



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

Διπλωματική εργασία

**Εμμανουήλ Χρυσός**

**Βελτιστοποίηση χαρακτηριστικών ημι-ενεργητικής ανάρτησης  
οχήματος**

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

Αθήνα, Φεβρουάριος 2018



## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διπλωματική αποσκοπεί στην σύγκριση των κυριότερων μοντέλων ημι-ενεργητικών αναρτήσεων αφού έχει προηγηθεί βελτιστοποίηση με στόχο την βελτίωση της άνεσης του οδηγού και του κρατήματος του οχήματος. Έτσι, χρησιμοποιήθηκε half car model (bicycle model) με ελεγχόμενους αποσβεστήρες, και προστέθηκαν κάθισμα και οδηγός στο μοντέλο. Οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις έχουν βρεθεί στο επίκεντρο της προσοχής επειδή φαίνεται να είναι ο καλύτερος συνδυασμός κόστους (κατανάλωση ενέργειας, επενεργητές και αισθητήρες) και απόδοσης σε σύγκριση με τις ενεργητικές και παθητικές αναρτήσεις. Σε αυτή τη διπλωματική τα ημι-ενεργητικά συστήματα αναρτήσεων που μελετιούνται είναι ως προς την άνεση των επιβατών και αποτελούνται από (a) τις δύο μορφές του ελέγχου Skyhook (two states skyhook και skyhook linear approximation damper), (b) the acceleration driven damper (ADD), (c) the power driven damper (PDD), (d) το συνδυασμό των Skyhook και ADD (Mixed Skyhook-ADD) και (e) το συνδυασμό των δύο με τη χρήση ενός αισθητήρα. Το half car μοντέλο εφοδιασμένο με τα παραπάνω συστήματα αναρτήσεων είχε ως διέγερση ένα προφίλ δρόμου κατηγορίας C και ένα σαμαράκι και βελτιστοποιήθηκε χρησιμοποιώντας γενετικούς αλγόριθμους (ΓΑ) ως προς την άνεση και το κράτημα του οχήματος. Αυτή η εργασία σκοπεύει να τονίσει πως η βελτιστοποίηση του μοντέλου του οχήματος μπορεί να οδηγήσει στον βέλτιστο συμβιβασμό μεταξύ άνεσης και κρατήματος, ξεπερνώντας το γνωστό τους αντικρουόμενο στόχο. Τα βέλτιστα αποτελέσματα συγκρίθηκαν με χρήση σημαντικών δεικτών ως προς την δυναμική συμπεριφορά του οχήματος γενικά.

Στο Κεφάλαιο 1, γίνεται εισαγωγή στο θέμα και στους στόχους της εργασίας.

Στο Κεφάλαιο 2, περιγράφονται διεξοδικά τα παθητικά μοντέλα με αντίστοιχα σχήματα και τις εξισώσεις που τα διέπουν και στη συνέχεια παρουσιάζεται η μοντελοποίηση καθίσματος και ανθρώπου.

Στο Κεφάλαιο 3 αναλύονται τα μοντέλα των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων.

Στο Κεφάλαιο 4 παρουσιάζονται οι διεγέρσεις που χρησιμοποιήθηκαν για την προσομοίωση του μοντέλου.

Στο Κεφάλαιο 5, αναφέρεται η θεωρία της βελτιστοποίησης για τους γενετικούς αλγόριθμους που εφαρμόστηκαν.

Στο Κεφάλαιο 6, παρατίθενται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων που διενεργήθηκαν στο μοντέλο της εργασίας. Γίνεται σχολιασμός των αποτελεσμάτων και της αποδοτικότητας των μοντέλων που μελετήθηκαν.

Τέλος, στο Κεφάλαιο 7 παρουσιάζονται τα συμπεράσματα της παρούσας διπλωματικής εργασίας και προτείνονται θέματα για μελλοντική εργασία.

Ολοκληρώνοντας την διπλωματική μου εργασία, θα ήθελα να εκφράσω την βαθύτατη ευγνωμοσύνη μου στους ανθρώπους που με βοήθησαν, ο καθένας με τον δικό του ξεχωριστό τρόπο σε αυτήν μου την προσπάθεια. Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου κύριο Δημήτριο Κουλοχέρη. Η εργασία αυτή έγινε εφικτό να πραγματοποιηθεί χάρη στην βοήθεια και την καθοδήγηση του κ. Κουλοχέρη καθ' όλη τη διάρκεια της. Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω τον υποψήφιο διδάκτορα Γιώργο Παπαϊωάννου για τη συνεχή βοήθεια και καθοδήγηση που παρείχε και για τις διορθώσεις του κατά την πραγματοποίηση της εργασίας. Ακόμη, οι συμβουλές της δόκτορας Κλειώ Βόσσου βοήθησαν στην εκπόνηση αυτής της διπλωματικής εργασίας. Ολοκληρώνοντας θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου και τους φίλους μου για την βοήθεια και την στήριξή τους σε όλη μου τη φοίτηση στη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του ΕΜΠ.



## SUMMARY

The aim of this work is to present a comparison of the main semi active suspension systems used in a passenger car, after having optimized the suspension systems of the vehicle model in respect with ride comfort and road holding. Thus, a half car model, equipped with controllable dampers, along with a seat and a driver was implemented. Semi-active suspensions have received a lot of attention since they seem to provide the best compromise between cost (energy consumption, actuators/sensors hardware) and performance in comparison with active and passive suspensions. In this work, the semi active suspension systems studied are comfort oriented and consist of (a) the two version of Skyhook control (two states skyhook and skyhook linear approximation damper), (b) the acceleration driven damper (ADD), (c) the power driven damper (PDD), (d) the combination of Skyhook and ADD (Mixed Skyhook-ADD) and (e) the combination of the two with the use of a sensor. The half car model equipped with the above suspension systems was excited by a random road profile and a road bump, and was optimized using genetic algorithms (GA) in respect with ride comfort and road holding. This study aims to highlight how the optimization of the vehicle model could lead to the best compromise between ride comfort and road holding, overcoming their well-known trade-off. The optimum results were compared with important performance metrics regarding the vehicle's dynamic behavior in general.

In Chapter 1, an introduction in the subject and the goals of this thesis are presented.

In Chapter 2, the passive suspension models are described, along with their equations. Then, a seat and human model are added to the model.

In Chapter 3, the most classic semi active suspension systems are analyzed.

In Chapter 4, the excitations used for the model are outlined. Two kinds of excitations are applied, a random road profile generated according to ISO 8608 and a road bump.

In Chapter 5, the theory of optimization and the optimization procedure are highlighted.

In Chapter 6, the results of this thesis are illustrated. The efficiency of the models studied is examined.

In Chapter 7, the conclusions are drawn and future work is proposed.



# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

<b>ΠΕΡΙΛΗΨΗ</b>	<b>III</b>
<b>SUMMARY</b>	<b>V</b>
<b>ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ</b>	<b>VII</b>
<b>ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ</b>	<b>9</b>
<b>ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ</b>	<b>11</b>
<b>ΕΙΣΑΓΩΓΗ</b>	<b>13</b>
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΤΙΣ ΑΝΑΡΤΗΣΕΙΣ</b>	<b>15</b>
1.1 ΟΡΙΣΜΟΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ	15
1.2 ΕΛΑΤΗΡΙΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ	16
1.3 ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΕΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ	17
1.3.1 Αποσβεστήρες μονού σωλήνα	18
1.3.2 Αποσβεστήρες διπλού σωλήνα	19
1.4 ΕΙΔΗ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ	20
1.4.1 Παθητική ανάρτηση	20
1.4.2 Ενεργητική ανάρτηση	21
1.4.3 Ημι-ενεργητική ανάρτηση	22
1.5 ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ	25
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΑ ΜΟΝΤΕΛΑ ΟΧΗΜΑΤΩΝ</b>	<b>27</b>
2.1 ΓΕΝΙΚΑ	27
2.1.1 <i>Quarter car model</i>	27
2.1.2 <i>Bicycle car model</i>	28
2.1.3 <i>Half car model</i>	30
2.1.4 <i>Full car model</i>	31
2.2 ΜΟΝΤΕΛΟ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΟΔΗΓΟΥ	33
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΑ ΜΟΝΤΕΛΑ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΩΝ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ</b>	<b>37</b>
3.1 ΓΕΝΙΚΑ	37
3.1.1 <i>Skyhook control</i>	38
3.1.2 <i>Acceleration driven damper control (ADD)</i>	40
3.1.3 <i>Power driven damper control (PDD)</i>	40
3.1.4 <i>Mixed Skyhook-Acceleration driven damper control (SH-ADD)</i>	41
3.1.5 <i>Mixed Skyhook-Acceleration driven damper control με ένα αισθητήρα (SH-ADD-1s)</i>	42
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ</b>	<b>43</b>
4.1 ΓΕΝΙΚΑ	43
4.1.1 Προφίλ δρόμου βάση ISO 8606	43
4.1.2 Εγκάρσιο εμπόδιο (σαμαράκι)	46
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ</b>	<b>49</b>
5.1 ΕΙΔΗ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΩΝ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ	49

5.2 ΣΤΟΧΟΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ .....	50
5.3 ΜΕΘΟΔΟΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ .....	51
5.4 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ ΕΞΕΛΙΚΤΙΚΩΝ ΑΛΓΟΡΙΘΜΩΝ.....	52
5.5 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΕΞΕΛΙΚΤΙΚΟΥ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ .....	53
5.5.1 Κωδικοποίηση ελεύθερων μεταβλητών.....	55
5.5.2 Τελεστής επιλογής γονέων.....	55
5.5.3 Τελεστές διασταύρωσης .....	56
5.5.4 Τελεστές μετάλλαξης.....	57
5.6 ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΓΕΝΕΤΙΚΟΥ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ .....	57
5.7 ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΓΑ ΣΕ ΜΟΝΤΕΛΟ ΟΧΗΜΑΤΟΣ.....	58
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ.....</b>	<b>63</b>
6.1 ΜΟΝΤΕΛΟ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ .....	63
6.2 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΣΕ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ (ΣΑΜΑΡΑΚΙ).....	72
6.2.1 Αποτελέσματα μεταβλητών σχεδιασμού.....	73
6.2.2 Αποτελέσματα δεικτών δυναμικής συμπεριφοράς για τις βέλτιστες λύσεις .....	77
6.3 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΣΕ ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΑΤΗΓΟΡΙΑΣ C .....	78
6.3.1 Αποτελέσματα μεταβλητών σχεδιασμού.....	79
6.3.2 Αποτελέσματα δεικτών δυναμικής συμπεριφοράς για τις βέλτιστες λύσεις .....	83
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ .....</b>	<b>85</b>
7.1 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ .....	85
7.2 ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ.....	85
<b>ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α : ΚΩΔΙΚΕΣ.....</b>	<b>87</b>
<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ .....</b>	<b>88</b>



## ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

ΣΧΗΜΑ 1.1 ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΟΧΗΜΑΤΟΣ.....	15
ΣΧΗΜΑ 1.2 ΕΛΑΤΗΡΙΑ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ .....	16
ΣΧΗΜΑ 1.3 ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ .....	17
ΣΧΗΜΑ 1.4 ΜΟΝΟΥ ΣΩΛΗΝΑ ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑΣ .....	18
ΣΧΗΜΑ 1.5 ΔΙΠΛΟΥ ΣΩΛΗΝΑ ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑΣ.....	19
ΣΧΗΜΑ 1.6 ΣΤΟΧΟΙ ΑΝΕΣΗΣ-ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ .....	21
ΣΧΗΜΑ 1.7 ΣΧΗΜΑΤΙΚΗ ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ .....	22
ΣΧΗΜΑ 1.8 ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ .....	22
ΣΧΗΜΑ 1.9 ΕΛΕΚΤΡΟΗΥΔΡΑΥΛΙΚ ΔΑΜΠΕΡ.....	23
ΣΧΗΜΑ 1.10 ΜΑΓΝΗΤΟΡΡΕΟΛΟΓΙΚΑ ΔΑΜΠΕΡ.....	24
ΣΧΗΜΑ 1.11 ΕΛΕΚΤΡΟΡΡΕΟΛΟΓΙΚΑ ΔΑΜΠΕΡ .....	24
ΣΧΗΜΑ 1.12 ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗ ΑΝΑΡΤΗΣΗ .....	24
ΣΧΗΜΑ 1.13 ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ .....	25
ΣΧΗΜΑ 2.1 QUARTER CAR MODEL .....	28
ΣΧΗΜΑ 2.2 BICYCLE CAR MODEL .....	29
ΣΧΗΜΑ 2.3 HALF CAR MODEL .....	30
ΣΧΗΜΑ 2.4 FULL CAR MODEL.....	33
ΣΧΗΜΑ 2.5 ΜΟΝΤΕΛΟ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ-ΟΔΗΓΟΥ.....	34
ΣΧΗΜΑ 3.1 ΜΟΝΤΕΛΟ ΗΜΙ-ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΗΣ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ.....	37
ΣΧΗΜΑ 3.2 ΙΔΑΝΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ SKYHOOK .....	39
ΣΧΗΜΑ 4.1 ΔΙΑΜΗΚΕΣ ΚΑΙ ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ .....	43
ΣΧΗΜΑ 4.2 ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ ΚΑΤΗΓΟΡΙΑΣ C .....	46
ΣΧΗΜΑ 4.3 ΕΓΚΑΡΣΙΟ ΕΜΠΟΔΙΟ (ΣΑΜΑΡΑΚΙ) .....	47
ΣΧΗΜΑ 5.1 ΜΕΤΩΠΟ ΒΕΛΤΙΣΤΩΝ ΛΥΣΕΩΝ PARETO.....	51
ΣΧΗΜΑ 5.2 ΔΙΑΣΤΑΥΡΩΣΗ ΑΠΛΟΥ ΣΗΜΕΙΟΥ .....	56
ΣΧΗΜΑ 5.3 ΔΙΑΣΤΑΥΡΩΣΗ ΔΥΟ ΣΗΜΕΙΩΝ.....	57
ΣΧΗΜΑ 5.4 ΜΕΤΑΛΛΑΞΗ .....	57
ΣΧΗΜΑ 5.5 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΓΕΝΕΤΙΚΟΥ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ .....	58
ΣΧΗΜΑ 6.1 ΜΟΝΤΕΛΟ ΟΧΗΜΑΤΟΣ-ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ-ΑΝΘΡΩΠΟΥ.....	63
ΣΧΗΜΑ 6.2 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΣΩΜΑΤΟΣ .....	64
ΣΧΗΜΑ 6.3 ΓΩΝΙΑ ΚΑΛΠΑΣΜΟΥ .....	65
ΣΧΗΜΑ 6.4 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΜΠΡΟΣΤΑ ΤΡΟΧΟΥ .....	65
ΣΧΗΜΑ 6.5 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΠΙΣΩ ΤΡΟΧΟΥ .....	66
ΣΧΗΜΑ 6.6 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ .....	66
ΣΧΗΜΑ 6.7 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΛΕΚΑΝΗΣ .....	67
ΣΧΗΜΑ 6.8 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΟΙΛΙΑΣ .....	67
ΣΧΗΜΑ 6.9 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΔΙΑΦΡΑΓΜΑΤΟΣ .....	68
ΣΧΗΜΑ 6.10 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΘΩΡΑΚΑ .....	68
ΣΧΗΜΑ 6.11 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΟΡΜΟΥ .....	69
ΣΧΗΜΑ 6.12 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΠΛΑΤΗΣ .....	69
ΣΧΗΜΑ 6.13 ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ ΚΕΦΑΛΙΟΥ .....	70
ΣΧΗΜΑ 6.14 ΕΛΕΓΚΤΗΣ ΜΠΡΟΣΤΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ.....	70
ΣΧΗΜΑ 6.15 ΕΛΕΓΚΤΗΣ ΠΙΣΩ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ.....	70
ΣΧΗΜΑ 6.16 PARETO ΣΕ ΣΑΜΑΡΑΚΙ.....	72
ΣΧΗΜΑ 6.17 ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ SH-2 .....	74
ΣΧΗΜΑ 6.18 ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ SH-L.....	75
ΣΧΗΜΑ 6.19 ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ADD.....	75
ΣΧΗΜΑ 6.20 ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ PDD .....	76
ΣΧΗΜΑ 6.21 ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ SH-ADD .....	76

---

ΣΧΗΜΑ 6.22 ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ SH-ADD-1s .....	77
ΣΧΗΜΑ 6.23 PARETO ΣΕ ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ.....	78
ΣΧΗΜΑ 6.24 ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ SH-2 .....	80
ΣΧΗΜΑ 6.25 ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ SH-L.....	80
ΣΧΗΜΑ 6.26 ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ADD.....	81
ΣΧΗΜΑ 6.27 ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ PDD.....	81
ΣΧΗΜΑ 6.28 ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ SH-ADD .....	82
ΣΧΗΜΑ 6.29 ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ SH-ADD-1s .....	82

## ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

ΠΙΝΑΚΑΣ 2.1 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ QUARTER CAR MODEL.....	28
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.2 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ BICYCLE CAR MOEDL.....	29
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.3 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ HALF CAR MODEL.....	31
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.4 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ FULL CAR MODEL.....	33
ΠΙΝΑΚΑΣ 2.5 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΑΝΘΡΩΠΟΥ.....	35
ΠΙΝΑΚΑΣ 4.1 ΚΑΤΗΓΟΡΙΕΣ ΠΟΙΟΤΗΤΑΣ ΠΟΦΙΛ ΔΡΟΜΩΝ.....	44
ΠΙΝΑΚΑΣ 5.1 ΌΡΙΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΩΝ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ.....	59
ΠΙΝΑΚΑΣ 6.1 ΤΙΜΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ BICYCLE CAR MODEL.....	71
ΠΙΝΑΚΑΣ 6.2 ΤΙΜΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΚΑΘΙΣΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΑΝΘΡΩΠΟΥ.....	71
ΠΙΝΑΚΑΣ 6.3 ΠΙΝΑΚΑΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΓΙΑ ΣΑΜΑΡΑΚΙ.....	78
ΠΙΝΑΚΑΣ 6.4 ΠΙΝΑΚΑΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΓΙΑ ΤΥΧΑΙΟ ΠΡΟΦΙΛ ΔΡΟΜΟΥ.....	83



## ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Τα οχήματα έχουν κυρίαρχο ρόλο στη ζωή των ανθρώπων και αποτελούν αναπόσπαστο μέρος της καθημερινότητάς τους. Χρησιμοποιούνται κυρίως για την μεταφορά ανθρώπων και αγαθών. Για αυτό το λόγο είναι στο επίκεντρο της έρευνας και συνεχώς η αυτοκινητοβιομηχανία διεξάγει έρευνα για την βελτίωση των οχημάτων. Μεγάλο κομμάτι της εν λόγω έρευνας εστιάζεται στις κάθετες ταλαντώσεις κατά την διάρκεια της κίνησης του οχήματος, καθώς σε αυτές συναντώνται δυο από τις βασικότερες συνιστώσες της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος: η άνεση των επιβατών και το κράτημα του οχήματος. Η πρώτη επηρεάζεται από τις διάφορες κάθετες δονήσεις που προκαλούνται εξαιτίας του εκάστοτε οδοστρώματος, και η δεύτερη αποτελεί πρωταρχικό παράγοντα της ασφάλειας του οχήματος. Αυτοί οι δύο στόχοι είναι αντικρουόμενοι και η έρευνα επικεντρώνεται στην εύρεση του βέλτιστου συμβιβασμού τους. Το κύριο στοιχείο του οχήματος που σχετίζεται με αυτά είναι η ανάρτηση του, η οποία έχει ως στόχο να παρέχει άνεση στους επιβάτες, να προσφέρει καλό κράτημα στο όχημα και να μεταφέρει δυνάμεις. Για την μελέτη λοιπόν του οχήματος και τη βελτιστοποίηση του αναπτύσσονται μοντέλα οχημάτων που περιλαμβάνουν μέρος του οχήματος, όπως τα quarter, bicycle και half car model που αντιπροσωπεύουν το ένα τέταρτο ή το μισό όχημα, ή ολόκληρο το όχημα (full car model). Το πιο απλό και συνηθισμένο μοντέλο για τις πρώτες εκτιμήσεις αποτελεσμάτων είναι το quarter car. Τα μοντέλα μισού οχήματος δίνουν πιο ακριβή αποτελέσματα και περιέχουν το φαινόμενο της εκτροπής ή του καλπασμού, όμως απαιτούν περισσότερο υπολογιστικό χρόνο. Τα μοντέλα ολόκληρου του οχήματος περιέχουν όλα τα φαινόμενα και προσεγγίζουν καλύτερα τα πραγματικά φαινόμενα και αποτελέσματα, όμως το υπολογιστικό κόστος είναι μεγάλο και έτσι για αρχικές μελέτες ενός οχήματος οι ερευνητές προτιμούν συνήθως τα πιο μικρά μοντέλα. Για την περαιτέρω μελέτη του οχήματος και την άνεση των επιβατών στα παραπάνω μοντέλα προστίθεται ένα μοντέλο καθίσματος και ανθρώπου.

Η μελέτη των αναρτήσεων ξεκίνησε από την έρευνα για τις παθητικές αναρτήσεις και την βελτιστοποίησή τους. Οι παθητικές αναρτήσεις έχουν χαρακτηριστικά που δεν μπορούν να αλλάξουν και να προσαρμοστούν στις συνθήκες του οδοστρώματος και του οδηγού. Από τη δεκαετία του 1960 άρχισαν να μελετάνε οι ερευνητές τις ενεργητικές αναρτήσεις, οι οποίες μπορούν να αλλάξουν τα χαρακτηριστικά τους μέσω ελεγκτών και επενεργητών και έτσι έχουν ευρύ φάσμα λειτουργίας. Ωστόσο απαιτούν αρκετή ισχύ για τη λειτουργία τους και το κόστος τους. Έτσι, τη δεκαετία του 1970 άρχισαν να αναπτύσσονται οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις, που αποτελούν έναν συμβιβασμό μεταξύ παθητικών και ενεργητικών. Οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις έχουν καλύτερα αποτελέσματα από τις παθητικές και καταναλώνουν λιγότερη ενέργεια από τις ενεργητικές. Επομένως η έρευνα επικεντρώθηκε στις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις αφού έχουν καλύτερο συνδυασμό κόστους-απόδοσης και σε δύο τομείς τους πιο συγκεκριμένα: α) την τεχνολογία για την υλοποίησή τους και β) τις στρατηγικές ελέγχου που εφαρμόζονται.

Σημαντική πρόοδος στην έρευνα των αναρτήσεων πραγματοποιήθηκε από τη δεκαετία του 1990 και σε αυτό καθοριστικό ρόλο διαδραμάτισε η πρόοδος των υπολογιστών που επέτρεψαν τον υπολογισμό των μοντέλων και κυρίως την βελτιστοποίησή τους. Ο Baumal το 1998 χρησιμοποιώντας γενετικούς αλγόριθμους βελτιστοποίησε παθητική και ενεργητική ανάρτηση πέντε βαθμών ελευθερίας με μία ημιτονοειδή διέγερση. Στόχος ήταν η ελαχιστοποίηση της επιτάχυνσης του καθίσματος χρησιμοποιώντας περιορισμούς ως προς την ασφάλεια του οχήματος και το χώρο λειτουργίας της ανάρτησης. Ο Zaremba το 1997 βελτιστοποίησε ενεργητική ανάρτηση δύο βαθμών ελευθερίας. Στόχος της ήταν η ελαχιστοποίηση της επιτάχυνσης του σώματος του οχήματος με περιορισμούς ως προς την ενεργό τιμή (root mean square) της ταχύτητας της ανάρτησης, την παραμόρφωση των ελαστικών και της δύναμης του επενεργητή. Ο Alkhatib το 2004 χρησιμοποίησε γενετικούς αλγόριθμους για την βελτιστοποίηση ανάρτησης δύο βαθμών ελευθερίας ως προς την ενεργό τιμή της επιτάχυνσης και την ενεργό τιμή της σχετικής μετατόπισης. Η Bourmistrova (2005) εφάρμοσε εξελικτικούς αλγόριθμους για την βελτιστοποίηση ανάρτησης σε quarter car model. Η αντικειμενική της συνάρτηση αποτελούνταν από πολλούς στόχους και είχε συντελεστές βαρύτητας για την επιτάχυνση του σώματος του οχήματος και τη διαδρομή της ανάρτησης. Ο Verros (2005) πραγματοποίησε βελτιστοποίηση παθητικής και ημι-ενεργητικής ανάρτησης σε quarter car model.

Χρησιμοποίησε και αυτός μία αντικειμενική συνάρτηση πολλών στόχων με συντελεστές βαρύτητας. Ο Georgiou (2007) ανέπτυξε μία βελτιστοποίηση πολλών στόχων στην οποία οι αντικειμενικές συναρτήσεις κανονικοποιήθηκαν σύμφωνα με κάποιες σταθερές. Μελέτησε παθητικές και ημι-ενεργητικές αναρτήσεις και παρουσίασε τα αποτελέσματα σε μέτωπο βέλτιστων λύσεων Pareto. Ο Savaresi (2007) παρουσίασε τα όρια που μπορούσε να επιτύχει μία ημι-ενεργητική ανάρτηση η οποία στοχεύει στην άνεση των επιβατών.

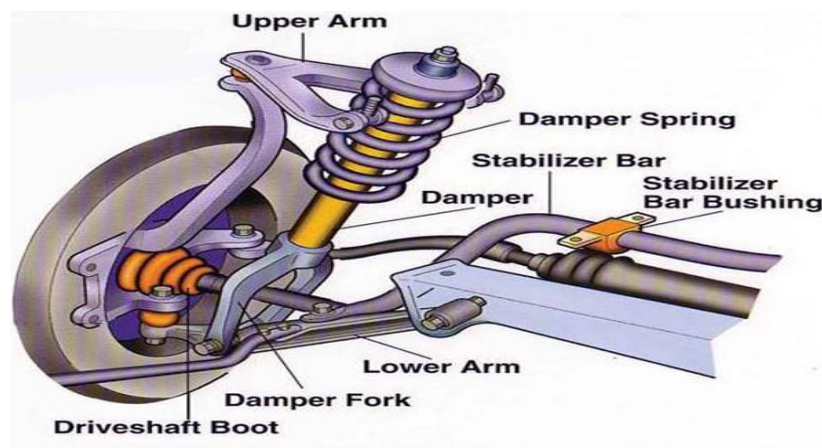
Το 2008 ο Shirahatt βελτιστοποίησε παθητική και ενεργητική ανάρτηση σε full car model χρησιμοποιώντας διάφορους περιορισμούς για την άνεση και την ασφάλεια του οχήματος και για την λειτουργία της ανάρτησης. Η μελέτη του στόχευε στην βελτίωση της άνεσης. Ο Roussot-Vassal (2010) συνέθεσε μία πλήρη ανάλυση για τη βέλτιστη απόδοση ως προς την άνεση και ως προς το κράτημα του οχήματος. Χρησιμοποίησε ένα σύνθετο μοντέλο και μία αριθμητική μέθοδο βελτιστοποίησης. Ο ίδιος το 2012 αξιολόγησε την απόδοση των πιο γνωστών ημι-ενεργητικών αναρτήσεων στο πεδίο του χρόνου και της συχνότητας, χρησιμοποιώντας ένα quarter car model. Το 2014 ο Colina σύγκρινε τους βασικούς νόμους ελέγχου για ημι-ενεργητικές αναρτήσεις με την παθητική ανάρτηση με βάση ένα quarter car model.

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει ως στόχο την μελέτη ενός bicycle car model, στο οποίο έχει προστεθεί ένα μοντέλο καθίσματος και ένα μοντέλο ανθρώπου. Στο μοντέλο αυτό θα μελετηθούν δύο παθητικές αναρτήσεις με διαφορετικές τιμές του συντελεστή απόσβεσης και έξι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις. Θα συγκριθούν οι αποδόσεις των αναρτήσεων αφού πρώτα βελτιστοποιηθούν τα συστήματα αναρτήσεων. Η βελτιστοποίηση θα έχει ως στόχο την βελτίωση της άνεσης και του κρατήματος του οχήματος και θα έχει κάποιους περιορισμούς που να εξασφαλίζουν αυτούς τους στόχους και την ομαλή λειτουργία της ανάρτησης. Ως είσοδοι θα χρησιμοποιηθούν δύο ειδών διεγέρσεις. Η πρώτη διέγερση αντιπροσωπεύει ένα τυχαίο προφίλ δρόμου μέτριας ποιότητας, και η δεύτερη διέγερση είναι ένα εγκάρσιο εμπόδιο, δηλαδή ένα σαμαράκι. Στόχος της εργασίας είναι η εύρεση του βέλτιστου συμβιβασμού μεταξύ των δύο βασικών στόχων ενός οχήματος και την διερεύνηση των αποτελεσμάτων.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 Εισαγωγή στις αναρτήσεις

### 1.1 Ορισμός ανάρτησης

Ανάρτηση είναι το μηχανικό σύστημα που συνδέει τους τροχούς με το σώμα του οχήματος, ενώ επιτρέπει την σχετική κίνηση τους. 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). Στόχος της ανάρτησης είναι η συνεχής επαφή των τροχών του οχήματος με το δρόμο, ώστε να είναι δυνατή η μεταφορά δυνάμεων και επομένως και ο έλεγχος του οχήματος. Αν χαθεί η επαφή τροχών-δρόμου, ο οδηγός δεν μπορεί να στρίψει το όχημα, να επιταχύνει ή να επιβραδύνει. Οι ταλαντώσεις που προκύπτουν από ανωμαλίες του δρόμου όπως λακκούβες, σαμαράκια κλπ μειώνονται μέσω της ανάρτησης. Έτσι, η ανάρτηση συμβάλλει στην βελτίωση της άνεσης του οχήματος, κάνοντας ευχάριστη τη χρήση του. Η οδήγηση γίνεται πιο εύκολη σε οχήματα που έχουν μεγαλύτερη ασφάλεια και είναι πιο εύκολα στον χειρισμό και άμεση συνέπεια είναι η ελάττωση των ατυχημάτων. Οι δύο κύριοι στόχοι της ανάρτησης, δηλαδή η άνεση των επιβατών και το κράτημα του οχήματος είναι αντικρουόμενοι και αναζητείται ο βέλτιστος συμβιβασμός μεταξύ αυτών των δύο ικανοποιώντας κάποιες συνθήκες. Τέτοιες συνθήκες είναι ο σκοπός του οχήματος, η τεχνολογία που είναι διαθέσιμη, το κόστος και άλλοι παράγοντες.



**Σχήμα 1.1 Ανάρτηση οχήματος**

Οι τομείς που μελετιούνται σε ένα σύστημα ανάρτησης είναι αυτοί της δυναμικής και της κινηματικής, οι οποίοι συνδέονται άμεσα μεταξύ τους. Η δυναμική αφορά το είδος και την σκληρότητα των ελατηρίων που χρησιμοποιούνται καθώς και την απαιτούμενη απόσβεση, τα οποία επηρεάζουν κυρίως την άνεση των επιβατών και την οδηγική συμπεριφορά του οχήματος. Για τη μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς λαμβάνονται υπόψιν οι μάζες του οχήματος σε συνδυασμό με την κατανομή τους. Η κινηματική

ασχολείται με την γεωμετρία της ανάρτησης, τη μηχανική σύνδεση των στοιχείων και το πως επηρεάζεται η επαφή του τροχού με το οδόστρωμα κατά την κίνηση του οχήματος. Με την μελέτη της κινηματικής είναι δυνατόν να καθοριστεί η ποσότητα πληροφοριών που φτάνει στον οδηγό μέσω του συστήματος διεύθυνσης και να επηρεαστεί ο βαθμός απόδοσης του ελαστικού.

## 1.2 Ελατήρια Ανάρτησης Οχήματος

Το ελατήριο αποτελεί κύριο στοιχείο μιας ανάρτησης και είναι στοιχείο που καθώς συμπιέζεται και παραμορφώνεται, αποθηκεύει μέσα του ένα ποσό μηχανικής ενέργειας και το απελευθερώνει αμέσως μόλις επανέλθει στο αρχικό του σχήμα. Κάθε ελατήριο χαρακτηρίζεται από τον συντελεστή σκληρότητας του, δηλαδή έναν αριθμό ο οποίος περιγράφει το λόγο της δύναμης που ασκείται στο ελατήριο, προς το μέγεθος της παραμόρφωσης που προκύπτει. Ο συντελεστής αυτός προέρχεται από ένα σύνολο στοιχείων, όπως ο συντελεστής ελαστικότητας του υλικού του, ο τρόπος και το είδος της παραμόρφωσης που προκύπτει, η διατομή του ελατηρίου στην περιοχή της παραμόρφωσης. Τα ελατήρια, κατά την κίνηση του οχήματος, συμβάλουν στην διατήρηση της επαφής των τροχών με το οδόστρωμα, εξασφαλίζοντας κατ' επέκταση καλύτερο κράτημα στο όχημα.

Τα είδη ελατηρίων που χρησιμοποιούνται σε αναρτήσεις είναι τα ελικοειδή, τα ημιελλειπτικά (σούστες), οι αντιστρεπτικές ράβδοι και ορισμένα πνευματικά συστήματα. Λόγω της μειωμένης σκληρότητας τους τα ελικοειδή ελατήρια συχνά χρησιμοποιούνται σε συνδυασμό με αντιστρεπτική ράβδο. Η αντιστρεπτική ράβδος συνδέει τους τροχούς του ίδιου άξονα και περιορίζει τις κλίσεις του οχήματος.

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

$$F = kx \quad (1)$$

Όπου  $F$  είναι η δύναμη του ελατηρίου,  $k$  η σταθερά του και  $x$  η μετατόπιση.



Σχήμα 1.2 Ελατήρια αναρτήσεων



### 1.3 Αποσβεστήρες Ανάρτησης Οχήματος

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 πιέζεται 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.

Υπάρχουν δύο ειδών αποσβεστήρες κυρίως, 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 και στη δεκαετία του 40 άρχισε να επικρατεί. 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), που παρουσιάζεται στο σχήμα 1.4, και ο αποσβεστήρας διπλού σωλήνα (Twin-tube Damper), που παρουσιάζεται στο σχήμα 1.5.



**Σχήμα 1.3 Αποσβεστήρας ανάρτησης**

Ένας ιδανικός γραμμικός αποσβεστήρας περιγράφεται από την μαθηματική εξίσωση (2).

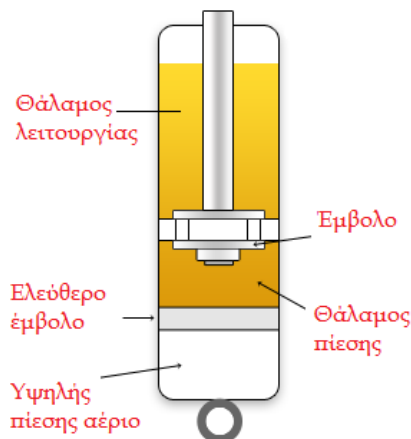
$$F = c\dot{x} \quad (2)$$

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.

### 1.3.1 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 άζωτου το οποίο βρίσκεται σε πίεση 20 με 30 bar και διαχωρίζεται από το θάλαμο πίεσης με ένα ελεύθερο έμβολο.



**Σχήμα 1.4 Μονού σωλήνα αποσβεστήρας**

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 σπηλαίωση και τον θόρυβο.

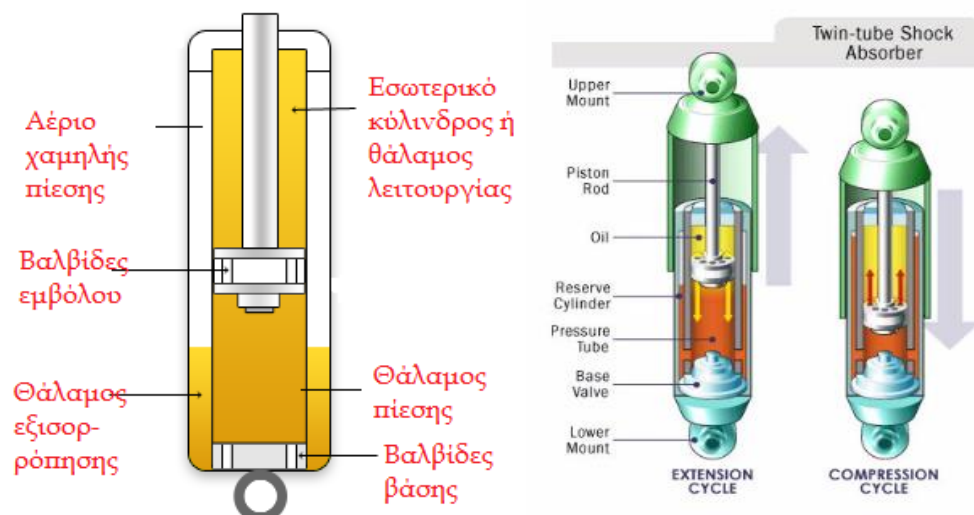
Τα μειονεκτήματα αυτού του είδους του αποσβεστήρα είναι:

- 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.

### 1.3.2 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.



**Σχήμα 1.5 Διπλού σωλήνα αποσβεστήρας**

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.

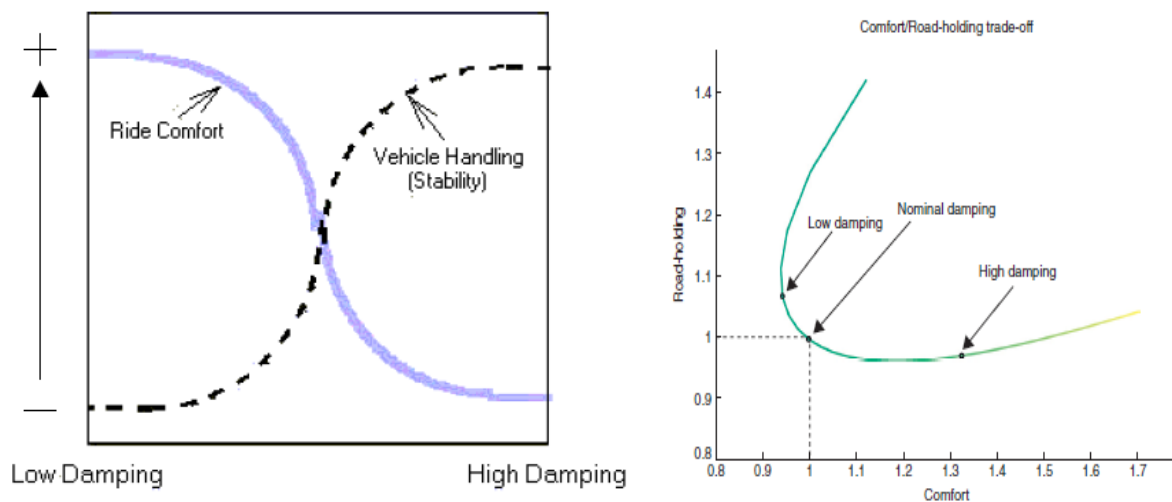
## **1.4 Είδη αναρτήσεων**

Οι αναρτήσεις που χρησιμοποιούνται σε οχήματα χωρίζονται σε παθητικές, ημι-ενεργητικές και ενεργητικές, ανάλογα με την δυνατότητα να μεταβάλουν τα χαρακτηριστικά τους κατά την διάρκεια κίνησης του οχήματος.

### **1.4.1 Παθητική ανάρτηση**

Η πλειοψηφία των οχημάτων χρησιμοποιεί συστήματα παθητικών αναρτήσεων. Τα χαρακτηριστικά αυτών των συστημάτων (συντελεστής απόσβεσης του αποσβεστήρα) είναι σταθερά. Οι παθητικές αναρτήσεις αποτελούν έναν συμβιβασμό μεταξύ άνεσης και επίδοσης στα περισσότερα οχήματα. Επιλέγονται 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. Ο συντελεστής απόσβεσης και η σκληρότητα του ελατηρίου δεν μπορούν να αλλάξουν μετά την επιλογή τους. Αυτό οδηγεί στην μη ύπαρξη ευελιξίας, έτσι 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. Εκτός από τον συντελεστή απόσβεσης, ορίζεται και ο λόγος απόσβεσης όπου ορίζει 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. Οπότε συνήθως για οχήματα με παθητικές αναρτήσεις επιλέγεται ο βέλτιστος συμβιβασμός μεταξύ των δύο αντικρουόμενων στόχων όπως παρουσιάζεται και στο σχήμα 1.6. 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. Η ευρεία χρήση τους οφείλεται κυρίως στο μειωμένο κόστος τους συγκριτικά με τα υπόλοιπα είδη αναρτήσεων.



**Σχήμα 1.6 Στόχοι άνεσης-ασφάλειας οχήματος**

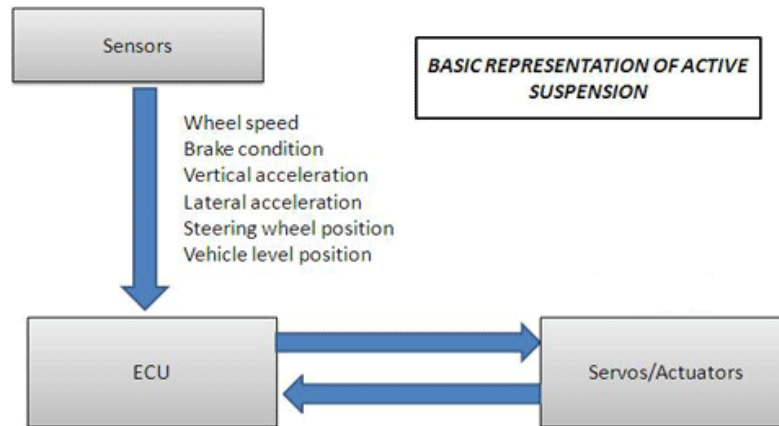
#### 1.4.2 Ενεργητική ανάρτηση

Οι ενεργητικές αναρτήσεις χρησιμοποιούν αισθητήρες και επενεργητές ώστε να μεταβάλουν τα δυναμικά χαρακτηριστικά του οχήματος καθώς και την ενέργεια του συστήματος ανάρτησης, με σκοπό την βελτίωση της οδηγικής συμπεριφορά ανάλογα με τις στιγμιαίες απαιτήσεις. Οι αισθητήρες που χρησιμοποιούνται παρέχουν μετρήσεις για τις επιταχύνσεις που δέχεται το όχημα, την ταχύτητα του, την κλίση που έχει, την ισχύ που δίνει ο κινητήρας στους τροχούς, την θέση των ποδόπληκτρων γκαζιού και φρένων, την γωνιά του τιμονιού κλπ. Από την επεξεργασία των μετρήσεων προκύπτουν οι παρεμβάσεις που απαιτούνται στα χαρακτηριστικά της ανάρτησης, ώστε το όχημα να έχει την καλύτερη δυνατή οδηγική συμπεριφορά. Οι παρεμβάσεις αυτές υλοποιούνται μέσω ηλεκτρονικών, υδραυλικών ή πνευματικών συστημάτων. Μέσω των επενεργητών αυτών είναι εφικτή η μεταβολή της απόσβεσης και του μέτρου ελαστικότητας που έχει η ανάρτηση, καθώς και η άσκηση δύναμης στον τροχό, ανεξάρτητης από την σχετική θέση του ως προς το όχημα.

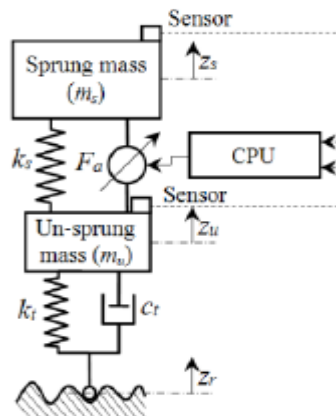
Το αποτέλεσμα της ανάδρασης των ενεργητικών αναρτήσεων στις συνθήκες κίνησης του οχήματος έχει αισθητό αποτέλεσμα στην ασφάλεια, την άνεση αλλά και τις επιδόσεις των οχημάτων που τις περιλαμβάνουν. Τα οχήματα με ενεργητικές αναρτήσεις έχουν ιδιαίτερα αισθητό προβάδισμα συγκρινόμενα με αυτά που έχουν παθητική ή ημι-ενεργητική.

Εκτός από τα πλεονεκτήματα που προσφέρουν οι ενεργητικές αναρτήσεις έχουν και αρκετά μειονεκτήματα. Αυτά δεν σχετίζονται με την συμπεριφορά του οχήματος αλλά με το κόστος τους. Εκτός από το σημαντικά αυξημένο κόστος των απαιτούμενων εξαρτημάτων, η εξέλιξη ενός συστήματος ενεργητικής ανάρτησης είναι ιδιαίτερα χρονοβόρα και απαιτεί εξέλιξη συστημάτων επενέργειας, μετρήσεων και επεξεργασίας των μετρήσεων. Η λειτουργία ενός συστήματος ενεργητικής ανάρτησης

απαιτεί επίσης πολλή ενέργεια, με αποτέλεσμα να περιορίζει την τελική απόδοση του οχήματος. Επιπλέον τα εξαρτήματα που απαιτούνται εκτός από το κόστος αυξάνουν και το βάρος του οχήματος.



Σχήμα 1.7 Σχηματική αναπαράσταση ενεργητικής ανάρτησης

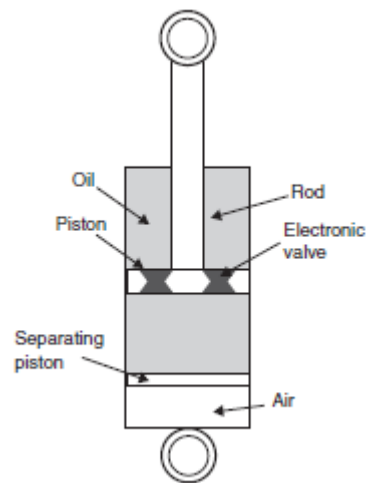


Σχήμα 1.8 Ενεργητική ανάρτηση

### 1.4.3 Ημι-ενεργητική ανάρτηση

Η ημι-ενεργητική ανάρτηση μπορεί να μεταβάλει τα χαρακτηριστικά της για να επιτύχει μεγαλύτερη άνεση ή καλύτερη απόδοση του οχήματος. Η μεταβολή των χαρακτηριστικών των ελατηρίων είναι δύσκολη, για αυτό προτιμάται η μεταβολή των χαρακτηριστικών των αποσβεστήρων με την χρήση αισθητήρων και επενεργητών. Η μεταβολή αυτή γίνεται είτε με αλλαγή της γεωμετρίας του εμβόλου του αποσβεστήρα, είτε με αλλαγή της συνεκτικότητας του ρευστού του αποσβεστήρα.

Τα ηλεκτροϋδραυλικά συστήματα (electrohydraulic EH) που 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.



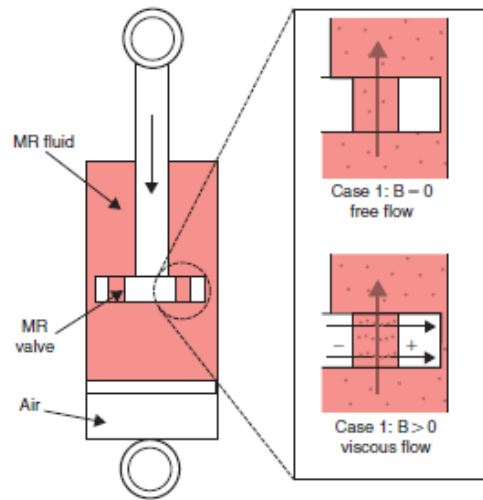
**Σχήμα 1.9 Electrohydraulic damper**

Τα μαγνητοροϊκά ρευστά (magnetorheological MR) χρησιμοποιούνται τα τελευταία χρόνια στις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις, σε ακριβά αυτοκίνητα δρόμου και σε στρατιωτικά οχήματα. Τα μαγνητοροϊκά ρευστά συμπεριφέρονται ως υγρά όταν δεν υπάρχει μαγνητικό πεδίο. Λόγω όμως των μαγνητιζόμενων σωματιδίων που περιέχουν, αλλάζουν το ιξώδες τους όταν βρεθούν σε 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.

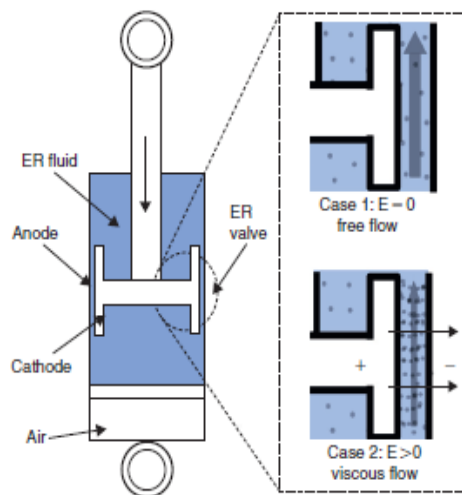
Τα ηλεκτροροϊκά ρευστά (electrorheological ER) έχουν λειτουργία αντίστοιχη με αυτή των μαγνητοροϊκών και όταν βρεθούν σε ηλεκτρικά πεδία μεταβάλλουν το ιξώδες τους. Με αυτόν τον τρόπο μεταβάλλουν τον συντελεστή απόσβεσης. Αυτά τα ρευστά μπορούν να θεωρηθούν ως μίξη λαδιού και μικρών σωματιδίων που είναι ευαίσθητα στο ηλεκτρικό πεδίο. Όταν δεν υπάρχει ηλεκτρικό πεδίο, το ρευστό ρέει ελεύθερα μέσα στον αποσβεστήρα και στα στόμια. Μόλις αναπτυχθεί ηλεκτρικό πεδίο, σχηματίζονται αλυσίδες από τα σωματίδια και η ροή γίνεται ιξώδης. Όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 1.11 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.

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 τόσο ως προς την άνεση όσο και προς την οδηγική του συμπεριφορά. Ωστόσο έχουν αυξημένο κόστος για την κατασκευή, την εξέλιξη τους αλλά και για την λειτουργία τους διότι υπάρχει κατανάλωση ενέργειας για

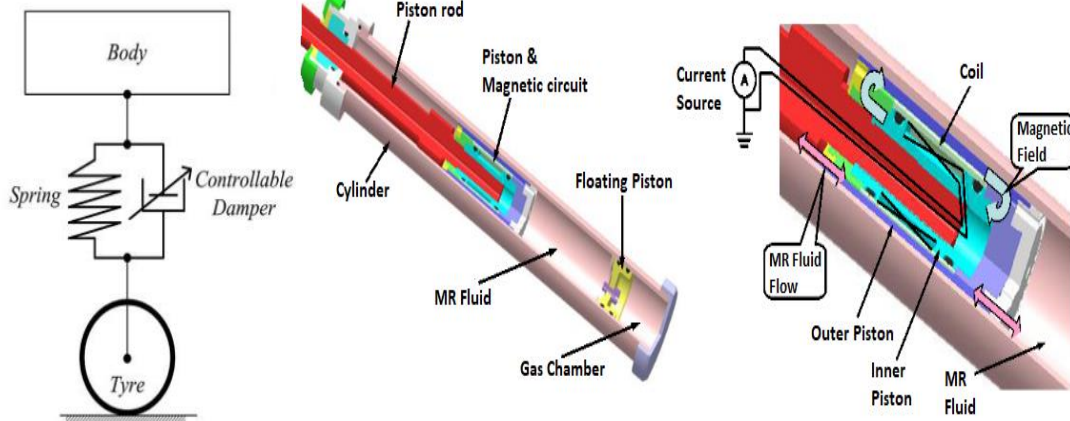
την αλλαγή του συντελεστή απόσβεσης. Άλλο ένα μειονέκτημα των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων είναι η ταχύτητα αλλαγής ρύθμισης.



Σχήμα 1.10 Magnetorheological damper



Σχήμα 1.11 Electrorheological damper



Σχήμα 1.12 Ημι-ενεργητική ανάρτηση



## 1.5 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 ανωμάλου δρόμου. Σε τέτοια οχήματα χρησιμοποιούνται για να μειώνουν την καταπόνηση του οδηγού όταν το όχημα κινείται σε ανώμαλο δρόμο για πολλές ώρες.



**Σχήμα 1.13 Εφαρμογές ημι-ενεργητικής ανάρτησης**



## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 Υπολογιστικά Μοντέλα Οχημάτων

### 2.1 Γενικά

Για την μελέτη της δυναμικής των οχημάτων έχουν καθιερωθεί συγκεκριμένα μοντέλα. Το πιο απλό και διαδεδομένο μοντέλο είναι το ένα τέταρτο του οχήματος (quarter car model), που προσομοιώνει ένα τροχό και την μάζα του οχήματος. Το δεύτερο μοντέλο είναι το μοντέλο μισού οχήματος (half car model) που είναι πιο αναλυτικό μοντέλο από το πρώτο και συμπεριλαμβάνει την γωνία καλπασμού ή εκτροπής. Η μοντελοποίηση του μισού οχήματος μπορεί να πραγματοποιηθεί είτε κατά τον διαμήκη άξονα του οχήματος και το μοντέλο να ονομάζεται bicycle model, είτε κατά τον εγκάρσιο. Τέλος, για ακόμα μεγαλύτερη ακρίβεια μπορεί να αναπτυχθεί το μοντέλο πλήρους οχήματος (full car model) για την μοντελοποίηση ολόκληρου του οχήματος. Σε αυτό το μοντέλο συμπεριλαμβάνονται όλα τα μεγέθη του πρώτου μοντέλου καθώς και οι δύο γωνίες, του καλπασμού και της εκτροπής. Όμως, λόγω της μεγαλύτερης ακρίβειας και του σύνθετου μοντέλου, απαιτείται και μεγαλύτερο υπολογιστικό κόστος.

Στην παρούσα εργασία μελετάται ένα half car model, το οποίο είναι σε μορφή ποδηλάτου (bicycle), δηλαδή περιλαμβάνει το μπροστά και το πίσω μέρος του οχήματος. Στη συνέχεια παρουσιάζεται το παθητικό μοντέλο μαζί με τις εξισώσεις που το διέπουν.

#### 2.1.1 Quarter car model

Το συγκεκριμένο μαθηματικό μοντέλο είναι απλό τόσο ως προς την μελέτη ως προς και την υλοποίηση του. Χρησιμοποιείται κυρίως για μελέτη των αναρτήσεων ενός οχήματος και συνεπώς της κατακόρυφης κίνησης του σώματος του οχήματος, παρέχοντας ικανοποιητικά αποτελέσματα από θέμα ακρίβειας. Για αυτούς τους λόγους, οι αρχικές μελέτες γίνονται συνήθως σε τέτοια μοντέλα. Τα κύρια στοιχεία ενός quarter car μοντέλου, όπως παρουσιάζεται από το σχήμα 2.1, είναι η αναρτημένη μάζα  $m_s$ , η μη αναρτημένη μάζα  $m_u$ , που περιλαμβάνει την μάζα του τροχού και των δισκοφρένων του, καθώς και την ανάρτηση που τα συνδέει και έχει μοντελοποιηθεί με ένα ελατήριο και ένα αποσβεστήρα σε παραλληλία. Τέλος, ο τροχός μοντελοποιείται με ένα ελατήριο με σταθερά  $K_T$  και έναν αποσβεστήρα  $C_T$ , ο οποίος συνήθως θεωρείται αμελητέος.

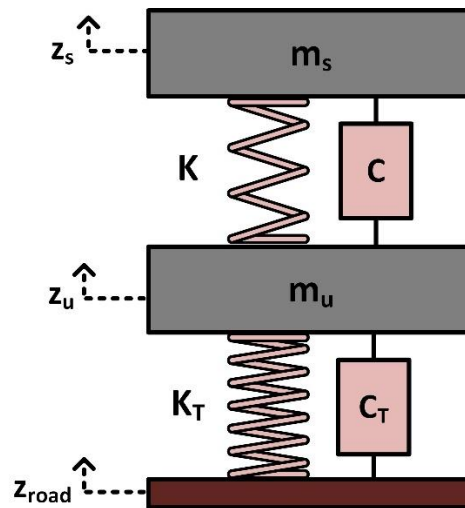
Σε αυτό το μοντέλο χρησιμοποιούνται δύο βαθμοί ελευθερίας, ένας για την κάθετη μετατόπιση της αναρτημένης μάζας και ένας για την κάθετη μετατόπιση της μη αναρτημένης και οι εξισώσεις που το διέπουν είναι οι ακόλουθες:

Μετατόπιση σώματος:

$$m_s \ddot{z}_s + K(z_s - z_u) + C(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = 0 \quad (1)$$

Μετατόπιση τροχού:

$$m_u \ddot{z}_t - K(z_s - z_u) - C(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + K_T(z_u - z_{Road}) + C_T(\dot{z}_u - \dot{z}_{Road}) = 0 \quad (2)$$



**Σχήμα 2.1 Quarter car model**

Σημαντικά μεγέθη για τη μελέτη ενός οχήματος είναι η διαδρομή της ανάρτησης και η παραμόρφωση του ελαστικού. Είναι απαραίτητα για να διερευνηθεί η άνεση και η ασφάλεια που προσφέρει το όχημα, και η διαδρομή της ανάρτησης ορίζεται ως  $z_{ST} = z_s - z$  και η παραμόρφωση του ελαστικού ως  $z_{TD} = z_u - z_{Road}$ . Συνοπτικά στον πίνακα 2.1 δίνονται τα μεγέθη του μοντέλου:

**Πίνακας 2.1 Παράμετροι quarter car model**

Σύμβολο	Περιγραφή
$m_s$	Αναρτημένη μάζα (1/4 Σώματος) [kg]
$m_u$	Μη αναρτημένη μάζα (Τροχός+Δισκόφρενα) [kg]
$K$	Συντελεστής ελαστικότητας ελατηρίου ανάρτησης [N/m]
$C$	Συντελεστής απόσβεσης ανάρτησης [Ns/m]
$K_t$	Συντελεστής ελαστικότητας ελατηρίου τροχού [N/m]
$C_t$	Συντελεστής απόσβεσης τροχού [Ns/m]

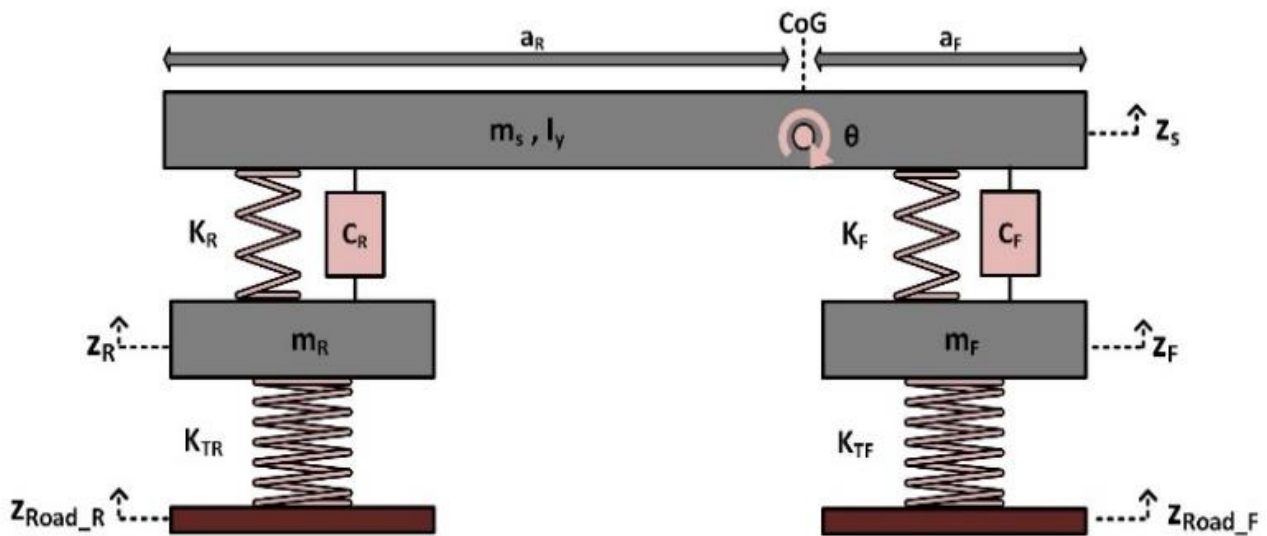
### 2.1.2 Bicycle car model

Αυτό το μοντέλο είναι πιο αναλυτικό και περιλαμβάνει τον μπροστά και τον πίσω άξονα του οχήματος. Αποτελείται από τις δύο μη αναρτημένες μάζες,  $m_F$ ,  $m_R$ , την αναρτημένη μάζα του οχήματος που είναι η μισή μάζα του, τα ελατήρια και τους αποσβεστήρες που χρησιμοποιούνται για την σύνδεση αναρτημένης-μη αναρτημένης μάζας ( $K_F$ ,  $K_R$ ,  $C_F$ ,  $C_R$ ), και τα ελατήρια για την επαφή της μη αναρτημένης μάζας με τον δρόμο ( $K_{TF}$ ,  $K_{TR}$ ). Η διέγερση του δρόμου που θα αναλυθεί σε επόμενο κεφάλαιο συμβολίζεται με  $z_{road\_F}$  για τον μπροστά τροχό και με  $z_{road\_R}$  για τον πίσω τροχό του οχήματος και έχει μια χρονική καθυστέρηση μεταξύ μπροστά και πίσω τροχού εξαιτίας του μετατροχίου και της ταχύτητας που κινείται το όχημα. Η ροπή αδράνειας είναι  $I_y$  και με  $\theta$  συμβολίζεται η γωνία καλπασμού. Ακόμη, η απόσταση του κέντρου μάζας του οχήματος CoG από το μπροστά και πίσω μέρος είναι  $a_F$  και  $a_R$  αντίστοιχα. Επιπρόσθετα, η κατακόρυφη

μετατόπιση για τις μάζες του συστήματος, συμβολίζεται με  $z_F$ ,  $z_R$  και  $z_s$  για τον μπροστά και πίσω τροχό, καθώς και για το σώμα του οχήματος. Οι βαθμοί ελευθερίας στο συγκεκριμένο μοντέλο είναι τέσσερις, η μετατόπιση της αναρτημένης μάζας, δύο για τις μετατοπίσεις των τροχών και ένας για την γωνία καλπασμού. Ακολούθως παρουσιάζονται οι εξισώσεις που διέπουν το μοντέλο και μπορούν να προκύψουν άμεσα από τη χρήση της ενεργειακής μεθόδου Lagrange.

**Πίνακας 2.2 Παράμετροι bicycle car model**

Σύμβολο	Περιγραφή	Δείκτης	Περιγραφή
$z$	Κατακόρυφη μετατόπιση [m]	S	Σώμα οχήματος
$\theta$	Γωνία καλπασμού [ $^\circ$ ]	F	Μπροστά
$z_{road}$	Διέγερση δρόμου [m]	R	Πίσω
$m$	Μάζα [kg]	T	Τροχός
C	Συντελεστής απόσβεσης ανάρτησης [Ns/m]	ST	Διαδρομή της ανάρτησης
K	Συντελεστής ελαστικότητας ελατηρίου [N/m]	TD	Παραμόρφωση ελαστικού



**Σχήμα 2.2 Bicycle car model**

Μετατόπιση σώματος:

$$m_s \ddot{z}_s + K_F(z_s - z_F - a_F \theta) + C_F(\dot{z}_s - \dot{z}_F - a_F \dot{\theta}) + K_R(z_s - z_R + a_R \theta) + C_R(\dot{z}_s - \dot{z}_R + a_R \dot{\theta}) = 0 \quad (3)$$

Γωνία καλπασμού:

$$I \ddot{\theta} - K_F a_F (z_s - z_F - a_F \theta) - C_F a_F (\dot{z}_s - \dot{z}_F - a_F \dot{\theta}) + K_R a_R (z_s - z_R + a_R \theta) + C_R a_R (\dot{z}_s - \dot{z}_R + a_R \dot{\theta}) = 0 \quad (4)$$

Μετατόπιση μπροστά τροχού:

$$m_F \ddot{z}_F - K_F(z_s - z_F - a_F \theta) - C_F(\dot{z}_s - \dot{z}_F - a_F \dot{\theta}) + K_{TF}(z_F - z_{Road\_F}) = 0 \quad (5)$$

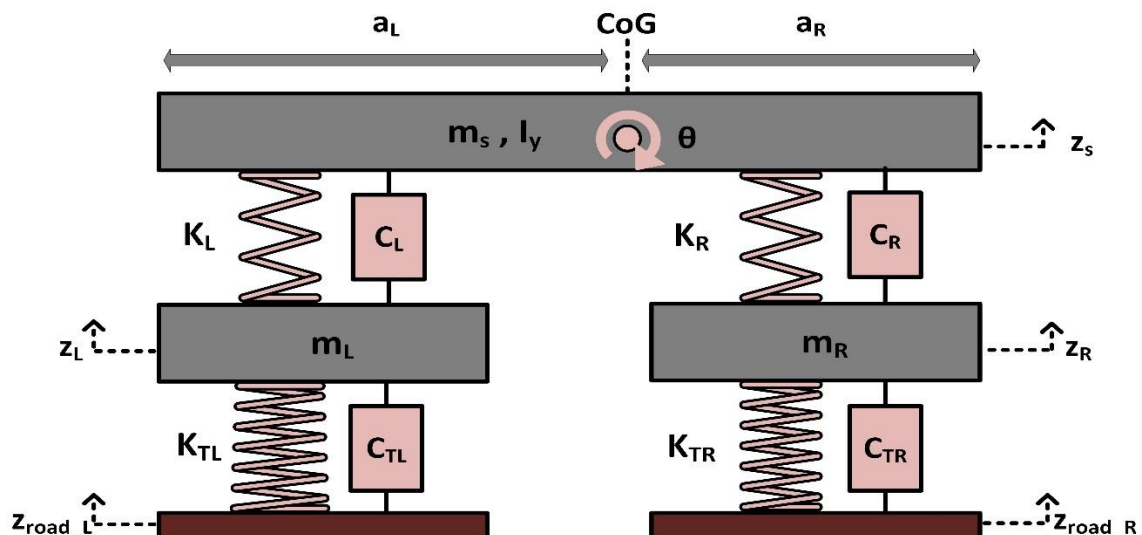
Μετατόπιση πίσω τροχού:

$$m_R \ddot{z}_R - K_R(z_s - z_R + a_R \theta) - C_R(\dot{z}_s - \dot{z}_R + a_R \dot{\theta}) + K_{TR}(z_R - z_{Road\_R}) = 0 \quad (6)$$

Τέλος, όπως και στο μοντέλο που προηγήθηκε, ένα ιδιαίτερα σημαντικό μέγεθος είναι η διαδρομή της ανάρτησης, δηλαδή η παραμόρφωση της που είναι  $z_{ST,F} = z_s - z_F - a_F\theta$  για μπροστά και  $z_{ST,R} = z_s - z_R + a_R\theta$  για πίσω. Ακόμη, η παραμόρφωση του μπροστά ελαστικού είναι  $z_{TD,F} = z_F - z_{Road\_F}$  και του πίσω είναι  $z_{TD,R} = z_R - z_{Road\_R}$ .

### 2.1.3 Half car model

Αυτό το μοντέλο περιλαμβάνει το μισό όχημα, δηλαδή περιέχει τον εμπρόσθιο ή τον οπίσθιο άξονα του οχήματος και τους αντίστοιχους τροχούς. Αποτελείται από τις δύο μη αναρτημένες μάζες, την δεξιά και την αριστερή που συμβολίζονται ως  $m_R, m_L$ , την αναρτημένη μάζα του οχήματος που είναι η μισή μάζα του  $m_s$ , καθώς και τα ελατήρια και τους αποσβεστήρες που χρησιμοποιούνται για την σύνδεση αναρτημένης-μη αναρτημένης μάζας ( $K_R, K_L, C_R, C_L$ ), και την επαφή της μη αναρτημένης μάζας με τον δρόμο δεξιά και αριστερά αντίστοιχα ( $K_{TR}, K_{TL}$ , όπου θεωρείται αμελητέα η απόσβεση των ελαστικών). Η διέγερση του δρόμου συμβολίζεται με  $z_{road\_R}$  για τον δεξιά τροχό και με  $z_{road\_L}$  για τον αριστερά τροχό του οχήματος. Η ροπή αδράνειας είναι  $I_x$  και με  $\phi$  συμβολίζεται η γωνία εκτροπής. Ακόμη, η απόσταση του κέντρου μάζας του οχήματος CoG από τη δεξιά και αριστερή μεριά είναι  $a_R, a_L$  αντίστοιχα. Επιπρόσθετα, η κατακόρυφη μετατόπιση για τις μάζες του συστήματος, συμβολίζεται με  $z_R, z_L$  και  $z_s$  για τον δεξιά και αριστερά τροχό, καθώς και για το σώμα του οχήματος. Οι βαθμοί ελευθερίας στο συγκεκριμένο μοντέλο είναι τέσσερις, η μετατόπιση της αναρτημένης μάζας, δύο για τις μετατοπίσεις των τροχών και ένας για την γωνία εκτροπής. Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι εξισώσεις που διέπουν το μοντέλο.



Σχήμα 2.3 Half car model

Μετατόπιση σώματος:

$$m_s \ddot{z}_s + K_L(z_s - z_L + a_L\phi) + C_L(\dot{z}_s - \dot{z}_L + a_L\dot{\phi}) + K_R(z_s - z_R - a_R\phi) + C_R(\dot{z}_s - \dot{z}_R - a_R\dot{\phi}) = 0 \quad (7)$$

Γωνία εκτροπής:

$$I\ddot{\theta} + a_L K_L(z_s - z_L + a_L\phi) + a_L C_L(\dot{z}_s - \dot{z}_L + a_L\dot{\phi}) +$$

$$-a_R K_R(z_s - z_R - a_R \varphi) - a_R C_R(\dot{z}_s - \dot{z}_R - a_R \dot{\varphi}) = 0 \quad (8)$$

Μετατόπιση δεξιά τροχού:

$$m_R \ddot{z}_R - K_R(z_s - z_R - a_R \varphi) - C_R(\dot{z}_s - \dot{z}_R - a_R \dot{\varphi}) + K_{TR}(z_R - z_{road,R}) + C_{TR}(\dot{z}_R - \dot{z}_{road,R}) = 0 \quad (9)$$

Μετατόπιση αριστερά τροχού:

$$m_L \ddot{z}_L - K_L(z_s - z_L + a_L \varphi) - C_L(\dot{z}_s - \dot{z}_L + a_L \dot{\varphi}) + K_{TL}(z_L - z_{road,L}) + C_{TL}(\dot{z}_L - \dot{z}_{road,L}) = 0 \quad (10)$$

Στο μοντέλο αυτό συνήθως είναι δυνατή και η μοντελοποίηση της αντιστρεπτικής ράβδου που είναι υπεύθυνη για την μείωση της γωνίας εκτροπής. Η διαδρομή της ανάρτησης ορίζεται για την δεξιά ανάρτηση ως  $z_{ST,R} = z_s - z_R - a_R \varphi$  και για την αριστερή ανάρτηση ως  $z_{ST,L} = z_s - z_L + a_L \varphi$ . Η παραμόρφωση του ελαστικού για τον δεξιά τροχό είναι  $z_{TD,R} = z_R - z_{Road,R}$  και αντίστοιχα για τον αριστερό τροχό  $z_{TD,L} = z_L - z_{Road,L}$ .

**Πίνακας 2.3 Παράμετροι half car model**

Σύμβολο	Περιγραφή	Δείκτης	Περιγραφή
$z$	Κατακόρυφη μετατόπιση [m]	S	Σώμα οχήματος
$\varphi$	Γωνία εκτροπής [°]	R	Δεξιά
$z_{road}$	Διέγερση δρόμου [m]	L	Αριστερά
$m$	Μάζα [kg]	T	Τροχός
$C$	Συντελεστής απόσβεσης ανάρτησης [Ns/m]	ST	Διαδρομή της ανάρτησης
$K$	Συντελεστής ελαστικότητας ελατηρίου [N/m]	TD	Παραμόρφωση ελαστικού

#### 2.1.4 Full car model

Το μοντέλο πλήρους οχήματος, συμπεριλαμβάνει όλο το όχημα και τα φαινόμενα που αναφέρθηκαν παραπάνω. Είναι το πιο σύνθετο μοντέλο και χρησιμοποιείται για εκτενείς υπολογισμούς. Ωστόσο, λόγω πολυπλοκότητας η επίλυση των εξισώσεών του απαιτεί αρκετά παραπάνω υπολογιστικό χρόνο. Το μοντέλο περιέχει την μετατόπιση του σώματος, την γωνία εκτροπής, την γωνία καλπασμού και τις μετατοπίσεις των τεσσάρων τροχών, δηλαδή έχει επτά βαθμούς ελευθερίας. Το μοντέλο περιέχει τον μπροστά αριστερά τροχό με μάζα  $m_{F,L}$ , τον μπροστά δεξιά  $m_{F,R}$ , τον πίσω δεξιά  $m_{R,R}$ , τον πίσω αριστερά  $m_{R,L}$  και την μάζα του σώματος  $m_s$ . Τα αντίστοιχα ελαστικά θεωρούνται ως ελατήρια και συμβολίζονται  $K_{T,F,L}$ ,  $K_{T,F,R}$ ,  $K_{T,R,R}$ ,  $K_{T,R,L}$ . Τις μη αναρτημένες μάζες με την αναρτημένη μάζα συνδέουν οι αναρτήσεις με σκληρότητα ελατηρίου  $K_{F,L}$ ,  $K_{F,R}$ ,  $K_{R,R}$ ,  $K_{R,L}$  και συντελεστή απόσβεσης  $C_{F,L}$ ,  $C_{F,R}$ ,  $C_{R,R}$ ,  $C_{R,L}$ . Η διέγερση που εισάγεται σε κάθε τροχό είναι για τον μπροστά αριστερά  $z_{Road,F,L}$ , τον μπροστά δεξιά  $z_{Road,F,R}$ , τον πίσω δεξιά  $z_{Road,R,R}$ , τον πίσω αριστερά  $z_{Road,R,L}$ . Η ροπή αδράνειας εκτροπής είναι  $I_x$  και με  $\varphi$  συμβολίζεται η γωνία εκτροπής. Η ροπή αδράνειας καλπασμού είναι  $I_y$  και με  $\theta$  συμβολίζεται η αντίστοιχη γωνία. Ακόμη, η απόσταση του κέντρου μάζας του οχήματος CoG από τη μπροστά, τη πίσω, τη δεξιά και την αριστερή μεριά είναι  $a_F$ ,  $a_R$ ,  $a_R$ ,  $a_L$  αντίστοιχα. Για το μοντέλο του σχήματος 2.4 προκύπτουν οι εξισώσεις (11)-(17).

Μετατόπιση σώματος:

$$\begin{aligned}
& m_s \ddot{z} + K_{F,L}(z_s - z_{F,L} - a_F \theta + a_L \varphi) + C_{F,L}(\dot{z}_s - \dot{z}_{F,L} - a_F \dot{\theta} + a_L \dot{\varphi}) + \\
& + K_{F,R}(z_s - z_{F,R} - a_F \theta - a_R \varphi) + C_{F,R}(\dot{z}_s - \dot{z}_{F,R} - a_F \dot{\theta} - a_R \dot{\varphi}) + \\
& + K_{R,R}(z_s - z_{R,R} + a_R \theta - a_R \varphi) + C_{R,R}(\dot{z}_s - \dot{z}_{R,R} + a_R \dot{\theta} - a_R \dot{\varphi}) + \\
& + K_{R,L}(z_s - z_{R,L} + a_R \theta + a_L \varphi) + C_{R,L}(\dot{z}_s - \dot{z}_{R,L} + a_R \dot{\theta} + a_L \dot{\varphi}) = 0
\end{aligned}
\tag{11}$$

Γωνία εκτροπής:

$$\begin{aligned}
& I_x \ddot{\varphi} + a_L K_{F,L}(z_s - z_{F,L} - a_F \theta + a_L \varphi) + a_L C_{F,L}(\dot{z}_s - \dot{z}_{F,L} - a_F \dot{\theta} + a_L \dot{\varphi}) - \\
& - a_R K_{F,R}(z_s - z_{F,R} - a_F \theta - a_R \varphi) - a_R C_{F,R}(\dot{z}_s - \dot{z}_{F,R} - a_F \dot{\theta} - a_R \dot{\varphi}) - \\
& - a_L K_{R,R}(z_s - z_{R,R} + a_R \theta - a_R \varphi) - a_L C_{R,R}(\dot{z}_s - \dot{z}_{R,R} + a_R \dot{\theta} - a_R \dot{\varphi}) + \\
& + a_R K_{R,L}(z_s - z_{R,L} + a_R \theta + a_L \varphi) + a_R C_{R,L}(\dot{z}_s - \dot{z}_{R,L} + a_R \dot{\theta} + a_L \dot{\varphi}) + \\
& + k_R \left( \varphi - \frac{z_{F,L} - z_{FR}}{\omega} \right) = 0
\end{aligned}
\tag{12}$$

Γωνία καλπασμού:

$$\begin{aligned}
& I_y \ddot{\theta} - a_F K_{F,L}(z_s - z_{F,L} - a_F \theta + a_L \varphi) - a_F C_{F,L}(\dot{z}_s - \dot{z}_{F,L} - a_F \dot{\theta} + a_L \dot{\varphi}) - \\
& - K_{F,R}(z_s - z_{F,R} - a_F \theta - a_R \varphi) - a_F C_{F,R}(\dot{z}_s - \dot{z}_{F,R} - a_F \dot{\theta} - a_R \dot{\varphi}) + \\
& + a_R K_{R,R}(z_s - z_{R,R} + a_R \theta - a_R \varphi) + a_R C_{R,R}(\dot{z}_s - \dot{z}_{R,R} + a_R \dot{\theta} - a_R \dot{\varphi}) - \\
& + a_R K_{R,L}(z_s - z_{R,L} + a_R \theta + a_L \varphi) + a_R C_{R,L}(\dot{z}_s - \dot{z}_{R,L} + a_R \dot{\theta} + a_L \dot{\varphi}) = 0
\end{aligned}
\tag{13}$$

Μετατόπιση μπροστά αριστερά τροχού:

$$\begin{aligned}
& m_{F,L} \ddot{z}_{F,L} - K_{F,L}(z_s - z_{F,L} - a_F \theta + a_L \varphi) - C_{F,L}(\dot{z}_s - \dot{z}_{F,L} - a_F \dot{\theta} + a_L \dot{\varphi}) - \\
& - k_R \frac{1}{\omega} \left( \varphi - \frac{z_{F,L} - z_{FR}}{\omega} \right) + K_{T,F,L}(z_{F,L} - z_{Road\_F,L}) = 0
\end{aligned}
\tag{14}$$

Μετατόπιση μπροστά δεξιά τροχού:

$$\begin{aligned}
& m_{F,R} \ddot{z}_{F,R} - K_{F,R}(z_s - z_{F,R} - a_F \theta - a_R \varphi) - C_{F,R}(\dot{z}_s - \dot{z}_{F,R} - a_F \dot{\theta} - a_R \dot{\varphi}) + \\
& + k_R \frac{1}{\omega} \left( \varphi - \frac{z_{F,L} - z_{FR}}{\omega} \right) + K_{T,F,R}(z_{F,R} - z_{Road\_F,R}) = 0
\end{aligned}
\tag{15}$$

Μετατόπιση πίσω δεξιά τροχού:

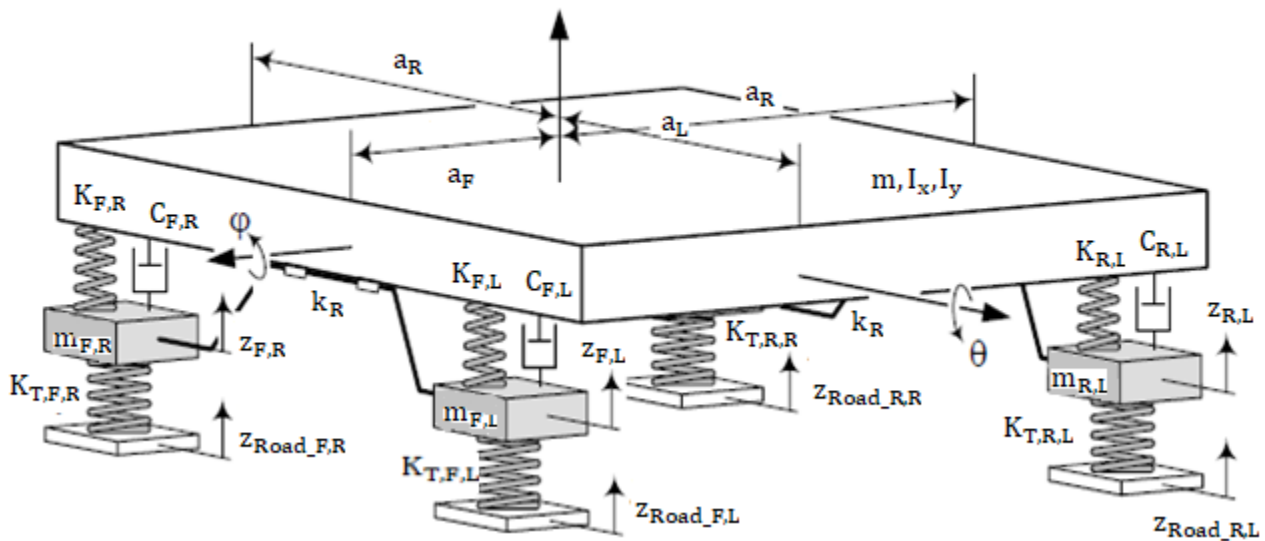
$$\begin{aligned}
& m_{R,R} \ddot{z}_{R,R} - K_{R,R}(z_s - z_{R,R} + a_R \theta - a_R \varphi) - C_{R,R}(\dot{z}_s - \dot{z}_{R,R} + a_R \dot{\theta} - a_R \dot{\varphi}) + \\
& + K_{T,R,R}(z_{R,R} - z_{Road\_R,R}) = 0
\end{aligned}
\tag{16}$$

Μετατόπιση πίσω αριστερά τροχού:

$$\begin{aligned}
& m_{R,L} \ddot{z}_{R,L} - K_{R,L}(z_s - z_{R,L} + a_R \theta + a_L \varphi) - C_{R,L}(\dot{z}_s - \dot{z}_{R,L} + a_R \dot{\theta} + a_L \dot{\varphi}) + \\
& + K_{T,R,L}(z_{R,L} - z_{Road\_R,L}) = 0
\end{aligned}
\tag{17}$$

Σε αυτό το μοντέλο όπως και στα προηγούμενα είναι σημαντικό να είναι γνωστή η διαδρομή της ανάρτησης και η παραμόρφωση κάθε ελαστικού. Η διαδρομή της ανάρτησης μπροστά αριστερά είναι  $z_{ST,F,L} = z_s - z_{F,L} - a_F \theta + a_L \varphi$ , μπροστά δεξιά είναι  $z_{ST,F,R} = z_s - z_{F,R} - a_F \theta - a_R \varphi$ , πίσω δεξιά είναι  $z_{ST,R,R} = z_s - z_{R,R} + a_R \theta - a_R \varphi$ , πίσω αριστερά είναι  $z_{ST,R,L} = z_s - z_{R,L} + a_R \theta + a_L \varphi$ , ενώ η παραμόρφωση του ελαστικού αντίστοιχα βρίσκεται από τους τύπους  $z_{TD,F,L} = z_{F,L} - z_{Road\_F,L}$ ,  $z_{TD,F,R} = z_{F,R} - z_{Road\_F,R}$ ,  $z_{TD,R,R} = z_{R,R} - z_{Road\_R,R}$  και  $z_{TD,R,L} = z_{R,L} - z_{Road\_R,L}$ .





Σχήμα 2.4 Full car model

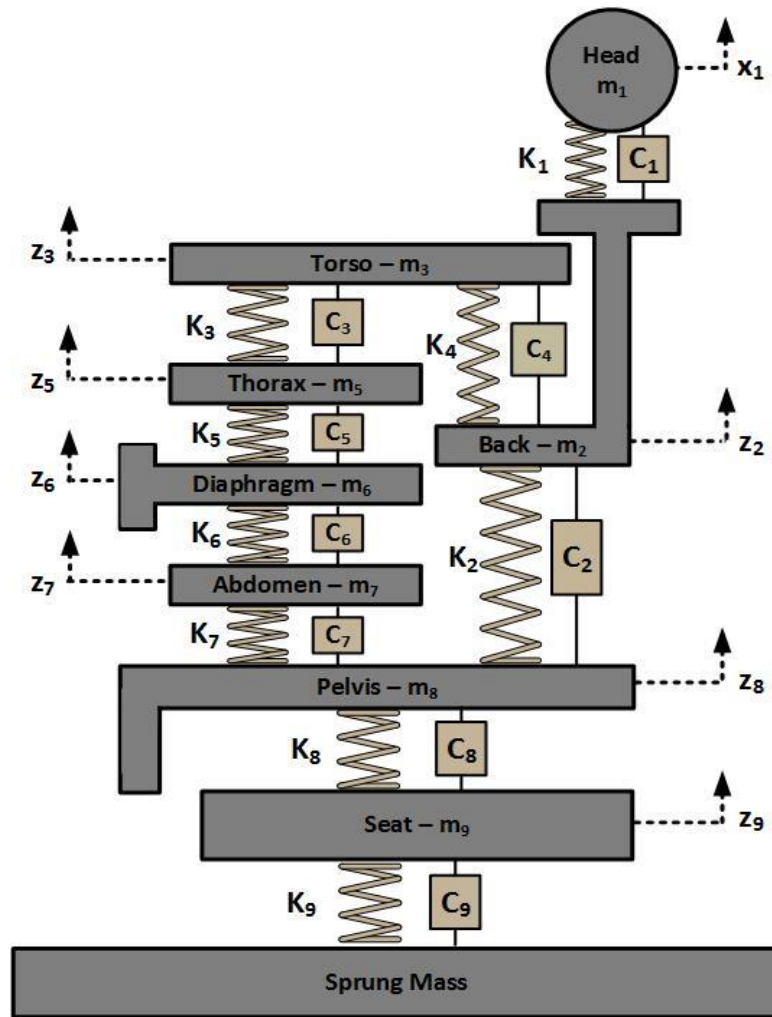
Πίνακας 2.4 Παράμετροι full car model

Σύμβολο	Περιγραφή	Δείκτης	Περιγραφή
$z$	Κατακόρυφη μετατόπιση [m]	S	Σώμα οχήματος
$\varphi$	Γωνία εκτροπής [°]	F	Μπροστά
$z_{road}$	Διέγερση δρόμου [m]	R	Πίσω
$I_x$	Ροπή αδράνειας εκτροπής [kg m <sup>2</sup> ]	R	Δεξιά
$I_y$	Ροπή αδράνειας καλασμού [kg m <sup>2</sup> ]	L	Αριστερά
$m$	Μάζα [kg]	T	Τροχός
$C$	Συντελεστής απόσβεσης ανάρτησης [Ns/m]	ST	Διαδρομή της ανάρτησης
$K$	Συντελεστής ελαστικότητας ελατηρίου [N/m]	TD	Παραμόρφωση ελαστικού
$k_R$	Συντελεστής ελαστικότητας αντιστρεπτικής δοκού [N/m]		
$a$	Απόσταση από το κέντρο μάζας [m]		

## 2.2 Μοντέλο καθίσματος και οδηγού

Για μεγαλύτερη ακρίβεια στον υπολογισμό της καταπόνησης των επιβατών και του οδηγού και την περαιτέρω διερεύνηση της άνεσης προστίθεται ένα μοντέλο καθίσματος και ένα μοντέλο ανθρώπου στα υπάρχοντα μοντέλα. Αυτό καθιστά δυνατή την καλύτερη κατανόηση των ταλαντώσεων που μεταφέρεται σε κάθε μέλος του σώματος του ανθρώπου και την επιλογή καλύτερων χαρακτηριστικών για το όχημα ώστε να είναι καλύτερη η απόκριση του. Το μοντέλο παρουσιάζεται στο σχήμα 2.5 και η μοντελοποίηση έχει προκύψει με την χρήση μαζών συσσωρευμένων ιδιοτήτων που συνδέονται με ελατήρια σε παράλληλη σύνδεση με αποσβεστήρες. Αρχικά, το κάθισμα μοντελοποιείται με μία μάζα  $m_9$ , ένα ελατήριο  $K_9$  και έναν αποσβεστήρα  $C_9$ . Το κάθισμα προστίθεται στη θέση όπου κάθεται ο οδηγός και η απόστασή του από το κέντρο μάζας CoG συμβολίζεται με  $e$ . Ο οδηγός χωρίζεται σε εφτά μέρη, με την λεκάνη να είναι αυτή που ενώνεται με το κάθισμα. Με την λεκάνη συνδέεται η κοιλιά ( $m_7$ ) και η πλάτη ( $m_2$ ). Πάνω από την κοιλιά,

βρίσκεται το διάφραγμα ( $m_6$ ), ο θώρακας ( $m_5$ ), καθώς και ο κορμός του σώματος ( $m_3$ ). Ο κορμός του σώματος, συνδέεται και με την πλάτη, η οποία στηρίζει το κεφάλι του οδηγού ( $m_1$ ).



Σχήμα 2.5 Μοντέλο καθίσματος-οδηγού

Οι δυναμικές εξισώσεις του μοντέλου καθίσματος-οδηγού είναι οι (18)-(25).

Μετατόπιση καθίσματος:

$$m_9 \ddot{z}_9 + K_9(z_9 - z_s - e\theta) + C_9(\dot{z}_9 - \dot{z}_s - e\dot{\theta}) - K_8(z_8 - z_9) - C_8(\dot{z}_8 - \dot{z}_9) = 0 \quad (18)$$

Μετατόπιση λεκάνης:

$$m_8 \ddot{z}_8 + K_8(z_8 - z_9) + C_8(\dot{z}_8 - \dot{z}_9) - K_2(z_2 - z_8) - C_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_8) - K_7(z_7 - z_8) - C_7(\dot{z}_7 - \dot{z}_8) = 0 \quad (19)$$

Μετατόπιση κοιλιάς:

$$m_7 \ddot{z}_7 + K_7(z_7 - z_8) + C_7(\dot{z}_7 - \dot{z}_8) - K_6(z_6 - z_7) - C_6(\dot{z}_6 - \dot{z}_7) = 0 \quad (20)$$

Μετατόπιση διαφράγματος:

$$m_6 \ddot{z}_6 + K_6(z_6 - z_7) + C_6(\dot{z}_6 - \dot{z}_7) - K_5(z_5 - z_6) - C_5(\dot{z}_5 - \dot{z}_6) = 0 \quad (21)$$

Μετατόπιση θώρακα:

$$m_5 \ddot{z}_5 + K_5(z_5 - z_6) + C_5(\dot{z}_5 - \dot{z}_6) - K_3(z_3 - z_5) - C_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_5) = 0 \quad (22)$$

Μετατόπιση κορμού:

$$m_3 \ddot{z}_3 + K_3(z_3 - z_5) + C_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_5) + K_4(z_3 - z_2) + C_4(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) = 0 \quad (23)$$

Μετατόπιση πλάτης:

$$m_2 \ddot{z}_2 + K_2(z_2 - z_8) + C_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_8) - K_1(z_1 - z_2) - C_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - K_4(z_3 - z_2) - C_4(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) = 0 \quad (24)$$

Μετατόπιση κεφαλιού:

$$m_1 \ddot{z}_1 + K_1(z_1 - z_2) + C_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) = 0 \quad (25)$$

Οι τιμές που επιλέχθηκαν για τις παραμέτρους του καθίσματος και του ανθρώπου προέρχονται από τη βιβλιογραφία και παρουσιάζονται στον πίνακα 2.5.

**Πίνακας 2.5 Παράμετροι καθίσματος και ανθρώπου**

Παράμετρος καθίσματος-ανθρώπου	m (kg)	C (Ns/m)	K (N/m)	Παράμετρος καθίσματος-ανθρώπου	m (kg)	C (Ns/m)	K (N/m)
Κάθισμα (9)	15	650	30000	Θώρακας (5)	1.389	298	8941
Λεκάνη (8)	27.7	378	25500	Κορμός (3-4)	33.33	298 3651	8941 53460
Κοιλιά (7)	6.02	298	8941	Πλάτη (2)	6.94	3651	53640
Διάφραγμα (6)	0.4629	298	8941	Κεφάλι (1)	5.55	3651	53640

Δύο σημαντικά μεγέθη για το κεφάλι του ανθρώπου που δηλώνουν το μέγεθος της καταπόνησης που δέχεται είναι το vibration dose value και το crest factor του. Τα δύο αυτά μεγέθη σχετίζονται με την επιτάχυνση του κεφαλιού και μεγάλη τιμή τους υποδεικνύει ότι το όχημα δεν είναι πολύ άνετο, ενώ αντίθετα μικρή τιμή τους δείχνει ότι το όχημα καταπονεί λιγότερο τον άνθρωπο και είναι πιο άνετο. Ορίζεται ως vibration dose value ( $VDV_{head}$ ) (επίπεδο δόνησης) και crest factor ( $CF_{head}$ ) (συντελεστής κορυφής) για το κεφάλι:

$$VDV_{head} = \left( \int_0^T (\ddot{z}_1(t))^4 dt \right)^{\frac{1}{4}} \quad (26)$$

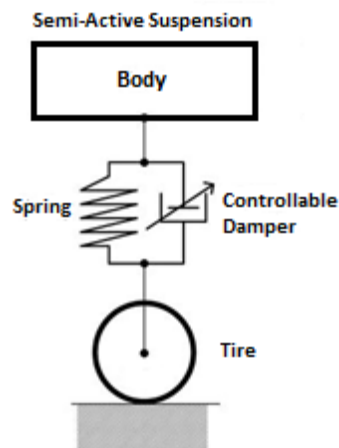
$$crest\ factor_{head} = \frac{\max(\ddot{z}_1)}{rms(\ddot{z}_1)} \quad (27)$$



## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 Υπολογιστικά Μοντέλα Ημι-ενεργητικών Αναρτήσεων

### 3.1 Γενικά

Οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις έχουν τη δυνατότητα αλλαγής των χαρακτηριστικών τους κατά την κίνησή τους. Έτσι, δίνουν στον οδηγό την δυνατότητα να επιλέξει μεταξύ ορισμένων ρυθμίσεων, επηρεάζοντας δυναμικά τα χαρακτηριστικά της ανάρτησης. Συνήθως οι ρυθμίσεις αυτές αφορούν μεταβολές στον συντελεστή απόσβεσης είτε επεμβαίνοντας στην γεωμετρία του αποσβεστήρα, είτε επεμβαίνοντας στην συνεκτικότητα των ρευστών.



**Σχήμα 3.1 Μοντέλο ημι-ενεργητικής ανάρτησης**

Οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις είναι ο καλύτερος συμβιβασμός μεταξύ κόστους και απόδοσης και τα τελευταία χρόνια έχει έρθει στο επίκεντρο η έρευνά τους. Η μελέτη τους επικεντρώνεται σε δύο τομείς:

- την τεχνολογία που εφαρμόζεται ώστε να επιτυγχάνεται η μεταβολή του συντελεστή απόσβεσης, όπως μέσω αλλαγής της γεωμετρίας του αποσβεστήρα ή της συνεκτικότητας του ρευστού.
- τους νόμους ελέγχου που εφαρμόζονται και ρυθμίζουν πότε θα αλλάξει ο συντελεστής απόσβεσης και τι τιμή θα πάρει.

Οι δύο τομείς που αναφέρονται παραπάνω είναι ιδιαίτερα σημαντικοί για την καλή εφαρμογή των συγκεκριμένων αναρτήσεων και η έρευνα επικεντρώνεται στην εύρεση της βέλτιστης λύσης. Στην έρευνα για την βελτιστοποίηση της ανάρτησης, κύριος στόχος είναι στις περισσότερες περιπτώσεις η άνεση των επιβατών, ενώ σε άλλες περιπτώσεις είναι το κράτημα του οχήματος. Επομένως, οι περισσότεροι νόμοι ελέγχου που έχουν αναπτυχθεί και κυριαρχούν στην βιβλιογραφία είναι αυτοί που στοχεύουν στην βελτίωση της άνεσης των επιβατών. Παρόλα αυτά υπάρχουν και οι έλεγχοι 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 στοχεύουν στην βελτίωση της άνεσης.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία μελετήθηκε bicycle car model και για την εφαρμογή της ημι-ενεργητικής ανάρτησης χρησιμοποιήθηκε στον μπροστά και στον πίσω άξονα ο ίδιος νόμος ελέγχου. Εφαρμόστηκαν δηλαδή οι ίδιοι νόμοι ελέγχου και οι ίδιες συνθήκες των ελεγκτών ξεχωριστά στην μπροστά και την πίσω ανάρτηση. Στους νόμους ελέγχου που υπάρχουν στην βιβλιογραφία προστέθηκε μία ακόμα συνθήκη για να είναι σταθερός ο συντελεστής απόσβεσης και να μειωθούν οι αλλαγές του όταν αυτές δεν είναι απαραίτητες. Η συνθήκη αυτή επιλέχθηκε να είναι ίδια με αυτή που ισχύει στον κάθε έλεγχο, και όταν η τιμή της είναι αρκετά μικρή, ο συντελεστής απόσβεσης να είναι ο ελάχιστος δυνατός. Για να επιτευχθεί αυτό, μία θετική τιμή προστέθηκε για την συνθήκη κάθε ελέγχου και επιλέχθηκε ως το όριο μεταξύ των διαφορετικών καταστάσεων του συντελεστή απόσβεσης. Η τιμή του συντελεστή απόσβεσης, αν δηλαδή αυτός είναι μέγιστος, ελάχιστος κλπ καθορίζεται από αυτήν την τιμή της συνθήκης, αφού διαχωρίζει πότε θα ισχύει κάθε συνθήκη. Έτσι αυτή η συνθήκη επιτρέπει να μην υπάρχουν αλλαγές στην απόσβεση του οχήματος για πολύ μικρές τιμές της, που έχει ως αποτέλεσμα να χρησιμοποιείται λιγότερη ενέργεια για την απόσβεση. Στην υπάρχουσα βιβλιογραφία δεν υπήρχε η συγκεκριμένη συνθήκη και έτσι ισχύουν οι υπάρχουσες μέχρι την πλήρη απόσβεση. Όταν όμως οι ταλαντώσεις αυτές γίνουν πολύ μικρές, οι συνθήκες των ελέγχων αρχίζουν να μεταβάλλουν τον συντελεστή απόσβεσης γιατί οι τιμές στις συνθήκες αλλάζουν. Αυτό συμβαίνει για τιμές πολύ κοντά στο μηδέν, οπότε οι τιμές για τις συνθήκες αλλάζουν πρόσημο πολύ εύκολα και όπως θα φανεί από τους νόμους ελέγχου τους στη συνέχεια, οδηγεί τον συντελεστή απόσβεσης να μεταβάλλεται από ελάχιστος σε μέγιστος στιγμιαία. Αυτό το φαινόμενο στην παρούσα εργασία αποφεύχθηκε με την επιπλέον συνθήκη που προστέθηκε και έχει διττό αποτέλεσμα, α) χρησιμοποιείται λιγότερη ενέργεια για να αποσβεστούν πλήρως οι ταλαντώσεις όταν γίνονται μικρές και β) η συνεχόμενη στιγμιαία εναλλαγή από μεγάλη σε μικρή απόσβεση δεν είναι άνετη για τους επιβάτες και είναι περιττή για μικρές ταλαντώσεις, οπότε αυτές οι εναλλαγές που δεν χρειαζόνταν αποφεύχθηκαν.

### 3.1.1 Skyhook control

Η αρχή στην οποία στηρίζεται αυτή η μέθοδος είναι η σχεδίασης ενός ενεργητικού ελέγχου ώστε το σώμα του οχήματος να «συνδέεται» με τον ουρανό για να μειωθούν οι κατακόρυφες ταλαντώσεις του σώματος και του άξονα, καθένα ανεξάρτητα από το άλλο. Έτσι εισάγεται ένας φανταστικός αποσβεστήρας μεταξύ της αναρτημένης μάζας και του ουρανού όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 3.2.

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 (1) και (2).

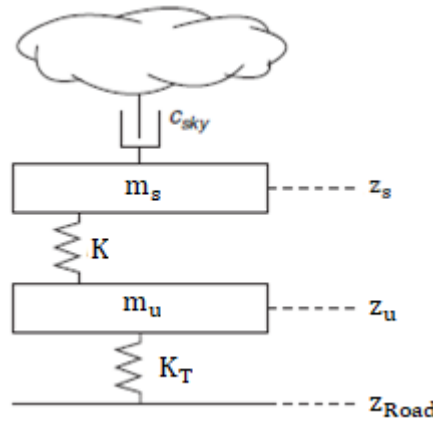
Μετατόπιση σώματος:

$$m_s \ddot{z}_s + K(z_s - z_u) + c_{sky} \dot{z}_s = 0 \quad (1)$$

Μετατόπιση τροχού:

$$m_u \ddot{z}_t - K(z_s - z_u) + K_T(z_u - z_{Road}) = 0 \quad (2)$$

Όπου  $c_{sky}$  είναι ο συντελεστής απόσβεσης της μεθόδου. Όμως, επειδή η μέθοδος είναι θεωρητική και δεν μπορεί να εφαρμοστεί στην πραγματικότητα, στο πραγματικό μοντέλο εφαρμόζεται η ίδια δύναμη στην αναρτημένη μάζα  $c_{sky}\dot{z}_s$ , αλλά δεν μπορεί να εφαρμοστεί και στην μη αναρτημένη μάζα. Υπάρχουν δύο περιπτώσεις του συγκεκριμένου ελέγχου, ο Skyhook 2 states που είναι μη συνεχής με δύο καταστάσεις μόνο, και ο Skyhook linear που είναι μία γραμμική συνεχής μέθοδος.



Σχήμα 3.2 Ιδανικό μοντέλο Skyhook

### 3.1.1.1 Skyhook 2 states (SH-2)

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  $\dot{z}_{ST,i}$ .

$$C_i = \begin{cases} C_{\min,i} & , \text{ if } \|\dot{z}_{ST,i} \dot{z}_s\| \leq A_i \\ C_{\min,i} & , \text{ if } \dot{z}_{ST,i} \dot{z}_s < -A_i \\ C_{\max,i} & , \text{ if } \dot{z}_{ST,i} \dot{z}_s > A_i \end{cases} \quad i=F,R \quad (3)$$

Όπου  $C_{\min,i}$  και  $C_{\max,i}$  είναι 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 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.

### 3.1.1.2 Skyhook linear (SH-L)

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  $\dot{z}_{ST,i}$ .

$$C_i = \begin{cases} C_{\min, i} & \text{if } \|\dot{z}_{ST, i} \dot{z}_S\| \leq A_i \\ C_{\min, i} & \text{if } \dot{z}_{ST, i} \dot{z}_S < -A_i \\ \frac{aC_{\max, i}\dot{z}_{ST, i} + (1-a)C_{\max}\dot{z}_S}{\dot{z}_{ST, i}} & \text{if } \dot{z}_{ST, i} \dot{z}_S > A_i \end{cases} \quad i=F,R \quad (4)$$

Όπου οι πρώτοι δύο κλάδοι 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  $\alpha$  παίρνει τιμές μεταξύ του  $[0,1]$  για να είναι αυτό δυνατό. Αν το  $\alpha$  είναι ίσο με 1 ( $\alpha=1$ ), τότε αυτός ο έλεγχος ταυτίζεται με τον προηγούμενο. Αυτός ο συντελεστής  $\alpha$  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.

### 3.1.2 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 (5).

$$C_i = \begin{cases} C_{\min, i} & \text{if } \|\dot{z}_{ST, i} \ddot{z}_S\| \leq A_i \\ C_{\min, i} & \text{if } \dot{z}_{ST, i} \ddot{z}_S \leq -A_i \\ C_{\max, i} & \text{if } \dot{z}_{ST, i} \ddot{z}_S > A_i \end{cases} \quad i=F,R \quad (5)$$

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.

### 3.1.3 Power driven damper control (PDD)

Αυτός ο έλεγχος βασίζεται στην αλλαγή του συντελεστή απόσβεσης με βάση την εξίσωση (6).



$$C_i = \begin{cases} C_{\min, i}, & \|K_i \dot{z}_{ST, i} + z_{ST, i} + C_{\min, i} \dot{z}_{ST, i}\| \leq A_i \\ C_{\min, i}, & K_i \dot{z}_{ST, i} + z_{ST, i} + C_{\min, i} \dot{z}_{ST, i} > A_i \\ C_{\max, i}, & K_i \dot{z}_{ST, i} + z_{ST, i} + C_{\max, i} \dot{z}_{ST, i} < -A_i \\ \frac{C_{\min, i} + C_{\max, i}}{2}, & (z_{ST, i} \neq 0 \text{ and } \dot{z}_{ST, i} = 0) \\ \frac{-K_i z_{ST, i}}{\dot{z}_{ST, i}}, & \text{otherwise} \end{cases} \quad i=F, R \quad (6)$$

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.

### 3.1.4 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 (7).

$$C_i = \begin{cases} C_{\max, i} & \text{if } [(z_S^2 - a^2 \dot{z}_S^2) \leq 0 \text{ and } \dot{z}_{ST, i} \dot{z}_S > 0] \\ & \text{or } [(z_S^2 - a^2 \dot{z}_S^2) > 0 \text{ and } \dot{z}_{ST, i} \dot{z}_S > 0] \\ C_{\min, i} & \text{otherwise} \end{cases} \quad i=F, R \quad (7)$$

Όπως είναι φανερό τα μεγέθη που είναι απαραίτητα για να επιλεγεί ο μέγιστος ή ο ελάχιστος συντελεστής απόσβεσης είναι η ταχύτητα  $\dot{z}_S$  και η επιτάχυνση  $\ddot{z}_S$  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 (7) του ελέγχου γίνεται φανερό ότι η επιλογή συχνότητας γίνεται από τον όρο  $\ddot{z}_S^2 - a^2 \dot{z}_S^2$ :

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

Επομένως αυτός ο όρος χαρακτηρίζει την επιλογή συχνότητας αλλαγής ελέγχου. Σε αυτόν υπάρχει η παράμετρος  $\alpha$  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).

### 3.1.5 Mixed Skyhook-Acceleration driven damper control με ένα 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 του τύπου (8).

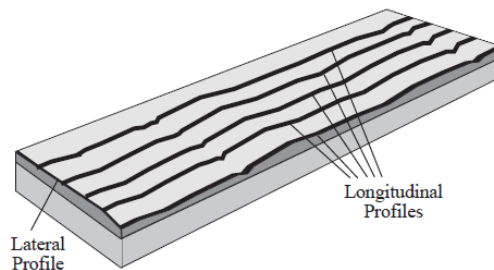
$$C_i = \begin{cases} C_{\min, i}, & \text{if } \|\ddot{z}_S^2 - a^2 \dot{z}_S^2\| \leq A_i \\ C_{\min, i}, & \text{if } \ddot{z}_S^2 - a^2 \dot{z}_S^2 \geq A_i \\ C_{\max, i}, & \text{if } \ddot{z}_S^2 - a^2 \dot{z}_S^2 < -A_i \end{cases} \quad i=F,R \quad (8)$$

Όπου ο συντελεστής απόσβεσης είναι είτε ελάχιστος είτε μέγιστος ανάλογα από την τιμή του  $\ddot{z}_S^2 - a^2 \dot{z}_S^2$ . Επομένως, αυτός ο έλεγχος εξαρτάται από την επιτάχυνση και την ταχύτητα της αναρτημένης μάζας, αλλά και από την παράμετρο  $\alpha$  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  $\ddot{z}_S^2 - a^2 \dot{z}_S^2 \geq 0$  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  $\alpha$  καθορίζει το όριο μεταξύ υψηλής και χαμηλής συχνότητας και η τιμή της είναι περίπου ίδια με τον SH-ADD.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 Προφίλ Δρόμου

### 4.1 Γενικά

Η διέγερση του μοντέλου αποτελεί πολύ σημαντικό στοιχείο της μελέτης της δυναμικής του οχήματος καθώς χρησιμοποιώντας διαφορετικές εισόδους μπορεί να μελετηθεί το μοντέλο σε πολλές περιπτώσεις. Η διέγερση σε ένα όχημα επιβάλλεται από τον δρόμο. Οι ερευνητές λοιπόν, μοντελοποιούν τα προφίλ δρόμων για να διεγείρουν τα μοντέλα τους. Ως προφίλ δρόμου ορίζεται ένα διδιάστατο κομμάτι από την επιφάνεια ενός δρόμου κατά μήκος μίας φανταστικής γραμμής. Τα προφίλ κατά μήκος του κάθετου άξονα δείχνουν την ανύψωση και την κορυφή (peak) του δρόμου όπως επίσης τις αυλακώσεις και όποιες άλλες διαταραχές υπάρχουν. Τα διαμήκη προφίλ (longitudinal profiles) δείχνουν το βαθμό σχεδίασης του δρόμου και την σκληρότητα του.



**Σχήμα 4.1 Διαμήκες και εγκάρσιο προφίλ δρόμου**

Σε ένα προφίλ δρόμου επιλέγεται μία μέση γραμμή που είναι αντιπροσωπευτική της γεωμετρίας του δρόμου όταν είναι επιθυμητή η πειραματική του μοντελοποίηση. Εκτός της πειραματικής μοντελοποίησης των προφίλ των δρόμων, έχουν αναπτυχθεί και 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.

#### 4.1.1 Προφίλ δρόμου βάση ISO 8606

Για τη δημιουργία τυχαίων προφίλ δρόμων σύμφωνα με το ISO 8606 χρησιμοποιείται ο υπολογισμός της φασματικής πυκνότητας ισχύος (power spectral density PSD). Βασικά στοιχεία που χρησιμοποιούνται για την δημιουργία τέτοιων προφίλ δρόμου είναι η χωρική συχνότητα που ορίζεται ως κύκλοι ανά μέτρο (cycles/meter), το προφίλ δρόμου που είναι οι διαφοροποιήσεις στο ύψος της επιφάνειας του δρόμου κατά μήκος μιας πορείας παράλληλης στο δρόμο, και η φασματική πυκνότητα ισχύος. Η χρήση του ISO 8608

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. Ο συνδυασμός είναι ίδιος σε οποιαδήποτε σημείο κατά μήκος του δρόμου. Το πρότυπο ISO 8606 περιγράφει τις μεθοδολογίες που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την δημιουργία ενός προφίλ δρόμου με την εφαρμογή δύο διαφορετικών μεθόδων από μετρήσεις που γίνονται επί τόπου.

Η πρώτη παρέχει μια περιγραφή της σκληρότητας του προφίλ του δρόμου μέσω του υπολογισμού της φασματικής πυκνότητας ισχύος της κάθετης μετατόπισης  $G_d$  τόσο ως συνάρτηση της χωρικής πυκνότητας  $n$  ( $n=\Omega/2\pi$  κύκλους/μέτρο), όσο και ως συνάρτηση της γωνιακής χωρικής συχνότητας  $\Omega$ . Η δεύτερη μέθοδος παρέχει τον υπολογισμό της φασματικής πυκνότητας ισχύος της επιτάχυνσης  $G_a(n)$  και  $G_a(\Omega)$  του προφίλ όσον αφορά την μεταβολή την κλίσης ανά μονάδα καλυπτόμενης επιφάνειας. Η συσχέτιση των δύο μεθόδων είναι άμεση, αφού για τη φασματική πυκνότητα της μετατόπισης και της επιτάχυνσης ισχύουν οι εξισώσεις (1) και (2).

$$G_a(n)=2\pi n^4 G_d(n) \quad (1)$$

$$G_a(\Omega)=\Omega^4 G_d(\Omega) \quad (2)$$

Σύμφωνα με το ISO 8608, για να είναι δυνατή η σύγκριση διαφορετικών προφίλ σκληρότητας δρόμων, προτείνει μια κατηγοριοποίηση, η οποία βασίζεται στις φασματικές πυκνότητες ισχύος, υπολογιζόμενες με τυπικές τιμές: για την χωρική συχνότητα  $n_0=0.1$  cycles/m και για τη χωρική γωνιακή συχνότητα  $\Omega_0=1$  rad/m.

Υποθέτοντας τιμές για τα μεγέθη  $G_d(n_0)$  και  $G_d(\Omega_0)$  οι οποίες καθορίζονται από την οδηγία και παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.1, αναγνωρίζονται 8 κατηγορίες προφίλ δρόμου (κατηγορίες A-H). Με σύγκριση των τιμών της φασματικής πυκνότητας των διαφορετικών κατηγοριών, φαίνεται ότι η κατηγορία A περιλαμβάνει δρόμους με μικρό επίπεδο σκληρότητας και επομένως είναι πολύ καλής ποιότητας, ενώ αντίθετα η κατηγορία H αναφέρεται σε δρόμους με ιδιαίτερα αυξημένα επίπεδα σκληρότητας και συνεπώς περιλαμβάνει δρόμους πολύ χαμηλής (φτωχής) ποιότητας.

**Πίνακας 4.1 Κατηγορίες ποιότητας ποφίλ δρόμων**

Road class	$G_d(n_0) (10^{-6}m^3)$		$G_d(\Omega_0) (10^{-6}m^3)$	
	Lower limit	Upper limit	Lower limit	Upper limit
A	-	32	-	2
B	32	128	2	8
C	128	512	8	32
D	512	2048	32	128
E	2048	8192	128	512
F	8192	32768	512	2048
G	32768	131072	2048	8192
H	131072	-	8192	-

Η ταυτοποίηση της κατηγορίας μιας πραγματικής σκληρότητας μετρημένη επί τόπου, αξιολογείται από τον υπολογισμό της φασματικής πυκνότητας του πραγματικού προφίλ σε σχέση με τα  $n_0$  και  $\Omega_0$  και μετά συγκρίνεται με τα αντίστοιχα αποτελέσματα που προκύπτουν από την κατηγοριοποίηση σύμφωνα με την συγκεκριμένη οδηγία. Στις προσομοιώσεις, η σκληρότητα της επιφάνειας του δρόμου σύμφωνα με το ISO 8606 προκύπτει από τις εξισώσεις (3) και (4).

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-2} \quad (3)$$

$$G_d(\Omega) = G_d(\Omega_0) \left( \frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-2} \quad (4)$$

#### 4.1.1.1 Μαθηματικό μοντέλο προφίλ δρόμου

Για την δημιουργία ενός τεχνητού προφίλ δρόμου κατηγορίας C (μέτριας ποιότητας οδόστρωμα σύμφωνα με τον πίνακα 4.1) σύμφωνα με την οδηγία ISO 8606 που περιγράφηκε παραπάνω με βάση μια στοχαστική αναπαράσταση που βασίζεται στην πυκνότητα φάσματος των κάθετων μετατοπίσεων, η οποία λαμβάνεται μέσω του μετασχηματισμού Fourier της συνάρτησης συσχετισμού της στοχαστικής διαδικασίας που περιγράφει το προφίλ του δρόμου.

Για μια συγκεκριμένη τιμή της χωρικής συχνότητας  $n$  από ένα συνεχές προφίλ δρόμου, η οποία βρίσκεται μέσα σε ένα διάστημα  $\Delta n$ , η PSD ορίζεται από την εξίσωση (5).

$$G_d(n) = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\psi_x^2}{\Delta n} \quad (5)$$

Όπου  $\psi_x^2$  είναι η μέση τιμή των τετραγώνων της συνιστώσας του σήματος για την χωρική συχνότητα  $n$ , μέσα στο διάστημα  $\Delta n$ . Στη συνέχεια το σήμα του προφίλ διακριτοποιείται και έτσι περιγράφεται ως μια σειρά ομοιόμορφα διαταγμένων σημείων ανύψωσης. Το μήκος του προφίλ δρόμου είναι  $L$  και η περίοδος δειγματοληψίας  $B$ , η μέγιστη θεωρητική χωρική συχνότητα δειγματοληψίας είναι  $n_{\max} = 1/B$  και η μέγιστη ενεργή χωρική συχνότητα δειγματοληψίας είναι  $n_{\text{eff}} = n_{\max}/2$ , και τέλος μέσα στο πεδίο της συχνότητας, οι διακριτοποιημένες τιμές της χωρικής συχνότητας  $n_i$  είναι κατανεμημένες με βήμα  $\Delta n = 1/L$ . Η γενική χωρική συχνότητα  $n_i$  μπορεί να θεωρηθεί ως  $i \cdot \Delta n$  και μπορεί να γραφεί ως:

$$G_d(n_i) = \frac{\psi_x^2(n_i, \Delta n)}{\Delta n} = \frac{\psi_x^2(i \cdot \Delta n, \Delta n)}{\Delta n} \quad (6)$$

Όπου το  $i$  παίρνει τιμές από 0 έως  $N = n_{\max} / \Delta n$ .

Εάν το προφίλ του δρόμου μπορεί να περιγραφεί από από μία απλή αρμονική συνάρτηση σύμφωνα με τη σχέση (7).

$$h(x) = A_i \cos(2\pi \cdot n_i \cdot x + \phi) = A_i \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \phi) \quad (7)$$

Όπου  $A_i$  το πλάτος,  $n_i$  η χωρική συχνότητα και  $\phi$  η φάση της γωνίας, η μέση τιμή των τετραγώνων αυτού του αρμονικού σήματος δίνεται από τον τύπο (8).

$$\psi_x^2 = \frac{A_i}{2} \quad (8)$$

Από τις εξισώσεις (6) και (8) προκύπτει:

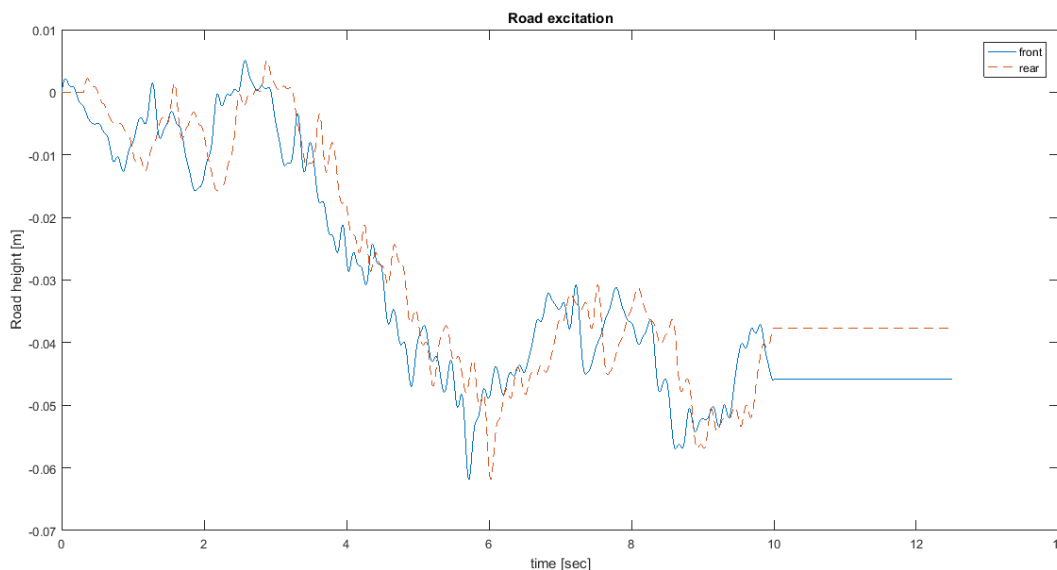
$$G_d(n_i) = \frac{\psi_x^2(n_i)}{\Delta n} = \frac{A_i^2}{2\Delta n} \quad (9)$$

Στην βιβλιογραφία έχει αποδειχτεί ότι αν είναι γνωστή η συνάρτηση της φασματικής πυκνότητας ισχύος της κάθετης μετατόπισης, είναι δυνατή η δημιουργία ενός τεχνητού προφίλ δρόμου χρησιμοποιώντας την εξίσωση (9) και υποθέτοντας μία τυχαία φάση γωνίας  $\phi$  που ακολουθεί μία ομοιόμορφη πιθανοτική κατανομή στο  $[0, 2\pi]$ . Τελικά, το τεχνητό προφίλ δρόμου μπορεί να περιγραφεί από την εξίσωση (10).

$$h(x) = \sum_{i=0}^N A_i \cos(2\pi \cdot n_i \cdot x + \phi) = \sum_{i=0}^N \sqrt{2 \cdot \Delta n \cdot G_d(i \cdot \Delta n)} \cdot \cos(2\pi \cdot n_i \cdot x + \phi) \quad (10)$$

Όπου  $x$  είναι η μεταβλητή τετμημένη από 0 έως  $L$ .

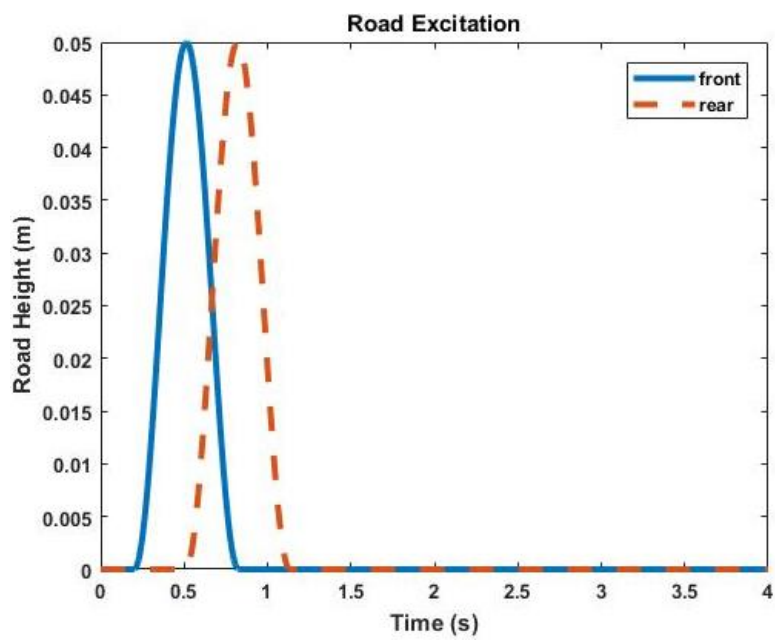
Από την παραπάνω διαδικασία επιλέγοντας μήκος  $L=1000\text{m}$ , χωρικές συχνότητες  $0.001-1$  και  $G_d(n_0)=300 \cdot 10^{-6}$  προέκυψε προφίλ δρόμου κατηγορίας C που αναπαρίσταται στο σχήμα 4.2.



**Σχήμα 4.2 Προφίλ δρόμου κατηγορίας C**

#### 4.1.2 Εγκάρσιο εμπόδιο (σαμαράκι)

Στο μοντέλο που μελετήθηκε στην παρούσα εργασία επιβλήθηκε και μία άλλη διέγερση. Η δεύτερη διέγερση ήταν ένα εγκάρσιο εμπόδιο που αντιπροσωπεύει ένα σαμαράκι που υπάρχει σε πραγματικά προφίλ δρόμου. Το ύψος του επιλέχθηκε  $0.05\text{m}$  και το μήκος του ίσο με  $5\text{m}$ . Η ταχύτητα που το όχημα περνά πάνω από το σαμαράκι θεωρήθηκε σταθερή και ίση με  $8\text{m/s}$ . Επειδή το μοντέλο αντιστοιχεί στον μπροστά και στον πίσω τροχό, επιβλήθηκε μία καθυστέρηση στην πορεία του πίσω τροχού, η οποία ήταν  $t_{\text{distance}} = \frac{a_F + a_R}{V}$ , όπου με  $V$  συμβολίζεται η ταχύτητα του οχήματος. Η δεύτερη διέγερση παρουσιάζεται στο σχήμα 4.3.



Σχήμα 4.3 Εγκάρσιο εμπόδιο (σαμαράκι)





## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 Βελτιστοποίηση

### 5.1 Είδη προβλημάτων βελτιστοποίησης

Η βελτιστοποίηση ορίζεται ως μία διαδικασία εύρεσης της καλύτερης δυνατής λύσης σε σχέση με κάποιο στόχο και ικανοποιώντας κάποια κριτήρια από ένα σύνολο λύσεων. Για να επιτευχθεί η βελτιστοποίηση, αναπτύχθηκαν κάποιες μέθοδοι με το πέρασμα του χρόνου και υπήρξε ανάπτυξη μαθηματικής διαδικασίας για την επίλυση των προβλημάτων. Αρχικά, τα προβλήματα βελτιστοποίησης διακρίνονται σε συνεχή και διακριτά. Τα συνεχή προβλήματα εμπλέκουν πραγματικές μεταβλητές ως ελεύθερες μεταβλητές ή ελεύθερες παραμέτρους ή μεταβλητές σχεδιασμού ή μεταβλητές βελτιστοποίησης, ενδεχομένως με άνω και κάτω όρια που οριοθετούν και το χώρο ανίχνευσης κάθε μεταβλητής. Είναι προφανές ότι στα συνεχή προβλήματα βελτιστοποίησης αναζητείται η βέλτιστη λύση σε ένα άπειρο πλήθος υποψήφιας λύσεων. Στα διακριτά προβλήματα βελτιστοποίησης, η λύση είναι μια ακέραια τιμή που αναζητείται σε ένα πεπερασμένο πλήθος επιθυμητών λύσεων και συνήθως το πλήθος αυτό είναι τεράστιο και δεν μπορούν να δοκιμασθούν μία προς μία οι λύσεις. Οι αντικειμενικές συναρτήσεις ή συναρτήσεις στόχων και οι συναρτήσεις περιορισμών στα συνεχή προβλήματα είναι συνήθως συνεχείς και παραγωγίσιμες.

Μια άλλη κατηγοριοποίηση των προβλημάτων βελτιστοποίησης είναι σε αιτιοκρατικά και σε στοχαστικά. Στα δεύτερα εμπίπτουν προβλήματα που δεν μπορούν να καθορισθούν πλήρως με σαφήνεια, και εμπεριέχουν τυχαιότητα. Τέτοια είναι τα περισσότερα οικονομικά και εμπορικά προβλήματα όπου περιέχεται η προσφορά και η ζήτηση της αγοράς και επομένως η τυχαιότητα. Αντίθετα, τα αιτιοκρατικά μπορούν να καθορισθούν πλήρως.

Παραπάνω αναφέρθηκαν οι μεταβλητές σχεδιασμού, οι συναρτήσεις στόχων και οι συναρτήσεις περιορισμών. Αυτά τα τρία στοιχεία είναι από τα πιο σημαντικά στην επίλυση κάθε προβλήματος βελτιστοποίησης. Οι μεταβλητές σχεδιασμού αποτελούν τις παραμέτρους που υπόκεινται στην βελτιστοποίηση και γίνεται η αναζήτηση του καλύτερου συνδυασμού τους. Η αξιολόγηση των λύσεων για την εύρεση του καλύτερου συνδυασμού γίνεται από την συνάρτηση στόχου. Κατά τη διάρκεια της βελτιστοποίησης γίνεται επίλυση των εξισώσεων του προβλήματος και γίνεται η προσπάθεια εύρεσης της μικρότερης τιμής της συνάρτησης στόχου. Δηλαδή κατά την βελτιστοποίηση σκοπός είναι η εύρεση του καλύτερου συνδυασμού των τιμών των μεταβλητών σχεδιασμού ώστε η συνάρτηση στόχου να παίρνει την ελάχιστη τιμή της. Ωστόσο, οι μεταβλητές βελτιστοποίησης πρέπει να είναι μέσα στα όρια της επιθυμητής λύσης, καθώς και να ικανοποιούνται οι διάφορες συναρτήσεις περιορισμών. Αυτές οι συναρτήσεις μπορεί να είναι για τις μεταβλητές σχεδιασμού ή για το πρόβλημα γενικότερα και εκφράζονται σε μορφή ισότητας ή ανισότητας. Τέλος, ένα ακόμα βασικό στοιχείο της βελτιστοποίησης είναι το κριτήριο τερματισμού. Αυτό καθορίζει πότε θα τελειώσει η βελτιστοποίηση και ονομάζεται κριτήριο σύγκλισης. Όταν ικανοποιηθεί ένα

από αυτά τα κριτήρια (π.χ. αριθμός επαναλήψεων, υπολογιστικός χρόνος, τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης κλπ), σταματάει και η διαδικασία βελτιστοποίησης.

Η βελτιστοποίηση ανάλογα με τη μέθοδο που επιλέγεται και τις συνθήκες μπορεί να είναι καθολική ή τοπική. Στην καθολική η λύση είναι το καθολικό ακρότατο, αντίθετα στην τοπική η λύση είναι ένα τοπικό ακρότατο, δηλαδή μια λύση που κυριαρχεί στην «γειτονιά» της. Στόχος είναι η εύρεση του καθολικού βέλτιστου και όχι ενός τοπικού και η εύρεσή του εξαρτάται από τη μέθοδο βελτιστοποίησης.

## 5.2 Στόχοι βελτιστοποίησης

Κάθε βελτιστοποίηση έχει στόχο την εύρεση της βέλτιστης λύσης για την επίλυση ενός προβλήματος. Αυτό το πρόβλημα μπορεί να έχει είτε ένα στόχο είτε πολλούς στόχους. Τα προβλήματα ενός στόχου είναι συνήθως πιο απλά και στην αντικειμενική συνάρτηση υπάρχει μόνο ένας στόχος που τίθεται προς βελτιστοποίηση. Τα προβλήματα πολλών στόχων έχουν συνήθως αντικρουόμενους στόχους. Εάν ένα πρόβλημα βελτιστοποίησης με πολλαπλά κριτήρια είναι καλώς ορισμένο, τότε δεν θα υπάρχει μοναδική λύση η οποία ταυτόχρονα να ελαχιστοποιεί τον κάθε στόχο στο ελάχιστο δυνατό. Σε κάθε περίπτωση ένα κριτήριο πρέπει να έχει φτάσει ένα σημείο τέτοιο ώστε κάθε προσπάθεια επιπλέον βελτιστοποίησής του να έχει ως αποτέλεσμα την υποβάθμιση άλλων κριτηρίων. Τα προβλήματα πολλών στόχων μπορούν να αντιμετωπιστούν μετατρέποντας τα σε ενός στόχου, εισάγοντας κατάλληλους συντελεστές βαρύτητας για κάθε στόχο, ή να χρησιμοποιηθεί μία μέθοδος που υπολογίζει ένα μέτωπο (σύνολο) βέλτιστων λύσεων που ονομάζεται μέτωπο Pareto. Το πλεονέκτημα του πρώτου τρόπου είναι ότι ένα πρόβλημα πολλών στόχων γίνεται ευκολότερο να επιλυθεί όταν γίνεται ενός στόχου, όμως μειονεκτεί ότι η λύση που θα υπολογισθεί από την διαδικασία βελτιστοποίησης θα είναι η βέλτιστη για τους συγκεκριμένους συντελεστές βαρύτητας που επιλέχτηκαν κατά την επίλυση και άρα στερείται γενικότητας.

Ο σκοπός της βελτιστοποίησης είναι η ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης αν είναι ενός στόχου ή των αντικειμενικών συναρτήσεων αν είναι πολλών στόχων. Έτσι ισχύει η εξίσωση (1).

$$\min_x f_i(x) \quad (1)$$

Έτσι ώστε να τηρούνται οι περιορισμοί.

$$g_j(x) \leq 0 \quad (2)$$

$$h_k(x) = 0 \quad (3)$$

όπου με  $x$  συμβολίζονται οι μεταβλητές σχεδιασμού, με  $f(x)$  η αντικειμενική συνάρτηση και με  $g_j(x)$  οι περιορισμοί ανισότητας. Η βελτιστοποίηση ενός στόχου δίνει μία βέλτιστη λύση όπου αν οι μεταβλητές σχεδιασμού πάρουν τις τιμές αυτές προκύπτει η ελάχιστη τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης. Για τα προβλήματα πολλών στόχων, έστω  $M$ , η λύση  $x$  κυριαρχεί της λύσης  $y$  και συμβολίζεται με:

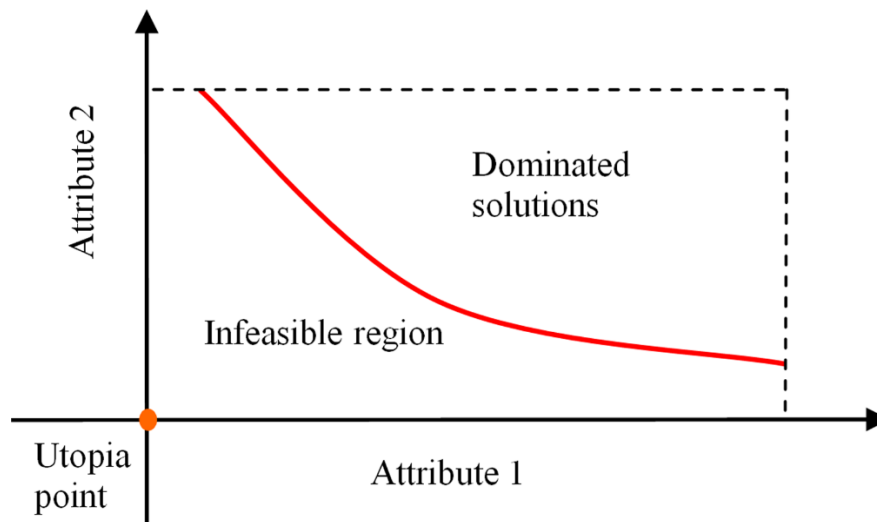
$$x < y \quad (4)$$

αν και μόνο αν ισχύουν οι εξισώσεις (5) και (6).

$$f_m(x) \leq f_m(y) \quad m=1, \dots, M \quad (5)$$

$$f_k(x) < f_k(y) \quad (6)$$

Δηλαδή αν οι τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων του  $x$  είναι μικρότερες ή ίσες από του  $y$  (σχέση 5) και για τουλάχιστον μία ισχύει η ανισότητα μόνο (σχέση 6). Η λύση  $x$  αποτελεί κατά Pareto βέλτιστη λύση του προβλήματος βελτιστοποίησης της  $f$  αν και μόνο αν δεν υπάρχει άλλη λύση  $y$  η οποία να κυριαρχεί της  $x$ . Όταν το πρόβλημα είναι δύο στόχων, ή επιλέγεται να παρουσιαστούν δύο στόχοι, γίνεται ένα διάγραμμα στο επίπεδο των τιμών των αντικειμενικών συναρτήσεων που οι βέλτιστες λύσεις αποτελούν το μέτωπο Pareto. Οι υπόλοιπες λύσεις κυριαρχούνται από τις βέλτιστες. Δύο μέλη του μετώπου Pareto είναι αδύνατο να συγκριθούν μεταξύ τους. Μία λύση υπερτερεί μια άλλης λύσης του μετώπου ως προς τον ένα στόχο, υστερεί όμως ως προς τον άλλο στόχο. Αν απαιτείται η επιλογή μιας λύσης από το μέτωπο έχουν αναπτυχθεί κάποιες μέθοδοι για να γίνεται η επιλογή σύμφωνα με κριτήρια. Όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 5.1, η επιθυμητή λύση βρίσκεται στην αρχή των αξόνων, όμως αυτή λόγω των περιορισμών του προβλήματος δεν είναι δυνατό να επιτευχθεί. Έτσι, η περιοχή κάτω από την κόκκινη γραμμή δεν αποτελείται από εφικτές λύσεις λόγω των περιορισμών και οι βέλτιστες δυνατές λύσεις αποτυπώνονται με την κόκκινη γραμμή. Όσες λύσεις βρίσκονται μεταξύ της κόκκινης γραμμής και των διακεκομμένων κυριαρχούνται από τις βέλτιστες λύσεις.



Σχήμα 5.1 Μέτωπο βέλτιστων λύσεων Pareto

### 5.3 Μέθοδοι βελτιστοποίησης

Μία βασική διάκριση των μεθόδων βελτιστοποίησης είναι η διάκριση σε αιτιοκρατικές και στοχαστικές μεθόδους. Η αιτιοκρατική μέθοδος χρησιμοποιεί τη γενικευμένη έννοια της παραγώγου της συνάρτησης στόχου. Μέσω αυτών, η υποψήφια πιθανή λύση ανανεώνεται βηματικά, «οδηγώντας» την διαδικασία σε σημεία μηδενικής παραγώγου της αντικειμενικής συνάρτησης (τοπικά ή ολικά ακρότατα). Τιμές της οποίας

πρέπει να υπολογίσει ή να προσεγγίσει. Οι ντετερμινιστικές μέθοδοι βασίζονται στο θεώρημα του P.D. Fermat. Ο Fermat διατύπωσε τη γενική μέθοδο εύρεσης τοπικού ελαχίστου/μεγίστου συνεχών συναρτήσεων μέσω του μηδενισμού της πρώτης παραγώγου. Η στοχαστική μέθοδος για την εύρεση της βέλτιστης λύσης χρησιμοποιεί στοιχεία τυχαίας ή οργανωμένα τυχαίας αναζήτησης της λύσης. Έτσι, σε αυτή τη διαδικασία, εντοπίζεται «τυχαία» η βέλτιστη λύση. Η επίλυση με αιτιοκρατική μέθοδο απαιτεί περισσότερο χρόνο να οργανωθεί σωστά, δεν είναι εύκολα επεκτάσιμη σε παρεμφερή προβλήματα (π.χ. όταν αλλάζει η αντικειμενική συνάρτηση) και συγκλίνει σχετικά γρήγορα στη λύση που όμως μπορεί να είναι ένα τοπικό και όχι καθολικό βέλτιστο, ανάλογα με το σημείο εκκίνησης. Επίσης μπορούν να χειρίζονται μεγάλο αριθμό μεταβλητών σχεδιασμού. Η στοχαστική μέθοδος είναι πιο γενική και μπορεί να επεκταθεί πιο εύκολα σε άλλα προβλήματα, είναι πιο αργή μέθοδος από την αιτιοκρατική στην εύρεση της βέλτιστης λύσης λόγω της τυχειότητας του αλγορίθμου, όμως μπορεί να εντοπίσει το καθολικό ακρότατο ανεξάρτητα από το σημείο εκκίνησης. Μία κύρια κατηγορία των στοχαστικών μεθόδων είναι οι εξελικτικοί αλγόριθμοι (EA).

#### 5.4 Ιστορική αναδρομή εξελικτικών αλγορίθμων

Από τη δεκαετία του 1990 και έκτοτε, η γεωμετρική αύξηση της υπολογιστικής ισχύος και το κόστος των μεγάλων και γρήγορων υπολογιστών συντέλεσαν στην ευρεία αποδοχή και χρήση των στοχαστικών μεθόδων βελτιστοποίησης (εξελικτικοί αλγόριθμοι). Βασικό στοιχείο που οδήγησε στη γρήγορη και ευρεία επικράτησή τους ήταν αφενός το ενδιαφέρον, μη-μαθηματικό υπόβαθρο τους, η ευκολία με την οποία προσαρμόζονται σε κάθε νέο πρόβλημα αρκεί να υπάρχει προγραμματισμένο λογισμικό αξιολόγησης κάθε υποψήφιας λύσης και, κυρίως, η δυνατότητά τους (ως στοχαστική μέθοδος) να μην εγκλωβίζονται σε τοπικά ακρότατα. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα των EA είναι ότι πρακτικά σε ένα νέο πρόβλημα η χρήση τους είναι γενικά άμεση χωρίς τις παρεμβάσεις στη διαδικασία βελτιστοποίησης που απαιτούν οι αιτιοκρατικές μέθοδοι αν και αναμφισβήτητα η γνώση του προβλήματος και η χρήση πληροφορίας από αυτό μέσω ειδικών τελεστών επιταχύνει το ρυθμό σύγκλισης. Παρόλα αυτά, βασικό τους μειονέκτημα είναι ότι ο εντοπισμός της βέλτιστης λύσης απαιτεί συνήθως μεγάλο αριθμό αξιολογήσεων. Οι EA είχαν προταθεί από τη δεκαετία του 1960 αλλά η χρήση τους εξαπλώθηκε μετά το 1990.

Βασικό γνώρισμα των EA είναι ότι χειρίζονται πληθυσμούς υποψηφίων λύσεων και όχι μια μεμονωμένη λύση σε κάθε επανάληψη, όπως άλλες στοχαστικές μέθοδοι. Οι EA, ενώ αρχικά αναπτύχθηκαν για την επίλυση προβλημάτων ενός στόχου, με κατάλληλες μετατροπές μπορούν να αντιμετωπίσουν προβλήματα πολλών στόχων και μάλιστα υπερτερούν ως προς αυτό το θέμα σε σχέση με άλλες μεθόδους λόγω του γεγονότος ότι χειρίζονται ένα πληθυσμό ατόμων και με την ολοκλήρωσή τους αποδίδουν ένα σύνολο λύσεων.

Με τον όρο εξέλιξη χαρακτηρίζουμε την αυτόματη διαδικασία της προσαρμογής κάθε συστήματος στο περιβάλλον. Ο όρος 'περιβάλλον' περιλαμβάνει το σύνολο των εξωτερικών συνθηκών που επηρεάζουν το σύστημα. Οι EA είναι υπολογιστικά μοντέλα τα οποία με χρήση αντίστοιχης με τη φύση διαδικασίας

προσαρμογής στο περιβάλλον, επιλύουν προβλήματα. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιούν στοχαστικούς μηχανισμούς εξέλιξης προερχόμενους από τη φύση και βασίζονται στις αρχές εξέλιξης των ειδών όπως αυτές διατυπώθηκαν αρχικά από το Δαρβίνο, περί το 1960. Οι ΕΑ προσομοιώνουν μερικώς και με απλουστευμένο τρόπο την εξέλιξη των φυσικών πληθυσμών. Σύμφωνα με τη θεωρία του Δαρβίνου, τα άτομα ενός πληθυσμού συναγωνίζονται για την απόκτηση πόρων όπως στέγη, τροφή και για την προσέλκυση συντρόφου. Τα επιτυχημένα άτομα έχουν μεγαλύτερη πιθανότητα να οδηγηθούν σε αναπαραγωγή και να διαιωνισθούν. Αυτή η φυσική επιλογή, σημαίνει ότι τα γονίδια των επιτυχημένων ατόμων ή των ατόμων που έχουν προσαρμοστεί καλύτερα στο περιβάλλον επιβιώνουν και με την πάροδο των γενεών τα χαρακτηριστικά τους μεταφέρονται σε μεγαλύτερο αριθμό απογόνων. Ο συνδυασμός καλών χαρακτηριστικών από διαφορετικούς επιτυχημένους γονείς ενδεχόμενα να παράγει απογόνους με χαρακτηριστικά καλύτερα από αυτά των γονέων. Με τον τρόπο αυτό οι φυσικοί πληθυσμοί εξελίσσονται και προσαρμόζονται στο εκάστοτε περιβάλλον.

Οι γενετικοί αλγόριθμοι (ΓΑ) είναι μάλλον η πιο διαδεδομένη κατηγορία εξελικτικών αλγορίθμων. Οι εξελικτικές στρατηγικές (ΣΕ) είναι μια λιγότερο χρησιμοποιούμενη τεχνική. Μια τρίτη τεχνική είναι ο γενετικός προγραμματισμός (ΓΠ).

Τα χαρακτηριστικά που πρέπει να έχει ένας αλγόριθμος βελτιστοποίησης ώστε να χαρακτηριστεί εξελικτικός:

- Να χρησιμοποιεί πληθυσμούς ατόμων τα οποία εξελίσσονται συγχρόνως αντί μεμονωμένων ατόμων.
- Η εξέλιξη του πληθυσμού από γενιά σε γενιά να καθορίζεται από την τιμή καταλληλότητας (μεγιστοποίηση) ή τιμή κόστους ατόμων (ελαχιστοποίηση), με βάση κατάλληλη αντικειμενική συνάρτηση.
- Να λαμβάνει χώρα δυναμική διαδοχή πληθυσμών, με τη δημιουργία νέων ατόμων και εξαφάνιση άλλων με βάση την τιμή καταλληλότητάς τους.
- Κατά την εξέλιξη από γενιά σε γενιά, να υπάρχει κληρονομικότητα χαρακτηριστικών από τους γονείς στους απογόνους, αλλά και στοχαστική εμφάνιση νέων χαρακτηριστικών.

## 5.5 Λειτουργία εξελικτικού αλγορίθμου

Οι εξελικτικοί αλγόριθμοι χειρίζονται πληθυσμούς λύσεων. Κατά την εξέλιξη, που είναι η βασική διαδικασία αναζήτησης της βέλτιστης λύσης, ένας πληθυσμός μ υποψήφιων λύσεων (γονείς, κατά τη γενετική ορολογία) εξελίσσεται στον πληθυσμό των λ απογόνων. Αυτοί οι απόγονοι είναι νέες λύσεις, που προκύπτουν από τους μ γονείς, έχοντας ενδεχομένως καλύτερα χαρακτηριστικά. Από τους λ απογόνους, με κριτήριο την καταλληλότητά τους, επιλέγονται οι μ γονείς της επόμενης γενιάς. Αυτό συνεχίζεται γενιά με γενιά μέχρι την ικανοποίηση κάποιου κριτηρίου σύγκλισης.

Πιο συγκεκριμένα, σε κάθε γενιά  $g$  ενός ΕΑ συνυπάρχουν τρία διαφορετικά σύνολα ατόμων. Το σύνολο των γονιών  $S^{g,\mu}$  με  $\mu$  μέλη, των απογόνων  $S^{g,\lambda}$  με  $\lambda$  μέλη και των επίλεκτων ή ελίτ ατόμων  $S^{g,e}$ . Το σύνολο  $S^{g,e}$  αποθηκεύει τα επίλεκτα-καλύτερα άτομα (δηλαδή υποψήφιας λύσεις) που έχουν προκύψει από τη διαδικασία εξέλιξης μέχρι τη γενιά. Ο σκοπός ύπαρξης του συνόλου είναι διπλός. Ένας λόγος είναι ότι οποτεδήποτε σταματήσει η εξέλιξη το σύνολο  $S^{g,e}$  περιέχει την ή τις βέλτιστες λύσεις. Ένας άλλος λόγος είναι ότι κατά την εξέλιξη, χρησιμοποιείται πληροφορία από το σύνολο  $S^{g,e}$  για την ενίσχυση των καλών χαρακτηριστικών των μελών της νέας γενιάς που θα προκύψει. Αυτή η ενίσχυση αποτελεί τον 'ελιτισμό' στους ΕΑ. Ακολουθεί μία περιγραφή των βημάτων σε κάθε γενιά ενός ΕΑ:

1. Επιλέγονται βασικές παράμετροι όπως ο αριθμός των γονιών  $\mu$  και των απογόνων  $\lambda$ . Η μηδενική γενιά συμβολίζεται με  $g=0$ . Επιλέγονται τυχαία τα μέλη του αρχικού πληθυσμού  $S^{0,\lambda}$ .
2. Αξιολογούνται τα  $\lambda$  άτομα του συνόλου του  $S^{g,\lambda}$ . Για να γίνει αυτή η αξιολόγηση χρειάζονται  $\lambda$  κλήσεις του κώδικα, οπότε απαιτεί αρκετό υπολογιστικό χρόνο.
3. Ανανεώνεται το σύνολο των επίλεκτων  $S^{g,e}$  με όσα μέλη του  $S^{g,\lambda}$  αξίζουν βάση της τιμής της αντικειμενικής συνάρτησης να ενταχθούν σε αυτό. Ισχύει η σχέση (7).

$$S^{g+1,e} = T_e(S^{g,\lambda} \cup S^{g,e}) \quad (7)$$

όπου με  $T_e$  συμβολίζεται ο τελεστής εντοπισμού των επίλεκτων μελών. Σε προβλήματα ενός στόχου το σύνολο  $S^{g,e}$  περιέχει μία λύση ενώ σε πολλών στόχων μπορεί να περιέχει περισσότερα στοιχεία.

4. Εφαρμόζεται ο τελεστής επιλεκτικότητας ή ελιτισμού, με τον οποίο τυχαία επιλεγμένα άτομα του συνόλου των επίλεκτων  $S^{g,e}$  αντικαθιστούν άτομα του συνόλου των απογόνων  $S^{g,\lambda}$ . Συνήθως τα άτομα των απογόνων με την χειρότερη τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης είναι αυτά που θα αντικατασταθούν.

$$S^{g,\lambda} = T_{e2}(S^{g,\lambda} \cup S^{g+1,e}) \quad (8)$$

όπου με  $T_{e2}$  συμβολίζεται ο τελεστής ελιτισμού. Με την χρήση του ελιτισμού αποφεύγεται μια νέα γενιά να δώσει χειρότερη βέλτιστη λύση από την προηγούμενη γενιά.

5. Εφαρμόζεται ο τελεστής γονέων  $T_\mu$  με τη βοήθεια του οποίου επιλέγεται το σύνολο των μελών του νέου πληθυσμού γονέων  $S^{g+1,\mu}$ . Για το σχηματισμό του νέου συνόλου γονέων χρησιμοποιούνται τα υπάρχοντα σύνολα γονέων  $S^{g,\mu}$  και απογόνων  $S^{g,\lambda}$ , δηλαδή ισχύει:

$$S^{g+1,\mu} = T_\mu(S^{g,\mu} \cup S^{g,\lambda}) \quad (9)$$

6. Στη συνέχεια δημιουργούνται οι απόγονοι της επόμενης γενιάς  $S^{g+1,\lambda}$  με τη διαδικασία της αναπαραγωγής. Για τη δημιουργία καθενός από τους  $\lambda$  απογόνους επιλέγονται τυχαία  $\rho$  (συνήθως  $\rho=2$  αλλά δεν αποκλείεται και  $\rho>2$  όπως τρεις γονείς να δημιουργούν τρεις απογόνους) γονείς από

το σύνολο των γονέων  $S^{g+1,\mu}$ . Σε κάποιες αλγοριθμικές παραλλαγές επιτρέπεται ενίοτε κάποιο ή κάποια από τα  $\rho$  άτομα να προέρχονται από το σύνολο των επίλεκτων  $S^{g+1,e}$ , επιλεγμένα συνήθως με μικρότερη πιθανότητα. Για κάθε σύνολο  $\rho$  γονέων που επιλέχθηκαν εφαρμόζονται διαδοχικά κάποιοι τελεστές όπως ο τελεστής διασταύρωσης ή επανασυνδυασμού  $T_r$  και ο τελεστής μετάλλαξης  $T_m$ .

$$S^{g+1,\lambda} = T_m(T_r(S^{g+1,\mu} \cup S^{g+1,e})) \quad (10)$$

7. Ελέγχονται αν ικανοποιούνται τα κριτήρια σύγκλισης και αν η μέθοδος δεν συγκλίνει, επαναλαμβάνονται τα βήματα 2 έως 7 για μια νέα γενιά όπου θεωρείται πλέον  $g \leftarrow g+1$ .

### 5.5.1 Κωδικοποίηση ελεύθερων μεταβλητών

Βασικό χαρακτηριστικό κάθε μεθόδου βελτιστοποίησης αποτελεί η κωδικοποίηση των διαφόρων μεταβλητών. Όλες οι περαιτέρω διαδικασίες του αλγορίθμου δομούνται βάσει της κωδικοποίησης αυτής. Για τις μεταβλητές του προβλήματος μπορεί να εφαρμοστεί είτε δυαδική είτε πραγματική κωδικοποίηση. Η πρώτη είναι χαρακτηριστικό των κλασικών γενετικών αλγορίθμων ενώ η δεύτερη κυρίως των εξελικτικών στρατηγικών.

Αν θεωρηθεί  $\vec{x}$  το διάνυσμα των ελεύθερων μεταβλητών με  $N$  συνιστώσες ( $x_1, x_2, \dots, x_N$ ), η δυαδική κωδικοποίηση στους γενετικούς αλγορίθμους απαιτεί τον καθορισμό ενός κατώτατου ορίου  $x_{i,L}$ , ενός ανώτατου  $x_{i,U}$  και το πλήθος  $n_i$  των δυαδικών ψηφίων ανά μεταβλητή  $i$ , με  $i \in N$ . Το πλήθος  $n_i$  καθορίζει την ακρίβεια της διακριτοποίησης της  $i$ -οστής μεταβλητής που δίνεται από τον τύπο (11).

$$\delta x_i = \frac{x_{i,U} - x_{i,L}}{2^{n_i} - 1} \quad (11)$$

Η ενιαία δυαδική συστοιχία ή το χρωμόσωμα που περιγράφει κάθε υποψήφια λύση δημιουργείται από την συνένωση των δυαδικών συστοιχιών όλων των μεταβλητών. Αν για παράδειγμα οι μεταβλητές σχεδιασμού είναι  $N=3$  με  $n_1=4, n_2=6, n_3=5$ , και πιο συγκεκριμένα σε δυαδική μορφή:

$$\begin{cases} x_1 = 1001 \\ x_2 = 010010 \\ x_3 = 10010 \end{cases} \quad (12)$$

ένα πιθανό χρωμόσωμα θα μπορούσε να είναι αυτό που παρουσιάζεται στην εξίσωση (13).

$$x = \underbrace{1001}_{x_1} \underbrace{010010}_{x_2} \underbrace{10010}_{x_3} \quad (13)$$

### 5.5.2 Τελεστής επιλογής γονέων

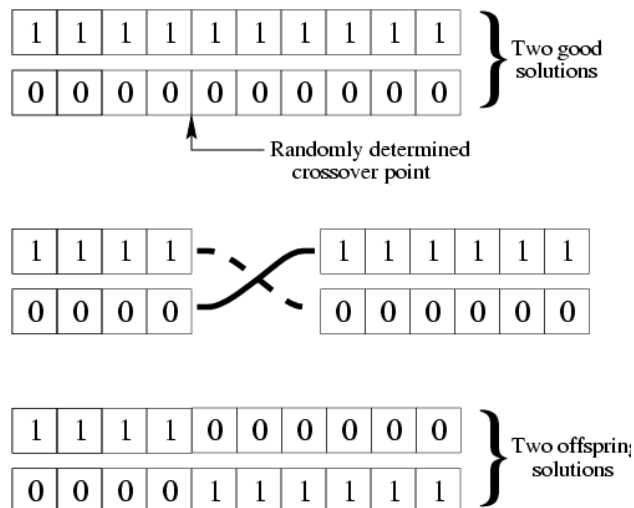
Στο πέμπτο βήμα αναφέρθηκε ο τελεστής επιλογής γονέων  $T_\mu$  που δημιουργεί τους γονείς της νέας γενιάς  $S^{g+1,\mu}$  επιλέγοντας άτομα από τα σύνολα απογόνων  $S^{g,\lambda}$  και γονέων  $S^{g,\mu}$  της τρέχουσας γενιάς. Η διαδικασία

επιλογής γονέων δίνει μεγαλύτερες πιθανότητες στα άτομα με καλύτερη τιμή αντικειμενικής συνάρτησης να συμμετέχουν στη δημιουργία απογόνων. Αντίθετα, τα άτομα με χειρότερη τιμή αντικειμενικής συνάρτησης έχουν μικρότερες πιθανότητες να συμμετάσχουν στο νέο σύνολο γονέων. Άρα η επιλογή βασίζεται στις τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης. Στη βιβλιογραφία αναφέρονται η αναλογική επιλογή, η γραμμική κατάταξη, η πιθανοτική επιλογή με διαγωνισμό κ.α.

### 5.5.3 Τελεστές διασταύρωσης

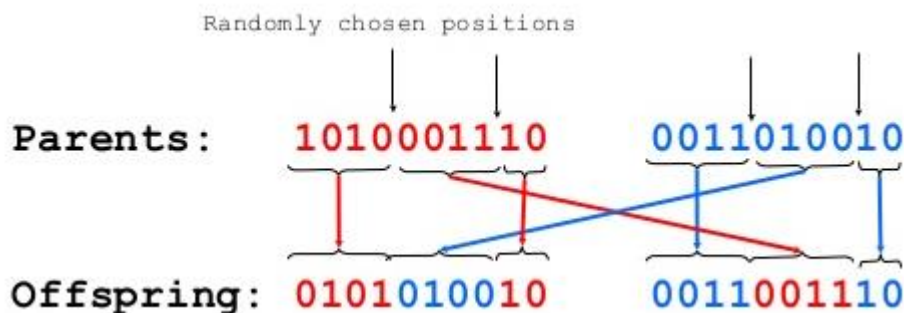
Για τη δυαδική κωδικοποίηση η διασταύρωση συνδυάζει δύο τυχαία επιλεγμένους γονείς για να δημιουργήσει ισόποσους απογόνους.

Η διασταύρωση απλού σημείου επιλέγει τυχαία μια θέση μεταξύ δύο διαδοχικών δυαδικών ψηφίων του χρωμοσώματος. Στη συνέχεια επιλέγονται τυχαία δύο γονείς από το αντίστοιχο σύνολο με τη χρήση τελεστών όπως αναφέρθηκε. Οι δυο αυτοί γονείς διασταυρώνονται, δηλαδή εναλλάσσουν τα δύο μέρη εκατέρωθεν της θέσης διασταύρωσης, παράγοντας έτσι δύο απογόνους.



Σχήμα 5.2 Διασταύρωση απλού σημείου

Διαδεδομένη είναι και η διασταύρωση δύο σημείων όπου επιλέγονται δύο τυχαίες θέσεις διασταύρωσης και ο πρώτος απόγονος σχηματίζεται από το πρώτο και το τρίτο μέρος του πρώτου γονέα και το δεύτερο τμήμα του δεύτερου γονέα.





### Σχήμα 5.3 Διασταύρωση δύο σημείων

Υπάρχουν και άλλες μέθοδοι διασταύρωσης που όμως δεν είναι τόσο διαδεδομένες. Οι εξελικτικοί αλγόριθμοι χρησιμοποιούν τη μέθοδο της διασταύρωσης με πιθανότητα  $P_r$  (συνήθως κοντά στη μονάδα, π.χ.  $P_r=0.90$ ). Ο λόγος είναι να επιτρέπει με μικρή πιθανότητα ίση με  $1 - P_r$  τη μεταφορά αναλλοίωτων των χαρακτηριστικών των γονέων στους απογόνους.

#### 5.5.4 Τελεστές μετάλλαξης

Η μετάλλαξη εφαρμόζεται σε κάθε νέο απόγονο που προέκυψε από την διασταύρωση. Στόχος της είναι η εισαγωγή νέου γενετικού υλικού στον πληθυσμό των απογόνων με πιθανότητα  $P_m$  η οποία είναι πολύ μικρή, π.χ.  $P_m=0.01$ . Στη δυαδική κωδικοποίηση η μετάλλαξη επιτρέπει να αντιστραφεί το δυαδικό ψηφίο που θα επιλεγεί, δηλαδή αν ήταν μηδέν να γίνει ένα και αντίστροφα. Με την μετάλλαξη η μία λύση μπορεί να διαφέρει αρκετά από την επόμενη.

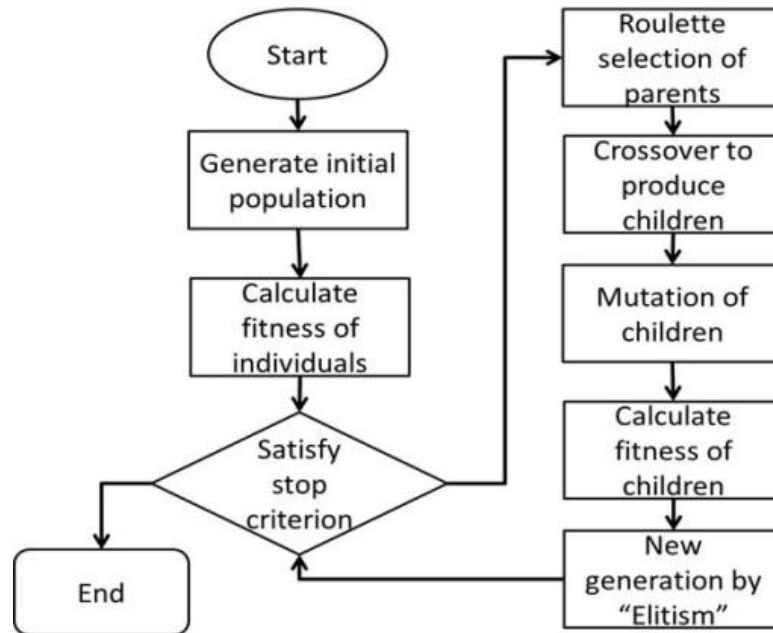
before mutation	0	1	1	1	0	0	1	1	0	1	0
				↓							
after mutation	0	1	1	0	0	0	1	1	0	1	0

### Σχήμα 5.4 Μετάλλαξη

#### 5.6 Διαδικασία γενετικού αλγόριθμου

Οι γενετικοί αλγόριθμοι αποτελούν τους πιο διαδεδομένους εξελικτικούς αλγόριθμους και βασικό τους χαρακτηριστικό είναι ότι έχουν ίδιο αριθμό μελών γονέων και απογόνων, δηλαδή ισχύει  $\mu=\lambda$ . Στην αρχή της βελτιστοποίησης, ο γενετικός αλγόριθμος αρχικοποιεί τις τιμές των παραμέτρων (αρχικός πληθυσμός). Ο αρχικός πληθυσμός χρησιμοποιείται για την επίλυση των εξισώσεων του συστήματος. Ο πληθυσμός κωδικοποιείται σε χρωμοσώματα, μια δυαδική αναπαράσταση της λύσης. Μια λειτουργία αξιολόγησης βαθμολογεί τις λύσεις από την άποψη της φυσικής τους κατάστασης. Η φυσική τους κατάσταση είναι μία αριθμητική τιμή που περιγράφει την πιθανότητα για μια λύση να επιζήσει και να αναπαραχθεί. Επιλέγονται τυχαία οι γονείς από τον υπάρχον πληθυσμό. Μόνο ένα μέρος του πληθυσμού (επιζώντες ή λύσεις με καλύτερη τιμή φυσικής κατάστασης) επιλέγεται για τη δημιουργία νέου πληθυσμού. Αυτός ο νέος πληθυσμός δημιουργείται χρησιμοποιώντας τη διασταύρωση. Η διασταύρωση είναι μία διαδικασία ανταλλαγής κομματιών από τα δεδομένα των χρωμοσωμάτων μεταξύ τους. Η διασταύρωση επιτρέπει στις γενιές που έχουν καλή φυσική κατάσταση να διατηρούνται και να μεγαλώνουν στις νέες γενιές του πληθυσμού. Η μετάλλαξη είναι μία διαδικασία που αλλάζει τυχαία τα κομμάτια του γενότυπου ενός απογόνου και δημιουργούνται οι απόγονοι με αυτόν τον τρόπο. Αυτό είναι ισοδύναμο με διατάραξη του ζευγαρώματος του πληθυσμού στοχαστικά. Η μετάλλαξη εμποδίζει τον πληθυσμό από ομογενοποίηση σε ένα συγκεκριμένο σύνολο γονιδίων, έτσι ώστε οποιοδήποτε γονίδιο σε μια γενιά να έχει μια ορισμένη

πιθανότητα να μεταλλαχθεί σε μελλοντικές γενιές. Τέλος, δημιουργείται η νέα γενιά με την προσθήκη των επίλεκτων μελών. Μόλις δημιουργηθεί η νέα γενιά, τα προηγούμενα βήματα επαναλαμβάνονται μέχρι να ικανοποιηθεί κάποιο κριτήριο σύγκλισης.



Σχήμα 5.5 Διάγραμμα γενετικού αλγορίθμου

### 5.7 Εφαρμογή ΓΑ σε μοντέλο οχήματος

Στη παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκε γενετικός αλγόριθμος για την βελτιστοποίηση των μοντέλων ως προς το κράτημα του οχήματος και ως προς την άνεση του οδηγού. Για τους δύο αυτούς στόχους καθοριστικό ρόλο έχει η ανάρτηση του οχήματος και πιο συγκεκριμένα η σκληρότητα του ελατηρίου και ο συντελεστής απόσβεσης. Πιο συγκεκριμένα ως μεταβλητές σχεδιασμού για τα μοντέλα των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων επιλέχθηκαν οι σκληρότητες των ελατηρίων και οι συντελεστές απόσβεσης των αποσβεστήρων για το μπροστά και το πίσω μέρος του οχήματος. Η σκληρότητα των ελατηρίων σχετίζεται κυρίως με το κράτημα του οχήματος, ενώ ο συντελεστής απόσβεσης με την άνεση. Μεγάλη τιμή της σκληρότητας του ελατηρίου προσφέρει καλύτερο κράτημα, αλλά λιγότερη άνεση, ενώ μικρή τιμή της σκληρότητας ελατηρίου οδηγεί σε περισσότερη άνεση αλλά λιγότερη οδηγική ασφάλεια. Μεγάλος συντελεστής απόσβεσης αποσβένει σε μεγαλύτερο βαθμό τις ταλαντώσεις στον οδηγό, άρα είναι πιο άνετο το όχημα. Όμως λόγω του μεγάλου συντελεστή απόσβεσης είναι και λιγότερο σταθερό στους ελιγμούς και επομένως λιγότερο ασφαλές. Αντίθετα, μικρός συντελεστής απόσβεσης είναι σε όχημα που προσφέρει λιγότερη άνεση αλλά καλύτερη πρόσφυση. Κατά την βελτιστοποίηση αναζητείται ο βέλτιστος συνδυασμός αυτών των στοιχείων για την ικανοποίηση των αντικρουόμενων στόχων της άνεσης και του κρατήματος του οχήματος. Έτσι για τις μεταβλητές σχεδιασμού των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων ισχύει η σχέση (14).

$$\text{μεταβλητές σχεδιασμού} = [C_{\min, F}; C_{\max, F}; C_{\min, R}; C_{\max, R}; K_F; K_R] \quad (14)$$

όπου  $C_{min, F}$ ,  $C_{max, F}$ ,  $C_{min, R}$ ,  $C_{max, R}$  είναι η ελάχιστη και η μέγιστη τιμή του συντελεστή απόσβεσης που μπορεί να επιτευχθεί από τους μπροστά και πίσω αποσβεστήρες σύμφωνα με τις εξισώσεις 3-8 του κεφαλαίου 3 για τον κάθε νόμο ελέγχου. Αντίστοιχα η μπροστά και η πίσω ελαστικότητα του ελατηρίου συμβολίζεται με  $K_F$ ,  $K_R$ . Επιπρόσθετα, για τους τρεις ημι-ενεργητικούς ελέγχους που έχουν την ρυθμιστική παράμετρο  $\alpha$  (Skyhook linear, Mixed Skyhook-Acceleration driven damper, Mixed Skyhook-Acceleration driven damper με χρήση ενός αισθητήρα), η συγκεκριμένη παράμετρος  $\alpha$  προστέθηκε στις ελεύθερες μεταβλητές. Οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις που βελτιστοποιήθηκαν είναι όπως αναλύονται στο κεφάλαιο 3 οι Skyhook 2 states (SH-2), Skyhook linear (SH-L), Acceleration driven damper (ADD), Power driven damper (PDD), Mixed Skyhook-Acceleration driven damper (SH-ADD) και Mixed Skyhook-Acceleration driven damper με ένα αισθητήρα (SH-ADD-1s). Κατά τη βελτιστοποίηση των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων επιλέχτηκαν τα όρια των μεταβλητών σχεδιασμών σύμφωνα με τη βιβλιογραφία που υπάρχει και να μπορούν να είναι ρεαλιστές και εφικτές οι τιμές τους. Έτσι, η ελάχιστη απόσβεση για την μπροστά και πίσω ανάρτηση για όλους τους ελέγχους μπορεί να κυμαίνεται από 500 Ns/m έως 2500 Ns/m όπως παρουσιάζεται στον πίνακα 5.1. Αντίστοιχα, η μέγιστη απόσβεση για τις αναρτήσεις έχει ως κάτω όριο την τιμή 2500 Ns/m και ως άνω όριο 5000 Ns/m. Τα ελατήρια είχαν ευρύ πεδίο τιμών, από 15000-70000 N/m τόσο για την μπροστά όσο και για την πίσω ανάρτηση των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων. Αυτές οι τιμές αποτελούν τυπικές τιμές για ένα μεσαίου μεγέθους όχημα.

Επίσης, πραγματοποιήθηκε βελτιστοποίηση για το παθητικό μοντέλο. Το παθητικό μοντέλο όπως αναλύθηκε στο δεύτερο κεφάλαιο έχει σταθερή τιμή για την απόσβεση του, δεν μπορεί να συνδυάσει «μαλακή» και «σκληρή» απόσβεση όπως το ημι-ενεργητικό ανάλογα με τις συνθήκες που επικρατούν. Επομένως, πραγματοποιήθηκαν δύο βελτιστοποιήσεις στο παθητικό μοντέλο με διαφορετικά όρια στους συντελεστές απόσβεσης για να μπορέσουν να αποτελέσουν τις βάσεις σύγκρισης με τις βέλτιστες λύσεις των υπολοίπων περιπτώσεων. Η πρώτη βελτιστοποίηση είχε ως όρια για την απόσβεση τα όρια που είχαν οι βελτιστοποιήσεις των ημι-ενεργητικών μοντέλων για την ελάχιστη απόσβεση δηλαδή τα όρια του  $C_{min}$  (περίπτωση PS-LB), ενώ η δεύτερη είχε τον συντελεστή απόσβεσης να οριοθετείται μεταξύ των ορίων που είχαν οι μέγιστες αποσβέσεις δηλαδή τα όρια του  $C_{max}$  (περίπτωση PS-UB). Τα ελατήρια θεωρήθηκαν ίδια, οπότε έχουν ίδια όρια με τις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις και στις δύο αυτές βελτιστοποιήσεις.

**Πίνακας 5.1 Όρια μεταβλητών σχεδιασμού**

Μεταβλητή σχεδιασμού	Κάτω όρια	Πάνω όρια
$C_{min, F}$ [Ns/m]	500	2500
$C_{min, R}$ [Ns/m]	500	2500
$C_{max, F}$ [Ns/m]	2500	5000
$C_{max, R}$ [Ns/m]	2500	5000
$K_F$ [N/m]	15000	70000
$K_R$ [N/m]	15000	70000
$\alpha$ (SH-L)	0	1
$\alpha$ (SH-ADD, SH-ADD-1s) [rad/s]	10	60

Οι στόχοι της βελτιστοποίησης εκφράζονται από τις αντικειμενικές συναρτήσεις, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως. Έτσι ως αντικειμενικές συναρτήσεις επιλέχθηκαν μία που εκφράζει την άνεση του οδηγού και μία που εκφράζει την οδηγική συμπεριφορά του οχήματος. Η πρώτη εκφράζεται από την επιτάχυνση που δέχεται ο οδηγός και πιο συγκεκριμένα είναι η ενεργός τιμή της επιτάχυνσης του καθίσματος του οδηγού, δηλαδή η τετραγωνική ρίζα της χρονικής μέσης τιμής του τετραγώνου των επιταχύνσεων (root mean square of seat's acceleration, rms). Η δεύτερη αντικειμενική συνάρτηση είναι το ημι-άθροισμα της διακύμανσης (variance) της παραμόρφωσης των ελαστικών στον μπροστά και πίσω τροχό, που εκφράζει το κράτημα του οχήματος. Η μαθηματική τους διατύπωση δίνεται στις εξισώσεις (15) και (16).

$$f_1 = \text{rms}(\ddot{z}_g) \quad (15)$$

$$f_2 = \frac{1}{2} \left( \text{variance}(z_{TD,F}) + \text{variance}(z_{TD,R}) \right) \quad (16)$$

Οι ορισμοί της ενεργού τιμής και της διακύμανσης για ένα διάνυσμα  $\vec{x}$ , N στοιχείων, με μέση τιμή  $\mu$  δίνονται από τις εξισώσεις (17)-(19).

$$x_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \|x_n\|^2} \quad (17)$$

$$\text{Variance} = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N \|A_i - \mu\|^2 \quad (18)$$

$$\mu = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N A_i \quad (19)$$

Ένα ακόμα σημαντικό στοιχείο της βελτιστοποίησης είναι οι περιορισμοί. Υπάρχουν περιορισμοί λόγω της τεχνολογίας και της σχεδίασης του οχήματος όπως η διαδρομή που μπορεί να κάνει η ανάρτηση, αλλά και περιορισμοί που έχουν να κάνουν με την άνεση, όπως η επιτάχυνση του καθίσματος του οδηγού. Επιπλέον περιορισμοί που τέθηκαν είναι η παραμόρφωση του ελαστικού και η μετατόπιση του τροχού, οι οποίοι σχετίζονται με την ασφάλεια του οχήματος. Οι περιορισμοί που αφορούν το μοντέλο του οχήματος εφαρμόστηκαν τόσο στο μπροστά, όσο και στο πίσω μέρος του. Ειδικότερα οι τιμές που επιλέχθηκαν προέρχονται από την βιβλιογραφία και εξασφαλίζουν την ασφαλή λειτουργία του οχήματος και της ανάρτησης αλλά και την επίτευξη μεγαλύτερης άνεσης και καλύτερου κρατήματος. Οι περιορισμοί φαίνονται στις εξισώσεις (20) έως (23).

$$z_{ST,i} \leq 0.127 \text{ m} \quad i=F,R \quad (20)$$

$$\max(\ddot{z}_g) \leq 4.5 \text{ m/s}^2 \quad (21)$$

$$z_{TD,i} \leq 0.051 \text{ m} \quad i=F,R \quad (22)$$

$$z_i \leq 0.07 \text{ m} \quad i=F,R \quad (23)$$

Ο πληθυσμός σε κάθε γενιά επιλέχθηκε να είναι ίσος με διακόσια άτομα που αποτελεί μία τυπική τιμή για βελτιστοποίηση που περιέχει πάνω από πέντε μεταβλητές σχεδιασμού, όπως ισχύει εδώ στις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις. Αν επιλεγεί μικρός αριθμός πληθυσμού, μπορεί η βελτιστοποίηση να εγκλωβιστεί σε τοπικά ακρότατα, ενώ αν επιλεγεί ιδιαίτερα μεγάλος αριθμός, η διαδικασία απαιτεί πολύ παραπάνω υπολογιστικό χρόνο. Μία προτεινόμενη τιμή που επιλέχθηκε στην συγκεκριμένη εργασία είναι τα διακόσια

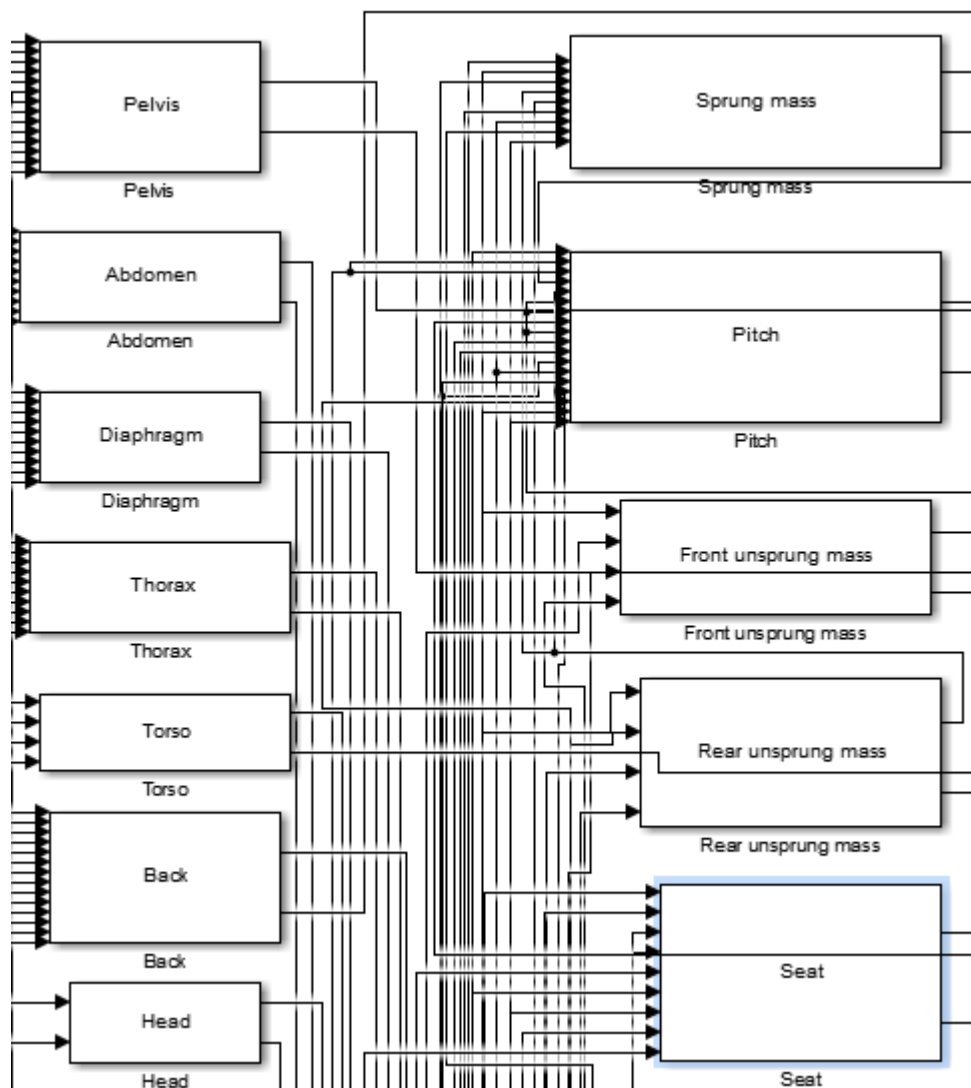
άτομα για κάθε γενιά. Ο πληθυσμός των επίλεκτων ατόμων επιλέχθηκε να είναι 10, δηλαδή το 5% του πληθυσμού. Το ποσοστό της διασταύρωσης είναι 0.8, που είναι η αυτόματη ρύθμιση στην εντολή της Matlab. Η βελτιστοποίηση τελειώνει όταν η μέση αλλαγή στην καλύτερη τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης είναι μικρότερη από την τιμή για το κριτήριο τερματισμού, που είναι  $10^{-4}$ . Για να επιτευχθεί αυτό, χρειάστηκαν να υπολογιστούν πάνω από 100 γενιές σε κάθε βελτιστοποίηση που πραγματοποιήθηκε. Ο αριθμός των λύσεων που προέκυψαν είναι εβδομήντα, και σχετίζεται με τον αριθμό του πληθυσμού που προέκυψε. Οι λύσεις αποτελούν το 35% του αριθμού του αρχικού πληθυσμού.



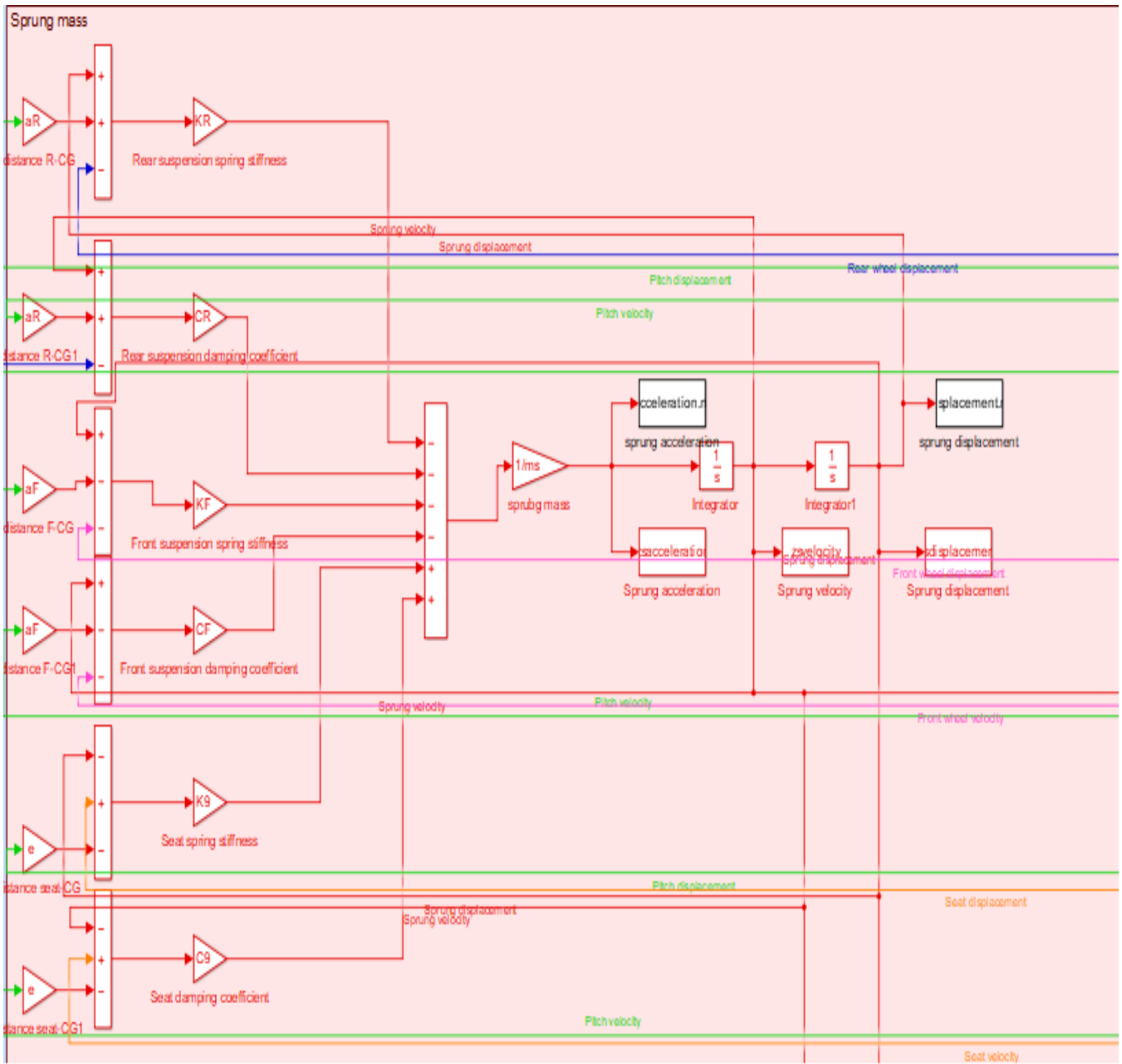
## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 Αποτελέσματα

### 6.1 Μοντέλο προσομοίωσης

Τα μοντέλα που αναπτύχθηκαν και μελετήθηκαν στην παρούσα εργασία ήταν ένα bicycle car model, που αναλύθηκε στην ενότητα 2.1.2, στο οποίο προστέθηκε ένα παθητικό μοντέλο καθίσματος και ένα μοντέλο επιβάτη, τα οποία παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο 2.2. Οι αποσβεστήρες που μοντελοποιήθηκαν ήταν δύο μοντέλα παθητικής ανάρτησης και έξι μοντέλα ημι-ενεργητικής ανάρτησης. Οι προσομοιώσεις έγιναν σε περιβάλλον Matlab και τα μοντέλα σχεδιάστηκαν στο Simulink της Matlab. Στη συνέχεια παρουσιάζεται το παθητικό μοντέλο αρχικά ολόκληρο στο σχήμα 6.1 και μετά σε τμήματα ανά βαθμό ελευθερίας όπως καταρτίστηκε στο Simulink στα σχήματα 6.2 έως 6.13.

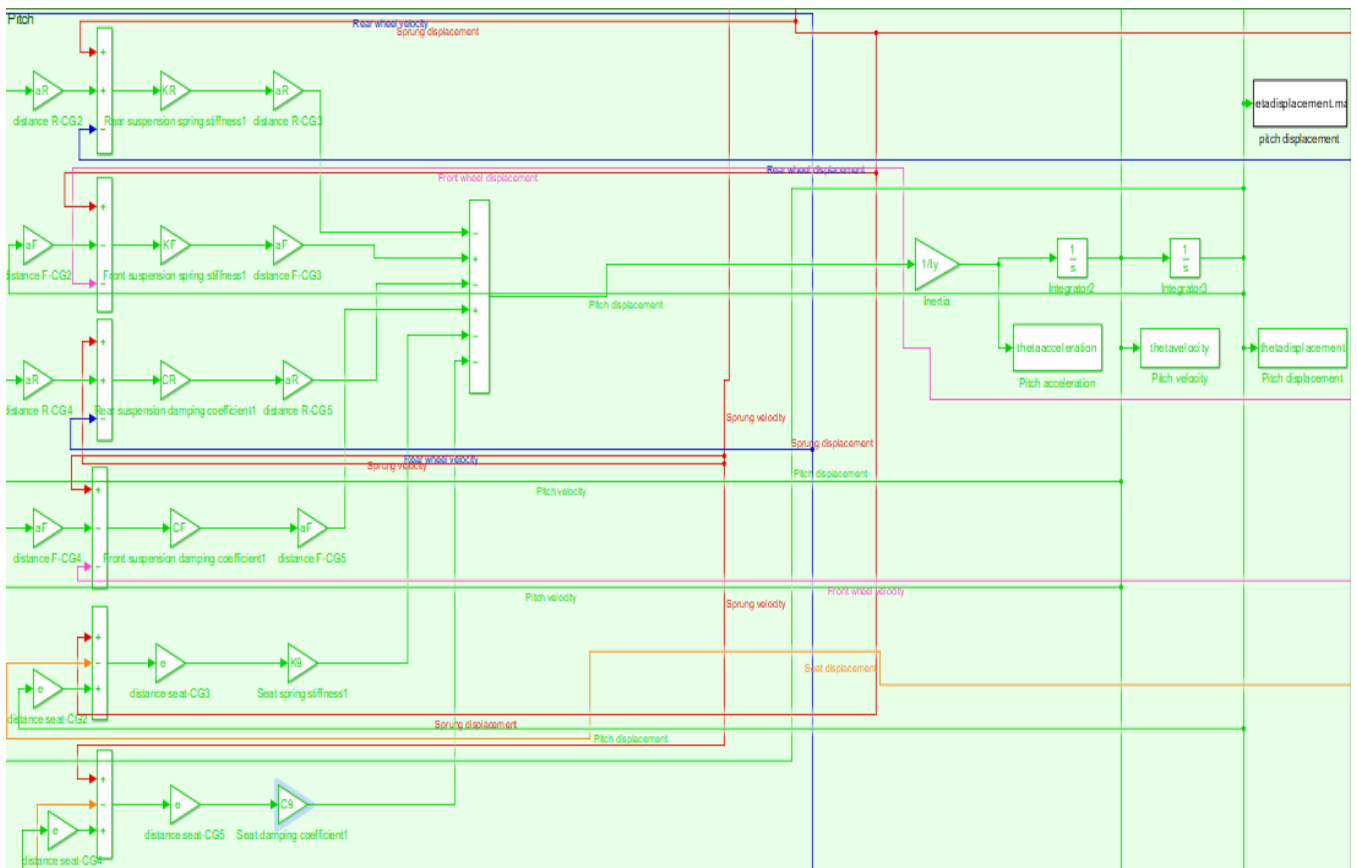


Σχήμα 6.1 Μοντέλο οχήματος-καθίσματος-ανθρώπου

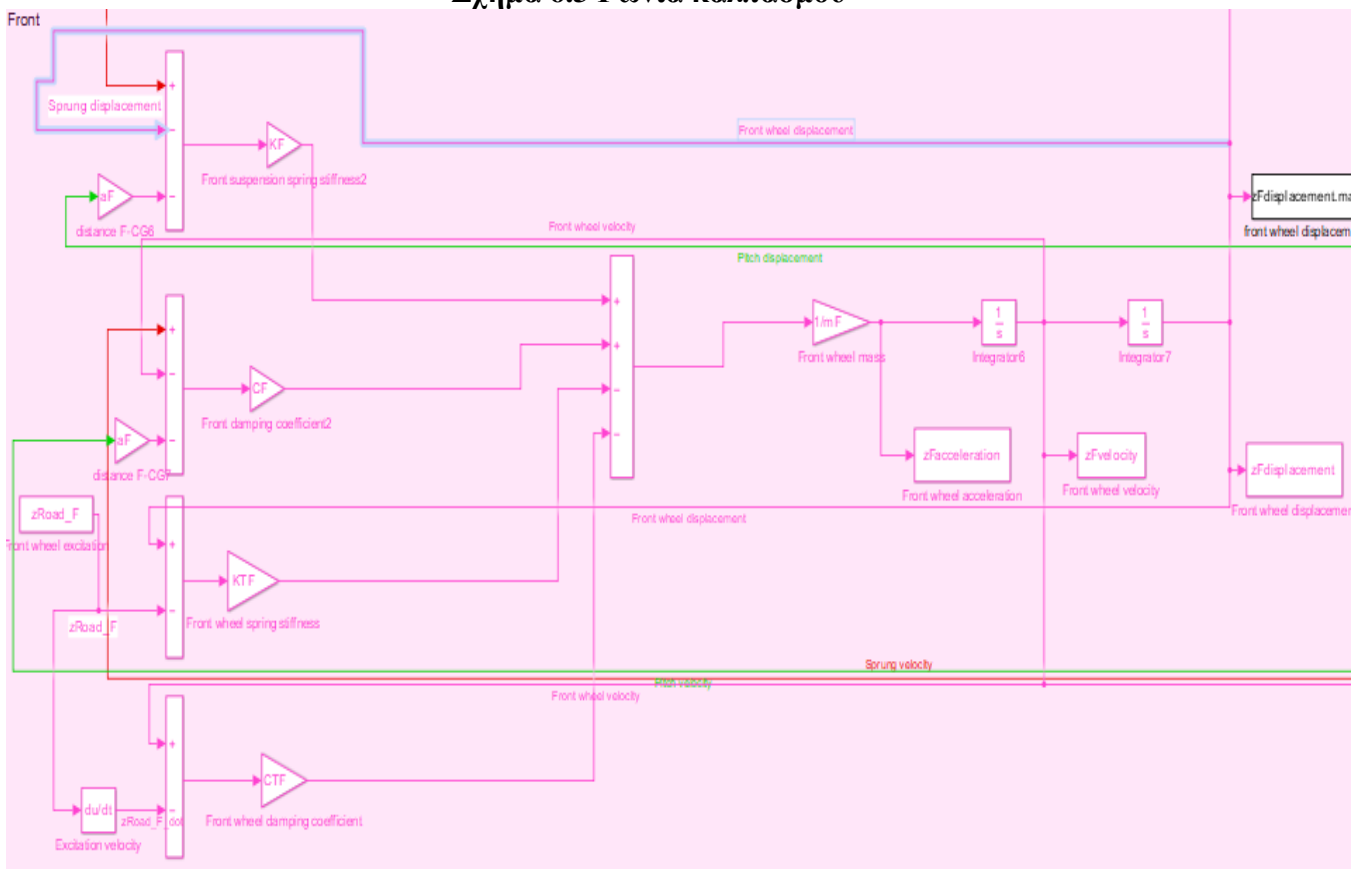


Σχήμα 6.2 Μετατόπιση σώματος

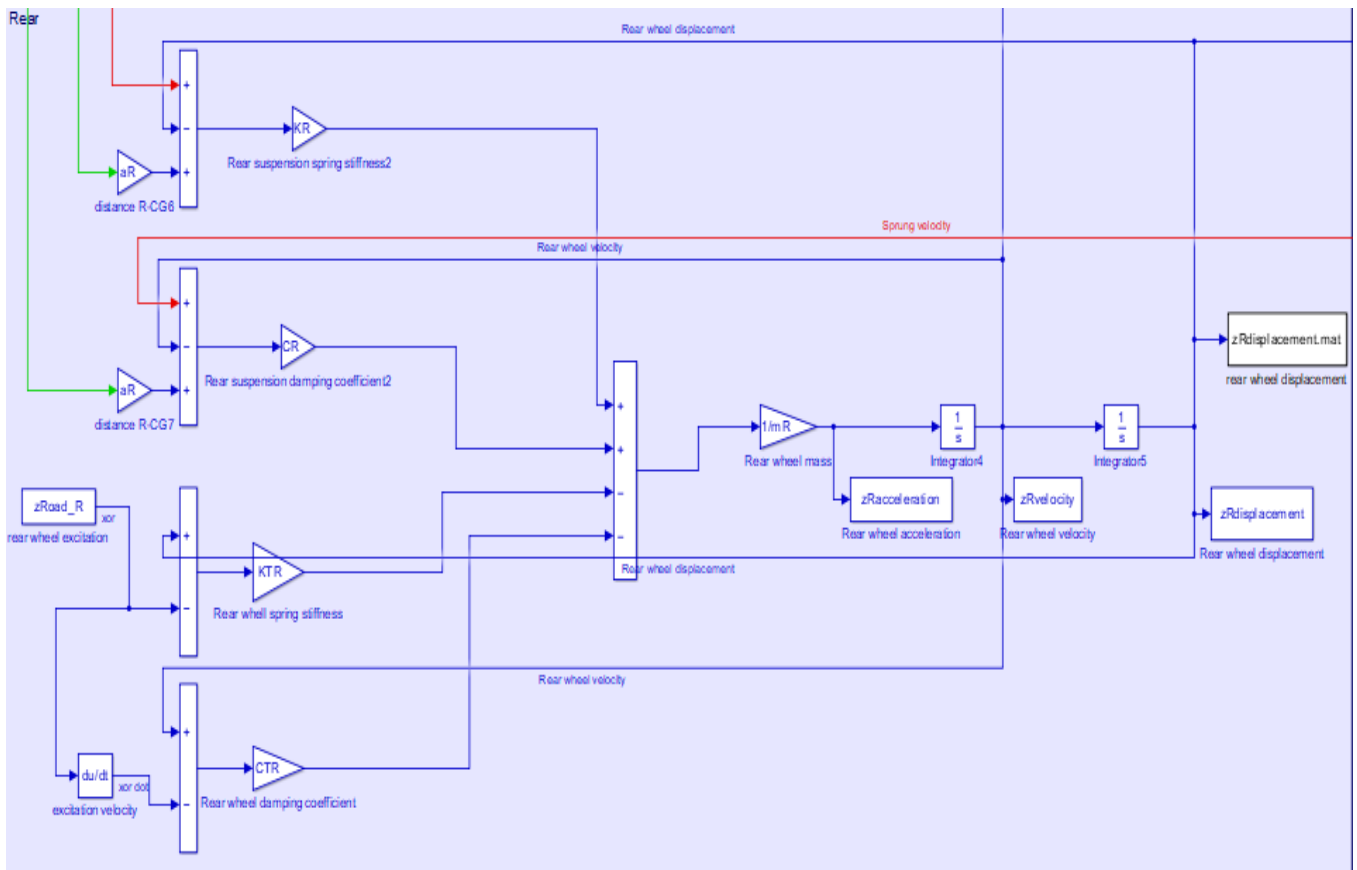




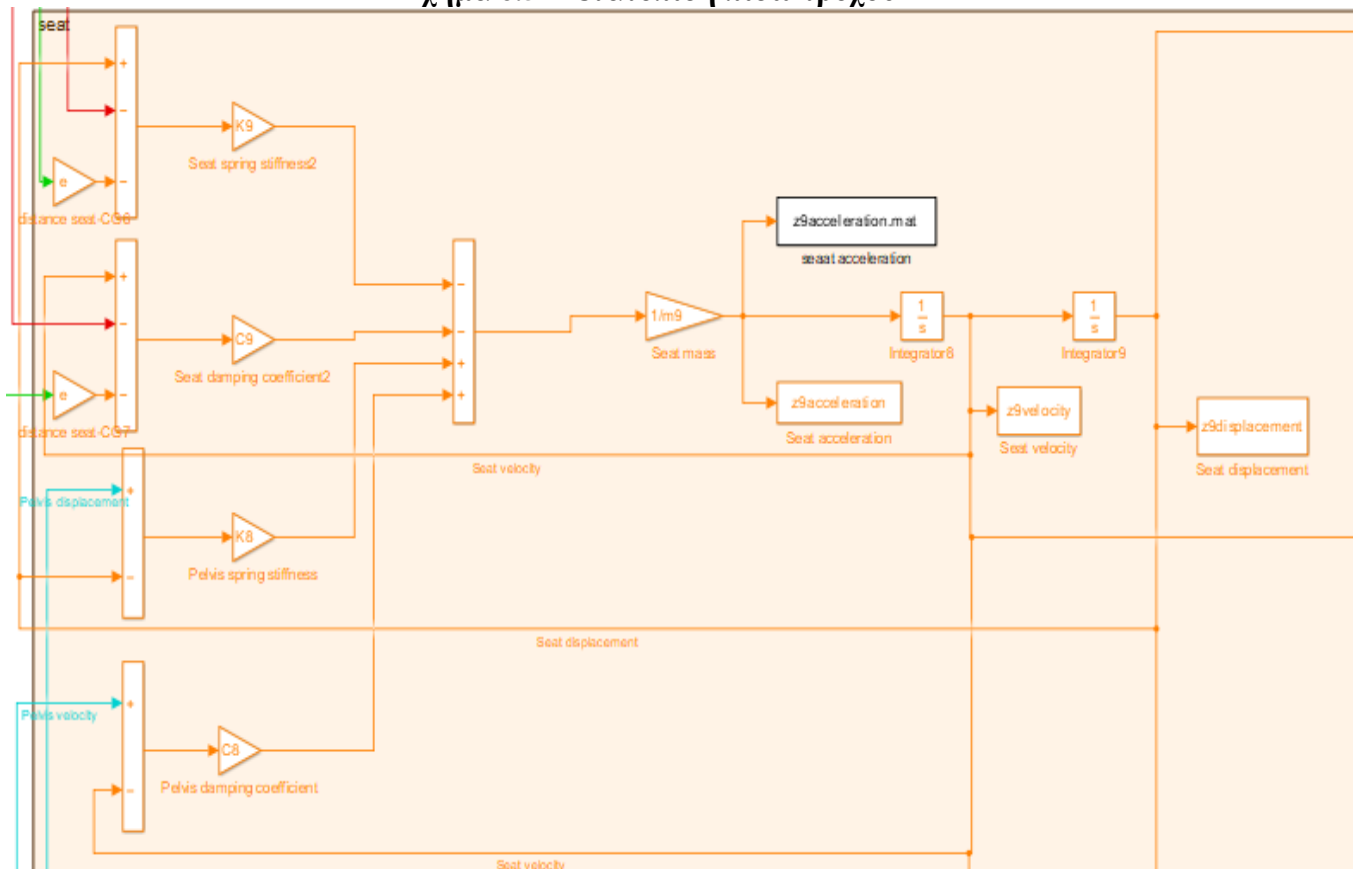
Σχήμα 6.3 Γωνία καλασμού



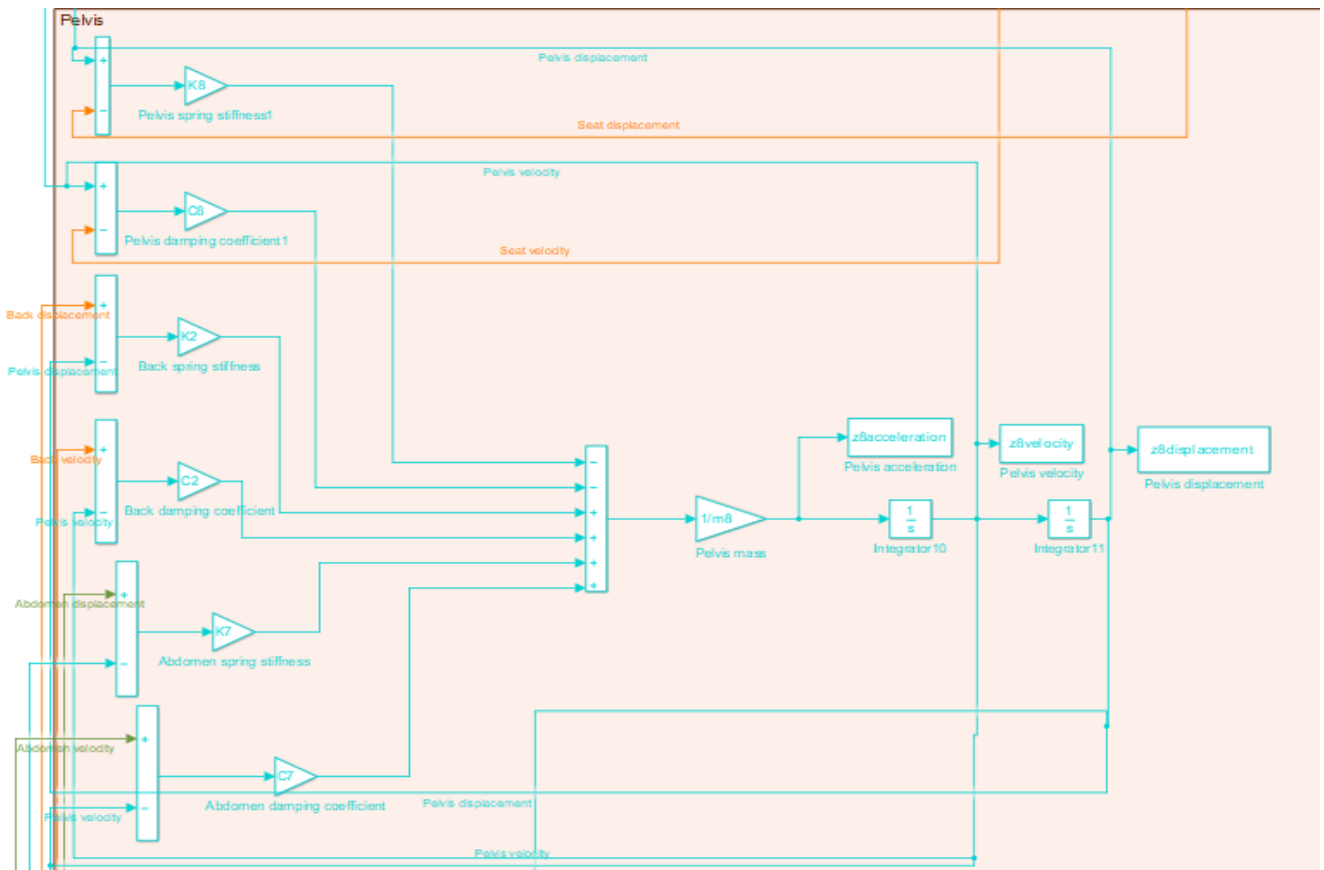
Σχήμα 6.4 Μετατόπιση μπροστά τροχού



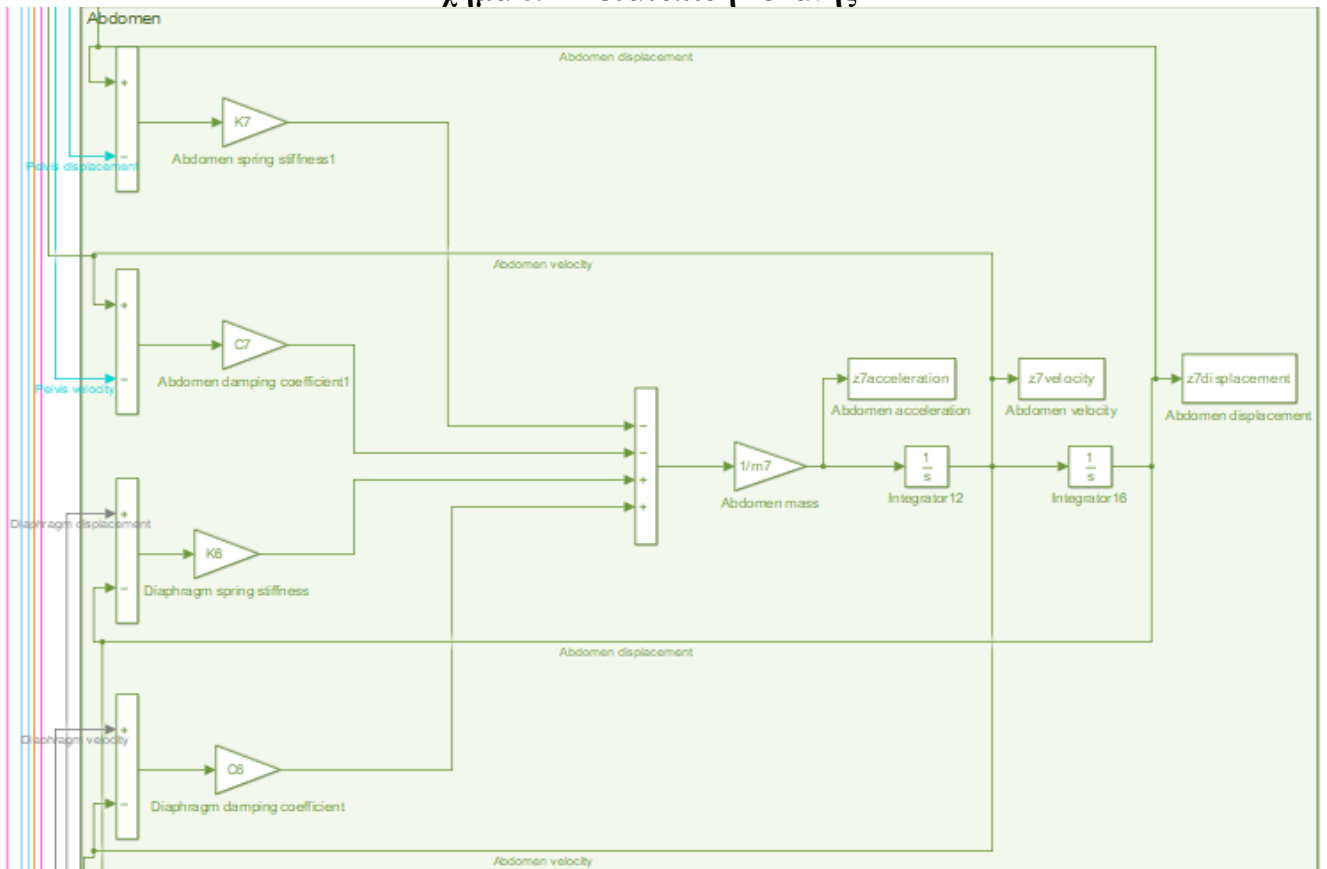
Σχήμα 6.5 Μετατόπιση πίσω τροχού



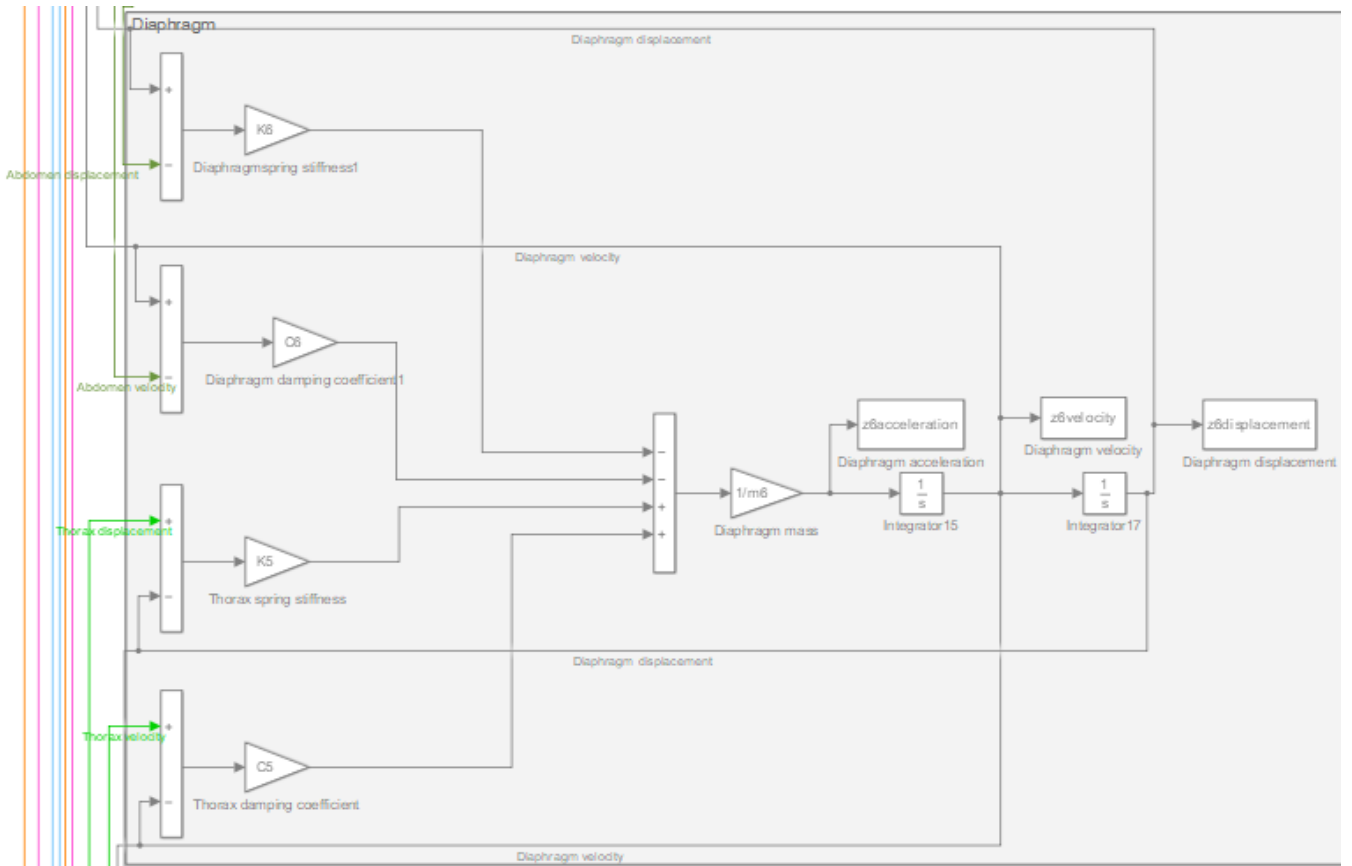
Σχήμα 6.6 Μετατόπιση καθίσματος



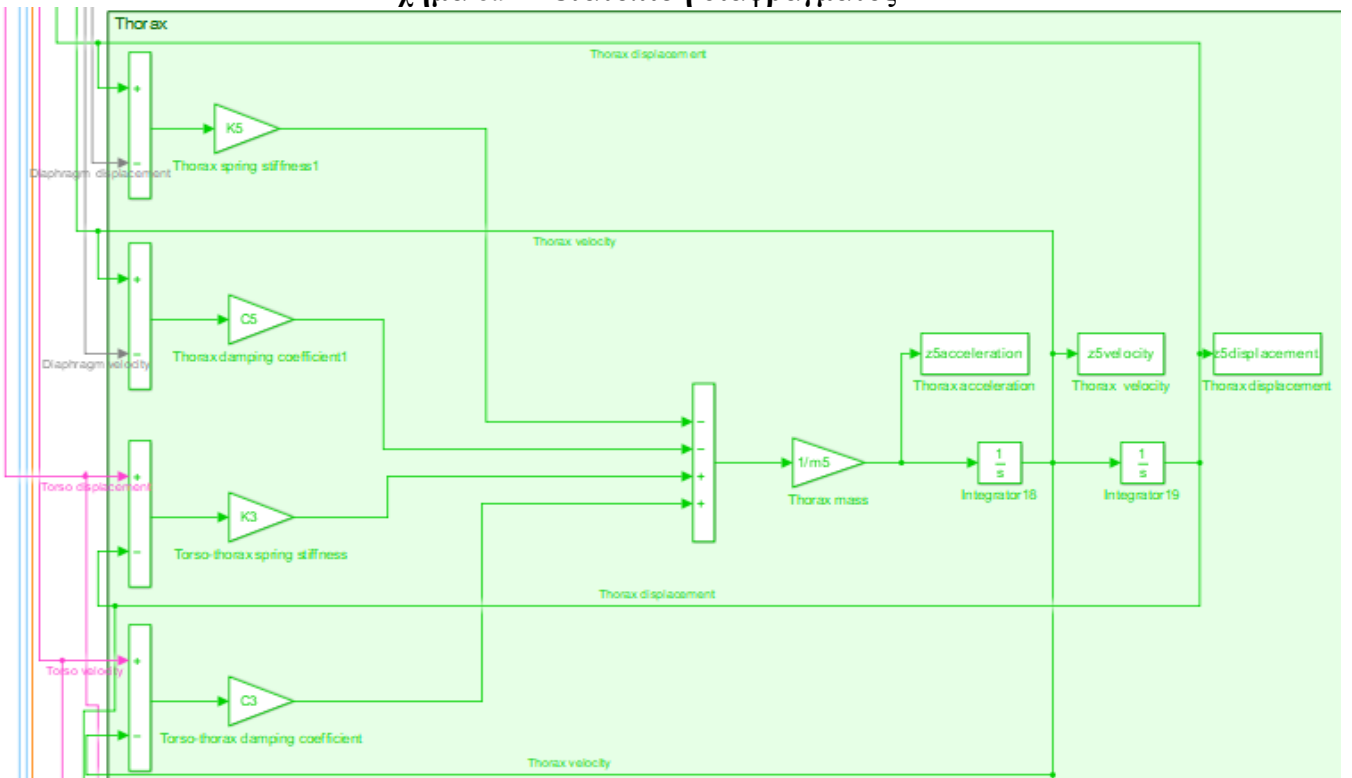
Σχήμα 6.7 Μετατόπιση λεκάνης



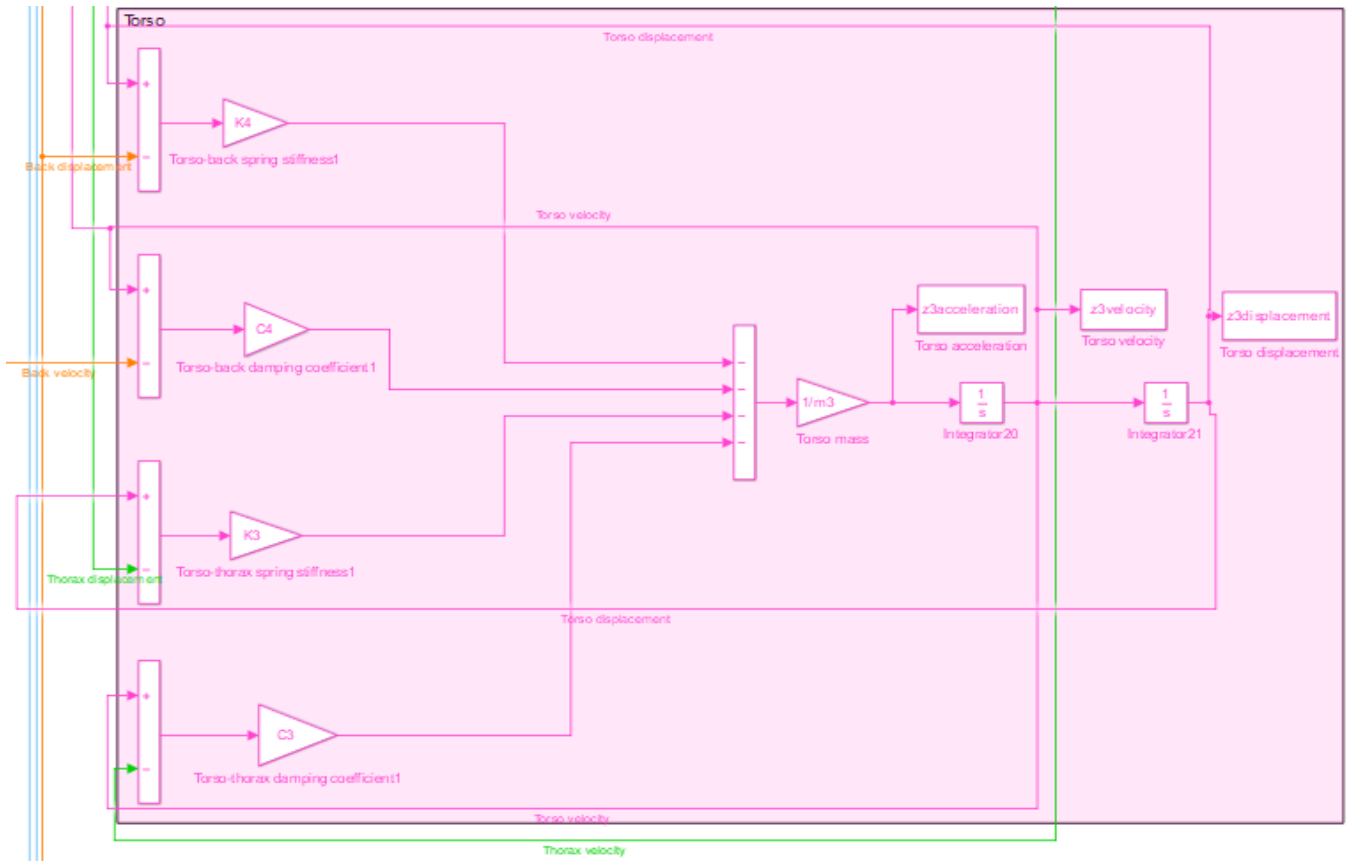
Σχήμα 6.8 Μετατόπιση κοιλιάς



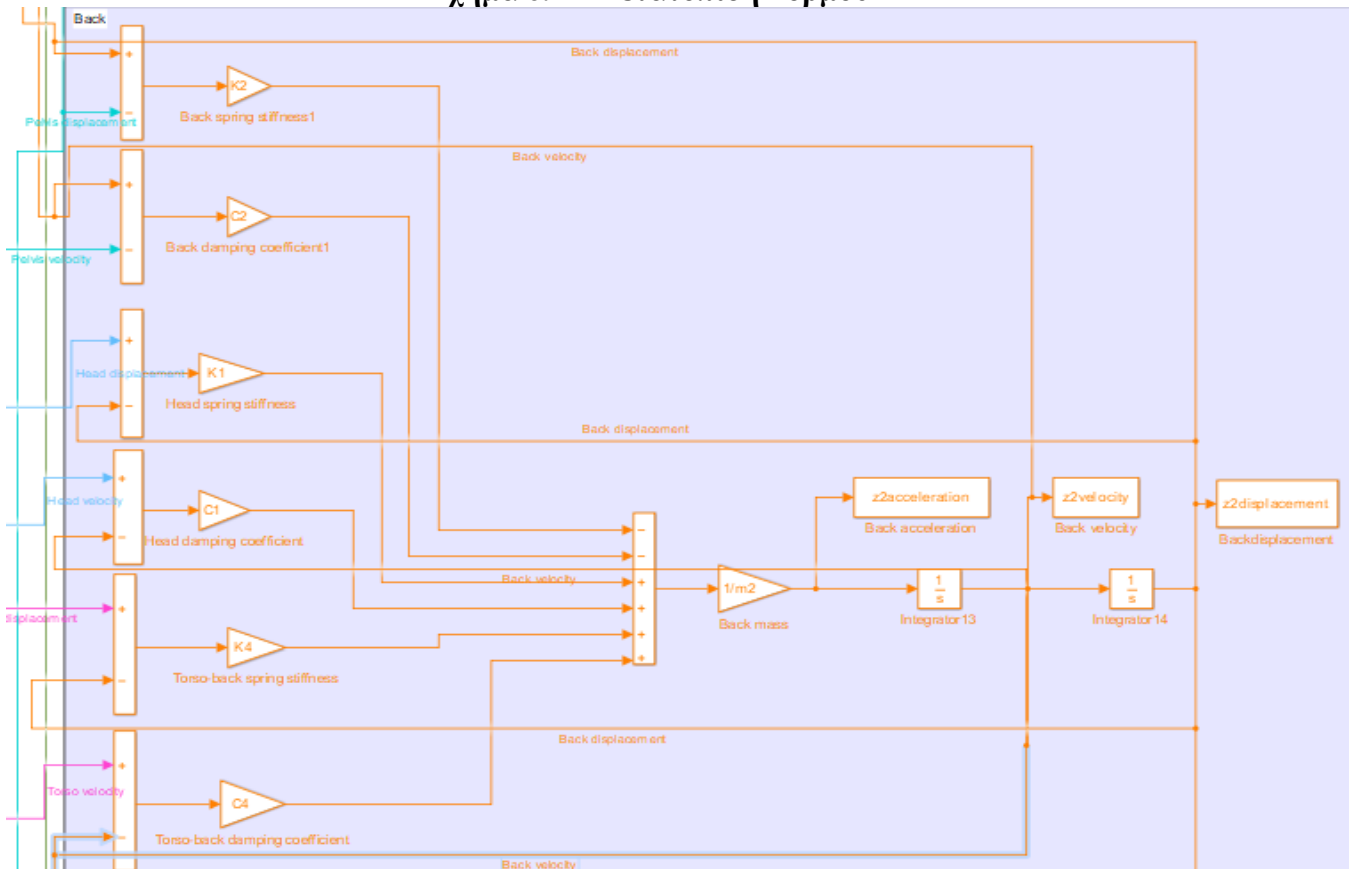
Σχήμα 6.9 Μετατόπιση διαφράγματος



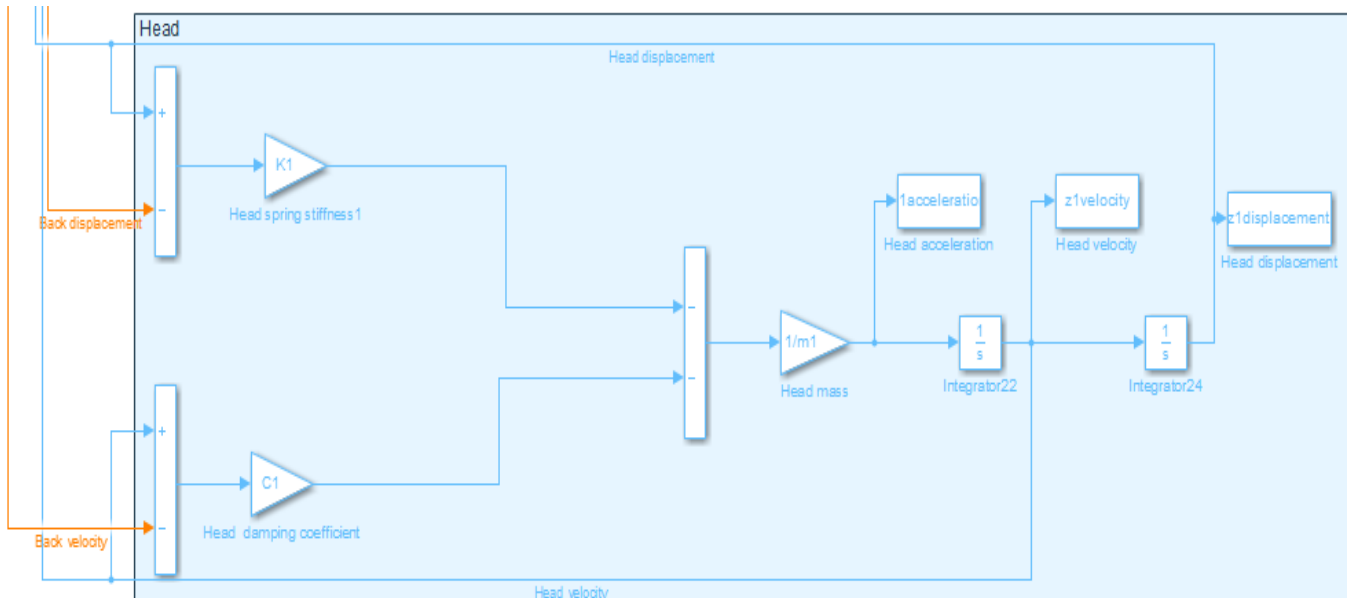
Σχήμα 6.10 Μετατόπιση θώρακα



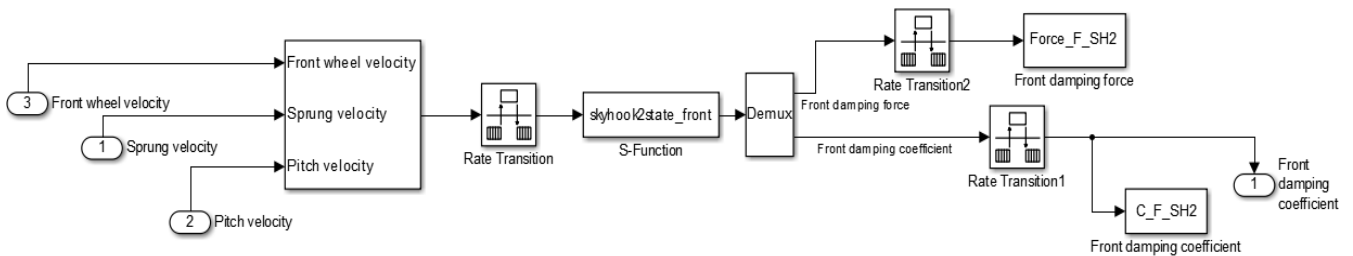
Σχήμα 6.11 Μετατόπιση κορμού



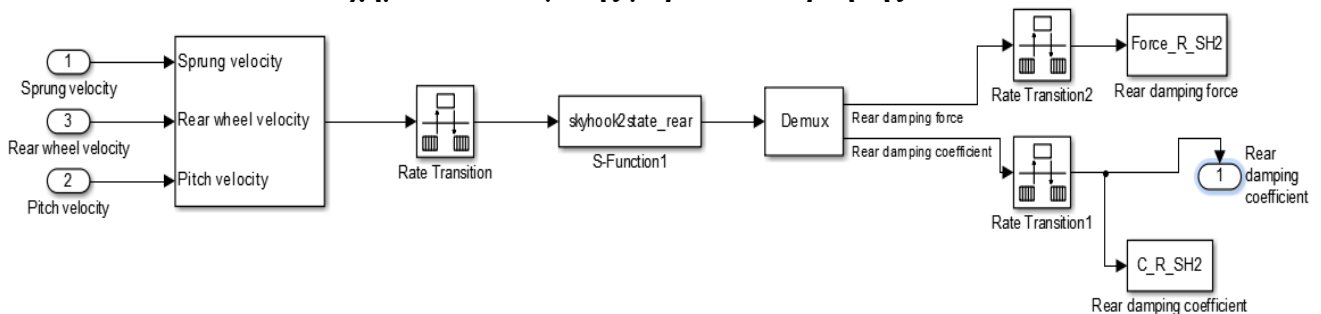
Σχήμα 6.12 Μετατόπιση πλάτης



**Σχήμα 6.13 Μετατόπιση κεφαλιού**



**Σχήμα 6.14 Ελεγκτής προστά ανάρτησης**



**Σχήμα 6.15 Ελεγκτής πίσω ανάρτησης**

Το σχήμα 6.2 αντιπροσωπεύει την εξίσωση 3 του δεύτερου κεφαλαίου, και τον υπολογισμό της μετατόπισης της αναρτημένης μάζας. Αρχικά προκύπτει η επιτάχυνση και με τη χρήση ενός ολοκληρωτή προκύπτει η ταχύτητα. Με μία ακόμα ολοκλήρωση βρίσκεται η μετατόπιση. Η επιτάχυνση προκύπτει από την κατάλληλη χρήση αθροιστών και κερδών ώστε να προκύψει και να επιλυθεί η εξίσωση 3 του δεύτερου κεφαλαίου. Κατά όμοιο τρόπο καταρτίστηκαν και οι υπόλοιπες εξισώσεις στο Simulink και αντιπροσωπεύουν τις αντίστοιχες εξισώσεις των βαθμών ελευθερίας του bicycle model ή αυτών του συστήματος καθίσματος-ανθρώπου.

Στη συνέχεια, στα σχήματα 6.14 και 6.15 δίνεται ο τρόπος που πραγματοποιήθηκε ο έλεγχος της ημι-ενεργητικής ανάρτησης με τον νόμο ελέγχου Shykoock 2 states ως παράδειγμα εφαρμογής των νόμων

ελέγχου. Υπάρχουν τρεις είσοδοι (η ταχύτητα της αναρτημένης μάζας, της γωνίας καλπασμού και του μπροστά ή πίσω τροχού) στο σύστημα ελέγχου για να διερευνηθεί η συνθήκη του ελέγχου που έχει ορισθεί. Στη συνέχεια, υπάρχει ένα στοιχείο που επιτρέπει να γίνεται η επίλυση του συστήματος των εξισώσεων σε διαφορετική συχνότητα από την συχνότητα του ελέγχου. Η επίλυση των διαφορικών εξισώσεων έγινε με συχνότητα 1000 Hertz, ενώ ο έλεγχος πραγματοποιούνταν με συχνότητα 100 Hertz. Ο έλεγχος πραγματοποιούνταν μέσω της συνάρτησης S-Function και έδινε ως έξοδο την δύναμη απόσβεσης και τον συντελεστή απόσβεσης. Αντίστοιχα με τον έλεγχο Skyhook 2 states που φαίνεται στα σχήματα 6.14 και 6.15 μοντελοποιήθηκαν και οι υπόλοιποι έλεγχοι που εκφράζονται από τις εξισώσεις 4-8 του τρίτου κεφαλαίου. Στον κάθε έλεγχο εισάγονταν οι απαραίτητες μεταβλητές για τον υπολογισμό της τιμής της συνθήκης του. Έτσι, κάθε μοντέλο ελέγχου, υπολόγιζε διαφορετική συνθήκη για την μεταβολή του συντελεστή απόσβεσης. Επίσης, λόγω της χρήσης ενός αισθητήρα το σύνθετο μοντέλο ελέγχου SH-ADD-1s δεν μπορεί να υπολογίσει την δύναμη απόσβεσης, παρά μόνο τον συντελεστή απόσβεσης. Τα υπόλοιπα μοντέλα που χρειάζονται δύο αισθητήρες για να έχουν όλα τα δεδομένα για τον υπολογισμό της συνθήκης τους, υπολόγιζαν τόσο τη δύναμη απόσβεσης όσο και τον συντελεστή απόσβεσης.

**Πίνακας 6.1 Τιμές παραμέτρων bicycle car model**

Παράμετρος οχήματος	Τιμή
$a_F$ [m]	0.906
$a_R$ [m]	1.553
$e$ [m]	0.4
$I_y$ [kg m <sup>2</sup> ]	473
$m_s$ [kg]	520
$m_F$ [kg]	25
$m_R$ [kg]	25
$K_{TF}$ [N/m]	$2.0 \cdot 10^5$
$K_{TR}$ [N/m]	$2.0 \cdot 10^5$

**Πίνακας 6.2 Τιμές παραμέτρων καθίσματος και ανθρώπου**

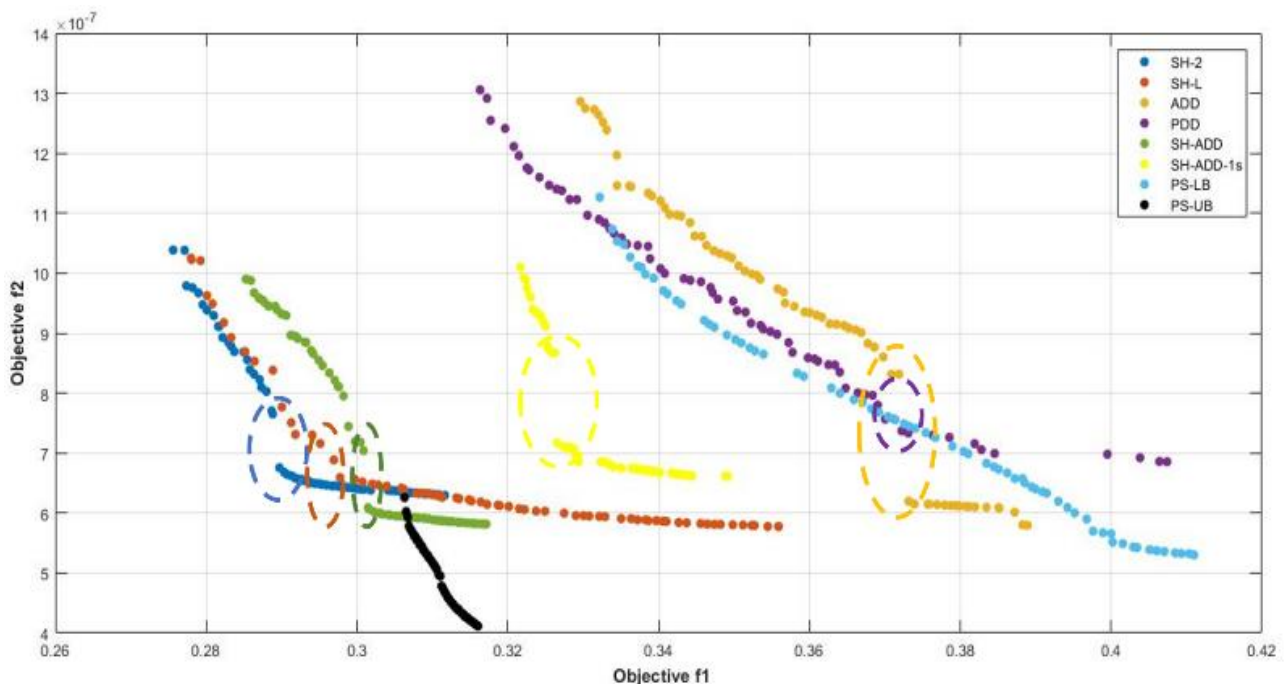
Παράμετρος καθίσματος-ανθρώπου	m (kg)	C (Ns/m)	K (N/m)	Παράμετρος καθίσματος-ανθρώπου	m (kg)	C (Ns/m)	K (N/m)
<b>Κάθισμα (9)</b>	15	650	30000	<b>Θώρακας (5)</b>	1.389	298	8941
<b>Λεκάνη (8)</b>	27.7	378	25500	<b>Κορμός (3-4)</b>	33.33	298	8941
						3651	53460
<b>Κοιλιά (7)</b>	6.02	298	8941	<b>Πλάτη (2)</b>	6.94	3651	53640
<b>Διάφραγμα (6)</b>	0.4629	298	8941	<b>Κεφάλι (1)</b>	5.55	3651	53640

Τέλος, στον πίνακα 6.1 παρουσιάζονται οι τιμές των παραμέτρων που χρησιμοποιήθηκαν για το μοντέλο οχήματος και στον πίνακα 6.2 οι παράμετροι που χρησιμοποιήθηκαν για το σύστημα κάθισμα - επιβάτη. Οι τιμές αυτές αποτελούν τυπικές τιμές για ένα επιβατικό όχημα και οι τιμές για το κάθισμα και τον οδηγό προκύπτουν από την βιβλιογραφία.

Στα μοντέλα χρησιμοποιήθηκαν οι διεγέρσεις που αναλύθηκαν στην ενότητα 4.1.1 και 4.1.2 και φαίνονται στα σχήματα 4.2 και 4.3. Η βελτιστοποίηση έγινε με βάση αυτά τα δύο προφίλ, ένα εγκάρσιο εμπόδιο (σαμαράκι) και ένα τυχαίο προφίλ δρόμου κατηγορίας C. μοντέλων.

## 6.2 Αποτελέσματα σε εγκάρσιο εμπόδιο (σαμαράκι)

Μετά την μοντελοποίηση και την επιλογή της διέγερσης και των τιμών των παραμέτρων, πραγματοποιήθηκε η βελτιστοποίηση. Με τις συνθήκες που επιλέχτηκαν για τη πολυκριτηριακή βελτιστοποίηση όπως αναλύθηκαν παραπάνω στην ενότητα 5.7 οι λύσεις που βρέθηκαν ήταν 70. Αρχικά παρουσιάζεται το μέτωπο βέλτιστων λύσεων Pareto, σχήμα 6.16, που προέκυψε από την βελτιστοποίηση για της αντικειμενικές συναρτήσεις του προβλήματος, όπου με  $f_1$  συμβολίζεται η αντικειμενική συνάρτηση που εκφράζει την άνεση των επιβατών και με  $f_2$  η αντικειμενική συνάρτηση που εκφράζει την ευστάθεια του οχήματος.



Σχήμα 6.16 Pareto σε σαμαράκι

Στο σχήμα 6.16 φαίνεται ότι τα αποτελέσματα χωρίζονται σε τρεις περιοχές. Στην πρώτη, περιέχονται οι ημι-ενεργητικοί έλεγχοι SH-2, SH-L, SH-ADD και το παθητικό μοντέλο PS-UB. Η δεύτερη περιοχή απαρτίζεται από τον έλεγχο SH-ADD-1s, και η τελευταία περιοχή από τους PDD, ADD και το παθητικό μοντέλο με τις χαμηλότερες τιμές στις μεταβλητές σχεδιασμού. Οι περιοχές φανερώνουν και την απόδοση των μοντέλων όπου η πρώτη περιοχή περιλαμβάνει τα καλύτερα αποτελέσματα και περιλαμβάνει τα μέτωπα Pareto των PS-UB, SH-2, SH-L και SH-ADD, στη συνέχεια ακολουθεί η δεύτερη περιοχή στη μέση του διαγράμματος που περιέχει την ημι-ενεργητική ανάρτηση SH-ADD-1s και τέλος η τρίτη περιοχή που απαρτίζεται από τα διαγράμματα των PS-LB, PDD και ADD. Οι λύσεις της πρώτης περιοχής κυριαρχούν των λύσεων των υπόλοιπων περιοχών και για αυτό τα συγκεκριμένα μοντέλα έχουν την καλύτερη απόδοση. Η μαύρη



καμπύλη που αντιστοιχεί στο παθητικό μοντέλο PS-UB έχει μικρή κλίση, και αυτό υποδηλώνει ότι δεν υπάρχει ευελιξία ως προς τον στόχο της άνεσης  $f_1$ . Όμως, και στις άλλες καμπύλες που αντιστοιχούν στις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις υπάρχει ένα κατακόρυφο άλμα στα διαγράμματα τους και στη συνέχεια γίνονται σχεδόν οριζόντιες οι καμπύλες. Επομένως, ενώ αλλάζουν οι τιμές του στόχου  $f_1$ , οι τιμές του στόχου  $f_2$  δεν αλλάζουν ιδιαίτερα. Έτσι, δεν μπορούν να βελτιώσουν την ασφάλεια του οχήματος περαιτέρω από ένα σημείο και μετά, το οποίο είναι φυσιολογικό αφού οι συγκεκριμένοι έλεγχοι στοχεύουν στην βελτίωση της άνεσης του οχήματος. Τα παθητικά μοντέλα είναι στις άκρες του σχήματος και συμπεριλαμβάνουν ενδιάμεσα τα ημι-ενεργητικά μοντέλα, το οποίο είναι λογικό και αναμενόμενο, αφού η ιδέα της ημι-ενεργητικής ανάρτησης είναι να εναλλάσσεται μεταξύ «μαλακής» (PS-LB) και «σκληρής» (PS-UB) παθητικής ανάρτησης, προσπαθώντας να αξιοποιήσει τα πλεονεκτήματα και των δύο.

### 6.2.1 Αποτελέσματα μεταβλητών σχεδιασμού

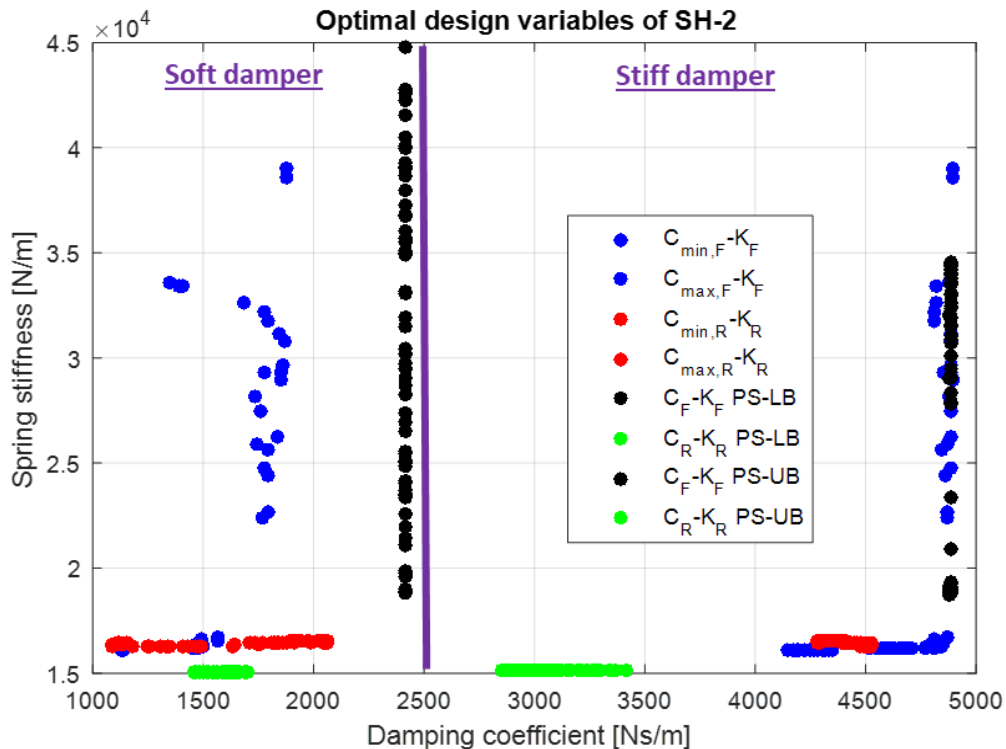
Στα σχήματα 6.17-6.22 παρατίθενται τα αποτελέσματα για τις μεταβλητές σχεδιασμού, για να γίνει μία σύγκριση μεταξύ των τιμών στα παθητικά μοντέλα και στα ημι-ενεργητικά. Επίσης σε αυτά τα σχήματα φαίνεται πόσο κοντά στα όρια ήταν οι μεταβλητές. Τα σχήματα 6.17-6.22 αφορούν τις 6 ημι-ενεργητικές αναρτήσεις και σε κάθε διάγραμμα γίνεται η σύγκριση με το παθητικό μοντέλο με τα κάτω όρια βελτιστοποίησης (PS-LB) στο αριστερό μέρος του, και στο δεξί συγκρίνεται με το παθητικό μοντέλο με τα άνω όρια βελτιστοποίησης (PS-UB). Οι δύο περιοχές χωρίζονται με μία κατακόρυφη μώβ γραμμή που είναι στα όρια διαχωρισμού της απόσβεσης. Τα διαγράμματα περιλαμβάνουν τις καμπύλες του αποσβεστήρα και του ελατηρίου για το μπροστά και πίσω μέρος των παθητικών μοντέλων ( $C_{F-K_F}$  and  $C_{R-K_R}$  για κάθε περίπτωση), και την μέγιστη και ελάχιστη απόσβεση συναρτήσει της σκληρότητας του ελατηρίου για το μπροστά και πίσω μέρος την ημι-ενεργητικών αναρτήσεων ( $C_{min,F-K_F}$ ,  $C_{max,F-K_F}$ ,  $C_{min,R-K_R}$  και  $C_{max,R-K_R}$ ). Με μπλε χρώμα απεικονίζεται ο συντελεστής απόσβεσης συναρτήσει της σκληρότητας του ελατηρίου για την μπροστά ημι-ενεργητική ανάρτηση κάθε ελέγχου, τόσο για την ελάχιστη όσο και για την μέγιστη ανάρτηση. Αντίστοιχα, ο συντελεστής απόσβεσης συναρτήσει της σκληρότητας του ελατηρίου για την πίσω ανάρτηση είναι με κόκκινο χρώμα, ενώ για το παθητικό μοντέλο η μπροστά ανάρτηση είναι με μαύρο χρώμα και η πίσω ανάρτηση με πράσινο χρώμα. Στην αριστερή μεριά των σχημάτων συγκρίνονται οι τιμές της ελάχιστης απόσβεσης από τις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις σε σχέση με τη «μαλακή» ανάρτηση, ενώ στο δεξί μέρος η μέγιστη απόσβεση κάθε ελέγχου σε σχέση με την «σκληρή» παθητική ανάρτηση.

Παρατηρείται ότι η απόσβεση μπροστά τόσο για το παθητικό μοντέλο με τη «μαλακή» ανάρτηση, όσο και αυτό με τη «σκληρή» ανάρτηση τείνει προς το άνω όριο (μαύρες γραμμές), δηλαδή 2500 Ns/m και 5000Ns/m αντίστοιχα και είναι κατακόρυφες οι γραμμές, δηλαδή παίρνουν διάφορες τιμές οι σκληρότητες των ελατηρίων ενώ ο συντελεστής απόσβεσης έχει συγκλίνει προς το άνω όριο. Για την πίσω ανάρτηση η απόσβεση παίρνει περισσότερες τιμές, όμως η σκληρότητα του ελατηρίου είναι στα κάτω όρια της βελτιστοποίησης. Επειδή οι γραμμές αυτές είναι οριζόντιες (πράσινο χρώμα) φαίνεται ο συντελεστής απόσβεσης να παίρνει διάφορες τιμές ενώ η σκληρότητα των ελατηρίων τείνει στο κάτω όριο

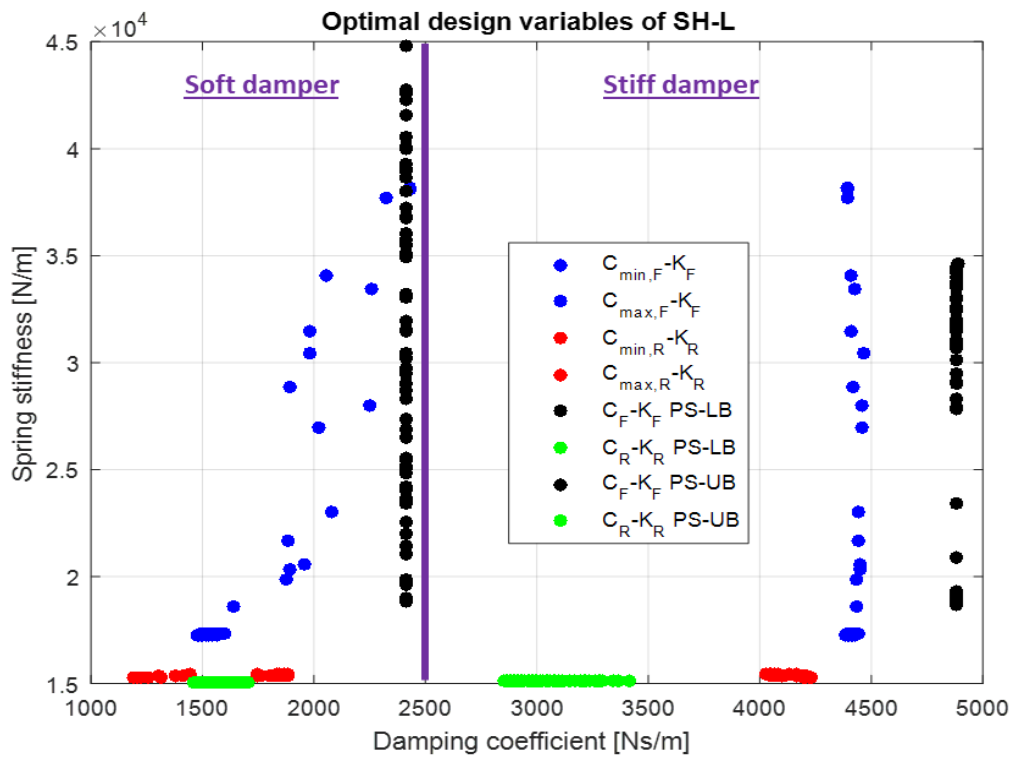
βελτιστοποίησης. Τα παθητικά μοντέλα προσεγγίζουν αρκετά τις οριακές τιμές για να ικανοποιούν τους περιορισμούς και να επιτυγχάνουν τις βέλτιστες λύσεις.

Όλες οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις έχουν για την πίσω ανάρτηση μόνο οριζόντιο τμήμα, δηλαδή συγκλίνουν σε ορισμένη περιοχή τιμών για τη σκληρότητα ελατηρίου ενώ ο συντελεστής απόσβεσης παίρνει διάφορες τιμές. Η ημι-ενεργητική ανάρτηση SH-2 έχει και οριζόντιο και κατακόρυφο τμήμα για την μπροστά ανάρτηση. Η ημι-ενεργητική ανάρτηση SH-L έχει ελάχιστη απόσβεση με αρκετή διασπορά, και η μέγιστη απόσβεσή της αποτελεί μία κατακόρυφη γραμμή. Ο νόμος ελέγχου ADD έχει κατακόρυφο και οριζόντιο τμήμα για την ελάχιστη απόσβεση της μπροστά ανάρτησης και έχει μόνο κατακόρυφο τμήμα για την μέγιστη απόσβεση. Οι τιμές του είναι πολύ κοντά στις τιμές της απόσβεσης των παθητικών μοντέλων. Στο σχήμα 6.20 φαίνεται ότι για τον νόμο ελέγχου PDD η ελάχιστη απόσβεση της μπροστά ανάρτησης είναι κοντά στο παθητικού μοντέλου PS-LB και η μέγιστη απόσβεσή της αποτελείται από ένα κατακόρυφο και ένα οριζόντιο τμήμα και είναι μικρότερη από του παθητικού PS-UB. Οι δύο σύνθετοι έλεγχοι SH-ADD και SH-ADD-1s έχουν και για την ελάχιστη απόσβεση, και για την μέγιστη οριζόντιο και κατακόρυφο τμήμα.

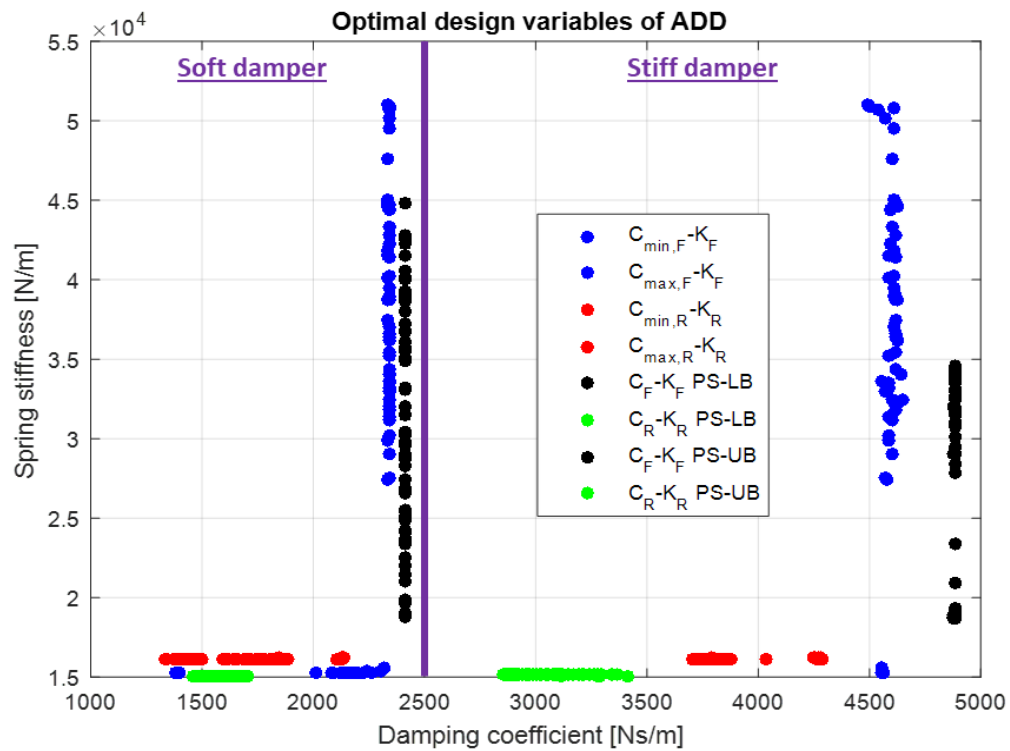
Συνολικά οι συντελεστές απόσβεσης σε αυτή τη διέγερση τείνουν προς τα άνω όρια βελτιστοποίησης, και αυτό είναι λογικό να έχει ως αποτέλεσμα το παθητικό μοντέλο PS-UB να υπερτερεί του παθητικού PS-LB και τις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις να βρίσκονται ανάμεσα στα δύο μοντέλα σύμφωνα με την αρχή λειτουργία τους και το αποτέλεσμα που προέκυψε από το μέτωπο Pareto του σχήματος 6.16.



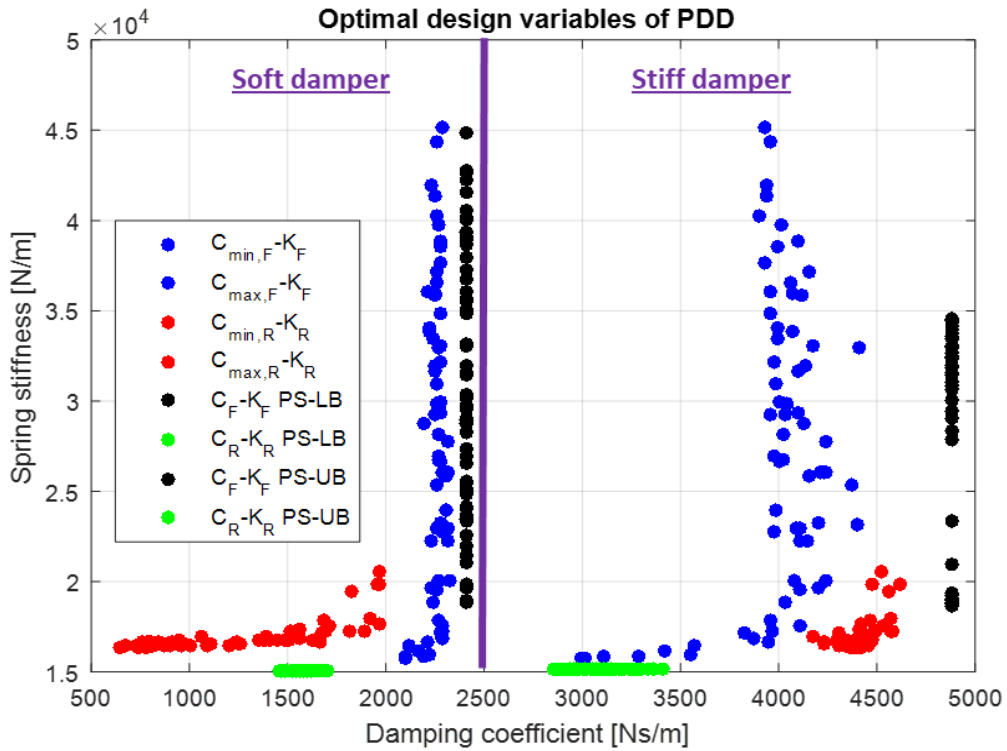
Σχήμα 6.17 Μεταβλητές σχεδιασμού SH-2



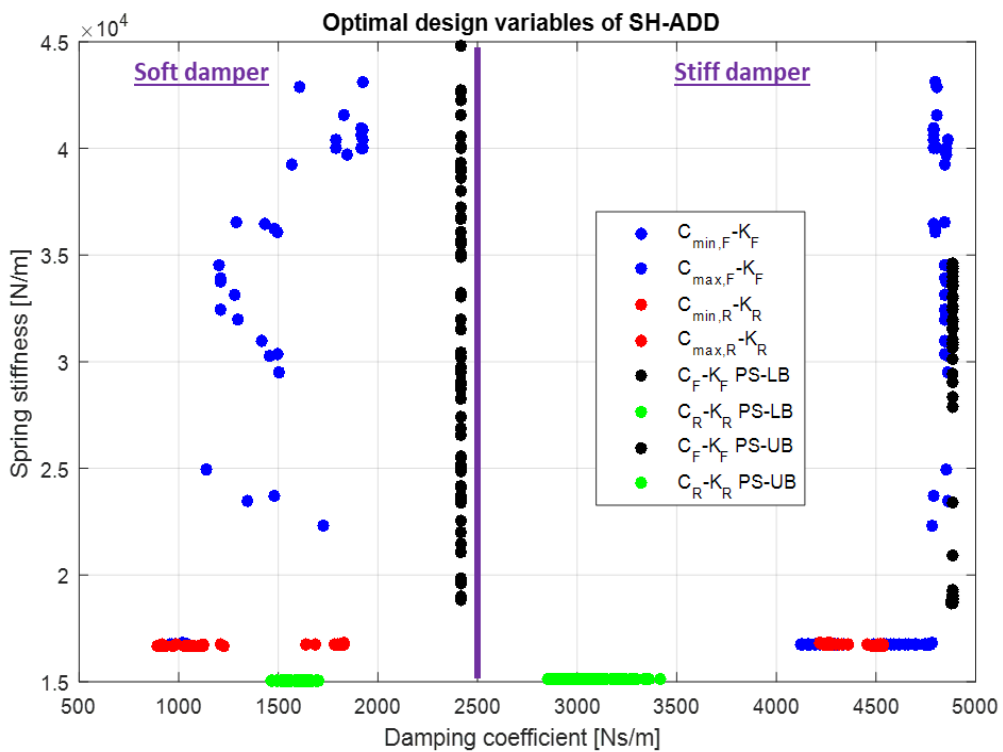
Σχήμα 6.18 Μεταβλητές σχεδιασμού SH-L



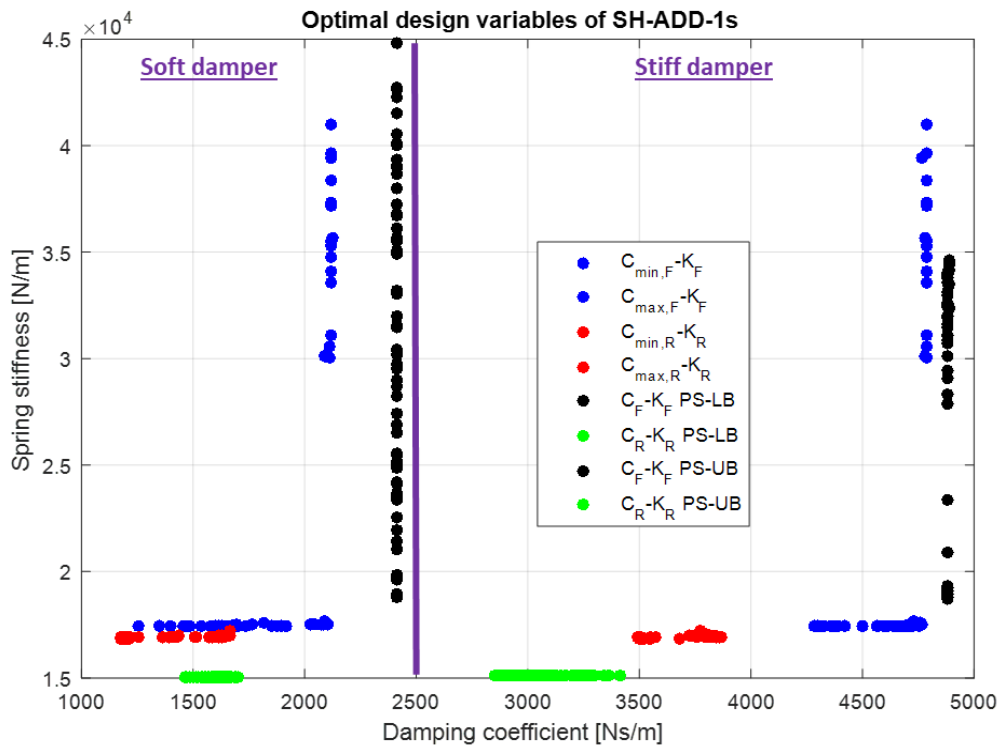
Σχήμα 6.19 Μεταβλητές σχεδιασμού ADD



Σχήμα 6.20 Μεταβλητές σχεδιασμού PDD



Σχήμα 6.21 Μεταβλητές σχεδιασμού SH-ADD



Σχήμα 6.22 Μεταβλητές σχεδιασμού SH-ADD-1s

### 6.2.2 Αποτελέσματα δεικτών δυναμικής συμπεριφοράς για τις βέλτιστες λύσεις

Για να κριθεί η απόδοση των παραπάνω μοντέλων υπάρχουν κάποια σημαντικά μεγέθη όπως η ενεργός τιμή της επιτάχυνσης (δηλαδή η τετραγωνική ρίζα της χρονικής μέσης τιμής του τετραγώνου των επιταχύνσεων) του καθίσματος, η διαδρομή της μπροστά και της πίσω ανάρτησης, η παραμόρφωση του ελαστικού μπροστά και πίσω και τέλος δύο κριτήρια για το κεφάλι του ανθρώπου το vibration dose value και το crest factor.

Ο πίνακας αποτελείται από τις μέσες τιμές των βέλτιστων λύσεων του μετώπου Pareto. Η πρώτη γραμμή του πίνακα αποτελεί και τον έναν από τους δύο στόχους της βελτιστοποίησης και είναι ένα κριτήριο άνεσης όπως έχει αναφερθεί, οπότε τα συμπεράσματα είναι παρόμοια με αυτά από το μέτωπο Pareto. Πιο συγκεκριμένα, για την ενεργό τιμή της επιτάχυνσης ο έλεγχος SH-2 έχει την μικρότερη τιμή, τον ακολουθεί ο σύνθετος έλεγχος SH-ADD και μετά το παθητικό μοντέλο PS-UB. Την μεγαλύτερη τιμή την έχει το παθητικό μοντέλο PS-LB. Η δεύτερη και η τρίτη γραμμή εκφράζουν την μέση μέγιστη διαδρομή της ανάρτησης, άρα πόσο παραμορφώνεται. Τα παθητικά μοντέλα και ειδικά αυτό με τις μέγιστες τιμές των ελεύθερων μεταβλητών, έχουν την μικρότερη παραμόρφωση. Επομένως, οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις χρειάζονται να πραγματοποιούν μεγαλύτερη διαδρομή. Η επόμενη γραμμή του πίνακα, αναφέρεται στην επιτάχυνση που δέχεται το κεφάλι του οδηγού και το αποτέλεσμα του ελέγχου SH-ADD δίνει την μικρότερη μέση τιμή, και μετά είναι ο SH-2. Το μοντέλο PS-LB δίνει την μεγαλύτερη τιμή, ενώ το άλλο παθητικό μοντέλο έχει σχετικά χαμηλή τιμή. Το άλλο κριτήριο για το κεφάλι, που είναι ο λόγος της μέγιστης επιτάχυνσης προς την ενεργό τιμή της, έχει ως αποτέλεσμα τα δύο καλύτερα μοντέλα να είναι τα δύο παθητικά. Τέλος, οι τελευταίες δύο γραμμές αφορούν την παραμόρφωση του ελαστικού τόσο μπροστά όσο και πίσω και η μικρότερη τιμή αντιστοιχεί στον παθητικό μοντέλο PS-UB. Οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις βρίσκονται κυρίως μεταξύ των

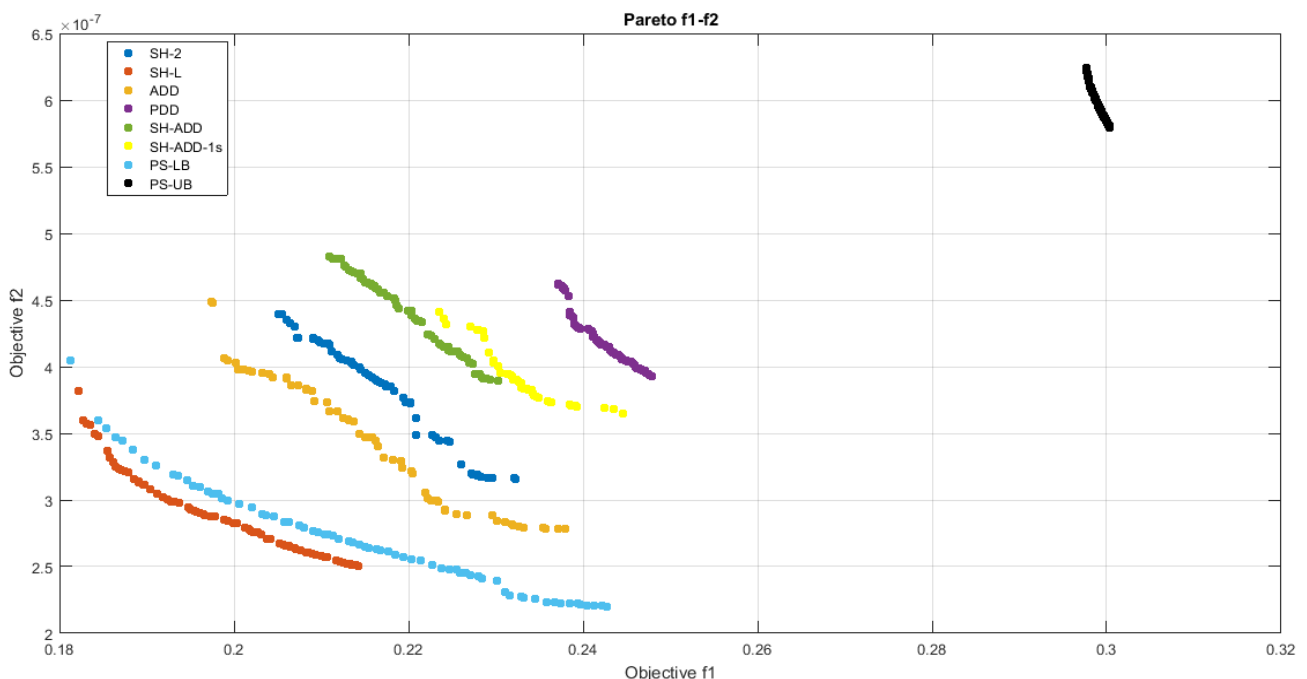
τιμών των παθητικών μοντέλων. Η παραμόρφωση του ελαστικού δείχνει την απόδοση του μοντέλου ως προς το κράτημα, και έτσι σχετίζεται άμεσα με την μία αντικειμενική συνάρτηση και το μέτωπο Pareto που πρέκυψε.

**Πίνακας 6.3 Πίνακας αποτελεσμάτων για σαμαράκι**

#	Metric	SH-2	SH-L	ADD	PDD	SH-ADD	SH-ADD-1s	PS-LB	PS-UB
1	RMS( $\ddot{z}_0$ )[m/s <sup>2</sup> ]	0.2932	0.3176	0.3594	0.3517	0.3013	0.3336	0.3759	0.3112
2	$z_{ST, F}$ [m]	0.0188	0.0192	0.0229	0.0259	0.0193	0.0169	0.0244	0.0155
3	$z_{ST, R}$ [m]	0.0194	0.0201	0.0162	0.0228	0.0217	0.0108	0.0213	0.0123
4	$VDV_{head}$	5.7270	6.0014	6.3418	6.4874	5.6371	6.0770	6.5748	6.0097
5	$CF_{head}$	3.6910	3.7146	3.5435	3.5803	3.6071	3.5401	3.4621	3.3376
6	$z_{TD, F}$ [m]	0.0044	0.0039	0.0047	0.0046	0.0041	0.0044	0.0048	0.0045
7	$z_{TD, R}$ [m]	0.0024	0.0024	0.0030	0.0025	0.0025	0.0024	0.0025	0.0022

### 6.3 Αποτελέσματα σε τυχαίο προφίλ δρόμου κατηγορίας C

Στο κεφάλαιο αυτό θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα της βελτιστοποίησης με χρήση του τυχαίου προφίλ δρόμου ως διέγερση στο μοντέλο. Το μέτωπο βέλτιστων λύσεων Pareto για την συγκεκριμένη περίπτωση παρουσιάζεται στο σχήμα 6.23.



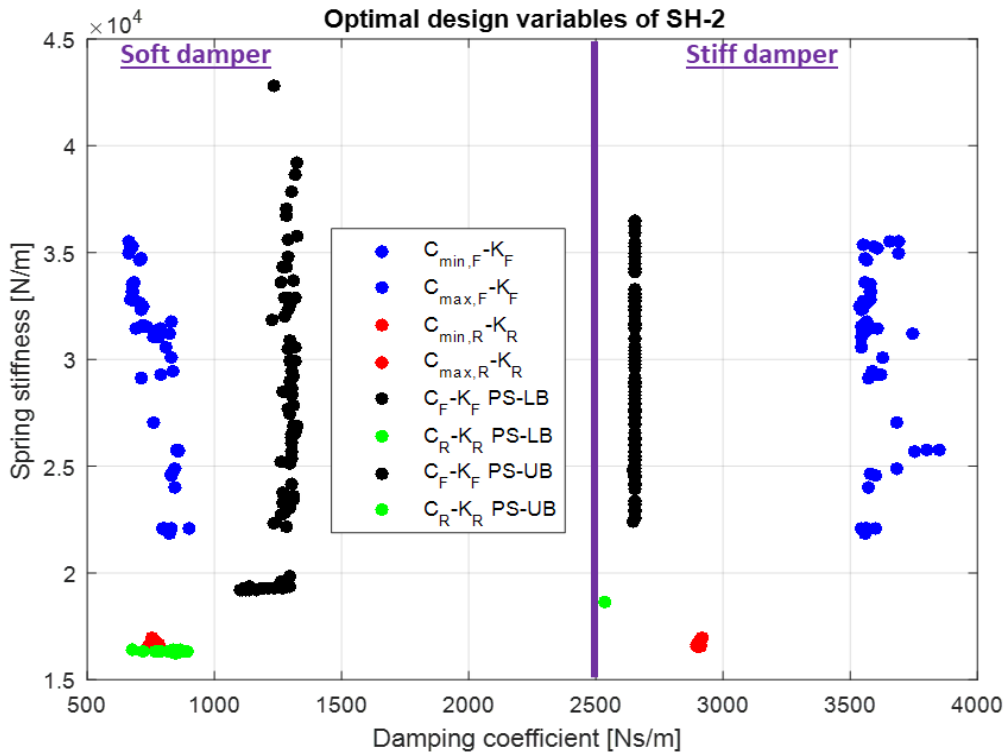
**Σχήμα 6.23 Pareto σε τυχαίο προφίλ δρόμου**

Σύμφωνα με το σχήμα 6.23, το παθητικό μοντέλο με τα άνω όρια βελτιστοποίησης (PS-UB) το οποίο βρίσκεται πάνω δεξιά και παρουσιάζει μικρή διασπορά στο μέτωπο Pareto και τις βέλτιστες λύσεις, σ' αντίθεση με τις άλλες λύσεις που έχουν μεγαλύτερη διασπορά και μπορούν να προσφέρουν διαφορετικούς συνδυασμούς άνεσης επιβατών και ευστάθειας του οχήματος. Η μικρή κλίση που παρουσιάζει, σχεδόν στις 90°, υποδηλώνει την εύρεση βέλτιστων λύσεων χωρίς ιδιαίτερη διαφορά ως προς την άνεση των επιβατών,

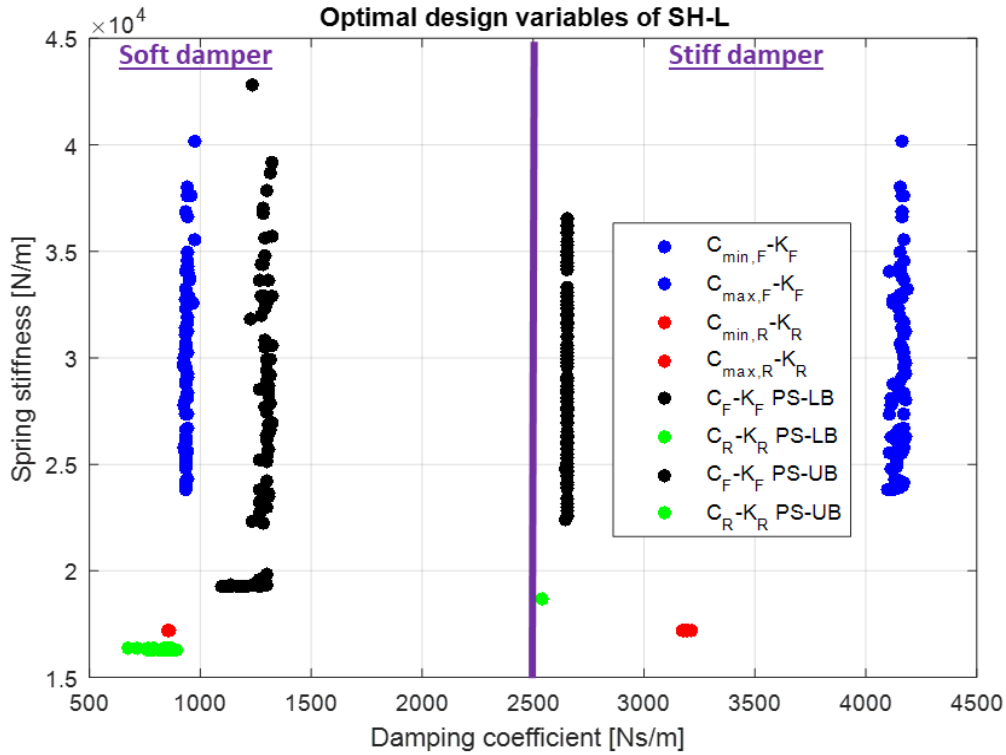
σ' αντίθεση με τα υπόλοιπα μέτωπα Pareto που παρουσιάζουν μεγαλύτερη κλίση και εύρος βέλτιστων λύσεων χωρίς ιδιαίτερη διαφορά ως προς την ευστάθεια του οχήματος. Οι μικρότερες τιμές και για τους δύο στόχους προκύπτουν για το παθητικό μοντέλο με τα κάτω όρια βελτιστοποίησης (PS-LB) και τον έλεγχο Skyhook Linear (SH-L). Κατά σειρά ακολουθούν με τις μικρότερες τιμές αντικειμενικών συναρτήσεων ο Acceleration driven damper (ADD), ο Skyhook 2 states (SH-2), ο Mixed Skyhook-Acceleration driven damper (SH-ADD), ο Mixed Skyhook-Acceleration driven damper με ένα αισθητήρα (SH-ADD-1s) και ο Power driven damper (PDD) που είναι ο λιγότερο αποδοτικός από τους υπόλοιπους ελέγχους. Μία σημαντική παρατήρηση είναι ότι η ημι-ενεργητική ανάρτηση με SH-L έλεγχο παρουσιάζει τις χαμηλότερες τιμές, εξασφαλίζοντας περισσότερη άνεση και καλύτερη ευστάθεια στο όχημα, έτσι κυριαρχεί επί των περισσότερων ελέγχων. Ενώ το παθητικό μοντέλο PS-LB έχει πολύ καλή απόδοση και έχει την μικρότερη τιμή για τον στόχο της ασφάλειας του οχήματος, δηλαδή ως προς την αντικειμενική  $f_2$ . Επίσης οι δύο σύνθετοι έλεγχοι είναι στη μέση του σχήματος και δεν έχουν την καλύτερη απόδοση όπως ήταν αναμενόμενο. Τα παθητικά μοντέλα είναι στις άκρες του σχήματος και συμπεριλαμβάνουν ενδιάμεσα τα ημι-ενεργητικά μοντέλα και σε αυτή τη διέγερση. Όμως υπάρχει η διαφορά ότι σε αυτή τη διέγερση καλή απόδοση έχει το παθητικό μοντέλο με τη «μαλακή» ανάρτηση, ενώ στο σαμαράκι καλή απόδοση είχε η «σκληρή» ανάρτηση. Επομένως, προκύπτει αντίθετη συμπεριφορά στην απόδοση των παθητικών μοντέλων, όπου στη μία διέγερση λειτουργεί καλά το ένα μοντέλο και στην άλλη διέγερση το άλλο μοντέλο. Αυτό οφείλεται στο είδος της διέγερσης και στις τιμές που πήραν οι μεταβλητές σχεδιασμού στην κάθε διέγερση. Στο σαμαράκι οι συντελεστές απόσβεσης όπως φαίνεται στα σχήματα 6.17-6.22 κινήθηκαν προς τα άνω όρια, προς «σκληρές» αναρτήσεις, ενώ στο τυχαίο προφίλ στα σχήματα 6.24-6.29 που παρουσιάζονται στη συνέχεια οι οι συντελεστές απόσβεσης τείνουν σε μικρότερες τιμές, δηλαδή σε πιο «μαλακές» αναρτήσεις.

### **6.3.1 Αποτελέσματα μεταβλητών σχεδιασμού**

Στη συνέχεια στα σχήματα 6.24-6.29 παρουσιάζονται οι μεταβλητές σχεδιασμού και φαίνεται η διακύμανσή τους.

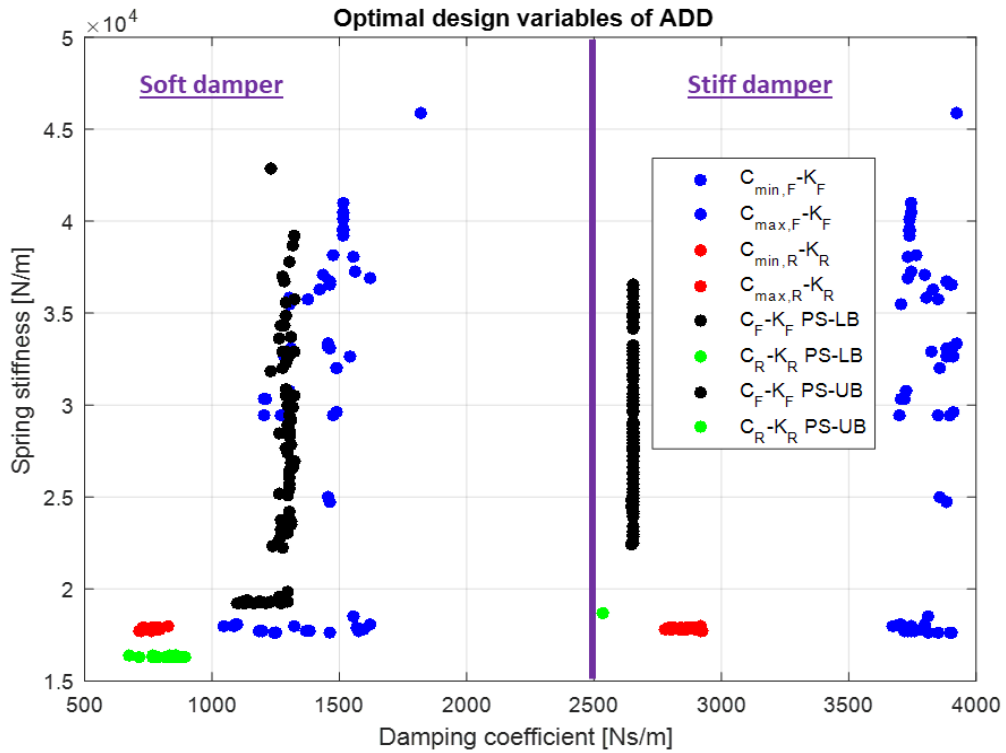


Σχήμα 6.24 Μεταβλητές σχεδιασμού SH-2

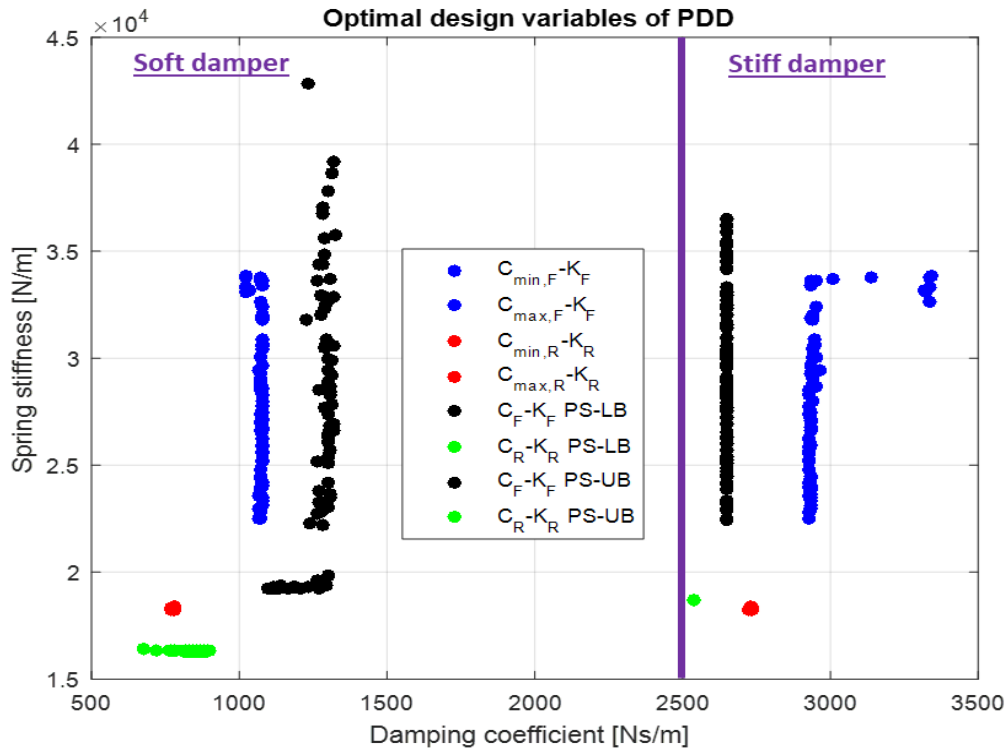


Σχήμα 6.25 Μεταβλητές σχεδιασμού SH-L

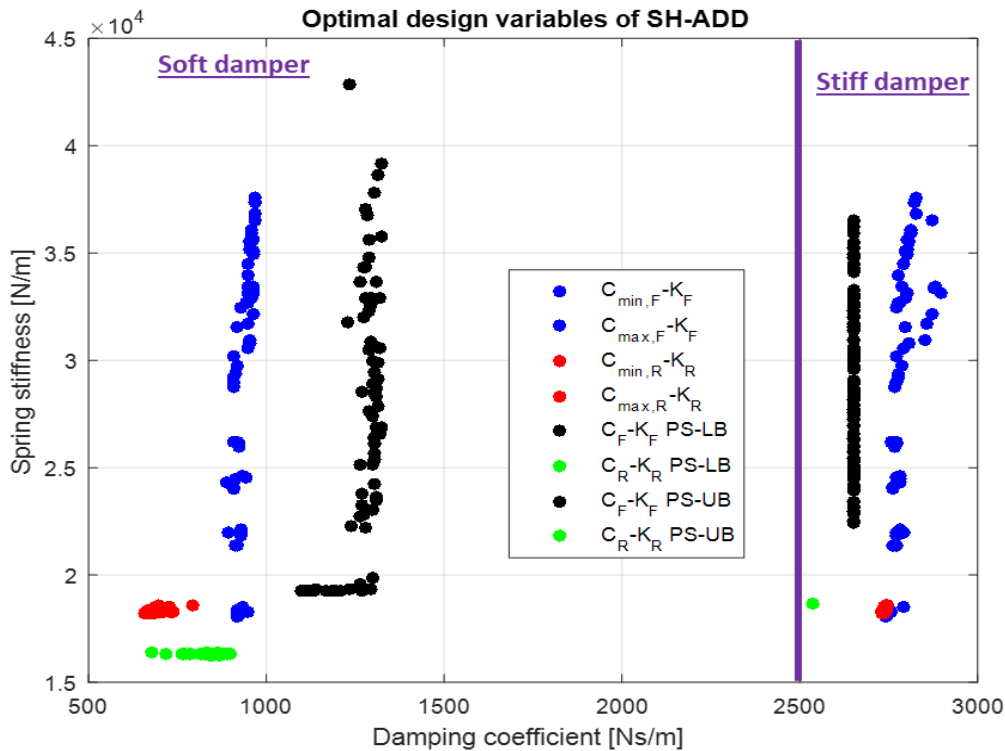




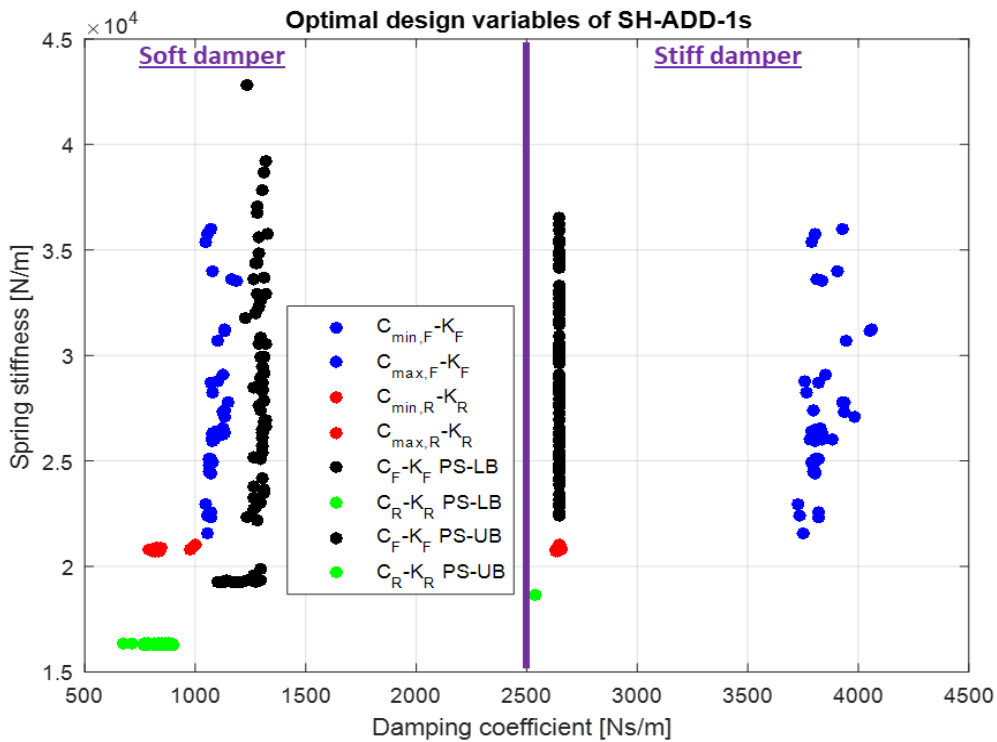
Σχήμα 6.26 Μεταβλητές σχεδιασμού ADD



Σχήμα 6.27 Μεταβλητές σχεδιασμού PDD



Σχήμα 6.28 Μεταβλητές σχεδιασμού SH-ADD



Σχήμα 6.29 Μεταβλητές σχεδιασμού SH-ADD-1s

Στα σχήματα 6.24-6.29 φαίνεται ότι ο συντελεστής απόσβεσης για την μπροστά και την πίσω ανάρτηση του παθητικού μοντέλου με τα άνω όρια βελτιστοποίησης (μαύρη και πράσινη γραμμή) προσεγγίζει αρκετά το κάτω όριο (την κατακόρυφη μώβ γραμμή). Έτσι, πλησιάζουν προς την αριστερή περιοχή οι τιμές της απόσβεσης. Επίσης, είναι φανερό ότι η σκληρότητα του ελατηρίου στην μπροστά ανάρτηση έχει ευρύ πεδίο τιμών, όμως στην πίσω ανάρτηση παίρνει πολύ περιορισμένες τιμές. Την ίδια διασπορά στις τιμές του ελατηρίου ακολουθεί και το παθητικό μοντέλο με τα κάτω όρια βελτιστοποίησης (PS-LB). Στις ημι-

ενεργητικές αναρτήσεις, η σκληρότητα του ελατηρίου στις πίσω αναρτήσεις περιορίζεται σε συγκεκριμένες τιμές όπως και στα παθητικά μοντέλα. Έτσι, σε όλα τα μοντέλα, ο βέλτιστος συνδυασμός που βρέθηκε είχε περιορισμένες τιμές της σκληρότητας του πίσω ελατηρίου. Ως προς τα υπόλοιπα στοιχεία, σε όλες τις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις εκτός της ADD η ελάχιστη απόσβεση (μπλε γραμμή) είναι μικρότερη από την απόσβεση του μοντέλου PS-LB (μαύρη γραμμή) και η μέγιστη απόσβεση (μπλε γραμμή στη δεξιά μεριά) είναι μεγαλύτερη από την απόσβεση του μοντέλου PS-UB. Η ελάχιστη απόσβεση είναι λίγο μικρότερη από την απόσβεση του παθητικού μοντέλου με τα κάτω όρια, ενώ η μέγιστη απόσβεση σε κάποια μοντέλα είναι κοντά με του παθητικού με τα άνω όρια βελτιστοποίησης ενώ σε κάποια άλλα είναι μακριά. Πιο συγκεκριμένα, στα μοντέλα SH-2, SH-L και SH-ADD-1s η μέγιστη απόσβεση είναι σημαντικά μεγαλύτερη από την απόσβεση του PS-UB, ενώ στα μοντέλα PDD και SH-ADD είναι πολύ κοντά. Η ημι-ενεργητική ανάρτηση ADD έχει περίπου ίδιες τιμές για τον συντελεστή απόσβεσης με το μοντέλο PS-LB, ενώ έχει πολύ μεγαλύτερη μέγιστη απόσβεση από τη παθητική ανάρτηση PS-UB. Επίσης, σε όλες τις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις εκτός του ADD η απόσβεση στη μπροστά ανάρτηση είναι μια κατακόρυφη γραμμή, δηλαδή η σκληρότητα του ελατηρίου παίρνει πολλές τιμές αλλά ο συντελεστής απόσβεσης έχει συγκλίνει σε μία συγκεκριμένη μικρή περιοχή τιμών για τη βέλτιστη λύση. Στον ADD έχει μεγαλύτερη διασπορά ο συντελεστής απόσβεσης, και έχει και οριζόντιο τμήμα. Οι συντελεστές απόσβεσης για την πίσω ανάρτηση είναι μικρά οριζόντια τμήματα για όλα τα μοντέλα, και τις παθητικές και τις ημι-ενεργητικές, και έτσι η σκληρότητα του ελατηρίου έχει συγκλίνει σε μία μικρή περιοχή όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, ενώ και η απόσβεση στην πίσω ανάρτηση παίρνει πολύ συγκεκριμένες τιμές.

### 6.3.2 Αποτελέσματα δεικτών δυναμικής συμπεριφοράς για τις βέλτιστες λύσεις

Τα ίδια μεγέθη που υπολογίστηκαν για τη προηγούμενη διέγερση υπολογίστηκαν και για αυτή και παρουσιάζονται στον πίνακα 6.4.

**Πίνακας 6.4 Πίνακας αποτελεσμάτων για τυχαίο προφίλ δρόμου**

#	Metric	SH-2	SH-L	ADD	PDD	SH-ADD	SH-ADD-1s	PS-LB	PS-UB
1	RMS( $\ddot{z}_g$ )[m/s <sup>2</sup> ]	0.2175	0.1984	0.2173	0.2430	0.2211	0.2335	0.2141	0.2990
2	$z_{ST, F}$ [m]	0.0116	0.0103	0.0107	0.0117	0.0110	0.0114	0.0110	0.0084
3	$z_{ST, R}$ [m]	0.0104	0.0101	0.0110	0.0098	0.0109	0.0103	0.0096	0.0078
4	$VDV_{head}$	3.5275	3.4166	3.4594	3.4085	3.3757	3.9113	3.7688	3.5079
5	$CF_{head}$	3.0178	2.8363	2.9189	2.9237	2.7049	2.9460	2.9599	3.5841
6	$z_{TD, F}$ [m]	0.0032	0.0022	0.0026	0.0031	0.0027	0.0034	0.0022	0.0031
7	$z_{TD, R}$ [m]	0.0030	0.0018	0.0024	0.0031	0.0032	0.0023	0.0013	0.0033

Η πρώτη γραμμή του πίνακα αποτελεί τον έναν από τους δύο στόχους της βελτιστοποίησης και αντιπροσωπεύει την άνεση όπως έχει αναφερθεί, οπότε τις καλύτερες τιμές παρουσιάζουν ο έλεγχος SH-L και το παθητικό μοντέλο PS-LB, ενώ τη μεγαλύτερη τιμή έχει το μοντέλο PS-UB. Η δεύτερη και η τρίτη

γραμμή εκφράζουν την μέση μέγιστη διαδρομή της ανάρτησης, άρα πόσο παραμορφώνεται. Τα παθητικά μοντέλα και ειδικά αυτό με τις μέγιστες τιμές των ελεύθερων μεταβλητών, έχει και σε αυτή τη διέγερση τη μικρότερη διαδρομή. Επομένως, οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις χρειάζονται να πραγματοποιούν μεγαλύτερη διαδρομή και στο συγκεκριμένο προφίλ δρόμου. Επίσης η διαδρομή της πίσω ανάρτησης είναι ελάχιστα μικρότερη από την διαδρομή της μπροστά. Η επόμενη γραμμή του πίνακα, αναφέρεται στην επιτάχυνση που δέχεται το κεφάλι του οδηγού και το αποτέλεσμα του ελέγχου SH-ADD δίνει την μικρότερη μέση τιμή, και μετά είναι ο PDD και ο SH-L. Το μοντέλο PS-LB δίνει την μεγαλύτερη τιμή, ενώ και το άλλο παθητικό μοντέλο έχει σχετικά υψηλή τιμή. Στο επόμενο κριτήριο για το κεφάλι, που είναι ο λόγος της μέγιστης επιτάχυνσης προς την ενεργό τιμή της, έχει ως αποτέλεσμα τα δύο καλύτερα μοντέλα πάλι να είναι το SH-ADD και SH-L. Το αποτέλεσμα για το παθητικό μοντέλο PS-LB καταπονεί αρκετά το κεφάλι και λίγο πιο πολύ ο έλεγχος SH-2 και περισσότερο από όλα τα μοντέλα το παθητικό PS-UB. Για τα κριτήρια άνεσης που αναφέρονται στο κεφάλι, φαίνεται ότι τα παθητικά μοντέλα έχουν από τις μεγαλύτερες τιμές, δηλαδή από την χειρότερη απόδοση σε σχέση με τις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις. Τέλος, οι τελευταίες δύο γραμμές αφορούν την παραμόρφωση του ελαστικού τόσο μπροστά όσο και πίσω και η μικρότερη τιμή αντιστοιχεί στον παθητικό μοντέλο PS-LB. Οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις βρίσκονται κυρίως μεταξύ των τιμών των παθητικών μοντέλων, που επαληθεύει το μέτωπο Pareto για το κράτημα του οχήματος για κάθε μοντέλο.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 Συμπεράσματα

### 7.1 Συμπεράσματα

Το μοντέλο προσομοιώθηκε σε δύο διαφορετικές διεγέρσεις και η απόκριση του όπως φαίνεται από τα αποτελέσματα δείχνει ότι οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις βρίσκονται ανάμεσα στην απόδοση των παθητικών αναρτήσεων. Η πρώτη διεγερση ήταν ένα σαμαράκι, όπου η παθητική ανάρτηση με τον μεγαλύτερο συντελεστή απόσβεσης και οι ημι-ενεργητικές Skyhook έχουν τα καλύτερα αποτελέσματα, ενώ η παθητική ανάρτηση με τις μικρότερες τιμές συντελεστή απόσβεσης έχει τη χειρότερη απόδοση. Οι υπόλοιπες ημι-ενεργητικές αναρτήσεις βρίσκονται ανάμεσα σε αυτές τις αναρτήσεις που αναφέρθηκαν παραπάνω. Αντίθετα, η δεύτερη διεγερση ήταν ένα τυχαίο προφίλ δρόμου, όπου η παθητική ανάρτηση με τον μικρότερη συντελεστή απόσβεσης και η ημι-ενεργητική Skyhook linear έχουν τα καλύτερα αποτελέσματα, ενώ η παθητική ανάρτηση με τις μεγαλύτερες τιμές συντελεστή απόσβεσης έχει τη χειρότερη απόδοση. Οι υπόλοιπες ημι-ενεργητικές αναρτήσεις βρίσκονται ανάμεσα στις αναρτήσεις που αναφέρθηκαν όπως και στη πρώτη διεγερση. Η απόδοση των παθητικών αναρτήσεων είναι αντιστραμένη όμως. Έτσι, στην μελέτη της ακραίας διεγερσης που είναι ένα σαμαράκι ημιτονοειδής μορφής, η παθητική ανάρτηση με τη μέγιστη απόσβεση έχει την καλύτερη απόδοση τόσο στην άνεση όσο και στο κράτημα, ενώ την χειρότερη έχει η παθητική με την ελάχιστη απόσβεση. Πολύ κοντά με την απόδοση της πρώτης βρίσκονται οι ημι-ενεργητικές Skyhook 2 states, Skyhook linear και Skyhook-Acceleration driven damper, ενώ με την ελάχιστη απόσβεση κοντά βρίσκονται οι ημι-ενεργητικές Acceleration driven damper και Power driven damper. Τα αποτελέσματα αυτά εξηγούνται από τις τιμές που παίρνουν οι μεταβλητές σχεδιασμού, όπου στο τυχαίο προφίλ δρόμου ο συντελεστής απόσβεσης τείνει προς πιο μικρές τιμές (κοντά στα κάτω όρια βελτιστοποίησης), ενώ στο σαμαράκι τείνει προς μεγαλύτερες τιμές (τα άνω όρια βελτιστοποίησης). Είναι φανερό λοιπόν ότι οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις μπορούν να προσαρμοστούν καλύτερα στις διεγέρσεις και στις συνθήκες οδήγησης, απ' ότι οι παθητικές αναρτήσεις και έτσι έχουν πιο ευρύ πεδίο χρήσης και τελικά καλύτερη απόδοση. Οι παθητικές αναρτήσεις έχουν καλή απόδοση σε συγκριμένες συνθήκες, όμως η μη δυνατότητα αλλαγής των χαρακτηριστικών τους, τις περιορίζει ως προς το πεδίο χρήσης τους. Επιπρόσθετα, οι περισσότερες ημι-ενεργητικές αναρτήσεις κυμαίνονται μεταξύ των ορίων που θέτουν οι παθητικές αναρτήσεις, και αυτό είναι λογικό αφού αυτή είναι η αρχή λειτουργίας τους. Βέβαια, ότι είναι κοντά στη βέλτιστη παθητική ανάρτηση και στις δύο περιπτώσεις, αποδεικνύει την καλύτερη απόδοσή τους.

### 7.2 Μελλοντική εργασία

Η παρούσα εργασία παρουσίασε τα αποτελέσματα ενός bicycle car model με κάθισμα και οδηγό σε δύο ειδών διεγέρσεις για παθητικές και ημι-ενεργητικές αναρτήσεις. Παρουσιάζουν ενδιαφέρον οι προοπτικές επέκτασης της. Μία πρώτη επέκταση είναι να μελετηθεί ένα full car model ώστε να εξαχθούν πιο ακριβή

αποτελέσματα και να μελετηθεί και η γωνία εκτροπής. Με την ανάπτυξη του πλήρους μοντέλου οχήματος, μπορούν να προσομοιωθούν καλύτερα οι συνθήκες και για αυτό τα αποτελέσματα θα είναι πιο κοντά στην πραγματικότητα. Ως προς το μοντέλο, οι παράμετροι που επιλέχθηκαν στην παρούσα εργασία αντιπροσωπεύουν ένα τυπικό μεσαίου μεγέθους όχημα πόλης. Μπορούν να επιλεγούν διαφορετικές τιμές για τις παραμέτρους του οχήματος και της ανάρτησης και να διερευνηθεί η λειτουργία των παθητικών και ημι-ενεργητικών συστημάτων ανάρτησης και σε άλλων ειδών οχήματα, όπως φορτηγά, μεγάλα αυτοκίνητα κλπ. Επίσης, μπορεί να μελετηθεί το παρών μοντέλο αλλά με διαφορετικές διεγέρσεις, για να βρεθεί η απόκριση του σε άλλων ειδών εισόδους. Όπως διαπιστώθηκε στα αποτελέσματα και στα συμπεράσματα, η απόκριση του δεν είναι ίδια για τις δύο εισόδους, οπότε θα είχε ενδιαφέρον να μελετηθεί και σε άλλες περιπτώσεις. Τέλος, οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις που παρουσιάστηκαν στοχεύουν στην άνεση των επιβατών. Υπάρχουν όμως και ημι-ενεργητικές αναρτήσεις που στοχεύουν στο κράτημα του οχήματος και η σύγκρισή τους με αυτές που μελετήθηκαν εδώ μπορεί να αποτελέσει συνέχεια της παρούσας εργασίας.

## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α : Κώδικες

## BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Lajqi S and Pehan S 2012 Designs and optimizations of active and semi-active non linear suspension systems for a terrain vehicle *Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering* **58.12** 732-43 <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2012.776>
- [2] Koulocheris D, Papaioannou G and Christodoulou D, 2017 Optimal design solution among pareto alternatives for vehicle nonlinear suspension system, *Proceedings of 26<sup>th</sup> International Automotive Conference Science and Motor Vehicles (26<sup>th</sup> JUMV)*, Beograd, Serbia, 2017.
- [3] Koulocheris D V, Papaioannou G D and Christodoulou D 2016 Assessment of the optimization procedure for the nonlinear suspension system of a heavy vehicle *Mobility and Vehicle Mechanics* **42** pp 17-35
- [4] Shirahatt A, Prasad P S S, Panzade P and 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 <https://doi.org/10.1590/s1678-58782008000100010>
- [5] Abbas W, Emam A, Badran S, Shebl M and Abouelatta O 2013 Optimal seat and suspension design for a half-car with driver model using genetic algorithm *Intelligent Control and Automation* **4.02** 199 <https://doi.org/10.4236/ica.2013.42024>
- [6] Bourmistrova A, Storey I and Subic A 2005 December *Multiobjective optimisation of active and semi-active suspension systems with application of evolutionary algorithm* In The Proceedings of the 2005 International Conference on Modelling and Simulation Melbourne Australia
- [7] Verros G, Natsiavas S and Papadimitriou C 2005 Design optimization of quarter-car models with passive and semi-active suspensions under random road excitation *Modal Analysis* **11.5** pp 581-606 <https://doi.org/10.1177/1077546305052315>
- [8] Georgiou G, Verros G and Natsiavas S 2007 Multi-objective optimization of quarter-car models with a passive or semi-active suspension system *Vehicle System Dynamics* **45.1** pp 77-92 <https://doi.org/10.1080/00423110600812925>
- [9] Poussot-Vassal C, Savaresi S M, Spelta C, Sename O and Dugard L 2010 *A methodology for optimal semi-active suspension systems performance evaluation* In Decision and Control (CDC) 2010 49th IEEE Conference on pp 2892-97 IEEE <https://doi.org/10.1109/cdc.2010.5718058>
- [10] Savaresi S M and Spelta C 2007 Mixed sky-hook and ADD: Approaching the filtering limits of a semi-active suspension *Journal of dynamic systems, measurement, and control* **129.4** pp 382-92 <https://doi.org/10.1115/1.2745846>
- [11] Poussot-Vassal C, Spelta C, Sename O, Savaresi S M and Dugard L 2011 *Survey on some automotive semi-active suspension control methods: A comparative study on a single-corner model* IFAC Proceedings Volumes 44.1 pp 1802-07 <https://doi.org/10.3182/20110828-6-it-1002.00446>
- [12] Colina A, Lerma G, Cabanes I and Iglesias I 2014 Modelling and control of a semi-active suspension system *In New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications* pp 25-32 Springer Netherlands
- [13] Savaresi S M, Poussot-Vassal C, Spelta C, Sename O and Dugard L 2010 *Semi-active suspension control design for vehicles* Elsevier <https://doi.org/10.1016/c2009-0-63839-3>
- [14] Jazar R N (2008) *Vehicle dynamics Theory and Applications* Riverdale NY: Springer Science+ Business Media <https://doi.org/10.1007/978-0-387-74244-1>
- [15] Heiβing B and Ersoy M Eds 2010 *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives* Springer Science & Business Media <https://doi.org/10.1007/978-3-8348-9789-3>
- [16] Γιαννάκογλου Κ Χ 2006 *Μέθοδοι βελτιστοποίησης στην αεροδυναμική* Εργαστήριο Θερμικών Στροβιλομηχανών ΕΜΠ
- [17] Baumal A E, McPhee J J and Calamai P H 1998 Application of genetic algorithms to the design optimization of an active vehicle suspension system *Computer methods in applied mechanics and engineering* **163 1.4** pp 87-94 [https://doi.org/10.1016/s0045-7825\(98\)00004-8](https://doi.org/10.1016/s0045-7825(98)00004-8)
- [18] Zaremba A, Hampo R and Hrovat D 1997 Optimal active suspension design using constrained optimization *Journal of Sound and Vibration* **207.3** pp 351-364 <https://doi.org/10.1006/jsvi.1997.1117>
- [19] Alkhatib R, Jazar G N and Golnaraghi M F 2004. Optimal design of passive linear suspension using genetic algorithm *Journal of Sound and vibration* **275.3** pp 665-691 <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2003.07.007>



- 
- [20] Rahman M S and Kibria K M G 2013 Investigation of vibration and ride characteristics of a five degrees of freedom vehicle suspension system *Procedia Engineering* 90 pp 96-102 <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.11.820>
- [21] Rao K D 2014 Modeling, simulation and control of semi active suspension system for automobiles under MATLAB Simulink using PID controller *IFAC Proceedings Volumes* 47.1 pp 827-831 <https://doi.org/10.3182/20140313-3-in-3024.00094>
- [22] Sayers M W and Karamihas S M 1998 Basic information about measuring and interpreting road profile, the little book of profiling University of Michigan
- [23] Tyan F, Hong Y F, Tu S H and Jeng W S 2009 Generation of random road profiles *Journal of Advanced Engineering* 4.2 pp 1373-1378