



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΟΧΗΜΑΤΩΝ

ΣΥΜΒΟΛΗ ΣΤΗΝ ΔΥΝΑΜΙΚΗ
ΤΩΝ ΤΡΟΧΟΦΟΡΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ
ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΜΕ ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΛΕΓΧΟΥ
ΕΥΣΤΑΘΕΙΑΣ (ESC) ΚΑΙ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΜΕ ΣΥΣΤΗΜΑ
ΤΕΤΡΑΔΙΕΥΘΥΝΣΗΣ (4WS)

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

ΧΡΙΣΤΟΦΟΡΟΣ Ι. ΧΑΤΖΗΚΟΜΗΣ

ΑΘΗΝΑ 2010

Επιβλέπων:

Κωνσταντίνος Σπέντζας, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Μέλη Τριμελούς Συμβουλευτικής Επιτροπής:

Κωνσταντίνος Σπέντζας, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Χριστόφορος Προβατίδης, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Ιωάννης Αντωνιάδης, Αν. Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Μέλη Επταμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:

Κωνσταντίνος Σπέντζας, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Χριστόφορος Προβατίδης, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Ιωάννης Αντωνιάδης, Αν. Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Κωνσταντίνος Ρακόπουλος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Δημήτριος Μανωλάκος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Θεόδωρος Κωστόπουλος, Αν.Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Θωμάς Χόνδρος, Επ. Καθηγητής Πανεπιστημίου Πατρών

«Η έγκριση της Διδακτορικής Διατριβής από την Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα»

[Ν. 5343/1932, άρθρο 202, παρ. 2]

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Η παρούσα διατριβή εκπονήθηκε, υπό την επίβλεψη του Καθηγητού ΕΜΠ, κ. Κωνσταντίνου Ν. Σπέντζα, τον οποίο και ευχαριστώ θερμά, καταρχήν για το ενδιαφέρον, που μου εμφύσησε, κατά την διάρκεια των σπουδών μου, για την μελέτη της δυναμικής οχημάτων, καθώς και για την υποστήριξη και καθοδήγηση του, κατά τη διάρκεια της εκπόνησης αυτής της διδακτορικής διατριβής. Επίσης ευχαριστώ τον Καθηγητή ΕΜΠ, κ. Χριστόφορο Προβατίδη και τον Αν. Καθηγητή ΕΜΠ, κ. Ιωάννη Αντωνιάδη, μέλη της τριμελούς συμβουλευτικής επιτροπής, για την βοήθεια τους.

Τέλος, ευχαριστώ την οικογένεια μου και ιδιαίτερα τη μητέρα μου Πίτσα Χατζηκομή, καθώς και τους φίλους μου, για την πολύτιμη στήριξη και συμπαράσταση τους.

Αφιερώνω αυτή τη διατριβή στη μνήμη της γιαγιάς μου Λαμπρινής Χατζηκομή.

ΠΡΩΤΟΤΥΠΗ ΣΥΜΒΟΛΗ ΣΤΗΝ ΠΡΟΟΔΟ ΤΗΣ ΕΠΙΣΤΗΜΗΣ

Η δυναμική και η κινηματική των συστημάτων Ηλεκτρονικού Ελέγχου Ευστάθειας (ESC) και Τετραδιεύθυνσης (4WS), έχει μελετηθεί στη βιβλιογραφία, όπως περιγράφεται αναλυτικά στη παρούσα Διατριβή. Στα πλαίσια της παρούσης διατριβής πραγματοποιήθηκε άμεση σύγκριση ανάμεσα στα δύο συστήματα, χρησιμοποιώντας ένα μοντέλο οχήματος 10 βαθμών ελευθερίας και ένα καταξιωμένο μοντέλο ελαστικών. Από τη σύγκριση των δύο συστημάτων προκύπτουν χρήσιμα συμπεράσματα για την χρησιμοποίησή τους σε ένα τροχοφόρο όχημα, με σκοπό την αύξηση των δυναμικών ορίων ασφαλείας του οχήματος και την επακόλουθη μείωση των τροχαίων ατυχημάτων, που οφείλονται σε υπέρβαση τους.

Συγκεκριμένα, η πρωτοτυπία της παρούσης Διδακτορική Διατριβής, καθώς και η συμβολή της στην επιστήμη, τεκμηριώνεται, σύμφωνα με τα απαιτούμενα από το Ν.1268/82, όπως αυτός τροποποιήθηκε και ισχύει σήμερα και τον κανονισμό του Ε.Μ.Π., από τα εξής:

➤ Πραγματοποιήθηκε μέσω προσομοιώσεων σε ηλεκτρονικό υπολογιστή, σύγκριση της δυναμικής οχήματος, που είναι εξοπλισμένο με σύστημα Ηλεκτρονικού Ελέγχου Ευστάθειας (ESC) και οχήματος που είναι εξοπλισμένο με σύστημα Τετραδιεύθυνσης (4WS), καθώς και οχήματος που είναι εξοπλισμένο και με τα δύο συστήματα. Από όσο είμαστε σε θέση να γνωρίζουμε, δεν υφίσταται στη βιβλιογραφία άμεση σύγκριση και αξιολόγηση των δύο αυτών συστημάτων ελέγχου. Η σύγκριση πραγματοποιήθηκε σε δοκιμές ανοιχτού και κλειστού βρόγχου, μεταξύ των οποίων περιλαμβάνεται και ολοκληρωμένη πραγματική διαδρομή (αυτοκινητοδρόμιο Imola).

➤ Στην περίπτωση του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS), αναπτύχθηκε ένας πρωτότυπος αλγόριθμος ελέγχου της γωνίας των οπίσθιων τροχών, που βασίζεται στον αλγόριθμο ελέγχου του συστήματος ESC και τον κλασσικό έλεγχο της γωνίας των οπίσθιων τροχών βάσει της γωνίας των εμπρόςθιων τροχών.

➤ Για την πραγματοποίηση των προσομοιώσεων, αναπτύχθηκε σε λογισμικό Matlab - Simulink, αναλυτικό μοντέλο προσομοίωσης της δυναμικής συμπεριφοράς οχήματος, με 10 βαθμούς ελευθερίας, το οποίο χρησιμοποιεί

το μοντέλο ελαστικών Magic Formula. Επίσης ενσωματώθηκαν στο μοντέλο οχήματος, υποσυστήματα του οχήματος, όπως το σύστημα κίνησης (κινητήρας - σύστημα μετάδοσης), σύστημα αποτροπής μπλοκαρίσματος τροχών (ABS) και σύστημα αποτροπής ολίσθησης τροχών (ASR). Η υλοποίηση σε υπολογιστή των εξισώσεων του μοντέλου οχήματος, του μοντέλου ελαστικών και των υποσυστημάτων του οχήματος, πραγματοποιήθηκε εξ αρχής και υπήρξε πρωτότυπη, χωρίς να γίνει χρήση κανενός προϋπάρχοντος λογισμικού, πέραν του λογισμικού μοντελοποίησης και επίλυσης δυναμικών συστημάτων Simulink.

➤ Εξελίχθηκε για τις ανάγκες της διατριβής, μοντέλο οδηγού, το οποίο είναι ικανό να ελέγξει δυναμικά τη διαμήκη ταχύτητα του οχήματος, όσο και την εγκάρσια θέση του οχήματος, ώστε το όχημα να ακολουθήσει μια επιθυμητή διαδρομή. Το πρωτότυπο μοντέλο οδηγού, δημοσιεύθηκε σε διεθνές περιοδικό (Chatzikomis and Spentzas 2009). Το μοντέλο οδηγού επίσης υλοποιήθηκε στο λογισμικό Simulink και ενσωματώθηκε στο μοντέλο του οχήματος. Η ανάπτυξη ενός μοντέλου οδηγού, κατέστησε εφικτή την πραγματοποίηση δοκιμών κλειστού βρόγχου.

➤ Αναπτύχθηκε πρωτότυπος κώδικας βελτιστοποίησης σε λογισμικό Matlab, βασισμένος στη εξελικτική στρατηγική βελτιστοποίησης, που επέτρεψε την επιλογή των βέλτιστων παραμέτρων λειτουργίας, των συστημάτων ελέγχου ESC και 4WS και του μοντέλου οδηγού. Ο κώδικας έχει δυνατότητες παράλληλης επεξεργασίας, ώστε να επωφελείται από τους πολλαπλούς πυρήνες των σύγχρονων επεξεργαστών. Επίσης αναπτύχθηκε πρωτότυπος κώδικας ελέγχου κριτηρίων τερματισμού μίας δοκιμής, όπως είναι η υπέρβαση των ορίων του δρόμου.

➤ Αναπτύχθηκε πρωτότυπος κώδικας σε λογισμικό Matlab και POVRay για την απεικόνιση με τρισδιάστατη κινούμενη εικόνα, των αριθμητικών αποτελεσμάτων της προσομοίωσης.

➤ Έγινε εκτίμηση και σχολιασμός των αποτελεσμάτων της διαδικασίας σύγκρισης και αξιολόγησης των συστημάτων Ηλεκτρονικού Ελέγχου Ευστάθειας (ESC) και Τετραδιεύθυνσης (4WS).

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Τα τελευταία χρόνια, στα πλαίσια της προσπάθειας, να μειωθούν τα τροχαία ατυχήματα, η αυτοκινητοβιομηχανία ανέπτυξε συστήματα, τα όποια αυξάνουν την ενεργητική ασφάλεια των τροχοφόρων οχημάτων, βελτιώνοντας τη δυναμική συμπεριφορά τους και αποτρέποντας την αποσταθεροποίησή τους, λόγω υπερβολικής ταχύτητας, λανθασμένου χειρισμού του οδηγού ή ολισθηρότητας του δρόμου.

Στα πλαίσια αυτής της προσπάθειας την δεκαετία του 1980 αναπτύχθηκαν από τους Ιάπωνες κατασκευαστές οχημάτων συστήματα Τετραδιεύθυνσης (4WS), τα όποια όμως δεν γνώρισαν εμπορική επιτυχία και μέχρι τα τέλη της δεκαετίας του 1990 εγκαταλείφθηκε η χρήση τους, εκτός από λίγες περιπτώσεις. Αντίθετα, το Ηλεκτρονικό σύστημα Ελέγχου Ευστάθειας (ESC), το όποιο άρχισε να διατίθεται στην αγορά το 1995, πρώτα από την εταιρεία Bosch, με την εμπορική ονομασία ESP, σύντομα καθιερώθηκε και πλέον η πλειονότητα των καινούριων οχημάτων είναι εξοπλισμένη με σύστημα ESC, ενώ έχει ψηφιστεί από την Ευρωπαϊκή Ένωση, η υποχρεωτική εγκατάσταση του σε όλα τα καινούρια οχήματα από το έτος 2011.

Στη παρούσα Διδακτορική Διατριβή, πραγματοποιήθηκε σύγκριση και αξιολόγηση της δυναμικής των δύο συστημάτων, σε δοκιμές ανοιχτού και κλειστού βρόγχου. Η προσομοίωση των δοκιμών, έγινε με την χρήση ενός μοντέλου 10 βαθμών ελευθερίας (Spentzas 2000) για τον υπολογισμό της κίνησης του οχήματος και του μοντέλου Magic Formula (Pacejka 2002), για τον υπολογισμό των δυνάμεων, που αναπτύσσουν οι ελαστικοφόροι τροχοί. Το μοντέλο Magic Formula αποτελεί ημι-εμπειρικό μοντέλο, το όποιο έχει πλέον καθιερωθεί ως το πιο αξιόπιστο μοντέλο ελαστικοφόρων τροχών. Το μοντέλο χρησιμοποιεί μια ημιτονοειδή εξίσωση, για την περιγραφή της διαμήκουσ και εγκάρσιας δύναμης, συναρτήσει της διαμήκουσ ολίσθησης και της γωνίας πλαγιοπορείας και μια συνημιτονοειδή εξίσωση για την περιγραφή της ροπής ευθυγράμμισης και της συνδυασμένης ολίσθησης. Οι παράμετροι των εξισώσεων καθορίζονται ώστε τα αποτελέσματα του μοντέλου να προσεγγίζουν, όσο το δυνατόν, τα πειραματικά δεδομένα για το ελαστικό, που επιθυμούμε να προσομοιώσουμε. Επίσης ενσωματώθηκαν στο μοντέλο

οχήματος, υποσυστήματα του οχήματος, όπως το σύστημα κίνησης (κινητήρας - σύστημα μετάδοσης), σύστημα αποτροπής μπλοκαρίσματος τροχών (ABS) και σύστημα αποτροπής ολίσθησης τροχών (ASR), τα οποία είναι αναγκαία για την προσομοίωση των συστημάτων ελέγχου του οχήματος. Για τις ανάγκες ελέγχου του οχήματος, στις δοκιμές κλειστού βρόγχου, αναπτύχθηκε μοντέλο οδηγού, το οποίο είναι ικανό να ελέγξει δυναμικά τη διαμήκη ταχύτητα του οχήματος, όσο και την εγκάρσια θέση του οχήματος, ώστε το όχημα να ακολουθήσει μια επιθυμητή διαδρομή (Chatzikomis and Spentzas 2009). Ο υπολογισμός της μέγιστης διαμήκου ταχύτητας για την οποία η πλευρική επιτάχυνση του οχήματος δεν θα υπερβεί τα όρια πρόσφυσης, πραγματοποιείται μέσω μιας κινηματική σχέσης συναρτήσεως της καμπυλότητας της επιθυμητής τροχιάς. Ο έλεγχος της εγκάρσιας θέσης του οχήματος, γίνεται μέσω δύο Αναλογικών - Διαφορικών Ελεγκτών (PD controller) κλειστού βρόγχου, οι οποίοι χρησιμοποιούν ως μεταβλητές ελέγχου την απόκλιση της γωνίας διεύθυνσεως του οχήματος και την απόκλιση της θέσης του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά.

Η υλοποίηση του Ηλεκτρονικού συστήματος Ελέγχου Ευστάθειας (ESC) έγινε με βάση τον αλγόριθμο ελέγχου του συστήματος ESP (Robert Bosch GmbH. 2004). Το σύστημα ESC εφαρμόζει ροπή πέδησης σε ένα τροχό, έτσι ώστε να αναπτυχθεί η κατάλληλη ροπή εκτροπής και να ελεγχθεί η κίνηση του οχήματος με βάση τις επιθυμίες του οδηγού. Το ESC είναι σύστημα ελέγχου κλειστού βρόγχου, στο οποίο η επιθυμητή συμπεριφορά του οχήματος υπολογίζεται με βάση τις επιλογές του οδηγού (γωνία διεύθυνσης τιμονιού) και στη συνέχεια συγκρίνεται με την πραγματική κατάσταση του οχήματος. Η βασική μεταβλητή κατάστασης του οχήματος, που θα ελεγχθεί είναι ο ρυθμός εκτροπής, με δευτερεύουσα μεταβλητή ελέγχου την γωνία πλαγιοπορείας.

Το σύστημα Τετραδιεύθυνσης (4WS) αποτελείται από δύο ελεγκτές για τον υπολογισμό της γωνία διεύθυνσεως των οπίσθιων τροχών. Ο πρώτος ελεγκτής θα είναι κλειστού βρόγχου, στον οποίο θα χρησιμοποιήσουμε την απόκλιση της επιθυμητής από τον οδηγό κατάστασης του οχήματος, σε σχέση με την πραγματική κατάσταση του οχήματος, όπως υπολογίζεται για τις ανάγκες του συστήματος ESC. Οι μεταβλητές ελέγχου είναι ο ρυθμός εκτροπής και η γωνία πλαγιοπορείας. Ο δεύτερος ελεγκτής θα είναι ανοιχτού

βρόγχου και θα υπολογίζει τη γωνία διεύθυνσεως των οπίσθιων τροχών ως γραμμική συνάρτηση της γωνίας διεύθυνσεως των εμπρός τροχών και του ρυθμού μεταβολή αυτής (Spentzas, Alkhazali et al. 2001a).

Η επιλογή των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και των συστημάτων ελέγχου του οχήματος (ESC και 4WS), δεν είναι δυνατή να γίνει με αναλυτικές μεθόδους, λόγω της μη γραμμικής φύσεως του δυναμικού συστήματος. Για το σκοπό αναπτύχθηκε κώδικας παραμετρικής βελτιστοποίησης για την επιλογή του βέλτιστου διανύσματος παραμέτρων. Συγκεκριμένα χρησιμοποιήθηκε εξελικτική στρατηγική (Evolution Strategy), τύπου $(1+N)$ -ES, δηλαδή κάθε γενιά περιλαμβάνει N απογόνους - διανύσματα παραμέτρων, τα οποία θα προέρχονται από μετάλλαξη ενός γονέα και νέος γονέας για την επόμενη γενιά επιλέγεται το βέλτιστο διάνυσμα, μεταξύ των απογόνων αλλά και του παλαιού γονέα. Για την αξιολόγηση του κάθε διανύσματος παραμέτρων ορίζεται για κάθε δοκιμή, ένας δείκτης βελτιστοποίησης, ο οποίος είναι αντιπροσωπευτικός των επιδόσεων του συστήματος που επιθυμούμε να βελτιστοποιήσουμε. Επίσης αναπτύχθηκε βοηθητικός κώδικας ελέγχου κριτηρίων τερματισμού μίας δοκιμής, όπως είναι η υπέρβαση των ορίων του δρόμου.

Η υλοποίηση και επίλυση των μοντέλων προσομοίωσης του οχήματος, πραγματοποιήθηκε σε λογισμικό Simulink, όπου η μοντελοποίηση του δυναμικού συστήματος γίνεται με γραφικό τρόπο. Επίσης αναπτύχθηκε κώδικας παράλληλης επεξεργασίας, ώστε να γίνει δυνατή η εκμετάλλευση των πολλαπλών πυρήνων των σύγχρονων επεξεργαστών.

Κατόπιν της ολοκλήρωσης των υπολογιστικών εργαλείων προσομοίωσης, αξιολόγησης, βελτιστοποίησης και απεικόνισης των αποτελεσμάτων, πραγματοποιήσαμε δοκιμές ανοιχτού και κλειστού βρόγχου. Ειδικότερα πραγματοποιήθηκαν δύο δοκιμές ανοιχτού βρόγχου και συγκεκριμένα με διέγερση βαθμίδος και με ημιτονοειδή διέγερση (ISO/CD 7401 2003) και τρεις δοκιμές κλειστού βρόγχου και συγκεκριμένα, σε στροφές με σταθερή ακτίνα καμπυλότητας, σε δοκιμή αποφυγής εμποδίου (ISO 3888-2 2002) και σε πραγματική διαδρομή (αυτοκινητοδρόμιο "Enzo e Dino Ferrari" - Imola).

Όλες οι δοκιμές διενεργήθηκαν με τις ίδιες συνθήκες, έτσι ώστε να μπορέσουμε να αποδώσουμε με σχετικά ασφάλεια τη διαφοροποίηση της

δυναμικής του οχήματος, στα συστήματα ελέγχου τα οποία διέθετε σε κάθε δοκιμή ή στις αλλαγές στο μοντέλο οδηγού

Σύμφωνα με την αξιολόγηση, μέσω της αντικειμενικής συνάρτησης, το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) απέδωσε καλύτερα στις δοκιμές ανοιχτού βρόγχου, ενώ το σύστημα ελέγχου ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC), υπερείχε στις δοκιμές κλειστού βρόγχου. Και στις δύο περιπτώσεις, το όχημα το οποίο ήταν εξοπλισμένο και με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) και με σύστημα ελέγχου ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC), υπερείχε των οχημάτων τα οποία ήταν εξοπλισμένα, μόνο με ένα από τα δύο συστήματα.

Το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC), εμφάνισε καλύτερες επιδόσεις στις δοκιμές κλειστού βρόγχου, οι οποίες βρίσκονται και πιο κοντά στη πραγματικότητα. Αλλά και το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS), εμφάνισε αξιολογητή αύξηση των περιθωρίων ασφαλείας, η οποία δεν συνοδεύεται με τις αρνητικές επιπτώσεις της επέμβασης του συστήματος ESC, όπως είναι η επιβράδυνση του οχήματος, λόγω της επιβολής πέδησης.

Επίσης, έγινε εμφανές ότι ένας συνδυασμός των δύο συστημάτων υπερέχει και από τα δύο συστήματα, όταν αυτά λειτουργούν μεμονωμένα. Η συνεργασία του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και του συστήματος ελέγχου ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC), και πιθανώς και άλλων συστημάτων ελέγχου, σε ένα ολοκληρωμένο σύστημα διαχείρισης της δυναμικής του οχήματος, αποτελεί ένα σημαντικό πεδίο μελλοντικής έρευνας, ώστε να επιτευχθεί περαιτέρω βελτίωση της ενεργητικής ασφάλειας του αυτοκινήτου.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ	III
ΠΡΩΤΟΤΥΠΗ ΣΥΜΒΟΛΗ ΣΤΗΝ ΠΡΟΟΔΟ ΤΗΣ ΕΠΙΣΤΗΜΗΣ	V
ΠΕΡΙΛΗΨΗ	VII
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ	XI
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ - ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ	1
1.1. Δυναμική οχημάτων	1
1.2. Ενεργητικά συστήματα ελέγχου οχημάτων	2
1.2.1. Ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (Electronic Stability Control)	2
1.2.2. Σύστημα ενεργητικής Τετραδιεύθυνσης (4WS)	5
1.3. Περιγραφή και σκοπός της παρούσας διατριβής	7
2. ΜΟΝΤΕΛΟ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ	9
2.1. Μοντέλο οχήματος	9
2.1.1. Μοντέλο 10 βαθμών ελευθερίας (10DOF)	9
2.1.2. Ορισμός συστημάτων αξόνων αναφοράς.	10
2.1.3. Εξισώσεις κινήσεως οχήματος.	11
2.1.4. Εξωτερικές δυνάμεις και ροπές.	13
2.1.5. Υπολογισμός συνισταμένων εξωτερικών δυνάμεων και ροπών, στο οχηματοπαγές σύστημα αξόνων.	17
2.2. Μοντέλο ελαστικοφόρων τροχών	19
2.2.1. Περιγραφή μοντέλων ελαστικών και κριτηρίων επιλογής	19
2.2.2. Μοντέλο Magic Formula	21
2.2.3. Ορισμός τροχοπαγών συστημάτων αξόνων και υπολογισμός των ανυσμάτων ταχύτητας των ελαστικοφόρων τροχών	23
2.2.4. Μοντέλο μεταβατικής κατάστασης	27
2.2.5. Εξισώσεις magic formula	29
	xi

2.2.6. Ασυμμετρία Ελαστικών	33
2.3. Μοντέλο κινητηρίου συστήματος οχήματος	35
2.3.1. Μοντέλο συγκροτήματος παροχής ισχύος και συστήματος μετάδοσης	35
2.3.2. Βοηθητικά συστήματα επιτάχυνσης (ASR) – πέδησης (ABS).	37
3. ΜΟΝΤΕΛΟ ΕΙΚΟΝΙΚΟΥ ΟΔΗΓΟΥ	39
3.1. Εισαγωγή	39
3.2. Περιγραφή και προεπισκόπηση επιθυμητής τροχιάς οχήματος	41
3.3. Έλεγχος της διαμήκουσ ταχύτητας του οχήματος	43
3.3.1. Εξισώσεις υπολογισμού της διαμήκουσ ταχύτητας με βάση την καμπυλότητα της επιθυμητής τροχιάς	43
3.4. Έλεγχος της εγκάρσιας θέσης του οχήματος	46
3.4.1. Έλεγχος με βάση την απόκλιση της γωνίας διεύθυνσης του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά	46
3.4.2. Έλεγχος με βάση την εγκάρσια απόκλιση της θέσης του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά	48
3.4.3. Προσαρμογή της γωνίας διεύθυνσης των τροχών με βάση τα χαρακτηριστικά του οχήματος και την ταχύτητα του και την επιφάνεια πρόσφυσης	49
3.5. Επιλογή παραμέτρων μοντέλου οδηγού	51
4. ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΛΕΓΧΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ	53
4.1. Μέτρηση και υπολογισμός μεταβλητών κατάστασης του οχήματος	53
4.2. Ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC)	55
4.2.1. Αρχές λειτουργίας	55
4.2.2. Υπολογισμός επιθυμητού ρυθμού εκτροπής	56
4.2.3. Υπολογισμός επιθυμητής γωνίας πλαγιοπορείας	56
4.2.4. Ελεγκτής διαφορικής πεδήσεως	57
4.2.5. Συνθήκες επέμβασης του συστήματος ESC	59
4.3. Σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS)	62
4.3.1. Αρχές λειτουργίας	62
4.3.2. Αλγόριθμος υπολογισμού γωνίας διευσθύνσεως οπίσθιων τροχών	62

5. ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΔΙΑΝΥΣΜΑΤΟΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ	65
5.1. Αντικειμενική συνάρτηση	65
5.1.1. Δείκτες βελτιστοποίησης $I(\mathbf{P})$	66
5.1.2. Ανισοτικοί περιορισμοί $g(P)$	69
5.1.3. Συνθήκες τερματισμού δοκιμής	70
5.2. Αλγόριθμος παραμετρικής βελτιστοποίησης.	73
6. ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΚΑΙ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΣΕ ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΟ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΗ	77
6.1. Επιλογή λογισμικού προσομοίωσης	77
6.2. Μοντέλο Simulink	77
6.3. Ταχύτητα προσομοίωσης	85
6.4. Απεικόνιση αποτελεσμάτων	86
7. ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΔΟΚΙΜΩΝ	87
7.1. Όχημα Δοκιμών	87
7.2. Δοκιμές ανοιχτού βρόγχου (χωρίς μοντέλο οδηγού)	90
7.2.1. Διέγερση βαθμίδος γωνίας διεύθυνσης (Step steering input)	90
7.2.2. Ημιτονοειδής διέγερση γωνίας διεύθυνσης (Sinusoidal steering input)	109
7.3. Δοκιμές κλειστού βρόγχου (με μοντέλο οδηγού)	133
7.3.1. Στροφές με σταθερή ακτίνα καμπυλότητας	134
7.3.2. Δοκιμή αποφυγής εμποδίου (ISO 3888-2)	181
7.3.3. Πραγματική διαδρομή (αυτοκινητοδρόμιο)	211
7.3.4. Συμπεράσματα δοκιμών σε πραγματική διαδρομή (αυτοκινητοδρόμιο)	251
8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	255
8.1. Σύγκριση επιδόσεων συστημάτων ελέγχου	255
8.1.1. Συμπεράσματα δοκιμών ανοιχτού βρόγχου	255
8.1.2. Συμπεράσματα δοκιμών κλειστού βρόγχου	257

8.2. Τελικά συμπεράσματα - μελλοντική έρευνα	259
9. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ	261
9.1. Συμβολισμοί	261
9.2. Βιβλιογραφία	267
9.3. Λίστα Πινάκων	270
9.4. Λίστα Σχημάτων	277

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ – ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ

1.1. Δυναμική οχημάτων

Το αυτοκίνητο έχει μια ιστορία μεγαλύτερη των 100 ετών, με τη σύγχρονη μορφή του, δηλαδή ένα όχημα με ελαστικοφόρους τροχούς και ενσωματωμένη πηγή ισχύος, συνήθως μηχανή εσωτερικής καύσεως ή συνδυασμός ηλεκτρικών στοιχείων και ηλεκτροκινητήρα. Και όμως έπρεπε να περάσουν περισσότερα από 60 χρόνια, μέχρι η θεωρητική μελέτη της δυναμικής συμπεριφοράς οχημάτων να κάνει τα πρώτα της βήματα. Η μελέτη του Leonard Segel το 1956, σχετικά με την απόκριση ενός αυτοκινήτου στην αλλαγή της γωνίας διεύθυνσης των τροχών (Segel 1956), θεωρείται από πολλούς ότι αποτέλεσε την απαρχή της θεωρητικής μελέτης της δυναμικής συμπεριφοράς του αυτοκινήτου. Τα πρώτα θεωρητικά μοντέλα χρησιμοποιούσαν γραμμικές σχέσεις και προέβλεπαν τη συμπεριφορά του οχήματος στο γραμμικό εύρος της δυναμικής συμπεριφοράς (για επιταχύνσεις μέχρι 0,3 - 0,4 g). Το πιο σημαντικό εμπόδιο στην ανάπτυξη υπολογιστικών μοντέλων, που θα προσομοιώνουν την συμπεριφορά του οχήματος σε όλο το φάσμα λειτουργίας του, είναι ο υπολογισμός των δυνάμεων των ελαστικοφόρων τροχών. Οι δυνάμεις που αναπτύσσονται μεταξύ των ελαστικοφόρων τροχών και του οδοστρώματος είναι έντονα μη γραμμικές, λόγω της φύσεως των δυνάμεων τριβής, καθώς και της βισκοελαστικής συμπεριφοράς του ελαστικού όταν παραμορφώνεται από τις δυνάμεις που αναπτύσσονται.

Το επόμενο στάδιο στην ανάπτυξη μαθηματικών μοντέλων για την περιγραφή της συμπεριφοράς ενός αυτοκινήτου, ήρθε με την ραγδαία ανάπτυξη των υπολογιστών. Η χρήση υπολογιστών για την επίλυση των εξισώσεων, επέτρεψε την χρήση περισσότερων βαθμών ελευθερίας και μη γραμμικών σχέσεων για τον υπολογισμό των δυνάμεων. Τα τελευταία χρόνια μάλιστα η ισχύς των υπολογιστών και τα προγράμματα που έχουν αναπτυχθεί, επιτρέπουν σε ικανοποιητικό βαθμό την πλήρη εξομοίωση της συμπεριφοράς ενός αυτοκινήτου, καθώς και των υποσυστημάτων του. Η μοντελοποίηση δεν αφορά πλέον μόνο το αυτοκίνητο σαν σύνολο, αλλά και την διασύνδεση των

μερών, όπως ο κινητήρας, το κιβώτιο ταχυτήτων, τα φρένα, οι αναρτήσεις και τα ελαστικά.

1.2. Ενεργητικά συστήματα ελέγχου οχημάτων

1.2.1. Ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (Electronic Stability Control)

Από τις αρχές του 20^{ου} αιώνα η βιομηχανία οχημάτων ερευνούσε την δυνατότητα ανάπτυξης ενός συστήματος, που θα αποτρέπει το μπλοκάρισμα και την ολίσθηση των τροχών κατά την πέδηση του οχήματος. Τα μηχανικά συστήματα όμως ήταν καταδικασμένα σε αποτυχία, επειδή δεν μπορούσαν να έχουν επαρκή ταχύτητα απόκρισης, ώστε να μετρήσουν την ταχύτητα περιστροφής του τροχού και να προσαρμόσουν την πέδηση. Η λύση σε αυτό το πρόβλημα δόθηκε τη δεκαετία του 1960 με την ανάπτυξη των ημιαγωγών και την χρήση ηλεκτρονικών. Για πολλά χρόνια η τεχνολογία ήταν πολύ ακριβή και ογκώδης με αποτέλεσμα να χρησιμοποιείται μόνο σε τρένα και αεροπλάνα. Τελικά το 1978 η γερμανική Bosch διέθεσε το πρώτο εμπορικό σύστημα ABS (Antilock Braking System), που χρησιμοποιήθηκε στα κορυφαία μοντέλα των εταιριών BMW και Mercedes.

Το 1986 η Bosch, διαθέτει στην αγορά το TCS (Traction Control System) το οποίο εκμεταλλεύεται τους αισθητήρες του ABS και επεκτείνει τη λειτουργία του, ώστε να αποτρέπει το σπινάρισμα των κινητήριων τροχών, κατά την επιτάχυνση του οχήματος, επεμβαίνοντας στη διαχείριση του κινητήρα.

Τα συστήματα ABS και TCS, αν και αυξάνουν τις δυνατότητες ελέγχου του οχήματος από τον οδηγό, κατά την επιβράδυνση και την επιτάχυνση του οχήματος, δεν διαθέτουν τους κατάλληλους αισθητήρες ώστε να λάβουν υπόψη την συνολική δυναμική κατάσταση του οχήματος.

Το 1995 η Mercedes σε συνεργασία με την εταιρία Bosch, διέθεσαν στην αγορά το πρώτο όχημα παραγωγής εξοπλισμένο με σύστημα ESC, την Mercedes S-Class. Το σύστημα της Bosch χρησιμοποιεί την εμπορική ονομασία ESP (Electronic Stability Program). Παράλληλα και άλλοι κατασκευαστές όπως η Toyota, άρχισαν να εξοπλίζουν τα οχήματά τους με αντίστοιχα συστήματα ESC, με διάφορες εμπορικές ονομασίες, όπως VSC (Vehicle Stability Control), VDC (Vehicle Dynamic Control), DSC (Dynamic

Stability Control) και VSA (Vehicle Stability Assist). Παρά τις πολλές διαφορετικές εμπορικές ονομασίες και διαφορετικές υλοποιήσεις του συστήματος, η αρχή λειτουργίας παραμένει η ίδια. Προκειμένου να περιοριστεί η σύγχυση του καταναλωτικού κοινού, από τις πολλές διαφορετικές ονομασίες, έχει γίνει παγκοσμίως αποδεκτός για επίσημη χρήση ο όρος ESC (Electronic Stability Control - ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας) και αυτόν θα χρησιμοποιήσουμε, στη παρούσα διατριβή. Το 2007, η αμερικανική αρχή ασφάλειας αυτοκινητοδρόμων (NHTSA) πρότεινε στον παγκόσμιο φόρουμ των Ηνωμένων Εθνών για εναρμόνιση των Κανονισμών Οχημάτων (WP.29), την καθιέρωση ενός διεθνούς προτύπου για τα συστήματα ESC (GRRF WORKING GROUP ON ELECTRONIC STABILITY CONTROL 2008). Το σύστημα ESC συνδυάζει τις λειτουργίες του ABS και του TCS και περιλαμβάνει επιπλέον αισθητήρες για την μέτρηση της γωνίας του τιμονιού και του ρυθμού εκτροπής (yaw rate) του οχήματος. Συνδυάζοντας τις μετρήσεις αυτών των αισθητήρων με την υποδομή των συστημάτων ABS και TCS, υπολογίζει την δυναμική κατάσταση του οχήματος και την συγκρίνει με την επιθυμητή από τον οδηγό κατάσταση του οχήματος, όπως αυτή προκύπτει από την γωνία του τιμονιού. Αν η απόκλιση ξεπεράσει κάποια προκαθορισμένα όρια το σύστημα επεμβαίνει, εφαρμόζοντας πέδηση στο κατάλληλο τροχό και περιορίζοντας την ισχύ του κινητήρα, μειώνοντας έτσι τον κίνδυνο εκτροπής του οχήματος. Αναλυτικότερα η λειτουργία του συστήματος ESC περιγράφεται στο κεφάλαιο 4.2.

Το σύστημα ESC κέρδισε μεγάλη δημοσιότητα και άρχισε να καθιερώνεται στη συνείδηση του καταναλωτικού κοινού το 1997, μετά την αποτυχία του καινούριου τότε μοντέλου Mercedes A-Class, σε μια δοκιμή αποφυγής εμποδίου ή δοκιμή αποφυγής τάρανδου (*Älgtest - moose test*), όπως έγινε γνωστή. Κατά την πραγματοποίηση της δοκιμής, από το δημοσιογράφο ενός σουηδικού περιοδικού, το όχημα ανετράπη (Σχ. 1.1). Η αποτυχία, είχε ως αποτέλεσμα η Mercedes να προβεί σε ανάκληση όλων των οχημάτων που είχαν ήδη διατεθεί στην αγορά και να προχωρήσει σε αλλαγές στο μετατρόχιο και στην ανάρτηση του οχήματος, εξοπλίζοντας παράλληλα όλα τα ανακληθέντα οχήματα και όλα όσα θα κατασκευάζονταν μελλοντικά, με το σύστημα ESP. Η κίνηση αυτή, σε συνδυασμό με την μεγάλη διαφημιστική

εκστρατεία της Mercedes, που ήθελε να διαβεβαιώσει το κοινό για την ασφάλεια του νέου της μοντέλου, προβάλλοντας την αυξημένη ασφάλεια που παρείχε το σύστημα ESP, οδήγησε στην εμπορική καθιέρωση του συστήματος ESC και στην εγκατάστασή του σε όλο και περισσότερα νέα οχήματα.



Σχ. 1.1 - Ανατροπή Mercedes A-Class κατά την δοκιμή αποφυγής εμποδίου - πηγή περιοδικό Auto, Motor und Sport (Blundell and Harty 2004)

Τα τελευταία χρόνια η Ευρωπαϊκή Ένωση στα πλαίσια της προσπάθειας μείωσης κατά 50% των θανάτων από τροχαία ατυχήματα μέχρι το 2010, έχει προχωρήσει σε εκστρατείες ενημέρωσης του κοινού για τα πλεονεκτήματα του συστήματος ESC με τίτλο "Επιλέξτε ESC!" (Choose ESC!). Στις 10 Μαρτίου 2009, το Ευρωπαϊκό Κοινοβούλιο, ψήφισε οδηγία, σύμφωνα με την οποία, από το Νοέμβριο του 2011, όλα τα νέα επιβατικά και επαγγελματικά οχήματα και από το Νοέμβριο του 2014, όλα τα νέα οχήματα, πρέπει να είναι εξοπλισμένα με σύστημα ESC.

Σε μια ανάλυση των δημοσιευμένων μελετών σχετικά με την επίδραση του συστήματος ESC στη μείωση των τροχαίων ατυχημάτων (Ferguson 2007), προκύπτει ότι η πλειονότητα των μελετών συμπεραίνει ότι το σύστημα ESC είναι ιδιαίτερα αποτελεσματικό στη μείωση των ατυχημάτων στα οποία

εμπλέκεται ένα όχημα. Τα θανατηφόρα οχήματα στα οποία εμπλέκεται ένα όχημα, μειώνονται κατά 30-50% όσον αφορά τα απλά επιβατικά οχήματα και 50-70% όσον αφορά τα μεγάλα οχήματα ελευθέρου χρόνου (SUV). Ειδικότερα οι θανατηφόρες ανατροπές οχημάτων υπολογίζονται σε 70-90% λιγότερες για όλους τους τύπους οχημάτων εξοπλισμένων με ESC. Επίσης η αποτελεσματικότητα του συστήματος ESC στην μείωση των ατυχημάτων αυξάνεται σε ολισθηρές συνθήκες του δρόμου. Η μείωση των ατυχημάτων είναι μικρότερη σε ατυχήματα, που εμπλέκονται περισσότερο από ένα οχήματα αλλά και σε αυτή τη περίπτωση εμφανίζεται μείωση 17-38% των πιο σοβαρών, θανατηφόρων ατυχημάτων.

1.2.2. Σύστημα ενεργητικής Τετραδιεύθυνσης (4WS)

Η τετραδιεύθυνση στα οχήματα εφαρμόστηκε από τα πρώτα χρόνια ύπαρξης του αυτοκινήτου. Αρχικά χρησιμοποιήθηκε κυρίως σε μεγάλα οχήματα, για να επιτύχει την μείωση της ακτίνας στροφής των οχημάτων αυτών και την βελτίωση της ικανότητας τους ελιγμών. Τέτοια οχήματα ήταν αρκετά αμερικάνικα βαρέα οχήματα της περιόδου 1900 - 1930 ('04-'07 Four-Wheel-Drive truck, '06-'12 American 3/4- to 10-ton trucks, '13-'28 Jefferey, '16-'28 Nash, Quad 3-ton truck, '14 Golden West truck, '15-'17 Beech Creek truck) και το τετρακίνητο εκτός δρόμου φορτηγό της Mercedes 170VL. Τετραδιεύθυνση επίσης χρησιμοποιήθηκε σε μερικά από τα γνωστά Jeep, του αμερικάνικου στρατού κατά τη περίοδο του δεύτερου παγκοσμίου πολέμου.

Σε όλα αυτά τα οχήματα οι πίσω τροχοί, έστριβαν σε αντίθετη γωνία από τους εμπρός για να διευκολύνουν τους ελιγμούς. Αυτό είχε αρνητικές επιπτώσεις στην ευστάθεια των οχημάτων σε μέτριες και μεγάλες ταχύτητες. Έτσι σε κάποια από αυτά τα οχήματα υπήρχε δυνατότητα χειροκίνητης απενεργοποίησης της τετραδιεύθυνσης από τον οδηγό.

Η πρώτη εφαρμογή της τετραδιεύθυνσης σε επιβατικά οχήματα με σκοπό την βελτίωση της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος σε μεγάλες ταχύτητες και όχι μόνο την βελτίωση της ικανότητας ελιγμών, γίνεται τη δεκαετία του 1980 από τους Ιάπωνες κατασκευαστές οχημάτων και συγκεκριμένα τη Honda και τη Nissan. Το πρώτο επιβατικό αυτοκίνητο που έστριβαν οι πίσω τροχοί με την ίδια φορά με τους εμπρός ήταν το Nissan Skyline (1985) στο οποίο όμως έστριβε ολόκληρο το πλαίσιο της πίσω ανάρτησης λίγες μοίρες.

Η πρώτη ουσιαστική εφαρμογή της τετραδιεύθυνσης γίνεται στο Honda Prelude (1987) όπου με ένα ειδικό μηχανικό σύστημα οι πίσω τροχοί στρίβουν προς την ίδια κατεύθυνση με τους εμπρός τροχούς, όσο η γωνία στροφής των εμπρός τροχών είναι μικρή. Όταν η γωνία στροφής των εμπρός τροχών μεγαλώνει, οι πίσω τροχοί σταδιακά στρίβουν προς την αντίθετη κατεύθυνση. Έτσι επιτυγχάνεται και βελτίωση της ικανότητας ελιγμών σε μικρότερο χώρο σε χαμηλές ταχύτητες και βελτίωση της ευστάθειας του οχήματος σε ελιγμούς σε μεγάλες ταχύτητες. Αναλυτικότερα η λειτουργία του συστήματος ενεργητική τετραδιεύθυνσης περιγράφεται στο κεφάλαιο 4.3. Στο σημείο αυτό πρέπει να σημειώσουμε ότι στη παρούσα διατριβή όταν αναφερόμαστε σε τετραδιεύθυνση, αναφερόμαστε σε υλοποιήσεις ενεργητικής τετραδιεύθυνσης και όχι παθητικής τετραδιεύθυνσης. Η παθητική τετραδιεύθυνση υλοποιείται σε επίπεδο γεωμετρίας της ανάρτησης του οπίσθιου άξονα, στρίβοντας ελάχιστα τους οπίσθιους τροχούς, όταν ασκούνται έντονες πλευρικές δυνάμεις, χωρίς δυνατότητα επιπλέον ελέγχου και έχει χρησιμοποιηθεί σε οχήματα, όπως η Porsche 928, το Peugeot 306 και η Alfa Romeo 156.

Εκτός από την Toyota η οποία δεν υιοθέτησε κάποιο σύστημα τετραδιεύθυνσης σε όχημα παραγωγής, οι υπόλοιποι Ιάπωνες κατασκευαστές, κατά την δεκαετία του 1990, διέθεταν συστήματα τετραδιεύθυνσης σε διάφορα μοντέλα τους, κυρίως ως προαιρετικό εξοπλισμό σε ακριβά μοντέλα (Nissan 300ZX, Nissan Infinity, Nissan Skyline, Honda Prelude, Mitsubishi Galant, Mitsubishi Diamante, Mitsubishi GTO, Mazda 929).

Το 2002 η αμερικανική εταιρεία Delphi σχεδίασε και διέθεσε στους κατασκευαστές οχημάτων ένα σύστημα τετραδιεύθυνσης (Delphi Quadrasteer) το οποίο απευθυνόταν κυρίως σε μεγάλα οχήματα (SUV, Vans, Pick-Up) τα οποία κατέχουν μεγάλο μερίδιο της αγοράς οχημάτων της Βόρειας Αμερικής. Η GM μέχρι τα τέλη του 2004 προσέφερε το σύστημα αυτό ως προαιρετικό εξοπλισμό στα μοντέλα που διέθετε στην αγορά της Βόρειας Αμερικής.

Το μεγαλύτερο ίσως μειονέκτημα της τετραδιεύθυνσης ήταν το κόστος της υλοποίησής της. Τα τελευταία χρόνια, με την επέκταση της χρήσης των ηλεκτρονικών συστημάτων ελέγχου ευστάθειας, ελάχιστα μοντέλα παραγωγής

παγκοσμίως διαθέτουν σύστημα ενεργητικής τετραδιεύθυνσης. Ένα από αυτά είναι το Renault Laguna GT, στο οποίο οι πίσω τροχοί έχουν την δυνατότητα στροφής έως 3,5 μοίρες και ελέγχονται από ένα ηλεκτρονικό σύστημα σε συνεργασία με το σύστημα ESC.

1.3. Περιγραφή και σκοπός της παρούσας διατριβής

Σκοπός της παρούσας διατριβής είναι η σύγκριση της δυναμικής τροχοφόρου οχήματος, που είναι εξοπλισμένο με σύστημα Ηλεκτρονικού Ελέγχου Ευστάθειας (ESC) και οχήματος που είναι εξοπλισμένο με σύστημα Τετραδιεύθυνσης (4WS), καθώς και οχήματος που είναι εξοπλισμένο και με τα δύο συστήματα, υπό τις ίδιες συνθήκες, σε δοκιμές ανοιχτού και κλειστού βρόγχου και η αξιολόγηση τους.

Για το σκοπό αυτό, υλοποιήθηκε σε υπολογιστικό λογισμικό, ένα μοντέλο μαθηματικής προσομοίωσης της δυναμικής συμπεριφοράς ενός οχήματος. Ιδιαίτερη έμφαση δόθηκε στη χρησιμοποίηση ενός αξιόπιστου και λεπτομερούς μοντέλου για τον υπολογισμό των δυνάμεων που αναπτύσσονται από τους ελαστικοφόρους τροχούς. Επίσης, αναπτύχθηκε ένα μοντέλο προσομοίωσης του οδηγού (Chatzikomis and Spentzas 2009), το οποίο μπορεί να ελέγξει την ταχύτητα και τη τροχιά του οχήματος, καθιστώντας εφικτή την πραγματοποίηση δοκιμών κλειστού βρόγχου.

Στο μοντέλο προσομοίωσης του οχήματος, επιπλέον ενσωματώθηκαν, προσομοιώσεις του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (Electronic Stability Control) και του συστήματος ενεργητικής τετραδιεύθυνσης (4WS).

Στην περίπτωση του συστήματος ηλεκτρονικού ελέγχου ευστάθειας (Electronic Stability Control) χρησιμοποιήθηκε ο βασικός αλγόριθμος λειτουργίας στον οποίο βασίζεται το σύστημα ESP της εταιρείας Bosch. Στην περίπτωση του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS), χρησιμοποιήθηκε ένας συνδυασμός του αλγορίθμου ελέγχου του συστήματος ESC και του κλασσικού ελέγχου της γωνίας των οπίσθιων τροχών βάσει της γωνίας των εμπρόςθιων τροχών.

Για τον προσδιορισμό των παραμέτρων λειτουργίας του μοντέλου οδηγού και των συστημάτων ελέγχου, αναπτύχθηκε ένας αλγόριθμος βασισμένος σε γενετική στρατηγική βελτιστοποίησης. Τέλος δημιουργήθηκαν βοηθητικά

προγράμματα για την απεικόνιση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης, τόσο σε μορφή κινούμενης εικόνας (animation) όσο και σε στατικά διαγράμματα.

Τα εργαλεία προσομοίωσης, αξιολόγησης, βελτιστοποίησης και απεικόνισης των αποτελεσμάτων, μας επέτρεψαν να πραγματοποιήσουμε δοκιμές ανοιχτού και κλειστού βρόγχου, στις οποίες καταγράφηκε η συμπεριφορά ενός οχήματος, όταν αυτό δεν διαθέτει συστήματα ελέγχου και όταν διαθέτει ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (Electronic Stability Control) ή σύστημα ενεργητικής τετραδιεύθυνσης (4WS) ή και τα δύο. Η σύγκριση μεταξύ των διαφόρων περιπτώσεων προσφέρει χρήσιμα συμπεράσματα για την επίδοση των συστημάτων ελέγχου και των διαφορών μεταξύ τους.

2. ΜΟΝΤΕΛΟ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ

2.1. Μοντέλο οχήματος

2.1.1. Μοντέλο 10 βαθμών ελευθερίας (10DOF)

Το μη γραμμικό μοντέλο δέκα βαθμών ελευθερίας, βασίζεται στις εξισώσεις δυναμικής Newton – Euler, όπως αυτές περιγράφονται αναλυτικά στο κεφάλαιο 2.1.3.

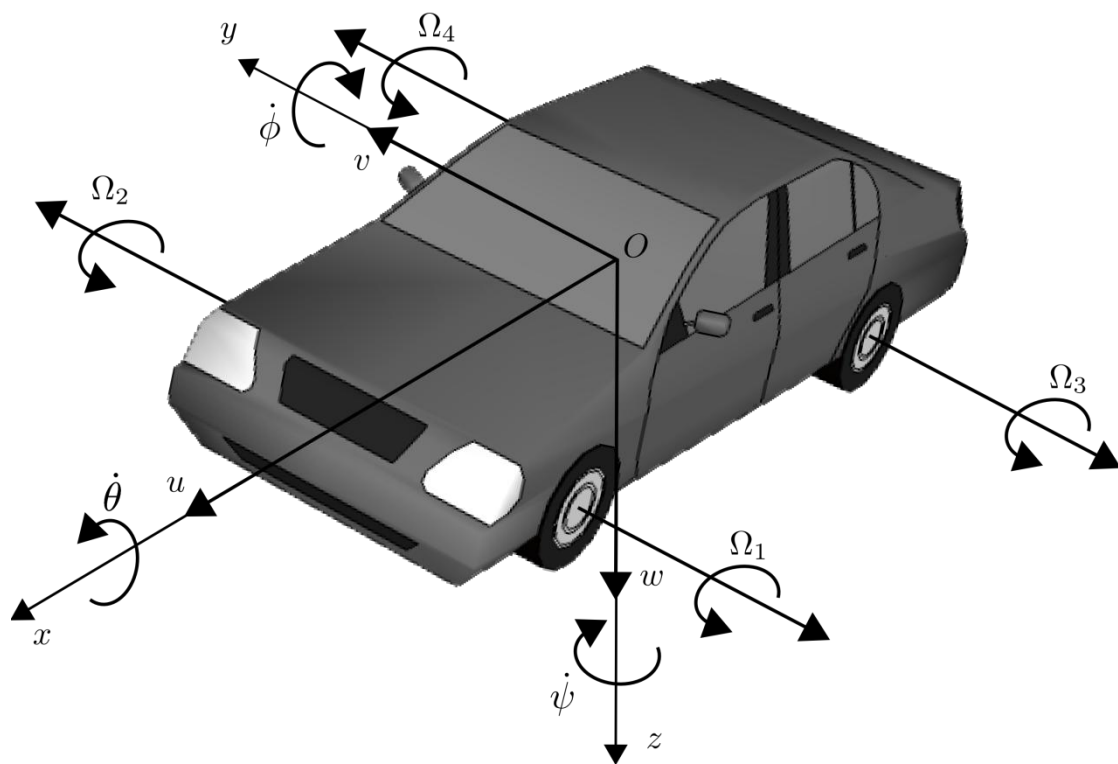
Γίνονται οι παρακάτω υποθέσεις και παραδοχές:

1. Η αναρτημένη μάζα του οχήματος θεωρείται ότι διαθέτει 6 βαθμούς ελευθερίας στο χώρο (τρεις βαθμούς μετακίνησης και τρεις βαθμούς περιστροφής), ενώ καθένας από τους 4 τροχούς διαθέτει ένα βαθμό ελευθερίας (περιστροφή). Οι 10 βαθμοί ελευθερίας απεικονίζονται στο Σχ. 2.1.
2. Οι τροχοί δεν διαθέτουν βαθμό ελευθερίας μετακίνησης κατά τον κατακόρυφο άξονα, αλλά η μετακίνηση αυτή υπολογίζεται με βάση την μετακίνηση και περιστροφή της αναρτημένης μάζας.
3. Το όχημα θεωρείται απαραμόρφωτο στερεό, δηλαδή η απόσταση μεταξύ δύο τυχαίων σημείων του οχήματος παραμένει σταθερή.
4. Η μάζα του οχήματος δεν μεταβάλλεται. Η παραδοχή αυτή δεν απέχει πολύ από τη πραγματικότητα. Η μόνη μεταβολή μάζας κατά την κίνηση ενός οχήματος, οφείλεται στη κατανάλωση καυσίμου. Η μεταβολή αυτή μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα ως προς την συνολική μάζα του οχήματος.
5. Θεωρούμε τις μη αναρτημένες μάζες σταθερά συνδεδεμένες στο όχημα και όχι μέσω ελαστικών συνδέσεων. Αντικαθιστούμε την επίδραση των αναρτήσεων επί του οχήματος, με τις επιβαλλόμενες από αυτές δυνάμεις.
6. Η γωνία κυλίσεως φ και η γωνία καλπασμού θ , θεωρούνται μικρές, οπότε το συνημίτονο αυτών είναι περίπου ίσο με τη μονάδα και το ημίτονο αυτών είναι περίπου ίσο προς τη γωνία, εκφραζόμενη σε rad. Η παραδοχή αυτή ισχύει περίπου μέχρι τις 15° μοίρες.
7. Λαμβάνεται υπόψη μόνο η διαμήκης αεροδυναμική δύναμη.
8. Οι δύο εμπρόσθιοι τροχοί έχουν την ίδια γωνία διεύθυνσεως, όπως και οι δύο οπίσθιοι. $\delta_1=\delta_2=\delta_f$, $\delta_3=\delta_4=\delta_r$

9. Ροπές που δημιουργούνται από τα στρεφόμενα μέρη του οχήματος (τροχοί, άξονες) θεωρούνται αμελητέες.
10. Αγνοείται η γεωμετρία των αναρτήσεων και οι ροπές που αναπτύσσονται από αυτές θεωρείται ότι αναπτύσσονται γύρω από τους άξονες του οχηματοπαγούς συστήματος αξόνων, όπως αυτό ορίζεται παρακάτω.

2.1.2. Ορισμός συστημάτων αξόνων αναφοράς.

Στη παρούσα διατριβή θα χρησιμοποιηθεί ο ορισμός των αξόνων αναφοράς και οι συμβολισμοί, που προτείνονται στο πρότυπο S.A.E. J670e.



Σχ. 2.1 – Σύστημα αξόνων οχήματος με 10 βαθμούς ελευθερίας

Ορίζονται δύο συστήματα αξόνων αναφοράς.

- Γεώδικο σύστημα αξόνων (O_0XYZ). Το σύστημα είναι δεξιόστροφο ορθογώνιο και είναι σταθερό ως προς τη Γη. Οι άξονες X και Y, βρίσκονται σε ένα οριζόντιο επίπεδο και ο άξονας Z έχει κατεύθυνση, προς τα κάτω.
- Οχηματοπαγές σύστημα αξόνων ($Oxyz$). Το σύστημα είναι δεξιόστροφο ορθογώνιο, σταθερά προσαρμοσμένο στο όχημα, έτσι ώστε, όταν το όχημα κινείται με σταθερή ταχύτητα σε μία ευθεία γραμμή σε έναν

επίπεδο δρόμο, ο άξονας x να είναι κατά βάση οριζόντιος, να έχει φορά προς τα εμπρός και να βρίσκεται πάνω στο διάμηκες επίπεδο συμμετρίας. Ο άξονας y έχει φορά προς τα δεξιά του οδηγού και ο άξονας z έχει φορά προς τα κάτω. Για απλοποίηση των υπολογισμών, επιλέγεται ως αρχή του συστήματος αξόνων, το κέντρο μάζας του οχήματος.

Ορίζονται επίσης οι γωνίες στροφής του οχηματοπαγούς συστήματος αξόνων, ως προς το γεώδες σύστημα αξόνων.

- Γωνία κυλίσεως θ γύρω από τον άξονα x.
- Γωνία καλπασμού φ γύρω από τον άξονα y.
- Γωνία εκτροπής ψ γύρω από τον άξονα z.

2.1.3. Εξισώσεις κινήσεως οχήματος.

Οι εξισώσεις Newton – Euler οχήματος σε τυχαίο οχηματοπαγές σύστημα αξόνων Oxyz, έχουν ως εξής (Spentzas 2000):

$$\sum F_x = m \cdot \left(\frac{dU}{dt} - V \cdot r + W \cdot q \right) - m \cdot x_G \cdot (q^2 + r^2) + m \cdot y_G \cdot \left(p \cdot q - \frac{dr}{dt} \right) + m \cdot z_G \cdot \left(p \cdot r - \frac{dq}{dt} \right) \quad (2.1)$$

$$\sum F_y = m \cdot \left(\frac{dV}{dt} - W \cdot p + U \cdot r \right) - m \cdot y_G \cdot (r^2 + p^2) + m \cdot z_G \cdot \left(q \cdot r - \frac{dp}{dt} \right) + m \cdot x_G \cdot \left(q \cdot p - \frac{dr}{dt} \right) \quad (2.2)$$

$$\sum F_z = m \cdot \left(\frac{dW}{dt} - U \cdot q + V \cdot p \right) - m \cdot z_G \cdot (p^2 + q^2) + m \cdot x_G \cdot \left(r \cdot p - \frac{dq}{dt} \right) + m \cdot y_G \cdot \left(r \cdot q - \frac{dp}{dt} \right) \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} \sum M_x = & I_{xx} \cdot \left(\frac{dp}{dt} \right) - (I_{yy} - I_{zz}) \cdot q \cdot r + I_{yz} \cdot (r^2 - q^2) - I_{zx} \cdot \left(p \cdot q + \frac{dr}{dt} \right) + I_{xy} \cdot \left(p \cdot r - \frac{dq}{dt} \right) \\ & + m \cdot y_G \cdot \left(\frac{dW}{dt} - U \cdot q + V \cdot p \right) - m \cdot z_G \cdot \left(\frac{dV}{dt} - W \cdot p + U \cdot r \right) \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$\begin{aligned} \sum M_y = & I_{yy} \cdot \left(\frac{dq}{dt} \right) - (I_{zz} - I_{xx}) \cdot p \cdot r + I_{xz} \cdot (p^2 - r^2) - I_{xy} \cdot \left(q \cdot r + \frac{dp}{dt} \right) + I_{yz} \cdot \left(q \cdot p - \frac{dr}{dt} \right) \\ & + m \cdot z_G \cdot \left(\frac{dU}{dt} - V \cdot r + W \cdot q \right) - m \cdot x_G \cdot \left(\frac{dW}{dt} - U \cdot q + V \cdot p \right) \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z = & I_{zz} \cdot \left(\frac{dr}{dt} \right) - (I_{xx} - I_{yy}) \cdot p \cdot q + I_{xy} \cdot (q^2 - p^2) - I_{yz} \cdot \left(r \cdot p + \frac{dq}{dt} \right) + I_{zx} \cdot \left(r \cdot q - \frac{dp}{dt} \right) \\ & + m \cdot x_G \cdot \left(\frac{dV}{dt} - W \cdot p + U \cdot r \right) - m \cdot y_G \cdot \left(\frac{dU}{dt} - V \cdot r + W \cdot q \right) \end{aligned} \quad (2.6)$$

Αν επιλεγεί οχηματοπαγές και κεντρομαζικό σύστημα αξόνων $Gxyz$, τότε η απόσταση $O-G$, μηδενίζεται και οι εξισώσεις γράφονται:

$$\sum F_x = m \cdot \left(\frac{dU}{dt} - V \cdot r + W \cdot q \right) \quad (2.7)$$

$$\sum F_y = m \cdot \left(\frac{dV}{dt} - W \cdot p + U \cdot r \right) \quad (2.8)$$

$$\sum F_z = m \cdot \left(\frac{dW}{dt} - U \cdot q + V \cdot p \right) \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} \sum M_x = & I_{xx} \cdot \left(\frac{dp}{dt} \right) - (I_{yy} - I_{zz}) \cdot q \cdot r + I_{yz} \cdot (r^2 - q^2) - I_{zx} \cdot \left(p \cdot q + \frac{dr}{dt} \right) + I_{xy} \cdot \left(p \cdot r - \frac{dq}{dt} \right) \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} \sum M_y = & I_{yy} \cdot \left(\frac{dq}{dt} \right) - (I_{zz} - I_{xx}) \cdot p \cdot r + I_{xz} \cdot (p^2 - r^2) - I_{xy} \cdot \left(q \cdot r + \frac{dp}{dt} \right) + I_{yz} \cdot \left(q \cdot p - \frac{dr}{dt} \right) \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z = & I_{zz} \cdot \left(\frac{dr}{dt} \right) - (I_{xx} - I_{yy}) \cdot p \cdot q + I_{xy} \cdot (q^2 - p^2) - I_{yz} \cdot \left(r \cdot p + \frac{dq}{dt} \right) + I_{zx} \cdot \left(r \cdot q - \frac{dp}{dt} \right) \end{aligned} \quad (2.12)$$

Οι εξισώσεις (2.7), (2.8), (2.9), (2.10), (2.11) και (2.12) μπορούν να γραφούν σε μητρική μορφή, ως εξής:

$$\sum F = m \cdot \left(\frac{dV}{dt} + \omega \times V \right) \quad (2.13)$$

$$\sum M = [I] \cdot \frac{d\omega}{dt} + \omega \times ([I] \cdot \omega) \quad (2.14)$$

$$\text{όπου } [I] = \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix}, [V] = \begin{bmatrix} U \\ V \\ W \end{bmatrix} \text{ και } [\omega] = \begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix}$$

2.1.4. Εξωτερικές δυνάμεις και ροπές.

2.1.4.1. Υπολογισμός βάρους οχήματος.

Στην παρούσα διατριβή θεωρούμε το δρόμο επίπεδο και παράλληλο με την επιφάνεια της γης. Έτσι το βάρος θεωρούμε ότι ασκείται πάντα κατά τον άξονα Oz του οχηματοπαγούς συστήματος αξόνων.

$$G_z = m \cdot g \quad (2.15)$$

2.1.4.2. Υπολογισμός της συμπίεσως των αναρτήσεων λόγω των ανωμαλιών του δρόμου και της κίνησης του οχήματος

Η συμπίεση της ανάρτησης ισούται με την διαφορά των συντεταγμένων στο κάθετο άξονα Oz , του σημείου επαφής του δρόμου με τον τροχό του οχήματος z_{wi} και του σημείου συνδέσεως της ανάρτησης στο όχημα z_{Bi} (2.16). Επειδή έχουμε υποθέσει ότι οι μη αναρτημένες μάζες δεν κινούνται ανεξάρτητα ως προς το όχημα, σε κατάσταση ηρεμίας, όταν δεν ασκείται δηλαδή στο όχημα, καμία εξωτερική δύναμη (συμπεριλαμβανομένου και του βάρους), τότε τα δύο αυτά σημεία ταυτίζονται και η συμπίεση των αναρτήσεων είναι μηδενική.

$$\Delta z_i = z_{Bi} - z_{wi} \quad (2.16)$$

$$z_{Bi} = [-\phi \quad \theta \quad 1] \cdot \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z \end{bmatrix} = z - x_i \cdot \phi + y_i \cdot \theta \quad (2.17)$$

Για τον τροχό 1 (εμπρός αριστερός):

$$x_1 = a \text{ και } y_1 = -c$$

$$\Delta z_1 = -z_{w1} + z - a \cdot \phi - c \cdot \theta \quad (2.18)$$

Για τον τροχό 2 (εμπρός δεξιός):

$$x_2 = a \text{ και } y_2 = c$$

$$\Delta z_2 = -z_{w2} + z - a \cdot \phi + c \cdot \theta \quad (2.19)$$

Για τον τροχό 3 (πίσω αριστερός):

$$x_3 = -b \text{ και } y_3 = -d$$

$$\Delta z_3 = -z_{w3} + z + b \cdot \phi - d \cdot \theta \quad (2.20)$$

Για τον τροχό 4 (πίσω δεξιός):

$$x_4 = -b \text{ και } y_4 = d$$

$$\Delta z_4 = -z_{w4} + z + b \cdot \phi + d \cdot \theta \quad (2.21)$$

Αντίστοιχα, η ταχύτητα συμπίεσης των αναρτήσεων είναι:

Για τον τροχό 1 (εμπρός αριστερός):

$$\frac{d(\Delta z_1)}{dt} = -w_{w1} + W - a \cdot p - c \cdot q \quad (2.22)$$

Για τον τροχό 2 (εμπρός δεξιός):

$$\frac{d(\Delta z_2)}{dt} = -w_{w2} + W - a \cdot p + c \cdot q \quad (2.23)$$

Για τον τροχό 3 (πίσω αριστερός):

$$\frac{d(\Delta z_3)}{dt} = -w_{w3} + W + b \cdot p - d \cdot q \quad (2.24)$$

Για τον τροχό 4 (πίσω δεξιός):

$$\frac{d(\Delta z_4)}{dt} = -w_{w4} + W + b \cdot p + d \cdot q \quad (2.25)$$

2.1.4.3. Υπολογισμός των δυνάμεων που ασκούνται στο όχημα από τα ελατήρια και τους αποσβεστήρες.

Τα ελατήρια θεωρούνται γραμμικά, άρα οι δυνάμεις που ασκούνται στο όχημα από τα ελατήρια είναι:

$$F_{K,i} = K_i \cdot \Delta z_i \quad (2.26)$$

Οι δυνάμεις, που ασκούνται από τους αποσβεστήρες, είναι:

$$F_{D,i} = D_i \cdot \frac{d(\Delta z_i)}{dt} \quad (2.27)$$

Η συνολική κάθετη δύναμη, που ασκείται στον κάθε τροχό, από τις αναρτήσεις είναι:

$$F_{z,i} = K_i \cdot \Delta z_i + D_i \cdot \frac{d(\Delta z_i)}{dt} \quad (2.28)$$

Οι δυνάμεις αυτές, ασκούνται στα σημεία σύνδεσης του οχήματος με τις αναρτήσεις και έχουν ως αποτέλεσμα την ανάπτυξη ροπής κύλισης, γύρω από τον άξονα Οχ, που είναι ίση με:

$$M_{x,kd} = c \cdot (F_{z,1} - F_{z,2}) + d \cdot (F_{z,3} - F_{z,4}) \quad (2.29)$$

Επίσης, έχουν ως αποτέλεσμα την ανάπτυξη ροπής καλπασμού, γύρω από τον άξονα Oy, που είναι ίση με:

$$M_{y,kd} = a \cdot (F_{z,1} - F_{z,2}) - b \cdot (F_{z,3} - F_{z,4}) \quad (2.30)$$

2.1.4.4. Υπολογισμός των δυνάμεων, που ασκούνται από τους ελαστικοφόρους τροχούς, εις το τροχοπαγές σύστημα αξόνων.

Οι δυνάμεις και οι ροπές που αναπτύσσονται από τους ελαστικοφόρους τροχούς υπολογίζονται στο τροχοπαγές σύστημα αξόνων, με την χρήση του μοντέλου της Magic Formula (Pacejka 2002), όπως αυτό περιγράφεται αναλυτικά στο κεφάλαιο 2.2.

Η μετατροπή των δυνάμεων αυτών στο οχηματοπαγές σύστημα αξόνων γίνεται ως εξής:

Η δύναμη που ασκείται από τους ελαστικοφόρους τροχούς, κατά τον άξονα Ox, του οχηματοπαγούς συστήματος αξόνων είναι:

$$F_{x,i} = (F_x)_i \cdot \cos(\delta_i) - (F_y)_i \cdot \sin(\delta_i) \quad (2.31)$$

όπου δ_i είναι η γωνία διεύθυνσεως του τροχού και $(F_x)_i, (F_y)_i$ η διαμήκης και εγκάρσια δύναμη στο τροχοπαγές σύστημα αξόνων του κάθε τροχού.

Η δύναμη που ασκείται από τους ελαστικοφόρους τροχούς, κατά τον άξονα Oy, του οχηματοπαγούς συστήματος αξόνων είναι:

$$F_{y,i} = (F_x)_i \cdot \sin(\delta_i) + (F_y)_i \cdot \cos(\delta_i) \quad (2.32)$$

όπου δ_i είναι η γωνία διεύθυνσεως του τροχού και $(F_x)_i, (F_y)_i$ η διαμήκης και εγκάρσια δύναμη στο τροχοπαγές σύστημα αξόνων του κάθε τροχού.

Η ροπή ευθυγράμμισης $M_{z,i}$ δεν απαιτεί μετατροπή στο οχηματοπαγές σύστημα αξόνων, καθώς ο κατακόρυφος άξονας του τροχοπαγούς συστήματος αξόνων θεωρείται παράλληλος με τον άξονα Oz του οχηματοπαγούς συστήματος αξόνων.

Οι διαμήκεις δυνάμεις $F_{x,i}$, που ασκούνται από τους ελαστικοφόρους τροχούς, κατά τον άξονα Ox, έχουν ως αποτέλεσμα την ανάπτυξη ροπής καλπασμού, γύρω από τον άξονα Oy, που είναι ίση με:

$$M_{y,τρ.} = h \cdot F_{x,1} + h \cdot F_{x,2} + h \cdot F_{x,3} + h \cdot F_{x,4} \quad (2.33)$$

όπου h είναι η απόσταση του κέντρου μάζας από το έδαφος.

Οι εγκάρσιες δυνάμεις $F_{y,i}$, που ασκούνται από τους ελαστικοφόρους τροχούς, κατά τον άξονα Oy, έχουν ως αποτέλεσμα την ανάπτυξη ροπής κύλισης, γύρω από τον άξονα Ox, που είναι ίση με:

$$M_{x,ρο.} = -h \cdot F_{y,1} - h \cdot F_{y,2} - h \cdot F_{y,3} - h \cdot F_{y,4} \quad (2.34)$$

όπου h είναι η απόσταση του κέντρου μάζας από το έδαφος.

Η απόσταση του κέντρου μάζας από το έδαφος, μεταβάλλεται με την κίνηση του οχήματος, αλλά η μεταβολή θεωρείται αμελητέα.

Τέλος οι διαμήκεις δυνάμεις $F_{x,i}$, που ασκούνται από τους ελαστικοφόρους τροχούς, κατά τον διαμήκη άξονα Ox, οι εγκάρσιες δυνάμεις $F_{y,i}$, που ασκούνται από τους ελαστικοφόρους τροχούς, κατά τον εγκάρσιο άξονα Oy, και η ροπή ευθυγράμμισης των ελαστικοφόρων τροχών $M_{z,i}$, έχουν ως αποτέλεσμα την ανάπτυξη ροπής εκτροπής, γύρω από τον άξονα Oz, που είναι ίση με:

$$M_{z,ρο.} = c \cdot (F_{x,1} - F_{x,2}) + d \cdot (F_{x,3} - F_{x,4}) + a \cdot (F_{y,1} + F_{y,2}) - b \cdot (F_{y,3} + F_{y,4}) + \sum [M_{z,i}] \quad (2.35)$$

2.1.4.5. Υπολογισμός ροπής αντίστασης στη κύλιση από τις αντιστρεπτικές ράβδους.

Η ροπή αντίστασης στη κύλιση του οχήματος, που ασκείται από τις αντιστρεπτικές ράβδους υπολογίζεται:

$$M_{x,f \text{ roll bar}} = K_{f \text{ roll bar}} \cdot \theta \quad (2.36)$$

$$M_{x,r \text{ roll bar}} = K_{r \text{ roll bar}} \cdot \theta \quad (2.37)$$

2.1.4.6. Υπολογισμός αεροδυναμικής αντίστασης

Η διαμήκης αεροδυναμική δύναμη αντίστασης στη κίνηση του οχήματος, υπολογίζεται ως εξής:

$$F_{x,\alpha} = -\frac{1}{2} * \rho * SCF * U_x^2 \quad (2.38)$$

Όπου ρ η πυκνότητα του αέρα, SCF το γινόμενο του συντελεστή αεροδυναμικής αντίστασης του οχήματος επί την μετωπική του επιφάνεια και U_x η διαμήκης ταχύτητα του οχήματος.

Θεωρούμε ότι η δύναμη αυτή ασκείται στο κέντρο βάρους, οπότε δεν προκύπτουν ροπές.

Οι υπόλοιπες αεροδυναμικά παραγόμενες δυνάμεις και ροπές, θεωρούνται αμελητέες για το εύρος ταχυτήτων που θα εξετάσουμε στην παρούσα διατριβή.

2.1.5. Υπολογισμός συνισταμένων εξωτερικών δυνάμεων και ροπών, στο οχηματοπαγές σύστημα αξόνων.

2.1.5.1. Υπολογισμός συνισταμένης εξωτερικών δυνάμεων

Η συνισταμένη των δυνάμεων $\sum F_x$ κατά τον Ox άξονα του οχηματοπαγούς συστήματος αξόνων, όπως αυτές υπολογίστηκαν στις σχέσεις (2.31) και (2.38), είναι:

$$X = \sum F_x = F_{x,1} + F_{x,2} + F_{x,3} + F_{x,4} + F_{x,\alpha} \quad (2.39)$$

Η συνισταμένη των δυνάμεων $\sum F_y$ κατά τον Oy άξονα του οχηματοπαγούς συστήματος αξόνων, όπως αυτές υπολογίστηκαν στη σχέση (2.32) είναι:

$$Y = \sum F_y = F_{y,1} + F_{y,2} + F_{y,3} + F_{y,4} \quad (2.40)$$

Η συνισταμένη των δυνάμεων $\sum F_z$ κατά τον Oz άξονα του οχηματοπαγούς συστήματος αξόνων, όπως αυτές υπολογίστηκαν στις σχέσεις (2.28) και (2.15), είναι:

$$Z = \sum F_z = -F_{z,1} - F_{z,2} - F_{z,3} - F_{z,4} + G_z \quad (2.41)$$

2.1.5.2. Υπολογισμός συνισταμένης εξωτερικών ροπών

Η συνισταμένη των εξωτερικών ροπών $\sum M_x$, γύρω από τον Ox άξονα του οχηματοπαγούς συστήματος αξόνων, όπως αυτές υπολογίστηκαν στις σχέσεις (2.29), (2.34) και (2.36), είναι:

$$L = \sum M_x = c \cdot (F_{z,1} - F_{z,2}) + d \cdot (F_{z,3} - F_{z,4}) - M_{x,f \text{ roll bar}} - M_{x,r \text{ roll bar}} - h \cdot \sum [F_{y,i}] \quad (2.42)$$

Η συνισταμένη των εξωτερικών ροπών $\sum M_y$, γύρω από τον Oy άξονα του οχηματοπαγούς συστήματος αξόνων, όπως αυτές υπολογίστηκαν στις σχέσεις (2.30) και (2.33), είναι:

$$M = \sum M_y = a \cdot (F_{z,1} + F_{z,2}) - b \cdot (F_{z,3} - F_{z,4}) + h \cdot \sum [F_{x,i}] \quad (2.43)$$

Η συνισταμένη των εξωτερικών ροπών $\sum M_z$, γύρω από τον Oz άξονα του οχηματοπαγούς συστήματος αξόνων, όπως αυτές υπολογίστηκαν στη σχέση (2.35), είναι:

$$N = \sum M_z = c \cdot (F_{x,1} - F_{x,2}) + d \cdot (F_{x,3} - F_{x,4}) + a \cdot (F_{y,1} + F_{y,2}) - b \cdot (F_{y,3} + F_{y,4}) + \sum [M_{z,i}] \quad (2.44)$$

2.2. Μοντέλο ελαστικοφόρων τροχών

2.2.1. Περιγραφή μοντέλων ελαστικών και κριτηρίων επιλογής

Η δυναμική συμπεριφορά ενός τροχοφόρου οχήματος δρόμου καθορίζεται σε σημαντικό βαθμό από τα δυναμικά χαρακτηριστικά των ελαστικοφόρων τροχών. Οι επιφάνειες επαφής των ελαστικών με το δρόμο και οι δυνάμεις και ροπές που αναπτύσσονται σε αυτές αποτελούν την κυριότερη αλληλεπίδραση του οχήματος με το περιβάλλον. Για το λόγο αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντική για κάθε μοντέλο οχήματος, η ακριβής προσομοίωση της συμπεριφοράς του ελαστικοφόρου τροχού.

Η συμπεριφορά του ελαστικοφόρου τροχού και η δημιουργία των δυνάμεων και των ροπών λόγω της παραμόρφωσης του ελαστικού και των στρωμάτων ινών από το οποίο είναι κατασκευασμένο, είναι μια ιδιαίτερα περίπλοκη φυσική διεργασία η οποία είναι δύσκολο να αποδοθεί αναλυτικά με μαθηματικό τρόπο. Τις τελευταίες δεκαετίες έχουν διατυπωθεί πολλές διαφορετικές προσεγγίσεις στην μοντελοποίηση των ελαστικών. Σε μια αναλυτική ανασκόπηση των μεθόδων αυτών (Pacejka and Sharp 1991) αναφέρεται ο διαχωρισμός των μοντέλων ελαστικών σε τρεις βασικές κατηγορίες.

- Φυσικά μοντέλα με αριθμητική επίλυση μέσω υπολογιστή
- Φυσικά μοντέλα με αναλυτική λύση
- Πειραματικά μοντέλα

Τα μοντέλα της πρώτης κατηγορίας επιδιώκουν την λεπτομερή αναπαράσταση της δομής και λειτουργίας του ελαστικού. Η αναλυτική λύση των μοντέλων αυτών δεν είναι εφικτή και απαιτείται αριθμητική επίλυση μέσω υπολογιστή. Χαρακτηριστικό μοντέλο αυτή της κατηγορίας είναι το “multi-spoke” (Sharp 1990). Σε αυτή τη κατηγορία ανήκουν και μοντέλα πεπερασμένων στοιχείων τα οποία επιδιώκουν την λεπτομερή μοντελοποίηση της λειτουργίας του ελαστικού (Oden, Lin et al. 1988; Faria, Oden et al. 1992). Τα μοντέλα αυτά είναι περίπλοκα και προορίζονται κυρίως για χρήση στη μελέτη του ίδιου του ελαστικού και μέχρι τώρα η χρήση τους δεν έχει διαδοθεί στην μελέτη της δυναμικής οχημάτων.

Τα μοντέλα της δεύτερης κατηγορίας είναι πιο απλοποιημένα με σκοπό την επίτευξη αναλυτικής λύσης. Χαρακτηριστικά μοντέλα αυτής της κατηγορίας είναι (Pacejka and Fancher 1972; Gim and Nikravesh 1990).

Υπάρχουν μοντέλα που βρίσκονται ανάμεσα στις δύο πρώτες κατηγορίες και προσπαθούν να συνδυάσουν την λεπτομερή αναπαράσταση της λειτουργίας του ελαστικού με αναλυτικές λύσεις (Mastinu, Gaiazzi et al. 1996).

Τα μοντέλα της τρίτης κατηγορίας, είναι τα πλέον διαδεδομένα στο πεδίο της δυναμικής οχημάτων. Τα μοντέλα αυτά διαθέτουν φυσικό υπόβαθρο αλλά βασική τους επιδίωξη είναι η, όσο το δυνατόν, πιστότερη αναπαραγωγή των πειραματικών μετρήσεων της συμπεριφοράς ελαστικών σε πραγματικές συνθήκες, μέσω μαθηματικών σχέσεων. Το πλεονέκτημα αυτής της προσέγγισης πέραν της αυξημένης ακρίβειας την οποία προσφέρουν τα μοντέλα αυτού του τύπου είναι ότι δεν επηρεάζονται από τις εξελίξεις στην κατασκευή των ελαστικών και μπορούν να προσαρμοστούν ώστε να προσομοιώσουν την συμπεριφορά οποιουδήποτε ελαστικού, αρκεί να υπάρχει πρόσβαση σε πειραματικά δεδομένα. Το πιο καθιερωμένο μοντέλο αυτής της κατηγορίας είναι το μοντέλο του καθηγητή Pacejka, το οποίο αποκαλείται “Magic Formula” και βρίσκεται υπό συνεχή ανάπτυξη και βελτίωση. Οι πρώτες εκδόσεις του μοντέλου άρχισαν να αναπτύσσονται με τη συνεργασία του TU-Delft και της Volvo (Bakker, Nyborg et al. 1987; Bakker, Pacejka et al. 1989; Pacejka and Bakker 1992). Στη συνέχεια η εταιρεία ελαστικών Michelin (Bayle, Forissier et al. 1993) ανέπτυξε ένα καθαρά εμπειρικό μοντέλο βασισμένο στις προηγούμενες δημοσιεύσεις της “Magic Formula” και σε πειραματικά δεδομένα, το οποίο κάλυπτε τις περιπτώσεις συνδυασμένης ολίσθησης. Η προσέγγιση αυτή ενσωματώθηκε στο μοντέλο της “Magic Formula” το οποίο επεκτάθηκε και για την μεταβατική κατάσταση (Pacejka and Besselink 1996). Το μοντέλο της “Magic Formula” ή “Delft-Tyre”, πλέον θεωρείται πρότυπο στην βιομηχανία στο τομέα προσομοίωσης οχημάτων και χρησιμοποιείται σε πολλά εμπορικά πακέτα προσομοίωσης, όπως το MSC Adams (Kuiper and Van Oosten 2007). Για τους λόγους αυτούς επιλέξαμε να το χρησιμοποιήσουμε στην παρούσα διατριβή για την προσομοίωση των ελαστικοφόρων τροχών του οχήματος.

2.2.2. Μοντέλο Magic Formula

Η έκδοση του μοντέλου “Magic Formula” που θα χρησιμοποιήσουμε στην παρούσα διατριβή, είναι η έκδοση του 2002, που περιγράφεται στο βιβλίο “Tyre and Vehicle Dynamics” (Pacejka 2002) και περιλαμβάνει όσες αλλαγές έχουν πραγματοποιηθεί μέχρι και τη δεύτερη έκδοση του βιβλίου (2006).

Το μοντέλο χρησιμοποιεί μια ημιτονοειδή εξίσωση, για την περιγραφή της διαμήκους και εγκάρσιας δύναμης, συναρτήσει της διαμήκους ολίσθησης και της γωνίας πλαγιοπορείας και μια συνημιτονοειδή εξίσωση για την περιγραφή της ροπής ευθυγράμμισης και της συνδυασμένης ολίσθησης:

$$y(x) = D \cdot \sin \left[C \cdot \arctan \left\{ B \cdot x - E \cdot (B \cdot x - \arctan(B \cdot x)) \right\} \right] \quad (2.45)$$

$$y(x) = D \cdot \cos \left[C \cdot \arctan \left\{ B \cdot x - E \cdot (B \cdot x - \arctan(B \cdot x)) \right\} \right] \quad (2.46)$$

$$Y(X) = y(x) + S_V \quad (2.47)$$

$$x = X + S_H \quad (2.48)$$

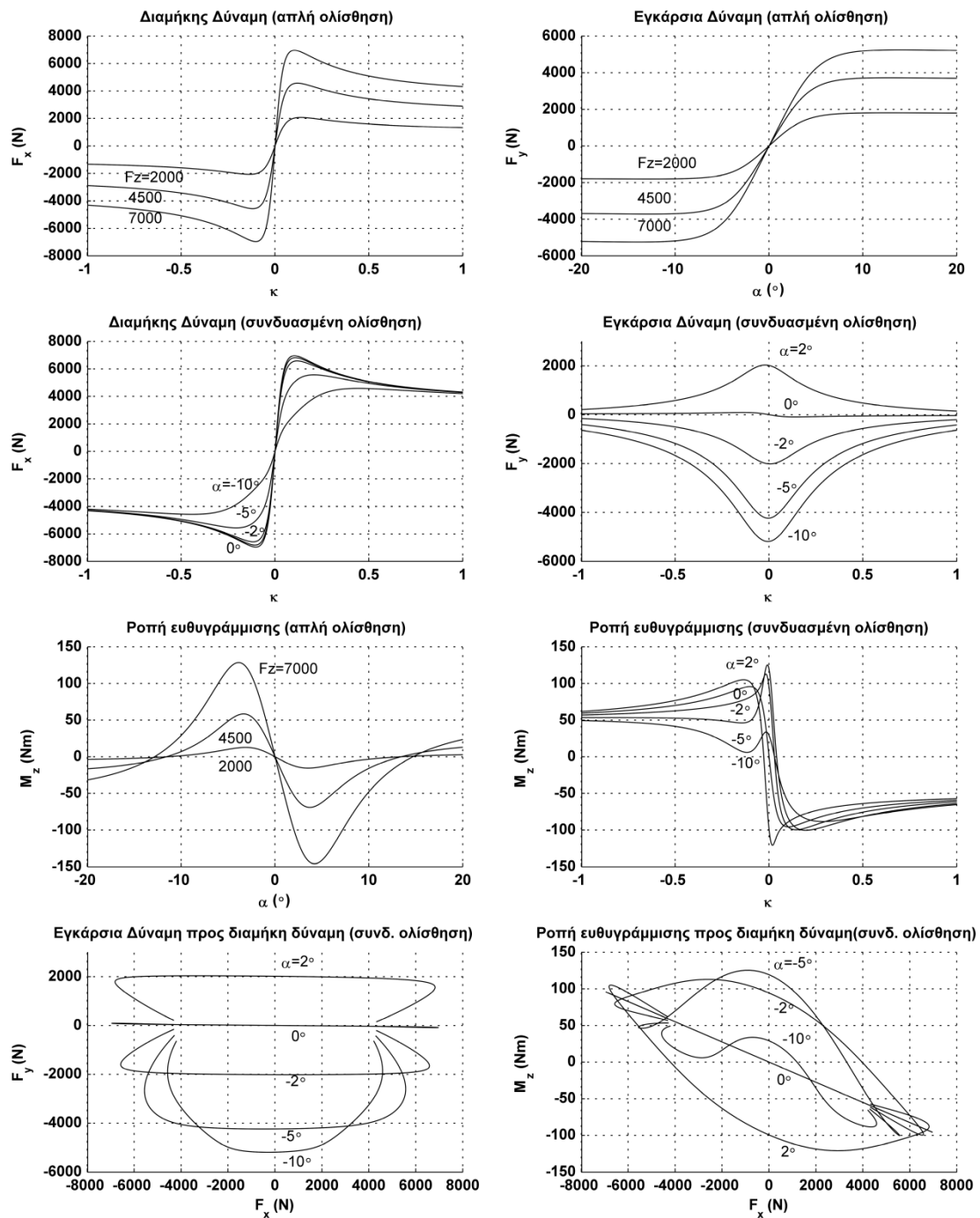
Οι παράμετροι B,C,D και E, καθορίζουν την μορφή των συναρτήσεων της Magic Formula, ώστε αυτές να συμπίπτουν με τα πειραματικά δεδομένα.

Για τον καθορισμό των παραμέτρων, με βάση τα πειραματικά δεδομένα χρησιμοποιούνται οι αδιάστατες παράμετροι ρ , q , r και s . Επιπλέον χρησιμοποιούνται οι συντελεστές κλίμακος λ . Με αυτούς του συντελεστές ο χρήστης του μοντέλου μπορεί να τροποποιήσει την συμπεριφορά του ελαστικού σε συγκεκριμένους τομείς, χωρίς να χρειάζεται να καταφύγει σε νέες πειραματικές δοκιμές.

Οι μεταβλητές εισόδου και εξόδου για το μοντέλο είναι:

Μεταβλητές εισόδου	Μεταβλητές εξόδου
κ - διαμήκης ολίσθηση	F_x - διαμήκης δύναμη
α - γωνία πλαγιοπορείας	F_y - εγκάρσια δύναμη
Ω - ταχύτητα περιστροφής	F_z - κάθετη δύναμη
ρ - παραμόρφωση ελαστικού	M_x - ροπή ανατροπής
ϕ - ολίσθηση στροφής (turn slip)	M_y - αντίσταση κύλισης
γ - γωνία camber	M_z - ροπή ευθυγράμμισης

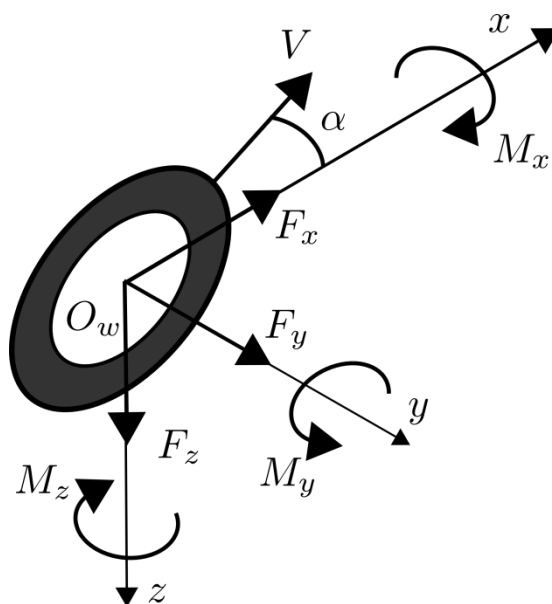
Στο Σχ. 2.2 απεικονίζονται η διαμήκης και πλευρική δύναμη (F_x , F_y) και η ροπή ευθυγράμμισης (M_z) για απλή και συνδυασμένη ολίσθηση, που προκύπτουν από το μοντέλο Magic Formula, όπως αυτό έχει υλοποιηθεί στην παρούσα διατριβή.



Σχ. 2.2 – Χαρακτηριστικά δυνάμεων και ροπών για απλή και συνδυασμένη ολίσθηση ελαστικού τύπου 205/60/R15

2.2.3. Ορισμός τροχοπαγών συστημάτων αξόνων και υπολογισμός των ανυσμάτων ταχύτητας των ελαστικοφόρων τροχών

Ο υπολογισμός των δυνάμεων από τις εξισώσεις Magic Formula, απαιτεί τον υπολογισμό των ανυσμάτων ταχύτητας έκαστου τροχού στο τροχοπαγές σύστημα αξόνων.



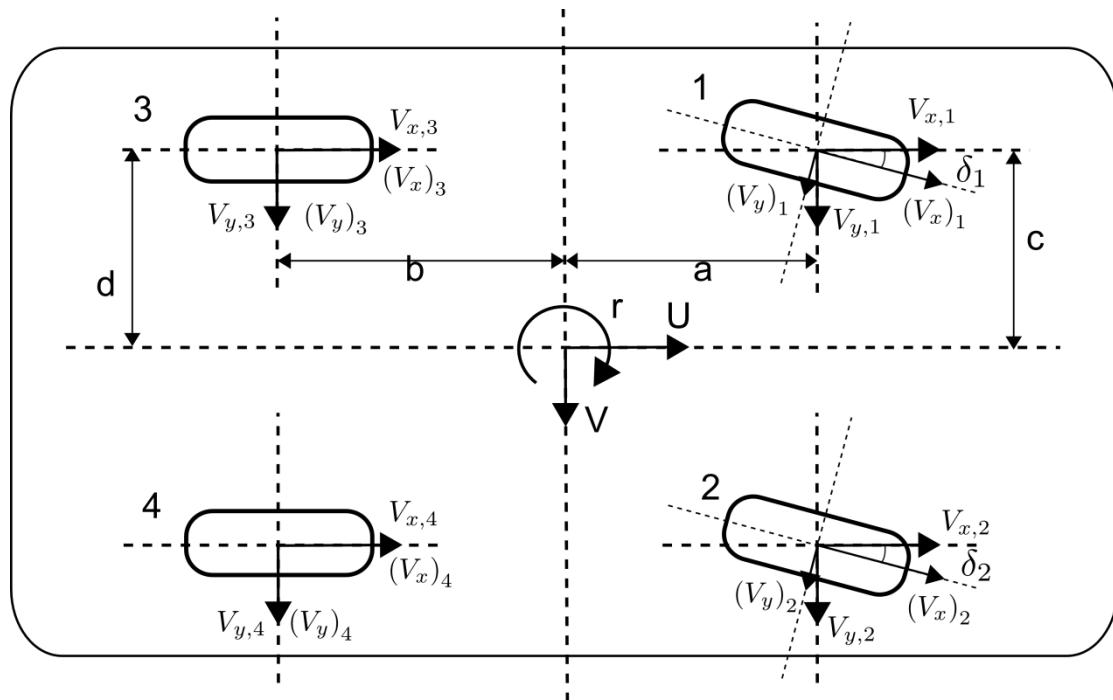
Σχ. 2.3 – Ορισμός δυνάμεων και ροπών στο τροχοπαγές σύστημα αξόνων

Το τροχοπαγές σύστημα αξόνων O_wxyz έχει ως κέντρο το σημείο σύνδεσης έκαστου τροχού στο όχημα και στρέφεται κατά τη γωνιά διεύθυνσεως του τροχού δ_i γύρω από τον άξονα O_wz , έτσι ώστε ο άξονας O_wx να παραμένει πάντα παράλληλος στην διαμήκη διεύθυνση του τροχού και ο άξονας O_wy παράλληλος με τον άξονα περιστροφής του τροχού, όπως φαίνεται στο Σχ. 2.3.

Για την μετατροπή των ανυσμάτων ταχύτητας από το οχηματοπαγές σύστημα αξόνων στο τροχοπαγές σύστημα αξόνων χρησιμοποιούμε καταρχήν τις εξισώσεις (2.49) και (2.50), για τον υπολογισμό της διαμήκουσ και εγκάρσιας ταχύτητας του σημείου σύνδεσης του τροχού με το όχημα.

$$V_{x,i} = U - y_i \cdot r \quad (2.49)$$

$$V_{y,i} = V + x_i \cdot r \quad (2.50)$$



Σχ. 2.4 – Οχηματοπαγές και τροχοπαγή συστήματα αξόνων

Συγκεκριμένα, για τον τροχό 1, $x_1 = a$ και $y_1 = -c$

$$V_{x,1} \square U + c \cdot r$$

$$V_{y,1} \square V + a \cdot r$$

Για τον τροχό 2, $x_2 = a$ και $y_2 = c$

$$V_{x,2} \square U - c \cdot r$$

$$V_{y,2} \square V + a \cdot r$$

Για τον τροχό 3, $x_3 = -b$ και $y_3 = -d$

$$V_{x,3} \square U + d \cdot r$$

$$V_{y,3} \square V - b \cdot r$$

Για τον τροχό 4, $x_4 = -b$ και $y_4 = d$

$$V_{x,4} \square U - d \cdot r$$

$$V_{y,4} \square V - b \cdot r$$

Στη συνέχεια για τη μετατροπή των αντιστάσεων ταχύτητας από το οχηματοπαγές σύστημα αξόνων στο τροχοπαγές σύστημα αξόνων O_wxyz ,

όταν ο τροχός έχει περιστραφεί κατά γωνία διεύθυνσεως δ_i , χρησιμοποιούμε τις εξισώσεις (2.51) και (2.52).

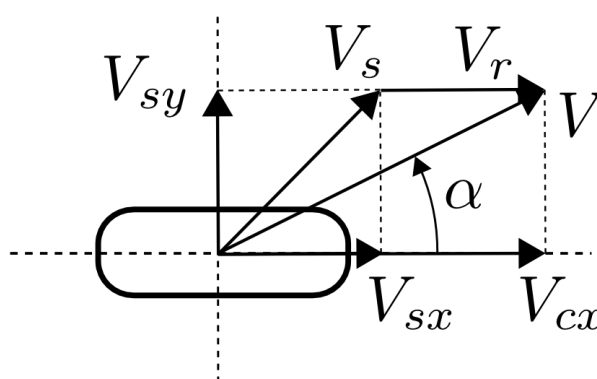
$$(V_x)_i = V_{x,i} \cdot \cos(\delta_i) + V_{y,i} \cdot \sin(\delta_i) \quad (2.51)$$

$$(V_y)_i = -V_{x,i} \cdot \sin(\delta_i) + V_{y,i} \cdot \cos(\delta_i) \quad (2.52)$$

Τελικά τα ανύσματα ταχύτητας V_{cx} και V_{sy} έκαστου τροχού όπως αυτός απεικονίζεται στο Σχ. 2.5 είναι:

$$V_{cx} = (V_x)_i \quad (2.53)$$

$$V_{sy} = (V_y)_i \quad (2.54)$$



Σχ. 2.5 – Απεικόνιση των ταχυτήτων επαφής και ολίσθησης στην επιφάνεια επαφής του ελαστικοφόρου τροχού με το δρόμο

Η ταχύτητα ολίσθησης του τροχού V_{sx} υπολογίζεται από την εξίσωση (2.55), όπως φαίνεται και στο Σχ. 2.5.

$$V_{sx} = V_{cx} - V_r = V_{cx} - R_e \cdot \Omega \quad (2.55)$$

Για τον υπολογισμό της γωνιακής ταχύτητας περιστροφής του τροχού Ω , χρησιμοποιούμε την συνισταμένη των ροπών γύρω από τον άξονα περιστροφής του τροχού.

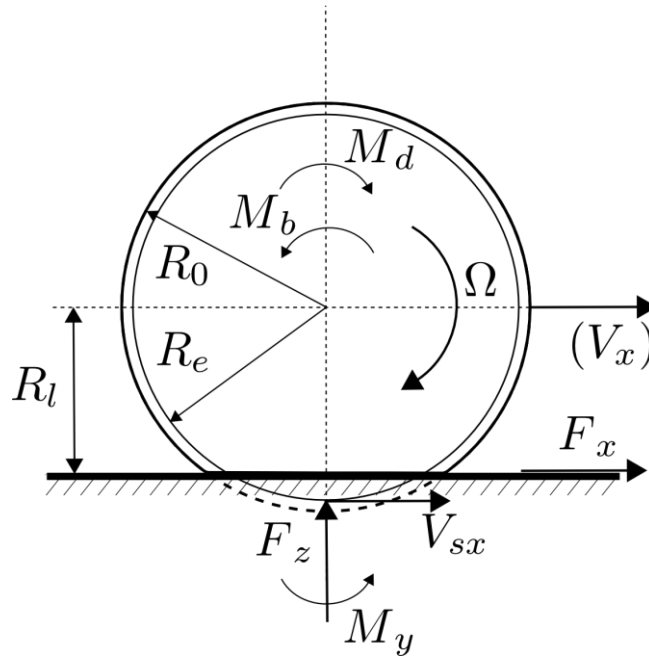
$$I_w \cdot \frac{d\Omega}{dt} = M_d - M_b - M_y - F_x \cdot R_l \quad (2.56)$$

Οι εξισώσεις (2.55) και (2.56), απαιτούν τον υπολογισμό της ακτίνας εμφόρτου τροχού R_l και της ακτίνας κυλίσεως R_e .

Στην κατακόρυφη διεύθυνση το ελαστικό θεωρείται ότι μπορεί να προσομοιωθεί από ένα ζεύγος γραμμικού ελατηρίου – αποσβεστήρα. Η

κάθετη δύναμη F_z που ασκείται στο ελαστικό, δίνεται από την εξίσωση (2.57), όπου ρ θεωρείται η παραμόρφωση του ελαστικού.

$$F_z = C_{Fz} \cdot \rho + K_z \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (2.57)$$



Σχ. 2.6 – Απεικόνιση δυνάμεων και ροπών στο επίπεδο $x-z$ του τροχοπαγούς συστήματος αξόνων

Ο όρος $C_{Fz} \cdot \rho$, μπορεί να υπολογιστεί για κινούμενο τροχό με βάση την παραμόρφωση ρ , όπως φαίνεται στην εξίσωση (2.58). Οι όροι που αφορούν την παραμόρφωση του ελαστικού λόγω της επίδρασης της διαμήκουσ και πλευρικής δύναμης (F_x, F_y) μπορούν να παραλειφθούν όσον αφορά επιβατικά οχήματα.

$$F_z = \left\{ 1 + q_{V2} \cdot |\Omega| \cdot \frac{R_o}{V_o} - \left(q_{Fcx1} \cdot \frac{F_x}{F_{z0}} \right)^2 - \left(q_{Fcy1} \cdot \frac{F_y}{F_{z0}} \right)^2 + q_{Fcy1} \cdot \gamma^2 \right\} \cdot \left[q_{Fz1} \cdot \frac{\rho}{R_o} + q_{Fz2} \cdot \left(\frac{\rho}{R_o} \right)^2 \right] \cdot F_{z0} + K_z \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (2.58)$$

Με δεδομένη τη κάθετη δύναμη F_z που ασκείται στο ελαστικό, η διαφορική εξίσωση (2.58), μπορεί να επιλυθεί ως προς ρ . Με γνωστή τη παραμόρφωση του ελαστικού ρ , μπορούμε να υπολογίσουμε την δυναμική ακτίνα εμφόρτου τροχού R_l (απόσταση άξονα περιστροφής του τροχού από το έδαφος) όπως

φαίνεται στην εξίσωση (2.59) και την ακτίνα κυλίσεως R_e (effective rolling radius) όπως φαίνεται στην εξίσωση (2.60)

$$R_l = R_0 - \rho + q_{V1} \cdot R_0 \cdot \left(\Omega \cdot \frac{R_0}{V_0} \right)^2 \quad (2.59)$$

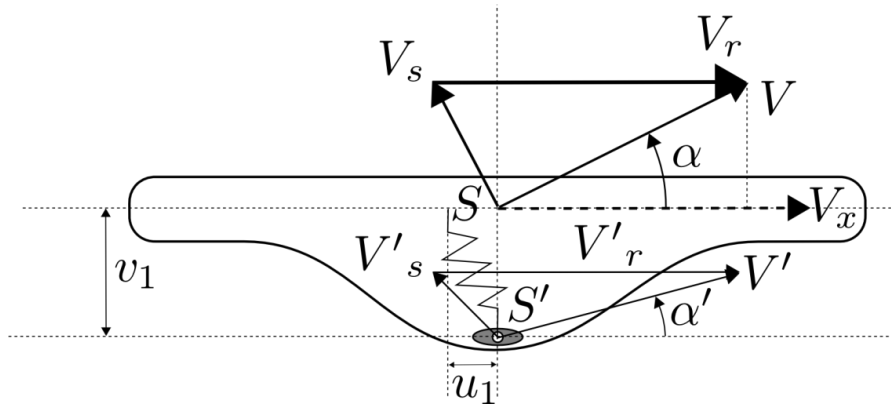
$$R_e = R_0 + q_{V1} \cdot R_0 \cdot \left(\Omega \cdot \frac{R_0}{V_0} \right)^2 - \frac{F_{z0}}{C_{Fz}} \cdot \left\{ D_{re\text{ff}} \cdot \arctan \left(B_{re\text{ff}} \frac{C_{Fz}}{F_{z0}} \cdot \rho \right) + F_{re\text{ff}} \frac{C_{Fz}}{F_{z0}} \cdot \rho \right\} \quad (2.60)$$

Στην εξίσωση (2.60) ο όρος C_{Fz} αντιστοιχεί στην κάθετη ελαστική στιβαρότητα του ελαστικού σε ακινησία, υπό ονομαστικό φορτίο F_{z0} και υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση (2.61).

$$C_{Fz} = \frac{F_{z0}}{R_0} \sqrt{q_{Fz1}^2 + 4 \cdot q_{Fz2}} \quad (2.61)$$

2.2.4. Μοντέλο μεταβατικής κατάστασης

Για την προσομοίωση της μεταβατικής συμπεριφοράς του ελαστικού θα χρησιμοποιήσουμε το γραμμικό μοντέλο stretched string (Pacejka 2002; Kuiper and Van Oosten 2007). Το μοντέλο αυτό δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα για μεταβολές χαμηλής συχνότητας (μέχρι 15 Hz).



Σχ. 2.7 – Μοντέλο μεταβατικής κατάστασης ελαστικοφόρου τροχού

Θεωρούμε ότι το σημείο ολίσθησης S που βρίσκεται επί του σώτρου του τροχού πλησίον του επιπέδου του δρόμου και το σημείο επαφής του ελαστικού με το δρόμο S' , συνδέονται με δύο ελατήρια (διαμήκες και εγκάρσιο).

Η διαφορά ταχύτητας ανάμεσα στα δύο σημεία S και S' προκαλεί την διαμήκη απόκλιση u_1 και την εγκάρσια απόκλιση v_1 , οι οποίες είναι ίσες με:

$$\frac{du_1}{dt} = -(V_{sx} - V'_{sx}) \quad (2.62)$$

$$\frac{dv_1}{dt} = -(V_{sy} - V'_{sy}) \quad (2.63)$$

Τελικά προκύπτουν οι διαφορικές εξισώσεις (2.64) και (2.65) για τις αποκλίσεις u_1 και v_1 συναρτήσει των μηκών χαλαρώσεως σ_κ και σ_a .

$$\sigma_\kappa \cdot \frac{du_1}{dt} + |V_{cx}| \cdot u_1 = \sigma_\kappa \cdot V_{sx} \quad (2.64)$$

$$\sigma_a \cdot \frac{dv_1}{dt} + |V_{cx}| \cdot v_1 = \sigma_a \cdot V_{sy} \quad (2.65)$$

Τα μήκη χαλαρώσεως σ_κ και σ_a υπολογίζονται από τις εξισώσεις (2.66) και (2.67) αντίστοιχα.

$$\sigma_\kappa = F_z \cdot (p_{Tx1} + p_{Tx2} \cdot df_z) \cdot \exp(p_{Tx3} \cdot df_z) \cdot \left(\frac{R_0}{F_{z0}} \right) \cdot \lambda_{\sigma\kappa} \quad (2.66)$$

$$\sigma_a = p_{Ty1} \cdot F_{z0} \cdot \sin \left[2 \cdot \arctan \left\{ \frac{F_z}{p_{Ty2} \cdot F_{z0} \cdot \lambda_{Fz0}} \right\} \right] \cdot (1 - p_{Ky3} \cdot |\gamma_y|) \cdot R_0 \cdot \lambda_{Fz0} \cdot \lambda_{\sigma a} \quad (2.67)$$

Λύνουμε τις εξισώσεις (2.64) και (2.65) και υπολογίζουμε τα u_1 και v_1 , με τα οποία υπολογίζουμε τις τιμές διαμήκους και πλευρικής ολίσθησης μεταβατικής καταστάσεως κ' και a' .

$$\kappa' = \frac{u_1}{\sigma_\kappa} \cdot \text{sign}(V_x) \quad (2.68)$$

$$a' = \arctan \left(\frac{v_1}{\sigma_a} \right) \quad (2.69)$$

Τα μεγέθη μεταβατικής καταστάσεως κ' και a' , χρησιμοποιούνται στις εξισώσεις Magic Formula του επόμενου κεφαλαίου, αντί για τα μεγέθη μονίμου καταστάσεως κ και a^* .

2.2.5. Εξισώσεις magic formula

Στο κεφάλαιο αυτό θα δοθεί η πλήρης μορφή των εξισώσεων του μοντέλου Magic Formula (Pacejka 2002).

Ο υπολογισμός του κανονικού φορτίου σε περίπτωση που είναι διαφορετικό από το ονομαστικό, γίνεται:

$$F'_{z0} = \lambda_{Fz0} \cdot F_{z0} \quad (2.70)$$

Η αλλαγή στη κάθετη δύναμη που ασκείται στο ελαστικό σε σχέση με τον ονομαστικό φορτίο, είναι:

$$df_z = \frac{F_z - F'_{z0}}{F'_{z0}} \quad (2.71)$$

Οι μεταβλητές, διαμήκης ολίσθηση και γωνία πλαγιοπορείας, είναι:

$$\kappa = -\frac{V_{sx}}{V_{cx}} \quad (2.72)$$

$$\alpha^* = \tan a \cdot \text{sgn } V_{cx} = -\frac{V_{cy}}{|V_{cx}|} \quad (2.73)$$

Σημειώνεται ότι τα μεγέθη αυτά αφορούν την μόνιμη κατάσταση και όπως αναφέρθηκε ανωτέρω στην παρούσα διατριβή θα χρησιμοποιήσουμε τις μεταβλητές μεταβατικής κατάστασης όπως αυτές, υπολογίστηκαν στις εξισώσεις (2.68) και (2.69).

Η εκτεταμένη μορφή του μοντέλου περιέχει πρόβλεψη για την επιρροή της γωνίας camber και της ολίσθησης στροφής (turn slip). Στην παρούσα διατριβή έχουμε επιλέξει να αγνοήσουμε την γεωμετρία των αναρτήσεων και επομένως η γωνία camber παραμένει σταθερή. Η γωνία camber γ σε όλες τις παρακάτω εξισώσεις θεωρείται ότι έχει μηδενική τιμή. Επίσης η ολίσθηση στροφής (turn slip) θα θεωρηθεί μηδέν, και επομένως οι παράγοντες ζ_i , που περιέχονται στις παρακάτω εξισώσεις θα έχουν τιμή ίση με τη μονάδα.

$$\zeta_i = 1 \quad (i = 0, 1, \dots, 8) \quad (2.74)$$

Οι συντελεστές κλίμακος λ_i , έχουν τιμή ίση με τη μονάδα, εκτός από τον συντελεστή $\lambda_{\mu x, y}$ ο οποίος θα λαμβάνει τιμές αντίστοιχες με τον συντελεστή πρόσφυσης της επιφάνειας επαφής ελαστικού – δρόμου, που θέλουμε να προσομοιώσουμε.

Διαμήκης δύναμη F_{xo} (απλή διαμήκης ολίσθηση του τροχού)

$$F_{xo} = D_x \cdot \sin \left[C_x \cdot \arctan \left\{ B_x \cdot \kappa_x - E_x \cdot (B_x \cdot \kappa_x - \arctan(B_x \cdot \kappa_x)) \right\} \right] + S_{Vx} \quad (2.75)$$

$$\kappa_x = \kappa + S_{Hx} \quad (2.76)$$

$$C_x = p_{Cx1} \cdot \lambda_{Cx} (> 0) \quad (2.77)$$

$$D_x = \mu_x \cdot F_z \cdot \lambda_{Cx} (> 0) \quad (2.78)$$

$$\mu_x = (p_{Dx1} + p_{Dx2} \cdot df_z) \cdot \lambda_{\mu x} \quad (2.79)$$

$$E_x = (p_{Ex1} + p_{Ex2} \cdot df_z + p_{Ex3} \cdot df_z^2) \cdot \{1 - p_{Ex4} \cdot \text{sgn}(\kappa_x)\} \cdot \lambda_{Ex} (\leq 1) \quad (2.80)$$

$$K_{xx} = F_z \cdot (p_{Kx1} + p_{Kx2} \cdot df_z) \cdot \exp(p_{Kx2} \cdot df_z) \cdot \lambda_{Kxx} \quad (2.81)$$

$$(= B_x \cdot C_x \cdot D_x = \partial F_{xo} / \partial \kappa \text{ at } \kappa_x = 0) (= C_{F\kappa})$$

$$B_x = K_{xx} / (C_x \cdot D_x + \varepsilon_x) \quad (2.82)$$

$$S_{Hx} = (p_{Hx1} + p_{Hx2} \cdot df_z) \cdot \lambda_{Hx} \quad (2.83)$$

$$S_{Vx} = F_z \cdot (p_{Vx1} + p_{Vx2} \cdot df_z) \cdot \left\{ |V_{cx}| / (\varepsilon_{Vx} + |V_{cx}|) \right\} \cdot \lambda_{Vx} \cdot \lambda'_{\mu x} \cdot \zeta_1 \quad (2.84)$$

Εγκάρσια δύναμη F_{yo} (απλή πλαγιολίσθηση του τροχού)

$$F_{yo} = D_y \cdot \sin \left[C_y \cdot \arctan \left\{ B_y \cdot \alpha_y - E_y \cdot (B_y \cdot \alpha_y - \arctan(B_y \cdot \alpha_y)) \right\} \right] + S_{Vy} \quad (2.85)$$

$$\alpha_y = \alpha^* + S_{Hy} \quad (2.86)$$

$$C_y = p_{Cy1} \cdot \lambda_{Cy} (> 0) \quad (2.87)$$

$$D_y = \mu_y \cdot F_z \cdot \lambda_{Cy} (> 0) \quad (2.88)$$

$$\mu_y = \left\{ (p_{Dy1} + p_{Dy2} \cdot df_z) / (1 + p_{Dy3} \cdot \gamma^{*2}) \right\} \cdot \lambda_{\mu y} \quad (2.89)$$

$$E_y = (p_{Ey1} + p_{Ey2} \cdot df_z) \cdot \left\{ 1 + p_{Ey5} \cdot \gamma^{*2} - (p_{Ey3} + p_{Ey4} \cdot \gamma^*) \cdot \text{sgn}(\alpha_y) \right\} \cdot \lambda_{Ey} (\leq 1)$$

$$(2.90)$$

$$K_{y\kappa} = p_{Ky1} \cdot F'_{zo} \cdot \sin \left[p_{Ky4} \cdot \arctan \left\{ F_z / ((p_{Ky2} + p_{Ky5} \cdot \gamma^{*2}) \cdot F'_{zo}) \right\} \right] / (1 + p_{Ky3} \cdot \gamma^{*2}) \cdot \zeta_3 \cdot \lambda_{Ky\alpha}$$

$$(= B_x \cdot C_x \cdot D_x = \partial F_{xo} / \partial \kappa \text{ at } \kappa_x = 0) \text{ (if } \gamma = 0: = K_{y\alpha\alpha} = C_{F\alpha}) \text{ (usually: } p_{Ky4} = 2)$$

$$(2.91)$$

$$B_y = K_{y\alpha} / (C_y \cdot D_y + \varepsilon_y) \quad (2.92)$$

$$S_{Hy} = (p_{Hy1} + p_{Hy2} \cdot df_z) \cdot \lambda_{Hy} + (K_{y\gamma\gamma} \cdot \gamma^* - S_{Vy\gamma}) \cdot \zeta_0 / (K_{y\alpha} + \varepsilon_\kappa) + \zeta_4 - 1 \quad (2.93)$$

$$S_{V_{y\gamma}} = F_z \cdot (p_{V_{y3}} + p_{V_{y4}} \cdot df_z) \cdot \gamma^* \cdot \lambda_{K_{y\gamma}} \cdot \lambda'_{\mu_y} \cdot \zeta_2 \quad (2.94)$$

$$S_{V_y} = F_z \cdot (p_{V_{y1}} + p_{V_{y2}} \cdot df_z) \cdot \lambda_{V_y} \cdot \lambda'_{\mu_y} \cdot \zeta_2 + S_{V_{y\gamma}} \quad (2.95)$$

$$K_{y\gamma o} = F_z \cdot (p_{K_{y6}} + p_{K_{y7}} \cdot df_z) \cdot \lambda_{K_{y\gamma}} \left(= \square \partial F_{y\gamma} / \partial \gamma \text{ at } \alpha = \gamma = 0 \right) (= C_{F_\gamma}) \quad (2.96)$$

Ροπή ευθυγράμμισης M_{zo} (απλή πλαγιολίσθηση του τροχού)

$$M_{zo} = M'_{zo} + M_{zo} \quad (2.97)$$

$$M'_{zo} = -t_o \cdot F_{yo} \quad (2.98)$$

$$t_o = t(a_t) = D_t \cdot \sin \left[C_t \cdot \arctan \left\{ B_t \cdot \alpha_t - E_t \cdot (B_t \cdot a_t - \arctan(B_t \cdot a_t)) \right\} \right] \cdot \cos' a \quad (2.99)$$

$$\cos' a = \frac{V_{cx}}{V_c} \quad (2.100)$$

$$a_t = a^* + S_{Ht} \quad (2.101)$$

$$S_{Ht} = q_{Hz1} + q_{Hz2} \cdot df_z + (q_{Hz3} + q_{Hz4} \cdot df_z) \cdot \gamma^* \quad (2.102)$$

$$M_{zo} = M_{zo}(a_r) = D_r \cdot \cos \left[C_r \cdot \arctan(B_r \cdot a_r) \right] \quad (2.103)$$

$$a_r = a^* + S_{Hr} (= a_f) \quad (2.104)$$

$$S_{Hr} = S_{Hy} + S_{Vy} / K'_{ya} \quad (2.105)$$

$$K'_{ya} = K_{ya} + \varepsilon_K \quad (2.106)$$

$$B_t = (q_{Bz1} + q_{Bz2} \cdot df_z + q_{Bz3} \cdot df_z^2) \cdot (1 + q_{Bz5} \cdot |\gamma^*| + q_{Bz6} \cdot \gamma^{*2}) \cdot \lambda_{K_{ya}} / \lambda_{\mu_y}^* (> 0) \quad (2.107)$$

$$C_t = q_{Cz1} (> 0) \quad (2.108)$$

$$D_{to} = F_z \cdot (R_o / F'_{zo}) \cdot (q_{Dz1} + q_{Dz2} \cdot df_z) \cdot \lambda_t \cdot \text{sgn} V_{cx} \quad (2.109)$$

$$D_t = D_{to} \cdot (1 + q_{Dz3} \cdot |\gamma^*| + q_{Dz4} \cdot \gamma^{*2}) \cdot \zeta_5 \quad (2.110)$$

$$E_t = (q_{Ez1} + q_{Ez2} \cdot df_z + q_{Ez3} \cdot df_z^2) \cdot \left\{ 1 + (q_{Ez4} + q_{Ez5} \cdot \gamma^*) \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \arctan(B_t \cdot C_t \cdot a_t) \right\} (\leq 1) \quad (2.111)$$

$$B_r = (q_{Bz9} \cdot \lambda_{K_{ya}} / \lambda_{\mu_y}^* + q_{Bz10} \cdot B_y \cdot C_y) \cdot \zeta_6 \quad (\text{preferred} : q_{Bz9} = 0) \quad (2.112)$$

$$C_r = \zeta_7 \quad (2.113)$$

$$D_r = F_z \cdot R_o \cdot \{(q_{Dz6} + q_{Dz7} \cdot df) \cdot \lambda_{Mr} \cdot \zeta_2 + (q_{Dz8} + q_{Dz9} \cdot df) \cdot \gamma^* \cdot \lambda_{Kz\gamma} \cdot \zeta_0 + (q_{Dz10} + q_{Dz11} \cdot df) \cdot \gamma^* \cdot |\gamma^*| \cdot \lambda_{Kz\gamma} \cdot \zeta_0\} \cdot \cos' a \cdot \lambda_{\mu y}^* \cdot \text{sgn} V_{cx} + \zeta_8 - 1 \quad (2.114)$$

$$K_{zao} = D_{to} \cdot K_{ya, \gamma=0} \left(= \square \partial M_{zo} / \partial a_y \text{ at } \alpha = \gamma = 0 \right) (= C_{Ma}) \quad (2.115)$$

$$K_{z\gamma o} = F_z \cdot R_o \cdot (q_{Dz8} + q_{Dz9} \cdot df) \cdot \lambda_{Kz\gamma} - D_{to} \cdot K_{y\gamma o} \left(= \square \partial M_{zo} / \partial \gamma \text{ at } \alpha = \gamma = 0 \right) (= C_{M\gamma}) \quad (2.116)$$

Διαμήκης δύναμη F_x (συνδυασμένη ολίσθηση του τροχού)

$$F_x = G_{xa} \cdot F_{xo} \quad (2.117)$$

$$G_{xa} = \cos \left[C_{xa} \cdot \arctan \left\{ B_{xa} \cdot a_S - E_{xa} \cdot (B_{xa} \cdot a_S - \arctan(B_{xa} \cdot a_S)) \right\} \right] / G_{xao} (> 0) \quad (2.118)$$

$$G_{xao} = \cos \left[C_{xa} \cdot \arctan \left\{ B_{xa} \cdot S_{Hxa} - E_{xa} \cdot (B_{xa} \cdot S_{Hxa} - \arctan(B_{xa} \cdot S_{Hxa})) \right\} \right] \quad (2.119)$$

$$a_S = a^* + S_{Hxa} \quad (2.120)$$

$$B_{xa} = (r_{Bx1} + r_{Bx3} \cdot \gamma^{*2}) \cdot \cos \left[\arctan(r_{Bx2} \cdot \kappa) \right] \cdot \lambda_{xa} (> 0) \quad (2.121)$$

$$C_{xa} = r_{Cx1} \quad (2.122)$$

$$E_{xa} = r_{Ex1} + r_{Ex2} \cdot df_z (\leq 1) \quad (2.123)$$

$$S_{Hxa} = r_{Hx1} \quad (2.124)$$

Εγκάρσια δύναμη F_y (συνδυασμένη ολίσθηση του τροχού)

$$F_y = G_{y\kappa} \cdot F_{yo} + S_{Vy\kappa} \quad (2.125)$$

$$G_{y\kappa} = \cos \left[C_{y\kappa} \cdot \arctan \left\{ B_{y\kappa} \cdot \kappa_S - E_{y\kappa} \cdot (B_{y\kappa} \cdot \kappa_S - \arctan(B_{y\kappa} \cdot \kappa_S)) \right\} \right] / G_{y\kappa o} (> 0) \quad (2.126)$$

$$G_{y\kappa o} = \cos \left[C_{y\kappa} \cdot \arctan \left\{ B_{y\kappa} \cdot S_{Hy\kappa} - E_{y\kappa} \cdot (B_{y\kappa} \cdot S_{Hy\kappa} - \arctan(B_{y\kappa} \cdot S_{Hy\kappa})) \right\} \right] \quad (2.127)$$

$$\kappa_S = \kappa + S_{Hy\kappa} \quad (2.128)$$

$$B_{y\kappa} = (r_{By1} + r_{By4} \cdot \gamma^{*2}) \cdot \cos \left[\arctan(r_{By2} \cdot (a^* - r_{By3})) \right] \cdot \lambda_{y\kappa} (> 0) \quad (2.129)$$

$$C_{y\kappa} = r_{Cy1} \quad (2.130)$$

$$E_{y\kappa} = r_{Ey1} + r_{Ey2} \cdot df_z \quad (\leq 1) \quad (2.131)$$

$$S_{Hy\kappa} = r_{Hy1} + r_{Hy2} \cdot df_z \quad (2.132)$$

$$S_{Vy\kappa} = D_{Vy\kappa} \cdot \sin \left[r_{Vy5} \cdot \arctan(r_{Vy6} \cdot \kappa) \right] \cdot \lambda_{Vy\kappa} \quad (2.133)$$

$$D_{Vy\kappa} = \mu_y \cdot F_z \cdot (r_{Vy1} + r_{Vy1} \cdot df_z + r_{Vy3} \cdot \gamma^*) \cdot \cos \left[\arctan(r_{Vy4} \cdot a^*) \right] \cdot \zeta_2 \quad (2.134)$$

Ροπή Αντίστασης Κύλισης M_y

$$M_y = -F_z \cdot R_o \cdot \left\{ q_{Sy1} \cdot \arctan(V_r/V_o) + q_{Sy2} \cdot F_x/F'_{zo} \right\} \cdot \lambda_{My} \quad (2.135)$$

Ροπή ευθυγράμμισης M_z (συνδυασμένη ολίσθηση του τροχού)

$$M_z = M'_z + M_{zr} + s \cdot F_x \quad (2.136)$$

$$M'_z = -t \cdot F'_y \quad (2.137)$$

$$t = t(a_{t,eq}) = D_t \cdot \cos \left[C_t \cdot \arctan \left\{ B_t \cdot a_{t,eq} - E_t \cdot (B_t \cdot a_{t,eq} - \arctan(B_t \cdot a_{t,eq})) \right\} \right] \cdot \cos' a$$

$$(2.138)$$

$$F'_y = F_y - S_{Vy\kappa} \quad (2.139)$$

$$M_{zr} = M_{zr}(a_{r,eq}) = D_r \cdot \cos \left[C_r \cdot \arctan(B_r \cdot a_{r,eq}) \right] \quad (2.140)$$

$$s = R_o \cdot \left\{ s_{sz1} + s_{sz2} \cdot (F_y/F'_{zo}) + (s_{sz3} + s_{sz4} \cdot df_z) \cdot \gamma^* \right\} \cdot \lambda_s \quad (2.141)$$

$$a_{t,eq} = \sqrt{a_t^2 + \left(\frac{K_{x\kappa}}{K'_{ya}} \right)^2} \cdot \kappa^2 \cdot \text{sgn}(a_t) \quad (2.142)$$

$$a_{r,eq} = \sqrt{a_r^2 + \left(\frac{K_{x\kappa}}{K'_{ya}} \right)^2} \cdot \kappa^2 \cdot \text{sgn}(a_r) \quad (2.143)$$

2.2.6. Ασυμμετρία Ελαστικών

Ένα ελαστικό επίσωτρο, λόγω της διαδικασίας κατασκευής του δεν είναι απόλυτα συμμετρικό. Συγκεκριμένα το σχήμα του δεν είναι απόλυτα κυλινδρικό αλλά ελαφρώς κωνικό και η τοποθέτηση του πλέγματος ινών ανάμεσα στα στρώματα ελαστικού δεν είναι συμμετρική. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ένα ελαστικό, να παράγει εγκάρσια δύναμη F_y και ροπή ευθυγράμμισης M_z ακόμη και για μηδενική γωνία ολίσθησης a^* . Επίσης τα

χαρακτηριστικά του ελαστικού δεν είναι συμμετρικά για θετικές και αρνητικές τιμές της διαμήκουσ ολίσθησης κ . Αυτή η έλλειψη συμμετρικότητας, επιβάλλει τον σαφή ορισμό της φοράς κύλισης του ελαστικοφόρου τροχού και της τοποθέτησης του στην αριστερή ή την δεξιά πλευρά του οχήματος. Οι τιμές που προκύπτουν από τις πειραματικές μετρήσεις για τις σταθερές των εξισώσεων Magic Formula, αφορούν ελαστικό τοποθετημένο είτε στη δεξιά είτε στην αριστερή πλευρά οχήματος. Στην παρούσα διατριβή οι τιμές που δίνονται για τις σταθερές αφορούν ελαστικό το οποίο είναι τοποθετημένο στην αριστερή πλευρά του οχήματος. Για να ληφθεί υπόψη η πλευρά τοποθέτησης του ελαστικού στο όχημα, κάποιες σταθερές των εξισώσεων Magic Formula, λαμβάνουν αντίθετη τιμή από αυτή που έχει υπολογιστεί για δεδομένη πλευρά τοποθέτησης, όταν το ελαστικό είναι τοποθετημένο στην αντίθετη πλευρά. Στη παρούσα διατριβή οι παρακάτω σταθερές θα λαμβάνουν αντίθετη τιμή από την αναφερομένη για τους τροχούς που είναι τοποθετημένοι στη δεξιά πλευρά του οχήματος (τροχοί 2 και 4):

**Ασύμμετρες σταθερές
μοντέλου Magic Formula**

r_{Hx1}	q_{Sx1}	p_{Ey3}	p_{Hy1}	p_{Hy2}
p_{Vy1}	p_{Vy2}	r_{By3}	r_{Vy1}	r_{Vy2}
q_{Bz4}	q_{Dz3}	q_{Dz6}	q_{Dz7}	q_{Ez4}
q_{Hz1}	q_{Hz2}	s_{sz1}		

2.3. Μοντέλο κινητηρίου συστήματος οχήματος

2.3.1. Μοντέλο συγκροτήματος παροχής ισχύος και συστήματος μετάδοσης

Η πιο συνηθισμένη πηγή ισχύος για ένα όχημα δρόμου, είναι η εμβολοφόρος μηχανή εσωτερικής καύσης. Η παρεχόμενη ισχύς μίας μηχανής εσωτερικής καύσεως μπορεί να περιγραφεί με ακρίβεια, από μία καμπύλη ισχύος ως προς το ρυθμό περιστροφής Ω_ε . Η καμπύλη ισχύος είναι χαρακτηριστική κάθε κινητήρα και εξάγεται από πειραματικές μετρήσεις της παραγόμενης ισχύος σε όλο το φάσμα λειτουργίας του κινητήρα. Στην βιβλιογραφία αναφέρεται (Genta 2008) ότι για χρήση σε εφαρμογές, όπου δεν είναι απαραίτητη μεγάλη ακρίβεια στην προσομοίωση του κινητήρα, είναι δυνατόν να προσεγγιστεί η καμπύλη ισχύος από ένα πολυώνυμο τρίτης τάξεως, όπως φαίνεται στην εξίσωση (2.144).

$$P_\varepsilon = \sum_{i=0}^3 P_i \cdot \Omega_\varepsilon^i \quad (2.144)$$

Στην βιβλιογραφία (Artamonov, Ilarionov et al. 1976) δίνονται εμπειρικές τιμές για τους συντελεστές του πολυωνύμου:

$$P_0 = 0, P_1 = \frac{P_{\max}}{\Omega_{\max}}, P_2 = \frac{P_{\max}}{\Omega_{\max}^2}, P_3 = -\frac{P_{\max}}{\Omega_{\max}^3} \quad (2.145)$$

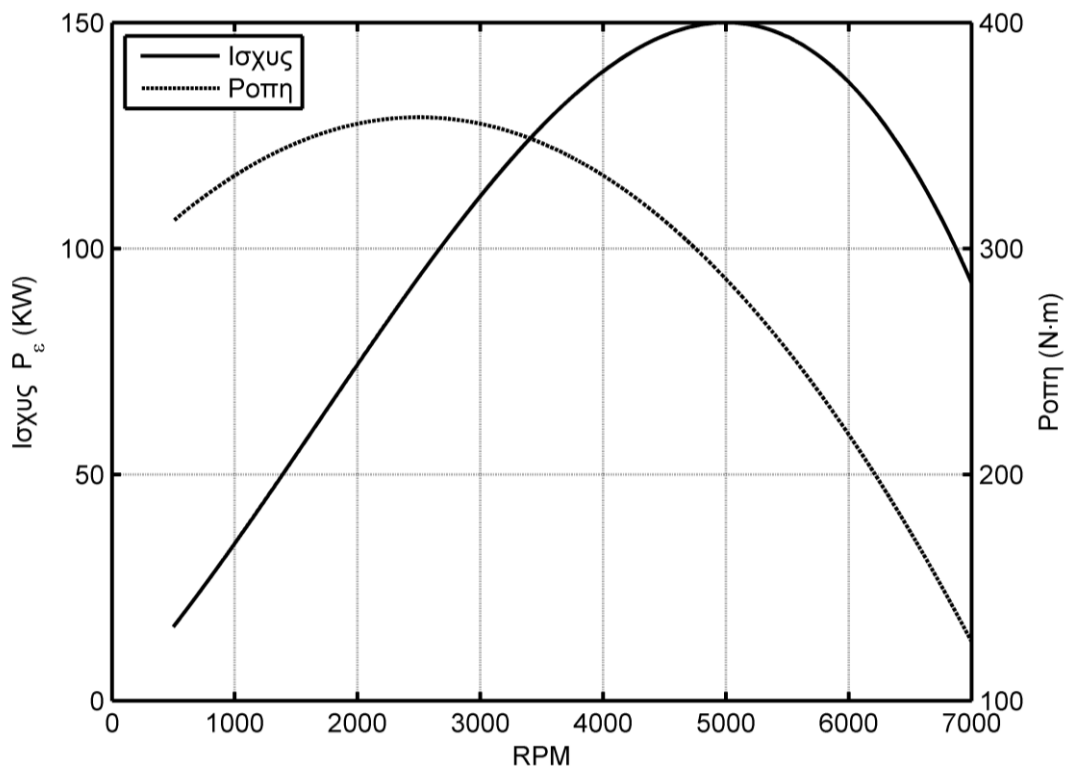
Όπου P_{\max} είναι η μέγιστη ισχύς που μπορεί να αποδώσει ο κινητήρας και Ω_{\max} ο ρυθμός περιστροφής στον οποίο αποδίδεται η ισχύς αυτή. Οι τιμές P_1 και P_2 , ισχύουν για Μ.Ε.Κ. με ανάφλεξη.

Η καμπύλη ισχύος, όπως περιγράφηκε ανωτέρω, αφορά την μέγιστη διαθέσιμη ισχύ για τον δεδομένο ρυθμό περιστροφής του κινητήρα. Η πραγματική παραγόμενη ισχύς εξαρτάται από την θέση της ρυθμιστικής δικλείδας ελέγχου του κινητήρα, η οποία συνδέεται μηχανικά ή ηλεκτρονικά, με το χειριστήριο ελέγχου της επιταχύνσεως του οχήματος (συνήθως ποδόπληκτρο επιταχύνσεως). Θεωρούμε ότι η σχέση του ανοίγματος της ρυθμιστικής βαλβίδας με την ποσοστιαία απόδοση της μέγιστης διαθέσιμης ισχύος του κινητήρα είναι αναλογική.

Η παραγόμενη ροπή του κινητήρα υπολογίζεται από την εξίσωση (2.146).

$$M_{\varepsilon} = \frac{P_{\varepsilon}}{\Omega_{\varepsilon}}, \quad M_{\varepsilon} = \sum_{i=1}^3 P_i \cdot \Omega_{\varepsilon}^{i-1} \quad (2.146)$$

Οι καμπύλες ισχύος και ροπής όπως προκύπτουν από τις εξισώσεις (2.144) και (2.146), απεικονίζονται στο Σχ. 2.8 για Μ.Ε.Κ. με μέγιστη ισχύ 150 KW αποδιδόμενη στις 5.000 στροφές ανά λεπτό. Πρέπει να σημειωθεί ότι η πραγματική λειτουργία μίας σύγχρονης Μ.Ε.Κ. ελεγχόμενης από ηλεκτρονική μονάδα (ECU) είναι ιδιαίτερα περίπλοκη και δεν χαρακτηρίζεται από μόνο μία καμπύλη ισχύος, καθώς τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του κινητήρα αλλάζουν δυναμικά ανάλογα με τις συνθήκες οδήγησης. Για τις ανάγκες της παρούσας διατριβής, θεωρήσαμε ότι δεν απαιτείται μεγαλύτερη ακρίβεια στην προσομοίωση του συγκροτήματος παροχής ισχύος του οχήματος, από ότι επιτυγχάνεται με την ανωτέρω προσέγγιση.



Σχ. 2.8 – Καμπύλες ισχύος και ροπής για προσομοίωση Μ.Ε.Κ.

Για τον υπολογισμό του ρυθμού περιστροφής του κινητήρα Ω_{ε} που απαιτείται στην εξίσωση (2.146), υπολογίζουμε το μέσο όρο του ρυθμού περιστροφής των κινητηρίων τροχών Ω_w και τον πολλαπλασιάζουμε με την επιλεγμένη σχέση μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων και τη τελική σχέση μετάδοσης του διαφορικού n_f .

$$\Omega_{\varepsilon} = n_{g,i} \cdot n_f \cdot \Omega_w \quad (2.147)$$

Η επιλογή της σχέσης μετάδοσης $n_{g,i}$ στο κιβώτιο ταχυτήτων γίνεται με βάση την διαμήκη ταχύτητα του οχήματος.

Αντιστοίχως για να υπολογίσουμε την ροπή που εφαρμόζεται στους κινητήριους τροχούς, πολλαπλασιάζουμε την ροπή που αποδίδει ο κινητήρας, με την επιλεγμένη σχέση μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων και τη τελική σχέση μετάδοσης του διαφορικού.

$$M_{d,max} = n_{g,i} \cdot n_f \cdot M_{\varepsilon} \quad (2.148)$$

2.3.2. Βοηθητικά συστήματα επιτάχυνσης (ASR) – πέδησης (ABS).

Μέχρι πριν μερικά χρόνια η αποτελεσματική επιτάχυνση ή επιβράδυνση ενός οχήματος χρησιμοποιώντας τα ποδόπληκτρα ελέγχου, απαιτούσε από τον οδηγό ακριβείς και ομαλές ενέργειες, ώστε να αποφευχθεί το σπινάρισμα ή το μπλοκάρισμα των τροχών αντίστοιχα, ειδικά σε συνθήκες μειωμένης πρόσφυσης. Τα τελευταία χρόνια έχει γίνει υποχρεωτικός ο εξοπλισμός των οχημάτων με ηλεκτρονική συσκευή αποτροπής μπλοκαρίσματος των τροχών κατά την πέδηση (Anti-lock Braking System) και έχει διαδοθεί η χρήση ηλεκτρονικής συσκευής αποτροπής σπινάριατος, ιδιαίτερα στα μοντέλα με ισχυρούς κινητήρες (Anti-Spin Regulation). Η χρήση αυτών των ηλεκτρονικών συσκευών επιτρέπει στον οδηγό να επιλέγει και να εφαρμόζει στα χειριστήρια ελέγχου την επιθυμητή επιτάχυνση ή πέδηση, λαμβάνοντας υπόψη μόνο την επιθυμητή από το ίδιο αλλαγή της διαμήκους ταχύτητας του οχήματος, χωρίς να λαμβάνει υπόψη τις συνθήκες πρόσφυσης. Για να επιτευχθεί αυτό οι ηλεκτρονικές συσκευές ελέγχου, ρυθμίζουν την ροπή κινήσεως ή πεδήσεως σε επίπεδα τέτοια, ώστε να εξασφαλίζουν όσο το δυνατόν, βέλτιστη επιτάχυνση ή επιβράδυνση, όπως αυτή περιορίζεται από το διαθέσιμο συντελεστή πρόσφυσης.

Για την επίτευξη αυτού του σκοπού, οι εμπορικές συσκευές ABS/ASR, χρησιμοποιούν αλγόριθμους και πειραματικά δεδομένα, που δεν είναι διαθέσιμα στο ευρύ κοινό. Για να προσομοιώσουμε την λειτουργία του ABS/ASR θα χρησιμοποιήσουμε τον παρακάτω απλοποιημένο αλγόριθμο:

1. Επιλέγουμε την επιθυμητή τιμή κ_t για την ολίσθηση του τροχού, στην οποία παράγεται η μεγαλύτερη διαμήκης δύναμη.
2. Υπολογίζουμε την μελλοντική τιμή ολίσθησης του τροχού κ_f μετά από χρόνο δt_{ABS} με βάση την τρέχουσα τιμή ολίσθησης κ του τροχού και τον ρυθμό μεταβολής της ολίσθησης του τροχού $\frac{d\kappa}{dt}$.

$$\kappa_f = \kappa + \frac{d\kappa}{dt} \cdot \delta t_{ABS} \quad (2.149)$$

3. Η μελλοντική τιμή ολίσθησης του τροχού κ_f συγκρίνεται με την επιθυμητή τιμή κ_t για την ολίσθηση του τροχού. Εάν η τιμή είναι μικρότερη της επιθυμητής τότε η παράγωγός της ροπής πέδησης ή κίνησης γίνεται θετική, με σκοπό να αυξηθεί η ολίσθηση του τροχού, ενώ εάν η τιμή είναι μεγαλύτερη της επιθυμητής τότε η παράγωγός της ροπής πέδησης ή κίνησης γίνεται αρνητική, με σκοπό να μειωθεί η ολίσθηση του τροχού.

$$\frac{dM_{d,b}}{dt} = \begin{cases} dM_{d,b}, & \kappa_f < \kappa_t \\ 0, & \kappa_f = \kappa_t \\ -dM_{d,b}, & \kappa_f > \kappa_t \end{cases} \quad (2.150)$$

4. Η ροπή πέδησης ή κινήσεως σε κάθε στιγμή υπολογίζεται με βάση την χρονικά αμέσως προηγούμενη τιμή και την παράγωγο, όπως φαίνεται στην εξίσωση (2.151) και πρέπει πάντα να είναι μικρότερη από αυτή που επιλέγει ο οδηγός μέσω της μεταβλητής ελέγχου της επιτάχυνσης ή επιβράδυνσης $C_{d,b}$ (λαμβάνοντας υπόψη και τυχόν επέμβαση στη μεταβλητή ελέγχου επιβράδυνσης κάθε τροχού από το σύστημα ESC).

$$M_{d,b}(t_n) = M_{d,b}(t_{n-1}) + \frac{dM_{d,b}}{dt} \cdot (t_n - t_{n-1}) \quad 0 \leq M_{d,b} \leq C_{d,b} \cdot M_{d,b,max} \quad (2.151)$$

3. ΜΟΝΤΕΛΟ ΕΙΚΟΝΙΚΟΥ ΟΔΗΓΟΥ

3.1. Εισαγωγή

Για να προβούμε σε οποιαδήποτε σύγκριση της δυναμικής συμπεριφοράς οχημάτων, πρέπει να εξετάσουμε ότι αυτά οδηγούνται με τον ίδιο τρόπο. Εξ αυτού προκύπτει η ανάγκη κατασκευής αξιόπιστου μοντέλου οδηγού κλειστού-βρόγχου με την ικανότητα διαδραστικού ελέγχου της πορείας του οχήματος.

Η αποστολή ενός ανθρώπου - οδηγού είναι να συγκεντρώνει μέσω των αισθήσεων του, πληροφορίες για την ταχύτητα, την κατεύθυνση και τη θέση του οχήματος στο δρόμο και να προσαρμόζει ανάλογα την γωνιά του τιμονιού και την θέση των χειριστηρίων επιτάχυνσης/επιβραδύνσεως, ώστε να ακολουθήσει το όχημα την επιθυμητή τροχιά μέσα στα πλαίσια απόκλισης που του επιτρέπει το πλάτος του δρόμου.

Στην βιβλιογραφία, καθώς και σε εμπορικές εφαρμογές προσομοίωσης οχημάτων, χρησιμοποιούνται κυρίως μοντέλα προεπισκόπησης ενός ή περισσοτέρων σημείων, όπως αναφέρεται και σε αναλυτικές ανασκοπήσεις της βιβλιογραφίας των μοντέλων οδηγού (MacAdam 2003;Plöchl and Edelmann 2007). Τα μοντέλα αυτά, προβλέπουν την πορεία του οχήματος και υπολογίζουν την απόκλιση θέσης ή διεύθυνσης, σε σχέση με την επιθυμητή πορεία, η οποία χρησιμοποιείται ως μεταβλητή υπό έλεγχο του μοντέλου οδηγού. Για να υπολογιστεί η απαιτούμενη μεταβλητή ελέγχου του οχήματος (γωνία τιμονιού, θέση χειριστηρίου επιταχύνσεως/επιβραδύνσεως) χρησιμοποιείται είτε ένας αναλογικός κατευθυντής με σταθερό κέρδος (Sharp, Casanova et al. 2000) ή υπολογίζεται μια βέλτιστη τιμή από ένα προσαρμοζόμενο ελεγκτή (Sharp and Valtetsiotis 2001;Ungoren and Peng 2005;Edelmann, Plöchl et al. 2007). Τα μοντέλα προσαρμοζόμενου ελέγχου χρησιμοποιούν μια απλοποιημένη εσωτερική προσομοίωση του οχήματος για να προβλέψουν την μελλοντική τροχιά του οχήματος και να προσαρμόσουν την βέλτιστη επέμβαση του οδηγού ώστε αυτό να ακολουθήσει την επιθυμητή τροχιά. Από την άλλη πλευρά η απόδοση ενός κατευθυντή με σταθερό κέρδος προσομοιάζει καλύτερα σε ένα μέσο οδηγό και όχι ένα οδηγό υψηλού επιπέδου, ο οποίος διαλέγει σε κάθε στιγμή την βέλτιστη λύση για τον έλεγχο

του οχήματος. Επίσης η χρήση ενός κατευθυντή με σταθερό κέρδος επιτυγχάνει μια συμπεριφορά οδηγού η οποία είναι ομοιογενής και μπορεί να προσαρμοστεί στις ανάγκες μας, αλλάζοντας ένα μικρό αριθμό παραμέτρων. Οι ιδιότητες αυτές είναι σημαντικές για την εκτίμηση της συμπεριφοράς ενός οχήματος σε διαφορετικές περιπτώσεις, γιατί στη διαδικασία σύγκρισης απαιτείται να κρατάμε όσο τον δυνατόν μεγαλύτερο μέρος του συστήματος σταθερό, ώστε να μπορούμε με ακρίβεια να αποδώσουμε την συσχέτιση των μεταβολών με τα αποτελέσματα.

Για τις ανάγκες της παρούσης διατριβής, αναπτύχθηκε ένα μοντέλο οδηγού (Chatzikomis and Spentzas 2009), το οποίο βασίστηκε σε παλαιότερο μοντέλο (Sharp, Casanova et al. 2000) και στο οποίο έγιναν οι αναγκαίες τροποποιήσεις και επεκτάσεις. Συγκεκριμένα το μοντέλο οδηγού, χρησιμοποιεί έναν αναλογικό-διαφορικό κατευθυντή (PD controller) με προσαρμογή των παραμέτρων κέρδους με βάση τη διαμήκη ταχύτητα του οχήματος, για να ελέγξει την γωνία τιμονιού. Επίσης χρησιμοποιώντας μια κινηματική σχέση το μοντέλο οδηγού, ελέγχει την διαμήκη ταχύτητα του οχήματος.

Ένας τυπικός οδηγός πλησιάζοντας μια καμπή, πρώτα από όλα, διασφαλίζει ότι πριν φτάσει στην αρχή της στροφής, θα έχει μειώσει την διαμήκη ταχύτητα του οχήματος ανάλογα με την καμπυλότητα της στροφής, έτσι ώστε να μπορέσει το όχημα να ολοκληρώσει τη στροφή με ασφάλεια. Για το σκοπό αυτό θα χρησιμοποιήσουμε μια απλοποιημένη κινηματική σχέση για να υπολογίσουμε την μέγιστη διαμήκη ταχύτητα για την οποία η πλευρική επιτάχυνση του οχήματος δεν θα ξεπεράσει τα όρια της πλευρικής πρόσφυσης των ελαστικών του.

Στη συνέχεια φτάνοντας στη στροφή ο οδηγός, ρυθμίζει την γωνία του τιμονιού, έτσι ώστε η διεύθυνση του οχήματος να ταιριάζει με την διεύθυνση του δρόμου. Το μοντέλο που τροποποιήσαμε (Sharp, Casanova et al. 2000), χρησιμοποιεί ως μεταβλητή ελέγχου μόνο την απόκλιση της μελλοντικής θέσης του οχήματος σε σχέση με την επιθυμητή θέση του οχήματος στο δρόμο. Η απόκλιση της γωνία διεύθυνσης του οχήματος από την επιθυμητή περιέχει περισσότερες πληροφορίες για την κατάσταση του οχήματος από την απόκλιση θέσης και σχετίζεται περισσότερο με τον τρόπο που οδηγεί ένας

άνθρωπος. Για αυτό τροποποιήσαμε το μοντέλο ώστε να χρησιμοποιούμε και την απόκλιση της γωνίας διεύθυνσεως του οχήματος και την απόκλιση της θέση του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά, σαν μεταβλητές υπό έλεγχο του μοντέλου οδηγού. Έτσι μπορούμε μέσα από την διαδικασία επιλογής των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού να επιλέξουμε τον κατάλληλο συνδυασμό παραμέτρων κέρδους για κάθε μεταβλητή ελέγχου, που ταιριάζει στην κάθε περίπτωση προσομοίωσης.

3.2. Περιγραφή και προεπισκόπηση επιθυμητής τροχιάς οχήματος

Το πρώτο βήμα για την δημιουργία ενός μοντέλου οδηγού είναι η επαρκής περιγραφή της επιθυμητής τροχιάς που θέλουμε να ακολουθήσει το όχημα. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιούμε ένα πίνακα πέντε στηλών για την ταξινόμηση των δεδομένων σε τακτά διαστήματα κατά μήκος της τροχιάς. Το διάστημα αυτό επιλέγεται αρκετά μικρό ώστε να περιγράφει με ακρίβεια την επιθυμητή διαδρομή. Η πρώτη στήλη είναι η διανυόμενη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς από το σημείο αφετηρίας και μπορεί να θεωρηθεί ότι περιέχει μοναδικές τιμές, οι οποίες μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως ευρετήριο για αναζήτηση στον πίνακα δεδομένων.

$$[s(m) \quad k_t(1/m) \quad \psi_t(rad) \quad x_t(m) \quad y_t(m)] \quad (3.1)$$

Η καμπυλότητα της τροχιάς k_t , η εφαπτομένη γωνία διεύθυνσης ψ_t και οι συντεταγμένες θέσης x_t και y_t είναι οι άλλες τέσσερις στήλες του πίνακα και παρέχουν στο μοντέλο οδηγού τις απαραίτητες πληροφορίες για την διαδρομή που πρέπει να ακολουθήσει. Σημειώνεται ότι όλα τα δεδομένα του πίνακα μπορούν να υπολογιστούν αν διαθέτουμε τις συντεταγμένες θέσης της τροχιάς (x_t, y_t) . Έτσι είναι εύκολο να περιγραφεί ένας δρόμος ή ένα αυτοκινητοδρόμιο, από τοπογραφικά δεδομένα ή δεδομένα GPS.

Από το μοντέλο προσομοίωσης του οχήματος είναι εύκολο να υπολογίσουμε την θέση του οχήματος στο επίπεδο x-y και την ταχύτητα του (διαμήκη και εγκάρσια). Για να υπολογίσουμε την σχετική θέση που το όχημα θα έπρεπε να βρίσκεται αν ακολουθούσε με απόλυτη ακρίβεια την επιθυμητή τροχιά χρησιμοποιούμε τις μεταβλητές κατάστασης του οχήματος, τη διαμήκη και

εγκάρσια ταχύτητα (U, V), τη γωνία εκτροπής (ψ) και τη θέση (x, y) στις εξισώσεις (3.2) και (3.3), όπως αυτές δίνονται στο (Sharp, Casanova et al. 2000), για να υπολογίσουμε την σχετική απόσταση που καλύπτει το όχημα κατά μήκος της επιθυμητής τροχιάς (s).

$$s = \int \frac{ds}{dt} \quad (3.2)$$

$$\frac{ds}{dt} = \frac{U \cdot \cos(\psi - \psi_t) - V \cdot \sin(\psi - \psi_t)}{1 - k_t \cdot [(y - y_t) \cdot \cos(\psi_t) - (x - x_t) \cdot \sin(\psi_t)]} \quad (3.3)$$

Για να υπολογίσουμε την θέση (x_t, y_t), καμπυλότητα της τροχιάς k_t και την εφαπτομένη γωνία διεύθυνσης ψ_t της επιθυμητής τροχιάς σε ένα συγκεκριμένο σημείο, πραγματοποιούμε μια γραμμική αναζήτηση παρεμβολής στον πίνακα δεδομένων της επιθυμητής τροχιάς. Επειδή το μοντέλο οδηγού απαιτεί δεδομένα για την επιθυμητή τροχιά εμπρός από το όχημα, υπολογίζουμε την επιθυμητή ομάδα δεδομένων με N σημεία καταναμημένα σε ίσα διαστήματα κατά μήκος μιας απόστασης προεπισκόπησης s_p . Ο πίνακας της θέσης των σημείων προεπισκόπησης, υπολογίζεται από την εξίσωση (3.4).

$$[\mathbf{s}_r]_{N \times 1} = s + \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ \left(\frac{n-1}{N-1}\right) \cdot s_p \\ \vdots \\ s_p \end{bmatrix}_{N \times 1} \quad (3.4)$$

3.3. Έλεγχος της διαμήκουσ ταχύτητας του οχήματος

Η πρώτη αποστολή του μοντέλου οδηγού είναι να διασφαλίζει ότι πριν την άφιξη του οχήματος σε μία στροφή, η διαμήκουσ ταχύτητα του θα έχει μειωθεί σε επίπεδο τέτοιο, που θα επιτρέψει στο όχημα να διαγράψει την επιθυμητή τροχιά χωρίς να υπερβεί τα όρια πλευρικής επιτάχυνσης και να ολισθήσει.

3.3.1. Εξισώσεις υπολογισμού της διαμήκουσ ταχύτητας με βάση την καμπυλότητα της επιθυμητής τροχιάς

Για να υπολογίσουμε την μέγιστη διαμήκουσ ταχύτητα για την οποία η πλευρική επιτάχυνση του οχήματος δεν θα υπερβεί τα όρια πρόσφυσης, χρησιμοποιούμε μια κινηματική σχέση όπως αυτή υπολογίζεται από το απλοποιημένο μοντέλο 2 τροχών (ποδηλάτου). Η εξίσωση (3.5) συσχετίζει την πλευρική επιτάχυνση με την διαμήκουσ ταχύτητα του οχήματος και την καμπυλότητα της τροχιάς.

$$k_t = \frac{a_y}{U^2} \quad (3.5)$$

Η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση, με δεδομένη τη μέγιστη πλευρική δύναμη που μπορούν να αναπτύξουν οι ελαστικοφόροι τροχοί, υπολογίζεται στην εξίσωση (3.6).

$$\alpha_{y,\max} = \mu_y \cdot g = (p_{Dy1} + p_{Dy2} \cdot df_z) \cdot \lambda_{\mu_y} \cdot g \quad (3.6)$$

Ο συντελεστής μ_y για τον υπολογισμό της μέγιστης εγκάρσιας δύναμης των ελαστικών έχει υπολογιστεί στην εξίσωση (2.89), συναρτήσει των παραμέτρων του ελαστικού και του συντελεστή λ_{μ_y} , ο οποίος, όπως έχει αναφερθεί στο κεφάλαιο 2.2.5, λαμβάνει τιμές αντίστοιχες με τον συντελεστή πρόσφυσης της επιφάνειας επαφής ελαστικού – δρόμου, που θέλουμε να προσομοιώσουμε (κυμαίνεται από 0,05-0,30 για παγωμένο, χιονισμένο ή υγρό δρόμο έως 0,90 για δρόμο με στεγνή άσφαλο καλής ποιότητας).

Στη συνέχεια υπολογίζουμε την μέγιστη διαμήκουσ ταχύτητα, ώστε να επιτευχθεί η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση, για μια δεδομένη καμπυλότητα τροχιάς, χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις (3.5) και (3.6).

$$U_{\max} = \left(\frac{\alpha_{y,\max}}{|k_t|} \right)^{1/2} \quad (3.7)$$

Τέλος, για να υπολογίσουμε την επιθυμητή από τον οδηγό διαμήκη ταχύτητα πολλαπλασιάζουμε τη μέγιστη διαμήκη ταχύτητα U_{\max} , με ένα συντελεστή S_U , ο οποίος θα καθορίζει τον χαρακτήρα του οδηγού όσον αφορά την επιλογή της διαμήκους ταχύτητας.

$$U_{des} = S_U \cdot U_{\max} \quad (3.8)$$

Όταν ο συντελεστής προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U λαμβάνει τιμές μικρότερες από 1 σημαίνει ότι ο οδηγός προσπαθεί να μην υπερβεί τα όρια πρόσφυσης του οχήματος, ενώ μεγαλύτερες ότι προσπαθεί να τα υπερβεί. Ο συντελεστής S_U αποτελεί μία από τις παραμέτρους του μοντέλου οδηγού η οποία επιλέγεται ανάλογα με τις συνθήκες που θέλουμε να προσομοιώσουμε.

Το επόμενο βήμα είναι να υπολογιστεί η απόσταση που απαιτείται έτσι ώστε το μοντέλο οδηγού να επιτύχει την επιβράδυνση του οχήματος στην επιθυμητή ταχύτητα πριν αυτό φτάσει στην στροφή. Η απόσταση προεπισκόπησης υπολογίζεται από την εξίσωση (3.9).

$$s_{p,l} = \frac{1}{S_b} \cdot \left(\frac{U^2}{2 \cdot a_{x,\max}} \right) \quad (3.9)$$

Ο συντελεστής προσαρμογής της απόστασης πέδησης S_b , καθορίζει την απόσταση από την στροφή στην οποία ο οδηγός αρχίζει να επιβραδύνει το όχημα. Όταν ο συντελεστής S_b λαμβάνει τιμές μεγαλύτερες από 1, σημαίνει ότι ο οδηγός καθυστερεί να αρχίσει την επιβράδυνση του οχήματος ενόψει της στροφής, ενώ όταν λαμβάνει τιμές μικρότερες από 1, σημαίνει ότι αρχίζει την επιβράδυνση νωρίτερα από ότι καθορίζεται από την μέγιστη επιβράδυνση πέδησης $a_{x,\max}$. Ο συντελεστής S_b , επίσης αποτελεί μία από τις παραμέτρους του μοντέλου οδηγού. Η μέγιστη επιβράδυνση πέδησης $a_{x,\max}$, που μπορεί να επιτύχει το όχημα εξαρτάται από τη μέγιστη διαμήκη δύναμη που μπορούν να αναπτύξουν τα ελαστικά και υπολογίζεται στην εξίσωση (3.10).

$$\alpha_{x,\max} = \mu_x \cdot g = (p_{Dx1} + p_{Dx2} \cdot df_z) \cdot \lambda_{\mu x} \cdot g \quad (3.10)$$

Ο συντελεστής μ_x για τον υπολογισμό της μέγιστης διαμήκους δύναμης των ελαστικών έχει υπολογιστεί στην εξίσωση (2.79), συναρτήσει των

παραμέτρων του ελαστικού και του συντελεστή $\lambda_{\mu x}$, ο οποίος, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, λαμβάνει τιμές αντίστοιχες με τον συντελεστή πρόσφυσης της επιφάνειας επαφής ελαστικού – δρόμου. Θεωρούμε ότι το όχημα διαθέτει σύστημα πέδησης ικανό να αναπτύξει ροπές πέδησης σε κάθε τροχό, ώστε ο τροχός να αναπτύξει τη μέγιστη διαμήκη δύναμη.

Χρησιμοποιώντας την εξίσωση (3.4) δημιουργούμε τον πίνακα αποστάσεων προεπισκόπησης $[s_{r,l}]_{N \times 1}$ με τον οποίο πραγματοποιούμε μια γραμμική αναζήτηση παρεμβολής στον πίνακα δεδομένων της επιθυμητής τροχιάς, για να υπολογίσουμε τις τιμές καμπυλότητας της τροχιάς κατά μήκος μίας απόστασης $s_{p,l}$ εμπρός από το όχημα και η μέγιστη απόλυτη τιμή καμπυλότητας της τροχιάς που θα συναντήσει το όχημα υπολογίζεται στην εξίσωση (3.11).

$$k_t = \max \begin{bmatrix} |k_{t,1}| \\ \vdots \\ |k_{t,N}| \end{bmatrix}_{N \times 1} \quad (3.11)$$

Η τιμή αυτή χρησιμοποιείται στην εξίσωση (3.6) για να υπολογίζουμε κάθε στιγμή την επιθυμητή μέγιστη ταχύτητα του οχήματος. Στην συνέχεια αφαιρούμε από την επιθυμητή ταχύτητα, την πραγματική διαμήκη ταχύτητα του οχήματος, ώστε να υπολογίσουμε την απόκλιση e_U και χρησιμοποιούμε έναν αναλογικό κατευθυντή με κέρδος ελέγχου της διαμήκους ταχύτητας K_U , για να υπολογίσουμε την μεταβλητή ελέγχου της επιτάχυνσης ή επιβράδυνσης $C_{d,b}$, όπως φαίνεται στην εξίσωση (3.13).

$$e_U = U_{\max} - U \quad (3.12)$$

$$C_{d,b} : \begin{cases} C_d = K_U \cdot e_U, C_b = 0, \text{ if } e_U > 0 \\ C_b = -K_U \cdot e_U, C_d = 0, \text{ if } e_U < 0 \end{cases} \quad (3.13)$$

$$0 \leq C_{d,b} \leq 1 \quad (3.14)$$

Όταν η απόκλιση της επιθυμητής από την πραγματική διαμήκη ταχύτητα e_U λαμβάνει θετικές τιμές, τότε χρησιμοποιείται η μεταβλητή ελέγχου C_d , η οποία αντιστοιχεί στη θέση του χειριστηρίου επιταχύνσεως και καθορίζει την επιτάχυνση του οχήματος (όπου για τιμή 1 έχουμε μέγιστη επιτάχυνση). Όταν

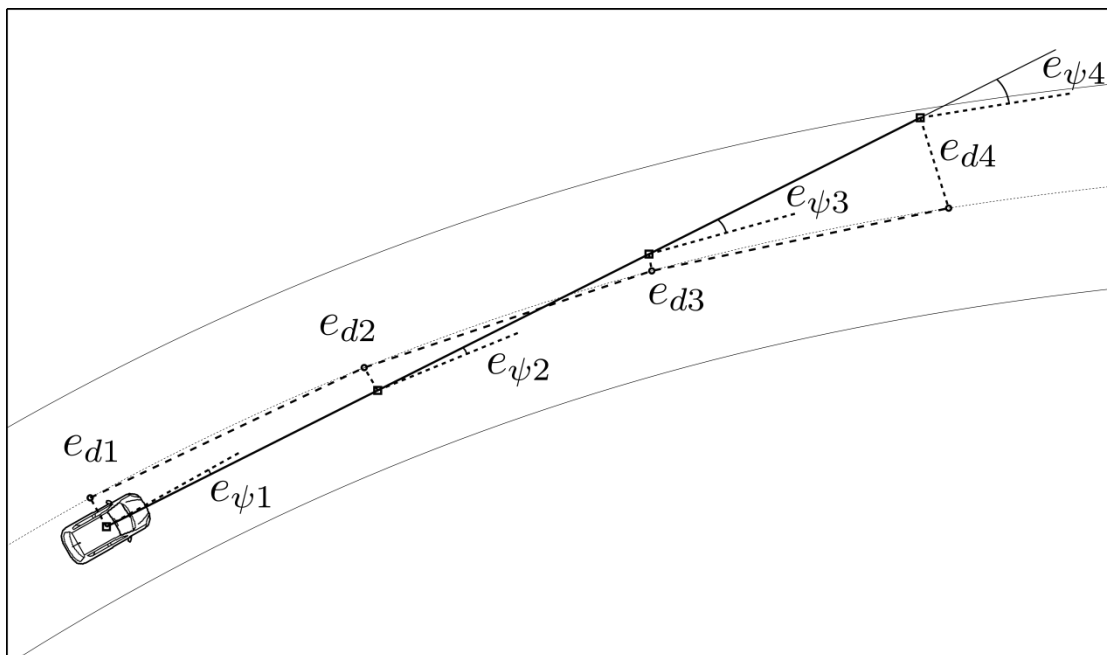
η απόκλιση της επιθυμητής από την πραγματική διαμήκη ταχύτητα e_v λαμβάνει αρνητικές τιμές, τότε χρησιμοποιείται η μεταβλητή ελέγχου C_b , η οποία αντιστοιχεί στη θέση του χειριστηρίου επιβραδύνσεως και καθορίζει την επιβράδυνση του οχήματος (όπου για τιμή 1 έχουμε μέγιστη επιβράδυνση).

3.4. Έλεγχος της εγκάρσιας θέσης του οχήματος

Για να επιτύχουμε τον έλεγχο της εγκάρσιας θέσης του οχήματος μέσω της γωνίας του τιμονιού, θα χρησιμοποιήσουμε δύο μεταβλητές ελέγχου, την απόκλιση της γωνίας διεύθυνσης (την διαφορά μεταξύ της διεύθυνσης του οχήματος και της διεύθυνσης της επιθυμητής τροχιάς) και την απόκλιση θέσης (την απόσταση της τροχιάς του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά).

3.4.1. Έλεγχος με βάση την απόκλιση της γωνίας διεύθυνσης του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά

Η απόκλιση της γωνίας διεύθυνσης υπολογίζεται συγκρίνοντας την παρούσα γωνία διεύθυνσης του οχήματος ψ με την εφαπτομένη στην επιθυμητή τροχιά, ψ_t . Η απόσταση προεπισκόπησης $s_{p,s}$, υπολογίζεται από τη σχέση $s_{p,s} = U \cdot T_p$, όπου ο χρόνος προεπισκόπησης T_p είναι μία από τις παραμέτρους του μοντέλου που επιλέγονται από τον χρήστη.



Σχ. 3.1 – Προεπισκόπηση απόκλισης διεύθυνσης και θέσης οχήματος

Όπως και ανωτέρω, χρησιμοποιούμε την εξίσωση (3.4) για να δημιουργήσουμε τον πίνακα αποστάσεων προεπισκόπησης $[s_{r,s}]_{N \times 1}$, με τον οποίο πραγματοποιούμε μια γραμμική αναζήτηση παρεμβολής στον πίνακα δεδομένων της επιθυμητής τροχιάς, για να υπολογίσουμε τις τιμές της γωνίας διεύθυνσης της τροχιάς $[\psi_{t,i}]_{N \times 1}$ σε N σημεία ομοιόμορφα καταναμημένα κατά μήκος της απόστασης $s_{p,s}$ εμπρός από το όχημα, όπως φαίνεται στο Σχ. 3.1.

Στη συνέχεια υπολογίζουμε τις N τιμές απόκλισης $[e_{\psi,i}]_{N \times 1} = [\psi_{t,i}]_{N \times 1} - [\psi]_{N \times 1}$ και υπολογίζουμε τον μέσο όρο των τιμών κάθε N/N_2 (το N είναι ακέραιο πολλαπλάσιο του N_2) για να μειωθεί το μέγεθος του πίνακα σε $N_2 \times 1$. Τέλος, όπως φαίνεται στην εξίσωση (3.15), πολλαπλασιάζουμε με τον πίνακα στάθμισης $[W_\psi]_{1 \times N_2}$ ώστε να καταλήξουμε σε μια τιμή e_ψ η οποία είναι αντιπροσωπευτική για την απόκλιση της γωνίας διεύθυνσης του οχήματος από την γωνία διεύθυνσης της επιθυμητής τροχιάς και θα χρησιμοποιηθεί ως μεταβλητή ελέγχου του μοντέλου οδηγού.

$$\begin{bmatrix} e_{\psi,1} \\ \vdots \\ e_{\psi,N} \end{bmatrix}_{N \times 1} \longrightarrow [W_\psi]_{1 \times N_2} \cdot \begin{bmatrix} \text{avg} \left(e_{\psi,1} \cdots e_{\psi,N/N_2} \right) \\ \vdots \\ \text{avg} \left(e_{\psi,1+(n-1) \cdot N/N_2} \cdots e_{\psi,n \cdot N/N_2} \right) \end{bmatrix}_{N_2 \times 1} = e_\psi \quad (3.15)$$

Μετά από σειρά δοκιμών καταλήξαμε στο συμπέρασμα ότι για τον καλύτερο έλεγχο της γωνίας διεύθυνσεως των εμπρόσθιων τροχών, αρμόζει η χρήση ενός Αναλογικού – Διαφορικού κατευθυντή (Proportional-Derivative controller). Ο διαφορικός όρος προσθέτει χαρακτηριστικά απόσβεσης στο μοντέλο οδηγού και έτσι βελτιώνει την ευστάθεια του και μειώνει τυχόν ταλαντωτική συμπεριφορά, ειδικά σε ελιγμούς πανικού, όπως είναι η δοκιμή αλλαγής λωρίδας. Παρόλα αυτά ο διαφορισμός ενισχύει τυχόν θόρυβο στο σήμα ελέγχου και μπορεί να έχει ως αποτέλεσμα απότομες μεταβολές της γωνίας του τιμονιού, οπότε η επιλογή του κέρδους του διαφορικού κατευθυντή ($K_{\psi,D}$) πρέπει να γίνει προσεκτικά, ανάλογα και με τη συμπεριφορά του μοντέλου οδηγού που θέλουμε να προσομοιώσουμε. Εξετάστηκε επίσης η

χρήση ενός ολοκληρωτικού όρου στον κατευθυντή (Integral controller) αλλά τα αποτελέσματα έδειξαν ότι δεν επηρεάζει σημαντικά την λειτουργία του μοντέλου οδηγού, αφού η ύπαρξη μικρών αποκλίσεων μόνιμης κατάστασης δεν είναι σημαντικές στην εφαρμογή του κατευθυντή μας. Ο υπολογισμός της γωνίας του τιμονιού με βάση την απόκλιση της διεύθυνσης του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά, δίνεται στην εξίσωση (3.16).

$$\delta_{\psi} = K_{\psi,P} \cdot e_{\psi} + K_{\psi,D} \cdot \frac{de_{\psi}}{dt} \quad (3.16)$$

3.4.2. Έλεγχος με βάση την εγκάρσια απόκλιση της θέσης του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά

Η απόκλιση της θέσης του οχήματος υπολογίζεται συγκρίνοντας την παρούσα και τις μελλοντικές θέσεις του οχήματος με την επιθυμητή τροχιά. Η απόσταση προεπισκόπησης υπολογίζεται, όπως προηγουμένως $s_{p,s} = U \cdot T_p$.

Όπως και στον έλεγχο με βάση την απόκλιση της διεύθυνσης του οχήματος, χρησιμοποιούμε την εξίσωση (3.4), για να δημιουργήσουμε τον πίνακα αποστάσεων προεπισκόπησης $[s_{r,s}]_{N \times 1}$, με τον οποίο πραγματοποιούμε μια γραμμική αναζήτηση παρεμβολής στον πίνακα δεδομένων της επιθυμητής τροχιάς, για να υπολογίσουμε τις συντεταγμένες της τροχιάς $[x_{t,i}]_{N \times 1}$ και $[y_{t,i}]_{N \times 1}$ σε N σημεία ομοιόμορφα κατανεμημένα κατά μήκος της απόστασης $s_{p,s}$ εμπρός από το όχημα.

Στη συνέχεια υπολογίζουμε την μελλοντική θέση του οχήματος, εφόσον συνεχίσει να κινείται στην παρούσα κατεύθυνση με την παρούσα διαμήκη ταχύτητα.

$$[x_i]_{N \times 1} = \cos(\psi) \cdot [s_{r,s}]_{N \times 1} + x \quad (3.17)$$

$$[y_i]_{N \times 1} = \sin(\psi) \cdot [s_{r,s}]_{N \times 1} + y \quad (3.18)$$

Τέλος με την εξίσωση (3.19) υπολογίζουμε την απόκλιση θέσης $[e_{d,i}]_{N \times 1}$.

$$[e_{d,i}]_{N \times 1} = ([y_{t,i}]_{N \times 1} - [y_i]_{N \times 1}) \cdot \cos(\psi) - ([x_{t,i}]_{N \times 1} - [x_i]_{N \times 1}) \cdot \sin(\psi) \quad (3.19)$$

Χρησιμοποιώντας την ίδια διαδικασία που περιγράφηκε στην εξίσωση (3.15) υπολογίζεται ο μέσος όρος ανά N/N_2 τιμές του πίνακα των αποκλίσεων

θέσης $[e_{d,i}]_{N \times 1}$ και πολλαπλασιάζεται με τον πίνακα στάθμισης $[W_d]_{1 \times N_2}$ για να καταλήξουμε σε μία τιμή e_d , η οποία θα χρησιμοποιηθεί ως μεταβλητή ελέγχου του κατευθυντή. Και στην περίπτωση αυτή θα χρησιμοποιήσουμε έναν Αναλογικό – Διαφορικό κατευθυντή (Proportional-Derivative controller) με κέρδος $K_{d,P}$ και $K_{d,D}$, όπως φαίνεται στην εξίσωση (3.20) για τον τελικό υπολογισμό της γωνίας του τιμονιού, με βάση την απόκλιση θέσης.

$$\delta_d = K_{d,P} \cdot e_d + K_{d,D} \cdot \frac{de_d}{dt} \quad (3.20)$$

3.4.3. Προσαρμογή της γωνίας διεύθυνσης των τροχών με βάση τα χαρακτηριστικά του οχήματος και την ταχύτητα του και την επιφάνεια πρόσφυσης

Τέλος, πρέπει να εισάγουμε στο μοντέλο οδηγού, ένα μηχανισμό προσαρμογής του μεγέθους της αλλαγής γωνίας των διευθυνόντων τροχών, που θα βασίζεται στην διαμήκη ταχύτητα του οχήματος, τα χαρακτηριστικά και τον συντελεστή πρόσφυσης των ελαστικών με την επιφάνεια στην οποία κινείται το όχημα. Για το σκοπό αυτό, καταρχήν χρησιμοποιούμε το κέρδος μονίμου καταστάσεως της ταχύτητας εκτροπής ως προς τη γωνία των διευθυνόντων τροχών, όπως αυτό υπολογίζεται στις εξισώσεις (3.21) και (3.22) για το απλοποιημένο μοντέλο 2 βαθμών ελευθερίας (ποδηλάτου). Το κέρδος αυτό εξαρτάται από τη διαμήκη ταχύτητα του οχήματος και τη συμπεριφορά του (υποστροφική ή υπερστροφική).

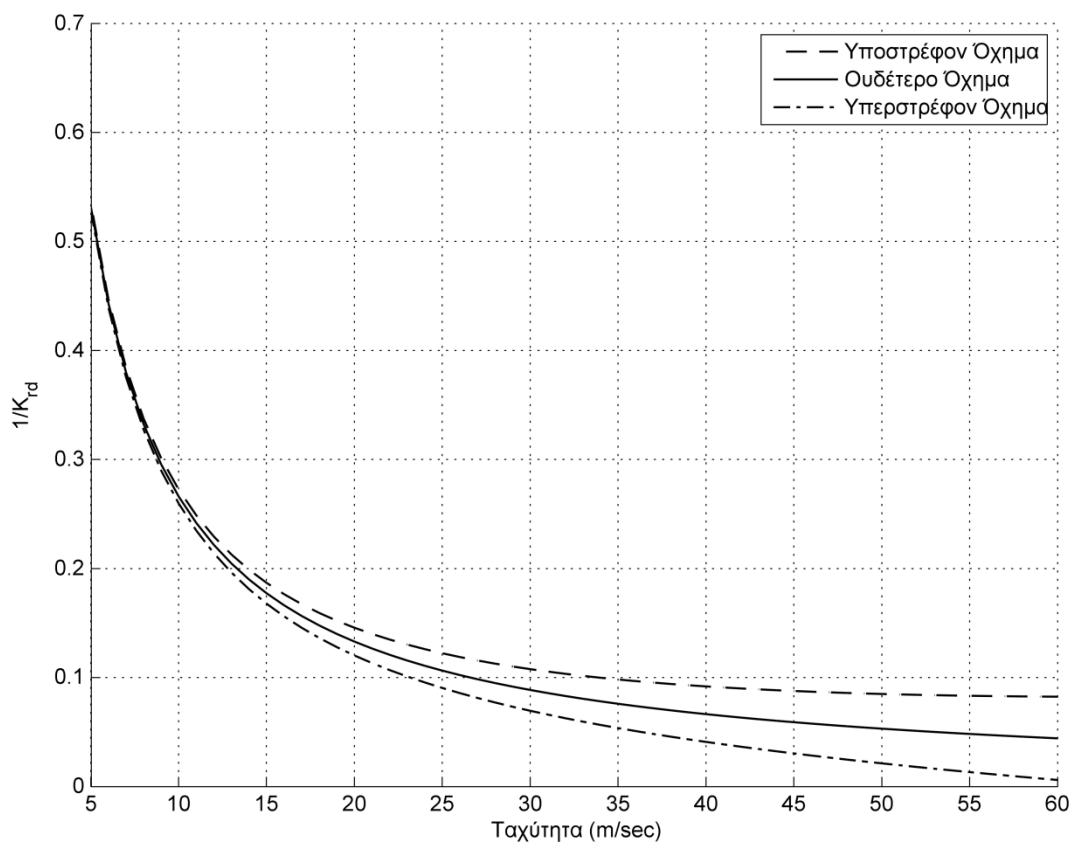
$$K_{rd} = \frac{r}{\delta} = \frac{U}{l \cdot (1 + K \cdot U^2)} \quad (3.21)$$

$$K = \frac{m}{l^2} \cdot \left(\frac{b}{C_1} - \frac{a}{C_2} \right) \quad (3.22)$$

Το K είναι ο συντελεστής ευστάθειας, m είναι η μάζα του οχήματος, l το μεταξόνιο του οχήματος, a και b οι αποστάσεις του εμπρός και πίσω άξονα αντίστοιχα από το κέντρο βάρους του οχήματος και C_1 και C_2 η στροφική στιβαρότητα των εμπρός και των πίσω ελαστικών. Ο συντελεστής ευστάθειας K υπολογίζεται για στατικό όχημα και δεν λαμβάνεται υπόψη η μεταφορά βάρους του οχήματος.

Για να λάβουμε υπόψη τον συντελεστή πρόσφυσης των ελαστικών με την επιφάνεια στην οποία κινείται το όχημα θα χρησιμοποιήσουμε τη σχέση που δίνει την τιμή κορεσμού της γωνίας των διευθυνόντων τροχών, όπως δίνεται από την εξίσωση (3.23), πέραν της οποίας οποιαδήποτε περαιτέρω αύξηση της γωνίας αυτής, δεν αυξάνει την πλευρική δύναμη που ασκείται στα ελαστικά, παρά μόνο την γωνία εφαρμογής της δύναμης αυτής. Το φαινόμενο αυτό γίνεται ιδιαίτερα αντιληπτό κατά την οδήγηση σε συνθήκες χαμηλής πρόσφυσης όπως σε πάγο ή βρεγμένο οδόστρωμα.

$$\delta_{sat} = \frac{\mu \cdot g \cdot l}{U^2} \quad (3.23)$$



Σχ. 3.2 – Προσαρμογή γωνίας διεύθυνσεως με βάση την ταχύτητα του οχήματος

Η έξοδος του ελεγκτού διεύθυνσεως είναι το άθροισμα των δύο επιμέρους εξόδων ελέγχου δ_ψ και δ_d , διαιρεμένο δια του συντελεστή προσαρμογής K_{rd} .

$$\delta = \frac{1}{K_{rd}} \cdot (\delta_\psi + \delta_d), \quad |\delta| \leq S_{sat} \cdot \delta_{sat} \quad (3.24)$$

Η επιρροή της διαμήκουσ ταχύτητας του οχήματος στον συντελεστή προσαρμογής $1/K_{rd}$, απεικονίζεται στο Σχ. 3.2 για ουδέτερο, υποστρέφον και υπερστρέφον όχημα.

3.5. Επιλογή παραμέτρων μοντέλου οδηγού

Η συμπεριφορά του μοντέλο οδηγού καθορίζεται από 3 παραμέτρους για τον ρυθμιστή διαμήκουσ ταχύτητας και 6 παραμέτρους για τον κατευθυντή γωνίας τιμονιού.

Αυτοί οι παράμετροι καθορίζουν την συμπεριφορά του εικονικού οδηγού και την απόδοση του. Ανάλογα με το όχημα και την επιθυμητή τροχιά, απαιτούνται διαφορετικές τιμές των παραμέτρων για να προσομοιώσουμε την επιθυμητή συμπεριφορά οδηγού. Ο αναλυτικός υπολογισμός των τιμών των παραμέτρων δεν είναι εφικτός, λόγω της μη γραμμικής συμπεριφοράς των οχημάτων ειδικά σε υψηλές επιταχύνσεις.

Κατευθυντής διαμήκουσ ταχύτητας

S_b	Συντελεστής προσαρμογής της απόστασης πέδησης
S_U	Συντελεστής προσαρμογής της διαμήκουσ ταχύτητας
K_U	Κέρδος ελέγχου της διαμήκουσ ταχύτητας

Κατευθυντής γωνίας τιμονιού

T_p	Χρόνος προεπισκόπησης
$[W_\psi]_{1 \times N_2}$	Πίνακας στάθμισης απόκλισης διεύθυνσης
$[W_d]_{1 \times N_2}$	Πίνακας στάθμισης απόκλισης θέσης
$K_{\psi,P}$	Αναλογικό κέρδος κατευθυντή απόκλισης διεύθυνσης
$K_{\psi,D}$	Διαφορικό κέρδος κατευθυντή απόκλισης διεύθυνσης
$K_{d,P}$	Αναλογικό κέρδος κατευθυντή απόκλισης θέσης
$K_{d,D}$	Διαφορικό κέρδος κατευθυντή απόκλισης θέσης

Οι παράμετροι μπορούν να επιλεγούν είτε δισαιθητικά είτε χρησιμοποιώντας ένα αλγόριθμο βελτιστοποίησης με σκοπό την ελαχιστοποίηση μιας κατάλληλα επιλεγμένης συνάρτησης ποινής, όπως περιγράφεται στο κεφάλαιο 5. Η συνάρτηση ποινής επιλέγεται με βάση την επιθυμητή

συμπεριφορά του οδηγού. Για παράδειγμα μπορούμε να επιλέξουμε να ελαχιστοποιήσουμε το χρόνο που απαιτείται από τον οδηγό για να διαγράψει μια επιθυμητή τροχιά ή να ελαχιστοποιήσουμε την απόκλιση του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά.

4. ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΛΕΓΧΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ

4.1. Μέτρηση και υπολογισμός μεταβλητών κατάστασης του οχήματος

Η υλοποίηση ενός συστήματος ελέγχου απαιτεί είτε την άμεση μέτρηση είτε τον έμμεσο υπολογισμό των μεταβλητών κατάστασης του οχήματος, οι οποίες θα χρησιμοποιηθούν για τον έλεγχο της δυναμικής συμπεριφοράς του. Η μέτρηση των μεταβλητών κατάστασης του οχήματος, για την χρήση στα συστήματα ελέγχου, αποτελεί μία σημαντική πρόκληση, καθώς απαιτείται η χρήση αισθητήρων χαμηλού κόστους ώστε να είναι δυνατή η χρήση τους σε οχήματα μαζικής παραγωγής.

Στη παρούσα διατριβή θεωρούμε ότι οι παρακάτω μεταβλητές κατάστασης του οχήματος μπορούν να μετρηθούν άμεσα με τη χρήση αισθητήρων (Robert Bosch GmbH. 2004).

Άμεσα μετρήσιμες μεταβλητές κατάστασης οχήματος

- Ω_i Ταχύτητα περιστροφής τροχών
- δ_f Γωνία διεύθυνσεως εμπρός τροχών
- r Ρυθμός εκτροπής οχήματος
- a_y Εγκάρσια επιτάχυνση οχήματος
- a_x Διαμήκης επιτάχυνση οχήματος

Με βάση αυτές τις μεταβλητές μπορούμε να προχωρήσουμε στον έμμεσο υπολογισμό των υπολοίπων μεταβλητών κατάστασης που απαιτούνται για τον έλεγχο του οχήματος.

Η διαμήκης ταχύτητα του οχήματος U , υπολογίζεται από το σύστημα ABS με δεδομένη την ταχύτητα περιστροφής των τροχών και την ροπή πέδησης ή κίνησης, που εφαρμόζεται στο τροχό και θεωρείται γνωστή.

Η εγκάρσια ταχύτητα του οχήματος V , υπολογίζεται από την εξίσωση (2.8), αν θεωρήσουμε τον ρυθμό κύλισης p μία τάξη μεγέθους μικρότερο του ρυθμού εκτροπής r .

$$a_y = \frac{dV}{dt} + U \cdot r \quad (4.1)$$

$$V = \int (a_y - U \cdot r) \cdot dt \quad (4.2)$$

Η γωνία πλαγιοπορείας β , υπολογίζεται συναρτήσει της διαμήκους και εγκάρσιας ταχύτητας του οχήματος.

$$\beta = a \tan\left(\frac{V}{U}\right) \quad (4.3)$$

Ο προσδιορισμός του συντελεστή πρόσφυσης της επιφάνειας επαφής των ελαστικοφόρων τροχών με το δρόμο $\mu_{x,y}$ είναι μια δύσκολη διαδικασία, για την οποία έχουν προταθεί διάφορες μέθοδοι (Arborio, Munaretto et al. 2000; Hahn, Rajamani et al. 2002; Wang, Alexander et al. 2004). Η εταιρεία Bosch (Robert Bosch GmbH. 2004), αναφέρει ότι ο συντελεστής πρόσφυσης υπολογίζεται συναρτήσει της διαμήκους και εγκάρσιας επιτάχυνσης, βάσει αλγορίθμου τον οποίο δεν αποκαλύπτει στη δημοσιευμένη βιβλιογραφία, που αφορά το σύστημα ESP. Στη παρούσα διατριβή, θεωρούμε ότι είναι εφικτός ο προσδιορισμός του συντελεστή πρόσφυσης με σχετική ακρίβεια. Σε περίπτωση που υπολογίζεται διαφορετικός συντελεστής πρόσφυσης ανάμεσα στους τροχούς του οχήματος, λαμβάνεται υπόψη ο δυσμενέστερος (ελάχιστος) συντελεστής $\mu_{x,y}$.

Έμμεσα υπολογίσιμες μεταβλητές κατάστασης οχήματος

U Διαμήκης ταχύτητα του οχήματος

V Εγκάρσια ταχύτητα του οχήματος

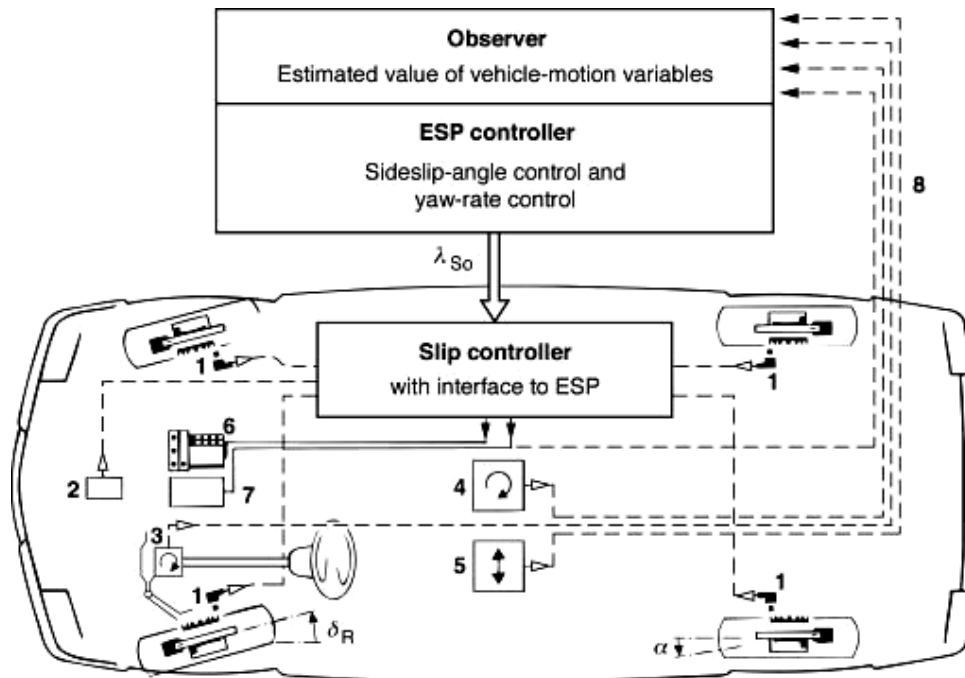
β Γωνία πλαγιοπορείας

$\mu_{x,y}$ Συντελεστής πρόσφυσης ελαστικών - δρόμου

4.2. Ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC)

4.2.1. Αρχές λειτουργίας

Το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (Electronic Stability Control - ESC) χρησιμοποιεί το σύστημα πέδησης, έχοντας τη δυνατότητα να εφαρμόσει ξεχωριστά ροπή πέδησης σε κάθε τροχό, έτσι ώστε να αναπτυχθεί η κατάλληλη ροπή εκτροπής και να ελεγχθεί η κίνηση του οχήματος με βάση τις επιθυμίες του οδηγού. Το ESC είναι σύστημα ελέγχου κλειστού βρόχου, στο οποίο η επιθυμητή συμπεριφορά του οχήματος υπολογίζεται με βάση τις επιλογές του οδηγού (γωνία διεύθυνσης τιμονιού) και στη συνέχεια συγκρίνεται με την πραγματική κατάσταση του οχήματος.



1 Αισθητήρες ταχύτητας τροχών, 2 Αισθητήρας πίεσης φρένων, 3 Αισθητήρας γωνίας τιμονιού, 4 Αισθητήρας ρυθμού εκτροπής, 5 Αισθητήρας εγκάρσιας επιτάχυνσης, 6 Έλεγχος συστήματος πέδησης, 7 Έλεγχος κινητήρα, 8 Συστήματα αισθητήρων.

Σχ. 4.1 - Διάγραμμα λειτουργίας συστήματος ESP (Robert Bosch GmbH. 2004)

Η βασική μεταβλητή κατάστασης του οχήματος, που θα ελεγχθεί είναι ο ρυθμός εκτροπής r , με δευτερεύουσα μεταβλητή ελέγχου την γωνία πλαγιοπορείας β . Ανάλογα με την υπολογιζόμενη διαφορά της πραγματικής από την επιθυμητή κατάσταση καθορίζεται η φορά και το μέγεθος της απαιτούμενης διορθωτικής επέμβασης και επιλέγεται ο τροχός και το μέγεθος

της ροπής πέδησης που θα επιβληθεί στο τροχό αυτό. Η λειτουργία του συστήματος ESC δεν είναι συνεχής, αλλά διακριτή με σταθερό ρυθμό υπολογισμού της επιθυμητής κατάστασης και επιβολής της διαφορικής ροπής πέδησης.

4.2.2. Υπολογισμός επιθυμητού ρυθμού εκτροπής

Για τον υπολογισμό του επιθυμητού ρυθμού εκτροπής (yaw rate) με βάση την γωνία διεύθυνσης των εμπρόσθιων τροχών, την οποία επιλέγει ο οδηγός, χρησιμοποιούμε το κέρδος μονίμου καταστάσεως της ταχύτητας εκτροπής ως προς τη γωνία των διευθύνοντων τροχών, όπως αυτό υπολογίζεται στην εξίσωση (4.4) για το απλοποιημένο μοντέλο 2 βαθμών ελευθερίας (ποδηλάτου) και προτείνεται στη βιβλιογραφία (Van Zanten 2002; Robert Bosch GmbH. 2004; Rajamani 2006).

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta} = \frac{U}{l \cdot (1 + K \cdot U^2)} \quad (4.4)$$

$$K = \frac{m}{l^2} \cdot \left(\frac{b}{C_1} - \frac{a}{C_2} \right) \quad (4.5)$$

Το K είναι ο συντελεστής ευστάθειας, όπως ορίστηκε στην εξίσωση (3.22).

Επιλύοντας την εξίσωση (4.4), υπολογίζουμε τον επιθυμητό ρυθμό εκτροπής:

$$\dot{\psi}_{des} = \delta_f \cdot \frac{U_x}{l \cdot (1 + K \cdot U_x^2)} \quad (4.6)$$

Για να αποφύγουμε περιπτώσεις όπου ο επιθυμητός ρυθμός εκτροπής, όπως αυτός επιλέγεται από τον οδηγό, υπερβαίνει τα όρια πρόσφυσης του οχήματος με το δρόμο και θέτει σε κίνδυνο την ευστάθεια του οχήματος, πρέπει να θέσουμε ένα ανώτατο όριο για το ρυθμό εκτροπής με βάση τον συντελεστή πρόσφυσης του οδοστρώματος (Van Zanten 2002).

$$|\dot{\psi}_{des}| \leq \frac{\mu_y \cdot g}{U_x} \quad (4.7)$$

4.2.3. Υπολογισμός επιθυμητής γωνίας πλαγιοπορείας

Για τον υπολογισμό της επιθυμητής γωνίας πλαγιοπορείας (slip angle) με βάση την γωνία στροφής των εμπρός τροχών που επιλέγει ο οδηγός, χρησιμοποιούμε το κέρδος μονίμου καταστάσεως της γωνίας πλαγιοπορείας

ως προς τη γωνία των διευθύνοντων τροχών, όπως αυτό υπολογίζεται στην εξίσωση (4.8) για το απλοποιημένο μοντέλο 2 βαθμών ελευθερίας (ποδηλάτου).

$$\frac{\beta}{\delta} = \frac{b}{l \cdot (1 + K \cdot U_x^2)} \cdot \left(1 - \frac{m \cdot a \cdot U_x^2}{b \cdot l \cdot C_2} \right) \quad (4.8)$$

Η επιθυμητή γωνία πλαγιοπορείας είναι:

$$\beta_{des} = \delta_f \cdot \frac{b}{l \cdot (1 + K \cdot U_x^2)} \cdot \left(1 - \frac{m \cdot a \cdot U_x^2}{b \cdot l \cdot C_2} \right) \quad (4.9)$$

Όπως και στην περίπτωση του ρυθμού εκτροπής, η μέγιστη απόλυτη τιμή επιθυμητής γωνίας πλαγιοπορείας πρέπει να περιοριστεί με βάση το συντελεστή πρόσφυσης του οδοστρώματος ώστε να αποφευχθεί αποσταθεροποίηση του οχήματος.

Στην βιβλιογραφία (Rajamani 2006), παρέχεται η εμπειρική σχέση (4.10) για την μέγιστη τιμή της γωνίας πλαγιοπορείας συναρτήσει του συντελεστή πρόσφυσης του οδοστρώματος.

$$|\beta_{des}| \leq \text{atan}(0,02 \cdot \mu_y \cdot g) \quad (4.10)$$

Από την σχέση αυτή προκύπτει μέγιστη απόλυτη τιμή για την γωνία πλαγιοπορείας 10 μοιρών για συντελεστή πρόσφυσης $\mu_y = 0,9$ και 4 μοιρών για συντελεστή πρόσφυσης $\mu_y = 0,35$.

4.2.4. Ελεγκτής διαφορικής πεδήσεως

Με βάση τις επιθυμητές τιμές του ρυθμού εκτροπής και της γωνίας πλαγιοπορείας όπως αυτές υπολογίστηκαν στις εξισώσεις (4.6), (4.7), (4.9) και (4.10), υπολογίζουμε την απόκλιση των πραγματικών από τις επιθυμητές τιμές.

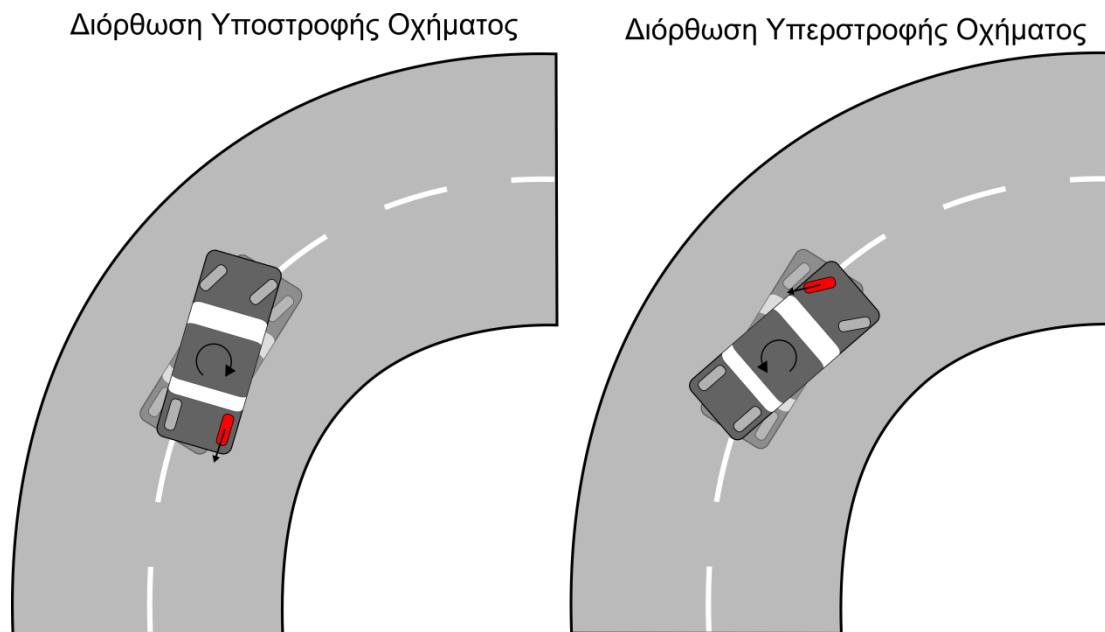
$$e_{\dot{\psi}} = \dot{\psi}_{des} - \dot{\psi} \quad (4.11)$$

$$e_{\beta} = \beta_{des} - \beta \quad (4.12)$$

Για τον υπολογισμό της μεταβλητής ελέγχου C_{ESC} θα χρησιμοποιήσουμε έναν αναλογικό κατευθυντή (Proportional controller) με κέρδη $K_{ESC,\dot{\psi}}$ και $K_{ESC,\beta}$, όπως φαίνεται στην εξίσωση (4.13).

$$C_{ESC} = K_{ESC,\dot{\psi}} \cdot e_{\dot{\psi}} + K_{ESC,\beta} \cdot e_{\beta}, -1 \leq C_{ESC} \leq 1 \quad (4.13)$$

Η μεταβλητή ελέγχου C_{ESC} καθορίζει το μέγεθος και την φορά της ροπής εκτροπής, που πρέπει να αναπτυχθεί από το σύστημα ESC μέσω της εφαρμογής διαφορικής πεδήσεως, ώστε να επιτευχθεί ο έλεγχος του ρυθμού εκτροπής και της γωνίας πλαγιοπορείας. Η διαφορική πέδηση θα εφαρμόζεται είτε στον εμπρόσθιο άξονα, σε περίπτωση που το όχημα υπερστρέφει, είτε στον οπίσθιο άξονα, σε περίπτωση που το όχημα υποστρέφει, όπως απεικονίζεται στο Σχ. 4.2. Ως κριτήριο για να καθορίσουμε εάν το όχημα υπερστρέφει ή υποστρέφει, επιλέγουμε, το αν η μεταβλητή ελέγχου C_{ESC} , έχει την ίδια ή αντίθετη φορά με την γωνία διεύθυνσης των τροχών όπως αυτή επιλέγεται από το οδηγό. Σε περίπτωση που η φορά είναι η ίδια θεωρούμε ότι η εκτροπή του οχήματος υπολείπεται της επιθυμίας του οδηγού και άρα το όχημα υποστρέφει, ενώ αν είναι αντίθετη, θεωρούμε ότι η εκτροπή του οχήματος υπερβαίνει την επιθυμία του οδηγού και άρα το όχημα υπερστρέφει.



Σχ. 4.2 - Λειτουργία ESC σε περιπτώσεις υποστροφής και υπερστροφής του οχήματος

Στην περίπτωση που το όχημα υπερστρέφει, εφαρμόζεται διαφορική πέδηση στον εμπρόσθιο άξονα του οχήματος και οι μεταβλητές ελέγχου πεδήσεως των τροχών είναι:

$$\begin{aligned}
C_{b,1} &= C_b - C_{ESC} \\
C_{b,2} &= C_b + C_{ESC} \\
C_{b,3} &= C_b \\
C_{b,4} &= C_b
\end{aligned}
, \alpha \nu C_{ESC} \cdot \delta_f < 0 \quad (4.14)$$

Στην περίπτωση που το όχημα υποστρέφει, εφαρμόζεται διαφορική πέδηση στον οπίσθιο άξονα του οχήματος και οι μεταβλητές ελέγχου πεδήσεως των τροχών είναι:

$$\begin{aligned}
C_{b,1} &= C_b \\
C_{b,2} &= C_b \\
C_{b,3} &= C_b - C_{ESC} \\
C_{b,4} &= C_b + C_{ESC}
\end{aligned}
, \alpha \nu C_{ESC} \cdot \delta_f > 0 \quad (4.15)$$

Όταν το σύστημα ESC δεν επεμβαίνει τότε η μεταβλητή ελέγχου πεδήσεως κάθε τροχού $C_{b,i}$ ισούται με τη μεταβλητή ελέγχου επιβραδύνσεως C_b , όπως αυτή επιλέγεται από τον οδηγό.

Σε όλες τις περιπτώσεις ισχύει:

$$0 \leq C_{b,1}, C_{b,2}, C_{b,3}, C_{b,4} \leq 1 \quad (4.16)$$

4.2.5. Συνθήκες επέμβασης του συστήματος ESC

Η επέμβαση του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC πρέπει να περιορίζεται στον απολύτως αναγκαίο βαθμό. Η συχνή επέμβαση του συστήματος ESC προκαλεί αναστάτωση στο μέσο οδηγό, καθώς του δημιουργεί το αίσθημα ότι δεν ελέγχει ο ίδιος πλήρως το όχημα και ότι ένα ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου τον περιορίζει από την πλήρη αξιοποίηση των δυνατοτήτων του οχήματος. Επίσης μπορεί να προκαλέσει υπερθέρμανση και φθορά του συστήματος πεδήσεως του οχήματος, αυξάνει την φθορά των ελαστικών και την κατανάλωση καυσίμου. Για να επιτύχουμε την ενεργοποίηση του συστήματος ESC, μόνο όταν είναι απαραίτητο, αρχικά ορίζουμε ουδέτερες ζώνες (dead zones) για τις αποκλίσεις του ρυθμού εκτροπής $e_{\dot{\psi}}$ και της γωνίας πλαγιοπορείας e_{β} , από τις επιθυμητές τιμές, ώστε να αποφευχθεί η επέμβαση του συστήματος ESC για μικρές αποκλίσεις.

$$|e_{\dot{\psi}}| > D_{\dot{\psi}} \quad (4.17)$$

$$|e_{\beta}| > D_{\beta} \quad (4.18)$$

Ακόμη και όταν η απόκλιση των επιθυμητών από τις πραγματικές τιμές υπερβαίνει τις ουδέτερες ζώνες που ορίσαμε, η επέμβαση του συστήματος ESC δεν κρίνεται απαραίτητη εφόσον το όχημα δεν προσεγγίζει τις τιμές κορεσμού των δυνάμεων των ελαστικοφόρων τροχών, δηλαδή δεν βρίσκεται εντός της επικίνδυνης περιοχής δυναμικής συμπεριφοράς, στην οποία ο έλεγχος από το μέσο οδηγό καθίσταται δύσκολος έως αδύνατος.

Η περιοχή αυτή καθορίζεται από την εγκάρσια επιτάχυνση του οχήματος και τον συντελεστή πρόσφυσης των ελαστικοφόρων τροχών με το δρόμο. Θεωρούμε ότι το σύστημα ESC πρέπει να επεμβαίνει όταν η απόλυτη τιμή της πλευρικής επιτάχυνσης του οχήματος a_y υπερβαίνει ένα ποσοστό της μέγιστης πλευρικής επιτάχυνσης $a_{y,max}$, που μπορεί να αναπτύξει το όχημα, με δεδομένη τη μέγιστη πλευρική δύναμη που μπορούν να αναπτύξουν οι ελαστικοφόροι τροχοί. Το ποσοστό αυτό, καθορίζεται από το συντελεστή προσαρμογής $S_{ESC,y}$ για την εγκάρσια λειτουργία του ESC, όπως φαίνεται στην εξίσωση (4.19).

$$|a_y| > S_{ESC,y} \cdot a_{y,max} \quad (4.19)$$

$$a_{y,max} = \mu_y \cdot g = (p_{Dy1} + p_{Dy2} \cdot df_z) \cdot \lambda_{\mu_y} \cdot g \quad (4.20)$$

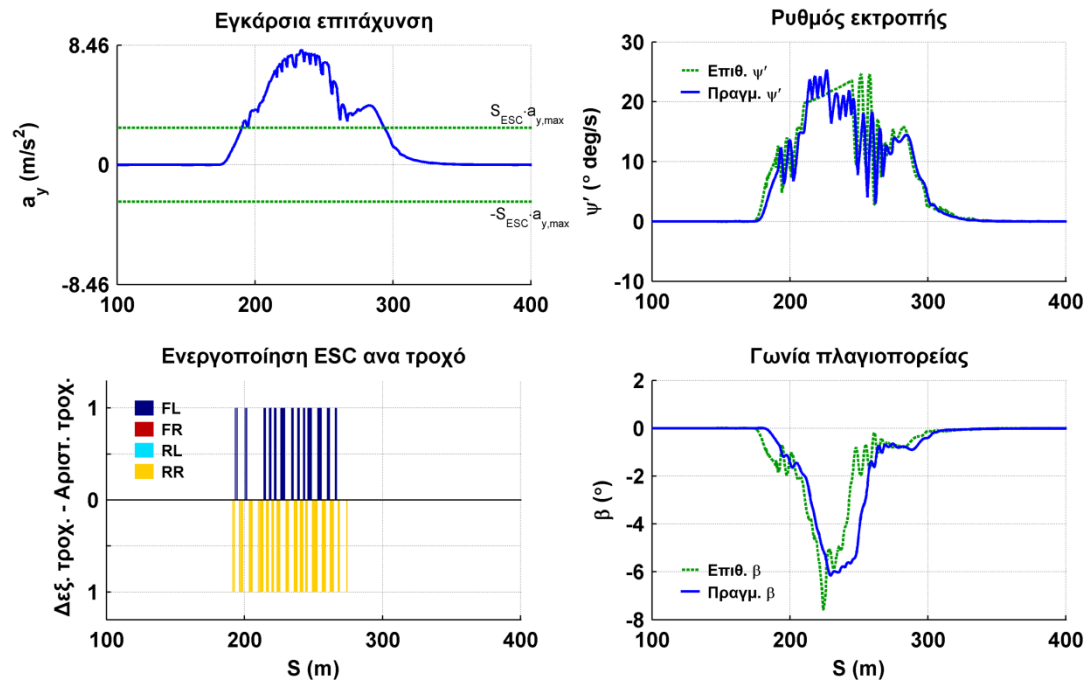
Η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση $a_{y,max}$ έχει υπολογιστεί στην εξίσωση (3.6) για τις ανάγκες του μοντέλου οδηγού. Ο συντελεστής $S_{ESC,y}$ και οι ουδέτερες ζώνες D_{ψ} και D_{β} αποτελούν παραμέτρους λειτουργίας του συστήματος ESC και ο ακριβής προσδιορισμός τους για κάθε περίπτωση θα γίνεται μέσω της διαδικασίας βελτιστοποίησης.

Στο Σχ. 4.3 απεικονίζεται η λειτουργία του ESC κατά την διάρκεια μίας εγκάρσιας αλλαγής πορείας του οχήματος, με συντελεστή προσαρμογής

$$S_{ESC,y} = 0,30 \quad \text{και} \quad \text{ουδέτερες ζώνες} \quad D_{\psi} = 2,5 \frac{\text{deg}}{\text{sec}} \quad \text{και} \quad D_{\beta} = 0,5 \text{ deg}.$$

Παρατηρούμε ότι το σύστημα ESC ενεργοποιείται όταν η απόλυτη τιμή της πλευρικής επιτάχυνσης a_y ξεπερνά τα $2,53 \frac{m}{\text{sec}^2}$, δηλαδή το 30% της μέγιστης πλευρικής επιτάχυνσης $a_{y,max}$, που μπορεί να αναπτύξει το όχημα και

οι αποκλίσεις του ρυθμού εκτροπής $e_{\dot{\psi}}$ και της γωνίας πλαγιοπορείας e_{β} υπερβαίνουν τις ουδέτερες ζώνες.



Σχ. 4.3 - Συνθήκες ενεργοποίησης συστήματος ESC

4.3. Σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS)

4.3.1. Αρχές λειτουργίας

Το σύστημα τετραδιεύθυνσης (four wheel steering) ελέγχει τη γωνία διεύθυνσης των οπίσθιων τροχών του οχήματος, συναρτήσσει των επιλογών του οδηγού και της δυναμικής κατάστασης του οχήματος. Η στροφή των οπίσθιων τροχών με αντίθετη φορά προς τους εμπρός τροχούς μειώνει την ακτίνα στροφής του οχήματος και βελτιώνει την ευελιξία του (Spentzas, Alk hazali et al. 2001b), σε κινηματικές συνθήκες, όταν δηλαδή η συμπεριφορά του οχήματος είναι γραμμική. Η στροφή των οπίσθιων τροχών κατά την ίδια φορά με τους εμπρός τροχούς, μειώνει την γωνία ολίσθησης και βελτιώνει τη σταθερότητα του, κατά την αλλαγή πορείας, σε υψηλές ταχύτητες, όταν το όχημα βρίσκεται στην περιοχή μη γραμμικής συμπεριφοράς. Το σύστημα τετραδιεύθυνσης σε αντίθεση με το σύστημα ESC δεν επεμβαίνει με διακριτό τρόπο, μόνο σε ορισμένες στιγμές, ώστε να διορθώσει την απόκλιση του οχήματος από την επιθυμητή κατάσταση, αλλά λειτουργεί συνεχώς, βελτιώνοντας τα χαρακτηριστικά συμπεριφοράς του οχήματος.

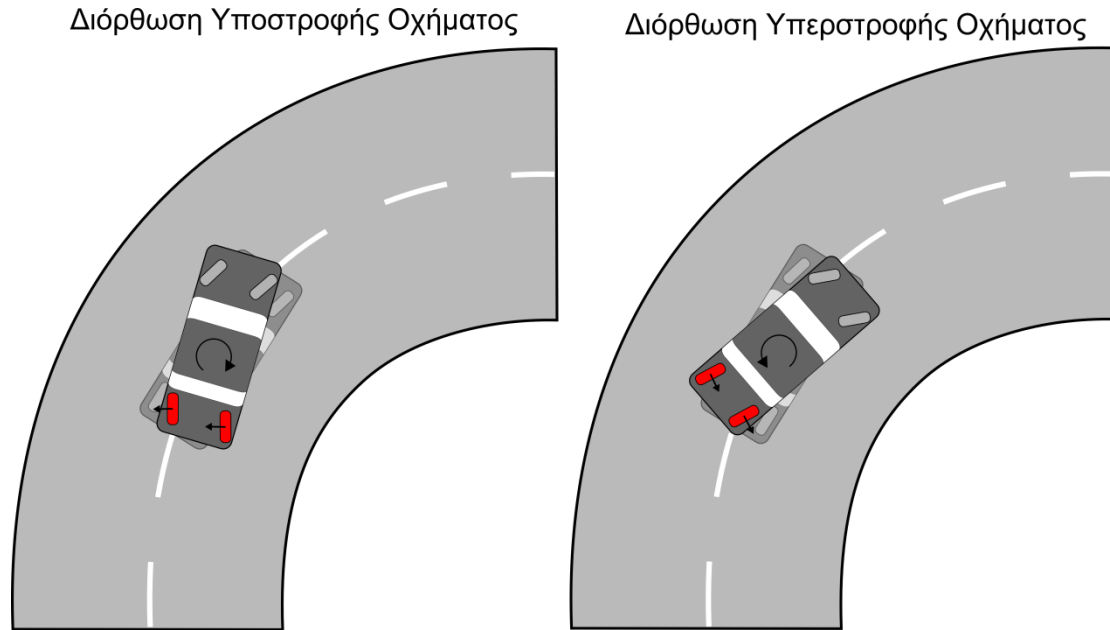
4.3.2. Αλγόριθμος υπολογισμού γωνίας διευθύνσεως οπίσθιων τροχών

Στις περισσότερες υλοποιήσεις του συστήματος τετραδιεύθυνσης χρησιμοποιείται ένας λόγος αναλογίας της γωνίας διευθύνσεως των οπίσθιων τροχών προς την γωνία διευθύνσεως των εμπρός τροχών, ο οποίος μεταβάλλεται ανάλογα με τη ταχύτητα του οχήματος, έτσι ώστε να προσφέρει αυξημένη ευελιξία στις χαμηλές ταχύτητες και μείωση της γωνίας πλαγιοπορείας και μεγαλύτερη σταθερότητα στις υψηλές ταχύτητες.

Στη παρούσα διατριβή θα χρησιμοποιήσουμε δύο ελεγκτές για τον υπολογισμό της γωνία διευθύνσεως των οπίσθιων τροχών.

Ο πρώτος ελεγκτής θα είναι κλειστού βρόγχου, στον οποίο θα χρησιμοποιήσουμε την απόκλιση της επιθυμητής από τον οδηγό κατάστασης του οχήματος, από την πραγματική κατάσταση του οχήματος, όπως υπολογίστηκε για τις ανάγκες του συστήματος ESC στο κεφάλαιο 4.2. Όπως φαίνεται στο Σχ. 4.4, όταν οι οπίσθιοι τροχοί στρέφονται σε αντίθετη φορά

από τους εμπρός, αυξάνεται ο ρυθμός εκτροπής του οχήματος και μπορεί να διορθωθούν φαινόμενα υποστροφής του οχήματος, ενώ όταν οι οπίσθιοι τροχοί στρέφονται με την ίδια φορά με τους εμπρός, μειώνεται ο ρυθμός εκτροπής του οχήματος και μπορεί να διορθωθούν φαινόμενα υπερστροφής του οχήματος.



Σχ. 4.4 - Λειτουργία 4WS σε περιπτώσεις υποστροφής και υπερστροφής του οχήματος
 Συγκεκριμένα για την υλοποίηση του ελεγκτή κλειστού βρόγχου, θα χρησιμοποιήσουμε ως μεταβλητές ελέγχου την απόκλιση του ρυθμού εκτροπής $e_{\dot{\psi}}$, όπως υπολογίστηκε στην εξίσωση (4.11) και την απόκλιση της γωνία πλαγιοπορείας e_{β} , όπως υπολογίστηκε στην εξίσωση (4.12) και έναν αναλογικό κατευθυντή (Proportional controller) με κέρδη $K_{\delta_{r,\dot{\psi}}}$ και $K_{\delta_{r,\beta}}$, όπως φαίνεται στην εξίσωση (4.21).

$$\delta_{r,c} = K_{\delta_{r,\dot{\psi}}} \cdot e_{\dot{\psi}} + K_{\delta_{r,\beta}} \cdot e_{\beta} \quad (4.21)$$

Ο δεύτερος ελεγκτής θα είναι ανοιχτού βρόγχου και θα υπολογίζει τη γωνία διεύθυνσεως των οπίσθιων τροχών ως γραμμική συνάρτηση της γωνίας διεύθυνσεως των εμπρός τροχών και του ρυθμού μεταβολή αυτής (Spentzas, Alkhazali et al. 2001a).

$$\delta_{r,o} = K_{\delta_{r,pf}} \cdot \delta_f + K_{\delta_{r,df}} \cdot \frac{d\delta_f}{dt} \quad (4.22)$$

Οι συντελεστές $K_{\delta_r, \psi}$, $K_{\delta_r, \beta}$, $K_{\delta_r, pf}$ και $K_{dr, df}$, είναι σταθεροί και επιλέγονται μέσω της διαδικασίας βελτιστοποίησης. Οι τιμές των συντελεστών αυτών καθορίζουν το ποσοστό επιρροής του κάθε ελεγκτή στο τελικό αποτέλεσμα. Τελικά η γωνία διεύθυνσεως των οπίσθιων τροχών θα είναι το άθροισμα των εξόδων των δύο ελεγκτών κλειστού και ανοιχτού βρόγχου.

$$\delta_r = \delta_{r,c} + \delta_{r,o}, \quad |\delta_r| < 5^\circ \text{ deg} \quad (4.23)$$

Ο περιορισμός της γωνίας διεύθυνσεως των οπίσθιων τροχών στις 5° μοίρες, οφείλεται σε κατασκευαστικούς λόγους, οι οποίοι καθιστούν μη πρακτική τη χρήση μεγαλύτερων γωνιών για το οπίσθιο σύστημα διεύθυνσης.

5. ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΔΙΑΝΥΣΜΑΤΟΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ

Η επιλογή των παραμέτρων του μοντέλου εικονικού οδηγού και των συστημάτων ελέγχου του οχήματος (τετραδιεύθυνση και ESC), δεν είναι δυνατή να γίνει με αναλυτικές μεθόδους, όπως έχει αναφερθεί και στα ανωτέρω κεφάλαια, λόγω της μη γραμμικής φύσεως του δυναμικού συστήματος, καθώς και του πλήθους των πιθανών συνδυασμών των παραμέτρων. Για το σκοπό αυτό απαιτείται η χρήση μιας μεθόδου παραμετρικής βελτιστοποίησης για την επιλογή του βέλτιστου διανύσματος παραμέτρων.

5.1. Αντικειμενική συνάρτηση

Η αξιολόγηση του κάθε διανύσματος παραμέτρων γίνεται μέσω της αντικειμενικής συνάρτησης L (objective function), την οποία επιδιώκουμε να ελαχιστοποιήσουμε μέσω της διαδικασίας βελτιστοποίησης. Η γενική μορφή της αντικειμενικής συναρτήσεως φαίνεται στην εξίσωση (5.1):

$$L(\mathbf{P}) = I(\mathbf{P}) + g(\mathbf{P}) = \text{Minimum} \quad (5.1)$$

όπου $\mathbf{P} = p_1, p_2, \dots, p_N$, είναι το διάνυσμα παραμέτρων.

Η συνάρτηση του δείκτη βελτιστοποίησης $I(\mathbf{P})$ θεωρούμε ότι χαρακτηρίζει την συμπεριφορά του οχήματος. Η συνάρτηση ανισοτικών περιορισμών $g(\mathbf{P})$ επιλέγεται ώστε να λαμβάνει μηδενική τιμή όταν επαληθεύονται οι περιορισμοί που έχουμε επιλέξει.

$$g(\mathbf{P}) = \begin{cases} g(\mathbf{P}) & \text{if } g(\mathbf{P}) > 0 \\ 0 & \text{if } g(\mathbf{P}) \leq 0 \end{cases} \quad (5.2)$$

Οι συναρτήσεις $I(\mathbf{P})$ και $g(\mathbf{P})$, μπορούν να αποτελούν άθροισμα περισσότερων από μίας συναρτήσεων, περίπτωση στην οποία, μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε συντελεστές για τον καθορισμό της βαρύτητας κάθε δείκτη βελτιστοποίησης και ανισοτικού περιορισμού στην αντικειμενική συνάρτηση.

$$I(\mathbf{P}) = \sum_{k=1}^K \lambda_k \cdot I_k(\mathbf{P}) \quad (5.3)$$

$$g(\mathbf{P}) = \sum_{k=1}^K \lambda_k \cdot g_k(\mathbf{P}) \quad (5.4)$$

5.1.1. Δείκτες βελτιστοποίησης $I(\mathbf{P})$

Όπως αναφέραμε για την αξιολόγηση του κάθε διανύσματος παραμέτρων απαιτείται ο ορισμός ενός δείκτη βελτιστοποίησης $I(\mathbf{P})$, ο οποίος θα είναι αντιπροσωπευτικός των επιδόσεων του συστήματος που επιθυμούμε να βελτιστοποιήσουμε.

Ακολουθώς περιγράφονται κάποιοι ενδεικτικοί δείκτες βελτιστοποίησης που θα χρησιμοποιήσουμε στις αριθμητικές εφαρμογές για την βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού και των συστημάτων ελέγχου (τετραδιεύθυνση, ESC). Σε συγκεκριμένες δοκιμές μπορούν να χρησιμοποιηθούν και άλλοι δείκτες βελτιστοποίησης οι οποίοι θα περιγραφούν στο αντίστοιχο κεφάλαιο.

Χρόνος ολοκλήρωσης της επιθυμητής διαδρομής I_t

Ο χρόνος, ο οποίος απαιτείται, για την ολοκλήρωση μιας επιθυμητής διαδρομής, αποτελεί το απλούστερο και πιο συνηθισμένο κριτήριο για την αξιολόγηση της επίδοσης του συστήματος όχημα - οδηγός. Η ελαχιστοποίηση του χρόνου ολοκλήρωσης της διαδρομής, συνεπάγεται την μεγιστοποίηση της μέσης ωριαίας ταχύτητας του οχήματος κατά μήκος της διαδρομής.

$$I_t = t_{end} \quad (5.5)$$

Μέση και μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή διαδρομή I_{dev}

Η απόκλιση από την επιθυμητή διαδρομή, αποτελεί ένα σημαντικό κριτήριο αξιολόγησης της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος και του οδηγού.

Η απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά σε μια στροφή μπορεί να διαχωριστεί σε δύο περιπτώσεις. Η πρώτη περίπτωση είναι η απόκλιση προς το εσωτερικό της στροφής. Η απόκλιση αυτή μπορεί να χαρακτηριστεί "αβλαβής" και χρησιμοποιείται από τον οδηγό ώστε να μειωθεί η καμπυλότητα της τροχιάς που ακολουθεί το όχημα. Στις περισσότερες περιπτώσεις η απόκλιση αυτή μπορεί να αγνοηθεί καθώς αποτελεί επιλογή του οδηγού και δεν φανερώνει αδυναμία του οχήματος να ακολουθήσει την επιθυμητή από τον οδηγό τροχιά, αρκεί φυσικά το όχημα να παραμένει μέσα στα όρια του δρόμου. Η δεύτερη περίπτωση είναι η απόκλιση προς το εξωτερικό της στροφής. Στη περίπτωση αυτή η απόκλιση μπορεί να χαρακτηριστεί αρνητική και ένδειξη αδυναμίας του οχήματος και του οδηγού να ακολουθήσει την

επιθυμητή τροχιά, συνήθως λόγω της υπέρβασης των ορίων πλευρικής πρόσφυσης του οχήματος.

Για τον καθορισμό της απόκλισης του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά και τον διαχωρισμό των δύο περιπτώσεων (εσωτερικό ή εξωτερικό της στροφής) χρησιμοποιούμε τον πρώτο όρο $e_{d,1}$ του πίνακα αποκλίσεως θέσης $[e_{d,i}]_{N \times 1}$ του μοντέλου οδηγού όπως αυτός ορίστηκε στην εξίσωση (3.19) και την τιμή καμπυλότητας k_t , όπως αυτή ορίζεται στον πίνακα περιγραφής της επιθυμητής διαδρομής.

Για τον διαχωρισμό της θέσης του οχήματος στο εσωτερικό ή το εξωτερικό μιας στροφής χρησιμοποιούμε το γινόμενο της απόκλισης επί την καμπυλότητα. Όταν οι δύο όροι $e_{d,1}$ και k_t , είναι ετερόσημοι και άρα το γινόμενο είναι αρνητικό, τότε το όχημα βρίσκεται στο εσωτερικό της στροφής. Όταν οι δύο όροι είναι ομόσημοι και άρα το γινόμενο είναι θετικό, τότε το όχημα βρίσκεται στο εξωτερικό της στροφής.

Όταν το όχημα βρίσκεται σε ευθεία, δηλαδή η καμπυλότητα του δρόμου k_t είναι πολύ μικρή (π.χ. μικρότερη από 0,001), η απόκλιση από την επιθυμητή διαδρομή, όταν δεν υπερβαίνει μια τιμή $e_{d,lim}$, που ορίζουμε κατά περίπτωση, μπορεί να θεωρηθεί ότι δεν συνεισφέρει στον δείκτη βελτιστοποίησης.

Οι ανωτέρω περιπτώσεις περιγράφονται στην εξίσωση (5.6).

$$I_{dev} = \begin{cases} |e_{d,1}|, & (e_{d,1} \cdot k_t > 0) \text{ ή } (e_{d,1} > e_{d,lim} \text{ και } k_t < 0,001) \\ 0, & (e_{d,1} \cdot k_t < 0) \text{ ή } (e_{d,1} < e_{d,lim} \text{ και } k_t < 0,001) \end{cases} \quad (5.6)$$

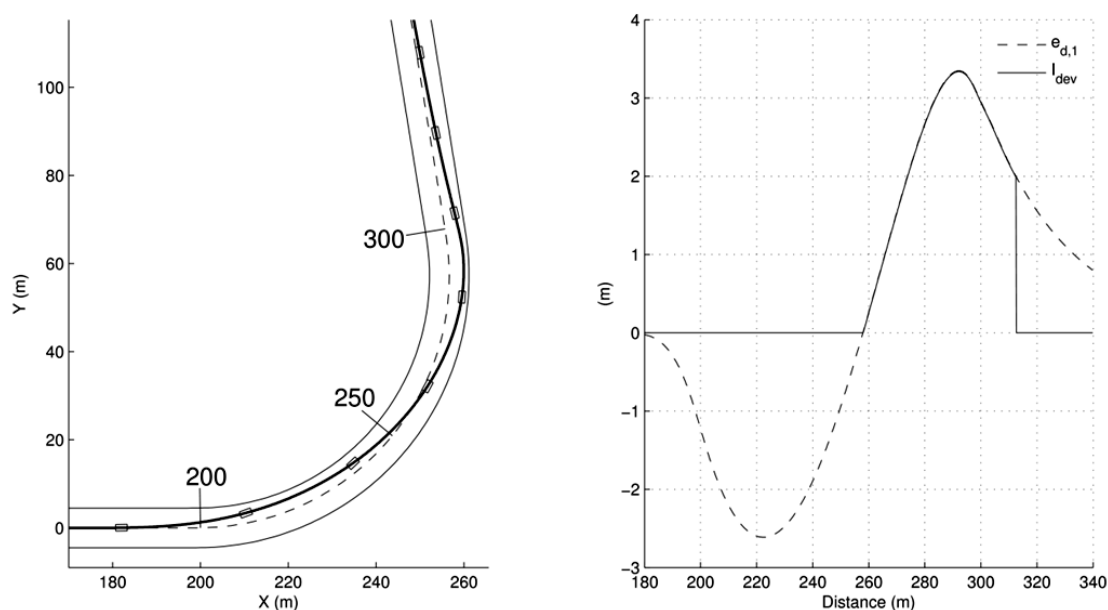
Η μέση τιμή του δείκτη βελτιστοποίησης $I_{dev,mean}$ και η μέγιστη τιμή του δείκτη βελτιστοποίησης $I_{dev,max}$, μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως δείκτες βελτιστοποίησης, ανάλογα με τις ανάγκες της δοκιμής.

$$I_{dev,mean} = mean(I_{dev}) \quad (5.7)$$

$$I_{dev,max} = \max(I_{dev}) \quad (5.8)$$

Στο Σχ. 5.1 απεικονίζεται ένα παράδειγμα υπολογισμού του δείκτη βελτιστοποίησης I_{dev} για μία στροφή σταθερής καμπυλότητας $k_t = 0,0175$ στο διάστημα 200 έως 300 μέτρα. Όπως παρατηρούμε στο διάστημα από 200 έως 260 μέτρα, το όχημα παραμένει στο εσωτερικό της στροφής και ο δείκτης

βελτιστοποίησης I_{dev} παραμένει μηδέν. Όταν το όχημα διαγράφει τροχιά στο εξωτερικό της στροφής από 260 έως 300 μέτρα, ο δείκτης βελτιστοποίησης λαμβάνει την τιμή $|e_{d,1}|$. Τέλος όταν το όχημα κινείται στην ευθεία μετά τα 300 μέτρα ο δείκτης βελτιστοποίησης I_{dev} λαμβάνει την τιμή $|e_{d,1}|$ όσο αυτή υπερβαίνει το όριο $e_{d,lim}$, το οποίο στο συγκεκριμένο παράδειγμα είναι $e_{d,lim} = 2m$, ενώ στη συνέχεια μηδενίζεται.



Σχ. 5.1 - Δείκτης απόκλισης από την επιθυμητή διαδρομή I_{dev}

Στις δοκιμές ανοιχτού βρόγχου, επειδή δεν ορίζεται συγκεκριμένη διαδρομή, ώστε να γίνει διαχωρισμός μεταξύ εσωτερικού και εξωτερικού της στροφής η απόκλιση από την επιθυμητή διαδρομή υπολογίζεται σε κάθε περίπτωση.

$$I_{dev,mean} = mean(|e_{d,1}|) \quad (5.9)$$

$$I_{dev,max} = \max(|e_{d,1}|) \quad (5.10)$$

Ταχύτητα οχήματος I_{sp}

Η ταχύτητα του οχήματος σε ένα ή περισσότερα σημεία κατά μήκος της επιθυμητής διαδρομής, αποτελεί κριτήριο αξιολόγησης, ειδικά για δοκιμές όπως η διπλή αλλαγή λωρίδας ή αποφυγή εμποδίου, όπου η ταχύτητα εισόδου στην δοκιμή αποτελεί το σημαντικότερο κριτήριο αξιολόγησης της επίδοσης ενός οχήματος. Ανάλογα με το αν επιθυμούμε την μεγιστοποίηση ή

την ελαχιστοποίηση της ταχύτητας σε ένα σημείο επιλέγουμε αντίστοιχα αρνητικό ή θετικό πρόσημο κατά τον υπολογισμό του δείκτη βελτιστοποίησης. Ο δείκτης βελτιστοποίησης I_{sp} , υπολογίζεται από τον άθροισμα της ταχύτητας του οχήματος στα σημεία που θα επιλέξουμε.

$$I_{sp} = \sum_{n=1}^N \pm U_n \quad (5.11)$$

Απόκλιση ρυθμού εκτροπής και γωνίας πλαγιοπορείας από τις επιθυμητές τιμές $I_{\beta, \dot{\psi}, des}$

Ο επιθυμητός ρυθμός εκτροπής και η επιθυμητή γωνία πλαγιοπορείας, έχουν οριστεί στις εξισώσεις (4.6) και (4.9), αντίστοιχα. Η διαφορά μεταξύ των επιθυμητών και των πραγματικών τιμών, θα χρησιμοποιηθεί ως κριτήριο αξιολόγησης των παραμέτρων των συστημάτων ελέγχου της δυναμικής συμπεριφοράς οχήματος.

$$I_{\beta, \dot{\psi}, des} = mean\left(\left(|\dot{\psi} - \dot{\psi}_{des}|\right) + \left(|\beta - \beta_{des}|\right)\right) \quad (5.12)$$

5.1.2. Ανισοτικοί περιορισμοί $g(P)$

Οι ανισοτικοί περιορισμοί χρησιμοποιούνται στη διαδικασία βελτιστοποίησης έτσι ώστε να διασφαλιστεί ότι οι επιλεγμένες λύσεις θα ικανοποιούν κάποιες επιθυμητές συνθήκες.

Ολοκλήρωση επιθυμητής διαδρομής g_s

Η ολοκλήρωση του συνόλου της απόστασης της επιθυμητής τροχιάς όπως αυτή ορίζεται κατά τα αναφερόμενα στο κεφάλαιο 3.2, είναι η βασική συνθήκη που πρέπει να ικανοποιεί ένα διάνυσμα παραμέτρων. Σε συνδυασμό με τις συνθήκες τερματισμού της δοκιμής πριν ολοκληρωθεί η επιθυμητή διαδρομή, όπως αυτά περιγράφονται στο επόμενο κεφάλαιο, τα διανύσματα παραμέτρων ελέγχονται για την εγκυρότητα τους.

Αν η διαφορά της τελευταίας τιμής της απόστασης που καλύπτει το όχημα κατά μήκος της επιθυμητής τροχιάς με την συνολική απόσταση της επιθυμητής τροχιάς είναι μικρότερη από μια ορισμένη τιμή (π.χ. 1 m), τότε θεωρούμε ότι το όχημα έχει ολοκληρώσει την επιθυμητή διαδρομή και ο ανισοτικός περιορισμός g_s λαμβάνει τη τιμή μηδέν, ενώ σε διαφορετική

περίπτωση ισούται με το γινόμενο της διαφοράς της διανυθείσας απόστασης από την επιθυμητή, επί ένα συντελεστή ποινής.

$$g_s = \begin{cases} 1000 \cdot |s_{end} - s_{t,end}| & \text{if } |s_{end} - s_{t,end}| > 1m \\ 0 & \text{if } |s_{end} - s_{t,end}| < 1m \end{cases} \quad (5.13)$$

Υπέρβαση επιθυμητού χρόνου ολοκλήρωσης της διαδρομής g_t

Σε ορισμένες περιπτώσεις δεν θεωρούμε ότι χρόνος ολοκλήρωσης της διαδρομής πρέπει να αποτελεί δείκτη αξιολόγησης όπως αναφέρθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, αλλά επιθυμούμε να μην υπερβαίνει έναν ορισμένο χρόνο t_{des} .

$$g_s = \begin{cases} t_{end} - t_{des} & \text{if } t_{end} > t_{des} \\ 0 & \text{if } t_{end} < t_{des} \end{cases} \quad (5.14)$$

5.1.3. Συνθήκες τερματισμού δοκιμής

Οι συνθήκες τερματισμού μίας δοκιμής, διασφαλίζουν την διακοπή μιας δοκιμής όταν παραβιάζονται κάποιες βασικές συνθήκες που πρέπει να ισχύουν ώστε να θεωρηθεί μια δοκιμή έγκυρη και τα αποτελέσματα της αποδεκτά.

Υπέρβαση ορίων δρόμου

Η υπέρβαση από το όχημα των ορίων του δρόμου, όπως αυτός έχει οριστεί, αποτελεί συνθήκη τερματισμού μίας δοκιμής. Η συνθήκη αυτή εφαρμόζεται και σε πραγματικές δοκιμές δυναμικής οχημάτων, όπου μια διαδρομή οριοθετείται, συνήθως με πλαστικές κορύνες, ώστε η πιθανή υπέρβαση των ορίων, να έχει όσο το δυνατόν λιγότερες συνέπειες.

Στη παρούσα διατριβή θα ακολουθήσουμε δύο μεθόδους ελέγχου πιθανής υπέρβασης από το όχημα των ορίων του δρόμου, ανάλογα με τις απαιτήσεις ακρίβειας μίας δοκιμής.

Ο πρώτος και απλούστερος έλεγχος, θα εφαρμοστεί όταν δεν απαιτείται υψηλή ακρίβεια στον έλεγχο υπέρβασης των ορίων του δρόμου.

Για το σκοπό αυτό θα χρησιμοποιηθεί ο πρώτος όρος $e_{d,1}$ του πίνακα αποκλίσεως θέσης $[e_{d,i}]_{N \times 1}$ του μοντέλου οδηγού όπως αυτός ορίστηκε στην εξίσωση (3.19) και θα συγκριθεί με το πλάτος του δρόμου A_i όπως αυτό ορίζεται στον πίνακα περιγραφής της επιθυμητής διαδρομής, μείον το ήμισυ

του πλάτους του εμπρός μετατροχίου του οχήματος c . Η συνθήκη της εξίσωσης (5.15) επαληθεύεται όταν το όχημα υπερβεί το πλάτος της επιθυμητής διαδρομής, οπότε και η δοκιμή διακόπτεται.

$$A_t - e_{d,1} - \frac{c}{2} \leq 0 \quad (5.15)$$

Ο έλεγχος αυτός αποδίδει ικανοποιητικά για διαδρομές με ικανό πλάτος και ομαλά όρια, όπου δεν απαιτείται να ληφθεί υπόψη η περιφέρεια ολόκληρου του οχήματος ώστε να υπολογιστεί με ακρίβεια αν κάποιο σημείο του οχήματος υπερέβη τα όρια του δρόμου. Στις περισσότερες περιπτώσεις ο έλεγχος αυτός είναι ικανοποιητικός.

Μία χαρακτηριστική περίπτωση όπου ο έλεγχος αυτός αποδείχθηκε ανεπαρκής είναι η δοκιμή αποφυγής εμποδίου, όπως αυτή ορίζεται από το πρότυπο ISO 3888-2. Το μικρό πλάτος της διαδρομής σε σχέση με το πλάτος του οχήματος καθώς και οι ακμές που σχηματίζουν τα όρια της διαδρομής, καθιστούν αναγκαία σε τέτοιες περιπτώσεις, μια ακριβέστερη μέθοδο έλεγχου για τυχόν υπέρβαση των ορίων της διαδρομής.

Καταρχήν αντί για το πλάτος της διαδρομής απαιτείται να οριστούν στον πίνακα περιγραφής της επιθυμητής διαδρομής τα δύο όρια εκατέρωθεν της διαδρομής, με ακριβείς συντεταγμένες θέσης ($x_{lim,l}, y_{lim,l}$ και $x_{lim,r}, y_{lim,r}$). Στη συνέχεια σε κάθε στιγμή υπολογίζονται οι συντεταγμένες ικανού αριθμού σημείων (1...N) κατά μήκος των ορίων αυτών, πλησίον της θέσης του οχήματος και γίνεται γεωμετρικός έλεγχος για το αν κάποιο από τα σημεία αυτά βρίσκεται εντός της περιμέτρου του οχήματος.

Θεωρούμε ότι το εμπρός και το πίσω μετατρόχιο του οχήματος είναι ίσα ($c = d$) και η περίμετρος του οχήματος, ορίζεται από τα σημεία 1,2,3,4 των τεσσάρων τροχών και σχηματίζει παραλληλόγραμμο, όπως φαίνεται στο Σχ. 5.2.

Οι θέσεις των τεσσάρων τροχών υπολογίζονται, ως εξής:

$$x_1 = x - c \cdot \sin(\psi) + a \cdot \cos(\psi) \quad (5.16)$$

$$y_1 = y + c \cdot \cos(\psi) + a \cdot \sin(\psi) \quad (5.17)$$

$$x_2 = x + c \cdot \sin(\psi) + a \cdot \cos(\psi) \quad (5.18)$$

$$y_2 = y - c \cdot \cos(\psi) + a \cdot \sin(\psi) \quad (5.19)$$

$$x_3 = x - c \cdot \sin(\psi) - b \cdot \cos(\psi) \quad (5.20)$$

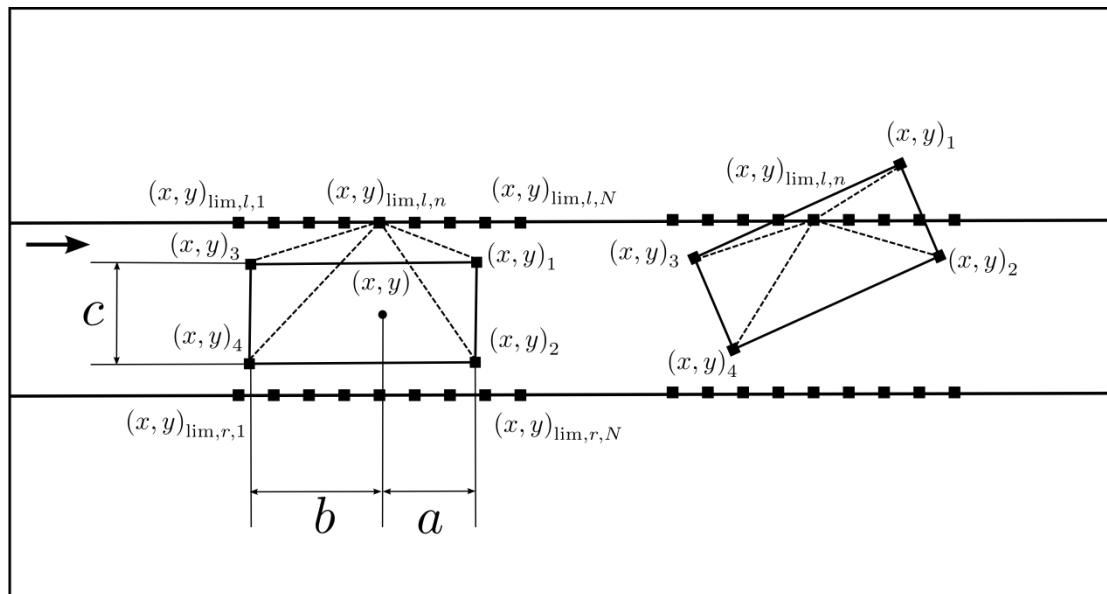
$$y_3 = y + c \cdot \cos(\psi) - b \cdot \sin(\psi) \quad (5.21)$$

$$x_4 = x + c \cdot \sin(\psi) - b \cdot \cos(\psi) \quad (5.22)$$

$$y_4 = y - c \cdot \cos(\psi) - b \cdot \sin(\psi) \quad (5.23)$$

Για να ελέγξουμε κάθε σημείο $(x, y)_{\text{lim}}$ αν βρίσκεται εντός της περιμέτρου του οχήματος, υπολογίζουμε το εμβαδό των τεσσάρων τριγώνων, που σχηματίζονται μεταξύ των σημείων των τροχών και του σημείου που θέλουμε να ελέγξουμε. Για τον υπολογισμό του εμβαδού κάθε τριγώνου χρησιμοποιούμε την εξίσωση (5.24).

$$E = \frac{1}{2} \left| \det \begin{pmatrix} x_A & x_B & x_C \\ y_A & y_B & y_C \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \right| = \frac{1}{2} |x_A y_C - x_A y_B + x_B y_A - x_B y_C + x_C y_B - x_C y_A| \quad (5.24)$$



Σχ. 5.2 - Έλεγχος υπέρβασης ορίων διαδρομής

Αν το σημείο $(x, y)_{\text{lim}}$ βρίσκεται εντός της περιμέτρου του οχήματος, τότε το άθροισμα των εμβαδών των τεσσάρων τριγώνων θα πρέπει να ισούται με το εμβαδό του παραλληλόγραμμου, που σχηματίζεται από τους τέσσερις τροχούς του οχήματος, ενώ αν βρίσκεται εκτός το άθροισμα θα είναι μεγαλύτερο του εμβαδού του παραλληλόγραμμου όπως αυτό υπολογίζεται στην εξίσωση (5.25).

$$E_{1234} = (a + b) \cdot c \quad (5.25)$$

Η συνθήκη λοιπόν που αν επαληθευθεί μπορούμε να θεωρήσουμε ότι το όχημα βρίσκεται εκτός των ορίων του δρόμου και να διακόψουμε τη διαδρομή είναι:

$$\min_{n=1}^N (E_{1,2,\text{lim},n} + E_{3,4,\text{lim},n} + E_{1,3,\text{lim},n} + E_{2,4,\text{lim},n}) \leq E_{1234} \quad (5.26)$$

Μηδενική ή αρνητική διαμήκης ταχύτητα

Το μοντέλο προσομοίωσης του οχήματος και των ελαστικοφόρων τροχών, όπως έχει υλοποιηθεί στην παρούσα διατριβή, δεν ισχύει για στάση και οπισθοπορεία, δηλαδή για διαμήκη ταχύτητα μικρότερη ή ίση του μηδενός. Για να αποφευχθούν λανθασμένα αποτελέσματα, η δοκιμή διακόπτεται όταν επαληθευθεί η συνθήκη:

$$U \leq 0 \text{ m/sec} \quad (5.27)$$

Υπέρβαση ορίου γωνίας πλαγιοπορείας

Εάν η πλευρική ταχύτητα του οχήματος V ξεπεράσει την διαμήκη ταχύτητα του οχήματος U , μπορούμε να υποθέσουμε ότι το όχημα βρίσκεται πρακτικά εκτός ελέγχου για το μέσο οδηγό και επομένως η δοκιμή αυτή διακόπτεται.

Η συνθήκη που πρέπει να επαληθευθεί για να διακοπεί η δοκιμή είναι:

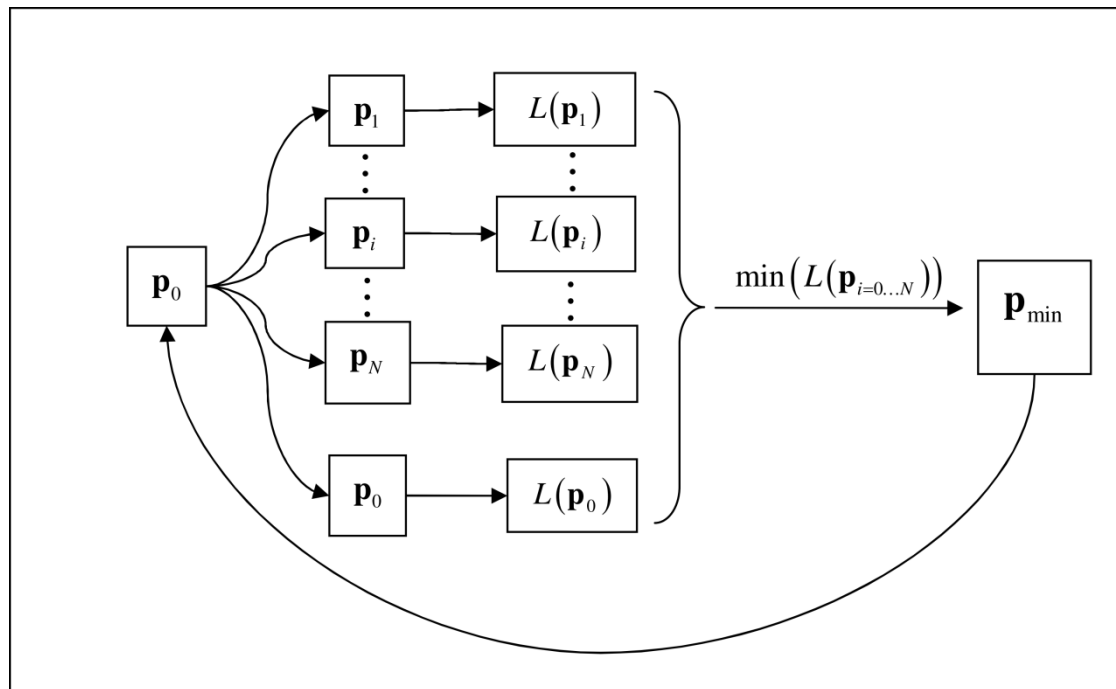
$$\beta > 45^\circ \quad (5.28)$$

5.2. Αλγόριθμος παραμετρικής βελτιστοποίησης.

Για την εύρεση του βέλτιστου διανύσματος παραμέτρων, για το οποίο ελαχιστοποιείται η αντικειμενική συνάρτηση L , επιλέξαμε στην παρούσα διατριβή, ένα εξελικτικό αλγόριθμο βελτιστοποίησης (Evolution Strategy).

Αυτή η μέθοδος βελτιστοποίησης, επιλέχθηκε καθώς τα διανύσματα παραμέτρων επιλέγονται με στοχαστικές μεθόδους και έτσι επηρεάζεται λιγότερο από τοπικά ελάχιστα, που μπορεί να εμφανίζει η αντικειμενική συνάρτηση ποινής, σε σχέση με ντετερμινιστικές μεθόδους.

Συγκεκριμένα στη παρούσα διατριβή θα χρησιμοποιηθεί μια εξελικτική στρατηγική τύπου $(1+N)$ -ES, δηλαδή κάθε γενιά θα περιλαμβάνει N απογόνους - διανύσματα παραμέτρων, τα οποία θα προέρχονται από μετάλλαξη ενός γονέα και νέος γονέας για την επόμενη γενιά θα επιλέγεται το βέλτιστο διάνυσμα, μεταξύ των απογόνων αλλά και του παλαιού γονέα. Η στρατηγική αυτή παρουσιάζεται στο Σχ. 5.3.



Σχ. 5.3 - Εξελικτική Στρατηγική - $(1 + N)$ – ES

Τα βήματα, που ακολουθούνται, είναι:

- Επιλέγεται διαισθητικά ένα αρχικό διάνυσμα - γονέας \mathbf{p}_0 και η παράμετρος μετάλλαξης σ_0 . Η παράμετρος μετάλλαξης πρέπει να είναι αρκετά μεγάλη ώστε το εύρος της αρχική αναζήτησης να καλύπτει όλες τις πιθανές λύσεις. Επίσης η παράμετρος μετάλλαξης αν το διάνυσμα παραμέτρων αποτελείται από παραμέτρους διαφορετικής τάξης μεγέθους, μπορεί να μην αποτελείται από μια τιμή αλλά να είναι διάνυσμα σ_0 , όπου κάθε τιμή του θα ανταποκρίνεται στην μετάλλαξη της αντίστοιχης παραμέτρου.
- Υπολογίζεται η τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης για το διάνυσμα - γονέα $L(\mathbf{p}_0)$.
- Δημιουργούνται N διανύσματα - απόγονοι $\mathbf{p}_{i=1...N}$ με τη βοήθεια μίας κανονικής κατανομής με μέση τιμή το διάνυσμα - γονέα \mathbf{p}_0 και μέση απόκλιση ίση με τον παράγοντα μετάλλαξης σ_0 και υπολογίζεται η τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{p}_{i=1...N})$ για τα διανύσματα αυτά.

$$\mathbf{p}_{i=1...N} = \mathcal{N}(\mathbf{p}_0, \sigma_0) \quad (5.29)$$

➤ Επιλέγουμε το διάνυσμα - απογόνο \mathbf{p}_{\min} , για το οποίο η αντικειμενική συνάρτηση είναι ελάχιστη μεταξύ των διανυσμάτων - απογόνων $\mathbf{p}_{i=1..N}$. Εάν ισχύει $L(\mathbf{p}_{\min}) < L(\mathbf{p}_0)$, τότε το διάνυσμα - γονέας αντικαθίσταται με αυτό ($\mathbf{p}_0 = \mathbf{p}_{\min}$) και αυξάνεται η παράμετρος μετάλλαξης σ_0 , ώστε να διευρυνθεί ο χώρος αναζήτησης του βέλτιστου διανύσματος, αφού αν υπάρχει μία καλύτερη λύση, ίσως υπάρχουν περισσότερες εκτός του χώρου αναζήτησης, ενώ εάν $L(\mathbf{p}_{\min}) \geq L(\mathbf{p}_0)$, το διάνυσμα - γονέας \mathbf{p}_0 παραμένει το ίδιο και μειώνεται η παράμετρος μετάλλαξης σ_0 .

$$L(\mathbf{p}_{\min}) = \min(L(\mathbf{p}_{i=1..N})) \quad (5.30)$$

$$\begin{cases} \mathbf{p}_0 = \mathbf{p}_{\min}, \sigma_0 = 2 \cdot \sigma_0, & \text{if } L(\mathbf{p}_{\min}) < L(\mathbf{p}_0) \\ \mathbf{p}_0 = \mathbf{p}_0, \sigma_0 = \sigma_0 / 2, & \text{if } L(\mathbf{p}_{\min}) \geq L(\mathbf{p}_0) \end{cases} \quad (5.31)$$

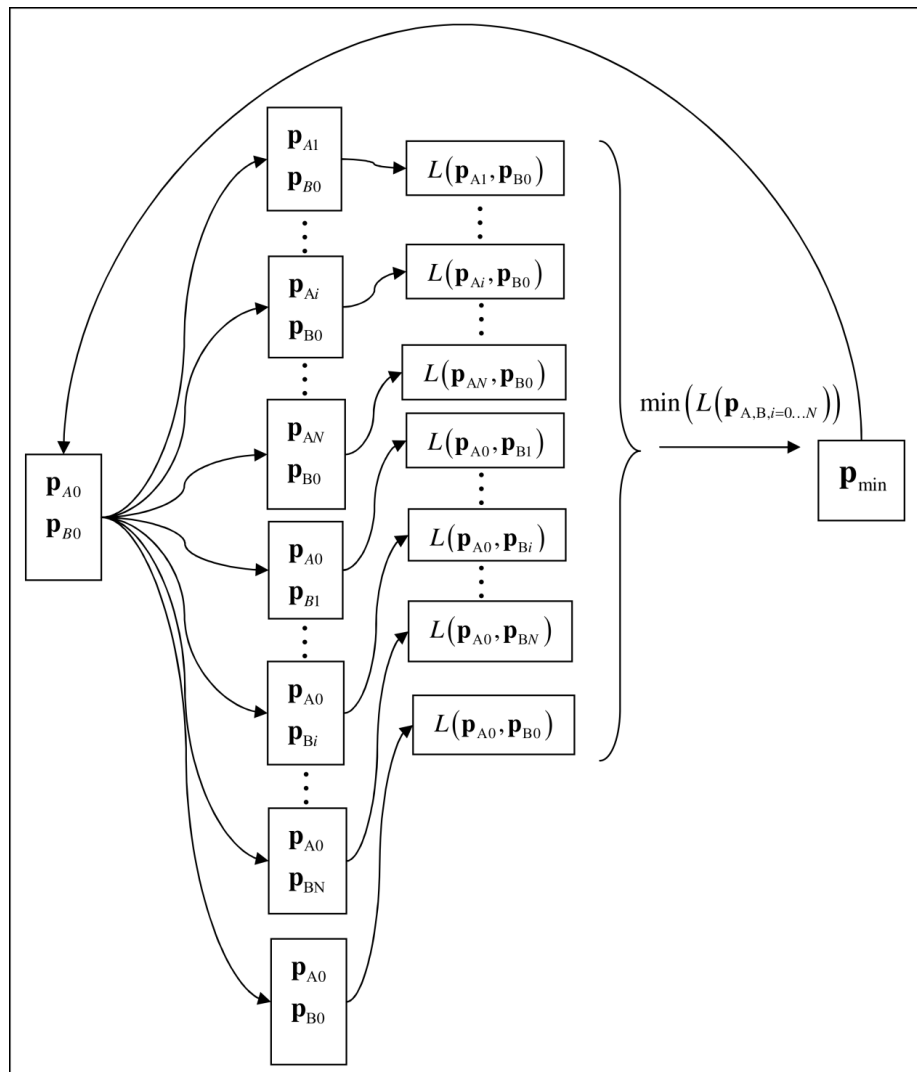
➤ Επαναλαμβάνεται η παραπάνω διαδικασία με την δημιουργία και αξιολόγηση νέων γενιών διανυσμάτων, μέχρι να ικανοποιηθούν κάποια κριτήρια που έχουμε θέσει (π.χ. η παράμετρος μετάλλαξης σ_0 να γίνει μικρότερη από ένα όριο που έχουμε ορίσει).

$$\sigma_0 < \sigma_{end} \quad (5.32)$$

Η μέθοδος προσαρμόζεται ανάλογα με τις συνθήκες κάθε δοκιμής. Το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων, το πλήθος των απογόνων, η παράμετρος μετάλλαξης και η συνθήκη τερματισμού της βελτιστοποίησης, επιλέγονται ξεχωριστά για κάθε δοκιμή, αρχικά διαισθητικά και οριστικοποιούνται ανάλογα με την αποτελεσματικότητα της βελτιστοποίησης. Η επιλογή του πλήθους των απογόνων επηρεάζεται από τον υπολογιστικό χρόνο προσομοίωσης κάθε δοκιμής και το διαθέσιμο χρόνο για εξαγωγή αποτελεσμάτων.

Η ταυτόχρονη βελτιστοποίηση, χρησιμοποιώντας μόνο ένα διάνυσμα, για όλες τις παραμέτρους που επιθυμούμε να βελτιστοποιήσουμε, μπορεί να μην αποδίδει τα αναμενόμενα αποτελέσματα, όταν αυξάνεται το πλήθος των παραμέτρων και οι παράμετροι αυτοί επηρεάζουν με διαφορετικό τρόπο το σύστημα όχημα - οδηγός (π.χ. παράμετροι μοντέλου οδηγού και παράμετροι συστημάτων ελέγχου). Εναλλακτικά, μπορούμε να χωρίσουμε τις παραμέτρους σε πιο μικρές ομάδες ομοειδών παραμέτρων και να

προχωρήσουμε σε βελτιστοποίηση κάθε ομάδα είτε διαδοχικά βελτιστοποιώντας κάθε ομάδα ξεχωριστά πριν προχωρήσουμε στην επόμενη, είτε παράλληλα για δύο ή περισσότερες ομάδες, συνδυάζοντας τα διανύσματα απογόνους της μίας ομάδας παραμέτρων με το διάνυσμα - γονέα των άλλων ομάδων. Στο Σχ. 5.4 απεικονίζεται η εξελικτική στρατηγική για δύο ομάδες παραμέτρων.



Σχ. 5.4 - Εξελικτική Στρατηγική με δύο ομάδες παραμέτρων (A,B)

6. ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΚΑΙ ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΣΕ ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΟ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΗ

6.1. Επιλογή λογισμικού προσομοίωσης

Για την υλοποίηση και επίλυση του μαθηματικού μοντέλου της δυναμικής του οχήματος σε ηλεκτρονικό υπολογιστή στην παρούσα διατριβή χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό Matlab - Simulink της εταιρείας Mathworks. Το Matlab - Simulink αποτελεί αυτή τη στιγμή το πιο καθιερωμένο πρόγραμμα μαθηματικής ανάλυσης για τεχνικές εφαρμογές και χρησιμοποιείται ευρέως σε εφαρμογές ανάλυσης της δυναμικής οχημάτων (Abe 2009).

Μια εναλλακτική επιλογή που θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί, είναι ένα εμπορικό πρόγραμμα εξειδικευμένο στην προσομοίωση της δυναμικής οχημάτων, όπως το MSC.Adams. Η λύση αυτή δεν προτιμήθηκε στη παρούσα διατριβή, καταρχήν λόγω της κλειστής φύσεως του εμπορικού κώδικα προσομοίωσης, που δεν θα επέτρεπε τον πλήρη έλεγχο του μαθηματικού μοντέλου και κατά δεύτερο λόγο επειδή το Matlab/Simulink θεωρείται καλύτερη επιλογή όταν η προσομοίωση περιλαμβάνει και την υλοποίηση και δοκιμή συστημάτων ελέγχου (Blundell and Harty 2004).

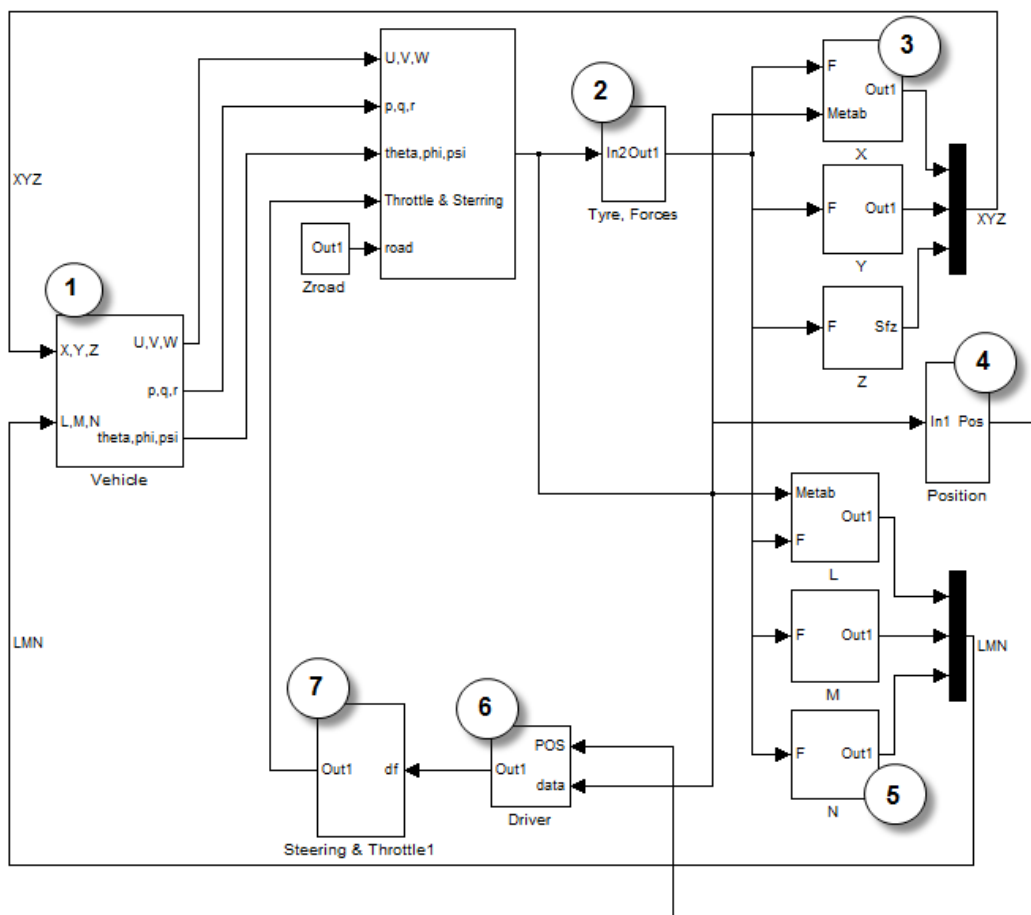
6.2. Μοντέλο Simulink

Το λογισμικό Simulink, επιτρέπει την μοντελοποίηση, εξομοίωση και ανάλυση δυναμικών συστημάτων. Η μοντελοποίηση του δυναμικού συστήματος γίνεται με γραφικό τρόπο, παρόμοιο με την διαγραμματική απεικόνιση των συστημάτων αυτομάτου ελέγχου. Οι μεταβλητές απεικονίζονται ως σήματα και οι εξισώσεις ως συστήματα με εισόδους και εξόδους. Η επίλυση του δυναμικού συστήματος γίνεται με αριθμητική ολοκλήρωση με την μέθοδο ode23s (modified Rosenbrock formula) με μεταβλητό χρονικό βήμα ολοκλήρωσης. Η μέθοδος αυτή επελέγη καθώς σύμφωνα με το εγχειρίδιο του Simulink είναι κατάλληλη για δυναμικά συστήματα, που περιέχουν μεταβλητές, που μεταβάλλονται με σημαντικά διαφορετικούς ρυθμούς (stiff problems).

Παρακάτω παρατίθενται αποτυπώσεις από την υλοποίηση του μοντέλου οδηγού - οχήματος, στο περιβάλλον του Simulink. Παρατηρούμε την

δυνατότητα διαχωρισμού του συστήματος σε ανεξάρτητα υποσυστήματα και τη διασύνδεση μεταξύ τους μέσω των μεταβλητών κατάστασης και ελέγχου. Με τον τρόπο αυτό είναι εύκολη η εναλλαγή μεταξύ διαφορετικών υλοποιήσεων για κάθε υποσύστημα (π.χ. αλλαγή μοντέλου ελαστικών ή μοντέλου οδηγού), χωρίς να επηρεάζεται το υπόλοιπο σύστημα. Σημειώνεται ότι λόγω της πολυπλοκότητας του μοντέλου δεν παρατίθεται το σύνολο των υποσυστημάτων σε πλήρη λεπτομέρεια αλλά μόνο τα σημαντικότερα από αυτά.

Στο Σχ. 6.1 απεικονίζεται το σύνολο του μοντέλου οχήματος - οδηγού.



- 1 - Υποσύστημα εξισώσεων κίνησης οχήματος, 2 - Υποσύστημα δυνάμεων ελαστικοφόρων τροχών, 3 - Υποσυστήματα συνισταμένων δυνάμεων, 4 - Υποσύστημα υπολογισμού θέσης και διεύθυνσης οχήματος, 5 - Υποσυστήματα συνισταμένων ροπών, 6 - Υποσύστημα οδηγού, 7 - Υποσύστημα συστημάτων κίνησης, πέδησης και διεύθυνσης οχήματος

Σχ. 6.1 - Διάγραμμα Simulink μοντέλου οδηγού - οχήματος

Το υποσύστημα εξομοίωσης των εξισώσεων κινήσεως του οχήματος (Σχ. 6.2), χρησιμοποιεί ως εισόδους τις συνισταμένες των δυνάμεων και

υπολογίζει τις μεταβλητές κατάστασης του οχήματος, σύμφωνα με τις εξισώσεις του κεφαλαίου 2.1.3.

Στο Σχ. 6.3, απεικονίζονται τα υποσυστήματα, που υπολογίζουν τις κάθετες δυνάμεις που ασκούνται στους ελαστικοφόρους τροχούς, σύμφωνα με τις εξισώσεις του κεφαλαίου 2.1.4.3 και την επακόλουθη μεταβολή της ακτίνας κάθε τροχού σύμφωνα με τις εξισώσεις του κεφαλαίου 2.2.3. Στο Σχ. 6.4 απεικονίζονται τα υποσυστήματα, στα οποία υπολογίζονται οι διαμήκεις και εγκάρσιες ταχύτητες επαφής και ολίσθησης κάθε τροχού σύμφωνα με τις εξισώσεις του κεφαλαίου 2.2.3 για μόνιμη κατάσταση και του κεφαλαίου 2.2.4 για μεταβατική κατάσταση. Τέλος στο Σχ. 6.5, απεικονίζεται η υλοποίηση σε Simulink του μοντέλου Magic Formula, όπως αυτό περιγράφηκε στο κεφάλαιο 2.2.5.

Στη συνέχεια ο υπολογισμός των συνισταμένων δυνάμεων και ροπών που ασκούνται στο όχημα, γίνεται με τα υποσυστήματα Simulink, που απεικονίζονται στα Σχ. 6.6 και Σχ. 6.8, σύμφωνα με τις εξισώσεις του κεφαλαίου 2.1.5.

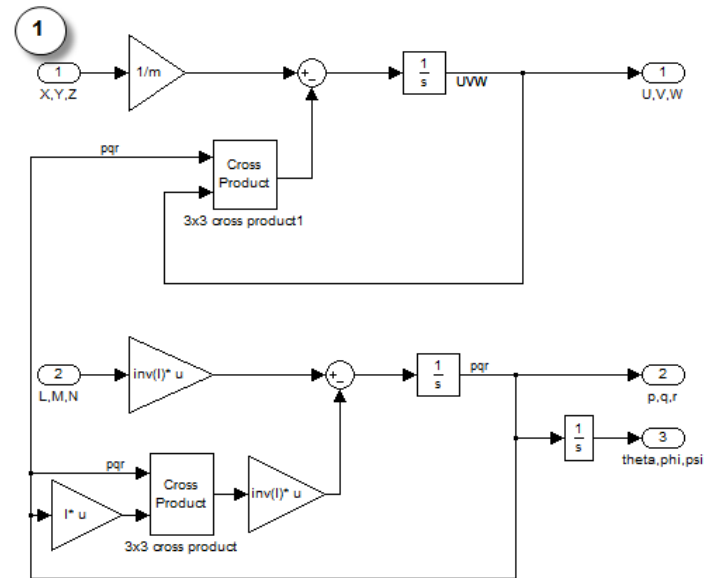
Στο υποσύστημα, που απεικονίζεται στο Σχ. 6.7, υπολογίζεται η θέση και η διεύθυνση του οχήματος στο γεώδες σύστημα συντεταγμένων, ώστε να καταστεί δυνατή η λειτουργία του μοντέλου οδηγού.

Στο Σχ. 6.9, απεικονίζεται το υποσύστημα του μοντέλου οδηγού, που υλοποιεί ελεγκτές διαμήκους ταχύτητας και γωνίας διεύθυνσης, όπως περιγράφονται στο κεφάλαιο 3.

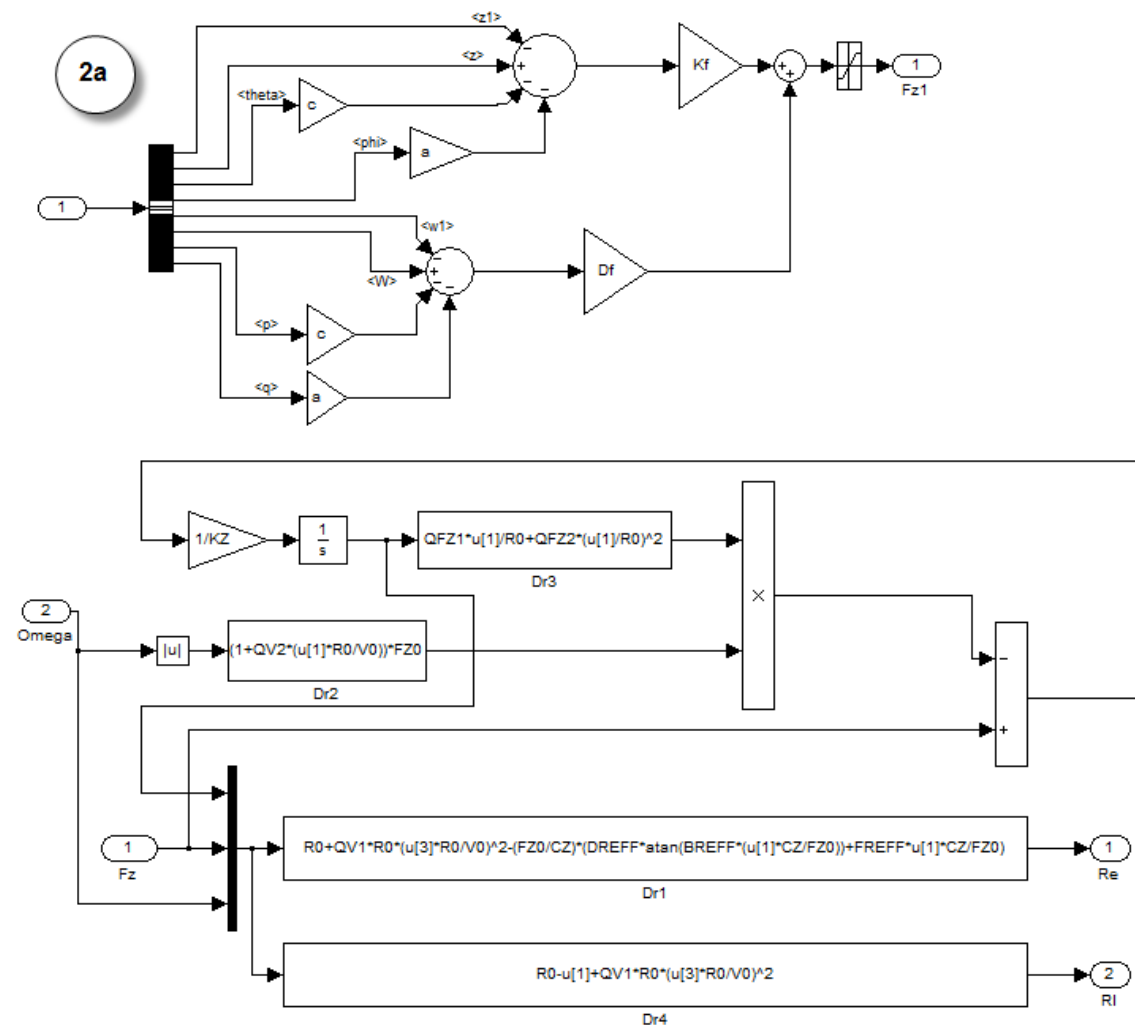
Στο Σχ. 6.10, απεικονίζεται ο ελεγκτής του συστήματος τετραδιεύθυνσης, όπως περιγράφεται στο κεφάλαιο 4.3.2.

Στο Σχ. 6.11, απεικονίζεται το μοντέλο του κινητηρίου συστήματος του οχήματος με την προσομοίωση της M.E.K. και το σύστημα αποτροπής σπιναρίσματος ASR, όπως περιγράφονται στο κεφάλαιο 2.3.

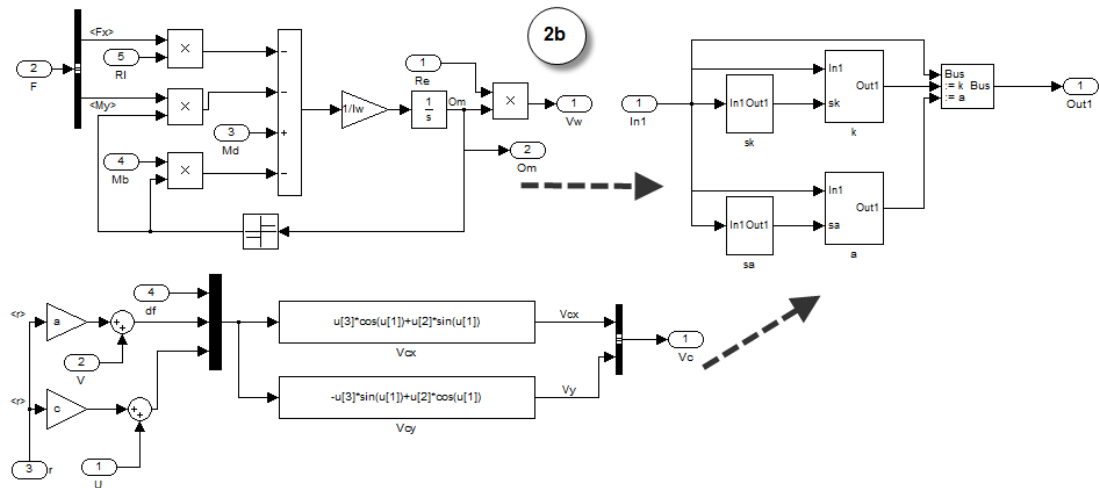
Τέλος στο Σχ. 6.12, απεικονίζεται το υποσύστημα πέδησης, με το σύστημα ABS και το σύστημα ESC, που έχει υλοποιηθεί, σύμφωνα με το κεφάλαιο 4.2.



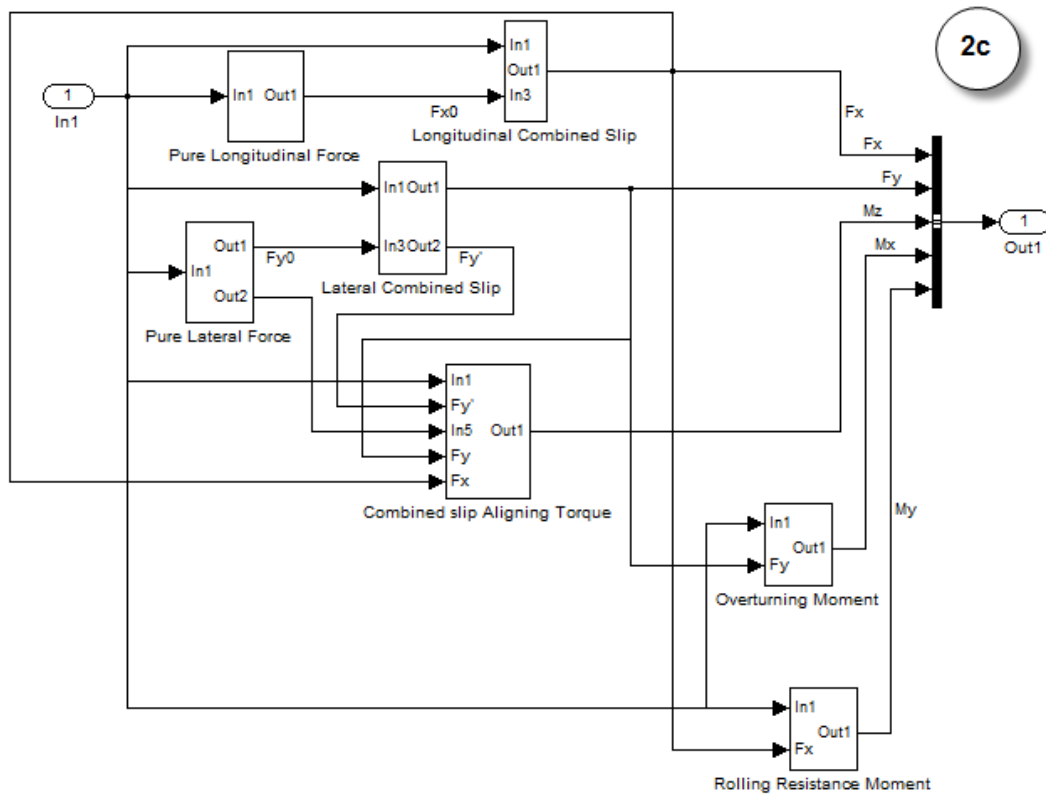
Σχ. 6.2 - Υποσύστημα Simulink εξισώσεων κίνησης οχήματος



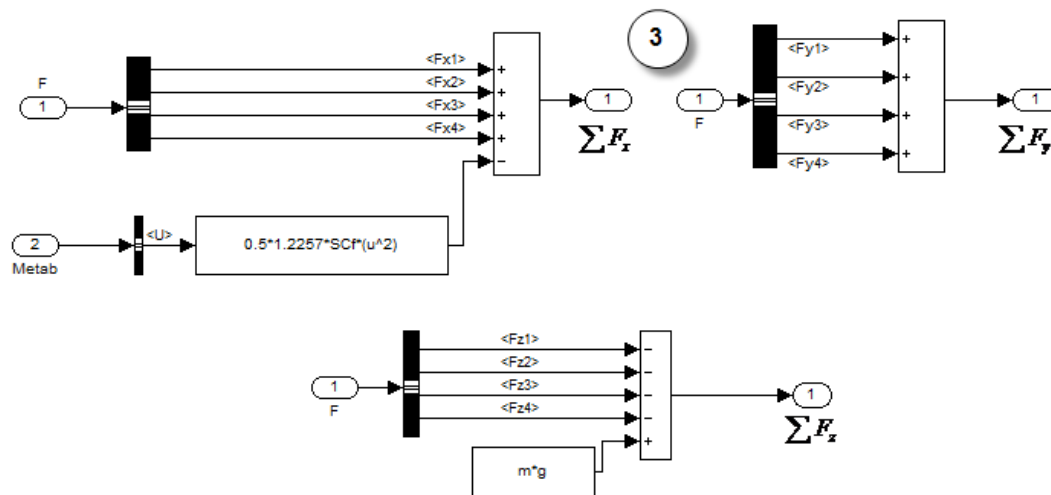
Σχ. 6.3 - Υποσύστημα Simulink υπολογισμού κάθετης δύναμης και ακτίνας ελαστικού



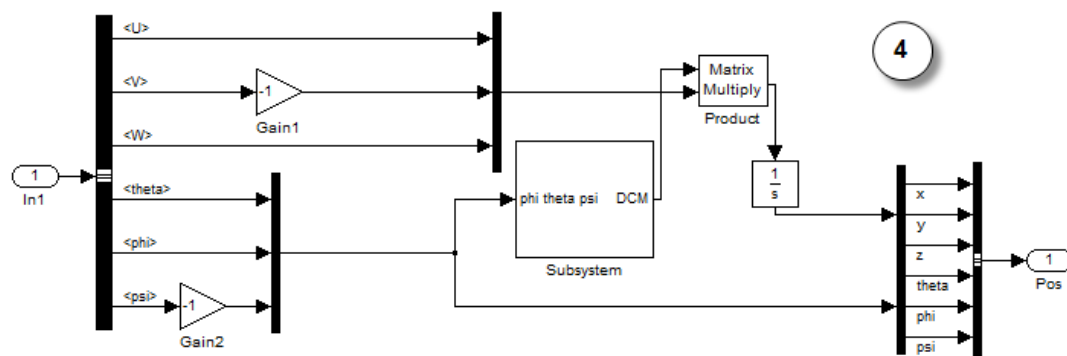
Σχ. 6.4 - Υποσύστημα Simulink υπολογισμού ταχυτήτων ελαστικού σε μόνιμη και μεταβατική κατάσταση



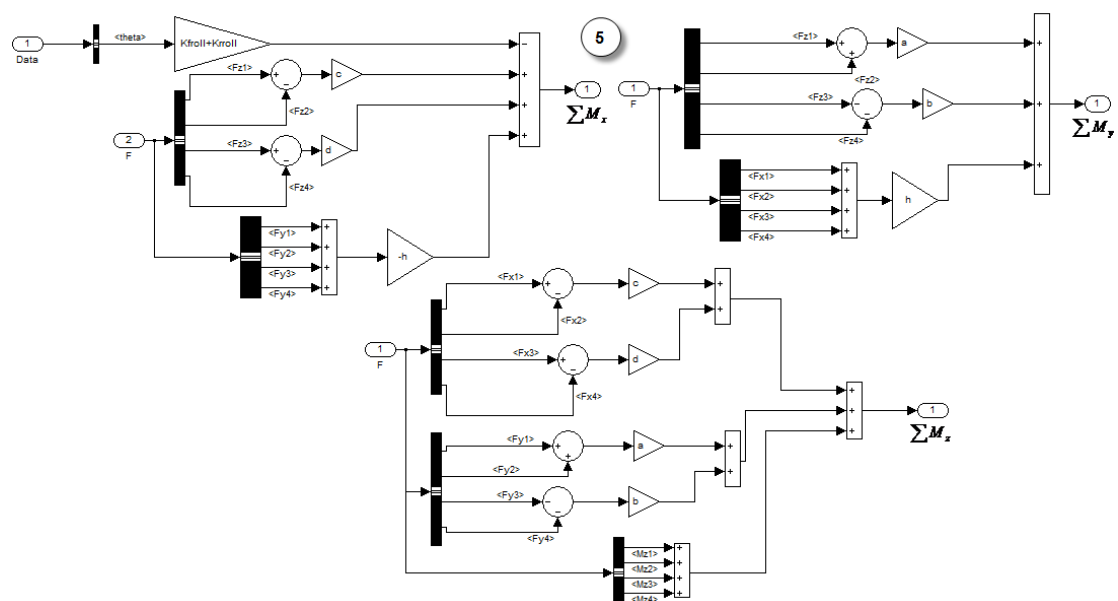
Σχ. 6.5 - Υποσύστημα Simulink μοντέλου Magic Formula



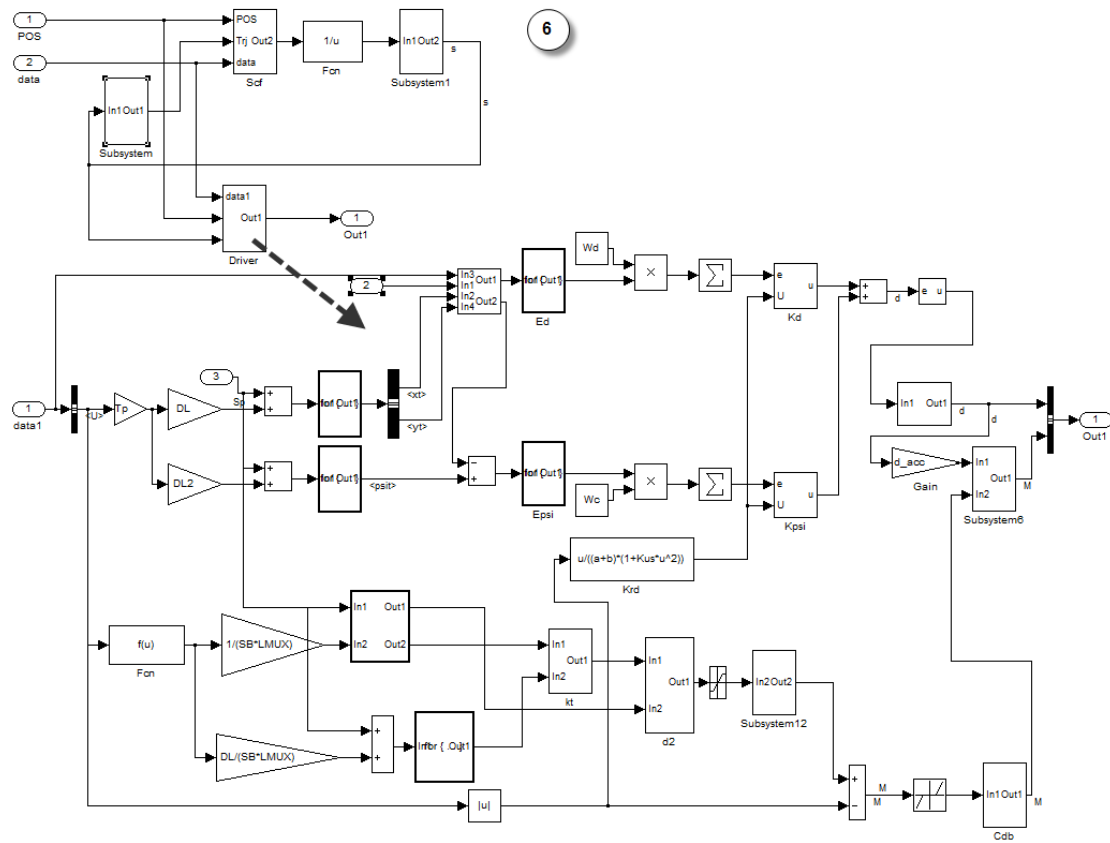
Σχ. 6.6 - Υποσύστημα Simulink υπολογισμού συνισταμένης δύναμης



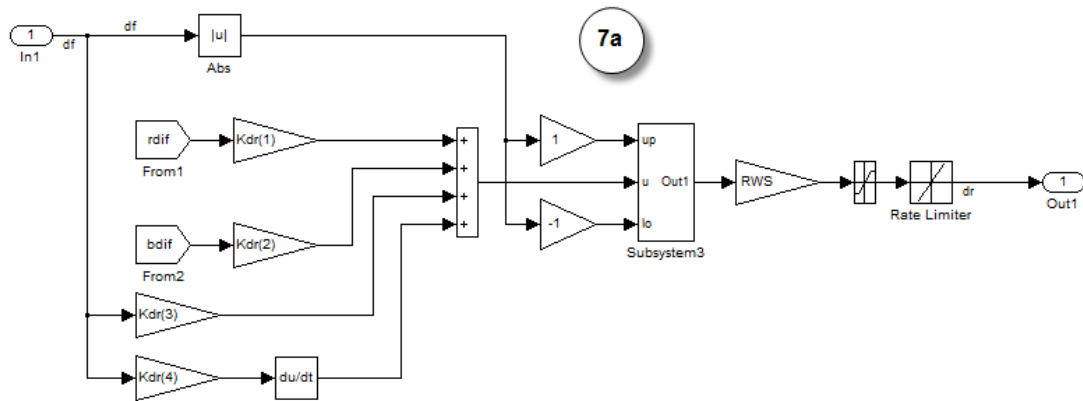
Σχ. 6.7 - Υποσύστημα Simulink υπολογισμού θέσης και διεύθυνσης οχήματος στο γεώδες σύστημα αξόνων



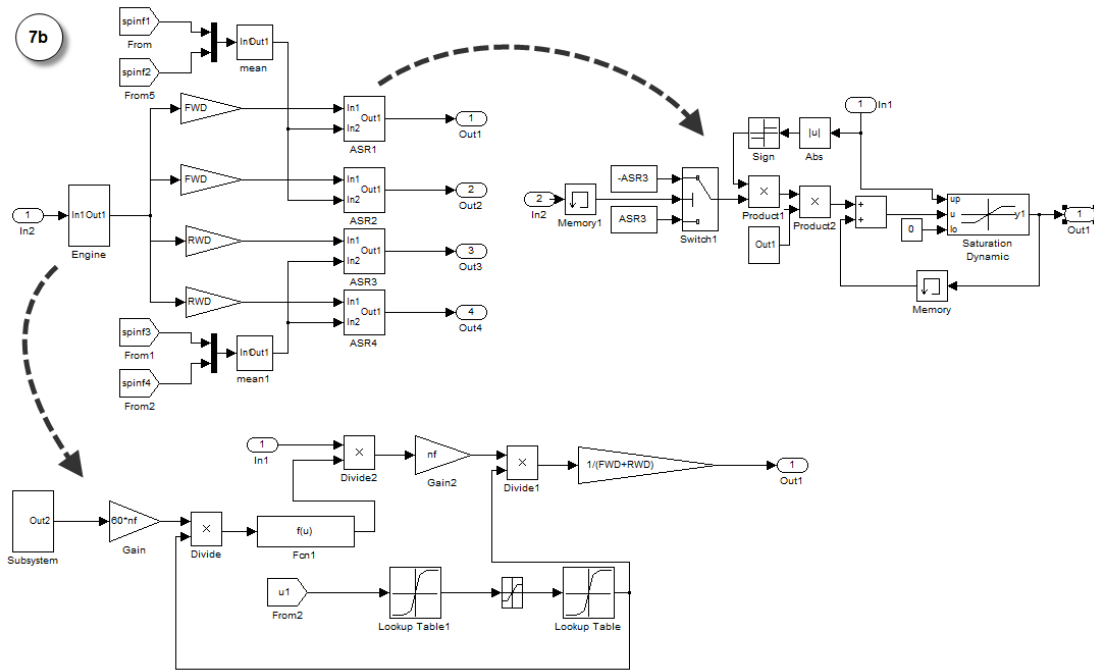
Σχ. 6.8 - Υποσύστημα Simulink υπολογισμού συνισταμένης ροπών



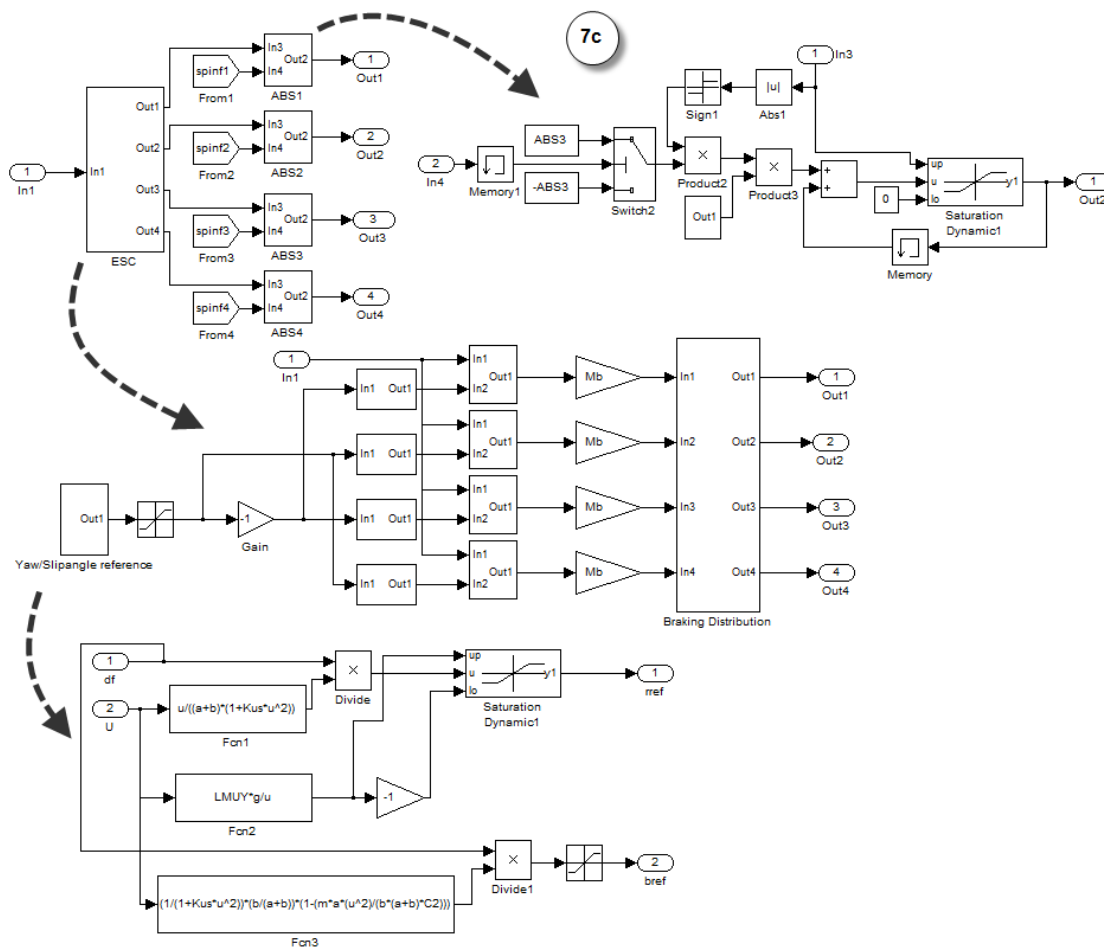
Σχ. 6.9 - Υποσύστημα Simulink μοντέλου οδηγού



Σχ. 6.10 - Υποσύστημα Simulink συστήματος τετραδιεύθυνσης



Σχ. 6.11 - Υποσύστημα Simulink συστήματος κίνησης οχήματος



Σχ. 6.12 - Υποσύστημα Simulink συστήματος πέδησης οχήματος - ESC

6.3. Ταχύτητα προσομοίωσης

Η ταχύτητας εκτέλεσης του μοντέλου οχήματος - οδηγού είναι μια σημαντική παράμετρος αξιολόγησης του μοντέλου προσομοίωσης ενός δυναμικού συστήματος. Η παραμετρική βελτιστοποίηση αποτελεί μία χρονοβόρα διαδικασία, καθώς απαιτείται η επίλυση δεκάδων ή και εκατοντάδων διαφορετικών περιπτώσεων, ώστε να ανευρεθεί το βέλτιστο διάνυσμα παραμέτρων. Στην παρούσα διατριβή έγινε προσπάθεια να μειωθεί ο υπολογιστικός χρόνος προσομοίωσης, ώστε να μειωθεί ο συνολικός χρόνος που απαιτείται για την βελτιστοποίηση ή να αυξηθεί ο αριθμός των παραμετρικών διανυσμάτων που αξιολογούνται στον ίδιο χρόνο.

Για τον σκοπό αυτό, το μοντέλο Simulink εκτελείται χρησιμοποιώντας την λειτουργία επιταχυντή (accelerator), η οποία μεταγλωττίζει το μοντέλο σε κώδικα C++, επιταχύνοντας σημαντικά την εκτέλεση του. Στον παρακάτω πίνακα, περιλαμβάνονται οι χρόνοι προσομοίωσης του μοντέλου, σε προσωπικό υπολογιστή με επεξεργαστή Intel Quad Core χρονισμένο στα 3GHz. Ο χρόνος προσομοίωσης με την λειτουργία επιταχυντή είναι ιδιαίτερα ικανοποιητικός.

Πραγματικός χρόνος δοκιμής	Χρόνος προσομοίωσης Simulink (normal)	Χρόνος προσομοίωσης Simulink (accelerator)
169,1 sec	239,96 sec (0,7x)	26,54 sec (6,4x)

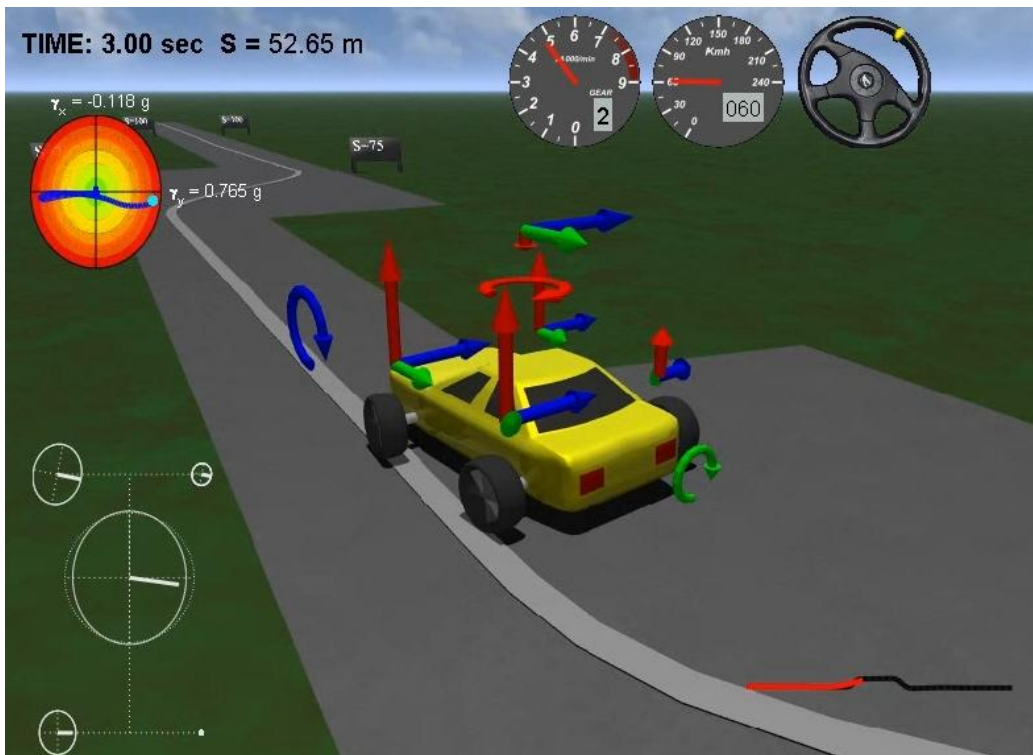
Επίσης εξετάστηκε η δυνατότητα παράλληλης επεξεργασίας, ώστε να καταστεί δυνατή η εκμετάλλευση των πολλαπλών πυρήνων (2/4 πυρήνων) των μοντέρνων κεντρικών επεξεργαστών. Στην επίλυση του δυναμικού μοντέλου του οχήματος δεν μπορεί να εφαρμοστεί παράλληλη επεξεργασία, καθώς η επίλυση κάθε χρονικού βήματος ολοκλήρωσης, απαιτεί τον υπολογισμό του προηγούμενο βήματος. Είναι δυνατή όμως η παράλληλη προσομοίωση διαφορετικών περιπτώσεων προσομοίωσης της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος, αφού η επίλυση της κάθε μίας είναι ανεξάρτητη από τα αποτελέσματα της άλλης. Το λογισμικό Matlab από την έκδοση 7.8.0 και έπειτα, παρέχει την δυνατότητα παράλληλης επεξεργασίας σε περισσότερους από έναν πυρήνες του τοπικού επεξεργαστή ή και σε περισσότερους επεξεργαστές διασυνδεδεμένων υπολογιστών (cluster). Σε

συνδυασμό και με τα αποτελέσματα για την ταχύτητα της προσομοίωσης, που αναφέραμε προηγουμένως, υπολογίζεται ότι σε έναν επεξεργαστή 4 πυρήνων, στον πραγματικό χρόνο μια δοκιμή, είναι εφικτή η προσομοίωση άνω των 25 δοκιμών.

6.4. Απεικόνιση αποτελεσμάτων

Η απεικόνιση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος, είναι ιδιαίτερα σημαντική, για να γίνει ευκολότερα αντιληπτή η επίδραση των συστημάτων ελέγχου στην συμπεριφορά του οχήματος. Επίσης, ο έλεγχος της ορθότητας του μοντέλου, είναι πολύ πιο γρήγορος και αποτελεσματικός, με αποτέλεσμα την ταχύτερη ανάπτυξη του κώδικα προσομοίωσης.

Για την τρισδιάστατη απεικόνιση του οχήματος και της κίνησης του, χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό Rongray, επειδή επιτρέπει τη περιγραφή μίας τρισδιάστατης σκηνής με την χρήση παραμετρικής γλώσσας προγραμματισμού. Έτσι είναι δυνατή η δημιουργία κώδικα που περιγράφει κάθε σκηνή από το λογισμικό Matlab. Στο Σχ. 6.13, απεικονίζεται μια σκηνή από μια προσομοίωση δοκιμής οχήματος, όπως δημιουργήθηκε από το κώδικα απεικόνισης που αναπτύχθηκε για τη παρούσα διατριβή.



Σχ. 6.13 - Τρισδιάστατη απεικόνιση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης

7. ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΔΟΚΙΜΩΝ

7.1. Όχημα Δοκιμών

Στις αριθμητικές εφαρμογές θα χρησιμοποιήσουμε ένα τυπικό μικρομεσαίο όχημα (C-Segment/Small Family Car) με κίνηση στους εμπρός τροχούς. Τα οχήματα αυτής της κατηγορίας αποτελούν τη πιο δημοφιλή επιλογή των οδηγών, με μερίδιο αγοράς περίπου 30% στην ελληνική αγορά.

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία (Genta 2008), θα χρησιμοποιήσουμε τις παρακάτω τιμές για την προσομοίωση του οχήματος.

Γεωμετρικά χαρακτηριστικά:

$$a = 1,108m$$

$$b = 1,492m$$

$$h = 0,565m$$

$$c = 0,753m$$

$$d = 0,749m$$

$$SCF = 0,731m^2$$

Μάζα - Ροπές αδρανείας:

$$m = 1350kgr$$

$$g = 9,81 \frac{m}{sec^2}$$

$$I = \begin{bmatrix} 545 & 0 & -120 \\ 0 & 1936 & 0 \\ -120 & 0 & 2038 \end{bmatrix} kgr \cdot m^2$$

$$I_w = 0,91kgr \cdot m^2$$

Παράμετροι ανάρτησης:

$$K_f = 28000 N/m$$

$$K_r = 20000 N/m$$

$$K_{f,rollbar} = 2000 N \cdot m/rad$$

$$D_f = 5000 N \cdot sec/m$$

$$D_r = 5000 N \cdot sec/m$$

Παράμετροι κινητηρίου συστήματος:

$$P_{max} = 150kW$$

$$\Omega_{max} = 5000 RPM$$

$$M_{b,max} = 3000 N \cdot m$$

$$\frac{dM_d}{dt} = 4000 \frac{N \cdot m}{sec}$$

$$\frac{dM_b}{dt} = 20000 \frac{N \cdot m}{sec}$$

$$n_{g,i} = [3,4 \quad 2,35 \quad 1,7 \quad 1,27 \quad 1 \quad 0,8]$$

$$n_f = 4$$

Παράμετροι ABS/ASR:

$$\kappa_{t,ABS} = -0,15$$

$$\kappa_{t,ASR} = 0,12$$

$$n_{g,i} = [3.4 \quad 2.35 \quad 1.7 \quad 1.27 \quad 1 \quad 0.8]$$

$$n_f = 4$$

Για την προσομοίωση των ελαστικοφόρων τροχών θα χρησιμοποιήσουμε τις παραμέτρους για το μοντέλο Magic Formula, για ελαστικό τύπου 205/60 R15,

όπως αυτές παρέχονται στη βιβλιογραφία (Pacejka 2002) και δίνονται αναλυτικά παρακάτω.

MF-Tyre 205/60R15 91V 2.2 bar

Ονομαστικές τιμές υπολογισμού παραμέτρων:

$$R_0 = 0,3135 \text{ m} \quad F_{z0} = 4000 \text{ N} \quad m_0 = 9,3 \text{ kg} \quad V_0 = 16,667 \text{ m/s}$$

Παράμετροι κάθετης δύναμης:

$$Q_{Fz1} = 13,37 \quad Q_{Fz2} = 14,34 \quad C_z = 196261 \quad K_z = 50$$

$$Q_{V1} = 0,00072757 \quad Q_{V2} = 0,046822$$

$$B_{\text{REFF}} = 9 \quad D_{\text{REFF}} = 0,23 \quad F_{\text{REFF}} = 0,01$$

Παράμετροι διαμήκους δύναμης:

$$p_{Cx1} = 1,6839 \quad p_{Dx1} = 1,1983 \quad p_{Dx2} = -0,037875$$

$$p_{Ex1} = 0,338290 \quad p_{Ex2} = 0,103670 \quad p_{Ex3} = -0,023468 \quad p_{Ex4} = 0$$

$$p_{Kx1} = 21,475 \quad p_{Kx2} = 0,865840 \quad p_{Kx3} = 0,2$$

$$p_{Hx1} = -0,001657 \quad p_{Hx2} = 0,0015671 \quad p_{Vx1} = 0 \quad p_{Vx2} = 0$$

$$r_{Bx1} = 10,27 \quad r_{Bx2} = -8,4376 \quad r_{Bx3} = 0$$

$$r_{Cx1} = 1,0279 \quad r_{Ex1} = -0,38362 \quad r_{Ex2} = -1,8268 \quad r_{Hx1} = 0,0080979$$

$$p_{Tx1} = 0,17719 \quad p_{Tx2} = -3,6287 \cdot 10^{-5} \quad p_{Tx3} = 0,33753$$

Παράμετροι ροπής ανατροπής:

$$q_{Sx1} = 0 \quad q_{Sx2} = 0 \quad q_{Sx3} = 0$$

Παράμετροι ροπής κύλισης:

$$q_{Sy1} = 0,01 \quad q_{Sy2} = 0 \quad q_{Sy3} = 0 \quad q_{Sy4} = 0$$

Παράμετροι εγκάρσιας δύναμης:

$$p_{Cy1} = 1,192 \quad p_{Dy1} = 0,99012 \quad p_{Dy2} = -0,14511 \quad p_{Dy3} = -11,224$$

$$p_{Ey1} = -1,0076 \quad p_{Ey2} = -0,53191 \quad p_{Ey3} = -0,08209 \quad p_{Ey4} = -4,7821$$

$$p_{Ky1} = -14,946 \quad p_{Ky2} = 2,131 \quad p_{Ky3} = -0,029728 \quad p_{Ky4} = 2$$

$$p_{Ky5} = 2 \quad p_{Hy1} = 0,0033487 \quad p_{Hy2} = -0,00053846 \quad p_{Hy3} = 0,074537$$

$$p_{Ty1} = 1 \quad p_{Ty2} = 1$$

$$\begin{array}{llll}
p_{Vy1} = 0,044515 & p_{Vy2} = -0,023568 & p_{Vy3} = -0,53097 & p_{Vy4} = 0,038588 \\
r_{By1} = 5,8811 & r_{By2} = 3,5383 & r_{By3} = -0,0064063 & r_{By4} = 0 \\
r_{Cy1} = 1,0692 & & & \\
r_{Ey1} = -0,40361 & r_{Ey2} = 0,68307 & r_{Hy1} = 0,0044177 & r_{Hy2} = 0,005549 \\
r_{Vy1} = -0,059439 & r_{Vy2} = 0,056087 & r_{Vy3} = 0 & r_{Vy4} = 23,18 \\
r_{Vy5} = 1,9 & r_{Vy6} = -7,8301 & &
\end{array}$$

Παράμετροι ροπής ευθυγράμμισης:

$$\begin{array}{llll}
q_{Bz1} = 9,038 & q_{Bz2} = -1,2048 & q_{Bz3} = -0,80765 & q_{Bz4} = 0,12599 \\
q_{Bz5} = -0,22419 & q_{Bz6} = 0 & q_{Bz9} = 20,351 & q_{Bz10} = 0 \\
q_{Cz1} = 1,183 & & & \\
q_{Dz1} = 0,095553 & q_{Dz2} = -0,0011066 & q_{Dz3} = 0,15058 & q_{Dz4} = 13,184 \\
q_{Dz6} = -0,0076665 & q_{Dz7} = 0,00015351 & q_{Dz8} = -0,28556 & q_{Dz9} = -0,0083833 \\
q_{Dz10} = 0 & q_{Dz11} = 0 & & \\
q_{Ez1} = -1,5353 & q_{Ez2} = -0,39131 & q_{Ez3} = 0 & q_{Ez4} = 0,16154 \\
q_{Ez5} = -0,90493 & & & \\
q_{Hz1} = 0,0073919 & q_{Hz2} = -0,0022101 & q_{Hz3} = 0,16389 & q_{Hz4} = -0,005386 \\
s_{sz1} = 0,043866 & s_{sz2} = 0,0016638 & s_{sz3} = 0,70897 & s_{sz4} = -0,21696
\end{array}$$

Ο συντελεστής πρόσφυσης $\lambda_{\mu x, y}$ για στεγνό οδόστρωμα θεωρείται ίσος με 0,85 και είναι αυτός που θα χρησιμοποιείται στις παρακάτω δοκιμές, εκτός και αν αναφέρεται διαφορετικά.

Οι παράμετροι των συστημάτων ελέγχου (ESC/4WS), καθώς και οι παράμετροι του μοντέλου οδηγού θα καθορίζονται σε κάθε δοκιμή, μετά από βελτιστοποίηση.

7.2. Δοκιμές ανοιχτού βρόγχου (χωρίς μοντέλο οδηγού)

Στις δοκιμές ανοιχτού βρόγχου, χρησιμοποιούνται τυποποιημένες διεγέρσεις της γωνίας διεύθυνσης, ώστε να αποκλειστεί ο υποκειμενικός ανθρώπινος παράγοντας του οδηγού. Το πλεονέκτημα των δοκιμών ανοιχτού βρόγχου είναι ότι τα αποτελέσματα είναι συγκρίσιμα, αφού δεν εξαρτώνται από τον οδηγό. Το μειονέκτημα τους είναι ότι τα αποτελέσματα δεν ανταποκρίνονται στις πραγματικές συνθήκες, όπου η αντίδραση του οδηγού δεν ακολουθεί τυποποιημένα πρότυπα. Για να αξιολογήσουμε καλύτερα την συμπεριφορά του οχήματος στις δοκιμές ανοιχτού βρόγχου θα υπολογίσουμε την επιθυμητή διαδρομή που θα έπρεπε να ακολουθήσει το όχημα αν ανέπτυξε τον επιθυμητό ρυθμό εκτροπής και την επιθυμητή γωνία πλαγιοπορείας, όπως υπολογίζονται στις εξισώσεις (4.6) και (4.9), αντίστοιχα, με βάση τη γωνία διεύθυνσης των εμπρός τροχών.

7.2.1. Διέγερση βαθμίδος γωνίας διεύθυνσης (Step steering input)

7.2.1.1. Περιγραφή δοκιμής

Η δοκιμή ανοιχτού βρόγχου με διέγερση βαθμίδος της γωνίας διεύθυνσης αποτελεί τυποποιημένο πρότυπο αξιολόγησης της απόκρισης του οχήματος σε μεταβατική δυναμική κατάσταση (ISO/CD 7401 2003).

Το όχημα κινείται με σταθερή ταχύτητα σε ευθεία γραμμή, όταν ο οδηγός επιβάλλει μια απότομη αλλαγή της γωνίας διεύθυνσης των εμπρόσθιων τροχών, την οποία και διατηρεί για αρκετά δευτερόλεπτα μέχρι το όχημα να περιέλθει σε μόνιμη δυναμική κατάσταση. Μετά την έναρξη της διέγερσης, ο οδηγός διατηρεί σταθερά τα χειριστήρια ελέγχου της διαμήκους ταχύτητας, χωρίς να προσπαθεί να διατηρήσει σταθερή τη διαμήκη ταχύτητα του οχήματος. Το εύρος τη διέγερσης επιλέγεται έτσι ώστε το όχημα να αναπτύξει μέγιστη εγκάρσια επιτάχυνση a_y ίση με μια επιθυμητή τιμή. Στη παρούσα διατριβή θα πραγματοποιήσουμε τις δοκιμές με διαμήκη ταχύτητα ίση με 100 χλμ/ώρα (27,77 m/s) και εύρος διέγερσης τέτοιο, ώστε να καλύψουμε όλο το εύρος πρόσφυσης του οχήματος, με ιδιαίτερη έμφαση στην περιοχή πλησίον και πέραν του ορίου πρόσφυσης. Το θεωρητικό όριο πλευρικής πρόσφυσης, προκύπτει από το μέγιστο συντελεστή πλευρικής πρόσφυσης των ελαστικών,

όπως αυτός έχει οριστεί στην εξίσωση (2.89) επί την επιτάχυνση της βαρύτητας.

$$\alpha_{y,max,th} = \mu_y \cdot g = (p_{Dy1} + p_{Dy2} \cdot df_z) \cdot \lambda_{\mu_y} \cdot g = 8,46 m/s^2 \quad (7.1)$$

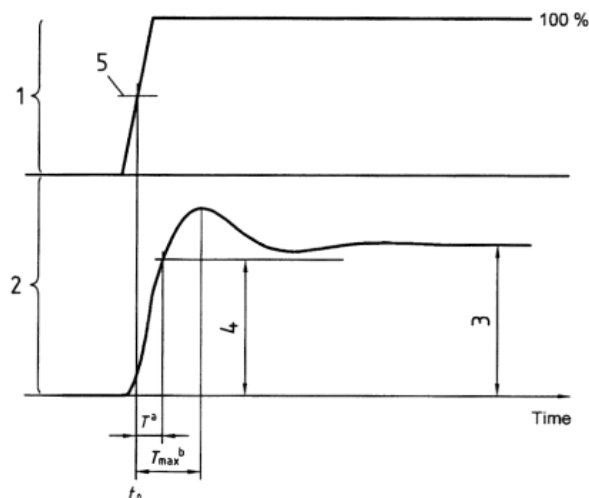
Στην πράξη λόγω της εγκάρσιας μεταφοράς βάρους ανάμεσα στους τροχούς, η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση που μπορεί να αναπτύξει το όχημα είναι λίγο μικρότερη.

Για την αξιολόγηση της συμπεριφοράς του οχήματος, υπολογίζουμε τις παρακάτω μεταβλητές που περιγράφουν την απόκριση του οχήματος στην διέγερση βαθμίδος.

$a_{y,ss}$	Εγκάρσια επιτάχυνση μόνιμης κατάστασης
$a_{y,max}$	Μέγιστη εγκάρσια επιτάχυνση μόνιμης κατάστασης
$\dot{\psi}_{ss}$	Ρυθμός εκτροπής μόνιμης κατάστασης
$\dot{\psi}_{max}$	Μέγιστος ρυθμός εκτροπής μόνιμης κατάστασης
$\frac{a_{y,ss}}{\delta}$	Κέρδος εγκάρσιας επιτάχυνσης μόνιμης κατάστασης
$\frac{\dot{\psi}_{ss}}{\delta}$	Κέρδος ρυθμού εκτροπής μόνιμης κατάστασης
T_{ay}	Χρόνος απόκρισης εγκάρσιας επιτάχυνσης
$T_{\dot{\psi}}$	Χρόνος απόκρισης ρυθμού εκτροπής
$T_{ay,max}$	Χρόνος απόκρισης μέγιστης τιμής εγκάρσιας επιτάχυνσης
$T_{\dot{\psi},max}$	Χρόνος απόκρισης μέγιστης τιμής ρυθμού εκτροπής
U_{ay}	Ποσοστό υπερακόντισης εγκάρσιας επιτάχυνσης
$U_{\dot{\psi}}$	Ποσοστό υπερακόντισης ρυθμού εκτροπής

Για τον υπολογισμό των χρόνων απόκρισης, θεωρούμε ως αρχικό χρόνο μέτρησης τη στιγμή που η γωνία διεύθυνσης λαμβάνει το 50% της τελικής τιμής βαθμίδος. Με βάση το χρόνο αυτό υπολογίζουμε το χρόνο απόκρισης T και το χρόνο απόκρισης μέγιστης τιμής T_{max} , δηλαδή το χρόνο που παρέρχεται μέχρι οι μεταβλητές κατάστασης να λάβουν το 90% της τιμής μόνιμης κατάστασης και την μέγιστη τιμή τους, αντίστοιχα, όπως φαίνεται στο Σχ. 7.1. Το ποσοστό υπερακόντισης των μεταβλητών κατάστασης ορίζεται ως

η ποσοστιαία διαφορά μεταξύ της μέγιστης τιμής και της τιμής μόνιμης κατάστασης.



- 1 - Διέγερση γωνίας διεύθυνσης 2 - Απόκριση οχήματος 3 - Μόνιμη κατάσταση
4 - 90% - Μόνιμης κατάστασης 5 - 50% διέγερσης βαθμίδος

Σχ. 7.1 - Απόκριση οχήματος σε διέγερση βαθμίδος

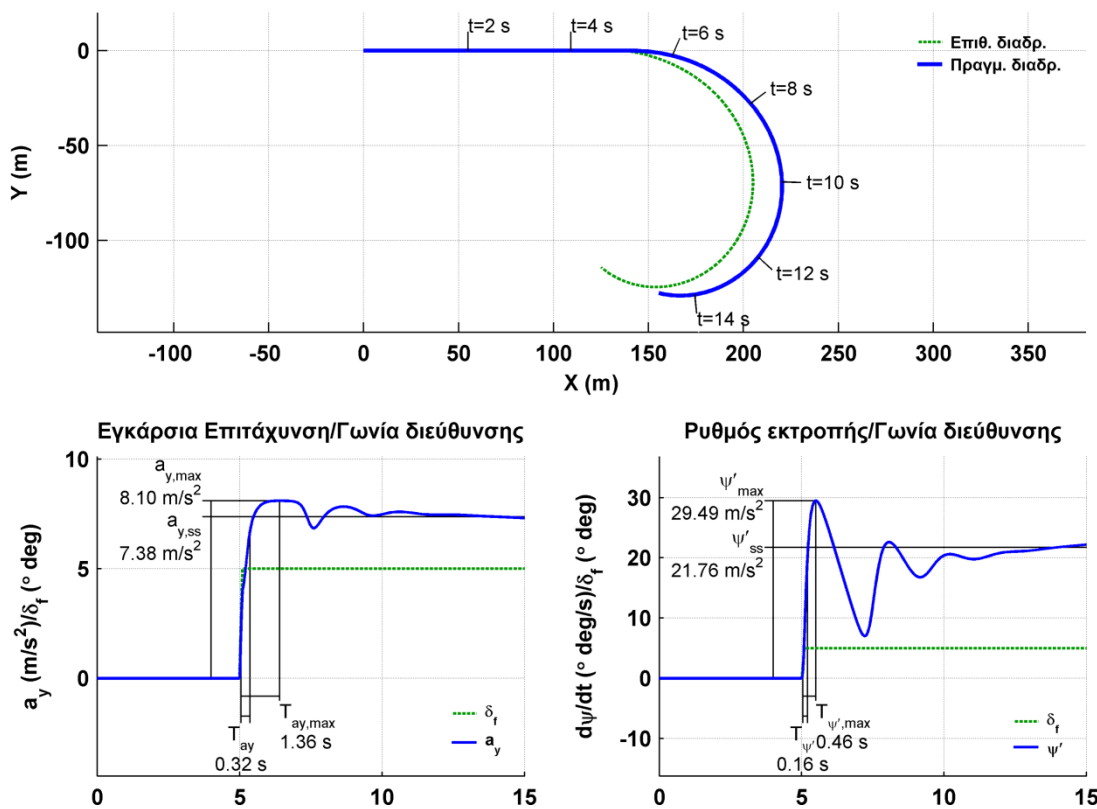
7.2.1.2. Αποτελέσματα δοκιμών διέγερσης βαθμίδος οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου

Αρχικά πραγματοποιούμε τις δοκιμές διέγερσης βαθμίδος σε όχημα το οποίο δεν είναι εξοπλισμένο με κανένα σύστημα ελέγχου, ώστε να καταγράψουμε τις επιδόσεις του οχήματος και να επιλέξουμε τις τιμές του εύρους διέγερσης που θα χρησιμοποιήσουμε, στις δοκιμές των συστημάτων ελέγχου. Στον Πιν. 7.1 καταγράφονται τα αποτελέσματα για εύρος διέγερσης ίσο με 0,5 έως 10 μοίρες.

Παρατηρούμε ότι η τιμή της μέγιστης εγκάρσιας επιτάχυνσης $a_{y,max}$, παρουσιάζει μέγιστο για εύρος διέγερσης ίσο με 5 μοίρες, οπότε μπορούμε να θεωρήσουμε ότι για τιμές ίσες και μεγαλύτερες από αυτήν το όχημα υπερβαίνει το όριο πρόσφυσης. Αντίθετα οι τιμές του ρυθμού εκτροπής μέγιστου και μόνιμης κατάστασης, συνεχίζουν να αυξάνονται αλλά με μειούμενο ρυθμό. Τα ποσοστά υπερακόντισης εμφανίζουν τις μέγιστες τιμές για εύρος 3 μοιρών η εγκάρσια επιτάχυνση και για εύρος 5 μοιρών ο ρυθμός εκτροπής.

δ ($^{\circ}$ deg)	$a_{y,ss}$ (m/s^2)	$a_{y,max}$ (m/s^2)	$\dot{\psi}_{ss}$ ($^{\circ}/s$)	$\dot{\psi}_{max}$ ($^{\circ}/s$)	$\frac{a_{y,ss}}{\delta}$	$\frac{\dot{\psi}_{ss}}{\delta}$	T_{ay} (s)	$T_{\dot{\psi}}$ (s)	$T_{ay,max}$ (s)	$T_{\dot{\psi},max}$ (s)	U_{ay} (%)	$U_{\dot{\psi}}$ (%)
0,50	1,77	1,84	3,84	4,05	3,68	8,09	0,58	0,29	1,13	0,64	3,89	5,28
1,00	3,35	3,59	7,41	8,02	3,59	8,02	0,54	0,27	1,10	0,61	7,27	8,21
2,00	5,50	6,34	13,03	15,36	3,17	7,68	0,46	0,23	1,07	0,55	15,30	17,88
3,00	6,58	7,68	16,84	21,46	2,56	7,15	0,39	0,19	1,15	0,51	16,78	27,45
4,00	7,11	8,05	19,56	26,14	2,01	6,54	0,35	0,17	1,29	0,48	13,31	33,63
5,00	7,38	8,10	21,76	29,49	1,62	5,90	0,32	0,16	1,36	0,46	9,87	35,52
6,00	7,52	8,09	23,67	31,75	1,35	5,29	0,30	0,16	1,24	0,44	7,62	34,13
7,00	7,60	8,08	25,33	33,19	1,15	4,74	0,28	0,16	1,16	0,43	6,22	31,02
8,00	7,65	8,06	26,80	34,07	1,01	4,26	0,27	0,16	1,12	0,42	5,31	27,13
9,00	7,69	8,05	28,13	34,58	0,89	3,84	0,27	0,17	1,11	0,42	4,71	22,92
10,00	7,70	8,03	29,36	34,84	0,80	3,48	0,27	0,17	1,10	0,41	4,29	18,65

Πιν. 7.1 - Αποτελέσματα δοκιμών διέγερσης βαθμίδος οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου



Σχ. 7.2 - Δοκιμή διέγερσης βαθμίδος οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^{\circ}$

Στο Σχ. 7.2 απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος για εύρος διέγερσης ίσο με 5 μοίρες. Παρατηρούμε ότι η εγκάρσια επιτάχυνση και ιδιαίτερα ο

ρυθμός εκτροπής εμφανίζουν σημαντική υπερακόντιση και στη συνέχεια έντονη ταλαντωτική συμπεριφορά για αρκετά μεγάλο χρόνο μεταβατικής κατάστασης.

7.2.1.3. Βελτιστοποίηση παραμέτρων συστημάτων ελέγχου

Για να αξιολογηθεί η επίδραση των συστημάτων ελέγχου στη συμπεριφορά του οχήματος, κατά τη διάρκεια της δοκιμής διέγερσης βαθμίδος στη γωνία διεύθυνσης των εμπρός τροχών, χρειάζεται να ορίσουμε την αντικειμενική συνάρτηση η οποία θα χρησιμοποιηθεί στη διαδικασία βελτιστοποίησης.

Ο δείκτης βελτιστοποίησης I_T ισούται με το μέσο άθροισμα των χρόνων απόκρισης και επιδιώκουμε την ελαχιστοποίηση του.

$$I_T = avg(T_{ay} + T_{ay,max} + T_{\dot{\psi}} + T_{\dot{\psi},max}) \quad (7.2)$$

Ο δείκτης βελτιστοποίησης I_U ισούται με το μέσο άθροισμα των ποσοστών υπερακόντισης και επίσης επιδιώκουμε την ελαχιστοποίηση του.

$$I_U = avg(U_{ay} + U_{\dot{\psi}}) \quad (7.3)$$

Ο δείκτης βελτιστοποίησης I_{ss} ισούται με το μέσο άθροισμα της εγκάρσιας επιτάχυνσης και του ρυθμού εκτροπής μόνιμης κατάστασης και επιδιώκουμε την μεγιστοποίηση του.

$$I_{ss} = avg(a_{y,ss} + \dot{\psi}_{ss}) \quad (7.4)$$

Οι δείκτες βελτιστοποίησης $I_{dev,m}$ και $I_{\beta,\dot{\psi},des}$, έχουν οριστεί στο κεφάλαιο 5.1.1 και επιδιώκουμε την ελαχιστοποίηση τους.

Η αντικειμενική συνάρτηση με τους συντελεστές βαρύτητας των δεικτών βελτιστοποίησης, φαίνεται στην εξίσωση (7.5).

$$L(\mathbf{P}) = I_T + 0,05 \cdot I_U - 0,1 \cdot I_{ss} + 0,2 \cdot I_{dev,m} + 0,2 \cdot I_{\beta,\dot{\psi},des} \quad (7.5)$$

Για την καλύτερη αξιολόγηση των συστημάτων ελέγχου, οι δείκτες βελτιστοποίησης θα υπολογιστούν σε δοκιμές με διάφορα εύρη διέγερσης και θα εξαχθεί η μέση τιμή του κάθε δείκτη, η οποία θα χρησιμοποιηθεί στην αντικειμενική συνάρτηση. Με βάση τα αποτελέσματα των δοκιμών του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, τα εύρη διέγερσης που επιλέξαμε ως περισσότερο αντιπροσωπευτικά και θα χρησιμοποιηθούν στη διαδικασία βελτιστοποίησης είναι 1, 3, 5, 7 και 10 μοίρες.

Στον Πιν. 7.2, φαίνεται η ποσόστωση των δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση δοκιμής διέγερσης βαθμίδος, για τη δοκιμή του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου. Ο όρος $0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des}$, αποτελεί περίπου το 50% της τιμής της αντικειμενικής συνάρτησης, ενώ το υπόλοιπο μοιράζεται σχεδόν ισομερώς ανάμεσα στους υπόλοιπους 4 δείκτες βελτιστοποίησης. Ο δείκτης βελτιστοποίησης $I_{\beta,\psi,des}$ επιλέχτηκε να έχει την μεγαλύτερη ποσόστωση στην αντικειμενική συνάρτηση, καθώς παρουσίασε σημαντικά περιθώρια βελτίωσης κατά τις δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν και αντιπροσωπεύει σε σημαντικό βαθμό την απόκλιση της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος από την επιθυμητή.

	I_T	$0,05 \cdot I_U$	$-0,1 \cdot I_{ss}$	$0,2 \cdot I_{dev,m}$	$0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$L(\mathbf{P})$
$I(\mathbf{P})$	2,20	1,65	-2,67	2,79	10,10	14,08
$\frac{ I(\mathbf{P}) }{\sum I(\mathbf{P}) }$	11%	9%	14%	14%	52%	

Πιν. 7.2 - Ποσόστωση δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση δοκιμής διέγερσης βαθμίδος

7.2.1.4. Αποτελέσματα δοκιμών διέγερσης βαθμίδος οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC)

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για 3 ομάδες παραμέτρων, που ορίζονται ως εξής:

$$\mathbf{P}_{ESC,A} = [K_{ESC,\psi} \quad K_{ESC,\beta}] \quad (7.6)$$

$$\mathbf{P}_{ESC,B} = [S_{ESC,y} \quad D_{\psi} \quad D_{\beta}] \quad (7.7)$$

$$\mathbf{P}_{ESC,C} = [K_{ESC,\psi} \quad K_{ESC,\beta} \quad S_{ESC,y} \quad D_{\psi} \quad D_{\beta}] \quad (7.8)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου $(1+N)-ES$, για τις ομάδες A και B, ορίζεται σε 20, ενώ για την ομάδα C, σε 10.

Το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$, επιλέγεται έτσι ώστε το σύστημα ESC να μην επεμβαίνει, προκειμένου να μπορεί να γίνει σύγκριση με το όχημα χωρίς σύστημα ESC.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = [K_{ESC,\psi} = 0 \quad K_{ESC,\beta} = 0 \quad S_{ESC,y} = 0,75 \quad D_{\psi} = 1 \quad D_{\beta} = 1]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.5), απαιτήθηκαν 40 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

\mathbf{P}_{ESC}	I_T	$0,05 \cdot I_U$	$-0,1 \cdot I_{SS}$	$0,2 \cdot I_{dev,m}$	$0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$L(\mathbf{P})$
1	2,20	1,65	-2,67	2,79	10,10	14,08
2	2,11	1,65	-2,69	2,71	8,53	12,31
3	2,12	1,61	-2,70	2,68	8,51	12,23
4	1,99	1,75	-2,64	2,81	7,63	11,53
5	1,98	1,40	-2,62	2,84	7,61	11,22
6	1,88	1,36	-2,64	2,78	7,48	10,87
7	1,97	1,19	-2,64	2,78	7,33	10,63
8	1,98	1,05	-2,67	2,69	7,05	10,10
9	1,90	1,02	-2,65	2,72	7,04	10,03

Πιν. 7.3 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος ESC σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος

Στον Πιν. 7.3, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

\mathbf{P}_{ESC}	$K_{ESC,\psi}$	$K_{ESC,\beta}$	$S_{ESC,y}$	D_{ψ}	D_{β}
1	0,00	0,00	0,75	1,00	1,00
2	7,78	-15,89	0,90	7,02	10,79
3	7,78	-15,89	0,90	6,20	6,68
4	7,78	-15,89	0,72	6,20	5,76
5	1,71	-0,21	0,72	6,20	5,76
6	1,71	-0,21	0,48	6,18	4,46
7	1,71	-0,21	0,58	4,82	4,25
8	1,71	-0,21	0,66	2,95	4,80
9	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29

Πιν. 7.4 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστήματος ESC σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος

Όπως παρατηρούμε η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει τη σημαντική μείωση της τιμής της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, συγκριτικά με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Όλοι οι επιμέρους δείκτες εκτός από τον δείκτη I_{ss} , ο οποίος παρουσιάζει μια μικρή αύξηση, έχουν ελαττωθεί και ιδιαίτερα οι δείκτες I_U και $I_{\beta,\dot{\psi},des}$, έχουν ελαττωθεί σημαντικά.

Στον Πιν. 7.4 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

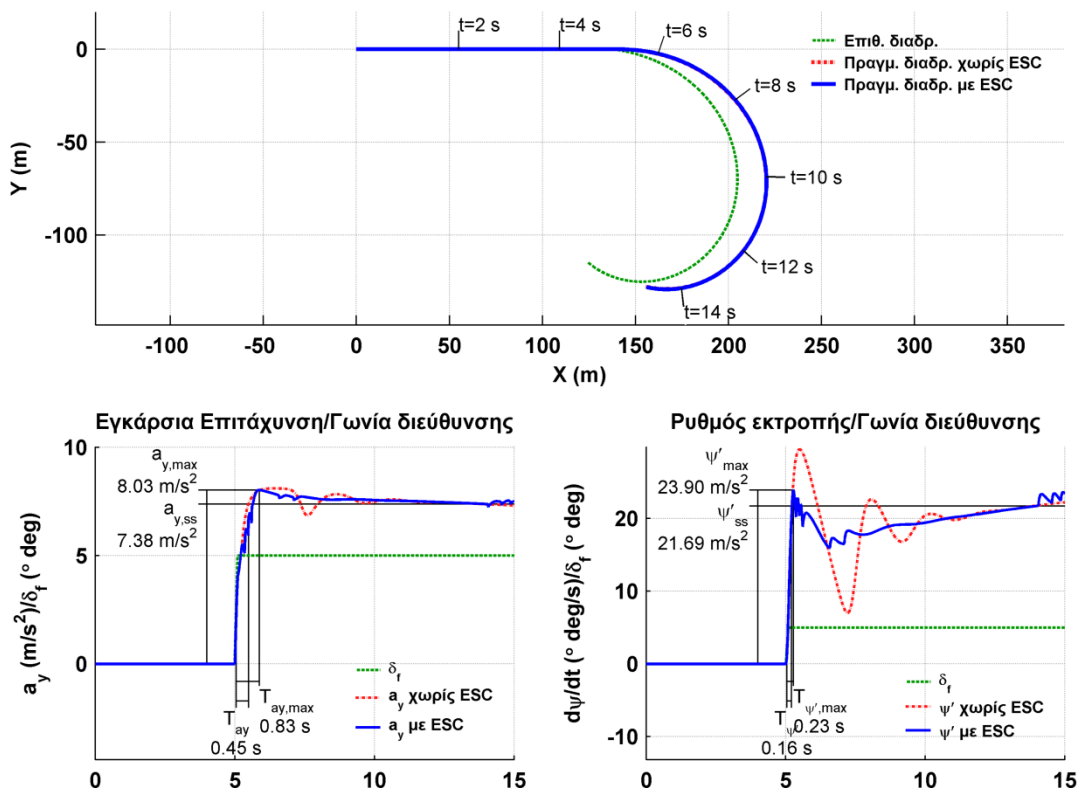
δ (° deg)	$a_{y,ss}$ (m/s^2)	$a_{y,max}$ (m/s^2)	$\dot{\psi}_{ss}$ (°/s)	$\dot{\psi}_{max}$ (°/s)	$\frac{a_{y,ss}}{\delta}$	$\frac{\dot{\psi}_{ss}}{\delta}$	T_{ay} (s)	$T_{\dot{\psi}}$ (s)	$T_{ay,max}$ (s)	$T_{\dot{\psi},max}$ (s)	U_{ay} (%)	$U_{\dot{\psi}}$ (%)	ESC
1,00	3,35	3,59	7,41	8,02	3,59	8,02	0,54	0,27	1,10	0,61	7,27	8,21	-
1,00	3,35	3,59	7,41	8,02	3,59	8,02	0,54	0,27	1,10	0,61	7,27	8,21	✓
3,00	6,58	7,68	16,84	21,46	2,56	7,15	0,39	0,19	1,15	0,51	16,78	27,45	-
3,00	6,29	7,64	18,19	21,04	2,55	7,01	0,36	0,21	1,13	0,40	21,35	15,66	✓
5,00	7,38	8,10	21,76	29,49	1,62	5,90	0,32	0,16	1,36	0,46	9,87	35,52	-
5,00	7,38	8,03	21,69	23,90	1,61	4,78	0,45	0,16	0,83	0,23	8,75	10,16	✓
7,00	7,60	8,08	25,33	33,19	1,15	4,74	0,28	0,16	1,16	0,43	6,22	31,02	-
7,00	7,64	8,26	24,71	26,79	1,18	3,83	0,44	0,15	0,82	0,21	8,08	8,40	✓
10,00	7,70	8,03	29,36	34,84	0,80	3,48	0,27	0,17	1,10	0,41	4,29	18,65	-
10,00	7,74	8,17	27,92	30,33	0,82	3,03	0,49	0,15	0,73	0,21	5,58	8,61	✓

Πιν. 7.5 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων ESC με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος

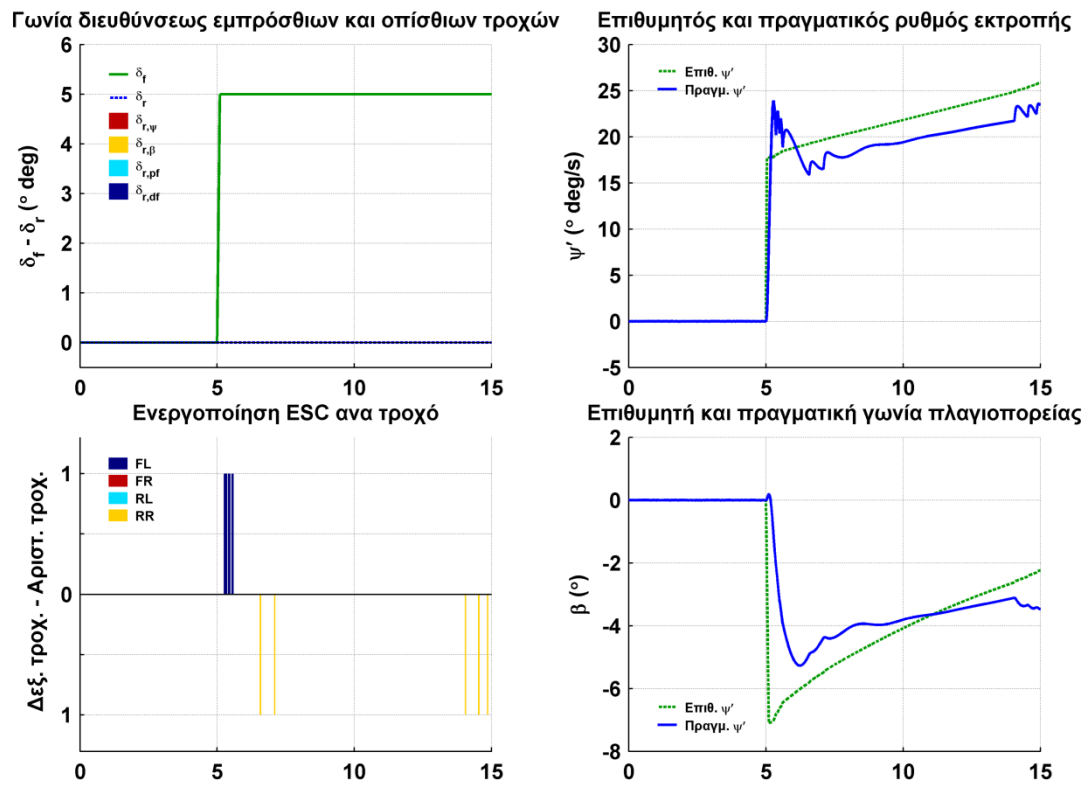
Στον Πιν. 7.5 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση του οχήματος με σύστημα ESC, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,9}$ και του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, για όλα τα εύρη διέγερσης, που χρησιμοποιήθηκαν στην βελτιστοποίηση. Παρατηρούμε ότι για εύρος διέγερσης ίσο με 1 μοίρα, δεν υπάρχει καμία διαφορά, αφού η πλευρική επιτάχυνση δεν υπερβαίνει το όριο ενεργοποίησης του συστήματος ESC. Σε μεγαλύτερα εύρη διέγερσης το σύστημα ESC, γενικά μειώνει τα ποσοστά υπερακόντισης και τους χρόνους απόκρισης, ιδιαίτερα στη περίπτωση του ρυθμού εκτροπής.

Στο Σχ. 7.3, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με ESC για εύρος διέγερσης ίσο με 5 μοίρες. Στο Σχ. 7.4, απεικονίζεται η λειτουργία του συστήματος ESC. Παρατηρούμε ότι η τροχιά που διαγράφει το όχημα δεν

επηρεάζεται, κάτι το οποίο φαίνεται και από το δείκτη απόκλισης της τροχιάς $I_{dev,m}$. Η ενεργοποίηση του συστήματος ESC είναι σύντομη σε διάρκεια και κυρίως εντοπίζεται στα αρχικά στάδια της μεταβατικής κατάστασης. Ειδικότερα, αρχικά το σύστημα ESC εφαρμόζει πέδηση στον εμπρός εξωτερικό τροχό, ώστε να μειωθεί η υπερστροφή του οχήματος, με αποτέλεσμα τη μείωση της υπερακόντισης και της ταλαντωτικής συμπεριφοράς του ρυθμού εκτροπής. Στη συνέχεια το σύστημα ESC εφαρμόζει για μικρά διαστήματα πέδηση στον πίσω εσωτερικό τροχό, ώστε να προκαλέσει υπερστροφή του οχήματος και να αυξήσει τον ρυθμό εκτροπής, ο οποίος υπολείπεται του επιθυμητού. Παρατηρούμε όμως ότι η απόκλιση του πραγματικού από τον επιθυμητό ρυθμό εκτροπής παραμένει στα επίπεδα της ουδέτερης ζώνης του συστήματος ESC ($3,13 \text{ }^\circ/s$). Αυτό εξηγεί και την μη διαφοροποίηση της τροχιάς του οχήματος με ESC σε σχέση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου.



Σχ. 7.3 - Δοκιμή διέγερσης βαθμίδος οχήματος με ESC με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$



Σχ. 7.4 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με ESC σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$

7.2.1.5. Αποτελέσματα δοκιμών διέγερσης βαθμίδος οχήματος εξοπλισμένου με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS)

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για 3 ομάδες παραμέτρων, που ορίζονται ως εξής:

$$\mathbf{P}_{4WS,A} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} & K_{\delta r, \beta} \end{bmatrix} \quad (7.9)$$

$$\mathbf{P}_{4WS,B} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, pf} & K_{dr, df} \end{bmatrix} \quad (7.10)$$

$$\mathbf{P}_{4WS,C} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} & K_{\delta r, \beta} & K_{\delta r, pf} & K_{dr, df} \end{bmatrix} \quad (7.11)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου $(1+N)-ES$, για τις ομάδες A και B, ορίζεται σε 20, ενώ για την ομάδα C, σε 10.

Το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,1}$, επιλέγεται έτσι ώστε το σύστημα 4WS να μην επεμβαίνει, προκειμένου να μπορεί να γίνει σύγκριση με το όχημα χωρίς σύστημα 4WS.

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} = 0 & K_{\delta r, \beta} = 0 & K_{\delta r, pf} = 0 & K_{dr, df} = 0 \end{bmatrix}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.5), απαιτήθηκαν 66 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

\mathbf{P}_{4WS}	I_T	$0,05 \cdot I_U$	$-0,1 \cdot I_{ss}$	$0,2 \cdot I_{dev,m}$	$0,2 \cdot I_{\beta, \psi, des}$	$L(\mathbf{P})$
1	2,20	1,65	-2,67	2,79	10,10	14,08
2	1,77	1,26	-2,80	2,37	8,28	10,88
3	1,77	1,23	-2,78	2,40	7,67	10,29
4	1,86	1,31	-2,72	2,49	7,34	10,28
5	1,76	1,09	-2,73	2,46	6,71	9,29
6	1,70	1,03	-2,70	2,50	6,59	9,12
7	1,70	1,04	-2,71	2,49	6,59	9,11
8	1,73	0,97	-2,70	2,50	6,61	9,11
9	1,74	0,90	-2,70	2,50	6,60	9,03
10	1,75	0,82	-2,70	2,51	6,62	9,00
11	1,76	0,79	-2,70	2,51	6,62	8,97
12	1,79	0,72	-2,70	2,51	6,64	8,96
13	1,80	0,70	-2,71	2,51	6,65	8,95

Πιν. 7.6 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος

Στον Πιν. 7.6, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

Όπως παρατηρούμε η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει σημαντική μείωση της τιμής της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, συγκριτικά τόσο με το όχημα χωρίς σύστημα 4WS ($\mathbf{P}_{4WS,1}$), όσο και με το βέλτιστο διάνυσμα του συστήματος ESC ($\mathbf{P}_{ESC,9}$). Όλοι οι επιμέρους δείκτες, έχουν ελαττωθεί και ιδιαίτερα οι δείκτες I_U και $I_{\beta,\psi,des}$, παρουσιάζουν την μεγαλύτερη ελάττωση.

Στον Πιν. 7.7 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r,\psi}$	$K_{\delta r,\beta}$	$K_{\delta r,pf}$	$K_{dr,df}$
1	0,00	0,00	0,00	0,00
2	-0,77	0,80	0,00	0,00
3	-0,77	0,80	0,01	0,17
4	-0,77	0,80	0,22	0,21
5	-1,11	0,94	0,22	0,21
6	-1,11	0,94	0,32	0,20
7	-1,11	0,94	0,29	0,20
8	-1,07	0,85	0,29	0,20
9	-1,10	0,81	0,29	0,20
10	-1,09	0,74	0,29	0,20
11	-1,10	0,72	0,29	0,20
12	-1,10	0,66	0,28	0,20
13	-1,10	0,64	0,27	0,20

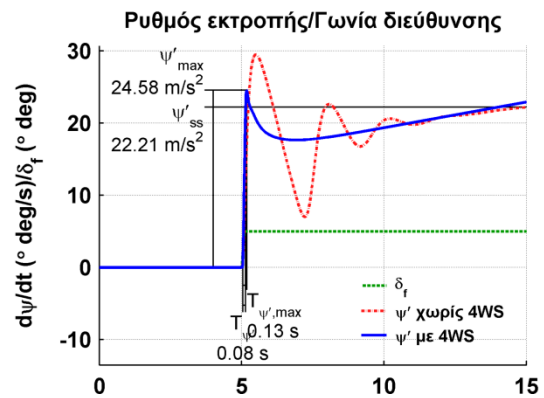
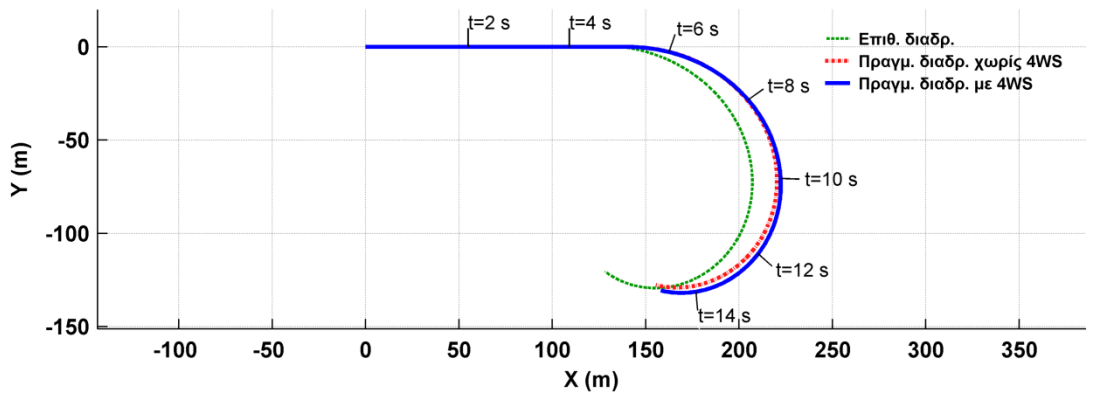
Πιν. 7.7 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστήματος 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος

Στον Πιν. 7.8 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση του οχήματος με σύστημα 4WS, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,13}$ και του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, για όλα τα εύρη διέγερσης, που χρησιμοποιήθηκαν στην βελτιστοποίηση. Παρατηρούμε ότι σε αντίθεση με το ESC, το οποίο επεμβαίνει σε ορισμένες περιπτώσει, το σύστημα τετραδιεύθυνσης 4WS επεμβαίνει σε όλο το φάσμα δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος. Αυτό φαίνεται και στη δοκιμή με εύρος διέγερσης ίσο με 1

μοίρα, όπου ενώ το σύστημα ESC δεν επεμβαίνει καθόλου, το σύστημα 4WS μειώνει τους χρόνους απόκρισης και αυξάνει τα κέρδη μόνιμης κατάστασης. Σε μεγαλύτερα εύρη διέγερσης το σύστημα 4WS, μειώνει τα ποσοστά υπερακόντισης και μάλιστα περισσότερο σε σχέση με το σύστημα ESC.

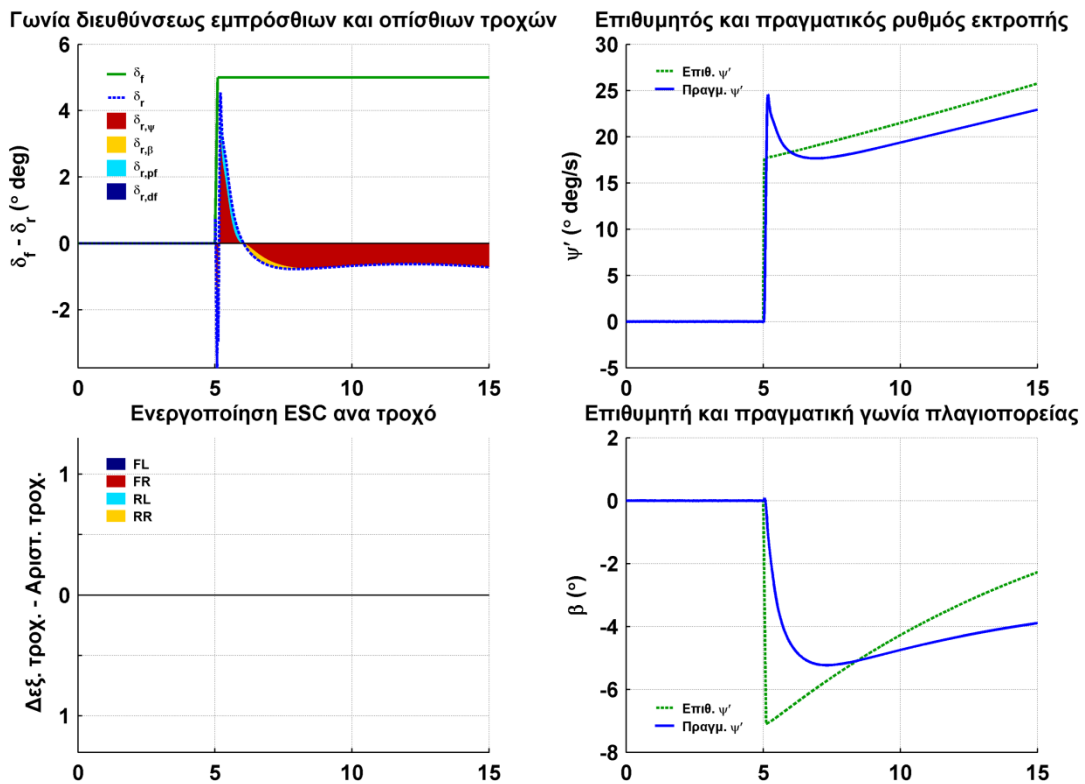
δ ($^{\circ}$ deg)	$a_{y,ss}$ (m/s^2)	$a_{y,max}$ (m/s^2)	$\dot{\psi}_{ss}$ ($^{\circ}/s$)	$\dot{\psi}_{max}$ ($^{\circ}/s$)	$\frac{a_{y,ss}}{\delta}$	$\frac{\dot{\psi}_{ss}}{\delta}$	T_{ay} (s)	$T_{\dot{\psi}}$ (s)	$T_{ay,max}$ (s)	$T_{\dot{\psi},max}$ (s)	U_{ay} (%)	$U_{\dot{\psi}}$ (%)	4WS
1,00	3,35	3,59	7,41	8,02	3,59	8,02	0,54	0,27	1,10	0,61	7,27	8,21	-
1,00	3,63	3,88	8,09	9,12	3,88	9,12	0,36	0,11	1,32	0,16	7,02	12,82	✓
3,00	6,58	7,68	16,84	21,46	2,56	7,15	0,39	0,19	1,15	0,51	16,78	27,45	-
3,00	7,18	7,43	19,02	21,30	2,48	7,10	0,36	0,09	2,33	0,13	3,50	11,99	✓
5,00	7,38	8,10	21,76	29,49	1,62	5,90	0,32	0,16	1,36	0,46	9,87	35,52	-
5,00	7,54	7,76	22,21	24,58	1,55	4,92	0,14	0,09	1,06	0,13	2,81	10,64	✓
7,00	7,60	8,08	25,33	33,19	1,15	4,74	0,28	0,16	1,16	0,43	6,22	31,02	-
7,00	7,68	7,98	24,46	26,20	1,14	3,74	0,14	0,11	0,78	0,15	3,95	7,10	✓
10,00	7,70	8,03	29,36	34,84	0,80	3,48	0,27	0,17	1,10	0,41	4,29	18,65	-
10,00	7,73	8,09	27,71	29,39	0,81	2,94	0,06	0,16	1,14	0,21	4,58	6,06	✓

Πιν. 7.8 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων 4WS με όχημα χωρίς 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος



Σχ. 7.5 - Δοκιμή διέγερσης βαθμίδος οχήματος με 4WS με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^{\circ}$

Στο Σχ. 7.5, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με 4WS για εύρος διέγερσης ίσο με 5 μοίρες. Στο Σχ. 7.6, απεικονίζεται η λειτουργία του συστήματος 4WS. Παρατηρούμε ότι η τροχιά που διαγράφει το όχημα παρουσιάζει μικρή διαφοροποίηση σε σχέση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Χάρης στην συνεχή λειτουργία του, η επίδραση του συστήματος 4WS είναι πολύ πιο ομαλή από την αντίστοιχη του συστήματος ESC, προσεγγίζοντας πολύ πιο ομαλά τις τιμές μόνιμης κατάστασης. Το σύστημα 4WS, αρχικά για ένα πολύ μικρό διάστημα, εφαρμόζει γωνία διεύθυνσης στους οπίσθιους τροχούς με αντίθετη φορά από τους εμπρός τροχούς ώστε να προκαλέσει υπερστροφή και να μειώσει το χρόνο απόκρισης του οχήματος. Στη συνέχεια, όσο διαρκεί η υπερακόντιση, εφαρμόζει γωνία διεύθυνσης στους οπίσθιους τροχούς με ίδια φορά από τους εμπρός τροχούς ώστε να μειώσει την υπερστροφή και συνεπώς τα ποσοστά υπερακόντισης και την ταλαντωτική συμπεριφορά του ρυθμού εκτροπής και της πλευρικής επιτάχυνσης. Τέλος, η γωνία διεύθυνσης των οπίσθιων τροχών σταθεροποιείται σε αντίθετη φορά από τους εμπρός τροχούς, εφόσον ο ρυθμός εκτροπής μόνιμης κατάστασης υπολείπεται του επιθυμητού.



Σχ. 7.6 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με 4WS σε δοκιμή διέγερσης

βαθμίδος με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$

7.2.1.6. Αποτελέσματα δοκιμών διέγερσης βαθμίδος οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS)

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική διαδοχικά για το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS), χρησιμοποιώντας τις ομάδες παραμέτρων, που ορίστηκαν στα κεφάλαια 7.2.1.4 και 7.2.1.5, με τους ίδιους αριθμούς απογόνων.

Ως αρχικά διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$ και $\mathbf{P}_{4WS,1}$, χρησιμοποιούμε τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων των προηγούμενων κεφαλαίων.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = [K_{ESC,\psi} = 1,707 \quad K_{ESC,\beta} = -0,209 \quad S_{ESC,y} = 0,59 \quad D_{\psi} = 3,13 \quad D_{\beta} = 5,29]$$

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = [K_{\delta r,\psi} = -1,10 \quad K_{\delta r,\beta} = 0,64 \quad K_{\delta r,pf} = 0,27 \quad K_{dr,df} = 0,20]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.5), απαιτήθηκαν 92 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

$\mathbf{P}_{ESC} - \mathbf{P}_{4WS}$	I_T	$0,05 \cdot I_U$	$-0,1 \cdot I_{SS}$	$0,2 \cdot I_{dev,m}$	$0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$L(\mathbf{P})$
1	5,57	0,72	-2,73	2,50	6,46	12,52
2	1,70	0,93	-2,77	2,45	6,78	9,09
3	1,71	0,89	-2,71	2,52	6,55	8,95
4	1,18	1,64	-2,73	2,51	6,36	8,95
5	1,23	1,27	-2,73	2,51	6,38	8,66
6	1,33	0,95	-2,75	2,48	6,51	8,52
7	1,31	0,99	-2,74	2,51	6,36	8,42
8	1,26	1,00	-2,71	2,54	6,32	8,40
9	1,24	0,90	-2,69	2,58	6,30	8,33
10	1,25	0,91	-2,70	2,57	6,27	8,30
11	1,27	0,87	-2,70	2,56	6,28	8,28
12	1,28	0,85	-2,71	2,55	6,30	8,27
13	1,27	0,81	-2,71	2,56	6,28	8,22
14	1,29	0,79	-2,73	2,54	6,30	8,19

Πιν. 7.9 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος

Στον Πιν. 7.9, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που

την αποτελούν. Όπως παρατηρούμε η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει μείωση της τιμής της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, συγκριτικά με το βέλτιστο διάνυσμα του συστήματος ESC ($\mathbf{P}_{ESC,9}$) και το βέλτιστο διάνυσμα του συστήματος 4WS ($\mathbf{P}_{4WS,13}$). Ειδικότερα η μεγαλύτερη μείωση παρατηρείται στο δείκτη των χρόνων απόκρισης I_T .

Στον Πιν. 7.10 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης. Όπως παρατηρούμε τα περισσότερα βήματα της βελτιστοποίησης, αφορούσαν το διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος 4WS.

\mathbf{P}_{ESC} \mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r, \psi}$	$K_{\delta r, \beta}$	$K_{\delta r, pf}$	$K_{dr, df}$	$K_{ESC, \psi}$	$K_{ESC, \beta}$	$S_{ESC, y}$	D_{ψ}	D_{β}
1	-1,10	0,64	0,12	0,25	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29
2	-1,10	0,64	0,12	0,25	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29
3	-1,10	0,64	0,31	0,25	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29
4	-0,59	0,88	0,00	0,00	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29
5	-0,49	0,61	0,00	0,00	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29
6	-0,60	0,50	0,00	0,00	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29
7	-0,60	0,50	0,06	-0,01	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29
8	-0,46	0,45	0,06	-0,01	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29
9	-0,46	0,45	0,14	-0,01	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29
10	-0,46	0,45	0,11	-0,01	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29
11	-0,49	0,44	0,11	-0,01	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29
12	-0,52	0,43	0,11	-0,01	1,71	-0,21	0,59	3,13	5,29
13	-0,52	0,43	0,11	-0,01	1,71	-0,21	0,38	3,13	6,21
14	-0,52	0,43	0,08	-0,01	1,71	-0,21	0,38	3,13	6,21

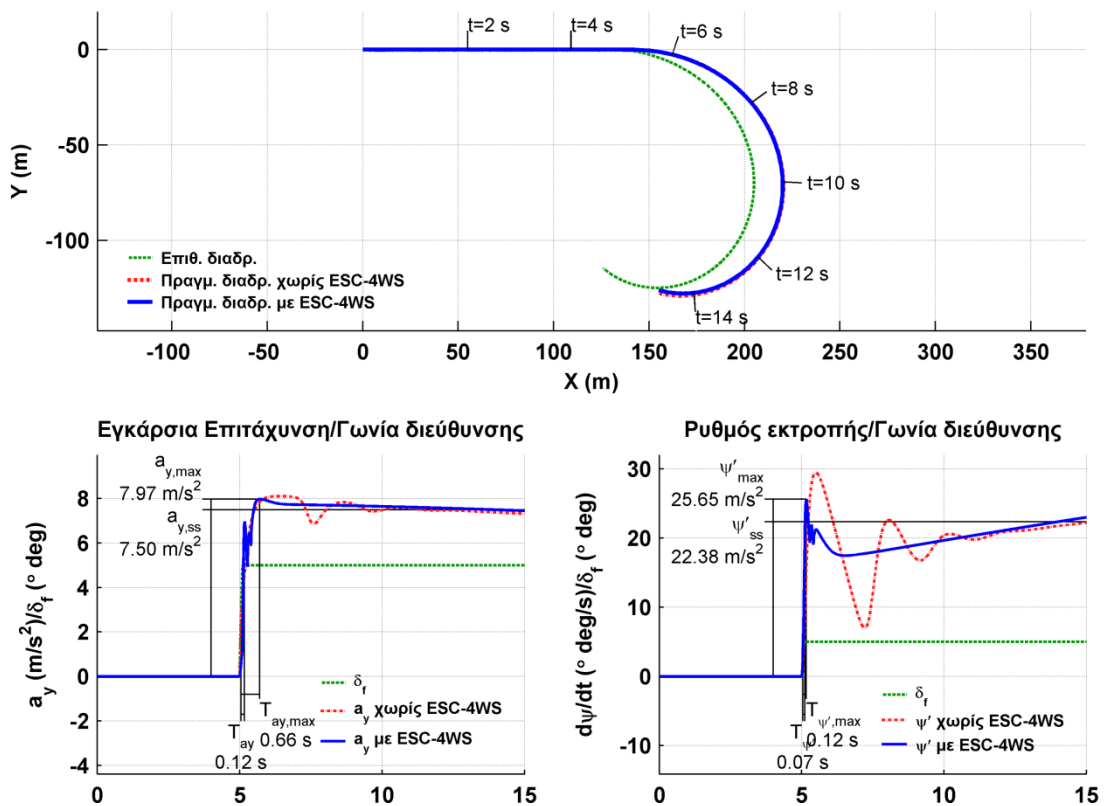
Πιν. 7.10 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστήματος 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος

Στον Πιν. 7.11 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση του οχήματος με σύστημα ESC και 4WS, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,14}$ και $\mathbf{P}_{4WS,14}$ και του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, για όλα τα εύρη διέγερσης, που χρησιμοποιήθηκαν στην βελτιστοποίηση. Ο συνδυασμός των συστημάτων ESC και 4WS, έχει ως αποτέλεσμα μικρότερους χρόνους απόκρισης και παρόμοιες τιμές των ποσοστών υπερακόντισης με τα οχήματα εξοπλισμένα μόνο με ένα από τα δύο συστήματα.

δ ($^{\circ}$ deg)	$a_{y,ss}$ (m/s^2)	$a_{y,max}$ (m/s^2)	$\dot{\psi}_{ss}$ ($^{\circ}/s$)	$\dot{\psi}_{max}$ ($^{\circ}/s$)	$\frac{a_{y,ss}}{\delta}$	$\frac{\dot{\psi}_{ss}}{\delta}$	T_{ay} (s)	$T_{\dot{\psi}}$ (s)	$T_{ay,max}$ (s)	$T_{\dot{\psi},max}$ (s)	U_{ay} (%)	$U_{\dot{\psi}}$ (%)	ESC 4WS
1,00	3,35	3,59	7,41	8,02	3,59	8,02	0,54	0,27	1,10	0,61	7,27	8,21	-
1,00	3,62	3,87	8,07	9,14	3,87	9,14	0,34	0,11	1,20	0,17	6,98	13,39	✓
3,00	6,58	7,68	16,84	21,46	2,56	7,15	0,39	0,19	1,15	0,51	16,78	27,45	-
3,00	7,15	7,40	19,45	20,55	2,47	6,85	0,32	0,09	1,18	0,16	3,60	5,68	✓
5,00	7,38	8,10	21,76	29,49	1,62	5,90	0,32	0,16	1,36	0,46	9,87	35,52	-
5,00	7,50	7,97	22,38	25,65	1,59	5,13	0,12	0,07	0,66	0,12	6,36	14,64	✓
7,00	7,60	8,08	25,33	33,19	1,15	4,74	0,28	0,16	1,16	0,43	6,22	31,02	-
7,00	7,67	8,12	24,97	27,99	1,16	4,00	0,12	0,07	0,66	0,11	5,94	12,08	✓
10,00	7,70	8,03	29,36	34,84	0,80	3,48	0,27	0,17	1,10	0,41	4,29	18,65	-
10,00	7,74	8,05	28,06	29,83	0,81	2,98	0,11	0,07	0,69	0,10	4,09	6,31	✓

Πιν. 7.11 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων ESC - 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος

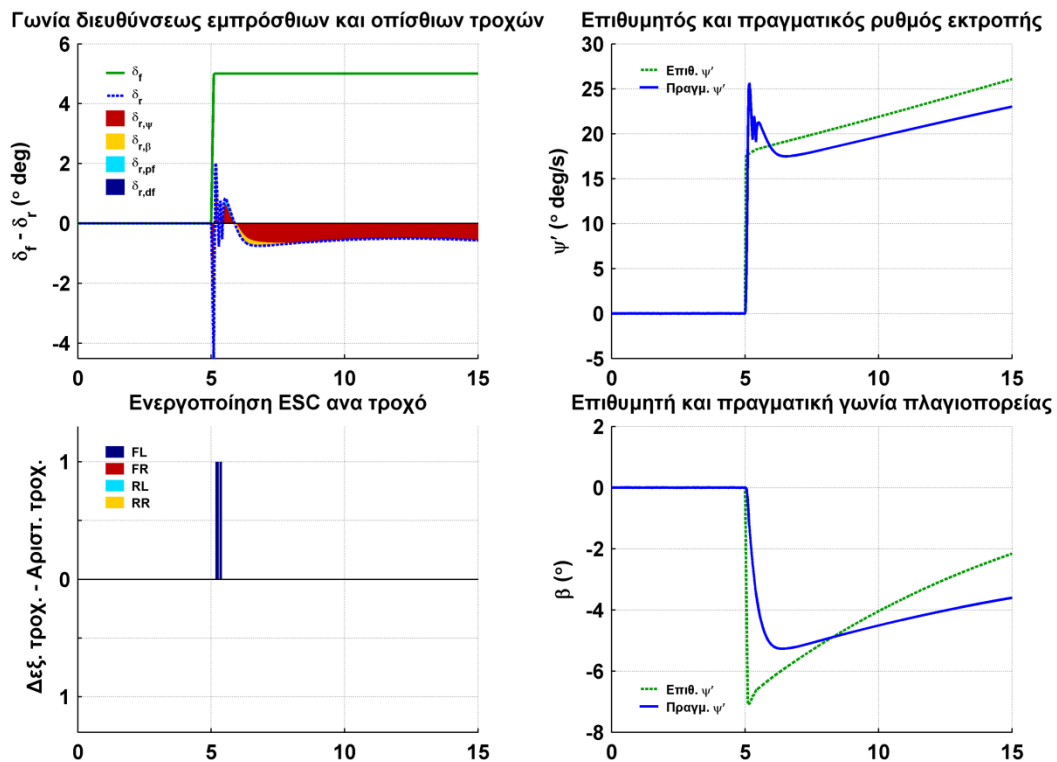
Στο Σχ. 7.7, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος εξοπλισμένου με συστήματα ESC και 4WS για εύρος διέγερσης ίσο με 5 μοίρες. Στο Σχ. 7.7, απεικονίζεται η λειτουργία των συστημάτων ESC και 4WS.



Σχ. 7.7 - Δοκιμή διέγερσης βαθμίδος οχήματος με ESC και 4WS με εύρος διέγερσης

$$\delta_f = 5^{\circ}$$

Παρατηρούμε ότι η τροχιά που διαγράφει το όχημα παρουσιάζει πολύ μικρή διαφοροποίηση σε σχέση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Όπως και στις δοκιμές των οχημάτων εξοπλισμένων μόνο με σύστημα ESC ή 4WS, επιτυγχάνεται μείωση της υπερακόντισης και της ταλαντωτικής συμπεριφοράς, κατά τη μεταβατική κατάσταση. Η ύπαρξη του συστήματος 4WS περιορίζει την ανάγκη της διακριτής επέμβασης του συστήματος ESP μόνο στην αρχή της μεταβατικής κατάστασης για διόρθωση της υπερακόντισης. Κατά την υπόλοιπη δοκιμή διατηρούνται τα ομαλά χαρακτηριστικά λειτουργίας του συστήματος 4WS.



Σχ. 7.8 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$

7.2.1.7. Συμπεράσματα δοκιμών διέγερσης βαθμίδος

Η διέγερση βαθμίδος, αποτελεί μια δοκιμή ανοιχτού βρόγχου, η όποια αφορά περισσότερο την δυναμική συμπεριφορά του οχήματος σε μόνιμη κατάσταση.

Η μείωση της αντικειμενικής συνάρτησης αξιολόγησης ήταν μεγαλύτερη για το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) σε σχέση με το σύστημα ηλεκτρονική ευστάθειας (ESC), ενώ ήταν λίγο μεγαλύτερη για το συνδυασμό των δύο συστημάτων ESC και 4WS. Και τα δύο συστήματα κατόρθωσαν να βελτιώσουν σε σημαντικό βαθμό τα ποσοστά υπερακόντισης και τους χρόνους απόκρισης αλλά η τροχιά του οχήματος δεν επηρεάστηκε αρκετά, ώστε να προσεγγίσει την επιθυμητή. Είναι εμφανές ότι τα συστήματα ελέγχου ESC και 4WS, μπορούν να ελέγξουν και να μεταβάλλουν την δυναμική συμπεριφορά του οχήματος κατά την μεταβατική κατάσταση, αλλά δεν μπορούν να μεταβάλλουν ριζικά τα δυναμικά χαρακτηριστικά μόνιμης κατάστασης του οχήματος και να μειώσουν την απόκλιση της συμπεριφοράς του από την επιθυμητή.

7.2.2. Ημιτονοειδής διέγερση γωνίας διεύθυνσης (Sinusoidal steering input)

7.2.2.1. Περιγραφή δοκιμής

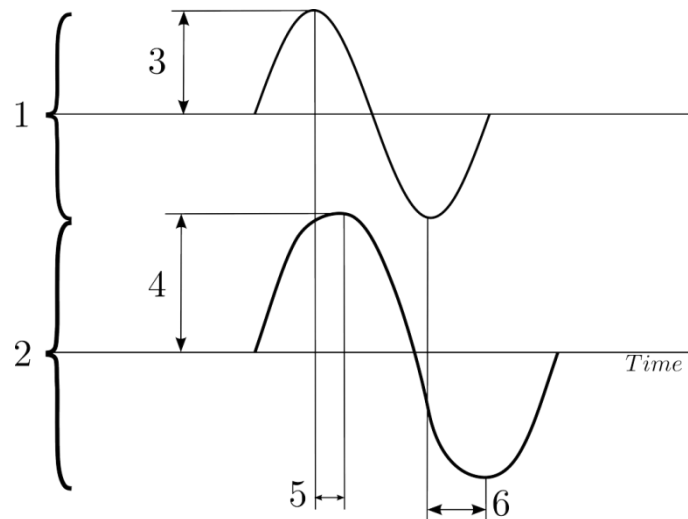
Η δοκιμή ανοιχτού βρόγχου με ημιτονοειδή διέγερση της γωνίας διεύθυνσης αποτελεί τυποποιημένο πρότυπο (ISO/TR 8725 1988; ISO/CD 7401 2003) αξιολόγησης της απόκρισης του οχήματος σε μεταβατική δυναμική κατάσταση.

Το όχημα κινείται με σταθερή ταχύτητα σε ευθεία γραμμή, όταν ο οδηγός επιβάλλει ημιτονοειδή διέγερση της γωνίας διεύθυνσης, με συχνότητα 0,5 Hz. Το εύρος τη διέγερσης επιλέγεται έτσι ώστε το όχημα να αναπτύξει μέγιστη εγκάρσια επιτάχυνση a_y ίση με μια επιθυμητή τιμή. Στη παρούσα διατριβή θα πραγματοποιήσουμε τις δοκιμές με διαμήκη ταχύτητα ίση με 100 χλμ/ώρα (27,77 m/s) και εύρος διέγερσης τέτοιο, ώστε να καλύψουμε όλο το εύρος πρόσφυσης του οχήματος, με ιδιαίτερη έμφαση στην περιοχή του ορίου πρόσφυσης, μέχρι και την αποσταθεροποίηση του οχήματος. Όπως και στη δοκιμή διέγερσης βαθμίδος, μετά την έναρξη της διέγερσης, ο οδηγός διατηρεί σταθερά τα χειριστήρια ελέγχου της διαμήκους ταχύτητας, χωρίς να προσπαθεί να διατηρήσει σταθερή τη διαμήκη ταχύτητα του οχήματος.

Για την αξιολόγηση της συμπεριφοράς του οχήματος, υπολογίζουμε τις παρακάτω μεταβλητές που περιγράφουν την απόκριση του οχήματος στην ημιτονοειδή διέγερση.

$a_{y,max}$	Μέγιστη εγκάρσια επιτάχυνση
$\dot{\psi}_{max}$	Μέγιστος ρυθμός εκτροπής
$\frac{a_y}{\delta}$	Κέρδος εγκάρσιας επιτάχυνσης
$\frac{\dot{\psi}}{\delta}$	Κέρδος ρυθμού εκτροπής
$T_{(\delta_f - a_y)1,2}$	Χρόνοι καθυστέρησης εγκάρσιας επιτάχυνσης
$T_{(\delta_f - \dot{\psi})1,2}$	Χρόνοι απόκρισης ρυθμού εκτροπής
ψ_{dev}	Απόκλιση γωνίας εκτροπής του οχήματος από την επιθυμητή
U_{end}	Διαμήκης ταχύτητα κατά την ολοκλήρωση της δοκιμής

Τα κέρδη της εγκάρσιας επιτάχυνσης και του ρυθμού εκτροπής, υπολογίζονται ως ο λόγος των μέγιστων τιμών της απόκρισης προς το εύρος της διέγερσης της γωνίας διεύθυνσεως. Ο χρόνος καθυστέρησης είναι το χρονικό διάστημα που απαιτείται να μετατοπιστεί η διέγερση της γωνίας διεύθυνσης ώστε να επιτευχθεί η μέγιστη συσχέτιση με τις μεταβλητές απόκρισης και υπολογίζεται ξεχωριστά για κάθε μία από τις δύο ημιπεριόδους. Ο υπολογισμός των χρόνων καθυστέρησης γίνεται με διασυσχέτιση των δυο ημιπεριόδων της διέγερσής της γωνίας διεύθυνσης ως προς την αντίστοιχη απόκριση της εγκάρσιας επιτάχυνσης και του ρυθμού εκτροπής, με βάση τη μέθοδο που περιγράφεται στο πρότυπο ([ISO/TR 8725 1988](#)). Η απόκλιση της γωνίας εκτροπής του οχήματος από την επιθυμητή, αποτυπώνει την απόκλιση του οχήματος από την επιθυμητή από τον οδηγό πορεία.



- | | | |
|----------------------------|---|---|
| 1 - Διέγερση γωνίας | 2 - Απόκριση οχήματος | 3 - Εύρος διέγερσης |
| 4 - Μέγιστη τιμή απόκρισης | 5 - Χρόνος καθυστέρησης 1ης ημιπεριόδου | 6 - Χρόνος καθυστέρησης 2ης ημιπεριόδου |

Σχ. 7.9 - Απόκριση οχήματος σε ημιτονοειδή διέγερση

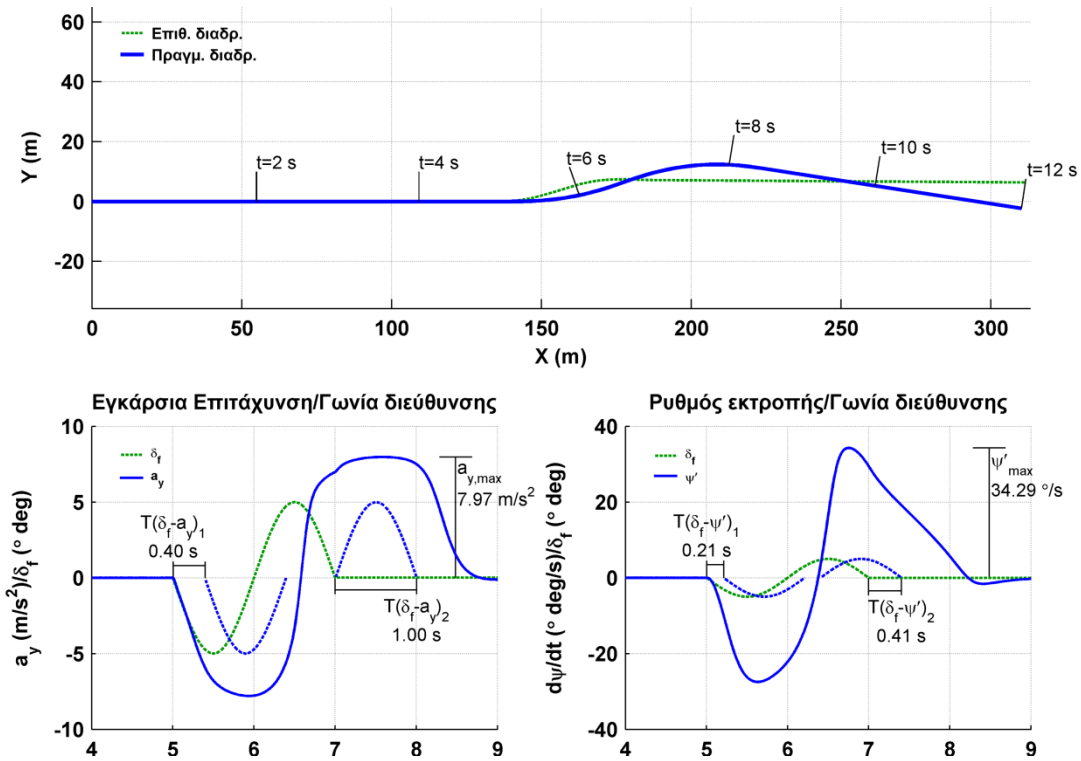
7.2.2.2. Αποτελέσματα δοκιμών ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου

Όπως και στις δοκιμές διέγερσης βαθμίδος, αρχικά θα πραγματοποιήσουμε τις δοκιμές ημιτονοειδούς διέγερσης σε όχημα το οποίο δεν είναι εξοπλισμένο με κανένα σύστημα ελέγχου, ώστε να καταγράψουμε τις επιδόσεις του οχήματος και να επιλέξουμε τις τιμές του εύρους διέγερσης που θα χρησιμοποιήσουμε, στις δοκιμές των συστημάτων ελέγχου. Στον Πιν. 7.12 καταγράφονται οι τιμές χαρακτηριστικών μεγεθών της δοκιμής για εύρος διέγερσης ίσο με 1 έως 10 μοίρες. Για μεγαλύτερο εύρος διέγερσης από 10 μοίρες, το όχημα δεν ολοκλήρωσε τις δοκιμές, καθώς εμφάνισε μεγάλες γωνίες ολίσθησης (περισσότερο από 45 μοίρες), ώστε μπορούμε να θεωρήσουμε ότι το όχημα τίθεται εκτός ελέγχου.

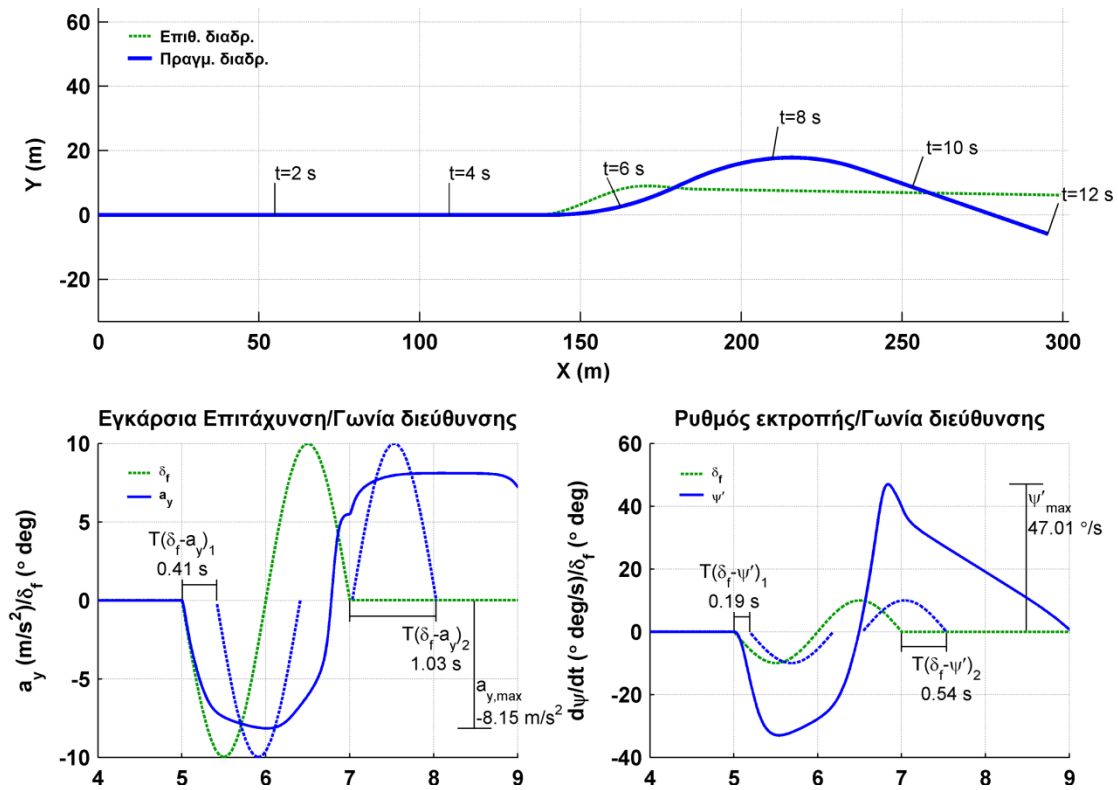
δ (°deg)	$a_{y,max}$ (m/s^2)	$\dot{\psi}_{max}$ (°/s)	$\frac{a_{y,max}}{\delta}$	$\frac{\dot{\psi}_{max}}{\delta}$	$T_{(\delta_f-a_y)1}$ (s)	$T_{(\delta_f-a_y)2}$ (s)	$T_{(\delta_f-\dot{\psi})1}$ (s)	$T_{(\delta_f-\dot{\psi})2}$ (s)	ψ_{dev} (°)
1	2,76	7,74	2,76	7,74	0,24	0,32	0,01	0,14	-0,01
2	5,08	15,31	2,54	7,65	0,26	0,35	0,15	0,17	-0,19
3	6,62	22,72	2,21	7,57	0,30	0,46	0,17	0,22	-1,32
4	7,71	29,79	1,93	7,45	0,35	0,77	0,19	0,32	-5,99
5	7,97	34,29	1,59	6,86	0,40	1,01	0,21	0,41	-8,78
6	7,96	35,33	1,33	5,89	0,43	0,93	0,21	0,44	2,02
7	8,05	35,07	1,15	5,01	0,44	0,81	0,21	0,44	11,27
8	8,10	36,15	1,01	4,52	0,44	0,81	0,20	0,45	13,94
9	8,13	40,12	0,90	4,46	0,43	0,90	0,20	0,47	9,92
10	8,15	47,01	0,82	4,70	0,41	1,03	0,19	0,54	-19,07

Πιν. 7.12 - Αποτελέσματα δοκιμών ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου

Παρατηρούμε ότι για εύρος διέγερσης ίσο ή μεγαλύτερο με 5 μοίρες, η μέγιστη εγκάρσια επιτάχυνση $a_{y,max}$, ουσιαστικά παύει να αυξάνεται, αφού το όχημα υπερβαίνει το όριο πρόσφυσης. Παρόμοια οι χρόνοι καθυστέρησης των ημιπεριόδων της εγκάρσιας επιτάχυνσης και του ρυθμού εκτροπής, εμφανίζουν μικρές αυξομειώσεις για εύρος διέγερσης ίσο ή μεγαλύτερο με 5 μοίρες. Ενδιαφέρον παρουσιάζει η απόκλιση της γωνίας εκτροπής του οχήματος, η οποία για εύρος διέγερσης από 6 έως 9 μοίρες αλλάζει πρόσημο, ενώ για εύρος διέγερσης μεγαλύτερο ίσο με 10 μοίρες, αλλάζει ξανά πρόσημο και αυξάνεται σε μεγάλο βαθμό.



Σχ. 7.10 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$



Σχ. 7.11 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου με εύρος διέγερσης $\delta_f = 10^\circ$

Στο Σχ. 7.10 απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος για εύρος διέγερσης ίσο με 5 μοίρες και στο Σχ. 7.11 για εύρος διέγερσης ίσο με 10 μοίρες.

Για εύρος διέγερσης ίσο με 10 μοίρες, όπως φαίνεται και στο Σχ. 7.11, το όχημα βρίσκεται στο όριο αποσταθεροποίησης αφού για τουλάχιστον 2 δευτερόλεπτά μετά το τέλος της διέγερσης, το όχημα αναπτύσσει εγκάρσια επιτάχυνση και ρυθμό εκτροπής και η τελική γωνία εκτροπής του απέχει σημαντικά από την επιθυμητή.

7.2.2.3. Βελτιστοποίηση παραμέτρων συστημάτων ελέγχου

Για να αξιολογηθεί η επίδραση των συστημάτων ελέγχου στη συμπεριφορά του οχήματος, κατά τη διάρκεια της δοκιμής ημιτονοειδούς διέγερσης στη γωνία διεύθυνσης των εμπρός τροχών, χρειάζεται να ορίσουμε την αντικειμενική συνάρτηση η οποία θα χρησιμοποιηθεί στη διαδικασία βελτιστοποίησης.

Ο δείκτης βελτιστοποίησης I_T ισούται με το μέσο άθροισμα των χρόνων καθυστέρησης των ημιπεριόδων της εγκάρσιας επιτάχυνσης και του ρυθμού εκτροπής και επιδιώκουμε την ελαχιστοποίηση του.

$$I_T = avg(T_{(\delta_f - a_y)1} + T_{(\delta_f - a_y)2} + T_{(\delta_f - \psi)1} + T_{(\delta_f - \psi)2}) \quad (7.12)$$

Ο δείκτης βελτιστοποίησης I_U ισούται με τη μέση διαμήκη ταχύτητα κατά την ολοκλήρωση των δοκιμών.

$$I_{Uend} = avg(U_{end}) \quad (7.13)$$

Οι δείκτες βελτιστοποίησης $I_{dev,m}$ και $I_{\beta,\dot{\psi},des}$, έχουν οριστεί στο κεφάλαιο 5.1.1 και επιδιώκουμε την ελαχιστοποίηση τους.

Η αντικειμενική συνάρτηση με τους συντελεστές βαρύτητας των δεικτών βελτιστοποίησης, φαίνεται στην εξίσωση (7.14).

$$L(\mathbf{P}) = I_T - I_{Uend} + I_{dev,m} + 0,2 \cdot I_{\beta,\dot{\psi},des} \quad (7.14)$$

Για την καλύτερη αξιολόγηση των συστημάτων ελέγχου, οι δείκτες βελτιστοποίησης θα υπολογιστούν σε δοκιμές με διάφορα εύρη διέγερσης και θα εξαχθεί η μέση τιμή του κάθε δείκτη, η οποία θα χρησιμοποιηθεί στην αντικειμενική συνάρτηση. Με βάση τα αποτελέσματα των δοκιμών του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, τα εύρη διέγερσης που επιλέξαμε ως

περισσότερο αντιπροσωπευτικά και θα χρησιμοποιηθούν στη διαδικασία βελτιστοποίησης είναι 1, 3, 5, 7 και 10 μοίρες.

Στον Πιν. 7.13, φαίνεται η ποσόστωση των δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση δοκιμής ημιτονοειδούς διέγερσης, για τη δοκιμή του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου. Οι δείκτες βελτιστοποίησης $I_{\beta,\psi,des}$ και $I_{dev,m}$, επιλέχθηκαν να έχουν την μεγαλύτερη ποσόστωση στην αντικειμενική συνάρτηση, καθώς παρουσίασαν σημαντικά περιθώρια βελτίωσης κατά τις δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν και αντιπροσωπεύουν σε σημαντικό βαθμό την απόκλιση της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος από την επιθυμητή.

	I_T	$-I_{Uend}$	$I_{dev,m}$	$0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$L(\mathbf{P})$
$I(\mathbf{P})$	1,58	-1,25	11,15	11,40	22,88
$\frac{ I(\mathbf{P}) }{\sum I(\mathbf{P}) }$	6%	5%	44%	45%	

Πιν. 7.13 - Ποσόστωση δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση δοκιμής ημιτονοειδούς διέγερσης

7.2.2.4. Αποτελέσματα δοκιμών ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC)

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για 3 ομάδες παραμέτρων, που ορίζονται ως εξής:

$$\mathbf{P}_{ESP,A} = \begin{bmatrix} K_{ESC,\psi} & K_{ESC,\beta} \end{bmatrix} \quad (7.15)$$

$$\mathbf{P}_{ESP,B} = \begin{bmatrix} S_{ESC,y} & D_{\psi} & D_{\beta} \end{bmatrix} \quad (7.16)$$

$$\mathbf{P}_{ESP,C} = \begin{bmatrix} K_{ESC,\psi} & K_{ESC,\beta} & S_{ESC,y} & D_{\psi} & D_{\beta} \end{bmatrix} \quad (7.17)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου $(1+N)-ES$, για τις ομάδες A και B, ορίζεται σε 20, ενώ για την ομάδα C, σε 10.

Το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$, επιλέγεται έτσι ώστε το σύστημα ESC να μην επεμβαίνει, προκειμένου να μπορεί να γίνει σύγκριση με το όχημα χωρίς σύστημα ESC.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = \begin{bmatrix} K_{ESC,\psi} = 0 & K_{ESC,\beta} = 0 & S_{ESC,y} = 0,75 & D_{\psi} = 1 & D_{\beta} = 1 \end{bmatrix}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.14), απαιτήθηκαν 34 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας. Στον Πιν. 7.14, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

\mathbf{P}_{ESC}	I_T	$-I_{Uend}$	$I_{dev,m}$	$0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$L(\mathbf{P})$
1	1,58	-1,25	11,15	11,40	22,88
2	0,74	-1,19	1,25	4,27	5,07
3	0,64	-1,16	1,77	3,69	4,95
4	0,67	-1,18	0,95	3,66	4,09
5	0,67	-1,18	0,89	3,67	4,04
6	0,67	-1,18	0,77	3,69	3,94

Πιν. 7.14 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος ESC σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει σημαντική μείωση της τιμής της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, συγκριτικά με το όχημα χωρίς σύστημα ESC ($\mathbf{P}_{ESC,1}$). Οι δείκτες βελτιστοποίησης I_T και $I_{\beta,\dot{\psi},des}$ μειώνονται σημαντικά, ενώ τη σημαντικότερη μείωση παρουσιάζει ο δείκτης της απόκλισης από την επιθυμητή τροχιά $I_{dev,m}$, ο οποίος σχεδόν μηδενίζεται. Ο δείκτης $-I_{Uend}$ αυξάνεται ελαφρώς, γεγονός που σημαίνει ότι το όχημα με ESC εμφανίζει κατά μέσο όρο μεγαλύτερη απώλεια διαμήκους ταχύτητας κατά τις δοκιμές, σε σχέση με το όχημα χωρίς ESC, κάτι που είναι αναμενόμενο λόγω της χρήσεως του συστήματος πέδησης από το σύστημα ESC. Στον Πιν. 7.15 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{ESC}	$K_{ESC,\dot{\psi}}$	$K_{ESC,\beta}$	$S_{ESC,y}$	$D_{\dot{\psi}}$	D_{β}
1	0	0	0,75	1	1
2	8,48	-5,36	0,52	2,28	3,71
3	1,16	-0,29	0,3	1,77	1,12
4	1,16	-0,29	0,3	1,5	3,61
5	1,16	-0,29	0,3	1,53	3,6
6	1,12	-0,26	0,3	1,53	3,6

Πιν. 7.15 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστήματος ESC σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης

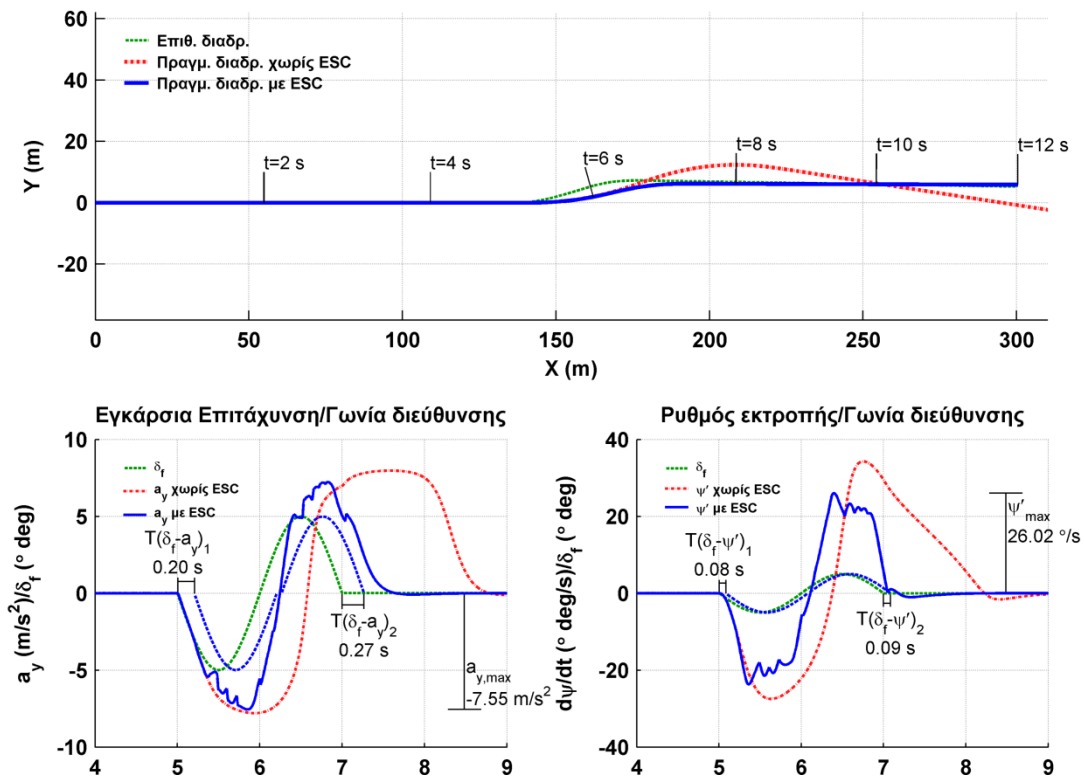
Στον Πιν. 7.16 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση του οχήματος με σύστημα ESC, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,6}$ και του οχήματος χωρίς ESC, για όλα τα εύρη διέγερσης, που χρησιμοποιήθηκαν στην βελτιστοποίηση.

Παρατηρούμε ότι το σύστημα ESC μειώνει για όλα τα εύρη διέγερσης τους χρόνους καθυστέρησης καθώς και την απόκλιση της γωνίας εκτροπής του οχήματος κατά την ολοκλήρωση της δοκιμής. Επίσης δεν παρουσιάζονται μεγάλες διαφορές ανάμεσα στις δοκιμές για διαφορετικά εύρη διέγερσης, όπως συμβαίνει στο όχημα χωρίς σύστημα ESC, εκτός από την περίπτωση του μέγιστου ρυθμού εκτροπής ο οποίος παρουσιάζει αύξηση, αναλογικά με το εύρος διέγερσης.

δ ($^{\circ}$ deg)	$a_{y,max}$ (m/s^2)	$\dot{\psi}_{max}$ ($^{\circ}/s$)	$\frac{a_{y,max}}{\delta}$	$\frac{\dot{\psi}_{max}}{\delta}$	$T_{(\delta_f-a_y)1}$ (s)	$T_{(\delta_f-a_y)2}$ (s)	$T_{(\delta_f-\dot{\psi})1}$ (s)	$T_{(\delta_f-\dot{\psi})2}$ (s)	ψ_{dev} ($^{\circ}$)	ESC
1,00	2,76	7,74	2,76	7,74	0,24	0,32	0,01	0,14	-0,01	-
1,00	2,76	7,71	2,76	7,71	0,22	0,29	0,01	0,14	-0,01	✓
3,00	6,62	22,72	2,21	7,57	0,30	0,46	0,17	0,22	-1,32	-
3,00	6,88	21,30	2,29	7,10	0,22	0,26	0,10	0,08	0,63	✓
5,00	7,97	34,29	1,59	6,86	0,40	1,01	0,21	0,41	-8,78	-
5,00	7,55	26,02	1,51	5,20	0,21	0,27	0,08	0,09	-0,18	✓
7,00	8,05	35,07	1,15	5,01	0,44	0,81	0,21	0,44	11,27	-
7,00	7,96	29,82	1,14	4,26	0,20	0,30	0,07	0,10	-0,44	✓
10,00	8,15	47,01	0,82	4,70	0,41	1,03	0,19	0,54	-19,07	-
10,00	8,05	40,05	0,81	4,00	0,22	0,38	0,08	0,08	-1,75	✓

Πιν. 7.16 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο δάνυσμα παραμέτρων ESC με όχημα χωρίς ESC σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης

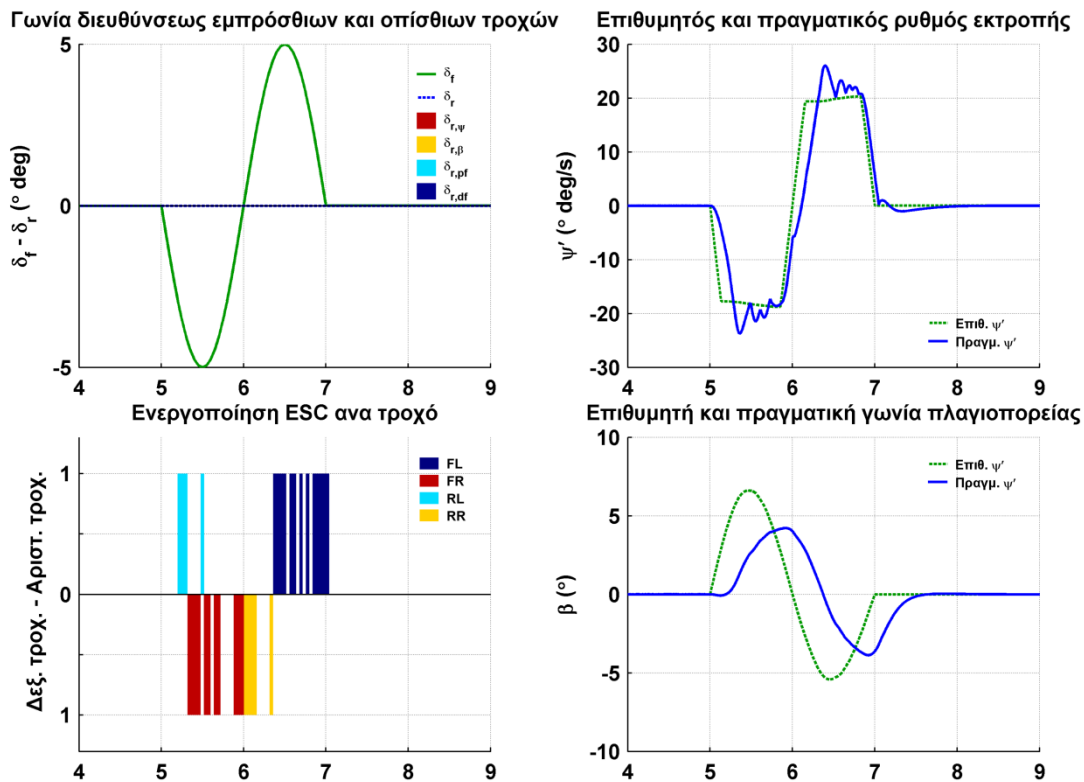
Στο Σχ. 7.12, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με ESC για εύρος διέγερσης ίσο με 5 μοίρες σε σύγκριση με το όχημα χωρίς ESC. Στο Σχ. 7.13, απεικονίζεται η λειτουργία του συστήματος ESC.



Σχ. 7.12 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος με ESC με εύρος διέγερσης

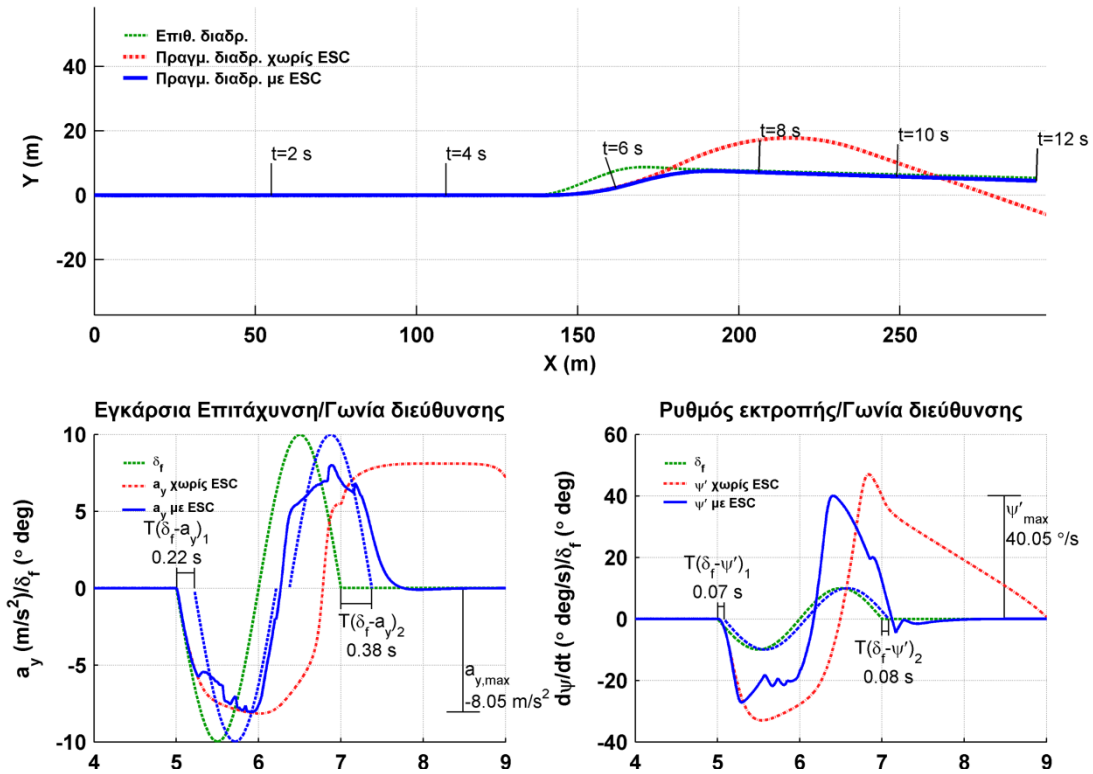
$$\delta_f = 5^{\circ}$$

Παρατηρούμε ότι η τροχιά που διαγράφει το όχημα με ESC σχεδόν ταυτίζεται με την επιθυμητή, ενώ το όχημα χωρίς ESC αποκλίνει σημαντικά από την επιθυμητή τροχιά. Η ενεργοποίηση του συστήματος ESC μειώνει τους χρόνους καθυστέρησης των δύο ημιπεριόδων της εγκάρσιας επιτάχυνσης και του ρυθμού εκτροπής. Από την ανάλυση της λειτουργίας του συστήματος ESC παρατηρούμε ότι στην έναρξη κάθε ημιπεριόδου, το σύστημα εφαρμόζει πέδηση στον οπίσθιο εσωτερικό τροχό, για να διορθώσει την υποστροφή του οχήματος και να βελτιώσει την απόκριση του, ενώ στη συνέχεια και για μεγαλύτερο διάστημα εφαρμόζει πέδηση στον εμπρός εξωτερικό τροχό, για να διορθώσει την υπερστροφή και να αποτρέψει την αποσταθεροποίηση του οχήματος, η οποία είναι εμφανής στο όχημα χωρίς σύστημα ESC.



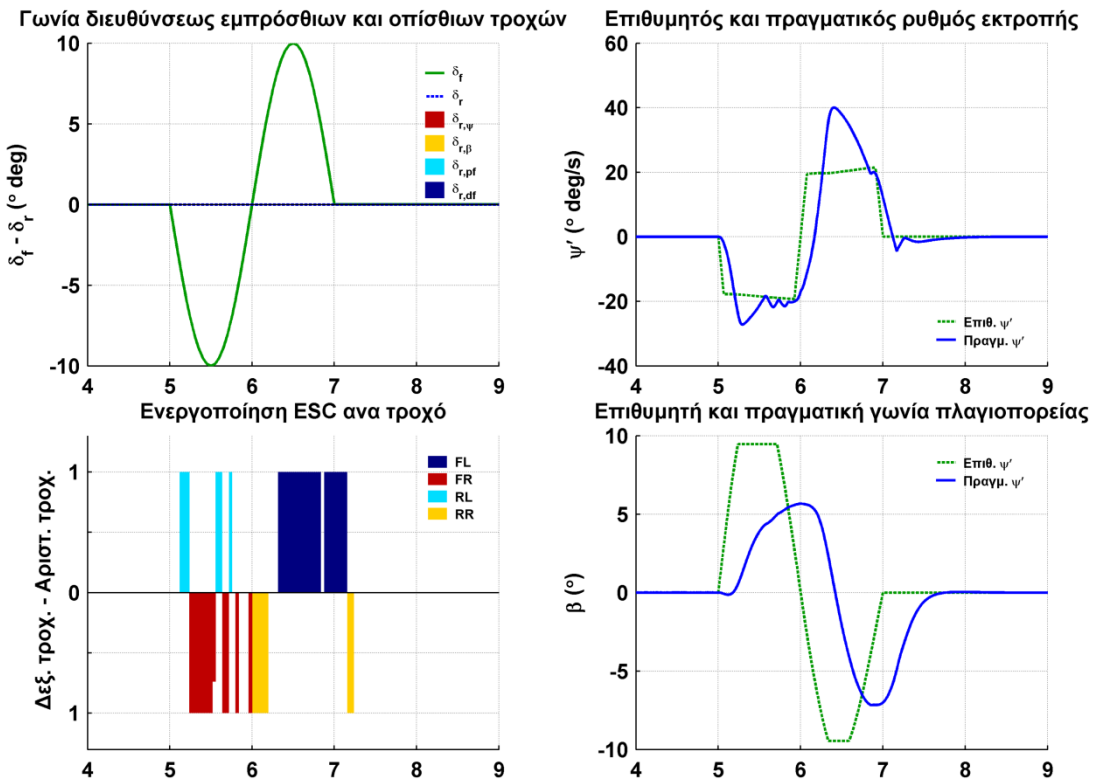
Σχ. 7.13 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με ESC σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$

Στο Σχ. 7.14, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με ESC για εύρος διέγερσης ίσο με 10 μοίρες σε σύγκριση με το όχημα χωρίς ESC. Στο Σχ. 7.15, απεικονίζεται η λειτουργία του συστήματος ESC.



Σχ. 7.14 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος με ESC με εύρος διέγερσης

$$\delta_f = 10^\circ$$



Σχ. 7.15 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με ESC σε δοκιμή ημιτονοειδούς

$$\text{διέγερσης με εύρος διέγερσης } \delta_f = 10^\circ$$

Σε σχέση με τη δοκιμή με εύρος διέγερσης 5 μοιρών, παρατηρούμε ότι η συμπεριφορά του οχήματος δεν διαφοροποιείται. Η τροχιά που διαγράφει το όχημα ταυτίζεται σε μεγάλο βαθμό με την επιθυμητή και οι χρόνοι καθυστέρησης παραμένουν μικροί, ενώ στη περίπτωση του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, το όχημα εμφανίζει πολύ μεγάλη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά και μεγάλους χρόνους καθυστέρησης.

Είναι εμφανές ότι το όχημα με το σύστημα ESC δεν βρίσκεται πλέον στο όριο της αποσταθεροποίησης, όπως το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου, για εύρος διέγερσης ίσο με 10 μοίρες. Προς επιβεβαίωση αυτού, πραγματοποιήθηκαν δοκιμές με μεγαλύτερη εύρη ημιτονοειδούς διέγερσης. Το όχημα με ESC δεν απέτυχε να ολοκληρώσει τη δοκιμή, δηλαδή το όχημα δεν εμφάνισε πολύ μεγάλη γωνία ολίσθησης, για εύρη διέγερση μέχρι και 50 μοίρες, που θεωρούμε ότι είναι και το μηχανικό όριο του συστήματος διεύθυνσης του οχήματος.

7.2.2.5. Αποτελέσματα δοκιμών ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος εξοπλισμένου με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS)

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διάνυσματος παραμέτρων του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για 3 ομάδες παραμέτρων, που ορίζονται ως εξής:

$$\mathbf{P}_{4WS,A} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} & K_{\delta r, \beta} \end{bmatrix} \quad (7.18)$$

$$\mathbf{P}_{4WS,B} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, pf} & K_{dr, df} \end{bmatrix} \quad (7.19)$$

$$\mathbf{P}_{4WS,C} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} & K_{\delta r, \beta} & K_{\delta r, pf} & K_{dr, df} \end{bmatrix} \quad (7.20)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου $(1+N)-ES$, για τις ομάδες A και B, ορίζεται σε 20, ενώ για την ομάδα C, σε 10.

Το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,1}$, επιλέγεται έτσι ώστε το σύστημα 4WS να μην επεμβαίνει, προκειμένου να μπορεί να γίνει σύγκριση με το όχημα χωρίς σύστημα 4WS.

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} = 0 & K_{\delta r, \beta} = 0 & K_{\delta r, pf} = 0 & K_{dr, df} = 0 \end{bmatrix}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.14), απαιτήθηκαν 60 βήματα, μέχρι να

εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας. Στον Πιν. 7.17, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει σημαντική μείωση της τιμής της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, συγκριτικά με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Επίσης επιτυγχάνεται μεγαλύτερη μείωση της αντικειμενικής συνάρτησης σε σχέση με το βέλτιστο διάνυσμα του συστήματος ESC ($\mathbf{P}_{ESC,6}$).

Οι δείκτες βελτιστοποίησης I_T και $I_{\beta,\dot{\psi},des}$ μειώνονται σημαντικά, ενώ τη σημαντικότερη μείωση παρουσιάζει ο δείκτης της απόκλισης από την επιθυμητή τροχιά $I_{dev,m}$, ο οποίος σχεδόν μηδενίζεται. Ο δείκτης $-I_{Uend}$ μειώνεται και αυτός, έστω και οριακά, γεγονός που σημαίνει ότι το όχημα με 4WS εμφανίζει κατά μέσο όρο μικρότερη απώλεια διαμήκους ταχύτητας κατά τις δοκιμές, σε σχέση με το όχημα χωρίς 4WS.

\mathbf{P}_{4WS}	I_T	$-I_{Uend}$	$I_{dev,m}$	$0,2 \cdot I_{\beta,\dot{\psi},des}$	$L(\mathbf{P})$
1	1,58	-1,25	11,15	11,40	22,88
2	0,44	-1,30	1,95	2,97	4,06
3	0,35	-1,30	2,04	2,85	3,94
4	0,22	-1,30	1,58	3,25	3,74
5	0,41	-1,30	1,58	2,94	3,64
6	0,26	-1,30	0,81	2,81	2,57
7	0,29	-1,30	0,58	2,77	2,35
8	0,31	-1,30	0,29	2,90	2,21
9	0,28	-1,30	0,31	2,86	2,16
10	0,30	-1,30	0,26	2,85	2,12

Πιν. 7.17 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης

Στον Πιν. 7.18 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

Στον Πιν. 7.19 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση του οχήματος με σύστημα 4WS, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,10}$ και του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, για όλα τα εύρη διέγερσης, που χρησιμοποιήθηκαν στην βελτιστοποίηση.

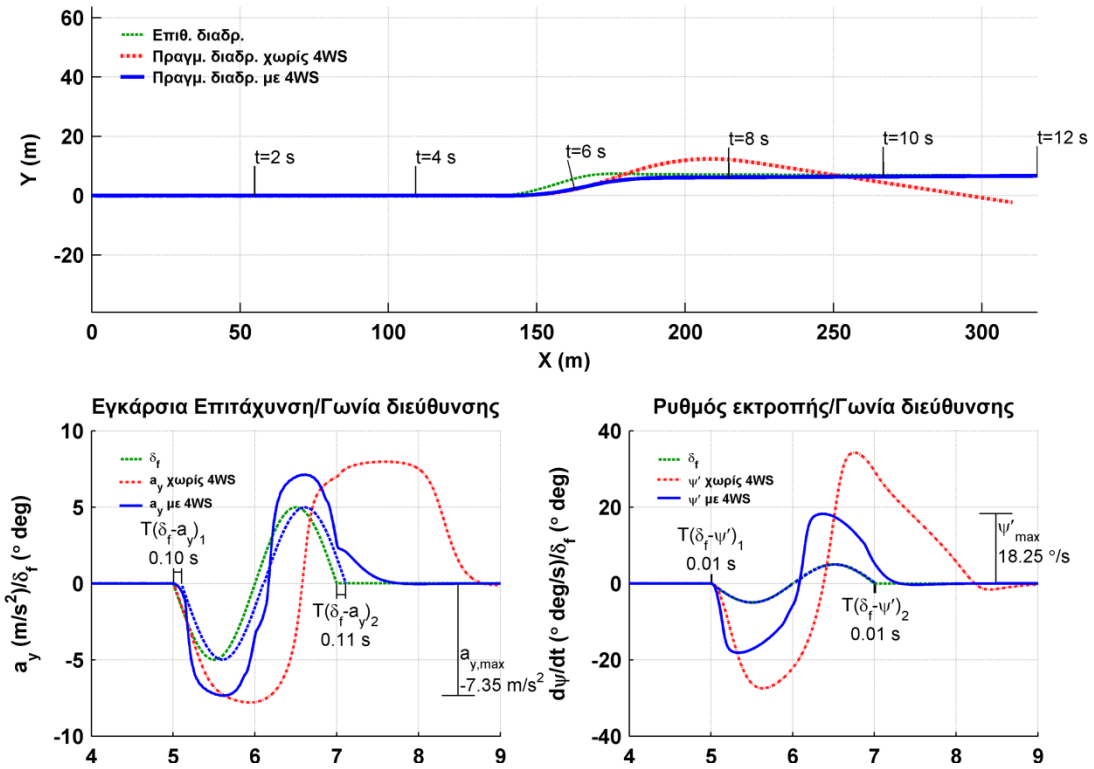
P_{4WS}	$K_{\delta r, \dot{\psi}}$	$K_{\delta r, \beta}$	$K_{\delta r, pf}$	$K_{dr, df}$
1	0	0	0	0
2	-0,78	-0,5	0	0
3	-0,78	-0,5	0,22	-0,08
4	-0,26	-0,52	0,22	-0,08
5	-0,26	-0,52	-0,07	-0,07
6	-0,26	-0,52	0,19	-0,14
7	-0,29	-0,47	0,19	-0,14
8	-0,22	-0,42	0,19	-0,14
9	-0,21	-0,46	0,19	-0,14
10	-0,23	-0,44	0,19	-0,14

Πιν. 7.18 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστήματος 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης

Παρατηρούμε ότι το σύστημα 4WS μειώνει για όλα τα εύρη διέγερσης τους χρόνους καθυστέρησης καθώς και την απόκλιση της γωνίας εκτροπής του οχήματος κατά την ολοκλήρωση της δοκιμής, η όποια σε όλες τις δοκιμές προσεγγίζει το μηδέν. Επίσης, όπως και στη περίπτωση του συστήματος ESC, δεν παρουσιάζονται σημαντικές διαφορές ανάμεσα στις δοκιμές για διαφορετικά εύρη διέγερσης. Μια διαφοροποίηση από την περίπτωση του συστήματος ESC, είναι η σημαντική μείωση του μέγιστου ρυθμού εκτροπής, σε σχέση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου και η διατήρηση του σε χαμηλά επίπεδα, για όλα τα εύρη διέγερσης.

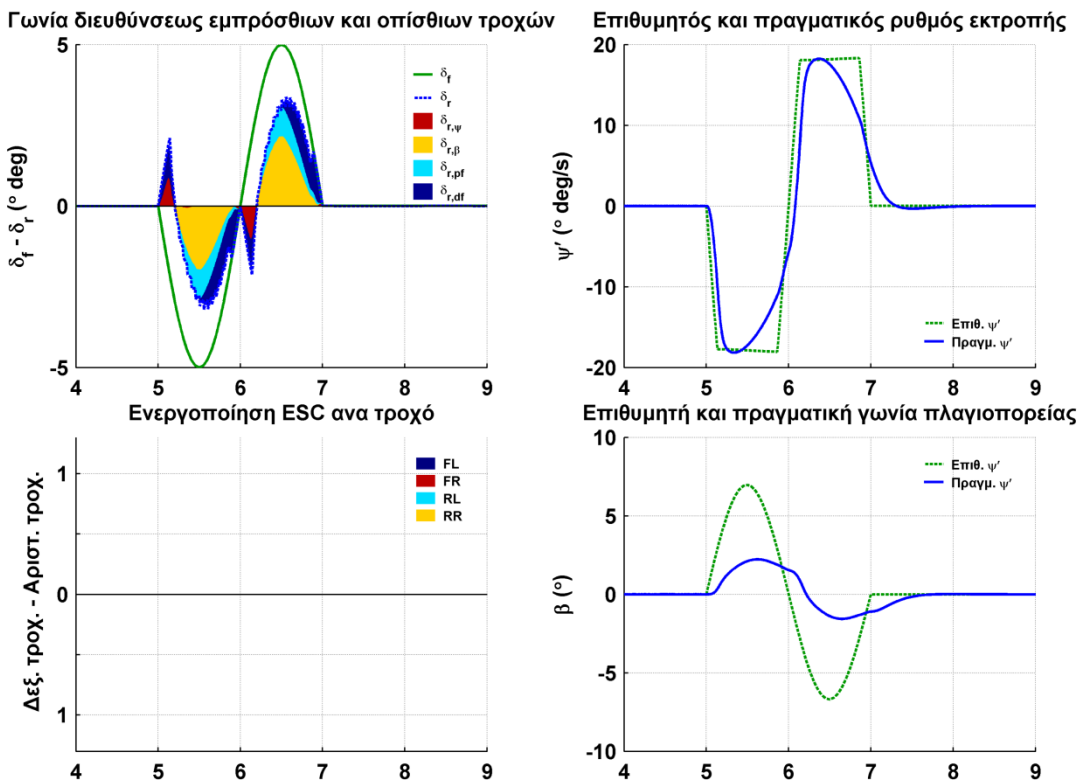
δ (° deg)	$a_{y, \max}$ (m/s^2)	$\dot{\psi}_{\max}$ (°/s)	$\frac{a_{y, \max}}{\delta}$	$\frac{\dot{\psi}_{\max}}{\delta}$	$T_{(\delta_f - a_y)1}$ (s)	$T_{(\delta_f - a_y)2}$ (s)	$T_{(\delta_f - \dot{\psi})1}$ (s)	$T_{(\delta_f - \dot{\psi})2}$ (s)	ψ_{dev} (°)	4WS
1,00	2,76	7,74	2,76	7,74	0,24	0,32	0,01	0,14	-0,01	-
1,00	3,02	7,19	3,02	7,19	0,01	0,18	0,04	0,04	0,17	✓
3,00	6,62	22,72	2,21	7,57	0,30	0,46	0,17	0,22	-1,32	-
3,00	6,43	16,12	2,14	5,37	0,15	0,18	0,04	0,05	0,56	✓
5,00	7,97	34,29	1,59	6,86	0,40	1,01	0,21	0,41	-8,78	-
5,00	7,35	18,25	1,47	3,65	0,10	0,11	0,01	0,02	0,27	✓
7,00	8,05	35,07	1,15	5,01	0,44	0,81	0,21	0,44	11,27	-
7,00	7,74	20,30	1,11	2,90	0,10	0,11	0,01	0,02	0,07	✓
10,00	8,15	47,01	0,82	4,70	0,41	1,03	0,19	0,54	-19,07	-
10,00	7,98	23,78	0,80	2,38	0,12	0,15	0,03	0,09	-0,54	✓

Πιν. 7.19 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης



Σχ. 7.16 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος με 4WS με εύρος διέγερσης

$$\delta_f = 5^\circ$$

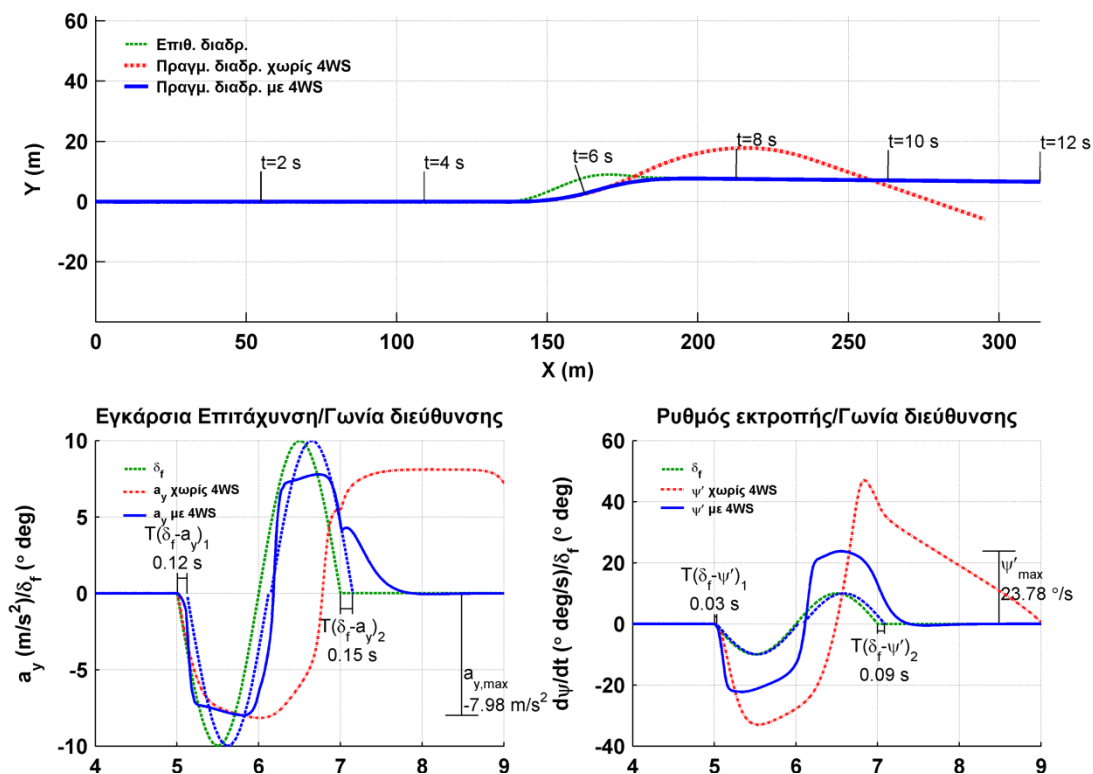


Σχ. 7.17 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς

$$\text{διέγερσης με εύρος διέγερσης } \delta_f = 5^\circ$$

Στο Σχ. 7.16, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με 4WS για εύρος διέγερσης ίσο με 5 μοίρες σε σύγκριση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Στο Σχ. 7.17, απεικονίζεται η λειτουργία του συστήματος 4WS.

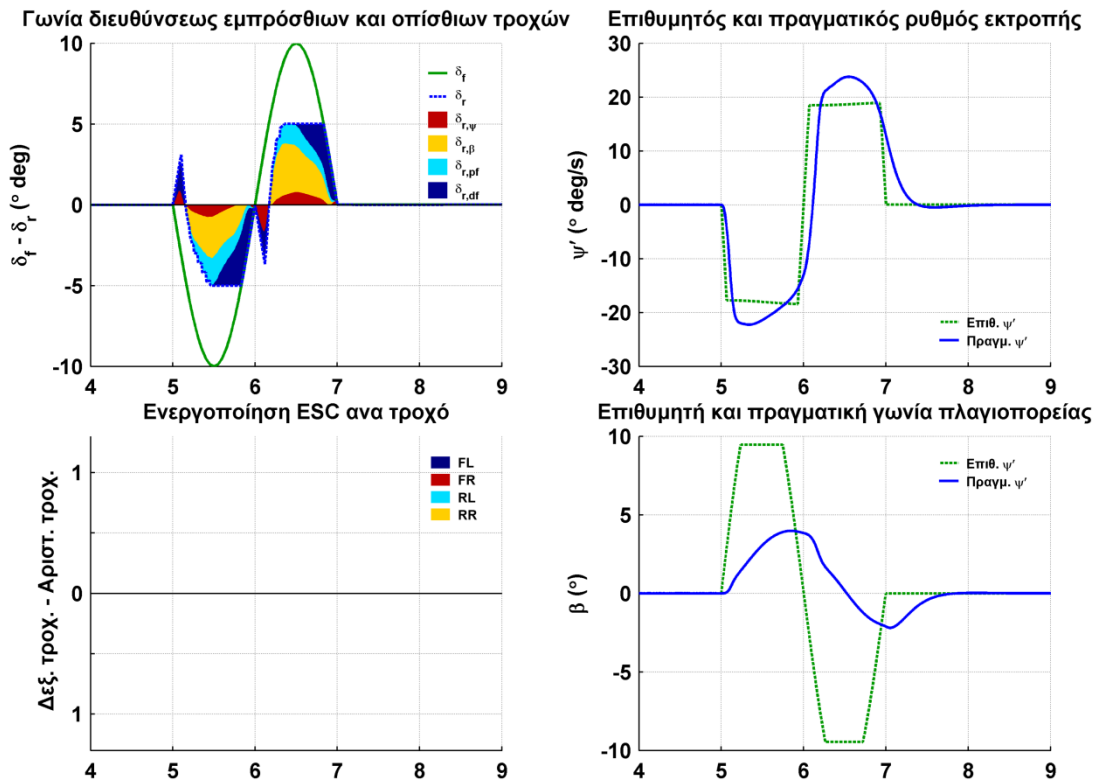
Παρατηρούμε ότι η τροχιά που διαγράφει το όχημα με 4WS σχεδόν ταυτίζεται με την επιθυμητή, ενώ το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου αποκλίνει σημαντικά από την επιθυμητή τροχιά. Η ενεργοποίηση του συστήματος ESC μειώνει τους χρόνους καθυστέρησης των δύο ημιπεριόδων της εγκάρσιας επιτάχυνσης και του ρυθμού εκτροπής, καθώς και το μέγιστο ρυθμό εκτροπής. Από την ανάλυση της λειτουργίας του συστήματος 4WS παρατηρούμε ότι στην έναρξη κάθε ημιπεριόδου, το σύστημα εφαρμόζει αντίθετη γωνία διεύθυνσης στους οπίσθιους τροχούς σε σχέση με τους εμπρόσθιους, για να διορθώσει την υποστροφή του οχήματος και να βελτιώσει την απόκριση του, ενώ στη συνέχεια και για μεγαλύτερο διάστημα εφαρμόζει γωνία διεύθυνσης στους οπίσθιους τροχούς, με την ίδια φορά με τους εμπρόσθιους, για να διορθώσει την υπερστροφή και να αποτρέψει την αποσταθεροποίηση του οχήματος.



Σχ. 7.18 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος με 4WS με εύρος διέγερσης

$$\delta_f = 10^\circ$$

Στο Σχ. 7.18, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με 4WS για εύρος διέγερσης ίσο με 10 μοίρες σε σύγκριση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Στο Σχ. 7.19, απεικονίζεται η λειτουργία του συστήματος 4WS.



Σχ. 7.19 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης με εύρος διέγερσης $\delta_f = 10^\circ$

Σε σχέση με τη δοκιμή με εύρος διέγερσης 5 μοιρών, παρατηρούμε ότι η συμπεριφορά του οχήματος δεν διαφοροποιείται. Η τροχιά που διαγράφει το όχημα ταυτίζεται σε μεγάλο βαθμό με την επιθυμητή και οι χρόνοι καθυστέρησης παραμένουν μικροί, ενώ στη περίπτωση του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, το όχημα εμφανίζει πολύ μεγάλη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά και μεγάλους χρόνους καθυστέρησης. Επίσης όπως και στη περίπτωση του οχήματος με ESC, είναι εμφανές ότι το όχημα με το σύστημα 4WS δεν βρίσκεται πλέον στο όριο της αποσταθεροποίησης, όπως το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου, για εύρος διέγερσης ίσο με 10 μοίρες. Προς επιβεβαίωση αυτού, πραγματοποιήθηκαν δοκιμές με μεγαλύτερη εύρη ημιτονοειδούς διέγερσης. Το όχημα με 4WS αποτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή, δηλαδή το όχημα εμφάνισε πολύ μεγάλη γωνία ολίσθησης, για εύρος διέγερσης ίσο με 20 μοίρες.

7.2.2.6. Αποτελέσματα δοκιμών ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS)

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική διαδοχικά για το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS), χρησιμοποιώντας τις ομάδες παραμέτρων, που ορίστηκαν στα κεφάλαια 7.2.2.4 και 7.2.2.5, με τους ίδιους αριθμούς απογόνων.

Ως αρχικά διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$ και $\mathbf{P}_{4WS,1}$, χρησιμοποιούμε τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων των προηγούμενων κεφαλαίων.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = [K_{ESC,\psi} = 1,12 \quad K_{ESC,\beta} = -0,26 \quad S_{ESC,y} = 0,30 \quad D_{\psi} = 1,53 \quad D_{\beta} = 3,60]$$

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = [K_{\delta r,\psi} = -0,23 \quad K_{\delta r,\beta} = -0,44 \quad K_{\delta r,pf} = 0,19 \quad K_{dr,df} = -0,14]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.14), απαιτήθηκαν 86 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.20, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

$\mathbf{P}_{ESC} - \mathbf{P}_{4WS}$	I_T	$-I_{Uend}$	$I_{dev,m}$	$0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$L(\mathbf{P})$
1	0,39	-1,22	2,01	2,60	3,79
2	0,42	-1,22	1,47	2,60	3,27
3	0,36	-1,22	1,34	2,61	3,08
4	0,40	-1,21	0,56	2,89	2,64
5	0,37	-1,20	0,50	2,81	2,48
6	0,36	-1,18	0,33	2,73	2,23
7	0,37	-1,21	0,64	2,42	2,23
8	0,38	-1,20	0,40	2,39	1,97
9	0,37	-1,20	0,30	2,42	1,89
10	0,37	-1,21	0,29	2,37	1,83
11	0,37	-1,21	0,23	2,34	1,73

Πιν. 7.20 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης

Όπως παρατηρούμε η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει περαιτέρω μείωση της τιμής της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$. Η μείωση είναι μεγαλύτερη σε σχέση με το όχημα μόνο με σύστημα ESC και μικρότερη σε σχέση με το όχημα μόνο με σύστημα 4WS.

\mathbf{P}_{ESC} \mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r, \dot{\psi}}$	$K_{\delta r, \beta}$	$K_{\delta r, pf}$	$K_{dr, df}$	$K_{ESC, \dot{\psi}}$	$K_{ESC, \beta}$	$S_{ESC, y}$	$D_{\dot{\psi}}$	D_{β}
1	-0,23	-0,44	0,19	-0,14	1,12	-0,26	0,3	1,53	3,6
2	-1,6	-0,04	0	0	1,12	-0,26	0,3	1,53	3,6
3	-1,6	-0,04	2,6	-0,35	1,12	-0,26	0,3	1,53	3,6
4	-1,6	-0,04	0,94	0,39	1,12	-0,26	0,3	1,53	3,6
5	-1,6	-0,04	0,94	0,39	2,98	0,09	0,3	1,53	3,6
6	-1,6	-0,04	0,94	0,39	2,98	0,09	0,3	0,48	3,93
7	-1,6	-0,04	1,22	0,05	2,98	0,09	0,3	0,48	3,93
8	-2,52	-0,31	1,22	0,05	2,98	0,09	0,3	0,48	3,93
9	-2,52	-0,31	0,87	-0,02	2,98	0,09	0,3	0,48	3,93
10	-2,52	-0,31	0,7	-0,05	2,98	0,09	0,3	0,48	3,93
11	-2,52	-0,31	0,81	-0,05	2,98	0,09	0,3	0,48	3,93

Πιν. 7.21 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης

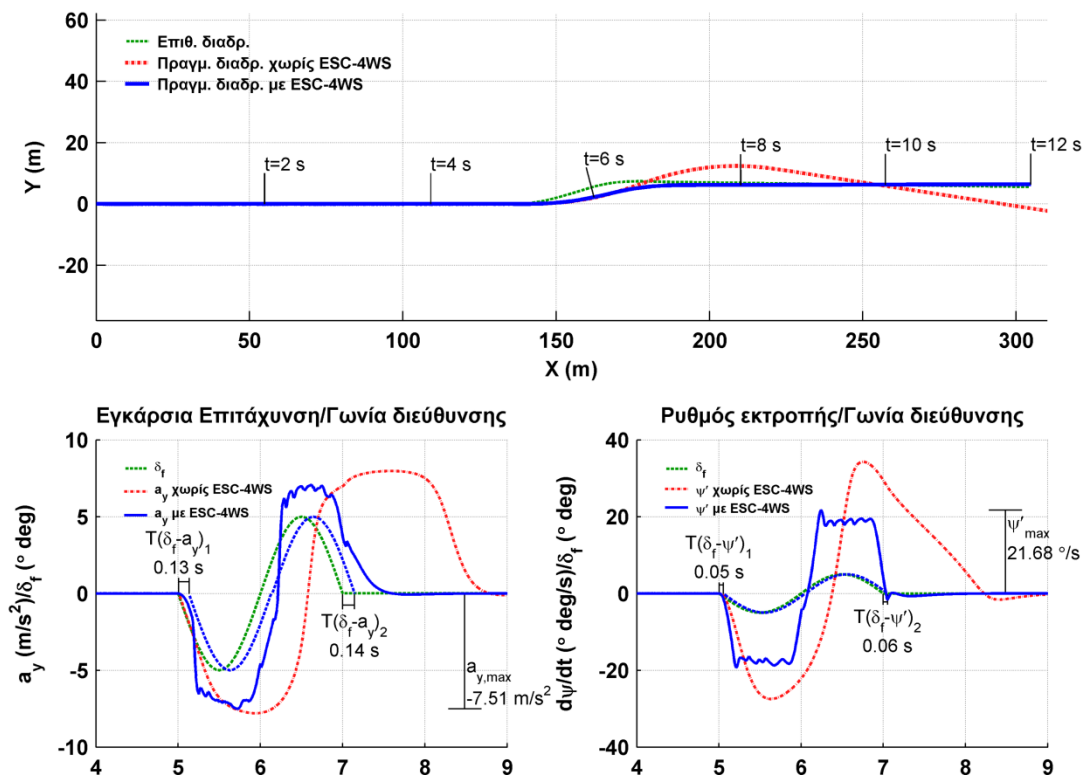
δ (° deg)	$a_{y, \max}$ (m/s^2)	$\dot{\psi}_{\max}$ (°/s)	$\frac{a_{y, \max}}{\delta}$	$\frac{\dot{\psi}_{\max}}{\delta}$	$T_{(\delta_f - a_y)1}$ (s)	$T_{(\delta_f - a_y)2}$ (s)	$T_{(\delta_f - \dot{\psi})1}$ (s)	$T_{(\delta_f - \dot{\psi})2}$ (s)	ψ_{dev} (°)	ESC - 4WS
1	2,76	7,74	2,76	7,74	0,24	0,32	0,01	0,14	-0,01	-
1	3,49	8,39	3,49	8,39	0,01	0,21	0,03	0,04	0,11	✓
3	6,62	22,72	2,21	7,57	0,30	0,46	0,17	0,22	-1,32	-
3	6,95	19,02	2,32	6,34	0,16	0,18	0,04	0,04	0,08	✓
5	7,97	34,29	1,59	6,86	0,40	1,01	0,21	0,41	-8,78	-
5	7,51	21,68	1,50	4,34	0,13	0,15	0,05	0,06	0,14	✓
7	8,05	35,07	1,15	5,01	0,44	0,81	0,21	0,44	11,27	-
7	7,69	24,87	1,10	3,55	0,12	0,14	0,06	0,07	-0,82	✓
10	8,15	47,01	0,82	4,70	0,41	1,03	0,19	0,54	-19,07	-
10	7,85	30,99	0,78	3,10	0,12	0,15	0,07	0,06	-0,53	✓

Πιν. 7.22 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων ESC - 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης

Στον Πιν. 7.21 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης. Στον Πιν. 7.22 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση του οχήματος με συστήματα ESC και

4WS, που χρησιμοποιεί τα βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,11}$ και $\mathbf{P}_{4WS,11}$ και του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, για όλα τα εύρη διέγερσης, που χρησιμοποιήθηκαν στην βελτιστοποίηση.

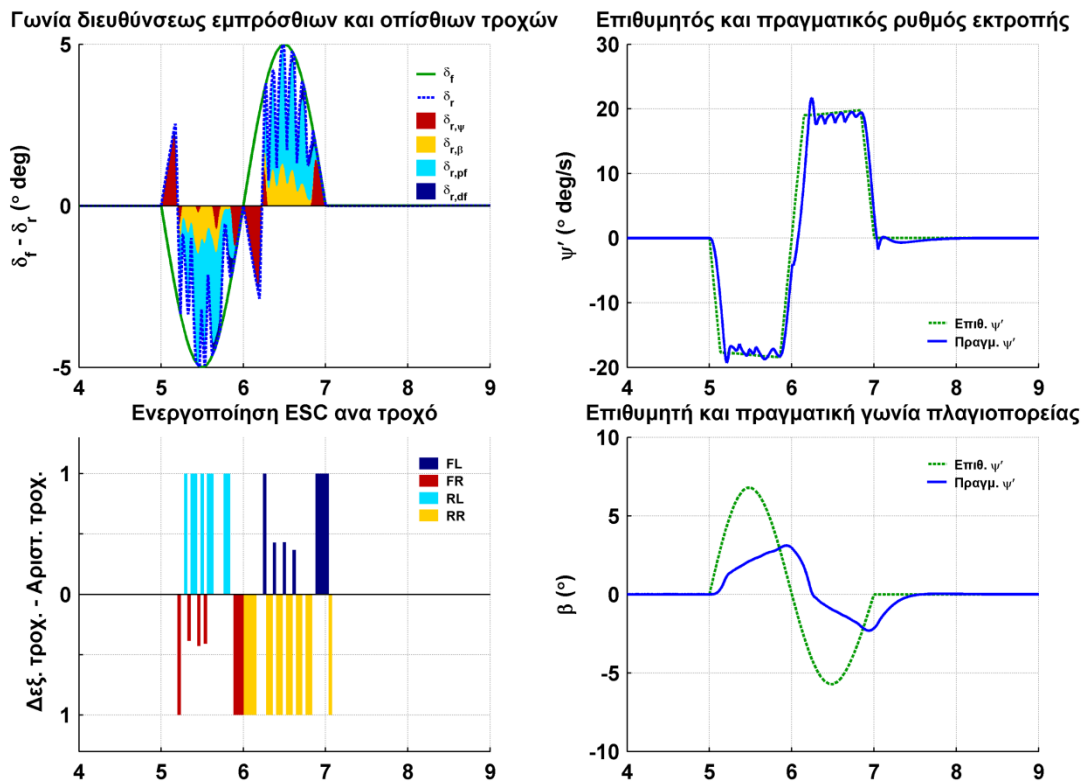
Ο συνδυασμός των συστημάτων ESC και 4WS, μειώνει για όλα τα εύρη διέγερσης τους χρόνους καθυστέρησης καθώς και την απόκλιση της γωνίας εκτροπής του οχήματος κατά την ολοκλήρωση της δοκιμής, η οποία σε όλες τις δοκιμές προσεγγίζει το μηδέν.



Σχ. 7.20 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος με ESC και 4WS με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$

Στο Σχ. 7.20, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με συστήματα ESC και 4WS για εύρος διέγερσης ίσο με 5 μοίρες σε σύγκριση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Στο Σχ. 7.21, απεικονίζεται η λειτουργία των συστημάτων ESC και 4WS. Η λειτουργία των δύο συστημάτων έχει ως αποτέλεσμα την μείωση των χρόνων καθυστέρησης των δύο ημιπεριόδων και τη μείωση του μέγιστου ρυθμού εκτροπής. Όπως παρατηρούμε η λειτουργία του συστήματος 4WS έχει τα ίδια χαρακτηριστικά με την δοκιμή όπου το όχημα ήταν εξοπλισμένο μόνο με 4WS, δηλαδή στην αρχή κάθε ημιπεριόδου οι οπίσθιοι

τροχοί, στριβούν με αντίθετη φορά με τους εμπρόσθιους και στη συνέχεια με την ίδια φορά. Είναι όμως εμφανές ότι η ύπαρξη του συστήματος ESC προκαλεί μια μη ομαλή συμπεριφορά και του συστήματος 4WS, αφού η γωνία των οπίσθιων τροχών εμφανίζει ταλαντωτική συμπεριφορά.



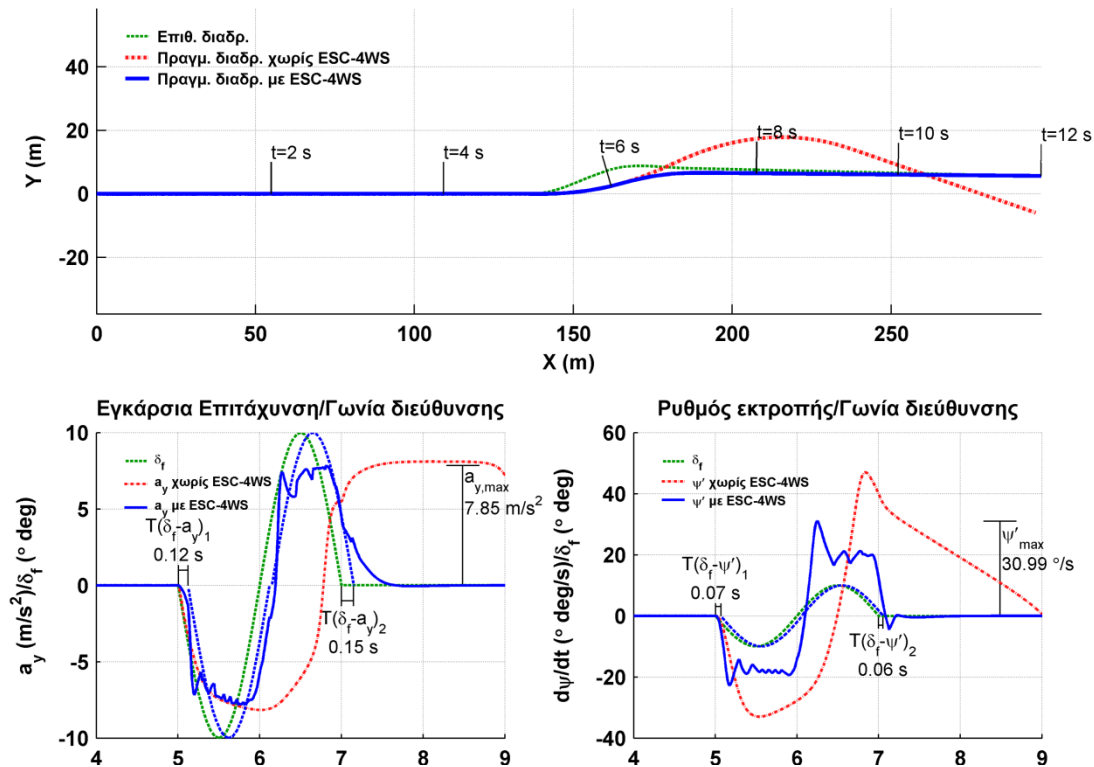
Σχ. 7.21 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με ESC και 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$

Η επέμβαση του συστήματος ESC έχει μειωθεί και πλέον εντοπίζεται στους οπίσθιους τροχούς για να διορθωθεί η υποστροφή που προκαλείται από την στροφή των οπίσθιων τροχών με την ίδια φορά με τους εμπρός. Ο συνδυασμός των συστημάτων ESC και 4WS μπορεί να ελέγξει με μεγαλύτερη ακρίβεια τον ρυθμό εκτροπής, ο οποίος όπως φαίνεται στο Σχ. 7.21, σχεδόν ταυτίζεται με τον επιθυμητό.

Στο Σχ. 7.22, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με 4WS για εύρος διέγερσης ίσο με 5 μοίρες σε σύγκριση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Στο Σχ. 7.23, απεικονίζεται η λειτουργία του συστήματος 4WS.

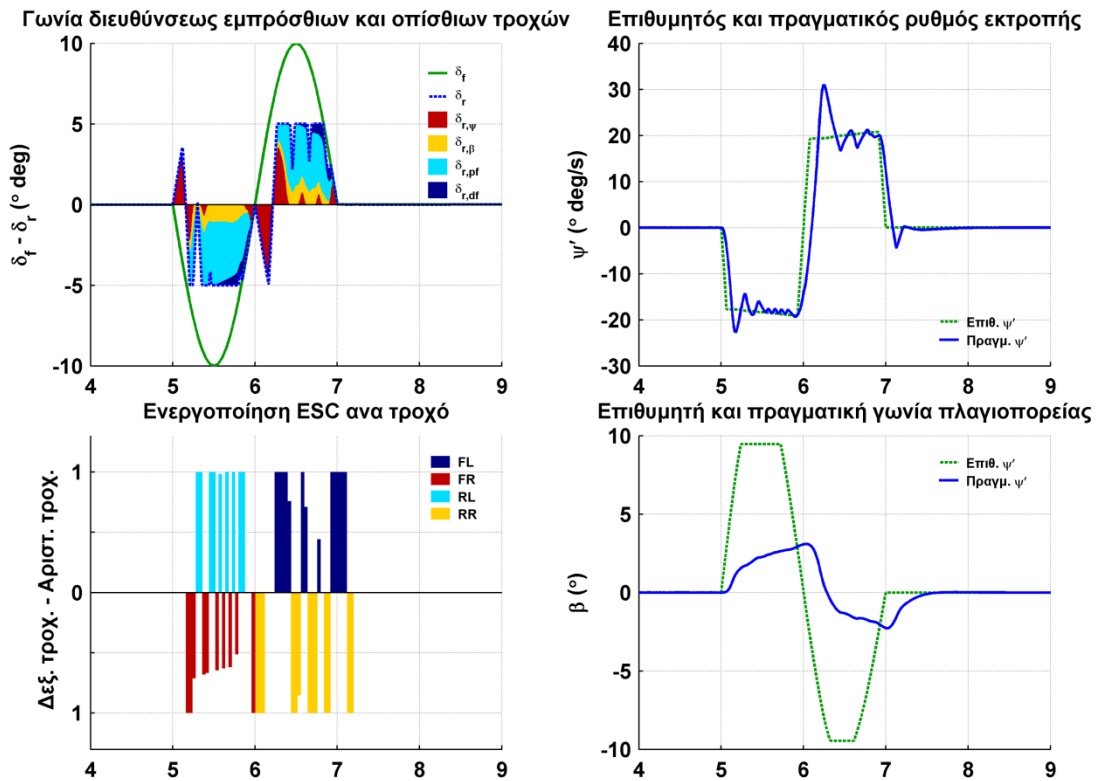
Σε σχέση με τη δοκιμή με εύρος διέγερσης 5 μοιρών, παρατηρούμε ότι η συμπεριφορά του οχήματος δεν διαφοροποιείται. Η τροχιά που διαγράφει το όχημα ταυτίζεται σε μεγάλο βαθμό με την επιθυμητή και οι χρόνοι

καθυστερήσης παραμένουν μικροί, ενώ στη περίπτωση του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, το όχημα εμφανίζει πολύ μεγάλη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά και μεγάλους χρόνους καθυστέρησης.



Σχ. 7.22 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος με ESC και 4WS με εύρος διέγερσης $\delta_f = 10^\circ$

Όπως και στις δοκιμές των οχημάτων με μόνο το σύστημα ESC ή μόνο το σύστημα 4WS, είναι εμφανές ότι το όχημα με το συνδυασμό των συστημάτων ESC και 4WS δεν βρίσκεται πλέον στο όριο της αποσταθεροποίησης, όπως το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου, για εύρος διέγερσης ίσο με 10 μοίρες. Προς επιβεβαίωση αυτού, πραγματοποιήθηκαν δοκιμές με μεγαλύτερη εύρη ημιτονοειδούς διέγερσης. Το όχημα με ESC και 4WS δεν απέτυχε να ολοκληρώσει τη δοκιμή, δηλαδή το όχημα δεν εμφάνισε πολύ μεγάλη γωνία ολίσθησης, για εύρη διέγερση μέχρι και 50 μοίρες, που θεωρούμε ότι είναι και το μηχανικό όριο του συστήματος διεύθυνσης του οχήματος. Μάλιστα η συμπεριφορά του οχήματος ακόμη και για την ακραία τιμή των 50 μοιρών, για το εύρος διέγερσης, μπορεί να χαρακτηριστεί ικανοποιητική.



Σχ. 7.23 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με ESC και 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης με εύρος διέγερσης $\delta_f = 10^\circ$

7.2.2.7. Συμπεράσματα δοκιμών ημιτονοειδούς διέγερσης

Η ημιτονοειδής διέγερση, αποτελεί μια δοκιμή ανοιχτού βρόγχου, η οποία παρουσιάζει μεγαλύτερη συσχέτιση με τις πραγματικές συνθήκες οδήγησης, σε σχέση με την διέγερση βαθμίδος, αφού η ημιτονοειδής μεταβολή της γωνίας των διευθύνοντων τροχών, χρησιμοποιείται συχνά για την αλλαγή λωρίδας ή την αποφυγή εμποδίου. Είναι μια δοκιμή, η οποία σε αντίθεση με τη δοκιμή διέγερσης βαθμίδος, αξιολογεί αποκλειστικά την δυναμική συμπεριφορά του οχήματος, κατά την μεταβατική κατάσταση, αφού δεν δίνεται χρόνος στο όχημα να περιέλθει σε μόνιμη δυναμική κατάσταση.

Η διαφορά στην επίδοση των οχημάτων εξοπλισμένων με σύστημα ελέγχου ηλεκτρονική ευστάθειας (ESC) ή τετραδιεύθυνσης (4WS) ή συνδυασμό των δύο, σε σχέση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου, είναι πολύ πιο σημαντική, σε σχέση με τις δοκιμές διέγερσης βαθμίδος. Και τα δύο συστήματα ελέγχου κατόρθωσαν να βελτιώσουν σε σημαντικό βαθμό την συμπεριφορά του οχήματος και να ελέγξουν την τροχιά του, η οποία προσεγγίζει σχεδόν απόλυτα την επιθυμητή τροχιά για όλα τα εύρη διέγερσης

που χρησιμοποιήθηκαν στις δοκιμές, ενώ το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου παρουσιάζει μεγάλες αποκλίσεις από την επιθυμητή τροχιά και πλήρη αποσταθεροποίηση για εύρη διέγερσης μεγαλύτερα των 10 μοιρών.

Η μείωση της αντικειμενικής συνάρτησης αξιολόγησης ήταν μεγαλύτερη για το σύστημα 4WS σε σχέση με το σύστημα ESC, ενώ ήταν ακόμη μεγαλύτερη για το συνδυασμό των συστημάτων 4WS και ESC. Από τα διαγράμματα λειτουργίας των δύο συστημάτων ελέγχου, φαίνεται ότι οι επεμβάσεις των συστημάτων ESC και 4WS ακολουθούν την ίδια φιλοσοφία, δηλαδή στην αρχή της κάθε ημιπεριόδου προκαλούν υπερστροφή, ώστε να μειώσουν τις τάσεις υποστροφής του οχήματος και στη συνέχεια, διορθώνουν την υπερβάλλουσα υπερστροφή, ώστε να αποτρέψουν τυχόν αποσταθεροποίηση του οχήματος και ανεξέλεγκτη πλαγιολίσθηση.

Επίσης όπως φαίνεται από τα διαγράμματα των μεταβλητών κατάστασης του οχήματος το σύστημα 4WS επειδή η λειτουργία του είναι συνεχής, επιτυγχάνει πιο ομαλό έλεγχο του οχήματος. **Ένα μειονέκτημα του συστήματος 4WS είναι ότι ενώ αυξάνει σημαντικά το μέγιστο εύρος διέγερσης για το οποίο το όχημα επιτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή από τις 10 μοίρες στις 20 μοίρες, δεν αποτρέπει τελικά την αποσταθεροποίηση του οχήματος για μεγαλύτερη εύρη διέγερσης.** Αντίθετα, το όχημα με ESC και το όχημα με το συνδυασμό ESC και 4WS, ολοκληρώνει τη δοκιμή ακόμη και για το ακραίο εύρος διέγερσης των 50 μοιρών, που είναι και το μηχανικό όριο του συστήματος διεύθυνσης του οχήματος.

7.3. Δοκιμές κλειστού βρόγχου (με μοντέλο οδηγού)

Στις δοκιμές κλειστού βρόγχου, ο οδηγός καλείται να ελέγξει τη τροχιά του οχήματος, ώστε αυτό να ολοκληρώσει μια προκαθορισμένη διαδρομή. Η διαδρομή επιλέγεται ώστε να προσομοιώνει ελιγμούς που καλείται να αντιμετωπίσει ένας οδηγός σε πραγματικές συνθήκες. Το πλεονέκτημα των δοκιμών κλειστού βρόγχου είναι ότι προσομοιάζουν τις πραγματικές συνθήκες και αξιολογούν το σύνολο του συστήματος οδηγού - οχήματος. Το μειονέκτημα τους είναι ότι εισάγεται μία επιπλέον ανεξάρτητη μεταβλητή στο σύστημα προς αξιολόγηση, οπότε καθίσταται δυσκολότερη η σύγκρισή μεταξύ δύο δοκιμών και η αιτιολόγηση της αλλαγής συμπεριφοράς του συστήματος.

Οι δοκιμές ανοιχτού βρόγχου προσέφεραν μια πρώτη απλοποιημένη αξιολόγηση των συστημάτων ελέγχου, αλλά η πραγματοποίηση δοκιμών κλειστού βρόγχου είναι επιβεβλημένη, εφόσον τα συστήματα ελέγχου που μελετούμε στη παρούσα διατριβή, βασίζονται στις εντολές του οδηγού, για να υπολογίσουν την επιθυμητή συμπεριφορά του οχήματος.

Ο ανθρώπινος παράγοντας, εισάγει υποκειμενικότητα, στη πραγματοποίηση των πραγματικών δοκιμών, εφόσον η αντίδραση κάθε οδηγού στη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος και στην επέμβαση των συστημάτων ελέγχου, εξαρτάται από ένα πλήθος παραγόντων όπως η ηλικία του και η φυσική του κατάσταση (αντανακλαστικά, ταχύτητα χειρισμών), καθώς και η προηγούμενη οδηγική του εμπειρία και η αντίληψη που έχει σχηματίσει για την αναμενόμενη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος.

Στη παρούσα διατριβή το μοντέλο οδηγού, όπως αυτό περιγράφεται στο κεφάλαιο 3, χρησιμοποιεί σταθερά κέρδη ελέγχου, τα οποία επιλέγονται με διαδικασία βελτιστοποίησης. Η συμπεριφορά του μοντέλου οδηγού, καθορίζεται από την επιλογή των παραμέτρων του.

Αρχικά, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του μοντέλου οδηγού, σε όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Στη συνέχεια, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους των συστημάτων ελέγχου, χρησιμοποιώντας τις παραμέτρους για το μοντέλο οδηγού, που υπολογίστηκαν για το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Έτσι θα μπορέσουμε να αξιολογήσουμε την επίδοση των συστημάτων ελέγχου, όταν τα χαρακτηριστικά του μοντέλου οδηγού, παραμένουν σταθερά και δεν προσαρμόζονται στα συστήματα ελέγχου.

Τέλος, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του μοντέλου οδηγού και των συστημάτων ελέγχου, ώστε να αξιολογήσουμε τη συμπεριφορά του οχήματος, όταν ο οδηγός προσαρμόζει τη συμπεριφορά λαμβάνοντας υπόψη τη παρουσία των συστημάτων ελέγχου.

7.3.1. Στροφές με σταθερή ακτίνα καμπυλότητας

7.3.1.1. Περιγραφή δοκιμής

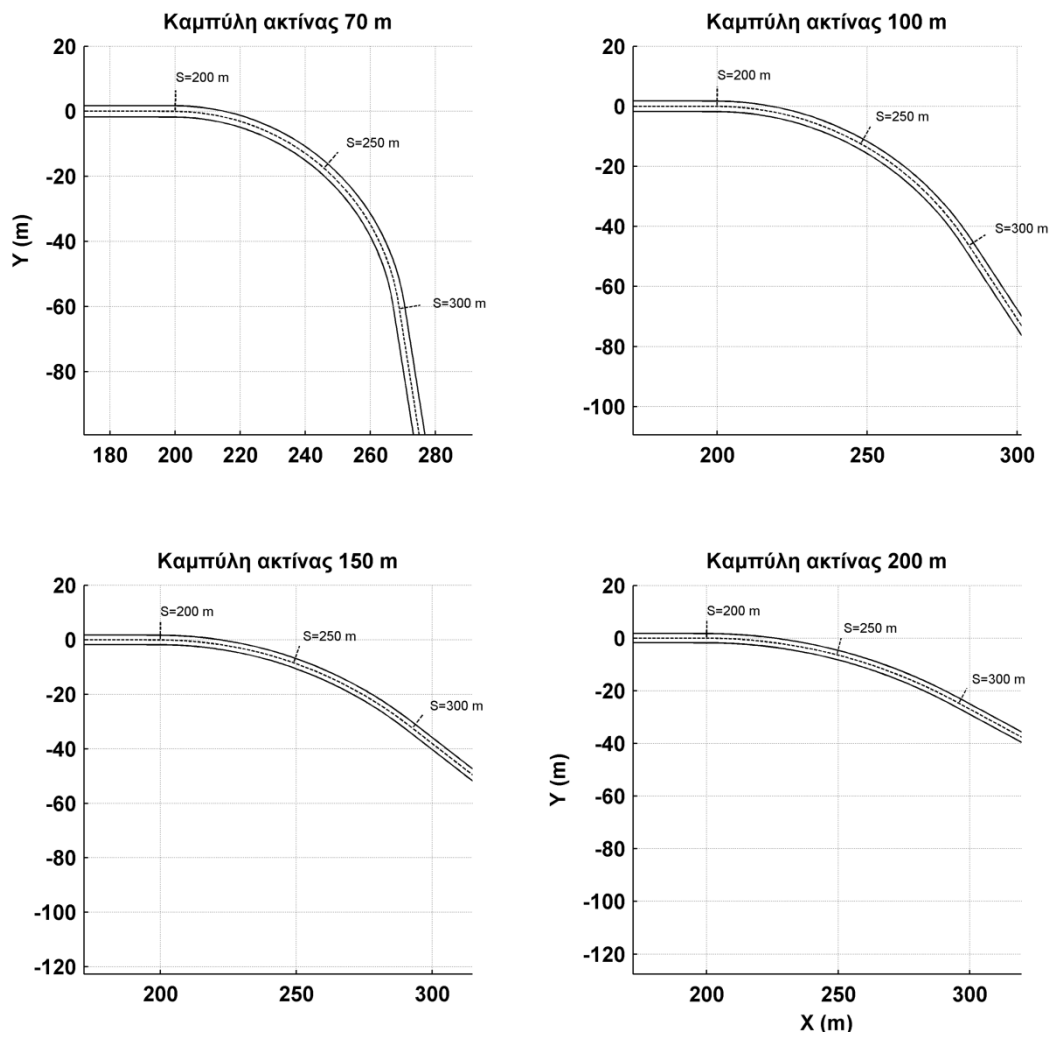
Οι παράμετροι της δοκιμής αυτής επιλέγονται ώστε να αξιολογηθεί η επίδοση του οχήματος, σε μια στροφή σταθερής ακτίνας καμπυλότητας. Η δοκιμή αυτή μπορεί να θεωρηθεί αντίστοιχη με την δοκιμή ανοιχτού βρόγχου με διέγερση βαθμίδος της γωνίας διεύθυνσης.

Η επιθυμητή διαδρομή αποτελείται από μια ευθεία μήκους 200 μέτρων, ακολουθούμενη από μια καμπύλη μήκους 100 μέτρων και σταθερής ακτίνας καμπυλότητας και τέλος ολοκληρώνεται από άλλη μια ευθεία μήκους 100 μέτρων. Το πλάτος του δρόμου επιλέγεται ίσο με 3,5 μέτρα, το οποίο είναι το προτεινόμενο πλάτος μιας λωρίδας οδού ταχείας κυκλοφορίας, σύμφωνα με τις τεχνικές οδηγίες υπολογισμού διατομής οδών, που ισχύουν στην Ελλάδα (Υ.ΠΕ.ΧΩ.Δ.Ε. 2001a). Επίσης στο κώδικα αυτοκινητοδρόμων των ΗΠΑ (AASHTO 2004), το πλάτος της λωρίδας ορίζεται σε 12 πόδια (3,6 μέτρα). Οι καμπύλες που θα χρησιμοποιήσουμε κατά τις δοκιμές απεικονίζονται στο Σχ. 7.24, για ακτίνα καμπυλότητας ίση με 70, 100, 150 και 200 μέτρα. Η ακτίνα καμπυλότητας μήκους 70 μέτρων, θεωρείται η ελάχιστη αποδεκτή σύμφωνα με τις τεχνικές οδηγίες χάραξης οδών (Υ.ΠΕ.ΧΩ.Δ.Ε. 2001b).

Το όχημα εκκινεί την δοκιμή με αρχική διαμήκη ταχύτητα ίση με 170 χλμ/ώρα (47,22 m/s), έτσι ώστε να διαθέτει την απαιτούμενη ταχύτητα για να προσομοιωθούν οι συνθήκες, που θα επιλέξουμε. Οι ευθείες πριν και μετά από την καμπύλη δίνουν στο όχημα αρκετό χώρο, ώστε να προσομοιωθεί η προσέγγιση και η αποχώρηση από μια στροφή με την αντίστοιχη επιβράδυνση και επιτάχυνση. Η διαμήκης ταχύτητα του οχήματος ελέγχεται δυναμικά από το μοντέλο οδηγού με βάση όσα έχουν αναφερθεί στο κεφάλαιο 3.3.

Η δοκιμή διακόπτεται αν εκπληρωθεί, οποιαδήποτε από τις συνθήκες, που έχουν ορισθεί στο κεφάλαιο 5.1.3, δηλαδή αν το όχημα υπερβεί τα όρια του

δρόμου, αν αναπτύξει πολύ μεγάλη γωνία πλαγιοπορείας ή αν αποκτήσει μηδενική ή αρνητική διαμήκη ταχύτητα.



Σχ. 7.24 - Στροφές με σταθερή ακτίνα καμπυλότητας

7.3.1.2. Βελτιστοποίηση παραμέτρων οδηγού - συστημάτων ελέγχου

Για την αξιολόγηση των επιδόσεων και τη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και των συστημάτων ελέγχου απαιτείται ο ορισμός μιας αντικειμενικής συνάρτησης.

Η αντικειμενική συνάρτηση με τους συντελεστές βαρύτητας των δεικτών βελτιστοποίησης, που θα χρησιμοποιηθεί, φαίνεται στην εξίσωση (7.21).

$$L(\mathbf{P}) = 0,1 \cdot I_t + 10 \cdot \text{mean}(I_{dev}) + 10 \cdot \max(I_{dev}) + 0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des} - 100 \cdot I_{Su} - 100 \cdot I_{Su,max} \quad (7.21)$$

Οι δείκτες βελτιστοποίησης I_t , I_{dev} και $I_{\beta,\psi,des}$, έχουν οριστεί στο κεφάλαιο

5.1.1. Πρέπει να επισημανθεί ότι ο δείκτης απόκλισης I_{dev} αφορά μόνο την απόκλιση προς το εξωτερικό της στροφής. Η απόκλιση προς το εσωτερικό της στροφής, όπως έχει αναφερθεί και στο κεφάλαιο 5.1.1 δεν φανερώνει αδυναμία του οχήματος να ακολουθήσει την επιθυμητή από τον οδηγό τροχιά και χρησιμοποιείται από τον οδηγό ώστε να μειωθεί η καμπυλότητα της τροχιάς που ακολουθεί το όχημα, αρκεί φυσικά το όχημα να παραμένει μέσα στα όρια του δρόμου.

Οι δείκτες βελτιστοποίησης θα υπολογίζονται ξεχωριστά για κάθε μία από τις τέσσερις στροφές σταθερής ακτίνας καμπυλότητας και θα εξαχθεί η μέση τιμή του κάθε δείκτη, η οποία θα χρησιμοποιηθεί στην αντικειμενική συνάρτηση.

Η αντικειμενική συνάρτηση θα υπολογίζεται για τον ίδιο συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U , έτσι ώστε τα αποτελέσματα να είναι συγκρίσιμα. Στη συνέχεια, ο συντελεστής S_U , αυξάνεται διαδοχικά κατά 0,01, μέχρι να παρατηρηθεί αποτυχία ολοκλήρωσης της δοκιμής.

Ο δείκτης βελτιστοποίησης I_{Su} ισούται με το συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U για τον οποίο υπολογίζεται η αντικειμενική συνάρτηση και ο δείκτης βελτιστοποίησης $I_{Su,max}$ ισούται με το μέγιστο συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας $S_{U,max}$ για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή.

$$I_{Su} = S_U \quad (7.22)$$

$$I_{Su,max} = S_{U,max} \quad (7.23)$$

Αφού ολοκληρωθεί η βελτιστοποίηση για μία δεδομένη τιμή του συντελεστή S_U , θα πραγματοποιείται βελτιστοποίηση με νέα τιμή του συντελεστή S_U ίση με το μέγιστο συντελεστή $S_{U,max}$.

Στον Πιν. 7.23, φαίνεται η ποσόστωση των δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση, για τη δοκιμή του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, με το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων, όπως αυτό ορίζεται στο κεφάλαιο 7.3.1.3. Οι δείκτες βελτιστοποίησης I_{Su} και $I_{Su,max}$, επιλέχθηκαν να έχουν την μεγαλύτερη ποσόστωση στην αντικειμενική συνάρτηση, καθώς στις δοκιμές κλειστού βρόγχου, επιδιώκουμε κατά πρώτο λόγο την αύξηση των ορίων ασφαλείας της δυναμικής του οχήματος και κατά δεύτερο λόγο την βελτίωση των υπολοίπων δεικτών βελτιστοποίησης. Επιπλέον οι δείκτες I_{Su} και $I_{Su,max}$ δεν εμφανίζουν μεγάλη διακύμανση, οπότε οι υπόλοιποι δείκτες βελτιστοποίησης, παρά την μικρή τους ποσόστωση καθορίζουν σε σημαντικό βαθμό την επιλογή του βέλτιστου διανύσματος παραμέτρων.

	$0,1 \cdot I_t$	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$10 \cdot \max(I_{dev})$	$0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su,max}$	$L(\mathbf{P})$
$I(\mathbf{P})$	1,16	0,53	3,03	0,64	-98	-98	-190,64
$\frac{ I(\mathbf{P}) }{\sum I(\mathbf{P}) }$	0,58%	0,26%	1,50%	0,32%	48,67%	48,67%	

Πιν. 7.23 - Ποσόστωση δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση δοκιμών σε στροφές με σταθερή ακτίνα καμπυλότητας

7.3.1.3. Βελτιστοποίηση παραμέτρων μοντέλου οδηγού και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου, θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για τα παρακάτω διανύσματα παραμέτρων:

$$\mathbf{P}_{dr,all} = \begin{bmatrix} K_{\psi,P} & K_{\psi,D} & K_{d,P} & K_{d,D} & [W_{\psi}]_{1 \times N_2} & [W_d]_{1 \times N_2} & T_p \end{bmatrix} \quad (7.24)$$

$$\mathbf{P}_{dr,K} = \begin{bmatrix} K_{\psi,P} & K_{\psi,D} & K_{d,P} & K_{d,D} \end{bmatrix} \quad (7.25)$$

$$\mathbf{P}_{dr,W} = \begin{bmatrix} [W_{\psi}]_{1 \times N_2} & [W_d]_{1 \times N_2} \end{bmatrix} \quad (7.26)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου $(1+N)-ES$, για το διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,all}$ ορίζεται σε 48, για το διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,K}$ ορίζεται σε 24 και για το διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,W}$ ορίζεται σε 16.

Επιπλέον για το χρόνο προεπισκόπησης T_p , θα υπολογίζεται η αντικειμενική συνάρτηση για τιμές $T_{p,o} - 0,25$ έως $T_{p,o} + 0,25$ με βήμα 0,01 και θα επιλέγεται η βέλτιστη τιμή.

Επιλέγουμε τις παρακάτω αρχικές τιμές για το διάνυσμα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού.

$$\begin{aligned} K_{\psi,P} &= 150 & K_{\psi,D} &= 0 & K_{d,P} &= 50 & K_{d,D} &= 1 \\ [W_{\psi}]_{1 \times N_2} &= [0,25 \quad 0,25 \quad 0,25 \quad 0,25] & [W_d]_{1 \times N_2} &= [0,25 \quad 0,25 \quad 0,25 \quad 0,25] \\ T_p &= 1,25 \text{ s} \end{aligned}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.21), απαιτήθηκαν 34 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.24, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει σημαντική μείωση της μέσης και της μέγιστης τιμής του δείκτη απόκλισης από την επιθυμητή τροχιά I_{dev} . Παρόλα αυτά δεν κατέστη δυνατή η αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή, ο

οποίος παρέμεινε στο 0,98, δηλαδή το όχημα αποτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή για επιθυμητή διαμήκη ταχύτητα μεγαλύτερη από 98% της μέγιστης διαμήκους ταχύτητας, όπως αυτή προκύπτει από τη κινηματική σχέση ελέγχου της διαμήκους ταχύτητας του μοντέλου οδηγού, που έχει περιγραφεί στο κεφάλαιο 3.3.

\mathbf{P}_{dr}	$0,1 \cdot I_t$	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$10 \cdot \max(I_{dev})$	$0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su,max}$	$L(\mathbf{P})$
1	1,16	0,53	3,03	0,64	-98	-98	-190,64
2	1,16	0,36	2,15	0,64	-98	-98	-191,69
3	1,16	0,41	2,06	0,45	-98	-98	-191,93
4	1,15	0,38	2,07	0,41	-98	-98	-191,99
5	1,15	0,33	1,88	0,45	-98	-98	-192,19
6	1,15	0,32	1,84	0,46	-98	-98	-192,22
7	1,15	0,31	1,79	0,41	-98	-98	-192,33
8	1,16	0,28	1,66	0,47	-98	-98	-192,43
9	1,15	0,28	1,64	0,41	-98	-98	-192,51

Πιν. 7.24 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Στον Πιν. 7.25 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{dr}	$K_{\psi,P}$	$K_{\psi,D}$	$K_{d,P}$	$K_{d,D}$	$[W_{\psi}]_{1 \times N_2}$	$[W_d]_{1 \times N_2}$	$T_p (s)$
1	150	0	50	1	[0,25 0,25 0,25 0,25]	[0,25 0,25 0,25 0,25]	1,250
2	358,16	0	98,62	2,02	[0,39 0,36 0,02 0,23]	[0,57 0,08 0,13 0,22]	1,240
3	316,67	0	106,79	2,56	[0,29 0,20 0,07 0,44]	[0,50 0,14 0,22 0,14]	1,120
4	269,59	0	92,45	2,65	[0,28 0,16 0,10 0,46]	[0,10 0,56 0,18 0,16]	1,120
5	280,61	0	94,55	2,69	[0,27 0,17 0,10 0,46]	[0,37 0,09 0,43 0,11]	1,120
6	362,19	0	96,42	2,69	[0,33 0,09 0,12 0,46]	[0,34 0,12 0,46 0,08]	1,120
7	402,65	0	85,69	2,8	[0,10 0,13 0,18 0,59]	[0,32 0,08 0,17 0,43]	0,850
8	465,31	0	103,25	2,8	[0,10 0,13 0,18 0,59]	[0,32 0,08 0,17 0,43]	0,850
9	452,09	0	109,03	2,8	[0,10 0,13 0,18 0,59]	[0,32 0,08 0,17 0,43]	0,850

Πιν. 7.25 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

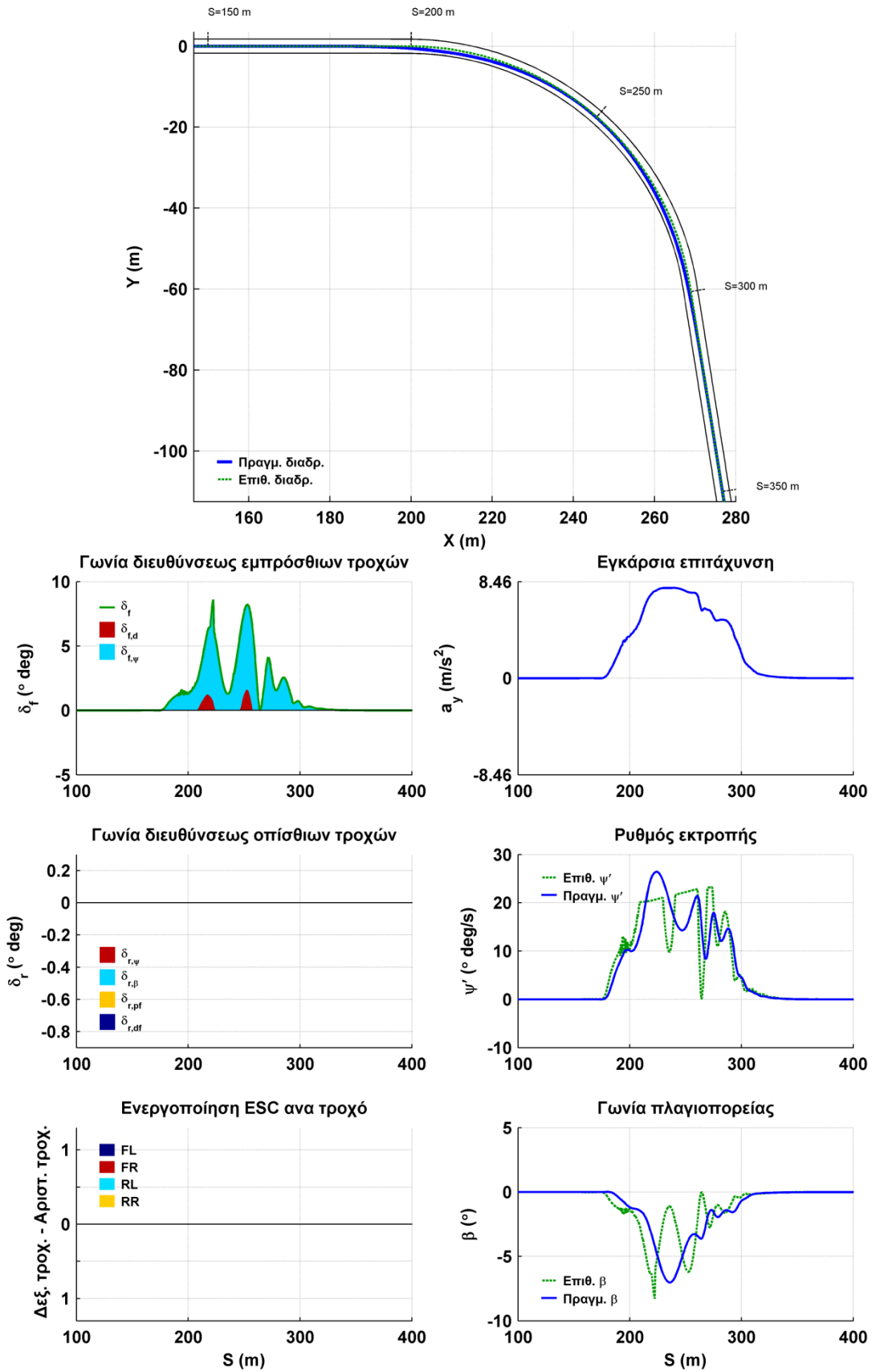
Στον Πιν. 7.26 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του μοντέλου οδηγού με το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,1}$ και του μοντέλου οδηγού με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,9}$, σε κάθε μία από τις 4 στροφές της δοκιμής.

Παρατηρούμε ότι με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων για το μοντέλο οδηγού έχει μειωθεί η μέση και η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά και η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας. Ο χρόνος ολοκλήρωσης της δοκιμής έχει μειωθεί ελαφρώς ή έχει παραμείνει ο ίδιος. Η ταχύτητα εξόδου από την καμπύλη $U_{S=325}$ έχει αυξηθεί για τις καμπύλες με ακτίνα καμπυλότητας 70, 100 και 150 μέτρων. Γενικά η βελτίωση της επίδοσης του μοντέλου οδηγού είναι μεγαλύτερη στην καμπύλη με ακτίνα καμπυλότητας 70 μέτρων και σταδιακά μειώνεται όσο αυξάνεται η ακτίνα καμπυλότητας της στροφής.

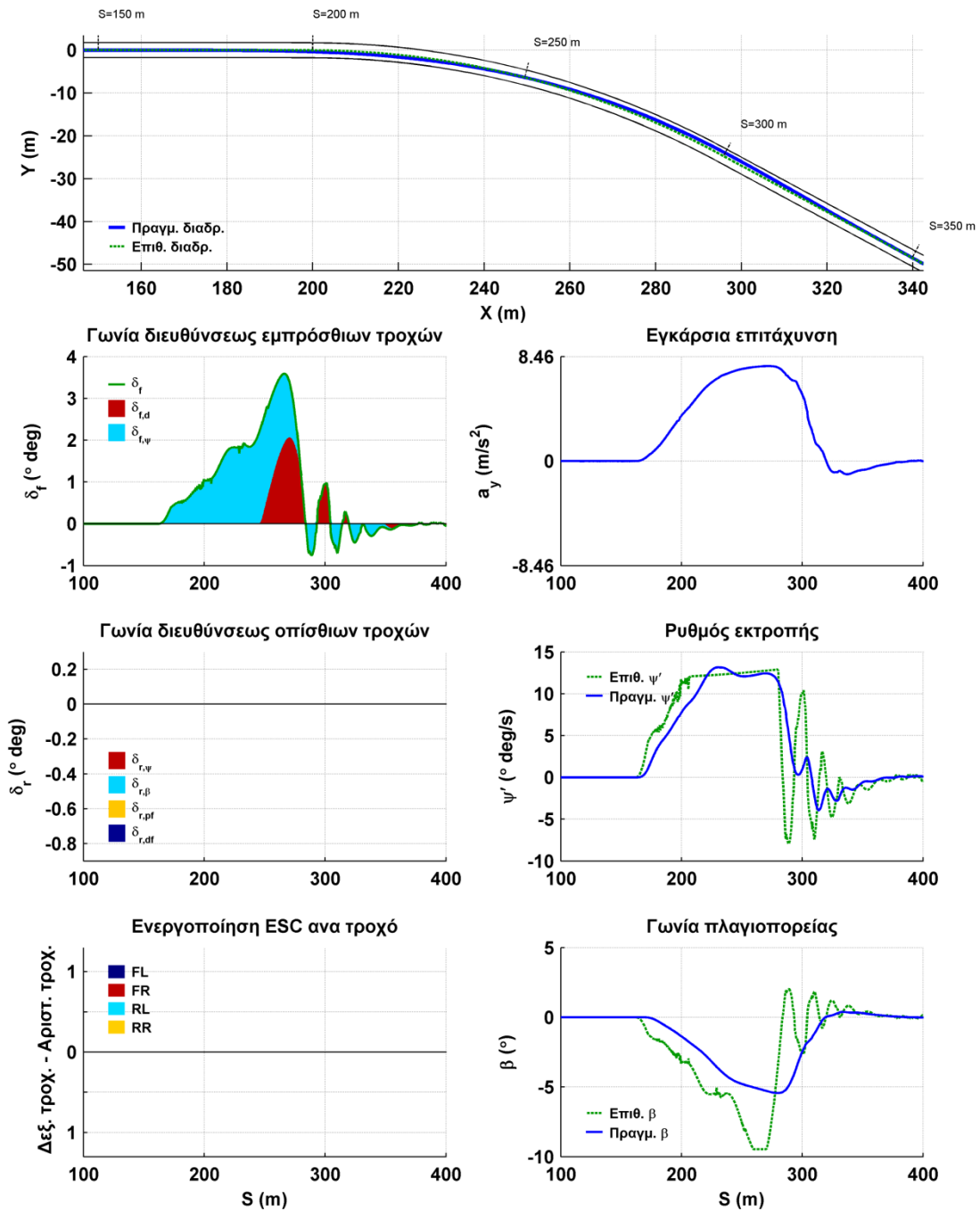
R (m)	S_U	t_{end} (s)	$a_{y,max}$ (m/s^2)	β_{max} ($^\circ$)	$mean(dev)$ (m)	$max(dev)$ (m)	$U_{S=175}$ (m/s)	$U_{S=325}$ (m/s)	P_{dr}
70	0,98	13,78	8,15	10,19	0,04	0,47	25,92	22,98	1
70	0,98	13,61	7,92	7,03	0,00	0,00	25,86	23,41	9
100	0,98	12,28	8,14	8,67	0,03	0,33	29,05	26,08	1
100	0,98	12,13	7,79	5,55	0,00	0,02	29,06	27,43	9
150	0,98	10,76	7,78	6,27	0,07	0,67	34,96	31,20	1
150	0,98	10,72	7,73	5,21	0,05	0,45	34,96	31,80	9
200	0,98	9,73	7,61	5,59	0,07	0,95	40,05	36,74	1
200	0,98	9,73	7,69	5,44	0,07	0,82	40,04	36,80	9

Πιν. 7.26 - Σύγκριση αρχικού και βελτιστοποιημένου διανύσματος παραμέτρων οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Στο Σχ. 7.25, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 0,98$, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$. Παρατηρούμε ότι το μοντέλο οδηγού αντιμετωπίζει τη στροφή με την μικρή ακτίνα καμπυλότητας σαν δύο διαδοχικές στροφές, προσεγγίζοντας την επιθυμητή τροχιά στο μέσο της στροφής, ενώ στην είσοδο και στην έξοδο, το όχημα διαγράφει τροχιά στο εσωτερικό της στροφής. Ο όρος δ_ψ , που υπολογίζεται με βάση την απόκλιση της γωνίας διεύθυνσης του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά, έχει την μεγαλύτερη συνεισφορά στην τελική τιμή της γωνίας διεύθυνσης των εμπρόσθιων τροχών. Το όχημα δεν αποκλίνει προς το εξωτερικό της στροφής, γεγονός που δείχνει ότι για την συγκεκριμένη ακτίνα καμπυλότητας και διαμήκη ταχύτητα το όχημα δεν υπερβαίνει τα όρια πρόσφυσης.



Σχ. 7.25 - Δοκιμή οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$ με συντελεστή $S_U = 0,98$



Σχ. 7.26 - Δοκιμή οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$ με συντελεστή $S_U = 0,98$

Στο Σχ. 7.26, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, με το βελτιστοποιημένο δiάνυσμα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 0,98$, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$. Σε αυτή την ανοιχτή καμπύλη με μεγαλύτερη ακτίνα καμπυλότητας, παρατηρούμε ότι λόγω της απόκλισης του

οχήματος από την επιθυμητή τροχιά, αυξάνεται σημαντικά η συνεισφορά του όρου δ_d , στην τελική τιμή της γωνίας διευθύνσεως των εμπρόσθιων τροχών.

Επίσης παρατηρούμε ότι στην έξοδο της στροφής παρατηρείται ταλαντωτική συμπεριφορά της γωνίας διευθύνσεως, όπως αυτή υπολογίζεται από το μοντέλο οδηγού, η οποία όμως αποσβαίνεται ομαλά. Στην είσοδο της στροφής το όχημα προσεγγίζει το εσωτερικό της στροφής, αλλά στη συνέχεια το όχημα ολισθαίνει προς το εξωτερικό της στροφής, προσεγγίζοντας το εξωτερικό όριο του πλάτους του δρόμου. Είναι εμφανές ότι το όχημα έχει υπερβεί τα όρια πρόσφυσης, κάτι που επιβεβαιώνεται από την αποτυχία ολοκλήρωσης της δοκιμής σε στροφή ακτίνας καμπυλότητας $R=200m$ για συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U=0,99$, όπου το όχημα υπερβαίνει το μέγιστο πλάτος του δρόμου, που έχουμε ορίσει.

7.3.1.4. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) χωρίς βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) χρησιμοποιώντας για το μοντέλο οδηγού, το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων που υπολογίσθηκε στο κεφάλαιο 7.3.1.3.

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για 3 ομάδες παραμέτρων, που ορίζονται ως εξής:

$$\mathbf{P}_{ESP,A} = \begin{bmatrix} K_{ESC,\psi} & K_{ESC,\beta} \end{bmatrix} \quad (7.27)$$

$$\mathbf{P}_{ESP,B} = \begin{bmatrix} S_{ESC,y} & D_{\dot{\psi}} & D_{\beta} \end{bmatrix} \quad (7.28)$$

$$\mathbf{P}_{ESP,C} = \begin{bmatrix} K_{ESC,\psi} & K_{ESC,\beta} & S_{ESC,y} & D_{\dot{\psi}} & D_{\beta} \end{bmatrix} \quad (7.29)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου $(1+N)-ES$, για τις ομάδες A και B, ορίζεται σε 20, ενώ για την ομάδα C, σε 10.

Το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$, επιλέγεται έτσι ώστε το σύστημα ESC να μην επεμβαίνει, προκειμένου να μπορεί να γίνει σύγκριση με το όχημα χωρίς σύστημα ESC.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = [K_{ESC,\psi} = 0 \quad K_{ESC,\beta} = 0 \quad S_{ESC,y} = 0,75 \quad D_{\psi} = 1 \quad D_{\beta} = 1]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.21), απαιτήθηκαν 34 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.27, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

\mathbf{P}_{ESC}	$0,1 \cdot I_t$	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$10 \cdot \text{max}(I_{dev})$	$0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su,max}$	$L(\mathbf{P})$
1	1,15	0,28	1,64	0,42	-98	-98	-192,51
2	1,23	0,07	0,35	0,47	-98	-102	-197,88
3	1,23	0,08	0,34	0,49	-98	-103	-198,86
4	1,20	0,35	1,70	0,48	-103	-103	-202,27
5	1,20	0,35	1,60	0,48	-103	-103	-202,37
6	1,19	0,35	1,59	0,48	-103	-103	-202,39
7	1,19	0,35	1,60	0,45	-103	-103	-202,41
8	1,19	0,34	1,53	0,43	-103	-103	-202,50
9	1,19	0,34	1,54	0,42	-103	-103	-202,51
10	1,19	0,33	1,50	0,43	-103	-103	-202,55

Πιν. 7.27 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει καταρχήν μεγάλη μείωση της μέσης και της μέγιστης τιμής του δείκτη απόκλισης από την επιθυμητή τροχιά I_{dev} και αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή, από $S_U = 0,98$ σε $S_U = 1,03$. Το όχημα, δηλαδή, επιτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή για επιθυμητή διαμήκη ταχύτητα μέχρι και 103% της μέγιστης διαμήκους ταχύτητας, όπως αυτή προκύπτει από τη κινηματική σχέση ελέγχου της διαμήκους ταχύτητας του μοντέλου οδηγού, που έχει περιγραφεί στο κεφάλαιο 3.3. Η διαδικασία βελτιστοποίησης συνεχίζεται μετά το 4^ο βήμα για τη νέα μέγιστη τιμή του συντελεστή S_U και επιτυγχάνεται περαιτέρω μικρή μείωση της τιμής της αντικειμενική συνάρτησης.

Στον Πιν. 7.28 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

P_{ESC}	$K_{ESC,\psi}$	$K_{ESC,\beta}$	$S_{ESC,y}$	D_{ψ}	D_{β}
1	0,00	0,00	0,75	1,00	1,00
2	5,19	-0,58	0,30	1,07	0,67
3	15,62	-8,10	0,30	1,07	0,67
4	15,60	-8,21	0,30	1,07	0,67
5	23,77	-13,90	0,30	1,48	0,73
6	23,77	-13,90	0,30	2,48	0,54
7	37,83	-10,77	0,30	2,54	0,61
8	36,40	-9,22	0,30	2,48	0,64
9	38,12	-8,40	0,30	2,47	0,59
10	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61

Πιν. 7.28 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC

Στον Πιν. 7.29 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του οχήματος χωρίς σύστημα ESC και του οχήματος με σύστημα ESC, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $P_{ESC,10}$, σε κάθε μία από τις 4 στροφές της δοκιμής.

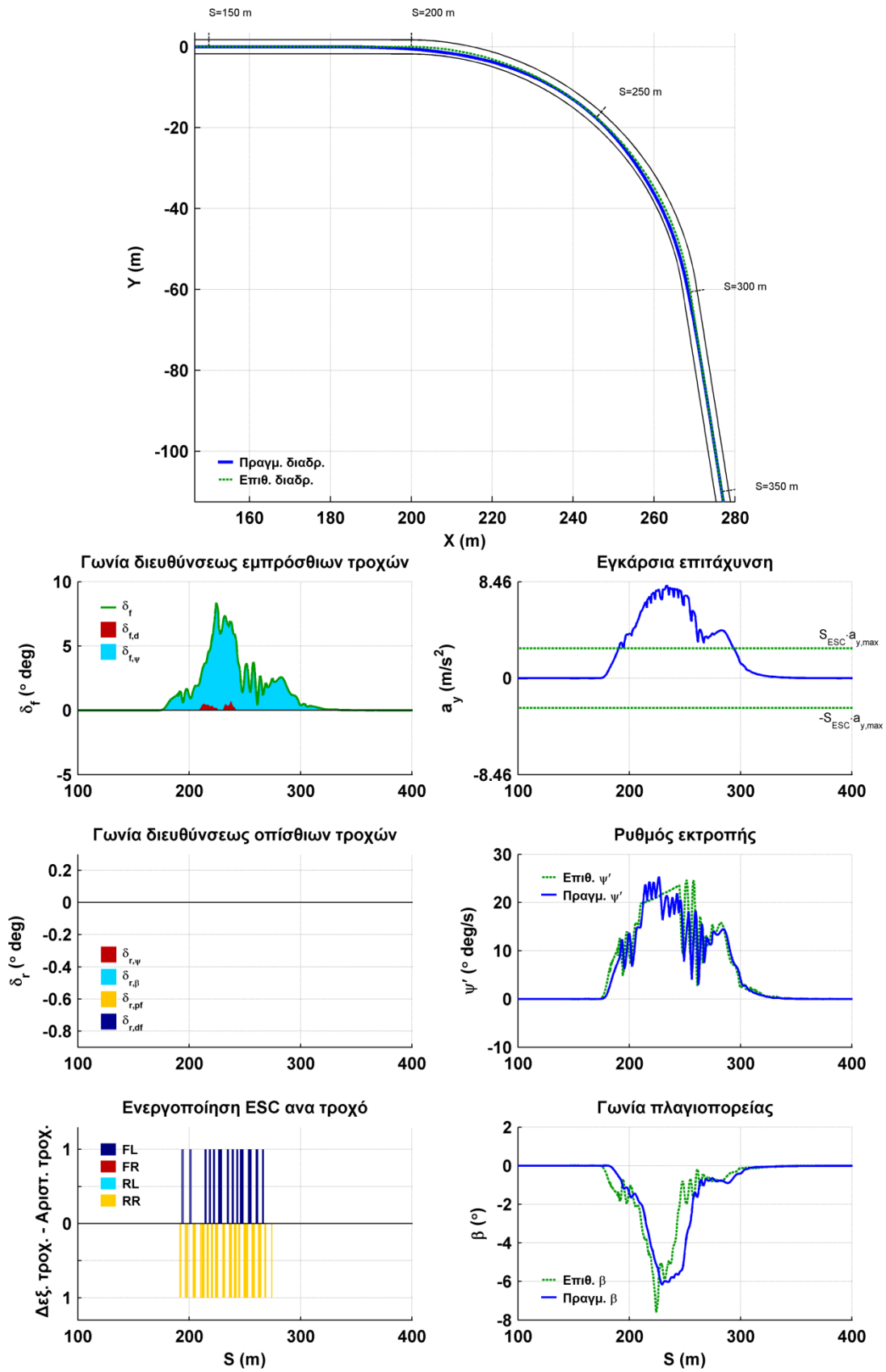
R (m)	S_U	t_{end} (s)	$a_{y,max}$ (m/s^2)	β_{max} ($^\circ$)	$mean(dev)$ (m)	$max(dev)$ (m)	$U_{S=175}$ (m/s)	$U_{S=325}$ (m/s)	ESC
70	0,98	13,61	7,92	7,03	0,00	0,00	25,86	23,41	-
70	0,98	14,56	7,70	4,30	0,00	0,00	25,86	21,04	✓
70	1,03	14,36	8,13	6,16	0,00	0,00	26,54	21,14	✓
100	0,98	12,13	7,79	5,55	0,00	0,02	29,06	27,43	-
100	0,98	13,27	7,49	4,41	0,00	0,00	29,06	22,95	✓
100	1,03	12,44	8,04	5,72	0,00	0,01	30,34	25,78	✓
150	0,98	10,72	7,73	5,21	0,05	0,45	34,96	31,80	-
150	0,98	11,48	7,57	4,65	0,00	0,00	34,96	26,38	✓
150	1,03	10,86	7,98	5,39	0,03	0,26	36,65	30,30	✓
200	0,98	9,73	7,69	5,44	0,07	0,82	40,04	36,80	-
200	0,98	10,18	7,54	4,95	0,03	0,29	40,04	33,05	✓
200	1,03	9,90	8,26	6,27	0,10	0,92	41,95	33,59	✓

Πιν. 7.29 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος ESC με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Παρατηρούμε ότι για το όχημα με σύστημα ESC, έχει μειωθεί η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση, η μέση και η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά και η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας, για την αρχική τιμή του συντελεστή $S_U = 0,98$. Επίσης λόγω της επέμβασης του συστήματος ESC, μειωμένη εμφανίζεται και η ταχύτητα εξόδου από την καμπύλη $U_{S=325}$. Στο όχημα με σύστημα ESC μπορεί να χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερος συντελεστής $S_U = 1,03$ και άρα αυτό να εισέλθει σε κάθε καμπύλη με αυξημένη διαμήκη ταχύτητα $U_{S=175}$. Σε αυτή τη περίπτωση η μέγιστη εγκάρσια επιτάχυνση είναι αυξημένη σε σχέση με το όχημα χωρίς ESC, ενώ η απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά είναι παρόμοια με το όχημα χωρίς ESC.

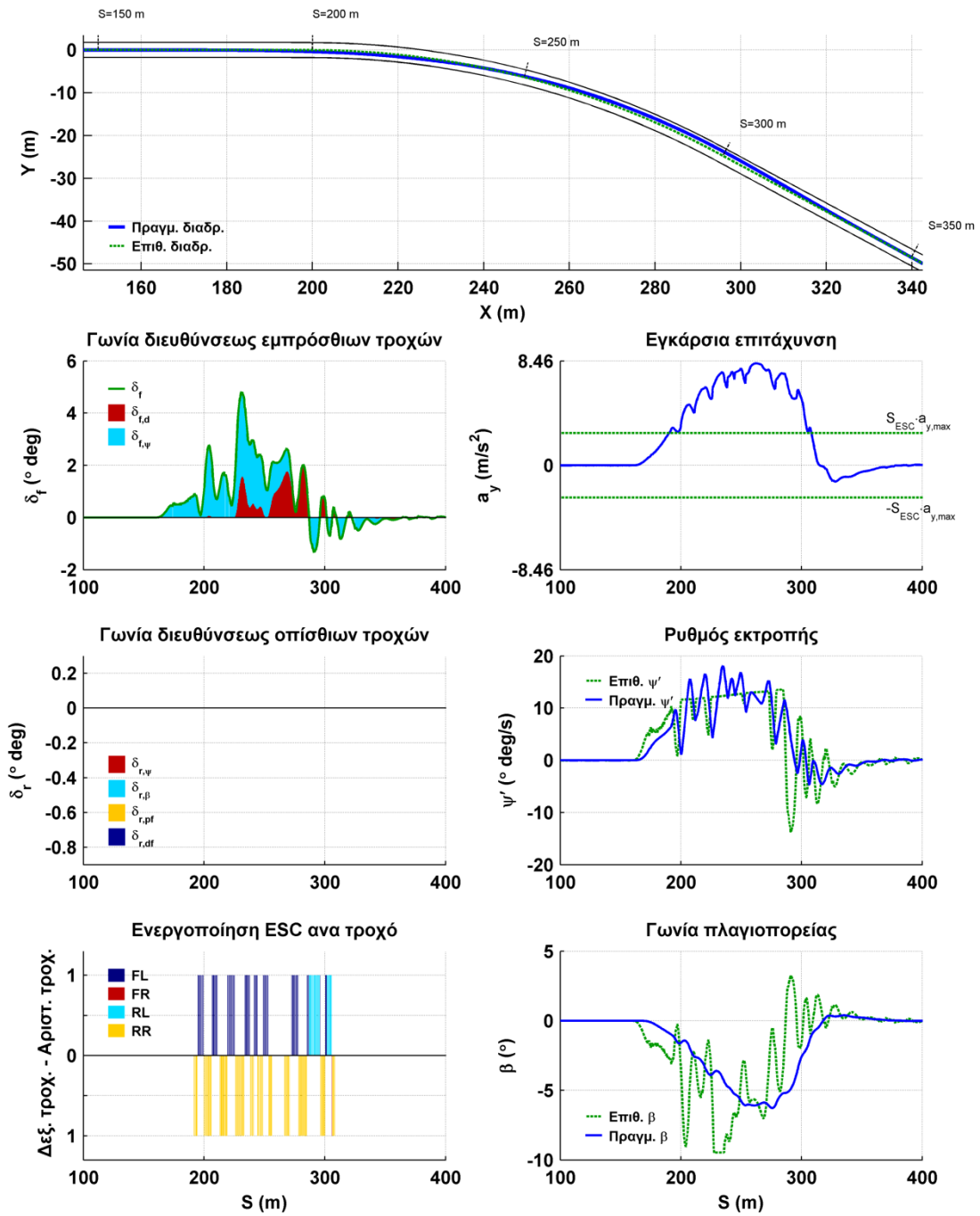
Στο Σχ. 7.27, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος ESC, και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,03$, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$. Παρατηρούμε ότι η επέμβαση του συστήματος ESC επηρεάζει και τη συμπεριφορά του μοντέλου οδηγού με αποτέλεσμα ταλαντώσεις μικρού εύρους στη γωνία διευσθύνσεως των εμπρόσθιων τροχών. Ο ρυθμός εκτροπής και η γωνία πλαγιοπορείας, ακολουθούν τις αντίστοιχες επιθυμητές τιμές, αν και δεν ταυτίζονται. Το όχημα δεν αποκλίνει προς το εξωτερικό της στροφής, γεγονός που δείχνει ότι για την συγκεκριμένη ακτίνα καμπυλότητας και διαμήκη ταχύτητα το όχημα δεν υπερβαίνει τα όρια πρόσφυσης.

Στο Σχ. 7.28, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος ESC και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,03$, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$. Σε αυτή την καμπύλη παρατηρούμε πιο έντονες αυξομειώσεις στην γωνία διευσθύνσεως των εμπρόσθιων τροχών, λόγω της επέμβασης του συστήματος ESC. Στην είσοδο της στροφής το όχημα προσεγγίζει το εσωτερικό της στροφής, αλλά στη συνέχεια το όχημα ολισθαίνει προς το εξωτερικό της στροφής, προσεγγίζοντας το εξωτερικό όριο του δρόμου. Αν αυξήσουμε το συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας σε $S_U = 1,04$, το όχημα υπερβαίνει το μέγιστο πλάτος του δρόμου, που έχουμε ορίσει και αποτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή.



Σχ. 7.27 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας

$$R = 70m \text{ με συντελεστή } S_U = 1,03$$



Σχ. 7.28 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας

$R = 200\text{ m}$ με συντελεστή $S_U = 1,03$

7.3.1.5. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) χωρίς βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) χρησιμοποιώντας για το μοντέλο οδηγού, το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.1.3.

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για 3 ομάδες παραμέτρων, που ορίζονται ως εξής:

$$\mathbf{P}_{4WS,A} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} & K_{\delta r, \beta} \end{bmatrix} \quad (7.30)$$

$$\mathbf{P}_{4WS,B} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, pf} & K_{dr, df} \end{bmatrix} \quad (7.31)$$

$$\mathbf{P}_{4WS,C} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} & K_{\delta r, \beta} & K_{\delta r, pf} & K_{dr, df} \end{bmatrix} \quad (7.32)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου $(1+N)-ES$, για τις ομάδες A και B, ορίζεται σε 20, ενώ για την ομάδα C, σε 10.

Το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,1}$, επιλέγεται έτσι ώστε το σύστημα 4WS να μην επεμβαίνει, προκειμένου να μπορεί να γίνει σύγκριση με το όχημα χωρίς σύστημα 4WS.

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} = 0 & K_{\delta r, \beta} = 0 & K_{\delta r, pf} = 0 & K_{dr, df} = 0 \end{bmatrix}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.21), απαιτήθηκαν 74 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.30, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν. Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει καταρχήν μηδενισμό της μέσης και της μέγιστης τιμής του δείκτη απόκλισης από την επιθυμητή τροχιά I_{dev} για την αρχική τιμή του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας $S_U = 0,98$. Επίσης επιτυγχάνει αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με

επιτυχία η δοκιμή, από $S_U = 0,98$, αρχικά σε $S_U = 1,01$ και στη συνέχεια σε $S_U = 1,02$. Το όχημα, δηλαδή, επιτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή για επιθυμητή διαμήκη ταχύτητα μέχρι και 102% της μέγιστης διαμήκους ταχύτητας, όπως αυτή προκύπτει από τη κινηματική σχέση ελέγχου της διαμήκους ταχύτητας του μοντέλου οδηγού.

Στον Πιν. 7.31 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{4WS}	$0,1 \cdot I_t$	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$10 \cdot \max(I_{dev})$	$0,2 \cdot I_{\beta, \dot{\psi}, des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su, \max}$	$L(\mathbf{P})$
1	1,15	0,28	1,64	0,42	-98	-98	-192,51
2	1,15	0,25	1,46	0,31	-98	-99	-193,82
3	1,18	0,09	0,61	0,82	-98	-100	-195,30
4	1,16	0,04	0,38	0,57	-98	-100	-195,84
5	1,17	0,00	0,04	0,61	-98	-100	-196,18
6	1,16	0,00	0,01	0,61	-98	-101	-197,21
7	1,16	0,31	2,20	0,68	-101	-101	-197,66
8	1,15	0,30	2,11	0,59	-101	-102	-198,84
9	1,15	0,25	1,88	0,66	-101	-102	-199,06
10	1,15	0,61	3,50	0,66	-102	-102	-198,08
11	1,15	0,61	3,49	0,66	-102	-102	-198,09

Πιν. 7.30 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)

\mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r, \dot{\psi}}$	$K_{\delta r, \beta}$	$K_{\delta r, pf}$	$K_{dr, df}$
1	0,00	0,00	0,00	0,00
2	0,00	0,00	0,04	-0,11
3	0,00	0,00	0,52	-0,07
4	-0,33	-0,15	0,52	-0,07
5	-0,11	-0,15	0,38	-0,08
6	-0,09	-0,11	0,40	-0,07
7	-0,09	-0,11	0,37	-0,11
8	-0,09	-0,11	0,26	-0,04
9	-0,06	-0,09	0,33	-0,04
10	-0,06	-0,09	0,28	-0,05
11	-0,05	-0,14	0,18	-0,03

Πιν. 7.31 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)

Στον Πιν. 7.32 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του οχήματος χωρίς σύστημα 4WS και του οχήματος με σύστημα 4WS, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,11}$, σε κάθε μία από τις 4 στροφές της δοκιμής για την αρχική τιμή του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U , καθώς και για τη μέγιστη τιμή του, που επιτεύχθηκε.

R (m)	S_U	t_{end} (s)	$a_{y,max}$ (m/s ²)	β_{max} (°)	$mean(dev)$ (m)	$max(dev)$ (m)	$U_{S=175}$ (m/s)	$U_{S=325}$ (m/s)	4WS
70	0,98	13,61	7,92	7,03	0,00	0,00	25,86	23,41	-
70	0,98	13,92	7,78	3,21	0,00	0,00	25,84	22,11	✓
70	1,02	13,73	7,82	3,31	0,07	0,70	26,37	22,77	✓
100	0,98	12,13	7,79	5,55	0,00	0,02	29,06	27,43	-
100	0,98	12,17	7,89	3,76	0,00	0,00	29,06	26,98	✓
100	1,02	12,17	7,89	3,90	0,07	0,58	30,08	25,72	✓
150	0,98	10,72	7,73	5,21	0,05	0,45	34,96	31,80	-
150	0,98	10,64	7,66	3,68	0,00	0,03	34,96	33,07	✓
150	1,02	10,56	7,89	4,44	0,06	0,71	36,31	31,60	✓
200	0,98	9,73	7,69	5,44	0,07	0,82	40,04	36,80	-
200	0,98	9,68	7,54	3,40	0,01	0,28	40,05	37,67	✓
200	1,02	9,53	7,82	4,42	0,05	0,80	41,57	37,38	✓

Πιν. 7.32 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Παρατηρούμε ότι για το όχημα με σύστημα 4WS, έχει μειωθεί η μέση και η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά και η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας, για την αρχική τιμή του συντελεστή $S_U = 0,98$. Η ταχύτητα εξόδου από την καμπύλη $U_{S=325}$ είναι μειωμένη στις καμπύλες ακτίνας $R = 70m$ και $R = 100m$, ενώ είναι αυξημένη στις καμπύλες ακτίνας $R = 150m$ και $R = 200m$. Στο όχημα με σύστημα 4WS μπορεί να χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερος συντελεστής $S_U = 1,02$ και άρα αυτό να εισέλθει σε κάθε καμπύλη με αυξημένη διαμήκη ταχύτητα $U_{S=175}$.

Στο Σχ. 7.29, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος 4WS, και

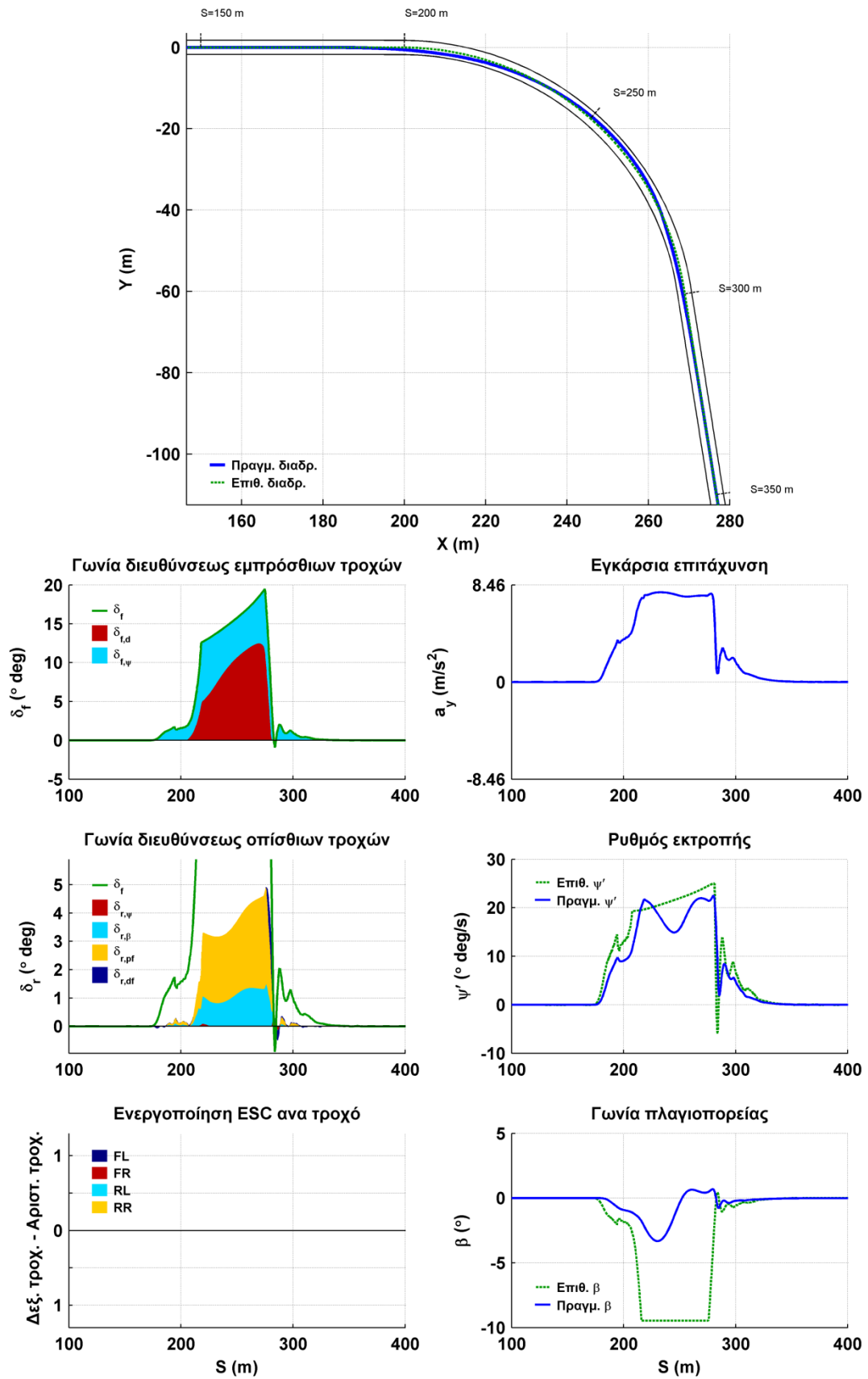
συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,02$, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$.

Παρατηρούμε ότι η συμπεριφορά του μοντέλου οδηγού στο όχημα με σύστημα 4WS είναι πολύ πιο ομαλή σε σχέση με το όχημα με ESC. Όπως φαίνεται ο όρος $K_{\delta r, pf}$ και ο όρος $K_{\delta r, \beta}$, συνεισφέρουν σχεδόν αποκλειστικά στον υπολογισμό της γωνίας των οπισθίων τροχών, από τον ελεγκτή του συστήματος 4WS. Η αρνητική τιμή του όρου $K_{\delta r, \beta}$, έχει ως αποτέλεσμα όχι την προσέγγιση της γωνίας πλαγιοπορείας με την επιθυμητή, αλλά την μείωση της. Ο όρος $K_{\delta r, pf}$ προκαλεί στροφή των τροχών με την ίδια φορά με τους εμπρός και αυξάνει την ευστάθεια του οχήματος, μειώνοντας την γωνία πλαγιοπορείας. Ταυτόχρονα όμως μειώνει το κέρδος του ρυθμού εκτροπής ως προς την γωνία διεύθυνσης των εμπρός τροχών και για αυτό απαιτείται διπλάσια γωνία των εμπρός τροχών, σε σχέση με το όχημα χωρίς 4WS.

Στο Σχ. 7.30, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος 4WS και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,02$, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$.

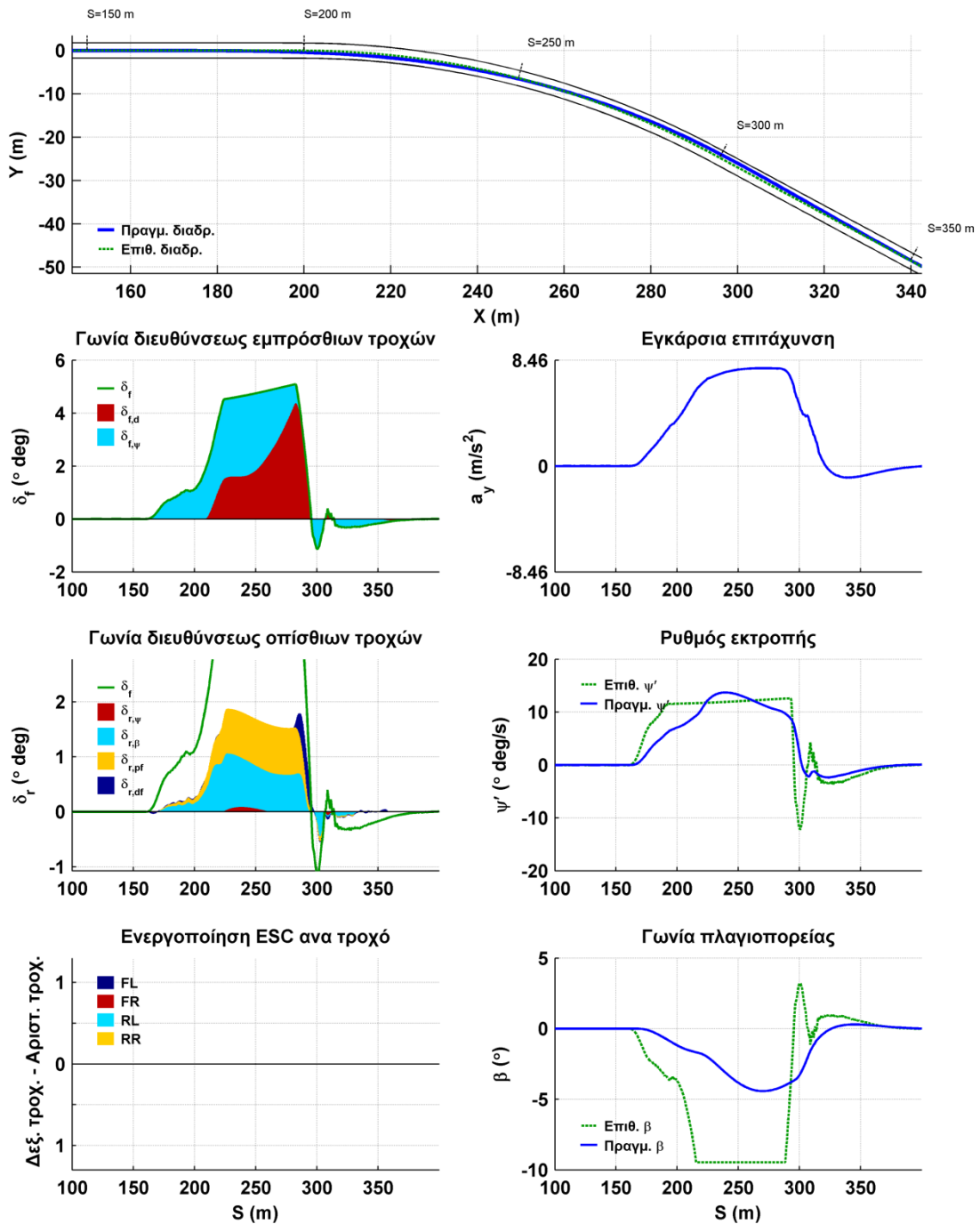
Και σε αυτή την καμπύλη παρατηρούμε μια ομαλή συμπεριφορά της γωνία διεύθυνσεως των εμπρόσθιων τροχών, όπως αυτή υπολογίζεται από το μοντέλο οδηγού, σε αντίθεση με την αντίστοιχη δοκιμή του οχήματος με σύστημα ESC, που εμφάνισε έντονες αυξομειώσεις. Επίσης παρατηρούμε μεγαλύτερη σταθερότητα στην έξοδο της στροφής με μικρότερη ταλάντωση της γωνίας διεύθυνσεως των εμπρός τροχών

Αν αυξήσουμε το συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας σε $S_U = 1,03$, το όχημα υπερβαίνει το μέγιστο πλάτος του δρόμου, που έχουμε ορίσει και αποτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή.



Σχ. 7.29 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας

$$R = 70m \text{ με συντελεστή } S_U = 1,02$$



Σχ. 7.30 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας

$$R = 200\text{ m με συντελεστή } S_U = 1,02$$

7.3.1.6. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) χωρίς βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) και του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) χρησιμοποιώντας για το μοντέλο οδηγού, το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.1.3.

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική διαδοχικά για το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS), χρησιμοποιώντας τις ομάδες παραμέτρων, που ορίστηκαν στα κεφάλαια 7.3.1.4 και 7.3.1.5, με τους ίδιους αριθμούς απογόνων.

Ως αρχικά διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$ και $\mathbf{P}_{4WS,1}$, χρησιμοποιούμε τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων, που υπολογίστηκαν στα κεφάλαια 7.3.1.4 και 7.3.1.5.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = [K_{ESC,\psi} = 37,94 \quad K_{ESC,\beta} = -8,18 \quad S_{ESC,y} = 0,31 \quad D_{\psi} = 2,46 \quad D_{\beta} = 0,61]$$

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = [K_{\delta r,\psi} = -0,05 \quad K_{\delta r,\beta} = -0,14 \quad K_{\delta r,pf} = 0,18 \quad K_{dr,df} = 0,03]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.21), απαιτήθηκαν 67 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.33, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν. Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή, από $S_U = 1,02$ σε $S_U = 1,04$. Το όχημα, δηλαδή, επιτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή για επιθυμητή διαμήκη ταχύτητα μέχρι και 104% της μέγιστης διαμήκους ταχύτητας, όπως αυτή προκύπτει από τη κινηματική σχέση ελέγχου της διαμήκους ταχύτητας του μοντέλου οδηγού, που έχει περιγραφεί στο κεφάλαιο 3.3.

\mathbf{P}	$0,1 \cdot I_t$	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$10 \cdot \text{max}(I_{dev})$	$0,2 \cdot I_{\beta, \dot{\psi}, des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su, \text{max}}$	$L(\mathbf{P})$
1	1,19	0,38	1,90	0,36	-102	-102	-200,17
2	1,21	0,07	0,86	0,74	-102	-104	-203,12
3	1,20	0,11	0,89	0,50	-102	-104	-203,31
4	1,20	0,10	0,65	0,46	-102	-104	-203,59
5	1,19	0,21	1,41	0,51	-104	-104	-204,68
6	1,19	0,22	1,42	0,48	-104	-104	-204,70
7	1,18	0,19	1,22	0,44	-104	-104	-204,97
8	1,18	0,19	1,15	0,43	-104	-104	-205,05

Πιν. 7.33 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS

Στον Πιν. 7.34 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

Στον Πιν. 7.35 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου και του οχήματος με συστήματα ESC - 4WS, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,8}$ και $\mathbf{P}_{4WS,8}$, σε κάθε μία από τις 4 στροφές της δοκιμής για την αρχική τιμή του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκουσ ταχύτητας S_U , καθώς και για τη μέγιστη τιμή του, που επιτεύχθηκε.

\mathbf{P}_{ESC} \mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r, \dot{\psi}}$	$K_{\delta r, \beta}$	$K_{\delta r, pf}$	$K_{dr, df}$	$K_{ESC, \dot{\psi}}$	$K_{ESC, \beta}$	$S_{ESC, y}$	$D_{\dot{\psi}}$	D_{β}
1	-0,05	-0,14	0,18	-0,03	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
2	-0,05	-0,14	0,51	0,04	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
3	-0,18	-0,18	0,51	0,04	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
4	-0,14	-0,06	0,53	0,04	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
5	-0,14	-0,06	0,53	0,04	33,67	-1,18	0,31	2,46	0,61
6	-0,14	-0,06	0,58	0,02	33,67	-1,18	0,31	2,46	0,61
7	-0,14	-0,04	0,58	0,02	33,67	-1,18	0,31	2,46	0,61
8	-0,14	-0,04	0,58	0,02	33,67	-1,18	0,31	2,43	0,60

Πιν. 7.34 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS

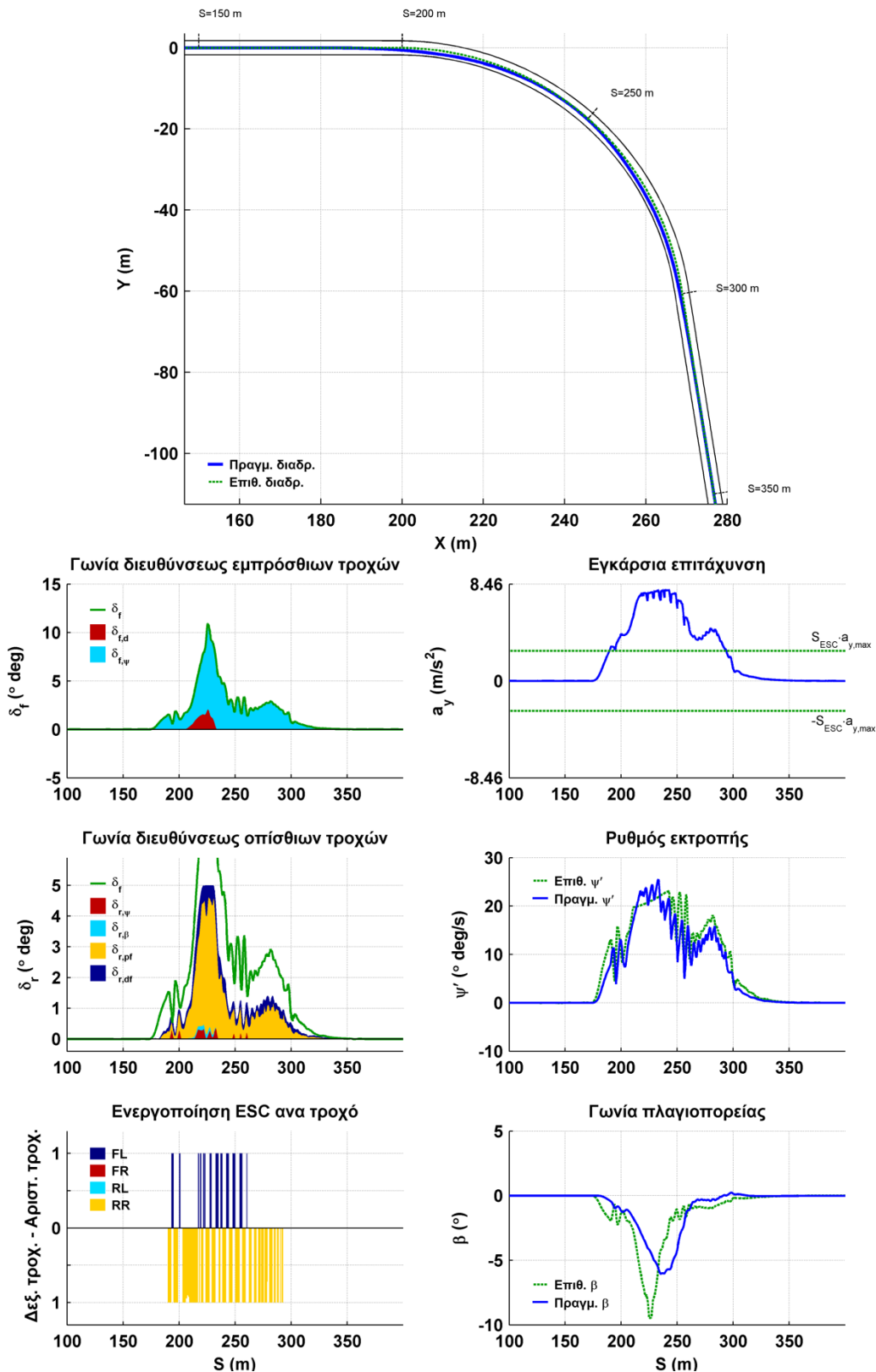
Παρατηρούμε ότι για το όχημα με συστήματα ESC - 4WS, έχει μειωθεί η μέση και η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά και η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας, για την αρχική τιμή του συντελεστή $S_U = 0,98$. Λόγω της επέμβασης του συστήματος ESC, μειώνεται η ταχύτητα εξόδου από την καμπύλη $U_{S=325}$.

R (m)	S_U	t_{end} (s)	$a_{y,max}$ (m/s^2)	β_{max} ($^\circ$)	$mean(dev)$ (m)	$max(dev)$ (m)	$U_{S=175}$ (m/s)	$U_{S=325}$ (m/s)	ESC - 4WS
70	0,98	13,61	7,92	7,03	0,00	0,00	25,86	23,41	-
70	0,98	14,65	7,73	3,58	0,00	0,00	25,91	19,89	✓
70	1,04	14,45	8,11	5,78	0,00	0,00	26,65	19,99	✓
100	0,98	12,13	7,79	5,55	0,00	0,02	29,06	27,43	-
100	0,98	12,84	7,65	4,44	0,00	0,00	29,06	23,89	✓
100	1,04	12,36	8,26	5,88	0,00	0,00	30,59	25,81	✓
150	0,98	10,72	7,73	5,21	0,05	0,45	34,96	31,80	-
150	0,98	11,12	7,64	4,32	0,00	0,00	34,96	29,48	✓
150	1,04	10,73	8,11	5,39	0,02	0,23	36,99	31,02	✓
200	0,98	9,73	7,69	5,44	0,07	0,82	40,04	36,80	-
200	0,98	10,09	7,43	4,57	0,01	0,26	40,05	33,54	✓
200	1,04	9,75	8,10	5,40	0,05	0,69	42,34	34,46	✓

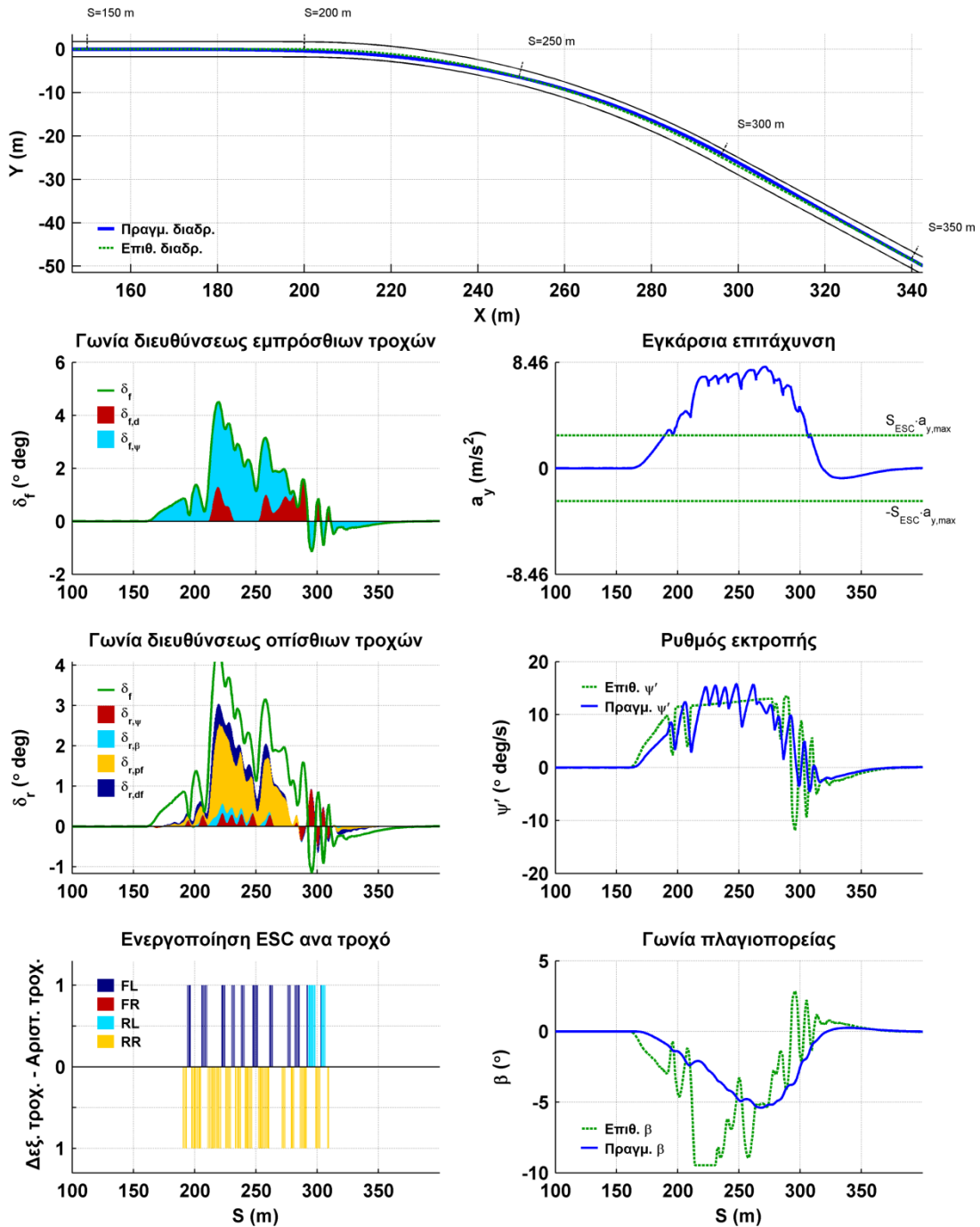
Πιν. 7.35 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστημάτων ESC - 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Στο όχημα με συστήματα ESC - 4WS μπορεί να χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερος συντελεστής $S_U = 1,04$ και άρα αυτό να εισέλθει σε κάθε καμπύλη με αυξημένη διαμήκη ταχύτητα $U_{S=175}$. Σε αυτή τη περίπτωση η μέγιστη εγκάρσια επιτάχυνση είναι αυξημένη σε σχέση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου, ενώ η απόκλιση παραμένει χαμηλότερη σε σχέση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου.

Στο Σχ. 7.31, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων των συστημάτων ESC και 4WS, και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,04$, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$. Παρατηρούμε ότι η επέμβαση του συστήματος ESC προκαλεί ταλαντώσεις μικρού εύρους στη γωνία διεύθυνσεως των εμπρόσθιων τροχών. Σε σχέση με το όχημα με σύστημα ESC αλλά χωρίς σύστημα 4WS, το σύστημα ESC επεμβαίνει περισσότερο στον πίσω εσωτερικό τροχό για να προκαλέσει υπερστροφή, ώστε να αντισταθμίσει την επίδραση του συστήματος 4WS. Το όχημα δεν αποκλίνει προς το εξωτερικό της στροφής, γεγονός που δείχνει ότι για την συγκεκριμένη ακτίνα καμπυλότητας και διαμήκη ταχύτητα το όχημα δεν υπερβαίνει τα όρια πρόσφυσης.



Σχ. 7.31 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70\text{ m}$ με συντελεστή $S_U = 1,04$



Σχ. 7.32 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$ με συντελεστή $S_U = 1,04$

Στο Σχ. 7.32, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων των συστημάτων ESC και 4WS, και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκουσ ταχύτητας $S_U = 1,04$, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$.

Σε αυτή την καμπύλη παρατηρούμε πιο έντονες αυξομειώσεις στην γωνία διεθύνσεως των εμπρόσθιων τροχών, όπως αυτή υπολογίζεται από το μοντέλο οδηγού, λόγω της επέμβασης του συστήματος ESC. Σε σχέση, όμως, με το όχημα με σύστημα ESC αλλά χωρίς σύστημα 4WS, στην αντίστοιχη δοκιμή οι αυξομειώσεις έχουν περιοριστεί. Αν αυξήσουμε το συντελεστή προσαρμογής της διαμήκουσ ταχύτητας σε $S_U = 1,05$, το όχημα αποτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή στην στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$.

7.3.1.7. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) με ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) και τις παραμέτρους του μοντέλου οδηγού, ώστε να επιτύχουμε την βέλτιστη δυναμική επίδοση οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC).

Η διαδικασία βελτιστοποίησης των διανυσμάτων παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και του συστήματος ESC, έχει περιγραφεί στα κεφάλαια 7.3.1.3 και 7.3.1.4, αντίστοιχα.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού $\mathbf{P}_{dr,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.1.3.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του συστήματος ESC $\mathbf{P}_{ESC,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.1.4.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = \left[K_{ESC,\psi} = 37,94 \quad K_{ESC,\beta} = -8,18 \quad S_{ESC,y} = 0,31 \quad D_{\psi} = 2,46 \quad D_{\beta} = 0,61 \right]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.21), απαιτήθηκαν 119 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.36, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

P_{dr}	P_{ESC}	$0,1 \cdot I_t$	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$10 \cdot \max(I_{dev})$	$0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su,max}$	$L(P)$
1	1,19	0,33	1,50	0,43	-103	-103	-202,55	
2	1,20	0,26	1,51	0,47	-103	-104	-203,56	
3	1,20	0,19	1,41	0,43	-103	-104	-203,77	
4	1,20	0,16	1,19	0,40	-103	-104	-204,06	
5	1,20	0,14	0,97	0,42	-103	-104	-204,27	
6	1,19	0,17	1,01	0,43	-103	-105	-205,20	
7	1,19	0,31	1,82	0,46	-105	-105	-206,22	
8	1,19	0,31	1,76	0,45	-105	-105	-206,28	
9	1,19	0,31	1,68	0,46	-105	-105	-206,36	
10	1,19	0,31	1,67	0,43	-105	-105	-206,40	

Πιν. 7.36 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) και μοντέλου οδηγού

P_{ESC}	$K_{ESC,\psi}$	$K_{ESC,\beta}$	$S_{ESC,y}$	D_{ψ}	D_{β}
1	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
2	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
3	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
4	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
5	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
6	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
7	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
8	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
9	37,94	-8,18	0,31	2,46	0,61
10	37,94	-8,18	0,31	2,52	0,68

Πιν. 7.37 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC

P_{dr}	$K_{\psi,P}$	$K_{\psi,D}$	$K_{d,P}$	$K_{d,D}$	$[W_{\psi}]_{1 \times N_2}$	$[W_d]_{1 \times N_2}$	$T_p (s)$
1	452,09	0	109,03	2,8	[0,1 0,13 0,18 0,59]	[0,32 0,08 0,17 0,43]	0,85
2	438,31	0	83,92	2,75	[0,08 0,04 0,24 0,64]	[0,27 0,05 0,16 0,52]	0,85
3	432,78	0	49,43	2,78	[0,06 0,06 0,25 0,63]	[0,09 0,08 0,3 0,53]	0,85
4	395,24	0	55,22	2,79	[0,02 0,06 0,26 0,66]	[0,08 0,08 0,22 0,62]	0,85
5	400,54	0	55,75	2,79	[0,03 0,07 0,26 0,64]	[0,09 0 0,17 0,74]	0,85
6	380,81	0,05	63,35	2,75	[0,03 0,07 0,26 0,64]	[0,09 0 0,17 0,74]	0,85
7	424,59	0,11	52,77	2,7	[0,03 0,07 0,26 0,64]	[0,09 0 0,17 0,74]	0,85
8	422,17	0,11	52,5	2,7	[0,03 0,07 0,26 0,64]	[0,09 0 0,17 0,74]	0,85
9	423,07	0,1	53,7	2,7	[0,03 0,07 0,26 0,64]	[0,09 0 0,17 0,74]	0,85
10	423,07	0,1	53,7	2,7	[0,03 0,07 0,26 0,64]	[0,09 0 0,17 0,74]	0,85

Πιν. 7.38 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει μείωση της μέσης και της μέγιστης τιμής του δείκτη απόκλισης από την επιθυμητή τροχιά I_{dev} και αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκουσ ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή, από $S_U = 1,03$ σε $S_U = 1,05$. Το όχημα, δηλαδή, επιτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή για επιθυμητή διαμήκη ταχύτητα μέχρι και 105% της μέγιστης διαμήκουσ ταχύτητας, όπως αυτή προκύπτει από τη κινηματική σχέση ελέγχου της διαμήκουσ ταχύτητας του μοντέλου οδηγού, που έχει περιγραφεί στο κεφάλαιο 3.3. Η διαδικασία βελτιστοποίησης συνεχίζεται μετά το 6^ο βήμα για τη νέα μέγιστη τιμή του συντελεστή S_U και επιτυγχάνεται περαιτέρω μικρή μείωση της τιμής της αντικειμενική συνάρτησης.

Στον Πιν. 7.37 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων του συστήματος ESC και στον Πιν. 7.38 τα διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενική συνάρτησης.

Στον Πιν. 7.39 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου και το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.1.3 και του οχήματος με σύστημα ESC, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,10}$ και μοντέλο οδηγού με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,10}$ σε κάθε μία από τις 4 στροφές της δοκιμής. Παρατηρούμε ότι για το όχημα με σύστημα ESC και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού, έχει μειωθεί η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση, η μέση και η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά και η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας, για την αρχική τιμή του συντελεστή $S_U = 0,98$. Επίσης λόγω της επέμβασης του συστήματος ESC, μειωμένη εμφανίζεται η ταχύτητα εξόδου από την καμπύλη $U_{S=325}$. Στο όχημα με σύστημα ESC μπορεί να χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερος συντελεστής $S_U = 1,05$ και άρα αυτό να εισέλθει σε κάθε καμπύλη με αυξημένη διαμήκη ταχύτητα $U_{S=175}$. Σε αυτή τη περίπτωση η μέγιστη εγκάρσια επιτάχυνση είναι αυξημένη σε σχέση με το όχημα χωρίς ESC, ενώ η απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά είναι παρόμοια με το όχημα χωρίς ESC.

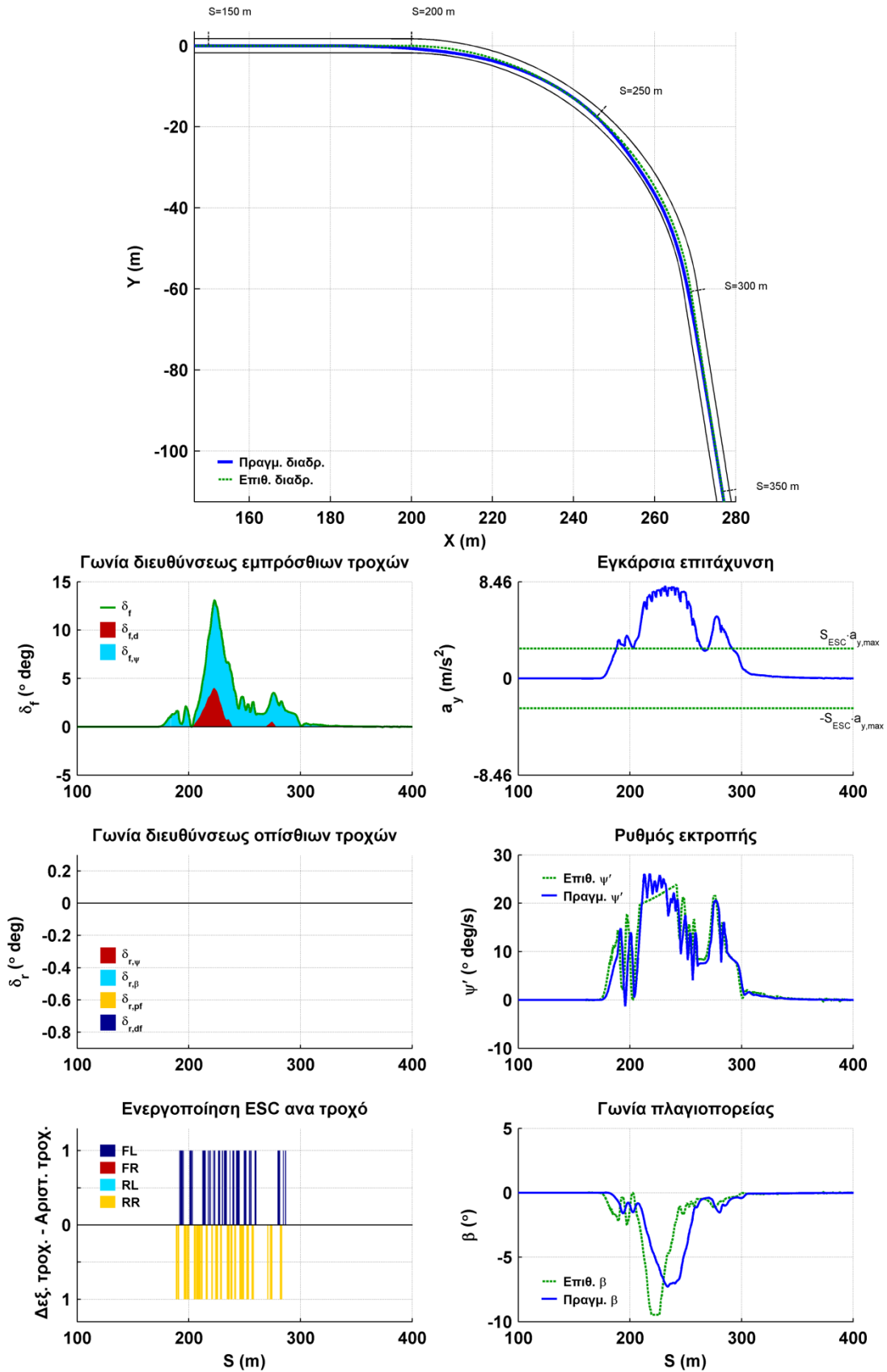
R (m)	S_U	t_{end} (s)	$a_{y,max}$ (m/s ²)	β_{max} (°)	$mean(dev)$ (m)	$max(dev)$ (m)	$U_{S=175}$ (m/s)	$U_{S=325}$ (m/s)	ESC
70	0,98	13,61	7,92	7,03	0,00	0,00	25,86	23,41	-
70	0,98	14,74	7,95	6,31	0,00	0,00	25,86	20,95	✓
70	1,05	14,48	8,07	7,30	0,00	0,02	26,87	20,90	✓
100	0,98	12,13	7,79	5,55	0,00	0,02	29,06	27,43	-
100	0,98	12,92	7,21	4,22	0,00	0,00	29,06	24,51	✓
100	1,05	12,55	8,22	5,98	0,00	0,00	30,86	25,18	✓
150	0,98	10,72	7,73	5,21	0,05	0,45	34,96	31,80	-
150	0,98	11,24	7,31	4,80	0,00	0,00	34,96	29,71	✓
150	1,05	10,73	8,10	6,09	0,04	0,36	37,32	31,10	✓
200	0,98	9,73	7,69	5,44	0,07	0,82	40,04	36,80	-
200	0,98	10,29	7,35	4,91	0,00	0,14	40,04	31,61	✓
200	1,05	9,75	8,10	6,14	0,08	0,96	42,72	35,16	✓

Πιν. 7.39 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος ESC και μοντέλου οδηγού με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

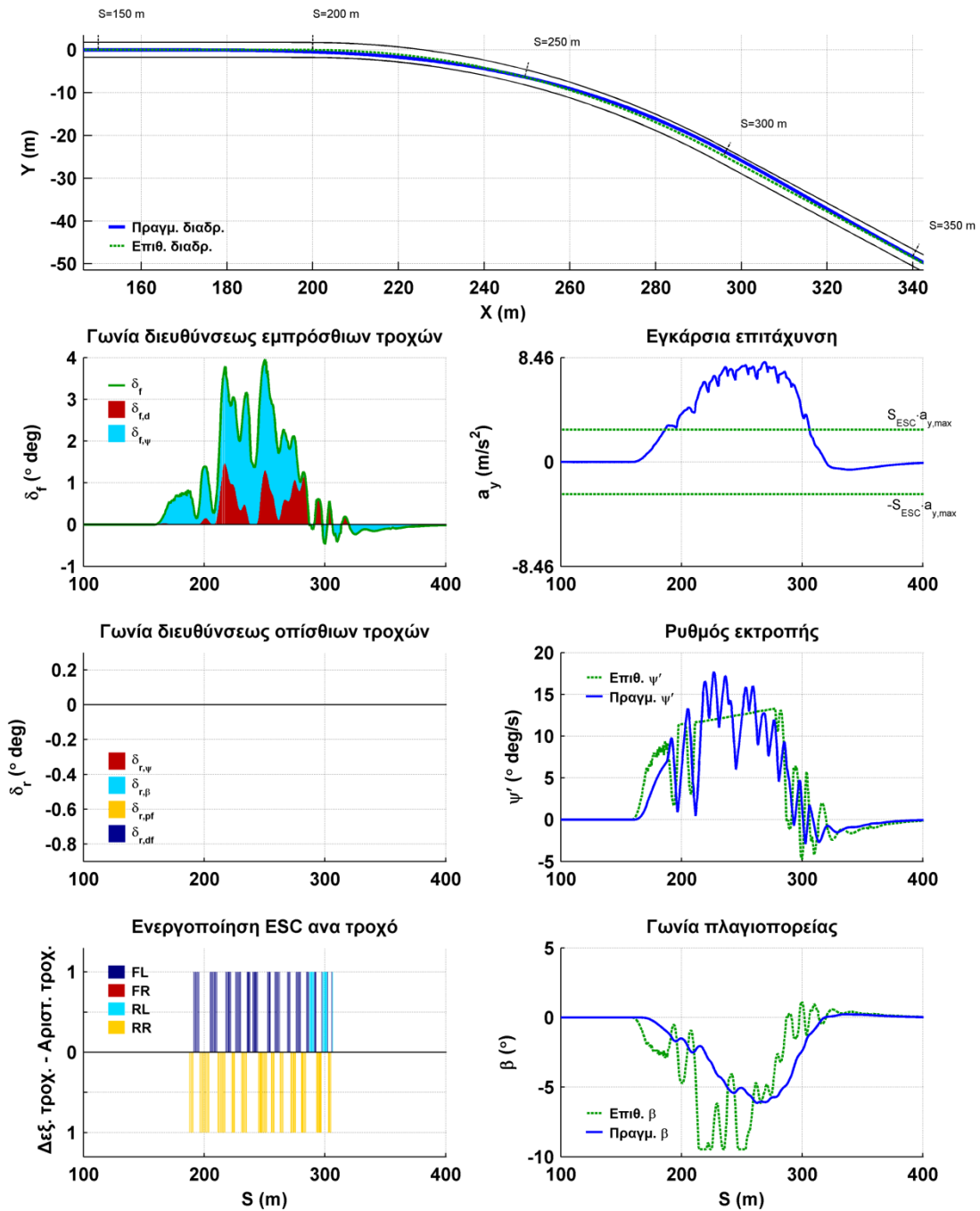
Στο Σχ. 7.33, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος ESC και του μοντέλου οδηγού, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R=70m$ για συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U=1,05$.

Παρατηρούμε ότι η επέμβαση του συστήματος ESC επηρεάζει τη συμπεριφορά του μοντέλου οδηγού με αποτέλεσμα ταλαντώσεις μικρού εύρους στη γωνία διεύθυνσεως των εμπρόσθιων τροχών αλλά οι ταλαντώσεις αυτές έχουν μειωθεί σε σχέση με την αντίστοιχη δοκιμή του συστήματος ESC χωρίς βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού (Σχ. 7.27). Ο ρυθμός εκτροπής και η γωνία πλαγιοπορείας, ακολουθούν τις αντίστοιχες επιθυμητές τιμές, αν και δεν ταυτίζονται. Το όχημα δεν αποκλίνει προς το εξωτερικό της στροφής, γεγονός που δείχνει ότι για την συγκεκριμένη ακτίνα καμπυλότητας και διαμήκη ταχύτητα το όχημα δεν υπερβαίνει τα όρια πρόσφυσης.

Στο Σχ. 7.34, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος ESC και του μοντέλου οδηγού, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R=200m$ για συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U=1,05$.



Σχ. 7.33 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$ με συντελεστή $S_U = 1,05$



Σχ. 7.34 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200\text{ m}$ με συντελεστή $S_U = 1,05$

Και σε αυτή την καμπύλη παρατηρούμε λιγότερο έντονες αυξομειώσεις στην γωνία διεύθυνσεως των εμπρόσθιων τροχών, σε σχέση με την αντίστοιχη δοκιμή του συστήματος ESC χωρίς βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού (Σχ. 7.28).

7.3.1.8. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) με ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και τις παραμέτρους του μοντέλου οδηγού, ώστε να επιτύχουμε την βέλτιστη δυναμική επίδοση οχήματος εξοπλισμένου με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS).

Η διαδικασία βελτιστοποίησης των διανυσμάτων παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και του συστήματος 4WS, έχει περιγραφεί στα κεφάλαια 7.3.1.3 και 7.3.1.5, αντίστοιχα.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού $\mathbf{P}_{dr,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.1.3.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του συστήματος 4WS $\mathbf{P}_{4WS,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.1.5.

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} = -0,05 & K_{\delta r, \beta} = -0,14 & K_{\delta r, pf} = 0,18 & K_{dr, df} = 0,03 \end{bmatrix}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.21), απαιτήθηκαν 137 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.40, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει σημαντική μείωση της μέσης και της μέγιστης τιμής του δείκτη απόκλισης από την επιθυμητή τροχιά I_{dev} για την αρχική τιμή του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας $S_U = 1,02$. Επίσης επιτυγχάνει αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή, από $S_U = 1,02$ σε $S_U = 1,04$. Το όχημα, δηλαδή, επιτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή για επιθυμητή διαμήκη ταχύτητα μέχρι και 104% της μέγιστης διαμήκους ταχύτητας, όπως αυτή προκύπτει από τη κινηματική σχέση ελέγχου της διαμήκους ταχύτητας του μοντέλου οδηγού, που έχει περιγραφεί

στο κεφάλαιο 3.3. Η διαδικασία βελτιστοποίησης συνεχίζεται μετά το 6^ο βήμα για τη νέα μέγιστη τιμή του συντελεστή S_U και επιτυγχάνεται περαιτέρω μικρή μείωση της τιμής της αντικειμενική συνάρτησης.

P_{dr}	P_{4WS}	$0,1 \cdot I_t$	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$10 \cdot \max(I_{dev})$	$0,2 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su,max}$	$L(P)$
1	1,15	0,61	3,49	0,66	-102	-102	-198,09	
2	1,15	0,32	2,28	0,70	-102	-103	-200,55	
3	1,14	0,09	1,17	0,64	-102	-104	-202,95	
4	1,14	0,05	0,85	0,67	-102	-104	-203,30	
5	1,14	0,05	0,80	0,63	-102	-104	-203,38	
6	1,14	0,03	0,69	0,68	-102	-104	-203,45	
7	1,14	0,49	3,59	0,80	-104	-104	-201,97	
8	1,14	0,49	3,58	0,79	-104	-104	-202,00	
9	1,14	0,46	3,46	0,78	-104	-104	-202,17	
10	1,14	0,42	3,24	0,77	-104	-104	-202,43	
11	1,14	0,42	3,21	0,74	-104	-104	-202,50	

Πιν. 7.40 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και μοντέλου οδηγού

P_{4WS}	$K_{\delta r,\psi}$	$K_{\delta r,\beta}$	$K_{\delta r,pf}$	$K_{dr,df}$
1	-0,05	-0,14	0,18	-0,03
2	-0,05	-0,14	0,18	-0,03
3	-0,05	-0,14	0,18	-0,03
4	-0,05	-0,14	0,23	-0,04
5	-0,09	-0,15	0,23	-0,04
6	-0,09	-0,15	0,28	-0,04
7	-0,09	-0,15	0,28	-0,04
8	-0,09	-0,15	0,28	-0,04
9	-0,09	-0,15	0,28	-0,04
10	-0,09	-0,15	0,28	-0,04
11	-0,09	-0,15	0,26	-0,04

Πιν. 7.41 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)

Στον Πιν. 7.41 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων του συστήματος 4WS και στον Πιν. 7.42 τα διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

Παρατηρούμε ότι κατά τη διαδικασία βελτιστοποίησης επιλέχθηκαν αρκετά μεγαλύτερη κέρδη για το μοντέλο οδηγού. Αυτό υποδεικνύει ότι το όχημα με σύστημα τετραδιεύθυνσης, στο οποίο οι οπίσθιοι τροχοί κατά κύριο λόγο στρίβουν με την ίδια φορά με τους εμπρός, απαιτεί μεγαλύτερες γωνίες διεύθυνσης ώστε να ολοκληρώσει τις στροφές με σταθερή ακτίνα καμπυλότητας.

\mathbf{P}_{dr}	$K_{\psi,P}$	$K_{\psi,D}$	$K_{d,P}$	$K_{d,D}$	$[W_{\psi}]_{1 \times N_2}$	$[W_d]_{1 \times N_2}$	T_p (s)
1	452,09	0	109,03	2,8	[0,1 0,13 0,18 0,59]	[0,32 0,08 0,17 0,43]	0,85
2	602,85	0	285,71	2,38	[0,17 0,16 0,23 0,44]	[0,33 0,5 0,14 0,03]	1,26
3	689	0	200	3,5	[0,21 0,6 0,08 0,11]	[0,03 0,04 0,51 0,42]	0,88
4	684,64	0	193,39	3,51	[0,21 0,6 0,09 0,1]	[0,03 0,01 0,46 0,5]	0,85
5	684,64	0	193,39	3,51	[0,21 0,6 0,09 0,1]	[0,03 0,01 0,46 0,5]	0,85
6	684,64	0	193,39	3,51	[0,21 0,6 0,09 0,1]	[0,03 0,01 0,46 0,5]	0,85
7	662,53	0	204,09	3,51	[0,21 0,6 0,09 0,1]	[0,03 0,01 0,46 0,5]	0,85
8	663,93	0	202,28	3,51	[0,21 0,6 0,09 0,1]	[0,03 0,01 0,46 0,5]	0,85
9	663,93	0	202,28	3,51	[0,22 0,63 0,09 0,06]	[0,02 0,05 0,46 0,47]	0,85
10	663,93	0	202,28	3,51	[0,23 0,71 0,04 0,02]	[0,02 0,02 0,51 0,45]	0,85
11	663,93	0	202,28	3,51	[0,27 0,64 0,04 0,05]	[0 0,06 0,53 0,41]	0,85

Πιν. 7.42 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού

Στον Πιν. 7.43 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου και το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.1.3 και του οχήματος με σύστημα 4WS, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,11}$ και μοντέλο οδηγού με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,11}$ σε κάθε μία από τις 4 στροφές της δοκιμής.

Παρατηρούμε ότι για το όχημα με σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού, έχει μηδενιστεί η μέση και η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά και έχει μειωθεί σημαντικά η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας, για την αρχική τιμή του συντελεστή $S_U = 0,98$. Η ταχύτητα εξόδου από την καμπύλη $U_{S=325}$ είναι μειωμένη στις καμπύλες ακτίνας $R = 70m$ και $R = 100m$, ενώ είναι αυξημένη στις καμπύλες ακτίνας $R = 150m$ και $R = 200m$. Στο όχημα με σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού μπορεί να

χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερος συντελεστής $S_U = 1,04$ και άρα αυτό να εισέλθει σε κάθε καμπύλη με αυξημένη διαμήκη ταχύτητα $U_{S=175}$.

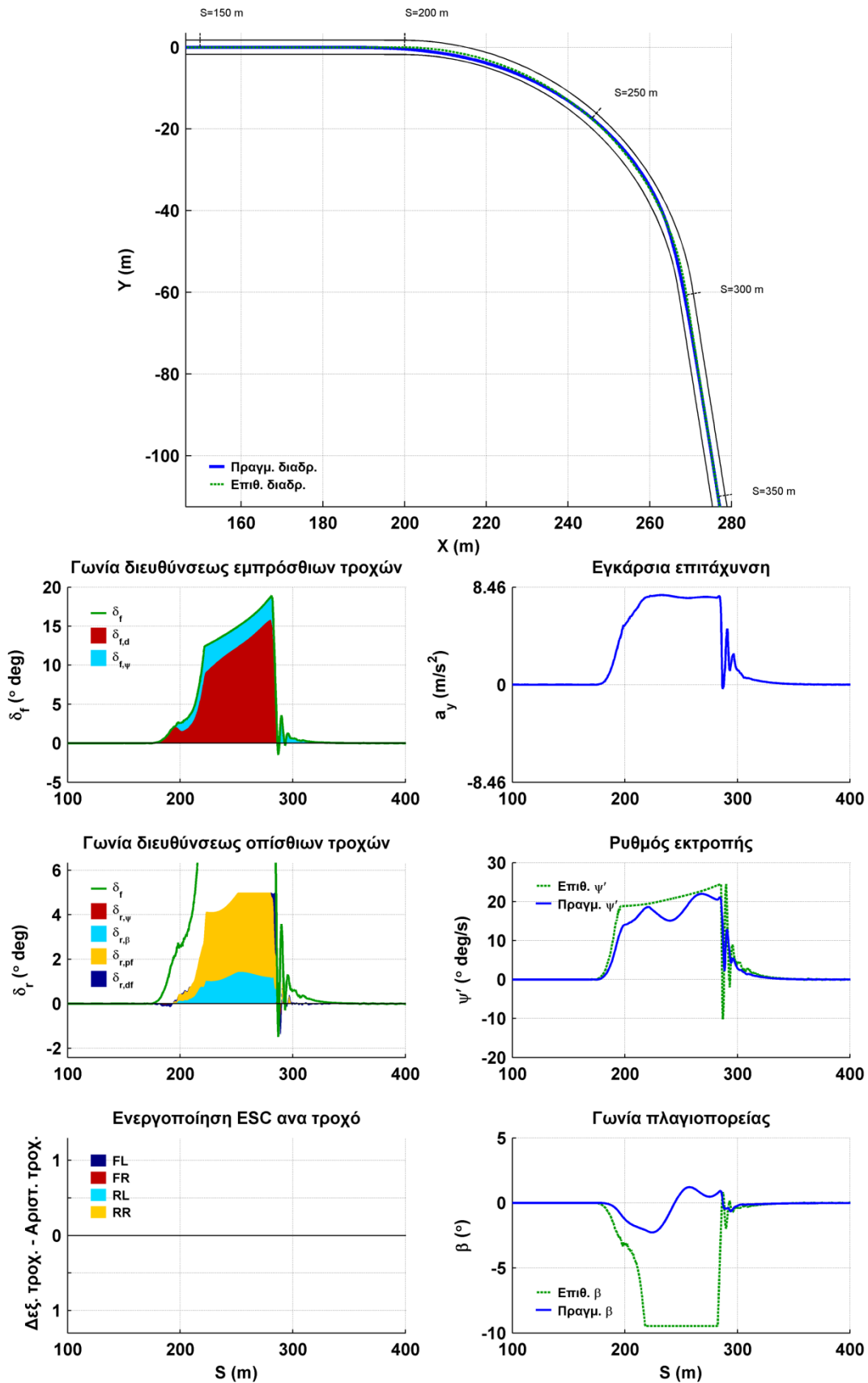
R (m)	S_U	t_{end} (s)	$a_{y,max}$ (m/s ²)	β_{max} (°)	$mean(dev)$ (m)	$max(dev)$ (m)	$U_{S=175}$ (m/s)	$U_{S=325}$ (m/s)	4WS
70	0,98	13,61	7,92	7,03	0,00	0,00	25,86	23,41	-
70	0,98	13,56	7,80	2,14	0,00	0,00	25,84	23,32	✓
70	1,04	13,51	7,77	2,23	0,03	0,37	26,64	23,10	✓
100	0,98	12,13	7,79	5,55	0,00	0,02	29,06	27,43	-
100	0,98	12,12	7,72	2,35	0,00	0,00	29,06	27,17	✓
100	1,04	12,14	7,82	2,47	0,05	0,51	30,59	24,71	✓
150	0,98	10,72	7,73	5,21	0,05	0,45	34,96	31,80	-
150	0,98	10,64	7,62	2,42	0,00	0,00	34,96	32,83	✓
150	1,04	10,44	7,77	3,02	0,05	0,79	36,99	32,28	✓
200	0,98	9,73	7,69	5,44	0,07	0,82	40,04	36,80	-
200	0,98	9,66	7,38	2,47	0,00	0,00	40,05	37,70	✓
200	1,04	9,42	7,62	2,95	0,04	0,89	42,34	38,14	✓

Πιν. 7.43 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

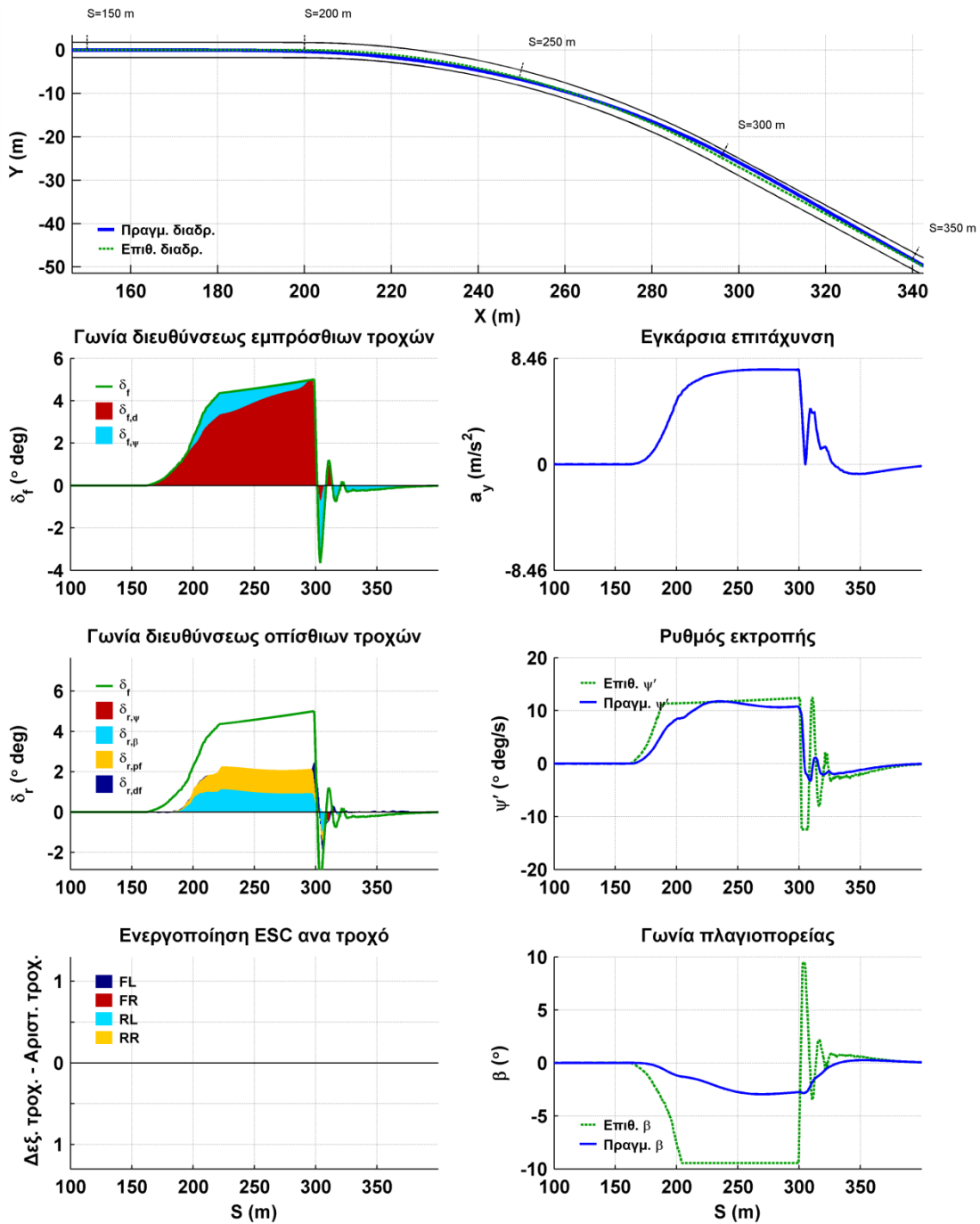
Στο Σχ. 7.35, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος 4WS και του μοντέλου οδηγού, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$ για συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας $S_U = 1,04$.

Παρατηρούμε ότι η συμπεριφορά του μοντέλου οδηγού και του συστήματος 4WS είναι παρόμοια με την αντίστοιχη δοκιμή του συστήματος 4WS χωρίς βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού (Σχ. 7.29) αλλά για μεγαλύτερη τιμή του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας.

Στο Σχ. 7.36, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος 4WS και του μοντέλου οδηγού, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$ για συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας $S_U = 1,04$. Και σε αυτή την καμπύλη παρατηρούμε ότι η συμπεριφορά του μοντέλου οδηγού και του συστήματος 4WS είναι παρόμοια με την αντίστοιχη δοκιμή του συστήματος 4WS χωρίς βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού (Σχ. 7.30) αλλά για μεγαλύτερη τιμή του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας.



Σχ. 7.35 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$ με συντελεστή $S_U = 1,04$



Σχ. 7.36 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$ με συντελεστή $S_U = 1,04$

Παρατηρούμε ότι στη δοκιμή αυτή η γωνία διεύθυνσεως των εμπρός τροχών διατηρείται σχετικά σταθερή για όλο μήκος τη καμπύλης και διακόπτεται ακριβώς στο τέλος της, με μια σύντομη ταλάντωση για τη σταθεροποίηση του οχήματος μόλις αυτό εισέλθει στην ευθεία εξόδου από τη στροφή.

7.3.1.9. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) με ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC), του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και του μοντέλου οδηγού, ώστε να επιτύχουμε την βέλτιστη δυναμική επίδοση οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS).

Η διαδικασία βελτιστοποίησης των διανυσμάτων παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και των συστημάτων ESC και 4WS, έχει περιγραφεί στα κεφάλαια 7.3.1.3 και 7.3.1.6, αντίστοιχα.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού $\mathbf{P}_{dr,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.1.3.

Ως αρχικά διανύσματα παραμέτρων του συστήματος ESC $\mathbf{P}_{ESC,1}$ και του συστήματος 4WS $\mathbf{P}_{4WS,1}$, επιλέγουμε τα βελτιστοποιημένα διανύσματα που υπολογίστηκαν στο κεφάλαιο 7.3.1.6.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = \left[K_{ESC,\dot{\psi}} = 33,67 \quad K_{ESC,\beta} = -1,18 \quad S_{ESC,y} = 0,31 \quad D_{\dot{\psi}} = 2,43 \quad D_{\beta} = 0,60 \right]$$

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = \left[K_{\delta r,\dot{\psi}} = -0,14 \quad K_{\delta r,\beta} = -0,04 \quad K_{\delta r,pf} = 0,58 \quad K_{dr,df} = 0,02 \right]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.21), απαιτήθηκαν 137 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.44, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν. Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή, από $S_U = 1,04$ σε $S_U = 1,07$. Το όχημα, δηλαδή, επιτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή για επιθυμητή διαμήκη ταχύτητα μέχρι και 107% της μέγιστης διαμήκους ταχύτητας, όπως αυτή

προκύπτει από τη κινηματική σχέση ελέγχου της διαμήκου ταχύτητας του μοντέλου οδηγού, που έχει περιγραφεί στο κεφάλαιο 3.3.

\mathbf{P}	$0,1 \cdot I_t$	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$10 \cdot \max(I_{dev})$	$0,2 \cdot I_{\beta, \dot{\psi}, des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su, \max}$	$L(\mathbf{P})$
1	1,18	0,19	1,15	0,43	-104	-104	-205,05
2	1,19	0,16	1,24	0,53	-104	-106	-206,88
3	1,20	0,20	1,58	0,53	-104	-107	-207,50
4	1,19	0,20	1,51	0,48	-104	-107	-207,63
5	1,20	0,19	1,36	0,51	-104	-107	-207,73
6	1,19	0,12	1,08	0,53	-104	-107	-208,07
7	1,20	0,07	0,76	0,49	-104	-107	-208,48
8	1,20	0,04	0,57	0,54	-104	-107	-208,66
9	1,18	0,36	2,59	0,61	-107	-107	-209,26
10	1,19	0,24	1,87	0,66	-107	-107	-210,04
11	1,19	0,25	1,82	0,59	-107	-107	-210,15
12	1,18	0,22	1,66	0,60	-107	-107	-210,33
13	1,18	0,22	1,66	0,59	-107	-107	-210,35

Πιν. 7.44 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS και μοντέλου οδηγού

Η διαδικασία βελτιστοποίησης συνεχίζεται μετά το 8^ο βήμα για τη νέα μέγιστη τιμή του συντελεστή S_U και επιτυγχάνεται περαιτέρω μείωση της τιμής της αντικειμενική συνάρτησης.

\mathbf{P}_{ESC} \mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r, \dot{\psi}}$	$K_{\delta r, \beta}$	$K_{\delta r, pf}$	$K_{dr, df}$	$K_{ESC, \dot{\psi}}$	$K_{ESC, \beta}$	$S_{ESC, y}$	$D_{\dot{\psi}}$	D_{β}
1	-0,14	-0,04	0,58	0,02	33,67	-1,18	0,31	2,43	0,60
2	-0,14	-0,04	0,58	0,02	33,67	-1,18	0,31	2,43	0,60
3	-0,14	-0,04	0,58	0,02	33,67	-1,18	0,31	2,43	0,60
4	-0,14	-0,04	0,58	0,02	33,67	-1,18	0,31	2,43	0,60
5	-0,14	-0,04	0,58	0,02	33,67	-1,18	0,31	2,43	0,60
6	-0,14	-0,04	0,58	0,02	33,67	-1,18	0,31	2,43	0,60
7	-0,14	-0,04	0,58	0,02	70,50	-2,69	0,30	0,94	0,20
8	-0,14	-0,04	0,58	0,02	70,87	-1,07	0,31	1,02	0,04
9	-0,14	-0,04	0,58	0,02	70,87	-1,07	0,31	1,02	0,04
10	-0,14	-0,04	0,58	0,02	70,87	-1,07	0,31	1,02	0,04
11	-0,14	-0,04	0,58	0,02	70,87	-1,07	0,31	1,02	0,04
12	-0,14	-0,04	0,58	0,02	70,87	-1,07	0,31	1,02	0,04
13	-0,14	-0,04	0,58	0,02	62,35	-7,47	0,31	1,02	0,04

Πιν. 7.45 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS

Στον Πιν. 7.45 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων των συστημάτων ESC και 4WS και στον Πιν. 7.46 τα διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

P_{dr}	$K_{\psi,P}$	$K_{\psi,D}$	$K_{d,P}$	$K_{d,D}$	$[W_{\psi}]_{1 \times N_2}$	$[W_d]_{1 \times N_2}$	$T_p (s)$
1	452,09	0	109,03	2,8	[0,1 0,13 0,18 0,59]	[0,32 0,08 0,17 0,43]	0,85
2	495,61	0	110,32	2,97	[0,08 0,1 0,21 0,61]	[0,12 0,02 0,36 0,5]	0,86
3	442,88	0	101,62	2,74	[0,03 0,17 0,16 0,64]	[0,04 0,19 0,25 0,52]	0,93
4	446,76	0	100,66	2,78	[0,01 0,18 0,17 0,64]	[0,13 0,02 0,37 0,48]	0,91
5	450,65	0	101,62	2,78	[0,01 0,18 0,17 0,64]	[0,13 0,02 0,37 0,48]	0,91
6	450,82	0,03	98,65	2,78	[0 0,2 0,07 0,73]	[0,05 0,07 0,31 0,57]	0,91
7	450,82	0,03	98,65	2,78	[0 0,2 0,07 0,73]	[0,05 0,07 0,31 0,57]	0,91
8	450,82	0,03	98,65	2,78	[0 0,2 0,07 0,73]	[0,05 0,07 0,31 0,57]	0,91
9	450,82	0,03	98,65	2,78	[0 0,2 0,07 0,73]	[0,05 0,07 0,31 0,57]	0,91
10	431,03	0	128,53	2,74	[0,01 0,19 0,05 0,75]	[0,08 0,01 0,4 0,51]	0,91
11	336,71	0,03	117,55	2,77	[0,01 0,19 0,05 0,75]	[0,08 0,01 0,4 0,51]	0,91
12	337,27	0,03	123,71	2,77	[0,01 0,19 0,05 0,75]	[0,08 0,01 0,4 0,51]	0,91
13	337,27	0,03	123,71	2,77	[0,01 0,19 0,05 0,75]	[0,08 0,01 0,4 0,51]	0,91

Πιν. 7.46 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού

R (m)	S_U	t_{end} (s)	$a_{y,max}$ (m/s ²)	β_{max} (°)	$mean(dev)$ (m)	$max(dev)$ (m)	$U_{S=175}$ (m/s)	$U_{S=325}$ (m/s)	ESC - 4WS
70	0,98	13,61	7,92	7,03	0,00	0,00	25,86	23,41	-
70	0,98	15,05	7,70	3,42	0,00	0,00	25,90	19,27	✓
70	1,07	14,65	7,98	5,59	0,00	0,00	27,15	19,37	✓
100	0,98	12,13	7,79	5,55	0,00	0,02	29,06	27,43	-
100	0,98	13,11	7,30	3,99	0,00	0,00	29,06	22,83	✓
100	1,07	12,41	8,04	5,74	0,00	0,05	31,39	25,36	✓
150	0,98	10,72	7,73	5,21	0,05	0,45	34,96	31,80	-
150	0,98	11,32	7,53	3,80	0,00	0,00	34,96	27,40	✓
150	1,07	10,61	7,99	5,46	0,03	0,38	38,00	31,37	✓
200	0,98	9,73	7,69	5,44	0,07	0,82	40,04	36,80	-
200	0,98	10,10	7,66	3,91	0,00	0,07	40,05	33,38	✓
200	1,07	9,64	7,94	5,28	0,06	0,89	43,46	34,91	✓

Πιν. 7.47 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστημάτων ESC - 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

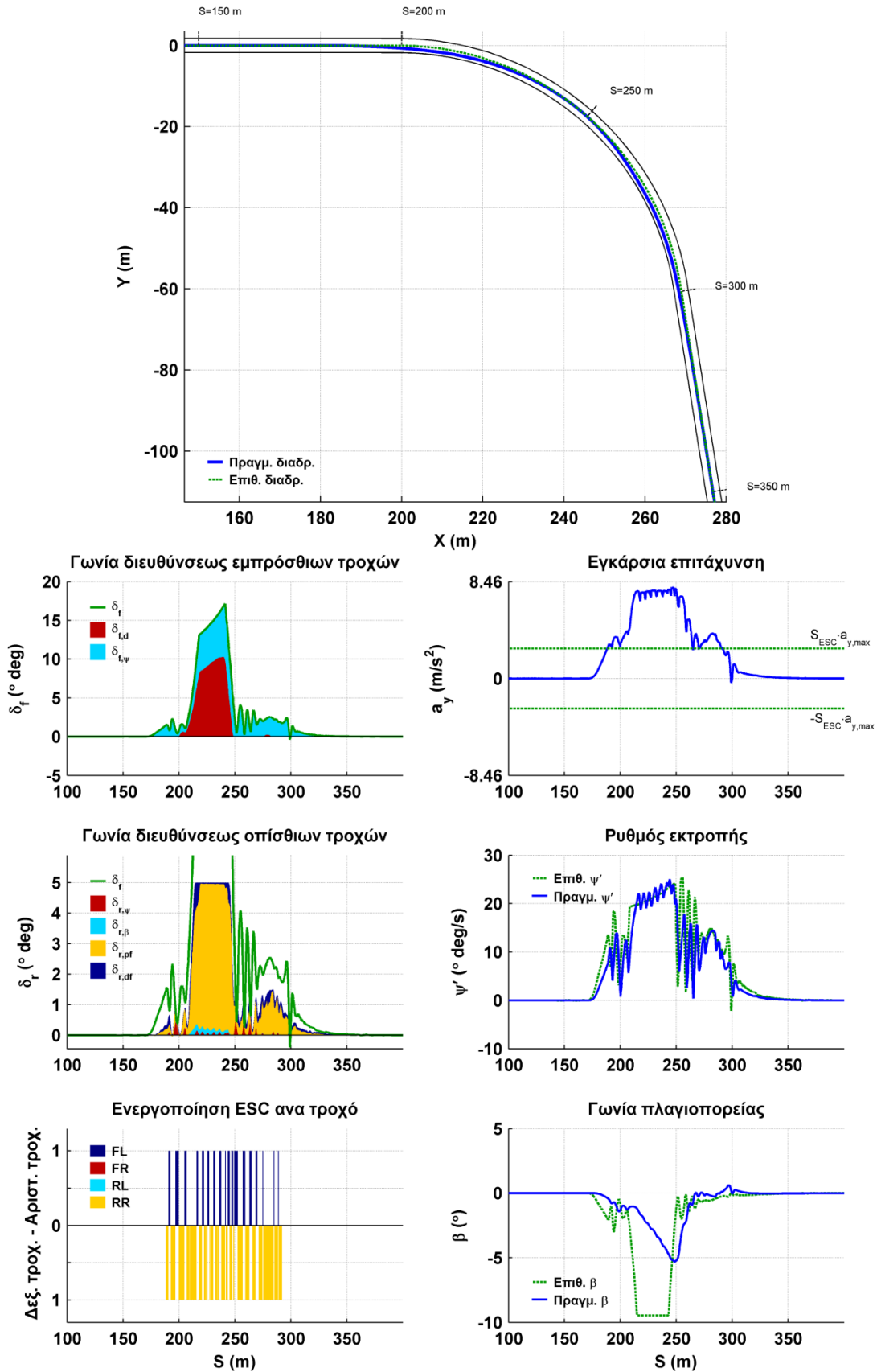
Στον Πιν. 7.47 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου και το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων του

μοντέλου οδηγού που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.1.3 και του οχήματος με συστήματα ESC - 4WS, που χρησιμοποιεί τα βελτιστοποιημένα διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,13}$ και $\mathbf{P}_{4WS,13}$ και μοντέλο οδηγού με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,13}$, σε κάθε μία από τις 4 στροφές της δοκιμής για την αρχική τιμή του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U , καθώς και για τη μέγιστη τιμή του, που επιτεύχθηκε. Παρατηρούμε ότι για το όχημα με συστήματα ESC - 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού, έχει μηδενιστεί η μέση και η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά και έχει μειωθεί σημαντικά η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας, για την αρχική τιμή του συντελεστή $S_U = 0,98$.

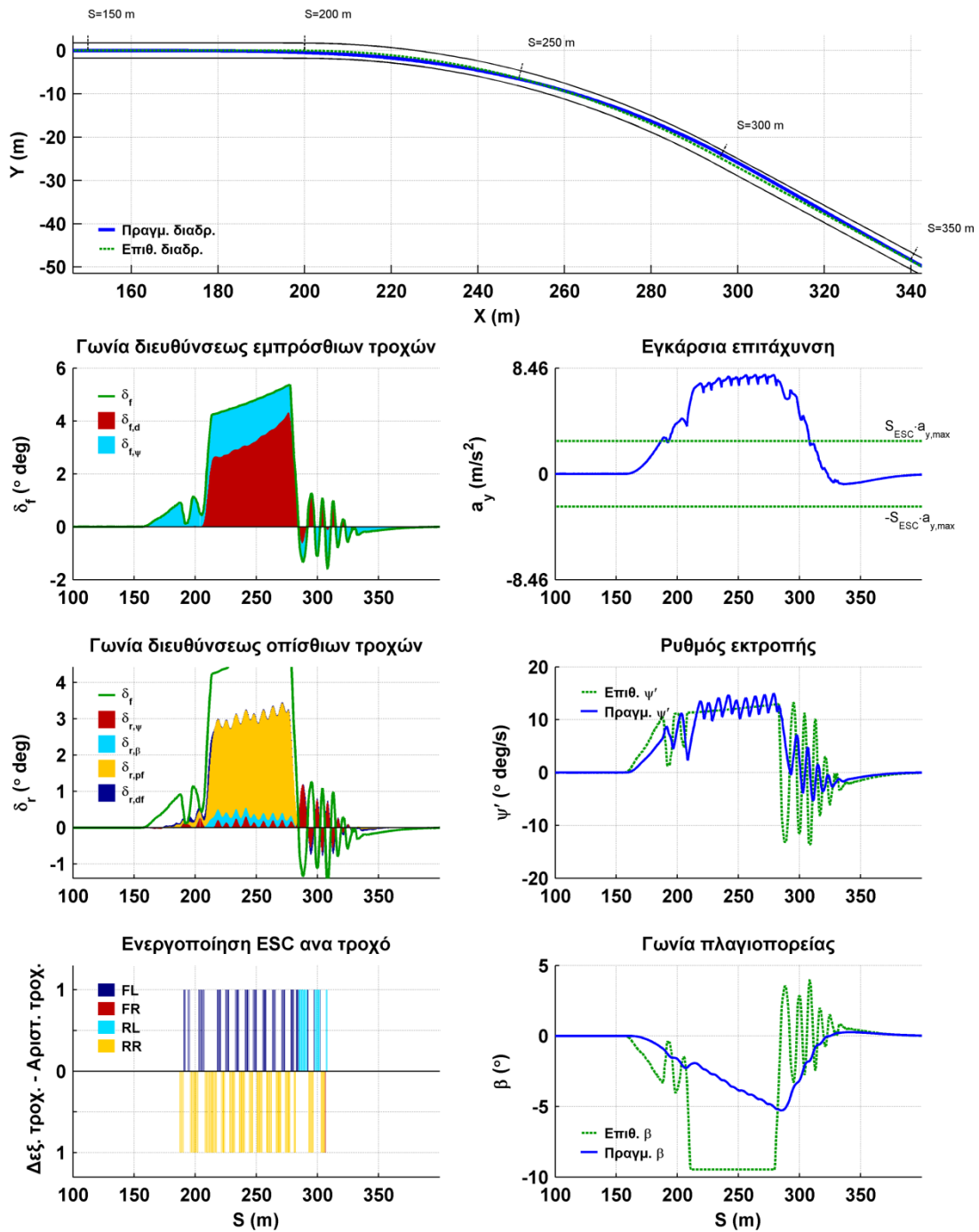
Στο Σχ. 7.37, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων των συστημάτων ESC και 4WS και του μοντέλου οδηγού, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R=70m$ για συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας $S_U = 1,07$.

Στο Σχ. 7.38, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων των συστημάτων ESC και 4WS και του μοντέλου οδηγού, στη στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R=200m$ για συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας $S_U = 1,07$.

Και στις δύο καμπύλες παρατηρούμε ότι σε σύγκριση με την αντίστοιχη δοκιμή των συστημάτων ESC και 4WS χωρίς βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού (Σχ. 7.31 και Σχ. 7.32 αντίστοιχα) και για μεγαλύτερη τιμή του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας, η γωνία διευθύνσεως των εμπρόσθιων τροχών, εμφανίζει πιο ομαλή συμπεριφορά με σημαντική αύξηση της συνεισφοράς του όρου $\delta_{f,d}$.



Σχ. 7.37 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$ με συντελεστή $S_U = 1,07$



Σχ. 7.38 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200\text{ m}$ με συντελεστή $S_U = 1,07$

7.3.1.10. Συμπεράσματα δοκιμών σε στροφές με σταθερή ακτίνα καμπυλότητας

Η δοκιμή κλειστού βρόγχου, του συστήματος οδηγού - οχήματος, σε στροφές με σταθερή ακτίνα καμπυλότητας, παρείχε σημαντικά δεδομένα για την αξιολόγηση της επίδρασης των συστημάτων ελέγχου στην συμπεριφορά του οχήματος αλλά και του οδηγού. Αν και οι δοκιμές θεωρητικά σχετίζονται με την δοκιμή ανοιχτού βρόγχου διέγερσης βαθμίδος ή πιο συγκεκριμένα με μια διέγερση παλμού, στη πράξη παρατηρούμε ότι η γωνία διεύθυνσης των εμπρόσθιων τροχών που απαιτείται να εφαρμόσει ο οδηγός στο όχημα για να ολοκληρώσει με επιτυχία τη δοκιμή, παρουσιάζει μια πολύ πιο σύνθετη συμπεριφορά η οποία επηρεάζεται από την μη-γραμμικότητα της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος, όταν αυτό πλησιάζει ή και ξεπερνά το όριο πρόσφυσης. Ειδικότερα η παρουσία συστημάτων ελέγχου, όπως το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) ή το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS), επηρεάζουν σημαντικά την συμπεριφορά του οχήματος και απαιτούν διαφορετικούς χειρισμούς από τον οδηγό. Για αυτό το λόγο πραγματοποιήσαμε και βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για τα όχημα με σύστημα ESC ή 4WS ή συνδυασμό των δύο, ώστε να μπορέσουμε να επιτύχουμε τη βέλτιστη επίδοση του συστήματος οχήματος - οδηγού.

Στον Πιν. 7.48 εμφανίζονται οι βέλτιστες τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν, για κάθε μία από τις περιπτώσεις βελτιστοποίησης που πραγματοποιήσαμε στα προηγούμενα κεφάλαια.

Στον Πιν. 7.49 εμφανίζονται αναλυτικά οι τιμές κάποιων χαρακτηριστικών μεταβλητών για την δοκιμή στη στροφή με τη μεγαλύτερη, από αυτές που χρησιμοποιήσαμε, ακτίνα καμπυλότητας $R=200m$, η οποία και αποτέλεσε την πλέον απαιτητική δοκιμή, αφού σε όλες τις περιπτώσεις, ήταν η πρώτη από τις στροφές, την οποία το όχημα αποτύγχανε να ολοκληρώσει, καθώς αυξάναμε το συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U .

Όχημα	$0,1 \cdot I_t$	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$10 \cdot \text{max}(I_{dev})$	$0,2 \cdot I_{\beta, \dot{\gamma}, des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su, max}$	$L(P)$
Χωρίς συστήματα ελέγχου (7.3.1.3)	1,15	0,28	1,64	0,41	-98	-98	-192,51
ESC χωρίς βελτ. οδηγού (7.3.1.4)	1,19	0,33	1,50	0,43	-103	-103	-202,55
4WS χωρίς βελτ. οδηγού (7.3.1.5)	1,15	0,61	3,49	0,66	-102	-102	-198,09
ESC-4WS χωρίς βελτ. οδηγού (7.3.1.6)	1,18	0,19	1,15	0,43	-104	-104	-205,05
ESC με βελτ. οδηγού (7.3.1.7)	1,19	0,31	1,67	0,43	-105	-105	-206,40
4WS με βελτ. οδηγού (7.3.1.8)	1,14	0,42	3,21	0,74	-104	-104	-202,50
ESC-4WS με βελτ. οδηγού (7.3.1.9)	1,18	0,22	1,66	0,59	-107	-107	-210,35

Πιν. 7.48 - Βέλτιστη αντικειμενική συνάρτηση οχημάτων σε δοκιμές στροφών σταθερής ακτίνας καμπυλότητας

Όχημα	S_U	t_{end} (s)	$a_{y, max}$ (m/s^2)	β_{max} ($^\circ$)	$mean(dev)$ (m)	$max(dev)$ (m)	$U_{S=175}$ (m/s)	$U_{S=325}$ (m/s)
Χωρίς συστήματα ελέγχου	0,98	9,73	7,69	5,44	0,07	0,82	40,04	36,80
ESC χωρίς βελτ. οδηγού	0,98	10,18	7,54	4,95	0,03	0,29	40,04	33,05
4WS χωρίς βελτ. οδηγού	0,98	9,68	7,54	3,40	0,01	0,28	40,05	37,67
ESC-4WS χωρίς βελτ. οδηγού	0,98	10,09	7,43	4,57	0,01	0,26	40,05	33,54
ESC με βελτ. οδηγού	0,98	10,29	7,35	4,91	0,00	0,14	40,04	31,61
4WS με βελτ. οδηγού	0,98	9,66	7,38	2,47	0,00	0,00	40,05	37,70
ESC-4WS με βελτ. οδηγού	0,98	10,10	7,66	3,91	0,00	0,07	40,05	33,38
	1,03	9,90	8,26	6,27	0,10	0,92	41,95	33,59
	1,02	9,53	7,82	4,42	0,05	0,80	41,57	37,38
	1,04	9,75	8,10	5,40	0,05	0,69	42,34	34,46
	1,05	9,75	8,10	6,14	0,08	0,96	42,72	35,16
	1,04	9,42	7,62	2,95	0,04	0,89	42,34	38,14
	1,07	9,64	7,94	5,28	0,06	0,89	43,46	34,91

Πιν. 7.49 - Συμπεριφορά οχημάτων σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$

Οι μεταβλητές εμφανίζονται για κάθε περίπτωση, για τιμή του συντελεστή $S_U = 0,98$, η οποία είναι και η μέγιστη τιμή για την οποία το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου ολοκληρώνει τις δοκιμές, ώστε να μπορεί γίνει άμεση σύγκριση της διαφοροποίησης στη συμπεριφορά του οχήματος και για τη μέγιστη τιμή του συντελεστή S_U για την οποία επιτυγχάνει κάθε συνδυασμός συστημάτων ελέγχου και οδηγού να ολοκληρώσει τις δοκιμές.

Ο συνδυασμός των δύο συστημάτων (ESC και 4WS) επιτυγχάνει τη μεγαλύτερη μείωση της αντικειμενικής συνάρτησης, ακολουθούμενός από το σύστημα ESC και στη συνέχεια το σύστημα 4WS. Η ίδια σειρά κατάταξης, παρατηρείται και μετά την βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού. Η σειρά κατάταξης οφείλεται κατά κύριο λόγο στην αύξηση του μέγιστου συντελεστή S_U , ο οποίος αποτελεί τη μεγαλύτερη συνιστώσα της αντικειμενικής συνάρτησης.

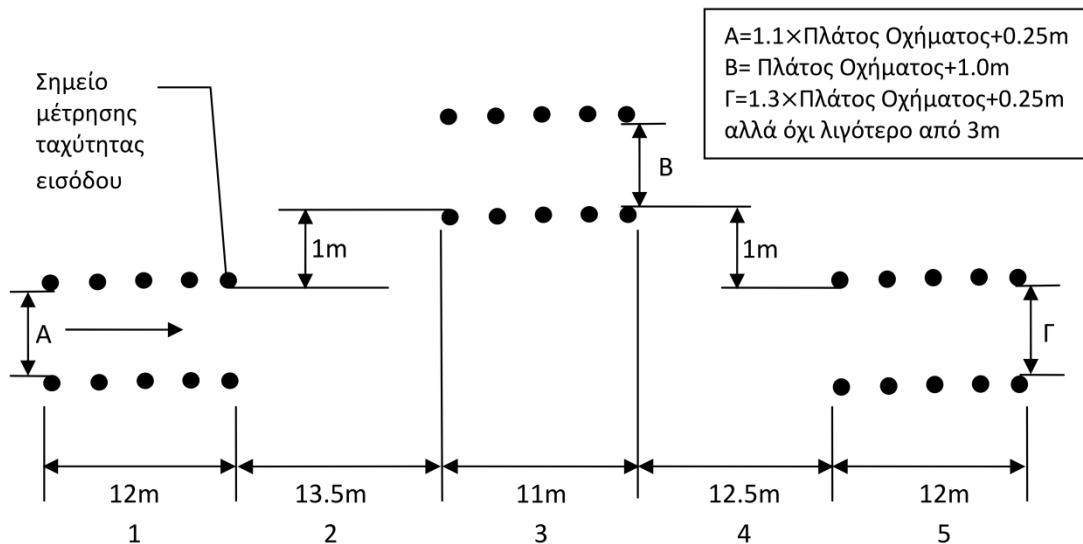
Γενικά μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι το σύστημα ESC αυξάνει το όριο της διαμήκους ταχύτητας με την όποια το όχημα μπορεί να εισέλθει στην στροφή και να την ολοκληρώσει χωρίς να υπερβεί το πλάτος λωρίδας, που έχουμε ορίσει. Όμως η αρχή λειτουργία του συστήματος, δηλαδή η επιβολή διαφορικής πέδησης στους τροχούς μειώνει τις επιδόσεις του οχήματος, δηλαδή την ταχύτητα εξόδου $U_{S=325}$ και αυξάνει τον χρόνο ολοκλήρωσης της δοκιμής t_{end} . Αντίθετα το σύστημα 4WS αυξάνει λιγότερο το όριο ασφαλείας της διαμήκους ταχύτητας αλλά επιτυγχάνει καλύτερες επιδόσεις για το όχημα σε σχέση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Ο συνδυασμός των δύο συστημάτων προσφέρει ακόμη μεγαλύτερη αύξηση του ορίου ασφαλείας της διαμήκους ταχύτητας, διατηρώντας όμως τη μείωση των επιδόσεων, αν και σε μικρότερο βαθμό σε σχέση με το όχημα μόνο με σύστημα ESC. Σε όλες τις περιπτώσεις η βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού, για κάθε σύστημα ή το συνδυασμό των δύο συστημάτων, προσφέρει ακόμη μεγαλύτερη αύξηση του ορίου ασφαλείας της διαμήκους ταχύτητας αλλά και των επιδόσεων του οχήματος.

7.3.2. Δοκιμή αποφυγής εμποδίου (ISO 3888-2)

7.3.2.1. Περιγραφή δοκιμής

Η δοκιμή αποφυγής εμποδίου αποτελεί τυποποιημένο πρότυπο (ISO 3888-2 2002) αξιολόγησης της δυναμικής συμπεριφοράς ενός οχήματος, κατά τη διάρκεια ενός ελιγμού, που προσομοιώνει την προσπάθεια αποφυγής ενός εμποδίου το οποίο εμφανίζεται ξαφνικά στην πορεία του οχήματος. Η δοκιμή αυτή πραγματοποιείται επί πολλές δεκαετίες στη Σουηδία, όπου είναι γνωστή με την ονομασία "δοκιμή αποφυγής τaráνδου" (*Älgttest*), λόγω της συχνής ανάγκης αποφυγής των τaráνδων, που πολλές φορές διασχίζουν το οδικό δίκτυο της χώρας. Όπως αναφέραμε και στην ιστορική αναδρομή στην εξέλιξη των συστημάτων ESC, η δοκιμή αυτή βρέθηκε στο επίκεντρο της δημοσιότητας το 1997, όταν το νέο μικρομεσαίο μοντέλο Mercedes - Benz A-Class, ανετράπη κατά την δοκιμή αυτή.

Σε μια προσπάθεια να περιορισθεί η υποκειμενικότητα της δοκιμής, η τοπολογία της δοκιμής, δηλαδή οι αποστάσεις και το πλάτος των πυλών, από τις οποίες πρέπει να διέλθει το όχημα, τυποποιήθηκε αρχικά από το γερμανικό σύνδεσμο αυτοκινητοβιομηχανιών VDA και στην συνέχεια από το διεθνή οργανισμό προτύπων ISO.



Σχ. 7.39 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου (ISO 3888-2 2002)

Όπως όμως αναφέρεται και στη περιγραφή της δοκιμής στο πρότυπο ISO, η αξιολόγηση της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος, παραμένει

υποκειμενική, εφόσον το αποτέλεσμα της δοκιμής εξαρτάται σε σημαντικό βαθμό από τον οδηγό και την στρατηγική, που αυτός θα επιλέξει.

Στο Σχ. 7.39, απεικονίζεται η τοποθέτηση των κορυφών που καθορίζουν τα όρια των πυλών της δοκιμής. Το όχημα εισέρχεται στο τμήμα 1 της διαδρομής και ο οδηγός σταματά, μέχρι και την ολοκλήρωση της δοκιμής, να ασκεί τον έλεγχο της διαμήκου ταχύτητας του οχήματος.

Το όχημα στη συνέχεια πρέπει να διέλθει από το τμήμα 3 και να εισέλθει στο τμήμα 5, χωρίς να μετατοπίσει τις κορυφές, οι οποίες ορίζουν τα όρια της διαδρομής. Για να καταγράψουμε με ακρίβεια, αν η δοκιμή ολοκληρώνεται με επιτυχία, θα χρησιμοποιήσουμε την μέθοδο ακριβείας που περιγράφηκε στο κεφάλαιο 5.1.3 για τον έλεγχο υπέρβασης των ορίων της διαδρομής από το όχημα. Αν διαπιστωθεί υπέρβαση των ορίων της διαδρομής η δοκιμή διακόπτεται.

Στο τέλος του τμήματος 1, καταγράφεται η ταχύτητα εισόδου της δοκιμής, η οποία θα χρησιμοποιηθεί για την αξιολόγηση των επιδόσεων του οχήματος κατά τη δοκιμή. Η ταχύτητα αυτή δεν μπορεί να καθορισθεί εκ των προτέρων, αφού εξαρτάται από την στρατηγική του οδηγού, ο οποίος για παράδειγμα μπορεί να έχει ξεκινήσει την στροφή του οχήματος πριν φθάσει στο σημείο μέτρησης της ταχύτητας. Για αυτό στην παρούσα διατριβή, θα ορίζουμε την αρχική ταχύτητα της δοκιμής σε ένα σημείο 40 μέτρα πριν το σημείο μέτρησης. Η ταχύτητα εισόδου θα καταγράφεται ξεχωριστά και θα αναφέρεται κατά την αξιολόγηση κάθε δοκιμής.

7.3.2.2. Βελτιστοποίηση παραμέτρων οδηγού - συστημάτων ελέγχου

Για την αξιολόγηση των επιδόσεων και τη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και των συστημάτων ελέγχου απαιτείται ο ορισμός μιας αντικειμενικής συνάρτησης

Η αντικειμενική συνάρτηση με τους συντελεστές βαρύτητας των δεικτών βελτιστοποίησης, που θα χρησιμοποιηθεί, φαίνεται στην εξίσωση (7.33).

$$L(\mathbf{P}) = -0,1 \cdot I_{U,end} - \text{mean}(I_{margin}) - 10 \cdot \min(I_{margin}) + 0,1 \cdot I_{\beta,\dot{\psi},des} - 10 \cdot I_{U,in} - 10 \cdot I_{U,in,max} \quad (7.33)$$

Ο δείκτης βελτιστοποίησης $I_{\beta,\dot{\psi},des}$, έχει οριστεί στο κεφάλαιο 5.1.1.

Ο δείκτης βελτιστοποίησης I_{margin} , ισούται με την ελάχιστη απόσταση της περιμέτρου του οχήματος από τα όρια της δοκιμής

Ο δείκτης βελτιστοποίησης $I_{U,in}$ ισούται με την αρχική ταχύτητα U_{in} για την οποία υπολογίζεται η αντικειμενική συνάρτηση και ο δείκτης βελτιστοποίησης $I_{U,in,max}$ ισούται με την μέγιστη αρχική ταχύτητα $U_{in,max}$ για την οποία ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή.

$$I_{U,in} = U_{in} \quad (7.34)$$

$$I_{U,in,max} = U_{in,max} \quad (7.35)$$

Αφού ολοκληρωθεί η βελτιστοποίηση για μία δεδομένη τιμή της αρχικής ταχύτητα U_{in} , η βελτιστοποίηση θα συνεχίζεται με νέα τιμή της αρχικής ταχύτητας U_{in} ίση με την μέγιστη αρχική ταχύτητα $U_{in,max}$.

Η αντικειμενική συνάρτηση θα υπολογίζεται για την ίδια ταχύτητα εισόδου U_{in} , έτσι ώστε τα αποτελέσματα να είναι συγκρίσιμα. Στη συνέχεια, η ταχύτητα εισόδου, αυξάνεται διαδοχικά κατά 0,25 m/sec, μέχρι να παρατηρηθεί αποτυχία ολοκλήρωσης της δοκιμής.

Στον Πιν. 7.50, φαίνεται η ποσόστωση των δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση, για τη δοκιμή του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, με το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων, όπως αυτό ορίζεται στο κεφάλαιο 7.3.2.3. Οι δείκτες βελτιστοποίησης $I_{U,in}$ και $I_{U,in,max}$, επιλέχθηκαν να έχουν την μεγαλύτερη ποσόστωση στην αντικειμενική συνάρτηση, καθώς στη δοκιμή αποφυγής εμποδίου, επιδιώκουμε κατά πρώτο λόγο την αύξηση

της αρχικής ταχύτητας U_{in} με την οποία πραγματοποιείται η δοκιμή και κατά δεύτερο λόγο την βελτίωση των υπολοίπων μεταβλητών της δοκιμής. Επίσης οι δείκτες $I_{U,in}$ και $I_{U,in,max}$, λόγω της σημαντικής ποσόστωσης στην αντικειμενική συνάρτηση, ουσιαστικά δεν εμφανίζουν διακύμανση αλλά σταθερή βελτίωση. Όταν επιτευχθεί η μέγιστη αρχική ταχύτητα U_{in} , οι υπόλοιποι δείκτες βελτιστοποίησης, παρά την μικρή τους ποσόστωση καθορίζουν την τελική επιλογή του βέλτιστου διανύσματος παραμέτρων.

	$-0,1 \cdot I_{U,end}$	$-mean(I_{marg})$	$\frac{-10 \cdot \min(I_{marg})}{-10}$	$0,1 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$-10 \cdot I_{U,in}$	$\frac{-10 \cdot I_{U,in,max}}{-10}$	$L(\mathbf{P})$
$I(\mathbf{P})$	-1,52	-1,13	-0,14	0,62	-180,0	-180,0	-362,17
$\frac{ I(\mathbf{P}) }{\sum I(\mathbf{P}) }$	0,42%	0,31%	0,04%	0,17%	49,53%	49,53%	

Πιν. 7.50 - Ποσόστωση δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση δοκιμής αποφυγής εμποδίου

7.3.2.3. Βελτιστοποίηση παραμέτρων μοντέλου οδηγού και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου, θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για τα παρακάτω διανύσματα παραμέτρων:

$$\mathbf{P}_{dr,all} = \begin{bmatrix} K_{\psi,P} & K_{\psi,D} & K_{d,P} & K_{d,D} & [W_{\psi}]_{1 \times N_2} & [W_d]_{1 \times N_2} & T_p \end{bmatrix} \quad (7.36)$$

$$\mathbf{P}_{dr,K} = \begin{bmatrix} K_{\psi,P} & K_{\psi,D} & K_{d,P} & K_{d,D} \end{bmatrix} \quad (7.37)$$

$$\mathbf{P}_{dr,W} = \begin{bmatrix} [W_{\psi}]_{1 \times N_2} & [W_d]_{1 \times N_2} \end{bmatrix} \quad (7.38)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου $(1+N)$ -ES, για το διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,all}$ ορίζεται σε 108, για το διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,K}$ ορίζεται σε 54 και για το διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,W}$ ορίζεται σε 36.

Επιπλέον για το χρόνο προεπισκόπησης T_p , θα υπολογίζεται η αντικειμενική συνάρτηση για τιμές $T_{p,o} - 0,25$ έως $T_{p,o} + 0,25$ με βήμα 0,01 και θα επιλέγεται η βέλτιστη τιμή.

Επιλέγουμε τις παρακάτω αρχικές τιμές για το διάνυσμα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού.

$$K_{\psi,P} = 130 \quad K_{\psi,D} = 1 \quad K_{d,P} = 70 \quad K_{d,D} = 0$$

$$[W_{\psi}]_{1 \times N_2} = [0,25 \quad 0,25 \quad 0,25 \quad 0,25] \quad [W_d]_{1 \times N_2} = [0,25 \quad 0,25 \quad 0,25 \quad 0,25]$$

$$T_p = 0,85 \text{ s}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.33), απαιτήθηκαν 78 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.51, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει αύξηση της ελάχιστης τιμής του δείκτη ελάχιστης απόστασης του οχήματος από τα όρια της διαδρομής I_{margin} και αύξηση της αρχικής ταχύτητας της δοκιμής σε $U_{in} = 19 \text{ m/s}$.

\mathbf{P}_{dr}	$-0,1 \cdot I_{U,end}$	$-\text{mean}(I_{margin})$	$-10 \cdot \min(I_{margin})$	$0,1 \cdot I_{\beta,\dot{\gamma},des}$	$-10 \cdot I_{U,in}$	$-10 \cdot I_{U,in,max}$	$L(\mathbf{P})$
1	-1,52	-1,13	-0,14	0,62	-180,0	-180,0	-362,17
2	-1,39	-1,09	-1,71	1,63	-180,0	-182,5	-365,06
3	-1,40	-1,12	-2,08	1,04	-180,0	-182,5	-366,06
4	-1,32	-1,05	-1,72	1,04	-180,0	-187,5	-370,54
5	-1,28	-0,99	-1,75	1,09	-180,0	-190,0	-372,94
6	-1,47	-1,09	-0,16	1,15	-190,0	-190,0	-381,57
7	-1,47	-1,09	-0,25	1,16	-190,0	-190,0	-381,66
8	-1,47	-1,09	-0,23	1,15	-190,0	-190,0	-381,64

Πιν. 7.51 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Στον Πιν. 7.52 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{dr}	$K_{\psi,P}$	$K_{\psi,D}$	$K_{d,P}$	$K_{d,D}$	$[W_{\psi}]_{1 \times N_2}$	$[W_d]_{1 \times N_2}$	T_p (s)
1	130	1	70	0	[0,25 0,25 0,25 0,25]	[0,25 0,25 0,25 0,25]	0,85
2	264,2	0,78	8,65	0,06	[0,43 0,17 0,3 0,1]	[0,05 0,6 0,27 0,08]	0,91
3	289,04	0,96	71,18	0,17	[0,5 0,08 0,37 0,05]	[0,16 0,26 0,49 0,09]	0,89
4	243,73	1,01	85,31	0,22	[0,51 0,11 0,37 0,01]	[0,02 0,41 0,32 0,25]	0,88
5	256,64	0,99	71,14	0,27	[0,52 0,1 0,37 0,01]	[0,01 0,35 0,42 0,22]	0,87
6	256,64	0,99	71,14	0,27	[0,52 0,1 0,37 0,01]	[0,01 0,35 0,42 0,22]	0,87
7	266,04	0,99	72,6	0,27	[0,52 0,1 0,37 0,01]	[0,01 0,35 0,42 0,22]	0,87
8	260,69	0,99	71,59	0,27	[0,52 0,1 0,37 0,01]	[0,01 0,35 0,42 0,22]	0,87

Πιν. 7.52 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Στον Πιν. 7.53 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του μοντέλου οδηγού με το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,1}$ και του μοντέλου οδηγού με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,8}$.

\mathbf{P}_{dr}	U_{in} (m/s)	$U_{S=40}$ (m/s)	$U_{S=89}$ (m/s)	$a_{y,max}$ (m/s ²)	β_{max} (°)	$mean(marg)$ (m)	$min(marg)$ (m)
1	18,00	17,38	15,56	7,86	5,36	1,12	0,02
8	18,00	17,31	13,08	8,01	8,71	0,99	0,16
8	19,00	18,29	15,15	8,00	8,52	1,09	0,02

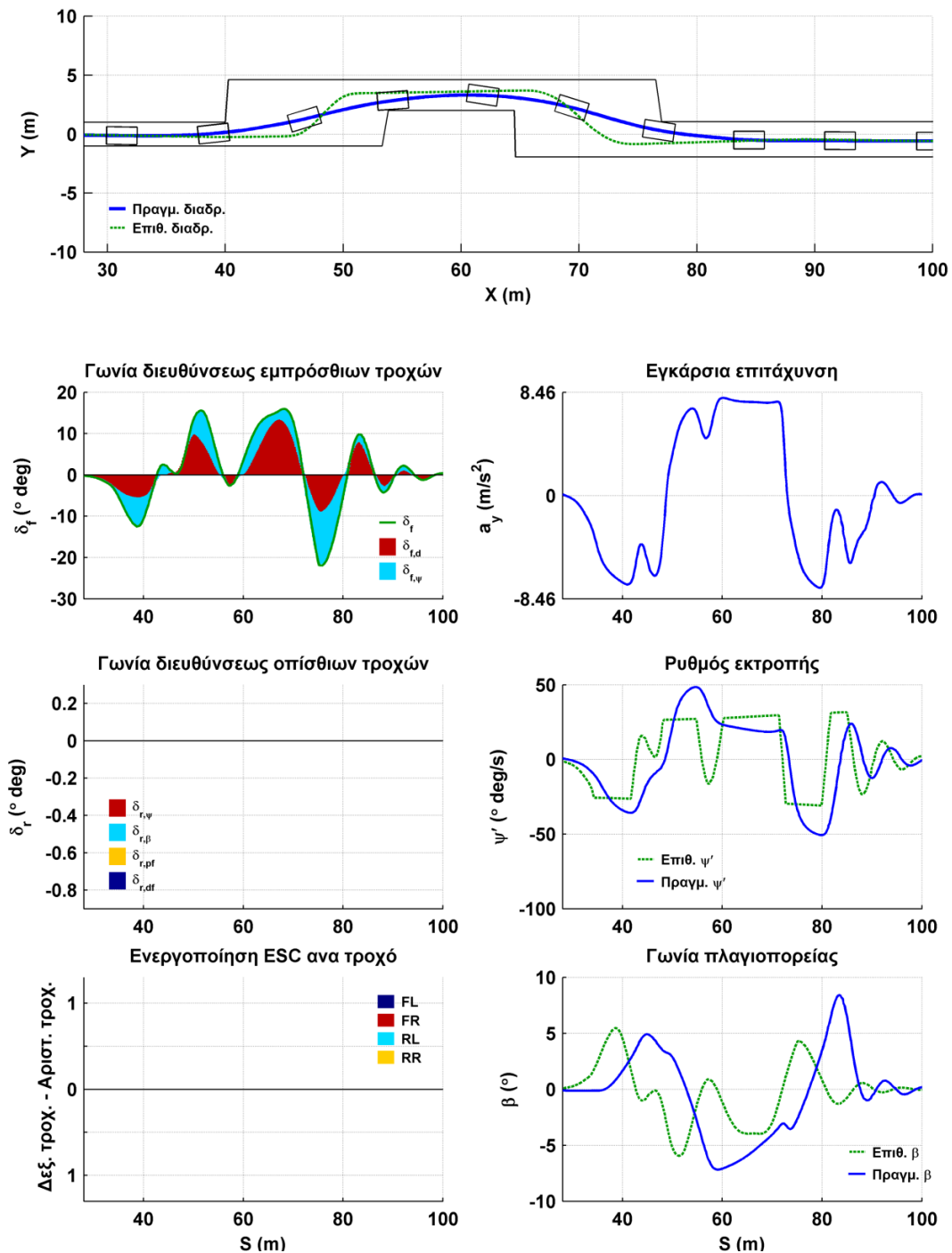
Πιν. 7.53 - Σύγκριση αρχικού και βελτιστοποιημένου διανύσματος παραμέτρων οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Παρατηρούμε ότι με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων για το μοντέλο οδηγού για την ίδια αρχική ταχύτητα $U_{in} = 18m/s$, το όχημα εμφανίζει μειωμένη ταχύτητα εξόδου από την δοκιμή $U_{S=89}$ και αυξημένη μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{max} . Τα δεδομένα αυτά υποδεικνύουν ότι το βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού, χρησιμοποιεί πιο επιθετική στρατηγική στροφής του οχήματος, αναπτύσσοντας μεγαλύτερη γωνία πλαγιοπορείας, μειώνοντας έτσι και την διαμήκη ταχύτητα του οχήματος.

Στο Σχ. 7.40, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού με αρχική ταχύτητα $U_{in} = 19m/s$ στη δοκιμή αποφυγής εμποδίου.

Παρατηρούμε ότι ο όρος δ_d , που υπολογίζεται με βάση την απόκλιση της θέσης του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά, έχει την μεγαλύτερη

συνεισφορά στην τελική τιμή της γωνίας διεύθυνσεως των εμπρόσθιων τροχών. Το μοντέλο οδηγού εκμεταλλεύεται όλο το διαθέσιμο πλάτος της διαδρομής, αφού παρατηρούμε ότι το όχημα σχεδόν εφάπτεται των ορίων της δοκιμής σε κάθε μία από τις τρεις πύλες από τις οποίες πρέπει να διέλθει. Ο ρυθμός εκτροπής και η γωνία πλαγιοπορείας αποκλίνουν σημαντικά από τις επιθυμητές τιμές.



Σχ. 7.40 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 19m/s$

7.3.2.4. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) χωρίς βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) χρησιμοποιώντας για το μοντέλο οδηγού, το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.2.3.

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για 3 ομάδες παραμέτρων, που ορίζονται ως εξής:

$$\mathbf{P}_{ESP,A} = \begin{bmatrix} K_{ESC,\psi} & K_{ESC,\beta} \end{bmatrix} \quad (7.39)$$

$$\mathbf{P}_{ESP,B} = \begin{bmatrix} S_{ESC,y} & D_{\psi} & D_{\beta} \end{bmatrix} \quad (7.40)$$

$$\mathbf{P}_{ESP,C} = \begin{bmatrix} K_{ESC,\psi} & K_{ESC,\beta} & S_{ESC,y} & D_{\psi} & D_{\beta} \end{bmatrix} \quad (7.41)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου $(1+N)-ES$, για τις ομάδες A και B, ορίζεται σε 48, ενώ για την ομάδα C, σε 24.

Το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$, επιλέγεται έτσι ώστε το σύστημα ESC να μην επεμβαίνει, προκειμένου να μπορεί να γίνει σύγκριση με το όχημα χωρίς σύστημα ESC.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = \begin{bmatrix} K_{ESC,\psi} = 0 & K_{ESC,\beta} = 0 & S_{ESC,y} = 0,75 & D_{\psi} = 1 & D_{\beta} = 1 \end{bmatrix}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.33), απαιτήθηκαν 37 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

\mathbf{P}_{ESC}	$-0,1 \cdot I_{U,end}$	$-mean(I_{marg})$	$-10 \cdot \min(I_{marg})$	$0,1 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$-10 \cdot I_{U,in}$	$-10 \cdot I_{U,in,max}$	$L(\mathbf{P})$
1	-1,47	-1,09	-0,23	1,15	-190,0	-190,0	-381,64
2	-1,06	-1,21	-1,72	0,53	-190,0	-205,0	-398,47
3	-1,06	-1,21	-1,72	0,53	-190,0	-207,5	-400,97
4	-1,10	-1,19	-1,72	0,49	-190,0	-207,5	-401,02
5	-1,10	-1,19	-1,72	0,49	-190,0	-207,5	-401,02
6	-1,22	-1,16	-0,16	0,72	-207,5	-207,5	-416,81

Πιν. 7.54 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC

Στον Πιν. 7.54, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν. Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει σημαντική αύξηση της αρχικής ταχύτητας για την οποία το όχημα ολοκληρώνει τη δοκιμή σε $U_{in} = 20,75 m/s$.

Στον Πιν. 7.55 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{ESC}	$K_{ESC,\psi}$	$K_{ESC,\beta}$	$S_{ESC,y}$	D_{ψ}	D_{β}
1	0,00	0,00	0,75	1,00	1,00
2	11,29	-1,80	0,30	0,33	3,72
3	51,20	-4,76	0,30	0,33	3,72
4	51,20	-4,76	0,30	0,25	5,90
5	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90
6	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90

Πιν. 7.55 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC

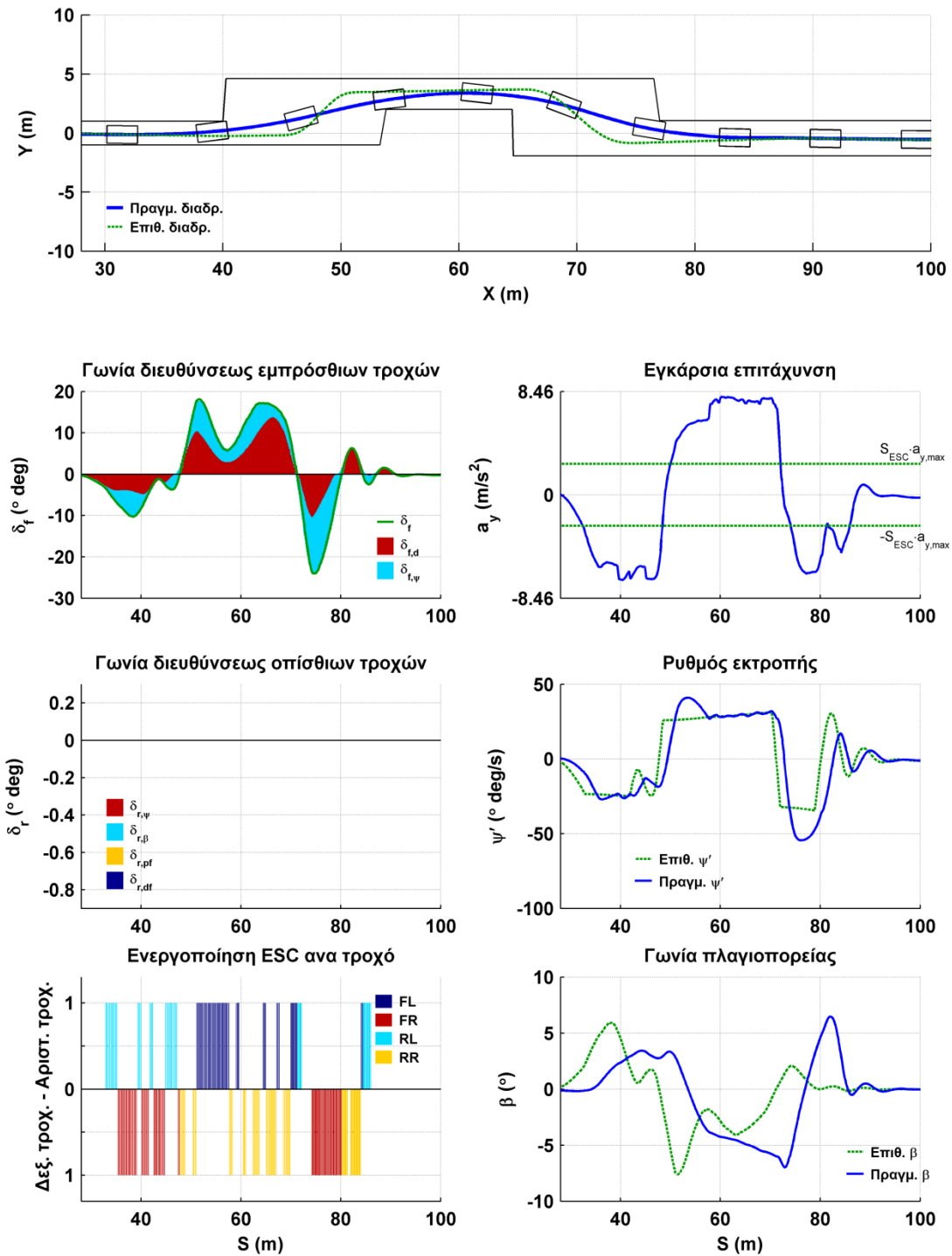
Στον Πιν. 7.56 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου και του οχήματος με σύστημα ESC, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,6}$.

\mathbf{P}_{ESC}	U_{in} (m/s)	$U_{S=40}$ (m/s)	$U_{S=89}$ (m/s)	$a_{y,max}$ (m/s ²)	β_{max} (°)	$mean(marg)$ (m)	$min(marg)$ (m)
1	19,00	18,29	15,13	8,00	8,41	1,09	0,02
6	19,00	17,82	11,41	7,92	4,56	1,19	0,17
6	20,75	19,48	12,58	8,03	6,98	1,16	0,02

Πιν. 7.56 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος ESC με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Παρατηρούμε ότι το όχημα με σύστημα ESC για την ίδια αρχική ταχύτητα $U_{in} = 19 m/s$, εμφανίζει μειωμένη ταχύτητα εισόδου στην δοκιμή $U_{S=40}$, σε σχέση με το όχημα χωρίς ESC. Το γεγονός αυτό δείχνει ότι το σύστημα ESC έχει αρχίσει να επιβραδύνει το όχημα πριν αυτό περάσει από το σημείο μέτρησης της ταχύτητας εισόδου $U_{S=40}$. Όπως αναμένεται το όχημα εμφανίζει

και σημαντικά μειωμένη ταχύτητα εξόδου $U_{S=89}$, ενώ η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{\max} , έχει μειωθεί.



Σχ. 7.41 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος με σύστημα ESC για αρχική ταχύτητα

$$U_{in} = 20,75 \text{ m/s}$$

Στο Σχ. 7.41, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο δίδανσμα παραμέτρων του συστήματος ESC για αρχική

ταχύτητα $U_{in} = 20,75 m/s$ στη δοκιμή αποφυγής εμποδίου. Παρατηρούμε ότι η γωνία διεύθυνσης των εμπρός τροχών εμφανίζει μικρότερη ταλάντωση κατά την έξοδο από την δοκιμή σε σύγκριση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Το σύστημα ESC όπως και στην δοκιμή ανοιχτού βρόγχου ημιτονοειδής διέγερσης, αρχικά επεμβαίνει στον πίσω εσωτερικό τροχό, ώστε να προκαλέσει υπερστροφή του οχήματος και να αυξήσει την απόκριση του, ενώ στη συνέχεια επεμβαίνει στον εμπρός εξωτερικό τροχό, ώστε να μειώσει την υπερστροφή και να σταθεροποιήσει το όχημα. Ο ρυθμός εκτροπής του οχήματος προσεγγίζει περισσότερο την επιθυμητή τιμή, ενώ η γωνία πλαγιοπορείας συνεχίζει να αποκλίνει σημαντικά από την επιθυμητή.

7.3.2.5. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) χωρίς βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) χρησιμοποιώντας για το μοντέλο οδηγού, το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων που υπολογίσθηκε στο κεφάλαιο 7.3.2.3.

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για 3 ομάδες παραμέτρων, που ορίζονται ως εξής:

$$\mathbf{P}_{4WS,A} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \dot{\psi}} & K_{\delta r, \beta} \end{bmatrix} \quad (7.42)$$

$$\mathbf{P}_{4WS,B} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, pf} & K_{dr, df} \end{bmatrix} \quad (7.43)$$

$$\mathbf{P}_{4WS,C} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \dot{\psi}} & K_{\delta r, \beta} & K_{\delta r, pf} & K_{dr, df} \end{bmatrix} \quad (7.44)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου $(1+N)$ -ES, για τις ομάδες A και B, ορίζεται σε 80, ενώ για την ομάδα C, σε 40.

Το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,1}$, επιλέγεται έτσι ώστε το σύστημα 4WS να μην επεμβαίνει, προκειμένου να μπορεί να γίνει σύγκριση με το όχημα χωρίς σύστημα 4WS.

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \dot{\psi}} = 0 & K_{\delta r, \beta} = 0 & K_{\delta r, pf} = 0 & K_{dr, df} = 0 \end{bmatrix}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.33), απαιτήθηκαν 60 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

\mathbf{P}_{4WS}	$-0,1 \cdot I_{U,end}$	$-mean(I_{marg})$	$-10 \cdot \min(I_{marg})$	$0,1 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$-10 \cdot I_{U,in}$	$-10 \cdot I_{U,in,max}$	$L(\mathbf{P})$
1	-1,47	-1,09	-0,23	1,15	-190,0	-190,0	-381,64
2	-1,47	-1,14	-1,52	0,66	-190,0	-205,0	-398,47
3	-1,40	-1,11	-1,78	0,45	-190,0	-205,0	-398,84
4	-1,45	-1,17	-1,86	0,48	-190,0	-205,0	-399,00
5	-1,54	-1,08	-0,18	0,62	-205,0	-205,0	-412,17
6	-1,55	-1,10	-0,44	0,57	-205,0	-205,0	-412,52
7	-1,53	-1,07	-0,70	0,58	-205,0	-205,0	-412,72
8	-1,54	-1,09	-0,75	0,55	-205,0	-205,0	-412,82

Πιν. 7.57 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)

Στον Πιν. 7.57, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει αύξηση της αρχικής ταχύτητας για την οποία το όχημα ολοκληρώνει τη δοκιμή σε $U_{in} = 20,50 m/s$.

Στον Πιν. 7.58 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r,\psi}$	$K_{\delta r,\beta}$	$K_{\delta r,pf}$	$K_{dr,df}$
1	0,00	0,00	0,00	0,00
2	-0,11	-0,49	0,00	0,00
3	-0,12	-0,52	0,08	-0,02
4	-0,09	-0,41	0,08	-0,02
5	-0,07	-0,42	0,06	-0,02
6	-0,14	-0,40	0,06	-0,02
7	-0,30	-0,92	0,06	-0,02
8	-0,32	-0,86	0,04	-0,02

Πιν. 7.58 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)

Στον Πιν. 7.59 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου και του οχήματος με σύστημα 4WS, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,8}$.

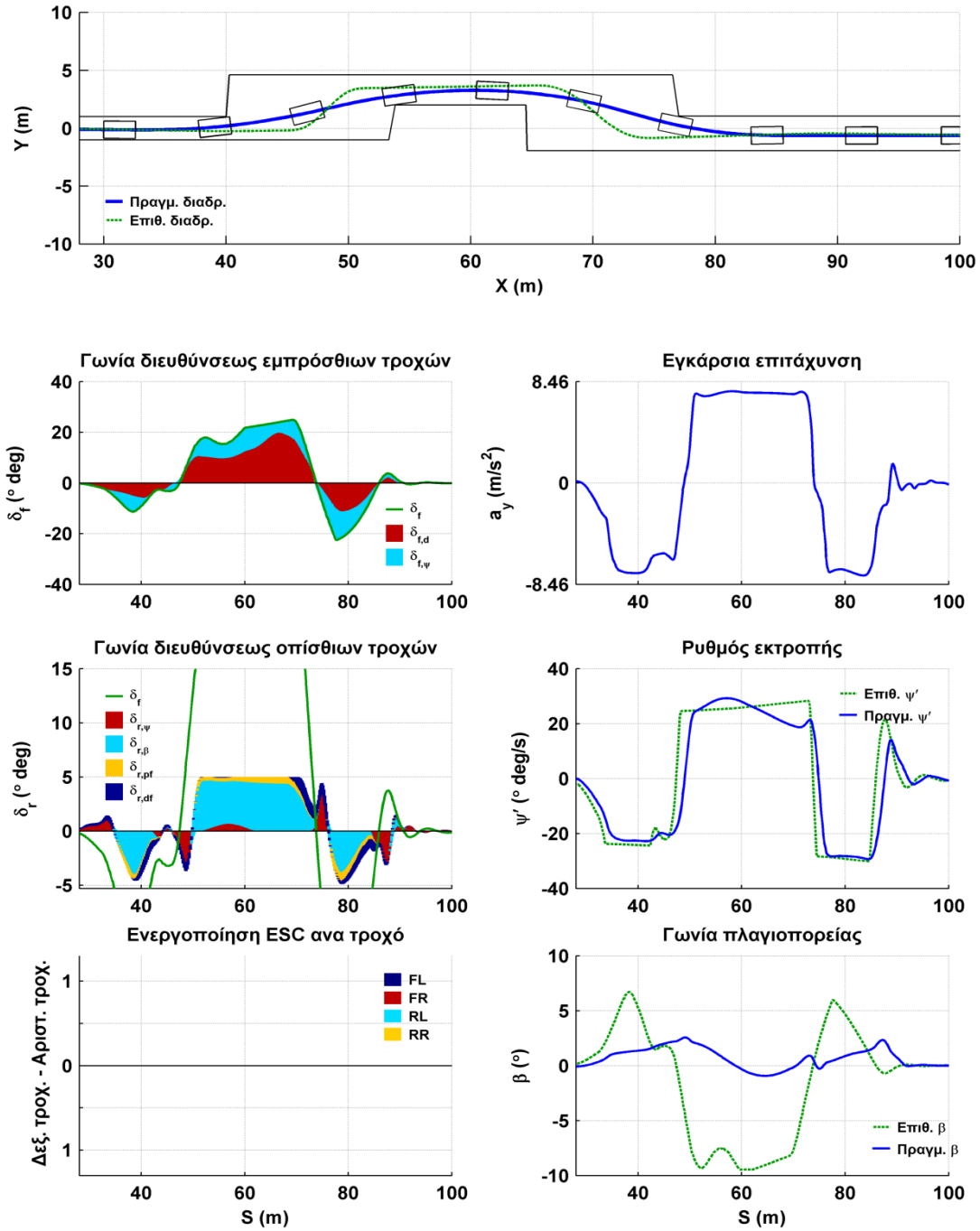
\mathbf{P}_{4WS}	U_{in} (m/s)	$U_{S=40}$ (m/s)	$U_{S=89}$ (m/s)	$a_{y,max}$ (m/s ²)	β_{max} (°)	$mean(marg)$ (m)	$min(marg)$ (m)
1	19,00	18,29	15,13	8,00	8,41	1,09	0,02
8	19,00	18,27	14,74	7,85	2,57	1,15	0,12
8	20,50	19,74	15,69	7,72	2,56	1,08	0,07

Πιν. 7.59 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Παρατηρούμε ότι το όχημα με σύστημα 4WS για την ίδια αρχική ταχύτητα $U_{in} = 19\text{ m/s}$, εμφανίζει μικρή μείωση της ταχύτητας εξόδου από τη δοκιμή $U_{S=89}$, ενώ η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{max} , έχει μειωθεί σημαντικά.

Στο Σχ. 7.42, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο σύστημα 4WS για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 20,50\text{ m/s}$ στη δοκιμή αποφυγής εμποδίου.

Παρατηρούμε ότι η γωνία διεύθυνσης των οπίσθιων τροχών, αρχικά καθορίζεται από τον όρο $\delta_{r,\psi}$ και έχει φορά αντίθετη από τους εμπρόσθιους τροχούς, προκαλώντας υπερστροφή του οχήματος, ενώ στη συνέχεια, κυριαρχεί ο όρος $\delta_{r,\beta}$, στρέφοντας τους τροχούς με την ίδια φορά με τους εμπρός, μειώνοντας την γωνία πλαγιοπορείας και την υπερστροφή του οχήματος. Ο ρυθμός εκτροπής του οχήματος ακολουθεί σε ικανοποιητικό βαθμό τον επιθυμητό ρυθμό εκτροπής. **Αντίθετα η γωνία πλαγιοπορείας του οχήματος δεν ακολουθεί την επιθυμητή τιμή, αλλά έχει την τάση να ελαχιστοποιηθεί. Το γεγονός αυτό υποδεικνύει ότι η ελαχιστοποίηση της γωνίας πλαγιοπορείας αρμόζει περισσότερο, ως επιθυμητή τιμή στο σύστημα 4WS, από ότι η επιθυμητή τιμή της γωνίας πλαγιοπορείας, που υπολογίζεται στην εξίσωση (4.9).** Επίσης παρατηρούμε ότι η ταλάντωση της γωνίας διεύθυνσης των εμπρός τροχών κατά την έξοδο από την δοκιμή έχει σχεδόν εξαλειφθεί.



Σχ. 7.42 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος με σύστημα 4WS για αρχική ταχύτητα

$$U_{in} = 20,50 m/s$$

7.3.2.6. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) χωρίς βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) και του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) χρησιμοποιώντας για το μοντέλο οδηγού, το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων που υπολογίσθηκε στο κεφάλαιο 7.3.2.3.

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική διαδοχικά για το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS), χρησιμοποιώντας τις ομάδες παραμέτρων, που ορίστηκαν στα κεφάλαια 7.3.2.4 και 7.3.2.5, με τους ίδιους αριθμούς απογόνων.

Ως αρχικά διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$ και $\mathbf{P}_{4WS,1}$, χρησιμοποιούμε τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων των προηγούμενων κεφαλαίων.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = [K_{ESC,\dot{\psi}} = 54,78 \quad K_{ESC,\beta} = -3,56 \quad S_{ESC,y} = 0,30 \quad D_{\dot{\psi}} = 0,25 \quad D_{\beta} = 5,90]$$

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = [K_{\delta r,\dot{\psi}} = -0,32 \quad K_{\delta r,\beta} = -0,86 \quad K_{\delta r,pf} = 0,04 \quad K_{dr,df} = 0,02]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.33), απαιτήθηκαν 85 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

	\mathbf{P}_{ESC}	$-0,1 \cdot I_{U,end}$	$-mean(I_{marg})$	$-10 \cdot \min(I_{marg})$	$0,1 \cdot I_{\beta,\dot{\psi},des}$	$-10 \cdot I_{U,in}$	$-10 \cdot I_{U,in,max}$	$L(\mathbf{P})$
	\mathbf{P}_{4WS}							
1		-1,09	-1,16	-0,71	0,37	-180,0	-180,0	-362,59
2		-1,16	-1,20	-0,63	0,53	-180,0	-210,0	-392,45
3		-1,10	-1,12	-0,43	0,79	-180,0	-215,0	-396,87
4		-1,10	-1,17	-0,48	0,67	-180,0	-215,0	-397,09
5		-1,09	-1,19	-0,45	0,53	-180,0	-215,0	-397,20
6		-1,11	-1,19	-0,74	0,59	-180,0	-215,0	-397,44
7		-1,12	-1,19	-0,74	0,56	-180,0	-215,0	-397,49
8		-1,38	-1,10	-0,17	0,57	-215,0	-215,0	-432,09
9		-1,37	-1,10	-0,20	0,55	-215,0	-215,0	-432,12
10		-1,37	-1,10	-0,20	0,53	-215,0	-215,0	-432,14

Πιν. 7.60 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS

Στον Πιν. 7.60, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει αύξηση της αρχικής ταχύτητας για την οποία το όχημα ολοκληρώνει τη δοκιμή σε $U_{in} = 21,50 m/s$.

Στον Πιν. 7.61 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

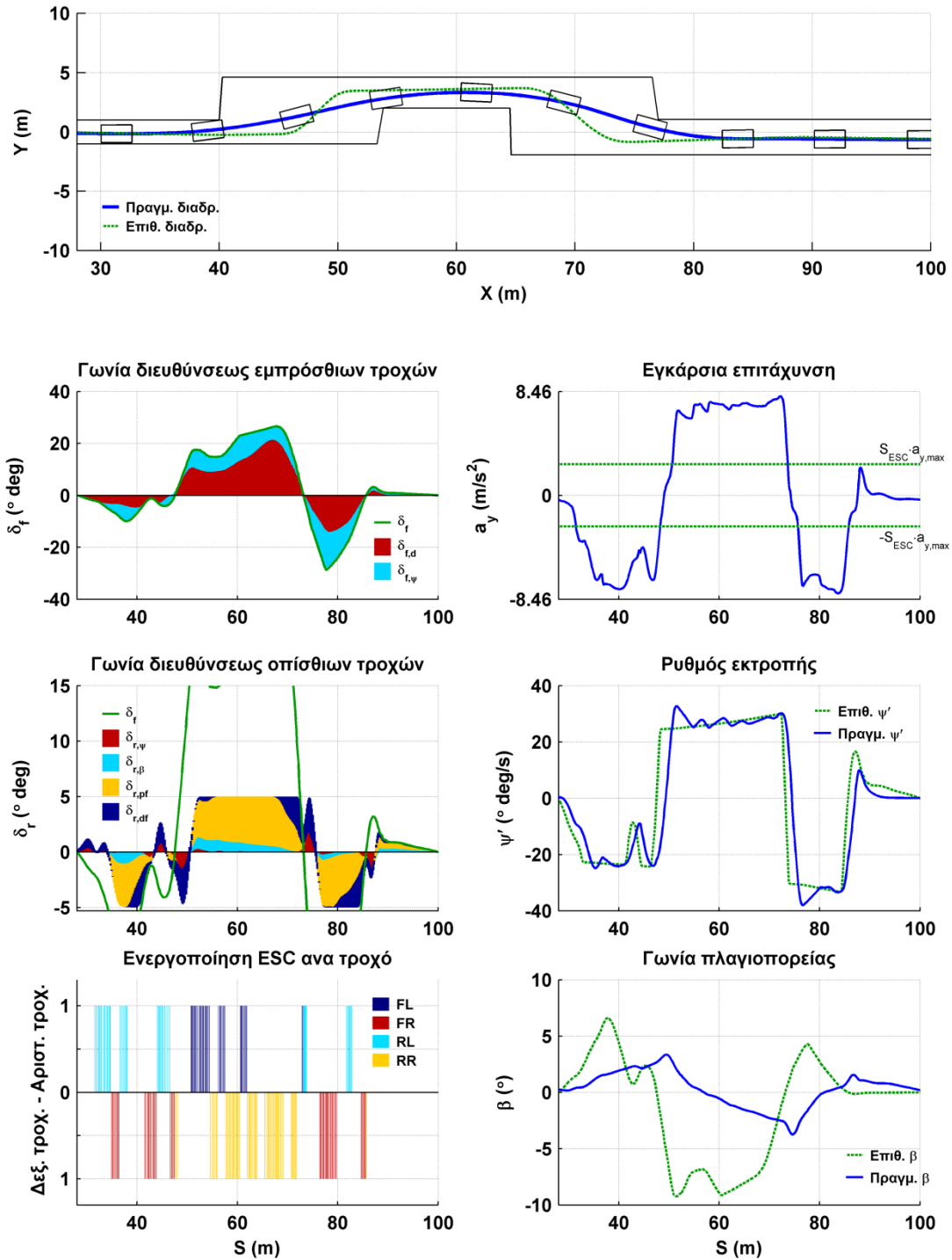
Στον Πιν. 7.62 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου και οχήματος με συστήματα ESC και 4WS, που χρησιμοποιεί τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,10}$ και $\mathbf{P}_{4WS,10}$. Παρατηρούμε ότι το όχημα με σύστημα 4WS για την ίδια αρχική ταχύτητα $U_{in} = 19 m/s$, εμφανίζει μείωση και της ταχύτητας εισόδου στη δοκιμή $U_{S=40}$ και της ταχύτητας εξόδου από τη δοκιμή $U_{S=89}$, ενώ η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{max} , εμφανίζει σημαντική μείωση.

\mathbf{P}_{ESC}	\mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r, \dot{\psi}}$	$K_{\delta r, \beta}$	$K_{\delta r, pf}$	$K_{dr, df}$	$K_{ESC, \dot{\psi}}$	$K_{ESC, \beta}$	$S_{ESC, y}$	$D_{\dot{\psi}}$	D_{β}
1		-0,32	-0,86	0,04	-0,02	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90
2		-0,32	-0,86	2,28	-0,16	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90
3		-0,32	-0,86	3,05	-0,48	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90
4		-0,51	-0,80	3,38	-0,43	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90
5		-0,63	-1,19	3,10	-0,45	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90
6		-0,68	-1,18	3,06	-0,43	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90
7		-0,68	-1,18	3,06	-0,43	54,78	-3,56	0,30	0,71	6,93
8		-0,68	-1,18	3,06	-0,43	54,78	-3,56	0,30	0,71	6,93
9		-0,75	-1,72	3,23	-0,44	54,78	-3,56	0,30	0,71	6,93
10		-0,75	-1,72	3,23	-0,44	53,74	-7,38	0,30	0,71	6,93

Πιν. 7.61 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS

\mathbf{P}	U_{in} (m/s)	$U_{S=40}$ (m/s)	$U_{S=89}$ (m/s)	$a_{y, max}$ (m/s ²)	β_{max} (°)	$mean(marg)$ (m)	$min(marg)$ (m)
1	19,00	18,29	15,13	8,00	8,41	1,09	0,02
10	19,00	18,04	13,23	7,93	3,22	1,20	0,09
10	21,50	20,34	14,00	8,11	3,68	1,09	0,02

Πιν. 7.62 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστημάτων ESC - 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου



Σχ. 7.43 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος συστήματα ESC και 4WS για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 21,50 m/s$

Στο Σχ. 7.43, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο σύστημα 4WS για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 21,50 m/s$ στη δοκιμή αποφυγής εμποδίου.

Παρατηρούμε ότι σε αντίθεση με την δοκιμή του οχήματος με σύστημα 4WS αλλά χωρίς σύστημα ESC, η συνεισφορά των όρων $\delta_{r,\psi}$ και $\delta_{r,\psi}$ στη γωνία διεύθυνσης των οπίσθιων τροχών, έχει μειωθεί σημαντικά και κυριαρχούν οι όροι $\delta_{r,pf}$ και $\delta_{r,df}$, δηλαδή ο ελεγκτής ανοιχτού βρόγχου. Ο ρυθμός εκτροπής του οχήματος σχεδόν ταυτίζεται με τον επιθυμητό ρυθμό εκτροπής. Αντίθετα και σε αυτή τη περίπτωση η γωνία πλαγιοπορείας του οχήματος απέχει σημαντικά από την επιθυμητή τιμή και έχει την τάση να ελαχιστοποιηθεί.

7.3.2.7. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) με ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) και τις παραμέτρους του μοντέλου οδηγού, ώστε να επιτύχουμε την βέλτιστη δυναμική επίδοση οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC).

Η διαδικασία βελτιστοποίησης των διανυσμάτων παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και του συστήματος ESC, έχει περιγραφεί στα κεφάλαια 7.3.2.3 και 7.3.2.4, αντίστοιχα.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού $\mathbf{P}_{dr,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.2.3.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του συστήματος ESC $\mathbf{P}_{ESC,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.2.4.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = \left[K_{ESC,\psi} = 54,78 \quad K_{ESC,\beta} = -3,56 \quad S_{ESC,y} = 0,30 \quad D_{\psi} = 0,25 \quad D_{\beta} = 5,90 \right]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.33), απαιτήθηκαν 104 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

\mathbf{P}_{ESC}	$-0,1 \cdot I_{U,end}$	$-mean(I_{marg})$	$-10 \cdot \min(I_{marg})$	$0,1 \cdot I_{\beta,\dot{\psi},des}$	$-10 \cdot I_{U,in}$	$-10 \cdot I_{U,in,max}$	$L(\mathbf{P})$
1	-1,22	-1,16	-0,16	0,72	-207,5	-207,5	-416,81
2	-1,19	-1,08	-0,55	0,88	-207,5	-207,5	-416,94
3	-1,19	-1,11	-0,21	0,81	-207,5	-210,0	-419,20
4	-1,17	-1,07	-0,52	0,87	-207,5	-210,0	-419,39
5	-1,16	-1,10	-0,40	0,81	-207,5	-210,0	-419,35
6	-1,14	-1,09	-0,52	0,79	-207,5	-210,0	-419,47
7	-1,12	-1,02	-0,37	0,99	-210,0	-210,0	-421,52
8	-1,18	-1,06	-0,37	0,94	-210,0	-210,0	-421,67
9	-1,19	-1,05	-0,37	0,92	-210,0	-210,0	-421,70

Πιν. 7.63 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC και μοντέλου οδηγού

Στον Πιν. 7.63, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει αύξηση της αρχικής ταχύτητας για την οποία το όχημα ολοκληρώνει τη δοκιμή σε $U_{in} = 21m/s$.

Στον Πιν. 7.64 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων του συστήματος ESC και στον Πιν. 7.65 τα διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{ESC}	$K_{ESC,\dot{\psi}}$	$K_{ESC,\beta}$	$S_{ESC,y}$	$D_{\dot{\psi}}$	D_{β}
1	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90
2	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90
3	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90
4	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90
5	54,78	-3,56	0,30	0,25	5,90
6	56,68	-1,17	0,30	0,15	4,37
7	56,68	-1,17	0,30	0,15	4,37
8	56,68	-1,17	0,30	0,15	4,37
9	61,51	-9,15	0,30	0,15	4,37

Πιν. 7.64 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC

\mathbf{P}_{dr}	$K_{\psi,P}$	$K_{\psi,D}$	$K_{d,P}$	$K_{d,D}$	$[W_{\psi}]_{1 \times N_2}$	$[W_d]_{1 \times N_2}$	T_p (s)
1	260,69	0,99	71,59	0,27	[0.52 0.1 0.37 0.01]	[0.01 0.35 0.42 0.22]	0,87
2	309,56	1,11	79,99	0,53	[0.44 0.2 0.3 0.06]	[0.15 0.36 0.24 0.25]	0,81
3	280,23	1,39	96,95	0,74	[0.44 0.2 0.3 0.06]	[0.15 0.36 0.24 0.25]	0,81
4	302,09	1,19	87,59	0,53	[0.44 0.2 0.3 0.06]	[0.15 0.36 0.24 0.25]	0,81
5	296,81	1,19	90,59	0,53	[0.44 0.2 0.3 0.06]	[0.15 0.36 0.24 0.25]	0,81
6	296,81	1,19	90,59	0,53	[0.44 0.2 0.3 0.06]	[0.15 0.36 0.24 0.25]	0,81
7	296,81	1,19	90,59	0,53	[0.44 0.2 0.3 0.06]	[0.15 0.36 0.24 0.25]	0,81
8	295,7	1,15	86,72	0,52	[0.44 0.2 0.3 0.06]	[0.15 0.36 0.24 0.25]	0,81
9	295,7	1,15	86,72	0,52	[0.44 0.2 0.3 0.06]	[0.15 0.36 0.24 0.25]	0,81

Πιν. 7.65 - Διάνυσμα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού

Στον Πιν. 7.66 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου και του οχήματος με σύστημα ESC, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,9}$ και μοντέλο οδηγού με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,9}$.

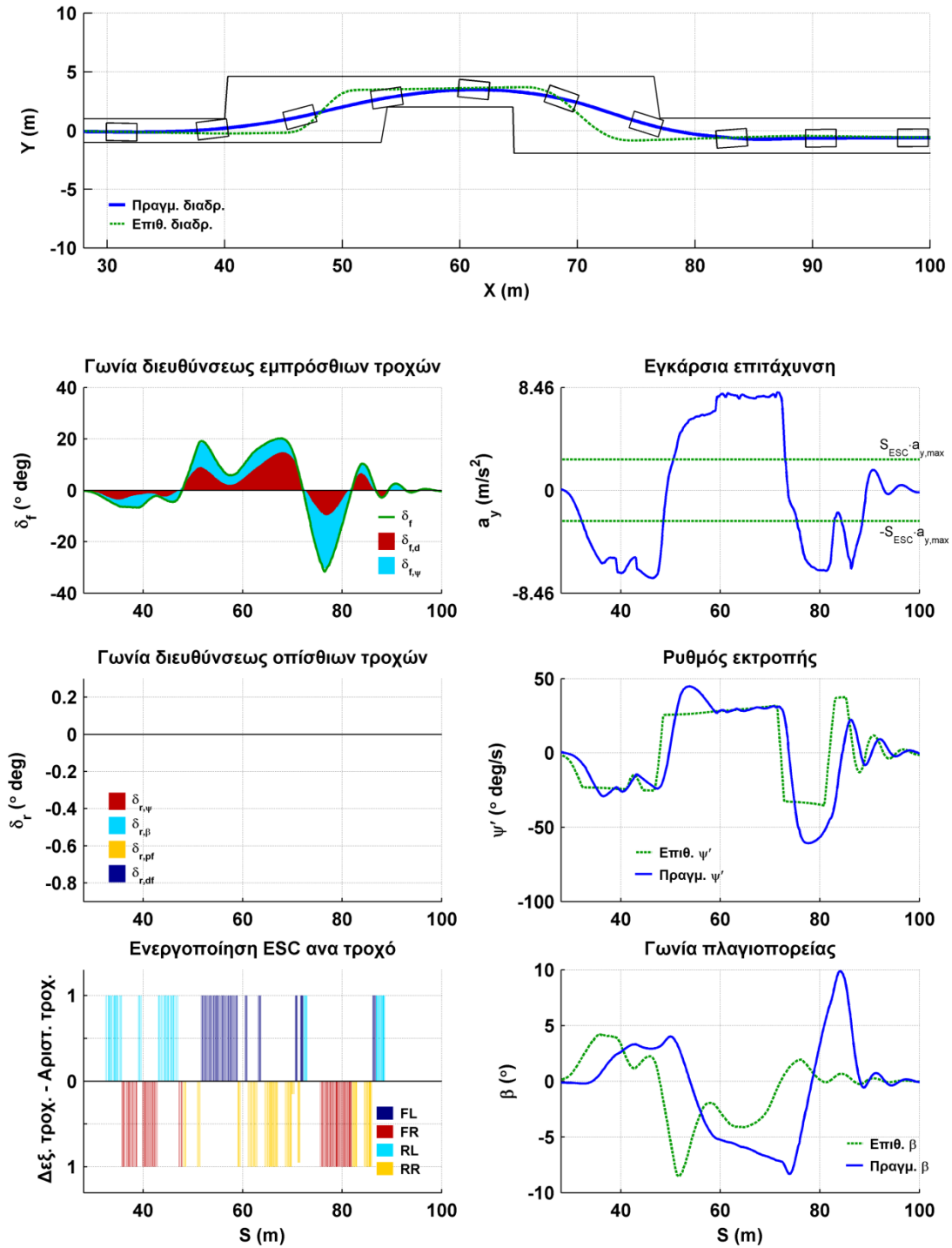
Παρατηρούμε ότι το όχημα με σύστημα ESC για την ίδια αρχική ταχύτητα $U_{in} = 19 m/s$, εμφανίζει μειωμένη ταχύτητα εισόδου στην δοκιμή $U_{S=40}$, σε σχέση με το όχημα χωρίς ESC και σημαντικά μειωμένη ταχύτητα εξόδου $U_{S=89}$ ενώ η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{max} , έχει μειωθεί.

\mathbf{P}_{ESC}	U_{in}	$U_{S=40}$	$U_{S=89}$	$a_{y,max}$	β_{max}	$mean(marg)$	$\min(marg)$
\mathbf{P}_{dr}	(m/s)	(m/s)	(m/s)	(m/s ²)	(°)	(m)	(m)
1	19,00	18,29	15,13	8,00	8,41	1,09	0,02
9	19,00	17,87	10,98	7,84	4,95	1,20	0,20
9	21,00	19,72	12,34	8,07	9,87	1,05	0,04

Πιν. 7.66 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος ESC και μοντέλου οδηγού με όχημα χωρίς σύστημα ESC

Στο Σχ. 7.44, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο σύστημα ESC και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 21 m/s$ στη δοκιμή αποφυγής εμποδίου.

Η συμπεριφορά του οχήματος δεν έχει αλλάξει αισθητά από την αντίστοιχη δοκιμή του οχήματος με σύστημα ESC αλλά χωρίς βελτιστοποίηση του οδηγού.



Σχ. 7.44 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος με σύστημα ESC και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 21m/s$

7.3.2.8. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) με ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και τις παραμέτρους του μοντέλου οδηγού, ώστε να επιτύχουμε την βέλτιστη δυναμική επίδοση οχήματος εξοπλισμένου με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS).

Η διαδικασία βελτιστοποίησης των διανυσμάτων παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και του συστήματος 4WS, έχει περιγραφεί στα κεφάλαια 7.3.2.3 και 7.3.2.5, αντίστοιχα.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού $\mathbf{P}_{dr,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.2.3.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του συστήματος 4WS $\mathbf{P}_{4WS,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.2.5.

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = \left[K_{\delta r, \dot{\psi}} = -0,32 \quad K_{\delta r, \beta} = -0,86 \quad K_{\delta r, pf} = 0,04 \quad K_{dr, df} = 0,02 \right]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.33), απαιτήθηκαν 114 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.67, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει αύξηση της αρχικής ταχύτητας για την οποία το όχημα ολοκληρώνει τη δοκιμή σε $U_{in} = 20,75 m/s$.

\mathbf{P}_{dr}^{4WS}	$-0,1 \cdot I_{U, end}$	$-mean(I_{marg})$	$-10 \cdot \min(I_{marg})$	$0,1 \cdot I_{\beta, \dot{\psi}, des}$	$-10 \cdot I_{U, in}$	$-10 \cdot I_{U, in, max}$	$L(\mathbf{P})$
1	-1,54	-1,09	-0,75	0,55	-205,0	-205,0	-412,82
2	-1,49	-1,01	-0,53	0,60	-205,0	-207,5	-414,92
3	-1,53	-1,07	-0,65	0,56	-205,0	-207,5	-415,19
4	-1,55	-1,07	-0,13	0,58	-207,5	-207,5	-417,17
5	-1,56	-1,07	-0,30	0,57	-207,5	-207,5	-417,36

Πιν. 7.67 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και μοντέλου οδηγού

Στον Πιν. 7.68 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων του συστήματος 4WS και στον Πιν. 7.69 τα διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r, \psi}$	$K_{\delta r, \beta}$	$K_{\delta r, pf}$	$K_{dr, df}$
1	-0,32	-0,86	0,04	-0,02
2	-0,32	-0,86	0,04	-0,02
3	-0,32	-0,86	0,04	-0,02
4	-0,32	-0,86	0,04	-0,02
5	-0,31	-0,85	0,01	-0,02

Πιν. 7.68 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)

\mathbf{P}_{dr}	$K_{\psi, P}$	$K_{\psi, D}$	$K_{d, P}$	$K_{d, D}$	$[W_{\psi}]_{1 \times N_2}$	$[W_d]_{1 \times N_2}$	$T_p (s)$
1	260,69	0,99	71,59	0,27	[0.52 0.1 0.37 0.01]	[0.01 0.35 0.42 0.22]	0,87
2	293,48	0,99	77,96	0,27	[0.52 0.1 0.37 0.01]	[0.01 0.35 0.42 0.22]	0,87
3	263,66	0,99	75,81	0,27	[0.52 0.1 0.37 0.01]	[0.01 0.35 0.42 0.22]	0,87
4	263,66	0,99	75,81	0,27	[0.52 0.1 0.37 0.01]	[0.01 0.35 0.42 0.22]	0,87
5	263,66	0,99	75,81	0,27	[0.52 0.1 0.37 0.01]	[0.01 0.35 0.42 0.22]	0,87

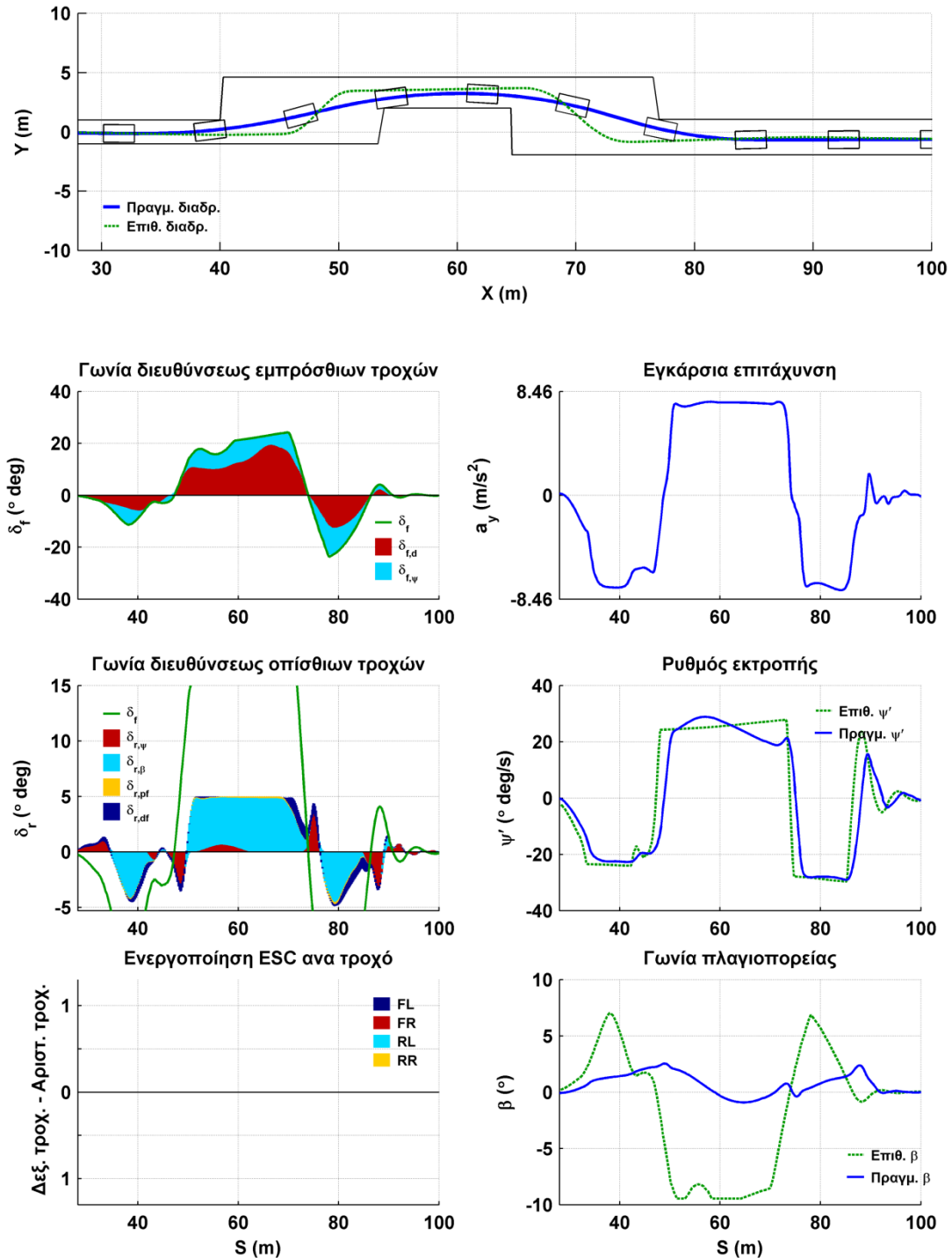
Πιν. 7.69 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού

Στον Πιν. 7.70 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου και του οχήματος με σύστημα 4WS, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,5}$ και μοντέλο οδηγού με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,5}$.

\mathbf{P}_{4WS}	U_{in}	$U_{S=40}$	$U_{S=89}$	$a_{y, \max}$	β_{\max}	$mean(marg)$	$\min(marg)$
\mathbf{P}_{dr}	(m/s)	(m/s)	(m/s)	(m/s ²)	(°)	(m)	(m)
1	19,00	18,29	15,13	8,00	8,41	1,09	0,02
5	19,00	18,27	14,83	7,81	2,88	1,16	0,09
5	20,75	19,98	15,89	7,73	2,61	1,06	0,02

Πιν. 7.70 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος 4WS και μοντέλου οδηγού με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Παρατηρούμε ότι το όχημα με σύστημα 4WS για την ίδια αρχική ταχύτητα $U_{in} = 19 \text{ m/s}$, εμφανίζει μικρή μείωση της ταχύτητας εξόδου από τη δοκιμή $U_{S=89}$, ενώ η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{\max} , έχει μειωθεί σημαντικά.



Σχ. 7.45 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος με σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 20,75 m/s$

Στο Σχ. 7.42, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 20,75 m/s$ στη δοκιμή αποφυγής εμποδίου.

Πέρα από την μικρή αύξηση της αρχικής ταχύτητας για την οποία πραγματοποιείται η δοκιμή, δεν εμφανίζεται αισθητή διαφοροποίηση από την περίπτωση του οχήματος με σύστημα 4WS αλλά χωρίς βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού.

7.3.2.9. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) με ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC), του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και του μοντέλου οδηγού, ώστε να επιτύχουμε την βέλτιστη δυναμική επίδοση οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS).

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική διαδοχικά για το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS), χρησιμοποιώντας τις ομάδες παραμέτρων, που ορίστηκαν στα κεφάλαια 7.3.2.4 και 7.3.2.5, με τους ίδιους αριθμούς απογόνων.

Ως αρχικά διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$ και $\mathbf{P}_{4WS,1}$, χρησιμοποιούμε τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων των προηγούμενων κεφαλαίων.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = [K_{ESC,\psi} = 53,74 \quad K_{ESC,\beta} = -0,86 \quad S_{ESC,y} = 0,30 \quad D_{\psi} = 0,71 \quad D_{\beta} = 6,93]$$

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = [K_{\delta r,\psi} = -0,75 \quad K_{\delta r,\beta} = -1,72 \quad K_{\delta r,pf} = 3,23 \quad K_{dr,df} = -0,44]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.33), απαιτήθηκαν 130 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.71, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

\mathbf{P}	$-0,1 \cdot I_{U,end}$	$-mean(I_{marg})$	$-10 \cdot \min(I_{marg})$	$0,1 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$-10 \cdot I_{U,in}$	$-10 \cdot I_{U,in,max}$	$L(\mathbf{P})$
1	-1,36	-1,09	-0,20	0,57	-215	-215	-432,09
2	-1,38	-1,13	-0,21	0,57	-215	-215	-432,15
3	-1,40	-1,12	-0,18	0,53	-215	-215	-432,16
4	-1,40	-1,13	-0,19	0,54	-215	-215	-432,18

Πιν. 7.71 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS και μοντέλου οδηγού

Η διαδικασία βελτιστοποίησης δεν επιτυγχάνει αύξηση της αρχικής ταχύτητας U_{in} για την οποία το όχημα ολοκληρώνει τη δοκιμή, αλλά μόνο μικρή μείωση της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{ESC} \mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r,\psi}$	$K_{\delta r,\beta}$	$K_{\delta r,pf}$	$K_{dr,df}$	$K_{ESC,\psi}$	$K_{ESC,\beta}$	$S_{ESC,y}$	D_{ψ}	D_{β}
1	-0,75	-1,72	3,23	-0,44	53,74	-7,38	0,30	0,71	6,93
2	-0,75	-1,72	3,23	-0,44	53,74	-7,38	0,30	0,71	6,93
3	-0,75	-1,72	3,23	-0,44	53,74	-7,38	0,30	0,71	6,93
4	-0,74	-1,77	3,20	-0,44	53,74	-7,38	0,30	0,71	6,93

Πιν. 7.72 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS

\mathbf{P}_{dr}	$K_{\psi,P}$	$K_{\psi,D}$	$K_{d,P}$	$K_{d,D}$	$[W_{\psi}]_{1 \times N_2}$	$[W_d]_{1 \times N_2}$	$T_p (s)$
1	260,69	0,99	71,59	0,27	[0.52 0.1 0.37 0.01]	[0.01 0.35 0.42 0.22]	0,87
2	258,91	0,99	70,18	0,27	[0.52 0.1 0.37 0.01]	[0.01 0.35 0.42 0.22]	0,87
3	258,91	0,99	70,18	0,27	[0.52 0.1 0.38 0]	[0.01 0.34 0.41 0.24]	0,87
4	258,91	0,99	70,18	0,27	[0.52 0.1 0.38 0]	[0.01 0.34 0.41 0.24]	0,87

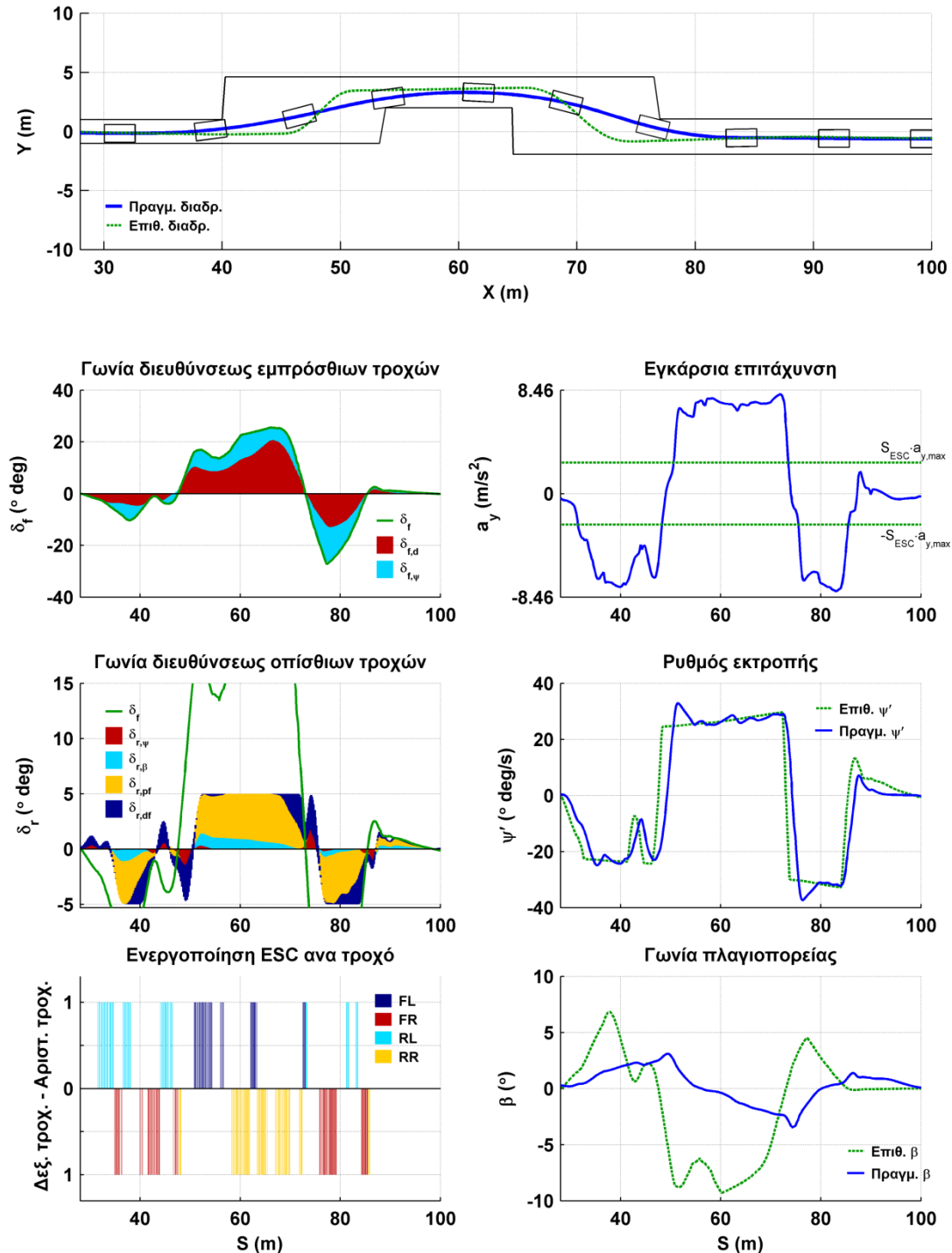
Πιν. 7.73 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού

Στον Πιν. 7.72 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων των συστημάτων ESC και 4WS και στον Πιν. 7.73 τα διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}	U_{in} (m/s)	$U_{S=40}$ (m/s)	$U_{S=89}$ (m/s)	$a_{y,max}$ (m/s ²)	β_{max} (°)	$mean(marg)$ (m)	$\min(marg)$ (m)
1	19,00	18,29	15,13	8,00	8,41	1,09	0,02
4	19,00	17,97	13,07	7,95	3,27	1,19	0,07
4	21,50	20,33	14,23	8,12	3,44	1,11	0,02

Πιν. 7.74 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστημάτων ESC - 4WS και μοντέλου οδηγού με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Στον Πιν. 7.74 εμφανίζεται μια αναλυτική σύγκριση της συμπεριφοράς του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου $P_{4WS,1}$ και οχήματος με σύστημα 4WS, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $P_{4WS,8}$.



Σχ. 7.46 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος συστήματα ESC και 4WS για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 21,50m/s$

Στο Σχ. 7.46, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο σύστημα 4WS για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 21,50 m/s$ στη δοκιμή αποφυγής εμποδίου.

Η δοκιμή δεν εμφανίζει αισθητή διαφοροποίηση από την αντίστοιχη περίπτωση του οχήματος με συστήματα ESC και 4WS αλλά χωρίς βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού.

7.3.2.10. Συμπεράσματα δοκιμής αποφυγής εμποδίου

Η δοκιμή αποφυγής εμποδίου αποτελεί μια ιδιαίτερα απαιτητική δοκιμή για τη δυναμική συμπεριφορά ενός οχήματος. Τα συστήματα ελέγχου ESC και 4WS βελτίωσαν τις δυναμικές επιδόσεις του οχήματος, δείχνοντας ικανοποιητική συμπεριφορά.

Στον Πιν. 7.75 εμφανίζονται οι βέλτιστες τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν, για κάθε μία από τις περιπτώσεις βελτιστοποίησης που πραγματοποιήσαμε.

Ο συνδυασμός των δύο συστημάτων (ESC και 4WS) επιτυγχάνει τη μεγαλύτερη μείωση της αντικειμενικής συνάρτησης, ακολουθούμενος από το σύστημα ESC και στη συνέχεια το σύστημα 4WS. Η ίδια σειρά κατάταξης, παρατηρείται και μετά την βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού αλλά η μείωση της αντικειμενικής συνάρτησης είναι μικρή. Η σειρά κατάταξης οφείλεται κατά κύριο λόγο στην αύξηση του δείκτη της αρχικής ταχύτητας $I_{U,in}$, ο οποίος αποτελεί τη μεγαλύτερη συνιστώσα της αντικειμενικής συνάρτησης.

Στον Πιν. 7.76 εμφανίζονται αναλυτικά οι τιμές κάποιων χαρακτηριστικών μεταβλητών για την δοκιμή αποφυγής εμποδίου. Οι μεταβλητές εμφανίζονται για κάθε περίπτωση, για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 19 m/s$, η οποία είναι και η μέγιστη τιμή για την οποία το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου ολοκληρώνει τη δοκιμή, ώστε να μπορεί γίνει άμεση σύγκριση της διαφοροποίησης στη συμπεριφορά του οχήματος και για τη μέγιστη τιμή της αρχικής ταχύτητας U_{in} , για την οποία επιτυγχάνει κάθε συνδυασμός συστημάτων ελέγχου και οδηγού να ολοκληρώσει τη δοκιμή.

Όχημα	$-0,1 \cdot I_{U,end}$	$-mean(I_{marg})$	$-10 \cdot \min(I_{marg})$	$0,1 \cdot I_{\beta,\dot{\psi},des}$	$-10 \cdot I_{U,in}$	$-10 \cdot I_{U,in,max}$	$L(\mathbf{P})$
Χωρίς συστήματα ελέγχου (7.3.2.3)	-1,47	-1,09	-0,23	1,15	-190,0	-190,0	-381,64
ESC χωρίς βελτ. οδηγού (7.3.2.4)	-1,22	-1,16	-0,16	0,72	-207,5	-207,5	-416,81
4WS χωρίς βελτ. οδηγού (7.3.2.5)	-1,54	-1,09	-0,75	0,55	-205,0	-205,0	-412,82
ESC-4WS χωρίς βελτ. οδηγού (7.3.2.6)	-1,37	-1,10	-0,20	0,53	-215,0	-215,0	-432,14
ESC με βελτ. οδηγού (7.3.2.7)	-1,19	-1,05	-0,37	0,92	-210,0	-210,0	-421,70
4WS με βελτ. οδηγού (7.3.2.8)	-1,56	-1,07	-0,30	0,57	-207,5	-207,5	-417,36
ESC-4WS με βελτ. οδηγού (7.3.2.9)	-1,40	-1,13	-0,19	0,54	-215,0	-215,0	-432,18

Πιν. 7.75 - Βέλτιστη αντικειμενική συνάρτηση οχημάτων σε δοκιμή αποφυγής εμποδίου

Γενικά μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι το σύστημα ESC ενώ αυξάνει το όριο της αρχικής ταχύτητας U_{in} για την όποια το όχημα ολοκληρώνει τη δοκιμή, λόγω της επιβολής διαφορικής πέδησης στους τροχούς, πριν ακόμη το όχημα εισέλθει στη δοκιμή, μειώνει σημαντικά την ταχύτητα εισόδου στη δοκιμή $U_{S=40}$ και την ταχύτητα εξόδου από τη δοκιμή $U_{S=89}$. Έτσι τα οχήματα με ESC ενώ εκκινούν με αυξημένη αρχική ταχύτητα, εισέρχονται στη δοκιμή με μειωμένη ταχύτητα.

Αντίθετα το σύστημα 4WS εμφανίζει μικρότερη μείωση της ταχύτητας εισόδου στη δοκιμή $U_{S=40}$ και της ταχύτητας εξόδου από τη δοκιμή $U_{S=89}$. Το όχημα με σύστημα 4WS εμφανίζει τη μεγαλύτερη ταχύτητα εξόδου από τη δοκιμή $U_{S=89}$ και τη μικρότερη μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{max} .

Ο συνδυασμός των δύο συστημάτων επιτυγχάνει τη μεγαλύτερη αρχική ταχύτητα U_{in} για την όποια το όχημα ολοκληρώνει τη δοκιμή και τη μεγαλύτερη ταχύτητα εισόδου στη δοκιμή $U_{S=40}$.

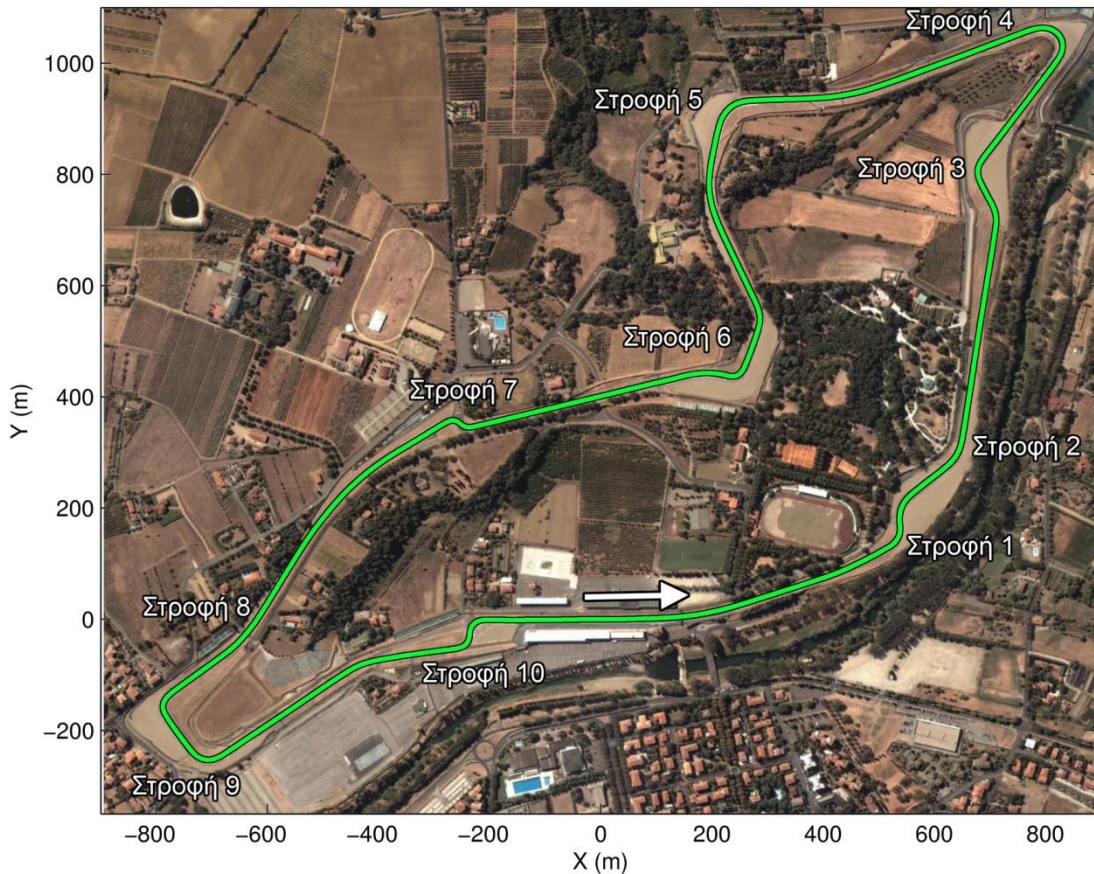
Όχημα	U_{in} (m/s)	$U_{S=40}$ (m/s)	$U_{S=89}$ (m/s)	$a_{y,max}$ (m/s ²)	β_{max} (°)	$mean(marg)$ (m)	$min(marg)$ (m)
Χωρίς συστήματα ελέγχου (7.3.2.3)	19,00	18,29	15,15	8,00	8,52	1,09	0,02
ESC χωρίς βελτ. οδηγού (7.3.2.4)	19,00	17,82	11,41	7,92	4,56	1,19	0,17
	20,75	19,48	12,58	8,03	6,98	1,16	0,02
4WS χωρίς βελτ. οδηγού (7.3.2.5)	19,00	18,27	14,74	7,85	2,57	1,15	0,12
	20,50	19,74	15,69	7,72	2,56	1,08	0,07
ESC-4WS χωρίς βελτ. οδηγού (7.3.2.6)	19,00	18,04	13,23	7,93	3,22	1,20	0,09
	21,50	20,34	14,00	8,11	3,68	1,09	0,02
ESC με βελτ. οδηγού (7.3.2.7)	19,00	17,87	10,98	7,84	4,95	1,20	0,20
	21,00	19,72	12,34	8,07	9,87	1,05	0,04
4WS με βελτ. οδηγού (7.3.2.8)	19,00	18,27	14,83	7,81	2,88	1,16	0,09
	20,75	19,98	15,89	7,73	2,61	1,06	0,02
ESC-4WS με βελτ. οδηγού (7.3.2.9)	19,00	17,97	13,07	7,95	3,27	1,19	0,07
	21,50	20,33	14,23	8,12	3,44	1,11	0,02

Πιν. 7.76 - Συμπεριφορά οχημάτων σε δοκιμή αποφυγής εμποδίου

7.3.3. Πραγματική διαδρομή (αυτοκινητοδρόμιο)

7.3.3.1. Περιγραφή δοκιμής

Στα προηγούμενα κεφάλαια, πραγματοποιήσαμε δοκιμές κλειστού βρόγχου σε στροφές σταθερής ακτίνας καμπυλότητας και στη τυποποιημένη διαδρομή αποφυγής εμποδίου. Οι δοκιμές αυτές αν και προσφέρουν σημαντικές πληροφορίες για τη συμπεριφορά του συστήματος οχήματος - οδηγού στις συγκεκριμένες συνθήκες, δεν αντιπροσωπεύουν σε ικανοποιητικό βαθμό την ποικιλομορφία των στροφών, που συναντώνται σε πραγματικές συνθήκες. Για το σκοπό αυτό, θα πραγματοποιήσουμε δοκιμή και βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού και των συστημάτων ελέγχου σε μια πραγματική διαδρομή.

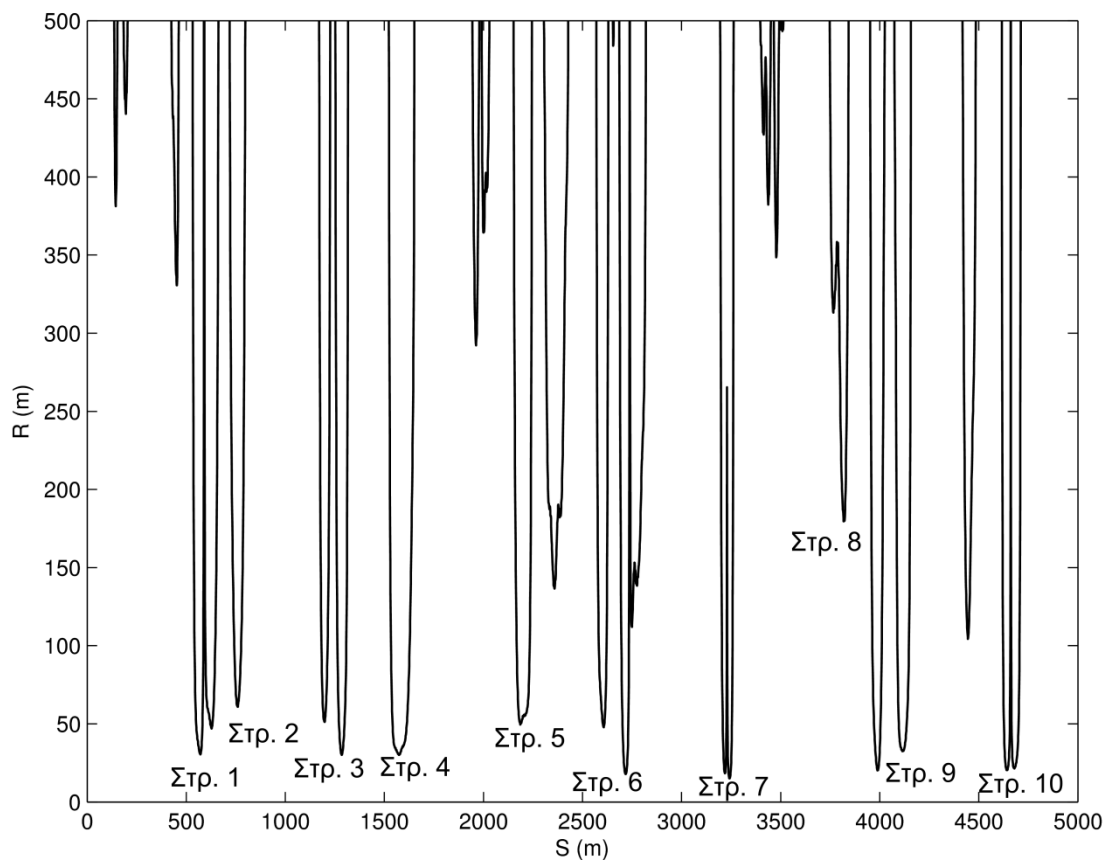


Σχ. 7.47 - Αυτοκινητοδρόμιο "Enzo e Dino Ferrari" - Imola

Για τη προσομοίωση μιας ολοκληρωμένης πραγματικής διαδρομής, προτιμήσαμε την χρησιμοποίηση της χάραξης ενός αυτοκινητοδρομίου, καθώς τα αυτοκινητοδρόμια, σχεδιάζονται ειδικά, ώστε να συνδυάσουν σε όσο το δυνατόν μικρότερο συνολικό μήκος διαδρομής, ευθείες όπου αναπτύσσονται μεγάλες ταχύτητες, ακολουθούμενες από απαιτητικές στροφές

διαφόρων μορφών, όπου δοκιμάζονται τα όρια οχημάτων και οδηγών. Η χάραξη τους δεν ακολουθεί τους κανόνες ασφαλείας, που λαμβάνονται υπόψη κατά την χάραξη του δημόσιου οδικού δικτύου, γεγονός που αντισταθμίζεται συνήθως από το αυξημένο πλάτος της διαδρομής.

Συγκεκριμένα, στη δοκιμή αυτή, επιλέξαμε το αυτοκινητοδρόμιο "Enzo e Dino Ferrari", το οποίο βρίσκεται κοντά στη πόλη Imola της Ιταλίας και στο οποίο μέχρι πρόσφατα πραγματοποιούνταν ένας από τους αγώνες του παγκοσμίου πρωταθλήματος F1. Η διαδρομή που θα χρησιμοποιήσουμε στις δοκιμές περιλαμβάνει τις αλλαγές που έγιναν στην χάραξη του αυτοκινητοδρόμιου το 1995 για λόγους ασφαλείας και έχει μήκος 4.910 μέτρα.



Σχ. 7.48 - Διακύμανση ακτίνας καμπυλότητας χάραξης αυτοκινητοδρόμιου Imola

Στο Σχ. 7.47 απεικονίζεται η ψηφιοποιημένη χάραξη του αυτοκινητοδρόμιου σε υπέρθεση πάνω σε δορυφορική φωτογραφία της ευρύτερης περιοχής του αυτοκινητοδρόμιου (πηγή: Google Earth).

Όπως παρατηρούμε η χάραξη συνδυάζει σιγμοειδείς καμπύλες (στροφές 1, 3, 7 και 10), μια παρατεταμένη αργή στροφή με μικρή ακτίνα καμπυλότητας (στροφή 4), μια στροφή με αλλαγή κατεύθυνσης 90 μοιρών (στροφή 5), δύο

διαδοχικές στροφές με συνολική αλλαγή κατεύθυνσης 180 μοιρών (στροφή 9) και στροφές με μεγάλη ακτίνα καμπυλότητα (στροφές 2 και 8). Στο Σχ. 7.48 απεικονίζεται η διακύμανση της ακτίνας καμπυλότητας της διαδρομής και φαίνονται τα σημεία των στροφών. Οι στροφές συνδέονται με ευθείες ικανού μήκους, ώστε το όχημα να αναπτύξει μεγάλες τιμές διαμήκου ταχύτητας. Το πλάτος του δρόμου ορίζεται για όλο το μήκος της διαδρομής, ίσο με 8 μέτρα. Το όχημα εκκινεί την δοκιμή με αρχική διαμήκη ταχύτητα ίση με 100 χλμ/ώρα (27,77 m/s). Η διαμήκης ταχύτητα του οχήματος, κατά μήκος της διαδρομής, ελέγχεται δυναμικά από το μοντέλο οδηγού με βάση όσα έχουν αναφερθεί στο κεφάλαιο 3.3.

Η δοκιμή διακόπτεται αν εκπληρωθεί, οποιαδήποτε από τις συνθήκες, που έχουν ορισθεί στο κεφάλαιο 5.1.3, δηλαδή αν το όχημα υπερβεί τα όρια του δρόμου, αν αναπτύξει πολύ μεγάλη γωνία πλαγιοπορείας ή αν αποκτήσει μηδενική ή αρνητική διαμήκη ταχύτητα.

7.3.3.2. Βελτιστοποίηση παραμέτρων οδηγού - συστημάτων ελέγχου

Για την αξιολόγηση των επιδόσεων και τη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και των συστημάτων ελέγχου απαιτείται ο ορισμός μιας αντικειμενικής συνάρτησης

Η αντικειμενική συνάρτηση με τους συντελεστές βαρύτητας των δεικτών βελτιστοποίησης, που θα χρησιμοποιηθεί, φαίνεται στην εξίσωση (7.45).

$$L(\mathbf{P}) = I_t + 10 \cdot \text{mean}(I_{dev}) + 2 \cdot \max(I_{dev}) + 0,5 \cdot I_{\beta, \dot{\psi}, des} - 100 \cdot I_{Su} - 100 \cdot I_{Su, \max} \quad (7.45)$$

Οι δείκτες βελτιστοποίησης I_t , I_{dev} και $I_{\beta, \dot{\psi}, des}$, έχουν οριστεί στο κεφάλαιο 5.1.1. Πρέπει να επισημανθεί ότι ο δείκτης απόκλισης I_{dev} αφορά μόνο την απόκλιση προς το εξωτερικό της στροφής. Η απόκλιση προς το εσωτερικό της στροφής, όπως έχει αναφερθεί και στο κεφάλαιο 5.1.1 δεν φανερώνει αδυναμία του οχήματος να ακολουθήσει την επιθυμητή από τον οδηγό τροχιά και χρησιμοποιείται από τον οδηγό ώστε να μειωθεί η καμπυλότητα της τροχιάς που ακολουθεί το όχημα, αρκεί φυσικά το όχημα να παραμένει μέσα στα όρια του δρόμου.

Η αντικειμενική συνάρτηση θα υπολογίζεται για τον βέλτιστο συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U για τον οποίο εμφανίζεται η χαμηλότερη τιμή της. Επίσης, ο συντελεστής S_U , θα αυξάνεται διαδοχικά κατά 0,01, μέχρι να παρατηρηθεί αποτυχία ολοκλήρωσης της δοκιμής.

Ο δείκτης βελτιστοποίησης I_{Su} ισούται με το συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U για τον οποίο υπολογίζεται η αντικειμενική συνάρτηση και ο δείκτης βελτιστοποίησης $I_{Su,max}$ ισούται με το μέγιστο συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας $S_{U,max}$ για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή.

$$I_{Su} = S_U \quad (7.46)$$

$$I_{Su,max} = S_{U,max} \quad (7.47)$$

Μετά από κάθε βήμα βελτιστοποίησης η αρχική τιμή του συντελεστή S_U , θα αυξάνεται όταν στη νέα τιμή του συντελεστή S_U για την οποία υπολογίζεται η νέα χαμηλότερη τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης.

Στον Πιν. 7.77, φαίνεται η ποσόστωση των δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση, για τη δοκιμή του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, με το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων, όπως αυτό ορίζεται στο κεφάλαιο 7.3.3.3.

	I_t	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$2 \cdot \max(I_{dev})$	$0,5 \cdot I_{\beta, \eta, des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su,max}$	$L(\mathbf{P})$
$I(\mathbf{P})$	171,56	0,12	1,89	1,38	-107	-112	-44,04
$\frac{ I(\mathbf{P}) }{\sum I(\mathbf{P}) }$	43,55%	0,03%	0,48%	0,35%	27,16%	28,43%	

Πιν. 7.77 - Ποσόστωση δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση δοκιμών σε πραγματική διαδρομή

Οι δείκτες βελτιστοποίησης I_{Su} και $I_{Su,max}$, επιλέχτηκαν να έχουν αθροιστικά ποσόστωση 55% στην αντικειμενική συνάρτηση, καθώς στη δοκιμή πραγματικής διαδρομής, επιδιώκουμε κυρίως την αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U , για τον οποίο το όχημα

ολοκληρώνει τη διαδρομή με επιτυχία. Επίσης σε αυτή τη δοκιμή ο δείκτης I_t , που αντιπροσωπεύει το χρόνο ολοκλήρωσης της δοκιμής, έχει αυξημένη ποσόστωση ίση με 43%, ώστε να επιτευχθεί η μείωση ή έστω να αποτραπεί η σημαντική αύξηση του χρόνου ολοκλήρωσης της δοκιμής.

Οι υπόλοιποι δείκτες, που αφορούν την απόκλιση της πραγματικής από την επιθυμητή συμπεριφορά του οχήματος, παρά τα μικρότερα ποσοστά συμμετοχής στην αντικειμενική συνάρτηση, όπως φαίνεται και παρακάτω από την αναλυτική παράθεση των βημάτων της βελτιστοποίησης, επηρεάζουν την τελική επιλογή του διανύσματος παραμέτρων αφού πρώτα επιτευχθούν οι βέλτιστες τιμές για τους δείκτες με τη μεγαλύτερη ποσόστωση.

7.3.3.3. Βελτιστοποίηση παραμέτρων μοντέλου οδηγού και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου, θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για τα παρακάτω διανύσματα παραμέτρων:

$$\mathbf{P}_{dr,all} = \begin{bmatrix} K_{\psi,P} & K_{\psi,D} & K_{d,P} & K_{d,D} & [W_{\psi}]_{1 \times N_2} & [W_d]_{1 \times N_2} & T_p \end{bmatrix} \quad (7.48)$$

$$\mathbf{P}_{dr,K} = \begin{bmatrix} K_{\psi,P} & K_{\psi,D} & K_{d,P} & K_{d,D} \end{bmatrix} \quad (7.49)$$

$$\mathbf{P}_{dr,W} = \begin{bmatrix} [W_{\psi}]_{1 \times N_2} & [W_d]_{1 \times N_2} \end{bmatrix} \quad (7.50)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου (1+N)-ES, για το διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,all}$ ορίζεται σε 84, για το διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,K}$ ορίζεται σε 42 και για το διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{dr,W}$ ορίζεται σε 28.

Επιπλέον για το χρόνο προεπισκόπησης T_p , θα υπολογίζεται η αντικειμενική συνάρτηση για τιμές $T_{p,o} - 0,25$ έως $T_{p,o} + 0,25$ με βήμα 0,01 και θα επιλέγεται η βέλτιστη τιμή. Επιλέγουμε τις παρακάτω αρχικές τιμές για το διάνυσμα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού.

$$K_{\psi,P} = 150 \quad K_{\psi,D} = 0 \quad K_{d,P} = 50 \quad K_{d,D} = 1$$

$$[W_{\psi}]_{1 \times N_2} = [0,25 \quad 0,25 \quad 0,25 \quad 0,25] \quad [W_d]_{1 \times N_2} = [0,25 \quad 0,25 \quad 0,25 \quad 0,25]$$

$$T_p = 1,25 \text{ s}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.45), απαιτήθηκαν 89 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.78, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

\mathbf{P}_{dr}	I_t	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$2 \cdot \max(I_{dev})$	$0,5 \cdot I_{\beta, \psi, des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su, max}$	$L(\mathbf{P})$
1	171,56	0,12	1,89	1,38	-107	-112	-44,04
2	170,35	0,20	3,26	1,65	-111	-115	-50,54
3	169,69	0,63	3,66	1,46	-111	-114	-49,56
4	169,79	0,24	3,35	1,57	-112	-115	-52,06
5	169,74	0,47	4,48	1,68	-114	-116	-53,63
6	169,48	0,52	4,45	1,63	-114	-116	-53,92
7	169,18	0,51	4,38	1,65	-114	-116	-54,28
8	169,13	0,53	4,32	1,65	-114	-116	-54,37
9	169,04	0,47	4,26	1,65	-114	-116	-54,57
10	168,96	0,45	4,23	1,67	-114	-116	-54,69

Πιν. 7.78 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

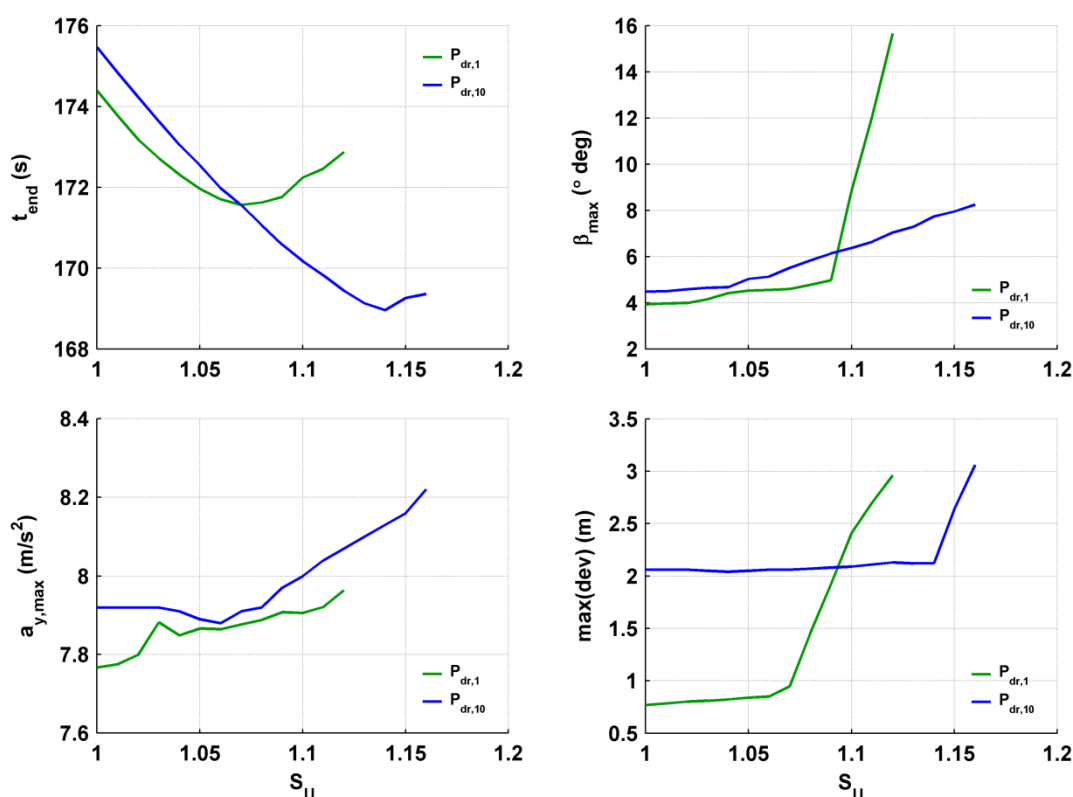
Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή, από 1,12 σε 1,16, δηλαδή το όχημα επιτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή για επιθυμητή διαμήκη ταχύτητα μέχρι και 116% της μέγιστης διαμήκου ταχύτητας, όπως αυτή προκύπτει από τη κινηματική σχέση ελέγχου της διαμήκου ταχύτητας του μοντέλου οδηγού, που έχει περιγραφεί στο κεφάλαιο 3.3. Επίσης επιτυγχάνεται μείωση του χρόνου ολοκλήρωσης της διαδρομής. Η μέση και η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά αυξάνονται σε σχέση με το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων αλλά αυτό είναι αναμενόμενο, καθώς αυξάνεται ο συντελεστής S_U . Όμως όπως παρατηρούμε όταν ο συντελεστής S_U παραμένει σταθερός (μετά το 5^ο βήμα), τότε επιτυγχάνεται μείωση και της μέσης και μέγιστης απόκλισης.

Στον Πιν. 7.79 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

P_{dr}	$K_{\psi,P}$	$K_{\psi,D}$	$K_{d,P}$	$K_{d,D}$	$[W_{\psi}]_{1 \times N_2}$	$[W_d]_{1 \times N_2}$	T_p (s)
1	150,00	0,00	50,00	0,00	[0,25 0,25 0,25 0,25]	[0,25 0,25 0,25 0,25]	1,25
2	205,67	0,09	54,38	0,21	[0,24 0,23 0,26 0,27]	[0,1 0,21 0,43 0,26]	1,32
3	318,86	0,13	14,40	0,22	[0,24 0,32 0,16 0,28]	[0,28 0,45 0,21 0,06]	1,12
4	284,69	0,86	20,61	0,63	[0,24 0,2 0,47 0,09]	[0,15 0,38 0,24 0,23]	1,32
5	363,20	0,92	13,09	0,69	[0,24 0,2 0,42 0,14]	[0,07 0,38 0,39 0,16]	1,18
6	342,58	0,93	10,70	0,72	[0,24 0,22 0,42 0,12]	[0,36 0,12 0,24 0,28]	1,17
7	342,58	0,93	10,70	0,72	[0,23 0,05 0,71 0,01]	[0,37 0,04 0,5 0,09]	1,17
8	342,58	0,93	10,70	0,72	[0,16 0,19 0,62 0,03]	[0,35 0,16 0,42 0,07]	1,17
9	342,58	0,93	10,70	0,72	[0,12 0,25 0,61 0,02]	[0,39 0,06 0,44 0,11]	1,17
10	342,58	0,93	10,70	0,72	[0,1 0,26 0,64 0]	[0,39 0,06 0,42 0,13]	1,17

Πιν. 7.79 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Στο Σχ. 7.49 εμφανίζεται μια σύγκριση της συμπεριφοράς ορισμένων κρίσιμων μεγεθών της συμπεριφοράς του οχήματος, συναρτήσει του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U , ανάμεσα στο μοντέλο οδηγού με το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $P_{dr,1}$ και στο μοντέλο οδηγού με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $P_{dr,10}$.

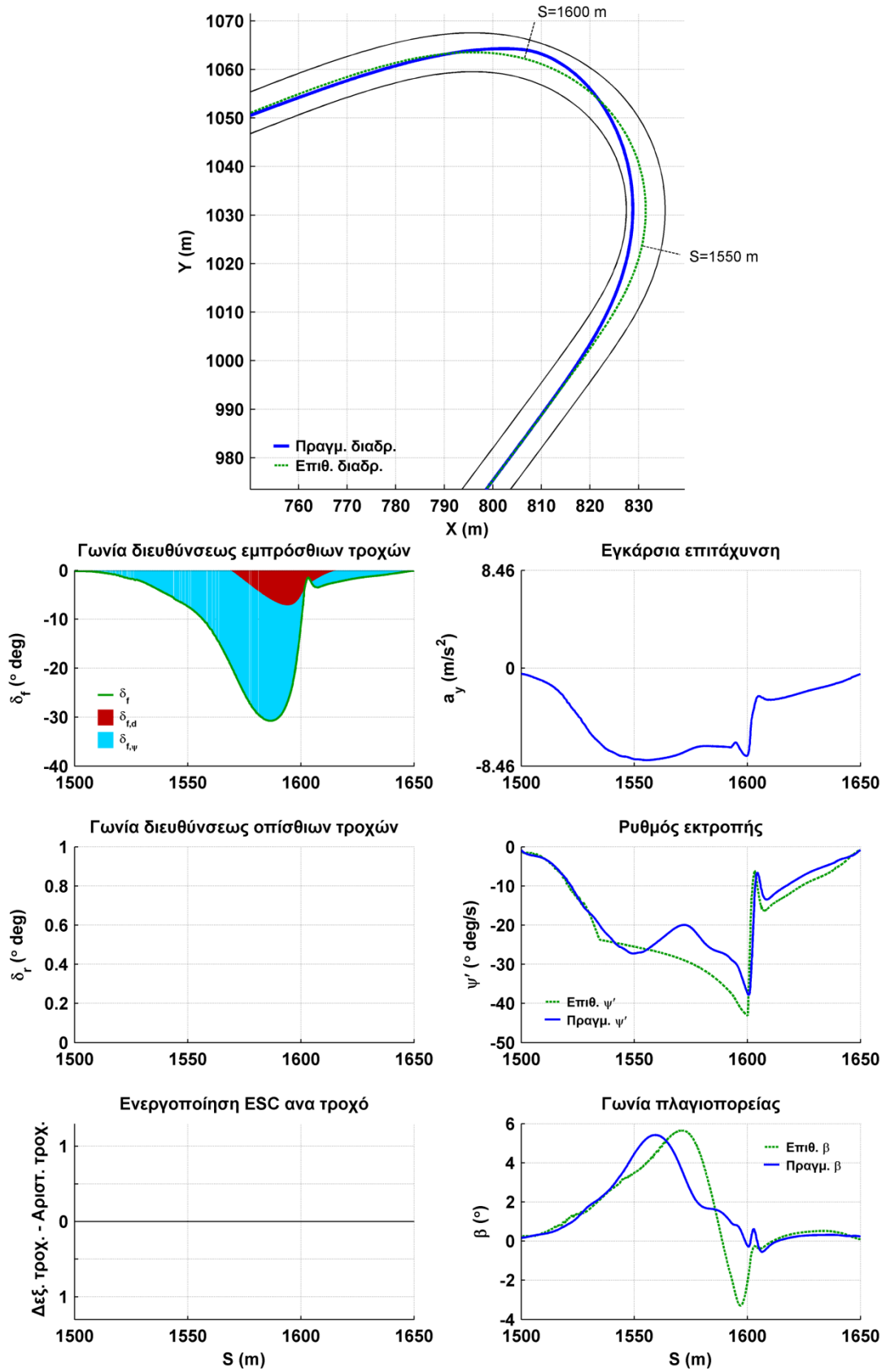


Σχ. 7.49 - Σύγκριση αρχικού και βελτιστοποιημένου διανύσματος παραμέτρων για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Παρατηρούμε ότι ο χρόνος ολοκλήρωσης της διαδρομής t_{end} , παρουσιάζει αρχικά μείωση όσο αυξάνεται ο συντελεστής S_U , μέχρι να φτάσει μια συγκεκριμένη τιμή, πέραν της οποίας εμφανίζει αύξηση, μέχρι και την αποτυχία ολοκλήρωσης της δοκιμής. Η αύξηση του χρόνου ολοκλήρωσης της διαδρομής, φαίνεται να συμπίπτει με την απότομη αύξηση της μέγιστης απόκλισης από την επιθυμητή τροχιά $\max(dev)$, που τελικά οδηγεί και στην αποτυχία ολοκλήρωσης της δοκιμής. Η βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού επιτυγχάνει μέσω της διαφορετικής στρατηγικής οδήγησης, να επιτυγχάνει χαμηλότερο χρόνο ολοκλήρωσης της δοκιμής για μεγαλύτερο συντελεστή S_U . Επίσης επιτυγχάνει μεγαλύτερες τιμές μέγιστης πλευρικής επιτάχυνσης $a_{y,max}$ και αποτρέπει την εμφάνιση μεγάλων τιμών μέγιστης γωνίας πλαγιοπορείας β_{max} , όπως συμβαίνει για το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων.

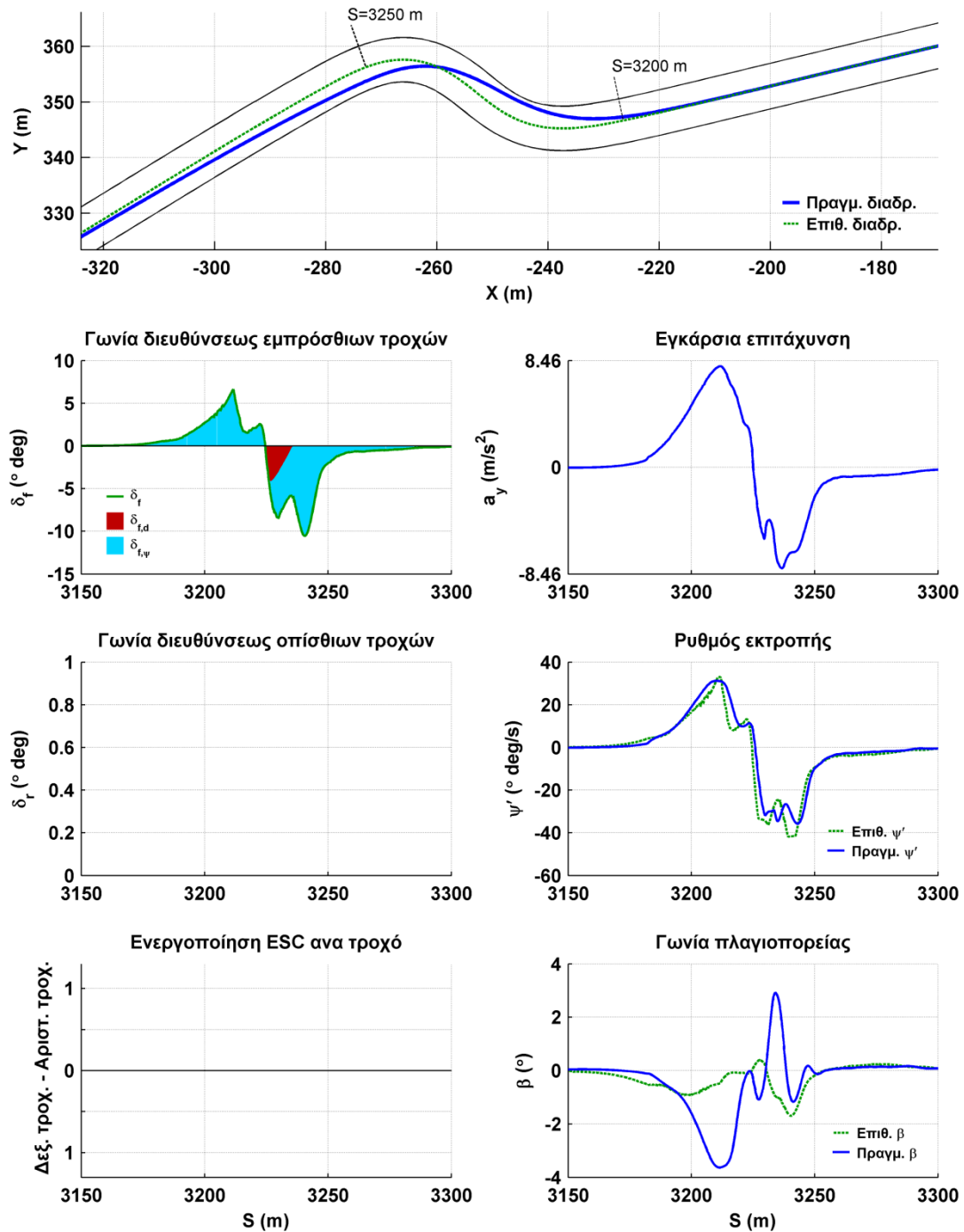
Στο Σχ. 7.50, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,14$, στη στροφή 4. Παρατηρούμε ότι σε αυτή την παρατεταμένη στροφή με μικρή ακτίνα καμπυλότητας, το όχημα, κατά την είσοδο στη στροφή, προσεγγίζει το εσωτερικό της στροφής, ενώ στην έξοδο αποκλίνει προς το εξωτερικό της στροφής. Πρέπει να επισημάνουμε ότι αυτή είναι η στροφή που εμφανίζεται η μεγαλύτερη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά και στην οποία συνήθως το όχημα υπερβαίνει το πλάτος της διαδρομής, καθώς αυξάνουμε το συντελεστή S_U . Ο όρος δ_ψ , που υπολογίζεται με βάση την απόκλιση της γωνίας διεύθυνσης του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά, έχει την συντριπτική συνεισφορά στην τελική τιμή της γωνίας διευθύνσεως των εμπρόσθιων τροχών.

Στο Σχ. 7.51, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου, με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,14$, στη στροφή 7. Σε αυτή την σιγμοειδή καμπύλη, το όχημα προσεγγίζει και τις δύο εσωτερικές κορυφές της στροφής.



Σχ. 7.50 - Δοκιμή οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου στη στροφή 4 με

συντελεστή $S_U = 1,14$



Σχ. 7.51 - Δοκιμή οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,14$

7.3.3.4. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) χωρίς βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) χρησιμοποιώντας για το μοντέλο οδηγού, το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.3.3.

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για 3 ομάδες παραμέτρων, που ορίζονται ως εξής:

$$\mathbf{P}_{ESP,A} = \begin{bmatrix} K_{ESC,\psi} & K_{ESC,\beta} \end{bmatrix} \quad (7.51)$$

$$\mathbf{P}_{ESP,B} = \begin{bmatrix} S_{ESC,y} & D_{\psi} & D_{\beta} \end{bmatrix} \quad (7.52)$$

$$\mathbf{P}_{ESP,C} = \begin{bmatrix} K_{ESC,\psi} & K_{ESC,\beta} & S_{ESC,y} & D_{\psi} & D_{\beta} \end{bmatrix} \quad (7.53)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου $(1+N)-ES$, για τις ομάδες A και B, ορίζεται σε 24, ενώ για την ομάδα C, σε 12.

Το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$, επιλέγεται έτσι ώστε το σύστημα ESC να μην επεμβαίνει, προκειμένου να μπορεί να γίνει σύγκριση με το όχημα χωρίς σύστημα ESC.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = \begin{bmatrix} K_{ESC,\psi} = 0 & K_{ESC,\beta} = 0 & S_{ESC,y} = 0,75 & D_{\psi} = 1 & D_{\beta} = 1 \end{bmatrix}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.45), απαιτήθηκαν 41 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.80, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν. Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή, από 1,16 σε 1,25, δηλαδή το όχημα επιτυγχάνει να ολοκληρώσει τη δοκιμή για επιθυμητή διαμήκη ταχύτητα μέχρι και 125% της μέγιστης διαμήκους ταχύτητας, όπως αυτή προκύπτει από τη κινηματική σχέση ελέγχου της διαμήκους ταχύτητας του μοντέλου οδηγού,

που έχει περιγραφεί στο κεφάλαιο 3.3. Ο χρόνος ολοκλήρωσης της διαδρομής αυξάνεται, λόγω της πέδησης που εφαρμόζει το σύστημα ESC.

\mathbf{P}_{ESC}	I_t	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$2 \cdot \max(I_{dev})$	$0,5 \cdot I_{\beta, \dot{\psi}, des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su, max}$	$L(\mathbf{P})$
1	168,96	0,45	4,23	1,67	-114	-116	-54,69
2	168,67	0,63	4,35	1,84	-119	-121	-64,52
3	168,51	0,60	4,27	1,88	-119	-121	-64,73
4	173,43	0,50	4,20	1,33	-122	-123	-65,53
5	173,61	0,66	5,46	1,34	-123	-124	-65,93
6	172,58	0,61	5,29	1,49	-124	-124	-68,04
7	170,62	0,91	5,67	1,61	-124	-124	-69,19
8	170,54	0,90	5,64	1,63	-124	-124	-69,30
9	171,29	0,74	5,06	1,65	-124	-125	-70,26
10	171,13	0,74	5,01	1,69	-124	-125	-70,43
11	170,59	0,82	5,19	1,70	-124	-125	-70,70

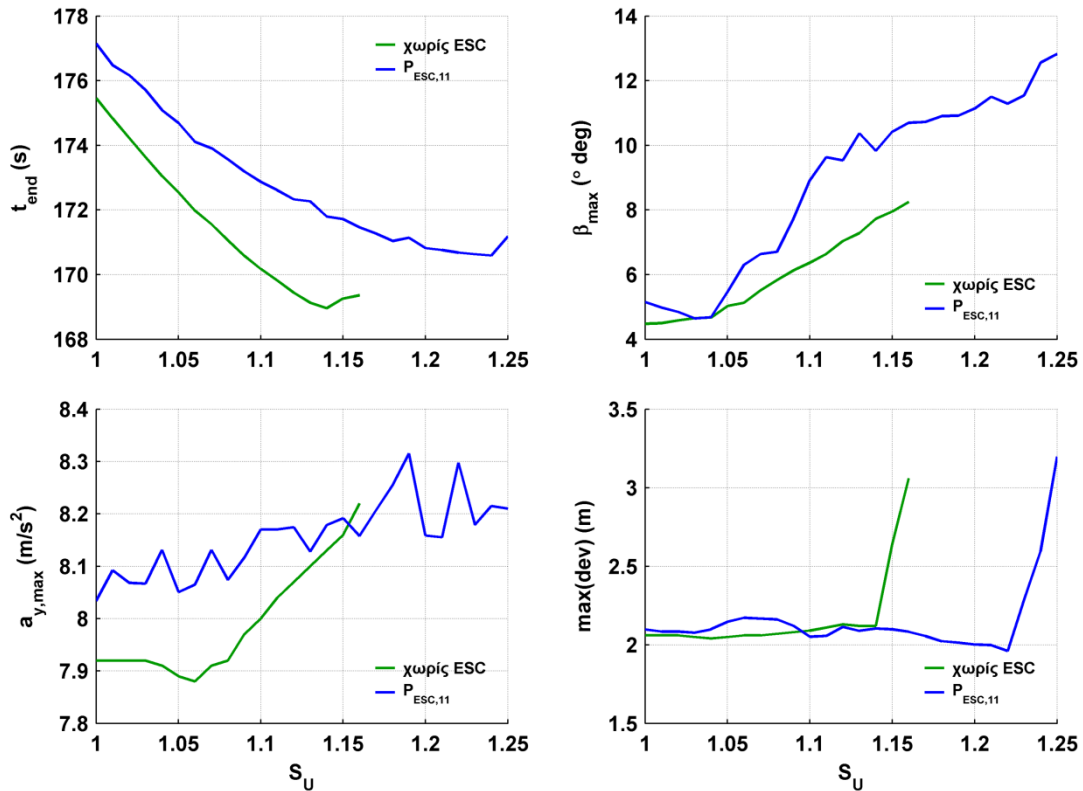
Πιν. 7.80 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC

Στον Πιν. 7.81 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{ESC}	$K_{ESC, \dot{\psi}}$	$K_{ESC, \beta}$	$S_{ESC, y}$	$D_{\dot{\psi}}$	D_{β}
1	0,00	0,00	0,75	1,00	1,00
2	13,87	-5,20	0,90	0,02	1,58
3	25,05	-2,18	0,90	0,02	1,58
4	17,69	-8,74	0,53	0,23	2,28
5	61,83	-28,72	0,53	0,23	2,28
6	61,83	-28,72	0,61	0,10	1,82
7	61,83	-28,72	0,79	0,03	1,30
8	65,99	-28,81	0,79	0,03	1,30
9	35,73	-53,48	0,71	0,11	10,61
10	82,78	-33,34	0,71	0,11	10,61
11	82,42	-33,60	0,72	0,19	10,57

Πιν. 7.81 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC

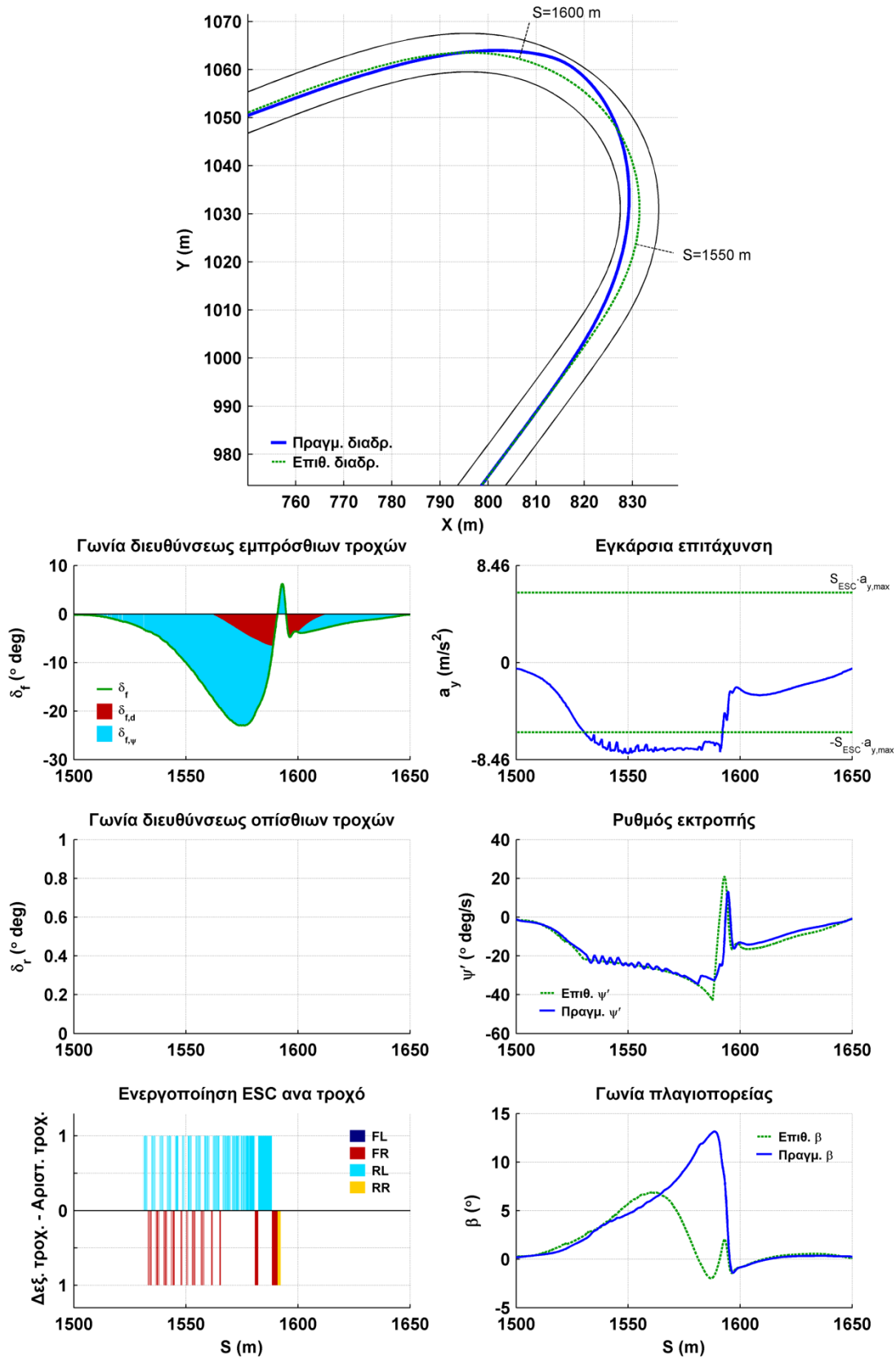
Στο Σχ. 7.52 εμφανίζεται μια σύγκριση της συμπεριφοράς ορισμένων κρίσιμων μεγεθών της συμπεριφοράς του οχήματος, συναρτήσει του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U , ανάμεσα στο όχημα χωρίς σύστημα ESC και στο όχημα με σύστημα ESC, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,11}$.



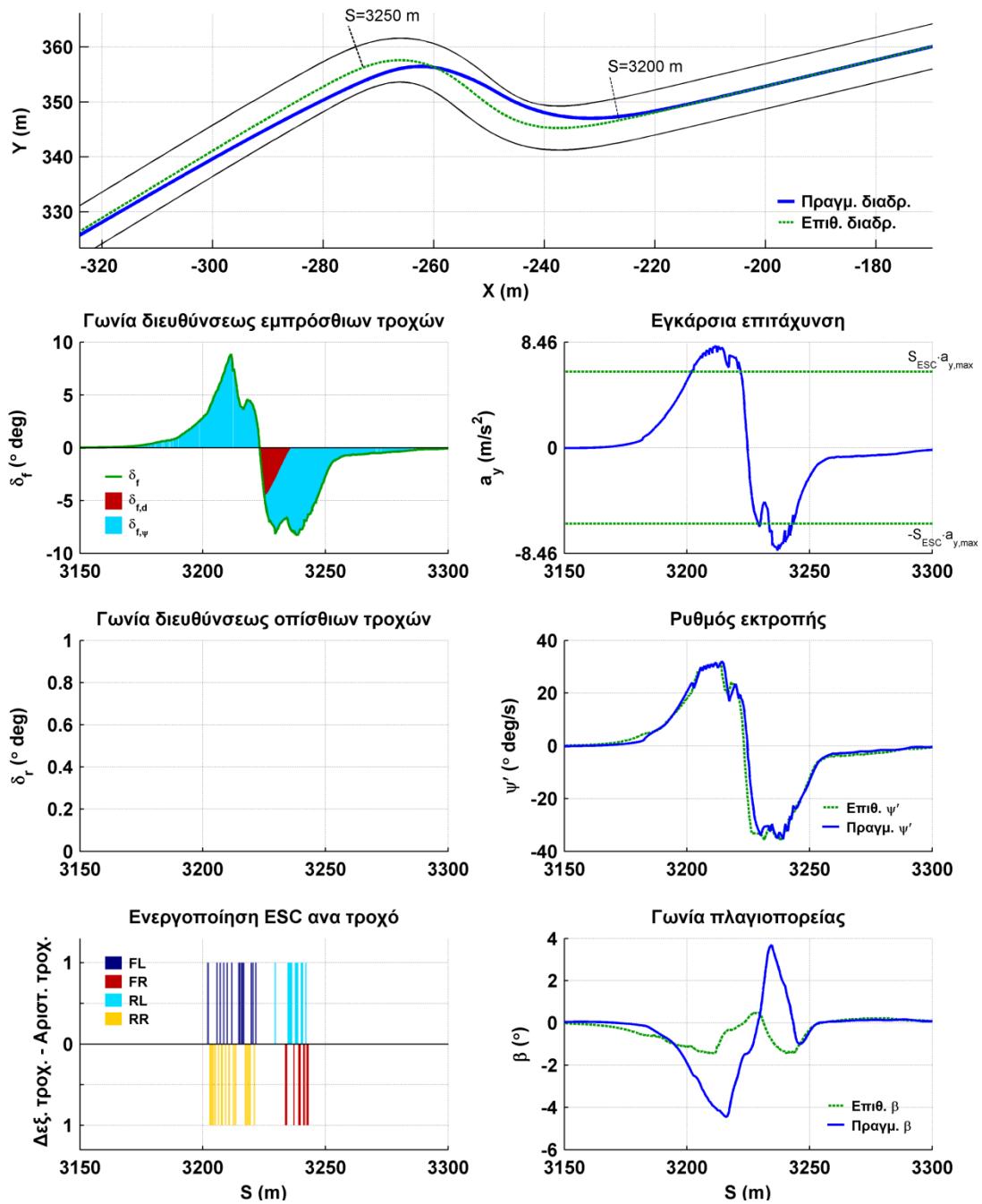
Σχ. 7.52 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος ESC με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Παρατηρούμε ότι ο χρόνος ολοκλήρωσης της διαδρομής t_{end} του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος ESC, εμφανίζεται σταθερά αυξημένος σε σχέση με το όχημα χωρίς σύστημα ESC. Η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά $max(dev)$, παρουσιάζει παρόμοια συμπεριφορά, δηλαδή αυξάνεται απότομα, όταν το όχημα ξεπεράσει μια τιμή του συντελεστή S_U , αλλά η τιμή αυτή είναι αρκετά μεγαλύτερη για το όχημα με σύστημα ESC, σε σχέση με το όχημα χωρίς σύστημα ESC. Η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση $a_{y,max}$ και η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{max} , εμφανίζουν αυξημένες τιμές και έντονες αυξομειώσεις καθώς αυξάνεται η τιμή του συντελεστή S_U .

Στο Σχ. 7.53, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος ESC και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,24$, στη στροφή 4.



Σχ. 7.53 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,24$



Σχ. 7.54 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,24$

Παρατηρούμε ότι σε σύγκριση με την αντίστοιχη δοκιμή του οχήματος χωρίς σύστημα ESC απαιτήθηκε μικρότερη γωνία διεύθυνσης των εμπρός τροχών για να ολοκληρώσει το όχημα την στροφή. Το σύστημα ESC επεμβαίνει κυρίως στον πίσω εσωτερικό τροχό, προκαλώντας υπερστροφή.

Στο Σχ. 7.54, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάλυσμα παραμέτρων του συστήματος ESC και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,24$, στη στροφή 7.

Και στις δύο περιπτώσεις, ο ρυθμός εκτροπής του οχήματος προσεγγίζει σε σημαντικό βαθμό την επιθυμητή τιμή, για όσο διάστημα επεμβαίνει το σύστημα ESC. Η γωνία πλαγιοπορείας αποκλίνει από την επιθυμητή τιμή, αλλά το σύστημα δεν επιτρέπει στο όχημα να εκτραπεί, με τις κατάλληλες επεμβάσεις.

7.3.3.5. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) χωρίς βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) χρησιμοποιώντας για το μοντέλο οδηγού, το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων που υπολογίσθηκε στο κεφάλαιο 7.3.3.3.

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική για 3 ομάδες παραμέτρων, που ορίζονται ως εξής:

$$\mathbf{P}_{4WS,A} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} & K_{\delta r, \beta} \end{bmatrix} \quad (7.54)$$

$$\mathbf{P}_{4WS,B} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, pf} & K_{dr, df} \end{bmatrix} \quad (7.55)$$

$$\mathbf{P}_{4WS,C} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} & K_{\delta r, \beta} & K_{\delta r, pf} & K_{dr, df} \end{bmatrix} \quad (7.56)$$

Ο αριθμός απογόνων της εξελικτικής στρατηγικής τύπου $(1+N)-ES$, για τις ομάδες A και B, ορίζεται σε 24, ενώ για την ομάδα C, σε 12.

Το αρχικό διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,1}$, επιλέγεται έτσι ώστε το σύστημα 4WS να μην επεμβαίνει, προκειμένου να μπορεί να γίνει σύγκριση με το όχημα χωρίς σύστημα 4WS.

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = \begin{bmatrix} K_{\delta r, \psi} = 0 & K_{\delta r, \beta} = 0 & K_{\delta r, pf} = 0 & K_{dr, df} = 0 \end{bmatrix}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.45), απαιτήθηκαν 38 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.82, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

\mathbf{P}_{4WS}	I_t	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$2 \cdot \max(I_{dev})$	$0,5 \cdot I_{\beta, \psi, des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su, \max}$	$L(\mathbf{P})$
1	168,96	0,45	4,23	1,67	-114	-116	-54,69
2	168,77	0,77	4,60	2,03	-118	-118	-59,84
3	168,18	0,88	5,45	2,58	-120	-120	-62,91
4	168,45	1,09	6,24	2,78	-121	-121	-63,44
5	168,82	1,06	6,03	2,36	-121	-121	-63,73
6	168,71	1,04	6,10	2,27	-121	-121	-63,88

Πιν. 7.82 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή, από 1,16 σε 1,21. Ο χρόνος ολοκλήρωσης της διαδρομής μειώνεται οριακά.

Στον Πιν. 7.83 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

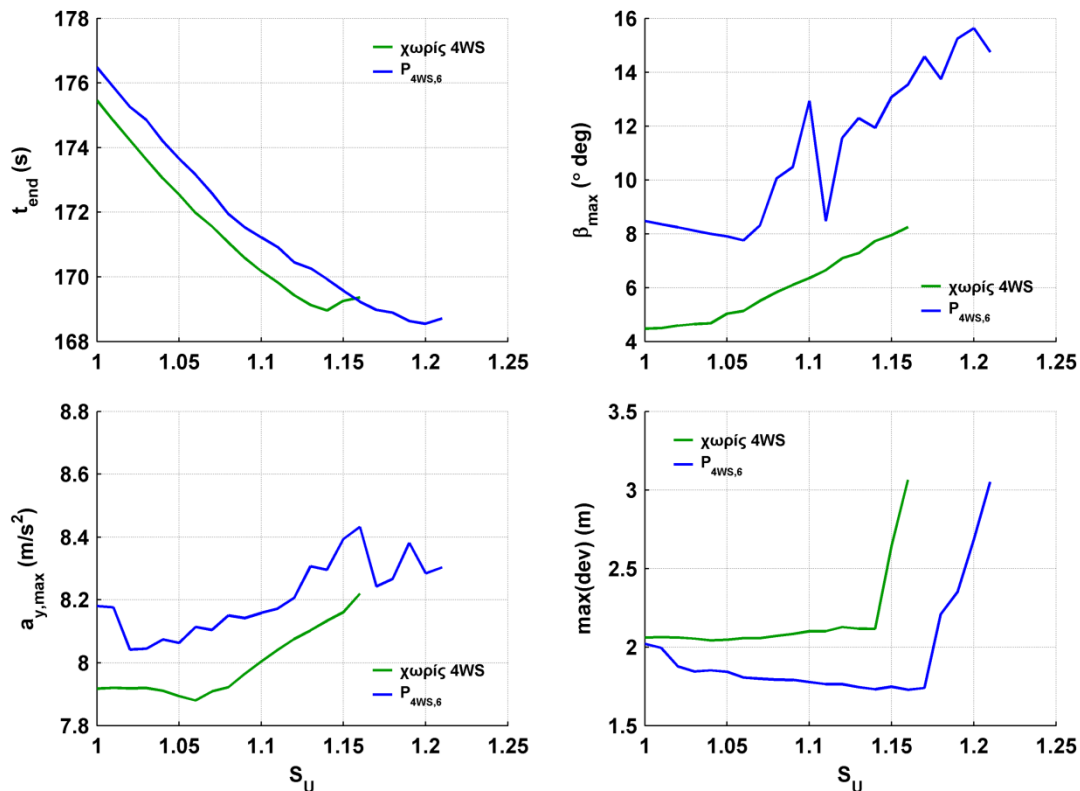
\mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r, \psi}$	$K_{\delta r, \beta}$	$K_{\delta r, pf}$	$K_{dr, df}$
1	0,00	0,00	0,00	0,00
2	-1,35	33,21	0,62	-0,25
3	-1,02	49,26	0,62	-0,25
4	-1,02	49,26	0,66	-0,23
5	-0,28	33,23	0,40	-0,02
6	-0,28	35,79	0,40	-0,02

Πιν. 7.83 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης 4WS

Στο Σχ. 7.55 εμφανίζεται μια σύγκριση της συμπεριφοράς ορισμένων κρίσιμων μεγεθών της συμπεριφοράς του οχήματος, συναρτήσει του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U , ανάμεσα στο όχημα χωρίς σύστημα 4WS και στο όχημα με σύστημα 4WS, που χρησιμοποιεί το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,6}$.

Παρατηρούμε ότι ο χρόνος ολοκλήρωσης της διαδρομής t_{end} του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος 4WS, εμφανίζεται αρχικά αυξημένος σε σχέση με το όχημα χωρίς σύστημα 4WS αλλά για μεγαλύτερες τιμές του συντελεστή S_U , για τις οποίες το όχημα χωρίς σύστημα 4WS αποτυγχάνει να ολοκληρώσει τη διαδρομή, ο χρόνος αυτός

μειώνεται οριακά. Η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά $\max(dev)$, εμφανίζεται μειωμένη και αρχίζει και αυξάνεται απότομα, για μεγαλύτερες τιμές συντελεστή S_U . Η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση $a_{y,max}$ και η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{max} , εμφανίζουν γενικά αυξημένες τιμές και κάποιες αυξομειώσεις καθώς αυξάνεται η τιμή του συντελεστή S_U .

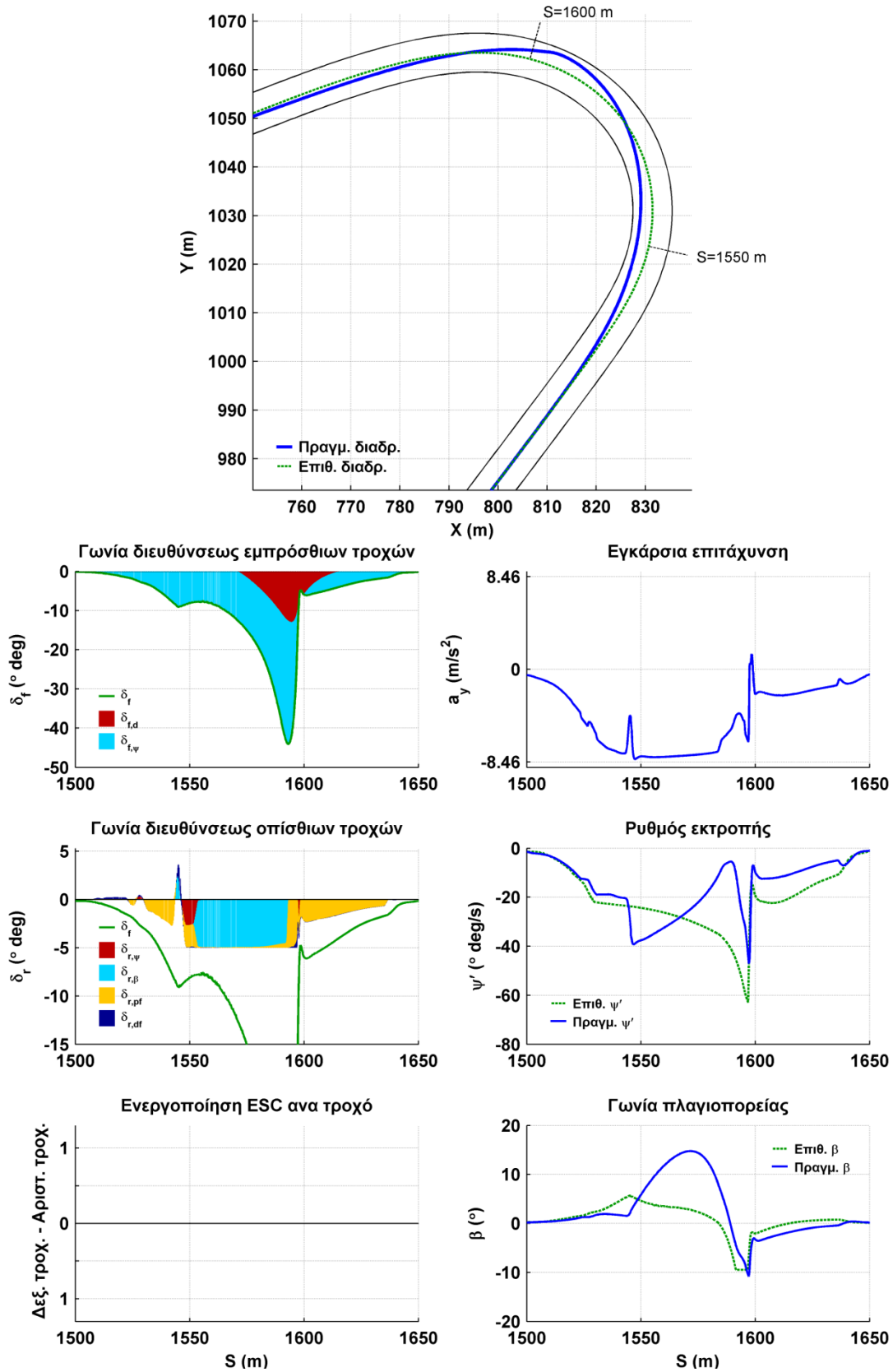


Σχ. 7.55 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

Στο Σχ. 7.56, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος 4WS και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,21$, στη στροφή 4.

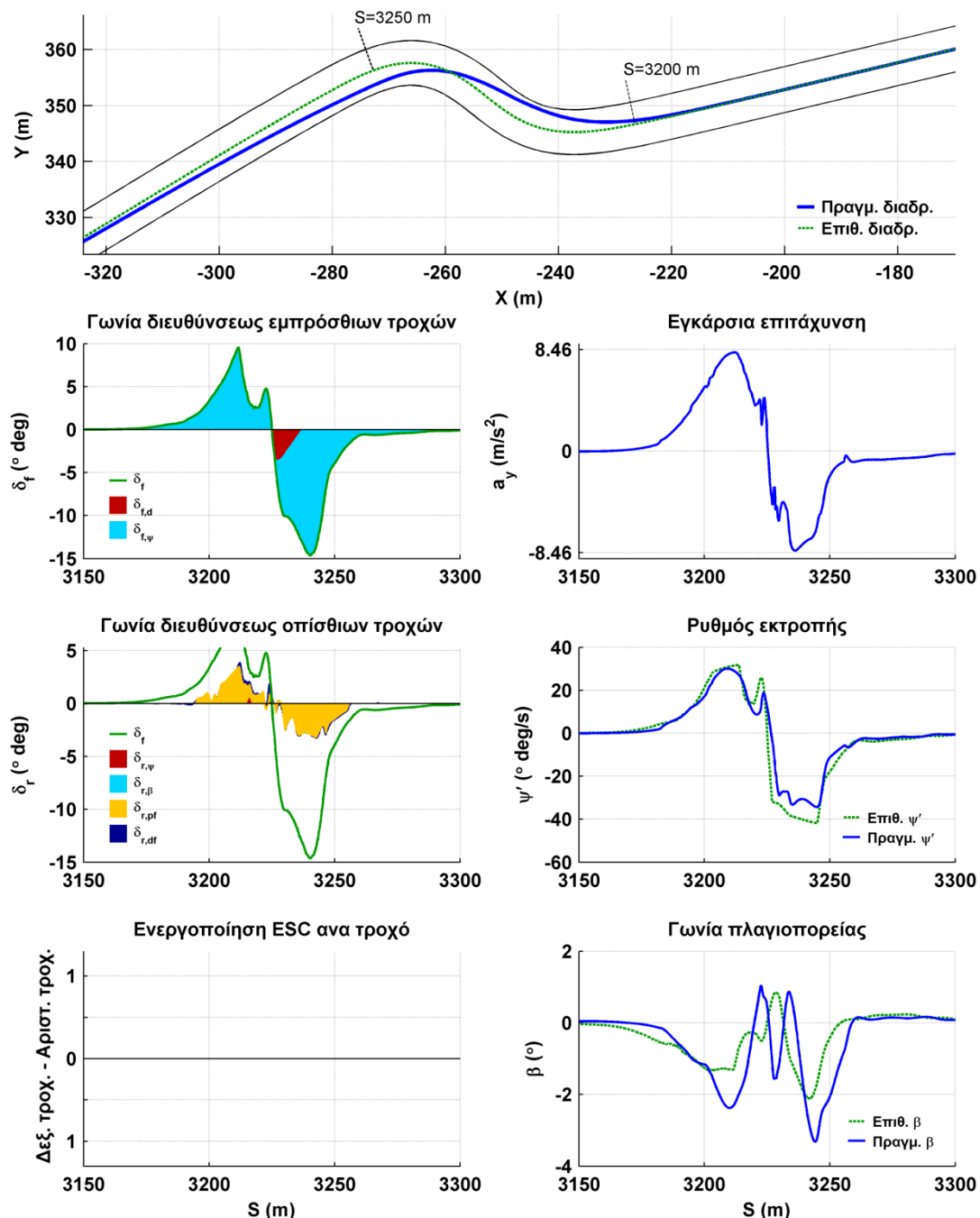
Παρατηρούμε ότι στην είσοδο και την έξοδο της στροφής, στη γωνία διεύθυνσης των οπίσθιων τροχών, συνεισφέρουν σχεδόν αποκλειστικά οι όροι του ελεγκτή ανοιχτού βρόγχου $\delta_{r,pf}$ και $\delta_{r,df}$, ενώ στο ενδιάμεσο συνεισφέρουν κυρίως οι όροι του ελεγκτή κλειστού βρόγχου $\delta_{r,\psi}$ και $\delta_{r,\beta}$. Ιδιαίτερα ο όρος $\delta_{r,\beta}$, αρχικά στρέφει για πολύ μικρό διάστημα τους οπίσθιους τροχούς με αντίθετη φορά από τους εμπρόσθιους, προκαλώντας έντονη αύξηση του

ρυθμού εκτροπής και της γωνίας πλαγιοπορείας, την οποία στη συνέχεια περιορίζει στρέφοντας τους τροχούς με την ίδια φορά με τους εμπρόσθιους.



Σχ. 7.56 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,21$

Στο Σχ. 7.57, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο δiάνυσμα παραμέτρων του συστήματος 4WS και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,21$, στη στροφή 7. Στη στροφή αυτή στη γωνία διεύθυνσης των οπίσθιων τροχών, συνεισφέρουν σχεδόν αποκλειστικά οι όροι του ελεγκτή ανοιχτού βρόγχου $\delta_{r,pf}$ και $\delta_{r,df}$. Ο ρυθμός εκτροπής και η γωνία πλαγιοπορείας δεν αποκλίνουν σημαντικά από τις επιθυμητές τιμές.



Σχ. 7.57 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,21$

7.3.3.6. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) χωρίς βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) και του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) χρησιμοποιώντας για το μοντέλο οδηγού, το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων που υπολογίσθηκε στο κεφάλαιο 7.3.3.3.

Για τη διαδικασία βελτιστοποίησης του διανύσματος παραμέτρων θα εφαρμόσουμε την εξελικτική στρατηγική διαδοχικά για το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS), χρησιμοποιώντας τις ομάδες παραμέτρων, που ορίστηκαν στα κεφάλαια 7.3.3.4 και 7.3.3.5, με τους ίδιους αριθμούς απογόνων.

Ως αρχικά διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$ και $\mathbf{P}_{4WS,1}$, χρησιμοποιούμε τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων των προηγούμενων κεφαλαίων.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = \left[K_{ESC,\dot{\psi}} = 82,42 \quad K_{ESC,\beta} = -33,60 \quad S_{ESC,y} = 0,72 \quad D_{\dot{\psi}} = 0,19 \quad D_{\beta} = 10,57 \right]$$

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = \left[K_{\delta r,\dot{\psi}} = -0,28 \quad K_{\delta r,\beta} = 35,79 \quad K_{\delta r,pf} = 0,40 \quad K_{dr,df} = -0,02 \right]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.45), απαιτήθηκαν 34 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.84, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

\mathbf{P}_{ESC} \mathbf{P}_{4WS}	I_t	$10 \cdot mean(I_{dev})$	$2 \cdot \max(I_{dev})$	$0,5 \cdot I_{\beta,\dot{\psi},des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su,max}$	$L(\mathbf{P})$
1	170,79	0,60	4,54	1,64	-123	-125	-70,43
2	170,53	0,72	4,40	1,46	-124	-125	-71,89
3	170,46	0,63	4,40	1,47	-124	-125	-72,05
4	170,90	0,76	5,25	1,71	-125	-126	-72,38
5	170,65	0,98	6,00	1,54	-126	-126	-72,84
6	170,56	0,88	5,89	1,52	-126	-126	-73,15

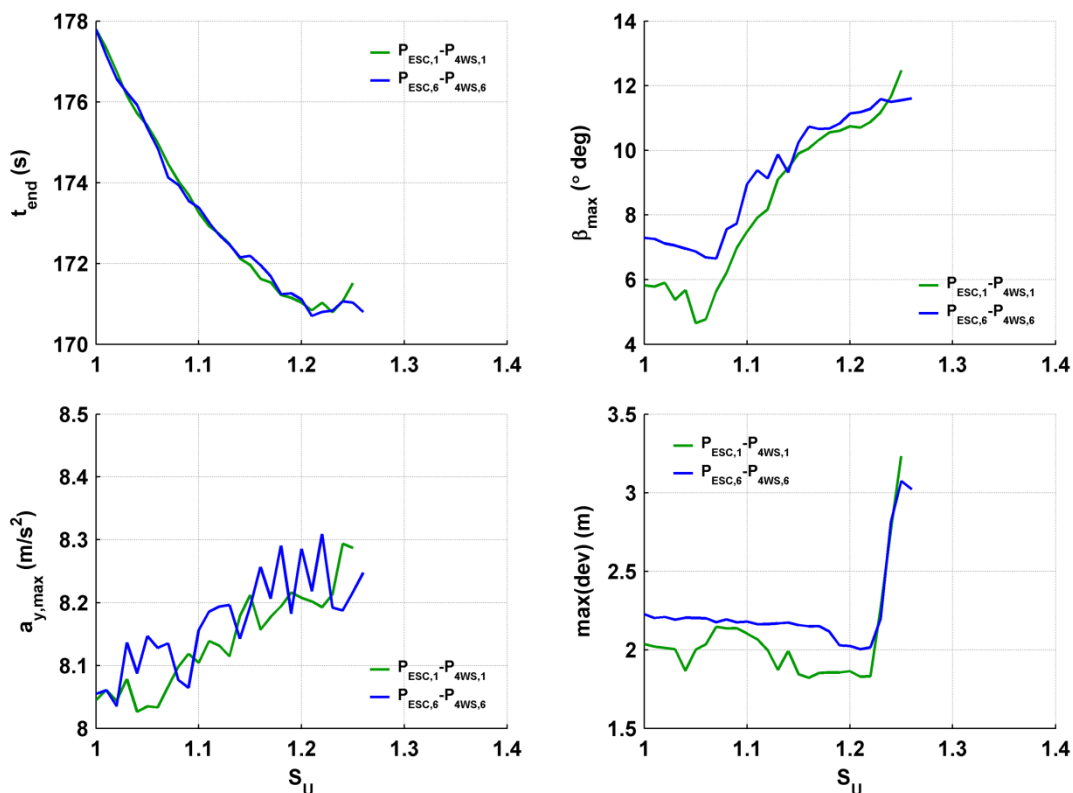
Πιν. 7.84 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει οριακή αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή, από 1,25 σε 1,26 και μικρή μείωση του χρόνου ολοκλήρωσης της διαδρομής, σε σχέση με τα αρχικά διανύσματα παραμέτρων των συστημάτων ESC και 4WS.

Στον Πιν. 7.85 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{ESC} \mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r, \psi}$	$K_{\delta r, \beta}$	$K_{\delta r, pf}$	$K_{dr, df}$	$K_{ESC, \dot{\psi}}$	$K_{ESC, \beta}$	$S_{ESC, y}$	$D_{\dot{\psi}}$	D_{β}
1	-0,28	35,79	0,40	-0,02	82,42	-33,60	0,72	0,19	10,57
2	-0,28	35,79	0,40	-0,02	85,12	-37,56	0,72	0,19	10,57
3	-0,28	35,79	0,40	-0,02	88,62	-46,98	0,72	0,19	10,57
4	-0,28	35,79	0,40	-0,02	90,43	-55,22	0,72	0,19	10,57
5	-0,28	35,79	0,40	-0,02	95,36	-63,45	0,72	0,19	10,57
6	-0,28	35,79	0,40	-0,02	108,71	-130,90	0,72	0,19	10,57

Πιν. 7.85 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS



Σχ. 7.58 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστημάτων ESC - 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου

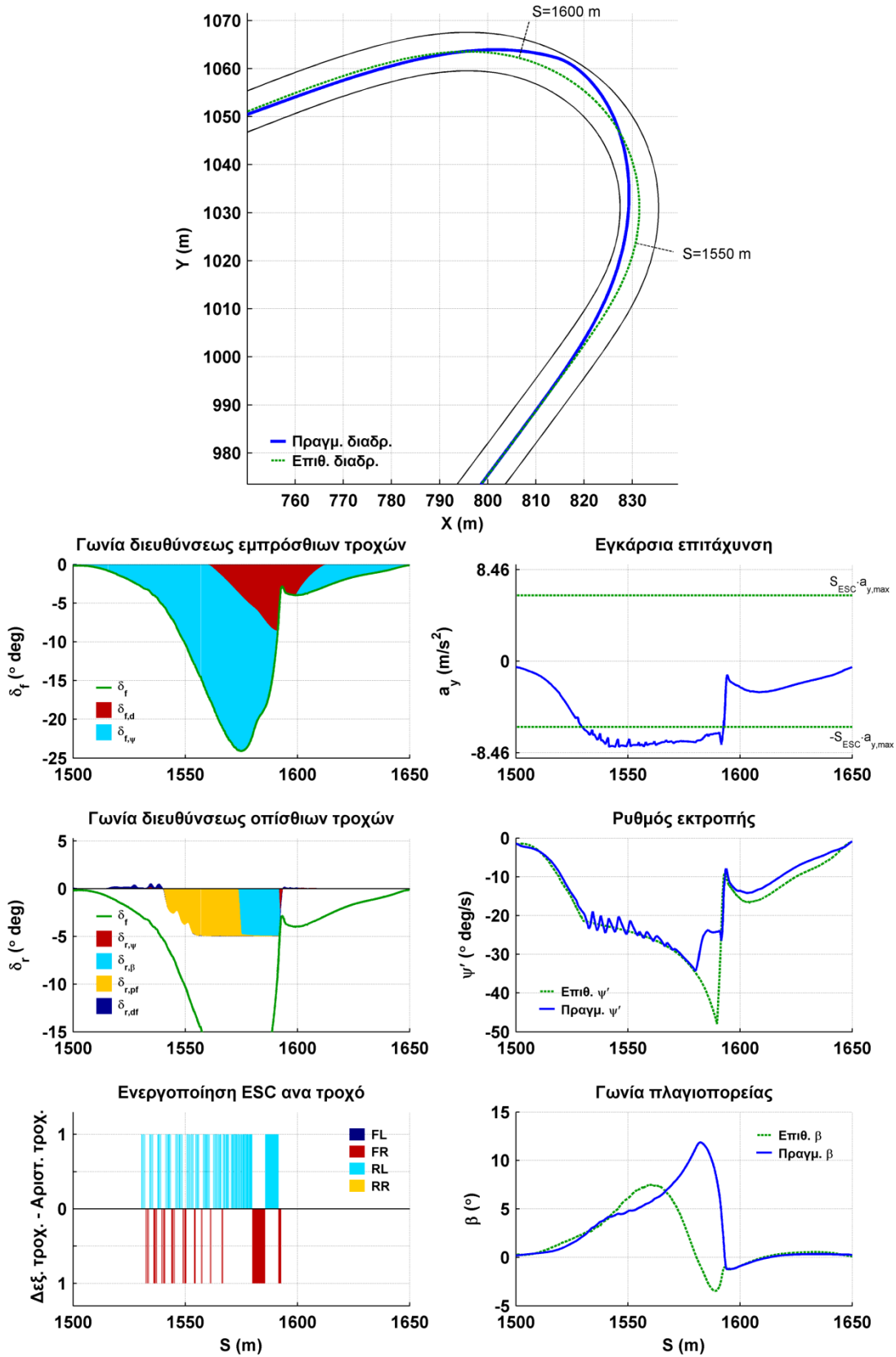
Στο Σχ. 7.58 εμφανίζεται μια σύγκριση της συμπεριφοράς κάποιων κρίσιμων μεγεθών της συμπεριφοράς του οχήματος, συναρτήσει του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U , ανάμεσα στο όχημα, με συστήματα ESC - 4WS, που χρησιμοποιούν τα αρχικά διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$ και $\mathbf{P}_{4WS,1}$ και στο όχημα με συστήματα ESC - 4WS, που χρησιμοποιούν τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,6}$ και $\mathbf{P}_{4WS,6}$. Παρατηρούμε ότι ο χρόνος ολοκλήρωσης της διαδρομής t_{end} του οχήματος, η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση $a_{y,max}$ και η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{max} , για τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,6}$ και $\mathbf{P}_{4WS,6}$, δεν εμφανίζουν σημαντικές διαφοροποιήσεις σε σχέση με τα αρχικά διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,1}$ και $\mathbf{P}_{4WS,1}$. Επίσης η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά $\max(dev)$, παρουσιάζει παρόμοια συμπεριφορά, δηλαδή αυξάνεται απότομα, όταν το όχημα ξεπεράσει τη τιμή του συντελεστή $S_U = 1,22$.

Στο Σχ. 7.59, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων των συστημάτων ESC και 4WS και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,26$, στη στροφή 4.

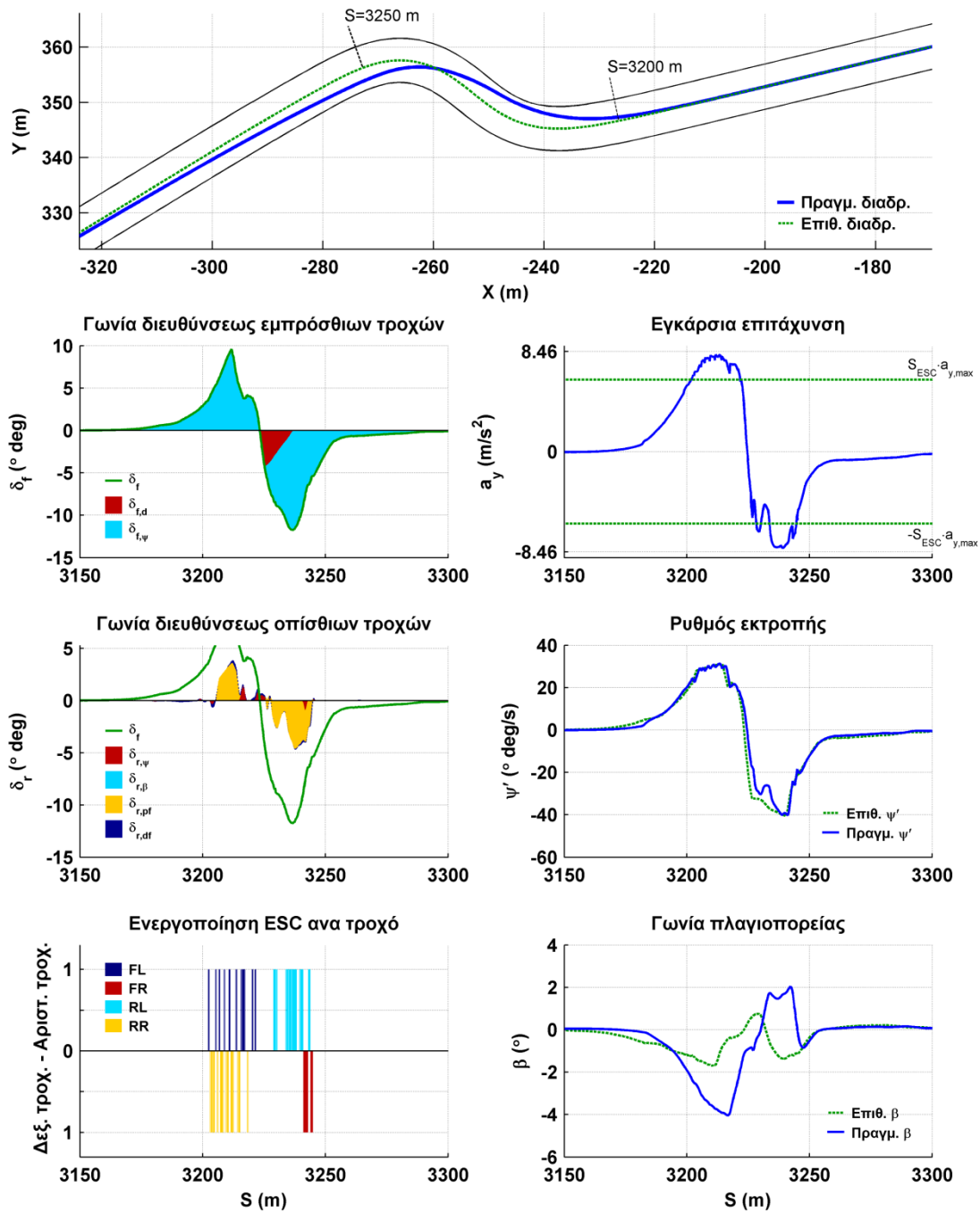
Παρατηρούμε ότι σε σύγκριση με την αντίστοιχη δοκιμή των οχημάτων με ESC ή 4WS απαιτήθηκε μικρότερη γωνία διεύθυνσης των εμπρός τροχών για να ολοκληρώσει το όχημα την στροφή. Η επέμβαση του συστήματος 4WS είναι πιο ομαλή και η φορά των οπίσθιων τροχών είναι ίδια με τους εμπρόσθιους και οφείλεται στους όρους $\delta_{r,pf}$ και $\delta_{r,\beta}$, με σκοπό την μείωση του ρυθμού εκτροπής και της γωνίας πλαγιοπορείας. Αντίθετα το σύστημα ESC επεμβαίνει κυρίως στον πίσω εσωτερικό τροχό προκαλώντας υπερστροφή και αυξάνοντας το ρυθμό εκτροπής και τη γωνία πλαγιοπορείας.

Στο Σχ. 7.60, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων των συστημάτων ESC και 4WS και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,26$, στη στροφή 7.

Παρατηρούμε ότι με την επέμβαση των συστημάτων ESC και 4WS ο ρυθμός εκτροπής σχεδόν ταυτίζεται με τον επιθυμητό.



Σχ. 7.59 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,26$



Σχ. 7.60 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,26$

7.3.3.7. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) με ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) και τις παραμέτρους του μοντέλου οδηγού, ώστε να επιτύχουμε την βέλτιστη δυναμική επίδοση οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC).

Η διαδικασία βελτιστοποίησης των διανυσμάτων παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και του συστήματος ESC, έχει περιγραφεί στα κεφάλαια 7.3.3.3 και 7.3.3.4, αντίστοιχα.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού $\mathbf{P}_{dr,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.3.3.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του συστήματος ESC $\mathbf{P}_{ESC,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.3.4.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = \left[K_{ESC,\psi} = 84,42 \quad K_{ESC,\beta} = -33,60 \quad S_{ESC,y} = 0,72 \quad D_{\psi} = 0,19 \quad D_{\beta} = 10,57 \right]$$

\mathbf{P}_{ESC}	I_t	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$2 \cdot \max(I_{dev})$	$0,5 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su,max}$	$L(\mathbf{P})$
1	170,59	0,82	5,19	1,70	-124	-125	-70,70
2	170,50	0,43	4,77	1,80	-125	-126	-73,50
3	170,09	0,54	4,82	1,85	-125	-126	-73,69
4	170,23	0,48	4,65	1,85	-125	-126	-73,79
5	170,11	0,54	4,72	1,78	-125	-126	-73,84
6	170,69	0,72	5,41	1,90	-126	-127	-74,27
7	170,78	0,60	5,24	1,90	-126	-127	-74,47
8	170,63	0,67	5,23	1,93	-126	-127	-74,54
9	170,48	0,73	5,25	1,91	-126	-127	-74,63

Πιν. 7.86 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) και μοντέλου οδηγού

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.45), απαιτήθηκαν 119 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.80, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που

την αποτελούν. Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή, από 1,25 σε 1,27.

Στον Πιν. 7.87 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων του συστήματος ESC και στον Πιν. 7.88 τα διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

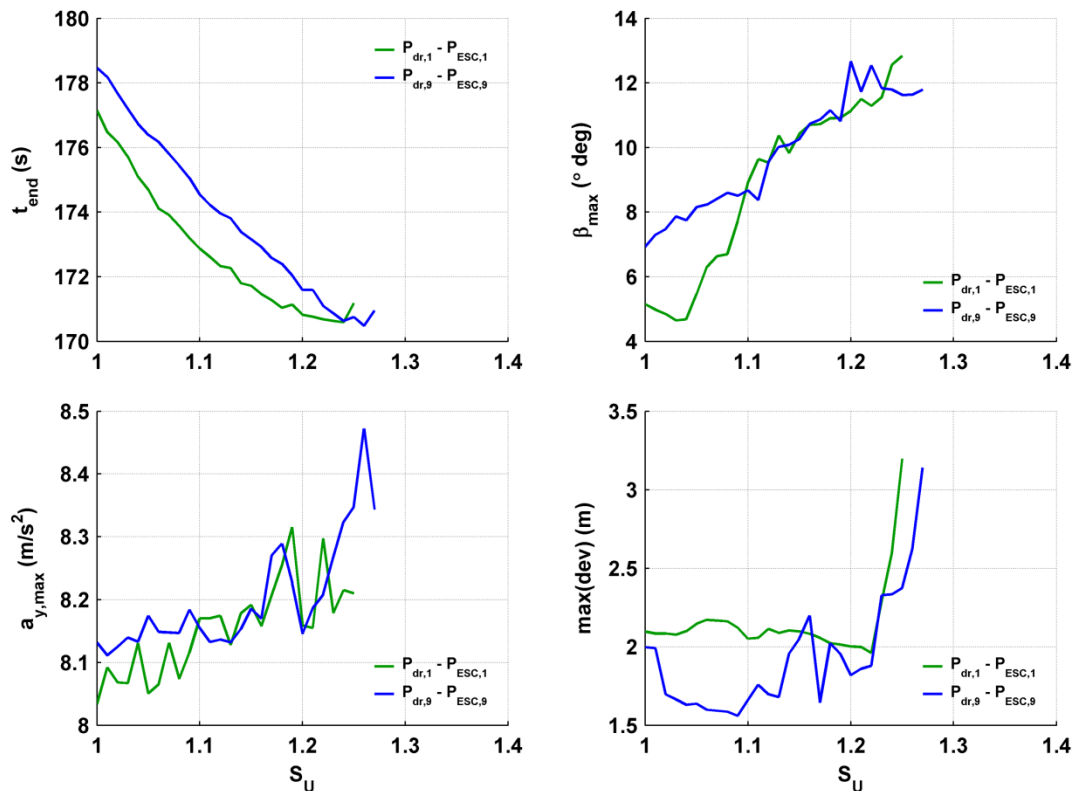
\mathbf{P}_{ESC}	$K_{ESC,\psi}$	$K_{ESC,\beta}$	$S_{ESC,y}$	D_ψ	D_β
1	82,42	-33,60	0,72	0,19	10,57
2	82,42	-33,60	0,72	0,19	10,57
3	82,42	-33,60	0,72	0,19	10,57
4	82,42	-33,60	0,72	0,19	10,57
5	82,42	-33,60	0,72	0,19	10,57
6	82,42	-33,60	0,72	0,19	10,57
7	82,42	-33,60	0,72	0,19	10,57
8	78,32	-19,52	0,72	0,19	10,57
9	78,32	-19,52	0,73	0,24	10,57

Πιν. 7.87 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC

\mathbf{P}_{dr}	$K_{\psi,P}$	$K_{\psi,D}$	$K_{d,P}$	$K_{d,D}$	$[W_\psi]_{1 \times N_2}$	$[W_d]_{1 \times N_2}$	$T_p (s)$
1	342,58	0,93	10,7	0,72	[0.1 0.26 0.64 0]	[0.39 0.06 0.42 0.13]	1,17
2	332,25	0,96	17,24	0,53	[0.07 0.28 0.54 0.11]	[0.13 0.01 0.24 0.62]	1,13
3	334,69	0,99	18,55	0,51	[0.03 0.29 0.53 0.15]	[0.05 0.23 0.19 0.53]	1,11
4	339,69	1	18,06	0,5	[0.03 0.29 0.53 0.15]	[0.05 0.23 0.19 0.53]	1,11
5	339,69	1	18,06	0,5	[0.03 0.27 0.59 0.11]	[0.12 0.21 0.16 0.51]	1,11
6	372,61	1	14,67	0,5	[0.03 0.27 0.59 0.11]	[0.12 0.21 0.16 0.51]	1,11
7	372,61	1	14,67	0,5	[0.01 0.29 0.6 0.1]	[0.11 0.23 0.14 0.52]	1,11
8	372,61	1	14,67	0,5	[0.01 0.29 0.6 0.1]	[0.11 0.23 0.14 0.52]	1,11
9	372,61	1	14,67	0,5	[0.01 0.29 0.6 0.1]	[0.11 0.23 0.14 0.52]	1,11

Πιν. 7.88 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού

Στο Σχ. 7.61 εμφανίζεται μια σύγκριση της συμπεριφοράς ορισμένων κρίσιμων μεγεθών της συμπεριφοράς του οχήματος, συναρτήσει του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U , ανάμεσα στο όχημα με τα αρχικά διανύσματα παραμέτρων του συστήματος ESC $\mathbf{P}_{ESC,1}$ και του μοντέλου οδηγού $\mathbf{P}_{dr,1}$ και στο όχημα με τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{ESC,9}$, και $\mathbf{P}_{dr,9}$.



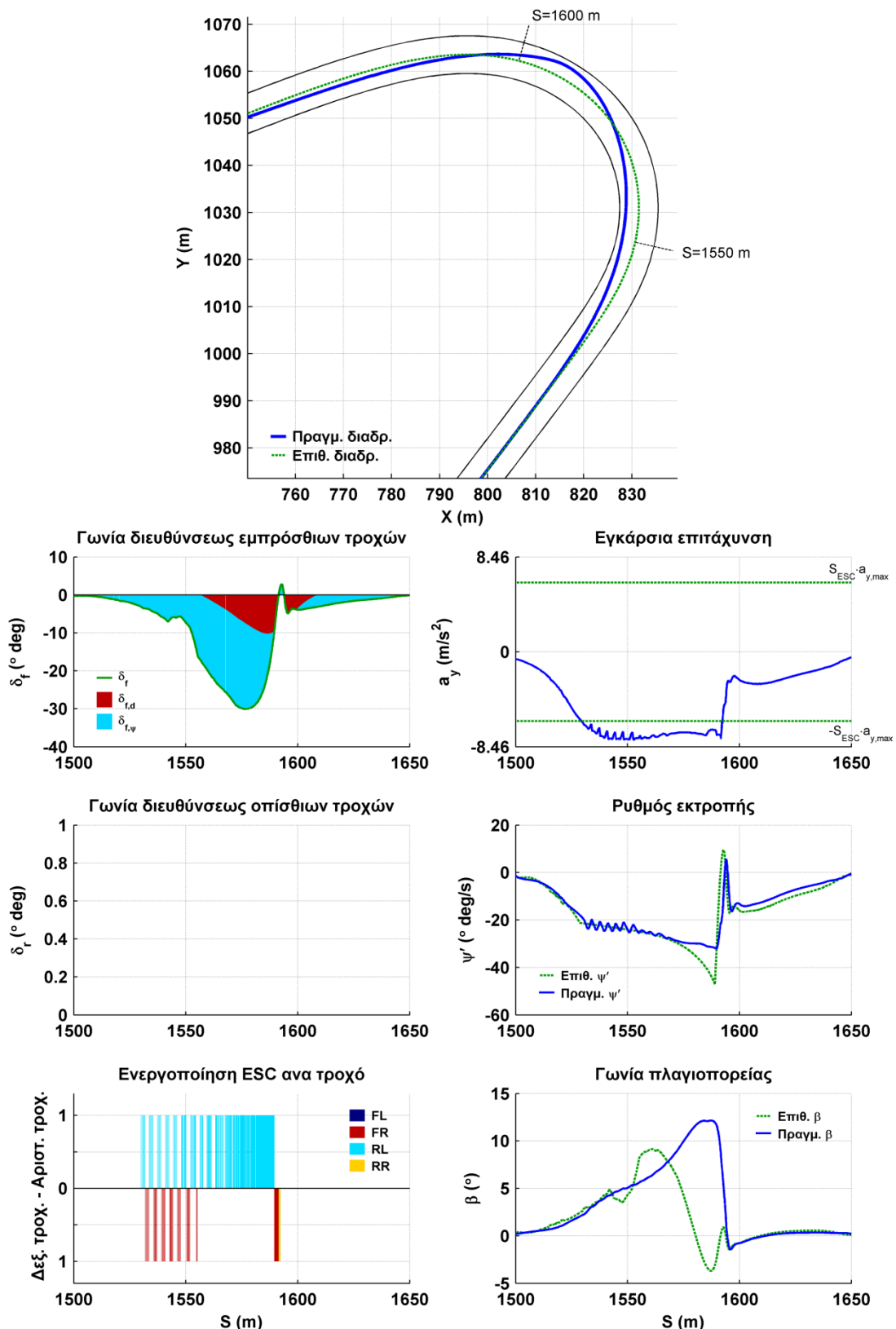
Σχ. 7.61 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων συστήματος ESC και μοντέλου οδηγού με όχημα με αρχικά διανύσματα παραμέτρων

Παρατηρούμε ότι ο χρόνος ολοκλήρωσης της διαδρομής t_{end} του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος ESC $\mathbf{P}_{ESC,9}$ και του μοντέλου οδηγού $\mathbf{P}_{dr,9}$, εμφανίζεται ελαφρά αυξημένος σε σχέση με το όχημα με τα αρχικά διανύσματα παραμέτρων.

Στο Σχ. 7.62, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος ESC και του μοντέλου οδηγού και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας $S_U = 1,26$, στη στροφή 4. Παρατηρούμε ότι έχει μειωθεί η επέμβαση του συστήματος ESC στον εμπρός εξωτερικό τροχό και το σύστημα ESC επεμβαίνει κυρίως στον πίσω εσωτερικό τροχό, προκαλώντας υπερστροφή.

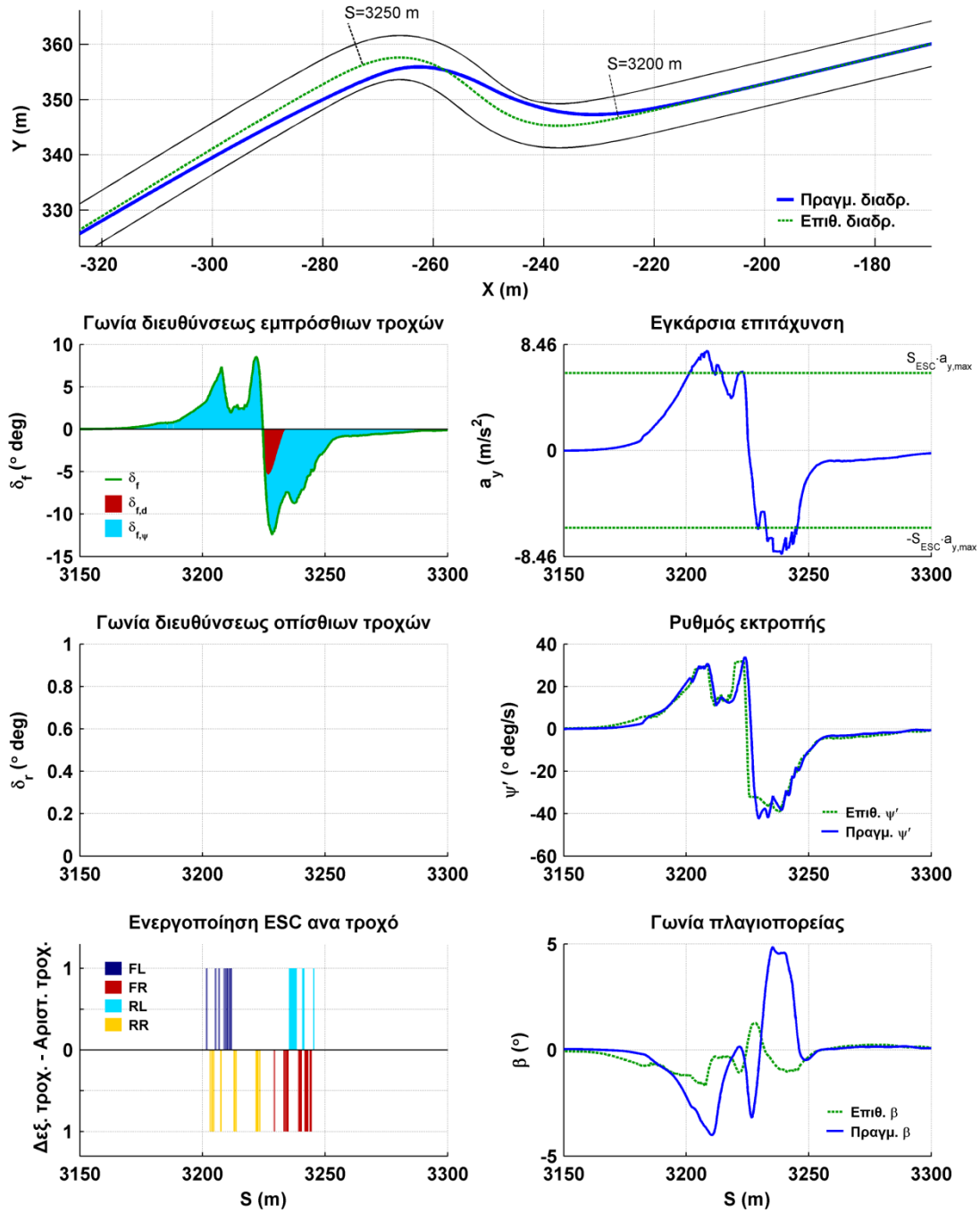
Στο Σχ. 7.63, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος ESC και του μοντέλου οδηγού και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας $S_U = 1,24$, στη στροφή 7. Όπως και στη προηγούμενη περίπτωση παρατηρούμε ότι δεν εμφανίζεται σημαντική διαφοροποίηση συγκριτικά με την

αντίστοιχη δοκιμή του οχήματος με σύστημα ESC αλλά χωρίς βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού.



Σχ. 7.62 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού

στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,26$



Σχ. 7.63 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,24$

7.3.3.8. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) με ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και τις παραμέτρους του μοντέλου οδηγού, ώστε να επιτύχουμε την βέλτιστη δυναμική επίδοση οχήματος εξοπλισμένου με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS).

Η διαδικασία βελτιστοποίησης των διανυσμάτων παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και του συστήματος 4WS, έχει περιγραφεί στα κεφάλαια 7.3.3.4 και 7.3.3.5, αντίστοιχα.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού $\mathbf{P}_{dr,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.1.3.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του συστήματος 4WS $\mathbf{P}_{4WS,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.3.5.

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = \left[K_{\delta r, \psi} = -0,28 \quad K_{\delta r, \beta} = 35,79 \quad K_{\delta r, pf} = 0,40 \quad K_{dr, df} = -0,02 \right]$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.45), απαιτήθηκαν 124 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.89, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

\mathbf{P}_{ESC}	I_t	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$2 \cdot \max(I_{dev})$	$0,5 \cdot I_{\beta, \psi, des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su, \max}$	$L(\mathbf{P})$
1	168,71	1,04	6,10	2,27	-121	-121	-63,88
2	168,47	1,15	6,04	2,26	-121	-121	-64,08
3	168,65	1,10	5,79	2,12	-121	-121	-64,34
4	168,39	1,10	6,04	2,04	-121	-121	-64,44
5	168,03	1,15	5,99	2,07	-121	-121	-64,75

Πιν. 7.89 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και μοντέλου οδηγού

Η διαδικασία βελτιστοποίησης δεν επιτυγχάνει αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκουσ ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με

επιτυχία η δοκιμή. Επιτυγχάνεται μικρή μείωση της τιμής της αντικειμενικής συνάρτησης, που οφείλεται κυρίως στην μείωση του χρόνου ολοκλήρωσης της διαδρομής.

Στον Πιν. 7.90 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων του συστήματος 4WS και στον Πιν. 7.91 τα διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r, \psi}$	$K_{\delta r, \beta}$	$K_{\delta r, pf}$	$K_{dr, df}$
1	-0,28	35,79	0,40	-0,02
2	-0,28	35,79	0,40	-0,02
3	-0,50	34,75	0,38	0,01
4	-0,43	34,98	0,38	0,01
5	-0,34	33,93	0,32	0,03

Πιν. 7.90 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)

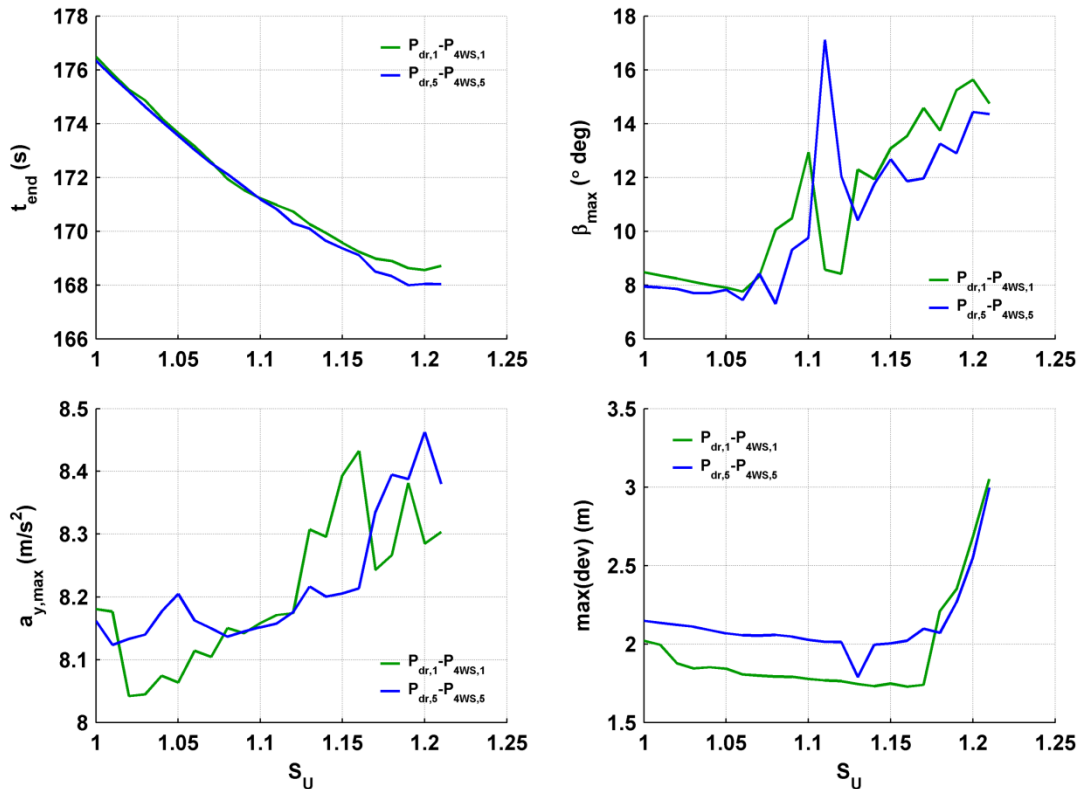
\mathbf{P}_{dr}	$K_{\psi, P}$	$K_{\psi, D}$	$K_{d, P}$	$K_{d, D}$	$[W_{\psi}]_{1 \times N_2}$	$[W_d]_{1 \times N_2}$	$T_p (s)$
1	342,58	0,93	10,7	0,72	[0,1 0,26 0,64 0]	[0,39 0,06 0,42 0,13]	1,17
2	330,66	0,93	8,52	0,72	[0,1 0,26 0,64 0]	[0,39 0,06 0,42 0,13]	1,17
3	330,66	0,93	8,52	0,72	[0,1 0,26 0,64 0]	[0,39 0,06 0,42 0,13]	1,17
4	330,66	0,93	8,52	0,72	[0,1 0,26 0,64 0]	[0,39 0,06 0,42 0,13]	1,17
5	330,66	0,93	8,52	0,72	[0,1 0,26 0,64 0]	[0,39 0,06 0,42 0,13]	1,17

Πιν. 7.91 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού

Στο Σχ. 7.64 εμφανίζεται μια σύγκριση της συμπεριφοράς ορισμένων κρίσιμων μεγεθών της συμπεριφοράς του οχήματος, συναρτήσει του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους ταχύτητας S_U , ανάμεσα στο όχημα με τα αρχικά διανύσματα παραμέτρων του συστήματος 4WS $\mathbf{P}_{4WS,1}$ και του μοντέλου οδηγού $\mathbf{P}_{dr,1}$ και στο όχημα με τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,5}$, και $\mathbf{P}_{dr,5}$.

Παρατηρούμε ότι ο χρόνος ολοκλήρωσης της διαδρομής t_{end} του οχήματος με τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων $\mathbf{P}_{4WS,5}$, και $\mathbf{P}_{dr,5}$, εμφανίζεται αρχικά ίδιος με το χρόνο ολοκλήρωσης της διαδρομής του οχήματος με τα αρχικά διανύσματα παραμέτρων, αλλά καθώς αυξάνεται ο συντελεστής S_U ,

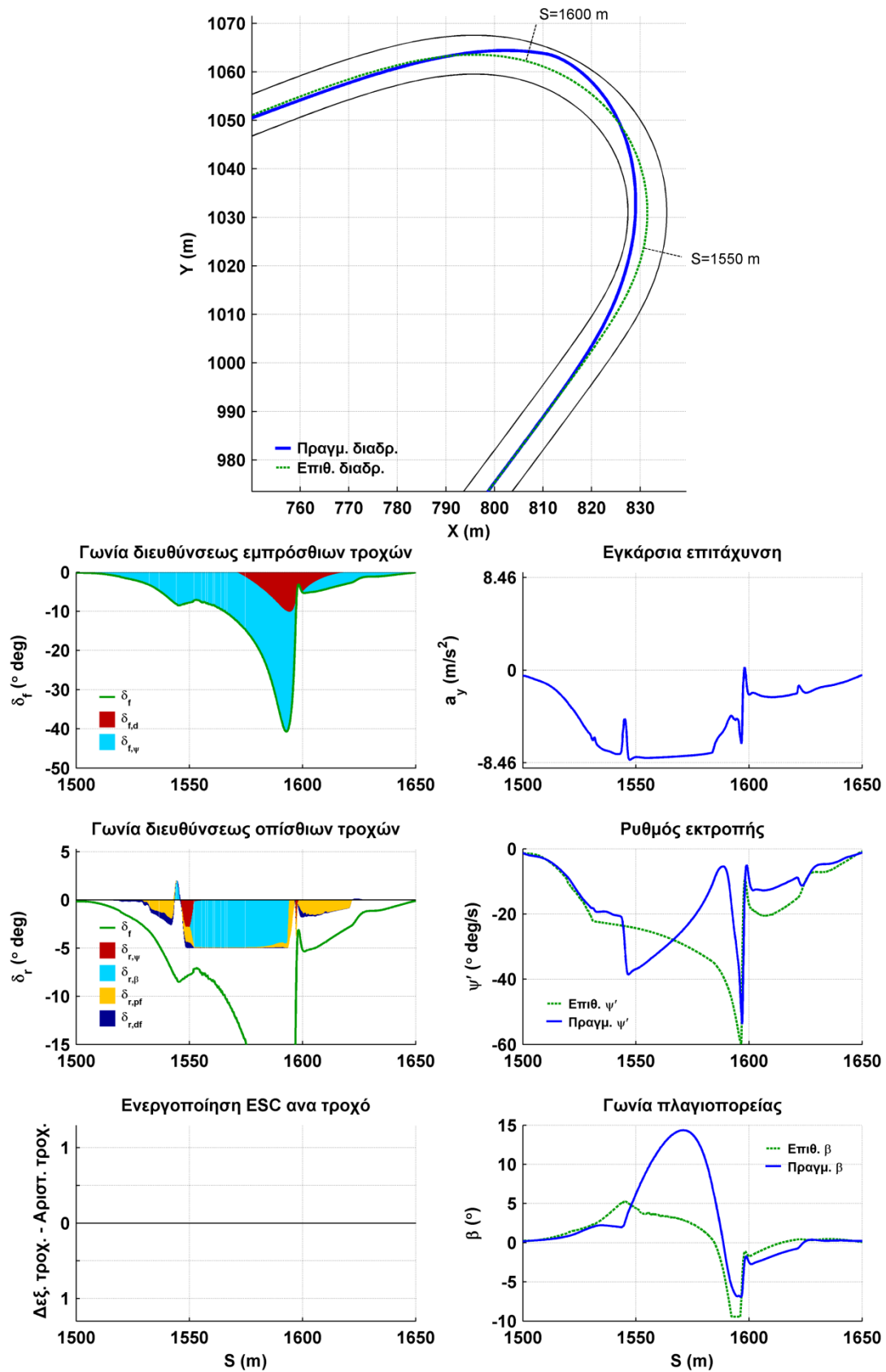
εμφανίζει μια μικρή μείωση. Η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά $\max(dev)$, παρουσιάζει γενικά παρόμοια συμπεριφορά αλλά εμφανίζεται αρχικά ελαφρώς αυξημένη και αρχίζει και αυξάνεται απότομα, για ελαφρώς μεγαλύτερη τιμή του συντελεστή S_U . Η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση $a_{y,max}$ και η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{max} , εμφανίζουν παρόμοια τάση, αν εξαιρέσουμε κάποιες έντονες αυξομειώσεις.



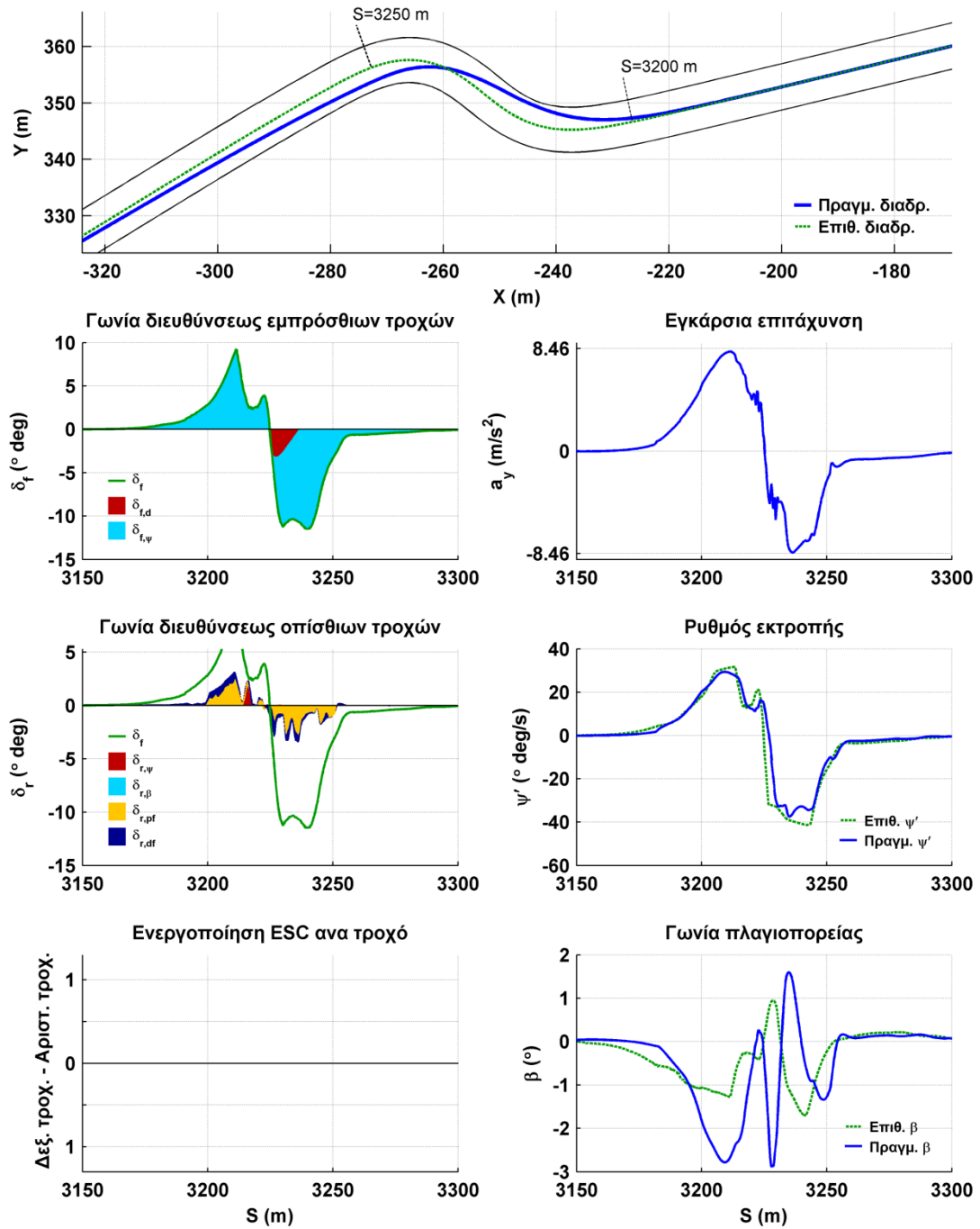
Σχ. 7.64 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων συστήματος 4WS και μοντέλου οδηγού με όχημα με αρχικά διανύσματα παραμέτρων

Στο Σχ. 7.65, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων του συστήματος 4WS και του μοντέλου οδηγού και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,21$, στη στροφή 4 και στο Σχ. 7.66, στη στροφή 7.

Παρατηρούμε ότι σε σύγκριση με την αντίστοιχη δοκιμή του οχήματος με σύστημα 4WS, χωρίς όμως βελτιστοποίηση του μοντέλου οδηγού, υπάρχουν ανεπαίσθητες διαφορές, κάτι που δικαιολογείται και από τις τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης και των χαρακτηριστικών μεταβλητών.



Σχ. 7.65 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,21$



Σχ. 7.66 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,21$

7.3.3.9. Βελτιστοποίηση παραμέτρων και αποτελέσματα δοκιμών οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) με ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού

Στη δοκιμή αυτή, θα βελτιστοποιήσουμε τις παραμέτρους του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC), του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και του μοντέλου οδηγού, ώστε να επιτύχουμε την βέλτιστη δυναμική επίδοση οχήματος εξοπλισμένου με ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) και σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS).

Η διαδικασία βελτιστοποίησης των διανυσμάτων παραμέτρων του μοντέλου οδηγού και των συστημάτων ESC και 4WS, έχει περιγραφεί στα κεφάλαια 7.3.3.3 και 7.3.3.6, αντίστοιχα.

Ως αρχικό διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού $\mathbf{P}_{dr,1}$, επιλέγουμε το βελτιστοποιημένο διάνυσμα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 7.3.3.3.

Ως αρχικά διανύσματα παραμέτρων του συστήματος ESC $\mathbf{P}_{ESC,1}$ και του συστήματος 4WS $\mathbf{P}_{4WS,1}$, επιλέγουμε τα βελτιστοποιημένα διανύσματα που υπολογίστηκαν στο κεφάλαιο 7.3.3.6.

$$\mathbf{P}_{ESC,1} = \begin{bmatrix} K_{ESC,\psi} = 108,70 & K_{ESC,\beta} = -130,90 & S_{ESC,y} = 0,72 & D_{\psi} = 0,19 & D_{\beta} = 10,55 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{P}_{4WS,1} = \begin{bmatrix} K_{\delta r,\psi} = -0,28 & K_{\delta r,\beta} = 35,79 & K_{\delta r,pf} = 0,40 & K_{dr,df} = -0,02 \end{bmatrix}$$

Για την ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, όπως αυτή ορίστηκε στην εξίσωση (7.45), απαιτήθηκαν 129 βήματα, μέχρι να εκπληρωθούν τα κριτήρια τερματισμού της διαδικασίας.

Στον Πιν. 7.92, παρουσιάζονται τα επιτυχή βήματα ελαχιστοποίησης της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν.

Η διαδικασία βελτιστοποίησης επιτυγχάνει αύξηση του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U για τον οποίο ολοκληρώνεται με επιτυχία η δοκιμή, από 1,26 σε 1,29. Ο χρόνος ολοκλήρωσης της διαδρομής αυξάνεται.

\mathbf{P}_{ESC}	I_t	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$2 \cdot \max(I_{dev})$	$0,5 \cdot I_{\beta, \dot{\psi}, des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su, \max}$	$L(\mathbf{P})$
1	170,56	0,88	5,89	1,52	-126	-126	-73,15
2	172,17	0,57	4,50	1,57	-126	-127	-74,20
3	172,24	0,46	3,77	1,58	-126	-128	-75,95
4	172,29	0,58	4,84	1,75	-127	-129	-76,54
5	172,63	0,66	5,68	2,03	-129	-129	-77,00
6	172,52	0,73	5,59	2,05	-129	-129	-77,11

Πιν. 7.92 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS και μοντέλου οδηγού

Στον Πιν. 7.93 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα παραμέτρων των συστημάτων ESC και 4WS και στον Πιν. 7.94 τα διανύσματα παραμέτρων του μοντέλου οδηγού για τα οποία υπολογιστήκαν οι τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης.

\mathbf{P}_{ESC} \mathbf{P}_{4WS}	$K_{\delta r, \dot{\psi}}$	$K_{\delta r, \beta}$	$K_{\delta r, pf}$	$K_{dr, df}$	$K_{ESC, \dot{\psi}}$	$K_{ESC, \beta}$	$S_{ESC, y}$	$D_{\dot{\psi}}$	D_{β}
1	-0,28	35,79	0,40	-0,02	108,70	-130,90	0,72	0,19	10,57
2	-1,29	33,29	0,83	0,02	108,22	-131,23	0,64	0,10	10,65
3	-1,54	35,02	1,08	0,02	108,90	-131,47	0,61	0,10	10,55
4	-1,54	35,02	1,08	0,02	108,90	-131,47	0,61	0,10	10,55
5	-1,54	35,02	1,08	0,02	108,90	-131,47	0,61	0,10	10,55
6	-1,54	35,02	1,08	0,02	108,90	-131,47	0,61	0,10	10,55

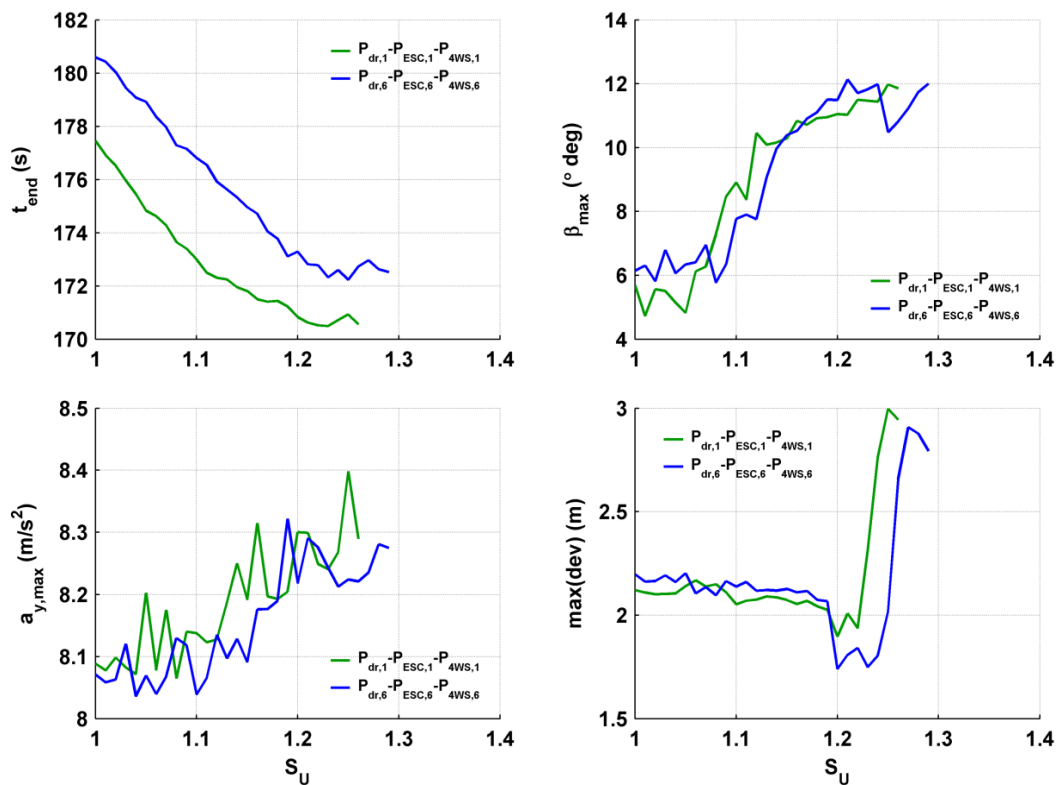
Πιν. 7.93 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS

\mathbf{P}_{dr}	$K_{\psi, P}$	$K_{\psi, D}$	$K_{d, P}$	$K_{d, D}$	$[W_{\psi}]_{1 \times N_2}$	$[W_d]_{1 \times N_2}$	$T_p (s)$
1	342,58	0,93	10,7	0,72	[0,1 0,26 0,64 0]	[0,39 0,06 0,42 0,13]	1,17
2	361,29	0,94	8,2	0,77	[0,08 0,25 0,66 0,01]	[0,28 0,02 0,59 0,11]	1,17
3	352,65	0,91	9,91	0,82	[0,07 0,26 0,65 0,02]	[0,3 0,11 0,35 0,24]	1,16
4	350,09	0,91	14,07	0,82	[0,08 0,26 0,65 0,01]	[0,05 0,01 0,42 0,52]	1,16
5	363,04	0,93	12,75	0,84	[0,08 0,26 0,65 0,01]	[0,05 0,01 0,42 0,52]	1,16
6	363,34	0,93	12,92	0,84	[0,08 0,26 0,65 0,01]	[0,05 0,01 0,42 0,52]	1,16

Πιν. 7.94 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού

Στο Σχ. 7.67 εμφανίζεται μια σύγκριση της συμπεριφοράς ορισμένων κρίσιμων μεγεθών της συμπεριφοράς του οχήματος, συναρτήσει του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U , ανάμεσα στο όχημα με τα αρχικά διανύσματα παραμέτρων των συστημάτων ESC $\mathbf{P}_{ESC,1}$ και 4WS

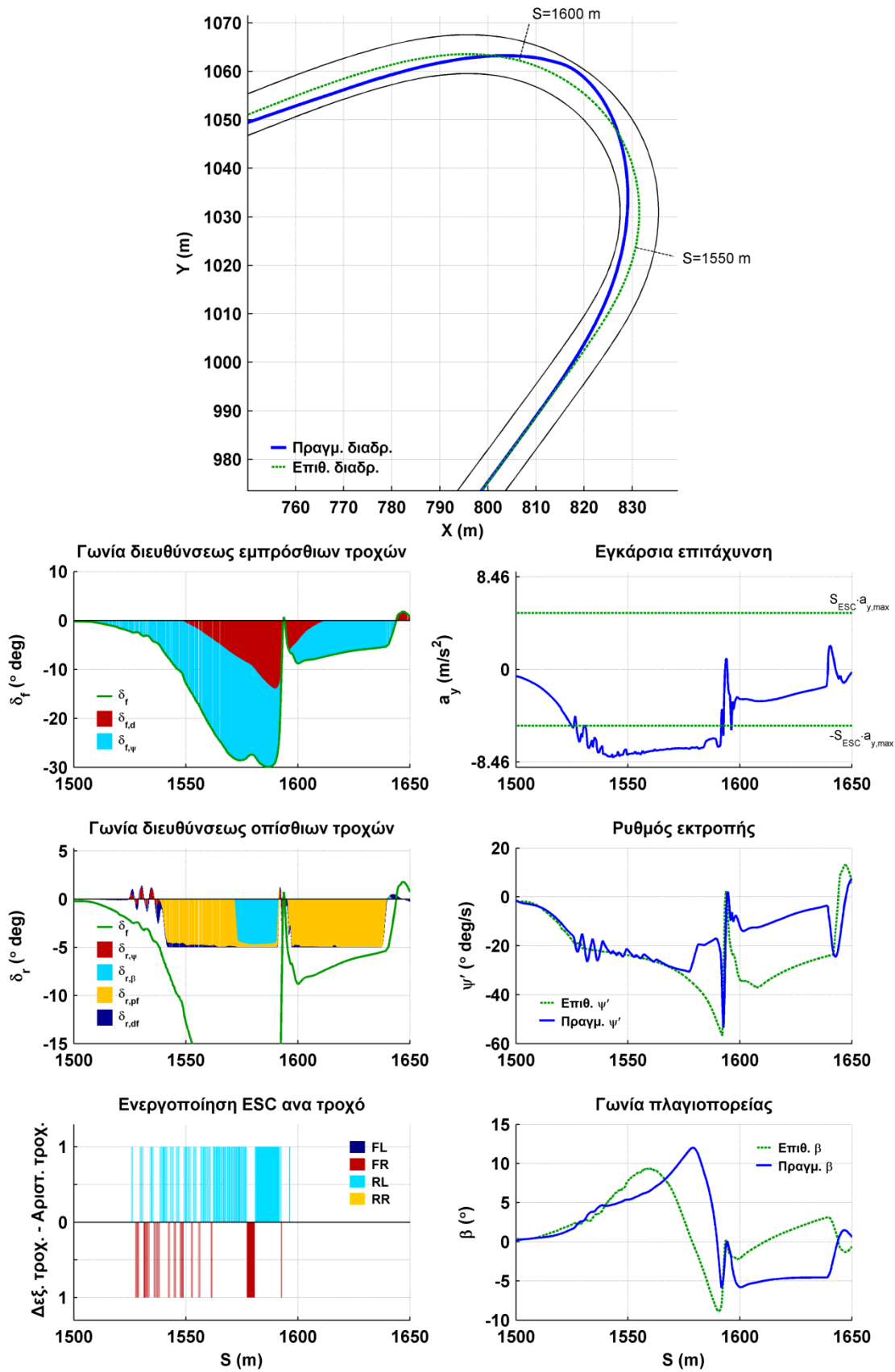
$P_{4WS,1}$ και του μοντέλου οδηγού $P_{dr,1}$ και στο όχημα με τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων $P_{ESC,6}$, $P_{4WS,6}$, και $P_{dr,6}$.



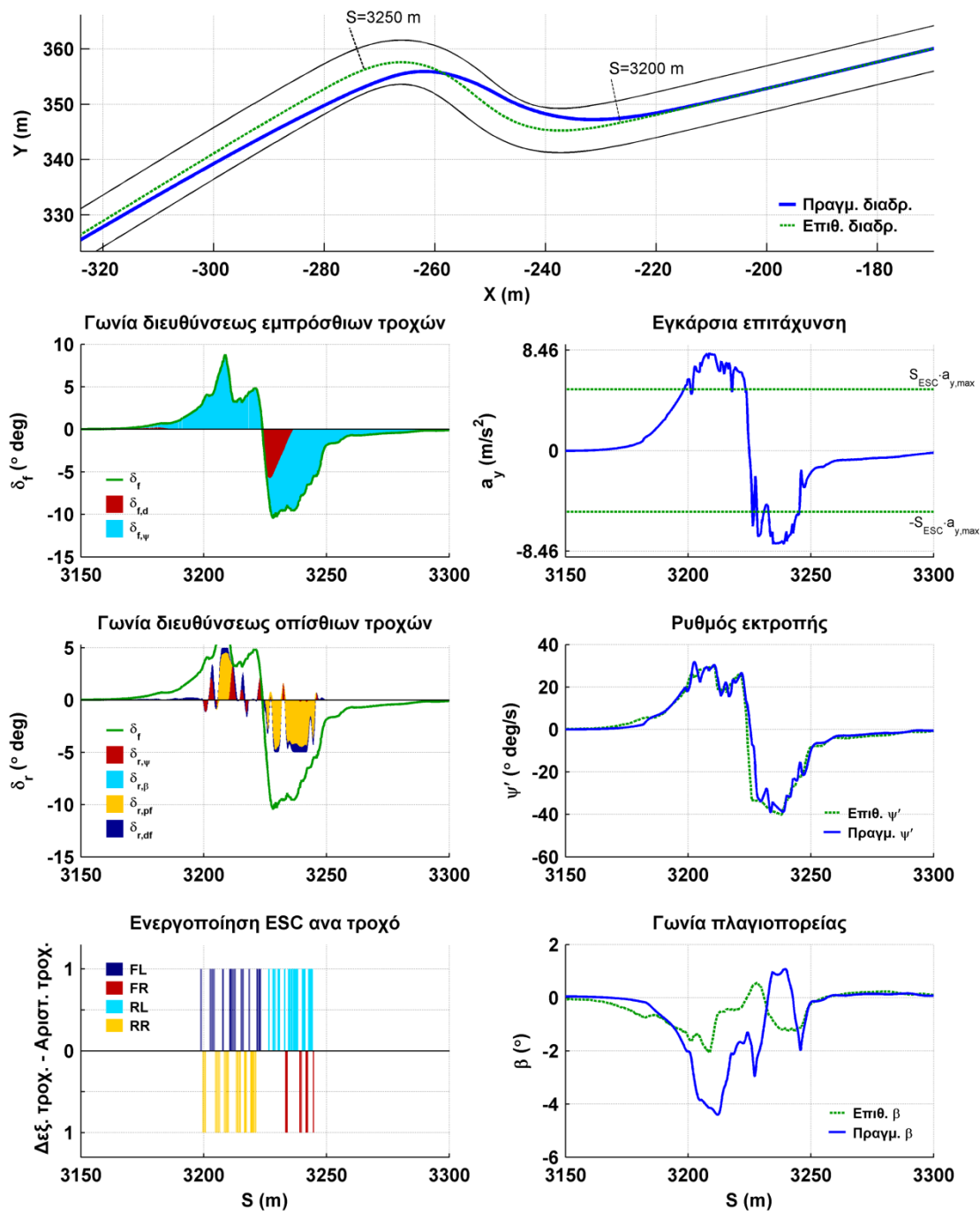
Σχ. 7.67 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων συστημάτων ESC - 4WS και μοντέλου οδηγού με όχημα με αρχικά διανύσματα παραμέτρων

Παρατηρούμε ότι ο χρόνος ολοκλήρωσης της διαδρομής t_{end} του οχήματος με τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων $P_{ESC,6}$, $P_{4WS,6}$, και $P_{dr,6}$, εμφανίζεται σταθερά αυξημένος σε σχέση με το όχημα με τα αρχικά διανύσματα παραμέτρων. Η αύξηση αυτή οφείλεται κυρίως στην αυξημένη επέμβαση του συστήματος ESC, λόγω της μείωσης του συντελεστή $S_{ESC,y}$.

Η μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά $max(dev)$, παρουσιάζει παρόμοια συμπεριφορά και στις δύο περιπτώσεις, μέχρι περίπου τη τιμή $S_U = 1,20$, αλλά στη συνέχεια το όχημα με τα βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων, παρουσιάζει μια μείωση, πριν η απόκλιση αρχίσει να αυξάνεται απότομα, αλλά για μεγαλύτερη τιμή του συντελεστή S_U . Η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση $a_{y,max}$ και η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{max} , εμφανίζουν παρόμοιες τιμές.



Σχ. 7.68 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,29$



Σχ. 7.69 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,29$

Στο Σχ. 7.68, απεικονίζεται η συμπεριφορά του οχήματος με το βελτιστοποιημένο διάγραμμα παραμέτρων των συστημάτων ESC και 4WS και του μοντέλου οδηγού και συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας $S_U = 1,29$, στη στροφή 4 και στο Σχ. 7.69, στη στροφή 7.

Παρατηρούμε ότι στη στροφή 4, το σύστημα 4WS επεμβαίνει για μεγαλύτερο διάστημα, ακόμη και μετά την έξοδο από τη στροφή, σε αντίθεση με το όχημα

με τα αρχικά διανύσματα παραμέτρων στην αντίστοιχη στροφή με αποτέλεσμα σημαντική απόκλιση του ρυθμού εκτροπής και της γωνίας πλαγιοπορείας από τις επιθυμητές τιμές.

7.3.4. Συμπεράσματα δοκιμών σε πραγματική διαδρομή (αυτοκινητοδρόμιο)

Η δοκιμή κλειστού βρόγχου, του συστήματος οδηγού - οχήματος, σε πραγματική διαδρομή, αποτελεί την τελευταία δοκιμή, που πραγματοποιήσαμε στη παρούσα διατριβή. Η πραγματική διαδρομή δοκίμασε την ικανότητα των συστημάτων ελέγχου και του μοντέλου οδηγού να ανταποκριθούν σε στροφές με διαφορετικές μορφές, καμπυλότητα και διάρκεια, με το ίδιο διάνυσμα παραμέτρων. Αν και παρατηρήθηκαν κάποια προβλήματα, που καταδεικνύουν την ανάγκη για δημιουργία πιο περίπλοκων αλγορίθμων ελέγχου στη περίπτωση του συστήματος τετραδιεύθυνσης 4WS, η διαδικασία βελτιστοποίησης πέτυχε την ανεύρεση των κατάλληλων διανυσμάτων παραμέτρων, που επέτρεψαν στα οχήματα να ολοκληρώσουν τη διαδρομή, πετυχαίνοντας παράλληλα σημαντική αύξηση των ορίων ασφαλείας, όπως αυτά αποτυπώνονται στο μέγιστο συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U , για τον οποίο το όχημα επιτυγχάνει να ολοκληρώσει τη διαδρομή.

Στον Πιν. 7.95 εμφανίζονται οι βέλτιστες τιμές της αντικειμενικής συνάρτησης $L(\mathbf{P})$, καθώς και των επιμέρους δεικτών I , που την αποτελούν, για κάθε μία από τις περιπτώσεις βελτιστοποίησης που πραγματοποιήσαμε στα προηγούμενα κεφάλαια.

Όπως και στις προηγούμενες δοκιμές κλειστού βρόγχου, ο συνδυασμός των δύο συστημάτων (ESC και 4WS) επιτυγχάνει τη μεγαλύτερη μείωση της αντικειμενικής συνάρτησης, ακολουθούμενός από το σύστημα ESC και στη συνέχεια το σύστημα 4WS. Η ίδια σειρά κατάταξης, παρατηρείται και μετά την βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού. Η σειρά κατάταξης οφείλεται κατά κύριο λόγο στην αύξηση του μέγιστου συντελεστή S_U , ο οποίος αποτελεί τη μεγαλύτερη συνιστώσα της αντικειμενικής συνάρτησης. Τα οχήματα με σύστημα ESC και συνδυασμό συστημάτων ESC και 4WS, εμφανίζουν μεγαλύτερα περιθώρια μείωσης της

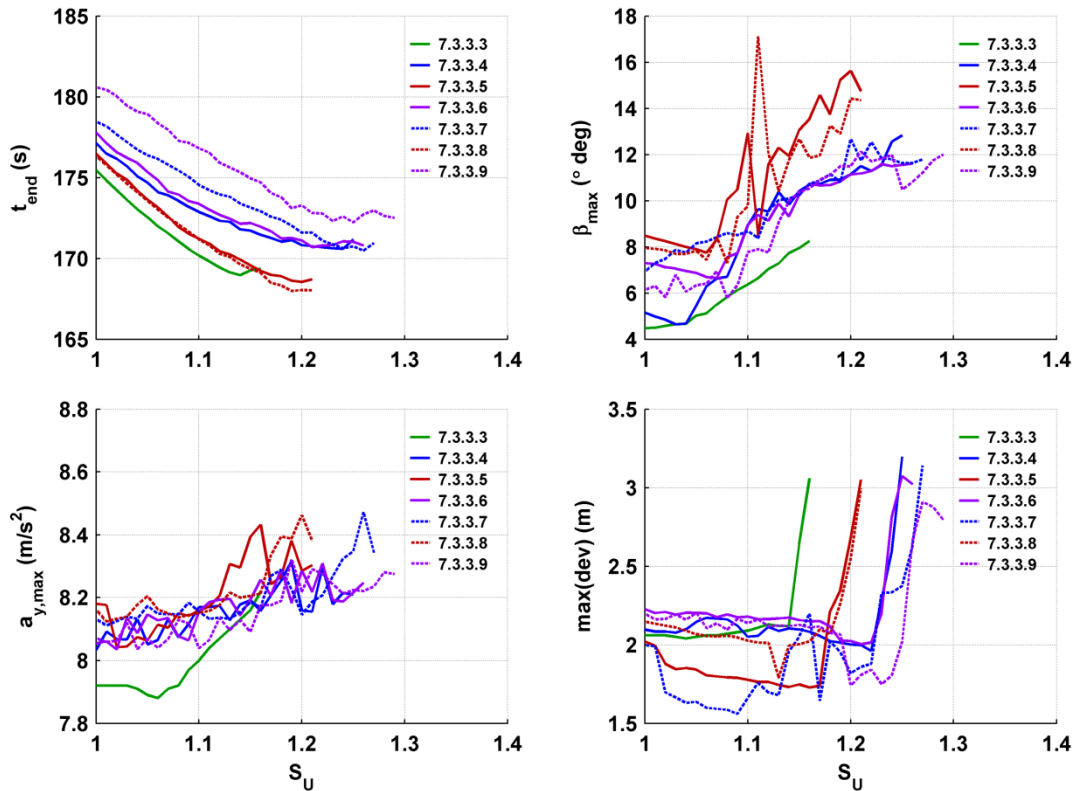
αντικειμενικής συνάρτησης κατά την βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού, ενώ για το όχημα με σύστημα 4WS επιτυγχάνεται οριακή μείωση.

Όχημα	I_t	$10 \cdot \text{mean}(I_{dev})$	$2 \cdot \max(I_{dev})$	$0,5 \cdot I_{\beta,\psi,des}$	$-100 \cdot I_{Su}$	$-100 \cdot I_{Su,max}$	$L(\mathbf{P})$
Χωρίς συστήματα ελέγχου (7.3.3.3)	168,96	0,45	4,23	1,67	-114	-116	-54,69
ESC χωρίς βελτ. οδηγού (7.3.3.4)	170,59	0,82	5,19	1,70	-124	-125	-70,70
4WS χωρίς βελτ. οδηγού (7.3.3.5)	168,71	1,04	6,10	2,27	-121	-121	-63,88
ESC-4WS χωρίς βελτ. οδηγού (7.3.3.6)	170,56	0,88	5,89	1,52	-126	-126	-73,15
ESC με βελτ. οδηγού (7.3.3.7)	170,48	0,73	5,25	1,91	-126	-127	-74,63
4WS με βελτ. οδηγού (7.3.3.8)	168,03	1,15	5,99	2,07	-121	-121	-64,75
ESC-4WS με βελτ. οδηγού (7.3.3.9)	172,52	0,73	5,59	2,05	-129	-129	-77,11

Πιν. 7.95 - Βέλτιστη αντικειμενική συνάρτηση οχημάτων σε δοκιμές σε πραγματική διαδρομή (αυτοκινητοδρόμιο)

Μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι το σύστημα ESC αυξάνει 9%, το όριο του συντελεστή S_U , από 1,16 σε 1,25, για τον οποίο το όχημα μπορεί να ολοκληρώσει τη διαδρομή, ενώ ο συνδυασμός των συστημάτων ESC και 4WS αντίστοιχα επιτυγχάνει αύξηση 11%, από 1,16 σε 1,26, χωρίς αλλαγή στις παραμέτρους του μοντέλου οδηγού. Μετά από την βελτιστοποίηση και του μοντέλου οδηγού, το σύστημα ESC επιτυγχάνει περαιτέρω αύξηση του συντελεστή S_U , από 1,25 σε 1,27 και ο συνδυασμός των συστημάτων ESC και 4WS, από 1,26 σε 1,29. Όμως η αρχή λειτουργία του συστήματος ESC, δηλαδή η επιβολή διαφορικής πέδησης στους τροχούς μειώνει τις επιδόσεις του οχήματος, δηλαδή αυξάνει τον χρόνο ολοκλήρωσης της δοκιμής t_{end} . Αντίθετα το σύστημα 4WS αυξάνει λιγότερο το όριο του συντελεστή S_U , κατά 5%, αλλά παράλληλα βελτιώνει τις επιδόσεις του οχήματος και μειώνει το χρόνο ολοκλήρωσης της δοκιμής t_{end} σε σχέση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου.

Στο Σχ. 7.70 εμφανίζεται μια σύγκριση της συμπεριφοράς ορισμένων κρίσιμων μεγεθών της συμπεριφοράς του οχήματος, συναρτήσει του συντελεστή προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας S_U , ανάμεσα στις διαφορετικές περιπτώσεις.



Σχ. 7.70 - Σύγκριση χαρακτηριστικών μεταβλητών οχημάτων σε πραγματική διαδρομή

Παρατηρούμε ότι ο χρόνος ολοκλήρωσης της διαδρομής t_{end} , εμφανίζεται σταθερά αυξημένος για τα οχήματα εξοπλισμένα με σύστημα ESC και συνδυασμό ESC - 4WS, ενώ τα οχήματα με σύστημα 4WS, επιτυγχάνουν τους μικρότερους χρόνους ολοκλήρωσης της διαδρομής, για τιμές του συντελεστή S_U , στις οποίες το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου αποτυγχάνει να ολοκληρώσει τη διαδρομή.

Στο διάγραμμα για τη μέγιστη απόκλιση από την επιθυμητή τροχιά $max(dev)$, είναι εμφανής η αύξηση από τα συστήματα ελέγχου της οριακής τιμής του συντελεστή S_U , πέραν της οποίας κάθε όχημα παρουσιάζει απότομη αύξηση της απόκλισης. Τα οχήματα με σύστημα ESC και συνδυασμό ESC - 4WS παρουσιάζουν τη μεγαλύτερη αύξηση, ενώ τα οχήματα μόνο με σύστημα 4WS, βρίσκονται περίπου στο ενδιάμεσο με το σύστημα χωρίς συστήματα

ελέγχου. Η μέγιστη πλευρική επιτάχυνση $a_{y,max}$ εμφανίζεται ελαφρώς αυξημένη για όλα τα οχήματα με συστήματα ελέγχου σε σχέση με το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου. Η μέγιστη γωνία πλαγιοπορείας β_{max} , εμφανίζει παρόμοιες τιμές για τα οχήματα με σύστημα ESC και συνδυασμό ESC - 4WS, ενώ εμφανίζεται αυξημένη για τα οχήματα μόνο με σύστημα 4WS. Επίσης στη περίπτωση των οχημάτων με σύστημα 4WS, εμφανίζονται υψηλές τιμές της γωνίας πλαγιοπορείας για ορισμένες τιμές του συντελεστή S_U .

8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

8.1. Σύγκριση επιδόσεων συστημάτων ελέγχου

Στα πλαίσια της σύγκρισης και αξιολόγησης των συστημάτων ηλεκτρονικού ελέγχου ευστάθειας (ESC) και τετραδιεύθυνσης (4WS), πραγματοποιήσαμε προσομοιώσεις διάφορων δοκιμών, ανοιχτού και κλειστού βρόγχου, με το ίδιο τυπικό μικρομεσαίο όχημα. Όλες οι δοκιμές διενεργήθηκαν με τις ίδιες συνθήκες, έτσι ώστε να μπορέσουμε να αποδώσουμε με σχετικά ασφάλεια τη διαφοροποίηση της δυναμικής συμπεριφοράς του οχήματος, στα συστήματα ελέγχου τα οποία διέθετε σε κάθε δοκιμή ή στις αλλαγές στο μοντέλο οδηγού, σε όποιες δοκιμές συνέβη αυτό.

8.1.1. Συμπεράσματα δοκιμών ανοιχτού βρόγχου

Οι δοκιμές ανοιχτού βρόγχου, δηλαδή οι δοκιμές χωρίς έλεγχο του οχήματος από το μοντέλο οδηγού, αλλά με τυποποιημένες διεγέρσεις της γωνίας διευθύνσεως των εμπρόςθιων τροχών, μας παρείχαν χρήσιμα συμπεράσματα για την επίδραση των συστημάτων ελέγχου, στη δυναμική απόκριση του οχήματος, σε προκαθορισμένες διεγέρσεις. Στις δοκιμές ανοιχτού βρόγχου, δοκιμάσαμε 4 περιπτώσεις οχημάτων:

1. Όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου
2. Όχημα με σύστημα ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC)
3. Όχημα με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS)
4. Όχημα με σύστημα ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC) και με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS)

Οι παράμετροι των συστημάτων ελέγχου βελτιστοποιήθηκαν σε κάθε περίπτωση, με την χρήση της γενετικής στρατηγικής και την κατάλληλη αντικειμενική συνάρτηση κατά περίπτωση.

Στη περίπτωση της διέγερσης βαθμίδος, τα συστήματα ελέγχου δεν παρουσίασαν αξιόλογη δυνατότητα μεταβολής της τροχιάς του οχήματος ώστε αυτό να προσεγγίζει περισσότερο την επιθυμητή τροχιά, όπως αυτή προκύπτει από το απλοποιημένο μοντέλο δύο βαθμών ελευθερίας, το οποίο μπορούμε να θεωρήσουμε ότι αντιπροσωπεύει ένα ιδανικό όχημα. Τα

συστήματα ελέγχου όμως βελτιώνουν την απόκριση του οχήματος στη διέγερση βαθμίδος, μειώνοντας την υπερακόντιση και την ταλαντωτική συμπεριφορά, όπως και τους χρόνους απόκρισης των χαρακτηριστικών μεταβλητών κατάστασης του οχήματος, δηλαδή της εγκάρσιας επιτάχυνσης και του ρυθμού εκτροπής.

Στη περίπτωση της ημιτονοειδούς διέγερσης, τα συστήματα ελέγχου κατόρθωσαν να ελέγξουν σε ικανοποιητικό βαθμό τη τροχιά του οχήματος, ώστε αυτό να προσεγγίζει σχεδόν απόλυτα την επιθυμητή τροχιά. Παράλληλα μειώθηκαν και οι χρόνοι καθυστέρησης των ημιπεριόδων των χαρακτηριστικών μεταβλητών κατάστασης του οχήματος, δηλαδή της εγκάρσιας επιτάχυνσης και του ρυθμού εκτροπής.

Όχημα	Διέγερση βαθμίδος	Ημιτονοειδής διέγερση
	$L(P)$	$L(P)$
Χωρίς συστήματα ελέγχου	14,08	22,88
ESC	10,03	3,94
4WS	8,95	2,12
ESC-4WS	8,19	1,73

Πιν. 8.1 - Τιμές αντικειμενικής συνάρτησης δοκιμών ανοιχτού βρόγχου

Όπως παρατηρούμε στο Πιν. 8.1. η κατάταξη των οχημάτων, με βάση τη τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης αξιολόγησης, από το χειρότερο προς το καλύτερο είναι και για τις δύο δοκιμές, το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου, το όχημα με σύστημα ελέγχου ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC), το όχημα με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) και τέλος το όχημα με συνδυασμό των συστημάτων ESC και 4WS.

Συμπερασματικά, παρατηρούμε ότι στις δοκιμές ανοιχτού βρόγχου, το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS), υπερτερεί του συστήματος ελέγχου ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC), ενώ ο συνδυασμός των δύο συστημάτων ESC και 4WS, εμφανίζει ακόμη καλύτερη συμπεριφορά.

Η υπεροχή του συστήματος 4WS έναντι του συστήματος ESC στις δοκιμές ανοιχτού βρόγχου, μπορεί να αποδοθεί, στην φιλοσοφία λειτουργίας των δύο συστημάτων, με το σύστημα ESC να βασίζεται αποκλειστικά στην επιθυμία του οδηγού, όπως αυτή εκφράζεται από το καθορισμό της γωνίας διεύθυνσης των εμπρόσθιων τροχών, για να καθορίσει τις αναγκαίες επεμβάσεις για τον

έλεγχου του οχήματος. Αντίθετα το σύστημα 4WS, όπως έχει υλοποιηθεί στη παρούσα διατριβή, περιλαμβάνει και μια συνιστώσα ανοιχτού βρόγχου.

8.1.2. Συμπεράσματα δοκιμών κλειστού βρόγχου

Στις δοκιμές κλειστού βρόγχου, καθορίζουμε μια επιθυμητή διαδρομή, την οποία πρέπει να ακολουθήσει το όχημα, με την καθοδήγηση του μοντέλου οδηγού. Ο έλεγχος του οχήματος από το μοντέλο οδηγού, προσομοιώνει πολύ καλύτερα τις πραγματικές συνθήκες οδήγησης, αλλά εισάγει έναν επιπλέον παράγοντα μεταβλητότητας στο σύστημα προς αξιολόγηση. Έτσι καθίσταται πιο δύσκολο να αποδώσουμε με ακρίβεια την αιτία των μεταβολών στη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος.

Για αυτό το λόγο, στις δοκιμές κλειστού βρόγχου, πραγματοποιήσαμε 7 περιπτώσεις βελτιστοποίησης και αξιολόγησης οχημάτων:

1. Όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου με βελτιστοποίηση των παραμέτρων μοντέλου οδηγού
2. Όχημα με σύστημα ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC) με χρήση των παραμέτρων μοντέλου οδηγού που υπολογίστηκαν στη 1η περίπτωση
3. Όχημα με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) με χρήση των παραμέτρων μοντέλου οδηγού που υπολογίστηκαν στη 1η περίπτωση
4. Όχημα με σύστημα ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC) και με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) με χρήση των παραμέτρων μοντέλου οδηγού που υπολογίστηκαν στη 1η περίπτωση
5. Όχημα με σύστημα ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC) με ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραμέτρων μοντέλου οδηγού
6. Όχημα με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) με ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραμέτρων μοντέλου οδηγού
7. Όχημα με σύστημα ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC) και με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) με ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραμέτρων μοντέλου οδηγού

Στη περίπτωση των στροφών με σταθερή ακτίνα καμπυλότητας και της πραγματικής διαδρομής (αυτοκινητοδρόμιο), τα συστήματα ελέγχου πέτυχαν την αύξηση των περιθωρίων ασφαλείας του οχήματος, όπως αυτά καθορίζονται από τον μέγιστο συντελεστή προσαρμογής της διαμήκους

ταχύτητας $S_{U,max}$, για τον οποίο το όχημα ολοκληρώνει τη δοκιμή, όπως φαίνεται και στον Πιν. 8.2. Αντίστοιχη αύξηση του περιθωρίου ασφαλείας επιτεύχθηκε και στη δοκιμή αποφυγής εμποδίου, με την αύξηση της αρχικής ταχύτητας U_{in} , για την οποία το όχημα ολοκληρώνει τη δοκιμή.

Όχημα	Στροφές με σταθερή ακτίνα καμπυλότητας		Δοκιμή αποφυγής εμποδίου		Πραγματική διαδρομή (αυτοκινητοδρόμιο)	
	$S_{U,max}$	$L(P)$	U_{in} (m/s)	$L(P)$	$S_{U,max}$	$L(P)$
Χωρίς συστήματα ελέγχου	0,98	-192,51	19,00	-381,64	1,16	-54,69
ESC χωρίς βελτ. οδηγού	1,03	-202,55	20,75	-416,81	1,25	-70,70
4WS χωρίς βελτ. οδηγού	1,02	-198,09	20,50	-412,82	1,21	-63,88
ESC-4WS χωρίς βελτ. οδηγού	1,04	-205,05	21,50	-432,14	1,26	-73,15
ESC με βελτ. οδηγού	1,05	-206,40	21,00	-421,70	1,27	-74,63
4WS με βελτ. οδηγού	1,04	-202,50	20,75	-417,36	1,21	-64,75
ESC-4WS με βελτ. οδηγού	1,07	-210,35	21,50	-432,18	1,29	-77,11

Πιν. 8.2 - Τιμές αντικειμενικής συνάρτησης και χαρακτηριστικών μεταβλητών δοκιμών κλειστού βρόγχου

Όπως παρατηρούμε στον Πιν. 8.2 η κατάταξη των οχημάτων, με βάση τη τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης αξιολόγησης, από το χειρότερο προς το καλύτερο είναι, το όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου, το όχημα με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS), το όχημα με σύστημα ελέγχου ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC) και τέλος το όχημα με συνδυασμό των συστημάτων ESC και 4WS. Η βελτιστοποίηση των παραμέτρων του μοντέλου οδηγού, μειώνει περαιτέρω την τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης και αυξάνει το συντελεστή $S_{U,max}$ και την αρχική ταχύτητα U_{in} , ενώ διατηρείται η ίδια σειρά κατάταξης. Σε σχέση με τις δοκιμές ανοιχτού βρόγχου, έχουμε δηλαδή μια αντιστροφή της σειράς κατάταξης όσον αφορά το όχημα με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) και το όχημα με σύστημα ελέγχου

ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC), ενώ παραμένει καλύτερο το όχημα με συνδυασμό των συστημάτων ESC και 4WS.

8.2. Τελικά συμπεράσματα - μελλοντική έρευνα

Σύμφωνα με την αξιολόγηση, μέσω της αντικειμενικής συνάρτησης, το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) απέδωσε καλύτερα στις δοκιμές ανοιχτού βρόγχου, ενώ το σύστημα ελέγχου ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC), στις δοκιμές κλειστού βρόγχου. Και στις δύο περιπτώσεις, το όχημα το οποίο ήταν εξοπλισμένο και με σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS) και με σύστημα ελέγχου ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC), υπερέιχε των οχημάτων τα οποία ήταν εξοπλισμένα, μόνο με ένα από τα δύο συστήματα.

Το συμπέρασμα αυτό, συμπίπτει και με την πραγματικότητα, που έχει διαμορφωθεί στο τομέα των συστημάτων ελέγχου, στην αυτοκινητοβιομηχανία, όπου το ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου ευστάθειας (ESC) έχει επικρατήσει καθολικά και σύντομα θα αποτελεί βασικό εξοπλισμό κάθε καινούριου αυτοκινήτου. Σε αυτό βοηθά και η απλούστερη κατασκευή και το μικρότερο κόστος του συστήματος ESC, σε σχέση με ένα σύστημα 4WS.

Όπως, όμως φάνηκε από τις δοκιμές μας, το σύστημα τετραδιεύθυνσης (4WS), αν και δεν φτάνει τα επίπεδα του συστήματος ESC, προσφέρει αξιόλογη αύξηση των περιθωρίων ασφαλείας, η οποία δεν συνοδεύεται με τις αρνητικές επιπτώσεις της επέμβασης του συστήματος ESC, όπως είναι η επιβράδυνση του οχήματος, λόγω της επιβολής πέδησης. Έτσι το σύστημα τετραδιεύθυνσης θα μπορούσε να αποτελέσει μια εναλλακτική λύση για οχήματα υψηλών επιδόσεων, όπου το κόστος ενσωμάτωσης του είναι πιο εύκολα ανεκτό.

Επίσης, έγινε εμφανές ότι ένας συνδυασμός των δύο συστημάτων υπερέχει και από τα δύο συστήματα, όταν αυτά λειτουργούν μεμονωμένα.

Η συνεργασία του συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και του συστήματος ελέγχου ηλεκτρονικής ευστάθειας (ESC), και πιθανώς και άλλων συστημάτων ελέγχου, αποτελεί ένα σημαντικό πεδίο μελλοντικής έρευνας, ώστε να διερευνηθεί, αν το σύστημα τετραδιεύθυνσης αποτελεί μια αξιόπιστη και αποδοτική λύση, που θα αυξήσει περαιτέρω της ασφάλεια του αυτοκινήτου.

Μελλοντικά η διάδοση των ηλεκτροκίνητων αυτοκινήτων και η πιθανή αντικατάσταση του κλασσικού συγκροτήματος ισχύος και μετάδοσης της κίνησης (Μ.Ε.Κ. - μειωτήρας στροφών - διαφορικό - άξονες), από ανεξάρτητους ηλεκτροκινητήρες και ηλεκτρονικό διαφορικό, θα αυξήσει τις δυνατότητες ελέγχου των δυνάμεων έλξης και πέδησης, σε κάθε τροχό. Παρόμοια, ο έλεγχος της γωνίας διεύθυνσης κάθε τροχού, από μικρούς ηλεκτροκινητήρες, αντί για τα κλασσικά μηχανικά συστήματα ελέγχου, μπορεί να καταστήσει τη τετραδιεύθυνση πιο προσιτή και απλούστερη στην υλοποίηση της.

Τέλος η αύξηση της υπολογιστικής ισχύος των ηλεκτρονικών, θα καταστήσει ευκολότερη την ενσωμάτωση πιο περίπλοκων αλγορίθμων και την επίλυση τους σε πραγματικό χρόνο, από το ίδιο το όχημα, ώστε να καθίσταται δυνατός ο βέλτιστος έλεγχος του οχήματος, με βάση τις επιθυμίες του οδηγού.

9. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

9.1. Συμβολισμοί

Μοντέλο Οχήματος

O_0XYZ	Γεώδετο σύστημα αναφοράς
$Oxyz$	Οχηματοπαγές σύστημα αξόνων
U	Διαμήκης ταχύτητα οχήματος
V	Εγκάρσια ταχύτητα οχήματος
W	Κατακόρυφη ταχύτητα οχήματος
$\dot{\theta} / p$	Ρυθμός κύλισης οχήματος
$\dot{\phi} / q$	Ρυθμός καλπασμού οχήματος
$\dot{\psi} / r$	Ρυθμός εκτροπής οχήματος
θ	Γωνία κυλίσεως
φ	Γωνία καλπασμού
ψ	Γωνία εκτροπής
m	Μάζα οχήματος
I	Ροπή αδρανείας οχήματος
g	Επιτάχυνση βαρύτητας
G_z	Βάρος οχήματος
a	Απόσταση κέντρου βάρους οχήματος από εμπρόσθιο άξονα
b	Απόσταση κέντρου βάρους οχήματος από οπίσθιο άξονα
$2 \cdot c$	Εμπρόσθιο μετατρόχιο
$2 \cdot d$	Οπίσθιο μετατρόχιο
h	Ύψος κέντρου βάρους οχήματος
K_i	Σταθερά ελατηρίων ανάρτησης
D_i	Σταθερά αποσβεστήρων ανάρτησης
$K_{i \text{ roll bar}}$	Σταθερά αντιστρεπτικής ράβδου
ρ	Πυκνότητα Αέρα
SCF	Συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης
	Μοντέλο Ελαστικού
κ_i	Διαμήκης ολίσθηση τροχού

α_i	Γωνία πλαγιοπορείας τροχού
Ω_i	Ταχύτητα περιστροφής τροχού
ρ_i	Απόσταση κατακόρυφης παραμόρφωσης ελαστικού
γ_i	Γωνία camber τροχού
F_x	Διαμήκης δύναμη τροχού
F_y	Εγκάρσια δύναμη τροχού
F_z	Κάθετη δύναμη τροχού
M_x	Ροπή ανατροπής τροχού
M_y	Αντίσταση κύλισης τροχού
M_z	Ροπή ευθυγράμμισης τροχού
O_w xyz	Τροχοπαγές σύστημα αξόνων
$V_{x,i}$	Διαμήκης ταχύτητα τροχού στο οχηματοπαγές σύστημα αξόνων
$V_{y,i}$	Εγκάρσια ταχύτητα τροχού στο οχηματοπαγές σύστημα αξόνων
$(V_x)_i$	Διαμήκης ταχύτητα τροχού στο τροχοπαγές σύστημα αξόνων
$(V_y)_i$	Εγκάρσια ταχύτητα τροχού στο τροχοπαγές σύστημα αξόνων
δ_i	Γωνία διεύθυνσεως τροχού
V_{cx}	Απόλυτη ταχύτητα κέντρου τροχού
V_{sx}	Διαμήκης ταχύτητα ολίσθησης τροχού
V_{sy}	Εγκάρσια ταχύτητα ολίσθησης τροχού
I_w	Ροπή αδρανείας τροχού
F_{zo}	Ονομαστικό φορτίο τροχού
R_0	Ονομαστική ακτίνα τροχού
R_l	Ακτίνα εμφόρτου τροχού
R_e	Ακτίνας κυλίσεως
M_d	Κινητήριος ροπή τροχού
M_b	Ροπή πέδησης τροχού

C_{Fz}	Κατακόρυφη στιβαρότης τροχού
p, q, r, s	Αδιάστατες παράμετροι εξισώσεων Magic Formula
$D_{reff}, B_{reff}, F_{reff}$	Αδιάστατες παράμετροι εξισώσεων Magic Formula
λ	Συντελεστές κλίμακος εξισώσεων Magic Formula
ζ	Συντελεστές ολίσθησης στροφής
σ_x	Διαμήκης μήκος χαλαρώσεως ελαστικού
σ_a	Εγκάρσιο μήκος χαλαρώσεως ελαστικού
κ'	Μεταβατική διαμήκης ολίσθηση τροχού
a'	Μεταβατική γωνία πλαγιοπορείας τροχού
Μοντέλο κινητηρίου συστήματος	
P_ε	Ισχύς κινητήρα
Ω_ε	Ρυθμός περιστροφής κινητήρα
M_ε	Ροπή κινητήρα
P_{\max}	Μέγιστη ισχύς κινητήρα
Ω_{\max}	Ρυθμός περιστροφής στον οποίο αποδίδεται η μέγιστη ισχύς
$n_{g,i}$	Σχέση μετάδοσης κιβωτίου ταχυτήτων
n_f	Τελική σχέση μετάδοσης διαφορικού
κ_t	Επιθυμητή ολίσθηση (ABS/ASR)
Μοντέλο Οδηγού	
s	Διανυθείσα απόσταση κατά μήκος της επιθυμητής διαδρομής
k_t	Καμπυλότητα επιθυμητής διαδρομής
ψ_t	Γωνία διεύθυνσης επιθυμητής διαδρομής
x_t, y_t	Συντεταγμένες επιθυμητής διαδρομής στο γεώδες σύστημα αναφοράς
μ_x, μ_y	Συντελεστές πρόσφυσης
x, y	Συντεταγμένες κέντρου βάρους οχήματος στο γεώδες σύστημα αναφοράς
ψ	Γωνία διεύθυνσης οχήματος

C_1, C_2	Στροφική στιβαρότης εμπρόσθιων και οπίσθιων τροχών
K	Συντελεστής ευστάθειας
T_p	Χρόνος προεπισκόπησης
$a_{x,max}$	Μέγιστη επιβράδυνση πέδησης
$a_{y,max}$	Μέγιστη εγκάρσια επιτάχυνση
S_b	Συντελεστής προσαρμογής της απόστασης πέδησης
S_U	Συντελεστής προσαρμογής της διαμήκου ταχύτητας
K_U	Κέρδος ελέγχου της διαμήκου ταχύτητας
$[W_\psi]_{1 \times N_2}$	Πίνακας στάθμισης απόκλισης διεύθυνσης
$[W_d]_{1 \times N_2}$	Πίνακας στάθμισης απόκλισης θέσης
$K_{\psi,P}$	Αναλογικό κέρδος κατευθυντή απόκλισης διεύθυνσης
$K_{\psi,D}$	Διαφορικό κέρδος κατευθυντή απόκλισης διεύθυνσης
$K_{d,P}$	Αναλογικό κέρδος κατευθυντή απόκλισης θέσης
$K_{d,D}$	Διαφορικό κέρδος κατευθυντή απόκλισης θέσης
$s_{p,l}$	Απόσταση προεπισκόπησης για έλεγχο διαμήκου ταχύτητας
e_U	Μεταβλητή ελέγχου διαμήκου ταχύτητας
$s_{p,s}$	Απόσταση προεπισκόπησης για έλεγχο εγκάρσιας θέσης
e_ψ	Σφάλμα ελέγχου γωνίας διεύθυνσης
δ_ψ	Γωνία διεύθυνσης εμπρόσθιων τροχών με βάση την απόκλιση της γωνίας διεύθυνσης του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά
e_d	Σφάλμα ελέγχου θέσης
δ_d	Γωνία διεύθυνσης εμπρόσθιων τροχών με βάση την εγκάρσια απόκλιση της θέσης του οχήματος από την επιθυμητή τροχιά
K_{rd}	Συντελεστής προσαρμογής παραμέτρων
δ	Γωνία διεύθυνσης εμπρόσθιων τροχών
	Συστήματα Ελέγχου
Ω_i	Ταχύτητα περιστροφής τροχών

δ_f	Γωνία διεύθυνσεως εμπρός τροχών
r	Ρυθμός εκτροπής οχήματος
α_y	Εγκάρσια επιτάχυνση οχήματος
α_x	Διαμήκης επιτάχυνση οχήματος
U	Διαμήκης ταχύτητα του οχήματος
V	Εγκάρσια ταχύτητα του οχήματος
β	Γωνία πλαγιοπορείας
$\mu_{x,y}$	Συντελεστής πρόσφυσης ελαστικών - δρόμου
$\dot{\psi}_{des}$	Επιθυμητός ρυθμός εκτροπής
β_{des}	Επιθυμητή γωνία πλαγιοπορείας
K	Συντελεστής ευστάθειας
$K_{ESC,\dot{\psi}}$	Κέρδος ελεγκτή ESC για το ρυθμό εκτροπής
$K_{ESC,\beta}$	Κέρδος ελεγκτή ESC για τη γωνία πλαγιοπορείας
C_{ESC}	Μεταβλητή ελέγχου συστήματος ESC
$S_{ESC,y}$	Συντελεστής προσαρμογή ορίου επέμβασης συστήματος ESC
$D_{\dot{\psi}}$	Ουδέτερη ζώνη απόκλισης ρυθμού εκτροπής
D_{β}	Ουδέτερη ζώνη απόκλισης γωνίας πλαγιοπορείας
δ_r	Γωνία διεύθυνσης οπίσθιων τροχών
$\delta_{r,c}$	Συνιστώσα κλειστού βρόγχου διεύθυνσης οπίσθιων τροχών
$\delta_{r,o}$	Συνιστώσα ανοιχτού βρόγχου διεύθυνσης οπίσθιων τροχών
$K_{\delta r,\dot{\psi}}$	Κέρδος ελέγχου ρυθμού εκτροπής συστήματος 4WS
$K_{\delta r,\beta}$	Κέρδος ελέγχου γωνίας πλαγιοπορείας συστήματος 4WS
$K_{\delta r,pf}$	Αναλογικό κέρδος γωνίας διεύθυνσης εμπρός τροχών συστήματος 4WS
$K_{\delta r,df}$	Διαφορικό κέρδος γωνίας διεύθυνσης εμπρός τροχών συστήματος 4WS
Βελτιστοποίηση παραμέτρων	
P	Διάνυσμα παραμέτρων οχήματος - οδηγού

L	Αντικειμενική συνάρτηση
I	Δείκτης Βελτιστοποίησης
g	Συνάρτηση ανισοτικών περιορισμών
λ	Συντελεστές βαρύτητας αντικειμενικής συνάρτησης
I_t	Δείκτης Βελτιστοποίησης - Χρόνος ολοκλήρωσης διαδρομής
$I_{dev,m}$	Δείκτης Βελτιστοποίησης - Μέση απόκλιση από την επιθυμητή διαδρομή
I_{sp}	Δείκτης Βελτιστοποίησης - Ταχύτητα οχήματος
$I_{\beta,r,des}$	Δείκτης Βελτιστοποίησης - Απόκλιση ρυθμού εκτροπής και γωνίας πλαγιοπορείας από τις επιθυμητές τιμές
g_s	Ανισοτικός Περιορισμός - Ολοκλήρωση επιθυμητής διαδρομής
g_t	Ανισοτικός Περιορισμός - Υπέρβαση επιθυμητού χρόνου ολοκλήρωσης της διαδρομής
A_t	Πλάτος δρόμου
(x_{lim}, y_{lim})	Συντεταγμένες ορίων διαδρομής
σ_0	Παράμετρος μετάλλαξης εξελικτικής στρατηγικής

9.2. Βιβλιογραφία

AASHTO (2004). "A Policy on Geometric Design of Highways and Streets." from http://safety.fhwa.dot.gov/geometric/pubs/mitigationstrategies/chapter3/3_lane_width.htm.

Abe, M. (2009). Vehicle Handling Dynamics: Theory and Application, Butterworth-Heinemann.

Arborio, N., P. Munaretto, M. Velardocchia, et al. (2000). "Vehicle Dynamics and Stability Analysis with Matlab and Adams Car". FIAT Auto-Direzione Tecnica Autotelaio C. so Settembrini: 40-10135.

Artamonov, M. D., V. A. Ilarionov and M. M. Morin (1976). Motor Vehicles : Fundamentals and Design. Moscow Mir Publishers.

Bakker, E., L. Nyborg and H. Pacejka (1987). "Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. SAE Paper 870421". Society of Automotive Engineers, New York.

Bakker, E., H. Pacejka and L. Lidner (1989). "A New Tire Model With an Application in vehicle Dynamic Studies. SAE Paper 890087". Society of Automotive Engineers, New York.

Bayle, P., J. F. Forissier and S. Lafon (1993). "A new Tire Model for Vehicle Dynamics Simulations". Automotive Technology International.

Blundell, M. and D. Harty (2004). Multibody systems approach to vehicle dynamics, Elsevier.

Chatzikomis, C. and K. Spentzas (2009). "A path-following driver model with longitudinal and lateral control of vehicle's motion". Forschung im Ingenieurwesen **73**(4): 257-266.

Edelmann, J., M. Plöchl, W. Reinalter, et al. (2007). "A passenger car driver model for higher lateral accelerations". Vehicle System Dynamics **45**(12): 1117 - 1129.

Faria, L., J. Oden, B. Yavari, et al. (1992). "Tire modeling by finite elements".

Ferguson, S. A. (2007). "The Effectiveness of Electronic Stability Control in Reducing Real-World Crashes: A Literature Review". Traffic Injury Prevention **8**(4): 329-338.

Genta, G. (2008). The automotive chassis. New York, Springer.

Gim, G. and P. Nikravesh (1990). "Analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations.". International Journal of Vehicle Design **11**(6): 589-618.

GRRF WORKING GROUP ON ELECTRONIC STABILITY CONTROL (2008). "Progress report and recommendation on the development of a global technical regulation on Electronic Stability Control (ESC) for light vehicles." from <http://www.unece.org/trans/doc/2008/wp29/WP29-144-05e.pdf>.

Hahn, J., R. Rajamani and L. Alexander (2002). "GPS-based real-time identification of tire-road friction coefficient". IEEE Transactions on Control Systems Technology **10**(3): 331-343.

ISO 3888-2, Passenger cars -- Test track for a severe lane-change manoeuvre -- Part 2: Obstacle avoidance (2002).

ISO/CD 7401, Road vehicles -- Lateral transient response test methods -- Open-loop test methods (2003).

ISO/TR 8725:1988 - Road vehicles -- Transient open-loop response test method with one period of sinusoidal input (1988).

Kuiper, E. and J. Van Oosten (2007). "The PAC2002 advanced handling tire model". Vehicle System Dynamics **45**: 153-167.

MacAdam, C. C. (2003). "Understanding and Modeling the Human Driver". Vehicle System Dynamics **40**(1): 101-134.

Mastinu, G., S. Gaiazzi, F. Montanaro, et al. (1996). "A semi-analytical tyre model for steady-and transient-state simulations". Vehicle System Dynamics **27**: 2-21.

Oden, J., T. Lin and J. Bass (1988). "A finite element analysis of the general rolling contact problem for a viscoelastic rubber cylinder".

Pacejka, H. and E. Bakker (1992). "The magic formula tyre model". Vehicle System Dynamics **21**: 1-18.

Pacejka, H. and I. Besselink (1996). "Magic formula tyre model with transient properties". Vehicle System Dynamics **27**: 234-249.

Pacejka, H. and P. Fancher (1972). Hybrid simulation of shear force development of a tire experiencing longitudinal and lateral slip. Proceedings of the XIV International Automobile Technical Congress, FISITA, London.

Pacejka, H. and R. Sharp (1991). "Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions: a review of modelling aspects". Vehicle System Dynamics **20**(3): 121-175.

Pacejka, H. B. (2002). Tyre and vehicle dynamics, Butterworth-Heinemann.

Plöchl, M. and J. Edelmann (2007). "Driver models in automobile dynamics application". Vehicle System Dynamics **45**(7): 699-741.

Rajamani, R. (2006). Vehicle dynamics and control. New York, Springer Science.

Robert Bosch GmbH. (2004). Automotive handbook. Plochingen - London, Robert Bosch - Professional Engineering Pub.

Segel, L. (1956). "Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of the Automobile to Steering Control". Proceedings of the Automobile Division, The Institution of Mechanical Engineers **7**: 310-330.

Sharp, R. (1990). On the accurate representation of tyre shear forces by a multi-radial-spoke model. Proceedings of 11th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks.

Sharp, R. S., D. Casanova and P. Symonds (2000). "A Mathematical Model for Driver Steering Control, with Design, Tuning and Performance Results". Vehicle System Dynamics **33**(5): 289 - 326.

Sharp, R. S. and V. Valtetsiotis (2001). "Optimal preview car steering control". Vehicle System Dynamics **35**: 101-117.

Spentzas, K., I. Alkhalizi and M. Demic (2001a). "Dynamics of four-wheel-steering vehicles". Forschung im Ingenieurwesen **66**(6): 260-266.

Spentzas, K., I. Alkhalizi and M. Demic (2001b). "Kinematics of four-wheel-steering vehicles". Forschung im Ingenieurwesen **66**(5): 211-216.

Spentzas, K. N. (2000). Vehicle Dynamics - Lecture Notes (in Greek), National Technical University of Athens.

Ungoren, A. Y. and H. Peng (2005). "An adaptive lateral preview driver model". Vehicle System Dynamics **43**(4): 245-259.

Van Zanten, A. (2002). Evolution of electronic control systems for improving the vehicle dynamic behavior. 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC, Hiroshima, Japan.

Wang, J., L. Alexander and R. Rajamani (2004). "Friction estimation on highway vehicles using longitudinal measurements". Journal of dynamic systems, measurement, and control **126**: 265.

Υ.Π.Ε.Χ.Ω.Δ.Ε. (2001a). "Οδηγίες Μελετών Οδικών Έργων - Τεύχος 2: Διατομές." from http://www.ggde.gr/index.php?option=com_docman&task=doc_download&gid=117.

Υ.Π.Ε.Χ.Ω.Δ.Ε. (2001b). "Οδηγίες Μελετών Οδικών Έργων - Τεύχος 3: Χαράξεις." from http://www.ggde.gr/index.php?option=com_docman&task=doc_download&gid=116.

9.3. Λίστα Πινάκων

Πιν. 7.1 - Αποτελέσματα δοκιμών διέγερσης βαθμίδος οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου	93
Πιν. 7.2 - Ποσόστωση δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση δοκιμής διέγερσης βαθμίδος	95
Πιν. 7.3 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος ESC σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος	96
Πιν. 7.4 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστήματος ESC σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος	96
Πιν. 7.5 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων ESC με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος	97
Πιν. 7.6 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος	100
Πιν. 7.7 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστήματος 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος	101
Πιν. 7.8 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων 4WS με όχημα χωρίς 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος	102
Πιν. 7.9 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος	104
Πιν. 7.10 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστήματος 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος	105
Πιν. 7.11 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων ESC - 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος	106
Πιν. 7.12 - Αποτελέσματα δοκιμών ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου	111
Πιν. 7.13 - Ποσόστωση δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση δοκιμής ημιτονοειδούς διέγερσης	114
Πιν. 7.14 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος ESC σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης	115
Πιν. 7.15 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστήματος ESC σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης	116

Πιν. 7.16 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο δiάνυσμα παραμέτρων ESC με όχημα χωρίς ESC σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης	117
Πιν. 7.17 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης	121
Πιν. 7.18 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστήματος 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης	122
Πιν. 7.19 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο δiάνυσμα παραμέτρων 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης	122
Πιν. 7.20 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης	126
Πιν. 7.21 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης	127
Πιν. 7.22 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο δiάνυσμα παραμέτρων ESC - 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης	127
Πιν. 7.23 - Ποσόστωση δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση δοκιμών σε στροφές με σταθερή ακτίνα καμπυλότητας	137
Πιν. 7.24 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	139
Πιν. 7.25 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	139
Πιν. 7.26 - Σύγκριση αρχικού και βελτιστοποιημένου διανύσματος παραμέτρων οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	140
Πιν. 7.27 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC	144
Πιν. 7.28 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC	145
Πιν. 7.29 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο δiάνυσμα παραμέτρων συστήματος ESC με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	145
Πιν. 7.30 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)	150

Πιν. 7.31 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)	150
Πιν. 7.32 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	151
Πιν. 7.33 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS	156
Πιν. 7.34 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS	156
Πιν. 7.35 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστημάτων ESC - 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	157
Πιν. 7.36 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) και μοντέλου οδηγού	161
Πιν. 7.37 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC	161
Πιν. 7.38 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού	161
Πιν. 7.39 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος ESC και μοντέλου οδηγού με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	163
Πιν. 7.40 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και μοντέλου οδηγού	167
Πιν. 7.41 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)	167
Πιν. 7.42 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού	168
Πιν. 7.43 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	169
Πιν. 7.44 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS και μοντέλου οδηγού	173
Πιν. 7.45 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS	173
Πιν. 7.46 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού	174

Πιν. 7.47 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστημάτων ESC - 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	174
Πιν. 7.48 - Βέλτιστη αντικειμενική συνάρτηση οχημάτων σε δοκιμές στροφών σταθερής ακτίνας καμπυλότητας	179
Πιν. 7.49 - Συμπεριφορά οχημάτων σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$	179
Πιν. 7.50 - Ποσόστωση δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση δοκιμής αποφυγής εμποδίου	184
Πιν. 7.51 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	185
Πιν. 7.52 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	186
Πιν. 7.53 - Σύγκριση αρχικού και βελτιστοποιημένου διανύσματος παραμέτρων οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	186
Πιν. 7.54 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC	188
Πιν. 7.55 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC	189
Πιν. 7.56 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος ESC με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	189
Πιν. 7.57 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)	192
Πιν. 7.58 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)	192
Πιν. 7.59 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	193
Πιν. 7.60 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS	195
Πιν. 7.61 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS	196
Πιν. 7.62 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστημάτων ESC - 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	196

Πιν. 7.63 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC και μοντέλου οδηγού..	199
Πιν. 7.64 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC.....	199
Πιν. 7.65 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού.....	200
Πιν. 7.66 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος ESC και μοντέλου οδηγού με όχημα χωρίς σύστημα ESC.....	200
Πιν. 7.67 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και μοντέλου οδηγού	202
Πιν. 7.68 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)	203
Πιν. 7.69 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού.....	203
Πιν. 7.70 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος 4WS και μοντέλου οδηγού με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	203
Πιν. 7.71 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS και μοντέλου οδηγού	206
Πιν. 7.72 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS.....	206
Πιν. 7.73 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού.....	206
Πιν. 7.74 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστημάτων ESC - 4WS και μοντέλου οδηγού με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	206
Πιν. 7.75 - Βέλτιστη αντικειμενική συνάρτηση οχημάτων σε δοκιμή αποφυγής εμποδίου.....	209
Πιν. 7.76 - Συμπεριφορά οχημάτων σε δοκιμή αποφυγής εμποδίου.....	210
Πιν. 7.77 - Ποσόστωση δεικτών βελτιστοποίησης στην αντικειμενική συνάρτηση δοκιμών σε πραγματική διαδρομή.....	214
Πιν. 7.78 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	216

Πιν. 7.79 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης μοντέλου οδηγού για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου.....	217
Πιν. 7.80 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC.....	222
Πιν. 7.81 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC.....	222
Πιν. 7.82 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)	227
Πιν. 7.83 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης 4WS.....	227
Πιν. 7.84 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS	231
Πιν. 7.85 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS	232
Πιν. 7.86 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας (ESC) και μοντέλου οδηγού.....	236
Πιν. 7.87 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου ευστάθειας ESC.....	237
Πιν. 7.88 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού	237
Πιν. 7.89 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS) και μοντέλου οδηγού	241
Πιν. 7.90 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων συστήματος τετραδιεύθυνσης (4WS)	242
Πιν. 7.91 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού	242
Πιν. 7.92 - Αντικειμενική συνάρτηση βελτιστοποίησης παραμέτρων συστημάτων ESC και 4WS και μοντέλου οδηγού	247
Πιν. 7.93 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης συστημάτων ESC και 4WS	247
Πιν. 7.94 - Διανύσματα παραμέτρων βελτιστοποίησης παραμέτρων μοντέλου οδηγού	247

Πιν. 7.95 - Βέλτιστη αντικειμενική συνάρτηση οχημάτων σε δοκιμές σε πραγματική διαδρομή (αυτοκινητοδρόμιο)	252
Πιν. 8.1 - Τιμές αντικειμενικής συνάρτησης δοκιμών ανοιχτού βρόγχου	256
Πιν. 8.2 - Τιμές αντικειμενικής συνάρτησης και χαρακτηριστικών μεταβλητών δοκιμών κλειστού βρόγχου	258

9.4. Λίστα Σχημάτων

Σχ. 1.1 - Ανατροπή Mercedes A-Class κατά την δοκιμή αποφυγής εμποδίου - πηγή περιοδικό Auto, Motor und Sport (Blundell and Harty 2004).....	4
Σχ. 2.1 – Σύστημα αξόνων οχήματος με 10 βαθμούς ελευθερίας	10
Σχ. 2.2 – Χαρακτηριστικά δυνάμεων και ροπών για απλή και συνδυασμένη ολίσθηση ελαστικού τύπου 205/60/R15	22
Σχ. 2.3 – Ορισμός δυνάμεων και ροπών στο τροχοπαγές σύστημα αξόνων .	23
Σχ. 2.4 – Οχηματοπαγές και τροχοπαγή συστήματα αξόνων	24
Σχ. 2.5 – Απεικόνιση των ταχυτήτων επαφής και ολίσθησης στην επιφάνεια επαφής του ελαστικοφόρου τροχού με το δρόμο	25
Σχ. 2.6 – Απεικόνιση δυνάμεων και ροπών στο επίπεδο $x-z$ του τροχοπαγούς συστήματος αξόνων.....	26
Σχ. 2.7 – Μοντέλο μεταβατικής κατάστασης ελαστικοφόρου τροχού	27
Σχ. 2.8 – Καμπύλες ισχύος και ροπής για προσομοίωση Μ.Ε.Κ.....	36
Σχ. 3.1 – Προεπισκόπηση απόκλισης διεύθυνσης και θέσης οχήματος.....	46
Σχ. 3.2 – Προσαρμογή γωνίας διευσθύνσεως με βάση την ταχύτητα του οχήματος.....	50
Σχ. 4.1 - Διάγραμμα λειτουργίας συστήματος ESP (Robert Bosch GmbH. 2004).....	55
Σχ. 4.2 - Λειτουργία ESC σε περιπτώσεις υποστροφής και υπερστροφής του οχήματος.....	58
Σχ. 4.3 - Συνθήκες ενεργοποίησης συστήματος ESC	61
Σχ. 4.4 - Λειτουργία 4WS σε περιπτώσεις υποστροφής και υπερστροφής του οχήματος.....	63
Σχ. 5.1 - Δείκτης απόκλισης από την επιθυμητή διαδρομή I_{dev}	68
Σχ. 5.2 - Έλεγχος υπέρβασης ορίων διαδρομής	72
Σχ. 5.3 - Εξελικτική Στρατηγική - $(1+N)$ –ES	74
Σχ. 5.4 - Εξελικτική Στρατηγική με δύο ομάδες παραμέτρων (A,B).....	76
Σχ. 6.1 - Διάγραμμα Simulink μοντέλου οδηγού - οχήματος	78
Σχ. 6.2 - Υποσύστημα Simulink εξισώσεων κίνησης οχήματος.....	80
Σχ. 6.3 - Υποσύστημα Simulink υπολογισμού κάθετης δύναμης και ακτίνας ελαστικού	80

Σχ. 6.4 - Υποσύστημα Simulink υπολογισμού ταχυτήτων ελαστικού σε μόνιμη και μεταβατική κατάσταση.....	81
Σχ. 6.5 - Υποσύστημα Simulink μοντέλου Magic Formula	81
Σχ. 6.6 - Υποσύστημα Simulink υπολογισμού συνισταμένης δύναμewν	82
Σχ. 6.7 - Υποσύστημα Simulink υπολογισμού θέσης και διεύθυνσης οχήματος στο γεώδες σύστημα αξόνων	82
Σχ. 6.8 - Υποσύστημα Simulink υπολογισμού συνισταμένης ροπών.....	82
Σχ. 6.9 - Υποσύστημα Simulink μοντέλου οδηγού	83
Σχ. 6.10 - Υποσύστημα Simulink συστήματος τετραδιεύθυνσης.....	83
Σχ. 6.11 - Υποσύστημα Simulink συστήματος κίνησης οχήματος.....	84
Σχ. 6.12 - Υποσύστημα Simulink συστήματος πέδησης οχήματος - ESC.....	84
Σχ. 6.13 - Τρισδιάστατη απεικόνιση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης	86
Σχ. 7.1 - Απόκριση οχήματος σε διέγερση βαθμίδος	92
Σχ. 7.2 - Δοκιμή διέγερσης βαθμίδος οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	93
Σχ. 7.3 - Δοκιμή διέγερσης βαθμίδος οχήματος με ESC με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	98
Σχ. 7.4 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με ESC σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	99
Σχ. 7.5 - Δοκιμή διέγερσης βαθμίδος οχήματος με 4WS με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	102
Σχ. 7.6 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	103
Σχ. 7.7 - Δοκιμή διέγερσης βαθμίδος οχήματος με ESC και 4WS με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	106
Σχ. 7.8 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με 4WS σε δοκιμή διέγερσης βαθμίδος με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	107
Σχ. 7.9 - Απόκριση οχήματος σε ημιτονοειδή διέγερση.....	110
Σχ. 7.10 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	112

Σχ. 7.11 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου με εύρος διέγερσης $\delta_f = 10^\circ$	112
Σχ. 7.12 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος με ESC με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	117
Σχ. 7.13 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με ESC σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	118
Σχ. 7.14 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος με ESC με εύρος διέγερσης $\delta_f = 10^\circ$	119
Σχ. 7.15 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με ESC σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης με εύρος διέγερσης $\delta_f = 10^\circ$	119
Σχ. 7.16 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος με 4WS με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	123
Σχ. 7.17 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	123
Σχ. 7.18 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος με 4WS με εύρος διέγερσης $\delta_f = 10^\circ$	124
Σχ. 7.19 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης με εύρος διέγερσης $\delta_f = 10^\circ$	125
Σχ. 7.20 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος με ESC και 4WS με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	128
Σχ. 7.21 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με ESC και 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης με εύρος διέγερσης $\delta_f = 5^\circ$	129
Σχ. 7.22 - Δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης οχήματος με ESC και 4WS με εύρος διέγερσης $\delta_f = 10^\circ$	130
Σχ. 7.23 - Λειτουργία συστημάτων ελέγχου οχήματος με ESC και 4WS σε δοκιμή ημιτονοειδούς διέγερσης με εύρος διέγερσης $\delta_f = 10^\circ$	131
Σχ. 7.24 - Στροφές με σταθερή ακτίνα καμπυλότητας.....	135
Σχ. 7.25 - Δοκιμή οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$ με συντελεστή $S_U = 0,98$	141

Σχ. 7.26 - Δοκιμή οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$ με συντελεστή $S_U = 0,98$	142
Σχ. 7.27 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$ με συντελεστή $S_U = 1,03$	147
Σχ. 7.28 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$ με συντελεστή $S_U = 1,03$	148
Σχ. 7.29 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$ με συντελεστή $S_U = 1,02$	153
Σχ. 7.30 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$ με συντελεστή $S_U = 1,02$	154
Σχ. 7.31 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$ με συντελεστή $S_U = 1,04$	158
Σχ. 7.32 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$ με συντελεστή $S_U = 1,04$	159
Σχ. 7.33 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$ με συντελεστή $S_U = 1,05$	164
Σχ. 7.34 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$ με συντελεστή $S_U = 1,05$	165
Σχ. 7.35 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$ με συντελεστή $S_U = 1,04$	170
Σχ. 7.36 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$ με συντελεστή $S_U = 1,04$	171
Σχ. 7.37 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 70m$ με συντελεστή $S_U = 1,07$	176

Σχ. 7.38 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού σε στροφή με ακτίνα καμπυλότητας $R = 200m$ με συντελεστή $S_U = 1,07$	177
Σχ. 7.39 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου (ISO 3888-2 2002).....	181
Σχ. 7.40 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 19m/s$	187
Σχ. 7.41 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος με σύστημα ESC για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 20,75m/s$	190
Σχ. 7.42 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος με σύστημα 4WS για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 20,50m/s$	194
Σχ. 7.43 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος συστήματα ESC και 4WS για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 21,50m/s$	197
Σχ. 7.44 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος με σύστημα ESC και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 21m/s$	201
Σχ. 7.45 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος με σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 20,75m/s$	204
Σχ. 7.46 - Δοκιμή αποφυγής εμποδίου οχήματος συστήματα ESC και 4WS για αρχική ταχύτητα $U_{in} = 21,50m/s$	207
Σχ. 7.47 - Αυτοκινητοδρόμιο "Enzo e Dino Ferrari" - Imola.....	211
Σχ. 7.48 - Διακύμανση ακτίνας καμπυλότητας χάραξης αυτοκινητοδρομίου Imola	212
Σχ. 7.49 - Σύγκριση αρχικού και βελτιστοποιημένου διανύσματος παραμέτρων για όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	217
Σχ. 7.50 - Δοκιμή οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,14$	219
Σχ. 7.51 - Δοκιμή οχήματος χωρίς συστήματα ελέγχου στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,14$	220
Σχ. 7.52 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος ESC με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου.....	223
Σχ. 7.53 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,24$	224

Σχ. 7.54 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,24$	225
Σχ. 7.55 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστήματος 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	228
Σχ. 7.56 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,21$	229
Σχ. 7.57 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,21$	230
Σχ. 7.58 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένο διάνυσμα παραμέτρων συστημάτων ESC - 4WS με όχημα χωρίς συστήματα ελέγχου	232
Σχ. 7.59 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,26$	234
Σχ. 7.60 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,26$	235
Σχ. 7.61 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων συστήματος ESC και μοντέλου οδηγού με όχημα με αρχικά διανύσματα παραμέτρων	238
Σχ. 7.62 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,26$	239
Σχ. 7.63 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα ESC και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,24$	240
Σχ. 7.64 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων συστήματος 4WS και μοντέλου οδηγού με όχημα με αρχικά διανύσματα παραμέτρων	243
Σχ. 7.65 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,21$	244
Σχ. 7.66 - Δοκιμή οχήματος με σύστημα 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,21$	245
Σχ. 7.67 - Σύγκριση οχήματος με βελτιστοποιημένα διανύσματα παραμέτρων συστημάτων ESC - 4WS και μοντέλου οδηγού με όχημα με αρχικά διανύσματα παραμέτρων	248

Σχ. 7.68 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού στη στροφή 4 με συντελεστή $S_U = 1,29$	249
Σχ. 7.69 - Δοκιμή οχήματος με συστήματα ESC και 4WS και βελτιστοποιημένο μοντέλο οδηγού στη στροφή 7 με συντελεστή $S_U = 1,29$	250
Σχ. 7.70 - Σύγκριση χαρακτηριστικών μεταβλητών οχημάτων σε πραγματική διαδρομή	253