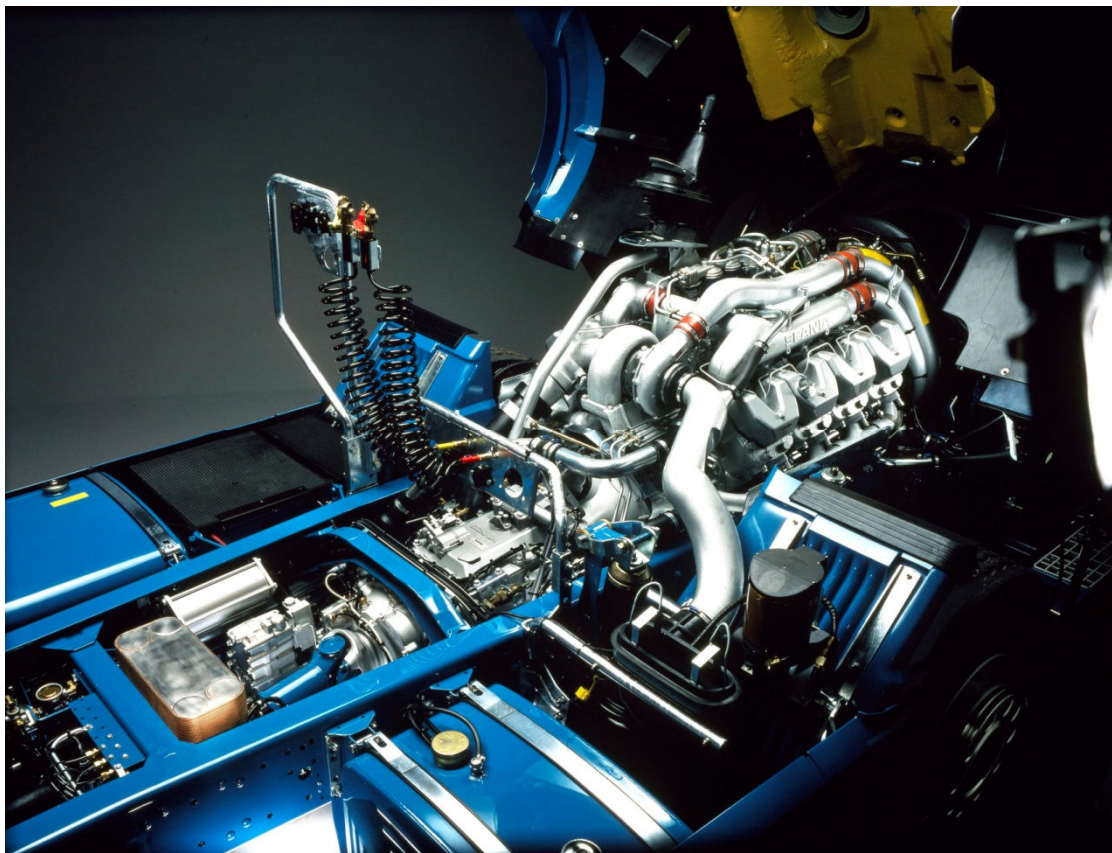




ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

«Απόκριση και εκπομπές ρύπων βαρέων οχημάτων κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS με χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power»



ΑΝΑΣΤΑΣΙΑ Γ. ΑΛΥΣΑΝΔΡΑΤΟΥ

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

ΑΘΗΝΑ, ΙΟΥΛΙΟΣ 2013

Πρόλογος

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου κ. Ευάγγελο Γιακουμή για τη δυνατότητα που μου προσέφερε να ασχοληθώ με ένα τόσο ενδιαφέρον θέμα, αλλά κυρίως για την εξαιρετική του καθοδήγηση και την πολύτιμη βοήθειά του καθ' όλη τη διάρκεια της εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας. Επίσης, τους Καθηγητές κ. Κ. Ρακόπουλο και κ. Δ. Χουντάλα για την διδασκαλία τους στα σχετικά μαθήματα των Μ.Ε.Κ., που με ώθησαν να εμβαθύνω στο αντικείμενο αυτό.

Ιδιαίτερα, θα ήθελα ευχαριστήσω τον Senior Engineer της Gamma Technologies, Inc. κ. Ιάκωβο Παπαδημητρίου για τη βοήθειά του κυρίως σε τεχνικά ζητήματα της διπλωματικής μου εργασίας.

Επιπλέον, θα ήθελα να ευχαριστήσω το συμφοιτητή μου Γιώργο Καλορίτη για την άψογη συνεργασία μας σε όλη τη διάρκεια εκπόνησης των διπλωματικών μας εργασιών.

Τέλος, ευχαριστώ την οικογένειά μου για την αμέριστη συμπαράσταση, την υπομονή και τη βοήθειά της όλα τα χρόνια των σπουδών μου.

Πίνακας περιεχομένων

Πίνακας Συμβόλων	1
Εισαγωγή.....	5
Κεφάλαιο 1: Σχηματισμός και Εκπομπή Ρύπων από Κινητήρες Diesel ...	6
1.1 Γενικά.....	6
1.2 Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου NO _x	8
1.2.1 Γενική περιγραφή.....	8
1.2.2 Αντιδράσεις σχηματισμού του μονοξειδίου του αζώτου NO	8
1.2.3 Αντιδράσεις σχηματισμού του διοξειδίου του αζώτου NO ₂	9
1.2.4 Σχηματισμός των NO _x στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel	10
1.3 Εκπομπές σωματιδίων.....	12
1.3.1 Γενικά.....	12
1.3.2 Κατανομή μεγέθους σωματιδίων.....	15
1.4 Ιδιαιτερότητες εκπομπών καυσαερίων κατά τη μεταβατική λειτουργία υπερπληρωμένων κινητήρων Diesel	18
Κεφάλαιο 2: Ανάπτυξη του Μοντέλου Οχήματος μέσω του Υπολογιστικού Πακέτου GT-Power.....	21
2.1 Γνωριμία με το GT-Suite	21
2.2 Περιβάλλον εργασίας - Γενικά χαρακτηριστικά.....	23
2.3 Εισαγωγή οχήματος και συστήματος μετάδοσης κίνησης στο GT-Power	26
2.3.1 Γενικά.....	26
2.3.2 Μοντέλο οχήματος και συστήματος μετάδοσης κίνησης στο περιβάλλον του GT-Power.....	28
Κεφάλαιο 3: Μεταβατικοί Κύκλοι Πόλης - Κύκλος UDDS Βαρέων Οχημάτων.....	52
3.1 Μεταβατικοί Κύκλοι	52
3.1.1 Γενικά.....	52

3.1.2 Δυναμόμετρα	54
3.1.3 Γενικά περί μετρήσεων εκπομπών ρύπων κατά τη διάρκεια των Μεταβατικών Κύκλων	56
3.2 Ο Αμερικανικός Κύκλος Πόλης UDDS βαρέων οχημάτων	59
Κεφάλαιο 4: Μελέτη Απόκρισης και Εκπομπών Καυσαερίων κατά τη Διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS	61
4.1 Εισαγωγή	61
4.2 Δεδομένα προσομοίωσης του ονομαστικού οχήματος.....	62
4.2.1 Ο Κινητήρας Diesel.....	62
4.2.2 Χαρακτηριστικά ονομαστικού οχήματος.....	63
4.3 Υστέρηση στροβιλο-υπερπληρωτή	64
4.4 Υπολογισμός εκπομπών αιθάλης (soot)	65
4.5 Εκπομπές CO ₂	67
4.6 Επιδόσεις και εκπομπές ρύπων	67
4.7 Συμπεράσματα.....	78
Κεφάλαιο 5: Παραμετρική Ανάλυση της Επίδρασης των Χαρακτηριστικών του Οχήματος κατά τη Διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS	81
5.1 Γενικά.....	81
5.2 Επίδραση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του οχήματος	82
5.2.1 Δεδομένα προσομοίωσης.....	82
5.2.2 Επιδόσεις και εκπομπές ρύπων.....	86
5.2.3 Συμπεράσματα	95
5.2.4 Στατιστική συσχέτιση των αποτελεσμάτων	101
5.3 Επίδραση του κιβωτίου ταχυτήτων του οχήματος.....	103
5.3.1 Δεδομένα προσομοίωσης.....	103
5.3.2 Επιδόσεις και εκπομπές ρύπων.....	104
5.3.3 Συμπεράσματα	112
5.4 Επίδραση του οδοστρώματος.....	114

5.4.1 Δεδομένα προσομοίωσης.....	114
5.4.2 Επιδόσεις και εκπομπές ρύπων.....	115
5.4.3 Συμπεράσματα	124
5.5 Σύγκριση υπερπληρωμένου με κινητήρα φυσικής αναπνοής	126
5.5.1 Προσομοίωση του μοντέλου στο GT-Power	126
5.5.2 Επιδόσεις και εκπομπές ρύπων	129
5.5.3 Συμπεράσματα	137
Βιβλιογραφία.....	139

Πίνακας Συμβόλων

Λατινικοί χαρακτήρες

Μέγεθος	Επεξήγηση	Μονάδες
A_f	Μετωπική επιφάνεια οχήματος	m^2
C_d	Συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης οχήματος	-
C_{tr}	Συντελεστής τριβής κύλισης οχήματος	-
D	Διάμετρος εμβόλου	m
D_p	Διάμετρος σωματιδίων	m
f	Συντελεστής τριβής κύλισης	-
F_a	Αεροδυναμική αντίσταση οχήματος	N
F_b	Αντίσταση επιτάχυνσης	N
F_{gr}	Αντίσταση κλίσης οδοστρώματος	N
F_r	Αντίσταση κύλισης οχήματος	N
F_{tr}	Συνολική αντίσταση στην κίνηση του οχήματος	N
g	Επιτάχυνση της βαρύτητας	m/s^2
G_e	Ροπή αδράνειας κινητήρα	$kg \cdot m^2$
G_{other}	Ροπή αδράνειας τροχών, ελαστικών κ.λπ.	$kg \cdot m^2$
G_v	Ροπή αδράνειας οχήματος	$kg \cdot m^2$
i_b	Σχέση μετάδοσης διαφορικού	-
i_g	Σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων	-

L	Μήκος διωστήρα	m
m_v	Μάζα οχήματος	tn
N	Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα	rpm
N_A	Ταχύτητα περιστροφής του τροχού	rpm
N_C	Ταχύτητα περιστροφής στροβιλο-υπερπληρωτή	rpm
N_S	Ταχύτητα περιστροφής του άξονα μετάδοσης κίνησης	rpm
n_{gear}	Συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος μετάδοσης	-
\bar{p}_e	Μέση πραγματική πίεση	bar
r	Ακτίνα στροφάλου	m
r_{wheel}	Ακτίνα τροχού	m
s	Διαδρομή εμβόλου	m
V	Ταχύτητα οχήματος	km/h
V_h	Όγκος εμβολισμού	m^3
z	Αριθμός κυλίνδρων	-

Ελληνικοί χαρακτήρες

Μέγεθος	Επεξήγηση	Μονάδες
ϵ	Βαθμός συμπίεσης	-
θ	Γωνία κλίσης οδοστρώματος	°

λ_a	Λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου	-
ρ_a	Πυκνότητα αέρα	kg/m ³
T_A	Ροπή αντίστασης στην επιτάχυνση του οχήματος	Nm
T_e	Ενδεικνύμενη ροπή κινητήρα	Nm
T_{fr}	Ροπή τριβών κινητήρα	Nm
T_L	Ροπή αντίστασης στην κίνηση του οχήματος ανηγμένη στη στροφαλοφόρο άτρακτο	Nm
T_{tr}	Συνολική ροπή αντίστασης οχήματος	Nm
φ	Γωνία στροφάλου	°
Φ	Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα	-

Συντομογραφίες

AFR	Λόγος αέρα-καυσίμου (Air-fuel ratio)
bmep	Μέση πραγματική πίεση (Brake mean effective pressure)
bsfc	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (Brake specific fuel consumption)
CO	Μονοξείδιο του άνθρακα (Carbon monoxide)
CO₂	Διοξείδιο του άνθρακα (Carbon dioxide)
CRF	Συντελεστής τριβής κύλισης (Coefficient rolling friction)
CVS	Δειγματοληψία σταθερού όγκου (Constant volume sampling)
DI	Άμεσης έγχυσης (Direct injection)
EGR	Ανακυκλοφορία καυσαερίων (Exhaust gas recirculation)

EUDC	Επιπλέον αστικός Κύκλος Οδήγησης (Extra urban driving cycle)
FTP	Ομοσπονδιακή διαδικασία δοκιμής – Η.Π.Α. (Federal test procedure)
HC	Υδρογονάνθρακας (Hydrocarbon)
IDI	Έμμεσης έγχυσης (Indirect injection)
NO	Μονοξείδιο του αζώτου (Nitric oxide)
NO_x	Οξειδία του αζώτου (Oxides of nitrogen)
PAHs	Πολυκυκλικοί αρωματικοί υδρογονάνθρακες (Polycyclic aromatic hydrocarbons)
UDDS	Κύκλος Πόλης δυναμόμετρου πλαισίου (Urban dynamometer driving schedule)
4-X	Τετράχρονος

Εισαγωγή

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται τη μελέτη της απόκρισης βαρέων οχημάτων και την εκτίμηση των εκπομπών των καυσαερίων που προέρχονται από αυτά, μέσω του υπολογιστικού πακέτου GT-Power (Gamma Technologies, Inc.). Συγκεκριμένα, οι εκπομπές καυσαερίων ως προς τις οποίες εξετάζονται τα οχήματα είναι τα οξειδία του αζώτου (NO_x), η αιθάλη (soot) και το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2).

Η διαδικασία μελέτης της απόκρισης και της εκτίμησης των εκπομπών γίνεται κατά τη διάρκεια Μεταβατικού Κύκλου Πόλης. Στην παρούσα εργασία προσομοιώνεται η λειτουργία των εξεταζόμενων οχημάτων κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης Δυναμόμετρου Πλαισίου UDDS (Urban Dynamometer Driving Schedule), ο οποίος χρησιμοποιείται για βαρέος τύπου οχήματα στις Η.Π.Α. Ο κύκλος διαρκεί 1060 s και περιλαμβάνει ένα σύνολο μεταβολών ταχύτητας του οχήματος, οι οποίες αντιπροσωπεύουν τις καθημερινές συνθήκες οδήγησης.

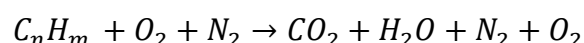
Σκοπός της μελέτης αυτής είναι η παραμετρική ανάλυση της επίδρασης διάφορων χαρακτηριστικών των οχημάτων, όπως τα γεωμετρικά τους χαρακτηριστικά, η τραχύτητα του οδοστρώματος και το κιβώτιο ταχυτήτων τόσο σε ζητήματα απόκρισης όσο και σε θέματα εκπομπών ρύπων. Τα εξεταζόμενα βαρέος τύπου οχήματα κινούνται από έναν εξακύλινδρο 4-X κινητήρα Diesel ελαφρά στροβιλο-υπερπληρωμένο με ενδιάμεσο ψυγείο και χωρίς περιοριστή καυσίμου. Η μοντελοποίηση του εν λόγω κινητήρα με τη χρήση του προγράμματος GT-Power είχε πραγματοποιηθεί στα πλαίσια παλαιότερης διπλωματικής εργασίας [8]. Επιπρόσθετα, στο τέλος της εργασίας, γίνεται μία σύγκριση του παραπάνω εξακύλινδρου κινητήρα με ένα 12-κύλινδρο κινητήρα φυσικής αναπνοής, που ρυθμίστηκε να παράγει ίδια ισχύ σε συγκεκριμένες στροφές με τον υπερπληρωμένο. Ο τελικός στόχος της παρούσας εργασίας είναι η εκτίμηση των εκπομπών ρύπων των υπό μελέτη οχημάτων με κύριο επιπλέον ζητούμενο τη μεταξύ τους σύγκριση.

Κεφάλαιο 1

Σχηματισμός και Εκπομπή Ρύπων από Κινητήρες Diesel¹

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 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.

¹ Για περισσότερες λεπτομέρειες βλ. Παραπομπή [2], από όπου προέρχεται και η συγκεκριμένη ανάλυση

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 (Παράγραφος 3.1.3).

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 υπ' όψιν στην ανάλυση των Κεφαλαίων 4 και 5.

1.2 Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου NO_x

1.2.1 Γενική περιγραφή

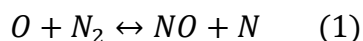
Ο όρος οξειδία του αζώτου NO_x περιλαμβάνει το μονοξείδιο του αζώτου NO , το διοξείδιο του αζώτου NO_2 καθώς και ίχνη άλλων οξειδίων του αζώτου (όπως το N_2O_5) που σχηματίζονται στο θάλαμο καύσης των εμβολοφόρων κινητήρων. Το NO_2 εκπέμπεται, όμως, σε αρκετά μικρότερο ποσοστό από ότι το NO , επομένως όταν αναφερόμαστε σε σχηματισμό NO_x στον κινητήρα αναφερόμαστε κατά κύριο λόγο στο μονοξείδιο του αζώτου. Εντούτοις, στα χαμηλά φορτία των κινητήρων Diesel κατ' εξαίρεση τα ποσοστά του NO_2 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

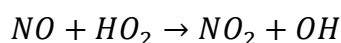
Το NO προέρχεται κυρίως από την οξείδωση του N_2 του ατμοσφαιρικού αέρα λόγω της υψηλής θερμοκρασίας που επικρατεί στην περιοχή που λαμβάνει χώρα η καύση. Μικρές και σχεδόν αμελητέες ποσότητες NO προέρχονται επίσης και από την οξείδωση του N_2 , που ενδεχομένως περιέχεται στο καύσιμο.

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

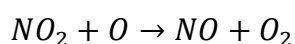


1.2.3 Αντιδράσεις σχηματισμού του διοξειδίου του αζώτου NO₂

Ο σχηματισμός του NO₂ οφείλεται στην τάχιστα οξειδωση του NO που σχηματίζεται στην περιοχή της αντίδρασης σύμφωνα με την αντίδραση:

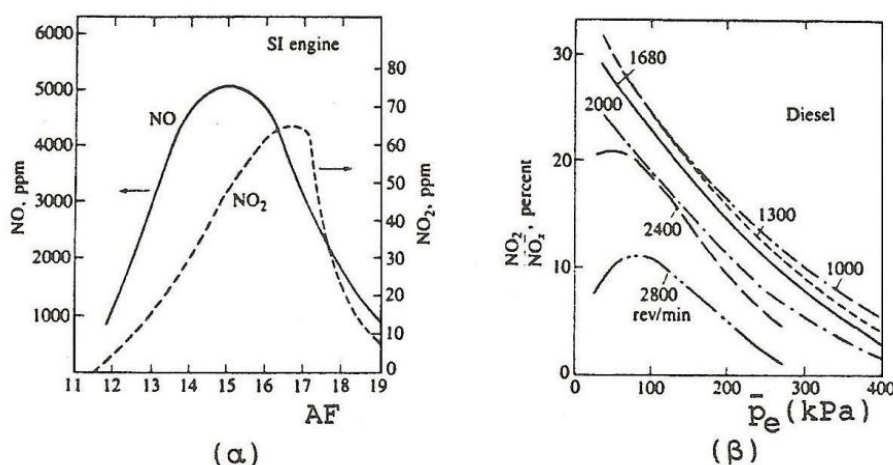


Αντίστροφα, το NO₂ μπορεί να μετατραπεί σε NO σύμφωνα με την αντίδραση:



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 NO και NO₂ από τυπικούς κινητήρες Otto και Diesel, αντίστοιχα, απ' όπου φαίνεται ότι στους κινητήρες Diesel το ποσοστό του NO₂ 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 (NO_x).



Σχήμα 1.1 - Εκπομπή NO και NO_2 από κινητήρες (α) Otto και (β) Diesel [2]

1.2.4 Σχηματισμός των NO_x στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel

1.2.4.1 Γενικά

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_x σχηματίζονται μόνο σε ορισμένες περιοχές, στις οποίες οι συνθήκες που επικρατούν το επιτρέπουν. Το μεγαλύτερο ποσοστό των NO_x 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.

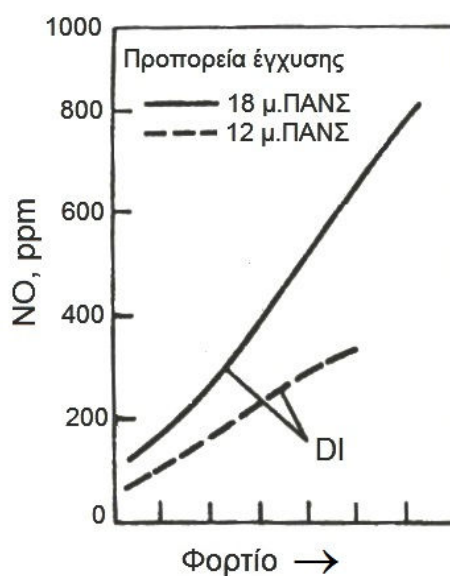
Κατά το τρίτο στάδιο της καύσης (ελεγχόμενη καύση), εξαιτίας της συνεχούς εξάπλωσης της δέσμης του καυσίμου, οι ζώνες αντίδρασης έρχονται σε επαφή με τον ψυχρό αέρα που τις περιβάλλει, με αποτέλεσμα την

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.

1.2.4.2 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στην τιμή των NO_x

A) Επίδραση του φορτίου

Αυξανόμενου του φορτίου παρατηρείται εν γένει αύξηση της συγκέντρωσης των NO_x 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_x σε κινητήρα Diesel άμεσης έγχυσης (DI) [2]

B) Επίδραση της προπορείας έγχυσης του καυσίμου

Με την αύξηση της προπορείας έγχυσης, παρατηρείται αύξηση των παραγόμενων εκπομπών NO_x 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_x. 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).

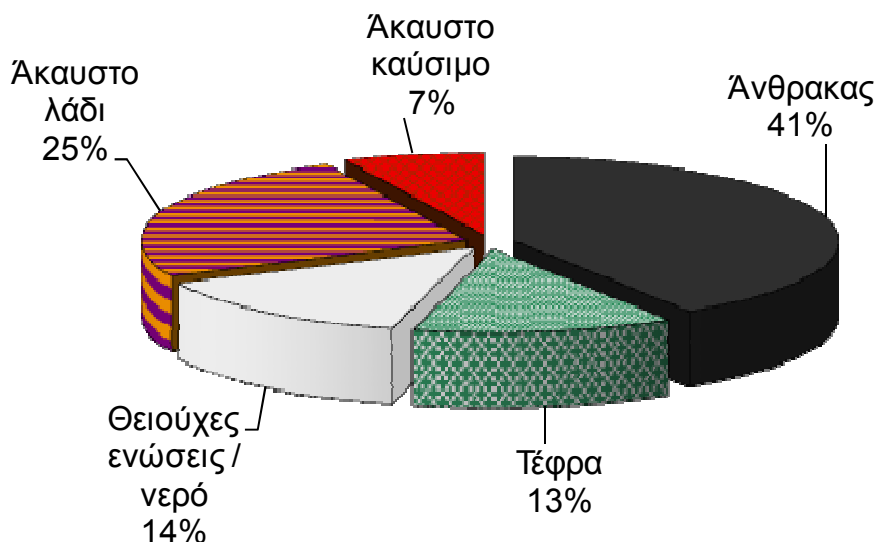
1.3 Εκπομπές σωματιδίων

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 απορροφηθεί 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%.

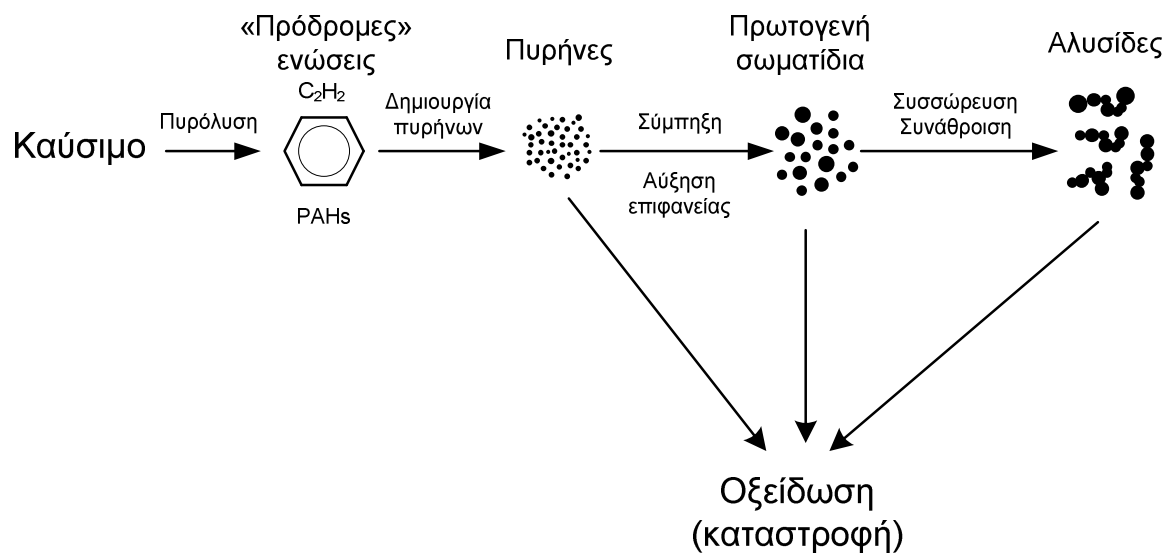
Επιπρόσθετες ουσίες που περιέχονται στα σωματίδια είναι: άκαυστο καύσιμο ή λιπαντικό έλαιο κινητήρα ή και προερχόμενα από μερική καύση, τρίμματα μετάλλων από φθορά καθώς επίσης και άλατα από τα καύσιμα (Σχήμα 1.3).



Σχήμα 1.3 - Τυπική σύσταση στην εξάτμιση κινητήρα Diesel βαρέος τύπου (φορτηγού) κατά τη διάρκεια δοκιμής σε Κύκλο Πόλης [6]

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 [6]

- 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.
- Οξείδωση (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, CO₂, H₂O.

1.3.2 Κατανομή μεγέθους σωματιδίων

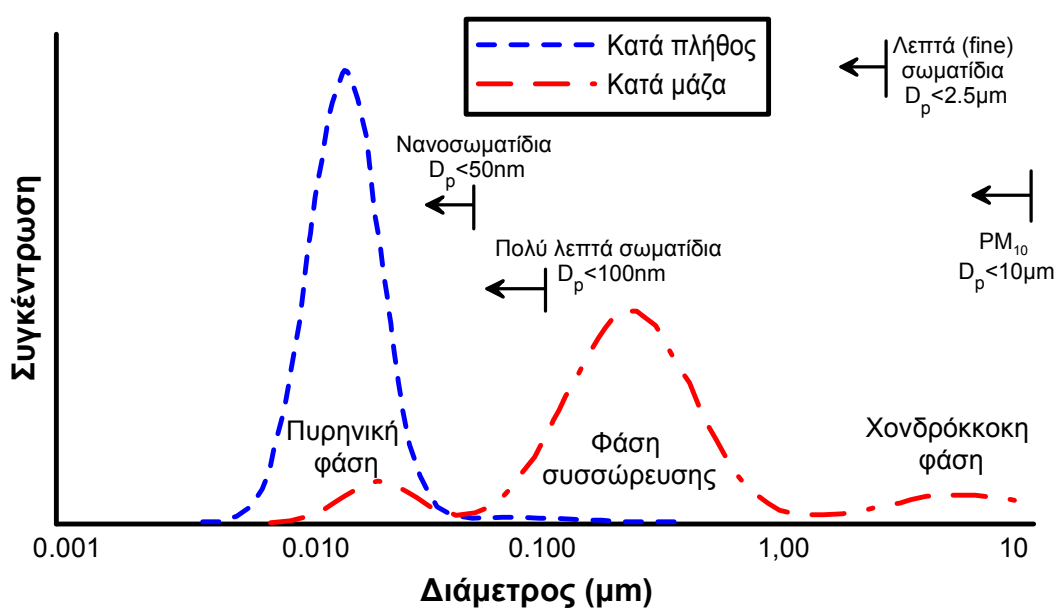
Οι υπό εφαρμογή κανονισμοί για τις εκπομπές σωματιδίων στην Ευρωπαϊκή Ένωση και στις Η.Π.Α. βασίζονται στην εκπεμπόμενη μάζα σωματιδίων. Εντούτοις, η κατανομή μεγέθους των σωματιδίων είναι ιδιαίτερα σημαντική σε ζητήματα σχετικά με την ποιότητα του αέρα, καθώς θεωρείται ότι η τοξικότητα των σωματιδίων 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 μm . 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 μm . 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 PM_{10} με D_p (διάμετρο) $<10 \mu m$
- τα λεπτά σωματίδια (ultrafine particles) με $D_p < 2.5 \mu m$
- τα πολύ λεπτά σωματίδια (ultrafine particles) με $D_p < 0.1 \mu m$
- τα νανοσωματίδια (nanoparticles) με $D_p < 0.05 \mu m$.

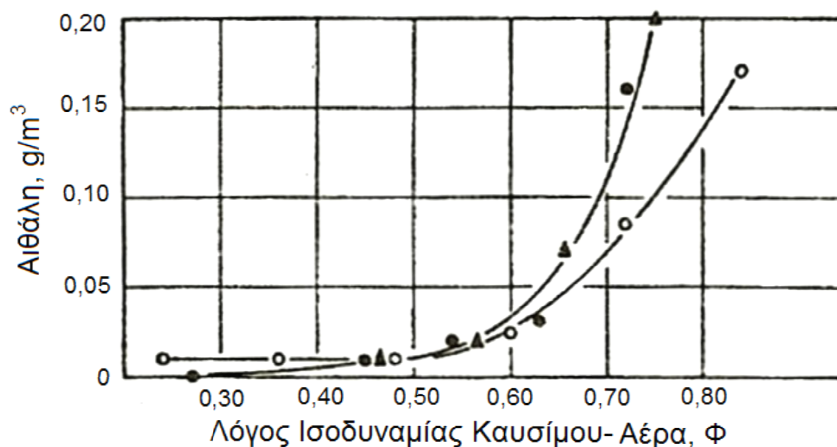


Σχήμα 1.5 - Τυπική κατανομή μεγέθους-πλήθους σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρων Diesel [6]

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 μm 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).



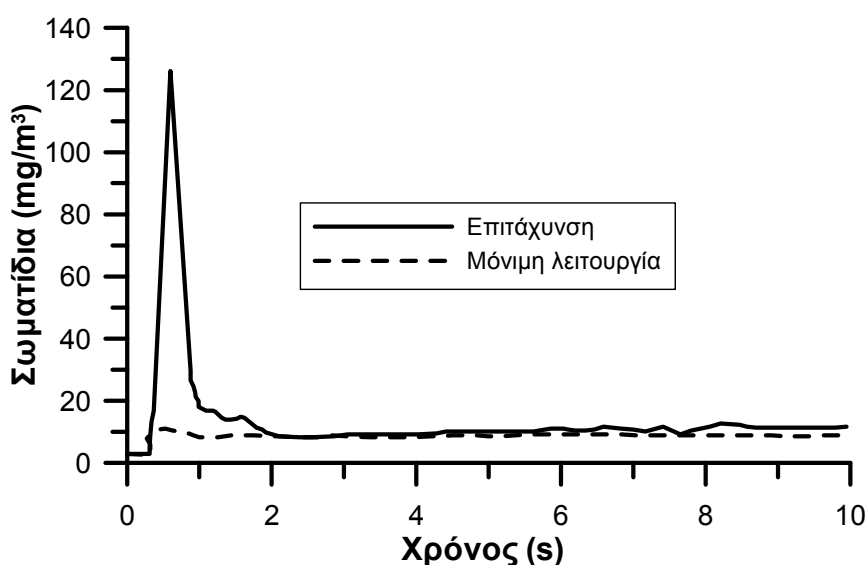
Σχήμα 1.6 - Επίδραση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα (Φ) στις εκπομπές αιθάλης [2]

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

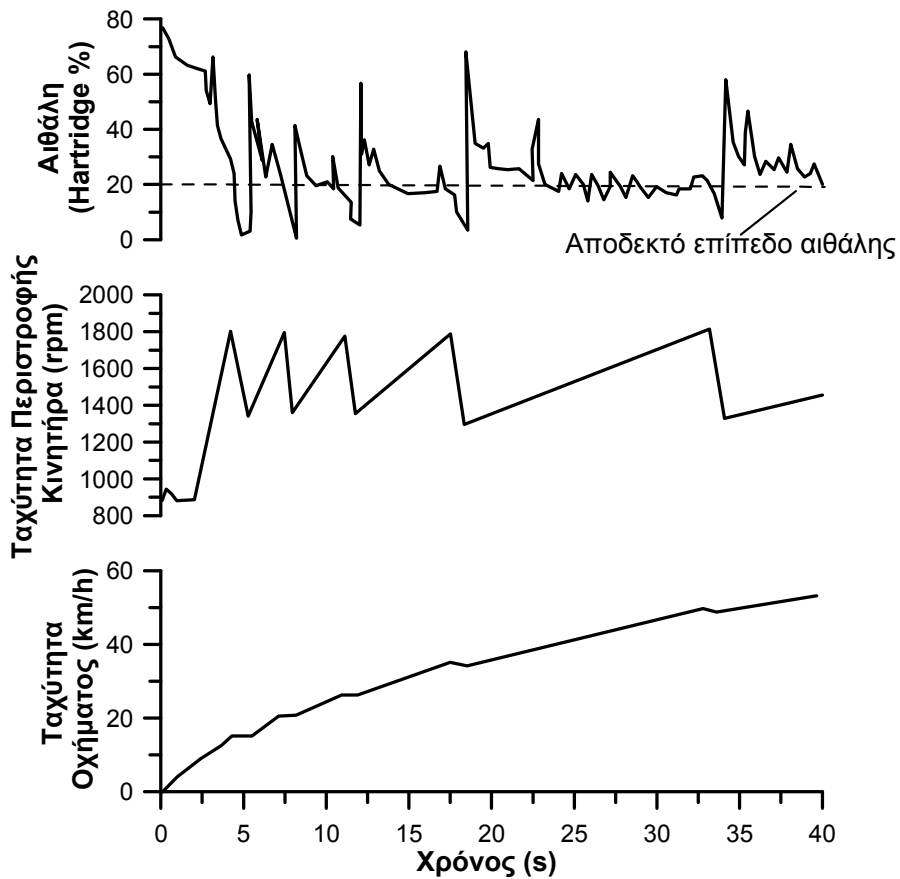
συγκέντρωση των νανο-σωματιδίων. Όμοια φαινόμενα παρατηρούνται για υψηλότερες πιέσεις έγχυσης του καυσίμου ή για χαμηλότερα ποσοστά EGR.

1.4 Ιδιαιτερότητες εκπομπών καυσαερίων κατά τη μεταβατική λειτουργία υπερπληρωμένων κινητήρων Diesel

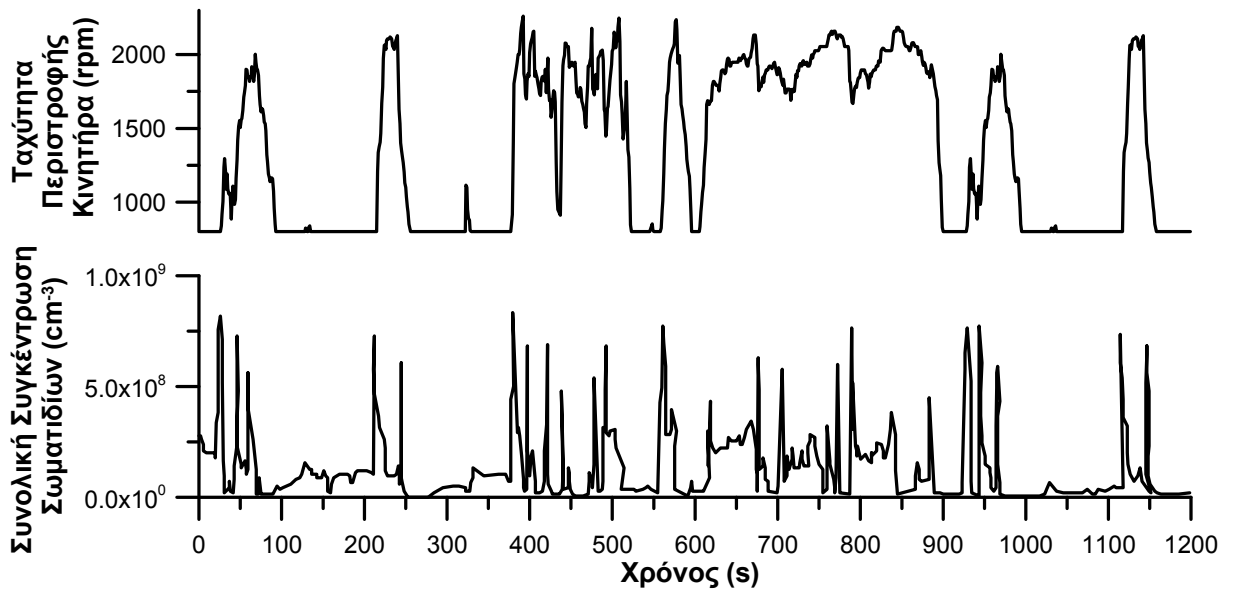
Η χειροτέρευση της καύσης κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας υπερπληρωμένων κινητήρων Diesel, λόγω του φαινομένου της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή (turbocharger lag), οδηγεί σε στιγμιαία σημαντική αύξηση των αέριων και σωματιδιακών ρύπων σε σύγκριση με την αντίστοιχη μόνιμη λειτουργία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



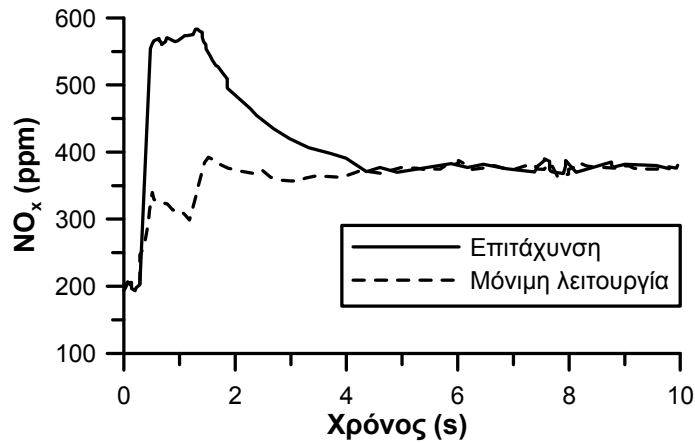
Σχήμα 1.7 - Υπερακόντιση εκπομπών αιθάλης κατά τη διάρκεια επιτάχυνσης στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel από την άφορτη λειτουργία ('ρελαντί')· η υπερακόντιση είναι μεγαλύτερη όσο πιο 'χαμηλό' το αρχικό σημείο λειτουργίας, όσο πιο μεγάλη η μεταβολή στροφών ή φορτίου, όσο πιο απότομα αυτή πραγματοποιείται και όσο πιο μεγάλη η μέση πραγματική πίεση (rating) του κινητήρα [6]



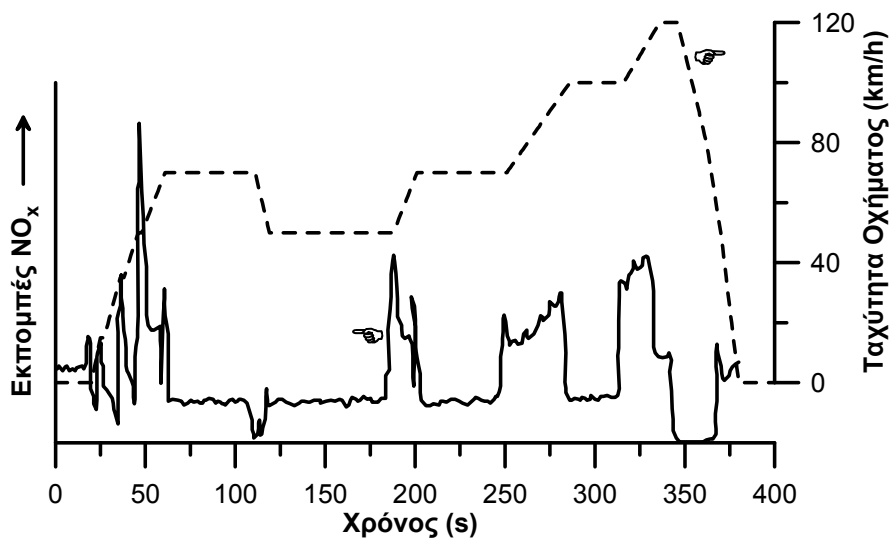
Σχήμα 1.8 - Εκπομπές αιθάλης κατά τη διάρκεια συνεχών αλλαγών ταχυτήτων σε υπερπληρωμένο κινητήρα Diesel φορτηγού που εισέρχεται σε αυτοκινητόδρομο [9]



Σχήμα 1.9 - Ολική συγκέντρωση αριθμού σωματιδίων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Μεταβατικού Κύκλου Πόλης FTP βαρέων οχημάτων [6]



Σχήμα 1.10 - Υπερακόντιση εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά τη διάρκεια επιτάχυνσης στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel από την άφορτη λειτουργία ('ρελαντί') [6]



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 [6]

Κεφάλαιο 2

Ανάπτυξη του Μοντέλου Οχήματος μέσω του Υπολογιστικού Πακέτου GT-Power

2.1 Γνωριμία με το GT-Suite

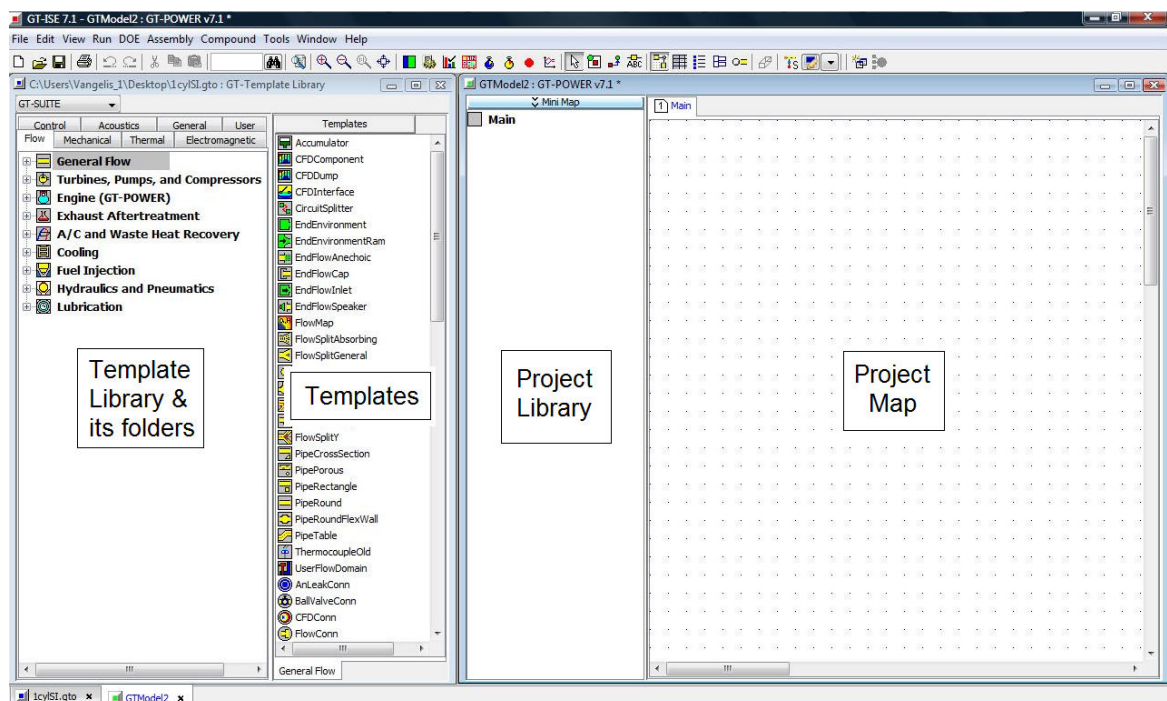
Το πρόγραμμα GT-Suite αποτελεί ένα προϊόν της εταιρείας παραγωγής εξειδικευμένου λογισμικού Gamma Technologies με έδρα τις ΗΠΑ, η οποία απευθύνεται στην βιομηχανία κινητήρων και οχημάτων. Το GT-Suite παρέχει ένα περιβάλλον (Σχήμα 2.1) στο οποίο μπορεί να γίνει εικονική αναπαράσταση κινητήρων και συστημάτων μετάδοσης καθώς και προσομοίωση μίας μεγάλης ποικιλίας εφαρμογών που σχετίζονται με την αυτοκινητοβιομηχανία. Μερικές από αυτές είναι:

- Μοντελοποίηση κινητήρων (GT-Power)
- Επεξεργασία δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων
- Ακουστική συστήματος εισαγωγής και εξαγωγής
- Επεξεργασία καυσαερίων
- Δυναμική οχήματος
- Υβριδικά συστήματα, ηλεκτροκίνητα οχήματα και κυψέλες καυσίμου
- Συστήματα ψύξης κινητήρων

- Συστήματα λίπανσης
- Συστήματα έγχυσης καυσίμου
- Υδραυλικά και πνευματικά συστήματα
- Κινηματική και δυναμική εκκεντροφόρου και συστήματος βαλβίδων
- Κινηματική και δυναμική στροφαλοφόρου
- Συστήματα μετάδοσης, κιβώτια ταχυτήτων και ιμαντοκίνηση

Στην παρούσα εργασία έγινε χρήση του επιμέρους προγράμματος του GT-Suite, του **GT-Power** που εξειδικεύεται στη μοντελοποίηση κινητήρων, άδεια (license) του οποίου υπάρχει στο Εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. εδώ και μερικά χρόνια.

Το GT-Power διαθέτει μια πλατφόρμα στην οποία μπορεί κανείς να σχεδιάσει όλων των ειδών τις εφαρμογές, συνδυάζοντας εργαλεία (tools) και στοιχεία (components) από τις βιβλιοθήκες που το ίδιο το πρόγραμμα διαθέτει.

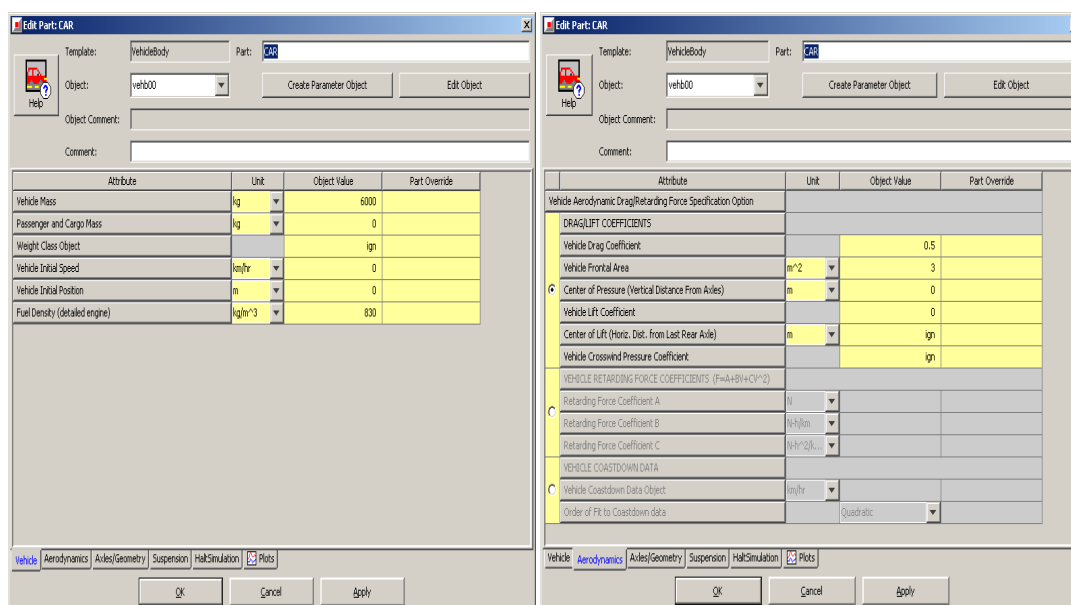


Σχήμα 2.1 - Το περιβάλλον εργασίας του GT-Power

2.2 Περιβάλλον εργασίας - Γενικά χαρακτηριστικά

Το GT-Power διαθέτει μία βιβλιοθήκη (library) με τα απαραίτητα πρότυπα στοιχεία και εργαλεία (templates) που χρησιμοποιούνται για τη σχεδίαση και προσομοίωση ενός κινητήρα. Κάθε πρότυπο που παρέχεται από το πρόγραμμα απαρτίζεται επιπλέον με κάποια χαρακτηριστικά (**attributes**) που εξαρτώνται από τα δεδομένα της εκάστοτε εφαρμογής, όπως φαίνεται ενδεικτικά στο Σχήμα 2.2 για την περίπτωση ενός οχήματος (π.χ. η μάζα του οχήματος, η μετωπική του επιφάνεια, ο συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης κ.λπ.)

Αφού συμπληρωθούν τα χαρακτηριστικά κάθε προτύπου σύμφωνα με τις ανάγκες της εκάστοτε εφαρμογής, αυτό μεταφέρεται από την βιβλιοθήκη του προγράμματος στην βιβλιοθήκη της συγκεκριμένης εργασίας (project library) και μετατρέπεται σε αντικείμενο (object) που μπορεί να διαμορφωθεί και να χρησιμοποιηθεί στην εργασία όσες φορές επιθυμεί ο χρήστης (π.χ. ο κύλινδρος σε έναν πολυκύλινδρο κινητήρα, οι αντίστοιχοι εγχυτήρες ανά κύλινδρο κοκ.).

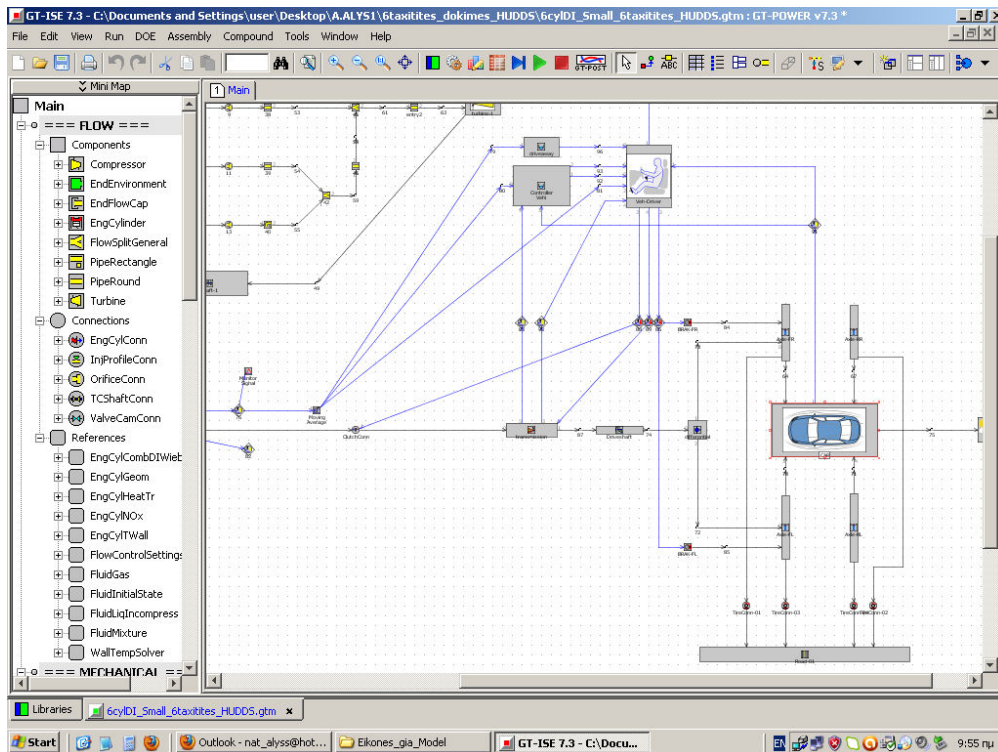


Σχήμα 2.2 - Παράθυρα εισαγωγής χαρακτηριστικών οχήματος (π.χ. μάζα οχήματος, γεωμετρικά χαρακτηριστικά)

Στη συνέχεια, όταν τα απαραίτητα αντικείμενα (objects) είναι έτοιμα, πρέπει να μεταφερθούν ένα-ένα στον χάρτη εργασίας (project map) (Σχήμα 2.1), όπου θα γίνει η σύνδεσή τους με τρόπο τέτοιο ώστε να προσομοιώνεται σωστά η διάταξη και η λειτουργία του οχήματος και του κινητήρα. Πλέον στο χάρτη εργασίας, τα αντικείμενα χαρακτηρίζονται ως μέρη ή κομμάτια (parts) μοντέλου του οχήματος. Η τελική εικόνα που προκύπτει (βλ. Σχήμα 2.3) μοιάζει με ένα μονογραμμικό σχέδιο, στο οποίο διακρίνονται τα επιμέρους κομμάτια του μοντέλου, καθώς επίσης και οι μεταξύ τους συνδέσεις, επιτρέποντας έτσι στον χρήστη να μπορεί να κάνει μεμονωμένες αλλαγές σε συγκεκριμένα μέρη του κινητήρα όταν αυτές κρίνονται απαραίτητες, καθώς και να επιβλέπει το μοντέλο του με καλύτερη εποπτεία.

Όταν το μοντέλο του κινητήρα (μαζί με τα περιφερειακά του συστήματα) είναι πλήρως λειτουργικό, το GT-Power δίνει τη δυνατότητα στο χρήστη να «τρέξει» διάφορα σενάρια (**cases**) σταθερής ή μεταβατικής λειτουργίας, καθώς και να εντάξει το μοντέλο του σε διάφορους **Κύκλους Πόλης (Driving Cycles)**, σε συνθήκες που ο ίδιος ορίζει (Σχήμα 2.4).

Μετά την ολοκλήρωση των διαφόρων σεναρίων ο χρήστης έχει τη δυνατότητα να λάβει τα αποτελέσματα της προσομοίωσης μέσω του εργαλείου GT-Post. Τα εν λόγω αποτελέσματα έχουν τη μορφή πινάκων ή τη μορφή διαγραμμάτων, που ο χρήστης μπορεί να επεξεργαστεί περαιτέρω (Σχήμα 2.5).



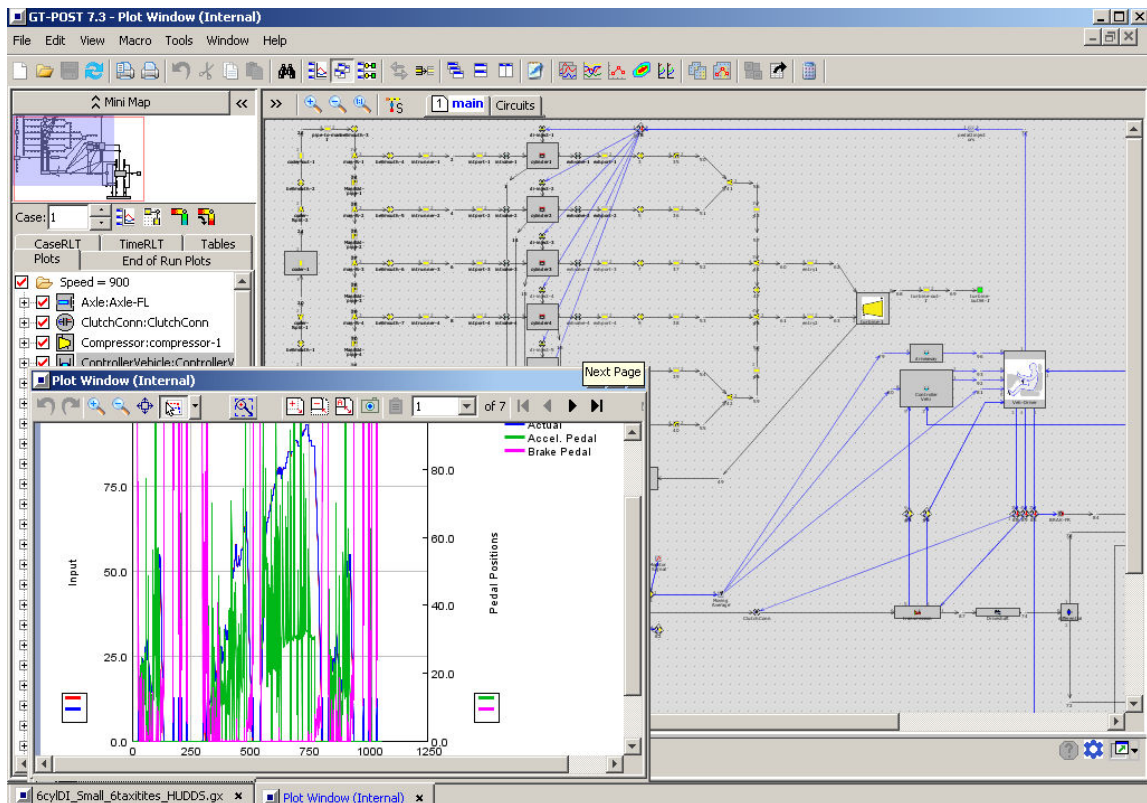
Σχήμα 2.3 - Μονογραμμικό σχέδιο του οχήματος και του συστήματος μετάδοσης κίνησης

	Attribute	Unit	Object Value
	Time Control Flag		periodic
<input type="radio"/>	Maximum Simulation Duration (Cycles)		100 ...
<input type="radio"/>	Minimum Simulation Duration (Cycles)		ign ...
<input checked="" type="radio"/>	Maximum Simulation Duration (Time)	sec	1060 ...
<input type="radio"/>	Minimum Simulation Duration (Time)	sec	ign ...
	Automatic Shut-Off When Steady-State		off
	Main Driver (Defines Periodic Frequency)		
<input checked="" type="radio"/>	Automatic		
<input type="radio"/>	Part Name		...
<input type="radio"/>	Reference Object		...
	Improved Solution Sequence for Multi-Circuit Models		<input type="checkbox"/>

TimeControl Initialization FlowControl ODEControl ThermalControl ConvergenceRLT

OK Cancel Apply

Σχήμα 2.4 - Κατάστρωση σεναρίων προσομοίωσης της λειτουργίας του μοντέλου σύμφωνα με τις ανάγκες του χρήστη



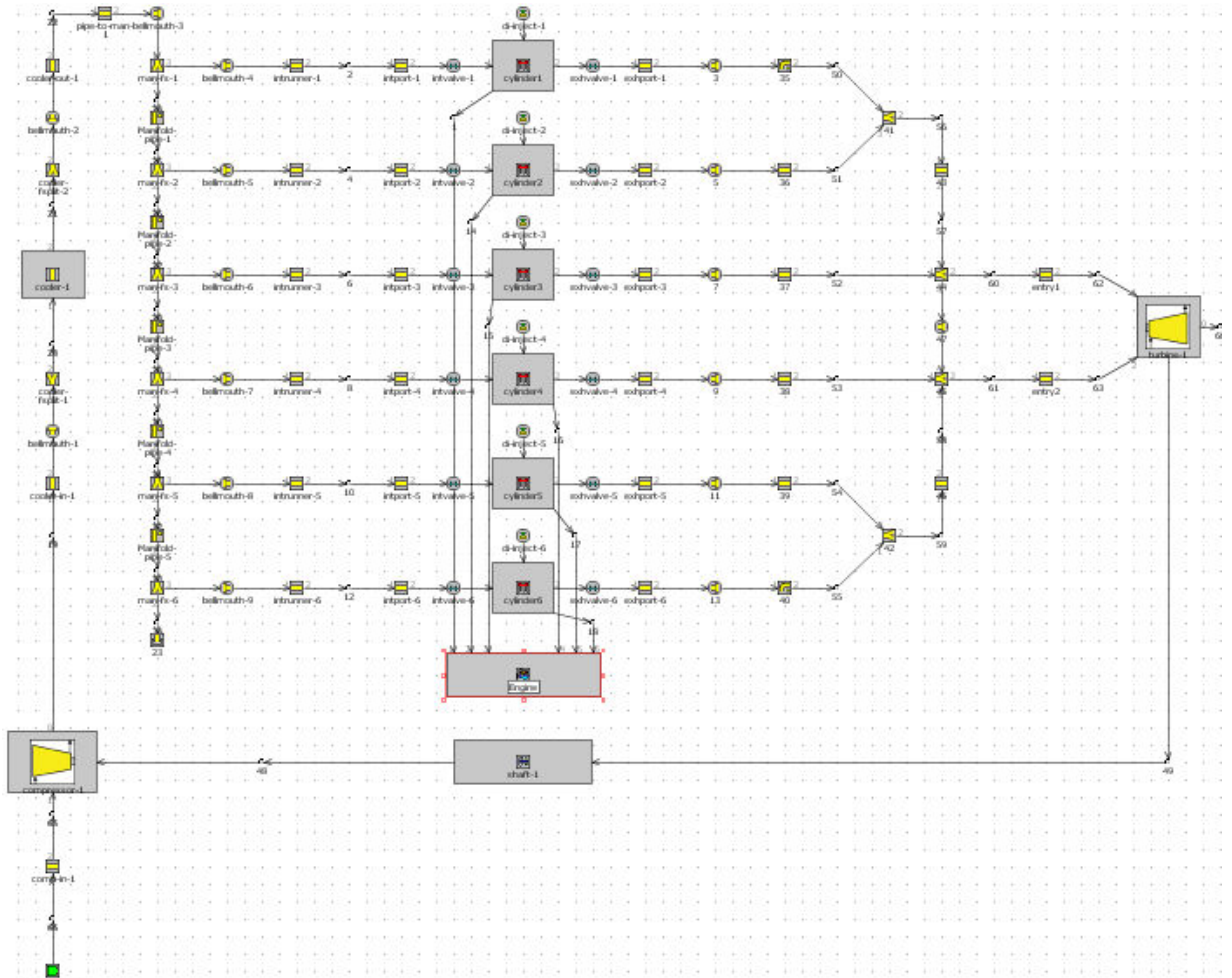
Σχήμα 2.5 - Απεικόνιση των αποτελεσμάτων του μοντέλου μέσω του GT-Post

2.3 Εισαγωγή οχήματος και συστήματος μετάδοσης κίνησης στο GT-Power

2.3.1 Γενικά

Η παρούσα διπλωματική εργασία βασίζεται σε μία ήδη περατωθείσα διπλωματική εργασία [8]. Για το λόγο αυτό και το μοντέλο που κατασκευάστηκε μέσω του GT-Power στα πλαίσια της παρούσας εργασίας είναι με τη σειρά του κι αυτό συνέχεια του ήδη υπάρχοντος μοντέλου που αφορά στην εφαρμογή στροβιλο-υπερπλήρωσης σε 4-Χ κινητήρα Diesel με ενδιάμεσο ψυγείο και χωρίς περιοριστή καυσίμου, και η τελική του διάταξη στο

χάρτη εργασίας του υπολογιστικού πακέτου GT-Power απεικονίζεται στο Σχήμα 2.6.



Σχήμα 2.6 - Ολοκληρωμένο μοντέλο κινητήρα Diesel με απλή στροβίλο - υπερπλήρωση στο χάρτη εργασίας του GT-Power [8]

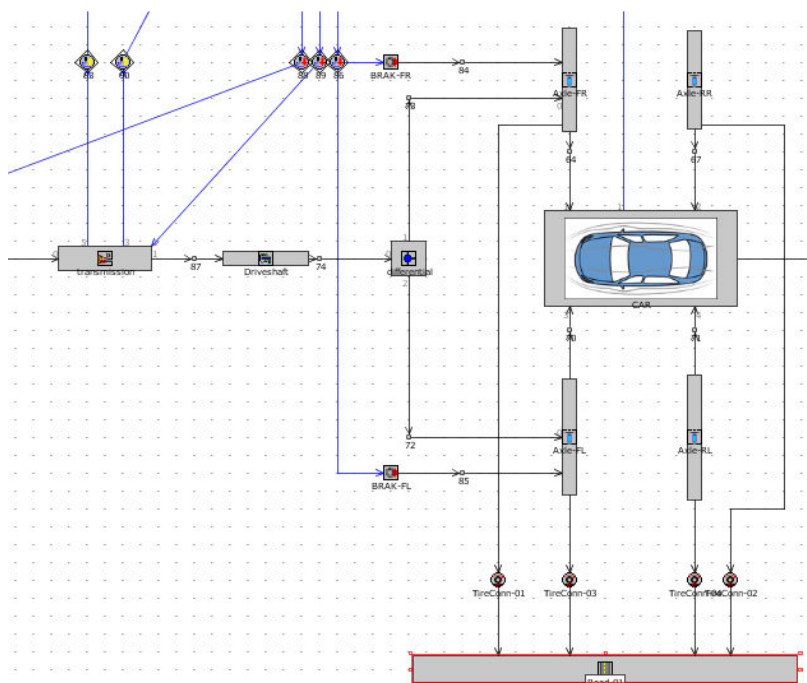
Στο πρόγραμμα προσομοιώνονται όλες οι διεργασίες εντός του κυλίνδρου σε επίπεδο γωνίας στροφάλου (filling and emptying method). Συγκεκριμένα, για την μοντελοποίηση της καύσης χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις του Wiebe και για τις απώλειες θερμότητας η σχέση του Woschni. Τέλος, όσον αφορά τις πολλαπλές εξαγωγής, χρησιμοποιείται η μέθοδος των χαρακτηριστικών (pressure wave action simulation).

2.3.2 Μοντέλο οχήματος και συστήματος μετάδοσης κίνησης στο περιβάλλον του GT-Power

Για τη μελέτη της απόκρισης του εν λόγω κινητήρα στα πλαίσια Κύκλων Πόλης ήταν απαραίτητη η μοντελοποίηση του κατάλληλου οχήματος και του συστήματος μετάδοσης κίνησης μέσω του υπολογιστικού πακέτου GT-Power. Το μοντέλο αυτό απαρτίζεται από πολλά διαφορετικά επιμέρους τμήματα, των οποίων τα χαρακτηριστικά και τα στάδια κατασκευής τους στο περιβάλλον του υπολογιστικού πακέτου GT-Power θα αναλυθούν στην παρούσα ενότητα.

A) Το όχημα (vehicle)

Μέσω του υπολογιστικού πακέτου GT-Power μοντελοποιήθηκε το κατάλληλο όχημα για τις ανάγκες της παρούσας διπλωματικής εργασίας, το οποίο απαρτίζεται από πολλά επιμέρους στοιχεία. Η μορφή που αποκτά το όχημα στο περιβάλλον του προγράμματος απεικονίζεται στο Σχήμα 2.7.



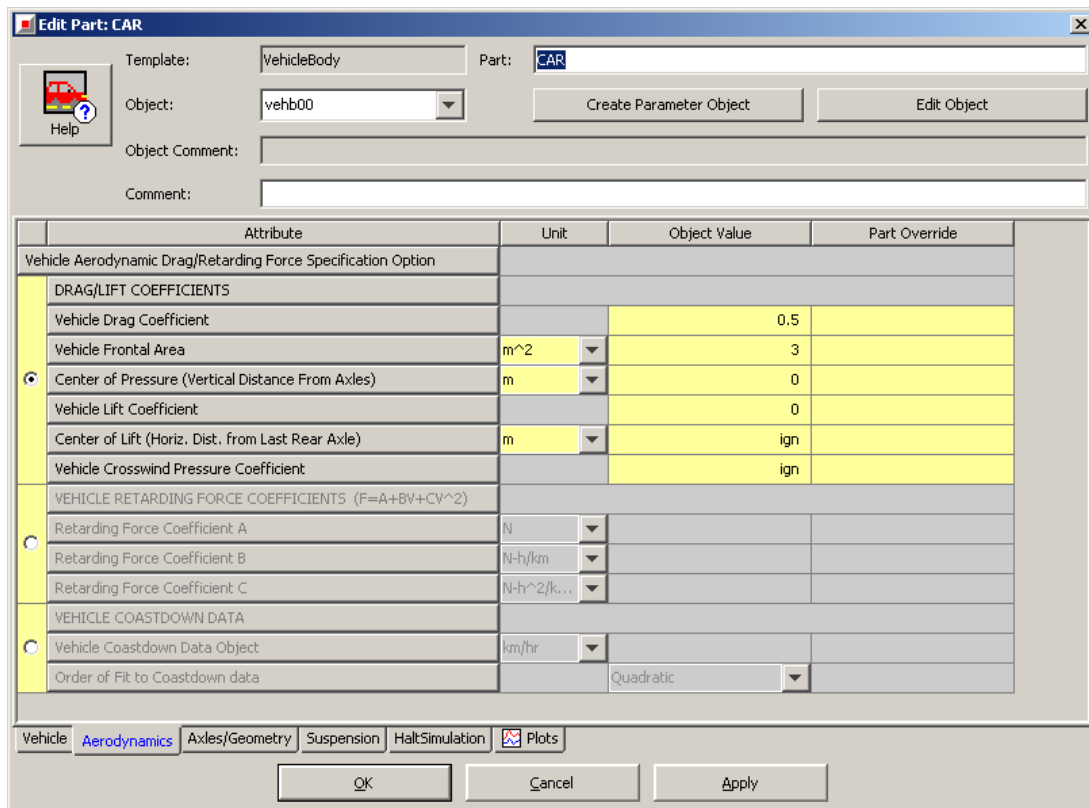
Σχήμα 2.7 - Απεικόνιση του οχήματος (vehicle) στο χάρτη εργασίας του υπολογιστικού πακέτου GT-Power

Αρχικά, κατά τον σχεδιασμό του οχήματος ο χρήστης εισάγει μέσω των παραθύρων εισαγωγής παραμέτρων του προγράμματος τα βασικά χαρακτηριστικά του οχήματος, όπως φαίνεται και στα Σχήματα 2.8 έως 2.10. Πιο συγκεκριμένα, εισάγεται η μάζα του οχήματος καθώς και η πυκνότητα του εγχυόμενου καυσίμου (Σχήμα 2.8).

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Vehicle Mass	kg	6000	
Passenger and Cargo Mass	kg	0	
Weight Class Object		ign	
Vehicle Initial Speed	km/hr	0	
Vehicle Initial Position	m	0	
Fuel Density (detailed engine)	kg/m ³	830	

Σχήμα 2.8 - Παράθυρο εισαγωγής χαρακτηριστικών οχήματος (μάζα, είδος καυσίμου κ.λπ.)

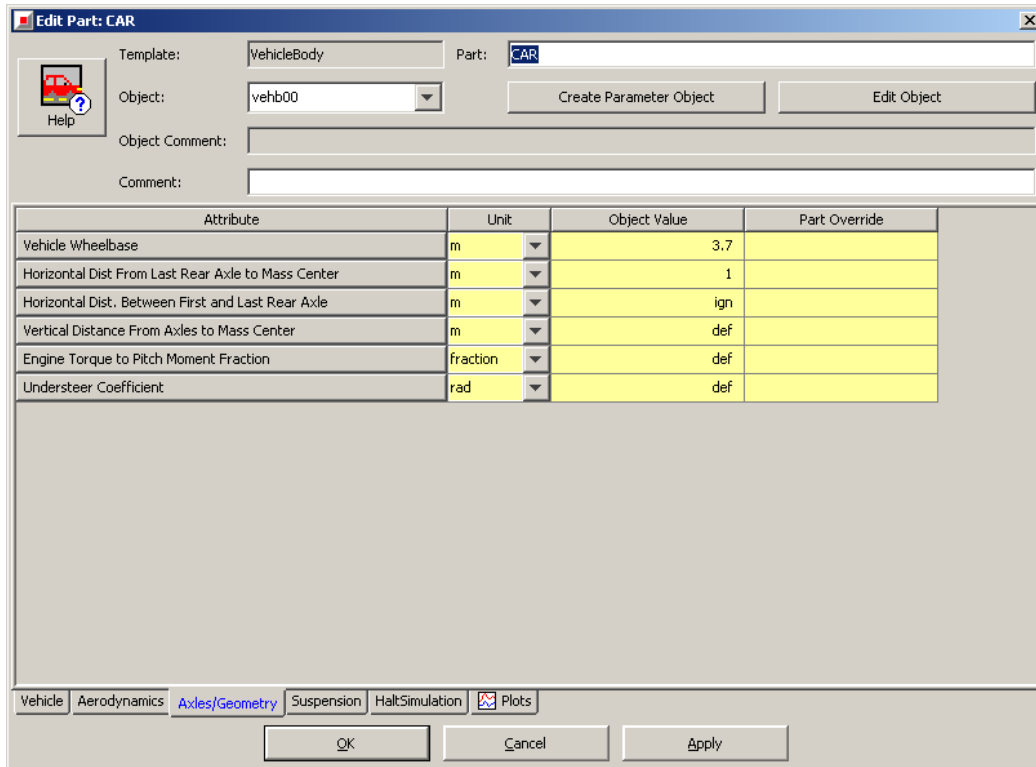
Στη συνέχεια εισάγονται τα αεροδυναμικά χαρακτηριστικά του οχήματος που διαμορφώνουν σε μεγάλο βαθμό την τελική απόκρισή του, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.9. Πιο συγκεκριμένα, συμπληρώνονται ο συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης c_d καθώς επίσης και η μετωπική του επιφάνεια (frontal area).



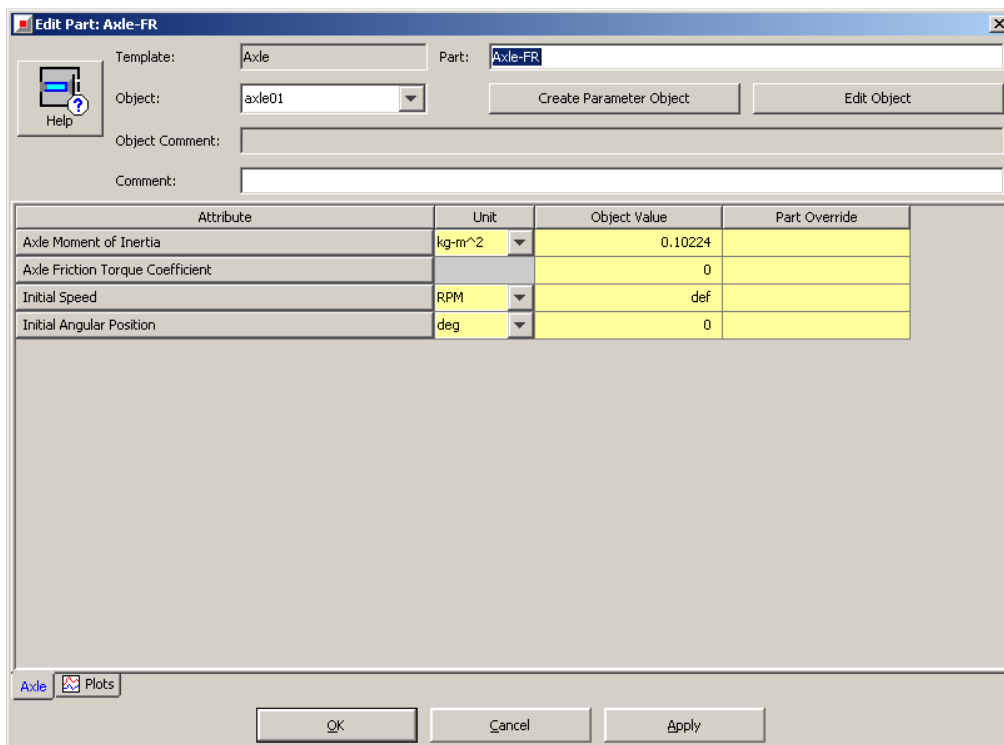
Σχήμα 2.9 - Παράθυρο εισαγωγής αεροδυναμικών χαρακτηριστικών οχήματος στο περιβάλλον του GT-Power

Η επόμενη ενότητα του οχήματος σχετίζεται με τους άξονες κίνησης και τη γεωμετρία του γενικότερα. Εισάγεται λοιπόν το μεταξόνιο του οχήματος (wheelbase) ενώ τα επιπλέον χαρακτηριστικά των αξόνων λαμβάνονται υπ' όψιν σε άλλο σημείο του προγράμματος καθώς αποτελούν ξεχωριστό τμήμα από το όχημα (Σχήμα 2.10).

Έτσι, εισάγονται σε ξεχωριστό κομμάτι του οχήματος οι άξονες κίνησης που στην πραγματικότητα όμως στο περιβάλλον του GT-Power είναι “ημιάξονες”. Για το λόγο αυτό φαίνονται τέσσερις διαφορετικοί άξονες στο Σχήμα 2.7 (axle-FR, axle-RR, axle-RL, axle-FL) δύο εμπρόσθιους (axle-FR, axle-FL) και δύο πίσω (axle-RR, axle-RL), των οποίων τα χαρακτηριστικά εισάγονται μέσω των αντίστοιχων παραθύρων (Σχήμα 2.11).



Σχήμα 2.10 - Παράθυρο εισαγωγής χαρακτηριστικών μεταξονίου (wheelbase) και αξόνων στο περιβάλλον του GT-Power



Σχήμα 2.11 - Παράθυρο εισαγωγής χαρακτηριστικών των αξόνων μέσω του GT-Power

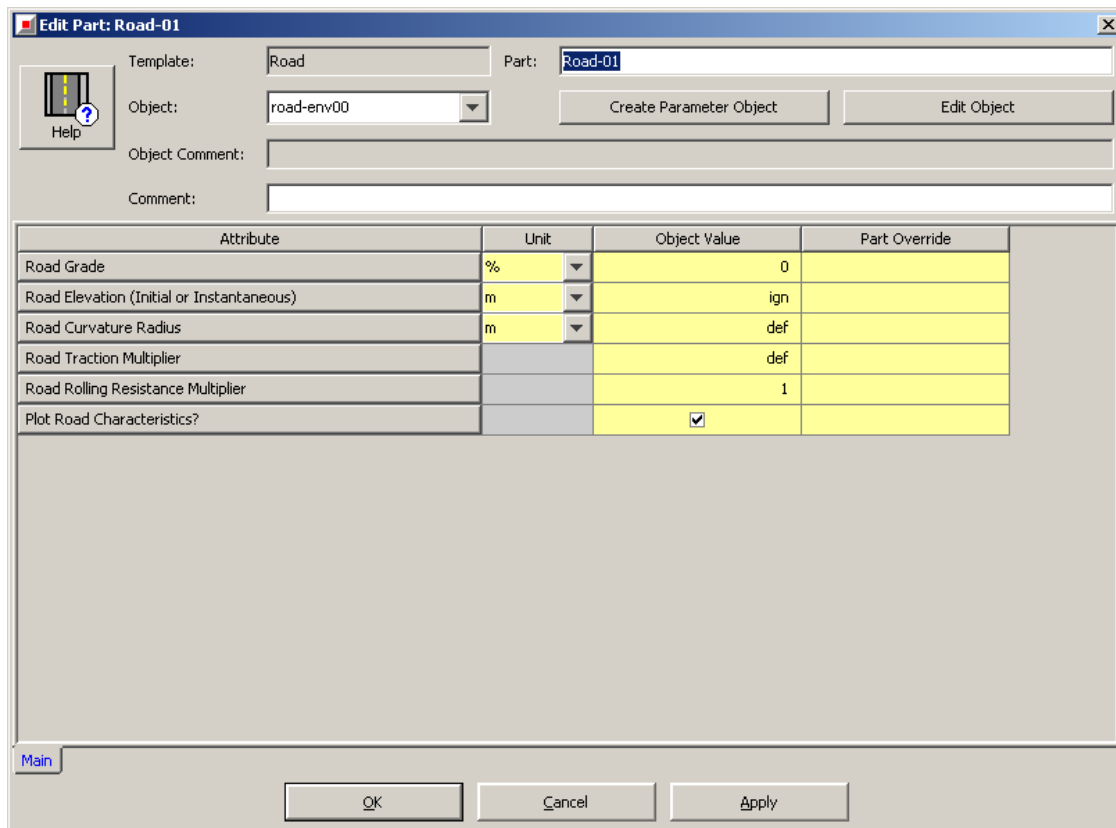
Στη συνέχεια συνδέονται με τα ελαστικά που τους αντιστοιχούν, τα οποία έχουν διάφορα χαρακτηριστικά, όπως φαίνονται και στο Σχήμα 2.12 με κυριότερα την ακτίνα τους, το πλήθος τους ανά άξονα κίνησης καθώς και τον παράγοντα αντοχής κύλισης (tire rolling resistance factor) που σχετίζεται με την τριβή τους με το οδόστρωμα. Έτσι, εισάγεται ένα πρότυπο οδόστρωμα πάνω στο οποίο θα προσομοιωθεί η κίνηση του σχεδιαζόμενου οχήματος, του οποίου τα χαρακτηριστικά απεικονίζονται στο Σχήμα 2.13 με κυριότερο τον πολλαπλασιαστή αντοχής κύλισης του οδοστρώματος (road rolling resistance multiplier). Στο σημείο αυτό πρέπει να τονιστεί πως το γινόμενο των δύο παραπάνω παραγόντων συνθέτουν το συνολικό συντελεστή τριβής κύλισης (coefficient of rolling friction-CRF).

The screenshot shows the 'Edit Part: TireConn-01' dialog box. It includes fields for Template (TireConnRigid), Part (TireConn-01), Object (tire-veh00), and buttons for 'Create Parameter Object' and 'Edit Object'. Below these are fields for 'Object Comment' and 'Comment'. A table lists various attributes with their units, object values, and part override options.

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Number of Tires on Axle		2	
Tire Rolling Radius	mm	413.1	
Tire Rolling Resistance Factor		0.0115	
Tire Inflation Pressure	bar	ign	
Friction Coefficient Limit		ign	
Steering Tire		no	

At the bottom of the dialog, there are buttons for 'OK', 'Cancel', and 'Apply', along with a 'Tire' icon and a 'Plots' button.

Σχήμα 2.12 - Παράθυρο εισαγωγής των χαρακτηριστικών των ελαστικών στο περιβάλλον του GT-Power



Σχήμα 2.13 - Παράθυρο εισαγωγής των χαρακτηριστικών του οδοστρώματος στο περιβάλλον του GT-Power

Επιπρόσθετα, εισάγονται τα φρένα του εμπρός άξονα (brake-FL, brake-FR) (Σχήμα 2.7), σημαντικό χαρακτηριστικό των οποίων είναι ο χάρτης που αφορά στην ροπή που ασκεί το φρένο με βάση την ταχύτητα περιστροφής του τροχού και το “πάτημα” στο πεντάλ του φρένου (Brake Map). Επειδή η εύρεση σχετικών πληροφοριών από διάφορες πηγές δεν ήταν δυνατή, κρίθηκε απαραίτητη η χρήση απλοποιημένων μαθηματικών παραδοχών αλλά και στοιχείων από την απλή πείρα για την εύρεση ρεαλιστικών τιμών της εν λόγω ροπής. Ο συλλογισμός που εφαρμόστηκε είναι ο εξής:

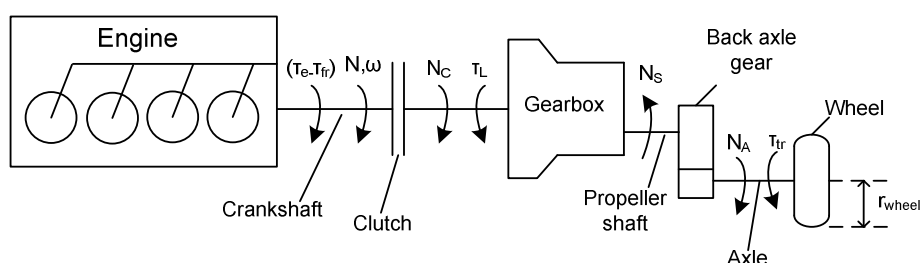
Έστω ένα όχημα μάζας m χρειάζεται μία απόσταση x για να σταματήσει από τα y km/h, που σημαίνει ότι η επιβράδυνση του προκύπτει ίση με a m/s². Με γνωστή τη μάζα του οχήματος, υπολογίζεται η δύναμη που πρέπει να του ασκηθεί ως $F(N)=m \cdot a$. Αντιστοίχως, με δεδομένη την ακτίνα των τροχών (r) η ροπή που απαιτείται για το συνολικό πλήθος των τροχών (n) είναι ίση με $M_{total}(Nm)= F \cdot r$. Συνεπώς, σε κάθε τροχό ξεχωριστά αναλογεί ροπή ίση με

$M(Nm)=M_{total}/n$. Όμως, τα φρένα λειτουργούν με ένα συντελεστή ασφαλείας, έτσι ώστε να μπορούν να ανταπεξέλθουν σε ακραίες καταστάσεις. Για το λόγο αυτό, η προηγούμενη τιμή προσαυξάνεται σε λογικά πλαίσια, και η τιμή αυτή τελικά συμπληρώνεται στο χάρτη **Brake Map** του GT-Power.

B) Σύστημα μετάδοσης κίνησης και ισχύος στους τροχούς

Μετά την ολοκλήρωση του σχεδιασμού των στοιχείων του οχήματος, προχωρούμε στο σχεδιασμό του συστήματος μετάδοσης κίνησης που αποτελείται από διάφορα επιμέρους τμήματα. Στο σημείο αυτό κρίνεται απαραίτητη η αναφορά του αντίστοιχου θεωρητικού υπόβαθρου του συστήματος μετάδοσης της κίνησης και της ισχύος στους τροχούς που είναι γνωστή ως **Drivetrain Analysis**.

Για τον καθορισμό της απόκρισης ενός οχήματος που κινείται μέσω συγκεκριμένου κινητήρα, κρίνεται απαραίτητη η απλουστευμένη θεώρηση του συστήματος μετάδοσης κίνησης και ισχύος από τον κινητήρα στους τροχούς. Η εν λόγω ανάλυση χρησιμοποιείται στη μετατροπή των δεδομένων του εξεταζόμενου μεταβατικού κύκλου UDDS από ταχύτητα οχήματος συναρτήσει του χρόνου σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και ροπή συναρτήσει του χρόνου. Στο Σχήμα 2.14 απεικονίζεται ένα τέτοιο απλουστευμένο μοντέλο συστήματος μετάδοσης που απαρτίζεται από τον κινητήρα, το χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων, το τελικό σύστημα μετάδοσης στον άξονα των τροχών και τους τροχούς του οχήματος



Σχήμα 2.14 - Απλοποιημένο σύστημα κινητήρα – κιβωτίου ταχυτήτων – τροχών
[6,9]

Ανάλυση συστήματος μετάδοσης κίνησης και ισχύος

Σύμφωνα με το Σχήμα 2.14, ο δεύτερος νόμος του Νεύτωνα στη στροφαλοφόρο άτρακτο μπορεί να γραφεί ως εξής:

$$[\tau_e(\varphi) - \tau_{fr}(\varphi)] - \frac{\tau_L}{\eta_{gear}} = \tau_A = G_V \frac{d\omega}{dt} \quad (2.1)$$

Η Σχέση (2.1) ισχύει στην περίπτωση που ο συμπλέκτης είναι δεσμευμένος και κατά συνέπεια η ταχύτητα του N_c είναι ίση με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα N .

Στην αντίθετη περίπτωση που ο συμπλέκτης δεν είναι δεσμευμένος ($N_c \neq N$), η Σχέση (2.1) μετασχηματίζεται ως εξής:

$$\frac{\tau_L}{\eta_{gear}} + G_V \frac{d\omega}{dt} = 0 \quad (2.1a)$$

Στη Σχέση 2.1, η ροπή του κινητήρα $[\tau_e(\varphi) - \tau_{fr}(\varphi)]$ απορροφάται από τις αντιστάσεις στην κίνηση του οχήματος τ_L ή από την επιτάχυνση του οχήματος τ_A . Επιπρόσθετα, τα διάφορα συστήματα μετάδοσης (συμπλέκτης, κιβώτιο ταχυτήτων, διαφορικό) θεωρείται πως απορροφούν μέρος της ροπής του κινητήρα λόγω των μηχανικών απωλειών και απωλειών τριβής. Οι μηχανικές απώλειες εκφράζονται μέσω του συνολικού βαθμού απόδοσης του συστήματος μετάδοσης κίνησης η_{gear} . Επίσης, η N_s αποτελεί την ταχύτητα μετάδοσης κίνησης (είναι υπαρκτή μόνο σε οχήματα με κίνηση στους πίσω τροχούς) και η N_A είναι η ταχύτητα περιστροφής του τροχού. Σχετικά με τις σχέσεις μετάδοσης, η i_b είναι αυτή του διαφορικού ενώ η i_g η σχέση μετάδοσης της εκάστοτε ταχύτητας στο κιβώτιο ταχυτήτων. Λαμβάνοντας υπ' όψιν το παραπάνω σχήμα καθώς επίσης και τις επεξηγήσεις καταλήγουμε στα εξής [6,9].

$$i_b = \frac{N_s}{N_A} \quad (2.2a)$$

$$i_g = \frac{N_c}{N_s} \quad (2.2\beta)$$

Η στιγμιαία ταχύτητα του οχήματος (σε km/h) δίνεται από τη Σχέση:

$$V \left(\frac{km}{h} \right) = 2 \cdot \pi \cdot r_{wheel} \cdot \frac{N_c(rpm)}{i_b i_g} \cdot 60 \times 10^{-3} \quad (2.3)$$

Ένα άλλο βασικό χαρακτηριστικό της συγκεκριμένης ανάλυσης είναι ο ακριβής υπολογισμός των αντιστάσεων που εμφανίζονται κατά την κίνηση του οχήματος. Οι αναπτυσσόμενες δυνάμεις πάνω σε ένα όχημα είναι τρεις και είναι: η αντίσταση επιτάχυνσης F_b , η αντίσταση λόγω της ταχύτητας του οχήματος (αναλυόμενη σε αεροδυναμική F_a και κύλισης F_r) και η αντίσταση κλίσης F_{gr} . Η συνολική αντίσταση F_{tr} ισούται με το άθροισμα των τριών προαναφερόμενων δυνάμεων και δίνεται από τη Σχέση:

$$F_{tr} = F_a + F_r + F_{gr} \quad (2.4)$$

Η παραπάνω αντίσταση αναλύεται στις τρεις επιμέρους συνιστώσες της ως εξής:

- Η αεροδυναμική αντίσταση F_a δίνεται από τη Σχέση:

$$F_a = \frac{1}{2} \rho_a c_d A_f V^2 \quad (2.4\alpha)$$

,όπου A_f η συνολική προβαλλόμενη επιφάνεια του οχήματος, ρ_a η πυκνότητα του αέρα (π.χ. $\rho=1,19 \text{ kg/m}^3$ 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:

$$F_r = m_V (f + c_{tr} V) \quad (2.4\beta)$$

Η τελευταία Σχέση ενσωματώνει την αντίσταση κύλισης στο ελαστικό του τροχού (που εκφράζεται μέσω του συντελεστή τριβής f), την παραμόρφωση στο ελαστικό του τροχού καθώς επίσης και τις τριβές στα έδρανα κύλισης του τροχού αλλά και κάθε άλλο στοιχείο τριβής (μέσω του συντελεστή c_{tr}) που

είναι συνάρτηση της ταχύτητας του οχήματος V . Ως m_V ορίζεται η μάζα του οχήματος (συμπεριλαμβανομένου του πιθανού φορτίου).

- Η αντίσταση λόγω της κλίσης του δρόμου πάνω στον οποίο κινείται το υπό εξέταση όχημα δίνεται από τη σχέση:

$$F_{gr} = m_V g \sin \theta \quad (2.4\gamma)$$

Ως κλίση του οδοστρώματος ορίζεται η εφαπτομένη της γωνίας κλίσης θ , η οποία λαμβάνει τιμές ως 4% για μεγάλους δρόμους και ως 10-12% σε μικρότερους.

Η ροπή αντίστασης υπολογίζεται από την σχέση $\tau_{tr} = F_{tr} r_{wheel}$.

Όμως για να είναι δυνατή η χρήση της Σχέσης (2.1) γίνεται η αναγωγή της παραπάνω ροπής στη στροφαλοφόρο άτρακτο ως εξής:

$$\tau_L = \tau_{tr} \left(\frac{1}{i_b}\right) \left(\frac{1}{i_g}\right) \quad (2.5)$$

Η συνολική ροπή αδράνειας του οχήματος, ανηγμένη στη στροφαλοφόρο άτρακτο, δίνεται από τη σχέση:

$$G_V = m_V r_{wheel}^2 \left(\frac{1}{i_b}\right)^2 \left(\frac{1}{i_g}\right)^2 + G_e + G_{other} \quad (2.6)$$

όπου G_e η ροπή αδράνειας του κινητήρα και G_{other} η ροπή αδράνειας των τροχών, ελαστικών των τροχών κτλ. Βεβαίως πρέπει να σημειωθεί ότι τόσο το G_e όσο και το G_{other} είναι συνήθως πολύ μικρότερου μεγέθους όροι σε σχέση με την αδράνεια του υπόλοιπου οχήματος.

Με βάση τις προηγούμενες σχέσεις, η επιτάχυνση του κινητήρα $d\omega/dt$ που εμφανίζεται και στη Σχέση (2.1) μπορεί να γραφεί ως εξής:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{(\tau_e - \tau_{fr}) - \frac{(\frac{1}{2}\rho \alpha c_d A_f V^2 + m_V(f + c_{tr}V) + m_V g \sin \theta) \left(\frac{1}{i_b i_g}\right) r_{wheel}}{\eta_{gear}}}{m_V r_{wheel}^2 \left(\frac{1}{i_b}\right)^2 \left(\frac{1}{i_g}\right)^2 + G_e + G_{other}} \quad (2.7)$$

Ως αποτέλεσμα της παραπάνω ανάλυσης προκύπτει πως όσο χαμηλότερη σχέση είναι δεσμευμένη στο κιβώτιο ταχυτήτων (αυτό σημαίνει υψηλή σχέση μετάδοσης i_g) τόσο μικρότερη είναι η συνολική ροπή αδράνειας του οχήματος G_V και κατ' επέκταση παρουσιάζεται ταχύτερη επιτάχυνση (σύμφωνα με τη Σχέση 2.7). Αντίθετα, όσο υψηλότερη σχέση είναι δεσμευμένη στο κιβώτιο ταχυτήτων, τόσο πιο αργή είναι η επιτάχυνση, όμως επιτυγχάνεται υψηλότερη ταχύτητα οχήματος όπως φαίνεται από τη Σχέση 2.3.

Τα επιμέρους τμήματα του συστήματος μετάδοσης κίνησης της παραπάνω ανάλυσης προσομοιώθηκαν στα πλαίσια της διπλωματικής εργασίας μέσω του υπολογιστικού πακέτου GT-Power όπως αναλύεται παρακάτω.

Συμπλέκτης τριβής (clutch)

Επιλέχθηκε συμπλέκτης τριβής του οποίου τα χαρακτηριστικά φαίνονται στο Σχήμα 2.15. Ο συμπλέκτης τριβής αποτελείται από δύο πλάκες και υλικό τριβής ανάμεσά τους. Η βασική αρχή λειτουργίας του είναι η εξής: Καθώς οι πλάκες πλησιάζουν, λόγω του υλικού τριβής η μία παρασύρει την άλλη και επιτυγχάνεται η μεταφορά ενέργειας. Παρατηρούμε πως, όπως είναι άλλωστε αναμενόμενο, ο συμπλέκτης παρεμβάλλεται μεταξύ του κινητήρα (engine) και του συστήματος μετάδοσης κίνησης (transmission).

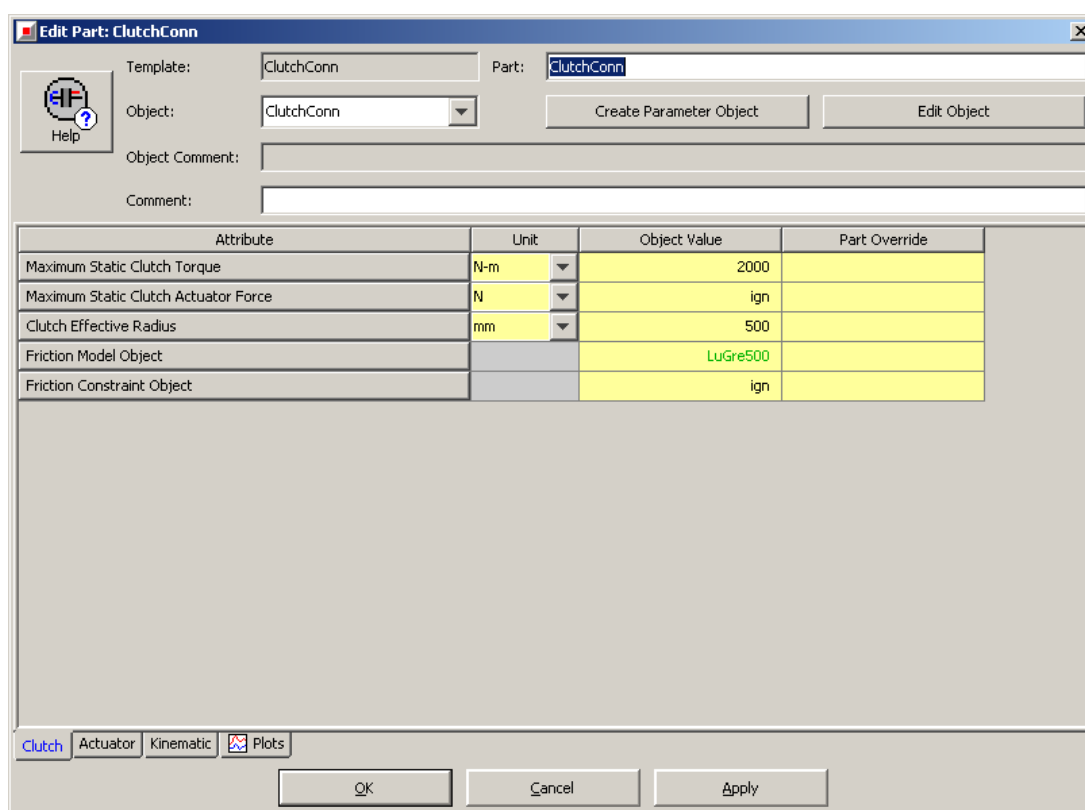
Σύστημα μετάδοσης κίνησης (Transmission)

Μέσω του συστήματος μετάδοσης της κίνησης (transmission) εισάγονται στο μοντέλο οι σχέσεις μετάδοσης (gear ratios), όπως φαίνονται και στα Σχήματα 2.16 και 2.17. Το πλήθος των σχέσεων μετάδοσης του κιβωτίου κίνησης επιλέγεται ανάλογα με τα χαρακτηριστικά του εκάστοτε οχήματος, έτσι ώστε η απόκριση του να είναι ικανοποιητική. Παρατηρούμε ότι το εν λόγω τμήμα (transmission) αποτελεί συνδυαστικό κρίκο πολλών μερών του μοντέλου. Πιο συγκεκριμένα, συνδέεται μέσω του άξονα (driveshaft) με το διαφορικό (differential) αλλά και με το συμπλέκτη τριβής (clutch). Επιπρόσθετα,

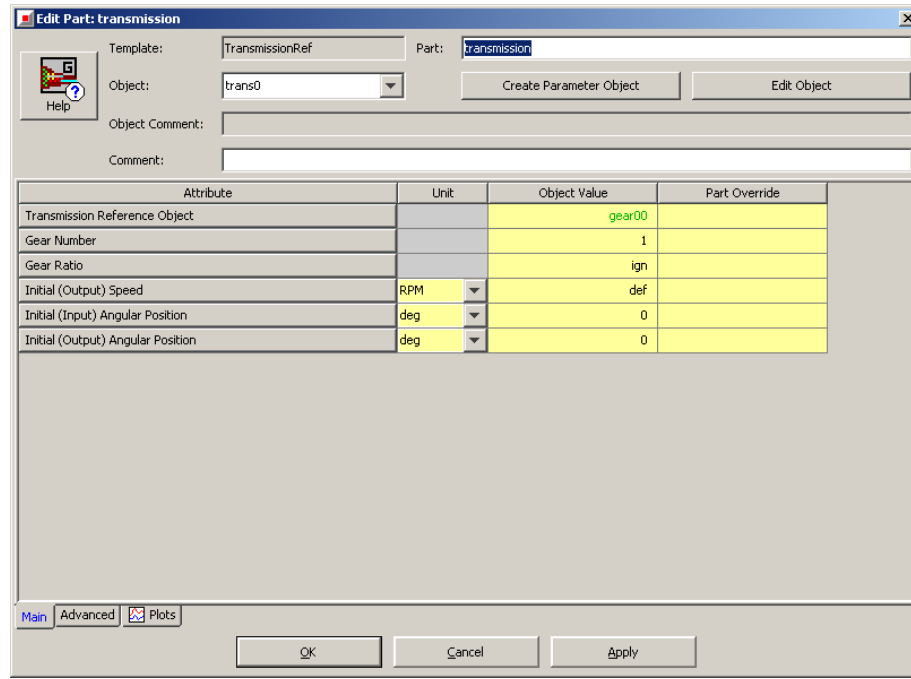
επικοινωνεί με τον εικονικό οδηγό, καθώς του δίνει την δυνατότητα αλλαγής ταχύτητας στο κιβώτιο ταχυτήτων αλλά και με τα διάφορα συστήματα ελέγχου που χρησιμοποιούνται (controllervehicle, driveaway). Περαιτέρω ανάλυση για τα χαρακτηριστικά και τον ρόλο του εικονικού οδηγού θα γίνει στη συνέχεια του παρόντος κεφαλαίου.

Διαφορικό (Differential)

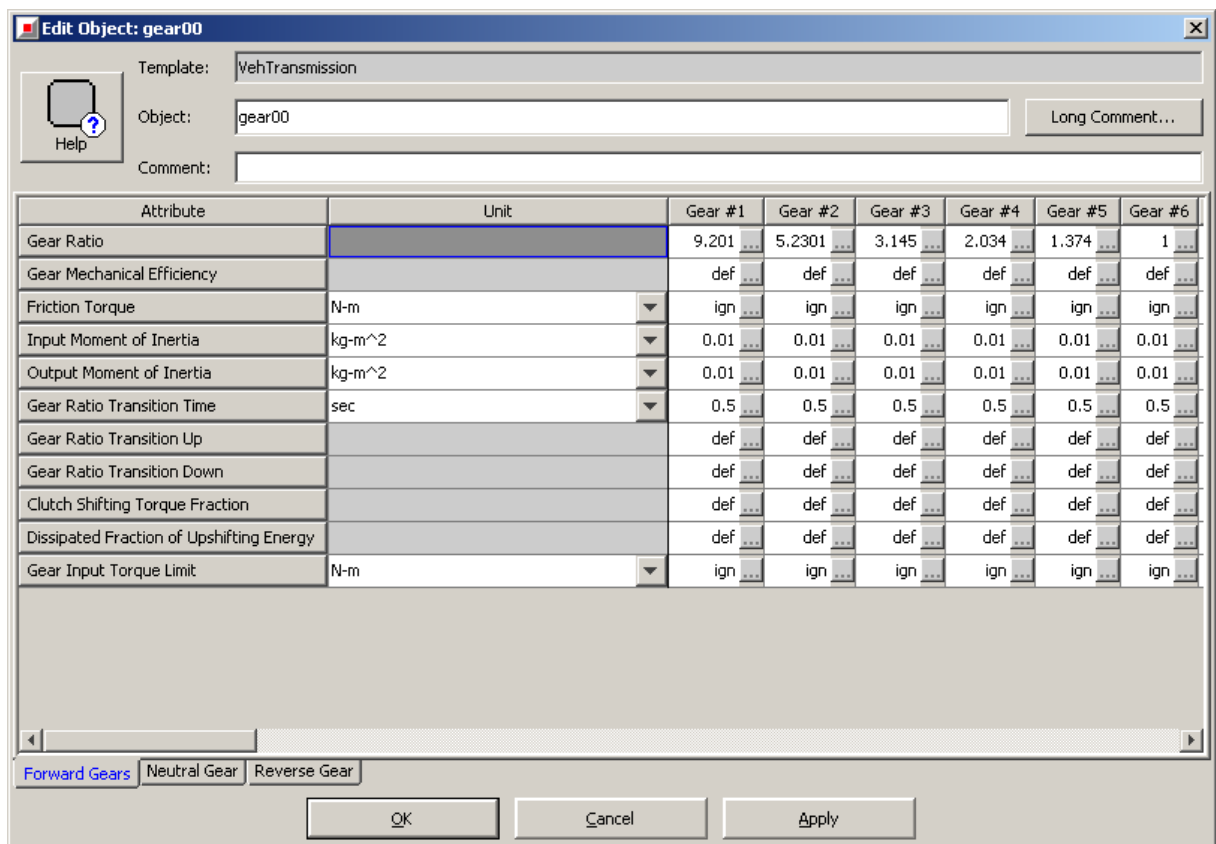
Το διαφορικό μπορεί να ορισθεί ως ο μηχανισμός που λαμβάνει πληροφορίες ανάλογα με την επαφή καθενός κινητήριου τροχού με το οδόστρωμα και διαμοιράζει αντίστοιχα την ισχύ ή την ροπή του κινητήρα στους άξονες των τροχών (Σχήμα 2.7). Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.18, συμπληρώνονται οι ροπές αδράνειας των μερών εισόδου και εξόδου του διαφορικού που είναι ο άξονας σύνδεσης με τη μετάδοσης κίνησης και οι άξονες του οχήματος αντίστοιχα σε $\text{kg}\cdot\text{m}^2$.



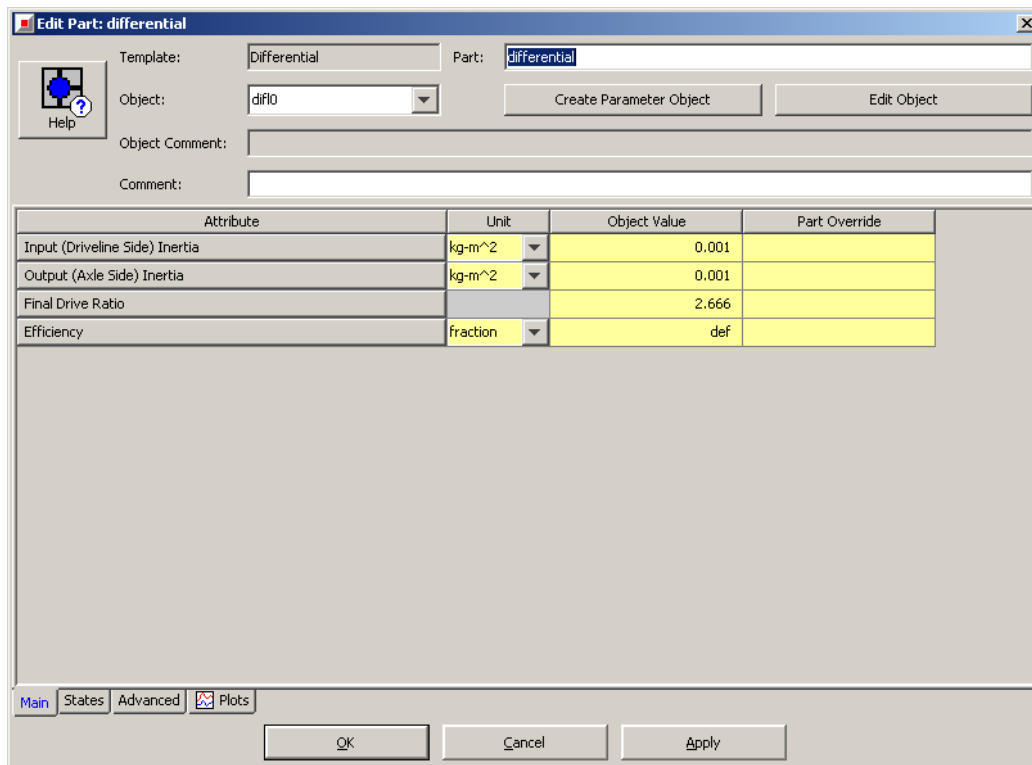
Σχήμα 2.15 - Παράθυρο εισαγωγής χαρακτηριστικών συμπλέκτη τριβής στο περιβάλλον του GT-Power



Σχήμα 2.16 - Παράθυρο εισαγωγής του συστήματος μετάδοσης κίνησης στο περιβάλλον του GT-Power



Σχήμα 2.17- Σχέσεις μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων στο περιβάλλον του GT-Power



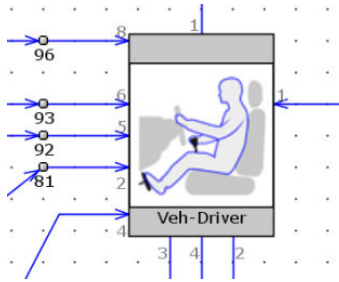
Σχήμα 2.18 - Παράθυρο εισαγωγής των χαρακτηριστικών του διαφορικού στο περιβάλλον του GT-Power

Άξονας σύνδεσης διαφορικού και μετάδοσης (driveshaft)

Ο άξονας αυτός χρησιμοποιείται για τη σύζευξη του διαφορικού και του συστήματος μετάδοσης κίνησης

Οδηγός οχήματος (vehicle driver)

Για την επίτευξη καλύτερου συντονισμού και πιο ρεαλιστικών αποτελεσμάτων, κρίθηκε απαραίτητη η προσθήκη ενός εικονικού οδηγού του κυρίως για τις αλλαγές σχέσης αλλά και στην αρχή και το τέλος του Κύκλου Πόλης, ο οποίος συμπεριφέρεται σαν πραγματικός οδηγός (Σχήμα 2.19). Αυτός είναι ουσιαστικά υπεύθυνος για το συντονισμό του κιβωτίου ταχυτήτων, του συμπλέκτη και του πεντάλ επιτάχυνσης («γκάζι»). Βασικό χαρακτηριστικό του είναι, ότι μέσω του GT-Power μπορεί να εισαχθεί, η στρατηγική αλλαγής ταχυτήτων που δίνει τη δυνατότητα στον οδηγό να ελέγχει τις σχέσεις μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων, και κατ' επέκταση καθορίζει τη γραμμική ταχύτητα του οχήματος στην οποία θα γίνεται η κάθε αλλαγή σχέσης (Σχήμα 2.20).



Σχήμα 2.19 - Απεικόνιση εικονικού οδηγού στο περιβάλλον του GT-Power

Edit Object: gear00

Template: TransShiftStgy

Object: gear00

Comment:

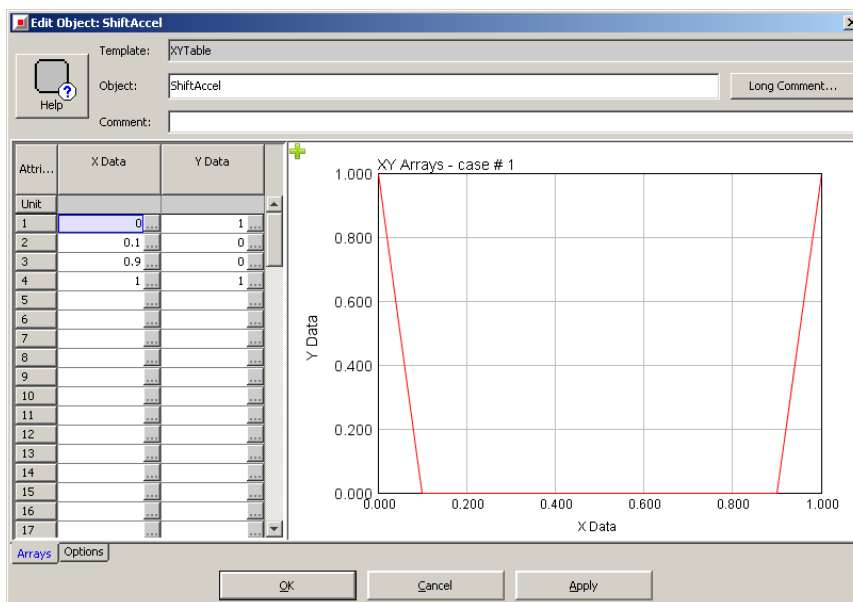
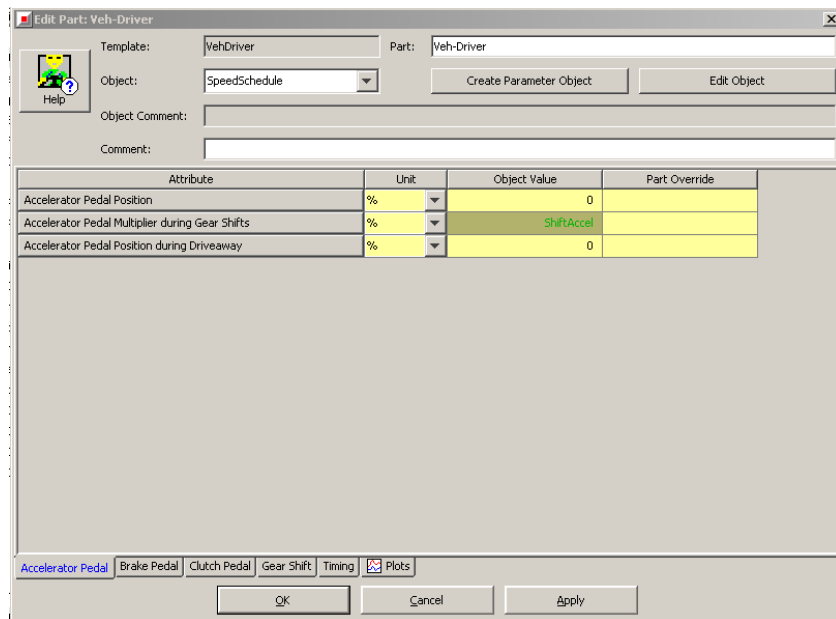
Attribute	Unit	Gear #1	Gear #2	Gear #3	Gear #4	Gear #5	Gear #6
Gear Number		1	2	3	4	5	6
Vehicle Speed at Gear Up-Shifts	km/hr	ign ...	15 ...	30 ...	45 ...	65 ...	80 ...
Vehicle Speed at Gear Down-Shifts	km/hr	ign ...	8 ...	20 ...	35 ...	55 ...	70 ...

Main Gears

OK Cancel Apply

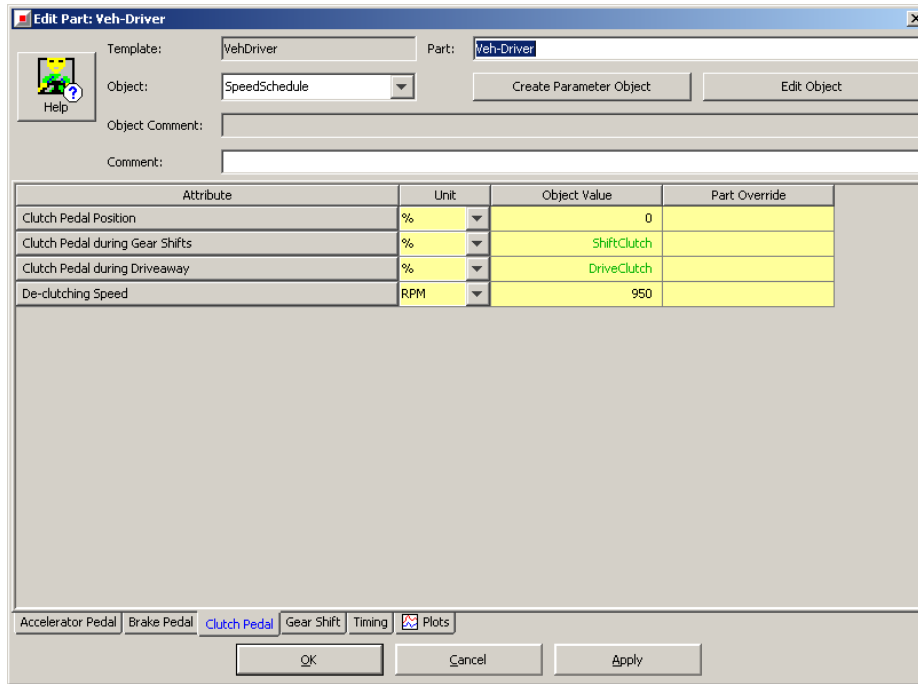
Σχήμα 2.20 - Παράθυρο εισαγωγής αλλαγών ταχυτήτων στο περιβάλλον του GT-Power

Όπως θα φανεί και από το τελικό Σχήμα 2.29, ο οδηγός “βλέπει” και κατά συνέπεια συνδέεται στο GT-Power, όπως και ένας πραγματικός μόνο με το πεντάλ επιτάχυνσης (accelerator pedal), φρένο (brake pedal), συμπλέκτη τριβής (clutch pedal) και κιβώτιο ταχυτήτων. Για το λόγο αυτό μέσω των παραθύρων εισαγωγής των χαρακτηριστικών του εικονικού οδηγού στο GT-Power συμπληρώθηκαν διαφορετικοί χάρτες που προσομοιώνουν έναν πραγματικό οδηγό. Αναλυτικά, όσον αφορά το «γκάζι» εισάγεται ένας χάρτης της συμπεριφοράς του κατά τη διάρκεια των αλλαγών σχέσης (**shiftaccel**) που απεικονίζεται στο Σχήμα 2.21.

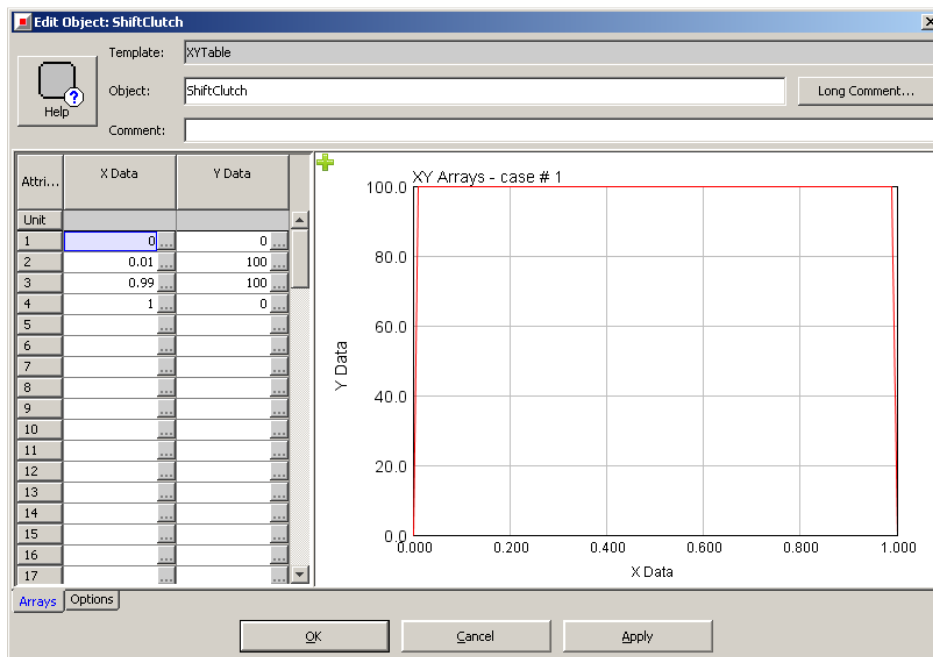


Σχήμα 2.21 – Παράθυρο εισαγωγής και απεικόνιση του χάρτη αλλαγών σχέσης στο περιβάλλον του GT-Power

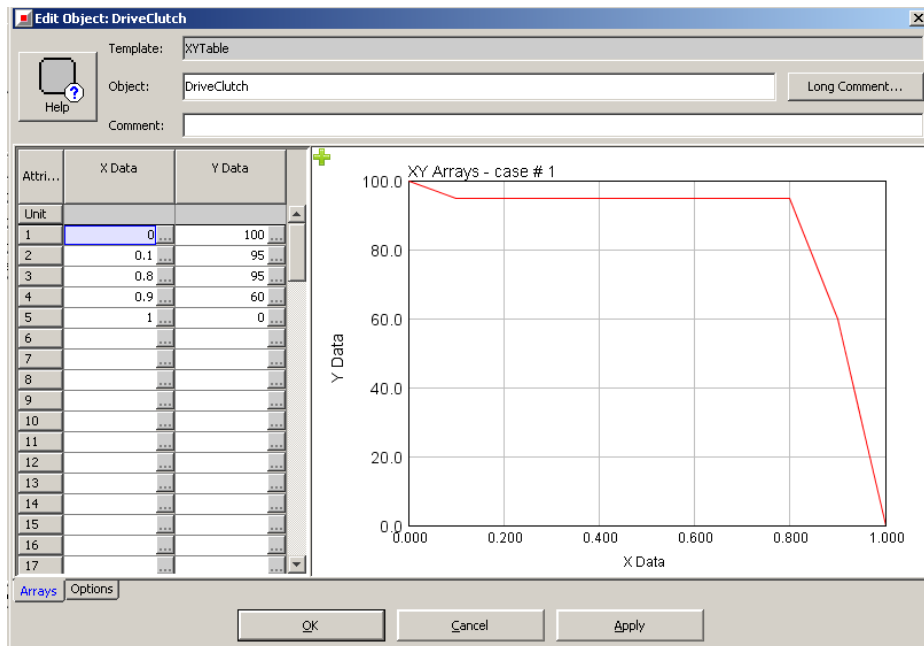
Αντίστοιχα, στο συμπλέκτη τριβής εισάγονται δύο χάρτες που απεικονίζουν την συμπεριφορά του στις περιπτώσεις αλλαγής ταχύτητας (shiftclutch) και εκκίνησης (driveclutch) αντίστοιχα και παρουσιάζονται στα Σχήματα 2.22 έως 2.24.



Σχήμα 2.22 - Παράθυρο εισαγωγής των χαρτών του συμπλέκτη τριβής



Σχήμα 2.23 - Απεικόνιση του χάρτη συμπεριφοράς του συμπλέκτη κατά τη διάρκεια αλλαγής ταχύτητας στο περιβάλλον του GT-Power



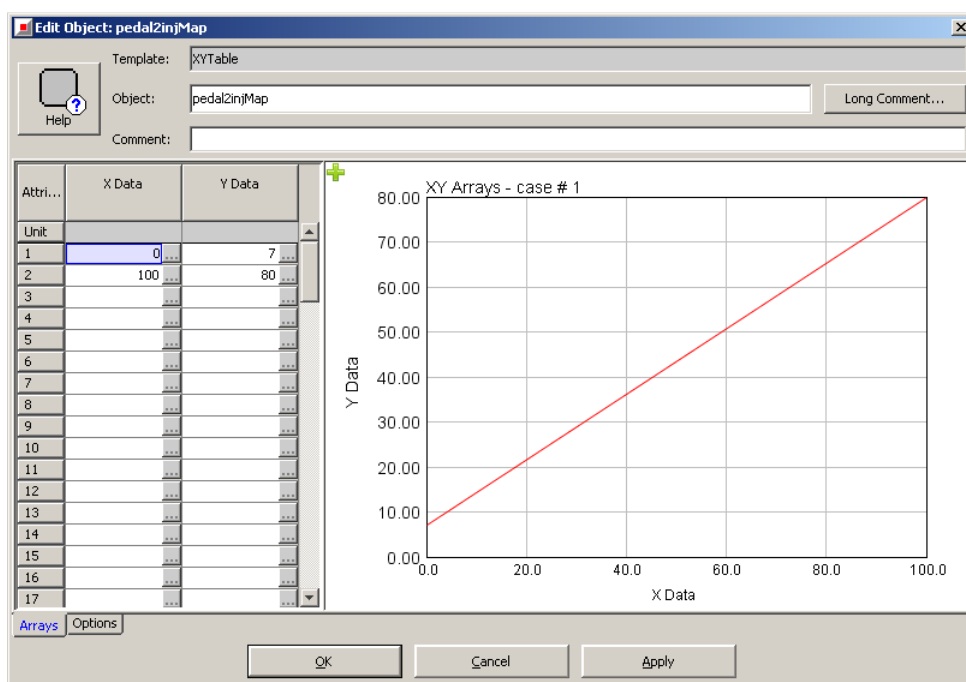
Σχήμα 2.24 - Απεικόνιση του χάρτη συμπεριφοράς του συμπλέκτη κατά τη διάρκεια της εκκίνησης

Τέλος, εισάγονται κάποια στοιχεία σχετικά με τη χρονική διάρκεια των φαινομένων της εκκίνησης και της αλλαγής ταχύτητας (Σχήμα 2.25).

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Duration of Driveaway Event	sec	3	
Duration of Gear Shifting Event	sec	0.5	
Gear Shift Timing-Fraction of Gear Event Duration	fraction	ign	
Minimum Interval Between Subsequent Gear Shifts	sec	ign	

Σχήμα 2.25 - Παράθυρο εισαγωγής στοιχείων χρονικής διάρκειας εκκίνησης και αλλαγών ταχυτήτων στο περιβάλλον του GT-Power

Πρέπει επίσης να αναφερθεί και η δημιουργία του χάρτη που απεικονίζει την εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου ανάλογα με το φορτίο σε ποσοστό %, δηλαδή ουσιαστικά ανάλογα με το “πάτημα” του πεντάλ επιτάχυνσης. Λαμβάνοντας υπ’ όψιν ρεαλιστικές συνθήκες λειτουργίας καθώς επίσης και εμπειρικά στοιχεία, προέκυψε το διάγραμμα στο Σχήμα 2.26, στο οποίο στον οριζόντιο άξονα X τοποθετείται το φορτίο (%) ενώ στον κατακόρυφο άξονα Y τοποθετείται η εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου σε mg/cycle. Είναι χαρακτηριστικό ότι ο συγκεκριμένος χάρτης συνδέεται μέσω κατάλληλου ενεργοποιητή στους εγχυτήρες των έξι κυλίνδρων του κινητήρα αλλά και στον εικονικό οδηγό. Η συμπλήρωση του χάρτη αυτού γίνεται με τέτοιο τρόπο έτσι ώστε στην άφορτη λειτουργία οι στροφές να διατηρούνται περίπου στις 1000 rpm (Σχήμα 2.26).



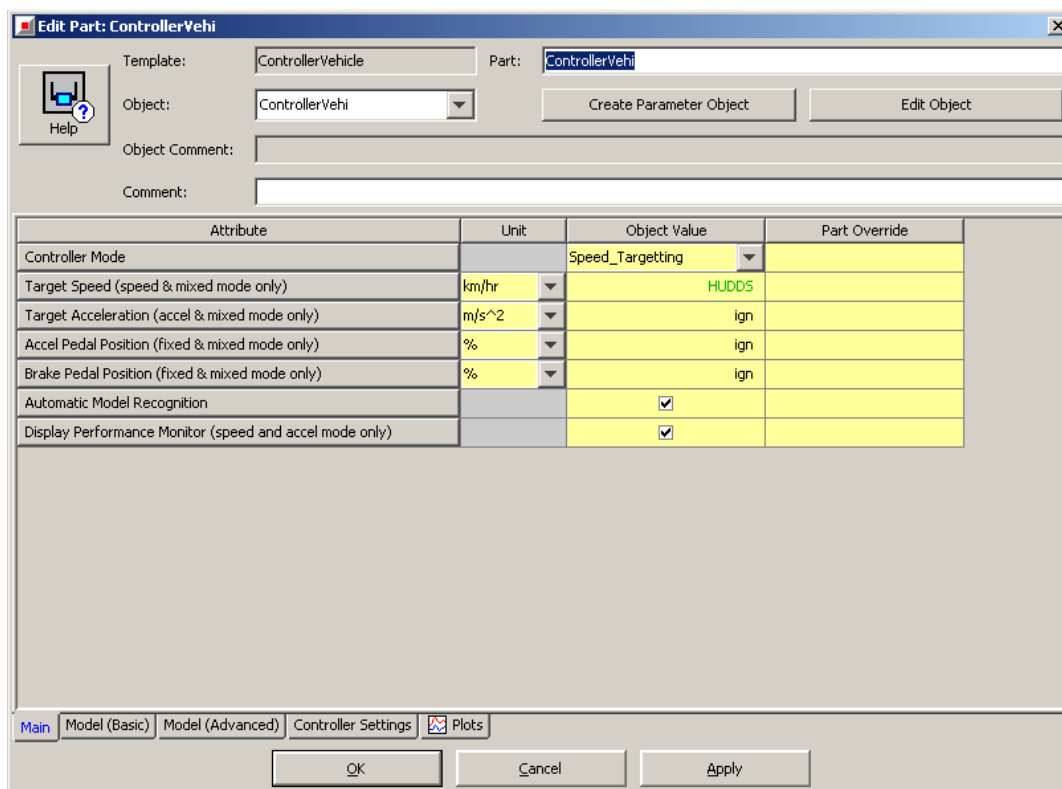
Σχήμα 2.26 - Χάρτης εγχυόμενου καυσίμου ανάλογα με το πάτημα του πεντάλ επιτάχυνσης στο περιβάλλον του GT-Power

Στο σημείο αυτό πρέπει να γίνει ανάλυση των διαφόρων τμημάτων, που χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο και για την εύρυθμη λειτουργία του υπό μελέτη μοντέλου, έτσι ώστε να το όχημα να ακολουθεί με ικανοποιητική ακρίβεια και ρεαλιστικά τους επιλεγμένους Κύκλους Πόλης.

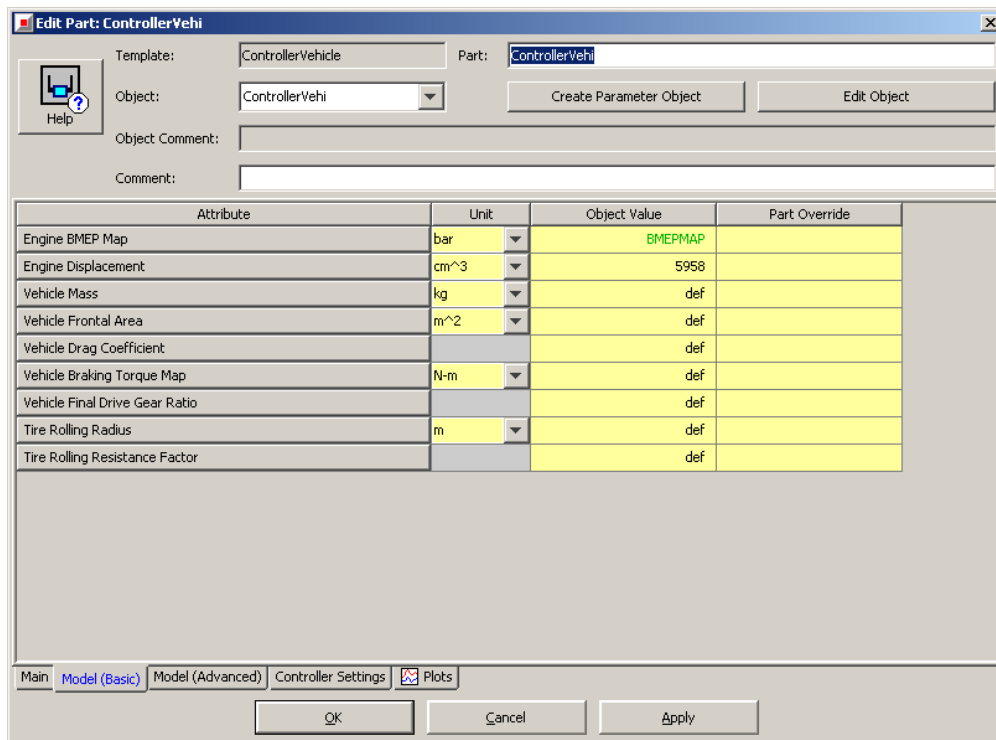
Ελεγκτής οχήματος (controller vehicle)

Ο ελεγκτής του οχήματος είναι καθοριστικής σημασίας για τη λειτουργία του μοντέλου, καθώς αποτελεί έναν απλοποιημένο εγκέφαλο που λαμβάνει δεδομένα από την κατάσταση του οχήματος και “πατά” στον επιθυμητό βαθμό το πεντάλ επιτάχυνσης ή το φρένο αντίστοιχα, ώστε το όχημα να μπορεί να ακολουθήσει ένα συγκεκριμένο προφίλ ταχύτητας, που στη παρούσα περίπτωση είναι ένας μεταβατικός Κύκλος Πόλης.(Σχήματα 2.27 και 2.28)

Επίσης, βασικό χαρακτηριστικό του αποτελεί ο χάρτης της μέσης πραγματικής πίεσης (bmer Map) του κινητήρα που για τη συμπλήρωσή του απαιτείται το “ τρέξιμο” του κινητήρα αποσυνδεδεμένο από το όχημα σε διάφορα σενάρια στροφών και φορτίου με τιμές από 500-3000 rpm και 0-100% αντίστοιχα. Προκύπτουν έτσι πολλά διαφορετικά σενάρια με όλους τους συνδυασμούς στροφών και φορτίου και από την ολοκλήρωσή τους κατασκευάζεται ο παραπάνω χάρτης.



Σχήμα 2.27 - Παράθυρο εισαγωγής του επιλεγμένου Κύκλου Πόλης στο περιβάλλον του GT-Power

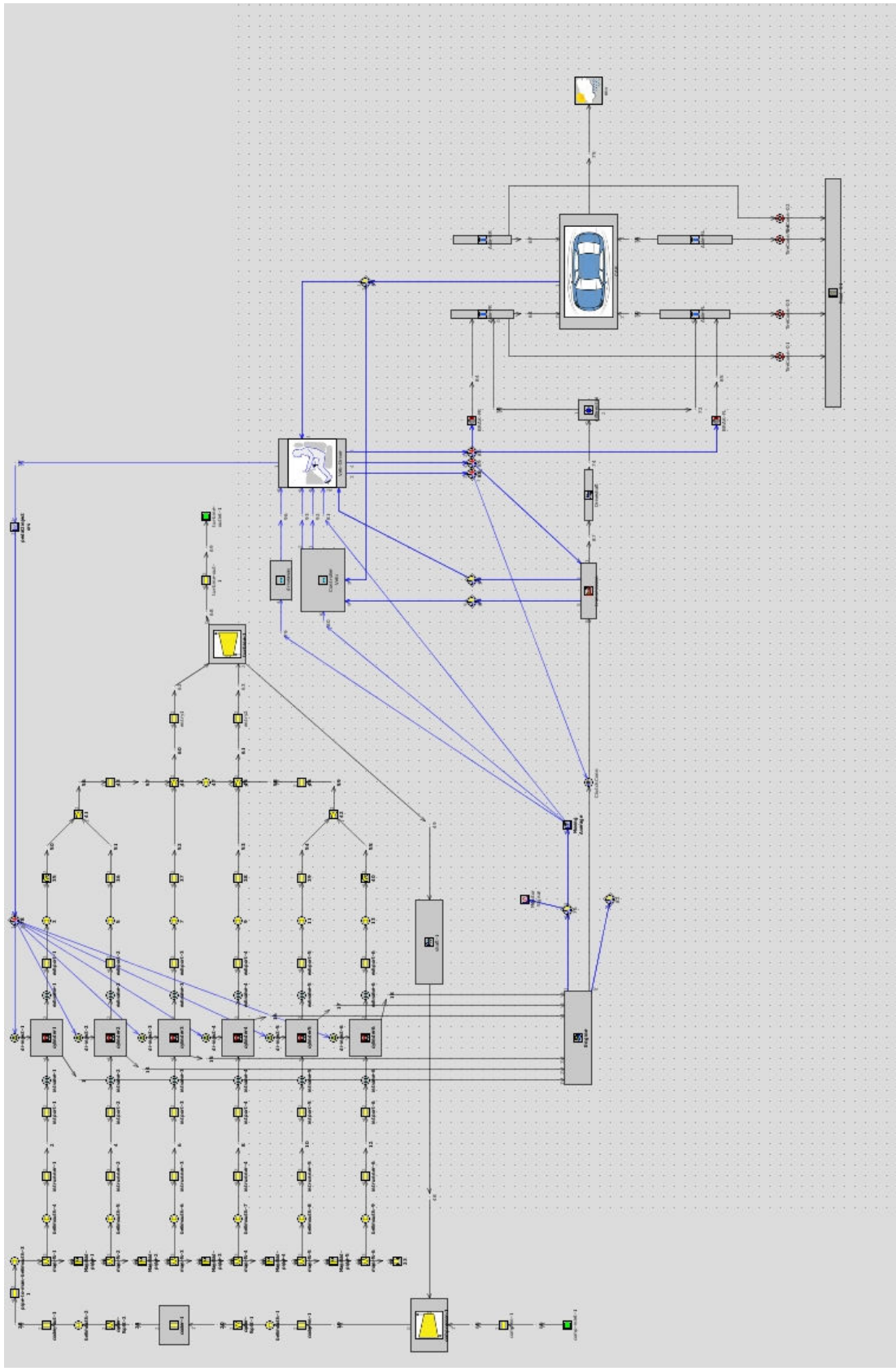


Σχήμα 2.28 - Παράθυρα εισαγωγής του χάρτη της μέσης πραγματικής πίεσης και του συνολικού όγκου εμβολισμού του κινητήρα στο περιβάλλον του GT-Power

Ελεγκτής Εκκίνησης (driveaway)

Είναι κάτι αντίστοιχο με τον ελεγκτή οχήματος αλλά αφορά μόνο την περίπτωση της εκκίνησης και μόνο τότε ενεργοποιείται και επικοινωνεί με τον εικονικό οδηγό.

Υλοποιώντας όλα τα παραπάνω βήματα, προέκυψε τελικά η ολοκληρωμένη διάταξη του μοντέλου οχήματος που απεικονίζεται στο Σχήμα 2.29.



Σχήμα 2.29 - Ολοκληρωμένη εικόνα του μοντέλου οχήματος και του συστήματος μετάδοσης κίνησης και η σύνδεση του με τον κινητήρα Diesel στο περιβάλλον του GT-Power

Κλείνοντας το Κεφάλαιο αυτό, κρίνεται απαραίτητη η παρουσίαση της κεντρικής ιδέας της λειτουργίας του σχεδιασμένου μοντέλου που αναλύθηκε εκτενώς παραπάνω, για καλύτερη εποπτεία του. Έτσι η λειτουργία του μοντέλου οχήματος συνοψίζεται στα εξής:

Ο εικονικός οδηγός διαθέτει τρεις διαφορετικές καταστάσεις: 1) εκκίνηση, 2) αλλαγή ταχύτητας και 3) κανονική οδήγηση.

- Ο εικονικός οδηγός λαμβάνει το σήμα από το διεγερμένο πεντάλ επιτάχυνσης (accelerator pedal) και φρένου (brake pedal) από τον ελεγκτή οχήματος (controller vehicle) και επενεργεί αυτός στο πεντάλ επιτάχυνσης, φρένου και κιβώτιο ταχυτήτων ανάλογα με τις ανάγκες και την κατάσταση στην οποία βρίσκεται.
- Αν βρίσκεται σε κατάσταση **εκκίνησης**, ο οδηγός αγνοεί την είσοδο σήματος από τον ελεγκτή οχήματος και ακολουθεί την είσοδο του σήματος από τον ελεγκτή εκκίνησης (driveaway) (Σχήμα 2.29).
- Αντίστοιχα, αν βρίσκεται σε κατάσταση **αλλαγής ταχύτητας** ο οδηγός αγνοεί τις εισόδους των δύο προαναφερόμενων ελεγκτών οχήματος και εκκίνησης αντίστοιχα και επενεργεί στο πεντάλ επιτάχυνσης και το συμπλέκτη τριβής σύμφωνα με τους χάρτες που διαθέτει (Σχήμα 2.29).
- Τέλος, στην περίπτωση της **κανονικής οδήγησης**, ο οδηγός ακολουθεί την είσοδο σήματος από τον ελεγκτή οχήματος (controller vehicle) (Σχήμα 2.29).

Όσον αφορά στη γενική πορεία εργασίας, μετά την ολοκλήρωση της μοντελοποίησης του οχήματος και της κατάλληλης σύνδεσής του με τον κινητήρα Diesel (Σχήμα 2.29), το μοντέλο «έτρεξε» στα πλαίσια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS βαρέων οχημάτων. Στη συνέχεια ακολούθησε κατάλληλη επεξεργασία των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από το υπολογιστικό πακέτο GT-Power, με σκοπό την μελέτη της απόκρισης του οχήματος καθώς και την εκτίμηση των εκπεμπόμενων ρύπων (NO_x και αιθάλη), που παρουσιάζονται εκτενώς στα Κεφάλαια 4 και 5 της παρούσας εργασίας.

Ενδεικτικά αναφέρεται ότι για το «τρέξιμο» του Κύκλου απαιτείται χρονικό διάστημα 3,5-4,5 ωρών για τον υπό μελέτη 6-κύλινδρο κινητήρα, ενώ ο χρόνος για τον 12-κύλινδρο κινητήρα φυσικής αναπνοής (που θα αναλυθεί στην Παράγραφο 5.5) ανεβαίνει στις 8,5 ώρες.

Κεφάλαιο 3

Μεταβατικοί Κύκλοι Πόλης- Κύκλος UDDS Βαρέων Οχημάτων

3.1 Μεταβατικοί Κύκλοι

3.1.1 Γενικά

Από τη δεκαετία του '80, τα οχήματα (με κινητήρα Diesel) ξεκίνησαν να εξετάζονται ως προς τις εκπομπές των καυσαερίων τους. Για την έγκρισή τους, δηλαδή, είναι απαραίτητη η χρήση τυποποιημένων μεταβατικών δοκιμών (Μεταβατικοί Κύκλοι). Κύρια χαρακτηριστικά των δοκιμών αυτών αποτελούν τόσο η μακρά διάρκεια (μέχρι 30 λεπτά) όσο και οι αλλαγές ταχύτητας και φορτίων κάτω από ποικίλες συνθήκες λειτουργίας. Ένας Μεταβατικός Κύκλος Πόλης (Transient Driving Cycle) περιλαμβάνει μια ακολουθία «δοκιμαστικών» σημείων, καθένα από τα οποία ορίζει μια ταχύτητα οχήματος που το όχημα πρέπει να ακολουθήσει κατά τη δοκιμή ή μια καθορισμένη ταχύτητα ή ροπή στις οποίες πρέπει να δοκιμαστεί ο κινητήρας κάτω από μεταβατικές συνθήκες. Τα δοκιμαστικά σημεία είναι διαιρεμένα σε χρονικά βήματα, συνήθως δευτερόλεπτα, κατά τη διάρκεια των οποίων η

επιτάχυνση θεωρείται σταθερή. Μια τέτοιου είδους τυποποίηση κρίνεται απαραίτητη έτσι ώστε να είναι εφικτή η σύγκριση διαφορετικών οχημάτων ή κινητήρων που πραγματοποιούν την ίδια λειτουργία. Παρόλο που οι Μεταβατικοί Κύκλοι εισήχθησαν αρχικά για την τυποποίηση εκπομπών ρύπων σε εφαρμογές αυτοκίνησης, πρόσφατα έχουν προταθεί και ειδικοί δοκιμαστικοί κύκλοι για κινητήρες με χρήση εκτός δρόμου (non-road engines).

Προκειμένου οι μετρήσεις των εκπομπών να είναι αντιπροσωπευτικές της πραγματικής λειτουργίας των κινητήρων, οι Μεταβατικοί Κύκλοι Δοκιμής ενσωματώνουν όλες ή κάποιες από τις παρακάτω συνθήκες οδήγησης:

- ψυχρή και θερμή εκκίνηση
- συχνές επιταχύνσεις και επιβραδύνσεις
- μεταβολές του φορτίου
- συνθήκες άφορτης λειτουργίας (“ρελαντί”) χαρακτηριστικές του αστικού κύκλου οδήγησης
- οδήγηση σε αυτοκινητόδρομο

Κατά την εφαρμογή ενός Μεταβατικού Κύκλου για τη δοκιμή νέων οχημάτων, πραγματοποιούνται δοκιμές σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα και όχι μόνο στα σημεία λειτουργίας μέγιστης ισχύος ή ροπής. Επιπρόσθετα, λαμβάνονται υπ’ όψιν οι έντονες ανακολουθίες που παρατηρούνται σε χρονικές στιγμές απότομης επιτάχυνσης και στις οποίες οι εκπομπές αέριων ρύπων και στερεών σωματιδίων ξεπερνούν στιγμιαία κατά πολύ τα προβλεπόμενα όρια.

Βεβαίως, το φαινόμενο αυτό παρατηρείται εντονότερα σε στροβιλο-υπερπληρωμένους κινητήρες και οφείλεται κυρίως στο φαινόμενο της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή γνωστό και ως turbocharger lag (το φαινόμενο αυτό αναλύεται στο Κεφάλαιο 4). Πρέπει, όμως στο σημείο αυτό να σημειωθεί πως ο πρωταρχικός στόχος της διαδικασίας ενός Μεταβατικού Κύκλου είναι ο προσδιορισμός της **συνολικής** ποσότητας εκπομπών παρά να υποδειχθούν τα σημεία ή οι συνθήκες όπου αυτές οι εκπομπές δημιουργούνται. Επιπλέον, οι θεσμοθετημένοι Κύκλοι Δοκιμής υποθέτουν ευθείς δρόμους με μηδενική κλίση, κατά συνέπεια δεν υπάρχει αναφορά στην αντίστοιχη ροπή αντίστασης που εξαρτάται από την κλίση του οδοστρώματος (F_{gr} στην Παράγραφο 2.3).

Οι Μεταβατικοί Κύκλοι απαιτούν ιδιαίτερα περίπλοκες πειραματικές εγκαταστάσεις (πλήρως αυτοματοποιημένες, με ηλεκτρονικά ελεγχόμενο δυναμόμετρο, συσκευές ανάλυσης καυσαερίων με γρήγορη απόκριση, σήραγγες αραίωσης κ.λπ.) προκειμένου να υπάρχει ακριβής αναπαράσταση, καθώς και σύνθετα υπολογιστικά μοντέλα για την προσομοίωση αυτών. Σε πολλές χώρες του κόσμου έχουν αναπτυχθεί Μεταβατικοί Κύκλοι για τον έλεγχο των εκπομπών των οχημάτων τους. Οι Κύκλοι αυτοί διακρίνονται σε δύο κατηγορίες: ελαφρού τύπου οχημάτων (light-duty vehicles) και βαρέος τύπου οχημάτων και κινητήρων (heavy-duty vehicles/engines)

Τα επιβατικά αυτοκίνητα και τα ελαφρού τύπου εμπορικά οχήματα υποβάλλονται συνήθως σε δυναμομέτρηση σύμφωνα με ένα Κύκλο Δοκιμής που συσχετίζει την ταχύτητα του οχήματος με το χρόνο και τα αποτελέσματα των εκπεμπόμενων ρύπων εκφράζονται σε g/km. Αντίθετα στα βαρέος τύπου οχήματα στα οποία η δυναμομέτρηση ολόκληρου του οχήματος είναι πολύ πιο δύσκολη, η διαδικασία πιστοποίησης των εκπομπών βασίζεται συνήθως σε ένα κύκλο κινητήρα (engine dynamometer). Αυτός πραγματοποιείται σε μία πέδη δοκιμής κινητήρων, όπου ο υπό μελέτη κινητήρας ακολουθεί μία καθορισμένη διαδικασία Κύκλου που συσχετίζει ταχύτητα περιστροφής ή ροπή με το χρόνο, και τα αποτελέσματα της δοκιμής εκφράζονται συνήθως σε g/kWh.

3.1.2 Δυναμόμετρα

Το δυναμόμετρο είναι μια συσκευή που επιτρέπει την εφαρμογή ελεγχόμενης ταχύτητας και συνθηκών φορτίων σε ένα κινητήρα ή όχημα. Τα δυναμόμετρα μπορούν να διαχωριστούν σε δύο κατηγορίες:

- Δυναμόμετρα πλαισίων, για τη δοκιμή των οχημάτων
- Δυναμόμετρα κινητήρων, για τη δοκιμή των κινητήρων

Στα **δυναμόμετρα πλαισίων** (chassis dynamometer) ολόκληρο το όχημα τοποθετείται στους κυλίνδρους έλξης, στους οποίους οδηγούνται οι κινητήριοι τροχοί του οχήματος και χειρίζεται από έναν οδηγό. Ένα επιβατικό αυτοκίνητο

σε ένα πεδίο δοκιμών δυναμόμετρου πλαισίου παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.1. Το όχημα δένεται στο πάτωμα και στις δύο άκρες του για να αποτραπεί η μετακίνησή του. Τα καυσαέρια συλλέγονται μέσω του συστήματος δειγματοληψίας. Μια οθόνη υπολογιστή ορατή μέσα από το μπροστινό τζάμι του αυτοκινήτου παρέχει τις πληροφορίες ταχύτητας στον οδηγό, ο οποίος καλείται να ακολουθήσει τον καθορισμένο Κύκλο Δοκιμής με όσο το δυνατόν μεγαλύτερη ακρίβεια.

Ο στόχος του δυναμόμετρου είναι να προσομοιάσει το φορτίο κατά την κίνηση του οχήματος στο δρόμο (Παράγραφος 2.2) και τη μαζική ροπή αδράνειας του οχήματος. Για την προσομοίωση της αντίστασης των επιταχύνσεων και επιβραδύνσεων του οχήματος F_b γίνεται χρήση μάζας κατάλληλης μαζικής ροπής αδράνειας (στον άξονα των κυλίνδρων έλξης).

Τα δυναμόμετρα πλαισίων χρησιμοποιούνται συνήθως για τη δοκιμή των επιβατικών αυτοκινήτων και άλλων ελαφρού τύπου οχημάτων. Σε ορισμένες περιπτώσεις εφαρμόζονται και σε οχήματα βαρέος τύπου (Η.Π.Α.), όπως στην περίπτωση που αναλύεται στην παρούσα διπλωματική εργασία.



Σχήμα 3.1 - Επιβατικό αυτοκίνητο στο δυναμόμετρο πλαισίων

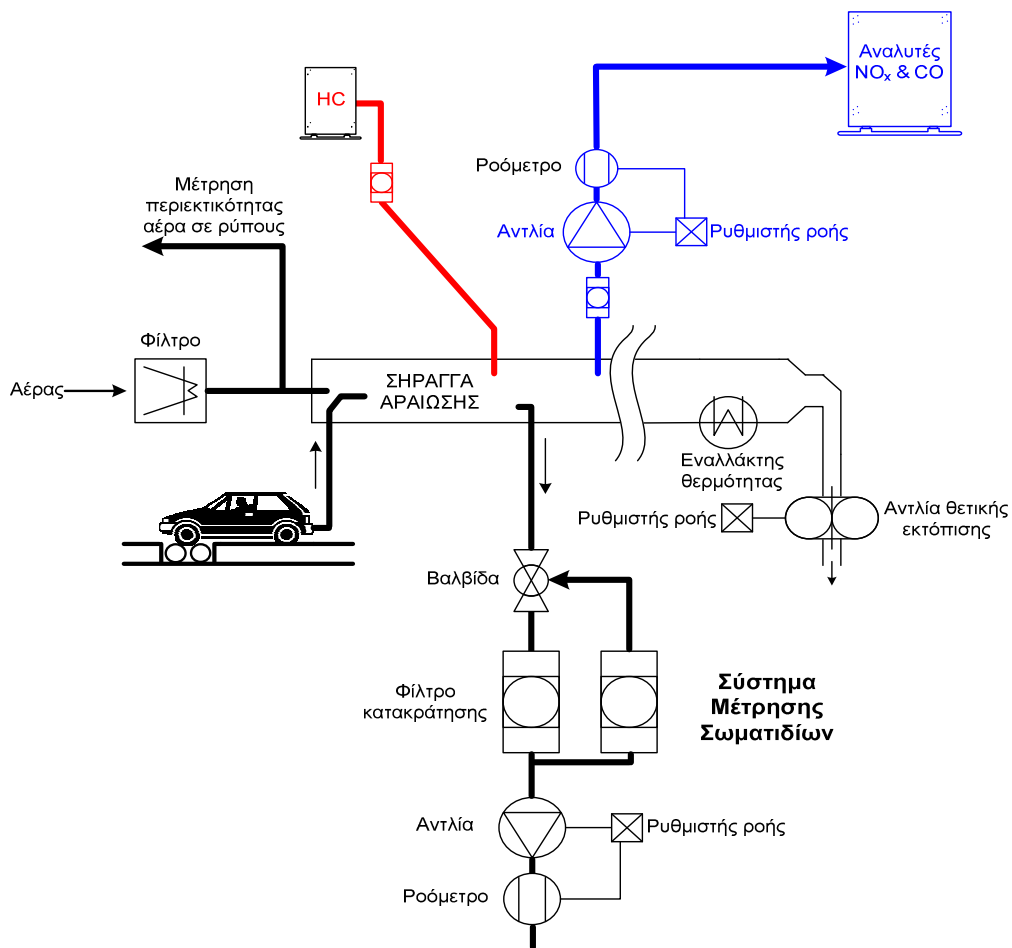
Στα **δυναμόμετρα κινητήρων** (engine dynamometer) ο κινητήρας συνδέεται άμεσα σε μία πέδη. Σε αυτήν τη διαμόρφωση, το δυναμόμετρο πρέπει να μιμηθεί τη συμπεριφορά ολόκληρου του οχήματος καθώς και του συστήματος μετάδοσης, συμπεριλαμβανομένης της εξαιρετικά γρήγορης απόκρισης ροπής και ταχύτητας κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας. Ηλεκτρικά δυναμόμετρα (συνεχούς ή εναλλασσόμενου ρεύματος) απαιτούνται για τους Κύκλους Δοκιμής που περιλαμβάνουν τμήματα ετεροκίνησης, όπου το δυναμόμετρο «οδηγεί» τον κινητήρα, όπως στον Αμερικανικό Μεταβατικό Κύκλο FTP ή στον Ευρωπαϊκό ETC. Τα δυναμόμετρα κινητήρων χρησιμοποιούνται συνήθως για τη δοκιμή των βαρέος τύπου κινητήρων.

3.1.3 Γενικά περί μετρήσεων εκπομπών ρύπων κατά τη διάρκεια των Μεταβατικών Κύκλων

Η διαδικασία μέτρησης των καυσαερίων που χρησιμοποιείται κατά τη διάρκεια των Μεταβατικών Κύκλων είναι η τεχνική της δειγματοληψίας σταθερού όγκου **CVS (constant volume sampling)** που φαίνεται και στο Σχήμα 3.2. Η μέθοδος αυτή έχει γίνει αποδεκτή από την ισχύουσα νομοθεσία σε πολλές χώρες ως η επίσημα αναγνωρισμένη μεθοδολογία δειγματοληψίας για την πιστοποίηση των ελαφρών και βαρέων κινητήρων/οχημάτων. Στην περίπτωση πιστοποίησης επιβατικών ή οχημάτων ελαφρού τύπου, οι εγκαταστάσεις CVS συνδυάζονται με την ύπαρξη δυναμόμετρου πλαισίου.

Η διαδικασία CVS συνίσταται στην αραίωση της ολικής ποσότητας ανεπεξέργαστου καυσαερίου με καθαρό αέρα περιβάλλοντος σε μία σήραγγα αραίωσης (dilution tunnel). Η αραίωση γίνεται προκειμένου να αποφευχθεί οποιαδήποτε συμπύκνωση υδρατμών στην εγκατάσταση. Η ανάμειξη αυτή γίνεται με τη χρήση μιας περιστροφικής αντλίας θετικής εκτόπισης ή αντλία κενού κρίσιμης ροής “Venturi”, η οποία αναρροφά το ισχυρώς αραιωμένο σε αέρα καυσαέριο με μια σταθερή παροχή όγκου, την οποία και μετρά. Η σταθερή ροή διευκολύνει τον ακριβή υπολογισμό των εκπομπών με βάση τη μάζα τους. Προαιρετικά, μπορεί να εγκατασταθεί και ένας εναλλάκτης θερμότητας για αναλογική δειγματοληψία σωματιδίων και για τον καθορισμό

της ροής. Η κυρίως σήραγγα είναι ένας θερμαινόμενος ανοξειδωτος σωλήνας από ασάλι και πρέπει να έχει αρκετό μήκος έτσι ώστε να επιτρέπει πλήρη ανάμειξη του καυσαερίου με τον αέρα. Η διάμετρος της σήραγγας εξαρτάται από την ροή των καυσαερίων και είναι αρκετά μικρή για προκαλεί τυρβώδη ροή ($Re > 4000$). Για βαρέος τύπου κινητήρες Diesel είναι της τάξης των 250 έως 300 mm. Η ποσότητα του αραιωμένου αέρα πρέπει να είναι αρκετή για ψύχει το μίγμα καυσαερίου-αέρα σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα και σε θερμοκρασία χαμηλότερη από 325 K.



Σχήμα 3.2 - Τυπικό σύστημα δειγματοληψίας σταθερού όγκου CVS με αντλία θετικής εκτόπισης για την πιστοποίηση των οχημάτων [6]

Κατά τη φάση των μετρήσεων, αντλούνται δείγματα αερίων από τη σήραγγα αραιώσεως στο σημείο όπου το καυσαέριο είναι εντελώς αναμειγμένο με το διάλυμα αέρα (τυπικά ≥ 10 διάμετροι σήραγγας από το σημείο όπου και οι δύο ροές εισάγονται στη σήραγγα). Ένα μικρό κλάσμα της

ροής CVS (π.χ. 1%) υφίσταται δειγματοληψία σε σάκο από τεφλόν με όγκο ~100 lt. Πριν την είσοδο των αερίων στην αντλία για να εξέλθουν στην ατμόσφαιρα, τα αέρια ψύχονται σε εναλλάκτη θερμότητας μέχρι θερμοκρασία περιβάλλοντος ± 5 °C, ώστε η πυκνότητά τους να είναι σταθερή. Έτσι και η παροχή μάζας μέσω της αντλίας είναι σταθερή αφού και η παροχή όγκου διαμέσου αυτής είναι σταθερή. Μετά τη δοκιμή, οι συγκεντρώσεις των αερίων στα δείγματα μετρώνται μέσω ενός αναλυτή καυσαερίων.

Η διαδικασία που αναφέρθηκε προηγουμένως για τη μέτρηση των CO, HC και NO_x ισχύει τόσο για κινητήρες Otto όσο και για κινητήρες Diesel με εξαίρεση τη μέτρηση των HC, όπου στους κινητήρες Diesel λόγω του βαρύτερου καυσίμου που χρησιμοποιείται, τα καυσαέρια περιέχουν HC με σχετικά υψηλό σημείο υγροποίησης. Έτσι εάν γινόταν η συλλογή τους σε σάκου θα υπήρχε σημαντική συμπύκνωση των HC στα τοιχώματα των σάκων με αποτέλεσμα λανθασμένη μέτρηση. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιείται ένας θερμαινόμενος σωλήνας δειγματοληψίας όπου αντλείται μικρή ποσότητα δείγματος, η οποία στη συνέχεια οδηγείται στον αντίστοιχο αναλυτή.

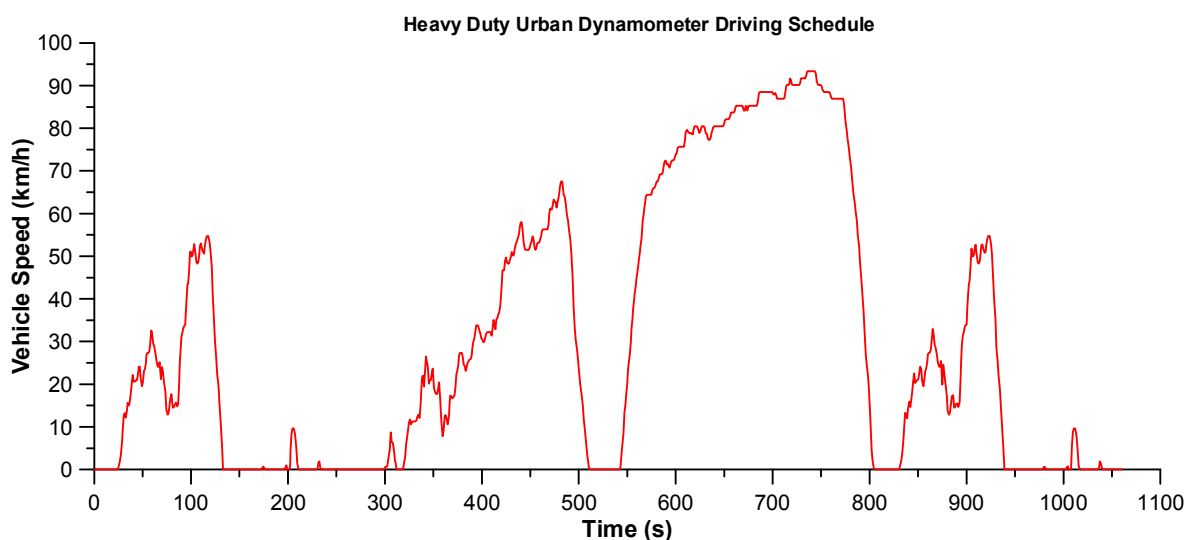
Για τη μέτρηση των σωματιδίων, ένα δείγμα της συνολικής ροής από τη σήραγγα ανάμειξης εξάγεται και περνά είτε κατευθείαν ή μέσω δεύτερης ανάμειξης στο σύστημα δειγματοληψίας σωματιδίων, όπου τα σωματίδια συλλέγονται με φίλτρα από fiber-glass επικαλυμμένα με τεφλόν. Για την εξασφάλιση της δυνατότητας να επιτευχθεί η μέτρηση ασταθών συστατικών που απορροφώνται από το φίλτρο, είναι απαραίτητο το φίλτρο να επέρχεται σε ισορροπία σε ορισμένη θερμοκρασία και επίπεδο υγρασίας. Η εκπομπή σωματιδίων καθορίζεται από την ολική μάζα που συλλέγεται στα φίλτρα κατά τη διάρκεια του Μεταβατικού Κύκλου. Από τα σωματίδια που έχουν συλλεγεί μετράται η αιθάλη και το οργανικό κλάσμα το οποίο έχει επικίνδυνα χαρακτηριστικά για την υγεία των ζωντανών οργανισμών.

Για σύγκριση με τα όρια των προτύπων, υπολογίζεται μια μέση τιμή κατά το Μεταβατικό Κύκλο (g/test ή g/km ή g/kWh) και για τις δύο εκπομπές, αέριες και σωματιδίων. Η χρήση του συστήματος CVS απαιτεί μεγάλο χώρο και κόστος. Είναι φανερό ότι με αυτή την μεθοδολογία, ο υπολογισμός της συνολικής ποσότητας καυσαερίων επιτυγχάνεται χωρίς υπόδειξη ούτε των προσωρινών σημείων μεγιστοποίησης των εκπομπών (overshoots) ούτε και

του χρονικού «παραθύρου» στη δοκιμή, όπου οι εκπομπές κυρίως δημιουργούνται.

3.2 Ο Αμερικανικός Κύκλος Πόλης UDDS βαρέων οχημάτων

Ο κύκλος **Urban Dynamometer Driving Schedule (UDDS)** βαρέων οχημάτων ή αλλιώς **Heavy Duty Urban Dynamometer Driving Schedule (HUDDS)** είναι ένας Κύκλος οδήγησης οχήματος δυναμόμετρου πλαισίου (chassis dynamometer driving schedule), που αναπτύχθηκε από την Αμερικανική EPA (Environmental Protection Agency) για τα βαρέος τύπου οχήματα σε εφαρμογές εντός Πόλης [11,12]. Ο κύκλος Πόλης UDDS ήταν η βάση για την ανάπτυξη του Μεταβατικού Κύκλου Πόλης δυναμόμετρου κινητήρα (**FTP- transient engine dynamometer cycle**).



Σχήμα 3.3 - Ταχύτητα οχήματος συναρτήσεσι του χρόνου κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS βαρέων οχημάτων

Τα παρακάτω στοιχεία αποτελούν κάποιες από τις χαρακτηριστικές παραμέτρους του εν λόγω Κύκλου Πόλης /Οδήγησης που φαίνεται επίσης και στο Σχήμα 3.3.

- Διάρκεια: 1060 s
- Συνολική διανυόμενη απόσταση: 8.9 km (5.55 mi)
- Μέση ταχύτητα : 30.4 km/h (18.86 mi/h)
- Μέγιστη ταχύτητα : 93.3 km/h (58 mi/h)

Κεφάλαιο 4

Μελέτη Απόκρισης και Εκπομπών Καυσαερίων κατά τη Διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS

4.1 Εισαγωγή

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη της απόκρισης και των εκπομπών ρύπων οχημάτων βαρέος τύπου κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS. Ο Κύκλος αυτός επιλέχθηκε, καθώς αποτελεί το μοναδικό θεσμοθετημένο Κύκλο Δυναμόμετρου Πλαισίου για βαρέος τύπου οχήματα, και δεν υπάρχει κάποιος όμοιος του Ευρωπαϊκός που θα ήταν προτιμητέος. Έτσι, επιλέχθηκε σε πρώτο στάδιο η προσομοίωση της λειτουργίας ενός οχήματος μέσω του υπολογιστικού πακέτου GT-Power, που σε όλη την έκταση της εργασίας θα καλείται **ονομαστικό (nominal)** και του οποίου τα αποτελέσματα τόσο σε θέματα απόκρισης του κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης όσο και σε θέματα εκπομπών ρύπων (οξειδίων του αζώτου και αιθάλης) θα παρουσιαστούν στο Κεφάλαιο αυτό. Το εν λόγω όχημα είναι εφοδιασμένο με ένα 4-Χ εξακύλινδρο κινητήρα Diesel ελαφρώς υπερπληρωμένο με ενδιάμεσο ψυγείο (after-cooler) και χωρίς περιοριστή καυσίμου (fuel limiter), του οποίου το μοντέλο στο

υπολογιστικό πακέτο GT-Power κατασκευάστηκε στα πλαίσια προηγούμενης διπλωματικής εργασίας. Το όχημα αυτό, αποτελεί ουσιαστικά το κοινό σημείο αναφοράς της παραμετρικής ανάλυσης των διαφόρων οχημάτων που θα ακολουθήσει στο επόμενο Κεφάλαιο. Το καύσιμο που χρησιμοποιείται είναι τυπικό Diesel κίνησης πυκνότητας $\rho = 830 \text{ kg/m}^3$.

4.2 Δεδομένα προσομοίωσης του ονομαστικού οχήματος

4.2.1 Ο Κινητήρας Diesel

Ο κινητήρας που θεωρήθηκε στην παρούσα μελέτη βασίζεται σε γενικές γραμμές στον 4-Χ κινητήρα Diesel Mercedes-Benz OM-366LA του εργαστηρίου ΜΕΚ του Ε.Μ.Π. και έχει τα εξής χαρακτηριστικά:

Αριθμός κυλίνδρων: $z=6$

Διάμετρος εμβόλου: $D=97,5 \text{ mm}$

Διαδρομή εμβόλου: $s=2r=133 \text{ mm}$, άρα $r=66,5 \text{ mm}$

Μήκος διωστήρα: $L=230 \text{ mm}$

Βαθμός συμπίεσης: $\varepsilon=18$

Άρα, ο όγκος εμβολισμού ενός κυλίνδρου είναι: $V_h = \left(\frac{\pi D^2}{4}\right) s = 993,003 \text{ cm}^3$

Επομένως, ο συνολικός όγκος εμβολισμού του κινητήρα είναι:

$$V_H = zV_h = 5958,01 \text{ cm}^3$$

Η σειρά ανάφλεξης του είναι η 1-5-3-6-2-4 που εξασφαλίζει τέλεια ζυγοστάθμιση, καθώς και «βολική» σύνδεση των κυλίνδρων στην πολλαπλή εξαγωγής του κινητήρα από χωροτακτική άποψη. Δηλαδή, η διάταξη των κυλίνδρων είναι ανά τρεις συνδεδεμένοι στην ίδια πολλαπλή εξαγωγής (1-2-3 και 4-5-6) [3].

4.2.2 Χαρακτηριστικά ονομαστικού οχήματος

Τα χαρακτηριστικά του υπό μελέτη οχήματος συνοψίζονται στον Πίνακα 4.1 και απεικονίζονται στο Σχήμα 4.1:

Πίνακας 4.1 Χαρακτηριστικά Ονομαστικού Οχήματος

Ονομαστικό Όχημα	
Μάζα (m_v)	6.0 tn
Μετωπική Επιφάνεια (A_f)	3 m ²
Συντελεστής Αεροδυναμικής Αντίστασης (c_d)	0.5
Μεταξόνιο (wheelbase)	3.7 m
Σχέσεις Μετάδοσης Κιβωτίου Ταχυτήτων (i_g)	1 ^η - 9.201:1 2 ^η - 5.2301:1 3 ^η - 3.145:1 4 ^η - 2.034:1 5 ^η - 1.374:1 6 ^η - 1.000:1
Σχέση Μετάδοσης Διαφορικού (i_b)	2.666:1
Ακτίνα Τροχού (r_{wheel})	0.4131 m

Όσον αφορά στην τραχύτητα του οδοστρώματος, αυτή ορίζεται μέσω του κατάλληλου συντελεστή τριβής (CRF), ο οποίος παίρνει την τιμή CRF=0.0115, που αντιστοιχεί σε φυσιολογικών χαρακτηριστικών οδόστρωμα (βλ. Κεφάλαιο 2).



Σχήμα 4.1 - Απεικόνιση βασικών διαστάσεων ενός οχήματος βαρέος τύπου

4.3 Υστέρηση στροβιλο-υπερπληρωτή

Η υστέρηση του στροβιλο-υπερπληρωτή (turbocharger lag) αποτελεί το σημαντικότερο χαρακτηριστικό της μεταβατικής λειτουργίας των κινητήρων Diesel που διαφοροποιεί σε μεγάλο βαθμό την ροπή σε σχέση με τις αντίστοιχες συνθήκες μόνιμης λειτουργίας. Το μειονέκτημα αυτό, εντοπίζεται στη μη-μηχανική σύνδεση του κινητήρα με το ζεύγος υπερπλήρωσης. Το ποσό ενέργειας από τα καυσαέρια που είναι διαθέσιμο για την αποτόνωση στο σρόβιλο καλείται να υπερνικήσει την αδράνεια του ζεύγους υπερπλήρωσης, η οποία συνήθως είναι ιδιαίτερα σημαντική, ώστε στη συνέχεια να μπορέσει να επιταχύνει το συμπιεστή, που με τη σειρά του θα τροφοδοτήσει τον κινητήρα με την αυξημένη παροχή αέρα που απαιτείται για να αντιμετωπιστεί το αυξημένο φορτίο ή για να επιτευχθεί η επιθυμητή αύξηση στροφών. Έτσι στους πρώτους κύκλους λειτουργίας μετά από κάποια

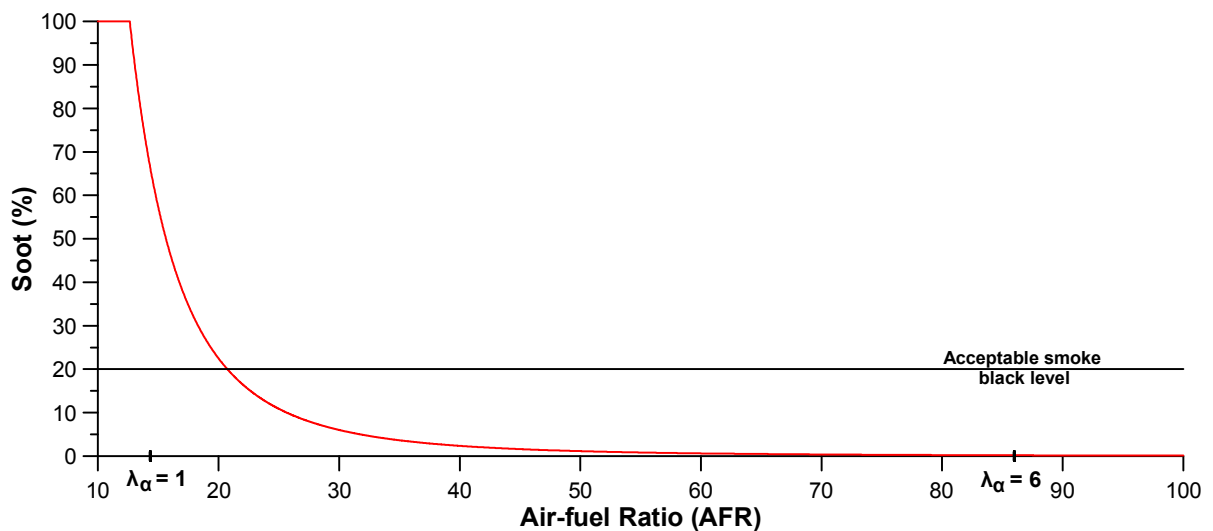
απότομη μεταβολή στροφών ή φορτίου παρατηρείται ανακολουθία ανάμεσα στην (αυξημένη) παροχή καυσίμου (η αντλία καυσίμου αντιδρά άμεσα στην αυξημένη απαίτηση για καύσιμο) και στην ακόμα χαμηλή ποσότητα του αναρροφούμενου αέρα, με αποτέλεσμα ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου να πέφτει σε πολύ χαμηλές τιμές (ακόμα και κάτω από τη μονάδα), μειώνοντας την ποιότητα της καύσης και οδηγώντας σε αργή απόκριση του κινητήρα και αυξημένες εκπομπές αιθάλης. Το φαινόμενο αυτό, που παρουσιάζεται εντονότερα σε χαμηλότερα φορτία και ταχύτητες περιστροφής, παρατηρείται διαρκώς κατά τη διάρκεια ενός Μεταβατικού Κύκλου (όπως επίσης και σε συνθήκες καθημερινής οδήγησης) [6].

4.4 Υπολογισμός εκπομπών αιθάλης (soot)

Σε αντίθεση με τα οξείδια του αζώτου, λόγω αδυναμίας ενσωμάτωσης των σχετικών υποσυστημάτων του προγράμματος GT-Power που αφορούν στον υπολογισμό της αιθάλης, αυτή υπολογίστηκε βάσει της παρακάτω προσεγγιστικής Σχέσης [9]:

$$Soot(\%) = 380190 * AFR^{-3.25} \quad (4.1)$$

Η Σχέση αυτή που αναπτύχθηκε σε παρόμοιο κινητήρα με αυτόν της παρούσας εργασίας (χωρίς σύστημα περιοριστή καυσίμου) και συσχετίζει τις εκπομπές της αιθάλης με το κυρίαρχο μέγεθος που τις επηρεάζει δηλαδή την αναλογία αέρα καυσίμου (AFR). Η συσχέτιση των δύο μεγεθών που προκύπτει από τη Σχέση 4.1 απεικονίζεται στο Σχήμα 4.2, στο οποίο επισημαίνονται οι τιμές της αιθάλης στις περιπτώσεις στοιχειομετρικού λόγου αέρα-καυσίμου ($\lambda_a=1$) και υπερ-στοιχειομετρικού λόγου αέρα-καυσίμου ($\lambda_a=6$), καθώς και το αποδεκτό όριο της αιθάλης.



Σχήμα 4.2 - Συσχέτιση εκπομπών αιθάλης (%) με την αναλογία αέρα καυσίμου (AFR)

Το μεγάλο πλεονέκτημα της Σχέσης 4.1 είναι, ότι ακριβώς επειδή έχει αναπτυχθεί για να καλύπτει και περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας, δίνει αξιόπιστα αποτελέσματα και στο πεδίο κοντά ή και κάτω ακόμα από την τιμή $\lambda_a=1$ (AFR=14.33), το οποίο λόγω του φαινομένου της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή είναι πολύ συχνά εμφανιζόμενο κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων Diesel όπως θα φανεί και στα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στην Παράγραφο 4.6.

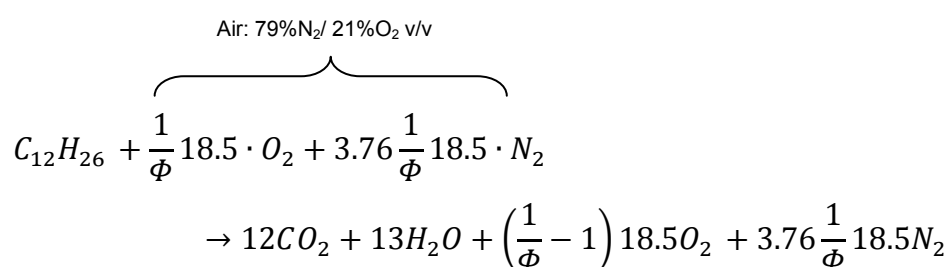
Είναι προφανές, όπως ισχύει άλλωστε και για τις εκπομπές των οξειδίων του αζώτου (NO_x), ότι τα αποτελέσματα της αιθάλης πρέπει να αντιμετωπιστούν όχι σε επίπεδο απόλυτων τιμών (αφού δεν έχει προηγηθεί κάποια διαδικασία ταιριάσματος πειραματικών με υπολογιστικά δεδομένα) αλλά σε επίπεδο «συγκριτικό» (μιας μεταβατικής περίπτωσης σε σχέση με άλλη), και γενικότερα όσον αφορά στις συνολικές τάσεις (trends) που παρατηρούνται.

Στη παρούσα εργασία, καθώς μελετάται η απόκριση οχήματος κατά τη διάρκεια ενός Μεταβατικού Κύκλου Πόλης, άρα χρειαζόμαστε τις συνολικά εκπεμπόμενες ποσότητες των ρύπων, κρίθηκε απαραίτητη η μετατροπή των τιμών που προκύπτουν από τη Σχέση 4.1 από % σε mg/m^3 με τη χρήση πειραματικών δεδομένων από διδακτορική διατριβή [10].

4.5 Εκπομπές CO₂

Θεωρώντας μία πρώτη προσέγγιση βασισμένη στην παρακάτω χημική εξίσωση και υποθέτοντας πλήρη καύση με λόγο καυσίμου-αέρα $\Phi < 1$ και αμελώντας τη διάσταση των προϊόντων της καύσης, κατανάλωση καυσίμου Diesel 1kg/h (~ C₁₂H₂₆ με μοριακό βάρος 170) αντιστοιχεί σε (1/170) kmol/h καυσίμου. Αυτό με τη σειρά του αντιστοιχεί σε:

$$12 \times (1/170) \text{ kmol/h CO}_2 \text{ δηλαδή, } 12 \times (1/170) \times 44 \text{ kg/h CO}_2 = 3.106 \text{ kg/h CO}_2$$



Συνεπώς, προκύπτει το συμπέρασμα, ότι οι εκπομπές CO₂ εξαρτώνται άμεσα από τη κατανάλωση καυσίμου και αναμένεται οι καμπύλες των μεγεθών αυτών να είναι παρόμοιας μορφής.

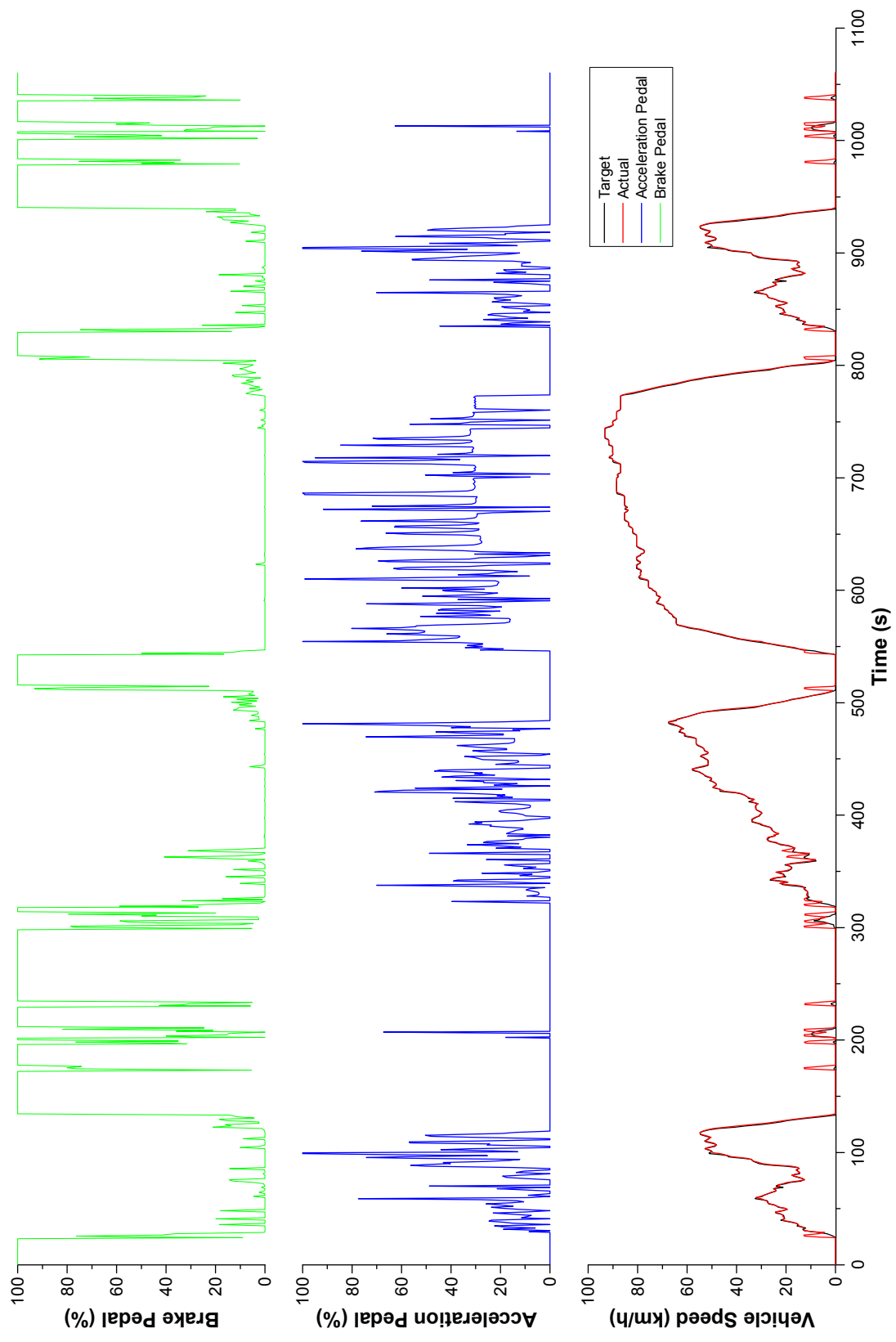
Βέβαια, εξαιτίας της έλλειψης αέρα στους πρώτους κύκλους λειτουργίας του κινητήρα μετά από κάθε επιτάχυνση ή αύξηση φορτίου, η παραπάνω σχέση που συνδέει τις εκπομπές CO₂ με την κατανάλωση καυσίμου δεν ισχύει πάντοτε (καθώς η έλλειψη οξυγόνου οδηγεί στο σχηματισμό CO) και οδηγεί τελικά σε ελαφρώς υπερεκτιμημένα αποτελέσματα εκπομπών CO₂.

4.6 Επιδόσεις και εκπομπές ρύπων

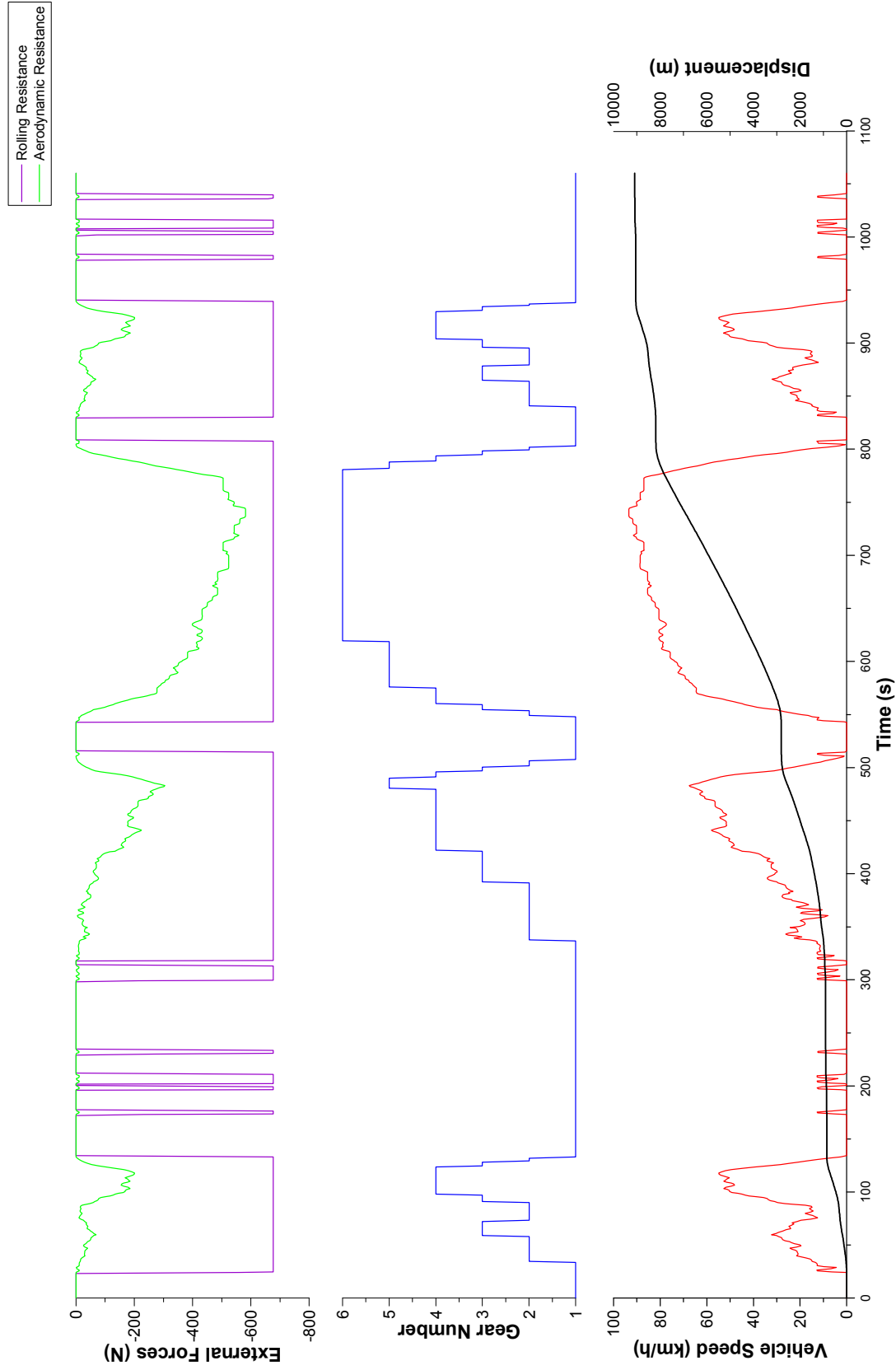
Μετά την ολοκλήρωση της προσομοίωσης της λειτουργίας του ονομαστικού οχήματος, έγινε επεξεργασία των αποτελεσμάτων που προέκυψαν, και τα επιλεγμένα μεγέθη που απεικονίζονται στα Σχήματα 4.3 έως 4.10 είναι τα εξής:

1. Απόκριση οχήματος (target, actual vehicle speed) και πατήματα πεντάλ επιτάχυνσης και φρένου, Σχήμα 4.3
2. Μετατόπιση οχήματος (displacement), ταχύτητα κιβωτίου (gear number), αντίσταση κύλισης οχήματος (rolling resistance force) και αεροδυναμική αντίσταση οχήματος (aerodynamic resistance force) σε N, Σχήμα 4.4
3. Ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (engine speed) σε rpm και λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου (λ_a), Σχήμα 4.5
4. Μέση πραγματική πίεση (brake mean effective pressure-bmep) σε bar και ειδική κατανάλωση καυσίμου (brake specific fuel consumption – bsfc) σε g/kWh, Σχήμα 4.6
5. Μέγιστη πίεση κυλίνδρων (maximum cylinder pressure) σε bar και ισχύς κινητήρα (brake power) σε kW, Σχήμα 4.7
6. Εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO_x) σε g και αιθάλης (soot) σε mg/m^3 , Σχήμα 4.8
7. Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2) σε g και κατανάλωση καυσίμου (fueling) σε $\text{mg}/\text{cycle}/\text{cyl}$, Σχήμα 4.9
8. Ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης (turbocharger speed) σε rpm, Σχήμα 4.10

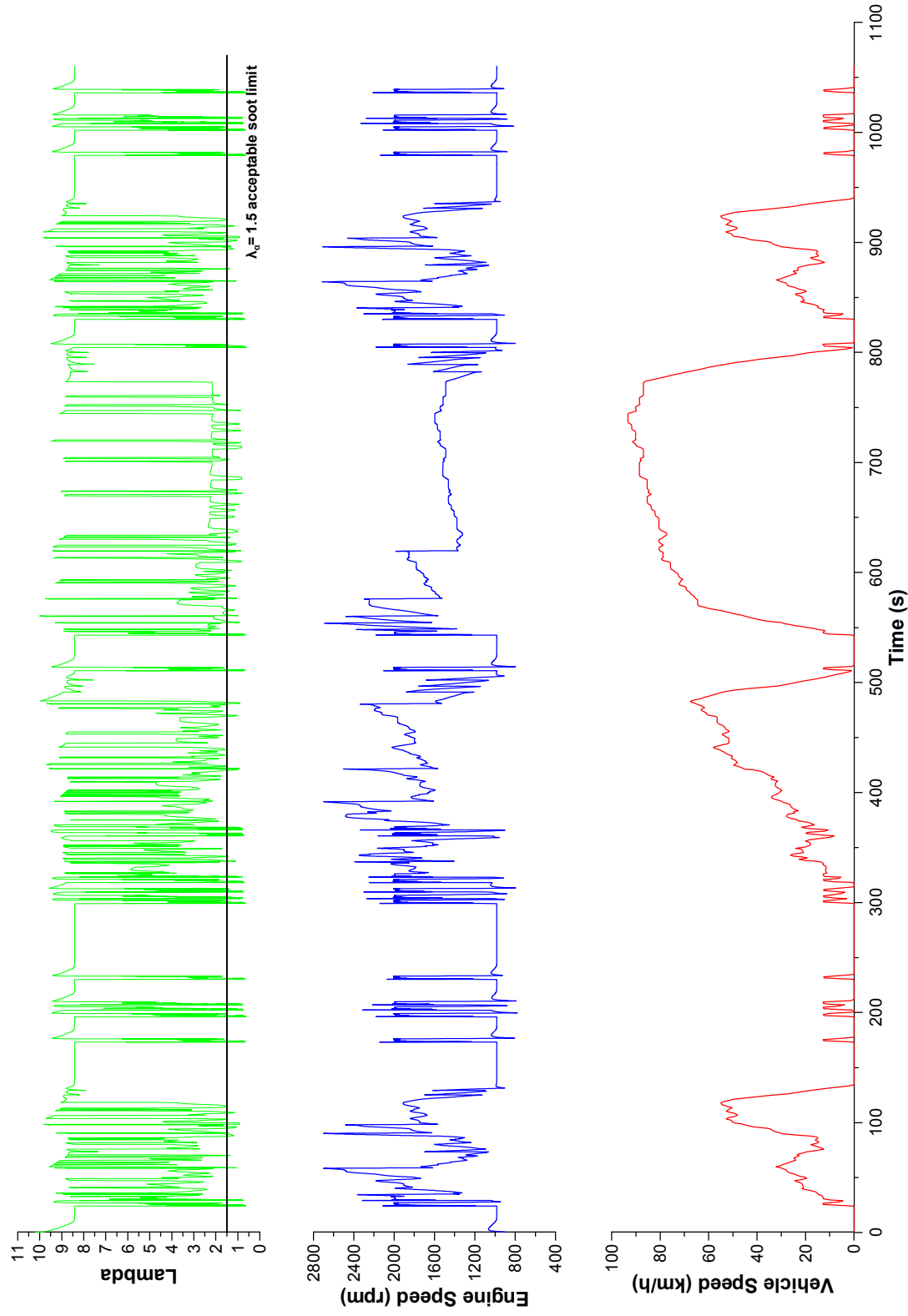
Σε κάθε ένα από τα διαγράμματα παρατίθεται και η καμπύλη της ταχύτητας του οχήματος προκειμένου να είναι ορατή η επίδραση που έχει αυτή σε κάθε εξεταζόμενο μέγεθος



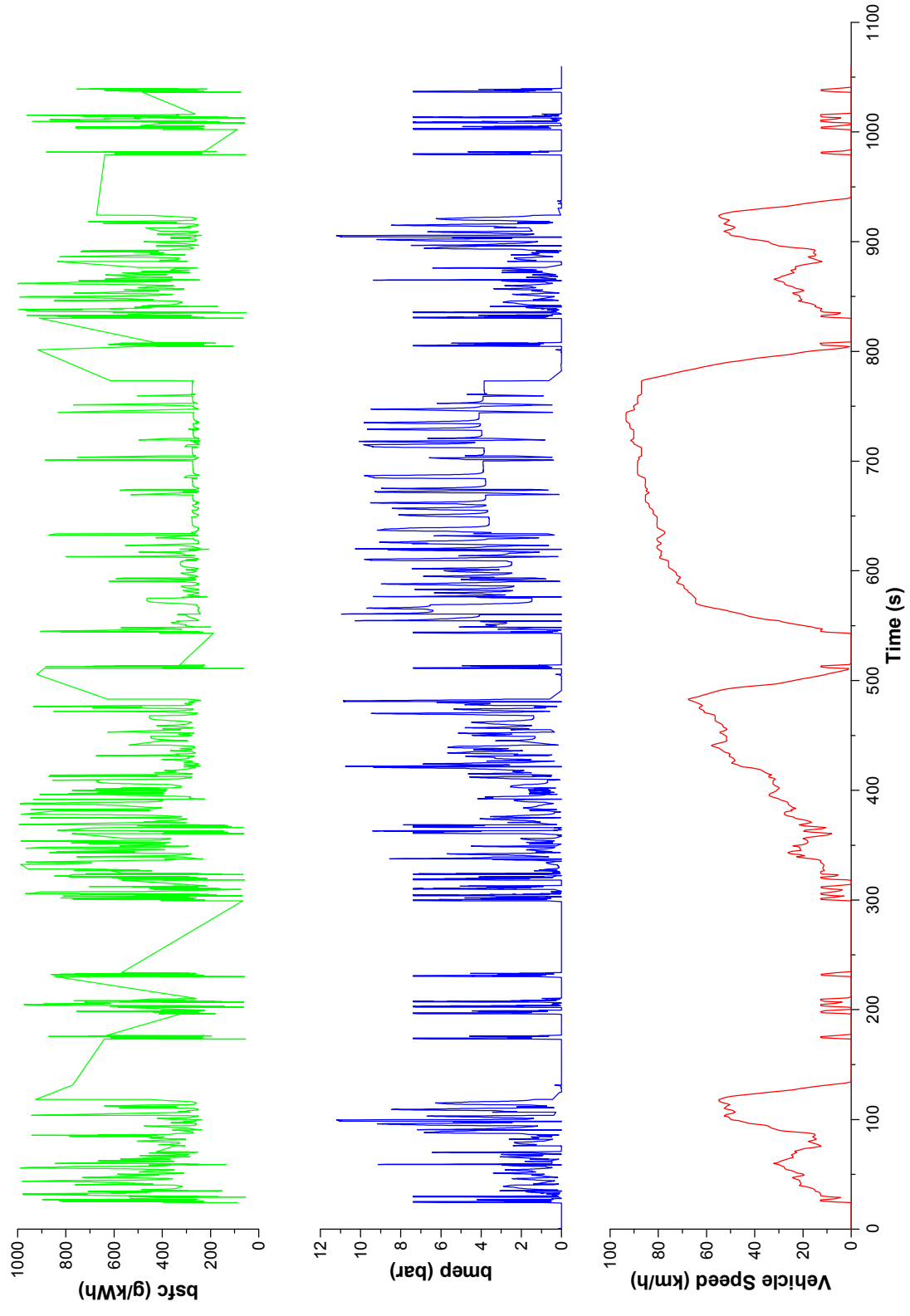
Σχήμα 4.3 - Απόκριση ονομαστικού οχήματος και πατήματα πεντάλ επιτάχυνσης και φρένου κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS



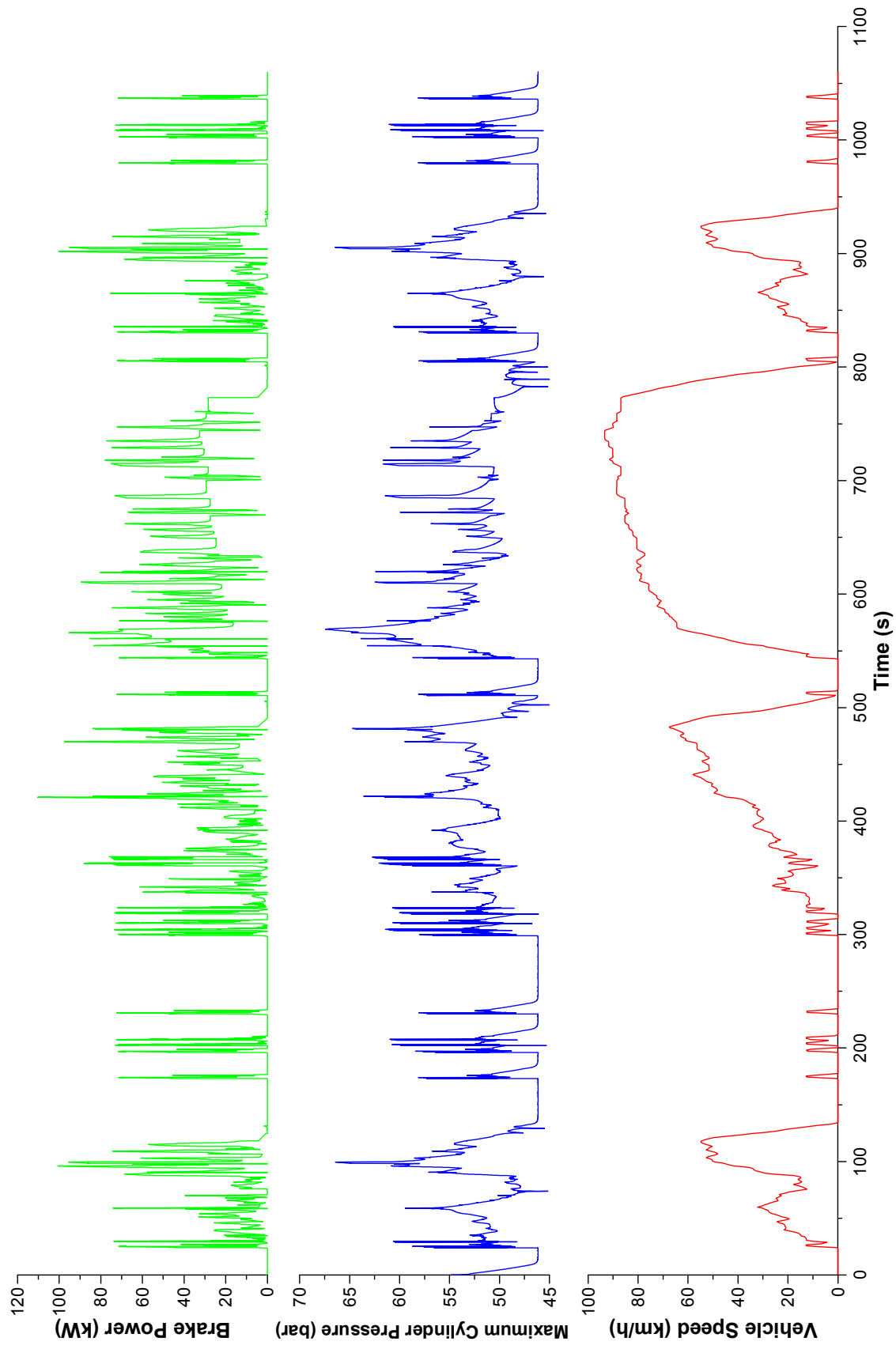
Σχήμα 4.4 - Μετατόπιση οχήματος, ταχύτητα κιβωτίου, αντίσταση κύλισης και αεροδυναμική αντίσταση ονομαστικού οχήματος κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS



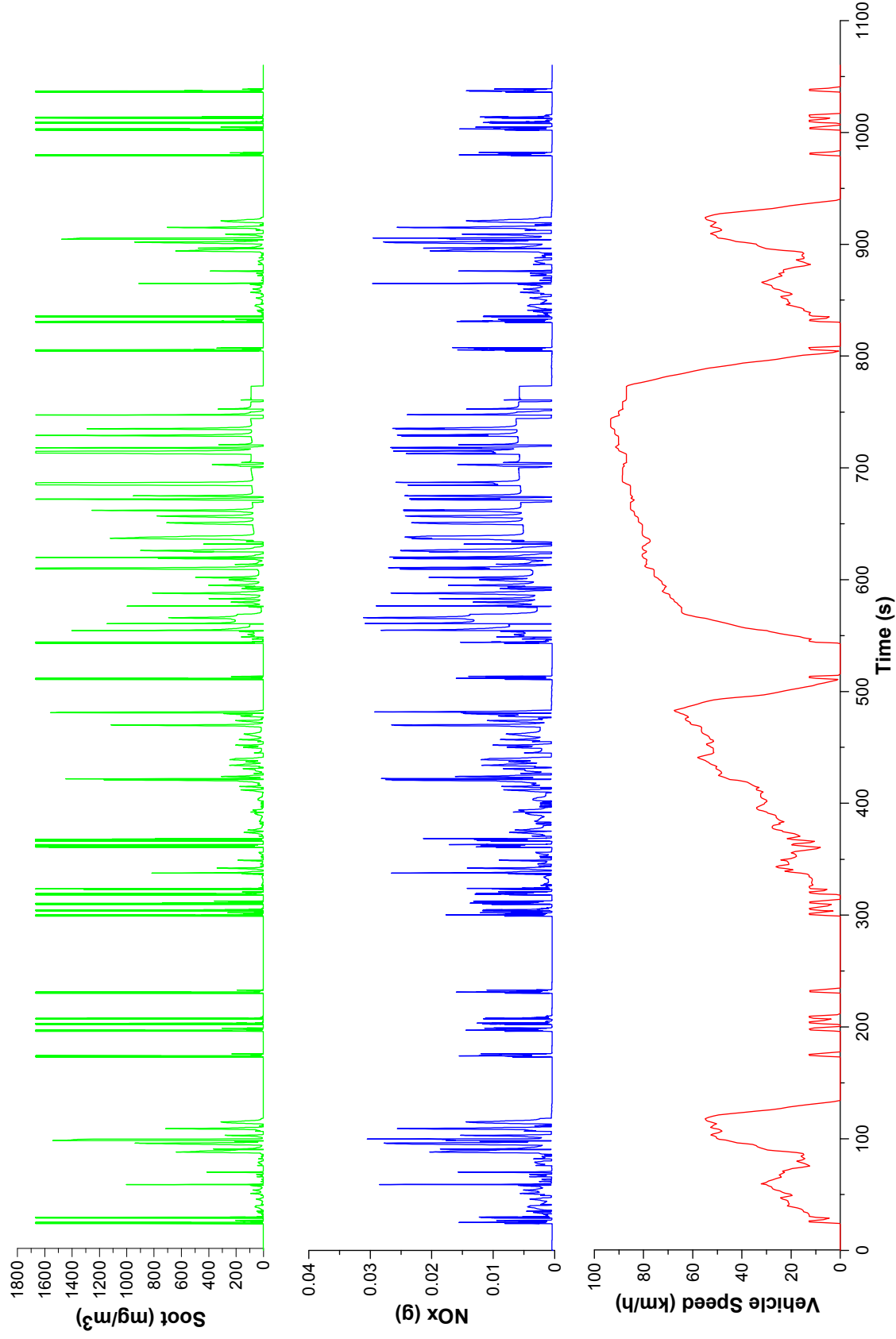
Σχήμα 4.5 - Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα και λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου (lambda) κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS



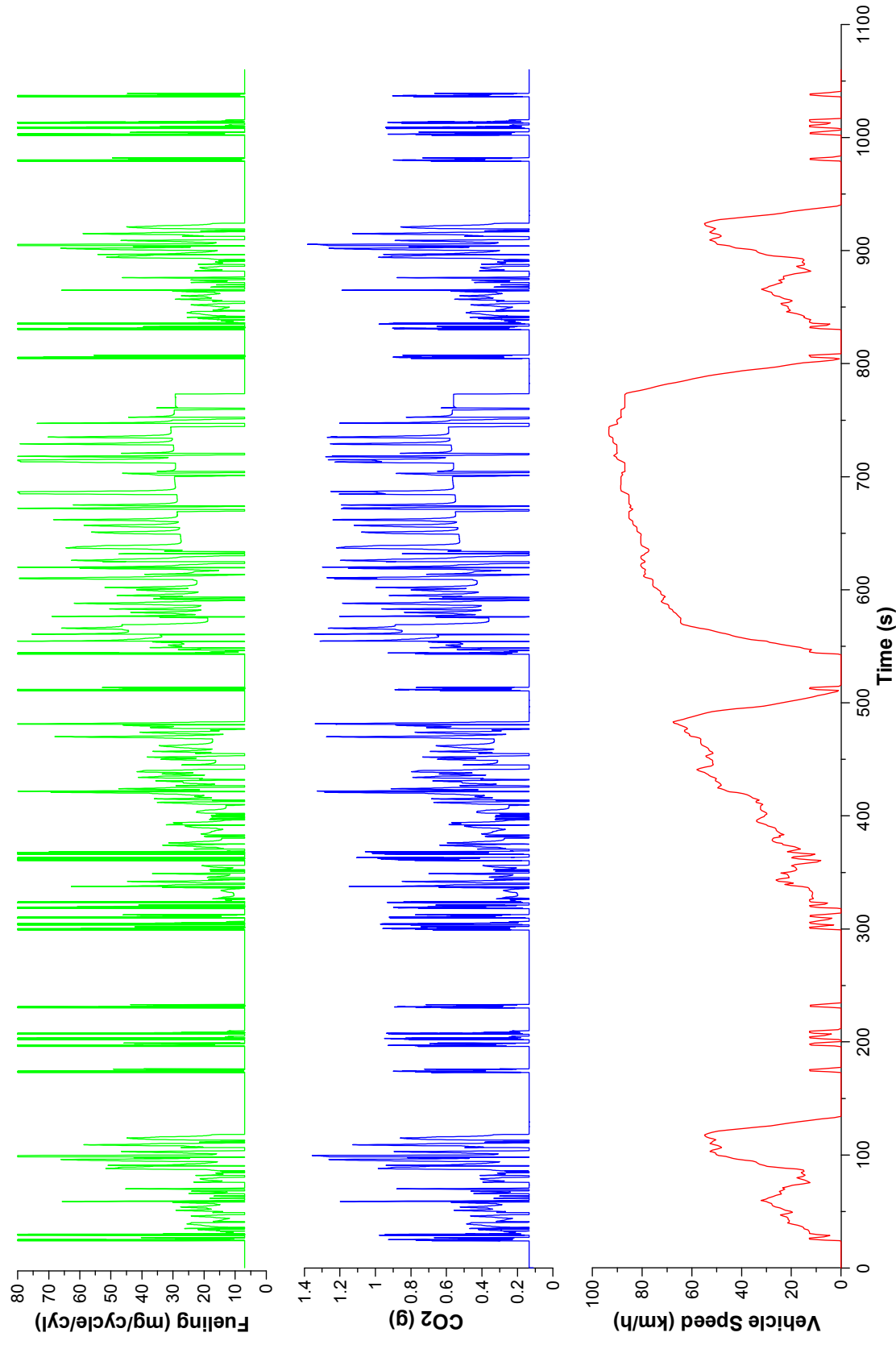
Σχήμα 4.6 - Μέση πραγματική πίεση (bmep) και ειδική κατανάλωση καυσίμου (bsfc) του κινητήρα κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS



Σχήμα 4.7 - Μέγιστη πίεση κυλίνδρου και ισχύς κινητήρα κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS

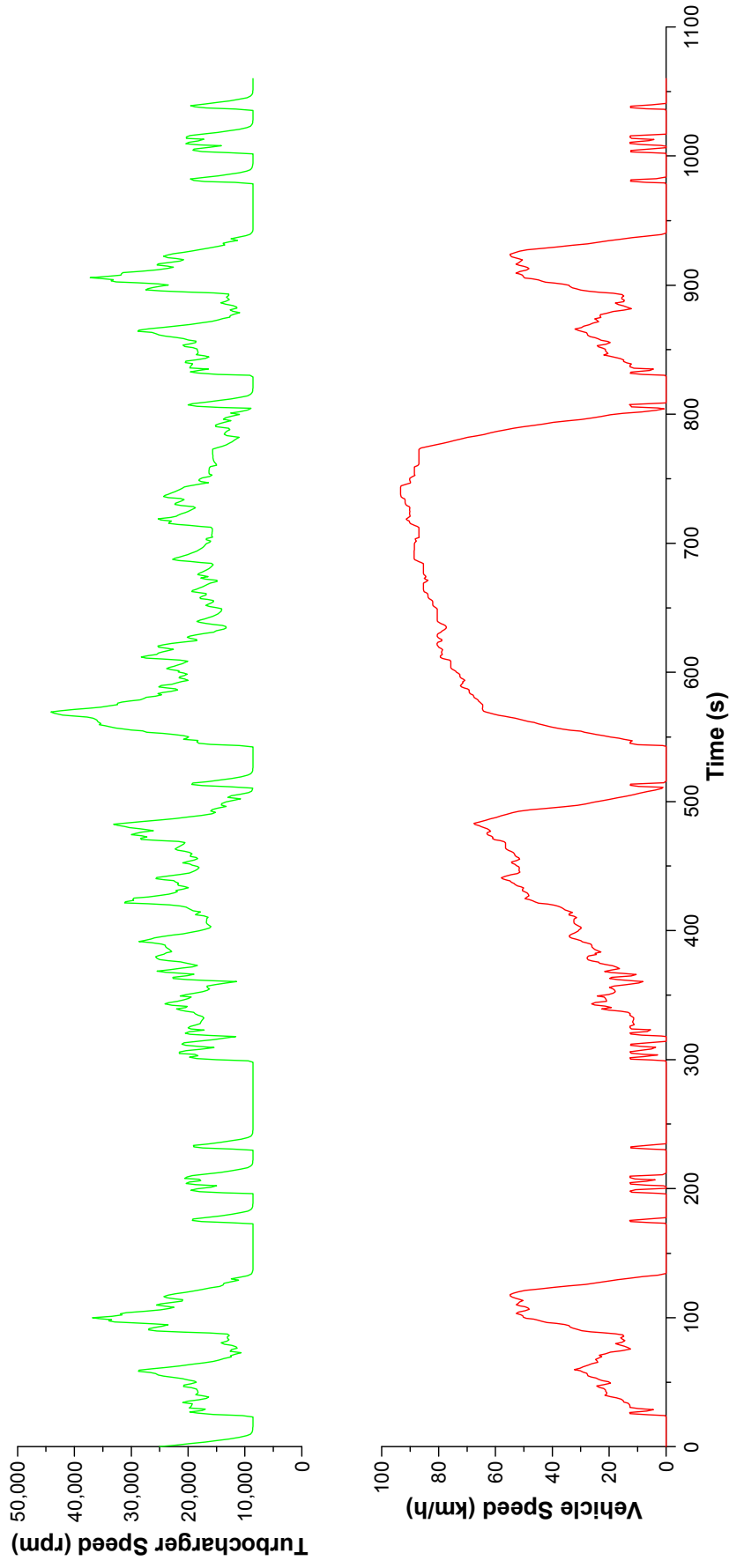


Σχήμα 4.8 - Εκπομπές οξειδίων του αζώτου και αιθάλης κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS

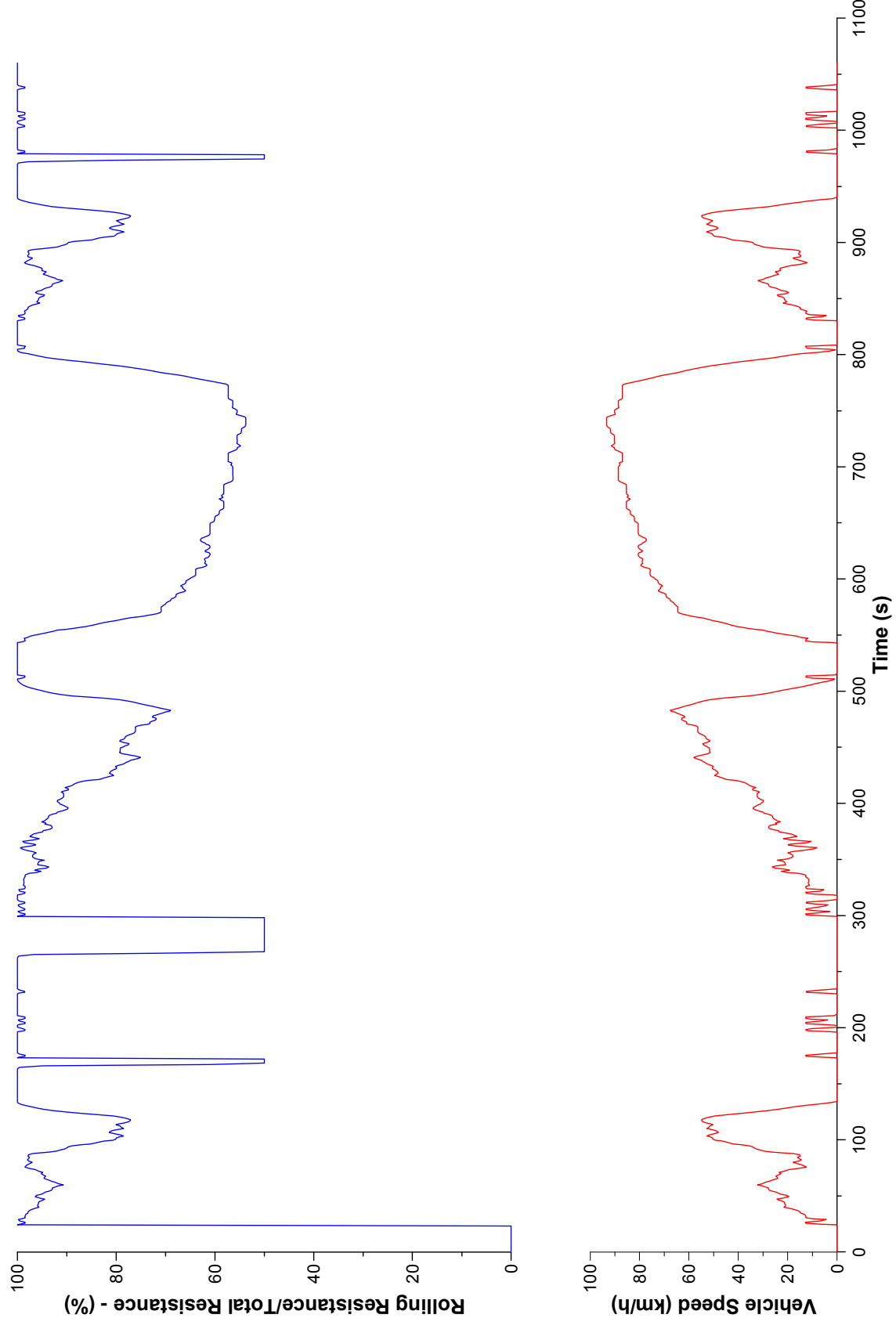


Σχήμα 4.9 - Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα και κατανάλωση καυσίμου κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης

UDDS



Σχήμα 4.10 - Ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS



Σχήμα 4.11 - Ποσοστό της αντίστασης κύλισης επί της συνολικής κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS

4.7 Συμπεράσματα

Τα Σχήματα 4.3 - 4.10, στα οποία αποτυπώνονται τόσο στοιχεία απόκρισης και επιδόσεων του οχήματος όσο και αποτελέσματα εκπομπών καυσαερίων και κατανάλωσης καυσίμου, μας βοηθούν στην εξαγωγή ορισμένων χρήσιμων συμπερασμάτων.

Όσον αφορά στα θέματα απόκρισης του οχήματος κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.3, η απόκριση του είναι ικανοποιητική καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου (ακολουθεί δηλαδή το επιβαλλόμενο 'προφίλ' του Κύκλου), και τα πατήματα του πεντάλ επιτάχυνσης και φρένου ακολουθούν λογική πορεία.

Σχετικά με τα θέματα των εκπομπών ρύπων και της κατανάλωσης καυσίμου, χαρακτηριστικό είναι το γεγονός, ότι στα σημεία απότομων επιταχύνσεων του οχήματος παρατηρείται αυξημένη κατανάλωση καυσίμου (Σχήμα 4.9) ενώ οι τιμές των εκπομπών NO_x και αιθάλης (Σχήμα 4.8) ξεπερνούν κατά πολύ τις συνηθισμένες τιμές τους, που σημειώνονται κατά τη διάρκεια του υπόλοιπου Κύκλου UDDS (overshoot). Η δημιουργία αιθάλης (καθώς επίσης και η κατανάλωση καυσίμου, επομένως και οι εκπομπές CO_2) εξαρτάται κυρίως από το φορτίο του κινητήρα (Σχήμα 1.6). Αυξανόμενου του φορτίου, εγχύεται περισσότερο καύσιμο εντός των κυλίνδρων, οδηγώντας έτσι σε αύξηση των θερμοκρασιών στις πλούσιες (σε καύσιμο) ζώνες. Επιπρόσθετα, η διάρκεια της καύσης διάχυσης αυξάνεται, ευνοώντας το σχηματισμό αιθάλης ενώ τόσο ο χρόνος που απομένει μετά την καύση (μέχρι το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής) όσο και το διαθέσιμο οξυγόνο μειώνονται με αποτέλεσμα η οξείδωση της αιθάλης να μην είναι η επιθυμητή.

Το φαινόμενο αυτό, σε χρονικές περιόδους έντονων επιταχύνσεων, ενισχύεται σημαντικά εξαιτίας των πολύ χαμηλών τιμών του λόγου αέρα-καυσίμου που δημιουργούνται τοπικά στον κύλινδρο εξαιτίας της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή, ακόμη και χαμηλότερων του στοιχειομετρικού ($\lambda_a < 1$), όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.5. Στο εν λόγω σχήμα σημειώνεται επίσης και το αποδεκτό όριο αιθάλης, που ορίζεται για λόγο αέρα-καυσίμου μεγαλύτερο του 1.5. Κατά συνέπεια, η υπερακόντιση στις τιμές της αιθάλης που παρατηρείται μετά από κάθε επιτάχυνση του οχήματος (δηλαδή αύξηση

του φορτίου του κινητήρα) οφείλεται κατά κύριο λόγο στην προσωρινή έλλειψη αέρα εξαιτίας της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή αλλά και πιθανότατα στην απότομη αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης που εμφανίζεται στους πρώτους κύκλους λειτουργίας του κινητήρα κατά τη διάρκεια μιας μεταβατικής λειτουργίας αυτού.

Όσον αφορά στις αυξημένες εκπομπές NO_x (Σχήμα 4.8) τις ίδιες χρονικές στιγμές (δηλαδή κατά τη διάρκεια απότομων επιταχύνσεων του οχήματος), αυτές οφείλονται ξανά στο φαινόμενο της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή, δηλαδή την ανακολουθία ανάμεσα στην αυξημένη ποσότητα καυσίμου που εγχύεται εντός του κυλίνδρου και την ανεπαρκή ποσότητα αέρα λόγω της καθυστερημένης απόκρισης του συμπιεστή του ζεύγους υπερπλήρωσης. Οι υψηλές θερμοκρασίες που επικρατούν τοπικά εξαιτίας της ύπαρξης μείγματος με σχεδόν στοιχειομετρική αναλογία αέρα-καυσίμου είναι αυτές που οδηγούν σε αυξημένες εκπομπές οξειδίων του αζώτου στους κύκλους λειτουργίας που επηρεάζονται από την υστέρηση του στροβιλο-υπερπληρωτή.

Η καμπύλη εκπομπών CO_2 (Σχήμα 4.9) έχει την ίδια μορφή με την καμπύλη της κατανάλωσης καυσίμου αφού προκύπτει άμεσα από αυτή. (Παράγραφος 4.5). Και πάλι παρατηρούμε αυξημένες εκπομπές CO_2 και κατανάλωση καυσίμου σε περιόδους απότομων επιταχύνσεων του οχήματος κατά τη διάρκεια του Κύκλου.

Επιπρόσθετα, ανάλογη πορεία με τα υπόλοιπα μεγέθη ακολουθούν και οι δυνάμεις που ασκούνται στο όχημα, τόσο η αεροδυναμική αντίσταση όσο και η αντίσταση κύλισης, των οποίων η αύξηση κατά τη διάρκεια των έντονων επιταχύνσεων μαρτυρούν και την αύξηση φορτίου και δικαιολογούν με τη σειρά τους τις αυξημένες εκπομπές ρύπων και κατανάλωσης καυσίμου (Σχήμα 4.4). Συμπληρωματικά του Σχήματος 4.4, δίνεται το Σχήμα 4.11, στο οποίο απεικονίζονται τα ποσοστά της αντίστασης κύλισης επί της συνολικής αντίστασης στο όχημα κατά τη διάρκεια του Κύκλου. Από το Σχήμα αυτό, βλέπει κανείς, ότι η αντίσταση κύλισης αποτελεί τη βασική συνιστώσα της συνολικής αντίστασης, καθώς τα ποσοστά της είναι ιδιαίτερα αυξημένα για μεγάλα χρονικά διαστήματα του κύκλου. Έτσι φαίνεται πως η αντίσταση κύλισης υπερτερεί της αεροδυναμικής αντίστασης κατά τη διάρκεια του Κύκλου, εκτός από τις περιόδους έντονων επιταχύνσεων και υψηλών

ταχυτήτων, κατά τις οποίες τα ποσοστά των δύο συνιστωσών «πλησιάζουν», όπως φαίνεται και από τα Σχήματα 4.4 και 4.11. Στις χρονικές περιόδους ακινησίας του οχήματος, η αντίσταση κύλισης, όπως είναι προφανές παρουσιάζει ποσοστά 100% έτσι ώστε να εμποδίζει την κίνηση του οχήματος.

Ανάλογη ερμηνεία με τις ασκούμενες στο όχημα δυνάμεις, μπορεί να δοθεί και στις μεταβολές της μέσης πραγματικής πίεσης, όπως αυτή απεικονίζεται στο Σχήμα 4.6, καθώς αύξηση του μεγέθους αυτού υποδηλώνει και αύξηση του φορτίου του κινητήρα με ό,τι αυτό συνεπάγεται (αύξηση εκπομπών ρύπων, κατανάλωσης καυσίμου κ.λπ.).

Στο σημείο αυτό πρέπει, πάντως, να τονιστεί, ότι κατά τη διάρκεια προσομοίωσης της λειτουργίας του μοντέλου με το υπολογιστικό πακέτο GT-Power, το πρόγραμμα παρουσίασε αδυναμία στο να αντιληφθεί και να προσομοιώσει ανάλογα κάποιες ανεπαίσθητες επιταχύνσεις που σημειώνονται κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS, π.χ. στα χρονικά διαστήματα $\Delta t=173-175$ s, $\Delta t=196-198$ s κ.ο.κ. (Σχήμα 4.3). Η αδυναμία αυτή, είχε ως αποτέλεσμα να παρατηρούνται στα σημεία αυτά και αυξημένες τιμές εκπομπών ρύπων, κατανάλωσης καυσίμου καθώς και των υπόλοιπων εξεταζόμενων μεγεθών, που όμως σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του κύκλου δεν θα υπήρχαν.

Κεφάλαιο 5

Παραμετρική Ανάλυση της Επίδρασης των Χαρακτηριστικών του Οχήματος κατά τη Διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS

5.1 Γενικά

Στο Κεφάλαιο αυτό παρουσιάζεται η παραμετρική ανάλυση της επίδρασης διάφορων χαρακτηριστικών των οχημάτων, τόσο σε ζητήματα απόκρισης όσο και σε θέματα εκπομπών ρύπων (NO_x και αιθάλη) και κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπών CO_2 κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS για βαρέος τύπου οχήματα. Η βάση όλης της ανάλυσης του παρόντος Κεφαλαίου, είναι το ονομαστικό όχημα, του οποίου τα αποτελέσματα παρουσιάστηκαν στο Κεφάλαιο 4. Πιο συγκεκριμένα, μελετήθηκαν τα εξής:

- η επίδραση του μεγέθους του οχήματος μέσω μεταβολών στη μάζα, τη μετωπική επιφάνεια, το μεταξόνιο, το συντελεστή αεροδυναμικής αντίστασης και την ακτίνα του τροχού.
- η επίδραση του κιβωτίου ταχυτήτων, κυρίως με βάση το πλήθος των σχέσεων μετάδοσης.

- η τραχύτητα του οδοστρώματος, πάνω στο οποίο κινείται το όχημα.
- η σύγκριση ανάμεσα στο «αρχικό» ονομαστικό όχημα (Κεφάλαιο 4) που λειτουργεί με ένα 4-Χ 6-κύλινδρο κινητήρα Diesel ελαφρώς υπερπληρωμένο και σε ένα «νέο» όχημα που λειτουργεί με ένα 4-Χ 12-κύλινδρο κινητήρα Diesel φυσικής αναπνοής (natural aspirated) που ρυθμίστηκε να παράγει την ίδια ισχύ σε συγκεκριμένες στροφές κινητήρα.

5.2 Επίδραση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του οχήματος

5.2.1 Δεδομένα προσομοίωσης

Ξεκινώντας την παραμετρική ανάλυση των χαρακτηριστικών των οχημάτων, ασχοληθήκαμε αρχικά με την επίδραση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών τους στην απόκριση του οχήματος και στις εκπομπές καυσαερίων (NO_x, αιθάλη, CO₂) κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS. Πιο συγκεκριμένα, τα μεγέθη που εξετάστηκαν στην ανάλυση αυτή είναι τα εξής :

- Μάζα οχήματος (vehicle mass)
- Μετωπική επιφάνεια (frontal area)
- Συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης (vehicle drag coefficient)
- Μεταξόνιο (wheelbase)
- Ακτίνα τροχού (tire rolling radius)

Βασιζόμενοι στα μεγέθη αυτά, δημιουργήσαμε έξι διαφορετικούς τύπους βαρέων οχημάτων με διαφορετικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά, τα οποία συνοψίζονται στον Πίνακα 5.1. Τα οχήματα, τα οποία εξετάστηκαν κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης είναι τα εξής:





1. Όχημα βαρέος τύπου, μάζας 4.5 tn
2. Όχημα βαρέος τύπου, μάζας 6.0 tn (ονομαστικό)
3. Όχημα βαρέος τύπου, μάζας 6.0 tn με επιπλέον φορτίο μάζας 3.0 tn
4. Όχημα βαρέος τύπου, μάζας 9.0 tn
5. Όχημα βαρέος τύπου, μάζας 12.0 tn
6. Όχημα βαρέος τύπου, μάζας 25.0 tn

Σημειωτέον ότι ανάλογα με τη μάζα του οχήματος, αλλάζουν κατάλληλα και τα υπόλοιπα χαρακτηριστικά του (μετωπική επιφάνεια, ακτίνα τροχού, μεταξόνιο, συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης), όχι όμως και το κιβώτιο ταχυτήτων, εκτός από το όχημα μάζας 25 tn, που διαθέτει κιβώτιο 16-ταχυτήτων.

Για καλύτερη εποπτεία των οχημάτων αυτών, επιλέχθηκε η αναφορά σε αυτά, κυρίως σε Πίνακες και Σχήματα, να γίνεται μέσω αντιπροσωπευτικών εικονιδίων για κάθε όχημα ξεχωριστά (όπως άλλωστε γίνεται και στον Πίνακα 5.1). Με τον τρόπο αυτό και με τη βοήθεια του Πίνακα 5.1 μπορεί κανείς να αντιληφθεί καλύτερα τις διαφορές που προκύπτουν από τις μεταξύ τους συγκρίσεις τόσο σε θέματα απόκρισης όσο και σε ζητήματα εκπομπών ρύπων.

Τα τεχνικά χαρακτηριστικά των υπό εξέταση οχημάτων ελήφθησαν με βάση στοιχεία πραγματικών βαρέων οχημάτων (λεωφορεία, φορτηγά).

Πίνακας 5.1 - Γεωμετρικά χαρακτηριστικά βαρέων οχημάτων

					
Μάζα (m_v)	4.5 tn	6.0 tn	9.0 tn	12 tn	25 tn
Μετωπική επιφάνεια (A_f)	2.8 m ²	3 m ²	3 m ²	6 m ²	7.14 m ²
Συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης (c_d)	0.5	0.5	0.5	0.5	0.7
Μεταξόνιο	3 m	3.7 m	3.7 m	6.5 m	7 m
Ακτίνα τροχού (r_{wheel})	0.4131 m	0.4131 m	0.4131 m	0.5715 m	0.5715 m
Κιβώτιο ταχυτήτων	6 σχέσεις	6 σχέσεις	6 σχέσεις	6 σχέσεις	16 σχέσεις

Από τον Πίνακα 5.1 είναι εμφανές, πως ανάμεσα στα επιλεγμένα οχήματα υπάρχει μια διαφοροποίηση σε ότι αφορά στο κιβώτιο ταχυτήτων. Πιο συγκεκριμένα, τα πέντε από τα έξι εξεταζόμενα οχήματα είναι εφοδιασμένα με κιβώτιο 6 ταχυτήτων ενώ το τελευταίο, που είναι κατά πολύ βαρύτερο των υπολοίπων είναι εφοδιασμένο με κιβώτιο 16 ταχυτήτων. Η διαφορά αυτή κρίθηκε αναγκαία έτσι ώστε το αρκετά βαρύ και μεγάλων διαστάσεων όχημα να μπορεί να ανταποκριθεί ικανοποιητικά στον Κύκλο Πόλης επιλέχθηκε, κάτι που ήταν ανέφικτο με τη χρήση του κιβωτίου 6 ταχυτήτων των υπόλοιπων οχημάτων. Στον Πίνακα 5.2 που ακολουθεί παρουσιάζονται οι σχέσεις μετάδοσης των δύο κιβωτίων ταχυτήτων i_g (6 ταχυτήτων και 16 ταχυτήτων αντίστοιχα), συμπεριλαμβανομένης και της σχέσης μετάδοσης του διαφορικού i_b σε καθένα από αυτά.

Πίνακας 5.2 - Σχέσεις μετάδοσης των κιβωτίων ταχυτήτων

	Κιβώτιο 6 ταχυτήτων	Κιβώτιο 16 ταχυτήτων
Σχέσεις μετάδοσης κιβωτίου ταχυτήτων (i_g)	$1^{\text{n}} - 9.201 : 1$ $2^{\text{n}} - 5.2301 : 1$ $3^{\text{n}} - 3.145 : 1$ $4^{\text{n}} - 2.034 : 1$ $5^{\text{n}} - 1.374 : 1$ $6^{\text{n}} - 1.000 : 1$	$1^{\text{n}} - 16.41 : 1$ $2^{\text{n}} - 13.8 : 1$ $3^{\text{n}} - 11.28 : 1$ $4^{\text{n}} - 9.49 : 1$ $5^{\text{n}} - 7.76 : 1$ $6^{\text{n}} - 6.53 : 1$ $7^{\text{n}} - 5.43 : 1$ $8^{\text{n}} - 4.57 : 1$ $9^{\text{n}} - 3.59 : 1$ $10^{\text{n}} - 3.02 : 1$ $11^{\text{n}} - 2.47 : 1$ $12^{\text{n}} - 2.08 : 1$ $13^{\text{n}} - 1.7 : 1$ $14^{\text{n}} - 1.43 : 1$ $15^{\text{n}} - 1.19 : 1$ $16^{\text{n}} - 1.00 : 1$
Σχέση μετάδοσης διαφορικού (i_b)	2.666:1	4.67:1

Λαμβάνοντας υπ' όψιν τα παραπάνω χαρακτηριστικά των οχημάτων, προσομοιώθηκε η λειτουργία τους με τη χρήση του προγράμματος GT-Power κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS. Πιο συγκεκριμένα, «έτρεξαν» έξι διαφορετικά μοντέλα οχημάτων, που βασίστηκαν στο ονομαστικό όχημα (4^ο Κεφάλαιο) αλλά με διαφοροποιημένες κατάλληλα τις μεταβλητές που σχετίζονται με τη γεωμετρία του οχήματος (και κάποιες φορές στοιχεία του κιβωτίου ταχυτήτων, βλ. Πίνακα 5.2). Μετά την ολοκλήρωση των προσομοιώσεων μέσω του προγράμματος, έγινε επεξεργασία και περαιτέρω υπολογισμοί στα αποτελέσματα που προέκυψαν από το υπολογιστικό πακέτο, τα οποία σχετίζονται με θέματα απόκρισης αλλά και με ζητήματα εκπομπών καυσαερίων (NO_x, αιθάλη, CO₂) και κατανάλωσης καυσίμου. Μέσω της μελέτης των αποτελεσμάτων αυτών, μπορεί κανείς να κάνει λογικές συγκρίσεις μεταξύ των οχημάτων και να καταλήξει σε χρήσιμα συμπεράσματα σε σχέση με την επίδραση των διαφορετικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών στα παραπάνω ζητήματα (απόκριση, ρύποι, κατανάλωση καυσίμου). Τα αποτελέσματα αυτά παρουσιάζονται, τόσο με τη μορφή διαγραμμάτων πραγματικού χρόνου (real time) σε όλη τη διάρκεια του Κύκλου UDDS όσο και με ραβδογράμματα (bar charts) για την απεικόνιση των συνολικών αποτελεσμάτων στα εξεταζόμενα μεγέθη, στις επόμενες ενότητες της παρούσας Παραγράφου.

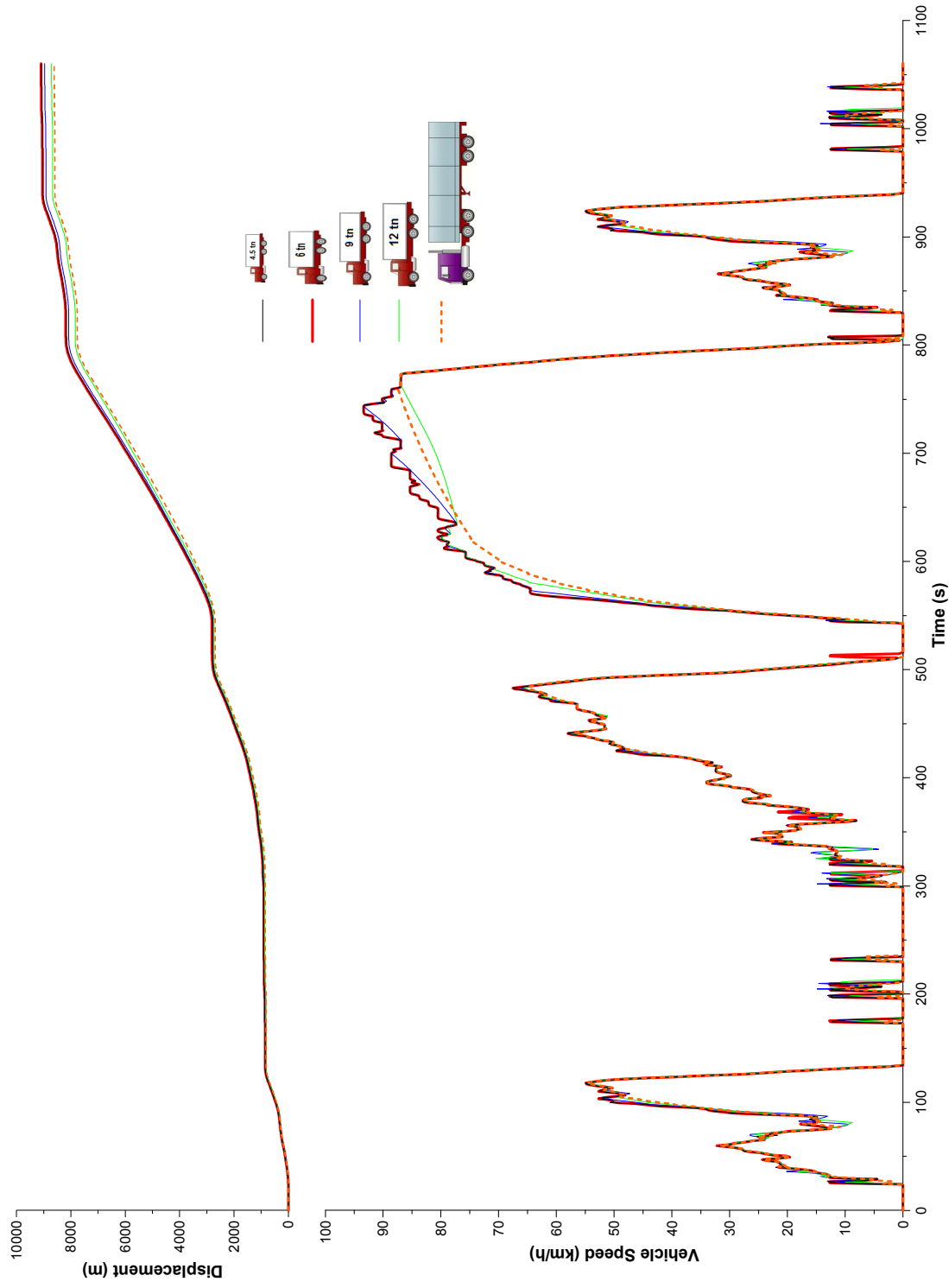
5.2.2 Επιδόσεις και εκπομπές ρύπων

Τα μεγέθη που απεικονίζονται στα Σχήματα 5.1 έως 5.5 κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS σε πραγματικό χρόνο (real time) είναι τα εξής:

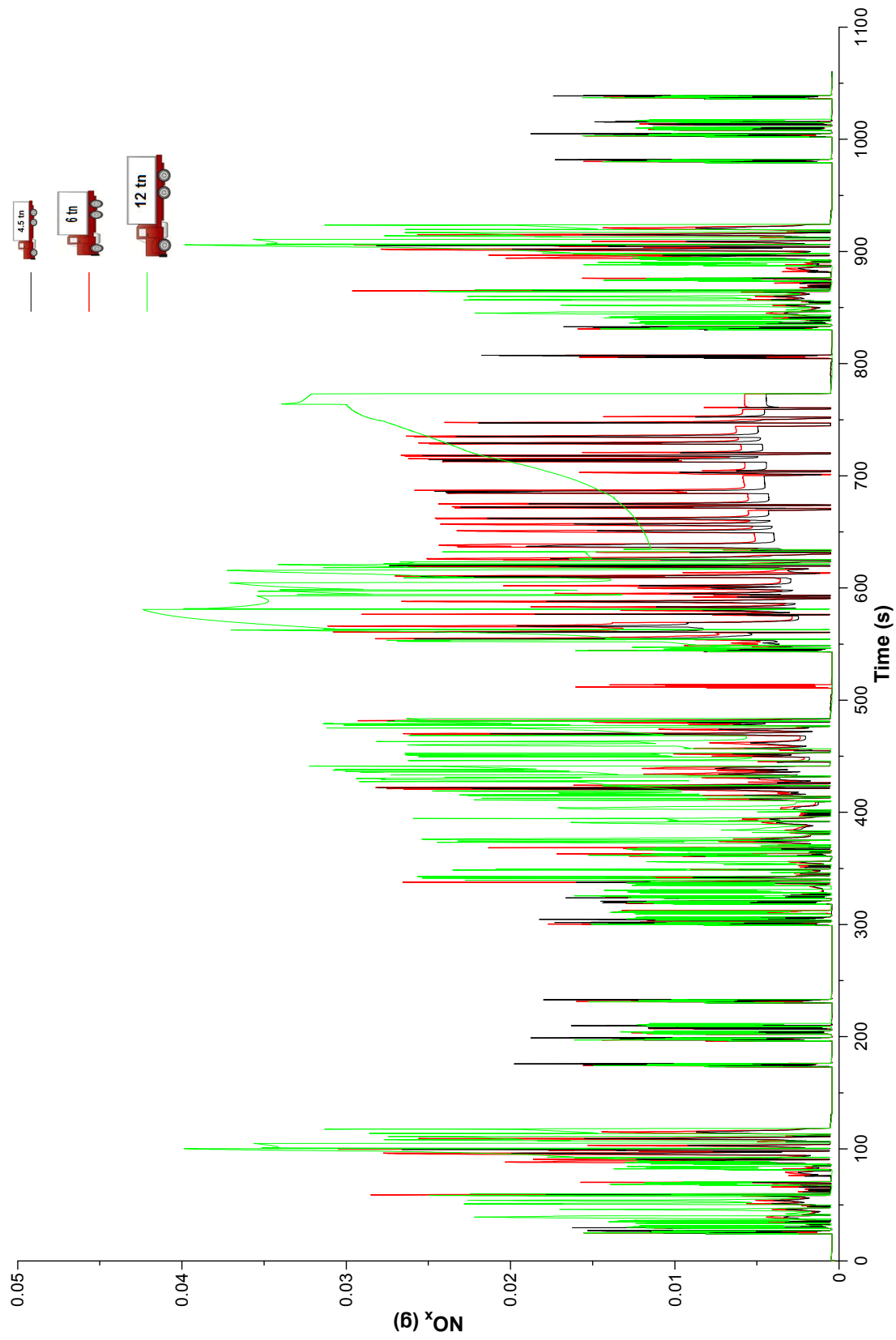
1. Απόκριση των οχημάτων και η μετατόπισή τους
2. Εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO_x)
3. Εκπομπές αιθάλης (soot)
4. Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO₂)
5. Κατανάλωση καυσίμου (fueling)

Οι Μεταβατικοί Κύκλοι Πόλης ορίζουν τις συνολικές εκπομπές ρύπων και την κατανάλωση καυσίμου σε g/km. Για το λόγο αυτό παρουσιάζονται τα συνολικά μεγέθη του Κύκλου Πόλης UDDS με τη μορφή ραβδογραμμάτων για τα εξεταζόμενα οχήματα στα Σχήματα 5.6 έως 5.9 σε g/km για καλύτερη εποπτεία καθώς επίσης και για τη μεταξύ τους σύγκριση. Τα μεγέθη αυτά είναι τα εξής:

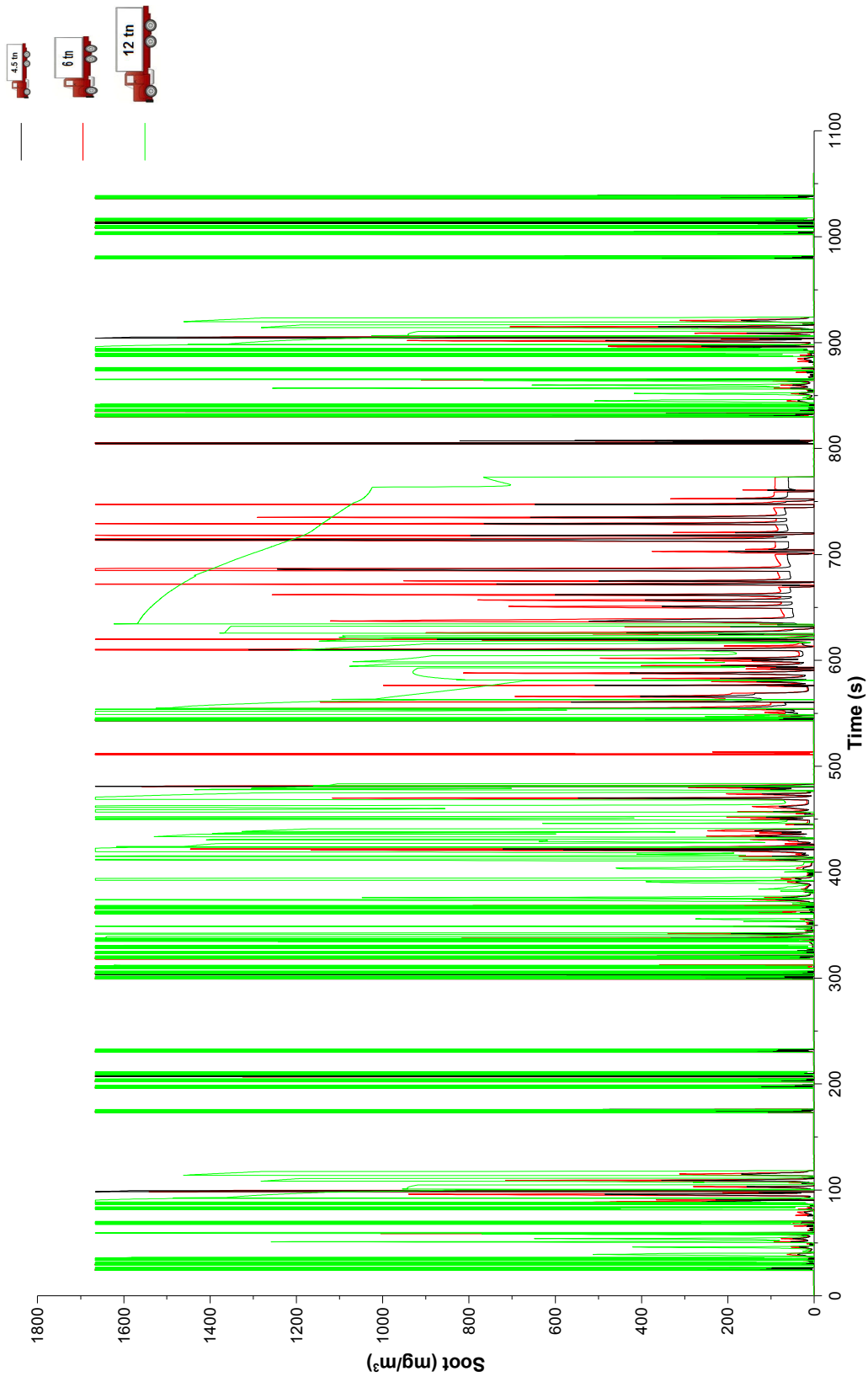
1. Εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO_x)
2. Εκπομπές αιθάλης (soot)
3. Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2)
4. Κατανάλωση καυσίμου (fueling)



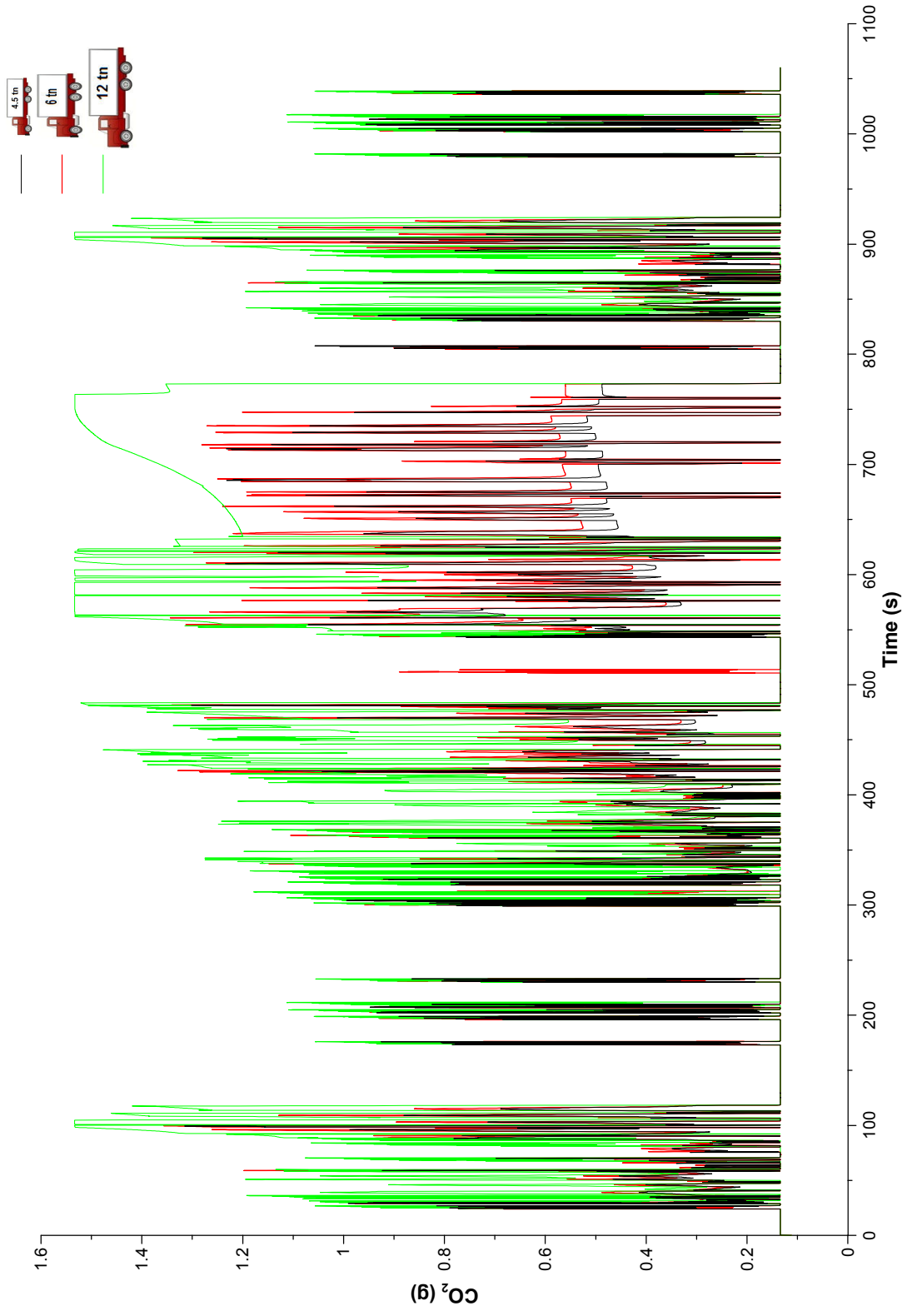
Σχήμα 5.1 - Απόκριση επιλεγμένων βαρέων οχημάτων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους



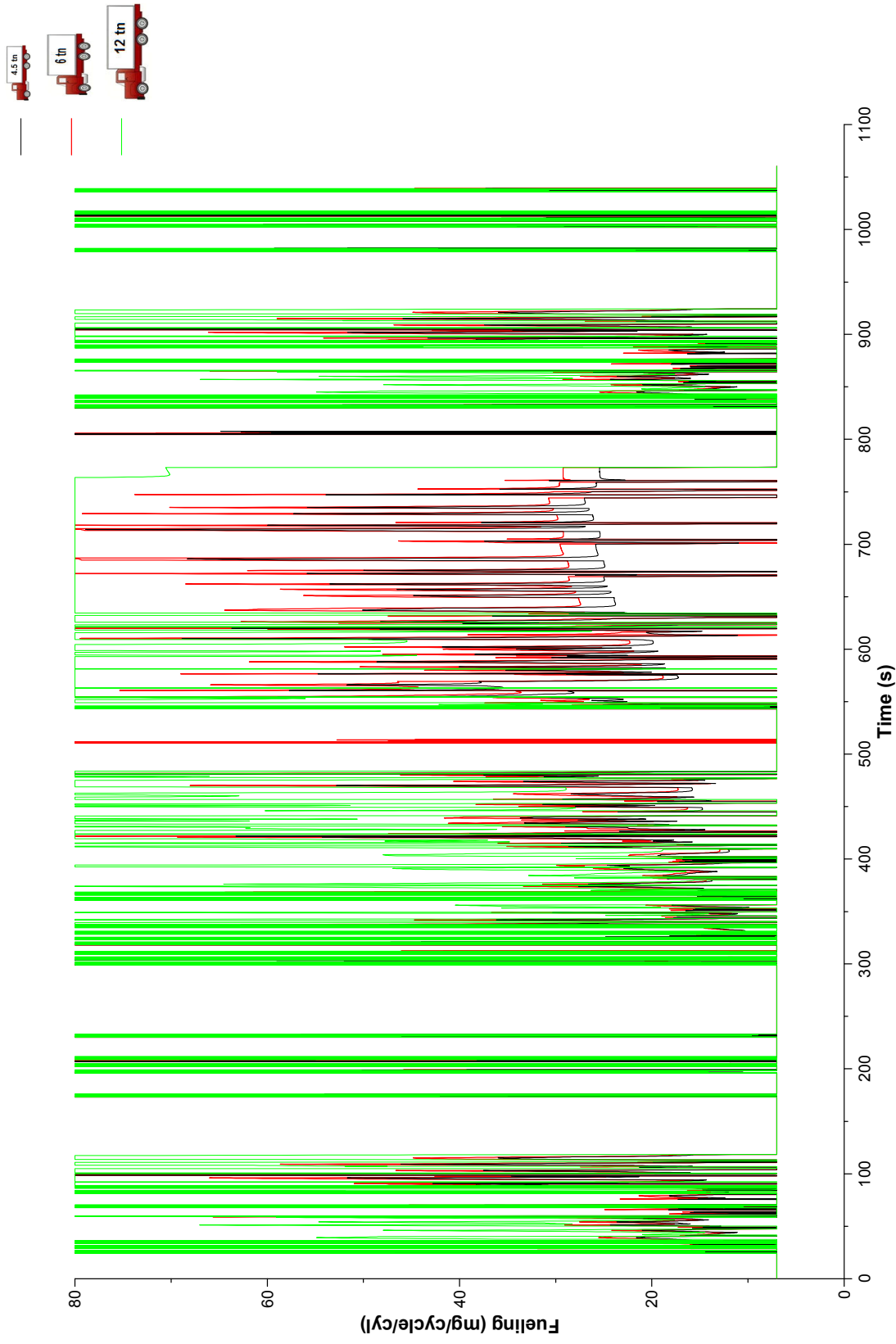
Σχήμα 5.2 - Εκπομπές NO_x επιλεγμένων βαρέων οχημάτων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους



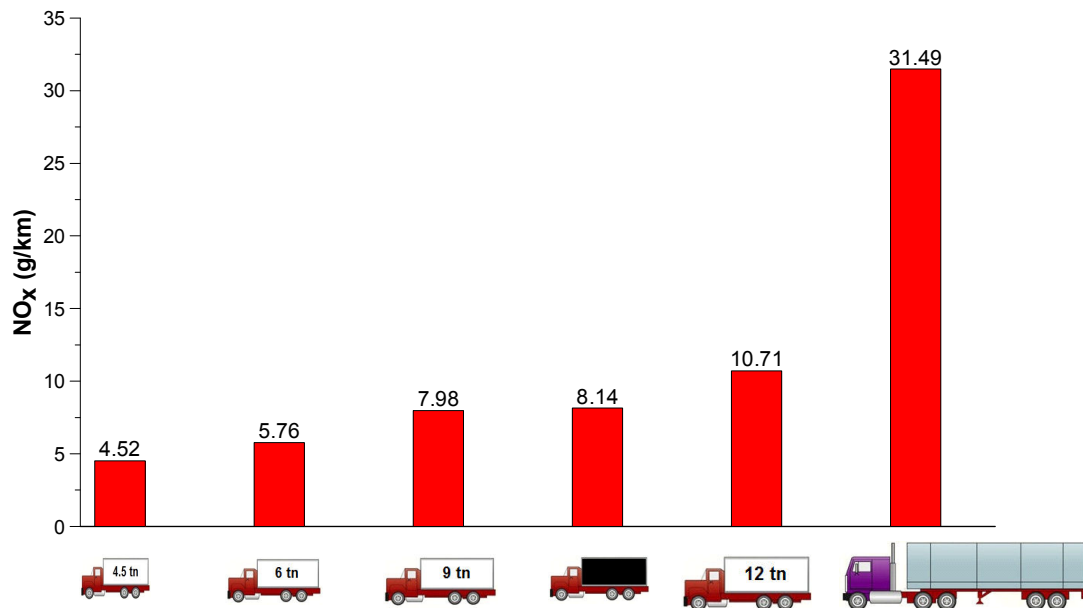
Σχήμα 5.3 - Εκπομπές αιθάλης επιλεγμένων βαρέων οχημάτων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους



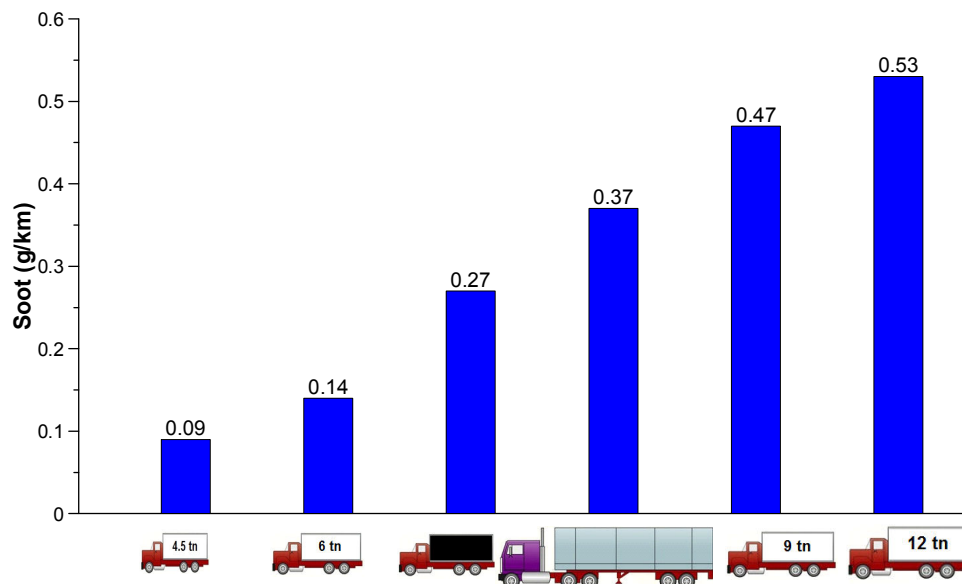
Σχήμα 5.4 - Εκπομπές CO_2 επιλεγμένων βαρέων οχημάτων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους



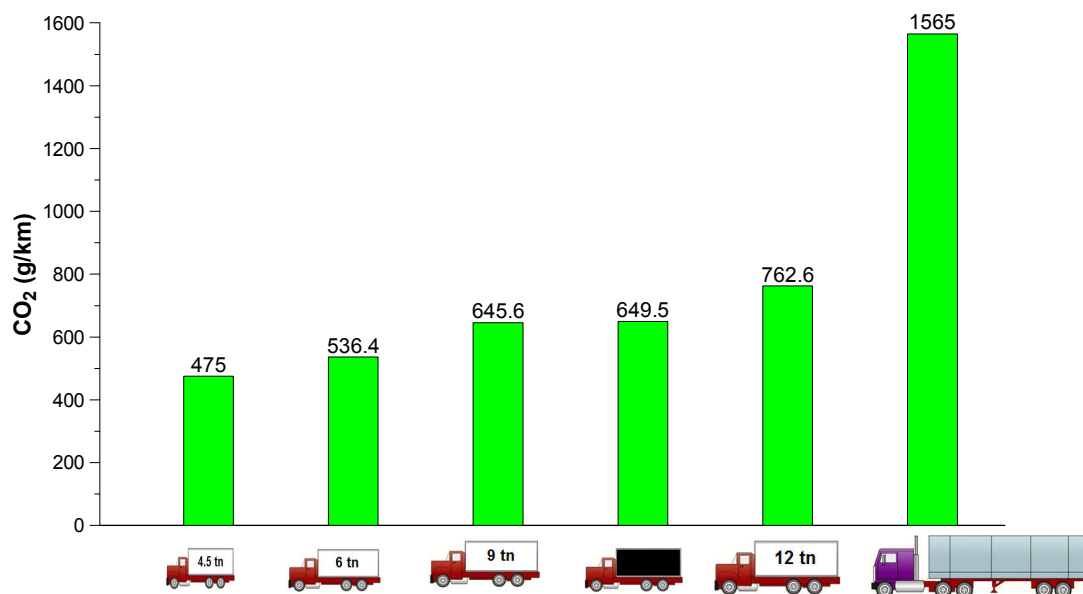
Σχήμα 5.5 - Κατανάλωση καυσίμου επιλεγμένων βαρέων οχημάτων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους



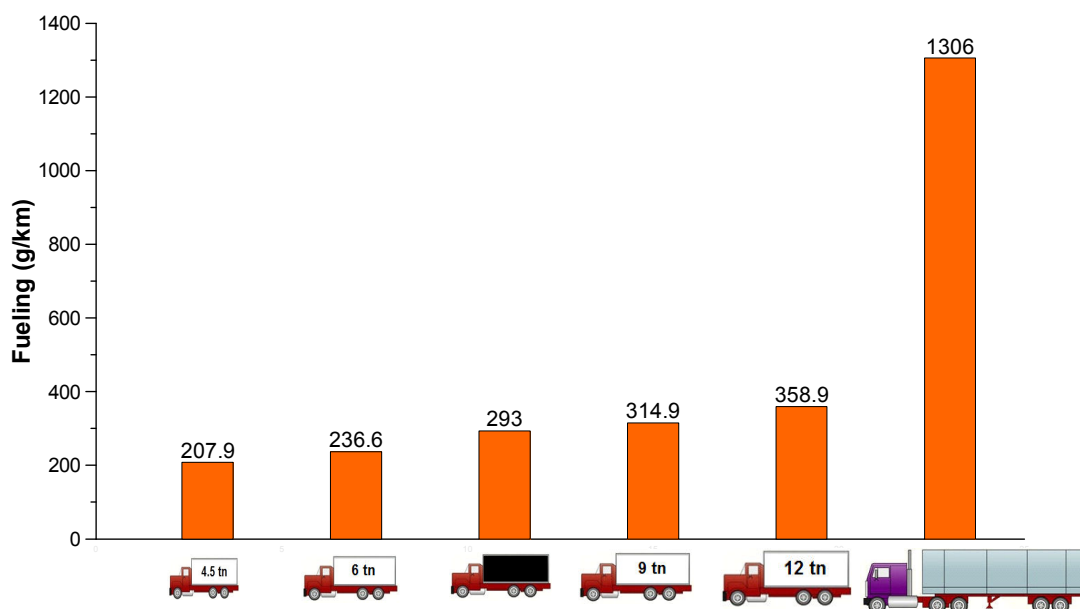
Σχήμα 5.6 - Συνολικές εκπομπές NO_x κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS βαρέων οχημάτων συγκριτικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους



Σχήμα 5.7 - Συνολικές εκπομπές αιθάλης κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS βαρέων οχημάτων συγκριτικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους



Σχήμα 5.8 - Συνολικές εκπομπές CO₂ κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS βαρέων οχημάτων συγκριτικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους



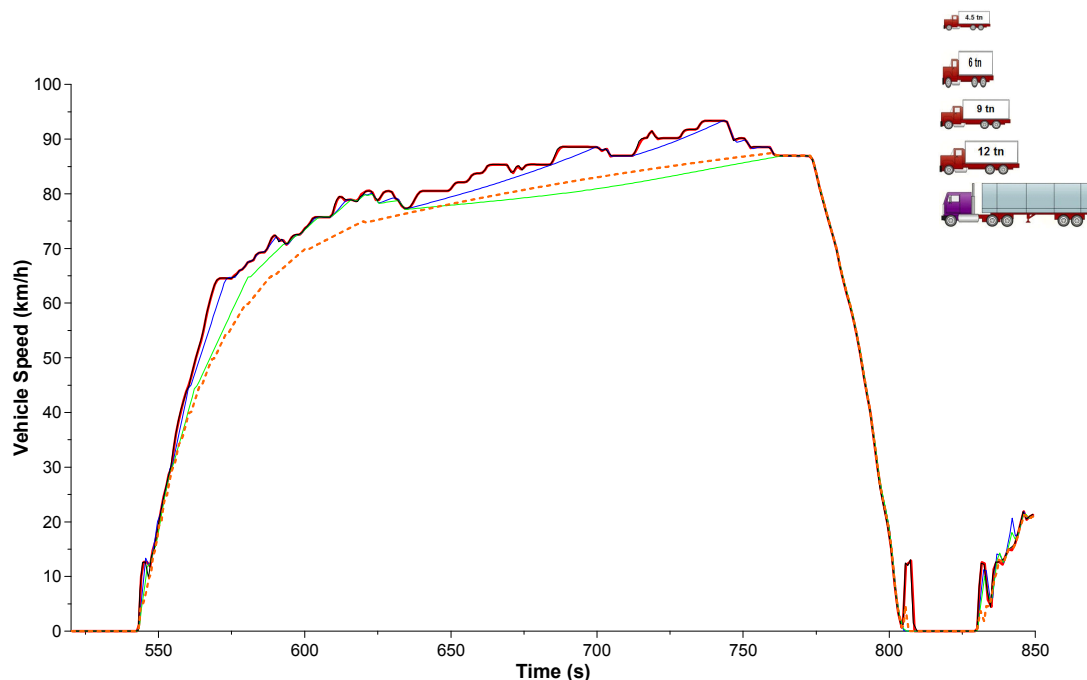
Σχήμα 5.9 - Συνολική κατανάλωση καυσίμου κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS βαρέων οχημάτων συγκριτικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους

5.2.3 Συμπεράσματα

Μελετώντας τα παραπάνω Σχήματα, μπορεί κανείς να εξάγει ορισμένα συμπεράσματα σχετικά με την επίδραση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών των οχημάτων τόσο στην απόκρισή τους όσο και στις εκπομπές ρύπων και στην κατανάλωση καυσίμου. Έτσι, γίνεται η εφικτή η σύγκριση μεταξύ των διαφορετικών μοντέλων οχημάτων που επιλέχθηκαν, που άλλωστε αποτελεί και το σημαντικότερο σημείο της όλης εργασίας.

Καταρχάς, σε ό,τι αφορά στην **απόκριση των οχημάτων** κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS, είναι φανερό από το Σχήμα 5.1 ότι **αυξανόμενης της μάζας του οχήματος και κατ' επέκταση της γεωμετρίας του, η απόκριση τους χειροτερεύει, κατά κύριο λόγο σε σημεία έντονων επιταχύνσεων αλλά και υψηλών ταχυτήτων γενικότερα**. Πιο συγκεκριμένα, τα οχήματα μάζας 4.5 tn, 6.0 tn καθώς και το όχημα μάζας 6.0 tn με φορτίο 3 tn (δηλαδή συνολικής μάζας 9 tn) παρουσιάζουν αρκετά ικανοποιητική απόκριση, με μικρές διαφορές μεταξύ τους σε όλη τη διάρκεια του Κύκλου. Αντίθετα, τα υπόλοιπα οχήματα μεγαλύτερης μάζας και γεωμετρίας, δηλαδή τα οχήματα μάζας 9 tn, 12 tn και 25 tn αντίστοιχα, παρουσιάζουν χειρότερη απόκριση κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης. Όπως είναι εμφανές στο Σχήμα 5.1, τα τρία μεγαλύτερα οχήματα παρουσιάζουν μη ικανοποιητική απόκριση (αδυναμία να ανταπεξέλθουν στην πραγματικά απαιτούμενη από τη νομοθεσία ταχύτητα εντός του Κύκλου), ιδιαίτερα σε σημεία έντονων επιταχύνσεων και πολύ υψηλών ταχυτήτων. Για παράδειγμα, έντονη αδυναμία των οχημάτων αυτών να ακολουθήσουν τον Κύκλο UDDS παρατηρείται μεταξύ των 500 s και 800 s, που σημειώνονται οι υψηλότερες ταχύτητες του Κύκλου (Σχήμα 5.10). Βεβαίως, εντοπίζονται και διαφοροποιήσεις μεταξύ των μοντέλων που δεν ακολουθούν την προαναφερόμενη τάση και οι οποίες πρέπει να αναφερθούν. Το όχημα μάζας 6.0 tn με φορτίο 3 tn, παρόλο που η συνολική μάζα του είναι 9 tn, ίση δηλαδή με αυτή του αμέσως βαρύτερου οχήματος, παρουσιάζει παρόμοια απόκριση με το όχημα 6.0 tn διότι διαθέτουν όμοια γεωμετρικά χαρακτηριστικά (πχ. μετωπική επιφάνεια, μεταξόνιο κ.λπ.). Η συμπεριφορά αυτή δείχνει, πως τα υπόλοιπα γεωμετρικά χαρακτηριστικά υπερτερούν έναντι της μάζας σε θέματα απόκρισης. Επιπρόσθετα, το ιδιαίτερα βαρύ όχημα μάζας 25tn που διαθέτει

κιβώτιο 16 ταχυτήτων παρουσιάζει αρκετά ικανοποιητική απόκριση συγκριτικά με το μέγεθός του, γεγονός που αποδεικνύει την καθοριστική σημασία του κιβωτίου ταχυτήτων στην απόκριση ενός οχήματος (Σχήμα 5.10).



Σχήμα 5.10 – Απόκριση οχημάτων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS μεταξύ 520 – 800 s συγκριτικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους

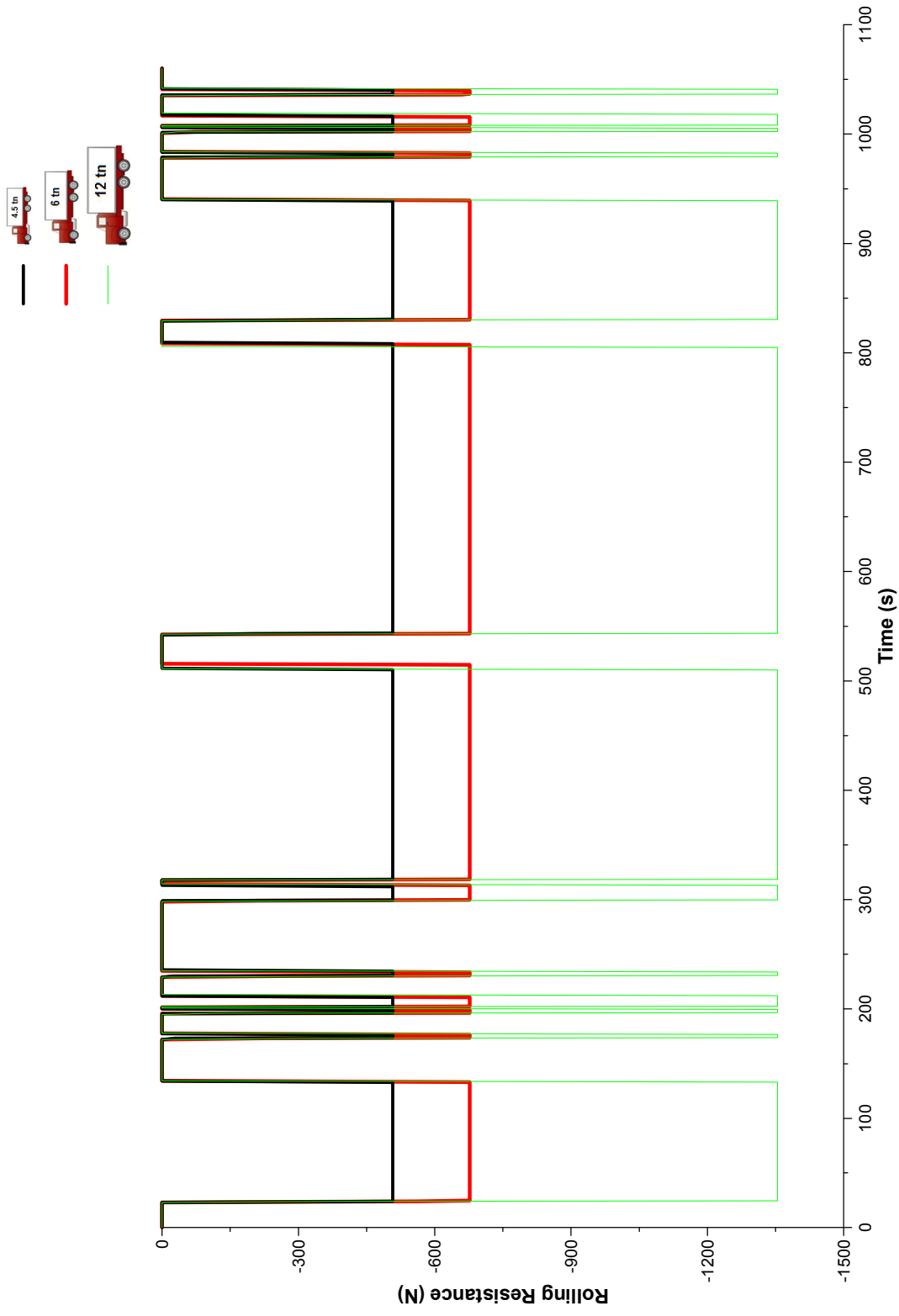
Όσον αφορά στις **εκπομπές των ρύπων** (NO_x και αιθάλη) και την κατανάλωση καυσίμου, η γενική παρατήρηση για όλα τα μοντέλα, είναι ότι στα σημεία απότομων επιταχύνσεων παρατηρείται αυξημένη κατανάλωση καυσίμου και οι τιμές των NO_x και αιθάλης ξεπερνούν τις συνηθισμένες τους τιμές κατά τη αντίστοιχη μόνιμη λειτουργία, φαινόμενο που οφείλεται στην υστέρηση του στροβιλο-υπερπληρωτή. Το φαινόμενο αυτό καθώς επίσης και οι λόγοι εμφάνισής του αναλύθηκαν εκτενώς στο Κεφάλαιο 4 (Παράγραφος 4.3). Όμως, είναι χρήσιμη η σύγκριση μεταξύ των διαφορετικών οχημάτων για την κατανόηση της επίδρασης των γεωμετρικών χαρακτηριστικών, η οποία θα γίνει τόσο μέσω των διαγραμμάτων πραγματικού χρόνου (Σχήματα 5.2 έως 5.5) όσο και μέσω των συνολικών διαγραμμάτων (Σχήματα 5.6 έως 5.9).

- Σχετικά με τις εκπομπές των **οξειδίων του αζώτου**, ισχύει πως αυξανόμενου του φορτίου, εγχύεται περισσότερο καύσιμο εντός των κυλίνδρων (μείωση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου λ_a), οδηγώντας σε αύξηση των θερμοκρασιών στις πλούσιες (σε καύσιμο) ζώνες, που με τη σειρά τους προκαλούν αυξημένες εκπομπές NO_x . Η αύξηση του φορτίου λόγω αύξησης της μάζας του οχήματος γίνεται ξεκάθαρη και μέσω του Σχήματος 5.11, που απεικονίζει την ασκούμενη αντίσταση κύλισης στα οχήματα διαφορετικών χαρακτηριστικών, καθώς αποτελεί την κύρια συνιστώσα της συνολικής δύναμης σε όλη τη διάρκεια του κύκλου (βλ. Κεφάλαιο 4, Σχήμα 4.11). Είναι φανερό, πως αυξανόμενης της μάζας του οχήματος, αυξάνεται και η δύναμη κύλισης αντίστοιχα. Όπως φαίνεται και από το Σχήμα 5.2, οι εκπομπές NO_x γίνονται υπερβολικές κατά τη διάρκεια έντονων επιταχύνσεων των οχημάτων, γεγονός που παρατηρείται σε όλα τα οχήματα, προφανώς με διαφορετικές τιμές. Οι εκπομπές 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. Λαμβάνοντας υπ' όψιν το Σχήμα 5.2 καθώς και το Σχήμα 5.6, παρατηρούμε πως αυξανόμενης της μάζας των οχημάτων αυξάνονται αντίστοιχα και οι εκπομπές των NO_x , γεγονός απόλυτα λογικό, μιας και αύξηση της μάζας συνεπάγεται και ανάλογη αύξηση του φορτίου (Σχήμα 5.11). Χαρακτηριστικές είναι οι αυξημένες, συγκριτικά, εκπομπές NO_x του επιβαρυμένου με φορτίο οχήματος, που ξεπερνά στα συνολικά NO_x ακόμη και το όχημα ίσης μάζας 9 tn με μεγαλύτερη γεωμετρία με εκπομπές 8.14 g/km και 7.98 g/km αντίστοιχα (Σχήμα 5.6). Οι αυξημένες εκπομπές του οχήματος αυτού δείχνουν την έντονη επιβάρυνση που του προκαλεί το επιπλέον φορτίο μάζας 3 tn καθώς και πως η «μικρή» γεωμετρία του δεν είναι αρκετή για να το αντέξει. Επίσης, το όχημα μάζας 25 tn παρουσιάζει υπερβολικές εκπομπές NO_x (31.49 g/km), γεγονός απόλυτα αναμενόμενο, αν αναλογιστεί κανείς την ιδιαίτερα αυξημένη μάζα και γενικά το μεγάλο του μέγεθος που καθιστά το φορτίο πολύ αυξημένο. Βεβαίως, ιδιαίτερα σημαντική παρατήρηση σχετικά με το όχημα αυτό

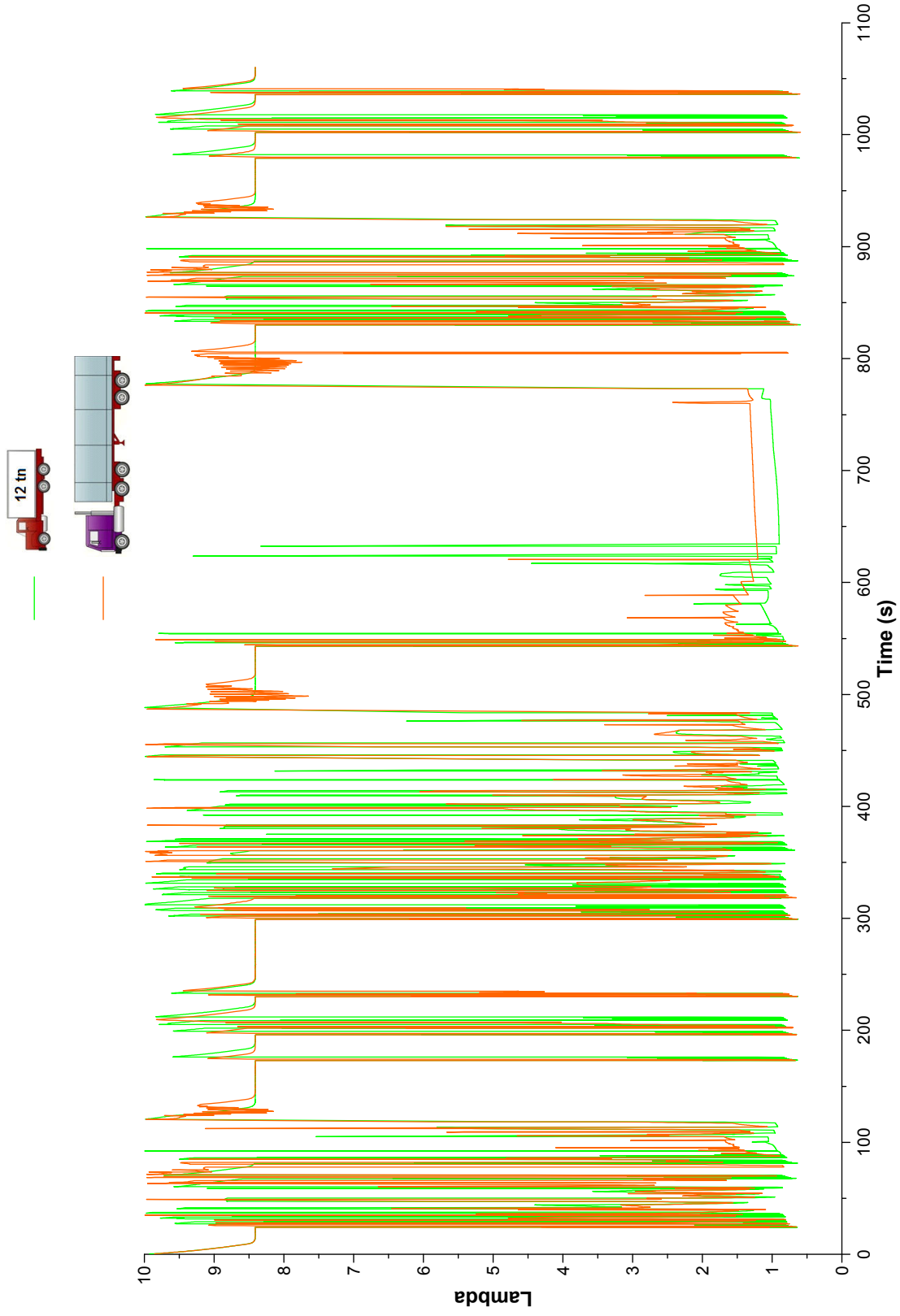
είναι, ότι παρουσιάζει αυξημένες τιμές του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου (δηλ. $\lambda_a > 1$ καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου) συγκριτικά με το όχημα μάζας 12 tn με κιβώτιο 6 ταχυτήτων (στο οποίο παρατηρούνται και τιμές $\lambda_a < 1$), που εξηγούν και τις αντίστοιχες αυξημένες εκπομπές NO_x του οχήματος με κιβώτιο 16 ταχυτήτων (Σχήμα 5.12).²

- Αναφορικά 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. Όπως αναφέρθηκε εκτενώς και στο Κεφάλαιο 4, η υπερακόντιση των εκπομπών της αιθάλης παρατηρείται μετά από κάθε επιτάχυνση του οχήματος και οφείλεται πρωτίστως στην προσωρινή έλλειψη αέρα εξαιτίας της υστέρησης του υπερπληρωτή. Με βάση τα Σχήματα 5.3 και 5.7 αλλά και το Σχήμα 5.11, επιβεβαιώνεται η επίδραση του φορτίου στην εκπεμπόμενη αιθάλη, καθώς αυξανόμενης της μάζας των οχημάτων, οι συνολικές εκπομπές αιθάλης αυξάνονται αντίστοιχα. Εξαίρεση της τάσης αυτής αποτελεί μόνο το ιδιαίτερα βαρύ όχημα που είναι εφοδιασμένο με κιβώτιο 16 ταχυτήτων, του οποίου οι εκπομπές αιθάλης είναι ιδιαίτερα χαμηλές συγκριτικά με το βάρος και τη γεωμετρία του σε σχέση με τα υπόλοιπα οχήματα. Η ιδιαιτερότητα αυτή μπορεί να αποδοθεί μόνο στο γεγονός, ότι το επιλεγμένο κιβώτιο του εξασφαλίζει μια αρκετά ομαλή απόκριση, χωρίς έντονες αυξομειώσεις του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου (λ_a) που οδηγεί σε μη αυξημένες εκπομπές αιθάλης, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.12. Είναι φανερό, πως σε όλη τη διάρκεια του κύκλου ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου δεν «πέφτει» κάτω από τη στοιχειομετρική τιμή ($\lambda_a=1$), γεγονός που εξηγεί και τις σχετικά χαμηλές εκπομπές αιθάλης.

² Ως γνωστόν, οι εκπομπές NO_x αυξάνονται με την αύξηση της θερμοκρασίας που προκαλείται από λειτουργία, που προσεγγίζει το $\lambda_a=1$, όχι όμως όταν $\lambda_a < 1$.



Σχήμα 5.11 – Αντίσταση κύλισης οχημάτων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους



Σχήμα 5.12 – Λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου δύο επιλεγμένων βαρέων οχημάτων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους

Τέλος, όσον αφορά τις εκπομπές **διοξειδίου του άνθρακα** καθώς επίσης και της **κατανάλωσης καυσίμου**, αυτές παρουσιάζουν παρόμοια συμπεριφορά εξαιτίας της άμεσης συσχέτισης τους (Παράγραφος 4.5). Πιο συγκεκριμένα, όσο η μάζα των οχημάτων αυξάνεται, τόσο οι εκπομπές CO₂ και η κατανάλωση καυσίμου παρουσιάζουν ανάλογη εικόνα (Σχήματα 5.8 και 5.9). Ομοίως με προηγουμένως, είναι φανερό πως το ιδιαίτερα βαρύ και μεγάλο όχημα παρουσιάζει εξαιρετικά αυξημένες εκπομπές CO₂ και κατανάλωση καυσίμου, σε σύγκριση με τα υπόλοιπα εξεταζόμενα οχήματα. Τέλος, παρατηρείται μια διαφορά σε σχέση με τα δύο μεγέθη (CO₂, fueling) στο όχημα που επιβαρύνεται με φορτίο, καθώς παρόλο που παρουσιάζει περισσότερες συνολικές εκπομπές CO₂ από το όχημα 9tn, η κατανάλωση καυσίμου είναι ελαφρώς μειωμένη σε σχέση με το συγκεκριμένο όχημα (Σχήματα 5.8 και 5.9).

5.2.4 Στατιστική συσχέτιση των αποτελεσμάτων

Μετά την ολοκλήρωση της μελέτης των οχημάτων συγκριτικά με τα γεωμετρικά τους χαρακτηριστικά, προχωρήσαμε στη διερεύνηση **πιθανής στατιστικής συσχέτισης** των αποτελεσμάτων όσον αφορά τις συνολικές εκπομπές καυσαερίων (NO_x, αιθάλη και CO₂) των οχημάτων, με γραμμική σχέση, η οποία επιλέχθηκε να είναι της μορφής $Y = AX$. Από τη συσχέτιση αυτή προέκυψαν κάποια ενδιαφέροντα συμπεράσματα, τα οποία συνοψίζονται στον Πίνακα 5.3 που ακολουθεί.

Από τον Πίνακα 5.3 είναι φανερή η σημαντική συσχέτιση των εκπομπών καυσαερίων με τη μάζα των υπό μελέτη βαρέων οχημάτων. Η συσχέτιση αυτή μπορεί να αιτιολογηθεί μέσω του παράγοντα R². Ο παράγοντας αυτός τείνει στη μονάδα όσο η συσχέτιση μεταξύ των εξεταζόμενων μεγεθών γίνεται «καλύτερη» και στο μηδέν όσο αυτή εξαφανίζεται. Έτσι, στην προκειμένη περίπτωση είναι ξεκάθαρη η έντονη συσχέτιση μεταξύ μαζών των οχημάτων και εκπομπών ρύπων, καθώς ο παράγοντας R² λαμβάνει πολύ υψηλές τιμές. Πιο συγκεκριμένα, όσον αφορά τις εκπομπές NO_x και CO₂ η συσχέτιση των

μεγεθών είναι πολύ ικανοποιητική καθώς ο R^2 είναι 0.9776 και 0.9851 αντίστοιχα.

Πίνακας 5.3 – Στατιστική συσχέτιση αποτελεσμάτων

Ρύπος	Αποτελέσματα συσχέτισης
NO_x	A = 1.130 $R^2 = 0.9776$ Str Error = 0.0765
Αιθάλη	A = 0.0238 $R^2 = 0.7554$ Str Error = 0.0061
Αιθάλη (χωρίς το όχημα 25 tn)	A = 0.0395 $R^2 = 0.9319$ Str Error = 0.0053
CO_2	A = 66.134 $R^2 = 0.9851$ Str Error = 3.6335

Μια ιδιαιτερότητα ως προς τη παρούσα συσχέτιση εντοπίζεται στην αιθάλη, στην οποία κρίνεται σκόπιμη η πραγματοποίηση δύο συσχετίσεων, από τις οποίες η μία περιλαμβάνει όλα τα εξεταζόμενα οχήματα ενώ η άλλη δεν περιλαμβάνει το όχημα 25 tn. Ο διαχωρισμός αυτός γίνεται, καθώς το όχημα αυτό διαθέτει διαφορετικό κιβώτιο ταχυτήτων (βλ. Ενότητα 5.2.3). Έτσι, αν ληφθούν υπ' όψιν όλα τα οχήματα, ο παράγοντας R^2 λαμβάνει την τιμή 0.7554 ενώ αν δεν συμπεριλάβουμε το όχημα 25 tn, ο παράγοντας αυτός φτάνει την τιμή 0.9319, για όλα πλέον τα οχήματα με το ίδιο κιβώτιο ταχυτήτων, που επιβεβαιώνει τη χρησιμότητα του διαχωρισμού αυτού. Στον Πίνακα 5.3 αναφέρεται επίσης για κάθε εξεταζόμενο ρύπο ο συντελεστής A της γραμμικής σχέσης συσχέτισης αλλά και το τυπικό σφάλμα (standard error) κάθε συσχέτισης.

5.3 Επίδραση του κιβωτίου ταχυτήτων του οχήματος

5.3.1 Δεδομένα προσομοίωσης

Μία δεύτερη παράμετρος, που εξετάστηκε στην παρούσα εργασία όσον αφορά την επίδρασή της στην απόκριση του οχήματος και στις εκπομπές ρύπων κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS, είναι το κιβώτιο ταχυτήτων του οχήματος. Πιο συγκεκριμένα, μελετήθηκαν δύο διαφορετικά κιβώτια ταχυτήτων που διαθέτουν 6 και 4 σχέσεις μετάδοσης (i_g) αντίστοιχα. Οι σχέσεις αυτές, συμπεριλαμβανομένης και της σχέσης μετάδοσης του διαφορικού (i_b) απεικονίζονται στον Πίνακα 5.3.

Πίνακας 5.3 - Σχέσεις Μετάδοσης των Κιβωτίων Ταχυτήτων

	Κιβώτιο 6 ταχυτήτων	Κιβώτιο 4 ταχυτήτων
Σχέσεις μετάδοσης κιβωτίου ταχυτήτων (i_g)	1 ^η – 9.201 :1 2 ^η – 5.2301:1 3 ^η – 3.145:1 4 ^η – 2.034:1 5 ^η – 1.374:1 6 ^η – 1.000:1	1 ^η – 3.45:1 2 ^η – 2.24:1 3 ^η – 1.41 :1 4 ^η – 1.00 :1
Σχέση μετάδοσης διαφορικού (i_b)	2.666:1	3.21:1

Με τη χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power μοντελοποιήθηκαν τέσσερα διαφορετικά οχήματα βαρέος τύπου, τα οποία διαθέτουν τα εξής χαρακτηριστικά:

1. Όχημα βαρέος τύπου, μάζας 6 tn με κιβώτιο 6 ταχυτήτων (ονομαστικό όχημα)
2. Όχημα βαρέος τύπου, μάζας 6 tn με κιβώτιο 4 ταχυτήτων
3. Όχημα βαρέος τύπου, μάζας 9 tn με κιβώτιο 6 ταχυτήτων
4. Όχημα βαρέος τύπου, μάζας 9 tn με κιβώτιο 4 ταχυτήτων

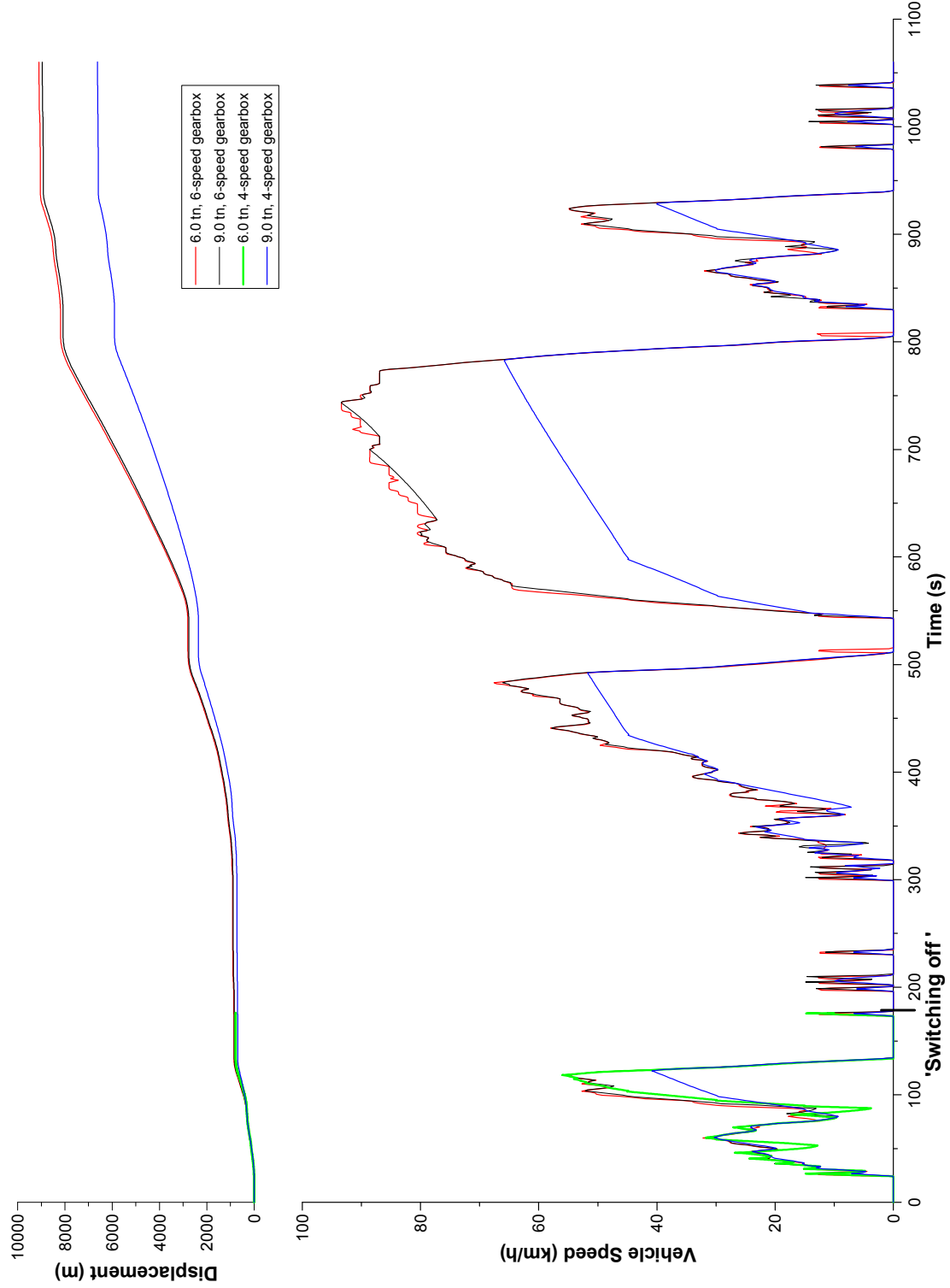
5.3.2 Επιδόσεις και εκπομπές ρύπων

Τα μεγέθη που απεικονίζονται στα Σχήματα 5.13 έως 5.17 κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS σε πραγματικό χρόνο (real time) είναι τα εξής:

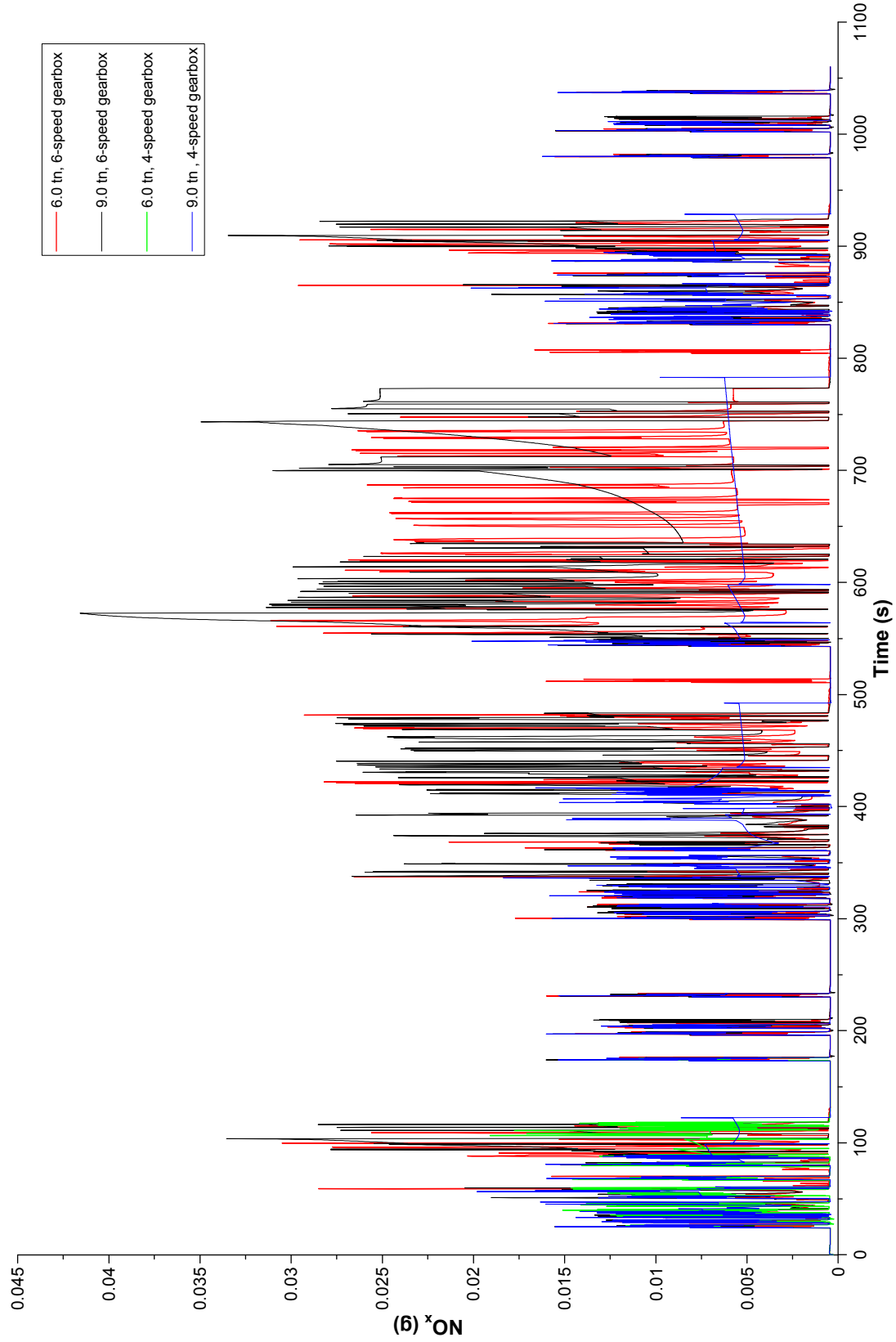
1. Απόκριση των οχημάτων και η μετατόπισή τους
2. Εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO_x)
3. Εκπομπές αιθάλης (soot)
4. Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO₂)
5. Κατανάλωση καυσίμου (fueling)

Επιπρόσθετα, όπως και στην Παράγραφο 5.2, απεικονίζονται οι συνολικές εκπομπές καυσαερίων και η κατανάλωση καυσίμου των οχημάτων στα Σχήματα 5.18 έως 5.21. Τα εξεταζόμενα μεγέθη είναι τα εξής:

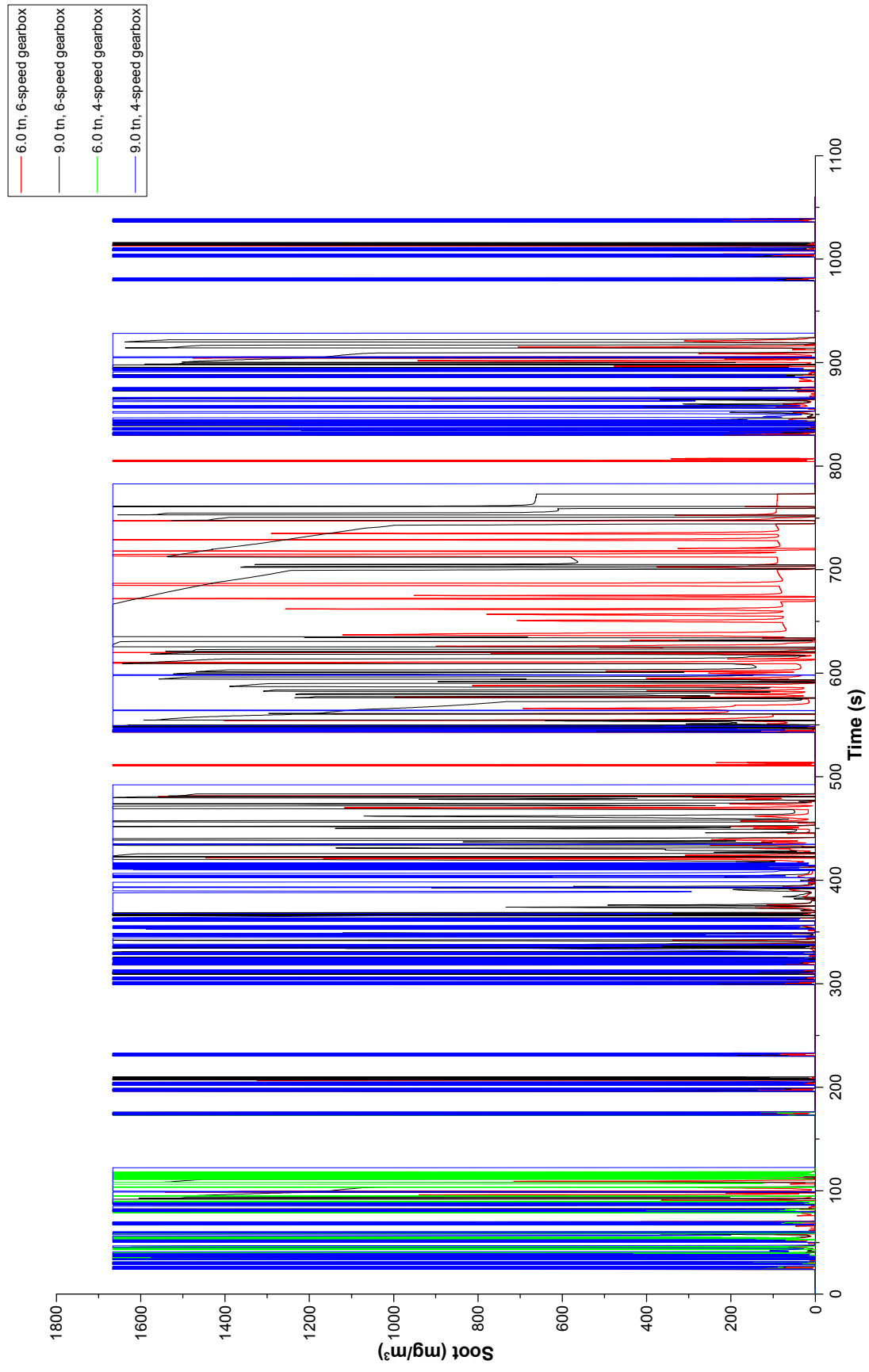
1. Εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO_x)
2. Εκπομπές αιθάλης (soot)
3. Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO₂)
4. Κατανάλωση καυσίμου (fueling)



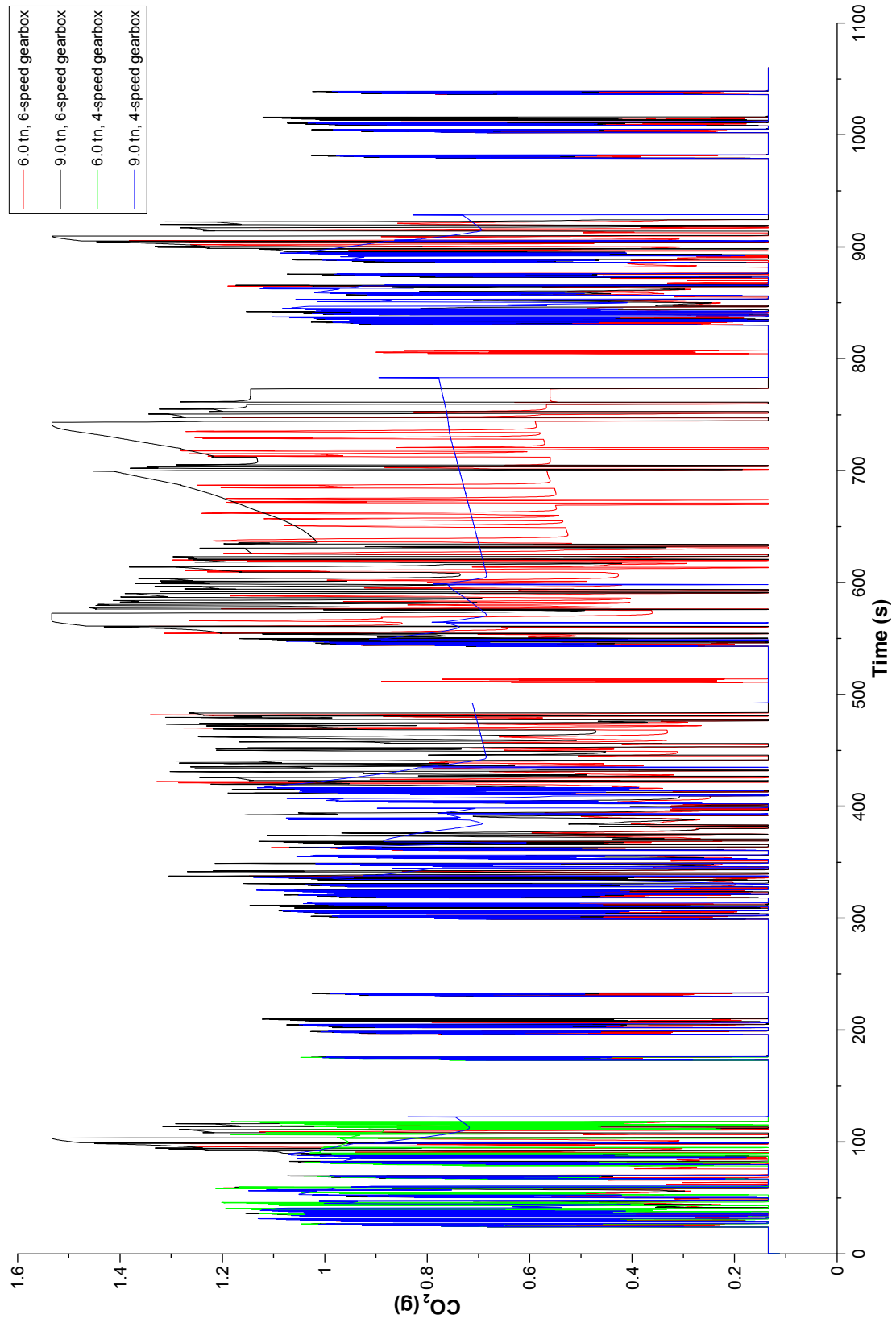
Σχήμα 5.13 - Απόκριση οχημάτων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με το κιβώτιο ταχυτήτων τους



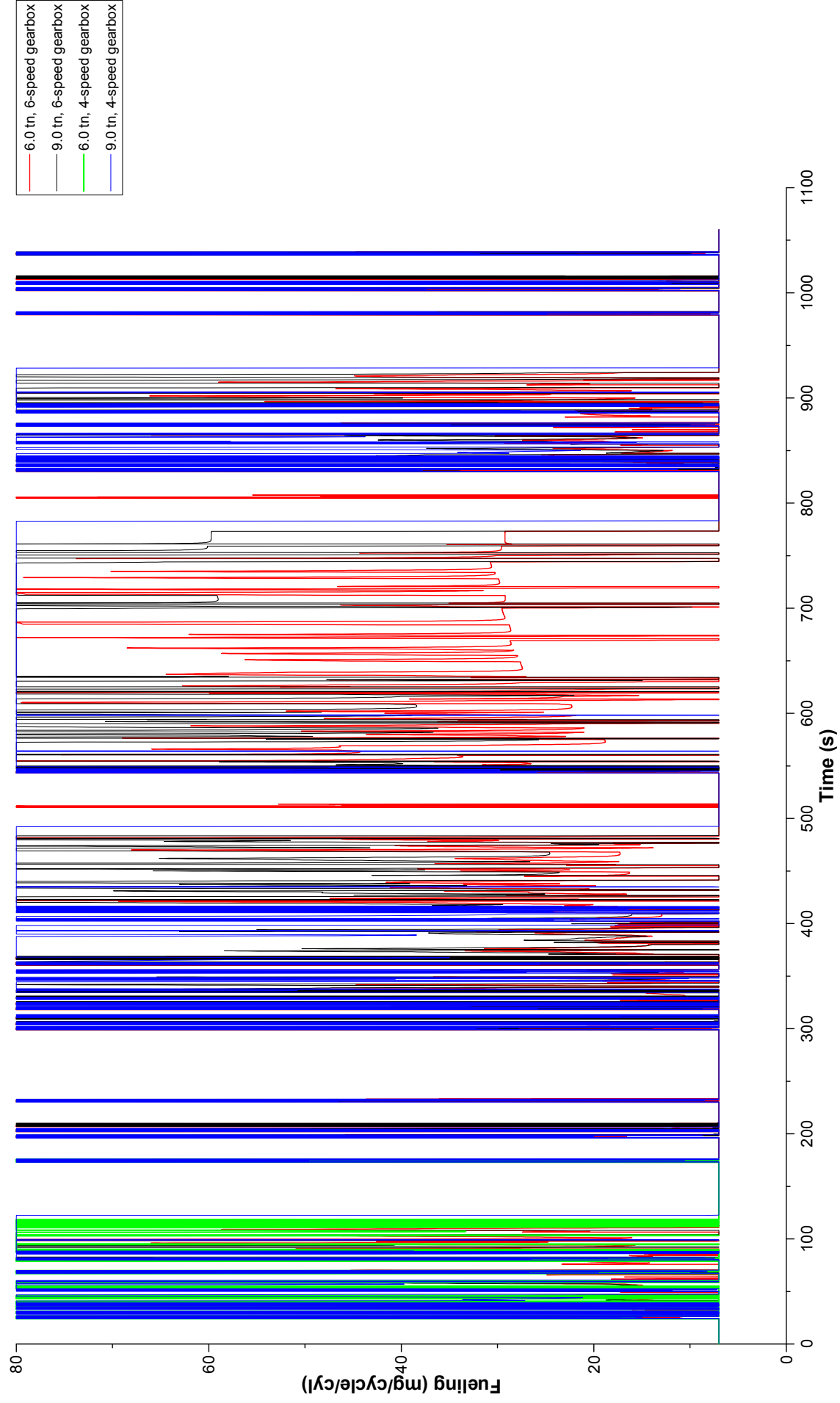
Σχήμα 5.14 - Εκπομπές NO_x κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS βαρέων οχημάτων συγκριτικά με το κιβώτιο ταχυτήτων τους



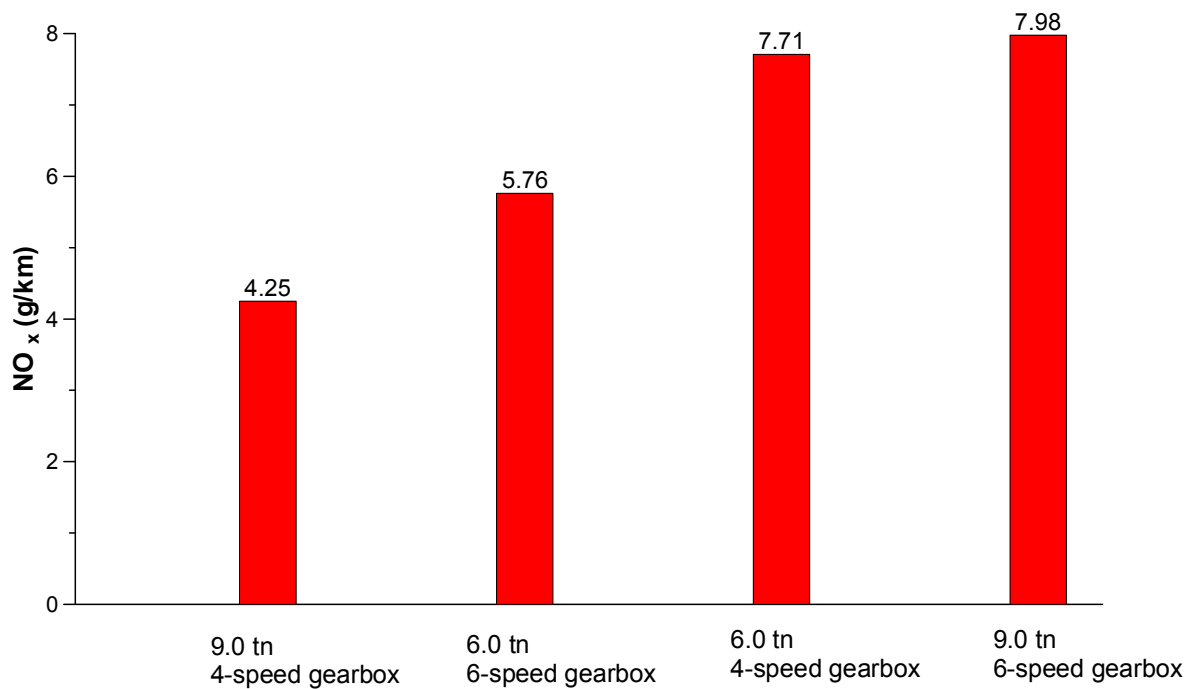
Σχήμα 5.15 - Εκπομπές αιθάλης κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS βαρέων οχημάτων συγκριτικά με το κβώτιο ταχυτήτων τους



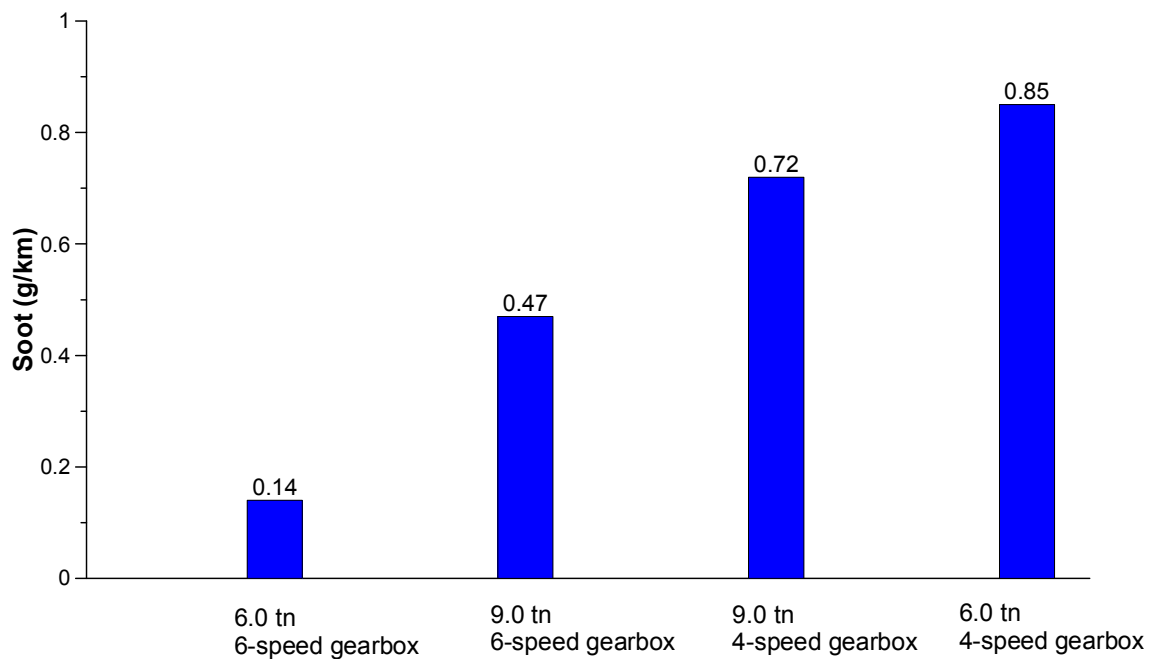
Σχήμα 5.16 - Εκπομπές CO_2 κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS βαρέων οχημάτων συγκριτικά με το κβώτιο ταχυτήτων τους



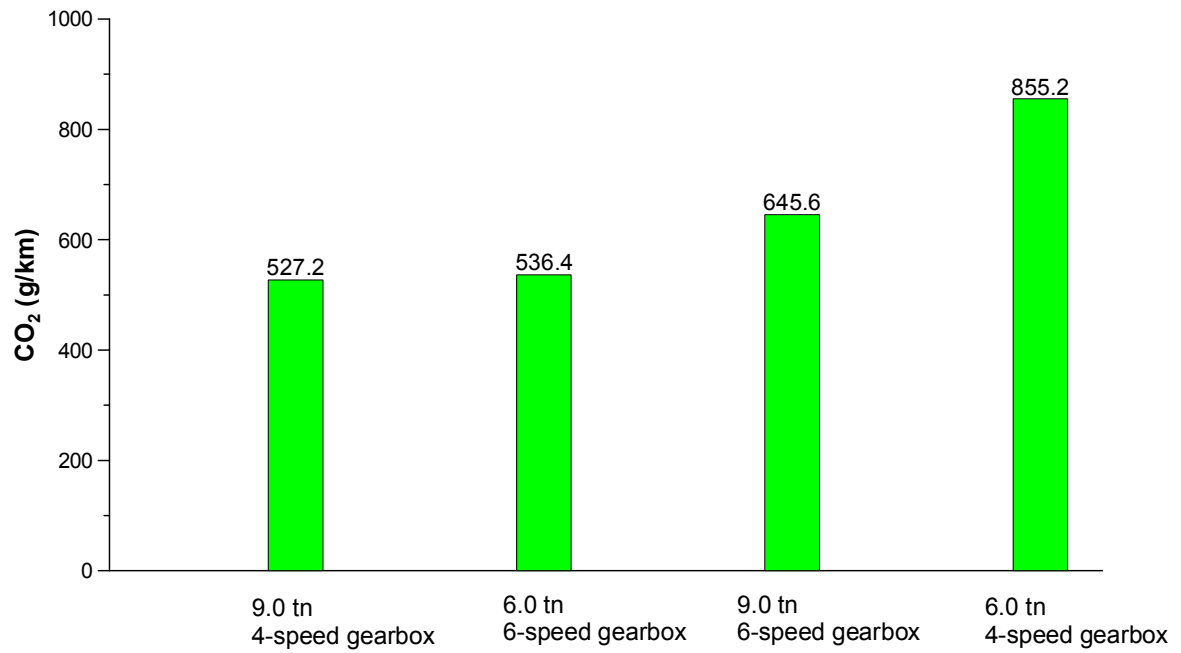
Σχήμα 5.17 - Κατανάλωση καυσίμου σε κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS βαρέων οχημάτων συγκριτικά με το κιβώτιο ταχυτήτων τους



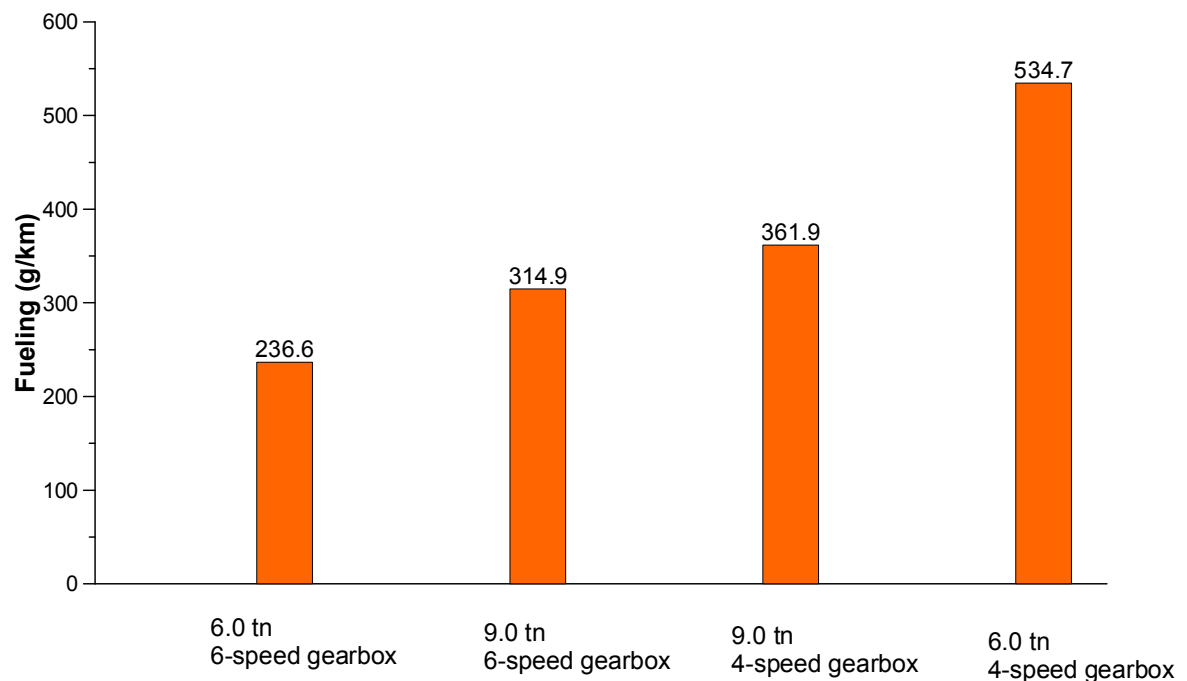
Σχήμα 5.18 - Συνολικές εκπομπές NO_x του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με το κιβώτιο ταχυτήτων των οχημάτων



Σχήμα 5.19 - Συνολικές Εκπομπές αιθάλης του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με το κιβώτιο ταχυτήτων των οχημάτων



Σχήμα 5.20 - Συνολικές Εκπομπές CO₂ του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με το κιβώτιο ταχυτήτων των οχημάτων



Σχήμα 5.21 – Συνολική κατανάλωση καυσίμου του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με το κιβώτιο ταχυτήτων των οχημάτων

5.3.3 Συμπεράσματα

Καταρχάς, σε ότι αφορά στην **απόκριση των οχημάτων** που διαθέτουν διαφορετικά κιβώτια ταχυτήτων (6 και 4 ταχυτήτων αντίστοιχα), παρατηρούνται μεγάλες διαφορές μεταξύ τους. Πιο συγκεκριμένα βλέπει κανείς, πως ανεξαρτήτως μάζας οχήματος, τα μοντέλα που διαθέτουν κιβώτιο 4 ταχυτήτων αντιμετωπίζουν σημαντικές δυσκολίες, στο να ακολουθήσουν τον Κύκλο συγκριτικά με τα οχήματα που διαθέτουν κιβώτιο 6 ταχυτήτων (μάζας 6 και 9 tn αντίστοιχα). Ακραία περίπτωση αποτελεί το όχημα μάζας 6 tn με κιβώτιο 4 ταχυτήτων, το οποίο σταμάτησε να λειτουργεί αρκετά νωρίς, όπως φαίνεται και από τα Σχήματα 5.13 έως 5.17 (ένδειξη “switching off” στο Σχήμα 5.13), καθώς το κιβώτιο του δεν ήταν αρκετό ώστε να φέρει εις πέρας τον επιβαλλόμενο Κύκλο Πόλης. Κατά αντιστοιχία, το όχημα μάζας 9 tn με κιβώτιο 4 ταχυτήτων, παρόλο που δεν «έσβησε», η απόκριση του σε όλη τη διάρκεια του UDDS δεν είναι καθόλου ικανοποιητική (Σχήμα 5.13). Λαμβάνοντας υπ’ όψιν τα παραπάνω, διαφαίνεται ο κυρίαρχος ρόλος του κιβωτίου ταχυτήτων σε θέματα απόκρισης των οχημάτων, κάτι που είχε ήδη φανεί και στην Παράγραφο 5.2, όσον αφορά το όχημα των 25 tn με το κιβώτιο 16 ταχυτήτων. Επίσης, πρέπει να τονιστεί το γεγονός, πως οι μετατοπίσεις των εξεταζόμενων οχημάτων διαφέρουν αρκετά, λόγω εμφάνισης σημαντικών διαφορών στις ταχύτητες που «φτάνουν». Η ιδιαιτερότητα, αυτή μπορεί να ευθύνεται για πιθανές ανακολουθίες στα αποτελέσματα των ρύπων που θα αναλυθούν παρακάτω.

Σχετικά με τις **εκπομπές των ρύπων** (NO_x και αιθάλη) και την κατανάλωση καυσίμου, είναι γεγονός, όπως και στην απόκριση προηγουμένως, ότι το κιβώτιο έχει ιδιαίτερη σημασία στα ζητήματα αυτά.

- Όσον αφορά στις εκπομπές των **οξειδίων του αζώτου**, παρατηρούμε πως υπάρχουν έντονες διαφοροποιήσεις μεταξύ των υπό μελέτη οχημάτων. Αρχικά, το όχημα μάζας 9 tn με κιβώτιο 4 ταχυτήτων παρουσιάζει τις χαμηλότερες εκπομπές από τα υπόλοιπα (Σχήμα 5.16). Το αποτέλεσμα αυτό οφείλεται στο ότι το όχημα αδυνατεί να «πιάσει» τις υψηλές ταχύτητες του Κύκλου με αποτέλεσμα το φορτίο να

μην είναι αυξημένο, γεγονός που με τη σειρά του συνεπάγεται μειωμένες εκπομπές NO_x. Επίσης το όχημα μάζας 6.0 tn με κιβώτιο 4 ταχυτήτων, του οποίου η λειτουργία σταμάτησε, παρουσιάζει πολύ αυξημένες εκπομπές NO_x, γεγονός που δείχνει τις σοβαρές δυσκολίες απόκρισης του από την αρχή του κύκλου. Τέλος, και τα δύο οχήματα με κιβώτιο 6-ταχυτήτων παρουσιάζουν πιο λογικά αποτελέσματα σε σχέση με αυτά που διαθέτουν κιβώτιο 4 ταχυτήτων (Σχήματα 5.14 και 5.18).

- Αναφορικά με τις εκπομπές της **αιθάλης**, ο κανόνας ότι η δημιουργία της εξαρτάται από το φορτίο, επαληθεύεται από τα συνολικά αποτελέσματα που προέκυψαν για τα τέσσερα υπό μελέτη οχήματα (Σχήμα 5.19). Είναι φανερό, πως τα δύο οχήματα με κιβώτιο 6 ταχυτήτων παρουσιάζουν μειωμένες εκπομπές αιθάλης καθώς το κιβώτιο τους, τούς προσφέρει πιο ομαλή απόκριση χωρίς έντονες και με διάρκεια αυξήσεις του φορτίου και κατ' επέκταση χωρίς έντονες μειώσεις του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου (λ_a), που δικαιολογεί αυτές τις χαμηλές τιμές. Αντίθετα, τα οχήματα με κιβώτιο 4 ταχυτήτων εμφανίζουν αυξημένες εκπομπές αιθάλης, γεγονός που αποδεικνύει για ακόμη μία φορά την μη καταλληλότητα του επιλεγμένου κιβωτίου.

Όσον αφορά τις εκπομπές **διοξειδίου του άνθρακα** καθώς επίσης και της **κατανάλωσης καυσίμου**, παρουσιάζουν και πάλι παρόμοια συμπεριφορά εξαιτίας της άμεσης συσχέτισης τους (Παράγραφος 4.5). Είναι ξεκάθαρο, ότι το όχημα μάζας 6 tn με κιβώτιο 4 ταχυτήτων εμφανίζει πολύ αυξημένες εκπομπές CO₂ και κατανάλωση καυσίμου, που επιβεβαιώνουν και αυτά πως το κιβώτιο δημιουργεί έντονα προβλήματα στο όχημα αυτό. Βεβαίως κάποιες ανακολουθίες που εμφανίζονται στα δύο μεγέθη οφείλονται στις διαφορετικές μετατοπίσεις των οχημάτων. Για παράδειγμα μεταξύ των οχημάτων μάζας 9 tn με κιβώτια ταχυτήτων 6 σχέσεων και 4 σχέσεων αντίστοιχα, εντοπίζεται ανακολουθία μεταξύ των εκπομπών CO₂ και κατανάλωσης καυσίμου (Σχήματα 5.20 και 5.21), γεγονός που μπορεί να δικαιολογηθεί και μέσω των διαφορετικών τους συνολικών μετατοπίσεων (βλ. Σχήμα 5.13).

5.4 Επίδραση του οδοστρώματος

5.4.1 Δεδομένα προσομοίωσης

Μία τρίτη παράμετρος, που εξετάστηκε στην παρούσα εργασία σχετικά με την επίδραση της στην απόκριση ενός οχήματος και στις εκπομπές ρύπων κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης, είναι η **τραχύτητα του οδοστρώματος**. Η έννοια της τραχύτητας του οδοστρώματος μπορεί να εκφραστεί μέσω του συντελεστή τριβής κύλισης (coefficient of rolling friction-CRF). Το υπολογιστικό πακέτο GT-Power, λαμβάνει υπ' όψιν του τον συγκεκριμένο συντελεστή, θεωρώντας τον ως γινόμενο δύο άλλων επιμέρους συντελεστών, οι οποίοι αφορούν στα ελαστικά και το οδόστρωμα, που ονομάζονται tire rolling resistance factor και road rolling resistance multiplier αντίστοιχα. Έτσι, στην παρούσα εργασία επιλέχθηκαν εκτός του ονομαστικής (Κεφάλαιο 4), δύο ακόμα τραχύτητες οδοστρώματος, η μία πιο λεία και η άλλη πιο τραχιά, των οποίων τα χαρακτηριστικά συνοψίζονται στον Πίνακα 5.4. Και τα τρία οχήματα είναι μάζας 6.0 tn.

Πίνακας 5.4 Χαρακτηριστικά τραχύτητας οδοστρώματος

	Περιγραφή οχήματος	Tire rolling resistance factor	Road rolling resistance factor	Coefficient of rolling friction (CRF)
A	Ονομαστικό Όχημα	0.0115	1.000	0.0115
B	Όχημα σε λείο οδόστρωμα	0.006	1.000	0.006
C	Όχημα σε τραχύ οδόστρωμα	0.0115	4.000	0.046

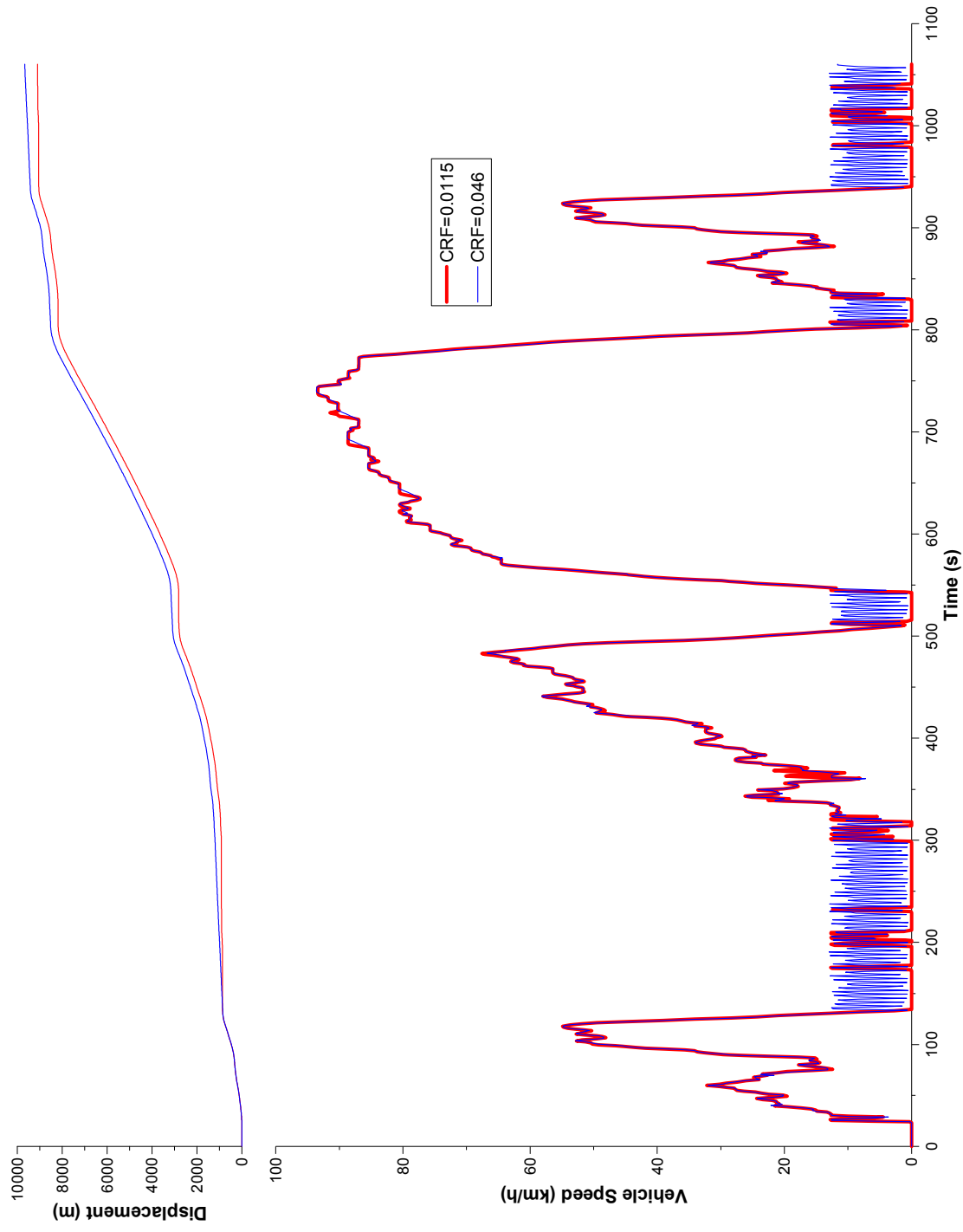
5.4.2 Επιδόσεις και εκπομπές ρύπων

Τα μεγέθη που απεικονίζονται στα Σχήματα 5.22 έως 5.26 κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης σε πραγματικό χρόνο (real time) είναι τα εξής:

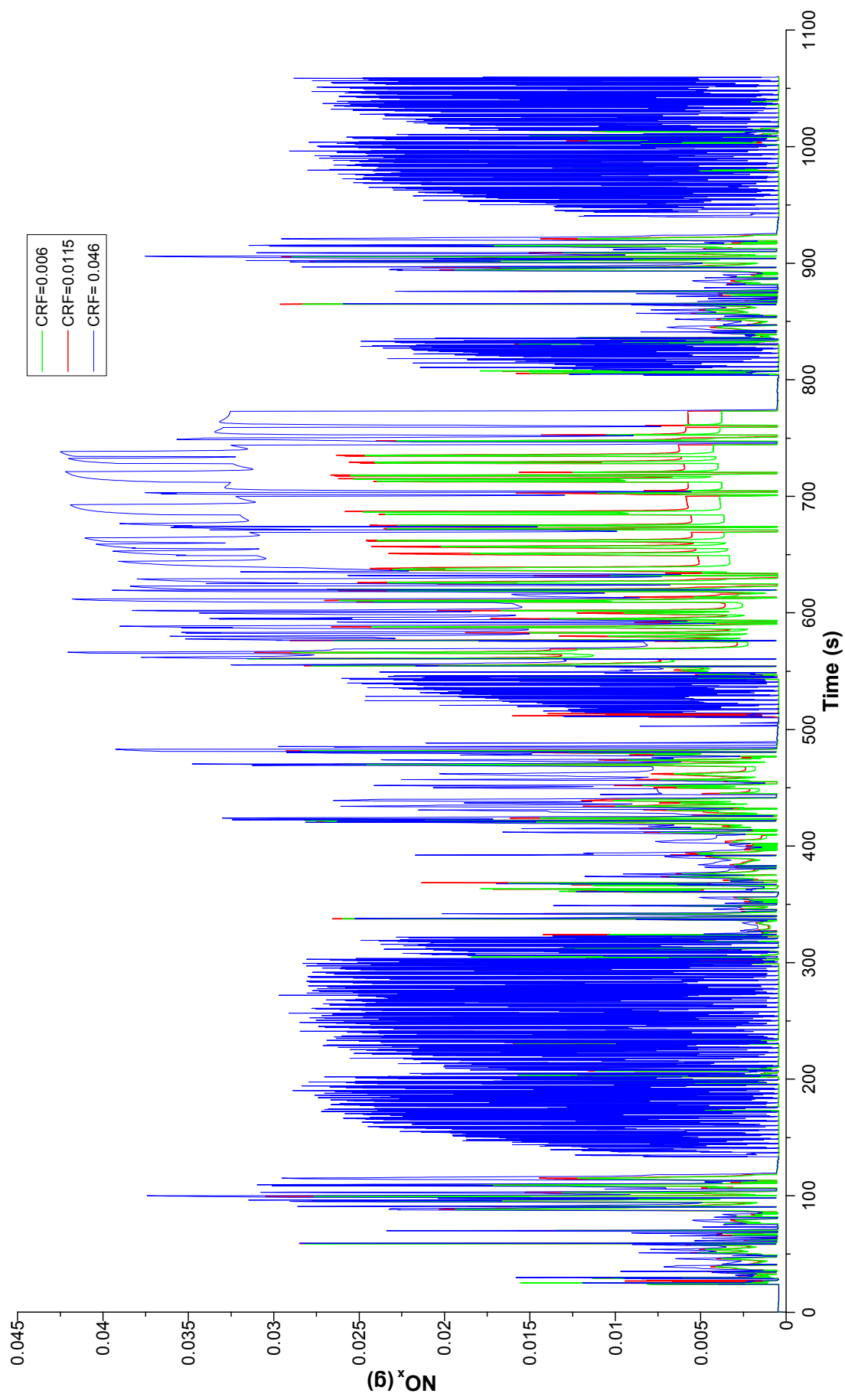
1. Απόκριση των οχημάτων και η μετατόπισή τους
2. Εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO_x)
3. Εκπομπές αιθάλης (soot)
4. Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2)
5. Κατανάλωση καυσίμου (fueling)

Όπως και στις προηγούμενες Παραγράφους, για καλύτερη εποπτεία, παρουσιάζονται οι συνολικές εκπομπές καυσαερίων και η κατανάλωση καυσίμου στα Σχήματα 5.27 έως 5.30. Τα μεγέθη αυτά είναι τα εξής:

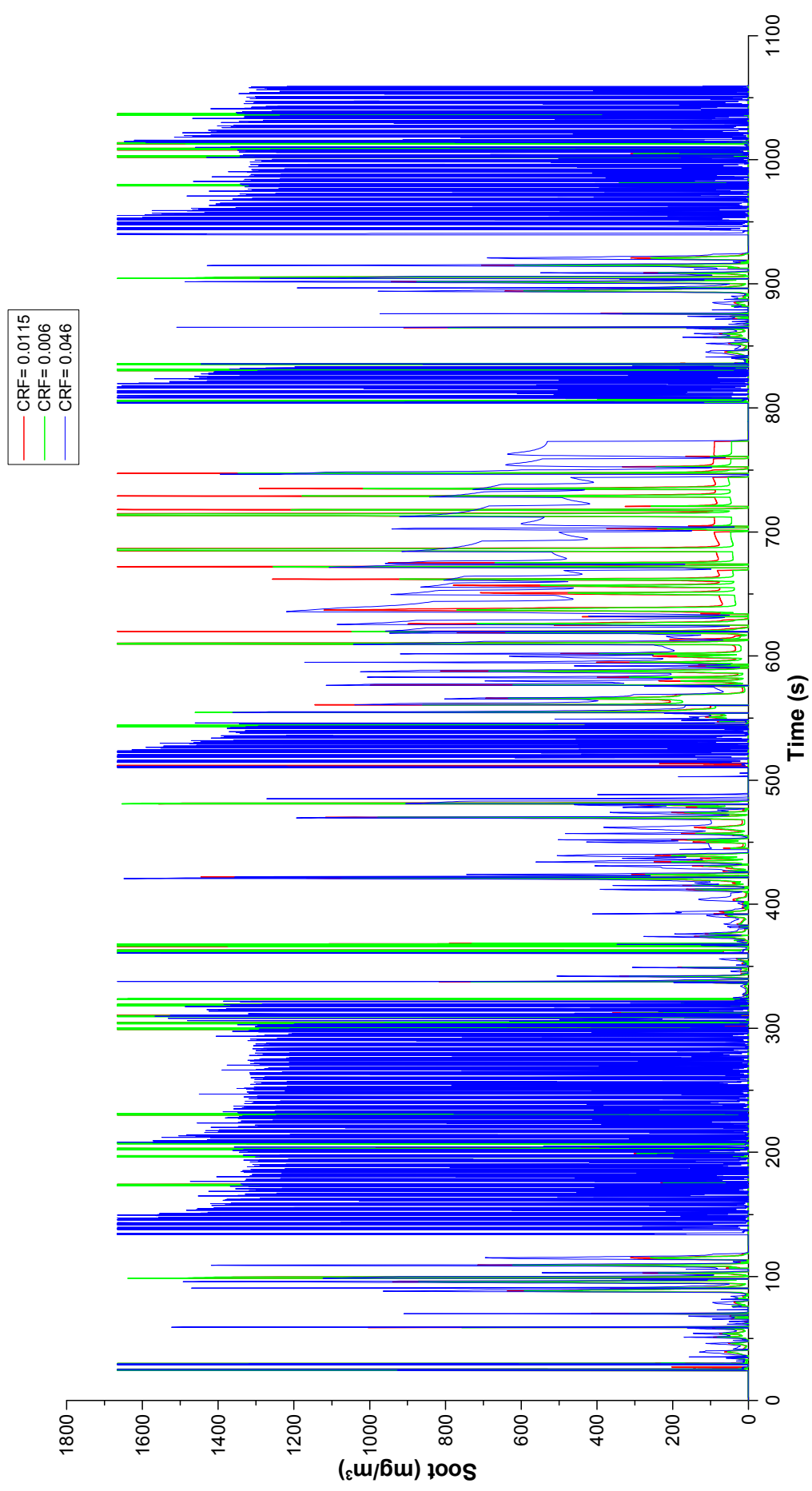
1. Εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO_x)
2. Εκπομπές αιθάλης (soot)
3. Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2)
4. Κατανάλωση καυσίμου (fueling)



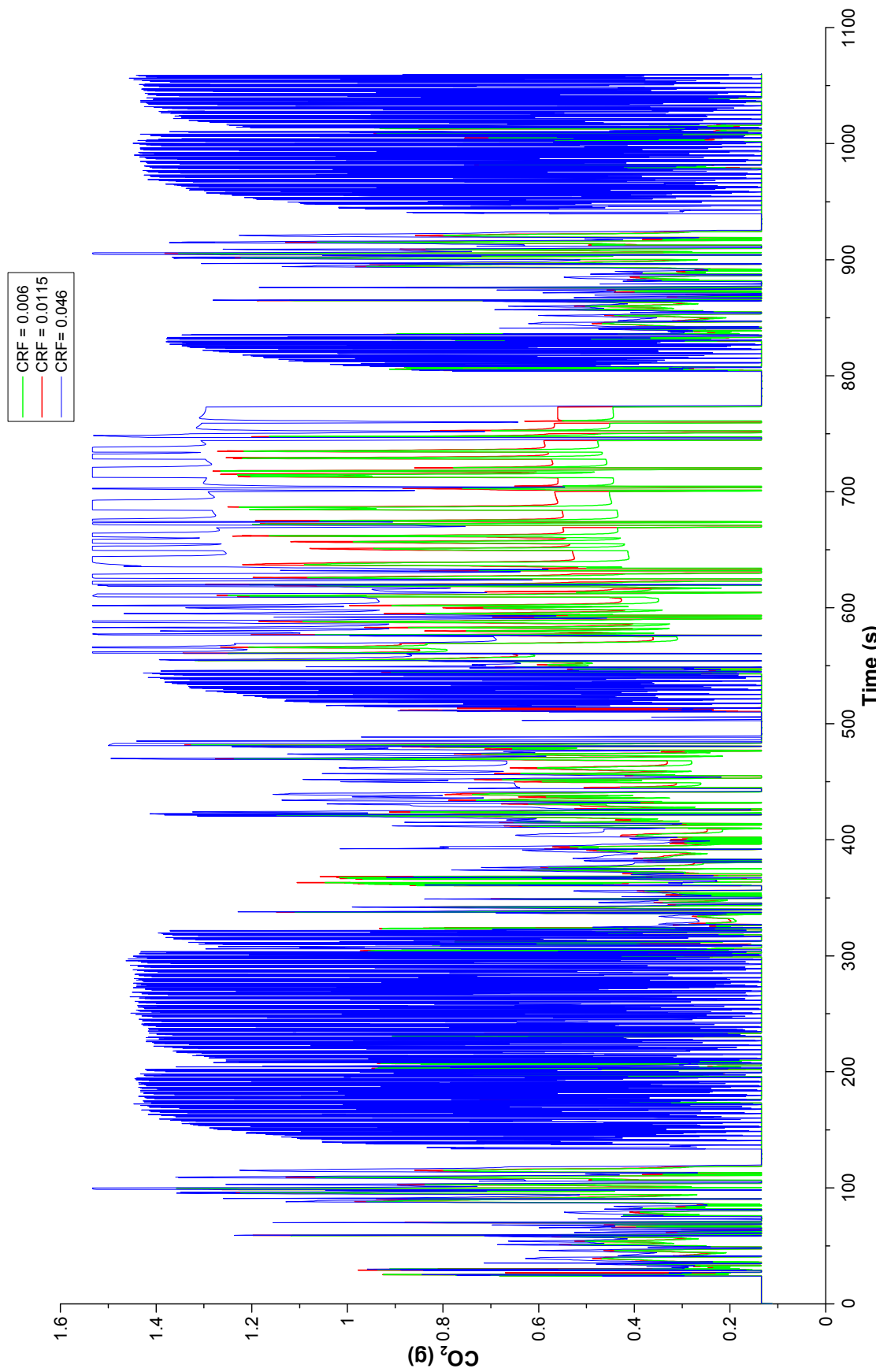
Σχήμα 5.22 - Απόκριση οχημάτων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με την τραχύτητα του οδοστρώματος



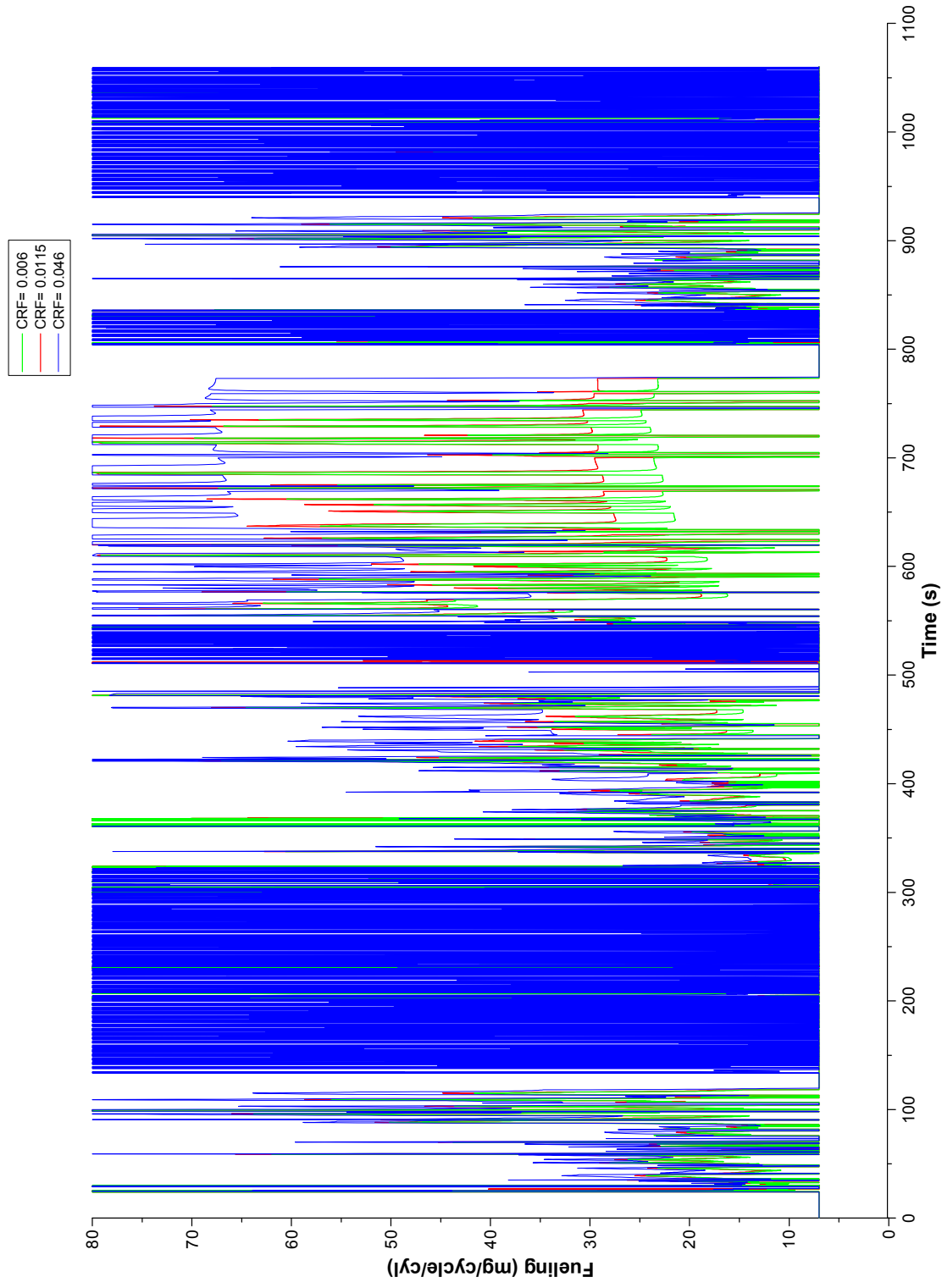
Σχήμα 5.23 - Εκπομπές NO_x κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με την τραχύτητα του οδοστρώματος



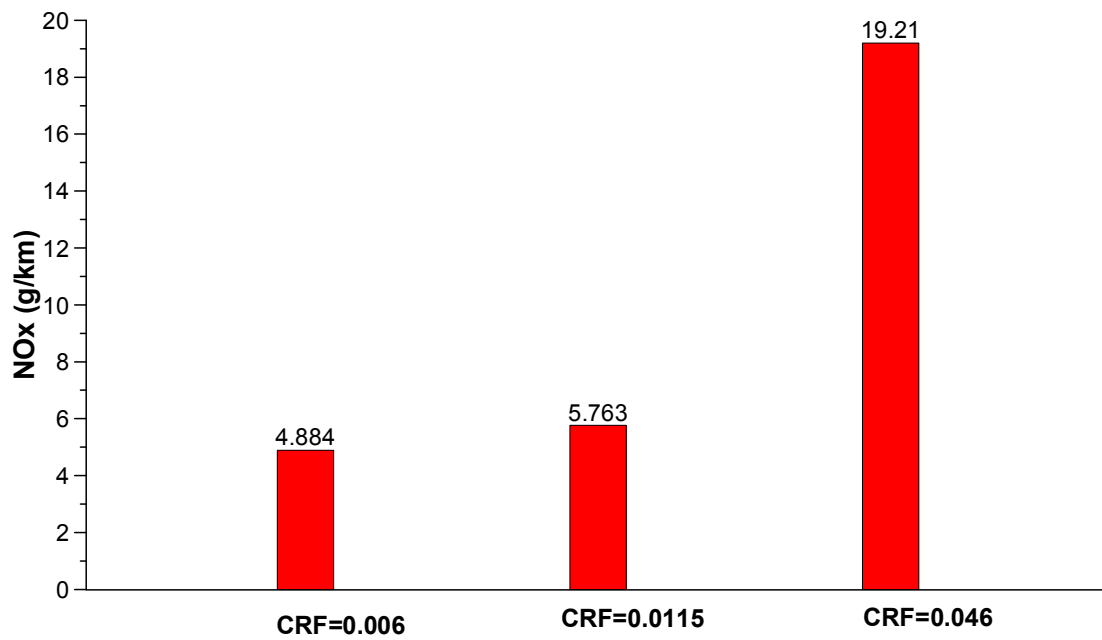
Σχήμα 5.24 - Εκπομπές αιθάλης κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με την τραχύτητα του οδοστρώματος



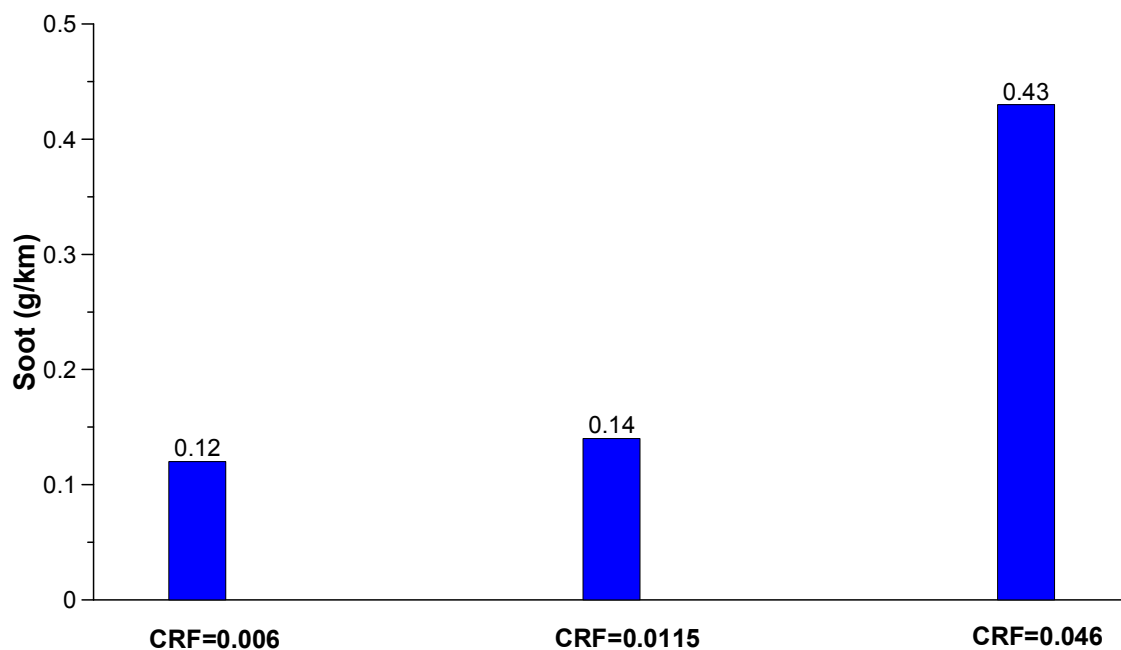
Σχήμα 5.25 - Εκπομπές CO_2 κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με την τραχύτητα του οδοστρώματος



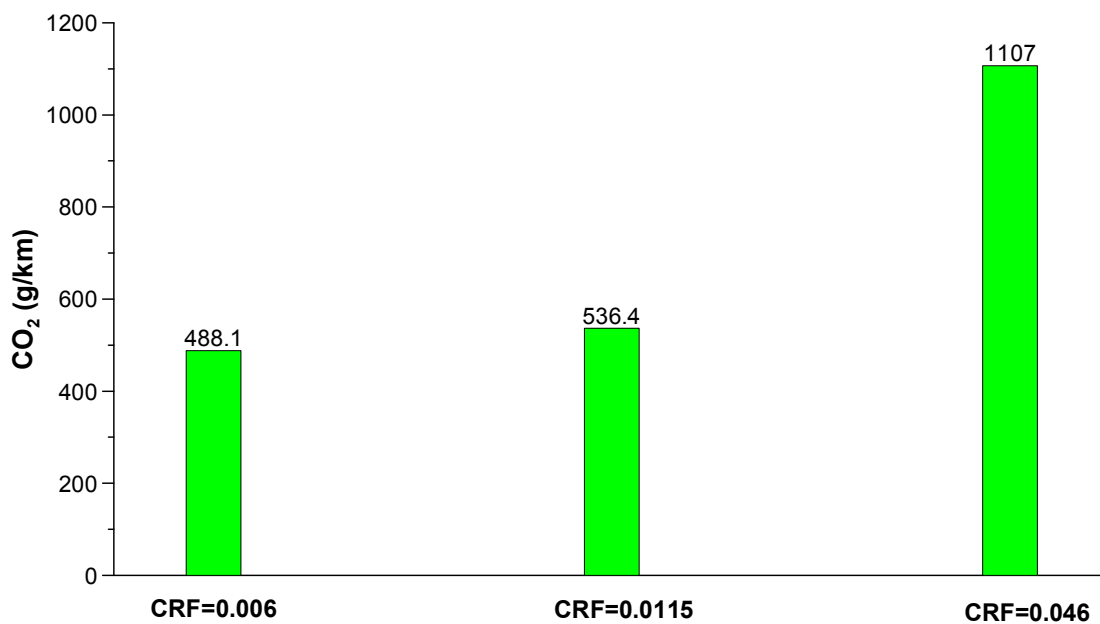
Σχήμα 5.26 - Κατανάλωση καυσίμου κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με την τραχύτητα του οδοστρώματος



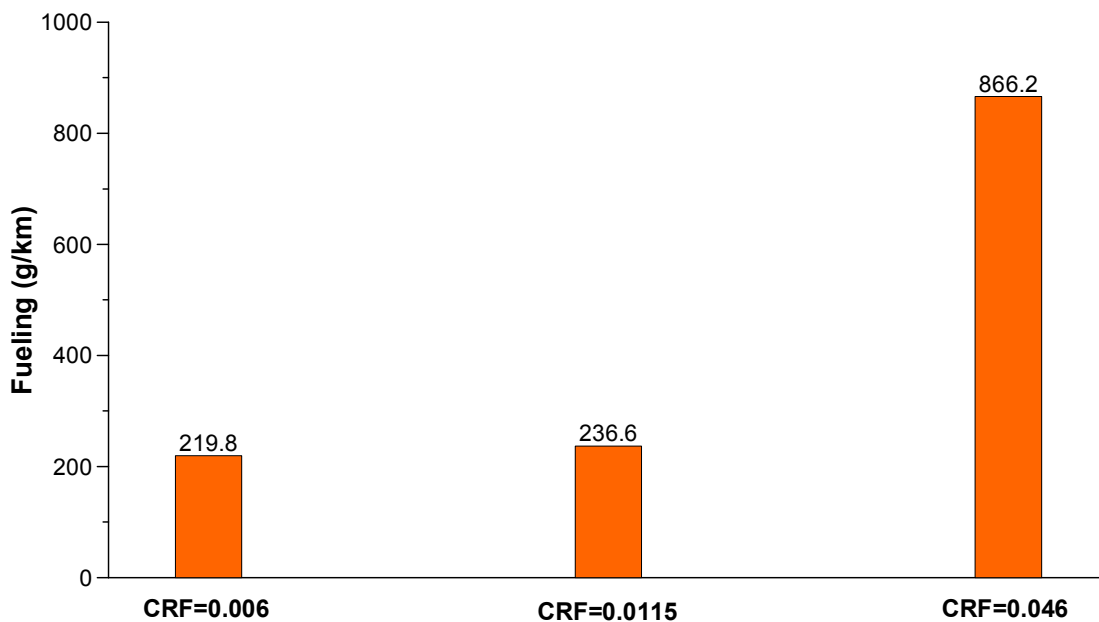
Σχήμα 5.27 - Συνολικές εκπομπές NO_x του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με την τραχύτητα του οδοστρώματος



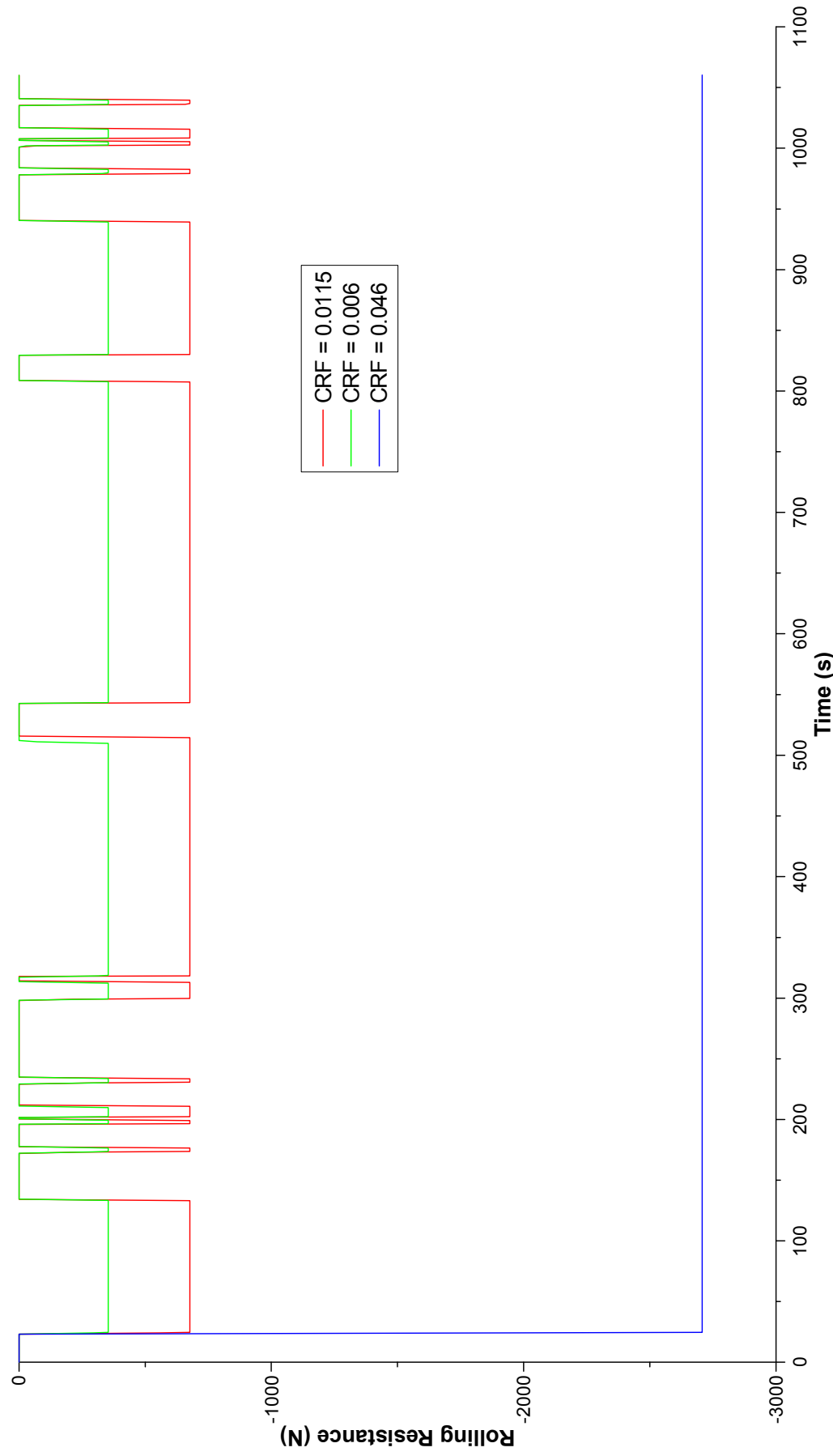
Σχήμα 5.28 - Συνολικές εκπομπές αιθάλης του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με την τραχύτητα του οδοστρώματος



Σχήμα 5.29 - Συνολικές εκπομπές CO₂ του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με την τραχύτητα του οδοστρώματος



Σχήμα 5.30 - Συνολική κατανάλωση καυσίμου του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με την τραχύτητα του οδοστρώματος



Σχήμα 5.31 – Αντίσταση κύλισης οχημάτων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS συγκριτικά με την τραχύτητα του οδοστρώματος

5.4.3 Συμπεράσματα

Όσον αφορά στην **απόκριση** των εξεταζόμενων μοντέλων, παρατηρούνται σημαντικές διαφορές μεταξύ των οχημάτων A και B σε σύγκριση με το όχημα C, του οποίου ο συντελεστής τριβής είναι ιδιαίτερα αυξημένος με τιμή $CRF=0.046$. Το όχημα C παρουσιάζει αρκετά προβλήματα απόκρισης κατά τη διάρκεια του Κύκλου UDDS και κυρίως στα σημεία που σύμφωνα με τον Κύκλο το όχημα πρέπει να είναι σε στάση, μιας και το εν λόγω όχημα αδυνατεί να σταματήσει λόγω αυξημένης τραχύτητας του οδοστρώματος, όπως για παράδειγμα στην περίπτωση «βρώμικου» ή χιονισμένου δρόμου (Σχήμα 5.22). Η απόκριση του οχήματος B δεν εμφανίζεται στο Σχήμα 5.22 καθώς είναι παρόμοια με αυτή του οχήματος A (ονομαστική).

Σχετικά με τις **εκπομπές των ρύπων** (NO_x , αιθάλη) και την **κατανάλωση καυσίμου**, είναι χαρακτηριστική η επίδραση της τραχύτητας του οδοστρώματος, όπως και στην απόκριση.

- Αναφορικά με τις εκπομπές των **οξειδίων του αζώτου**, παρατηρούμε πως υπάρχουν έντονες διαφορές μεταξύ των υπό μελέτη οχημάτων. Το όχημα C εμφανίζει πολύ αυξημένες εκπομπές οξειδίων του αζώτου σε σύγκριση με τα οχήματα A και B, γεγονός που φαίνεται και στα δύο σχετικά Σχήματα (5.23 και 5.27). Οι τιμές αυτές είναι αναμενόμενες, καθώς στο όχημα αυτό παρατηρείται αύξηση του φορτίου, λόγω αυξημένης τραχύτητας του οδοστρώματος που εμποδίζει την ομαλή πορεία του. Το αυξημένο φορτίο, επιβεβαιώνεται και από το Σχήμα 5.31, από το οποίο φαίνεται η υπερβολική αντίσταση κύλισης που ασκείται στο όχημα C συγκριτικά με τα άλλα οχήματα A, B. Χαρακτηριστικό επίσης είναι το γεγονός, ότι η δύναμη κύλισης το όχημα αυτό παραμένει αυξημένη και σταθερή καθ' όλη τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS. Βεβαίως, όπως άλλωστε ήταν αναμενόμενο, οι εκπομπές NO_x του συγκεκριμένου οχήματος παρουσιάζουν τις μέγιστες τιμές τους σε περιόδους έντονων επιταχύνσεων και υψηλών ταχυτήτων, εξαιτίας και της υστέρησης του υπερπληρωτή του κινητήρα.

Ανάμεσα στα οχήματα A και B οι διαφορές τους στις εκπομπές NO_x είναι μικρές, με το όχημα B να παρουσιάζει ελαφρώς μειωμένες εξαιτίας της μικρότερης τραχύτητας (CRF_A=0.0115 έναντι CRF_B= 0.006).

- Σχετικά με τις εκπομπές της **αιθάλης**, ο κανόνας, ότι η δημιουργία της εξαρτάται από το φορτίο του κινητήρα, επαληθεύεται και πάλι (Σχήματα 5.24, 5.28 και 5.31). Είναι εμφανές, πως το όχημα C παρουσιάζει ιδιαίτερα αυξημένες εκπομπές αιθάλης συγκριτικά με τα άλλα οχήματα, A και B. Το φαινόμενο αυτό είναι δικαιολογημένο, καθώς στο μοντέλο C σημειώνονται έντονες αυξήσεις του φορτίου, που συνεπάγονται μειώσεις στο λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου, που δικαιολογεί και τις αυξημένες εκπομπές. Στα οχήματα A και B οι τιμές της αιθάλης κυμαίνονται σε πιο χαμηλά επίπεδα από το όχημα C, με το όχημα B να παρουσιάζει ελαφρώς μειωμένες εκπομπές, λόγω μικρότερης τραχύτητας του οδοστρώματος.

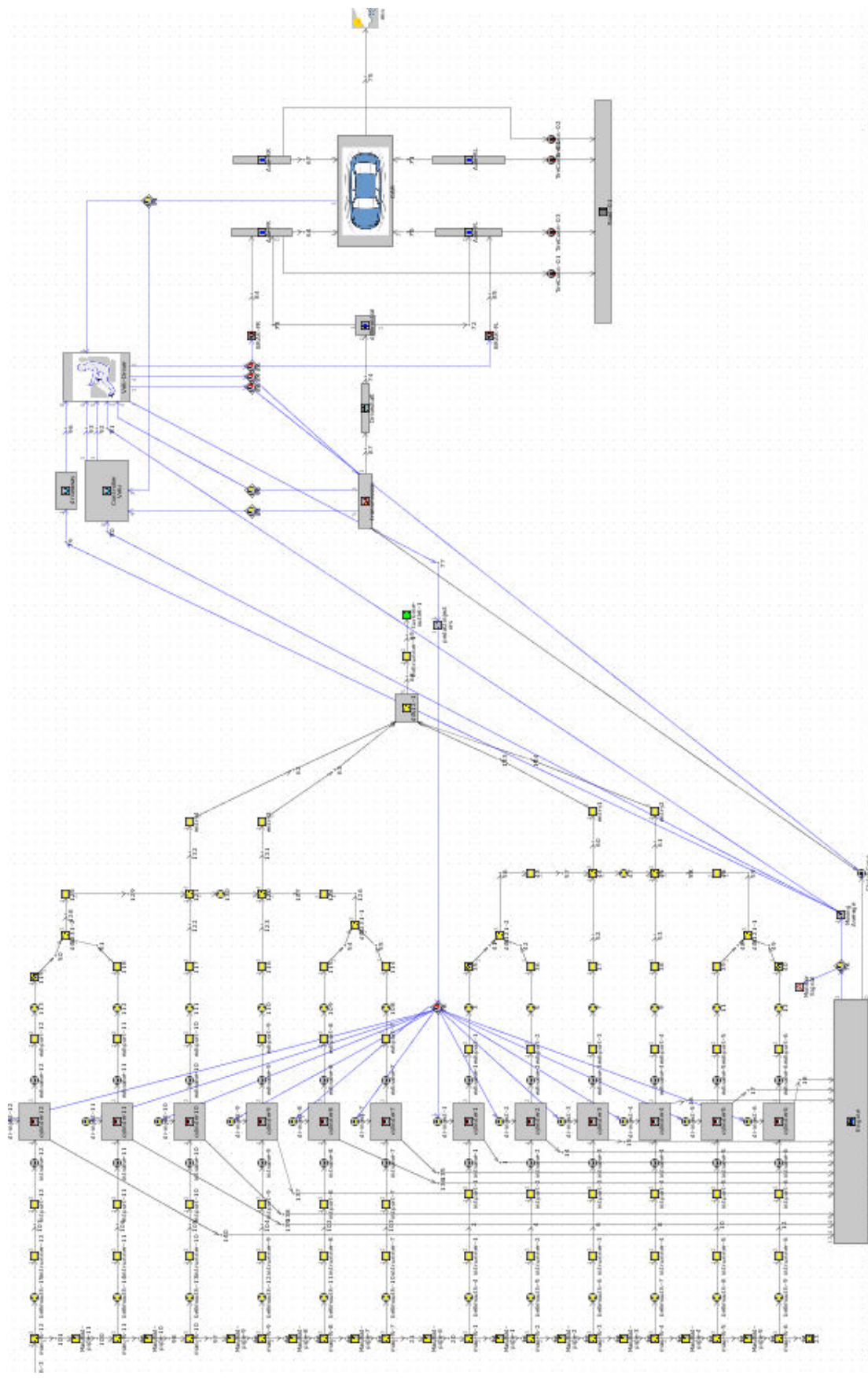
Τέλος, όσον αφορά τις εκπομπές **διοξειδίου του άνθρακα** καθώς επίσης και της **κατανάλωσης καυσίμου**, αυτές παρουσιάζουν και πάλι παρόμοια συμπεριφορά. Είναι εμφανές, ότι το όχημα C παρουσιάζει πολύ αυξημένες εκπομπές CO₂ και κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με τα οχήματα A και B, που επιβεβαιώνουν και αυτά τα αποτελέσματα πως η τραχύτητα του οδοστρώματος επιδρά χαρακτηριστικά στα υπό μελέτη οχήματα (Σχήματα 5.25, 5.26, 5.29 και 5.30).

5.5 Σύγκριση υπερπληρωμένου με κινητήρα φυσικής αναπνοής

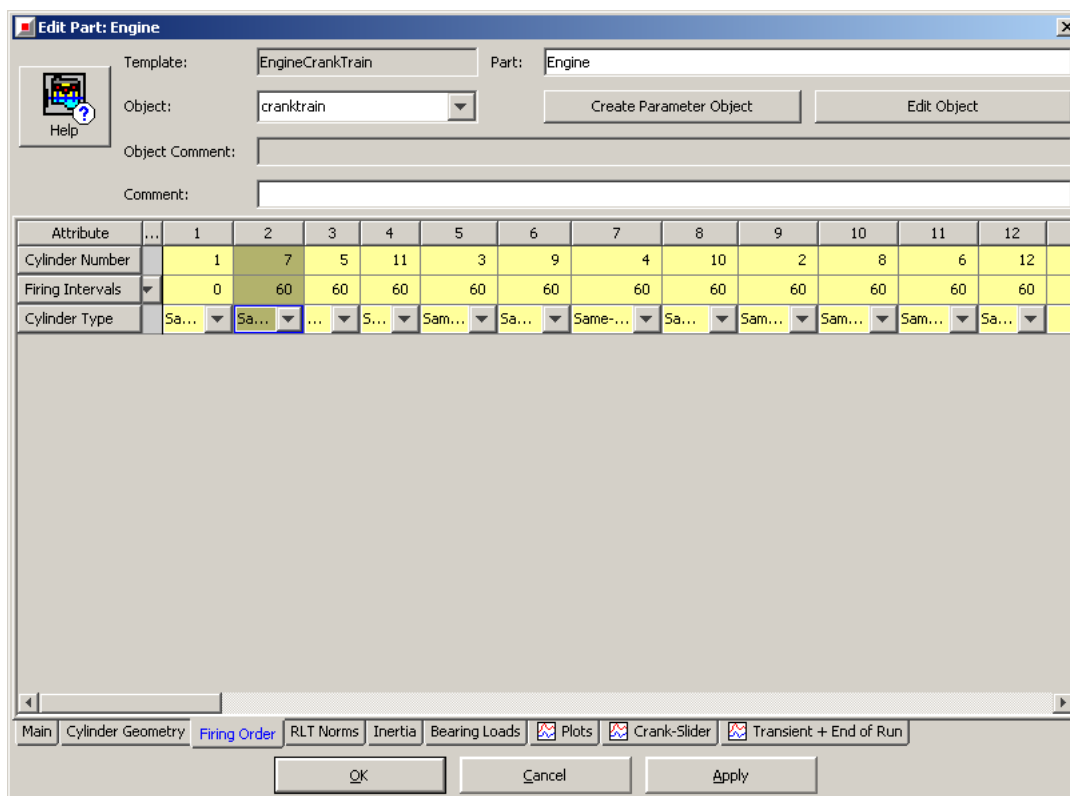
5.5.1 Προσομοίωση του μοντέλου στο GT-Power

Κλείνοντας την παραμετρική ανάλυση των διάφορων χαρακτηριστικών των οχημάτων, επιλέχθηκε να γίνει σύγκριση του είδους της αναπνοής (“aspiration”) του κινητήρα, δηλαδή μία σύγκριση με βάση το ονομαστικό όχημα με κίνησή του αυτή τη φορά από κινητήρα φυσικής αναπνοής. Ο τελευταίος «ρυθμίστηκε», έτσι ώστε να παράγει την ίδια ισχύ (130kW) με το αντίστοιχο υπερπληρωμένο των προηγούμενων παραγράφων στις 2500 rpm. Προφανώς, για να μπορέσει ο φυσικής αναπνοής κινητήρας να ανταπεξέλθει στις απαιτήσεις ισχύος του υπερπληρωμένου, απαιτείται να έχει πολύ μεγαλύτερο όγκο εμβολισμού. Έτσι, επιλέχθηκε κινητήρας με 12 κυλίνδρους σε διάταξη σειράς με την ίδια γεωμετρία κυλίνδρων με αυτή του υπερπληρωμένου (στην πράξη, απαντώνται σε παρόμοιες περιπτώσεις 12-κύλινδροι κινητήρες διάταξης ‘V’, κάτι όμως που πρακτικά δεν θα άλλαζε τα αποτελέσματα της προσομοίωσης που ακολουθούν).

Η τελική μορφή του κινητήρα φυσικής αναπνοής στο περιβάλλον εργασίας του υπολογιστικού πακέτου GT-Power απεικονίζεται στο Σχήμα 5.32. Αρχικά, δημιουργήθηκαν οι δώδεκα (12) κύλινδροι του κινητήρα, των οποίων τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά είναι όμοια με αυτά των κυλίνδρων του 6-κύλινδρου στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα (Κεφάλαιο 4). Στη συνέχεια, εισάγεται η σειρά ανάφλεξης του κινητήρα ώστε να εξασφαλίζεται «τέλεια» ζυγοστάθμιση, που είναι η εξής (Σχήμα 5.33): 1-7-5-11-3-9-4-10-2-8-6-12. Επίσης, η συγκεκριμένη σειρά ανάφλεξης οδηγεί σε «βολική» σύνδεση των κυλίνδρων στην πολλαπλή εξαγωγής του κινητήρα από χωροτακτική άποψη. Δηλαδή, η διάταξη των κυλίνδρων είναι ανά τέσσερις συνδεδεμένοι στην ίδια πολλαπλή εξαγωγής (1-2-3, 4-5-6, 7-8-9, 10-11-12) [3].



Σχήμα 5.32 Ολοκληρωμένη εικόνα του μοντέλου οχήματος με 12-κύλινδρο κινητήρα φυσικής αναπνοής στο περιβάλλον του GT-Power

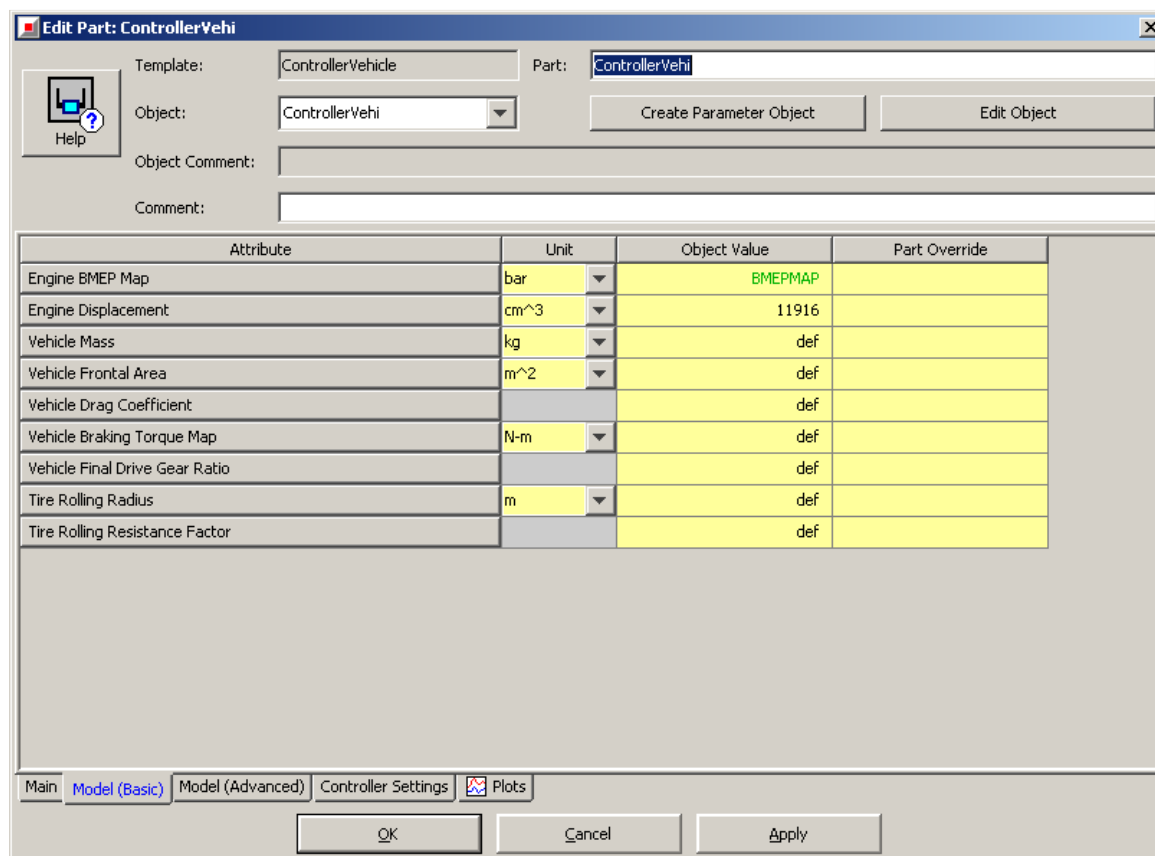


Σχήμα 5.33 - Εισαγωγή σειράς ανάφλεξης 12-κύλινδρου 4-Χ κινητήρα Diesel φυσικής αναπνοής στο περιβάλλον του GT-Power

Επόμενο βήμα της μοντελοποίησης ήταν η κατάλληλη ρύθμιση συγκεκριμένων παραμέτρων, έτσι ώστε να επιτευχθεί η ίδια ισχύς σε συγκεκριμένες στροφές με τον 6-κύλινδρο στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα, ο στόχος ήταν να επιτευχθεί ισχύς 130kW σε 2500rpm.

Έχοντας ολοκληρώσει την κατασκευή του κινητήρα, ακολούθησε η προσάρτηση αυτού στο ονομαστικό όχημα, ώστε να προσομοιωθεί η λειτουργία του κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης. Στο σημείο αυτό, χρειάστηκε να συμπληρωθεί ως παράμετρος του ελεγκτή οχήματος (βλ. Κεφάλαιο 2) ο χάρτης της μέσης πραγματικής πίεσης του νέου κινητήρα (ο τρόπος υπολογισμού του περιγράφεται αναλυτικά στο Κεφάλαιο 2) και ο όγκος εμβολισμού του κινητήρα (Σχήμα 5.34). Έτσι, μετά την ολοκλήρωση του μοντέλου του οχήματος πραγματοποιήθηκε η προσομοίωση της λειτουργίας του κατά τη διάρκεια του Κύκλου UDDS με τη χρήση του προγράμματος GT-Power, από την οποία προέκυψαν ενδιαφέροντα αποτελέσματα, που θα

αναλυθούν στις επόμενες παραγράφους. Το κύριο ζητούμενο της εν λόγω ανάλυσης είναι η σύγκριση των δύο κινητήρων (υπερπληρωμένου και φυσικής αναπνοής) κυρίως σε ζητήματα εκπομπών ρύπων και κατανάλωσης καυσίμου.



Σχήμα 5.34 - Εισαγωγή του χάρτη της μέσης πραγματικής πίεσης στο περιβάλλον του GT-Power

5.5.2 Επιδόσεις και εκπομπές ρύπων κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS

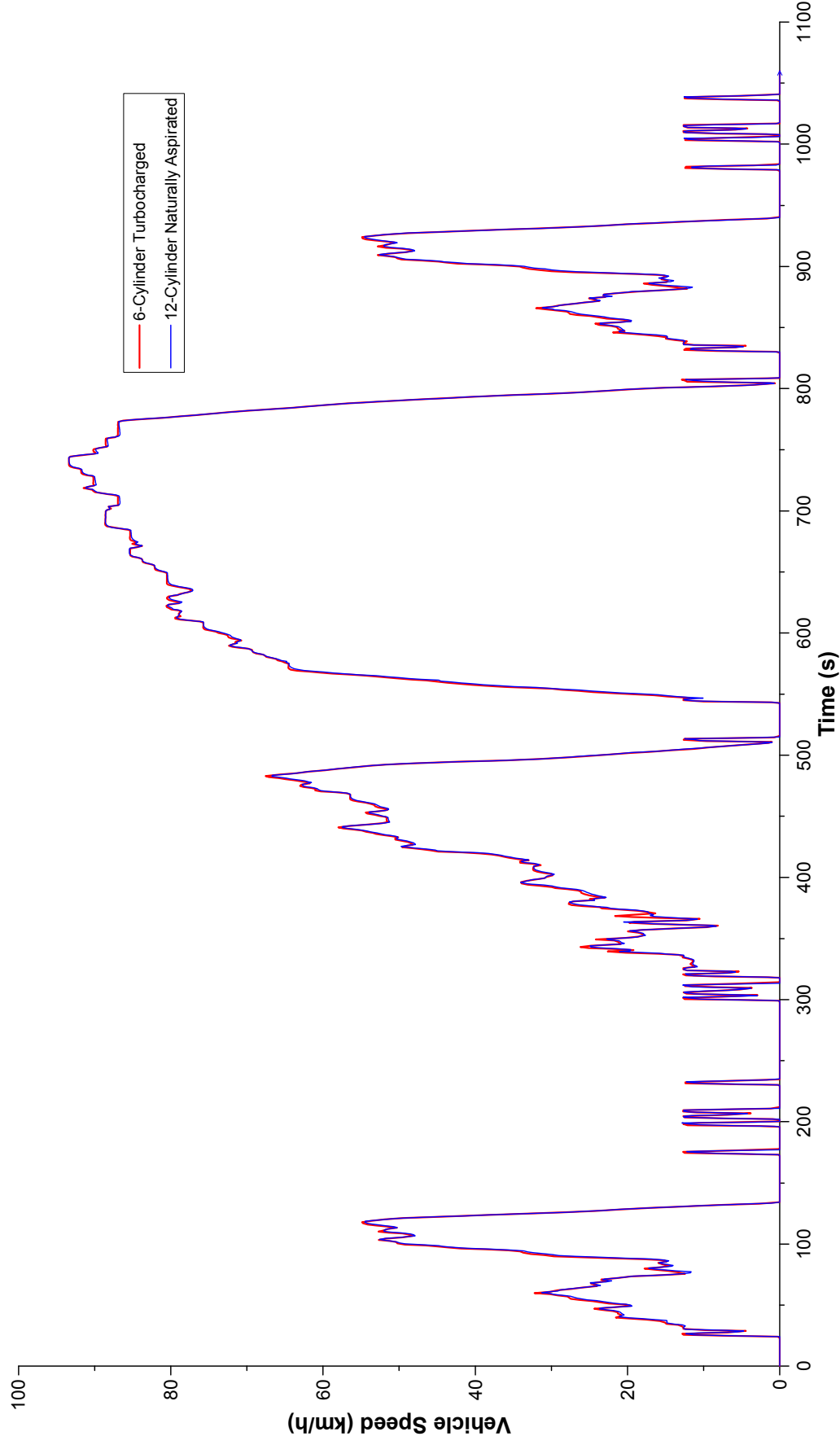
Τα μεγέθη που απεικονίζονται στα Σχήματα 5.35 έως 5.39 κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS σε πραγματικό χρόνο (real time) είναι τα εξής:

1. Απόκριση των οχημάτων και η μετατόπισή τους
2. Εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO_x)

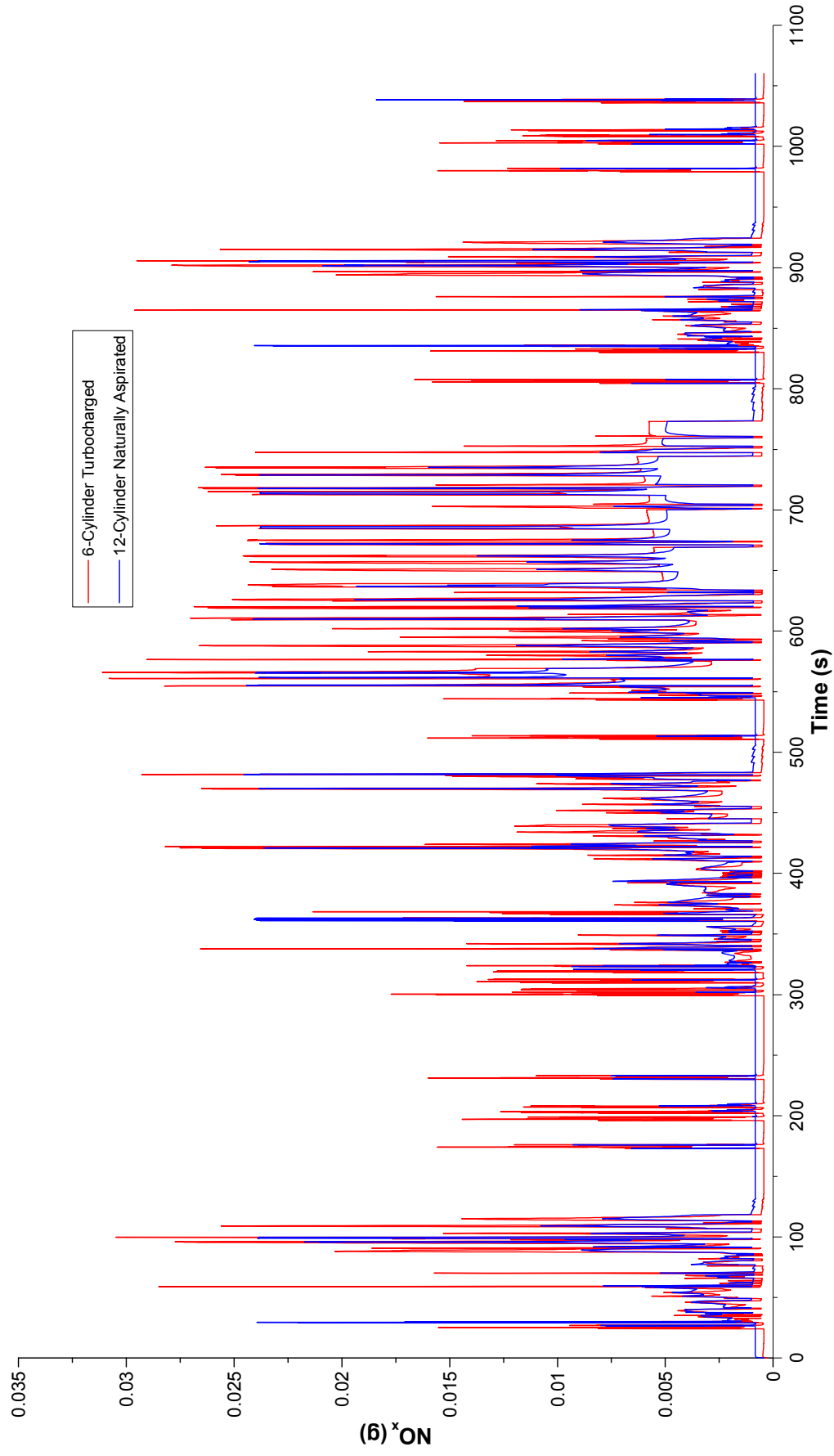
3. Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2)
4. Κατανάλωση καυσίμου (fueling)
5. Ειδική κατανάλωση καυσίμου (bsfc)

Επιπρόσθετα, για καλύτερη εποπτεία, παρουσιάζονται οι συνολικές εκπομπές καυσαερίων σε ραβδογράμματα στα Σχήματα 5.40 και 5.41. Τα μεγέθη αυτά είναι τα εξής:

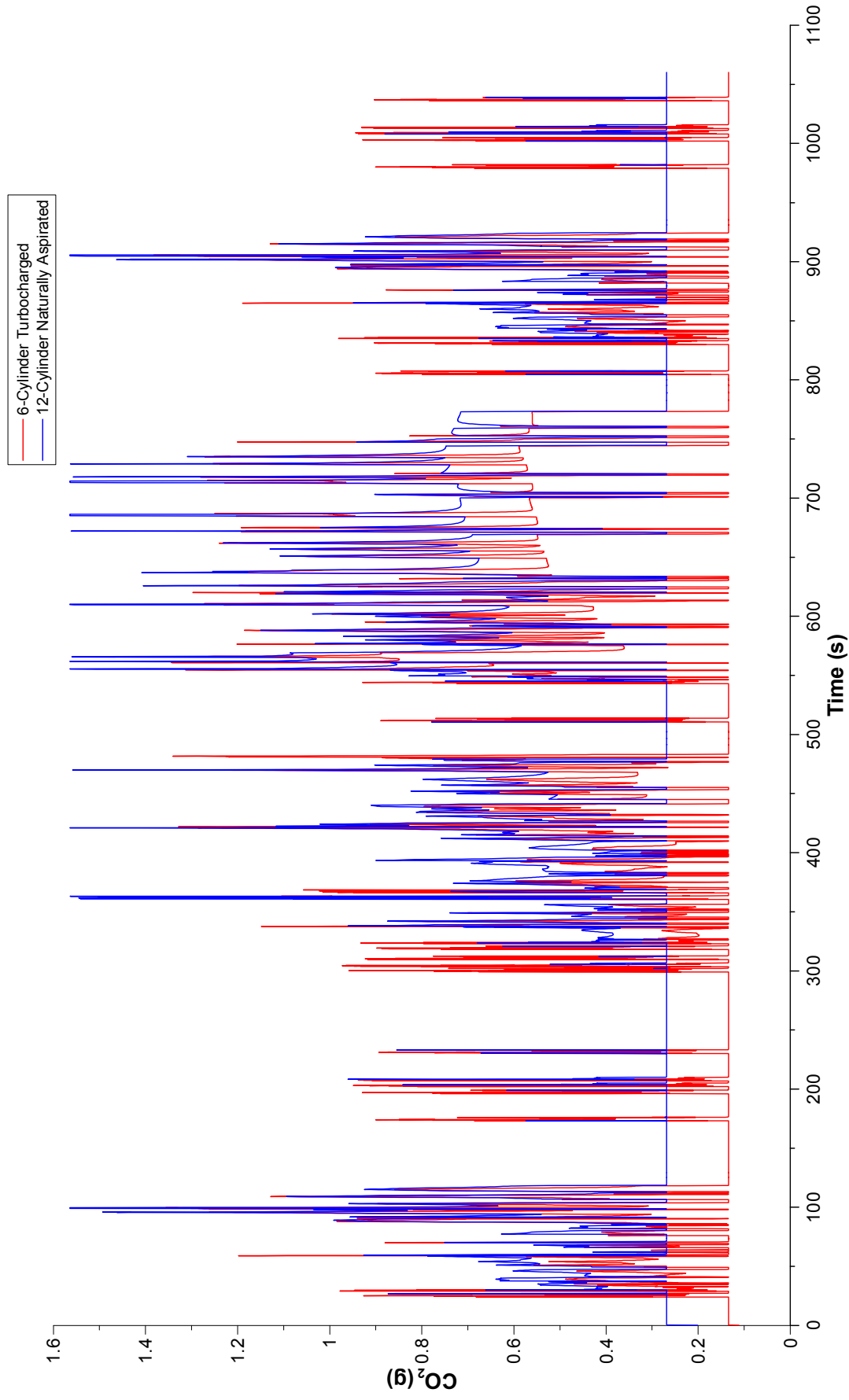
5. Εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO_x)
6. Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2)



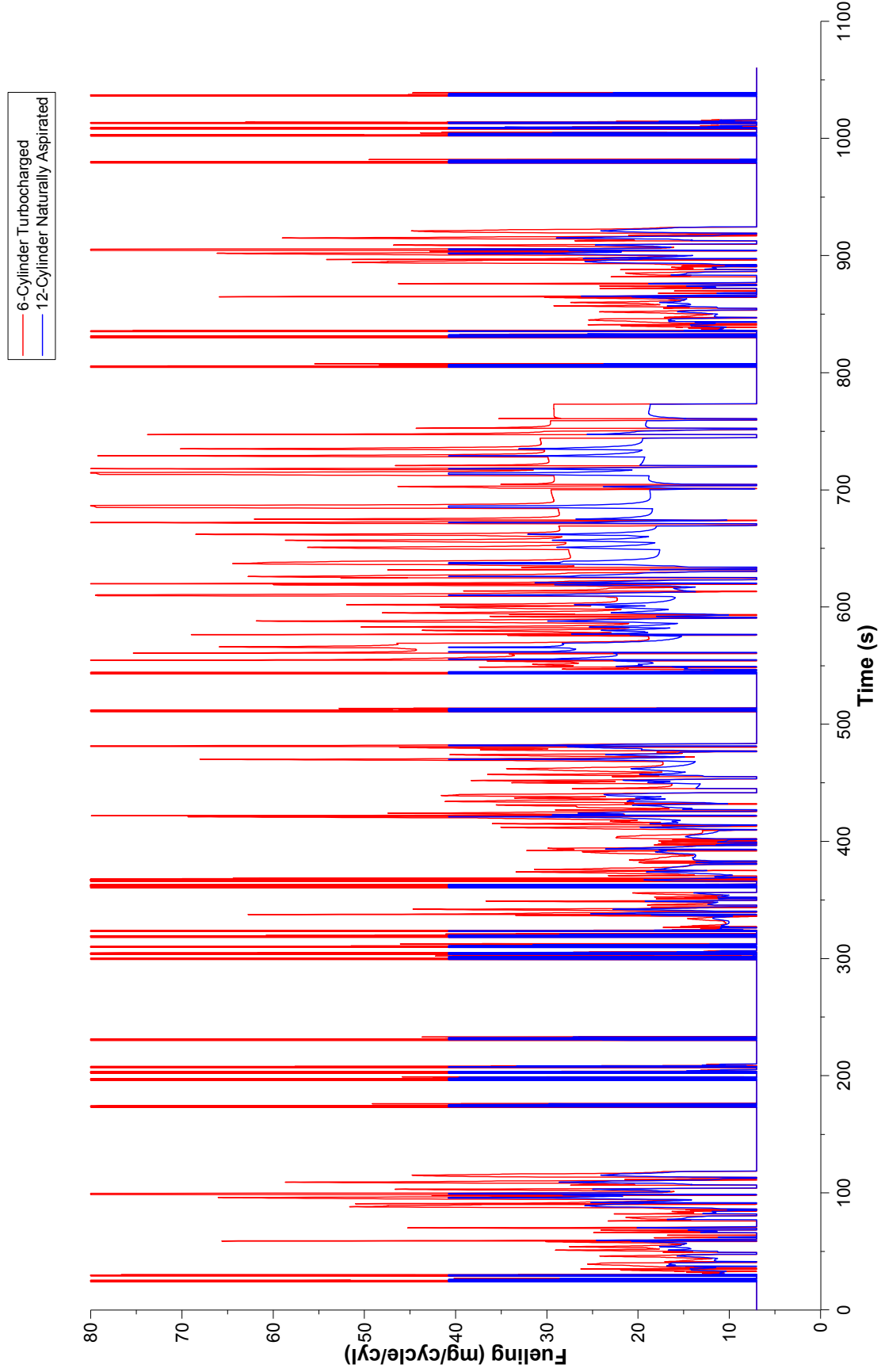
Σχήμα 5.35 - Απόκριση οχημάτων με κινητήρα υπερπληρωμένο και φυσικής αναπνοής κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS



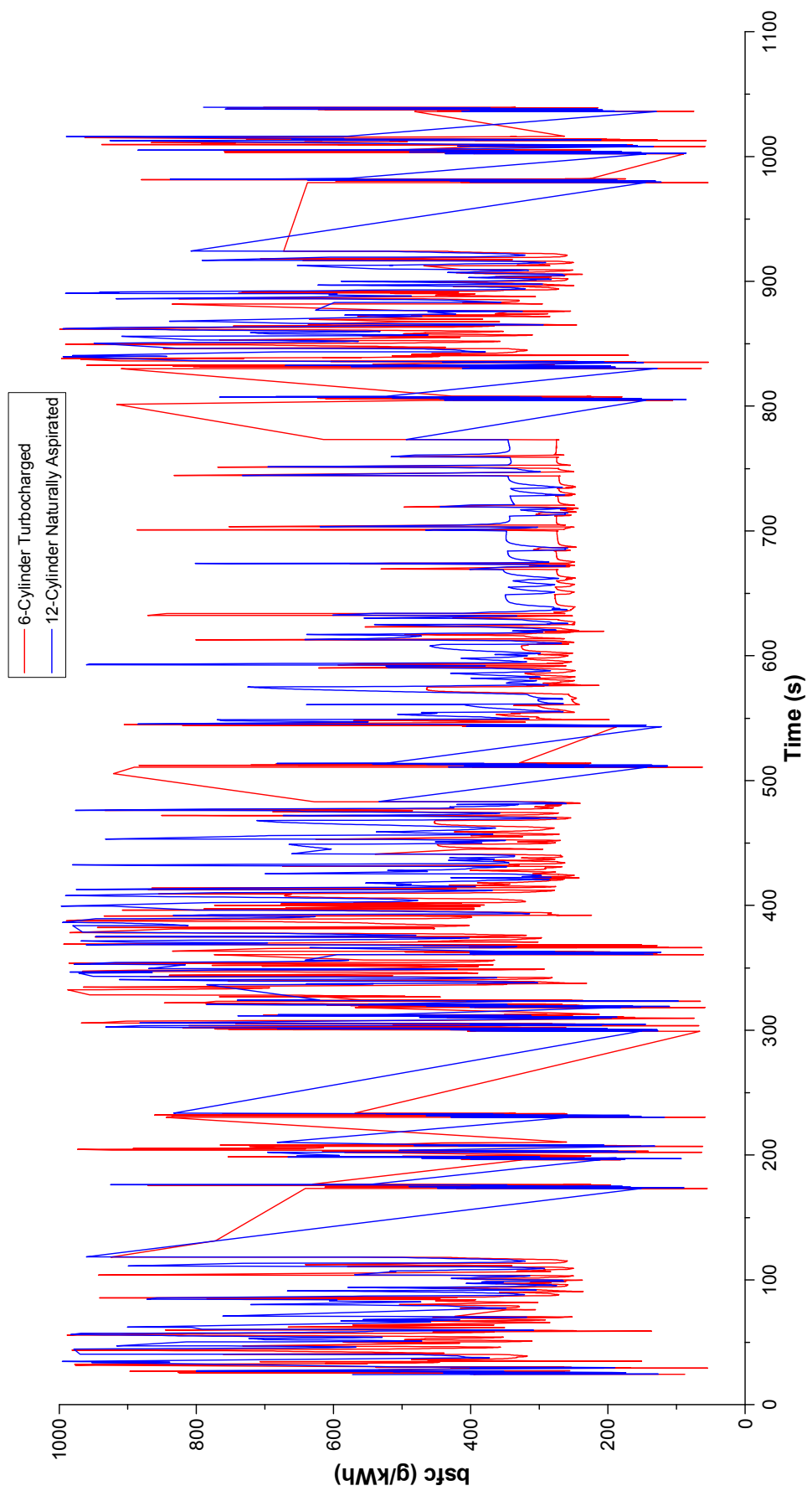
Σχήμα 5.36 - Εκπομπές NO_x οχημάτων με κινητήρα υπερπληρωμένο και φυσικής αναπνοής κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS



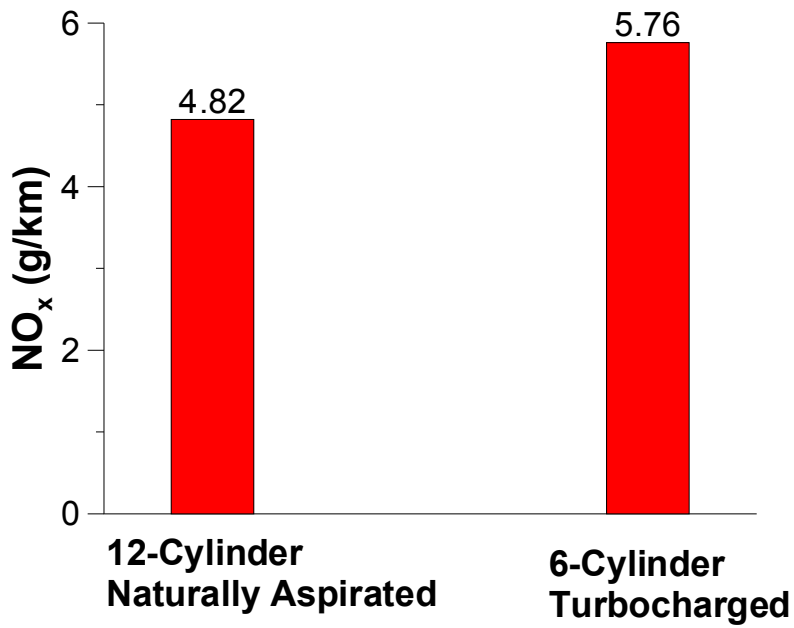
Σχήμα 5.37 - Εκπομπές CO₂ οχημάτων με κινήτρα υπερπληρωμένο και φυσικής αναπνοής κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS



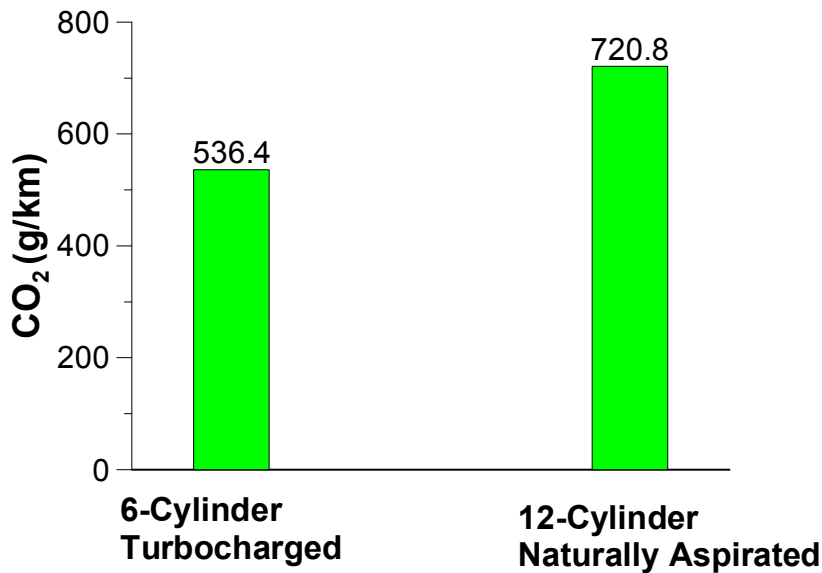
Σχήμα 5.38 - Κατανάλωση καυσίμου οχημάτων με κινητήρα υπερπληρωμένο και φυσικής αναπνοής κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS



Σχήμα 5.39 - Ειδική κατανάλωση καυσίμου οχημάτων με κινητήρα υπερπληρωμένο και φυσικής αναπνοής κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS



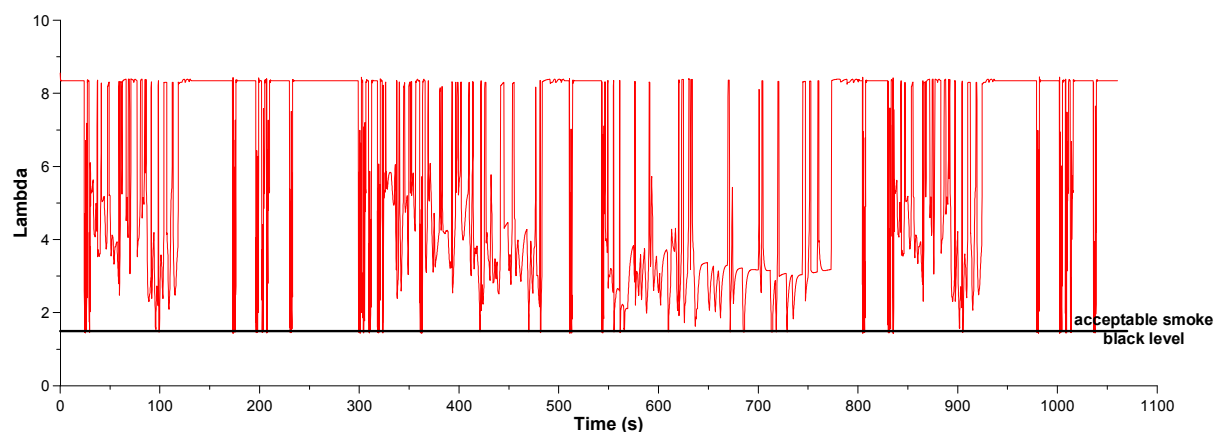
Σχήμα 5.40 - Συνολικές Εκπομπές NO_x οχημάτων με κινητήρα υπερπληρωμένο και φυσικής αναπνοής του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS



Σχήμα 5.41 - Συνολικές Εκπομπές CO₂ οχημάτων με κινητήρα υπερπληρωμένο και φυσικής αναπνοής του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS

5.5.3 Συμπεράσματα

Πριν προχωρήσουμε στην επεξήγηση των διαγραμμάτων 5.35-5.41, πρέπει να τονιστεί ο λόγος απουσίας των εκπομπών της αιθάλης στον κινητήρα φυσικής αναπνοής. Πιο συγκεκριμένα, επειδή δεν υπήρχαν διαθέσιμα δεδομένα εκπομπών αιθάλης μόνιμης λειτουργίας για τον κινητήρα φυσικής αναπνοής για τη δημιουργία σχέσεων όπως η Σχέση (4.1), οι εκπομπές της δεν ήταν εφικτό να υπολογιστούν. Όμως, εναλλακτικά, παρατίθενται στο Σχήμα 5.42 οι τιμές του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου λ_a , που είναι ενδεικτικός και των εκπομπών αιθάλης. Παρατηρούμε, ότι κατά την κίνηση του οχήματος με τον κινητήρα φυσικής αναπνοής, λόγω απουσίας φαινομένων υστέρησης υπερπληρωτή, το λ_a παραμένει σε επίπεδα πάνω από το 1.5 (δηλαδή σε επίπεδα λειτουργίας μόνιμης κατάστασης). Οπότε, φυσιολογικά, δεν αναμένονται και οι υπερακοντίσεις της αιθάλης κατά τις διάφορες (απότομες) επιταχύνσεις που είδαμε στο Σχήμα 4.8 του υπερπληρωμένου κινητήρα.



Σχήμα 5.42 - Λόγος αέρα- καυσίμου λ_a 12-κύλινδρου κινητήρα φυσικής αναπνοής κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου Πόλης UDDS

Όσον αφορά στην **απόκριση** των δύο οχημάτων με κινητήρα υπερπληρωμένο και φυσικής αναπνοής αντίστοιχα, δεν παρουσιάζονται ιδιαίτερες διαφορές μεταξύ τους, καθώς και τα δύο μοντέλα ακολουθούν το ίδιο ικανοποιητικά τον Κύκλο Πόλης UDDS (Σχήμα 5.35).

Σχετικά με τις εκπομπές των **οξειδίων του αζώτου**, όπως φαίνεται και από τα Σχήματα 5.36 και 5.40, το όχημα που κινείται με κινητήρα φυσικής αναπνοής εμφανίζει μειωμένες εκπομπές NO_x συγκριτικά με το όχημα που κινείται με τον υπερπληρωμένο κινητήρα. Οι διαφορές αυτές οφείλονται στην απουσία των φαινομένων υστέρησης του υπερπληρωτή στον κινητήρα φυσικής αναπνοής κατά τη μεταβατική λειτουργία (κυρίως στις απότομες επιταχύνσεις). Αυτό με τη σειρά του οδηγεί σε υψηλότερες τιμές του λ_a στον κινητήρα φυσικής αναπνοής, που συνεπάγεται χαμηλότερες θερμοκρασίες σε σχέση με τον υπερπληρωμένο και κατά συνέπεια χαμηλότερες εκπομπές NO_x.

Αναφορικά με τις εκπομπές **διοξειδίου του άνθρακα** και την **ειδική κατανάλωση καυσίμου** ανάμεσα στον κινητήρα φυσικής αναπνοής και υπερπληρωμένο κινητήρα αντίστοιχα, φαίνεται πως ο κινητήρας φυσικής αναπνοής εμφανίζει αυξημένα και τα δύο αυτά μεγέθη σε σχέση με τον υπερπληρωμένο (Σχήματα 5.37,5.39). Αυτό το φαινόμενο είναι λογικό, μιας και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα αυξάνεται με την αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης (λόγω βραδύτερης αύξησης των τριβών σχέση με τη μέση ενδεικνύμενη πίεση). Επίσης, σε υπερπληρωμένους κινητήρες ο μηχανικός βαθμός απόδοσης βελτιώνεται και λόγω μικρότερου αριθμού κυλίνδρων και εδράνων (εν προκειμένω, έχουμε 12 κυλίνδρους στον κινητήρα φυσικής αναπνοής έναντι 6 στον υπερπληρωμένο). Επιπρόσθετα, η υπερπλήρωση συνδυάζει μεγάλους λόγους αέρα-καυσίμου και υψηλές τιμές μέσης πραγματικής πίεσης. Οι μεγάλοι λόγοι αέρα-καυσίμου βελτιώνουν, κατά βάση, τον ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης. Η ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης ελαττώνει τις απώλειες θερμότητας και συνεπώς την ειδική κατανάλωση καυσίμου (Σχήμα 5.39) [3].

Βιβλιογραφία

- 1) Κ.Δ. Ρακόπουλος (1988) «Αρχές εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης. Εισαγωγή – λειτουργία - θερμοδυναμική», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 2) Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας (1998) «Καύση ρύπανση εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα
- 3) Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής (2011) «Εναλλαγή αερίων και υπερπλήρωση ΜΕΚ», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 4) Κ.Δ. Ρακόπουλος (2000) «Εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης II - Εμβάθυνση στην κατασκευή και λειτουργία», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 5) Κ.Δ. Ρακόπουλος (1994) «Εργαστηριακές δοκιμές και μετρήσεις εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 6) C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis (2009) «Diesel engine transient operation», Springer, London.
- 7) Gamma Technologies, Inc. (2010), «GT-Suite Engine Performance Tutorials, Version 7.3».
- 8) Κ.Δ. Μάντζος (2012) «Μελέτη προσομοίωσης συνδυασμένης υπερπλήρωσης κινητήρα Diesel με τη χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power», Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π. (επιβλέπων: Ε.Γ. Γιακουμής).

- 9) D.E. Winterbone, R.S. Benson, A.G. Mortimer, P. Kenyon, A. Stotter, (1977). "Transient response of turbocharged diesel engines", SAE Paper 770122.
- 10) Α.Μ. Δημάρατος (2011) «Διερεύνηση των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων Diesel», Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π. (επιβλέπων: Κ.Δ. Ρακόπουλος).
- 11) <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/>
- 12) <http://www.epa.gov/nvfel/testing/dynamometer.htm>
- 13) http://en.wikipedia.org/wiki/Rolling_resistance