτηγό + μονοαξονικό ρυμουλκούμενο ή τριαξονικό ή διαξονικό φορτηγό + ρυμουλκούμενο με δυο ή περισσότερους άξονες	38000

Πίνακας 1.2 Επιτρεπόμενα Βάρη Διεθνείς Μεταφορές

Είδος οχήματος	Βάρος (kg)
Διαξονικό Ρυμουλκούμενο	18.000

Τριαξονικό Ρυμουλκούμενο	24.000
Διαξονικά Οχήματα με Κινητήρα	18.000
Τριαξονικά Οχήματα με Κινητήρα	26000
Τετραξονικά Οχήματα με Κινητήρα	32000
<b>Αρθρωτά Οχήματα με πέντε ή έξι άξονες</b>	
Διαξονικό + τριαξονικό ημιρυμουλκούμενο	40000
Τριαξονικό + (διαξονικό ή τριαξονικό) ρυμουλκούμενο	
Τριαξονικό + (διαξονικό ή τριαξονικό) ημιρυμουλκούμενο που φέρει σε περίπτωση συνδυασμένης μεταφοράς εμπορευματοκιβώτιο ISO 40 ft	44000



Σχήμα 1.3 Ημιρυμουλκούμενο (Επικαθήμενο)

**Αρθρωτό όχημα:** Ο συνδυασμός οχημάτων, που περιλαμβάνει ένα ρυμουλκό όχημα και ένα ημιρυμουλκούμενο συνδεδεμένο με αυτό(σχήμα 1.4).



**Σχήμα 1.4 Αρθρωτό όχημα**

**Συρμός:** Τα οχήματα, που είναι συνδεδεμένα μεταξύ τους και κινούνται ως μια μονάδα(σχήμα 1.5).



**Σχήμα 1.5 Συρμός**

**Απόβαρο:** Το βάρος οχήματος χωρίς πλήρωμα, επιβάτες ή φορτίο αλλά με την αποθήκη του γεμάτη καύσιμα μέχρι και 90%, τα συνήθως φερόμενα εργαλεία και τον εφεδρικό τροχό.

**Μικτό βάρος:** Το εκάστοτε πραγματικό βάρος του οχήματος μετά του φορτίου, του πληρώματος και των επιβατών. Το μικτό βάρος ποικίλει ανάλογα με αν το όχημα είναι λιγότερο ή περισσότερο φορτωμένο. Επίσης το κάθε όχημα έχει μέγιστο επιτρεπόμενο βάρος το οποίο αναγράφεται ως επιτρεπόμενο στην άδεια κυκλοφορίας του. Το μικτό βάρος δεν επιτρέπεται να υπερβαίνει το μέγιστο επιτρεπόμενο.

Παρατίθενται οι πίνακες 1.1 και 1.2 με τα μέγιστα επιτρεπόμενα βάρη για ρυμουλκούμενα, ημιρυμουλκούμενα και αρθρωτά οχήματα για εθνικές και διεθνείς μεταφορές αντίστοιχα.

## Κεφάλαιο 2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΑΡΘΡΩΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ

Με σκοπό την μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς οχημάτων έχουν αναπτυχθεί διάφορα μοντέλα που χαρακτηρίζουν την συμπεριφορά του οχήματος και χρησιμοποιούνται για να προσδιορίσουν τα βασικά δυναμικά χαρακτηριστικά του είτε μέσω βελτιστοποίησης είτε μέσω αναλύσεων ευαισθησίας. Τέτοια μοντέλα επικεντρώνονται είτε στους τρεις άξονες  $z$  (κατακόρυφο),  $y$  (διαμήκεις – άξονας κίνησης) και  $x$  (εγκάρσιο – κάθετο στον άξονα κίνησης) είτε στον συνδυασμό αυτών (συνήθως συνδυάζεται  $x$ - $y$  είτε  $x$ - $z$ ).

Τα συστήματα που μοντελοποιούνται, είναι οι αναρτημένες μάζες του οχήματος οι οποίες συνδέονται μέσω των αναρτήσεων με τους άξονες του οχήματος, οι οποίοι με τη σειρά τους θεωρούνται μη αναρτημένες μάζες. Άλλα σημαντικά συστήματα που μοντελοποιούνται είναι τα ελαστικά (Pacejka) που δέχονται τις δυνάμεις από το οδόστρωμα και τις μεταφέρουν στον άξονα, ο κινητήρας όπου παρέχει ροπή στους άξονες και κατ' επέκταση στους τροχούς για τη κίνηση του οχήματος, οι αναρτήσεις οι οποίες χαρακτηρίζονται από στρεπτική δυσκαμψία και τέλος το σύστημα διεύθυνσης το οποίο μας ορίζει τις κατευθυντήριες γωνίες των τροχών. Σύμφωνα, με το ποια συστήματα θα επιλεγθούν από τα παραπάνω, επηρεάζεται ο αριθμός των βαθμών ελευθερίας που θα επιλεγθεί σ' ένα μοντέλο.

Στην παρούσα εργασία επιλέχθηκε ένα μοντέλο με 8 βαθμούς ελευθερίας μελετώντας το  $x$  και  $y$  άξονα κίνησης ενός αρθρωτού οχήματος (ρυμουλκό και επικαθήμενο), δεδομένου ότι σύμφωνα με την βιβλιογραφία σε τέτοια οχήματα δίνεται μεγαλύτερη βαρύτητα στο χειρισμό του οχήματος και στην ευστάθεια του στο δρόμο (Zhang et al. 2016). Οι δύο βαθμοί ελευθερίας είναι η γωνία εκτροπής του οχήματος και η γωνία περιστροφής οι οποίες επηρεάζονται από τις δυνάμεις του οδοστρώματος καθώς και τις εσωτερικές δυνάμεις που δέχεται το όχημα στην άρθρωση του. Επιπλέον, βασικά συστήματα που επηρεάζουν τα παραπάνω είναι οι αναρτήσεις, οι στηρίξεις της δεξαμενής, τα ελαστικά και το σύστημα διεύθυνσης του οχήματος. Αρχικά, όσον αφορά τις στηρίξεις των δεξαμενών είναι ιδιαίτερα άκαμπτες και σε μια πιθανή μοντελοποίηση θα αποτελούσαν ελατήρια με πολύ μεγάλο συντελεστή δυσκαμψίας. Συνεπώς, το σύστημα δεξαμενής και επικαθήμενου λειτουργεί σαν ενιαία μάζα, όπως και θεωρήθηκαν στη παρούσα εργασία. Στην συνέχεια, το σύστημα διεύθυνσης μοντελοποιήθηκε χωρίς να λαμβάνει υπόψη την επίδραση του οδηγού, λαμβάνοντας υπόψη μόνο την κατευθυντήρια γωνία του τιμονιού με μια σχέση μετάδοσης στο τροχό. Ομοίως και οι αναρτήσεις για τις οποίες δεν μελετήθηκε η μετατόπιση των μαζών κατά των κάθετο άξονα, μόνο οι μεταφορά φορτίων μεταξύ των δυο πλευρών. Τέλος, όσον αφορά τα ελαστικά μοντελοποιήθηκαν με πολύ αναλυτικό μοντέλο που μελετάει και την επίδραση των φορτίων και αποτελεί το Pacejka 5.2 του 2006.

### 2.1 Εγκάρσιο Δυναμικό Μοντέλο Αρθρωτού Οχήματος

Πιο συγκεκριμένα στο παρών μοντέλο μελετάμε το συνδυασμό τράκτορα-επικαθήμενου. Η δυναμική ενός αρθρωτού οχήματος ακολουθεί ακριβώς τις ίδιες αρχές με μια ενιαία μονάδα οχήματος στο μοντέλο Full-Car, παρόλο που το όχημα αποτελείται από δύο μονάδες οχήματος. Ο συνδυασμός διαμορφώνεται ως δύο ενιαία άκαμπτα σώματα που είναι αρθρωτά μεταξύ τους. Η υπόθεση του άκαμπτου σώματος βασίζεται στην επίπτωση της κυλινδρικής άρθρωσης που έχει έναν άξονα κάθετο προς το δρόμο. Ο σύνδεσμος αρθρώσεως λειτουργεί ως κινηματικός περιορισμός μεταξύ των μονάδων του οχήματος και παράγει δύο εσωτερικές δυνάμεις περιορισμού, και είναι γνωστός στην βιβλιογραφία ως <<πέμπτος τροχός>> (fifth-wheel). Το fifth wheel μεταδίδει δυνάμεις και τα φαινόμενα μεταξύ των οχημάτων λειτουργώντας ως σύνδεσμος οπίσθιας ζεύξης. Πρακτικά, οι μονάδες του οχήματος έχουν και οι δύο τέσσερις βαθμούς ελευθερίας (4-DoF) στους οποίους δεν περιλαμβάνεται η διαμήκης κλίση καθώς και η

κάθετη μετατόπιση. Στο σύστημα μας δεν μπορούμε να υπολογίσουμε με ευκολία τις παραπάνω εσωτερικές δυνάμεις οπότε ο τρόπος που αντιμετωπίσαμε αυτή τη δυσκολία ήταν ο ακόλουθος. Αρχικά, λύσαμε τις εξισώσεις της εγκάρσιας και διαμήκης επιτάχυνσης του επικαθήμενου ως προς αυτές τις δύο εσωτερικές δυνάμεις, και έπειτα με αλγεβρικές πράξεις και απαλοيفές, μπορέσαμε να μειώσουμε τους 8 βαθμούς ελευθερίας(DoF) εξαλείφοντας έτσι τις υπερβολικές εξισώσεις και μεταβλητές καταλήγοντας σε ένα ενιαίο αρθρωτό όχημα έξι βαθμών ελευθερίας (6-DoF) όπως θα δούμε και αναλυτικότερα παρακάτω(Gäfvert 2000). Το μοντέλο απεικονίζεται στο σχήμα 2.1.

Παρακάτω διευκρινίζεται ο τρόπος με τον οποίο ονομάστηκαν οι δυνάμεις στα ελαστικά που χρησιμοποιήθηκαν στο μοντέλο μας:

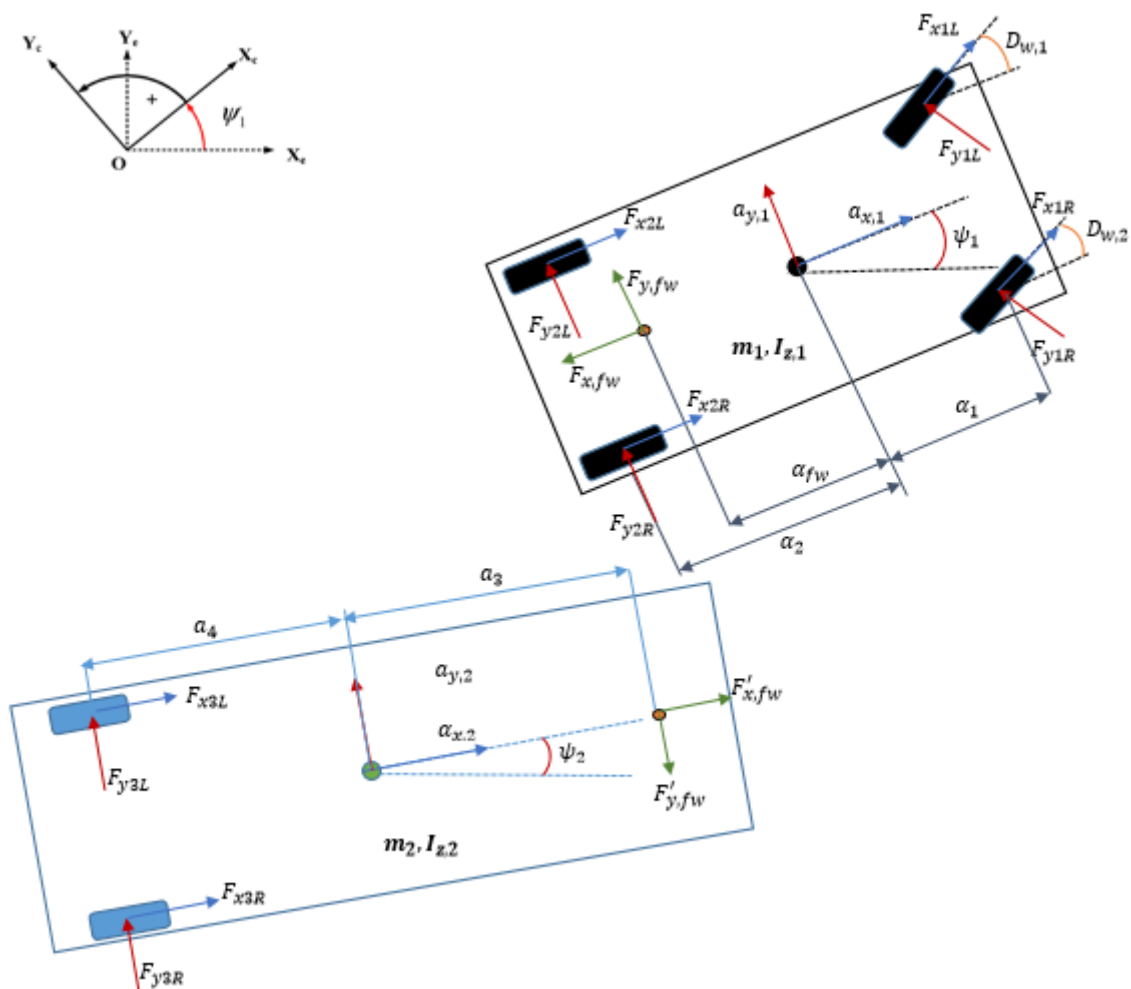
$$F_{kij}$$

Όπου :

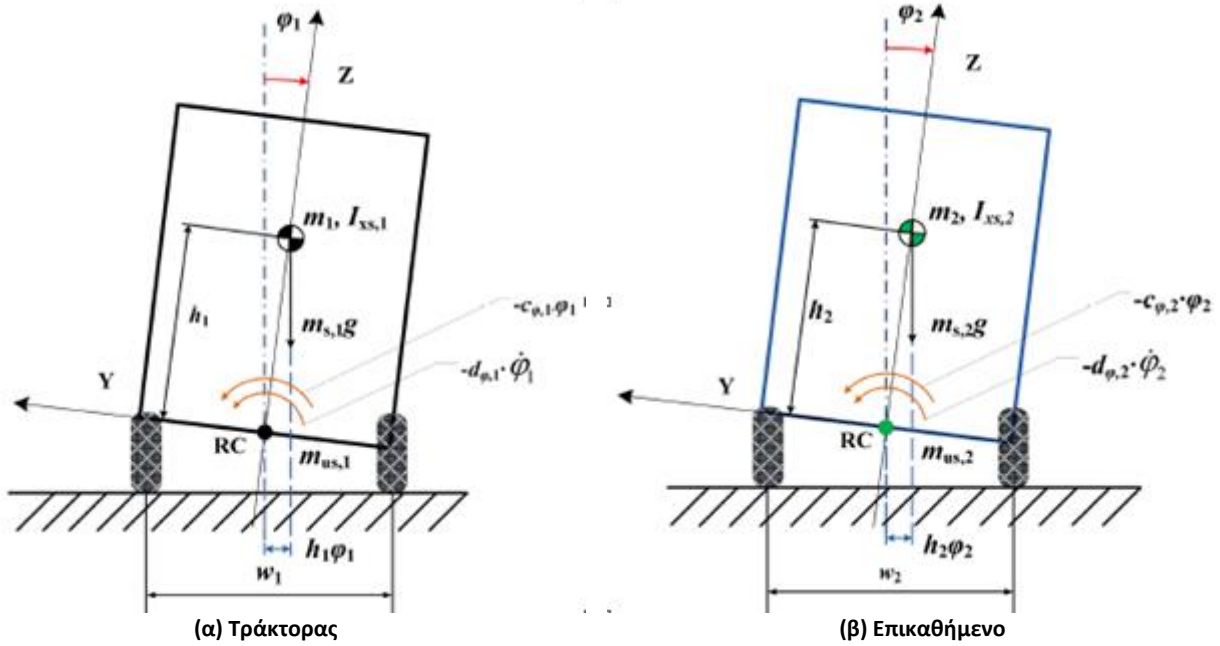
$i = 1, 2, 3$  Δηλώνει τον αντίστοιχο άξονα του οχήματος

$j = L$ (αριστερά),  $R$ (δεξιά)

$k = z, x, y$  ο κάθετος, ο εμπρός και ο εγκάρσιος άξονας αντίστοιχα.



Σχήμα 2.1 Άνοψη



Σχήμα 2.2 Πίσω όψη

Στο σχήμα 2.2 βλέπουμε τον τρόπο με τον οποίο ορίζουμε τη γωνία κύλισης του τράκτορα και του επικαθήμενου. Η γωνία κύλισης ορίζεται στον άξονα του κέντρου κύλισης κάθε οχήματος και λαμβάνονται υπόψιν οι δυνάμεις στα ελαστικά, οι αναρτήσεις και αποσβέσεις του κάθε οχήματος.

### 2.1.1 Εξισώσεις Κίνησης

Η ανάλυση του οχήματος στηρίχθηκε στο 2<sup>ο</sup> νόμο του Νεύτωνα. Στις εξισώσεις (1),(5) και (2),(6) σε μορφή δυνάμεων που και έχουμε τις διαμήκεις επιταχύνσεις και τις εγκάρσιες επιταχύνσεις αντίστοιχα. Στις εξισώσεις (3),(7) και (4),(8) σε μορφή ροπών από όπου και έχουμε τις γωνίες εκτροπής και περιστροφής αντίστοιχα. Αναλυτικά οι εξισώσεις :

Για τον τράκτορα:

$$m_1 * a_{x,1} = \vec{F}_{x1L} + \vec{F}_{x1R} + F_{x2L} + F_{x2R} - F_{x,fw} \quad (1)$$

$$m_1 * a_{y,1} + m_{us,1} * h_1 * \dot{\phi}_1 = \vec{F}_{y1L} + \vec{F}_{y1R} + F_{y2L} + F_{y2R} - F_{y,fw} \quad (2)$$

$$I_{z,1} * \dot{\psi}_1 - I_{xz,1} * \dot{\phi}_1 = a_1 * (\vec{F}_{y1L} + \vec{F}_{y1R}) - a_2 * (F_{y2L} + F_{y2R}) - b_1 * (\vec{F}_{x1L} + F_{x2L}) + b_2 * (\vec{F}_{x1R} + F_{x2R}) + a_{fw} * F_{y,fw} \quad (3)$$

$$(I_{xs,1} + m_{s,1} * h_1^2) * \phi_1 - I_{zx,1} * \dot{\psi}_1 = m_{s,1} * a_{y,1} * h_1 + (-C_{f,1} + m_{s,1} * g * h_1) * \phi_1 - D_{f,1} * \dot{\phi}_1 + C_{fw} * (\phi_2 - \phi_1) - F_{y,fw} * (h_{fw} - h_{rc,1}) \quad (4)$$

Για το επικαθήμενο:



$$m_2 * a_{x,2} = F_{x3L} + F_{x3R} + (F_{x,fw} * \cos\theta + F_{y,fw} * \sin\theta) \quad (5)$$

$$m_2 * a_{y,2} + m_{us,2} * h_2 * \dot{\phi}_2 = F_{y3L} + F_{y3R} + (F_{y,fw} * \cos\theta - F_{x,fw} * \sin\theta) \quad (6)$$

$$I_{z,2} * \dot{\psi}_2 - I_{xz,2} * \dot{\phi}_2 = b_6 * F_{x3R} - b_5 * F_{x3L} - a_4 * (F_{y3L} + F_{y3R}) + a_3 * (F_{y,fw} * \cos\theta - F_{x,fw} * \sin\theta) \quad (7)$$

$$I_{xs,2} * \dot{\phi}_2 - I_{zx,2} * \dot{\psi}_2 = m_{s,2} * a_{y,2} * h_2 + (-C_{f,2} + m_{s,2} * g * h_2) * \phi_2 - D_{f,2} * \dot{\phi}_2 - C_{fw} * (\phi_2 - \phi_1) + F_{y,fw} * (h_{fw} - h_{rc,2}) \quad (8)$$

### Εύρεση ταχύτητας και επιτάχυνσης επικαθήμενου

Επισημαίνουμε ότι με δείκτη '1' το σταθερό σύστημα αναφοράς του ρυμουλκού και με '2' το σταθερό σύστημα αναφοράς του επικαθήμενου. Η αρχή και των δύο συστημάτων βρίσκεται στο fifth wheel. Η αναπαράσταση οποιουδήποτε διανύσματος (Q) του συστήματος 1 και 2 συσχετίζεται μέσω του περιστροφικού μετασχηματισμού:

$$Q_2 = R * Q_1, \text{ όπου } R = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta & 0 \\ -\sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Η ταχύτητα και η επιτάχυνση του ρυμουλκού και του επικαθήμενου συνδέονται με το σημείο σύζευξης αφού βλέπουμε ότι ορίζονται εξής τύποι μέσω κινηματικής,  $V_{y,fw}$  ορίζεται η ταχύτητα στο σημείο σύζευξης:

$$V_{y,fw} = V_{y,1} - \dot{\psi}_1 * a_1 = V_{y,2} + \dot{\psi}_2 * a_3 \quad (10)$$

Η συνολική εγκάρσια και η διαμήκη επιτάχυνση του ρυμουλκού ορίζεται ως εξής:

$$\alpha_{x,1} = \dot{U}_{x,1} - \dot{\psi}_1 * V_{y,1} \quad (11)$$

$$\alpha_{y,1} = \dot{V}_{y,1} + \dot{\psi}_1 * U_{x,1} \quad (12)$$

Γνωρίζοντας τις επιταχύνσεις του ρυμουλκού αποτυπώσουμε τις επιταχύνσεις του επικαθήμενου στο σχετικό σύστημα συντεταγμένων μέσω του περιστροφικού μετασχηματισμού κατά τον εξής τρόπο:

$$U_{x,2} = U_{x,1} * \cos\theta + V_{y,1} * \sin\theta \quad (13)$$

$$V_{y,2} = -U_{x,1} * \sin\theta + V_{y,1} * \cos\theta \quad (14)$$

Όπου  $\theta$ =Γωνία Εκτροπής Ρυμουλκού-Επικαθήμενου, η οποία ορίζεται:

$$\theta = \psi_1 - \psi_2 \quad (15)$$

Και κατά συνέπεια, παραγωγίζοντας την εξίσωση (15) έχουμε:

$$\dot{\theta} = \dot{\psi}_1 - \dot{\psi}_2 \quad (16)$$

Παραγωγίζοντας τη σχέση (13) και (14) έχουμε:

$$\dot{U}_{x,2} = (\dot{U}_{x,1} + V_{y,1} * \dot{\theta}) * \cos\theta + (\dot{V}_{y,1} - U_{x,1} * \dot{\theta}) * \sin\theta \quad (17)$$

$$\dot{V}_{y,2} = -(\dot{U}_{x,1} + V_{y,1} * \dot{\theta}) * \sin\theta + (\dot{V}_{y,1} - U_{x,1} * \dot{\theta}) * \cos\theta \quad (18)$$

Πλέον μπορούμε μέσω των εξισώσεων (16) και (17) καθώς και της γωνίας εκτροπής ( $\theta$ ) να εκφράσουμε την εγκάρσια και διαμήκη επιτάχυνση του επικαθήμενου. Στην οποία όπως θα δούμε αφαιρούμε και προσθέτουμε τη γωνιακή ταχύτητα  $\dot{\theta}$  στον τύπο της διαμήκης και εγκάρσιας επιτάχυνσης αντίστοιχα αφού οι συνολικές είναι εκφρασμένες στο σχετικό σύστημα συντεταγμένων του ρυμουλκού:

$$a_{x,2} = \dot{U}_{x,2} - V_{y,2} * \dot{\theta} \quad (19)$$

$$a_{y,2} = \dot{V}_{y,2} + U_{x,2} * \dot{\theta} \quad (20)$$

Καταλήγοντας κατά αυτόν τον τρόπο στις εξισώσεις της διαμήκης και εγκάρσιας επιτάχυνσης του επικαθήμενου.

#### **Απαλοιφή Εσωτερικών Δυνάμεων $F_{x,fw}$ και $F_{y,fw}$**

Όπως προαναφέρθηκε παραπάνω τα σώματα με 4 βαθμούς ελευθερίας (4 DoF) το καθένα μπορούν να απλοποιηθούν σε ένα ενιαίο μοντέλο 6 βαθμών ελευθερίας. Παρακάτω βλέπουμε αναλυτικά τη διαδικασία που ακολουθήσαμε για την απαλοιφή εσωτερικών δυνάμεων. Γνωρίζοντας πλέον τις επιταχύνσεις του επικαθήμενου συναρτήσει του ρυμουλκού, εξισώσεις (17), (18) και πολλαπλασιάζοντας την (5)\* $\sin\theta$  και την (6)\* $\cos\theta$  και προσθέτοντας τις έχω:

$$F_{y,fw} = m_2 * (\dot{V}_{y,1} - U_{x,1} * \dot{\theta} + \dot{\theta} * (-V_{y,2} * \sin\theta + U_{x,2} * \cos\theta)) + m_{us,2} * h_2 * \dot{\phi}_2 * \cos\theta - (F_{x3L} + F_{x3R}) * \sin\theta - (F_{y3L} + F_{y3R}) * \cos\theta \quad (21)$$

και από την (5)\* $\cos\theta$ -(6)\* $\sin\theta$  έχω:

$$F_{x,fw} = m_2 * (\dot{U}_{x,1} - V_{y,1} * \dot{\theta} - \dot{\theta} * (V_{y,2} * \cos\theta + U_{x,2} * \sin\theta)) - m_{us,2} * h_2 * \dot{\phi}_2 * \sin\theta - (F_{x3L} + F_{x3R}) * \cos\theta + (F_{y3L} + F_{y3R}) * \sin\theta \quad (22)$$

Αντικαθιστώντας την  $F_{x,fw}$  και  $F_{y,fw}$  στις εξισώσεις (1), (2), (3), (4), (7) και (8) έχουμε τις τελικές μειωμένες εξισώσεις κίνησης:

$$(m_1 + \dot{m}_2) * U_{x,1} = \vec{F}_{x1L} + \vec{F}_{x1R} + F_{x2L} + F_{x2R} + (F_{x3L} + F_{x3R}) * \cos\theta - (F_{y3L} + F_{y3R}) * \sin\theta + V_{y,1} * (m_1 * \dot{\psi}_1 - m_2 * \dot{\theta}) + m_2 * \dot{\theta} * (V_{y,2} * \cos\theta + U_{x,2} * \sin\theta) + m_{us,2} * h_2 * \dot{\phi}_2 * \sin\theta \quad (E1)$$

$$(m_1 + m_2) * \dot{V}_{y,1} = \vec{F}_{y1L} + \vec{F}_{y1R} + F_{y2L} + F_{y2R} + (F_{x3R} + F_{x3L}) * \sin\theta$$

$$\begin{aligned}
& +(F_{y3L} + F_{y3R}) * \cos\theta + U_{x,1} * (m_2 * \dot{\theta} - m_1 * \dot{\psi}_1) m_2 * \dot{\theta} * (V_{y,2} * \sin\theta - U_{x,2} * \cos\theta) \\
& - m_{us,1} * h_1 * \dot{\phi}_1 - m_{us,2} * h_2 * \dot{\phi}_2 * \cos\theta
\end{aligned} \tag{E2}$$

$$\begin{aligned}
I_{z,1} * \dot{\psi}_1 = & \alpha_1 * (\vec{F}_{y1L} + \vec{F}_{y1R}) - a_2 * (F_{y2L} + F_{y2R}) - b_1 * (\vec{F}_{x1L} + F_{x2L}) \\
& + b_2 * (\vec{F}_{x1R} + F_{x2R}) + a_{fw} * \{m_2 * \\
& \dot{\theta} * (-V_{y,2} * \sin\theta + U_{x,2} * \cos\theta) + m_{us,2} * h_2 * \dot{\phi}_2 * \cos\theta \\
& - (F_{x3L} + F_{x3R}) * \sin\theta - (F_{y3L} + F_{y3R}) * \cos\theta\}
\end{aligned} \tag{E3}$$

$$\begin{aligned}
(I_{x,1} + m_{s,1} * h_1^2) * \dot{\phi}_1 = & m_{s,1} * \alpha_{y,1} * h_1 + (-C_{f,1} + m_{s,1} * g * h_1) * \phi_1 \\
& - D_{f,1} * \dot{\phi}_1 + C_{fw} * (\phi_2 - \phi_1) \\
& - \{m_2 * [\dot{U}_{x,1} - V_{y,1} * \dot{\theta} - \dot{\theta} * (V_{y,2} * \sin\theta + U_{x,2} * \cos\theta)] + \\
& (F_{x3R} + F_{x3L}) * \sin\theta + (F_{y3L} + F_{y3R}) * \cos\theta\} * (h_{fw} - h_{rc,1})
\end{aligned} \tag{E4}$$

$$\begin{aligned}
I_{z,2} * \dot{\psi}_2 = & b_6 * F_{x3R} - b_5 * F_{x3L} - a_4 * (F_{y3L} + F_{y3R}) \\
a_3 * \{m_2 [ & (\dot{V}_{y,1} - U_{x,1} * \dot{\theta}) * \cos\theta - (\dot{U}_{x,1} + V_{y,1} * \dot{\theta}) * \sin\theta + U_{x,2} * \dot{\theta}] \\
& + m_{us,2} * h_2 * \dot{\phi}_2 - (F_{y3L} + F_{y3R})\}
\end{aligned} \tag{E5}$$

$$\begin{aligned}
[I_{x,2} + m_{s,2} * h_2^2 - m_{us,2} * h_2 * (h_{fw} - h_{rc,2})] * \dot{\phi}_2 = & m_{s,2} * \alpha_{y,2} * h_2 \\
& + (-C_{f,2} + m_{s,2} * g * h_2) * \phi_2 - D_{f,2} * \dot{\phi}_2 - C_{fw} * (\phi_2 - \phi_1) \\
& + \{m_2 * [(\dot{V}_{y,1} - \dot{\theta} * U_{x,1}) * \cos\theta - (\dot{U}_{x,1} + V_{y,1} * \dot{\theta}) * \sin\theta + U_{x,2} * \dot{\theta}] \\
& - [(F_{y3L} + F_{y3R}) - (F_{x3R} + F_{x3L})]\} * (h_{fw} - h_{rc,2})
\end{aligned} \tag{E6}$$

### 2.1.2 Δυναμική Ελαστικών Επισώτρων

Όπως προαναφέρθηκε, οι δυνάμεις που δέχονται τα ελαστικά λόγω της αλλαγής κατεύθυνσης του οχήματος και της μεταφοράς φορτίου είτε μεταξύ των δύο αξόνων του οχήματος, παίζουν πολύ σημαντικό ρόλο στην κίνηση του οχήματος, και κατ' επέκταση στην ευστάθεια του και στο καλό χειρισμό του. Για το συγκεκριμένο λόγο επιλέχθηκε πολύ αναλυτικό μοντέλο υπολογισμού των δυνάμεων στα ελαστικά (Pacejka 5.2)

Στην βιβλιογραφία υπάρχουν δύο τρόποι ανάλυσης για τα ελαστικά. Ο πρώτος τρόπος αφορά την μελέτη τους στη γραμμική περιοχή τους, δηλαδή την ανάλυση τους με γραμμικές εξισώσεις. Ενώ ο δεύτερος χρησιμοποιεί εξισώσεις που μελετούν και τη μη γραμμική συμπεριφορά και λαμβάνουν υπόψη και την μεταβολή των φορτίων κατά τον άξονα z ώστε να προκύψουν οι δυνάμεις κατά το x και y άξονα.

Συγκεκριμένα, το πλεονέκτημα των μη γραμμικών ελαστικών είναι ότι δεν περιορίζονται όσον αφορά τη γωνιακή ολίσθηση, τις μεταβλητές κατάστασης, τις οδικές τριβές και τα κάθετα φορτία τροχών, σε

αντίθεση με τα γραμμικά ελαστικά που είναι πολύ περιορισμένα από τις παραπάνω συνθήκες θέτοντας τα αναξιόπιστα για την αξιολόγηση της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος σε επιφάνειες με χαμηλή τριβή (π.χ. βρεγμένο οδόστρωμα) ή σε ακραίες καταστάσεις. Κατά συνέπεια, τα χαρακτηριστικά των μη γραμμικών ελαστικών είναι πολύ πιο κατάλληλα για την αξιολόγηση της πλευρικής δυναμικής συμπεριφοράς ενός οχήματος σε ακραίες οδηγικές συνθήκες και σε επιφάνειες χαμηλής τριβής. Σε αυτές τις ακραίες οδηγικές συνθήκες, οι προβληματικές καταστάσεις του οχήματος μπορούν να εντοπιστούν και να αξιολογηθούν τα συγκεκριμένα φαινόμενα μόνο με την χρήση αναλυτικών μοντέλων στα ελαστικά του οχήματος.

Τα ακραία φαινόμενα μπορεί να είναι μεγάλη πλευρική ταχύτητα, υψηλή εγκάρσια επιτάχυνση, μεγάλη γωνία καθώς και ταχύτητα κύλισης ή μεγάλη γωνία ολίσθησης. Η υψηλή γωνία κύλισης και η πλευρική ταχύτητα ή η επιτάχυνση μπορούν να φέρουν το όχημα σε ασταθή κατάσταση, γεγονός που μπορεί να οδηγήσει σε απώλεια ελέγχου του οχήματος, ιδιαίτερα σε οδόστρωμα χαμηλής τριβής. Επιπλέον, οι γωνίες ολίσθησης μεγάλων οχημάτων είναι εξαιρετικά επικίνδυνες λόγω της ανικανότητας να παράγουν αρκετή πλευρική δύναμη για να κατευθύνουν το όχημα προς την επιθυμητή διαδρομή, πράγμα που τείνει να οδηγήσει σε περιστροφή(jackknife) ή ανατροπή του οχήματος(rollover). Τα μη γραμμικά χαρακτηριστικά των ελαστικών χρησιμοποιούνται ειδικά στην έρευνα της συμπεριφοράς των οχημάτων σε επιφάνειες χαμηλής οδικής τριβής, οι οποίες είναι απαραίτητες κατά τη διάρκεια του χειμώνα ή σε περιοχές όπου οι οδικές συνθήκες είναι χειρότερες και ολισθαίνουν πολύ περισσότερο (Aurell & Edlund 1989).

Το μοντέλο των μη γραμμικών ελαστικών που χρησιμοποιήθηκε είναι το Magic Formula(MF) Pacejka 5.2 . Στην μελέτη της πλευρικής δυναμικής συμπεριφοράς ενός οχήματος, το MF είναι ένα ευρέως χρησιμοποιούμενο μη γραμμικό μοντέλο ελαστικών που αποτελείται από εμπειρικές σχέσεις. Ωστόσο, μερικές από τις παραμέτρους του έχουν φυσικό υπόβαθρο, επομένως αποτελεί ταυτόχρονα και ένα ήμι-εμπειρικό μοντέλο ελαστικών. Η βάση του MF δημιουργήθηκε από τους Bakker και Pacejka και αργότερα, η Pacejka δημιούργησε μια εκτεταμένη έκδοση του μοντέλου.

Το MF έχει αποδειχθεί ότι ταιριάζει κατάλληλα σύμφωνα με πειραματικά δεδομένα των δυναμικών χαρακτηριστικών των ελαστικών (Dukkipati, 2008). Επιπλέον, το μοντέλο βασίζεται σε τριγωνομετρικές λειτουργίες, οι οποίες προέρχονται από τη μέθοδο ομοιότητας. Η μέθοδος ομοιότητας σημαίνει ότι το γράφημα του τύπου έχει παρόμοιο σχήμα με τα γραφικά πλευρικής δύναμης διαφορετικών μοντέλων ελαστικών (Pacejka 2006). Το MF είναι προσαρμοσμένο σε πειραματικά δεδομένα της πλευρικής δύναμης και της γωνίας ολίσθησης με αδιάστατες ποσότητες. Οι αδιάστατες ποσότητες και παράμετροι συλλέγονται και αποθηκεύονται, όταν η παραμετροποίηση του τύπου είναι ακριβής. Το κλασικό MF είναι πάντα ρυθμισμένο για συγκεκριμένο συντελεστή τριβής, ελαστικό και φορτία και διάφοροι συνδυασμοί μπορούν δύσκολα να βρεθούν από τη βιβλιογραφία. Αντίθετα το Pacejka 5.2 που λαμβάνει υπόψιν και τις μεταβολές στα φορτία των ελαστικών, δεν θεωρεί σταθερό συντελεστή τριβής αλλά μεταβλητό βάσει των μεταβαλλόντων δυνάμεων στα ελαστικά.

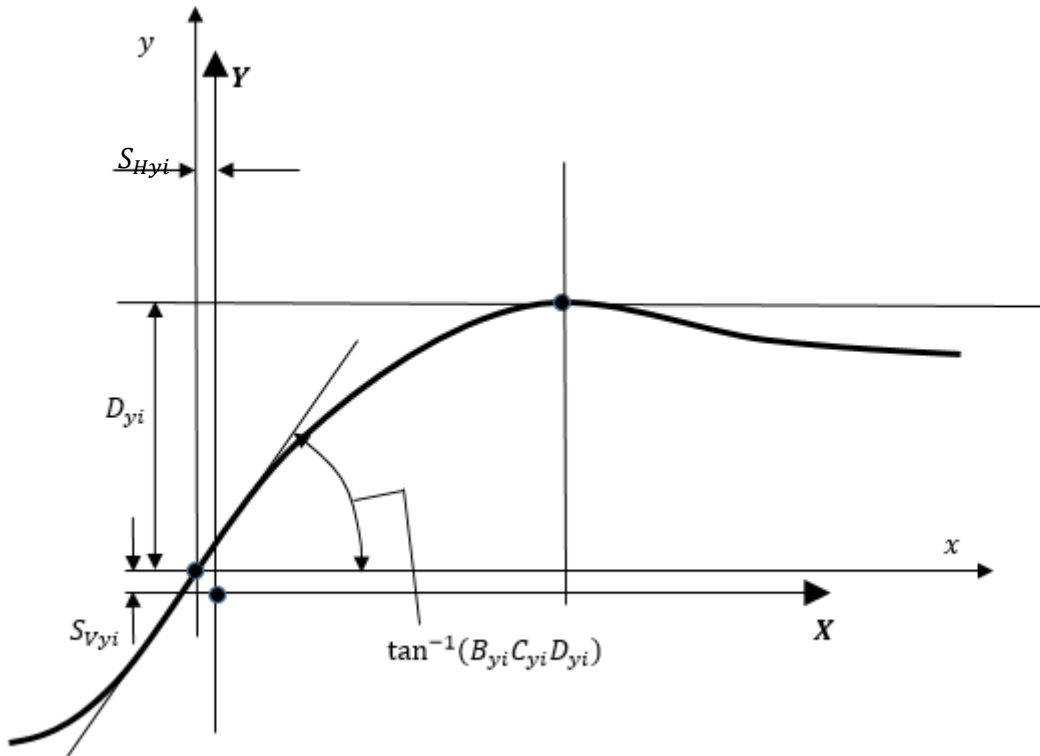
Υπάρχουν διαφορετικές εκδόσεις και ορισμοί του MF και των παραμέτρων του. Η γενική μορφή του MF χρησιμοποιείται συχνά, ωστόσο, στην εξέταση της πλευρικής δύναμης και της πλευρικής δυναμικής συμπεριφοράς γενικότερα, χρησιμοποιείται ο καθαρός τύπος πλευρικής ολίσθησης(Pacejka, 2006). Να επισημανθεί επίσης ότι ο όρος  $i = 1, \dots, 6$  αναφέρεται στο κάθε λάστιχο:

$$F_{yi} = S_{Vyi} + D_{yi} * \sin \left[ C_{yi} \tan^{-1} \left( B_{yi} * K_{yi} - E_{yi} * \left( B_{yi} * K_{yi} - \tan^{-1}(B_{yi} * K_{yi}) \right) \right) \right]$$

$$K_{yi} = S_{yi} + S_{hyi}$$

$$S_{V_{yi}} = (p_{V_{yi}} + p_{B_{y2}} * dF_{zi}) * F_{zi}$$

Σε αυτή τη φόρμουλα η μεταβλητή εξόδου  $F_{yi}$  είναι η εγκάρσια δύναμη του ελαστικού και η μεταβλητή εισόδου  $K_{yi}$  είναι η γωνία ολισθήσεως. Οι διάφοροι συντελεστές  $B_{yi}, C_{yi}, D_{yi}, S_{V_{yi}}, S_{H_{yi}}$  μπορούν να υπολογιστούν με βοηθητικές παραμέτρους ή να διαβαστούν από την καμπύλη. Το διάγραμμα MF παρουσιάζεται στο σχήμα 2.3.



Σχήμα 2.3 Καμπύλη Magic Formula και παράγοντες Καμπύλης

Οι συντελεστές της φόρμουλας είναι οι εξής:  $B_{yi}$  συντελεστής δυσκαμψίας,  $C_{yi}$  συντελεστής σχήματος,  $D_{yi}$  αντιπροσωπεύει την κορυφαία τιμή της καμπύλης,  $E_{yi}$  είναι ο συντελεστής κάμψης,  $S_{V_{yi}}$  είναι ο συντελεστής κάθετης μετατόπισης,  $S_{H_{yi}}$  είναι ο οριζόντιος συντελεστής μετατόπισης. Η κλίση του γραμμικού τμήματος ορίζεται ως:

$$K_{yk} = B_{yi} * C_{yi} * D_{yi}$$

Οι συντελεστές  $C_{yi}$  και  $D_{yi}$  μπορούν να προσδιοριστούν ως εξής:

$$C_{yi} = p_{cyi}$$

$$D_{yi} = \mu_{yi} * F_{zi}, \mu_{yi} = \frac{p_{Dy1i} + p_{Dy2i} * dF_{zi}}{1 + p_{Dy3} * \gamma^2}$$

$$dF_{zi} = \frac{F_{zi} - F_{z0i}}{F_{zi}}$$

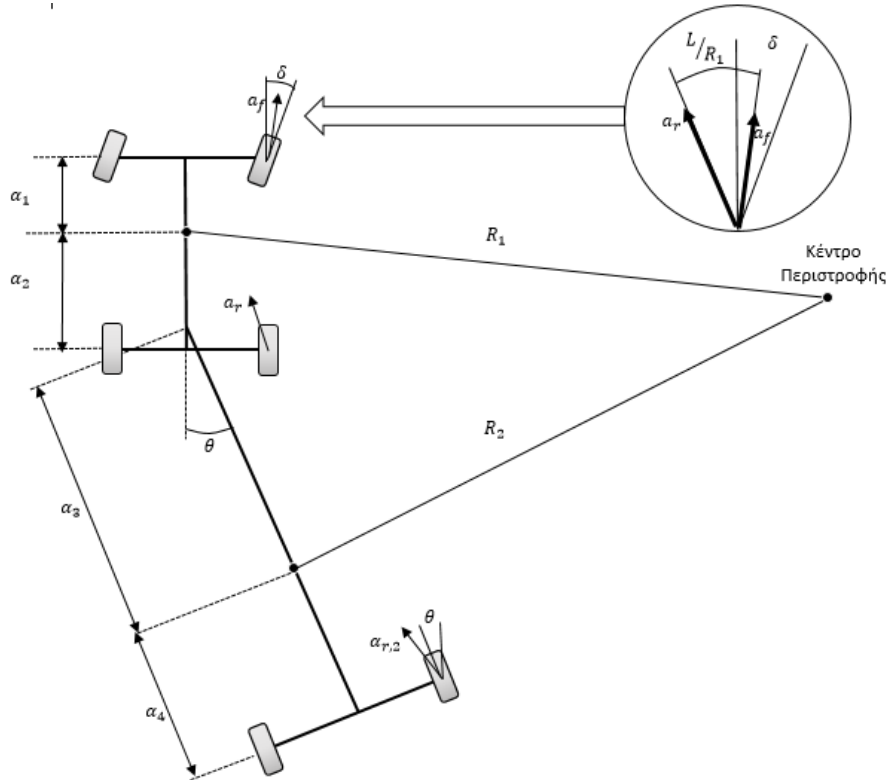
Ο συντελεστής σχήματος  $C_{yi}$  περιγράφει πόσο μειώνεται η καμπύλη μετά την μέγιστη τιμή. Ο συντελεστής  $dF_{z0i}$  είναι η σχετική αλλαγή του κάθετου φορτίου  $F_{zi}$  υπολογισμένη ως προς το ονομαστικό φορτίο  $F_{z0i}$ . Ο συντελεστής  $K_{yk}$  επιλύεται ως εξής:

$$K_{yki} = p_{Ky1i} * F_{z0i} * \sin \left( 2 * \tan^{-1} \left( \frac{F_{zi}}{p_{Ky2i} * F_{z0i}} \right) \right)$$

Ο συντελεστής  $E_{yi}$  προσδιορίζει τη καμπυλότητα και οριζόντια θέση του κορυφαίου σημείου της καμπύλης:

$$E_{yi} = (p_{Ey1i} + p_{Ey2i} * dF_{zi}) * (1 - p_{Ey3i} * \text{sign}(K_{yi}))$$

Έχοντας πλέον αναλύσει τους τύπους υπολογισμών των μεγεθών τις φόρμουλας να πούμε ότι σαν είσοδο στη φόρμουλα εκτός από τους συντελεστές των ελαστικών η φόρμουλα χρειάζεται σαν είσοδο και τις γωνίες ολίσθησης καθώς οι ταχύτητες που κάνουμε τα πειράματά μας ποικίλουν (Σχήμα 2.4):



Σχήμα 2.4 Γωνίες Ολίσθησης

Σε υψηλές ταχύτητες καθώς και επειδή έχουμε όχημα βαρείας κατηγορίας έχουμε εγκάρσια επιτάχυνση που δεν αμελείται όπως σε χαμηλές ταχύτητες. Η ύπαρξη επιτάχυνσης η οποία ορίζεται ως  $a_y = \frac{U^2}{g * R_1}$ , έχει ως αποτέλεσμα τη δημιουργία γωνίας ολίσθησης όπως και εγκάρσιων δυνάμεων σε όλους τους τροχούς έτσι ώστε να ισοσταθμιστεί αυτή η επιτάχυνση (Püst, Pešek, and Radolfoná 2011).

Οι γωνίες ολίσθησης ορίζονται σύμφωνα με τα παραπάνω ως εξής:

$$\alpha_f = \delta - \tan^{-1} \frac{V_{yw}}{U_{xw}} \quad (23)$$

$$\alpha_r = -\tan^{-1} \frac{V_{yw}}{U_{xw}} \quad (24)$$

$$\alpha_{r,2} = \theta - \tan^{-1} \frac{V_{yw}}{U_{xw}} \quad (25)$$

Όπου  $V_{yw}$ ,  $U_{xw}$  η εγκάρσια και η διαμήκης ταχύτητα αντίστοιχα κάθε τροχού. Η ταχύτητα του κάθε τροχού υπολογίστηκε μέσω κινηματικής (Lehtinen 2015).

Για το διαμήκη άξονα:

$$U_{xw1L} = U_{x,1} - \text{sign}(\psi_1) * b_1 \quad (26)$$

$$U_{xw1R} = U_{x,1} + \text{sign}(\psi_1) * b_2 \quad (27)$$

$$U_{xw2L} = U_{x,1} - \text{sign}(\psi_1) * b_1 \quad (28)$$

$$U_{xw2R} = U_{x,1} + \text{sign}(\psi_1) * b_2 \quad (29)$$

$$U_{xw3L} = U_{x,2} - \text{sign}(\psi_2) * b_3 \quad (30)$$

$$U_{xw3R} = U_{x,2} + \text{sign}(\psi_2) * b_4 \quad (31)$$

Για τον εγκάρσιο άξονα:

$$V_{yw1L} = V_{y,1} + \text{sign}(\psi_1) * a_1 \quad (32)$$

$$V_{yw1R} = V_{y,1} + \text{sign}(\psi_1) * a_1 \quad (33)$$

$$V_{yw2L} = V_{y,1} - \text{sign}(\psi_1) * a_2 \quad (34)$$

$$V_{yw2R} = V_{y,1} - \text{sign}(\psi_1) * a_2 \quad (35)$$

$$V_{yw3L} = V_{y,2} - \text{sign}(\psi_2) * a_4 \quad (36)$$

$$V_{yw3R} = V_{y,2} - \text{sign}(\psi_2) * a_4 \quad (37)$$

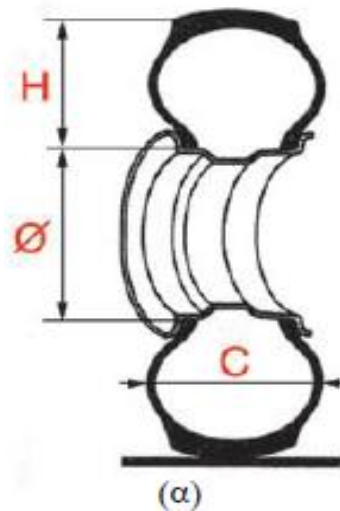
Να επισημανθεί σε αυτό το σημείο ότι για τους υπολογισμούς στις ταχύτητες των ελαστικών όσοι τροχοί στρέφονται πρέπει να πολλαπλασιαστούν με το περιστροφικό μητρώο (εξίσωση 9) με γωνία περιστροφής τη κατευθυντήρια γωνία.

Έχοντας πλέον αναλύσει τη φόρμουλα να επισημάνουμε ότι τα ελαστικά που χρησιμοποιήσαμε είναι τα 175/70 R 20, όπου:

175 : δείκτης που συμβολίζει την ικανότητα του μέγιστου φορτίου, που μπορεί να δεχθεί το ελαστικό στη μέγιστη ταχύτητα ( $175 \cong 4250 \text{ kg}$ )

70 : σειρά ή ονομαστική σχέση μεταξύ ύψους προς πλάτος πέλματος (εξίσωση 21):

$$\frac{H}{C} * 100 = 60 * C \text{ (σχήμα 2.5)} \quad (38)$$



Σχήμα 2.5 Δείκτης Ελαστικών

R : ελαστικό ράντιαλ (με ακτινική πλέξη)

20 : διάμετρος του σώτρου (ζάντας) ( $\emptyset$ )σε ίντσες.

### 2.1.3 Φορτία Ελαστικοφόρων Τροχών

Σε ακραίες συνθήκες, οι τροχοί μπορούν να υπερβούν τη γραμμική εγκάρσια δύναμη ακόμη και με χαμηλές εγκάρσιες επιταχύνσεις. Αυτό είναι το αποτέλεσμα της επικρατούσας χαμηλής οδικής τριβής, η οποία αποκλείει μεγάλες γωνίες ολίσθησης και υψηλές κατακόρυφες δυνάμεις και η μη γραμμική περιοχή του γραφήματος πλευρικής δύναμης αρχίζει νωρίτερα λόγω των ολισθηρών οδικών συνθηκών. Όταν ένα ελαστικό ενεργεί έντονα στην μη γραμμική περιοχή, ακόμη και πέρα από τη μέγιστη ονομαστική τιμή, ο τροχός μπορεί να χάσει την ικανότητά του να μεταφέρει το κατακόρυφο φορτίο και να παράγει πλευρική δύναμη. Κατά συνέπεια, οι άλλοι τροχοί προσπαθούν να φέρουν το φορτίο και παράγουν πλευρική δύναμη για να αντισταθμίσουν τον χαμένο τροχό. Ωστόσο, αυτό δεν μπορεί να γίνει εντελώς. Αυτό συνήθως οδηγεί σε μια ασταθή κατάσταση και απώλεια ελέγχου του οχήματος. Με τα οχήματα χαμηλού κέντρου βάρους, η απώλεια ελέγχου συνήθως έχει ως αποτέλεσμα την περιστροφή του οχήματος. Στα οχήματα με υψηλά κέντρου βάρους παρατηρείται ότι τείνουν περισσότερο να κυλίσουν. Στις επιφάνειες υψηλής οδικής τριβής οι τροχοί μπορούν να μεταφέρουν περισσότερο κάθετο φορτίο και να παράγουν υψηλότερες εγκάρσιες δυνάμεις. Συνεπώς, είναι εξαιρετικά απίθανο να αρχίσει να περιστρέφεται το όχημα και να τείνει περισσότερο να κυλίσει. Αντίστοιχα, στις επιφάνειες χαμηλής οδικής τριβής το όχημα τείνει να περιστρέφεται. Είναι αξιοσημείωτο ότι μια επιθετική περιστροφή συνήθως οδηγεί σε ανατροπή οχημάτων. (Pacejka 2006, Tuononen & Koisaari 2014)

Η κατανομή του φορτίου του τροχού σε ένα όχημα μπορεί να εκτιμηθεί διαιρώντας το φορτίο σε έναν συγκεκριμένο τροχό σε επιμέρους τμήματα :

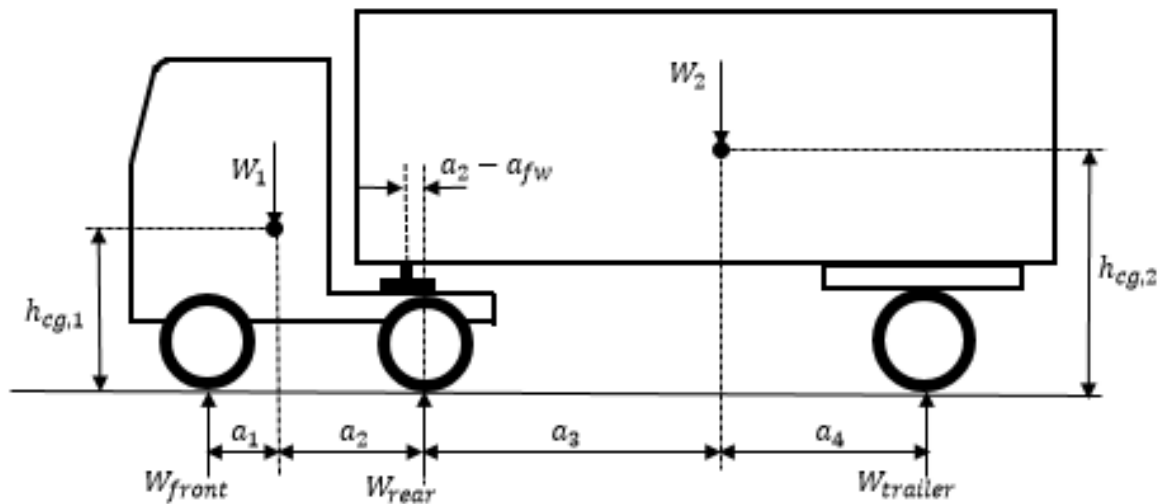
- Στατικό(Ονομαστικό) φορτίο του τροχού λόγω του βάρους του οχήματος
- Μεταφορά φορτίου τροχού λόγω διαμήκους και εγκάρσιας επιτάχυνσης του οχήματος και στρεπτικής δυσκαμψίας των αναρτήσεων.
- Δυναμικό φορτίο λόγω της παραμόρφωσης του αμαξώματος(σασί).
- Φορτίο τροχού λόγω εξωτερικών δυνάμεων.

Στην ανάλυση που θα ακολουθήσει, το όχημα θα περιορίζεται στην οδήγηση σε επίπεδη επιφάνεια. Το δυναμικό φορτίο του τροχού λόγω της παραμορφώσεως του αμαξώματος θα αμεληθεί καθώς η δομή του οχήματος μας θεωρείται άκαμπτη, συμπεριλαμβανομένου και του συστήματος ανάρτησης. Επιπλέον, η



κατακόρυφη κίνηση επηρεάζει ελάχιστα τη συνολική μεταφορά φορτίου του τροχού. Οι εξωτερικές δυνάμεις, όπως οι αεροδυναμικές αντιστάσεις, αμελούνται εξαιτίας της χαμηλής επίδρασης στις κανονικές ταχύτητες και στο γεγονός ότι όλα τα τρεξίματα που θα ακολουθήσουν θα έχουν σταθερή ταχύτητα.

Για να ξεκινήσουν οι υπολογισμοί στο MF πρέπει να έχουμε τα ονομαστικά φορτία κατά τον κάθετο άξονα που δέχεται κάθε ελαστικό αφού όπως είδαμε παραπάνω οι υπολογισμοί των εγκάρσιων και διαμηκών δυνάμεων υπολογίζονται σύμφωνα με τα κάθετα φορτία. Στο σχήμα 2.6 , βλέπουμε την κατανομή των φορτίων που δέχεται ο κάθε άξονας και παρακάτω ακολουθεί η ανάλυση υπολογισμού αυτών(Wong 2001):



Σχήμα 2.6 Κατανομή Βάρους Σε Κάθε Άξονα

Το ονομαστικό φορτίο που δέχεται ο άξονας του επικαθήμενου είναι:

$$W_{trailer} = \frac{W_2 * a_3}{a_3 + a_4} \quad (39)$$

Όπως βλέπουμε ο άξονας του επικαθήμενου δεν δέχεται όλο το βάρος αφού κάποιο από αυτό μεταφέρεται στην άρθρωση(fifth-wheel). Το φορτίο αυτό μεταφέρεται στο ρυμουλκό και όπως περιμένουμε με διαφορετική επιρροή σε κάθε άξονα. Το φορτίο που δέχεται η άρθρωση είναι:

$$W_{fw} = W_2 - W_{trailer} = \frac{1 - a_3}{a_3 + a_4} * W_2 \quad (40)$$

Τώρα γνωρίζοντας το φορτίο στην άρθρωση, εξίσωση (22), μπορούμε να υπολογίσουμε τα φορτία στον πίσω και μπροστά άξονα του ρυμουλκού:

$$\begin{aligned} W_{rear} &= \frac{W_1 * a_1 + ((a_1 + a_2) - (a_2 - a_{fw})) * W_{fw}}{a_1 + a_2} \\ &= \frac{W_1 * a_1}{a_1 + a_2} + \frac{\left(1 - \frac{(a_2 - a_{fw})}{a_1 + a_2}\right) * (1 - a_3)}{a_3 + a_4} * W_2 \end{aligned} \quad (41)$$

$$W_{front} = \frac{W_1 * a_2 + ((a_1 - a_{fw})) * W_{fw}}{a_1 + a_2}$$

$$= \frac{W_1 * a_1}{a_1 + a_2} + \frac{\left(1 - \frac{a_1 + a_{fw}}{a_1 + a_2}\right) * (1 - a_3)}{a_3 + a_4} * W_2 \quad (42)$$

Γνωρίζοντας πλέον τα φορτία του κάθε άξονα μπορούμε να υπολογίσουμε τα ονομαστικά φορτία του κάθε τροχού που είναι προφανώς τα φορτία του κάθε άξονα διαιρεμένα με το 2 αφού η απόσταση κάθε τροχού από το κέντρο μάζας του οχήματος είναι ίση, επιπλέον πρέπει να λάβουμε υπόψη και τα βάρη από τις μη-αναρτημένες μάζες κάθε άξονα. Αναλυτικότερα τα φορτία σε κάθε τροχό είναι τα εξής:

$$F_{z1L} = \frac{\left[ \frac{m_{s,1} * a_2 + m_{us,1f}}{(a_1 + a_2)} + \frac{\left(1 - \frac{a_1 + a_{fw}}{a_1 + a_2}\right) * (1 - a_3)}{a_3 + a_4} * m_{s,2} \right] * g}{2} \quad (43)$$

$$F_{z1R} = \frac{\left[ \frac{m_{s,1} * a_2 + m_{us,1f}}{(a_1 + a_2)} + \frac{\left(1 - \frac{a_1 + a_{fw}}{a_1 + a_2}\right) * (1 - a_3)}{a_3 + a_4} * m_{s,2} \right] * g}{2} \quad (44)$$

$$F_{z2L} = \frac{\left[ \frac{m_{s,1} * a_1 + m_{us,1r}}{(a_1 + a_2)} + \frac{\left(1 - \frac{a_2 - a_{fw}}{a_1 + a_2}\right) * (1 - a_3)}{a_3 + a_4} * m_{s,2} \right] * g}{2} \quad (45)$$

$$F_{z2R} = \frac{\left[ \frac{m_{s,1} * a_1 + m_{us,1r}}{(a_1 + a_2)} + \frac{\left(1 - \frac{a_2 - a_{fw}}{a_1 + a_2}\right) * (1 - a_3)}{a_3 + a_4} * m_{s,2} \right] * g}{2} \quad (46)$$

$$F_{z3L} = \frac{\left( \frac{m_{s,2} * a_3 + m_{us,2}}{a_3 + a_4} \right) * g}{2} \quad (47)$$

$$F_{z3R} = \frac{\left( \frac{m_{s,2} * a_3 + m_{us,2}}{a_3 + a_4} \right) * g}{2} \quad (48)$$

## 2.2 Αξιολόγηση Μεταβλητών Σταθερής Κατάστασης Οχήματος

Στη θεωρία συστημάτων, ένα σύστημα βρίσκεται σε σταθερή κατάσταση εάν οι μεταβλητές του συστήματος, οι οποίες ονομάζονται μεταβλητές, που ορίζουν τη συμπεριφορά του συστήματος είναι αμετάβλητες στο χρόνο, δηλαδή σταθερές. Σε συνεχή χρόνο. Αυτό σημαίνει ότι οι μερική παράγωγος της κάθε μεταβλητής ως προς το χρόνο ισούται με το 0. Το ίδιο συμβαίνει και σε ένα δυναμικό μοντέλο οχήματος το οποίο περιλαμβάνει αναρτήσεις.

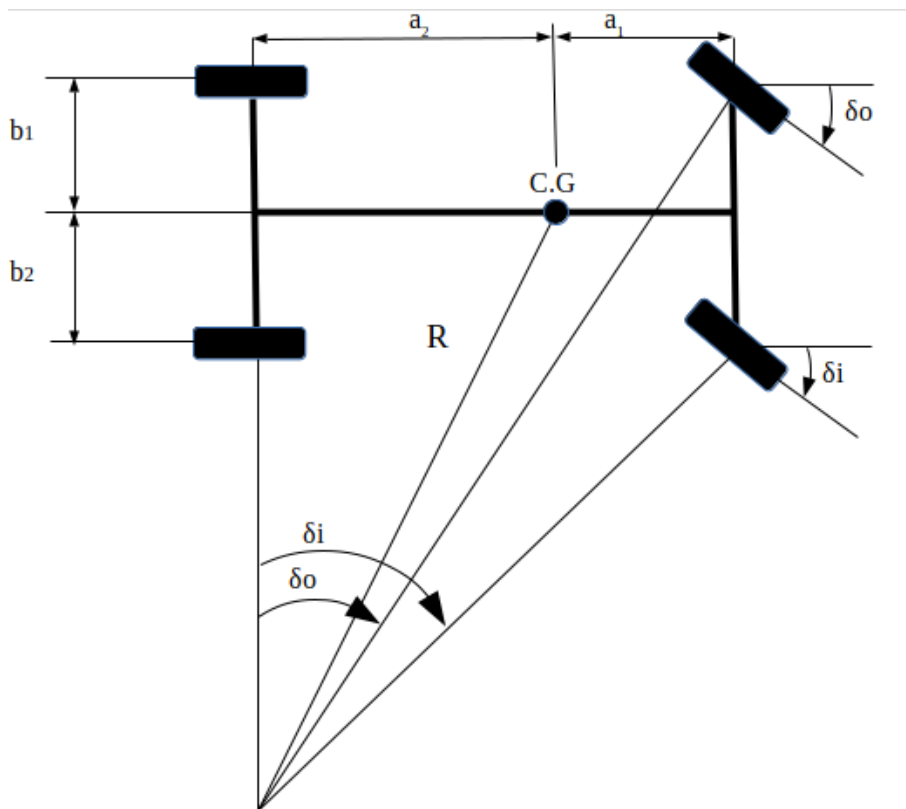
Σε αυτή την ενότητα θα δούμε πως ένα όχημα αφού του δώσουμε μια βηματική διέγερση (σταθερή κατευθυντήρια γωνία) για δεδομένη ταχύτητα και περάσει μια μεταβατική φάση θα φτάσει σε μία

σταθερή κατάσταση. Ως αποτέλεσμα της παραπάνω διέγερσης έχουμε τις μεταβλητές κατάστασης του δυναμικού μας συστήματος, που είναι η ακτίνα πορείας  $R_{SS,i}$ , η εγκάρσια επιτάχυνση  $a_{y,SS}$ , η ταχύτητα εκτροπής  $\dot{\psi}_{SS}$ , η γωνία κύλισης  $\varphi_{SS}$  καθώς και η μεταφορά εγκάρσιων φορτίων  $LT_{SS}$ .

Ο υπολογισμός αυτών των τιμών ακολουθείται έτσι ώστε να επιβεβαιώσουμε την ορθότητα του μοντέλου μας. Κάποιες από τις μεταβλητές κατάστασης ορίζονται από δεδομένους τύπους σύμφωνα με τη βιβλιογραφία. Για τον υπολογισμό των υπολοίπων πρέπει να μηδενίσουμε την αντίστοιχη μερική παράγωγο(ως προς το χρόνο) της εξίσωσης της κάθε μεταβλητής αντίστοιχα. Επειδή όμως δεν γνωρίζουμε τις δυνάμεις που ασκούνται στο fifth wheel έχουμε αντιμετωπίσει τον τράκτορα καθώς και το επικαθήμενο ως αυτόνομα οχήματα που δεν συνδέονται.

### 2.2.1 Εξισώσεις Μεταβλητών κατά την Σταθερή Κατάσταση του Οχήματος

Ο υπολογισμός της ακτίνας για τον τράκτορα γίνεται σύμφωνα με τη γεωμετρία του συστήματος διεύθυνσης Ackermann. Ο Ackermann όρισε τον τρόπο υπολογισμού της ακτίνας πορείας του οχήματος μέσω γεωμετρικών σχέσεων σε ένα <<full car>> μοντέλο ως εξής(Velenis et al. 2011):



Σχήμα 2.7 Κατανομή Βάρους Σε Κάθε Άξονα

Όπως βλέπουμε οι κατευθυντήριες γωνίες  $\delta_o$  και  $\delta_i$  των τροχών είναι εντός εκτός επί τα αυτά με την ευθεία που καταλήγει στον πίσω άξονα του αμαξώματος και την ευθεία που καταλήγει στον αντίστοιχο τροχό. Οπότε για το αντίστοιχο μοντέλο(σχήμα 2.7) έχουμε προσεγγιστικά :

$$\tan(\delta_o) = \frac{a_1 + a_2}{R + b_1} \quad (49)$$

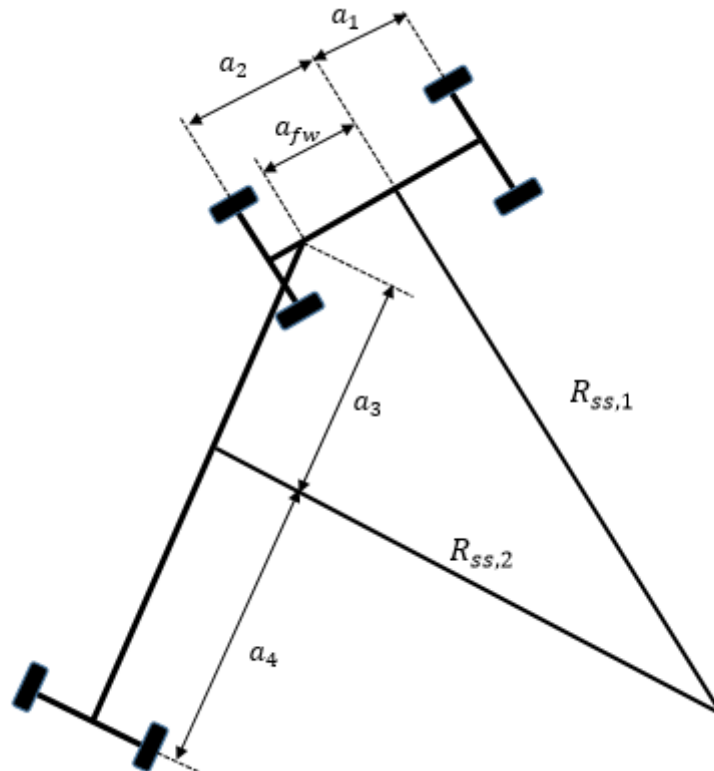
$$\tan(\delta_i) = \frac{a_1 + a_2}{R - b_2} \quad (50)$$

Στη παρούσα εργασία όμως έχουμε ορίσει για λόγους απλοποίησης καθώς η διαφορά είναι πάρα πολύ μικρή λόγω του συγκριτικά μεγάλου μεγέθους της ακτίνας ίδιες κατευθυντήριες

γωνίες, δηλαδή έχουμε αντιμετωπίσει το δυναμικό μας μοντέλο ως <<bicycle μοντέλο>> χωρίς πλάτος και έχουμε για τον τράκτορα:

$$R_{ss} = \frac{(a_1 + a_2)}{\tan(\delta)} \quad (51)$$

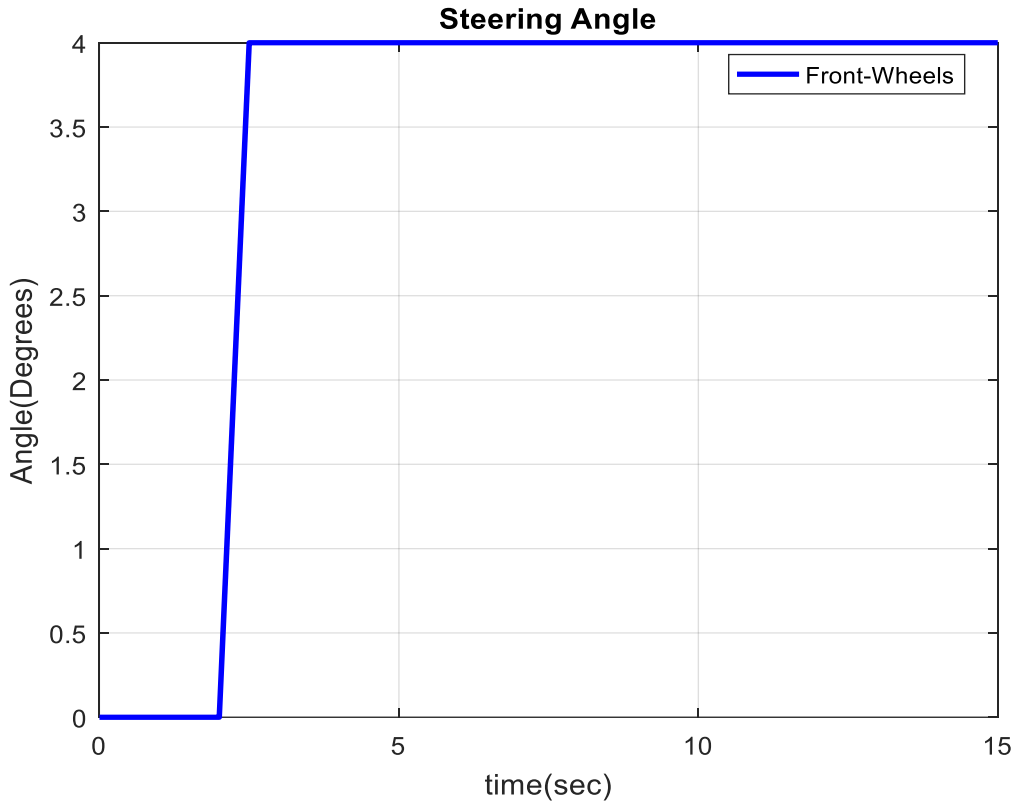
Η ακτίνα του επικαθήμενου υπολογίστηκε σύμφωνα με το off-tracking, δηλαδή την διαφορετική πορεία που ακολουθούν οι εμπρόςθιοι με τους πίσω τροχούς όταν στρέφεται ένας σύστημα ρυμουλκού-επικαθήμενου. Για καλύτερη κατανόηση παρατίθεται το παρακάτω σχήμα 2.8 και οι εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν :



Σχήμα 2.8 Ακτίνα Περιστροφής

$$R_{ss,2} = \sqrt{R_{ss,1}^2 - (a_1 + a_2)^2 + a_{fw}^2 - a_3^2} \quad (52)$$

Η σύγκριση με τις steady state τιμές είναι κατατοπιστική για τιμές του οχήματος που ανήκουν στη γραμμική περιοχή, δηλαδή για εγκάρσια επιτάχυνση λιγότερο από 1 g. Για το λόγο αυτό επιλέξαμε ταχύτητα  $U_0 = 20 \frac{m}{s} = const$  και διέγερση που δόθηκε στο μοντέλο μας ήταν Ramp Steer με  $t_{start} = 2s$  και  $t_{end} = 2.5s$  και κατευθυντήρια γωνία  $\delta = 4^\circ$  όπως φαίνεται στο σχήμα 2.9:



Σχήμα 2.9 Διέγερση Σταθερής Κατάστασης

Οι τύποι που προκύπτουν για την εγκάρσια επιτάχυνση και την ταχύτητα εκτροπής είναι οι εξής:

$$a_{y_{ss},i} = \frac{U_0^2}{R_{ss,i}} \quad (53)$$

$$\dot{\psi}_{ss} = \frac{U_0}{R_{ss,i}} \quad (54)$$

Επειδή δεν υπάρχει τύπος για τον υπολογισμό της γωνίας κύλισης σε όχημα χρησιμοποιήσαμε τις εξισώσεις του μοντέλου μας, όπου πήγαμε και μηδενίσαμε το  $\dot{\varphi}$  στον τράκτορα και το επικαθήμενο. Το πρόβλημα που παρουσιάστηκε ήταν πως έχουμε τον όρο  $C_{fw}(\varphi_2 - \varphi_1)$  που είναι η στρεπτική δυσκαμψία στο fifth wheel. Για τον υπολογισμό δουλέψαμε ως εξής λύσαμε αρχικά την εξίσωση της γωνία κύλισης του επικαθήμενου θεωρώντας του τράκτορα μηδενική, αφού το επικαθήμενο λαμβάνει και το μεγαλύτερο ρόλο στη γωνία κύλισης όντας διπλάσιο σε βάρος καθώς και μάζα από τον τράκτορα. Καταλήξαμε έτσι στους εξής τύπους:

$$\varphi_{ss,1} = \frac{(m_{s,1} * a_{y_{ss},1} * h_1 * \varphi_{ss,2})}{(C_{f1} + C_{fw} - m_{s,1} * g * h_1)} \quad (55)$$

$$\varphi_{ss,2} = \frac{(m_{s,2} * a_{y_{ss},2} * h_2)}{(C_{f2} + C_{fw} - m_{s,2} * g * h_2)} \quad (56)$$

Συγκεντρωτικά στους πίνακες 2.3 και 2.4 βλέπουμε τους τύπους καθώς και τις τιμές που προέκυψαν για τον τράκτορα και το επικαθήμενο αντίστοιχα:

Πίνακας 2.3 Τιμές Σταθερής Κατάστασης Τράκτορα

Steady State Values	Truck	Values
Lateral Acceleration	$a_{y_{ss,1}} = \frac{U_0^2}{R_{ss,1}}$	50.32m
Yaw Rate	$\psi_{ss,1} = \frac{U_0}{R_{ss,1}}$	0.11 $\frac{rad}{s}$
Roll Angle	$\varphi_{ss1} = \frac{(m_{s,1} * a_{y_{ss,1}} * h_1 * \varphi_{ss,2})}{(C_{f1} + C_{fw} - m_{s,1} * g * h_1)}$	0.22deg

Πίνακας 2.4 Τιμές Σταθερής Κατάστασης Επικαθήμενου

Steady State Values	Trailed Unit Calculation	Values
Lateral Acceleration	$a_{y_{ss,2}} = \frac{U_0^2}{R_{ss,2}}$	50.04m
Yaw Rate	$\psi_{ss,2} = \frac{U_0}{R_{ss,2}}$	0.11 $\frac{rad}{s}$
Roll Angle	$\varphi_{ss2} = \frac{(m_{s,2} * a_{y_{ss,2}} * h_2)}{(C_{f2} + C_{fw} - m_{s,2} * g * h_2)}$	0.32deg

Έπειτα σύμφωνα με τα παραπάνω έχοντας πλέον όλες τις μεταβλητές που χρειαζόμαστε πήγαμε και υπολογίσαμε τα εγκάρσια φορτία μεταφοράς σε κάθε άξονα  $LT_i$ , όπου  $i$  ο κάθε άξονας):

$$LT_1 = \frac{C_{f,1f} * \varphi_{ss,1}}{w_1} + \frac{m_{s,1} * a_{y_{ss,1}} * |h_{cg} - hrc_f|}{(a_1 + a_2) * w_1} + \frac{m_{us,1f} * a_{y_{ss,1}} * r_1}{w_1}$$

$$LT_2 = \frac{C_{f,1r} * \varphi_{ss,1} + C_{fw} * (\varphi_{ss,2} - \varphi_{ss,1})}{w_1} + \frac{m_{s,1} * a_{y_{ss,1}} * |h_{cg} - hrc_r|}{(a_1 + a_2) * w_1} + \frac{m_{us,1r} * a_{y_{ss,1}} * r_2}{w_1}$$

$$LT_3 = \frac{C_{f,2} * \varphi_{ss,2} + C_{fw} * (\varphi_{ss,2} - \varphi_{ss,1})}{w_2} + \frac{m_{s,2} * a_{y_{ss,2}} * h_2}{(a_3 + a_4) * w_2} + \frac{m_{us,2} * a_{y_{ss,2}} * r_3}{w_2}$$

Προφανώς οι παραπάνω τιμές προσθαφαιρούνται στο αρχικό βάρος που δέχεται το κάθε λάστιχο. Οι τιμές των εγκάρσιων φορτίων έχουν υπολογιστεί και παρατίθεντο στην παρακάτω ενότητα μαζί με τις τιμές που έχουμε από το την προσομοίωση.

## 2.3 Δείκτες για την Δυναμική Συμπεριφορά Οχήματος

### 2.3.1 Δείκτης σχετικός με την Πρόβλεψη Ανατροπής του Οχήματος

Η γνώση των δυνάμεων των ελαστικών είναι πολύ σημαντική για τη βελτίωση της ασφάλειας και τη πρόβλεψη των συμπεριφορών του οχήματος. Οι κάθετες δυνάμεις παίζουν πρωταρχικό ρόλο, αφού μέσω από αυτές υπολογίζονται οι εγκάρσιες και οι διαμήκεις δυνάμεις. Κατά τον υπολογισμό των δυνάμεων

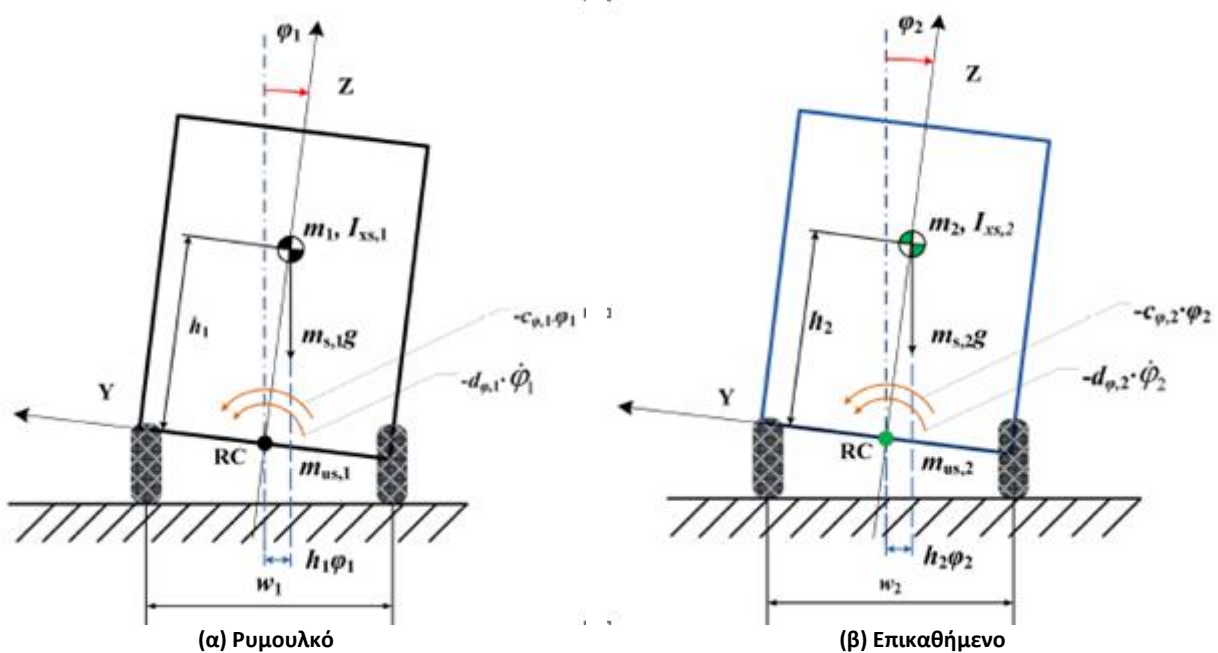
αυτών υπολογίζουμε και το φορτίο που μεταφέρεται στον εγκάρσιο άξονα διότι έτσι μπορεί να προβλεφθεί η πιθανή ανατροπή του οχήματος (Lin, Cebon, and Cole 1996).

Αποτελέσματα μελετών έχουν δείξει ότι για πιθανή ανατροπή δεν είναι απαραίτητη συνθήκη να σηκωθούν όλες οι ρόδες ενός άξονα για να χάσει το όχημα την επαφή του με το οδόστρωμα. Η ανατροπή ενός οχήματος μπορεί να προσεγγιστεί ως η ανύψωση ενός τροχού καθενός από τους άξονες του τράκτορα ή του επικαθήμενου από το έδαφος. Το LTR ορίζεται ως η αναλογία της διαφοράς των φορτίων κάθε ρόδας (LTR) ως προς το συνολικό φορτίο του άξονα. Η στιγμιαία τιμή του LTR κάθε άξονα ορίζεται ως (Presented and Fulfillment 1999) :

$$LTR_i = \frac{|F_{zRi} - F_{zLi}|}{F_{zRi} + F_{zLi}} \quad (57)$$

Όπου  $i = 1, 2, 3$  ο κάθε άξονας του συνολικού οχήματος. Το LTR προσεγγίζει τιμές από 0 έως 1 όπου εκεί υποδηλώνεται η ανατροπή.

Η εγκάρσια μεταφορά των φορτίων με βάση το εγκάρσιο μοντέλο μας μελετήθηκε ως εξής. Το μοντέλο περιστρέφεται ως προς τον εγκάρσιο άξονα έχοντας μια γωνία roll ( $\varphi$ ) η οποία ορίζεται στο κέντρο κύλισης του οχήματος. Η γωνία αυτή συνδέει την αναρτημένη με την μη-αναρτημένη μάζα (Σχήμα 2.10). Συμπεραίνουμε από τα παραπάνω ότι η στρεπτική δυσκαμψία και η θέση του κέντρου κύλισης παίζουν πρωταγωνιστικό ρόλο στη συμπεριφορά της γωνίας κύλισης και γενικότερα στην μελέτη της ανατροπής. Το Roll Center μπορεί να οριστεί και να κατασκευαστεί ως το σημείο στο οποίο συναντώνται οι νοητές εγκάρσιες προεκτάσεις της ανάρτησης. Τέλος, το Roll Center θεωρείται σταθερό για λόγους απλότητας στο παρακάτω μοντέλο :



Σχήμα 2.10 Περιστροφή αναρτημένων Μαζών ως προς τα Κέντρα Κύλισης

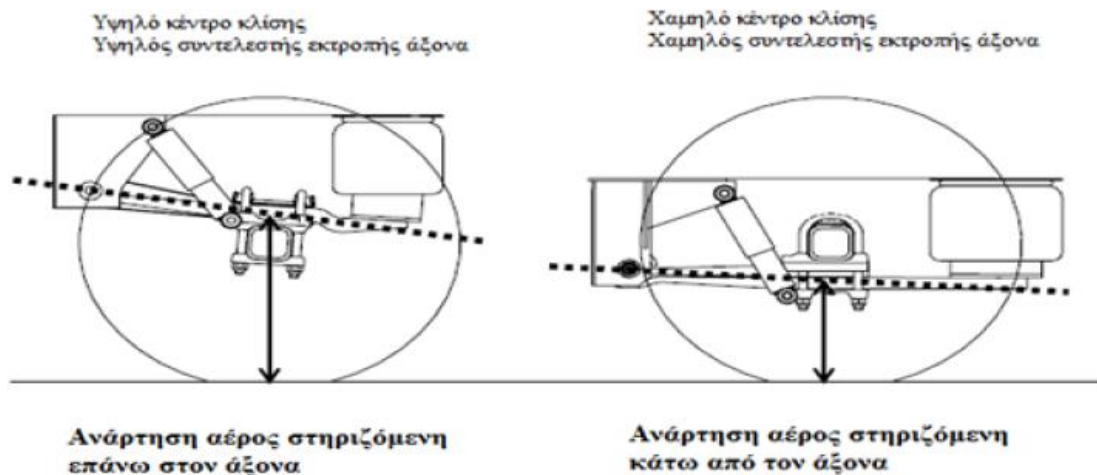
Σε ένα αυτοκίνητο θεωρητικά το κέντρο κύλισης ορίζεται ως το σημείο στο οποίο συναντώνται οι νοητές εγκάρσιες προεκτάσεις της ανάρτησης. Στα βαρέα οχήματα όμως τα πράγματα είναι διαφορετικά καθώς δεν έχουμε τυπικές αναρτήσεις αυτοκινήτων αλλά έχουμε συνήθως ανάρτηση αέρος ή σούστες.

Στα οχήματα με ανάρτηση αέρος το κέντρο κλίσης βρίσκεται στο σημείο τομής της νοητής γραμμής που διαπερνά το κάθετα το κέντρο του άξονα με το βραχίονα στήριξης της αερόφουσκας (σχήμα 2.11). Στα

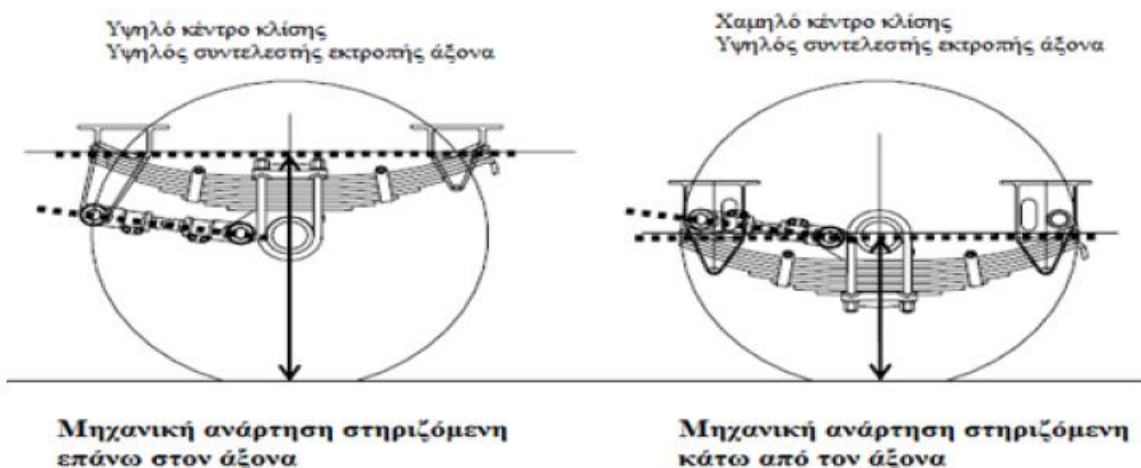
οχήματα με μηχανική ανάρτησης το κέντρο κλίσης τοποθετείται στο σημείο τομής της ευθείας που διέρχεται κεντρικά από τον άξονα με την θεωρητική ευθεία που ενώνει τα άκρα της σούστας (σχήμα 2.12).

Σε γενικές γραμμές το κέντρο εκτροπής του οχήματος τοποθετείται στην κεντρική αξονική γραμμή του οχήματος και σε εκείνο το ύψος όπου οι πλευρικές δυνάμεις μεταβιβάζονται από την ανάρτηση στο σασί. Η σημασία του έγκειται στο γεγονός ότι όλες οι πλευρικές δυνάμεις εφαρμόζονται σε αυτό το σημείο (Triggell et al. 2017). Τα ημι-ελλειπτικά ελατήρια είναι αυτά που υποστηρίζουν το όχημα στις πλευρικές ταλαντώσεις ωστόσο στην περίπτωση των αναρτήσεων αέρος η στήριξη μπορεί να γίνει μόνο με την προσθήκη κατάλληλων συνδέσμων.

Το ύψος του κέντρου κλίσης παίζει πολύ σημαντικό ρόλο στη σταθερότητα του οχήματος (ή στην τάση του να παλαντζάρει). Καθώς το όχημα στρίβει αναπτύσσεται μια φυγόκεντρος δύναμη που το αναγκάζει να περιστραφεί ελαφρώς γύρω από το κέντρο κλίσης. Αυτή η κίνηση θα ανασηκώσει το κέντρο βάρους και θα το εξαναγκάσει να αναπτύξει μια ροπή γύρω από το κέντρο κλίσης. Όσο πιο ψηλά είναι το κέντρο κλίσης της ανάρτησης τόσο εγγύτερα είναι στο κέντρο βάρους του οχήματος και τόσο μικρότερη θα είναι η ροπή που θα δημιουργηθεί (Chandrasekharan 2007).



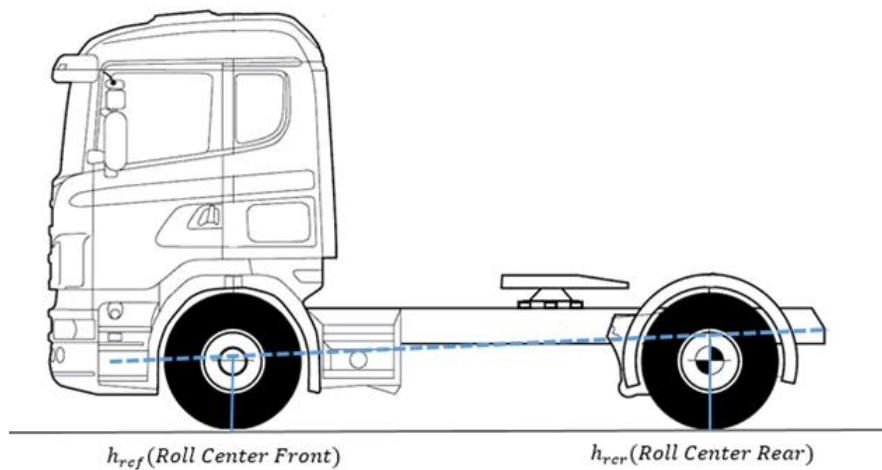
Σχήμα 2.11 Ανάρτηση Αέρος



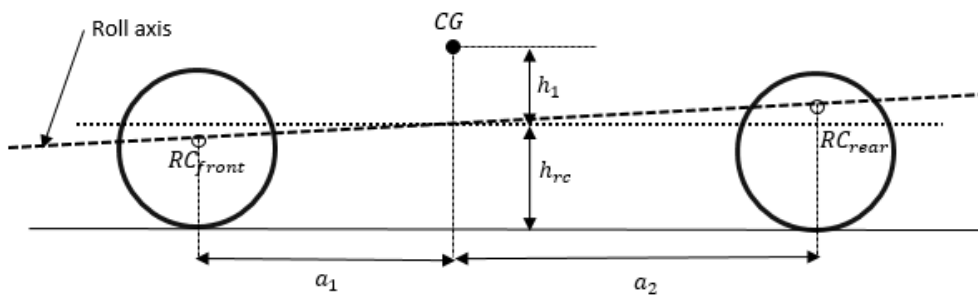
Σχήμα 2.12 Μηχανική Ανάρτηση(σούστα)

Έχοντας πλέον ορίσει το που βρίσκεται το κέντρο κύλισης του κάθε άξονα θα δείξουμε τον τρόπο υπολογισμού του κέντρου κύλισης του οχήματος (Παρατίθενται επίσης τα σχήματα 2.13 , 2.14 για την καλύτερη κατανόηση):





Σχήμα 2.13 Άξονας Περιστροφής



Σχήμα 2.14 Υπολογισμός Κέντρου Κύλισης Οχήματος

Ο τράκτορας κυλιέται γύρω από ένα άξονα κύλισης ο οποίος περνάει από τα κέντρα κύλισης του κάθε άξονα του. Ο παραπάνω άξονας κύλισης ορίζει το ύψος του κέντρου κύλισης του συνολικού οχήματος (Sedran 2016) :

$$h_{rc} = \frac{h_{rc_{front}} * a_2 + h_{rc_{rear}} * a_1}{a_1 + a_2} \quad (58)$$

Έχοντας πλέον το ύψος του κέντρου κύλισης του οχήματος μπορούμε να βρούμε την κάθετη απόσταση του κέντρου μάζας από αυτό :

$$h_1 = h_{cg} - h_{rc} \quad (59)$$

Αντίστοιχα η ίδια διαδικασία γίνεται και στο επικαθήμενο θεωρώντας για μπροστά άξονα τον πίσω άξονα του τράκτορα.

Έχοντας πλέον επίλυση το μοντέλο μας βρίσκουμε τα εγκάρσια φορτία μεταφοράς μέσω των κάθετων φορτίων για κάθε ρόδα τα οποία όπως θα δούμε επηρεάζονται από την εγκάρσια και τη διαμήκη επιτάχυνση όπως και προφανώς από την γωνία κύλισης και τη στρεπτική δυσκαμψία των ελατηρίων. Παρακάτω βλέπουμε τα φορτία κάθε ρόδας :

$$\begin{aligned}
LTF_{z1L} = & - \left( \frac{m_{us,1f} * hrc_f}{w_1} + \frac{m_{s,1} * a_2 * (h_{cg} - hrc_f)}{w_1 * (a_1 + a_2)} \right) * a_{y,1} \\
& \frac{-m_{s,1} * h_{cg} + m_{us,1f} * hrc_f + m_{us,1r} * hrc_r}{2 * (a_1 + a_2)} * a_{x,1} \\
& - (C_{f,1f} * \varphi_1 + D_{f,1f} * \dot{\varphi}_1) / w_1
\end{aligned} \tag{60}$$

$$\begin{aligned}
LTF_{z1R} = & + \left( \frac{m_{us,1f} * hrc_f}{w_1} + \frac{m_{s,1} * a_2 * (h_{cg} - hrc_f)}{w_1 * (a_1 + a_2)} \right) * a_{y,1} \\
& \frac{-m_{s,1} * h_{cg} + m_{us,1f} * hrc_f + m_{us,1r} * hrc_r}{2 * (a_1 + a_2)} * a_{x,1} \\
& + (C_{f,1f} * \varphi_1 + D_{f,1f} * \dot{\varphi}_1) / w_1
\end{aligned} \tag{61}$$

$$\begin{aligned}
LTF_{z2L} = & - \left( \frac{m_{us,1r} * hrc_r}{w_1} + \frac{m_{s,1} * a_1 * (h_{cg} - hrc_r)}{w_1 * (a_1 + a_2)} \right) * a_{y,1} \\
& \frac{+m_{s,1} * h_{cg} + m_{us,1f} * hrc_f + m_{us,1r} * hrc_r}{2 * (a_1 + a_2)} * a_{x,1} \\
& - (C_{f,1f} * \varphi_1 + D_{f,1f} * \dot{\varphi}_1 + C_{fw} * (\varphi_2 - \varphi_1)) / w_1
\end{aligned} \tag{62}$$

$$\begin{aligned}
LTF_{z2} = & + \left( \frac{m_{us,1r} * hrc_r}{w_1} + \frac{m_{s,1} * a_1 * (h_{cg} - hrc_r)}{w_1 * (a_1 + a_2)} \right) * a_{y,1} \\
& \frac{+m_{s,1} * h_{cg} + m_{us,1f} * hrc_f + m_{us,1r} * hrc_r}{2 * (a_1 + a_2)} * a_{x,1} \\
& + (C_{f,1f} * \varphi_1 + D_{f,1f} * \dot{\varphi}_1 + C_{fw} * (\varphi_2 - \varphi_1)) / w_1
\end{aligned} \tag{63}$$

$$\begin{aligned}
LTF_{z3L} = & - \left( \frac{m_{us,2} * hrc_{r,2}}{w_2} + \frac{m_{s2} * a_3 * h_2}{w_2 * (a_3 + a_4)} \right) * a_{y,2} \\
& \frac{+m_{s,2} * h_{cg,2} + m_{us,2} * hrc_{r,2}}{2 * (a_3 + a_4)} * a_{x,2} \\
& - (C_{f,2} * \varphi_2 + D_{f,2} * \dot{\varphi}_2 + C_{fw} * (\varphi_2 - \varphi_1)) / w_2
\end{aligned} \tag{64}$$

$$LTF_{z3R} = + \left( \frac{m_{us,2} * hrc_{r,2}}{w_2} + \frac{m_{s2} * a_3 * h_2}{w_2 * (a_3 + a_4)} \right) * a_{y,2}$$

$$\frac{+m_{s,2} * h_{cg,2} + m_{us,2} * hrc_{r,2}}{2 * (a_3 + a_4)} * a_{x,2} + \left( C_{f,2} * \varphi_2 + D_{f,2} * \dot{\varphi}_2 + C_{fw} * (\varphi_2 - \varphi_1) \right) / w_2 \quad (65)$$

### 2.3.2 Δείκτης σχετικός με την Ευστάθεια του Οχήματος

Τα αρθρωτά ημι-ρυμουλκούμενα αποτελούν το μεγαλύτερο μέρος των οχημάτων οδικών μεταφορών λόγω της υψηλού επιπέδου αποδοτικότητας τους και την οικονομία τους. Επιπλέον το ποσοστό των παραπάνω οχημάτων αυξάνεται 20% σε ποσοστό κάθε χρόνο. Παράλληλα, ο αριθμός των τροχαίων ατυχημάτων που αφορούν αυτά τα οχήματα παραμένει υψηλός με τα ατυχήματα να προκαλούν πολλές υλικές βλάβες καθώς και πολλές φορές να καταλήγουν σε δυστυχήματα.

Η αστάθεια του συστήματος οδήγησης είναι ένας από τους κύριους παράγοντες που συμβάλλουν στην πρόκληση τροχαίων ατυχημάτων. Η συμπεριφορά οδήγησης που μπορεί να παρουσιάσει ένα οποιοδήποτε όχημα μπορεί να είναι υποστροφική, υπερστροφική ή τίποτα από τα δύο, δηλαδή ουδέτερη συμπεριφορά. Οι παραπάνω συμπεριφορές του οχήματος ορίζονται ως εξής:

**Ουδέτερη** : συμπεριφορά έχουμε όταν ένα όχημα ακολουθεί πιστά την τροχιά που του υπαγορεύει το σύστημα διεύθυνσης, δηλαδή διαγράφει την καμπύλη που επιθυμεί ο οδηγός του, χωρίς να στρίβει ούτε περισσότερο από το κανονικό, αλλά ούτε και λιγότερο

**Υποστροφική** : είναι η συμπεριφορά ενός οχήματος, όταν αυτό τείνει να διαγράψει τροχιά μεγαλύτερης ακτίνας από αυτήν που του υπαγορεύει το σύστημα διεύθυνσης. Ενώ δηλαδή ο οδηγός στρίβει αρκετά το τιμόνι του, το αυτοκίνητο συμπεριφέρεται σαν να το έχει στρίψει λίγο. Στην έσχατη εκδήλωση της υποστροφής, το αυτοκίνητο αγνοεί τελείως το στρίψιμο του τιμονιού και πορεύεται σχεδόν ευθεία.

**Υπερστροφική** : είναι ακριβώς αντίθετη της υποστροφής. Το αυτοκίνητο δείχνει έναν υπερβάλλοντα ζήλο να στρίψει, ακόμα και όταν η γωνία στροφής του τιμονιού είναι μικρή. Έσχατη εκδήλωση υπερστροφής είναι το γνωστό σε όλους μας, τετ-α-κε.

Μέχρι στιγμής έχει δοθεί ελάχιστη προσοχή στην σταθερότητα του χειρισμού του οχήματος με σχετικά πολύ λίγες μελέτες πάνω στο ζήτημα. Για οποιαδήποτε ανάλυση οδηγικής συμπεριφοράς τα αποτελέσματα μας οδηγούν σε πια συμπεριφορά πρέπει να παρουσιάζει ένα όχημα για την καλύτερη δυνατή ευστάθεια του. Δύο προσεγγίσεις χρησιμοποιούνται γενικά για την ανάλυση της σταθερότητας χειρισμού του οχήματος : ανοικτού και κλειστού βρόχου. Σε αντίθεση με την πρώτη, η τελευταία δεν ανταποκρίνεται στην εγγενή συμπεριφορά του οχήματος επειδή η συμπεριφορά του οδηγού λαμβάνεται υπόψη. Ως αποτέλεσμα οι περισσότεροι μελετητές προτιμούν να χρησιμοποιούν ανάλυση ανοικτού βρόχου.

Υπάρχουν πολλές μέθοδοι ανάλυσης της σταθερότητας χειρισμού ανοικτού βρόχου οχημάτων συμπεριλαμβανομένων μεταξύ άλλων δυναμική θεωρία και γραφικές παραστάσεις. Μία από τις πιο χρήσιμες μεθόδους είναι το διάγραμμα χειρισμού που εφευρέθηκε από το Pacejka, το οποίο έχει χρησιμοποιηθεί εκτεταμένα λόγω της διαισθητικής προσέγγισης και ευκολίας του.

Έχοντας ορίσει τις ταχύτητες των τροχών και τις γωνίες ολίσθησης, στο προηγούμενο κεφάλαιο θα αναφερθούν οι μέθοδοι με τις οποίες μελετάτε η σταθερότητα στο χειρισμό του οχήματος :

- Μανούβρα με σταθερή διαμήκη ταχύτητα.
- Μανούβρα με σταθερή κατευθυντήρια γωνία.
- Μανούβρα με σταθερή ακτίνα περιστροφής.

Στη μελέτη που υλοποιήθηκε, χρησιμοποιείται σταθερή διαμήκης ταχύτητα με σταθερά μεταβαλλόμενη κατευθυντήρια γωνία. Το διάγραμμα σταθερότητας χειρισμού (Handling Diagram) περιγράφεται από την εγκάρσια επιτάχυνση στον άξονα  $y$  και τη διαφορά γωνιών ολίσθησης του μπροστά και του πίσω άξονα. Η κλίση της προσκύπτουσας καμπύλης είναι η κλίση υποστροφής (understeer gradient) και περιγράφεται από τον ακόλουθο τύπο (Yuan-Yuan, Xue-Lian, and Xian-Sheng 2012):

$$K_u = \frac{\partial(a_1 - a_2)}{\partial a_y} \quad (66)$$

Ακολούθως, εφαρμόζουμε τα παραπάνω για το ρυμουλκό και το επικαθήμενο με τους εξής τύπους:

$$K_1 = \frac{\partial(a_f - a_r)}{\partial a_{y,1}} \quad (67)$$

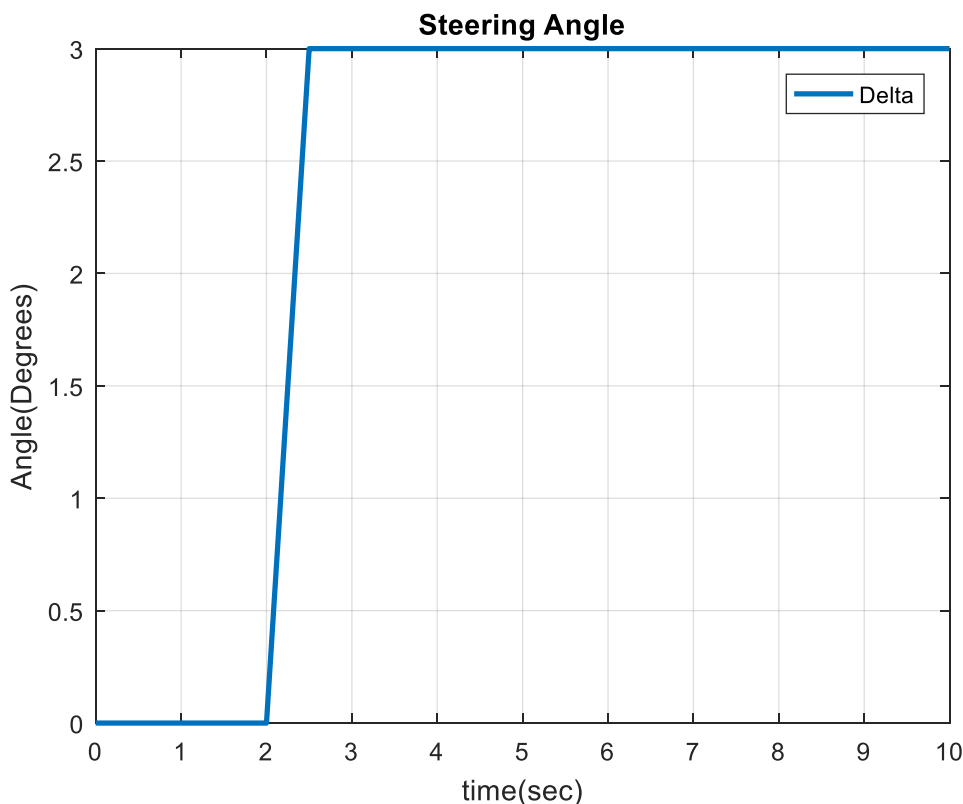
$$K_2 = \frac{\partial(a_r - a_{r,2})}{\partial a_{y,2}} \quad (68)$$

Στη παρούσα διπλωματική εργασία θα μελετήσουμε την επιρροή της μεταβολής των κέντρων κύλισης στην οδηγική συμπεριφορά του οχήματος.

## Κεφάλαιο 3 ΔΙΕΓΕΡΣΕΙΣ

### 3.1 Ομαλά Μεταβαλλόμενη Βηματική Διέγερση (Ramp Steer)

Ως Ramp Steer ορίζεται ως μία βηματική είσοδος η οποία οδηγείται στο τελικό βήμα εισόδου με ομαλό τρόπο και όχι ακαριαία. Η είσοδος αυτή οδηγεί το όχημα να κάνει μια κυκλική κίνηση και χρησιμοποιήθηκε για την παραπάνω μελέτη των Steady State τιμών καθώς επίσης και για την μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος σε μεγάλες ταχύτητες. Η πρώτη περίπτωση έχει αναλυθεί στο κεφάλαιο 2.2.1 στην δεύτερη περίπτωση επιλέχθηκε το όχημα με ταχύτητα  $80 \frac{Km}{h}$  να ακολουθήσει κατευθυντήρια γωνία  $3^\circ$  με τον τρόπο που βλέπουμε στο σχήμα 3.1. Η διέγερση βαθμίδος, αποτελεί μια δοκιμή ανοιχτού βρόγχου, η οποία αφορά περισσότερο τη δυναμική του οχήματος σε μόνιμη κατάσταση.



Σχήμα 3.1 Ομαλά Μεταβαλλόμενη Βηματική Διέγερση

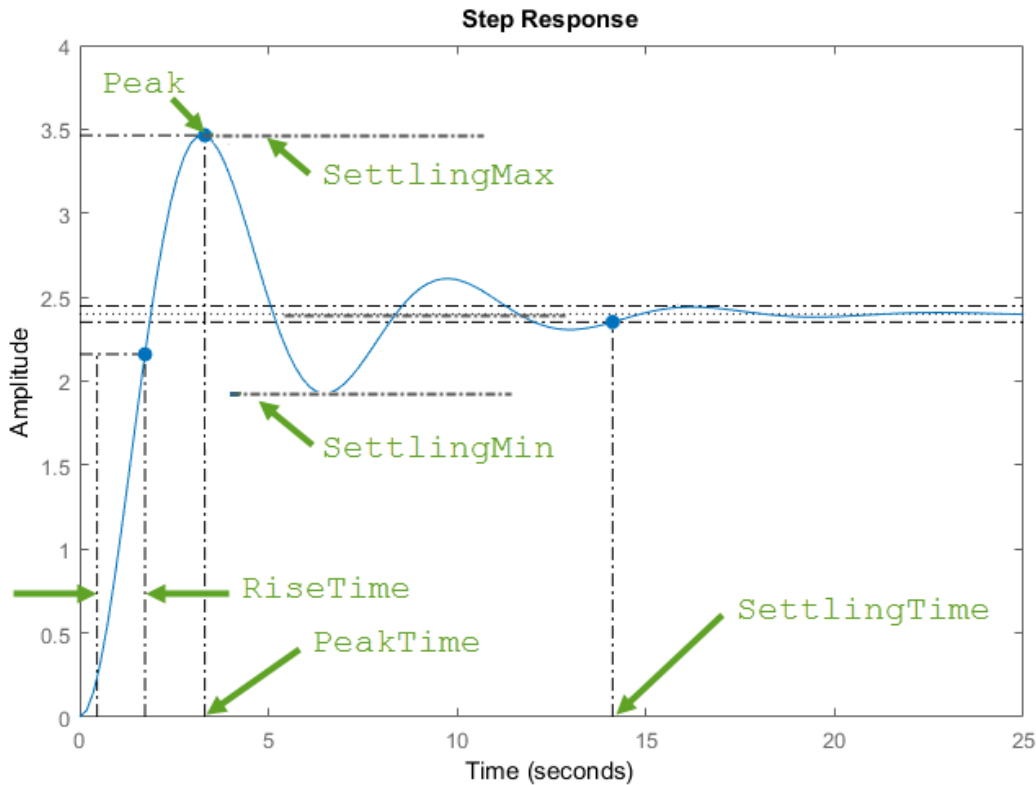
#### 3.1.1 Βηματική Διέγερση στη Κατευθυντήρια Γωνία

Οι μετρήσεις που θα πάρουμε από τις δοκιμές με ομαλά μεταβαλλόμενη βηματική διέγερση θα εκτιμηθούν σύμφωνα με τα παρακάτω μετρικά τα οποία θα αναλύσουμε λεπτομερώς:

1. Χρόνος Ανύψωσης(Rise Time): Ο χρόνος που θέλει η απόκριση να φτάσει από το 5% στο 95% της μόνιμης τιμής.
2. Χρόνος Αποκατάστασης(Settling Time): Ο χρόνος που παίρνει για την απόκριση να φτάσει η ταλάντωση της το  $\pm 2$  της μόνιμης τιμής.

3. Υπερακόντιση(Overshoot): Το πόσο μεγαλύτερη είναι η μέγιστη τιμή της απόκρισης από τη μόνιμη σε ποσοστό.
4. Μέγιστη τιμή(Peak): Η μέγιστη τιμή της απόκρισης.
5. Χρόνος Ανύψωσης(Peak Time): Ο χρόνος κατά τον οποίο έχουμε τη μέγιστη τιμή.

Στο σχήμα 3.2 φαίνονται εικονογραφημένες οι παραπάνω ποσότητες.

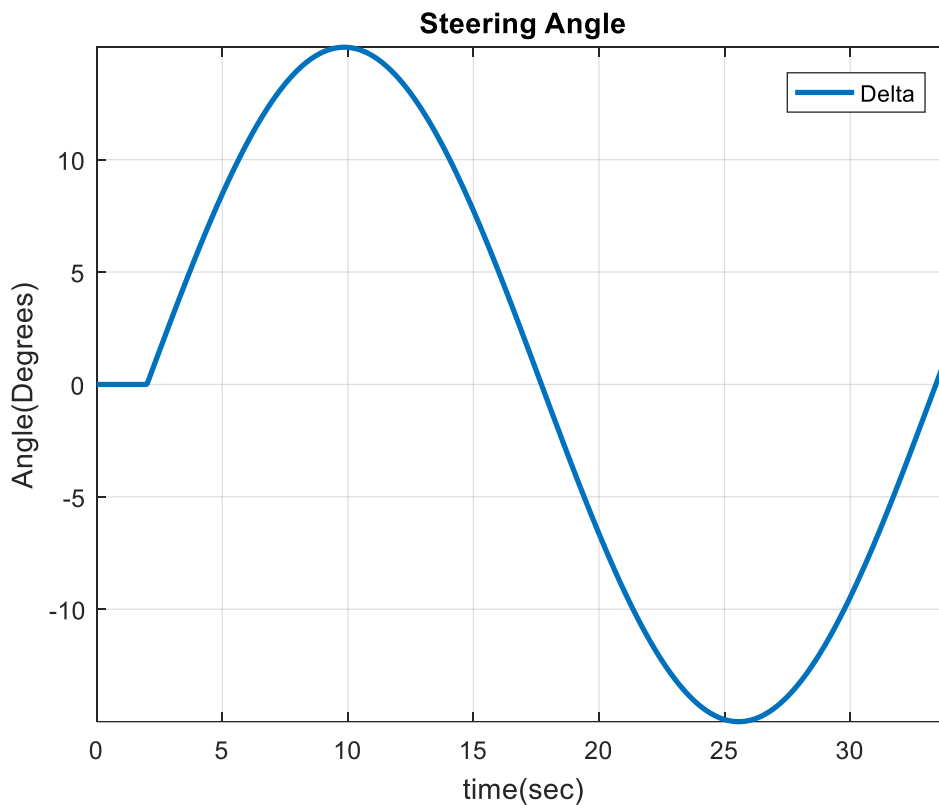


Σχήμα 3.2 Ποσότητες Μελέτης Βηματικής Διέγερσης

### 3.2 Ημιτονοειδής Διέγερση Κατευθυντήριας Γωνίας (On-Center Handling)

Η ημιτονοειδής διέγερση της κατευθυντήριας γωνίας αποτελεί τυποποιημένο πρότυπο (ISO/TR 8725 1988;ISO/CD 7401 2003) αξιολόγησης της απόκρισης του οχήματος σε μεταβατική δυναμική κατάσταση.

Το όχημα κινείται με σταθερή ταχύτητα σε ευθεία γραμμή όταν ο οδηγός επιβάλλει ημιτονοειδής διέγερση της κατευθυντήριας γωνίας, με συχνότητα 0.2 Hz και πλάτος  $15^0$ . Το εύρος και το πλάτος της διέγερσης επιλέγονται κατά αυτό τον τρόπο έτσι ώστε το όχημα να αναπτύξει εγκάρσια επιτάχυνση  $0,5g$  η οποία είναι η μέγιστη επιτρεπόμενη επιτάχυνση σε οχήματα αυτής της κατηγορίας. Θα πραγματοποιήσουμε δοκιμές με σταθερή διαμήκη ταχύτητα  $35 \frac{Km}{h}$  και εύρος διέγερσης τέτοιο, ώστε να καλύψουμε όλο το εύρος πρόσφυσης του οχήματος, με ιδιαίτερη έμφαση στην περιοχή του ορίου πρόσφυσης, μέχρι και την ακραία περίπτωση στην περιοχή των  $0,5g$ . Η ημιτονοειδής διέγερση, αποτελεί μία δοκιμή ανοιχτού βρόγχου, η οποία παρουσιάζει μεγάλη συσχέτιση με τις πραγματικές συνθήκες οδήγησης, σε σχέση με τη βηματική διέγερση, αφού η ημιτονοειδής μεταβολή της γωνίας των διευσθόντων τροχών χρησιμοποιείται συχνά για την αλλαγή λωρίδας ή την αποφυγή εμποδίου. Είναι μία δοκιμή, η οποία σε αντίθεση με τη διέγερση βαθμίδος, αξιολογεί αποκλειστικά την δυναμική συμπεριφορά του οχήματος, κατά την μεταβατική κατάσταση, αφού δεν δίνεται χρόνος στο όχημα να περιέλθει σε μόνιμη δυναμική κατάσταση. Από αυτή τη διέγερση θα εκτιμήσουμε τη συμπεριφορά των ελαστικών καθώς και τη μεταβατική δυναμική συμπεριφορά του του οχήματος, ως προς τη διαμήκη τοποθέτηση της άρθρωσης(Fifth-wheel).

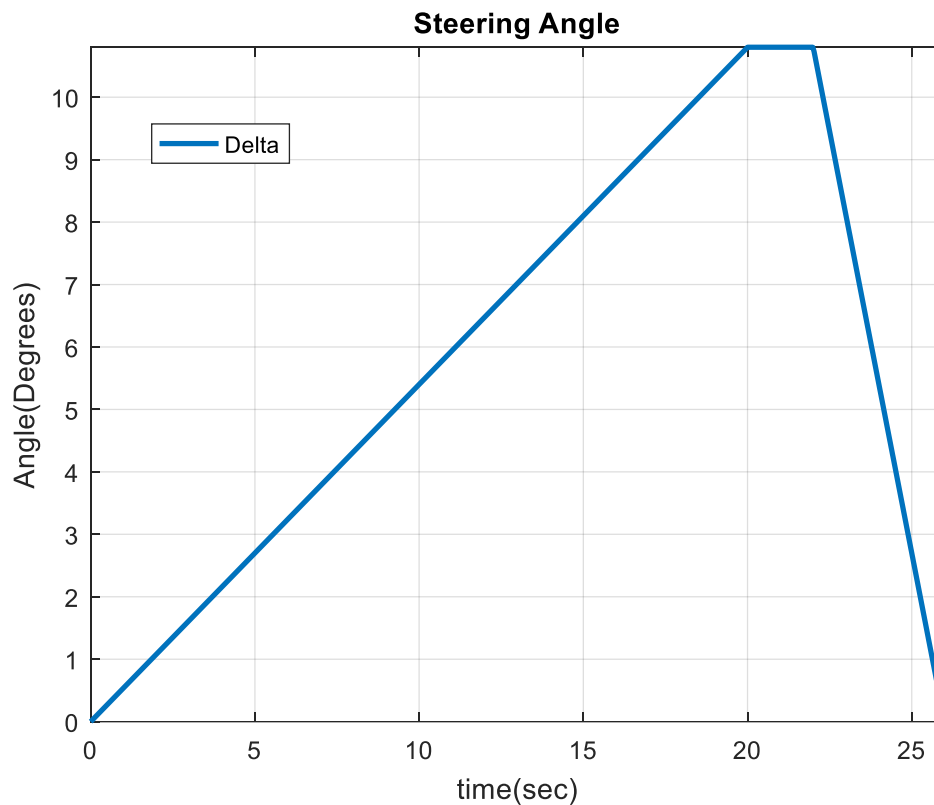


Σχήμα 3.3 Ημιτονοειδής Διέγερση Κατευθυντήριας Γωνίας

### 3.3 Αργά Αυξανόμενη Κατευθυντήρια Γωνία (Slowly Increasing Steer)

Η μανούβρα αργά αυξανόμενης κατευθυντήριας γωνίας χρησιμοποιείται για τον χαρακτηρισμό της πλευρικής δυναμικής κάθε οχήματος και βασίζεται στη δοκιμή "Σταθερής ταχύτητας, Μεταβλητού βήματος" που ορίζεται στο ΣΑΕ J266 [5]. Ο ελιγμός χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό της κατευθυντήριας γωνίας που παράγει εγκάρσια επιτάχυνση 0,3 g. Αυτή η γωνία ( $\delta_{0.3g}$ ) χρησιμοποιείται για τον καθορισμό του πλάτους της κατευθυντήριας γωνίας που χρησιμοποιείται για τον ελιγμό Fishhook, που έχει ορίσει η Εθνική Διοίκηση Ασφάλειας της Οδικής Κυκλοφορίας (NHTSA).

Για να ξεκινήσει αυτός ο ελιγμός, το όχημα κινείται σε ευθεία γραμμή στα 50mph. Κατά το χρόνο μηδέν, η θέση του τιμονιού περιστρέφεται γραμμικά από την αρχική του θέση, τη μηδενική σε μοίρες, στις 270° με ρυθμό  $13,5 \frac{\circ}{sec}$ . Η θέση του τιμονιού διατηρείται σταθερή στις 270° για δύο δευτερόλεπτα, μετά από την οποία ολοκληρώνεται ο ελιγμός. Στη συνέχεια ο οδηγός επιστρέφει το τιμόνι στην αρχική του θέση σε χρόνο 4 δευτερολέπτων όπως φαίνεται στο σχήμα 3.4:

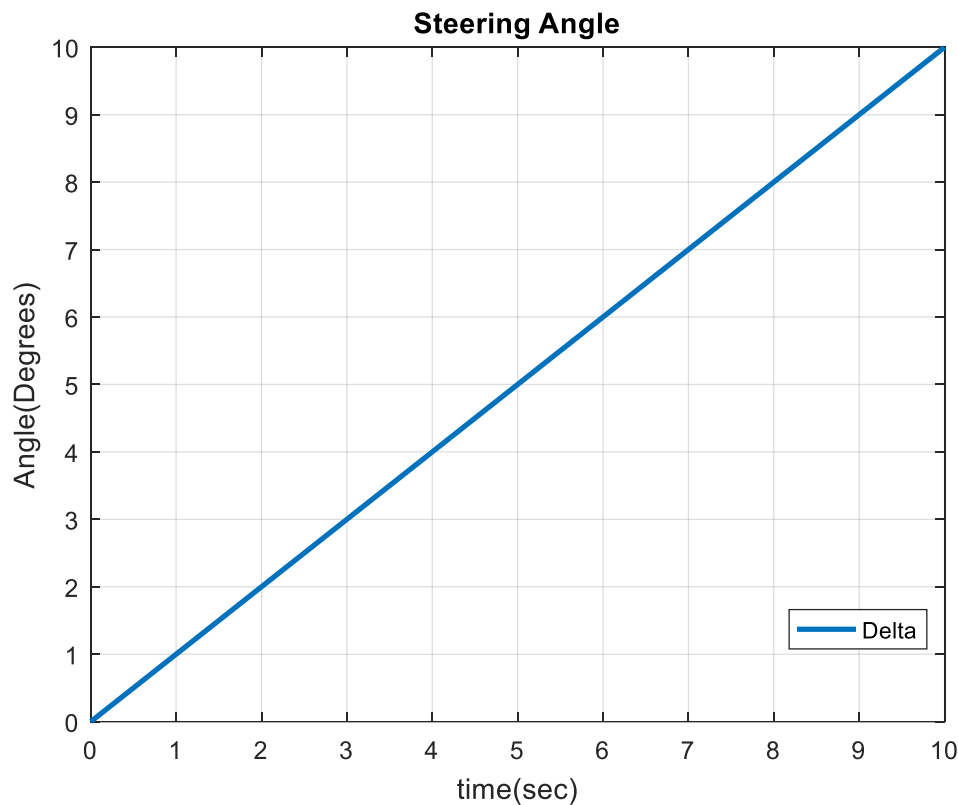


Σχήμα 3.4 Αργά Αυξανόμενη Κατευθυντήρια Γωνία

### 3.4 Σταθερά μεταβαλλόμενη κατευθυντήρια Γωνία (Steady Increasing Steering)

Η εξής διέγερση χρησιμοποιείται για να εξετάσουμε την οδηγική συμπεριφορά του οχήματος, δηλαδή το κατά πόσο το όχημα οδηγείται σε υποστροφή ή και το αντίθετο. Για να εξετάσουμε αυτή τη συμπεριφορά χρησιμοποιήθηκε σταθερή ταχύτητα των  $35 \frac{Km}{h}$ . Επιλέχθηκε η συγκεκριμένη ταχύτητα διότι σε μεγάλες ταχύτητες δεν μπορούμε να εξετάσουμε τη συμπεριφορά του οχήματος σε μεγάλο εύρος γωνιών αφού το όχημα θα οδηγηθεί αρκετά γρηγορά σε ανατροπή. Όπως θα δούμε και στο σχήμα το όχημα αναπτύσσει σταθερά αυξανόμενη κατευθυντήρια με ρυθμό  $1 \frac{o}{sec}$ , μέχρις ότου να φτάσει τις  $10^o$ . Σταματάμε στις 10 μοίρες καθώς γύρω στις 11 μοίρες και μετά από δοκιμές είδαμε ότι μπορεί σε κάποια cases να ανυψωθεί κάποια ρόδα του οχήματος. Κάτι το οποίο δεν επιθυμούμε καθώς δεν θα υπήρχε μεγάλη αξιοπιστία στα αποτελέσματα που θα παίρναμε από εκείνη τη στιγμή και μετά.





Σχήμα 3.5 Σταθερά Μεταβαλλόμενη Κατευθυντήρια Γωνία

### 3.5 Άλλες Σημαντικές Διεγέρσεις

#### 3.5.1 Fishhook Maneuver

Ο ελιγμός Fishhook θεωρείται η καλύτερη δοκιμή σε ανατροπή οχήματος, όσον αφορά και τα 4 κριτήρια αξιολόγησης ελιγμού (Αντικειμενικότητα και Επαναληψιμότητα, Αποδοτικότητα, Εύρος εφαρμογής οχημάτων και Προσέγγιση της Πραγματικότητας). Η Εθνική Διοίκηση Ασφάλειας της Οδικής Κυκλοφορίας θεωρεί ότι ο ελιγμός Fishhook είναι ο καλύτερος ελιγμός για την αξιολόγηση της δυναμικής ανατροπής ενός οχήματος αφού τα ύψη και οι ταχύτητες των γωνιών είναι εντός των ικανοτήτων ενός πραγματικού οδηγού (Car and Program 2013).

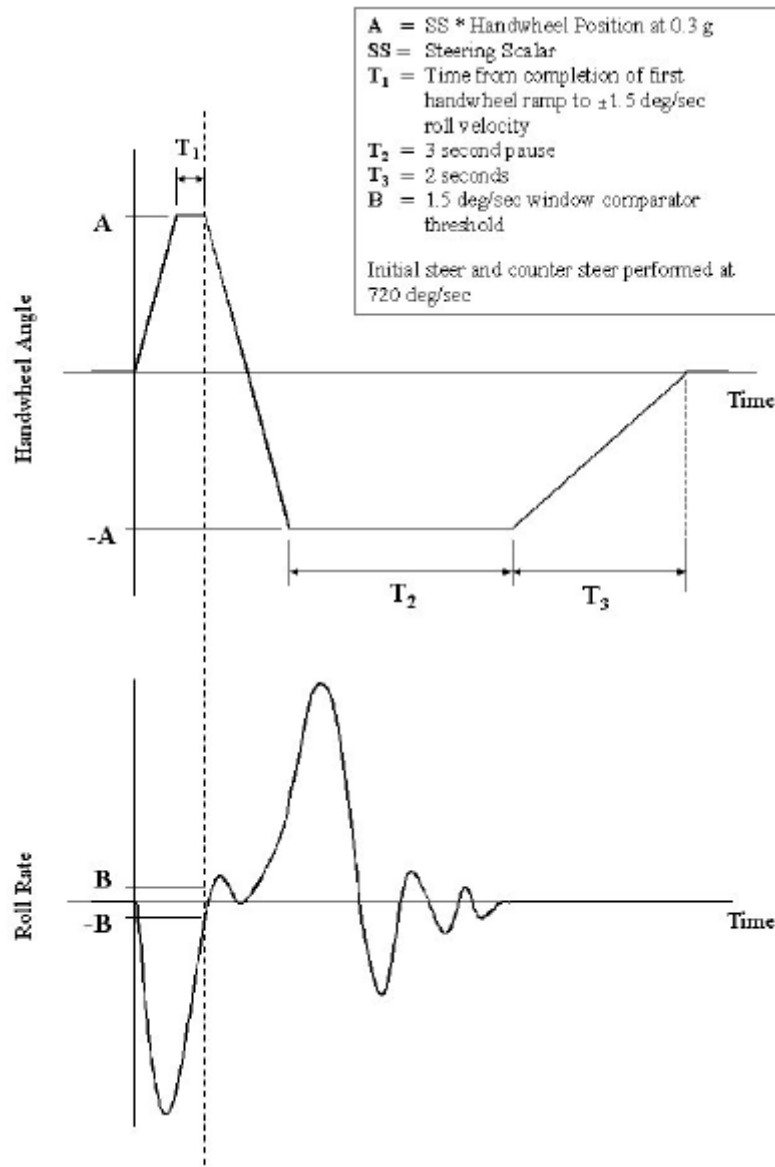
Για να ξεκινήσει ο ελιγμός, το όχημα κινείται σε ευθεία γραμμή με ταχύτητα ελαφρώς μεγαλύτερη από την επιθυμητή ταχύτητα εισόδου. Ο οδηγός απελευθερώνει το γκάζι και όταν φτάσει την επιθυμητή ταχύτητα εισόδου ξεκινάει να στρίβει το τιμόνι σύμφωνα με το σχήμα 3.6 χρησιμοποιώντας προγραμματιζόμενο σύστημα οδήγησης. Η αρχική ταχύτητα αύξησης της γωνίας τιμονιού είναι  $720 \frac{o}{sec}$  για όλα τα οχήματα δοκιμής. Το ύψος της γωνίας του τιμονιού (A, σχήμα 3,6) υπολογίζεται από τις κατευθυντήριες γωνίες  $\delta_{0,3g}$ , που έχουμε συλλέξει από έξι δοκιμές με αργά αυξανόμενη κατευθυντήρια γωνία, τρεις αριστερόστροφες και τρεις δεξιόστροφες. Υπολογίζουμε έπειτα τον μέσο όρο αυτών των γωνιών ως εξής:

$$\delta_{0,3g,MO} = \delta_{0,3g} \quad (69)$$

Έχοντας υπολογίσει το μέσο όρο των παραπάνω γωνιών τον πολλαπλασιάζουμε με την προκαθορισμένη οδηγική σταθερά η οποία είναι 6,5.

$$\delta_{Fishhook} = 6,5 * \delta_{0,3g,MO} \quad (70)$$

Το όχημα αφού φτάσει στη γωνία που μόλις υπολογίσαμε διατηρεί αυτή τη γωνία μέχρις ότου να αποκτήσει ταχύτητα γωνίας περιστροφής  $1,5 \frac{deg}{sec}$  αν η στροφή είναι αριστερόστροφη ή  $-1,5 \frac{deg}{sec}$  αν είναι δεξιόστροφη. Τα πρόσημα επιλέγονται σύμφωνα με το ποια γωνία έχουμε ορίσει εμείς θετική, στην περίπτωση μας την αριστερή. Μόλις λοιπόν αποκτήσει αυτή την ταχύτητα ο οδηγός πάλι με ρυθμό  $720 \frac{deg}{sec}$  κατά την αντίθετη φορά περιστρέφει το τιμόνι μέχρι να φτάσει πάλι στην αρνητική γωνία  $\delta_{Fishhook}$ . Ο οδηγός διατηρεί αυτή τη γωνία για  $3sec$  και έπειτα έχει  $2sec$  για να επιστρέψει το τιμόνι στην αρχική του θέση.

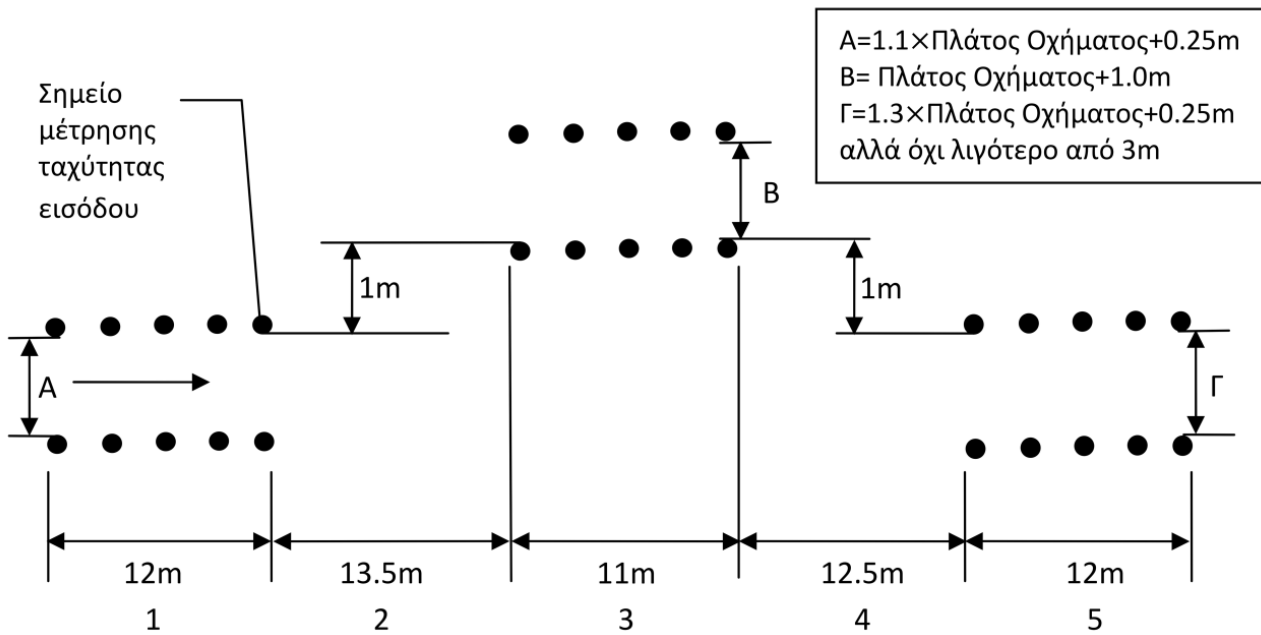


Σχήμα 3.6 Μανούβρα Fishhook

### 3.5.2 Διπλή Αλλαγή Λωρίδας

Η Διπλή αλλαγή λωρίδας αποτελεί μία ανοιχτού βρόγχου προσομοίωση, η οποία αποτελεί τυποποιημένο πρότυπο (ISO 3888-2) αξιολόγησης της δυναμικής συμπεριφοράς ενός οχήματος, κατά τη διάρκεια ενός ελιγμού, που προσομοιώνει την προσπάθεια αποφυγής ενός εμποδίου το οποίο εμφανίζεται ξαφνικά στην πορεία ενός οχήματος. Η δοκιμή αυτή πραγματοποιούνταν επί πολλές δεκαετίες στη Σουηδία, όπου είναι γνωστή με την ονομασία "Δοκιμή Αποφυγής Ταράνδου" (Älgtest), λόγω

της συχνής ανάγκης αποφυγής των τaráνδων, που πολλές φορές διασχίζουν το οδικό δίκτυο της χώρας (Χατζηκομης 2010). Η προσομοίωση διπλής αλλαγής λωρίδας πραγματοποιείται με διαμήκη ταχύτητα  $80 \frac{Km}{h}$ . Η προσομοίωση αυτή αποτελείται από δύο λωρίδες των 3,5 μέτρων η κάθε μία και ο συνδιασμός του οχήματος αλλάζει δύο φορές λωρίδα. Απαιτείται επαρκής εγκάρσια μετατόπιση του οχήματος, η οποία ποσοτικοποιείται ως  $3,5 \pm 0,5m$ . Γενικά η δοκιμή αυτή αποτελεί μία πολύ καλή περίπτωση για μελέτη της μεταβατική δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος, καθώς και της απόκρισης της δυναμικής του οχήματος στην μόνιμα έπειτα κατάσταση.



Σχήμα 3.7 Δοκιμή Διπλής Λωρίδας (ISO 3888-2)



## Κεφάλαιο 4 ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ

### 4.1 Υλοποίηση Μοντέλου μέσω Simulink

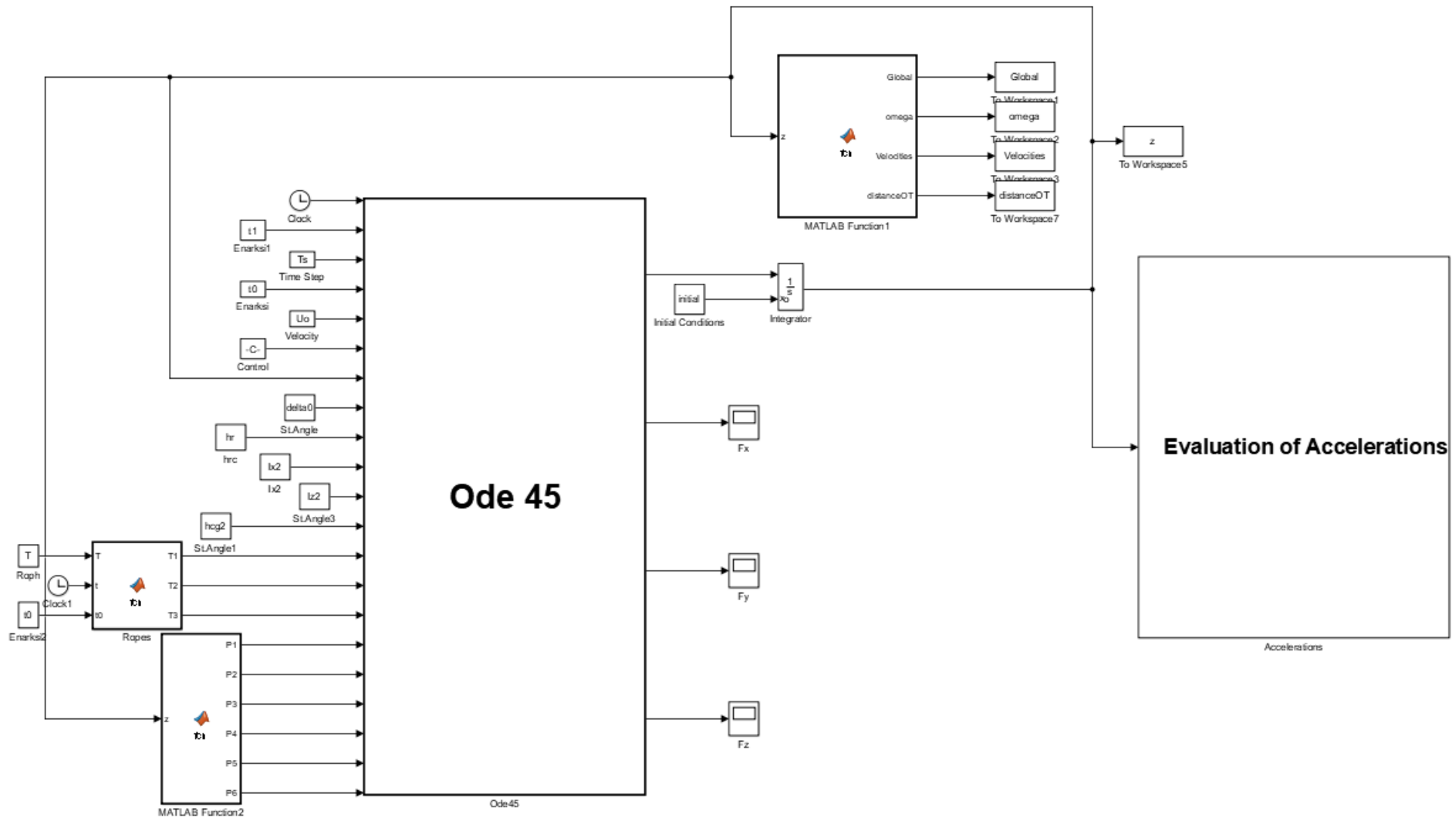
Ο κώδικας γράφτηκε στο περιβάλλον της Matlab και επιλύθηκε μέσω Simulink. Στο σχήμα 4.1 βλέπουμε τη μορφή του κώδικα στο Simulink.

Η επίλυση του προβλήματος έγινε σε δύο μέρη. Αρχικά, πήραμε τις 6 εξισώσεις από το 2<sup>ο</sup> Κεφάλαιο (E1,E2,...,E6) που είναι οι 6 βαθμοί ελευθερίας του δυναμικού μας μοντέλου και υποβιβάσαμε την τάξη των διαφορικών μας εξισώσεων με σκοπό την επίλυση του συστήματος του διαφορικών 2<sup>ου</sup> βαθμού. Έπειτα τις εισάγουμε στο function Ode45 όπου και τις επιλύσαμε μέσω Runge-Kutta δεύτερης τάξης. Στο function ode 45 εισάγονται όλες οι σταθερές του οχήματος καθώς και οι αρχικές συνθήκες του συστήματος. Δεδομένου ότι το μοντέλο Pacejka χρειάζεται τις κάθετες δυνάμεις των ελαστικών έτσι ώστε να μπορέσει να βρει τις εγκάρσιες και τις διαμήκεις τιμές, χρειάστηκε να βρεθεί τρόπος να υπολογιστούν προγενέστερα από την επίλυση του συστήματος. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω της FCN2, όπου διατηρούνται οι τιμές της προηγούμενης χρονικής στιγμής και στην τωρινή γίνεται πίσω παραγωγή για να υπολογίσουμε την τιμή συγκεκριμένων μεγεθών, όπως επιταχύνσεις και γωνιακές ταχύτητες, με σκοπό τον υπολογισμό των κάθετων φορτίων. Μ' αυτόν τον τρόπο θα υπολογιστούν ενδιάμεσα και θα μπορέσει να προχωρήσει η υλοποίηση του μοντέλου Pacejka για να μελετηθεί η δυναμική συμπεριφορά του οχήματος. Στη συνέχεια, οι τιμές που βρίσκουμε περνάνε σε ολοκληρωτή από' όπου και βρίσκουμε ταχύτητες του οχήματος καθώς και ταχύτητες γωνιών των βαθμών ελευθερίας μας. Τέλος τα αποτελέσματα που έχουμε βρει εισάγονται στο Evaluation of Accelerations όπου φαίνεται η δομή του στο σχήμα 4.2 και λύνεται το πρόβλημα με είσοδο τις ταχύτητες που βρήκαμε παραπάνω ώστε να βρούμε τις επιταχύνσεις.

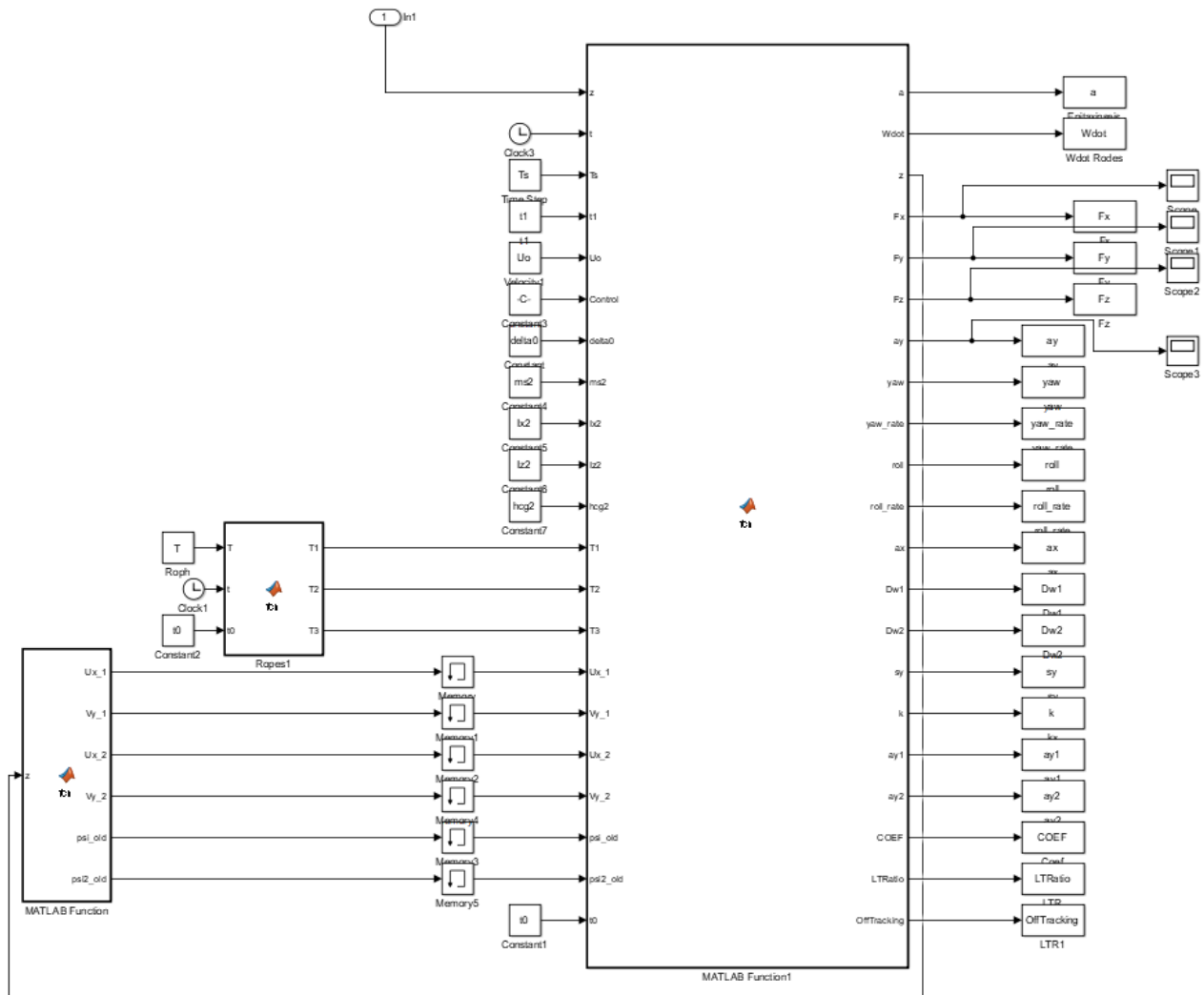
### 4.2 Επαλήθευση Υλοποιημένου Μοντέλου με Μεταβλητές Σταθερής Κατάστασης

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο θα γίνει επαλήθευση του μοντέλου με τις τιμές σταθερής κατάστασης που ορίσαμε και υπολογίσαμε στο υποκεφάλαιο 2.2.1. Οι τιμές που βρήκαμε από το υποκεφάλαιο 2.2.1 θα απεικονίζονται στα πλαίσια των πινάκων με το (SS) και τα αποτελέσματα του μοντέλου μας με το Simulation. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα του μοντέλου μας, για διέγερση αυτή που αναφέρθηκε στο κεφάλαιο 2.2.1, παρουσιάζονται στο σχήμα 4.3 συγκρίσεις των τιμών των μεταβλητών σταθερής κατάστασης για τον τράκτορα και το επικαθήμενο με τον τις τιμές που προέκυψαν από την προσομοίωση.

Παρατηρούμε ότι οι τιμές που έχουμε είναι αρκετά ικανοποιητικές για τράκτορα και για επικαθήμενο με αρκετά μικρές αποκλίσεις από τις τιμές σταθερής κατάστασης που υπολογίσαμε. Οι οποιεσδήποτε διαφορές στην επιτάχυνση και την ταχύτητα ανατροπής οφείλονται στην παραδοχή που έχουμε κάνει για την ανεξαρτησία των δύο οχημάτων οι οποίες παρατηρούμε ότι δεν είναι μεγάλες. Όσο για την γωνία κύλισης η διαφορά οφείλεται στο γεγονός ότι δεν λαμβάνουμε υπόψιν την ανάρτηση του fifth wheel στην επίλυση των εξισώσεων του επικαθήμενου και βλέπουμε ότι επηρεάζει το επικαθήμενο αλλά κυρίως τον τράκτορα.



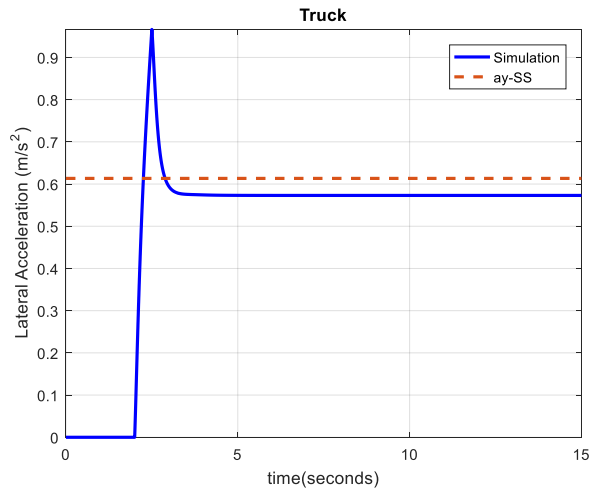
Σχήμα 4.1 Simulink Κώδικας



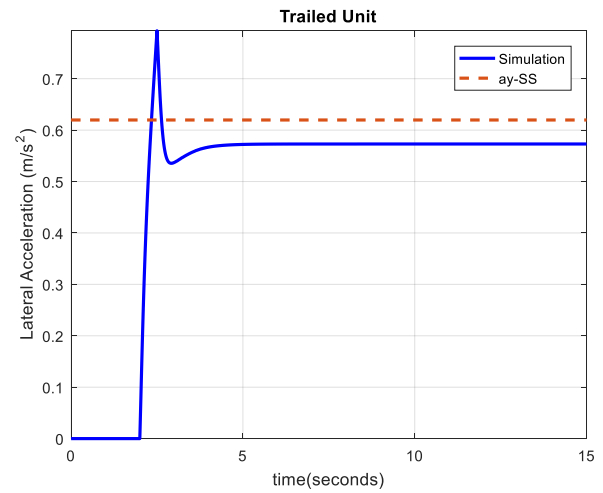




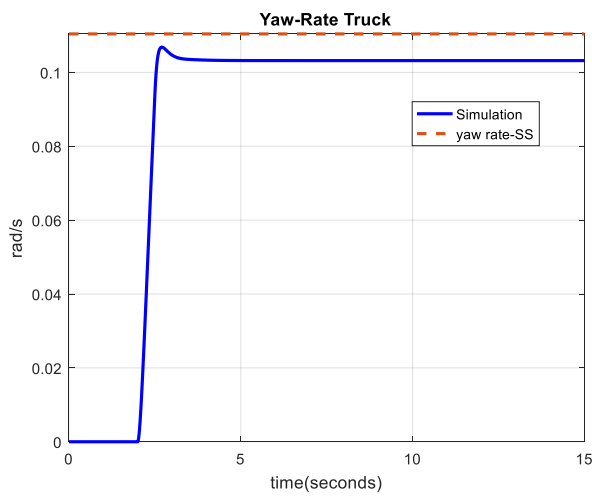
Σχήμα 4.2 Εύρεση Επιταχύνσεων Προβλήματος



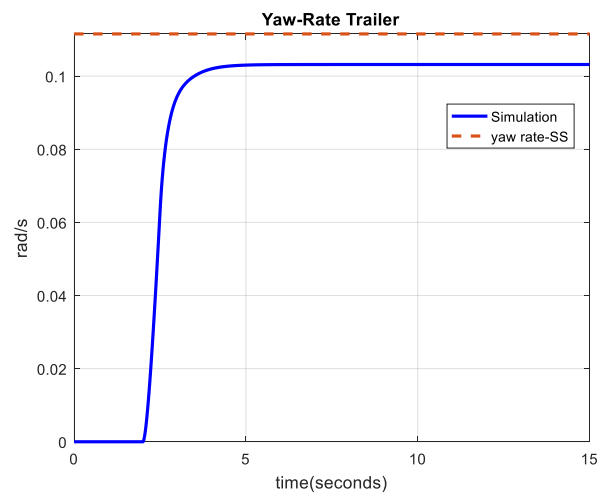
(α) Εγκάρσια Επιτάχυνση Τράκτορα



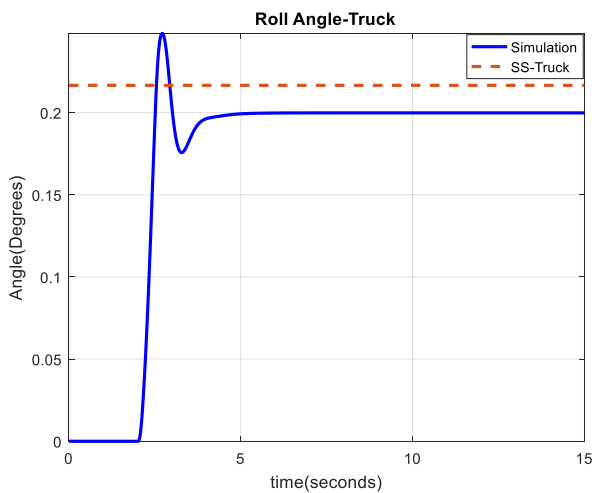
(β) Εγκάρσια Επιτάχυνση Επικαθήμενου



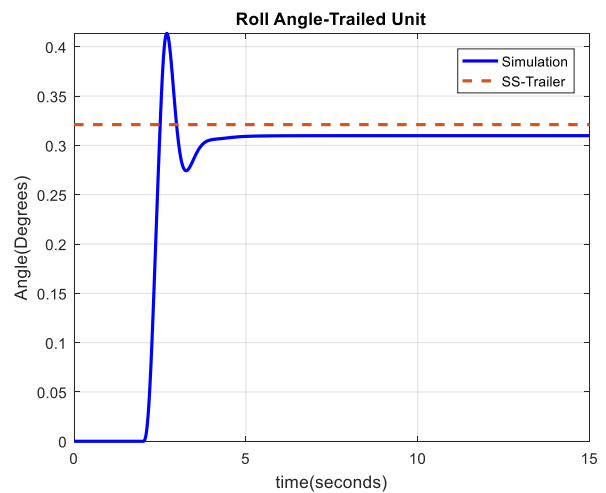
(γ) Ταχύτητα Εκτροπής Τράκτορα



(δ) Ταχύτητα Εκτροπής Επικαθήμενου



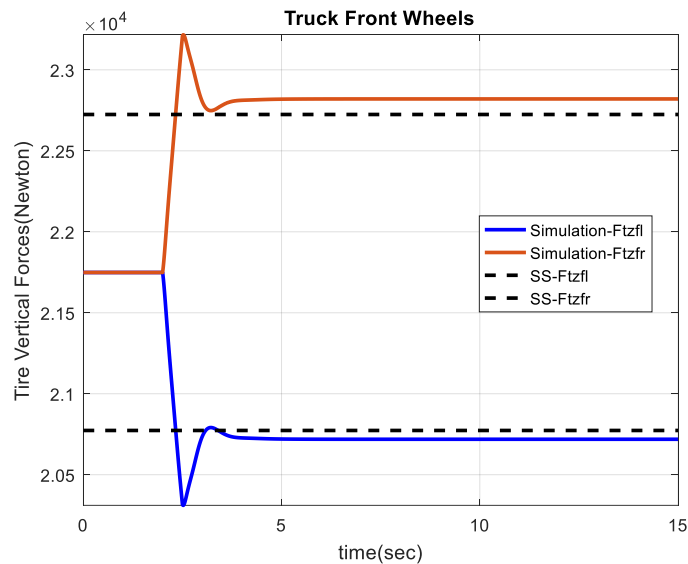
(ε) Γωνία Κύλισης Τράκτορα



(ζ) Γωνία Κύλισης Επικαθήμενου

Σχήμα 4.3 Σύγκριση Τιμών Σταθερής Κατάστασης με Simulation

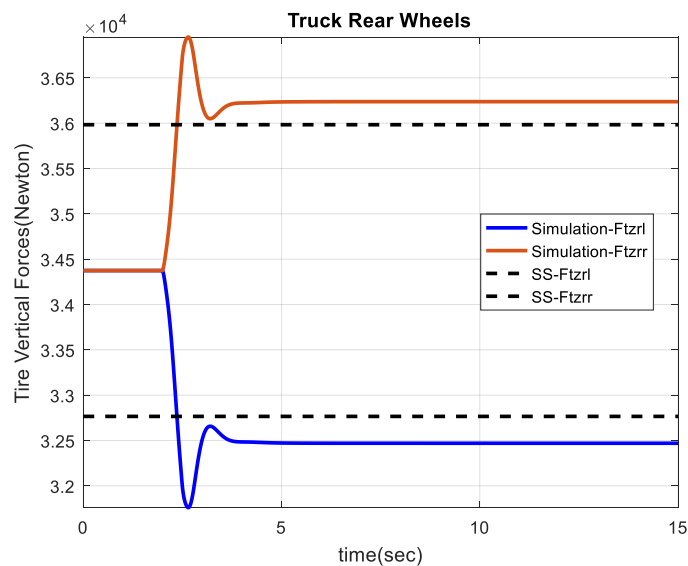
Στη συνέχεια, στο σχήματα 4.4 – 4.6, παρουσιάζονται τα εγκάρσια φορτία μεταφοράς για τον κάθε άξονα αντίστοιχα από την προσομοίωση καθώς και από την επίλυση των εξισώσεων με τις τιμές σταθερής κατάστασης. Οι μικρές αυτές διαφορές μεταβιβάζονται και στα διαγράμματα που θα δούμε παρακάτω, αφού οι εξισώσεις της εγκάρσιας μεταφοράς φορτίων συμπεριλαμβάνουν όλες τις παραπάνω μεταβλητές.:



Σχήμα 4.4 Εγκάρσια Μεταφορά Φορτίων Εμπρόσθιου Άξονα Τράκτορα

Πίνακας 4.5 Εγκάρσια Μεταφορά Φορτίων Εμπρόσθιου Άξονα Τράκτορα

Value	Simulation	Steady State
$F_{z1L}$	20719N	20761N
$F_{z1R}$	22820N	22737N
$W_{front}$	43539N	43498N



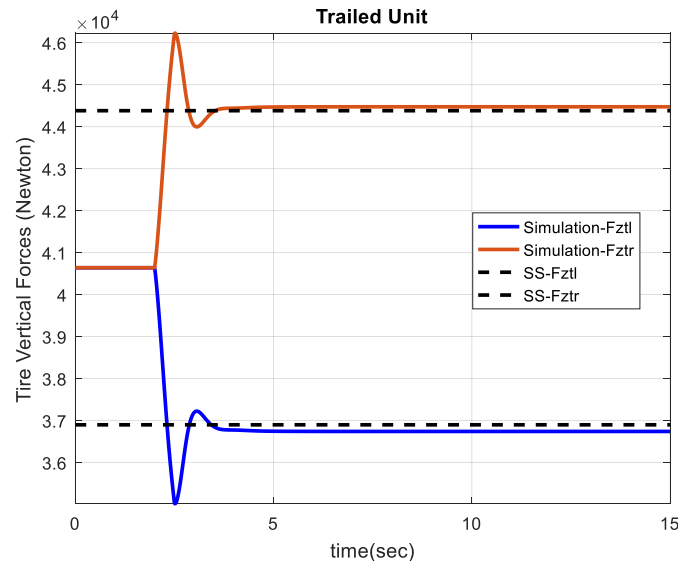
Σχήμα 4.5 Εγκάρσια Μεταφορά Φορτίων Οπίσθιου Άξονα Τράκτορα

Στους πίνακες 4.5-7 βλέπουμε την επαλήθευση των τιμών του μοντέλου μας με τις τιμές της σταθερής κατάστασης. Οι δύο πρώτες γραμμές κάθε πίνακα απεικονίζουν τα φορτία που δέχεται κάθε τροχός του κάθε άξονα και η τρίτη γραμμή απεικονίζει τα συνολικά φορτία που δέχεται όλος ο άξονας Όπως βλέπουμε τα αποτελέσματα της προσομοίωσης είναι αρκετά κοντά στις τιμές σταθερής κατάστασης αφού

η απόκλιση των τιμών δεν ξεπερνάει τα εκατό κιλά σε κανένα άξονα, σε ένα όχημα συνολικά δεκαοχτώ περίπου τόνων.

Πίνακας 4.6 Εγκάρσια Μεταφορά Φορτίων Οπίσθιου Άξονα Τράκτορα

Value	Simulation	Steady State
$F_{z2L}$	32470N	32723N
$F_{z2R}$	36237N	36025N
$W_{rear}$	68707N	68748N



Σχήμα 4.6 Εγκάρσια Μεταφορά Φορτίων Άξονα Επικαθήμενου

Πίνακας 4.7 Εγκάρσια Μεταφορά Φορτίων Άξονα Επικαθήμενου

Value	Simulation	Steady State
$F_{z3L}$	36739N	36793N
$F_{z3R}$	44472N	44483N
$W_{trailer}$	81211N	81276N

### 4.3 Αποτελέσματα

Ο κώδικας υλοποιήθηκε για διάφορες περιπτώσεις των κέντρων κύλισης του αρθρωτού οχήματος και την επιρροή τους στην οδηγική καθώς και δυναμική συμπεριφορά τους συστήματος. Ο τράκτορας καθώς και το επικαθήμενο, όπως αναλύσαμε στο 2<sup>ο</sup> Κεφάλαιο, έχουν από δύο κέντρα κύλισης στον κάθε άξονα (με τον πίσω άξονα του τράκτορα να αποτελεί τον εμπρόσθιο του επικαθήμενου), από τα δυο αυτά κέντρα κύλισης του κάθε άξονα του οχήματος ορίζεται το κέντρο κύλισης του οχήματος. Σύμφωνα, με τα ανώτερα η μελέτη χωρίστηκε σε τρία μέρη όσον αφορά την επιρροή των κέντρων κύλισης, που θα αναλυθούν στη πορεία.

Στις πρώτες δύο περιπτώσεις μεταβάλλαμε τα κέντρα κύλισης κάποιου συγκεκριμένου άξονα για την μελέτη της συμπεριφοράς του οχήματος. Και στις δύο περιπτώσεις τα κέντρα κύλισης των αξόνων που έμειναν ανέπαφα είχαν το ίδιο προκαθορισμένο ύψος το οποίο είναι  $h_{nom} = 0,723 \text{ m}$ .

Στη τρίτη περίπτωση μελετήθηκε η επιρροή της μεταβολής της κλίσης του άξονα των κέντρων κύλισης στο όχημα.

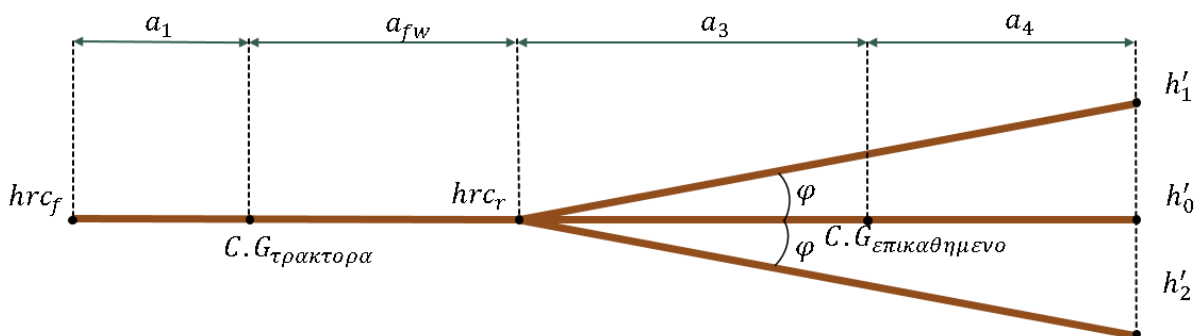
Τέλος, έγινε και μία τέταρτη διαφορετική μελέτη που αφορά την τοποθέτηση του fifth wheel. Στην συγκεκριμένη περίπτωση μελετήσαμε πάλι την επιρροή στην οδηγική και δυναμική συμπεριφορά του οχήματος σύμφωνα με τη τοποθέτηση του fifth wheel όλο και πιο κοντά στο κέντρο μάζας του τράκτορα.

Για κάθε περίπτωση το μοντέλο χρησιμοποιήθηκαν τέσσερις διεγέρσεις.

1. Η πρώτη διεγερση ήταν Ομαλά Μεταβαλλόμενη Βηματική Κατευθυντήρια Γωνία, σύμφωνα με τον τρόπο που την έχουμε ορίσει στο υποκεφάλαιο 3.1, όπου το μοντέλο μελετήθηκε ως προς την δυναμική του συμπεριφορά.
2. Η δεύτερη διεγερση ήταν η αργά αυξανόμενη κατευθυντήρια γωνία (υποκεφάλαιο 3.3). Η διεγερση αυτή ουσιαστικά θα πρέπει να επαληθεύει τη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος στην πρώτη διεγερση. Ο κύριος λόγος που χρησιμοποιήθηκε αυτή η διεγερση είναι διότι σε οποιαδήποτε περίπτωση από τις παραπάνω, ένα όχημα πρέπει να μπορεί να είναι σε θέση να ανταπεξέλθει χωρίς κίνδυνο ανατροπής σε αυτή, καθώς δεν θεωρείται <<ακραία>> μανούβρα.
3. Στη συνέχεια χρησιμοποιήθηκε η σταθερά μεταβαλλόμενη κατευθυντήρια γωνία σύμφωνα με τον τρόπο που ορίσαμε στο υποκεφάλαιο 3.4. Μέσω αυτής της διεγερσης μελετήθηκε η οδηγική συμπεριφορά του οχήματος σύμφωνα με την κλίση υποστροφής (υποκεφάλαιο 2.3.2) στα  $0.1 g$  και στα  $0.35 g$  εγκάρσιας επιτάχυνσης του οχήματος. Μελετώνται αυτές οι δύο περιοχές καθώς η συμπεριφορά του οχήματος παρουσιάζει μεγάλες διαφορές σε χαμηλές και υψηλές επιταχύνσεις. Προφανώς εμείς θα μελετήσουμε και τις δύο περιπτώσεις.
4. Τέλος, χρησιμοποιήθηκε Ημιτονοειδής Διεγερση της Κατευθυντήριας Γωνίας ώστε να εκτιμηθεί η συμπεριφορά των τροχών στην κάθε περίπτωση.

#### 4.4 Μελέτη 1<sup>ης</sup> Περίπτωσης

Στην πρώτη περίπτωση μεταβάλλαμε το κέντρο κύλισης του 3<sup>ου</sup> άξονα, δηλαδή του επικαθήμενου (Σχήμα 4.7).



Σχήμα 4.7 Μεταβολή ύψους κέντρου κύλισης-1<sup>η</sup> περίπτωση

Ορίσαμε μια γωνία  $\varphi$  έτσι ώστε να μεταβάλλουμε κατά το ίδιο ύψος προς τα πάνω και κάτω το κέντρο κύλισης από το προκαθορισμένο ύψος του. Παρακάτω ορίζεται η γωνία που επιλέχθηκε και τα ύψη που προέκυψαν:

$$\varphi = 4^{\circ} \quad (71)$$

$$h_{rc,1f} = h_{rc,1r} = h'_0 = 0.723 \text{ m} \quad (72)$$

$$h = \tan \varphi * (a_3 + a_4) \cong 0.56 \text{ m} \quad (73)$$

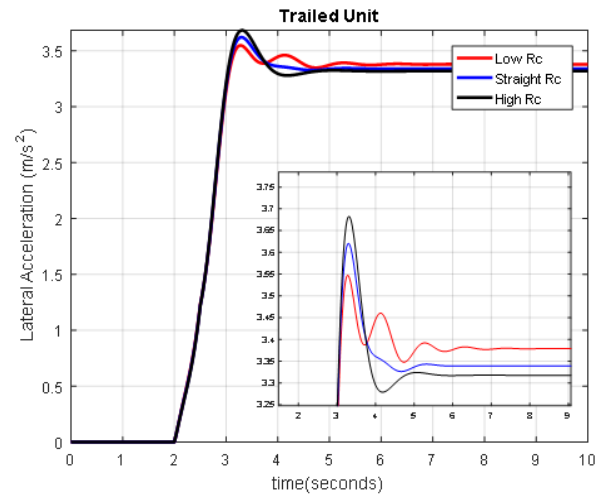
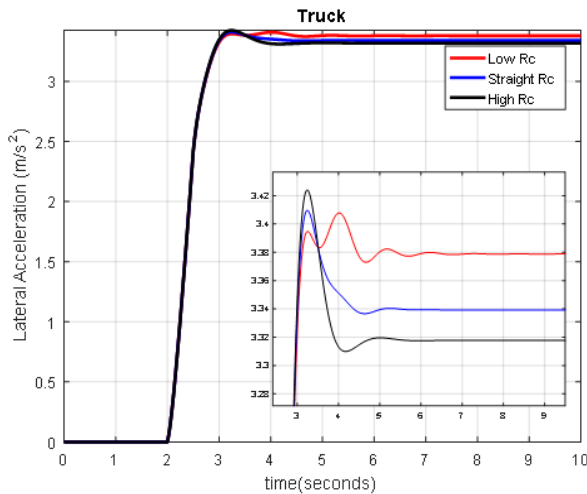
Ως αποτέλεσμα της εξίσωσης (73), έχουμε:

$$h'_1 = h'_0 + h = 1.283 \text{ m} \tag{74}$$

$$h'_2 = h'_0 - h = 0.163 \text{ m} \tag{75}$$

#### 4.4.1 Ομαλά Μεταβαλλόμενη Βηματική Διέγερση

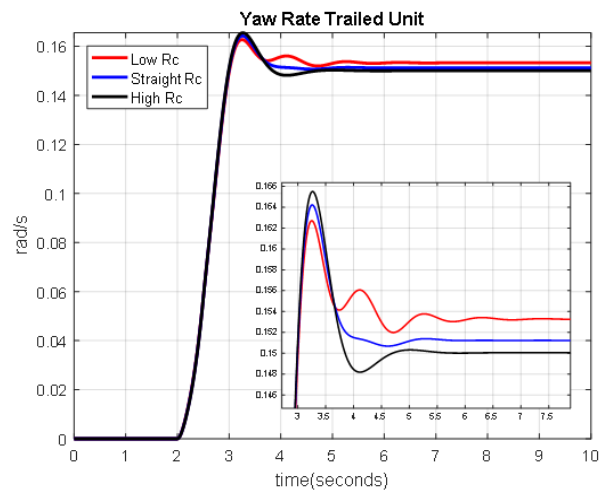
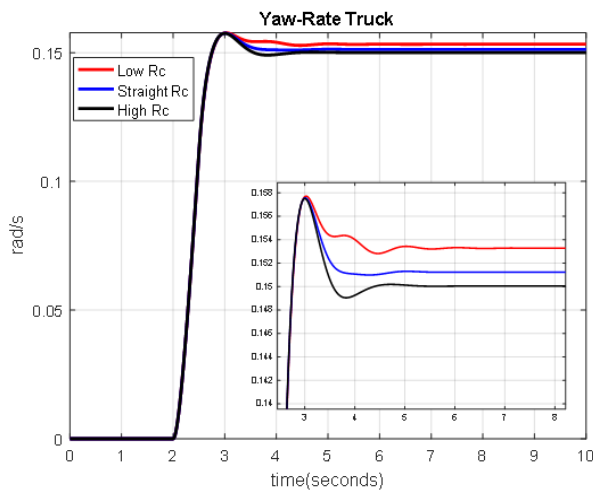
Έχοντας ορίσει τα ύψη ξεκινάμε την ανάλυση με την πρώτη διέγερση και μελετάμε την δυναμική συμπεριφορά του οχήματος σε αυτή. Τα αποτελέσματα της πρώτης διέγερσης είναι τα εξής:



(α) Εγκάρσια Επιτάχυνση Τράκτορα

(β) Εγκάρσια Επιτάχυνση Επικαθήμενου

Σχήμα 4.8 Μελέτη 1<sup>ης</sup> περίπτωσης Επιτάχυνση



(γ) Ταχύτητα Εκτροπής Τράκτορα

(δ) Ταχύτητα Εκτροπής Επικαθήμενου

Σχήμα 4.9 Μελέτη 1<sup>ης</sup> περίπτωση Ταχύτητα Εκτροπής

Στους παρακάτω πίνακες παρατίθενται οι ποσοστιαίες μεταβολές των δεικτών της δυναμικής συμπεριφοράς που αναλύθηκαν στο υποκεφάλαιο 3.1.1, με βάση το ύψος του κέντρου κύλισης από όπου και θα κρίνουμε τη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος:

Πίνακας 4.8 Επιτάχυνση Τράκτορα

Τράκτορας(Επιτάχυνση)			
Τιμές	Ευθεία	Χαμηλωμένο	Υπερυψωμένο
Σταθερή Κατάσταση	3,33 $m/s^2$	1,2%	-0,6%

<b>Μέγιστη Τιμή</b>	3,4 $m/s^2$	0%	0,5%
<b>Χρόνος Ανύψωσης</b>	0,82 sec	4,8%	-2,4%
<b>Υπερακόντιση</b>	2,10 %	-59,5%	52,3%
<b>Χρόνος Αποκατάστασης</b>	3,31 sec	-9,9%	5,7%

Πίνακας 4.9 Επιτάχυνση Επικαθήμενου

<b>Επικαθήμενο(Επιτάχυνση)</b>			
<b>Τιμές</b>	<b>Ευθεία</b>	<b>Χαμηλωμένο</b>	<b>Υπερυψωμένο</b>
<b>Σταθερή Κατάσταση</b>	3,33 $m/s^2$	1,2%	-0,6%
<b>Μέγιστη Τιμή</b>	3,62 $m/s^2$	-2,2%	1,6%
<b>Χρόνος Ανύψωσης</b>	0,98 sec	2%	-2%
<b>Υπερακόντιση</b>	8,42%	-40,8%	30,5%
<b>Χρόνος Αποκατάστασης</b>	3,73 sec	14.2%	1,1%

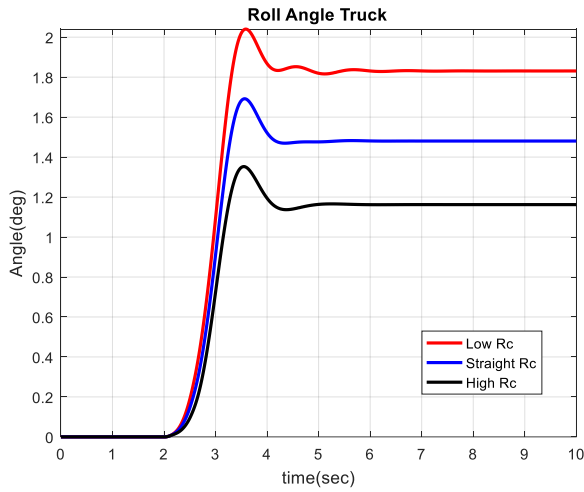
Παρατηρούμε από τα παραπάνω σχήματα και πίνακες ότι όσο μειώνουμε το κέντρο κύλισης του οπίσθιου άξονα του επικαθήμενου έχουμε μικρότερη υπερακόντιση της τάξης του 60% καθώς και χρόνο αποκατάστασης στην επιτάχυνση και στην ταχύτητα εκτροπής, δηλαδή η δυναμική συμπεριφορά του οχήματος μας βελτιώνεται για τον τράκτορα. Παρατηρούμε ότι ενώ έχουμε μείωση του χρόνου αποκατάστασης σε τράκτορα έχουμε αύξηση σε επικαθήμενο κατά 15%.Επιπλέον, έχουμε αύξηση του χρόνου ανύψωσης 5% σε τράκτορα και την υποδιπλάσια αύξηση σε επικαθήμενο. Αντίστοιχα, παρατηρούμε την ακριβώς αντίθετη συμπεριφορά όσο αυξάνουμε το κέντρο κύλισης. Και στις δύο περιπτώσεις έχουμε μικρές προσαυξήσεις σε μέγιστη τιμή και τιμή σταθερής κατάστασης.

Πίνακας 4.10 Ταχύτητα Εκτροπής Τράκτορα

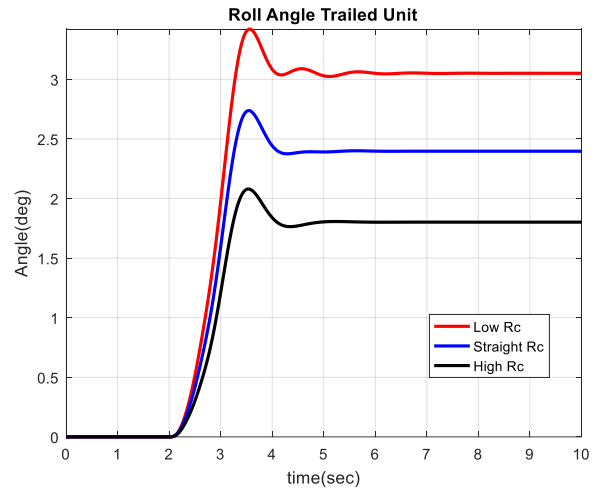
<b>Τράκτορας(Ταχύτητα Εκτροπής)</b>			
<b>Τιμές</b>	<b>Ευθεία</b>	<b>Χαμηλωμένο</b>	<b>Υπερυψωμένο</b>
<b>Σταθερή Κατάσταση</b>	0,15 $rad/sec$	0%	0%
<b>Μέγιστη Τιμή</b>	0,15 $rad/sec$	0%	0%
<b>Χρόνος Ανύψωσης</b>	0,64 sec	3,1%	-3,1%
<b>Υπερακόντιση</b>	4,18 %	-30,8%	18,6%
<b>Χρόνος Αποκατάστασης</b>	3,13 sec	-3%	0,6%

Πίνακας 4.11 Ταχύτητα Εκτροπής Επικαθήμενου

<b>Επικαθήμενο(Ταχύτητα Εκτροπής)</b>			
<b>Τιμές</b>	<b>Ευθεία</b>	<b>Χαμηλωμένο</b>	<b>Υπερυψωμένο</b>
<b>Σταθερή Κατάσταση</b>	0,15 $rad/sec$	0%	0%
<b>Μέγιστη Τιμή</b>	0,16 $rad/sec$	0%	0%
<b>Χρόνος Ανύψωσης</b>	0,88 sec	3,4%	-1,1%
<b>Υπερακόντιση</b>	8,59 %	-28%	19,9%
<b>Χρόνος Αποκατάστασης</b>	3,67 sec	-3,5%	0, %

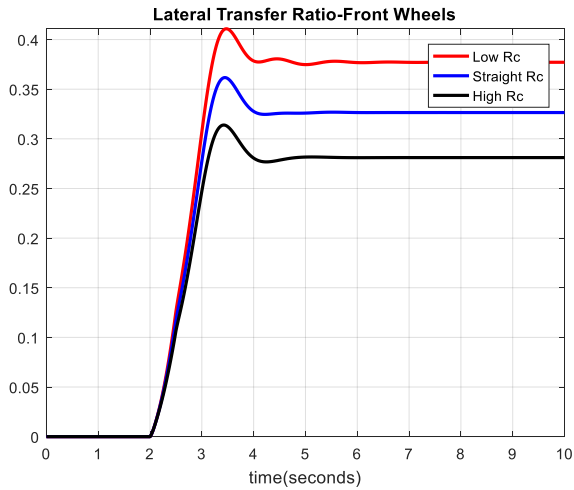


(α) Γωνία Κύλισης Τράκτορα

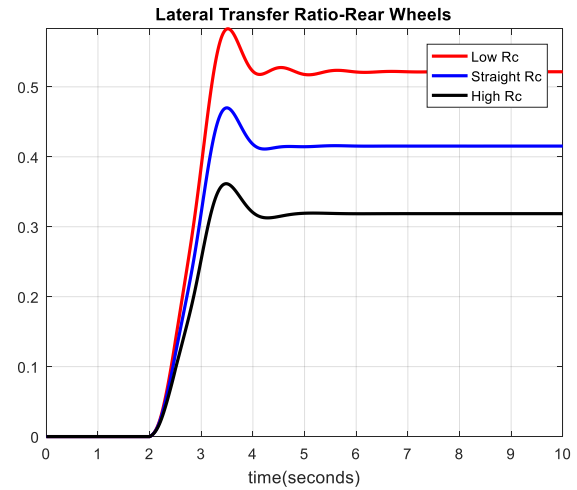


(β) Γωνία Κύλισης Επικαθήμενου

Σχήμα 4.10 Μελέτη 1<sup>ης</sup> Περίπτωσης Γωνία Κύλισης



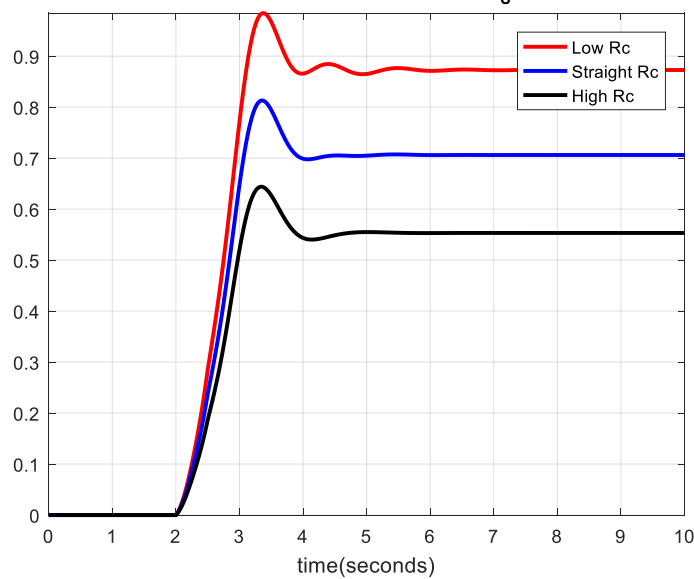
(α) Εμπρόσθιος Άξονας Τράκτορα



(β) Οπίσθιος Άξονας Τράκτορα

Σχήμα 4.11 Μελέτη 1<sup>ης</sup> Περίπτωσης Μεταφορά Εγκάρσιων Φορτίων Τράκτορα

Lateral Transfer Ratio-Trailed Unit



(γ) Άξονας Επικαθήμενου

Σχήμα 4.12 Μελέτη 1<sup>ης</sup> περίπτωσης Μεταφορά Εγκάρσιων Φορτίων Επικαθήμενου

Πίνακας 4.12 Γωνία Κύλισης Τράκτορα

Τράκτορας(Γωνία Κύλισης)			
Τιμές	Ευθεία	Χαμηλωμένο	Υπερυψωμένο
Σταθερή Κατάσταση	1,48 deg	23,6%	-21,6%
Μέγιστη Τιμή	1,69 deg	20,7%	-20,1%
Χρόνος Ανύψωσης	1,05 sec	1,9%	-1,9%
Υπερακόντιση	14,28 %	-19,9%	14,6%
Χρόνος Αποκατάστασης	4,03 sec	-0,7%	5,9%

Πίνακας 4.13 Γωνία Κύλισης Επικαθήμενου

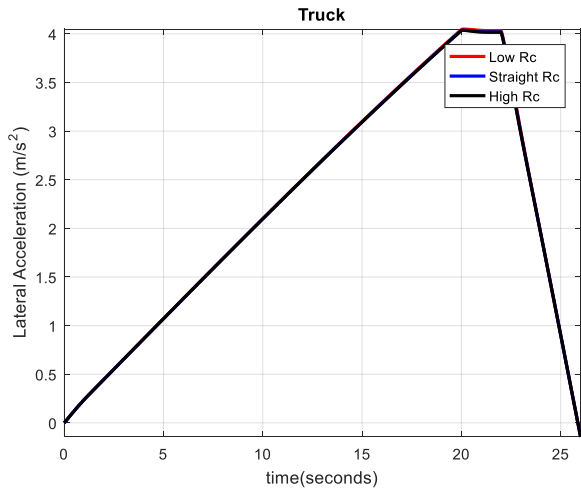
Επικαθήμενο(Γωνία Κύλισης)			
Τιμές	Ευθεία	Χαμηλωμένο	Υπερυψωμένο
Σταθερή Κατάσταση	2,39 deg	27,6%	-24,6%
Μέγιστη Τιμή	2,73 deg	25,2%	-23,8%
Χρόνος Ανύψωσης	1,08 sec	-1,8%	-2,7%
Υπερακόντιση	14,21 %	-14,5%	8,5%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,99 sec	-1%	8,2%

Η γωνία κύλισης παρουσιάζει μεγάλες διαφορές ως προς τη δυναμική της συμπεριφορά συγκριτικά με την επιτάχυνση και τη ταχύτητα εκτροπής, αφού βλέπουμε ότι η τιμή της σταθερής κατάστασης και μόνο αλλάζει κατά 25% σε σύγκριση με τη μεταβολή του 1,5% της επιτάχυνσης. Το ίδιο ισχύει και για τη μέγιστη τιμή της γωνίας κύλισης που έχουμε αύξηση 20 με 25 % στο τράκτορα και στο επικαθήμενο ενώ στη επιτάχυνση τους έχουμε μεταβολή 2% Παρατηρείται όμοια συμπεριφορά με την επιτάχυνση και την ταχύτητα εκτροπής όσον αφορά την υπερακόντιση και το χρόνο αποκατάστασης του συστήματος χωρίς τόσο μεγάλες προσαυξήσεις όσο προηγουμένως διότι βλέπουμε ότι όσο μεταβάλλουμε το κέντρο κύλισης έχουμε προσαύξηση και των μέγιστων τιμών, δηλαδή το δυναμικό σύστημα έχει μια πιο ομαλή μεταβολή. Επιπρόσθετα, παρατηρούμε ότι όσο μειώνουμε το κέντρο κύλισης έχουμε αύξηση της γωνίας κύλισης καθώς και των εγκάρσιων φορτίων μεταφοράς σύμφωνα με τα σχήματα 4.11 και 4.12. Οι διαφορές αυτές είναι μεγάλες και στη γωνία κύλισης αλλά και σε όλα τα φορτία μεταφοράς σε όλους άξονες, ειδικά στον άξονα του επικαθήμενου παρατηρούμε ότι οι τιμές αυξάνονται από το 55% στο 90% θέτοντας το όχημα σε κίνδυνο ανατροπής.

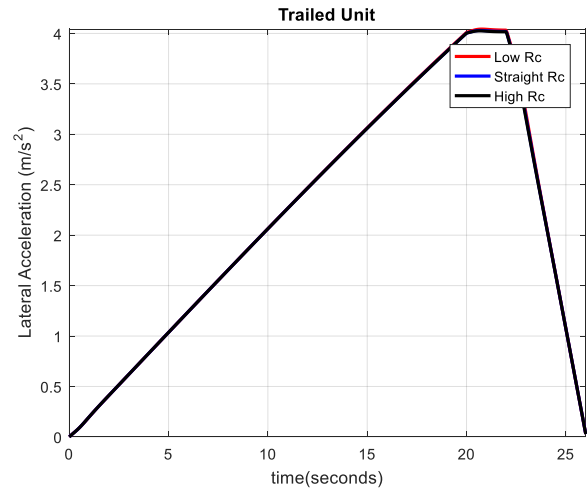
#### 4.4.2 Αργά Αυξανόμενη Κατευθυντήρια Γωνία

Παρακάτω στα σχήματα 4.13-17 θα δούμε τα αποτελέσματα όπως αργά αυξανόμενης κατευθυντήριας γωνίας και περιμένουμε, όπως και γίνεται, να παρατηρήσουμε την αντίστοιχη ευστάθεια του συστήματος που είδαμε από την πρώτη διεγερση :



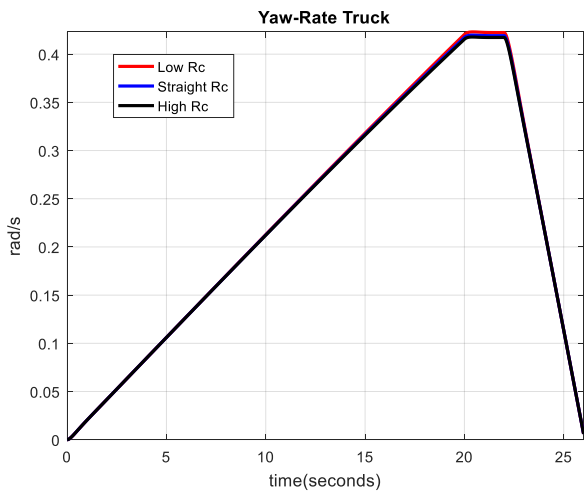


(α) Εγκάρσια Επιτάχυνση Τράκτορα

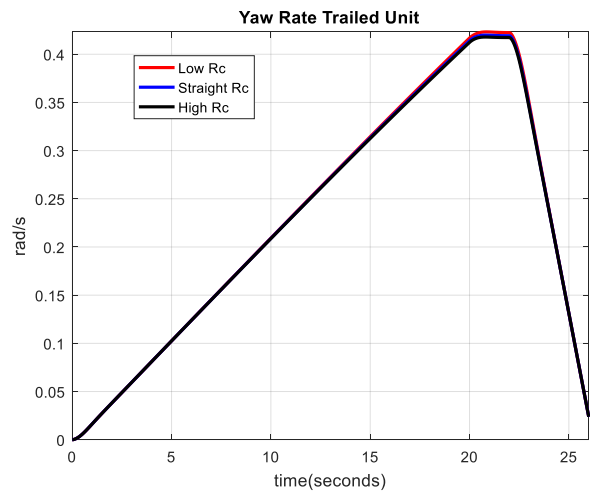


(β) Εγκάρσια Επιτάχυνση Επικαθήμενου

Σχήμα 4.13 Μελέτη 1<sup>ης</sup> περίπτωσης Επιτάχυνση



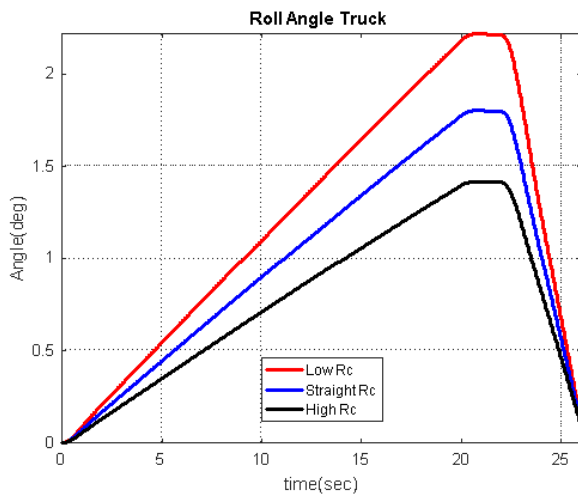
(α) Ταχύτητα Εκτροπής Τράκτορα



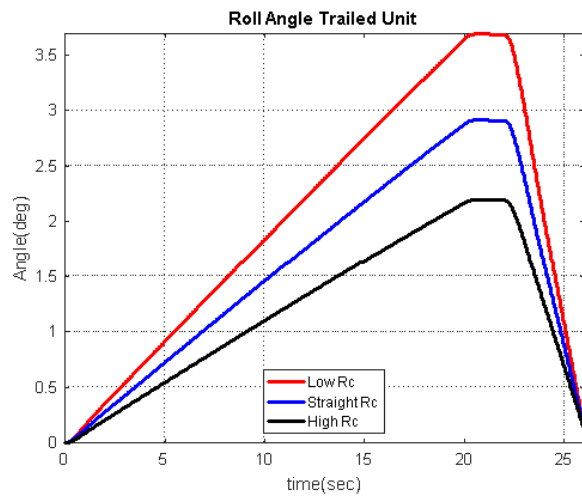
(β) Ταχύτητα Εκτροπής Επικαθήμενου

Σχήμα 4.14 Μελέτη 1<sup>ης</sup> περίπτωσης Ταχύτητα Εκτροπής

Παρατηρούμε από τα διαγράμματα των σχημάτων 4.13 και 4.14 όσο είδαμε και στην πρώτη διέγερση, δηλαδή ότι όσο μειώνουμε το κέντρο κύλισης του άξονα του επικαθήμενου έχουμε αύξηση όπως επιτάχυνσης και όπως ταχύτητας εκτροπής.

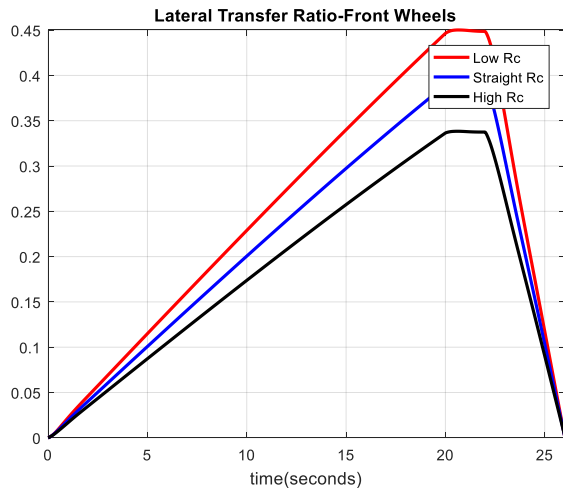


(α) Γωνία Κύλισης Τράκτορα

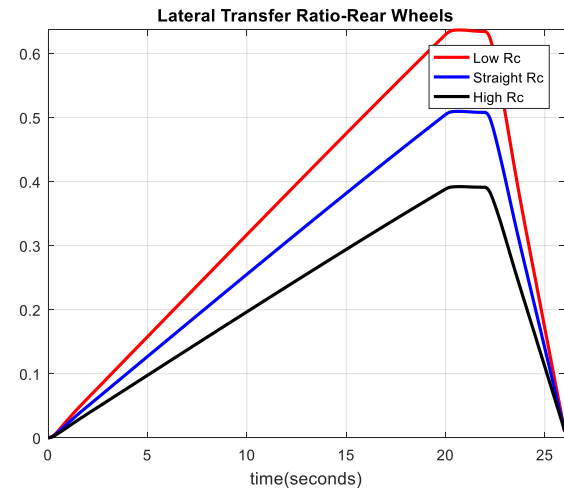


(β) Γωνία Κύλισης Επικαθήμενου

Σχήμα 4.15 Μελέτη 1<sup>ης</sup> περίπτωσης Γωνία Κύλισης



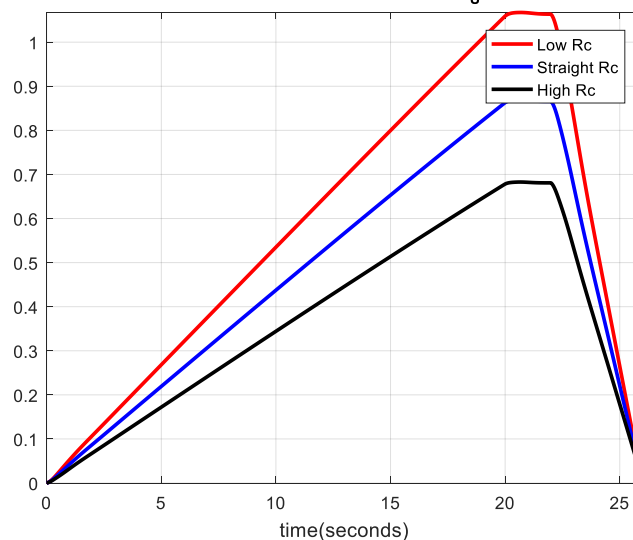
(α) Εμπρόσθιος Άξονας Τράκτορα



(β) Οπίσθιος Άξονας Τράκτορα

Σχήμα 4.16 Μελέτη 1<sup>ης</sup> περίπτωσης Μεταφορά Εγκάρσιων Φορτίων Τράκτορα

Lateral Transfer Ratio-Trailed Unit



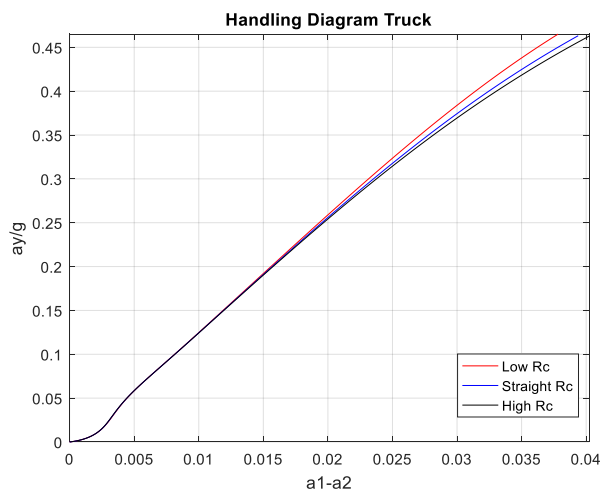
(γ) Άξονας Επικαθήμενου

Σχήμα 4.17 Μελέτη 1<sup>ης</sup> περίπτωσης Μεταφορά Εγκάρσιων Φορτίων Επικαθήμενου

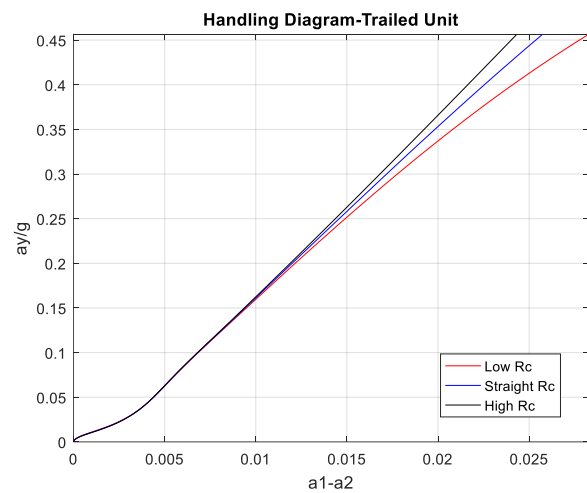
Όπως προαναφέρθηκε ο λόγος όπως όπως όπως όπως διέγερσης είναι η επαλήθευση των αποτελεσμάτων όπως βηματικής διέγερσης αλλά ο κύριος λόγος είναι η τελική εκτίμηση όπως συμπεριφοράς του οχήματος. Βλέπουμε στο σχήμα 4.11 ότι τα φορτία έχουν ξεπεράσει την τιμή 1, πράγμα που σημαίνει ότι το όχημα έχει χάσει επαφή με το έδαφος όταν έχει χαμηλό κέντρο κύλισης στον άξονα του επικαθήμενου. Στην προηγούμενη διέγερση παρατηρήσαμε την ίδια συμπεριφορά και εδώ είμαστε σε θέση πλέον να απορρίψουμε την περίπτωση αυτή αφού βλέπουμε ότι το όχημα κινδυνεύει από ανατροπή σε μία απλή διέγερση δυναμικής συμπεριφοράς.

#### 4.4.3 Σταθερά Μεταβαλλόμενη κατευθυντήρια Γωνία

Παρακάτω χρησιμοποιείται η Τρίτη διέγερση και βλέπουμε το διάγραμμα σταθερότητας χειρισμού (Handling Stability) μαζί με όπως πίνακες που περιλαμβάνουν όπως τιμές όπως κλίσης υποστροφής στα 0.1 g :και στα 0.35 g εγκάρσιας επιτάχυνσης:



(α) Τράκτορα



(β) Επικαθήμενου

Σχήμα 4.18 Μελέτη 1<sup>ης</sup> περίπτωσης Διάγραμμα Σταθερότητας Χειρισμού

Πίνακας 4.14 Κλίση υποστροφής Τράκτορα

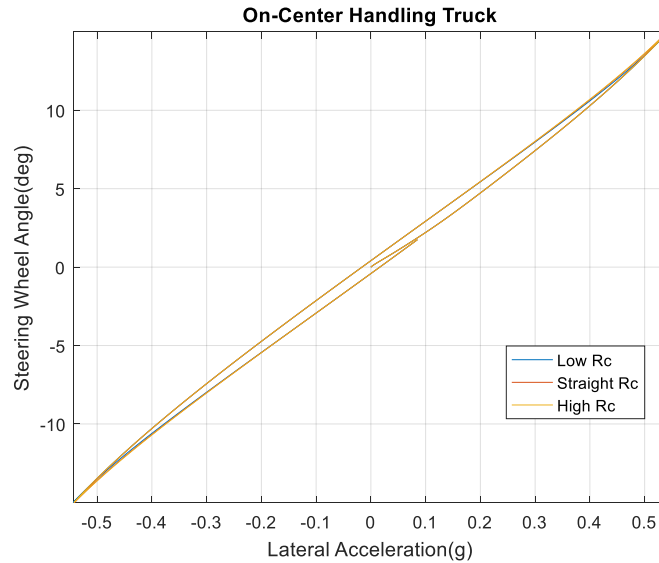
Τράκτορας (Κλίση Υποστροφής)		
Ύψος Κέντρου Κύλισης	0.1 g	0.35 g
Χαμηλωμένο	0.218	0.238
Ευθεία	0.217	0.232
Υψωμένο	0.217	0.228

Πίνακας 4.15 Κλίση υποστροφής Επικαθήμενου

Επικαθήμενο (Κλίση Υποστροφής)		
Ύψος Κέντρου Κύλισης	0.1 g	0.35 g
Χαμηλωμένο	0.257	0.308
Ευθεία	0.257	0.321
Υψωμένο	0.258	0.329

Στο διάγραμμα σταθερότητας καθώς και από όπως τιμές των πινάκων 4.14 και 4.15 βλέπουμε ότι ο τράκτορας και το επικαθήμενο παρουσιάζουν αντίθετη συμπεριφορά όσον αφορά την συμπεριφορά όπως. Βλέπουμε όπως ότι όσο προσαυξάνουμε το ύψος του κέντρου κύλισης παρατηρούμε πιο έντονες διαφορές στη συμπεριφορά του επικαθήμενου απ' ότι στον τράκτορα. Δηλαδή όσο αυξάνουμε το κέντρο κύλισης έχουμε πιο υποστροφική συμπεριφορά στον τράκτορα και αισθητά πιο υπερστροφική συμπεριφορά στο επικαθήμενο. Προφανώς έχουμε την ακριβώς αντίθετη συμπεριφορά σε περίπτωση μείωσης του κέντρου κύλισης.

4.4.4 Ημιτονοειδής Διεγέρση Κατευθυντήριας Γωνίας

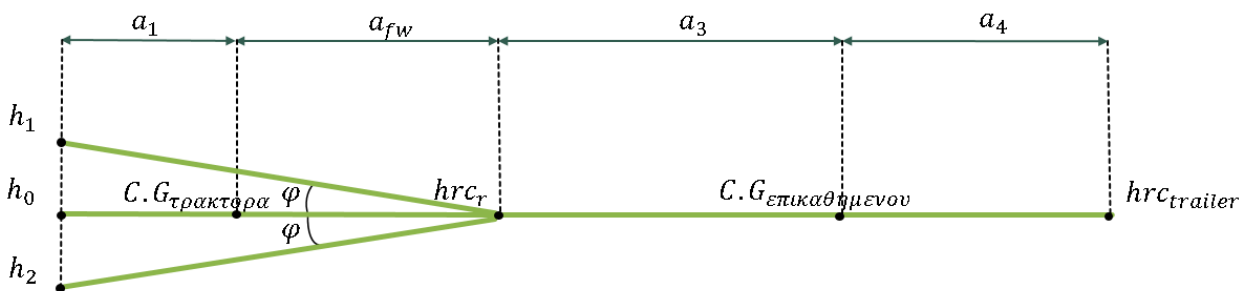


Σχήμα 4.19 Μελέτη 1<sup>ης</sup> Περίπτωσης Συμπεριφορά Ελαστικών

Στο διάγραμμα ημιτονοειδής διεγέρσεως βλέπουμε ότι δεν παρουσιάζονται κάποιες αισθητές αλλαγές στην συμπεριφορά των ελαστικών, δηλαδή στην γωνία ολίσθησης. Σε μικρές επιταχύνσεις ίσως να ήταν αναμενόμενο αλλά βλέπουμε ότι και σε μεγάλες επιταχύνσεις τελικά τα ελαστικά δεν παρουσιάζουν αλλαγές.

4.5 Μελέτη 2<sup>ης</sup> Περίπτωσης

Στην δεύτερη περίπτωση μεταβάλλαμε το κέντρο κύλισης του εμπρόσθιου άξονα του τράκτορα (Σχήμα 4.20):



Σχήμα 4.20 Μεταβολή ύψους κέντρου κύλισης-2<sup>η</sup> περίπτωση

Ομοίως και σε αυτή την περίπτωση ορίσαμε γωνία  $\varphi$  έτσι ώστε να μεταβάλλουμε κατά το ίδιο ύψος όπως τα πάνω και κάτω το κέντρο κύλισης από το προκαθορισμένο ύψος του. Η γωνία που επιλέχθηκε είναι η ίδια με την πρώτη περίπτωση, δηλαδή  $\varphi = 4$  και τα ύψη που προέκυψαν είναι τα εξής:

$$h_{rc,trailer} = h_{rc,1r} = h_0 = 0.723 \text{ m} \tag{76}$$

$$h = \tan \varphi * (a_1 + a_{fw}) \cong 0.244 \text{ m} \tag{77}$$

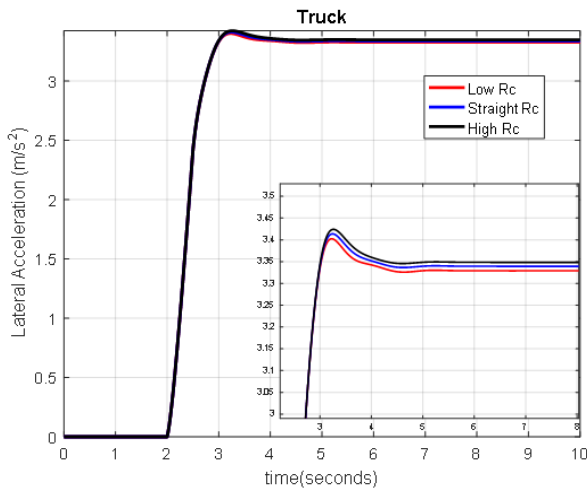
Ως αποτέλεσμα όπως εξίσωσης (77), έχουμε:

$$h_1 = h_0 + h = 0.967 \text{ m} \tag{78}$$

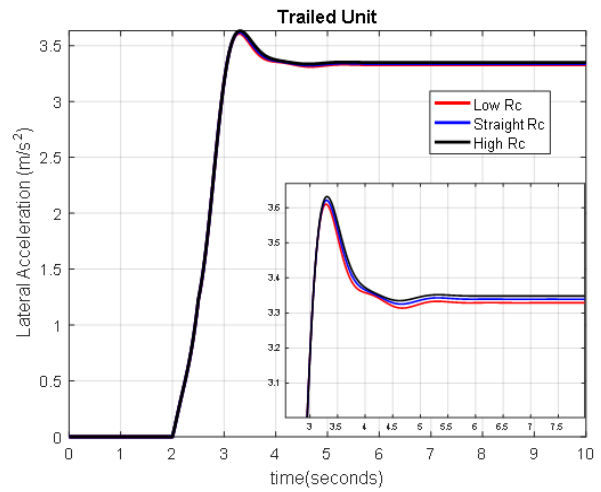
$$h_2 = h_0 - h = 0.479 \text{ m} \tag{79}$$

### 4.5.1 Ομαλά Μεταβαλλόμενη Βηματική Διέγερση

Έχοντας πλέον ορίσει τα ύψη ξεκινάμε την ανάλυση όπως δεύτερης περίπτωσης με την πρώτη διέγερση και μελετάμε την δυναμική συμπεριφορά του οχήματος σε αυτή. Τα αποτελέσματα όπως πρώτης διέγερσης απεικονίζονται στα διαγράμματα των σχημάτων 4.21-25:

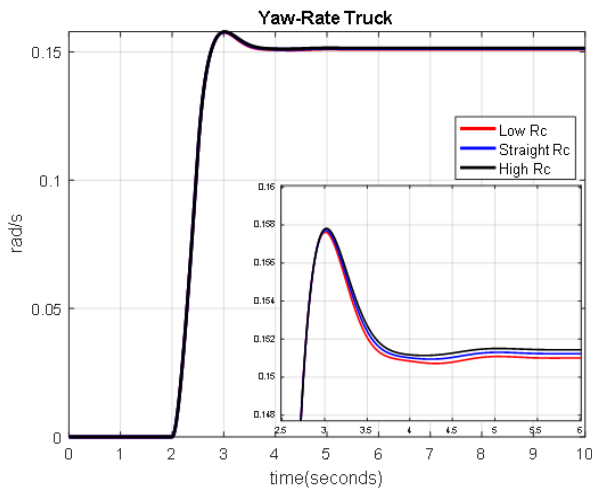


(α) Εγκάρσια Επιτάχυνση Τράκτορα

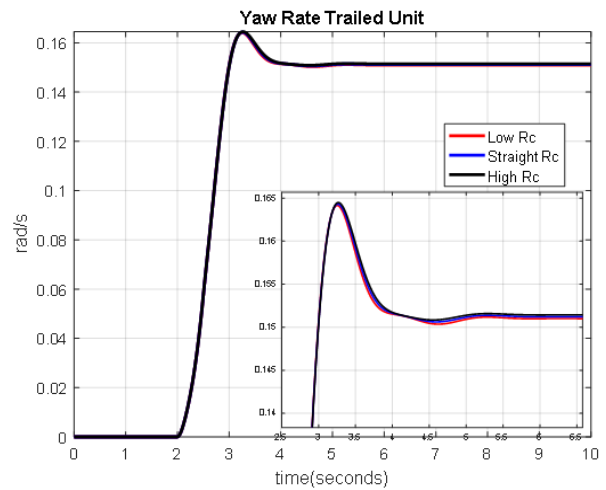


(β) Εγκάρσια Επιτάχυνση Επικαθήμενου

Σχήμα 4.21 Μελέτη 2<sup>ης</sup> περίπτωσης Επιτάχυνση



(α) Ταχύτητα Εκτροπής Τράκτορα



(β) Ταχύτητα Εκτροπής Επικαθήμενου

Σχήμα 4.22 Μελέτη 2<sup>ης</sup> περίπτωσης Ταχύτητα Εκτροπής

Πίνακας 4.16 Επιτάχυνση Τράκτορα

Τράκτορας(Επιτάχυνση)			
Τιμές	Ευθεία	Χαμηλωμένο	Υπερυψωμένο
Σταθερή Κατάσταση	3,33 $m/s^2$	-0,3%	0,3%
Μέγιστη Τιμή	3,41 $m/s^2$	-0,3%	0,3%
Χρόνος Ανύψωσης	0,82 sec	-1,2%	0%
Υπερακόντιση	2,22 %	-0,9%	1,8%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,36 sec	-0,8%	0,8%

Ομοίως με την πρώτη περίπτωση όπως παρακάτω πίνακες παρατίθενται οι ποσοστιαίες μεταβολές των δεικτών όπως δυναμικής συμπεριφοράς που αναλύθηκαν στο υποκεφάλαιο 3.1.1, με βάση το ύψος του κέντρου κύλισης από όπου και θα κρίνουμε τη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος:

Πίνακας 4.17 Επιτάχυνση Επικαθήμενου

Επικαθήμενο(Επιτάχυνση)			
Τιμές	Ευθεία	Χαμηλωμένο	Υπερυψωμένο
Σταθερή Κατάσταση	3,33 $m/s^2$	-0,3%	0,3%
Μέγιστη Τιμή	3,62 $m/s^2$	-0,2%	0,2%
Χρόνος Ανύψωσης	0,98 sec	-1%	0%
Υπερακόντιση	8,44 %	0%	0,2%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,76 sec	-0,7%	0,5%

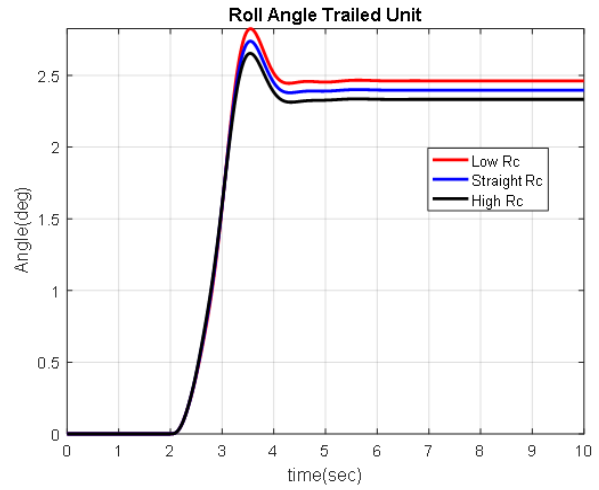
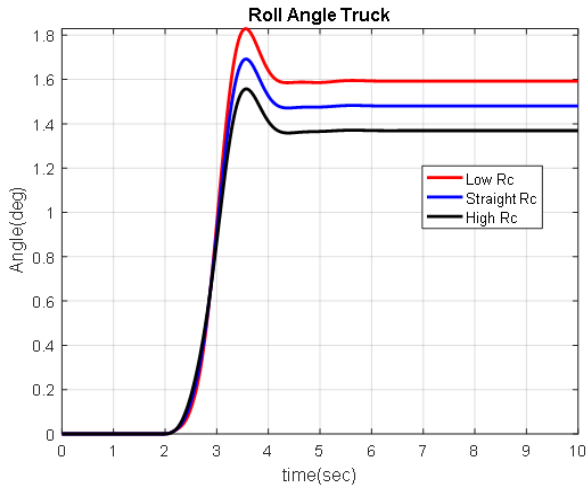
Στη συγκεκριμένη περίπτωση βλέπουμε ότι όσο μειώνουμε το κέντρο κύλισης μειώνονται οι τιμές όλων των δεικτών κατά 1% και αντίστοιχα όταν αυξάνουμε το κέντρο κύλισης αυξάνονται κατά τα ίδια ποσοστά αντίστοιχα. Η αλλαγή του κέντρου κύλισης στον εμπρόσθιο άξονα φαίνεται να μην επηρεάζει όπως ταχύτητες ανατροπής του τράκτορα και του επικαθήμενου. Κάτι που πρέπει να τονίσουμε στη συγκεκριμένη διέγερση είναι πως όσο μειώνεται το κέντρο κύλισης είναι πιο ομαλή η μεταβολή όπως εγκάρσιας επιτάχυνσης ως όπως τη μέγιστη τιμή, άρα και στην υπερακόντιση, καθώς και στον χρόνο αποκατάστασης.

Πίνακας 4.18 Ταχύτητα Εκτροπής Τράκτορα

Τράκτορας(Ταχύτητα Εκτροπής)			
Τιμές	Ευθεία	Χαμηλωμένο	Υπερυψωμένο
Σταθερή Κατάσταση	0,15 $rad/sec$	0%	0%
Μέγιστη Τιμή	0,15 $rad/sec$	0%	0%
Χρόνος Ανύψωσης	0,64 sec	0%	-1,6%
Υπερακόντιση	4,18 %	-0,6%	0,3%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,13 sec	0%	0%

Πίνακας 4.19 Ταχύτητα Εκτροπής Επικαθήμενου

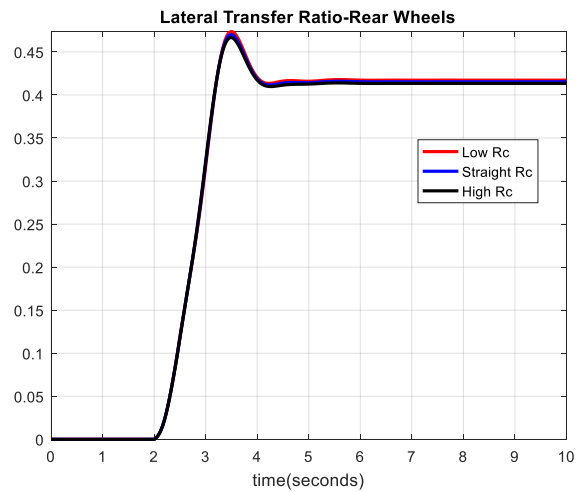
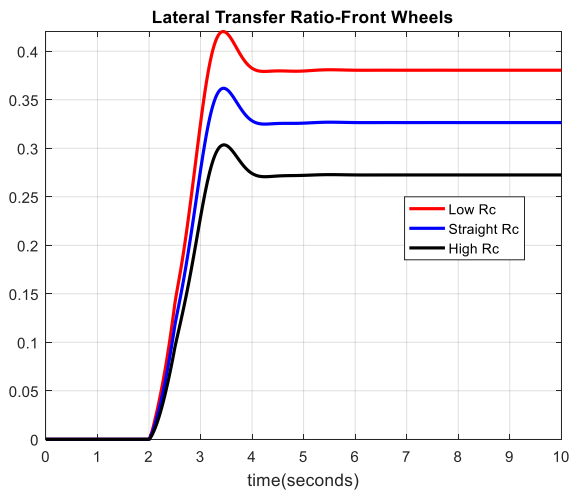
Επικαθήμενο(Ταχύτητα Εκτροπής)			
Τιμές	Ευθεία	Χαμηλωμένο	Υπερυψωμένο
Σταθερή Κατάσταση	0,15 $rad/sec$	0%	0%
Μέγιστη Τιμή	0,16 $rad/sec$	0%	0%
Χρόνος Ανύψωσης	0,88 sec	0%	1,1%
Υπερακόντιση	8,59 %	0,6%	-0,3%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,67 sec	-0,5%	0,5%



(α) Γωνία Κύλισης Τράκτορα

(β) Γωνία Κύλισης Επικαθήμενου

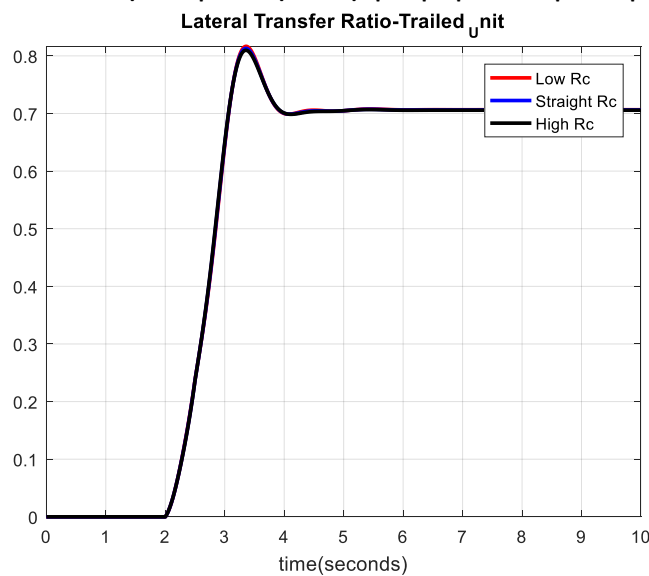
Σχήμα 4.23 Μελέτη 2<sup>ης</sup> περίπτωσης Γωνία Κύλισης



(α) Εμπρός Αξονας Τράκτορα

(β) Οπίσθιος Αξονας Τράκτορα

Σχήμα 4.24 Μελέτη 2<sup>ης</sup> περίπτωση Μεταφορά Εγκάρσιων Φορτίων Τράκτορα



(γ) Αξονας Επικαθήμενου

Σχήμα 4.25 Μελέτη 2<sup>ης</sup> περίπτωσης Μεταφορά Εγκάρσιων Φορτίων Επικαθήμενου

Πίνακας 4.20 Γωνία Κύλισης Τράκτορα

Τράκτορας(Γωνία Κύλισης)			
Τιμές	Ευθεία	Χαμηλωμένο	Υπερυψωμένο
Σταθερή Κατάσταση	1,48 deg	7,4%	-8,1%
Μέγιστη Τιμή	1,69 deg	7,7%	-8,2%
Χρόνος Ανύψωσης	1,05 sec	0%	0%
Υπερακόντιση	14,29 %	-3,8%	-3,7%
Χρόνος Αποκατάστασης	4,04 sec	0%	0%

Πίνακας 4.21 Γωνία Κύλισης Επικαθήμενου

Επικαθήμενο(Γωνία Κύλισης)			
Τιμές	Ευθεία	Χαμηλωμένο	Υπερυψωμένο
Σταθερή Κατάσταση	2,39 deg	2,9%	-2,5%
Μέγιστη Τιμή	2,73 deg	3,3%	-2,9%
Χρόνος Ανύψωσης	1,08 sec	0%	0%
Υπερακόντιση	14,21 %	3,7%	-3,2%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,99 sec	0%	0%

Αρχικά στη συγκεκριμένη περίπτωση βλέπουμε όπως η μεταβολή του ύψους του κέντρου κύλισης του εμπρόσθιου άξονα του τράκτορα έχει πολύ μικρότερη επιρροή ως όπως τη μεταβολή του ύψους του κέντρου κύλισης του άξονα του επικαθήμενου. Αρχικά, όσο μειώνουμε το κέντρο κύλισης έχουμε μεγαλύτερη γωνία κύλισης στη σταθερή κατάσταση καθώς και μέγιστη τιμή. Ως αποτέλεσμα, η μεταβολή όπως υπερακόντισης είναι πάρα πολύ μικρή λόγω όπως ταυτόχρονης μεταβολής των μέγιστων τιμών. Η ακριβώς αντίθετη συμπεριφορά παρατηρείται σε μείωση του κέντρου κύλισης. Παρατηρούμε ότι ο χρόνος αποκατάστασης και ανύψωσης παραμένει όπως σε όπως όπως μεταβολές του ύψους του κέντρου κύλισης. Επιπλέον, το πλάτος όπως μεταβολής όπως γωνίας κύλισης του τράκτορα ανάλογα με την μεταβολή του ύψους είναι ίδιο με το πλάτος όπως μεταβολής όπως γωνίας κύλισης στο επικαθήμενο. Τέλος, οι μεταβολές στη γωνία κύλισης είναι αρκετά μικρές και οι επιπτώσεις όπως μεταβολής του κέντρου κύλισης, τουλάχιστον όσον αφορά τη δυναμική συμπεριφορά είναι πολύ μικρές σε σύγκριση μεταβολής του κέντρου κύλισης του επικαθήμενου, τάξη επί τοις 100.

Τώρα, όσον αφορά την εγκάρσια μεταφορά φορτίων οι μεταβολές είναι αμελητέες όσον αφορά τον πίσω άξονα του τράκτορα και τον άξονα του επικαθήμενου. Διαφορές μικρού μεγέθους συγκριτικά με την πρώτη περίπτωση, από 40% στα 50%, βλέπουμε στον εμπρόσθιο άξονα του τράκτορα όπου όσο αυξάνουμε το κέντρο κύλισης μειώνονται τα φορτία που μεταφέρονται στον συγκεκριμένο άξονα. Η ίδια επιρροή δεν παρατηρείται όπως όπως άξονες λόγω του αισθητά μεγαλύτερου βάρους που δέχονται και όπως απόστασης όπως.

#### 4.5.2 Σταθερά Μεταβαλλόμενη Κατευθυντήρια Γωνία

Παρακάτω βλέπουμε το διάγραμμα σταθερότητας χειρισμού(handling Stability) μαζί με όπως πίνακες που περιλαμβάνουν όπως τιμές όπως κλίσης υποστροφής στα 0.1 g :και στα 0.35 g εγκάρσιας επιτάχυνσης:

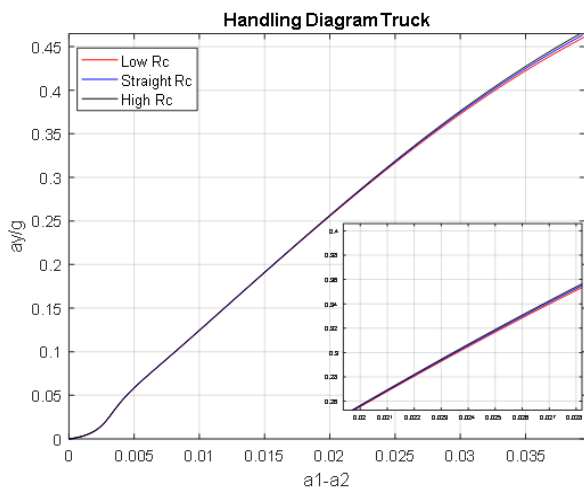


Πίνακας 4.22 Κλίση υποστροφής Τράκτορα

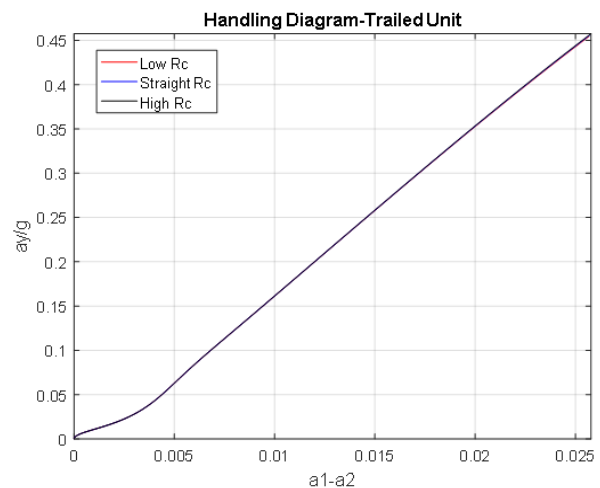
Τράκτορας (Κλίση Υποστροφής)		
Ύψος Κέντρου Κύλισης	0.1 g	0.35 g
Χαμηλωμένο	0.217	0.231
Ευθεία	0.217	0.232
Υψωμένο	0.218	0.233

Πίνακας 4.23 Κλίση υποστροφής Επικαθήμενου

Επικαθήμενο (Κλίση Υποστροφής)		
Ύψος Κέντρου Κύλισης	0.1 g	0.35 g
Χαμηλωμένο	0.257	0.321
Ευθεία	0.257	0.321
Υψωμένο	0.257	0.321



(α) Τράκτορα



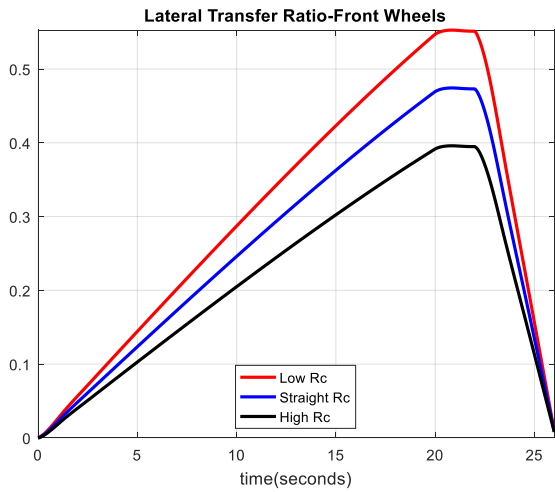
(β) Επικαθήμενου

Σχήμα 4.26 2<sup>η</sup> περίπτωση Διάγραμμα Σταθερότητας Χειρισμού

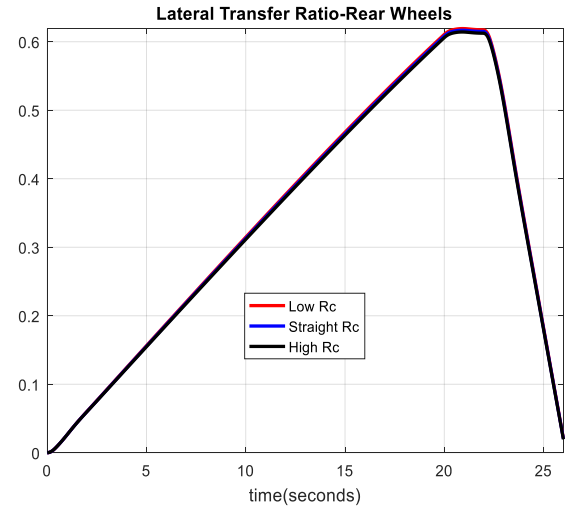
Από το σχήμα 4.23 καθώς και όπως πίνακες 4.22 και 4.23 βλέπουμε πως η αλλαγή του ύψους του κέντρου κύλισης σε αυτή την περίπτωση έχει αμελητέα επιρροή στο επικαθήμενο καθώς και στον τράκτορα. Μπορούμε να πούμε ότι για πολύ μεγάλες επιταχύνσεις όσο ψηλότερο κέντρο κύλισης έχουμε τόσο πιο υποστροφική συμπεριφορά έχει το όχημα.

#### 4.5.3 Αργά Αυξανόμενη Κατευθυντήρια Γωνία

Παρακάτω θα δούμε μόνο την εγκάρσια μεταφορά των φορτίων σε διέγερση Αργά Αυξανόμενη Κατευθυντήριας Γωνίας (SIS), καθώς όλα τα υπόλοιπα διαγράμματα δείχνουν την ίδια συμπεριφορά όπως προηγουμένως στη πρώτη περίπτωση, δηλαδή απλά επαληθεύουν τα αποτελέσματα όπως πρώτης διέγερσης.

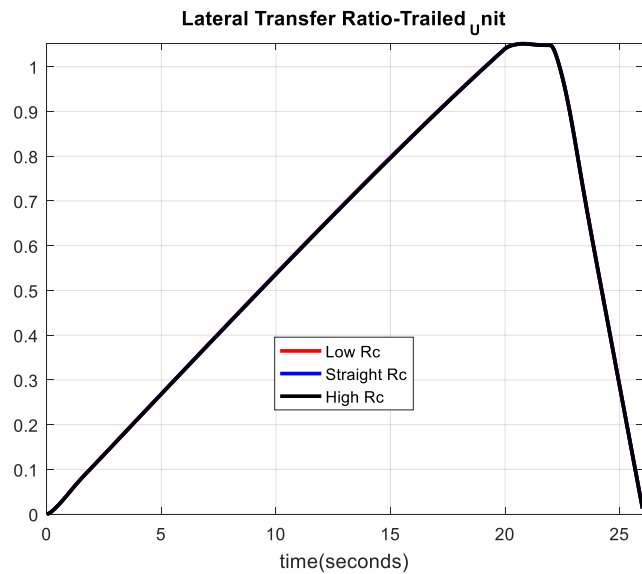


(α) Εμπρός Αξονας Τράκτορα



(β) Οπίσθιος Αξονας Τράκτορα

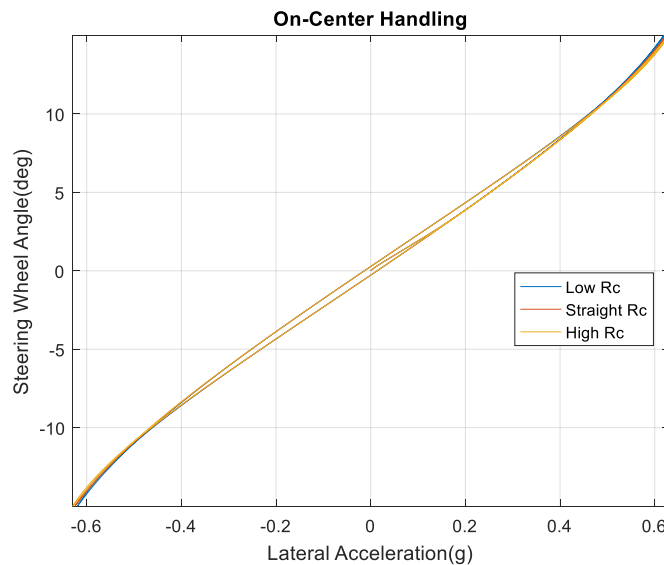
Σχήμα 4.27 Μελέτη 2<sup>ης</sup> περίπτωσης Εγκάρσιων Φορτίων Τράκτορα



(γ) Αξονας Επικαθήμενου

Σχήμα 4.28 Μελέτη 2<sup>ης</sup> περίπτωσης Μεταφορά Εγκάρσιων Φορτίων Επικαθήμενου

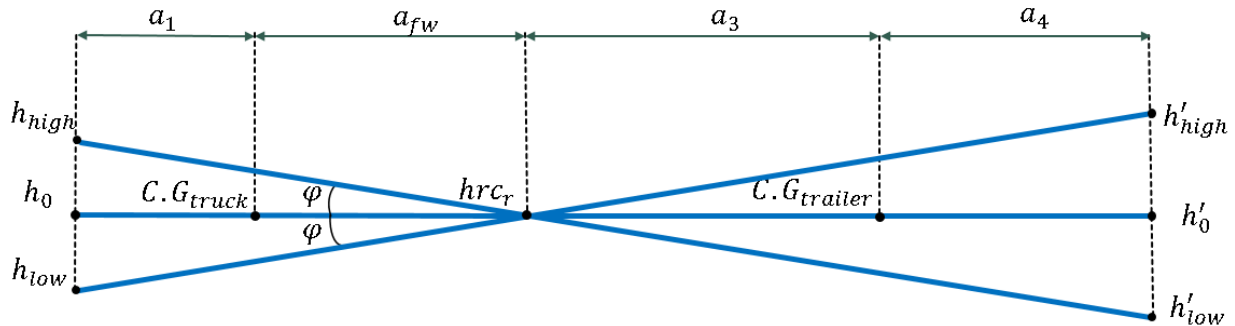
4.5.4 Ημιτονοειδής Διέγερση Κατευθυντήριας Γωνίας



Σχήμα 4.29 Μελέτη 2<sup>ης</sup> Περίπτωσης Συμπεριφορά Ελαστικών

#### 4.6 Μελέτη 3<sup>ης</sup> Περίπτωσης

Στην τρίτη περίπτωση έχοντας πλέον δει τη συμπεριφορά με ανυψωμένο καθώς και χαμηλωμένο κέντρο κύλισης στον εμπρόσθιο άξονα του τράκτορα και στον άξονα του επικαθήμενου θα επιχειρήσουμε μια διαφορετική μελέτη. Θα δούμε σε αυτή την περίπτωση τη συμπεριφορά του οχήματος σε περίπτωση που κέντρα κύλισης του 1<sup>ου</sup> και του 3<sup>ου</sup> άξονα είναι αντιδιαμετρικά αντίθετα και την περίπτωση που είναι στην ίδια ευθεία (σχήμα 4.27):



Σχήμα 4.30 Μεταβολή ύψους κέντρων κύλισης-3<sup>η</sup> περίπτωση

Στη συγκεκριμένη περίπτωση αυξήσαμε και μειώσαμε το κέντρο κύλισης του καθένα απ' τους δύο άξονες κατά γωνία  $\varphi$ , όμοια και για τους δύο άξονες διατηρώντας το κέντρο κύλισης του οπίσθιου άξονα του τράκτορα σταθερό. Η γωνία που επιλέχθηκε είναι η ίδια με την πρώτη και δεύτερη περίπτωση, δηλαδή  $\varphi = 4$  και τα ύψη που προέκυψαν είναι τα εξής:

$$h'_0 = h_{rc,1r} = h_0 = 0.723 \text{ m} \quad (80)$$

$$h_{front} = \tan \varphi * (a_1 + a_{fw}) \cong 0.244 \text{ m} \quad (81)$$

$$h_{rear} = \tan \varphi * (a_3 + a_4) \cong 0.56 \text{ m} \quad (82)$$

Από τις παραπάνω εξισώσεις έχουμε:

$$h_{high} = h_0 + h_{front} = 0.967 \text{ m} \quad (83)$$

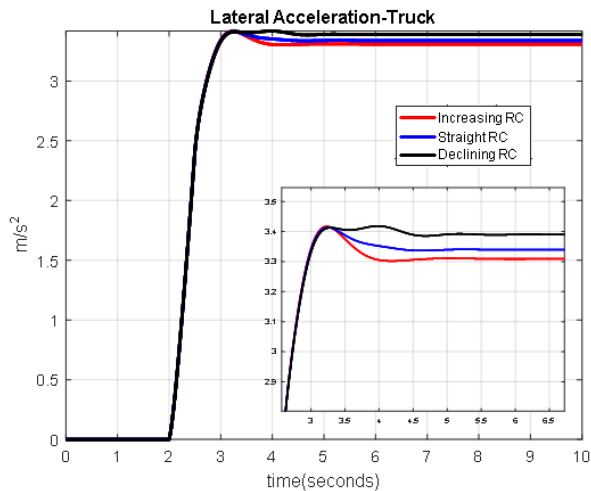
$$h_{low} = h_0 - h_{front} = 0.479 \text{ m} \quad (84)$$

$$h'_{high} = h'_0 + h_{rear} = 1.283 \text{ m} \quad (85)$$

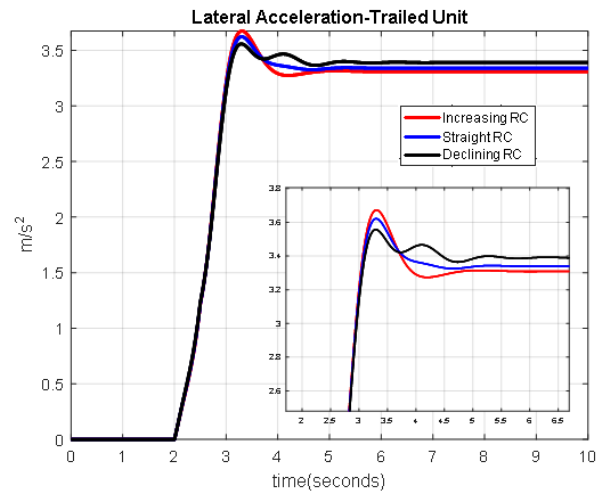
$$h'_{low} = h'_0 - h_{rear} = 0.163 \text{ m} \quad (85)$$

Στη συγκεκριμένη περίπτωση για την καλύτερη κατανόηση των διαγραμμάτων έχουν επιλεγθεί τα ονόματα Increasing για τον συνδυασμό των κέντρων κύλισης  $[h_{low} - h_{rc,1r} - h'_{high}]$ , λόγω της θετικής κλίσης του άξονα των κέντρων κύλισης, Straight για την περίπτωση που είναι όλα τα κέντρα κύλισης στην ίδια ευθεία και Declining για την περίπτωση  $[h_{high} - h_{rc,1r} - h'_{low}]$  λόγω της αρνητικής κλίσης του άξονα των κέντρων κύλισης. Ξεκινάμε την ανάλυση με την πρώτη διέγερση και έχουμε:

4.6.1 Ομαλά Μεταβαλλόμενη Βηματική Διέγερση

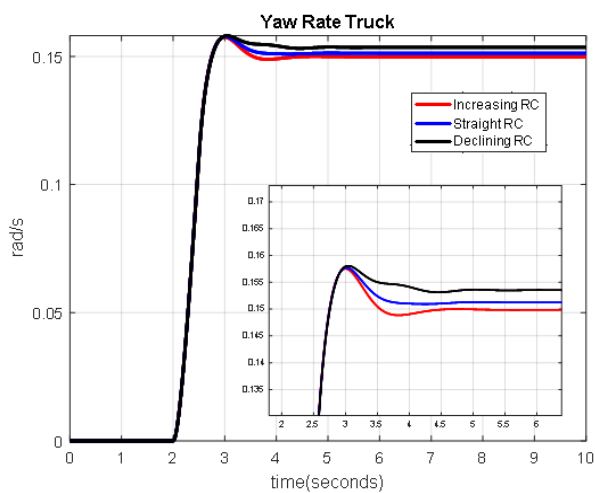


(α) Εγκάρσια Επιτάχυνση Τράκτορα

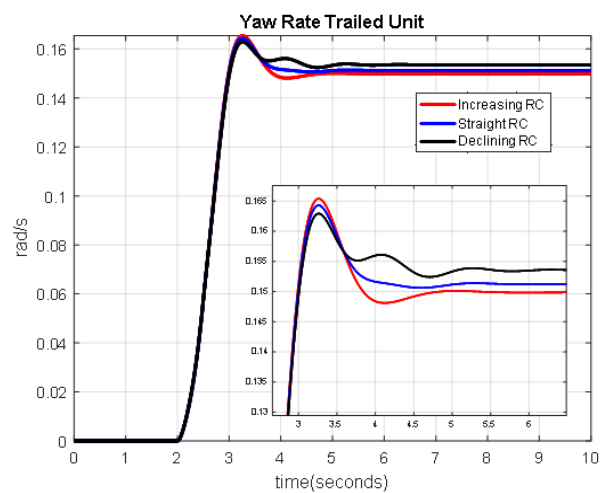


(β) Εγκάρσια Επιτάχυνση Επικαθήμενου

Σχήμα 4.31 Μελέτη 3<sup>ης</sup> περίπτωσης Επιτάχυνση



(α) Ταχύτητα Εκτροπής Τράκτορα



(β) Ταχύτητα Εκτροπής Επικαθήμενου

Σχήμα 4.32 Μελέτη 3<sup>ης</sup> περίπτωσης Ταχύτητα Εκτροπής

Ομοίως όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις παρατίθενται οι ποσοστιαίες μεταβολές των δεικτών της δυναμικής συμπεριφοράς που αναλύθηκαν στο υποκεφάλαιο 3.1.1 για την περαιτέρω ανάλυση της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος:

Πίνακας 4.24 Επιτάχυνση Τράκτορα

Τράκτορας(Επιτάχυνση)			
Τιμές	Straight	Increasing	Declining
Σταθερή Κατάσταση	3,33 $m/s^2$	-1%	1,5%
Μέγιστη Τιμή	3,41 $m/s^2$	0%	0%
Χρόνος Ανύψωσης	0,82 sec	-14,6%	4,8%
Υπερακόντιση	2,22 %	46,3%	-62,1%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,36 sec	2,6%	-7%

Πίνακας 4.25 Επιτάχυνση Επικαθήμενου

Επικαθήμενο(Επιτάχυνση)			
Τιμές	Straight	Increasing	Declining
Σταθερή Κατάσταση	3,33 $m/s^2$	-1%	1,5%
Μέγιστη Τιμή	3,62 $m/s^2$	1,3%	-1,9%
Χρόνος Ανύψωσης	0,98 sec	-2%	3%
Υπερακόντιση	8,44 %	30,2%	-41,6%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,76 sec	0,1%	7,8%

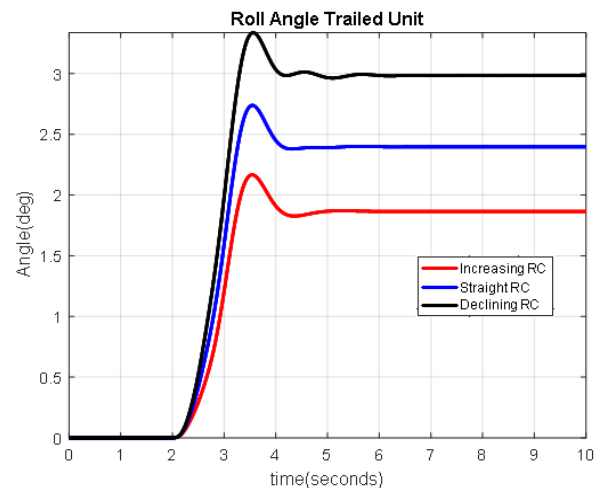
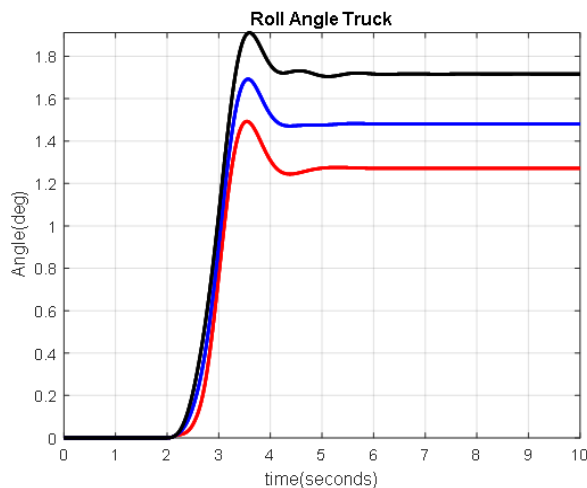
Πίνακας 4.26 Ταχύτητα Εκτροπής Τράκτορα

Τράκτορας(Ταχύτητα Εκτροπής)			
Τιμές	Straight	Increasing	Declining
Σταθερή Κατάσταση	0,15 $rad/s$	0%	0%
Μέγιστη Τιμή	0,15 $rad/s$	0%	0%
Χρόνος Ανύψωσης	0,64 sec	-3,1%	0%
Υπερακόντιση	4,18 %	19,1%	-31,2%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,13 sec	0,1%	-1,1%

Πίνακας 4.27 Ταχύτητα Εκτροπής Επικαθήμενου

Επικαθήμενο(Ταχύτητα Εκτροπής)			
Τιμές	Straight	Increasing	Declining
Σταθερή Κατάσταση	0,15 $rad/s$	0%	0%
Μέγιστη Τιμή	0,16 $rad/s$	0%	0%
Χρόνος Ανύψωσης	0,88 sec	-1,1%	3,4%
Υπερακόντιση	8,59 %	20%	-29,1%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,67 sec	0,1%	-1,7%

Παρατηρούμε ότι και στις δύο μεταβολές θετική και αρνητική κλίση η ταχύτητα εκτροπής παραμένει σταθερή ως προς την τιμή της σταθερής της κατάστασης και την κορύφωση της αλλά και όχι μόνο αφού γενικά οι υπόλοιπες αλλαγές είναι σχεδόν αμελητέες σε ένα τόσο βαρύ σύστημα. Όσον αφορά την επιτάχυνση βλέπουμε ότι παρουσιάζει καλύτερο χρόνο ανύψωσης καθώς και μικρότερη σταθερή τιμή όταν έχουμε θετική κλίση άξονα(επιθυμητή συμπεριφορά). Συνολικά παρατηρούμε ότι ο τράκτορας παρουσιάζει πιο απότομες μεταβολές στις τιμές σε σύγκριση με το επικαθήμενο όπου οι αλλαγές αυτές είναι πιο ομαλές.



(α) Γωνία Κύλισης Τράκτορα

(β) Γωνία Κύλισης Επικαθήμενου

Σχήμα 4.33 Μελέτη 3<sup>ης</sup> περίπτωσης Γωνία Κύλισης

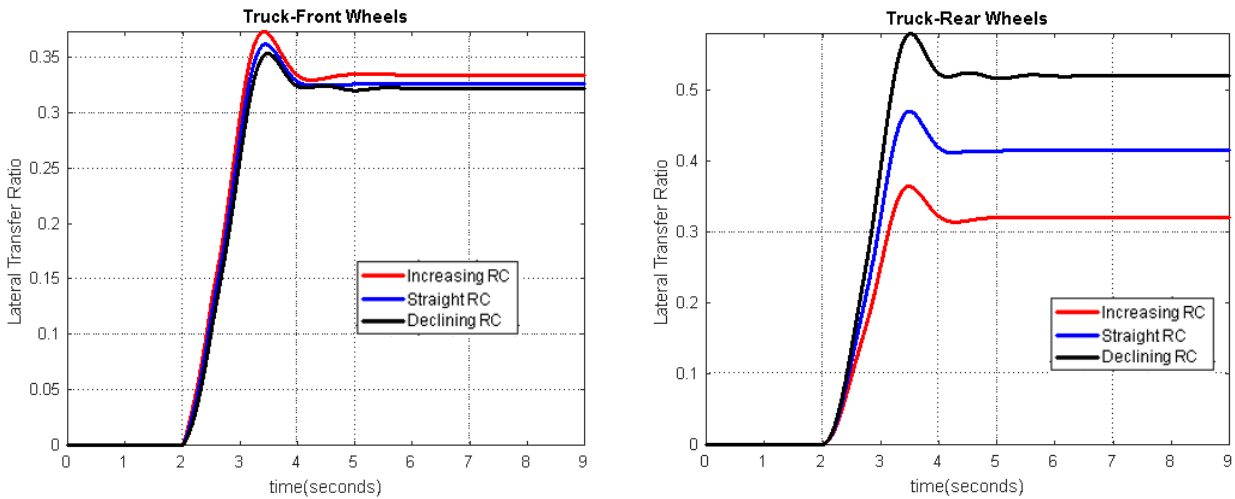
Πίνακας 4.28 Γωνία Κύλισης Τράκτορα

Τράκτορας(Γωνία Κύλισης)			
Τιμές	Straight	Increasing	Declining
Σταθερή Κατάσταση	1,48 deg	-14,1%	15,5%
Μέγιστη Τιμή	1,69 deg	-11,8%	13%
Χρόνος Ανύψωσης	1,05 sec	-3,8%	2,8%
Υπερακόντιση	14,30 %	21,4%	-20,6%
Χρόνος Αποκατάστασης	6,10 sec	-7,1%	-0,3%

Πίνακας 4.29 Γωνία Κύλισης Επικαθήμενου

Επικαθήμενο(Γωνία Κύλισης)			
Τιμές	Straight	Increasing	Declining
Σταθερή Κατάσταση	2,39 deg	-22,1%	24,6%
Μέγιστη Τιμή	2,73 deg	-20,8%	21,9%
Χρόνος Ανύψωσης	1,06 sec	-0,9	1,8%
Υπερακόντιση	14,23 %	13,4%	-17,2%
Χρόνος Αποκατάστασης	6,05 sec	7%	-0,3%

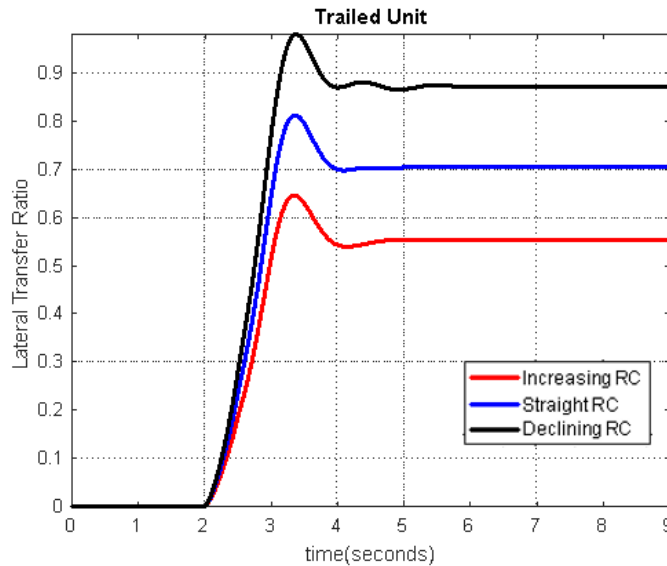
Βλέπουμε σε αυτή την περίπτωση την τεράστια επίδραση του κέντρου κυλίσεως του άξονα του επικαθήμενου συγκριτικά με τον εμπρόσθιο άξονα του τράκτορα. Ο άξονας με την θετική κλίση παρουσιάζει αισθητά μικρότερες γωνίες κλίσης και στον τράκτορα και στο επικαθήμενο παρόλο που στην προηγούμενη περίπτωση είδαμε ότι όσο μειώνουμε το ύψος του κέντρου κύλισης του εμπρόσθιου άξονα έχουμε αύξηση των γωνιών κύλισης του αρθρωτού οχήματος. Επιπρόσθετα παρατηρούμε ότι εκτός από μείωση της σταθερής τιμής σε θετική κλίση έχουμε και μείωση της κορύφωσης και του χρόνου ανύψωσης, δηλαδή πιο ομαλή μεταβολή της γωνίας κύλισης στο μεταβατικό στάδιο της διέγερσης.



(α) Εμπρόσθιος Άξονας Τράκτορα

(β) Οπίσθιος Άξονας Τράκτορα

Σχήμα 4.34 Μελέτη 3<sup>ης</sup> περίπτωσης Μεταφορά Εγκάρσιων Φορτίων Τράκτορα



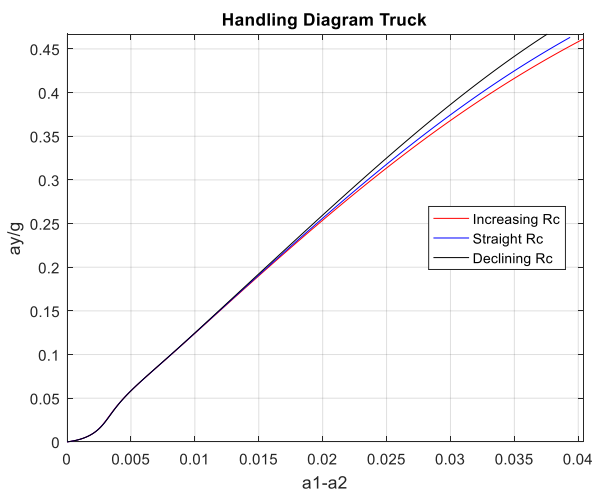
(γ) Άξονας Επικαθήμενου

Σχήμα 4.35 Μελέτη 3<sup>ης</sup> περίπτωσης Μεταφορά Εγκάρσιων Φορτίων Επικαθήμενου

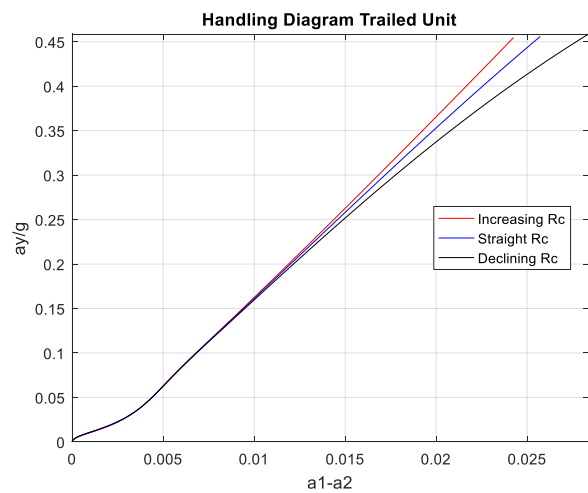
Τα διαγράμματα της εγκάρσιας μεταφοράς φορτίων μας δείχνουν την μεγάλη επιρροή της γωνίας κύλισης του οχήματος σε διαφορετικό άξονα κύλισης. Βλέπουμε πως σε θετική κλίση άξονα έχουμε σταθερή τιμή μεταφοράς του 50% των φορτίων ενώ στην αρνητική κλίση η κορύφωση των εγκάρσιων φορτίων μεταφοράς οδηγεί το όχημα σε οριακή ανατροπή.

**4.6.2 Σταθερά Μεταβαλλόμενη κατευθυντήρια Γωνία**

Παρακάτω βλέπουμε το διάγραμμα σταθερότητας χειρισμού(handling Stability) μαζί με τους πίνακες που περιλαμβάνουν τις τιμές της κλίσης υποστροφής στα 0.1 g :και στα 0.35 g εγκάρσιας επιτάχυνσης:



(α) Τράκτορα



(β) Επικαθήμενου

Σχήμα 4.36 Μελέτη 3<sup>ης</sup> περίπτωσης Διάγραμμα Σταθερότητας Χειρισμού

Πίνακας 4.30 Κλίση Υποστροφής Τράκτορα

Τράκτορας (Κλίση Υποστροφής)		
Άξονας Κέντρου Κύλισης	0.1 g	0.35 g
Straight	0.217	0.232
Increasing	0.217	0.227
Declining	0.218	0.239

Πίνακας 4.31 Κλίση Υποστροφής Επικαθήμενου

Επικαθήμενο (Κλίση Υποστροφής)		
Άξονας Κέντρου Κύλισης	0.1 g	0.35 g
Straight	0.257	0.321
Increasing	0.258	0.329
Declining	0.257	0.308

Από το διάγραμμα σταθερότητας χειρισμού βλέπουμε πως σε θετική κλίση άξονα ο τράκτορας έχει πιο υποστροφική συμπεριφορά και το επικαθήμενο πιο υπερστροφική, με την ακριβώς αντίθετη συμπεριφορά το κάθε όχημα σε αρνητική κλίση. Καταλήγουμε λοιπόν στο ότι ίσως το επικαθήμενο πρέπει να παρουσιάζει πιο υπερστροφική συμπεριφορά έτσι ώστε να μπορεί να ανταπεξέλθει ομαλά σε οποιαδήποτε κίνηση του τράκτορα. Πάντως σε σύγκριση με την πρώτη περίπτωση που αυξήσαμε το κέντρο κύλισης του επικαθήμενου βλέπουμε ότι η συμπεριφορά του οχήματος εδώ με μειωμένο το κέντρο κύλισης του εμπρόσθιου άξονα του τράκτορα δεν παρουσιάζει τις μεγάλες αποκλίσεις που παρουσίαζε στην πρώτη περίπτωση.

#### 4.7 Μελέτη 4<sup>ης</sup> Περίπτωσης

Η τέταρτη περίπτωση αποτέλεσε εντελώς διαφορετικό κομμάτι μελέτης σε σύγκριση με τις άλλες 3 περιπτώσεις. Στην περίπτωση αυτή μελετήθηκε η σημασία της διαμήκης τοποθέτησης του fifth wheel στο τράκτορα. Για την μελέτη αυτή θεωρήσαμε τρία διαφορετικά μήκη προσμετρούμενα από το κέντρο μάζας του τράκτορα.

Τα μήκη ήταν και ονομάστηκαν στα διαγράμματα των αποτελεσμάτων ως εξής:

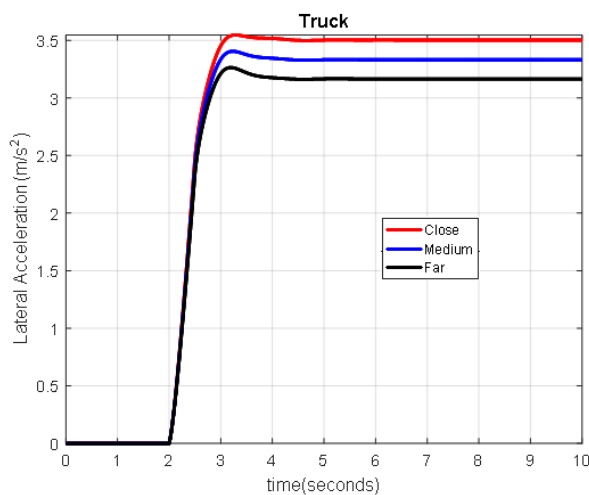


1.  $a_{fw} = 2 \text{ m}$ , το οποίο στα αποτελέσματα θα συμβολίζεται ως Close
2.  $a_{fw} = 2,2 \text{ m}$ , το οποίο στα αποτελέσματα θα συμβολίζεται ως έχει αφού αποτελεί το σημείο που βρίσκεται το fifth wheel στην ανάλυση όλων των προηγούμενων περιπτώσεων.
3.  $a_{fw} = 2,4 \text{ m}$ , το οποίο στα αποτελέσματα θα συμβολίζεται ως Far.

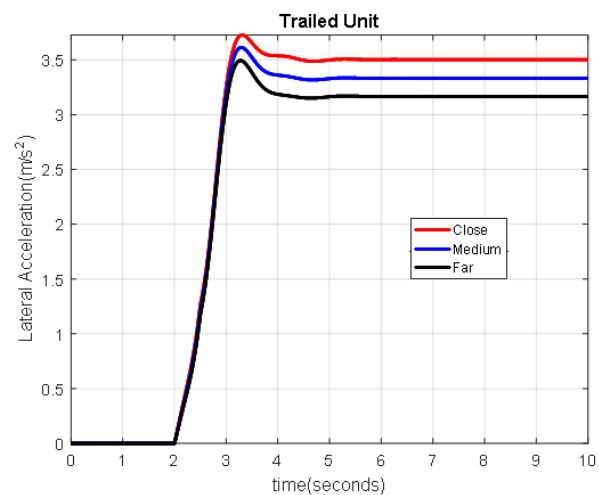
Η ανάλυση θα γίνει στο ίδιο μοτίβο με τις προηγούμενες περιπτώσεις. Ξεκινάμε με τα διαγράμματα και τους πίνακες της πρώτης διέγερσης.

#### 4.7.1 Ομαλά Μεταβαλλόμενη Βηματική Διέγερση

Στους παρακάτω πίνακες παρατίθενται οι ποσοστιαίες μεταβολές των μετρητικών του υποκεφαλαίου 3.1.1, με βάση την απόσταση του fifth wheel από το κέντρο μάζας του τράκτορα απ' όπου και θα κρίνουμε τη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος:

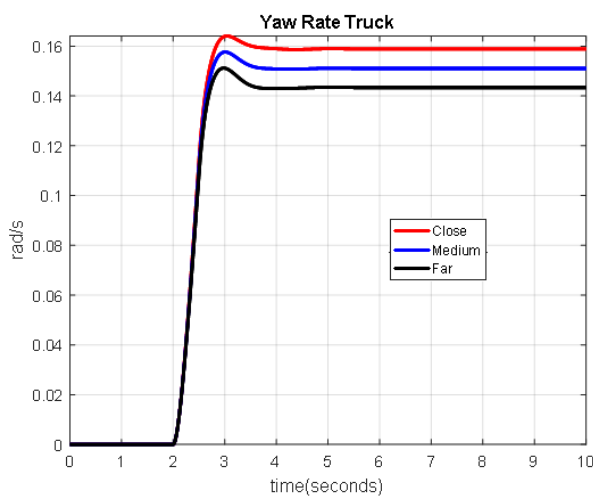


(α) Εγκάρσια Επιτάχυνση Τράκτορα

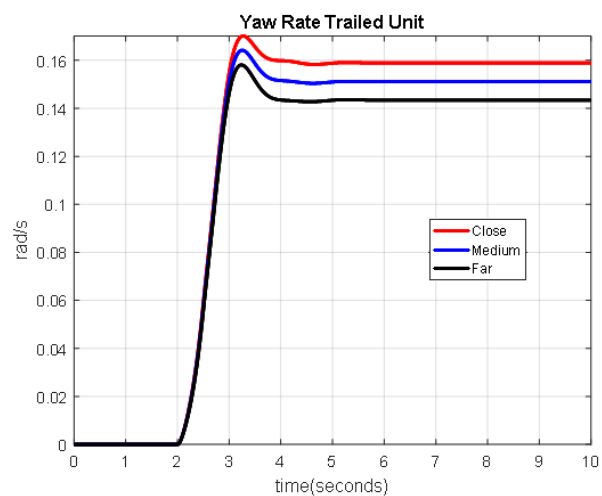


(β) Εγκάρσια Επιτάχυνση Επικαθήμενου

Σχήμα 4.37 Μελέτη 4<sup>ης</sup> περίπτωσης Επιτάχυνση



(α) Ταχύτητα Εκτροπής Τράκτορα



(β) Ταχύτητα Εκτροπής Επικαθήμενου

Σχήμα 4.38 Μελέτη 4<sup>ης</sup> περίπτωσης Ταχύτητα Εκτροπής

Πίνακας 4.32 Επιτάχυνση Τράκτορα

Τράκτορας(Επιτάχυνση)			
Τιμές	Medium	Close	Far
Σταθερή Κατάσταση	3,33 $m/s^2$	10,5%	-9,9%
Μέγιστη Τιμή	3,40 $m/s^2$	8,5%	-8,2%
Χρόνος Ανύψωσης	0,81 sec	12,3%	-8,6%
Υπερακόντιση	2,20 %	-82,7%	81,3%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,33 sec	-8,4%	4,8%

Πίνακας 4.33 Επιτάχυνση Επικαθήμενου

Επικαθήμενο(Επιτάχυνση)			
Τιμές	Medium	Close	Far
Σταθερή Κατάσταση	3,33 $m/s^2$	10,5%	-9,9%
Μέγιστη Τιμή	3,61 $m/s^2$	12,6%	-1,2%
Χρόνος Ανύψωσης	0,97 sec	7,2%	-4,1%
Υπερακόντιση	8,44 %	-50,6%	44,2%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,74 sec	-4,8%	0,8%

Πίνακας 4.34 Ταχύτητα Εκτροπής Τράκτορα

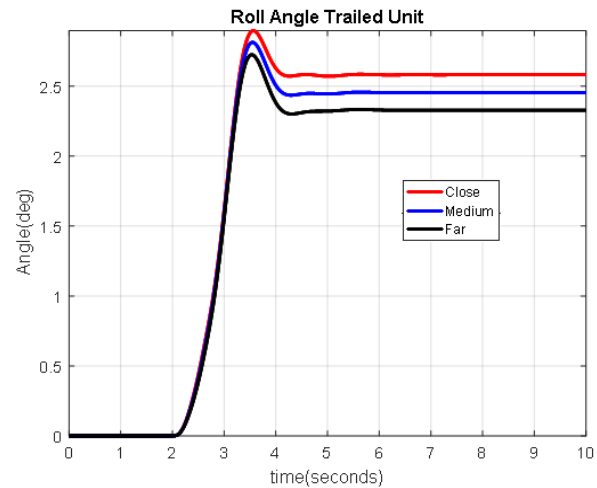
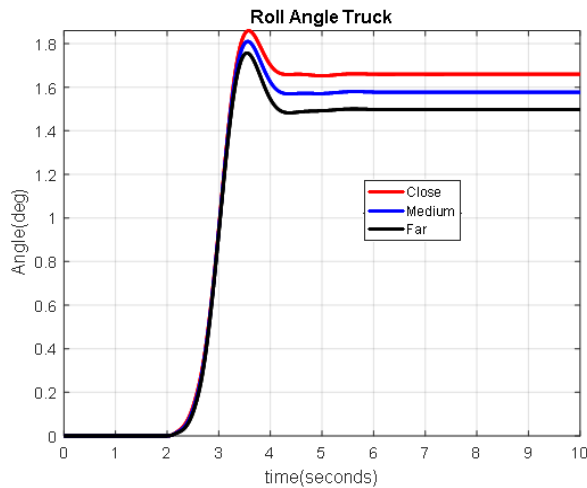
Τράκτορας(Ταχύτητα Εκτροπής)			
Τιμές	Medium	Close	Far
Σταθερή Κατάσταση	0,15 $rad/sec$	6,6%	-13,3%
Μέγιστη Τιμή	0,15 $rad/sec$	13,3%	-6,6%
Χρόνος Ανύψωσης	0,64 sec	11,1%	-6,3%
Υπερακόντιση	4,18 %	-52,9%	48,1%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,13 sec	-5,4%	0,6%

Πίνακας 4.35 Ταχύτητα Εκτροπής Επικαθήμενου

Επικαθήμενο(Ταχύτητα Εκτροπής)			
Τιμές	Medium	Close	Far
Σταθερή Κατάσταση	0,15 $rad/sec$	6,6%	-13,3%
Μέγιστη Τιμή	0,16 $rad/sec$	13,3%	-6,6%
Χρόνος Ανύψωσης	0,88 sec	6,8%	-4,5%
Υπερακόντιση	8,59 %	-39,8%	34,4%
Χρόνος Αποκατάστασης	3,67 sec	-2,4%	0,2%

Παρατηρούμε πως το fifth wheel έχει πολύ μεγάλη επίπτωση με ουσιώδεις αλλαγές στις επιταχύνσεις και τις γωνίες εκτροπής του οχήματος συγκριτικά με τα κέντρα κύλισης. Βλέπουμε ότι αν μεταβάλουμε το fifth wheel είκοσι εκατοστά πιο κοντά στο κέντρο βάρους του οχήματος έχουμε αύξηση 10% στην σταθερή κατάσταση της εγκάρσιας επιτάχυνσης αλλά όχι μόνο καθώς έχουμε και αύξηση της μέγιστης τιμής της

επιτάχυνσης κατά το ίδιο ποσοστό. Για την ίδια μεταβολή βλέπουμε ότι έχουμε την ίδια συμπεριφορά και ως προς τις ταχύτητες εκτροπής με μικρότερη αύξηση, συγκριτικά με την επιτάχυνση της τιμής της σταθερής κατάστασης. Βλέπουμε σε όλους τους πίνακες ότι ο χρόνος αποκατάστασης, των εγκάρσιων επιταχύνσεων καθώς και των ταχυτήτων εκτροπής, μειώνεται όσο πλησιάζουμε το κέντρο βάρους του οχήματος. Την ακριβώς αντίθετη συμπεριφορά παρουσιάζει η απομακρυσμένη τοποθέτηση του fifth wheel από το κέντρο βάρους του οχήματος.



(α) Γωνία Κύλισης Τράκτορα

(β) Γωνία Κύλισης Επικαθήμενου

Σχήμα 4.39 Μελέτη 4<sup>ης</sup> περίπτωσης Γωνία Κύλισης

Από τους πίνακες 4.36 και 4.37 βλέπουμε πως η κοντινή τοποθέτηση του fifth wheel στο κέντρο βάρους του οχήματος επιφέρει μεγαλύτερη γωνία κύλισης και στο τράκτορα και στο επικαθήμενο. Η αύξηση της γωνίας κύλισης και στον τράκτορα καθώς και στο επικαθήμενο συνοδεύεται από αύξηση της μέγιστης τιμής και μείωσή του χρόνου αποκατάστασης.

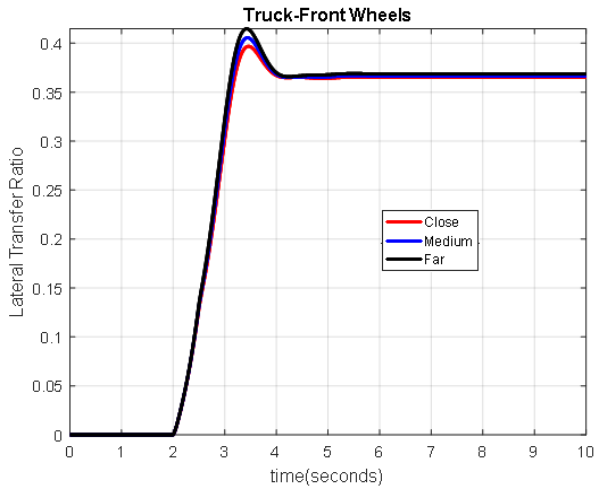
Πίνακας 4.36 Γωνία Κύλισης Τράκτορα

Τράκτορας(Γωνία Κύλισης)			
Τιμές	Medium	Close	Far
Σταθερή Κατάσταση	1,57 deg	10,8%	-10,2%
Μέγιστη Τιμή	1,81 deg	4,9%	-6,6%
Χρόνος Ανύψωσης	1,04 sec	8,6%	-8,6%
Υπερακόντιση	14,77 %	-38,3%	33,8%
Χρόνος Αποκατάστασης	4,04 sec	-1,2%	0%

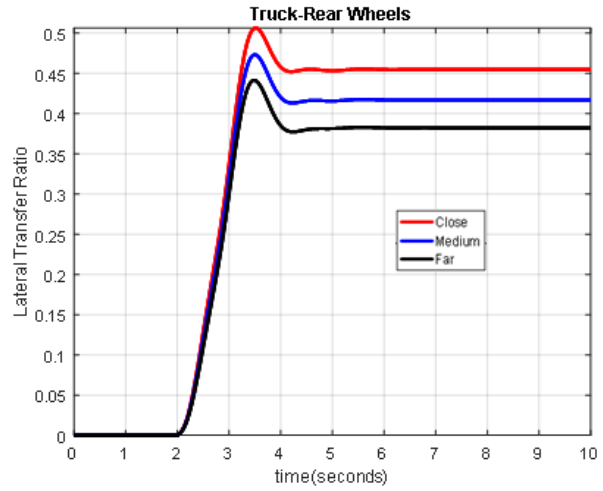
Πίνακας 4.37 Γωνία Κύλισης Επικαθήμενου

Επικαθήμενο(Γωνία Κύλισης)			
Τιμές	Medium	Close	Far
Σταθερή Κατάσταση	2,45 deg	10,6%	-10,2%
Μέγιστη Τιμή	2,81 deg	5,7%	-6,7%
Χρόνος Ανύψωσης	1,07 sec	5,6%	-4,7%
Υπερακόντιση	14,68 %	-34,8%	30,6%

<b>Χρόνος Αποκατάστασης</b>	4,00 sec	-1,25%	0,2%
-----------------------------	----------	--------	------

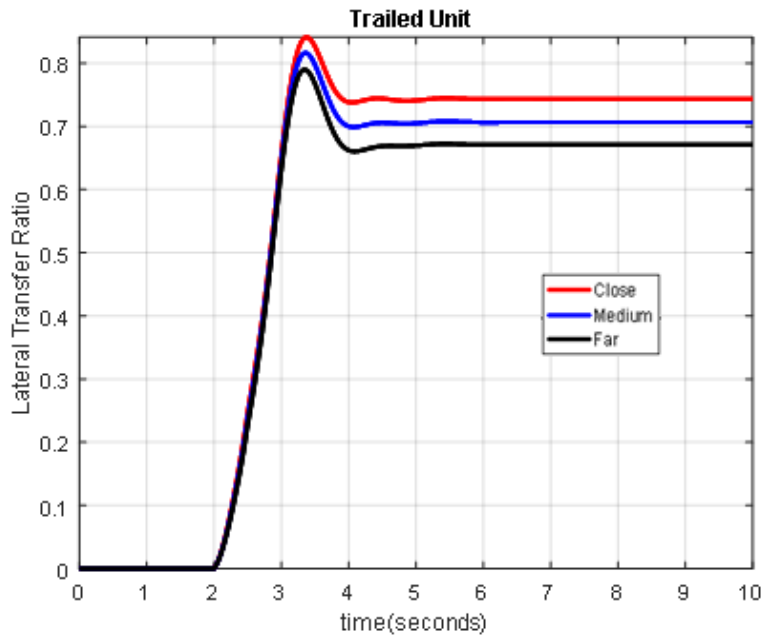


(α) Εμπρός Αξονας Τράκτορα



(β) Οπίσθιος Αξονας Τράκτορα

Σχήμα 4.40 Μελέτη 4<sup>ης</sup> περίπτωσης Μεταφορά Εγκάρσιων Φορτίων Τράκτορα



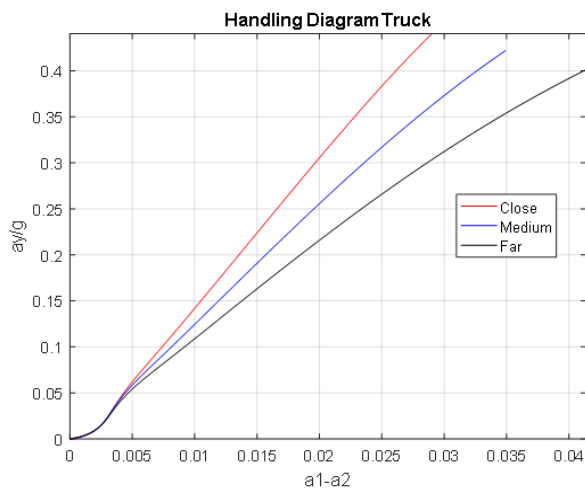
Αξονας Επικαθήμενου

Σχήμα 4.41 Μελέτη 4<sup>ης</sup> περίπτωσης Μεταφορά Εγκάρσιων Φορτίων Επικαθήμενου

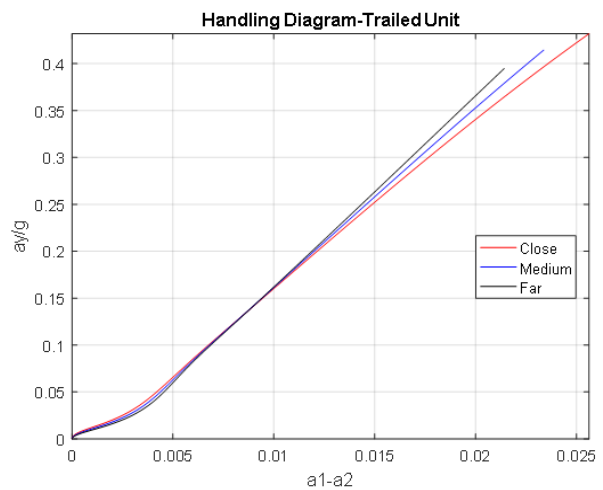
Από τα διαγράμματα Εγκάρσιας Μεταφοράς Φορτίων βλέπουμε η τοποθέτηση του fifth wheel να έχει αμελητέα επιρροή στον εμπρόσθιο άξονα του τράκτορα και να επηρεάζει όπως φαίνεται τους άλλους δύο άξονες κατά με την ίδια τάξη προσαυξησεων. Οι αλλαγές που παρατηρούνται αγγίζουν την αύξηση έως 15% στους δύο αυτούς άξονες.

#### 4.7.2 Σταθερά Μεταβαλλόμενη Κατευθυντήρια Γωνία

Παρακάτω από Σταθερά μεταβαλλόμενη κατευθυντήρια Γωνία βλέπουμε το διάγραμμα σταθερότητας χειρισμού(Handling Stability) μαζί με τους πίνακες που περιλαμβάνουν τις τιμές της κλίσης υποστροφής στα 0.1 g :και στα 0.35 g εγκάρσιας επιτάχυνσης:



(α) Τράκτορα



(β) Επικαθήμενου

Σχήμα 4.42 Μελέτη 4<sup>ης</sup> περίπτωσης Διάγραμμα Σταθερότητας Χειρισμού

Πίνακας 4.38 Κλίση Υποστροφής Τράκτορα

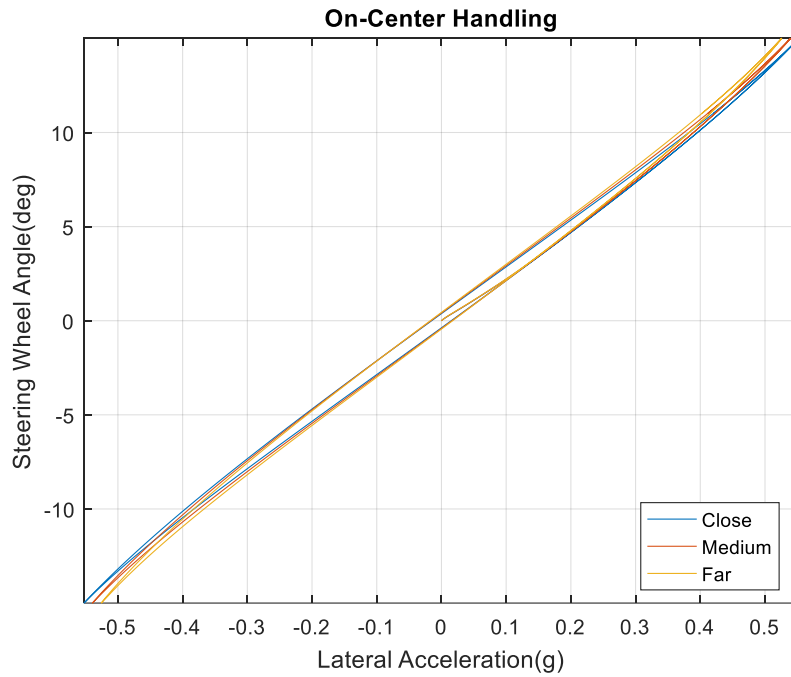
Τράκτορας (Κλίση Υποστροφής)		
Απόσταση από κέντρο μαζας του τράκτορα(m)	0.1 g	0.35 g
2	0.229	0.257
2.2	0.217	0.231
2.4	0.205	0.207

Πίνακας 4.39 Κλίση Υποστροφής Επικαθήμενου

Επικαθήμενο (Κλίση Υποστροφής)		
Απόσταση από κέντρο μαζας του τράκτορα(m)	0.1 g	0.35 g
2	0.259	0.315
2.2	0.257	0.321
2.4	0.256	0.326

Από το διάγραμμα σταθερότητας χειρισμού του Σχήματος 4.42 καθώς και από τους πίνακες 4.38 και 4.39 βλέπουμε αρχικά πως ο τράκτορας παρουσιάζει πιο υποστροφική συμπεριφορά από το επικαθήμενο σε οποιοδήποτε απόσταση και αν τοποθετηθεί το fifth wheel. Αξιοσημείωτη είναι η οδηγική συμπεριφορά του επικαθήμενου καθώς παρατηρούμε ότι όταν απέχει 2m από το κέντρο μάζας του τράκτορα έχει πιο υπερστροφική συμπεριφορά από όταν απέχει 2,4m και γύρω στα 0,1 g η συμπεριφορά τους αλλάζει με το πιο κοντινό σημείο να είναι πιο υποστροφικό και το πιο μακρινό πιο υπερστροφικό.

### 4.7.3 Ημιτονοειδής Διέγερση Κατευθυντήριας Γωνίας



Σχήμα 4.43 Μελέτη 4<sup>ης</sup> Περίπτωσης Συμπεριφορά Ελαστικών

Βλέπουμε ότι από την ημιτονοειδή διέγερση όσο πιο κοντά είναι το fifth wheel στο κέντρο βάρους του οχήματος έχουμε για την ίδια γωνία μεγαλύτερες επιταχύνσεις. Οι αλλαγές δεν είναι αμελητέες αφού βλέπουμε ότι με μεταβολή του fifth wheel έχουμε διαφορές της τάξης του 10%.

## Κεφάλαιο 5 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Η οδηγική συμπεριφορά του οχήματος ήταν περίπλοκη καθώς είδαμε ότι τόσο η συμπεριφορά του τράκτορα όσο και του επικαθήμενου παίζουν σημαντικό ρόλο στην συνολική συμπεριφορά του οχήματος και δεν μπορούμε να πούμε απλά π.χ. ότι ένας τράκτορας με υποστροφική συμπεριφορά είναι προτιμότερος και ασφαλέστερος, όπως γίνεται σε μελέτες αυτοκινήτων. Είδαμε από την πρώτη περίπτωση ότι η επιρροή του ύψους του κέντρου κύλισης του επικαθήμενου είναι υψίστης σημασίας αφού το όχημα μπορεί να οδηγηθεί πολύ εύκολα σε ανατροπή, σε περίπτωση που το κέντρο είναι αρκετά χαμηλά, από σχετικά μικρές μεταβολές στη διέγερση. Το πρόβλημα που παρουσιάστηκε στην πρώτη περίπτωση είναι πως όταν υψώνουμε το κέντρο κύλισης παρατηρούμε χειρότερη συμπεριφορά του οχήματος όσον αφορά την απόκριση του χωρίς όμως κάποιες σημαντικές επιπτώσεις για το σύστημα. Η δεύτερη περίπτωση μας οδήγησε στο να λύσουμε το πρόβλημα της απόκρισης της πρώτης περίπτωσης, αφού είδαμε ότι αν μειώσουμε το κέντρο κύλισης του εμπρόσθιου άξονα του τράκτορα θα έχουμε ελάχιστα μεγαλύτερες γωνίες κύλισης και εγκάρσια μεταφορά φορτίων αλλά θα προκύψει καλύτερη απόκριση του συστήματος. Σε αυτό το σημείο, χρειάζεται να τονισθεί ότι η εγκάρσια μεταφορά των φορτίων στον εμπρόσθιο άξονα στην δεύτερη περίπτωση είναι πολύ μεγαλύτερη σε σύγκριση με τους άλλους άξονες αλλά αυτό δεν μας επηρεάζει αφού αυτός ο άξονας, όντας ελαφρύτερος βλέπουμε ότι δεν αποτελεί κίνδυνο ανατροπής αφού στο υψηλότερο κέντρο κύλισης μεταφέρονται τα μισά φορτία του άξονα.

Στην τρίτη περίπτωση επιβεβαιώνουμε τα συμπεράσματα από τις προηγούμενες δύο περιπτώσεις. Βλέπουμε πως αν επιλέξουμε θετική κλίση του άξονα κύλισης επιβεβαιώνουμε την ασφάλεια του οχήματος με μικρότερες γωνίες κύλισης και εγκάρσια μεταφορά φορτίων. Επιπρόσθετα, έχοντας χαμηλό κέντρο κύλισης στον εμπρόσθιο άξονα του τράκτορα μειώνουμε τις μεγάλες μεταβολές στην υπερακόνηση και γενικότερα στην απόκριση του συστήματος και έχουμε πιο υποστροφική συμπεριφορά και των δύο οχημάτων σε σύγκριση με την πρώτη περίπτωση. Καταληκτικά με αρνητική κλίση άξονα κύλισης βλέπουμε πως έχουμε ένα όχημα με καλύτερη απόκριση, το οποίο είναι επιρρεπές σε ανατροπή σε στροφές πολύ μικρού πλάτους, ενώ με θετική κλίση άξονα κύλισης έχουμε ένα όχημα με όχι την καλύτερη απόκριση αλλά ασφάλεια στο δρόμο και στη συνολική οδηγική του συμπεριφορά.

Στην τέταρτη μελέτη που αποτέλεσε την διερεύνηση της οδηγικής και δυναμικής συμπεριφοράς του αρθρωτού οχήματος με βάση της τοποθέτηση του fifth wheel είδαμε πως όσο το fifth wheel πλησιάζει το κέντρο μάζας του τράκτορα παρατηρούμε τα εξής. Έχουμε αύξηση της επιτάχυνσης και της ταχύτητας εκτροπής σε τράκτορα και επικαθήμενο τα οποία οδηγούν και τα δύο οχήματα σε πιο υπερστροφική συμπεριφορά, με τη συμπεριφορά αυτή να είναι πολύ πιο έντονη στον τράκτορα. Όλα τα παραπάνω οδηγούν το όχημα στο να έχει μεγάλη γωνία κύλισης και εγκάρσια μεταφορά φορτίων καθώς το επικαθήμενο υστερεί στη στροφή. Οπότε προτιμάται η τοποθέτηση του fifth wheel να είναι όσο πιο μακριά από το κέντρο βάρους του τράκτορα ώστε να αποφευχθεί η παραπάνω συμπεριφορά, χωρίς όμως να βρίσκεται πίσω από τον οπίσθιο άξονα του τράκτορα διότι σε αυτή την περίπτωση δεν θα είχαμε προφανώς fifth wheel αλλά άλλη σύνδεση των οχημάτων.

Συνοψίζοντας, τα αποτελέσματα αυτής της μελέτης είναι ιδιαίτερα σημαντικά για την κατανόηση της δυναμικής συμπεριφοράς ενός αρθρωτού οχήματος και την επίδραση συγκεκριμένων παραμέτρων σ' αυτή. Περαιτέρω εργασία μπορεί να πραγματοποιηθεί για διαφορετικά οχήματα, είτε αλλάζοντας διαμήκεις διαστάσεις των οχημάτων είτε το φορτίο, όπως και για διαφορετικά ελαστικά ή επιπλέον άξονες. Τέλος, στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, θα μπορούσε να πραγματοποιηθεί μια βελτιστοποίηση έχοντας ως στόχους την ευστάθεια του οχήματος και μεταβλητές σχεδιασμού τις

παραμέτρους που μελετήθηκαν (ύψη κέντρων κύλισης και θέση πέμπτου τροχού) δίνοντας του ανοιχτά όρια, αποσκοπώντας στην εύρεση της βέλτιστης τιμής των παραμέτρων αυτών και την επαλήθευση των συμπερασμάτων της παρούσας εργασίας.



## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α : ΚΩΔΙΚΕΣ

### Main Code

```

clc
clear all
close all
tic

%-----Statheres-----
st=statheres_Lateral();
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%-----INPUTS-----%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Ts=1/1000;           %Time Step
tend=10;            %End Time
t=0:Ts:tend;
Control=0;          %Trailed_Unit Wheels Turn
t0=2;               %Start Ramp Steer Function
t1=2.5;             %End Ramp Steer Function
delta0=3*pi/180;    %Steering Angle
Uo=35/3.6;          %Longitudinal Velocity
T=0;                %Torque

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%-----INITIAL CONDITIONS-----%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

initial1=zeros(19,1);
initial2=zeros(19,1);
%-----
initial1(2,1)=Uo;    %Ux1
initial1(16,1)=Uo/(st.rf); %omega1
initial1(18,1)=Uo/(st.rf); %omega2
initial2(1,1)=Uo/(st.rr); %omega3
initial2(3,1)=Uo/(st.rr); %omega4
initial2(5,1)=Uo/(st.r2); %omega5
initial2(7,1)=Uo/(st.r2); %omega6
initial2(17,1)=Uo;    %Ux2
initial=[initial1;initial2];

hr =0.723;
gwnia=4;
hr1 =tan(gwnia*pi/180)*(st.a1+st.afw);
hr2 =tan(gwnia*pi/180)*(st.a3+st.a4);

hrcf1=hr;
hrc21=[hr-hr2 hr hr+hr2];

for i=1:length(hrcf1)
    for q=1:length(hrc21)
        hrcf=hrcf1(i);
        hrc2=hrc21(q);

%-----Simulink-----%
sim ('RC1');
%-----%

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%-----Tractor(Steady State)-----%

Rss1    = (st.a1+st.a2)/delta0; %Turning radius
ayss1   = Uo^2/Rss1;           %Lateral Acceleration
psi_ss1 = Uo/Rss1;             %Yaw Rate

%-----Trailed_Unit(Steady State)-----

Rss2    = sqrt(Rss1^2+(st.a1+st.a2)^2-(st.a3+st.a4)^2);
ayss2   = Uo^2/Rss2;           %Lateral Acceleration
psi_ss2 = Uo/Rss2;             %Yaw Rate
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

kf = st.Cf1f / (2*(st.wF/2)^2);
kr = st.Cf1r / (2*(st.wF/2)^2);
kt = st.Cf2 / (2*(st.wT/2)^2);

phiss   = (st.ms1*ayss1*st.h1)/(st.Cf1-st.ms1*9.81*st.h1);
phiss2  = (st.ms2*ayss2*st.h2)/(st.Cf2-st.ms2*9.81*st.h2);

Fz1_0 = ((st.ms1*st.a2/(st.a1+st.a2)+2*st.mus1f)/2)*st.g ...
+1/2*((1-(st.a1+st.afw)/(st.a1+st.a2))*(1-st.a3/(st.a3+st.a4)))*st.ms2*st.g;
Fz2_0 = ((st.ms1*st.a2/(st.a1+st.a2)+2*st.mus1f)/2)*st.g ...
+1/2*((1-(st.a1+st.afw)/(st.a1+st.a2))*(1-st.a3/(st.a3+st.a4)))*st.ms2*st.g;
Fz3_0 = ((st.ms1*st.a1/(st.a1+st.a2)+2*st.mus1r)/2)*st.g ...
+1/2*((1-(st.a2-st.afw)/(st.a1+st.a2))*(1-st.a3/(st.a3+st.a4)))*st.ms2*st.g;
Fz4_0 = ((st.ms1*st.a1/(st.a1+st.a2)+2*st.mus1r)/2)*st.g ...
+1/2*((1-(st.a2-st.afw)/(st.a1+st.a2))*(1-st.a3/(st.a3+st.a4)))*st.ms2*st.g;
Fz5_0 = ((st.ms2*st.a3/(st.a3+st.a4)+2*st.mus2)/2)*st.g;
Fz6_0 = ((st.ms2*st.a3/(st.a3+st.a4)+2*st.mus2)/2)*st.g;

LTF=(st.Cf1f*phiss/st.w1) + ...
(st.ms1*ayss1*st.a2*abs(st.hcg-st.hrcf)/((st.a1+st.a2)*st.w1)) ...
+st.mus1f*ayss1*st.rf/st.w1;

LTR=((st.Cf1r+st.Cc)*phiss/st.w1) + ...
(st.ms1*ayss1*st.a1*abs(st.hcg-st.hrcr)/((st.a1+st.a2)*st.w1)) ...
+st.mus1r*ayss1*st.rr/st.w1;

LTRR=((st.Cf2+st.Cc)*phiss/st.w2)+ ...
(st.ms2*ayss2*st.a3*abs(st.h2)/((st.a3+st.a4)*st.w2)) ...
+st.mus2*ayss2*st.r2/st.w2;

Ftz1=zeros(length(t),1);

for j=1:length(t)

Fzt1(j,1)=Fz1_0 + sign(delta0)*LTF;
Fzt2(j,1)=Fz2_0 - sign(delta0)*LTF;
Fzt3(j,1)=Fz3_0 + sign(delta0)*LTR;
Fzt4(j,1)=Fz4_0 - sign(delta0)*LTR;
Fzt5(j,1)=Fz5_0 + sign(delta0)*LTRR;
Fzt6(j,1)=Fz6_0 - sign(delta0)*LTRR;
fiss(j,1)=phiss;
fiss2(j,1)=phiss2;
OTss(j,1)=Rss1-sqrt(Rss1^2-(st.a1+st.a2)^2+(st.afw^2)-(st.a3+st.a4)^2);
end

```

```

Fzt=[Fzt1 Fzt2 Fzt3 Fzt4 Fzt5 Fzt6];
XX.time= t;
XX.Data{i,q} = ay1.signals.values;
XX1.Data{i,q} = ay2.signals.values;
XX2.Data{i,q} = roll.signals.values*180/pi;
XX3.Data{i,q} = yaw_rate.signals.values;
XX4.Data{i,q} = LTR1.signals.values;
XX5.Data{i,q} = LTR2.signals.values;
XX6.Data{i,q} = LTR3.signals.values;
XX7.Data{i,q} = Dw1.signals.values;
XX8.Data{i,q} = sy.signals.values(:,3)-sy.signals.values(:,1);
XX9.Data{i,q} = sy.signals.values(:,5)-sy.signals.values(:,3);
XX10.Data{i,q} =Dw1.signals.values(:,1);
XX13.Data{i,q}=Fz;

yaw1_ss {i,q} = XX3.Data{i,q}(end,1);
yaw1_step = stepinfo(XX3.Data{i,q},XX.time,'RiseTimeThreshold',[0.01
0.95]);
yaw1_max {i,q}= yaw1_step.Peak;
yaw1_OverShoot {i,q} = yaw1_step.Overshoot;
yaw1_Rise {i,q} = yaw1_step.RiseTime;
yaw1_Settle {i,q} = yaw1_step.SettlingTime;

yaw2_ss {i,q} = XX3.Data{i,q}(end,2);
yaw2_step = stepinfo(XX3.Data{i,q}(:,2),XX.time,'RiseTimeThreshold',[0.01
0.95]);
yaw2_max {i,q} = yaw2_step.Peak;
yaw2_OverShoot {i,q} = yaw2_step.Overshoot;
yaw2_Rise {i,q} = yaw2_step.RiseTime;
yaw2_Settle {i,q} = yaw2_step.SettlingTime;

roll1_ss{i,q} = XX2.Data{i,q}(end,1);
roll1_step = stepinfo(XX2.Data{i,q},XX.time,'RiseTimeThreshold',[0.01
0.95]);
roll1_max {i,q}= roll1_step.Peak;
roll1_OverShoot {i,q} = roll1_step.Overshoot;
roll1_Rise {i,q} = roll1_step.RiseTime;
roll1_Settle {i,q} = roll1_step.SettlingTime;

roll2_ss{i,q} = XX2.Data{i,q}(end,2);
roll2_step = stepinfo(XX2.Data{i,q}(:,2),XX.time,'RiseTimeThreshold',[0.01
0.95]);
roll2_max {i,q}= roll2_step.Peak;
roll2_OverShoot {i,q} = roll2_step.Overshoot;
roll2_Rise {i,q} = roll2_step.RiseTime;
roll2_Settle {i,q} = roll2_step.SettlingTime;

ay1_ss {i,q} = XX.Data{i,q}(end,1);
ay1_step = stepinfo(XX.Data{i,q},XX.time,'RiseTimeThreshold',[0.01
0.95]);
ay1_max {i,q} = ay1_step.Peak;
ay1_OverShoot {i,q} = ay1_step.Overshoot;
ay1_Rise {i,q} = ay1_step.RiseTime;
ay1_Settle {i,q} = ay1_step.SettlingTime;

ay2_ss{i,q} = XX1.Data{i,q}(end,1);
ay2_step = stepinfo(XX1.Data{i,q},XX.time,'RiseTimeThreshold',[0.01
0.95]);
ay2_max {i,q} = ay2_step.Peak;
ay2_OverShoot {i,q} = ay2_step.Overshoot;
ay2_Rise {i,q} = ay2_step.RiseTime;
ay2_Settle {i,q} = ay2_step.SettlingTime;

```

```

ay1_01 {i,q} = find(ay1.signals.values/st.g<0.1);
num1 {i,q} = ay1_01 {i,q}(end,1);
X1=XX8.Data{i,q}(num1{i,q},1)*180/pi;
Y1=XX.Data{i,q}(num1{i,q},1)/st.g;
Kus1_01 {i,q} = atan(Y1/X1);

ay1_03 {i,q} = find(ay1.signals.values/st.g<0.35);
num01 {i,q} = ay1_03 {i,q}(end,1);
X3=XX8.Data{i,q}(num01{i,q},1)*180/pi;
Y3=XX.Data{i,q}(num01{i,q},1)/st.g;
Kus1_03{i,q} = atan(Y3/X3);

ay2_01 {i,q} = find(ay2.signals.values/st.g<0.1);
num2 {i,q} = ay2_01 {i,q}(end,1);
X2=XX9.Data{i,q}(num2{i,q},1)*180/pi;
Y2=XX1.Data{i,q}(num2{i,q},1)/st.g;
Kus2_01 {i,q} = atan(Y2/X2);

ay2_03 {i,q} = find(ay2.signals.values/st.g<0.35);
num02 {i,q} = ay2_03 {i,q}(end,1);
X4=XX9.Data{i,q}(num02{i,q},1)*180/pi;
Y4=XX1.Data{i,q}(num02{i,q},1)/st.g;
Kus2_03 {i,q} = atan(Y4/X4);
    end

end
toc

```

### **Plotting Code**

```

figure (1)

plot(XX.time,XX.Data{1,1}, 'Linewidth',2, 'color', 'r')
hold on
plot(XX.time,XX.Data{1,2}, 'Linewidth',2, 'color', 'b')
plot(XX.time,XX.Data{1,3}, 'Linewidth',2, 'color', 'k')
hold off
title ('Truck')
legend ('Low Rc', 'Straight Rc', 'High Rc')
grid
axis tight
xlabel('time(seconds)')
ylabel('Lateral Acceleration (m/s^2)')

figure(2)

plot(XX.time,XX1.Data{1,1}, 'Linewidth',2, 'color', 'r')
hold on
plot(XX.time,XX1.Data{1,2}, 'Linewidth',2, 'color', 'b')
plot(XX.time,XX1.Data{1,3}, 'Linewidth',2, 'color', 'k')
hold off
title ('Trailed Unit')
legend ('Low Rc', 'Straight Rc', 'High Rc')
grid
axis tight
xlabel('time(seconds)')
ylabel('Lateral Acceleration (m/s^2)')

figure (3)

```

```

plot (XX.time,XX2.Data{1,1}(:,1), 'Linewidth',2, 'color', 'r')
hold on
plot (XX.time,XX2.Data{1,2}(:,1), 'Linewidth',2, 'color', 'b')
plot (XX.time,XX2.Data{1,3}(:,1), 'Linewidth',2, 'color', 'k')
hold off
title ('Roll Angle Truck')
legend ('Low Rc', 'Straight Rc', 'High Rc')
grid
axis tight
xlabel('time(sec)')
ylabel('Angle(deg)')

```

figure (4)

```

plot (XX.time,XX2.Data{1,1}(:,2), 'Linewidth',2, 'color', 'r')
hold on
plot (XX.time,XX2.Data{1,2}(:,2), 'Linewidth',2, 'color', 'b')
plot (XX.time,XX2.Data{1,3}(:,2), 'Linewidth',2, 'color', 'k')
hold off
title ('Roll Angle Trailed Unit')
legend ('Low Rc', 'Straight Rc', 'High Rc')
grid
axis tight
xlabel('time(sec)')
ylabel('Angle(deg)')

```

figure (5)

```

plot (XX.time,XX3.Data{1,1}(:,1), 'Linewidth',2, 'color', 'r')
hold on
plot (XX.time,XX3.Data{1,2}(:,1), 'Linewidth',2, 'color', 'b')
plot (XX.time,XX3.Data{1,3}(:,1), 'Linewidth',2, 'color', 'k')
hold off
title ('Yaw-Rate Truck')
legend ('Low Rc', 'Straight Rc', 'High Rc')
grid
axis tight
xlabel('time(seconds)')
ylabel('rad/s')

```

figure (6)

```

plot (XX.time,XX3.Data{1,1}(:,2), 'Linewidth',2, 'color', 'r')
hold on
plot (XX.time,XX3.Data{1,2}(:,2), 'Linewidth',2, 'color', 'b')
plot (XX.time,XX3.Data{1,3}(:,2), 'Linewidth',2, 'color', 'k')
hold off
title ('Yaw Rate Trailed Unit')
legend ('Low Rc', 'Straight Rc', 'High Rc')
grid
axis tight
xlabel('time(seconds)')
ylabel('rad/s')

```

figure (7)

```

plot (XX.time,XX4.Data{1,1}, 'LineWidth',2, 'color', 'r', 'DisplayName', 'Low Rc')
hold on
plot (XX.time,XX4.Data{1,2}, 'LineWidth',2, 'color', 'b', 'DisplayName', 'Straight Rc')
plot (XX.time,XX4.Data{1,3}, 'LineWidth',2, 'color', 'k', 'DisplayName', 'High Rc')

```

```
hold off
title ('Lateral Transfer Ratio-Front Wheels')
legend show
grid
axis tight
xlabel ('time(seconds)')
ylabel ('')
```

figure (8)

```
plot (XX.time,XX5.Data{1,1}, 'Linewidth',2, 'color', 'r')
hold on
plot (XX.time,XX5.Data{1,2}, 'Linewidth',2, 'color', 'b')
plot (XX.time,XX5.Data{1,3}, 'Linewidth',2, 'color', 'k')
hold off
title ('Lateral Transfer Ratio-Rear Wheels')
legend('Low Rc', 'Straight Rc', 'High Rc')
grid
axis tight
xlabel ('time(seconds)')
ylabel ('')
```

figure (9)

```
plot (XX.time,XX6.Data{1,1}, 'Linewidth',2, 'color', 'r')
hold on
plot (XX.time,XX6.Data{1,2}, 'Linewidth',2, 'color', 'b')
plot (XX.time,XX6.Data{1,3}, 'Linewidth',2, 'color', 'k')
hold off
title ('Lateral Transfer Ratio-Trailed_Unit')
legend('Low Rc', 'Straight Rc', 'High Rc')
grid
axis tight
xlabel ('time(seconds)')
ylabel ('')
```

figure (10)

```
plot (XX8.Data{1,1},XX.Data{1,1}/st.g, 'color', 'r', 'DisplayName', 'Low Rc')
hold on
plot (XX8.Data{1,2},XX.Data{1,2}/st.g, 'color', 'b', 'DisplayName', 'Straight Rc')
plot (XX8.Data{1,3},XX.Data{1,3}/st.g, 'color', 'k', 'DisplayName', 'High Rc')
hold off
title('Handling Diagram Truck')
legend show
grid
axis tight
xlabel('a1-a2')
ylabel('ay/g')
```

figure (11)

```
plot (XX9.Data{1,1},XX1.Data{1,1}/st.g, 'color', 'r', 'DisplayName', 'Low Rc')
hold on
plot (XX9.Data{1,2},XX1.Data{1,2}/st.g, 'color', 'b', 'DisplayName', 'Straight Rc')
plot (XX9.Data{1,3},XX1.Data{1,3}/st.g, 'color', 'k', 'DisplayName', 'High Rc')
hold off
title('Handling Diagram-Trailed Unit')
legend show
grid
axis tight
xlabel('a1-a2')
```

```
ylabel('ay/g')
```

```
figure (12)
```

```
plot(XX.time,XX10.Data{1,1}*180/pi*25,'Linewidth',2)
title('On-Center Handling Steering')
legend('?')
grid
axis tight
xlabel('time(sec)')
ylabel('angle(deg)')
```

```
figure (13)
```

```
plot(XX.Data{1,1}/st.g,XX10.Data{1,1}*180/pi,'DisplayName','Low Rc')
hold on
plot(XX.Data{1,2}/st.g,XX10.Data{1,2}*180/pi,'DisplayName','Straight Rc')
plot(XX.Data{1,3}/st.g,XX10.Data{1,3}*180/pi,'DisplayName','High Rc')
hold off
title('On-Center Handling Truck')
legend show
grid
axis tight
xlabel('Lateral Acceleration(g)')
ylabel('Steering Wheel Angle(deg)')
```

```
figure (14)
```

```
plot(XX.time,XX13.Data{1,3}(:,1),'Linewidth',2,'color','b','DisplayName','Simulation-Ftzfl')
hold on
plot(XX.time,XX13.Data{1,3}(:,2),'Linewidth',2,'DisplayName','Simulation-Ftzfr')
plot(XX.time,XX13.Data{1,3}(:,3),'Linewidth',2,'color','b','DisplayName','Simulation-Ftzrl')
plot(XX.time,XX13.Data{1,3}(:,4),'Linewidth',2,'DisplayName','Simulation-Ftzrr')
title('Truck Wheels')
legend show
grid
axis tight
xlabel('time(sec)')
ylabel('Tire Vertical Forces (Newton)')
```

```
figure (15)
```

```
plot(XX.time,XX13.Data{1,3}(:,5),'Linewidth',2,'color','b','DisplayName','Simulation-Fztl')
hold on
plot(XX.time,XX13.Data{1,3}(:,6),'Linewidth',2,'DisplayName','Simulation-Fztr')
hold off
title('Trailed Unit')
legend show
grid
axis tight
xlabel('time(sec)')
ylabel('Tire Vertical Forces (Newton)')
```

```
figure (16)
```

```
plot(XX.Data{1,1}/st.g,XX10.Data{1,1}*180/pi,'color','r','DisplayName','Low Rc')
hold on
```

```
plot(XX.Data{1,2}/st.g,XX10.Data{1,2}*180/pi,'color','b','DisplayName','Straight Rc')
plot(XX.Data{1,3}/st.g,XX10.Data{1,3}*180/pi,'color','k','DisplayName','High Rc')
hold off
title('Handling Diagram Truck')
legend show
grid
axis tight
xlabel('ay/g')
ylabel('Dw')
```

figure (17)

```
plot(XX1.Data{1,1}/st.g,XX10.Data{1,1}*180/pi,'color','r','DisplayName','Low Rc')
hold on
plot(XX1.Data{1,2}/st.g,XX10.Data{1,2}*180/pi,'color','b','DisplayName','Straight Rc')
plot(XX1.Data{1,3}/st.g,XX10.Data{1,3}*180/pi,'color','k','DisplayName','High Rc')
hold off
title('Handling Diagram-Trailed Unit')
legend show
grid
axis tight
xlabel('ay/g')
ylabel('Dw')
```

figure (18)

```
plot(XX.time,XX10.Data{1,1}*180/pi,'Linewidth',2,'DisplayName','Delta')
title('Steering Angle')
legend show
grid
axis tight
xlabel('time(sec)')
ylabel('Angle(Degrees)')
```



## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] ΕΥΑΓΓΕΛΟΣ, Β., ΑΡΓΥΡΙΟΣ, Β., ΘΩΜΑΣ, Κ., ΑΝΔΡΕΑΣ, Λ., ΝΙΚΟΛΑΟΣ, Π., ΝΙΚΟΛΑΟΣ, Σ., & ΙΩΑΝΝΗΣ, Τ. (2004). *ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΕΚΠΑΙΔΕΥΣΗ ΥΠΟΨΗΦΙΩΝ ΟΔΗΓΩΝ ΦΟΡΤΗΓΩΝ. ΥΠΟΥΡΓΕΙΟ ΜΕΤΑΦΟΡΩΝ ΚΑΙ ΕΠΙΚΟΙΝΩΝΙΩΝ*. ATHENS.
- [2] ZHANG, N., SHAO, Z. J., XIAO, H., & WINNER, H. (2016). *STABILITY INVESTIGATION OF CAR-TRAILER COMBINATIONS DEPENDING ON DAMPER PROPERTIES. THE DYNAMICS OF VEHICLES ON ROADS AND TRACKS - PROCEEDINGS OF THE 24TH SYMPOSIUM OF THE INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR VEHICLE SYSTEM DYNAMICS, IAVSD 2015, 169–180.*
- [3] GÄFVERT, M. (2000). *TRUCK MODEL FOR YAW DYNAMICS CONTROL*, (SEPTEMBER).
- [4] PACEJKA, H. B. (2006). *TYRE AND VEHICLE DYNAMICS. MATERIALS & MECHANICAL*. [HTTPS://DOI.ORG/10.1016/B978-075066918-4/50011-3](https://doi.org/10.1016/B978-075066918-4/50011-3)
- [5] ΧΑΤΖΗΚΟΜΗΣ, ΧΡΙΣΤΟΦΟΡΟΣ. 2010. "ΣΥΜΒΟΛΗ ΣΤΗΝ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΤΩΝ ΤΡΟΧΟΦΟΡΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ."
- [6] CAR, NEW, AND ASSESSMENT PROGRAM. 2013. "LABORATORY TEST PROCEDURE FOR DYNAMIC ROLLOVER THE FISHHOOK MANEUVER TEST PROCEDURE." (MARCH): 1–43.
- [7] LEHTINEN, JERE. 2015. "NONLINEAR LATERAL DYNAMIC BEHAVIOR OF A HIGH CAPACITY TRANSPORT VEHICLE." (SEPTEMBER): 2016.
- [8] PRESENTED, MECHANICAL ENGINEERING, AND PARTIAL FULFILLMENT. 1999. "ANALYSIS, DETECTION AND EARLY WARNING CONTROL OF DYNAMIC ROLLOVER." PHD THESIS, CONCORDIA UNIVERSITY, MONTREAL, QUEBEC, CANADA (JANUARY).
- [9] SEDRAN, STEFANO. 2016. "A TRUCK DYNAMICS MODEL FOR DRIVING SIMULATORS."
- [10] TRIGELL, ANNIKA STENSSON, MALTE ROTHÄMEL, JOOP PAUWELUSSEN, AND KAREL KURAL. 2017. "ADVANCED VEHICLE DYNAMICS OF HEAVY TRUCKS WITH THE PERSPECTIVE OF ROAD SAFETY." *VEHICLE SYSTEM DYNAMICS* 55(10): 1572–1617. [HTTPS://DOI.ORG/10.1080/00423114.2017.1319964](https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1319964).
- [11] VELENIS, EFSTATHIOS ET AL. 2011. "STEADY-STATE DRIFTING STABILIZATION OF RWD VEHICLES." *CONTROL ENGINEERING PRACTICE* 19(11): 1363–76. [HTTP://DX.DOI.ORG/10.1016/J.CONENGPAC.2011.07.010](http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2011.07.010).
- [12] WONG, J. Y. 2001. 53 *JOURNAL OF CHEMICAL INFORMATION AND MODELING THEORY OF GROUND VEHICLES*.
- [13] YUAN-YUAN, REN, ZHENG XUE-LIAN, AND LI XIAN-SHENG. 2012. "HANDLING STABILITY OF TRACTOR SEMITRAILER BASED ON HANDLING DIAGRAM." *DISCRETE DYNAMICS IN NATURE AND SOCIETY* 2012.
- [14] LIN, R. C., D. CEBON, AND D. J. COLE. 1996. "ACTIVE ROLL CONTROL OF ARTICULATED VEHICLES." *VEHICLE SYSTEM DYNAMICS* 26(1): 17–43.
- [15] CEBON D. (1999), *HANDBOOK OF VEHICLE-ROAD INTERACTION*, SWETS & ZEITLINGER, LISSE, THE NETHERLANDS.
- [16] PŮST, L, L PEŠEK, AND A RADOLFOVÁ. 2011. "VARIOUS TYPES OF DRY FRICTION CHARACTERISTICS FOR VIBRATION DAMPING." *ENGINEERING MECHANICS* 18(3): 203–24. [HTTP://DLIB.LIB.CAS.CZ:8080/2749/](http://dlib.lib.cas.cz:8080/2749/).
- [17] CHANDRASEKHARAN, SANTHOSH. 2007. "DEVELOPMENT OF A TRACTOR - SEMITRAILER ROLL STABILITY CONTROL MODEL."
- [18] MIKE BLUNDELL, DAMIAN HARTY (2004), *MULTIBODY SYSTEMS APPROACH TO VEHICLE DYNAMICS*, ELSEVIER BUTTERWORTH HEINEMANN, NEW YORK

[19] MIROSLAV DEMIC, ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ Ν. ΣΠΕΝΤΖΑΣ, *ΘΕΩΡΙΑ ΚΙΝΗΣΕΩΣ ΤΡΟΧΟΦΟΡΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ*, ΣΕΙΡΑ ΣΥΓΓΡΑΜΑΤΩΝ ΤΟΥ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟΥ ΟΧΗΜΑΤΩΝ ΤΟΥ Ε. Μ. ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟΥ, ΑΘΗΝΑΙ 2004

[20] JAZAR, REZA N. *VEHICLE DYNAMICS: THEORY AND APPLICATION*. SPRINGER, 2017.