



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
Εργαστήριο Οχημάτων

Διπλωματική εργασία

Ντίνεφ Αθανασία-Μαρία

Διερεύνηση ακρίβειας υπολογιστικών μοντέλων οχημάτων

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

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2018

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας αποτελεί η σύγκριση των τεσσάρων πιο διαδεδομένων μαθηματικών μοντέλων οχημάτων ως προς την ακρίβειά τους. Τα μοντέλα που συγκρίνονται είναι ένα μοντέλο τετάρτου οχήματος (quarter car model), δυο μοντέλα ημίσεως οχήματος (half car model), όπου το πρώτο περιλαμβάνει τον εμπρόσθιο και οπίσθιο τροχό, ενώ το δεύτερο τους τροχούς του ίδιου άξονα, και τέλος ένα μοντέλο ολόκληρου οχήματος (full car model). Για την εξαγωγή συμπερασμάτων, υλοποιήθηκαν προσομοιώσεις για διαφορετικά συστήματα αναρτήσεων, παθητικών με και χωρίς τη χρήση αντιστρεπτικής ράβδου καθώς και ημι-ενεργητικών. Ως διεγέρσεις χρησιμοποιήθηκαν ένα εγκάρσιο εμπόδιο (τετραγωνικό σαμαράκι) και ένα τυχαίο προφίλ δρόμου, το οποίο υλοποιήθηκε με βάση την οδηγία ISO 8608. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων αυτών συγκρίθηκαν ως προς τις αποκρίσεις των μοντέλων στο πεδίο του χρόνου, αλλά και της συχνότητας, ενώ ακόμη συγκρίθηκαν δείκτες σχετιζόμενοι με την μεταβατική τους απόκριση, την άνεση των επιβατών, το σύστημα της ανάρτησης και τέλος το κράτημα και τον χειρισμό του οχήματος.

Στο Κεφάλαιο 1, γίνεται μια εισαγωγή στα βασικά στοιχεία και στη λειτουργία των διάφορων συστημάτων ανάρτησης.

Στο Κεφάλαιο 2, γίνεται εκτενής αναφορά στη μαθηματική προσέγγιση που ακολουθείται και αναλύονται διεξοδικά τα υπολογιστικά μοντέλα που προσομοιώνουν τις κάθετες ταλαντώσεις των οχημάτων. Η ανάλυση όλων των διαθέσιμων μοντέλων της βιβλιογραφίας ενισχύεται με την παράθεση των εξισώσεων κίνησης που τα διέπουν καθώς και με αντίστοιχα σχήματα. Επιπλέον, παρουσιάζονται οι απαραίτητοι δείκτες χαρακτηρισμού των μοντέλων ως προς την άνεση των επιβατών και το κράτημα του οχήματος, όπως επίσης και οι δείκτες χαρακτηρισμού της μεταβατικής απόκρισης του συστήματος.

Στο Κεφάλαιο 3, παραθέτονται οι διεγέρσεις που χρησιμοποιήθηκαν. Συγκεκριμένα αναλύονται οι τρόποι υλοποίησης ενός εγκάρσιου εμποδίου (τετραγωνικό σαμαράκι) και τυχαίων προφίλ δρόμου, βασιζόμενοι στην οδηγία ISO 8608.

Στο Κεφάλαιο 4, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της έρευνας που διενεργήθηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής. Παράλληλα, γίνεται αξιολόγηση και σύγκριση των αποτελεσμάτων της απόκρισης και της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος, για κάθε μοντέλο οχήματος, υπό την επίδραση διαφόρων διεγέρσεων.

Τέλος στο Κεφάλαιο 5, παρατίθενται τα συμπεράσματα της συγκεκριμένης εργασίας και προτείνονται κατευθύνσεις για μελλοντική έρευνα.

Ολοκληρώνοντας την διπλωματική αυτή εργασία, θα ήθελα να εκφράσω της ευγνωμοσύνη μου στα άτομα που συνέβαλαν σημαντικά στην πραγματοποίηση της παρούσας εργασίας. Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου, κ. Δημήτριο Κουλοχέρη, για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε στην ανάληψη του θέματος, την καθοδήγηση και τις συμβουλές που μου παρείχε καθ' όλη τη διάρκεια της εκπόνησης του. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω τον υποψήφιο διδάκτορα Γιώργο Παπαϊωάννου, για τη συνεχή καθοδήγηση, τις πολύτιμες συμβουλές και 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 του Ε.Μ.Π.

A critical review of vehicle models' simulation accuracy

The aim of this diploma thesis is to conduct a critical review regarding the accuracy of the four most widespread vehicle models. The models to be compared are a quarter car model, two half car models, the first of which includes the front and rear wheels, and the former the wheels of the same axle, and finally a full car model. In order to extract conclusions, simulations were made for different suspension systems, passive suspension, with and without the use of an antiroll bar and also semi-active ones. These models are excited with two different road profiles, a road bump and a random road profile which was implemented based on the ISO 8608 directive. The results of these simulations are compared in terms of time and frequency domain, while metrics related to the transient response, the passenger comfort, the suspension system, and the vehicle holding and handling are also evaluated.

In Chapter 1, an introduction to the suspension systems is presented.

In Chapter 2, the followed mathematical approach is illustrated and the vehicle models studying the vertical vibration are described using appropriate figures and the governing equations of motion of each model. In addition, the performance metrics regarding passenger comfort, suspension system behavior and vehicle holding and handling are presented, as well as the metrics for characterizing the transient response of the system.

In Chapter 3, the road excitations used in this thesis are displayed. Specifically, the methods of implementing a road bump and random road profiles, based on the ISO 8608 regulation, are analyzed.

In Chapter 4 the results of the research conducted in this thesis are outlined.

Finally, in Chapter 5, the conclusions of this work are presented and suggestions for future research are proposed.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	I
A CRITICAL REVIEW OF VEHICLE MODELS' SIMULATION ACCURACY	III
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	V
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ	7
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ	11
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ	13
ΕΙΣΑΓΩΓΗ	15
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ.....	17
1.1 ΟΡΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ	17
1.1.1 Είδη ελατηρίων.....	18
1.1.2 Είδη αποσβεστήρων	21
1.2 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ	24
1.3 ΕΙΔΗ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ	25
1.3.1 Παθητική ανάρτηση	26
1.3.2 Ημι-ενεργητική ανάρτηση	28
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΟΧΗΜΑΤΩΝ	33
2.1 ΓΕΝΙΚΑ	33
2.2 ΜΑΘΗΜΑΤΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ	34
2.2.1 Μοντελοποίηση δυναμικών συστημάτων.....	34
2.2.2 Γενική μορφή εξισώσεων κίνησης.....	34
2.2.3 Δεύτερος Νόμος Κίνησης του Νεύτωνα	35
2.2.4 Ενεργειακή Αρχή Lagrange.....	35
2.2.5 Παράσταση στον χώρο κατάστασης.....	37
2.2.6 Ιδιοανυσματική ανάλυση	38
2.3 ΜΟΝΤΕΛΑ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΟΧΗΜΑΤΩΝ	40
2.3.1 Quarter Car Model.....	40
2.3.2 Half Car Model (Right & Left)	44
2.3.3 Half Car Model (Front & Rear).....	47
2.3.4 Full Car Model.....	51
2.4 ΜΟΝΤΕΛΑ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ	57
2.4.1 Ημι-ενεργητικές Αναρτήσεις	57
2.5 ΑΝΑΡΤΗΣΕΙΣ ΜΕ ΜΗ-ΓΡΑΜΜΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ	62
2.6 ΔΕΙΚΤΕΣ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ.....	63
2.6.1 Δείκτες ανάλυσης δυναμικής συμπεριφοράς οχήματος.....	63
2.6.2 Δείκτες χαρακτηρισμού της μεταβατικής απόκρισης του συστήματος	66
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 ΔΙΕΓΕΡΣΗ - ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ.....	69
3.1 ΓΕΝΙΚΑ	69
3.2 ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ (ΣΑΜΑΡΑΚΙ).....	70

3.3 ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ	72
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΕΙΣ	77
4.1 ΙΔΙΟΣΥΧΝΟΤΗΤΕΣ ΚΑΙ ΙΔΙΟΑΝΥΣΜΑΤΑ ΟΧΗΜΑΤΟΣ.....	78
4.2 ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΜΕΛΕΤΗΣ 1 (ΠΑΘΗΤΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ).....	82
4.2.1 Εγκάρσιο εμπόδιο – Τετραγωνικό Σαμαράκι	83
4.2.2 Τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης Β.....	88
4.2.3 Γενικά σχόλια.....	92
4.3 ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΜΕΛΕΤΗΣ 2 (ΠΑΘΗΤΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ)	93
4.3.1 Εγκάρσιο εμπόδιο – Τετραγωνικό Σαμαράκι	93
4.3.2 Τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης Β.....	98
4.3.3 Γενικά σχόλια.....	103
4.4 ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΜΕΛΕΤΗΣ 3 (ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ)	103
4.4.1 Εγκάρσιο εμπόδιο – Τετραγωνικό Σαμαράκι	104
4.4.2 Τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης Β.....	110
4.4.3 Γενικά σχόλια.....	115
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ.....	117
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	119

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

ΣΧΗΜΑ 1.1 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΠΕΙΚΟΝΙΣΗ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΜΕ ΕΜΦΑΣΗ ΣΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΚΑΙ ΤΗΣ ΣΥΝΔΕΣΜΟΛΟΓΙΑΣ ΤΟΥ	17
ΣΧΗΜΑ 1.2 ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΜΠΡΟΣΘΙΑΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΕΠΕΞΗΓΗΣΗ ΤΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΠΟΥ ΤΗΝ ΑΠΟΤΕΛΟΥΝ	18
ΣΧΗΜΑ 1.3 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΑΠΕΙΚΟΝΙΣΗ ΤΗΣ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ ΤΗΣ	18
ΣΧΗΜΑ 1.4 ΕΛΙΚΟΕΙΔΕΣ ΕΛΑΤΗΡΙΟ	19
ΣΧΗΜΑ 1.5 ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΗΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗΣ ΡΑΒΔΟΥ ΣΕ ΑΞΟΝΑ ΟΧΗΜΑΤΟΣ, Ο ΕΝΑΣ ΤΡΟΧΟΣ ΤΟΥ ΟΠΟΙΟΥ ΔΙΕΓΕΙΡΕΤΑΙ ΑΠΟ ΤΕΤΡΑΓΩΝΙΚΟ ΕΜΠΟΔΙΟ	20
ΣΧΗΜΑ 1.6 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ ΤΗΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗΣ ΡΑΒΔΟΥ ΚΑΙ ΤΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΠΟΥ ΤΟΝ ΑΠΟΤΕΛΟΥΝ	21
ΣΧΗΜΑ 1.7 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΤΩΝ ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΩΝ ΜΟΝΟΥ ΣΩΛΗΝΑ (ΑΡΙΣΤΕΡΑ) ΚΑΙ ΔΙΠΛΟΥ ΣΩΛΗΝΑ (ΔΕΞΙΑ)	22
ΣΧΗΜΑ 1.8 ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑΣ ΜΟΝΟΥ ΣΩΛΗΝΑ	23
ΣΧΗΜΑ 1.9 ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑΣ ΔΙΠΛΟΥ ΣΩΛΗΝΑ (ΑΡΙΣΤΕΡΑ: ΚΥΚΛΟΣ ΕΚΤΟΝΩΣΗΣ, ΔΕΞΙΑ: ΚΥΚΛΟΣ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ)	24
ΣΧΗΜΑ 1.10 ΜΟΝΤΕΛΑ ΤΕΤΑΡΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ: Α) ΠΑΘΗΤΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ, Β) ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΚΑΙ Γ) ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ	26
ΣΧΗΜΑ 1.11 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ-ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ, ΑΝΑΛΟΓΑ ΤΗΝ ΑΠΟΣΒΕΣΗ	27
ΣΧΗΜΑ 1.12 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΩΝ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ	28
ΣΧΗΜΑ 1.13 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΗΛΕΚΤΡΟΥΔΡΑΥΛΙΚΟΥ ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑ	29
ΣΧΗΜΑ 1.14 (Α) ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΜΑΓΝΗΤΟΡΟΪΚΟΥ ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑ, (Β) ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΕΝΟΣ ΜΑΓΝΗΤΟΡΟΪΚΟΥ ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑ ΜΕ ΚΑΙ ΧΩΡΙΣ ΜΑΓΝΗΤΙΚΟ ΠΕΔΙΟ Β (CASE 2 ΚΑΙ CASE 1 ΑΝΤΙΣΤΟΙΧΑ)	30
ΣΧΗΜΑ 1.15 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΕΝΟΣ ΗΛΕΚΤΡΟΡΟΪΚΟΥ ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑ ΜΕ ΚΑΙ ΧΩΡΙΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΟ ΠΕΔΙΟ Ε (CASE 2 ΚΑΙ CASE 1 ΑΝΤΙΣΤΟΙΧΑ)	30
ΣΧΗΜΑ 1.16 ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑΤΑ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΩΝ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ	31
ΣΧΗΜΑ 2.1 ΓΕΝΙΚΗ ΜΟΡΦΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ	34
ΣΧΗΜΑ 2.2 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΤΕΤΑΡΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ (QUARTER CAR MODEL)S	42
ΣΧΗΜΑ 2.3 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΗΜΙΣΕΩΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΚΑΤΑ ΤΟΝ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΑΞΟΝΑ (HALF CAR MODEL RI-L)	45
ΣΧΗΜΑ 2.4 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΗΜΙΣΕΩΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΚΑΤΑ ΤΟΝ ΔΙΑΜΗΚΗ ΑΞΟΝΑ (HALF CAR MODEL F-R)	48
ΣΧΗΜΑ 2.5 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΟΛΟΚΛΗΡΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ (FULL CAR MODEL)	52
ΣΧΗΜΑ 2.6 ΙΔΑΝΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΤΕΤΑΡΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΚΑΤΑ ΤΟΝ ΕΛΕΓΧΟ SKYHOOK	58
ΣΧΗΜΑ 2.7 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ, ΠΑΝΩ ΣΤΟ ΟΠΟΙΟ ΣΗΜΕΙΩΝΟΝΤΑΙ ΟΙ ΑΝΤΙΣΤΟΙΧΟΙ ΔΕΙΚΤΕΣ	67
ΣΧΗΜΑ 3.1 ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ (ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΚΑΙ ΔΙΑΜΗΚΕΣ)	69
ΣΧΗΜΑ 3.2 ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ (ΣΑΜΑΡΑΚΙ)	71
ΣΧΗΜΑ 3.3 ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ (ΣΑΜΑΡΑΚΙ) ΓΙΑ ΕΜΠΡΟΣΘΙΟ ΚΑΙ ΟΠΙΣΘΙΟ ΑΞΟΝΑ	71
ΣΧΗΜΑ 3.4 ΚΑΤΗΓΟΡΙΟΠΟΙΗΣΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ΔΡΟΜΟΥ (ISO 8608). ΟΙ ΑΞΟΝΕΣ ΠΟΥ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΥΝ ΤΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΟΡΙΖΟΝΤΑΙ ΩΣ: 1: PSD ΤΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ Φ_{nm3} , 2: ΜΗΚΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ λm , 3: PSD ΤΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ $\Phi_{\Omega m3}$, 4: ΧΩΡΙΚΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑ $ncycle/m$, 5: ΓΩΝΙΑΚΗ ΧΩΡΙΚΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑ $\Omega rad/m$	74
ΣΧΗΜΑ 3.5 ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΑΝΑ ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ΔΡΟΜΟΥ ΣΥΜΦΩΝΑ ΜΕ ΤΟ ISO 8608, ΥΠΟΛΟΓΙΖΟΜΕΝΑ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΤΗΣ ΗΜΙΤΟΝΟΕΙΔΟΥΣ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗΣ	74
ΣΧΗΜΑ 3.6 ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β, ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΕΝΟ ΣΥΜΦΩΝΑ ΜΕ ΤΟ ISO 8608, ΓΙΑ ΣΤΑΘΕΡΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΚΑΙ ΙΣΗ ΜΕ $v=23.6111 m/s$	75
ΣΧΗΜΑ 4.1 ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΕΤΡΑΓΩΝΙΚΟΥ ΕΓΚΑΡΣΙΟΥ ΕΜΠΟΔΙΟΥ (ΣΑΜΑΡΑΚΙ) ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (RI-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR)	82
ΣΧΗΜΑ 4.2 ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΟΥ ΧΡΟΝΟΥ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΕΤΡΑΓΩΝΙΚΟΥ ΕΓΚΑΡΣΙΟΥ ΕΜΠΟΔΙΟΥ (ΣΑΜΑΡΑΚΙ) ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (RI-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR)	83
ΣΧΗΜΑ 4.3 ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΟΥ ΧΡΟΝΟΥ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΕΤΡΑΓΩΝΙΚΟΥ ΕΓΚΑΡΣΙΟΥ ΕΜΠΟΔΙΟΥ (ΣΑΜΑΡΑΚΙ) ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (RI-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR)	83

ΣΧΗΜΑ 4.20 ΕΣΤΙΑΣΜΕΝΗ ΠΕΡΙΟΧΗ ΤΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΤΗΣ ΓΩΝΙΑΣ ΕΚΤΡΟΠΗΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΟΥ ΧΡΟΝΟΥ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΥΧΑΙΟΥ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΚΑΙ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ (CASESTUDY1: FULL CAR ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ, CASESTUDY2: FULL CAR ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ)	100
ΣΧΗΜΑ 4.21 ΕΣΤΙΑΣΜΕΝΗ ΠΕΡΙΟΧΗ ΤΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΤΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΤΗΣ ΓΩΝΙΑΣ ΕΚΤΡΟΠΗΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΥΧΑΙΟΥ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΚΑΙ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ (CASESTUDY1: FULL CAR ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ, CASESTUDY2: FULL CAR ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ)	100
ΣΧΗΜΑ 4.22 ΕΣΤΙΑΣΜΕΝΗ ΠΕΡΙΟΧΗ ΤΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΤΗΣ ΓΩΝΙΑΣ ΕΚΤΡΟΠΗΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΥΧΑΙΟΥ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΚΑΙ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ (CASESTUDY1: FULL CAR ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ, CASESTUDY2: FULL CAR ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ)	100
ΣΧΗΜΑ 4.23 ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΟΥ ΧΡΟΝΟΥ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΕΤΡΑΓΩΝΙΚΟΥ ΕΓΚΑΡΣΙΟΥ ΕΜΠΟΔΙΟΥ (ΣΑΜΑΡΑΚΙ) ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) (CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (Ri-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR)	105
ΣΧΗΜΑ 4.24 ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΟΥ ΧΡΟΝΟΥ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΕΤΡΑΓΩΝΙΚΟΥ ΕΓΚΑΡΣΙΟΥ ΕΜΠΟΔΙΟΥ (ΣΑΜΑΡΑΚΙ) ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) (CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (Ri-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR)	105
ΣΧΗΜΑ 4.25 ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΜΗ-ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΟΥ ΧΡΟΝΟΥ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΕΤΡΑΓΩΝΙΚΟΥ ΕΓΚΑΡΣΙΟΥ ΕΜΠΟΔΙΟΥ (ΣΑΜΑΡΑΚΙ) ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) (CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (Ri-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR)	105
ΣΧΗΜΑ 4.26 ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΜΗ-ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΟΥ ΧΡΟΝΟΥ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΕΤΡΑΓΩΝΙΚΟΥ ΕΓΚΑΡΣΙΟΥ ΕΜΠΟΔΙΟΥ (ΣΑΜΑΡΑΚΙ) ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) (CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (Ri-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR)	106
ΣΧΗΜΑ 4.27 ΕΣΤΙΑΣΜΕΝΗ ΠΕΡΙΟΧΗ ΤΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΤΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΟΥ ΧΡΟΝΟΥ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΥΧΑΙΟΥ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) (CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (Ri-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR)	111
ΣΧΗΜΑ 4.28 ΑΠΟΚΡΙΣΗ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΟΥ ΧΡΟΝΟΥ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΥΧΑΙΟΥ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) (CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (Ri-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR)	111
ΣΧΗΜΑ 4.29 ΕΣΤΙΑΣΜΕΝΗ ΠΕΡΙΟΧΗ ΤΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΤΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΟΥ ΧΡΟΝΟΥ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΥΧΑΙΟΥ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) (CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (Ri-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR)	111
ΣΧΗΜΑ 4.30 ΕΣΤΙΑΣΜΕΝΗ ΠΕΡΙΟΧΗ ΤΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΤΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΤΗΣ ΜΗ-ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ (ΕΜΠΡΟΣΘΙΟΣ ΔΕΞΙΟΣ ΤΡΟΧΟΣ) ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΟΥ ΧΡΟΝΟΥ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΥΧΑΙΟΥ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) (CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (Ri-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR) .	112
ΣΧΗΜΑ 4.31 ΕΣΤΙΑΣΜΕΝΗ ΠΕΡΙΟΧΗ ΤΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΤΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΤΗΣ ΜΗ-ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ (ΕΜΠΡΟΣΘΙΟΣ ΔΕΞΙΟΣ ΤΡΟΧΟΣ) ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΟΥ ΧΡΟΝΟΥ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΥΧΑΙΟΥ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) ((CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (Ri-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR)	112
ΣΧΗΜΑ 4.32 ΕΣΤΙΑΣΜΕΝΗ ΠΕΡΙΟΧΗ ΤΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΤΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΣΤΟ ΠΕΔΙΟ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΓΙΑ ΔΙΕΓΕΡΣΗ ΤΥΧΑΙΟΥ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) (CASESTUDY1: HALF CAR (F-R), CASESTUDY2: FULL CAR, CASESTUDY3: HALF CAR (Ri-L), CASESTUDY4: QUARTER CAR)	112

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

ΠΙΝΑΚΑΣ 2.1 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ QUARTER CAR	42
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.2 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ HALF CAR (Ri-L)	45
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.3 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ HALF CAR (F-R)	48
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.4 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ FULL CAR	52
ΠΙΝΑΚΑΣ 3.1 ΤΙΜΕΣ ΤΡΑΧΥΤΗΤΑΣ ΔΡΟΜΩΝ ΚΑΤΗΓΟΡΙΟΠΟΙΗΜΕΝΩΝ ΑΠΟ ΤΟ ΠΡΟΤΥΠΟ ISO 8608, ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΙ ΤΩΝ ΤΙΜΩΝ ΤΟΥ PSD ΣΤΗΝ ΧΩΡΙΚΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑ ΑΝΑΦΟΡΑΣ n0 ΚΑΙ ΤΗΝ ΓΩΝΙΑΚΗ ΧΩΡΙΚΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑ Ω0	73
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.1 ΤΙΜΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΟΛΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ ΣΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΤΗΣ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ	82
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.2 ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΤΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΜΕΤΡΙΚΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (Ri-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	85
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.3 ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΤΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΜΕΤΡΙΚΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (Ri-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	85
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.4 ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (Ri-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	86
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.5 ΔΕΙΚΤΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (Ri-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	87
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.6 ΔΕΙΚΤΕΣ ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (Ri-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	87
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.7 ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (Ri-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β	91
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.8 ΔΕΙΚΤΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (Ri-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β	91
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.9 ΔΕΙΚΤΕΣ ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (Ri-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β	92
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.10 ΤΙΜΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΟΛΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΚΑΙ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ	93
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.11 ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΤΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ FULL CAR ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ FULL CAR ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ, ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	95
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.12 ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΤΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ FULL CAR ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ FULL CAR ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ, ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	96
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.13 ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΤΗΣ ΓΩΝΙΑΣ ΕΚΤΡΟΠΗΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ FULL CAR ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ FULL CAR ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ, ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	96
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.14 ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ FULL CAR ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ FULL CAR ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ, ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	96

ΠΙΝΑΚΑΣ 4.15 ΔΕΙΚΤΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ FULL CAR ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ FULL CAR ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ, ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	97
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.16 ΔΕΙΚΤΕΣ ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ FULL CAR ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ FULL CAR ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ, ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	97
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.17 ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ FULL CAR ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ FULL CAR ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ, ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β	101
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.18 ΔΕΙΚΤΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ FULL CAR ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ FULL CAR ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ, ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β	102
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.19 ΔΕΙΚΤΕΣ ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ FULL CAR ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ FULL CAR ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ, ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΠΑΘΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β	102
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.20 ΤΙΜΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΟΛΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES)	104
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.21 ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΤΗΣ ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (RI-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	106
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.22 ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΤΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ ΤΗΣ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (RI-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	107
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.23 ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (RI-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΧΩΡΙΣ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ.....	107
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.24 ΔΕΙΚΤΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (RI-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ.....	108
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.25 ΔΕΙΚΤΕΣ ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (RI-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ ΔΡΟΜΟΥ	109
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.26 ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (RI-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) ΣΕ ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β	113
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.27 ΔΕΙΚΤΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (RI-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) ΣΕ ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β	114
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.28 ΔΕΙΚΤΕΣ ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΠΟΣΟΣΤΙΑΙΕΣ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΩΝ ΔΕΙΚΤΩΝ ΤΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ FULL, HALF CAR (F-R) ΚΑΙ HALF CAR (RI-L) ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ QUARTER CAR ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ (SKYHOOK 2 STATES) ΣΕ ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΛΑΣΗΣ Β	114

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

ST (mm) : Suspension Travel - Διαδρομή ανάρτησης

TD (mm) : Tire Deflection – Παραμόρφωση ελαστικού

VST : Variance of Suspension Travel - Διακύμανση διαδρομής ανάρτησης

VTD : Variance of Tire Deflection - Διακύμανση παραμόρφωσης ελαστικού

a_s (m/s) : Επιτάχυνση ανηρτημένης μάζας

x_s (mm) : Μετατόπιση ανηρτημένης μάζας

x_1, x_2, x_3, x_4 (mm) : Μετατόπιση μη ανηρτημένης μάζας (1: εμπρός και δεξιά τροχός, 2: εμπρός και αριστερός τροχός, 3: οπίσθιος και δεξιά τροχός, 4: οπίσθιος και αριστερός τροχός)

MDP : Mean Dissipated Power – Μέση ισχύς διάχυσης

A.P. : Αντιστρεπτική Ράβδος

B.E. : Βαθμός Ελευθερίας

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η δυναμική του οχήματος και η μελέτη αυτής διαδραματίζει σημαντικό ρόλο στην ανάπτυξη της αυτοκινητοβιομηχανίας. Η παγκόσμια βιομηχανία οχημάτων και η δομή της αγοράς παρουσίασαν μια πρωτοφανή κλίμακα αλλαγών στη δεκαετία του 1990. Σημειώθηκε αύξηση της ζήτησης για την ασφάλεια των οχημάτων, τη προστασία του περιβάλλοντος και τον ευφυή έλεγχο. Έτσι, οι προηγμένες τεχνολογίες όπως η τεχνολογία υπολογιστών, η τεχνολογία εικονικής πραγματικότητας και ο ευφυής αλγόριθμος έχουν χρησιμοποιηθεί ευρέως στη βιομηχανία οχημάτων. Η πρώτη έρευνα της δυναμικής των οχημάτων επικεντρώθηκε στο μηχανισμό διεύθυνσης, στο σύστημα της ανάρτησης και στη σταθερότητα της οδήγησης. Ερευνητές μελέτησαν, επίσης, τις επιδράσεις του εξωτερικού περιβάλλοντος (όπως τραχύτητα της επιφάνειας του δρόμου, ροή αέρα, ελαστικό και οδηγός) στη δυναμική του οχήματος και στην συζευγμένη αλληλεπίδραση αυτών των συνθηκών. Τις επόμενες δεκαετίες, διερευνήθηκε ευρέως η άνεση των επιβατών κατά την διάρκεια της οδήγησης καθώς και το κράτημα του οχήματος, τα οποία αποτελούν τις δυο βασικές συνιστώσες της δυναμικής συμπεριφοράς του.

Η έρευνα αυτή συνεχίζεται μέχρι και σήμερα, με επίκεντρο τη μελέτη των κάθετων ταλαντώσεων του οχήματος, που προκαλούνται εξαιτίας της μετάδοσης των κραδασμών από το οδόστρωμα στο σώμα του οχήματος και τους επιβάτες, μέσω των ελαστικών. Για το λόγο αυτό, έχουν αναπτυχθεί διάφορα μαθηματικά μοντέλα, τα οποία αναπαριστούν είτε ένα τμήμα είτε ολόκληρο το όχημα με στόχο την διερεύνηση της δυναμικής του συμπεριφοράς. Τα πιο διαδεδομένα μοντέλα είναι αυτά που χρησιμοποιούν μάζες συσσωρευμένων ιδιοτήτων με στόχο την αναπαράσταση των αναρτημένων και μη μαζών του οχήματος συνδέοντας αυτές με ελατήρια και αποσβεστήρες. Παραδείγματα τέτοιων μοντέλων είναι το ενός τετάρτου (quarter car model), ημίσεως (half car model) και ολόκληρου οχήματος (full car model) και χρησιμοποιούνται για διάφορες εφαρμογές υπολογίζοντας διαφορετικούς βαθμούς ελευθερίας.

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία, κάθε τέτοιο μοντέλο είναι σε θέση να υπολογίσει τη απόκριση του οχήματος ανάλογα τη διέγερση που του επιβάλλεται, αλλά και τα χαρακτηριστικά του ως προς την άνεση των επιβατών και το κράτημά του. Επίσης, δίνει τη δυνατότητα σύγκρισης της επίδρασης του συστήματος της ανάρτησης και άρα της βελτιστοποίησής του. Όπως είναι κατανοητό, όμως, όσο περισσότερους βαθμούς ελευθερίας περιλαμβάνει ένα μαθηματικό μοντέλο, τόσο πιο πολλά φαινόμενα λαμβάνει υπόψη, ενώ ταυτόχρονα τόσο πιο πολύπλοκη και χρονοβόρα γίνεται η υπολογιστική επίλυσή του. Λαμβάνοντας υπόψη την ποικιλία των μοντέλων, οι ερευνητές στο πεδίο της αυτοκινητοβιομηχανίας βρίσκονται σε σύγχυση ως προς την καταλληλότητα του εκάστοτε μοντέλου για την κάθε εφαρμογή αλλά και για την απώλεια πληροφορίας που θα υπάρξει με την λανθασμένη επιλογή αυτού. Συνεπώς, ως επέκταση των παραπάνω, η παρούσα διπλωματική επικεντρώνεται στην σύγκριση των βασικών μοντέλων οχημάτων ως προς την ακρίβειά τους, μέσω προσομοιώσεων για διαφορετικά συστήματα αναρτήσεων, αλλά και διεγέρσεις δρόμου, και τελικά στην εκτίμηση του βέλτιστου συμβιβασμού μεταξύ υπολογιστικού χρόνου και ακρίβειας αποτελεσμάτων.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 Εισαγωγή στο Σύστημα Ανάρτησης

1.1 Ορισμός και στοιχεία ανάρτησης

Η ανάρτηση είναι ο μηχανισμός που συνδέει τους τροχούς με το σώμα του οχήματος και επιτρέπει την σχετική τους κίνηση. Μέσω της ανάρτησης οι τροχοί μπορούν να μεταφέρουν δυνάμεις ώστε το όχημα να επιταχύνεται, να επιβραδύνεται και να αλλάζει κατεύθυνση. Επίσης, η ανάρτηση επηρεάζει την οδηγική συμπεριφορά του οχήματος και την άνεση των επιβατών. Οι τροχοί είναι η μη αναρτημένη μάζα του οχήματος (unsprung mass) και η ανάρτηση τους συνδέει με το πλαίσιο του οχήματος που αποτελεί την αναρτημένη μάζα (sprung mass).

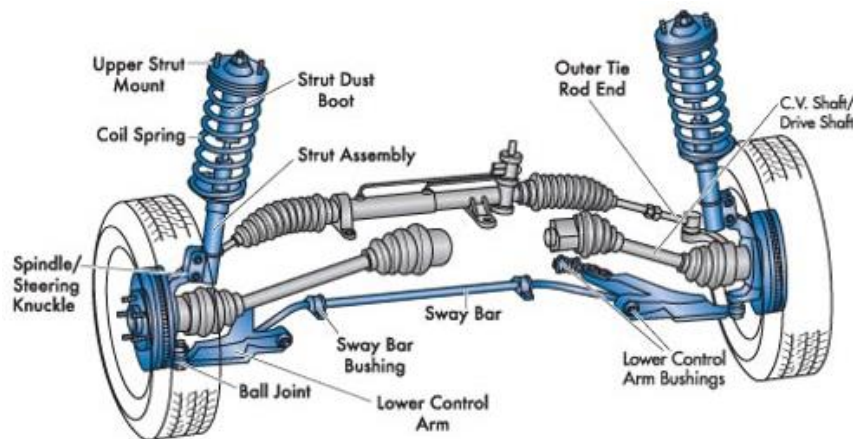


Σχήμα 1.1 Σχηματική απεικόνιση οχήματος με έμφαση στο σύστημα ανάρτησης και της συνδεσμολογίας του

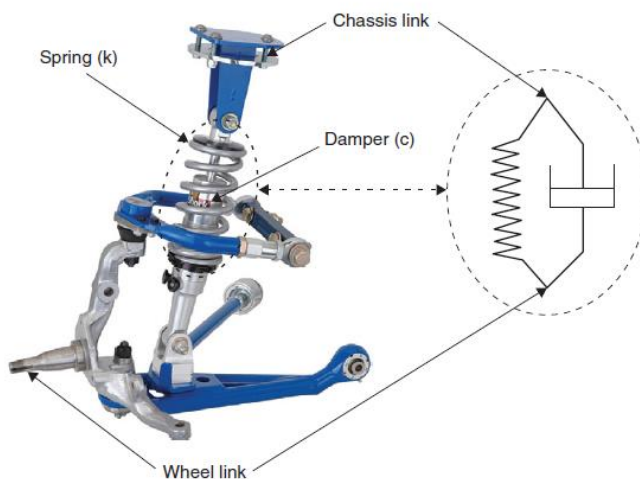
Στην πιο κλασική και συμβατική διαμόρφωσή της, περιλαμβάνει τα εξής στοιχεία:

- i. Ένα ελαστικό στοιχείο (συνήθως είναι ένα ελικοειδές ελατήριο), το οποίο ασκεί μια δύναμη ανάλογη και αντίθετη της επιμήκυνσης του ελατηρίου.
- ii. Ένα στοιχείο απόσβεσης (συνήθως είναι ένας υδραυλικός αποσβεστήρας), ο οποίος ασκεί μια δύναμη διάχυσης ανάλογη και αντίθετη της ταχύτητας της επιμήκυνσης. Αυτό το στοιχείο ασκεί αμελητέα δύναμη σε σταθερή κατάσταση, αλλά διαδραματίζει κρίσιμο ρόλο στη δυναμική συμπεριφορά της ανάρτησης.
- iii. Ένα σύνολο μηχανικών στοιχείων (σφαιρικών συνδέσμων και ελαστικών ή ελαστοπλαστικών εξαρτημάτων), τα οποία συνδέουν την αναρτημένη και την μη ανηρτημένη μάζα.

Από δυναμικής απόψεως, το ελατήριο και ο αποσβεστήρας είναι τα δύο βασικά στοιχεία, όπου το ελατήριο στηρίζει τη μάζα του σώματος του οχήματος αποθηκεύοντας ενέργεια, ενώ ο αποσβεστήρας καταναλώνει αυτή την ενέργεια και αποσβένει τις ταλαντώσεις. Από την άλλη μεριά, οι μηχανικές συνδέσεις είναι κυρίως υπεύθυνες για την κινηματική ανάρτηση. Ως εκ τούτου, θα αναλυθούν στη συνέχεια μόνο τα δυο «δυναμικά» στοιχεία της ανάρτησης.



Σχήμα 1.2 Σύστημα εμπρόσθιας ανάρτησης με επεξήγηση των στοιχείων που την αποτελούν



Σχήμα 1.3 Πραγματική ανάρτηση οχήματος και απεικόνιση της μοντελοποίησής της

1.1.1 Είδη ελατηρίων

Το ελατήριο αποτελεί κύριο στοιχείο μιας ανάρτησης και τοποθετείται μεταξύ των αξόνων των τροχών και του αμαξώματος. Σε ένα ελατήριο, όταν του ασκείται στατικό φορτίο, παραμορφώνεται μέχρις ότου η συνισταμένη των εσωτερικών τάσεων γίνει ίση με την εξωτερική δύναμη, οπότε και επέρχεται ισορροπία. Εφόσον, οι εσωτερικές τάσεις δεν υπερβαίνουν τα όρια της αναλογίας δυνάμεων και παραμορφώσεων (Νόμος Hooke) σε κανονικές συνθήκες, και εφόσον το εξωτερικό φορτίο παύει να ασκείται, το ελατήριο θα επανέλθει στο φυσικό του μήκος χωρίς να έχει υποστεί καμία μόνιμη παραμόρφωση.

Το ελατήριο είναι ένα στοιχείο που καθώς συμπιέζεται και παραμορφώνεται, αποθηκεύει μέσα του ένα ποσό μηχανικής ενέργειας, το οποίο απελευθερώνει αμέσως μόλις επανέλθει στο αρχικό του σχήμα. Κάθε ελατήριο χαρακτηρίζεται από τον συντελεστή στιβαρότητάς του, ο οποίος εκφράζει το λόγο της δύναμης που ασκείται στο ελατήριο, προς το μέγεθος της παραμόρφωσης που προκύπτει. Ο συντελεστής αυτός

εξαρτάται από το μήκος του ελατηρίου, το πάχος, το υλικό και τη θερμοκρασία του υλικού του, τη διάμετρο των σπειρών του και την απόσταση μεταξύ αυτών (βήμα ελατηρίου).

Κατά την κίνηση του οχήματος, τα ελατήρια της ανάρτησης, στηρίζουν την μάζα του οχήματος, αποθηκεύοντας ενέργεια, και συμβάλλουν στη διατήρηση της επαφής των τροχών με το οδόστρωμα, εξασφαλίζοντας κατ' επέκταση καλύτερο κράτημα στο όχημα. Στα διάφορα συστήματα ανάρτησης χρησιμοποιούνται τρία είδη ελατηρίων, τα ημιελλειπτικά ελατήρια (σούστες), τα ελικοειδή ελατήρια, οι αντιστρεπτικές ράβδοι και ορισμένα πνευματικά συστήματα. Τα ελικοειδή ελατήρια εκμεταλλεύονται την ελαστικότητα που παρέχεται από την στρέψη των σπειρών, ενώ τα πνευματικά στηρίζονται στην συμπίεστικότητα των αερίων. Στα επιβατικά οχήματα, με τα οποία ασχολείται η παρούσα διπλωματική, γίνεται χρήση συνήθως των ελικοειδών ελατηρίων, τα οποία όμως, λόγω της μειωμένης σκληρότητας τους, χρησιμοποιούνται σε συνδυασμό με αντιστρεπτική ράβδο.

1.1.1.1 Ελικοειδή Ελατήρια

Τα ελικοειδή ελατήρια αποτελούνται από κυκλικής διατομής χαλύβδινη ράβδο, η οποία έχει περιελιχθεί ελικοειδώς. Τα ελατήρια αυτά, που από τη φύση τους δέχονται μόνο κάθετα θλιπτικά φορτία και μετατοπίσεις, χρησιμοποιούνται σε συστήματα ανεξάρτητης ανάρτησης, τοποθετούμενα μεταξύ του άνω ή κάτω βραχίονα και αμαξώματος σε κατάλληλες υποδοχές. Το ελατήριο αυτό συμπεριφέρεται γραμμικά και διατηρεί τον ίδιο συντελεστή σκληρότητας όσο κι αν συμπιεστεί ή εκταθεί από την άσκηση κάποιου φορτίου. Το ελάχιστο μήκος που μπορεί να έχει ένα τέτοιο ελατήριο, ορίζεται από το σημείο όπου όλες οι σπείρες του θα ακουμπήσουν η μία πάνω στην άλλη ταυτόχρονα, το σε συμπαγή μεταλλικό κύλινδρο

Η εξίσωση που περιγράφει τη λειτουργία ενός ιδανικού γραμμικού ελατηρίου είναι:

$$F = k \cdot x, \quad (1.1)$$

όπου F είναι η δύναμη του ελατηρίου, k η σταθερά του και x η παραμόρφωσή του.



Σχήμα 1.4 Ελικοειδές ελατήριο

1.1.1.2 Αντιστρεπτική Ράβδος

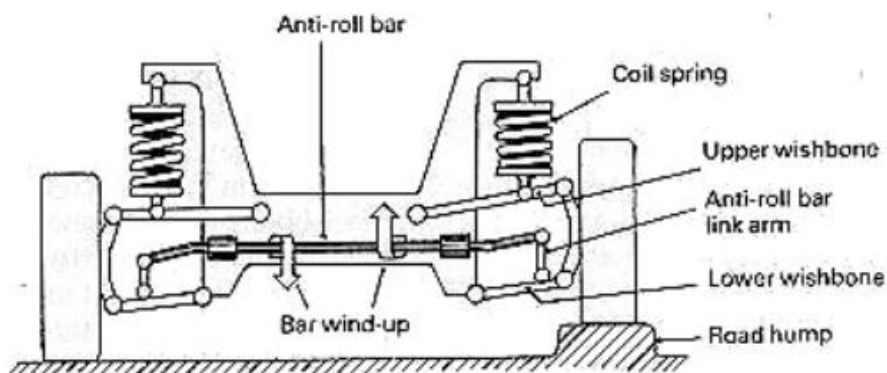
Η χρήση της αντιστρεπτικής ράβδου άρχισε να γίνεται όλο και πιο συχνή, από τη στιγμή που χρησιμοποιούνται «ανεξάρτητες αναρτήσεις», όπου ο δεξιός τροχός μπορεί να κινηθεί ανεξάρτητα από τον αριστερό. Τέτοιου είδους αναρτήσεις, προκαλούν ανεπιθύμητες κλίσεις στο όχημα, παρά την

αδιαμφισβήτητη προσαρμοστικότητα τους στο οδόστρωμα, τις οποίες καλείται να αποσβέσει η αντιστρεπτική ράβδος, ο μηχανισμός της οποίας είναι αρκετά απλός. Ουσιαστικά, πρόκειται για μια ράβδο-ελατήριο, συνήθως κυκλικής διατομής και σχήματος Π, η οποία στηρίζεται στο σασί με δύο έδρανα κυλίσεως μέσω των οποίων μπορεί να περιστρέφεται ελεύθερα, ενώ κάθε άκρο της συνδέεται με κάθε ανάρτηση, είτε απευθείας είτε μέσω ενός βραχίονα στέρα συνδεδεμένο στο άκρο αυτό. Η αντιστρεπτική ράβδος παρουσιάζει μια ιδιομορφία σε σχέση με τα υπόλοιπα ελατήρια, καθώς αυτή δεν καταπονείται από ένα φορτίο αλλά από μια ροπή, η οποία δημιουργείται από το ίδιο το φορτίο, το οποίο ασκείται στο άκρο του. Αποτέλεσμα αυτής της ιδιομορφίας είναι το γεγονός ότι η παραμόρφωση έχει πλέον τη μορφή της συστροφής των ινών της αντιστρεπτικής ράβδου.

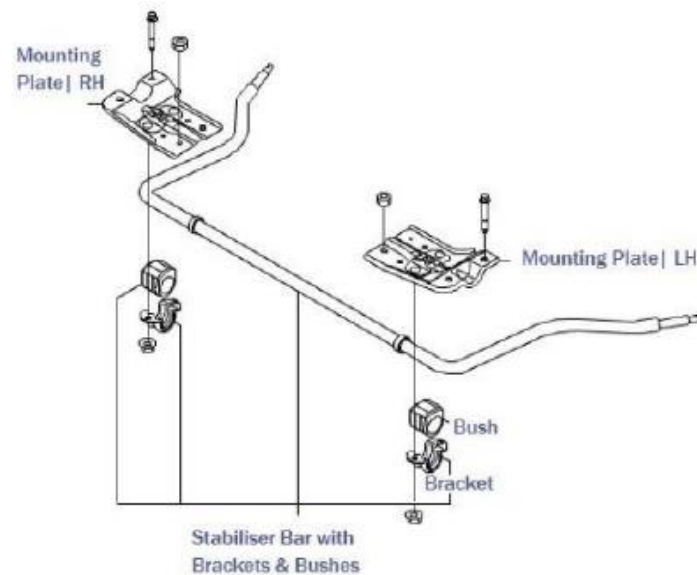
Ουσιαστικά, όταν το όχημα βρίσκεται σε στροφή, το ένα άκρο της αντιστρεπτικής ράβδου ανεβαίνει ενώ το άλλο κατεβαίνει και άρα η αντιστρεπτική ράβδος αναγκάζεται να στραφεί γύρω από τον εαυτό της, πράγμα στο οποίο φυσικά αντιστέκεται. Όσο μεγαλύτερη είναι η διάμετρός της και όσο πιο κοντά είναι τα άκρα της, τόσο πιο πολύ περιορίζει την κλίση του αμαξώματος, λόγω μικρότερου μοχλοβραχίονα. Επίσης, αύξηση του συντελεστή στιβαρότητας της μπροστινής αντιστρεπτικής ράβδου θα οδηγήσει σε υποστροφική συμπεριφορά του οχήματος, ενώ αντίστοιχα, η αύξηση του συντελεστή στιβαρότητας της οπίσθιας αντιστρεπτικής ράβδου θα προκαλέσει υπερστροφική συμπεριφορά. Γι' αυτό το λόγο, χρησιμοποιείται και ως μέσο βελτίωσης της διεύθυνσης και της ευστάθειας του οχήματος. Παρ' όλα αυτά, στις εγκάρσιες ανωμαλίες του οδοστρώματος, όπου και οι δύο τροχοί μετατοπίζονται συγχρόνως, η αντιστρεπτική ράβδος απλώς ακολουθεί αυτή την κίνηση, χωρίς να επηρεάζει την σκληρότητα της ανάρτησης.

Η αντιστρεπτική ράβδος του οχήματος παριστάνεται με ένα στροφικό ελατήριο σταθεράς k_R , ενώ η ροπή που ασκεί συνήθως θεωρείται ανάλογη της εκτροπής του οχήματος και διατυπώνεται ως εξής:

$$M_R = -k_R \cdot \varphi, \quad (1.2)$$



Σχήμα 1.5 Αναπαράσταση της λειτουργίας της αντιστρεπτικής ράβδου σε άξονα οχήματος, ο ένας τροχός του οποίου διεγείρεται από τετραγωνικό εμπόδιο



Σχήμα 1.6 Σχηματική αναπαράσταση του μηχανισμού της αντιστρεπτικής ράβδου και των στοιχείων που τον αποτελούν

1.1.2 Είδη αποσβεστήρων

Η αρχή λειτουργίας του αποσβεστήρα (αμορτισέρ) βασίζεται στο ότι με την κίνηση της ανάρτησης ένα μικρό έμβολο αναγκάζεται σε παλινδρόμηση μέσα σε έναν κύλινδρο γεμάτο με υγρό. Το υγρό συμπιέζεται και αναγκάζεται να περάσει μέσα από κάποιες οπές. Επειδή κάτι τέτοιο δεν είναι εύκολο, ενεργοποιείται μια δύναμη αντίδρασης από την κίνηση του πιστονιού, άρα και από την κίνηση της ανάρτησης. Δηλαδή αυτό που κάνει το υδραυλικό αμορτισέρ είναι να μετατρέπει την κινητική ενέργεια της παλινδρομικής κίνησης του τροχού, σε τριβή μεταξύ των μορίων του λαδιού και σε θερμότητα, η οποία αποβάλλεται.

Κατά βάση, υπάρχουν δύο ειδών αποσβεστήρων· αυτοί που λειτουργούν με τριβή και αυτοί που λειτουργούν με το ιξώδες του ρευστού. Η δύναμη απόσβεσης στους αποσβεστήρες με τριβή είναι μέγιστη όταν ξεκινάει η κίνηση, ενώ στην συνέχεια μειώνεται σταδιακά μέχρι μία τελική τιμή, η οποία μένει σταθερή ανεξάρτητα από την ταχύτητα. Έτσι, συνεπάγεται ότι η απόσβεση είναι μεγάλη σε μικρές ταχύτητες, ενώ είναι μικρή σε μεγάλες ταχύτητες.

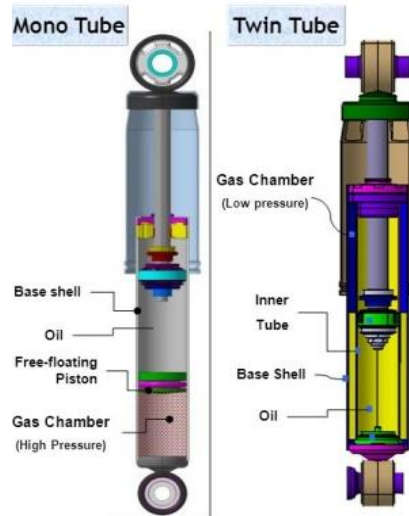
Η ιξώδης απόσβεση άρχισε να αναπτύσσεται το 1920, ενώ άρχισε να επικρατεί στη δεκαετία του '40. Αυτού του είδους η απόσβεση έχει το πλεονέκτημα ότι παράγει δύναμη ανάλογη της ταχύτητας. Τα δύο πιο κοινά είδη αποσβεστήρα τέτοιου τύπου είναι ο αποσβεστήρας μονού σωλήνα (Monotube Damper) και ο αποσβεστήρας διπλού σωλήνα (Twin-tube Damper), που παρουσιάζονται στο Σχήμα 1.7.

Ένας ιδανικός γραμμικός αποσβεστήρας περιγράφεται από την μαθηματική εξίσωση 1.3:

$$F_c = c \cdot \dot{x} , \quad (1.3)$$

όπου F είναι η δύναμη απόσβεσης, c η σταθερά απόσβεσης και \dot{x} η ταχύτητα κίνησης του εμβόλου. Οι αποσβεστήρες σε συνδυασμό με τα ελατήρια και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της ανάρτησης καθορίζουν την οδηγική συμπεριφορά του οχήματος, και την άνεση που προσφέρει στους επιβάτες. Συνεπώς χρησιμοποιείται για να μειώνει τις ταλαντώσεις του οχήματος και το πλάτος τους και σε

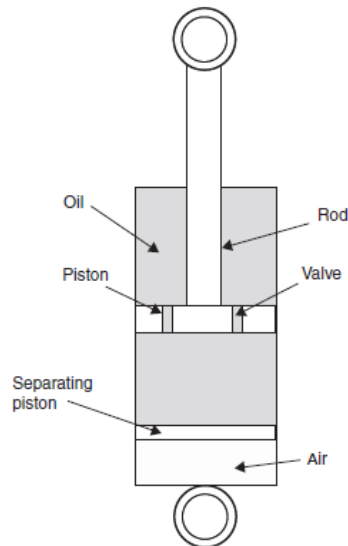
μικρότερο βαθμό για να αυξάνει τις δυνάμεις που ασκούνται στον τροχό, ώστε να βελτιώνεται η πρόσφυση.



Σχήμα 1.7 Σχηματική αναπαράσταση των αποσβεστήρων μονού σωλήνα (αριστερά) και διπλού σωλήνα (δεξιά)

1.1.2.1 Αποσβεστήρες Μονού Σωλήνα

Όσον αφορά τους αποσβεστήρες μονού σωλήνα, αποτελούνται από έναν εξωτερικό σωλήνα. Στο εσωτερικό του αποσβεστήρα υπάρχουν το λάδι και το αέριο άζωτο που χωρίζονται από ένα ελεύθερο έμβολο. Αυτοί οι αποσβεστήρες έχουν πολύ υψηλότερη πίεση για το αέριο από ότι του διπλού σωλήνα για να υπάρχει σταθερότητα στο λάδι στις ακραίες χρήσεις. Κατά την διάρκεια της λειτουργίας, το ρευστό προβάλλει αντίσταση κατά την κίνηση του μέσα από τις οπές ή τις βαλβίδες μετατρέποντας την κινητική ενέργεια σε θερμική. Οι ταλαντώσεις μπορούν να διακριθούν σε δύο κύκλους, αυτόν της συμπίεσης και αυτόν της επιμήκυνσης. Κατά την διάρκεια του πρώτου, το έμβολο κινείται προς τα κάτω αναγκάζοντας το λάδι να μεταφερθεί από το θάλαμο πίεσης στο θάλαμο λειτουργίας. Ενώ κατά τον δεύτερο κύκλο γίνεται ακριβώς το αντίθετο, το έμβολο κινείται προς τα πάνω αναγκάζοντας το λάδι να μεταφερθεί από το θάλαμο λειτουργίας πάλι πίσω στο θάλαμο πίεσης. Η απόσβεση σε αυτή την περίπτωση πραγματοποιείται με τη βοήθεια συμπιεσμένου αερίου, για την ακρίβεια αζώτου το οποίο βρίσκεται σε πίεση 20 με 30 bar και διαχωρίζεται από το θάλαμο πίεσης με ένα ελεύθερο έμβολο.



Σχήμα 1.8 Αποσβεστήρας μονού σωλήνα

1.1.2.2 Αποσβεστήρες Διπλού Σωλήνα

Οι διπλού σωλήνα αποσβεστήρες διαχωρίζουν το λάδι από το αέριο μέσα στον αποσβεστήρα. Ο μικρότερος εσωτερικός κύλινδρος στεγάζει το σύστημα άξονα-έμβολο, τις βαλβίδες βάσης και το υψηλής πίεσης λάδι. Στον εξωτερικό αγωγό, περιέχονται το αέριο άζωτο και το χαμηλής πίεσης λάδι. Ο χώρος λειτουργίας είναι ο εσωτερικός κύλινδρος, ενώ ο χώρος μεταξύ των δυο κυλίνδρων είναι ο χώρος εξισορρόπησης για το λάδι που σπρώχνεται από το έμβολο. Ο χώρος πίεσης βρίσκεται κάτω από το έμβολο στον εσωτερικό κύλινδρο και συνεχώς αυξάνεται ή μειώνεται ανάλογα με την κίνηση του εμβόλου, ομοίως μεταβάλλεται και ο θάλαμος λειτουργίας.

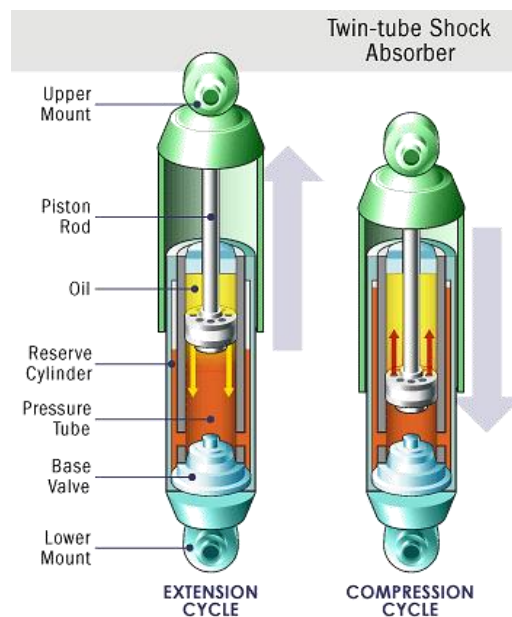
Τα πλεονεκτήματα του αποσβεστήρα μονού σωλήνα είναι:

- Μεγαλύτερα εσωτερικά μέρη, οπότε και μεγαλύτερη δύναμη απόσβεσης.
- Μεγαλύτερη χωρητικότητα για λάδι, που έχει ως αποτέλεσμα συνεχή σταθερή δύναμη απόσβεσης.
- Η βαλβίδα του εμβόλου είναι μεγαλύτερη και πιο πλατιά και επιτρέπει τη δημιουργία πολύ μικρής δύναμης απόσβεσης με ακρίβεια.
- Καλύτερη ψύξη
- Μπορούν να έχουν αντίστροφη λειτουργία για μείωση της μη αναρτημένης μάζας.
- Η συμπίεση μειώνει την σπηλαιώση και τον θόρυβο.

Τα μειονεκτήματα αυτού του είδους του αποσβεστήρα είναι:

- Ο κύλινδρος είναι εκτεθειμένος και μπορεί να υποστεί ζημιά.
- Οι δύο βαλβίδες πρέπει να είναι εντός του πιστονιού, που οδηγεί σε λιγότερο ρυθμιζόμενη απόσβεση.
- Έχει υψηλότερη τριβή σφράγισης σε σύγκριση με μη ή χαμηλής πίεσης διπλό σωλήνα.
- Η παρουσία του αερίου αυξάνει τον «νεκρό» όγκο.

Αυτοί οι αποσβεστήρες χρησιμοποιούνται κυρίως σε οχήματα μεγαλύτερης απόδοσης, όπως συγκεκριμένα οχήματα δρόμου, γερανοί και μπουλντόζες.



Σχήμα 1.9 Αποσβεστήρας διπλού σωλήνα (αριστερά: κύκλος εκτόνωσης, δεξιά: κύκλος συμπίεσης)

Αυτός ο αποσβεστήρας λειτουργεί όπως και ο αποσβεστήρας μονού σωλήνα με την διαφορά ότι στην συμπίεση το έμβολο κινείται προς τα κάτω αναγκάζοντας το λάδι να μεταφερθεί από το θάλαμο πίεσης στους θαλάμους λειτουργίας και εξισορρόπησης. Στην επιμήκυνση γίνεται ακριβώς το αντίθετο, το έμβολο κινείται προς τα πάνω αναγκάζοντας το λάδι να μεταφερθεί από τους θαλάμους λειτουργίας και εξισορρόπησης πάλι πίσω στο θάλαμο πίεσης. Ο αποσβεστήρας διπλού σωλήνα πρέπει να συναρμολογείται με το βάκτρο του εμβόλου προς τα πάνω, με σκοπό να μην αναρροφηθεί από το θάλαμο εξισορρόπησης αέρας γιατί αυτό θα αποτελούσε αιτία για δημιουργία αφρού στο λάδι και καταστροφή της απόσβεσης, δηλαδή της δυνατότητας του αμορτισέρ να μειώσει την ταλάντωση. Ο αέρας που βρίσκεται στο θάλαμο εξισορρόπησης έχει ατμοσφαιρική πίεση, δηλαδή της τάξης του 1 bar.

Αυτού του τύπου οι αποσβεστήρες είναι οι πιο συνηθισμένοι. Είναι πιο φτηνοί από τους προηγούμενους όμως δεν έχουν το ίδιο καλή απόδοση και το λάδι υπερθερμαίνεται και αποσταθεροποιείται σε ακραίες καταστάσεις.

1.2 Λειτουργία ανάρτησης

Κάθε όχημα που κινείται σε ένα δρόμο με τυχαίο προφίλ, είναι εκτεθειμένο σε ταλαντώσεις οι οποίες είναι επιβλαβείς τόσο για τους επιβάτες, από άποψη άνεσης, όσο και για την αντοχή του ίδιου του οχήματος. Για αυτό το λόγο, ο κύριος ρόλος της ανάρτησης είναι να διασφαλίσει την άνεση της οδήγησης και το κράτημα του οχήματος, σε οποιοσδήποτε συνθήκες δρόμου και οδηγικών χειρισμών, γεγονός που εν συνεχεία θα συνεισφέρει και στην οδηγική ασφάλεια. Ουσιαστικά, θα μπορούσε κανείς να πει ότι η ανάρτηση είναι ένα μηχανικό χαμηλοπερατό φίλτρο (low pass filter), το οποίο αποσβένει τις επιδράσεις

μιας διαταραχής, όπως για παράδειγμα ένα ακανόνιστο προφίλ δρόμου, σε μια μεταβλητή εξόδου. Συνήθως αυτή η μεταβλητή είναι η επιτάχυνση του σώματος του οχήματος, αν μελετάται η άνεση των επιβατών, ή η παραμόρφωση του ελαστικού όταν ο σχεδιαστικός στόχος είναι το κράτημα του οχήματος.

Ο ρόλος της ανάρτησης είναι διττός. Από τη μια μεριά, στηρίζει και διατηρεί το ύψος του σώματος του οχήματος, απομονώνοντάς το από τις διάφορες διαταραχές του εδάφους και τις προκαλούμενες ταλαντώσεις από τα ελατήρια. Έτσι, μεγιστοποιεί την άνεση των επιβατών και περιορίζει την καταπόνηση των μερών του οχήματος. Από την άλλη μεριά, όμως, εξασφαλίζει τη συνεχή επαφή των τροχών με το έδαφος και τους αναγκάζει να ακολουθούν το ανομοιόμορφο προφίλ του δρόμου χωρίς καθυστέρηση, επιτυγχάνοντας, με αυτόν τον τρόπο, σταθερό φορτίο στους τροχούς και άρα παρέχοντας εξαιρετικό κράτημα οχήματος. Παράλληλα, η οδηγική ασφάλεια εξαρτάται από αυτή την ποιότητα επαφής, και για αυτό το λόγο είναι πολύ σημαντικό οι τροχοί να παραμένουν σε επαφή με την επιφάνεια του έδαφος όσο το δυνατόν πιο σταθερά γίνεται. Η μέγιστη άνεση εξασφαλίζεται όταν ελαχιστοποιούνται οι κάθετες δυνάμεις που μεταφέρονται μέσω της ανάρτησης από τους τροχούς στο σώμα του οχήματος, δηλαδή όταν ελαχιστοποιείται η κάθετη επιτάχυνση του σώματος, και επιτυγχάνεται χρησιμοποιώντας «μαλακές» αναρτήσεις. Αντίθετα, το όχημα πρέπει να είναι ελέγξιμο από τον οδηγό για την επίτευξη καλύτερου κρατήματος και ασφάλειας και αυτό επιτυγχάνεται με χρήση «σκληρών» αναρτήσεων για την αντιμετώπιση των διαταραχών του φορτίου, γεγονός, όμως, που μειώνει την άνεση των επιβατών, αφού μεταφέρει αρκετό μέρος της διέγερσης του δρόμου στο σώμα του οχήματος.

Πρόκειται, λοιπόν, για μια σύγκρουση μεταξύ αντικρουόμενων κριτηρίων για την άνεση οδήγησης του οχήματος, την ποιότητα του χειρισμού του και το κράτημα του οχήματος. Φυσικά, ο συμβιβασμός μεταξύ αυτών των στόχων, επιδεινώνεται από το γεγονός ότι η ανάρτηση έχει περιορισμένη διαδρομή. Για να ελαχιστοποιηθεί η επιβράδυνση κατά την διάρκεια της πρόσκρουσης, τοποθετούνται στοπ ακραίου τερματισμού από καουτσούκ στα άκρα της διαδρομής ανάρτησης. Όταν η ανάρτηση τα φτάσει, οι επιδόσεις άνεσης όσο και το κράτημα του οχήματος υποβαθμίζονται δραματικά και η εμφάνιση αυτής της κατάστασης πρέπει να αποφεύγεται προσεκτικά. Για αυτόν ακριβώς το λόγο οι ερευνητές/σχεδιαστές στον τομέα των οχημάτων αφιερώνουν ιδιαίτερη προσοχή στον σχεδιασμό της ανάρτησης.

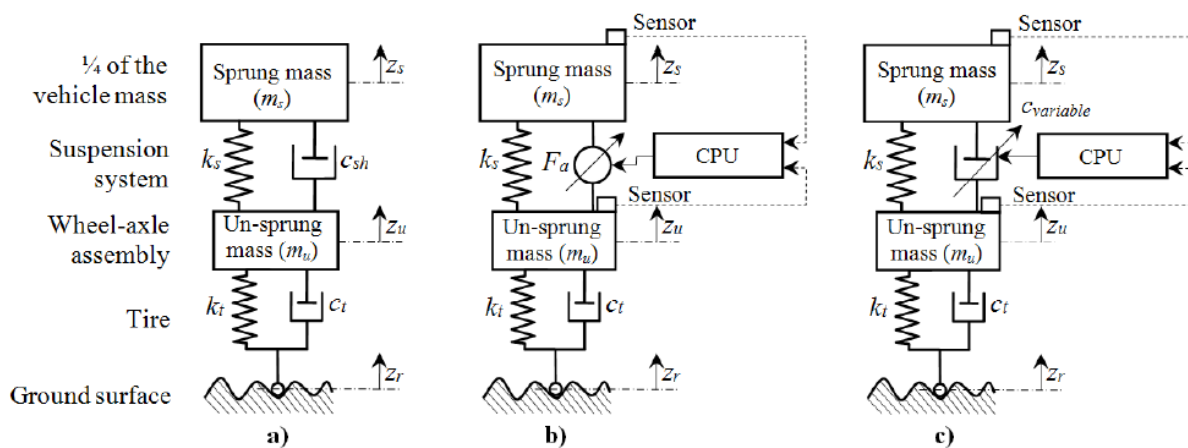
1.3 Είδη αναρτήσεων

Από τα παραπάνω φαίνεται ότι το μεγαλύτερο μέρος του προβλήματος σχεδίασης μιας κλασικής μηχανικής ανάρτησης συνίσταται στον ορισμό της στιβαρότητας του ελατηρίου και του λόγου απόσβεσης, προκειμένου να επιτευχθεί ένας καλός συμβιβασμός μεταξύ άνεσης και κρατήματος, με ένα πρόσθετο όριο στη διαδρομή της ανάρτησης. Τα χαρακτηριστικά, όμως, τόσο του παθητικού ελατηρίου όσο και του παθητικού αποσβεστήρα είναι αμετάβλητα και δεν μπορούν να προσαρμοστούν σε οποιαδήποτε στιγμιαία κατάσταση λειτουργίας του οχήματος, και άρα αυτό το σύστημα ανάρτησης υστερεί της ικανότητας απορρόφησης της αναγκαίας ενέργειας για την υποστήριξη του φορτίου ή της διαταραχής του

δρόμου που ασκείται στο όχημα. Δεν προκαλεί έκπληξη, λοιπόν, το γεγονός ότι οι σχεδιαστές αναρτήσεων άρχισαν να αναζητούν άλλους πιθανούς τρόπους για να μειώσουν το πρόβλημα αυτό και να επιτύχουν την επιθυμητή σταθερότητα. Η ιδέα να υπάρχει ένα τμήμα της ανάρτησης, το οποίο να μπορεί να αλλάζει τόσο δραματικά και εύκολα, άνοιξε το δρόμο για την ηλεκτρονικά ελεγχόμενη ανάρτηση.

Το ενεργητικό σύστημα ανάρτησης οχημάτων, το οποίο εισήχθη για πρώτη φορά στις αρχές της δεκαετίας του 1950, χρησιμοποίησε ηλεκτρονικά συστήματα ελέγχου που παρακολουθούν τη λειτουργία των στοιχείων ανάρτησης. Με αυτόν τον τρόπο, μειώνει τις επιταχύνσεις του αμαξώματος του αυτοκινήτου επιτρέποντας στην ανάρτηση να απορροφά τις επιταχύνσεις του τροχού χρησιμοποιώντας έναν επενεργητή.

Το ημι-ενεργητικό σύστημα ανάρτησης χρησιμοποιεί ένα μεταβλητό αποσβεστήρα ή άλλο στοιχείο μεταβλητής διάχυσης στο σύστημα. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αυτού του συστήματος είναι ο αποσβεστήρας διπλού σωλήνα.



Σχήμα 1.10 Μοντέλα τετάρτου οχήματος: α) παθητική ανάρτηση, β) ενεργητική ανάρτηση και γ) ημι-ενεργητική ανάρτηση

Οι αναρτήσεις, επομένως, κατηγοριοποιούνται στις εξής κλάσεις: παθητικές, ημι-ενεργητικές και ενεργητικές αναρτήσεις. Η παρούσα διπλωματική, θα ασχοληθεί μόνο με τις δυο πρώτες κατηγορίες, οι οποίες και θα αναλυθούν στα επόμενα υποκεφάλαια.

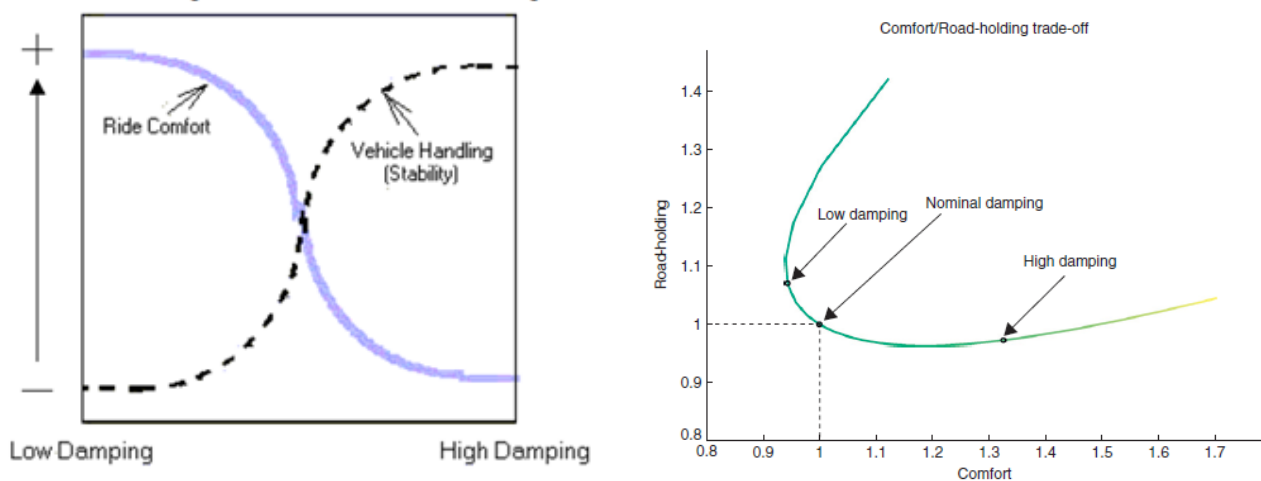
1.3.1 Παθητική ανάρτηση

Η παθητική ανάρτηση περιλαμβάνει μόνο παθητικά στοιχεία, όπως τα ελατήρια, οι αποσβεστήρες και οι μάζες, τα οποία μπορεί να αποτελούν μεταλλικά, πνευματικά ή υδραυλικά συστήματα. Τα στοιχεία αυτά ονομάζονται παθητικά αφού καμία πηγή ενέργειας δεν είναι απαραίτητη, δηλαδή αυτά είναι ικανά να αποθηκεύουν ή να καταναλώνουν μόνο την ενέργεια που συνδέεται με την ταλάντωση.

Το ελατήριο και ο αποσβεστήρας μπορεί να έχουν είτε γραμμικά είτε μη γραμμικά χαρακτηριστικά. Τα χαρακτηριστικά αυτά είναι αμετάβλητα και δεν μπορούν να προσαρμοστούν σε οποιαδήποτε στιγμιαία κατάσταση λειτουργίας του οχήματος. Εξαιτίας αυτού, η απόδοση του οχήματος είναι περιορισμένη και

οποιαδήποτε βελτίωση μπορεί να επιτευχθεί μόνο μέσω της βελτιστοποίησης των χαρακτηριστικών του ελατηρίου και του αποσβεστήρα.

Αυτού του είδους οι αναρτήσεις αποτελούν έναν συμβιβασμό μεταξύ άνεσης και επίδοσης στα περισσότερα οχήματα. Επιλέγονται, λοιπόν, τέτοια ελατήρια και τέτοιοι αποσβεστήρες ώστε να αποτελούν τον βέλτιστο συμβιβασμό μεταξύ άνεσης και επίδοσης οχήματος, σύμφωνα με το σκοπό του οχήματος και την εφαρμογή για την οποία σχεδιάζεται. Για παράδειγμα, αν ένα όχημα έχει μεγάλο συντελεστή απόσβεσης τότε οι ταλαντώσεις που οφείλονται στο δρόμο δεν μεταφέρονται στους επιβάτες και έχει ως αποτέλεσμα να είναι άνετο. Όμως, υστερεί στο κράτημα του οχήματος, δηλαδή δεν είναι τόσο σταθερό στις στροφές ή στους ελιγμούς. Αντίθετα, ένα όχημα με μικρό συντελεστή απόσβεσης έχει καλή επίδοση στο κράτημα και την ασφάλεια αλλά υστερεί στην άνεση. Έτσι, σε ένα οδόστρωμα κακής ποιότητας, η ανάρτηση αυτή μεταφέρει μεγάλο μέρος των ταλαντώσεων στους επιβάτες και κάνει επίπονη τη χρήση του.



Σχήμα 1.11 Διαγράμματα άνεσης επιβατών-κράτηματος οχήματος, ανάλογα την απόσβεση

Εκτός από τον συντελεστή απόσβεσης, ορίζεται και ο λόγος απόσβεσης, ο οποίος εκφράζει πόσο γρήγορα γίνεται η απόσβεση. Αν ένα όχημα έχει μεγάλο συντελεστή απόσβεσης τότε έχει μικρό λόγο απόσβεσης αφού χρειάζεται λίγο χρόνο για την απόσβεση των ταλαντώσεων και έτσι είναι άνετο για τους επιβάτες, αλλά το όχημα υστερεί στην ασφάλεια. Ένα όχημα με μικρό συντελεστή απόσβεσης έχει μεγάλο λόγο απόσβεσης και χρειάζεται αρκετό χρόνο για την απόσβεση των ταλαντώσεων και έτσι είναι καλό ως προς το κράτημα του, όμως δεν είναι άνετο. Συνεπώς, για οχήματα με παθητικές αναρτήσεις, συνήθως, επιλέγεται ο βέλτιστος συμβιβασμός μεταξύ των δύο αντικρουόμενων στόχων όπως παρουσιάζεται και στο Σχήμα 1.11. Ωστόσο, εξαιρέσεις αποτελούν τα αγωνιστικά οχήματα που οι αναρτήσεις στοχεύουν στο βέλτιστο κράτημα του οχήματος, σ' αντίθεση με τα επιβατικά οχήματα στα οποία δίνεται προτεραιότητα στην άνεση των επιβατών.

Παρόλο που αυτού του είδους οι αναρτήσεις δεν εκπληρώνουν τις προσδοκίες σχετικά με την άνεση και την ασφάλεια της οδήγησης, όπως αναλύθηκε παραπάνω, χρησιμοποιούνται ευρέως, κυρίως, εξαιτίας του μειωμένου κόστους συγκριτικά με τα υπόλοιπα είδη αναρτήσεων.

1.3.2 Ημι-ενεργητική ανάρτηση

Η ημι-ενεργητική ανάρτηση μπορεί να μεταβάλει τα χαρακτηριστικά της για να επιτύχει μεγαλύτερη άνεση ή καλύτερη απόδοση του οχήματος. Επειδή, όμως, η μεταβολή των χαρακτηριστικών των ελατηρίων είναι δύσκολη, προτιμάται η μεταβολή των χαρακτηριστικών των αποσβεστήρων με την χρήση αισθητήρων και επενεργητών. Σε μια ημι-ενεργητική ανάρτηση, η μεταβολή της απόσβεσης μπορεί να επιτευχθεί είτε με τη χρήση ρυθμιζόμενων μηχανισμών, όπως είναι οι σωληνοειδής βαλβίδες (ηλεκτροϋδραυλικά συστήματα) είτε με χρήση ρευστών τα οποία είναι ικανά να μεταβάλλουν το ιξώδες τους αν βρεθούν στο κατάλληλο πεδίο (μαγνητοροϊκά ή ηλεκτροροϊκά συστήματα).

Στα επόμενα υποκεφάλαια, θα αναλυθούν εκτενώς οι τεχνολογίες που χρησιμοποιούνται στις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις, τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα των αναρτήσεων αυτών καθώς και η χρήση τους στα οχήματα.



(a) Ηλεκτροροϊκό σύστημα



(b) Μαγνητοροϊκό σύστημα



(c) Ηλεκτροϋδραυλικό σύστημα

Σχήμα 1.12 Συστήματα ημι-ενεργητικών αναρτήσεων

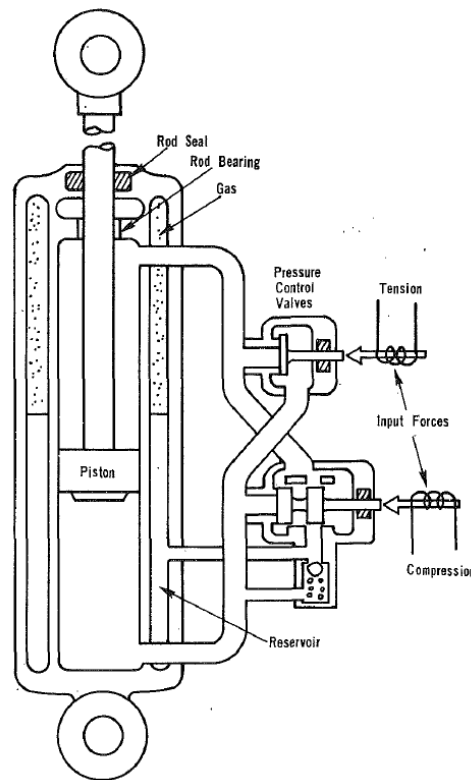
1.3.2.1 Τεχνολογίες Αποσβεστήρων Ημι-ενεργητικής Ανάρτησης

Σήμερα, σε ένα ημι-ενεργητικό αποσβεστήρα υπάρχουν τρεις κύριες διαθέσιμες τεχνολογίες, οι οποίες επιτρέπουν μια ηλεκτρονικά ελεγχόμενη τροποποίηση της απόσβεσης του αποσβεστήρα.

Καταρχήν, τα ηλεκτροϋδραυλικά συστήματα (electrohydraulic EH), τα οποία λειτουργούν με αλλαγή της γεωμετρίας βασισμένα σε σωληνοειδής βαλβίδες που βρίσκονται μέσα ή έξω από το κύριο σώμα του αποσβεστήρα μπορούν να αλλάξουν τον συντελεστή απόσβεσης, τροποποιώντας το μέγεθος των στομιών. Η βασική τους διαφορά σε σχέση με τους παθητικούς αποσβεστήρες είναι ότι έχουν ηλεκτρονικές βαλβίδες αντί για παθητικές.

Οι μαγνητοροϊκοί αποσβεστήρες (magnetorheological MR) χρησιμοποιούνται τα τελευταία χρόνια στις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις, σε ακριβά αυτοκίνητα δρόμου και σε στρατιωτικά οχήματα. Εκμεταλλεύονται τις ιδιότητες των μαγνητοροϊκών ρευστών, τα οποία αποτελούνται από ένα μείγμα λαδιού (συνήθως

σιλικονούχου) και από μικρο-σωματίδια που είναι ευαίσθητα στο μαγνητικό πεδίο (π.χ. σωματίδια σιδήρου).

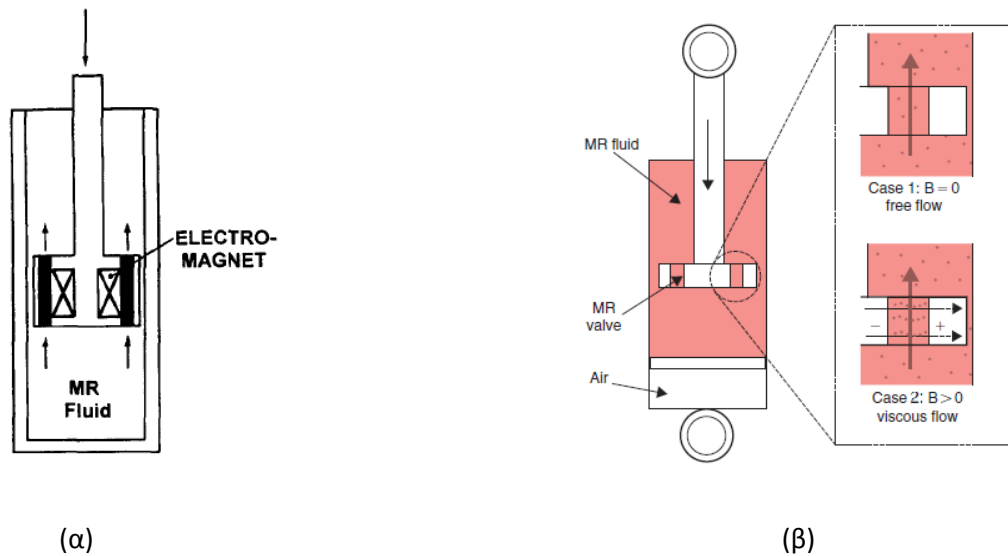


Σχήμα 1.13 Σχηματική αναπαράσταση ηλεκτροϋδραυλικού αποσβεστήρα

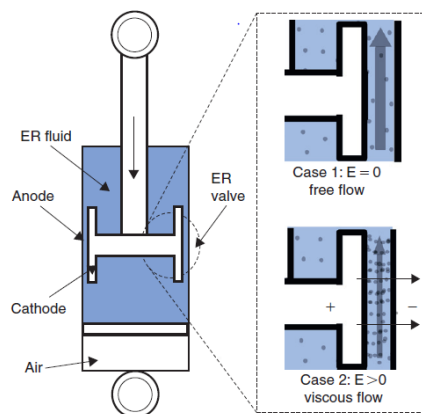
Τα ρευστά αυτά συμπεριφέρονται ως υγρά όταν δεν υπάρχει μαγνητικό πεδίο, όμως όταν βρεθούν σε τέτοιο πεδίο, λόγω των μαγνητιζόμενων σωματιδίων που περιέχουν, το ιξώδες τους αλλάζει. Το μαγνητικό πεδίο αυτό δημιουργείται με τοποθέτηση ηλεκτρομαγνήτη μέσα στον αποσβεστήρα και πιο συγκεκριμένα το έμβολο περιέχει στοιχεία που μπορούν να προκαλέσουν μαγνητικό πεδίο και έτσι γίνεται δυνατός ο έλεγχος του ιξώδους οπότε και η απόσβεση της ανάρτησης. Η απόσβεση είναι το αποτέλεσμα της τριβής του ρευστού με τα στόμια.

Ομοίως με τους μηχανοροϊκούς αποσβεστήρες, οι ηλεκτροροϊκοί αποσβεστήρες είναι ικανοί να μεταβάλλουν την απόσβεση, εκμεταλλευόμενοι τη φυσική ιδιότητα του ρευστού αυτού που ρέει μέσα στον αποσβεστήρα. Τα ηλεκτροροϊκά ρευστά (electrorheological ER) όταν βρεθούν σε ηλεκτρικά πεδία μεταβάλλουν το ιξώδες τους και μπορούν να θεωρηθούν ως μίξη λαδιού και μικρών σωματιδίων που είναι ευαίσθητα στο ηλεκτρικό πεδίο. Όταν δεν υπάρχει ηλεκτρικό πεδίο, το ρευστό ρέει ελεύθερα μέσα στον αποσβεστήρα και στα στόμια. Μόλις, όμως, αναπτυχθεί ηλεκτρικό πεδίο, σχηματίζονται αλυσίδες από τα σωματίδια και η ροή γίνεται ιξώδης. Όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.15 το εξωτερικό του μέρος θεωρείται ως η άνοδος, και το έμβολο ως η κάθοδος. Έτσι, το ηλεκτρικό πεδίο εμφανίζεται ανάμεσα στο έμβολο και στο σώμα του αποσβεστήρα. Για την ανάπτυξη των δυνάμεων απαιτείται μεγάλη επιφάνεια για το έμβολο, το οποίο δημιουργεί το μειονέκτημα ότι η ελάχιστη δυνατή απόσβεση του συγκεκριμένου

αποσβεστήρα είναι μεγαλύτερη από του μαγνητοροϊκού. Το πλεονέκτημά του είναι ότι το αποτέλεσμα της τριβής είναι λιγότερο επιβλαβές.



Σχήμα 1.14 (α) Σχηματική αναπαράσταση μαγνητοροϊκού αποσβεστήρα, (β) Αναπαράσταση συμπεριφοράς ενός μαγνητοροϊκού αποσβεστήρα με και χωρίς μαγνητικό πεδίο B (Case 2 και Case 1 αντίστοιχα)



Σχήμα 1.15 Σχηματική αναπαράσταση συμπεριφοράς ενός ηλεκτροροϊκού αποσβεστήρα με και χωρίς ηλεκτρικό πεδίο E (Case 2 και Case 1 αντίστοιχα)

1.3.2.2 Πλεονεκτήματα & Μειονεκτήματα

Οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις έχουν το πλεονέκτημα, ότι μπορούν να ρυθμίσουν την συμπεριφορά του οχήματος, ώστε να είναι πιο κοντά στις απαιτήσεις του οδηγού, και να έχει καλύτερες επιδόσεις όχι μόνο ως προς την άνεση αλλά και ως προς την οδηγική του συμπεριφορά. Όσον αφορά το κόστος τους, οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις είναι πιο ακριβές τόσο στην κατασκευή και στην εξέλιξή τους όσο και στην λειτουργία τους σε σχέση με τις παθητικές, αφού καταναλώνεται ενέργεια για την αλλαγή του συντελεστή απόσβεσης. Ωστόσο, έχουν χαμηλότερο κόστος από τις ενεργητικές, ειδικά αν η παραγωγή τους είναι μαζική. Επίσης, και πάλι συγκρινόμενες με τις ενεργητικές αναρτήσεις, οι ημι-ενεργητικές έχουν χαμηλότερη απαίτηση ενέργειας, η οποία, για παράδειγμα, μπορεί να είναι μόλις μερικά Watt για την μεταβολή του μεγέθους των υδραυλικών στομίων ή του ιξώδους του ρευστού. Τέλος, ένα σημαντικό μειονέκτημα των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων είναι η ταχύτητα αλλαγής της ρύθμισης της απόσβεσης.

1.3.2.3 Εφαρμογές Ημι-ενεργητικής Ανάρτησης

Η χρήση των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων επεκτείνεται συνεχώς τα τελευταία χρόνια, χάρη στον αποδοτικό τους συνδυασμό του κόστους και της απόδοσης. Χρειάζονται λιγότερη ενέργεια και έχουν μικρότερο κόστος από τις ενεργητικές, και ταυτόχρονα έχουν καλύτερη απόδοση στην ασφάλεια και την άνεση από τις παθητικές αναρτήσεις. Έτσι, η χρήση τους αυξάνεται όλο και περισσότερο, καθώς και η μελέτη για την βελτίωση τους. Συγκεκριμένα, ημι-ενεργητικές αναρτήσεις χρησιμοποιούνται:

- Στις αναρτήσεις που συνδέουν τους τροχούς με το πλαίσιο του οχήματος σε αρκετά αυτοκίνητα που κυκλοφορούν.
- Στην σύνδεση του πλαισίου με την καμπίνα των επιβατών σε μεγάλα οχήματα που η καμπίνα είναι χωριστά από το πλαίσιο. Χαρακτηριστικά παραδείγματα είναι τα μεγάλα αγροτικά μηχανήματα, τα φορτηγά και μεγάλα κατασκευαστικά οχήματα όπως γερανοί και μπουλντόζες.
- Στην σύνδεση του καθίσματος του οδηγού με την καμπίνα σε οχήματα ανώμαλου δρόμου. Σε τέτοια οχήματα χρησιμοποιούνται για να μειώνουν την καταπόνηση του οδηγού όταν το όχημα κινείται σε ανώμαλο δρόμο για πολλές ώρες.



Σχήμα 1.16 Παραδείγματα εφαρμογών ημι-ενεργητικών αναρτήσεων

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 Μοντελοποίηση Οχημάτων

2.1 Γενικά

Η κεντρική ιδέα που κυριαρχεί στη μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς πραγματικών συστημάτων είναι αυτή της μοντελοποίησης του συστήματος. Τα μοντέλα αυτά αποτελούν απλοποιημένα και αφαιρετική αναπαράσταση των συστημάτων με σκοπό την πρόβλεψη της συμπεριφοράς τους. Το χαρακτηριστικό τους γνώρισμα είναι ότι κάποια από τα χαρακτηριστικά του συστήματος, αλλά όχι όλα, περιγράφονται στα μοντέλα. Ταυτόχρονα, για την μελέτη των συστημάτων, είναι αναγκαία η ανάπτυξη ενός μαθηματικού μοντέλου, το οποίο χρησιμοποιείται για την πρόβλεψη συγκεκριμένων αποκρίσεων σε εισόδους στο σύστημα.

Η απόκριση ενός οχήματος σε μια διέγερση συνήθως αναλύεται μέσω δύο προσεγγίσεων. Η πρώτη προσέγγιση γίνεται μέσω διακριτής μοντελοποίησης, στην οποία το όχημα αναλύεται σε συστήματα αποτελούμενα από μάζες, ελατήρια και αποσβεστήρες, που αναπαριστούν την μεταφορική και περιστροφική κίνηση. Είναι η πλέον διαδεδομένη μέθοδος ανάλυσης οχημάτων στον τομέα της έρευνας, εξαιτίας της απλότητας της καθώς και της ακρίβειας των αποτελεσμάτων σε σχέση με το απαιτούμενο υπολογιστικό κόστος. Η δεύτερη προσέγγιση είναι γνωστή στη δυναμική οχημάτων ως συνεχής μοντελοποίηση. Κατά την προσέγγιση αυτή, λαμβάνεται υπόψη ολόκληρη η γεωμετρία του οχήματος και συνήθως υλοποιείται με την μέθοδο πεπερασμένων στοιχείων. Η μέθοδος αυτή έχει αρχίσει να γίνεται δημοφιλής στην βιομηχανία, όμως το κύριο μειονέκτημα της είναι το μεγάλο υπολογιστικό κόστος. Στη συγκεκριμένη διπλωματική θα ακολουθηθεί η πρώτη προσέγγιση της μοντελοποίησης των οχημάτων.

Τα μοντέλα, όπως αναφέρθηκε ήδη, πρέπει να είναι μια απλοποιημένη απεικόνιση της πραγματικότητας. Ένα περίπλοκο και λεπτομερές μοντέλο μπορεί να περιέχει πολλές παραμέτρους, οι οποίες είναι αδύνατο να εκτιμηθούν ή να αναλυθούν, ενώ ακόμα, αν μπορούν να αναλυθούν μπορεί να επισκιάσουν σημαντικά αποτελέσματα. Από την άλλη μεριά, ένα υπεραπλουστευμένο μοντέλο μπορεί να μην είναι ικανό να φανερώσει σημαντικές επιδράσεις στην απόκριση του συστήματος. Για το λόγο αυτό είναι πολύ σημαντική η κατανόηση του ότι κανένα μοντέλο δεν περιγράφει επακριβώς το σύστημα και ότι κάθε ερευνητής πρέπει να σχεδιάζει ένα μοντέλο έτσι ώστε να είναι αρκετά απλό αλλά παράλληλα να είναι ικανό να απαντήσει στα ερωτήματα της μελέτης.

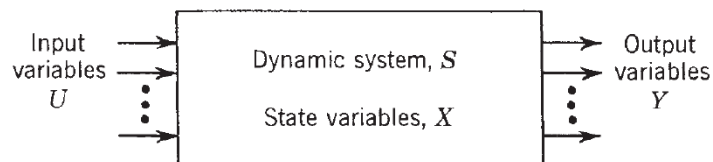
Για τη μελέτη, λοιπόν, της δυναμικής συμπεριφοράς των οχημάτων, έχουν καθιερωθεί, σύμφωνα με τη βιβλιογραφία, συγκεκριμένα μοντέλα προσομοίωσης διακριτής μοντελοποίησης, τα οποία ουσιαστικά αποτελούν μαθηματικές εξισώσεις της κάθετης κίνησης των οχημάτων. Τα οχήματα είναι συνδεδεμένα δυναμικά συστήματα πολλών σωμάτων και για αυτό το λόγο τα μοντέλα οχημάτων έχουν πολλαπλούς βαθμούς ελευθερίας, ο αριθμός των οποίων ποικίλλει ανάλογα με το μοντέλο.

Επιπλέον, ένα πολύ σημαντικό τμήμα στην κατασκευή του μοντέλου του οχήματος, αποτελεί η απόφαση χρήσης γραμμικών ή μη γραμμικών στοιχείων των αναρτήσεων που το αποτελούν.

2.2 Μαθηματική προσέγγιση των μοντέλων προσομοίωσης

2.2.1 Μοντελοποίηση δυναμικών συστημάτων

Η γενική μορφή ενός μοντέλου προσομοίωσης φαίνεται σχηματικά στο Σχήμα 2.1. Το σύστημα S χαρακτηρίζεται από ένα σύνολο μεταβλητών X που επηρεάζονται από ένα σύνολο μεταβλητών εισόδου U , οι οποίες αναπαριστούν την επίδραση του περιβάλλοντος του συστήματος ή οι οποίες εξαρτώνται από ένα σύστημα ελέγχου. Έχοντας ως δεδομένο τις εισόδους U του συστήματος, τις τιμές των μεταβλητών κατάστασης X στο παρόν και φυσικά το μοντέλο S , είναι δυνατόν να προβλεφθεί η απόκριση Y . Υποθέτοντας ότι το μοντέλο του συστήματος είναι μια ακριβής αναπαράσταση του πραγματικού συστήματος, τότε η ανάλυση αυτή επιτρέπει την πρόβλεψη της συμπεριφοράς. Σε κάποιες περιπτώσεις όμως, όπως θα φανεί στο επόμενο κεφάλαιο, η ανάλυση υποδεικνύει την ανάγκη χρήσης ενός συστήματος ελέγχου έτσι ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή απόκριση συστήματος.



Σχήμα 2.1 Γενική μορφή μοντέλου προσομοίωσης

Στα επόμενα υποκεφάλαια θα αναλυθούν εκτενώς τα προαναφερθέντα μαθηματικά μοντέλα προσομοίωσης οχημάτων και θα δοθούν οι αντίστοιχες εξισώσεις κίνησης που διέπουν την κίνηση του οχήματος, όπως αυτές καταστρώθηκαν μετά από εφαρμογή τόσο του δεύτερου νόμου του Νεύτωνα όσο και της ενεργειακής αρχής Lagrange.

2.2.2 Γενική μορφή εξισώσεων κίνησης

Για τη μελέτη των δυναμικών συστημάτων χρειάζεται η μαθηματική περιγραφή της κίνησής τους, ή ισοδύναμα, η καταγραφή των εξισώσεων κίνησης (εξισώσεις ισορροπίας δυνάμεων). Η εξίσωση κίνησης ενός συστήματος διατυπώνεται με μια γραμμική διαφορική εξίσωση δευτέρας τάξεως:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t), \quad (2.1)$$

Για την κατάστρωση, λοιπόν, των εξισώσεων κίνησης, είναι δυνατόν να εφαρμοστεί ο δεύτερος νόμος του Νεύτωνα σε κάθε μία από τις μάζες του συστήματος. Ωστόσο, σε πολυβάθμια δυναμικά συστήματα, αυτή είναι μία διαδικασία αρκετά επίπονη και δύσκολη. Αντί, λοιπόν, της Νευτώνειας προσέγγισης, προτιμάται την ενεργειακή προσέγγιση κατά Lagrange.

Εκτός από την κατάστρωση των εξισώσεων κίνησης, σημαντικές πληροφορίες δίνει η ιδιοανυσματική ανάλυση.

2.2.3 Δεύτερος Νόμος Κίνησης του Νεύτωνα

Ο δεύτερος νόμος κίνησης του Νεύτωνα διατυπώνεται ως εξής: Εάν η συνισταμένη δύναμη που δρα πάνω σε ένα σωματίδιο δεν είναι μηδενική, το σωματίδιο θα έχει επιτάχυνση ανάλογη με το μέγεθος της συνισταμένης και κατεύθυνση ίδια με αυτή της συνισταμένης δύναμης.

Όταν ένα σωματίδιο μάζας δέχεται την επίδραση μιας δύναμης \vec{F} , η δύναμη \vec{F} και η επιτάχυνση \vec{a} του σωματιδίου πρέπει τότε να ικανοποιούν τη σχέση:

$$\vec{F} = m\vec{a} \quad (2.2)$$

Η σχέση αυτή εκφράζει αφ' ενός ότι τα μεγέθη των \vec{F} και \vec{a} είναι ανάλογα και αφ' ετέρου, αφού η μάζα m είναι ένα θετικό βαθμωτό μέγεθος, ότι τα διανύσματα \vec{F} και \vec{a} έχουν την ίδια κατεύθυνση. Πρέπει, επίσης, να τονισθεί ότι η εξίσωση 2.2 συνεχίζει να ισχύει όταν το \vec{F} δεν είναι σταθερό αλλά μεταβάλλεται με τον χρόνο σε μέγεθος ή κατεύθυνση. Τα μεγέθη των \vec{F} και \vec{a} παραμένουν σε αναλογία και τα δύο διανύσματα έχουν την ίδια κατεύθυνση σε οποιαδήποτε δεδομένη χρονική στιγμή.

Όταν ένα σωματίδιο υπόκειται ταυτόχρονα σε πολλές δυνάμεις, η εξίσωση 2.2 θα πρέπει να αντικατασταθεί με:

$$\overline{\Sigma\vec{F}} = m\vec{a}, \quad (2.3)$$

όπου το $\overline{\Sigma\vec{F}}$ παριστάνει το άθροισμα, ή τη συνισταμένη, όλων των δυνάμεων που δρουν πάνω στο σωματίδιο.

2.2.4 Ενεργειακή Αρχή Lagrange

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, το μοντέλο του δυναμικού συστήματος μπορεί να επιτευχθεί χρησιμοποιώντας είτε εξισώσεις ισορροπίας δυνάμεων είτε την ενεργειακή αρχή Lagrange. Το όφελος από αυτήν την 2^η προσέγγιση καθίσταται φανερό όταν το δυναμικό σύστημα εμπλέκει πολλούς βαθμούς ελευθερίας και η εφαρμογή των εξισώσεων ισορροπίας δυνάμεων είναι αδύνατη.

Η μαθηματική έκφραση της Ενεργειακής Αρχής Lagrange είναι:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} + \frac{\partial P_c}{\partial \dot{q}} = \frac{\partial P_t}{\partial \dot{q}}, \quad (2.4)$$

όπου q είναι ανεξάρτητη κινηματική μεταβλητή (Βαθμός Ελευθερίας) του συστήματος, ως P_c συμβολίζεται η ενέργεια, η οποία διαχέεται λόγω της απόσβεσης του συστήματος, ως P_t συμβολίζεται η ισχύς που προσφέρεται στο σύστημα από τις εξωτερικές δυνάμεις και ως L συμβολίζεται η αποκαλούμενη «ενεργειακή μεταβλητή Lagrange». Ο πρώτος όρος της εξίσωσης 2.4 είναι ο όρος αδράνειας που αντιστοιχεί σε δυνάμεις αδράνειας F_m , ο δεύτερος όρος εκφράζει την ελαστικότητα που αντιστοιχεί σε δυνάμεις ελατηρίου F_k , ο τρίτος όρος είναι ο όρος διάχυσης ο οποίος αντιστοιχεί σε δυνάμεις απόσβεσης F_c ενώ ο τελευταίος όρος είναι ο όρος διέγερσης που αντιστοιχεί σε εξωτερικές δυνάμεις F .

Εξ' ορισμού, για την ενεργειακή μεταβλητή Lagrange ισχύει:

$$L = T - U, \quad (2.5)$$

όπου ως T συμβολίζεται η κινητική ενέργεια του συστήματος, η οποία συσσωρεύεται στις μάζες του συστήματος, ενώ ως U συμβολίζεται η δυναμική ενέργεια, η οποία συσσωρεύεται στα ελατήρια του συστήματος. Η Εξίσωση 2.4 γράφεται τόσες φορές, όσες είναι οι ανεξάρτητες μεταβλητές q που διαθέτει το σύστημα ή ισοδύναμα όσοι είναι οι Βαθμοί Ελευθερίας του εξεταζόμενου συστήματος.

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται οι εξισώσεις των ενεργειών που εμπλέκονται στην Ενεργειακή Αρχή Lagrange:

Κινητική ενέργεια που συσσωρεύεται στη μάζα:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{x}^2, \quad (2.6)$$

Δυναμική ενέργεια που συσσωρεύεται στο ελατήριο:

$$U = \frac{1}{2} m x^2, \quad (2.7)$$

Ενέργεια που διαχέεται στον αποσβεστήρα:

$$P_c = \frac{1}{2} c \dot{x}^2, \quad (2.8)$$

Ενέργεια που προσφέρεται στο σύστημα από εξωτερική δύναμη:

$$P_t = F \dot{x}, \quad (2.9)$$

Η μέθοδος Lagrange έχει τρία σημαντικά πλεονεκτήματα:

- i. Αποτελεί την πλέον γενική ενεργειακή διατύπωση, στην οποία εμπλέκονται όλες οι μορφές ενέργειας και ισχύος που εμφανίζονται στα δυναμικά συστήματα (δυναμική ενέργεια, κινητική ενέργεια, διάχυση ισχύος και εξωτερική ισχύς του συστήματος). Συνεπώς, εφαρμόζεται σε όλες, ανεξαιρέτως, τις περιπτώσεις, όπως σε γραμμικά και μη γραμμικά μηχανικά συστήματα, σε υδραυλικά συστήματα, σε ηλεκτρικά συστήματα καθώς και σε συνδυασμούς αυτών (συζευγμένα συστήματα).
- ii. Εμπλέκει μόνο ενεργειακές ποσότητες, οι οποίες αποτελούν βαθμωτά μεγέθη. Η συνολική ενέργεια του συστήματος δεν είναι τίποτε άλλο παρά απλή πρόσθεση αυτών των βαθμωτών μεγεθών. Αντιθέτως, οι δυνάμεις, ως διανυσματικά μεγέθη, απαιτούν διανυσματικές μεταξύ τους πράξεις, οι οποίες, σε ορισμένες περιπτώσεις (π.χ. εύκαμπτος ρομποτικός βραχίονας) είναι, σαφώς, πιο σύνθετες.
- iii. Οι ενεργειακές ποσότητες σχετίζονται με μαθηματικές εκφράσεις τετραγωνικής μορφής, συνεπώς το τελικό ενεργειακό αποτέλεσμα δεν επηρεάζεται από τη σειρά με την οποία αναγράφονται οι μετατοπίσεις σε μία μεταβολή (αυτό θα καταστεί πιο κατανοητό σε επόμενη παράγραφο). Αντιθέτως, η διαχείριση δυνάμεων απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή στην προσήμανση τους.

Διευκρινίζεται, ότι με την Ενεργειακή Αρχή Lagrange καταλήγουμε στις ίδιες εξισώσεις που προκύπτουν από τον δεύτερο νόμο του Νεύτωνα.

2.2.5 Παράσταση στον χώρο κατάστασης

Στην ανάλυση των συστημάτων με τη μεθοδολογία του χώρου κατάστασης (state space), το σύστημα χαρακτηρίζεται από ένα σύνολο διαφορικών εξισώσεων πρώτης τάξης, που περιγράφουν τις μεταβλητές «κατάστασης». Η ανάλυση και ο σχεδιασμός των συστημάτων επιτυγχάνεται με την επίλυση ενός συνόλου εξισώσεων πρώτης τάξης αντί μιας εξίσωσης υψηλής τάξης. Η προσπέλαση αυτή του προβλήματος της μοντελοποίησης έχει πολλά πλεονεκτήματα όταν χρησιμοποιούνται ψηφιακοί υπολογιστές για την επίλυση.

Σύστημα που προσδιορίζεται από την Κατάσταση, λέγεται το μοντέλο του συστήματος στο οποίο:

- i. η μαθηματική περιγραφή του συστήματος,
- ii. ο προσδιορισμός n μεταβλητών του συστήματος σε χρόνο $t=0$ (αρχικές συνθήκες),
- iii. ο καθορισμός των εισόδων για κάθε $t \geq 0$,

είναι αναγκαία και ικανά για να προσδιοριστούν μοναδικά οι έξοδοι για κάθε $t \geq 0$

Μεταβλητές κατάστασης (state variables) ενός δυναμικού συστήματος είναι το μικρότερο δυνατό σύνολο των μεταβλητών που καθορίζουν την κατάσταση του δυναμικού συστήματος. Οι μεταβλητές κατάστασης δεν είναι υποχρεωτικά ποσότητες που μπορούν να μετρηθούν ή να παρατηρηθούν ή να ελεγχθούν με τεχνικά μέσα. Στην πράξη όμως, χρειάζεται να επιλέγονται ως μεταβλητές κατάστασης μεγέθη, τα οποία μπορούν εύκολα να μετρηθούν, επειδή οι διατάξεις των συστημάτων βέλτιστου ελέγχου απαιτούν γενικά ανατροφοδότηση όλων των μεταβλητών κατάστασης με κατάλληλους συντελεστές βαρύτητας.

Όταν αναφερόμαστε σε γραμμικά συστήματα, οι εξισώσεις κατάστασης που τα διέπουν μπορούν να διατυπωθούν και υπό μητρική μορφή, ως εξής:

$$\dot{X} = AX + BU, \quad (2.10)$$

όπου X είναι το διάνυσμα των μεταβλητών κατάστασης,

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ x_n \end{bmatrix},$$

και U είναι το διάνυσμα των εισόδων,

$$U = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ u_r \end{bmatrix},$$

Το μητρώο A ($n \times n$) συντίθεται από τους συντελεστές α_{ij} , δηλαδή

$$A = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \cdot & \cdot & \alpha_{1n} \\ \alpha_{21} & \cdot & \cdot & \cdot & \alpha_{2n} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \alpha_{n1} & \alpha_{n2} & \cdot & \cdot & \alpha_{nn} \end{bmatrix},$$

και το μητρώο B ($n \times r$) περιέχει τους συντελεστές b_{ij} , με

$$B = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \cdot & \cdot & b_{1r} \\ b_{21} & \cdot & \cdot & \cdot & b_{2r} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ b_{n1} & b_{n2} & \cdot & \cdot & b_{nr} \end{bmatrix}.$$

Αντίστοιχη εξίσωση διατυπώνεται και για την απόκριση του συστήματος:

$$Y = CX + DU, \tag{2.11}$$

όπου Y είναι το διάνυσμα της απόκρισης,

$$Y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ y_k \end{bmatrix},$$

Και C, D είναι μητρώα παραμέτρων διαστάσεων k×n και k×r αντίστοιχα.

Κάποια από τα πλεονεκτήματα της παράστασης και των μεθόδων του χώρου κατάστασης είναι:

- i. Η χρήση του συμβολισμού διανυσμάτων-μητρών, ως ανωτέρω, απλοποιεί σημαντικά τη μαθηματική παράσταση των συστημάτων εξισώσεων. Η αύξηση του αριθμού των μεταβλητών κατάστασης και του αριθμού των εισόδων ή εξόδων δεν συνεπάγεται αύξηση της πολυπλοκότητας των εξισώσεων.
- ii. Από υπολογιστική άποψη, οι μέθοδοι του χώρου κατάστασης είναι ιδιαίτερα κατάλληλες για τον προγραμματισμό σε ψηφιακό υπολογιστή, δεδομένου ότι αναφέρονται στο πεδίο του χρόνου. Συνεπώς, απαλλάσσει από τον φόρτο επίπονων υπολογισμών.
- iii. Με τη μέθοδο αυτή λαμβάνονται άμεσα υπόψη οι αρχικές συνθήκες στην ανάλυση των συστημάτων ελέγχου, πράγμα που είναι δύσκολο με τις κλασσικές τεχνικές.

2.2.6 Ιδιοανυσματική ανάλυση

Για την ιδιοανυσματική ανάλυση θεωρείται η περίπτωση συστήματος η οποία εκτελεί ελεύθερη ταλάντωση με μηδενική απόσβεση. Προφανώς σε αυτή την περίπτωση, η εξίσωση κίνησης του συστήματος γράφεται:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \tag{2.12}$$

Για κάθε εξίσωση του συστήματος υποθέτεται μια λύση της μορφής:

$$x_i(t) = \Phi_i \cos(\omega t), \tag{2.13}$$

όπου $x_i(t)$ είναι η απόκριση της μάζας m_i , Φ_i είναι το πλάτος της συγκεκριμένης απόκρισης και ω η συχνότητα ταλάντωσης του συστήματος. Διευκρινίζεται ότι γίνεται η υπόθεση της ίδιας συχνότητας σε όλες τις αποκρίσεις.

Συνεπώς, για όλο το σύστημα θα είναι:

$$x(t) = \Phi \cos(\omega t), \tag{2.14}$$

όπου $x(t)$ είναι το διάνυσμα των αποκρίσεων του συστήματος, Φ είναι το διάνυσμα των πλατών των αποκρίσεων και ω είναι η φυσική συχνότητα, ή ισοδύναμα η ιδιοσυχνότητα, του συστήματος.

Εισάγοντας την εξίσωση 2.14 στην εξίσωση 2.12 προκύπτει τελικά:

$$(-\omega^2 M + K)\Phi \cos(\omega t) = 0 \quad (2.15)$$

Επειδή όμως η εξίσωση 2.15 πρέπει να ισχύει για κάθε χρονική στιγμή t , έπεται ότι το χρονικά σταθερό τμήμα της εξίσωσης 2.15 πρέπει να είναι μηδενικό, δηλαδή πρέπει να ισχύει:

$$(-\omega^2 M + K)\Phi = 0 \quad (2.16)$$

Η εξίσωση 2.16 περιγράφει ένα ομογενές σύστημα γραμμικών εξισώσεων. Από τη θεωρία της Γραμμικής Άλγεβρας, είναι γνωστό ότι αν οι εν λόγω εξισώσεις είναι γραμμικώς εξηρητημένες μεταξύ τους τότε υπάρχει μη-μηδενική λύση και η ορίζουσα του συστήματος είναι μηδενική:

$$\det(-\omega^2 M + K) = 0 \quad (2.17)$$

Για ευκολία πράξεων ορίζεται η ιδιοτιμή λ ως εξής:

$$\lambda = \omega^2 \quad (2.18)$$

Ο συνδυασμός των εξισώσεων 2.17 και 2.18 δίνει:

$$\det(-\lambda M + K) = 0 \quad (2.19)$$

Εκτελώντας τις πράξεις προκύπτει το λεγόμενο «χαρακτηριστικό πολυώνυμο». Τονίζεται ότι ο αριθμός ιδιοτιμών είναι ίσος με τον αριθμό των βαθμών ελευθερίας του συστήματος. Οι ιδιοτιμές μπορεί να είναι είτε πραγματικές είτε ζεύγη μιγαδικών συζυγών. Αν κάποια ιδιοτιμή έχει θετικό πραγματικό μέρος τότε το αντίστοιχο σύστημα είναι ασταθές, ενώ αν όλες οι ιδιοτιμές έχουν αρνητικό πραγματικό μέρος τότε το σύστημα είναι ευσταθές.

Γενικεύοντας, η απαίτηση για εύρεση μη-μηδενικών (μη-τετριμμένων) λύσεων της εξίσωσης 2.16 οδηγεί στην απαίτηση για μηδενισμό της ορίζουσας του αντιστοίχου συστήματος εξισώσεων (εξίσωση 2.19). Ως εκ τούτου, ένα δυναμικό σύστημα με N Βαθμούς Ελευθερίας θα έχει N ιδιοτιμές λ_i , άρα θα διαθέτει N ιδιοσυχνότητες ω_i , οι οποίες εάν αντικατασταθούν στην εξίσωση 2.16, θα δώσουν N μη-τετριμμένες λύσεις Φ_i . Ισοδύναμα, κάθε ιδιοτιμή λ_i , $i = 1, 2, \dots, N$ αντιστοιχεί σε μία ιδιοσυχνότητα ω_i , η οποία, μέσω της εξίσωσης 2.16, καταλήγει στη μη-τετριμμένη λύση Φ_i . Η ποσότητα Φ_i καλείται ιδιοάνυσμα (ή ιδιοδιάνυσμα) και αφορά στον φυσικό τρόπο ταλάντωσης του συστήματος.

Ένα ιδιοάνυσμα δεν έχει συγκεκριμένη τιμή (δεν αποτελεί συγκεκριμένη ποσότητα). Αντιθέτως, συγκεκριμένη είναι η αναλογία που εμφανίζουν μεταξύ τους οι συνιστώσες του ιδιοανύσματος. Εν γένει, στην ελεύθερη ταλάντωση ενός δυναμικού συστήματος N Βαθμών Ελευθερίας, η απόκριση που αντιστοιχεί σε κάθε βαθμό ελευθερίας περιέχει όλες τις φυσικές συχνότητες του συστήματος (δηλαδή περιέχει και τις N ιδιοσυχνότητες). Ο τρόπος ταλάντωσης ενός δυναμικού συστήματος περιγράφεται ως συνδυασμός κάθε μιας ιδιοσυχνότητας του συστήματος και του αντιστοίχου ιδιοανύσματος.

Η απόκριση των ελεύθερων συστημάτων είναι ο πυρήνας για όλες τις άλλες αντιδράσεις του δονούμενου συστήματος. Όταν υπάρχει κάποια απόσβεση, τότε η απόκριση του συστήματος περιορίζεται από την ελεύθερη μη-αποσβενύμενη λύση. Όταν υπάρχει εξωτερική διέγερση, οι φυσικές συχνότητες της

ελεύθερης απόκρισης υποδεικνύουν τις ζώνες συντονισμού στις οποίες το πλάτος της απόκρισης μπορεί να φτάσει στο άπειρο αν ταιριάζει σε μια συχνότητα διέγερσης.

2.3 Μοντέλα προσομοίωσης οχημάτων

Τα μοντέλα οχημάτων, τα οποία ουσιαστικά αποτελούν μαθηματικές εξισώσεις της κάθετης κίνησης αυτών, μπορούν να προσομοιώσουν είτε ολόκληρο το όχημα είτε ένα μέρος του, ανάλογα με την ακρίβεια που επιδιώκεται και τον στόχο της μελέτης. Τα συνήθη χρησιμοποιούμενα μοντέλα είναι εκείνα του $\frac{1}{4}$ (quarter car model), του $\frac{1}{2}$ (half car model) και ολόκληρου του οχήματος (full car model). Το πιο απλό, αλλά αρκετά αξιόπιστο, μοντέλο είναι το quarter car, ενώ η καλύτερη δυνατή προσομοίωση ενός οχήματος γίνεται με το μοντέλο full car. Το μειονέκτημα όμως του τελευταίου είναι η πολυπλοκότητα των εξισώσεων προς επίλυση και άρα ο αυξημένος υπολογιστικός χρόνος που απαιτείται. Στην περίπτωση που η μελέτη επικεντρώνεται στα φαινόμενα εκτροπής ή καλπασμού του οχήματος, χρησιμοποιείται το μοντέλο half car, κατά τον εγκάρσιο ή διαμήκη άξονα, αντίστοιχα.

Σε κάθε μοντέλο, το σύστημα ανάρτησης θεωρείται παθητικό, αποτελούμενο μόνο από γραμμικά στοιχεία, δηλαδή ελατήρια και αποσβεστήρες, οι δυνάμεις των οποίων είναι θετικές όταν αυτά βρίσκονται σε συμπίεση. Η ανάλυση που αφορά την μη γραμμικότητα των στοιχείων αυτών και άλλες παραλλαγές σχετικές με τα συστήματα αναρτήσεων θα ακολουθήσουν σε επόμενη ενότητα. Οι βασικές παραδοχές που γίνονται για την εφαρμογή αυτών των μοντέλων είναι:

- i. Οι τροχοί του οχήματος βρίσκονται σε συνεχή επαφή με το έδαφος, γεγονός που ισχύει στις χαμηλές συχνότητες, όχι όμως και στις υψηλές.
- ii. Οι αεροδυναμικές δυνάμεις καθώς και η αντίσταση κύλισης των ελαστικών επισώτρων αμελείται.
- iii. Το κέντρο μάζας του οχήματος βρίσκεται πάνω από τα κέντρα εκτροπής και καλπασμού.
- iv. Οι προβολές των μετατοπίσεων εξαιτίας αυτών των φαινομένων στα αντίστοιχα επίπεδα είναι αρκετά μικρές έτσι ώστε να χρησιμοποιείται η προσεγγιστική θεωρία για τις μικρές γωνίες.

2.3.1 Quarter Car Model

2.3.1.1 Περιγραφή μοντέλου

Το μοντέλο quarter car είναι ένα γραμμικό μοντέλο δυο βαθμών ελευθερίας, το οποίο χρησιμοποιείται ευρέως στην μοντελοποίηση οχημάτων, καθώς παρόλο που είναι αρκετά απλό, παρέχει αρκετά ακριβή αποτελέσματα όσον αφορά τη μελέτη της κατακόρυφης ταλάντωσης του οχήματος. Περιλαμβάνει μια σωστή αναπαράσταση του προβλήματος των μεταβολών του φορτίου του τροχού και του φορτίου που ασκείται μεταξύ του τροχού και του σώματος του οχήματος, εξαιτίας της ανάρτησης.

Το μοντέλο quarter car παρέχει τα μέσα για μια απλή αξιολόγηση των εναλλακτικών αναρτήσεων που μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε ένα όχημα, μέσω της μελέτης της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας,

της διαδρομής της ανάρτησης και της δύναμης που δέχεται το ελαστικό. Το τελευταίο μέγεθος μελετάται επειδή παρέχει μια εκτίμηση του κρατήματος στο δρόμο και εν μέρει του κατά πόσο το όχημα είναι φιλικό προς το δρόμο όσον αφορά την καταπόνηση που του προκαλεί. Τέλος, η μετατόπιση της ανηρτημένης μάζας μπορεί να λειτουργήσει ως ένα μέτρο της μεταβολής της συμπεριφοράς του οχήματος.

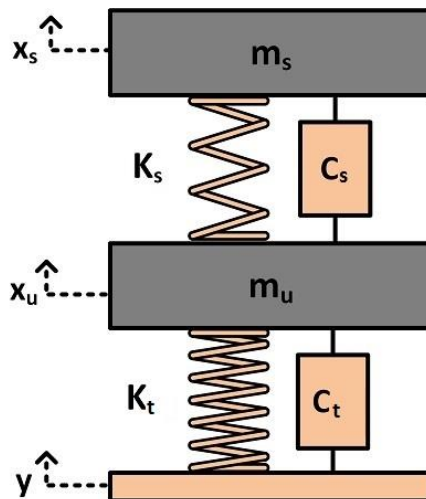
Μια ειδική περίπτωση στην οποία το μοντέλο αυτό είναι εξαιρετικό για ολόκληρο το όχημα, αφορά συμμετρικές εισόδους κυλινδρικού προφίλ δρόμου με διαμήκως ανεξάρτητες αναρτήσεις και κατανομή της μάζας του σώματος έτσι ώστε να ισχύει $I = M \cdot a \cdot b$ (όπου, I η εγκάρσια ροπή, M η μάζα του σώματος και a, b οι διαμήκεις αποστάσεις μεταξύ του κέντρου μάζας του σώματος του οχήματος και των δυο αξόνων του).

Κάποια από τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζει το μοντέλο quarter car είναι ότι:

- i. Περιγράφεται από λίγες μεταβλητές σχεδίασης, συνεπώς και λίγες μεταβλητές απόδοσης.
- ii. Έχει μια μοναδική είσοδο, διευκολύνοντας έτσι τους υπολογισμούς και την εφαρμογή βέλτιστου ελέγχου για την εξαγωγή νόμων ελέγχου.
- iii. Διευκολύνει τη συσχέτιση και την κατανόηση της σχέσης μεταξύ του σχεδιασμού και της απόδοσης.

Ωστόσο, το συγκεκριμένο μοντέλο καθώς δεν λαμβάνει υπόψη την επίδραση της γεωμετρίας ολόκληρου του οχήματος είναι ανεπαρκές τόσο για την μελέτη της κίνησης των οχημάτων στη διαμήκη και εγκάρσια κατεύθυνση όσο και για την χρήση των πληροφοριών της εμπρόσθιας ανάρτησης με στόχο την βελτίωση της ανάρτησης στο πίσω μέρος του οχήματος.

Το μοντέλο αυτό, όπως φαίνεται από το Σχήμα 2.2, περιλαμβάνει δύο μάζες, την ανηρτημένη m_s και την μη-ανηρτημένη μάζα m_u . Η ανηρτημένη μάζα αναπαριστά το $\frac{1}{4}$ της μάζας του οχήματος, ενώ η μη-ανηρτημένη μάζα αναπαριστά τον ένα από τους τέσσερις τροχούς. Η ανηρτημένη μάζα στηρίζεται στην ανάρτηση, η οποία μοντελοποιείται με ένα ελατήριο σταθεράς k_s και ένα αποσβεστήρα σταθεράς c_s σε παραλληλία. Η μη-ανηρτημένη μάζα βρίσκεται σε άμεση επαφή με το έδαφος, μέσω ενός ελατηρίου σταθεράς k_t και ενός αποσβεστήρα σταθεράς c_t σε παραλληλία, μοντελοποιώντας με αυτόν τον τρόπο την στιβαρότητα του ελαστικού. Πολλές φορές, όμως, ο αποσβεστήρας αυτός παραλείπεται, καθώς η σταθερά απόσβεσής του σε σχέση με εκείνη του αποσβεστήρα της ανάρτησης είναι πολύ μικρή.



Σχήμα 2.2 Σχηματική αναπαράσταση μοντέλου τετάρτου οχήματος (Quarter car model)s

Πίνακας 2.1 Παράμετροι του μοντέλου quarter car

Σύμβολο	Περιγραφή
m_s	Ανηρτημένη μάζα (¼ της συνολικής μάζας του σώματος) [kg]
m_u	Μη ανηρτημένη μάζα [kg]
k_s	Στιβαρότητα ελατηρίου ανάρτησης [N/m]
c_s	Απόσβεση ανάρτησης [N·s/m]
k_t	Στιβαρότητα ελατηρίου ελαστικού [N/m]
c_t	Απόσβεση ελαστικού [N·s/m]

2.3.1.2 Εξισώσεις κίνησης

Οι εξισώσεις Lagrange που περιγράφουν το μοντέλο quarter car είναι:

Κινητική ενέργεια:

$$K = \frac{1}{2} m_s \dot{x}_s^2 + \frac{1}{2} m_u \dot{x}_u^2 \tag{2.20}$$

Δυναμική ενέργεια:

$$V = \frac{1}{2} k_s (x_s - x_u)^2 + \frac{1}{2} k_t (x_u - y)^2 \tag{2.21}$$

Ενέργεια διάχυσης:

$$D = \frac{1}{2} c_s (\dot{x}_s - \dot{x}_u)^2 + \frac{1}{2} c_t (\dot{x}_u - \dot{y})^2 \tag{2.22}$$

Εφαρμόζοντας την ενεργειακή αρχή Lagrange για κάθε βαθμό ελευθερίας του συστήματος προκύπτει:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_s} \right) - \frac{\partial K}{\partial x_s} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_s} + \frac{\partial V}{\partial x_s} = 0 \tag{2.23}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}_u} \right) - \frac{\partial K}{\partial x_u} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_u} + \frac{\partial V}{\partial x_u} = 0 \tag{2.24}$$

Από την επίλυση των Εξισώσεων 2.23-2.24 προκύπτουν οι παρακάτω εξισώσεις κίνησης του μοντέλου οχήματος. Σημειώνεται και πάλι για λόγους πληρότητας ότι με τη χρήση του δεύτερου νόμου του Νεύτωνα προκύπτουν ακριβώς οι ίδιες εξισώσεις κίνησης.

Οι εξισώσεις που περιγράφουν το μοντέλο quarter car είναι:

Μετατόπιση σώματος:

$$m_s \ddot{x}_s + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + k_s(x_s - x_u) = 0 \quad (2.25)$$

Μετατόπιση τροχού:

$$m_u \ddot{x}_u - c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - k_s(x_s - x_u) + c_t(\dot{x}_u - \dot{y}) + k_t(x_u - y) = 0 \quad (2.26)$$

2.3.1.3 Εξισώσεις κατάστασης

Στο συγκεκριμένο υποκεφάλαιο παρατίθενται οι εξισώσεις κατάστασης, όπως αναλύθηκε προηγουμένως, παραλείποντας όμως, για λόγους ευκολίας, την απόσβεση του ελαστικού.

Εξίσωση κατάστασης:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

Διάνυσμα κατάστασης:

$$\dot{x}(t) = \begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \dot{x}_3(t) \\ \dot{x}_4(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x}_s(t) \\ \ddot{x}_s(t) \\ \dot{x}_u(t) \\ \ddot{x}_u(t) \end{bmatrix}$$

Διάνυσμα εισόδου:

$$u(t) = y(t)$$

Τα μητρώα των εξισώσεων κατάστασης είναι:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{(k_t + k_s)}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{k_u}{m_u} \end{bmatrix}^T$$

Εξίσωση εξόδου:

$$y = Cx + Du$$

Διάνυσμα εξόδου:

$$y(t) = x_1(t) = x_s(t)$$

Με μητρώα:

$$C = [1 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$D = [0]$$

2.3.2 Half Car Model (Right & Left)

2.3.2.1 Περιγραφή μοντέλου

Για την μελέτη της εκτροπής (roll) ενός οχήματος χρησιμοποιείται το μοντέλο half car, το οποίο αναπαριστά το μισό όχημα, κατά τον εγκάρσιο άξονα, δηλαδή είτε τον εμπρόσθιο είτε τον οπίσθιο άξονα του οχήματος. Για λόγους συντομίας, το συγκεκριμένο μοντέλο θα αναφέρεται στη συνέχεια ως μοντέλο half car (Ri-L). Πρόκειται για ένα μοντέλο τεσσάρων βαθμών ελευθερίας, οι οποίες είναι η κάθετη κίνηση του σώματος του οχήματος x , η γωνία εκτροπής ϕ και οι μετατοπίσεις των δυο τροχών του αντίστοιχου άξονα που μελετάται, με συμβολισμό x_1 για τον δεξί τροχό και x_2 για τον αριστερό τροχό. Η διέγερση του δρόμου συμβολίζεται με y_1 για την δεξιά μεριά και y_2 για την αριστερή μεριά.

Το αντίστοιχο μοντέλο half car για κάθε άξονα ενός οχήματος μπορεί να είναι διαφορετικό, εξαιτίας των διαφορετικών αναρτήσεων και της διαφορετικής κατανομής της μάζας που υπάρχει μεταξύ του εμπρόσθιου και του οπίσθιου μέρους του οχήματος. Επιπλέον, είναι δυνατόν να χρησιμοποιούνται αντιστρεπτικές ράβδοι διαφορετικής στρεπτικής στιβαρότητας σε κάθε μισό του οχήματος, ενώ πολλές φορές στον οπίσθιο άξονα δεν χρησιμοποιείται καθόλου αντιστρεπτική ράβδος ανάλογα το μοντέλο του οχήματος.

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.3, το συγκεκριμένο μοντέλο περιλαμβάνει την ανηρτημένη μάζα m με διαμήκη ροπή αδράνειας I_x . Η μάζα m θεωρείται απαραμόρφωτο στερεό, και αναπαριστά το εμπρόσθιο ή οπίσθιο μέρος του οχήματος. Ο δεξιός και ο αριστερός τροχός έχουν μάζα m_1 και m_2 , αντίστοιχα, και συνδέονται με την ανηρτημένη μάζα μέσω των αναρτήσεων. Οι αναρτήσεις μοντελοποιούνται και πάλι με ελατήρια και αποσβεστήρες σε παραλληλία, με σταθερές k_1 και c_1 για την δεξιά μεριά του οχήματος και k_2 και c_2 για την αριστερή μεριά αντίστοιχα. Οι τροχοί έρχονται σε επαφή με το έδαφος μέσω των ελαστικών, τα οποία μοντελοποιούνται με παρόμοιο τρόπο, με σταθερές ελατηρίου και απόσβεσης k_{t1} , c_{t1} και k_{t2} , c_{t2} για το δεξί και αριστερό ελαστικό, αντίστοιχα. Όπως και πριν, επειδή η τιμή της απόσβεσης των ελαστικών είναι πολύ μικρότερη από εκείνη της ανάρτησης, οι αποσβεστήρες των ελαστικών μπορούν να παραληφθούν, για πιο εύκολους υπολογισμούς.

Η αντιστρεπτική ράβδος του οχήματος παριστάνεται με ένα στροφικό ελατήριο σταθεράς k_R , ενώ η ροπή που ασκεί μπορεί να διατυπωθεί με δυο μοντέλα. Στο πιο απλό μαθηματικό μοντέλο αντιστρεπτικής ράβδου, η ροπή επαναφοράς που ασκεί είναι ανάλογη της γωνίας εκτροπής, και διατυπώνεται ως εξής:

$$M_R = -k_R \cdot \phi \quad (2.27)$$

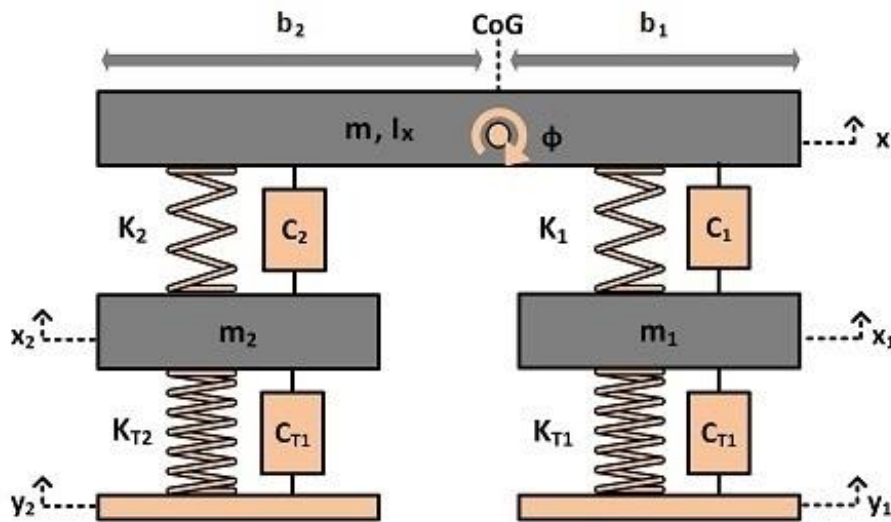
Σύμφωνα με το πιο σύνθετο, και πιο ακριβές, μοντέλο η ροπή επαναφοράς δίνεται από τη σχέση:

$$M_R = -k_R \cdot \left(\phi - \frac{x_1 - x_2}{w} \right), \quad (2.28)$$

όπου w είναι το μήκος του ελεύθερου στροφικού ελατηρίου και ισούται με το μετατρόχιο ($w = b_1 + b_2$).

Αντίστοιχα υπολογίζεται και η δύναμη που ασκεί η αντιστρεπτική ράβδος στους τροχούς, η οποία είναι:

$$F_R = \frac{M_R}{w} \quad (2.29)$$



Σχήμα 2.3 Σχηματική αναπαράσταση μοντέλου ημίσεως οχήματος κατά τον εγκάρσιο άξονα (Half car model Ri-L)

Πίνακας 2.2 Παράμετροι του μοντέλου half car (Ri-L)

Σύμβολο	Περιγραφή
m	Ανηρτημένη μάζα ($\frac{1}{2}$ της συνολικής μάζας του σώματος) [kg]
$m_{1,2}$	Μη ανηρτημένη μάζα (δεξιά / αριστερά) [kg]
I_x	Ροπή αδράνειας εκτροπής [kg·m ²]
$b_{1,2}$	Αποστάσεις τροχών από το κέντρο μάζας (δεξιά / αριστερά) [m]
$k_{1,2}$	Στιβαρότητα ελατηρίου ανάρτησης (δεξιά / αριστερά) [N/m]
$c_{1,2}$	Απόσβεση ανάρτησης (δεξιά / αριστερά) [N·s/m]
$k_{t1,2}$	Στιβαρότητα ελατηρίου ελαστικού (δεξιά / αριστερά) [N/m]
$c_{t1,2}$	Απόσβεση ελαστικού (δεξιά / αριστερά) [N·s/m]
k_R	Στιβαρότητα στροφικού ελατηρίου αντιστρεπτικής ράβδου [N/m]

2.3.2.2 Εξισώσεις κίνησης

Οι εξισώσεις Lagrange του μοντέλου half car είναι:

Κινητική ενέργεια:

$$K = \frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{x}_2^2 + \frac{1}{2}I_x\dot{\phi}^2 \quad (2.30)$$

Δυναμική ενέργεια:

$$V = \frac{1}{2}k_{t1}(x_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2}k_{t2}(x_2 - y_2)^2 + \frac{1}{2}\frac{M_R^2}{k_R} + \frac{1}{2}k_1(x - x_1 + b_1\phi)^2 + \frac{1}{2}k_2(x - x_2 - b_2\phi)^2 \quad (2.31)$$

Ενέργεια διάχυσης:

$$D = \frac{1}{2}c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\phi})^2 + \frac{1}{2}c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\phi})^2 \quad (2.32)$$

$$+\frac{1}{2}c_{t1}(\dot{x}_1 - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2}c_{t2}(\dot{x}_2 - \dot{y}_2)^2$$

Προκύπτουν, λοιπόν, οι εξισώσεις κίνησης για το μοντέλο half car, οι οποίες δίνονται στις Εξισώσεις 2.33-2.36.

Μετατόπιση σώματος οχήματος:

$$m\ddot{x} + c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi}) + c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi}) + k_1(x - x_1 + b_1\varphi) + k_2(x - x_2 - b_2\varphi) = 0 \quad (2.33)$$

Εκτροπή σώματος οχήματος:

$$I_x\ddot{\varphi} + b_1c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi}) - b_2c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi}) + b_1k_1(x - x_1 + b_1\varphi) - b_2k_2(x - x_2 - b_2\varphi) - M_R = 0 \quad (2.34)$$

Μετατόπιση δεξιού τροχού:

$$m_1\ddot{x}_1 - c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi}) - k_1(x - x_1 + b_1\varphi) + c_{t1}(\dot{x}_1 - \dot{y}_1) + k_{t1}(x_1 - y_1) + F_R = 0 \quad (2.35)$$

Μετατόπιση αριστερού τροχού:

$$m_2\ddot{x}_2 - c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi}) - k_2(x - x_2 - b_2\varphi) + c_{t2}(\dot{x}_2 - \dot{y}_2) + k_{t2}(x_2 - y_2) - F_R = 0 \quad (2.36)$$

2.3.2.3 Εξισώσεις κατάστασης

Στις παρακάτω εξισώσεις κατάστασης του μοντέλου half car, παραλήφθηκαν οι αποσβέσεις του ελαστικού και στους δυο τροχούς.

Εξίσωση κατάστασης:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

Διάνυσμα κατάστασης:

$$\dot{x}(t) = \begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \dot{x}_3(t) \\ \dot{x}_4(t) \\ \dot{x}_5(t) \\ \dot{x}_6(t) \\ \dot{x}_7(t) \\ \dot{x}_8(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \ddot{x}(t) \\ \dot{\varphi}(t) \\ \ddot{\varphi}(t) \\ x_1(t) \\ \dot{x}_1(t) \\ x_2(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{bmatrix}$$

Διάνυσμα εισόδου:

$$u(t) = \begin{bmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \end{bmatrix}$$

Τα μητρώα των εξισώσεων κατάστασης είναι:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{2k}{m} & -\frac{2c}{m} & \frac{-k}{m}(b_1 - b_2) & \frac{-c}{m}(b_1 - b_2) & \frac{k}{m} & \frac{c}{m} & \frac{k}{m} & \frac{c}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{(b_2 - b_1)k}{I_x} & \frac{(b_2 - b_1)c}{I_x} & -\frac{k}{I_x}(b_1^2 + b_2^2) - \frac{k_R}{I_x} & -\frac{c}{I_x}(b_1^2 + b_2^2) & \frac{b_1 k}{I_x} & \frac{b_1 c}{I_x} & -\frac{b_2 k}{I_x} & -\frac{b_2 c}{I_x} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k}{m_1} & \frac{c}{m_1} & \frac{k b_1}{m_1} & \frac{c b_1}{m_1} & \frac{-k - k_t}{m_1} & \frac{-c}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k}{m_2} & \frac{c}{m_2} & -\frac{k b_2}{m_2} & -\frac{c b_2}{m_2} & 0 & 0 & \frac{-k - k_t}{m_2} & -\frac{c}{m_2} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_t}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_t}{m_1} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

Εξίσωση εξόδου:

$$y = Cx + Du$$

Διάνυσμα εξόδου:

$$y(t) = x_1(t) = x(t)$$

Με μητρώα:

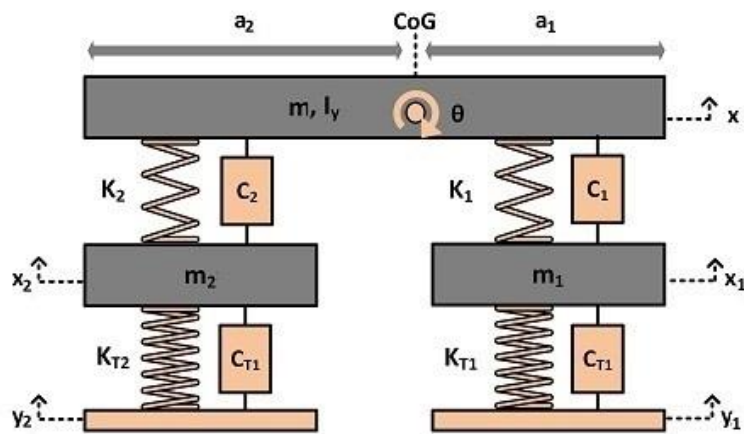
$$C = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$D = [0 \ 0]$$

2.3.3 Half Car Model (Front & Rear)

2.3.3.1 Περιγραφή μοντέλου

Για την καλύτερη κατανόηση της συμπεριφοράς του οχήματος, πέρα από την μελέτη των κάθετων μετατοπίσεων του, αξίζει να μελετηθούν και τα φαινόμενα καλπασμού. Για αυτό το σκοπό, χρησιμοποιείται το μοντέλο half car, το οποίο, όμως, αυτή τη φορά περιλαμβάνει είτε την δεξιά είτε την αριστερή μεριά του οχήματος, δηλαδή το μισό του οχήματος κατά την διαμήκη κατεύθυνση. Το συγκεκριμένο μοντέλο είναι τεσσάρων βαθμών ελευθερίας, οι οποίοι είναι η κάθετη κίνηση του σώματος του οχήματος x , η γωνία καλπασμού θ και οι μετατοπίσεις των δυο τροχών με συμβολισμό x_1 και x_2 για τον εμπρόσθιο και οπίσθιο τροχό, αντίστοιχα. Στο συγκεκριμένο μοντέλο, θεωρούνται δύο διαφορετικές διεγέρσεις δρόμου, καθώς λαμβάνεται υπόψη η χρονική καθυστέρηση που υπάρχει μέχρι ο οπίσθιος τροχός να περάσει το ίδιο σημείο του δρόμου με τον εμπρόσθιο τροχό. Ο συμβολισμός που ακολουθείται είναι y_1 για τον εμπρόσθιο τροχό και y_2 για τον οπίσθιο.



Σχήμα 2.4 Σχηματική αναπαράσταση μοντέλου ημίσεως οχήματος κατά τον διαμήκη άξονα (Half car model F-R)

Το μοντέλο half car (F-R), όπως θα αναφέρεται στη συνέχεια, φαίνεται στο Σχήμα 2.4 και περιλαμβάνει την ανηρτημένη μάζα m , η οποία παριστάνει το $\frac{1}{2}$ της μάζας του σώματος του οχήματος, και θεωρείται ως απαραμόρφωτο στερεό και η οποία έχει εγκάρσια ροπή αδράνειας I_y , ίση με τη μισή ολόκληρου του σώματος. Ο εμπρός και οπίσθιος τροχός έχουν μάζα m_1 και m_2 , αντιστοίχως, και συνδέονται με την ανηρτημένη μάζα μέσω των αναρτήσεων. Όπως και στα προηγούμενα μοντέλα που αναλύθηκαν, η ανάρτηση μοντελοποιείται με ελατήρια και αποσβεστήρες σταθερών k_1, c_1 για την μπροστινή πλευρά του οχήματος και k_2, c_2 για την πίσω. Η στιβαρότητα των ελαστικών, μέσω των οποίων οι τροχοί έρχονται σε επαφή με το έδαφος, μοντελοποιείται και πάλι με ένα ελατήριο και έναν αποσβεστήρα, σταθεράς k_{t1}, c_{t1} και k_{t2}, c_{t2} για την εμπρός και οπίσθια μεριά του οχήματος αντίστοιχα.

Πίνακας 2.3 Παράμετροι του μοντέλου half car (F-R)

Σύμβολο	Περιγραφή
m	Ανηρτημένη μάζα ($\frac{1}{2}$ της συνολικής μάζας του σώματος) [kg]
$m_{1,2}$	Μη ανηρτημένη μάζα [kg]
I_y	Ροπή αδράνειας καλπασμού [kg·m ²]
$a_{1,2}$	Αποστάσεις αξόνων από το κέντρο μάζας (εμπρός/ πίσω) [m]
$k_{1,2}$	Στιβαρότητα ελατηρίου ανάρτησης (εμπρός/ πίσω) [N/m]
$c_{1,2}$	Απόσβεση ανάρτησης (εμπρός/ πίσω) [N·s/m]
$k_{t1,2}$	Στιβαρότητα ελατηρίου ελαστικού (εμπρός/ πίσω) [N/m]
$c_{t1,2}$	Απόσβεση ελαστικού (εμπρός/ πίσω) [N·s/m]

2.3.3.2 Εξισώσεις κίνησης

Οι εξισώσεις Lagrange του μοντέλου half car (F-R) είναι:

Κινητική ενέργεια:

$$K = \frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{x}_2^2 + \frac{1}{2}I_y\dot{\theta}^2 \tag{2.37}$$

Δυναμική ενέργεια:

$$V = \frac{1}{2}k_{t1}(x_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2}k_{t2}(x_2 - y_2)^2 + \frac{1}{2}k_1(x - x_1 - a_1\theta)^2 \quad (2.38)$$

$$+ \frac{1}{2}k_2(x - x_2 + a_2\theta)^2$$

Ενέργεια διάχυσης:

$$D = \frac{1}{2}c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 + a_2\dot{\theta})^2 \quad (2.39)$$

$$+ \frac{1}{2}c_{t1}(\dot{x}_1 - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2}c_{t2}(\dot{x}_2 - \dot{y}_2)^2$$

Εφαρμόζοντας είτε την μέθοδο Lagrange είτε τον δεύτερο νόμο του Νεύτωνα, προκύπτουν οι εξισώσεις κίνησης του μοντέλου οχήματος, οι οποίες παρατίθενται στη συνέχεια (Εξισώσεις 2.40-2.43).

Μετατόπιση σώματος οχήματος:

$$m\ddot{x} + c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 + a_2\dot{\theta}) + k_1(x - x_1 - a_1\theta) \quad (2.40)$$

$$+ k_2(x - x_2 + a_2\theta) = 0$$

Καλπασμός σώματος οχήματος:

$$I_y\ddot{\theta} - a_1c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + a_2c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 + a_2\dot{\theta}) - a_1k_1(x - x_1 - a_1\theta) \quad (2.41)$$

$$+ a_2k_2(x - x_2 + a_2\theta) = 0$$

Μετατόπιση εμπρόσθιου τροχού:

$$m_1\ddot{x}_1 - c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + c_{t1}(\dot{x}_1 - \dot{y}_1) - k_1(x - x_1 - a_1\theta) \quad (2.42)$$

$$+ k_{t1}(x_1 - y_1) = 0$$

Μετατόπιση οπίσθιου τροχού:

$$m_2\ddot{x}_2 - c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 + a_2\dot{\theta}) + c_{t2}(\dot{x}_2 - \dot{y}_2) - k_2(x - x_2 - a_2\theta) \quad (2.43)$$

$$+ k_{t2}(x_2 - y_2) = 0$$

2.3.3.3 Εξισώσεις κατάστασης

Όπως και στα προηγούμενα μοντέλα οχήματος, και στο μοντέλο half car (F-R) παραλήφθηκαν οι αποσβέσεις των ελαστικών.

Εξίσωση κατάστασης:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

Διάλυση κατάστασης:

$$\dot{x}(t) = \begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \dot{x}_3(t) \\ \dot{x}_4(t) \\ \dot{x}_5(t) \\ \dot{x}_6(t) \\ \dot{x}_7(t) \\ \dot{x}_8(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \ddot{x}(t) \\ \dot{\theta}(t) \\ \ddot{\theta}(t) \\ \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{bmatrix}$$

Διάνυσμα εισόδου:

$$u(t) = \begin{bmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \end{bmatrix}$$

Τα μητρώα των εξισώσεων κατάστασης είναι:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1+k_2}{m} & -\frac{c_1+c_2}{m} & \frac{a_1k_1-a_2k_2}{m} & \frac{a_1c_1-a_2c_2}{m} & \frac{k_1}{m} & \frac{c_1}{m} & \frac{k_2}{m} & \frac{c_2}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_1k_1-a_2k_2 & a_1c_1-a_2c_2 & k_1a_1^2+k_2a_2^2 & c_1a_1^2+c_2a_2^2 & -a_1k_1 & -a_1c_1 & a_2k_2 & a_2c_2 \\ I_y & I_y & I_y & I_y & -I_y & -I_y & I_y & I_y \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_1}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} & -\frac{k_1a_1}{m_1} & -\frac{c_1a_1}{m_1} & -\frac{k_1+k_{t1}}{m_1} & -\frac{c_1}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & \frac{k_2a_2}{m_2} & \frac{c_2a_2}{m_2} & 0 & 0 & -\frac{k_2-k_{t2}}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{t2}}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{t1}}{m_1} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

Εξίσωση εξόδου:

$$y = Cx + Du$$

Διάνυσμα εξόδου:

$$y(t) = x_1(t) = x(t)$$

Με μητρώα:

$$C = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$D = [0 \ 0]$$

2.3.4 Full Car Model

2.3.4.1 Περιγραφή μοντέλου

Το πιο γενικό και ακριβές μοντέλο προσομοίωσης οχημάτων, το οποίο περιλαμβάνει όλα τα προαναφερθέντα φαινόμενα (κάθετη κίνηση σώματος, εκτροπή, καλπασμός), είναι το μοντέλο ολόκληρου οχήματος ή αλλιώς full car. Πρόκειται για ένα μοντέλο εφτά βαθμών ελευθερίας, στους οποίους εντάσσονται η κάθετη κίνηση του οχήματος x , η γωνία εκτροπής ϕ , η γωνία καλπασμού θ και οι μετατοπίσεις όλων των τροχών με συμβολισμό x_1, x_2, x_3 και x_4 . Με x_1 και x_2 παριστάνονται οι μετατοπίσεις του εμπρόσθιου δεξιού και αριστερού τροχού, ενώ με x_3 και x_4 οι μετατοπίσεις του οπίσθιου δεξιού και αριστερού τροχού, αντίστοιχα. Θεωρούνται, επίσης, τέσσερις διεγέρσεις δρόμου, μια για κάθε τροχό, με συμβολισμό y_1, y_2, y_3 και y_4 . Σε αυτό το σημείο, υποθέτεται ότι οι διεγέρσεις y_1 και y_2 καθώς και οι y_3 και y_4 , που αναφέρονται στους εμπρόσθιους και οπίσθιους τροχούς αντίστοιχα, είναι ίσες μεταξύ τους, δηλαδή:

$$y_1 = y_2 = y_f, \quad y_3 = y_4 = y_r \quad (2.44)$$

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.5, το σώμα του οχήματος αναπαριστάται μέσω μια απαραμόρφωτης πλάκας μάζας m ίσης με τη συνολική μάζα του αμαξώματος. Η ανηρτημένη μάζα έχει διαμήκη ροπή αδράνειας I_x και εγκάρσια ροπή αδράνειας I_y . Τονίζεται ότι οι συγκεκριμένες ροπές αδράνειας αναφέρονται μόνο στη μάζα του σώματος του οχήματος και όχι στη μάζα ολόκληρου του οχήματος. Οι τροχοί έχουν μάζες m_1, m_2, m_3 και m_4 , ακολουθώντας τον μέχρι τώρα, για αυτό το μοντέλο, συμβολισμό, και συνδέονται με την ανηρτημένη μάζα μέσω τεσσάρων αναρτήσεων. Οι αναρτήσεις μοντελοποιούνται με ελατήρια και αποσβεστήρες σταθερών k_1, k_2, k_3, k_4 και c_1, c_2, c_3 και c_4 , κατά τα γνωστά. Αντίστοιχα, η στιβαρότητα των ελαστικών μοντελοποιείται με ελατήρια και αποσβεστήρες με συμβολισμό, $k_{t1}, k_{t2}, k_{t3}, k_{t4}$ και c_{t1}, c_{t2}, c_{t3} και c_{t4} . Όπως, αναφέρθηκε και στα προηγούμενα μοντέλα, οι αποσβέσεις στα ελαστικά, μπορούν να παραληφθούν με στόχο την απλοποίηση των εξισώσεων, καθώς η επίδραση των δυνάμεων αυτών στην απόκριση του συστήματος είναι αμελητέα. Στο συγκεκριμένο μοντέλο, θεωρείται ότι το όχημα έχει αντιστρεπτικές ράβδους τόσο στο εμπρόσθιο μέρος του, όσο και στο οπίσθιο. Η μοντελοποίηση τους γίνεται με στροφικά ελατήρια με σταθερές k_{Rf} για την μπροστινή αντιστρεπτική και k_{Rr} για την πίσω. Για λόγους πληρότητας, αναφέρονται ξανά τα δυο εναλλακτικά μοντέλα που χρησιμοποιούνται για την έκφραση της ροπής και της δύναμης που ασκεί η αντιστρεπτική ράβδος.

Στο απλό μοντέλο η ροπή επαναφοράς εκφράζεται για τον εμπρόσθιο άξονα:

$$M_{R,f} = -k_{Rf} \cdot \phi \quad (2.45)$$

Αντίστοιχα, για τον οπίσθιο άξονα, υπολογίζεται ως:

$$M_{R,r} = -k_{Rr} \cdot \phi \quad (2.46)$$

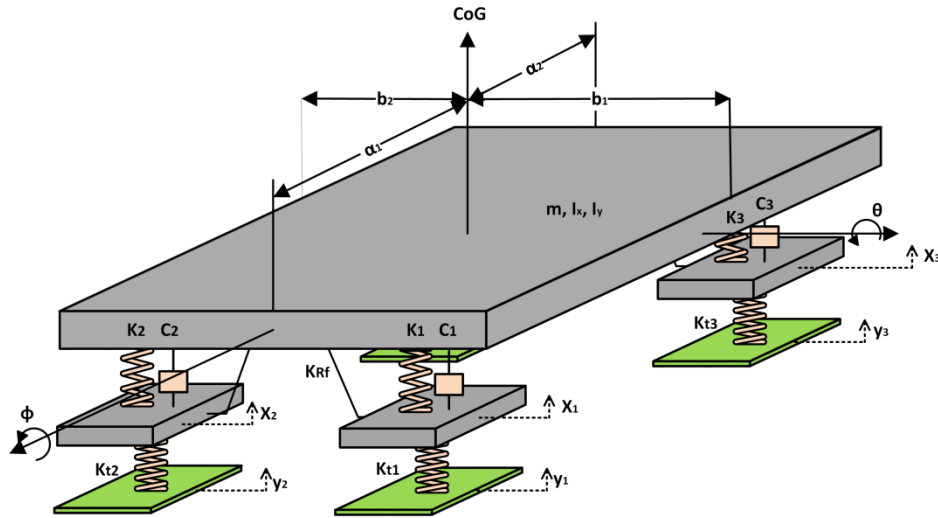
Στο σύνθετο μοντέλο η ροπή επαναφοράς για τον εμπρόσθιο άξονα δίνεται στην Εξίσωση 2.47 και για τον οπίσθιο άξονα στην Εξίσωση 2.48.

$$M_{R,f} = -k_{Rf} \cdot \left(\phi - \frac{x_1 - x_2}{w} \right) \quad (2.47)$$

$$M_{R,r} = -k_{Rr} \cdot \left(\varphi - \frac{x_3 - x_4}{w} \right) \tag{2.48}$$

Και στις δυο περιπτώσεις η δύναμη που ασκεί η αντιστρεπτική ράβδος υπολογίζεται ως εξής:

$$F_R = \frac{M_R}{w} \tag{2.49}$$



Σχήμα 2.5 Σχηματική αναπαράσταση μοντέλου ολόκληρου οχήματος (Full car model)

Πίνακας 2.4 Παράμετροι του μοντέλου full car

Σύμβολο	Περιγραφή
m	Ανηρτημένη μάζα ($\frac{1}{2}$ της συνολικής μάζας του σώματος) [kg]
$m_{1,2}$	Μη ανηρτημένη μάζα (δεξιά / αριστερά) [kg]
I_x	Ροπή αδράνειας εκτροπής [kg·m ²]
I_y	Ροπή αδράνειας καλπασμού [kg·m ²]
$a_{1,2}$	Αποστάσεις αξόνων από το κέντρο μάζας (εμπρός/ πίσω) [m]
$b_{1,2}$	Αποστάσεις τροχών από το κέντρο μάζας (δεξιά / αριστερά) [m]
$k_{1,2,3,4}$	Στιβαρότητα ελατηρίου ανάρτησης [N/m]
$c_{1,2,3,4}$	Απόσβεση ανάρτησης [N·s/m]
$k_{t1,2,3,4}$	Στιβαρότητα ελατηρίου ελαστικού [N/m]
$c_{t1,2,3,4}$	Απόσβεση ελαστικού [N·s/m]
$k_{Rf,r}$	Στιβαρότητα στροφικού ελατηρίου αντιστρεπτικής ράβδου (εμπρός/ πίσω) [N/m]

2.3.4.2 Εξισώσεις κίνησης

Οι εξισώσεις Lagrange του μοντέλου full car είναι:

Κινητική ενέργεια:

$$K = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} I_x \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} I_y \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{x}_4^2 \tag{2.50}$$

Δυναμική ενέργεια:

$$\begin{aligned}
V = & \frac{1}{2}k_{t1}(x_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2}k_{t2}(x_2 - y_2)^2 + \frac{1}{2}k_{t3}(x_3 - y_3)^2 + \frac{1}{2}k_{t4}(x_4 - y_4)^2 \quad (2.51) \\
& + \frac{1}{2}k_1(x - x_1 + b_1\varphi - a_1\theta)^2 + \frac{1}{2}k_2(x - x_2 - b_2\varphi - a_1\theta)^2 \\
& + \frac{1}{2}k_3(x - x_3 - b_1\varphi + a_2\theta)^2 + \frac{1}{2}k_4(x - x_4 + b_2\varphi + a_2\theta)^2 \\
& + \frac{1}{2} \frac{M_{R,f}^2}{k_{R,f}} + \frac{1}{2} \frac{M_{R,r}^2}{k_{R,r}}
\end{aligned}$$

Ενέργεια διάχυσης:

$$\begin{aligned}
D = & \frac{1}{2}c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta})^2 \quad (2.52) \\
& + \frac{1}{2}c_3(\dot{x} - \dot{x}_3 - b_1\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}c_4(\dot{x} - \dot{x}_4 + b_2\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta})^2 \\
& + \frac{1}{2}c_{t1}(\dot{x}_1 - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2}c_{t2}(\dot{x}_2 - \dot{y}_2)^2 + \frac{1}{2}c_{t3}(\dot{x}_3 - \dot{y}_3)^2 \\
& + \frac{1}{2}c_{t4}(\dot{x}_4 - \dot{y}_4)^2
\end{aligned}$$

Εφαρμόζοντας είτε την ενεργειακή αρχή Lagrange είτε τον δεύτερο νόμο του Νεύτωνα, προκύπτουν οι εξισώσεις κίνησης του μοντέλου οχήματος full car, οι οποίες είναι:

Μετατόπιση σώματος οχήματος:

$$\begin{aligned}
m\ddot{x} + c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta}) + c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta}) \quad (2.53) \\
+ c_3(\dot{x} - \dot{x}_3 - b_1\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta}) + c_4(\dot{x} - \dot{x}_4 + b_2\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta}) \\
+ k_1(x - x_1 + b_1\varphi - a_1\theta) + k_2(x - x_2 - b_2\varphi - a_1\theta) \\
+ k_3(x - x_3 - b_1\varphi + a_2\theta) + k_4(x - x_4 + b_2\varphi + a_2\theta) = 0
\end{aligned}$$

Εκτροπή σώματος οχήματος:

$$\begin{aligned}
I_x\ddot{\theta} + b_1c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta}) - b_2c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta}) \quad (2.54) \\
- b_1c_3(\dot{x} - \dot{x}_3 - b_1\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta}) + b_2c_4(\dot{x} - \dot{x}_4 + b_2\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta}) \\
+ b_1k_1(x - x_1 + b_1\varphi - a_1\theta) - b_2k_2(x - x_2 - b_2\varphi - a_1\theta) \\
- b_1k_3(x - x_3 - b_1\varphi + a_2\theta) + b_2k_4(x - x_4 + b_2\varphi + a_2\theta) \\
- M_{R,f} - M_{R,r} = 0
\end{aligned}$$

Καλπασμός σώματος οχήματος:

$$\begin{aligned}
I_y\ddot{\theta} - a_1c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta}) - a_1c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta}) \quad (2.55) \\
+ a_2c_3(\dot{x} - \dot{x}_3 - b_1\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta}) + a_2c_4(\dot{x} - \dot{x}_4 + b_2\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta})
\end{aligned}$$

$$-a_1k_1(x - x_1 + b_1\varphi - a_1\theta) - a_1k_2(x - x_2 - b_2\varphi - a_1\theta) \\ + a_2k_3(x - x_3 - b_1\varphi + a_2\theta) + a_2k_4(x - x_4 + b_2\varphi + a_2\theta) = 0$$

Μετατόπιση εμπρόσθιου δεξιού τροχού:

$$m_1\ddot{x}_1 - c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta}) - k_1(x - x_1 + b_1\varphi - a_1\theta) \\ + c_{t1}(\dot{x}_1 - \dot{y}_f) + k_{t1}(x_1 - y_f) + F_{R,f} = 0 \quad (2.56)$$

Μετατόπιση εμπρόσθιου αριστερού τροχού:

$$m_2\ddot{x}_2 - c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta}) - k_2(x - x_2 - b_2\varphi - a_1\theta) \\ + c_{t2}(\dot{x}_2 - \dot{y}_f) + k_{t2}(x_2 - y_f) - F_{R,f} = 0 \quad (2.57)$$

Μετατόπιση οπίσθιου δεξιού τροχού:

$$m_3\ddot{x}_3 - c_3(\dot{x} - \dot{x}_3 - b_1\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta}) - k_3(x - x_3 - b_1\varphi + a_2\theta) \\ + c_{t3}(\dot{x}_3 - \dot{y}_r) + k_{t3}(x_3 - y_r) + F_{R,r} = 0 \quad (2.58)$$

Μετατόπιση οπίσθιου αριστερού τροχού:

$$m_4\ddot{x}_4 - c_4(\dot{x} - \dot{x}_4 + b_2\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta}) - k_4(x - x_4 + b_2\varphi + a_2\theta) \\ + c_{t4}(\dot{x}_4 - \dot{y}_r) + k_{t4}(x_4 - y_r) - F_{R,r} = 0 \quad (2.59)$$

2.3.4.3 Εξισώσεις κατάστασης

Στις εξισώσεις κατάστασης που παρουσιάζονται στη συνέχεια για το μοντέλο full car, έχει γίνει η υπόθεση μηδενικής απόσβεσης των ελαστικών.

Εξίσωση κατάστασης:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

Διάνυσμα κατάστασης:

$$\dot{x}(t) = \begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \dot{x}_3(t) \\ \dot{x}_4(t) \\ \dot{x}_5(t) \\ \dot{x}_6(t) \\ \dot{x}_7(t) \\ \dot{x}_8(t) \\ \dot{x}_9(t) \\ \dot{x}_{10}(t) \\ \dot{x}_{11}(t) \\ \dot{x}_{12}(t) \\ \dot{x}_{13}(t) \\ \dot{x}_{14}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \ddot{x}(t) \\ \dot{\varphi}(t) \\ \ddot{\varphi}(t) \\ \dot{\theta}(t) \\ \ddot{\theta}(t) \\ \dot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \ddot{x}_2(t) \\ \dot{x}_3(t) \\ \ddot{x}_3(t) \\ \dot{x}_4(t) \\ \ddot{x}_4(t) \end{bmatrix}$$

Διάνυσμα εισόδου:

$$u(t) = \begin{bmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \\ y_3(t) \\ y_4(t) \end{bmatrix}$$

Τα μητρώα των εξισώσεων κατάστασης είναι:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & \alpha_{24} & \alpha_{25} & \alpha_{26} & \frac{k_1}{m} & \frac{c_1}{m} & \frac{k_2}{m} & \frac{c_2}{m} & \frac{k_3}{m} & \frac{c_3}{m} & \frac{k_4}{m} & \frac{c_4}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & \alpha_{43} & \alpha_{44} & \alpha_{45} & \alpha_{46} & \frac{b_1 k_1}{I_x} & \frac{b_1 c_1}{I_x} & -\frac{b_2 k_2}{I_x} & -\frac{b_2 c_2}{I_x} & -\frac{b_1 k_3}{I_x} & -\frac{b_1 c_3}{I_x} & \frac{b_2 k_4}{I_x} & \frac{b_2 c_4}{I_x} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \alpha_{61} & \alpha_{62} & \alpha_{63} & \alpha_{64} & \alpha_{65} & \alpha_{66} & -\frac{a_1 k_1}{I_y} & -\frac{a_1 c_1}{I_y} & -\frac{a_1 k_2}{I_y} & -\frac{a_1 c_2}{I_y} & \frac{a_2 k_3}{I_y} & \frac{a_2 c_3}{I_y} & \frac{a_2 k_4}{I_y} & \frac{a_2 c_4}{I_y} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} & \alpha_{83} & \frac{b_1 c_1}{m_1} & -\frac{a_1 k_1}{m_1} & -\frac{a_1 c_1}{m_1} & \alpha_{87} & -\frac{c_1}{m_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & \alpha_{103} & -\frac{b_2 c_2}{m_2} & -\frac{a_1 k_2}{m_2} & -\frac{a_1 c_2}{m_2} & 0 & 0 & \alpha_{109} & -\frac{c_2}{m_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_3}{m_3} & \frac{c_3}{m_3} & \alpha_{123} & -\frac{b_1 c_3}{m_4} & \frac{a_2 k_3}{m_3} & \frac{a_2 c_3}{m_3} & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{1211} & -\frac{c_3}{m_3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_4}{m_4} & \frac{c_4}{m_4} & \alpha_{143} & \frac{b_2 c_4}{m_4} & \frac{a_2 k_4}{m_4} & \frac{a_2 c_4}{m_4} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{1413} & -\frac{c_4}{m_4} \end{bmatrix}$$

όπου

$$\begin{aligned} \alpha_{21} &= -\frac{k_1 + k_2 + k_3 + k_4}{m} \\ \alpha_{22} &= -\frac{c_1 + c_2 + c_3 + c_4}{m} \\ \alpha_{23} &= \frac{-b_1 k_1 + b_2 k_2 + b_1 k_3 - b_2 k_4}{m} \\ \alpha_{24} &= \frac{-b_1 c_1 + b_2 c_2 + b_1 c_3 - b_2 c_4}{m} \\ \alpha_{25} &= \frac{a_1 k_1 + a_1 k_2 - a_2 k_3 - a_2 k_4}{m} \\ \alpha_{26} &= \frac{a_1 c_1 + a_1 c_2 - a_2 c_3 - a_2 c_4}{m} \\ \alpha_{41} &= \frac{-b_1 k_1 + b_2 k_2 + b_1 k_3 - b_2 k_4}{I_x} \\ \alpha_{42} &= \frac{-b_1 c_1 + b_2 c_2 + b_1 c_3 - b_2 c_4}{I_x} \\ \alpha_{43} &= \frac{-b_1^2 k_1 - b_2^2 k_2 - b_1^2 k_3 - b_2^2 k_4 - k_{R,f} - k_{R,r}}{I_x} \\ \alpha_{44} &= \frac{-b_1^2 c_1 - b_2^2 c_2 - b_1^2 c_3 - b_2^2 c_4}{I_x} \end{aligned}$$

$$\alpha_{45} = \frac{a_1 b_1 k_1 - a_1 b_2 k_2 + a_2 b_1 k_3 - a_2 b_2 k_4}{I_x}$$

$$\alpha_{46} = \frac{a_1 b_1 c_1 - a_1 b_2 c_2 + a_2 b_1 c_3 - a_2 b_2 c_4}{I_x}$$

$$\alpha_{61} = \frac{a_1 k_1 + a_1 k_2 - a_2 k_3 - a_2 k_4}{I_y}$$

$$\alpha_{62} = \frac{a_1 c_1 + a_1 c_2 - a_2 c_3 - a_2 c_4}{I_y}$$

$$\alpha_{63} = \frac{a_1 b_1 k_1 - a_1 b_2 k_2 + a_2 b_1 k_3 - a_2 b_2 k_4}{I_y}$$

$$\alpha_{64} = \frac{a_1 b_1 c_1 - a_1 b_2 c_2 + a_2 b_1 c_3 - a_2 b_2 c_4}{I_y}$$

$$\alpha_{65} = \frac{-a_1^2 k_1 - a_1^2 k_2 - a_2^2 k_3 - a_2^2 k_4}{I_y}$$

$$\alpha_{66} = \frac{-a_1^2 c_1 - a_1^2 c_2 - a_2^2 c_3 - a_2^2 c_4}{I_y}$$

$$\alpha_{83} = \frac{b_1 k_1 + k_{R,f}/w}{m_1}$$

$$\alpha_{87} = \frac{-k_1 - k_{t1}}{m_1}$$

$$\alpha_{103} = \frac{-b_2 k_2 - k_{R,f}/w}{m_2}$$

$$\alpha_{109} = \frac{-k_2 - k_{t2}}{m_2}$$

$$\alpha_{123} = \frac{-b_1 k_3 + k_{R,r}/w}{m_3}$$

$$\alpha_{1211} = \frac{-k_3 - k_{t3}}{m_3}$$

$$\alpha_{143} = \frac{b_2 k_4 - k_{R,r}/w}{m_4}$$

$$\alpha_{1413} = \frac{-k_4 - k_{t4}}{m_4}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{t4}}{m_4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{t3}}{m_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{t2}}{m_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{t1}}{m_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

Εξίσωση εξόδου:

$$y = Cx + Du$$

Διάλυση εξόδου:

$$y(t) = x_1(t) = x(t)$$

Με μητρώα:

$$C = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$D = [0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

2.4 Μοντέλα Αναρτήσεων

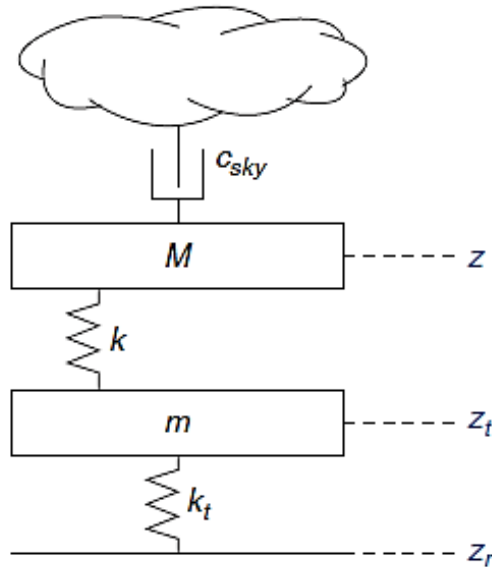
2.4.1 Ημι-ενεργητικές Αναρτήσεις

Οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις είναι ο καλύτερος συμβιβασμός μεταξύ κόστους και απόδοσης και τα τελευταία χρόνια έχει έρθει στο επίκεντρο της έρευνας στον τομέα των οχημάτων. Η μελέτη τους αφορά κυρίως δύο τομείς. Ο πρώτος αφορά στην τεχνολογία η οποία εφαρμόζεται ώστε να επιτυγχάνεται η μεταβολή του συντελεστή απόσβεσης. Τέτοια παραδείγματα είναι η αλλαγή της γεωμετρίας του αποσβεστήρα ή της συνεκτικότητας του ρευστού, η οποία αναλύθηκε προηγουμένως. Η επόμενη τάση επικεντρώνεται στους νόμους ελέγχου που εφαρμόζονται και ρυθμίζουν τις αλλαγές του συντελεστή απόσβεσης και τη τιμή που θα πάρει ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας που επικρατούν.

Οι δύο αυτοί τομείς είναι ιδιαίτερα σημαντικοί για την καλή εφαρμογή των συγκεκριμένων αναρτήσεων και η έρευνα στοχεύει στην εύρεση της βέλτιστης λύσης. Στις περισσότερες περιπτώσεις, η έρευνα αυτή αποσκοπεί στην εξασφάλιση της άνεσης των επιβατών και επομένως στην βιβλιογραφία κυριαρχούν τέτοιοι νόμοι ελέγχου. Παρόλα αυτά υπάρχουν και άλλοι που αποσκοπούν στην βελτίωση της οδηγικής συμπεριφοράς του οχήματος, αλλά δεν είναι τόσο διαδεδομένοι. Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναφέρονται οι σημαντικότεροι και πιο διαδεδομένοι νόμοι ελέγχου που προσανατολίζονται στην βελτίωση της άνεσης.

2.4.1.1 Skyhook control

Η αρχή στην οποία στηρίζεται αυτή η μέθοδος είναι η σχεδίαση ενός ενεργητικού ελέγχου ώστε το σώμα του οχήματος να «συνδέεται» με τον ουρανό, δηλαδή ένα «ταβάνι» το οποίο παραμένει σταθερό κατά τον κατακόρυφο άξονα σε σχέση με το έδαφος, για να μειωθούν οι κατακόρυφες ταλαντώσεις του σώματος και του άξονα, ανεξάρτητα το ένα από το άλλο. Έτσι εισάγεται ένας φανταστικός αποσβεστήρας μεταξύ της αναρτημένης μάζας και του ουρανού όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.6.



Σχήμα 2.6 Ιδανικό μοντέλο τετάρτου οχήματος κατά τον έλεγχο Skyhook

Με αυτήν την μέθοδο, απομονώνεται η αναρτημένη μάζα από τη διέγερση του δρόμου και επιτρέπεται η μείωση της ταλάντωσης. Το μαθηματικό μοντέλο αυτής της ιδανικής θεωρίας παρατίθεται στις εξισώσεις 2.60 και 2.61.

Μετατόπιση σώματος οχήματος:

$$M\ddot{z} + k(z - z_t) + c_{sky}\dot{z} = 0 \tag{2.60}$$

Μετατόπιση τροχού:

$$m\ddot{z}_t - k(z - z_t) + k_t(z_t - z_r) = 0 \tag{2.61}$$

όπου c_{sky} είναι ο συντελεστής απόσβεσης της μεθόδου.

Υπάρχουν δύο περιπτώσεις του συγκεκριμένου ελέγχου, ο Skyhook 2 states που είναι μη συνεχής με δύο καταστάσεις, και ο Skyhook linear που είναι μία γραμμική συνεχής μέθοδος, , οι οποίες αναλύονται στη συνέχεια.

2.4.1.2 Skyhook 2 states (SH-2states)

Ο έλεγχος αυτός είναι δύο καταστάσεων μεταξύ υψηλού και χαμηλού συντελεστή απόσβεσης. Έτσι, ο συντελεστής απόσβεσης της ανάρτησης (π.χ. η συνεκτικότητα του ρευστού, η αντίσταση του αέρα κλπ) μεταβάλλεται συναρτήσει του προσήμου του γινομένου της ταχύτητας του σώματος \dot{z}_S με την ταχύτητα μετατόπισης της ανάρτησης $\dot{z}_{ST,i}$.

$$c_i = \begin{cases} c_{min,i} , & \text{if } \|\dot{z}_{ST,i} \dot{z}_S\| \leq A_i \\ c_{min,i} , & \text{if } \dot{z}_{ST,i} \dot{z}_S < -A_i , \quad i=F,R \\ c_{max,i} , & \text{if } \dot{z}_{ST,i} \dot{z}_S > A_i \end{cases} \tag{2.62}$$

Με $C_{min,i}$ και $C_{max,i}$ συμβολίζεται ο ελάχιστος και ο μέγιστος συντελεστής απόσβεσης που μπορεί να επιτευχθεί για το συγκεκριμένο αποσβεστήρα και συνήθως ισχύει $C_{max,i} = c_{sky}$. Ο συντελεστής απόσβεσης είναι ελάχιστος και μόνο όταν η ταχύτητα της ανάρτησης έχει το ίδιο πρόσημο με την ταχύτητα του σώματος γίνεται μέγιστος. Αυτός ο έλεγχος είναι απλός και χρειάζεται τρεις αισθητήρες για να μπορεί να εφαρμοστεί. Έναν για την γνώση της κάθετης ταχύτητας του σώματος του οχήματος και έναν για την κάθετη ταχύτητα του τροχού.

2.4.1.3 Skyhook linear (SH-Linear)

Μία άλλη εκδοχή του Skyhook υλοποιείται για την επίτευξη μεταβλητής απόσβεσης που είναι συνεχής ή παίρνει διακριτές τιμές μεταξύ του ελάχιστου και του μέγιστου συντελεστή απόσβεσης. Ο συντελεστής απόσβεσης αλλάζει όπως και πριν ανάλογα με το πρόσημο του γινομένου της ταχύτητας του σώματος \dot{z}_s με την ταχύτητα μετατόπισης της ανάρτησης $\dot{z}_{ST,i}$.

$$C_i = \begin{cases} C_{min,i} & \text{if } \|\dot{z}_{ST,i} \dot{z}_s\| \leq A_i \\ C_{min,i} & \text{if } \dot{z}_{ST,i} \dot{z}_s < -A_i \\ \frac{aC_{max,i}\dot{z}_{ST,i} + (1-a)C_{max}\dot{z}_s}{\dot{z}_{ST,i}} & \text{if } \dot{z}_{ST,i} \dot{z}_s > A_i \end{cases}, i=F,R \quad (2.63)$$

Οι πρώτοι δύο κλάδοι της Εξίσωσης 2.63 είναι ίδιοι με τον Skyhook 2 states, όμως ο τρίτος επιτρέπει στον συντελεστή απόσβεσης να παίρνει τις τιμές μεταξύ του ελάχιστου και του μέγιστου συντελεστή που μπορεί να επιτύχει. Ο συντελεστής a παίρνει τιμές μεταξύ του $[0,1]$ για να είναι αυτό δυνατό. Αν το a είναι ίσο με 1 ($a=1$), τότε αυτός ο έλεγχος ταυτίζεται με τον προηγούμενο. Αυτός ο συντελεστής a είναι μία παράμετρος που ρυθμίζεται έτσι ώστε η μέγιστη τιμή του συντελεστή απόσβεσης να εξυπηρετεί στην εφαρμογή που χρησιμοποιείται ο έλεγχος και να μην ξοδεύεται περαιτέρω ενέργεια. Για την επίτευξη αυτού του ελέγχου είναι φανερό ότι χρειάζεται ένας συνεχής αποσβεστήρας όπως αυτός με το μαγνητοροϊκό ρευστό. Αυτός ο έλεγχος είναι εύκολος στην εφαρμογή του και απαιτεί τρεις αισθητήρες όπως και ο προηγούμενος έλεγχος.

2.4.1.4 Acceleration driven damper control (ADD)

Ο συγκεκριμένος νόμος ελέγχου βασίζεται στο γινόμενο της επιτάχυνσης του σώματος του οχήματος \ddot{z}_s με την ταχύτητα μετατόπισης της ανάρτησης $\dot{z}_{ST,i}$ και ισχύει η Εξίσωση 2.64.

$$C_i = \begin{cases} C_{min,i} & \text{if } \|\dot{z}_{ST,i} \ddot{z}_s\| \leq A_i \\ C_{min,i} & \text{if } \dot{z}_{ST,i} \ddot{z}_s \leq -A_i \\ C_{max,i} & \text{if } \dot{z}_{ST,i} \ddot{z}_s > A_i \end{cases}, i=F,R \quad (2.64)$$

Όπως είναι φανερό, ο συγκεκριμένος έλεγχος εστιάζει στην σημασία της επιτάχυνσης της αναρτημένης μάζας, και επομένως είναι αναμενόμενο να έχει καλύτερα αποτελέσματα σε αυτό το μέγεθος. Ωστόσο, λόγω των μεγάλων και γρήγορων μεταβολών που συντελούνται στην επιτάχυνση, ο συντελεστής απόσβεσης θα πρέπει να αλλάζει συχνά και γρήγορα. Αυτό οδηγεί στην ύπαρξη θορύβου στο αποτέλεσμα. Αυτές οι μεταβολές μπορεί να επηρεάσουν την απόδοση του ελέγχου σε κλειστό βρόχο. Για να είναι γνωστά τα απαραίτητα δεδομένα για την συνθήκη του ελέγχου, απαιτούνται τρεις αισθητήρες.

2.4.1.5 Power driven damper control (PDD)

Αυτός ο έλεγχος βασίζεται στην αλλαγή του συντελεστή απόσβεσης με βάση την Εξίσωση 2.65.

$$C_i = \begin{cases} C_{\min, i}, & \|K_i \dot{z}_{ST, i} z_{ST, i} + C_{\min, i} \dot{z}_{ST, i}\| \leq A_i \\ C_{\min, i}, & K_i \dot{z}_{ST, i} z_{ST, i} + C_{\min, i} \dot{z}_{ST, i} > A_i \\ C_{\max, i}, & K_i \dot{z}_{ST, i} z_{ST, i} + C_{\max, i} \dot{z}_{ST, i} < -A_i \\ \frac{C_{\min, i} + C_{\max, i}}{2}, & (z_{ST, i} \neq 0 \text{ and } \dot{z}_{ST, i} = 0) \\ \frac{-K_i z_{ST, i}}{\dot{z}_{ST, i}}, & \text{otherwise} \end{cases}, \quad i=F, R \quad (2.65)$$

Φαίνεται ότι η πρώτη συνθήκη είναι η συνθήκη για να μην αλλάζει συνεχώς ο συντελεστής απόσβεσης και όταν έχει μια μικρή τιμή να χρησιμοποιείται η ελάχιστη απόσβεση. Στην συνθήκη υπάρχει η διαδρομή της ανάρτησης καθώς και η ταχύτητα της και είναι οι δύο όροι που έχουν την μεγαλύτερη βαρύτητα στον συγκεκριμένο έλεγχο. Ακόμη, υπάρχει στην συνθήκη η σκληρότητα του ελατηρίου που θα πρέπει να είναι γνωστή, όπως και η ελάχιστη και μέγιστη δυνατή απόσβεση. Οι τιμές που μπορεί να πάρει ο συντελεστής απόσβεσης είναι η ελάχιστη και η μέγιστη δυνατή τιμή του, καθώς και ο μέσος όρος τους αλλά και το αποτέλεσμα (το γινόμενο της σκληρότητας του ελατηρίου επί τη διαδρομή της ανάρτησης, προς την ταχύτητα της) που προκύπτει από την τελευταία συνθήκη. Για την εφαρμογή του συγκεκριμένου ελέγχου, χρειάζονται τρεις αισθητήρες καθώς και η γνώση της σκληρότητας του ελατηρίου.

2.4.1.6 Mixed Skyhook-Acceleration driven damper control (SH-ADD)

Αυτός ο έλεγχος είναι σύνθετος, συνδυάζοντας τα πλεονεκτήματα των δύο ελέγχων που αναφέρθηκαν παραπάνω. Αυτοί οι δύο έλεγχοι έχουν συμπληρωματικά χαρακτηριστικά ως προς την άνεση. Ο Skyhook έχει καλά αποτελέσματα στις χαμηλές συχνότητες, γύρω από την ιδιοσυχνότητα της αναρτημένης μάζας και ο ADD έχει καλύτερη συμπεριφορά στις μεσαίες και υψηλές συχνότητες, μετά την ιδιοσυχνότητα της αναρτημένης μάζας. Από τον συνδυασμό των δύο αυτών ελέγχων όπου επιλέχθηκε ένας απλός τρόπος για να επιλέγεται η συχνότητα που θα περνάει από τον έναν έλεγχο στον άλλο και δεν θα αυξάνει την πολυπλοκότητα και το κόστος ιδιαίτερα προέκυψε ο σύνθετος έλεγχος SH-ADD. Βασίζεται σε μία απλή και αποτελεσματική μέθοδο επιλογής συχνότητας που διακρίνει τη στιγμιαία δυναμική συμπεριφορά της

ανάρτησης και επιλέγει τον Skyhook έλεγχο στις χαμηλές συχνότητες και τον Acceleration driven στις υπόλοιπες. Το μαθηματικό το μοντέλο παρουσιάζεται στην Εξίσωση 2.66.

$$C_i = \begin{cases} C_{\max, i} & \text{if } [(z_{\dot{\zeta}}^2 - a^2 z_{\zeta}^2) \leq 0 \text{ and } \dot{z}_{ST, i} \dot{z}_{\zeta} > 0] \\ & \text{or } [(z_{\dot{\zeta}}^2 - a^2 z_{\zeta}^2) > 0 \text{ and } \dot{z}_{ST, i} \dot{z}_{\zeta} > 0], \quad i=F, R \\ C_{\min, i} & \text{otherwise} \end{cases} \quad (2.66)$$

Όπως είναι φανερό τα μεγέθη που είναι απαραίτητα για να επιλεγθεί ο μέγιστος ή ο ελάχιστος συντελεστής απόσβεσης είναι η ταχύτητα \dot{z}_{ζ} και η επιτάχυνση \ddot{z}_{ζ} του σώματος του οχήματος, και η ταχύτητα μετατόπισης της ανάρτησης $\dot{z}_{ST, i}$. Για να είναι αυτά τα μεγέθη γνωστά, απαιτούνται μόνο τρεις αισθητήρες, όπως και στους προηγούμενους ελέγχους. Με μέτρηση της επιτάχυνσης του σώματος όπου με ολοκλήρωσή της προκύπτει η ταχύτητά του και με μέτρηση της ταχύτητας του τροχού ή της μετατόπισης της ανάρτησης μπορεί να προκύψει η ταχύτητα απόκλισης της ανάρτησης. Από την Εξίσωση 2.66 του ελέγχου γίνεται φανερό ότι η επιλογή συχνότητας γίνεται από τον όρο $\ddot{z}_{\zeta}^2 - a^2 \dot{z}_{\zeta}^2$:

- Όταν ισχύει $\ddot{z}_{\zeta}^2 - a^2 \dot{z}_{\zeta}^2 > 0$ επιλέγεται ο ADD έλεγχος.
- Όταν ισχύει $\ddot{z}_{\zeta}^2 - a^2 \dot{z}_{\zeta}^2 \leq 0$ επιλέγεται ο Skyhook έλεγχος.

Επομένως αυτός ο όρος χαρακτηρίζει την επιλογή συχνότητας αλλαγής ελέγχου. Σε αυτόν υπάρχει η παράμετρος a που καθορίζει το όριο μεταξύ χαμηλής και υψηλής συχνότητας και είναι η μόνη ρυθμιστική παράμετρος. Η τιμή της δίνεται σε rad/s και η τιμή της για ένα αυτοκίνητο είναι περίπου 25 rad/s (περίπου 4 Hertz) και για μία μηχανή περίπου 19 rad/s (περίπου 3 Hertz).

2.4.1.7 Mixed Skyhook-Acceleration driven damper control με έναν αισθητήρα (SH-ADD-1s)

Αυτός ο νόμος ελέγχου είναι σύνθετος και χρησιμοποιεί τον καλό συνδυασμό της σκληρής ανάρτησης που έχει μεγάλο συντελεστή απόσβεσης με την μαλακή ανάρτηση που έχει μικρό συντελεστή. Χρησιμοποιεί δύο παθητικές αναρτήσεις και είναι αρκετά εύκολος έλεγχος να υλοποιηθεί, και βασικό του πλεονέκτημα είναι η χρήση μόνο ενός αισθητήρα. Είναι έλεγχος με την ίδια λογική με τον SH-ADD που αναλύθηκε παραπάνω και χρησιμοποιεί την σκληρή ανάρτηση που έχει καλά αποτελέσματα στις χαμηλές συχνότητες και γύρω από την ιδιοσυχνότητα της αναρτημένης μάζας και δεν έχει τόσο καλή συμπεριφορά ως προς την άνεση σε υψηλότερες συχνότητες. Σε αντίθεση, σε αυτές η μαλακή ανάρτηση έχει καλύτερη συμπεριφορά ενώ στις χαμηλές συχνότητες δεν είναι τόσο αποτελεσματική. Έτσι, ο συγκεκριμένος νόμος ελέγχου χρησιμοποιεί τα συμπληρωματικά χαρακτηριστικά αυτών των δύο μέσω της σχέσης 2.67.

$$C_i = \begin{cases} C_{\min, i} & \text{if } \|\ddot{z}_{\zeta}^2 - a^2 \dot{z}_{\zeta}^2\| \leq A_i \\ C_{\min, i} & \text{if } \ddot{z}_{\zeta}^2 - a^2 \dot{z}_{\zeta}^2 \geq A_i \\ C_{\max, i} & \text{if } \ddot{z}_{\zeta}^2 - a^2 \dot{z}_{\zeta}^2 < -A_i \end{cases}, \quad i=F, R, \quad (2.67)$$

όπου ο συντελεστής απόσβεσης είναι είτε ελάχιστος είτε μέγιστος ανάλογα από την τιμή του $\zeta_s^2 - a^2 \zeta_s^2$.

Επομένως, αυτός ο έλεγχος εξαρτάται από την επιτάχυνση και την ταχύτητα της αναρτημένης μάζας, αλλά και από την παράμετρο α που είναι η συχνότητα που περνάει από τον έναν έλεγχο στον άλλο. Οπότε, ένας αισθητήρας μετράει την επιτάχυνση του σώματος του οχήματος και με αριθμητική ολοκλήρωση της επιτάχυνσης προκύπτει η ταχύτητα και μπορεί να υπολογιστεί η συνθήκη και να προκύψει ο συντελεστής απόσβεσης με έναν μόνο αισθητήρα. Αν ισχύει $\zeta_s^2 - a^2 \zeta_s^2 \geq 0$ επιλέγεται η μαλακή ανάρτηση, ενώ στην αντίθετη περίπτωση επιλέγεται η σκληρή ανάρτηση. Όπως και στον προηγούμενο έλεγχο, ο όρος $\ddot{z}_s^2 - a^2 \dot{z}_s^2$ μπορεί να χαρακτηριστεί ως ρυθμιστής συχνότητας, δηλαδή καθορίζει σε ποιες συχνότητες λειτουργεί κάθε έλεγχος. Επιπλέον, η παράμετρος α καθορίζει το όριο μεταξύ υψηλής και χαμηλής συχνότητας και η τιμή της είναι περίπου ίδια με τον SH-ADD.

2.5 Αναρτήσεις με μη-γραμμικά χαρακτηριστικά

Για την ακριβέστερη μελέτη των κάθετων ταλαντώσεων των οχημάτων είναι αναγκαίο να χρησιμοποιηθούν μοντέλα αναρτήσεων, τα οποία να αποτυπώνουν, όσο το δυνατόν πιο πιστά, την πραγματικότητα.

Ιδανικά, το σύστημα της ανάρτησης ενός οχήματος θα πρέπει να προσαρμόζει τα χαρακτηριστικά του έτσι ώστε να λειτουργεί αποδοτικά υπό διαφορετικές συνθήκες οδοστρώματος, εξασφαλίζοντας, έτσι, την άνεση της διαδρομής και την ασφάλεια του οχήματος. Αυτή η ικανότητα προσαρμογής επιτυγχάνεται είτε μέσω της χρήσης ελεγκτών (ενεργητικές αναρτήσεις) είτε μέσω των πρόσθετων μη-γραμμικοτήτων στα εξαρτήματα της ανάρτησης (ελατήρια και αποσβεστήρες). Οι προσθήκη της μη-γραμμικότητας επιτυγχάνεται με την πρόσθεση ενός μη-γραμμικού όρου στην δύναμη του ελατηρίου ή του αποσβεστήρα της ανάρτησης. Οι δυο περιπτώσεις αυτές αναλύονται στα επόμενα υποκεφάλαια.

2.5.1.1 Μοντέλο ανάρτησης με μη-γραμμικό ελατήριο

Η μη-γραμμικότητα του ελατηρίου υπεισέρχεται στις εξισώσεις δυναμικής κατάστασης, με την προσθήκη της κυβικής δύναμης της επιμήκυνσης του ελατηρίου στην εξίσωσή της δύναμης του, όπως φαίνεται στην Εξίσωση 2.68. Ουσιαστικά παριστά ένα ταλαντωτή Duffing, όπου η δύναμη της ελαστικότητας αυξάνεται ή μειώνεται με μη-γραμμικό τρόπο, και ο οποίος μπορεί να προσομοιωθεί με ένα ελατήριο υψηλότερης ακρίβειας, όπως ένα ελατήριο μεταβλητών σπειρών ή ένα ελατήριο μεταβλητού βήματος σπειρών.

$$F_{spring} = K_{linear} \cdot x + K_{nonlinear} x^3, \quad (2.68)$$

όπου x είναι η διαδρομή της ανάρτησης

2.5.1.2 Μοντέλο ανάρτησης με μη-γραμμικό αποσβεστήρα

Η μη-γραμμικότητα του αποσβεστήρα επιτυγχάνεται με την προσθήκη της τετραγωνικής δύναμης της ταχύτητας της επιμήκυνσης, και εκφράζεται από την Εξίσωση 2.69.

$$\begin{aligned} F_{damper} &= C_{linear} \cdot \dot{x} + C_{nonlinear} \cdot \dot{x} \cdot |\dot{x}| \\ &= C_{linear} \cdot \dot{x} + C_{nonlinear} \cdot sgn(\dot{x}) \cdot \dot{x}^2, \end{aligned} \quad (2.69)$$

όπου

$$sgn(\dot{x}) = \begin{cases} 1, & \dot{x} > 0 \\ 0, & \dot{x} = 0 \\ -1, & \dot{x} < 0 \end{cases} \quad (2.70)$$

2.6 Δείκτες δυναμικής συμπεριφοράς

Στην μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς των οχημάτων, σημαντικό ρόλο διαδραματίζουν οι δείκτες της συμπεριφοράς και απόκρισης των μοντέλων των οχημάτων. Συνήθως αυτοί σχετίζονται με τρεις βασικούς στόχους της μοντελοποίησης: την άνεση των επιβατών, την επίδοση του συστήματος της ανάρτησης και το κράτημα και τον χειρισμό του οχήματος. Στο επόμενο υποκεφάλαιο, θα αναλυθούν οι βασικοί δείκτες που χρησιμοποιήθηκαν για την μελέτη των οχημάτων.

2.6.1 Δείκτες ανάλυσης δυναμικής συμπεριφοράς οχήματος

2.6.1.1 Δείκτες άνεσης επιβατών

Αυξημένη διάρκεια (μέσα σε μια εργάσιμη ημέρα ή σε καθημερινή βάση με την πάροδο των χρόνων) και αυξημένη ένταση των δονήσεων αποφέρει αυξημένη δόση δονήσεων, που θεωρείται με τη σειρά της ότι αυξάνει τον κίνδυνο προβλημάτων της υγείας των επιβατών, ενώ περίοδοι ανάπαυσης μπορούν να συμβάλλουν στη μείωση τους. Δεν υπάρχουν επαρκή δεδομένα που να αποδεικνύουν κάποια ποσοτική σχέση μεταξύ της έκθεσης σε δονήσεις και του κινδύνου για επιπτώσεις στην υγεία. Επιπλέον, είναι αδύνατο να εκτιμηθούν οι κραδασμοί σε ολόκληρο το σώμα όσον αφορά την πιθανότητα κινδύνου στην έκθεση σε διάφορα μεγέθη και διάρκειες. Για το λόγο αυτό, κρίνεται απαραίτητη η ύπαρξη ορισμένων δεικτών, με τους οποίους καθίσταται δυνατό να μετρηθεί η άνεση στην οδήγηση.

Το σύστημα ανάρτησης πρέπει να είναι σε θέση να απομονώνει τον οδηγό από τις ανεπιθύμητες οδικές διαταραχές για να του παρέχει καλή ποιότητα οδήγησης, μειώνοντας τις ταλαντωτικές δυνάμεις που μεταφέρονται από το αμάξωμα σε αυτόν. Αυτό συνεπάγεται απαίτηση στη μείωση της επιτάχυνσης του οδηγού. Ο συνηθέστερος δείκτης άνεσης, λοιπόν, είναι η μέγιστη επιτάχυνση της ανηρημένης μάζας, ενώ επίσης χρησιμοποιείται και η τιμή RMS της, καθώς αποτελεί μέτρο της άνεσης του οδηγού και της ασφάλειας του φορτίου.

Η τετραγωνική ρίζα της χρονικής μέσης τιμής του τετραγώνου των επιταχύνσεων (Root Mean Square Acceleration – RMS) αποτελεί ένα στατιστικό μέτρο του πλάτους ενός μεταβαλλόμενου μεγέθους και ορίζεται από την Εξίσωση 2.74:

$$RMS = \left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |a_n|^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (2.74)$$

όπου N το πλήθος των στοιχείων του διανύσματος της επιτάχυνσης a .

2.6.1.2 Δείκτες κρατήματος και χειρισμού οχήματος

Για την μελέτη της κρατήματος και του χειρισμού ενός οχήματος γίνεται χρήση των μεγίστων ορισμένων δυναμικών μεγεθών, οι οποίες συνήθως είναι η διαδρομή της ανάρτησης, η παραμόρφωση του ελαστικού και ο λόγος της δύναμης του ελαστικού προς τη στατική δύναμη μεταξύ του ελαστικού και του εδάφους. Στην παρούσα διπλωματική, επιλέχθηκε, πέρα των μέγιστων τιμών των δυο πρώτων μεγεθών, να διερευνηθεί και η διακύμανση τους, καθώς κρίθηκε ότι παριστάνει πιο ρεαλιστικά το πρόβλημα, και έτσι απεικονίζεται ορθότερα η μεταβολή αναφορικά με τη διέγερση.

Η διαδρομή της ανάρτησης (Suspension Travel) απεικονίζει την ικανότητα του συστήματος ανάρτησης να στηρίζει το στατικό βάρος του οχήματος και σχετίζεται κυρίως με τον διαθέσιμο χώρο στην καμπίνα. Το στατικό βάρος του οχήματος στηρίζεται καλά εάν οι απαιτήσεις του χώρου κίνησης της ανάρτησης στο όχημα παραμένουν μικρές. Στην περίπτωση των μοντέλων οχημάτων που εξετάζονται στην παρούσα διπλωματική, μπορεί να προσδιοριστεί ποσοτικά από την άποψη της μέγιστης παραμόρφωσης που υφίσταται η ανάρτηση.

Η παραμόρφωση του ελαστικού (Tire Deflection) και, ως εκ τούτου, οι κανονικές δυνάμεις του ελαστικού, καταδεικνύουν την καλή συγκράτηση του οχήματος. Η απόδοση αυτή μπορεί να χαρακτηριστεί από την άποψη της ικανότητας αλλαγής διεύθυνσης του οχήματος, της πέδησης και των δυνατοτήτων έλξης. Αυτά τα χαρακτηριστικά μπορούν να βελτιωθούν ελαχιστοποιώντας τις μεταβολές στα κανονικά φορτία των ελαστικών. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι οι πλευρικές και διαμήκεις δυνάμεις που παράγονται από ένα ελαστικό εξαρτώνται άμεσα από το κανονικό φορτίο των ελαστικών. Οι μεταβολές στο κανονικό φορτίο των ελαστικών μπορούν να σχετίζονται άμεσα με την κάθετη παραμόρφωση του ελαστικού, δεδομένου ότι ένα ελαστικό συμπεριφέρεται κατά προσέγγιση σαν ελατήριο ως απόκριση στην άσκηση κατακόρυφων δυνάμεων. Η παραμόρφωση των ελαστικών, σε ένα μοντέλο quarter car, ορίζεται ως εξής:

$$TD = x_u - y, \quad (2.75)$$

όπου x_u είναι η μετατόπιση της μη-ανηρτημένης μάζας και y η διέγερση του δρόμου. Προφανώς, παρόμοιο ορισμό θα έχει και για τα υπόλοιπα μοντέλα οχημάτων.

Βασιζόμενοι στη σημασία των κανονικών δυνάμεων ελαστικών, έχουν προταθεί διάφορες δείκτες όπως η αναλογία της δύναμης του ελαστικού προς τη στατική δύναμη μεταξύ του ελαστικού και του εδάφους (n). Σε ένα μοντέλο quarter car, όπου F_T είναι η δύναμη του ελαστικού, m_s η ανηρτημένη μάζα, m_u η μη-ανηρτημένη μάζα και g η επιτάχυνση της βαρύτητας, ο λόγος n ορίζεται ως:

$$n = \frac{F_T}{(m_s + m_u)g} \quad (2.76)$$

Εάν η τιμή αυτού του λόγου υπερβαίνει το 1, τότε εμφανίζεται απώλεια επαφής μεταξύ του τροχού και του εδάφους, κάτι το οποίο δεν είναι επιθυμητό.

2.6.1.3 Μέση ισχύς διάχυσης

Η μέση ισχύς διάχυσης MDP (Mean Dissipated Power) είναι η μέση μηχανική ενέργεια που ένας αποσβεστήρας πρέπει να διαχύσει ανά δευτερόλεπτο. Οι αποσβεστήρες έχουν σχεδιαστεί για να μετατρέπουν τη μηχανική ισχύ σε θερμότητα, γεγονός που, προφανώς, οδηγεί σε αυξημένες θερμοκρασίες στο υλικό απόσβεσης. Η μέση ισχύς διάχυσης είναι ένα αποτελεσματικό μέτρο θερμικής απόδοσης, επειδή η μέση μηχανική απορροφούμενη ισχύς είναι άμεσα ανάλογη με την αύξηση της θερμοκρασίας στον αποσβεστήρα. Επιπλέον, η ελαχιστοποίηση της μέσης ισχύος διάχυσης μπορεί να προσφέρει ταυτόχρονα οφέλη στις απαιτήσεις για τη θερμοκρασία του υλικού και τις απαιτήσεις ισχύος.

Για το μοντέλο quarter car ορίζεται ως:

$$MDP = \frac{\int_0^{t_f} (\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t))(c(\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)))}{t_f}, \quad (2.77)$$

όπου $\dot{x}_1(t)$ είναι η ταχύτητα της ανηρτημένης μάζας, $\dot{x}_2(t)$ η ταχύτητα της μη-ανηρτημένης μάζας, c η απόσβεση της ανάρτησης και t_f ο συνολικός χρόνος ταλάντωσης του συστήματος.

2.6.1.4 Δείκτης καταπόνησης οδοστρώματος

Οι καιρικές συνθήκες και η κίνηση του οχήματος αποτελούν τις δύο βασικές αιτίες των ζημιών του οδοστρώματος. Ωστόσο, οι δυναμικές δυνάμεις που μεταδίδονται στην επιφάνεια του οδικού δικτύου αποτελούν κύριο αίτιο της οδικής αστοχίας. Μια λεπτομερής ανάλυση της καταπόνησης που οφείλεται στις δυναμικές δυνάμεις των ελαστικών και σε άλλους συν-παράγοντες παρουσιάζεται από τους Cebon et al. [21,22]. Χρησιμοποιήθηκε ένα όργανο με όργανα για τη μέτρηση των δυναμικών δυνάμεων ελαστικών τόσο στις χαμηλές όσο και στις υψηλές συχνότητες διέγερσης. Η μελέτη κατέληξε στο συμπέρασμα ότι το δυναμικό φορτίο του τροχού αυξάνεται με την ταχύτητα του οχήματος και την τραχύτητα του δρόμου.

Συνεπώς, είναι πρωταρχικής σημασίας να καθοριστεί ένα ποσοτικό κριτήριο για την εκτίμηση της βλάβης του οδοστρώματος. Το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο είναι ο νόμος «τέταρτης δύναμης» (Fourth Power Law). Αυτός ο νόμος δείχνει ότι η λειτουργικότητα του πεζοδρομίου μειώνεται κάθε φορά που ένας άξονας βαρέως οχήματος περνάει από το δρόμο. Η μείωση αυτή θεωρείται ότι σχετίζεται με την τέταρτη δύναμη του στατικού φορτίου [22]. Ένα άλλο κριτήριο γνωστό ως «συνολική δύναμη τετάρτης δύναμης» (Aggregate Fourth Power Force) περιγράφεται από τον Cole et al. [23] ενώ ο Potter et al. [24] παρέχει μια απλοποιημένη προσέγγιση της καταπόνησης του δρόμου, η οποία εκφράζεται ως εξής:

$$A_k^n = \sum_{i=1}^{N_a} P_{jk}^n, \quad (2.78)$$

όπου k είναι ένα σημείο πάνω στο δρόμο, N_a είναι ο αριθμός των αξόνων του οχήματος, P_{jk}^n η δύναμη που εφαρμόζεται από το j -οστό ελαστικό στο k σημείο του δρόμου και n μια παράμετρος που εξαρτάται

από τον τύπο του πεζοδρομίου. Ο εκθέτης n μπορεί να πάρει την τιμή 4, η οποία είναι κατάλληλη για την έκφραση της αστοχίας του οδοστρώματος, και την τιμή 1, η οποία είναι κατάλληλη για την έκφραση της μόνιμης παραμόρφωσης εξαιτίας του στατικού φορτίου. Στην συγκεκριμένη διπλωματική, επιλέγεται η τιμή $n = 4$.

2.6.2 Δείκτες χαρακτηρισμού της μεταβατικής απόκρισης του συστήματος

Σε πολλές περιπτώσεις, τα επιθυμητά χαρακτηριστικά της συμπεριφοράς των δυναμικών συστημάτων καθορίζονται στο πεδίο του χρόνου. Η συμπεριφορά τους προσδιορίζεται από τη μεταβατική απόκρισή τους σε μια είσοδο μοναδιαίας βαθμίδας, η οποία αφενός είναι εύκολο να παραχθεί και αφ' ετέρου αντιπροσωπεύει μια δραστική μεταβολή της εισόδου. Σε αυτό το σημείο, πρέπει να τονιστεί ότι με τη γνώση της απόκρισης σε μια είσοδο βαθμίδας, μπορεί να υπολογισθεί μαθηματικά η απόκριση σε οποιαδήποτε είσοδο.

Τα συστήματα που συσσωρεύουν ενέργεια δεν μπορούν να αποκριθούν στιγμιαία σε διεγέρσεις εισόδου ή διαταραχές, αλλά εμφανίζουν μεταβατικά φαινόμενα. Επιπλέον, η μεταβατική απόκριση βαθμίδας εξαρτάται από τις αρχικές συνθήκες. Προκειμένου να διευκολυνθεί η σύγκριση των μεταβατικών αποκρίσεων διαφόρων συστημάτων, έχει καθιερωθεί στην πράξη να λαμβάνεται ως αρχική συνθήκη εκείνη, που αντιστοιχεί σε αρχική ηρεμία του συστήματος, κατά την οποία η έξοδος και όλες οι παράγωγοι της είναι μηδέν.

Γενικά, η μεταβατική απόκριση των συστημάτων εμφανίζει αποσβυνόμενες ταλαντώσεις προτού καταλήξει στη μόνιμη κατάσταση, για την προδιαγραφή δε των χαρακτηριστικών της σε μια είσοδο μοναδιαίας βαθμίδας έχει επικρατήσει η χρήση των ακόλουθων ποσοτήτων.

Χρόνος κορυφής t_p (peak time):

Είναι ο χρόνος που απαιτείται για να φθάσει η απόκριση στην πρώτη κορυφή της καμπύλης και αντιστοιχεί στη μισή περίοδο της αποσβυσμένης φυσικής συχνότητας ω_d .

Μέγιστη κορυφή (peak):

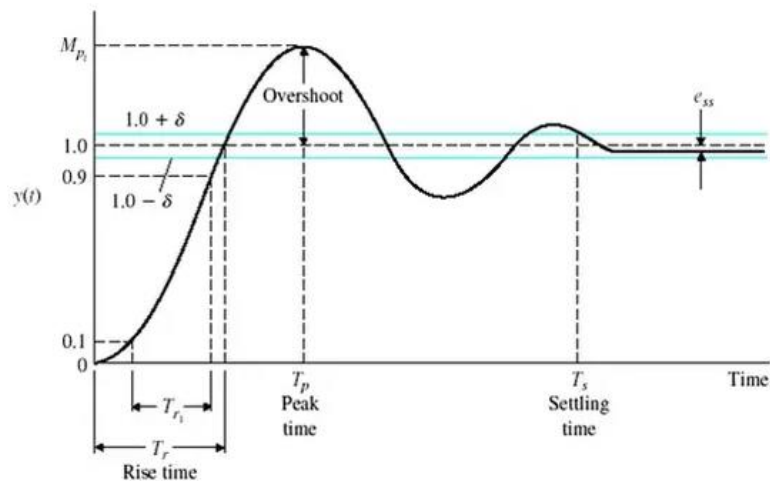
Είναι η μέγιστη τιμή της καμπύλης απόκρισης και αντιστοιχεί στον χρόνο κορυφής t_p , ενώ αποτελεί ένα από τα βασικότερα μέτρα της ποιότητας της απόκρισης.

Χρόνος αποκατάστασης t_s (settling time):

Είναι ο χρόνος που απαιτείται μέχρι να φθάσει και να παραμείνει η καμπύλη απόκρισης μέσα σε ορισμένα όρια γύρω από την τελική τιμή. Το μέγεθος των ορίων εκφράζεται ως απόλυτο ποσοστό της τελικής τιμής (συνήθως $\pm 5\%$ ή $\pm 2\%$). Ο χρόνος αποκατάστασης εξαρτάται αφ' ενός από τον χρόνο

απόκρισης και αφ' ετέρου από την απόσβεση. Στα συστήματα δεύτερης τάξης, ο ρυθμός της φθίνουσας μεταβατικής απόκρισης εξαρτάται από την τιμή της χρονικής σταθεράς $1/\zeta\omega_n$. Με δεδομένη την ω_n , ο χρόνος αποκατάστασης είναι συνάρτηση του λόγου απόσβεσης ζ . Σε συστήματα με ελαφριά απόσβεση ο χρόνος αποκατάστασης είναι μεγαλύτερος συγκριτικά με συστήματα κανονικής απόσβεσης ($\zeta \cong 0.707$). Σε συστήματα με υπερ-απόσβεση, ο χρόνος t_s είναι μεγάλος λόγω της νωθρής συμπεριφοράς της απόκρισης. Ο χρόνος αποκατάστασης, συνεπώς, είναι αντιστρόφως ανάλογος προς το $\zeta\omega_n$. Επειδή, όμως, η τιμή του ζ συνήθως καθορίζεται από τις απαιτήσεις της μέγιστης επιτρεπτής υπερακόντισης, ο χρόνος αποκατάστασης εξαρτάται κυρίως από τη φυσική συχνότητα ω_n . Έτσι, η διάρκεια της μεταβατικής απόκρισης μπορεί να μεταβληθεί με την τροποποίηση της ω_n χωρία να επηρεασθεί η μέγιστη υπερακόντιση.

Αν εξαιρεθούν ορισμένες εφαρμογές, όπου δεν είναι ανεκτή καμία ταλάντωση, κατά κανόνα, η μεταβατική απόκριση επιδιώκεται να είναι αρκετά ταχεία και με ικανοποιητική απόσβεση. Στο Σχήμα 2.9 φαίνονται διαγραμματικά οι παραπάνω δείκτες της μεταβατικής απόκρισης.



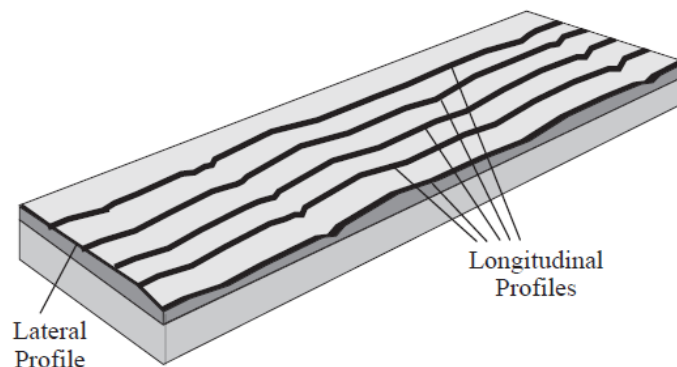
Σχήμα 2.7 Διάγραμμα μεταβατικής απόκρισης συστήματος, πάνω στο οποίο σημειώνονται οι αντίστοιχοι δείκτες

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 Διέγερση - Προφίλ Δρόμου

3.1 Γενικά

Η διέγερση του μοντέλου αποτελεί πολύ σημαντικό στοιχείο της μελέτης της δυναμικής του οχήματος, καθώς η τραχύτητα του οδοστρώματος είναι η κύρια μεταβλητή που παράγει κάθετη διέγερση στα οχήματα. Σε περίπτωση απουσίας επιφανειακών ανωμαλιών, κάθε κατακόρυφη επιτάχυνση που παρατηρείται από ένα όχημα δημιουργείται από κραδασμούς κινητήρα, ανισορροπία ελαστικών και άλλες καθοριστικές πηγές δόνησης. Έτσι, έχει δοθεί σημαντική προσπάθεια να χαρακτηριστούν οι ανομοιομορφίες που παρουσιάζονται σε ένα προφίλ οδοστρώματος.

Ως προφίλ δρόμου ορίζεται ένα διδιάστατο κομμάτι της επιφάνειας ενός δρόμου κατά μήκος μίας φανταστικής γραμμής. Τα προφίλ κατά μήκος του κάθετου άξονα (εγκάρσια προφίλ) δείχνουν την ανύψωση και την κορυφή (peak) του δρόμου, όπως επίσης και τις αυλακώσεις και όποιες άλλες διαταραχές υπάρχουν. Τα διαμήκη προφίλ (longitudinal profiles) δείχνουν το βαθμό σχεδίασης του δρόμου και την σκληρότητα του (Σχήμα 3.1).



Σχήμα 3.1 Προφίλ δρόμου (Εγκάρσιο και Διαμήκες)

Η κατανόηση των προφίλ του οδοστρώματος αποτελεί θεμελιώδες καθήκον, δεδομένου ότι η τραχύτητα έχει καταστεί μία από τις σημαντικότερες και συχνότερα χρησιμοποιούμενες παραμέτρους στη διαδικασία λήψης αποφάσεων των συστημάτων διαχείρισης οδών. Η ανομοιομορφία του οδοστρώματος είναι ο κύριος καθοριστικός παράγοντας της πρόκλησης επιβλαβών επιπτώσεων όπως η μείωση της άνεσης των επιβατών και η αύξηση τόσο των δυναμικών φορτίων που δημιουργούνται στη διεπαφή ελαστικών-οδοστρώματος όσο και της πίεσης στα εξαρτήματα των οχημάτων. Λαμβάνοντας υπόψη όσα αναφέρθηκαν, γίνεται κατανοητό γιατί είναι τόσο σημαντική η μελέτη των προφίλ δρόμων.

Σε ένα προφίλ δρόμου, όταν είναι επιθυμητή η πειραματική του μοντελοποίηση, επιλέγεται μία μέση γραμμή που είναι αντιπροσωπευτική της γεωμετρίας του δρόμου. Η δυσκολία, όμως, αυτής της μοντελοποίησης εμπίπτει στο γεγονός ότι απαιτείται ένας τεράστιος αριθμός δειγμάτων, τα οποία γενικά δεν είναι εύκολα διαθέσιμα μέσω επιτόπιων μετρήσεων, καθώς απαιτούν σημαντικό κόστος και χρόνο. Έτσι, για την αξιολόγηση της ποιότητας της άνεσης των επιβατών και την εκτίμηση των επιπτώσεων στα

οχήματα λόγω της παρουσίας ανωμαλιών στην επιφάνεια του οδοστρώματος σχεδιάζονται τεχνητά προφίλ τα οποία δίνουν τη δυνατότητα του πλήρους ελέγχου των γεωμετρικών χαρακτηριστικών των δρόμων (π.χ. επίπεδο τραχύτητας, μήκος προφίλ) που επηρεάζουν το φαινόμενο.

Έχουν αναπτυχθεί, λοιπόν, αρκετές υπολογιστικές μέθοδοι τόσο για την δημιουργία συγκεκριμένης γεωμετρίας προφίλ όσο και τυχαίων προφίλ δρόμου. Στην πρώτη κατηγορία εμπίπτουν συγκεκριμένα προφίλ ή εμπόδια που παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον για έρευνα, όπως συγκεκριμένα εγκάρσια εμπόδια, σαμαράκια, λακκούβες και προφίλ βασισμένα σε αρμονικές συναρτήσεις ημιτόνου. Στην δημιουργία τυχαίων προφίλ δρόμου έχουν αναπτυχθεί μέθοδοι με διαφορετικό βαθμό δυσκολίας και ακρίβειας στην προσομοίωση πραγματικών προφίλ.

Ένα λεπτομερές προφίλ διαμήκους οδοστρώματος παρέχει πληροφορίες σχετικές με την τραχύτητα και την υφή της επιφάνειας, όπως ταξινομούνται από τον Διεθνή Οργανισμό Τυποποίησης (ISO 8608, 2016). Σύμφωνα με την τυποποίηση αυτή η γένεση του τυχαίου προφίλ δρόμου βασίζεται στην Φασματική Πυκνότητα Ισχύος - PSD του προφίλ., όπου τα οδικά χαρακτηριστικά μπορούν να αναπαρασταθούν χρησιμοποιώντας μια συνάρτηση PSD.

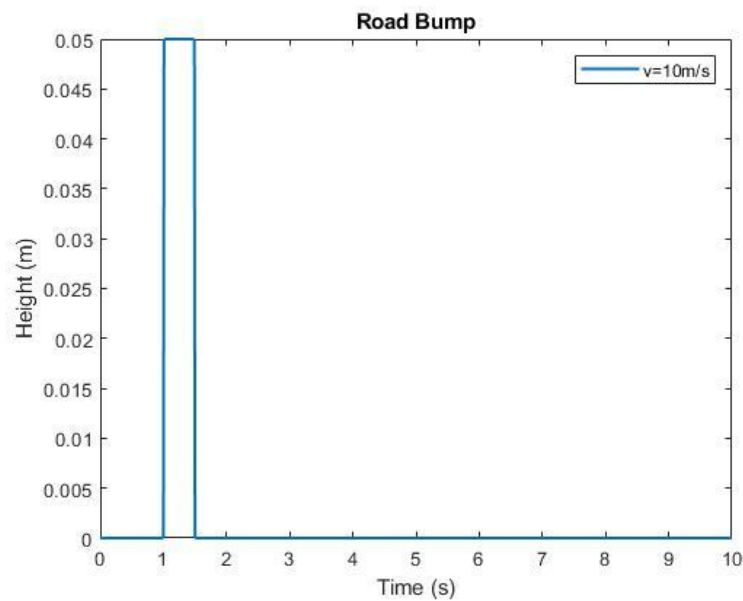
Πολλές μελέτες βασίζονται στη χρήση αυτών των τεχνητών οδοστρωμάτων προκειμένου να εκτιμηθεί, για παράδειγμα, το δυναμικό φορτίο των οδοστρωμάτων λόγω τραχύτητας ή για τον υπολογισμό της συνάρτησης μεταφοράς που απαιτείται για την εκτίμηση της τραχύτητας της οδού με τη χρήση μετρήσεων επιτάχυνσης οχημάτων. Επιπλέον, πολλές μελέτες σχετικά με το σχεδιασμό και την ανάλυση των αναρτήσεων οχημάτων συχνά βασίζονται στη χρήση τεχνητών προφίλ.

Τα πραγματικά οδικά χαρακτηριστικά μπορεί να είναι αρκετά διαφορετικά από τα τεχνητά, διότι στα πρώτα γενικά δεν εμφανίζονται όλα τα αρμονικά συστατικά σε όλο το μήκος του οδοστρώματος και επιπλέον η εξίσωση που περιγράφει τα τεχνητά προφίλ που χρησιμοποιούνται επίσης για την τυποποίηση ISO 8608, είναι συνέπεια της διαδικασίας εξομάλυνσης. Ο κύριος λόγος της διαφοράς μεταξύ τους είναι πιθανώς ότι τα τεχνητά προφίλ είναι στάσιμα και ομογενή σήματα και τα πραγματικά προφίλ είναι συχνά μη στάσιμα και μη ομοιογενή σήματα. Τα τεχνητά προφίλ δεν περιέχουν διάφορες ανωμαλίες κατά μήκος του προφίλ, οι οποίες υπάρχουν στον πραγματικό δρόμο. Αυτές οι ανωμαλίες επηρεάζουν την υπολογιζόμενη ανύψωση του δρόμου PSD στη ζώνη βραχέων κυμάτων.

3.2 Εγκάρσιο εμπόδιο (σαμαράκι)

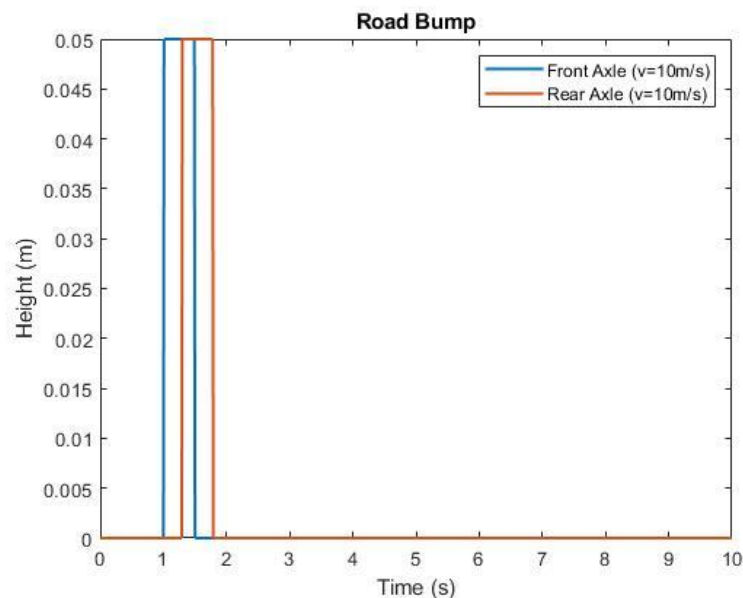
Στην πρώτη περίπτωση που εξετάστηκε, επιλέχθηκε η γένεση προφίλ δρόμου βασισμένη σε εγκάρσια εμπόδια, και συγκεκριμένα επιλέχθηκε η δημιουργία ενός ορθογωνικού εμποδίου, το λεγόμενο «σαμαράκι». Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του τέθηκαν ως εξής: το ύψος του εμποδίου ίσο με $0.05m$ και το πλάτος του ίσο με $5m$, ενώ η ταχύτητα του οχήματος θεωρήθηκε σταθερή και ίση με $v = 10 m/s$. Το προφίλ που προέκυψε φαίνεται στο Σχήμα 3.2. Από το σχήμα παρατηρείται ότι ο χρόνος κίνησης σε δρόμο χωρίς ανύψωση είναι πολύ μεγαλύτερος από τον χρόνο κίνησης πάνω στο σαμαράκι. Αυτό

δικαιολογείται από το γεγονός ότι στην μελέτη των κάθετων ταλαντώσεων του οχήματος είναι πολύ σημαντικός ο χρόνος απόσβεσής τους.



Σχήμα 3.2 Εγκάρσιο προφίλ δρόμου (Σαμαράκι)

Στο Σχήμα 3.3 παρουσιάζεται το προφίλ δρόμου, όπως αυτό χρησιμοποιήθηκε για το μοντέλο ποδηλάτου και ολόκληρου οχήματος (half car (F-R) και full car model), λαμβάνοντας δηλαδή υπόψη την χρονική καθυστέρηση του οπίσθιου άξονα εξαιτίας της απόστασης $a_1 + a_2$ μεταξύ των τροχών, και η οποία είναι ίση με $t_{dist} = \frac{a_1 + a_2}{v}$.



Σχήμα 3.3 Εγκάρσιο προφίλ δρόμου (Σαμαράκι) για εμπρόσθιο και οπίσθιο άξονα

3.3 Τυχαίο προφίλ δρόμου

Για τη δημιουργία τυχαίων προφίλ δρόμων ακολουθείται ο κανονισμός ISO 8606, σύμφωνα με τον οποίο για την γένεση του προφίλ χρησιμοποιείται ο υπολογισμός της φασματικής πυκνότητας ισχύος (PSD). Η τυποποίηση ISO 8608 παρέχει μια μέθοδο ταξινόμησης των προφίλ οδών και βασίζεται στην υπόθεση ότι ένας δεδομένος δρόμος έχει ίσες στατιστικές ιδιότητες σε όλο το εύρος που θα κατηγοριοποιηθεί. Σύμφωνα με αυτή την υπόθεση η επιφάνεια του δρόμου είναι ένας συνδυασμός ενός μεγάλου αριθμού από μεγαλύτερα και μικρότερα περιοδικά σαμαράκια με διαφορετικά πλάτη, ενώ ο συνδυασμός αυτός είναι ίδιος σε οποιοδήποτε σημείο κατά μήκος του δρόμου.

Τα βασικά στοιχεία που χρησιμοποιούνται για την δημιουργία των τυχαίων προφίλ δρόμου, σύμφωνα με αυτήν την οδηγία, αποτελούνται από τη χωρική συχνότητα, το προφίλ και τη φασματική πυκνότητα ισχύος. Η χωρική συχνότητα ορίζεται ως κύκλοι ανά μέτρο (*cycles/meter*), σε αντίθεση με τη συνηθισμένη μονάδα μέτρησης το Hertz (κύκλοι/δευτερόλεπτο) ενώ το προφίλ δρόμου είναι οι διαφοροποιήσεις στο ύψος της επιφάνειας του δρόμου, μετρούμενες κατά μήκος μιας πορείας, παράλληλα με το δρόμο. Σύμφωνα με το ISO 8608, για να είναι δυνατή η σύγκριση διαφορετικών προφίλ σκληρότητας δρόμων, προτείνεται μια κατηγοριοποίηση, η οποία βασίζεται στις φασματικές πυκνότητες ισχύος, υπολογιζόμενες με τυπικές τιμές: για την χωρική συχνότητα $n_0=0.1 \text{ cycles/m}$ και για τη χωρική γωνιακή συχνότητα $\Omega_0=1 \text{ rad/m}$.

Ξεκινώντας, λοιπόν, από την εξίσωση που παρέχεται από το πρότυπο ISO 8608 για τον υπολογισμό της φασματικής πυκνότητας ισχύος (PSD) των ανυψώσεων του προφίλ, είναι δυνατό να δημιουργηθούν τυχαία προφίλ οδού που έχουν διαφορετικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά και έτσι ανήκουν στην επιθυμητή κατηγορία οδοστρωμάτων.

Το προφίλ δρόμου, λοιπόν, μπορεί να αναπαρασταθεί από μία PSD (*power spectral density*) συνάρτηση. Οι φασματικές πυκνότητες ισχύος των δρόμων παρουσιάζουν χαρακτηριστική πτώση στο μέγεθος με τον αριθμό κύματος. Για να προσδιοριστεί η φασματική πυκνότητα ισχύος, ή αλλιώς συνάρτηση PSD, είναι απαραίτητο να μελετηθεί η επιφάνεια προβολής σε σχέση με ένα επίπεδο αναφοράς. Τα τυχαία προφίλ δρόμου προσεγγίζονται από ένα PSD στην εξής μορφή:

$$\Phi(\Omega) = \Phi(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w} \quad (3.1)$$

ή

$$\Phi(n) = \Phi(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w}, \quad (3.2)$$

όπου με $\Omega = 2\pi/L$ σε *rad/m* υποδηλώνεται η γωνιακή χωρική συχνότητα, με L το μήκος κύματος, με $\Phi(\Omega_0)$ σε $m^2/(rad/m)$ περιγράφονται οι τιμές του PSD στον αριθμό κύματος αναφοράς $\Omega_0 = 1 \text{ rad/m}$, με $n = \Omega/2\pi$ συμβολίζεται η χωρική συχνότητα, με $n_0 = 0.1 \text{ cycle/m}$ και με w η κυματομορφή, που για τις περισσότερες επιφάνειες δρόμου είναι ίση με 2.

Οι κλάσεις στις οποίες κατηγοριοποιούνται τα προφίλ δρόμου σύμφωνα με την οδηγία είναι πέντε σε αριθμό (Α-Ε). Η κατηγορία Α περιλαμβάνει δρόμους με μικρό επίπεδο σκληρότητας, και επομένως είναι πολύ καλής ποιότητας, αντίθετα με την κατηγορία Ε που αναφέρεται σε δρόμους με ιδιαίτερα αυξημένα επίπεδα σκληρότητας και συνεπώς περιλαμβάνει δρόμους πολύ χαμηλής (φτωχής) ποιότητας. Για κάθε κλάση δρόμου, σύμφωνα με τη τυποποίηση ISO 8608, δίνονται οι τιμές της σκληρότητας της επιφάνειας του δρόμου, οι οποίες και φαίνονται στον Πίνακα 3.1.

Πίνακας 3.1 Τιμές τραχύτητας δρόμων κατηγοριοποιημένων από το πρότυπο ISO 8608, συναρτήσεως των τιμών του PSD στην χωρική συχνότητα αναφοράς n_0 και την γωνιακή χωρική συχνότητα Ω_0

Κλάση δρόμου	Μέγεθος τραχύτητας $\Phi(n_0)(10^{-6}m^2/(cycle/m))$			Μέγεθος τραχύτητας $\Phi(\Omega_0)(10^{-6}m^3)$		
	Κάτω όριο	Γεωμετρικός μέσος	Άνω όριο	Κάτω όριο	Γεωμετρικός μέσος	Άνω όριο
A (πολύ καλός)	-	16	32	-	1	2
B (καλός)	32	64	128	2	4	8
C (μέτριος)	128	256	512	8	16	32
D (κακός)	512	1024	2048	32	64	128
E (πολύ κακός)	2048	4096	8192	128	256	512

Για την γρήγορη εκτίμηση της ποιότητας του δρόμου, δίνεται η ακόλουθη οδηγία:

- i. Καινούργιες επιστρώσεις δρόμου, όπως για παράδειγμα στρώματα ασφάλτου ή τσιμέντου, μπορούν να θεωρηθούν ότι έχουν καλή ή ακόμα και πολύ καλή ποιότητα τραχύτητας (κλάσεις Α και Β).
- ii. Παλιές επιστρώσεις δρόμου, οι οποίοι δεν έχουν διατηρηθεί μπορούν να κατηγοριοποιηθούν ως δρόμοι με μέτρια ποιότητα τραχύτητας (κλάση C).
- iii. Επιστρώσεις δρόμου αποτελούμενες από χαλίκια ή παρόμοια υλικά, μπορούν να θεωρηθούν ότι έχουν είτε μέτρια είτε κακή ποιότητα τραχύτητας (κλάσεις C, D και E).

Οι κλάσεις στις οποίες κατηγοριοποιούνται από το πρότυπο ISO 8608, φαίνονται συναρτήσεως των βασικών στοιχείων υπολογισμού τους στο Σχήμα 3.4.

Για τον υπολογισμό των προφίλ δρόμου ακολουθείται η ημιτονοειδής προσέγγιση, σύμφωνα με την οποία, εάν γίνει η υπόθεση σταθερή ταχύτητας κίνησης του οχήματος πάνω σε ένα τμήμα δρόμου μήκους L , τότε το τυχαίο προφίλ δρόμου μπορεί να προσεγγιστεί από την υπέρθεση $N(\rightarrow\infty)$ ημιτονοειδών κυμάτων:

$$z_R(s) = \sum_{i=1}^N A_i \sin(\Omega_i s - \varphi_i), \quad (3.3)$$

όπου το πλάτος A_i ορίζεται ως εξής:

$$A_i = \sqrt{\Phi(\Omega_i) \frac{\Delta\Omega}{\pi}}, \quad i = 1, \dots, N, \quad (3.4)$$

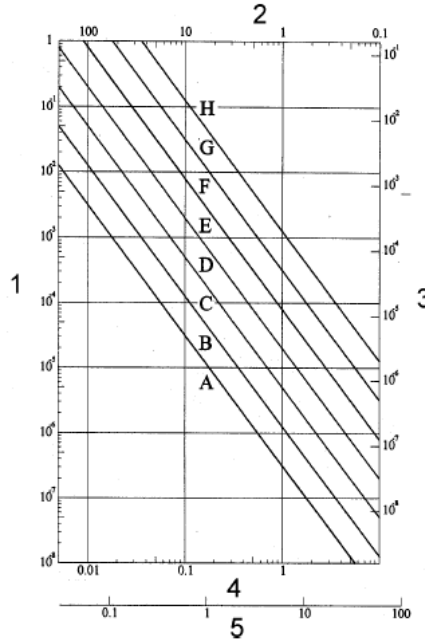
όπου $\Delta\Omega = \frac{\Omega_N - \Omega_1}{N-1}$ (rad/s) και οι γωνίες φάσης $\varphi_i, i = 1, \dots, N$ αντιμετωπίζονται ως τυχαίες μεταβλητές

οι οποίες ακολουθούν μια ομοιόμορφη κατανομή στο διάστημα $[0, 2\pi)$.

Η σκληρότητα της επιφάνειας του δρόμου σύμφωνα με το ISO 8606 προκύπτει από την εξίσωση:

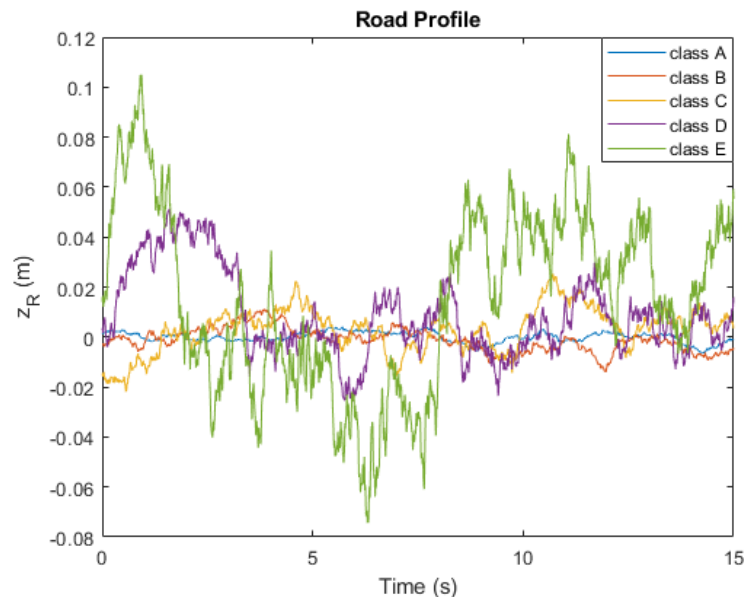
$$\Phi(\Omega) = \begin{cases} \Phi(\Omega_0)\Omega_1^{-2} & , 0 \leq \Omega \leq \Omega_1 \\ \Phi(\Omega_0)\left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-2} & , \Omega_1 < \Omega \leq \Omega_N \\ 0 & , \Omega_N < \Omega \end{cases} \quad (3.5)$$

όπου $\Omega_1=0.02\pi(rad/m)$ και $\Omega_N=6\pi(rad/m)$.



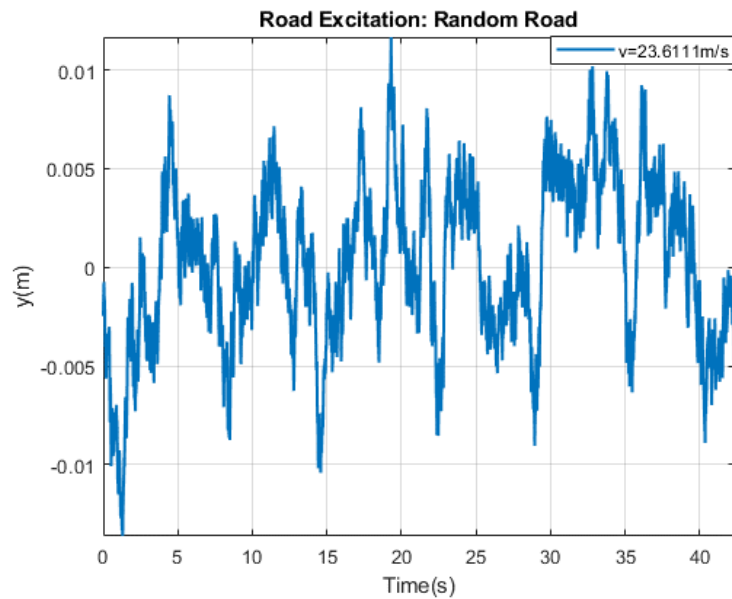
Σχήμα 3.4 Κατηγοριοποίηση επιφάνειας δρόμου (ISO 8608). Οι άξονες που περιβάλλουν το διάγραμμα ορίζονται ως: 1: PSD της μετατόπισης $\Phi(n)$ [m³], 2: μήκος κύματος λ [m], 3: PSD της μετατόπισης $\Phi(\Omega)$ [m³], 4: χωρική συχνότητα n [cycle/m], 5: γωνιακή χωρική συχνότητα Ω [rad/m]

Στο Σχήμα 3.5 φαίνονται τα προφίλ δρόμου για κάθε κλάση του προτύπου ISO 8608, όπως αυτά προέκυψαν με την διαδικασία που αναλύθηκε ανωτέρω για χρόνο κίνησης οχήματος $t = 15s$.



Σχήμα 3.5 Προφίλ δρόμου ανά κατηγορία επιφάνειας δρόμου σύμφωνα με το ISO 8608, υπολογιζόμενα με χρήση της ημιτονοειδούς προσέγγισης

Για τις προσομοιώσεις που θα αναλυθούν στο επόμενο κεφάλαιο, θα χρησιμοποιηθεί ένα τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης Β, το οποίο φαίνεται στο Σχήμα 3.6 και στο οποίο η ταχύτητα του οχήματος θεωρήθηκε σταθερή και ίση με $v = 23.6111 \text{ m/s}$.



Σχήμα 3.6 Τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης Β, υπολογισμένο σύμφωνα με το ISO 8608, για σταθερή ταχύτητα και ίση με $v=23.6111 \text{ m/s}$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 Προσομοιώσεις

Το πρόβλημα που καλείται να διερευνηθεί στη συγκεκριμένη διπλωματική εργασία είναι αυτό της ακρίβειας των υπολογιστικών μοντέλων οχημάτων. Τα μοντέλα που θα διερευνηθούν είναι τέσσερα: α) ένα μοντέλο τετάρτου οχήματος (quarter car model), β) ένα μοντέλο ημίσεως οχήματος που λαμβάνει υπόψη τον εμπρόσθιο και οπίσθιο άξονα του οχήματος (half car model F-R), γ) ένα μοντέλο ημίσεως οχήματος που λαμβάνει υπόψη τον αριστερό και δεξί τροχό ενός άξονα (half car model Ri-L) και δ) ένα μοντέλο ολόκληρου οχήματος (full car model). Η αύξηση των βαθμών ελευθερίας συντελεί και στην αύξηση της υπολογιστικής ακρίβειας των μοντέλων. Συνεπώς, σημαντικό είναι να διερευνηθεί, η απώλεια πληροφορίας μεταξύ αυτών, καθώς και η ακρίβεια πρόβλεψης της δυναμικής συμπεριφοράς.

Έχοντας ως στόχο τα παραπάνω, πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις, χρησιμοποιώντας διαφορετικά μοντέλα αναρτήσεων, υπό την επίδραση διάφορων διεγέρσεων. Η μελέτη της ακρίβειας των υπολογιστικών μοντέλων οχημάτων δεν εστιάστηκε μόνο στη σύγκριση των αποκρίσεων τους, τόσο στο πεδίο του χρόνου όσο και στο πεδίο της συχνότητας, αλλά και σε δείκτες που αναφέρονται στην δυναμική τους συμπεριφορά, όπως αυτοί αναλύθηκαν στο Κεφάλαιο 2.6. Συγκεκριμένα, εξετάστηκαν οι παρακάτω περιπτώσεις μελέτης:

- a) Περίπτωση μελέτης 1: Στην περίπτωση αυτή συγκρίνονται όλα τα προαναφερθέντα μοντέλα, των οποίων οι αναρτήσεις αποτελούνται από παθητικά και γραμμικά στοιχεία, σύμφωνα με την μοντελοποίηση που παρουσιάστηκε στο Κεφάλαιο 1.1. Επιπλέον, οι αποσβέσεις στα ελαστικά θεωρούνται μηδενικές και οι αντιστρεπτικές ράβδοι αμελούνται και στους δυο άξονες.
- b) Περίπτωση μελέτης 2: Στην μελέτη αυτή, συγκρίνονται δυο μοντέλα ολόκληρου οχήματος, εκ των οποίων το πρώτο είναι ίδιο με αυτό της Περιπτώσεως μελέτης 1, ενώ στο δεύτερο προστίθεται η αντιστρεπτική ράβδος σε κάθε άξονα, για την μελέτη της επίδρασής της στις αποκρίσεις των μοντέλων. Επίσης, γίνεται η υπόθεση μηδενικών αποσβέσεων στα ελαστικά.
- c) Περίπτωση μελέτης 3: Με σκοπό την μελέτη της ακρίβειας των μοντέλων οχημάτων και την επίδραση της χρήσης των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων σε αυτά επιλέχθηκε η χρήση του νόμου ελέγχου Skyhook 2 states για τη σύγκριση των μοντέλων οχημάτων, quarter, half (Ri-L), half (F-R) και full car. Υπενθυμίζεται, επίσης, ότι το εξεταζόμενο σύστημα ανάρτησης περιλαμβάνει ένα γραμμικό ελατήριο και έναν αποσβεστήρα, του οποίου η απόσβεση μεταβάλλεται μεταξύ μιας μέγιστης και μιας ελάχιστης τιμής, σύμφωνα με τον νόμο ελέγχου Skyhook 2 states. Επιπλέον, όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις μελέτης, οι αποσβέσεις στα ελαστικά θεωρούνται μηδενικές και οι αντιστρεπτικές ράβδοι αμελούνται και στους δυο άξονες.

Κάθε περίπτωση μελέτης, διερευνήθηκε για δύο διαφορετικές διεγέρσεις ως εξής:

- i. Αρχικά, μελετήθηκαν οι αποκρίσεις των μοντέλων για διέγερση οχήματος εγκάρσιου εμποδίου (τετραγωνικό σαμαράκι), και παρουσιάστηκαν τα απαραίτητα διαγράμματα αποκρίσεων για την εξαγωγή των συμπερασμάτων. Για το σκοπό αυτό επιλέχθηκαν να παρουσιαστούν οι αποκρίσεις

της επιτάχυνσης και της μετατόπισης της ανηρτημένης και μη-ανηρτημένης μάζας, στο πεδίο του χρόνου, για τις Περιπτώσεις μελέτης 1 και 3, ενώ για την Περίπτωση μελέτης 2 παρουσιάζονται οι αποκρίσεις επιτάχυνσης και μετατόπισης της ανηρτημένης μάζας και της γωνίας εκτροπής. Για τη μελέτη της μεταβατικής απόκρισης των μοντέλων, παρουσιάστηκαν οι αντίστοιχοι δείκτες για την επιτάχυνση και τη μετατόπιση της ανηρτημένης μάζας, ενώ μόνο στην δεύτερη περίπτωση μελέτης μελετάται και η μεταβατική απόκριση της γωνίας εκτροπής. Επιπλέον, για την μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς, υπολογίζονται οι αντίστοιχοι δείκτες που αναλύθηκαν στην ενότητα 2.6.1.

- ii. Στη συνέχεια, ακολουθήθηκε αντίστοιχη διαδικασία, όπου μελετήθηκαν οι αποκρίσεις των μοντέλων για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης B. Παρουσιάστηκαν τα διαγράμματα αποκρίσεων, όπως και στην περίπτωση διέγερσης εγκάρσιου εμποδίου, με την προσθήκη των διαγραμμάτων απόκρισης της επιτάχυνσης και της μετατόπισης της ανηρτημένης μάζας στο πεδίο της συχνότητας. Για την Περίπτωση μελέτης 2, στο πεδίο της συχνότητας μελετήθηκαν οι αποκρίσεις της μετατόπισης της ανηρτημένης μάζας και της γωνίας εκτροπής. Για τη μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς, υπολογίζονται οι αντίστοιχοι δείκτες με τους οποίους καθίσταται δυνατή η σύγκριση των μοντέλων όσον αφορά την άνεση των επιβατών, το σύστημα της ανάρτησης και το κράτημα του οχήματος.

Για την καλύτερη ανάλυση και αξιολόγηση των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων, κρίνεται σκόπιμο να παρουσιαστεί πρώτα η ιδιοανυσματική ανάλυση των μοντέλων οχημάτων, συγκεκριμένα για την περίπτωση μελέτης 1.

Τέλος, όλες οι προσομοιώσεις έγιναν σε περιβάλλον Matlab, ενώ τα μοντέλα ημι-ενεργητικής ανάρτησης σχεδιάστηκαν στο Simulink της Matlab.

4.1 Ιδιοσυχνότητες και ιδιοανύσματα οχήματος

Με χρήση του περιβάλλοντος Matlab, υπολογίστηκαν οι ιδιοσυχνότητες και τα ιδιοανύσματα των μοντέλων που θα εξεταστούν στη συνέχεια, στην περίπτωση της παθητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο. Τα μεγέθη αυτά θεωρείται περιττό να υπολογιστούν και για την περίπτωση ανάρτησης με αντιστρεπτική ράβδο, καθώς υπάρχουν ελάχιστες διαφορές στις τιμές των μητρώων που εμπλέκονται στον υπολογισμό των ιδιοσυχνοτήτων και των ιδιοανυσμάτων. Στη συνέχεια, λοιπόν, παρουσιάζονται οι ιδιοσυχνότητες και τα ιδιοανύσματα του μοντέλου ολόκληρου οχήματος (full car model), ημίσεως οχήματος (half car model F-R και half car model Ri-L) και τετάρτου οχήματος (quarter car model).

Ιδιοσυχνότητες του μοντέλου Full Car:

$$\omega_1 = 4.9003 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 0.78 \text{Hz}$$

$$\omega_2 = 5.8738 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 0.93 \text{Hz}$$

$$\omega_3 = 8.3811 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 1.33 \text{Hz}$$

$$\omega_4 = 63.2456 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 10.07 \text{Hz}$$

$$\omega_5 = 63.2583 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 10.07 \text{Hz}$$

$$\omega_6 = 63.2639 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 10.07 \text{Hz}$$

$$\omega_7 = 63.2833 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 10.07 \text{Hz}$$

Ιδιοανύσματα του μοντέλου Full Car:

$$u_1 = \begin{bmatrix} 3.0324 \times 10^{-3} \\ 0.9955 \\ -2.6420 \times 10^{-2} \\ 4.6333 \times 10^{-2} \\ -4.4430 \times 10^{-2} \\ -4.6068 \times 10^{-2} \\ 4.4695 \times 10^{-2} \end{bmatrix}$$

$$u_2 = \begin{bmatrix} -0.9916 \\ 5.1695 \times 10^{-3} \\ 3.2945 \times 10^{-2} \\ -6.5193 \times 10^{-2} \\ -6.5666 \times 10^{-2} \\ -5.9689 \times 10^{-2} \\ -5.9216 \times 10^{-2} \end{bmatrix}$$

$$u_3 = \begin{bmatrix} -3.3233 \times 10^{-2} \\ -3.4846 \times 10^{-2} \\ -0.9825 \\ 8.3843 \times 10^{-2} \\ 8.7057 \times 10^{-2} \\ -9.2446 \times 10^{-2} \\ -9.5661 \times 10^{-2} \end{bmatrix}$$

$$u_4 = \begin{bmatrix} -1.8230 \times 10^{-16} \\ -2.3500 \times 10^{-15} \\ -1.2640 \times 10^{-15} \\ 0.5 \\ -0.5 \\ 0.5 \\ -0.5 \end{bmatrix}$$

$$u_5 = \begin{bmatrix} 1.3536 \times 10^{-5} \\ 4.4439 \times 10^{-3} \\ -1.1794 \times 10^{-4} \\ -0.5104 \\ 0.4894 \\ 0.5075 \\ -0.4923 \end{bmatrix}$$

$$u_6 = \begin{bmatrix} -4.6430 \times 10^{-3} \\ 2.4206 \times 10^{-5} \\ 1.5426 \times 10^{-4} \\ 0.5214 \\ 0.5252 \\ 0.4774 \\ 0.4736 \end{bmatrix}$$

$$u_7 = \begin{bmatrix} -2.2453 \times 10^{-4} \\ -2.3543 \times 10^{-4} \\ -6.6382 \times 10^{-3} \\ -0.4664 \\ -0.4843 \\ 0.5143 \\ 0.5322 \end{bmatrix}$$

Ιδιοσυχνότητες του μοντέλου Half Car (F-R):

$$\omega_1 = 5.8738 \frac{rad}{s} \approx 0.93Hz$$

$$\omega_2 = 8.3785 \frac{rad}{s} \approx 1.33Hz$$

$$\omega_3 = 63.2639 \frac{rad}{s} \approx 10.07Hz$$

$$\omega_4 = 63.2832 \frac{rad}{s} \approx 10.07Hz$$

Ιδιοανύσματα του μοντέλου Half Car (F-R):

$$u_1 = \begin{bmatrix} 0.9955 \\ -0.0333 \\ -0.0657 \\ 0.0597 \end{bmatrix}$$

$$u_2 = \begin{bmatrix} -0.0336 \\ -0.9912 \\ 0.0861 \\ -0.0948 \end{bmatrix}$$

$$u_3 = \begin{bmatrix} 0.066 \\ -0.0002 \\ -0.7402 \\ -0.6724 \end{bmatrix}$$

$$u_4 = \begin{bmatrix} -0.0003 \\ -0.0094 \\ -0.6724 \\ 0.7402 \end{bmatrix}$$

Ιδιοσυχνότητες του μοντέλου Half Car (Ri-L):

$$\omega_1 = 4.8952 \frac{rad}{s} \approx 0.78Hz$$

$$\omega_2 = 5.8852 \frac{rad}{s} \approx 0.94Hz$$

$$\omega_3 = 63.2583 \frac{rad}{s} \approx 10.07Hz$$

$$\omega_4 = 63.2640 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 10.07 \text{Hz}$$

Ιδιοανύσματα του μοντέλου Half Car (Ri-L):

$$u_1 = \begin{bmatrix} 0.0812 \\ 0.9946 \\ 0.0489 \\ -0.0418 \end{bmatrix}$$

$$u_2 = \begin{bmatrix} -0.9903 \\ 0.1069 \\ -0.0577 \\ -0.0675 \end{bmatrix}$$

$$u_3 = \begin{bmatrix} 0.0005 \\ 0.0063 \\ -0.7600 \\ 0.6499 \end{bmatrix}$$

$$u_4 = \begin{bmatrix} 0.0066 \\ -0.0007 \\ -0.6499 \\ -0.7600 \end{bmatrix}$$

Ιδιοσυχνότητες του μοντέλου Quarter Car:

$$\omega_1 = 5.8773 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 0.93 \text{Hz}$$

$$\omega_2 = 63.2639 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 10.07 \text{Hz}$$

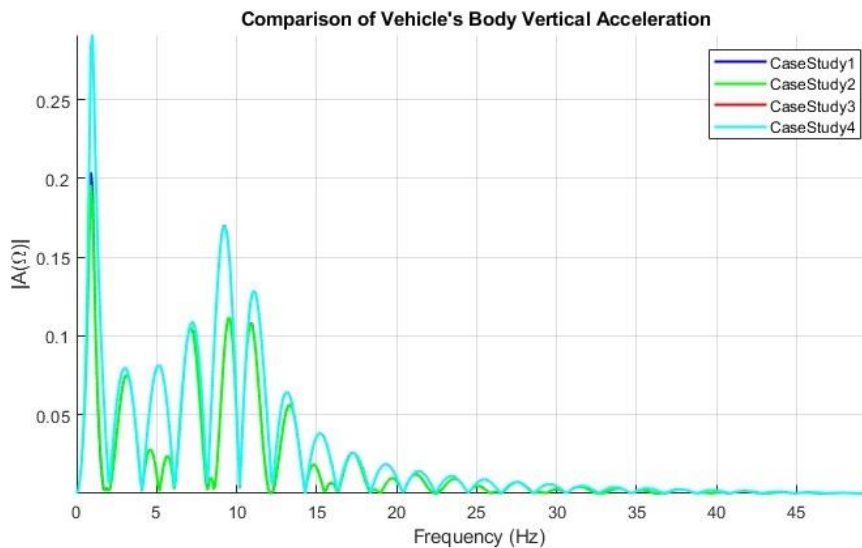
Ιδιοανύσματα του μοντέλου Quarter Car:

$$u_1 = \begin{bmatrix} -0,9980 \\ -0,0629 \end{bmatrix}$$

$$u_2 = \begin{bmatrix} 0,0093 \\ -1 \end{bmatrix}$$

Στο Σχήμα 4.1, παρουσιάζεται το διάγραμμα της απόκρισης της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας στο πεδίο της συχνότητας για κάθε μοντέλο οχήματος στην περίπτωση της παθητικής ανάρτησης. Παρατηρείται, ότι είναι δυνατόν να βρεθούν προσεγγιστικά οι ιδιοσυχνότητες του συστήματος μέσω του διαγράμματος της επιτάχυνσης του κάθε βαθμού ελευθερίας στο πεδίο της συχνότητας. Κάθε διακριτό μέγιστο (“peak”) του διαγράμματος αυτού υποδηλώνει ότι έχει διεγερθεί μια συγκεκριμένη συχνότητα του συστήματος, η οποία και αποτελεί μια συχνότητα συντονισμού.

Φυσικά, κάποιες ιδιοσυχνότητες μπορεί να αλληλεπικαλύπτονται διαγραμματικά, όπως θα φανεί και από τα αριθμητικά αποτελέσματα που θα παρουσιαστούν στη συνέχεια, καθώς οι τιμές τους μπορεί να είναι πολύ κοντινές, πράγμα που καθιστά αδύνατη την αναγνώρισή τους στο διάγραμμα. Παρ’ όλα αυτά, ο στόχος της διερεύνησης αυτής καλύπτεται ικανοποιητικά και έτσι είναι δυνατή η αποφυγή συχνοτήτων διέγερσης που μπορεί να διεγείρουν τις ιδιοσυχνότητες του συστήματος και κατά συνέπεια να προκαλέσουν φαινόμενα συντονισμού.



Σχήμα 4.1 Απόκριση επιτάχυνσης ανηρημένης μάζας στο πεδίο της συχνότητας για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)

4.2 Περίπτωση Μελέτης 1 (Παθητική Ανάρτηση χωρίς Αντιστρεπτική ράβδο)

Στην περίπτωση αυτή διερευνήθηκε η ακρίβεια των μοντέλων quarter, half (Ri-L), half (F-R) και full car. Τα στοιχεία των αναρτήσεων των μοντέλων είναι παθητικά και γραμμικά, ακολουθώντας την μοντελοποίηση που παρουσιάστηκε στο Κεφάλαιο 1.1. Επιπλέον, οι αποσβέσεις στα ελαστικά θεωρούνται μηδενικές ($c_{tf} = c_{tr} = 0$) και οι αντιστρεπτικές ράβδοι αμελούνται και στους δυο άξονες ($M_{R,f} = M_{R,r} = 0$). Οι παράμετροι για το κάθε μοντέλο οχήματος παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.1.

Πίνακας 4.1 Τιμές παραμέτρων προσομοίωσης όλων των μοντέλων οχημάτων στην περίπτωση της παθητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο

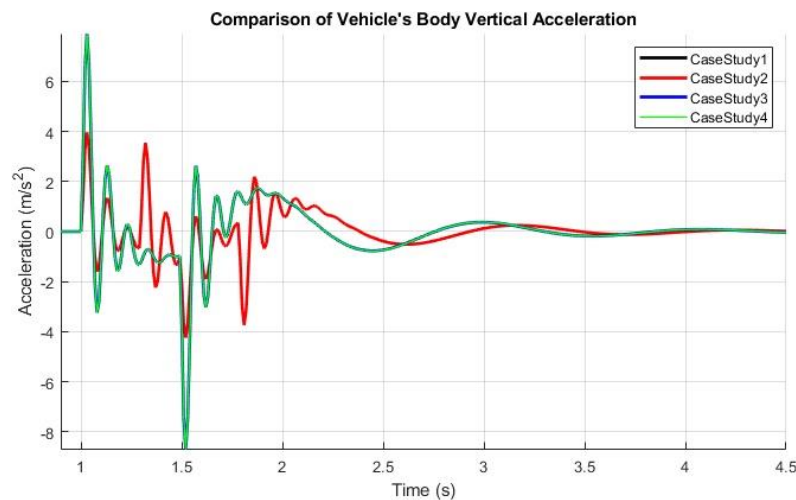
Μοντέλα Παράμετροι	Full Car	Half Car (F-R/ Ri-L)	Quarter Car
m_s [kg]	1085	1085/2	1085/4
m_u [kg]	40	40	40
I_x [kg · m ²]	820	820/2	-
I_y [kg · m ²]	1 100	1 100/2	-
a_1 [m]	1.4	1.4	-
a_2 [m]	1.47	1.47	-
b_1 [m]	0.7	0.7	-
b_2 [m]	0.75	0.75	-
$k_1 = k_2 = k_f$ [N/m]	10 000	10 000	10 000
$k_3 = k_4 = k_r$ [N/m]	10 000	10 000	10 000
$c_1 = c_2 = c_f$ [N · s/m]	800	800	800
$c_3 = c_4 = c_r$ [N · s/m]	800	800	800
$k_{t1} = k_{t2} = k_{tf}$ [N/m]	150 000	150 000	150 000
$k_{t3} = k_{t4} = k_{tr}$ [N/m]	150 000	150 000	150 000
$c_{t1} = c_{t2} = c_{tf}$ [N · s/m]	0	0	0
$c_{t3} = c_{t4} = c_{tr}$ [N · s/m]	0	0	0

4.2.1 Εγκάρσιο εμπόδιο – Τετραγωνικό Σαμαράκι

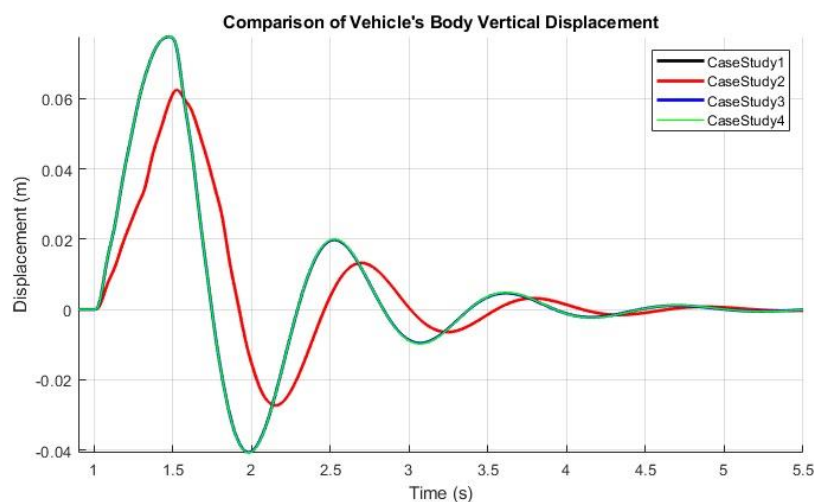
4.2.1.1 Διαγράμματα απόκρισης οχημάτων

Στα Σχήματα 4.2-4.3 παρουσιάζονται οι αποκρίσεις της επιτάχυνσης (\ddot{x}_s) και της μετατόπισης (x_s) της ανηρτημένης μάζας αντίστοιχα, ενώ στα Σχήματα 4.4-4.5 οι αντίστοιχες αποκρίσεις της μη-ανηρτημένης μάζας (\ddot{x}_u και x_u), στο πεδίο του χρόνου. Στα διαγράμματα αυτά συμβολίζονται με:

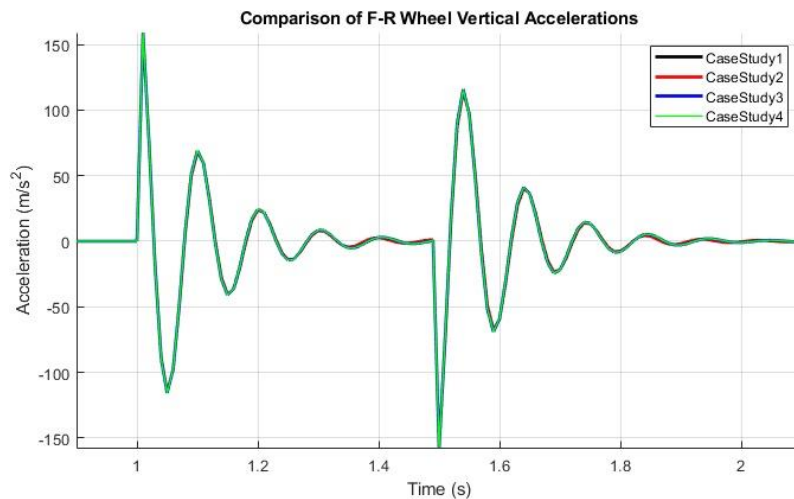
- CaseStudy1: Η περίπτωση μοντέλου half car (F-R)
- CaseStudy2: Η περίπτωση μοντέλου full car
- CaseStudy3: Η περίπτωση μοντέλου half car (Ri-L)
- CaseStudy4: Η περίπτωση μοντέλου quarter car



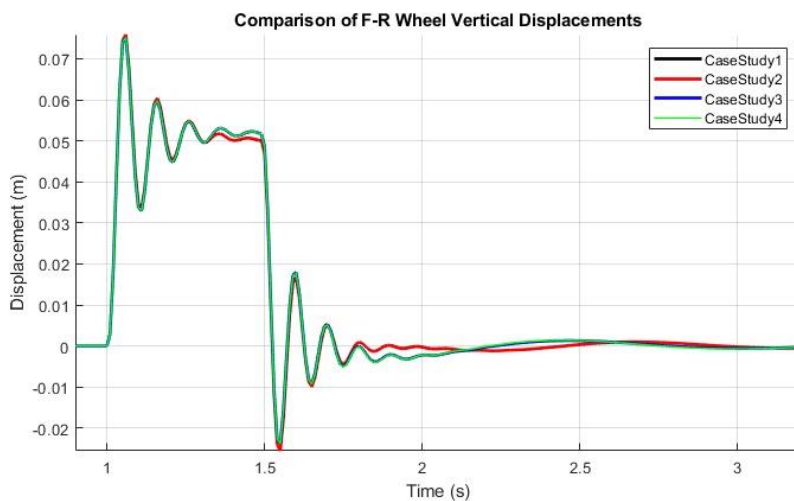
Σχήμα 4.2 Απόκριση επιτάχυνσης ανηρτημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



Σχήμα 4.3 Απόκριση μετατόπισης ανηρτημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



Σχήμα 4.4 Απόκριση επιτάχυνσης μη-ανηρτημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



Σχήμα 4.5 Απόκριση μετατόπισης μη-ανηρτημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)

Από το Σχήμα 4.2 παρατηρείται ότι κυριαρχούν δυο κυματομορφές για την απόκριση της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας. Η πρώτη αντιστοιχεί στα μοντέλα full car και half car (F-R), ενώ η δεύτερη στα άλλα δυο μοντέλα. Οι κύριες διαφορές τους αφορούν το πλάτος της ταλάντωσης με τα μοντέλα quarter και half car (Ri-L) να έχουν σχεδόν το διπλάσιο μέγιστο πλάτος, ενώ ακόμη παρατηρείται ότι απουσιάζει η επίδραση της γωνίας καλπασμού στις αποκρίσεις αυτές. Αυτό υποδεικνύεται από τις περισσότερες κορυφές που εμφανίζονται στις κυματομορφές των μοντέλων full και half car (F-R) και αντιστοιχούν στην συχνότητα της γωνίας καλπασμού. Επίσης, από το διάγραμμα της απόκρισης της μετατόπισης της ανηρτημένης μάζας (Σχήμα 4.3) φαίνεται και πάλι ότι τα μοντέλα full και half car (F-R) υπολογίζουν μικρότερο πλάτος ταλάντωσης, ενώ η περίοδος ταλάντωσής τους είναι μεγαλύτερη. Επιπλέον, παρατηρείται ότι στα μοντέλα quarter και half car (Ri-L) ο χρόνος ανύψωσης της μετατόπισης της ανηρτημένης μάζας είναι μεγαλύτερος. Τέλος, από τα δυο διαγράμματα αυτά, εξάγεται το συμπέρασμα

ότι οι αποκρίσεις της ανηρημένης μάζας (\ddot{x}_s και x_s) στα μοντέλα quarter και half car (Ri-L) αποσβένουν γρηγορότερα σε σχέση με τα άλλα δυο μοντέλα.

Όσον αφορά την απόκριση της μη-ανηρημένης μάζας, τα μοντέλα αποκρίνονται χωρίς μεγάλες διαφορές ως προς την επιτάχυνση (Σχήμα 4.4). Αντίθετα, η μετατόπιση x_u παρουσιάζει διαφορές στην απόσβεση με τα μοντέλα quarter και half car (Ri-L) να είναι πιο ταλαντωτικά και να αποσβένουν με πιο αργό ρυθμό (Σχήμα 4.5).

4.2.1.2 Δείκτες μεταβατικής απόκρισης

Στο υποκεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται οι δείκτες μεταβατικής απόκρισης, που αναλύθηκαν στο Κεφάλαιο 2.6.2, για κάθε μοντέλο που εξετάστηκε. Σημειώνεται ότι στους παρακάτω πίνακες, για κάθε μοντέλο φαίνονται στην αριστερή στήλη η τιμή του δείκτη, ενώ στη δεξιά η απόκλιση της τιμής αυτής από την αντίστοιχη του μοντέλου quarter car. Οι δείκτες που σχετίζονται με την μεταβατική απόκριση βαθμίδας του συστήματος παρουσιάζονται για την επιτάχυνση της ανηρημένης μάζας στον Πίνακα 4.2 και για την μετατόπισή της στον Πίνακα 4.3.

Πίνακας 4.2 Δείκτες μεταβατικής απόκρισης βαθμίδας της επιτάχυνσης της ανηρημένης μάζας και ποσοστιαίες αποκλίσεις των μετρικών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ (ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ)							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
Peak (m/s)	3,97	49,90%	3,97	49,90%	7,91	0,04%	7,92
Peak Time (s)	1,03	0,00%	1,03	0,00%	1,03	0,00%	1,03
Settling Time (s)	3,85	-7,14%	3,86	-7,14%	3,58	0,37%	3,60

Πίνακας 4.3 Δείκτες μεταβατικής απόκρισης βαθμίδας της μετατόπισης της ανηρημένης μάζας και ποσοστιαίες αποκλίσεις των μετρικών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ (ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ)							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
Peak (m)	0,06	19,53%	0,06	19,53%	0,08	0,04%	0,08
Peak Time (s)	1,52	-3,40%	1,52	-3,40%	1,47	0,00%	1,47
Settling Time (s)	4,44	-3,09%	4,44	-3,09%	4,30	0,24%	4,31

Από τους Πίνακες 4.2 και 4.3 παρατηρείται ότι η μέγιστη τιμή τόσο της επιτάχυνσης όσο και της μετατόπισης της ανηρημένης μάζας, των μοντέλων full και half car (F-R), είναι μικρότερη από τις αντίστοιχες τιμές των άλλων δύο μοντέλων (~50% και ~20% αντίστοιχα). Επίσης, σύμφωνα με τους χρόνους αποκατάστασης οι ταλαντώσεις τους αποσβένονται με πιο αργό ρυθμό. Τέλος, από τον Πίνακα 4.3 παρατηρείται ότι τα μοντέλα full και half car (F-R) έχουν μεγαλύτερο χρόνο κορυφής, το οποίο

δικαιολογείται, εφόσον έχουν μεγαλύτερη περίοδο ταλάντωσης. Σύμφωνα, λοιπόν, με τα παραπάνω οι δείκτες της μεταβατικής απόκρισης επιβεβαιώνουν τις παρατηρήσεις του υποκεφαλαίου 4.2.1.1.

4.2.1.3 Δείκτες δυναμικής συμπεριφοράς

Για την καλύτερη παρουσίαση των δεικτών της δυναμικής συμπεριφοράς, αυτοί χωρίστηκαν σε τρεις ομάδες και παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.4-4.6. Πιο συγκεκριμένα, στον Πίνακα 4.4 φαίνονται οι δείκτες που σχετίζονται με την άνεση των επιβατών, στον Πίνακα 4.5 οι δείκτες που σχετίζονται με το σύστημα ανάρτησης και στον Πίνακα 4.6 οι δείκτες σχετικά με το κράτημα και τον χειρισμό του οχήματος. Στους πίνακες αυτούς, οι τιμές των δεικτών για τα μοντέλα που υπολείπονται βαθμών ελευθερίας, επαναλαμβάνονται για λόγους ομοιομορφίας και ευκολίας στη σύγκριση. Το ίδιο σκεπτικό θα ακολουθηθεί και στα επόμενα υποκεφάλαια. Επίσης, όπως και για τους δείκτες της μεταβατικής απόκρισης, φαίνονται για κάθε μοντέλο στην αριστερή στήλη η τιμή του δείκτη, ενώ στη δεξιά η απόκλιση της τιμής αυτής από την αντίστοιχη του μοντέλου quarter car.

Πίνακας 4.4 Δείκτες άνεσης επιβατών και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
RMS as	0,52	32,68%	0,52	32,70%	0,78	0,01%	0,78
Max as (m/s)	3,97	49,90%	3,97	49,90%	7,91	0,04%	7,92

Το γεγονός ότι η απόκριση της ανηρημένης μάζας στα μοντέλα quarter και half car (Ri-L) ταλαντώνεται πιο έντονα, επιβεβαιώνεται και από τους αντίστοιχους δείκτες στον Πίνακα 4.4. Σύμφωνα με αυτόν, η μέγιστη επιτάχυνση της ανηρημένης μάζας, αλλά και η τιμή της RMS επιτάχυνσης είναι μεγαλύτερες στα μοντέλα αυτά σε σχέση με τα μοντέλα full και half car (F-R).

Όσον αφορά το σύστημα ανάρτησης, οι δείκτες που αφορούν την διαδρομή της ανάρτησης υποδηλώνουν ότι τα μοντέλα full και half car (F-R) αποκλίνουν από τα quarter και half car (Ri-L), υπολογίζοντας μικρότερες τιμές της μέγιστης διαδρομής της ανάρτησης και της διακύμανσής της. Παρόλα αυτά, οι τιμές των δεικτών των οπίσθιων αναρτήσεων (Max $ST_{3,4}$ και $VST_{3,4}$) φαίνεται να είναι πιο κοντά σε αυτές των άλλων μοντέλων, γεγονός που οδηγεί στο συμπέρασμα ότι η γωνία καλπασμού επηρεάζει ιδιαίτερα την συμπεριφορά των αναρτήσεων κάθε άξονα. Επίσης, όπως είναι αναμενόμενο, η μέση ισχύς διάχυσης των οπίσθιων αναρτήσεων ($MDP_{3,4}$) είναι μικρότερη συγκριτικά με τις εμπρόσθιες, καθώς είναι αντιστρόφως ανάλογη της διαδρομής της ανάρτησης. Επιπλέον, οι τιμές των δεικτών που σχετίζονται με την μετατόπιση των τροχών (Max $x_{1,2,3,4}$) δεν παρουσιάζουν ιδιαίτερες διαφορές μεταξύ των μοντέλων.

Πίνακας 4.5 Δείκτες συστήματος ανάρτησης και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
VST ₁	6,64E-05	53,86%	6,51E-05	54,77%	1,43E-04	0,86%	1,44E-04
VST ₂	6,38E-05	55,62%			1,45E-04	-0,81%	
VST ₃	1,25E-04	12,92%	1,28E-04	11,08%	1,43E-04	0,86%	
VST ₄	1,30E-04	9,33%			1,45E-04	-0,81%	
Max ST ₁ [mm]	73,31	21,18%	72,78	21,74%	93,40	-0,43%	93,00
Max ST ₂ [mm]	72,30	22,26%			92,67	0,36%	
Max ST ₃ [mm]	80,52	13,42%	80,57	13,36%	93,40	-0,43%	
Max ST ₄ [mm]	80,57	13,36%			92,67	0,36%	
Max x _s [mm]	62,54	19,53%	62,54	19,53%	77,69	0,04%	77,72
Max x ₁ [mm]	75,91	-0,91%	75,92	-0,93%	75,19	0,05%	75,22
Max x ₂ [mm]	75,94	-0,96%			75,26	-0,05%	
Max x ₃ [mm]	76,52	-1,73%	76,55	-1,77%	75,19	0,05%	
Max x ₄ [mm]	76,57	-1,79%			75,26	-0,05%	
MDP ₁ [W]	36,39	2,79%	36,36	2,87%	37,48	-0,11%	37,44
MDP ₂ [W]							
MDP ₃ [W]	34,28	8,42%	34,29	8,41%			
MDP ₄ [W]	34,30	8,38%					

Πίνακας 4.6 Δείκτες κρατήματος και χειρισμού του οχήματος και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ & ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
VTD ₁	1,24E-05	2,50%	1,24E-05	2,50%	1,27E-05	0,00%	1,27E-05
VTD ₂					1,28E-05	-0,32%	
VTD ₃	1,30E-05	-2,05%	1,30E-05	-2,05%	1,27E-05	0,00%	
VTD ₄					1,28E-05	-0,32%	
Max TD ₁ [mm]	47,14	2,66%	47,09	2,76%	48,54	-0,22%	48,43
Max TD ₂ [mm]	47,06	2,83%			48,47	-0,09%	
Max TD ₃ [mm]	47,52	1,88%	47,46	2,00%	48,54	-0,22%	
Max TD ₄ [mm]					48,47	-0,09%	
Road Damage Right (x10 ¹⁹) [N ⁴]	2,58E-04	7,32%	2,57E-04	7,75%	2,81E-04	-0,90%	2,78E-04
Road Damage Left (x10 ¹⁹) [N ⁴]					2,79E-04	-0,36%	

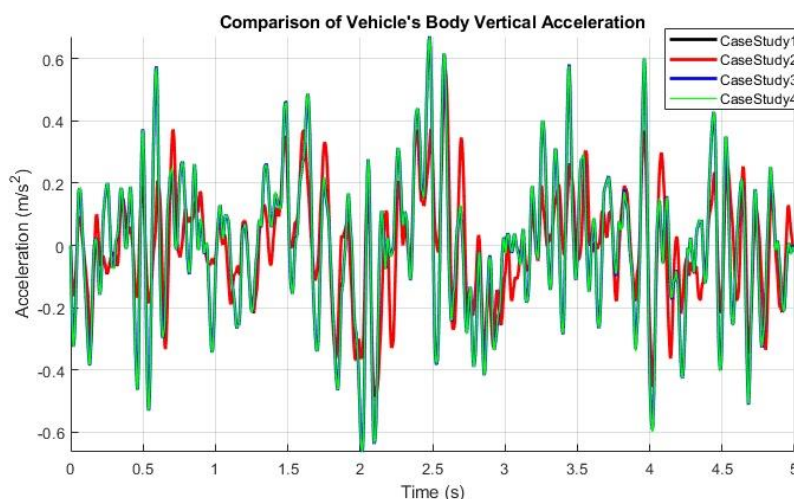
Τέλος, σύμφωνα, με τους δείκτες του κρατήματος και χειρισμού του οχήματος, και πάλι παρατηρείται μια ελαφριά απόκλιση των τιμών των μοντέλων full και half car (F-R) από τα υπόλοιπα μοντέλα. Μια σημαντική διαφορά παρατηρείται στο δείκτη καταπόνησης του οδοστρώματος, όπου όπως φαίνεται η τιμή του είναι μικρότερη σε σχέση με αυτή των quarter και half car (Ri-L). Καθώς, όμως, ο δείκτης αυτός είναι ανάλογος της μετατόπισης της μη-ανηρτημένης μάζας, συμπεραίνεται ότι οι διαφορές αυτές οφείλονται στην μεγαλύτερη απόσβεση της μετατόπισης x_u των μοντέλων full και half car (F-R), παρά το γεγονός ότι η μέγιστες τιμές του μεγέθους αυτού ($\text{Max } x_{u,1,2,3,4}$) είναι μεγαλύτερες (Πίνακας 4.5).

4.2.2 Τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης B

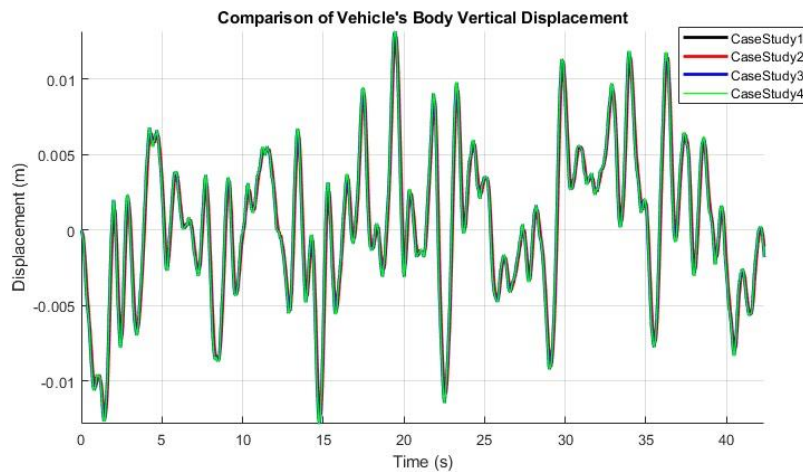
4.2.2.1 Διαγράμματα απόκρισης οχημάτων

Στο Σχήμα 4.7 παρουσιάζεται η απόκριση της μετατόπισης (x_s) της ανηρτημένης μάζας αντίστοιχα, στο πεδίο του χρόνου. Για την καλύτερη ευκρίνεια των διαγραμμάτων, οι αποκρίσεις εστιάζονται σε μικρότερα χρονικά διαστήματα. Συγκεκριμένα, στο Σχήμα 4.6 φαίνεται η απόκριση της επιτάχυνσης \ddot{x}_s για χρονικό διάστημα [0,5], στο Σχήμα 4.8 η απόκριση x_s για χρονικό διάστημα [0,10], ενώ στο Σχήμα 4.9 η απόκριση της επιτάχυνσης της μη-ανηρτημένης μάζας (\ddot{x}_u) για χρονικό διάστημα [0,5]. Τέλος, στα Σχήματα 4.10 και 4.11 φαίνονται οι εστιασμένες αποκρίσεις της επιτάχυνσης και της μετατόπισης της ανηρτημένης μάζας αντίστοιχα, στο πεδίο της συχνότητας. Στα παρακάτω διαγράμματα αναφέρεται με:

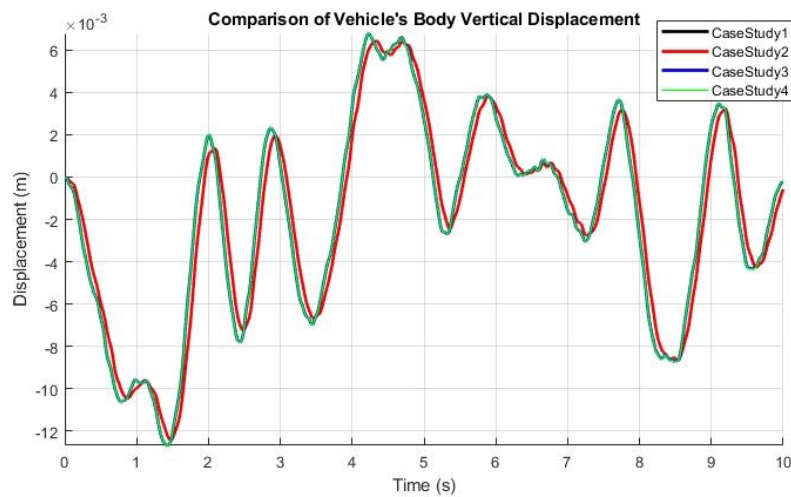
- CaseStudy1: Η περίπτωση μοντέλου half car (F-R)
- CaseStudy2: Η περίπτωση μοντέλου full car
- CaseStudy3: Η περίπτωση μοντέλου half car (Ri-L)
- CaseStudy4: Η περίπτωση μοντέλου quarter car



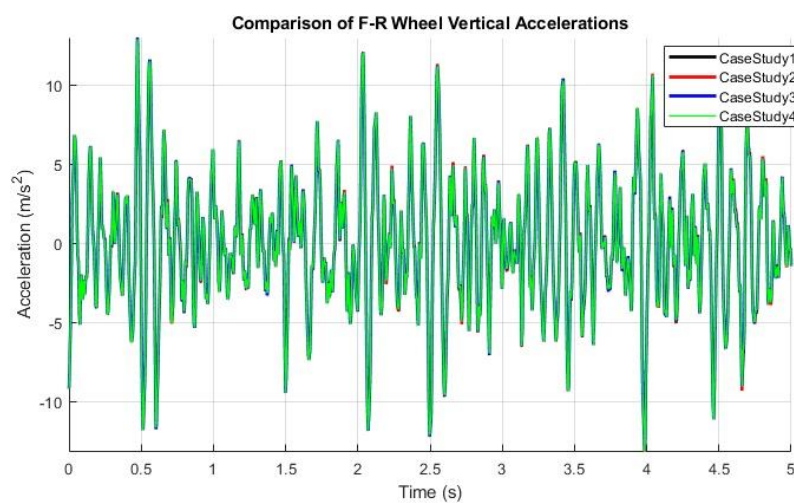
Σχήμα 4.6 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης B στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



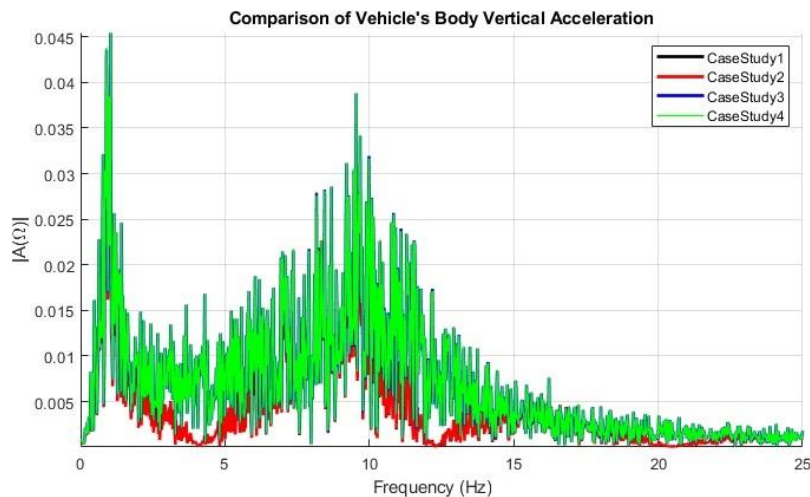
Σχήμα 4.7 Απόκριση μετατόπισης ανηρτημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης B στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



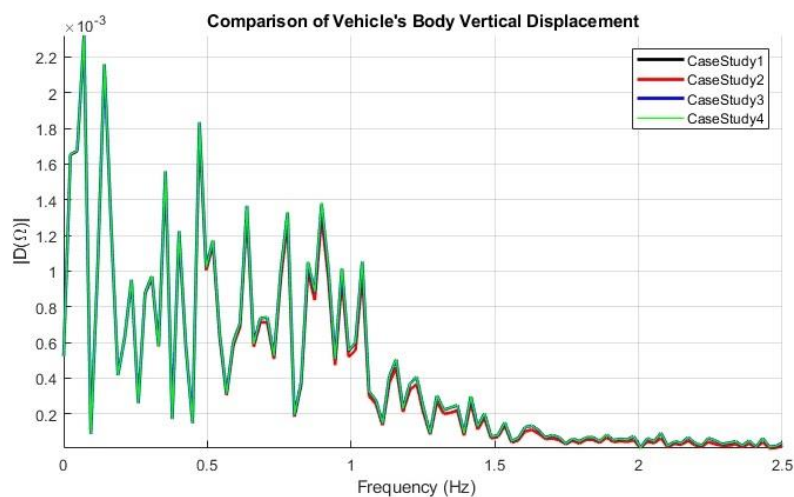
Σχήμα 4.8 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της μετατόπισης της ανηρτημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης B στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



Σχήμα 4.9 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της επιτάχυνσης της μη-ανηρτημένης μάζας (εμπρός δεξιός τροχός) στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης B στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



Σχήμα 4.10 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας στο πεδίο της συχνότητας για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης B στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



Σχήμα 4.11 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της μετατόπισης της ανηρτημένης μάζας στο πεδίο της συχνότητας για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης B στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)

Τα παραπάνω διαγράμματα απόκρισης για τυχαίο προφίλ δρόμου συμφωνούν με τα αντίστοιχα διαγράμματα για διέγερση εγκάρσιου εμποδίου (Σχήματα 4.2-4.5), όπου και πάλι φαίνεται ότι τα μοντέλα quarter και half car (Ri-L) έχουν παρόμοιες κυματομορφές, ενώ, αντίστοιχα, το ίδιο συμβαίνει και για τα μοντέλα half car (F-R) και full car. Αναλυτικότερα, στο πεδίο του χρόνου, στα μοντέλα quarter και half car (Ri-L) η απόκριση της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας έχει μεγαλύτερο πλάτος, ενώ η απόκριση της μετατόπισης αυτής προτρέχει ελάχιστα, σε σχέση με τα υπόλοιπα μοντέλα. Ομοίως, και στο πεδίο της συχνότητας, η μόνη διαφορά που παρατηρείται αφορά το πλάτος της απόκρισης της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας, ενώ η απόκριση της μετατόπισης δεν παρουσιάζει διαφορές μεταξύ των μοντέλων. Οι παρατηρήσεις αυτές σχετίζονται με την επίδραση της γωνίας καλπασμού στις αποκρίσεις, το οποίο οδηγεί στο συμπέρασμα, ότι η ενσωμάτωση του οπίσθιου άξονα στο μαθηματικό μοντέλο έχει ιδιαίτερη σημασία στην ακρίβεια της μελέτης και ανάλυσης της συμπεριφοράς ενός οχήματος.

4.2.2.2 Δείκτες δυναμικής συμπεριφοράς

Στον Πίνακα 4.7 φαίνονται οι δείκτες που σχετίζονται με την άνεση των επιβατών, στον Πίνακα 4.8 οι δείκτες που σχετίζονται με το σύστημα ανάρτησης και στον Πίνακα 4.9 οι δείκτες σχετικά με το κράτημα και τον χειρισμό του οχήματος, για κάθε μοντέλο οχήματος στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο.

Πίνακας 4.7 Δείκτες άνεσης επιβατών και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο σε τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης Β

ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
RMS as	0,17	22,71%	0,17	22,71%	0,22	0,00%	0,22
Max as (m/s)	0,57	18,18%	0,56	18,36%	0,69	0,00%	0,69

Πίνακας 4.8 Δείκτες συστήματος ανάρτησης και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο σε τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης Β

ΔΕΙΚΤΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
VST ₁	6,22E-06	20,39%	6,16E-06	21,09%	7,78E-06	0,41%	7,81E-06
VST ₂	6,11E-06	21,74%			7,83E-06	-0,36%	
VST ₃	8,80E-06	-12,74%	8,88E-06	-13,69%	7,78E-06	0,41%	
VST ₄	8,95E-06	-14,69%			7,83E-06	-0,36%	
Max ST ₁ [mm]	9,09	2,16%	9,05	2,54%	9,41	-1,30%	9,29
Max ST ₂ [mm]	9,04	2,66%			9,17	1,30%	
Max ST ₃ [mm]	9,93	-6,97%	9,97	-7,33%	9,41	-1,30%	
Max ST ₄ [mm]	10,01	-7,80%			9,17	1,30%	
Max x _s [mm]	12,91	2,00%	12,91	2,00%	13,16	0,05%	13,17
Max x ₁ [mm]	12,07	0,25%	12,05	0,35%	12,08	0,11%	12,10
Max x ₂ [mm]	12,06	0,27%					
Max x ₃ [mm]	12,14	-0,38%	12,15	-0,41%			
Max x ₄ [mm]	12,15	-0,41%					
MDP ₁ [W]	3,42	-1,61%	3,42	-1,61%	3,37	-0,10%	3,36
MDP ₂ [W]							
MDP ₃ [W]	3,12	7,22%	3,12	7,22%			
MDP ₄ [W]							

Πίνακας 4.9 Δείκτες κρατήματος και χειρισμού του οχήματος και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο σε τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης B

ΔΕΙΚΤΕΣ ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ & ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
VTD ₁	1,15E-06	-0,72%	1,15E-06	-0,63%	1,14E-06	-0,17%	1,14E-06
VTD ₂							
VTD ₃	1,13E-06	0,50%	1,13E-06	0,48%			
VTD ₄							
Max TD ₁ [mm]	4,53	-0,75%	4,53	-0,75%	4,51	-0,31%	4,50
Max TD ₂ [mm]					4,49	0,33%	
Max TD ₃ [mm]					4,51	-0,31%	
Max TD ₄ [mm]					4,49	0,33%	
Road Damage Right (x10 ¹⁹) [N ⁴]	2,14E-08	-2,98%	2,14E-08	-3,04%	2,10E-08	-1,27%	2,08E-08
Road Damage Left (x10 ¹⁹) [N ⁴]	2,13E-08	-2,85%			2,05E-08	1,30%	

Παρατηρείται ότι οι διαφορές μεταξύ των δεικτών δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος, είναι ελάχιστες. Συγκεκριμένα, ο Πίνακας 4.7 επιβεβαιώνει και πάλι ότι τα μοντέλα quarter και half car (Ri-L) υπερεκτιμούν την απόκριση της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας, καθώς τόσο η μέγιστη τιμή της, όσο και η τιμή RMS είναι μεγαλύτερες από τα δυο άλλα μοντέλα. Από την άλλη μεριά, από τους Πίνακες 4.8 και 4.9 προκύπτουν παρόμοια συμπεράσματα με εκείνα του Κεφαλαίου 4.2.1.3, με εξαίρεση τον δείκτη καταπόνησης του οδοστρώματος. Αναλυτικότερα, σε αντίθεση με τη διέγερση εγκάρσιου εμποδίου, ο δείκτης καταπόνησης του οδοστρώματος των μοντέλων full και half car (F-R) είναι μεγαλύτερος και όχι μικρότερος από τα άλλα δυο μοντέλα. Το γεγονός αυτό μπορεί να δικαιολογηθεί καθώς πλέον η διέγερση είναι συνεχής και όχι μεμονωμένη όπως σε ένα σαμαράκι, και η επίδραση όλων των αξόνων και των αντίστοιχων γωνιών στροφής (γωνία εκτροπής και καλπασμού) οδηγεί στην αύξηση των φορτίων των τροχών της κάθε πλευράς (δεξιάς και αριστεράς) και άρα την αύξηση του φορτίου που δέχεται το οδόστρωμα.

4.2.3 Γενικά σχόλια

Από την παραπάνω ανάλυση, παρατηρήθηκαν, διαφορές ως προς την ακρίβεια μοντέλων, ανάλογα με τη διέγερση του οχήματος. Το γεγονός αυτό είναι, βέβαια, αναμενόμενο, αφού με τη χρήση εγκάρσιου εμποδίου εξετάζεται η συμπεριφορά των μοντέλων σε μεμονωμένη διαταραχή, ενώ με το τυχαίο προφίλ δρόμου, η απόκρισή τους σε συνεχή διαταραχή. Παρόλα αυτά, προκύπτει μια γενική παρατήρηση ότι το μοντέλο quarter car δίνει μια καλή πρώτη εκτίμηση της απόκρισης του οχήματος, η οποία όμως αφού δεν

λαμβάνει υπόψη όλα τα μεγέθη που επιδρούν στο όχημα, τείνει να «υπερβάλλει» ως προς την απόκριση του συστήματος. Αντίστοιχα, το μοντέλο full car, δίνει πιο ακριβή αποτελέσματα, τα οποία φανερώνουν την επίδραση των φαινομένων εκτροπής και καλπασμού.

4.3 Περίπτωση Μελέτης 2 (Παθητική Ανάρτηση με Αντιστρεπτική Ράβδο)

Η περίπτωση που εξετάζεται στο συγκεκριμένο υποκεφάλαιο, αφορά τη σύγκριση της ακρίβειας δυο οχημάτων με την παθητική ανάρτηση του προηγούμενου υποκεφαλαίου, με μόνη διαφορά ότι στο ένα όχημα χρησιμοποιείται αντιστρεπτική ράβδος (και στους δυο άξονες), ενώ στο άλλο έχει αφαιρεθεί. Για την μελέτη της επίδρασης της αντιστρεπτικής ράβδου συγκρίνονται δυο μοντέλα ολόκληρου οχήματος (full car). Επιπλέον, γίνεται η υπόθεση μηδενικών αποσβέσεων στα ελαστικά ($c_{tf} = c_{tr} = 0$).

Στον Πίνακα 4.10 δίνονται οι παράμετροι των δυο μοντέλων ολόκληρου οχήματος, όπου στο πρώτο δεν χρησιμοποιείται αντιστρεπτική ράβδος (για συντομία A.P.), ενώ στο δεύτερο χρησιμοποιείται.

Πίνακας 4.10 Τιμές παραμέτρων προσομοίωσης όλων των μοντέλων οχήματος για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο

Μοντέλα Παράμετροι	Full Car Χωρίς A.P.	Full Car Με A.P.
m_s [kg]	1085	1085
m_u [kg]	40	40
I_x [kg · m ²]	820	820
I_y [kg · m ²]	1 100	1 100
a_1 [m]	1.4	1.4
a_2 [m]	1.47	1.47
b_1 [m]	0.7	0.7
b_2 [m]	0.75	0.75
$k_1 = k_2 = k_f$ [N/m]	10 000	10 000
$k_3 = k_4 = k_r$ [N/m]	10 000	10 000
$c_1 = c_2 = c_f$ [N · s/m]	800	800
$c_3 = c_4 = c_r$ [N · s/m]	800	800
$k_{t1} = k_{t2} = k_{tf}$ [N/m]	150 000	150 000
$k_{t3} = k_{t4} = k_{tr}$ [N/m]	150 000	150 000
$c_{t1} = c_{t2} = c_{tf}$ [N · s/m]	0	0
$c_{t3} = c_{t4} = c_{tr}$ [N · s/m]	0	0
$k_{R,f} = k_{R,r}$ [N · m/rad]	-	40 000

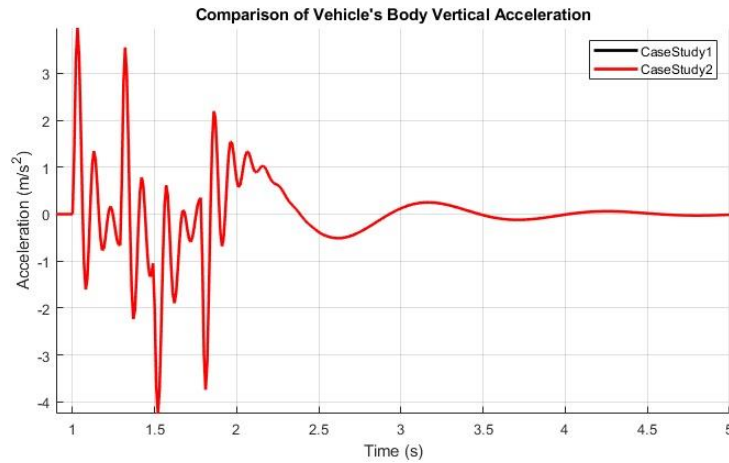
4.3.1 Εγκάρσιο εμπόδιο – Τετραγωνικό Σαμαράκι

4.3.1.1 Διαγράμματα απόκρισης οχημάτων

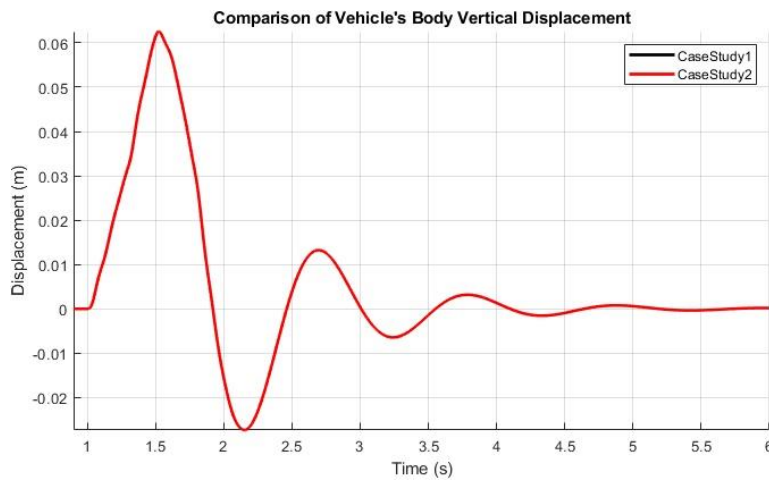
Στα Σχήματα 4.12-4.13 παρουσιάζονται οι αποκρίσεις της επιτάχυνσης (\ddot{x}_s) και της μετατόπισης (x_s) της ανηρτημένης μάζας αντίστοιχα, ενώ στα Σχήματα 4.14-4.15 οι αντίστοιχες αποκρίσεις της γωνίας εκτροπής ($\dot{\varphi}$ και φ), στο πεδίο του χρόνου. Σημειώνεται ότι με:

- CaseStudy1: Συμβολίζεται η περίπτωση μοντέλου full car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο

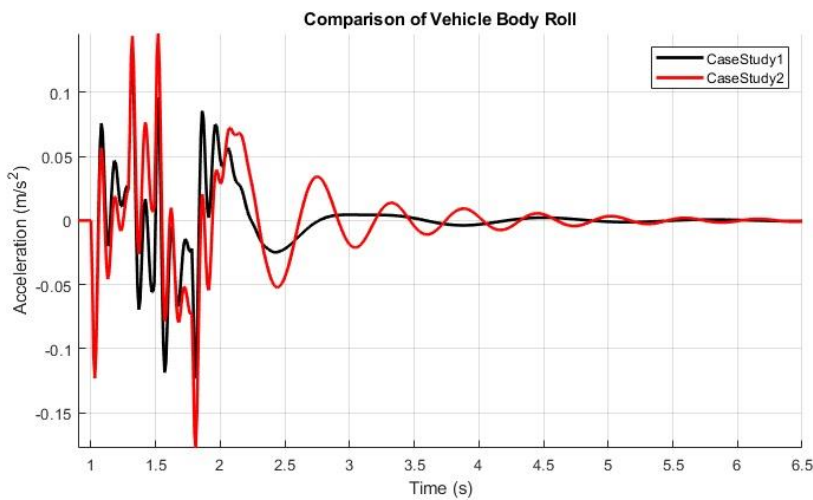
- CaseStudy2: Συμβολίζεται η περίπτωση μοντέλου full car με αντιστρεπτική ράβδο



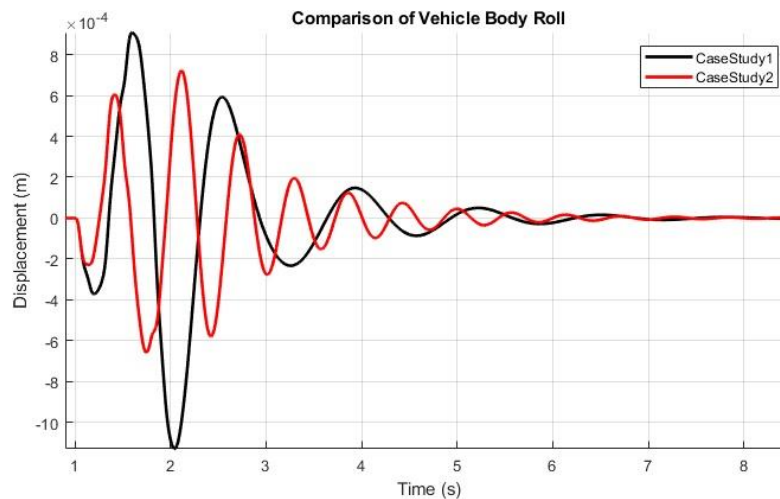
Σχήμα 4.12 Απόκριση επιτάχυνσης ανηρημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο (CaseStudy1: Full Car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, CaseStudy2: Full Car με αντιστρεπτική ράβδο)



Σχήμα 4.13 Απόκριση μετατόπισης ανηρημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο (CaseStudy1: Full Car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, CaseStudy2: Full Car με αντιστρεπτική ράβδο)



Σχήμα 4.14 Απόκριση επιτάχυνσης της γωνίας εκτροπής στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο (CaseStudy1: Full Car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, CaseStudy2: Full Car με αντιστρεπτική ράβδο)



Σχήμα 4.15 Απόκριση γωνίας εκτροπής στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο (CaseStudy1: Full Car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, CaseStudy2: Full Car με αντιστρεπτική ράβδο)

Από τα παραπάνω σχήματα παρατηρείται ότι η επίδραση της αντιστρεπτικής ράβδου είναι μηδαμινή ως προς την απόκριση της ανηρτημένης μάζας (\ddot{x}_s και x_s), αφού η προκαλούμενη μεταβολή της γωνίας εκτροπής έχει πολύ μικρή τιμή, και συνεπώς η άνεση των επιβατών δεν επηρεάζεται. Επίσης, παρατηρείται, από το Σχήμα 4.15, ότι με τη χρήση αντιστρεπτικής ράβδου το πλάτος της ταλάντωσης της γωνίας εκτροπής μειώνεται, όπως ήταν αναμενόμενο, όμως η απόσβεση της ταλάντωσης είναι μικρότερη.

Παράλληλα, όμως, η επιτάχυνση της γωνίας εκτροπής $\ddot{\psi}$ δεν φαίνεται να ελαττώνεται, αλλά η κυματομορφή της ομοιάζει με την αντίστοιχη του μοντέλου χωρίς αντιστρεπτική, με το πλάτος της ταλάντωσης της να παρουσιάζει μικρές διαφορές. Η κυριότερη διαφορά μεταξύ τους, όμως, είναι ότι η απόκριση της επιτάχυνσης με την χρήση της αντιστρεπτικής αποσβένει πιο αργά.

4.3.1.2 Δείκτες μεταβατικής απόκρισης

Οι δείκτες που σχετίζονται με την μεταβατική απόκριση του συστήματος παρουσιάζονται για την επιτάχυνση της ανηρτημένης μάζας στον Πίνακα 4.11, για την μετατόπισή της στον Πίνακα 4.12 και για την γωνία εκτροπής στον Πίνακα 4.13.

Πίνακας 4.11 Δείκτες μεταβατικής απόκρισης βαθμίδας της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών του μοντέλου full car με αντιστρεπτική ράβδο σε σχέση με το μοντέλο full car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης με αντιστρεπτική ράβδο σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ (ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ)			
Μοντέλο Δείκτες	Full Car Χωρίς Α.Ρ.	Full Car Με Α.Ρ.	Απόκλιση (%)
Peak (m/s)	3,97	3,96	0,05%
Peak Time (s)	1,03	1,03	0,00%
Settling Time (s)	3,85	3,86	-0,01%

Πίνακας 4.12 Δείκτες μεταβατικής απόκρισης βαθμίδας της μετατόπισης της ανηρτημένης μάζας και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών του μοντέλου full car με αντιστρεπτική ράβδο σε σχέση με το μοντέλο full car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης με αντιστρεπτική ράβδο σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ (ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ)			
Μοντέλο Δείκτες	Full Car Χωρίς Α.Ρ.	Full Car Με Α.Ρ.	Απόκλιση (%)
Peak (m)	0,06	0,06	0,00%
Peak Time (s)	1,52	1,52	0,00%
Settling Time (s)	4,44	4,44	0,00%

Πίνακας 4.13 Δείκτες μεταβατικής απόκρισης βαθμίδας της γωνίας εκτροπής και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών του μοντέλου full car με αντιστρεπτική ράβδο σε σχέση με το μοντέλο full car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης με αντιστρεπτική ράβδο σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ (ΓΩΝΙΑ ΕΚΤΡΟΠΗΣ)			
Μοντέλο Δείκτες	Full Car Χωρίς Α.Ρ.	Full Car Με Α.Ρ.	Απόκλιση (%)
Peak (°)	9,08E-04	7,22E-04	20,43%
Peak Time (s)	1,60	2,12	-32,50%
Settling Time (s)	6,00	6,18	-3,01%

Από τους δείκτες της μεταβατικής απόκρισης φαίνεται ότι το μόνο μέγεθος που διαφέρει μεταξύ των δύο μοντέλων προς εξέταση είναι η γωνία εκτροπής. Συγκεκριμένα, χρησιμοποιώντας αντιστρεπτική ράβδο, η μέγιστη τιμή της γωνίας εκτροπής είναι μικρότερη περίπου κατά 20%, ενώ ο χρόνος κορυφής αυξάνεται περίπου κατά 33%. Επίσης, από το χρόνο αποκατάστασης φαίνεται ότι η ταλάντωσή της γωνίας φ αποσβένεται πιο αργά, σε σχέση με τη ταλάντωση του μοντέλου χωρίς αντιστρεπτική ράβδο.

4.3.1.3 Δείκτες δυναμικής συμπεριφοράς

Στον Πίνακα 4.14 παρουσιάζονται οι δείκτες που σχετίζονται με την άνεση των επιβατών, στον Πίνακα 4.15 οι δείκτες που σχετίζονται με το σύστημα ανάρτησης και στον Πίνακα 4.16 οι δείκτες σχετικά με το κράτημα και τον χειρισμό του οχήματος.

Πίνακας 4.14 Δείκτες άνεσης επιβατών και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών του μοντέλου full car με αντιστρεπτική ράβδο σε σχέση με το μοντέλο full car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης με αντιστρεπτική ράβδο σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ			
Μοντέλο Δείκτες	Full Car Χωρίς Α.Ρ.	Full Car Με Α.Ρ.	Απόκλιση (%)
RMS as	0,52	0,52	0,00%
Max as (m/s)	3,97	3,96	0,05%

Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, από τη στιγμή που η χρήση της αντιστρεπτικής ράβδου μεταβάλλει ελάχιστα την γωνία εκτροπής, και άρα δεν επηρεάζει την απόκριση της ανηρτημένης μάζας, η άνεση των επιβατών δεν παρουσιάζει αλλαγές.

Πίνακας 4.15 Δείκτες συστήματος ανάρτησης και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών του μοντέλου full car με αντιστρεπτική ράβδο σε σχέση με το μοντέλο full car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης με αντιστρεπτική ράβδο σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ			
Μοντέλο Δείκτες	Full Car Χωρίς Α.Ρ.	Full Car Με Α.Ρ.	Απόκλιση (%)
VST ₁	6,64E-05	6,54E-05	1,52%
VST ₂	6,38E-05	6,48E-05	-1,46%
VST ₃	1,25E-04	1,30E-04	-3,66%
VST ₄	1,30E-04	1,26E-04	3,45%
Max ST ₁ [mm]	73,31	72,94	0,51%
Max ST ₂ [mm]	72,30	72,70	-0,55%
Max ST ₃ [mm]	80,52	81,06	-0,67%
Max ST ₄ [mm]	80,57	80,11	0,57%
Max x _s [mm]	62,54	62,54	0,00%
Max x ₁ [mm]	75,91	75,89	0,02%
Max x ₂ [mm]	75,94	75,95	-0,01%
Max x ₃ [mm]	76,52	76,57	-0,06%
Max x ₄ [mm]	76,57	76,53	0,06%
MDP ₁ [W]	36,39	36,40	-0,01%
MDP ₂ [W]	36,39	36,32	0,22%
MDP ₃ [W]	34,28	34,29	-0,02%
MDP ₄ [W]	34,30	34,33	-0,09%

Πίνακας 4.16 Δείκτες κρατήματος και χειρισμού του οχήματος και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών του μοντέλου full car με αντιστρεπτική ράβδο σε σχέση με το μοντέλο full car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης με αντιστρεπτική ράβδο σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ & ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ			
Μοντέλο Δείκτες	Full Car Χωρίς Α.Ρ.	Full Car Με Α.Ρ.	Απόκλιση (%)
VTD ₁	1,24E-05	1,24E-05	0,00%
VTD ₂			
VTD ₃			
VTD ₄			
Max TD ₁ [mm]	47,14	47,13	0,03%
Max TD ₂ [mm]	47,06	46,96	0,21%
Max TD ₃ [mm]	47,52	47,43	0,18%
Max TD ₄ [mm]		47,63	-0,24%
Road Damage Right (x10 ¹⁹) [N ⁴]	2,58E-04	2,56E-04	0,71%
Road Damage Left (x10 ¹⁹) [N ⁴]		2,61E-04	-0,96%

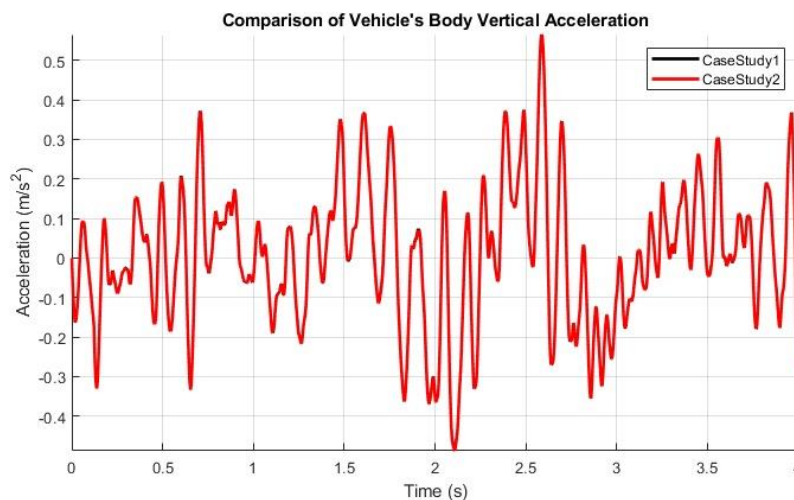
Επίσης, σύμφωνα με τους Πίνακες 4.12 και 4.13, επηρεάζεται μεν το σύστημα της ανάρτησης και το κράτημα και ο χειρισμός του οχήματος, αλλά οι διαφορές είναι ελάχιστες (απόκλιση τιμών μικρότερης του 1%).

4.3.2 Τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης Β

4.3.2.1 Διαγράμματα απόκρισης οχημάτων

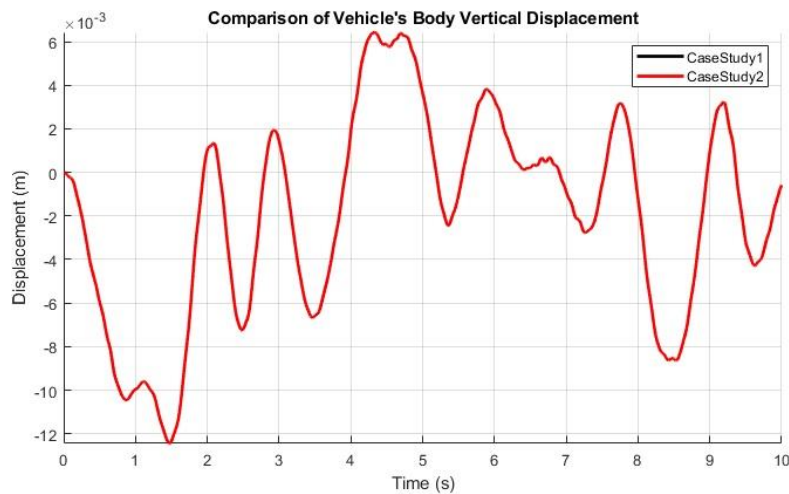
Στο Σχήμα 4.16 παρουσιάζεται η απόκριση της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας (\ddot{x}_s) εστιασμένη στο χρονικό διάστημα [0,4], ενώ στο Σχήμα 4.17 η απόκριση της μετατόπισης (x_s) για χρονικό διάστημα [0,10]. Επίσης στο Σχήμα 4.19 φαίνεται η απόκριση της μεταβολής της γωνίας εκτροπής (φ), ενώ στα Σχήματα 4.18 και 4.20 οι αποκρίσεις της επιτάχυνσης και της μεταβολής της γωνίας εκτροπής ($\dot{\varphi}$ και φ) εστιασμένες, όμως, στα χρονικά διαστήματα [0,4] και [0,10] αντίστοιχα. Τα διαγράμματα αυτά αφορούν τις αποκρίσεις των μοντέλων στο πεδίο του χρόνου. Για την μελέτη τους στο πεδίο της συχνότητας, παρουσιάζονται στα Σχήματα 4.21 και 4.22 οι αποκρίσεις της επιτάχυνσης και της μεταβολής της γωνίας εκτροπής για διάστημα συχνοτήτων 0-16Hz και 0-7Hz, αντίστοιχα. Στα παρακάτω διαγράμματα αναφέρεται με:

- CaseStudy1: Η περίπτωση μοντέλου half car (F-R)
- CaseStudy2: Η περίπτωση μοντέλου full car

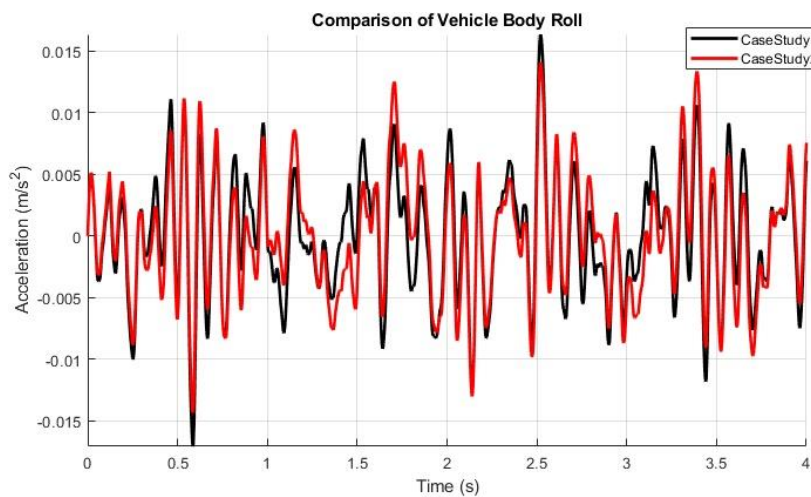


Σχήμα 4.16 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο (CaseStudy1: Full Car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, CaseStudy2: Full Car με αντιστρεπτική ράβδο)

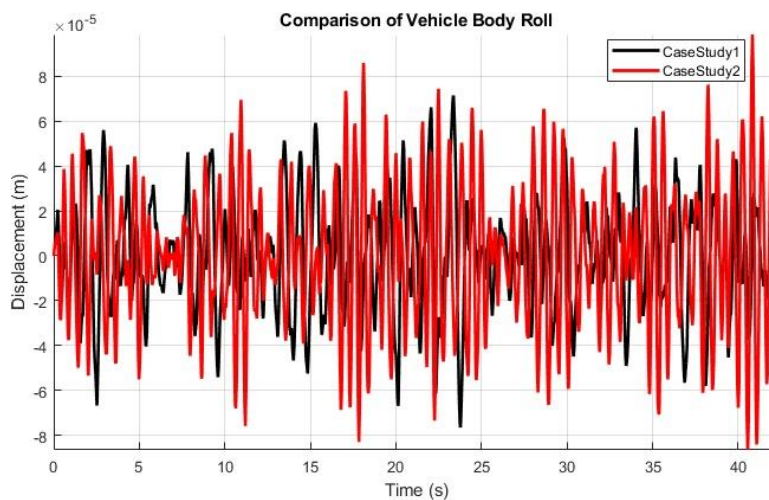
Από τα Σχήματα 4.16, 4.17 και 4.21 παρατηρείται ότι και στην περίπτωση του τυχαίου προφίλ δρόμου, η χρήση της αντιστρεπτικής ράβδου δεν επηρεάζει την απόκριση της ανηρτημένης μάζας. Από το διάγραμμα επιτάχυνσης της γωνίας εκτροπής $\dot{\varphi}$ (Σχήμα 4.18) φαίνεται ότι η ταλάντωση του μοντέλου με αντιστρεπτική ράβδο έχει, ως επί τω πλείστον, μικρότερο πλάτος σε σχέση με το μοντέλο χωρίς αντιστρεπτική.



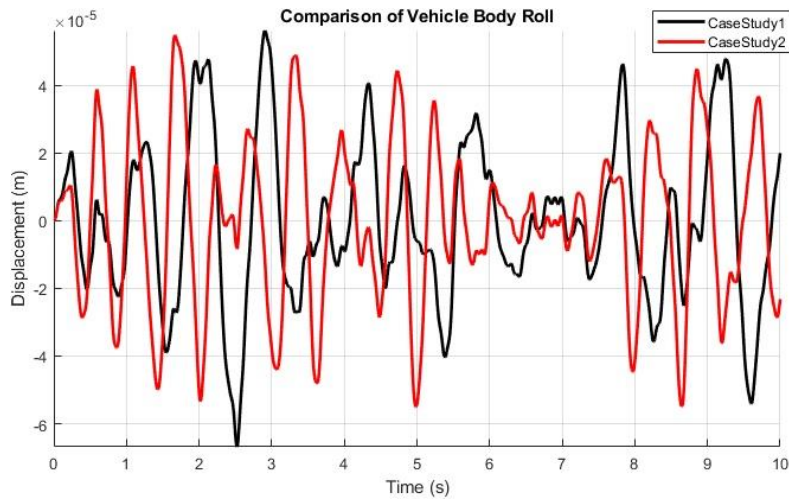
Σχήμα 4.17 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της μετατόπισης της ανηρημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο (CaseStudy1: Full Car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, CaseStudy2: Full Car με αντιστρεπτική ράβδο)



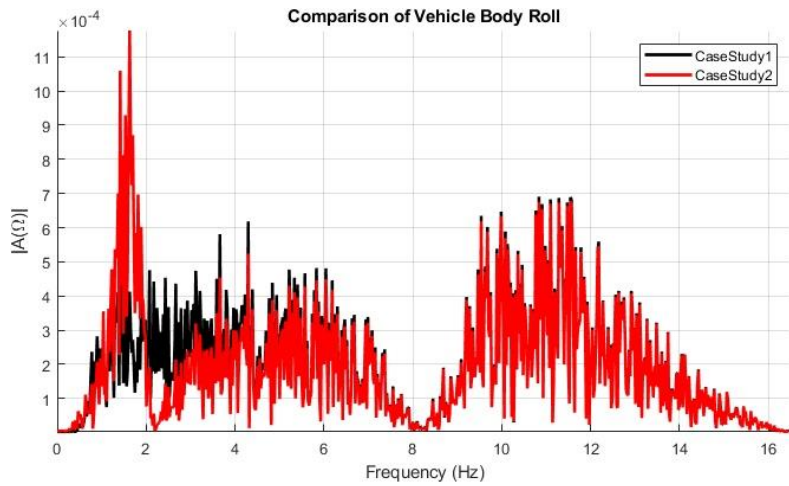
Σχήμα 4.18 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της επιτάχυνσης της γωνίας εκτροπής στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο (CaseStudy1: Full Car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, CaseStudy2: Full Car με αντιστρεπτική ράβδο)



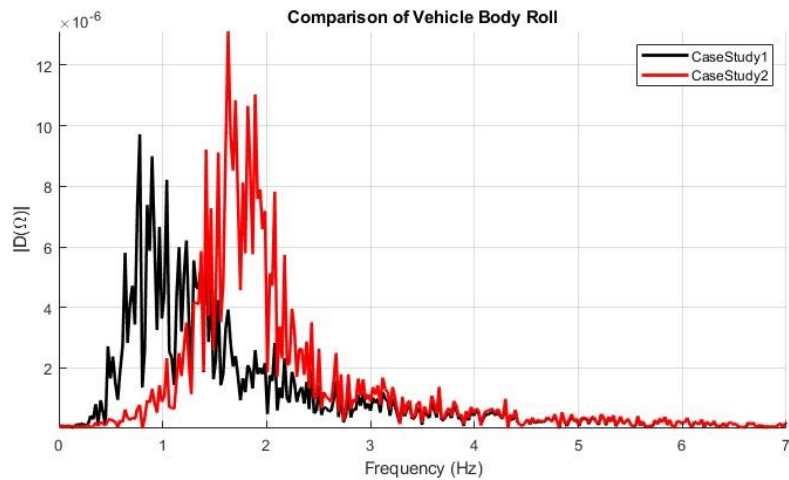
Σχήμα 4.19 Απόκριση γωνίας εκτροπής στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο (CaseStudy1: Full Car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, CaseStudy2: Full Car με αντιστρεπτική ράβδο)



Σχήμα 4.20 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της γωνίας εκτροπής στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο (CaseStudy1: Full Car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, CaseStudy2: Full Car με αντιστρεπτική ράβδο)



Σχήμα 4.21 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της επιτάχυνσης της γωνίας εκτροπής στο πεδίο της συχνότητας για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο (CaseStudy1: Full Car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, CaseStudy2: Full Car με αντιστρεπτική ράβδο)



Σχήμα 4.22 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της γωνίας εκτροπής στο πεδίο της συχνότητας για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο (CaseStudy1: Full Car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, CaseStudy2: Full Car με αντιστρεπτική ράβδο)

Επίσης, αν και δεν είναι εύκολο, εξαιτίας του συγκεκριμένου προφίλ δρόμου, μπορεί κανείς να διακρίνει, από το αντίστοιχο διάγραμμα απόκρισης (Σχήματα 4.19 και 4.20), την μείωση της γωνίας εκτροπής που προκαλεί η αντιστρεπτική ράβδος, όπως επίσης και ότι η ταλάντωση αυτή προπορεύεται χρονικά από την κυματομορφή του μοντέλου χωρίς αντιστρεπτική. Το τελευταίο υποδεικνύει την καλύτερη προσαρμογή της γωνίας εκτροπής στις μεταβολές του προφίλ του οδοστρώματος. Τέλος, από το διάγραμμα απόκρισης της γωνίας ϕ στο πεδίο της συχνότητας (Σχήμα 4.22), παρατηρείται ότι η αντιστρεπτική ράβδος αυξάνει την ιδιοσυχνότητα του μεγέθους αυτού, από $\sim 0.8 \text{ Hz}$ σε $\sim 1.6 \text{ Hz}$, η οποία μάλιστα ξεπερνά τελικά την ιδιοσυχνότητα της ανηρημένης μάζας ($\sim 0.9 \text{ Hz}$), με ταυτόχρονη αύξηση του πλάτους της ταλάντωσης. Το γεγονός αυτό, υποδεικνύει ότι η χρήση αντιστρεπτικής ράβδου μεταβάλλει το διάστημα συχνοτήτων συντονισμού.

4.3.2.2 Δείκτες δυναμικής συμπεριφοράς

Για την περίπτωση της παθητικής ανάρτησης με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.17 οι δείκτες που σχετίζονται με την άνεση των επιβατών, στον Πίνακα 4.18 οι δείκτες που σχετίζονται με το σύστημα ανάρτησης και στον Πίνακα 4.19 οι δείκτες σχετικά με το κράτημα και τον χειρισμό του οχήματος. Στους πίνακες αυτούς, παρατίθενται και οι ποσοστιαίες αποκλίσεις των τιμών των δεικτών της ανάρτησης με αντιστρεπτική ράβδο ως προς τις αντίστοιχες τιμές των δεικτών της ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο.

Πίνακας 4.17 Δείκτες άνεσης επιβατών και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών του μοντέλου full car με αντιστρεπτική ράβδο σε σχέση με το μοντέλο full car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης με αντιστρεπτική ράβδο σε τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης B

ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ			
Μοντέλο Δείκτες	Full Car Χωρίς A.P.	Full Car Με A.P.	Απόκλιση(%)
RMS as	0,17	0,17	0,00%
Max as (m/s)	0,57	0,57	

Από τα αποτελέσματα των δεικτών της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος, προκύπτει και πάλι το συμπέρασμα ότι η αντιστρεπτική ράβδος δεν επηρεάζει την απόκριση της ανηρημένης μάζας και άρα την άνεση των επιβατών. Το ίδιο ακριβώς συμπέρασμα προκύπτει και για το κράτημα και τον χειρισμό του οχήματος που κατά κύριο λόγο εξαρτάται από την απόκριση των τροχών. Η μόνη «σημαντική» διαφορά που παρατηρείται, όπως ήταν αναμενόμενο, αφορά το σύστημα της ανάρτησης και συγκεκριμένα τη διαδρομή της ανάρτησης, όπου και πάλι οι διαφοροποιήσεις μεταξύ των μετρικών αυτών είναι μηδαμινές (μικρότερες του 1%).

Πίνακας 4.18 Δείκτες συστήματος ανάρτησης και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών του μοντέλου full car με αντιστρεπτική ράβδο σε σχέση με το μοντέλο full car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης με αντιστρεπτική ράβδο σε τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης Β

ΔΕΙΚΤΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ			
Μοντέλο Δείκτες	Full Car Χωρίς Α.Ρ.	Full Car Με Α.Ρ.	Απόκλιση(%)
VST ₁	6,22E-06	6,16E-06	0,88%
VST ₂	6,11E-06	6,16E-06	-0,86%
VST ₃	8,80E-06	8,90E-06	-1,15%
VST ₄	8,95E-06	8,85E-06	1,15%
Max ST ₁ [mm]	9,09	9,06	0,32%
Max ST ₂ [mm]	9,04	9,07	-0,31%
Max ST ₃ [mm]	9,93	9,94	-0,05%
Max ST ₄ [mm]	10,01	10,00	0,13%
Max x _s [mm]	12,91	12,90	0,04%
Max x ₁ [mm]	12,07	12,05	0,11%
Max x ₂ [mm]	12,06	12,03	0,26%
Max x ₃ [mm]	12,14	12,16	-0,10%
Max x ₄ [mm]	12,15	12,13	0,10%
MDP ₁ [W]	3,42	3,42	0,00%
MDP ₂ [W]			
MDP ₃ [W]	3,12	3,12	
MDP ₄ [W]			

Πίνακας 4.19 Δείκτες κρατήματος και χειρισμού του οχήματος και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών του μοντέλου full car με αντιστρεπτική ράβδο σε σχέση με το μοντέλο full car χωρίς αντιστρεπτική ράβδο, για την περίπτωση παθητικής ανάρτησης με αντιστρεπτική ράβδο σε τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης Β

ΔΕΙΚΤΕΣ ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ & ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ			
Μοντέλο Δείκτες	Full Car Χωρίς Α.Ρ.	Full Car Με Α.Ρ.	Απόκλιση(%)
VTD ₁	1,15E-06	1,15E-06	0,00%
VTD ₂			
VTD ₃	1,13E-06	1,13E-06	
VTD ₄			
Max TD ₁ [mm]	4,53	4,53	0,00%
Max TD ₂ [mm]			
Max TD ₃ [mm]	4,46	4,47	-0,20%
Max TD ₄ [mm]		4,48	-0,30%
Road Damage Right (x10 ⁻¹⁹) [N ⁴]	2,14E-08	2,14E-08	0,00%
Road Damage Left (x10 ⁻¹⁹) [N ⁴]	2,13E-08		-0,30%

4.3.3 Γενικά σχόλια

Σύμφωνα με όσα ειπώθηκαν ανωτέρω, συμπεραίνεται ότι η χρήση της αντιστρεπτικής ράβδου επηρεάζει μόνο την απόκριση της γωνίας εκτροπής και κατά συνέπεια την συμπεριφορά της ανάρτησης και των ελαστικών, αλλά όχι την απόκριση της ανηρημένης μάζας και άρα την άνεση των επιβατών. Καθώς, όμως, οι προκαλούμενες αλλαγές είναι πολύ μικρές, η επίδραση αυτή είναι ελάχιστη. Με χρήση, φυσικά, αντιστρεπτικής ράβδου μεγαλύτερη στρεπτικής στιβαρότητας, οι παραπάνω μεταβολές θα ήταν περισσότερο εμφανείς. Τέλος, η αντιστρεπτική ράβδος αυξάνει την ιδιοσυχνότητα που αντιστοιχεί στην γωνία εκτροπής, με αποτέλεσμα να καθίσταται πλέον δυνατό για τον μελετητή να μεταβάλλει την ιδιοσυχνότητα όπως επιθυμεί, μεταβάλλοντας απλά την στρεπτική στιβαρότητα της ράβδου. Σημειώνεται ότι συνήθως επιθυμείται οι ιδιοσυχνότητες της γωνίας εκτροπής και μετατόπισης της ανηρημένης μάζας να είναι κοντά, με σκοπό να επιτευχθεί μειωμένη περιοχή συντονισμού.

4.4 Περίπτωση Μελέτης 3 (Ημι-ενεργητική Ανάρτηση)

Με σκοπό την μελέτη της ακρίβειας των μοντέλων οχημάτων και την επίδραση της χρήσης των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων σε αυτά, επιλέχθηκε η χρήση του νόμου ελέγχου Skyhook 2 states, ο οποίος αναλύθηκε στο κεφάλαιο 2.4.2. Υπενθυμίζεται ότι το εξεταζόμενο σύστημα ανάρτησης περιλαμβάνει ένα γραμμικό ελατήριο και έναν αποσβεστήρα, του οποίου η απόσβεση μεταβάλλεται μεταξύ μιας μέγιστης και μιας ελάχιστης τιμής, σύμφωνα με τον νόμο ελέγχου Skyhook 2 states. Τα μοντέλα οχημάτων προς εξέταση είναι τα quarter, half (Ri-L), half (F-R) και full car. Επιπλέον, όπως και στις προηγούμενες προσομοιώσεις, οι αποσβέσεις στα ελαστικά θεωρούνται μηδενικές ($c_{tf} = c_{tr} = 0$) και οι αντιστρεπτικές ράβδοι αμελούνται και στους δυο άξονες ($M_{R,f} = M_{R,r} = 0$). Οι παράμετροι των μοντέλων οχημάτων παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.14.

Πίνακας 4.20 Τιμές παραμέτρων προσομοίωσης όλων των μοντέλων οχήματος για την περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states)

Μοντέλα	Full Car	Half/Bicycle Car	Quarter Car
Παράμετροι			
m_s [kg]	1085	1085/2	1085/4
m_u [kg]	40	40	40
I_x [kg · m ²]	820	820/2	-
I_y [kg · m ²]	1 100	1 100/2	-
a_1 [m]	1.4	1.4	-
a_2 [m]	1.47	1.47	-
b_1 [m]	0.7	0.7	-
b_2 [m]	0.75	0.75	-
$k_1 = k_2 = k_f$ [N/m]	10 000	10 000	10 000
$k_3 = k_4 = k_r$ [N/m]	10 000	10 000	10 000
$c_{1,min} = c_{2,min} = c_{f,min}$ [N · s/m]	400	400	400
$c_{1,max} = c_{2,max} = c_{f,max}$ [N · s/m]	1 200	1 200	1 200
$c_{3,min} = c_{4,min} = c_{r,min}$ [N · s/m]	400	400	400
$c_{3,max} = c_{4,max} = c_{r,max}$ [N · s/m]	1 200	1 200	1 200
$k_{t1} = k_{t2} = k_{tf}$ [N/m]	150 000	150 000	150 000
$k_{t3} = k_{t4} = k_{tr}$ [N/m]	150 000	150 000	150 000
$c_{t1} = c_{t2} = c_{tf}$ [N · s/m]	0	0	0
$c_{t3} = c_{t4} = c_{tr}$ [N · s/m]	0	0	0

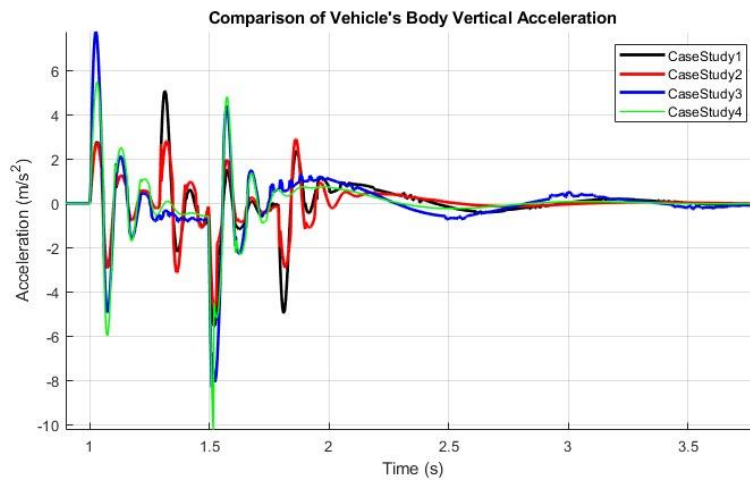
4.4.1 Εγκάρσιο εμπόδιο – Τετραγωνικό Σαμαράκι

4.4.1.1 Διαγράμματα απόκρισης οχημάτων

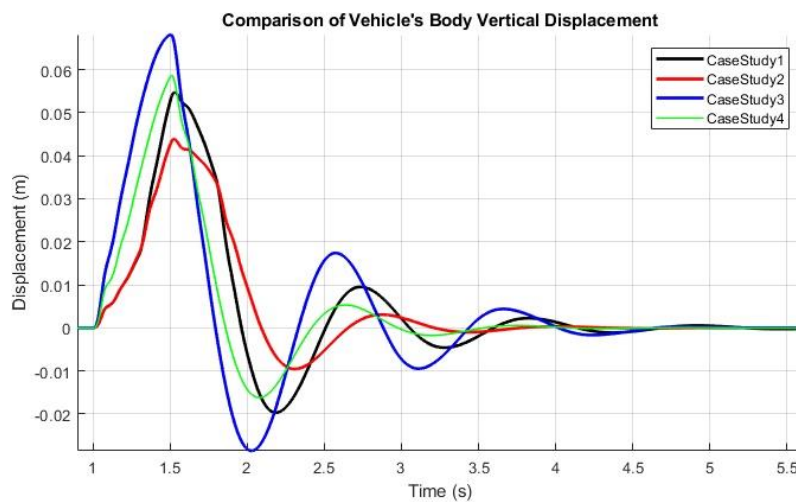
Στα Σχήματα 4.23-4.24 παρουσιάζονται οι αποκρίσεις της επιτάχυνσης (\ddot{x}_s) και της μετατόπισης (x_s) της ανηρτημένης μάζας αντίστοιχα, ενώ στα Σχήματα 4.25-4.26 οι αντίστοιχες αποκρίσεις της μη-ανηρτημένης μάζας (\ddot{x}_u και x_u), στο πεδίο του χρόνου, για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου. Στα διαγράμματα αυτά συμβολίζονται με:

- CaseStudy1: Η περίπτωση μοντέλου half car (F-R)
- CaseStudy2: Η περίπτωση μοντέλου full car
- CaseStudy3: Η περίπτωση μοντέλου half car (Ri-L)
- CaseStudy4: Η περίπτωση μοντέλου quarter car

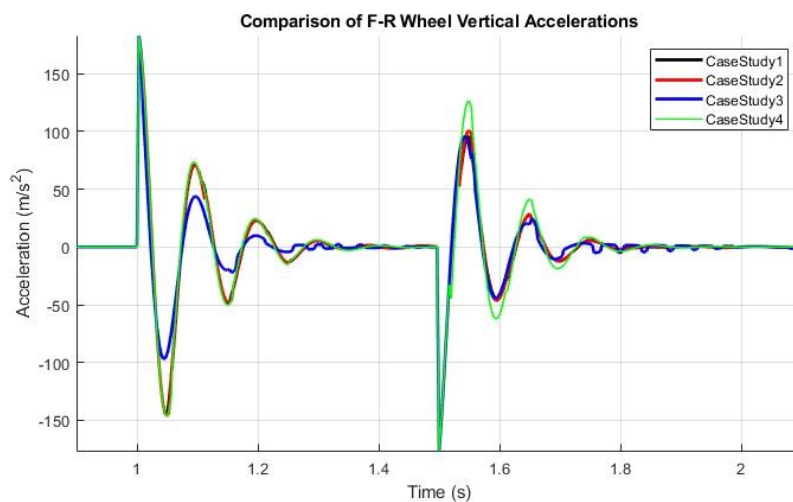
Από το διάγραμμα χρονικής απόκρισης της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας (Σχήμα 4.23) παρατηρείται ότι τα μοντέλα quarter και half car (Ri-L) υπολογίζουν μεγαλύτερα πλάτη ταλαντώσεων, συγκριτικά με τα υπόλοιπα μοντέλα. Επίσης, δεν είναι ικανά να προσομοιώσουν την επίδραση του φαινομένου του καλπασμού στην ταλάντωση του οχήματος, γεγονός που επαληθεύεται αφού οι αποκρίσεις της επιτάχυνσης \ddot{x}_s υπολείπονται των επιπρόσθετων κορυφών που αντιστοιχούν στη συχνότητα της γωνίας καλπασμού. Ενδιαφέρον προκαλεί, επίσης, το γεγονός ότι η απόκριση του μοντέλου half car (Ri-L) περισσότερο ταλαντωτική σε σχέση με εκείνη του quarter car.



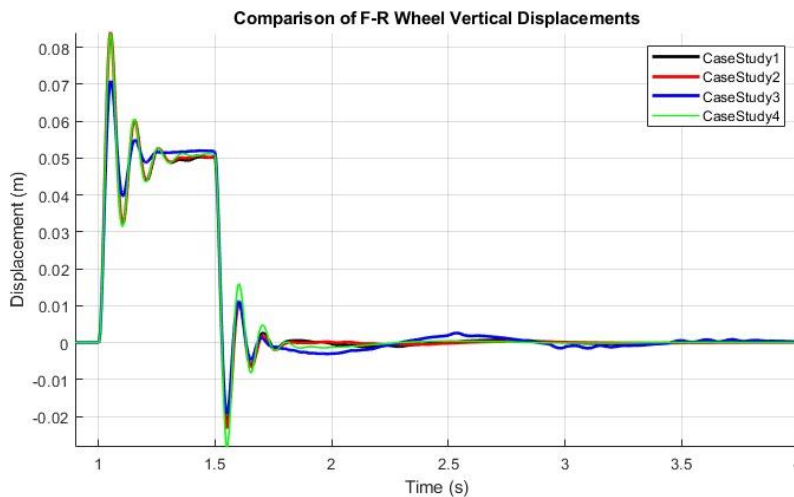
Σχήμα 4.23 Απόκριση επιτάχυνσης ανηρτημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



Σχήμα 4.24 Απόκριση μετατόπισης ανηρτημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



Σχήμα 4.25 Απόκριση επιτάχυνσης μη-ανηρτημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



Σχήμα 4.26 Απόκριση μετατόπισης μη-ανηρτημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τετραγωνικού εγκάρσιου εμποδίου (σαμαράκι) στην περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)

Από την άλλη μεριά, τα δυο άλλα μοντέλα έχουν παρόμοιες κυματομορφές, με το μοντέλο full car να παρουσιάζει μικρότερα πλάτη στις ταλαντώσεις. Επίσης, διαφορές παρουσιάζονται στην απόσβεση των ταλαντώσεων, με τα μοντέλα ημίσεως οχήματος να έχουν περισσότερο ταλαντωτική συμπεριφορά. Παρόμοιες παρατηρήσεις προκύπτουν και από το διάγραμμα απόκρισης της μετατόπισης x_s (Σχήμα 4.24).

Αντίθετα, σύμφωνα με τα διαγράμματα απόκρισης των τροχών (Σχήματα 4.26 και 4.27), το μοντέλο half car (Ri-L) υπολογίζει μικρότερα πλάτη ταλαντώσεων, ενώ τα υπόλοιπα μοντέλα δεν παρουσιάζουν ιδιαίτερες διαφορές ως προς τα πλάτη ταλάντωσης. Δεν ισχύει, όμως, το ίδιο και για την απόσβεση των αποκρίσεων. Συγκεκριμένα, σύμφωνα με το Σχήμα 4.25, η απόκριση \ddot{x}_u αποσβένεται πιο αργά για τα μοντέλα quarter και half car (Ri-L), ενώ από το Σχήμα 4.26 παρατηρείται και πάλι ότι το μοντέλο half car (Ri-L) είναι πιο ταλαντωτικό ως προς την μετατόπιση x_u και άρα έχει μικρότερη απόσβεση.

4.4.1.2 Δείκτες μεταβατικής απόκρισης

Στους Πίνακες 4.21 και 4.22 παρουσιάζονται οι δείκτες που σχετίζονται με την επιτάχυνση και την μετατόπιση της ανηρτημένης μάζας, αντίστοιχα, κατά τη μεταβατική απόκριση του συστήματος.

Πίνακας 4.21 Δείκτες μεταβατικής απόκρισης βαθμίδας της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ (ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ)							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
Peak (m/s)	2,90	47,01%	5,08	7,31%	7,76	-41,64%	5,48
Peak Time (s)	1,86	-80,58%	1,31	-27,51%	1,03	0,32%	1,03
Settling Time (s)	2,90	-11,06%	3,38	-29,28%	3,64	-39,40%	2,61

Πίνακας 4.22 Δείκτες μεταβατικής απόκρισης βαθμίδας της μετατόπισης της ανηρτημένης μάζας και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗΣ ΑΠΟΚΡΙΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ (ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΑΝΗΡΤΗΜΕΝΗΣ ΜΑΖΑΣ)							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
Peak (m)	0,04	25,11%	0,05	6,64%	0,07	-16,22%	0,06
Peak Time (s)	1,53	-1,10%	1,53	-1,32%	1,50	0,44%	1,51
Settling Time (s)	3,52	-5,19%	4,39	-30,99%	4,37	-30,37%	3,35

Σύμφωνα με τον Πίνακα 4.21, η μέγιστη τιμή της κορυφής της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας δίνεται από το μοντέλο half car (Ri-L), ενώ η ελάχιστη από το full car. Το γεγονός αυτό επιβεβαιώνει τις παρατηρήσεις του προηγούμενου υποκεφαλαίου και τονίζει και πάλι την επίδραση του φαινομένου του καλπασμού στη συμπεριφορά του οχήματος. Ακόμα μια σημαντική διαφορά μεταξύ των μοντέλων που υποδεικνύει ο Πίνακας 4.21, αφορά τον χρόνο κορυφής της επιτάχυνσης \ddot{x}_s . Συγκεκριμένα, οι χρόνοι κορυφής των μοντέλων full car και half car (F-R) είναι μεγαλύτεροι σε σχέση με τα quarter car και half car (Ri-L), με αποκλίσεις περίπου ίσες με 80.5% και 28%, αντίστοιχα. Τέλος, παρατηρείται ότι οι ταλαντώσεις των μοντέλων ημίσεως οχήματος αποσβένουν με πιο αργό ρυθμό συγκριτικά με τα δυο άλλα μοντέλα.

Όσον αφορά τη μεταβατική απόκριση της μετατόπισης της ανηρτημένης μάζας, σύμφωνα με τον Πίνακα 4.22, οι μεγαλύτερες διαφορές μεταξύ των μοντέλων εμπίπτουν στους χρόνους αποκατάστασης. Όπως και στην περίπτωση της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας, η ταλάντωση της μετατόπισης της αποσβένει πιο αργά για τα μοντέλα ημίσεως οχήματος. Επιπλέον, παρατηρείται ότι οι χρόνοι κορυφής διαφέρουν ελάχιστα, με τις αποκλίσεις τους, όμως, να μην ξεπερνούν το 1.3%. Τέλος, τα συμπεράσματα για τις τιμές της μέγιστης μετατόπισης της ανηρτημένης μάζας συμφωνούν με εκείνα που έγιναν για την επιτάχυνσή της.

4.4.1.3 Δείκτες δυναμικής συμπεριφοράς

Για την περίπτωση μοντέλων οχημάτων με ημι-ενεργητική ανάρτηση, τα οποία διεγείρονται από εγκάρσιο τετραγωνικό εμπόδιο, παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.23 οι δείκτες που σχετίζονται με την άνεση των επιβατών, στον Πίνακα 4.24 οι δείκτες που σχετίζονται με το σύστημα ανάρτησης και στον Πίνακα 4.25 οι δείκτες σχετικά με το κράτημα και τον χειρισμό του οχήματος.

Πίνακας 4.23 Δείκτες άνεσης επιβατών και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
RMS as	0,59	17,08%	0,58	18,55%	0,78	-9,70%	0,71
Max as (m/s)	2,90	47,01%	5,08	7,31%	7,76	-41,64%	5,48

Σύμφωνα με τον Πίνακα 4.23 παρατηρείται ότι τα μοντέλα quarter και half car (Ri-L) υπολογίζουν μεγαλύτερες τιμές της μέγιστης επιτάχυνσης της ανηρημένης μάζας, ενώ το ίδιο ισχύει και για τις τιμές RMS της επιτάχυνσης. Αντίστοιχα, η ελάχιστη τιμή της μέγιστης επιτάχυνσης δίνεται από το μοντέλο full car. Συνεπώς, υποδεικνύεται ότι η άνεση των επιβατών βελτιώνεται χρησιμοποιώντας το μοντέλο full car.

Όσον αφορά τη συμπεριφορά του συστήματος ανάρτησης και το κράτημα του οχήματος, οι διαφορές μεταξύ των μοντέλων κατά κύριο λόγο αντικατοπτρίζουν τα όσα ειπώθηκαν στην Περίπτωση μελέτης 1. Πιο συγκεκριμένα, όσον αφορά τη διαδρομή της ανάρτησης (VST και Max ST), σύμφωνα με τον Πίνακα 4.24, υπάρχουν και πάλι εμφανείς διαφορές μεταξύ των αναρτήσεων που βρίσκονται σε διαφορετικό άξονα (μοντέλα full και half car (F-R)), όπου οι εμπρόσθιες αναρτήσεις εκτελούν μικρότερη διαδρομή σε σχέση με τις οπίσθιες. Το ίδιο συμβαίνει, όμως, και μεταξύ των αναρτήσεων που βρίσκονται στη δεξιά και την αριστερή μεριά του οχήματος (μοντέλο half car (Ri-L)), όπου η αριστερή ανάρτηση έχει μικρότερη μέγιστη διαδρομή απ' ότι η δεξιά. Οι διαφοροποιήσεις αυτές οφείλονται στα φαινόμενα καλπασμού και εκτροπής, όμως είναι δυνατό να επιδεινωθούν εξαιτίας της αυτονομίας της κάθε ανάρτησης να μεταβάλλει την απόσβεσή της ανάλογα με τον νόμο ελέγχου.

Πίνακας 4.24 Δείκτες συστήματος ανάρτησης και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
VST ₁	1,02E-04	10,34%	6,92E-05	39,35%	1,98E-04	-73,30%	1,14E-04
VST ₂	1,01E-04	11,65%			1,15E-04	-0,90%	
VST ₃	1,87E-04	-63,57%	8,45E-05	26,01%	1,98E-04	-73,30%	
VST ₄	1,89E-04	-65,14%			1,15E-04	-0,90%	
Max ST ₁ [mm]	65,31	20,27%	62,12	24,17%	88,90	-8,53%	81,91
Max ST ₂ [mm]	64,88	20,79%			83,22	-1,59%	
Max ST ₃ [mm]	95,88	-17,05%	73,03	10,84%	88,90	-8,53%	
Max ST ₄ [mm]	96,17	-17,41%			83,22	-1,59%	
Max x _s [mm]	43,92	25,11%	54,76	6,64%	68,17	-16,22%	58,65
Max x ₁ [mm]	84,06	-0,41%	83,84	-0,15%	70,94	15,26%	83,71
Max x ₂ [mm]	84,07	-0,42%			83,88	-0,20%	
Max x ₃ [mm]	83,73	-0,02%	72,23	13,71%	70,94	15,26%	
Max x ₄ [mm]					83,88	-0,20%	
MDP ₁ [W]	17,66	11,36%	18,03	9,47%	12,99	34,78%	19,92
MDP ₂ [W]	17,65	11,38%			21,65	-8,69%	
MDP ₃ [W]	20,13	-1,05%	12,19	38,83%	12,99	34,78%	
MDP ₄ [W]					21,65	-8,69%	

Παρόμοιες παρατηρήσεις γίνονται και για την μέση ισχύ διάχυσης (MDP) των αναρτήσεων που ανήκουν σε διαφορετικό άξονα, η τιμή της οποίας, όπως έχει ήδη αναφερθεί, όταν αυξάνεται συνεπάγεται μείωση της διαδρομής της ανάρτησης. Παρ' όλα αυτά, σύμφωνα με τον Πίνακα 4.24, δεν ισχύει κάτι τέτοιο για το μοντέλο full car. Το γεγονός αυτό μπορεί να δικαιολογηθεί από τη συνεχή εναλλαγή από ελάχιστη σε μέγιστη απόσβεση, η οποία επηρεάζει τελικά την τιμή της ισχύος.

Συγκρίνοντας, λοιπόν, τους δείκτες αυτούς, για το κάθε μοντέλο, υποδηλώνεται ότι η γωνία καλπασμού επιδεινώνει τη συμπεριφορά των οπίσθιων αναρτήσεων, ενώ η γωνία εκτροπής επιφέρει αλλαγές μικρότερης έντασης μεταξύ των αναρτήσεων του ίδιου άξονα. Έτσι, τα αποτελέσματα του μοντέλου quarter car δεν αποκλίνουν ιδιαίτερα αν συγκριθούν με έναν από τους τροχούς του μοντέλου half car (Ri-L), ενώ το ίδιο συμβαίνει και για τα μοντέλα full και half car (F-R), με εξαίρεση τις οπίσθιες αναρτήσεις, των οποίων οι δείκτες του πρώτου μοντέλου (VST, Max ST, MDP) έχουν μεγαλύτερες τιμές.

Πίνακας 4.25 Δείκτες κρατήματος και χειρισμού του οχήματος και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) σε εγκάρσιο εμπόδιο δρόμου

ΔΕΙΚΤΕΣ ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ & ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
VTD ₁	2,36E-05	-46,66%	1,27E-05	21,04%	1,17E-05	27,57%	1,61E-05
VTD ₂					1,82E-05	-12,91%	
VTD ₃	2,86E-05	-77,62%	1,06E-05	34,12%	1,17E-05	27,57%	
VTD ₄					1,82E-05	-12,91%	
Max TD ₁ [mm]	50,16	0,98%	50,09	1,12%	51,50	-1,67%	50,65
Max TD ₂ [mm]	50,13	1,03%			50,39	0,52%	
Max TD ₃ [mm]	50,53	0,25%	50,51	0,28%	51,50	-1,67%	
Max TD ₄ [mm]	50,58	0,15%			50,39	0,52%	
Road Damage Right (x10 ¹⁹) [N ⁴]	3,30E-04	1,01%	3,30E-04	1,11%	3,56E-04	-6,87%	3,33E-04
Road Damage Left (x10 ¹⁹) [N ⁴]	3,31E-04	0,59%			3,26E-04	2,07%	

Επιπλέον, από τον Πίνακα 4.25 παρατηρείται ότι οι τιμές των δεικτών μεταξύ των μοντέλων αποκλίνουν σε μικρό βαθμό, με εξαίρεση την διακύμανση της παραμόρφωσης των ελαστικών. Συγκεκριμένα, η τιμή αυτή αυξάνεται στο μοντέλο full car με αποκλίσεις που φτάνουν το 47% και 78% για τους εμπρόσθιους και οπίσθιους τροχούς, αντίστοιχα, ως προς το quarter car. Επίσης, μια ακόμη διαφοροποίηση παρατηρείται όσον αφορά τον δείκτη καταπόνησης του οδοστρώματος του μοντέλου half car (Ri-L), όπου ο δεξιός τροχός προκαλεί μεγαλύτερη καταπόνηση, σε σύγκριση όχι μόνο με τον αριστερό τροχό, όσο και με τις τιμές των υπόλοιπων μοντέλων.

Συνοψίζοντας, το κάθε μαθηματικό μοντέλο οχήματος προσφέρει διαφορετικές πληροφορίες. Το μοντέλο quarter car, σύμφωνα με όσα αναφέρθηκαν ανωτέρω, προσφέρει μια γενικευμένη εκτίμηση της

συμπεριφοράς του οχήματος, και αποτελεί τον καλύτερο συμβιβασμό μεταξύ υπολογιστικού κόστους και ακρίβειας. Από την άλλη μεριά, τα μοντέλα ημίσεως οχήματος αποτυπώνουν μεμονωμένα τα φαινόμενα καλπασμού και εκτροπής και κατά συνέπεια υπάρχουν αρκετές διαφορές όχι μόνο μεταξύ των μοντέλων αυτών, αλλά και μεταξύ των αναρτήσεων του κάθε μοντέλου, προσφέροντας έτσι καλύτερη κατανόηση της επίδρασης των φαινομένων αυτών. Τέλος, από την παραπάνω ανάλυση, υποδεικνύεται ότι τα αποτελέσματα του μοντέλου full car επηρεάζονται πιο πολύ από την χρήση ημι-ενεργητικών αναρτήσεων σε συνδυασμό με την επίδραση των γωνιών στροφής. Ως εκ τούτου, γίνεται εμφανής η αλληλεπίδραση όλων των φαινομένων που επηρεάζουν ένα όχημα.

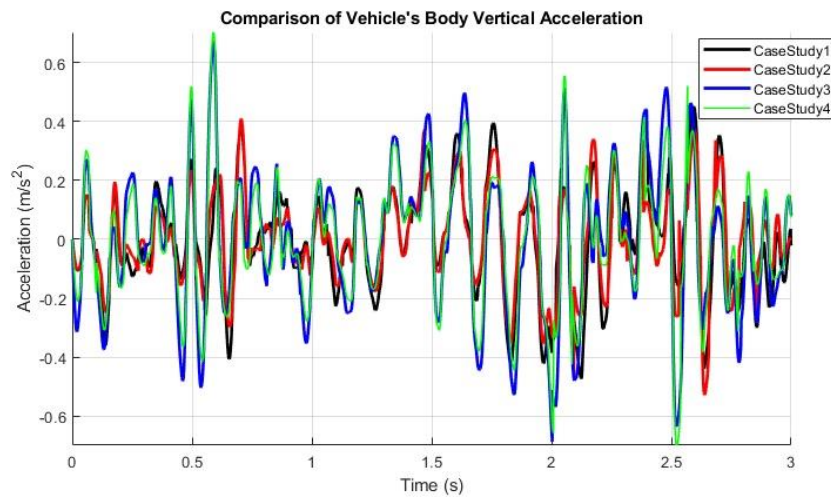
4.4.2 Τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης B

4.4.2.1 Διαγράμματα απόκρισης οχημάτων

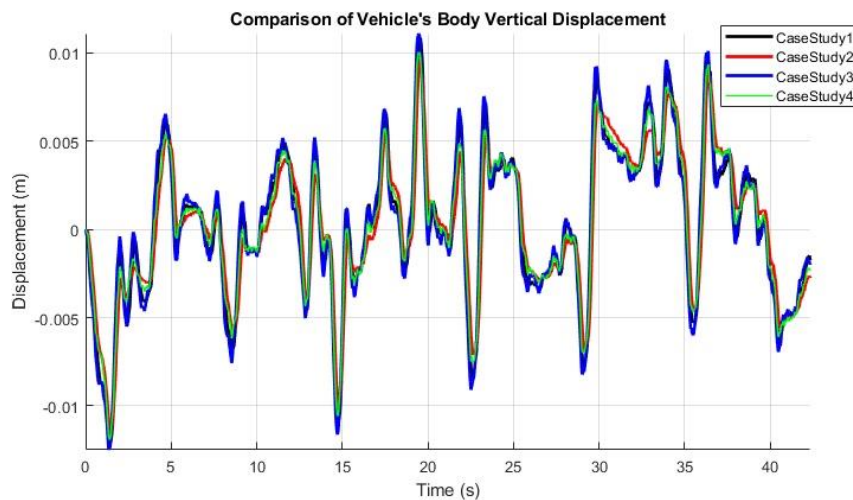
Τα διαγράμματα απόκρισης των κύριων βαθμών ελευθερίας των μοντέλων οχημάτων, για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου, παρουσιάζονται στα Σχήματα 4.27-4.32. Αναλυτικότερα, στο Σχήμα 4.28 παρουσιάζεται η απόκριση της μετατόπισης (x_s) της ανηρτημένης μάζας. Επίσης, για λόγους καλύτερης ευκρίνειας των διαγραμμάτων, στο Σχήμα 4.27 φαίνεται η απόκριση της επιτάχυνσης \ddot{x}_s για χρονικό διάστημα [0,3], ενώ στο Σχήμα 4.29 η απόκριση x_s για χρονικό διάστημα [0,10]. Στη συνέχεια, στα Σχήματα 4.30 και 4.31 δίνονται τα διαγράμματα των αντίστοιχων αποκρίσεων της μη-ανηρτημένης μάζας (\ddot{x}_u και x_u), για χρονικά διαστήματα [0,3] και [0,6] αντίστοιχα. Τέλος, στο Σχήμα 4.32 φαίνεται η απόκριση \ddot{x}_s στο πεδίο της συχνότητας. Στα παρακάτω διαγράμματα αναφέρεται με:

- CaseStudy1: Η περίπτωση μοντέλου half car (F-R)
- CaseStudy2: Η περίπτωση μοντέλου full car
- CaseStudy3: Η περίπτωση μοντέλου half car (Ri-L)
- CaseStudy4: Η περίπτωση μοντέλου quarter car

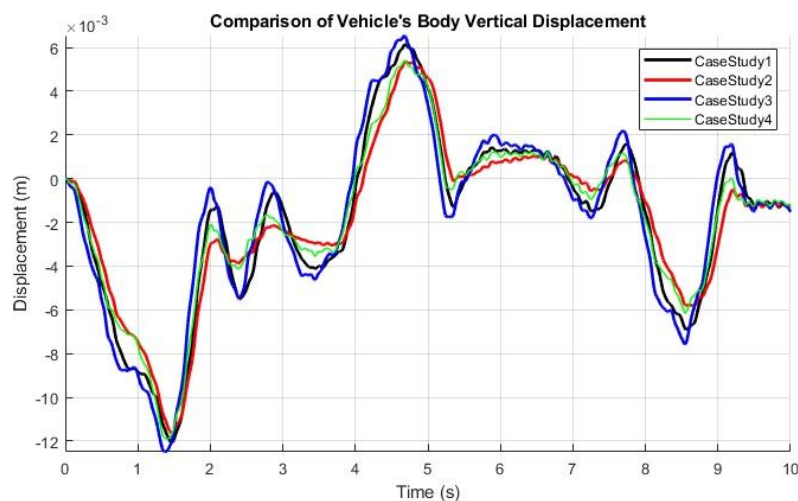
Από το Σχήμα 4.27 παρατηρείται ότι οι αποκρίσεις της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας των μοντέλων full car και half car (F-R) έχουν παρόμοιες κυματομορφές, με τα πλάτη των ταλαντώσεων, κατά γενική ομολογία, να είναι λίγο μικρότερα από τα άλλα δυο μοντέλα. Επίσης, μπορεί κανείς να αναγνωρίσει την επίδραση του φαινομένου του καλπασμού στην απόκριση της επιτάχυνσης από τις επιπρόσθετες κορυφές των διαγραμμάτων. Όσον αφορά την απόκριση μετατόπισης x_s , από το Σχήμα 4.29 φαίνεται ότι όλα τα μοντέλα έχουν παρόμοιες κυματομορφές, όμως τα μοντέλα full και quarter car είναι λιγότερο ταλαντωτικά.



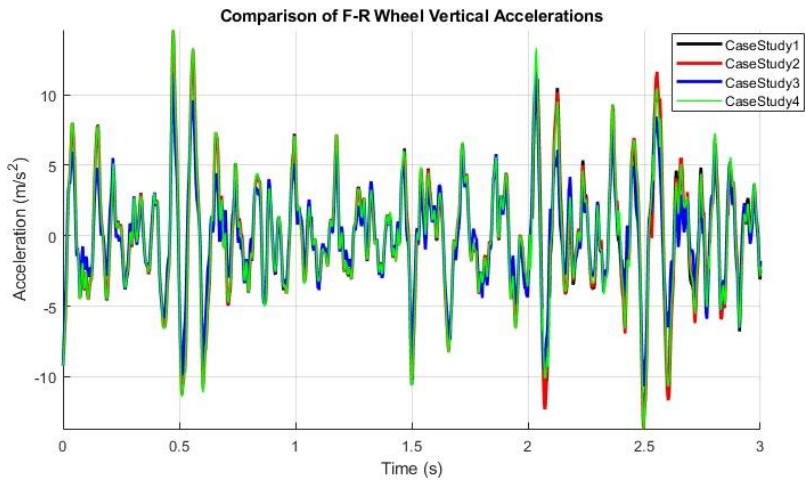
Σχήμα 4.27 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της επιτάχυνσης της ανηρημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



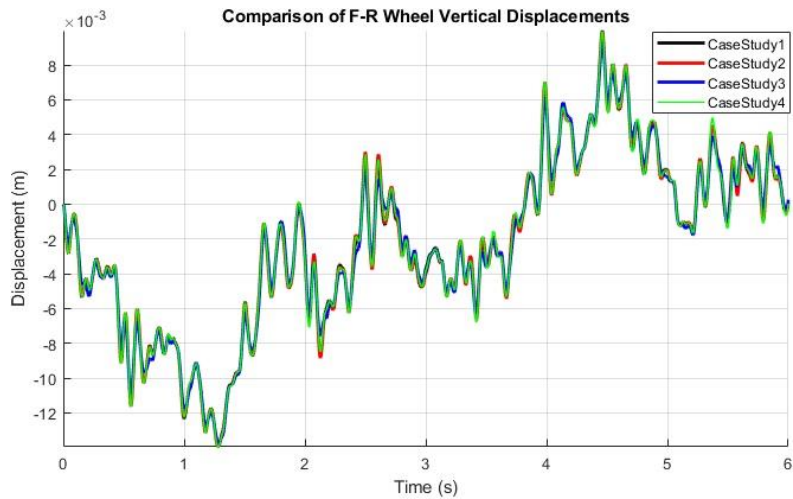
Σχήμα 4.28 Απόκριση μετατόπισης ανηρημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



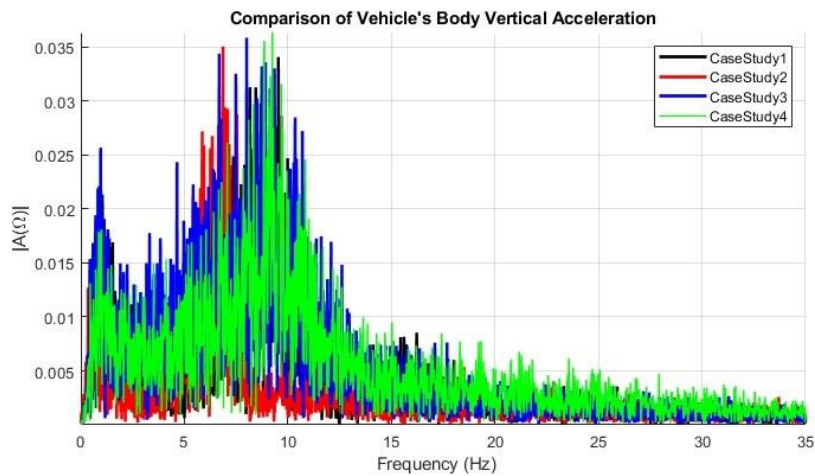
Σχήμα 4.29 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της μετατόπισης της ανηρημένης μάζας στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



Σχήμα 4.30 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της επιτάχυνσης της μη-ανηρτημένης μάζας (εμπρός δεξιός τροχός) στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



Σχήμα 4.31 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της μετατόπισης της μη-ανηρτημένης μάζας (εμπρός δεξιός τροχός) στο πεδίο του χρόνου για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) ((CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)



Σχήμα 4.32 Εστιασμένη περιοχή της απόκρισης της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας στο πεδίο της συχνότητας για διέγερση τυχαίου προφίλ δρόμου κλάσης Β στην περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) (CaseStudy1: Half Car (F-R), CaseStudy2: Full Car, CaseStudy3: Half Car (Ri-L), CaseStudy4: Quarter Car)

Από τα διαγράμματα απόκρισης της μη ανηρτημένης μάζας (Σχήματα 4.30-4.31) παρατηρείται ότι όλα τα μοντέλα υπολογίζουν παρόμοιες κυματομορφές, ενώ η απόκριση της επιτάχυνσης \ddot{x}_u (Σχήμα 4.30) υποδεικνύει ότι το μοντέλο half car (Ri-L) ταλαντώνεται με μικρότερο πλάτος συγκριτικά με τα υπόλοιπα μοντέλα.

Τέλος, από το διάγραμμα της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας στο πεδίο της συχνότητας (Σχήμα 4.32), διακρίνονται δυο περιοχές ιδιοσυχνοτήτων, η πρώτη από τις οποίες αντιστοιχεί στην ανηρτημένη μάζα, ενώ η δεύτερη στην μη-ανηρτημένη. Παρατηρείται, λοιπόν, ότι τα μοντέλα έχουν παρόμοιες ιδιοσυχνότητες ανηρτημένης μάζας, με εκείνα του ημίσεως οχήματος να έχουν μεγαλύτερο πλάτος ταλάντωσης. Αντίθετα, υποδεικνύεται ότι η ιδιοσυχνότητα της μη-ανηρτημένης μάζας του μοντέλου full car είναι μικρότερη (~ 6.9 Hz) συγκριτικά με τα υπόλοιπα μοντέλα οχημάτων (~ 10 Hz).

4.4.2.2 Δείκτες δυναμικής συμπεριφοράς

Οι δείκτες που σχετίζονται με την άνεση των επιβατών παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.26, οι δείκτες που σχετίζονται με το σύστημα ανάρτησης φαίνονται στον Πίνακα 4.27, ενώ οι δείκτες σχετικά με το κράτημα και τον χειρισμό του οχήματος δίνονται στον Πίνακα 4.28, για κάθε μοντέλο οχήματος στην περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης χωρίς αντιστρεπτική ράβδο.

Πίνακας 4.26 Δείκτες άνεσης επιβατών και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) σε τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης B

ΔΕΙΚΤΕΣ ΑΝΕΣΗΣ ΕΠΙΒΑΤΩΝ							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
RMS as	0,15	27,31%	0,17	15,00%	0,22	-7,06%	0,20
Max as (m/s)	0,65	18,80%	0,60	25,03%	0,76	5,66%	0,80

Οι δείκτες άνεσης επιβατών (Πίνακας 4.35) επιβεβαιώνουν τις παρατηρήσεις που έχουν γίνει ως τώρα, σύμφωνα με τις οποίες τα μοντέλα full και half car (F-R) παρέχουν μεγαλύτερη άνεση σε σχέση με τα δυο άλλα μοντέλα επιτυγχάνοντας όχι μόνο μικρότερο πλάτος ταλάντωσης της επιτάχυνσης της ανηρτημένης μάζας, αλλά και μικρότερη τιμή RMS. Για την επίτευξη αυτού, όμως, όπως φαίνεται από τον Πίνακα 4.36, έπρεπε να αυξηθεί η διαδρομή της ανάρτησης.

Επίσης, από τον Πίνακα 4.36, παρατηρείται ότι στο μοντέλο full car η διαδρομή της οπίσθιας ανάρτησης αυξήθηκε περισσότερο από εκείνη της εμπρόσθιας ενώ το ακριβώς αντίθετο συνέβη στο μοντέλο half car (F-R). Οι ίδιες παρατηρήσεις ισχύουν και για τη μέση ισχύ διάχυσης. Αυτό οφείλεται στην χρήση των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων, οι οποίες μεταβάλλοντας την απόσβεση της ανάρτησης επηρεάζουν τα δυναμικά χαρακτηριστικά σε μεγαλύτερο βαθμό. Παράλληλα, η μέγιστη μετατόπιση της ανηρτημένης μάζας φαίνεται ότι έχει την μικρότερη τιμή για το μοντέλο full car και μεγαλύτερη για το μοντέλο half car (Ri-L), γεγονός που συμφωνεί με τα αποτελέσματα για την επιτάχυνση αυτής.

Πίνακας 4.27 Δείκτες συστήματος ανάρτησης και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) σε τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης Β

ΔΕΙΚΤΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
VST ₁	5,13E-06	10,40%	5,65E-06	1,39%	6,20E-06	-8,22%	5,73E-06
VST ₂	5,14E-06	10,29%			5,66E-06	1,15%	
VST ₃	8,34E-06	-45,56%	5,09E-06	11,21%	6,20E-06	-8,22%	
VST ₄	8,41E-06	-46,75%			5,66E-06	1,15%	
Max ST ₁ [mm]	7,28	17,62%	8,53	3,50%	8,72	1,28%	8,83
Max ST ₂ [mm]	7,23	18,12%			8,50	3,81%	
Max ST ₃ [mm]	10,33	-16,92%	7,33	17,04%	8,72	1,28%	
Max ST ₄ [mm]	10,36	-17,24%			8,50	3,81%	
Max x _s [mm]	9,53	5,15%	10,92	-8,64%	11,09	-10,39%	10,05
Max x ₁ [mm]	11,95	0,09%	11,96	0,00%	11,97	-0,12%	11,96
Max x ₂ [mm]					11,92	0,33%	
Max x ₃ [mm]	11,99	-0,25%	11,97	-0,08%	11,97	-0,12%	
Max x ₄ [mm]					11,92	0,33%	
MDP ₁ [W]	1,72	0,00%	1,69	1,40%	1,10	36,18%	1,72
MDP ₂ [W]					1,66	3,63%	
MDP ₃ [W]	1,89	-9,96%	1,03	40,15%	1,10	36,18%	
MDP ₄ [W]					1,66	3,63%	

Πίνακας 4.28 Δείκτες κρατήματος και χειρισμού του οχήματος και ποσοστιαίες αποκλίσεις των δεικτών των μοντέλων full, half car (F-R) και half car (Ri-L) σε σχέση με το μοντέλο quarter car για την περίπτωση ημι-ενεργητικής ανάρτησης (Skyhook 2 states) σε τυχαίο προφίλ δρόμου κλάσης Β

ΔΕΙΚΤΕΣ ΚΡΑΤΗΜΑΤΟΣ & ΧΕΙΡΙΣΜΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ							
Μοντέλο Δείκτες	Full Car		Half Car (F-R)		Half Car (Ri-L)		Quarter Car
VTD ₁	1,37E-06	-6,68%	1,19E-06	7,48%	9,10E-07	29,28%	1,29E-06
VTD ₂					1,25E-06	2,54%	
VTD ₃	1,55E-06	-20,87%	8,93E-07	30,56%	9,10E-07	29,28%	
VTD ₄					1,25E-06	2,54%	
Max TD ₁ [mm]	4,80	0,79%	4,82	0,19%	4,20	13,10%	4,83
Max TD ₂ [mm]	4,79	0,82%			4,82	0,19%	
Max TD ₃ [mm]	4,83	0,00%	4,12	14,71%	4,20	13,10%	
Max TD ₄ [mm]					4,82	0,19%	
Road Damage Right (x10 ¹⁹) [N ⁴]	2,76E-08	0,00%	2,74E-08	0,75%	1,58E-08	42,98%	2,76E-08
Road Damage Left (x10 ¹⁹) [N ⁴]					2,74E-08	0,96%	

Επιπλέον, σύμφωνα με τους δείκτες κρατήματος και χειρισμού του οχήματος, οι διαφορές μεταξύ των μοντέλων είναι μικρές, με εξαίρεση και πάλι τον δείκτη καταπόνησης του οδοστρώματος του μοντέλου half car (Ri-L). Συγκεκριμένα, στην περίπτωση αυτή παρατηρείται μια μείωση της καταπόνησης που οφείλεται στον δεξιό τροχό, σε αντίθεση με την περίπτωση του εγκάρσιου εμποδίου, όπου παρατηρήθηκε αύξηση. Συγκρίνοντας τις τιμές του μοντέλου αυτού με το μοντέλο full car, προκύπτει το συμπέρασμα ότι η επίδραση του φαινομένου της εκτροπής στην καταπόνηση του οδοστρώματος περιορίζεται από το φαινόμενο καλπασμού.

4.4.3 Γενικά σχόλια

Συνοψίζοντας, οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις, όπως είναι γνωστό, βοηθούν το όχημα να προσαρμόζεται στις μεταβολές του προφίλ του οδοστρώματος, προκαλώντας διαφορετική συμπεριφορά του οχήματος ανάλογα με την διέγερση που επιβλήθηκε, όπως και έγινε φανερό στις προσομοιώσεις του κεφαλαίου αυτού. Κατά γενική ομολογία, και πάλι επιβεβαιώνεται ότι το μοντέλο quarter car υπολογίζει πιο ταλαντωτικές αποκρίσεις και κατά συνέπεια δυσμενέστερη συμπεριφορά του οχήματος, ενώ προφανώς το μοντέλο full car παρουσιάζει μια ακριβέστερη εικόνα της κατάστασης. Όμως, στη συγκεκριμένη προσομοίωση έγινε φανερό τόσο η επίδραση των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων στην απόκριση του οχήματος όσο και η ακρίβεια του κάθε μοντέλου, εξαιτίας της αυτονομίας της κάθε ανάρτησης να μεταβάλλει του συντελεστή απόσβεσης σύμφωνα με τον επιλεγμένο νόμο ελέγχου. Παρατηρήθηκε, λοιπόν, όχι μόνο η αλληλεπίδραση των δυο αξόνων στην συμπεριφορά του οχήματος, αλλά και οι διαφορές μεταξύ των τροχών του ίδιου άξονα, και άρα οι επίδραση των φαινομένων εκτροπής και καλπασμού, τόσο ξεχωριστά όσο και συνολικά.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 Συμπεράσματα και Μελλοντική Εργασία

Συνοψίζοντας, η παρούσα διπλωματική είχε ως στόχο την μελέτη των κάθετων ταλαντώσεων και άρα της δυναμικής συμπεριφοράς αλλά και της ακρίβειας των τεσσάρων πιο διαδεδομένων μοντέλων οχημάτων (quarter, half (F-R), half (Ri-L) και full car). Για το σκοπό αυτό, αναλύθηκαν διάφορες περιπτώσεις αναρτήσεων και τα προκύπτοντα συστήματα διεγέρθηκαν με δυο διαφορετικά προφίλ δρόμου, ένα εγκάρσιο εμπόδιο (τετραγωνικό σαμαράκι) και ένα τυχαίο προφίλ δρόμου κατηγορίας B. Στα πλαίσια αυτά, μελετήθηκαν οι αποκρίσεις των συστημάτων τόσο στο πεδίο του χρόνου όσο και στο πεδίο της συχνότητας, όπου αυτό ήταν χρήσιμο. Επίσης, αναλύθηκαν δείκτες δυναμικής συμπεριφοράς, σχετιζόμενοι με την άνεση των επιβατών, την επίδοση του συστήματος ανάρτησης αλλά και της δυνατότητας κρατήματος και χειρισμού του οχήματος.

Οι περιπτώσεις των αναρτήσεων που εξετάστηκαν ήταν η παθητική ανάρτηση με και χωρίς αντιστρεπτική ράβδο καθώς και η ημι-ενεργητική ανάρτηση Skyhook 2 states. Κατά την ανάλυση της Περίπτωσης μελέτης 2, παρατηρήθηκε ότι η χρήση της αντιστρεπτικής ράβδου, επιδρά μόνο στην απόκριση της γωνίας εκτροπής, επηρεάζοντας έτσι ελάχιστα την συμπεριφορά της ανάρτησης και των τροχών, και χωρίς να συμβάλλει στην βελτίωση της άνεσης των επιβατών. Όμως, με τη βοήθεια αυτής, ο σχεδιαστής μπορεί να μεταβάλλει την ιδιοσυχνότητα της γωνίας εκτροπής, με σκοπό να μειώσει το εύρος συχνοτήτων συντονισμού. Επίσης, σύμφωνα με την Περίπτωση μελέτης 3, η ημι-ενεργητική ανάρτηση βοηθά στην γρήγορη προσαρμογή της ανάρτησης στις ανωμαλίες του οδοστρώματος, επηρεάζοντας την απαιτούμενη διαδρομή της κάθε ανάρτησης διαφορετικά και αυξάνοντας την δύναμη απόσβεσης όπου απαιτείται, με αποτέλεσμα την πιθανή αύξηση των φορτίων των ελαστικών και κατά συνέπεια την επιβάρυνση του οδοστρώματος.

Από την ανάλυση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από την επίλυση των μαθηματικών μοντέλων, προκύπτει το συμπέρασμα ότι το μοντέλο full car προσομοιώνει με ακρίβεια τόσο μεμονωμένα τα φαινόμενα εκτροπής και καλπασμού, όσο και τη συζευγμένη κατάσταση. Ταυτόχρονα, το μοντέλο half car (F-R) σε σχέση με το full car δεν παρουσιάζει σημαντικές διαφορές όσον αφορά την ακρίβεια, καθώς και τα δυο μοντέλα είναι ικανά να προσομοιώσουν το πιο σημαντικό φαινόμενο επίδρασης στο όχημα, εκείνο του καλπασμού. Αντίστοιχα, τα μοντέλα half car (Ri-L) και quarter car, ομοιάζουν στις αποκρίσεις τους, με το δεύτερο να είναι πιο ταλαντωτικό, ενώ υστερούν στην αποτύπωση της επίδρασης του καλπασμού στην συμπεριφορά του οχήματος.

Από τη στιγμή, λοιπόν, που τα μοντέλα ημίσεως και τετάρτου οχήματος είναι προσεγγίσεις του συστήματος ανάρτησης και του σώματος του οχήματος, δεν είναι ικανά εξ' ορισμού να αποτυπώσουν την συμπεριφορά του οχήματος σε όλες τις περιπτώσεις. Ο λόγος που συμβαίνει αυτό έγκειται στο γεγονός ότι στα μοντέλα 2 B.E. και 4 B.E. δεν συμπεριλαμβάνουν τις συνθήκες της διέγερσης του δρόμου στους υπόλοιπους τρεις και δυο τροχούς, αντίστοιχα. Συνεπώς, για μια γρήγορη εκτίμηση της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος, η οποία απαιτεί ελάχιστο υπολογιστικό κόστος, ενδείκνυται η χρήση ενός

μοντέλου quarter car. Παρόλα αυτά, αν η μελέτη της συμπεριφοράς στοχεύει σε πιο ακριβή αποτελέσματα αλλά και στην μελέτη των φαινομένων καλπασμού και εκτροπής ενός οχήματος, η χρήση ενός μοντέλου full car είναι η πλέον κατάλληλη. Το μειονέκτημα του συγκεκριμένου μοντέλου όμως είναι το υψηλό υπολογιστικό κόστος. Για το λόγο αυτό, μια μέση λύση είναι τα μοντέλα ημίσεως οχήματος, τα οποία δίνουν αρκετά ικανοποιητικά αποτελέσματα, ικανά για την εξαγωγή συγκεκριμένων συμπερασμάτων.

Επομένως, καταλήγει κανείς στο συμπέρασμα ότι η ακρίβεια των μοντέλων οχημάτων αυξάνεται όσο αυξάνονται και οι βαθμοί ελευθερίας τους, ενώ κάθε ένα από αυτά στοχεύει στην μελέτη συγκεκριμένων φαινομένων, και είναι στην ευχέρεια του κάθε ερευνητή η επιλογή του κατάλληλου μοντέλου για την κάθε εφαρμογή. Παράλληλα, σημαντικό ρόλο διαδραματίζει το προφίλ δρόμου που θα επιλεγεί ως διέγερση του οχήματος, καθώς κάθε διαφορετικό προφίλ αναγκάζει το όχημα να ταλαντωθεί με διαφορετικό τρόπο, όπως φανερώθηκε και στην ανωτέρω ανάλυση.

Η παρούσα διπλωματική παρουσιάζει μια εις βάθος μελέτη της ακρίβειας των υπολογιστικών μοντέλων οχημάτων και της δυναμικής τους συμπεριφοράς. Όμως υπάρχουν ακόμα περιθώρια επέκτασης και μελλοντικής έρευνας. Αρχικά, στην επίλυση των εξισώσεων κίνησης, θα πρέπει να μπορεί να υπολογιστεί η χρονική παράγωγος κάθε διέγερσης, με σκοπό να μπορεί να υπολογιστεί η δύναμη που ασκείται στον τροχό από το οδόστρωμα αν ληφθεί υπόψη η απόσβεση του ελαστικού. Επιπροσθέτως, μπορεί να διερευνηθεί περαιτέρω και να πιστοποιηθεί η ικανότητα εύρεσης των ιδιοσυχνοτήτων του συστήματος με τη χρήση των διαγραμμάτων απόκρισης της συχνότητας, ειδικά όταν το σύστημα είναι μη-γραμμικό και άρα η αναλυτική εύρεσή τους είναι αδύνατη, αν φυσικά δεν είναι εφικτή η γραμμικοποίηση του συστήματος. Ακόμη, ιδιαίτερα σημαντική θα ήταν η μελέτη των μοντέλων οχημάτων σε περισσότερα προφίλ δρόμου, ιδιαίτερα αν υπάρχει η δυνατότητα χρήσης μετρητικών οργάνων για την επιβεβαίωση των υπολογιστικών αποτελεσμάτων. Τέλος, έχοντας ως στόχο την χρήση των μοντέλων οχημάτων για την βελτίωση της άνεσης των επιβατών, θα μπορούσε κάποιος ερευνητής να επεκτείνει την μελέτη αυτή, προσθέτοντας στα μοντέλα οχημάτων, διάφορα μοντέλα καθισμάτων αλλά και επιβατών.

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Jazar, R. (2008). *Vehicle dynamics: theory and application*. <https://doi.org/10.1007/978-1-4614-8544-5>
- [2] Cao, D., Song, X., & Ahmadian, M. (2011). Editors' perspectives: Road vehicle suspension design, dynamics, and control. *Vehicle System Dynamics*, 49(1–2), 3–28. <https://doi.org/10.1080/00423114.2010.532223>
- [3] Ramakrishna, S., Birudala, R., Bootla, A., & Boini, P. (2017). A Review on Anti-Roll Bar used in Locomotives and Vehicles A Review on Anti-Roll Bar used in Locomotives and Vehicles, (July).
- [4] Sharp, R. S., & Crolla, D. A. (1987). Road Vehicle Suspension System Design - a review. *Vehicle System Dynamics*, 16(3), 167–192. <https://doi.org/10.1080/00423118708968877>
- [5] Karnopp, D. C., Margolis, D. L., & Rosenberg, R. C. (2012). *System Dynamics - Modeling, Simulation and Control of Mechatronic Systems. Book*. <https://doi.org/10.1002/9781118152812>
- [6] Lajqi, S., & Pehan, S. (2012). Designs and optimizations of active and semi-active non-linear suspension systems for a terrain vehicle. *Strojniski Vestnik/Journal of Mechanical Engineering*, 58(12), 732–743. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2012.776>
- [7] Kunya, A. B., & Ata, A. A. (2015). Half car suspension system integrated with PID controller. *Proceedings - 29th European Conference on Modelling and Simulation, ECMS 2015*, 8(Cd), 233–238. Retrieved from https://www.engineeringvillage.com/share/document.url?mid=cpx_3d9973614f70a0156cM685610178163171&data_base=cpx
- [8] Avesh, M., & Srivastava, R. (2012). Modeling simulation and control of active suspension system in Matlab Simulink environment. *2012 Students Conference on Engineering and Systems*, (September), 1–6. <https://doi.org/10.1109/SCES.2012.6199124>
- [9] Fayyad, S. M. (2012). Constructing Control System for Active Suspension System. *Contemporary Engineering Sciences*, 5(4), 189–200.
- [10] Lin, J. S., & Kanellakopoulos, I. (1997). Nonlinear Design of Active Suspensions. *IEEE Control Systems*, 17(3), 45–59. <https://doi.org/10.1109/37.588129>
- [11] Phalke, T. P., & Mitra, A. C. (2017). Analysis of Ride comfort and Road holding of Quarter car model by SIMULINK. *Materials Today: Proceedings*, 4(2), 2425–2430. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.02.093>
- [12] Savaresi, S. M., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O., & Dugard, L. (2010). *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*.
- [13] Wong, J. Y. (2001). *Theory of ground Vehicles. Journal of Chemical Information and Modeling* (Vol. 53). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- [14] Karnopp, D., Crosby, M. J., & Harwood, R. A. (1974). Vibration Control Using Semi-Active Force Generators. *Journal of Engineering for Industry*, 96(2), 619. <https://doi.org/10.1115/1.3438373>
- [15] Papaioannou, G., & Koulocheris, D. (n.d.). Estimation of vehicle suspension parameters with the use of multi objective optimization procedure, 1–39.
- [16] Κρικέλης, Ν.Ι. (2014). Εισαγωγή στον αυτόματο έλεγχο, *Συμμετρία*
- [17] Κρικέλης, Ν.Ι. (2003). Μοντελοποίηση και βέλτιστος έλεγχος συστημάτων, *Φούντας*
- [18] Beer, P. F, Johnston, E. R., & Cornwell, P.J. (2015). Δυναμική: Διανυσματική Δυναμική, *Τζιόλα*
- [19] Tyan, F., Hong, Y.-F., Tu, S.-H., & Jeng, W. S. (2009). Generation of random road profiles. *Journal of Advanced Engineering*, 4(2), 151–156. <https://doi.org/1991-797x>
- [20] Κανάραχος, Α., Αντωνιάδης, Ι. (1998). Δυναμική Μηχανών, *Παπασωτηρίου*.

- [21] Cole, D.J., Cebon D. (1996). Truck suspension design to minimize road damage, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. <https://doi.org/10.1243/PIME PROC 1996 210 251 02>
- [22] Cebon D. (1999). *Handbook of Vehicle Road Interaction. Advances in engineering*. <https://doi.org/10.1109/IGARSS.1998.703785>
- [23] Cole, D.J., Cebon, D., Besinger, F.H. (1994). Optimization of passive and semi-active heavy vehicle suspensions, *Society of Automotive Engineers*
- [24] Potter, T. E. C., Cebon, D., Cole, D. J., & Collop, A. C. (1995). An investigation of road damage due to measured dynamic tyre forces, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. <https://doi.org/10.1243/PIME PROC 1995 209 179 02>
- [25] Verros, G., Natsiavas, S., & Papadimitriou, C. (2005). Design optimization of quarter-car models with passive and semi-active suspensions under random road excitation. *JVC/Journal of Vibration and Control*, 11(5), 581–606. <https://doi.org/10.1177/1077546305052315>
- [26] Shirahatt, A, Prasad, P S S, Panzade, P & Kulkarni, M M (2008). Optimal design of passenger car suspension for ride and road holding *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 30.1 pp 66-76
- [27] Yong-Jie, L., Shao-Pu, Y., & Hao-yu, L. (2008). Dynamic analysis of semi-active vehicle suspensions using a co-simulation approach. In 2008 *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC 2008*. <https://doi.org/10.1109/VPPC.2008.4677600>
- [28] Agharkakli, A., Sabet, G. S., & Barouz, A. (2012). Simulation and Analysis of Passive and Active Suspension System Using Quarter Car Model for Different Road Profile. *Islamic Azad University:International Journal of Engineering Trends and Technology*.
- [29] Koulocheris, D., Papaioannou, G., & Chrysos, E. (2017). A comparison of optimal semi-active suspension systems regarding vehicle ride comfort. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/252/1/012022>
- [30] Blundell, M., & Harty, D. (2004). *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics. The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. <https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-5112-7.X5000-3>
- [31] Fay, T. H. (2012). Quadratic damping. *International Journal of Mathematical Education in Science and Technology*. <https://doi.org/10.1080/0020739X.2011.622806>
- [32] He, J., & Fu, Z. F. (2001). Modal Analysis. *Modal Analysis*. <https://doi.org/10.1109/IEMBS.2010.5626667>
- [33] Popp, K., & Schiehlen, W. (2010). *Ground vehicle dynamics*. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-68553-1>
- [34] Norton, M. P. (1989). *Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers. The Journal of the Acoustical Society of America*. <https://doi.org/10.1121/1.400194>
- [35] Rill, G. (2012). *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modelling*. CRC Press
- [36] Faris, W. F., BenLahcene, Z., & Hasbullah, F. (2012). Ride quality of passenger cars: an overview on the research trends. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*. <https://doi.org/10.1504/IJNVN.2012.048169>