



Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

Τομέας Μηχανολογικών Κατασκευών και Αυτομάτου Ελέγχου

Εργαστήριο Οχημάτων

Βελτιστοποίηση Δυναμικής Συμπεριφοράς Οχήματος

Εκτεταμένη Περίληψη

της διδακτορικής διατριβής που κατατέθηκε στη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου

για την απόκτηση του τίτλου του
Διδάκτορος Μηχανικού ΕΜΠ

από τον
Γεώργιο Δ. Παπαϊωάννου
Διπλ./χο Μηχανολόγο Μηχανικό ΕΜΠ

υπό την επίβλεψη του
Δρ. Δημήτριου Β. Κουλοχέρη
Επίκουρου Καθηγητή ΕΜΠ

Αθήνα, 2019



Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

Τομέας Μηχανολογικών Κατασκευών και Αυτομάτου Ελέγχου

Εργαστήριο Οχημάτων

Βελτιστοποίηση Δυναμικής Συμπεριφοράς Οχήματος

Η διατριβή κατατέθηκε στη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου

από τον

Γεώργιο Δ. Παπαϊωάννου

Διπλ/χο Μηχανολόγο Μηχανικό ΕΜΠ

Συμβουλευτική Επιτροπή

Επίκουρος Καθηγητής
Δρ. Δημήτριος Κουλοχέρης

Καθηγητής
Δρ. Ιωάννης Αντωνιάδης

Καθηγητής
Δρ. Χριστόφορος Προβατίδης

Εξεταστική Επιτροπή

Επίκουρος Καθηγητής
Δρ. Δημήτριος Κουλοχέρης

Καθηγητής
Δρ. Ιωάννης Αντωνιάδης

Καθηγητής
Δρ. Χριστόφορος Προβατίδης

Αναπληρωτής Καθηγητής
Δρ. Λεωνίδας Αλεξόπουλος

Καθηγητής
Δρ. Αθανάσιος Μιχαηλίδης

Καθηγητής
Δρ. Δημήτριος Μανωλάκος

Επίκουρος Καθηγητής
Δρ. Βασίλειος Σπιτάς

Αθήνα, 2019



Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

Τομέας Μηχανολογικών Κατασκευών και Αυτομάτου Ελέγχου

Εργαστήριο Οχημάτων

Copyright © Γεώργιος Δ. Παπαϊωάννου, 2019.

Με επιφύλαξη παντός δικαιώματος. All rights reserved.

Απαγορεύεται η αντιγραφή, αποθήκευση και διανομή της παρούσας εργασίας, εξ ολοκλήρου ή τμήματος αυτής, για εμπορικό σκοπό. Επιτρέπεται η ανατύπωση, αποθήκευση και διανομή για σκοπό μη κερδοσκοπικό, εκπαιδευτικής ή ερευνητικής φύσης, υπό την προϋπόθεση να αναφέρεται η πηγή προέλευσης και να διατηρείται το παρόν μήνυμα. Ερωτήματα που αφορούν τη χρήση της εργασίας για κερδοσκοπικό σκοπό πρέπει να απευθύνονται προς τον συγγραφέα.

Η έγκριση της διδακτορικής διατριβής από τη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. δεν υποδηλώνει αποδοχή των γνώμων του συγγραφέα (Ν.5343/1932/Άρθρο 202).

Περίληψη

Η παρούσα διατριβή πραγματεύεται τη βελτιστοποίηση των αναρτήσεων ενός οχήματος και των καθισμάτων του. Μια ανάρτηση οχήματος δε μπορεί να εξαλείψει την αντικρουόμενη σχέση μεταξύ της άνεσης των επιβατών και την ευστάθεια τους οχήματος, αλλά είναι ικανή να τα συνδυάσει σε βέλτιστο βαθμό. Λαμβάνοντας υπόψη τη σημασία μιας ανάρτησης, η βελτιστοποίηση της διερευνάται εκτενώς σ' αυτή τη διατριβή. Καταρχάς, τα πιο γνωστά μαθηματικά μοντέλα για τη μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς ενός οχήματος συγκρίνονται και γίνεται αναζήτηση του καταλληλότερου ως προς την ακρίβεια των προσομοιώσεων. Στη συνέχεια, γίνεται αξιολόγηση της διαδικασίας βελτιστοποίησης συστημάτων ανάρτησης σε μονοκριτηριακά και πολυκριτηριακά προβλήματα ως προς την αποδοτικότητα τόσο διάφορων αντικειμενικών συναρτήσεων όσο και αλγορίθμων βελτιστοποίησης. Έπειτα, παρουσιάζεται μια νέα μέθοδος για το χειρισμό των αντικειμενικών συναρτήσεων σε μια πολύ-κριτηριακή βελτιστοποίηση με στόχο τη μείωση του αριθμού αυτών και την εξοικονόμηση υπολογιστικού χρόνου. Η έρευνα για ένα σύστημα ανάρτησης υψηλής ποιότητας στα πλαίσια αυτής της διατριβής περιλαμβάνει επίσης την μελέτη ημι-ενεργητικών αναρτήσεων. Αποτέλεσμα αυτή της έρευνας ήταν η ανάπτυξη ενός νέου αλγόριθμου ελέγχου (CDF) που στηρίζεται σε κατανομές πιθανοτήτων και εφαρμόζεται σε skyhook αλγόριθμους. Επιπρόσθετα, η μέθοδος για το χειρισμό αντικειμενικών συναρτήσεων σε προβλήματα πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης εφαρμόστηκε σε διάφορους αλγόριθμους ημι-ενεργητικών αναρτήσεων, που έχουν υιοθετήσει τον CDF αλγόριθμο, με στόχο να βρεθεί ο βέλτιστος σχεδιασμός τους και να ληφθούν υπόψη επιπλέον σημαντικά κριτήρια χωρίς να αυξηθεί το υπολογιστικό κόστος. Παρόλα αυτά, ο βέλτιστος σχεδιασμός της ανάρτησης ενός οχήματος δεν είναι η μόνη προϋπόθεση για να διασφαλιστεί η άνεση των επιβατών. Οι αναρτήσεις σε καθίσματα θεωρούνται σημαντικές και απαραίτητες, για την περαιτέρω προστασία των επιβατών από τις επιπτώσεις της έκθεσης τους σε ταλαντώσεις υψηλού μεγέθους. Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, στη διατριβή αυτή μελετήθηκε εκτενώς η μοντελοποίηση και η βελτιστοποίηση αναρτήσεων καθισμάτων. Πιο συγκεκριμένα, ένας

ταλαντωτής με ενσωματωμένα στοιχεία αρνητικής στιβαρότητας (**KDdamper**), που είναι καινοτόμος ως προς την διάταξη των στοιχείων του και έχει αποδειχθεί αποδοτικός και σ' άλλες εφαρμογές, εφαρμόζεται στο κάθισμα ενός επιβατικού οχήματος και συγκρίνεται με τους πιο διαδεδομένους ταλαντωτές της βιβλιογραφίας με εκτενή δυναμική ανάλυση για διαφορετικά προφίλ δρόμου και διαφορετικούς επιβάτες.

Συνοψίζοντας, η οργάνωση της παρούσας διατριβής είναι η ακόλουθη:

Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται ανασκόπηση της βιβλιογραφίας σχετικά με τις τέσσερις περιοχές ενδιαφέροντος, που δίνει έμφαση η παρούσα διατριβή : (α) τα μαθηματικά μοντέλα που χρησιμοποιούνται για την προσομοίωση της δυναμικής συμπεριφοράς οχημάτων, (β) τις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις, (γ) τη βελτιστοποίηση της δυναμικής συμπεριφοράς οχήματος εξοπλισμένου με παθητικές και ημι-ενεργητικές αναρτήσεις και (δ) τη μοντελοποίηση και βελτιστοποίηση συστημάτων ανάρτησης για καθίσματα. Πιο συγκεκριμένα, στο παρών κεφάλαιο παρουσιάζεται η εξελικτική διαδικασία της έρευνας στα πεδία αυτά και εκθέτει διάφορες προσπάθειες, προοπτικές και περιορισμούς που έχουν προκύψει από ερευνητές που ασχολήθηκαν μ' αυτά τα αντικείμενα.

Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται παρουσίαση όλων των μαθηματικών μοντέλων που χρησιμοποιούνται στην διατριβή αυτή για τη μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς ενός οχήματος. Επίσης, δίνονται οι εξισώσεις των συστημάτων ανάρτησης και οι αλγόριθμοι ελέγχου τους στη περίπτωση των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων. Στη συνέχεια, περιγράφονται οι ταλαντωτές που εφαρμόζονται στα συστήματα ανάρτησης καθισμάτων και παρουσιάζονται οι εξισώσεις τους με την προσθήκη ενός μοντέλου ανθρώπου. Τέλος, με σκοπό να αξιολογηθεί η απόδοση ενός συστήματος ανάρτησης, η άνεση των επιβατών και άλλοι σημαντικοί παράμετροι σχεδιασμού των αναρτήσεων, δίνονται δείκτες κατάλληλοι για την ποσοτικοποίηση τους. Τέλος, η μοντελοποίηση προφίλ δρόμων για την δοκιμή των αναρτήσεων κάτω από διάφορες οδηγικές συνθήκες παρουσιάζεται.

Στο τρίτο κεφάλαιο παρουσιάζεται μια συγκριτική μελέτη σχετικά με την ακρίβειά των πιο διαδεδομένων μαθηματικών μοντέλων για την προσομοίωση της δυναμικής συμπεριφοράς των οχημάτων και γίνεται διερεύνηση της αναγκαιότητας για αύξηση της πολυπλοκότητας των μοντέλων, είτε με την χρήση περισσότερων βαθμών ελευθερίας είτε με την προσθήκη περισσότερων στοιχείων (αντιστρεπτική ράβδος, απόσβεση στα ελαστικά κτλπ.) Συνεπώς, τέσσερα μοντέλα με διάφορες διαμορφώσεις συγκρίνονται ως προς την ακρίβεια τους λαμβάνοντας υπόψη διάφορους δείκτες απόδοσης της ανάρτησης. Πιο συγκεκριμένα, συγκρίνονται μοντέλα που έχουν εξοπλιστεί τόσο με παθητικές όσο και με ημι-ενεργητικές αναρτήσεις, καθώς διερευνάται και η επίδραση της αντιστρεπτικής ράβδου και της απόσβεσης στα ελαστικά στην εκτίμηση της δυναμικής συμπεριφοράς. Η μεταβατική απόκριση των συστημάτων ανάρτησης και η συνολική απόδοση αξιολογείται ως προς την άνεση, το χειρισμό και το κράτημά του οχήματος κάτω από διάφορες διεγέρσεις.

Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζεται ένας νέος αλγόριθμος ελέγχου **skyhook** ημι-ενεργητικών αναρτήσεων που βασίζεται στην κατανομή των συνθήκων λειτουργίας του. Η καινοτομία του

συγκεκριμένου αλγόριθμου/ελεγκτή έγκειται στη χρήση ενός κατάλληλου ορίου στις συνθήκες ελέγχου του εκάστοτε αλγόριθμου που εφαρμόζεται. Πιο συγκεκριμένα, η προτεινόμενη στρατηγική ποσοτικοποιεί την σοβαρότητα των συνθηκών ελέγχου και ελέγχει την σταθερά απόσβεσης βάσει του μέτρου τους και όχι του προσήμου τους. Η στρατηγική που προτείνεται εφαρμόζεται σε δύο αλγόριθμους *skyhook* χρησιμοποιώντας ένα *quarter car model* που διεγείρεται με τέσσερα διαφορετικά προφίλ δρόμου. Επιπρόσθετα, πραγματοποιείται μια ανάλυση ευαισθησίας της συμπεριφοράς του αλγόριθμου για διάφορες τιμές του ορίου για όλα τα προφίλ δρόμου και διερευνάται η επίδραση της υιοθέτησης του CDF αλγόριθμου σε διάφορους δείκτες σχετικούς με την επίδοση του οχήματος.

Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται διερεύνηση της διαδικασίας βελτιστοποίησης των συστημάτων αναρτήσης. Πιο συγκεκριμένα, μελετάται όχι μόνο η αποδοτικότητα διαφορετικών μεθόδων βελτιστοποίησης αλλά και διάφορων αντικειμενικών συναρτήσεων. Συνεπώς, με στόχο την ενδελεχή διερεύνηση της διαδικασίας βελτιστοποίησης επιλέγονται τόσο μονοκριτηριακές όσο και πολυκριτηριακές προσεγγίσεις. Η μονοκριτηριακή προσέγγιση προσφέρει περιορισμένη πληροφορία σχετικά με το πρόβλημα βελτιστοποίησης συστημάτων αναρτήσης, αλλά λόγω της απλότητάς της προτιμάται πολύ συχνά έναντι της πιο πολύπλοκης και χρονοβόρας πολυκριτηριακής διαδικασίας. Η πιο απλή πολυκριτηριακή προσέγγιση, γνωστή ως ψευδο-πολυκριτηριακή, χρησιμοποιεί τον συνδυασμό αντικειμενικών συναρτήσεων με συντελεστές βαρύτητας και εφαρμόζεται σ' αυτή τη διατριβή. Επίσης, τρεις αλγόριθμοι βελτιστοποίησης (Γενετικοί, Ντετερμινιστικοί και Υβριδικοί) χρησιμοποιούνται για τη βελτιστοποίηση των πέντε πιο διαδεδομένων αντικειμενικών συναρτήσεων της βιβλιογραφίας, ακολουθώντας μονοκριτηριακές και ψευδοπολυκριτηριακές προσεγγίσεις.

Στο έκτο κεφάλαιο, επικεντρωνόμαστε σε μια προσέγγιση για την ελαχιστοποίηση του υπολογιστικού κόστους που χρειάζεται στη μέθοδο *Pareto*, επιτρέποντας ταυτόχρονα του γενετικού αλγόριθμους να γίνουν ελκυστικοί ξανά όσον αφορά τη βελτιστοποίηση συστημάτων αναρτήσης ενός οχήματος. Οι σχεδιαστές κάποιες φορές καταλήγουν να χρησιμοποιούν πάνω από μια αντικειμενικές συναρτήσεις αντιπροσωπεύοντας το ίδιο κριτήριο σχεδιασμού, μ' αποτέλεσμα οι διαστάσεις του προβλήματος να μεγαλώνουν. Συνεπώς, η διαδικασία βελτιστοποίησης γίνεται πιο γρήγορα μη-αποτελεσματική και τα πλεονεκτήματα των γενετικών αλγόριθμων παραμερίζονται εξαιτίας του αυξημένου υπολογιστικού χρόνου των προσωμοιώσεων. Εφαρμόζοντας τη συγκεκριμένη προσέγγιση, η διατριβή αυτή αποδεικνύει ότι η αλόγιστη χρήση αντικειμενικών συναρτήσεων, που αντιπροσωπεύουν το ίδιο κριτήριο σχεδίασης, δε βοηθάει τον αλγόριθμο βελτιστοποίησης να συγκλίνει σε καλύτερη λύση. Με στόχο να αποδειχθεί το παραπάνω, καταρχάς, τέσσερις βέλτιστες λύσεις από μονοκριτηριακές προσεγγίσεις έχουν επιλεγεί (**Part A**) και ένας αλγόριθμος ταξινόμησης εφαρμόζεται με στόχο να επιλεγεί η βέλτιστη εξ' αυτών. Στη συνέχεια, παρουσιάζεται η προσέγγιση που αναφέρθηκε, όπου οι αντικειμενικές συναρτήσεις διακρίνονται σε κύριες και δευτερεύουσες (**Part B**). Οι κύριες (3) εισάγονται στον πολυκριτηριακό γενετικό αλγόριθμο, καθώς οι συμπληρωματικές (3) εισάγονται στον αλγόριθμο ταξινόμησης με στόχο την αξιολόγηση των εναλλακτικών του μετώπου *Pareto* για να βρεθεί η βέλτιστη εξ' αυτών. Τέλος, οι έξι

αντικειμενικές συναρτήσεις, οι τρεις κύριες και οι τρεις συμπληρωματικές, εισάγονται στον πολυκριτηριακό γενετικό αλγόριθμο (Part C) και η βέλτιστη λύση μεταξύ αυτών του μετώπου Pareto βρίσκεται με τον αλγόριθμο ταξινόμησης.

Στο έβδομο κεφάλαιο γίνεται διερεύνηση της βελτιστοποίησης ημι-ενεργητικών αναρτήσεων που λειτουργούν με αλγόριθμους *skyhook*, στους οποίους εφαρμόζεται επιπρόσθετα και ο CDF αλγόριθμος που προτάθηκε σ' αυτή την διατριβή. Σ' αντίθεση με τη βιβλιογραφία που επικεντρώνεται κυρίως στην άνεση των επιβατών και στην ευστάθεια του οχήματος, σ' αυτή τη διατριβή μελετάμε το βέλτιστο σχεδιασμό των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων λαμβάνοντας υπόψη περισσότερα κριτήρια. Πιο συγκεκριμένα, εκτός από την άνεση και την ευστάθεια, μελετάται και η αντικρουόμενη σχέση μεταξύ της διασκορπισμένης ενέργειας και της απόδοσης του ελέγχου. Επιπλέον, ο θόρυβος που προκύπτει στην απόκριση εξαιτίας των μη-γραμμικότητας του αλγόριθμου ελέγχου ("chatter") χρησιμοποιείται ως κριτήριο σχεδιασμού. Για να ληφθούν υπόψη όλα τα κριτήρια που αναφέρθηκαν χωρίς να αυξηθεί ο υπολογιστικός χρόνος στη διαδικασία βελτιστοποίησης, εφαρμόζεται η προσέγγιση που προτάθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Καταρχάς, το μαθηματικό μοντέλο βελτιστοποιείται με τον πολυκριτηριακό γενετικό αλγόριθμο έχοντας ως στόχο την άνεση των επιβατών και την ευστάθεια του οχήματος, όπου το καθένα από τα δύο αυτά κριτήρια αντιπροσωπεύεται από μια μοναδική αντικειμενική συνάρτηση. Στην συνέχεια, ένας αλγόριθμος αξιολόγησης εφαρμόζεται στις λύσεις του μετώπου Pareto λαμβάνοντας υπόψη και τα επιπρόσθετα κριτήρια του *chattering* και της διαχεόμενης ενέργειας.

Στο όγδοο κεφάλαιο, παρουσιάζεται η εφαρμογή ενός καινοτόμου, από την σκοπιά της διάταξης παθητικών και αρνητικών στοιχείων στιβαρότητας, ταλαντωντή (KDamper), στην ανάρτηση ενός καθίσματος επιβατικού οχήματος. Ο συγκεκριμένος ταλαντωντής συγκρίνεται με άλλους τέσσερις ταλαντωντές που έχουν ήδη κατασκευασθεί και παρουσιασθεί στην βιβλιογραφία. Οι ταλαντωντές αρχικά βελτιστοποιούνται χρησιμοποιώντας την πολυκριτηριακή μέθοδο του μετώπου Pareto και τα μέτωπα Pareto που προκύπτουν συγκρίνονται μεταξύ τους. Οι βέλτιστες λύσεις που προκύπτουν για την περίπτωση της διέγερσης των ταλαντωτών με την απόκριση της αναρτημένης μάζας ενός επιβατικού οχήματος, καθώς αυτό κινείται σε προφίλ δρόμων διάφορων κατηγοριών. Επιπλέον, πραγματοποιείται μια εκτεταμένη δυναμική ανάλυση της επίδοσης των ταλαντωτών. Πιο συγκεκριμένα, τρεις τύποι ανάλυσης χρησιμοποιούνται για τη σύγκριση των μοντέλων με στόχο την εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων για τα επίπεδα απόσβεσης των ταλαντωτών και της προσαρμοστικότητας τους σε διαφορετικές μάζες επιβατών και σε διαφορετικές διεγέρσεις που προκύπτουν από διαφορετικά προφίλ δρόμων. Τέλος, τρεις λύσεις από το μέτωπο Pareto έχουν επιλεγεί σύμφωνα με τη θεωρία και οι συναρτήσεις μεταφοράς των επιταχύνσεων στο κεφάλι του επιβάτη υπολογίζονται.

Κλείνοντας, στο ένατο κεφάλαιο, παρουσιάζονται συμπεράσματα και προτάσεις για συνέχιση της έρευνας.

Στην κοπέλα μου, τους γονείς μου, την αδερφή μου και το συντροφό της,
τα πέντε 'κεφάλαια' των οποίων η συνεισφορά σ' αυτή την διατριβή
είναι πάνω από οποιαδήποτε βιβλιογραφική αναφορά.

Ευχαριστίες

Πρώτον και κυριότερον, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα μου Δρ. Δημήτριο Κουλοχέρη που μου έδωσε την ευκαιρία να κάνω ένα διδακτορικό στο πεδίο της Δυναμικής Οχημάτων, επεκτείνοντας μια συνεργασία μαζί του που ξεκίνησε πίσω στο 2013 για την πραγματοποίηση της Διπλωματικής μου Εργασίας. Είμαι ευγνώμων για την πίστη του σ' εμένα και την ελευθερία πρωτοβουλιών που μου έδωσε σχετικά με την έρευνά μου. Η υποστήριξη και ενθάρρυνση του για συχνή συμμετοχή σε διεθνή επιστημονικά συνέδρια μου πρόσφερε μεγάλη επιστημονική εμπειρία. Σας ευχαριστώ που με βοηθήσατε να γίνω καλύτερος ερευνητής.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω το Δρ. Ιωάννη Αντωνιάδη, μέλος της Συμβουλευτικής μου Επιτροπής, για τις συναντήσεις μας και την διάθεση του να συνεργαστεί μαζί μου. Σας ευχαριστώ που μου προσφέρατε μια διαφορετική οπτική ερευνητικά.

Επιπλέον, θέλω να ευχαριστήσω το Δρ. Χριστόφορο Προβατίδη για την στήριξη του και την επιστημονική του γνώμη του ως προς την πρόοδο μου. Ευχαριστώ επίσης, τον Δρ. Λεωνίδα Αλεξόπουλο, Δρ. Δημήτριο Μανωλάκο, τον Δρ. Αθανάσιο Μιχαηλίδη και τον Δρ. Βασίλειο Σπιτά που αποτελούν μέλη της εξεταστικής επιτροπής αυτής της διατριβής.

Επίπρόσθετα, θα ήθελα να ευχαριστήσω τα μέλη του Εργαστηρίου Οχημάτων για την βοήθεια τους, αλλά κυρίως το κ. Διονύση Ασβεστά για τις πρωινές μας συζητήσεις και την τεχνική του υποστήριξη αυτά τα χρόνια, το κ. Κωνσταντίνο Φούσκα που με καλωσόρισε στο γραφείο M005 πριν από έξι χρόνια και με βοήθησε να προσαρμοστώ και την Δρ. Κλειώ Βόσου για την παρέα της στο M005.

Θα ήθελα να δώσω και ένα ιδιαίτερο ευχαριστώ στον Δρ. Ευστάθιο Βελένη, από το πανεπιστήμιο του Cranfield, γιατί η τετράμηνη παραμονή μου εκεί στα πλαίσια του Erasmus+ ήταν μια ερευνητική εμπειρία που μου έδωσε κίνητρα και έμαθα πολλά κάτω από την καθοδήγησή του.

Ένα μεγάλο ευχαριστώ στους φίλους μου αλλά κυρίως το Γιώργο, το Νίκο και το Βαρδή, που ήταν εκεί ακόμα και όταν επέλεγα να διαβάσω για τη διατριβή μου παρά να βγω μαζί τους. Ευχαριστώ για την στήριξη ακόμα και από το Skype.

Κλείνοντας, υπάρχουν πέντε άνθρωποι που ήταν πάντα εκεί σ' αυτή την διαδρομή. Όλοι μαζί αλλά και ο καθένας ξεχωριστά με τον τρόπο του με στήριξαν σε δύσκολες στιγμές, βάζοντας στην άκρη τις δικές τους ανάγκες. Το λιγότερο που θα μπορούσα να κάνω είναι να τους αφιερώσω αυτό το διδακτορικό.

Σμαράγδα, Μαμά και Μπαμπά, Κατερίνα και Γιώργο σας ευχαριστώ για όλα.

Γεώργιος Δ. Παπαϊωάννου
Αθήνα, 14 Φεβρουαρίου 2019

Περιεχόμενα

Κατάλογος Σχημάτων	xvii
Κατάλογος Πινάκων	xix
1 Εισαγωγή	1
1.1 Προσομοίωση της δυναμικής συμπεριφοράς οχημάτων	4
1.2 Ημι-ενεργητικές αναρτήσεις	5
1.3 Βελτιστοποίηση συστημάτων ανάρτησης οχημάτων	9
1.3.1 Παθητικά συστήματα ανάρτησης	9
1.3.2 Ημι-ενεργητικά συστήματα ανάρτησης	11
1.4 Μοντελοποίηση και βελτιστοποίηση συστημάτων ανάρτησης σε καθίσματα	13
2 Υπολογιστικά μοντέλα για την πραγματοποίηση προσομοιώσεων	17
3 Συγκριτική μελέτη της ακρίβειας των μαθηματικών μοντέλων οχημάτων	21
3.1 Περιπτώσεις Μελέτης και Μέθοδοι	22
3.1.1 Υπολογιστικά μοντέλα	22
3.1.2 Προφίλ δρόμου ως διέγερση	23

3.2	Συμπεράσματα	25
4	Αλγόριθμος ημι-ενεργητικών αναρτήσεων βάσει κατανομής των συνθηκών	27
4.1	Περιπτώσεις Μελέτης και Μέθοδοι	28
4.1.1	Υπολογιστικό μοντέλο οχήματος	28
4.1.2	Προφίλ δρόμου	29
4.2	Αλγόριθμος ελέγχου ημι-ενεργητικών αναρτήσεων CDF	29
4.3	Αποτελέσματα	31
4.4	Συμπεράσματα	32
5	Διερεύνηση της διαδικασίας βελτιστοποίησης συστημάτων ανάρτησης	35
5.1	Περιπτώσεις Μελέτης και Μέθοδοι	36
5.1.1	Υπολογιστικό Μοντέλο	36
5.1.2	Προφίλ Δρόμου	37
5.2	Διαδικασία Βελτιστοποίησης	37
5.2.1	Μεταβλητές σχεδιασμού, Περιορισμοί και Αντικειμενικές συναρτήσεις . . .	37
5.2.2	Σενάρια διαφορετικών αλγόριθμων βελτιστοποίησης	39
5.3	Συμπεράσματα	39
6	Μέθοδος για τη μείωση των αντικειμενικών συναρτήσεων	41
6.1	Περιπτώσεις Μελέτης και Μέθοδοι	42
6.1.1	Υπολογιστικό Μοντέλο	42
6.1.2	Προφίλ Δρόμου	42
6.2	Διαδικασία Βελτιστοποίησης	42
6.2.1	Μεταβλητές Σχεδιασμού, Περιορισμοί και Αντικειμενικές Συναρτήσεις . . .	42
6.2.2	Περιπτώσεις Μελέτης με βάση την επιλογή των αντικειμενικών	43
6.3	Συμπεράσματα	45

7	Πολυκριτηριακή βελτιστοποίηση ημι-ενεργητικών συστημάτων ανάρτησης	47
7.1	Περιπτώσεις Μελέτης και Μέθοδοι	48
7.1.1	Υπολογιστικό Μοντέλο	48
7.1.2	Προφίλ δρόμου	48
7.2	Διαδικασία Βελτιστοποίησης	50
7.2.1	Αλγόριθμος Ταξινόμησης : k-ε optimality method	52
7.3	Συμπεράσματα	53
8	Βελτιστοποίηση συστημάτων ανάρτησης καθισμάτων	57
8.1	Μέθοδοι και Περιπτώσεις Μελέτης	58
8.1.1	Υπολογιστικά Μοντέλο Οχήματος	58
8.1.2	Προφίλ Δρόμου	59
8.1.3	Διεγέρσεις στα μοντέλα καθισμάτων	59
8.2	Διαδικασία Βελτιστοποίησης	61
8.2.1	Αντικειμενικές Συνάρτησεις	61
8.2.2	Περιορισμοί, Μεταβλητές Σχεδιασμού και τα Όρια τους	61
8.3	Βέλτιστος Σχεδιασμός	61
8.4	Δυναμική Ανάλυση	63
8.5	Συμπεράσματα	65
8.5.1	Βέλτιστος Σχεδιασμός	65
8.5.2	Δυναμική Ανάλυση	66
9	Συμπεράσματα	67
	Βιβλιογραφία	75

 Κατάλογος Σχημάτων

1.1	Quarter car μοντέλα με (α) παθητικές, (β) ενεργητικές και (γ) ήμι-ενεργητικές αναρτήσεις.	2
1.2	Ένα μοντέλο για την άνεση ενός καθίσματος περιλαμβάνοντας δυναμικούς και στατικούς παράγοντες, όπως παρουσιάστηκε από τον Mansfield [1] σελίδα 33) .	3
1.3	Η δομή ενός μοντέλου οχήματος όπως παρουσιάστηκε από τον Rill [2].	5
1.4	Διάγραμμα σύγκρισης απόδοσης και πολυπλοκότητας των αλγόριθμων (α) SH-2 και (β) SH-L, όπως παρουσιάστηκε από τον Savaresi et al. [3].	6
1.5	Γραφική απεικόνιση της κατηγοριοποίησης των συστημάτων ανάρτησης ως προς την απαιτούμενη ενέργεια και εύρος ελέγχου, όπως παρουσιάστηκε από τον Savaresi et al. [3].	7
1.6	Το φαινόμενο chatter που εμφανίζεται στην μη-γραμμική δύναμη που ασκείται από έναν ήμι-ενεργητικό αποσβεστήρα συγκρινόμενη με το συνεχές σήμα από την δύναμη ενός παθητικού.	8
1.7	Η μέθοδος Μετώπου Pareto.	10
1.8	Σύγκριση των συναρτήσεων μεταφοράς επιταχύνσεων σε καθίσματα όπως παρουσιάστηκαν από τον Griffin [4].	14
2.1	Τα στοιχεία που λαμβάνονται υπόψη από τα μοντέλα που μελετούν τη δυναμική συμπεριφορά των οχημάτων. Το σχήμα παρουσιάζει ένα μοντέλο οχήματος με παθητικό σύστημα ανάρτησης.	18

2.2	Μαθηματικό Μοντέλο καθίσματος-επιβάτη από την βιβλιογραφία	19
3.1	Οι διεγέρσεις που χρησιμοποιήθηκαν στα μοντέλα που μελετήθηκαν	23
4.1	Το quarter car που χρησιμοποιήθηκε σ' αυτό το κεφάλαιο	28
4.2	Το σαμαράκι που διεγείρει στο υπολογιστικό μοντέλο οχήματος	29
4.3	Τα προφίλ δρόμου που προέκυψαν σύμφωνα με το ISO-8608 και διεγείρουν στο υπολογιστικό μοντέλο οχήματος	30
5.1	Το HC2 μοντέλο οχήματος που χρησιμοποιήθηκε στο κεφάλαιο αυτό	36
5.2	Το προφίλ δρόμου που χρησιμοποιήθηκε για τη διέγερση του μοντέλου	37
6.1	Μέθοδος που ακολουθήθηκε στο Part B	44
6.2	Μέθοδος που ακολουθήθηκε στο Part C	44
7.1	Υπολογιστικό μοντέλο οχήματος που χρησιμοποιήθηκε σ' αυτό το κεφάλαιο	49
7.2	Προφίλ δρόμου που χρησιμοποιήθηκε για την διέγερση του υπολογιστικού μοντέλου οχήματος.	50
7.3	Προσέγγιση, που βασίζεται στον αλγόριθμο KEMOGA , για τον χειρισμό των αντικειμενικών συναρτήσεων με στόχο την μείωση τους.	52
7.4	Τα επιπέδα k-ε των βέλτιστων λύσεων όπως προέκυψαν αναζητώντας την βέλτιστη λύση μεταξύ αυτών.	54
8.1	Διαστάσεις καθίσματος επιβατικού οχήματος που χρησιμοποιούνται ως περιορισμοί στη διαδικασία βελτιστοποίησης	58
8.2	Προφίλ Δρόμων	59
8.3	Απόκριση αναρτημένης μάζας οχήματος.	60
8.4	Σύγκριση των μετώπων Pareto για όλα τα μοντέλα (PS, NSS1, NSS2, NSS3 και NSS4).	64
8.5	Θεωρία του μετώπου Pareto σύμφωνα με την οποία επιλέχθηκαν τρεις λύσεις για την Ανάλυση 3.	65

Κατάλογος Πινάκων

3.1	Παράμετροι του FC μοντέλου που χρησιμοποιούνται σ' αυτό το κεφάλαιο.	22
3.2	Μέρη, τύποι ανάλυσης και παράμετροι που διερευνήθηκαν σ' αυτό το κεφάλαιο. . .	24
4.1	Παράμετροι του QC μοντέλου που χρησιμοποιήθηκε σ' αυτό το κεφάλαιο.	29
5.1	Οι παράμετροι του HC2 μοντέλου που χρησιμοποιήθηκε σ' αυτό το κεφάλαιο . . .	36
5.2	Άνω και κάτω όρια μεταβλητών σχεδιασμού	37
5.3	Σενάρια διαφορετικών αλγόριθμων βελτιστοποίησης για κάθε αντικειμενική συνάρτηση	39
6.1	Περιπτώσεις Μελέτης	45
7.1	Παράμετροι HC2 μοντέλου οχήματος και μοντέλου καθίσματος	49
7.2	Περιπτώσεις μελέτης βελτιστοποίησης που υλοποιήθηκαν για τον MOGA.	51
7.3	Όρια μεταβλητών σχεδιασμού.	51
8.1	Παράμετροι QC μοντέλου οχήματος	59
8.2	Η διαμόρφωση του προβλήματος βελτιστοποίησης για τις πέντε περιπτώσεις μελέτης (<i>PS, NSS1, NSS2, NSS3</i> και <i>NSS4</i>). Μεταβλητές Σχεδιασμού, Άνω και κάτω Όρια και Περιορισμοί.	62

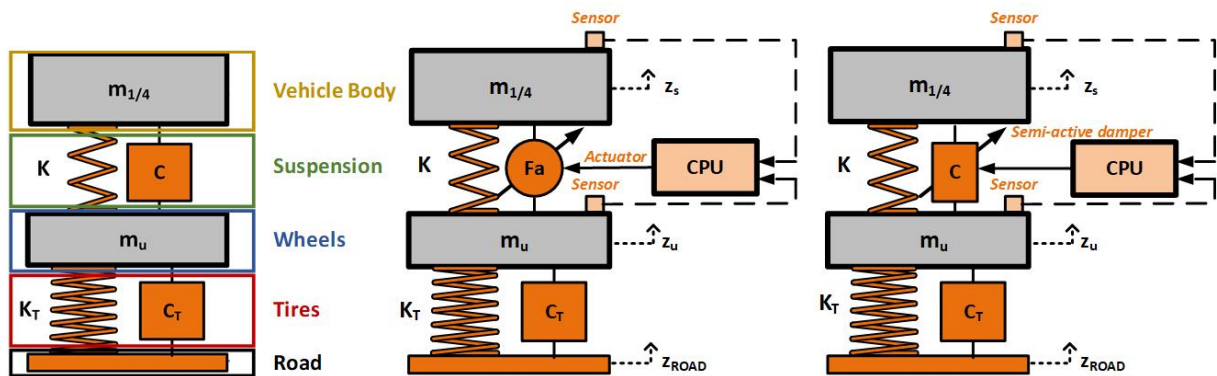
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

Εισαγωγή

Η άνεση κατά την οδήγηση [1] αφορά στην αντίληψη των επιβατών σχετικά με την ποιότητα της διαδρομής του οχήματος, ενώ η ευστάθεια του οχήματος αφορά το επίπεδο στο οποίο το όχημα διατηρεί την επαφή του με το έδαφος σε διάφορες αλλαγές διεύθυνσεων. Όταν το όχημα είναι εξοπλισμένο με υψηλής ποιότητας αναρτήσεις ή όταν κινείται σε ομαλούς/λείους δρόμους, το μέγεθος των ταλαντώσεων που συνήθως διεγείρει τα καθίσματα των επιβατών είναι χαμηλό. Αντίθετα, όταν το όχημα στερείται καλών αναρτήσεων ή κινείται σε επαρχιακούς ή κακής ποιότητας δρόμους, το κάθισμα των επιβατών διεγείρεται με ταλαντώσεις υψηλού μεγέθους. Συνεπώς, τα υψηλής ποιότητας συστήματα ανάρτησης στο όχημα και στα καθίσματα είναι απαραίτητα, έτσι ώστε να απομονώσουν και να προστατέψουν τους επιβάτες από τις συνέπειες της έκθεσης τους σε ταλαντώσεις υψηλού μεγέθους[4, 5].

Σχετικά με τις αναρτήσεις του οχήματος [6], η άνεση των επιβατών και η ευστάθεια του οχήματος αποτελούν μέρη της πιο γνωστής αντικρουόμενης σχέσης στην αυτοκινητοβιομηχανία [7]. Μια καλά σχεδιασμένη ανάρτηση δεν μπορεί να εξαφανίσει τη σύγκρουση μεταξύ άνεσης επιβατών και ευστάθειας οχήματος, αλλά μπορεί να τις συνδυάσει σε βέλτιστο βαθμό. Συνεπώς, η βελτιστοποίηση των συστημάτων ανάρτησης αποτελεί αντικείμενο εκτεταμένης έρευνας στη βιβλιογραφία, όπου διάφοροι αλγόριθμοι, μέθοδοι και προσεγγίσεις έχουν προταθεί με στόχο το βέλτιστο σχεδιασμό της [8–14]. Επίσης, διάφοροι τύποι αναρτήσεων έχουν προταθεί και κατηγοριοποιούνται σε τρεις ομάδες ανάλογα με το τρόπο που ελέγχονται: παθητικές [15–18], ημι-ενεργητικές [19–22] και ενεργητικές [23–27]. Σ' αντίθεση με την περιορισμένη χρήση των ενεργητικών αναρτήσεων [28–31], οι ημι-ενεργητικές έχουν χρησιμοποιηθεί σε μοντέλα οχημάτων προσφέροντας τόσο τα

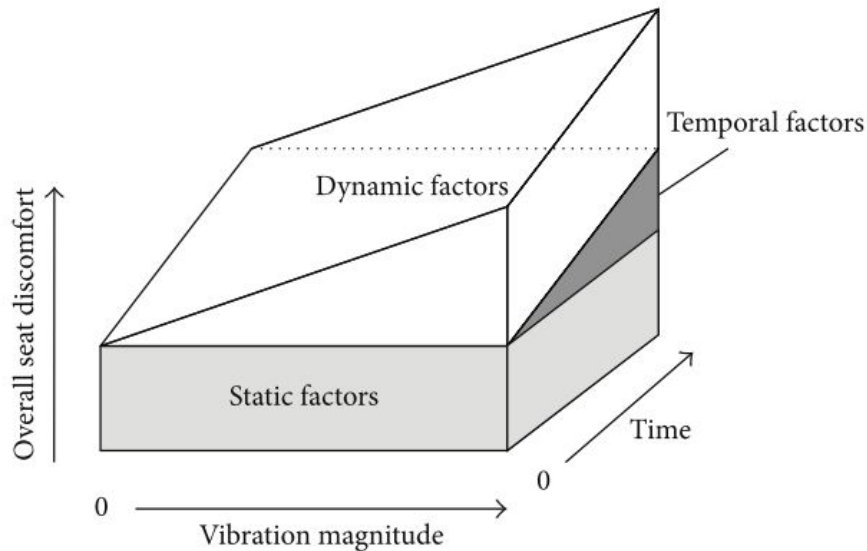
πλεονεκτήματα των πλήρως ενεργητικών αναρτήσεων, αλλά και λιγότερο κόστος και ευκολότερο σχεδιασμό. Από το 1970, οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις έχουν λάβει πολύ μεγάλη προσοχή και η έρευνα στο πεδίο τους διακρίνεται σε δύο τάσεις. Η πρώτη τάση επικεντρώνεται στη μελέτη νέων τεχνολογιών για ενεργοποίηση της απόσβεσης στις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις (όπως οι ηλεκτρο-υδραυλικοί, ηλεκτρο-ροϊκοί και μαγνητο-ροϊκοί αποσβεστήρες, με χαρακτηριστικότερα παραδείγματα έρευνας στο αντικείμενο, τις δημοσιεύσεις του Probakar et al. [32, 33] και του Ahmadian et al. [34–36]). Η δεύτερη τάση, στην οποία δίνεται έμφαση σ' αυτή τη διατριβή, είναι ο σχεδιασμός αλγόριθμων για ημι-ενεργητικές αναρτήσεις [37, 38]. Ο σχεδιασμός ενός αλγόριθμου για τη μεταβολή της σταθεράς απόσβεσης είναι μια ενδιαφέρουσα ευκαιρία για τον σχεδιαστή αναρτήσεων ώστε να βελτιώσει την επιδοση της ανάρτησης του οχήματος. Το παραπάνω αποτελεί μια σημαντική πρόκληση για τον σχεδιαστή, δεδομένου ότι αυτές οι αλλαγές μπορούν να πραγματοποιηθούν ανά 5 milliseconds. Επιπρόσθετα, η βελτιστοποίηση των παραμέτρων των αλγόριθμων έχει μελετηθεί εκτενώς στην βιβλιογραφία με στόχο τον βέλτιστο σχεδιασμό τους [37–39].



Σχήμα 1.1: Quarter car μοντέλα με (α) παθητικές, (β) ενεργητικές και (γ) ήμι-ενεργητικές αναρτήσεις.

Σχετικά με τις αναρτήσεις των καθισμάτων, η άνεση τους έχει αποδειχθεί ότι είναι σ' άμεση εξάρτηση τόσο με την στατική άνεση (π.χ. στιβαρότητα μηχανισμού) όσο και την δυναμική άνεση (π.χ. μέγεθος ταλαντώσεων) [40]. Η παραπάνω σχέση περιγράφεται από το μοντέλο του Ebe [41, 42]. Όταν το όχημα είναι εξοπλισμένο με υψηλής ποιότητας αναρτήσεις ή όταν οδηγεί σε ομαλούς/λείους δρόμους, το μέγεθος των ταλαντώσεων που συνήθως εισέρχεται στα καθίσματα των επιβατών είναι χαμηλό. Συνεπώς, οι δυναμικοί παράγοντες είναι λιγότερο σημαντικοί για την άνεση του καθίσματος και το ενδιαφέρον στρέφεται στους στατικούς, π.χ. στιβαρότητα, σχήμα και κατάλληλη τοποθέτηση του καθίσματος, και στάση του σώματος. Αντίθετα, όταν το όχημα στερείται καλών αναρτήσεων ή κινείται σε επαρχιακούς ή κακής ποιότητας δρόμους, το κάθισμα των επιβατών διεγείρεται με ταλαντώσεις υψηλού μέτρου. Σ' αυτή τη περίπτωση, οι δυναμικοί παράγοντες είναι εξίσου ή και πιο σημαντικοί από τους στατικούς. Συνεπώς, η βελτίωση της άνεσης απαιτεί βελτιστοποίηση παραμέτρων που αντιπροσωπεύουν τους στατικούς και δυναμικούς παράγοντες της άνεσης του καθίσματος [43]. Αυτή η σχέση παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.2,

σύμφωνα με τον Mansfield [1], και παρουσιάζει την σύγκρουση συμφερόντων στις αναρτήσεις καθισμάτων, όπου η αυξανόμενη αρχική παραμόρφωση του συστήματος οδηγεί σε καλύτερη απόσβεση των ταλαντώσεων.



Σχήμα 1.2: Ένα μοντέλο για την άνεση ενός καθίσματος περιλαμβάνοντας δυναμικούς και στατικούς παράγοντες, όπως παρουσιάστηκε από τον Mansfield [1] σελίδα 33)

Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, μια καλή ανάρτηση στο κάθισμα του οχήματος, που θα προκύψει είτε από τη μοντελοποίηση νέων συστημάτων είτε από τη βελτιστοποίηση, μπορεί να βελτιώσει σε σημαντικό βαθμό τη δυναμική άνεση αλλά δεν μπορεί να εξαλείψει τη σύγκρουση με την στατική. Στην βιβλιογραφία, για τη μελέτη της απόσβεσης των συμβατικών καθισμάτων, χρησιμοποιούνται γραμμικά ελατήρια και αποσβεστήρες. Παρόλα αυτά, ο συμβατικός τύπος αναρτήσεων που χρησιμοποιείται στα καθίσματα οχημάτων δεν έχει άλλα περιθώρια βελτίωσης, μ' αποτέλεσμα στην βιβλιογραφία να παρατηρούνται πολλές προσπάθειες για την βελτιστοποίηση του [44–50]. Επιπλέον, οι ημι-ενεργητικές και ενεργητικές αναρτήσεις [51–55] παρότι χρησιμοποιούνται σταδιακά όλο και πιο πολύ σε καθίσματα και έχουν αποκτήσει αυξανόμενο βιομηχανικό και ερευνητικό ενδιαφέρον, έχουν μεγαλύτερο κόστος, πιο σύνθετο σχεδιασμό και δεν είναι τόσο αξιόπιστες. Συνεπώς, ο σχεδιασμός και η βελτιστοποίηση νέων τύπων αναρτήσεων, όπως αυτές με στοιχεία αρνητικής στιβαρότητας, έχουν αποκτήσει ιδιαίτερο ενδιαφέρον στην πρόσφατη βιβλιογραφία [56, 57].

Συνοψίζοντας, στην διατριβή αυτή κάνουμε ανασκόπηση της βιβλιογραφίας και επικεντρωνόμαστε σε τέσσερις ερευνητικές περιοχές:

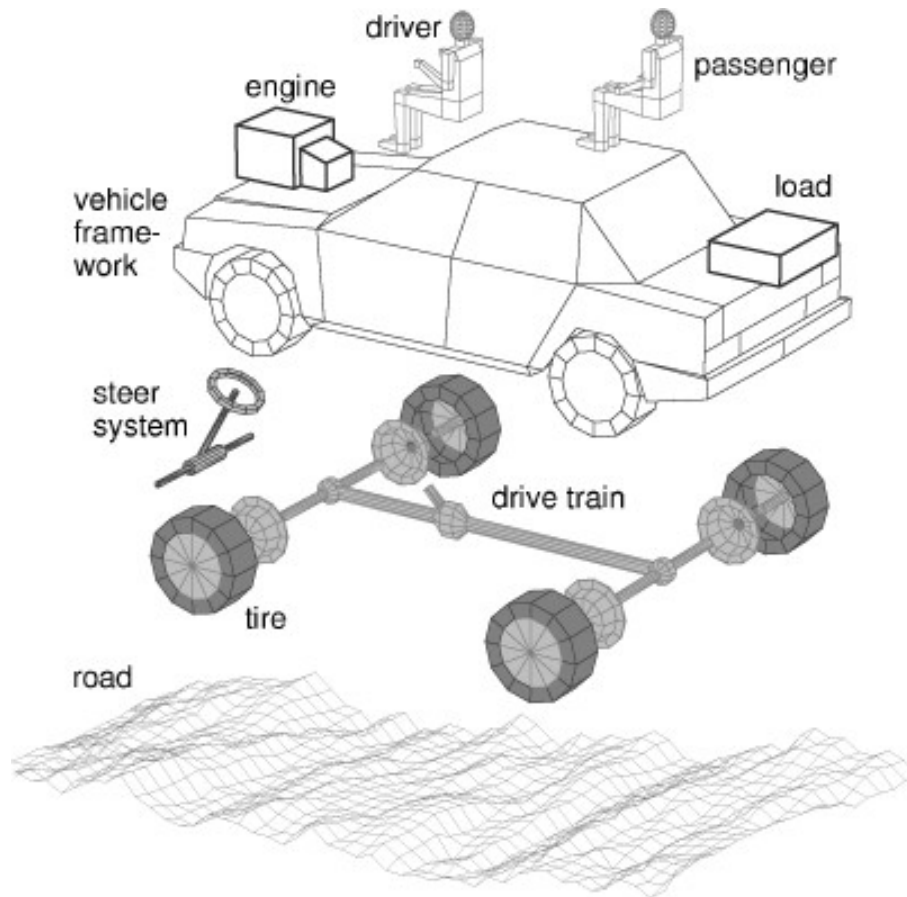
- Την προσομοίωση της δυναμικής συμπεριφοράς οχημάτων [6, 8]
- Τις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις [37–39]
- Τη βελτιστοποίηση της δυναμικής συμπεριφοράς οχημάτων [9–14]

- Τη μοντελοποίηση και τη βελτιστοποίηση συστημάτων ανάρτησης για καθίσματα [56, 57]

1.1 Προσομοίωση της δυναμικής συμπεριφοράς οχημάτων

Η μοντελοποίηση οχημάτων με μάζες συγκεντρωμένων ιδιοτήτων χρησιμοποιείται εκτενώς από την αυτοκινητοβιομηχανία και τους ερευνητές με στόχο τον αρχικό σχεδιασμό των υποσυστημάτων ενός οχήματος. Ανάλογα με το αντικείμενο μελέτης, έχουν αναπτυχθεί διάφορα μοντέλα, τα οποία περιλαμβάνουν τα υποσυστήματα των ελαστικών, της ανάρτησης και του σώματος του οχήματος. Στην βιβλιογραφία μπορούν να βρεθούν τα απλούστερα μοντέλα 2 βαθμών ελευθερίας (B.E.) (quarter car), τα οποία εξαιτίας του γεγονότος ότι δεν λαμβάνουν υπόψη στρεπτικούς βαθμούς ελευθερίας, χρησιμοποιούνται κυρίως για λήψη αρχικών αποτελεσμάτων ή αρχικό σχεδιασμό ανάρτησεων με χρήση βελτιστοποίησης [8, 58, 59]. Για πιο ακριβή αποτελέσματα, έχουν αναπτυχθεί μοντέλα με μεγαλύτερη ακρίβεια αλλά και πολυπλοκότητα, όπως τα μοντέλα ημίσεος οχήματος τεσσάρων (4) B.E. (half car). Τα συγκεκριμένα μοντέλα μοντελοποιούνται λαμβάνοντας υπόψη είτε τον αριστερό και δεξιό τροχό ενός άξονα [13] είτε τον εμπρόσθιο και τον οπίσθιο τροχό μια πλευράς του οχήματος [12, 14, 39]. Τα πλήρη μοντέλα είναι τα πιο πολύπλοκα και μπορούν να περιλαμβάνουν από επτά (7) έως δεκατέσσερις (14) B.E., προσφέροντας αποτελέσματα με μικρή απόκλιση από την πραγματικότητα. Παρότι είναι απαιτητικά σε υπολογιστικό χρόνο, έχουν χρησιμοποιηθεί σε προσομοιώσεις ώστε να εξαχθούν συμπεράσματα για τον χειρισμό του οχήματος [60], σε προσομοιώσεις σχετικές με την συνολική δυναμική συμπεριφορά του οχήματος [63–65] αλλά και σε βελτιστοποιήσεις [61, 62]. Το βασικό τους αρνητικό είναι ο μεγάλος αριθμός παραμέτρων που πρέπει να γνωρίζει ο σχεδιαστής αναρτήσεων με στόχο να προβεί στην προσομοίωση τους.

Η επιλογή του καταλληλότερου μοντέλου συνήθως δεν εξηγείται στην βιβλιογραφία, με αποτέλεσμα να υπάρχει μια σύγχυση, είτε χρησιμοποιώντας μοντέλα με πολλούς B.E. είτε προσθέτοντας περισσότερα δυναμικά στοιχεία στα μοντέλα (απόσβεση στο ελαστικό, αντιστρεπτικές ράβδους κ.α.) χωρίς ουσιαστικό λόγο για τις υπολογιστικές ανάγκες. Η επιλογή δεν πρέπει να εξαρτάται αποκλειστικά από τον αριθμό των B.E., αλλά πρέπει να συνυπολογίζεται και η εφαρμογή που θα έχει το μοντέλο (προφίλ δρόμου, μελέτη άνεσης ή κρατήματος κ.α., προσομοίωση ή βελτιστοποίηση κ.α.). Συνεπώς σ' αυτή τη διατριβή θα απαντηθεί το ερώτημα που έχει δημιουργήσει η εκτεταμένη χρήση μαθηματικών μοντέλων οχημάτων σχετικά με την ακρίβεια τους, την πληροφορία που «χάνεται» και την καταλληλότητα τους ανά εφαρμογή. Σ' αντίθεση μ' άλλους ερευνητές [20, 66, 67], που επικεντρώθηκαν στην εκτενή σύγκριση διαφορετικών αλγόριθμων ημι-ενεργητικών αναρτήσεων, εδώ θα επικεντρωθούμε στα τέσσερα μοντέλα οχημάτων, που είναι πιο γνωστά στη βιβλιογραφία υλοποιώντας διάφορες παραλλαγές στη μοντελοποίηση τους.



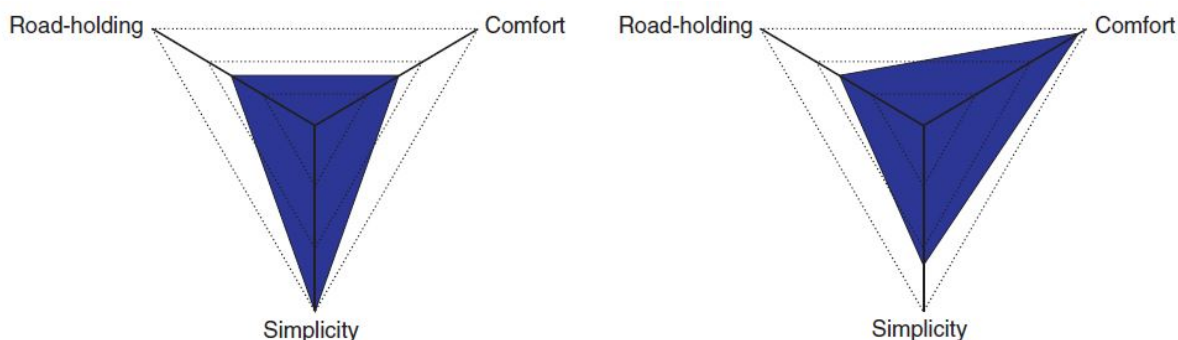
Σχήμα 1.3: Η δομή ενός μοντέλου οχήματος όπως παρουσιάστηκε από τον Rill [2].

Πιο συγκεκριμένα, σ' αυτή τη διατριβή, έγινε σύγκριση των μοντέλων αυτών ως προς την επίδοση της ανάρτησης αλλά και του οχήματος συνολικά. Όσον αφορά την επίδοση της ανάρτησης, μελετήθηκε η μεταβατική απόκριση της επιτάχυνσης και της μετατόπισης της αναρτημένης μάζας. Ενώ σχετικά με την επίδοση του οχήματος, υπολογίστηκαν δείκτες που υποδεικνύουν την επίδοση του οχήματος ως προς την άνεση και το κράτημα του. Η σύγκριση των μοντέλων επεκτάθηκε τόσο στο πεδίο του χρόνου όσο και στο πεδίο της συχνότητας. Τα παραπάνω μελετήθηκαν χρησιμοποιώντας και παθητικές και ημι-ενεργητικές αναρτήσεις στο όχημα. Παράλληλα, σύμφωνα με τα παραπάνω, διερευνήθηκε και η επίδραση της προσθήκης επιπλέον στοιχείων στη μοντελοποίηση των οχημάτων, όπως η αντιστρεπτική ράβδος ή η απόσβεση στα ελαστικά.

1.2 Ημι-ενεργητικές αναρτήσεις

Ο σχεδιασμός αλγόριθμων ελέγχου ημι-ενεργητικών αναρτήσεων βασίζεται στη θεωρία του skyhook (SH). Η απόσβεση μέσω skyhook αποτελεί μια ιδανική λειτουργία, η οποία θεωρεί ότι ο αποσβεστήρας μπορεί να ασκήσει δύναμη ανάλογη μόνο με την ταχύτητα του σώματος του οχήματος.

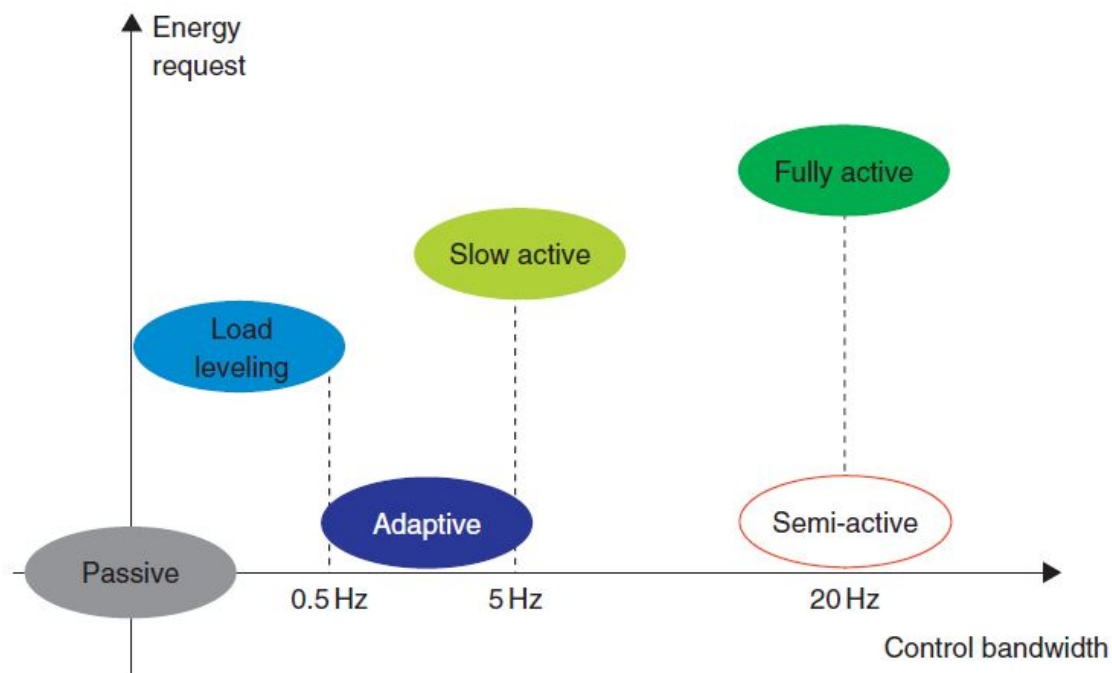
Παρότι η ιδανική αυτή θεωρία δεν μπορεί να υλοποιηθεί σε πραγματικές εφαρμογές, έχουν αναπτυχθεί διάφοροι αλγόριθμοι ελέγχου που προσεγγίζουν αυτή την λογική. Παραδείγματα τέτοιων αλγόριθμων είναι ο SH-2 [68] ή ο SH-L [69]. Ως επέκταση των παραπάνω, ανέπτυχθηκαν και άλλοι αλγόριθμοι, όπως ο ADD [70], που ελαχιστοποιεί την επιτάχυνση του σώματος του οχήματος, και οι SH-ADD-1 και SH-ADD-2, που συνδυάζουν τα πλεονεκτήματα των SH-2 και ADD [71, 72].



Σχήμα 1.4: Διάγραμμα σύγκρισης απόδοσης και πολυπλοκότητας των αλγόριθμων (α) SH-2 και (β) SH-L, όπως παρουσιάστηκε από τον Savaresi et al. [3].

Πρόσφατα, διάφοροι ερευνητές στηριζόμενοι στους παραπάνω βασικούς αλγόριθμους ανέπτυξαν νέους, που παρουσιάζαν σημαντικές βελτιώσεις ως προς την συμπεριφορά του οχήματος [73, 74]. Επίσης, στη βιβλιογραφία έχουν πραγματοποιηθεί και εκτεταμένες διερευνήσεις της απόδοσης των υπάρχοντων αλγόριθμων χρησιμοποιώντας διάφορες μεθόδους, όπως (α) η σύγκριση προσομοιώσεων με πειραματικά δεδομένα [75, 76], (β) η ανάλυση στο πεδίο της συχνότητας [77] ή (γ) στο πεδίο του χρόνου [78] και (δ) η σύγκριση των μετώπων Pareto που προέκυψαν από την βελτιστοποίηση ημι-ενεργητικών αναρτήσεων που λειτουργούσαν με διάφορους αλγόριθμους ελέγχου [39]. Σ' αντίθεση με τις υπάρχουσες εργασίες στην βιβλιογραφία, οι οποίες επικεντρώνονται αποκλειστικά στην άνεση και στην ευστάθεια του οχήματος, στην παρούσα διατριβή προτείνεται ένας νέος αλγόριθμος ελέγχου, ο οποίος όχι μόνο αξιοποιεί πλήρως τις δυνατότητες των αλγόριθμων τύπου SH αλλά και επιτυγχάνει σημαντική βελτίωση σε διάφορες πτυχές της απόδοσης της ανάρτησης.

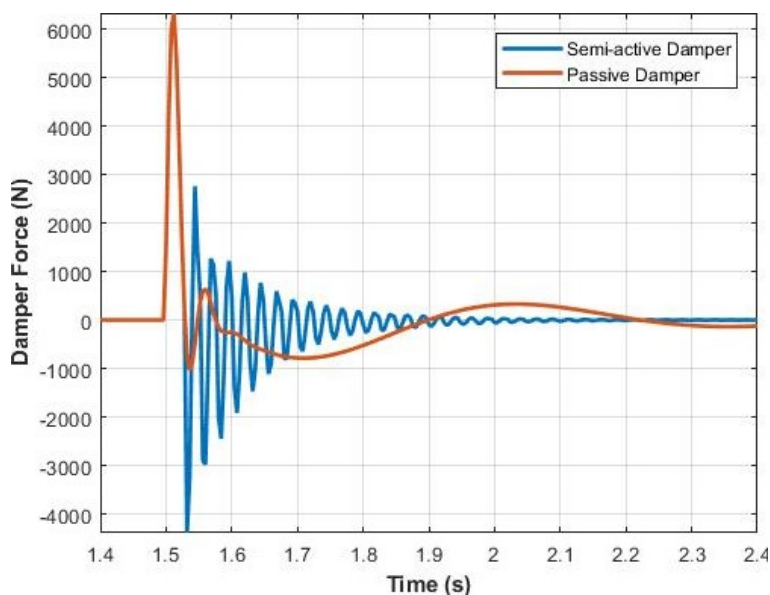
Σ' αυτό το πλαίσιο, δεν επικεντρωνόμαστε μόνο στην αντιμετώπιση της πιοσ γνωστής αντικρουόμενης σχέσης στην δυναμική οχήματος, μεταξύ άνεσης επιβατών και ευστάειας οχήματος, αλλά και στην απόσβεση μιας ακόμα αντίστοιχης σχέσης που προέκυψε με τη χρήση των ενεργητικών αναρτήσεων. Η δεύτερη αντικρουόμενη σχέση υφίσταται μεταξύ της διαχεόμενης ενέργειας και της απόδοσης του αλγόριθμου ελέγχου. Στην κατηγορία αλγόριθμων ελέγχου SH, όπου επικεντρωνόμαστε σ' αυτή την διατριβή, η επίδοση του αλγόριθμου ελέγχου εξαρτάται από τον αριθμό αλλαγών κατάστασης του αποσβεστήρα ή από τον χρόνο που ελέγχονται οι συνθήκες λειτουργίας. Η καλύτερη επίδοση ελέγχου απαιτεί περισσότερες αλλαγές κατάστασης στον αποσβεστήρα και συνεπώς περισσότερη διασκορπισμένη ενέργεια. Συνεπώς, αυξάνεται τόσο η καταπόνηση των εξαρτημάτων του αποσβεστήρα όσο και οι θερμοκρασίες στο εσωτερικό του με αποτέλεσμα να



Σχήμα 1.5: Γραφική απεικόνιση της κατηγοριοποίησης των συστημάτων ανάρτησης ως προς την απαιτούμενη ενέργεια και εύρος ελέγχου, όπως παρουσιάστηκε από τον Savaresi et al. [3].

μειώνεται η προσδοκόμενη διάρκεια ζωής του. Παρόλα αυτά, οι αλγόριθμοι που υπάρχουν στη βιβλιογραφία, επιτρέπουν την αλλαγή κατάστασης του αποσβεστήρα στιγμές που δεν είναι απαραίτητο, αγνοώντας την σημασία και την επίδραση που έχει αυτό στα εξαρτήματα του αποσβεστήρα. Επίσης, οι υπάρχοντες αλγόριθμοι δεν έχουν λάβει υπόψη τον αριθμό των αλλαγών κατάστασης του αποσβεστήρα και την διαχεόμενη ενέργεια [79, 80] ως σημαντικά κριτήρια στο σχεδιασμό των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων. Σ' αντίθεση με τη βιβλιογραφία και τους υπάρχοντες αλγόριθμους, ο προτεινόμενος αλγόριθμος ελέγχου, που παρουσιάζεται σ' αυτή την διατριβή, αποφεύγει τις περιττές αλλαγές στην κατάσταση του αποσβεστήρα και επιτυγχάνει μια σημαντική μείωση στην διαχεόμενη ενέργεια.

Στις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις, οι αλλαγές στην κατάσταση του αποσβεστήρα εισάγουν μη-γραμμικότητες στο σύστημα μέσω της μη-γραμμικής δύναμης απόσβεσης και του μη-συνεχούς σήματος της. Το συγκεκριμένο φαινόμενο ονομάζεται "chattering" και διερευνάται σ' αυτή τη διατριβή ως σημαντικό κριτήριο της απόδοσης ενός αλγόριθμου ελέγχου. Παρά την σημασία του, στην βιβλιογραφία δεν υπάρχει κάποιος συγκεκριμένος δείκτης που να το ποσοτικοποιεί. Μερικοί ερευνητές το έχουν συνδέσει με τις μη-γραμμικότητες, που εμφανίζονται στη περιοχή των 30-40Hz του σήματος [81], ενώ κάποιοι άλλοι με τον αριθμό των αλλαγών κατάστασης του αποσβεστήρα [82, 83]. Συνεπώς, ερευνητές που προτείνουν νέους αλγόριθμους ελέγχου μελετούσαν τα επίπεδα θόρυβου που είχε το σήμα της απόκρισης του συστήματος σύμφωνα μ' αυτές τις προτάσεις [74, 81-84], με σκοπό να διερευνηθεί αν μειωνόταν το "chattering" συγκριτικά με τους



Σχήμα 1.6: Το φαινόμενο **chatter** που εμφανίζεται στην μη-γραμμική δύναμη που ασκείται από έναν ήμι-ενεργητικό αποσβεστήρα συγκρινόμενη με το συνεχές σήμα από την δύναμη ενός παθητικού.

κλασσικούς αλγόριθμους **SH**. Λαμβάνοντας υπόψη ότι το "**chattering**" οφείλεται κυρίως στο γεγονός ότι οι συνθήκες λειτουργίας των αλγόριθμων ελέγχονται σύμφωνα με το προσήμους τους, ο προτεινόμενος αλγόριθμος σ' αυτή την διατριβή εισάγει ένα μικρό όριο στις συνθήκες λειτουργίας των αλγόριθμων με στοχο την μείωση του θορύβου στο σήμα και συνεπώς του αριθμού των αλλαγών κατάστασης του αποσβεστήρα.

Η μείωση που θα προκύψει στην διαχεόμενη ενέργεια και στο θόρυβο του σήματος μέσω της μείωσης των αλλαγών κατάστασης του αποσβεστήρα θέλουμε να επιτευχθεί χωρίς την μείωση στην άνεση των επιβατών ή στην ευστάθεια του οχήματος. Αντίθετα, μια αύξηση στην επίδοση του οχήματος σ' αυτές τις παραμέτρους είναι επιθυμητή ή έστω στην μια εκ των δύο. Η συνεισφορά αυτής της εργασίας, είναι ένας νέος αλγόριθμος ελέγχου ήμι-ενεργητικών αναρτήσεων που εφαρμόζεται σε **SH** αλγόριθμους. Για τη διερεύνηση της επίδοσης του, συγκρίνεται με τους κλασσικούς **SH** αλγόριθμους ως προς την άνεση, την ευστάθεια του οχήματος, την διασκορπισμένη ενέργεια του αποσβεστήρα και το "**chattering**" του αλγόριθμου. Ο **CDF** αλγόριθμος βασίζεται στην χρήση ενός μικρού αριθμού στις συνθήκες ελέγχου του αποσβεστήρα, ποσοτικοποιώντας την σοβαρότητα των συνθηκών, και ελέγχει την κατάσταση του αποσβεστήρα βάσει της τιμής των συνθηκών ελέγχου και όχι του προσήμους τους. Το μικρό αυτό όριο βασίζεται στις ταλαντώσεις που προκαλεί στο όχημα το εκάστοτε προφίλ δρόμου, ενώ υπολογίζεται με την χρήση της συγκεντρωτικής συνάρτησης της κατανομής των συνθηκών ελέγχου. Παραδείγματος χάριν, στην περίπτωση ενός **SH-2**, οι συνθήκες ελέγχου λαμβάνουν υπόψη την κατεύθυνση της κίνησης του σώματος του οχήματος και αν αυτή πλησιάζει με την μη-αναρτημένη μάζα του συστήματος της ανάρτησης ή και όχι. Αν μετά από μια προσομοίωση πάνω σ' ένα τυχαίο προφίλ δρόμου συσχετίσουμε το δείγμα

των τιμών των συνθηκών ελέγχου με την κατανομή *t-student*, το ποσοστό των τιμών που είναι μεγαλύτερες του μηδενός -ο αποσβεστήρας λειτουργεί με την ‘σκληρή’ κατάσταση υπολογίζεται ότι είναι το 55% του δείγματος. Αντίθετα, ο αποσβεστήρας θα μπορούσε να λειτουργεί στην ‘σκληρή’ κατάσταση με λιγότερο ποσοστό του δείγματος, αποκλείοντας τις λιγότερες επικίνδυνες καταστάσεις και αποφεύγοντας να λειτουργήσει στην ‘σκληρή’ κατάσταση αν δεν είναι άκρως απαραίτητο. Το παραπάνω θα μπορούσε να επιτευχθεί με την εφαρμογή του CDF αλγόριθμου στον SH-2 αλγόριθμο. Κατ’ αυτόν τον τρόπο, παρουσιάζεται ο SH-2-CDF, οποίος λαμβάνει υπόψη την κίνηση του σώματος του οχήματος και πόσο χρήγορα πλησιάζει ή απομακρύνεται από την μη-αναρτημένη μάζα του συστήματος ανάρτησης.

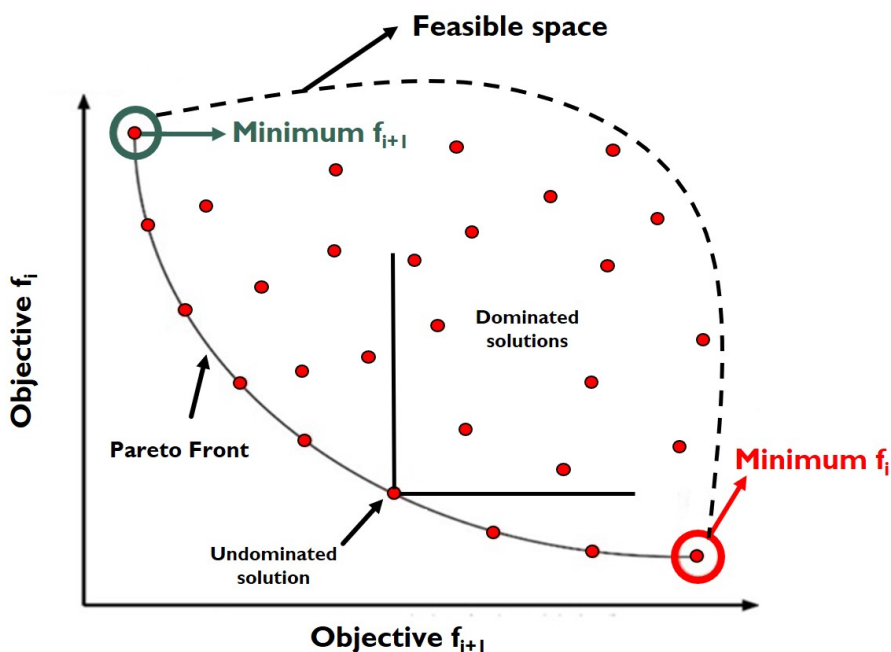
Σ’ αυτή τη διατριβή, ο προτεινόμενος αλγόριθμος εφαρμόζεται σε δύο κλασσικούς SH αλγόριθμους (SH-2 και SH-ADD-2) και ελέγχεται η βελτίωση της απόδοσης των νέων αλγόριθμων (SH-2-CDF και SH-ADD-2-CDF) ως προς του κλασσικούς αλγόριθμους. Οι προσομοιώσεις γίνονται σ’ ένα quarter car μοντέλο, το οποίο διεγείρεται με τέσσερα διαφορετικά προφίλ δρόμου. Επιπλέον, παρασυσιάζεται μια ανάλυση ευαισθησίας με σκοπό να διερευνηθεί εις βάθος ο CDF αλγόριθμος, παρουσιάζοντας την αλλαγή σε σημαντικούς δείκτες επίδοσης της ανάρτησης με την εφαρμογή του CDF-αλγόριθμου.

1.3 Βελτιστοποίηση συστημάτων ανάρτησης οχήματων

1.3.1 Παθητικά συστήματα ανάρτησης

Η ανάπτυξη νέων μεθόδων βελτιστοποίησης διεύρυνε ιδιαίτερα το αντικείμενο του σχεδιασμού των συστημάτων ανάρτησης. Συνεπώς, έχοντας ως στόχο το συμβιβασμό μεταξύ των δύο αντικρουόμενων στόχων της άνεσης των επιβατών και της ευστάθειας των οχημάτων, έχουν αναπτυχθεί διάφοροι μέθοδοι βελτιστοποίησης μονού στόχου (SOO) ή πολλαπλών (MOO). Οι μέθοδοι μονού στόχου προσφέρουν περιορισμένη οπτική στο πρόβλημα του βέλτιστου σχεδιασμού συστημάτων ανάρτησης [85, 86], αλλά λόγω της απλότητας τους προτιμούνται έναντι των πιο πολύπλοκων και χρονικά κοστοβόρων MOO μεθόδων. Σ’ αντίθεση με τις SOO μεθόδους, οι MOO λαμβάνουν ενδεικτικά αποτελέσματα σχετικά με τους αντικρουόμενους στόχους, οδηγώντας σε παράλληλη ελαχιστοποίηση τους και προσφέροντας μια εικόνα σχετικά με την μεταξύ τους σχέση. Η πιο απλή και διαδεδομένη MOO μέθοδος, γνωστή ως pseudo-MOO, προτείνει το συνδυασμό των πολλαπλών στόχων με συντελεστές βαρύτητας, μετατρέποντας το MOO πρόβλημα βελτιστοποίησης σε SOO πρόβλημα. Το βασικό μειονέκτημα αυτής της μεθόδου είναι ότι ο σχεδιαστής της ανάρτησης πρέπει να συμπεριλάβει εκ των προτέρων μια υποκειμενική πληροφορία σχετικά με τους συντελεστές βαρύτητας, πριν την διερεύνηση των αποτελεσμάτων. Η διατριβή αυτή ασχολείται σε πρώτο στάδιο με την αποδοτικότητα διάφορων αντικειμενικών συναρτήσεων σε SOO και MOO προβλήματα χρησιμοποιώντας διαφορετικούς αλγόριθμους βελτιστοποίησης (ντετερμινιστικούς,

γενετικούς και υβριδικούς) εξάγοντας σημαντικά συμπεράσματα σχετικά με τις βέλτιστες λύσεις, τόσο ως προς τα αποτελέσματα όσο ως προς την σύγκλιση του προβλήματος.



Σχήμα 1.7: Η μέθοδος Μετώπου Pareto.

Με στόχο να αποφύγουμε να ορίζουμε εκ των προτέρων και αυθαίρετα συντελεστές βαρύτητας, έχουν αναπτυχθεί διάφοροι μέθοδοι βελτιστοποίησης που έχουν εφαρμοσθεί με επιτυχία σε εφαρμογές μηχανικής [87]. Η πιο διαδεδομένη μέθοδος είναι το μέτωπο Pareto, όπου οι διαφορετικοί στόχοι ως προς βελτιστοποίηση διαχωρίζονται κατά την διάρκεια της διαδικασίας και ελαχιστοποιούνται ταυτόχρονα. Η μέθοδος Pareto είναι ιδιαίτερα διαδεδομένη σε προβλήματα με αντικρουόμενους στόχους, επειδή επιτρέπει στους μηχανικούς να επιλέξουν διάφορες περιπτώσεις συμβιβασμού των στόχων αυτών και να αντιμετωπίσουν κατ' αυτό τον τρόπο εκάστοτε τη σύγκρουση [17, 88–91]. Επίσης, δεδομένου ότι οι μέθοδοι πολλαπλών στόχων προσφέρουν μια ομάδα βέλτιστων λύσεων και όχι μια μοναδική λύση, η έρευνα έχει επικεντρωθεί επίσης στην αναζήτηση της βέλτιστης λύσης μεταξύ των εναλλακτικών λύσεων του μετώπου Pareto μέσω αλγόριθμων ταξινόμησης [92–94]. Χαρακτηριστικό παράδειγμα είναι ο αλγόριθμος KEMOGA που θα αποτελέσει εργαλείο αυτής της διατριβής και συνδυάζει τη χρήση γενετικού αλγόριθμου πολλαπλών στόχων (multi-objective genetic algorithm MOGA) με έναν αλγόριθμο ταξινόμησης (sorting algorithm KE) για την εύρεση της μοναδικής βέλτιστης λύσης.

Το μέτωπο Pareto συνδυάζεται με γενετικούς αλγόριθμους (GA), οι οποίοι λόγω των σημαντικών πλεονεκτημάτων τους [62, 87, 95] χρησιμοποιούνται εκτενώς στην βιβλιογραφία παραμερίζοντας το γεγονός ότι είναι απαιτητικοί σε υπολογιστικό χρόνο. Η μέθοδος Pareto γίνεται πολύ εύκολα μη αποδοτική ανάλογα με το πως έχει οριστεί το πρόβλημα βελτιστοποίησης που επιλύει. Πα-

ραδείγματος χάριν, οι ερευνητές πολύ συχνά προσθέτουν αντικειμενικές συναρτήσεις αλόγιστα στα προβλήματα πολλαπλών στόχων με στόχο να βρουν το βέλτιστο σχεδιασμό ενός συστήματος ανάρτησης. Αυτό συμβαίνει παρόλο που υπάρχουν συγκεκριμένοι δείκτες που αντιπροσωπεύουν τις παραμέτρους που πρέπει να βελτιστοποιηθούν στην δυναμική συμπεριφορά ενός οχήματος. Μ' αυτόν τον τρόπο, καταλήγουν να χρησιμοποιούν παραπάνω από μια αντικειμενικές συναρτήσεις για τον ίδιο στόχο αυξάνοντας την διάσταση του προβλήματος [89–91]. Ως συνέπεια αυτού, τα πλεονεκτήματα της μεθόδου παραμερίζονται εξαιτίας του γεγονότος ότι έτσι αυξάνεται ο υπολογιστικός χρόνος που απαιτείται για τη σύγκλιση του προβλήματος βελτιστοποίησης.

Σ' αυτή τη διατριβή, αποδεικνύεται ότι η αλόγιστη χρήση αντικειμενικών συναρτήσεων που αντιπροσωπεύουν τον ίδιο στόχο δεν βοηθάει τον αλγόριθμο να συγκλίνει στην 'πιο βέλτιστη' λύση. Παράλληλα προτείνεται μια προσέγγιση για χειρισμό των αντικειμενικών με στόχο την μείωση τους. Πιο συγκεκριμένα, με στόχο να αποδειχθεί το παραπάνω, καταρχάς, τέσσερις βέλτιστες λύσεις από μονοκριτηριακές προσεγγίσεις έχουν επιλεγεί (**Part A**) και ένας αλγόριθμος ταξινόμησης εφαρμόζεται με στόχο να επιλεγεί η βέλτιστη εξ' αυτών. Στην συνέχεια, παρουσιάζεται η προσέγγιση που αναφέρθηκε, όπου οι αντικειμενικές συναρτήσεις διακρίνονται σε κύριες και δευτερεύουσες (**Part B**). Οι κύριες (3) εισάγονται στον πολυκριτηριακό γενετικό αλγόριθμο, καθώς οι συμπληρωματικές (3) εισάγονται στον αλγόριθμο ταξινόμησης με στόχο την αξιολόγηση των εναλλακτικών του μετώπου Pareto για να βρεθεί η βέλτιστη εξ' αυτών. Τέλος, οι έξι αντικειμενικές συναρτήσεις, οι τρεις κύριες και οι τρεις συμπληρωματικές, εισάγονται στον πολυκριτηριακό γενετικό αλγόριθμο (**Part C**) και βρίσκειται η βέλτιστη λύση μεταξύ αυτών με τον αλγόριθμο ταξινόμησης. Τέλος, οι βέλτιστες λύσεις που προέκυψαν από τον αλγόριθμο ταξινόμησης συγκρίνονται εκτενώς.

1.3.2 Ημι-ενεργητικά συστήματα ανάρτησης

Στο σχεδιασμό των συστημάτων ανάρτησης οχημάτων, το κίνητρο για την ανάπτυξη νέων αλγορίθμων και μεθόδων βελτιστοποίησης είναι ο βέλτιστος συμβιβασμός των δύο αντικρουόμενων στόχων που υπάρχουν στην αυτοκινητοβιομηχανία, της άνεσης των επιβατών και της ευστάθειας του οχήματος. Ο βαθμός και η αποδοτικότητα του συμβιβασμού αυτών των δύο στόχων εξαρτάται από τον τύπο της ανάρτησης, που αλλάζει τα επίπεδα απόσβεσης της ανάρτησης αλλά δεν μπορεί να απαλείψει το 'πάρε-δώσε' μεταξύ των στόχων. Συνεπώς, μια νέα μέθοδος για το χειρισμό των αντικειμενικών που προτείνεται σ' αυτή την διατριβή μπορεί να εφαρμοστεί ανεξάρτητα από τον τύπο της ανάρτησης (παθητική, ενεργητική και ήμι-ενεργητική). Παρόλα αυτά, πρέπει να χρησιμοποιηθούν συγκεκριμένοι περιορισμοί που να διασφαλίζουν τη σωστή λειτουργία της ανάρτησης ανάλογα τον τύπο της. Μ' αφορμή το παραπάνω, στην διατριβή αυτή, εφαρμόζεται η μέθοδος για τον χειρισμό των αντικειμενικών συναρτήσεων σε πολυκριτηριακά προβλήματα στην βελτιστοποίηση ημι-ενεργητικών αναρτήσεων και διερευνάται η αποδοτικότητά της.

Η ιδέα του διαχωρισμού των αντικειμενικών συναρτήσεων σε κύριες και συμπληρωματικές μπορεί να εφαρμοσθεί σε κάθε τύπο ανάρτησης και οι συμπληρωματικές αντικειμενικές επιλέγονται είτε επειδή ενισχύουν τις κύριες είτε επειδή είναι σημαντικές για το σχεδιασμό των αναρτήσεων. Οι συμπληρωματικές αντικειμενικές που επιλέχθηκαν σ' αυτή την διατριβή για την βελτιστοποίηση ημι-ενεργητικών αναρτήσεων είναι η διασκορπισμένη ενέργεια του αποσβεστήρα και ο αριθμός των αλλαγών κατάστασης του αποσβεστήρα. Μια μείωση στην διασκορπισμένη ενέργεια είναι πολύ σημαντική δεδομένου ότι μπορεί να προσφέρει σημαντικές μειώσεις στις θερμοκρασίες των εξαρτημάτων του αποσβεστήρα αλλά και στις απαιτήσεις για κινητήρια ισχύ στο όχημα. Συνεπώς, λόγω της σημασίας της διασκορπισμένης ενέργειας, θεωρούμε ότι είναι ένα σημαντικό κριτήριο σχεδιασμού για τις ημι-ενεργητικές αναρτήσεις και την εισάγουμε στην διαδικασία βελτιστοποίησης ως ένα συμπληρωματικό στόχο. Επιπλέον, ο αριθμός των αλλαγών κατάστασης του αποσβεστήρα και ο θόρυβος που προκαλούν λογίζεται επίσης ως ένας συμπληρωματικός στόχος. Η διατριβή αυτή προτείνει την χρήση αυτού ως κριτήριο σχεδιασμού μιας ανάρτησης όχι μόνο επειδή επηρεάζει άμεσα την απόκριση εισάγοντας θόρυβο στο σήμα αλλά και επειδή η μείωση του αυξάνει την προσδοκώμενη διάρκεια ζωής των εξαρτημάτων του αποσβεστήρα μειώνοντας την καταπόνηση και τις θερμοκρασίες που προκύπτουν στο υγρό, τα τοιχώματα και τα εξαρτήματα.

Παρά την σημασία και των δύο, η αλόγιστη χρήση αντικειμενικών συναρτήσεων μεγαλώνει τις διαστάσεις του προβλήματος βελτιστοποίησης και δεν βοηθάει τον αλγόριθμο να συγκλίνει σε πιο 'βέλτιστη λύση' αυξάνοντας και το υπολογιστικό κόστος. Συνεπώς, θα χρησιμοποιηθεί η μέθοδος που προτάθηκε από τον **Papaioannou et al.** [37], η οποία αναλύεται σ' αυτή τη διατριβή εκτενώς και προϋποθέτει το διαχωρισμό των αντικειμενικών συναρτήσεων σε κύριες και δευτερεύουσες. Οι κύριες εισάγονται στον πολυ-κριτηριακό αλγόριθμο βελτιστοποίησης (**MOGA**) με σκοπό να λάβουμε τις εναλλακτικές του μετώπου **Pareto**, καθώς οι συμπληρωματικές εντάσσονται στον αλγόριθμο ταξινόμησης (**KE**) με στόχο να αξιολογηθούν οι εναλλακτικές του μετώπου **Pareto** και να επιλεγεί η βέλτιστη εξ' αυτών. Οι συμπληρωματικές αντικειμενικές αποτελούν δείκτες της απόδοσης της ανάρτησης που είναι ιδιαίτερα σημαντικοί για το σχεδιασμό μιας ημι-ενεργητικής ανάρτησης και πρέπει να λαμβάνονται υπόψη. Συνοψίζοντας, σ' αυτή τη διατριβή ο σχεδιασμός της ημι-ενεργητικής ανάρτησης διερευνάται και γίνεται η βελτιστοποίηση μιας ανάρτησης σε επιβατικό όχημα βάση της μεθόδου που παρουσιάστηκε. Επίσης, η ανάρτηση ελέγχεται με **skyhook** αλγόριθμους, όπου κάποιοι εξ' αυτών υιοθετούν και τον **CDF** αλγόριθμο. Πρώτον, το μοντέλο οχήματος βελτιστοποιείται ως προς την άνεση των επιβατών και την ευστάθεια του οχήματος μ' έναν πολύκριτηριακό αλγόριθμο λαμβάνοντας υπόψη δύο αντικειμενικές συναρτήσεις. Στην συνέχεια, ο αλγόριθμος ταξινόμησης υλοποιείται χρησιμοποιώντας και ως συμπληρωματικές αντικειμενικές την διασκορπισμένη ενέργεια του αποσβεστήρα και τον αριθμό των αλλαγών κατάστασης του αποσβεστήρα.

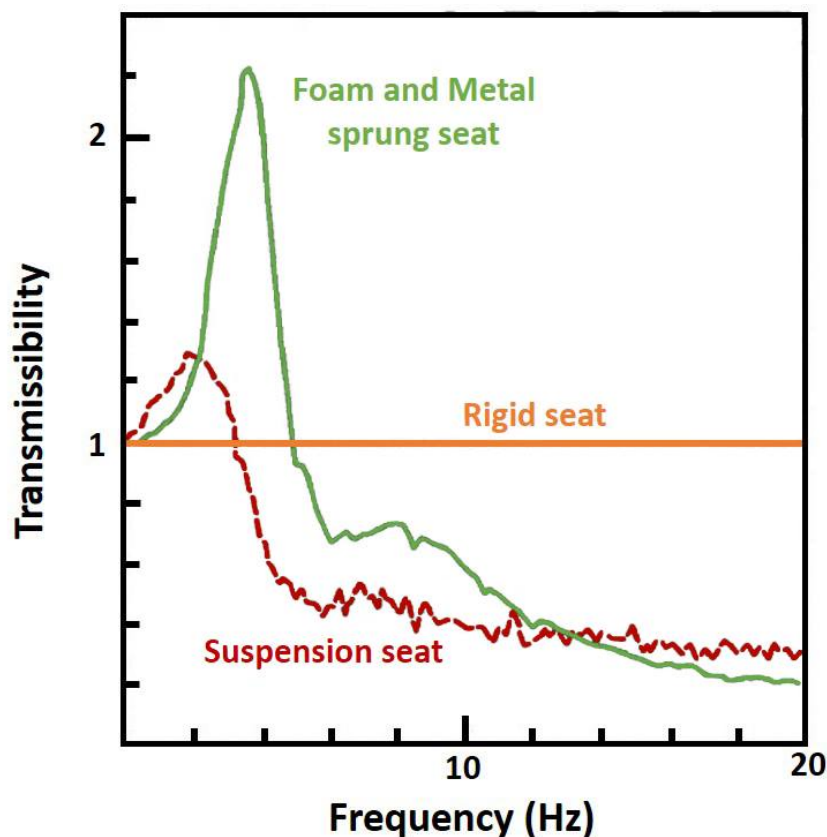
1.4 Μοντελοποίηση και βελτιστοποίηση συστημάτων ανάρτησης σε καθίσματα

Η στιβαρότητα ενός συστήματος ανάρτησης έχει μεγάλη επίδραση στην αποδοτικότητα της απόσβεσης γιατί ένα σύστημα με υψηλή στιβαρότητα καταλήγει να είναι πιο επιρρεπές στις διεγέρσεις που του ασκούνται. Παρόλα αυτά, η μείωση της στιβαρότητας ενός συστήματος μειώνει την ικανότητα του συστήματος να στηρίζει φορτία. Το παραπάνω γεγονός εξηγεί περαιτέρω τη 'σύγκρουση συμφερόντων' που υπάρχει στο σχεδιασμό των αναρτήσεων σε καθίσματα και την οποία προσπαθούν να αντιμετωπίσουν ερευνητές και σχεδιαστές. Την τελευταία δεκαετία αυτή η προσπάθεια επικεντρώνεται κυρίως στην χρησιμοποίηση μηχανισμών αρνητικής στιβαρότητας στα συστήματα ανάρτησης. Η χρήση τους επιτρέπει την ανάρτηση να συνδυάζει υψηλή στατική στιβαρότητα, συνεπώς δυνατότητα για στήριξη περισσότερου φορτίου, με χαμηλή δυναμική στιβαρότητα, άρα καλύτερη απόσβεση και άνεση στους επιβάτες.

Πιο συγκεκριμένα, όσον αφορά το σχεδιασμό καθισμάτων στο χώρο της αυτοκινητοβιομηχανίας, ο **Thanh Danh Le et al.** [96] πρότεινε το πρώτο παθητικό σύστημα ανάρτησης συνδυασμένο μ' αρνητικούς μηχανισμούς στιβαρότητας που τοποθετήθηκε σε κάθισμα επιβατικού οχήματος και αργότερα το συνδύασε μ' έναν ενεργητικό αποσβεστήρα επιπλέον [54]. Η αποδοτικότητα του μοντέλου αυτού διερευνήθηκε πειραματικά από τους ίδιους ερευνητές [97] και περαιτέρω όσον αφορά τη στιβαρότητα του και την επίδραση στη συμπεριφορά της από τον **Xiaojie Wang et al.** [98]. Επίσης, **Yan et al.** [99] σχεδίασε ένα καινοτόμο σύστημα ανάρτησης για καθίσματα **off-road** οχημάτων χρησιμοποιώντας το κόνσεπτ των μηχανισμών με έκκεντρος κυλίνδρους που λειτουργούν ως ελατήρια (**cam-roller-spring mechanisms-CRSMs**). Τα στατικά χαρακτηριστικά του και η δυναμική απόκριση καθίσματος-ανθρώπου μοντελοποιήθηκαν και αναλύθηκαν. Επίσης, πραγματοποιήθηκαν πειράματα που επιβεβαιώνουν τις θεωρητικές λύσεις. Ένα παρόμοιο μοντέλο επίσης έχει προταθεί από το **Zhou et al.** [100] χρησιμοποιώντας επίσης **CRSMs**. Τα αποτελέσματα αποδεικνύουν ότι η συγκεκριμένη ανάρτηση μπορεί να αποσβέσει πιο αποδοτικά τις χαμηλόσυχνες διεγέρσεις από απότομους δρόμους, καθώς μπορεί να προσφέρει μια πιο στέρεη στήριξη ώστε ο οδηγός να μπορεί να χειριστεί το όχημα πιο αποδοτικά.

Εκτός από τις παραπάνω προτάσεις, έχουν παρουσιασθεί στην βιβλιογραφία διάφοροι ταλαντωτές με μηχανισμούς αρνητικής στιβαρότητας που δεν έχουν εφαρμοστεί σε καθίσματα οχημάτων ή δεν έχει γίνει η προσπάθεια [101–105]. Ένας τέτοιος μηχανισμός, καινοτόμος απο την σκοπιά της διάταξης των μηχανισμών αρνητικής στιβαρότητας, προτάθηκε από τον **Antoniadis et al.** [106] και παρότι χρησιμοποιεί τέτοιου τύπου μηχανισμούς δεν συνδυάζει τα αρνητικά του συμβατικού γραμμικού ταλαντωτή ούτε αυτών της μηδενικής στιβαρότητας. Οι συγκεκριμένοι ερευνητές επέκτειναν περαιτέρω την δουλειάς τους παρουσιάζοντας αργότερα την ιδέα του **KDamping** [107, 108]. Πιο συγκεκριμένα, ο **KDamping** δεν απαιτεί μείωση στην συνολική στιβαρότητα του συστήματος για να αποκτήσει καλύτερη απόσβεση το σύστημα ανάρτησης, εξαλείφοντας σε μεγάλο βαθμό

την σύγκρουση συμφερόντων μεταξύ απόσβεσης και στιβαρότητας. Ο μηχανισμός αυτός έχει εφαρμοσθεί σε μεγάλη ποικιλία τεχνολογικών εφαρμογών [109–111].



Σχήμα 1.8: Σύγκριση των συναρτήσεων μεταφοράς επιταχύνσεων σε καθίσματα όπως παρουσιάστηκαν από τον Griffin [4].

Σ' αυτή τη διατριβή, ένας από τους στόχους της είναι και η εφαρμογή του **KDampner** σε καθίσματα επιβατικών οχημάτων συγκρίνοντας τον παράλληλα με άλλους τέσσερις τύπους αναρτήσεων καθισμάτων. Πιο συγκεκριμένα, συγκρίνεται μ' αυτούς του Carrella et al. [101–103], του Le Thanh Danh et al. [96], του Yan et al. [99] και του συμβατικό γραμμικού ταλαντωτή. Για την πραγματοποίηση της σύγκρισης, οι πέντε αυτοί τύποι αναρτήσεων βελτιστοποιήθηκαν μ' έναν γενετικό αλγόριθμο και τη μέθοδο Pareto για την εύρεση του καλύτερου δυνατού σχεδιασμού ενός καθίσματος επιβατικού οχήματος με στόχο τόσο την άνεση των επιβατών όσο και τη στιβαρότητα της κατασκευής και το μικρό μέγεθος της. Η βελτιστοποίηση των καθισμάτων υλοποιήθηκε για δύο περιπτώσεις, όπου αντιστοιχούσαν σε δύο διαφορετικές διεγέρσεις στα καθίσματα. Οι διεγέρσεις αποτελούσαν την απόκριση της αναρτημένης μάζας ενός επιβατικού οχήματος κινούμενο σε δύο δρόμους διαφορετικής κατηγορίας (A και B). Στη συνέχεια, αναζητήθηκαν οι κοινές βέλτιστες λύσεις για τις οποίες το κάθε μοντέλο θα μπορούσε να λειτουργήσει κατά τον βέλτιστο τρόπο ταυτόχρονα και για τις δύο διεγέρσεις. Τέλος, πραγματοποιήθηκε σύγκριση των μοντέλων με

βάσει τα μέτωπα **Pareto** που προέκυψαν και έγινε μια αρχική διερεύνηση της προσαρμοστικότητας αυτών των τύπων αναρτήσεων σε διαφορετικά προφίλ δρόμων. Μέσα από τα αποτελέσματα, παρατηρήθηκε ότι ο **KDamp** παρουσίαζε την καλύτερη προσαρμοστικότητα, ενώ ταυτόχρονα οι βέλτιστες λύσεις του παρείχαν την καλύτερη δυνατή άνεση σε συνδυασμό με την πιο μικρή σε μέγεθος κατασκευή.

Στο επόμενο στάδιο, έγινε μια πιο εκτεταμένη δυναμική ανάλυση και σύγκριση των πέντε (5) αυτών ταλαντωτών με στόχο την διερεύνηση της προσαρμοστικότητας τους. Πιο συγκεκριμένα, οι λύσεις του μετώπου **Pareto**, οι οποίες προέκυψαν από την πολύ-κριτηριακή βελτιστοποίηση των καθισμάτων, μελετήθηκαν χρησιμοποιώντας τρεις τρόπους ανάλυσης. Ο πρώτος τρόπος περιελάμβανε την προσομοίωση όλων των βέλτιστων λύσεων για δυο επιπλέον προφίλ δρόμου. Στη συνέχεια, όσον αφορά την επόμενη ανάλυση, πραγματοποιήθηκε η προσομοίωση των μοντέλων για όλες τις βέλτιστες λύσεις τους για δύο διαφορετικές μάζες επιβατών, μία μικρότερη και μια μεγαλύτερη από την αρχική. Ενώ, στον τρίτο τρόπο ανάλυσης, επιλέχθηκαν τρεις λύσεις από το μέτωπο **Pareto** (τα δύο άκρα και η ενδιάμεση) για κάθε μοντέλο. Στην συνέχεια, αφού τοποθετήθηκε ένα μοντέλο επιβάτη στα καθίσματα, υπολογίστηκε η μεταφορά των ταλαντώσεων από το κάθισμα στο κεφάλι του επιβάτη (**STHT**) και συγκρίθηκαν τα αποτελέσματα για όλα τα μοντέλα για καθεμία λύση από τις τρεις. Ο δείκτης αυτός χρησιμοποιείται εκτενώς στη βιβλιογραφία ως δείγμα της απόδοσης των καθισμάτων. Οι τρεις τύποι ανάλυσης πέρα από το γεγονός ότι μας βοηθάνε να τσεκάρουμε την εφαρμογή αυτών των τύπων καθισμάτων, μας προσφέρουν επίσης και σημαντικά συμπεράσματα και πληροφορίες σχετικά με την προσαρμοστικότητα τους, μέσα από την σύγκριση πολλαπλών λύσεων που δίνονται μέσα από το μέτωπο **Pareto**.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

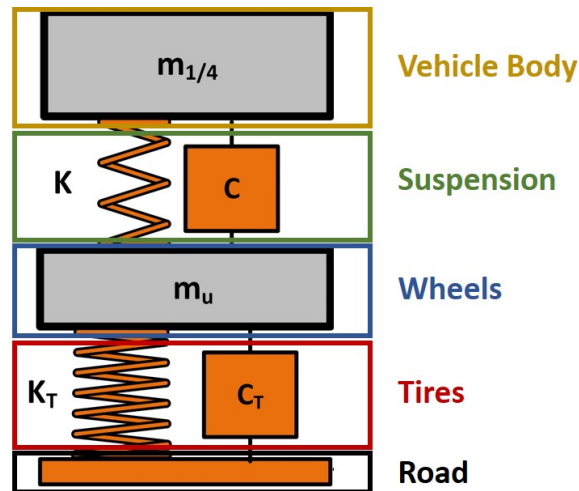
Υπολογιστικά μοντέλα για την πραγματοποίηση προσομοιώσεων

Τα συστήματα ανάρτησης χρησιμοποιούνται σ' ένα όχημα με στόχο την βελτίωση της άνεσης των επιβατών και την προστασία τους από τις επιπτώσεις της έκθεσης τους σ' ισχυρές ταλαντώσεις και [7]. Όσον αφορά τις κύριες αναρτήσεις του οχήματος, έχουν αναπτυχθεί διάφορα μοντέλα για την δυναμική ανάλυση του οχήματος, χρησιμοποιώντας μάζες συσσωρευμένων ιδιοτήτων και άκαμπτα σώματα. Μια μάζα συσσωρευμένων ιδιοτήτων είναι μια απλουστευμένη αναπαράσταση του σώματος του οχήματος, όπου το σύστημα ανάρτησης θεωρείται ότι μεταφέρει δυνάμεις μόνο κατά το κάθετο άξονα σ' αυτή τη μάζα. Αυτή η μάζα είναι συνδεδεμένη με το σώμα του οχήματος και το κέντρο του τροχού με άρθρωση, επιτρέποντας την κάθετη κίνηση. Τα βασικότερα μοντέλα που υπάρχουν στην βιβλιογραφία είναι το **quarter car (QC)**, το **half car (HC1 and HC2)**, θεωρώντας είτε τον αριστερά και τον δεξιά τροχό ενός άξονα (**HC1**) είτε τον εμπρόσθιο και οπίσθιο τροχό μιας πλευράς του οχήματος (**HC2**), και το **full car (FC)**. Για την μοντελοποίηση τους, έχουν γίνει οι ακόλουθες υποθέσεις [5]:

1. Τα ελαστικά είναι πάντα σ' επαφή με το έδαφος, το οποίο είναι αληθές σε χαμηλές συχνότητες αλλά όχι σε υψηλές διεγέρσεις. Επίσης, η γωνία **camber** μεταξύ των ελαστικών θεωρείται σταθερή.
2. Οι αεροδυναμικές δυνάμεις, όπως και η αντίσταση κύλισης των ελαστικών αγνοούνται.
3. Το κέντρο μάζας των οχημάτων θεωρείται πάνω από τα κέντρα κύλισης και καλπασμού.
4. Οι μετατοπίσεις στο επίπεδο της κύλισης (x) και του καλπασμού (y) θεωρούνται μικρές, άρα μπορεί να χρησιμοποιηθεί η υπόθεση των μικρών γωνιών.

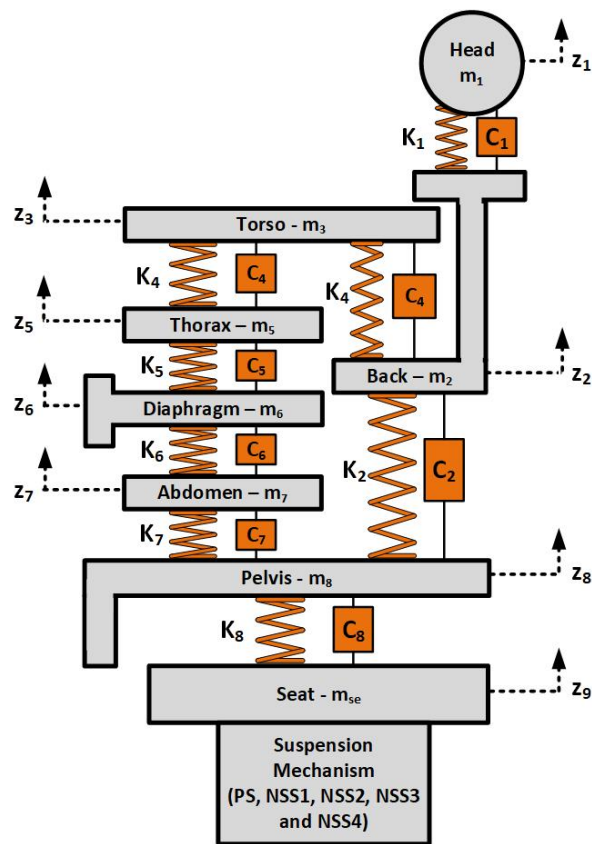
Επίσης, τα μαθηματικά μοντέλα, που χρησιμοποιούμε σ' αυτή τη διατριβή, μοντελοποιούνται θεωρώντας τέσσερα βασικά υποσυστήματα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.1 :

- η αναρτημένη μάζα, που αντιστοιχεί στο σώμα του οχήματος,
- η μη αναρτημένη μάζα, που αντιστοιχεί στα ελαστικά, τους τροχούς και όλα τα περιστρεφόμενα μέρη,
- το σύστημα ανάρτησης, που συνδέει ανηρτημένη και μη ανηρτημένη μάζα και μοντελοποιείται ως ελατήριο και αποσβεστήρας, και
- τα ελαστικά, τα οποία μοντελοποιούνται ως ελατήριο και αποσβεστήρας, ώστε οι ανωμαλίες του δρόμου να εφαρμόζονται σ' αυτά ως είσοδοι στα μοντέλα.



Σχήμα 2.1: Τα στοιχεία που λαμβάνονται υπόψη από τα μοντέλα που μελετούν τη δυναμική συμπεριφορά των οχημάτων. Το σχήμα παρουσιάζει ένα μοντέλο οχήματος με παθητικό σύστημα ανάρτησης.

Εκτός από τις αναρτήσεις του οχήματος, οι αναρτήσεις των καθισμάτων έχουν αποκτήσει ιδιαίτερο ενδιαφέρον στη βιβλιογραφία πρόσφατα, γιατί οι άνθρωποι είναι πιο ευαίσθητοι στις ταλαντώσεις του σώματος σε χαμηλόσυχνες διεγέρσεις όταν βρίσκονται καθισμένοι. Συνεπώς, η βιοδυναμική απόκριση του καθήμενου επιβάτη θεωρείται ιδιαίτερα σημαντική όταν αυτός εκτίθεται σε κάθετες επιταχύνσεις και απαιτείται πλήρης γνώση της μεταφοράς των ταλαντώσεων μέσω του σώματος του ανθρώπου με σκοπό τη διασφάλιση της άνεσής τους [112]. Συνεπώς, τα μαθηματικά μοντέλα οχημάτων συνήθως επεκτείνονται και με την προσθήκη ενός μοντέλου για το κάθισμα και ενός μοντέλου για το σώμα του επιβάτη, όπως θα γίνει και σ' αυτή τη διατριβή και φαίνεται στο Σχήμα 2.2. Όσον αφορά το κάθισμα, σ' αυτό θα τοποθετούν διάφοροι τύποι αναρτήσεων και πιο συγκεκριμένα αυτοί των Carrella et al. [101–103], Le Thanh Danh et al. [96], Yan et al. [99], των Antoniadis et al. [107, 108] και τον συμβατικό γραμμικό ταλαντωτή.



Σχήμα 2.2: Μαθηματικό Μοντέλο καθίσματος-επιβάτη από την βιβλιογραφία

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

Συγκριτική μελέτη της ακρίβειας των μαθηματικών μοντέλων οχημάτων

Η επιλογή του κατάλληλου υπολογιστικού μοντέλου για το σχεδιασμό αναρτήσεων δεν αναφέρεται στην βιβλιογραφία και πολλές φορές αυξάνεται η πολυπλοκότητα του υπολογιστικού μοντέλου είτε επιλέγοντας περισσότερους βαθμούς ελευθερίας είτε προσθέτοντας επιπλέον στοιχεία, όπως η αντιστρεπτική ράβδος, η απόσβεση των ελαστικών κλπ. Η απόφαση σχετικά με το κατάλληλο υπολογιστικό μοντέλο για την προσομοίωση της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος δεν εξαρτάται αποκλειστικά από το γεγονός ότι πρέπει να εξετασθούν και τα φαινόμενα καλπασιμού ή κύλισης. Οι ερευνητές πρέπει να σκέφτονται εάν η αύξηση της υπολογιστικής πολυπλοκότητας των μοντέλων θα προσφέρει πιο ακριβή αποτελέσματα και εάν ο επιπρόσθετος υπολογιστικός χρόνος που απαιτείται το αξίζει. Η απόφαση τους πρέπει να γίνεται με κριτήριο την προβλεπόμενη εφαρμογή, δηλαδή το προφίλ δρόμου, τον σκοπό των προσομοιώσεων (μελέτης άνεσης ή ευστάθειας) και εάν θα πραγματοποιηθεί βελτιστοποίηση. Σύμφωνα με τα παραπάνω, ο στόχος αυτή της διατριβής είναι η αξιολόγηση των διάφορων υπολογιστικών μοντέλων για την μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς οχημάτων σχετικά με την ακρίβεια τους. Σ' αντίθεση με άλλες εργασίες όπως του Faris et al. [67] και του Ihsan et al. [20, 66] που πραγματοποίησαν συγκριτικές μελέτες κυρίως ως προς διάφορους αλγόριθμους ελέγχου ημι-ενεργητικών αναρτήσεων, σ' αυτή τη διατριβή, διάφορα υπολογιστικά μοντέλα με πολλές διαμορφώσεις συγκρίνονται ως προς την ακρίβειά τους για τη μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς ενός οχήματος. Πιο συγκεκριμένα, συγκρίνονται διάφορα υπολογιστικά μοντέλα που έχουν εξοπλιστεί τόσο με παθητικές όσο και με ημι-ενεργητικές αναρτήσεις, καθώς διερευνάται και η επίδραση της αντιστρεπτικής ράβδου και της απόσβεσης στα ελαστικά στην εκτίμηση της δυναμικής συμπεριφοράς. Η μεταβατική απόκριση

των συστημάτων ανάρτησης και η συνολική απόδοση αξιολογείται ως προς την άνεση, το χειρισμό του οχήματος και το κράτημα του κάτω από διάφορες διεγέρσεις.

3.1 Περιπτώσεις Μελέτης και Μέθοδοι

3.1.1 Υπολογιστικά μοντέλα

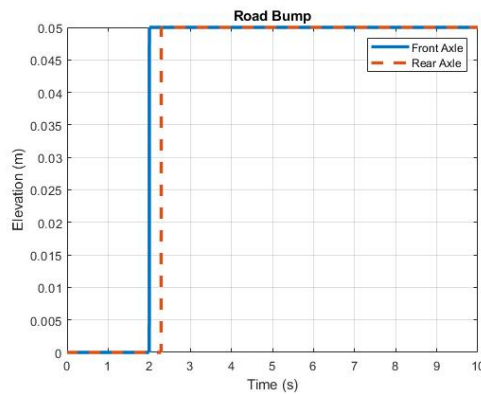
Καθώς αυξάνονται οι βαθμοί ελευθερίας αυξάνεται και το υπολογιστικό κόστος, συνεπώς, είναι ιδιαίτερα σημαντικό να διερευνηθεί η πληροφορία που χάνεται και η ακρίβεια στην υπολογισμό όταν χρησιμοποιείται το εκάστοτε υπολογιστικό μοντέλο για την μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς των οχημάτων και την λειτουργία του συστήματος ανάρτησης. Συνεπώς, έχοντας αυτό το σκοπό, διαφορετικές περιπτώσεις μελέτης έχουν πραγματοποιηθεί, είτε χρησιμοποιώντας διαφορετικά συστήματα ανάρτησης κάτω από διαφορετικές διεγέρσεις, όπως παρουσιάζεται από τον Πίνακα 3.2. Πιο συγκεκριμένα, παρουσιάζονται παρακάτω:

Parameter	Unit	Value	Parameter	Unit	Value
m_s	[kg]	1085	m_u	[kg]	40
I_x	[kgm ²]	820	I_y	[kgm ²]	1100
a_F	[m]	1.4	a_R	[m]	1.47
b_1	[m]	0.7	b_2	[m]	0.75
k	[N/m]	10000	c	[Nm/s]	800
k_T	[N/m]	150000	c_T	[Nm/s]	0
Additional Parameters for Part 1b					
c_{min}	[Nm/s]	400	c_{max}	[Nm/s]	1200
Additional Parameters for Part 2a					
k_R	[Nm/rad]	40000			
Additional Parameters for Part 2b					
c_T	[Nm/s]	49			

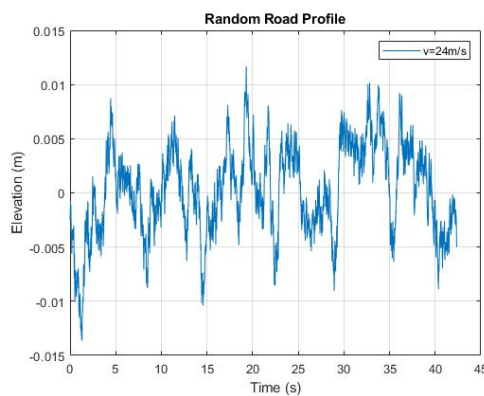
Πίνακας 3.1: Παράμετροι του FC μοντέλου που χρησιμοποιούνται σ' αυτό το κεφάλαιο.

1. Μέρος 1α : Σ' αυτό το μέρος, όλα τα υπολογιστικά μοντέλα (QC, HC1, HC2 and FC), όπως αναλύθηκαν στη διατριβή, συγκρίνονται ως προς την μεταβατική και δυναμικής τους συμπεριφορά. Πρώτον, επιλέγεται να λειτουργούν με παθητικές αναρτήσεις (Μέρος 1α) και στην συνέχεια με ημι-ενεργητικές (Μέρος 1β), ενώ και στις δύο περιπτώσεις η απόσβεση των ελαστικών ($c_{T_i} = 0$) και οι αντιστρεπτικές ράβδους ($M_{AR_i} = 0$) αμελούνται. Οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις ελέγχονται με τον αλγόριθμο ελέγχου SH-2.

2. Μέρος 2ο: Σ' αυτό το μέρος, διερευνάται η επιρροή των επιπρόσθετων στοιχείων στην μοντελοποίηση. Συνεπώς, πρώτον, στο Μέρος 2α συγκρίνονται δύο full car μοντέλα. Το πρώτο είναι το ίδιο μ' αυτό του Μέρους 1α, ενώ το δεύτερο λαμβάνει υπόψη αντιστρεπτικές ράβδους τόσο στον εμπρόσθιο ή στον οπίσθιο άξονα ($M_{AR_i} \neq 0$). Στην συνέχεια, συγκρίνονται δύο quarter car μοντέλα (Μέρος 2β). Το πρώτο είναι το ίδιο μ' αυτό του Μέρους 1α, ενώ το δεύτερο λαμβάνει υπόψη την απόσβεση στα ελαστικά ($c_{T_i} \neq 0$).



(α') Σαμαράκι.



(β') Τυχαίο προφίλ δρόμου βάσει ISO-8608 κατηγορίας B.

Σχήμα 3.1: Οι διεγέρσεις που χρησιμοποιήθηκαν στα μοντέλα που μελετήθηκαν

3.1.2 Προφίλ δρόμου ως διέγερση

Σ' αυτό το κεφάλαιο, χρησιμοποιούνται ένα σαμαράκι και ένα τυχαίο προφίλ δρόμου, όπως φαίνονται στο Σχήμα 3.1, ώστε να διερευνηθεί αντίστοιχα η μεταβατική και δυναμική απόκριση των μοντέλων.

Part	Description	Analysis for each part	Parameters studied
1a	Comparison of QC, HC1, HC2 and FC employed with passive suspensions. Tire damping and anti-roll bars are neglected.	Transient Response. A road bump is used as excitation	<ol style="list-style-type: none"> 1. Time-domain responses of \ddot{z}_s and z_s. 2. Transient metrics for \ddot{z}_s and z_s. 3. Natural frequencies of the models.
1b	Comparison of QC, HC1, HC2 and FC employed with semi-active suspensions. Tire damping and anti-roll bars are neglected.		<ol style="list-style-type: none"> 3. Natural frequencies of the models. <p>*. Time-domain response of ϕ and its transient metrics only for Part 2a.</p>
2a	Comparison of two FC models with and without anti-roll bars. The models are employed with passive suspensions.	Dynamic Response. A random road profile is used as excitation	<ol style="list-style-type: none"> 1. Time-domain responses of \ddot{z}_s and z_s. 2. Transfer function of \ddot{z}_s.
2b	Comparison of two QC models with and without tire damping. The models are employed with passive suspensions.		<ol style="list-style-type: none"> 3. Ride comfort metrics (RC and $\max(\ddot{z}_s)$). 4. Vehicle stability metrics (VST, MST, VTD and MTD).

Πίνακας 3.2: Μέρη, τύποι ανάλυσης και παράμετροι που διερευνήθηκαν σ' αυτό το κεφάλαιο.

3.2 Συμπεράσματα

Συνοψίζοντας, στην περίπτωση των μοντέλων με παθητικές αναρτήσεις (Μέρος 1α), προέκυψαν δύο ομάδες αποκρίσεων. Η πρώτη, η οποία περιλαμβάνει τα μοντέλα QC και HC1, υπολογίζει την δυναμική συμπεριφορά των οχημάτων με λιγότερη ακρίβεια από την άλλη ομάδα που αποτελείται από τα μοντέλα HC2 και FC. Οι διαφορές μεταξύ των μοντέλων σε κάθε ομάδα είναι αμελητέες, συνεπώς τα μεγαλύτερης ακρίβειας μοντέλα δεν προσφέρουν κάποια επιπλέον πληροφορία. Παρόλα αυτά, θα έπρεπε να χρησιμοποιούνται όταν διαφορετική διέγερση ασκείται στους δύο τροχούς, δεξιά και αριστερά, γιατί έτσι θα διεγερθούν τα φαινόμενα κύλισης. Το συγκεκριμένο συμπέρασμα μπορεί να εξοικονομήσει αρκετό υπολογιστικό χρόνο από τους ερευνητές και ειδικά όταν πρόκειται να εφαρμόσουν βελτιστοποιήσεις στα μοντέλα, οι οποίες είναι αρκετά απαιτητικές από άποψη χρόνου. Επιπλέον, στην περίπτωση που τα μοντέλα έχουν εξοπλιστεί με ημι-ενεργητικές αναρτήσεις (Μέρος 1β), όλα παρουσιάζουν σημαντικές διαφορές στις αποκρίσεις τους χωρίς να παρουσιάζουν κάποια παρόμοια τάση όπως στην περίπτωση παθητικών αναρτήσεων. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι οι γωνίες κύλισης και καλπασμού περιλαμβάνονται στις εξισώσεις των συνθήκων ελέγχου του αλγόριθμου μ' αποτέλεσμα να λειτουργεί διαφορετικά η ανάρτηση, και κατ' επέκταση να συμπεριφέρεται διαφορετικά το όχημα. Συνεπώς, σε περιπτώσεις που χρειάζεται να γίνει προσομοίωση μοντέλων που λειτουργούν με αλγόριθμους που περιλαμβάνουν στις συνθήκες ελέγχου την γωνία κύλισης ή καλπασμού, πρέπει να επιλεγθούν μοντέλα υψηλότερης ακρίβειας.

Όσον αφορά τα επιπρόσθετα στοιχεία (Μέρος 2), η χρήση της αντιστρεπτικής ράβδου (Μέρος 2α) επηρεάζει όπως αναμένεται την απόκριση της γωνίας κύλισης και την ιδιοσυχνότητα της, μειώνοντας το μέγεθος και την μεταβατική της απόκριση. Παρόλα αυτά, η προσθήκη της δεν επηρεάζει τους δείκτες που μελετάνε την άνεση των επιβατών. Συνεπώς, σε τέτοιες περιπτώσεις όπου η προσοχή είναι στην άνεση των επιβατών, μπορεί να αμεληθεί η χρήση της χωρίς να στοιχίσει στην ακρίβεια των αποτελεσμάτων. Τέλος, στην περίπτωση όπου διερευνάται η ενσωμάτωση της απόσβεσης των ελαστικών στα υπολογιστικά μοντέλα (Μέρος 2β), προκύπτει ότι δεν επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό ούτε τη μεταβατική ούτε την δυναμική απόκριση και η θεώρησή της ως αμελητέα στην βιβλιογραφία δεν επηρεάζει την ακρίβεια των μοντέλων.

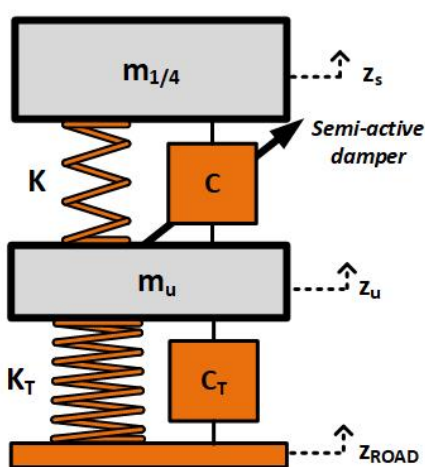
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

Αλγόριθμος ημι-ενεργητικών αναρτήσεων βάσει κατανομής των συνθηκών

Οι ημι-ενεργητικές αναρτήσεις μπορούν να διατηρήσουν την αξιοπιστία των παθητικών χρησιμοποιώντας ένα μικρό ποσοστό ενέργειας και προσφέροντας ταυτόχρονα την προσαρμοστικότητα και την καλύτερη απόδοση των πλήρως ενεργητικών συστημάτων. Οι πιο γνωστοί και βασικοί αλγόριθμοι λειτουργίας ημι-ενεργητικών αποσβεστήρων είναι ο SH-2, ο SH-L, ο ADD και δύο συνδυασμοί των SH-2 και του ADD, ο SH-ADD-1 και ο SH-ADD-2. Όλοι είναι σχεδιασμένοι για να μεταβάλλουν τον συντελεστή απόσβεσης του συστήματος ανάρτησης σύμφωνα με την απόκριση του οχήματος στην εκάστοτε διέγερση και έχουν ως στόχο κυρίως στην βελτίωση της άνεσης των επιβατών. Διάφοροι ερευνητές στηριζόμενοι σ' αυτούς τους βασικούς αλγόριθμους, έχουν μεταβάλει ελάχιστα τις συνθήκες λειτουργίας τους με στόχο το καλύτερο έλεγχο της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος. Τέτοιες περιπτώσεις είναι οι προτάσεις των Van Der Sande et. al [73] και Nie et. al [74].

Σ' αυτή τη διατριβή, οι συνθήκες λειτουργίας δύο αλγόριθμων τύπου skyhook (SH-2 and SH-ADD-2) μεταβάλλονται αξιοποιώντας την κατανομή των τιμών τους με στόχο την περαιτέρω βελτίωση τους ελέγχου τους. Μετά από αυτή την μετατροπή, παρουσιάζονται οι SH-2-CDF και SH-ADD-2-CDF και στην συνέχεια συγκρίνονται με τους συμβατικούς αλγόριθμους ως προς σημαντικές παραμέτρους της απόδοσης του οχήματος και του συστήματος ανάρτησης. Οι προσομοιώσεις γίνονται χρησιμοποιώντας ένα quarter car μοντέλο, το οποίο διεγείρεται με τέσσερα διαφορετικά προφίλ δρόμου. Επίπλέον, παρουσιάζεται μια ανάλυση ευαισθησίας για διάφορες διαμορφώσεις του προτεινόμενου αλγόριθμου με σκοπό να διερευνηθούν σε βάθος οι δυνατότητές του ως προς την βελτίωση της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος. Η ανάλυση ευαισθησίας παρουσιάζει πως

οι διαφορετικές διαμορφώσεις του αλγόριθμου που προτείνεται, επιδρούν στο ποσοστό διαφοράς σημαντικών δεικτών της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος με και χωρίς την υιοθέτηση του αλγόριθμου.



Σχήμα 4.1: Το quarter car που χρησιμοποιήθηκε σ' αυτό το κεφάλαιο

4.1 Περιπτώσεις Μελέτης και Μέθοδοι

4.1.1 Υπολογιστικό μοντέλο οχήματος

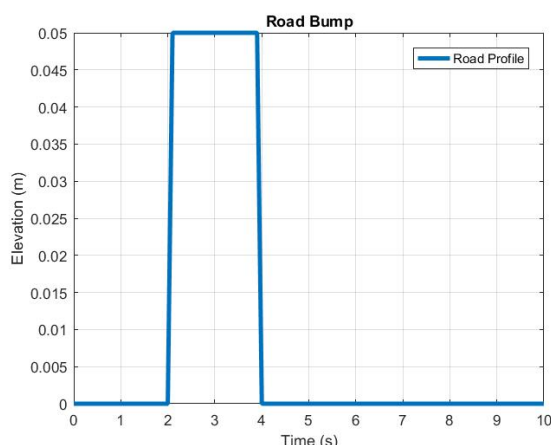
Ένα quarter car μοντέλο επιλέγεται σ' αυτό το κεφάλαιο (Σχήμα 4.1), με στόχο να μελετηθούν οι κάθετες ταλαντώσεις που προέρχονται από την επιφάνεια του δρόμου. Το σύστημα ανάρτησης αποτελείται από ένα γραμμικό ελατήριο (K) και έναν ημι-ενεργητικό αποσβεστήρα (C) που λειτουργεί με αλγόριθμους skyhook. Πιο συγκεκριμένα, οι αλγόριθμοι ελέγχου SH-2 και SH-ADD-2 εφαρμόζονται στο σύστημα ανάρτησης και στην συνέχεια υιοθετούν τον αλγόριθμο που προτείνεται σ' αυτή τη διδακτορική διατριβή. Οι τιμές του υπολογιστικού μοντέλου οχήματος παρουσιάζονται στο Πίνακα 4.1 και αντιπροσωπεύουν ένα επιβατικό όχημα.

Parameter	Unit	Value	Parameter	Unit	Value
m_s	[kg]	260	m_u	[kg]	25
K_u	[N/m]	28100	C_{min}	[Nm/s]	1734
K_{Tu}	[N/m]	200000	C_{max}	[Nm/s]	4873

Πίνακας 4.1: Παράμετροι του QC μοντέλου που χρησιμοποιήθηκε σ' αυτό το κεφάλαιο.

4.1.2 Προφίλ δρόμου

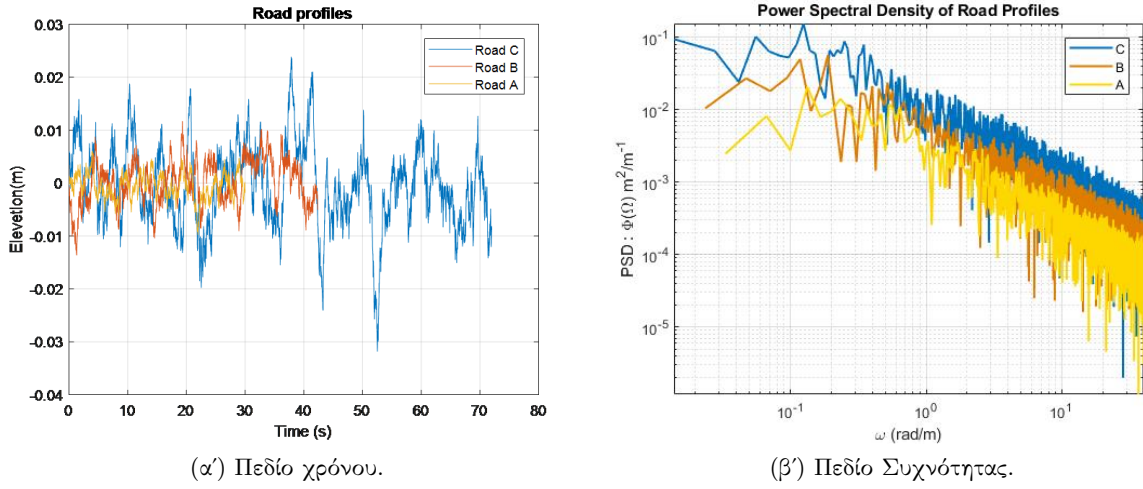
Σ' αυτό το κεφάλαιο, χρησιμοποιήθηκαν ένα σαμαράκι (Σχήμα 4.2) και τρία προφίλ δρόμων (Σχήμα 4.3). Το σαμαράκι φαίνεται στο Σχήμα 4.2. Επίσης, τα προφίλ δρόμων παρουσιάζονται στο Σχήμα 4.3, τόσο στο πεδίο του χρόνου (Σχήμα 4.3α') και στο πεδίο της συχνότητας (Σχήμα 4.3β'). Η ταχύτητα του οχήματος έχει επιλεγεί στα 120, 85 ανδ 50 km/m για τα προφίλ δρόμου που αντιστοιχούν σε δρόμους κατηγορίας A, B και Γ αντίστοιχα, και οι ταχύτητες αυτές αποτελούν τα όρια των εθνικών δρόμων τέτοιας κατηγορίας.



Σχήμα 4.2: Το σαμαράκι που διεγείρει στο υπολογιστικό μοντέλο οχήματος

4.2 Αλγόριθμος ελέγχου ημι-ενεργητικών αναρτήσεων CDF

Στην πρόσφατη βιβλιογραφία, διάφοροι εκδοχές των αλγορίθμων skyhook (SH) ελέγχου χρησιμοποιούν τον νόμο ελέγχου της Εξίσωσης 4.1 και μεταβάλλουν την σταθερά απόσβεσης σύμφωνα με το πρόσημο των συνθηκών ελέγχου. Παρόλα αυτά, ο έλεγχος του προσήμου είναι η βασική αιτία που προκύπτει ο θόρυβος στο σήμα της απόκρισης του συστήματος σύμφωνα με τον Liu et al. [113] και τον Margolis et al. [114].



Σχήμα 4.3: Τα προφίλ δρόμου που προέκυψαν σύμφωνα με το ISO-8608 και διεγείρουν στο υπολογιστικό μοντέλο οχήματος

$$C_u = \begin{cases} C_{min} & ,if\ condition \leq 0 \\ f(C_{max}) & ,if\ condition > 0 \end{cases} \quad (4.1)$$

Σ' αυτή την διατριβή, προτείνεται ένας αλγόριθμος ελέγχου, που βασίζεται στην κατανομή των συνθηκών και προϋποθέτει την χρήση μιας μικρής τιμής στις συνθήκες ελέγχου του αλγόριθμου, όπως παρουσιάζεται στην Εξίσωση 4.2.

$$C_u = \begin{cases} C_{min} & ,if\ condition \leq T_A, T_B \\ f(C_{max}) & ,if\ condition > T_A, T_B \end{cases} \quad (4.2)$$

Η τιμή αυτή μειώνει το θόρυβο του σήματος και βελτιώνει διάφορες παραμέτρους της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος. Η καινοτομία του έγκειται στο γεγονός ότι αυτή η τιμή ποσοτικοποιεί την σοβαρότητα των συνθηκών ελέγχου και ελέγχει τον συντελεστή απόσβεσης βάση του μεγέθους της τιμής των συνθηκών ελέγχου και όχι βάσει του προσήμου τους. Οι τιμές (T_A και T_B) που χρησιμοποιούνται ως όρια εξαρτώνται από τις διεγέρσεις που ασκούνται στο όχημα από την επιφάνεια του δρόμου και το επίπεδο των τιμών των συνθηκών ελέγχου. Παρόλα αυτά, ο υπολογισμός τους δεν προϋποθέτει την γνώση του προφίλ δρόμου εκ των προτέρων ούτε τον υπολογισμό του κατά την κίνηση. Η αύξηση της τιμής αυτής αντιστοιχεί σε αύξηση του ποσοστού των χρονικών στιγμών που η ανάρτηση λειτουργεί με το C_{max} .

Σ' αυτή τη διατριβή, οι συνθήκες ελέγχου των δύο αλγόριθμων skyhook (SH-2 and SH-ADD-2) τροποποιούνται σύμφωνα με τον προτεινόμενο αλγόριθμο, με στόχο τη βελτίωση της απόδοσης

του οχήματος και της λειτουργίας της ανάρτησης. Ο αλγόριθμος ελέγχει τις συνθήκες ελέγχου κάθε $\Delta T=4$ ms, το οποίο είναι πολύ μεγαλύτερο από αυτό που έχει χρησιμοποιηθεί από άλλους ερευνητές για να δοκιμάσουν τους δικούς τους αλγόριθμους [22, 71, 74, 115] επιλέγοντας μια τιμή $\Delta T \sim 1-2$ ms. Η σημασία του υψηλότερου χρόνου δειγματοληψίας έγκειται στο γεγονός ότι όσο μικρότερος είναι τόσο καλύτερη είναι απόδοση του ελέγχου, αλλά από την άλλη πλευρά η κατασκευή του γίνεται πιο δύσκολη. Συνεπώς, μια πιο ρεαλιστική τιμή επιλέχθηκε για το σχεδιασμό του αλγόριθμου σ' αντίθεση με μια μεγαλύτερη που θα μπορούσε να παρουσιάσει πολύ πιο έντονα πλεονεκτήματα.

4.3 Αποτελέσματα

Η επίδραση που έχει η υιοθέτηση του CDF μελετάται λαμβάνοντας υπόψη δείκτες απόδοσης που έχουν παρουσιασθεί εκτενώς στην διδακτορική διατριβή. Οι αλγόριθμοι SH-2-CDF και SH-ADD-2-CDF συγκρίνονται με τους SH-2 και SH-ADD-2 αντίστοιχα, διερευνώντας την επίδραση του CDF με χρήση διαγραμμάτων και πινάκων. Πιο συγκεκριμένα,

1. Οι τιμές των συνθηκών ελέγχου των αλγόριθμων υιοθετώντας τον CDF που προέκυψαν με την διέγερση ενός προφίλ δρόμου κατηγορίας Γ, τα όρια (T_A και T_B) και οι εναλλαγές του συντελεστής απόσβεσης του απόσβεστήρα παρουσιάζονται σε διαγράμματα.
2. Στην συνέχεια, με την επιλογή των ορίων (T_A ανθ T_B) τα οποία έχουν ορισθεί ώστε το 27% του δείγματος να λειτουργεί με το C_{max} , ο CDF αλγόριθμος συγκρίνεται με τον κλασσικό για όλα τα προφίλ δρόμου υπολογίζοντας το ποσοστό της μεταβολής τους ($\frac{X-X_{CDF}}{X} 100\%$) στους δείκτες απόδοσης (RC , ST , TD , DE ανθ SW). Επίσης, οι τιμές των ορίων παρουσιάζονται για κάθε διέγερση.
3. Η απόκριση της επιτάχυνσης της αναρτημένης μάζας (\ddot{z}_s) στο πεδίο του χρόνου και της συχνότητας παρουσιάζονται, ώστε να τονισθεί η επίδραση του CDF στο σήμα της \ddot{z}_s . Πιο συγκεκριμένα:
 - Η απόκριση της \ddot{z}_s στο πεδίο του χρόνου παρουσιάζεται για την περίπτωση μελέτης που χρησιμοποιήθηκε το σαμαράκι ως διέγερση και οι αλγόριθμοι SH-2-CDF και SH-ADD-2-CDF συγκρίνονται με τους κλασσικούς (SH-2 και SH-ADD-2, αντίστοιχα).
 - Η απόκριση της \ddot{z}_s των SH-2-CDF SH-ADD-2-CDF στο πεδίο της συχνότητας συγκρίνεται με τους κλασσικούς αντίστοιχα για όλα τα προφίλ δρόμου. Όσον αφορά το πεδίο της συχνότητας, επικεντρωνόμαστε σε δύο περιοχές: (α) την περιοχή γύρω στα 1-10 Hz σχετικά με την άνεση και (β) στην περιοχή γύρω από τα 30-40 Hz σχετικά με την απαλοιφή των μη-γραμμικοτήτων λόγω chattering.

4. Μια ανάλυση ευαισθησίας που παρουσιάζει την αλλαγή στους δείκτες απόδοσης μετά την εφαρμογή του CDF αλγόριθμου στους κλασσικούς και την αλλαγή της τιμής του ορίου. Η τιμή του ορίου μεταβάλλεται μεταξύ τιμών που έχουν οριστεί ώστε το ποσοστό του δείγματος που λειτουργεί με C_{max} ($1 - N\%$) να κυμαίνεται μεταξύ 20 - 70%. Σ' αυτά τα διαγράμματα εμφανίζεται και το σημείο λειτουργίας των κλασσικών αλγόριθμων.

4.4 Συμπεράσματα

Η καινοτομία του συγκεκριμένου αλγόριθμου έγκειται στο γεγονός ότι αυτή η τιμή ποσοτικοποιεί τη σοβαρότητα των συνθηκών ελέγχου και ελέγχει τον συντελεστή απόσβεσης βάση του μεγέθους της τιμής των συνθηκών ελέγχου και όχι βάσει του προσήμου τους. Οι τιμές (T_A και T_B) που χρησιμοποιούνται ως όρια εξαρτώνται από τις διεγέρσεις που ασκούνται στο όχημα από την επιφάνεια του δρόμου και το επίπεδο των τιμών των συνθηκών ελέγχου. Παρόλα αυτά, ο υπολογισμός τους δεν προϋποθέτει την γνώση του προφίλ δρόμου εκ των προτέρων ούτε τον υπολογισμό του κατά την κίνηση, όπως φαίνεται από την ανάλυση λειτουργίας του ελεγκτή στην πλήρη διατριβή. Η καλύτερη απόδοση τους φαίνεται από τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν για ένα σαμαράκι και τρία προφίλ δρόμου, μελετώντας την άνεση των επιβατών και την ευστάθεια του οχήματος με διαδεδομένους δείκτες της βιβλιογραφίας (SW , RC , ST , RT και DE).

Συμπερασματικά, προέκυψαν τα ακόλουθα:

1. Ο CDF αλγόριθμος οδήγησε σ' αύξηση της ευστάθειας του οχήματος και της άνεσης των επιβατών κατά 6% και 13%, αντίστοιχα. Ακόμα και με την χρήση ενός μικρού ορίου T_A και T_B , που ορίστηκαν ώστε το ποσοστό του δείγματος που λειτουργεί με C_{max} να είναι 53% αντί για 55%, που είναι περίπου το σημείο λειτουργίας των κλασσικών αλγόριθμων. Καθιστώντας ακόμα και τότε την εφαρμογή του αλγόριθμου σημαντική.
2. Ο CDF αλγόριθμος επιτυγχάνει να μειώσει τον αριθμό των εναλλαγών του συντελεστή απόσβεσης κατά 40% ανδ 82%, σε κάθε αλγόριθμο αντίστοιχα, χωρίς να χειροτερεύει την απόδοση του οχήματος και της ανάρτησης. Επιπρόσθετα, η διαχεόμενη ενέργεια μειώνεται κατά 16%. Οι παραπάνω δυο μειώσεις είναι πάρα πολύ σημαντικές για την διάρκεια ζωής του αποσβεστήρα, όπως τονίστηκε στην διατριβή αυτή. Η μείωση των αλλαγών στο συντελεστή απόσβεσης αυξάνει την διάρκεια ζωής του αποσβεστήρα μειώνοντας την καταπόνηση των εξαρτημάτων του, ενώ η μείωση της διαχεόμενης ενέργειας μειώνει τις θερμοκρασίες που εμφανίζονται στα υγρά, τα τοιχώματα και τα εξαρτήματα του αποσβεστήρα. Συνεπώς, η μείωση της διαχεόμενης ενέργειας θα επιφέρει και μείωση στις απαιτήσεις για την κινητήρια ισχύ.

3. Όσον αφορά το **chattering**, ο CDF εξαλείφει σε σημαντικό βαθμό τις μη-γραμμικότητες που οφείλονται στις εναλλαγές του συντελεστής απόσβεσης.

Συνεπώς, λαμβάνοντας υπόψη τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν σ' αυτή τη διατριβή και δεδομένου ότι το αντικείμενο των αλγόριθμων για ημι-ενεργητικές αναρτήσεις συζητάται για δεκατίες, η σημασία του προτεινόμενου αλγόριθμου έγκειται στο πλήθος των εργασιών και αλγόριθμων που μπορεί να εφαρμοσθεί και να τους βελτιώσει περαιτέρω. Παραδείγματος χάριν, ο προτεινόμενος αλγόριθμος μπορεί να εφαρμοσθεί σ' άλλους **Skyhook** αλγόριθμους όπως οι **SH-L**, **SH-ADD-1** and **ADD**, σε κάποιους άλλους **Groundhook** [116–118] αλλά και σε αλγόριθμους που έχουν προταθεί πρόσφατα στην βιβλιογραφία όπως από τον Nie et al. [74]. Επίσης, μπορεί να εφαρμοσθεί και σε αλγόριθμους για έλεγχο του πλαισίου του οχήματος [119] και να μελετηθεί η επίδραση στην απόδοσή τους.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

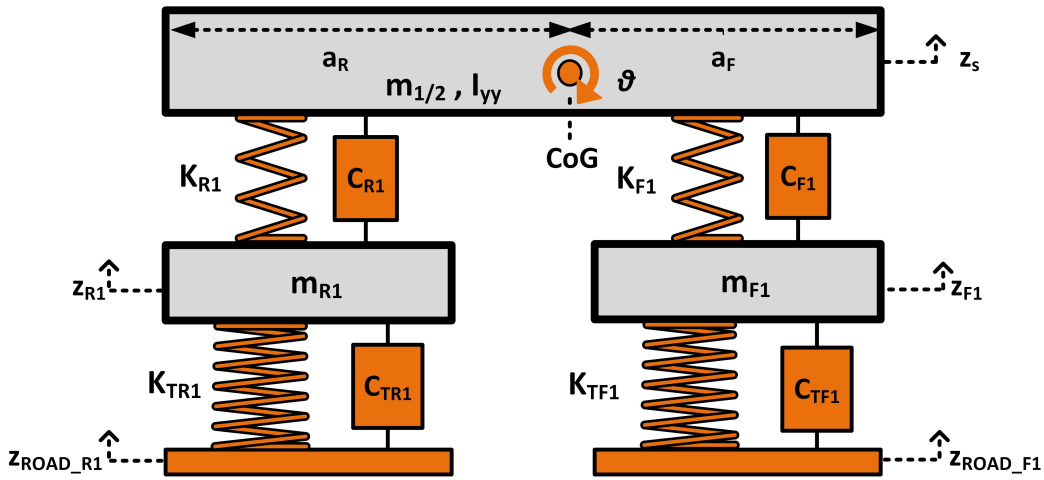
Διερεύνηση της διαδικασίας βελτιστοποίησης συστημάτων ανάρτησης

Στο σχεδιασμό των συστημάτων ανάρτησης οχημάτων, το κίνητρο για την ανάπτυξη νέων αλγόριθμων και μεθόδων βελτιστοποίησης είναι ο βέλτιστος συμβιβασμός των δύο αντικρουόμενων στόχων που υπάρχουν στην αυτοκινητοβιομηχανία, της άνεσης των επιβατών και της ευστάθειας του οχήματος. Συνεπώς, η ανάλυση του παραπάνω ζητήματος έχει μελετηθεί εκτενώς στην βιβλιογραφία, με διάφορους ερευνητές να προσπαθούν να καταλήξουν στο βέλτιστο σχεδιασμό ενός συστήματος ανάρτησης χρησιμοποιώντας διάφορες αντικειμενικές συναρτήσεις και αλγόριθμους βελτιστοποίησης.

Σ' αυτό το κεφάλαιο γίνεται διερεύνηση της διαδικασίας βελτιστοποίησης των συστημάτων ανάρτησης. Πιο συγκεκριμένα, μελετάται όχι μόνο η αποδοτικότητα διαφορετικών μεθόδων βελτιστοποίησης αλλά και διάφορων αντικειμενικών συναρτήσεων. Συνεπώς, επιλέγονται τόσο μονοκριτηριακές όσο και πολυκριτηριακές προσεγγίσεις με στόχο την ενδελεχή διερεύνηση της διαδικασίας βελτιστοποίησης. Η μονοκριτηριακή προσέγγιση προσφέρει περιορισμένη πληροφορία σχετικά με το πρόβλημα βελτιστοποίησης συστημάτων ανάρτησης, αλλά λόγω της απλότητας της προτιμάται πολύ συχνά έναντι της πιο πολύπλοκης και χρονοβόρας πολυκριτηριακής διαδικασίας. Η πιο απλή πολυκριτηριακή προσέγγιση, γνωστή ως ψευδο-πολυκριτηριακή, χρησιμοποιεί τον συνδυασμό αντικειμενικών συναρτήσεων με συντελεστές βαρύτητας και εφαρμόζεται σ' αυτή τη διατριβή. Επίσης, τρεις αλγόριθμοι βελτιστοποίησης (Γενετικοί, Ντετερμινιστικοί και η Υβριδοποίηση τους) χρησιμοποιούνται για τη βελτιστοποίηση των πέντε πιο διαδεδομένων αντικειμενικών συναρτήσεων στην βιβλιογραφία, ακολουθώντας μονοκριτηριακές και ψευδοπολυκριτηριακές προσεγγίσεις. Τα αποτελέσματα συγκρίνονται με σχήματα που παρουσιάζουν την σχέση των αντικειμενικών συ-

ναρτήσεων και πίνακες που παρουσιάζουν τις βέλτιστες λύσεις των μεταβλητών σχεδιασμού και τιμές σημαντικών δεικτών απόδοσης της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος. Τέλος, γίνεται σύγκριση όλων των λύσεων που προέκυψαν τόσο όσο προς το χρόνο σύγκλισης όσο και ως προς την ποιότητα της λύσης.

5.1 Περιπτώσεις Μελέτης και Μέθοδοι



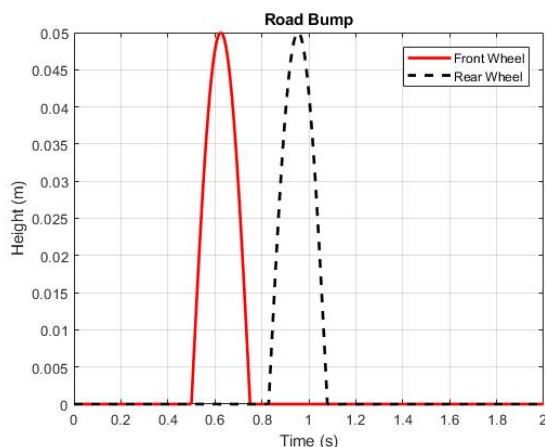
Σχήμα 5.1: Το HC2 μοντέλο οχήματος που χρησιμοποιήθηκε στο κεφάλαιο αυτό

5.1.1 Υπολογιστικό Μοντέλο

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο της παρούσας διατριβής, για να μελετηθεί η αποδοτικότητα των διαφορετικών αντικειμενικών συναρτήσεων, επιλέγουμε ένα HC2 μοντέλο, όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.1. Τα ελατήρια τόσο των εμπρόσθιων όσο και των οπίσθιων αναρτήσεων του μοντέλου οχήματος θεωρούνται μη γραμμικά. Επίσης, η στιβαρότητα των ελαστικών και η λειτουργία των αποσβεστήρων θεωρούνται ότι λειτουργούν γραμμικά. Επιπρόσθετα, ο αποσβεστήρα στα ελαστικά αμελείται ($C_T=0$). Οι παράμετροι του παρουσιάζονται στο Πίνακα 5.1.

Parameter	Unit	Value	Parameter	Unit	Value
$m_{1/2}$	[kg]	2210	a_F	[m]	1.61
I_{yy}	[kgm ²]	1142	a_R	[m]	1.67
m_{F1}	[kg]	50	K_{TF1}	[N/m]	$4.00 \cdot 10^5$
m_{R1}	[kg]	100	K_{TR1}	[N/m]	$8.00 \cdot 10^5$

Πίνακας 5.1: Οι παράμετροι του HC2 μοντέλου που χρησιμοποιήθηκε σ' αυτό το κεφάλαιο



Σχήμα 5.2: Το προφίλ δρόμου που χρησιμοποιήθηκε για τη διεγέρση του μοντέλου

5.1.2 Προφίλ Δρόμου

Σ' αυτό το κεφάλαιο, ένα σαμαράκι μοντελοποιήθηκε χρησιμοποιώντας μια ημιτονοειδής συνάρτηση, όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.2. Το ύψος (h) του είναι $0.05m$ και το μήκος του $L = 2m$. Η ταχύτητα του οχήματος (V) θεωρείται σταθερή στα $40 km/h$. Ο εμπρός και ο οπίσθιος άξονας διεγείρονται με το ίδιο προφίλ με μια χρονική καθυστέρηση $t_{distance}$, η οποία οφείλεται στο μετατρόχιο $a_F + a_R$.

5.2 Διαδικασία Βελτιστοποίησης

5.2.1 Μεταβλητές σχεδιασμού, Περιορισμοί και Αντικειμενικές συνάρτησεις

Οι μεταβλητές σχεδιασμού που επιλέχθηκαν ήταν οι παράμετροι του συστήματος ανάρτησης όπως παρουσιάζεται από την Εξίσωση 5.1 :

$$\text{Μεταβλητές Σχεδιασμού} = [K_{l_{F1}}; C_{F1}; K_{l_{R1}}; C_{R1}; K_{nl_{F1}}; K_{nl_{R1}}] \quad (5.1)$$

Τα άνω και κάτω όρια των μεταβλητών σχεδιασμού φαίνονται στον Πίνακα 5.2.

Design Variable	Unit	Lower Bound	Upper Bound
$K_{l_{F1}}, K_{l_{R1}}$	$[N/m]$	$3.2 \cdot 10^4$	$1.5 \cdot 10^5$
C_{F1}, C_{R1}	$[N \cdot s/m]$	$2.0 \cdot 10^3$	$1.0 \cdot 10^4$
$K_{nl_{F1}}, K_{nl_{R1}}$	$[N/m^3]$	$5.0 \cdot 10^5$	$3.0 \cdot 10^8$

Πίνακας 5.2: Άνω και κάτω όρια μεταβλητών σχεδιασμού

Οι περιορισμοί που επιλέχθηκαν αφορούν την άνεση των επιβατών και τη λειτουργία του μη γραμμικού ελατηρίου, όπως φαίνεται από τις Εξισώσεις 5.2 και 5.3 αντίστοιχα.

$$RC_s < 0.8 \text{ m/s}^2 \quad (5.2)$$

$$10 \% < Ratio_i = \max\left(\frac{K_{nl_i}x^3}{K_{l_i}x + K_{nl_i}x^3}\right) < 30 \% \quad (5.3)$$

όπου $i = F1, R1$. Όσον αφορά τις αντικειμενικές συναρτήσεις, μονοκριτηριακές και ψευδο-πολυκριτηριακές προσεγγισίες χρησιμοποιήθηκαν για να διερευνηθεί η αποδοτικότητά τους και η σύγκλιση τους. Συνεπώς, τρία μονοκριτηριακά προβλήματα στήθηκαν ώστε να βελτιστοποιηθούν τα συστήματα ανάρτησης ως προς την άνεση και την ευστάθεια του οχήματος. Το πρώτο πρόβλημα αφορά την άνεση των επιβατών που αντιπροσωπεύεται από την συνάρτηση f_1 (Εξίσωση 5.4 - Case 1). Το δεύτερο και τρίτο πρόβλημα αφορούν την ευστάθεια του οχήματος που αντιπροσωπεύεται από δύο συναρτήσεις την f_2 (Εξίσωση 5.5 - Case 2), και την f_3 (Εξίσωση 5.6 - Case 3).

$$Case1 : f_1 = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n (\ddot{z}_{s_j} - \bar{\ddot{z}}_s)^2 = VAR(\ddot{z}_s) \quad (5.4)$$

$$Case2 : f_2 = \frac{1}{2} \left(VST_{F1} + VST_{R1} \right) \quad (5.5)$$

$$Case3 : f_3 = \frac{1}{2} \left(VTD_{F1} + VTD_{R1} \right) \quad (5.6)$$

Επιπλέον, επειδή οι τρεις αντικειμενικές συναρτήσεις που επιλέχθηκαν (f_1 , f_2 and f_3) είναι σε σύγκρουση, θα συνδυαστούν έτσι ώστε να σχηματιστεί ένα πολυκριτηριακό πρόβλημα και να μελετηθεί το βέλτιστο συνδυασμό τους. Για αυτό το σκοπο, μια ψευδο-πολυκριτηριακή θα εφαρμοσθεί και οι αντικειμενικές συναρτήσεις θα συνδυασθούν με κατάλληλους συντελεστές βαρύτητας (w_1 , w_2 και w_3) για κάθε αντικειμενική αντίστοιχα (f_1 , f_2 και f_3), όπως φαίνεται στην Εξίσωση 5.7. Μ' αυτή την προσέγγιση, ένα πολυκριτηριακό πρόβλημα μετατρέπεται σε μονοκριτηριακό (Case 4 και 5).

$$Case4,5 : f_{4,5} = w_1 f_1 + w_2 f_2 + w_3 f_3 \quad (5.7)$$

Στην πρώτη περίπτωση (f_4), το μέγεθος των τριών στόχων (f_1 , f_2 and f_3) ορίζεται στην ίδια τάξη μεγέθους (Case 4), ενώ στην δεύτερη περίπτωση (f_5) έχουν επιλεγθεί διαφορετικός συνδυασμός

συντελεστών. Πιο συγκεκριμένα, η βασική ιδέα αυτής της περίπτωσης είναι η χρήση των δύο επιπλέον αντικειμενικών συναρτήσεων ως συνάρτηση δυναμικής ποινής παρά ως βασικούς στόχους. Στηριζόμενη σ' αυτή την ιδέα, η αντικειμενική f_1 επιλέγεται ως η κύρια και οι f_2 και f_3 ως μέλη της δυναμικής ποινής και για αυτό οι συντελεστές βαρυτητας επιλέγονται ώστε το μέγεθος της f_1 να είναι μια τάξη μεγαλύτερο από αυτό των f_2 και f_3 (Case 5).

5.2.2 Σενάρια διαφορετικών αλγόριθμων βελτιστοποίησης

Οι αλγόριθμοι βελτιστοποίησης που εφαρμόστηκαν στο πρόβλημα ήταν Γενετικοί, Ντετερμινιστικοί και Υβριδικοί. Συνεπώς, πέντε σενάρια υλοποιήθηκαν σχετικά με αλγόριθμους βελτιστοποίησης (5) για κάθε αντικειμενική συνάρτηση (Case 1-5). Τα σενάρια βελτιστοποίησης παρουσιάζονται στο Πίνακα 5.3 αναλυτικά.

Scenario	Algorithm	Optimization Parameter 1	Optimization Parameter 2
S_1	Genetic		200
S_2		Population	1000
S_3	Hybrid	Size	200
S_4			1000
S_5	Gradient Based	-	

Fitness function tolerance 10^{-6}

Πίνακας 5.3: Σενάρια διαφορετικών αλγόριθμων βελτιστοποίησης για κάθε αντικειμενική συνάρτηση

5.3 Συμπεράσματα

Τα αποτελέσματα της Case 3 αποδεικνύουν τη σημασία της συμπίεσης των ελαστικών ως μέρος της αντικειμενικής συνάρτησης στη βελτιστοποίηση των συστημάτων ανάρτησης. Το παραπάνω γεγονός αντικατοπτρίζεται από την ανωτερότητα της Case 3 έναντι της Case 1 σ' όλα τα σενάρια κάθε αντικειμενικής, παρότι Case 1 είναι η πιο διαδεδομένη αντικειμενική συνάρτηση σε περιπτώσεις βελτιστοποίησης ενός συστήματος ανάρτησης. Επίσης, η f_3 παρουσιάζει ένα πολυκριτηριακό χαρακτήρα στις βέλτιστες λύσεις της, καθώς οι λύσεις βελτιώνουν τόσο την άνεση των επιβατών όσο και την ευστάθεια του οχήματος. Επιπρόσθετα, η χρήση των f_2 και f_3 ως επιπρόσθετους όρους στην κύρια αντικειμενική συνάρτηση f_1 και η λειτουργία τους ως δυναμική ποινή αποδείχθηκαν ιδιαίτερα αποδοτικά. Επίσης, η Case 5 σύγκλινε σε πιο βέλτιστες λύσεις συγκριτικά με την Case 1, όπου η f_1 έχει επιλεχθεί ως αντικειμενική συνάρτηση.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

Μέθοδος για τη μείωση των αντικειμενικών συναρτήσεων

Οι γενετικοί αλγόριθμοι είναι ιδιαίτερα απαιτητικοί υπολογιστικά, αλλά λόγω των σημαντικών πλεονεκτημάτων τους χρησιμοποιούνται ευρέως στο πεδίο της δυναμικής οχημάτων. Πιο συγκεκριμένα, σε πολυκριτηριακά προβλήματα του αντικειμένου, η πιο συνηθισμένη μέθοδος που χρησιμοποιείται είναι το μέτωπο **Pareto**, το οποίο γίνεται πολύ εύκολα μη αποδοτικό ανάλογα με την διαμόρφωση του προβλήματος. Παραδείγματος χάριν, ερευνητες και μηχανικοί σχεδιασμού αναρτήσεων προσθέτουν αντικειμενικές συναρτήσεις με στόχο να βρεθεί ο βέλτιστος σχεδιασμός της ανάρτησης, παρά το γεγονός ότι υπάρχουν συγκεκριμένοι παράμετροι απόδοσης ως προς τους οποίους πρέπει να βελτιστοποιηθεί το σύστημα ανάρτησης. Συνεπώς, κάποιες φορές περισσότερες από μια αντικειμενικές αντιπροσωπεύουν την ίδια παράμετρο αυξάνοντας τις διαστάσεις του προβλήματος, μ' αποτέλεσμα τα πλεονεκτήματα του αλγόριθμου βελτιστοποίησης να παραμερίζονται εξαιτίας του υψηλού υπολογιστικού κόστους που απαιτείται για την σύγκλιση.

Στο κεφάλαιο αυτό της παρούσας διδακτορικής διατριβής, εστιάζουμε σε μια μέθοδο για να μειωθούν οι αντικειμενικές συναρτήσεις και κατ' επέκταση ο υπολογιστικός χρόνος που απαιτείται ώστε να προκύψει το μέτωπο **Pareto**, καθιστώντας του γενετικούς αλγόριθμους ξανά ελκυστικούς στο αντικείμενο της δυναμικής οχημάτων. Εφαρμόζοντας την συγκεκριμένη προσέγγιση, η διατριβή αυτή αποδεικνύει ότι η αλόγιστη χρήση αντικειμενικών συναρτήσεων, που αντιπροσωπεύουν το ίδιο κριτήριο σχεδίασης, δεν βοηθάει τον αλγόριθμο βελτιστοποίησης να συγκλίνει σε καλύτερη λύση. Στην βιβλιογραφία, λίγες εργασίες αναφέρουν το συγκεκριμένο πρόβλημα. Με στόχο να αποδειχθεί το παραπάνω, καταρχάς, τέσσερις βέλτιστες λύσεις από μονοκριτηριακές προσεγγίσεις έχουν επιλεγεί (**Part A**) και ένας αλγόριθμος ταξινόμησης εφαρμόζεται με στόχο να επιλεγεί

η βέλτιστη εξ' αυτών. Στην συνέχεια, παρουσιάζεται η προσέγγιση που αναφέρθηκε, όπου οι αντικειμενικές συναρτήσεις διακρίνονται σε κύριες και δευτερεύουσες (**Part B**). Οι κύριες (3) εισάγονται στον πολυκριτηριακό γενετικό αλγόριθμο, καθώς οι συμπληρωματικές (3) εισάγονται στον αλγόριθμο ταξινόμησης με στόχο την αξιολόγηση των εναλλακτικών του μετώπου Pareto για να βρεθεί η βέλτιστη εξ' αυτών. Τέλος, οι έξι αντικειμενικές συναρτήσεις, οι τρεις κύριες και οι τρεις συμπληρωματικές, εισάγονται στον πολυκριτηριακό γενετικό αλγόριθμο (**Part C**) και η βέλτιστη λύση μεταξύ αυτών του μετώπου Pareto βρίσκεται με τον αλγόριθμο ταξινόμησης. Οι βέλτιστες λύσεις που προέκυψαν από τον αλγόριθμο ταξινόμησης και για τα τρία Part συγκρίνονται τόσο ως προς τις τιμές των αντικειμενικών των βέλτιστων λύσεων, των μεταβλητών σχεδιασμού τους και σημαντικού δείκτης απόδοσης του οχήματος.

6.1 Περιπτώσεις Μελέτης και Μέθοδοι

6.1.1 Υπολογιστικό Μοντέλο

Σ' αυτό το κεφάλαιο χρησιμοποιήθηκε ακριβώς το ίδιο μοντέλο με το προηγούμενο κεφάλαιο. Επιπρόσθετα, προστέθηκε ένα κάθισμα με το σώμα του επιβάτη στο κέντρο του οχήματος.

6.1.2 Προφίλ Δρόμου

Ομοίως με το υπολογιστικό μοντέλο, χρησιμοποιήθηκε η ίδια διέγερση για το μοντέλο.

6.2 Διαδικασία Βελτιστοποίησης

6.2.1 Μεταβλητές Σχεδιασμού, Περιορισμοί και Αντικειμενικές Συναρτήσεις

Το πρόβλημα βελτιστοποίησης που μελετάται σ' αυτό το κεφάλαιο είναι το ίδιο με το Κεφάλαιο 6 ως προς τις μεταβλητές σχεδιασμού, του περιορισμούς και τις αντικειμενικές συναρτήσεις.

Η επιλογή των αντικειμενικών συναρτήσεων όμως είναι διαφορετικοί λόγω του στόχου να αποδειχθεί ότι είναι λανθασμένη η αλόγιστη χρήση αντικειμενικών. Συνεπώς, έξι αντικειμενικές συναρτήσεις επιλέχθησαν (f_i), οι οποίες χρησιμοποιούνται ευρέως για να αντιπροσωπεύσουν την άνεση και την ευστάθεια του οχήματος. Πιο συγκεκριμένα, αυτές είναι οι ακόλουθες:

- (a) f_1 , the variance of the acceleration of the body of the vehicle,

$$f_1 = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n (\ddot{z}_{s_j} - \bar{\ddot{z}}_s)^2 = \text{VAR}(\ddot{z}_s) \quad (6.1)$$

(b) f_2 , the average of the variances of the front and rear suspension travels,

$$f_2 = \frac{1}{2} \left(VST_{F1} + VST_{R1} \right) \quad (6.2)$$

(c) f_3 , the average of the variances of the front and rear tire deflections,

$$f_3 = \frac{1}{2} \left(VTD_{F1} + VTD_{R1} \right) \quad (6.3)$$

(d) f_4 , the vibration dose value of the head (VDV_{head}),

$$VDV_i = \left[\int_0^T (\ddot{z}_i(t))^4 dt \right]^{\frac{1}{4}} \quad (6.4)$$

(e) f_5 , the crest factor of the head (CF_{head}) and

$$CF_i = \frac{\max(\ddot{z}_i)}{\text{rms}(\ddot{z}_i)} \quad (6.5)$$

(f) f_6 , the variance of the pitch angle (PTC).

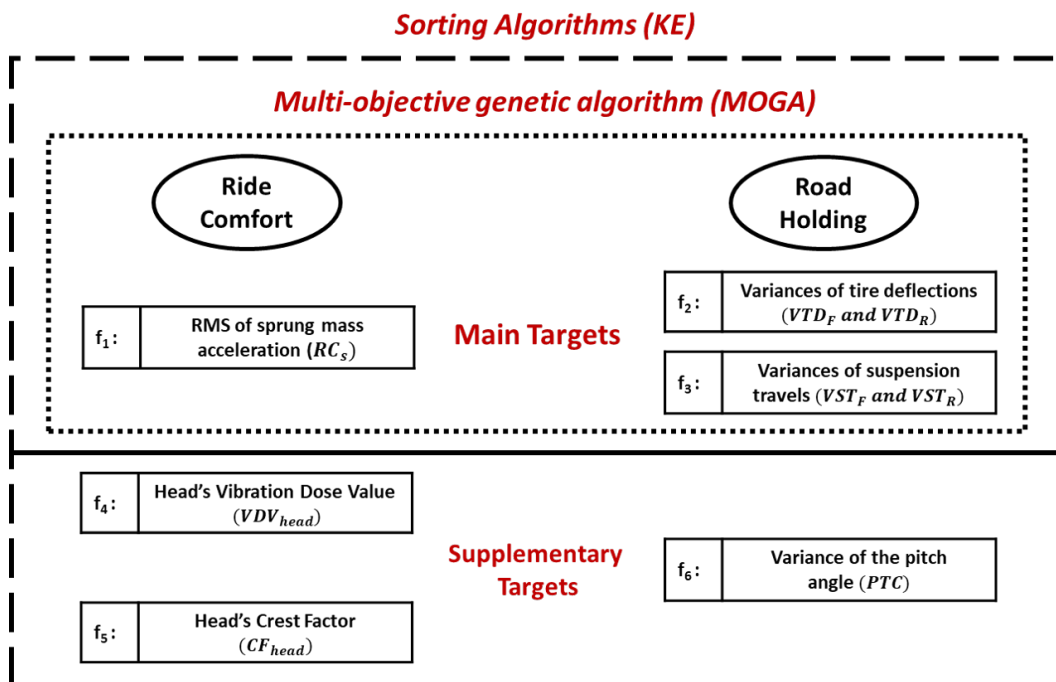
$$PTC = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n (\theta_j - \bar{\theta})^2 = \text{VAR}(\theta) \quad (6.6)$$

Η ελαχιστοποίηση των f_1 , f_4 και f_5 προσφέρει καλύτερη άνεση στους επιβάτες σύμφωνα με την οδηγία ISO-2631, ενώ η ελαχιστοποίηση των υπολοίπων, δηλαδή f_2 , f_3 και f_6 , μειώνει τις μετατοπίσεις του σώματος και των τροχών διασφαλίζοντας καλύτερη κράτημα στο όχημα.

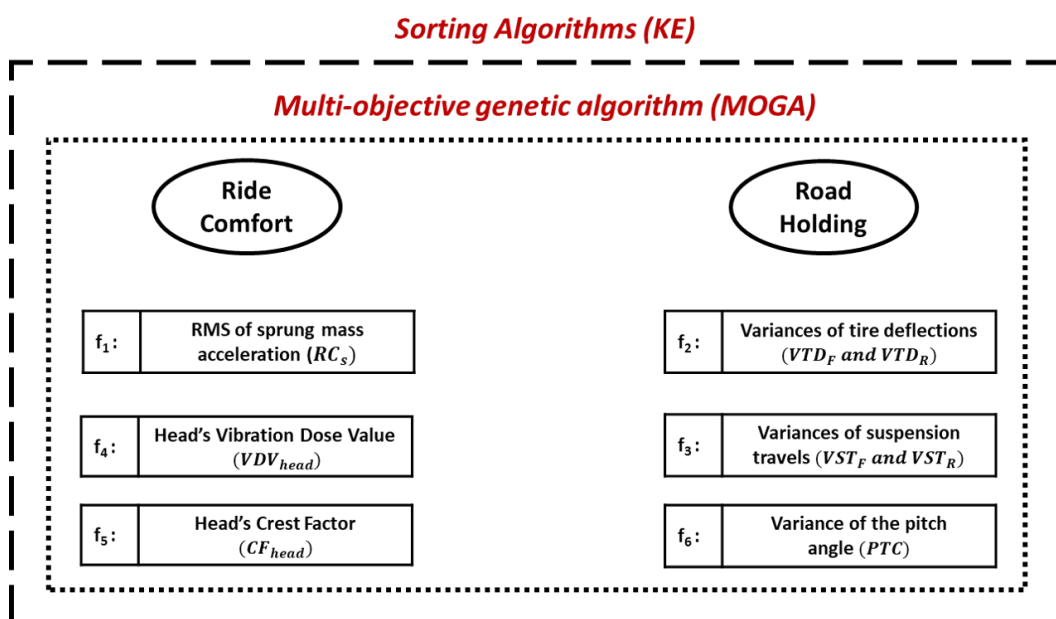
6.2.2 Περιπτώσεις Μελέτης με βάση την επιλογή των αντικειμενικών

Στο Part A, σχηματίζουμε τρεις μονοκριτηριακά προβλήματα με αντικειμενικές συναρτήσεις τις f_1 (Case 1), f_2 (Case 2) και f_3 (Case 3), και έναν συνδυασμό τους με τη χρήση συντελεστών βαρύτητας (Case 4). Τα αποτελέσματα των παραπάνω περιπτώσεων αντλήθηκαν από το προηγούμενο κεφάλαιο. Στην συνέχεια, η βέλτιστη λύση εξ' αυτών βρίσκεται από τον αλγόριθμο ταξινόμησης (KE).

Στο επόμενο μέρος (Part B), η μέθοδος που προτείνεται σ' αυτή την διατριβή εφαρμόζεται. Συνεπώς, επιλέγονται οι έξι αντικειμενικές συναρτήσεις, που χρησιμοποιούνται ευρέως στην βιβλιογραφία, και χωρίζονται σε κύριες (3) και συμπληρωματικές (3). Οι f_1 , f_2 και f_3 επιλέγονται ως κύριες ώστε να υλοποιηθεί ο πολυκριτηριακός γενετικός αλγόριθμος (MOGA), ενώ οι τρεις υπόλοιπες (f_4 , f_5 ανδ f_6) επιλέγονται ως συμπληρωματικές ώστε να ενισχύσουν τις κύριες. Πιο συγκεκριμένα, οι συναρτήσεις f_4 και f_5 ενισχύουν την άνεση των επιβατών και συνεπώς την f_1 ,



Σχήμα 6.1: Μέθοδος που ακολουθήθηκε στο Part B



Σχήμα 6.2: Μέθοδος που ακολουθήθηκε στο Part C

ενώ οι f_6 συνδέονται με την f_2 και την f_3 . Όλες οι αντικειμενικές χρησιμοποιούνται ως είσοδοι στον αλγόριθμο ταξινόμησης (KE), όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.1. Όσον αφορά το Part C, όλες οι παραπάνω αντικειμενικές συναρτήσεις ($f_1 - f_6$) χρησιμοποιούνται στον MOGA, όπως φαίνεται

στο Σχήμα 6.2, και στην συνέχεια εισάγονται στον αλγόριθμο ταξινόμησης (KE). Όλα τα μέρη που μελετήθηκαν παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.1.

Scenarios			Objectives (f)	Threshold(ε)
Type	Part	Cases		
SOO	A	C ₁	f ₁	ε = P _i [max(f ₁);...;max(f ₆)]
		C ₂	f ₂	
		C ₃	f ₃	
		C ₄	w ₁ f ₁ + w ₂ f ₂ + w ₃ f ₃	
MOO	B	-	f = [f ₁ ;...;f ₃]	
	C	-	f = [f ₁ ;...;f ₆]	

Πίνακας 6.1: Περιπτώσεις Μελέτης

Σχετικά με τον αλγόριθμο ταξινόμησης KE, σ' όλα τα Parts η τιμή του ορίου (ε) επιλέγεται βάσει της Εξίσωσης 6.7:

$$\varepsilon = P_i[\max(f_1); \dots; \max(f_6)] \quad (6.7)$$

όπου P_i=[0.60, 0.55, 0.65] χρησιμοποιείται για τα Part A, Part B και Part C αντίστοιχα, και έχουν ορισθεί έτσι ώστε ο αλγόριθμος να δώσει μια μοναδική λύση.

6.3 Συμπεράσματα

Πρώτα απ' όλα, το πιο σημαντικό συμπέρασμα, που επαληθεύει το στόχο αυτή της μελέτης, είναι η διαφορά στην σύγκλιση μεταξύ των μετώπων Pareto στα Part B και C. Ο χωρισμός των αντικειμενικών σε κύριες και συμπληρωματικές ώστε να μειωθεί ο αριθμός τους επέτρεψαν στον αλγόριθμο να συγκλίνει σε πιο βέλτιστες λύσεις. Αυτό αποδεικνύεται από το γεγονός ότι η βέλτιστη λύση του Part B είναι ανώτερη από αυτή του Part C, χωρίς να προσφέρει λύσεις που ανήκουν σε τελείως διαφορετική οικογένεια λύσεων. Επιπλέον, κατάφερε να συγκλίνει περίπου σε 37% λιγότερο υπολογιστικό χρόνο από το Part C. Επιπλέον, η καλύτερη σύγκλιση που παρουσιάστηκε στο Part B, αποδεικνύει το γεγονός ότι τα μέτωπα Pareto πέρα από την αντικρουόμενη σχέση μεταξύ άνεσης και ευστάθειας, υποδεικνύουν και αυτή μεταξύ crest factor με την άνεση, παρά το αντίθετο που αναμενόταν βάσει της οδηγίας ISO-2631. Το παραπάνω συμπέρασμα αποδεικνύει σε κάποιο βαθμό την αμφιβολία που επικρατεί στην βιβλιογραφία σχετικά με την καταλληλότητα του δείκτη για την μελέτη της άνεσης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

Πολυκριτηριακή βελτιστοποίηση ημι-ενεργητικών συστημάτων ανάρτησης

Σ' αυτό το κεφάλαιο, ένας πολυκριτηριακός αλγόριθμος (MOGA) με στόχο την βελτιστοποίηση ημι-ενεργητικών συστημάτων ανάρτησης. Οι αναρτήσεις λειτουργούν με διάφορους skyhook αλγόριθμους (SH-2, ADD and SH-ADD-2). Συνεπώς, διερευνήθηκαν τρεις περιπτώσεις βελτιστοποίησης με στόχο την απόκτηση των μετώπων Pareto και της βέλτιστης λύσης μεταξύ των εναλλακτικών του μετώπου σε κάθε περίπτωση. Οι διαφορές των περιπτώσεων έγκειται στο γεγονός ότι οι αναρτήσεις του υπολογιστικού μοντέλου λειτουργούν με διαφορετικό αλγόριθμο ελέγχου. Σ' αντίθεση με την βιβλιογραφία που επικεντρώνεται κυρίως στα κριτήρια της άνεσης των επιβατών και της ευστάθειας του οχήματος, σ' αυτή την διατριβή μελετάμε την βελτιστοποίηση των συστημάτων ανάρτησης ως προς κάποια επιπρόσθετα.

Παρά την σημασία των επιπρόσθετων στόχων, η αλόγιστη επιλογή αντικειμενική συναρτήσεων στην διαδικασία της βελτιστοποίησης, κοστίζει υπολογιστικό χρόνο και δεν οδηγεί σε πιο 'βέλτιστη λύση', όπως αναλυθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο και πιο διεξοδικά στην εργασία των Papaioannou et al. [14]. Συνεπώς, θα ακολουθηθεί η μέθοδος που προτάθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο για μείωση των αντικειμενικών συναρτήσεων. Η μέθοδος αυτή προτείνει τον διαχωρισμό των αντικειμενικών συναρτήσεων σε κύριες και συμπληρωματικές. Οι κύριες χρησιμοποιούνται στον πολυκριτηριακό γενετικό αλγόριθμο βελτιστοποίησης (MOGA) για την απόκτηση του μετώπου Pareto, ενώ οι συμπληρωματικές προστίθενται στον αλγόριθμο ταξινόμησης (KE) για να βρεθεί η βέλτιστη λύση μεταξύ των εναλλακτικών του μετώπου. Οι συμπληρωματικές είναι δείκτες απόδοσης που είτε συμπληρώνουν τις κύριες είτε είναι σημαντικές για το σχεδιασμό των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων.

Συνοψίζοντας, στο κεφάλαιο αυτό γίνεται διερεύνηση της βελτιστοποίησης ημι-ενεργητικών αναρτήσεων που λειτουργούν με αλγόριθμους skyhook, στους οποίους εφαρμόζεται επιπρόσθετα και ο CDF αλγόριθμος που προτάθηκε σ' αυτή την διατριβή. Σ' αντίθεση με την βιβλιογραφία που επικεντρώνεται κυρίως στην άνεση των επιβατών και στην ευστάθεια του οχήματος, σ' αυτή τη διατριβή μελετάμε το βέλτιστο σχεδιασμό των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων λαμβάνοντας υπόψη περισσότερα κριτήρια. Πιο συγκεκριμένα, εκτός από αντικρουόμενη σχέση της άνεσης και της ευστάθειας, μελετάται και αυτή μεταξύ της διασκορπισμένης ενέργειας και της απόδοσης του ελέγχου. Επιπλέον, ο θόρυβος που προκύπτει στην απόκριση του συστήματος εξαιτίας των μη-γραμμικότητας του αλγόριθμου ελέγχου ("chatter") χρησιμοποιείται ως κριτήριο σχεδιασμού. Για να ληφθούν υπόψη όλα τα κριτήρια που αναφέρθηκαν χωρίς να αυξηθεί ο υπολογιστικός χρόνος στην διαδικασία βελτιστοποίησης, εφαρμόζεται η μέθοδος που προτάθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Καταρχάς, το μαθηματικό μοντέλο βελτιστοποιείται με τον πολυκριτηριακό γενετικό αλγόριθμο έχοντας ως στόχο την άνεση των επιβατών και την ευστάθεια του οχήματος, όπου το καθένα από τα δύο αυτά κριτήρια αντιπροσωπεύεται από μια μοναδική αντικειμενική συνάρτηση. Στην συνέχεια, ένας αλγόριθμος αξιολόγησης εφαρμόζεται στις λύσεις του μετώπου Pareto λαμβάνοντας υπόψη και τα επιπρόσθετα κριτήρια του chattering και της διασκορπισμένης ενέργειας. Τέλος, οι βέλτιστες λύσεις από κάθε περίπτωση παρουσιάζονται και συγκρίνονται μεταξύ τους τόσο ως προς τις μεταβλητές σχεδιασμού τους όσο και τις τιμές των αντικειμενικών τους.

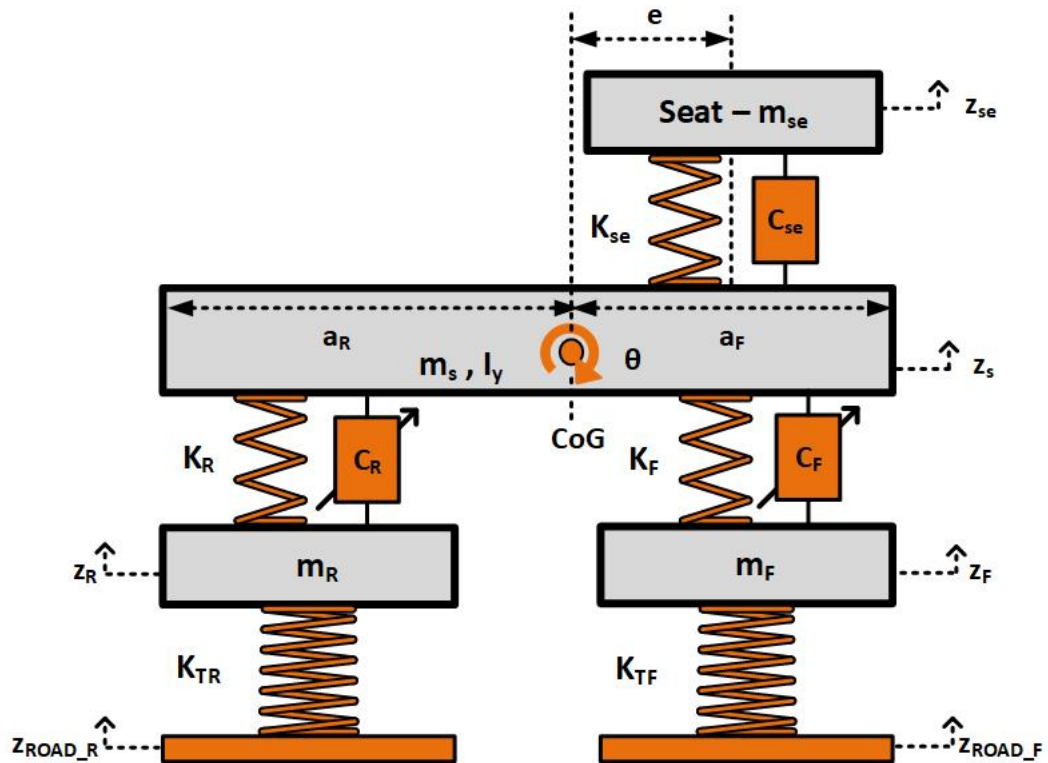
7.1 Περιπτώσεις Μελέτης και Μέθοδοι

7.1.1 Υπολογιστικό Μοντέλο

Σ' αυτό το κεφάλαιο, χρησιμοποιείται ένα (HC2) όπως φαίνεται στο Σχήμα ;;. Οι αναρτήσεις του μοντέλου έχουν γραμμικά ελατήρια (K_{F1} και K_{R1}) και ημι-ενεργητικούς αποσβεστήρες (C_F και C_R), που λειτουργούν με skyhook αλγόριθμους ελέγχου και πιο συγκεκριμένα τους SH-2, ADD, SH-ADD-2, SH-2-CDF και SH-ADD-2-CDF. Επιπρόσθετα, έχει συμπεριληφθεί στην μελέτη και ένα μοντέλο καθίσματος που έχει τοποθετηθεί σ' απόσταση e ($=0.4m$) από το κέντρο μάζας. Οι παράμετροι του μοντέλου φαίνονται στο Πίνακα 7.1.

7.1.2 Προφίλ δρόμου

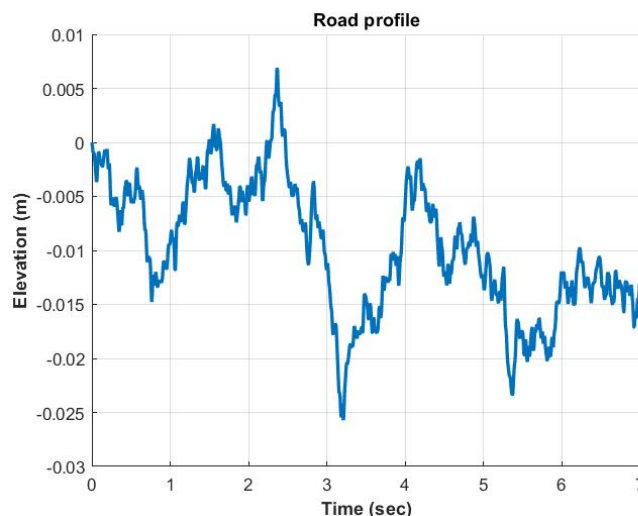
Σ' αυτό το κεφάλαιο, χρησιμοποιήθηκε ένα προφίλ δρόμου κατηγορίας Γ, χρησιμοποιώντας σταθερή ταχύτητα οχήματος V ($=50km/h$) και απόσταση οδήγησης L_s ($=100m$). Το προφίλ δρόμου φαίνεται στο Σχήμα 7.2.



Σχήμα 7.1: Υπολογιστικό μοντέλο οχήματος που χρησιμοποιήθηκε σ' αυτό το κεφάλαιο

Vehicle Model					
Parameter	Unit	Values	Parameter	Unit	Value
m_s	[kg]	520	a_F	[m]	0.91
I_z	[kg m ²]	473	a_R	[m]	1.55
m_R, m_F	[kg]	25	K_{TR}, K_{TF}	[N/m]	$2.00 \cdot 10^5$
Seat Model					
Parameter	Unit	Values	Parameter	Unit	Value
m_{se}	[kg]	90	e	[m]	0.4
C_{se}	[Ns/m]	1200	K_{se}	[N/m]	30000

Πίνακας 7.1: Παράμετροι HC2 μοντέλου οχήματος και μοντέλου καθίσματος



Σχήμα 7.2: Προφίλ δρόμου που χρησιμοποιήθηκε για την διέγερση του υπολογιστικού μοντέλου οχήματος.

7.2 Διαδικασία Βελτιστοποίησης

Αντικειμενικές Συναρτήσεις

Όσον αφορά τον πολυκριτηριακό γενετικό αλγόριθμο **MOGA**, οι κύριες αντικειμενικές που επιλέχθηκαν είναι το RC_{se} και η μέση τιμή του αθροίσματος των VTD_F και VTD_R , που αποτελούν τις πιο διαδεδομένες αντικειμενικές συναρτήσεις στην βιβλιογραφία.

$$f_1 = RC_{se} \quad (7.1)$$

$$f_2 = \frac{TD_F + TD_R}{2} \quad (7.2)$$

Συνεπώς τρία σενάρια βελτιστοποίησης υλοποιήθηκαν, όπου στο καθένα η ανάρτησης του οχήματος λειτουργούσε με διαφορετικό αλγόριθμο (**SH-2**, **ADD** and **SH-ADD-2**). Τα σενάρια φαίνονται στο Πίνακα 7.2.

Μεταβλητές Σχεδιασμού και Όρια

Έχουν επιλεγεί οι συντελεστές απόσβεσης για τους ημι-ενεργητικούς αλγόριθμους ($C_{min,i}$ και $C_{max,i}$) και οι σταθερές των ελατηρίων (K_F και K_R) ως μεταβλητές σχεδιασμού, όπως φαίνεται από τον Πίνακα 7.2. Όσον αφορά τον **SH-ADD-2** χρησιμοποιείται και η μεταβλητή α . Τα όρια των μεταβλητών σχεδιασμού φαίνονται στο Πίνακα 7.3.

Case	Description	Design Variable	Objective
1	SH-2	$[K_{F1}; C_{max_{F1}}; C_{min_{F1}}; K_{R1}; C_{max_{R1}}; C_{min_{R1}}]$	$[f_1; f_2]$
2	ADD		
3	SH-ADD-2	$[K_{F1}; C_{max_{F1}}; C_{min_{F1}}; K_{R1}; C_{max_{R1}}; C_{min_{R1}}, a]$	

Πίνακας 7.2: Περιπτώσεις μελέτης βελτιστοποίησης που υλοποιήθηκαν για τον MOGA.

Design Variable	Unit	Bounds	
		Lower	Upper
K_{F1}, K_{R1}	$[N/m]$	15000	70000
$C_{min_{F1}}, C_{min_{R1}}$	$[N.s/m]$	500	2500
$C_{max_{F1}}, C_{max_{R1}}$	$[N.s/m]$	2500	5000
a (SH-ADD-2)	$[rad/s]$	10	60

Πίνακας 7.3: Όρια μεταβλητών σχεδιασμού.

Περιορισμοί

Οι περιορισμοί που τέθηκαν στο πρόβλημα βελτιστοποίησης έστω να συνοπολογιστούν και πρακτικά ζητήματα στο σχεδιασμό της ανάρτησης, φαίνονται στις Εξισώσεις 7.3 - 7.6.

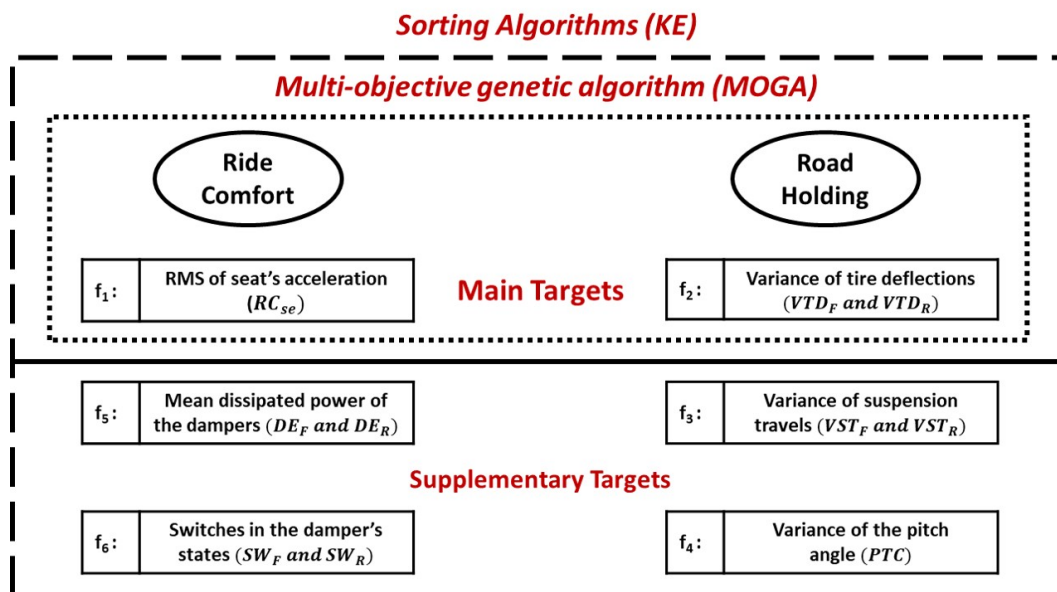
$$\max(\ddot{z}_s) \leq 4.5 \frac{m}{s^2} \quad (7.3)$$

$$MST_i \leq 0.13m \quad (7.4)$$

$$MTD_i \leq 0.05m \quad (7.5)$$

$$\max(z_i) \leq 0.07m \quad (7.6)$$

όπου $i = F_1, R_1$ για το εμπρόσθιο και οπίσθιο σύστημα ανάρτησης, αντίστοιχα. Ο περιορισμός της Εξίσωσης 7.3 αφορά την μέγιστη τιμή της απόκρισης της επιτάχυνσης της αναρτημένης μάζας, ενώ ο περιορισμός της Εξίσωσης 7.6 διασφαλίζει συγκεκριμένη διαδρομή ανάρτησης, καθώς οι περιορισμοί των Εξισώσεων 7.4 - 7.5 ενισχύουν το στόχο της ευστάθειας του οχήματος απαιτώντας μικρή συμπίεση ελαστικών και μικρή μετατόπιση μη αναρτημένης μάζας.



Σχήμα 7.3: Προσέγγιση, που βασίζεται στον αλγόριθμο KEMOGA, για τον χειρισμό των αντικειμενικών συναρτήσεων με στόχο την μείωση τους.

7.2.1 Αλγόριθμος Ταξινόμησης : **k-ε optimality method**

Αντικειμενικές συναρτήσεις

Λαμβάνοντας υπόψη το πρόβλημα της αλόγιστης επιλογής αντικειμενικών συναρτήσεων, όπως παρουσιάστηκε σε προηγούμενα κεφάλαια, οι κύριες αντικειμενικές συναρτήσεις επιλέχθηκαν προσεκτικά για την υλοποίηση του πολυκριτηριακού γενετικού αλγόριθμου (MOGA), ενώ οι συμπληρωματικές προστέθηκαν για τον αλγόριθμο ταξινόμησης, όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.3. Ο αλγόριθμος ταξινόμησης (KE) εφαρμόζεται με 5 αντικειμενικές συναρτήσεις όπως φαίνεται στο Πίνακα 7.3. Αρχικά, τρεις περιπτώσεις υλοποιήθηκαν, όπου έγινε βελτιστοποίηση με τον πολυκριτηριακό αλγόριθμο (SH-2, ADD and SH-ADD-2) και στην συνέχεια ακόμα δύο υλοποιήθηκαν ώστε να εφαρμοσθεί ο αλγόριθμος ταξινόμησης σ' αυτές. Πιο συγκεκριμένα, δημιουργήθηκαν από την προσομοίωση του υπολογιστικού μοντέλου για τις βέλτιστες λύσεις των περιπτώσεων SH-2 and SH-ADD-2, με την διαφορά ότι ο αλγόριθμος ελέγχου των ημι-ενεργητικών αναρτήσεων είχε χρησιμοποιήσει τον ελεγκτή CDF.

Όσον αφορά τις συμπληρωματικές συναρτήσεις επιλέχθηκαν για να ενισχύσουν τις κύριες (διαδρομή ανάρτησης και γωνία καλπασμού) ή είναι πολύ σημαντικές για τον σχεδιασμό των ημι-ενεργητικών συστημάτων ανάρτησης (διασκορπισμένη ενέργεια και αριθμός εναλλαγών κατάστασης του απόσβεστήρα). Συνεπώς, τέσσερις αντικειμενικές συναρτήσεις προστέθηκαν όπως παρουσιάστηκε στις Εξισώσεις 7.7-7.10.

$$f_3 = \frac{ST_F + ST_R}{2} \quad (7.7)$$

$$f_4 = PTC \quad (7.8)$$

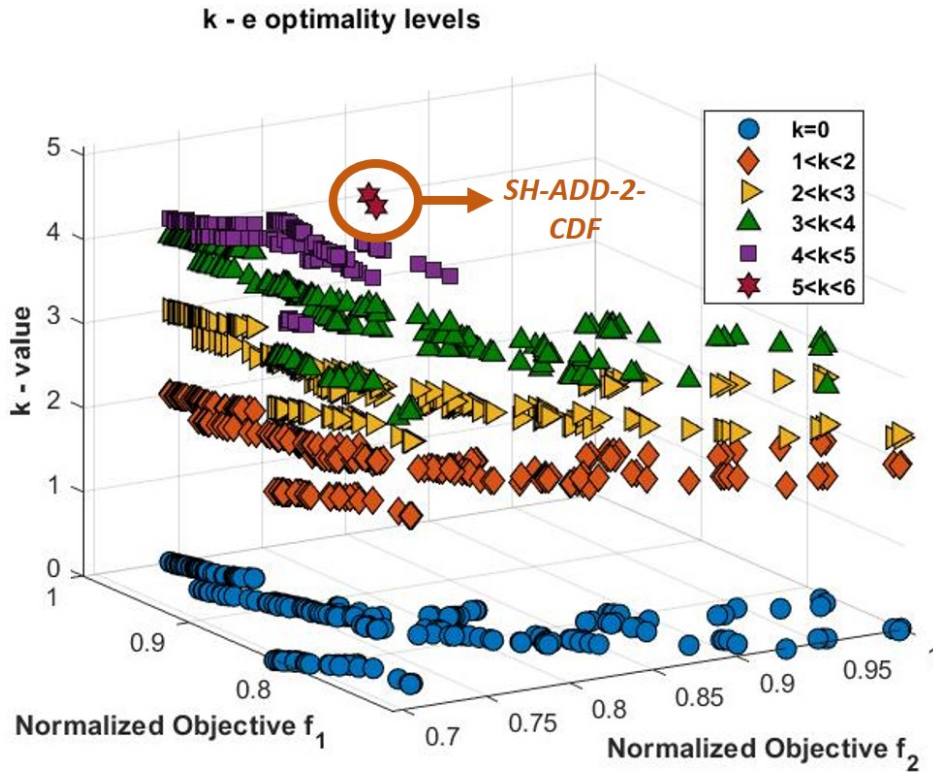
$$f_5 = DE_F + DE_R \quad (7.9)$$

$$f_6 = SW_F + SW_R \quad (7.10)$$

Οι δύο πρώτες (f_3 ανδ f_4) αντιπροσωπεύουν την διαδρομή της ανάρτησης και τον καλπασμό του οχήματος, συσχετίζονται με την ευστάθεια του οχήματος (f_2) και έχουν επιλεχθεί ώστε να ενισχύσουν τον συγκεκριμένο στόχο. Η επόμενη αντικειμενική, f_5 , αφορά την διασκορπισμένη ενέργεια στους δύο αποσβεστήρες του μοντέλου. Σύμφωνα με την εργασία των Crews et al. [79] και πιο συγκεκριμένα από τα διαγράμματα που παρουσιάστηκαν, η σχέση μεταξύ της διασκορπισμένης ενέργειας με την άνεση των επιβατών είναι σύνθετη, καθώς είναι και σε σύγκρουση και όχι ανάλογα με το εύρος τιμών που μελετάται. Σ' αυτό το κεφάλαιο, χρησιμοποιείται με στόχο την ενίσχυση της άνεσης και λαμβάνει υπόψη την θερμική απόδοση του αποσβεστήρα. Τέλος, η τελευταία συμπληρωματική συνάρτηση (f_6) αντιστοιχεί στις εναλλαγές της κατάστασης του αποσβεστήρα. Ο συγκεκριμένος στόχος δεν έχει χρησιμοποιηθεί από άλλους ερευνητές στο παρελθόν, όσον αφορά ημι-ενεργητικών αναρτήσεων και η ελαχιστοποίηση του θα μπορούσε να προσφέρει πολλά πλεονεκτήματα. Πρώτον και κυριότερον, στοχεύει στην μείωση της καταπόνησης των εξαρτημάτων του αποσβεστήρα, με αποτέλεσμα να αυξήσει την διάρκεια ζωής τους. Επίσης, η μείωση της f_6 θα οδηγήσει σε μείωση του θορύβου στην απόκριση της επιτάχυνσης. Συνεπώς, ο συγκεκριμένος στόχος θα μπορούσε να θεωρηθεί απαραίτητος για το σχεδιασμό και την διαδικασία της βελτιστοποίησης.

7.3 Συμπεράσματα

Στηριζόμενοι στα αποτελέσματα του παρόντος κεφαλαίου, αποδεικνύεται η εφαρμοσιμότητα και η αποδοτικότητα του αλγόριθμου KEMOGA στο σχεδιασμό ημι-ενεργητικών προτάσεων, όπως προτάθηκε από τον Papaioannou et al. [14]. Ο χωρισμός των αντικειμενικών συναρτήσεων σε κύριες και συμπληρωματικές επιτρέπει στον αλγόριθμο να προσφέρει βέλτιστες λύσεις, οι οποίες όχι μόνο έχουν λάβει υπόψη επιπρόσθετα κριτήρια σχεδιασμού αλλά και η σύγκλιση θα επιτευχθεί μέσα σε λιγότερο υπολογιστικό χρόνο. Συνεπώς, η προσέγγιση αυτή επιτρέπει την ενσωμάτωση περισσότερων κριτηρίων στην διαδικασία της βελτιστοποίησης ενός συστήματος ανάρτησης, πέρα



Σχήμα 7.4: Τα επίπεδα k-ε των βέλτιστων λύσεων όπως προέκυψαν αναζητώντας την βέλτιστη λύση μεταξύ αυτών.

από την άνεση των επιβατών και την ευστάθεια του οχήματος. Το συγκεκριμένο πλεονέκτημα είναι ιδιαίτερα σημαντικό, ειδικά στην περίπτωση όπου οι επιπρόσθετοι στόχοι παρουσιάζουν πιο περιπλοκή σχέση με τους κύριους στόχους, όπως συμβαίνει στο παρών κεφάλαιο με την διασκορπισμένη ενέργεια και στο προηγούμενο με το crest factor. Λόγω της περίπλοκης αυτής σχέσης που παρουσιάζουν, θα μπορούσαν να θεωρηθούν ακατάλληλες αντικειμενικές συναρτήσεις που πιθανόν θα μπορούσαν να αποπροσανατολίσουν τον αλγόριθμο και θα τον οδηγούσαν στην απαίτηση για παραπάνω υπολογιστικό χρόνο ώστε να καταλήξει στην σύγκλιση. Παρόλα αυτά, μέσω της προσέγγισης αυτής εισάγονται μόνο στον αλγόριθμο ταξινόμησης και ενσωματώνονται επιτυχώς στην διαδικασία βελτιστοποίησης.

Ένα άλλο σημαντικό συμπέρασμα, που προκύπτει από το παρών κεφάλαιο, είναι η σημαντική βελτίωση που παρατηρείται όταν στους αλγόριθμους SH-2 και SH-ADD-2 εφαρμόζεται ο CDF. Η βελτίωση αυτή αρχικά αποδεικνύεται από το "ψεύδο"-μέτωπο Pareto του SH-2-CDF και του SH-ADD-2-CDF όπου έχουν παρουσιάσει λύσεις με καλύτερη απόδοση από τους παραδοσιακούς αλγόριθμους, όσον αφορά τις αντικειμενικές συναρτήσεις τους. Πιο συγκεκριμάν, επιτυγχάνεται μείωση των εναλλαγών της κατάστασης του αποσβεστήρα μέχρι και 50% και στους δύο αλγόριθμους. Παρόλα αυτά, η βελτίωση αυτή είναι πιο έντονη όταν ο CDF αλγόριθμος εφαρμόζεται στον

SH-2, όπου επιτυγχάνεται βελτίωση του στα επίπεδα του **SH-ADD**, που θεωρείται από τους πιο ανώτερους αλγόριθμους στην βιβλιογραφία. Τέλος, η βέλτιστη λύση από όλες τις περιπτώσεις, όπως δίνεται από τον αλγόριθμο ταξινόμησης, προκύπτει από τον **SH-ADD-2-CDF**, αποδεικνύοντας την ανωτερότητα του έναντι όλων των υπολοίπων.

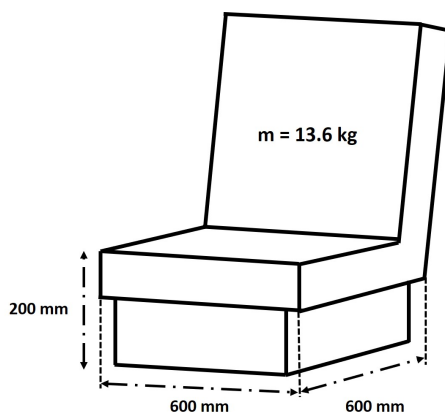
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8

Βελτιστοποίηση συστημάτων ανάρτησης καθισμάτων

Όταν το όχημα είναι εξοπλισμένο με υψηλής ποιότητας αναρτήσεις ή όταν οδηγεί σε ομαλούς/λείους δρόμους, το μέγεθος των ταλαντώσεων που συνήθως υπεισέρχεται στα καθίσματα των επιβατών είναι χαμηλό. Αντίθετα, όταν το όχημα στερείται καλές αναρτήσεις ή κινείται σε επαρχιακούς δρόμους ή κακής ποιότητας, το κάθισμα των επιβατών διεγείρεται με ταλαντώσεις υψηλού μέτρου. Συνεπώς, η χρήση τόσο αναρτήσεων στο όχημα αλλά και καθισμάτων με συστήματα ανάρτησης είναι απαραίτητες, έτσι ώστε να απομονώσουν και να προστατέψουν τους επιβάτες από τις συνέπειες της έκθεσης τους σε ταλαντώσεις υψηλού μέτρου [4, 5]. Σύμφωνα με το παραπάνω, στην διατριβή αυτή, μετά την διερεύνηση της διαδικασίας της βελτιστοποίησης των συστημάτων ανάρτησης του οχήματος, το ενδιαφέρον μεταφέρεται στις αναρτήσεις των καθισμάτων και στην βελτιστοποίησή τους. Σχετικά με τις αναρτήσεις για καθίσματα, η άνεση τους έχει αποδειχθεί ότι είναι σ' άμεση εξάρτηση τόσο με την στατική άνεση (π.χ. στιβαρότητα μηχανισμού) και την δυναμική άνεση (π.χ. μέγεθος ταλαντώσεων). Συνεπώς διάφοροι, ερευνητές προσπάθησαν να αντιμετωπίσουν τη συγκεκριμένη σύγκρουση ή έστω να την αποσβέσουν με την μοντελοποίηση καινοτόμων συστημάτων ανάρτησης, όπως τις λεγόμενες αρνητικές. Παρόλα αυτά, η μοντελοποίηση και ο σχεδιασμός του δεν είναι η μόνη λύση για την βελτίωση της δυναμικής του συμπεριφοράς, η βελτιστοποίηση είναι ιδιαίτερα σημαντική στο σχεδιασμό του καθίσματος διασφαλίζοντας την απαραίτητη άνεση στον επιβάτη και την στιβαρότητα της κατασκευής.

Σ' αυτό το κεφάλαιο, παρουσιάζεται η εφαρμογή ενός καινοτόμου, από την σκοπιά της διάταξης παθητικών και αρνητικών στοιχείων στιβαρότητας, ταλαντωντή (**KD**amper), στην ανάρτηση ενός καθίσματος επιβατικού οχήματος. Ο συγκεκριμένος ταλαντωντής συγκρίνεται με άλλους

τέσσερις ταλαντωτές που έχουν ήδη κατασκευασθεί και παρουσιασθεί στην βιβλιογραφία. Οι ταλαντωτές αρχικά βελτιστοποιούνται χρησιμοποιώντας την πολυκριτηριακή μέθοδο του μετώπου Pareto και τα μέτωπα Pareto που προκύπτουν συγκρίνονται μεταξύ τους. Οι βέλτιστες λύσεις που προκύπτουν για την περίπτωση της διέγερσης των ταλαντωτών με την απόκριση της αναρτημένης μάζας ενός επιβατικού οχήματος, καθώς αυτό κινείται σε τυχαία προφίλ δρόμων διάφορων κατηγοριών. Επιπλέον, πραγματοποιείται μια εκτεταμένη δυναμική ανάλυση της επίδοσης των ταλαντωτών. Πιο συγκεκριμένα, τρεις τύποι ανάλυσης χρησιμοποιούνται για τη σύγκριση των μοντέλων με στόχο την εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων για τα επίπεδα απόσβεσης των ταλαντωτών και της προσαρμοστικότητας τους σε διαφορετικές μάζες επιβατών και σε διαφορετικές διεγέρσεις που προκύπτουν από διαφορετικά προφίλ δρόμων. Τέλος, τρεις λύσεις από το μέτωπο Pareto έχουν επιλεγεί σύμφωνα με την θεωρία και οι συναρτήσεις μεταφοράς των επιταχύνσεων στο κεφάλι του επιβάτη υπολογίζονται.



Σχήμα 8.1: Διαστάσεις καθίσματος επιβατικού οχήματος που χρησιμοποιούνται ως περιορισμοί στη διαδικασία βελτιστοποίησης

8.1 Μέθοδοι και Περιπτώσεις Μελέτης

8.1.1 Υπολογιστικά Μοντέλο Οχήματος

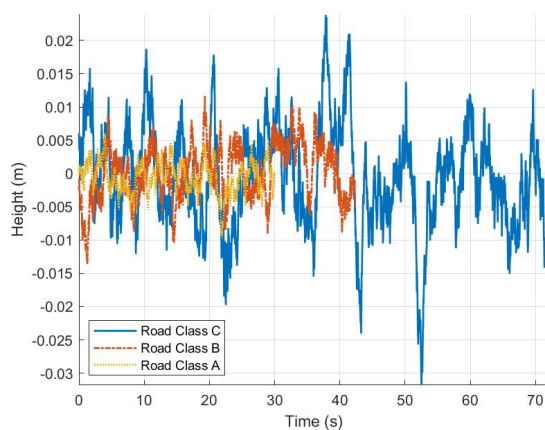
Δεδομένου ότι το ενδιαφέρον του κεφαλαίου στρέφεται στα συστήματα ανάρτησης των καθισμάτων, ένα απλό υπολογιστικό μοντέλο οχήματος έχει χρησιμοποιηθεί ώστε να υπολογιστεί η απόκριση της αναρτημένης μάζας τους, που θα εφαρμοστεί ως διέγερση στην βάση των καθισμάτων. Συνεπώς, ένα (QC), χρησιμοποιείται με παραμέτρους που φαίνονται στο Πίνακα 8.1.

Parameter	Unit	Value	Parameter	Value	Value
m_s	[kg]	285	m_u	[kg]	25
K_u	[N/m]	30000	C	[Nm/s]	2500
K_{Tu}	[N/m]	200000			

Πίνακας 8.1: Παράμετροι QC μοντέλου οχήματος

8.1.2 Προφίλ Δρόμου

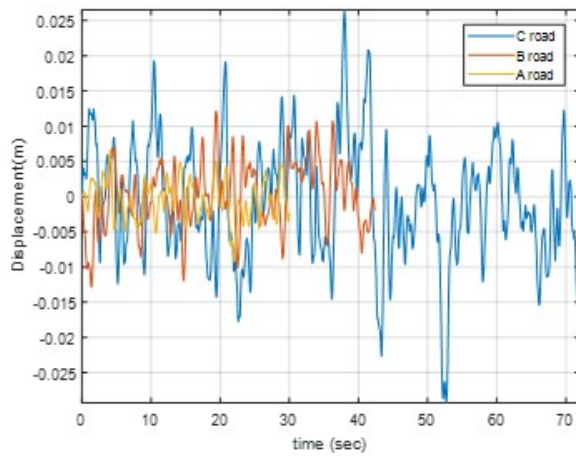
Τρία προφίλ δρόμου κατηγορίας A, B και Γ, μήκους ($L_s = 1000m$), χρησιμοποιούνται και το όχημα κινείται σ' αυτά με σταθερή ταχύτητα V (120, 85 και 50 km/m αντίστοιχα). Προηγούμενες εργασίες προτείνουν οι προσομοιώσεις να είναι το πολύ 2 h , ώστε να εξαχθούν αξιόπιστα συμπεράσματα. Τα διαγράμματα των προφίλ δρόμων παρουσιάζονται στο Σχήμα 8.2.



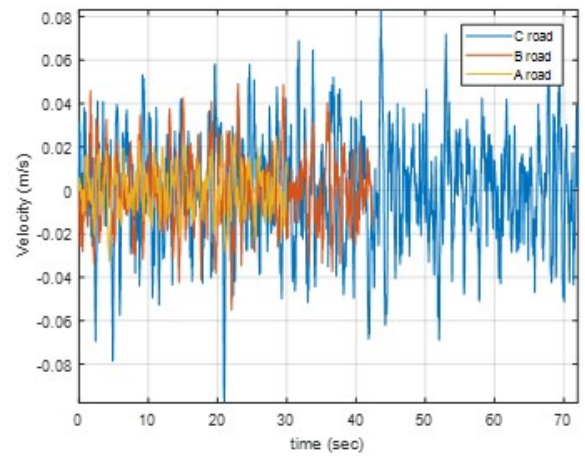
Σχήμα 8.2: Προφίλ Δρόμων

8.1.3 Διεγέρσεις στα μοντέλα καθισμάτων

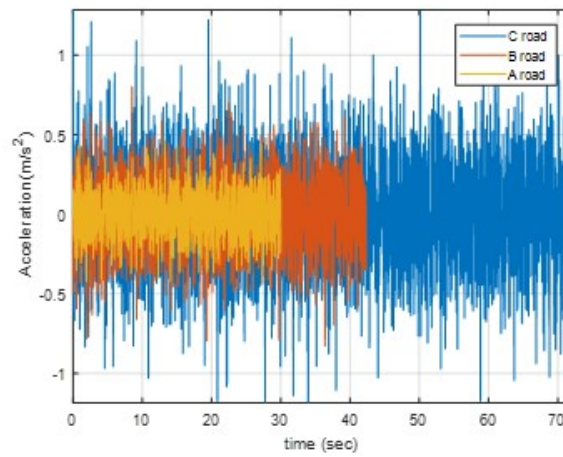
Τα προφίλ δρόμου που παρουσιάστηκαν προηγουμένως χρησιμοποιήθηκαν για την διεγερση του υπολογιστικού μοντέλου οχήματος και στην συνέχεια να υπολογιστεί η απόκριση της αναρτημένης μάζας και να διεγείρει τα καθίσματα. Πιο συγκεκριμένα, οι μετατοπίσεις, οι ταχύτητες και οι επιταχύνσεις της αναρτημένης μάζας φαίνονται στο Σχήμα 8.3.



(α) Μετατοπίσεις.



(β) Ταχύτητες.



(γ) Επιταχύνσεις.

Σχήμα 8.3: Απόκριση αναρτημένης μάζας οχήματος.

8.2 Διαδικασία Βελτιστοποίησης

8.2.1 Αντικειμενικές Συνάρτησεις

Οι αντικειμενικές συναρτήσεις για τη βελτιστοποίηση των καθισμάτων επιλέχθηκαν ώστε να αντιπροσωπεύουν τη συνεισφορά των δυναμικών και στατικών παραγόντων, στην συνολική άνεση. Πιο συγκεκριμένα, έχουν επιλεγθεί

1. η f_1 , όπως φαίνεται στην Εξίσωση 8.1, που αποτελεί την *RMS* τιμή της επιτάχυνσης του καθίσματος και περιγράφει την δυναμική άνεση:

$$f_1 = RC_{se} \quad (8.1)$$

2. η f_2 , όπως φαίνεται στην Εξίσωση 8.2, που αποτελεί την αρχική συμπίεση του καθίσματος και περιγράφει την στατική άνεση:

$$f_2 = X_{ST} \quad (8.2)$$

όπου X_{ST} διαφέρει ανάλογα με το μοντέλο καθίσματος.

Για όλες τις περιπτώσεις βελτιστοποίησης που υλοποιούνται σ' αυτό το κεφάλαιο, οι αντικειμενικές συναρτήσεις είναι οι ίδιες, όπως περιγράφησαν στις Εξισώσεις 8.1 - 8.2.

8.2.2 Περιορισμοί, Μεταβλητές Σχεδιασμού και τα Όρια τους

Στην συνέχεια, ως μεταβλητές σχεδιασμού επιλέχθηκαν οι βασικές παράμετροι τόσο του παθητικού και του αρνητικού τμήματος του συστήματος ανάρτησης. Σ' αυτές τέθηκαν κατάλληλα όρια όπως και συγκεκριμένοι περιορισμοί στο πρόβλημα, ώστε να διασφαλιστούν συγκεκριμένες διαστάσεις στο κάθισμα και ότι η βέλτιστη λύση που θα προκύψει θα ανταποκρίνεται σ' ένα άνετο κάθισμα μικρής κατασκευής/ Στο Σχήμα 8.1 το συνολικό ύψος, πλάτος και μήκος του καθίσματος παρουσιάζονται όπως μετρήθηκαν από ένα κάθισμα επιβατικού οχήματος. Η μάζα του καθίσματος και του επιβάτη επιλέχθηκαν, 13.6 kg και 81.4 kg αντίστοιχα.

8.3 Βέλτιστος Σχεδιασμός

Σ' αυτό το κεφάλαιο, όπως αναλύθηκε ο **KDampner (NSS4 Model)** εφαρμόζεται σ' ένα σύστημα ανάρτησης καθίσματος και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται. Με σκοπό την εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με την δυναμική συμπεριφορά του, συγκρίνεται με τους υπόλοιπους ταλαντωτές

#	Design Variables	Lower Bound	Upper Bound	#	Constraints
Passive Model (PS)					
1	K [N/m]	$1.0 \cdot 10^4$	$1.5 \cdot 10^5$	1	$RC_{se} < 1 \text{ m/s}^2$
2	C [N.s/m]	$2.0 \cdot 10^2$	$2.5 \cdot 10^3$	2	$X_{ST} < 0.1 \text{ m}$
Carella et al. (NSS1)					
1	γ	0.01	0.99	1	$RC_{se} < 1 \text{ m/s}^2$
2	α	0.00	5.00		
3	a_o [m]	0.10	0.30	2	$X_{ST} < 0.1 \text{ m}$
4	C [N.s/m]	$2.0 \cdot 10^2$	$2.5 \cdot 10^3$		
Thahn Le et al. (NSS2)					
1	α	0.00	1.0	1	$RC_{se} < 1 \text{ m/s}^2$
2	L_o	0.10	0.3	2	$X_{ST} < 0.1 \text{ m}$
3	a_o [m]	0.10	0.3	3	$\alpha < \frac{\gamma_1}{2(1+\gamma_1-\gamma_2)}$
4	b [m]	0.05	0.3	4	$\gamma_1 \geq \gamma_2 - 1$
5	C [N.s/m]	$2.0 \cdot 10^2$	$2.5 \cdot 10^3$	5	$\gamma_2 < 1$
Yan et al. (NSS3)					
1	α	0.00	5.00	1	$RC_{se} < 1 \text{ m/s}^2$
2	R [m]	0.01	0.25	2	$X_{ST} < 0.1 \text{ m}$
3	d [m]	0.00	0.25	3	$R > r$
4	r [m]	0.01	0.25	4	$\mu \cdot R > d$
5	C [N.s/m]	$2.0 \cdot 10^2$	$2.5 \cdot 10^3$		$\mu = 0.8$
Antoniadis et al. (NSS4)					
1	a_o [m]	0.10	0.30	1	$RC_{se} < 1 \text{ m/s}^2$
2	L_o [m]	0.10	0.30		
3	b [m]	0.10	0.30	2	$X_{ST} < 0.1 \text{ m}$
4	K_S [N/m]	$1.0 \cdot 10^4$	$1.8 \cdot 10^5$		
5	K_v [N/m]	$2.0 \cdot 10^4$	$7.0 \cdot 10^4$	3	$-0.1 < c_I < 0.1$
6	K_h [N/m]	$2.0 \cdot 10^4$	$7.0 \cdot 10^4$		
7	C [N.s/m]	$2.0 \cdot 10^2$	$2.5 \cdot 10^3$		

Πίνακας 8.2: Η διαμόρφωση του προβλήματος βελτιστοποίησης για τις πέντε περιπτώσεις μελέτης (PS, NSS1, NSS2, NSS3 και NSS4). Μεταβλητές Σχεδιασμού, Άνω και κάτω Όρια και Περιορισμοί.

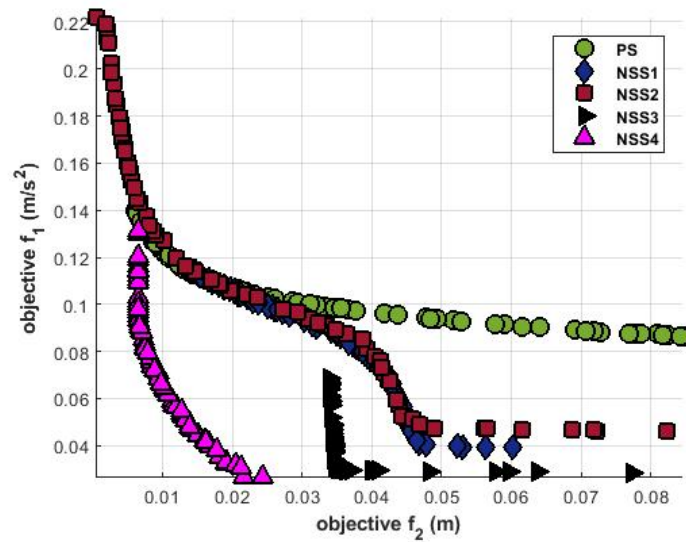
(PS, NSS1, NSS2 και NSS3). Συνεπώς, όλοι βελτιστοποιούνται ως προς την άνεση τους και την ασφάλη λειτουργία της κατασκευής εφαρμόζοντας περιορισμούς όχι μόνο για μια μικρή κατασκευή σε μέγεθος που θα μπορεί να τοποθετηθεί σ' ένα κάθισμα αλλά και θα διασφαλίζει την άνεση των επιβατών. Ο βέλτιστος σχεδιασμός των παραπάνω στόχων, που βρίσκονται σε σύγκρουση, βρίσκεται σε δύο πολύκριτηριακά προβλήματα βελτιστοποίησης με την εφαρμογή δύο διαφορετικών διεγέρσεων στους ταλαντωτές. Οι διεγέρσεις αντιπροσωπεύουν την απόκριση του σώματος

του οχήματος, όταν αυτό κινείται πάνω σε δρόμο κατηγορίας A και B. Συνεπώς, με στόχο την εξαγωγή συμπερασμάτων, τα αποτελέσματα για κάθε περίπτωση παρουσιάζονται συγκρίνοντας το μέτωπο Pareto για το προφίλ δρόμου κατηγορίας A (Pareto A) μ' αυτό για το προφίλ δρόμου κατηγορίας B (Pareto B), αλλά και τις μεταβλητές σχεδιασμού κάθε περίπτωσης. Επιπρόσθετα, βρίσκονται οι κοινές λύσεις από τα δύο μέτωπα Pareto για κάθε περίπτωση. Παρόλα αυτά, δεδομένου ότι είναι ιδιαίτερα δύσκολο για τους γενετικούς αλγόριθμους να συγκλίνουν ακριβώς στις ίδιες βέλτιστες λύσεις όχι μόνο σε διαφορετικά προβλήματα βελτιστοποίησης (διαφορετικές διεγέρσεις στην παρούσα περίπτωση) αλλά και στο ίδιο πρόβλημα βελτιστοποίησης, οι κοινές λύσεις αναζητούνται θεωρώντας ένα επιτρεπτό ποσοστό διαφοράς στις τιμές

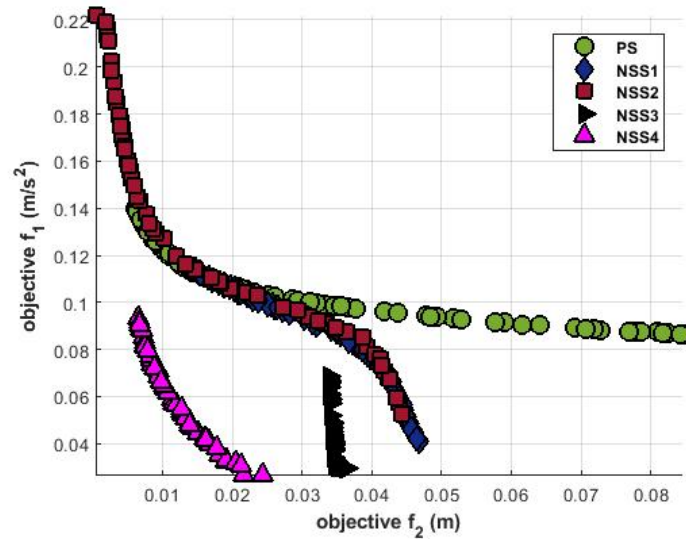
8.4 Δυναμική Ανάλυση

Στη συνέχεια, αφού έχουν παρουσιασθεί τα μέτωπα Pareto όπως προέκυψαν για κάθε μοντέλο, μετατράπηκαν όλα και στη συνέχεια συγκρίθηκαν εκ νέου Σχήμα 8.4. Έπειτα, τρεις κατηγορίες ανάλυσης χρησιμοποιήθηκαν για την περαιτέρω σύγκριση των μοντέλων και την εξαγωγή συμπερασμάτων για τα επίπεδα απόσβεσης των μοντέλων.

1. Ανάλυση 1: Όλες οι βέλτιστες λύσεις που δόθηκαν από τα μέτωπα Pareto εφαρμόζονται στα μοντέλα. Στην συνέχεια, γίνονται προσομοιώσεις τους για άλλες δύο διαφορετικές διεγέρσεις, που αντιστοιχούν στην απόκριση της αναρτημένης μάζας για την κίνηση του οχήματος σε δύο διαφορετικά προφίλ δρόμων (B και Γ). Τα δύο 'ψεύδο'-μέτωπα για τις επιπρόσθετες διεγέρσεις συγκρίνονται με το αρχικό.
2. Ανάλυση 2: Όλες οι βέλτιστες λύσεις που δόθηκαν από τα μέτωπα Pareto εφαρμόζονται στα μοντέλα. Στην συνέχεια, αλλάζουμε την μάζα του συστήματος ($m = \text{επιβάτης} + \text{κάθισμα} = 95 \text{ kg}$) με την προσθήκη και αφαίρεση 20 kg από την αρχική. Τα δύο 'ψεύδο'-μέτωπα για τις επιπρόσθετες διεγέρσεις συγκρίνονται με το αρχικό.
3. Αναψις 3: Σύμφωνα με την θεωρία του μετώπου Pareto, τα άκρα του μετώπου, αντιστοιχούν στις βέλτιστες λύσεις που θα προέκυπταν αν το πρόβλημα βελτιστοποίησης είχε ορισθεί μονοκριτηριακά, ενώ η ενδιάμεση λύση του μετώπου αποτελεί τον καλύτερο συμβιβασμό των δύο στόχων, όπως φαίνεται στο Σχήμα 8.5. Στην συνέχεια, επιλέχθηκαν αυτές οι τρεις λύσεις (Edge 1, Edge 2 and Mid) για κάθε μοντέλου. Αφού προσθετεί το μοντέλο του επιβάτη στα καθίσματα, οι βέλτιστες λύσεις εφαρμόζονται στα μοντέλα για να γίνουν οι κατάλληλες προσομοιώσεις. Η μεταφορά των ταλαντώσεων από το κάθισμα στο κεφάλι του επιβάτη (seat to head transmissibilities-STHT) της κάθε λύσης παρουσιάζεται για όλα τα μοντέλα συγκριτικά.

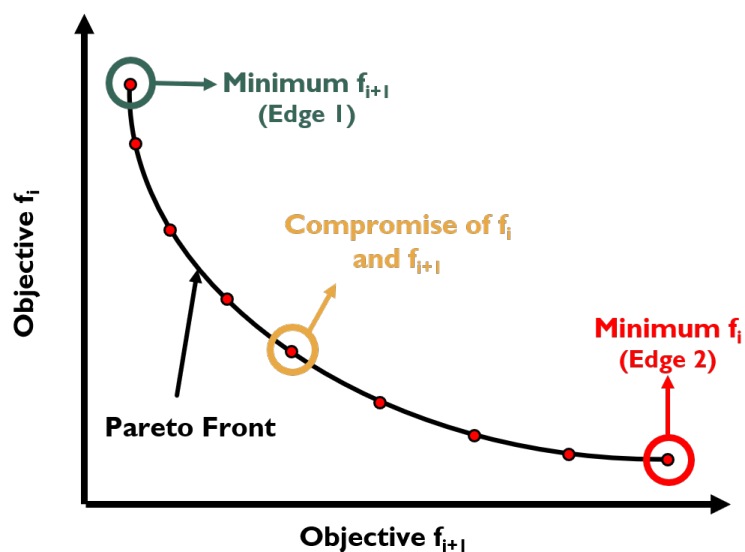


(α') Το αρχικό.



(β') Το ανακατασκευασμένο.

Σχήμα 8.4: Σύγκριση των μετώπων Pareto για όλα τα μοντέλα ($PS, NSS1, NSS2, NSS3$ και $NSS4$).



Σχήμα 8.5: Θεωρία του μετώπου Pareto σύμφωνα με την οποία επιλέχθηκαν τρεις λύσεις για την Ανάλυση 3.

8.5 Συμπεράσματα

8.5.1 Βέλτιστος Σχεδιασμός

Όσον αφορά τα συστήματα ανάρτησης στα καθίσματα, το συμβατικό μοντέλο (*PS*) λειτουργεί αντίστοιχα με τον *NSS1* και το *NSS2* για τιμές της f_2 μέχρι 0.02 m , ενώ για μεγαλύτερες μετατοπίσεις, το αρνητικό σύστημα ανάρτησης συνεισφέρει περισσότερο στην συνολική απόσβεση του συστήματος. Συνεπώς, η βελτιστοποίηση των *NSS* μοντέλων προσφέρει λύσεις με πολύ περισσότερη άνεση όταν η f_2 είναι μεγαλύτερη από 0.02 m . Το παραπάνω συμπέρασμα, τονίζει και το βασικό μειονέκτημα αυτών των κατασκευών, που είναι η ανάγκη τους για χώρο και μεγάλες αρχικές παραμορφώσεις, όπως παρατηρήθηκε σ' όλα τα προφίλ δρόμου και στις περιπτώσεις που μελετήσαμε. Επίσης, το γεγονός ότι το *NSS3* μοντέλο σύγκλιε σχεδόν σε μια μοναδική λύση και στα δύο προφίλ δρόμου (κατηγορία A και B), αποδεικνύει μια έλλειψη εναλλακτικών όσον αφορά το σχεδιασμό του σ' επιβατικό όχημα. Παρόλα αυτά, η λύση μαζί μ' αυτή του *NSS4* είναι αυτές με την καλύτερη άνεση μεταξύ των μοντέλων.

Όσον αφορά τον *KDdamper* (*NSS4*), όχι μόνο καταλήγει στην λύση με την καλύτερη δυνατή άνεση στον επιβάτη (μικρό f_1) και στα δύο μέτωπα Pareto (A και B), αλλά και με την μικρότερη αρχική μετατόπιση (f_2) μεταξύ των εναλλακτικών των μετώπων για όλα τα μοντέλα (*PS*, *NSS1*, *NSS2*, *NSS3* και *NSS4*). Επιπρόσθετα, η βελτιστοποίηση του *NSS4* μοντέλου πρόσφερε λύσεις με χειρότερη άνεση από το *NSS3*, αλλά μόνο όταν κατάφερε να ελαχιστοποιήσει το στόχο της αρχικής παραμόρφωσης (f_1) γύρω στο 80% (0.006 m συγκριτικά με το 0.035 m του *NSS3*),

το οποίο είναι και το βασικό πλεονέκτημα του *KDamper*. Ένα άλλα σημαντικό συμπέρασμα, είναι το γεγονός ότι η λύση του *NSS4* με την ελάχιστη τιμή της αρχικής παραμόρφωσης (f_2), λειτουργεί αντίστοιχα μ' ένα συμβατικό *PS* μοντέλο και στα δύο μέτωπα Pareto (A και B). Συνεπώς, η περιοχή λύσεων με αρχικές παραμορφώσεις γύρω στα 0.005 m , μπορεί να αποφευχθεί όσον αφορά το σχεδιασμό του *NSS4* δεδομένου ότι μπορεί να επιτευχθεί αντίστοιχη συμπεριφορά και απόδοση από ένα συμβατικό μοντέλο. Επιπρόσθετα, οι κοινές λύσεις μεταξύ των δύο μετώπων Pareto με παρόμοιες μεταβλητές σχεδιασμού, απέδειξαν την εφαρμοσιμότητα και την προσαρμοστικότητα του *NSS4* μοντέλου για διαφορετικά προφίλ δρόμου.

8.5.2 Δυναμική Ανάλυση

Συνοπτικά, το *NSS4* μοντέλο αποδείχθηκε ανώτερο των υπολοίπων μηχανισμών όχι μόνο ως προς τις αντικειμενικές συναρτήσεις που μελετήθηκαν αλλά και ως προς την ευαισθησία τους, την εφαρμοσιμότητα τους και την προσαρμοστικότητα τους σε διαφορετικά προφίλ δρόμων αλλά και διαδορετικούς επιβάτες. Η δυναμική ανάλυση αυτού του κεφαλαίου τόνισε τα μειονεκτήματα του *NSS3* μοντέλου, που παρουσίασε μεγάλες μεταβολές στις αντικειμενικές συναρτήσεις με την αλλαγή είτε του επιβάτη είτε της διέγερσης του δρόμου. Επίσης, είναι εμφανές ότι το *NSS4* και το *NSS3* παρουσιάζουν παρόμοια επίπεδα απόσβεσης με διαφορετική όμως αρχική συμπίεση του συστήματος, με το *NSS4* να επιδύκνυει πολύ καλύτερα αποτελέσματα. Τέλος, και τα δύο κατάφεραν να μειώσουν την ιδιοσυχνότητα του συστήματος γύρω στα (0.56 Hz) και σχεδόν εκτός την περιοχής ενδιαφέροντος των συχνοτήτων όσον αφορά την άνεση των επιβατών ($0.5 - 10\text{ Hz}$).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9

Συμπεράσματα

Η παρούσα διατριβή πραγματεύεται τη βελτιστοποίηση των αναρτήσεων ενός οχήματος και των καθισμάτων του. Μια ανάρτηση οχήματος δε μπορεί να εξαλείψει τη σύγκρουση μεταξύ της άνεσης των επιβατών και την ευστάθειας του οχήματος, αλλά είναι ικανή να τα συνδυάσει σε βέλτιστο βαθμό. Καταρχάς, τα πιο διαδεδομένα μαθηματικά μοντέλα για την προσομοίωση της δυναμικής συμπεριφοράς ενός οχήματος συγκρίνονται και γίνεται διερεύνηση του καταλληλότερου ως προς την ακρίβεια τους. Τα αποτελέσματα παρουσιάζουν την ικανότητα των χαμηλότερης ακρίβειας μοντέλων να ανταπεξέλθουν ως προς την ακρίβεια των αποτελεσμάτων τους και μπορούν να χρησιμοποιούνται. Επίσης, η αντιστρεπτική ράβδος και η απόσβεση των ελαστικών πρέπει να αμελούνται όταν μελετάται η άνεση των επιβατών, ενώ να λαμβάνονται υπόψη σε περιπτώσεις μελέτης της ευστάθειας του οχήματος.

Πριν από την αξιολόγηση της διαδικασίας βελτιστοποίησης, η έρευνα για υψηλής ποιότητας αναρτήσεις, επικεντρώθηκε στους αλγόριθμους ελέγχου ημι-ενεργητικών αναρτήσεων και κατάληξε στην ανάπτυξη ενός νέου αλγόριθμου *CDF* που στηρίζεται στην κατανομή των τιμών των συνθηκών ελέγχου. Τα αποτελέσματα παρουσιάζουν μια αύξησης της άνεσης των επιβατών μέχρι και 13% και της ευστάθειας του οχήματος κατά 6 % συγκριτικά με την περίπτωση της μη-εφαρμογής του *CDF*. Το σημαντικότερο πέρα από το επίπεδο αυτών των αυξήσεων, είναι ότι επιτυγχάνονται με την μείωση των εναλλαγών της κατάστασης του αποσβεστήρα μέχρι και 80%. Η σημασία του συγκεκριμένου αλγόριθμου/ελεγκτή έγκειται στο γεγονός ότι έχει την προοπτική εφαρμογής σε μεγάλο αριθμό άλλων αλγόριθμων ελέγχου ημι-ενεργητικών αναρτήσεων ή και ελέγχου κίνησης του πλαισίου του οχήματος.

Έπειτα, ακολούθησε η μελέτη και αξιολόγηση της διαδικασίας βελτιστοποίησης παθητικών αναρτήσεων σε μονοκριτηριακά και πολυκριτηριακά προβλήματα ως προς την αποδοτικότητα διαφορετικών αντικειμενικών συναρτήσεων αλλά και διάφορων αλγόριθμων βελτιστοποίησης. Τα αποτελέσματα τονίζουν κυρίως την σημασία της συμπίεσης των ελαστικών ως αντικειμενική συνάρτηση και υπογραμμίζουν το γεγονός ότι θα έπρεπε να προτιμάται ως κύριος στόχος βελτιστοποίησης στα μονοκριτηριακά προβλήματα βελτιστοποίησης των συστημάτων ανάρτησης αντί για την επιτάχυνση της αναρτημένης μάζας που χρησιμοποιείται συνήθως στη βιβλιογραφία. Επιπρόσθετα, η πρόταση για χρήση μιας δυναμικής συνάρτησης ποινής, που περιλαμβάνει τους επιπλέον στόχους πολλαπλασιασμένους με κατάλληλους συντελεστές βαρύτητας ώστε να καταλήξουν μια τάξη μεγέθους μικρότεροι από τον κύριο στόχο, αποδείχθηκε επιτυχημένη. Η χρήση της οδήγησε σε σύγκλιση σε λιγότερο χρόνο και σε καλύτερες 'βέλτιστες' λύσεις συγκριτικά με την περίπτωση που δεν λήφθηκε υπόψη.

Στην συνέχεια, η διατριβή αυτή απέδειξε ότι η αλόγιστη επιλογή αντικειμενικών συναρτήσεων και η χρήση πολλαπλών αντικειμενικών συναρτήσεων, όπως εμφανίζεται στη βιβλιογραφία, που αντιπροσωπεύουν τον ίδιο στόχο, δεν βοηθάει τον αλγόριθμο να συγκλίνει σε καλύτερες λύσεις. Αντιθέτως, τον αποπροσανατολίζει και απαιτεί πολύ περισσότερο υπολογιστικό χρόνο για τη σύγκλιση. Ως συνέπεια των παραπάνω, προτάθηκε μια μέθοδος χειρισμού των αντικειμενικών συναρτήσεων για τη μείωση του αριθμού τους, που διαχωρίζει τις αντικειμενικές σε κύριες και συμπληρωματικές, επιτυγχάνοντας να μειώσει τον υπολογιστικό χρόνο και να καταστήσει του γενετικούς αλγόριθμους ξανά ελκυστικούς. Παράλληλα, αυτή η μέθοδος επιτρέπει στους σχεδιαστές συστημάτων ανάρτησης να λάβουν υπόψη μεγαλύτερο αριθμό κριτηρίων στην διαδικασία βελτιστοποίησης. Η εφαρμογή της μεθόδου αυτής οδήγησε σε μείωση του υπολογιστικού χρόνου κατά ~ 37 % και πρόσφερε μια καλύτερη 'βέλτιστη' λύση.

Τα συμπεράσματα από την αξιολόγηση της διαδικασίας βελτιστοποίησης σχετικά με τις καταλληλότερες αντικειμενικές συναρτήσεις στην βελτιστοποίηση των συστημάτων ανάρτησης, σε συνδυασμό με την μέθοδο που προτάθηκε, εφαρμόστηκαν στον σχεδιασμό ημι-ενεργητικών συστημάτων ανάρτησεων, που λειτουργούν με διάφορους αλγόριθμους και κάποιοι εξ' αυτών υιοθετούσαν τον νέο αλγόριθμο (*CDF*) που προτάθηκε σ' αυτή την διατριβή. Ως συμπληρωματικές αντικειμενικές χρησιμοποιήθηκαν η διασκορπισμένη ενέργεια και ο αριθμός των εναλλαγών κατάστασης του αποσβεστήρα. Τα αποτελέσματα απέδειξαν την εφαρμοσιμότητα της μεθόδου χειρισμού των αντικειμενικών συναρτήσεων και την αποδοτικότητα της όσον αφορά την βελτιστοποίηση ημι-ενεργητικών συναρτήσεων. Επιπρόσθετα, η εφαρμογή του αλγόριθμου ελέγχου των συναρτήσεων (*CDF*) επαληθεύθηκε σ' ένα μοντέλο υψηλότερης ακρίβειας επιτυγχάνοντας να μειώσει τις αλλαγές του αποσβεστήρα μέχρι και 50 %.

Κλείνοντας, δεδομένου ότι ο βέλτιστος σχεδιασμός της ανάρτησης του οχήματος, δεν είναι η μόνη προϋπόθεση για άνεση στους επιβάτες, σ' αυτή την διατριβή διερευνήθηκε και ο σχεδιασμός των συστημάτων αναρτήσεων στα καθίσματα ενός επιβατικού οχήματος. Συγκεκριμένα, εφαρμόστηκε

ένας καινοτόμος, από την σκοπιά της διάταξης των παθητικών και των αρνητικών στοιχείων σιβαρότητας, ταλαντωντής σ' ένα κάθισμα επιβατικού οχήματος και συγκρίθηκε με τους πιο διαδεδομένους ταλαντωντές της βιβλιογραφίας, με μια εκτενή δυναμική ανάλυση. Η διατριβή αυτή αποδεικνύει την προσαρμοστικότητα του *KDampner* κάτω από διαφορετικές διεγέρσεις και με διαφορετικές μάζες επιβάτη. Η ιδιοσυχνότητα του συστήματος μειώνεται μέχρι και 0.56 Hz , οριακά έξτος από την περιοχή ενδιαφέροντος συχνοτήτων σχετικά με την άνεση επιβατών. Παράλληλα, προσέφερε λύσεις για το σχεδιασμό ενός όχι μόνο άνετου καθίσματος αλλά και σε κατάλληλο μέγεθος ώστε να τοποθετηθεί σ' ένα επιβατικό όχημα.

 Ονοματολογία

Vehicle Simulation Models

Parameter	Unit	Description	Subscript	Description
z	$[m]$	vertical motion coordinate of mass (m_s)	s	sprung mass
φ	$[rad]$	roll motion coordinate of mass (m_s)	u	unsprung mass
θ	$[rad]$	pitch motion coordinate of mass (m_s)	K	spring
z_{road}	$[m]$	road excitation	C	damper
F	$[N]$	forces applied to the subsystems	T	tire
M	$[Nm]$	moments applied to the subsystems	l	linear
m	$[kg]$	mass	nl	nonlinear
k	$[N/m]$	spring stiffness	AR	antiroll bar
c	$[Ns/m]$	damping coefficient	F	front axle
I_x	$[kgm^2]$	longitudinal moment of inertia	R	rear axle
I_y	$[kgm^2]$	lateral moment of inertia	1	right wheel
b	$[m]$	distance between CG and each side	2	left wheel
a	$[m]$	distance between CG and each axle	x	x-axis
w	$[m]$	track width	y	y-axis
ST	$[m]$	suspension travel		
$\dot{S}T$	$[m/s]$	suspension stroke velocity		
TD	$[m]$	tire deflection		

Seat Simulation Models		
Parameter	Unit	Description
x	$[m]$	displacement of mass (m) from the desired static E.P.
\dot{x}	$[m/s]$	velocity of mass (m)
\ddot{x}	$[m/s^2]$	acceleration of mass (m)
m_{se}	$[kg]$	total mass of seat (13.6 kg) and passenger (81.4 kg)
K_h	$[N/m]$	horizontal spring stiffness
K_v	$[N/m]$	vertical spring stiffness
C_v	$[Ns/m]$	damping coefficient
X_{ST}	$[m]$	initial deformation of vertical spring
L_o	$[m]$	initial length of underformed horizontal spring
a_o	$[m]$	distance from the wall
α	-	spring stiffness ratio (K_h/K_v)
Additional Nomenclature for NSS1		
θ_o	$[deg]$	initial angle of horizontal spring
Additional Nomenclature for NSS2		
b	$[m]$	bar length
Additional Nomenclature for NSS3		
R	$[m]$	cam radius
r	$[m]$	roller radius
d	$[m]$	distance from cam center
u_2	$[m]$	precompression of horizontal spring (=0.01 m)
Additional Nomenclature for NSS4		
K_S	$[N/m]$	vertical spring's stiffness
b	$[m]$	bar length
u_o	$[m]$	distance from horizontal level
m_d	$[kg]$	inner mass (=1 kg)
Performance Metrics		
Parameter	Unit	Description
t_r	$[s]$	rise time
t_p	$[s]$	peal time
t_s	$[s]$	settling time
SST	$[-]$	steady state value
M_p	$[-]$	peak value
M_{OV}	$[-]$	overshoot value
RC_i	$[m/s^2]$	weighted RMS acceleration of the i^{th} system
CF_i	$[m/s^2]$	crest factor of the acceleration response of the i^{th} system

Performance Metrics		
Parameter	Unit	Description
VDV_i	$[m/s^2]$	vibration dose value of the acceleration response of the i^{th} system
$MTVV_i$	$[m/s^2]$	maximum transient vibration value
TR	$[-]$	transmissibility of an input acceleration signal to an output acceleration signal
$STHT$	$[-]$	transmissibility seat-to-head for i =head in TR
VST	$[m]$	variance of the suspension travel of the i^{th} suspension
MST	$[m]$	maximum value of the suspension travel of the i^{th} suspension
VTD	$[m]$	variance of the tire deflection of the i^{th} tire
MTD	$[m]$	maximum value of the tire deflection of the i^{th} tire
PTC	$[rad]$	pitch angle of the vehicle body
DE	$[kW]$	mean dissipated power of the of damper of the i^{th} suspension
SW	$[\#]$	the switches between the states of a semi-active damper

Βιβλιογραφία

- [1] Mansfield NJ. Human Response to Vibration. ; 2005.
- [2] Rill G. Vehicle modeling by subsystems. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2006 dec;28(4):430–442. Available from: http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1678-58782006000400007&lng=en&nrm=iso&tlng=en.
- [3] Savaresi SM, Poussot-Vassal C, Spelta C, et al. Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles. ; 2010.
- [4] Griffin MJ, Erdreich J. Handbook of Human Vibration. Vol. 90. ; 1991.
- [5] Faris WF, BenLahcene Z, Hasbullah F. Ride quality of passenger cars: an overview on the research trends. International Journal of Vehicle Noise and Vibration. 2012;8(3):185. Available from: <http://www.inderscience.com/link.php?id=48169>.
- [6] Papaioannou G, Dineff AM, Koulocheris D. Comparative study of different vehicle models with respect to their dynamic behavior. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 2019;(FOR PUBLICATION).
- [7] Cao D, Song X, Ahmadian M. Editors' perspectives: Road vehicle suspension design, dynamics, and control. Vehicle System Dynamics. 2011;.
- [8] Koulocheris D, Papaioannou G. Dynamic analysis of the suspension system of a heavy vehicle through experimental and simulation procedure. In: 25th JUMV International Automotive Conference “Science and Motor Vehicles”; Vol. 13; 2015. p. 187–199.

- [9] Koulocheris D, Papaioannou G. Experimental evaluation of the vertical wheel loads of a heavy vehicle validated with an optimized half car model. In: 11th HSTAM International Congress on Mechanics; 2016. p. 27–30.
- [10] Koulocheris D, Papaioannou G, Christodoulou D. Multi-objective optimization of a heavy vehicle nonlinear suspension system. In: 11th HSTAM International Congress on Mechanics; 2016. p. 27–30.
- [11] Koulocheris D, Papaioannou G, Christodoulou D. An approach for multi-objective optimization of vehicle suspension system. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2017;252. Available from: <http://stacks.iop.org/1757-899X/252/i=1/a=012037?key=crossref.b5b8d118209e69517acffe2a3afe5a0a>.
- [12] Koulocheris D, Papaioannou G, Christodoulou D. Optimal design solution among pareto alternatives for vehicle nonlinear suspension system. In: 26th JUMV International Automotive Conference “Science and Motor Vehicles”; Vol. 15; 2017. p. 174–188.
- [13] Koulocheris D, Papaioannou G, Christodoulou D. Assessment of the optimization procedure for the nonlinear suspension system of a heavy vehicle. International Journal for Vehicle Mechanics, Engines and Transportation Systems. 2016;42(2):19–35.
- [14] Papaioannou G, Koulocheris D. An approach for minimizing the number of objective functions in the optimization of vehicle suspension systems. Journal of Sound and Vibration. 2018 nov; 435:149–169. Available from: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022460X1830508X>.
- [15] Alkhatib R, Jazar GN, Golnaraghi MF. Optimal design of passive linear suspension using genetic algorithm. Journal of Sound and Vibration. 2004;275(3-5):665–691.
- [16] Silveira M, Pontes BR, Balthazar JM. Use of nonlinear asymmetrical shock absorber to improve comfort on passenger vehicles. Journal of Sound and Vibration. 2014;333:2114–2129. Available from: https://ac.els-cdn.com/S0022460X13010195/1-s2.0-S0022460X13010195-main.pdf?{}_tid=b03d71d4-5b39-4be3-bf74-69d455d84c73{&}acdnat=1524994102{&}f268e6a1d932818733deef7dc637f543.
- [17] Gadhvi B, Savsani V, Patel V. Multi-Objective Optimization of Vehicle Passive Suspension System Using NSGA-II, SPEA2 and PESA-II. Procedia Technology. 2016;23:361–368. Available from: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2212017316300391>.
- [18] Pollini NO, Lavan O, Amir O. Adjoint sensitivity analysis and optimization of hysteretic dynamic systems with nonlinear viscous dampers. Structural and Multidisciplinary Optimization. 2017;.

- [19] Ahmadian M. On the isolation properties of semiactive dampers. *Journal of Vibration and Control*. 1999;5(2):217–232.
- [20] Ihsan SI, Faris WF, Ahmadian M. Analysis of control policies and dynamic response of a Q-car 2-DOF semi active system. *Shock and Vibration*. 2008;15(5):573–582. Available from: <http://iospress.metapress.com/content/T088743X6NJ5N420>.
- [21] Ihsan SI, Ahmadian M, Faris WF, et al. Ride performance analysis of half-car model for semi-active system using RMS as performance criteria. *Shock and Vibration*. 2009;16(6):593–605.
- [22] Do AL, Sename O, Dugard L, et al. An Extension of Mixed Sky-hook and ADD to Magneto-Rheological Dampers. In: 4th IFAC Symposium on System, Structure and Control; 2010.
- [23] Sharp RS, Crolla DA. Road Vehicle Suspension System Design - a review. *Vehicle System Dynamics*. 1987;16(3):167–192.
- [24] Hrovat D, Margolis DL, Hubbard M. An Approach Toward the Optimal Semi-Active Suspension. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1988;110(3):288.
- [25] Tseng HE, Hrovat D. State of the art survey: active and semi-active suspension control. *Vehicle System Dynamics*. 2015 jul;53(7):1034–1062. Available from: <http://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00423114.2015.1037313>.
- [26] Čorić M, Deur J, Kasać J, et al. Optimisation of active suspension control inputs for improved vehicle handling performance. *Vehicle System Dynamics*. 2016;54(11):1574–1600. Available from: <https://doi.org/10.1080/00423114.2016.1177655>.
- [27] Čorić M, Deur J, Xu L, et al. Optimisation of active suspension control inputs for improved vehicle ride performance. *Vehicle System Dynamics*. 2016;54(7):1004–1030. Available from: <http://www.tandfonline.com/action/journalInformation?journalCode=nvsd20>.
- [28] Jalili N, Esmailzadeh E. Optimum Active Vehicle Suspensions With Actuator Time Delay. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2001;123(1):54. Available from: <http://dynamicsystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1408825>.
- [29] Bouazara M, Richard MJ. An optimization method designed to improve 3-D vehicle comfort and road holding capability through the use of active and semi-active suspensions. *European Journal of Mechanics, A/Solids*. 2001;20(3):509–520.
- [30] Bouazara M, Richard MJ, Rakheja S. Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension. *Journal of Terramechanics*. 2006;43:97–118. Available from: www.elsevier.com/locate/jterra.

- [31] Nguyen QH, Choi SB, Park YG. An analytical approach to optimally design of electrorheological fluid damper for vehicle suspension system. *Meccanica*. 2012;47:1633–1647. Available from: <http://www.ssslab.com>.
- [32] Prabakar RS, Sujatha C, Narayanan S. Optimal semi-active preview control response of a half car vehicle model with magnetorheological damper. *Journal of Sound and Vibration*. 2009;.
- [33] Prabakar RS, Sujatha C, Narayanan S. Response of a quarter car model with optimal magnetorheological damper parameters. *Journal of Sound and Vibration*. 2013;.
- [34] Ahmadian M, Simon DE. An Analytical and Experimental Evaluation of Magneto Rheological Suspensions for Heavy Trucks. *Vehicle System Dynamics*. 2002;37:38–49. Available from: <http://www.tandfonline.com/action/journalInformation?journalCode=nvsd20>.
- [35] Ahmadian M, Sandu C. An experimental evaluation of magneto-rheological front fork suspensions for motorcycle applications. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*. 2008;3(4):296–311. Available from: <http://dx.doi.org/10.1504/IJVSMT.2008.025405>.
- [36] Ahmadian M. Magneto-rheological suspensions for improving ground vehicle's ride comfort, stability, and handling. *Vehicle System Dynamics*. 2017;55(10):1618–1642. Available from: <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1323106>.
- [37] Papaioannou G, Koulocheris D. Optimization of skyhook control strategies and an alternative approach for the operational conditions. In: *Proceedings of ISMA2018 and USD2018*; Leuven, Belgium; 2018. Available from: <http://past.isma-isaac.be/downloads/isma2018/proceedings/Contribution{ }372{ }proceeding{ }3.pdf>.
- [38] Papaioannou G, Koulocheris D. Multi-objective optimization of semi-active suspension systems using KEMOGA algorithm. *Engineering Science and Technology, an International Journal*. 2019;(FOR PUBLICATION). Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jestch.2015.07.004>.
- [39] Koulocheris D, Papaioannou G, Chrysos E. A comparison of optimal semi-active suspension systems regarding vehicle ride comfort. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017;252(1).
- [40] Beard GF, Griffin MJ. Discomfort of seated persons exposed to low frequency lateral and roll oscillation: Effect of backrest height. *Applied Ergonomics*. 2016 may; 54:51–61. Available from: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0003687015301101?via=ihub>.

- [41] Ebe K, Griffin MJ, Ichael M, et al. Qualitative models of seat discomfort including static and dynamic factors. *Ergonomics*. 2000; Available from: <http://www.tandfonline.com/action/journalInformation?journalCode=terg20>.
- [42] Ebe K, Griffin MJ. Quantitative prediction of overall seat discomfort. *Ergonomics*. 2000; Available from: <http://www.tandfonline.com/action/journalInformation?journalCode=terg20>.
- [43] Mansfield NJ, Mackrill J, Rimell AN, et al. Combined Effects of Long-Term Sitting and Whole-Body Vibration on Discomfort Onset for Vehicle Occupants. *ISRN Automotive Engineering*. 2014 jan;2014:1–8. Available from: <https://www.hindawi.com/archive/2014/852607/>.
- [44] Gündoğdu Ö. Optimal seat and suspension design for a quarter car with driver model using genetic algorithms. *International Journal of Industrial Ergonomics*. 2007;37(4):327–332.
- [45] Maciejewski I, Meyer L, Krzyzynski T. Modelling and multi-criteria optimisation of passive seat suspension vibro-isolating properties. *Journal of Sound and Vibration*. 2009;.
- [46] Maciejewski I, Kiczkowiak T, Krzyzynski T. Application of the Pareto-optimal approach for selecting dynamic characteristics of seat suspension systems. *Vehicle System Dynamics*. 2011;49(12). Available from: <http://www.tandfonline.com/action/journalInformation?journalCode=nvsd20>.
- [47] Abbas W, Emam A, Badran S. Optimal Seat and Suspension Design for a Half-Car with Driver Model Using Genetic Algorithm. *Intelligent Control and Automation*. 2013;4(May):199–205. Available from: <http://www.scirp.org/journal/PaperInformation.aspx?paperID=31745>.
- [48] Rahman MS, Kibria KMG. Investigation of vibration and ride characteristics of a five degrees of freedom vehicle suspension system. *Procedia Engineering*. 2014;90:96–102.
- [49] Drehmer LRC, Paucar Casas WJ, Gomes HM. Parameters optimisation of a vehicle suspension system using a particle swarm optimisation algorithm. *Vehicle System Dynamics*. 2015; 53(4):449–474.
- [50] Shangguan WB, Shui Y, Rakheja S. Kineto-dynamic design optimisation for vehicle-specific seat-suspension systems. *Vehicle System Dynamics*. 2017;55(11):1643–1664. Available from: <http://www.tandfonline.com/action/journalInformation?journalCode=nvsd20>.
- [51] Haiping Du, Weihua Li, Nong Zhang. Integrated Seat and Suspension Control for a Quarter Car With Driver Model. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2012 nov;61(9):3893–3908. Available from: <http://ieeexplore.ieee.org/document/6263316/>.

- [52] Yao HJ, Fu J, Yu M, et al. Semi-active H control of seat suspension with MR damper. *Journal of Physics: Conference Series*. 2013;412(1).
- [53] Segla S, Trišović N. Optimization of Semi-active Seat Suspension. *American Journal of Mechanical Engineering*. 2013;1(10):221–225. Available from: <http://pubs.sciepub.com/ajme/1/7/14>.
- [54] Le TD, Kyoung Kwan A. Active pneumatic vibration isolation system using negative stiffness structures for a vehicle seat. *Journal of Sound and Vibration*. 2014 feb;333(5):1245–1268. Available from: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X13009000>.
- [55] Ning D, Sun S, Zhang J, et al. An active seat suspension design for vibration control of heavy-duty vehicles. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. 2016;.
- [56] Papaioannou G, Voutsinas A, Koulocheris D, et al. Dynamic performance analysis of vehicle seats with embedded negative stiffness elements. *Vehicle System Dynamics*. 2019;(FOR PUBLICATION).
- [57] Papaioannou G, Voutsinas A, Koulocheris D. Optimal design of passenger vehicle seats with the use of negative stiffness elements. *Proc IMechE Part D : Journal of Automobile Engineering*. 2019;(FOR PUBLICATION).
- [58] Ahmadian M, Vahdati N. Transient dynamics of semiactive suspensions with hybrid control. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2006;.
- [59] Barethiye VM, Pohit G, Mitra A. Analysis of a quarter car suspension system based on non-linear shock absorber damping models. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2017;.
- [60] Seifi A, Hassannejad R, Hamed MA. Optimum design for passive suspension system of a vehicle to prevent rollover and improve ride comfort under random road excitations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 2016;230(4):426–441. Available from: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1464419315618034>.
- [61] Shirahatti A, Prasad P, Panzade P, et al. Optimal design of passenger car suspension for ride and road holding. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2008;30(1):66–76. Available from: http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1678-58782008000100010&lng=en&nrm=iso&tlng=en.
- [62] Gobbi M, Papalambros P. Optimization of Ground Vehicle Systems. *Vehicle System Dynamics*. 2013;43(6):241–261. Available from: <http://dx.doi.org/10.1201/b15560-10>.

- [63] Shim T, Ghike C. Understanding the limitations of different vehicle models for roll dynamics studies. *Vehicle System Dynamics*. 2007;45(3):191–216.
- [64] Shim T, Velusamy PC. Improvement of vehicle roll stability by varying suspension properties. *Vehicle System Dynamics*. 2011;49(1-2):129–152.
- [65] Cao J, Li P, Liu H. An interval fuzzy controller for vehicle active suspension systems. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*. 2010;.
- [66] Ihsan SI, Faris WF, Ahmadian M. Dynamics and control policies analysis of semi-active suspension systems using a full-car model. *Int J Vehicle Noise and Vibration J Vehicle Noise and Vibration*. 2007;3(4):370–405.
- [67] Faris WF, Ihsan SI, Ahmadian M. Transient and steady state dynamic analysis of passive and semi-active suspension systems using half-car model. *International Journal of Modelling, Identification and Control*. 2009;6(1):62. Available from: <http://www.inderscience.com/link.php?id=23531>.
- [68] Karnopp D, Crosby MJ, Harwood RA. Vibration Control Using Semi-Active Force Generators. *Journal of Engineering for Industry*. 1974 may;96(2):619. Available from: <http://manufacturingscience.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1443734>.
- [69] Sammier D, Sename O, Dugard L. Skyhook and H_∞ Control of Semi-active Suspensions: Some Practical Aspects. *Vehicle System Dynamics*. 2003;39(4):279–308. Available from: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1076/vsd.39.4.279.14149>.
- [70] Savaresi SM, Silani E, Bittanti S. Acceleration-Driven-Damper (ADD): An Optimal Control Algorithm For Comfort-Oriented Semiactive Suspensions. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2005 jun;127(2):218. Available from: <http://dynamicsystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1410764>.
- [71] Savaresi SM, Spelta C. Mixed Sky-Hook and ADD: Approaching the Filtering Limits of a Semi-Active Suspension. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2007;129(4):382. Available from: <http://dynamicsystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1412349>.
- [72] Savaresi SM, Spelta C. A Single-Sensor Control Strategy for Semi-Active Suspensions. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2009 jan;17(1):143–152. Available from: <http://ieeexplore.ieee.org/document/4729738/>.
- [73] Van Der Sande TP, Besselink IJ, Nijmeijer H. Rule-based control of a semi-active suspension for minimal sprung mass acceleration: Design and measurement. *Vehicle System Dynamics*. 2016;54(3):281–300.

- [74] Nie S, Zhuang Y, Liu W, et al. A semi-active suspension control algorithm for vehicle comprehensive vertical dynamics performance. *Vehicle System Dynamics*. 2017;55(8):1099–1122. Available from: <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1299871>.
- [75] Fischer D, Isermann R. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions. *Control Engineering Practice*. 2004;12:1353–1367. Available from: https://ac.els-cdn.com/S0967066103001771/1-s2.0-S0967066103001771-main.pdf?_tid=8b80a432-6fb1-4be7-a540-e9775d2605fe&acdnat=1525174232{}_407b20131c06f21f90505c075ed58e0b.
- [76] Akutain XC, Vinolas J, Savall J, et al. Comparing the performance and limitations of semi-active suspensions. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*. 2007;2(3):296–314. Available from: <https://pdfs.semanticscholar.org/3a60/4b9d240f89cf5150ec60f90b63fcbe74d898.pdf>.
- [77] Poussot-Vassal C, Spelta C, Sename O, et al. Survey on Some Automotive Semi-Active Suspension Control Methods : a Comparative Study on a Single-Corner Model. Vol. 44. *IFAC*; 2011. Available from: <http://dx.doi.org/10.3182/20110828-6-IT-1002.00446>.
- [78] Colina A, Lerma G, Cabanes I, et al. New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications. In: *Proceedings of the 2nd New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications*; Vol. 17; 2014. Available from: <http://link.springer.com/10.1007/978-94-007-7485-8>.
- [79] Crews JH, Mattson MG, Buckner GD. Multi-objective control optimization for semi-active vehicle suspensions. *Journal of Sound and Vibration*. 2011;330(23):5502–5516. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2011.05.036>.
- [80] Smith MC, Swift SJ. Power dissipation in automotive suspensions. *Vehicle System Dynamics*. 2011;49:59–74.
- [81] Eslaminasab N, Vahid A O, Golnaraghi F. Nonlinear analysis of switched semi-active controlled systems. *Vehicle System Dynamics*. 2011;49(1-2):291–309.
- [82] Tsampardoukas G, Stammers CW, Guglielmino E. Hybrid balance control of a magnetorheological truck suspension. *Journal of Sound and Vibration*. 2008;317(3-5):514–536.
- [83] Tsampardoukas G, Stammers CW, Guglielmino E. Semi-active control of a passenger vehicle for improved ride and handling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2008;222(3):325–352.
- [84] Ahmadian M, Song X, Southward SC. No-Jerk Skyhook Control Methods for Semiactive Suspensions. *Journal of Vibration and Acoustics*. 2004;126(4):580. Available from:

<http://vibrationacoustics.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1470711>.

- [85] Sun L, Cai X, Yang J. Genetic algorithm-based optimum vehicle suspension design using minimum dynamic pavement load as a design criterion. *Journal of Sound and Vibration*. 2007; 301(1-2):18–27.
- [86] Kuznetsov A, Mammadov M, Sultan I, et al. Optimization of a quarter-car suspension model coupled with the driver biomechanical effects. *Journal of Sound and Vibration*. 2011; 330(12):2937–2946. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2010.12.027>.
- [87] Marler RT, Arora JS. Survey of multi-objective optimization methods for engineering Maximum objective function values. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2004;26:369–395. Available from: <https://link.springer.com/content/pdf/10.1007/s00158-003-0368-6.pdf>.
- [88] Nariman-Zadeh N, Salehpour M, Jamali A, et al. Pareto optimization of a five-degree of freedom vehicle vibration model using a multi-objective uniform-diversity genetic algorithm (MUGA). *Engineering Applications of Artificial Intelligence*. 2010;23(4):543–551. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.engappai.2009.08.008>.
- [89] Moradi A, Nafchi AM, Ghanbarzadeh A, et al. Optimization of linear and nonlinear full vehicle model for improving ride comfort vs. road holding with the bees algorithm. In: 2011 IEEE Colloquium on Humanities, Science and Engineering, CHUSER 2011; 2011. p. 17–22. Available from: <http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=6163712>.
- [90] Nagarkar MP, Vikhe Patil GJ, Zaware Patil RN. Optimization of nonlinear quarter car suspension–seat–driver model. *Journal of Advanced Research*. 2016;7(6):991–1007.
- [91] Nagarkar M, Bhalerao Y, Patil GV, et al. Multi-Objective Optimization of Nonlinear Quarter Car Suspension System - PID and LQR Control. In: *Procedia Manufacturing*; 2018.
- [92] Das I. A preference ordering among various Pareto optimal alternatives. *Structural Optimization*. 1999;18(1):30–35. Available from: <http://link.springer.com/10.1007/BF01210689>.
- [93] Gobbi M, Levi F, Mastinu G. Multi-objective stochastic optimisation of the suspension system of road vehicles. *Journal of Sound and Vibration*. 2006;298(4-5):1055–1072.
- [94] Gobbi M. A k , k - ϵ optimality selection based multi objective genetic algorithm with applications to vehicle engineering. *Optimization and Engineering*. 2013;14(2):345–360.

- [95] Konak A, Coit DW, Smith AE. Multi-objective optimization using genetic algorithms: A tutorial. *Reliability Engineering and System Safety*. 2006;.
- [96] Le TD, Ahn KK. A vibration isolation system in low frequency excitation region using negative stiffness structure for vehicle seat. *Journal of Sound and Vibration*. 2011;.
- [97] Le TD, Ahn KK. Experimental investigation of a vibration isolation system using negative stiffness structure. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2013;70:99–112. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2013.02.009>.
- [98] Wang X, Liu H, Chen Y, et al. Beneficial stiffness design of a high-static-low-dynamic-stiffness vibration isolator based on static and dynamic analysis. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2018 jul;142-143:235–244. Available from: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S002074031733223X>.
- [99] Yan Z, Zhu B, Li X, et al. Modeling and analysis of static and dynamic characteristics of nonlinear seat suspension for off-road vehicles. *Shock and Vibration*. 2015;2015.
- [100] Zhou J, Wang X, Xu D, et al. Nonlinear dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with cam-roller-spring mechanisms. *Journal of Sound and Vibration*. 2015; 346(1):53–69. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2015.02.005>.
- [101] Carrella A, Brennan MJ, Waters TP. Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic. *Journal of Sound and Vibration*. 2007;301(3-5):678–689.
- [102] Carrella A, Brennan MJ, Waters TP, et al. On the design of a high-static-low-dynamic stiffness isolator using linear mechanical springs and magnets. *Journal of Sound and Vibration*. 2008; 315:712–720. Available from: www.elsevier.com/locate/jsvi.
- [103] Carrella A, Brennan MJ, Waters TP, et al. Force and displacement transmissibility of a nonlinear isolator with high-static-low-dynamic-stiffness. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2012;55(1):22–29. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2011.11.012>.
- [104] Lee CM, Goverdovskiy VN. A multi-stage high-speed railroad vibration isolation system with "negative" stiffness. *Journal of Sound and Vibration*. 2011;331:914–921. Available from: https://ac.els-cdn.com/S0022460X11007541/1-s2.0-S0022460X11007541-main.pdf?_tid=ef99fc39-f74d-4c2b-8c1a-1b6240746961&acdnat=1531901568{}_7449fdf7c238d41698aac7d44cf205c3.
- [105] Lee CM, Goverdovskiy VN, Sotenko AV. Helicopter vibration isolation: Design approach and test results. *Journal of Sound and Vibration*. 2016;366:15–26. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2016.05.012>.

[//ac.els-cdn.com/S0022460X15006999/1-s2.0-S0022460X15006999-main.pdf?tid=398c5a7c-8c7e-4646-b778-ab9cf80e67aa&acdnat=15319016800db36ad811c324dc3ca6064e9fa330cf.](https://ac.els-cdn.com/S0022460X15006999/1-s2.0-S0022460X15006999-main.pdf?tid=398c5a7c-8c7e-4646-b778-ab9cf80e67aa&acdnat=15319016800db36ad811c324dc3ca6064e9fa330cf)

- [106] Antoniadis I, Chronopoulos D, Spitas V, et al. Hyper-damping properties of a stiff and stable linear oscillator with a negative stiffness element. *Journal of Sound and Vibration*. 2015;.
- [107] Antoniadis IA, Kanarachos SA, Gryllias K, et al. KDamping: A stiffness based vibration absorption concept. *JVC/Journal of Vibration and Control*. 2016;24(3):588–606.
- [108] Antoniadis I, Kyriakopoulos K, Papadopoulos E. Hyper-Damping Behavior of Stiff and Stable Oscillators with Embedded Statically Unstable Stiffness Elements. *International Journal of Structural Stability and Dynamics*. 2017;17(5):1–15.
- [109] Chronopoulos D, Antoniadis I, Collet M, et al. Enhancement of wave damping within metamaterials having embedded negative stiffness inclusions. *Wave Motion*. 2015;58:165–179. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.wavemoti.2015.05.005>.
- [110] Sapountzakis E, Syrimi P, Pantazis I, et al. KDamper concept in seismic isolation of bridges with flexible piers. *Engineering Structures*. 2017 dec;153:525–539. Available from: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0141029616305004>.
- [111] Huang X, Su Z, Hua H. Application of a dynamic vibration absorber with negative stiffness for control of a marine shafting system. *Ocean Engineering*. 2018 may;155:131–143. Available from: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0029801818301963>.
- [112] Liang CC, Chiang CF. Modeling of a Seated Human Body Exposed to Vertical Vibrations in Various Automotive Postures. *Industrial Health*. 2008;46(2):125–137. Available from: <http://joi.jlrc.jst.go.jp/JST.JSTAGE/indhealth/46.125?from=CrossRef>.
- [113] Liu Y, Waters TP, Brennan MJ. A comparison of semi-active damping control strategies for vibration isolation of harmonic disturbances. *Journal of Sound and Vibration*. 2005;280(1-2):21–39.
- [114] Margolis DL, Goshtasbpour M. The Chatter of Semi-Active On-Off Suspensions and its Cure. *Vehicle System Dynamics*. 1984;13(3):129–144.
- [115] Poussot-Vassal C, Savaresi SM, Spelta C, et al. A methodology for optimal semi-active suspension systems performance evaluation. *Decision and Control CDC 2010 49th IEEE Conference on*. 2010;:2892–2897 Available from: <http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=5718058>.

- [116] Poussot-Vassal C, Spelta C, Sename O, et al. Survey and performance evaluation on some automotive semi-active suspension control methods: A comparative study on a single-corner model. *Annual Reviews in Control*. 2012;36:148–160. Available from: https://ac.els-cdn.com/S1367578812000120/1-s2.0-S1367578812000120-main.pdf?{}_tid=022eb900-a557-43fb-8d07-d3bff3bbaf11{&}acdnat=1530537430{ }8696c88a8122517763ee1dbeba0b2a05.
- [117] Valášek M, Novák M, Šika Z, et al. Extended Ground-Hook-New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension. *Vehicle System Dynamics*. 1997;27:289–303. Available from: <http://www.tandfonline.com/action/journalInformation?journalCode=nvsd20>.
- [118] Goncalves FD, Ahmadian M. A Hybrid Control Policy for Semi-Active Vehicle Suspensions. *Shock and Vibration*. 2003;10(1):59–69. Available from: <http://www.hindawi.com/journals/sv/2003/897173/abs/>.
- [119] Sankaranarayanan V, Oncu S, Ozcan D, et al. Vehicle Chassis Control Using Adaptive Semi-Active Suspension. *IFAC Proceedings Volumes*. 2008;41:4677–4682.