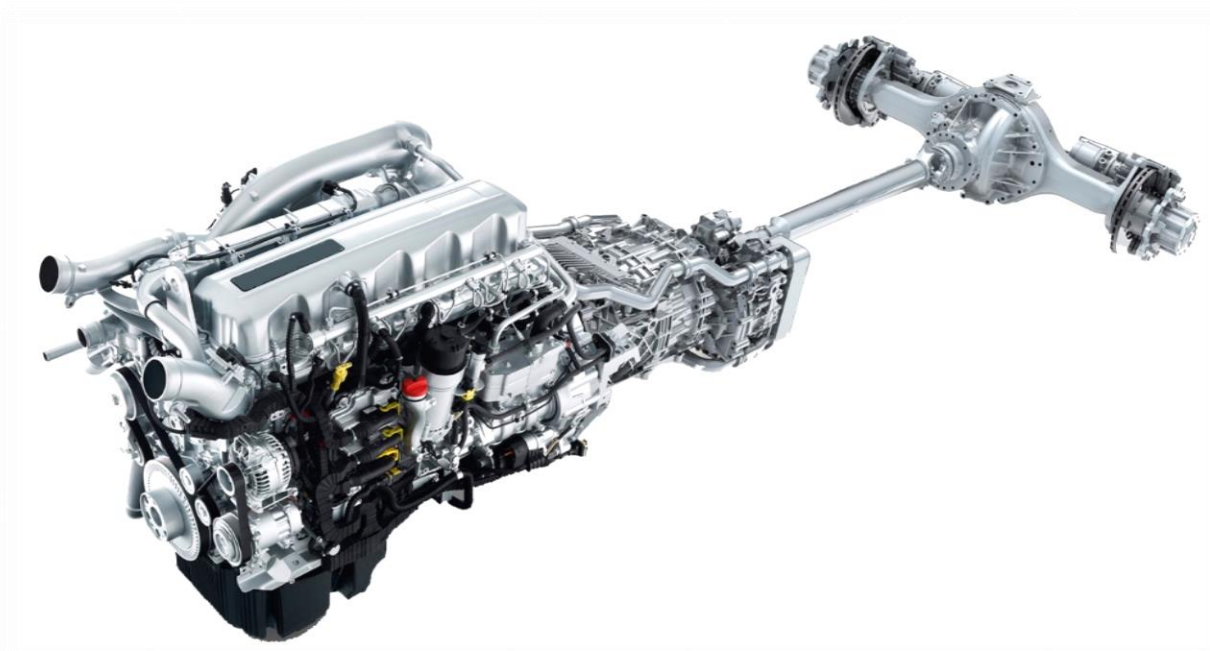




**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**  
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ  
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

## **ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**«Ανάπτυξη μοντέλου οχήματος με υπερπληρωμένο κινητήρα Diesel με σκοπό τη μελέτη επιδόσεων και εκπομπών ρύπων κατά τη διάρκεια διαφόρων μεταβατικών διεργασιών»**



**ΓΕΩΡΓΙΟΣ Δ. ΤΡΙΑΝΤΑΦΥΛΛΟΥ**

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: Ε.Γ. ΓΙΑΚΟΥΜΗΣ, ΕΠΙΚ. ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ, ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ, ΜΑΡΤΙΟΣ 2015

# Πίνακας Περιεχομένων

---

Πίνακας Συμβόλων .....	1
Εισαγωγή.....	5
<b>Κεφάλαιο 1: Σχηματισμός και Εκπομπή Ρύπων από Κινητήρες Diesel...</b>	<b>6</b>
1.1 Γενικά.....	6
1.2 Σχηματισμός των Οξειδίων του Αζώτου NO <sub>x</sub> .....	8
1.2.1 Γενική Περιγραφή .....	8
1.2.2 Αντιδράσεις Σχηματισμού του Μονοξειδίου του Αζώτου NO .....	9
1.2.3 Αντιδράσεις Σχηματισμού του Διοξειδίου του Αζώτου NO <sub>2</sub> .....	9
1.2.4 Σχηματισμός των NO <sub>x</sub> στο Θάλαμο Καύσης των Κινητήρων Diesel .....	11
1.2.5 Επίδραση των Παραμέτρων Λειτουργίας στην Τιμή των NO <sub>x</sub> .....	11
1.3 Εκπομπές Σωματιδίων .....	13
1.3.1 Γενικά .....	13
1.3.2 Κατανομή Μεγέθους Σωματιδίων .....	15
1.4 Ιδιαιτερότητες Εκπομπών Καυσαερίων κατά τη Μεταβατική Λειτουργία Υπερπληρωμένων Κινητήρων Diesel.....	19
<b>Κεφάλαιο 2: Υπολογιστικό Μοντέλο Κινητήρα .....</b>	<b>22</b>
2.1 Εισαγωγή.....	22
2.2 Υπολογισμός των υπό Μελέτη Μεγεθών .....	23
2.3 Υπολογισμός Προσαυξήσεων Μεταβατικής Λειτουργίας .....	26
2.3.1 Υστέρηση Στροβίλο-υπερπληρωτή .....	26
2.3.2 Διάταξη Πειραματικών Δοκιμών για την Εκτίμηση Διορθωτικών Συντελεστών Μεταβατικής Λειτουργίας.....	26
2.3.3 Εκτίμηση Διορθωτικών Συντελεστών .....	27

2.4	Υπολογιστικός Αλγόριθμος .....	30
<b>Κεφάλαιο 3: Μοντέλο Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος .....</b>		<b>32</b>
3.1	Γενικά.....	32
3.2	Ανάλυση Συστήματος και Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος.....	33
3.3	Εφαρμογή Μοντέλου Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος ..	38
3.3.1	Υπολογισμός Δυνάμεων Αντίστασης και Σχετικών Παραμέτρων .....	39
3.3.2	Υπολογισμός Ισοδύναμης Μάζας των Στρεφόμενων Μερών .....	42
3.3.3	Υπολογισμός Βαθμού Απόδοσης Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης.....	44
3.3.4	Υπολογισμός Δυναμικής Ακτίνας του Τροχού .....	46
3.4	Επιλογή Σχέσης στο Κιβώτιο Ταχυτήτων.....	48
3.5	Έλεγχος Ικανότητας Οχήματος.....	50
3.5.1	Έλεγχος Επάρκειας Διαθέσιμης Κινητήριας Ροπής.....	50
3.5.2	Έλεγχος Απώλειας Πρόσφυσης κατά την Επιτάχυνση.....	50
3.5.3	Υπολογισμός Δύναμης Πέδησης και Έλεγχος Ικανότητας Πέδησης.....	52
3.5.4	Έλεγχος Ικανότητας Αναρρίχησης Οχήματος Χωρίς Ανατροπή ..	55
<b>Κεφάλαιο 4: Πρόβλεψη Εκπομπών Καυσαερίων και Επιδόσεων κατά τη Διάρκεια Μεταβατικών Διεργασιών .....</b>		<b>56</b>
4.1	Εισαγωγή.....	56
4.2	Επίδραση των Τροποποιήσεων του Αλγόριθμου στα Αποτελέσματα.....	58
4.3	Πρόβλεψη Εκπομπών Καυσαερίων και Επιδόσεων κατά τη Διάρκεια Επιτάχυνσης του Οχήματος .....	63
4.4	Πρόβλεψη Εκπομπών Καυσαερίων και Επιδόσεων κατά τη Διάρκεια Μεταβατικής Διεργασίας Επιτάχυνσης – Επιβράδυνσης.....	75
4.5	Συμπεράσματα .....	88

<b>Κεφάλαιο 5: Παραμετρική Ανάλυση Επίδρασης Χαρακτηριστικών Οχήματος και Συνθηκών Μεταβατικής Διεργασίας.....</b>	<b>90</b>
5.1 Γενικά.....	90
5.2 Επίδραση του Ποσοστού Φόρτωσης του Οχήματος.....	91
5.2.1 Δεδομένα Προσομοίωσης .....	91
5.2.2 Εκπομπές Ρύπων και Επιδόσεις.....	92
5.2.3 Συμπεράσματα.....	98
5.3 Επίδραση του Σημείου Αλλαγής Σχέσης του Κιβωτίου Ταχυτήτων ...	99
5.3.1 Δεδομένα Προσομοίωσης .....	99
5.3.2 Εκπομπές Ρύπων και Επιδόσεις.....	100
5.3.3 Συμπεράσματα.....	106
5.4 Επίδραση του Πλήθους των Σχέσεων του Κιβωτίου Ταχυτήτων σε Συνδυασμό με τη Μάζα του Οχήματος.....	107
5.4.1 Δεδομένα Προσομοίωσης .....	107
5.4.2 Εκπομπές Ρύπων και Επιδόσεις.....	108
5.4.3 Συμπεράσματα.....	114
5.5 Επίδραση του Τύπου του Εδάφους σε Συνδυασμό με τον Τύπο των Ελαστικών.....	115
5.5.1 Δεδομένα Προσομοίωσης .....	115
5.5.2 Εκπομπές Ρύπων και Επιδόσεις.....	115
5.5.3 Συμπεράσματα.....	121
5.6 Επίδραση της Κλίση του Οδοστρώματος.....	122
5.6.1 Δεδομένα Προσομοίωσης .....	122
5.6.2 Εκπομπές Ρύπων και Επιδόσεις.....	123
5.6.3 Συμπεράσματα.....	130
5.7 Επίδραση της Μέσης Επιτάχυνσης του Οχήματος .....	131
5.7.1 Δεδομένα Προσομοίωσης .....	131
5.7.2 Εκπομπές Ρύπων και Επιδόσεις.....	132

5.7.3 Συμπεράσματα.....	138
<b>Κεφάλαιο 6: Συμπεράσματα - Σύνοψη.....</b>	<b>140</b>
<b>Βιβλιογραφία.....</b>	<b>143</b>

# Πίνακας Συμβόλων

## Λατινικοί χαρακτήρες

Μέγεθος	Επεξήγηση	Μονάδες
$A_f$	Μετωπική επιφάνεια οχήματος	$m^2$
$a_x$	Επιτάχυνση του οχήματος	$m/s^2$
$a_{x \max}$	Μέγιστη επιτάχυνση του οχήματος χωρίς ολίσθηση	$m/s^2$
$b$	Διαμήκης απόσταση του κέντρου βάρους του οχήματος από τον οπίσθιο άξονα	$m$
$C_d$	Συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης οχήματος	-
$C_h$	Συντελεστής επιφάνειας εδάφους	-
$D$	Διάμετρος εμβόλου	$m$
$D_p$	Διάμετρος σωματιδίων	$m$
$f_r$	Συντελεστής αντίστασης κύλισης	-
$F_a$	Αεροδυναμική αντίσταση οχήματος	$N$
$F_{br}$	Δύναμη πέδησης	$N$
$F_{br f \max}$	Μέγιστη δύναμη πέδησης εμπρόσθιων τροχών	$N$
$F_{br r \max}$	Μέγιστη δύναμη πέδησης οπίσθιων τροχών	$N$
$F_d$	Κινητήρια Δύναμη	$N$
$F_{gr}$	Αντίσταση κλίσης οδοστρώματος	$N$
$F_r$	Αντίσταση κύλισης οχήματος	$N$
$F_{tr}$	Συνολική αντίσταση στην κίνηση του οχήματος	$N$
$F_x$	Ελκτική δύναμη στο έδαφος	$N$
$G$	Ποσοστιαία κλίση εδάφους	%
$g$	Επιτάχυνση της βαρύτητας	$m/s^2$
$h$	Κάθετη απόσταση του κέντρου βάρους του οχήματος από το έδαφος	$m$
$i_b$	Σχέση μετάδοσης διαφορικού	-

$i_g$	Σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων	-
$i_{gb}$	Συνολική σχέση μετάδοσης	-
$K$	Συντελεστής επαύξησης ακτίνας τροχού	-
$L$	Μήκος διωστήρα	m
$m_r$	Ισοδύναμη μάζα στρεφόμενων μερών	kg
$m_v$	Μάζα οχήματος	kg
$N_e$	Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα	rpm
$\bar{p}_e$	Μέση πραγματική πίεση	bar
$r$	Ακτίνα στροφάλου	m
$r_w$	Ακτίνα τροχού	m
$r_{wv}$	Δυναμική ακτίνα τροχού	m
$S$	Διαδρομή εμβόλου	m
$V$	Ταχύτητα οχήματος	km/h
$V_h$	Όγκος εμβολισμού	m <sup>3</sup>
$W_v$	Δύναμη βάρους του οχήματος	N
$W_f$	Δύναμη βάρους στον εμπρόσθιο άξονα	N
$W_r$	Δύναμη βάρους στον οπίσθιο άξονα	N
$z$	Αριθμός κυλίνδρων	-

### Ελληνικοί χαρακτήρες

Μέγεθος	Επεξήγηση	Μονάδες
$\alpha$	Διαμήκης απόσταση του κέντρου βάρους του οχήματος από τον εμπρόσθιο άξονα	m
$\epsilon_d$	Γωνιακή επιτάχυνση άξονα μετάδοσης κίνησης	s <sup>-2</sup>
$\epsilon_e$	Γωνιακή επιτάχυνση κινητήρα	s <sup>-2</sup>
$\epsilon_w$	Γωνιακή επιτάχυνση τροχών	s <sup>-2</sup>
$\eta_a$	Βαθμός απόδοσης του άξονα μετάδοσης κίνησης	-
$\eta_t$	Βαθμός απόδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων	-
$\eta_{tf}$	Συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος μετάδοσης	-

$\theta$	Γωνία κλίσης οδοστρώματος	$^{\circ}$
$\Theta_d$	Ροπή αδράνειας άξονα μετάδοσης κίνησης	$\text{kg}\times\text{m}^2$
$\Theta_e$	Ροπή αδράνειας κινητήρα	$\text{kg}\times\text{m}^2$
$\Theta_t$	Ροπή αδράνειας κιβωτίου ταχυτήτων	$\text{kg}\times\text{m}^2$
$\Theta_w$	Ροπή αδράνειας ημιαξονίων και τροχών	$\text{kg}\times\text{m}^2$
$\lambda_a$	Λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου	-
$\mu$	Συντελεστής πρόσφυσης	-
$\mu_s$	Συντελεστής πρόσφυσης ολίσθησης	-
$\rho_a$	Πυκνότητα αέρα	$\text{kg}/\text{m}^3$
$T_a$	Ροπή στον άξονα μετάδοσης κίνησης	Nm
$T_c$	Ροπή στο συμπλέκτη τριβής	Nm
$T_{br}$	Ροπή πέδησης	Nm
$T_d$	Ροπή στην έξοδο του κιβωτίου ταχυτήτων	Nm
$T_e$	Ροπή κινητήρα	Nm
$T_{max}$	Μέγιστη διαθέσιμη ροπή κινητήρα	Nm
$\varphi$	Γωνία στροφάλου	$^{\circ}$
$\Phi$	Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα	-

### Συνομογραφίες

<b>CO</b>	Μονοξείδιο του άνθρακα (Carbon monoxide)
<b>CO<sub>2</sub></b>	Διοξείδιο του άνθρακα (Carbon dioxide)
<b>DI</b>	Άμεση έγχυση (Direct injection)
<b>EGR</b>	Ανακυκλοφορία καυσαερίων (Exhaust gas recirculation)
<b>EUDC</b>	Επιπλέον αστικός Κύκλος Οδήγησης (Extra urban driving cycle)
<b>FTP</b>	Ομοσπονδιακή διαδικασία δοκιμής – Η.Π.Α. (Federal test procedure)
<b>HC</b>	Υδρογονάνθρακας (Hydrocarbon)
<b>IDI</b>	Έμμεση έγχυση (Indirect injection)
<b>MF</b>	Συντελεστής μάζας
<b>NG</b>	Πλήθος σχέσεων μετάδοσης κιβωτίου ταχυτήτων



<b>NO</b>	Μονοξείδιο του αζώτου (Nitric oxide)
<b>NO<sub>x</sub></b>	Οξειδία του αζώτου (Oxides of nitrogen)
<b>4-X</b>	Τετράχρονος

# Εισαγωγή

---

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται την ανάπτυξη μοντέλου οχήματος το οποίο φέρει υπερπληρωμένο κινητήρα Diesel, με σκοπό τη μελέτη επιδόσεων και εκπομπών ρύπων κατά τη διάρκεια διαφόρων μεταβατικών λειτουργιών. Συγκεκριμένα, οι εκπομπές ρύπων οι οποίες μελετώνται είναι το μονοξείδιο του αζώτου (NO), η αιθάλη (Soot) και το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>). Το μοντέλο του συστήματος μετάδοσης κίνησης και ισχύος το οποίο αναπτύχθηκε, ενσωματώθηκε σε προϋπάρχοντα κώδικα [9,10] σε γλώσσα προγραμματισμού FORTRAN. Με δεδομένη την ανάγκη ο κώδικας να είναι λειτουργικός για διάφορες τυχαίες μεταβατικές λειτουργίες, ενσωματώθηκαν σε αυτόν σχετικοί έλεγχοι ικανότητας του οχήματος να ανταπεξέλθει στην εκάστοτε διεργασία. Έτσι, παρέχεται η δυνατότητα να μελετηθεί και η απόκριση του οχήματος.

Η μελέτη των επιδόσεων, της απόκρισης και των εκπομπών ρύπων πραγματοποιείται για δύο διαφορετικές ονομαστικές, όπως θα καλούνται, μεταβατικές λειτουργίες. Η πρώτη αποτελεί επιτάχυνση του οχήματος έως σχεδόν την μέγιστη ταχύτητα του, και η δεύτερη, επιτάχυνση έως μέτρια ταχύτητα, σταθερή πορεία και επιβράδυνση ως την ηρεμία. Ως ονομαστικό όχημα έχει επιλεγεί όχημα μεταφοράς προσώπων κατηγορίας M3 (μικρό λεωφορείο).

Τέλος, γίνεται χρήση του μοντέλου το οποίο αναπτύχθηκε με σκοπό την παραμετρική ανάλυση της επίδρασης διαφόρων χαρακτηριστικών του οχήματος αλλά και των συνθηκών της μεταβολής, στις επιδόσεις, την απόκριση αλλά και τις εκπομπές ρύπων.

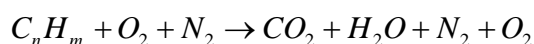
# Κεφάλαιο 1

---

## Σχηματισμός και Εκπομπή Ρύπων από Κινητήρες Diesel<sup>1</sup>

### 1.1 Γενικά

Ο σχηματισμός των ρυπογόνων ουσιών που εκπέμπονται από τους κινητήρες οχημάτων οφείλεται στη χημική διάσπαση των προϊόντων της καύσης που προκαλείται από τις υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται στον θάλαμο καύσης, οι οποίες τοπικά φθάνουν ακόμη και τους 3000 Κ. Δεχόμενοι την παραδοχή ότι η καύση είναι τέλεια καθώς και ότι δεν υφίσταται χημική διάσπαση, τα προϊόντα της δίνονται από το ακόλουθο γενικό σχήμα χημικής αντίδρασης:



Πρέπει να τονιστεί, πως στην παραπάνω αντίδραση δεν έχουν τοποθετηθεί οι στοιχειομετρικοί συντελεστές και κατά συνέπεια έχει μόνο ποιοτική σημασία.

Στην πραγματικότητα, όμως, τα προϊόντα της τέλει καύσης υφίστανται διάσπαση, με συνέπεια την εμφάνιση των ακόλουθων ριζών και ενώσεων σε

---

<sup>1</sup> Για περισσότερες λεπτομέρειες βλ. Παραπομπή [3], από όπου προέρχεται και η συγκεκριμένη ανάλυση

αυτά:  $H_2O$ ,  $H_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $N$ ,  $O$ ,  $OH$ ,  $H$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $NO$ ,  $HC$  κ.λπ. καθώς και αρκετών άλλων όπως είναι οι αλδεΐδες, κετόνες,  $O_3$  κ.λπ.

Από αυτές τις αέριες ρυπογόνες ουσίες, οι κυριότερες είναι τα  $NO_x$ ,  $CO$  και  $HC$ , οι οποίες μαζί με την αιθάλη (καπνό) που εκπέμπεται από τους κινητήρες Diesel αποτελούν τους λεγόμενους ελεγχόμενους ρύπους (regulated emissions), των οποίων τα επίπεδα συγκέντρωσης στα καυσαέρια της εξαγωγής των εμβολοφόρων κινητήρων είναι νομοθετημένα σε αναπτυγμένες χώρες (ΕΕ, Η.Π.Α., Ιαπωνία), ακολουθώντας πρότυπες συσκευές και μεθόδους μέτρησης.

Οι τρεις αυτοί αέριοι ρύποι εμφανίζονται και στις δύο κατηγορίες εμβολοφόρων κινητήρων, δηλαδή Diesel και Otto, παρουσιάζουν όμως αρκετά σημαντικές διαφορές στη συγκέντρωσή τους στο καυσαέριο της εξαγωγής (χωρίς πρόσθετα μέσα περιστολής). Πιο συγκεκριμένα:

- Τα  $NO_x$  εμφανίζονται σε σημαντικά ποσοστά της ίδιας τάξης μεγέθους και στις δύο κατηγορίες κινητήρων, παρουσιάζοντας όμως λίγο μεγαλύτερες τιμές στους κινητήρες Otto.
- Το  $CO$  είναι δύο τάξεις μεγέθους μεγαλύτερο στους κινητήρες Otto και κατά συνέπεια δεν αποτελεί σημαντικό ρύπο για τους κινητήρες Diesel.
- Τα επίπεδα εκπομπής των  $HC$  στους κινητήρες Diesel είναι μια τάξη μεγέθους χαμηλότερη από τους κινητήρες Otto.

Σημειώνεται, επίσης, ότι εντοπίζονται διαφοροποιήσεις και ανάλογα με τον τύπο του κινητήρα (π.χ. Diesel άμεσης ή έμμεσης έγχυσης).

Εκτός από τους αέριους ρύπους, παρατηρείται και εκπομπή στερεών σωματιδίων (particulates) από τους εμβολοφόρους κινητήρες. Τα σωματίδια που εκπέμπονται από τους κινητήρες Diesel αποτελούν την αιθάλη (soot) που σχηματίζεται κατά την καύση, ενώ όσον αφορά τους κινητήρες Otto οι εκπομπές αιθάλης είναι σχεδόν μηδαμινές.

Στη συνέχεια ακολουθεί αναφορά στους μηχανισμούς σχηματισμού των κύριων ρύπων που εμφανίζονται σε κινητήρες Diesel, δηλαδή των  $NO_x$  και της αιθάλης, καθώς και στην επίδραση των διάφορων παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα πάνω σε αυτούς τους μηχανισμούς. Όσον αφορά στις εκπομπές  $HC$

και CO, οι ποσότητές τους είναι πολύ μικρές, έτσι ώστε να μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες, για αυτό το λόγο και δεν έχουν ληφθεί υπόψη στην ανάλυση των Κεφαλαίων 4 και 5.

## **1.2 Σχηματισμός των Οξειδίων του Αζώτου NO<sub>x</sub>**

### **1.2.1 Γενική Περιγραφή**

Ο όρος οξειδία του αζώτου NO<sub>x</sub> περιλαμβάνει το μονοξείδιο του αζώτου NO, το διοξείδιο του αζώτου NO<sub>2</sub> καθώς και ίχνη άλλων οξειδίων του αζώτου (όπως το N<sub>2</sub>O<sub>5</sub>) που σχηματίζονται στο θάλαμο καύσης των εμβολοφόρων κινητήρων. Το NO<sub>2</sub> εκπέμπεται, όμως, σε αρκετά μικρότερο ποσοστό από ότι το NO, επομένως όταν αναφερόμαστε σε σχηματισμό NO<sub>x</sub> στον κινητήρα αναφερόμαστε κατά κύριο λόγο στο μονοξείδιο του αζώτου. Εντούτοις, στα χαμηλά φορτία των κινητήρων Diesel κατ' εξαίρεση τα ποσοστά του NO<sub>2</sub> δεν μπορούν να θεωρηθούν αμελητέα, καθώς αποτελούν το 10-25% των συνολικών εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου.

Το NO σχηματίζεται στις περιοχές υψηλής θερμοκρασίας εντός της καιόμενης ζώνης, με την προϋπόθεση ότι υπάρχει και η απαραίτητη ποσότητα οξυγόνου. Στη συνέχεια κατά τη φάση της αποτόνωσης, καθώς ορισμένες αντιδράσεις που συμμετέχουν στο σχηματισμό του NO «παγώνουν» λόγω της πτώσης της θερμοκρασίας, το καυσαέριο της εξαγωγής περιέχει συγκεντρώσεις NO αρκετά μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες της χημικής ισορροπίας για την ίδια θερμοκρασία. Συνεπώς, στο σχηματισμό του NO καθοριστικό παράγοντα αποτελεί η χημική κινητική των αντιδράσεων και όχι η χημική ισορροπία.

### 1.2.2 Αντιδράσεις Σχηματισμού του Μονοξειδίου του Αζώτου NO

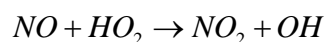
Το NO προέρχεται κυρίως από την οξείδωση του N<sub>2</sub> του ατμοσφαιρικού αέρα λόγω της υψηλής θερμοκρασίας που επικρατεί στην περιοχή που λαμβάνει χώρα η καύση. Μικρές και σχεδόν αμελητέες ποσότητες NO προέρχονται επίσης και από την οξείδωση του N<sub>2</sub>, που ενδεχομένως περιέχεται στο καύσιμο.

Ο σχηματισμός του NO καθορίζεται κυρίως από τις ακόλουθες τρεις αντιδράσεις (για μείγματα καυσίμου-αέρα όχι πολύ μακριά από τη στοιχειομετρική τιμή):

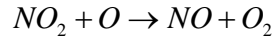


### 1.2.3 Αντιδράσεις Σχηματισμού του Διοξειδίου του Αζώτου NO<sub>2</sub>

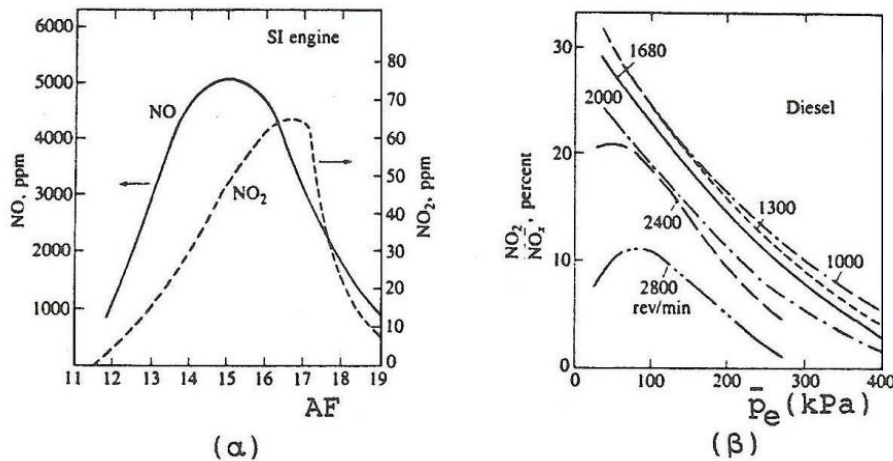
Ο σχηματισμός του NO<sub>2</sub> οφείλεται στην ταχύτερη οξείδωση του NO που σχηματίζεται στην περιοχή της αντίδρασης σύμφωνα με την αντίδραση:



Αντίστροφα, το  $\text{NO}_2$  μπορεί να μετατραπεί σε  $\text{NO}$  σύμφωνα με την αντίδραση:



Η παραπάνω αντίδραση προωθείται προς τα δεξιά, εκτός κι αν το διοξείδιο του αζώτου αναμειχθεί με το ψυχρότερο ρευστό, όπως συμβαίνει στα χαμηλά φορτία των κινητήρων Diesel, όπου υπάρχει έντονα ανομοιόμορφη κατανομή του καυσίμου στις ψυχρές περιοχές. Στα Σχήματα 1.1.α και 1.1.β απεικονίζονται τα ποσοστά εκπομπής  $\text{NO}$  και  $\text{NO}_2$  από τυπικούς κινητήρες Otto και Diesel, αντίστοιχα, απ' όπου φαίνεται ότι στους κινητήρες Diesel το ποσοστό του  $\text{NO}_2$  είναι αρκετά υψηλότερο σε σχέση με τον κινητήρα Otto και μεταβάλλεται έντονα με την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο. Οι περισσότερες συσκευές μετρούν τη συγκέντρωση και των δύο αυτών συστατικών παρέχοντας το τελικό αποτέλεσμα σε οξειδία του αζώτου ( $\text{NO}_x$ ).



Σχήμα 1.1 - Εκπομπή  $\text{NO}$  και  $\text{NO}_2$  από κινητήρες (α) Otto και (β) Diesel [3]

### **1.2.4 Σχηματισμός των NO<sub>x</sub> στο Θάλαμο Καύσης των Κινητήρων Diesel**

Στους κινητήρες Diesel λόγω του ότι το καύσιμο εγχύεται στο θάλαμο καύσης σε υγρή μορφή και ύστερα πραγματοποιείται η ανάμειξή του με τον αέρα, παρατηρείται μεγάλη στρωμάτωση στην κατανομή της θερμοκρασίας καθώς και στη συγκέντρωση του καυσίμου εντός του κυλίνδρου. Έτσι τα NO<sub>x</sub> σχηματίζονται μόνο σε ορισμένες περιοχές, στις οποίες οι συνθήκες που επικρατούν το επιτρέπουν. Το μεγαλύτερο ποσοστό των NO<sub>x</sub> σχηματίζεται κατά κύριο λόγο κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης, δηλαδή αυτό της ανεξέλεγκτης καύσης, όπου η φλόγα είναι τύπου προανάμειξης, με τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα κοντά στη μονάδα και θερμοκρασία ιδιαίτερα υψηλή, λόγω του συγκεκριμένου τύπου φλόγας.

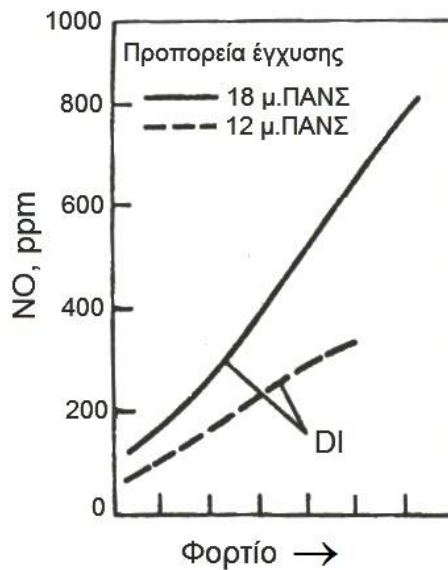
Κατά το τρίτο στάδιο της καύσης (ελεγχόμενη καύση), εξαιτίας της συνεχούς εξάπλωσης της δέσμης του καυσίμου, οι ζώνες αντίδρασης έρχονται σε επαφή με τον ψυχρό αέρα που τις περιβάλλει, με αποτέλεσμα την πτώση της θερμοκρασίας τους και το «πάγωμα» των αντιδράσεων διάσπασης του NO σε αρκετά υψηλές τιμές και λίγο πιο νωρίς συγκριτικά με τους κινητήρες Otto.

### **1.2.5 Επίδραση των Παραμέτρων Λειτουργίας στην Τιμή των NO<sub>x</sub>**

#### **A) Επίδραση του Φορτίου**

Αυξανόμενου του φορτίου παρατηρείται εν γένει αύξηση της συγκέντρωσης των NO<sub>x</sub> στα καυσαέρια, εξαιτίας της αύξησης της θερμοκρασίας στη ζώνη αντίδρασης, και λόγω της ύπαρξης αρκετών περιοχών με συγκέντρωση αέρα-καυσίμου γύρω από τη στοιχειομετρική τιμή. Στο Σχήμα 1.2 απεικονίζεται η εξάρτηση αυτή για τους κινητήρες Diesel άμεσης έγχυσης (DI). Πιο συγκεκριμένα, παρατηρούμε ότι στους κινητήρες αυτούς η εκπομπή NO αυξάνεται συνεχώς αυξανόμενου του φορτίου.





**Σχήμα 1.2 - Επίδραση προπορείας έγχυσης και φορτίου στην παραγωγή NO<sub>x</sub> σε κινητήρα Diesel άμεσης έγχυσης (DI) [3]**

## **B) Επίδραση της Προπορείας Έγχυσης του Καυσίμου**

Με την αύξηση της προπορείας έγχυσης, παρατηρείται αύξηση των παραγόμενων εκπομπών NO<sub>x</sub> στους κινητήρες Diesel άμεσης έγχυσης, εξαιτίας της σημαντικής αύξησης της πίεσης και θερμοκρασίας των αερίων εντός του θαλάμου καύσης, όπως επίσης φαίνεται και στο Σχήμα 1.2.

## **Γ) Επίδραση του Ποσοστού του Παραμένουτος Καυσαερίου**

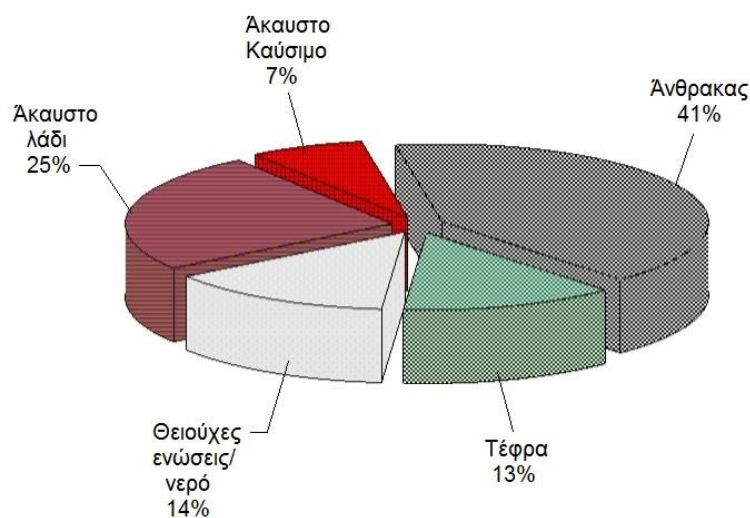
Η αύξηση του ποσοστού του παραμένουτος καυσαερίου του θαλάμου καύσης οδηγεί σε σημαντική μείωση της συγκέντρωσης των NO<sub>x</sub>. Η αιτία του φαινομένου αυτού είναι η αύξηση της ειδικής θερμοχωρητικότητας του περιβάλλοντος μέσου με αποτέλεσμα την πτώση της πίεσης και της θερμοκρασίας εντός της ζώνης αντίδρασης. Παρόμοια είναι ουσιαστικά και η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR).

## 1.3 Εκπομπές Σωματιδίων

### 1.3.1 Γενικά

Τα σωματίδια, που προέρχονται από την καύση του πετρελαίου, αποτελούνται κυρίως από ανθρακούχο υλικό (αιθάλη) παραγόμενο κατά τη διάρκεια της καύσης, στο οποίο έχουν προσροφηθεί κάποια οργανικά συστατικά (προερχόμενα κυρίως από άκαυστο καύσιμο και λιπαντικό έλαιο κινητήρα). Τα σωματίδια κατανέμονται σε ένα πλατύ εύρος μεγεθών από 20 nm έως 10 μm, χαρακτηριστικό που τα καθιστά αναπνεύσιμα. Συχνά γίνεται ο διαχωρισμός των σωματιδίων αυτών σε ένα διαλυτό οργανικό μέρος και σε ένα μη διαλυτό, από τα οποία το δεύτερο χρησιμοποιείται συχνά ως μία εκτίμηση του ποσού της αιθάλης.

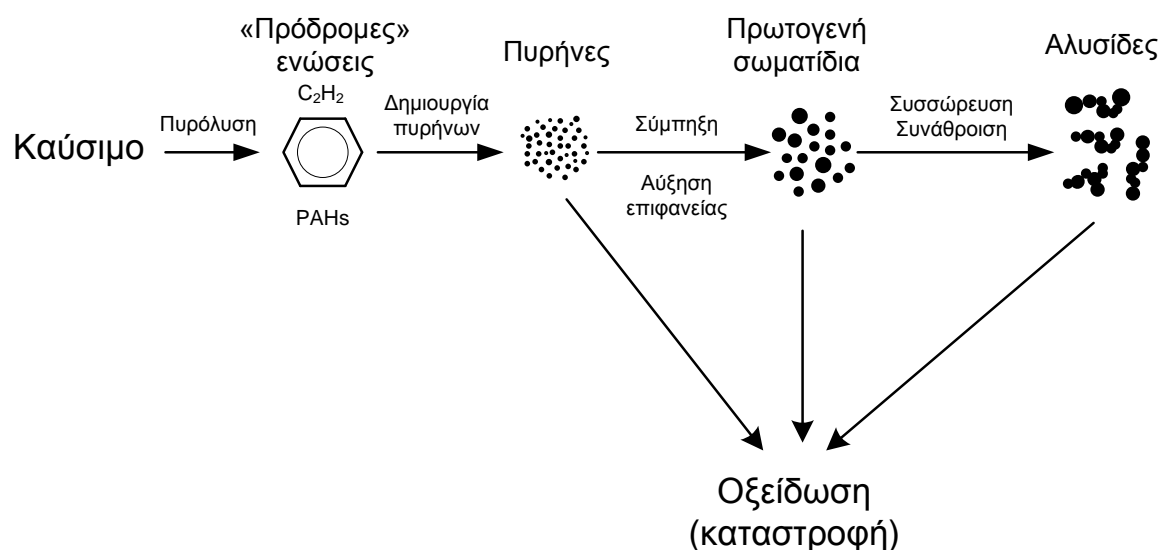
Το ποσοστό της αιθάλης που περιέχεται στα σωματίδια από την εξάτμιση κινητήρα Diesel ποικίλει, αλλά είναι συνήθως υψηλότερο του 40-50%. Επιπρόσθετες ουσίες που περιέχονται στα σωματίδια είναι: άκαυστο καύσιμο ή λιπαντικό έλαιο κινητήρα ή και προερχόμενα από μερική καύση, τρίμματα μετάλλων από φθορά καθώς επίσης και άλατα από τα καύσιμα (Σχήμα 1.3).



**Σχήμα 1.3 - Τυπική σύσταση στην εξάτμιση κινητήρα Diesel βαρέως τύπου (φορτηγού) κατά τη διάρκεια δοκιμής σε Κύκλο Πόλης [12]**

Το κλάσμα των θειούχων ενώσεων είναι προσεγγιστικά ανάλογο του κλάσματος σε περιεχόμενο θείου από το καύσιμο, άρα εξαιρετικά μειωμένο τα τελευταία χρόνια. Το κλάσμα που σχετίζεται με το άκαυστο καύσιμο/λάδι κινητήρα (διαλυτό οργανικό κλάσμα) ποικίλει ανάλογα με τη σχεδίαση του κινητήρα και τις συνθήκες λειτουργίας. Έχει εύρος που ξεκινά από τιμές μικρότερες του 10 % έως ποσοστά που ξεπερνούν το 90 %.

Η **αιθάλη** δημιουργείται από άκαυστο καύσιμο το οποίο σχηματίζει σωματίδια από την αέρια φάση στη στερεά σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο και με υψηλές θερμοκρασίες. Ανάλογα με τις περιβάλλουσες συνθήκες που επικρατούν, υδρογονάνθρακες ή άλλα διαθέσιμα μόρια συμπυκνώνονται ή απορροφώνται από την αιθάλη. Η εξέλιξη της υγρής – ή αέριας – φάσης των υδρογονανθράκων σε στερεά σωματίδια αιθάλης περιλαμβάνει έξι κοινά αναγνωρισμένες διαδικασίες (Σχήμα 1.4):



**Σχήμα 1.4 - Διάγραμμα μηχανισμού σχηματισμού και καταστροφής σωματιδίων εντός θαλάμου καύσης κινητήρα Diesel [12]**

- Πυρόλυση (Pyrolysis): ενδόθερμη διαδικασία που μεταβάλλει τη μοριακή δομή του καυσίμου υπό υψηλή θερμοκρασία και παράγει ενώσεις όπως οι πολυκυκλικοί αρωματικοί υδρογονάνθρακες (PAHs), που θεωρούνται πρόδρομοι της αιθάλης.

- Σχηματισμός πυρήνων (Nucleation): δημιουργία πυρήνων ή νανοσωματιδίων από ασταθή υλικά όπως οι υδρογονάνθρακες
- Επιφανειακή αύξηση (Surface growth): διαδικασία προσθήκης μάζας στην επιφάνεια ενός σωματιδίου αιθάλης.
- Σύμπτυξη (Coagulation): βίαιες συγκρούσεις των σφαιρικών σωματιδίων που οδηγούν στην ένωσή τους και το σχηματισμό μεγαλύτερων σωματιδίων.
- Συσσώρευση (Agglomeration): Τα σωματίδια παραμένουν ενωμένα για να σχηματίσουν μεγάλες ομάδες σε δομή αλυσίδας.
- Οξειδωση (Oxidation): διαδικασία που λαμβάνει χώρα κατά τη διάρκεια κάθε σταδίου από τα παραπάνω, κυρίως όταν επικρατούν θερμοκρασίες υψηλότερες των 1300 K, όπου η αιθάλη καίγεται υπό την παρουσία οξειδωτικών στοιχείων και σχηματίζει αέρια προϊόντα όπως CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O.

### 1.3.2 Κατανομή Μεγέθους Σωματιδίων

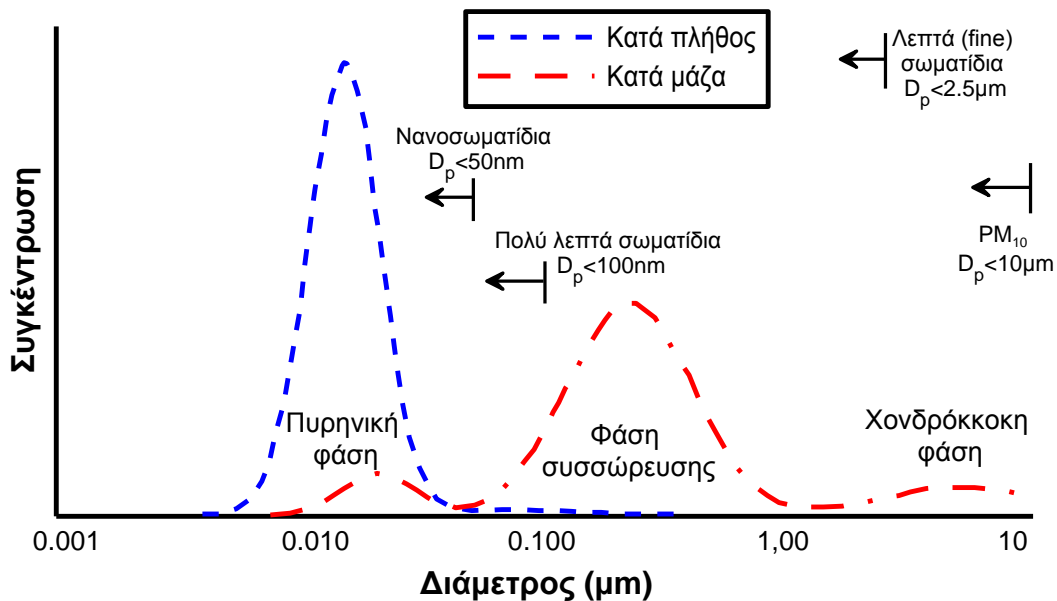
Οι υπό εφαρμογή κανονισμοί για τις εκπομπές σωματιδίων στην Ευρωπαϊκή Ένωση και στις Η.Π.Α. βασίζονται στην εκπεμπόμενη μάζα σωματιδίων. Εντούτοις, η κατανομή μεγέθους των σωματιδίων είναι ιδιαίτερα σημαντική σε ζητήματα σχετικά με την ποιότητα του αέρα, καθώς θεωρείται ότι η τοξικότητα των σωματιδίων αυξάνεται μειούμενου του μεγέθους τους. Τα σωματίδια αιθάλης, της τάξης των 100 nm, είναι επικίνδυνα για την ανθρώπινη υγεία, καθώς το μέγεθος τους είναι αρκετά μικρό ώστε να απορροφώνται από τη μύτη αλλά και αρκετά μεγάλο ώστε να επικάθονται στους πνεύμονες.

Σε αντίθεση με τη μάζα, ο αριθμός των εκπεμπόμενων σωματιδίων δεν διατηρείται σταθερός. Μέσα στο σωλήνα της εξαγωγής ενός κινητήρα Diesel, οι συνεχώς μεταβαλλόμενες συνθήκες μπορούν να οδηγήσουν στο σχηματισμό σωματιδίων (με αποτέλεσμα την αύξηση και του αριθμού των σωματιδίων και της συγκέντρωσης της μάζας), στη συμπύκνωση και στη σύμπτυξη (με αποτέλεσμα τη μείωση της συγκέντρωσης και την αύξηση του μεγέθους των σωματιδίων). Τα παραπάνω φαινόμενα παρατηρούνται επίσης και κατά τη

διάρκεια της αραίωσης και της δειγματοληψίας, καθιστώντας πολύ δύσκολη αφ' ενός την εξαγωγή σαφών συμπερασμάτων και αφ' ετέρου το σχεδιασμό ενός κατάλληλου προτύπου αναφοράς.

Στο Σχήμα 1.5 που ακολουθεί, η κατανομή του αριθμού και της μάζας των σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρα Diesel παρουσιάζεται εξιδανικευμένη, σε λογαριθμική κλίμακα όσον αφορά τη διάμετρο. Η συγκέντρωση των σωματιδίων σε οποιοδήποτε εύρος μεγέθους είναι ανάλογη προς την περιοχή κάτω από την αντίστοιχη καμπύλη σε αυτό το εύρος. Το μεγαλύτερο μέρος της μάζας σωματιδίων συναντάται στην αποκαλούμενη κατάσταση συσσώρευσης (accumulation mode) για εύρος διαμέτρων 0.1-0.3  $\mu\text{m}$ . Στην περιοχή αυτή βρίσκονται τα συσσωματώματα και τα σχετικά προσροφημένα υλικά. Η κατάσταση νανοσωματιδίων (nuclei mode) αποτελείται από σωματίδια με εύρος διαμέτρου 0.005-0.05  $\mu\text{m}$ . Απαρτίζεται συνήθως από τις πτητικές οργανικές ενώσεις υδρογονανθράκων και θείου, και μπορεί επίσης να περιέχει και στερεές ενώσεις άνθρακα και μετάλλων. Ένα ποσοστό μεγαλύτερο από 90% των εκπεμπόμενων σωματιδίων από ένα κινητήρα Diesel εμπίπτει στην κατάσταση νανοσωματιδίων (nuclei mode), το οποίο, εντούτοις αντιστοιχεί μόνο στο 1-20 % της συνολικής μάζας των σωματιδίων. Η «χονδρόκοκκη» κατάσταση (coarse mode) περιέχει το 5-20 % της μάζας των σωματιδίων και αποτελείται από τα σωματίδια της φάσης συσσώρευσης, που έχουν επικαθίσει στην επιφάνεια των κυλίνδρων και της πολλαπλής εξαγωγής και στη συνέχεια συμπαρασύρονται. Στο Σχήμα 1.5 απεικονίζονται επίσης μερικές κατηγορίες του μεγέθους για τα ατμοσφαιρικά σωματίδια που είναι:

- τα  $\text{PM}_{10}$  με  $D_p$  (διάμετρο) $<10 \mu\text{m}$
- τα λεπτά σωματίδια (ultrafine particles) με  $D_p < 2.5 \mu\text{m}$
- τα πολύ λεπτά σωματίδια (ultrafine particles) με  $D_p < 0.1 \mu\text{m}$
- τα νανοσωματίδια (nanoparticles) με  $D_p < 0.05 \mu\text{m}$ .

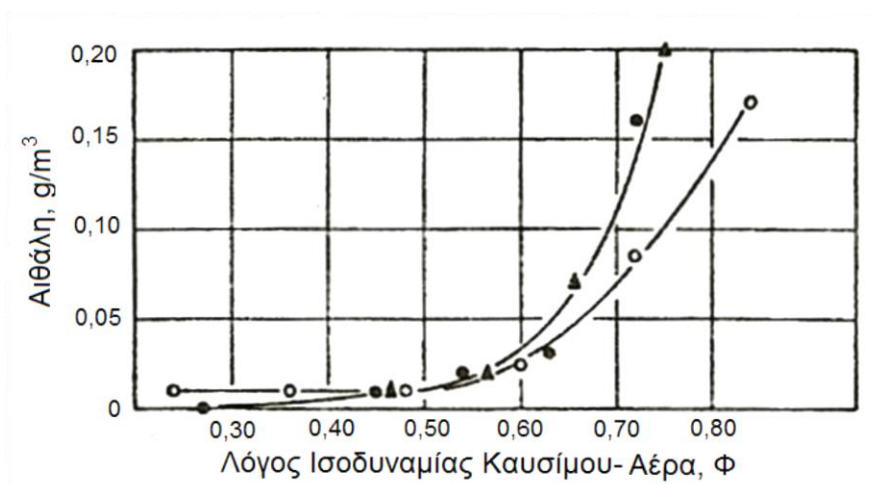


**Σχήμα 1.5 - Τυπική κατανομή μεγέθους-πλήθους σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρων Diesel [12]**

Το μέγεθος των σωματιδίων αποτελεί παράγοντα της επίδρασης των εκπομπών των κινητήρων στο φυσικό περιβάλλον ως εξής: επηρεάζει το χρόνο παραμονής των σωματιδίων στην ατμόσφαιρα, τις οπτικές ιδιότητες και την επιφάνεια των σωματιδίων, και τις επιπτώσεις στην υγεία. Πιο συγκεκριμένα, ο χρόνος παραμονής των σωματιδίων στην ατμόσφαιρα είναι μεγαλύτερος για τα σωματίδια με διάμετρο 0.1-10  $\mu\text{m}$  και είναι περίπου μια εβδομάδα. Τα μεγαλύτερα μόρια απομακρύνονται αρκετά γρήγορα από την ατμόσφαιρα με επικάθηση ενώ τα μικρότερα με τη διάχυση και τη σύμπτυξη. Ένας χαρακτηριστικός χρόνος παραμονής για τα σωματίδια με διάμετρο 10nm είναι μόνο 15 λεπτά. Ο κύριος μηχανισμός για την απομάκρυνση αυτών των μικροσκοπικών σωματιδίων είναι η σύμπτυξη με αυτά της φάσης συσσώρευσης.

Κατά τη διάρκεια της μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα Diesel, σχηματίζονται συνήθως τα σωματίδια της φάσης συσσώρευσης (80-110 nm). Στην αρχή της φάσης της καύσης, η πλειοψηφία των σωματιδίων είναι μεταξύ των 80-90 nm ενώ στη συνέχεια τα σωματίδια της αιθάλης συσσωματώνονται και σχηματίζουν έτσι σωματίδια μεγαλύτερης διαμέτρου. Κατά τη διάρκεια της οξείδωσης της αιθάλης, ο αριθμός των σωματιδίων μειώνεται δραστικά σε ολόκληρο το φάσμα μεγεθών. Αυξανόμενου του φορτίου, αυξάνεται αντίστοιχα

η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, γεγονός που ευνοεί το σχηματισμό μεγαλύτερων σωματιδίων. Αντίθετα, κατά την άφορτη λειτουργία («ρελαντί») ευνοείται ο σχηματισμός νανοσωματιδίων. Στο Σχήμα 1.6 παρουσιάζεται η μεταβολή των εκπεμπόμενων σωματιδίων σε συνάρτηση με το λόγο ισοδυναμίας καυσίμου αέρα (δηλαδή του φορτίου).

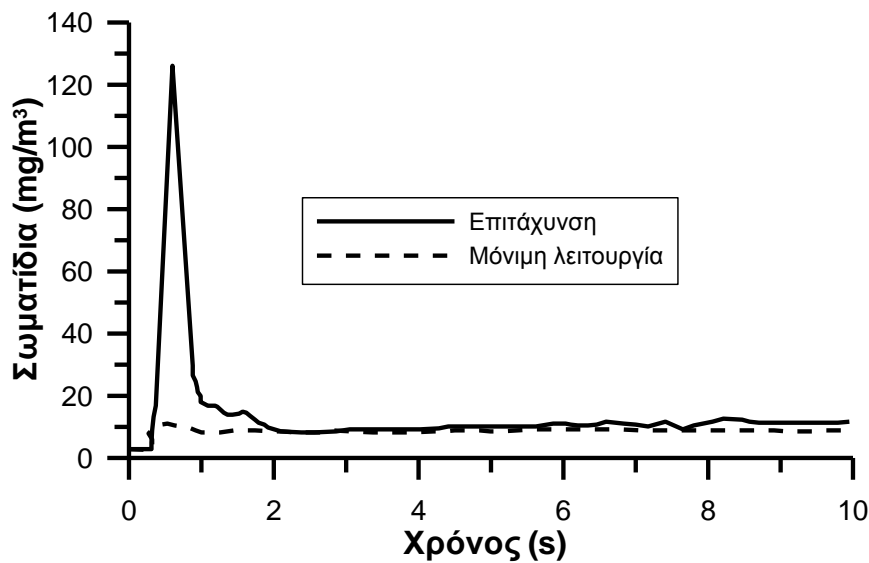


**Σχήμα 1.6 - Επίδραση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα ( $\Phi$ ) στις εκπομπές αιθάλης [3]**

Μεταξύ των σημαντικότερων παραγόντων που έχουν βρεθεί ότι επηρεάζουν τη συγκέντρωση του αριθμού των σωματιδίων και την κατανομή του μεγέθους τους είναι ο τύπος του καυσίμου που χρησιμοποιείται, με προτιμητέα τα καύσιμα με πολύ χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο για μειωμένες γενικά εκπομπές σωματιδίων, αν και έχει παρατηρηθεί μια αύξηση στη συγκέντρωση των νανο-σωματιδίων. Μειωμένες εκπομπές σωματιδίων παρατηρούνται για υψηλότερες πιέσεις έγχυσης του καυσίμου ή για χαμηλότερα ποσοστά EGR.

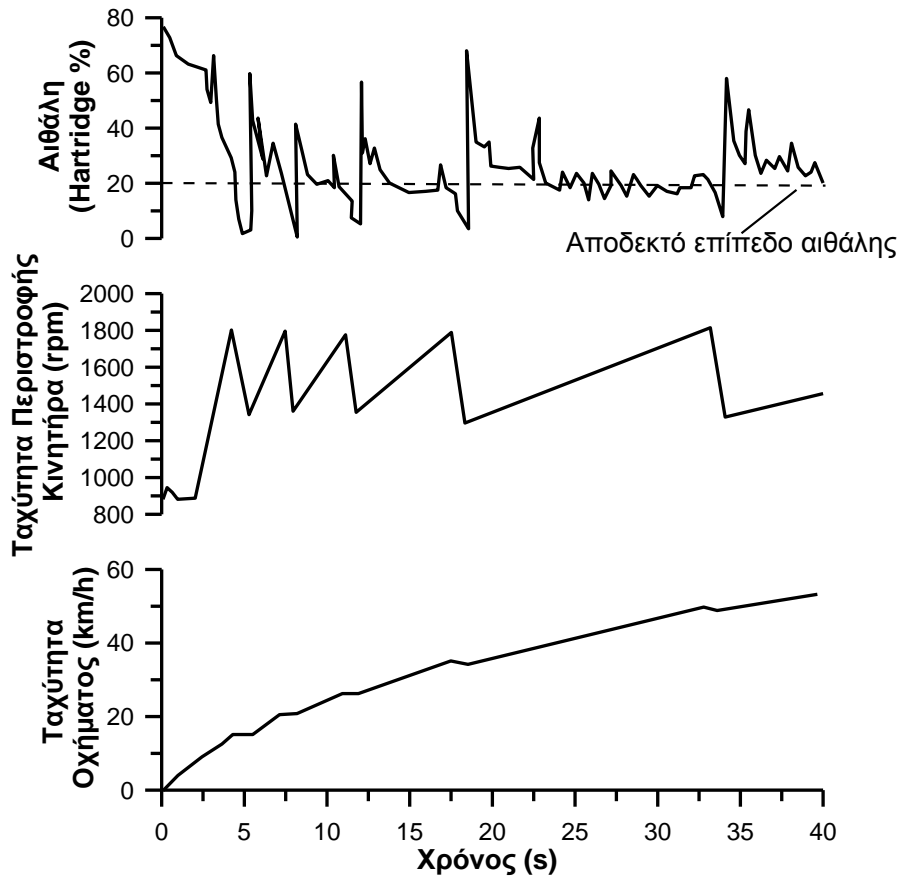
## 1.4 Ιδιαιτερότητες Εκπομπών Καυσαερίων κατά τη Μεταβατική Λειτουργία Υπερπληρωμένων Κινητήρων Diesel

Η χειροτέρευση της καύσης κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας υπερπληρωμένων κινητήρων Diesel, λόγω του φαινομένου της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή (turbocharger lag), οδηγεί σε στιγμιαία σημαντική αύξηση των αέριων και σωματιδιακών ρύπων σε σύγκριση με την αντίστοιχη μόνιμη λειτουργία (σταθερή ταχύτητα περιστροφής και φορτίο). Μερικά τυπικά παραδείγματα δίνονται παρακάτω [4,12]:

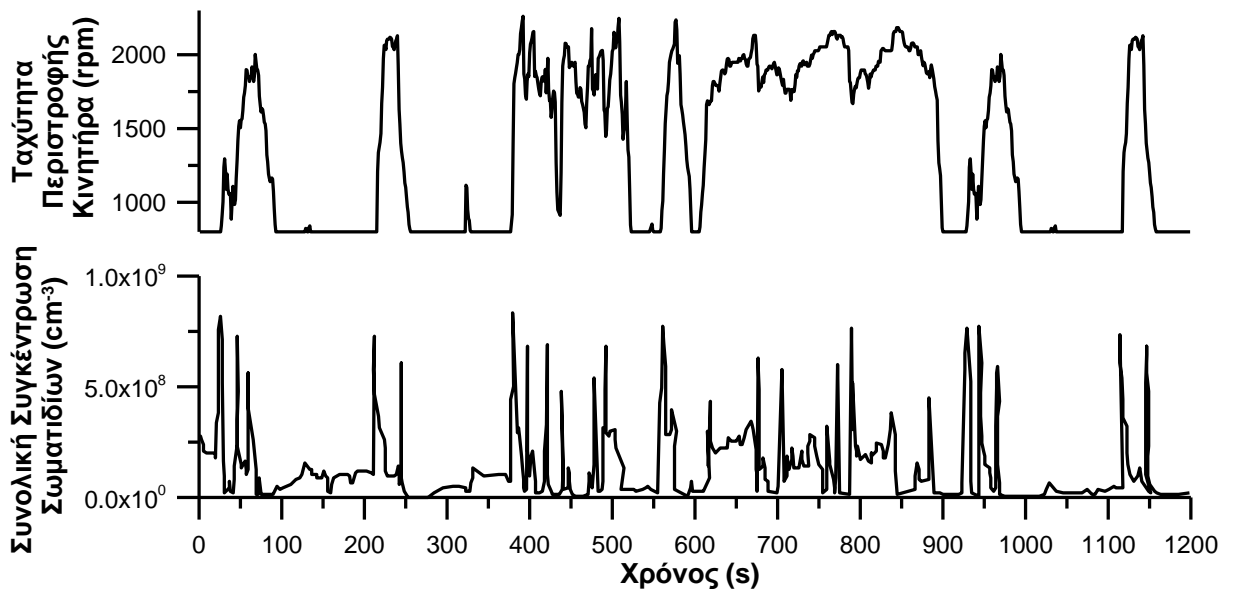


**Σχήμα 1.7 - Υπερακόντιση εκπομπών αιθάλης κατά τη διάρκεια επιτάχυνσης στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel από την άφορτη λειτουργία ('ρελαντί')· η υπερακόντιση είναι μεγαλύτερη όσο πιο 'χαμηλό' το αρχικό σημείο λειτουργίας, όσο πιο μεγάλη η μεταβολή στροφών ή φορτίου, όσο πιο απότομα αυτή πραγματοποιείται και όσο πιο μεγάλη η μέση πραγματική πίεση (rating) του κινητήρα [12]**

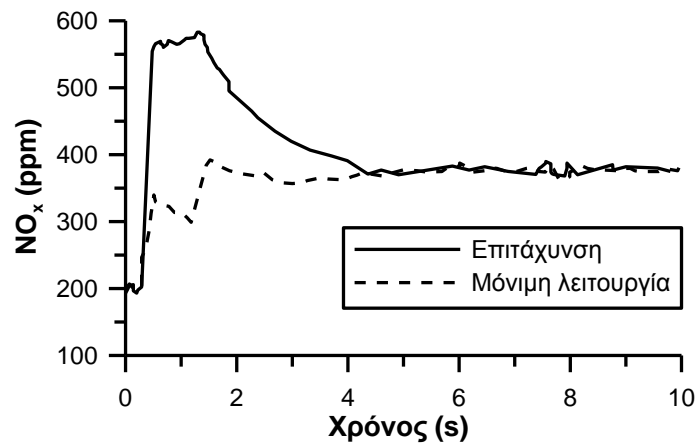




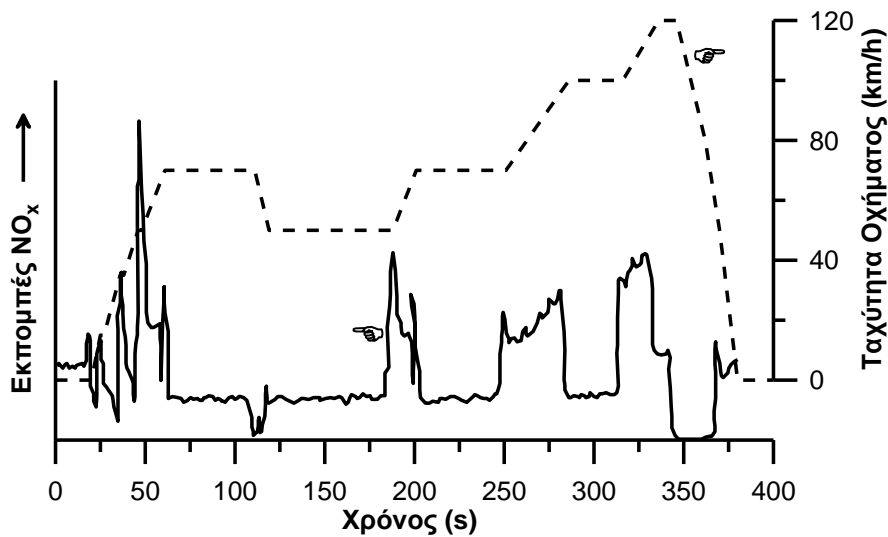
**Σχήμα 1.8 - Εκπομπές αιθάλης κατά τη διάρκεια συνεχών αλλαγών ταχυτήτων σε υπερπληρωμένο κινητήρα Diesel φορτηγού που εισέρχεται σε αυτοκινητόδρομο [13]**



**Σχήμα 1.9 - Ολική συγκέντρωση αριθμού σωματιδίων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Μεταβατικού Κύκλου Πόλης FTP βαρέων οχημάτων [12]**



**Σχήμα 1.10 - Υπερακόντιση εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά τη διάρκεια επιτάχυνσης στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel από την άφορτη λειτουργία ('ρελαντί') [12]**



**Σχήμα 1.11 - Υπερακόντιση εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά τη διάρκεια του εκτός πόλης τμήματος του Ευρωπαϊκού Κύκλου πιστοποίησης οχημάτων (EUDC) στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel• είναι εμφανής η σημαντική αύξηση των εκπομπών σε κάθε επιτάχυνση του οχήματος [12]**

# Κεφάλαιο 2

---

## Υπολογιστικό Μοντέλο Κινητήρα

### 2.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει περιγραφή του μοντέλου του κινητήρα που χρησιμοποιείται στην παρούσα ανάλυση για την εξαγωγή των αποτελεσμάτων. Το μοντέλο αναπτύχθηκε στα πλαίσια δύο προηγούμενων διπλωματικών εργασιών [9,10] και εξελίχθηκε για τις ανάγκες της παρούσας εργασίας. Κατά κύριο λόγο **τροποποιήθηκε το τμήμα που αφορά τη μοντελοποίηση του συστήματος μετάδοσης κίνησης.**

Το προϋπάρχον υπολογιστικό μοντέλο χρησιμοποιεί πειραματικά δεδομένα με τη συνδρομή των οποίων επιτυγχάνεται χαρτογράφηση του κινητήρα σε μόνιμη λειτουργία (steady-state). Δηλαδή, για τους διάφορους πιθανούς συνδυασμούς στροφών του κινητήρα και φορτίου, έχει γίνει αποτύπωση της αποδιδόμενης ισχύος, της κατανάλωσης και των εκπομπών ρύπων. Ιδιαίτερη έμφαση έχει δοθεί στη σωστή εκτίμηση της συμπεριφοράς του κινητήρα κατά τη μεταβατική του λειτουργία (μεταβολή στις στροφές ή στο φορτίο), στη διάρκεια της οποίας παρουσιάζονται και τα υψηλότερα επίπεδα εκπομπών ρύπων. Αυτό επιτυγχάνεται με την εφαρμογή κατάλληλων **συντελεστών διόρθωσης εκπομπών**, οι οποίοι προέρχονται από πειραματικές μετρήσεις μεταβατικών λειτουργιών [14]. Η ενσωμάτωση της επίδρασης της μεταβατικής λειτουργίας στο μοντέλο είναι ιδιαίτερα σημαντική, καθώς η πλειοψηφία των καθημερινών οδηγικών συνθηκών χαρακτηρίζεται από αλληπάλληλες μεταβολές στροφών και φορτίου και σπάνια παρατηρείται μόνιμη λειτουργία του κινητήρα.

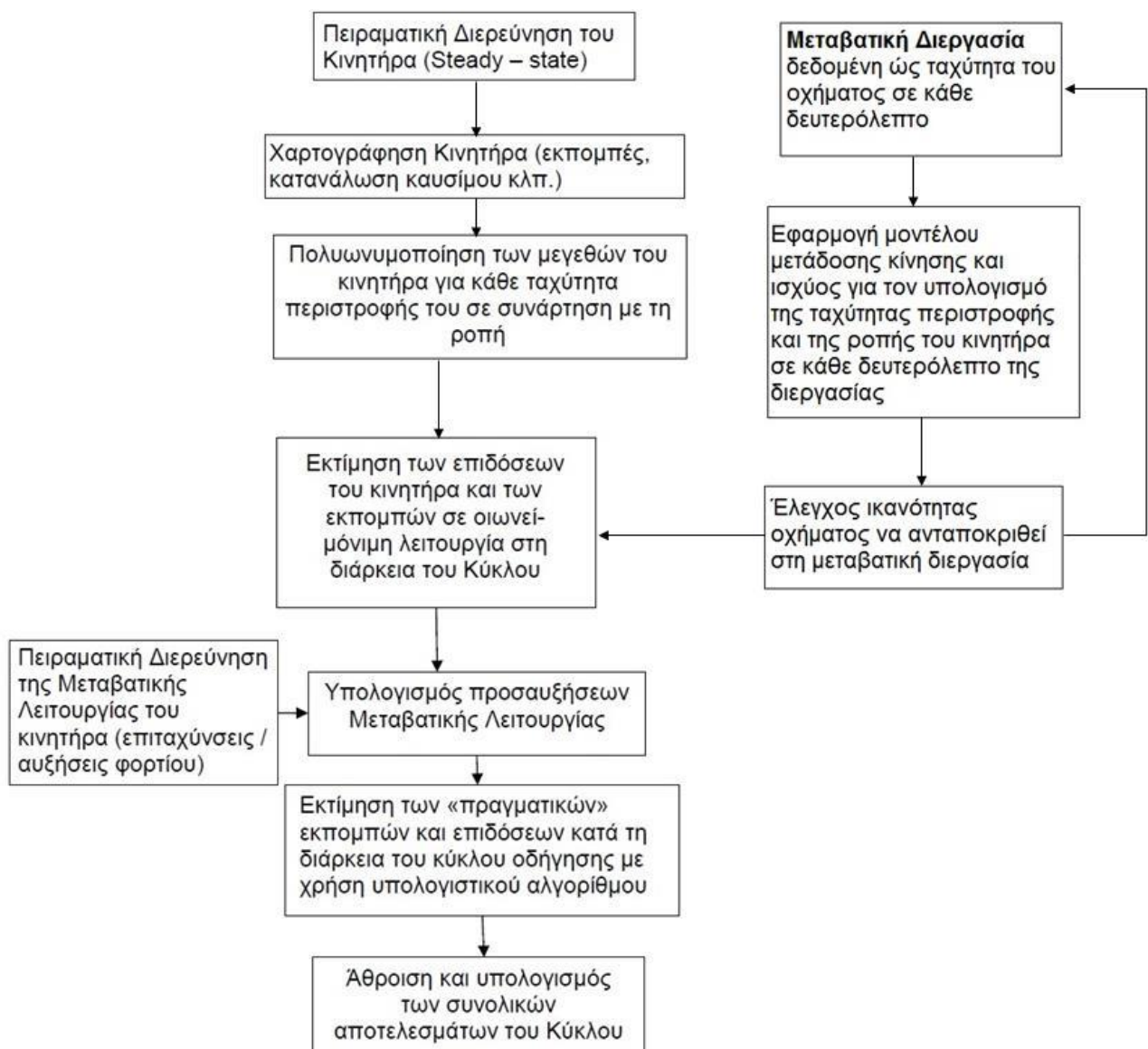
## 2.2 Υπολογισμός των υπό Μελέτη Μεγεθών

Αρχικά, στα πλαίσια περατωθείσας διδακτορικής διατριβής εκτελέστηκε πειραματική διερεύνηση του υπό εξέταση κινητήρα με στόχο τη χαρτογράφηση της λειτουργίας του [14]. Λήφθηκε υπόψη πως όσα περισσότερα σημεία λειτουργίας του κινητήρα μετρούνταν τόσο ποιοτικότερη θα ήταν η χαρτογράφηση που θα προέκυπτε. Επίσης είχε δοθεί έμφαση στο να ληφθούν αρκετές μετρήσεις σε χαμηλές στροφές και φορτία, καθώς πολλές μεταβολές, σε κύκλους οδήγησης αλλά και σε διάφορες μεταβατικές διεργασίες του οχήματος, πραγματοποιούνται από χαμηλά φορτία.

Στη συνέχεια, στα πλαίσια προηγούμενης διπλωματικής εργασίας [10], για κάθε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, μέσω μίας διαδικασίας πολυωνυμοποίησης, προέκυψε για κάθε μέγεθος ένα πολυώνυμο  $n^{\text{ου}}$  βαθμού ( $2^{\text{ου}}$ ,  $3^{\text{ου}}$  έως και  $5^{\text{ου}}$ ), το οποίο συσχετίζει το εκάστοτε μέγεθος με τη ροπή του κινητήρα. Για την παρούσα μελέτη, τα εξεταζόμενα μεγέθη είναι το μονοξειδίο του αζώτου (NO), η αιθάλη (soot), το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>), η κατανάλωση καυσίμου (fueling) και η ισχύς του κινητήρα (power). Ωστόσο, η παραπάνω διαδικασία μπορεί να εφαρμοστεί για οποιοδήποτε άλλο μετρούμενο μέγεθος του κινητήρα (π.χ. CO, HC, σωματίδια-PM κτλ). Η επιλογή των μεγεθών NO και αιθάλης, για την παρούσα εργασία, έγινε λόγω της ύπαρξης εκτενών πειραματικών μετρήσεων των δύο αυτών ρύπων του υπό εξέταση κινητήρα, τόσο σε συνθήκες μόνιμης όσο και μεταβατικής λειτουργίας.

Επειδή ως δεδομένο, στην ανάλυση των μεταβατικών λειτουργιών στα Κεφάλαια 4 και 5, λαμβάνεται η ταχύτητα του οχήματος συναρτήσει του χρόνου, είναι απαραίτητη η ύπαρξη ενός μοντέλου μετάδοσης κίνησης και ισχύος (Drivetrain Model). Η εφαρμογή του είναι αναγκαία ώστε να αντιστοιχηθεί η ταχύτητα του οχήματος σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, και να υπολογιστεί η απαραίτητη ροπή του κινητήρα για την υπερνίκηση όλων των αντιστάσεων και την επιτάχυνση του οχήματος. Έτσι τελικά αξιοποιούνται τα προαναφερθέντα πολυώνυμα, μέσω των οποίων λαμβάνονται τα εξεταζόμενα μεγέθη. *Η εξέλιξη και εφαρμογή του μοντέλου του Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης θα περιγραφεί αναλυτικά στο Κεφάλαιο 3.*

Ακολούθως, για κάθε δευτερόλεπτο του σεναρίου επιτάχυνσης γίνεται γραμμική παρεμβολή στις μετρημένες τιμές εκπομπών (μόνιμης λειτουργίας) προκειμένου να υπολογιστούν οι πραγματικές εκπομπές της οιονεί-μόνιμης (quasi-stady) λειτουργίας για τη συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής και το αντίστοιχο φορτίο, πριν την εφαρμογή των διορθωτικών συντελεστών της μεταβατικής λειτουργίας (Παράγραφος 2.3.3). Στο Σχήμα 2.1 δίνεται σε μορφή διαγράμματος τον αλγόριθμο λειτουργίας του υπολογιστικού μοντέλου [15-17].



**Σχήμα 2.1 – Αλγόριθμος του Μοντέλου**

Ο παραπάνω αλγόριθμος εφαρμόζεται σε ένα όχημα μεταφοράς προσώπων βαρέως τύπου (λεωφορείο) με κινητήρα Diesel κατά τη διάρκεια διάφορων μεταβατικών διεργασιών, ωστόσο έχει τροποποιηθεί ώστε να μπορεί να εφαρμοστεί σε οποιαδήποτε μεταβατική διεργασία η οποία εκφράζεται μέσω της ταχύτητας του οχήματος συναρτήσει του χρόνου, συμπεριλαμβανομένων και των Κύκλων πόλης δυναμόμετρου πλαισίου.

### Γενικά Στοιχεία Κινητήρα

Ο κινητήρας που χρησιμοποιήθηκε είναι ο Mercedes Benz OM3366LA. Πρόκειται για 4-Χ κινητήρα Diesel, άμεσης έγχυσης (DI), στροβιλο-υπερπληρωμένο με ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης (aftercooling), εγκατεστημένο στο εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. με τα εξής στοιχεία:

- Διάμετρος Εμβόλου:  $D=97,5\text{mm}$
- Διαδρομή Εμβόλου:  $S=133\text{mm}$ , άρα
- Ακτίνα στροφάλου:  $r=66,5\text{mm}$
- Μήκος διωστήρα:  $L=230\text{mm}$
- $\lambda=r/L$ , άρα  $\lambda=0,289$
- Γωνία στροφάλου (κατά τη στιγμή ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής):  $\varphi_{\text{evo}}=112^\circ$  μετά το ΑΝΣ
- Βαθμός Συμπίεσης: 18
- Κύλινδροι:  $z=6$  σε διάταξη σειράς
- Όγκος εμβολισμού:  $V_h=5.958\text{cm}^3$  ( $993\text{ cm}^3/\text{κύλινδρος}$ )
- Επιζήμιος Όγκος Κυλίνδρου:  $V_c=58,4\text{cm}^3$
- Όγκος Κοιλότητας Εμβόλου:  $V_{\text{bowl}}=48,5\text{cm}^3$
- Μέγιστη Ισχύς:  $P_{\text{max}}=177\text{kW}$  στις 2600rpm
- Ροπή Αδράνειας:  $\Theta_e=0,87\text{kgm}^2$

## **2.3 Υπολογισμός Προσαυξήσεων Μεταβατικής Λειτουργίας**

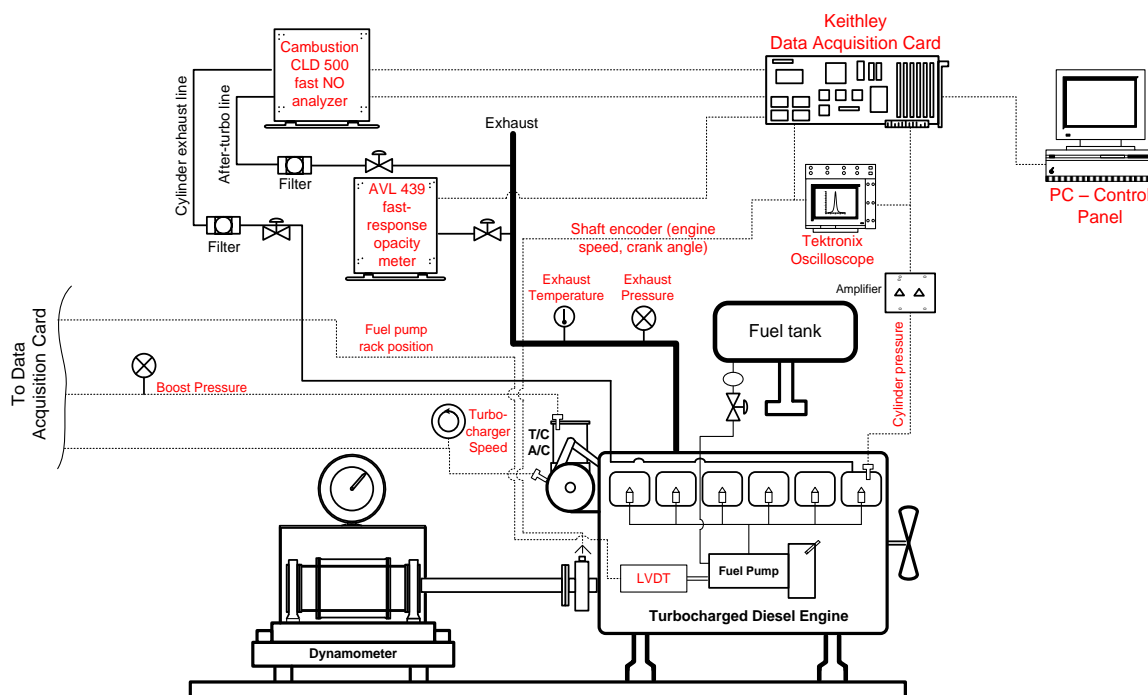
### **2.3.1 Υστέρηση Στροβιλο-υπερπληρωτή**

Η υστέρηση του στροβιλο-υπερπληρωτή (turbocharger lag) αποτελεί το σημαντικότερο χαρακτηριστικό της μεταβατικής λειτουργίας των κινητήρων Diesel, που διαφοροποιεί σημαντικά την απόδοση ροπής σε σχέση με τις αντίστοιχες συνθήκες μόνιμης λειτουργίας. Το ποσό ενέργειας από τα καυσαέρια που είναι διαθέσιμο για αποτόνωση στο στρόβιλο πρέπει να υπερνικήσει την αδράνεια του ζεύγους υπερπλήρωσης, η οποία συνήθως είναι ιδιαίτερα σημαντική. Έτσι, στους πρώτους κύκλους μετά από κάποια απότομη μεταβολή στροφών ή φορτίου παρατηρείται ανακολουθία ανάμεσα στην παροχή καυσίμου (η αντλία καυσίμου αντιδρά άμεσα στην αυξημένη απαίτηση για καύσιμο) και στην ακόμα χαμηλή ποσότητα του αναρροφώμενου αέρα. Το αποτέλεσμα είναι ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου να πέφτει σε πολύ χαμηλές τιμές (ακόμα και κάτω από τη μονάδα), μειώνοντας την “ποιότητα” της καύσης και οδηγώντας σε αργή απόκριση του κινητήρα και αυξημένες εκπομπές ρύπων. Το φαινόμενο αυτό, που είναι πιο έντονο σε χαμηλότερα φορτία και ταχύτητες περιστροφής, παρουσιάζεται διαρκώς κατά τη διάρκεια ενός μεταβατικού κύκλου (όπως επίσης και σε συνθήκες καθημερινής οδήγησης) [4,12].

### **2.3.2 Διάταξη Πειραματικών Δοκιμών για την Εκτίμηση Διορθωτικών Συντελεστών Μεταβατικής Λειτουργίας**

Προκειμένου να ληφθούν υπόψη αυτές οι σοβαρές ανακολουθίες κατά τη μεταβατική λειτουργία, εφαρμόστηκαν διορθωτικοί συντελεστές στις εκπομπές της οιονεί-μόνιμης (quasi-steady) λειτουργίας, οι οποίοι βασίζονταν σε πειραματικές δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας που είχαν πραγματοποιηθεί στον συγκεκριμένο κινητήρα στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

του Ε.Μ.Π. στα πλαίσια σχετικής διδακτορικής διατριβής [14]. Στο Σχήμα 2.2 δίνεται σχηματική απεικόνιση της πειραματικής διάταξης που είχε χρησιμοποιηθεί για τις ανάγκες των πειραματικών δοκιμών.



**Σχήμα 2.2 - Σχηματική απεικόνιση πειραματικής διάταξης δοκιμών μεταβατικής λειτουργίας κινητήρα εργαστηρίου Μ.Ε.Κ. Ε.Μ.Π [14].**

### 2.3.3 Εκτίμηση Διορθωτικών Συντελεστών

Οι κινητήρες που χρησιμοποιούνται στα οχήματα, παρότι υποβάλλονται σε απότομες επιταχύνσεις, συνήθως εμφανίζουν σχετικά ήπιες μεταβολές φορτίου. Για το λόγο αυτό, στην ανάλυση του συγκεκριμένου κινητήρα, οι αλλαγές στην ταχύτητα περιστροφής είναι αυτές που επηρεάζουν κυρίως την αύξηση των εκπομπών κατά τη διάρκεια των μεταβατικών διεργασιών. Η διαδικασία διόρθωσης των εκπομπών μεταβατικής λειτουργίας βασίστηκε στα ακόλουθα δύο, γενικώς ισχύοντα, σημεία [4,12] :

α) Η υπερακόντιση (overshoot) των εκπομπών κατά τη μεταβατική λειτουργία είναι υψηλότερη όσο χαμηλότερη είναι η αρχική ταχύτητα περιστροφής ή το



αρχικό φορτίο (αφού μικρότερη αρχική πίεση υπερπλήρωσης του στροβιλο-υπερπληρωτή οδηγεί σε μεγαλύτερη περίοδο υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή).

β) Η υπερακόντιση των εκπομπών κατά τη μεταβατική λειτουργία είναι υψηλότερη όσο μεγαλύτερη είναι η επιτάχυνση (ή η αύξηση του φορτίου).

Προκειμένου να εκτιμηθεί αυτή η υπερακόντιση των εκπομπών, διεξήχθησαν στα πλαίσια της διδακτορικής διατριβής [14] διάφορες ανεξάρτητες επιταχύνσεις, από διάφορες αρχικές ταχύτητες περιστροφής και φορτία, παρόμοιες με αυτές που παρουσιάζονται στη διάρκεια των μεταβατικών κύκλων. Η επεξεργασία των αποτελεσμάτων από αυτές τις δοκιμές έδειξε ότι για τον συγκεκριμένο κινητήρα η αύξηση των εκπομπών μεταβατικής λειτουργίας μπορεί να εκτιμηθεί επιτυχώς εφαρμόζοντας την ακόλουθη εξίσωση [17]:

$$\begin{aligned} \text{Εκπομπές Μεταβατικής Λειτουργίας (t)} = & \text{Εκπομπές Μόνιμης Λειτουργίας (t)} \cdot \\ & \cdot [(1 + c_{\text{speed}} \cdot (\text{σχετική μεταβολή ταχύτητας})_{t-1}^t \cdot (\text{σχετική μεταβολή φορτίου})_{t-1}^t] \end{aligned} \quad (2.1)$$

Όπου:

$c_{\text{speed}}$ : διορθωτικός συντελεστής

Ο διορθωτικός συντελεστής  $c_{\text{speed}}$  (διαφορετικές τιμές για αιθάλη και NO) αυξάνει τις στιγμιαίες εκπομπές της οιονεί-μόνιμης λειτουργίας για κάθε σημείο λειτουργίας (δευτερόλεπτο) της μεταβατικής διεργασίας ανάλογα με την επιτάχυνση του κινητήρα από το προηγούμενο στο τρέχον δευτερόλεπτο ενώ επιβάλλεται και μια επιπλέον (μικρότερη) διόρθωση ανάλογα με το λόγο της μεταβολής του φορτίου (από το προηγούμενο δευτερόλεπτο στο τρέχον) προς τη μέγιστη μεταβολή φορτίου.

Ο διορθωτικός συντελεστής  $C_{speed}$  δε μπορεί να θεωρηθεί σταθερός για όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Προκειμένου να εκτιμηθεί η τιμή του (λαμβάνοντας υπόψη τα σημεία α και β πάνω στα οποία βασίζεται η ανάλυση και αναφέρθηκαν πριν), χωρίστηκαν οι πιθανές επιταχύνσεις σε τρεις κατηγορίες:

1. Η πρώτη κατηγορία περιλαμβάνει τις επιταχύνσεις που ξεκινούν από την άφορτη λειτουργία ή από πολύ χαμηλή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (700-1200rpm). Αυτή είναι και η πιο δύσκολη περίπτωση για τον κινητήρα καθώς ο στροβιλο-υπερπληρωτής λειτουργεί σχεδόν με μηδενική πίεση υπερπλήρωσης και η υστέρηση του είναι πιο σημαντική κατά τη μεταβατική λειτουργία.
2. Η δεύτερη κατηγορία περιλαμβάνει τις επιταχύνσεις που ξεκινούν από μια ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα που ανήκει στο εύρος 1201-1600rpm.
3. Η τρίτη κατηγορία περιλαμβάνει τις επιταχύνσεις που ξεκινούν από μια ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα μεγαλύτερη από 1600rpm. Στην περίπτωση αυτή τα αποτελέσματα της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή είναι πιο ήπια, συνεπώς η τιμή του διορθωτικού συντελεστή  $C_{speed}$  είναι χαμηλότερη.

Για κάθε μια από τις παραπάνω κατηγορίες ταχυτήτων περιστροφής, εξάχθηκαν τρεις τιμές του διορθωτικού συντελεστή  $C_{speed}$  για κάθε ρύπο (αιθάλη και NO) ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα στην αρχή κάθε επιτάχυνσης:

- φορτίο χαμηλότερο από 30%
- φορτίο 31-60%
- φορτίο μεγαλύτερο από 60%

Με αυτή τη μέθοδο λαμβάνονται υπόψη και τα αποτελέσματα της αύξησης φορτίου στη διαδικασία διόρθωσης των τιμών των εκπομπών κατά τη μεταβατική λειτουργία.

Έτσι, είχαν προκύψει συνολικά 9 τιμές για το διορθωτικό συντελεστή  $C_{speed}$  για την αιθάλη (soot) και 9 τιμές για το διορθωτικό συντελεστή  $C_{speed}$  για το

μονοξειδίο του αζώτου (NO). Οι κατάλληλοι συντελεστές επιλέγονται κάθε φορά με βάση την αρχική ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο σε κάθε μεταβατική λειτουργία. Σημειώνεται ότι η τιμή του συντελεστή διόρθωσης για την αιθάλη είχε προκύψει μια τάξη μεγέθους μεγαλύτερη σε σχέση με την αντίστοιχη για το μονοξειδίο του αζώτου [17].

Πρέπει να αναφερθεί ότι οι *εκπομπές ψυχρής εκκίνησης δεν είχαν ληφθεί υπόψη* καθώς είχε γίνει η θεώρηση πως ο κινητήρας είναι πλήρως θερμός από την αρχή της μεταβατικής διεργασίας. Το γεγονός αυτό μπορεί να επηρεάσει τόσο τα στιγμιαία όσο και τα συνολικά αποτελέσματα των εκπομπών, κυρίως όμως όσον αφορά τις εκπομπές CO και HC, οι οποίες δεν μελετώνται στην παρούσα έρευνα. Αντίθετα, οι εκπομπές NO (και NO<sub>x</sub>) κατά τη διάρκεια της ψυχρής εκκίνησης είναι πολύ περιορισμένες, εξαιτίας των χαμηλών θερμοκρασιών που δεν ευνοούν το σχηματισμό τους, και ίσως να υπερεκτιμώνται με την παρούσα μεθοδολογία, η οποία δεν λαμβάνει υπόψη τις χαμηλές θερμοκρασίες που επικρατούν στον κύλινδρο αμέσως μετά την ψυχρή εκκίνηση.

## 2.4 Υπολογιστικός Αλγόριθμος

Η υλοποίηση του υπολογιστικού αλγορίθμου βασίστηκε σε κώδικα στη γλώσσα προγραμματισμού FORTRAN ο οποίος αναπτύχθηκε στα πλαίσια προηγούμενων διπλωματικών εργασιών [9,10]. Για τις ανάγκες όμως της παρούσας εργασίας κρίθηκε απαραίτητο να γίνουν τροποποιήσεις/προσθήκες.

Τα δεδομένα που διαβάζει αυτός ο κώδικας είναι η εκάστοτε μεταβατική διεργασία, δηλαδή η ταχύτητα του οχήματος συναρτήσει του χρόνου. Ο αλγόριθμος αυτός, σκοπό έχει να υπολογίσει τις εκπομπές των ρύπων που μας ενδιαφέρουν (NO, αιθάλη), τις εκπομπές CO<sub>2</sub>, την κατανάλωση καυσίμου, την ισχύ κοκ.

Στη συνέχεια μέσω του μοντέλου μετάδοσης κίνησης και εφαρμόζοντας τη διαδικασία που θα αναλυθεί στο Κεφάλαιο 3 υπολογίζεται η ταχύτητα

περιστροφής, η ροπή και το φορτίο του κινητήρα που αντιστοιχούν στη συγκεκριμένη ταχύτητα του οχήματος.

Ακολουθως, με δεδομένη την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα διαπιστώνεται σε ποιο εύρος τιμών των ταχυτήτων που έχουν υπολογιστεί (στη χαρτογράφηση του κινητήρα) ανήκει αυτή. Με εφαρμογή της τιμής της ροπής στις εξισώσεις (συναρτήσεις της ροπής του κινητήρα) που προέκυψαν από την πολυωνυμοποίηση, υπολογίζονται τα μεγέθη για τις ακραίες τιμές του διαστήματος που εξετάζεται και στη συνέχεια με γραμμική παρεμβολή προκύπτουν οι τιμές των ζητούμενων μεγεθών (NO, soot, fueling, power).

Όλα τα παραπάνω βήματα επαναλαμβάνονται για όλα τα δευτερόλεπτα κάθε κύκλου κι έτσι προκύπτουν τα μεγέθη για όλη τη διάρκεια της μεταβατικής διεργασίας.

Τέλος, για να ληφθεί υπόψη η επιρροή των μεταβατικών λειτουργιών εφαρμόζονται οι κατάλληλοι διορθωτικοί συντελεστές (όπως αυτοί προκύπτουν σύμφωνα με την ανάλυση που αναφέρθηκε στην Παράγραφο 2.3.3) στις τιμές των NO και της αιθάλης

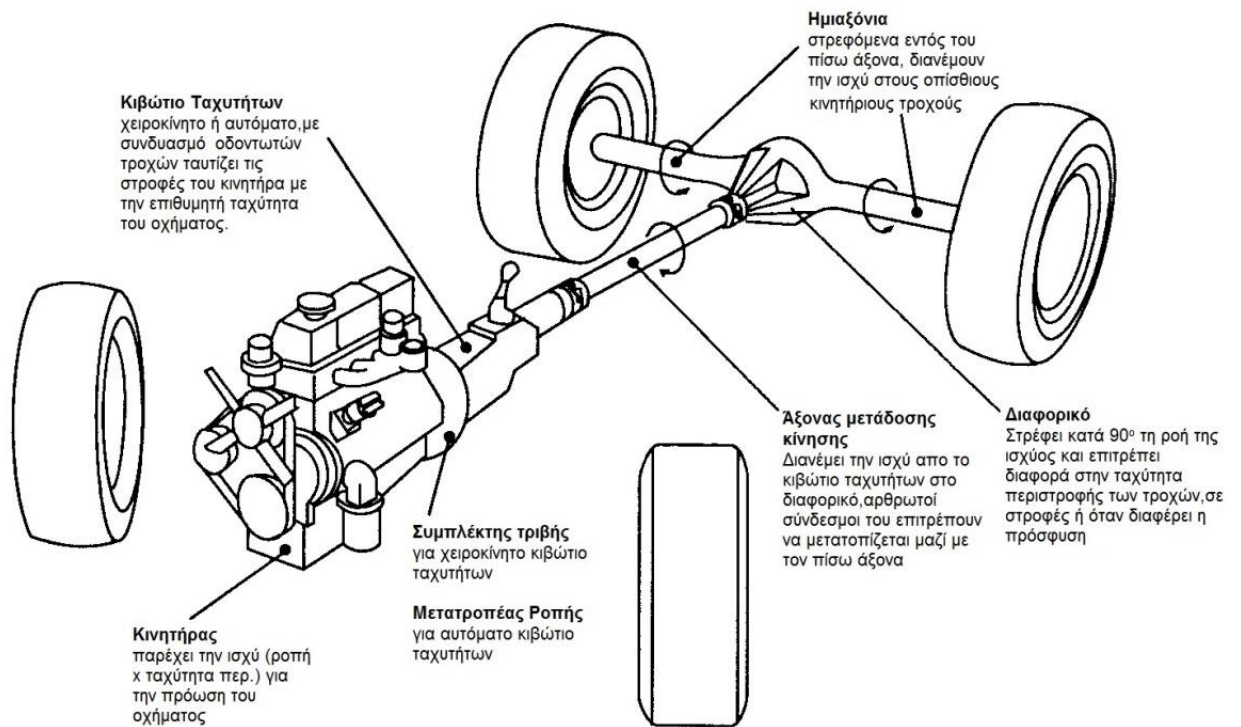
# Κεφάλαιο 3

---

## Μοντέλο Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος

### 3.1 Γενικά

Προκειμένου να μελετηθεί η απόδοση ενός οχήματος εφοδιασμένου με ένα ορισμένο μηχανικό σύνολο είναι απαραίτητο να μοντελοποιηθούν τα μηχανικά μέρη μέσω των οποίων η ισχύς του κινητήρα μεταφέρεται στους τροχούς. Για το λόγο αυτό γίνεται ανάλυση του συστήματος μετάδοσης κίνησης και ισχύος από τον κινητήρα προς τους τροχούς (**Drivetrain analysis**). Η ανάλυση του συστήματος μετάδοσης κίνησης χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της απαιτούμενης από τον κινητήρα ροπής αλλά και της ταχύτητας περιστροφής του ώστε το όχημα να ακολουθήσει το δεδομένο προφίλ ταχύτητας. Στο Σχήμα 3.1 φαίνεται η διάταξη των μηχανικών μερών από τα οποία αποτελείται το σύστημα μετάδοσης κίνησης που θα μελετηθεί, και αφορά όχημα με χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων και κινητήριους τους οπίσθιους τροχούς. Τα μέρη αυτά είναι ο κινητήρας (Μ.Ε.Κ.), ο συμπλέκτης τριβής, το χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων, ο άξονας μετάδοσης κίνησης και το σύστημα διαφορίσης και διανομής της ισχύος στους τροχούς.



**Σχήμα 3.1 – Τυπικό σύστημα μετάδοσης κίνησης [5]**

### **3.2 Ανάλυση Συστήματος και Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος**

Η ροπή που μεταφέρεται μέσω του συμπλέκτη τριβής ως είσοδος στο κιβώτιο ταχυτήτων προσδιορίζεται με εφαρμογή του δεύτερου Νόμου του Νεύτωνα ως:

$$\tau_c = \tau_e - \Theta_e \cdot \varepsilon_e \tag{3.1}$$

Όπου:

- $\tau_c$  : Ροπή στο συμπλέκτη τριβής
- $\tau_e$  : Ροπή κινητήρα
- $\Theta_e$  : Ροπή αδράνειας κινητήρα
- $\varepsilon_e$  : Γωνιακή επιτάχυνση κινητήρα

Η ροπή που μεταφέρεται στην έξοδο του κιβωτίου ταχυτήτων ενισχύεται από την επιλεγμένη σχέση μετάδοσης και μειώνεται λόγω αδρανειακών απωλειών και προσεγγίζεται ως:

$$\tau_d = (\tau_c - \Theta_t \cdot \varepsilon_e) \cdot i_g \quad (3.2)$$

Όπου:

$\tau_d$  : Ροπή στην έξοδο του κιβωτίου ταχυτήτων

$i_g$  : Σχέση μετάδοσης κιβωτίου ταχυτήτων

$\Theta_t$  : Ροπή αδράνειας κιβωτίου ταχυτήτων

Ομοίως, η ροπή που μεταφέρεται στον άξονα μετάδοσης κίνησης η οποία επιταχύνει τους τροχούς και παρέχει την απαραίτητη ελκτική δύναμη στο έδαφος ενισχύεται από τη σχέση μετάδοσης του διαφορικού και μειώνεται λόγω αδρανειακών απωλειών, οπότε δίνεται ως:

$$\tau_a = F_x \cdot r_w + \Theta_w \cdot \varepsilon_w = (\tau_d - \Theta_d \cdot \varepsilon_d) \cdot i_b \quad (3.3)$$

Όπου:

$\tau_a$  : Ροπή στον άξονα μετάδοσης κίνησης

$F_x$  : Ελκτική δύναμη στο έδαφος

$r_w$  : Ακτίνα των τροχών

$\Theta_w$  : Ροπή αδράνειας ημιαξονίων και τροχών

$\varepsilon_w$  : Γωνιακή επιτάχυνση τροχών

$\Theta_d$  : Ροπή αδράνειας άξονα μετάδοσης κίνησης

$\varepsilon_d$  : Γωνιακή επιτάχυνση άξονα μετάδοσης κίνησης

$i_b$  : Σχέση μετάδοσης του διαφορικού

Ωστόσο οι αντίστοιχες γωνιακές επιταχύνσεις σχετίζονται ως εξής:

$$\varepsilon_d = i_b \cdot \varepsilon_w \quad (3.4)$$

και

$$\varepsilon_e = i_g \cdot \varepsilon_d = i_g \cdot i_b \cdot \varepsilon_w \quad (3.5)$$

Οι παραπάνω Εξισώσεις (3.1) έως (3.5) συνδυάζονται ώστε να υπολογιστεί η διαθέσιμη ελκτική δύναμη στο έδαφος, με δεδομένο ότι η διαμήκης επιτάχυνση του οχήματος ισούται με την γωνιακή επιτάχυνση του τροχού επί την ακτίνα του:

$$F_x = \frac{\tau_e \cdot i_{gb}}{r_w} - \left( (\Theta_e + \Theta_t) \cdot i_{gb}^2 + \Theta_d \cdot i_b^2 + \Theta_w \right) \cdot \frac{a_x}{r_w^2} \quad (3.6)$$

Όπου:

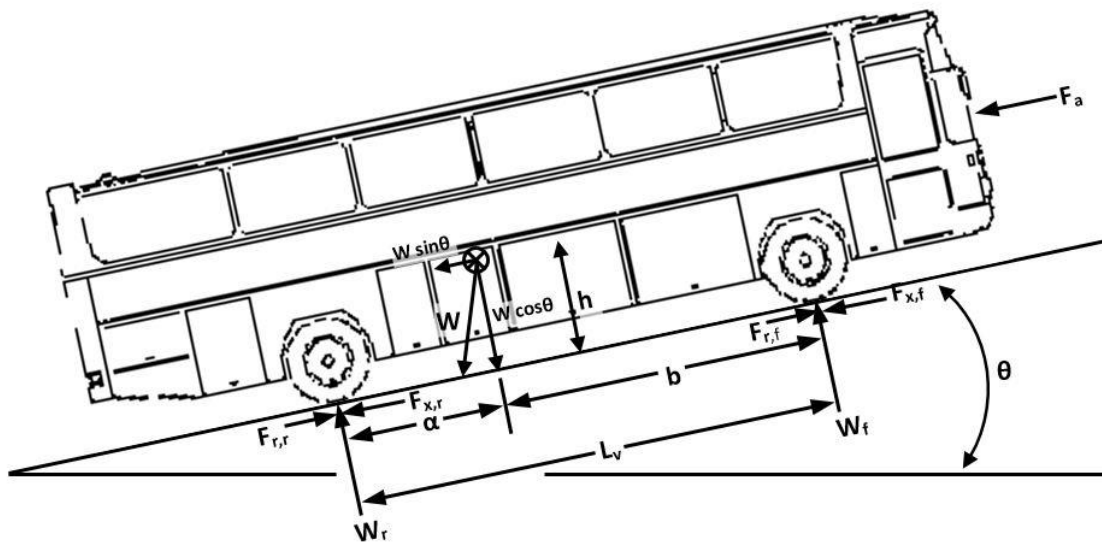
$$i_{gb} = i_g \cdot i_b \quad (3.7)$$

Στην παραπάνω έκφραση δεν λαμβάνονται υπόψη οι μηχανικές απώλειες στα επιμέρους τμήματα του συστήματος μετάδοσης κίνησης οι οποίες μειώνουν την ισχύ που παράγεται από τον κινητήρα. Εισάγεται λοιπόν ο βαθμός απόδοσης του συστήματος μετάδοσης κίνησης  $\eta_{tf}$  ο οποίος ισούται με το γινόμενο των βαθμών απόδοσης των επιμέρους τμημάτων και κατά κανόνα κυμαίνεται στο διάστημα 80-90% [7]. Έτσι η Εξίσωση (3.6) γίνεται :

$$F_x = \frac{\tau_e \cdot i_{gb} \cdot \eta_{tf}}{r_w} - \left( (\Theta_e + \Theta_t) \cdot i_{gb}^2 + \Theta_d \cdot i_b^2 + \Theta_w \right) \cdot \frac{a_x}{r_w^2} \quad (3.8)$$

Η Εξίσωση (3.8) δίνει μια έκφραση για την ελκτική δύναμη που μπορεί να επιτευχθεί από τον κινητήρα και έχει δύο όρους. Ο πρώτος όρος αναπαριστά τη διαθέσιμη ελκτική δύναμη στη μόνιμη κατάσταση λειτουργίας ώστε ,να υπερνικηθούν η αεροδυναμική αντίσταση και η αντίσταση κύλισης, να επιταχυνθεί το όχημα και να ανταπεξέλθει σε ανωφέρεια. Ο δεύτερος όρος αναπαριστά την απώλεια ελκτικής δύναμης λόγω της ροπής αδράνειας του κινητήρα και των υπόλοιπων στρεφόμενων εξαρτημάτων του συστήματος μετάδοσης κίνησης.





**Σχήμα 3.2 – Ασκούμενες δυνάμεις στη γενική περίπτωση οχήματος υπό κλίση**

Γνωρίζοντας τη διαθέσιμη ελκτική δύναμη δίνεται η δυνατότητα να υπολογιστεί η επίδοση επιτάχυνσης του οχήματος. Η έκφραση υπολογισμού της επιτάχυνσης πρέπει να λαμβάνει υπόψη όλες τις δυνάμεις που ασκούνται στο όχημα και φαίνονται στο Σχήμα 3.1 και είναι η εξής:

$$m_v \cdot a_x = F_x - F_r - F_a - F_{gr} \quad (3.9)$$

Όπου:

- $m_v$  : Μάζα του οχήματος
- $a_x$  : Διαμήκης επιτάχυνση του οχήματος
- $F_x$  : Ελκτική δύναμη στο έδαφος , Εξίσωση (3.8)
- $F_r$  : Δύναμη αντίστασης κύλισης
- $F_a$  : Δύναμη αεροδυναμικής αντίστασης

Η συνολική αντίσταση  $F_{tr}$  δίνεται από την εξίσωση:

$$F_{tr} = F_a + F_r + F_{gr} \quad (3.10)$$

Οι όροι στην Εξίσωση (3.10) αναλύονται ως εξής:

- Η αεροδυναμική αντίσταση  $F_a$  δίνεται από τη σχέση:

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot c_d \cdot A_f \cdot V^2 \quad (3.11)$$

Όπου  $A_f$  η συνολική μετωπική επιφάνεια του οχήματος,  $\rho_a$  η πυκνότητα του αέρα (π.χ.  $\rho_a=1,19 \text{ kg/m}^3$  για πίεση 1 bar και θερμοκρασία 20°C) και  $c_d$  ο συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης του οχήματος.

- Η αντίσταση κύλισης  $F_r$  δίνεται από τη σχέση:

$$F_r = W_v \cdot f_r = m_v \cdot g \cdot f_r \quad (3.12)$$

Όπου  $W_v$  η κάθετη στο οδόστρωμα συνιστώσα του βάρους του οχήματος. Η Εξίσωση (3.12) ενσωματώνει την αντίσταση κύλισης που αναπτύσσεται, λόγω τριβής του ελαστικού του τροχού με το έδαφος μέσω του συντελεστή τριβής  $\mu$ , λόγω της παραμόρφωσης του ελαστικού του τροχού και των τριβών στα έδρανα κύλισης του τροχού και κάθε άλλο στοιχείο τριβής που είναι συνάρτηση της ταχύτητας του οχήματος  $V$  μέσω του συντελεστή  $c_{tr}$ . Ως  $m_v$  ορίζεται η μάζα του οχήματος (μαζί με το πιθανό φορτίο).

- Η αντίσταση λόγω της κλίσης του οδοστρώματος  $F_{gr}$  δίνεται από τη σχέση:

$$F_{gr} = m_v \cdot g \cdot \sin\theta \quad (3.13)$$

Οπότε, με συνδυασμό των Εξισώσεων (3.8) , (3.9) και (3.10) προκύπτει

$$m_v \cdot a_x = \frac{\tau_e \cdot i_{gb} \cdot \eta_{tf}}{r_w} - \left( (\Theta_e + \Theta_t) \cdot i_{gb}^2 + \Theta_d \cdot i_b^2 + \Theta_w \right) \cdot \frac{a_x}{r_w^2} - F_{tr} \quad (3.14)$$

Η  $F_x$  περιλαμβάνει τη διαθέσιμη από τον κινητήρα ροπή και τους όρους ροπής αδράνειας. Για ευκολία, οι ροπές αδράνειας των στρεφόμενων μερών του συστήματος μετάδοσης κίνησης της Εξίσωσης (3.14) ενσωματώνονται ως προσαύξηση της μάζας του οχήματος  $m_r$ , οπότε η (3.14) γίνεται

$$(m_v + m_r) \cdot a_x = \frac{\tau_e \cdot i_{gb} \cdot \eta_{tf}}{r_w} - F_{tr} \quad (3.15)$$

Στην παρούσα ανάλυση είναι δεδομένη η γραμμική ταχύτητα του οχήματος συναρτήσει του χρόνου  $V(t)$  άρα και η επιτάχυνση του  $a_x(t)$ . Είναι όμως

αναγκαίος ο υπολογισμός της απαιτούμενης από τον κινητήρα ροπής  $\tau_e$ , συνεπώς η Εξίσωση (3.15) θα μετασχηματιστεί ως εξής:

$$\tau_e = \left( (m_v + m_r) \cdot a_x + F_{tr} \right) \cdot \frac{r_w}{i_{gb} \cdot \eta_{tf}} \quad (3.16)$$

Για την αξιοποίηση των πειραματικών δεδομένων για τον υπολογισμό της απόδοσης και των ρύπων του οχήματος εκτός από την απαιτούμενη ροπή είναι αναγκαίος και ο υπολογισμός της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα ( $N_e$ ).

Αμελώντας την ολίσθηση του συστήματος μετάδοσης κίνησης η οποία κυμαίνεται μεταξύ 2-5% [6], η συσχέτιση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα με την ταχύτητα του οχήματος δίνεται από την παρακάτω Εξίσωση (3.17):

$$N_e (rpm) = V \left( \frac{km}{h} \right) \cdot \frac{i_{gb}}{2 \cdot \pi \cdot r_w \cdot 60 \cdot 10^{-3}} \quad (3.17)$$

### 3.3 Εφαρμογή Μοντέλου Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος

Λαμβάνοντας υπόψη ότι δεδομένο εισόδου είναι η ταχύτητα του οχήματος σε κάθε δευτερόλεπτο της μεταβατικής διεργασίας (π.χ. επιτάχυνση) η Εξίσωση (3.16) μετασχηματίζεται ως εξής προκειμένου να εφαρμοσθεί στον αλγόριθμο:

$$\tau_e = \left( (m_v + m_r) \cdot \frac{V_t - V_{t-1}}{\Delta t} + F_{tr} \right) \cdot \frac{r_w}{i_{gb} \cdot \eta_{tf}} \quad (3.18)$$

Όπου:

$V_t$  : Η ταχύτητα του οχήματος το τρέχον δευτερόλεπτο

$V_{t-1}$  : Η ταχύτητα του οχήματος το προηγούμενο δευτερόλεπτο

και  $\Delta t = 1s$  οπότε η (3.18) γίνεται

$$\tau_e = \left( (m_v + m_r) \cdot (V_t - V_{t-1}) + F_{tr} \right) \cdot \frac{r_w}{i_{gb} \cdot \eta_{tf}} \quad (3.19)$$

Με βάση την Εξίσωση (3.19) θα προσδιοριστούν στο εξής όλες οι μεταβλητές προκειμένου να υπολογιστεί η ροπή  $\tau_e$ .

### 3.3.1 Υπολογισμός Δυνάμεων Αντίστασης και Σχετικών Παραμέτρων

#### **Αεροδυναμική Αντίσταση $F_a$**

Για τον υπολογισμό της αεροδυναμικής αντίστασης  $F_a$  που δίνεται από την Εξίσωση (3.11), με μετατροπή ώστε η ταχύτητα  $V$  να εισάγεται σε km/h λαμβάνεται η Εξίσωση (3.20). Οι τιμές του συντελεστή αεροδυναμικής αντίστασης  $c_d$  για οχήματα μεταφοράς επιβατών όπως το υπό μελέτη κυμαίνονται μεταξύ 0.6 και 0.8 [18].

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot c_d \cdot A_f \cdot V^2 \cdot \left( \frac{1}{3.6} \right)^2 \quad (3.20)$$

Όπου:

$\rho_a = 1.19 \text{ kg/m}^3$  για πίεση 1bar και θερμοκρασία 20°C

$A_f, c_d$  : γνωστά για το όχημα (Πίνακας 4.1)

$V$  : ταχύτητα οχήματος (km/h)

#### **Αντίσταση Κύλισης $F_r$**

Σε χαμηλές ταχύτητες η αντίσταση κύλισης  $F_r$ , ως δίνεται από Εξίσωση (3.12), αποτελεί τη σημαντικότερη αντίσταση στην κίνηση του οχήματος. Αξιοσημείωτο είναι ότι η αεροδυναμική αντίσταση  $F_a$  γίνεται ίση με την αντίσταση κύλισης για ταχύτητες μεγαλύτερες των 65-80 km/h. Ενώ οι υπόλοιπες αντιστάσεις επιδρούν υπό συγκεκριμένες συνθήκες, η αντίσταση κύλισης εμφανίζεται με το που οι τροχοί αρχίζουν να στρέφονται. Συνεπώς στην

παρούσα ανάλυση είναι σκόπιμο να γίνει προσεκτική επιλογή των συντελεστών που προσδιορίζουν την αντίσταση κύλισης.

Το μεγαλύτερο μέρος της αντίστασης κύλισης οφείλεται [6]:

1. Στην υστέρηση του υλικού
2. Σε τριβές που αναπτύσσονται λόγω ολίσθησης του τροχού επί του εδάφους
3. Στην κυκλοφορία του αέρα εντός του ελαστικού
4. Στο φαινόμενο ανάδευσης του αέρα από τον περιστρεφόμενο τροχό

Οι σημαντικότεροι παράγοντες που επηρεάζουν το συντελεστή αντίστασης κύλισης  $f_r$  είναι ο τύπος του εδάφους, η σύσταση του ελαστικού, ο σχεδιασμός του ελαστικού, η θερμοκρασία, η πίεση των ελαστικών και η ταχύτητα του οχήματος. Όπως είναι αναμενόμενο λόγω των πολλών παραγόντων που επηρεάζουν το μέγεθος, στη βιβλιογραφία υπάρχουν διάφορες προσεγγίσεις. Παρακάτω δίνονται τυπικές τιμές του  $f_r$  στον Πίνακα 3.1, και η σχέση προσδιορισμού του  $f_r$  η οποία επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθεί στην παρούσα ανάλυση.

**Πίνακας 3.1 – Τυπικές τιμές συντελεστή αντίστασης κύλισης  $f_r$  [5]**

Τύπος Επιφάνειας			
Τύπος Οχήματος	Σκυρόδεμα	Μέτρια Συμπαγές	Άμμος
Επιβατηγό	0.015	0.08	0.3
Βαρύ Φορτηγό	0.012	0.06	0.25
Ελκυστήρας	0.02	0.04	0.2

Στο πανεπιστήμιο του Michigan έχουν αναπτυχθεί οι ακόλουθες Εξισώσεις (3.21α) και (3.21β) υπολογισμού του συντελεστή αντίστασης κύλισης, η οποία

εξαρτάται από τον τύπο του ελαστικού, τον τύπο του εδάφους και την ταχύτητα του οχήματος [5].

$$f_r = (0.0041 + 0.000041 \cdot V \cdot 1.609) \cdot C_h \quad (3.21.α)$$

για ακτινικά ελαστικά (Radial)

$$f_r = (0.0066 + 0.000046 \cdot V \cdot 1.609) \cdot C_h \quad (3.21.β)$$

για ελαστικά διαγώνιων ινών (Bias-ply)

Όπου:

$V$  : Η ταχύτητα του οχήματος (km/h)

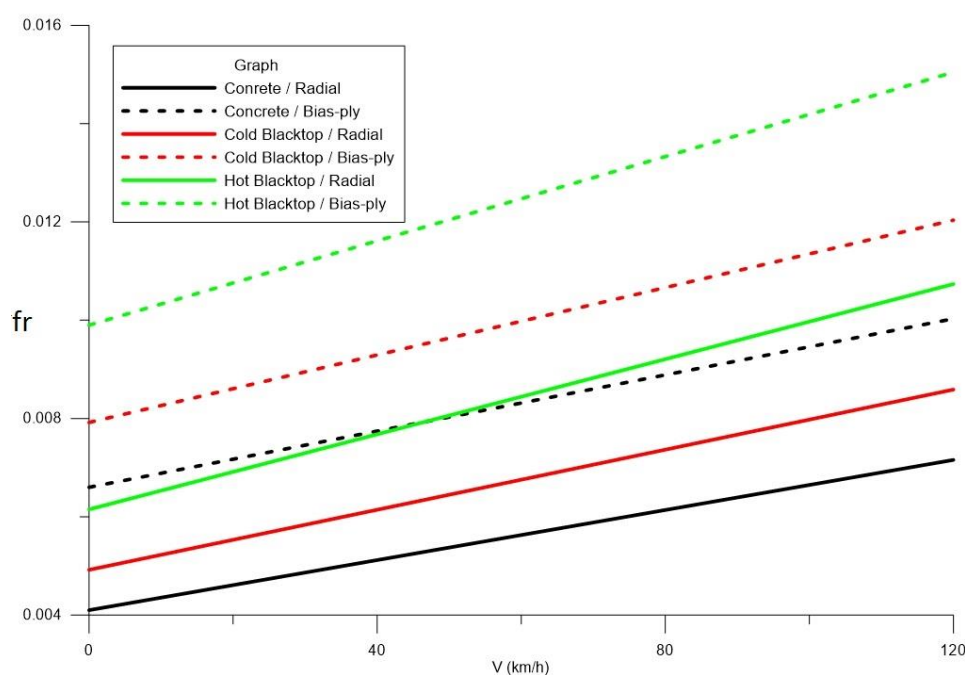
$C_h$  : Συντελεστής επιφάνειας εδάφους

$C_h = 1.0$  για σκυρόδεμα

$C_h = 1.2$  για φθαρμένο σκυρόδεμα, λιθόστρωτο ή κρύα άσφαλτο

$C_h = 1.5$  για θερμή άσφαλτο

Η σχέση αυτή επιλέχθηκε μεταξύ άλλων, καθώς όπως αναφέρθηκε εξαρτάται από την ταχύτητα, τον τύπο και τη θερμοκρασία του εδάφους αλλά και από τον τύπο του ελαστικού, οπότε επιτρέπει την παραμετρική διερεύνηση της απόδοσης του οχήματος βάσει αυτών των μεταβλητών. Παρακάτω στο Σχήμα 3.3 δίνεται η τιμή του  $f_r$  για διάφορες τιμές των μεταβλητών.



Σχήμα 3.3 –  $f_r$  συναρτήσεσι των σχετικών παραμέτρων

Παρατηρείται ότι ο τύπος του ελαστικού έχει σημαντική επίδραση από την αρχή της κίνησης του οχήματος, καθώς οι τιμές της  $f_r$  για Bias-ply ελαστικά και τον ευνοϊκότερο τύπο εδάφους (σκυρόδεμα), είναι παραπλήσιες των τιμών για Radial ελαστικά και το δυσμενέστερο τύπο εδάφους (θερμή άσφαλτος). Η επίδραση της ταχύτητας  $V$  του οχήματος είναι γραμμική και δεν επιφέρει τόσο σημαντική αύξηση.

### **Αντίσταση λόγω κλίσης του οδοστρώματος $F_{gr}$**

Με δεδομένη την κλίση του οδοστρώματος ως ανύψωση ανά διανυθέν μέτρο στο οριζόντιο επίπεδο, η Εξίσωση (3.13) τροποποιείται στην Εξίσωση (3.22), όπου  $G$  η επί τοις εκατό κλίση του οδοστρώματος:

$$F_{gr} = m_v \cdot g \cdot \sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{G}{100} \right) \right) \quad (3.22)$$

Η κλίση  $G$  μπορεί να φτάσει το 4% στο κεντρικό οδικό δίκτυο και σε δρόμους ταχείας κυκλοφορίας και το 10-12% στο δευτερεύον οδικό δίκτυο [5].

### **3.3.2 Υπολογισμός Ισοδύναμης Μάζας των Στρεφόμενων Μερών**

Όπως αναφέρθηκε και στην Παράγραφο 3.2, στην παρούσα ανάλυση, οι ροπές αδράνειας των στρεφόμενων μερών του συστήματος μετάδοσης κίνησης της Εξίσωσης (3.8) ενσωματώνονται στη μάζα του οχήματος μέσω του μεγέθους  $m_r$  το οποίο εισάγεται και καλείται *ισοδύναμη μάζα των στρεφόμενων μερών*.

Ως συντελεστής μάζας  $MF$  ορίζεται ο λόγος της ενεργής μάζας  $m_v + m_r$  προς τη μάζα του οχήματος όπως φαίνεται στην Εξίσωση (3.23):

$$MF = \frac{m_v + m_r}{m_v} = 1 + \frac{m_r}{m_v} \quad (3.23)$$

και εξαρτάται από τη συνολική σχέση μετάδοσης του συστήματος μετάδοσης

$$i_{gb} = i_g * i_b$$

Τυπικές τιμές του συντελεστή μάζας MF δίνονται στον παρακάτω Πίνακα 3.2 :

**Πίνακας 3.2 – Τυπικές τιμές του συντελεστή μάζας MF [5]**

Σχέση Κιβωτίου Τύπος Οχήματος	Σχέση Κιβωτίου			
	Υψηλή	Δεύτερη	Πρώτη	Χαμηλή
<b>Μικρό Επιβατηγό</b>	1.11	1.2	1.5	2.4
<b>Μεγάλο Επιβατηγό</b>	1.09	1.14	1.3	-
<b>Φορτηγό</b>	1.09	1.2	1.6	2.5

Στη βιβλιογραφία [8] αναφέρεται αναλυτική σχέση προσδιορισμού του MF, η οποία ευνοεί τους υπολογισμούς επιδόσεων του οχήματος για διάφορες σχέσεις ταχύτητας-χρόνου, άρα και σχέσης κιβωτίου-χρόνου, και είναι:

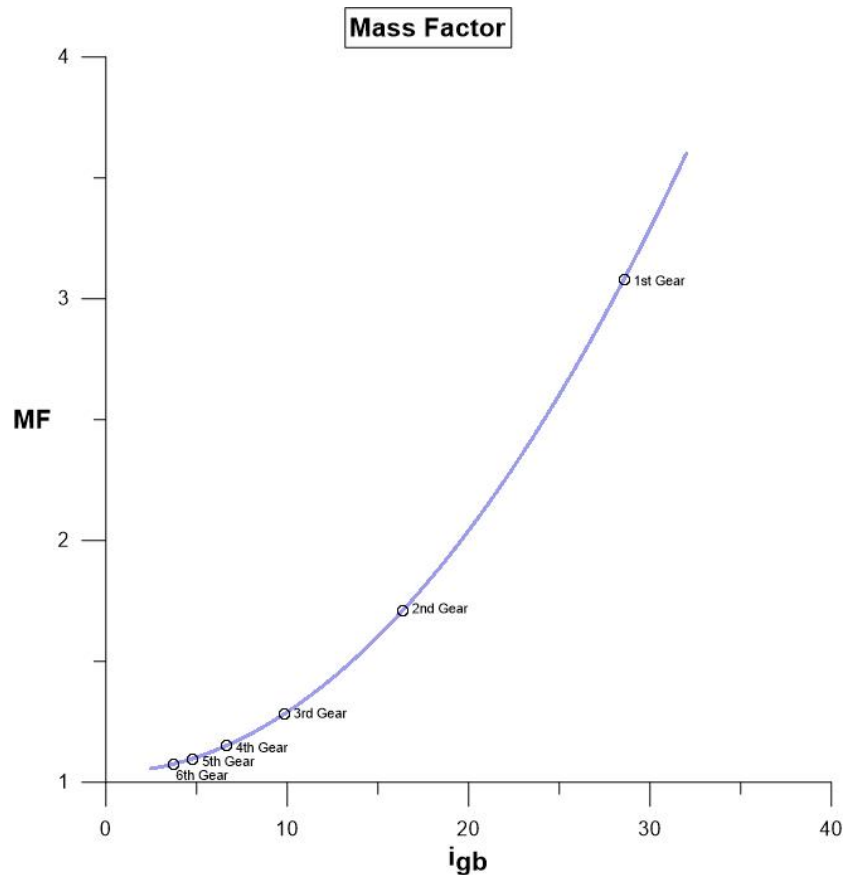
$$MF = 1 + 0.04 + 0.0025 \cdot i_{gb}^2 \quad (3.24)$$

Η Εξίσωση (3.24) για τις τιμές  $i_g$  και  $i_b$  που χρησιμοποιούνται σε αυτή την ανάλυση δίνει τιμές για το συντελεστή μάζας όπως φαίνονται στον Πίνακα 3.3, ενώ στο Σχήμα 3.4 αποτυπώνεται η Εξίσωση (3.24) και τα σημεία του Πίνακα 3.3.

**Πίνακας 3.3 – Τιμές του MF για τα δεδομένα της παρούσας ανάλυσης**

$i_b = 3.7$						
$i_g$	1 <sup>η</sup> – 7.72	2 <sup>η</sup> – 4.42	3 <sup>η</sup> – 2.66	4 <sup>η</sup> – 1.79	5 <sup>η</sup> – 1.28	6 <sup>η</sup> – 1.00
<b>MF</b>	3.08	1.709	1.282	1.150	1.096	1.074





**Σχήμα 3.4 – Αποτύπωση της Εξίσωσης (3.25) για διάφορες τιμές του συνολικού λόγου μετάδοσης**

Γίνεται άμεσα αντιληπτό ότι ο συντελεστής  $MF$  παίρνει πολύ μεγάλη τιμή όταν επιλεγμένη στο κιβώτιο ταχυτήτων είναι η πρώτη σχέση. Τότε, είναι σαν να πρέπει να επιταχυνθεί όχημα σχεδόν τριπλάσιας μάζας. Αυτό εξηγεί την ιδιαίτερα αυξημένη ροπή που απαιτείται από τον κινητήρα για την εκκίνηση ενός οχήματος από στάση.

### 3.3.3 Υπολογισμός Βαθμού Απόδοσης Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης

Ο βαθμός απόδοσης του συστήματος μετάδοσης κίνησης περιγράφει τις απώλειες κατά τη ροή της ισχύος από τον κινητήρα προς τους κινητήριους τροχούς, λόγω τριβών, συνεκτικότητας των λιπαντικών αλλά και επίδρασης του

περιβάλλοντος αέρα. Δεν περιλαμβάνει απώλειες λόγω αδράνειας, ούτε απώλειες λόγω παραμόρφωσης των ελαστικών. Αφορά τη μηχανική απόδοση του συστήματος μετάδοσης κίνησης, που για ένα συμβατικό τέτοιο σύστημα αποτελείται από το κιβώτιο ταχυτήτων με τους οδοντωτούς τροχούς, τους άξονες και τις εδράσεις τους, τις εδράσεις του άξονα μετάδοσης κίνησης αλλά και τους οδοντωτούς τροχούς και τις εδράσεις του διαφορικού και τις εδράσεις των τροχών.

Η γνώση για τη διατύπωση του βαθμού απόδοσης του συστήματος μετάδοσης κίνησης ( $\eta_{ff}$ ) είναι περιορισμένη διότι είναι ένα δύσκολα μετρήσιμο μέγεθος. Για ένα συμβατικό χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων συνήθως κυμαίνεται γύρω στο 90%. Αν αξιολογηθεί με μέτρηση του επιπέδου ροπής, κατά κανόνα οδηγεί σε τιμές που κυμαίνονται από 70% έως 110%, το οποίο καθιστά μη ικανοποιητική τη θεώρησή του ανεξάρτητα από τις μεταβλητές που το επηρεάζουν.

Για μια ανάλυση όπως η παρούσα, ο βαθμός απόδοσης  $\eta_{ff}$  πρέπει να εκφράζεται συναρτήσει της ροπής εισόδου από τον κινητήρα, της ταχύτητας περιστροφής, της σχέσης μετάδοσης και του ιξώδους των λιπαντικών. Βέβαια σπάνια υπάρχουν τα απαραίτητα δεδομένα για την ανάπτυξη μιας τέτοιας έκφρασης, από την άλλη πλευρά η εξίσωσή του με ένα σταθερό αριθμό (τυπικά 0.90), είναι ανεπαρκής για μια ανάλυση όπου όλες οι μεταβλητές που το επηρεάζουν κινούνται σε μεγάλο εύρος. Για τους παραπάνω λόγους χρησιμοποιείται η Εξίσωση (3.25) [7] :

$$\eta_{ff} = \left[ 0.96 - 0.000707 \cdot \left( \frac{V}{3.6} \right) - 0.000029 \cdot \left( \frac{V}{3.6} \right)^2 \right] \cdot \left[ 0.998 \cdot (1 - 0.007 \cdot (NG - I)) - 0.0001965 \cdot \left( 2.08^{NG-I} \cdot \frac{V}{3.6} \right) \right] \quad (3.25)$$

Όπου:

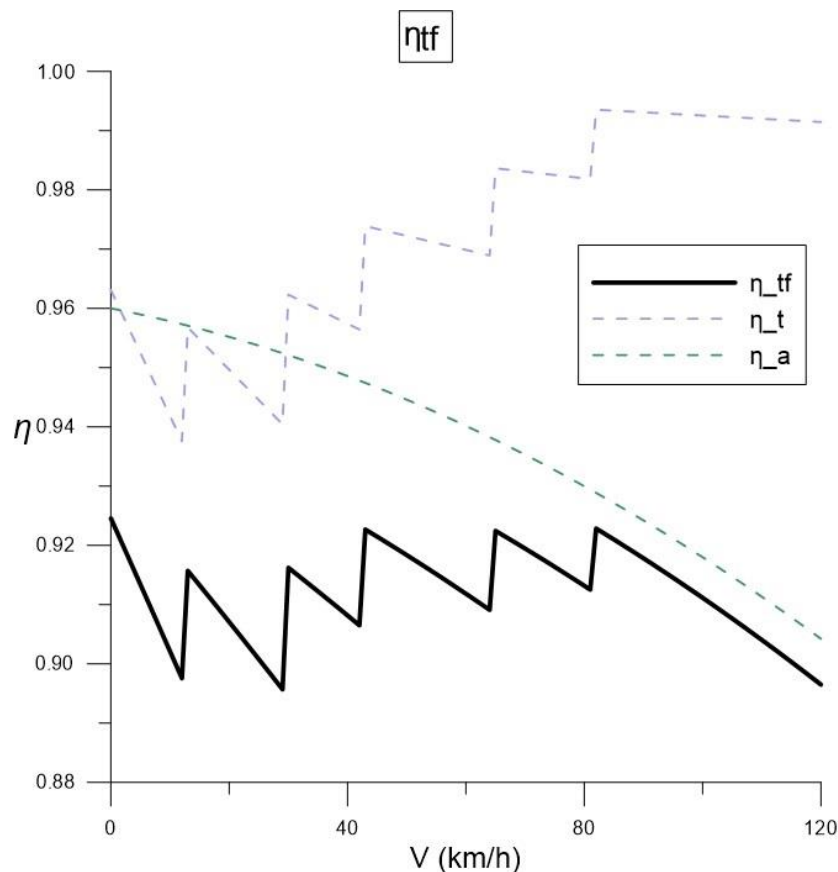
V : ταχύτητα οχήματος (km/h)

NG : πλήθος των σχέσεων μετάδοσης (χωρίς την όπισθεν)

I : αριθμός της επιλεγμένης σχέσης μετάδοσης

Ο πρώτος όρος σε αγκύλες περιγράφει το βαθμό απόδοσης ενός τυπικού άξονα μετάδοσης κίνησης (έστω  $\eta_a$ ), η υπόλοιπη παράσταση περιγράφει την απόδοση ενός συμβατικού κιβωτίου ταχυτήτων (έστω  $\eta_t$ ).

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης  $\eta_{tf}$  ελαττώνεται με αύξηση της ταχύτητας και με χρήση χαμηλότερης σχέσης μετάδοσης, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.5 όπου δίνεται και ο συνολικός β.α. αλλά και οι συνιστώσες του, συναρτήσει της ταχύτητας.



**Σχήμα 3.5 – Βαθμοί απόδοσης του Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης και των επί μέρους τμημάτων του συναρτήσει της ταχύτητας του οχήματος**

### 3.3.4 Υπολογισμός Δυναμικής Ακτίνας του Τροχού

Η ακτίνα κύλισης του τροχού του οχήματος δύναται να μεταβληθεί συναρτήσει της ταχύτητας. Σχετική έρευνα έδειξε πως αυτή η μεταβολή έχει μικρή επιρροή στους υπολογισμούς επιδόσεων του οχήματος, ωστόσο για

πληρότητα θα πρέπει να συμπεριληφθεί. Η αποκαλούμενη στη βιβλιογραφία “Dunlop Formula” εκφράζει την ακτίνα κύλισης του τροχού ως συνάρτηση της  $V^2$ , που είναι αναμενόμενη, καθώς οι φυγοκεντρικές τάσεις που αναπτύσσονται σε ένα περιστρεφόμενο σώμα είναι επίσης ανάλογες του  $V^2$ .

$$r_{wv} = r_w \cdot (1 + K \cdot V^2) \quad (3.26)$$

Όπου:

$r_{wv}$  : ακτίνα κύλισης του τροχού για ταχύτητα οχήματος  $V$

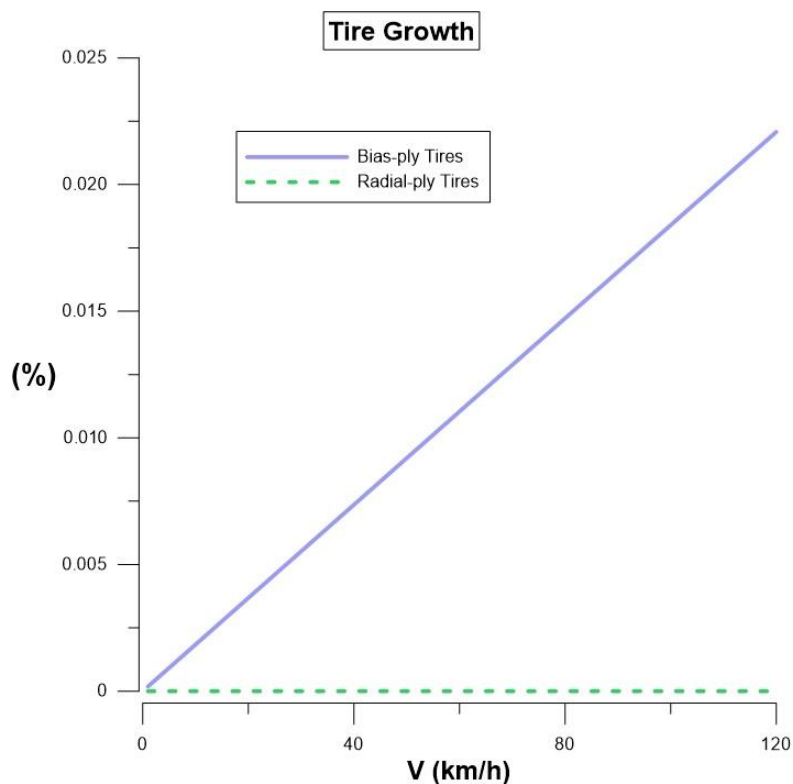
$r_w$  : ακτίνα κύλισης του τροχού ακίνητου οχήματος

$K$  : συντελεστής επαύξησης της ακτίνας

Ο συντελεστής επαύξησης της ακτίνας για ταχύτητα  $V$  σε km/h παίρνει τις εξής τιμές:

$K = 0$  , για ακτινικά ελαστικά (radial ply)

$K = 1.84 \cdot 10^{-6}$  , για ελαστικά διαγώνιων ινών (bias ply)



**Σχήμα 3.6 Δυναμική ακτίνα τροχού συναρτήσει της ταχύτητας του οχήματος**

Στο Σχήμα 3.6 παρατηρούμε πως ακόμα και για αρκετά υψηλές ταχύτητες της τάξης των 120 km/h η ακτίνα του τροχού αυξάνεται κατά μόλις 0.022%, για ελαστικά διαγώνιων ινών. Για ακτινικά ελαστικά η αύξηση της ακτίνας είναι μηδενική. *Να σημειωθεί πως για εφαρμογή του αλγορίθμου σε όχημα με ελαστικά διαγώνιων ινών (Bias-ply) όπου  $r_w$  αντικαθιστούμε με  $r_{ww}$  σε όλες τις εξισώσεις του παρόντος κεφαλαίου.*

### 3.4 Επιλογή Σχέσης στο Κιβώτιο Ταχυτήτων

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, σκοπός αυτής της ανάλυσης είναι να τροποποιηθεί ο προϋπάρχων αλγόριθμος [9,10] ώστε να μπορούν να γίνουν υπολογισμοί για τυχαία σενάρια ταχύτητας-χρόνου και να διευρυνθεί η εφαρμογή του και εκτός Κύκλων Πόλης. Οι περισσότεροι Κύκλοι Πόλης ορίζουν ανά χρονική στιγμή ποια θα είναι η επιλεγμένη σχέση στο κιβώτιο ταχυτήτων, κάποιιοι από αυτούς συνυπολογίζουν και τη μέγιστη ισχύ του οχήματος για την επιλογή αυτή.

Προκειμένου όμως να δοθεί η δυνατότητα να προσομοιωθούν τυχαία σενάρια επιτάχυνσης του οχήματος είναι αναγκαία η ενσωμάτωση στον κώδικα μιας “φόρμουλας” επιλογής σχέσης, όπου για κάθε νέα σειρά δεδομένων εισόδου θα υπολογίζει ποια σχέση θα είναι επιλεγμένη σε κάθε δευτερόλεπτο.

Η πιο συχνά χρησιμοποιούμενη μέθοδος προσδιορισμού της επιλεγόμενης σχέσης κιβωτίου είναι η αντιστοίχιση κάθε σχέσης κιβωτίου σε ένα εύρος ταχυτήτων του οχήματος. Άλλη πολύ συχνά χρησιμοποιούμενη μέθοδος είναι με βάση την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, δηλαδή επιλογή της επόμενης σχέσης σε ποσοστό των στροφών στις οποίες το όχημα παρουσιάζει μέγιστη ισχύ (περί το 75%), και επιλογή της μικρότερης σχέσης όταν οι στροφές του κινητήρα μειώνονται κάτω από ένα προκαθορισμένο όριο. Βέβαια, με δεδομένους τους λόγους μετάδοσης των σχέσεων του κιβωτίου, η μέθοδος αυτή μπορεί τελικά να αναχθεί στην προηγούμενη.

Στις δύο αυτές μεθόδους δεν λαμβάνεται υπόψη για την επιλογή σχέσης η διαθέσιμη ισχύς του οχήματος. Το μειονέκτημα αυτό δύναται να επηρεάσει τα αποτελέσματα όταν αυξάνονται σημαντικά οι δυνάμεις αντίστασης στην κίνηση του οχήματος, και κατά κύριο λόγο με αύξηση της κλίσης του εδάφους. Σε αυτή την περίπτωση, υπάρχει το ενδεχόμενο το όχημα να μην μπορεί να ανταπεξέλθει στην ανωφέρεια και το πρόβλημα αυτό να λυνόταν με επιλογή μικρότερης σχέσης. Σχετικός έλεγχος διαθέσιμης ροπής του κινητήρα γίνεται όπως περιγράφεται στην Παράγραφο 3.5.1

Στην ανάλυση στα πλαίσια της συγκεκριμένης εργασίας χρησιμοποιούνται συγκεκριμένες τιμές της ταχύτητας στις οποίες πραγματοποιείται αλλαγή σχέσης, διαφορετικές τιμές για την επιλογή μεγαλύτερης από ότι για την επιλογή μικρότερης σχέσης. Οι τιμές αυτές αποτελούν δεδομένο εισόδου στον αλγόριθμο, και μπορούν να τροποποιηθούν κατά βούληση. Στον Πίνακα 3.4 δίνονται οι τιμές που έχουν επιλεγεί για την παρουσίαση των αποτελεσμάτων.

Επισημαίνεται πως η διάρκεια αλλαγής σχέσης διαρκεί ένα δευτερόλεπτο, κατά το οποίο θεωρείται σε αποσύμπλεξη ο συμπλέκτης τριβής, και τότε η απαιτούμενη ροπή του κινητήρα είναι μηδενική.

**Πίνακας 3.4 – Αλλαγή σχέσης στο κιβώτιο ταχυτήτων**

Αλλαγή σε μεγαλύτερη σχέση		Αλλαγή σε μικρότερη σχέση	
1 <sup>η</sup> σε 2 <sup>α</sup>	> 11.6 km/h	6 <sup>η</sup> σε 5 <sup>η</sup>	< 60.3 km/h
2 <sup>α</sup> σε 3 <sup>η</sup>	> 21.9 km/h	5 <sup>η</sup> σε 4 <sup>η</sup>	< 47.1 km/h
3 <sup>η</sup> σε 4 <sup>η</sup>	> 36.4 km/h	4 <sup>η</sup> σε 3 <sup>η</sup>	< 33.7 km/h
4 <sup>η</sup> σε 5 <sup>η</sup>	> 54.1 km/h	3 <sup>η</sup> σε 2 <sup>α</sup>	< 22.7 km/h
5 <sup>η</sup> σε 6 <sup>η</sup>	> 75.6 km/h	2 <sup>α</sup> σε 1 <sup>η</sup>	< 13.1 km/h
<b>Διάρκεια αλλαγής σχέσης : 1s</b>			

## 3.5 Έλεγχος Ικανότητας Οχήματος

### 3.5.1 Έλεγχος Επάρκειας Διαθέσιμης Κινητήριας Ροπής

Για κάθε δευτερόλεπτο της μεταβατικής διεργασίας για την οποία ο υπολογιστικός αλγόριθμος (Κεφάλαιο 2) προσομοιώνει τη συμπεριφορά του οχήματος, υπολογίζεται η απαραίτητη κινητήρια ροπή  $\tau_e$  ώστε να υπερνικηθούν οι αντιστάσεις και να επιτύχει το όχημα τη δεδομένη επιτάχυνση. Για μια τέτοιου τύπου ανάλυση είναι απαραίτητος ο έλεγχος για το κατά πόσο ο κινητήρας του οχήματος δύναται να ανταπεξέλθει. Έτσι, σε κάθε δευτερόλεπτο υπολογίζεται, με βάση την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και το χάρτη του κινητήρα [10], η μέγιστη διαθέσιμη κινητήρια ροπή  $\tau_{max}$ . Συνεπώς σε κάθε δευτερόλεπτο οφείλει να γίνεται ο εξής έλεγχος:

$$\tau_e < \tau_{max} (N_e) \quad (3.27)$$

Εφόσον δεν ικανοποιείται η Ανισότητα (3.27), η υπολογιστική διαδικασία δεν μπορεί να συνεχίσει και πρέπει να τροποποιηθεί η μεταβατική διεργασία.

*Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας όπου μελετάται και η απόκριση του οχήματος, τροποποιήθηκε ο υπολογιστικός αλγόριθμος ώστε όταν δεν επαρκεί το απόθεμα κινητήριας ροπής, να υπολογίζεται η νέα ταχύτητα του οχήματος την οποία μπορεί το όχημα να επιτύχει για τη δεδομένη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα χρησιμοποιώντας σχεδόν το 100% της διαθέσιμης ροπής. Με τον τρόπο αυτό τροποποιείται κατά το ελάχιστο δυνατό η υπό μελέτη μεταβατική διεργασία ώστε ο κινητήρας του οχήματος να μπορεί να ανταπεξέλθει στις συνθήκες.*

### 3.5.2 Έλεγχος Απώλειας Πρόσφυσης κατά την Επιτάχυνση

Η προσθήκη αυτή γίνεται προκειμένου να ελεγχθεί τυχόν απώλεια πρόσφυσης μεταξύ ελαστικών και οδοστρώματος, και αφορά οχήματα υψηλών

επιδόσεων ή συμβατικά οχήματα σε ολισθηρό οδόστρωμα. Η διανομή αυξημένης ροπής στους κινητήριους τροχούς, η οποία δεν μπορεί να υποστηριχθεί από την τριβή μεταξύ ελαστικών και οδοστρώματος, έχει σαν αποτέλεσμα ολίσθηση των τροχών. Ο έλεγχος αυτός πρέπει οπωσδήποτε να είναι εξέχον χαρακτηριστικό σε μια υπολογιστική διαδικασία προσδιορισμού της απόδοσης ενός οχήματος.

Το Σχήμα 3.2 αποτυπώνει τη γενική περίπτωση ενός επιταχυνόμενου οχήματος σε οδόστρωμα με κλίση. Το γινόμενο του συντελεστή πρόσφυσης  $\mu$  (μεταξύ ελαστικών και οδοστρώματος) με την κάθετη αντίδραση μεταξύ των κινητήριων τροχών και του οδοστρώματος ορίζεται ως οριακή κινητήρια δύναμη  $F_l$  και για όχημα με κινητήριους τροχούς του οπίσθιους υπολογίζεται [7] :

$$F_l = \frac{\mu \cdot m_v \cdot g}{a+b} \cdot \left( a \cdot \sqrt{1 - (\sin \theta)^2} - h \cdot \left( \sin \theta + \frac{a_x}{g} \right) \right) \quad (3.28)$$

Όπου:

- $a$  : Η διαμήκης απόσταση μεταξύ κέντρου βάρους του οχήματος και εμπρόσθιου άξονα
- $b$  : Η διαμήκης απόσταση μεταξύ κέντρου βάρους του οχήματος και οπίσθιου άξονα
- $h$  : Η κάθετη απόσταση μεταξύ κέντρου βάρους του οχήματος και εδάφους
- $g$  : Η επιτάχυνση της βαρύτητας

Η οριακή κινητήρια δύναμη  $F_l$  ορίζει τη μέγιστη πιθανή διαμήκη επιτάχυνση του οχήματος. Κάθε δύναμη μεγαλύτερη από αυτή οδηγεί σε ολίσθηση των τροχών. Η κινητήρια δύναμη  $F_d$  επιταχύνει τη μάζα του οχήματος, αντιτίθεται στη αεροδυναμική αντίσταση  $F_a$ , στην κλίση του οδοστρώματος και στην αντίσταση κύλισης των τροχών και υπολογίζεται ως εξής [7]

$$F_d = a_x \cdot \left( m_v + \frac{\Theta_w}{2 \cdot r_w^2} \right) + F_a + F_{gr} + \frac{m_v}{a+b} \cdot \left( b \cdot \sqrt{1 - i^2} - h \cdot \left( i + \frac{a_x}{g} \right) \right) \cdot f_r \quad (3.29)$$

Όπου  $\Theta_w$  η συνολική ροπή αδράνειας των κινητήριων τροχών.



Έτσι εξισώνοντας τις δύο παραπάνω Εξισώσεις (3.28) και (3.29) και λύνοντας ως προς  $a_x$ , προκύπτει η μέγιστη δυνατή διαμήκης επιτάχυνση του οχήματος χωρίς ολίσθηση  $a_{x \max}$  και δίνεται από τη σχέση

$$a_{x \max} = \frac{\frac{\mu \cdot m_v \cdot g}{(a+b)} \cdot \left( (\alpha \cdot \sqrt{1-l^2} + h \cdot i) \cdot (\mu + f_r) \right) - F_{tr}}{(m_f \cdot m_v) - \frac{m_v \cdot h}{(a+b)} \cdot (\mu + f_r)} \quad (3.30)$$

Με χρήση της παραπάνω εξίσωσης, επιτυγχάνεται ο έλεγχος ολίσθησης του οχήματος. Με βάση τη δεδομένη σχέση ταχύτητας – χρόνου υπολογίζεται σε κάθε δευτερόλεπτο η επιτάχυνση του οχήματος, και γίνεται έλεγχος εάν η τιμή της υπερβαίνει την τιμή  $a_{x \max}$  η οποία επίσης υπολογίζεται για κάθε διαφορετική τιμή της ταχύτητας συναρτήσει του χρόνου.

Όπως είναι εμφανές από την παραπάνω εξίσωση, τη μέγιστη δυνατή διαμήκη επιτάχυνση επηρεάζουν σημαντικά, εκτός από το συντελεστή τριβής  $\mu$  που είναι άκρως αναμενόμενο, και η θέση του κέντρου βάρους του οχήματος. Η διαμήκης θέση του κέντρου βάρους μας δίνει τη διανομή του βάρους του στατικού οχήματος στους δύο άξονες ενώ το ύψος του επηρεάζει άμεσα τη μεταφορά φορτίου στον οπίσθιο άξονα κατά την επιτάχυνση.

### 3.5.3 Υπολογισμός Δύναμης Πέδησης και Έλεγχος Ικανότητας Πέδησης

Στην περίπτωση που υπάρχει ανάγκη επιβράδυνσης του οχήματος, οι δυνάμεις που αντιστέκονται στην κίνηση του, δηλαδή η αντίσταση κύλισης  $F_r$ , η αεροδυναμική αντίσταση  $F_a$ , η δύναμη λόγω κλίσης οδοστρώματος  $F_{gr}$  αλλά και η αντίσταση λόγω αδράνειας των στρεφόμενων μερών του συστήματος μετάδοσης βοηθούν στην πέδησή του. Με βάση την Εξίσωση (3.19) που μας δίνει την απαιτούμενη από τον κινητήρα ροπή έχοντας συνυπολογίσει όλες τις δυνάμεις αντίστασης, είναι σαφές ότι για επιβράδυνση του οχήματος όπου  $a_x < 0$  η ροπή  $\tau_e$  θα πάρει αρνητική τιμή. Η φυσική σημασία του αρνητικού πρόσημου είναι ότι θα πρέπει να εφαρμοσθεί ροπή που να αντιτίθεται στην πρόσω κίνηση του οχήματος· τη ροπή αυτή δίνει το σύστημα πέδησης. Συνεπώς με αναγωγή

της αρνητικής  $\tau_e$  στους τροχούς προκύπτει η ροπή πέδησης  $\tau_{br}$ . Για την αναγωγή αυτή λαμβάνεται υπόψη η σχέση μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων  $i_g$  και του διαφορικού  $i_b$  αλλά και ο βαθμός απόδοσης του συστήματος μετάδοσης κίνησης  $\eta_{tf}$ , οπότε:

$$\tau_{br} = \tau_e \cdot i_g \cdot i_b \cdot \eta_{tf} , \quad \tau_e < 0 \quad (3.31)$$

Προσπάθειες για να μοντελοποιηθεί η συμπεριφορά των φρένων με μια γενική εξίσωση συμπεριλαμβανομένης κάθε μία από τις ανεξάρτητες μεταβλητές και όλων των φαινομένων που επιδρούν στη συμπεριφορά τους, είχαν ως αποτέλεσμα μια εξίσωση της ροπής πέδησης η οποία εξαρτάται από μέχρι και 27 συντελεστές [5].

Για τις ανάγκες της παρούσας ανάλυσης θα γίνει έλεγχος για το κατά πόσο ένα όχημα με δεδομένα χαρακτηριστικά δύναται να ανταπεξέλθει στην πέδηση που του επιβάλλεται από τη δεδομένη σχέση ταχύτητας – χρόνου, άρα και επιβράδυνσης. Για τον έλεγχο αυτό θα υπολογιστεί η μέγιστη δύναμη πέδησης την οποία δύναται να δεχθεί η επιφάνεια επαφής ελαστικού – δρόμου. Η δύναμη αυτή εξαρτάται από το συντελεστή πρόσφυσης  $\mu$  και από το κάθετο φορτίο. Για πέδηση και στους 4 τροχούς, δίνονται δύο μέγιστες τέτοιες τιμές στους εμπρός και στους πίσω τροχούς αντίστοιχα [6]

$$F_{brf\ max} = \mu \cdot W_f = \frac{1}{a+b} \cdot \mu \cdot m_v \cdot g \cdot (b + h \cdot (\mu + f_r)) \quad (3.32.α)$$

και

$$F_{brr\ max} = \mu \cdot W_r = \frac{1}{a+b} \cdot \mu \cdot m_v \cdot g \cdot (\alpha - h \cdot (\mu + f_r)) \quad (3.32.β)$$

Για να γίνει ο απαραίτητος έλεγχος θα πρέπει να υπολογιστεί η απαραίτητη δύναμη πέδησης ,με δεδομένη τη ροπή πέδησης, η οποία δίνεται από τη σχέση [5]:

$$F_{br} = \frac{\tau_{br} - \Theta_w \cdot \varepsilon_w}{r_w} \quad (3.33)$$

Όπου:

$\Theta_w$  : Ροπή αδράνειας ημιαξονίων και τροχών

$\varepsilon_w$  : Γωνιακή επιτάχυνση τροχών

$r_w$  : Ακτίνα των τροχών

Στην προκειμένη περίπτωση, η ανάλυση δεν εστιάζεται στους τροχούς, η  $a_w$  σχετίζεται με τη διαμήκη επιβράδυνση μέσω της ακτίνας του τροχού ( $a_w = a_x / r_w$ ), και η  $\Theta_w$  μπορεί απλά να ενσωματωθεί στη μάζα του οχήματος για ευκολία υπολογισμών και μείωση των απαραίτητων δεδομένων. Σε αυτή την περίπτωση η Εξίσωση (3.33) γίνεται

$$F_{br} = \frac{\tau_{br}}{r_w} \quad (3.34)$$

Θεωρούμε ότι το σύστημα πέδησης κάνει ιδανική κατανομή της δύναμης πέδησης στους εμπρόσθιους και οπίσθιους τροχούς, οπότε θα σημειώνεται ταυτόχρονη εμφάνιση της  $F_{brf \max}$  και της  $F_{br r \max}$ . Συνεπώς, με βάση τα παραπάνω, το όχημα δύναται να ανταποκριθεί στη ζητούμενη επιβράδυνση εφόσον ισχύει η εξής ανισότητα:

$$F_{br} < F_{brf \max} + F_{br r \max} \quad (3.35)$$

Σημειωτέον ότι όταν οι τροχοί δεχθούν τις οριακές αυτές δυνάμεις, θα βρεθούν στο σημείο έναρξης της ολίσθησης, και οποιαδήποτε, έστω και μικρή, αύξηση αυτών των τιμών θα προξενήσει την ακινητοποίηση του ελαστικού με ταυτόχρονη ολίσθηση (μπλοκάρισμα των τροχών).

Ενδεικτικές τιμές του συντελεστή πρόσφυσης  $\mu$  και των αντίστοιχων τιμών για καθαρή ολίσθηση  $\mu_s$  δίνονται στον Πίνακα 3.5 :

**Πίνακας 3.5 – Τυπικές τιμές συντελεστή πρόσφυσης  $\mu$  για διάφορους τύπους επιφάνειας [6]**

Επιφάνεια	$\mu$	$\mu_s$
Άσφαλτος (στεγνή)	0.8-0.9	0.75
Άσφαλτος (βρεγμένη)	0.5-0.7	0.45-0.6
Σκυρόδεμα	0.8	0.7
Χαλίκι	0.6	0.55
Χώμα (στεγνό)	0.68	0.65
Χώμα (βρεγμένο)	0.55	0.4-0.5
Χιόνι (συμπιεσμένο)	0.2	0.15
Πάγος	0.1	0.07

### 3.5.4 Έλεγχος Ικανότητας Αναρρίχησης Οχήματος Χωρίς Ανατροπή

Εάν η ροπή που διανέμεται στον οπίσθιο κινητήριο άξονα ενός οχήματος είναι αυξημένη, υπάρχει κίνδυνος ανατροπής του οχήματος όταν αυτό κινείται σε κεκλιμένο οδόστρωμα. Αυτό είναι ένα σπάνιο φαινόμενο σε συμβατικά οχήματα αλλά πιο σύνηθες σε αγροτικά οχήματα και μοτοσυκλέτες. Ωστόσο είναι σημαντικό κατά το σχεδιασμό ενός οχήματος να αποφευχθεί τέτοια πιθανότητα, αλλά και σε μια διαδικασία υπολογισμού των επιδόσεων ενός οχήματος όπως αυτή, θα πρέπει να συμπεριλαμβάνεται ένας τέτοιος έλεγχος.

Για τη γενική περίπτωση ενός οχήματος σε κεκλιμένο οδόστρωμα, Σχήμα 3.2, και τη χειρότερη περίπτωση μέγιστης ροπής από τον κινητήρα  $\tau_{max}$  και επιλεγμένη στο κιβώτιο την πρώτη ταχύτητα οπότε και μεγιστοποιείται η ροπή στους τροχούς, θα πρέπει να ισχύει η παρακάτω Ανισότητα (3.36) ώστε να μην οδηγηθεί το όχημα σε ανατροπή :

$$\tau_{max} \cdot i_b \cdot i_g^{1st} < m_v \cdot g \cdot (b \cdot \cos \theta - (h - r_w) \cdot \sin \theta) \quad (3.36)$$

Για τις περιπτώσεις που εξετάζονται στην παρούσα ανάλυση είναι απίθανη η περίπτωση ανατροπής καθώς η μέγιστη από τον κινητήρα ροπή αναλογικά με τη μάζα του οχήματος δεν είναι επαρκής για κάτι τέτοιο. Οπότε θα μπορούσε να παρατηρηθεί τέτοιο φαινόμενο μόνο για πολύ αυξημένες, μη ρεαλιστικές τιμές της κλίσης  $G$  του οδοστρώματος.

# Κεφάλαιο 4

---

## Πρόβλεψη Εκπομπών Καυσαερίων και Επιδόσεων κατά τη Διάρκεια Μεταβατικών Διεργασιών

### 4.1 Εισαγωγή

Στο Κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του τροποποιημένου αλγόριθμου. Αρχικά, γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων του αρχικού κώδικα με αυτά του τροποποιημένου· σκοπός αυτής της σύγκρισης είναι να ποσοτικοποιηθούν οι επιμέρους μεταβολές. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα εκπομπών καυσαερίων και επιδόσεων κατά τη διάρκεια δύο διαφορετικών ονομαστικών μεταβατικών διεργασιών, μιας διεργασίας αμιγούς επιτάχυνσης μέχρι την περιοχή της μέγιστης ταχύτητας και μιας διεργασίας επιτάχυνσης μέχρι μέτρια ταχύτητα που ακολουθείται από αντίστοιχη επιβράδυνση και ακινητοποίηση του οχήματος. Οι δύο αυτές μεταβατικές διεργασίες θα χρησιμοποιηθούν και στο επόμενο κεφάλαιο της παραμετρικής ανάλυσης, ανάλογα με το ποια αναδεικνύει καλύτερα την επίδραση της παραμέτρου που εξετάζεται σε κάθε περίπτωση.

Για τις ανάγκες του παρόντος κεφαλαίου χρησιμοποιείται ένα “ονομαστικό” όχημα, όπως αυτό θα καλείται στο εξής. Η επιλογή του ονομαστικού οχήματος

έγινε με δεδομένο τον υπό εξέταση κινητήρα του οποίου τα χαρακτηριστικά δίνονται στην Παράγραφο 2.2. Επιλέχθηκε όχημα μεταφοράς προσώπων (λεωφορείο), κατηγορίας M3, μεσαίου μεγέθους. Ένα τέτοιου τύπου όχημα φέρει κινητήρα με αντίστοιχα χαρακτηριστικά με αυτά του υπό μελέτη και τα χαρακτηριστικά του δίνονται στον Πίνακα 4.1

**Πίνακας 4.1 – Χαρακτηριστικά Οχήματος**

<b>Όχημα : Λεωφορείο 30 θέσεων</b>	
<b>Μάζα οχήματος χωρίς φορτίο (<math>m_v</math>)</b>	7350 kg
<b>Μετωπική επιφάνεια (<math>A_f</math>)</b>	4.65 m <sup>2</sup>
<b>Συντελεστής Αεροδυναμικής Αντίστασης (<math>c_d</math>)</b>	0.70
	1η – 7.72:1
	2η – 4.42:1
<b>Σχέσεις Μετάδοσης Κιβωτίου Ταχυτήτων (<math>i_g</math>)</b>	3η – 2.66:1
	4η – 1.79:1
	5η – 1.28:1
	6η – 1.00:1
<b>Σχέση Μετάδοσης Διαφορικού (<math>i_b</math>)</b>	3.7:1
<b>Ακτίνα Στατικού Τροχού (<math>r_w</math>)</b>	0.57 m
<b>Διαμήκης απόσταση του κέντρου μάζας από τον εμπρόσθιο άξονα (α)</b>	1.95 m
<b>Διαμήκης απόσταση του κέντρου μάζας από τον οπίσθιο άξονα (b)</b>	1.30 m
<b>Κατακόρυφη απόσταση του κέντρου μάζας από το έδαφος (h)</b>	0.89 m

## 4.2 Επίδραση των Τροποποιήσεων του Αλγόριθμου στα Αποτελέσματα

Στο σημείο αυτό θα γίνει καταρχήν παρουσίαση της επίδρασης των τροποποιήσεων που έγιναν στη μοντελοποίηση του συστήματος μετάδοσης κίνησης στην απαιτούμενη κινητήρια ροπή  $\tau_e$ . Η σύγκριση θα γίνει για τα δεδομένα ταχύτητας – χρόνου του νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου NEDC. Επιλέγεται ο Κύκλος αυτός καθώς ο αρχικός κώδικας [10] είναι προσαρμοσμένος να λειτουργεί πάνω σε αυτόν.

Σημειώνεται πως για τη σύγκριση διατηρούνται τα χαρακτηριστικά του οχήματος που είχαν χρησιμοποιηθεί σε εκείνη την ανάλυση [10], καθώς και η σχέση κιβωτίου η οποία δίνεται για κάθε δευτερόλεπτο από τα δεδομένα του NEDC (παρακάμπτοντας το τμήμα του κώδικα που επιλέγει σχέση κιβωτίου βάσει της ταχύτητας (Παράγραφος 3.4)). Επίσης για να είναι εφικτή η σύγκριση χρησιμοποιείται το προ υπάρχον μοντέλο υπολογισμού του συντελεστή αντίστασης κύλισης. Ακόμη, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα από το 586° δευτερόλεπτο του NEDC έως το τελευταίο 1180° και όχι όλου του κύκλου, για καλύτερη εποπτεία του διαγράμματος. Άλλωστε, στον NEDC κατά τα διαστήματα 1°-195°, 196°-390°, 391°-585° και 586°-780° δευτερόλεπτο επαναλαμβάνεται 4 φορές ο αστικός κύκλος οδήγησης ECE-15.

Οι βασικές τροποποιήσεις που έγιναν είναι οι εξής, αριθμούμενες προκειμένου να μπορούν να επικαλεστούν κατά την επεξήγηση:

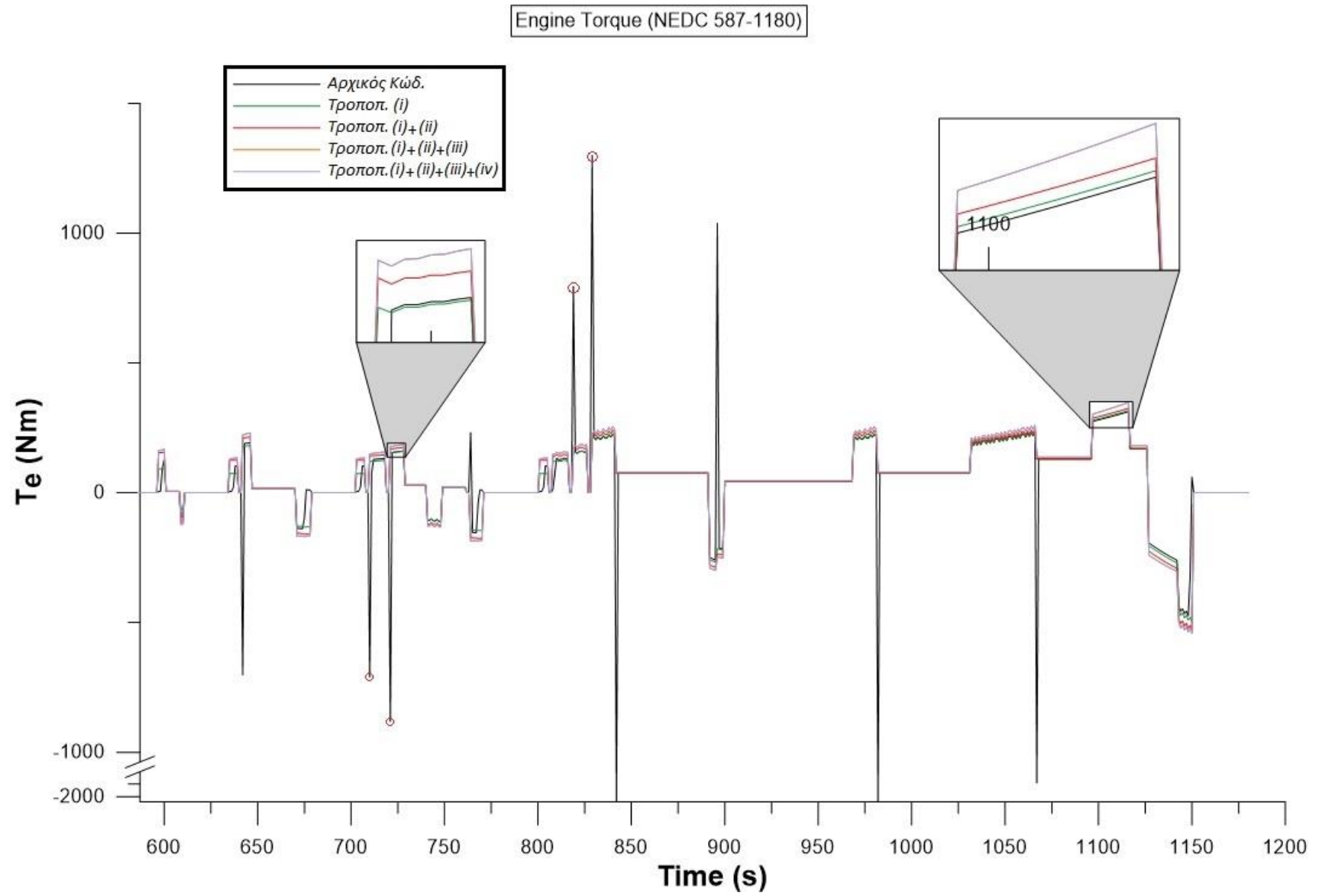
- i. Υπολογισμός της συνολικής ροπής λόγω αδράνειας του οχήματος μέσω της διαμήκου επιτάχυνσης  $a_x = \frac{V_i - V_{(i-1)}}{\Delta t}$  (Παράγραφος 3.3) και όχι μέσω της γωνιακής επιτάχυνσης του κινητήρα  $\frac{\Delta \omega}{\Delta t} = \frac{\left(\frac{2 * \pi * (N_i - N_{i-1})}{60}\right)}{\Delta t}$ .
- ii. Προσθήκη του συντελεστή μάζας (MF) για συνυπολογισμό της ροπής αδράνειας των στρεφόμενων μερών του συστήματος μετάδοσης κίνησης (Παράγραφος 3.3.2).

- iii. Υπολογισμός του βαθμού απόδοσης του συστήματος μετάδοσης κίνησης  $\eta_{tr}$  (Παράγραφος 3.3.3) αντί για χρήση σταθερού  $\eta_{tr}=0,96$ .
- iv. Συνυπολογισμός της μεταβολής της δυναμικής ακτίνας του τροχού (Παράγραφος 3.3.4)

Αρχικά παρατηρούμε στο Σχήμα 4.1 για τον αρχικό κώδικα, δύο απότομες αυξήσεις της  $\tau_e$  περί το 820° δευτερόλεπτο του κύκλου και δύο βυθίσεις της  $\tau_e$  στα αρνητικά περί το 715° δευτερόλεπτο. Οι εκτινάξεις αυτές δεν είναι οι μόνες κατά τη διάρκεια του κύκλου και δεν ανταποκρίνονται στην πραγματικότητα και στη φυσική της κίνησης του οχήματος, αλλά αποτελούν υπολογιστικά σφάλματα, όπως θα εξηγηθεί παρακάτω.

Οι προαναφερθείσες αυξήσεις, οφείλονται στο ότι σε εκείνες τις χρονικές στιγμές γίνεται αλλαγή σε μεγαλύτερη σχέση κιβωτίου από 2<sup>α</sup> σε 3<sup>η</sup> και από 3<sup>η</sup> σε 4<sup>η</sup> αντίστοιχα. Για την αλλαγή σχέσης γίνεται μετάβαση από τη θέση PM-άφορτης λειτουργίας του κιβωτίου για 2 δευτερόλεπτα, οπότε βάσει του κώδικα οι στροφές του κινητήρα ορίζονται στις 1000 rpm. Στο αμέσως επόμενο δευτερόλεπτο όπου έχει πλέον επιλεγθεί η μεγαλύτερη σχέση, οι στροφές του κινητήρα αυξάνονται σημαντικά περί τις 1400 και 1300 αντίστοιχα. Έτσι αυτή η απότομη αύξηση στροφών σε ένα δευτερόλεπτο, οδηγεί σε ιδιαίτερα αυξημένη ροπή λόγω αδράνειας του οχήματος άρα και  $\tau_e$ , η οποία δεν ανταποκρίνεται στην πραγματικότητα καθώς το όχημα διατηρεί την ταχύτητά του για τα 2 δευτερόλεπτα μετάβασης από την θέση PM-άφορτης λειτουργίας και χωρίς κατανάλωση ισχύος θα αυξήσει τις στροφές του κινητήρα από τις 1000 rpm, με το που εμπλακεί η επόμενη σχέση του κιβωτίου.





Σχήμα 4.1 – Σύγκριση Κινητήριας ροπής

Οι βυθίσεις της  $\tau_e$  στα αρνητικά, οφείλονται και πάλι στο ότι σε εκείνες τις χρονικές στιγμές γίνεται αλλαγή σε μεγαλύτερη σχέση κιβωτίου από 1<sup>η</sup> σε 2<sup>α</sup> και από 2<sup>α</sup> σε 3<sup>η</sup> αντίστοιχα, εδώ όμως γίνεται μετάβαση για 2 δευτερόλεπτα από τη θέση Κ-αποσύμπλεξης, οπότε ο κώδικας διατηρεί τις στροφές του κινητήρα ίσες με του προηγούμενου δευτερολέπτου ( $N_i = N_{i-1}$ ). Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα οι στροφές να διατηρούνται υψηλές από την εξάντληση της προηγούμενης σχέσης κιβωτίου και να πέφτουν απότομα με την εμπλοκή της επόμενης σχέσης. Σε αυτή την απότομη πτώση των στροφών του κινητήρα οφείλονται οι βυθίσεις της  $\tau_e$ , οι οποίες και πάλι δεν ανταποκρίνονται στην πραγματικότητα, καθώς κατά την αποσύμπλεξη οι στροφές του κινητήρα πέφτουν.

Συνεπώς, και οι δύο αυτές ιδιαιτερότητες οφείλονται στους περιορισμούς που εισάγονται για τις στροφές του κινητήρα, περιορισμοί οι οποίοι είναι απαραίτητοι για την ποιοτικότερη απεικόνιση των στροφών του κινητήρα.

Έτσι με εφαρμογή της τροποποίησης (i), απαλείφονται αυτές οι εκτινάξεις καθώς ανεξαρτητοποιείται ο υπολογισμός της  $\tau_e$  από τις στροφές του κινητήρα και εξαρτάται αντ' αυτού από την ταχύτητα  $V$  η οποία αποτελεί και δεδομένο εισόδου για αυτή την ανάλυση.

Δεύτερη σημαντική παρατήρηση στο Σχήμα 4.1 είναι η αύξηση της  $\tau_e$  καθ' όλη τη διάρκεια του NEDC για τον κώδικα με τις τροποποιήσεις (ii) έως (iv). Θα δούμε την ποσοστιαία επίδραση των τροποποιήσεων αυτών για δύο χαρακτηριστικές στιγμές του NEDC το 728<sup>ο</sup> και το 1116<sup>ο</sup> δευτερόλεπτο.

**Πίνακας 4.2 – Επίδραση τροποποιήσεων στην εκτίμηση της κινητήριας ροπής για δύο ενδεικτικές χρονικές στιγμές**

Χρονική στιγμή	$a_x$ (m/s <sup>2</sup> )	$V$ (km/h)	Σχέση Κιβωτίου	Συνολική Ποσοστιαία Αύξηση της $\tau_e$	Ποσοστό επί της αύξησης λόγω (ii)	Ποσοστό επί της αύξησης λόγω (iii)	Ποσοστό επί της αύξησης λόγω (iv)
728 <sup>ο</sup> s	0.528	50	3 <sup>η</sup>	15.9%	54.13%	45.80%	0.07%
1116 <sup>ο</sup> s	0.278	120	6 <sup>η</sup>	11.4%	35.36%	64.44%	0.2%

Όπως είναι αναμενόμενο η συνεισφορά του συνυπολογισμού του συντελεστή μάζας (τροποποίηση (ii)) είναι σημαντικότερη για μεγαλύτερη επιτάχυνση ενώ η συνεισφορά του μεταβλητού βαθμού απόδοσης (τροποποίηση (iii)) σημαντικότερη για αυξημένες στροφές κινητήρα. Είναι επίσης εμφανές ότι η επίδραση της μεταβολής της ακτίνας των τροχών (τροποποίηση (iv)) είναι αμελητέα σε χαμηλές και μέσες ταχύτητες.

Στο σημείο αυτό θα γίνει σύντομη σύγκριση και επεξήγηση των τιμών της κατανάλωσης καυσίμου (f), των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου (NO) και των εκπομπών αιθάλης (Soot), προ και μετά τις παραπάνω τροποποιήσεις (i) έως (iv).

Η σύγκριση αφορά στο σύνολο του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου NEDC, οι τιμές των εκπομπών ρύπων δίνονται σε g/km ενώ για την κατανάλωση δίνεται η μέση τιμή σε g/km επίσης· οι αντίστοιχες τιμές φαίνονται στον Πίνακα 4.2.

**Πίνακας 4.3 – Επίδραση των τροποποιήσεων στην κατανάλωση καυσίμου και τις εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης**

NEDC	f (g/km)	NO (g/km)	Soot (g/km)
<b>Πρό Τροποποιήσεων</b>	92.53	6.60	0.0793
<b>Μετά Τροποποιήσεων</b>	99.91	6.14	0.0356
<b>Ποσοστιαία Μεταβολή</b>	+7.98%	-6.97%	-55.11%

Από τη συσχέτιση των τιμών f , NO και Soot με τη ροπή κινητήρα  $\tau_e$  [10] παρατηρείται ότι και τα τρία αυτά μεγέθη αυξάνονται με αύξηση της  $\tau_e$ . Μοναδική εξαίρεση αποτελούν οι εκπομπές NO περί τις 1800 rpm και για  $\tau_e > 425$  Nm, όπου παρουσιάζουν ελαφρά μείωση.

Με αυτά τα δεδομένα θα ήταν αναμενόμενο να δούμε αύξηση των μεγεθών μετά τις τροποποιήσεις (i) έως (iv) ,οι οποίες όπως εξηγήθηκε οδηγούν σε αύξηση της  $\tau_e$ . Αντ' αυτού παρατηρείται μείωση των εκπομπών NO και Soot, το αποτέλεσμα αυτό οφείλεται στην απαλοιφή των εκτινάξεων της  $\tau_e$ . Ειδικά για τις εκπομπές αιθάλης οι οποίες αυξάνονται εντόνως μη γραμμικά με τη ροπή έως τις 1800 rpm, παρατηρείται μια πολύ σημαντική μείωση της τάξης του 55%. Σημαντικότερη επίδραση στη μείωση των εκπομπών ρύπων έχει η απουσία των εκτινάξεων της ροπής, οι οποίες οδηγούν σε τεράστια *αύξηση των προσαυξήσεων μεταβατικής λειτουργίας*. Η κατανάλωση καυσίμου, από την άλλη πλευρά, ανταποκρίνεται στην αναμενόμενη αύξηση καθώς η εξάρτησή της από τη ροπή είναι σχεδόν γραμμική για όλο το φάσμα στροφών.

### **4.3 Πρόβλεψη Εκπομπών Καυσαερίων και Επιδόσεων κατά τη Διάρκεια Επιτάχυνσης του Οχήματος**

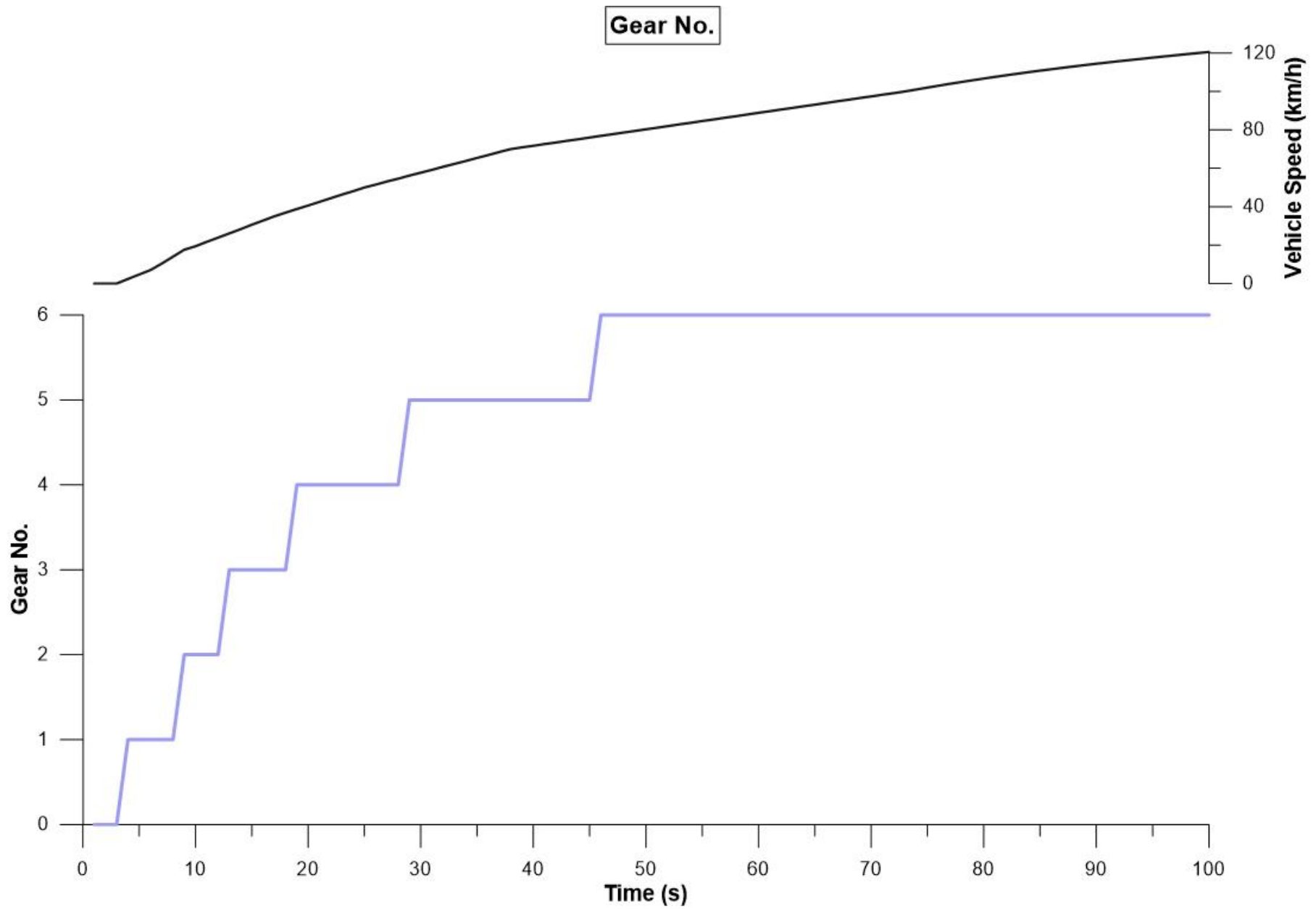
Η πρώτη μεταβατική διεργασία που εξετάζεται είναι επιτάχυνση σχεδόν έως τη μέγιστη ταχύτητα του οχήματος (120 km/h), όπως παρατηρείται κατά την είσοδο σε αυτοκινητόδρομο. Το προφίλ επιτάχυνσης έχει επιλεγεί με βάση τις τιμές επιτάχυνσης που δίνονται σε Κύκλους Πόλης, όπως ο Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος (NEDC), όπου η επιτάχυνση του οχήματος είναι υψηλότερη σε χαμηλές ταχύτητες και σταδιακά μειώνεται στις μεσαίες και υψηλές. Σημειώνεται πως για τη μελέτη της ονομαστικής αυτής διεργασίας έχουν επιλεγεί, για το όχημα ελαστικά ακτινικού τύπου (radial-ply), και ως υλικό εδάφους ψυχρή άσφαλτος.

Στα Σχήματα 4.2 έως 4.11 παρατίθενται συναρτήσεις του χρόνου τα υπό μελέτη μεγέθη, με την εξής σειρά:

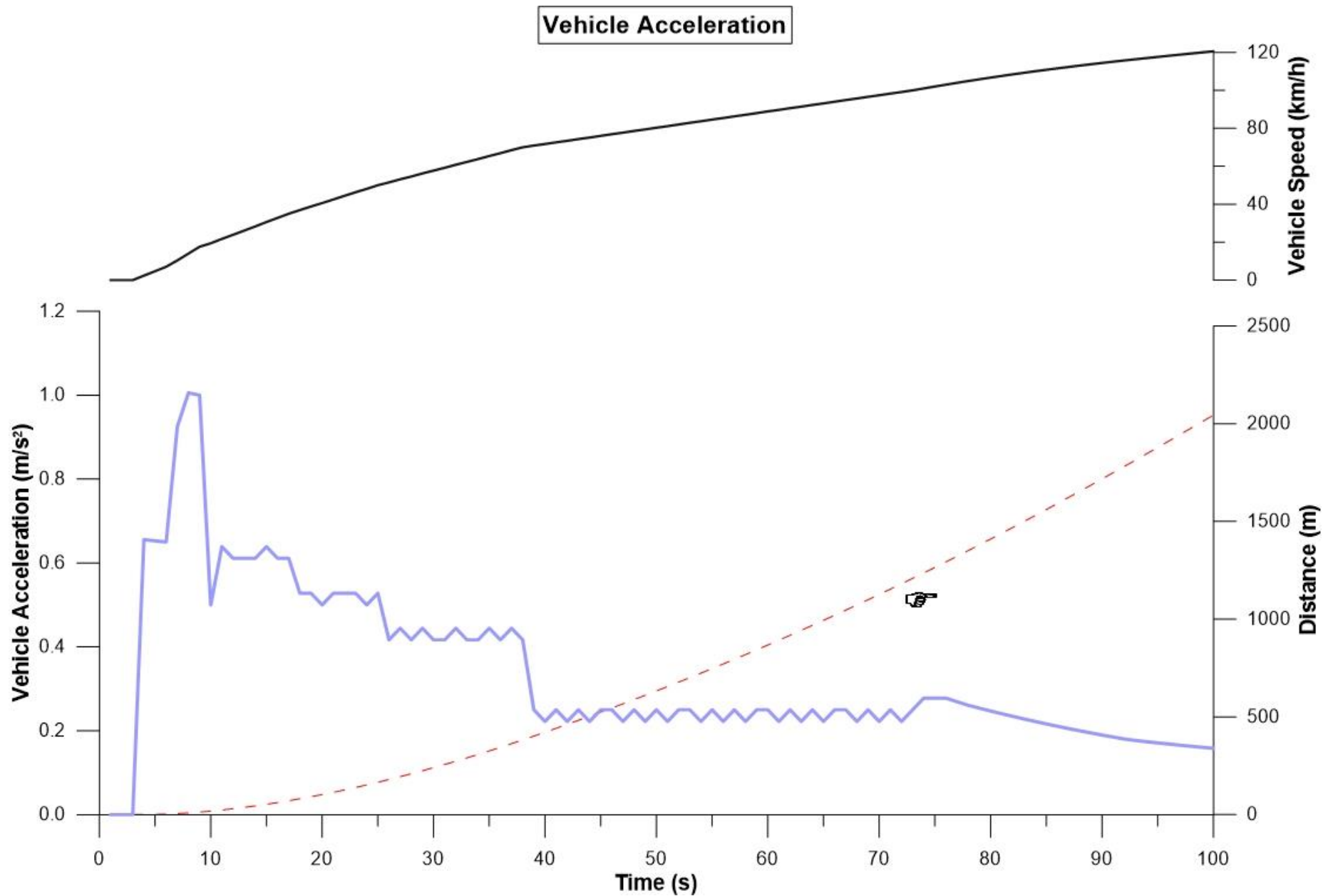
1. Σχέση Κιβωτίου Ταχυτήτων – Gear No. – (Σχήμα 4.2)
2. Επιτάχυνση του Οχήματος – Vehicle Acceleration ( $m/s^2$ ), Διανυθείσα Απόσταση – Distance (m) – (Σχήμα 4.3)

3. Δυνάμεις Αντίστασης – Resistance Forces (N), Ποσοστό της Αεροδυναμικής Αντίστασης επί του συνόλου – Aerodynamic / Total (%) – (Σχήμα 4.4)
4. Ταχύτητα Περιστροφής Κινητήρα – Engine Speed (rpm) – (Σχήμα 4.5)
5. Ροπή Κινητήρα – Engine Torque (Nm), Φορτίο Κινητήρα – Engine Load (%) – (Σχήμα 4.6)
6. Ισχύς Κινητήρα – Engine Power (kW) – (Σχήμα 4.7)
7. Κατανάλωση Καυσίμου – Fueling (kg/h), Αθροιστική Κατανάλωση Καυσίμου – Cumulative Fueling (kg) – (Σχήμα 4.8)
8. Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου – NO (g), Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου Αθροιστικά – Cumulative NO (g) – (Σχήμα 4.9)
9. Εκπομπές Αιθάλης – Soot (mg), Εκπομπές Αιθάλης Αθροιστικά – Cumulative Soot (mg) – (Σχήμα 4.10)
10. Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα – CO<sub>2</sub> (g), Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα Αθροιστικά – Cumulative CO<sub>2</sub> (g) – (Σχήμα 4.11)

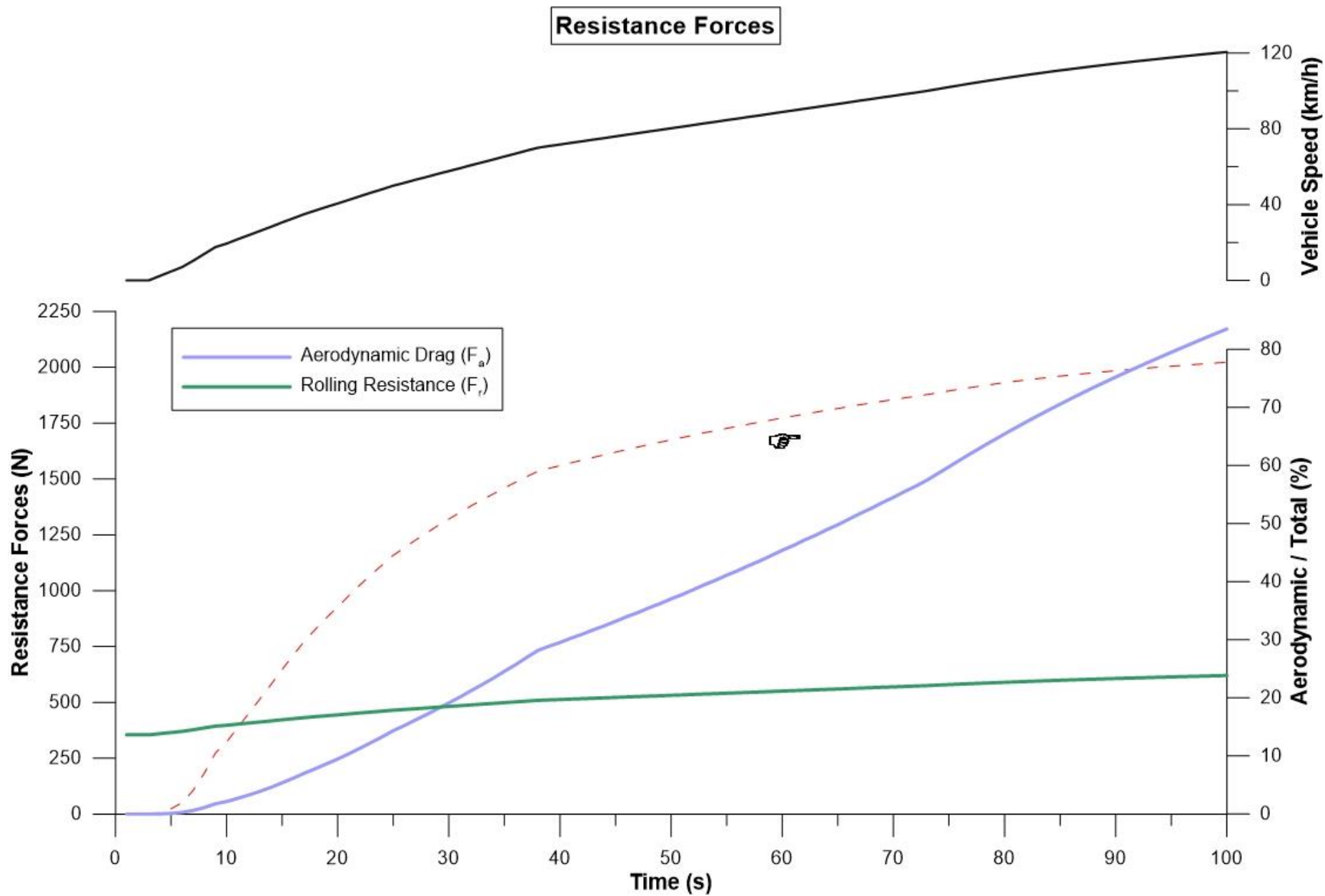
Σε κάθε διάγραμμα παρατίθεται και η καμπύλη της ταχύτητας του οχήματος, ή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, προκειμένου να είναι εμφανής ο συσχετισμός του εκάστοτε μεγέθους με αυτές. Ακόμη, τα μεγέθη που δίνονται συμπληρωματικά (με διακεκομμένη κόκκινη γραμμή) σε κάθε σχήμα αναφέρονται στο δεξί βοηθητικό κατακόρυφο άξονα του διαγράμματος.



Σχήμα 4.2 - Σχέση Κιβωτίου Ταχυτήτων

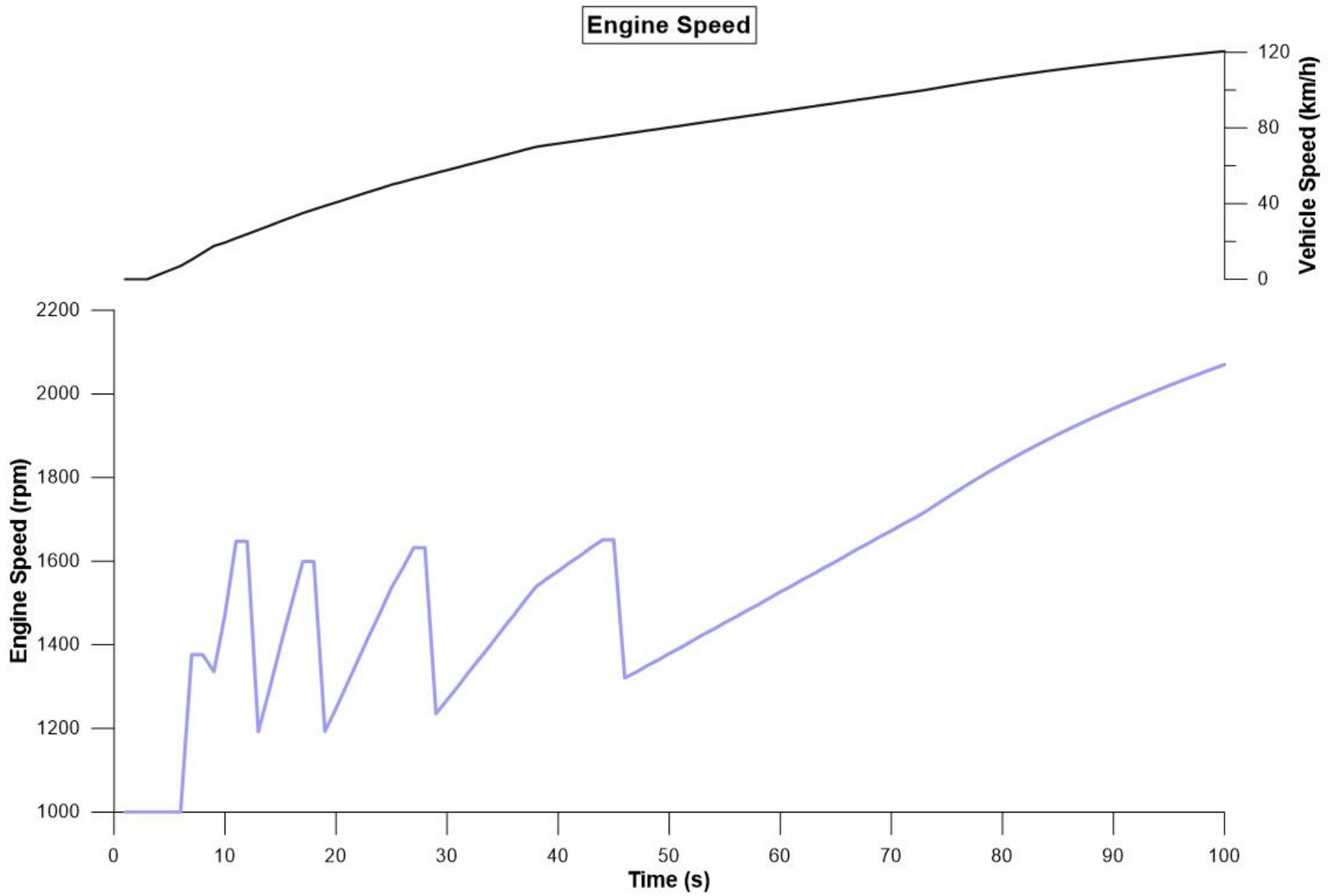


Σχήμα 4.3 - Επιτάχυνση του οχήματος

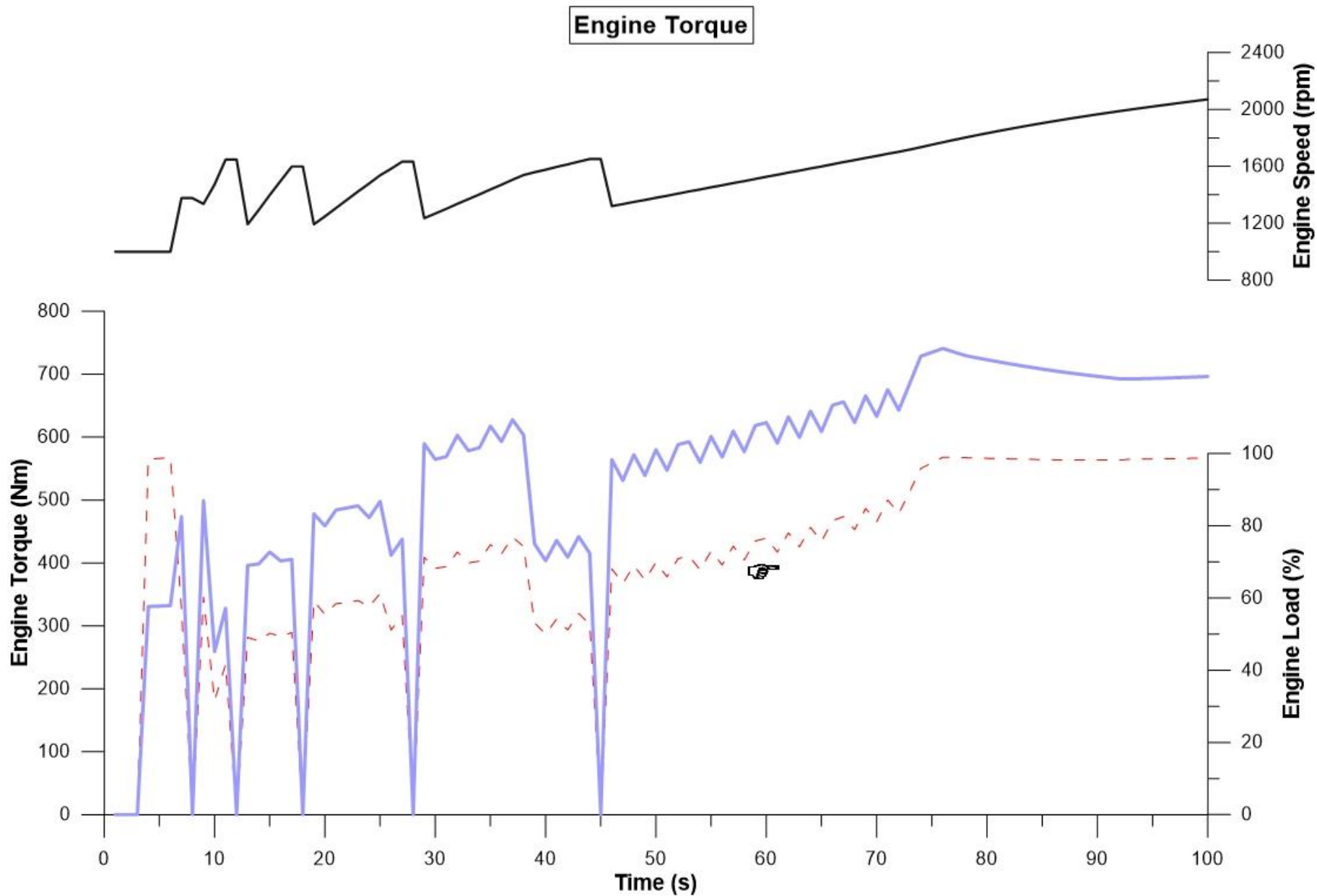


Σχήμα 4.4 - Δυνάμεις Αντίστασης

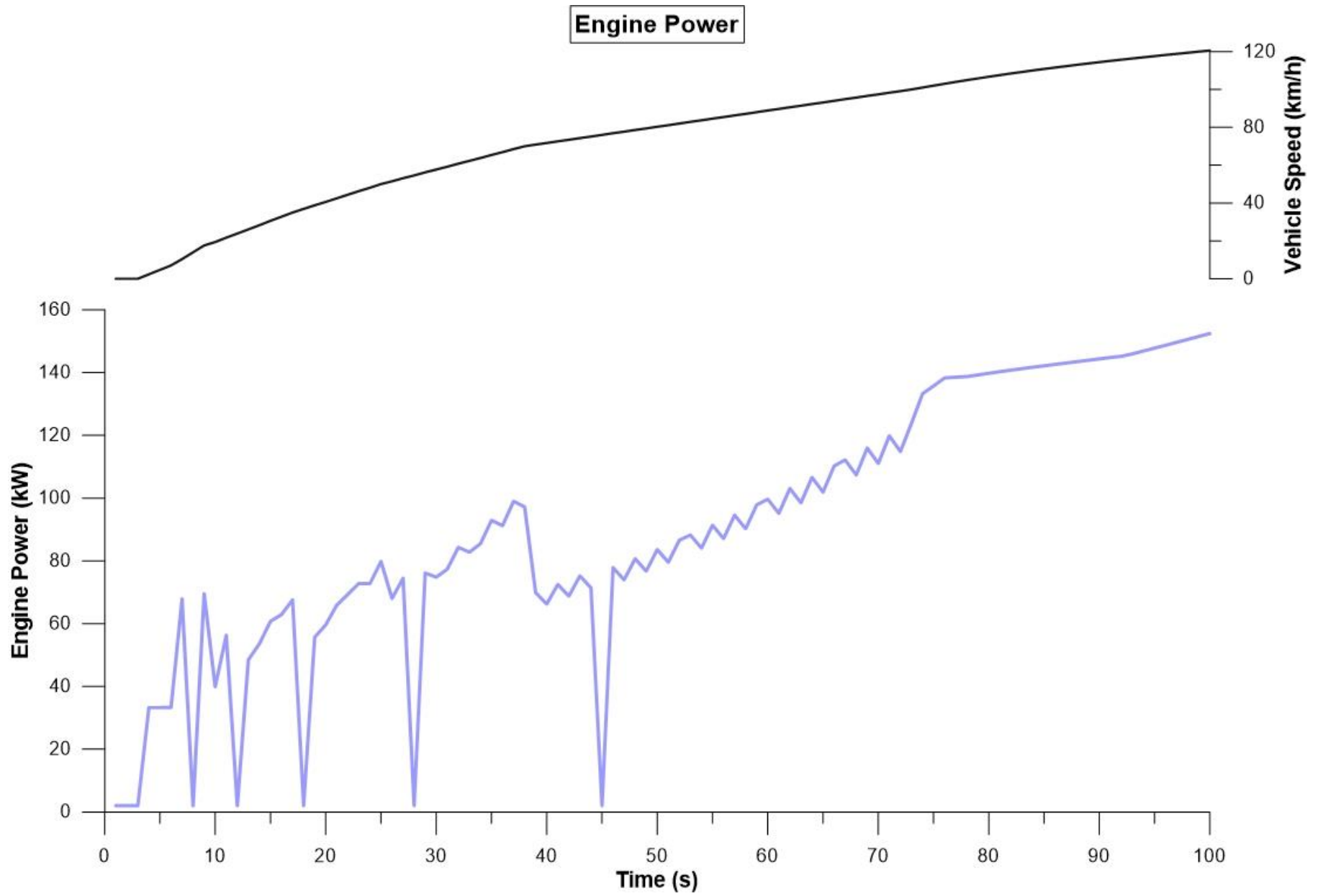




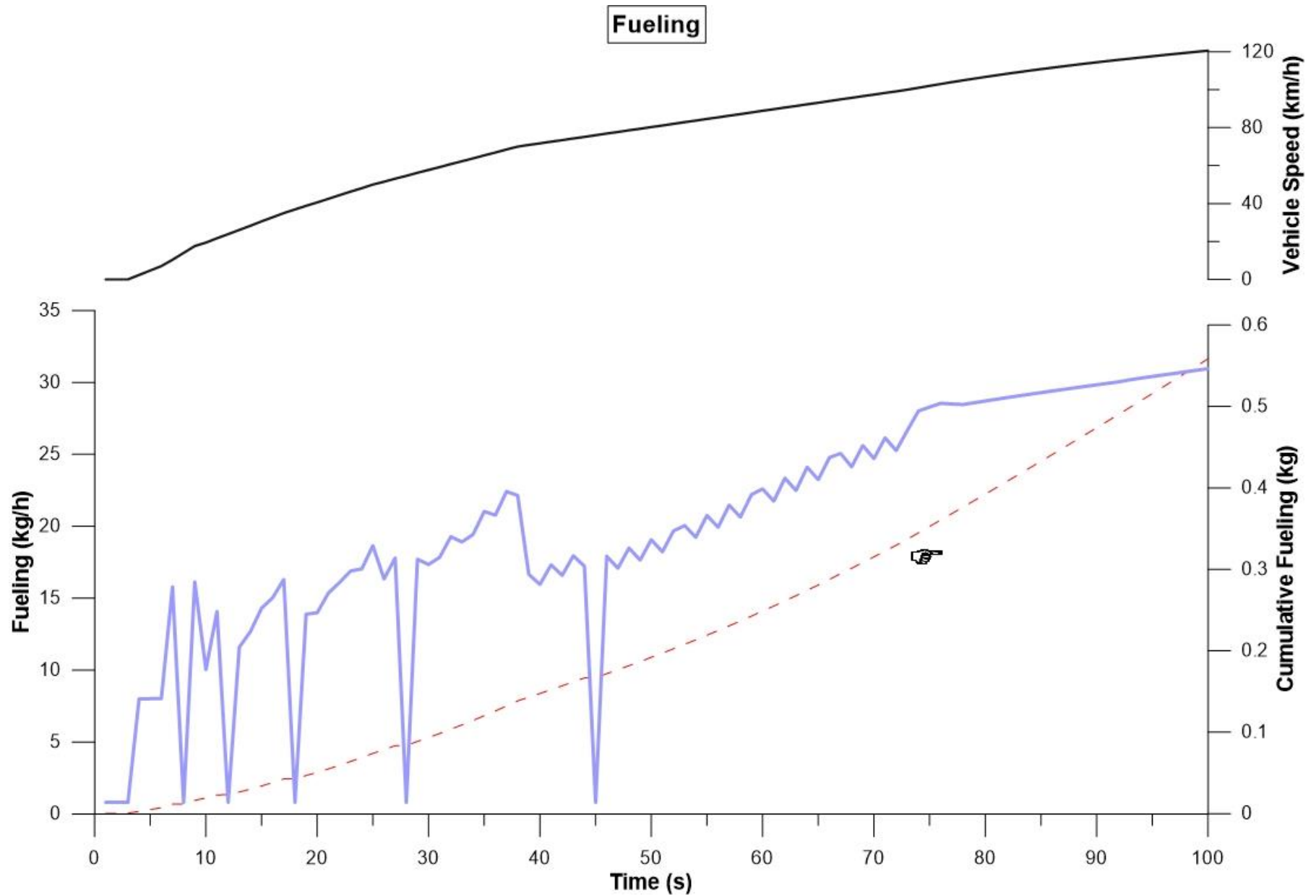
**Σχήμα 4.5 - Ταχύτητα Περιστροφής Κινητήρα**



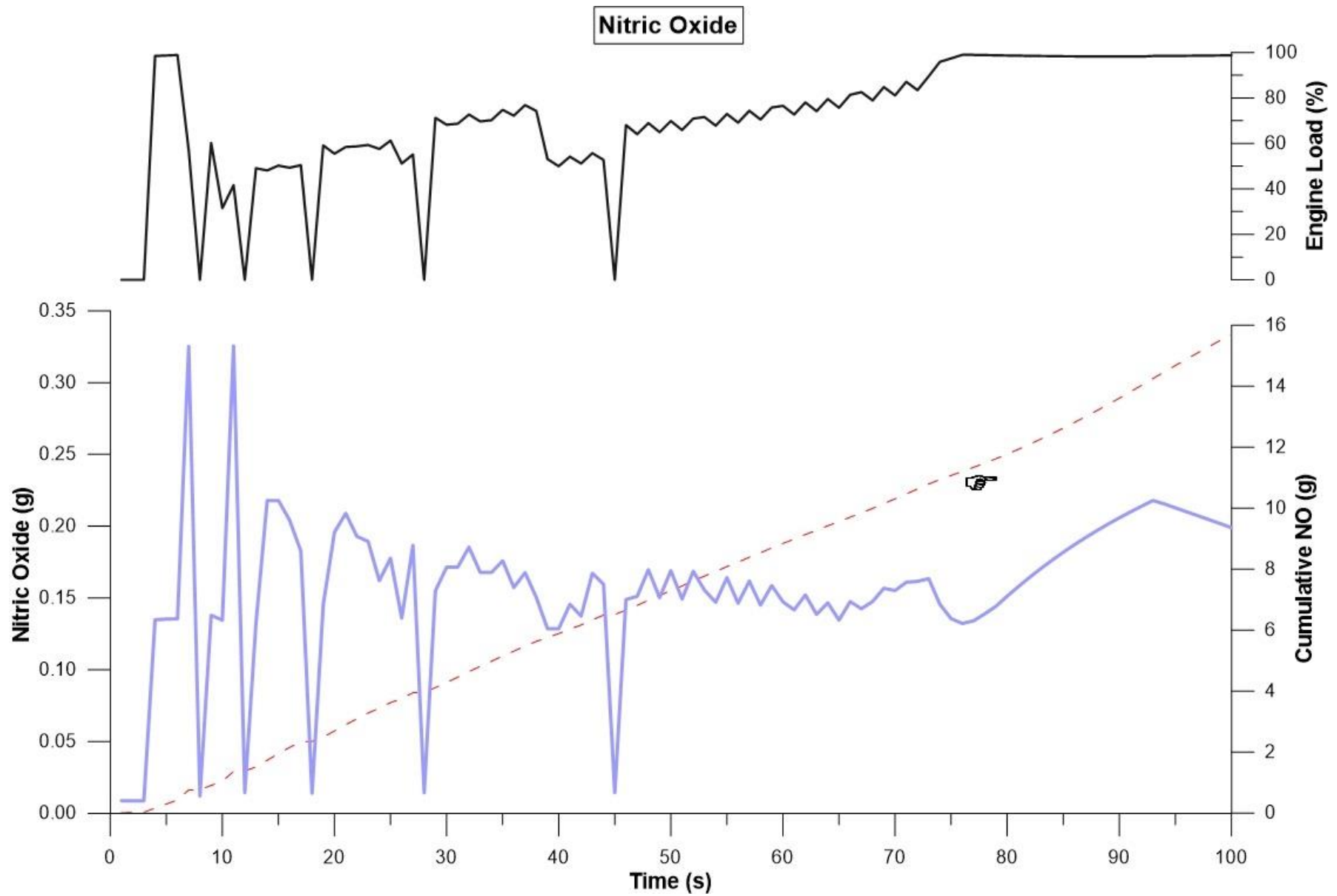
Σχήμα 4.6 - Ροπή Κινητήρα



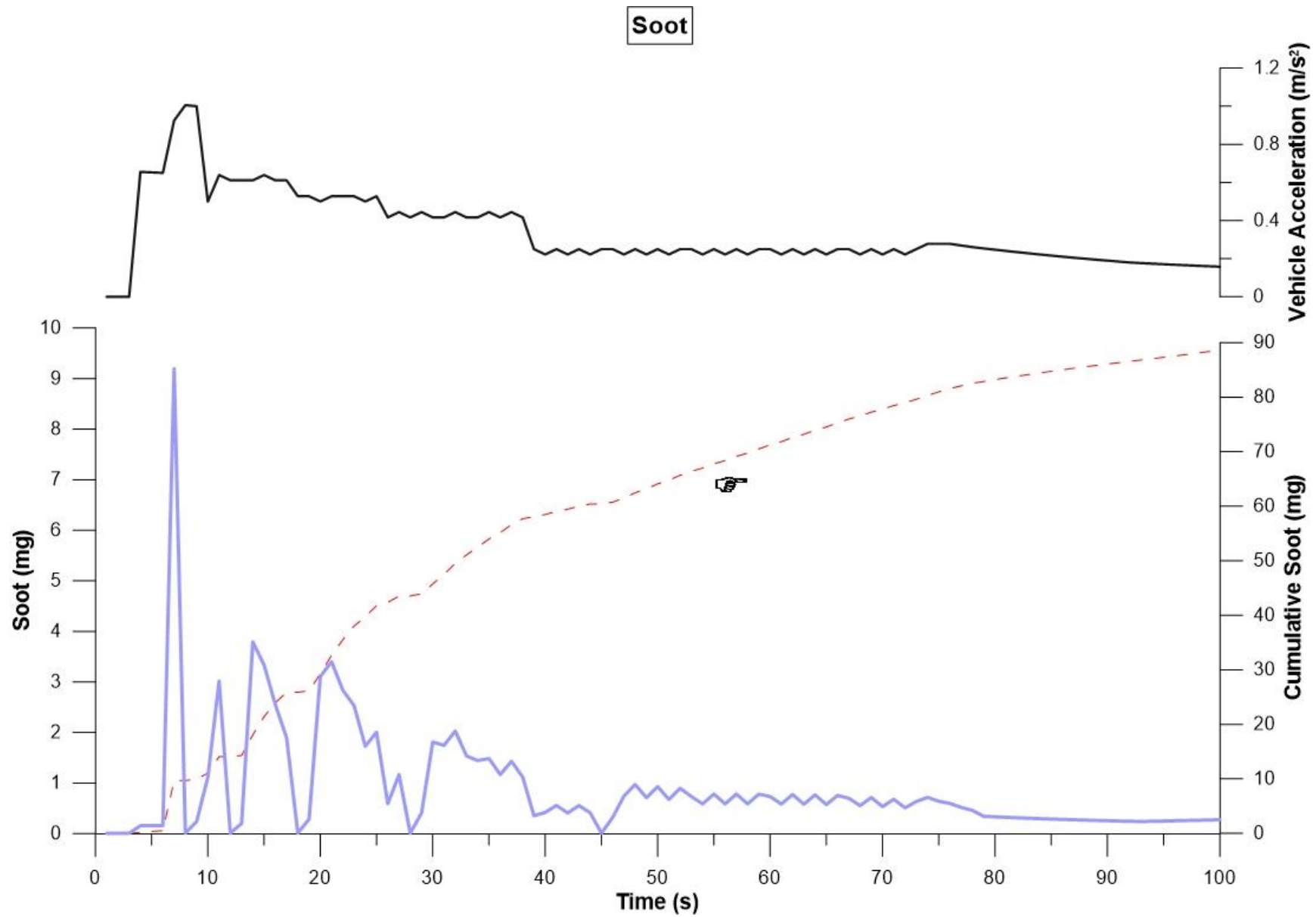
Σχήμα 4.7 - Ισχύς Κινητήρα



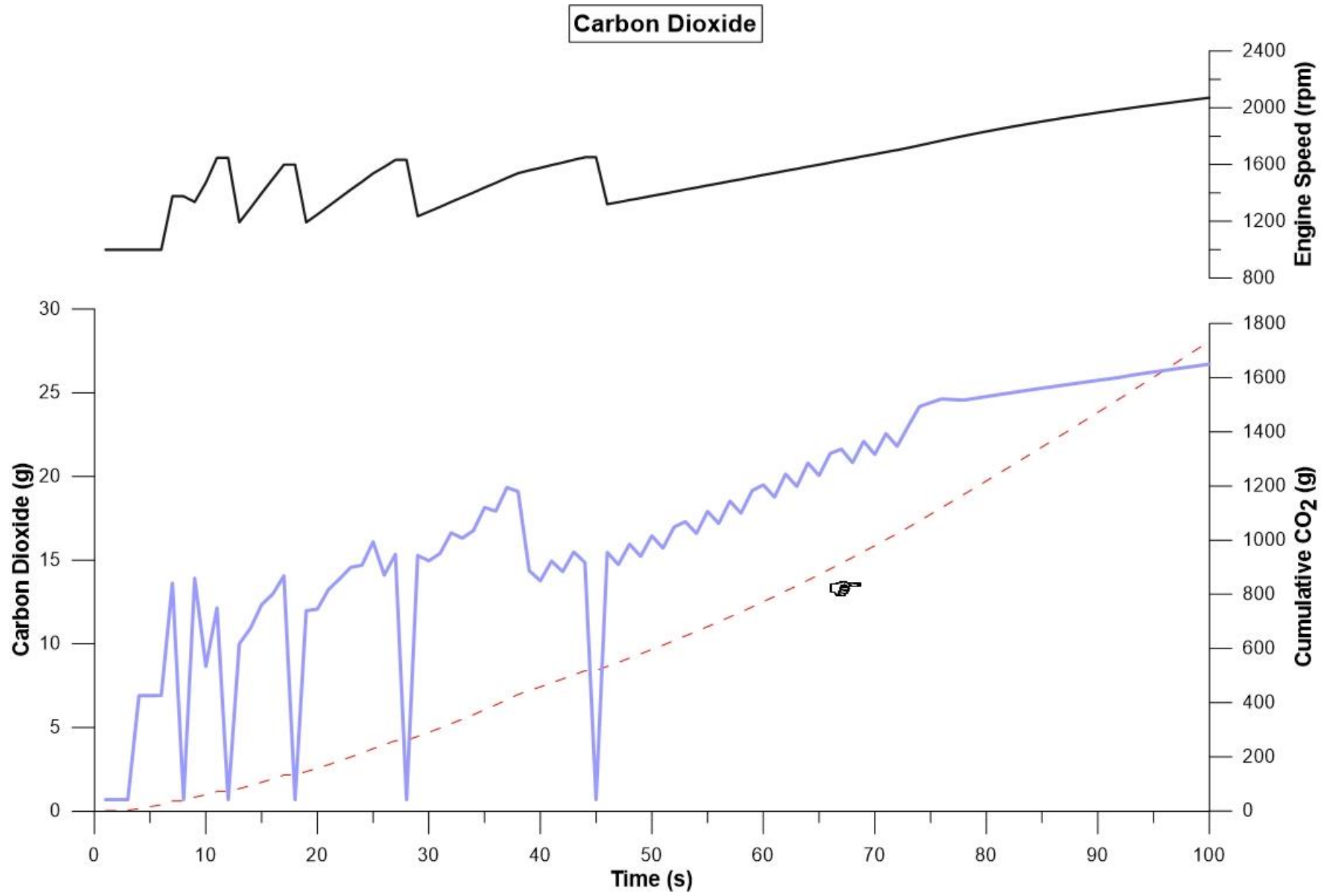
Σχήμα 4.8 - Κατανάλωση Καυσίμου



Σχήμα 4.9 - Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου



Σχήμα 4.10 - Εκπομπές Αιθάλης



Σχήμα 4.11 - Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα

## 4.4 Πρόβλεψη Εκπομπών Καυσαερίων και Επιδόσεων κατά τη Διάρκεια Μεταβατικής Διεργασίας Επιτάχυνσης – Επιβράδυνσης

Η δεύτερη μεταβατική διεργασία που εξετάζεται αποτελείται από επιτάχυνση έως την ταχύτητα των 32 km/h, παραμονή στην ταχύτητα αυτή και τέλος επιβράδυνση μέχρι ακινητοποίησης του οχήματος, όπως συμβαίνει κατά την κίνηση λεωφορείου εντός πόλης (χαμηλές σχετικά ταχύτητες) από τον ένα φωτεινό σηματοδότη στον άλλο. Το προφίλ της ταχύτητας έχει επιλεγεί με βάση τις τιμές επιτάχυνσης και επιβράδυνσης που δίνονται σε Κύκλους Πόλης, όπως για παράδειγμα ο Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος (NEDC). Η δεύτερη αυτή ονομαστική διεργασία επιλέχθηκε ως έχει ώστε να παρουσιασθεί πως διαμορφώνονται τα υπό μελέτη μεγέθη κατά την επιβράδυνση του οχήματος. Σημειώνεται πως για τη μελέτη και αυτής της ονομαστικής διεργασίας έχουν επιλεγεί, για το όχημα ελαστικά ακτινικού τύπου (radial-ply), και ως υλικό εδάφους ψυχρή άσφαλτος.

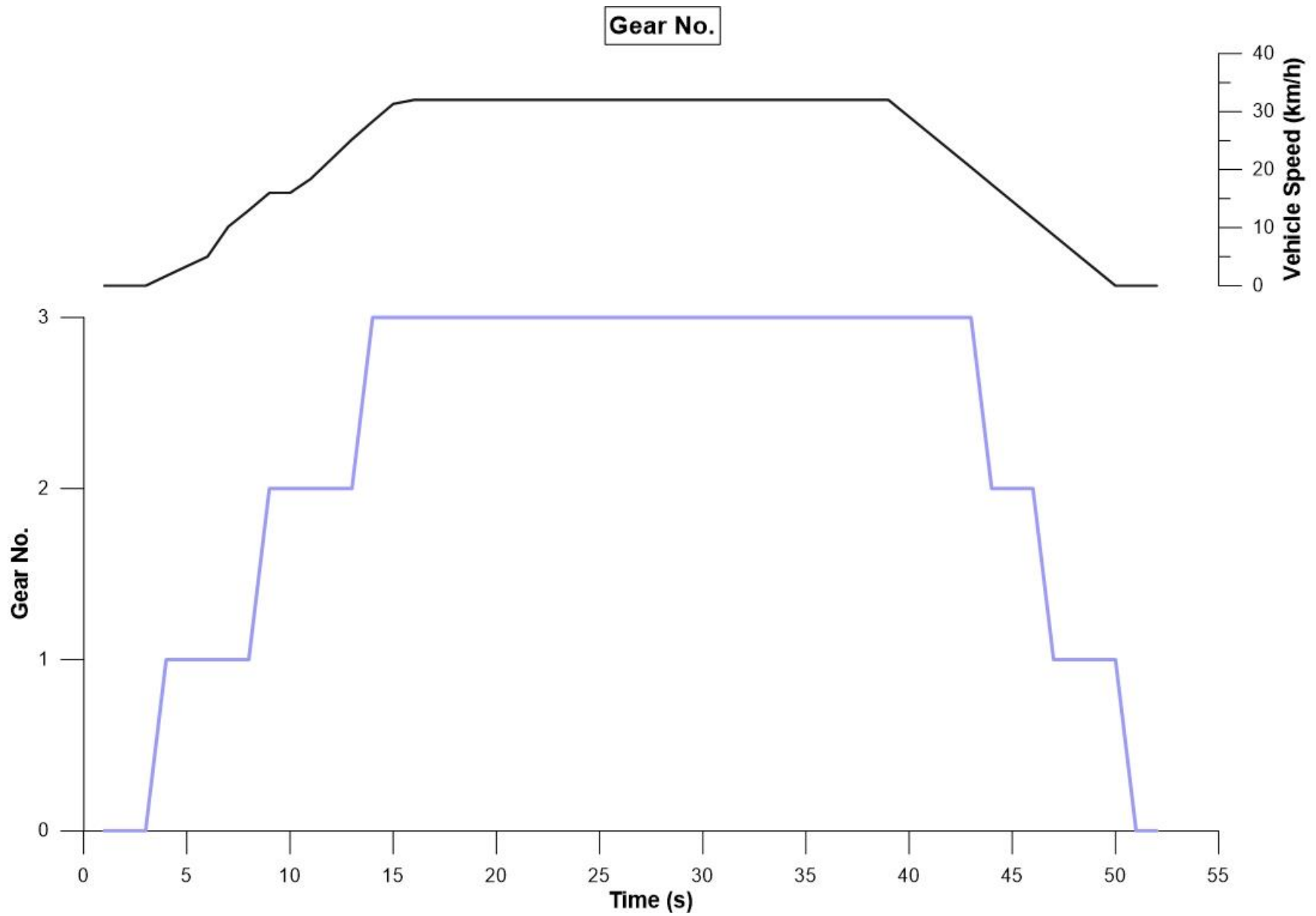
Στα Σχήματα 4.12 έως 4.22 παρατίθενται συναρτήσεις του χρόνου τα υπό μελέτη μεγέθη, με την εξής σειρά:

1. Σχέση Κιβωτίου Ταχυτήτων – Gear No. – (Σχήμα 4.12)
2. Επιτάχυνση του Οχήματος – Vehicle Acceleration ( $m/s^2$ ), Διανυθείσα Απόσταση – Distance (m) – (Σχήμα 4.13)
3. Δυνάμεις Αντίστασης – Resistance Forces (N), Ποσοστό της Αεροδυναμικής Αντίστασης επί του συνόλου – Aerodynamic / Total (%) – (Σχήμα 4.14)
4. Δύναμη Πέδησης – Brake Force (N) – (Σχήμα 4.15)
5. Ταχύτητα Περιστροφής Κινητήρα – Engine Speed (rpm) – (Σχήμα 4.16)
6. Ροπή Κινητήρα – Engine Torque (Nm), Φορτίο Κινητήρα – Engine Load (%) – (Σχήμα 4.17)
7. Ισχύς Κινητήρα – Engine Power (kW) – (Σχήμα 4.18)
8. Κατανάλωση Καυσίμου – Fueling (kg/h), Αθροιστική Κατανάλωση Καυσίμου – Cumulative Fueling (kg) – (Σχήμα 4.19)

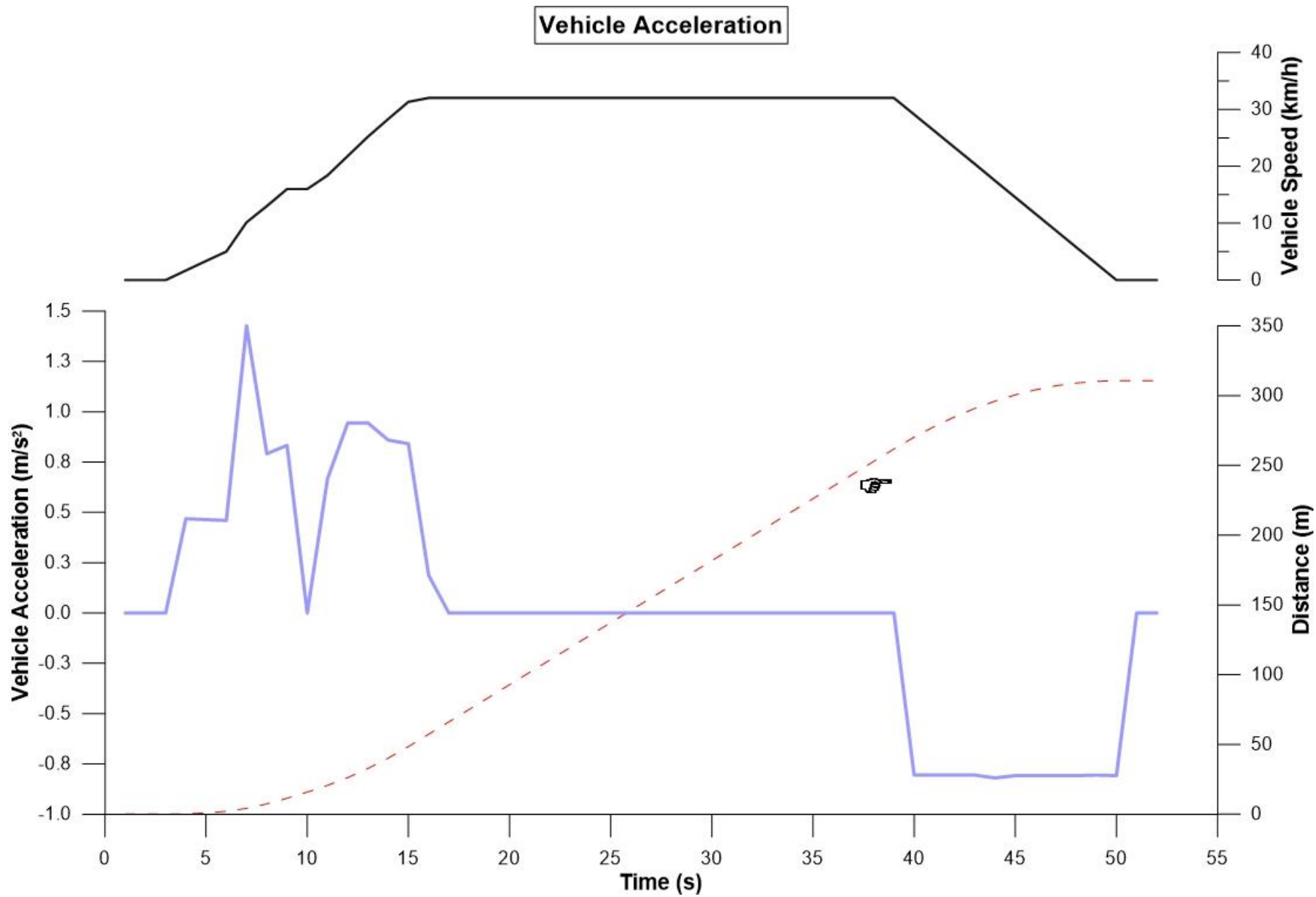


9. Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου – NO (g), Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου Αθροιστικά – Cumulative NO (g) – (Σχήμα 4.20)
10. Εκπομπές Αιθάλης – Soot (mg), Εκπομπές Αιθάλης Αθροιστικά – Cumulative Soot (mg) – (Σχήμα 4.21)
11. Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα – CO<sub>2</sub> (g), Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα Αθροιστικά – Cumulative CO<sub>2</sub> (g) – (Σχήμα 4.22)

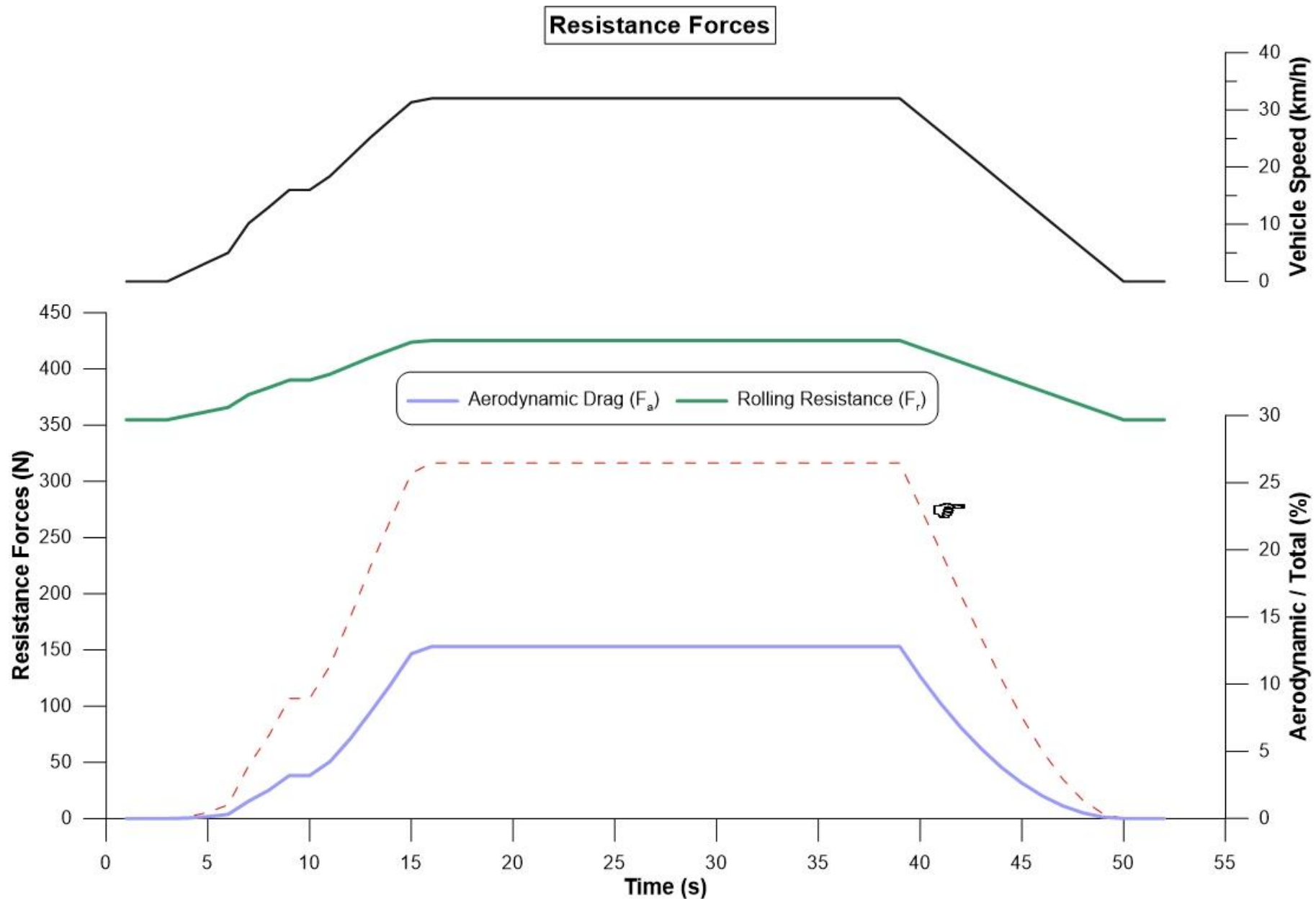
Σε κάθε διάγραμμα παρατίθεται και η καμπύλη της ταχύτητας του οχήματος, ή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, προκειμένου να είναι εμφανής ο συσχετισμός του εκάστοτε μεγέθους με αυτές. Ακόμη, τα μεγέθη που δίνονται συμπληρωματικά σε κάθε σχήμα (με διακεκομμένη κόκκινη γραμμή) αναφέρονται στο δεξί βοηθητικό κατακόρυφο άξονα του διαγράμματος



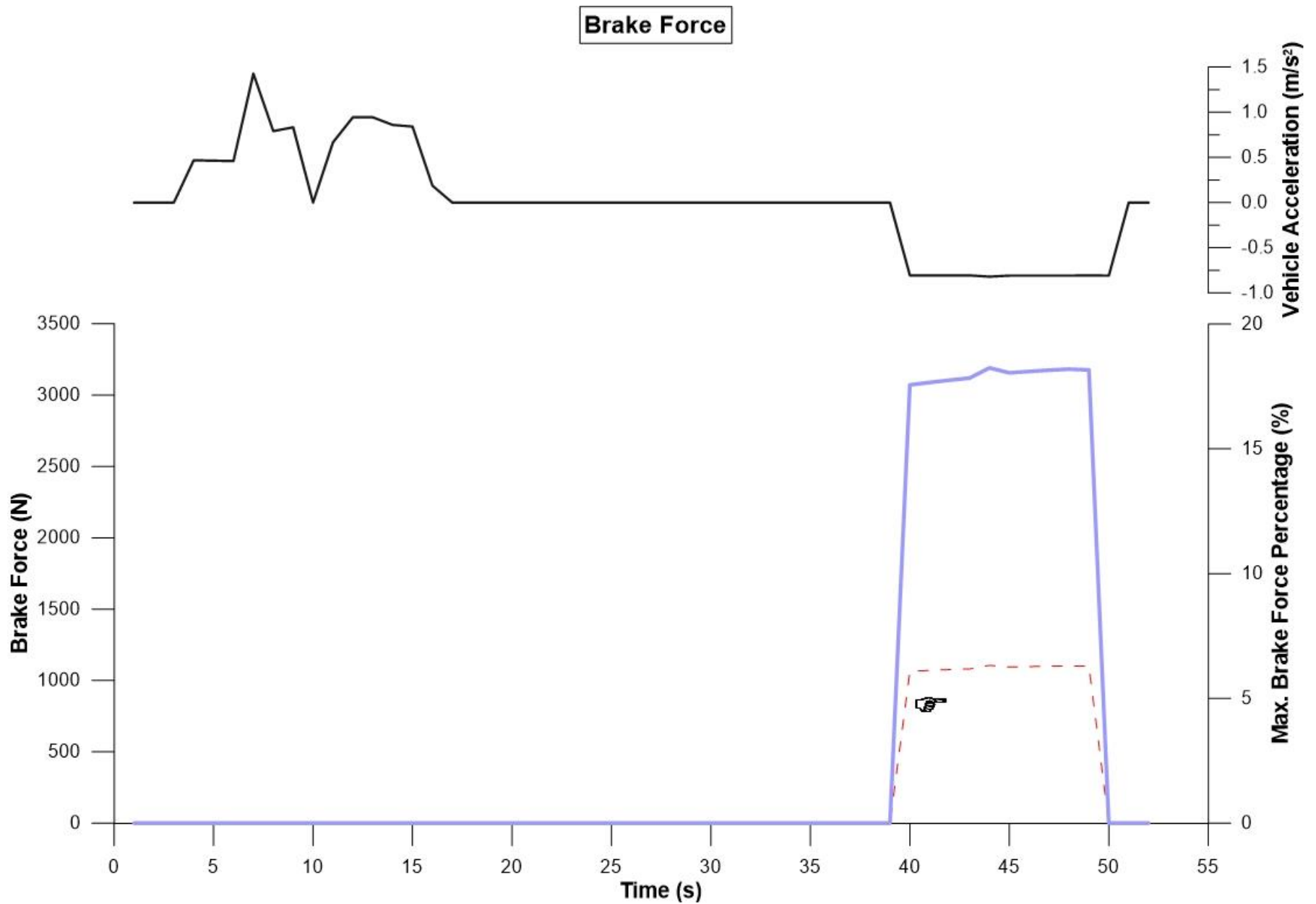
Σχήμα 4.12 – Σχέση Κιβωτίου Ταχυτήτων



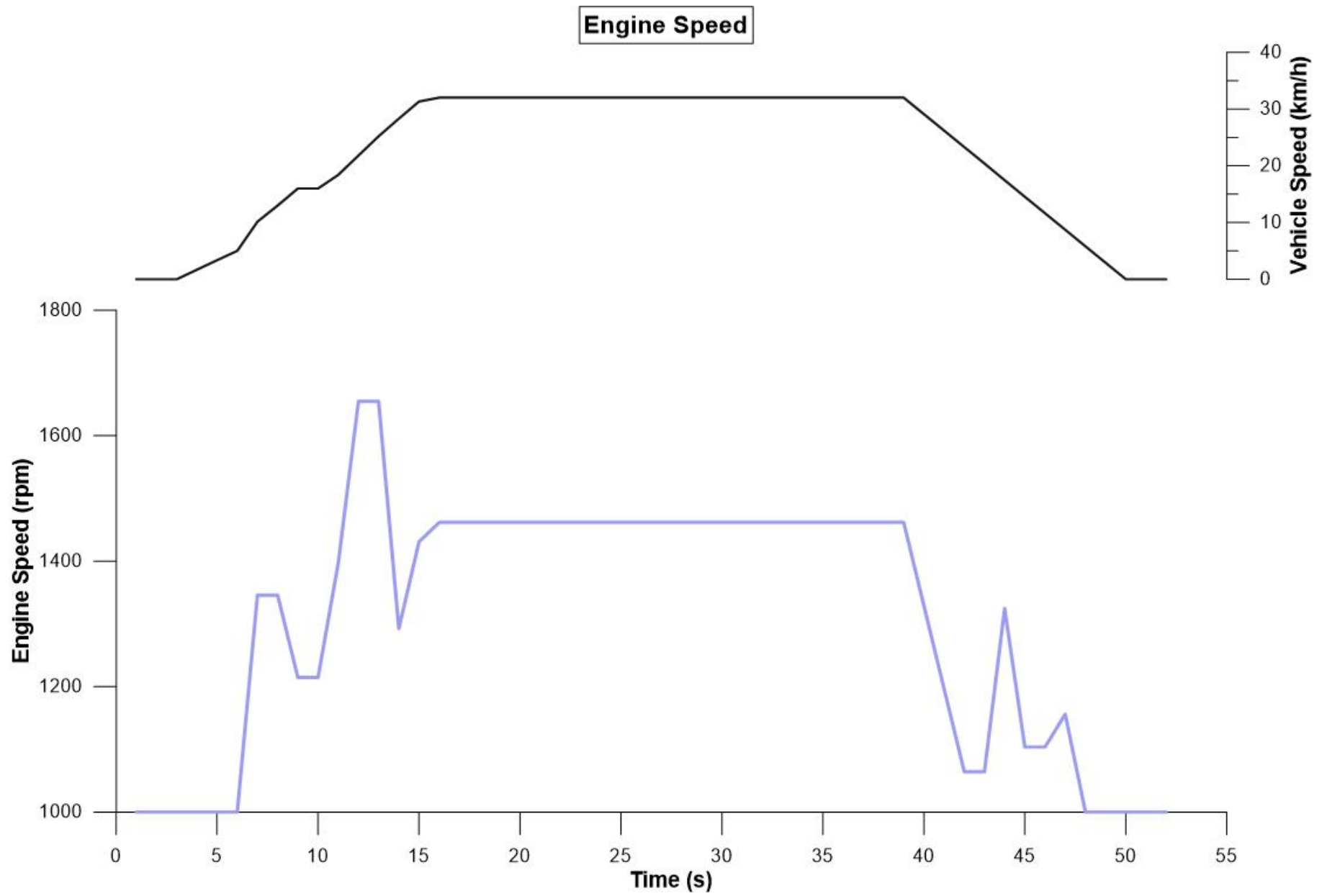
Σχήμα 4.13 - Επιτάχυνση του οχήματος



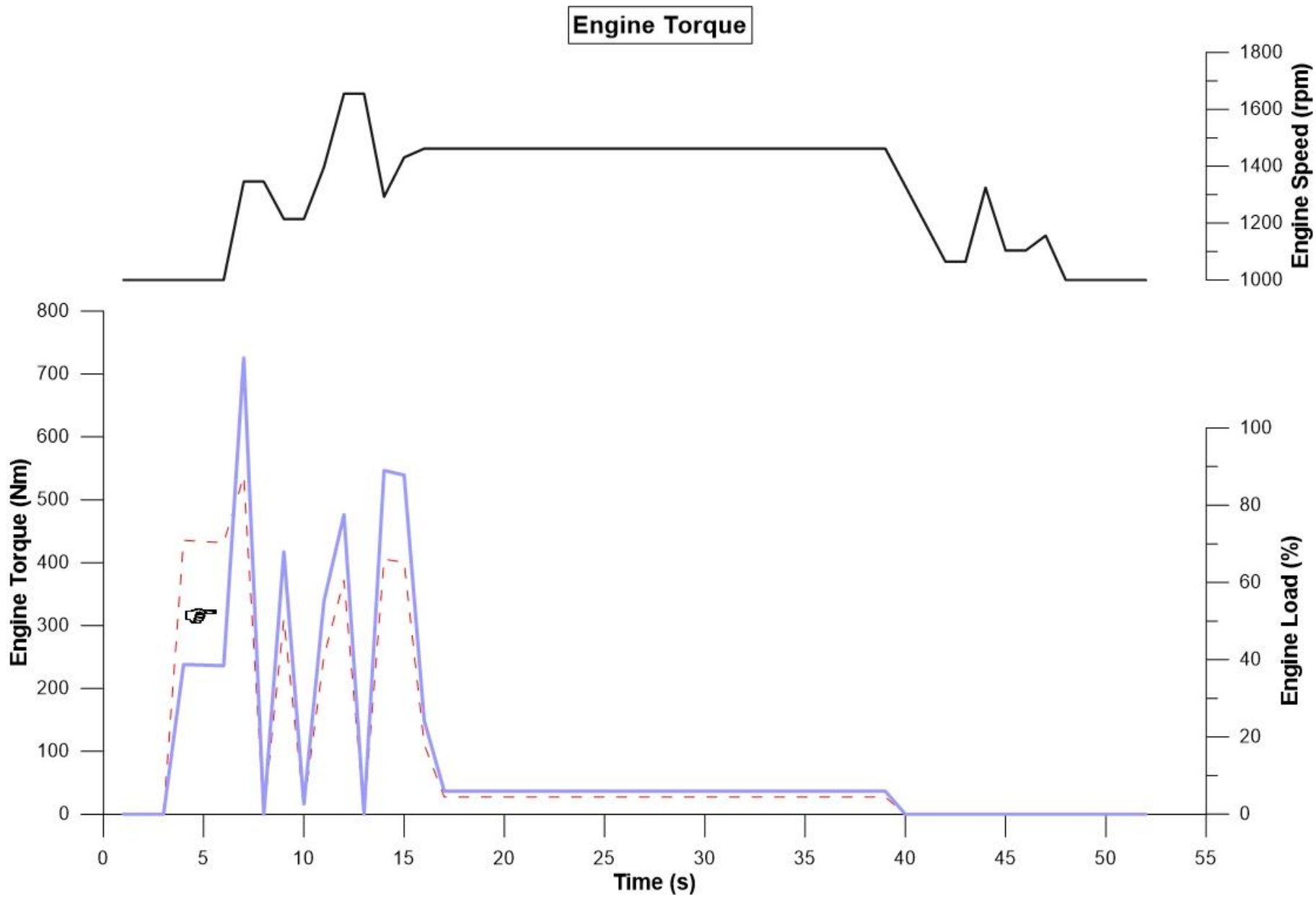
Σχήμα 4.14 - Δυνάμεις Αντίστασης



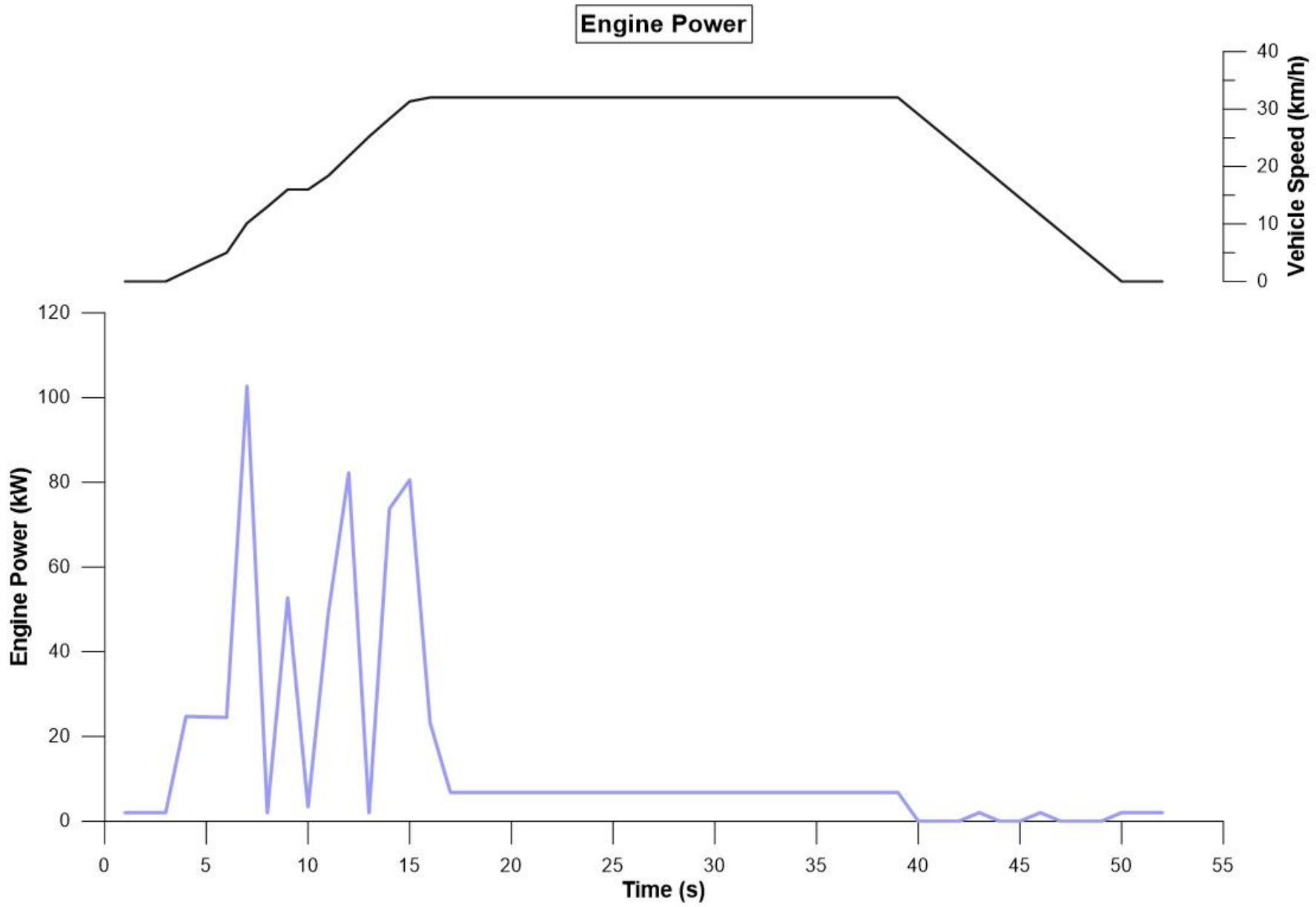
Σχήμα 4.15 - Δύναμη Πέδησης



Σχήμα 4.16 - Ταχύτητα Περιστροφής Κινητήρα

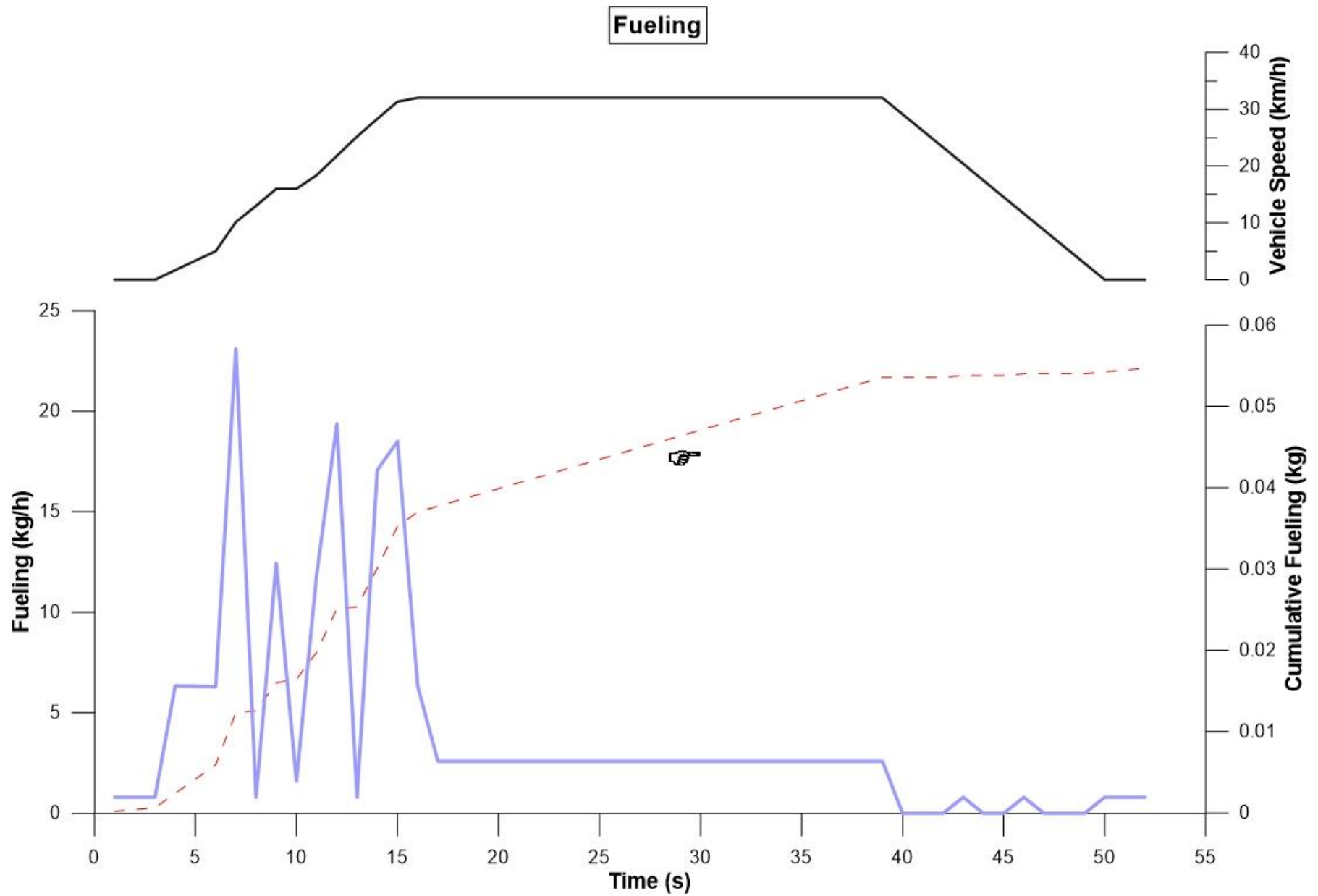


Σχήμα 4.17 - Ροπή Κινητήρα

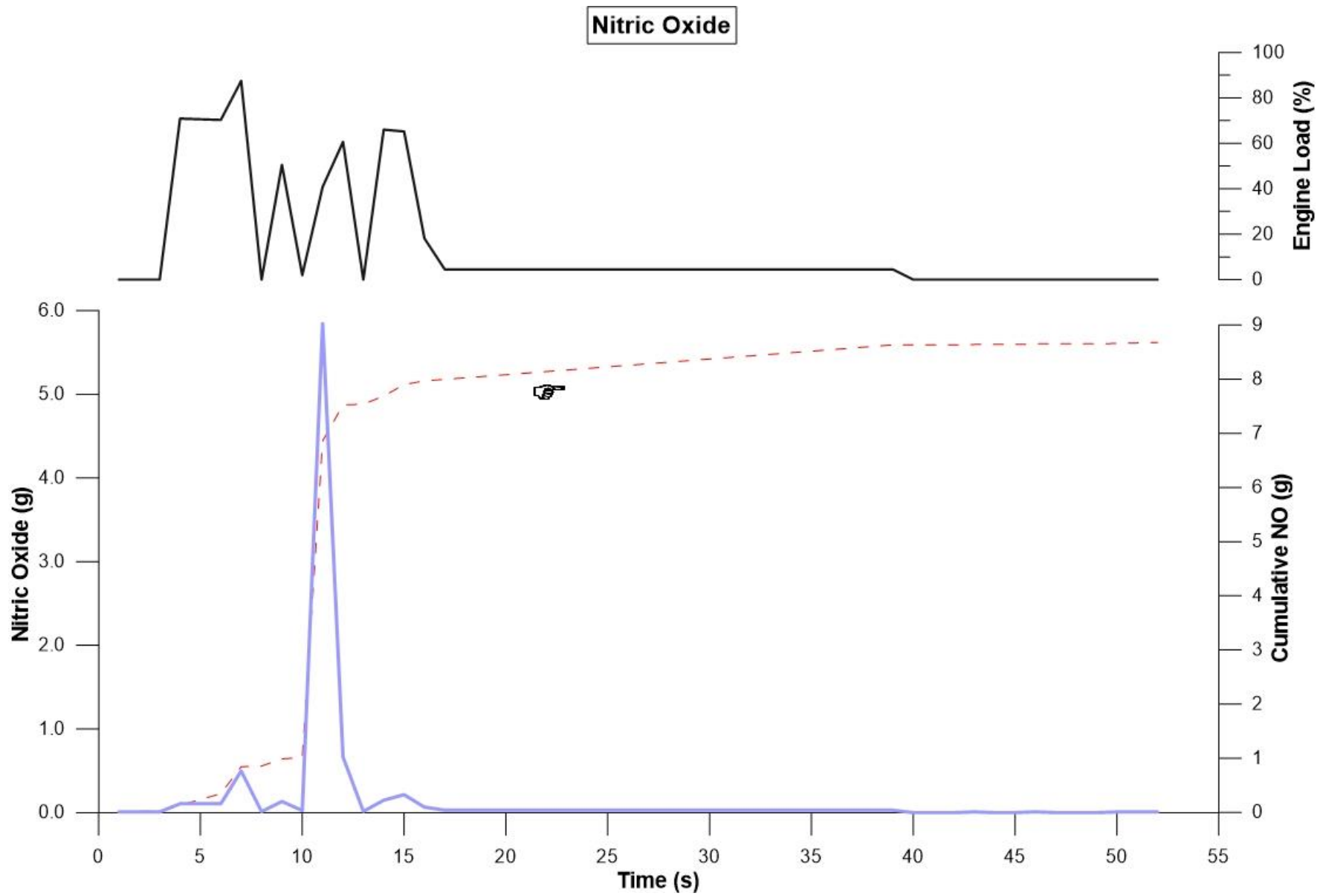


Σχήμα 4.18 - Ισχύς Κινητήρα

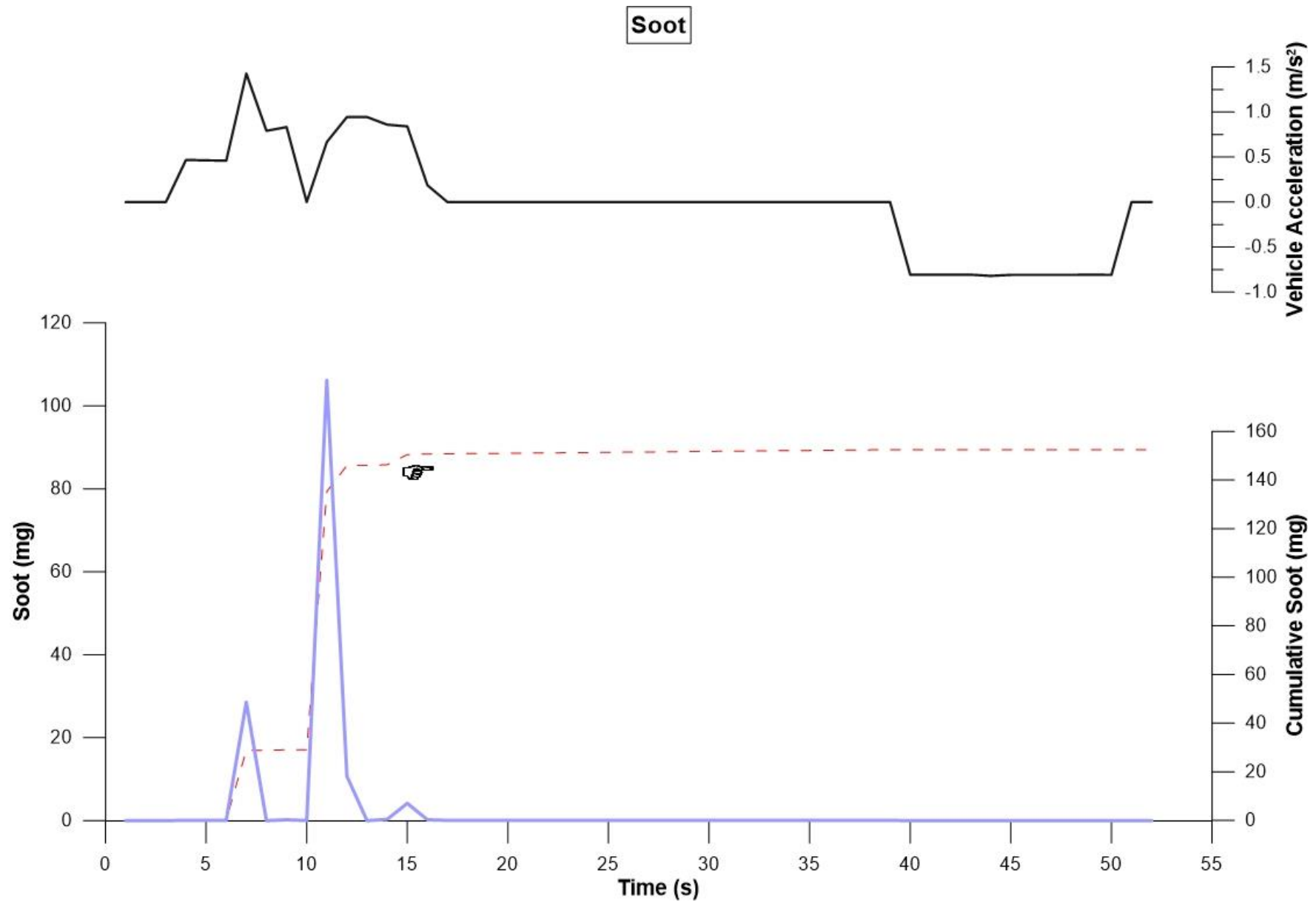




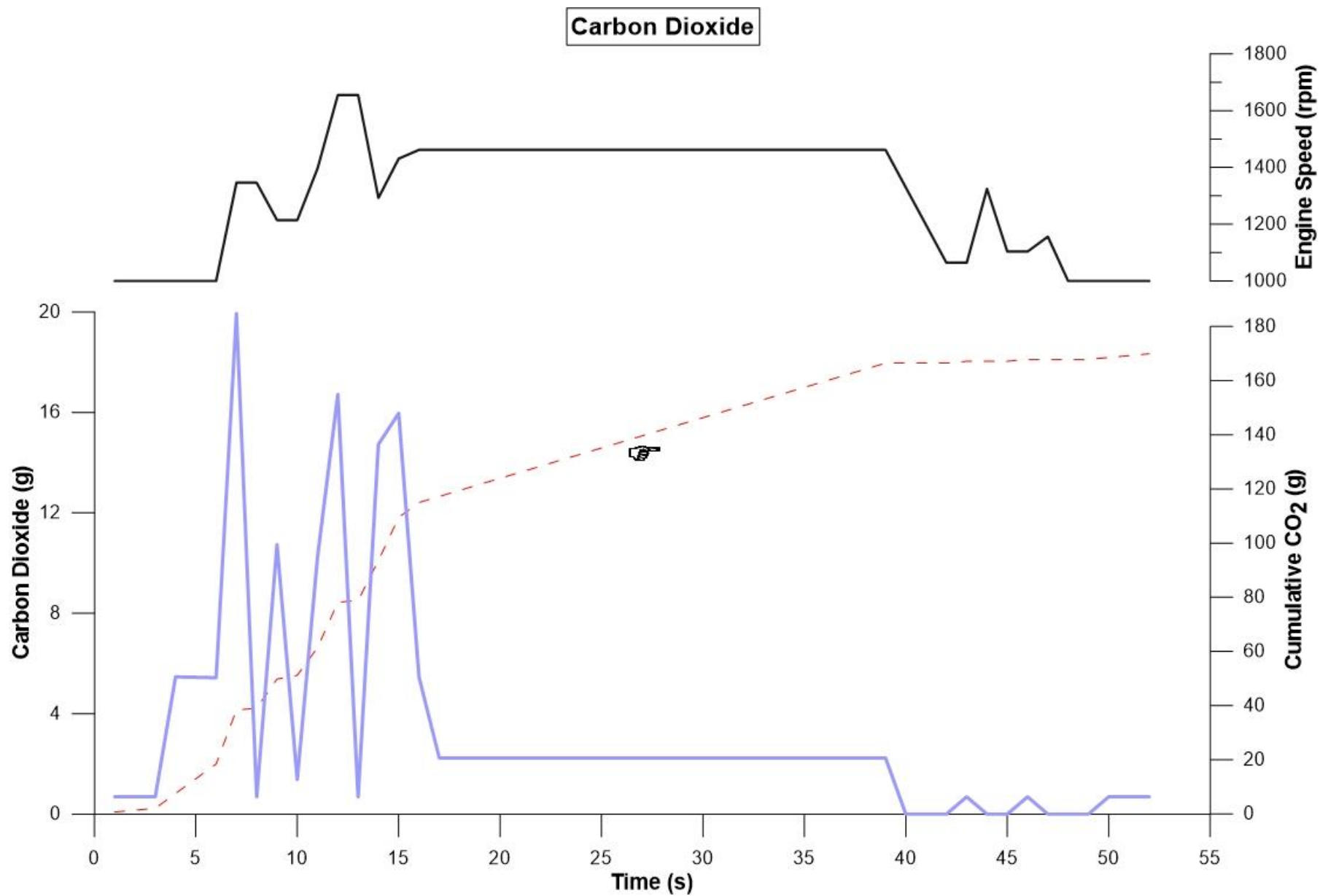
Σχήμα 4.19 - Κατανάλωση Καυσίμου



Σχήμα 4.20 - Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου



Σχήμα 4.21 - Εκπομπές Αιθάλης



Σχήμα 4.22 - Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα

## 4.5 Συμπεράσματα

Με βάση τα Σχήματα 4.2–4.11 και 4.12–4.22, για την πρώτη (Παράγραφος 4.3) και τη δεύτερη (Παράγραφος 4.4) ονομαστική μεταβολή αντίστοιχα, θα σχολιαστούν τα μελετώμενα μεγέθη και το πώς αυτά διαμορφώνονται συναρτήσει του χρόνου.

Αναφορικά με τις *δυνάμεις αντίστασης* παρατηρούμε πως αυξανόμενης της ταχύτητας η αεροδυναμική αντίσταση αυξάνεται σημαντικά, όπως είναι αναμενόμενο λόγω της τετραγωνικής της εξάρτησης από την ταχύτητα. Για την πρώτη περίπτωση επιτάχυνσης έως τη μέγιστη σχεδόν ταχύτητα, παρατηρούμε πως η αεροδυναμική αντίσταση φθάνει το 75% της συνολικής, ενώ για ταχύτητες μεγαλύτερες των 60 km/h υπερτερεί της αντίστασης κύλισης. Αντίθετα, για τη δεύτερη ονομαστική μεταβολή, όπου το όχημα κινείται σε χαμηλότερες ταχύτητες, η αντίσταση κύλισης αποτελεί τη μεγαλύτερη δύναμη αντίστασης με σημαντική διαφορά από την αεροδυναμική. Στη δεύτερη ονομαστική μεταβολή, όπου το όχημα επιβραδύνει, χρησιμοποιεί το σύστημα πέδησης, όμως η *δύναμη πέδησης* η οποία αναπτύσσει αποτελεί μικρό ποσοστό της μέγιστης δυνατής, αυτό οφείλεται στο ότι η επιβράδυνση είναι σχετικά ήπια.

Η *ροπή*, το *φορτίο*, η *ισχύς* και η *κατανάλωση* του κινητήρα, όπως φαίνεται στα Σχήματα 4.5,4.7,4.8 και 4.17,4.18,4.19 αντίστοιχα για κάθε μια από τις δύο ονομαστικές μεταβολές, παρουσιάζουν παρόμοια εξάρτηση με την ταχύτητα και την επιτάχυνση του οχήματος. Αυξανόμενων αυτών, αυξάνονται και τα παραπάνω μεγέθη. Αξίζει να σημειωθεί, πως για τις χαμηλές ταχύτητες, οπότε και χρησιμοποιείται η πρώτη και η δεύτερη σχέση μετάδοσης, οι οποίες χαρακτηρίζονται από το μεγαλύτερο συντελεστή μάζας (Παράγραφος 3.3.2), η αύξηση των παραπάνω μεγεθών είναι ιδιαίτερα σημαντική, καθώς η ισοδύναμη μάζα (λόγω ροπών αδράνειας) την οποία επιταχύνει ο κινητήρας είναι έως και τριπλάσια της πραγματικής.

Σχετικά με τις *εκπομπές NO* και *αιθάλης* παρατηρείται πως αυτές κατά βάση αυξάνονται συναρτήσει του φορτίου, καθώς εγχύεται περισσότερο καύσιμο

εντός των κυλίνδρων (μείωση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου), οδηγώντας σε αύξηση των θερμοκρασιών στις πλούσιες (σε καύσιμο) ζώνες. Βέβαια παρατηρείται πως η επιτάχυνση επιδρά πολύ περισσότερο στην αύξηση των εκπομπών απ' ό τι η ταχύτητα του οχήματος. Αυτό οφείλεται στις προσαυξήσεις των ρύπων λόγω μεταβατικής λειτουργίας, οι οποίες εμφανίζονται πρωτίστως λόγω υστέρησης του υπερπληρωτή κατά τις σημαντικές σχετικές μεταβολές του φορτίου. Αυτή η ανακολουθία μεταξύ της αυξημένης ποσότητας εγχεόμενου καυσίμου και της απουσίας επαρκούς ποσότητας αέρα μπορεί να οδηγήσει σε ιδιαίτερα αυξημένες τιμές των ρύπων. Για παράδειγμα, στα Σχήματα 4.20 και 4.21 της δεύτερης ονομαστικής μεταβολής, παρατηρούνται στιγμιαία δεκαπλάσιες τιμές, των εκπομπών NO και αιθάλης αντίστοιχα, από αυτές που παρατηρούνται στα Σχήματα 4.9 και 4.10 για την πρώτη ονομαστική μεταβολή. Αυτό οφείλεται στο ότι εκείνη τη χρονική στιγμή της δεύτερης ονομαστικής μεταβολής, παρατηρείται σημαντικότερη σχετική μεταβολή του φορτίου λόγω ξαφνικής επιτάχυνσης.

Τέλος, όσον αφορά τις *εκπομπές CO<sub>2</sub>*, αυτές παρουσιάζουν αντίστοιχη συμπεριφορά με την κατανάλωση καυσίμου [15].

# Κεφάλαιο 5

---

## Παραμετρική Ανάλυση Επίδρασης Χαρακτηριστικών Οχήματος και Συνθηκών Μεταβατικής Διεργασίας

### 5.1 Γενικά

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζεται η παραμετρική ανάλυση της επίδρασης των χαρακτηριστικών του οχήματος αλλά και των συνθηκών διεξαγωγής της μεταβατικής διεργασίας, κατά βάση στις εκπομπές ρύπων (NO και αιθάλη), τις εκπομπές CO<sub>2</sub> και την κατανάλωση καυσίμου αλλά και στην ικανότητα του οχήματος να ακολουθήσει τη μεταβατική λειτουργία. Η ανάλυση της επίδρασης της κάθε εξεταζόμενης παραμέτρου θα γίνεται στη βάση μίας εκ των δύο ονομαστικών μεταβατικών λειτουργιών, των οποίων τα αποτελέσματα παρουσιάστηκαν στις Παραγράφους 4.3 και 4.4 αντίστοιχα. Οι παράμετροι των οποίων η επίδραση να παρουσιασθεί είναι οι εξής:

1. Ποσοστό φόρτωσης του οχήματος, μέσω μεταβολής της μάζας του.
2. Σημείο αλλαγής της σχέσης του κιβωτίου ταχυτήτων, μέσω της τιμής της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα στην οποία γίνεται η αλλαγή.
3. Πλήθος των σχέσεων μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων.

4. Τύπος εδάφους σε συνδυασμό με τον τύπο των ελαστικών, μέσω του συντελεστή αντίστασης κύλισης
5. Κλίση οδοστρώματος, μέσω της αντίστοιχης δύναμης αντίστασης που αναπτύσσεται.
6. Τιμή της επιτάχυνσης του οχήματος.

Οι πρώτες τρεις παράμετροι αποτελούν χαρακτηριστικά του οχήματος ενώ οι υπόλοιπες χαρακτηριστικά της μεταβατικής διεργασίας.

## 5.2 Επίδραση του Ποσοστού Φόρτωσης του Οχήματος

### 5.2.1 Δεδομένα Προσομοίωσης

Όπως αναλύθηκε και στο Κεφάλαιο 4 το υπό μελέτη όχημα είναι ένα μεσαίου μεγέθους επιβατηγό λεωφορείο. Έτσι, το φορτίο του οχήματος αυτού αποτελούν οι μεταφερόμενοι επιβάτες και οι αποσκευές τους. Η μάζα του οχήματος χωρίς φορτίο είναι 7350 kg, και διαθέτει 30 θέσεις επιβατών. Θεωρείται μέση μάζα επιβάτη μαζί με τις αποσκευές του περί τα 100 kg, τιμή ελαφρά υπερεκτιμημένη ώστε να συμπεριληφθεί και η πιθανότητα το λεωφορείο να μεταφέρει και ασυνόδευτα φορτία. Έτσι, με μοναδική παράμετρο ελέγχου τη συνολική μάζα του οχήματος, τα δεδομένα προσομοίωσης δίνονται στον Πίνακα 5.1

**Πίνακας 5.1 – Δεδομένα Προσομοίωσης**

α/α	Όχημα	Μάζα - $m_v$ (kg)
1	Κενό (Ονομαστικό)	7350
2	Ημιπλήρες	8850
3	Πλήρες	10350

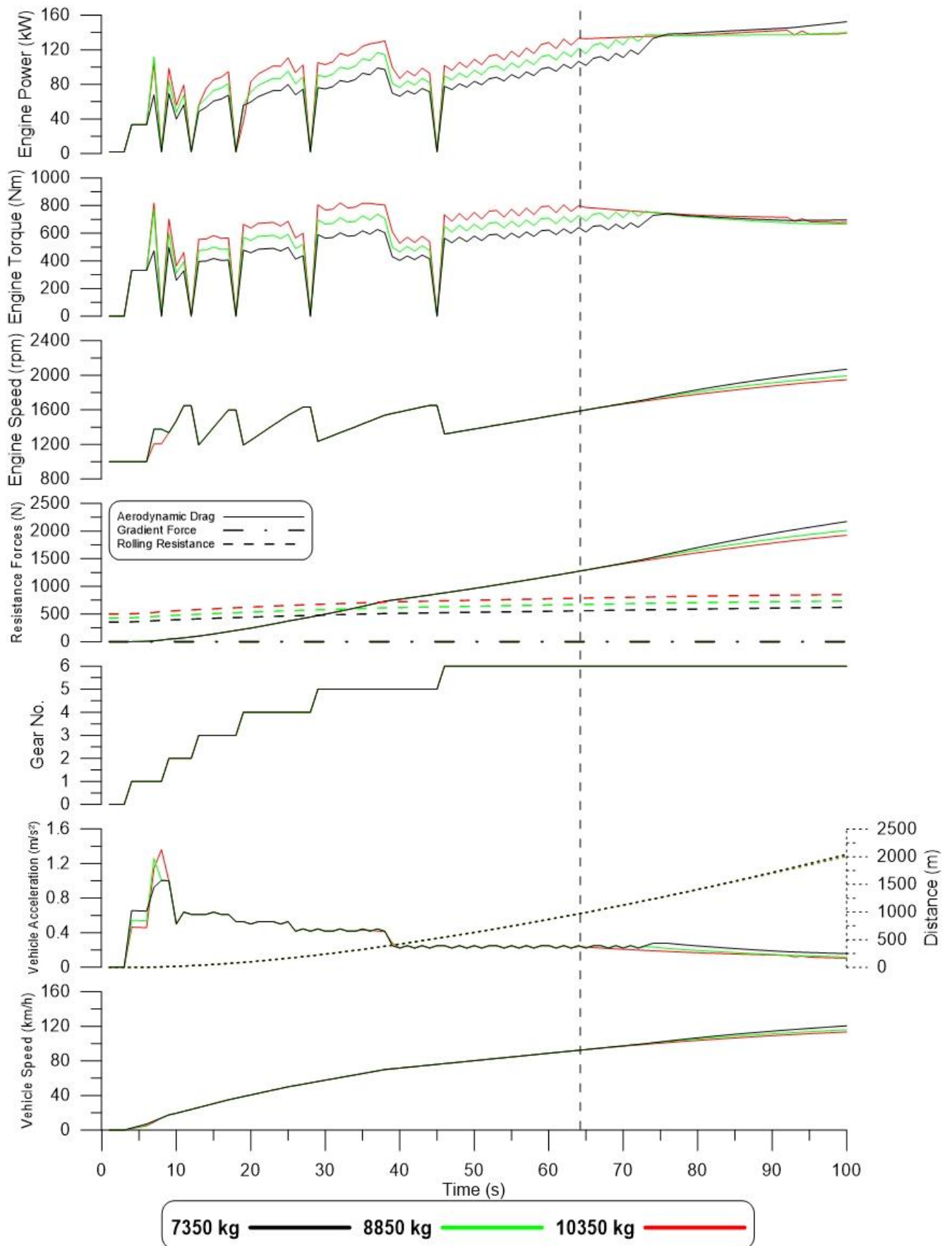


Σημειώνεται πως για την μελέτη της συγκεκριμένης παραμέτρου επιλέγεται η πρώτη μεταβατική διεργασία, επιτάχυνσης έως την περιοχή της μέγιστης ταχύτητας του οχήματος, ώστε να γίνει εμφανές το πώς η μάζα του οχήματος επηρεάζει την ικανότητα του οχήματος να επιταχύνει αλλά και να επιτύχει τη ονομαστική μέγιστη του ταχύτητα.

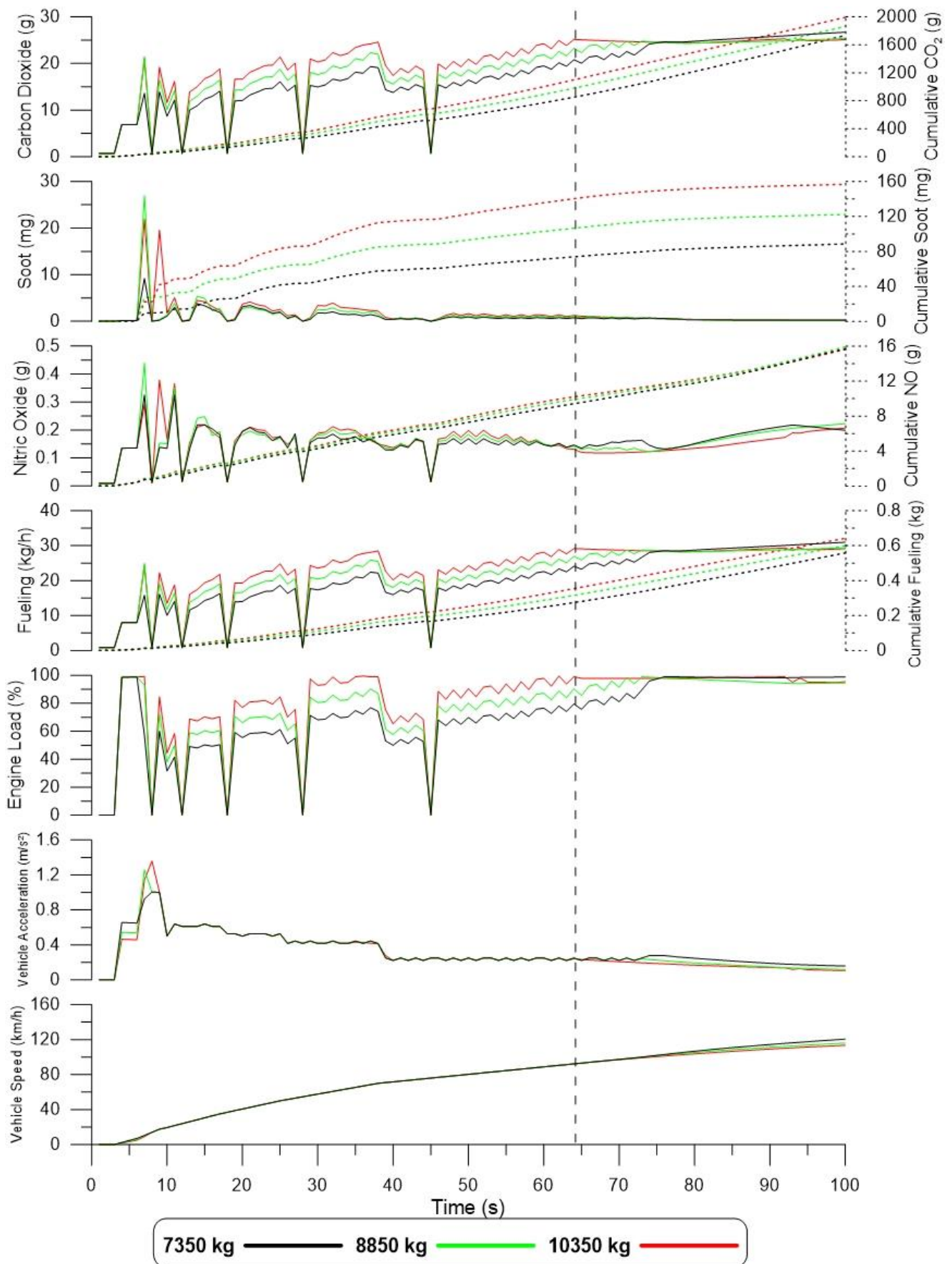
### 5.2.2 Εκπομπές Ρύπων και Επιδόσεις

Στα Σχήματα 5.1 και 5.2 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα μεγέθη : Επιτάχυνση του Οχήματος – Vehicle Acceleration ( $m/s^2$ ), Διανυθείσα Απόσταση – Distance (m), Σχέση Κιβωτίου Ταχυτήτων – Gear Selection, Δυνάμεις Αντίστασης – Resistance Forces (N), Ποσοστό της Αεροδυναμικής Αντίστασης επί του συνόλου – Aerodynamic Drag Percentage (%), Ταχύτητα Περιστροφής Κινητήρα – Engine Speed (rpm), Ροπή Κινητήρα – Engine Torque (Nm), Φορτίο Κινητήρα – Engine Load (%), Ισχύς Κινητήρα – Engine Power (kW), Κατανάλωση Καυσίμου – Fueling (kg/h), Αθροιστική Κατανάλωση Καυσίμου – Cumulative Fueling (kg), Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου – NO (g), Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου Αθροιστικά – Cumulative NO (g), Εκπομπές Αιθάλης – Soot (mg), Εκπομπές Αιθάλης Αθροιστικά – Cumulative Soot (mg)

Όπως είναι αναμενόμενο για τις περιπτώσεις των φορτωμένων οχημάτων, αυτά αδυνατούν να ακολουθήσουν το σενάριο επιτάχυνσης στις υψηλές ταχύτητες και σταδιακά η επιτάχυνσή τους μειώνεται παρότι χρησιμοποιούν τη μέγιστη διαθέσιμη ροπή. Στα Σχήματα 5.1 και 5.2 η κατακόρυφη διακεκομμένη γραμμή υποδεικνύει το σημείο στο οποίο πρώτο το πλήρως φορτωμένο όχημα αδυνατεί να ακολουθήσει την ονομαστική μεταβατική διεργασία.



**Σχήμα 5.1 – Διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου (από κάτω προς τα πάνω) των μεγεθών: Ταχύτητα Οχήματος, Επιτάχυνση Οχήματος - Διανυθείσα απόσταση, Σχέση Κιβωτίου, Δυνάμεις αντίστασης, Ταχ. Περιστροφής Κινητήρα, Ροπή Κινητήρα, Ισχύς Κινητήρα**



**Σχήμα 5.2 - Διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου (από κάτω προς τα πάνω) των μεγεθών: Ταχύτητα Οχήματος, Επιτάχυνση Οχήματος, Φορτίο Κινητήρα, Κατανάλωση Κινητήρα, Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου, Εκπομπές Αιθάλης, Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα, Αθροιστικές τιμές των παραπάνω ρύπων αντίστοιχα**

Όπως προαναφέρθηκε, η σύγκριση των εκπομπών ρύπων και κατανάλωσης καυσίμου θα γίνει για τα δεδομένα έως και το 64<sup>ο</sup> δευτερόλεπτο της προσομοίωσης όπου και στις τρεις περιπτώσεις το όχημα δύναται να ακολουθήσει την ονομαστική μεταβατική διεργασία. Στον Πίνακα 5.2 δίνονται τα αθροιστικά αποτελέσματα εκπομπών ρύπων σε (g/km), αλλά και οι ποσοστιαίες τους μεταβολές από τις ονομαστικές τιμές.

**Πίνακας 5.2 – Επίδραση στις εκπομπές ρύπων και την κατανάλωση καυσίμου (0 – 64 sec)**

Μάζα Οχήματος	NO (g/km)	Μεταβολή	Soot (g/km)	Μεταβολή	CO <sub>2</sub> (g/km)	Μεταβολή	Fueling (g/km)	Μεταβολή
<b>7350 kg</b>	9.839	-	0.078	-	881.77	-	283.89	-
<b>8850 kg</b>	10.366	+5.36%	0.112	+44.40%	1016.34	+15.26%	327.22	+15.26%
<b>10350 kg</b>	10.705	+8.80%	0.148	+90.47%	1141.88	+29.50%	367.64	+29.50%

Στα Σχήματα 5.3 έως 5.6 παρουσιάζονται συγκριτικά σε μορφή ραβδογράμματος τα εξής μεγέθη:

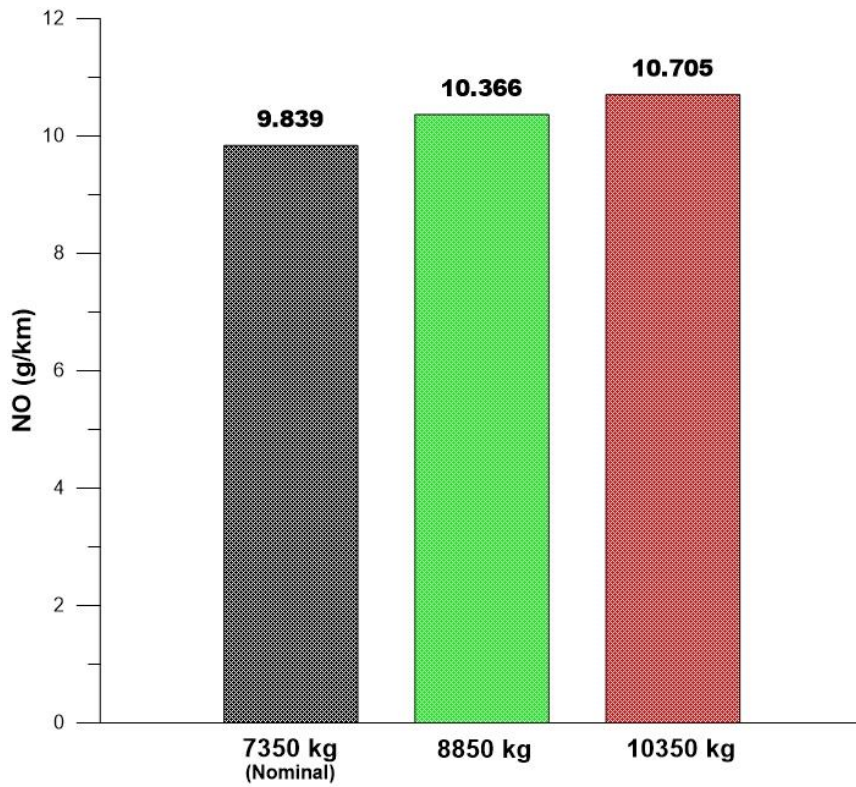
Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου – NO (g/km) – Σχήμα 5.3

Εκπομπές Αιθάλης – Soot (g/km) – Σχήμα 5.4

Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα – CO<sub>2</sub> (g/km) – Σχήμα 5.5

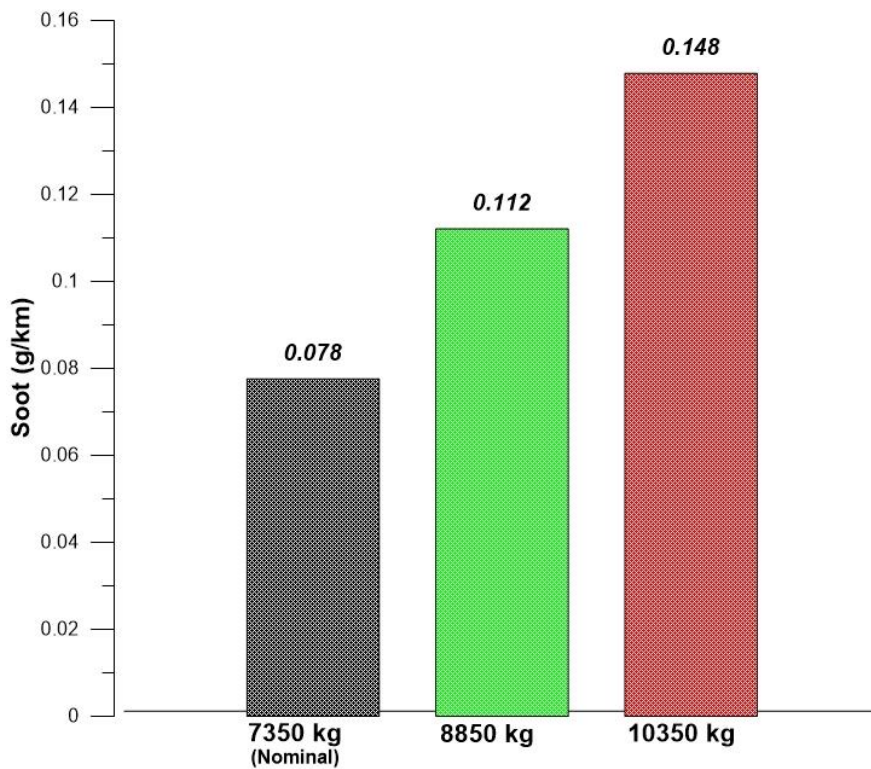
Κατανάλωση Καυσίμου – Fueling (g/km) – Σχήμα 5.6





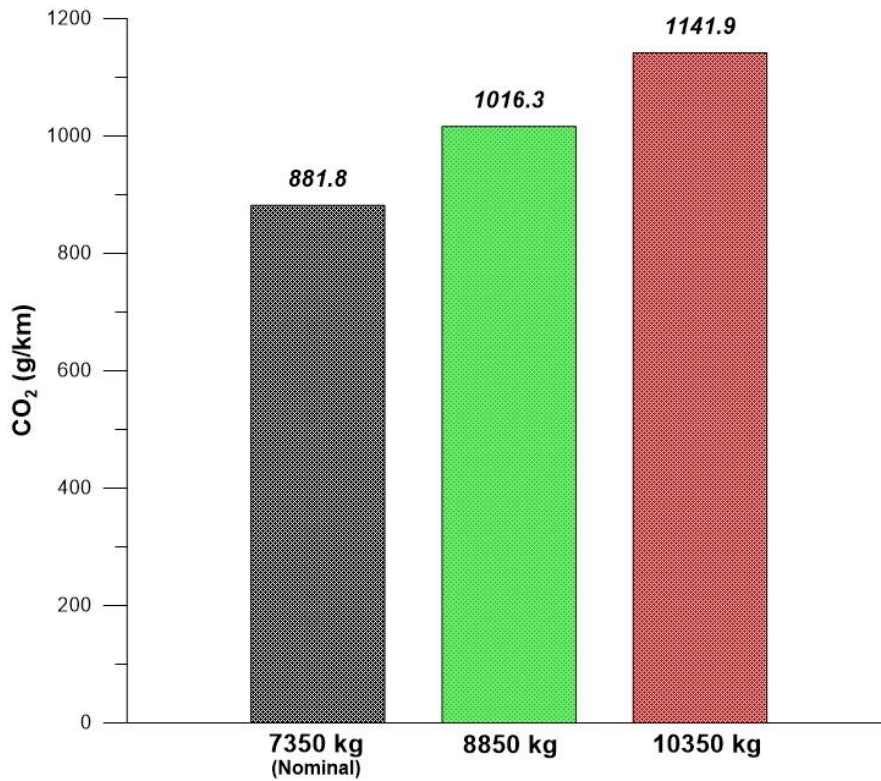
Vehicle Mass

**Σχήμα 5.3 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Μονοξειδίου του Αζώτου συναρτήσει της μάζας του οχήματος**



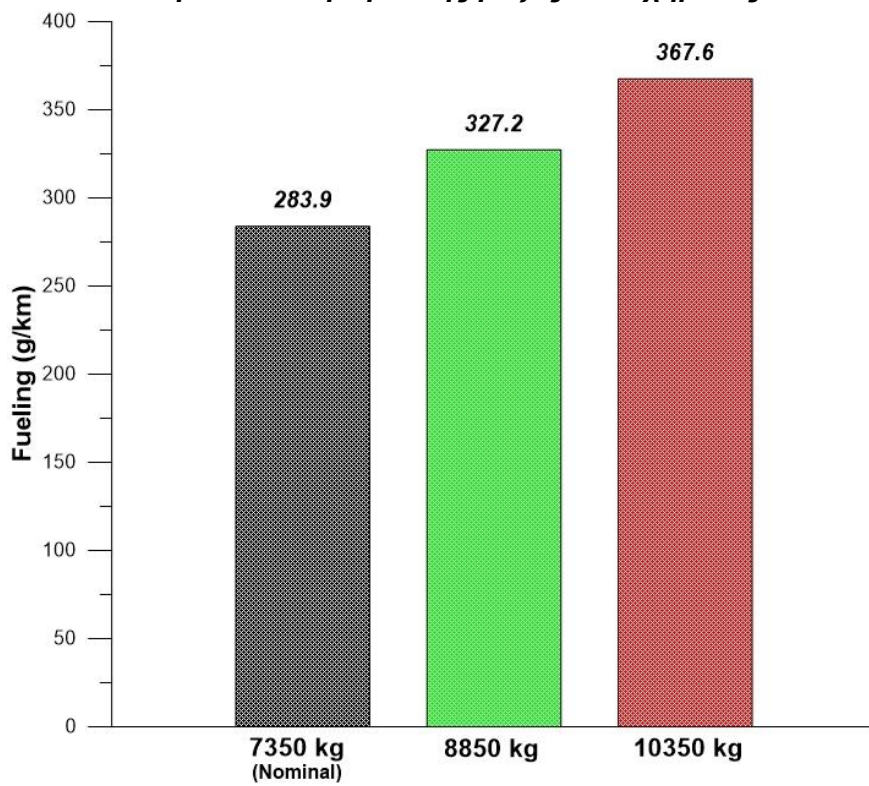
Vehicle Mass

**Σχήμα 5.4 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Αιθάλης συναρτήσει της μάζας του οχήματος**



**Vehicle Mass**

**Σχήμα 5.5 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Διοξειδίου του Άνθρακα συναρτήσει της μάζας του οχήματος**



**Vehicle Mass**

**Σχήμα 5.6 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Κατανάλωσης Καυσίμου συναρτήσει της μάζας του οχήματος**

### 5.2.3 Συμπεράσματα

- **Απόκριση**

Αρχικά, όσον αφορά την απόκριση του οχήματος παρατηρείται πως αυξανόμενης της μάζας του οχήματος αυτή χειροτερεύει στις υψηλές ταχύτητες, δηλαδή όσο αυξάνεται το ποσοστό φόρτωσης του οχήματος, αυτό παύει να μπορεί να ακολουθήσει τη μεταβατική διεργασία από όλο και μικρότερη ταχύτητα. Πιο συγκεκριμένα, από το διάγραμμα της ταχύτητας του Σχήματος 5.1, το ημιπλήρες όχημα ακολουθεί την μεταβατική διεργασία έως την ταχύτητα των 100 km/h ενώ το πλήρες όχημα έως την ταχύτητα των 91 km/h. Η συμπεριφορά αυτή είναι αναμενόμενη καθώς αυξανόμενης της μάζας του οχήματος αυξάνεται η αντίσταση λόγω επιτάχυνσης του αλλά και η αντίσταση κύλισης και εξαντλείται το απόθεμα κινητήριας ροπής. Η απόκριση του οχήματος είναι ανεπαρκής και για πολύ χαμηλές ταχύτητες όπου χρησιμοποιείται η πρώτη σχέση του κιβωτίου ταχυτήτων. Αυτό διότι ο συντελεστής μάζας MF (Παράγραφος 3.3.2) για την πρώτη σχέση είναι ιδιαίτερα υψηλός οπότε αυξανόμενης της πραγματικής μάζας αυξάνεται όλο και περισσότερο η ισοδύναμη μάζα που έχει να επιταχύνει ο κινητήρας.

- **Εκπομπές NO**

Παρατηρείται πως αυξανόμενης της μάζας αυξάνονται και οι εκπομπές NO, καθώς αυξανόμενου του φορτίου, εγχύεται περισσότερο καύσιμο εντός των κυλίνδρων (μείωση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου), οδηγώντας σε αύξηση των θερμοκρασιών στις πλούσιες (σε καύσιμο) ζώνες, που με τη σειρά τους προκαλούν αυξημένες εκπομπές NO. Για μεγαλύτερη επιτάχυνση του οχήματος, αυξάνεται και ο ρυθμός αύξησης των εκπομπών NO συναρτήσει της μάζας, λόγω των όλο και μεγαλύτερων προσαυξήσεων μεταβατικής λειτουργίας που εξαρτώνται σημαντικά από τις μεταβολές του φορτίου. Οι προσαυξήσεις αυτές, οφείλονται στην ανακολουθία ανάμεσα στην αυξημένη ποσότητα καυσίμου που εγχύεται εντός του κυλίνδρου και την ανεπαρκή ποσότητα αέρα λόγω της καθυστερημένης απόκρισης του συμπιεστή του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης.

- **Εκπομπές Αιθάλης**

Σχετικά με τις εκπομπές της αιθάλης, ισχύει και πάλι πως η δημιουργία της εξαρτάται κυρίως από το φορτίο του κινητήρα. Αυξανόμενου του φορτίου, εγχύεται περισσότερο καύσιμο εντός των κυλίνδρων, που οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας στις πλούσιες (σε καύσιμο) ζώνες. Η *ιδιαίτερη αύξηση* των εκπομπών της αιθάλης που παρατηρείται μετά από κάθε επιτάχυνση του οχήματος οφείλεται πρωτίστως στην προσωρινή έλλειψη αέρα εξαιτίας της υστέρησης του υπερπληρωτή. Με βάση τα παραπάνω, αιτιολογείται ο σχεδόν διπλασιασμός των εκπομπών αιθάλης που παρατηρείται για το πλήρως φορτωμένο όχημα σε σχέση με το κενό.

- **Κατανάλωση καυσίμου και εκπομπές CO<sub>2</sub>**

Οι εκπομπές CO<sub>2</sub> σχολιάζονται μαζί με την κατανάλωση καυσίμου, καθώς με βάση την προσέγγιση που έχει γίνει για αυτές στην παρούσα ανάλυση (Παράγραφος 2.2) συσχετίζονται άμεσα. Όπως έχει εξηγηθεί και παραπάνω, η αύξηση της μάζας του οχήματος οδηγεί σε αύξηση του φορτίου του κινητήρα άρα και αύξηση της κατανάλωσης και των εκπομπών CO<sub>2</sub>. Με μικρή επιφύλαξη μπορούμε να πούμε πως παρατηρείται μια γραμμικότητα στην εξάρτηση της κατανάλωσης καυσίμου από τη μάζα του οχήματος καθώς για ημιπλήρες όχημα η αύξηση είναι περί το 15% ενώ για το πλήρες περί το 30%.

## **5.3 Επίδραση του Σημείου Αλλαγής Σχέσης του Κιβωτίου Ταχυτήτων**

### **5.3.1 Δεδομένα Προσομοίωσης**

Όπως αναλύθηκε στην Παράγραφο 3.4, τα σημεία αλλαγής σχέσης του κιβωτίου βασίζονται στις προδιαγραφές του Παγκόσμιου Κύκλου Πόλης WLTP. Σύμφωνα με αυτές, γίνεται αλλαγή σχέσης σε συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, διαφορετική για την αλλαγή από 1<sup>η</sup> σε 2<sup>η</sup> σχέση και διαφορετική για τις υπόλοιπες αλλαγές σχέσης. Στην παράγραφο αυτή θα τροποποιηθεί η τιμή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα όπου γίνονται οι



αλλαγές, μειώνοντας και αυξάνοντας κατά 40% τη διαφορά της από την ταχύτητα περιστροφής άφορτης λειτουργίας (1000 rpm). Έτσι, θα μελετηθεί η επίδραση μιας πρόωρης ή μιας καθυστερημένης αλλαγής ταχύτητας στα υπό μελέτη μεγέθη. Στην πράξη, οι καθυστερημένες αλλαγές ταχύτητας αντιστοιχούν σε πιο επιθετικό προφίλ οδήγησης. Στον Πίνακα 5.3 δίνονται οι ταχύτητες περιστροφής αλλαγής ταχύτητας για κάθε εξεταζόμενη περίπτωση, αλλά και οι αντίστοιχες ταχύτητες του οχήματος.

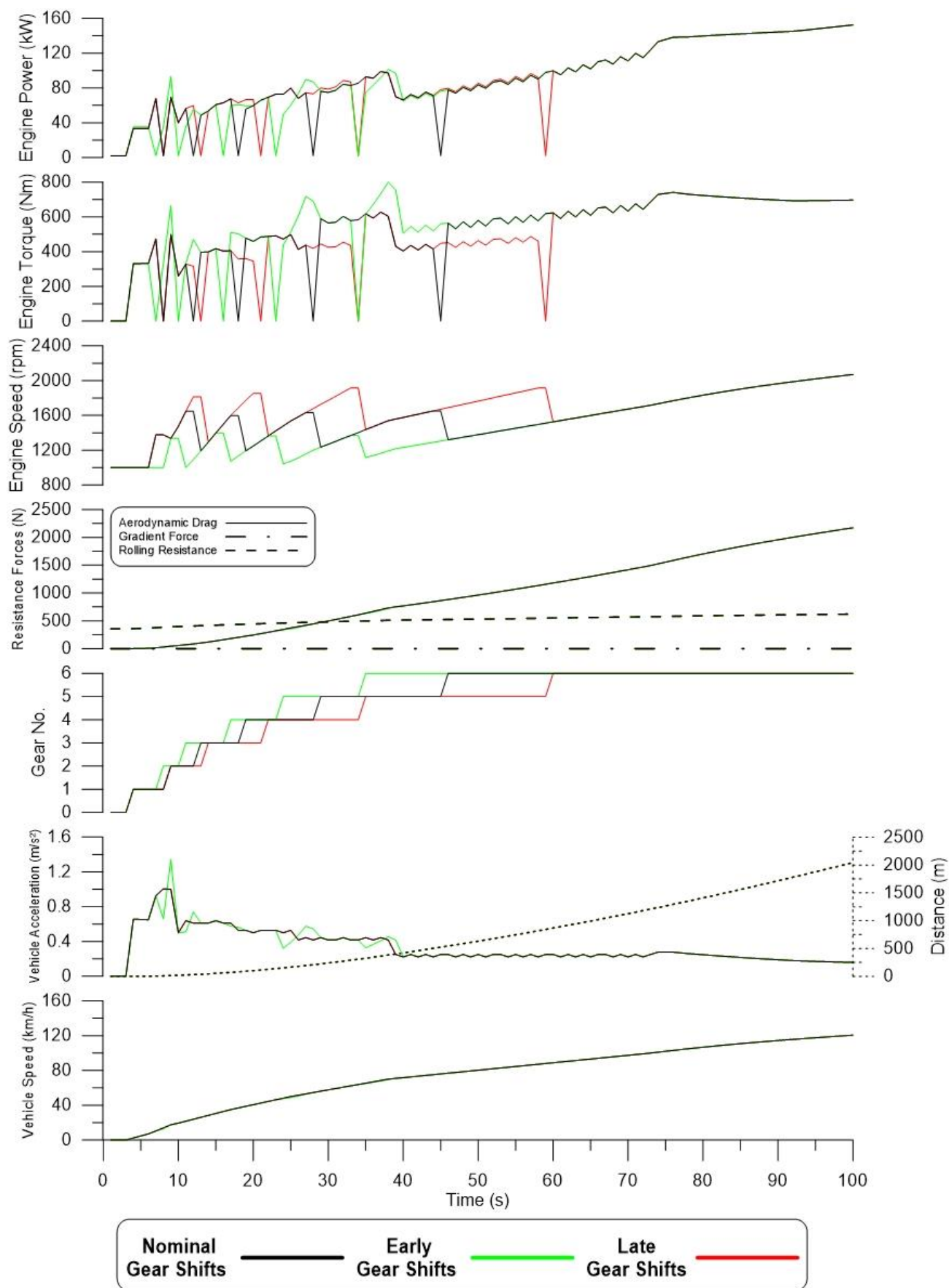
**Πίνακας 5.3 – Δεδομένα Προσομοίωσης**

Αλλαγή Σχέσης	Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα – ονομαστική περίπτωση (rpm)	Αντίστοιχη Ταχύτητα Οχήματος (km/h)	Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα – ονομαστική περίπτωση +40% (rpm)	Αντίστοιχη Ταχύτητα Οχήματος (km/h)	Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα – ονομαστική περίπτωση -40% (rpm)	Αντίστοιχη Ταχύτητα Οχήματος (km/h)
1 <sup>η</sup> σε 2 <sup>α</sup>	1537	11.6	1753	13.2	1323	10.0
2 <sup>α</sup> σε 3 <sup>η</sup>	1662	21.9	1927	25.4	1397	18.4
3 <sup>η</sup> σε 4 <sup>η</sup>	1662	36.4	1927	42.2	1397	30.6
4 <sup>η</sup> σε 5 <sup>η</sup>	1662	54.1	1927	62.7	1397	45.5
5 <sup>η</sup> σε 6 <sup>η</sup>	1662	75.6	1927	87.6	1397	63.6

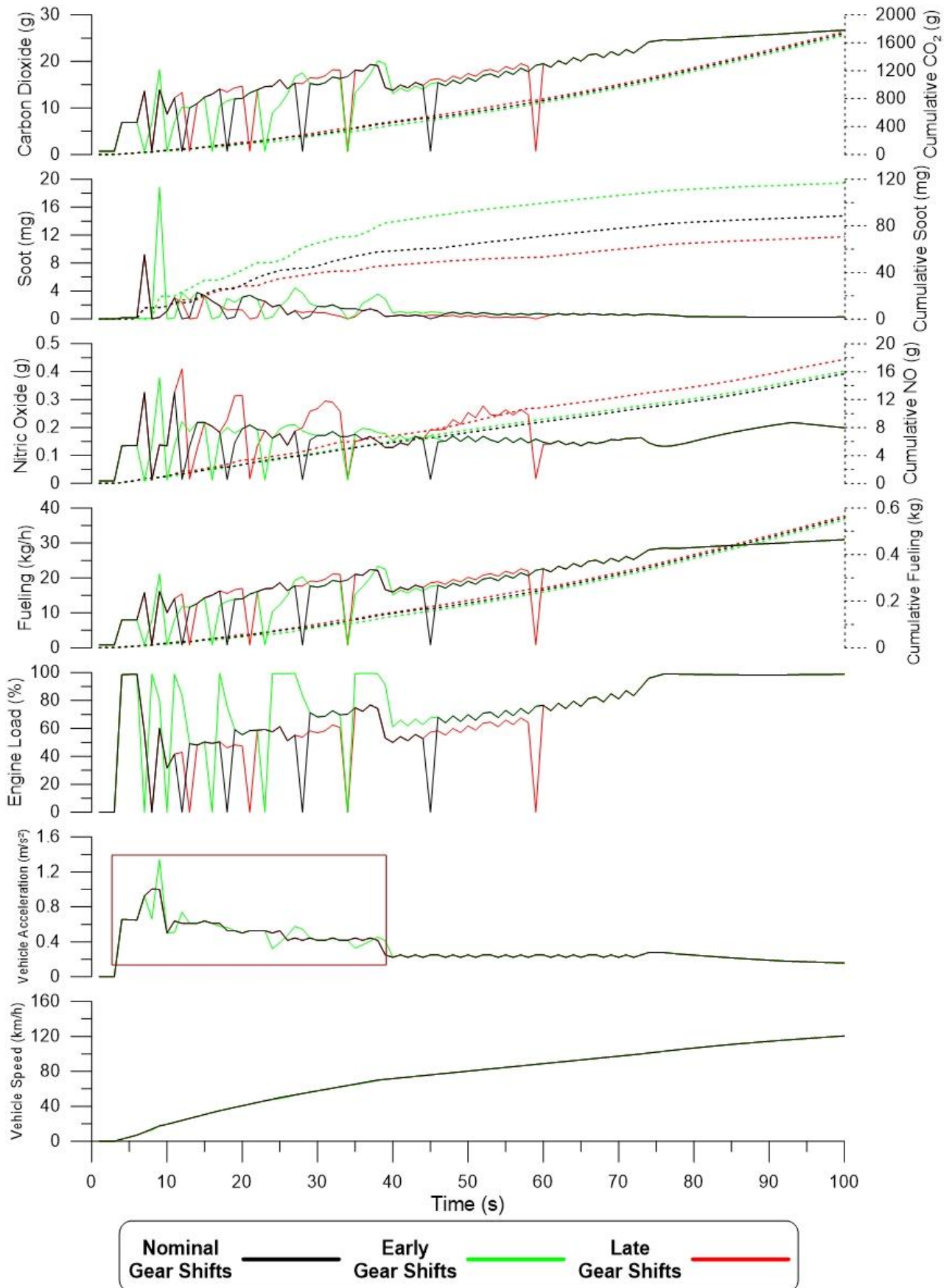
Σημειώνεται πως για την μελέτη της συγκεκριμένης παραμέτρου επιλέγεται η πρώτη μεταβατική διεργασία, επιτάχυνσης έως την περιοχή της μέγιστης ταχύτητας του οχήματος, ώστε να γίνει εναλλαγή όλων των σχέσεων του κιβωτίου ταχυτήτων και να αναδειχθεί πιο καθαρά η επίδραση της παραμέτρου.

### 5.3.2 Εκπομπές Ρύπων και Επιδόσεις

Στα Σχήματα 5.7 και 5.8 που ακολουθούν παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα υπό μελέτη μεγέθη.



**Σχήμα 5.7 – Διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου (από κάτω προς τα πάνω) των μεγεθών: Ταχύτητα Οχήματος, Επιτάχυνση Οχήματος - Διανυθείσα απόσταση, Σχέση Κιβωτίου, Δυνάμεις αντίστασης, Ταχ. Περιστροφής Κινητήρα, Ροπή Κινητήρα, Ισχύς Κινητήρα**



**Σχήμα 5.8 - Διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου (από κάτω προς τα πάνω) των μεγεθών: Ταχύτητα Οχήματος, Επιτάχυνση Οχήματος, Φορτίο Κινητήρα, Κατανάλωση Κινητήρα, Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου, Εκπομπές Αιθάλης, Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα, Αθροιστικές τιμές των παραπάνω ρύπων αντίστοιχα**

Σημειώνεται πως για την περίπτωση πρόωρων αλλαγών σχέσης του κιβωτίου, το όχημα παρουσίασε αδυναμία να ακολουθήσει τη μεταβατική διεργασία ως είχε στο διάστημα μεταξύ 5<sup>ου</sup> και 40<sup>ου</sup> δευτερολέπτου καθώς ο κινητήρας αδυνατούσε να αποδώσει την απαραίτητη ροπή σε τόσο χαμηλά επίπεδα ταχύτητας περιστροφής (κόκκινο πλαίσιο στο διάγραμμα της επιτάχυνσης του οχήματος του Σχήματος 5.8). Με ελαφρές τροποποιήσεις στις επιμέρους επιταχύνσεις (βλ. Παράγραφο 3.5.1), το όχημα μπόρεσε να ακολουθήσει τη μεταβολή οπότε η σύγκριση των εκπομπών ρύπων και κατανάλωσης καυσίμου θα γίνει για το σύνολο των δεδομένων έως και το 100<sup>ο</sup> δευτερόλεπτο της προσομοίωσης. Στον Πίνακα 5.4 δίνονται τα αποτελέσματα εκπομπών ρύπων σε (g/km), αλλά και οι ποσοστιαίες τους μεταβολές από τις ονομαστικές τιμές.

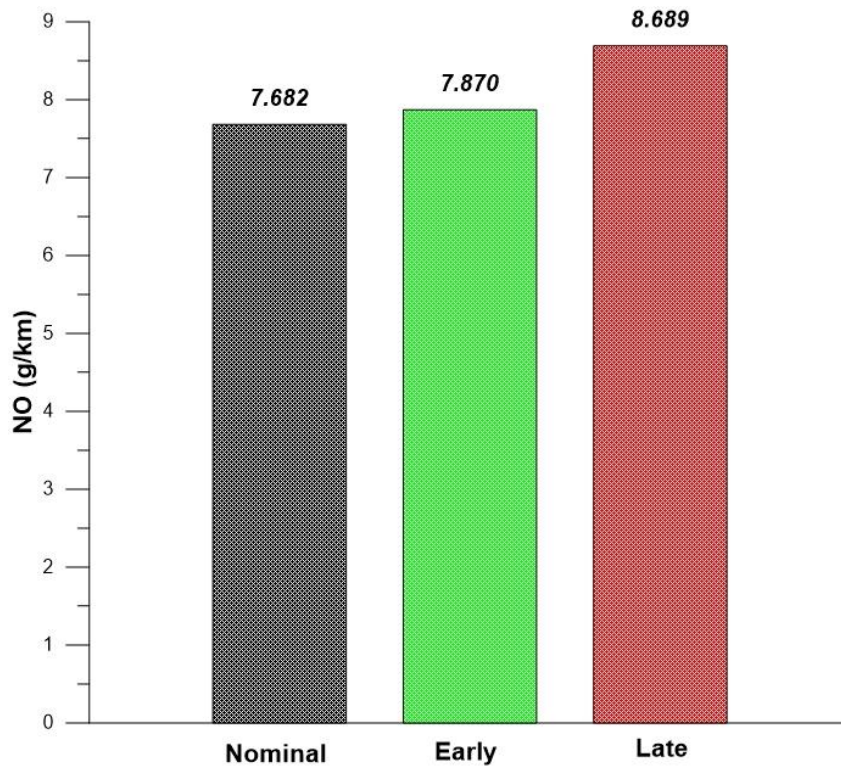
**Πίνακας 5.4 – Επίδραση του σημείου αλλαγής σχέσης στις εκπομπές ρύπων και την κατανάλωση καυσίμου**

Αλλαγή Σχέσης	NO (g/km)	Μεταβολή	Soot (g/km)	Μεταβολή	CO <sub>2</sub> (g/km)	Μεταβολή	Fueling (g/km)	Μεταβολή
Ονομαστική	7.682	-	0.043	-	848.66	-	273.23	-
Πρόωρη	7.870	+2.43%	0.057	+32.15%	835.67	-1.53%	269.05	-1.53%
Καθυστερημένη	8.689	+13.10%	0.035	-20.21%	860.55	+1.40%	277.06	+1.40%

Στα Σχήματα 5.9 έως 5.12 παρουσιάζονται συγκριτικά σε μορφή ραβδογράμματος τα εξής μεγέθη αντίστοιχα :

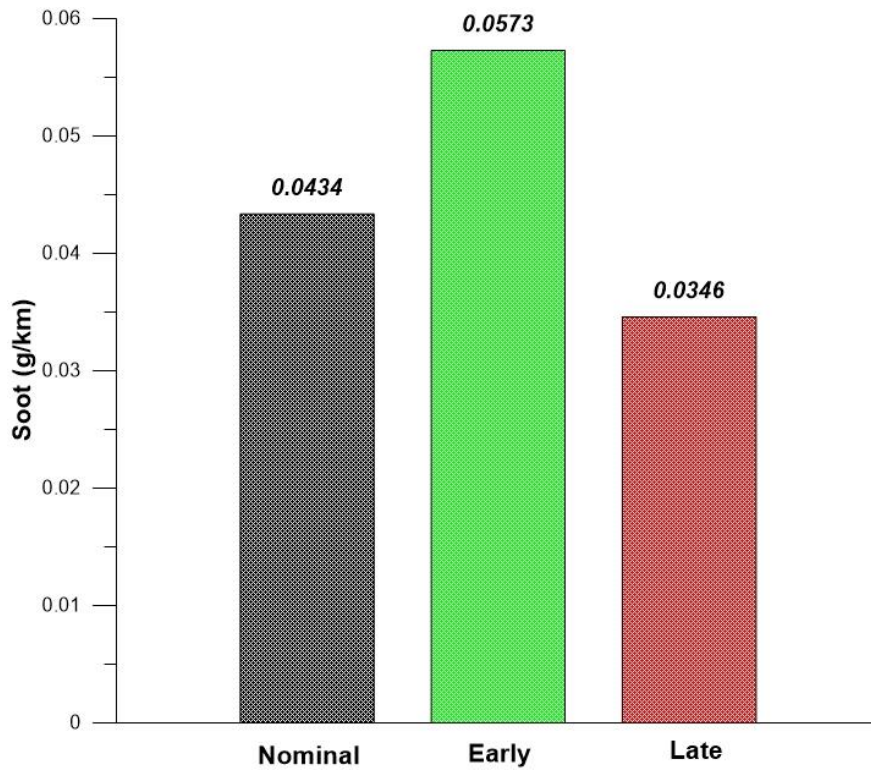
- Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου – NO (g/km) – Σχήμα 5.9
- Εκπομπές Αιθάλης – Soot (g/km) – Σχήμα 5.10
- Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα – CO<sub>2</sub> (g/km) – Σχήμα 5.11
- Κατανάλωση Καυσίμου – Fueling (g/km) – Σχήμα 5.12





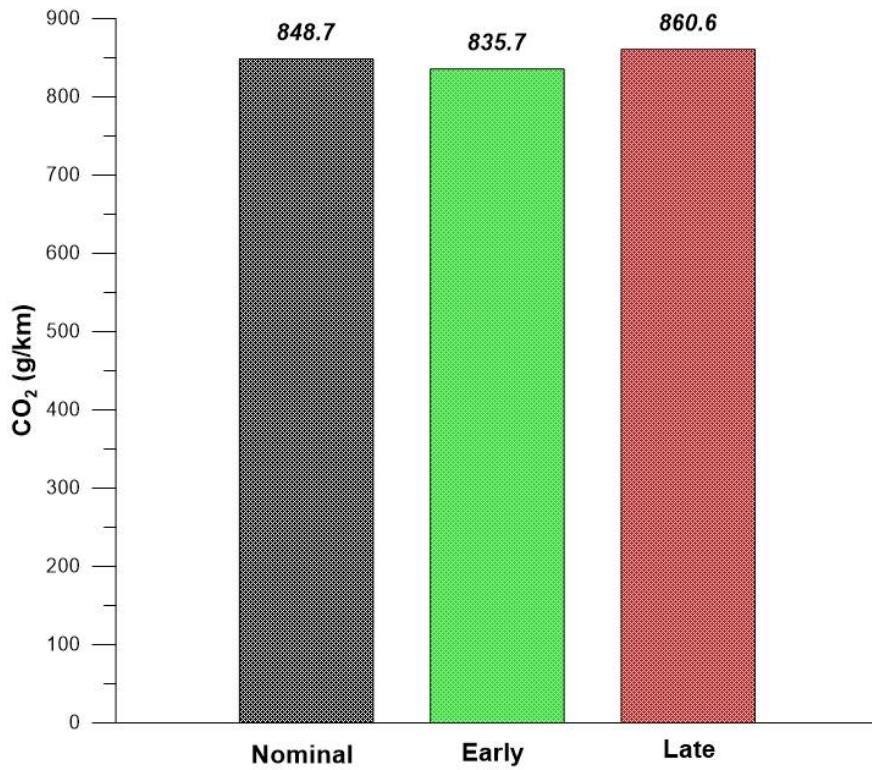
**Gear Shifts**

**Σχήμα 5.10 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Μονοξειδίου του Αζώτου συναρτήσει του τρόπου αλλαγής σχέσης κιβωτίου**



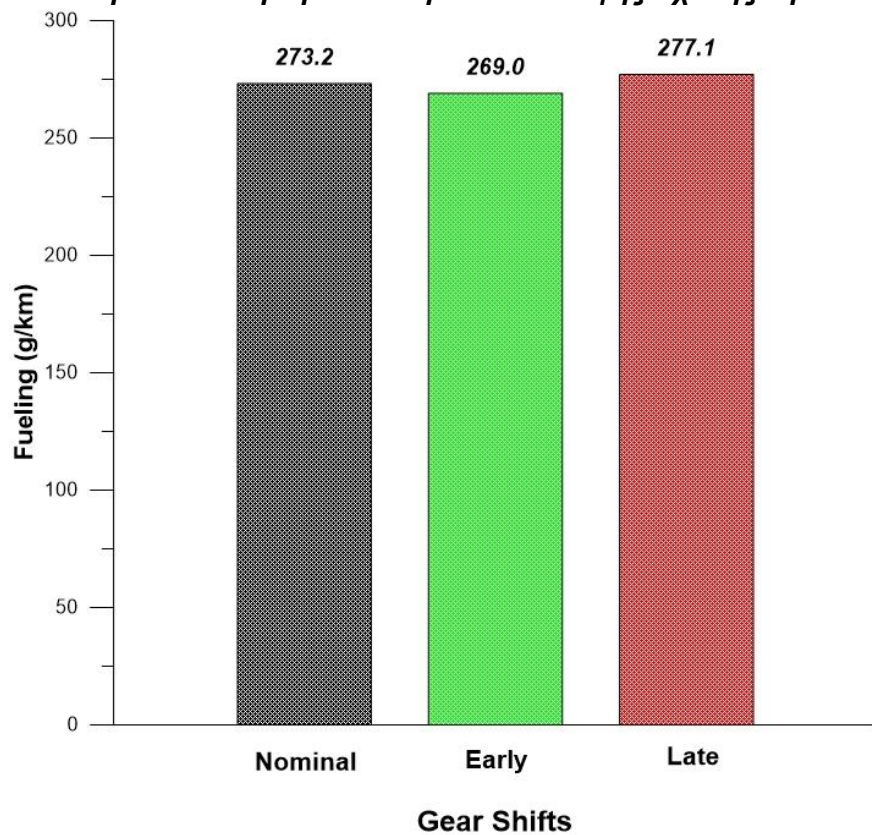
**Gear Shifts**

**Σχήμα 5.9 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Αιθάλης συναρτήσει του τρόπου αλλαγής σχέσης κιβωτίου**



#### Gear Shifts

**Σχήμα 5.11 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Διοξειδίου του Άνθρακα συναρτήσει του τρόπου αλλαγής σχέσης κιβωτίου**



**Σχήμα 5.12 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Κατανάλωσης Καυσίμου συναρτήσει του τρόπου αλλαγής σχέσης κιβωτίου**

### 5.3.3 Συμπεράσματα

- **Απόκριση**

Αρχικά, όσον αφορά την απόκριση του οχήματος παρατηρείται πως για την περίπτωση πρόωρων αλλαγών ταχύτητας το όχημα αδυνατεί να ακολουθήσει σε μερικά σημεία τη μεταβατική διεργασία. Αυτό εξηγείται καθώς ο κινητήρας καλείται να αποδώσει αυξημένη ροπή σε χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής, όπου όμως η μέγιστη κινητήρια ροπή είναι χαμηλότερη λόγω του συστήματος περιοριστή καυσίμου (fuel limiter). Τελικά, για όλη τη μεταβατική διεργασία ο κινητήρας λειτουργεί σε υψηλότερο φορτίο για την περίπτωση πρόωρων αλλαγών.

- **Εκπομπές NO**

Παρατηρείται και στις δύο εξεταζόμενες περιπτώσεις πέραν της ονομαστικής, ελαφρά αύξηση των εκπομπών NO. Για την περίπτωση πρόωρων αλλαγών αυτή είναι ανεπαίσθητη ενώ για την περίπτωση καθυστερημένων αλλαγών φθάνει το 13%. Αυτό λογικά οφείλεται σε ιδιαιτερότητα της χαρτογράφησης του κινητήρα στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής, καθώς παρόλο που το φορτίο μειώνεται στην περίπτωση καθυστερημένων αλλαγών, οι εκπομπές NO αυξάνονται.

- **Εκπομπές Αιθάλης**

Σχετικά με τις εκπομπές της αιθάλης, παρατηρείται σημαντική αύξηση για την περίπτωση πρόωρων αλλαγών και ελαφρά μείωση για την περίπτωση καθυστερημένων αλλαγών σχέσης κιβωτίου. Όπως αναφέρθηκε για την περίπτωση πρόωρων αλλαγών ο κινητήρας λειτουργεί σε υψηλότερο φορτίο και παρουσιάζει μεγαλύτερες σχετικές μεταβολές αυτού. Και οι δύο αυτοί παράγοντες ευθύνονται για αυξημένες εκπομπές αιθάλης.

- **Κατανάλωση καυσίμου και εκπομπές CO<sub>2</sub>**

Για την κατανάλωση καυσίμου και τις εκπομπές CO<sub>2</sub> παρατηρούνται μικρές μεταβολές: για την περίπτωση πρόωρων αλλαγών ελαφρά μείωση, και για την περίπτωση καθυστερημένων αλλαγών ελαφρά αύξηση, οι οποίες οφείλονται στη μικρότερη και μεγαλύτερη αντίστοιχα ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας.

## **5.4 Επίδραση του Πλήθους των Σχέσεων του Κιβωτίου Ταχυτήτων σε Συνδυασμό με τη Μάζα του Οχήματος**

### **5.4.1 Δεδομένα Προσομοίωσης**

Στην παράγραφο αυτή εξετάζεται η επίδραση του πλήθους των σχέσεων του κιβωτίου ταχυτήτων σε συνδυασμό και με τη μάζα του οχήματος. Το κιβώτιο ταχυτήτων του ονομαστικού οχήματος είναι 6 σχέσεων και οι λόγοι μετάδοσης του αποτελούν πραγματικές τιμές κιβωτίου ταχυτήτων οχήματος αντίστοιχης κατηγορίας με το ονομαστικό. Ο κατασκευαστής του οχήματος αυτού παρέχει τη δυνατότητα να το εξοπλίσει με κιβώτιο ταχυτήτων 12 σχέσεων· οι λόγοι μετάδοσης των δύο αυτών κιβωτίων ταχυτήτων δίνονται στον Πίνακα 5.5. Σημειώνεται πως για το κιβώτιο 12 σχέσεων οι αλλαγές σχέσης πραγματοποιούνται σε αντίστοιχες ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα με αυτές για το κιβώτιο 6 σχέσεων, οι οποίες μαζί με τις σχετικές ταχύτητες του οχήματος δίνονται στον Πίνακα 5.5. Οι τέσσερις περιπτώσεις που θα εξεταστούν για τους δύο τύπους κιβωτίων ταχυτήτων συνδυασμένους με κενό και πλήρως φορτωμένο όχημα συγκεντρώνονται στον Πίνακα 5.6.



**Πίνακας 5.5 – Χαρακτηριστικά Κιβωτίων Ταχυτήτων 6 & 12 σχέσεων**

Σχέση Κιβωτίου Ταχυτήτων	Λόγοι Μετάδοσης (12 σχέσεων)	Ταχύτητα Περιστροφής αλλαγής σχέσης (rpm)	Αντίστοιχη Ταχύτητα Οχήματος (km/h)	Λόγοι Μετάδοσης (6σχέσεων)	Ταχύτητα Περιστροφής αλλαγής σχέσης (rpm)	Αντίστοιχη Ταχύτητα Οχήματος (km/h)
1 <sup>η</sup>	14.94	1538	6.0	7.72	1538	11.6
2 <sup>η</sup>	11.73	1538	7.6	4.42	1662	21.9
3 <sup>η</sup>	9.04	1662	10.7	2.66	1662	36.4
4 <sup>η</sup>	7.09	1662	13.7	1.79	1662	54.1
5 <sup>η</sup>	5.54	1662	17.5	1.28	1662	75.6
6 <sup>η</sup>	4.35	1662	22.3	1.00	-	-
7 <sup>η</sup>	3.44	1662	28.1			
8 <sup>η</sup>	2.7	1662	35.9			
9 <sup>η</sup>	2.08	1662	46.5			
10 <sup>η</sup>	1.63	1662	59.4			
11 <sup>η</sup>	1.27	1662	76.2			
12 <sup>η</sup>	1.00	-	-			

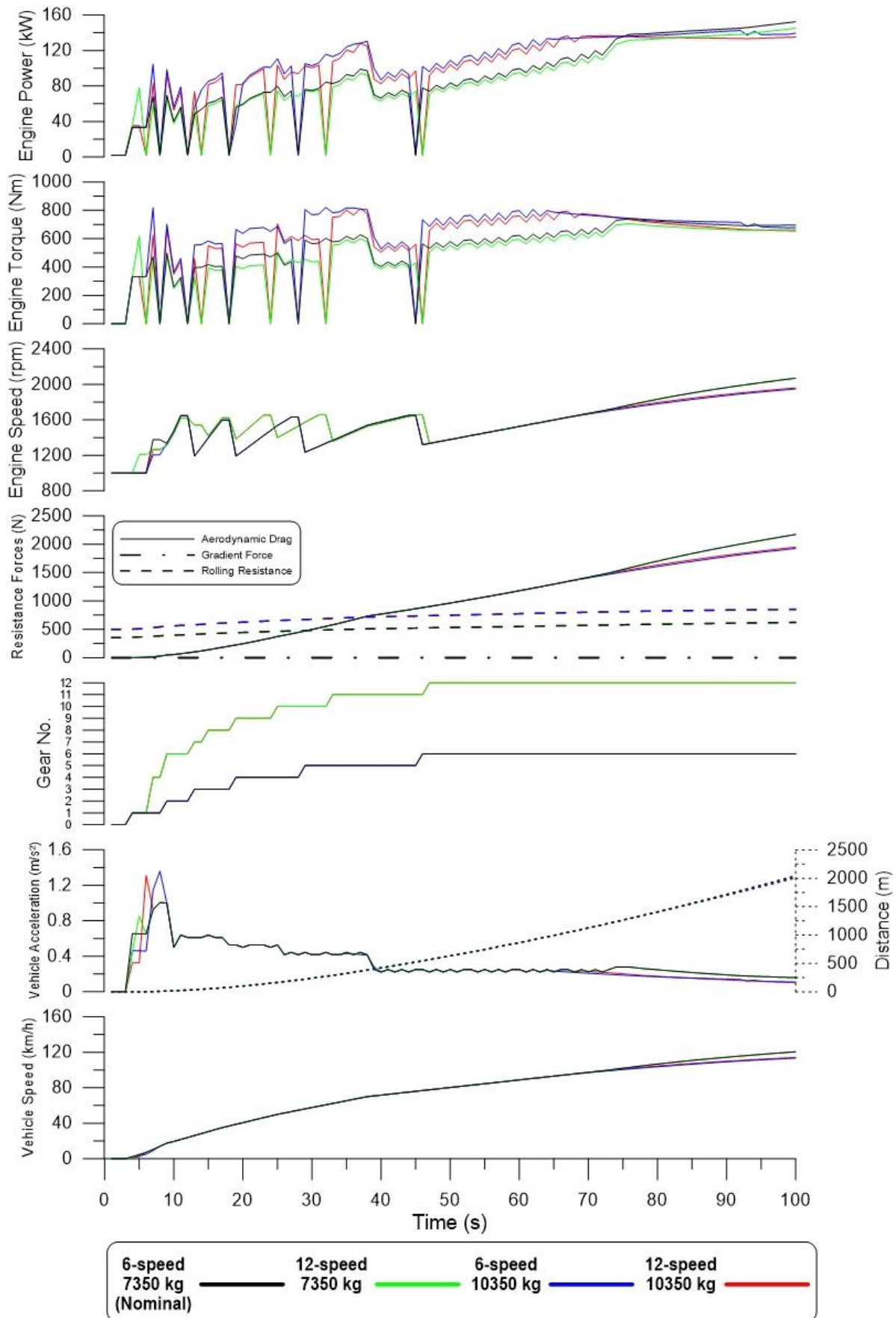
**Πίνακας 5.6 – Δεδομένα Προσομοίωσης**

α/α	Κιβώτιο Ταχυτήτων	Μάζα Οχήματος (kg)
1 (Ονομαστική)	6-σχέσεων	7350 – κενό
2	12-σχέσεων	7350 – πλήρως φορτωμένο
3	6-σχέσεων	10350 – κενό
4	12-σχέσεων	10350 – πλήρως φορτωμένο

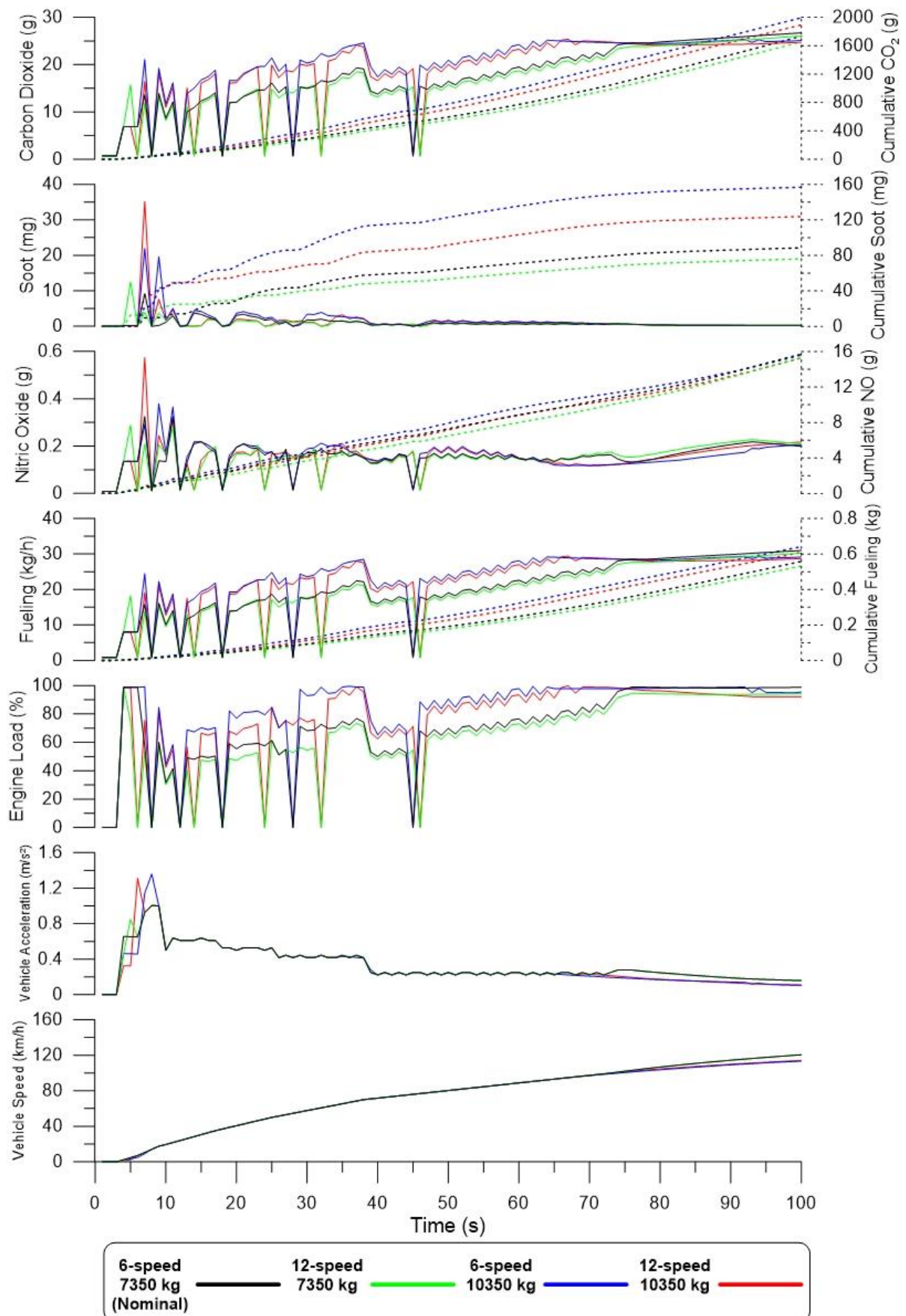
Σημειώνεται πως για την μελέτη της συγκεκριμένης παραμέτρου επιλέγεται η πρώτη μεταβατική διεργασία, επιτάχυνσης έως την περιοχή της μέγιστης ταχύτητας του οχήματος, ώστε να γίνει εναλλαγή όλων των σχέσεων και των δύο κιβωτίων ταχυτήτων και να αναδειχθεί σε όλο το εύρος λειτουργίας η επίδραση της παραμέτρου.

#### 5.4.2 Εκπομπές Ρύπων και Επιδόσεις

Στα Σχήματα 5.13 και 5.14 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα υπό μελέτη μεγέθη.



**Σχήμα 5.13 – Διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου (από κάτω προς τα πάνω) των μεγεθών: Ταχύτητα Οχήματος, Επιτάχυνση Οχήματος - Διανυθείσα απόσταση, Σχέση Κιβωτίου, Δυνάμεις αντίστασης, Ταχ. Περιστροφής Κινητήρα, Ροπή Κινητήρα, Ισχύς Κινητήρα**



**Σχήμα 5.14 - Διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου (από κάτω προς τα πάνω) των μεγεθών: Ταχύτητα Οχήματος, Επιτάχυνση Οχήματος, Φορτίο Κινητήρα, Κατανάλωση Κινητήρα, Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου, Εκπομπές Αιθάλης, Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα, Αθροιστικές τιμές των παραπάνω ρύπων αντίστοιχα**

Σημειώνεται πως για τις δύο περιπτώσεις πλήρως φορτωμένου οχήματος, όπως επισημάνθηκε και στην Παράγραφο 5.2.2, το όχημα αδυνατεί να ακολουθήσει την ονομαστική μεταβατική διεργασία επιτάχυνσης στις υψηλές ταχύτητες και η επιτάχυνσή του μειώνεται όπως φαίνεται και στα Σχήματα 5.13 και 5.14. Επειδή όμως η εξεταζόμενη παράμετρος είναι κατά βάση ο τύπος του κιβωτίου η σύγκριση των εκπομπών ρύπων και κατανάλωσης καυσίμου θα γίνει για το σύνολο των δεδομένων έως και το 100<sup>ο</sup> δευτερόλεπτο της προσομοίωσης. Στον Πίνακα 5.7 δίνονται τα αποτελέσματα εκπομπών ρύπων σε (g/km), αλλά και οι ποσοστιαίες τους μεταβολές από τις ονομαστικές τιμές.

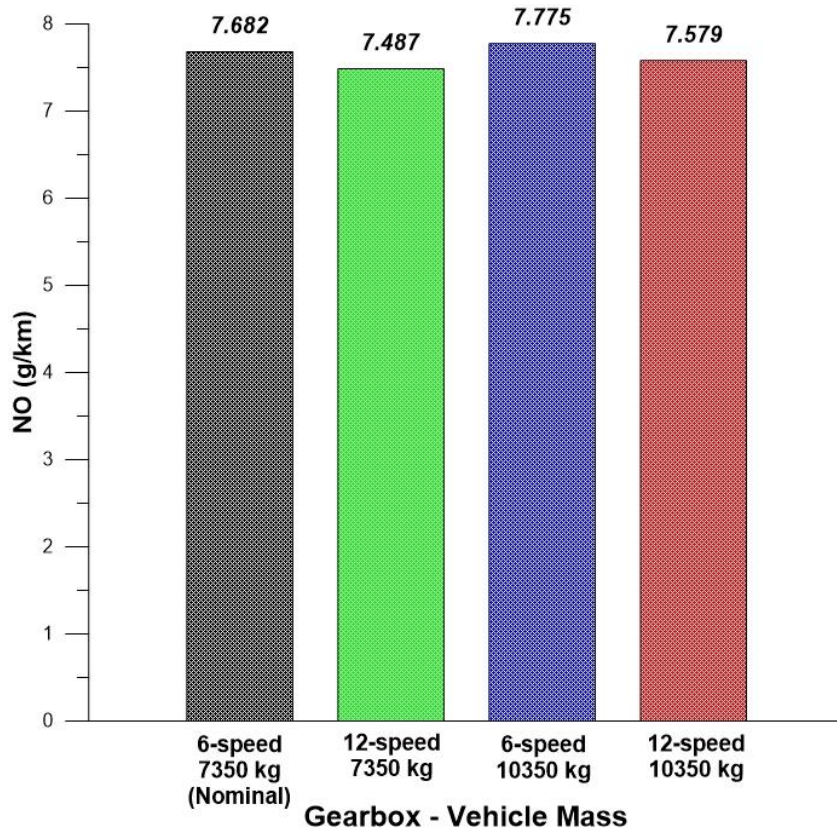
**Πίνακας 5.7 – Επίδραση του πλήθους των σχέσεων του κιβωτίου ταχυτήτων στις εκπομπές ρύπων και την κατανάλωση καυσίμου**

Τύπος κιβ. ταχ. -Μαζα	NO (g/km)	Μεταβολή	Soot (g/km)	Μεταβολή	CO <sub>2</sub> (g/km)	Μεταβολή	Fueling (g/km)	Μεταβολή
6-σχέσεις 7350 kg	7.682	-	0.043	-	848.7	-	273.2	-
12-σχέσεις 7350 kg	7.487	-2.54%	0.037	-14.01%	809.8	-4.58%	260.7	-4.58%
6-σχέσεις 10350 kg	7.775	-	0.078	-	992.1	-	319.4	-
12-σχέσεις 10350 kg	7.579	-2.52%	0.061	-21.36%	939.4	-5.31%	302.4	-5.31%

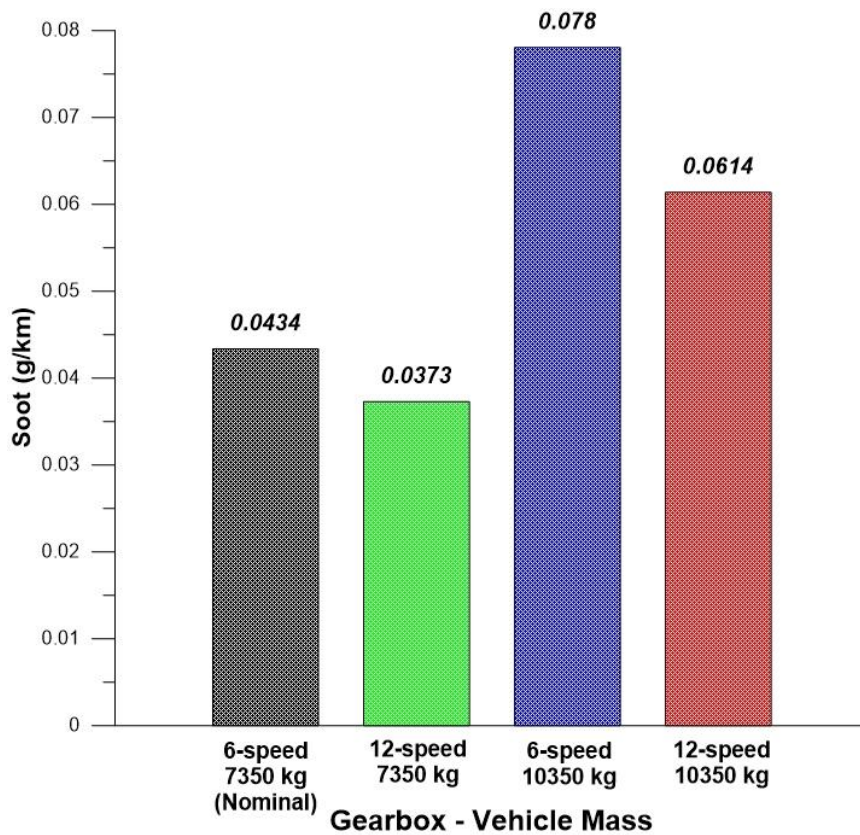
Στα Σχήματα 5.15 έως 5.18 παρουσιάζονται συγκριτικά σε μορφή ραβδογράμματος τα εξής μεγέθη αντίστοιχα :

- Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου – NO (g/km) – Σχήμα 5.15
- Εκπομπές Αιθάλης – Soot (g/km) – Σχήμα 5.16
- Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα – CO<sub>2</sub> (g/km) – Σχήμα 5.17
- Κατανάλωση Καυσίμου – Fueling (g/km) – Σχήμα 5.18

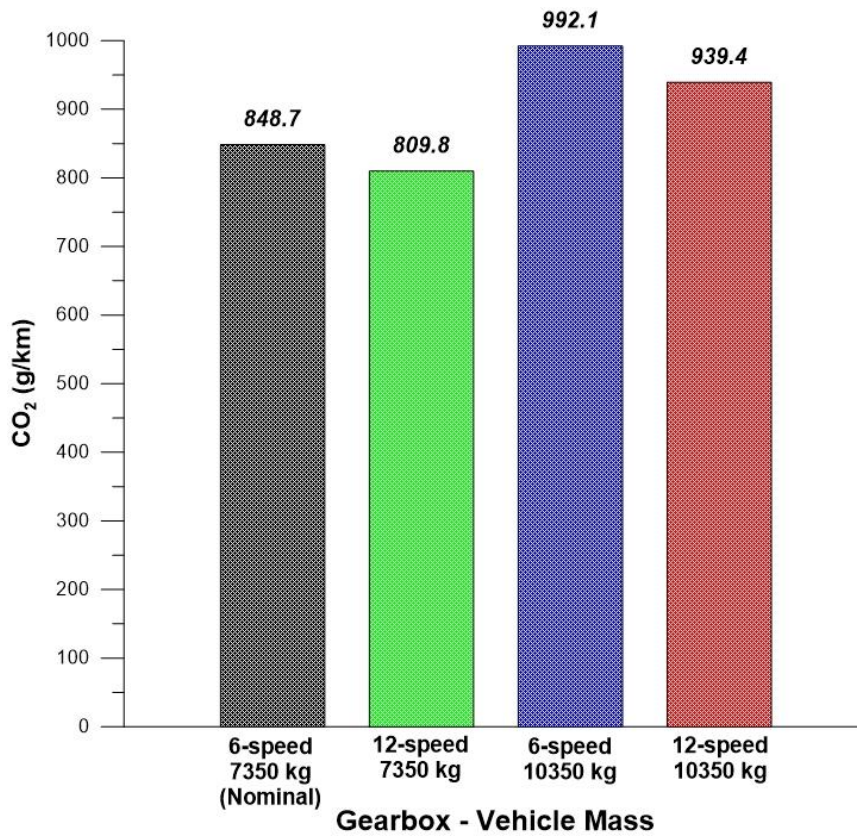




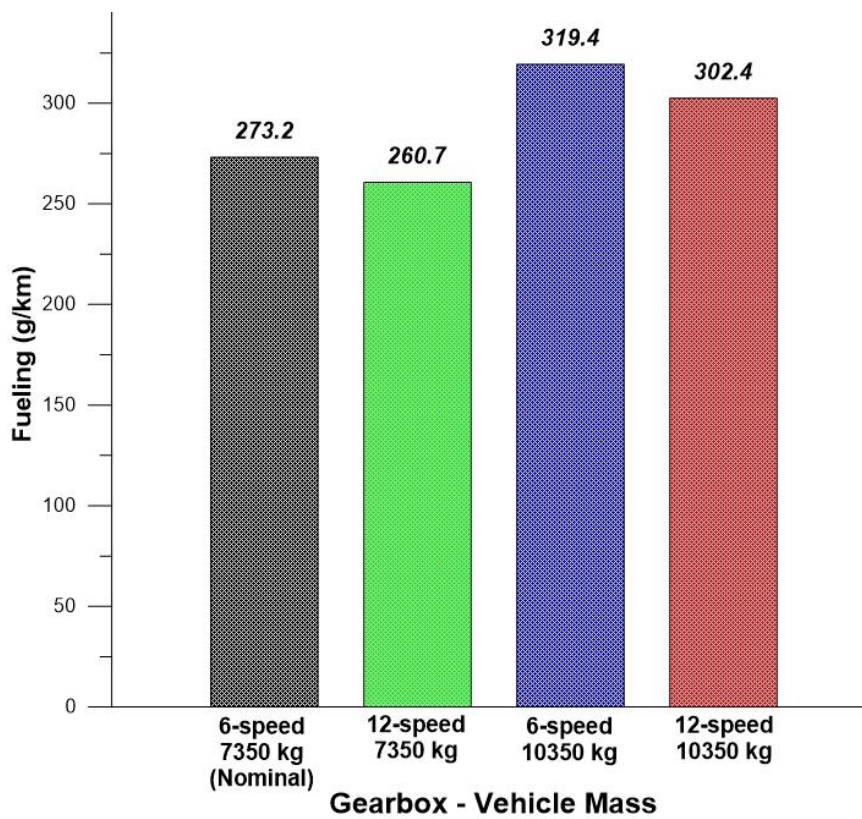
**Σχήμα 5.15 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Μονοξειδίου του Αζώτου για δύο διαφορετικά κιβώτια ταχυτήτων**



**Σχήμα 5.16 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Αιθάλης για δύο διαφορετικά κιβώτια ταχυτήτων**



**Σχήμα 5.18 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Διοξειδίου του Άνθρακα για δύο διαφορετικά κιβώτια ταχυτήτων**



**Σχήμα 5.17 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Κατανάλωσης Καυσίμου για δύο διαφορετικά κιβώτια ταχυτήτων**

### 5.4.3 Συμπεράσματα

- **Απόκριση**

Αρχικά, όσον αφορά την απόκριση του οχήματος παρατηρείται πως για τις περιπτώσεις κιβωτίου 12 σχέσεων στις χαμηλές ταχύτητες όπου χρησιμοποιούνται οι πρώτες σχέσεις μετάδοσης υπάρχει δυσκολία να ακολουθήσουν την ονομαστική μεταβατική διεργασία. Αυτό οφείλεται στον ιδιαίτερα αυξημένο συντελεστή μάζας (MF) που συνεπάγονται οι πρώτες σχέσεις του κιβωτίου, που σημαίνει ότι η ισοδύναμη μάζα που έχει να επιταχύνει ο κινητήρας είναι ιδιαίτερα αυξημένη. Πέραν αυτού, παρατηρείται πως στις υψηλές ταχύτητες το κιβώτιο 12 σχέσεων βελτιώνει την απόκριση του πλήρως φορτωμένου οχήματος, και αυτό ανταπεξέρχεται για περισσότερο χρόνο (άρα και υψηλότερες ταχύτητες) στην ονομαστική μεταβατική διεργασία.

- **Εκπομπές Αιθάλης και NO**

Σχετικά με τις εκπομπές της αιθάλης, η μείωσή τους λόγω χρήσης κιβωτίου 12 σχέσεων είναι αισθητή και μάλιστα για μεγαλύτερη μάζα οχήματος η μείωση αυτή είναι ακόμα σημαντικότερη. Αυτό οφείλεται στο ότι με τη χρήση του κιβωτίου 12 σχέσεων οι σχετικές μεταβολές του φορτίου είναι πιο περιορισμένες και κατά συνέπεια οι προσαιξήσεις των εκπομπών αιθάλης λόγω υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή περιορίζονται αναλόγως. Για τον ίδιο λόγο οι εκπομπές NO παρουσιάζουν και αυτές ελαφρά μείωση με τη χρήση κιβωτίου ταχυτήτων 12 σχέσεων.

- **Κατανάλωση καυσίμου και εκπομπές CO<sub>2</sub>**

Η μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών CO<sub>2</sub> με χρήση κιβωτίου 12 σχέσεων είναι της τάξης του 5% και είναι ελαφρώς μεγαλύτερη αναλογικά για το πλήρως φορτωμένο όχημα. Η μείωση αυτή οφείλεται, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, στο ότι ο κινητήρας λειτουργεί σε χαμηλότερο φορτίο και παρουσιάζει μικρότερες σχετικές μεταβολές του φορτίου.



## 5.5 Επίδραση του Τύπου του Εδάφους σε Συνδυασμό με τον Τύπο των Ελαστικών

### 5.5.1 Δεδομένα Προσομοίωσης

Στην Παράγραφο αυτή εξετάζεται η επίδραση του τύπου του οδοστρώματος σε συνδυασμό με τον τύπο των ελαστικών. Τα δύο αυτά μεγέθη, όπως αναπτύχθηκε και στην Παράγραφο 3.3, επηρεάζουν το συντελεστή αντίστασης κύλισης ( $f_r$ ) και φυσικά την αντίστοιχη δύναμη αντίστασης ( $F_r$ ). Στην προκειμένη περίπτωση θα εξεταστούν δύο κατηγορίες τύπων εδάφους σε συνδυασμό, η κάθε μία, με τους δύο τύπους ελαστικών του οχήματος. Οι περιπτώσεις που εξετάζονται παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.8.

**Πίνακας 5.8 – Δεδομένα Προσομοίωσης**

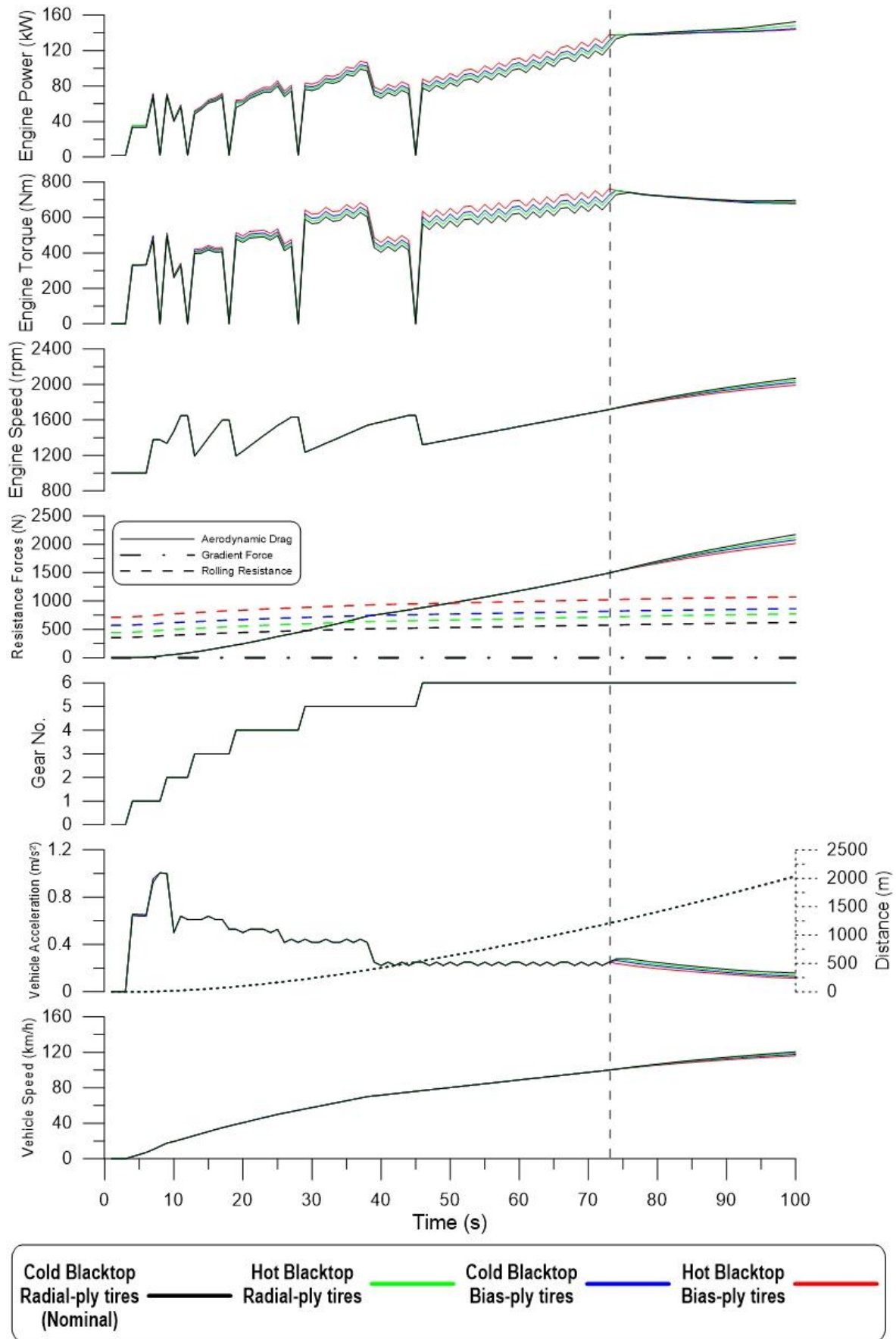
α/α	Τύπος Εδάφους	Συντελεστής Επιφάνειας Εδάφους	Τύπος Ελαστικών
1 (Ονομαστική)	Κρύα Άσφαλτος (ή λιθόστρωτο ή φθαρμένο σκυρόδεμα)	1.2	Ακτινικών Ινών (Radial-ply)
2	Θερμή Άσφαλτος	1.5	Ακτινικών Ινών (Radial-ply)
3	Κρύα Άσφαλτος (ή λιθόστρωτο ή φθαρμένο σκυρόδεμα)	1.2	Διαγώνιων Ινών (Bias-ply)
4	Θερμή Άσφαλτος	1.5	Διαγώνιων Ινών (Bias-ply)

Σημειώνεται πως για την μελέτη της συγκεκριμένης παραμέτρου επιλέγεται η πρώτη ονομαστική μεταβατική διεργασία, επιτάχυνσης σχεδόν έως τη μέγιστη ταχύτητα του οχήματος.

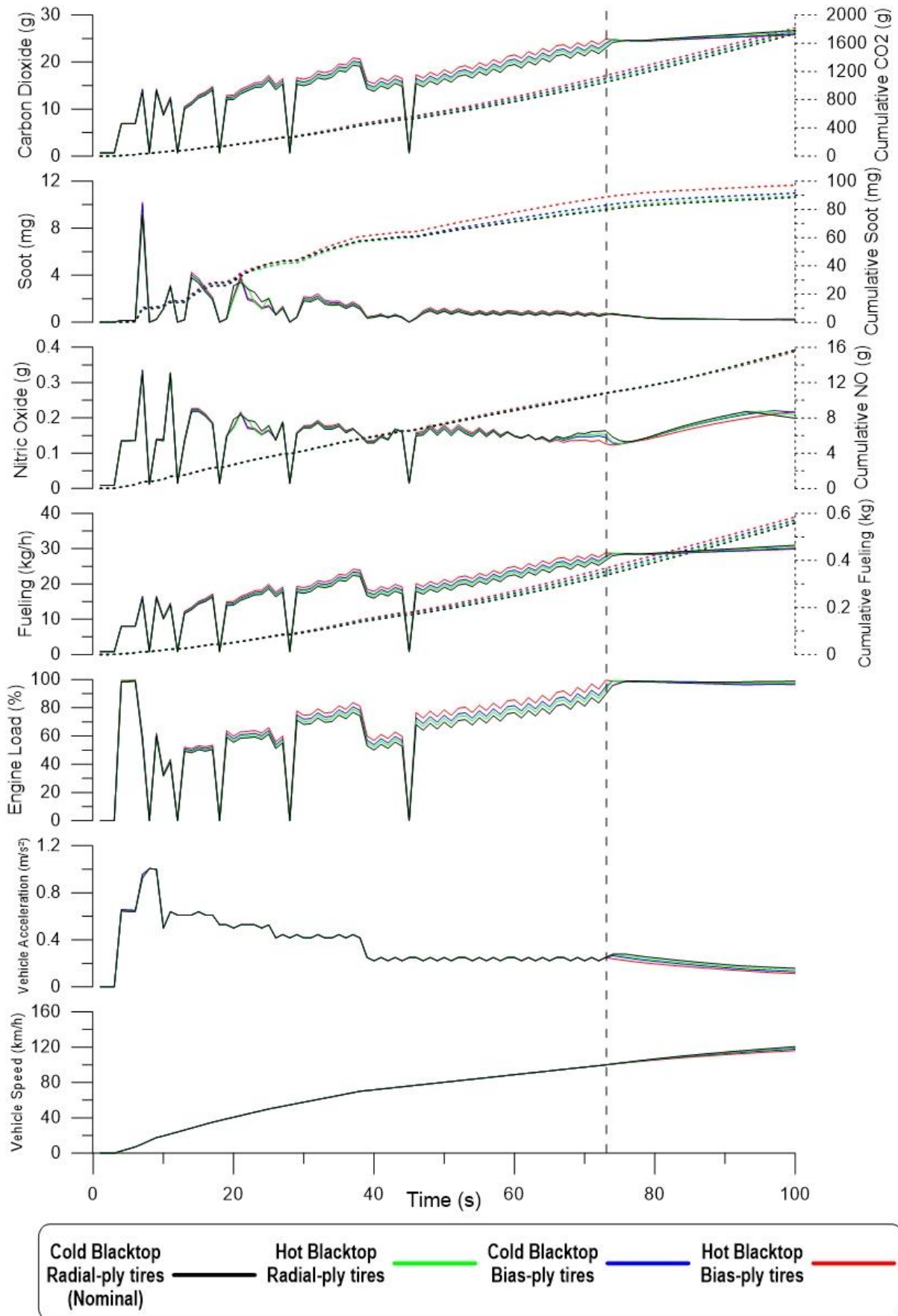
### 5.5.2 Εκπομπές Ρύπων και Επιδόσεις

Στα Σχήματα 5.19 και 5.20 που ακολουθούν παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα υπό μελέτη μεγέθη.





**Σχήμα 5.19 – Διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου (από κάτω προς τα πάνω) των μεγεθών: Ταχύτητα Οχήματος, Επιτάχυνση Οχήματος - Διανυθείσα απόσταση, Σχέση Κιβωτίου, Δυνάμεις αντίστασης, Ταχ. Περιστροφής Κινητήρα, Ροπή Κινητήρα, Ισχύς Κινητήρα**



**Σχήμα 5.20 - Διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου (από κάτω προς τα πάνω) των μεγεθών: Ταχύτητα Οχήματος, Επιτάχυνση Οχήματος, Φορτίο Κινητήρα, Κατανάλωση Κινητήρα, Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου, Εκπομπές Αιθάλης, Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα, Αθροιστικές τιμές των παραπάνω ρύπων αντίστοιχα**

Σημειώνεται πως για τις τρεις περιπτώσεις πέραν της ονομαστικής το όχημα δεν μπορεί να ακολουθήσει την ονομαστική μεταβατική διεργασία στις υψηλές ταχύτητες λόγω αύξησης της Δύναμης Αντίστασης Κύλισης. Όσο αυξάνεται ο συντελεστής αντίστασης κύλισης τόσο νωρίτερα το όχημα μειώνει τη μέγιστη δυνατή του επιτάχυνση. Ο μεγαλύτερος συντελεστής αντίστασης κύλισης είναι αυτός της 4<sup>ης</sup> περίπτωσης θερμής ασφάλτου και ελαστικών διαγώνιων ινών οπότε το όχημα ακολουθεί την ονομαστική μεταβατική διεργασία *μέχρι το 73<sup>ο</sup> δευτερόλεπτο*. Συνεπώς η σύγκριση των αποτελεσμάτων θα γίνει μέχρι το 73<sup>ο</sup> δευτερόλεπτο (κατακόρυφη διακεκομμένη γραμμή στα Σχήματα 5.19 και 5.20). Στον Πίνακα 5.9 δίνονται τα αποτελέσματα εκπομπών ρύπων σε (g/km), αλλά και οι ποσοστιαίες τους μεταβολές από τις ονομαστικές τιμές.

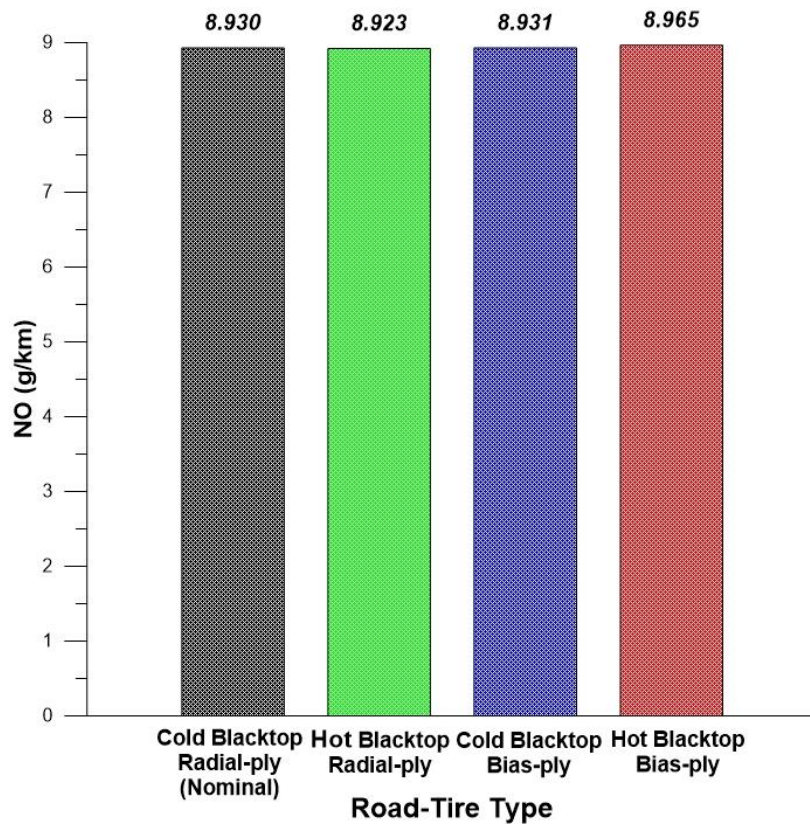
**Πίνακας 5.9 – Επίδραση του τύπου εδάφους και ελαστικών στις εκπομπές ρύπων και την κατανάλωση καυσίμου (0-73 sec)**

Τύπος εδάφους - ελαστικών	NO (g/km)	Μεταβολή	Soot (g/km)	Μεταβολή	CO <sub>2</sub> (g/km)	Μεταβολή	Fueling (g/km)	Μεταβολή
Κρύα Ασφαλτος - Radial-ply ελαστικά	8.930	-	0.066	-	866.1	-	278.8	-
Θερμή Ασφαλτος - Radial-ply Ελαστικά	8.923	-0.08%	0.067	+1.41%	890.0	+2.75%	286.5	+2.75%
Κρύα Ασφαλτος - Bias-ply ελαστικά	8.931	+0.02%	0.069	+4.23%	909.7	+5.03%	292.9	+5.03%
Θερμή Ασφαλτος - Bias-ply ελαστικά	8.965	+0.40%	0.073	+11.56%	944.1	+9.01%	304.0	+9.01%

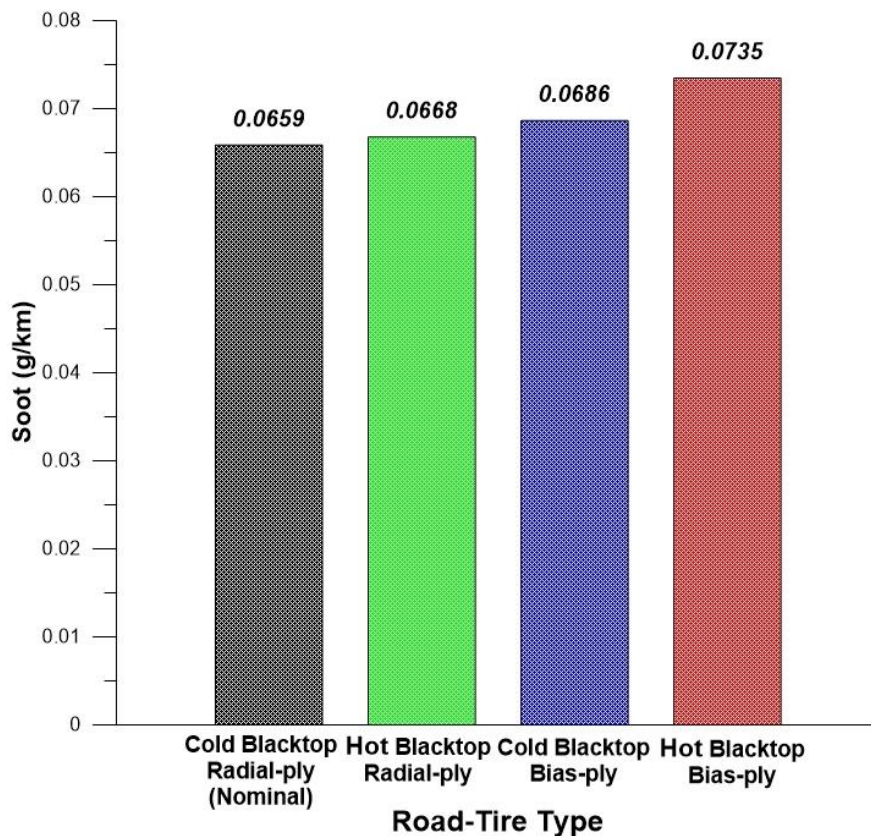
Στα Σχήματα 5.21 έως 5.24 παρουσιάζονται συγκριτικά σε μορφή ραβδογράμματος τα εξής μεγέθη αντίστοιχα :

- Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου – NO (g/km) – Σχήμα 5.21
- Εκπομπές Αιθάλης – Soot (g/km) – Σχήμα 5.22
- Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα – CO<sub>2</sub> (g/km) – Σχήμα 5.23
- Κατανάλωση Καυσίμου – Fueling (g/km) – Σχήμα 5.24

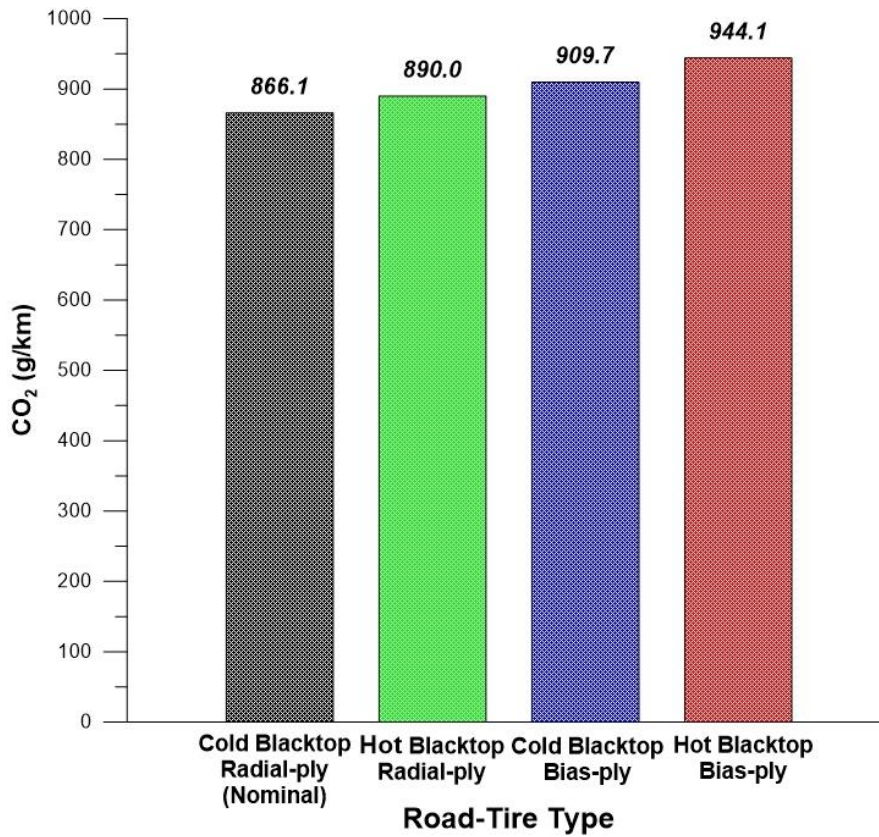




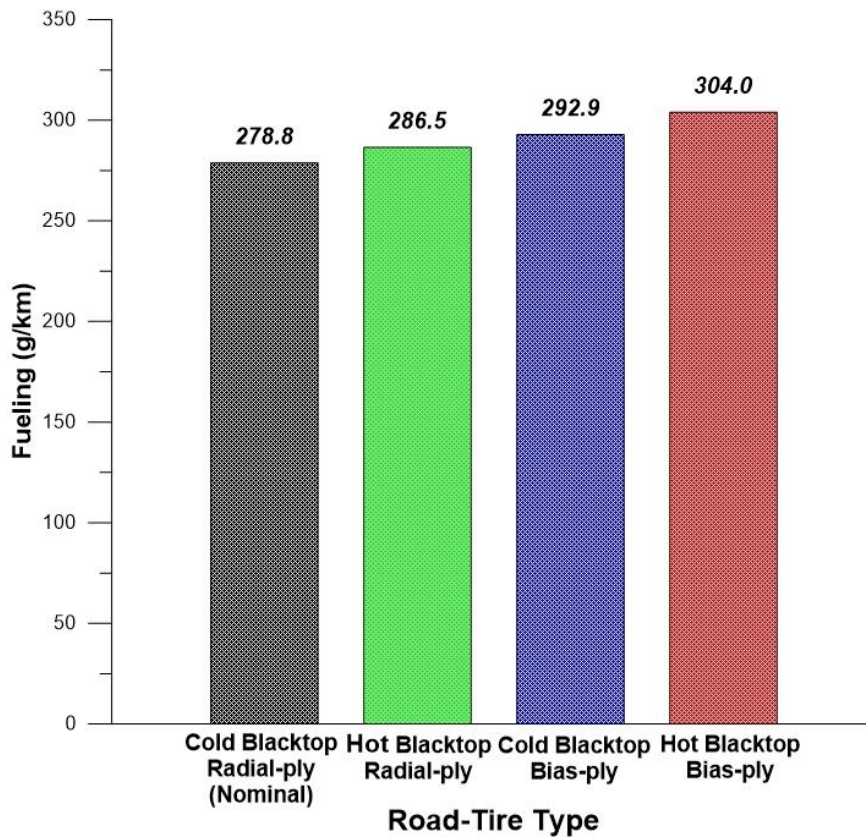
**Σχήμα 5.21 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Μονοξειδίου του Αζώτου συναρτήσει του τύπου εδάφους και ελαστικών**



**Σχήμα 5.22 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Αιθάλης συναρτήσει του τύπου εδάφους και ελαστικών**



**Σχήμα 5.24 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Διοξειδίου του Άνθρακα συναρτήσει του τύπου εδάφους και ελαστικών**



**Σχήμα 5.23 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Κατανάλωσης Καυσίμου συναρτήσει του τύπου εδάφους και ελαστικών**

### 5.5.3 Συμπεράσματα

Οι δύο παράγοντες που εξετάζονται, ο τύπος του εδάφους και των ελαστικών του οχήματος, επηρεάζουν αποκλειστικά την αντίσταση κύλισης του οχήματος μέσω του συντελεστή αντίστασης κύλισης, άρα αυξάνουν το φορτίο του κινητήρα. Συνεπώς, με δεδομένο ότι στις 4 περιπτώσεις που εξετάζονται ο συντελεστής αντίστασης κύλισης διαρκώς αυξάνεται, είναι αναμενόμενο όλα τα μεγέθη να αυξάνονται καθώς αυξάνεται και το φορτίο του κινητήρα. Αξιοσημείωτο είναι πως ο τύπος των ελαστικών επιδρά περισσότερο στην αύξηση του φορτίου από ότι ο τύπος του εδάφους, και αυτό οφείλεται στη μεγάλη αντίσταση κύλισης που επιφέρουν τα ελαστικά διαγώνιων ινών όπως φαίνεται και από το Σχήμα 5.19. Η εντονότερη επίδραση του τύπου των ελαστικών από τον τύπο του οδοστρώματος στην αντίσταση κύλισης, επιβεβαιώνεται και από τις Εξισώσεις (3.21.α) και (3.21.β).

- **Απόκριση**

Όσον αφορά την απόκριση του οχήματος, παρατηρείται πως αυξανόμενου του συντελεστή αντίστασης κύλισης χειροτερεύει στις υψηλές ταχύτητες, δηλαδή όσο αυξάνεται ο συντελεστής αντίστασης κύλισης, το όχημα παύει να μπορεί να ακολουθήσει την ονομαστική μεταβατική διεργασία από όλο και μικρότερη ταχύτητα.

- **Εκπομπές NO**

Παρατηρείται πως οι μεταβολές στις εκπομπές NO είναι αμελητέες, και αυτό διότι η εξεταζόμενη παράμετρος προκαλεί μικρή αύξηση του φορτίου του κινητήρα. Το φορτίο του κινητήρα είναι η κύρια παράμετρος, όπως έχει εξηγηθεί και στην Παράγραφο 5.2.3, η οποία επηρεάζει τις εκπομπές NO.

- **Εκπομπές Αιθάλης**

Οι εκπομπές αιθάλης αυξάνονται με την αύξηση του συντελεστή αντίστασης κύλισης εξαιτίας των υψηλότερων φορτίων που παρατηρούνται.

- **Κατανάλωση Καυσίμου και εκπομπές CO<sub>2</sub>**



Όπως έχει εξηγηθεί και παραπάνω, η αύξηση του συντελεστή αντίστασης κύλισης οδηγεί σε αύξηση του φορτίου του κινητήρα άρα αναμενόμενα και σε αύξηση της κατανάλωσης και των εκπομπών CO<sub>2</sub>.

## 5.6 Επίδραση της Κλίση του Οδοστρώματος

### 5.6.1 Δεδομένα Προσομοίωσης

Στην παράγραφο αυτή εξετάζεται η επίδραση της κλίσης του οδοστρώματος, παράγοντας ο οποίος για ένα βαρύ όχημα όπως το εξεταζόμενο δημιουργεί πολύ σημαντική δύναμη αντίστασης, καθώς αποτελεί συνιστώσα του βάρους του. Όπως αναφέρθηκε και στο Κεφάλαιο 3, η κλίση του οδοστρώματος (όπως αυτή ορίστηκε για την παρούσα ανάλυση) δεν ξεπερνά το 4% για το κεντρικό οδικό δίκτυο και φθάνει μέχρι και το 12% σε ακραίες περιπτώσεις στα αστικά οδικά δίκτυα. Οι περιπτώσεις που εξετάζονται αριθμούνται στον Πίνακα 5.10.

**Πίνακας 5.10 – Δεδομένα Προσομοίωσης**

α/α	Κλίση Οδοστρώματος
1 (Ονομαστική)	0%
2	2%
3	4%
4	6%

Σημειώνεται πως για την μελέτη της συγκεκριμένης παραμέτρου επιλέγεται η δεύτερη ονομαστική μεταβατική διεργασία, δηλαδή επιτάχυνσης έως τα 32km/h, σταθερής πορείας και επιβράδυνσης ως την ηρεμία. Αυτή η επιλογή έγινε, πρώτον διότι η αντίσταση λόγω κλίσης είναι πολύ σημαντική και το όχημα δεν θα μπορούσε να ακολουθήσει την πρώτη μεταβατική διεργασία έως τη

μέγιστη ταχύτητα του (άλλωστε δεν ανταποκρίνεται στην πραγματικότητα καθώς σε αυτοκινητόδρομους δεν εμφανίζονται σημαντικές κλίσεις)· δεύτερον, διότι είναι ευκαιρία να παρουσιαστεί η απαραίτητη δύναμη πέδησης και το πώς αυτή μεταβάλλεται συναρτήσει της κλίσης σε μια μεταβατική διεργασία που περιλαμβάνει επιτάχυνση και επιβράδυνση στην περιοχή χαμηλών ταχυτήτων, όπως συμβαίνει εντός πόλης.

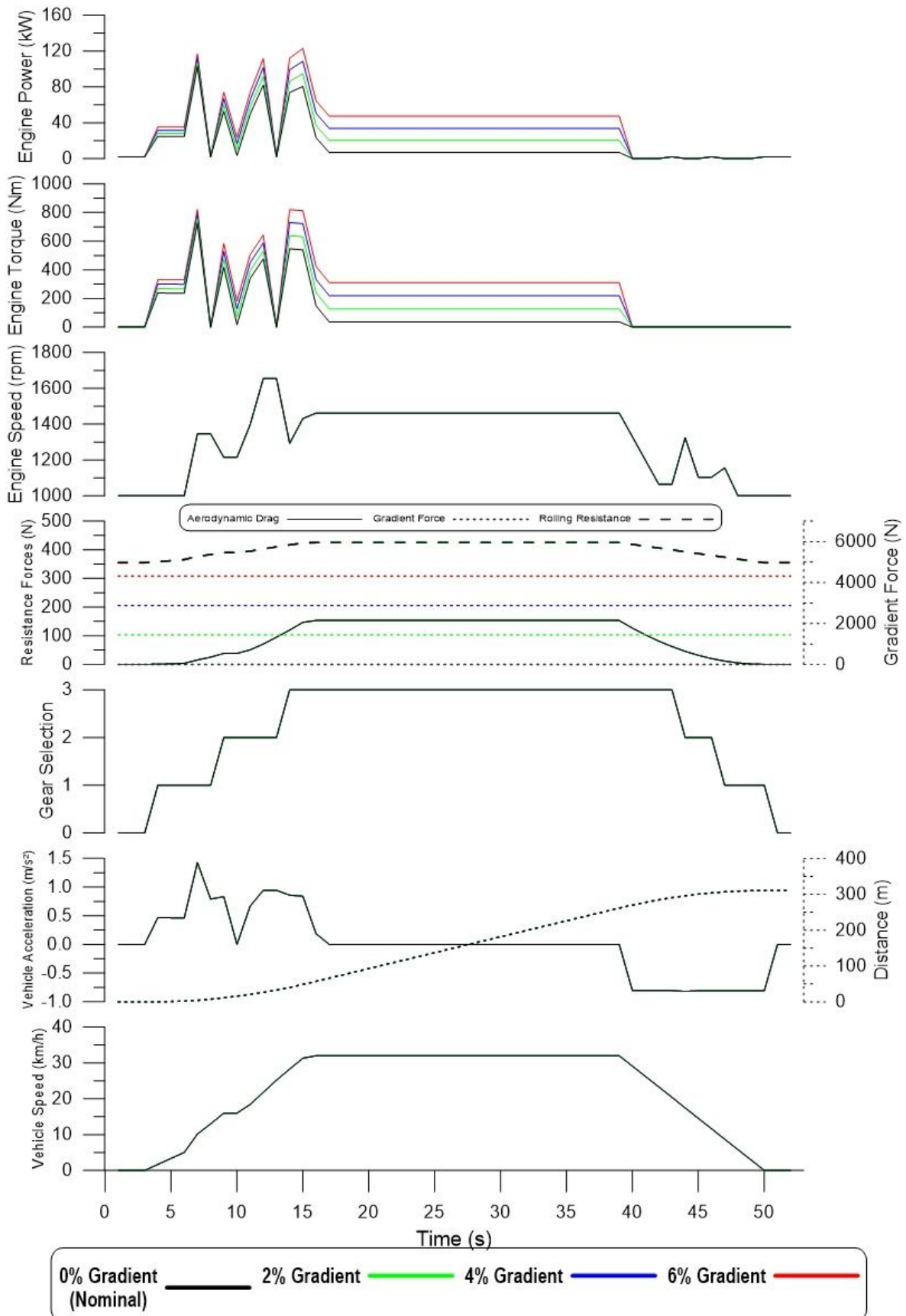
Στο σημείο αυτό πρέπει να τονιστεί πως η κλίση του οδοστρώματος μειώνει τη μέγιστη δυνατή επιτάχυνση του οχήματος χωρίς ολίσθηση (Παράγραφος 3.5.2). Μετά από σχετικές δοκιμές που έγιναν για τη δυσμενέστερη περίπτωση κλίσης 6%, παρατηρείται πως για να επιτύχει το όχημα τις επιταχύνσεις της υπό μελέτη μεταβατικής διεργασίας, είναι απαραίτητος συντελεστής πρόσφυσης  $\mu > 0.85$  που αντιστοιχεί σε απολύτως στεγνή άσφαλτο χωρίς φθορές.

### **5.6.2 Εκπομπές Ρύπων και Επιδόσεις**

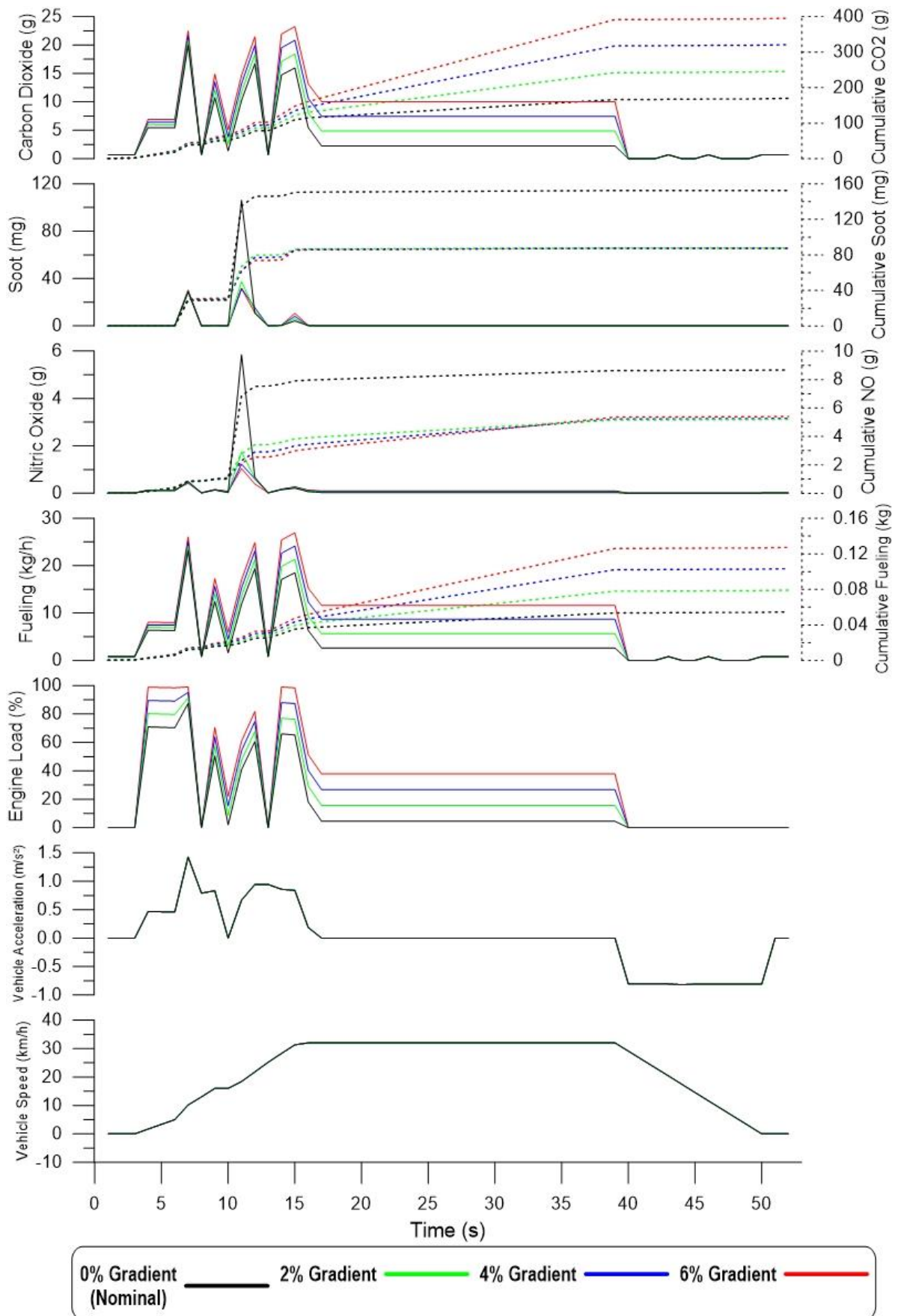
Στα Σχήματα 5.25 και 5.26 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις τα υπό μελέτη μεγέθη.

Στο Σχήμα 5.27 παρουσιάζεται για κάθε περίπτωση η απαραίτητη Δύναμη Πέδησης – Brake Force (N) και το Ποσοστό της επί της μέγιστης δυνατής Δύναμης Πέδησης – Brake Force Percentage (%), σε αντιπαραβολή με την Επιτάχυνση του Οχήματος – Vehicle Acceleration ( $m/s^2$ )

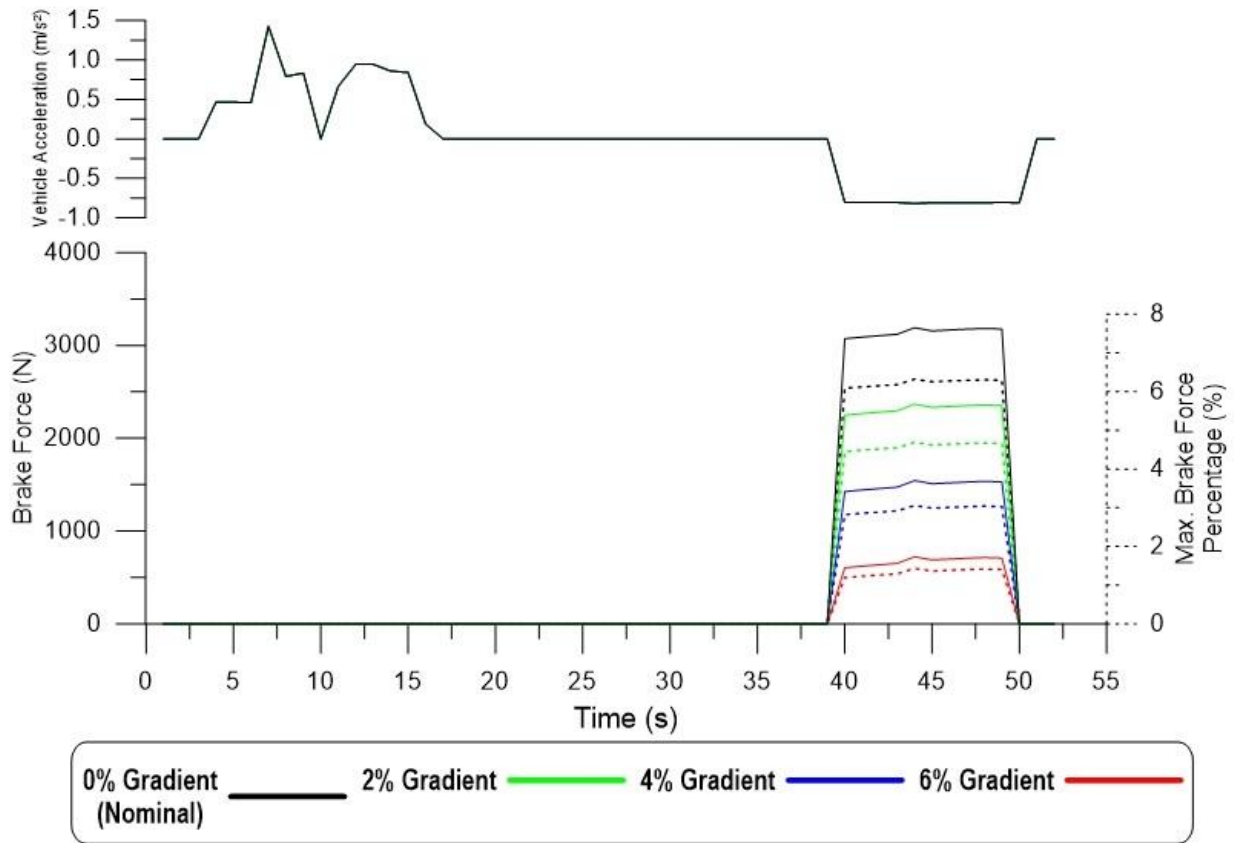




**Σχήμα 5.25 - Διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου (από κάτω προς τα πάνω) των μεγεθών: Ταχύτητα Οχήματος, Επιτάχυνση Οχήματος - Διανυθείσα απόσταση, Σχέση Κιβωτίου, Δυνάμεις αντίστασης, Ταχ. Περιστροφής Κινητήρα, Ροπή Κινητήρα, Ισχύς Κινητήρα**



**Σχήμα 5.26 - Διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου (από κάτω προς τα πάνω) των μεγεθών: Ταχύτητα Οχήματος, Επιτάχυνση Οχήματος, Φορτίο Κινητήρα, Κατανάλωση Κινητήρα, Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου, Εκπομπές Αιθάλης, Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα, Αθροιστικές τιμές των παραπάνω ρύπων αντίστοιχα**



**Σχήμα 5.27 – Διάγραμμα μεταβολής της απαραίτητης Δύναμης Πέδησης – Brake Force (N) και του Ποσοστού της επί της μέγιστης δυνατής Δύναμης Πέδησης – Brake Force Percentage (%) συναρτήσει του χρόνου, σε αντιπαράβολή με την Επιτάχυνση του Οχήματος – Vehicle Acceleration ( $m/s^2$ )**

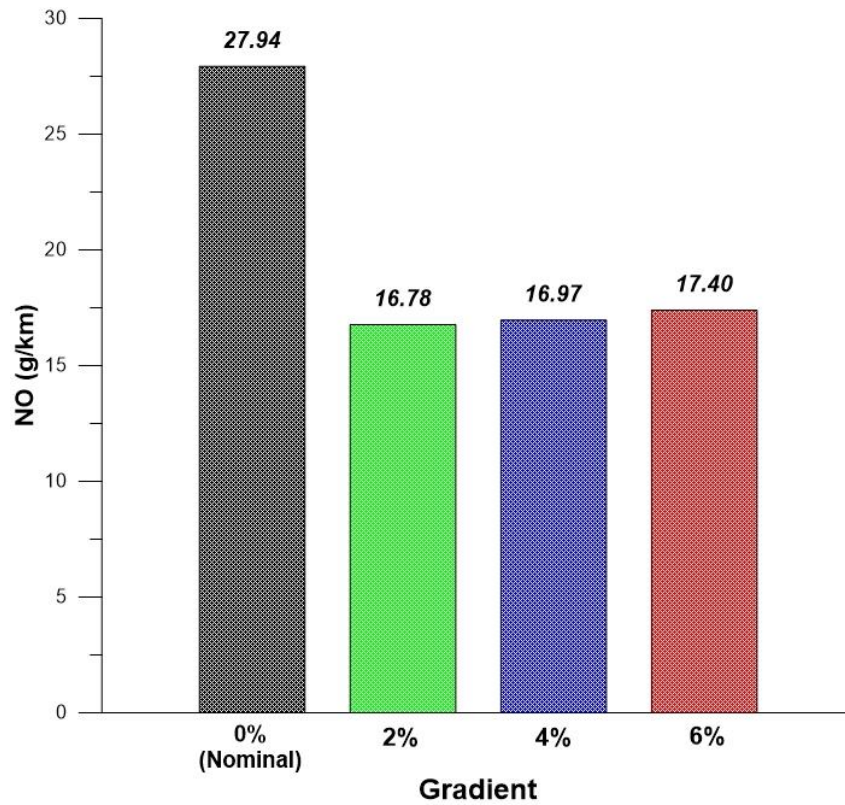
Στο σύνολο των περιπτώσεων, το όχημα δύναται να ολοκληρώσει την ονομαστική μεταβατική αυτή διεργασία· για 6% κλίση οδοστρώματος αυτό επιτυγχάνεται οριακά καθώς ο κινητήρας λειτουργεί σχεδόν σε πλήρες φορτίο (Σχήμα 5.26). Συνεπώς, η σύγκριση των αποτελεσμάτων θα γίνει για ολόκληρη τη μεταβολή (52 sec). Στον Πίνακα 5.11 δίνονται οι εκπομπές ρύπων σε (g/km), αλλά και οι ποσοστιαίες τους μεταβολές από τις ονομαστικές τιμές.

**Πίνακας 5.11 – Επίδραση της κλίσης του εδάφους στις εκπομπές ρύπων και την κατανάλωση καυσίμου (0-52 sec)**

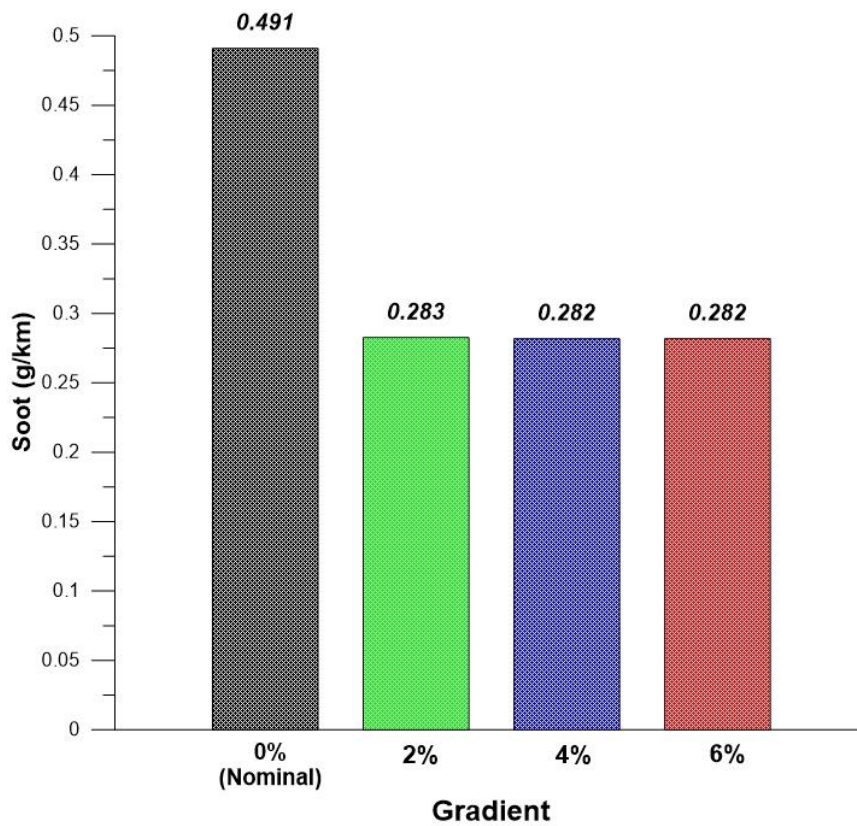
Κλίση Εδάφους	NO (g/km)	Μεταβολή	Soot (g/km)	Μεταβολή	CO <sub>2</sub> (g/km)	Μεταβολή	Fueling (g/km)	Μεταβολή
0% (Ονομαστική)	27.938	-	0.491	-	547.0	-	176.1	-
2%	16.775	-39.96%	0.283	-42.45%	791.4	+44.68%	254.8	+44.68%
4%	16.970	-39.26%	0.282	-42.59%	1033.3	+88.90%	332.7	+88.90%
6%	17.400	-37.72%	0.282	-42.60%	1272.4	+132.61%	409.6	+132.61%

Στα Σχήματα 5.28 έως 5.31 παρουσιάζονται συγκριτικά σε μορφή ραβδογράμματος τα εξής μεγέθη αντίστοιχα :

- Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου – NO (g/km) – Σχήμα 5.28
- Εκπομπές Αιθάλης – Soot (g/km) – Σχήμα 5.29
- Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα – CO<sub>2</sub> (g/km) – Σχήμα 5.30
- Κατανάλωση Καυσίμου – Fueling (g/km) – Σχήμα 5.31

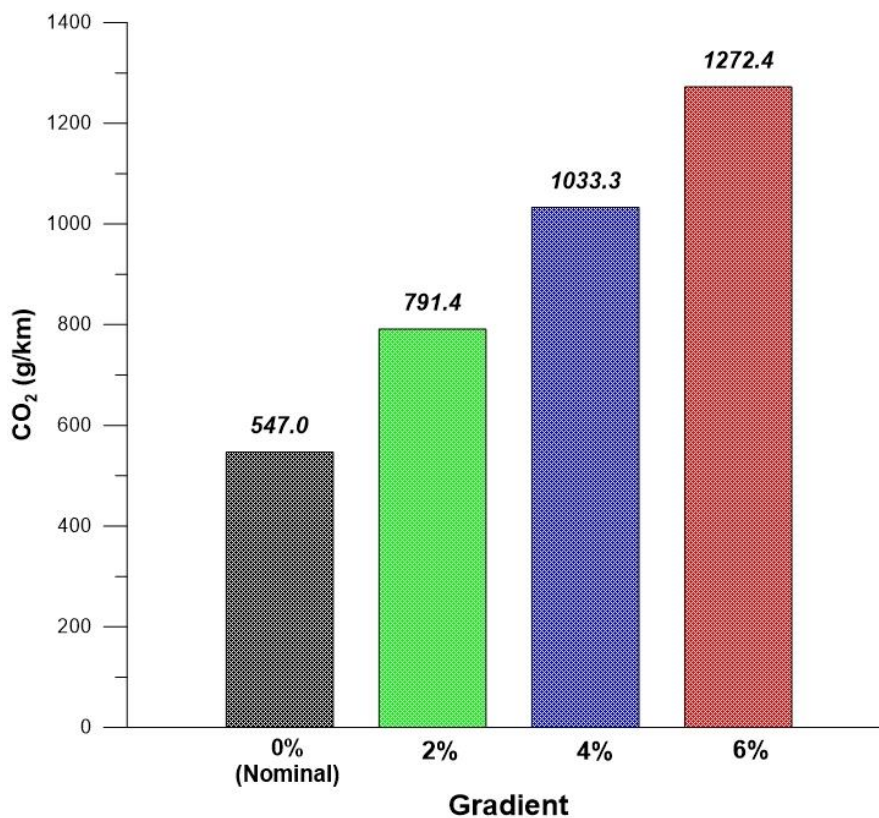


**Σχήμα 5.28 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Μονοξειδίου του Αζώτου συναρτήσει της κλίσης του εδάφους**

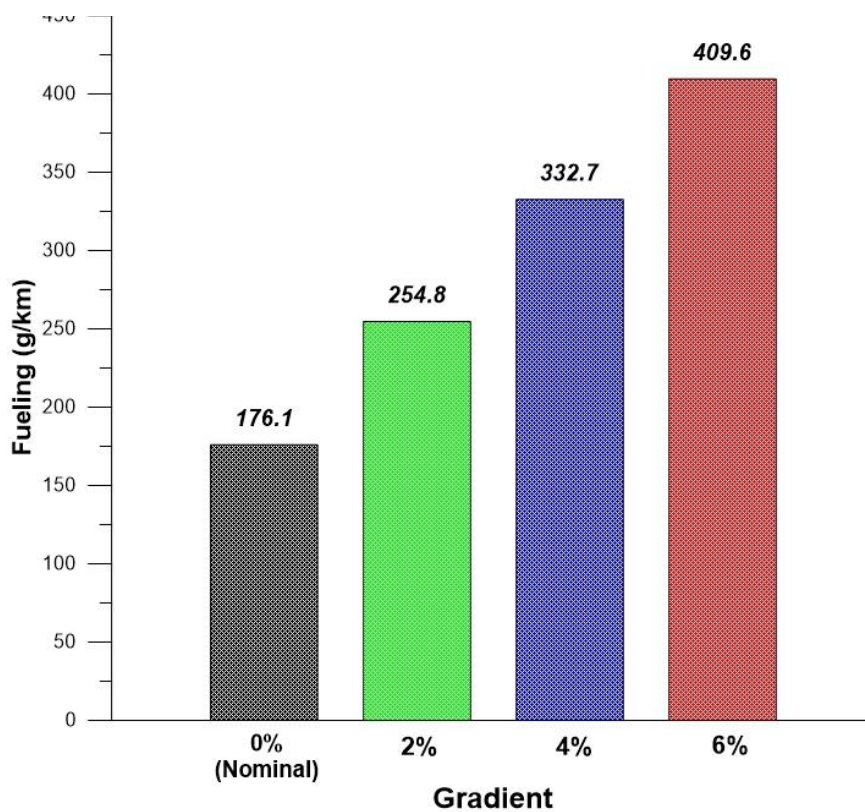


**Σχήμα 5.29 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Αιθάλης συναρτήσει της κλίσης του εδάφους**





**Σχήμα 5.31 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Διοξειδίου του Άνθρακα συναρτήσει της κλίσης του εδάφους**



**Σχήμα 5.30 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Κατανάλωσης Καυσίμου συναρτήσει της κλίσης του εδάφους**

### 5.6.3 Συμπεράσματα

- **Απόκριση**

Αρχικά, όσον αφορά την απόκριση του οχήματος να σημειωθεί πως αυτή η ονομαστική μεταβατική διεργασία επιλέχθηκε ώστε ακόμα και για τη μέγιστη κλίση εδάφους 6% το όχημα να δύναται να ανταπεξέλθει, ώστε να είναι δυνατή η σύγκριση των αποτελεσμάτων. Ειδικά, επειδή η επίδραση της κλίσης του εδάφους, στις δυνάμεις αντίστασης στην κίνηση του οχήματος, άρα και στο φορτίο του κινητήρα, είναι πολύ σημαντική, η απόκριση του οχήματος θα ήταν πολύ κακή και η σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων αδύνατη.

- **Εκπομπές NO και Αιθάλης**

Η επίδραση της συγκεκριμένης παραμέτρου αποτελεί παράδοξο για τις εκπομπές ρύπων NO και αιθάλης με μια πρώτη προσέγγιση. Αναμενόμενο θα ήταν να αυξηθούν και μάλιστα σημαντικά, καθώς σημαντική είναι η αύξηση του φορτίου του κινητήρα αυξανόμενης της κλίσης του εδάφους. Με καλύτερη παρατήρηση στα διαγράμματα των NO και αιθάλης του Σχήματος 5.26 παρατηρείται πως καθ' όλη τη διάρκεια της μεταβατικής διεργασίας οι εκπομπές NO και αιθάλης πράγματι αυξάνονται με αύξηση της κλίσης. Όμως, σε μία χρονική στιγμή περί το 11<sup>ο</sup> δευτερόλεπτο της μεταβατικής διεργασίας η κατάσταση αυτή αντιστρέφεται και οι εκπομπές NO και αιθάλης εκτινάσσονται πολύ περισσότερο για την περίπτωση μηδενικής κλίσης του οδοστρώματος. Αυτή η υπερακόνηση (Σχήμα 1.7) οφείλεται στο ότι, εκείνο το δευτερόλεπτο, για μηδενική κλίση, η σχετική μεταβολή του φορτίου είναι πολύ μεγαλύτερη, της τάξης του 1300%, σε σχέση με αυτή για κλίση 6% που είναι της τάξης του 100%, άρα αντιστοίχως μεγαλύτερες είναι και οι προσαυξήσεις των ρύπων. Η σχετική μεταβολή του φορτίου είναι μεγαλύτερη για μηδενική κλίση καθώς εκείνο το δευτερόλεπτο το όχημα επιταχύνει μετά από σταθερή πορεία, αυξανόμενης όμως της κλίσης, το ποσοστό της αντίστασης λόγω αδράνειας του οχήματος επί της συνολικής, γίνεται όλο και μικρότερο, συνεπώς η επιτάχυνση αυτή (ίδια για όλες τις περιπτώσεις) επιβαρύνει περισσότερο τη σχετική μεταβολή του φορτίου για μηδενική κλίση. Οι προσαυξήσεις αυτές, οφείλονται στην ανακολουθία ανάμεσα στην αυξημένη ποσότητα καυσίμου που εγχύεται εντός του κυλίνδρου και την ανεπαρκή ποσότητα αέρα λόγω της καθυστερημένης

απόκρισης του συμπιεστή του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης. Η συγκεκριμένη περίπτωση αποδεικνύει πόσο σημαντική είναι η επίδραση της μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα στις εκπομπές ρύπων, και πόσο σημαντικά μπορούν να αυξηθούν οι αντίστοιχες τιμές μόνιμης λειτουργίας, γεγονός που καθιστά πολύ σημαντική την επίδραση της ομαλής οδήγησης στις εκπομπές ρύπων.

- **Κατανάλωση Καυσίμου και εκπομπές CO<sub>2</sub>**

Όπως έχει εξηγηθεί και παραπάνω η αύξηση της κλίσης του εδάφους για ένα βαρύ όχημα οδηγεί σε σημαντική αύξηση της αντίστασης λόγω κλίσης καθώς αποτελεί συνιστώσα του βάρους του. Εξίσου σημαντική είναι και η αύξηση του φορτίου του κινητήρα άρα και η αύξηση της κατανάλωσης και των εκπομπών CO<sub>2</sub>. Με παρατήρηση των δεδομένων παρατηρείται μια γραμμικότητα στην εξάρτηση της κατανάλωσης καυσίμου από την κλίση του εδάφους καθώς για κλίση 4% η αύξηση της κατανάλωσης είναι σχεδόν διπλάσια από αυτή για κλίση 2%.

## **5.7 Επίδραση της Μέσης Επιτάχυνσης του Οχήματος**

### **5.7.1 Δεδομένα Προσομοίωσης**

Στην Παράγραφο αυτή εξετάζεται η επίδραση της επιτάχυνσης του οχήματος σε δύο περιπτώσεις πέραν της ονομαστικής, ουσιαστικά τροποποιείται η πρώτη ονομαστική μεταβατική διεργασία, ώστε η μέση επιτάχυνση του οχήματος να μειώνεται κατά 20% στη μια περίπτωση και να αυξάνεται κατά 20% στην άλλη. Έτσι, έμμεσα μελετάται περίπτωση πιο ήπιας αλλά και πιο επιθετικής οδήγησης αντίστοιχα. *Σημειώνεται πως η τροποποίηση αυτή στην τιμή της μέσης επιτάχυνσης έχει γίνει για ταχύτητες άνω των 11,6 km/h οπότε και έχει επιλεγεί στο κιβώτιο ταχυτήτων η 2<sup>η</sup> σχέση.* Η συνθήκη αυτή ήταν αναγκαία καθώς για την πρώτη σχέση του κιβωτίου ο συντελεστής μάζας (Παράγραφος 3.3.2) παίρνει μεγάλη τιμή και ο κινητήρας δεν έχει τη δυνατότητα να επιτύχει μεγαλύτερη επιτάχυνση από αυτή της ονομαστικής μεταβατικής διεργασίας. Οι περιπτώσεις που εξετάζονται αριθμούνται στον Πίνακα 5.12.



**Πίνακας 5.12 – Δεδομένα Προσομοίωσης**

α/α	Μέση Επιτάχυνση του Οχήματος - $a_x$ (m/s <sup>2</sup> )	Πραγματική Σχετική Μεταβολή	Μέγιστη Επιτάχυνση του Οχήματος - $a_{x \max}$ (m/s <sup>2</sup> )
1 (Ονομαστική)	0.408	-	1.06
2 (+20 %)	0.321	-21,4%	0.93
3 (-20%)	0.498	+21.9%	1.21

Στο σημείο αυτό πρέπει να τονιστεί πως με βάση την Παράγραφο 3.5.2, ένας ακόμη παράγοντας που επηρεάζει την δυνατότητα του οχήματος να αναπτύξει τις υπό μελέτη επιταχύνσεις είναι ο συντελεστής πρόσφυσης μεταξύ ελαστικών και οδοστρώματος. Στον Πίνακα 5.13, μετά από σχετικές δοκιμές με χρήση του κώδικα που αναπτύχθηκε, παρουσιάζονται οι μέγιστες τιμές επιτάχυνσης που μπορούν να επιτευχθούν χωρίς ολίσθηση για μηδενική κλίση εδάφους.

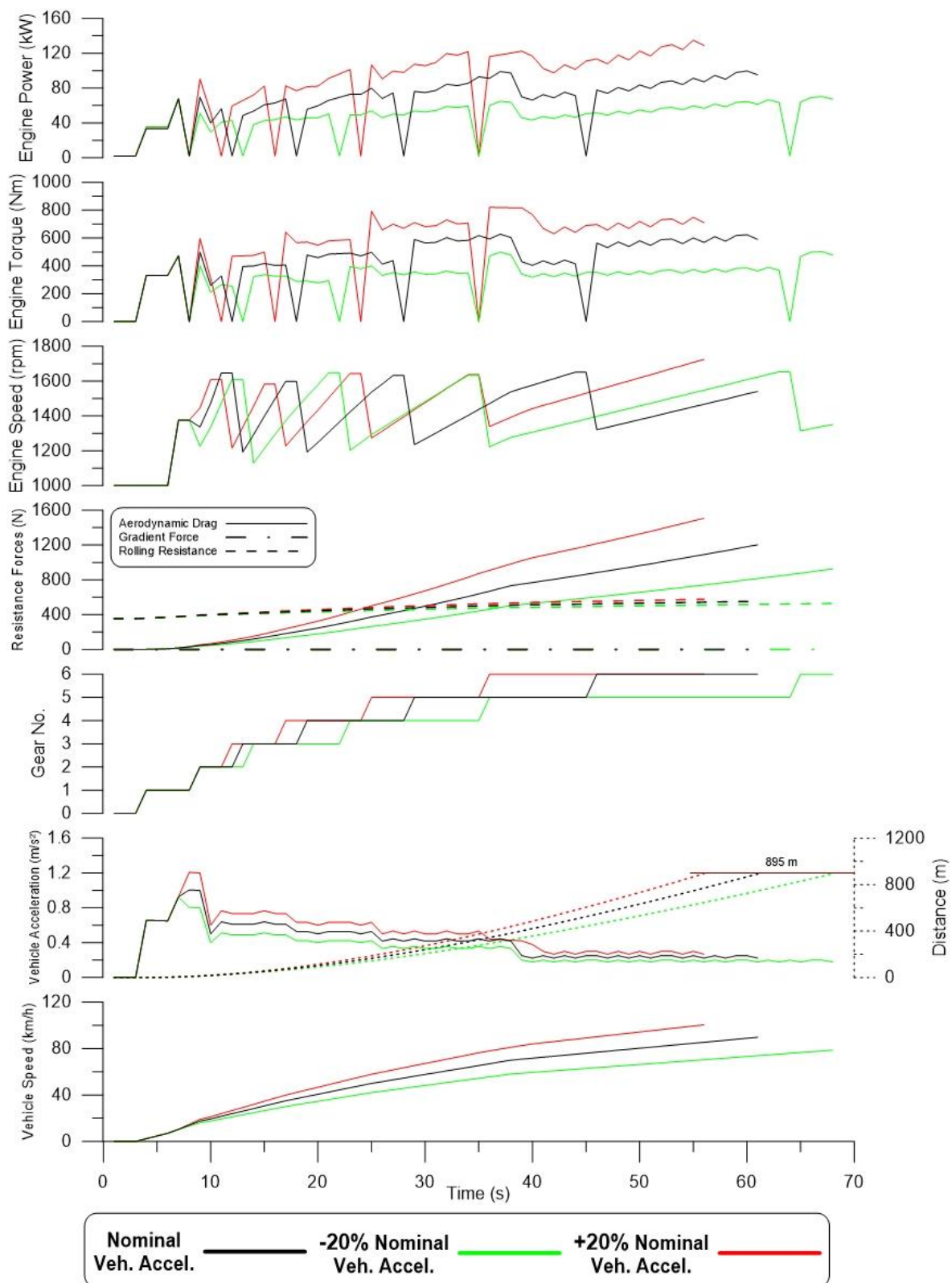
**Πίνακας 5.13 – Μέγιστες τιμές επιτάχυνσης χωρίς ολίσθηση για διάφορες τιμές του συντελεστή πρόσφυσης**

μ	Μέγιστη $a_x$ (m/s <sup>2</sup> )
0.5	0.49
0.6	0.72
0.65	0.85
0.7	0.99
0.75	1.14
0.8	1.30
Για κλίση εδάφους $G=0\%$	

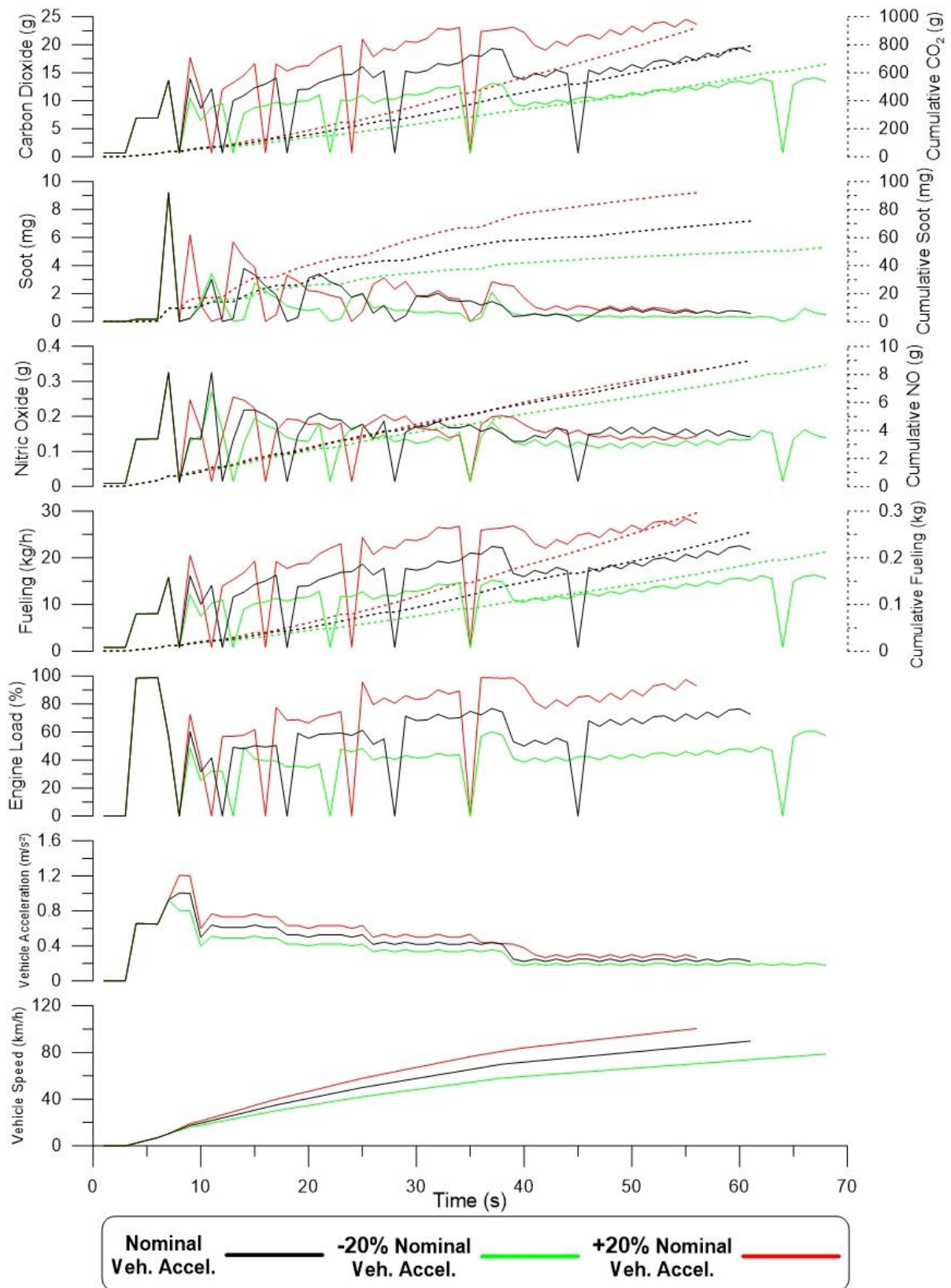
Παρατηρείται πως και για τις τρεις περιπτώσεις επιτάχυνσης απαιτείται συντελεστής πρόσφυσης στην τιμή 0.7-0.8 που αντιστοιχεί στο μεταίχμιο μεταξύ βρεγμένης και στεγνής ασφάλτου χωρίς φθορές (Πίνακας 3.5).

### 5.7.2 Εκπομπές Ρύπων και Επιδόσεις

Στα Σχήματα 5.32 και 5.33 που ακολουθούν παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα υπό μελέτη μεγέθη.



**Σχήμα 5.32 – Διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου (από κάτω προς τα πάνω) των μεγεθών: Ταχύτητα Οχήματος, Επιτάχυνση Οχήματος - Διανυθείσα απόσταση, Σχέση Κιβωτίου, Δυνάμεις αντίστασης, Ταχ. Περιστροφής Κινητήρα, Ροπή Κινητήρα, Ισχύς Κινητήρα**



**Σχήμα 5.33 - Διαγράμματα συναρτήσεως του χρόνου (από κάτω προς τα πάνω) των μεγεθών: Ταχύτητα Οχήματος, Επιτάχυνση Οχήματος, Φορτίο Κινητήρα, Κατανάλωση Κινητήρα, Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου, Εκπομπές Αιθάλης, Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα, Αθροιστικές τιμές των παραπάνω ρύπων αντίστοιχα**

Όπως ήταν αναμενόμενο, το προφίλ ταχύτητας του οχήματος είναι διαφορετικό για κάθε περίπτωση, οπότε για να είναι εύλογη η σύγκριση επιλέγεται να γίνει για ίση διανυθείσα απόσταση. Η απόσταση αυτή ορίζεται στα 895 m, δηλαδή την απόσταση την οποία διανύει το όχημα για την περίπτωση επταυξημένης επιτάχυνσης στη διάρκεια των 56 δευτερολέπτων της μεταβατική διεργασίας για τα οποία το όχημα δύναται να διατηρήσει την επταυξημένη αυτή επιτάχυνση. Σαφώς στις άλλες δύο περιπτώσεις η απόσταση αυτή καλύπτεται σε περισσότερο χρόνο. Στον Πίνακα 5.14 δίνονται οι εκπομπές ρύπων σε (g/km), αλλά και οι ποσοστιαίες τους μεταβολές από τις ονομαστικές τιμές.

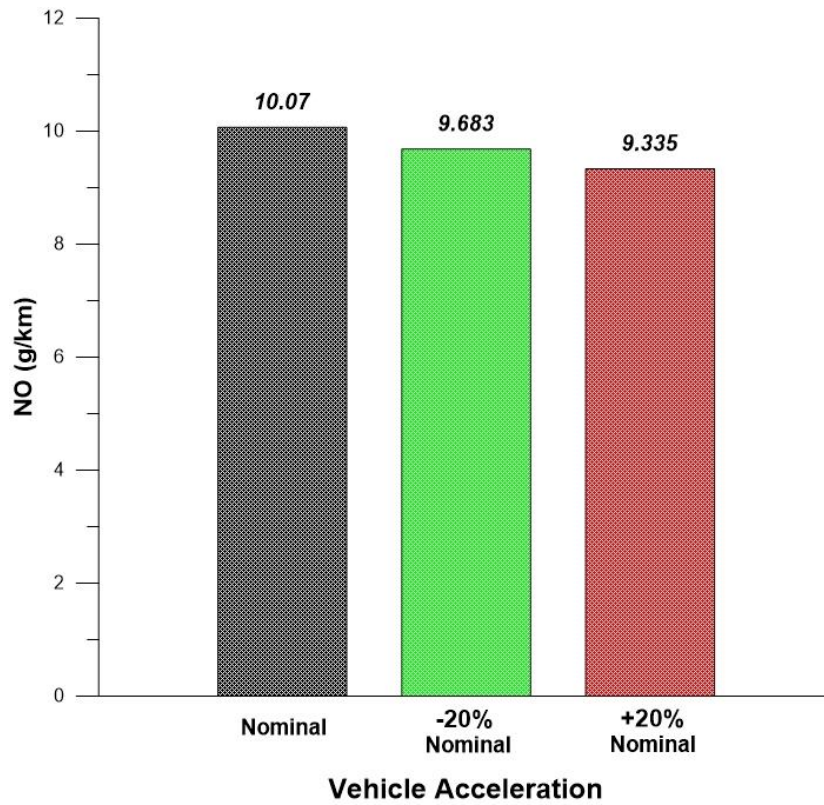
**Πίνακας 5.14 – Επίδραση της επιτάχυνσης του οχήματος στις εκπομπές ρύπων και την κατανάλωση καυσίμου**

Επιτάχυνση Οχήματος	NO (g/km)	Μεταβολή	Soot (g/km)	Μεταβολή	CO <sub>2</sub> (g/km)	Μεταβολή	Fueling (g/km)	Μεταβολή
Ονομαστική (0-61 s)	10.068	-	0.080	-	887.2	-	285.6	-
-21,4% (0-68 s)	9.683	-3.82%	0.059	-26.61%	738.5	-16.76%	237.8	-16.76%
+21,9% (0-56 s)	9.335	-7.28%	0.103	+27.68%	1028.0	+15.87%	331.0	+15.87%

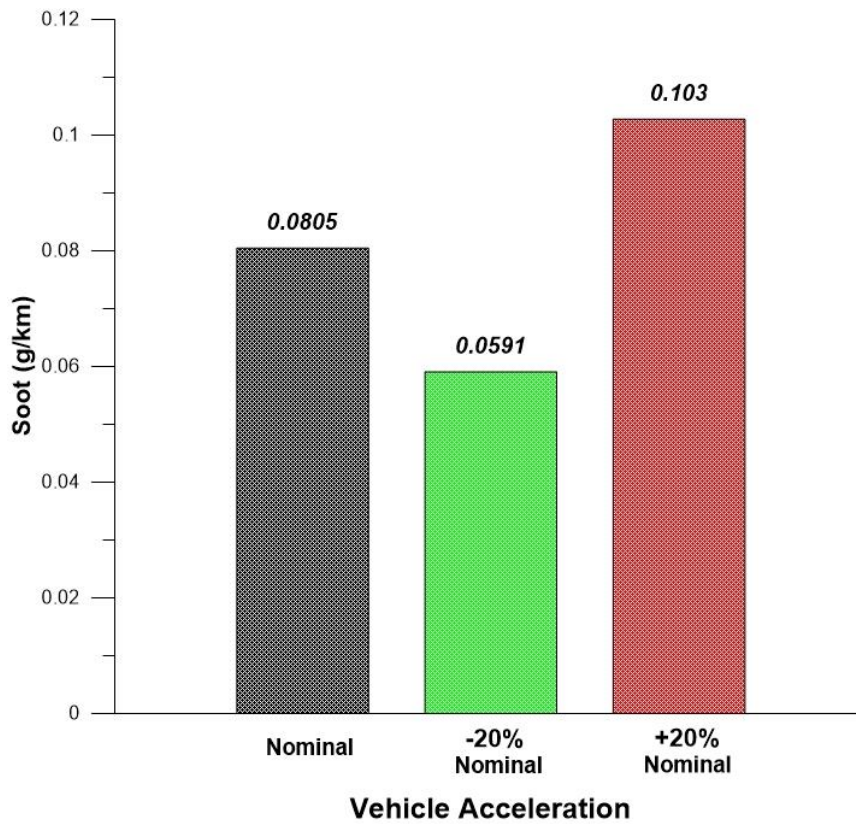
Στα Σχήματα 5.34 έως 5.37 παρουσιάζονται συγκριτικά σε μορφή ραβδογράμματος τα εξής μεγέθη αντίστοιχα :

- Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου – NO (g/km) – Σχήμα 5.34
- Εκπομπές Αιθάλης – Soot (g/km) – Σχήμα 5.35
- Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα – CO<sub>2</sub> (g/km) – Σχήμα 5.36
- Κατανάλωση Καυσίμου – Fueling (g/km) – Σχήμα 5.37

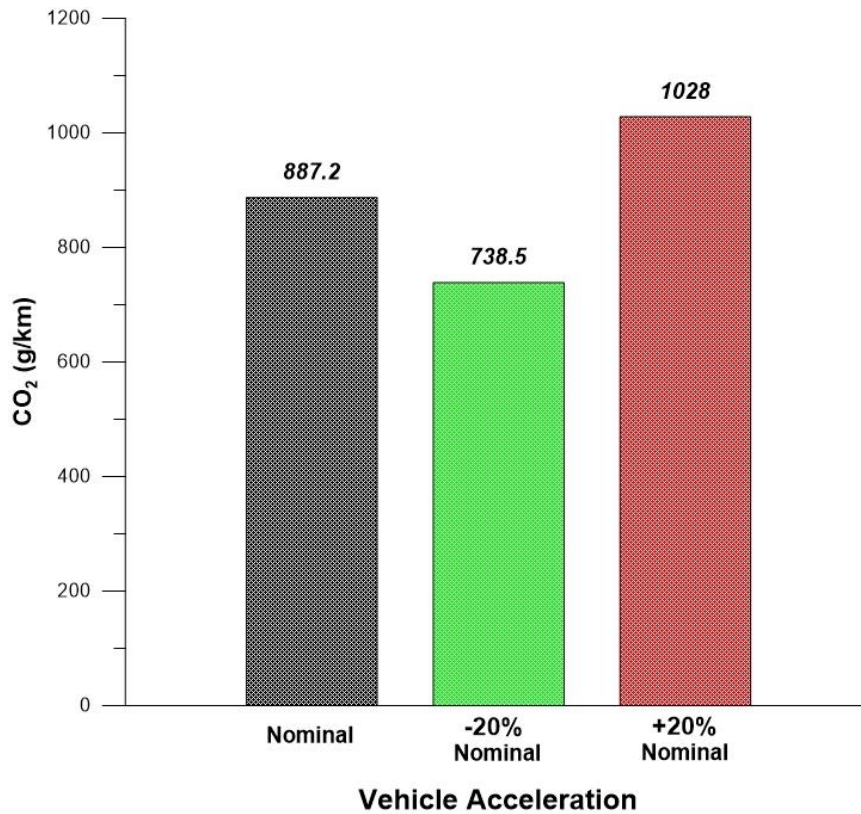




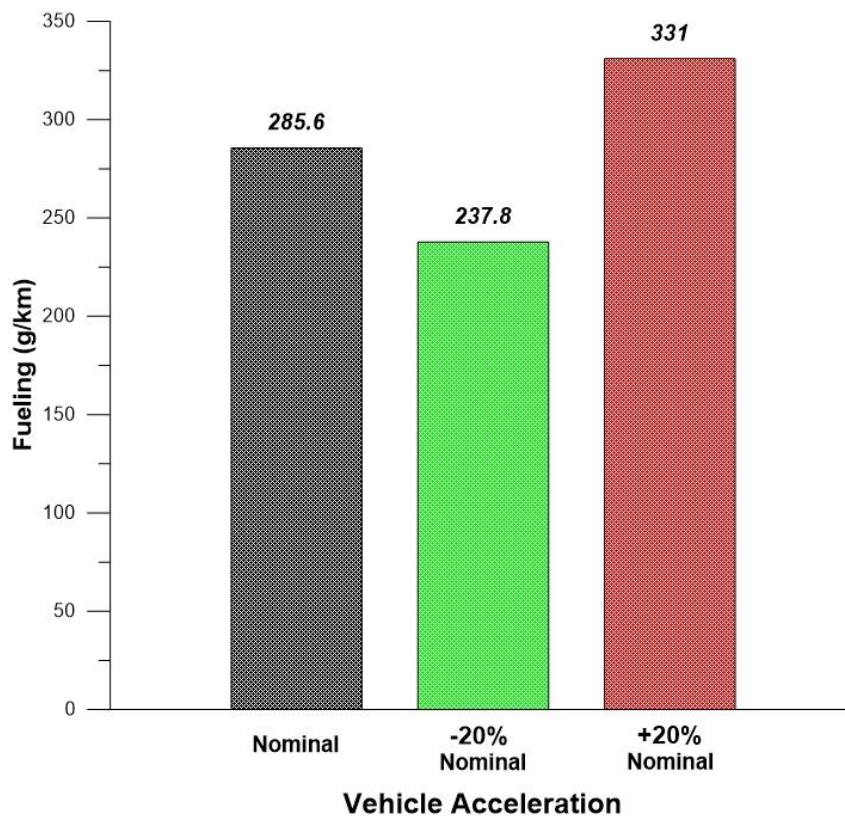
**Σχήμα 5.34 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Μονοξειδίου του Αζώτου συναρτήσει της μέσης επιτάχυνσης του οχήματος**



**Σχήμα 5.35 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Αιθάλης συναρτήσει της μέσης επιτάχυνσης του οχήματος**



**Σχήμα 5.37 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Εκπομπών Διοξειδίου του Άνθρακα συναρτήσει της μέσης επιτάχυνσης του οχήματος**



**Σχήμα 5.36 – Συγκριτικό Ραβδόγραμμα Κατανάλωσης Καυσίμου συναρτήσει της μέσης επιτάχυνσης του οχήματος**

### 5.7.3 Συμπεράσματα

Η επιτάχυνση του οχήματος επηρεάζει άμεσα την δύναμη αντίστασης λόγω αδράνειας του οχήματος, κυρίως στις χαμηλές ταχύτητες όπου είναι επιλεγμένη η πρώτη σχέση του κιβωτίου, με υψηλό συντελεστή μάζας άρα αυξημένη ισοδύναμη μάζα. Η επίδραση της επιτάχυνσης, η οποία πολλαπλασιάζει την ισοδύναμη μάζα για να προκύψει η αντίσταση λόγω αδράνειας του οχήματος, είναι πολύ σημαντική. Συνεπώς αύξηση της επιτάχυνσης σημαίνει τελική αύξηση του φορτίου του κινητήρα.

- **Απόκριση**

Η απόκριση για την περίπτωση μειωμένης επιτάχυνσης είναι σαφώς άριστη καθώς το φορτίο του κινητήρα είναι μικρότερο. Για την περίπτωση αυξημένης επιτάχυνσης παρουσιάζονται κάποια προβλήματα στην απόκριση στις χαμηλές ταχύτητες καθώς ήδη για την επιτάχυνση της ονομαστικής μεταβατικής διεργασίας ο κινητήρας λειτουργεί σχεδόν στο πλήρες φορτίο. Προβλήματα στην απόκριση παρουσιάζονται για την περίπτωση αυξημένης επιτάχυνσης και στην περιοχή των υψηλών ταχυτήτων, καθώς για ταχύτητες άνω των 100 km/h το όχημα αδυνατεί να διατηρήσει την επαυξημένη επιτάχυνση.

- **Εκπομπές NO**

Παρατηρείται πως για την περίπτωση μειωμένης επιτάχυνσης, οι εκπομπές NO μειώνονται, ως αναμενόταν, καθώς μειώνεται και το φορτίο του κινητήρα, οπότε εγχύεται λιγότερο καύσιμο εντός των κυλίνδρων (αύξηση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου), οδηγώντας σε μείωση των θερμοκρασιών στις πλούσιες (σε καύσιμο) ζώνες, που με τη σειρά τους προκαλούν μειωμένες εκπομπές NO. Για την περίπτωση αυξημένης επιτάχυνσης οι εκπομπές NO παραδόξως μειώνονται ακόμη περισσότερο, αυτό πιθανόν οφείλεται στις μικρότερες σχετικές μεταβολές του φορτίου καθώς αυτό είναι γενικά υψηλό, οι οποίες οδηγούν σε μικρές τιμές προσαύξησης των εκπομπών NO λόγω υστέρησης του στροβιλο-υπεεπληρωτή.

- **Εκπομπές Αιθάλης**

Σχετικά με τις εκπομπές της αιθάλης, παρατηρείται καθ' όλη τη διάρκεια της δοκιμής, αύξηση τους για την περίπτωση αυξημένης επιτάχυνσης και ανάλογη

μείωσή τους για την περίπτωση μειωμένης επιτάχυνσης. Αυξανόμενη της επιτάχυνσης, αυξάνεται και το φορτίο, καθώς εγχύεται περισσότερο καύσιμο εντός των κυλίνδρων, οδηγώντας σε πιο απότομες μεταβατικές λειτουργίες και άρα πιο έντονο φαινόμενο υστέρησης υπερπληρωτή το οποίο πρωτίστως ευθύνεται για τις εκπομπές αιθάλης (και σωματιδίων γενικότερα). Με βάση τα αποτελέσματα του Πίνακα 5.14 μάλιστα, παρατηρείται μια γραμμικότητα στη συσχέτιση της μέσης επιτάχυνσης του οχήματος με τις εκπομπές αιθάλης.

- ***Κατανάλωση Καυσίμου και εκπομπές CO<sub>2</sub>***

Όπως έχει εξηγηθεί και παραπάνω η αύξηση μέσης επιτάχυνσης του οχήματος οδηγεί σε αύξηση του φορτίου του κινητήρα άρα και αύξηση της κατανάλωσης και των εκπομπών CO<sub>2</sub>. Άρα, είναι απολύτως αναμενόμενη η αύξηση της κατανάλωσης και συνεπώς των εκπομπών CO<sub>2</sub> για την περίπτωση επαυξημένης επιτάχυνσης αλλά και η ανάλογη μείωσή τους για την περίπτωση μειωμένης επιτάχυνσης. Με βάση τα αποτελέσματα του Πίνακα 5.14 παρατηρείται μια γραμμικότητα στη συσχέτιση της μέσης επιτάχυνσης του οχήματος και με την κατανάλωση καυσίμου (άρα και με τις εκπομπές CO<sub>2</sub>).



# Κεφάλαιο 6

---

## Συμπεράσματα - Σύνοψη

Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας αναπτύχθηκε ένα μοντέλο συστήματος μετάδοσης κίνησης οχήματος (Παράγραφοι 3.2 και 3.3. Το μοντέλο αυτό ενσωματώθηκε σε προϋπάρχοντα κώδικα [10], ο οποίος τροποποιήθηκε περαιτέρω προκειμένου να λειτουργεί για οποιαδήποτε τυχαία μεταβατική λειτουργία· από μια απλή επιτάχυνση του οχήματος έως έναν ολόκληρο Κύκλο Πόλης.

Οι βασικές τροποποιήσεις της μοντελοποίησης του συστήματος μετάδοσης κίνησης (Παράγραφος 4.1) εκτιμάται ότι καθιστούν την πρόβλεψη των εκπομπών ρύπων πιο ρεαλιστική. Αντίστοιχα, με την εφαρμογή του ελέγχου ικανότητας του οχήματος δίνεται η δυνατότητα να ληφθούν υπόψη χαρακτηριστικά όπως η ολίσθηση των τροχών του κατά την επιτάχυνση ή την επιβράδυνση, αλλά και να μελετηθεί η απόκριση του και το κατά πόσο αυτό διαθέτει το απαραίτητο απόθεμα κινητήριας ροπής ώστε να ακολουθήσει την υπό μελέτη μεταβολή. Η δυνατότητα αυτή, ελέγχου της απόκρισης του οχήματος, αξιοποιήθηκε και αναδείχθηκε σε μεγάλο βαθμό στην παραμετρική ανάλυση (Κεφάλαιο 5).

Εξετάστηκε η επίδραση διαφόρων παραμέτρων που σχετίζονται με το όχημα, το δρόμο και τις οδηγικές συνήθειες. Χαρακτηριστικά τα οποία μελετήθηκαν και επηρεάζονται από τον οδηγό είναι το σημείο αλλαγής σχέσης του κιβωτίου και η επιτάχυνση του οχήματος. Χαρακτηριστικά του οχήματος αποτελούν το ποσοστό φόρτωσης, ο τύπος των ελαστικών και το πλήθος των

σχέσεων του κιβωτίου. Τέλος χαρακτηριστικά του δρόμου αποτελούν ο τύπος και η κλίση του εδάφους.

Με βάση τα αποτελέσματα της παραμετρικής ανάλυσης **στο συγκεκριμένο όχημα/κινητήρα** παρατηρείται πως το ποσοστό φόρτωσης του οχήματος δύναται να αυξήσει τις εκπομπές αιθάλης έως και 90%, τις εκπομπές NO πολύ λιγότερο, έως και 10%, και την κατανάλωση έως και 30%. Είναι σαφές πως ένα υπερφορτωμένο όχημα του οποίου ο κινητήρας δεν είναι κατασκευασμένος για τόσο μεγάλο φορτίο θα λειτουργεί εκπέμποντας αυξημένους ρύπους.

Αντίστοιχα, οι πρώρες ή καθυστερημένες αλλαγές σχέσης του κιβωτίου μπορούν να δώσουν αυξήσεις των εκπομπών NO έως και 13% (καθυστερημένη αλλαγή) και των εκπομπών αιθάλης έως και 32% (πρώρη αλλαγή). Συνεπώς, είναι σαφής η σημαντικότητα τού να γίνεται έγκαιρη αλλαγή των σχέσεων του κιβωτίου και να αποφεύγονται χαρακτηριστικά επιθετικής οδήγησης.

Η επιτάχυνση του οχήματος, είναι ένα ακόμα μέγεθος το οποίο επιλέγεται από τον οδηγό του, και αποτελεί παράγοντα ο οποίος σύμφωνα με τα αποτελέσματα της ανάλυσης μπορεί να επιφέρει σημαντικές αυξήσεις των εκπομπών ρύπων, έως και της τάξης του 30% για την αιθάλη. Οι αυξήσεις αυτές οφείλονται στις προσαυξήσεις μεταβατικής λειτουργίας, όπως έχει αναλυθεί και στο Κεφάλαιο 5. Συνεπώς, είναι σημαντικό η επιτάχυνση του οχήματος να διατηρείται σε χαμηλά επίπεδα, απαραίτητα για την ομαλή κίνηση του οχήματος στο οδικό δίκτυο, και να αποφεύγονται έντονες βυθίσεις του πεντάλ του γκαζιού.

Αναφορικά με το πλήθος των σχέσεων του κιβωτίου ταχυτήτων παρατηρείται πως οι περισσότερες σχέσεις δίνουν μείωση των εκπομπών ρύπων· η μείωση αυτή γίνεται μεγαλύτερη αυξανόμενης της μάζας του οχήματος. Έτσι, για οχήματα που μεταφέρουν μεγάλο φορτίο είναι απαραίτητη η χρήση κιβωτίου με αντίστοιχο πλήθος σχέσεων μετάδοσης.

Ο τύπος του εδάφους και των ελαστικών του οχήματος, μέσω της μεταβολής της δύναμης αντίστασης κύλισης, δεν επιδρούν σημαντικά στα επίπεδα εκπομπών ρύπων. Στις εκπομπές NO έχουν αμελητέα επίδραση ενώ

στις εκπομπές αιθάλης και την κατανάλωση παρατηρείται αύξηση έως και 9-12% για τη δυσμενέστερη περίπτωση θερμής ασφάλτου και ελαστικών διαγώνιων ινών.

Τέλος η κλίση του εδάφους είναι δεδομένο χαρακτηριστικό της μεταβολής και έχει σημαντικότερη επίδραση σε όλα τα μελετώμενα μεγέθη. Μια κλίση της τάξης του 6% μπορεί να δώσει έως και 130% αύξηση της κατανάλωσης και των εκπομπών CO<sub>2</sub>, 55% αύξηση των εκπομπών NO, 22% αύξηση των εκπομπών αιθάλης πάντα για το υπό μελέτη όχημα. Είναι σαφές ότι όσο μεγαλύτερη η μάζα του οχήματος τόσο σημαντικότερη η επίδραση της κλίσης του εδάφους.

Σε **μελλοντική εργασία**, θα μπορούσε να εφοδιαστεί η διαδικασία επιλογής σχέσης του κιβωτίου με δυνατότητα να λαμβάνεται υπόψη και το φορτίο του κινητήρα για την επιλογή της βέλτιστης σχέσης (βέλτιστης όσον αφορά τις εκπομπές ρύπων αλλά και την απόκριση του οχήματος). Ακόμη θα ήταν σκόπιμο να αναπτυχθεί ο κώδικας και σε άλλες, πιο σύγχρονες, γλώσσες προγραμματισμού ώστε να δοθεί η δυνατότητα να χρησιμοποιούνται υπάρχουσες υπορουτίνες, όπως για παράδειγμα η υπορουτίνα επιλογής σχέσης μετάδοσης που έχει αναπτυχθεί για της ανάγκες του Παγκόσμιου Κύκλου Πόλης WLTP.

# Βιβλιογραφία

---

1. Κ.Δ. Ρακόπουλος, “Αρχές Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης Εισαγωγή- Λειτουργία- Θερμοδυναμική”, Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 1988.
2. Κ.Δ. Ρακόπουλος, “Εμβολοφόρες Μηχανές Εσωτερικής Καύσης II- Εμβάθυνση στην κατασκευή και λειτουργία”, Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 2000.
3. Κ.Δ. Ρακόπουλος - Δ.Θ. Χουντάλας, “Καύση- Ρύπανση Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης”, Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 1998.
4. Κ.Δ. Ρακόπουλος - “Ε.Γ. Γιακουμής, Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.”, Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 2011.
5. T.D. Gillespie, “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, SAE International, Warrendale, 1992.
6. Κ.Ν. Σπέντζας, “Σημειώσεις του Μαθήματος Κατασκευή Οχημάτων”, Εκδόσεις Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1999.
7. G.G. Lucas, “Road Vehicle Performance: Methods of Measurement and Calculation”, Gordon and Breach, Routledge, 1986.
8. D. Cole, “Elementary Vehicle Dynamics ,course notes in Mechanical Engineering”, The University of Michigan, Ann Arbor, Michigan, 1972.

9. Α.Ι. Αλαφούζος, “Εκτίμηση εκπομπών καυσαερίων κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου Πόλης (ETC) βαρέων οχημάτων”, Διπλωματική Εργασία - Επιβλέπων καθηγητής: Ε.Γ. Γιακουμής, Αθήνα, 2009.
10. Σ.Χ. Λιούτας, “Πρόβλεψη εκπομπών καυσαερίων και επιδόσεων κατά τη διάρκεια Ευρωπαϊκού Κύκλου (NEDC) οχημάτων ελαφρού τύπου”, Διπλωματική Εργασία - Επιβλέπων καθηγητής: Ε.Γ. Γιακουμής, Αθήνα, 2010.
11. Α.Γ. Αλυσανδράτου, “Απόκριση και εκπομπές ρύπων βαρέων οχημάτων κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS με χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power”, Διπλωματική Εργασία - Επιβλέπων καθηγητής: Ε.Γ. Γιακουμής, Αθήνα, 2013.
12. C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis, “Diesel engine transient operation”, Springer, London, 2009.
13. Winterbone D.E., Benson R.S., Mortimer A.G., Kenyon P., Stotter A., “Transient response of turbocharged diesel engines”, SAE paper No. 770122, 1977.
14. Α. Δημαράτος, “Διερεύνηση των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων Diesel”, Διδακτορική Διατριβή - Επιβλέπων καθηγητής: Κ.Δ. Ρακόπουλος, ΕΜΠ, 2013.
15. E.G. Giakoumis and A.I. Alafouzos, “Study of Diesel Engine Performance and Emissions During a Transient Cycle Applying An Engine Mapping-Based Methodology”, Applied Energy, Vol. 87, pp. 1358-1365, 2010.

16. E.G. Giakoumis and A.I. Alafouzos, "Comparative Study of Turbocharged Diesel Engine Emissions during Three Different Transient Cycles", Int. Journal of Energy Research, Vol. 34, pp. 1002-1015, 2010.
  
17. E.G. Giakoumis and S.C. Lioutas, "Diesel-engined Vehicle Nitric Oxide and Soot Emissions during the European Light-duty Driving Cycle using a Transient Mapping Approach", Transportation Res. Pt. D: Transport and Environment, Vol. 15, pp. 134-143, 2010.
  
18. <http://www.engineeringtoolbox.com/>
  
19. <http://www.automotiveworld.com/>
  
20. <http://hpwizard.com/>