



**ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ**  
**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ**  
**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ**  
**ΤΟΜΕΑΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ**

**ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΚΑΙ ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΠΡΩΤΟΤΥΠΟΥ**  
**ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ**

Διατριβή που υπεβλήθη για την μερική ικανοποίηση των απαιτήσεων για την απόκτηση  
Διδακτορικού Διπλώματος

υπό τον

**ΣΠΑΝΟΥΔΑΚΗ ΠΟΛΥΧΡΟΝΗ**

Χανιά,  
Ιούλιος 2013



**TECHNICAL UNIVERSITY OF CRETE**  
DEPARTMENT OF PRODUCTION ENGINEERING & MANAGEMENT  
DIVISION OF PRODUCTION SYSTEMS

**DESIGN AND TUNING OF OPERATIONAL PARAMETERS FOR A  
PROTOTYPE TRANSMISSION SYSTEM**

Thesis submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of  
Doctor of Philosophy

by

**SPANOUDAKIS POLYCHRONIS**

Chania,  
July 2013

Copyright © υπό Σπανουδάκη Πολυχρόνη,  
Χανιά 2013

Η διατριβή του Σπανουδάκη Πολυχρόνη εγκρίνεται από τους:

Τσουρβελούδης Νικόλαος (Επιβλέπων).....  
Καθηγητής Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης  
Πολυτεχνείο Κρήτης

Κουϊκόγλου Βασίλειος (Μέλος Τριμελούς Συμβουλευτικής Επιτροπής).....  
Καθηγητής Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης  
Πολυτεχνείο Κρήτης

Νικολός Ιωάννης (Μέλος Τριμελούς Συμβουλευτικής Επιτροπής).....  
Επίκουρος Καθηγητής Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης  
Πολυτεχνείο Κρήτης

Αντωνιάδης Αριστομένης.....  
Καθηγητής Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης  
Πολυτεχνείο Κρήτης

Ιωαννίδης Ευστράτιος.....  
Επίκουρος Καθηγητής Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης  
Πολυτεχνείο Κρήτης

Παπαευθυμίου Σπύρος.....  
Επίκουρος Καθηγητής Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης  
Πολυτεχνείο Κρήτης

Δοϊτσιδης Ελευθέριος.....  
Επίκουρος Καθηγητής Τμήματος Ηλεκτρονικών Μηχανικών  
ΤΕΙ Κρήτης

Όταν δίπλα σου έχεις αυτούς που θεωρείς σημαντικούς,  
και μοιράζονται τις αγωνίες και τις χαρές της προσπάθειας σου,  
τότε κάθε επιτυχία αποκτά ιδιαίτερη σημασία...

**Στην Ελένη και το Στέλιο**

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

|   |           |
|---|-----------|
| <b>ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ</b>  | <b>6</b>  |
| <b>ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ</b>  | <b>9</b>  |
| <b>ΣΥΝΤΟΜΟ ΒΙΟΓΡΑΦΙΚΟ</b>   | <b>10</b> |
| <b>ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ</b>   | <b>11</b> |
| <br>  |           |
| <b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ</b>   | <b>14</b> |
| 1.1. Αντικείμενο της διατριβής  | 14        |
| 1.2 Στόχοι της διατριβής  | 14        |
| 1.3 Δομή της διατριβής  | 15        |
| <br>  |           |
| <b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΗ ΣΤΑΘΜΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΣΥΝΕΧΩΣ ΜΕΤΑΒΑΛΛΟΜΕΝΗΣ ΣΧΕΣΗΣ</b>                  | <b>17</b> |
| <br>  |           |
| 2.1 Απόδοση σύνθητων συστημάτων μετάδοσης κίνησης οχημάτων                                      | 18        |
| 2.2 Λειτουργία και τυποποίηση των CVT   | 19        |
| 2.2.1 CVT με ιμάντα   | 19        |
| 2.2.2 CVT με αλυσίδα  | 19        |
| 2.3 Εξέλιξη τεχνικών χαρακτηριστικών των CVT  | 20        |
| 2.4 Ηλεκτρονικός έλεγχος CVT  | 21        |
| <br>  |           |
| <b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΑ ΕΛΕΓΧΟΜΕΝΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΣΥΝΕΧΩΣ ΜΕΤΑΒΑΛΟΜΕΝΗΣ ΣΧΕΣΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ (ESVT)</b> | <b>23</b> |
| <br>  |           |
| 3.1 Μηχανολογικά τμήματα  | 24        |
| 3.1.1 Χαρακτηριστικά λειτουργίας ESVT   | 25        |
| 3.2 Ηλεκτρονικά τμήματα   | 26        |
| 3.3 Το πρωτότυπο όχημα δοκιμών ER12   | 28        |
| 3.4 Προδιαγραφές λειτουργίας ESVT   | 29        |

|   |           |
|---|-----------|
| <b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΠΡΟΚΑΤΑΡΚΤΙΚΗΣ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ</b>                                    | <b>31</b> |
| <b>4.1 Βασικά χαρακτηριστικά χρήσης επίπεδου ελαστικού ιμάντα</b>                       | <b>31</b> |
| 4.1.1. Υπολογισμός μήκους ιμάντα  | 32        |
| 4.1.2. Τάνυση ιμάντα και δυνάμεις τριβής  | 33        |
| 4.1.3 Υπολογισμός δύναμης γραμμικής μετατόπισης ιμάντα ESVT                             | 39        |
| 4.1.4 Μετατόπιση επίπεδου ιμάντα σε τροχαλίες   | 43        |
| 4.1.5 Μετατόπιση επίπεδου ελαστικού ιμάντα στο ESVT                                     | 44        |
| <b>4.2 Προσδιορισμός σχέσης μετάδοσης και απόδοσης συστημάτων CVT</b>                   | <b>45</b> |
| 4.2.1 Υπολογισμός σχέσης μετάδοσης  | 45        |
| 4.2.2 Υπολογισμός απόδοσης συστήματος και απώλεια ενέργειας                             | 45        |
| <b>4.3 Χαρακτηριστικά λειτουργίας συστημάτων μετάδοσης κίνησης σε ηλεκτρικά οχήματα</b> | <b>46</b> |
| 4.3.1 Δύναμη έλξης και απαιτήσεις μετάδοσης   | 47        |
| 4.3.2 Μέτρηση απόδοσης του ηλεκτρικού κινητήρα του οχήματος ER12                        | 48        |
| 4.3.4 Προκαταρκτικός υπολογισμός επιδόσεων οχήματος με χρήση του ESVT                   | 51        |
| <b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ</b>  | <b>53</b> |
| <b>5.1 Φάσεις ανάπτυξης</b>   | <b>53</b> |
| <b>5.2 Ανάπτυξη και τεχνικές προδιαγραφές κύριων τμημάτων</b>                           | <b>55</b> |
| 5.2.1 Επιλογή επίπεδου ελαστικού ιμάντα   | 56        |
| 5.2.2 Κωνικές τροχαλίες   | 58        |
| 5.2.3 Τάνυση ιμάντα   | 61        |
| 5.2.4 Ηλεκτρικός γραμμικός επενεργητής  | 62        |
| 5.2.5 Διαστάσεις και βάρος  | 64        |
| <b>5.3 Εγκατάσταση του ESVT στο όχημα δοκιμών</b>                                       | <b>64</b> |
| <b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6. ΜΕΤΡΗΣΗ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ESVT</b>  | <b>67</b> |
| <b>6.1 Πειραματική διάταξη μέτρησης απόδοσης</b>  | <b>67</b> |
| <b>6.2 Διαδικασία πειραμάτων</b>  | <b>69</b> |
| 6.2.1 Διασφάλιση ακρίβειας μετρήσεων  | 70        |
| <b>6.3 Αποτελέσματα</b>   | <b>71</b> |
| <b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7. ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΟΣ ΕΛΕΓΚΤΗΣ ESVT</b>   | <b>74</b> |
| <b>7.1 Λογική ελέγχου</b>   | <b>74</b> |
| 7.1.1 Υπολογισμός δεδομένων εισόδου   | 75        |
| 7.1.2 Κανόνες λειτουργίας ελεγκτή   | 77        |

|   |           |
|---|-----------|
| <b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8. ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ</b>   | <b>81</b> |
| <b>8.1 Πειραματικές δοκιμές μέτρησης κατανάλωσης καυσίμου</b>                       | <b>81</b> |
| 8.1.1 Πειραματική δοκιμή Νο.1 (Επιτάχυνση 0-25Km/h)                                 | 82        |
| 8.1.2 Πειραματική δοκιμή Νο.2 (Πλήρης κύκλος)                                       | 84        |
| <b>8.2 Αξιολόγηση λειτουργίας του ελεγκτή του ESVT από τις πειραματικές δοκιμές</b> | <b>86</b> |
| 8.2.1 Πειραματική δοκιμή Νο.1 (Επιτάχυνση 0-25Km/h)                                 | 86        |
| 8.2.2 Πειραματική δοκιμή Νο.2 (Πλήρης κύκλος)                                       | 87        |
| <br>  |           |
| <b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΕΣ ΚΑΤΕΥΘΥΝΣΕΙΣ</b>                          | <b>91</b> |
| Μελλοντικές κατευθύνσεις  | 93        |
| <br>  |           |
| <b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ</b>   | <b>95</b> |

## ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Θα ήθελα να ευχαριστήσω όλα τα μέλη της ομάδας TUC Eco Racing για την συμβολή τους σε διάφορα τμήματα της έρευνας αυτής και ιδιαίτερα τους Στρατηγό Γιάννη και Ευσταθίου Δημήτρη για την σημαντική βοήθεια τους.

Τον επιβλέποντα μου κ. Τσουρβελούδη Νίκο, Καθηγητή του Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης του Πολυτεχνείου Κρήτης, για την καθοδήγηση, τις συμβουλές και τις επισημάνσεις του σε όλη την πορεία αυτή της παρούσας διατριβής, ιδιαίτερα όμως για την στήριξη του στο δύσκολο τελείωμα της.

Επίσης, τα μέλη της Συμβουλευτικής Επιτροπής από το Τμήμα Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης του Πολυτεχνείου Κρήτης, κ. Κουϊκόγλου Βασίλειο, Καθηγητή και Νικολό Ιωάννη, Επίκουρο Καθηγητή, για την συνεργασία, τις παρατηρήσεις και την υπομονή τους.

Τα μέλη της Επταμελούς Εξεταστικής Επιτροπής για το χρόνο που αφιέρωσαν στην αξιολόγηση της και για την ανταπόκριση τους στην διαδικασία αυτή.

Τους γονείς μου, για την υποστήριξη και τις συμβουλές τους σε κάθε δύσκολη στιγμή όλων αυτών των χρόνων προσπάθειας.

## ΣΥΝΤΟΜΟ ΒΙΟΓΡΑΦΙΚΟ

Ο Χρόνης Σπανουδάκης γεννήθηκε στα Χανιά της Κρήτης στις 28 Ιουνίου 1977. Το 1996 εισήχθη στο Τμήμα Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών Μηχανικών του Πανεπιστημίου Πατρών. Το 2001 ολοκλήρωσε τις προπτυχιακές σπουδές του και έλαβε το δίπλωμα του με βαθμό 7.26. Την ίδια χρονιά έγινε δεκτός στο Μεταπτυχιακό Πρόγραμμα Ειδίκευσης του Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης του Πολυτεχνείου Κρήτης, στην κατεύθυνση Συστημάτων Παραγωγής, από το οποίο έλαβε Μεταπτυχιακό Δίπλωμα Ειδίκευσης το 2003. Από το 2007 μέχρι σήμερα είναι υποψήφιος διδάκτορας του Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης.

Εργάζεται στο *Διατμηματικό Εργαστήριο Εργαλειομηχανών του Πολυτεχνείου Κρήτης* από το 2006, συμμετέχοντας στην εκπαίδευση των φοιτητών στα πλαίσια των μαθημάτων «Τεχνολογία Παραγωγής I και II». Από το 2002 έως το 2004 εργάστηκε ως εργαστηριακός συνεργάτης στο *Εργαστήριο Ευφυών Συστημάτων και Ρομποτικής του Πολυτεχνείου Κρήτης*, στο μάθημα «Ρομποτική», καθώς επίσης στο *Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα (TEI) Ηρακλείου, Παράρτημα Χανίων, Τμήμα Φυσικών Πόρων*, στα μαθήματα «Φαινόμενα Μεταφοράς», «Αεροδυναμική» και «Σχεδίαση με Ηλεκτρονικό Υπολογιστή (AutoCAD)».

Έχει συμμετάσχει σε αρκετά ερευνητικά προγράμματα και από το 2007 είναι Υπεύθυνος της ομάδας TUC Eco Racing του Πολυτεχνείου Κρήτης, η οποία αναπτύσσει οχήματα μηδενικών ρύπων και χαμηλής κατανάλωσης καυσίμου. Έχει δημοσιεύσει συνολικά 12 ερευνητικές εργασίες σε διεθνή συνέδρια και περιοδικά.

Βραβεύσεις και έπαινοι:

- 3<sup>ο</sup> Βραβείο μεταφοράς ρομποτικής τεχνολογίας για το ερευνητικό έργο 'Κρήσαλος', *EUROP/EURON 2009, Leuven, Belgium.*
- 1<sup>ο</sup> Πανερωπαϊκό βραβείο ασφάλειας οχημάτων (*ADAC Safety Award*), *Shell Eco Marathon Europe 2010, Lausitz, Germany.*
- Έπαινος συμμετοχής στην ερευνητική ομάδα *TUC Eco Racing*, *Πολυτεχνείο Κρήτης, 2010.*
- 1<sup>ο</sup> Πανερωπαϊκό βραβείο ασφάλειας οχημάτων (*ADAC Safety Award*), *Shell Eco Marathon Europe 2011, Lausitz, Germany.*
- 1<sup>ο</sup> Βραβείο ενεργειακής πρόκλησης (*Student Energy Challenge Award*), *Shell Eco Marathon Europe 2013, Rotterdam, Holland.*
- Επιλογή του Κοινού, βραβείο ενεργειακής πρόκλησης (*Student Energy Challenge Award, People's Choice*), *Shell Eco Marathon Europe 2013, Rotterdam, Holland.*

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ

Παρά το γεγονός ότι τα περισσότερα οχήματα μέχρι σήμερα χρησιμοποιούν μηχανές εσωτερικής καύσης οι οποίες συνεχίζουν να εξελίσσονται και καταφέρνουν ακόμα να καλύπτουν τους διεθνείς κανονισμούς ρύπων, είναι σαφές ότι οι μελλοντικές τάσεις δείχνουν μεγαλύτερη ακόμα αυστηρότητα και περιορισμούς. Η πορεία αυτή έχει οδηγήσει σχεδόν όλους πλέον του κατασκευαστές οχημάτων, προς εναλλακτικές (πιο πράσινες) μορφές ενέργειας, με στόχο οχήματα μηδενικών ρύπων, δηλαδή αμιγώς ηλεκτρικά ή κυψελών καυσίμου. Ταυτόχρονα, υπάρχει σημαντική ερευνητική δραστηριότητα που σχετίζεται με την βελτίωση των νέων ενεργειακών συστημάτων, αλλά και των συστημάτων μετάδοσης ενέργειας, στοχεύοντας σε μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και αντίστοιχη αύξηση της αυτονομίας. Μία τεχνολογία μετάδοσης κίνησης που δεν είναι καινούργια αλλά εξελίσσεται πλέον με ραγδαίους ρυθμούς αποτελούν τα κιβώτια συνεχώς μεταβαλλόμενης σχέσης μετάδοσης (Continuously Variable Transmissions - CVTs). Αυτά, παρέχουν μία εντελώς διαφορετική σχεδόν άπειρη μεταβολή σχέσεων μετάδοσης, σε σχέση με τα διαδεδομένα συμβατικά χειροκίνητα ή αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων, που έχουν διακριτές σχέσεις. Το βασικό τεχνολογικό πλεονέκτημα των CVTs είναι ότι μπορούν να επιτύχουν σε κάθε χρονική στιγμή βέλτιστη απόδοση του κινητήρα, μειώνοντας την κατανάλωση καυσίμου καθώς συσχετίζουν τις διαφορετικές συνθήκες οδήγησης με βέλτιστη λειτουργία του ενεργειακού συστήματος.

Η εφαρμογή τέτοιων συστημάτων μετάδοσης σε αυτοκίνητα και ειδικά οχήματα κυψελών καυσίμου αποτελεί ένα σημαντικό νέο πεδίο έρευνας, όπου ακόμα δεν έχουν παρουσιαστεί ικανοποιητικά ερευνητικά αποτελέσματα. Η διατριβή αυτή στοχεύει στο να καλύψει ένα σημαντικό κομμάτι αυτού του πεδίου, με την σχεδίαση και ανάπτυξη ενός νέου εναλλακτικού τύπου CVTs, την μέτρηση της απόδοσης του, την βελτίωση των λειτουργικών του παραμέτρων και την παρουσίαση δοκιμών και αποτελεσμάτων χρήσης σε ένα όχημα μηδενικών ρύπων.

Το αντικείμενο της παρούσας διατριβής αφορά την ανάπτυξη ενός νέου ηλεκτρονικά ελεγχόμενου συστήματος συνεχώς μεταβαλλόμενης μετάδοσης κίνησης, με στόχο την επίτευξη καλύτερης ενεργειακής κατανάλωσης. Περιλαμβάνει τη σχεδίαση ενός νέου πρωτότυπου συστήματος, την βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών του κατά την κατασκευή και την δοκιμή του σε πραγματικές συνθήκες στο δρόμο. Για τις δοκιμές χρησιμοποιήθηκε ένα πρωτότυπο όχημα μηδενικών ρύπων (με κυψέλες καυσίμου H<sub>2</sub>), τα τεχνικά χαρακτηριστικά του οποίου καθόρισαν σημαντικά και την συνολική κατασκευή και λειτουργία του προτεινόμενου συστήματος. Η μειωμένη ενεργειακή κατανάλωση επιτυγχάνεται μέσω ηλεκτρονικά ελεγχόμενης αλλαγής σχέσης μετάδοσης, η οποία πραγματοποιείται με την ανάπτυξη και εφαρμογή ενός απλού ηλεκτρονικού ελεγκτή, που

διαχειρίζεται την αλλαγή σχέσεων μετάδοσης, ανάλογα με τις συνθήκες οδήγησης. Ταυτόχρονα, το αναπτυσσόμενο σύστημα ικανοποιεί τις ανάγκες επιτάχυνσης του οχήματος δοκιμών και είναι απλό στην κατασκευή.

Η στοχευμένη βελτίωση των τεχνικών χαρακτηριστικών του νέου συστήματος, πραγματοποιείται μέσω πειραματικών μετρήσεων απόδοσης και δοκιμών, που παρουσιάζονται και αναλύονται. Επίσης, με την ολοκλήρωση της ανάπτυξης του, η μέτρηση της κατανάλωσης καυσίμου γίνεται με πραγματικές δοκιμές και εξάγονται πειραματικά συγκριτικά αποτελέσματα με και χωρίς το προτεινόμενο σύστημα. Τέλος, κατά την διάρκεια των δοκιμών αυτών αξιολογείται και η λειτουργία του ηλεκτρονικού ελεγκτή του συστήματος και παρουσιάζονται τα αποτελέσματά της.

## ABSTRACT

Most of the production vehicles developed up to date, still use internal combustion (IC) engines which are pushed for improvement in order to meet low emissions international standards. It is obvious that these standards will give way to new, stricter government regulations in the very near future, thus automobile manufacturers are already targeting zero emissions goal, by developing electric and fuel cell powered vehicles. At the same time, efficiency of every engine and power transmission components is explored, in order to achieve lower fuel consumption and higher autonomy. Nowadays, much focus has been given on new or optimized powertrain systems that can significantly improve these two targets, and are the reason Continuously Variable Transmissions (CVTs) are becoming more feasible and promising. CVT's introduced a totally new infinite gear ratio variation, instead of the previously used manual or automatic discrete gear ratio transmissions. Their technological advantage is that they can change gear ratios at every time instant so as to achieve optimal engine efficiency. This improves the mileage, compared to traditional gear boxes, by allowing better matching of the engine operating conditions to the variable driving scenarios.

The relevant literature evident that CVT use has been extensively researched and tested in IC and hybrid vehicles, resulting in reduced fuel consumption. However, to the best of our knowledge, the use of continuous variable transmission has not been researched on zero emission vehicles, such as, electric and hydrogen fuel cell vehicles. This thesis, targets to research a major part of this field, by presenting the design and development of an alternative CVT type, measure its efficiency, improve the operational parameters and provide experimental results from on road tests, using a zero emission vehicle.

The scope of this thesis is the development of a new electronically controlled variable transmission system, targeting lower fuel consumption of zero emission vehicles. It includes the design, development and real driving scenarios experiments. A prototype fuel cell powered urban vehicle was used for experimentation and testing, and therefore system specifications and construction was developed accordingly. Lower energy consumption is provided by an electronically controlled change of ratio, using simple control architecture, according to driving conditions.

The improved selection of operational parameters of the new system is achieved during construction, using experimental efficiency measurements and testing, that are presented and discussed. Also, at the last phase of development, on road tests are conducted in order to measure fuel consumption with and without the use of the proposed system. Results discussion provides a valuable insight of CVT use towards lower fuel consumption. Finally, the control unit operation is presented and evaluated during these tests.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

### 1.1. Αντικείμενο της διατριβής

Το αντικείμενο της παρούσας διατριβής αφορά την ανάπτυξη ενός ηλεκτρονικά ελεγχόμενου συστήματος συνεχώς μεταβαλλόμενης μετάδοσης κίνησης (*Electronic Shift Variable Transmission - ESVT*), για οχήματα μηδενικών ρύπων, με στόχο την επίτευξη καλύτερης ενεργειακής κατανάλωσης. Πιο συγκεκριμένα, η ανάπτυξή του περιλαμβάνει τη σχεδίαση ενός νέου πρωτότυπου συστήματος πολύπλοκης γεωμετρίας, τη βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών του κατά την κατασκευή και τη δοκιμή του σε πραγματικές συνθήκες. Για τις δοκιμές χρησιμοποιήθηκε ένα πρωτότυπο όχημα μηδενικών ρύπων (με κυψέλες καύσιμου H<sub>2</sub>), τα τεχνικά χαρακτηριστικά του οποίου καθόρισαν σημαντικά και την συνολική κατασκευή και λειτουργία του προτεινόμενου συστήματος. Η χρήση του, στοχεύει κυρίως στην μειωμένη ενεργειακή κατανάλωση του οχήματος, μέσω της ηλεκτρονικά ελεγχόμενης αλλαγής σχέσης μετάδοσης. Ταυτόχρονα, πρέπει να ικανοποιεί πλήρως τις ανάγκες λειτουργίας του οχήματος δοκιμών και να είναι απλό στην κατασκευή. Πρέπει να σημειωθεί ότι κατά την γνώση μας, δεν έχει αναπτυχθεί και εφαρμοστεί αντίστοιχο ηλεκτρονικά ελεγχόμενο σύστημα μετάδοσης κίνησης σε οχήματα μηδενικών ρύπων, ούτε και έχουν παρουσιαστεί αποτελέσματα πραγματικών μετρήσεων κατανάλωσης καυσίμου σε οχήματα κυψελών καυσίμου υδρογόνου.

### 1.2 Στόχοι της διατριβής

Οι στόχοι που τέθηκαν για την ερευνητική συνεισφορά της διατριβής αυτής, είναι:

- ✓ Η διερεύνηση της χρήσης συστήματος συνεχώς μεταβαλλόμενης σχέσης μετάδοσης (*Continuous Variable Transmission - CVT*) σε οχήματα μηδενικών ρύπων και η αξιολόγηση της συνεισφοράς του στην μείωση της ενεργειακής τους κατανάλωσης και την οδική συμπεριφορά τους. Η μέτρηση της κατανάλωσης θα γίνει με πραγματικές δοκιμές στο δρόμο και θα εξαχθούν πειραματικά συγκριτικά αποτελέσματα με και χωρίς το προτεινόμενο σύστημα.

- ✓ Η σχεδίαση και κατασκευή, ενός πρωτότυπου συστήματος CVT και η μελέτη της λειτουργίας και απόδοσης του για συγκεκριμένη εφαρμογή. Το σύστημα πρέπει να είναι απλό, λειτουργικό και να καλύπτει πλήρως τις απαιτήσεις της χρήσης του.
- ✓ Η στοχευμένη βελτίωση τεχνικών χαρακτηριστικών του, με επανασχεδίαση και ανακατασκευή βασικών τμημάτων του, μέσω πειραματικών μετρήσεων και δοκιμών.
- ✓ Η εφαρμογή ηλεκτρονικού ελεγκτή, που διαχειρίζεται αυτόματα την αλλαγή σχέσεων μετάδοσης του προτεινόμενου συστήματος, ανάλογα με τις συνθήκες οδήγησης. Ο ελεγκτής θα είναι πλήρως επαναπρογραμματιζόμενος ώστε να επιτρέπει την πιθανή χρήση του συστήματος και σε άλλες εφαρμογές ή διαφορετικές απαιτήσεις οδήγησης. Η αξιολόγηση της λειτουργίας του θα γίνει με πειραματικές δοκιμές σε πραγματικές συνθήκες κίνησης στο δρόμο.

### 1.3 Δομή της διατριβής

Το αντικείμενο κάθε ενός κεφαλαίου, που συγκροτεί την δομή της διατριβής αυτής, αναλύεται στην συνέχεια:

Στο **Κεφάλαιο 2** παρουσιάζεται η έρευνα της τεχνολογικής στάθμης των συστημάτων CVT για εφαρμογή σε οχήματα. Σε αυτή περιλαμβάνονται, οι διαφορές με τα συμβατικά συστήματα μετάδοσης, η τεχνολογική τους εξέλιξη και ο τρόπος ελέγχου της λειτουργίας τους. Επίσης γίνεται αναφορά στην βασική δομή του ενεργειακού συστήματος και της τεχνολογίας των οχημάτων μηδενικών ρύπων.

Στο **Κεφάλαιο 3** παρουσιάζονται και αναλύονται τα κύρια τμήματα του νέου συστήματος *ESVT* (*Electronic Shift Variable Transmission*) και η λειτουργία του. Επίσης δίνονται οι προδιαγραφές του οχήματος δοκιμών, σύμφωνα με το οποίο καθορίζονται οι βασικές παράμετροι λειτουργίας του *ESVT*.

Το **Κεφάλαιο 4** περικλείει την προκαταρκτική σχεδίαση του συστήματος, δηλαδή το θεωρητικό υπόβαθρο και τις επεκτάσεις για την ανάπτυξη του νέου συστήματος μετάδοσης. Σε αυτό γίνεται η προσέγγιση και ο υπολογισμός των βασικών χαρακτηριστικών λειτουργίας του και των περιορισμών που ανακύπτουν από την σχεδίαση του. Από την διαδικασία αυτή προκύπτουν τελικά τα κύρια τεχνικά χαρακτηριστικά για την επιλογή κατάλληλων υλικών και εξοπλισμού.

Στο **Κεφάλαιο 5** αναλύεται η επαναληπτική διαδικασία ανάπτυξης που χρησιμοποιήθηκε ώστε να πραγματοποιηθεί η μετάβαση από την αρχική ιδέα στην κατασκευή και ολοκληρωμένη λειτουργία του ESVT. Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι κατασκευαστικές λεπτομέρειες των κύριων τμημάτων του νέου συστήματος και περιγράφεται αναλυτικά η διαδικασία ανάπτυξης τους (επιλογή υλικών, προδιαγραφές, πειράματα κ.λ.π). Στόχο έχουν την βελτίωση συγκεκριμένων τεχνικών χαρακτηριστικών, ώστε να επιτευχθεί καλύτερη απόδοση και λειτουργικότητα κατά την τελική εγκατάσταση του στο όχημα δοκιμών.

Στο **Κεφάλαιο 6** γίνεται η αξιολόγηση της χρήσης του νέου συστήματος, μέσω της μέτρησης της απόδοσης του σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Για το λόγο αυτό αναπτύχθηκε μία νέα πειραματική διάταξη μέτρησης, από την οποία εξάγονται και αναλύονται τα πειραματικά αποτελέσματα απόδοσης του ESVT.

Στο **Κεφάλαιο 7** παρουσιάζεται ο ηλεκτρονικός ελεγκτής του ESVT και η λογική ελέγχου. Παρά το γεγονός ότι το ηλεκτρονικό τμήμα του ESVT στηρίζεται σε απλές λύσεις και εξοπλισμό, ο ελεγκτής του παρέχει την δυνατότητα πλήρως αυτόματης λειτουργίας αλλαγής σχέσης μετάδοσης, σύμφωνα με τις συνθήκες οδήγησης. Ωστόσο, ο σκοπός της λογικής ελέγχου που παρουσιάζεται δεν είναι η εύρεση της *βέλτιστης* λειτουργίας για την επίτευξη μειωμένης ενεργειακής κατανάλωσης, αλλά η *βελτίωση* της ενεργειακής κατανάλωσης και η πλήρης ανταπόκριση του ελεγκτή σε διαφορετικές συνθήκες οδήγησης,

Στο **Κεφάλαιο 8** δίνεται έμφαση στην τελική φάση ανάπτυξης του ESVT, το οποίο εγκαθίσταται σε συγκεκριμένο όχημα. Πραγματοποιείται σειρά πειραματικών δοκιμών, ώστε να μετρηθεί και να καταγραφεί η ενεργειακή κατανάλωση και τα αποτελέσματα που προκύπτουν συγκρίνονται με αντίστοιχες δοκιμές χωρίς το ESVT. Στην συνέχεια περιγράφεται αναλυτικά η διαδικασία των δοκιμών, τα αποτελέσματα τους και αξιολογείται επίσης η λειτουργία του ελεγκτή του συστήματος.

Τέλος, στο **Κεφάλαιο 9** παρουσιάζονται τα συμπεράσματα και στην συνέχεια η βιβλιογραφία.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΗ ΣΤΑΘΜΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΣΥΝΕΧΩΣ ΜΕΤΑΒΑΛΛΟΜΕΝΗΣ ΣΧΕΣΗΣ

Έπειτα από περισσότερο από έναν αιώνα έρευνας και ανάπτυξης, οι Μηχανές Εσωτερικής Καύσης (ΜΕΚ) έχουν φτάσει σχεδόν στο όριο της εξέλιξης τους. Ωστόσο, οι αυτοκινητοβιομηχανίες συνεχίζουν να ερευνούν την βελτίωση της λειτουργίας και απόδοσης τους, με αποτέλεσμα η εξέλιξη τους στην οικονομία καυσίμου και των ρύπων να έχει μειωθεί σημαντικά [1, 2, 56]. Επίσης παρά το γεγονός ότι τα οχήματα που τις χρησιμοποιούν καταφέρνουν ακόμα να καλύπτουν τους διεθνείς κανονισμούς ρύπων, είναι σαφές ότι οι μελλοντικές τάσεις δείχνουν μεγαλύτερη ακόμα αυστηρότητα και περιορισμούς. Η πορεία αυτή έχει οδηγήσει σχεδόν όλους πλέον του κατασκευαστές αυτοκινήτων προς εναλλακτικές (πιο πράσινες) μορφές ενέργειας, με στόχο οχήματα μηδενικών ρύπων, δηλαδή αμιγώς ηλεκτρικά ή κυψελών καυσίμου. Παράλληλα όμως υπάρχει σημαντική ερευνητική δραστηριότητα, που σχετίζεται με την βελτίωση των νέων ενεργειακών συστημάτων, αλλά και των συστημάτων μετάδοσης ενέργειας, στοχεύοντας σε μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και αντίστοιχη αύξηση της αυτονομίας. Ειδικά στον τομέα των συστημάτων μετάδοσης έχει δοθεί μεγάλη βαρύτητα, ώστε η εξέλιξη τους να ωφελήσει άμεσα τα υβριδικά (ΜΕΚ – μπαταρία) και τα εσωτερικής καύσης οχήματα [8].

Γενικά μέχρι σήμερα τα περισσότερα οχήματα χρησιμοποιούν χειροκίνητα (Manual Transmissions – MTs) ή αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων (Automatic Transmissions - ATs). Τα χειροκίνητα βασίζονται σε ζεύγη γρاناζιών και έχουν συνήθως πέντε έως επτά διακριτές σχέσης μετάδοσης, ενώ τα αυτόματα αποτελούνται από πλανητικά συστήματα γρاناζιών και εσωτερικούς συμπλέκτες ή ιμάντες για την επίτευξη τεσσάρων ή πέντε διακριτών σχέσεων. Από την άλλη, τα κιβώτια συνεχώς μεταβαλλόμενης σχέσης μετάδοσης (Continuously Variable Transmissions - CVTs) παρέχουν μία εντελώς διαφορετική σχεδόν άπειρη μεταβολή σχέσεων μετάδοσης. Αυτή η μεταβολή μπορεί να επιτευχθεί μεταξύ συγκεκριμένων πάνω και κάτω ορίων σχέσεων μετάδοσης, με λιγότερα κινούμενα μέρη. Το βασικό τεχνολογικό τους πλεονέκτημα είναι ότι μπορούν να επιτύχουν σε κάθε χρονική στιγμή βέλτιστη απόδοση του κινητήρα. Αυτό βελτιώνει την κατανάλωση σε σχέση με τα συμβατικά κιβώτια καθώς συσχετίζει τις διαφορετικές συνθήκες οδήγησης με βέλτιστη λειτουργία του ενεργειακού συστήματος. Ωστόσο, ένα από τα βασικά του μειονεκτήματα είναι η απόδοσή τους.

Παρά το γεγονός ότι τα τελευταία χρόνια έχουν εφαρμοστεί σε πληθώρα αυτοκινήτων, εσωτερικής καύσης ή υβριδικά (ΜΕΚ – μπαταρία), δεν έχει παρουσιαστεί ή δημοσιευθεί καμία μελέτη που να αναφέρεται σε χρήση CVT σε αυτοκίνητα μηδενικών ρύπων και ειδικά κυψελών

καυσίμου. Αντιθέτως, έχουν ήδη υπάρξει (πολύ λίγες) εφαρμογές σε ηλεκτρικές μόνο μηχανές και μοτοποδήλατα [64, 65].

Η ανάπτυξη λοιπόν τέτοιων συστημάτων μετάδοσης σε οχήματα κυψελών καυσίμου, αποτελεί ένα σημαντικό νέο πεδίο έρευνας. Η διατριβή αυτή στοχεύει στο να καλύψει ένα σημαντικό κομμάτι αυτού του αντικειμένου, με την παρουσίαση δοκιμών, αποτελεσμάτων και προβλημάτων της χρήσης ενός εναλλακτικού τύπου CVT, σε ένα όχημα τέτοιου τύπου.

## 2.1 Απόδοση σύνηθων συστημάτων μετάδοσης κίνησης οχημάτων

Η απόδοση των χειροκίνητων κιβωτίων (MTs), κυμαίνεται από 96.2% και υπολογίζεται ότι μπορεί να βελτιωθεί μέχρι και το 96.7%. Από την άλλη, τα αυτόματα κιβώτια έχουν αποδόσεις κοντά στα 85.3%, με τάση βελτίωσης προς τα 86.3% [3, 18]. Την ίδια ώρα τα CVTs εμφανίζουν απόδοση 84.6% και με βελτιώσεις των υδραυλικών τους συστημάτων μπορεί να αγγίξουν τα 88.4%. Η απώλειες των συστημάτων αυτών καθορίζουν σε μεγάλο ποσοστό την απόδοση τόσο των CVT όσο και των ATs. Όμως, εναλλακτικά σχέδια CVT κιβωτίων, όπου η ενεργοποίηση της σύμπλεξης γίνεται ηλεκτρικά ή μερικώς ηλεκτρικά, μπορεί να μειώσει σημαντικά της απώλειες αυτές. Έτσι, η συνολική απόδοση τύπων CVT, όπως δακτυλοειδών ή έλξεως, υπολογίζεται στο 91% και μπορεί να αυξηθεί επιπλέον 1.8% με χρήση εξελιγμένων λιπαντικών μέσων.

Είναι σημαντικό ότι όλες σχεδόν οι έρευνες που σχετίζονται με την χρήση των CVT, υποδεικνύουν μείωση της κατανάλωσης και των ρύπων [20-26]. Για παράδειγμα υπολογίζεται ότι ένα όχημα με CVT, μπορεί να επιτύχει μείωση έως και 10% σε σχέση με συμβατικά συστήματα μετάδοσης (MTs) [21-24]. Επιπλέον, μετρούνται ως ταχύτερα σε εκκινήσεις 0-96Km/h [26] και εξαρτώνται λιγότερο από την ανθρώπινη συμπεριφορά κατά την οδήγηση [25]. Μάλιστα τα τελευταία χρόνια η εφαρμογή τους σε πληθώρα νέων οχημάτων και οι μετρήσεις τους από περιοδικά αυτοκίνησης, επίσης υποδεικνύουν την μειωμένη κατανάλωσή τους [59].

## 2.2 Λειτουργία και τυποποίηση των CVT

Πολλοί διαφορετικοί τύποι CVT έχουν αναπτυχθεί και αναφέρονται στην βιβλιογραφία μέχρι τώρα, ο καθένας με τα δικά του χαρακτηριστικά. Οι πιο γνωστοί έχουν καταταχθεί στις παρακάτω κατηγορίες: Σφαιρικά (Spherical) [4, 50], Υδροστατικά (Hydrostatic) [5, 6], E-CVT [7, 8], Σπειροειδή (Toroidal) [9–11], Power-split CVT [12–14], Ιμάντα [17], Αλυσίδας [17], Ball-type Toroidal [15], και Milner CVT [16]. Γενικά όμως, τα πιο συχνά χρησιμοποιούμενα σε εφαρμογές αυτοκίνησης είναι τα κιβώτια ιμάντα και αλυσίδας, τα οποία παρουσιάζονται και αναλύονται στην συνέχεια.

### 2.2.1 CVT με ιμάντα

Η αρχή λειτουργίας των κιβωτίων CVT με ιμάντα είναι θεωρητικά απλή τόσο στην κατανόηση όσο και στην κατασκευή (Εικόνα 2.1). Οι περισσότεροι κατασκευαστές χρησιμοποιούν ένα χαλύβδινο ιμάντα τραπεζοειδούς σχήματος που συνδέει δύο τροχαλίες μεταβαλλόμενης διαμέτρου. Η μια τροχαλία είναι συνδεδεμένη με την έξοδο ισχύος του κινητήρα και η άλλη με τον άξονα μετάδοσης της κίνησης. Η κάθε τροχαλία αποτελείται από δύο δίσκους που αποκλίνουν ή συγκλίνουν με τη βοήθεια ενός υδραυλικού μηχανισμού, αυξομειώνοντας το πλάτος έδρασης του ιμάντα σε σχήμα V. Έτσι, μεταβάλλεται η ακτίνα περιστροφής και κατ'επέκταση η σχέση μετάδοσης, η οποία ισούται με το λόγο των δύο διαμέτρων.

### 2.2.2 CVT με αλυσίδα

Στην περίπτωση των CVT με αλυσίδα, η λειτουργία είναι ακριβώς η ίδια, μόνο που αντί του ιμάντα χρησιμοποιείται μεταλλική αλυσίδα πολύ υψηλής αντοχής. Το σημαντικότερο πλεονέκτημα του είναι ακριβώς η υψηλή αντοχή της αλυσίδας που αποτελείται (Audi Multitronic) από 1.025 χαλύβδινα πλακίδια που τα συνδέουν 75 ζευγάρια μικρών πείρων. Σημαντικό πλεονέκτημα αποτελεί και το σχετικά μικρό πλάτος της αλυσίδας, το οποίο επιτρέπει ευρύ πεδίο μεταβολής των σχέσεων, από 12.7:1 έως και 2.1:1. Η επίτευξη τόσο μικρής σχέσης μετάδοσης επιτρέπει την επιτάχυνση από στάση χωρίς να είναι αναγκαία η χρήση μετατροπέα ροπής, μειώνοντας ακόμα περισσότερο την κατανάλωση.

### 2.3 Εξέλιξη τεχνικών χαρακτηριστικών των CVT

Ιστορικά, το πρώτο σχέδιο συστήματος CVT θεωρείται ότι παρουσιάστηκε από τον Leonardo Da Vinci το 1490 και εγκαταστάθηκε πρώτη φορά το 1910 σε μοτοσυκλέτα από την εταιρία Zenith [57]. Παρά το γεγονός ότι χρησιμοποιείται εδώ και δεκαετίες σε αυτοκίνητα, η μειωμένη ικανότητα μεταφοράς μεγάλης ισχύος και η αμφίβολη αξιοπιστία τους αποτέλεσαν σημαντικούς λόγους αναστολής της επέκτασης τους [18]. Στις μέρες μας, τα CVT ανταγωνίζονται στην αγορά με τα αυτόματα κιβώτια και οι περισσότεροι κατασκευαστές οχημάτων διερευνούν τα πλεονεκτήματά τους τοποθετώντας τα σε οχήματα παραγωγής [57, 58].

Έτσι πλέον εξελίσσονται ραγδαία, ώστε να καλύψουν διαφορετικές απαιτήσεις και η έρευνα τους συμπληρώνεται συνεχώς από ευρύ φάσμα βελτιώσεων [66]. Η αξιολόγηση λοιπόν των τεχνικών χαρακτηριστικών τους αποτελεί έναν αποδοτικό τρόπο περιγραφής της εξέλιξης τους. Στο σημείο αυτό γίνεται ιδιαίτερη αναφορά σε βασικά τεχνικά στοιχεία τους, που αφορούν: α) την μεταφορά ροπής και β) την σχέση μετάδοσης.

#### *Μεταφορά ροπής*

Τα CVTs μεταφέρουν ισχύ χρησιμοποιώντας την τριβή που αναπτύσσεται μεταξύ των τροχαλιών και του ιμάντα. Η λειτουργία αυτή αποτέλεσε μειονέκτημα κατά την μεταφορά αυξημένης ισχύος σε σχέση με τα κιβώτια που διαθέτουν γρανάζια [67]. Για το λόγο αυτό, από την πρώτη τους εφαρμογή σε οχήματα παραγωγής μεγάλης κλίμακας (Subaru-1987, Nissan-1992), συνδυάζονταν με κινητήρες χαμηλής ροπής. Το πρόβλημα αυτό λύθηκε από την αύξηση του μεγέθους του ιμάντα, επιτρέποντας στα CVT να επιτύχουν μεταφερόμενη ροπή πάνω από 400Nm χωρίς μετατροπέα ροπής [68]. Από το 2005 και έπειτα, έχουν παρουσιαστεί αρκετά συστήματα που επιτυγχάνουν υψηλές ροπές.

#### *Σχέση μετάδοσης*

Στα οχήματα, χρειάζονται χαμηλές σχέσεις μετάδοσης για την επιτάχυνση και μεγαλύτερες σχέσεις για την επίτευξη υψηλότερης ταχύτητας και μικρότερης κατανάλωσης στις ταχύτητες αυτές. Η καλυπτόμενη σχέση μετάδοσης ορίζεται ως το εύρος μεταξύ της μικρότερης και της μεγαλύτερης σχέσης μετάδοσης που μπορεί να επιτύχει ένα CVT [67]. Αρχικά, η καλυπτόμενη σχέση τους έφτανε μέχρι το 5.0, αλλά από το 2005 και έπειτα κατάφεραν να καλύψουν εύρος σχέσεων μεγαλύτερες από 7.0. Κατά την εξέλιξή τους, τα CVTs κατάφεραν να φτάσουν σε αυτόν τον τομέα τα αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων. Για αντίστοιχη εξέλιξη των αυτόματων κιβωτίων απαιτείται η προσθήκη επιπλέον γραναζιών, κάτι που σημαίνει αυξημένα προβλήματα χώρου και τοποθέτησης.

Η αύξηση της καλυπτόμενης σχέσης στα CVT προέκυψε κυρίως μέσω της μείωσης της ελάχιστης διαμέτρου περιστροφής των τροχαλιών, μειώνοντας αντίστοιχα την διάμετρο του άξονα της τροχαλίας και αυξάνοντας την αντοχή του. Ταυτόχρονα σημαντικό ρόλο έπαιξε και η εξέλιξη των τεχνικών χαρακτηριστικών στους χρησιμοποιούμενους ιμάντες [67, 69].

## 2.4 Ηλεκτρονικός έλεγχος CVT

Η λογική του ελέγχου στα συστήματα CVT στοχεύει στην επίτευξη της επιθυμητής σχέσης μετάδοσης, μεταβάλλοντας τις δυνάμεις που επιδρούν στην αυξομείωση των τροχαλιών και αποτελεί ένα επίσης σημαντικό κομμάτι εξέλιξης τους τις τελευταίες δύο δεκαετίες [17]. Η ανάπτυξη μιας βέλτιστης στρατηγικής ελέγχου δεν είναι εύκολη διαδικασία, καθώς οφείλει να καλύψει δύο αντίθετες χρήσεις, την μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και την απαίτηση για κατάλληλη απόδοση στην οδική συμπεριφορά (που σχετίζεται και με την παρεχόμενη ροπή του συστήματος). Έτσι, οι προκλήσεις που πρέπει να αντιμετωπίσει ένας αποδοτικός ελεγκτής για CVT αφορούν βασικά την: *α) αύξηση της μεταφερόμενης ροπής, β) ελαχιστοποίηση των απωλειών, γ) μεγιστοποίηση της οικονομίας καυσίμου και δ) απόδοση στις επιταχύνσεις*. Πρακτικά, ένας κινητήρας λειτουργεί με μέγιστη απόδοση σε ένα σημείο της καμπύλης λειτουργίας του. Εάν όμως ο κινητήρας λειτουργεί μόνο στο σημείο αυτό, το πιθανότερο είναι να μην καλύπτεται η οδική συμπεριφορά του οχήματος (επιτάχυνση) καθώς επηρεάζεται η μεταφερόμενη ροπή προς τους τροχούς. Έτσι, ο έλεγχος και η βελτιστοποίηση συστημάτων μετάδοσης κίνησης τύπου CVT σε αυτοκίνητα απαιτεί έναν ταυτόχρονο συνδυαστικό έλεγχο κινητήρα και CVT [70].

Ο αρχικός τρόπος ελέγχου των CVT αφορούσε τη χρήση δεδομένων από την σχέση μετάδοσης ή την μεταφερόμενη ροπή, τα οποία παρέχονταν σε έναν PID ελεγκτή [73-75]. Στην περίπτωση αυτή, μόνο με την χρήση μη-γραμμικών ελεγκτών προγραμματιζόμενου κέρδους, οι οποίοι διέθεταν πολλαπλά σημεία ελέγχου, μπορούσε να επιτευχθεί ικανοποιητική απόδοση του ελεγκτή. Στην συνέχεια υπήρξε σημαντική εξέλιξη, όπως στην έρευνα του Kolmanovsky [76], που μελέτησε την χρήση ενός ελεγκτή ροπής, αποδεικνύοντας ότι μία στρατηγική ελέγχου της σχέσης μετάδοσης, που επιχειρεί να ακυρώσει εντελώς τις επιδράσεις της ροπής, μπορεί να προκαλέσει ασταθή δυναμική του συστήματος. Κατέληξε επίσης ότι είναι επιβεβλημένος ο συντονισμός του ελέγχου της σχέσης μετάδοσης του CVT με την παραγωγή ροπής από τον κινητήρα.

Την γραμμικοποίηση των δυναμικών εξισώσεων του συστήματος μεταβαλλόμενης μετάδοσης, πρότειναν οι Guzzella και Schmid [77], ώστε να επιτυγχάνεται η λειτουργία μηχανής-CVT πάνω στην καμπύλη βέλτιστης κατανάλωσης-απόδοσης, όταν αυτά λειτουργούν συνεχώς σε υψηλή ισχύ. Από την άλλη, οι Liu-Paden [88] και Pfiffner-Guzzella [89], ερεύνησαν τις βασικές στρατηγικές ελέγχου για αλλαγή σχέσεων μετάδοσης ενός CVT, για οχήματα που έχουν εκκινήσει και βρίσκονται σε κατάσταση ευθύγραμμης κίνησης. Κατηγοριοποίησαν τις στρατηγικές αυτές σε τρεις βασικές θεωρήσεις. Την στρατηγική “Εύρους ταχύτητας”, όπου η επιθυμητή περιοχή λειτουργίας του CVT βρίσκεται μεταξύ δύο καμπυλών που σχηματίζονται στο διάγραμμα στροφών κινητήρα - ταχύτητας του οχήματος. Στην περίπτωση αυτή η βελτίωση της κατανάλωσης του οχήματος πραγματοποιείται με την επιλογή σχετικά χαμηλών στροφών κινητήρα σε συνθήκες σταθερής ταχύτητας οδήγησης. Την “Μονής διαδρομής”, όπου η ροπή του κινητήρα ταυτίζεται όσο το δυνατόν πιο σύντομα με την καμπύλη βέλτιστης απόδοσης του. Την “Ασυνήθιστης διαδρομής”, όπου η σχέση μετάδοσης μεταβάλλεται βάση δύο ή περισσότερων καμπυλών λειτουργίας, που αντιστοιχούν σε διαφορετικές συνθήκες οδήγησης (π.χ. οικονομίας και υψηλών επιδόσεων), ώστε να επιτευχθεί τελική κατάσταση λειτουργίας που να καλύπτει μεταβαλλόμενες εντολές επιτάχυνσης.

Η χρήση προσαρμοστικού μη-γραμμικού ελέγχου ενός δυναμικού συστήματος CVT πρώτης τάξης, με στόχο την επίτευξη σχέσης μετάδοσης που να ακολουθεί ένα συγκεκριμένο προφίλ αλλαγών σχέσης, έχει ερευνηθεί στην [90]. Ασαφής λογική ελέγχου έχει χρησιμοποιηθεί από τον Kim και συνεργάτες [91], λαμβάνοντας υπόψη τα χαρακτηριστικά λειτουργίας (άνοιξε-κλείσε) των υδραυλικών βαλβίδων ελέγχου σχέσης μετάδοσης ενός CVT αλυσίδας και των μη-γραμμικών χαρακτηριστικών της δυναμικής συμπεριφοράς του συστήματος. Εκτός των προαναφερόμενων, αρκετές άλλες επίσης ενδιαφέρουσες στρατηγικές ελέγχου και μοντελοποίησης CVT συστημάτων βρέθηκαν στην βιβλιογραφία [78-87].

Σε όλη την βιβλιογραφία, η έρευνα που σχετίζεται με την ανάπτυξη ελεγκτών για CVT συστήματα σε αυτοκίνητα, αφορά την χρήση σε συνδυασμό με κινητήρες εσωτερικής καύσης ή υβριδικά συστήματα (εσωτερικής καύσης και μπαταρία). Ωστόσο, δεν βρέθηκε κανένας έλεγχος που να αναφέρεται σε εφαρμογή CVT σε οχήματα μηδενικών ρύπων, παρά μόνο σε μοτοποδήλατα [64]. Η διερεύνηση λοιπόν του αντικείμενου αυτού, συνδυαζόμενο με την παροχή αποτελεσμάτων για μείωση της κατανάλωσης καυσίμου, αποτελεί ένα νέο πεδίο προς μελέτη.

### ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΑ ΕΛΕΓΧΟΜΕΝΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΣΥΝΕΧΩΣ ΜΕΤΑΒΑΛΟΜΕΝΗΣ ΣΧΕΣΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ (ESVT)

Το ESVT (ELECTRONIC SHIFT VARIABLE TRANSMISSION) αποτελεί ένα ηλεκτρονικά ελεγχόμενο σύστημα συνεχώς μεταβαλλόμενης μετάδοσης κίνησης, το οποίο αναπτύχθηκε για ένα συγκεκριμένο πρωτότυπο όχημα μηδενικών ρύπων (ER12<sup>1</sup>), το οποίο αποτελεί και το όχημα δοκιμών του συστήματος. Η χρήση του ESVT στοχεύει κυρίως στην μειωμένη κατανάλωση καυσίμου, μέσω της ηλεκτρονικά ελεγχόμενης αλλαγής σχέσης μετάδοσης. Ταυτόχρονα, η σχεδίαση και ανάπτυξη του έγινε ώστε να ικανοποιεί πλήρως τις ανάγκες λειτουργίας του οχήματος δοκιμών, να είναι απλό στην κατασκευή και να έχει χαμηλό βάρος. Προκειμένου να καλυφθούν όλες οι παραπάνω προδιαγραφές, ακολουθήθηκαν συγκεκριμένες φάσεις ανάπτυξης, δοκιμών και επανασχεδίασης, μέχρι την τελική εκδοχή του. Πρέπει να σημειωθεί, ότι στην διεθνή βιβλιογραφία δεν βρέθηκε αντίστοιχο ηλεκτρονικά ελεγχόμενο σύστημα μετάδοσης κίνησης που να είναι εγκατεστημένο σε τετράτροχα οχήματα μηδενικών ρύπων και ειδικά με κυψέλες καύσιμου υδρογόνου. Βρέθηκαν μόνο εφαρμογές σε δίκυκλα ηλεκτρικά οχήματα (ηλεκτρικές μηχανές ή μοτοποδήλατα). Έτσι, η σχεδίαση, ανάπτυξη και κατασκευή του έγινε εξολοκλήρου στα πλαίσια της παρούσης διατριβής, στο Διατμηματικό Εργαστήριο Εργαλειομηχανών του Πολυτεχνείου Κρήτης.

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται και αναλύονται τα κύρια τμήματα του συστήματος και η λειτουργία του. Επίσης δίνονται οι προδιαγραφές του οχήματος δοκιμών, βάση του οποίου καθορίζονται οι παράμετροι λειτουργίας του ESVT. Η θεωρητική μελέτη, οι προκαταρκτικοί υπολογισμοί και οι πειραματικές μετρήσεις που απαιτήθηκαν κατά την ανάπτυξη, παρουσιάζονται στο Κεφ. 4 της παρούσας διατριβής. Αντίστοιχα, η περιγραφή των κατασκευαστικών στοιχείων των μηχανολογικών τμημάτων παρουσιάζεται στο Κεφ. 5.

Το ESVT αποτελείται από: α) *μηχανολογικά τμήματα* που μεταφέρουν την ισχύ από τον ηλεκτρικό κινητήρα του οχήματος στον τροχό και β) *ηλεκτρονικά τμήματα*, τα οποία του προσδίδουν πλήρως αυτόματο έλεγχο της αλλαγής σχέσης μετάδοσης. Στην συνέχεια αναλύονται τα τμήματα αυτά.

---

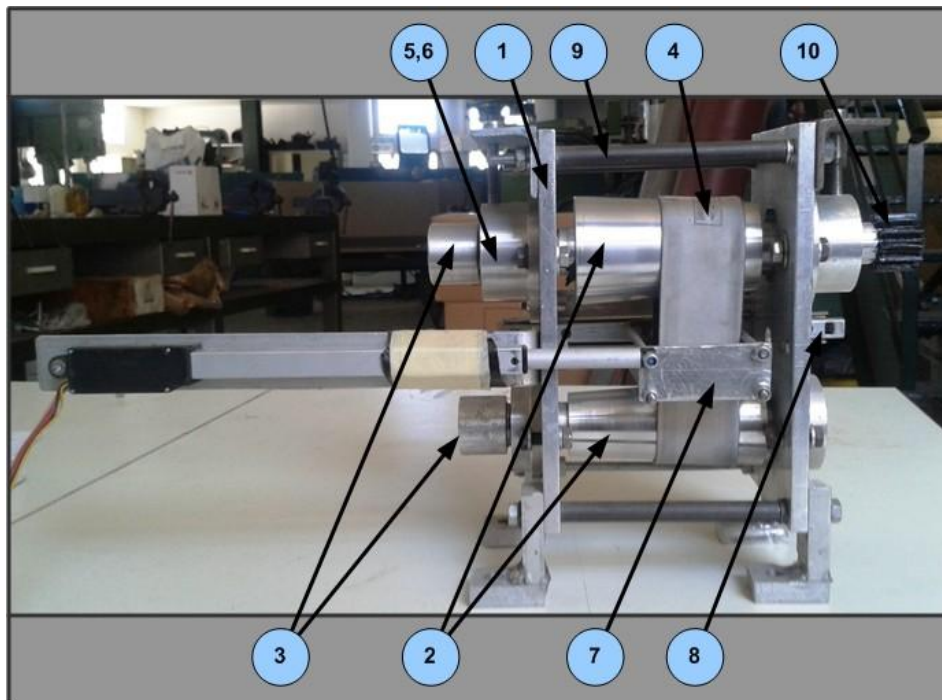
<sup>1</sup> Το ER12 είναι ένα μονοθέσιο ηλεκτρικό όχημα πόλης που κινείται με κυψέλες καύσιμου υδρογόνου και κατασκευάστηκε το 2012 από την ομάδα TUC Eco Racing του Πολυτεχνείου Κρήτης με στόχο την επίτευξη χαμηλής κατανάλωσης.

### 3.1 Μηχανολογικά τμήματα

Τα βασικά μηχανολογικά τμήματα του προτεινόμενου συστήματος παρουσιάζονται στην Εικόνα 3.1 και είναι τα εξής:

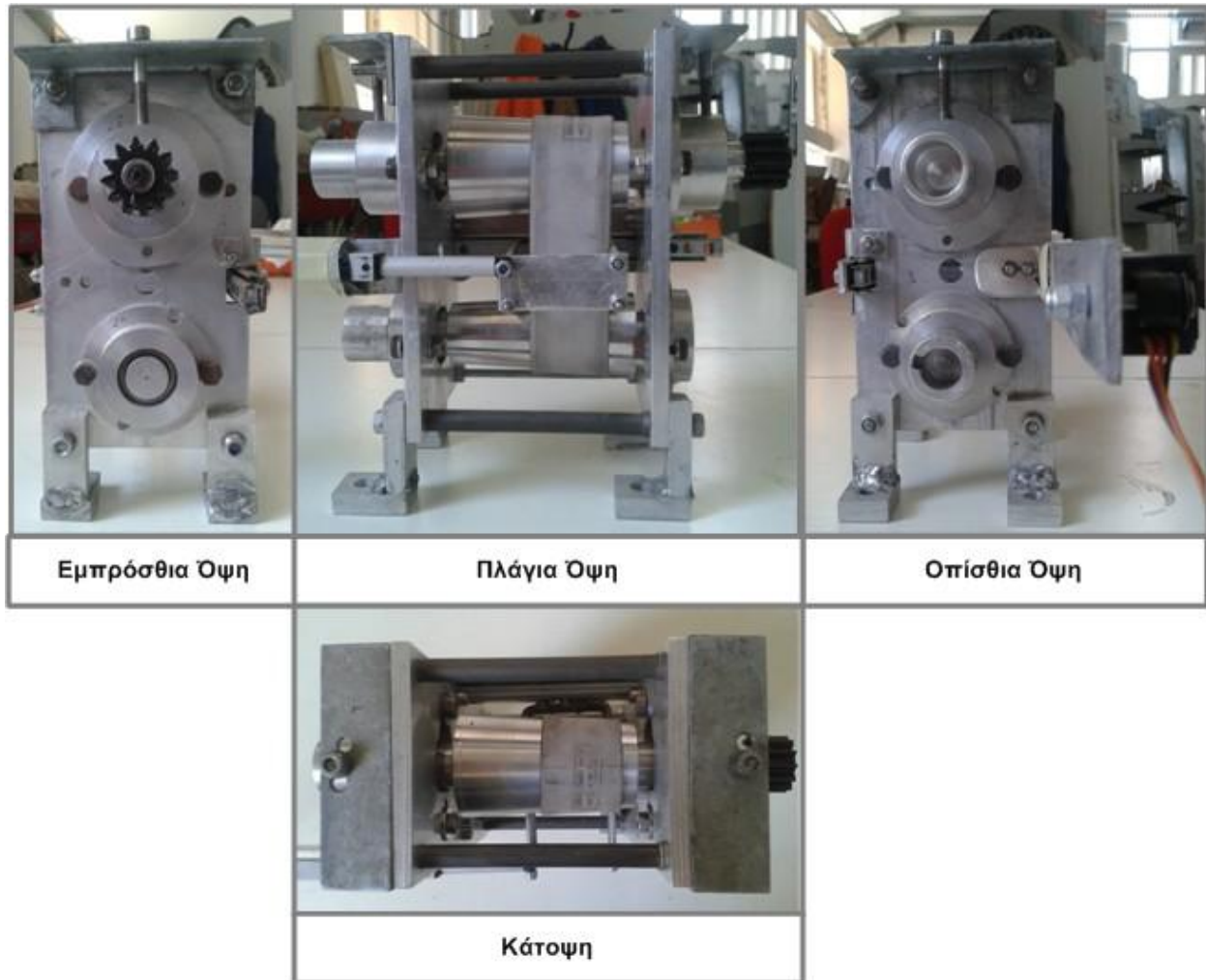
1. Βάσεις στήριξης
2. Κωνικές τροχαλίες μεταβλητής διαμέτρου
3. Άξονες μετάδοσης κίνησης
4. Ελαστικός επίπεδος ιμάντας
5. Φωλιές στήριξης εδράνων κύλισης
6. Κυλινδρικά έδρανα κύλισης
7. Βάση μετατόπισης ιμάντα
8. Γραμμικός οδηγός ολίσθησης (ράγα)
9. Αποστάτες βάσεων στήριξης
10. Γρανάζι σύνδεσης με δευτερεύων κιβώτιο μετάδοσης

Τα τμήματα (1-3, 5) είναι κατασκευασμένα από κράμα αλουμινίου υψηλής αντοχής (6063 T6), τα (7-9) είναι χαλύβδινα, το (6) είναι από ανοξείδωτο χάλυβα και βρίσκεται εσωτερικά του (5) (εμφανίζονται μαζί στην αρίθμηση της Εικόνας 3.1), το (4) είναι κατασκευασμένο από ελαστομερές υλικό και το τμήμα (10) από πλαστικό πολυαμίδιο (NYLATRON PA6).



Εικόνα 3.1. Μηχανολογικά τμήματα του ESVT.

Στην εικόνα 3.2 παρουσιάζονται οι όψεις των μηχανολογικών τμημάτων του προτεινόμενου συστήματος ESVT.



Εικόνα 3.2. Όψεις των μηχανολογικών τμημάτων του ESVT.

### 3.1.1 Χαρακτηριστικά λειτουργίας ESVT

Η βασική λειτουργία του συστήματος στηρίζεται σε δύο κωνικές τροχαλίες διαφορετικής διαμέτρου, οι οποίες συνδέονται μέσω ενός επίπεδου ελαστικού ιμάντα και μεταδίδουν την κίνηση από τον ηλεκτρικό κινητήρα στον τροχό του οχήματος. Η μετακίνηση του ιμάντα πάνω στις κωνικές τροχαλίες προκαλεί την αλλαγή σχέσης μετάδοσης, με αποτέλεσμα την μεταβλητή παροχή ισχύος προς τον τροχό. Η μετατόπιση του ιμάντα πραγματοποιείται χρησιμοποιώντας έναν ηλεκτρικό γραμμικό επενεργητή και η θέση του καθορίζεται από τον ηλεκτρονικό ελεγκτή του συστήματος. Πιο συγκεκριμένα (Εικόνα 3.1), η είσοδος της ισχύος δίνεται από τον ηλεκτρικό κινητήρα στον άξονα της κάτω κωνικής τροχαλίας (εφεξής κινητήρια

τροχαλία) και μεταφέρεται με συγκεκριμένη σχέση μετάδοσης στην *πάνω κωνική τροχαλία* (εφεξής *κινούμενη τροχαλία*) μέσω του ελαστικού ιμάντα. Ο άξονας της κινούμενης τροχαλίας παρέχει την έξοδο της ισχύος, η οποία μεταφέρεται σε ένα δευτερεύων κιβώτιο μετάδοσης κίνησης πριν καταλήξει στον τροχό. Ο άξονας κάθε τροχαλίας στηρίζεται στα άκρα του σε δύο κυλινδρικά έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) τα οποία βρίσκονται μέσα σε φωλιές αλουμινίου. Οι τέσσερις φωλιές συνδέονται με κοχλίες πάνω στις δύο βάσεις στήριξης του συστήματος. Οι βάσεις συγκρατούνται σε συγκεκριμένη απόσταση μεταξύ τους με την χρήση τεσσάρων αποστατών και αντίστοιχων κοχλιών που χρησιμοποιούνται για σύσφιξη.

Για την σταθεροποίηση του ιμάντα σε κάθε θέση, χρησιμοποιείται μία βάση μετατόπισης η οποία τον περιβάλλει και συνδέεται με τον γραμμικό επενεργητή. Η βάση ολισθαίνει σε γραμμικό οδηγό με κύλιστρα (ράγα), που διευκολύνει τις γρήγορες μετατοπίσεις του γραμμικού επενεργητή και μειώνει τις απώλειες των μετατοπίσεων.

Το δευτερεύων κιβώτιο μετάδοσης κίνησης, χρησιμοποιείται τόσο για την αύξηση της μεταφερόμενης ροπής από τον κινητήρα στον τροχό, όσο και για την επίτευξη επιθυμητού εύρους στροφών λειτουργίας του κινητήρα και έχει λειτουργία μειωτήρα με σχέση μετάδοσης 1:10. Η γεωμετρία των κωνικών τροχαλιών παρέχει στο προτεινόμενο σύστημα εύρος σχέσης μετάδοσης από **1:1 έως 1:1.5**. Η σχέση αυτή σε συνδυασμό με το δευτερεύων κιβώτιο, παρέχει τελική σχέση μετάδοσης στον τροχό του οχήματος με εύρος **1:10 έως 1:15**.

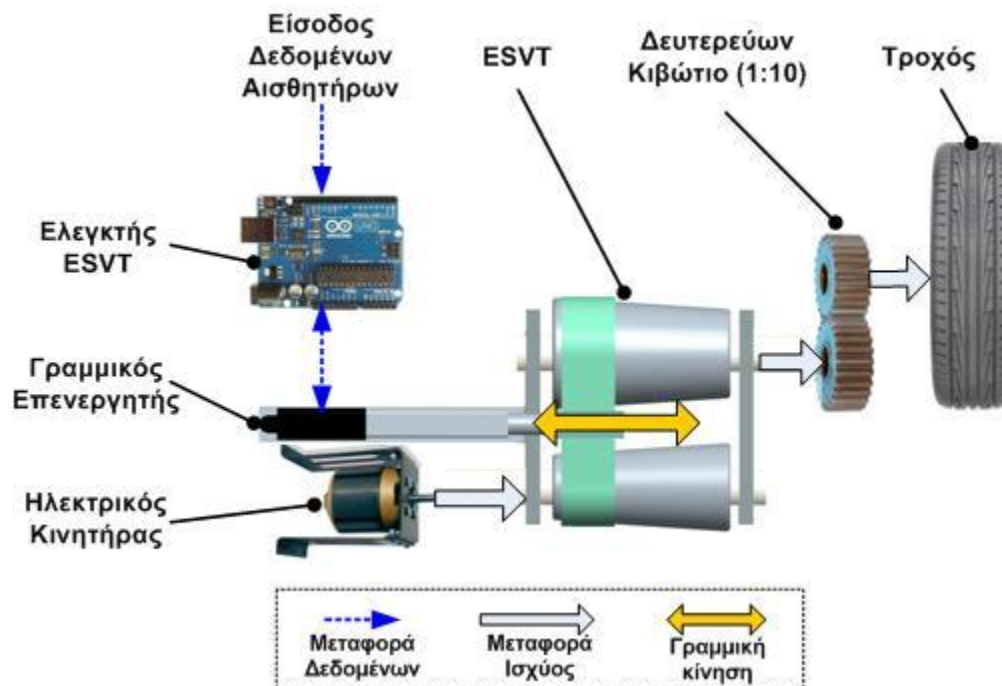
## 3.2 Ηλεκτρονικά τμήματα

Τα ηλεκτρονικά τμήματα του ESVT αναλαμβάνουν την μεταβολή της σχέσης μετάδοσης και τον αυτόματο έλεγχο της, ανάλογα με τις απαιτήσεις κίνησης του οχήματος. Ταυτόχρονα συνεργάζονται με τους αισθητήρες που είναι εγκατεστημένοι στο όχημα και μετρούν: α) την ταχύτητα του οχήματος και β) την θέση του εντολέα επιτάχυνσης (γκάζι). Τα ηλεκτρονικά τμήματα είναι τα εξής:

1. **Γραμμικός επενεργητής.** Ο ηλεκτρικός γραμμικός επενεργητής χρησιμοποιείται για την μετατόπιση του ελαστικού ιμάντα που έχει ως αποτέλεσμα την μεταβολή της σχέσης μετάδοσης του ESVT. Η μετακίνηση του καθορίζεται από την έξοδο του ελεγκτή.

2. **Ελεγκτής ESVT.** Ένας προγραμματιζόμενος μικροελεγκτής λαμβάνει ως εισόδους δεδομένα από τους αισθητήρες του οχήματος και υπολογίζει την κατάλληλη έξοδο, η οποία παρέχεται στον γραμμικό επενεργητή. Οι εισοδοί που λαμβάνονται από τους αισθητήρες είναι: α) Ταχύτητα οχήματος, β) Θέση γραμμικού επενεργητή, γ) Θέση εντολέα επιτάχυνσης, ενώ οι επιπλέον εισοδοί που υπολογίζονται με βάση τα δεδομένα αυτά είναι: δ) Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα και ε) Μεταβολή ταχύτητας οχήματος. Από αυτές τις πέντε εισόδους ο ελεγκτής παρέχει μία έξοδο που είναι η Μετακίνηση εμπρός ή πίσω του γραμμικού επενεργητή (αντιστοιχεί σε έκταση ή επαναφορά). Ενδελεχής ανάλυση της λογικής ελέγχου πραγματοποιείται στο Κεφ. 7.
  
3. **Υπολογιστής.** Ένας μίνι υπολογιστής χρησιμοποιείται για την καταγραφή όλων των δεδομένων εισόδου και εξόδου του ελεγκτή, σε συνδυασμό με έναν σκληρό δίσκο στον οποίο αποθηκεύονται. Εκτός των δεδομένων του ελεγκτή ο υπολογιστής αναλαμβάνει την συλλογή δεδομένων και από την κυψέλη καυσίμου του οχήματος καταγράφοντας την κατανάλωση υδρογόνου. Τέλος παρέχει την δυνατότητα προβολής των δεδομένων αυτών στον οδηγό, μέσω οθόνης αφής τοποθετημένης στο ταμπλό του οχήματος δοκιμών.

Η διασύνδεση των ηλεκτρομηχανολογικών συστημάτων του ESVT παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.3.



Εικόνα 3.3. Διασύνδεση ηλεκτρικών και μηχανολογικών τμημάτων του ESVT.

### 3.3 Το πρωτότυπο όχημα δοκιμών ER12

Όπως προαναφέρθηκε, το ESVT κατασκευάστηκε βάση των απαιτήσεων κίνησης του πειραματικού οχήματος στο οποίο πρόκειται να εγκατασταθεί. Έτσι, εκτός από τον καθορισμό των τεχνικών προδιαγραφών του και η τελική αξιολόγηση της λειτουργίας-αξιπιστίας του συστήματος προκύπτει από πειραματικές δοκιμές στο δρόμο. Ταυτόχρονα, η μέτρηση και ο έλεγχος βελτίωσης της κατανάλωσης καυσίμου με χρήση του προτεινόμενου συστήματος μετάδοσης, προκύπτει από συγκριτικά πειράματα σε σχέση με την αρχική μετάδοση κίνησης του ER12. Το όχημα παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.4.

Το ER12 είναι ένα μονοθέσιο ηλεκτρικό όχημα πόλης που κατασκευάστηκε το 2012 από την ομάδα TUC Eco Racing του Πολυτεχνείου Κρήτης, με στόχο την επίτευξη χαμηλής κατανάλωσης [27]. Είναι κατασκευασμένο από κράμα αλουμινίου και ανθρακονήματα επιτρέποντάς του ιδιαίτερα χαμηλό βάρος και σχεδίαση που προσδίδει χαμηλή αεροδυναμική αντίσταση. Το ενεργειακό του σύστημα αποτελείται από μία κυψέλη καυσίμου στην οποία παρέχεται αέριο  $H_2$  από φιάλη και η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται καταλήγει στον ηλεκτρικό κινητήρα για την κίνηση των τροχών. Το εγκατεστημένο σύστημα μετάδοσης κίνησης διαθέτει ένα ζεύγος γραναζιών με σχέση μετάδοσης 1:10, τοποθετημένο μεταξύ του κινητήρα και του κινητήριου τροχού.



Εικόνα 3.4. Το πρωτότυπο όχημα δοκιμών ER12.

Οι προδιαγραφές λειτουργίας του οχήματος παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.1.

**Πίνακας 3.1. Τεχνικές προδιαγραφές οχήματος δοκιμών ER12.**

|                                  |   |
|----------------------------------|---|
| <b>Πλαίσιο</b>                   | <i>Κράμα αλουμινίου (6063T6)</i>            |
| <b>Κάλυμμα</b>                   | <i>Ανθρακόνημα</i>                          |
| <b>Κινητήρας</b>                 | <i>Ηλεκτρικός, Brushless</i>                |
| <b>Μέγιστη ροπή κινητήρα</b>     | <i>4 N/m</i>                                |
| <b>Μέγιστες στροφές κινητήρα</b> | <i>4000 RPM</i>                             |
| <b>Ενεργειακό σύστημα</b>        | <i>Κυψέλη καυσίμου H<sub>2</sub>, 1.2KW</i> |
| <b>Διαστάσεις οχήματος</b>       | <i>2.5x1.25x1m (ΜxΠxΥ)</i>                  |
| <b>Βάρος</b>                     | <i>81 Kg</i>                                |
| <b>Μέγιστη ταχύτητα</b>          | <i>37 Km/h</i>                              |

Το ER12 χρησιμοποιείται για την συμμετοχή της ομάδας TUCER σε διεθνείς αγώνες οικονομίας καυσίμου και για το λόγο αυτό καλύπτει συγκεκριμένες προδιαγραφές από τις οποίες καθορίζονται και τα κύρια χαρακτηριστικά λειτουργίας του. Έχει κατασκευαστεί με κύριο στόχο να καλύπτει μέση ταχύτητα κίνησης 25Km/h, βασική παράμετρο για την επίτευξη καλύτερης κατανάλωσης καυσίμου. Για την ολοκλήρωση ενός αγώνα απαιτείται η συμπλήρωση δέκα γύρων σε 39.00 λεπτά (αντιστοιχεί σε 25Km/h), σε κάθε έναν από τους οποίους εκτελείται μία διαδικασία σταμάτα-ξεκίνα, προσομοιώνοντας την κίνηση εντός πόλης. Έτσι, μετά από κάθε εκκίνηση, είναι επιθυμητή ή επίτευξη σταθερής ταχύτητας κίνησης κοντά στα 25km/h. Ως εκ τούτου, οι βασικές απαιτήσεις βελτιωμένης ενεργειακής λειτουργίας του προϋποθέτουν, χαμηλή κατανάλωση στις εκκινήσεις και την καλύτερη δυνατή απόδοση του κινητήρα στην μέση επιθυμητή ταχύτητα κίνησης.

### 3.4 Προδιαγραφές λειτουργίας ESVT

Βάση των χαρακτηριστικών κίνησης του ER12, επιλέχθηκαν οι τεχνικές προδιαγραφές του προτεινόμενου συστήματος ESVT με στόχο την μείωση της κατανάλωσης καυσίμου.

Καθορίστηκε εύρος σχέσης μετάδοσης από **1:1 έως 1:1.5**, το οποίο σε συνδυασμό με το δευτερεύων κιβώτιο (σχέση 1:10), παρέχει τελική σχέση μετάδοσης στον τροχό του οχήματος με εύρος **1:10 έως 1:15**. Η αύξηση αυτή της σχέσης μετάδοσης στοχεύει στην καλύτερη εκκίνηση με χαμηλότερες ενεργειακές απαιτήσεις από τον κινητήρα και επιλέχθηκε σύμφωνα

με τους προκαταρκτικούς υπολογισμούς επιδόσεων του οχήματος, που παρουσιάζονται στο Κεφάλαιο 4. Επίσης, με βάση πειραματικές μετρήσεις απόδοσης του κινητήρα (Κεφάλαιο 4), σε ταχύτητες κοντά στα 25Km/h η σχέση μετάδοσης θα πρέπει να είναι 1:10, ώστε ο κινητήρας να περιστρέφεται στο εύρος στροφών μέγιστης απόδοσης του και κατ' επέκταση να επιτυγχάνεται βελτιωμένη ενεργειακή απόδοση του οχήματος. Η λειτουργία αυτή πρέπει να επιτυγχάνεται από την μεταβολή της σχέσης μετάδοσης του ESVT που καθορίζεται από τον ελεγκτή του συστήματος.

Παράλληλα, η μεταβολή των σχέσεων μετάδοσης θα πρέπει να είναι τέτοια ώστε να επιτρέπει την ομαλή αλλά και ικανή επιτάχυνση του οχήματος σε κάθε κατάσταση οδήγησης. Η εκτέλεση όλων αυτών των λειτουργιών καθορίζεται πλήρως από τον προγραμματισμό του ελεγκτή του ESVT.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΠΡΟΚΑΤΑΡΚΤΙΚΗΣ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ

Για την δημιουργία του πρωτότυπου συστήματος ESVT, απαιτήθηκε σχεδίαση και μελέτη όλων των μερών που το απαρτίζουν από την αρχή. Κατ' επέκταση, η ανάπτυξη του πρωτότυπου συστήματος στηρίχτηκε σε βασικές αρχές της θεωρίας, που σχετίζονται με τον υπολογισμό της γεωμετρίας συστημάτων μεταβαλλόμενης μετάδοσης κίνησης και της χρήσης επίπεδου ελαστικού ιμάντα. Από αυτές εξάχθηκαν οι κατάλληλες εξισώσεις που ανταποκρίνονται στο προτεινόμενο σύστημα μετάδοσης κίνησης. Έγινε έτσι δυνατή η προσέγγιση και ο υπολογισμός των βασικών μεγεθών λειτουργίας του και των περιορισμών που οφείλονται στην σχεδίαση του. Επίσης, με βάση τα παραπάνω προέκυψαν κύρια τεχνικά χαρακτηριστικά για την επιλογή κατάλληλων υλικών και εξοπλισμού. Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζεται όλο το θεωρητικό υπόβαθρο και οι επεκτάσεις του για την ανάπτυξη του νέου συστήματος μετάδοσης.

Η ιδέα του ESVT προέκυψε με κύριο στόχο την μείωση της κατανάλωσης καυσίμου (στην συγκεκριμένη περίπτωση  $H_2$ ), σε συγκεκριμένο πρωτότυπο όχημα μηδενικών ρύπων που χρησιμοποιεί ηλεκτρικό κινητήρα. Για να αξιολογηθεί λοιπόν η επίδραση της χρήσης αυτής, πραγματοποιήθηκε προκαταρκτική μελέτη με την οποία υπολογίστηκε η μείωση της απαιτούμενης δύναμης κίνησης του οχήματος, με χρήση του ESVT. Από αυτό τον υπολογισμό κρίθηκε η δυνατότητα επίτευξης χαμηλότερης κατανάλωσης και εξάχθηκαν σημαντικά συμπεράσματα αναφορικά με την λειτουργία του, πχ. για το κατάλληλο εύρος της σχέσης μετάδοσης. Για να καταστεί αυτό δυνατό και να προκύψουν το δυνατόν πραγματικά δεδομένα, συμπεριλήφθηκε στους υπολογισμούς μέτρηση της απόδοσης του συγκεκριμένου ηλεκτρικού κινητήρα του οχήματος. Η μέτρηση του έγινε σε πειραματική διάταξη που δημιουργήθηκε για το σκοπό αυτό. Οι παραπάνω υπολογισμοί και τα πειράματα απόδοσης, αποτελούν επίσης βασικό στοιχείο σχεδιασμού του ESVT και περιγράφονται αναλυτικά στο παρών κεφάλαιο.

### 4.1 Βασικά χαρακτηριστικά χρήσης επίπεδου ελαστικού ιμάντα

Οι ιμάντες και άλλα παρόμοια ελαστικά ή εύκαμπτα μηχανικά στοιχεία είναι ήδη πολύ διαδεδομένα εδώ και πολλές δεκαετίες για την μεταφορά ενέργειας. Βασικό τους πλεονέκτημα είναι ότι μπορούν σε πολλές περιπτώσεις να απλοποιήσουν την σχεδίαση και να

μειώσουν το κόστος χρήσης άλλων κλασικών μηχανισμών όπως τα γρανάζια [28]. Η γενική λογική λειτουργίας τους αφορά την σύνδεση και μεταφορά ενέργειας μέσω τριβής, μεταξύ μίας κινητήριας και μίας κινούμενης τροχαλίας και του ιμάντα. Οι μεταδόσεις με ιμάντα μπορούν επίσης να απορροφήσουν απότομα φορτία καθώς και συντονισμούς, το οποίο είναι πολύ σημαντικό για την διάρκεια ζωής οποιουδήποτε μηχανήματος.

Υπάρχουν τέσσερις κύριοι τύποι ιμάντων που χρησιμοποιούνται ευρέως: 1) επίπεδοι, 2) κυλινδρικοί, 3) σχήματος V και 4) χρονισμού. Σύμφωνα με την βιβλιογραφία [29], παρά το γεγονός ότι ο πιο διαδεδομένος τύπος είναι σχήματος V με αποδόσεις που κυμαίνονται μεταξύ 70-96%, οι επίπεδοι ιμάντες φτάνουν το 98%, δηλαδή πολύ κοντά στην απόδοση των γραναζιών. Ταυτόχρονα είναι πιο αθόρυβοι και απορροφούν περισσότερες δονήσεις των συστημάτων τόσο από τους σχήματος V όσο και από τα γρανάζια. Γενικά οι επίπεδοι ιμάντες αποτελούνται από ένα ανθεκτικό ελαστικό πυρήνα και περιβάλλονται από ελαστομερή υλικά που διαφοροποιούνται ανάλογα με την εφαρμογή.

Η επιλογή της χρήσης επίπεδου ιμάντα για το ESVT, εμπεριέχει σαφώς και τις παραπάνω διεθνώς αποδεκτές παρατηρήσεις, ώστε να αναπτυχθεί ένα νέο και αποδοτικό σύστημα μετάδοσης κίνησης.

#### 4.1.1. Υπολογισμός μήκους ιμάντα

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά και συγκεκριμένα οι γωνίες επαφής του ιμάντα με τις τροχαλίες σε ένα τυπικό ανοικτό σύστημα μετάδοσης με ιμάντα (Εικόνα 4.1), είναι [28]:

$$\theta_a = \pi - 2 * \sin^{-1} \frac{D - d}{2C} \quad (4-1)$$

$$\theta_D = \pi + 2 * \sin^{-1} \frac{D - d}{2C} \quad (4-2)$$

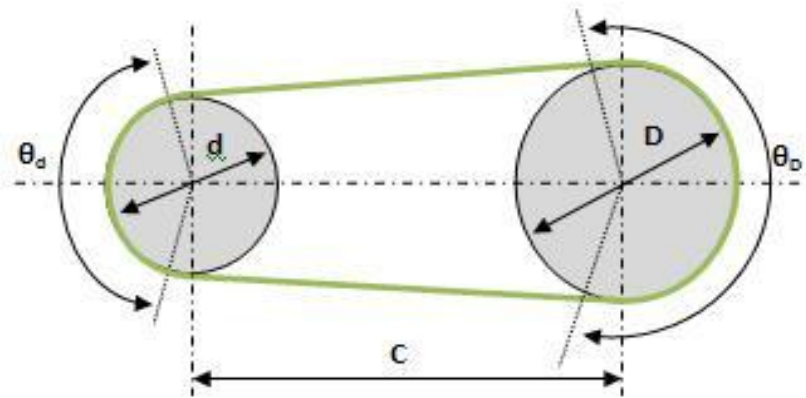
όπου,

$D$  : διάμετρος της κινούμενης τροχαλίας

$d$  : διάμετρος κινητήριας τροχαλίας

$C$  : απόσταση κέντρων αξόνων τροχαλιών

$\theta$  : γωνία επαφής



Εικόνα 4.1. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά μετάδοσης κίνησης με μάντα.

Στο προτεινόμενο σύστημα, η μικρή τροχαλία είναι η κινητήρια και η μεγάλη η κινούμενη. Το μήκος του μάντα βρίσκεται λαμβάνοντας υπόψη τα δύο μήκη των τόξων μεταξύ της αρχής και του τέλους επαφής στις τροχαλίες και την απόσταση των αξόνων τους:

$$L = [4C^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d) \quad (4-3)$$

όπου,

$\theta_D$  : γωνία επαφής της κινούμενης τροχαλίας

$\theta_d$  : γωνία επαφής της κινητήριας τροχαλίας

Η εξίσωση αυτή μπορεί να απλοποιηθεί περαιτέρω στην (4-4), όπως ορίζεται σε τεχνικούς καταλόγους κατασκευαστών [92], για ευκολότερο προσδιορισμό του μήκους:

$$L \approx 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (4-4)$$

#### 4.1.2. Τάνυση μάντα και δυνάμεις τριβής

Η μηχανική των μάντων ασχολείται με την μελέτη της αλληλεπίδρασης τροχαλίας-μάντα και συνήθως περιλαμβάνει την τριβή, το τέντωμα του μάντα, την ταχύτητα του [30, 31]. Από την μελέτη αυτή προκύπτουν σημαντικά στοιχεία λειτουργίας του συστήματος μετάδοσης που σχετίζονται με την ολίσθηση του μάντα και την ενεργειακή απόδοση. Γενικά, η ενεργειακή

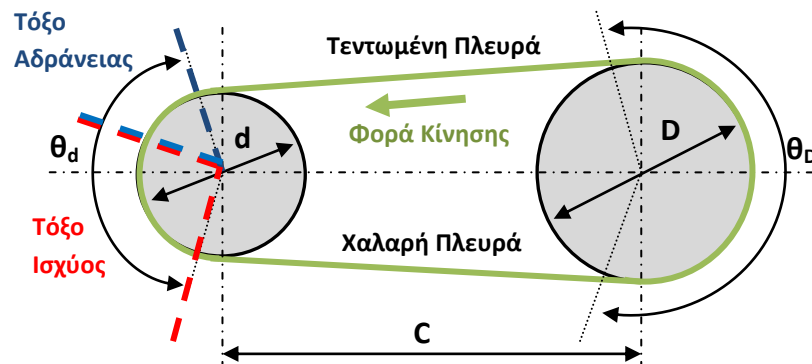
απόδοση είναι ο σημαντικότερος παράγοντας σε εφαρμογές μετάδοσης κίνησης και η συνθήκες ολίσθησης του ιμάντα αποκτούν ακόμη μεγαλύτερη βαρύτητα. Σύμφωνα με την βιβλιογραφία, δύο τύποι ολίσθησης εμφανίζονται κατά την μετάδοση κίνησης: *ολική* και *μερική*.

Η ολική ολίσθηση αναφέρεται στην ολίσθηση σε όλο το μήκος του τόξου επαφής, ώστε η μετακίνηση του ιμάντα σε σχέση με την τροχαλία να αντιστοιχεί σε μετακίνηση στερεού ή ανελαστικού σώματος. Η συμπεριφορά αυτή θα πρέπει να αποφεύγεται σε κάθε εφαρμογή καθώς στην περίπτωση αυτή δεν υπάρχει μεταφορά ισχύος. Η μερική ολίσθηση που είναι και αναπόφευκτη στις περισσότερες εφαρμογές καθώς η μετάδοση γίνεται μέσω της τριβής, μειώνει την απόδοση του συστήματος. Συγκεκριμένα έχει ως αποτέλεσμα να διαφοροποιείται η σχέση μετάδοσης της τροχαλίας από την οριζόμενη, καταλήγοντας πολλές φορές σε λάθος μετάδοση. Η επεξήγηση της αλληλεπίδρασης της τριβής μεταξύ τροχαλίας-ιμάντα αποτελεί σημαντικό στοιχείο της έρευνας της μηχανικής των ιμάντων. Ωστόσο στην βιβλιογραφία δεν υπάρχει μέχρι σήμερα μία καθολικά αποδεκτή μοντελοποίηση της συμπεριφοράς αυτής. Επιπλέον, υπάρχουν ανακολουθίες στα αποτελέσματα της τριβής μεταξύ θεωρητικών και πειραματικών παρατηρήσεων, κάτι που παρουσιάζεται ακόμα και στις προσεγγίσεις των κατασκευαστών ιμάντων. Τελικά, δύο θεωρητικά μοντέλα έχουν επικρατήσει στην βιβλιογραφία και χρησιμοποιούνται, στηριζόμενα σε διαφορετικές παραδοχές της συμπεριφοράς της τριβής.

Το πρώτο στηρίζεται στην ολίσθηση και θεωρεί ότι η ύπαρξη της τριβής οφείλεται αποκλειστικά στην σχετική κίνηση (ολίσθηση) μεταξύ τροχαλίας και ιμάντα [31]. Στην αλληλεπίδραση αυτή παρούσα είναι μόνο η τριβή κύλισης. Ο ιμάντας είτε ολισθαίνει στην επιφάνεια της τροχαλίας, είτε είναι πλήρως προσκολλημένος σε αυτήν, έχοντας σταθερό τέντωμα και ίδια ταχύτητα με την τροχαλία στην ζώνη προσκόλλησης. Συμπεραίνεται έτσι, ότι το τόξο επαφής έχει δύο ζώνες, την ζώνη προσκόλλησης και την ζώνη ολίσθησης. Μόνο η ζώνη ολίσθησης συμμετέχει στην μεταφορά ροπής μέσω των δυνάμεων τριβής, ενώ στην ζώνη προσκόλλησης η τριβή είναι μηδενική. Το μοντέλο αυτό παρουσιάστηκε αρχικά από τον Euler [32] και μελετήθηκε στην συνέχεια και από άλλους ερευνητές [33-34]. Πρόσφατες έρευνες εξέλιξαν το μοντέλο αυτό, ενσωματώνοντας και άλλες παραμέτρους όπως την αδράνεια του ιμάντα [35, 36], την ακαμψία σε λυγισμό [37, 38] και την χρήση σε τροχαλίες με εσοχές [39, 40].

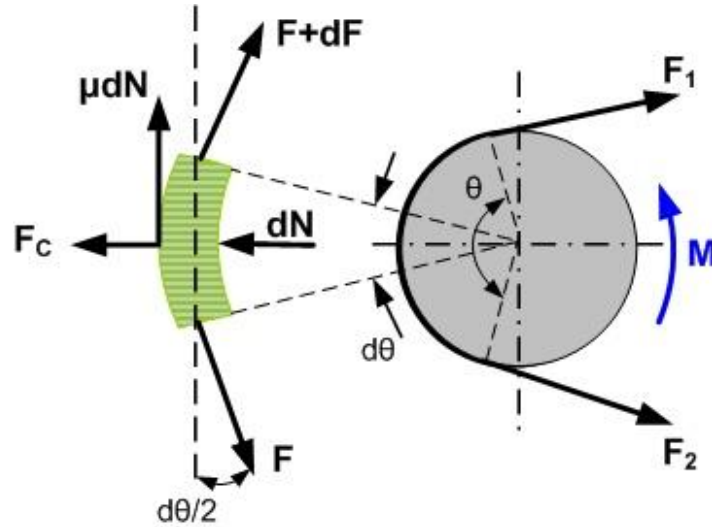
Το δεύτερο μοντέλο αναπτύχθηκε από τον Firbank και είναι αυτό που αναφέρεται στις περισσότερες περιπτώσεις από ερευνητές [41, 14, 28]. Το μοντέλο αυτό επιλέχθηκε για τους υπολογισμούς που ακολουθούν στην συνέχεια. Σε αυτό, η μεταβολή της τάνυσης του ιμάντα εξαιτίας των δυνάμεων τριβής που ασκούνται μεταξύ ιμάντα και τροχαλίας, έχει ως αποτέλεσμα την επιμήκυνση ή συρρίκνωση του ιμάντα και την μετατόπιση του πάνω στην

επιφάνεια της τροχαλίας. Η κίνηση αυτή προκαλείται από ελαστική παραμόρφωση και σχετίζεται με την εμφάνιση της τριβής κύλισης η οποία αντιτίθεται στην στατική τριβή. Η δράση της πάνω στην κινητήρια τροχαλία, στο κομμάτι της γωνίας επαφής που μεταφέρει ενέργεια, έχει ως αποτέλεσμα ο ιμάντας να κινείται πιο αργά από την ταχύτητα της επιφάνειας της τροχαλίας, εξαιτίας της παραμόρφωσης του. Σε ένα σύστημα με δύο τροχαλίες, ο ιμάντας εμφανίζει από την μία μεριά (μεταξύ των τροχαλιών) τέντωμα και από την άλλη χαλάρωμα (Εικόνα 4.2). Η γωνία επαφής του με την τροχαλία, αποτελείται από το τόξο ισχύος (όπου μεταφέρεται ενέργεια), και το τόξο αδράνειας. Αρχικά, ο ιμάντας έρχεται σε επαφή με την κινητήρια τροχαλία από την πλευρά όπου είναι τεντωμένος, έχοντας μία δύναμη τάνυσης  $F_1$  και μία ταχύτητα  $V_1$ . Στη συνέχεια, περνάει από το τόξο αδράνειας χωρίς μεταβολή της  $F_1$ ,  $V_1$  μέχρι το όριο του τόξου ισχύος. Σε αυτό εμφανίζεται παραμόρφωση του ιμάντα και επαφή με ολίσθηση, με αποτέλεσμα την μεταβολή της τάνυσης του ιμάντα σύμφωνα με τις δυνάμεις τριβής. Στο τέλος του τόξου ισχύος, ο ιμάντας απομακρύνεται από την τροχαλία με μειωμένη δύναμη  $F_2$  και ταχύτητα  $V_2$ , όπου είναι η χαλαρή πλευρά του.

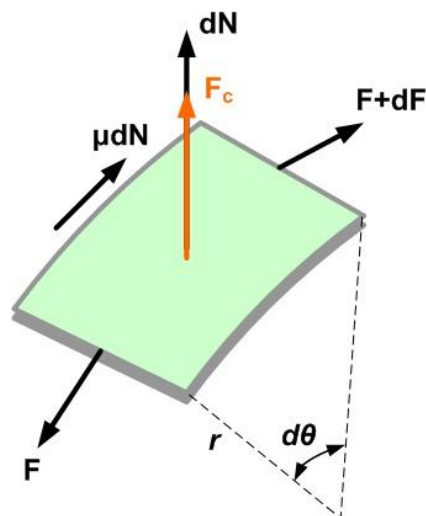


Εικόνα 4.2. Εμφάνιση τόξου αδράνειας και ισχύος κατά την επαφή κινούμενου ιμάντα με την τροχαλία.

Στις Εικόνες 4.3-4.4, παρουσιάζεται το διάγραμμα ελεύθερου σώματος ενός στοιχειώδους τμήματος του ιμάντα. Λαμβάνοντας ως παραδοχή, ότι η τριβή στον ιμάντα είναι ομοιόμορφη σε όλο το τόξο επαφής, σε αυτόν ασκούνται οι ακόλουθες δυνάμεις: α) μία φυγοκεντρική δύναμη  $F_c$ , μία κάθετη δύναμη αντίδρασης  $dN$ , και η δύναμη της τριβής  $\mu dN$ .



Εικόνα 4.3. Διάγραμμα ελεύθερου σώματος των ασκούμενων δυνάμεων σε στοιχειώδες τμήμα του ελαστικού ιμάντα.



Εικόνα 4.4. Τριδιάστατη απεικόνιση των ασκούμενων δυνάμεων σε στοιχειώδες τμήμα του ελαστικού ιμάντα.

Το μήκος του στοιχειώδους τμήματος του ιμάντα  $dl$  είναι:

$$dl = r d\theta \quad (4-5)$$

όπου:

$r$ : η ακτίνα της τροχαλίας

$d\theta$ : γωνία επαφής της τροχαλίας

Επίσης η δύναμη  $F_c$  υπολογίζεται ως:

$$F_c = (mrd\theta)r\omega^2 = mV^2 d\theta \quad (4-6)$$

όπου,

$V$  : η ταχύτητα του ιμάντα,

$r$  : η ακτίνα της τροχαλίας, και

$m$  : η μάζα ανά μήκος ιμάντα,

Η μάζα  $m$  υπολογίζεται από:

$$m = btp \quad (4-7)$$

όπου,

$b$  : το πλάτος του ιμάντα,

$t$  : το πάχος του ιμάντα, και

$\rho$  : η πυκνότητα του υλικού του ιμάντα.

Από την επίλυση των εξισώσεων ισορροπίας των δυνάμεων σε ακτινική και εφαπτομενική διεύθυνση, προκύπτει:

$$\Sigma F_t = 0 \Rightarrow F \cos \frac{d\theta}{2} - (F + dF) \cos \frac{d\theta}{2} + \mu dN = 0 \Rightarrow dF = \mu dN \quad (4-8)$$

$$\Sigma F_r = 0 \Rightarrow F_c + dN - F \sin \frac{d\theta}{2} - (F + dF) \sin \frac{d\theta}{2} = 0 \quad (4-9)$$

όπου,

$F$  : η δύναμη τάνυσης,

$F_c$  : η φυγοκεντρική δύναμη,

$dN$  : η κάθετη δύναμη αντίδρασης,

$\mu dN$  : η δύναμη της τριβής,

$\mu$  : ο συντελεστής τριβής,

$d\theta$  : γωνία επαφής της τροχαλίας

Για μικρές γωνίες  $d\theta$  μπορεί να θεωρηθεί ότι:

$$\cos \frac{d\theta}{2} \cong 1, \sin \frac{d\theta}{2} \cong \frac{d\theta}{2}$$

Έτσι, από την (4-9) και αντικατάσταση των (4-6),(4-8) προκύπτει,

$$mV^2 d\theta + \frac{1}{\mu} dF - Fd\theta - dF \frac{d\theta}{2} = 0$$

Καθώς ο τελευταίος όρος είναι πολύ μικρός σε σχέση με τα άλλα μεγέθη, δεν λαμβάνεται υπόψη και έτσι λαμβάνουμε:

$$mV^2 d\theta + \frac{1}{\mu} dF - Fd\theta = 0 \Rightarrow \frac{dF}{F - mV^2} = \mu d\theta \quad (4-10)$$

όπου,

$F$ : η δύναμη τάνυσης,

$V$ : η ταχύτητα του ιμάντα,

$\mu$ : ο συντελεστής τριβής,

$d\theta$ : γωνία επαφής της τροχαλίας

Λαμβάνοντας υπόψη ολόκληρο το τόξο επαφής:

$$\int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F - mV^2} = \int_0^\theta \mu d\theta \Rightarrow \frac{F_1 - mV^2}{F_2 - mV^2} = e^{\mu\theta}$$

Οπότε, η τελική εξίσωση που καθορίζει τη σχέση μεταξύ των δυνάμεων τάνυσης του ιμάντα είναι,

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\mu\theta} \quad (4-11)$$

όπου,

$F_1, F_2$ : οι δυνάμεις τάνυσης στην τεντωμένη και χαλαρή πλευρά της τροχαλίας αντίστοιχα,

$F_c = mV^2$ : η φυγοκεντρική δύναμη,

$\mu$ : ο συντελεστής τριβής,

$\theta$ : η γωνία επαφής της τροχαλίας

Αν τώρα ληφθεί υπόψη και μία επιπλέον αρχική δύναμη τάνυσης του ιμάντα  $F_i$ , η οποία συνήθως εφαρμόζεται σε αυτόν μέσω κάποιου τεντωτήρα κατά την εγκατάσταση του, τότε δημιουργούνται νέες εξισώσεις των  $F_1, F_2$ :

$$F_1 = F_i + F_C + \Delta F = F_i + F_C + \frac{M}{D} \quad (4-12)$$

$$F_2 = F_i + F_C - \Delta F = F_i + F_C - \frac{M}{D} \quad (4-13)$$

όπου,

$F_1, F_2$  : οι δυνάμεις τάνυσης στην τεντωμένη και χαλαρή πλευρά της τροχαλίας αντίστοιχα,

$F_C$  : η φυγοκεντρική δύναμη,

$F_i$  : η αρχική δύναμη τάνυσης του ιμάντα

$\Delta F$  : η τάνυση εξαιτίας της μεταφερόμενης ροπής  $M$ ,

$M$  : η μεταφερόμενη ροπή, και

$D$  : η διάμετρος της τροχαλίας

Λύνοντας τις (4-12), (4-13) ως προς την αρχική δύναμη τάνυσης, λαμβάνουμε:

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_C \quad (4-14)$$

όπου,

$F_1, F_2$  : οι δυνάμεις τάνυσης στην τεντωμένη και χαλαρή πλευρά της τροχαλίας αντίστοιχα,

$F_C$  : η φυγοκεντρική δύναμη,

$F_i$  : η αρχική δύναμη τάνυσης του ιμάντα

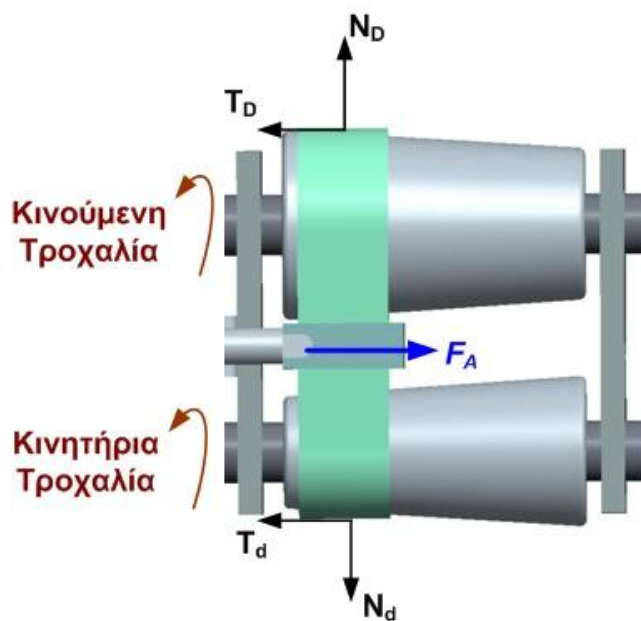
Σε αυτήν (4-14), η μέγιστη τάνυση προκύπτει όταν  $F_1 = 2F_i$ . Άρα ο μόνος τρόπος να μεταφερθεί περισσότερη ροπή, είναι αυξάνοντας το αρχικό τέντωμα του ιμάντα. Με βάση την παρατήρηση αυτή, τα συστήματα μετάδοσης με ιμάντα είναι σχεδιασμένα για την μέγιστη δύναμη  $F_1$ , η οποία περιορίζεται σύμφωνα με την επιτρεπόμενη τάνυση που καθορίζεται από τον κατασκευαστή.

#### 4.1.3 Υπολογισμός δύναμης γραμμικής μετατόπισης ιμάντα ESVT

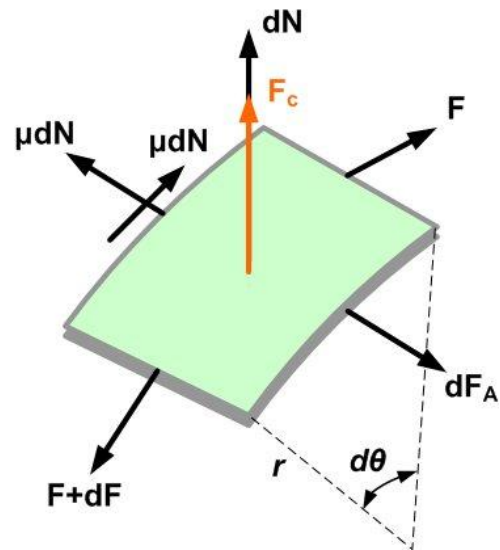
Η τιμή της οριζόντιας δύναμης ( $F_A$ ) που απαιτείται για την μετακίνηση του επίπεδου ελαστικού ιμάντα, ώστε να υπάρξει αλλαγή σχέσης μετάδοσης, καθορίζει τις προδιαγραφές του

γραμμικού επενεργητή που πρέπει να εγκατασταθεί στο σύστημα. Κατ' επέκταση, ο υπολογισμός της αποτελεί σημαντικό στοιχείο για την ανάπτυξη του ESVT. Από την βιβλιογραφική έρευνα δεν βρέθηκε αντίστοιχος υπολογισμός (δεν υφίσταται αντίστοιχο σύστημα), ως εκ τούτου ο προσδιορισμός της προσεγγίστηκε επεκτείνοντας την προηγούμενη θεωρία. Η δυνάμεις που ασκούνται συνολικά πάνω στον ιμάντα από την τριβή και με τις δύο τροχαλίες παρουσιάζονται στην Εικόνα 4.5. Αντίστοιχα, θεωρώντας ένα μικρό κομμάτι του ιμάντα που βρίσκεται σε ταυτόχρονη περιστροφή και μετατόπιση (Εικόνα 4.6), παρουσιάζονται οι δυνάμεις που ασκούνται σε αυτό ώστε να υπάρχει σύγκριση της κατάστασης λειτουργίας του και σε σχέση με την λειτουργία απλής περιστροφής (Εικόνα 4.4).

Στην συνέχεια γίνεται επεξήγηση της διαδικασίας υπολογισμού της δύναμης  $F_A$ , για την οποία είναι απαραίτητο να γίνουν συγκεκριμένες παραδοχές, που είναι: α) ο ιμάντας δεν παραμορφώνεται εξαιτίας της δύναμης  $F_A$  και μετακινείται πάνω στις τροχαλίες σχεδόν όπως ένα στερεό σώμα, β) στην μετακίνηση του ιμάντα αντιστέκεται η τριβή ολίσθησης και γ) η κωνικότητα των τροχαλιών (η γωνία που σχηματίζουν με τον οριζόντιο άξονα) είναι πολύ μικρή και έτσι όλη η επιφάνεια του ιμάντα (που περιλαμβάνεται στο τόξο επαφής), βρίσκεται σε πλήρη επαφή με τις τροχαλίες.



Εικόνα 4.5. Διάγραμμα ελεύθερου σώματος των δυνάμεων που ασκούνται στον ιμάντα κατά την αλλαγή σχέσης μετάδοσης.



Εικόνα 4.6. Τριδιάστατη απεικόνιση των ασκούμενων δυνάμεων σε μικρό τμήμα του ελαστικού ιμάντα κατά την οριζόντια μετακίνηση του.

Σύμφωνα με την Εικόνα 4.5, από την εξίσωση ισορροπίας των δυνάμεων στην οριζόντια διεύθυνση, προκύπτει ότι η  $F_A$  θα είναι:

$$F_A = T_{AD} + T_{Ad} \quad (4-15)$$

όπου,

$F_A$  : η δύναμη γραμμικής μετατόπισης,

$T_{AD}, T_{Ad}$  : η αντίσταση της τριβής στην κινούμενη και κινητήρια τροχαλία αντίστοιχα,

$N_D, N_d$  : οι δυνάμεις αντίδρασης από την κινούμενη και κινητήρια τροχαλία αντίστοιχα,

$\mu$  : ο συντελεστής τριβής,

Επίσης, από την Εικόνα 4.6 προκύπτει από την ισορροπία των δυνάμεων σε μία από τις τροχαλίες, στην διεύθυνση της  $dF_A$  ότι,

$$dF_{Ad} = \mu dN_d \quad (4-16)$$

όπου,

$dF_{Ad}$  : η δύναμη γραμμικής μετατόπισης για ένα στοιχειώδες τμήμα του ιμάντα στην κινητήρια τροχαλία,

$N_d$  : η δύναμη αντίδρασης από την κινητήρια τροχαλία,

Συνδυάζοντας τις (4-16), (4-8) εξάγεται ότι:

$$dF_{Ad} = dF \Rightarrow F_{Ad} = \int_{F_2}^{F_1} dF \Rightarrow F_{Ad} = (F_1 - F_2) \Rightarrow F_{Ad} = 2\Delta F \quad (4-17)$$

όπου,

$dF_{Ad}$  : η δύναμη γραμμικής μετατόπισης για ένα στοιχειώδες τμήμα του ιμάντα στην κινητήρια τροχαλία,

$F_1, F_2$  : οι δυνάμεις τάσης στην τεντωμένη και χαλαρή πλευρά της τροχαλίας αντίστοιχα,

$\Delta F$  : η τάση εξαιτίας της μεταφερόμενης ροπής  $M$ ,

Επίσης από την (4-11) με χρήση των (4-12), (4-13) και αντικαθιστώντας στην (4-14) προκύπτει:

$$\Delta F = \frac{M}{d} = F_i \frac{e^{\mu\theta_d} - 1}{e^{\mu\theta_d} + 1} \quad (4-18)$$

όπου,

$F_i$  : η αρχική δύναμη τάσης του ιμάντα

$\Delta F$  : η τάνυση εξαιτίας της μεταφερόμενης ροπής  $M$ ,

$M$  : η μεταφερόμενη ροπή, και

$d$  : η διάμετρος της κινητήριας τροχαλίας

$\mu$  : ο συντελεστής τριβής,

$\theta_d$  : η γωνία επαφής της κινητήριας τροχαλίας

Οπότε, χρησιμοποιώντας τις παραπάνω (4-17) και (4-18), υπολογίζεται η δύναμη γραμμικής μετατόπισης  $F_{Ad}$  για την κινητήρια τροχαλία:

$$F_{Ad} = 2F_i \frac{e^{\mu\theta_d} - 1}{e^{\mu\theta_d} + 1} \quad (4-19)$$

όπου,

$F_{Ad}$  : η δύναμη γραμμικής μετατόπισης του ιμάντα στην κινητήρια τροχαλία,

$F_i$  : η αρχική δύναμη τάνυσης του ιμάντα

$\mu$  : ο συντελεστής τριβής,

$\theta_d$  : η γωνία επαφής της κινητήριας τροχαλίας

$N$  : η δύναμη αντίδρασης από την τροχαλία,

Καθώς η δύναμη γραμμικής μετατόπισης για την κινούμενη τροχαλία προκύπτει ομοίως, από τις 4-15 και 4-19 προκύπτει η εξίσωση της δύναμης οριζόντιας μετατόπισης, που είναι:

$$F_A = 2F_i \left( \frac{e^{\mu\theta_d} - 1}{e^{\mu\theta_d} + 1} + \frac{e^{\mu\theta_D} - 1}{e^{\mu\theta_D} + 1} \right) \quad (4-20)$$

όπου,

$F_A$  : η δύναμη γραμμικής μετατόπισης,

$F_i$  : η αρχική δύναμη τάνυσης του ιμάντα

$\mu$  : ο συντελεστής τριβής,

$\theta_d$  : η γωνία επαφής της κινητήριας τροχαλίας

$\theta_D$  : η γωνία επαφής της κινούμενης τροχαλίας

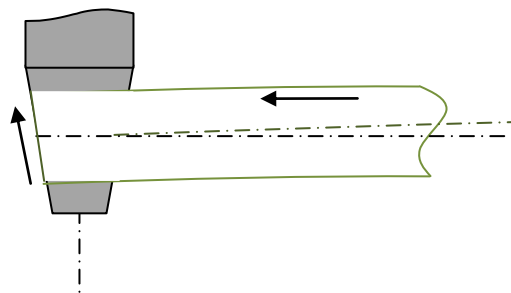
Όπως φαίνεται, η δύναμη αυτή εξαρτάται κυρίως από το αρχικό τέντωμα του ιμάντα, αλλά και από το τόξο επαφής του σε κάθε κωνική τροχαλία και φυσικά τον συντελεστή τριβής (δηλαδή τα υλικά) μεταξύ ιμάντα-τροχαλίας. Έτσι, για τον υπολογισμό της τιμής της  $F_A$  απαιτείται η μέτρηση του αρχικού τεντώματος του ιμάντα και των τόξων επαφής σε κάθε κωνική τροχαλία. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι σε αυτή την κατάσταση λειτουργίας και για τον υπολογισμό της  $F_A$ , λαμβάνεται υπόψη ο συντελεστής τριβής ολίσθησης του ιμάντα ( $\mu_k$ ) και όχι ο συντελεστής στατικής τριβής όπως στην εξίσωση (4-11). Η θεώρηση αυτή γίνεται καθώς κατά

την εξαναγκασμένη μετακίνηση του ιμάντα από τον επενεργητή, ο ιμάντας βρίσκεται σε ολίσθηση κατά τη διεύθυνση της γραμμικής μετατόπισης.

#### 4.1.4 Μετατόπιση επίπεδου ιμάντα σε τροχαλίες

Οι συνέπειες της μετατόπισης ενός επίπεδου ελαστικού ιμάντα σε επαφή με τροχαλίες και τεντωτήρες υπό γωνία, όπως και τροχαλίες κωνικού άκρου, είναι κυρίως γνωστές εμπειρικά [43]. Για την μετακίνηση αυτή πρέπει να ληφθούν υπόψη τόσο η αξονική μετατόπιση του, όσο και οι ιδιότητες του ιμάντα και της τροχαλίας. Σύμφωνα με την διεθνή βιβλιογραφία, αρκετοί ερευνητές έχουν εξάγει βασικές εξισώσεις και προκαταρκτικά αποτελέσματα για την κίνηση επίπεδων ιμάντων σε τροχαλίες με κωνικό άκρο [31] και τροχαλίες υπό γωνία [44, 45].

Ενώ σε κυλινδρικές τροχαλίες οι επίπεδοι ιμάντες δεν παρουσιάζουν καμία δύναμη μετατόπισης, αυτές θα πρέπει να είναι προσεκτικά ευθυγραμμισμένες, για να μην προκύψει αστάθεια του συστήματος μετάδοσης που μπορεί να οδηγήσει ακόμα και σε πλήρη εκτροχιασμό του ιμάντα. Για την αποφυγή τέτοιων φαινομένων χρησιμοποιούνται συστήματα καθοδήγησης τα οποία χωρίζονται σε δύο βασικές αρχές λειτουργίας: α) *Καθορισμένου σχήματος*, όπου η κατεύθυνση του ιμάντα στηρίζεται στην χρήση οδηγών που πιέζουν ή συγκρατούν τον ιμάντα σε σωστή θέση, και β) *Καθορισμένων δυνάμεων*, όπου η επίδραση στην κατεύθυνση στηρίζεται σε δυνάμεις φόρτισης και τριβής μεταξύ τροχαλίας και ιμάντα λόγω γεωμετρίας και επιφάνειας. Στην δεύτερη περίπτωση, που χρησιμοποιείται π.χ. σε τροχαλίες κωνικού άκρου, ο ιμάντας κινείται πάντα προς την μεγαλύτερη διάμετρο κατά την λειτουργία και έτσι επιστρέφει στην αρχική του θέση. Γενικά, η μετατόπιση του ιμάντα εξαρτάται από την γωνία προσέγγισης αλλά και την γωνία μεταξύ της κεντρικής γραμμής κύλισης του ιμάντα και του άξονα περιστροφής της τροχαλίας [44], όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 4.7. Μόλις ο ιμάντας μεταπηδήσει στο κωνικό τμήμα, η αξονική μετατόπιση αντιστρέφεται και τείνει να επιστρέψει στο κέντρο της τροχαλίας. Ένα μέρος της επίδρασης αυτής παρατηρείται και στην περίπτωση του προτεινόμενου ESVT και για αυτό το λόγο αναλύθηκε.

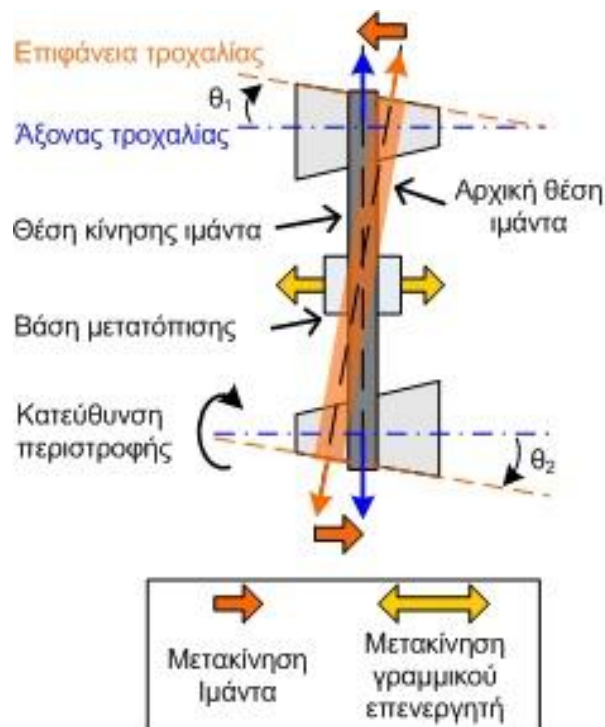


Εικόνα 4.7. Μετατόπιση ιμάντα σε τροχαλία κωνικού άκρου.

#### 4.1.5 Μετατόπιση επίπεδου ελαστικού ιμάντα στο ESVT

Στην βιβλιογραφία, δεν βρέθηκε μελέτη περιγραφής της μετατόπισης επίπεδου ελαστικού ιμάντα σε σύστημα δύο πλήρως διαμορφωμένων κωνικών τροχαλιών, όπως στο ESVT. Έτσι, για την περίπτωση του προτεινόμενου συστήματος, παρατηρήθηκε πειραματικά, ότι εμφανίζεται συμπεριφορά αντίστοιχη με αυτή της τροχαλίας κωνικού άκρου. Ωστόσο, η συμπεριφορά αυτή είναι πιο έντονη καθώς εφαρμόζεται ταυτόχρονα και στις δύο τροχαλίες.

Πιο συγκεκριμένα, όταν ο ιμάντας εγκαθίσταται αρχικά στις τροχαλίες, η κεντρική γραμμή του είναι κάθετη προς την κωνική επιφάνεια τους, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 4.8. Καθώς και οι δύο τροχαλίες παρά τις διαφορετικές διαμέτρους τους, σχεδιάστηκαν με την ίδια κωνικότητα ( $\theta_1 = \theta_2$ ), ο ιμάντας είναι κάθετος και στις δύο επιφάνειες. Μόλις ξεκινήσει η περιστροφή των τροχαλιών, παρατηρείται ταυτόχρονη αξονική μετατόπιση και στις δύο, που έχει ως αποτέλεσμα ο ιμάντας να σταθεροποιηθεί σε νέα θέση κάθετα στους άξονες τους. Δηλαδή κινείται προς την κατεύθυνση των μεγαλύτερων διαμέτρων και μόλις προσεγγίσει κάθετη ή σχεδόν κάθετη θέση (σε σχέση με τον άξονα της τροχαλίας), παραμένει σε αυτή σταθερός.



Εικόνα 4.8. Μετατόπιση ιμάντα σε τροχαλία κωνικού άκρου.

## 4.2 Προσδιορισμός σχέσης μετάδοσης και απόδοσης συστημάτων CVT

### 4.2.1 Υπολογισμός σχέσης μετάδοσης

Κάθε συνεχώς μεταβαλλόμενο σύστημα μετάδοσης κίνησης (CVT) μπορεί να αλλάξει την σχέση μετάδοσης μεταξύ καθορισμένων ορίων, παρέχοντας θεωρητικά άπειρες σχέσεις [46]. Αυτή η συνεχής αλλαγή καθορίζεται από τις διαμέτρους των τροχαλιών και δίνεται από την (4-21):

$$i_g = \frac{D}{d} \quad (4-21)$$

όπου,

$D$  : η διάμετρος της τροχαλίας εξόδου,

$d$  : η διάμετρος της τροχαλίας εισόδου

### 4.2.2 Υπολογισμός απόδοσης συστήματος και απώλεια ενέργειας

Η απόδοση ( $\eta_t$ ) ενός συστήματος μετάδοσης κίνησης ορίζεται ως η ενέργεια εξόδου ( $P_{out}$ ) που παρέχεται από το σύστημα προς τους τροχούς, διά την ενέργεια εισόδου που παρέχεται από τον κινητήρα ( $P_{in}$ ) [50, 51]. Η απόδοση προκύπτει με ποσοστιαία τιμή από την (4-22):

$$\eta_t = \frac{P_{out}}{P_{input}} \times 100 \quad (4-22)$$

Παράλληλα, οι απώλειες ενέργειας  $P_{loss}$  της μετάδοσης προκύπτουν από την διαφορά των ενεργειών εισόδου-εξόδου:

$$P_{loss} = P_{input} - P_{out} > 0 \quad (4-23)$$

Για την 4.22 ισχύει ότι:

$$P_{input} = T_{in}\omega_{in} \quad (4-24a)$$

$$P_{out} = T_{out}\omega_{out}, \quad (4-24b)$$

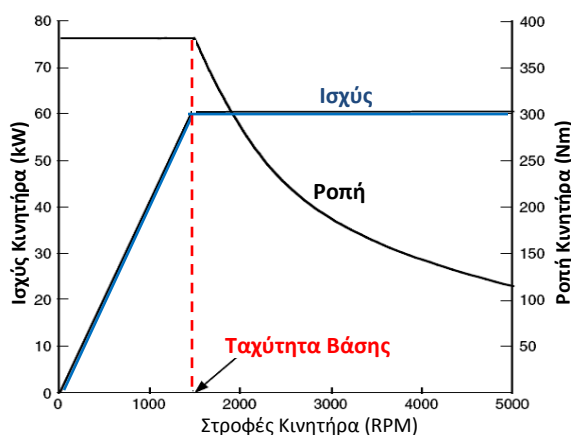
Όπου,  $T_{in}$ ,  $T_{out}$  είναι οι ροπές εισόδου και εξόδου και  $\omega_{in}$ ,  $\omega_{out}$  η είσοδος και έξοδος της ταχύτητας περιστροφής.

Οι απώλειες που προαναφέρθηκαν χωρίζονται σε απώλειες: ταχύτητας και ροπής. Από αυτές, οι απώλειες ροπής είναι ο σημαντικότερος παράγοντας που λαμβάνεται κυρίως υπόψη σε πειράματα μοντελοποίησης και προσομοίωσης [51, 53]. Ωστόσο, βάση της βιβλιογραφίας [53-

55], ο πιο διαδεδομένος τρόπος αξιολόγησης και παρουσίασης των μετρήσεων απόδοσης των συστημάτων μετάδοσης, είναι η γραφική απεικόνιση της απόδοσης σε σχέση με την ροπή και τις στροφές του κινητήρα. Από τέτοιες γραφικές παραστάσεις προκύπτει τελικά ο προσδιορισμός του εύρους απόδοσης και λειτουργίας, βάση των οποίων παρουσιάζονται αντίστοιχα αποτελέσματα για το ESVT στο Κεφάλαιο 6.

### 4.3 Χαρακτηριστικά λειτουργίας συστημάτων μετάδοσης κίνησης σε ηλεκτρικά οχήματα

Στην σχεδίαση συστημάτων μετάδοσης κίνησης που εφαρμόζονται σε ηλεκτρικά οχήματα, κύριο ρόλο για τις επιδόσεις τους έχει η επιλογή του κινητήρα. Η διαδικασία σχεδίασης εξαρτάται βασικά από την καμπύλη ταχύτητας-ισχύος (ροπής) του κινητήρα κίνησης [46]. Οι πιο συνηθισμένοι κινητήρες μεταβλητής ταχύτητας παρουσιάζουν τα χαρακτηριστικά της Εικόνας 4.9. Στην περιοχή χαμηλών ταχυτήτων (μικρότερης της ταχύτητας βάσης), ο κινητήρας παρουσιάζει σταθερή ροπή. Στην περιοχή υψηλών ταχυτήτων αντίστοιχα, εμφανίζεται σταθερή ισχύς. Αυτό το χαρακτηριστικό συνήθως ορίζεται από τον λόγο ταχύτητας  $x$ , που εκφράζει το λόγο της μέγιστης ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα προς την ταχύτητα βάσης, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 4.9. Σε χαμηλές ταχύτητες λειτουργίας, η παροχή τάσης προς τον κινητήρα αυξάνει με την ταχύτητα μέχρι να σταθεροποιηθεί η μαγνητική ροή. Στο σημείο της ταχύτητας βάσης ( $V_b$ ), η τάση φτάνει την τάση εισόδου. Πάνω από αυτήν, η τάση του κινητήρα παραμένει σταθερή και λόγω της πτώσης της μαγνητικής ροής, που πέφτει εκθετικά, αντιστοίχως πέφτει και η ροπή [47-49].



Εικόνα 4.9. Τυπικά χαρακτηριστικά κινητήρων μεταβλητής ταχύτητας [46].

### 4.3.1 Δύναμη έλξης και απαιτήσεις μετάδοσης

Σύμφωνα με τα χαρακτηριστικά του συστήματος μετάδοσης, η δύναμη έλξης ( $F_t$ ) που αναπτύσσεται από έναν ηλεκτρικό κινητήρα στους κινητήριους τροχούς του οχήματος εκφράζεται ως [46]:

$$F_t = \frac{T_m i_g i_o n_t}{r_d} \quad (4-25)$$

Ενώ η ταχύτητα κίνησης ( $V$ ) βρίσκεται από:

$$V = \frac{\pi N_m r_d}{30 i_g i_o} \quad (4-26)$$

όπου,

$T_m$ : Ροπή εξόδου (Nm),

$N_m$ : Ταχύτητα περιστροφής εξόδου (Rpm),

$i_g$ : Σχέση συστήματος μετάδοσης κίνησης,

$i_o$ : Σχέση τελικής μετάδοσης κίνησης,

$n_t$ : Συνολική απόδοση συστήματος από τον κινητήρα μέχρι τους τροχούς, και

$r_d$ : Ακτίνα τροχού

Η μέγιστη ταχύτητα που μπορεί να αναπτύξει το όχημα βρίσκεται εύκολα στο σημείο που τέμνεται η καμπύλη της δύναμης έλξης με την καμπύλη αντίστασης (δυνάμεις κύλισης και αεροδυναμικής αντίστασης), όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 4.10. Πρέπει να σημειωθεί ότι σε περιπτώσεις που δεν υφίσταται τέτοιο σημείο τομής (λόγω μεγάλου κινητήρα ή μεγάλης σχέσης μετάδοσης), η μέγιστη ταχύτητα υπολογίζεται από την (4-27) [46]:

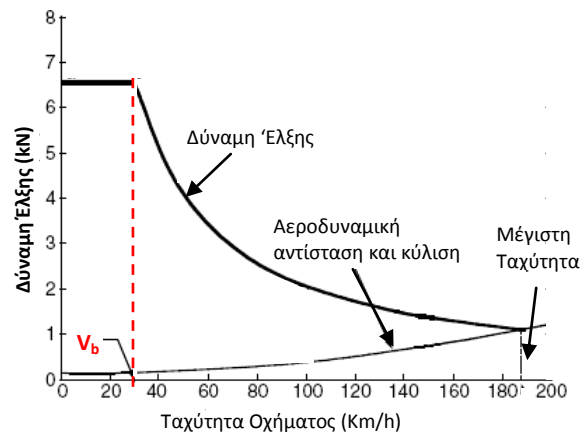
$$V_{max} = \frac{\pi N_{m \max} r_d}{30 i_{g \min} i_o} \quad (4-27)$$

όπου,

$N_{m \max}$ : είναι η επιτρεπόμενη μέγιστη ταχύτητα του κινητήρα, και

$i_{g \min}$ : η ελάχιστη σχέση του συστήματος μετάδοσης

Εάν η καμπύλη της ροπής του κινητήρα είναι γνωστή ή μετρηθεί, τότε σύμφωνα με τις εξισώσεις (4-25) έως (4-27), δύναται να προσδιοριστούν όλα τα παραπάνω χαρακτηριστικά λειτουργίας του οχήματος.



Εικόνα 4.10. Διάγραμμα δύναμης έλξης σε σχέση με την ταχύτητα κίνησης σε ηλεκτρικά οχήματα με ένα στάδιο μετάδοσης [46].

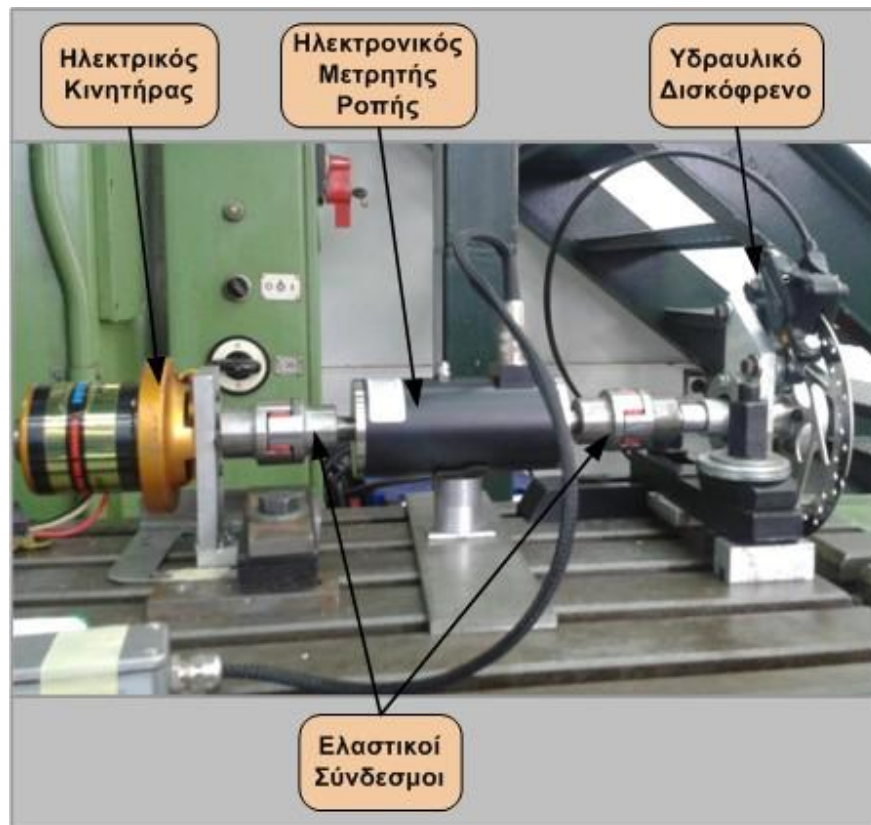
#### 4.3.2 Μέτρηση απόδοσης του ηλεκτρικού κινητήρα του οχήματος ER12

Για να υπολογιστούν οι επιδόσεις του οχήματος βάση του συστήματος μετάδοσης κατά την αρχική φάση σχεδίασης, απαιτείται η γνώση της ροπής και της απόδοσης του κινητήρα. Η διαδικασία που θα περιγραφεί στην συνέχεια εξυπηρετεί και έναν ακόμα βασικό σκοπό, που είναι ο καθορισμός του εύρους στροφών βέλτιστης απόδοσης, από το οποίο θα προκύψουν οι προδιαγραφές λειτουργίας του ESVT.

Για την διεξαγωγή των μετρήσεων απόδοσης, χρησιμοποιήθηκε η πειραματική διάταξη που αναπτύχθηκε και για την μέτρηση της απόδοσης του ESVT. Στο Κεφάλαιο 6 παρουσιάζεται αναλυτικά η λειτουργία και τα βασικά της τμήματα. Για τις ανάγκες των συγκεκριμένων μετρήσεων τα βασικά της εξαρτήματα παραμένουν ακριβώς ίδια, χωρίς όμως την χρήση του ESVT. Επιπλέον προσθήκη είναι οι δύο ελαστικοί σύνδεσμοι, που τοποθετήθηκαν για να απορροφήσουν κραδασμούς και προβλήματα ευθυγράμμισης. Τα βασικά τμήματα που παρουσιάζονται στην Εικόνα 4.11 είναι:

1. Ηλεκτρονικός περιστροφικός μετατροπέας ροπής ο οποίος παρέχει μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής, της ροπής και της ισχύος,
2. Υδραυλικό δισκόφρενο για την εφαρμογή των εξωτερικών φορτίων,
3. Ηλεκτρικός κινητήρας που παρέχει την ροπή εισόδου,
4. Ελαστικοί σύνδεσμοι

Στην πειραματική διάταξη που αναπτύχθηκε, συνδέονται σε σειρά ο ηλεκτρικός κινητήρας με το ηλεκτρονικό ροπόμετρο και το υδραυλικό δισκόφρενο. Τα δεδομένα εξόδου (ροπή, ταχύτητα περιστροφής, ισχύς) μετρώνται και καταγράφονται από το ροπόμετρο ενώ η ισχύς εισόδου μέσω της μέτρησης τάσης (V) και έντασης ρεύματος (I) εισόδου στον κινητήρα. Από τον υπολογισμό της ισχύος εισόδου ( $P = V \cdot I$ ) και από τις μετρήσεις της ισχύος εξόδου, προκύπτει η απόδοση του κινητήρα.



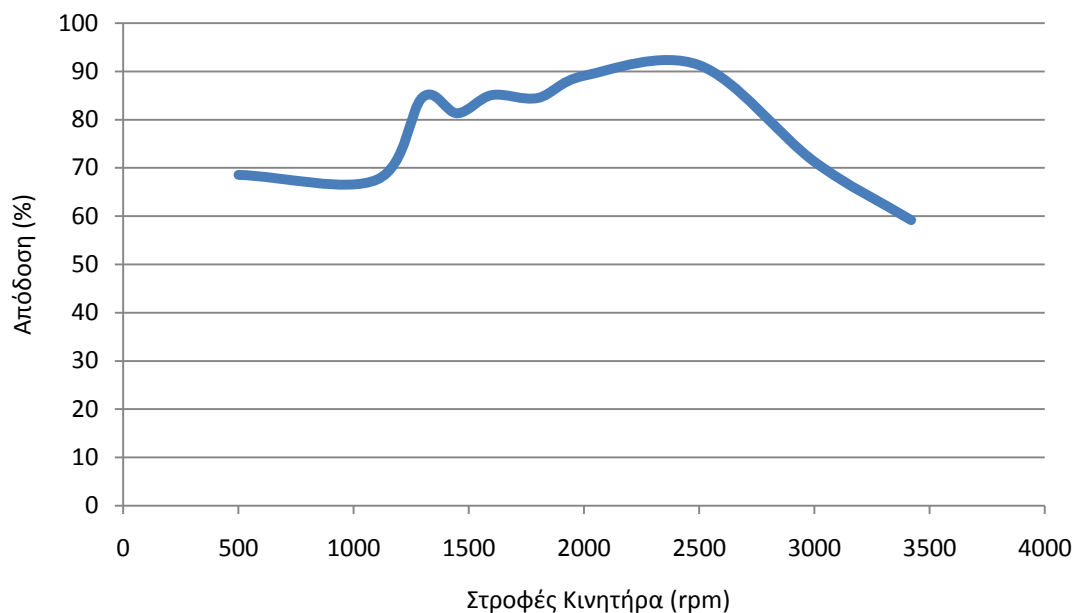
Εικόνα 4.11. Πειραματική διάταξη μέτρησης απόδοσης ηλεκτρικού κινητήρα οχήματος δοκιμών.

### Διαδικασία μετρήσεων

Στόχος των μετρήσεων είναι ο προσδιορισμός της απόδοσης του κινητήρα σε συγκεκριμένο φορτίο, που αντιστοιχεί στην κίνηση του οχήματος ER12 με ταχύτητα 25Km/h. Με βάσει τα χαρακτηριστικά του οχήματος έχει ήδη προσδιοριστεί ότι η απαιτούμενη ισχύς για την ταχύτητα αυτή είναι  $P_{25km}=200W$  [27]. Έτσι, καθορίζοντας την ταχύτητα περιστροφής μέσω του ρυθμιστή ταχύτητας, εφαρμόζεται σταδιακά φορτίο ώστε η ισχύς εξόδου να μετράται από το ροπόμετρο στα 200W. Η τιμή αυτή καταγράφεται για τις συγκεκριμένες στροφές του κινητήρα και ταυτόχρονα υπολογίζεται η ισχύς εισόδου καταλήγοντας στην απόδοση του κινητήρα για τις συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας. Η ίδια διαδικασία επαναλαμβάνεται για όλο το εύρος στροφών του κινητήρα ανά 500rpm και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στην Εικόνα 4.12.

Για τον προσδιορισμό της μέγιστης ροπής λειτουργίας του κατά την εκκίνηση, έγιναν διαδοχικά πειράματα ρυθμίζοντας αρχικά το εξωτερικό φορτίο και στη συνέχεια εκκινώντας τον κινητήρα. Η τιμή του φορτίου ελέγχονταν από τις ενδείξεις του ηλεκτρονικού ροτόμετρου και μεταβάλλονταν κατά 0.5Nm σε κάθε επόμενη μέτρηση. Στο σημείο που ο κινητήρας δεν μπορούσε να περιστρέψει το υδραυλικό δισκόφρενο καταγράφηκε η προηγούμενη μεγαλύτερη μέτρηση ως τελική μέγιστη ροπή.

Στην Εικόνα 4.12 παρατηρούμε ότι η απόδοση του κινητήρα είναι υψηλή, φτάνοντας το 91.3% στις 2500rpm. Αποκαλύπτεται ότι οι ιδανικές στροφές λειτουργίας του βρίσκονται στην περιοχή 2300-2500rpm, όπου παρουσιάζει απόδοση πάνω από 90%. Η μέγιστη ροπή που μπορεί να φτάσει ο κινητήρας, βρέθηκε στα 4.0Nm, σύμφωνα με ξεχωριστές μετρήσεις, όπως περιγράφηκε στην πειραματική διαδικασία.



Εικόνα 4.12. Μετρήσεις απόδοσης ηλεκτρικού κινητήρα σε όλο το εύρος στροφών του για εξωτερικό φορτίο ίσο με 200W.

Από τις παρατηρήσεις αυτές προκύπτει ότι το ESVT θα πρέπει να αυξομειώνει την σχέση μετάδοσης, ώστε ο κινητήρας να λειτουργεί στο βέλτιστο εύρος απόδοσης του, που είναι οι 2300-2500rpm.

#### 4.3.4 Προκαταρκτικός υπολογισμός επιδόσεων οχήματος με χρήση του ESVT

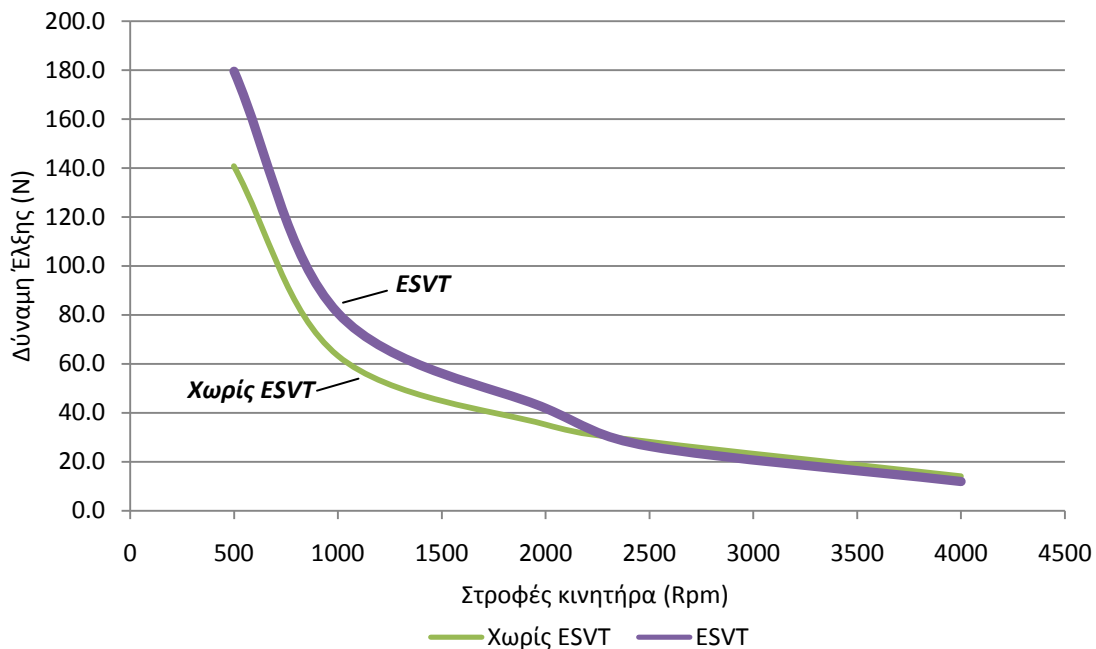
Σύμφωνα με το θεωρητικό υπόβαθρο και τις μετρήσεις που παρατέθηκαν στο παρόν κεφάλαιο, καθίσταται δυνατός ο προκαταρκτικός υπολογισμός των επιδόσεων του οχήματος εγκατάστασης του ESVT. Η διερεύνηση των επιδόσεων αποκαλύπτει την ικανότητα ή μη χρήσης του προτεινόμενου συστήματος για την συγκεκριμένη εφαρμογή. Η επιθυμητή λειτουργία του συστήματος θα πρέπει να παρέχει μεγαλύτερη δύναμη έλξης κατά την εκκίνηση και ταυτόχρονα ικανή απόδοση σε όλο το φάσμα των στροφών του κινητήρα, ώστε να παρουσιάζει βελτίωση, συγκρινόμενο με το συμβατικό σύστημα μετάδοσης μίας σχέσης (1:10) που προϋπήρχε στο όχημα.

Βάσει των εξισώσεων (4-25), (4-26), εξάγονται οι γραφικές παραστάσεις δύναμης έλξης-ταχύτητας και για τα δύο συστήματα μετάδοσης (Εικόνα 4.13). Για τους υπολογισμούς που αφορούν το συμβατικό σύστημα με ζεύγος γραναζιών, χρησιμοποιείται συντελεστής απόδοσης  $n_{t1}=95\%$ . Για το ESVT θεωρείται απόδοση  $n_{ESVT}=85\%$ , που είναι η τυπική μέση απόδοση που εμφανίζεται στην βιβλιογραφία γενικά για τα συστήματα CVT [3, 18]. Καθώς το ESVT συνδυάζεται κατά την εγκατάσταση του και με δευτερεύων σύστημα μετάδοσης ( $n_{t1}=95\%$ ), προκύπτει ότι η τελική απόδοση από τον κινητήρα στον τροχό θα είναι:  $n_{t2} = n_{t1} * n_{ESVT} = 81\%$ . Λαμβάνοντας υπόψη και την μέγιστη ροπή του ηλεκτρικού κινητήρα που υπολογίστηκε στην διαδικασία των μετρήσεων ( $T_m=4Nm$ ), προκύπτει ο υπολογισμός της δύναμης έλξης με χρήση του ESVT και αντιστοίχως του συμβατικού συστήματος. Συγκεκριμένα, προκειμένου να υπάρξει αντιστοιχία με τις απαιτήσεις κίνησης του οχήματος, λήφθηκαν διαφορετικές τιμές ροπής σε σχέση με τις στροφές του κινητήρα ( 0-500rpm -  $T_m=4Nm$ , 1000rpm -  $T_m=1.8Nm$ , 2000rpm -  $T_m=1Nm$ , 2500rpm -  $T_m=0.8Nm$ , 4000rpm -  $T_m=0.4Nm$ ). Οι τιμές αυτές χρησιμοποιήθηκαν για την εξαγωγή της δύναμης έλξης σε κάθε περίπτωση. Για την εξαγωγή των αποτελεσμάτων θα μπορούσε να εξαχθεί με αντίστοιχο τρόπο η απαιτούμενη ροπή του κινητήρα (αντί της δύναμης έλξης), λαμβάνοντας υπόψη μεταβαλλόμενες απαιτήσεις της δύναμης έλξης. Σε κάθε περίπτωση τα αποτελέσματα είναι αντίστοιχα.

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα (Εικόνα 4.13), η χρήση του ESVT παρέχει ξεκάθαρα μεγαλύτερη δύναμη έλξης στο μεγαλύτερο φάσμα των στροφών λειτουργίας (έως περίπου 2300rpm) συγκρινόμενη με μη χρήση του. Από εκεί και έπειτα, τα δύο συστήματα ακολουθούν παράλληλη λειτουργία με το ESVT ελάχιστα πιο χαμηλά σε δύναμη. Αυτή η απόκριση του συστήματος κρίνεται φυσιολογική καθώς πάνω από τις 2000rpm, το ESVT λειτουργεί με σχέση μετάδοσης 1:1, δηλαδή ίδια τελική σχέση μετάδοσης (1:10) με το συμβατικό, το οποίο όμως έχει μεγαλύτερη απόδοση. Ωστόσο, στις ταχύτητες αυτές η δύναμη έλξης δεν αποτελεί σημαντικό παράγοντα καθώς δεν απαιτείται μεγάλη τιμή της για την κάλυψη της κίνησης του οχήματος.

Σύμφωνα με την (4-20) προσδιορίζεται και η μέγιστη ταχύτητα που μπορεί να επιτύχει το όχημα και είναι  $40.7 \text{ Km/h}$ . Η τιμή αυτή προκύπτει για ταχύτητα κινητήρα  $4000 \text{rpm}$ , χωρίς όμως να έχουν συμπεριληφθεί η απώλειες των δυνάμεων αντίστασης (αεροδυναμική και κύλιση), που θα την μειώσουν.

Από τους προκαταρκτικούς υπολογισμούς προκύπτει ότι το προτεινόμενο σύστημα διαθέτει την δυνατότητα σημαντικής επίδρασης στις επιδόσεις του οχήματος, με στόχο την μείωση της κατανάλωσης και την ικανοποιητική οδική συμπεριφορά. Ωστόσο, η τελική ανάπτυξη του θα καθορίσει ενδεχόμενη μεγαλύτερη βελτίωση των χαρακτηριστικών κίνησης.

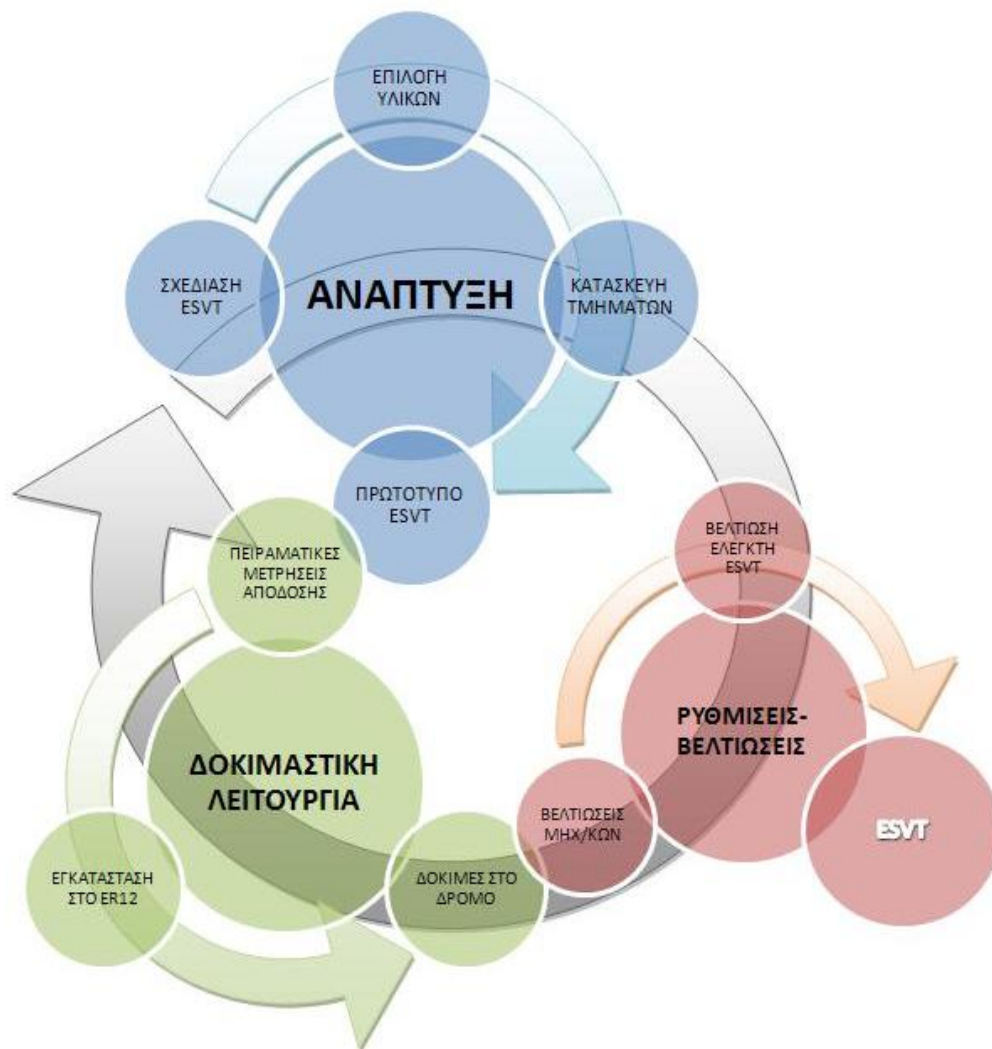


Εικόνα 4.13. Διάγραμμα δύναμης έλξης-ταχύτητας με και χωρίς χρήση του ESVT.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

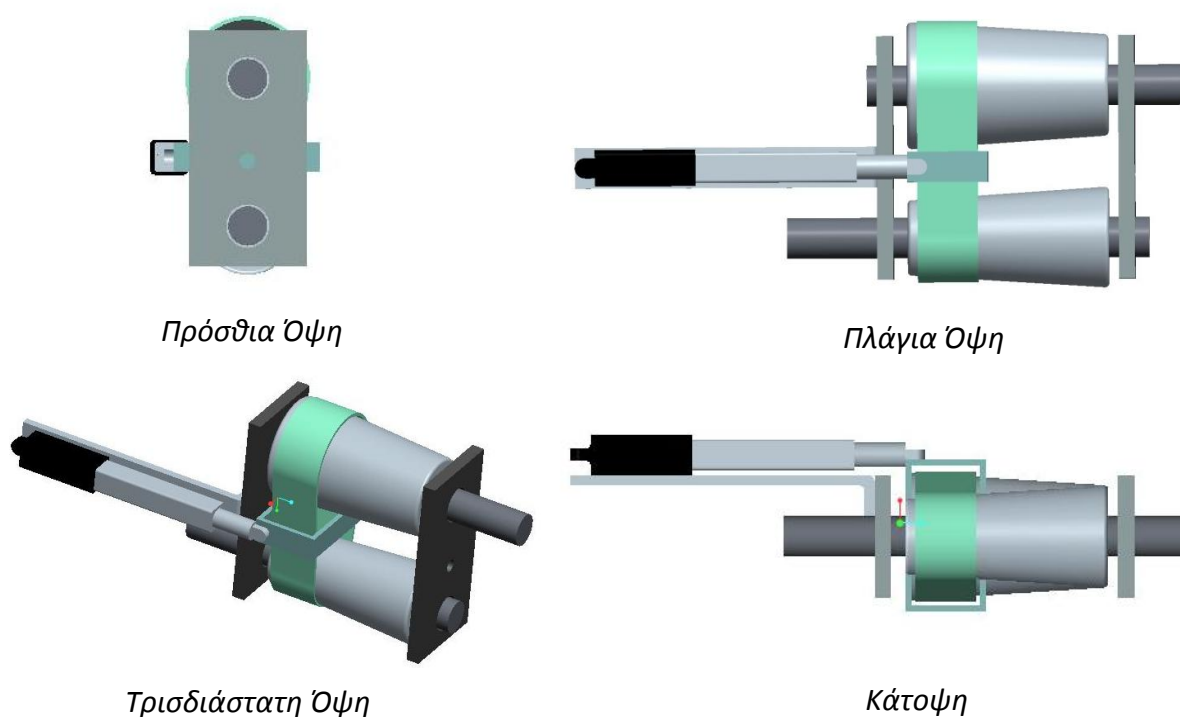
### 5.1 Φάσεις ανάπτυξης

Το προτεινόμενο νέο ηλεκτρονικά ελεγχόμενο σύστημα μεταβαλλόμενης μετάδοσης κίνησης αποτελεί ένα πολύπλοκο ηλεκτρομηχανολογικό προϊόν. Απαιτήθηκε λοιπόν μία επαναληπτική διαδικασία ανάπτυξης ώστε να πραγματοποιηθεί η μετάβαση από την αρχική ιδέα στην κατασκευή και ολοκληρωμένη λειτουργία του ESVT. Η ακολουθία των σταδίων ανάπτυξης περιλαμβάνει τρεις κύριες φάσεις: α) την σχεδίαση και κατασκευή, β) τη δοκιμαστική λειτουργία και γ) τις τελικές ρυθμίσεις-βελτιώσεις, όπως παρουσιάζονται στην Εικόνα 5.1.



Εικόνα 5.1. Φάσεις ανάπτυξης του ESVT.

Τριδιάστατη απεικόνιση του προτεινόμενου ESVT παρουσιάζεται στην Εικόνα 5.2. Η σχεδίαση επέτρεψε τον καθορισμό των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του συστήματος, σύμφωνα με τις προδιαγραφές λειτουργίας του και τους περιορισμούς εγκατάστασης στο όχημα δοκιμών. Ταυτόχρονα, οδήγησε στον υπολογισμό των διαστάσεων και την επιλογή των υλικών κατασκευής του μηχανολογικού και ηλεκτρονικού εξοπλισμού. Τέλος, αποτέλεσε βασικό εργαλείο για την επανασχεδίαση του συστήματος σε κάθε κατασκευαστική αλλαγή ή προσθήκη. Ταυτόχρονα, κατά την κατασκευή απαιτήθηκε η δημιουργία και δοκιμή διαφορετικών πρωτοτύπων του συστήματος, στα οποία χρησιμοποιήθηκαν διαφορετικά υλικά και εντοπίστηκαν λειτουργικά προβλήματα, που οδήγησαν σε επανασχεδίασή του.



Εικόνα 5.2. Αρχική σχεδίαση βασικών τμημάτων του συστήματος σε λογισμικό τριδιάστατης απεικόνισης.

Από την στιγμή που δημιουργήθηκε το πρώτο λειτουργικό πρωτότυπο, ακολούθησε σειρά δοκιμών σε πειραματικές διατάξεις, που αναπτύχθηκαν αποκλειστικά για το σύστημα αυτό (δεύτερη φάση). Οι δοκιμές είχαν κυρίως στόχο την μέτρηση της απόδοσης αλλά και την συνολική λειτουργία του και οδήγησαν σε ανακατασκευές τμημάτων του συστήματος ή επιλογές νέων υλικών. Ταυτόχρονα έγιναν και οι απαραίτητες μετατροπές του οχήματος

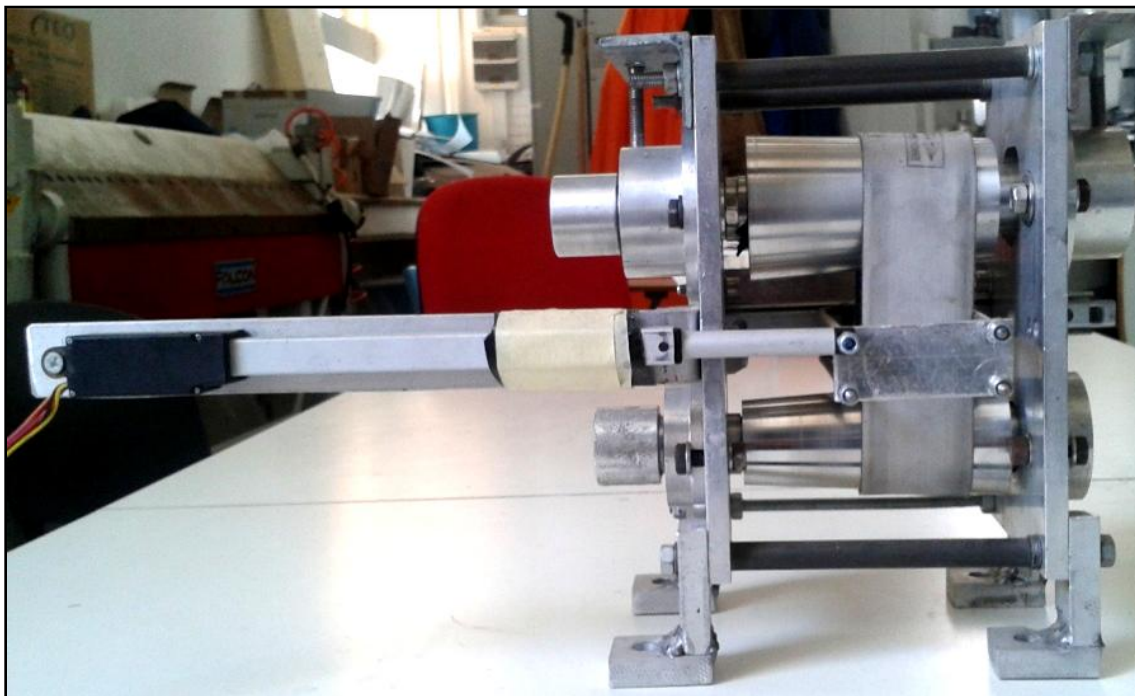
δοκιμών, ώστε να μπορεί να γίνει η εγκατάσταση της νέας μετάδοσης κίνησης με ασφάλεια. Στο τέλος της φάσης αυτής έγιναν δοκιμές και πειράματα και προέκυψαν οι τελικές κατασκευαστικές αλλαγές. Παράλληλα εγκαταστάθηκαν και συνδέθηκαν τα ηλεκτρονικά του συστήματος με τους αισθητήρες και το σύστημα καταγραφής δεδομένων.

Στην τελευταία φάση (τρίτη) ανάπτυξης έγιναν βελτιώσεις στην λειτουργία του ελεγκτή του ESVT και μικρορυθμίσεις των μηχανολογικών τμημάτων. Τέλος εξάχθηκαν πειραματικά αποτελέσματα μέτρησης της κατανάλωσης του οχήματος, βάσει των οποίων έγινε η τελική αξιολόγηση της λειτουργίας του.

## 5.2 Ανάπτυξη και τεχνικές προδιαγραφές κύριων τμημάτων

Στην συνέχεια του κεφαλαίου παρουσιάζονται οι κατασκευαστικές λεπτομέρειες της ανάπτυξης κύριων τμημάτων του ESVT, αλλά και η τελική εγκατάσταση του συστήματος στο όχημα δοκιμών. Το τελικό πρωτότυπο αποτελείται από 20 τμήματα (χωρίς τους κοχλίες κλπ.), και παρουσιάζεται στην Εικόνα 5.3.

Στις επόμενες παραγράφους περιγράφεται αναλυτικά η διαδικασία ανάπτυξης τους (επιλογή υλικών, προδιαγραφές, πειράματα κλπ.). Στόχος είναι η παρουσίαση της πορείας βελτιστοποίησης συγκεκριμένων τεχνικών χαρακτηριστικών, ώστε να επιτευχθεί καλύτερη απόδοση και λειτουργικότητα κατά την κίνηση του οχήματος δοκιμών. Έτσι, έμφαση δίνεται στα εξής τμήματα: *α) την επιλογή κατάλληλου επίπεδου ελαστικού ιμάντα, β) την κατασκευή των κωνικών τροχαλιών, γ) τον τεντωτήρα του ιμάντα και δ) την επιλογή κατάλληλου γραμμικού επενεργητή.*



Εικόνα 5.3. Το τελικό λειτουργικό πρωτότυπο του ESVT.

### 5.2.1 Επιλογή επίπεδου ελαστικού ιμάντα

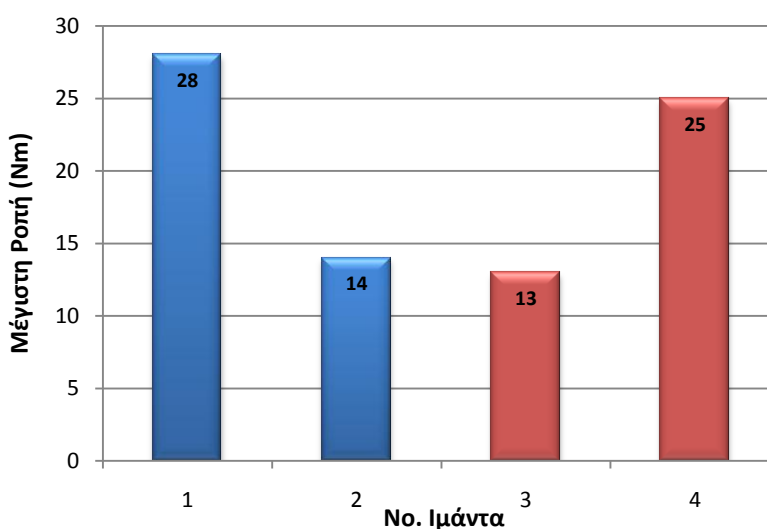
Σε κάθε σύστημα που χρησιμοποιεί ελαστικό ιμάντα για την μετάδοση ισχύος, η τελική του λειτουργική δυνατότητα και απόδοση επηρεάζονται σημαντικά από την επιλογή του ιμάντα. Για το λόγο αυτό, αφότου καθορίστηκαν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του συστήματος και κατέσται δυνατός ο υπολογισμός του μήκους του ιμάντα (310mm), ήταν επιβεβλημένη και η κατάλληλη επιλογή του. Όπως προαναφέρθηκε, ο τύπος του επίπεδου ιμάντα επιλέχθηκε καθώς εμφανίζει σύμφωνα με την βιβλιογραφία καλύτερη απόδοση από εκείνους σχήματος V. Σε αυτή την λογική στηρίχθηκε και η συνολική ιδέα ανάπτυξης του ESVT. Σύμφωνα με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της αρχικής σχεδίασης (περίμετρο ιμάντα, τύπος, χρήση), επιλέχθηκαν από καταλόγους κατασκευαστών [27], τέσσερις ιμάντες διαφορετικών υλικών και πλάτους. Τα χαρακτηριστικά των ιμάντων παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.1. Όλοι επιλέχθηκαν από τον ίδιο κατασκευαστή (*Forbo Movement Systems*) και συγκεκριμένα από την σειρά *Extremultus P line* [60], η οποία ενδύκνεται για παρόμοιες χρήσεις. Γενικά κάθε ιμάντας αποτελείται από τρία επίπεδα, που αντιστοιχούν σε διαφορετικά υλικά επικάλυψης. Αυτά είναι: 1) το εξωτερικό επίπεδο (επίπεδο 1), που είναι από ελαστομερές υλικό ή ύφασμα πολυαμιδίου και έχει μεγάλη αντοχή σε φθορά, 2) το επίπεδο τάνυσης (επίπεδο 2), που είναι από φύλλο πολυαμιδίου και 3) την επικάλυψη τριβής (επίπεδο 3), που είναι από ανθεκτικό στην φθορά ελαστομερές υλικό.

Οι πρώτοι δύο ιμάντες που εμφανίζονται στον Πίνακα 5.1 με κωδικό GG, χρησιμοποιούν ελαστομερές υλικό τριβής και στις δύο όψεις, για χρήση και από τις δύο, ενώ οι άλλοι δύο, με κωδικό GT, έχουν αντίστοιχο υλικό στην μία πλευρά και το εξωτερικό επίπεδο είναι από ύφασμα πολυαμιδίου. Διαφοροποιούνται επίσης σε σχέση με το πλάτος τους, το οποίο αποτελεί σημαντικό παράγοντα για την μεταφερόμενη ροπή.

**Πίνακας 5.1. Τεχνικά χαρακτηριστικά ελαστικών επίπεδων ιμάντων δοκιμών.**

| No. Ιμάντα | Τύπος | Πλάτος (mm) | Πάχος (mm) |
|------------|-------|-------------|------------|
| 1          | GG4P  | 40          | 2.0        |
| 2          | GG4P  | 20          | 2.0        |
| 3          | GT6P  | 25          | 1.3        |
| 4          | GT6P  | 50          | 1.3        |

Κατά την αξιολόγηση τους, στόχος ήταν η επιλογή εκείνου που μπορεί να μεταφέρει την μεγαλύτερη ροπή εισόδου, στην έξοδο του ESVT, χωρίς να παρουσιάσει ολίσθηση πάνω στις κωνικές τροχαλίες. Για το λόγο αυτό πραγματοποιήθηκαν στατικά πειράματα, χρησιμοποιώντας έναν μετρητή ροπής χειρός (δυναμόκλειδο) τύπου BETA 606/6, με εύρος μέτρησης 8-60Nm. Κατά την διεξαγωγή των πειραμάτων, το δυναμόκλειδο τοποθετούνταν στην είσοδο του ESVT ενώ η έξοδος κρατούνταν σταθερή σε μέγγενη. Για την ίδια ακριβώς τάνυση του ιμάντα (στην οποία όλοι οι ιμάντες ξεπερνούν την μέγιστη ροπή του κινητήρα), η ρύθμιση του δυναμόκλειδου αυξάνονταν σταδιακά (ανά 1Nm), μέχρις ότου να ολισθήσει ο ιμάντας πάνω στις τροχαλίες. Η τελευταία μέτρηση, χωρίς ολίσθηση, καταγράφονταν ως η μέγιστη μεταφερόμενη ροπή για τον δοκιμαζόμενο ιμάντα, από τις μετρήσεις αυτές προέκυψαν τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στην Εικόνα 5.4.



**Εικόνα 5.4. Μεταφερόμενη ροπή με διαφορετικούς τύπους ιμάντα.**

Όπως φαίνεται και από τις μετρήσεις, το πλάτος του ιμάντα επηρεάζει σημαντικά την απόδοση του ESVT, καθώς οι ιμάντες 1 και 4 επιτυγχάνουν πολύ υψηλότερες ροπές χωρίς ολίσθηση. Ωστόσο και οι διαφορετικές επιστρώσεις των ιμάντων προκαλούν διαφοροποιήσεις, καθώς οι ιμάντες 3 και 4, παρά το ότι έχουν μεγαλύτερο πλάτος από τους 2 και 1 αντίστοιχα, παρουσιάζουν χαμηλότερες τιμές ροπής. Τελικά, ο ιμάντας που επιλέχθηκε είναι εκείνος με την μεγαλύτερη ροπή, δηλαδή το Νο. 1. Πρέπει να αναφερθεί ότι όταν το ESVT εγκατασταθεί στο όχημα, μπορεί να επιτραπεί η περαιτέρω μείωση της αρχικής τάνυσης του ιμάντα (ανάλογα με την ικανότητα μετάδοσης της κίνησης), βελτιώνοντας την απόδοση του συστήματος. Το σημαντικό επίσης στοιχείο που προκύπτει από τα πειράματα αυτά, είναι ότι όλοι οι ιμάντες παρουσιάζουν υψηλή ροπή μετάδοσης (από 13-28Nm), που είναι καίριο για την αξιοπιστία της λειτουργίας του ESVT.

Τα συγκεκριμένα πειράματα έγιναν με σκοπό τον εύκολο προσδιορισμό του κατάλληλου επίπεδου ιμάντα που θα εγκατασταθεί στο ESVT. Με τις δοκιμές αυτές ουσιαστικά επιλέγεται η ασφαλέστερη λύση ώστε να μην προκύψουν προβλήματα απώλειας ισχύος κατά την χρήση του πάνω στο όχημα δοκιμών. Αυτό ουσιαστικά πιστοποιήθηκε κατά τη διάρκεια δοκιμών, όπου και λειτούργησε πολύ ικανοποιητικά.

### 5.2.2 Κωνικές τροχαλίες

Η σχεδίαση και κατασκευή των κωνικών τροχαλιών, δηλαδή της *κινητήριας* και *κινούμενης* τροχαλίας, αποτελεί το σημαντικότερο τμήμα του ESVT καθώς:

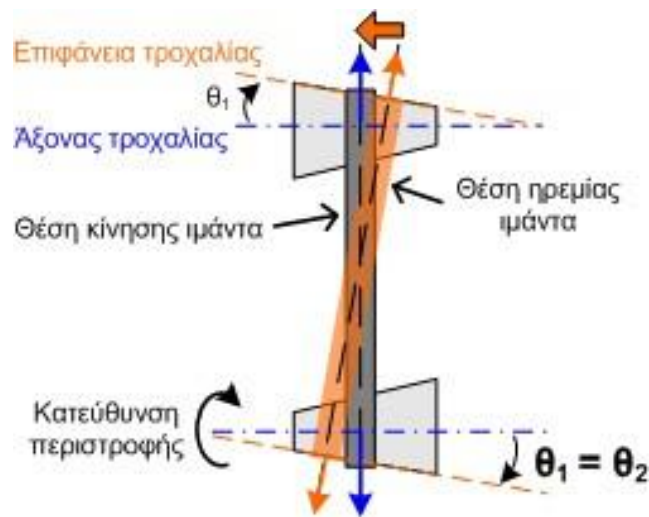
1. Η επιλογή της αρχικής και τελικής διαμέτρου κάθε κώνου καθορίζει την αρχική και τελική σχέση μετάδοσης του συστήματος.
2. Η στιγμιαία μεταβολή της σχέσης μετάδοσης καθορίζεται από την κλίση της γωνίας του κώνου και εξαρτάται από το μήκος του.
3. Η τραχύτητα της επιφάνεια τους επηρεάζει την απόδοση του συστήματος ανάλογα με την ολίσθηση του ιμάντα πάνω σε αυτή ή την επιπλέον τάνυση του.
4. Το υλικό τους επηρεάζει ταυτόχρονα και το συνολικό βάρος του συστήματος.

### Γεωμετρία

Για το μήκος και την διάμετρο των κώνων υπήρχε περιορισμός που σχετίζεται με τον διαθέσιμο χώρο στο όχημα δοκιμών, δηλαδή την απόσταση στήριξης του ηλεκτρικού κινητήρα από τον τροχό αλλά και την κάθετη απόσταση των αξόνων τους (κινητήρα – τροχού). Ταυτόχρονα έπρεπε να επιτευχθεί η προδιαγραφή του εύρους σχέσης μετάδοσης από 1:1 έως 1:1.5. Το εύρος αυτό καθορίστηκε από την προκαταρκτική μελέτη όπως παρουσιάστηκε στην

παράγραφο 4.3.4. Οι τελικές διαστάσεις των κώνων οριστικοποιήθηκαν χρησιμοποιώντας το λογισμικό τρισδιάστατης σχεδίασης και τους υπολογισμούς της παραγράφου 4.1.

Η γωνία που σχηματίζει ο κάθε κώνος με τον κατακόρυφο άξονα καθορίζεται από την διάμετρο των άκρων του. Όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 5.5, επιλέχθηκε και οι δύο κώνοι να έχουν την ίδια κλίση, συμβάλλοντας στην ευκολότερη μετατόπιση του ιμάντα και την καλύτερη εφαρμογή του σε αυτούς. Όπως βρέθηκε στην θεωρία (παρ. 4.3) και παρατηρήθηκε στις πειραματικές δοκιμές, η επιλογή αυτή βοήθησε ιδιαίτερα στην προβλέψιμη μετατόπιση του ιμάντα, από την αρχική θέση ηρεμίας του, στην θέση κίνησης, που προκαλείται από την περιστροφή των κώνων.



Εικόνα 5.5. Επιλογή κλίσης κωνικών τροχαλιών.

### *Υλικό κατασκευής και τραχύτητα επιφάνειας*

Το αρχικό υλικό κατασκευής των κωνικών τροχαλιών επιλέχθηκε να είναι η πολυακετάλη (ERTACETAL), που παρουσιάζεται στην Εικόνα 5.6. Ένα υλικό, το οποίο χρησιμοποιείται στην κατασκευή γραναζιών, έχει χαμηλότερο βάρος από το αλουμίνιο και παρουσιάζει υψηλή μηχανική αντοχή, καλές ιδιότητες ολίσθησης και αντοχή σε φθορά και άριστη μηχανουργική επεξεργασιμότητα [62].

Οι τροχαλίες αυτές χρησιμοποιήθηκαν σε αρχικό πρωτότυπο του ESVT, παρουσιάζοντας καλή συμπεριφορά στην μεταφορά της ροπής. Μάλιστα σε στατικά πειράματα, που πραγματοποιήθηκαν για την μέτρηση της μέγιστης μεταφερόμενης ροπής, είχαν σχεδόν τα ίδια αποτελέσματα με το αλουμίνιο. Συγκεκριμένα, η διαδικασία των πειραματικών μετρήσεων ήταν ακριβώς η ίδια με αυτή που περιγράφηκε στην παράγραφο 5.1 και η μέγιστη μεταφερόμενη ροπή που μετρήθηκε χρησιμοποιώντας τον ιμάντα No.1 ήταν **22Nm**. Ο λόγος μη επιλογής τους ήταν η γρήγορη φθορά τους και η πτώση της ικανότητας μεταφοράς της

απαιτούμενης ροπής κίνησης του οχήματος. Η φθορά από τον ελαστικό μάντα μπορεί να παρατηρηθεί και στον επάνω κώνο της Εικόνας 5.8.



Εικόνα 5.6. Κωνικές τροχαλίες από ERTALON.

Οι κωνικές τροχαλίες από κράμα αλουμινίου τύπου 6063 που κατασκευάστηκαν για το δεύτερο πρωτότυπο, παρουσιάζονται στην Εικόνα 5.7.



Εικόνα 5.7. Κωνικές τροχαλίες από κράμα αλουμινίου.

Το υλικό αυτό παρουσίασε πολύ καλή συμπεριφορά στην μεταφορά της ροπής, όπως παρουσιάστηκε στα πειράματα της παραγράφου 5.2.1. Επίσης δεν εμφάνισε σημάδια φθοράς ή πτώση απόδοσης κατά την χρήση, το οποίο επιβεβαιώθηκε και κατά την διάρκεια των δοκιμών με το πειραματικό όχημα ER12.

### *Επίδραση τραχύτητας επιφάνειας*

Ένα σημαντικό στοιχείο των κατεργασιών κατά την κατασκευή των τμημάτων αυτών αποτέλεσε η τραχύτητα της τελικής επιφάνειας. Γενική αρχή για το φινίρισμα τους, είναι να έχουν καθαρές και λείες επιφάνειες, ώστε να αυξάνεται η απόδοση αλλά και η διάρκεια ζωής των ιμάντων. Ωστόσο, δεν πρέπει να είναι ούτε πολύ λεία, για το φόβο ολίσθησης του ιμάντα, ούτε και πολύ τραχεία, ώστε να προκαλέσει φθορά του ιμάντα και πρόωρη κοπή.

Με βάση τη διεθνή βιβλιογραφία [63] και από στοιχεία κατασκευαστών τροχαλιών και ιμάντων, η ιδανική τραχύτητα της επιφάνειας που μπορεί να επιτευχθεί με συμβατικό τόρνο είναι  $R_a = 6.3 - 3.2\mu m$ . Η τιμή αυτή μπορεί να φτάσει τα  $R_a = 1.6\mu m$  χρησιμοποιώντας αυτόματους (CNC) τόρνους, χωρίς όμως να είναι απαραίτητη η επίτευξή της. Το  $R_a$  αντιστοιχεί στη μέτρηση της μέσης αριθμητικής μεταβολής της κατανομής της τραχύτητας, σύμφωνα με το ISO4287. Ωστόσο, η τιμή αυτή δίνεται για κατασκευή κυλινδρικών τροχαλιών και όχι κωνικών όπως στην περίπτωση που εξετάζεται. Οι κατεργασίες, που έγιναν αρχικά για την κατασκευή των τροχαλιών είχαν ως στόχο την επίτευξη τραχύτητας επιφάνειας στα όρια που τίθενται στην βιβλιογραφία. Μετά από αρκετά πειράματα κατεργασίας σε συμβατικούς τόρνους, η καλύτερη επιθυμητή τραχύτητα τελικής επιφάνειας που επετεύχθη μετρήθηκε στα  $R_a = 3.4\mu m$ .

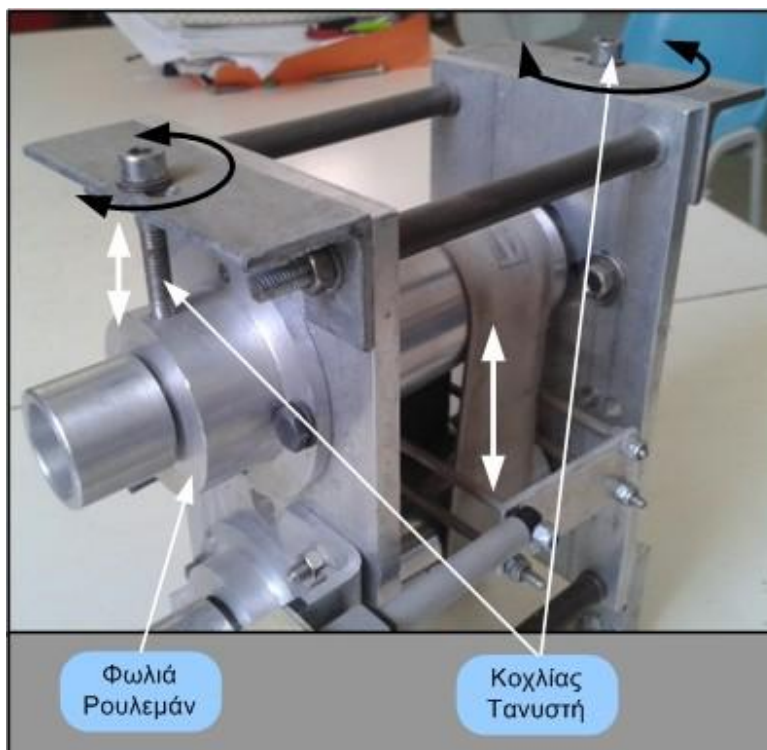
Οι κωνικές τροχαλίες που τελικά χρησιμοποιήθηκαν στα πειράματα της παραγράφου 5.1, στις πειραματικές δοκιμές στο δρόμο αλλά και σε μετρήσεις απόδοσης του ESVT, είχαν αυτή την τιμή της τραχύτητας. Για επιβεβαίωση της επιλογής τους, κατασκευάστηκαν και άλλες τροχαλίες με διαφορετικές τιμές τραχύτητας (6.8, 4.4 $\mu m$ ), οι οποίες όμως παρουσίασαν μειωμένη μεταφορά ροπής στα στατικά πειράματα και απορρίφθηκαν.

### **5.2.3 Τάνυση ιμάντα**

Η σωστή τάνυση του ιμάντα είναι απαραίτητη για την ομαλή λειτουργία του συστήματος, ώστε να μεταφέρει την απαιτούμενη ροπή χωρίς απώλειες ενέργειας που προκαλούνται από ολίσθηση του ιμάντα στις τροχαλίες. Εσφαλμένη ρύθμιση της τάνυσης προκαλεί μείωση της απόδοσης του συστήματος ή μη ικανοποιητική μεταφορά ροπής στην έξοδο του ESVT, εάν ο ιμάντας είναι περισσότερο ή λιγότερο τεντωμένος αντίστοιχα.

Όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 5.7, οι εδράσεις της κινούμενης τροχαλίας έχουν την δυνατότητα κατακόρυφης μετακίνησης, αναλαμβάνοντας τον ρόλο τανυστή. Η κατακόρυφη μετακίνηση έχει ως αποτέλεσμα την απομάκρυνση της κινούμενης τροχαλίας από την

κινητήρια, προκαλώντας την τάνυση του ελαστικού ιμάντα. Η ρύθμιση της τάνυσης πραγματοποιείται μέσω κοχλιών, που στηρίζονται σε γωνιακά προφίλ αλουμινίου δεμένα στις πλάκες στήριξης και ταυτόχρονα είναι βιδωμένες στο άνω μέρος κάθε φωλιάς. Βιδώνοντας ή ξεβιδώνοντας προκαλούμε αντίστοιχο τέντωμα ή χαλάρωμα του ιμάντα.



Εικόνα 5.10. Μηχανισμός τάνυσης ιμάντα.

Η ρύθμιση τάνυσης του ιμάντα του ESVT έγινε μέσω διαδοχικών δοκιμών (εκκινήσεις), μέχρις ότου επιτευχθεί η ελάχιστη τάνυση που επιτρέπει την κίνηση του οχήματος. Με τον τρόπο αυτό επετεύχθη η καλύτερη δυνατή απόδοση του ESVT, καθώς μεγαλύτερη τάνυση επιφέρει και μεγαλύτερες απώλειες ενέργειας. Χρησιμοποιήθηκε ωστόσο και μηχανικός μετρητής κυρίως για να προσδιοριστεί με ακρίβεια η δύναμη τάνυσης, από την οποία υπολογίστηκε η απαιτούμενη δύναμη μετατόπισης του ιμάντα και επιλέχθηκε ο γραμμικός επενεργητής. Η δύναμη τάνυσης μετρήθηκε ίση με  $F_i = 70N$ .

#### 5.2.4 Ηλεκτρικός γραμμικός επενεργητής

Για την αλλαγή της σχέσης μετάδοσης του ESVT, πραγματοποιείται μετατόπιση (ολίσθηση) του ιμάντα πάνω στις κωνικές τροχαλίες, χρησιμοποιώντας έναν ηλεκτρικό γραμμικό επενεργητή.

Η θέση του ιμάντα αντιστοιχεί στην προέκταση ή επαναφορά του γραμμικού επενεργητή και καθορίζεται από τον ελεγκτή του ESVT κατά την κίνηση του οχήματος.

Όπως υπολογίστηκε στην παράγραφο 4.1.3, απαιτείται η χρήση επενεργητή με δύναμη μεγαλύτερη από αυτήν που προκύπτει από την εξίσωση (4-20) για την απρόσκοπτη μετακίνηση του ιμάντα. Ταυτόχρονα ο επενεργητής θα πρέπει να είναι ελαφρύς και να αντιστοιχεί σε μήκος μετακίνησης που να καλύπτει την διαδρομή των κωνικών τροχαλιών (>100mm), ενώ θα πρέπει να είναι πλήρως προγραμματιζόμενος για να συνεργάζεται με τον ελεγκτή του ESVT.

### Υπολογισμός της δύναμης γραμμικής μετατόπισης ιμάντα του ESVT

Για τον προσδιορισμό της δύναμης γραμμικής μετατόπισης  $F_A$ , αρχικά υπολογίζουμε τα τόξα επαφής σε κάθε κωνική τροχαλία, από τις (4-1), (4-2):

$$\theta_d = \pi - 2 * \sin^{-1} \frac{D - d}{2C}$$

$$\theta_D = \pi + 2 * \sin^{-1} \frac{D - d}{2C}$$

Για τα δεδομένα και τις διαστάσεις του ESVT ισχύει:  $C = 86mm$ ,  $d = 34.67mm$ ,  $D = 52mm$ , οπότε τα τόξα επαφής είναι:

$$\vartheta_d = 168 \text{ (deg)} = 2.932 \text{ (rad)}$$

$$\vartheta_D = 192 \text{ (deg)} = 3.351 \text{ (rad)}$$

Από τους υπολογισμούς αυτούς και βάση της (4-20) προκύπτει με αντικατάσταση των  $\vartheta_d$ ,  $\vartheta_D$ :

$$F_A = 2F_i \left( \frac{e^{3.351\mu} - 1}{e^{3.351\mu} + 1} + \frac{e^{2.932\mu} - 1}{e^{2.932\mu} + 1} \right)$$

Η αρχική δύναμη τάνυσης (τέντωμα) που εφαρμόζεται στον ιμάντα, μετρήθηκε απευθείας στο πρωτότυπο ESVT και είναι  $F_i = 70N$ . Επίσης, ο προσδιορισμός των τιμών των συντελεστών τριβής ( $\mu_s=0.6$ ,  $\mu_k=0.5$ ), έγινε χρησιμοποιώντας καταλόγους κατασκευαστών ιμάντων, για χρήση επίπεδου ελαστικού ιμάντα πολυορεθάνης σε αλουμινένιες τροχαλίες [61].

Λαμβάνοντας υπόψη τον συντελεστή τριβής ολίσθησης, η απαιτούμενη δύναμη μετατόπισης  $F_A$ , είναι:

$$F_A = 140 \left( \frac{e^{1.676} - 1}{e^{1.676} + 1} + \frac{e^{1.466} - 1}{e^{1.466} + 1} \right) \Rightarrow$$
$$\Rightarrow F_A = 183.34 \text{ N}$$

Από την τιμή αυτή προσδιορίστηκε ότι ο γραμμικός επενεργητής που θα επιλεγεί να εγκατασταθεί στο ESVT θα πρέπει να έχει ικανότητα μετακίνησης φορτίων 200N.

Για λόγους επιβεβαίωσης και ορθής επιλογής του εξοπλισμού, πραγματοποιήθηκε και πειραματική μέτρηση της δύναμης αυτής, χρησιμοποιώντας ένα απλό μηχανικό μετρητή βάρους. Προσδιορίστηκε ότι η δύναμη που ασκείται είναι περίπου 140N. Παρά το γεγονός ότι δεν αποτελεί αξιόπιστη μέτρηση, είναι μία ένδειξη επάρκειας των υπολογισμών και εν συνέχεια σωστής επιλογής εξοπλισμού.

### 5.2.5 Διαστάσεις και βάρος

Το τελικό πρωτότυπο, έχει διαστάσεις  $0.4\text{cm} \times 0.1\text{cm} \times 0.22\text{cm}$  (ΜxΠxΥ), λαμβάνοντας υπόψη και τον γραμμικό επενεργητή. Χωρίς αυτόν, το μήκος μειώνεται στα  $23\text{cm}$ . Παρά το γεγονός ότι οι διαστάσεις καθορίστηκαν από τις απαιτήσεις του οχήματος δοκιμών, κρίνονται ικανοποιητικές και για άλλη πιθανή χρήση.

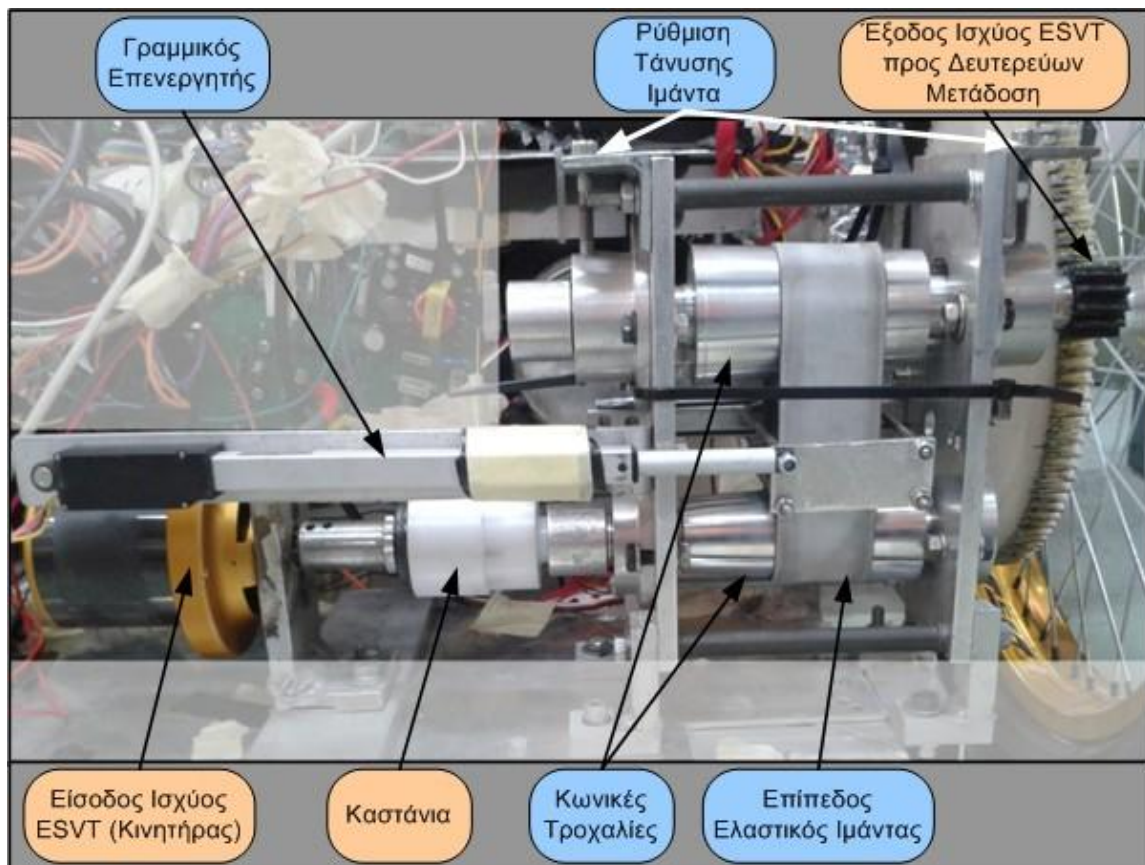
Αντίστοιχα, το βάρος του συστήματος μετρήθηκε  $2.922\text{Kg}$ . Για να αξιολογηθεί η τιμή αυτή, βρέθηκε και μετρήθηκε ένα CVT ιμάντα, από μικρή μοτοσυκλέτα με κινητήρα εσωτερικής καύσης 50 κυβικών εκατοστών. Το βάρος του μετρήθηκε  $5.840\text{Kg}$ . Συγκριτικά λοιπόν, το βάρος του ESVT κρίνεται ιδιαίτερα ικανοποιητικό για την συγκεκριμένη εφαρμογή.

### 5.3 Εγκατάσταση του ESVT στο όχημα δοκιμών

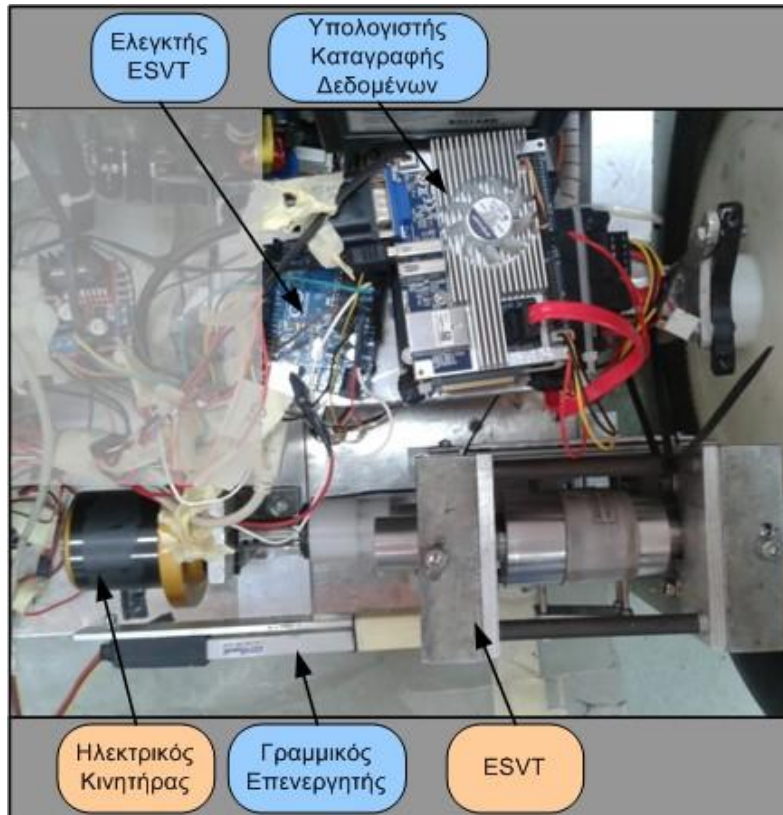
Στις Εικόνες 5.13, 5.14, παρουσιάζεται η τελική συναρμολόγηση όλων των βασικών τμημάτων του συστήματος (μηχανολογικών και ηλεκτρολογικών) και η εγκατάστασή τους στο πρωτότυπο όχημα ER12. Σε αυτές, εκτός του ESVT φαίνονται και τα υπόλοιπα βασικά τμήματα της μετάδοσης κίνησης του οχήματος, που είναι: ο ηλεκτρικός κινητήρας, η κασάνια (ή αναστολέας) και το δευτερεύων σύστημα μετάδοσης.

Η χρήση της κασάνιας αμέσως μετά τον κινητήρα, επιτρέπει σε κάθε περίπτωση που ο οδηγός δεν πατάει το γκάζι να μην επιβραδύνεται το όχημα από την αδράνεια του ηλεκτρικού

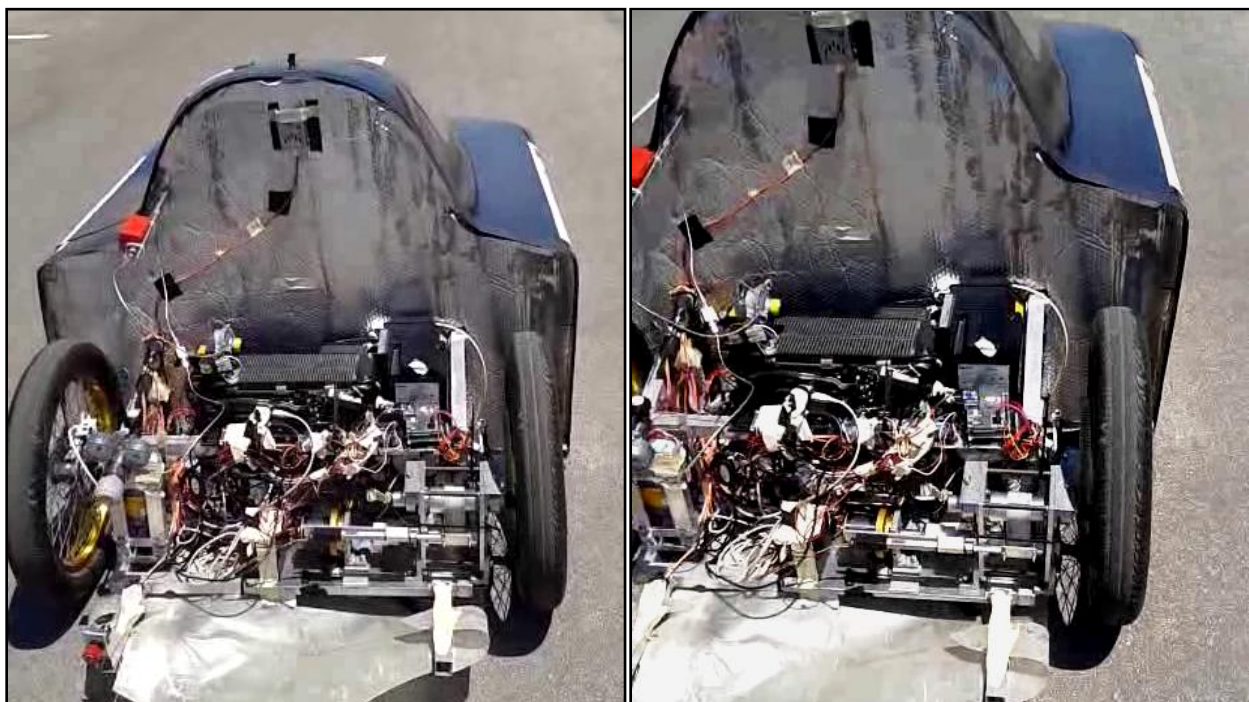
κινητήρα, συμβάλλοντας έτσι στην εξοικονόμηση ενέργειας. Παράλληλα, επιτρέπει στο ESVT να συνεχίζει να περιστρέφεται όσο ο τροχός κυλάει, κάνοντας ευκολότερη την μετακίνηση του ιμάντα και αυξάνοντας την διάρκεια ζωής του. Το δευτερεύων σύστημα μετάδοσης διαθέτει ένα ζεύγος οδοντωτών τροχών με σχέση μετάδοσης 1:10. Ο ένας οδοντωτός τροχός είναι τοποθετημένος στον τροχό του οχήματος και ο άλλος (μαύρος) στην έξοδο του ESVT. Στην εικόνα 5.15 φαίνεται το ESVT εγκατεστημένο στο όχημα ER12, κατά την διάρκεια των τελικών δοκιμών λειτουργίας του ESVT.



Εικόνα 5.13. Εγκατάσταση μηχανολογικών τμημάτων του ESVT στο όχημα δοκιμών.



Εικόνα 5.14. Εγκατάσταση ηλεκτρονικών τμημάτων του ESVT στο όχημα δοκιμών.



Εικόνα 5.15. Το ESVT εγκατεστημένο στο όχημα δοκιμών ER12.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6. ΜΕΤΡΗΣΗ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ESVT

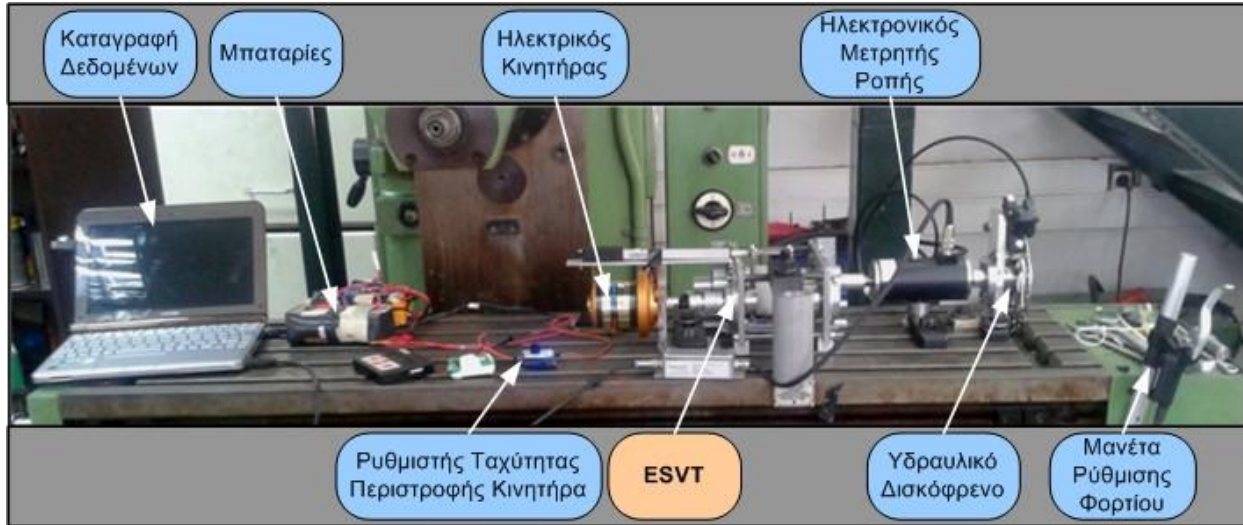
Για την αξιολόγηση της χρήσης του νέου συστήματος και την δυνατότητα εφαρμογής του, κρίθηκε απαραίτητη η μέτρηση της απόδοσης σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας του. Για το λόγο αυτό αναπτύχθηκε μία πειραματική διάταξη μέτρησης. Στο παρών κεφάλαιο παρουσιάζεται η διάταξη και ο εξοπλισμός της, η διαδικασία μετρήσεων και τα αποτελέσματα τους.

### 6.1 Πειραματική διάταξη μέτρησης απόδοσης

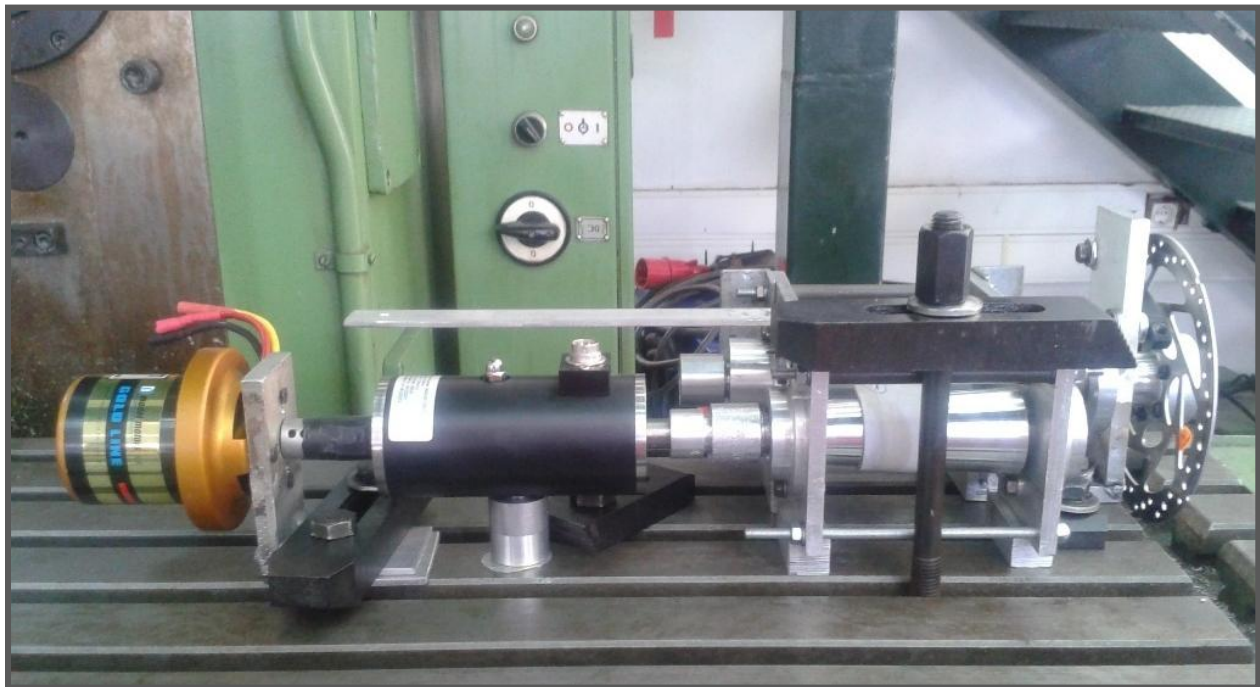
Η πειραματική διάταξη αναπτύχθηκε με σκοπό να παρέχει τη δυνατότητα υπολογισμού της απόδοσης του ESVT με βάση μετρήσεις σε: α) διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής του ηλεκτρικού κινητήρα (rpm) και β) εξωτερικά φορτία (απαιτήσεις ροπής). Τα κύρια τμήματα της παρουσιάζονται στην Εικόνα 6.1 και είναι:

1. Ηλεκτρονικός περιστροφικός μετατροπέας ροπής (DATUM M420) ο οποίος παρέχει μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής (rpm), της ροπής (Nm) και της ισχύος (KW),
2. Υδραυλικό δισκόφρενο για την εφαρμογή των εξωτερικών φορτίων,
3. Μανέτα ρύθμισης εξωτερικού φορτίου,
4. Ηλεκτρικός κινητήρας που παρέχει την ροπή εισόδου,
5. Ρυθμιστής ταχύτητας (γκάζι) του ηλεκτρικού κινητήρα βάσει του οποίου καθορίζεται η ταχύτητα περιστροφής του συστήματος,
6. Υπολογιστή για την καταγραφή των δεδομένων των πειραμάτων.

Όπως φαίνεται στην Εικόνα 6.2, ο περιστροφικός μετατροπέας ροπής (ροπόμετρο) τοποθετείται αρχικά πριν το ESVT και δέχεται ως είσοδο τον ηλεκτρικό κινητήρα και ως έξοδο το ESVT. Όπως αναλύεται παρακάτω, στην συνέχεια τοποθετείται και στην έξοδο του ESVT, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 6.3. Η μετρήσεις που λαμβάνονται καταγράφονται στον ηλεκτρονικό υπολογιστή, από τον οποίο εξάγονται σε φύλλα υπολογισμών για την εύρεση της απόδοσης. Ο ηλεκτρικός κινητήρας που χρησιμοποιήθηκε είναι ίδιος με αυτόν του οχήματος δοκιμών και η ταχύτητα περιστροφής του καθορίζεται από τον ρυθμιστή ταχύτητας. Τέλος, ένα υδραυλικό δισκόφρενο αναλαμβάνει την εφαρμογή των εξωτερικών φορτίων στο σύστημα, ρύθμιση που γίνεται μέσω της μανέτας ρύθμισης.



Εικόνα 6.1. Τα κύρια τμήματα της πειραματικής διάταξης μέτρησης απόδοσης ΕSVT.



Εικόνα 6.2. Τοποθέτηση μετρητή ροπής στην είσοδο του ΕSVT.



Εικόνα 6.3. Τοποθέτηση μετρητή ροπής στην έξοδο του ESVT.

## 6.2 Διαδικασία πειραμάτων

Χρησιμοποιώντας την διάταξη που περιγράφηκε, διεξήχθησαν σειρές πειραμάτων, στις οποίες με την καταγραφή της ροπής και της ταχύτητας περιστροφής στην είσοδο και έξοδο του ESVT, πραγματοποιήθηκε υπολογισμός της απόδοσης, χρησιμοποιώντας την εξίσωση (4.22). Έχοντας ως βάση τις προδιαγραφές που προέκυψαν από την μέτρηση απόδοσης του ηλεκτρικού κινητήρα, η μέγιστη στροφές λειτουργίας του είναι 3500rpm, η μέγιστη ροπή του 4.0Nm και η βέλτιστη στροφές απόδοσης του βρίσκονται στις 2500rpm. Επιλέχθηκε λοιπόν η μέτρηση του ESVT σε διάφορες ταχύτητες περιστροφής (500, 1000, 1500, 2000 και 2500rpm) και εξωτερικά φορτία (0.5, 1.0, 2.0Nm). Δεν έγιναν μετρήσεις με εξωτερικά φορτία πάνω από τα 2.0Nm, καθώς από προγενέστερες μετρήσεις επιδόσεων στο όχημα δοκιμών, δεν διαπιστώθηκε ποτέ ροπή εκκίνησης μεγαλύτερη από 1.8Nm. Επίσης δεν επιλέχθηκε ο έλεγχος όλου του εύρους στροφών του κινητήρα καθώς η περιοχή ενδιαφέροντος, ώστε να επιτευχθεί βελτίωση της κατανάλωσης, είναι 2000-2500rpm.

Η διαδικασία που ακολουθείται ξεκινά με την τοποθέτηση του ηλεκτρονικού μετρητής ροπής στην είσοδο του ESVT. Πραγματοποιείται η ρύθμιση του εξωτερικού φορτίου στην επιθυμητή τιμή και εκκίνηση του κινητήρα μέχρι να φτάσει τις επιθυμητές στροφές λειτουργίας. Στην συνέχεια γίνεται καταγραφή των δεδομένων ενέργειας εισόδου του ESVT από το μετρητή ροπής στον υπολογιστή. Η διαδικασία αυτή ακολουθείται για ένα συγκεκριμένο εξωτερικό φορτίο και για όλο το εύρος των στροφών (0-2500rpm). Ομοίως, για την καταγραφή των δεδομένων στην έξοδο του ESVT, ο μετρητής ροπής τοποθετείται στην έξοδο του ESVT και η υπόλοιπη διαδικασία ακολουθείται επακριβώς. Όταν ολοκληρωθούν οι μετρήσεις στην είσοδο και έξοδο του ESVT, τότε ο μετρητής ροπής επανατοποθετείται στην είσοδο, γίνεται ρύθμιση νέου εξωτερικού φορτίου και επαναλαμβάνεται για το προκαθορισμένο εύρος στροφών όπως πριν.

### 6.2.1 Διασφάλιση ακρίβειας μετρήσεων

Η ύπαρξη ενός μόνο μετρητή ροπής, δημιούργησε την ανάγκη εκτέλεσης κάθε πειράματος δύο φορές, με επανατοποθέτηση του από την είσοδο στην έξοδο του ESVT. Προκειμένου να αποφευχθεί η διαφοροποίηση των αποτελεσμάτων και κατά συνέπεια η μείωση της ακρίβειας των μετρήσεων, καθορίστηκαν παράμετροι-κανόνες που να διασφαλίζουν την ύπαρξη ίδιων ακριβώς συνθηκών σε κάθε ζεύγος μέτρησης. Οι παράμετροι αυτές αφορούν:

#### 1. Τη ρύθμιση του εξωτερικού φορτίου.

Η ρύθμιση γίνεται όταν ο μετρητής ροπής τοποθετείται στην είσοδο του ESVT, όπου το εξωτερικό φορτίο καθορίζεται σύμφωνα με τις ενδείξεις του μετρητή ροπής μέχρι να επιτευχθεί η επιθυμητή τιμή. Αυτό επιτυγχάνεται χρησιμοποιώντας τον κοχλία ρύθμισης, που υπάρχει στην μανέτα ρύθμισης του φορτίου και καθορίζει μία σταθερή πίεση στο υδραυλικό δισκόφρενο. Με τον τρόπο αυτό διασφαλίζεται ότι ακόμη και όταν ο μετρητής ροπής επανεγκατασταθεί στην έξοδο του ESVT, το εξωτερικό φορτίο παραμένει ακριβώς το ίδιο με πριν.

#### 2. Τη ρύθμιση της αύξησης ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.

Από τον ελεγκτή του κινητήρα καθορίζεται ο τρόπος με τον οποίο αυτός θα λαμβάνει το σήμα του ρυθμιστή ταχύτητας. Συγκεκριμένα, υπάρχει η δυνατότητα ρύθμισης του αριθμού στροφών (π.χ. 1000rpm), στις οποίες ο κινητήρας θα φτάσει με συγκεκριμένο ρυθμό αύξησης, μόλις δοθεί εντολή από το ρυθμιστή ταχύτητας. Έτσι, σε κάθε μέτρηση καθορίζεται από πριν η τιμή στόχος των στροφών του κινητήρα. Ο κινητήρας αυξάνει στροφές με σταθερό ρυθμό μέχρι τον επιθυμητό στόχο. Με τον τρόπο αυτό διασφαλίζεται ότι σε κάθε μέτρηση

επιτυγχάνεται συγκεκριμένος αριθμός στροφών εισόδου στο ESVT και ταυτόχρονα σταθερή και συγκεκριμένη αύξηση τους, χωρίς αυτό να επηρεάζεται από τις ενδείξεις ή την θέση που βρίσκεται τοποθετημένος ο μετρητής ροπής, παρά μόνο απευθείας από τον κινητήρα.

### 3. Τη τάνυση του ιμάντα

Όπως έχει προαναφερθεί, μεταβολή του τεντώματος του ιμάντα επιφέρει διαφοροποίηση της απόδοσης του ESVT. Για το λόγο αυτό, η ρύθμιση της τάνυσης μέσω του αντίστοιχου μηχανισμού που υπάρχει στο ESVT προκαθορίζεται πριν την διεξαγωγή των πειραμάτων και δεν μεταβάλλεται καθόλη την διάρκεια τους.

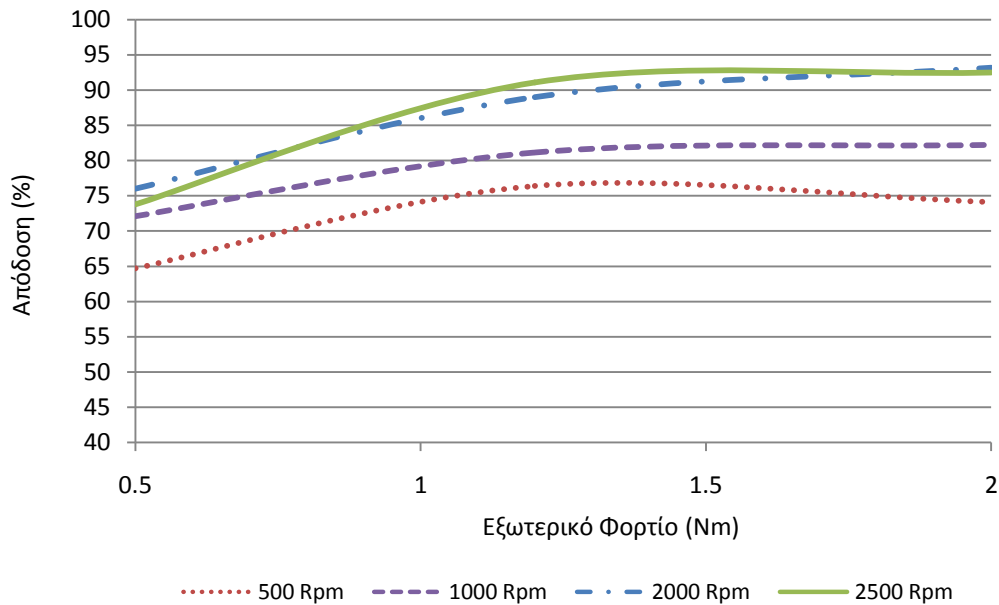
Σε όλη τη διάρκεια των μετρήσεων δεν λήφθηκε υπόψη η θερμοκρασία του ιμάντα, η οποία μπορεί να μεταβάλλει την απόδοση του μετά από συνεχή χρήση για μεγάλο χρονικό διάστημα. Αυτό αποφασίστηκε καθώς, με την αναγκαστική επανατοποθέτηση του μετρητή ροπής σε κάθε ζεύγος μετρήσεων, υπήρχε πάντα σημαντικό χρονικό διάστημα ηρεμίας του συστήματος, κατά την οποία όλη η πειραματική διάταξη επανέρχονταν σε θερμοκρασία δωματίου. Δεν επηρεάζονταν έτσι ούτε η απόδοση του ελαστικού ιμάντα αλλά ούτε και του υδραυλικού δισκόφρενου.

Τέλος πρέπει να σημειωθεί ότι η όλα τα πειράματα έγιναν με ένα συγκεκριμένο τύπο επίπεδου ελαστικού ιμάντα, ο οποίος προκαθορίστηκε από τα πειράματα που περιγράφηκαν στην παράγραφο 5.2.1. Ο ιμάντας αυτός είναι και ο τελικός που χρησιμοποιήθηκε κατά την εγκατάσταση του ESVT στο όχημα δοκιμών.

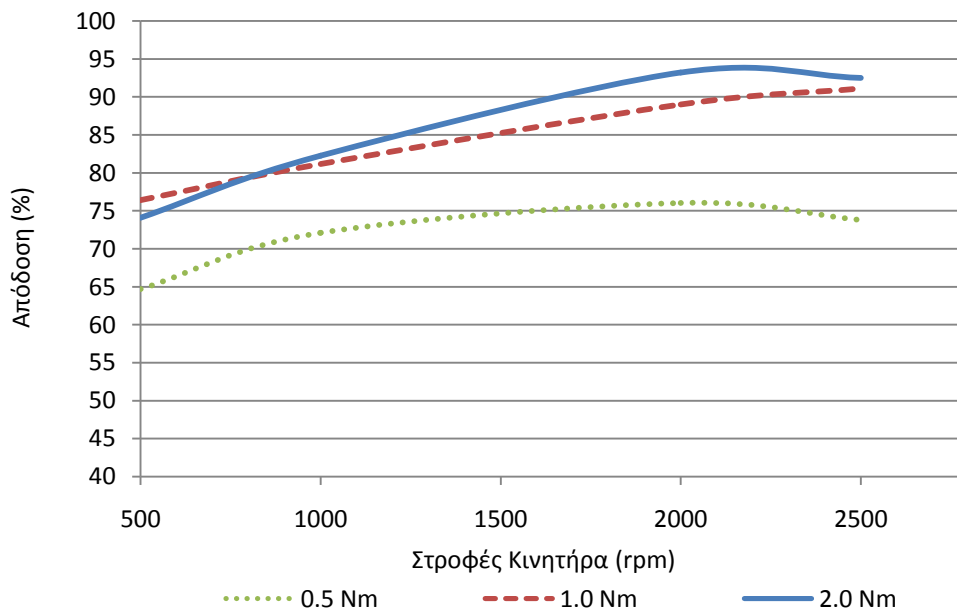
## 6.3 Αποτελέσματα

Ο στόχος των μετρήσεων είναι η μέτρηση της απόδοσης λειτουργίας του ESVT σε διάφορες συνθήκες, που αντιστοιχούν σε μεταβλητά εξωτερικά φορτία και ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Ο υπολογισμός της απόδοσης χρησιμοποιείται για την αξιολόγηση της ικανότητας του προτεινόμενου συστήματος να εγκατασταθεί σε ένα όχημα μηδενικών ρύπων, αλλά και την σύγκριση του με τις αποδόσεις των συστημάτων μεταβαλλόμενης μετάδοσης κίνησης, που βρέθηκαν στην βιβλιογραφία.

Τα αποτελέσματα των μετρήσεων παρουσιάζονται σε δύο γραφικές παραστάσεις. Συγκεκριμένα, στην Εικόνα 6.4 δίνεται η απόδοση του ESVT σε σχέση με το εξωτερικό φορτίο για διαφορετικές στροφές λειτουργίας του κινητήρα, ενώ στην Εικόνα 6.5 παρουσιάζεται η απόδοση σε σχέση με τις στροφές του κινητήρα.



Εικόνα 6.4. Πειραματική μέτρηση απόδοσης του ESVT σε σχέση με το εξωτερικό φορτίο.



Εικόνα 6.5. Πειραματική μέτρηση απόδοσης του ESVT σε σχέση με την ταχύτητα περιστροφής.

Στις μετρήσεις χρησιμοποιήθηκε σταθερή σχέση μετάδοσης του ESVT, δηλαδή συγκεκριμένη θέση του μάντα. Μετά από πειραματικές μετρήσεις και σε άλλες θέσεις του, προέκυψαν αντίστοιχα αποτελέσματα με πολύ μικρές διαφοροποιήσεις της απόδοσης, μέχρι 1.5%. Λαμβάνοντας υπόψη ότι κατά την κατασκευή των κωνικών τροχαλιών χρησιμοποιήθηκε ίδια κλίση (κωνικότητα), που σημαίνει ίδια επαφή του μάντα με τις τροχαλίες σε κάθε θέση, κρίθηκε ικανοποιητική η διεξαγωγή των μετρήσεων σε μία μόνο θέση. Τέλος, δεν έγιναν μετρήσεις απόδοσης με μετακίνηση του μάντα (στις οποίες υπάρχει πτώση της απόδοσης) καθώς η σημαντική επίδραση της χρήσης του ESVT πραγματοποιείται από την απόδοση του σε συγκεκριμένες σχέσεις μετάδοσης, που επιτρέπουν την λειτουργία του κινητήρα στο βέλτιστο εύρος στροφών περιστροφής του.

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα των μετρήσεων, η απόδοση του ESVT κυμαίνεται από **65-93%**. Όπως ήταν αναμενόμενο, επιτυγχάνεται καλύτερη απόδοση σε μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής (2000rpm) και υψηλές τιμές εξωτερικού φορτίου (2 Nm). Συγκεκριμένα, σε χαμηλές στροφές (500-1000 rpm) η απόδοση κυμαίνεται μεταξύ 65-82%, ενώ σε υψηλές (2000-2500 rpm) από 74-93%. Παρατηρείται επίσης ότι για φορτία μεταξύ 1-2Nm και υψηλές στροφές (>2000 rpm), το ESVT μπορεί να μεταδώσει την κίνηση σε πολύ υψηλές αποδόσεις που φτάνουν μεταξύ 87-93%. Αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντικό καθώς σε αυτή την περιοχή στροφών το όχημα κινείται με ταχύτητες πάνω από 20Km/h, που είναι και η πιο συχνή λειτουργία του.

Τα αποτελέσματα αυτά οδηγούν στο συμπέρασμα ότι το προτεινόμενο σύστημα παρέχει δυνατότητα βελτίωσης της κατανάλωσης καυσίμου καθώς επιτυγχάνει υψηλές αποδόσεις λειτουργίας ειδικά στο απαιτούμενο εύρος στροφών. Ωστόσο, η χαμηλή απόδοση που παρουσιάζεται σε χαμηλές στροφές λειτουργίας θα πρέπει να καλυφθεί από την αυξημένη σχέση μετάδοσης (1:1.5) ώστε να βοηθήσει και κατά την εκκίνηση του οχήματος στην κατανάλωση. Επιβεβαιώνεται επίσης ότι σε σχέση με την απόδοση των περισσότερων συστημάτων μεταβαλλόμενης μετάδοσης κίνησης που βρέθηκαν στην βιβλιογραφία (85%) [50], το ESVT παρουσιάζει αυξημένη απόδοση και καλά χαρακτηριστικά λειτουργίας. Βέβαια, είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι το προτεινόμενο σύστημα λειτουργεί σε χαμηλά (σε σχέση με άλλα) φορτία, ωστόσο η ανάπτυξη του έγινε για την συγκεκριμένη εφαρμογή και για αυτήν αξιολογείται στην παρούσα διατριβή.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7. ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΟΣ ΕΛΕΓΚΤΗΣ ESVT

Πέραν της μηχανολογικής σχεδίασης και κατασκευής του, ένα στοιχείο πρωτοτυπίας έγκειται στον εξελιγμένο ηλεκτρονικό έλεγχο, που στοχεύει στην μείωση της κατανάλωσης. Παρά το γεγονός ότι στηρίζεται σε απλές λύσεις και εξοπλισμό, ο ελεγκτής του ESVT παρέχει την δυνατότητα πλήρως αυτόματης λειτουργίας αλλαγής σχέσης μετάδοσης, σύμφωνα με τις συνθήκες οδήγησης. Σημαντικό στοιχείο του είναι επίσης η δυνατότητα επαναπρογραμματισμού, ώστε να μπορεί να εγκατασταθεί σε διαφορετικές εφαρμογές. Στις επόμενες παραγράφους αναλύεται η λογική ελέγχου, που αναπτύχθηκε για την εγκατάσταση του συστήματος στο όχημα ER12. Πρέπει να αναφερθεί ότι η λειτουργία του συγκεκριμένου πρωτότυπου οχήματος είναι αρκετά πολύπλοκη, καθώς εκτός της καλής οδηγικής συμπεριφοράς πρέπει να διασφαλίζεται και η βελτίωση της ενεργειακής κατανάλωσης σε πολύ συγκεκριμένες συνθήκες. Ωστόσο, σκοπός της λογικής ελέγχου που παρουσιάζεται εδώ, δεν είναι η εύρεση της βέλτιστης λειτουργίας για την επίτευξη μειωμένης ενεργειακής κατανάλωσης. Στόχος είναι η βελτίωση της ενεργειακής κατανάλωσης και η πλήρης ανταπόκριση του ελεγκτή σε διαφορετικές συνθήκες οδήγησης, χρησιμοποιώντας απλές λογικές συναρτήσεις, που συνδράμουν στην γρήγορη και απρόσκοπτη ανταπόκρισή του.

### 7.1 Λογική ελέγχου

Η βασική λειτουργία του ελεγκτή κάθε χρονική στιγμή σχετίζεται με την μεταβολή της σχέσης μετάδοσης ώστε να καλύπτονται οι προδιαγραφές που αναφέρθηκαν προηγουμένως. Η μεταβολή αυτή μεταφράζεται σε μετατόπιση του γραμμικού επενεργητή, ο οποίος μετακινεί τον ιμάντα πάνω στις κωνικές τροχαλίες.

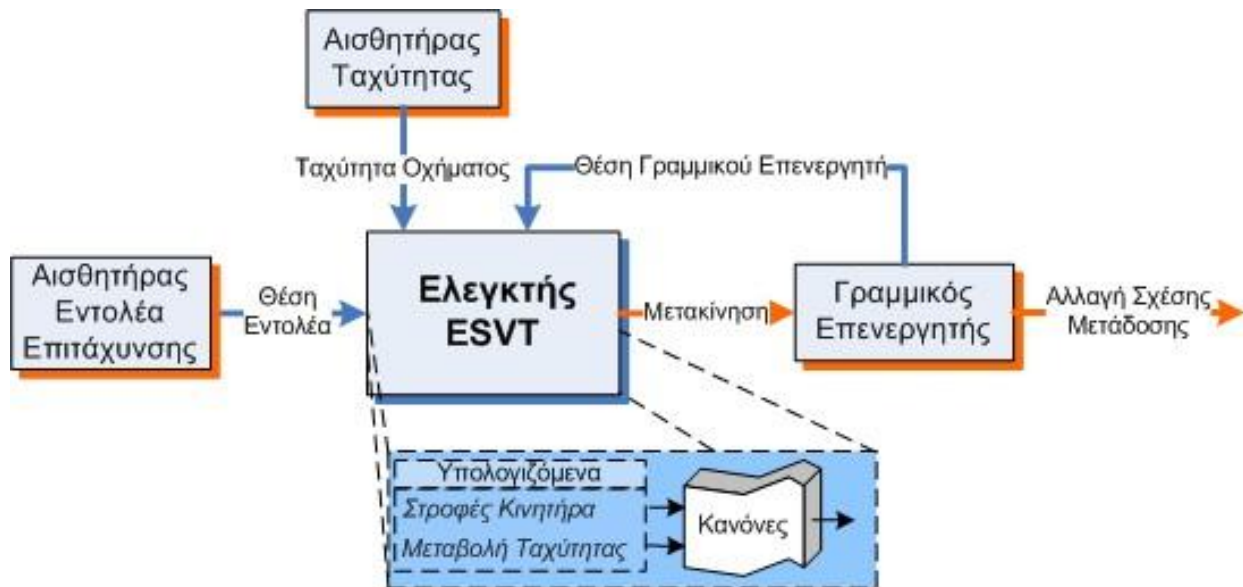
Όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 7.1, για την επιλογή της μεταβολής της σχέσης μετάδοσης ο ελεγκτής χρησιμοποιεί πέντε εισόδους και βάσει απλών λογικών κανόνων (EAN-TOTE) προκύπτει μία έξοδος. Οι εισοδοί ελέγχου είναι:

- 1) Ταχύτητα του οχήματος (*Velocity*),
- 2) Θέση γραμμικού επενεργητή (*sensor\_value*),
- 3) Θέση εντολέα επιτάχυνσης - γκάζι (*throttle*),
- 4) Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα (*Motor\_Rpm*),
- 5) Μεταβολή ταχύτητας οχήματος (*Vel\_change*),

ενώ η έξοδος είναι:

- 1) Μετακίνηση γραμμικού επενεργητή (*Actuator*). Οι μετακινήσεις δηλώνονται ως *Εμπρός*, *Πίσω* ή *Παύση* και αντιστοιχούν σε έκταση, επαναφορά ή παύση κίνησης του αντίστοιχα.

Οι πρώτες τρεις εισόδους: *Ταχύτητα του οχήματος*, *Θέση γραμμικού επενεργητή* και *Θέση εντολέα επιτάχυνσης*, παρέχονται από τους αισθητήρες του οχήματος και τον επενεργητή του ESVT, ενώ οι υπόλοιπες: *Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα* και *Μεταβολή ταχύτητας οχήματος*, υπολογίζονται από τις τρεις πρώτες.



Εικόνα 7.1. Αρχιτεκτονική ελέγχου του ESVT.

### 7.1.1 Υπολογισμός δεδομένων εισόδου

Τα δεδομένα εισόδου, που αντιστοιχούν στην *Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα* και *Μεταβολή ταχύτητας οχήματος*, καθορίζονται ξεκινώντας από τον προσδιορισμό της στιγμιαίας σχέσης μετάδοσης ( $r_{cur}$ ) και στροφών του ηλεκτρικού κινητήρα ( $Motor\_Rpm$ ). Το  $r_{cur}$  αντιστοιχεί στην στιγμιαία σχέση μετάδοσης, που προκύπτει βάση της θέσης την οποία βρίσκεται ο γραμμικός επενεργητής εκείνη τη στιγμή. Σύμφωνα με τη γεωμετρία του ESVT, μπορεί να θεωρηθεί ότι η σχέση μετάδοσης ( $r$ ) μεταβάλλεται μεταξύ της μέγιστης και ελάχιστης θέσης μετατόπισης του επενεργητή ( $sensor\_value$ ), ακολουθώντας μία γραμμική μεταβολή που εκφράζεται από την (7-1):

$$r = a \text{ sensorValue} + b \quad (7-1)$$

όπου, τα  $a$ ,  $b$  είναι σταθερές που υπολογίζονται στη συνέχεια.

Συγκεκριμένα, για σχέσεις μετάδοσης  $1.5 > r > 1.0$  οι θέσεις του επενεργητή λαμβάνουν τιμές  $850 > \text{sensorValue} > 600$  αντίστοιχα. Η σχέση μετάδοσης σε κάθε θέση του μάντα, προσδιορίζεται στο μέσο του πλάτους του και επιβεβαιώθηκε με πειραματικές μετρήσεις, ώστε να συσχετιστεί με τις τιμές του γραμμικού επενεργητή. Αντικαθιστώντας τις τιμές των ακραίων θέσεων στην (7-1), προκύπτει:

$$\left. \begin{aligned} 1.5 &= a850 + b \\ 1.0 &= a600 + b \end{aligned} \right\}$$

Επιλύοντας τις παραπάνω, προκύπτουν οι σταθερές  $a$ ,  $b$ , από τις οποίες καταλήγουμε στον υπολογισμό της στιγμιαίας σχέσης μετάδοσης του συστήματος (7-2):

$$r_{cur} = 0.00146 \text{ sensor\_value} + 0.2604 \quad (7-2)$$

Από την ταχύτητα του οχήματος υπολογίζονται ο στροφές του τροχού (Rpm):

$$\text{Wheel speed} = \frac{\text{velocity} 1000}{\pi d_w} \frac{1}{60} \quad (7-3)$$

όπου,  $d_w$  είναι η διάμετρος του τροχού.

Καθώς μεταξύ του ESVT και του τροχού παρεμβάλλεται το δευτερεύων σύστημα μετάδοσης με σχέση 1:10, οι στροφές του κινητήρα προκύπτουν από:

$$\text{Motor\_Rpm} = \text{Wheel speed} 10 r \quad (7-4)$$

Χρησιμοποιώντας την (7-3) για τις τιμές που αντιστοιχούν στο ESVT ( $d_w = 0.54\text{m}$ ) και αντικαθιστώντας στην (7-4), λαμβάνουμε την (7-5):

$$\text{Motor\_Rpm} = 9.828 \text{ velocity} 10 r \quad (7-5)$$

Βάσει της τελευταίας (7-5) υπολογίζεται κάθε στιγμή η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Τέλος, υπολογίζεται η μεταβολή της ταχύτητας με σύγκριση της στιγμιαίας και της προηγούμενης καταγεγραμμένης ταχύτητας του οχήματος:

$$Vel\_change = Velocity_{new} - Velocity_{old} \quad (7-6)$$

Σύμφωνα με τα παραπάνω, τα δεδομένα εισόδου 4 και 5 προκύπτουν από τις (7-5) και (7-6) αντίστοιχα και περιλαμβάνονται στους κανόνες λειτουργίας του ελεγκτή.

Όπως παρουσιάζεται στον Πίνακα 7.1, συνολικά οκτώ κανόνες (EAN – TOTE) χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο της μετατόπισης του μάντα. Σύμφωνα με αυτόν, οι πέντε εισοδοί χρησιμοποιούνται για τις EAN δηλώσεις και η TOTE δηλώσεις για την μοναδική έξοδο του ελεγκτή. Τα πιο σκούρα κελιά των EAN κανόνων σχετίζονται με τις υπολογιζόμενες μεταβλητές εισόδου ενώ τα υπόλοιπα με αυτές που παρέχονται από τους αισθητήρες. Κάθε μεταβλητή εισόδου, που σχετίζεται με έναν κανόνα, υποδηλώνεται με κίτρινο χρώμα και το γράμμα X. Ακολούθως στην έξοδο τα πράσινα κελιά δηλώνουν μετακίνηση του γραμμικού επενεργητή (έκταση ή επαναφορά) και τα κόκκινα παύση μετακίνησής του.

Ο γενικός κανόνας ελέγχου έχει την παρακάτω μορφή:

#### Γενικός κανόνας ελέγχου

EAN *velocity* είναι A ΚΑΙ *Motor\_Rpm* είναι B ΚΑΙ *Throttle* είναι C ΤΟΤΕ ο επενεργητής μετακινείται *Μπροστά*.

Ας θεωρήσουμε ως παράδειγμα την λειτουργία του κανόνα No.(5):

EAN *velocity*>15Km/h ΚΑΙ *Motor\_Rpm*<2300 ΚΑΙ *Throttle*=0 ΤΟΤΕ *Actuator Πίσω*. Εφόσον οι στροφές του κινητήρα έχουν πέσει κάτω από το όριο βέλτιστης απόδοσης του και το όχημα κινείται με μεγάλη ταχύτητα, επιλέγεται αύξηση τους μέσω αύξησης της σχέσης μετάδοσης.

Σε κάθε κανόνα που ενεργοποιείται η μετακίνηση *Μπροστά* ή *Πίσω* του επενεργητή, αυτό αντιστοιχεί σε συνεχή μετακίνηση του προς την κατεύθυνση αυτή, μέχρι την ενεργοποίηση άλλου κανόνα ΠΑΥΣΗΣ, οπότε και σταματά στην συγκεκριμένη θέση.

#### 7.1.2 Κανόνες λειτουργίας ελεγκτή

Από τους συνολικά οκτώ κανόνες, οι τρεις (1, 2, 4) αξιοποιούνται ως όρια λειτουργίας του συστήματος, ενώ οι υπόλοιποι πέντε (3 και 5-8) παρέχουν: α) την δυνατότητα λειτουργίας στην περιοχή βέλτιστης απόδοσης του κινητήρα του οχήματος (2300-2500Rpm) και β) την επίτευξη της επιθυμητής σχέσης μετάδοσης με τις λιγότερες μετακινήσεις του γραμμικού επενεργητή. Πρέπει να σημειωθεί ότι οι κανόνες αναπτύχθηκαν μετά από σειρά δοκιμών, ώστε να επιτευχθεί τελικά η εύρυθμη λειτουργία του συστήματος και η ικανοποιητική κίνηση του στο δρόμο.

Οι οκτώ κανόνες είναι:

Κανόνας 1. EAN velocity $\leq$ 5km/h TOTE actuator *Παύση*. Σε τόσο χαμηλές ταχύτητες δεν υφίσταται λόγος αλλαγής σχέσης μετάδοσης, η οποία θα πρέπει να είναι  $r=1.5$ , ώστε να συμβάλει στην εκκίνηση του οχήματος. Μόνο στην περίπτωση που υπήρξε προηγούμενη απότομη διακοπή της λειτουργίας του συστήματος και δεν κατέστη δυνατό να επανέλθει ο ιμάντας στην αρχική του θέση, είναι απαραίτητη η μετακίνηση του προς αυτήν. Ακόμα και τότε όμως, δεν δίνεται εντολή μετακίνησης, καθώς ενδεχόμενη πίεση μεταφοράς του ιμάντα σε τόσο χαμηλή ταχύτητα, μπορεί να οδηγήσει ακόμα και σε αστοχία του.

Κανόνας 2. EAN 5<velocity $\leq$ 15Km/h KAI servo\_Value>850 TOTE actuator *Πίσω*. Ο κανόνας αυτός καλύπτει την προηγούμενη περίπτωση, μόλις η ταχύτητα του οχήματος βρεθεί μεταξύ 5-15 Km/h. Σε αυτές πλέον τις ταχύτητες δεν δημιουργείται κανένα πρόβλημα από την μετατόπιση του ιμάντα.

Κανόνας 3. EAN 5<velocity $\leq$ 15Km/h KAI servo\_Value=850 TOTE actuator *Παύση*. Ο γραμμικός επενεργητής θα πρέπει να σταματήσει να μετακινείται μόλις φτάσει την ακραία αρχική του θέση (servo\_Value=850). Ο κανόνας αυτός συνδυάζεται με τον προηγούμενο, ώστε όταν δοθεί εντολή να μετακινηθεί ο ιμάντας προς την αρχική του θέση, με την ενεργοποίηση του συγκεκριμένου κανόνα θα σταματήσει στην ακραία θέση.

Κανόνας 4. EAN velocity>15Km/h KAI Motor\_Rpm>2500 KAI servo\_Value=650 TOTE actuator *Παύση*. Αντίστοιχα, στην περίπτωση που το όχημα κινείται με μεγάλες ταχύτητες, ο επενεργητής εκτείνεται προς μικρότερες σχέσεις μετάδοσης μέχρι να σταματήσει αναγκαστικά αν φτάσει στο άνω όριο (servo\_Value=650).

Κανόνας 5. EAN velocity>15Km/h KAI Motor\_Rpm<2300 KAI Throttle=0 TOTE actuator *Πίσω*. Εφόσον οι στροφές του κινητήρα έχουν πέσει κάτω από το όριο βέλτιστης απόδοσης του και το όχημα κινείται με μεγάλη ταχύτητα, επιλέγεται αύξηση τους μέσω αύξησης της σχέσης μετάδοσης.

Κανόνας 6. EAN velocity>15Km/h KAI 2300 $\leq$ Motor\_Rpm $\leq$ 2500 TOTE actuator *Παύση*. Καθώς ο κινητήρας λειτουργεί μέσα στο ιδανικό εύρος απόδοσης του, δεν συντρέχει λόγος αλλαγής σχέσης μετάδοσης.

Κανόνας 7. EAN velocity>15Km/h KAI Motor\_Rpm>2500 KAI Throttle>0 TOTE actuator *Εμπρός*. Το όχημα επιταχύνει και οι στροφές του κινητήρα έχουν ξεπεράσει την ιδανική περιοχή του. Ως αποτέλεσμα δίνεται εντολή μετακίνησης σε χαμηλότερες σχέσεις μετάδοσης ώστε και να πέσουν οι στροφές και να επιτευχθεί μεγαλύτερη ταχύτητα κίνησης.

Κανόνας 8. EAN velocity>15Km/h ΚΑΙ Vel\_change<-3Km/h ΚΑΙ Throttle>0 ΤΟΤΕ actuator Πίσω. Εφόσον η μεταβολή της ταχύτητας είναι αρνητική και ταυτόχρονα ο οδηγός πατάει γκάζι, αυτό σημαίνει ότι το όχημα επιβραδύνει λόγω ανηφορική κλίσης ή γιατί χρειάζεται να επιταχύνει ξαφνικά. Χρειάζεται έτσι επιπλέον ροπή, που δίνεται μετακινώντας τον ιμάντα σε μεγαλύτερες σχέσης μετάδοσης. Η μεταβολή της ταχύτητας επιλέχθηκε <-3Km/h και όχι απλώς <0, ώστε να μην λαμβάνονται υπόψη τυχόν λανθασμένες ενδείξεις του αισθητήρα ταχύτητας ή σαμαράκια στο δρόμο, που μπορούν εύκολα να προκαλέσουν λάθος απόφαση του ελεγκτή ή αχρείαστη μετακίνηση του ιμάντα.

Όπως αναφέρθηκε στην αρχή του κεφαλαίου, στόχος του ελέγχου του ESVT, είναι η βελτίωση της ενεργειακής κατανάλωσης και η πλήρης ανταπόκριση του ελεγκτή σε διαφορετικές συνθήκες οδήγησης, χρησιμοποιώντας απλές λογικές συναρτήσεις που συνδράμουν στην γρήγορη και απρόσκοπτη ανταπόκρισή του. Σύμφωνα με αυτό, οι κανόνες που παρουσιάστηκαν προσδίδουν τη δυνατότητα λειτουργίας του κινητήρα στην περιοχή υψηλής απόδοσης του (2300-2500Rpm), όταν το όχημα κινείται σε υψηλές ταχύτητες (>15km/h). Καθορίζουν δηλαδή τόσο τις ακραίες θέσεις του ιμάντα (όρια λειτουργίας) όσο και τις ενδιάμεσες, ώστε να επιτυγχάνεται ο στόχος αυτός. Αυτό συνεπάγεται καλύτερη συνολική απόδοση όλου του συστήματος μετάδοσης και ταυτόχρονα μικρότερες απαιτήσεις ισχύος.

Πίνακας 7.1. Κανόνες λειτουργίας ελεγκτή ESVT.

| ΚΑΝΟΝΕΣ | EAN      |      |     |                  |                  |           |       |                           |          |           | ΤΟΤΕ        |   |        |      |       |  |
|---------|----------|------|-----|------------------|------------------|-----------|-------|---------------------------|----------|-----------|-------------|---|--------|------|-------|--|
|         | ΤΑΧΥΤΗΤΑ |      |     | ΑΜΑΛΓΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ | ΣΤΡΟΦΕΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ |           |       | ΣΤΙΓΜΙΑΙΑ ΘΕΣΗ ΕΠΕΝΕΡΓΗΤΗ |          |           | ΕΠΙΤΑΧΥΝΣΗΣ |   | ΕΜΠΡΟΣ | ΠΙΣΩ | ΠΑΥΣΗ |  |
|         | <5       | 5-15 | >15 |                  | <2300            | 2300-2500 | >2500 | <850                      | ΑΡΧΗ=850 | ΤΕΛΟΣ=650 | >0          | 0 |        |      |       |  |
| 1       | X        |      |     |                  |                  |           |       |                           |          |           |             |   |        |      |       |  |
| 2       |          | X    |     |                  |                  |           |       | X                         |          |           |             |   |        |      |       |  |
| 3       |          |      | X   |                  |                  |           |       |                           | X        |           |             |   |        |      |       |  |
| 4       |          |      |     | X                |                  |           |       |                           |          | X         |             |   |        |      |       |  |
| 5       |          |      |     |                  | X                |           |       |                           |          |           | X           |   |        |      |       |  |
| 6       |          |      |     |                  |                  | X         |       |                           |          |           |             | X |        |      |       |  |
| 7       |          |      |     |                  |                  |           | X     |                           |          |           |             |   | X      |      |       |  |
| 8       |          |      | X   |                  | X                |           |       |                           |          |           |             | X |        |      |       |  |

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8. ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Ο κύριος στόχος της έρευνας μας αφορά την ανάπτυξη ενός νέου συστήματος συνεχώς μεταβαλλόμενης μετάδοσης κίνησης, με τεχνικές προδιαγραφές που να καλύπτουν τις ανάγκες κίνησης ενός οχήματος μηδενικών ρύπων και ταυτόχρονα να βελτιώνουν την κατανάλωση καυσίμου. Έτσι, στην τελική φάση ανάπτυξης του, το ESVT εγκαθίσταται στο όχημα ER12 και πραγματοποιούνται σειρά πειραματικών δοκιμών στο δρόμο, ώστε να μετρηθεί και να καταγραφεί η κατανάλωση. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν συγκρίνονται με αντίστοιχες μετρήσεις χωρίς το ESVT. Στην συνέχεια του κεφαλαίου περιγράφεται αναλυτικά η διαδικασία των δοκιμών, τα αποτελέσματα τους και αξιολογείται επίσης η λειτουργία του ελεγκτή του συστήματος.

### 8.1 Πειραματικές δοκιμές μέτρησης κατανάλωσης καυσίμου

Η διαδικασία των δοκιμών καθορίζεται κυρίως από τις απαιτήσεις λειτουργίας του ER12, όπως αυτές περιγράφηκαν στο Κεφάλαιο 3, από τις οποίες και προέκυψαν οι προδιαγραφές λειτουργίας του ESVT. Εν συντομία, το όχημα πρέπει να καταναλώνει την μικρότερη δυνατή ενέργεια τόσο κατά την εκκίνηση (που είναι η πιο ενεργοβόρα λειτουργία), όσο και κατά την κίνηση του με ταχύτητες κοντά στα 25 Km/h (στην οποία κινείται κατά βάση στην διάρκεια ενός αγώνα).

Με βάση τα παραπάνω καθορίστηκαν δύο βασικές δοκιμές. Στην πρώτη, πραγματοποιούνται δοκιμές επιτάχυνσης 0-25Km/h, που αντιστοιχούν σε συνθήκες εκκίνησης του οχήματος από στάση. Στην δεύτερη, το όχημα θα πρέπει να ολοκληρώσει έναν γύρο σε συγκεκριμένη διαδρομή (περιγράφεται στην συνέχεια), επιτυγχάνοντας μέγιστη ταχύτητα τουλάχιστον 25km/h. Η δεύτερη δοκιμή αντιστοιχεί σε κίνηση σε πραγματικές συνθήκες, όπου το όχημα επιταχύνει, στρίβει και επιβραδύνει διαδοχικά, όπως σε μία καθημερινή μετακίνηση.

Για την διεξαγωγή των πειραμάτων αυτών, χρησιμοποιήθηκε ένας ανοιχτός χώρος εντός του Πολυτεχνείου Κρήτης, στον οποίο καθορίστηκε μία κλειστή διαδρομή μήκους 240m. Η διαδρομή έχει σχήμα ορθογώνιου παραλληλόγραμμου και περιλαμβάνει δύο ευθείες μήκους περίπου 80m και δύο στροφές 40m. Πρέπει να σημειωθεί ότι για τα δεδομένα χρήσης του συγκεκριμένου οχήματος, οι αποστάσεις είναι μικρές για να καταφέρει να επιτύχει μεγαλύτερες ταχύτητες. Έτσι τέθηκε και ο περιορισμός των 25Km/h.

Για την καταγραφή αξιόπιστων αποτελεσμάτων, κάθε πειραματική δοκιμή πραγματοποιήθηκε τουλάχιστον δύο φορές και επιλέχθηκε η μέση επίδοση κατανάλωσης. Παράλληλα, όλες οι δοκιμές έγιναν κατά τον ίδιο ακριβώς τρόπο, αρχικά χρησιμοποιώντας το βασικό σύστημα μετάδοσης του οχήματος (ζεύγος γραναζιών με σχέση μετάδοσης 1:10) και στην συνέχεια με εγκατάσταση του ESVT. Προκειμένου η συμπεριφορά του οδηγού να επηρεάσει στο ελάχιστο τις δοκιμές, ορίστηκε ότι η επιτάχυνση θα γίνεται με τον εντολέα επιτάχυνσης στο 100% της θέσης του. Το γεγονός αυτό παράγει αποτελέσματα με μεγαλύτερη κατανάλωση καυσίμου (καθώς το βέλτιστο είναι η όσο το δυνατόν πιο ομαλή επιτάχυνση), ωστόσο ήταν ο μόνος τρόπος να διασφαλιστεί η αξιόπιστη σύγκριση των δύο συστημάτων μετάδοσης, βάση μόνο της λειτουργίας τους. Σε κάθε πείραμα καταγράφονταν στον ηλεκτρονικό υπολογιστή του οχήματος τα εξής δεδομένα: *Χρόνος, Απόσταση, Ταχύτητα οχήματος και Κατανάλωση υδρογόνου*. Η κατανάλωση υδρογόνου σχετίζεται άμεσα με τις απαιτήσεις ισχύος του κινητήρα κατά την κίνηση του οχήματος, δηλαδή την ισχύ που ζητά ο κινητήρας από την κυψέλη καυσίμου κάθε στιγμή. Η καταγραφή της κατανάλωσης  $H_2$  γίνεται απευθείας από την κυψέλη καυσίμου στον ηλεκτρονικό υπολογιστή, στον οποίο ταυτόχρονα αποθηκεύονται και τα υπόλοιπα δεδομένα.

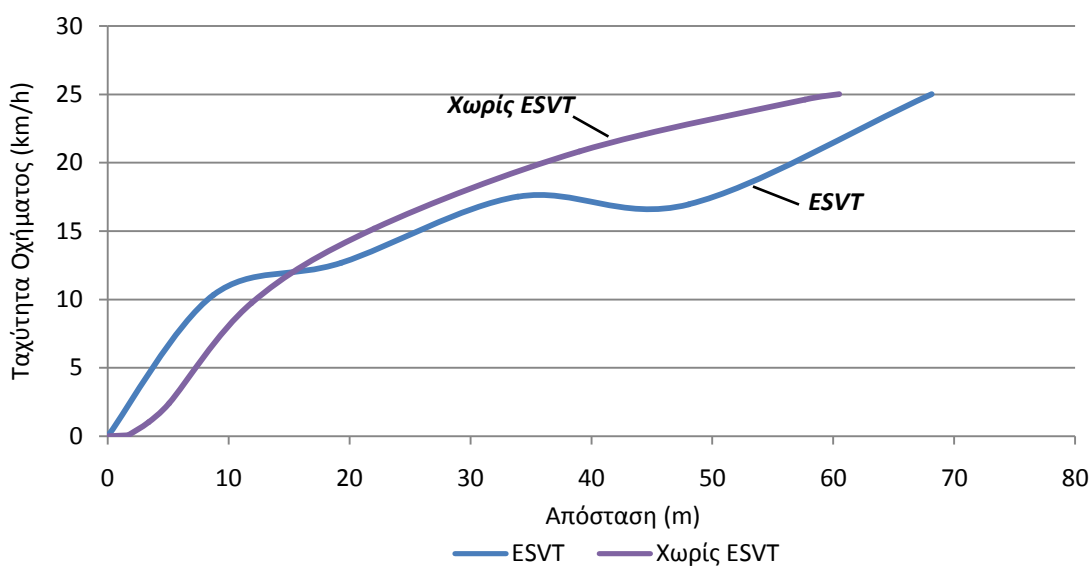
### 8.1.1 Πειραματική δοκιμή No.1 (Επιτάχυνση 0-25Km/h)

Όπως προαναφέρθηκε, η επιτάχυνση από στάση αποτελεί την πιο ενεργοβόρα διαδικασία η οποία όμως είναι αναγκαία, τόσο σε συνθήκες αστικής μετακίνησης όσο και στους αγώνες κατανάλωσης που στοχεύει το ER12. Η επίδραση της χρήσης του ESVT αξιολογείται σε πρώτη φάση στα πειράματα, με βάση την συμπεριφορά του στην κίνηση του οχήματος αλλά και στην κατανάλωση. Η σύγκριση με το βασικό σύστημα μετάδοσης του ER12 αποτελεί τον μόνο αξιόπιστο τρόπο για την αξιολόγηση αυτών των παραγόντων.

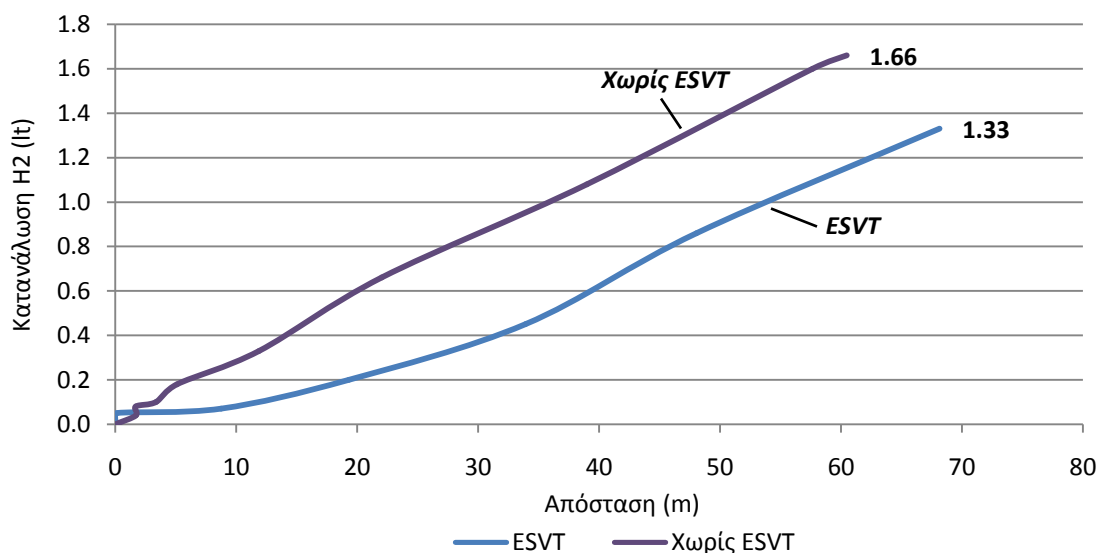
Στην συνέχεια παρουσιάζεται η μεταβολή της ταχύτητας και της κατανάλωσης με την απόσταση, με και χωρίς το ESVT, όπως φαίνεται στις Εικόνες 8.1α, 8.1β αντίστοιχα.

Εξετάζοντας αρχικά την επίδραση της χρήσης του ESVT στην οδηγική συμπεριφορά του οχήματος (Εικόνα 8.1α), παρατηρείται ότι επιταχύνει πιο αργά, με αποτέλεσμα να φτάνει τα 25km/h σε μεγαλύτερη απόσταση (ESVT: 68.14m, Χωρίς ESVT: 60.49m). Ωστόσο, εξαιτίας της μεγαλύτερης αρχικής σχέσης μετάδοσης, το ESVT επιταχύνει πιο γρήγορα στα πρώτα 15m και συνολικά επιτυγχάνει να έχει ελάχιστα καλύτερη μέση ταχύτητα (ESVT: 10.33Km/h, Χωρίς ESVT: 9.89Km/h). Τα παραπάνω αποτελέσματα οφείλονται στην μεγαλύτερη αρχική σχέση μετάδοσης (1:15) και στην συνέχεια στην αλλαγή των σχέσεων που επιφέρουν μια αναπόφευκτη καθυστέρηση. Έτσι, η μείωση της επιτάχυνσης σε διάφορα σημεία κατά την χρήση του ESVT οφείλεται και στις επιπλέον απώλειες κατά την μετακίνηση του μάντα.

Παρόλα αυτά, η λειτουργία του ESVT αξιολογείται ως ιδιαίτερα θετική αναφορικά με την συμπεριφορά οδήγησης του οχήματος.



Εικόνα 8.1α. Μεταβολή ταχύτητας οχήματος κατά την δοκιμή επιτάχυνσης 0-25 Km/h.



Εικόνα 8.1β. Μεταβολή της κατανάλωσης H<sub>2</sub> κατά την δοκιμή επιτάχυνσης 0-25 Km/h.

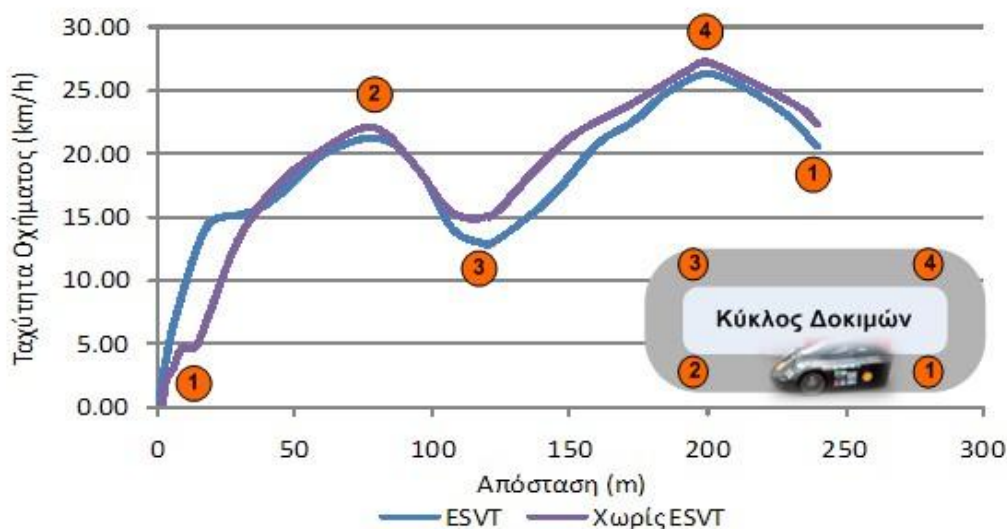
Τα αποτελέσματα της κατανάλωσης καυσίμου, δείχνουν ότι η χρήση του ESVT παρέχει πολύ σημαντική βελτίωση κατά τις εκκινήσεις του οχήματος (Εικόνα 8.1β). Η διαφορά σε σχέση με το βασικό σύστημα μετάδοσης φτάνει το **19.9%**, που αντιστοιχεί σε 0.33lt λιγότερο υδρογόνο. Όπως φαίνεται από τις καμπύλες μεταβολής της κατανάλωσης, μέχρι τα 17Km/h η

κατανάλωση παραμένει σε πολύ χαμηλά επίπεδα και μόνο στην συνέχεια αυξάνεται σημαντικά, επηρεαζόμενη και πάλι από τις αλλαγές σχέσης μετάδοσης. Άρα, αναφορικά με την κατανάλωση, το ESVT παρουσιάζει εξαιρετική συμπεριφορά στις εκκινήσεις, επιβεβαιώνοντας τις προδιαγραφές που τέθηκαν για την ανάπτυξη του.

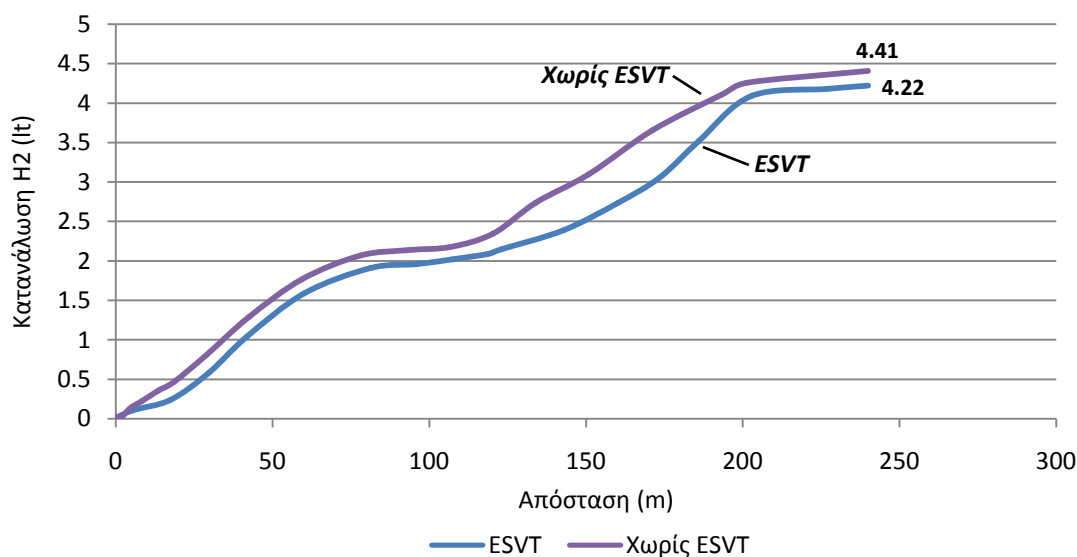
### 8.1.2 Πειραματική δοκιμή Νο.2 (Πλήρης κύκλος)

Στην δεύτερη σειρά δοκιμών αξιολογήθηκε η χρήση του προτεινόμενου συστήματος προσομοιώνοντας πραγματικές συνθήκες κίνησης. Αυτό έγινε ολοκληρώνοντας ένα πλήρη κύκλο σε προκαθορισμένη διαδρομή, η οποία περιλαμβάνει επιταχύνσεις, επιβραδύνσεις και στροφές σε ευρύ φάσμα ταχυτήτων. Συγκεκριμένα, το όχημα έπρεπε να διανύσει τα 240m της διαδρομής ξεκινώντας από στάση, επιταχύνοντας μέχρι την πρώτη στροφή, ακολουθώντας πορεία χωρίς γκάζι σε αυτήν, επιταχύνοντας ξανά μέχρι την δεύτερη στροφή και ομοίως στην δεύτερη στροφή, στο τέλος της οποίας ολοκληρώνεται η πορεία του (ένας γύρος). Επαναλαμβάνεται ότι σε κάθε περίπτωση επιτάχυνσης ο οδηγός χρησιμοποιεί το 100% της διαδρομής του πεντάλ, πατώντας το μέχρι τέρμα, για ελαχιστοποίηση της επίδρασης του στην σύγκριση των αποτελεσμάτων. Από την διαδικασία αυτή προκύπτουν τα αποτελέσματα με και χωρίς χρήση του ESVT, που παρουσιάζονται στις Εικόνες 8.2α, 8.2β και σχετίζονται με την μεταβολή της ταχύτητας του οχήματος και την κατανάλωση  $H_2$  αντίστοιχα.

Στην Εικόνα 8.2α, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της μεταβολής της ταχύτητας του οχήματος. Σε αυτήν ορίζονται τέσσερα αριθμημένα σημεία αναφοράς, τα οποία αντιστοιχούν σε συγκεκριμένα σημεία της διαδρομής, ώστε να είναι πιο εύκολα κατανοητή η κατάσταση επιτάχυνσης-επιβράδυνσης του οχήματος και άρα η αξιολόγηση των αποτελεσμάτων.



Εικόνα 8.2α. Μεταβολή ταχύτητας οχήματος κατά την δοκιμή ολοκλήρωσης ενός πλήρους κύκλου.



Εικόνα 8.2β. Μεταβολή κατανάλωσης  $H_2$  κατά την δοκιμή ολοκλήρωσης ενός πλήρους κύκλου.

Η μέγιστη ταχύτητα που επιτυγχάνεται από το ESVT σε ένα πλήρη κύκλο, είναι χαμηλότερη από αυτήν του βασικού συστήματος μετάδοσης (ESVT: 25.5Km/h, Χωρίς ESVT: 27.3Km/h). Και πάλι όμως η μέση ταχύτητα του οχήματος είναι μεγαλύτερη με το ESVT (ESVT: 15.7Km/h, Χωρίς ESVT: 13.9Km/h), ενώ ταυτόχρονα στις στροφές παρουσιάζεται μεγαλύτερη πτώση της ταχύτητας. Οι παρατηρήσεις αυτές σχετίζονται στην πρώτη περίπτωση με την αρχική σχέση μετάδοσης, που επιτρέπει καλύτερη εκκίνηση και έτσι το όχημα καταφέρνει να διατηρήσει υψηλή μέση ταχύτητα. Αναφορικά με την μεγαλύτερη πτώση της ταχύτητας στις στροφές, αυτό κρίνεται ότι προέρχεται από τις απώλειες του ESVT σε ελεύθερη κύλιση του οχήματος αλλά και λόγω των αλλαγών σχέσης μετάδοσης που επιφέρουν επιπλέον απώλειες.

Το βασικό συμπέρασμα ωστόσο προκύπτει από τις μετρήσεις κατανάλωσης (Εικόνα 8.2β), όπου ξανά το ESVT παρουσιάζει βελτίωση κατά **4.3%** σε σχέση με το βασικό σύστημα μετάδοσης (ESVT: 4.22lt, Χωρίς ESVT: 4.41lt). Παρά το γεγονός ότι η βελτίωση δεν είναι τόσο μεγάλη όσο κατά την πειραματική δοκιμή No.1, είναι εξαιρετικά σημαντικό ότι επιβεβαιώνεται εκ νέου η βελτίωση που επιφέρει το προτεινόμενο σύστημα σε ένα όχημα μηδενικών ρύπων όπως το ER12.

Αυτή η σειρά των πειραμάτων ουσιαστικά πιστοποιεί ότι το ESVT μπορεί να ανταποκριθεί πλήρως στις απαιτήσεις του οχήματος για το οποίο δημιουργήθηκε, τόσο στην συμπεριφορά οδήγησης αλλά κυρίως στην βελτίωση της ενεργειακής κατανάλωσης. Η μεταβολή των σχέσεων μετάδοσης αντιστοιχεί σε πιο ομαλή επιτάχυνση-επιβράδυνση, που μπορεί να βοηθήσει ακόμη περισσότερο τον οδηγό όσο αυτός εξοικειώνεται με το νέο σύστημα. Παρά το

γεγονός ότι χωρίς το ESVT επιτυγχάνεται μεγαλύτερη μέγιστη ταχύτητα, θα πρέπει να ληφθεί υπόψη ότι μήκος της διαδρομής δοκιμών και κυρίως οι ευθείες, είναι αρκετά σύντομες για να μπορεί το όχημα να αναπτύξει υψηλότερες ταχύτητες. Τέλος εξάγεται το συμπέρασμα ότι εφόσον ο τρόπος ελέγχου της λειτουργίας του ESVT είναι πλήρως προγραμματιζόμενος, είναι δυνατόν να βελτιστοποιείται ανάλογα με τις απαιτήσεις της διαδρομής. Αυτό είναι ένα από τα σημαντικά πλεονεκτήματα χρήσης του, το οποίο δεν μπορεί να επιτευχθεί σε άλλα συστήματα μετάδοσης κίνησης.

## 8.2 Αξιολόγηση λειτουργίας του ελεγκτή του ESVT από τις πειραματικές δοκιμές

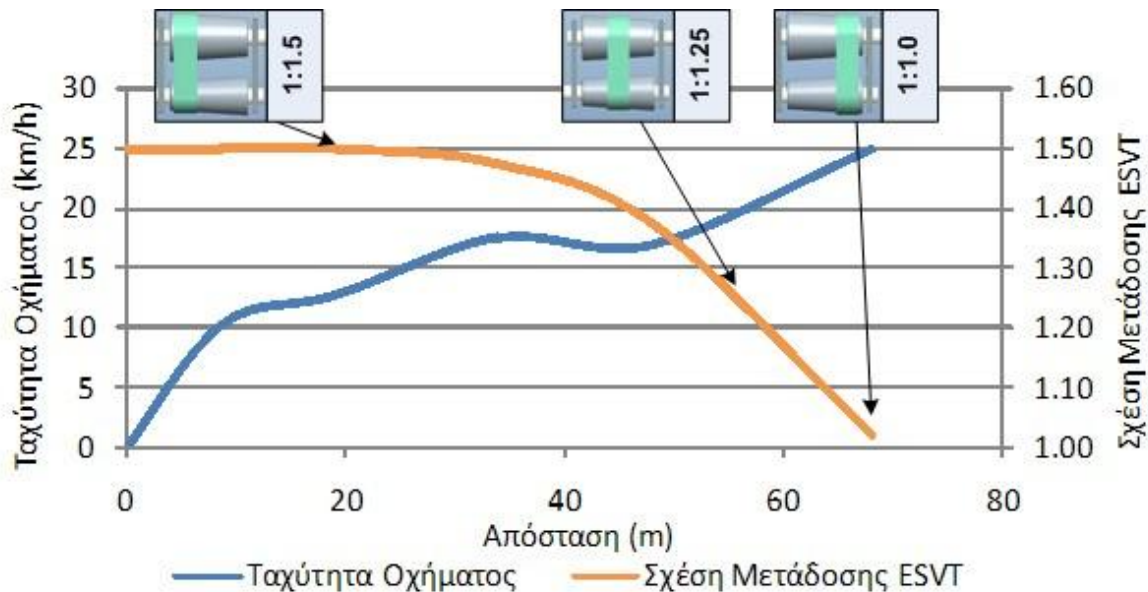
Οι δοκιμές του οχήματος στο δρόμο αποτελούν την καλύτερη δυνατή αξιολόγηση της λειτουργίας του ελεγκτή του ESVT, καθώς αυτός αναλαμβάνει την αυτόματη μεταβολή των σχέσεων μετάδοσης. Από τα προηγούμενα αποτελέσματα φάνηκε ότι η λειτουργία του είναι ικανή να παρέχει στο όχημα καλή οδηγική συμπεριφορά και ταυτόχρονα να βελτιώσει την ενεργειακή κατανάλωση. Ωστόσο στην παράγραφο αυτή αξιολογείται η ανταπόκριση της λογικής ελέγχου που επιλέχθηκε, σε διαφορετικές συνθήκες οδήγησης. Η σχέση μετάδοσης σε κάθε χρονική στιγμή προκύπτει από την καταγραφή της θέσης του γραμμικού επενεργητή, από την οποία υπολογίζεται σύμφωνα με τις εξισώσεις 7.1-7.3 (Κεφάλαιο 7). Για καλύτερη κατανόηση, στις επόμενες Εικόνες 8.3, 8.4 παρουσιάζεται η μεταβολή της σχέσης μετάδοσης σε κάθε δοκιμή, με ταυτόχρονη επισήμανση της θέσης του ιμάντα.

### 8.2.1 Πειραματική δοκιμή No.1 (Επιτάχυνση 0-25Km/h)

Η εναλλαγή των σχέσεων μετάδοσης σε σχέση με την μεταβολή της ταχύτητας του οχήματος για την δοκιμή εκκίνησης παρουσιάζεται στην Εικόνα 8.3.

Μέχρι τα 16Km/h, η σχέση μετάδοσης του ESVT παραμένει 1:1.5, σύμφωνα με τους κανόνες ελέγχου 1 και 3 (Κεφάλαιο 7). Πάνω από την ταχύτητα αυτή μεταβάλλεται ομαλά, συμβάλλοντας στην καλή επιτάχυνση του οχήματος και την επίτευξη μεγαλύτερων ταχυτήτων, όπως επιβάλλεται από τον κανόνα ελέγχου 7. Η γρήγορη αλλαγή σχέσεων (συνεχόμενη μετατόπιση του ιμάντα) μεταξύ 17-18Km/h προκαλεί σημαντικές απώλειες λόγω της τριβής του ιμάντα, με αποτέλεσμα τις αυξομειώσεις της ταχύτητας. Σε πιο υψηλές ταχύτητες επανέρχεται η ομαλή μεταβολή των σχέσεων μετάδοσης (μικρότερες μετατοπίσεις του ιμάντα), η οποία μεταφράζεται σε αντίστοιχα ομαλή επιτάχυνση. Στην περίπτωση αυτή

ενεργοποιούνται οι κανόνες ελέγχου 6 και 7 διαδοχικά, με αποτέλεσμα να υπάρχουν μικρές παύσεις κατά την μετακίνηση. Σύμφωνα με αυτές τις διαπιστώσεις, ο ελεγκτής ακολουθεί την λογική ελέγχου με την οποία προγραμματίστηκε και παρέχει σωστές εντολές μετακίνησης στον γραμμικό επενεργητή. Οι αυξομειώσεις που παρουσιάζονται στην ταχύτητα του οχήματος δεν οφείλονται σε αντίστοιχες μεταβολές της σχέσης μετάδοσης, που θα πρόδιδαν σφάλμα του ελεγκτή, αλλά σε αναμενόμενες απώλειες κατά την μετακίνηση του ιμάντα.



Εικόνα 8.3. Μεταβολή της ταχύτητας οχήματος και της σχέσης μετάδοσης κατά την δοκιμή επιτάχυνσης 0-25 Km/h.

### 8.2.2 Πειραματική δοκιμή Νο.2 (Πλήρης κύκλος)

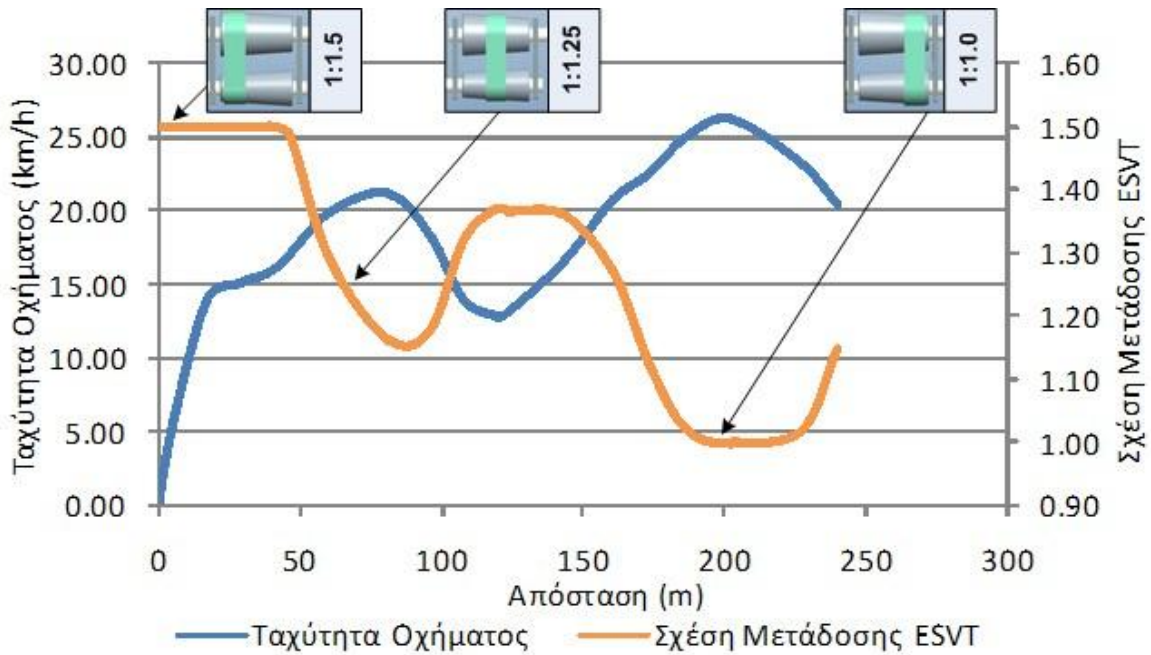
Οι αλλαγές σχέσης μετάδοσης κατά την δεύτερη πειραματική δοκιμή παρουσιάζονται στην Εικόνα 8.4. Κατά την διάρκεια της επιταχυνόμενης κίνησης επαναλαμβάνεται η λειτουργία που αναλύθηκε και στην προηγούμενη παράγραφο. Η σημαντική παρατήρηση, που προκύπτει από αυτή την δοκιμή, αφορά το υπόλοιπο κομμάτι της διαδρομής, καθώς ο ελεγκτής ανταποκρίνεται στις πτώσεις της ταχύτητας στις στροφές (ενεργοποίηση κανόνων ελέγχου 5 και 8), μειώνοντας την σχέση μετάδοσης. Επίσης επιτυγχάνεται σωστή μεταβολή της σχέσης μετάδοσης με όχι συχνές μετατοπίσεις του ιμάντα, το οποίο διασφαλίζει λιγότερες απώλειες ενέργειας και μεγαλύτερη διάρκεια ζωής του ιμάντα. Η λειτουργία αυτή επιβεβαιώνεται από τα οριζόντια τμήματα της καμπύλης της σχέσης μετάδοσης, όπου δηλαδή δεν γίνεται καμία

μετακίνηση του γραμμικού επενεργητή (κανόνας ελέγχου 6). Και σε αυτή την δοκιμή, η λειτουργία του ελεγκτή κρίνεται απόλυτα ικανοποιητική.

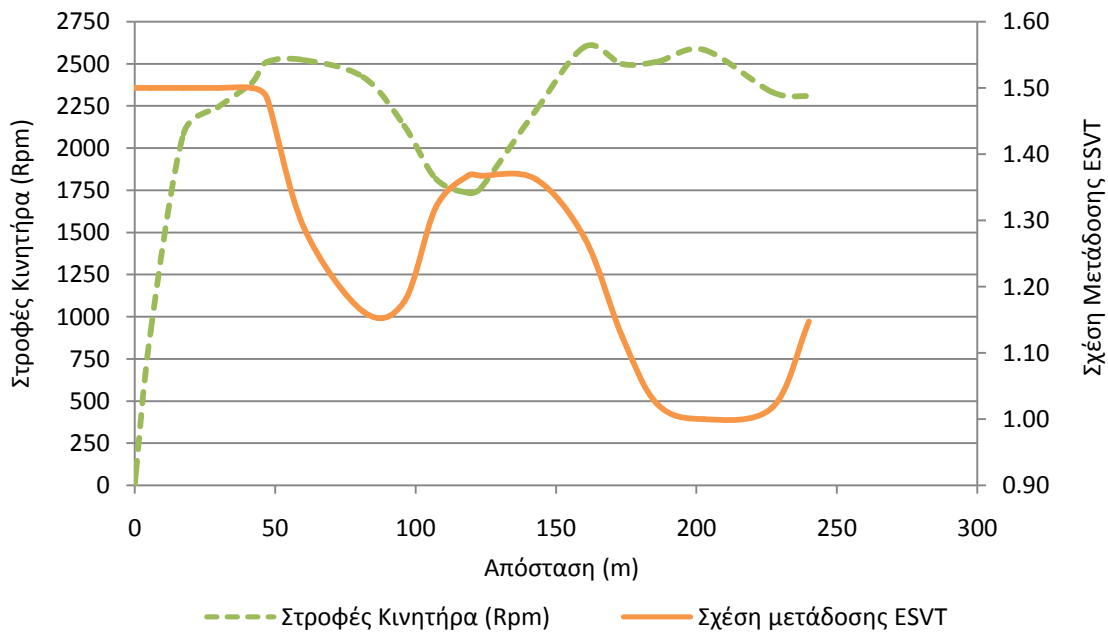
Πέραν όμως της οδηγικής συμπεριφοράς του οχήματος, η ελεγκτής πρέπει ταυτόχρονα να κρατάει τις στροφές του κινητήρα στο βέλτιστο εύρος απόδοσης του (2300-2550rpm), με στόχο την βέλτιστη κατανάλωση καυσίμου  $H_2$ . Η αξιολόγηση αυτής της παραμέτρου ελέγχου γίνεται με την βοήθεια της Εικόνας 8.5, στην οποία παρουσιάζεται η μεταβολή της σχέσης μετάδοσης του ESVT σε σχέση με τις στροφές του κινητήρα.

Βάσει των τεχνικών χαρακτηριστικών του οχήματος ER12, το βέλτιστο εύρος στροφών του κινητήρα προκύπτει σε ταχύτητες πάνω από 17Km/h. Σε αυτές λοιπόν τις ταχύτητες είναι εφικτή η αντίστοιχη λειτουργία του ελεγκτή. Όπως παρατηρείται, στο διάστημα 40-80m της διαδρομής, η παράμετρος αυτή ακολουθείται (ενεργοποίηση κανόνων ελέγχου 5-7), αλλά και επιβάλλεται από την κίνηση του οχήματος. Ωστόσο η ίδια λειτουργία επαναλαμβάνεται πιο καθαρά στο διάστημα 150-220m της διαδρομής, όπου το όχημα κινείται σε μεγαλύτερες ταχύτητες και ο ελεγκτής ανταποκρίνεται στην υπέρβαση των στροφών (πάνω από 2500rpm) με μείωση της σχέσης μετάδοσης. Το γεγονός ότι η οι στροφές αυξάνονται εκ νέου, οφείλεται αποκλειστικά στην αύξηση της ταχύτητας του οχήματος καθώς η σχέση μετάδοσης παραμένει σταθερή σε αυτό το κομμάτι, όπως υποδεικνύεται με την οριζόντια γραμμή που ακολουθεί. Στην συγκεκριμένη δοκιμή επιβεβαιώνεται επίσης η ενεργοποίηση του κανόνα ελέγχου 4, που περιλαμβάνει το σταμάτημα στην οριακή ελάχιστη σχέση μετάδοσης (1:10), όπως παρουσιάζεται στο διάστημα 190-230m της διαδρομής στην Εικόνα 8.5. Επίσης του κανόνα ελέγχου 2 καθώς σε χαμηλές ταχύτητες ο επενεργητής επιστρέφει τον ιμάντα προς την αρχική σχέση μετάδοσης (1:15).

Από τα αποτελέσματα των πειραματικών δοκιμών προκύπτει ότι ο ελεγκτής του ESVT ανταποκρίνεται πλήρως σε κάθε αλλαγή της κίνησης του οχήματος, έχει ομαλές μεταβολές και τείνει να ικανοποιήσει την συνθήκη λειτουργίας του κινητήρα στην μέγιστη απόδοση του. Οι όχι συχνές μετατοπίσεις του ιμάντα αποτελούν πολύ σημαντική λειτουργία για αυξημένη διάρκεια ζωής των βασικών τμημάτων του ESVT (ιμάντας, τροχαλίες, γραμμικός επενεργητής). Επιβεβαιώνεται επίσης η ενεργοποίηση όλων σχεδόν των κανόνων ελέγχου, εκτός του 8, ο οποίος ενεργοποιείται σε περίπτωση ανηφορικού τμήματος, το οποίο δεν προέκυψε κατά τις δοκιμές. Αναφορικά με την συνεχή χρήση του εντολέα επιτάχυνσης στο 100% της διαδρομής του, πρέπει να σημειωθεί ότι ακόμα και σε αυτή την περίπτωση ενεργοποιούνται οι κανόνες ελέγχου, καθώς σχετίζονται με το αν βρίσκεται στο μηδέν ή οποιαδήποτε άλλη θετική τιμή του και όχι με την κάθε θέση του (Πίνακας 7.1).



Εικόνα 8.4. Μεταβολή της ταχύτητας οχήματος και της σχέσης μετάδοσης κατά την δοκιμή ολοκλήρωσης πλήρους κύκλου.



Εικόνα 8.5. Μεταβολή των στροφών του κινητήρα σε σχέση με τις αλλαγές στην σχέση μετάδοσης του ESVT, κατά την πειραματική δοκιμή No.2.

Στα αρνητικά στοιχεία της λειτουργίας του ελεγκτή πρέπει να σημειωθεί η αργή ανταπόκριση του σε κάποιες περιπτώσεις, κάτι που κυρίως γίνεται αντιληπτό από τον οδηγό αλλά αναφέρθηκε και στον σχολιασμό των αποτελεσμάτων που παρουσιάστηκαν στις Εικόνες 8.1α, 8.2α. Η λειτουργία αυτή από τη μία μειώνει την φθορά του ιμάντα αλλά ταυτόχρονα επηρεάζει σημαντικά τις επιδόσεις επιτάχυνσης του οχήματος.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΕΣ ΚΑΤΕΥΘΥΝΣΕΙΣ

Το αντικείμενο της έρευνας που παρουσιάζεται στην παρούσα διατριβή, αφορά την ανάπτυξη ενός νέου ηλεκτρονικά ελεγχόμενου συστήματος συνεχώς μεταβαλλόμενης μετάδοσης κίνησης, για οχήματα μηδενικών ρύπων, με στόχο την επίτευξη καλύτερης ενεργειακής κατανάλωσης. Το προτεινόμενο *ESVT (Electronic Shift Variable Transmission)* αποτελεί ένα νέο εναλλακτικό τύπο CVT (Continuous Variable Transmission). Απαιτήθηκε λοιπόν μία επαναληπτική διαδικασία ανάπτυξης ώστε να πραγματοποιηθεί η μετάβαση από την αρχική ιδέα στην κατασκευή και ολοκληρωμένη λειτουργία του *ESVT*. Η ακολουθία των σταδίων ανάπτυξης περιλαμβάνει τρεις κύριες φάσεις: α) την σχεδίαση και κατασκευή, β) τη δοκιμαστική λειτουργία και γ) τις τελικές ρυθμίσεις-βελτιώσεις.

Κατά την πρώτη φάση, έγινε μελέτη προκαταρκτικής σχεδίασης του πρωτότυπου συστήματος. Αυτή στηρίχτηκε σε βασικές αρχές της θεωρίας, που σχετίζονται με τον υπολογισμό της γεωμετρίας συστημάτων μεταβαλλόμενης μετάδοσης κίνησης και της χρήσης επίπεδου ελαστικού ιμάντα. Από αυτές εξάχθηκαν οι κατάλληλες εξισώσεις που ανταποκρίνονται στο προτεινόμενο σύστημα μετάδοσης κίνησης. Έγινε έτσι δυνατή η προσέγγιση και ο υπολογισμός των βασικών μεγεθών λειτουργίας του και των περιορισμών που οφείλονται στην σχεδίαση του. Επίσης, με βάση τα παραπάνω προέκυψαν κύρια τεχνικά χαρακτηριστικά για την επιλογή κατάλληλων υλικών και εξοπλισμού. Επίσης υπολογίστηκε η απαιτούμενη δύναμη κίνησης του οχήματος, με χρήση του *ESVT*. Από αυτό τον υπολογισμό κρίθηκε η δυνατότητα επίτευξης χαμηλότερης κατανάλωσης και εξάχθηκαν σημαντικά συμπεράσματα αναφορικά με την λειτουργία του, πχ. για το κατάλληλο εύρος της σχέσης μετάδοσης. Για να καταστεί αυτό δυνατό και να προκύψουν το δυνατόν πραγματικά δεδομένα, συμπεριλήφθηκε στους υπολογισμούς μέτρηση της απόδοσης του συγκεκριμένου ηλεκτρικού κινητήρα του οχήματος δοκιμών. Η μέτρηση του έγινε σε πειραματική διάταξη που δημιουργήθηκε για το σκοπό αυτό. Οι παραπάνω υπολογισμοί και τα πειράματα απόδοσης αποτέλεσαν βασικό στοιχείο του σχεδιασμού και περιγράφονται αναλυτικά. Η σχεδίαση του *ESVT* πραγματοποιήθηκε σε λογισμικό τρισδιάστατης απεικόνισης. Αρχικά, αυτό επέτρεψε τον καθορισμό των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του συστήματος, σύμφωνα με τις προδιαγραφές λειτουργίας του και τους περιορισμούς εγκατάστασης στο όχημα δοκιμών. Στην συνέχεια βάση της προκαταρκτικής μελέτης σχεδίασης, οδήγησε στον πλήρη υπολογισμό των διαστάσεων και την επιλογή των υλικών κατασκευής του μηχανολογικού και ηλεκτρονικού εξοπλισμού. Τέλος, αποτέλεσε βασικό εργαλείο για την επανασχεδίαση του συστήματος σε κάθε κατασκευαστική αλλαγή ή προσθήκη.

Από την στιγμή που δημιουργήθηκε το πρώτο λειτουργικό πρωτότυπο, ακολούθησε σειρά δοκιμών σε πειραματικές διατάξεις που αναπτύχθηκαν αποκλειστικά για το σύστημα αυτό. Οι δοκιμές είχαν κυρίως στόχο την μέτρηση της απόδοσης αλλά και την συνολική λειτουργία του και οδήγησαν σε ανακατασκευές τμημάτων του συστήματος ή επιλογές νέων υλικών. Ταυτόχρονα έγιναν και οι απαραίτητες μετατροπές του οχήματος δοκιμών, ώστε να μπορεί να γίνει η εγκατάσταση της νέας μετάδοσης κίνησης με ασφάλεια. Παράλληλα εγκαταστάθηκαν και συνδέθηκαν τα ηλεκτρονικά του συστήματος με τους αισθητήρες και το σύστημα καταγραφής δεδομένων του οχήματος δοκιμών. Τα αποτελέσματα των μετρήσεων απόδοσης οδήγησαν στο συμπέρασμα ότι το προτεινόμενο σύστημα παρέχει την δυνατότητα βελτίωσης της κατανάλωσης καυσίμου καθώς επιτυγχάνει υψηλές αποδόσεις λειτουργίας ειδικά στο απαιτούμενο εύρος στροφών (**93%**). Επιβεβαιώθηκε επίσης ότι σε σχέση με την απόδοση των περισσότερων συστημάτων μεταβαλλόμενης μετάδοσης κίνησης που βρέθηκαν στην βιβλιογραφία, το ESVT παρουσιάζει αυξημένη απόδοση και καλά χαρακτηριστικά λειτουργίας. Βέβαια, είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι το προτεινόμενο σύστημα λειτουργεί σε χαμηλά (σε σχέση με άλλα) φορτία, ωστόσο η ανάπτυξη του έγινε για την συγκεκριμένη εφαρμογή και για αυτήν αξιολογήθηκε στην παρούσα διατριβή.

Στην τελευταία φάση ολοκληρώθηκε η ανάπτυξη του ελεγκτή του ESVT, στον οποίο έγιναν λειτουργικές βελτιώσεις βάση δοκιμών στο δρόμο. Η βασική λειτουργία του κάθε χρονική στιγμή, σχετίζεται με την μεταβολή της σχέσης μετάδοσης ώστε να καλύπτονται ταυτόχρονα η καλή οδηγική συμπεριφορά (επιτάχυνση) και η βελτίωση της ενεργειακής κατανάλωσης του οχήματος δοκιμών σε πολύ συγκεκριμένες συνθήκες. Σημαντικό στοιχείο του είναι επίσης η δυνατότητα επαναπρογραμματισμού, ώστε να μπορεί να εγκατασταθεί σε διαφορετικές εφαρμογές. Από τα αποτελέσματα των πειραματικών δοκιμών προέκυψε ότι ο ελεγκτής του ESVT ανταποκρίνεται πλήρως σε κάθε αλλαγή της κίνησης του οχήματος, έχει ομαλές μεταβολές και τείνει να ικανοποιήσει την συνθήκη λειτουργίας του κινητήρα στην μέγιστη απόδοση του. Οι όχι συχνές αλλαγές σχέσεων που παρατηρήθηκαν, αποτελούν πολύ σημαντική λειτουργία για αυξημένη διάρκεια ζωής των βασικών τμημάτων του ESVT

Τέλος, εξάχθηκαν πειραματικά αποτελέσματα μέτρησης της κατανάλωσης του οχήματος με δοκιμές στο δρόμο. Βασικοί στόχοι των δοκιμών ήταν να διαπιστωθεί ότι: α) το όχημα να καταναλώνει την μικρότερη δυνατή ενέργεια τόσο κατά την εκκίνηση (που είναι η πιο ενεργοβόρα λειτουργία) και β) κατά την κίνηση του με ταχύτητες κοντά στα 25 Km/h. Με βάση τα παραπάνω καθορίστηκαν δύο βασικές δοκιμές. Στην πρώτη, πραγματοποιήθηκαν δοκιμές επιτάχυνσης 0-25km/h που αντιστοιχούν σε συνθήκες εκκίνησης του οχήματος από στάση. Στην δεύτερη, το όχημα έπρεπε να ολοκληρώσει έναν γύρο σε συγκεκριμένη διαδρομή, επιτυγχάνοντας μέγιστη ταχύτητα τουλάχιστον 25km/h. Η δεύτερη δοκιμή αντιστοιχούσε σε κίνηση σε πραγματικές συνθήκες, όπου το όχημα επιταχύνει, στρίβει και επιβραδύνει διαδοχικά, όπως σε μία καθημερινή μετακίνηση. Για την διεξαγωγή των πειραμάτων αυτών,

χρησιμοποιήθηκε ένας ανοιχτός χώρος εντός του Πολυτεχνείου Κρήτης, στον οποίο καθορίστηκε μία κλειστή διαδρομή μήκους 240m. Όλες οι δοκιμές έγιναν κατά τον ίδιο ακριβώς τρόπο, αρχικά χρησιμοποιώντας το αρχικό σύστημα μετάδοσης του οχήματος (ζεύγος γραναζιών με σχέση μετάδοσης 1:10) και στην συνέχεια με εγκατάσταση του ESVT. Από τα συγκριτικά αποτελέσματα προέκυψε ότι:

- ✓ Το ESVT επιταχύνει πιο γρήγορα στα πρώτα μέτρα και συνολικά επιτυγχάνει να έχει ελάχιστα καλύτερη μέση ταχύτητα. Ωστόσο μετά τα πρώτα μέτρα επιταχύνει πιο αργά, με αποτέλεσμα να φτάνει τα 25km/h σε μεγαλύτερη απόσταση.
- ✓ Τα αποτελέσματα της κατανάλωσης καυσίμου στις δοκιμές εκκίνησης, δείχνουν ότι η χρήση του ESVT παρέχει πολύ σημαντική βελτίωση καθώς φτάνει το **19.9%**.
- ✓ Η μέγιστη ταχύτητα που επιτυγχάνεται από το ESVT σε ένα πλήρη κύκλο, είναι χαμηλότερη από αυτήν του αρχικού συστήματος μετάδοσης, όμως η μέση ταχύτητα του οχήματος είναι μεγαλύτερη με το ESVT.
- ✓ Στις μετρήσεις κατανάλωσης καυσίμου σε ένα πλήρη κύκλο, το ESVT παρουσιάζει βελτίωση κατά **4.3%**.

Αυτή η σειρά των πειραμάτων ουσιαστικά πιστοποιεί ότι το ESVT μπορεί να ανταποκριθεί πλήρως στις απαιτήσεις του οχήματος για το οποίο δημιουργήθηκε, τόσο στην συμπεριφορά οδήγησης αλλά κυρίως στην βελτίωση της ενεργειακής κατανάλωσης. Η μεταβολή των σχέσεων μετάδοσης αντιστοιχεί σε πιο ομαλή επιτάχυνση-επιβράδυνση, που μπορεί να βοηθήσει ακόμη περισσότερο τον οδηγό όσο αυτός εξοικειώνεται με το νέο σύστημα. Παρά το γεγονός ότι χωρίς το ESVT επιτυγχάνεται μεγαλύτερη μέγιστη ταχύτητα, θα πρέπει να ληφθεί υπόψη ότι μήκος της διαδρομής δοκιμών και κυρίως οι ευθείες, είναι αρκετά σύντομες για να μπορεί το όχημα να αναπτύξει υψηλότερες ταχύτητες. Τέλος εξάγεται το συμπέρασμα ότι εφόσον ο τρόπος ελέγχου της λειτουργίας του ESVT είναι πλήρως προγραμματιζόμενος, είναι δυνατόν να βελτιστοποιείται ανάλογα με τις απαιτήσεις της διαδρομής. Αυτό είναι ένα από τα σημαντικά πλεονεκτήματα χρήσης του, το οποίο δεν μπορεί να επιτευχθεί σε άλλα συστήματα μετάδοσης κίνησης.

## Μελλοντικές κατευθύνσεις

Μελλοντικές κατευθύνσεις της έρευνας που παρουσιάστηκε εδώ, μπορεί να είναι:

- Περαιτέρω βελτίωση των μηχανολογικών τμημάτων του συστήματος για επίτευξη ακόμα καλύτερης απόδοσης σε μεγαλύτερο εύρος στροφών του κινητήρα. Δοκιμές με

περισσότερους μάντες και προσπάθεια εφαρμογής επικάλυψης στις κωνικές τροχαλίες.

- Βελτιστοποίηση της κατασκευής από άποψη βάρους και όγκου. Ανάλυση των βασικών τμημάτων με χρήση λογισμικού πεπερασμένων στοιχείων από την οποία θα προκύψουν τα σημεία αφαίρεσης ή αντικατάστασης υλικού.
- Αναβάθμιση της λειτουργίας του ελεγκτή με χρήση πιο εξελιγμένων λογικών ελέγχου (όπως ασαφή έλεγχο), οι οποίες θα μπορούν να κάνουν καλύτερη βελτιστοποίηση της κατανάλωσης καυσίμου.
- Δυνατότητα επιλογής της λειτουργίας του ESVT, με ρυθμίσεις όπως: *Οικονομία, Κίνηση Πόλης, Επιτάχυνση*. Σκοπός θα είναι η παροχή καλύτερης οδικής συμπεριφοράς ανάλογα με την απαίτηση του οδηγού, με ταυτόχρονη ενημέρωση του για την βέλτιστη μεταβολή της σχέσης μετάδοσης.

## BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] J. Delsey, "How to reduce fuel consumption of road vehicle", In *Proc. OECD/IEA Informal Expert Panel on Low Consumption Low Emission Automobile*, 1991.
- [2] Energy Technology and Fuel Economy, U. S. Department of Energy, U.S. Environmental Protection Agency, 2001.
- [3] B. Vroemen, "Component control for the zero inertia Powertrain", Ph.D. thesis, Technische Universiteit Eindhoven, 2001.
- [4] J. Kim, F.C. Park, Y. Park, M. Shizuo, "Design and analysis of a spherical continuously variable transmission", *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 124, no.1 , pp. 21–29, 2002.
- [5] T. Iino, A. Okuda, M. Takano, M. Tanaka, K. Sakai, T. Asano, K. Fushimi, "Research of hydrostatic CVT for passenger vehicles", *JSAE Review*, Vol. 24, no.3, pp. 227–230, 2003.
- [6] P. Kanphet, P. Jirawattana, B. Direcksataporn, "Optimal operation and control of a hydrostatic CVT Powertrain", *SAE Transactions Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems*, Vol. 114, no.6, pp. 1838–1845, 2005.
- [7] Y. Sakai, "The "Ecvt" electro continuously variable transmission", *SAE Special Publication Papers (PT-125)*, SAE Paper No. 880481.
- [8] J.M. Miller, "Hybrid electric vehicle propulsion system architectures of the e-CVT type", *IEEE Transactions on Power Electronics*, Vol. 21, no.3, pp. 756–767, 2006.
- [9] R. Fuchs, Y. Hasuda, I. James, "Modeling simulation and validation for the control development of a full-toroidal IVT", *Proceedings of CVT 2002 Congress*, Vol. 1709, pp. 121–129, 2002.
- [10] H. Tanaka, "Torque control of a double cavity half-toroidal CVT", *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 32, no.3-4, pp. 208–215, 2003.
- [11] S. Akehurst, D.A. Parker, S. Schaff, "CVT rolling traction drives – a review of research into their design, functionality, and modeling", *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol.128, no.5, pp. 1165–1176, 2006.
- [12] V.H. Mucino, Z. Lu, J.E. Smith, B. Cowan, M. Kmicikiewicz, "Design of continuously variable power split transmission for automotive applications", *Proceedings of the Institution of*

*Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 215, no.4, pp. 469–478, 2001.

[13] G. Mantriota, “Theoretical and experimental study of power split continuously variable transmission system: Part I”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 215, no.7, pp. 837–850, 2001.

[14] G. Mantriota, “Fuel consumption of a vehicle with power split CVT system”, *International Journal of Vehicle Design*, Vol.37, no.4, pp.327–342, 2005.

[15] N.P. Belfiore, G. De Stefani, “Ball toroidal CVT: a feasibility study based on topology, kinematics, statics and lubrication”, *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 23, no.3–4, pp. 304–331, 2003.

[16] P.J. Milner, “Milner CVT for high torque applications”, *Proceedings of CVT 2002 Congress*, vol. 1709, VDI Berichte, pp. 543–554, 2002.

[17] Nilabh Srivastava, Imtiaz Haque, “A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control”, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 44, pp. 19–41, 2009.

[18] M. A. Kluger, D.M. Long, “An overview of current automatic, manual and continuously variable transmission efficiencies and their projected future improvements”. *SAE Technical Paper Series*, no. 1259, 1999.

[19] Machida, H. “Traction drive CVT up to date”. In *Proc. of the Intern. Congress on Continuously Variable Power Transmission (CVT’99)*, pp. 71–769, 1999.

[20] G. Carbone, L. Mangialardi, B. Bonsen, C. Tursi, P.A. Veenhuizen, “CVT dynamics: Theory and experiments”, *Mechanism and Machine Theory*, vol.42, pp.409–428, 2007.

[21] C. Brace, M. Deacon, N.D. Vaughan, R.W. Horrocks, C.R. Burrows, “The compromise in reducing exhaust emissions and fuel consumption from a diesel CVT powertrain over typical usage cycles”, *Proceedings of the CVT’99 Congress, Eindhoven, The Netherlands*, pp. 27–33, 1999.

[22] C. Brace, M. Deacon, N.D. Vaughan, C.R. Burrows, R.W. Horrocks, “Integrated passenger at diesel CVT powertrain control for economy and low emissions”, *ImechE International Seminar S540, Advanced Vehicle Transmission and Powertrain Management*, 1997.

[23] G. Carbone, L. Mangialardi, G. Mantriota, “Fuel consumption of a mid class vehicle with infinitely variable transmission”, *SAE J. Engines*, Vol. 110, no.3, pp.2474–2483, 2002.

- [24] G. Carbone, L. Mangialardi, G. Mantriota, L. Soria, "Performance of a city bus equipped with a toroidal traction drive", *IASME Trans.*, Vol.1, no.1, pp.16–23, 2004.
- [25] M.A. Kluger and D.R. Fussner: "An Overview of Current CVT Mechanisms, Forces and Efficiencies", *SAE Transmission and Driveline Systems Symposium*, pp. 81-88, 1997.
- [26] M. Boos, H. Mozer, "ECOTRONIC – The Continuously Variable ZF Transmission (CVT)", *SAE Transmission and Driveline Systems Symposium*, pp. 61-67, 1997.
- [27] D. S. Efstathiou, A. K. Petrou, P. Spanoudakis, N. C. Tsourveloudis, and K. P. Valavanis, "Recent advances on the energy management of a Hybrid Electric Vehicle", *20<sup>th</sup> Mediterranean Conference on Control & Automation (MED)*, Barcelona, 2012.
- [28] J.E. Shigley, C.R. Mischke, *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, 1989.
- [29] A.W. Wallin, "Efficiency of synchronous belts and V-belts", *Proc. National Conf. on Power Transmission*, Vol. 5, pp. 265-271, 1978.
- [30] L. Kong, R.G. Parker, "Microslip friction in flat belt drives", *Proc. IMechE Part C: J. Mechanical Engineering Science*, Vol. 219, pp.1097-1106, 2005.
- [31] G. Gerbert, *Traction belt mechanics*, Chalmers University of Technology, Sweden, 1999.
- [32] M. L. Euler, "Remarques Sur L'effect du Frottement Dans L'equilibre", *Mem. Acad. Sci.*, pp. 265–278, 1762.
- [33] J. N. Fawcett, "Chain and belt drives—a review", *Shock and Vibration Digest*, Vol. 13, no.5, pp. 5–12, 1981.
- [34] K. L. Johnson, *Contact mechanics*, Cambridge University Press, 1985.
- [35] S. E. Bechtel, S. Vohra, K. I. Jacob, C. D. Charlson, "The stretching and slipping of belts and fibers on pulleys", *J. Appl. Mech*, Vol. 67, pp. 197–206, 2000.
- [36] M. B. Rubin, "An exact solution for steady motion of an extensible belt in multipulley belt drive systems", *J. Mech. Design*, Vol. 122, pp. 311–316, 2000.
- [37] L. Kong, R. G. Parker, "Steady mechanics of belt–pulley systems", *J. Appl. Mech.*, Vol. 72, no.1, pp.25–34, 2005.
- [38] L. Kong, R. G. Parker, "Mechanics of serpentine belt drives with tensioner assemblies and belt bending stiffness", *J. Mechanical Design*, Vol. 127, pp.957–966, 2005.

- [39] G. Gerbert, "Belt slip—a unified approach", *J. Mechanical Design*, , Vo. 118, pp. 432–438, 1996.
- [40] L. Kong, R. G. Parker, "Mechanics and sliding friction in belt drives with pulley grooves", *J. Mech. Design*, Vol. 128, pp. 494-502, 2006.
- [41] T. C. Firbank, "Mechanics of belt drives", *Int. J. Mechanical Science*, Vol. 12, pp. 1053–1063, 1970.
- [42] D. Alciatore, A. Traver, "Multipulley Belt Drive Mechanics: Creep Theory vs Shear Theory", *Journal of Mechanical Design*, Vol. 117, no.4, pp. 506-511, 1995.
- [43] M. Egger, K. Hoffman, "Tracking of Flat Belts", *Journal of Mechanics Engineering and Automation*, Vol. 2, pp. 27-36, 2012.
- [44] M. Egger, K. Hoffman, "Lateral Running of flat belts: the angled conical pulley", *International Conf. for Mechanism and Machine Science, France*, 2007.
- [45] M. Egger, K. Hoffman, "Tracking of Flat Belts by skewing pulley axis", *International Conf. for Mechanism and Machine Science, Mexico*, 2011.
- [46] M. Ehsani, Y. Gao, SE Gay, and A. Emadi, *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory and Design*, CRC Press, 2005.
- [47] Y. Gao, H. Maghbelli, M. Ehsani, et al., "Investigation of proper motor drive characteristics for military vehicle propulsion", *Society of Automotive Engineers (SAE) Journal*, 2003.
- [48] Z. Rahman. M. Ehsani, and K. Butler, "An investigation of electric motor drive characteristics for EV and HEV propulsion systems", *Society of Automotive Engineers (SAE) Journal*, 2003.
- [49] Z. Rahman, M. Ehsani, K. Butler, "Effect of extended-speed, constant-power operation of electric drives on the design and performance of EV-HEV propulsion system", *Society of Automotive Engineers (SAE) Journal*, 2003.
- [50] N. G. Park, J. H. Ryu, H. W. Lee, Y. H. Jeon, N. Zhang, "Development of the inner spherical CVT for a motorcycle", *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, no.3, pp. 341–346, 2009.
- [51] Almeida A., Greenberg S., "Technology assessment: energy-efficient belt transmissions", *Journal of Energy and Buildings*, Vol. 22, pp.245-253, 1995.
- [52] R. Moff, "Flat belts", *Machine Design*, pp.52-70, 1989.

- [53] T.F. Chen, D.W. Lee, C.K. Sung, "An experimental study on transmission efficiency of a rubber v-belt CVT", *Mech. Mach. Theory*, Vol. 33, no.4, pp.351-363, 1998.
- [54] C. Zhu, H. Liu, J. Tian, Q. Xiao, X. Du, "Experimental Investigation on the efficiency of the Pulley-Drive CVT", *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 11, no.2, pp. 257–261, 2010.
- [55] Sheldon S. Williamson, Srdjan M. Lukic, Ali Emadi, "Comprehensive Drive Train Efficiency Analysis of Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles Based on Motor-Controller Efficiency Modeling", *IEEE Transactions on Power Electronics*, Vol. 21, no.3, 2006.
- [56] "MOVING FORWARD, 2010 - 2015 STRATEGIC ROADMAP", EURONCAP Report, 2009.
- [57] S. Birch, "Audi takes CVT from 15th century to 21st century", *Automotive Engineering International*, 2000.
- [58] J. Yamaguchi, "Nissan's Extroid CVT", *Automotive Engineering International*, 2000.
- [59] Internet site: <http://www.buyyourcar.co.uk/car-reviews/nissan/micra/micra-12-12v-visia-cvt-5dr/8765>, 2012.
- [60] Forbo Movement Systems, Product Range – Power Transmission Belts, 2012.
- [61] Belt Backings – Specifications, Gates Mectrol Inc., 2008.
- [62] Engineering Plastics – Product Guide for Design Engineers, Quadrant Engineering Plastic Products, 2011.
- [63] Power Transmission Belts Engineering Guide, Habasit AG, 2012.
- [64] J. Carter, L. McDaniel, C. Vasiliotis, "Use of a Continuously Variable Transmission to Optimize Performance and Efficiency of Two-Wheeled Light Electric Vehicles (LEV)", *EET-2007 European Ele-Drive Conference, Brussels*, 2007.
- [65] Sora Motorcycle, LITO Green Motion, internet site: <http://www.litogreenmotion.com/the-sora#>, 2013.
- [66] M. Yoshitaka, Y. Kiyonari, I. Tetsuro, "CVT's Evolution and Nissan's Latest CVT Technologies", *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*, pp. 253-259, 2012.
- [67] I. Ueno et. al, "Development of high torque capacity belt CVT", *Journal of the Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol. 58, no.9, pp. 29–34, 2004.

- [68] P. Schiberna, "The newly developed second generation audi multitronic CTI", *6<sup>th</sup> International CTI symposium*, Vol. 2, pp. 383–398, 2007.
- [69] H. Nakano, "The world's first new type CVT with auxiliary transmission that achieved downsizing, weight reduction and good fuel economy", *Journal of JSAE*, Vol. 65, no.9, pp. 88–91, 2011.
- [70] J. Kim, "Design, Analysis and Control of a Spherical Continuously Variable Transmission", Ph.D. thesis, Seoul National University, 2001.
- [71] S. Takahashi, "Fundamental study of low fuel consumption control scheme based on combination of direct fuel injection engine and continuously variable transmission", in *Proc. of the 37th IEEE Conf. on Decision and Control*, pp. 1522-1529, 1998.
- [72] K. Sawamura et al., "Development of an Integrated Power Train Control System with an Electronically Controlled Throttle", in *Proc. of Society of Automotive Engineering of Japan*, 1996.
- [73] L. R. Oliver and D. D. Henderson, "Torque Sensing Variable Speed V-belt Drive", in *Transactions of SAE*, No. 720708, 1972.
- [74] F. S. Jamzadeh, A. A. Frank, , "Optimal Control for Maximum Mileage of a Flywheel Energy-Storage Vehicle", in *Transactions of SAE*, No. 820747, 1982.
- [75] C. Chan et al., , "System Design and Control Considerations of Automotive Continuously Variable Transmissions", in *Transactions of SAE*, No. 8450048, 1984.
- [76] I. Kolmanovsky, J. Sun, L. Wang, "Coordinated control of lean burn gasoline engines with continuously variable transmissions", *Proceedings of the 1999 American Control Conference, San Diego*, pp. 2673–2677, 1999.
- [77] L. Guzzella, A. M. Schmid, "Feedback Linearization of Spark-Ignition Engines with Continuously Variable Transmissions", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 3, no.1, pp. 54-60, 1995.
- [78] R. Pfiffner, L. Guzzella, C.H. Onder, "A control-oriented CVT model with nonzero belt mass", *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, Vol.124, no.3, pp. 481–484, 2002.
- [79] E. Shafai, M. Simons, U. Neff, H.P. Geering, "Model of a continuously variable transmission", in: *Proceedings of the First IFAC Workshop on Advances in Automotive Control, Switzerland*, pp. 99–107, 1995.

- [80] M. Laan, M. van der Drogen, A. van Brandsma, "Improving push belt CVT efficiency by control strategies based on new variator wear insight", in: *2004 International Continuously Variable and Hybrid Transmission Congress*, Paper No. 04CVT-39, San Francisco, USA, 2004.
- [81] F. Sorge, "Variational approach to the mechanics of metal V-belt systems", *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 39, no.3, pp. 189–207, 2005.
- [82] F. Sorge, "Shift mechanics of metal belt CVT", in: *Proceedings of the International Congress on Continuously Variable and Hybrid Transmissions*, Paper No. 101 (20074542), pp. 1–6, 2007.
- [83] L. Kong, R.G. Parker, "Steady mechanics of layered, multi-band belt drives used in continuously variable transmissions (CVT)", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 43, no.2, pp. 171–185, 2008.
- [84] A.A. Frank, A. Francisco, "Ideal operating line CVT shifting strategy for hybrid electric vehicles", *Proceedings of CVT 2002 Congress*, Vol. 1709, VDI Berichte, pp. 211–227, 2002.
- [85] Di Yang, Z. Guo, A.A. Frank, "Control and response of continuously variable transmission (CVT) vehicles", in *Proceedings of the 1985 American Control Conference, Boston, MA, USA*, Vol. 3, pp. 1438–1444, 1985.
- [86] T. Saito, "Development of metal pushing V-belt stress simulation for CVT", *Proceedings of CVT 2002 Congress*, Vol. 1709, VDI Berichte, pp. 371–381, 2002.
- [87] H. Tani, H. Yamaguchi, H. Hattori, M. Shimizu, K. Arakawa, Y. Hattori, "A study on the behavior of a metal V-belt for CVTs", in *Proceedings of the International Congress on Continuously Variable and Hybrid Transmissions, Yokohama, Japan*, Paper No. 211 (20074566), pp. 141–145, 2007.
- [88] S. Liu, B. Paden, "Survey of today's CVT controls", in: *Proceedings of the 1997 IEEE Conference on Decision and Control, San Diego, CA, USA*, Vol. 5, , pp. 4738–4743, 1997.
- [89] R. Pfiffner, L. Guzzella, "Optimal operation of CVT-based powertrains", *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, Vol. 11, no.11, pp. 1003–1021, 2001.
- [90] P. Setlur, J.R. Wagner, D.M. Dawson, B. Samuels, "Nonlinear control of a continuously variable transmission (CVT)", *IEEE Transactions of Control Systems Technology*, Vol. 11, no.1, pp. 101–108, 2003.
- [91] T. Kim, H. Kim, J. Yi, H. Cho, "Ratio control of metal belt CVT", in: *Transmission and Driveline Symposium*, SAE Paper No. 2000-01-0842, SAE Special Publications (SP-1522), 2000.
- [92] MASKA Product Training Manual – Power Transmission Fundamentals, BALDOR, 2009.