



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

**ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ
ΔΙΑΦΟΡΩΝ ΤΕΧΝΙΚΩΝ ΜΕΙΩΣΗΣ ΕΚΠΟΜΠΩΝ
CO₂ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΚΙΝΗΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΚΑΤΑ
ΤΗ ΔΙΑΡΚΕΙΑ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ WLTC**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΤΟΥ

Ιωάννη Ι. Μπέη

Επιβλέπων:

Ευάγγελος Γ. Γιακουμής
Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα 2019

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου κ. Ευάγγελο Γιακουμή, Καθηγητή του Ε.Μ.Π., για την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με ένα τόσο ενδιαφέρον, σύγχρονο και «φλέγον» θέμα όπως αυτό της μείωσης εκπομπών CO₂, καθώς επίσης για τις συμβουλές και τη βοήθεια του κατά τη διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής εργασίας, αλλά και για την σημαντική συμβολή του στην ενασχόληση μου με το προσωπικά αγαπημένο αντικείμενο της σχολής ήδη προ της εισαγωγής μου, αυτό των μηχανών εσωτερικής καύσης.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Δ. Χουντάλα, Καθηγητή Ε.Μ.Π., για τις γνώσεις που απέκτησα κατά τη διάρκεια συνδιδασκαλίας του στα μαθήματα σχετικά με τις μηχανές εσωτερικής καύσης.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου, τους γονείς και την αδελφή μου, για την αμέριστη, ακατάπαυστη και ανιδιοτελή στήριξη τους καθ' όλη τη διάρκεια της ζωής μου. Ήταν εκεί κάθε στιγμή, από την πιο εύκολη μέχρι τη πιο δύσκολη, φωτίζοντας το δρόμο του μέλλοντος και της προσωπικής μου ευτυχίας.

Περιεχόμενα

Πίνακας συμβόλων.....	7
Εισαγωγή.....	11
Abstract.....	13
Κεφάλαιο 1 - Σχηματισμός και εκπομπή CO ₂ από κινητήρες.....	15
1.1 Ανθρακικό αποτύπωμα.....	15
1.2 Φαινόμενο του θερμοκηπίου.....	16
1.2.1 Περιγραφή φαινομένου του θερμοκηπίου.....	16
1.2.2 Αέρια του θερμοκηπίου.....	18
1.3 Πρότυπα εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα.....	21
1.4 Θερμοχημεία μιγμάτων αέρα-καυσίμου.....	25
1.4.1 Χαρακτηρισμός φλογών.....	25
1.4.2 Σύσταση αέρα και καυσίμου.....	26
1.4.3 Χημεία της καύσης ενώσεων με αέρα.....	27
Κεφάλαιο 2 – Τεχνικές μείωσης CO ₂	31
2.1 Εισαγωγή.....	31
2.2 Σύστημα start-stop και αναγεννητική πέδηση.....	32
2.2.1 Βαθμός υβριδοποίησης.....	33
2.2.2 Σύστημα Start Stop.....	35
2.2.3 Αναγεννητική πέδηση (Regenerative braking).....	35
2.3 Μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων (VVT).....	36
2.4 Αεροδυναμική βελτίωση.....	38
2.4.1 Μειώσεις στη κατανάλωση καυσίμου.....	39
2.5 Τροποποιήσεις στη στρατηγική επιλογής σχέσεων κιβωτίου ταχυτήτων.....	39
Κεφάλαιο 3 - Κύκλοι Πόλης.....	43
3.1 Εισαγωγή.....	43
3.2 Συνιστώσες της διαδικασίας δοκιμής.....	46
3.2.1 Δυναμόμετρο.....	46
3.2.2 Μετρήσεις εκπομπών ρύπων κατά τη διάρκεια των μεταβατικών κύκλων.....	48
3.3 Παγκόσμιος Κύκλος Πόλης WLTC.....	52
Κεφάλαιο 4 - Ανάπτυξη του μοντέλου οχήματος μέσω του υπολογιστικού πακέτου GT-POWER.....	61
4.1 Γνωριμία με το GT-SUITE.....	61

4.2 Περιβάλλον εργασίας – Γενικά χαρακτηριστικά.....	62
4.3 Δημιουργία του κατάλληλου μοντέλου	64
4.3.1 Γενικές πληροφορίες κινητήρα	64
4.3.2 Μοντέλο οχήματος και συστήματος μετάδοσης κινητήρα	66
4.3.3 Μοντέλο συστήματος start-stop.....	78
4.3.4 Μοντέλο αναγεννητικής πέδησης	80
4.3.5 Μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων	82
4.3.6 Μοντέλο τροποποιημένης αεροδυναμικής.....	89
4.3.7 Μοντέλο τροποποιημένης στρατηγικής επιλογής σχέσεων κιβωτίου ταχυτήτων ..	89
Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα.....	91
5.1 Εισαγωγή	91
5.2 Επιδόσεις κινητήρα αναφοράς	91
5.3 Κατανάλωση και εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα.....	96
5.3.1 Σύστημα start-stop χωρίς γεννήτρια	97
5.3.2 Αναγεννητική πέδηση με σύστημα start-stop.....	102
5.3.3 Μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων.....	108
5.3.4 Μοντέλο τροποποιημένης αεροδυναμικής.....	126
5.3.5 Μοντέλο τροποποιημένης στρατηγικής επιλογής σχέσεων κιβωτίου.....	139
Κεφάλαιο 6 – Συμπεράσματα.....	145
Βιβλιογραφία.....	147

Πίνακας συμβόλων

Λατινικοί χαρακτήρες

Μέγεθος	Επεξήγηση	Μονάδες
A_f	Μετωπική επιφάνεια οχήματος	m^2
C_d	Συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης οχήματος	–
D	Διάμετρος εμβόλου	m
G_e	Ροπή αδράνειας κινητήρα	$kg \cdot m^2$
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 τροχού	rpm
N_C	Ταχύτητα περιστροφής στροβιλουπερπληρωτή	rpm
N_s	Ταχύτητα περιστροφής του άξονα μετάδοσης κίνησης	rpm
η_{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 (κυλίνδρου)	cm^3
z	Αριθμός κυλίνδρων	–

Ελληνικοί χαρακτήρες

Μέγεθος	Επεξήγηση	Μονάδες
ε	Βαθμός συμπίεσης	–
λ_α	Λόγος ισοδυναμίας αέρα - καυσίμου	–
φ	Γωνία στροφάλου	°

Συντομογραφίες

Μέγεθος	Επεξήγηση
<i>AFR</i>	Λόγος αέρα-καυσίμου (Air-fuel ratio)
<i>BMEP</i>	Μέση πραγματική πίεση πέδης (Brake Mean Effective Pressure)
<i>BSFC</i>	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (Brake Specific Fuel Consumption)
<i>CI</i>	Έναυση με Συμπίεση (Compression Ignition)
<i>CO</i>	Μονοξείδιο του άνθρακα (Carbon Monoxide)
<i>CO₂</i>	Διοξείδιο του άνθρακα (Carbon Dioxide)
<i>CVS</i>	Δειγματοληψία σταθερού όγκου (Constant Volume Sampling)
<i>DI</i>	Άμεση Έγχυση (Direct Injection)
<i>EGR</i>	Ανακυκλοφορία καυσαερίων (Exhaust Gas Recirculation)
<i>EVC</i>	Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής (Exhaust Valve Closing)
<i>EVO</i>	Άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής (Exhaust Valve Opening)
<i>IVC</i>	Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής (Intake Valve Closing)
<i>IVO</i>	Άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής (Intake Valve Opening)
<i>NO</i>	Μονοξείδιο του αζώτου (Nitric Monoxide)
<i>NO_x</i>	Οξείδια του αζώτου (Nitrogen Oxides)
<i>SI</i>	Έναυση με Σπινθήρα (Spark Ignition)
<i>VVL</i>	Μεταβλητό Βύθισμα Βαλβίδων (Variable Valve Lift)
<i>VVT</i>	Μεταβλητός Χρονισμός βαλβίδων (Variable Valve Timing)
<i>WLTC</i>	Παγκόσμιος Κύκλος Πόλης Οχημάτων Ελαφρού Τύπου (Worldwide harmonized light-duty driving test cycle)
<i>WLTP</i>	Παγκόσμια Διαδικασία Πιστοποίησης Οχημάτων Ελαφρού Τύπου (Worldwide harmonized light-duty vehicles test procedure)
A.N.Σ.	Άνω Νεκρό Σημείο (T.D.C.)

Κ.Ν.Σ.	Κάτω Νεκρό Σημείο (B.D.C.)
<i>ΜΕΚ (ICE)</i>	Μηχανή Εσωτερικής Καύσης (Internal Combustion Engine)
4X	Τετράχρονος

Εισαγωγή

Τα τελευταία χρόνια, ολοένα και μεγαλύτερο μέρος της επιστημονικής κοινότητας ασχολείται με τη μείωση των εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου με δεδομένο ότι τα αέρια αυτά, με προεξάρχον το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂), συμβάλλουν ως ενδογενείς παράγοντες στην κλιματική αλλαγή. Συγκεκριμένα, απορροφούν την μεγάλη μήκους κύματος γήινη ακτινοβολία και επανεκπέμπουν θερμική ακτινοβολία, θερμαίνοντας τον πλανήτη ως αποτέλεσμα.

Στους κινητήρες εσωτερικής καύσης, το διοξείδιο του άνθρακα είναι το προϊόν της τέλει καύσης και η μείωσή του επέρχεται μόνο μέσω μείωσης της κατανάλωσης καυσίμου (δευτερευόντως και με χρήση βιοκαυσίμων). Για να επιτύχουν τη μείωση αυτή οι κατασκευαστές επιβατικών αυτοκινήτων αλλά και ελαφρών φορτηγών έχουν ωθηθεί τα τελευταία χρόνια σε λύσεις όπως η χρήση μικρότερων αλλά στροβιλο-υπερπληρωμένων κινητήρων (“downsizing”). Άλλες επιτυχημένες τεχνολογίες είναι η άμεση έγχυση (σε κινητήρες Otto), αλλά και συστήματα όπως το start-stop, η αναγεννητική πέδηση (Regenerative braking), το σύστημα απενεργοποίησης κυλίνδρων, ο μεταβλητός λόγος συμπίεσης κυλίνδρου κ.α., σε συνδυασμό πάντα με παραδοσιακές τεχνικές όπως η μείωση παντός είδους τριβών, είτε στον κινητήρα και τα υποσυστήματά του, είτε στο όχημα συνολικά.

Η παρούσα διπλωματική εργασία ασχολείται με την επίδραση διαφόρων από τις προαναφερθείσες τεχνικές στη μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα ενός εξακύλινδρου κινητήρα diesel, μέσω της μελέτης του σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας με τη βοήθεια του υπολογιστικού πακέτου **GT-SUITE** της Gamma Technologies, Inc. Το GT-POWER αποτελεί ένα εξειδικευμένο λογισμικό μονοδιάστατης μοντελοποίησης με ευρεία χρήση στη βιομηχανία. Στη συγκεκριμένη διπλωματική εργασία μοντελοποιείται ο κινητήρας με το σύστημα υπερπλήρωσής του, καθώς και η σύνδεσή του με το όχημα. Η διαδικασία εκτίμησης των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα γίνεται κατά τη διάρκεια του πρόσφατα θεσμοθετημένου Παγκόσμιου Κύκλου Πόλης WLTC, ο οποίος από τον Σεπτέμβριο του 2017 αντικατέστησε τον NEDC (New European Driving Cycle) στη διαδικασία πιστοποίησης νέων επιβατικών οχημάτων και ελαφρών φορτηγών στην Ευρωπαϊκή Ένωση.

Αρχικά, θα εξεταστούν οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα του οχήματος δίχως κάποια βελτιωτική επίδραση (αναφέρεται ως συμβατικό όχημα), στη συνέχεια θα προστίθενται στο μοντέλο οι διάφορες τεχνικές ξεχωριστά, οι οποίες θα συγκρίνονται η κάθε μία σε σχέση με το

αρχικό. Οι τεχνικές που εξετάζονται είναι:

- Σύστημα start-stop
- Αναγεννητική πέδηση (Regenerative Braking)
- Μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων (VVT)
- Τροποποιήσεις στην αεροδυναμική του οχήματος
- Τροποποιήσεις στη στρατηγική επιλογής σχέσεων κιβωτίου ταχυτήτων

Abstract

Over the last few years, great effort has been dedicated to the reduction of greenhouse gases emissions, given that these gases, most prominently carbon dioxide (CO₂), contribute as endogenous factors to climate change. Specifically, they absorb the long-wavelength earth radiation and re-emit thermal radiation, and as a result (over)heat the planet.

In an internal combustion engine (I.C.E.), carbon dioxide is the product of combustion, and its reduction can only occur by reducing fuel consumption (a secondary mechanism is using biofuels). In order to achieve this reduction, manufacturers of passenger cars and light trucks have been pushed in recent years into solutions such as the use of smaller yet turbocharged engines (“downsizing”). Other successful technologies are direct injection (in spark ignition engines), and also systems such as start-stop, regenerative braking, cylinder deactivation, variable compression ratio etc; all the above are combined with traditional techniques such as the reduction of all kinds of friction, either on the engine and its subsystems, or on the vehicle.

This diploma thesis deals with the impact of various from the abovementioned techniques on reducing carbon dioxide emissions from a six-cylinder turbocharged diesel-powered vehicle under transient operating conditions, using the GT-POWER computational software, a specialized one-dimensional modeling software with wide use in the industry. Carbon dioxide emissions are estimated during the recently legislated worldwide driving cycle WLTC, which since September 2017 has replaced the NEDC (New European Driving Cycle) in the certification process of new passenger cars and light trucks in the European Union.

Initially, CO₂ emissions of the vehicle without any ameliorative techniques will be examined, then each technique is going to be “added” to the model individually, and its impact on CO₂ emissions will be assessed with reference to the baseline case. The techniques that are examined are:

- Start-Stop system
- Regenerative braking
- Variable Valve Timing
- Aerodynamics modifications
- Gear change scenario modifications

Κεφάλαιο 1 - Σχηματισμός και εκπομπή CO₂ από κινητήρες

1.1 Ανθρακικό αποτύπωμα

Το ολοένα αυξανόμενο ανθρακικό μας αποτύπωμα έχει προφανείς **επιδράσεις στο περιβάλλον** [21]. Η αύξηση θερμοκρασιών και τα πρότυπα μετατόπισης των βροχοπτώσεων αλλάζουν τα αναπτυξιακά πρότυπα των φυτών και έχουν ως αποτέλεσμα τη μετακίνηση της εγχώριας βλάστησης σε όλο και πιο δροσερά κλίματα. Τα επίπεδα της θάλασσας αυξάνονται όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του πλανήτη μας διότι το θερμότερο νερό καταλαμβάνει περισσότερο χώρο από το ψυχρότερο νερό. Η αύξηση της στάθμης της θάλασσας όχι μόνο θα διαβρώσει τις ακτές και θα καταστρέψει τα οικοσυστήματα, αλλά οι παράκτιες πόλεις θα μπορούσαν να εκτοπιστούν από αυτή την αυξημένη στάθμη.

Το αυξημένο αποτύπωμα άνθρακα, έχει την ικανότητα **να βλάψει την υγεία μας**. Κυρίως διατρέχουν κίνδυνο οι γυναίκες στις γεωργικές εργασίες και τα παιδιά. Ενδεικτικά, σύμφωνα με τον Παγκόσμιο Οργανισμό Υγείας, η κλιματική αλλαγή αναμένεται να αυξήσει το ποσοστό των ανθρώπων στο Μάλι που πάσχουν από πείνα από 34% σε τουλάχιστον 64% σε 40 χρόνια από τώρα. Η αύξηση του υποσιτισμού οφείλεται στο αποτέλεσμα της κλιματικής αλλαγής στις καλλιέργειες τροφίμων, όπως η ξηρασία που παρεμβαίνει στην καλλιεργητική περίοδο. Η ξηρασία προκαλεί επίσης διαρροϊκές ασθένειες καθώς η πρόσβαση σε ασφαλές νερό διακυβεύεται. Οι ασθένειες που οφείλονται στον φορέα όπως η ελονοσία αυξάνονται καθώς η αύξηση της θερμοκρασίας επιτρέπει στα «κουνούπια της ελονοσίας» να επιβιώσουν σε χώρες που ήταν προηγουμένως πολύ δροσερές γι' αυτά. Παράλληλα, η αυξημένη ατμοσφαιρική ρύπανση έχει ήδη προκαλέσει αύξηση των αναπνευστικών προβλημάτων καθώς το άσθμα και οι αλλεργίες έχουν αυξηθεί.

Η απειλή που δημιουργεί το αυξανόμενο αποτύπωμα άνθρακα στην **οικονομία** είναι σημαντική. Η αλλαγή του κλίματος θα επηρεάσει τις τοπικές οικονομίες που εξαρτώνται

περισσότερο από τη γη και τους φυσικούς πόρους, όπως είναι οι φάρμες που πέφτουν θύματα μειωμένου “crop yield”¹. Για παράδειγμα, σύμφωνα με το Nature Conservancy [21], οι οικονομικές απώλειες λόγω του αυξανόμενου αποτυπώματος άνθρακα και της κλιματικής αλλαγής που προκάλεσε, έχουν απειλήσει την βιομηχανία αστακών στη Νέα Αγγλία, καθώς τα αλιεύματα έχουν καταρρεύσει. Επιπλέον, η αύξηση των θερμοκρασιών των ωκεανών απειλεί την επιβίωση των κοραλλιογενών υφάλων, μια βιομηχανία 375 δισεκατομμυρίων δολαρίων ετησίως.

1.2 Φαινόμενο του θερμοκηπίου

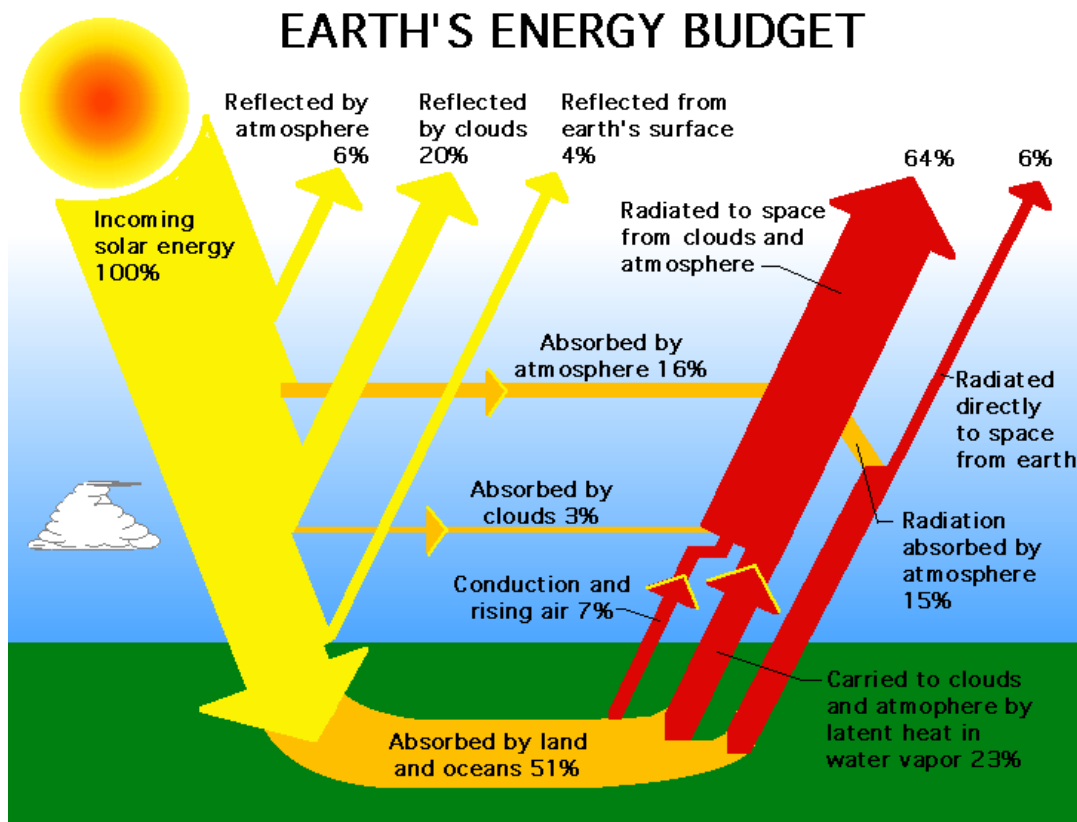
1.2.1 Περιγραφή φαινομένου του θερμοκηπίου

Το φαινόμενο του θερμοκηπίου αποτελεί ένα φυσικό φαινόμενο το οποίο συντελεί στην θέρμανση της ατμόσφαιρας και της επιφάνειας της γης. Τα ονομαζόμενα αέρια του θερμοκηπίου (GHG – Greenhouse Gases), διαδραματίζουν σημαντικό ρόλο στην εξέλιξη του φαινομένου αυτού. Τα σημαντικότερα από αυτά τα αέρια είναι οι υδρατμοί (H₂O), το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂), το μεθάνιο (CH₄), το μονοξείδιο του αζώτου (N₂O) και ορισμένα φθοριούχα αέρια. Τα παραπάνω αέρια μπορούν να μεταβάλλουν την ενεργειακή ισορροπία της γης απορροφώντας την μακρά ακτινοβολία που εκπέμπεται από την επιφάνειά της. Αν δεν υπήρχε το φαινόμενο του θερμοκηπίου εκτιμάται ότι η μέση θερμοκρασία της γης θα ήταν -18°C. Τις τελευταίες δεκαετίες, ο όρος του φαινομένου του θερμοκηπίου έχει συνδεθεί με την κλιματική αλλαγή και την παγκόσμια θέρμανση, ενώ το ίδιο το φαινόμενο έχει ενταθεί από τις ανθρωπογενείς δραστηριότητες [30].

Η ηλιακή ενέργεια διαπερνά την ατμόσφαιρα και ένα σημαντικό μέρος αυτής, περίπου 26%, αντανακλάται πίσω στο διάστημα αφού εμποδίζεται από νεφώσεις και λοιπά σωματίδια της ατμόσφαιρας. Ακόμη, 19% της ηλιακής ακτινοβολίας απορροφάται από την ατμόσφαιρα και τα σύννεφα, και από το 55% της εναπομείνουσας ακτινοβολίας που εισέρχεται στην γη, το

¹ Ως **crop yield** (=γεωργική παραγωγή) ορίζεται ο δείκτης που μπορεί να μετρήσει την απόδοση μιας καλλιέργειας ανά μονάδα καλλιεργούμενης έκτασης και την παραγωγή σπόρων του ίδιου του φυτού (π.χ. εάν συλλέγονται 3 σπόροι για κάθε σπόρο που καλλιεργείται, η απόδοση είναι 1:3). Αυτός ο δείκτης, 1:3, θεωρείται από γεωπόνους ως το ελάχιστο που απαιτείται για να διατηρηθεί η ανθρώπινη ζωή.

4% αντανακλάται πίσω στο διάστημα από την επιφάνεια της γης και το υπολειπόμενο 51% απορροφάται από την επιφάνεια και τους ωκεανούς (Σχήμα 1.1).



Σχήμα 1.1: Η ισορροπία της ενέργειας της γης [30]

Η ηλιακή ακτινοβολία φτάνει στην γη στην υπεριώδη και ορατή περιοχή του ηλεκτρομαγνητικού φάσματος. Από τους νόμους ακτινοβολίας του μέλανος σώματος, λόγω της πολύ μικρότερης θερμοκρασίας της επιφάνειας της γης συγκριτικά με την επιφάνεια του ήλιου, πραγματοποιείται ηλεκτρομαγνητική ακτινοβολία από τον ήλιο στην γη σε περιοχές μεγαλύτερου μήκους κύματος και περισσότερο στην περιοχή του υπέρυθρου. Για την διαχρονική σταθεροποίηση της μέσης ατμοσφαιρικής θερμοκρασίας είναι απαραίτητη προϋπόθεση η εξισορρόπηση ανάμεσα στην εισερχόμενη και εξερχόμενη ακτινοβολία.

Η θερμοκρασία που θα αναμενόταν να έχει ένα ιδανικό μέλαν σώμα που θα είχε απόσταση από τον ήλιο ίδια με αυτή που έχει η γη, είναι περίπου 5°C. Η γη όμως αντανακλά σχεδόν το 30% της εισερχόμενης ηλιακής ακτινοβολίας και έτσι θα περίμενε κανείς με υπολογισμούς μια μέση θερμοκρασία των -18°C. Ωστόσο η μέση θερμοκρασία της γης είναι περίπου 15°C, δηλαδή

παρατηρείται μια διαφορά της τάξης των 33°C. Η θερμοκρασιακή αυτή διαφορά οφείλεται στο φαινόμενο του θερμοκηπίου.

Σε περιοχές κοντά στην επιφάνεια της γης, η ατμόσφαιρα είναι σχεδόν αδιαφανής στην θερμική ακτινοβολία, και οι περισσότερες εκ των θερμικών απωλειών της επιφάνειας γίνονται λόγω της μεταφοράς της αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας. Οι ενεργειακές απώλειες γίνονται συνεχώς μεγαλύτερες λόγω της φθίνουσας συγκέντρωσης των υδρατμών, που όπως προαναφέρθηκε είναι και το κυριότερο αέριο του θερμοκηπίου και έτσι είναι εύλογο να θεωρηθεί ότι το φαινόμενο του θερμοκηπίου κατά κύριο λόγο λαμβάνει χώρα στην περιοχή της μέσης τροπόσφαιρας.

Όταν η επιφάνεια της γης θερμαίνεται σε μια θερμοκρασία της τάξης των -18°C, εκπέμπει μεγάλα μήκη κύματος, δηλαδή υπέρυθη ακτινοβολία 4-100 μm. Σε τέτοια μήκη κύματος τα αέρια του θερμοκηπίου απορροφούν περισσότερη εισερχόμενη ηλιακή ακτινοβολία και επίσης κάθε ατμοσφαιρικό στρώμα που έχει αέρια του θερμοκηπίου απορροφά μέρος από την θερμότητα που ακτινοβολούν προς τα πάνω τα κατώτερα στρώματα της ατμόσφαιρας. Για την διατήρηση της ισορροπίας του το κάθε στρώμα επανεκπέμπει την θερμότητα που απορροφά προς κάθε κατεύθυνση. Σαν αποτέλεσμα δημιουργείται περισσότερη ζέστη στα χαμηλά στρώματα, και παράλληλα τα ανώτερα στρώματα εκπέμπουν υψηλά ποσά θερμότητας πίσω στο διάστημα για την διατήρηση της συνολικής ισορροπίας.

Η αύξηση των αερίων του θερμοκηπίου από τις ανθρωπογενείς δραστηριότητες, αυξάνει την ποσότητα που απορροφάται και επανεκπέμπεται με αποτέλεσμα τα ατμοσφαιρικά στρώματα και επομένως η επιφάνεια της γης να ζεσταίνονται περισσότερο.

1.2.2 Αέρια του θερμοκηπίου

i. Υδρατμοί (H₂O)

Οι υδρατμοί αποτελούν το κυριότερο αέριο του θερμοκηπίου και ευθύνονται περίπου για τα 2/3 του φυσικού φαινομένου. Τα μόρια του νερού που βρίσκονται στην ατμόσφαιρα, δεσμεύουν την θερμότητα που εκπέμπεται από την γη και στην συνέχεια την επανεκπέμπουν προς όλες τις κατευθύνσεις θερμαίνοντας έτσι την επιφάνεια της γης.

Οι υδρατμοί που βρίσκονται στην ατμόσφαιρα περνούν σε αυτήν από το έδαφος και τους ωκεανούς με την βοήθεια του κύκλου του νερού και από την ατμόσφαιρα επιστρέφουν πάλι πίσω με την εξάτμιση, την διαπνοή, την συμπύκνωση και την κατακρήμνιση.

Οι ανθρωπογενείς παράγοντες δεν μπορούν να αυξήσουν τους ατμοσφαιρικούς υδρατμούς, ωστόσο μέσω του θερμότερου αέρα μπορεί να κατακρατηθεί περισσότερη υγρασία και έτσι γίνεται κατανοητό ότι οι υψηλότερες θερμοκρασίες εντείνουν τις κλιματικές αλλαγές.

ii. Διοξείδιο του άνθρακα (CO₂)

Το διοξείδιο του άνθρακα αποτελεί τον πιο σημαντικό συντελεστή του εκτεταμένου, λόγω και της ανθρωπογενούς δραστηριότητας, φαινομένου του θερμοκηπίου. Σε χώρες με μεγάλη βιομηχανική δραστηριότητα αποτελεί περίπου το 80% των εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου.

Τα αποθέματα άνθρακα στην γη είναι πεπερασμένα και αυτά ανακυκλώνονται μέσα από το πολύπλοκο σύστημα του κύκλου του άνθρακα. Ο άνθρακας κινείται ανάμεσα στην ατμόσφαιρα, την επίγεια βιόσφαιρα και τους ωκεανούς. Το διοξείδιο του άνθρακα απορροφάται από τους φυτικούς οργανισμούς από την ατμόσφαιρα μέσω της φωτοσύνθεσης. Τα φυτά κάνουν χρήση του άνθρακα για την σύνθεση του ιστού τους και έπειτα τον απελευθερώνουν στην ατμόσφαιρα με την αποσύνθεσή τους. Ομοίως και οι ζωικοί οργανισμοί λαμβάνουν άνθρακα με την κατανάλωση τροφών και στην συνέχεια τον απελευθερώνουν μέσω της αναπνοής ή της αποσύνθεσης τους.

Τα ορυκτά καύσιμα αποτελούνται από απολιθώματα νεκρών ζωικών και φυτικών οργανισμών, που συντίθενται κάτω από συγκεκριμένες συνθήκες σε διάστημα εκατομμυρίων ετών και επομένως έχουν υψηλό ποσοστό άνθρακα.

Από την βιομηχανική επανάσταση και μετά, η ενεργειακή κατανάλωση των ορυκτών καυσίμων οδήγησε σε μια ραγδαία αύξηση των εκπομπών CO₂, διαταράσσοντας τον Παγκόσμιο κύκλο του άνθρακα και οδηγώντας τελικά σε θέρμανση του πλανήτη. Η παγκόσμια υπερθέρμανση και η κλιματική αλλαγή, έχουν ένα ευρύ φάσμα οικολογικών και φυσικών επιδράσεων και επιπτώσεων της υγείας των ζώντων οργανισμών, μεταξύ άλλων ακραία καιρικά φαινόμενα (πλημμύρες, ξηρασίες, καταιγίδες, καύσωνες), αύξηση της στάθμης της θάλασσας, αλλοιωμένη ανάπτυξη καλλιεργειών, διασπασμένα συστήματα ύδρευσης.

iii. Μεθάνιο (CH₄)

Είναι το δεύτερο κατά σειρά αέριο που ευθύνεται για το φαινόμενο του θερμοκηπίου. Από την αρχή της βιομηχανικής επανάστασης, οι συγκεντρώσεις αυτού του αερίου έχουν

διπλασιαστεί, συμβάλλοντας στην ενίσχυση του φαινομένου κατά 20%. Στις βιομηχανικές χώρες το ποσοστό του μεθανίου είναι περίπου το 15% των εκπομπών των αερίων που ευθύνονται για το φαινόμενο του θερμοκηπίου. Γενικά το CH₄ συντίθεται από βακτήρια που υπάρχουν σε οργανικές ύλες λόγω έλλειψης οξυγόνου. Οι φυσικές πηγές που ευθύνονται για την εκπομπή του μεθανίου είναι οι υγρότοποι, οι τερμίτες και οι ωκεανοί. Οι πηγές λόγω ανθρώπινης δραστηριότητας είναι οι κτηνοτροφικές μονάδες (λόγω κοπράνων), η καύση ορυκτών καυσίμων, οι ρυζοκαλλιέργειες και οι χώροι ταφής (λόγω της αποσύνθεσης των σωμάτων). Η εκπομπή του μεθανίου στην ατμόσφαιρα δεσμεύει θερμότητα μεγαλύτερη του CO₂ κατά 23 φορές. Ωστόσο η παραμονή του στην ατμόσφαιρα είναι σαφώς μικρότερη του διοξειδίου του άνθρακα και κυμαίνεται από 10 ως 15 χρόνια.

iv. Υποξείδιο του αζώτου (N₂O)

Η απελευθέρωση του αερίου αυτού στην ατμόσφαιρα γίνεται μέσω των ωκεανών και των δασών, καθώς και από τα βακτήρια του εδάφους. Η ανθρώπινη δραστηριότητα που συμβάλλει στη δημιουργία και απελευθέρωση του N₂O στην ατμόσφαιρα είναι: η χρήση αζωτούχων λιπασμάτων, η καύση ορυκτών καυσίμων και η επεξεργασία λυμάτων λόγω βιομηχανικής χημικής παραγωγής με τη χρήση του αζώτου. Το ποσοστό του N₂O στις βιομηχανικές χώρες ανέρχεται στο 6% του συνόλου εκπομπής αερίων, υπεύθυνων για το φαινόμενο του θερμοκηπίου. Όπως και τα δύο προαναφερθέντα αέρια, έτσι και το N₂O απορροφά θερμότητα και μάλιστα 310 φορές πιο αποτελεσματικά σε σύγκριση με το CO₂. Από την αρχή της βιομηχανικής επανάστασης οι συγκεντρώσεις του υποξειδίου του αζώτου στην ατμόσφαιρα έχουν αυξηθεί κατά 16% περίπου, κάτι που ενισχύσει το φαινόμενο του θερμοκηπίου από 4% ως 6%.

v. Χλωροφθοράνθρακες (CFCs)

Είναι τα μόνα από τα αέρια του θερμοκηπίου που έχουν δημιουργηθεί από τον ίδιο τον άνθρωπο, τεχνητά, για τις ανάγκες της βιομηχανικής παραγωγής. Το ποσοστό εκπομπής τους στο σύνολο των αερίων θερμοκηπίου που απελευθερώνουν οι βιομηχανικές χώρες ανέρχεται στο 1,5%. Παρά το μικρό αυτό ποσοστό, τα συγκεκριμένα αέρια δεσμεύουν 22.000 φορές περισσότερη θερμότητα σε σχέση με το διοξείδιο του άνθρακα και παραμένουν στην ατμόσφαιρα για χιλιάδες χρόνια. Τα φθοριούχα αέρια θερμοκηπίου αποτελούνται από: τους υδροφθοράνθρακες (οι οποίοι χρησιμοποιούνται για ψύξη), το εξαφθοριούχο θείο (με χρήση στην ηλεκτρονική βιομηχανία), τους υπερφθοράνθρακες (που εκτός από την βιομηχανία των

ηλεκτρονικών χρησιμοποιούνται και στην παραγωγή αλουμινίου και τους χλωροφθοράνθρακες, που έχουν την ιδιότητα να καταστρέφουν το στρώμα του όζοντος. Αυτός είναι και ο λόγος που, αν και αποτελούν το πιο διαδεδομένο είδος φθοριούχου αερίου, έχει περιοριστεί η χρήση και η κυκλοφορία τους με βάση το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ (1987).

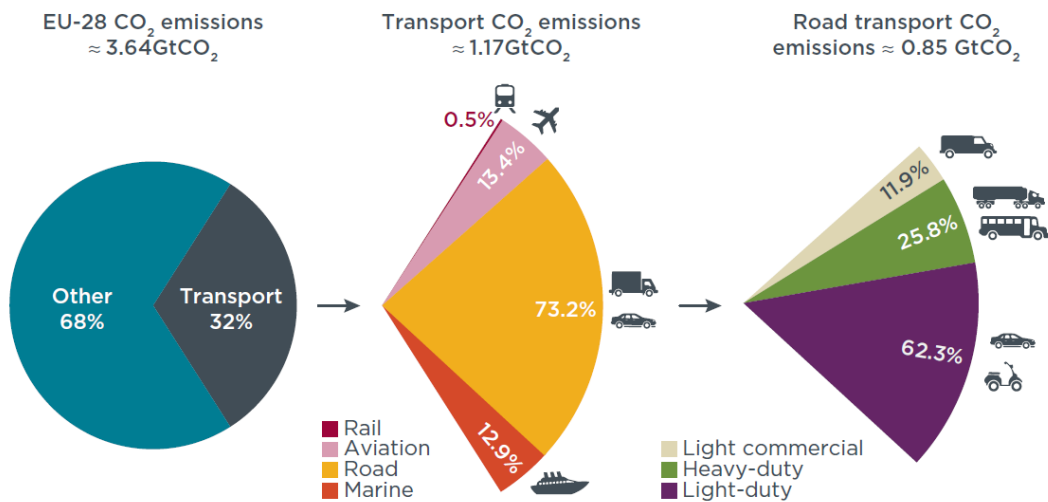
1.3 Πρότυπα εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα

Για τους λόγους που αναφέρθηκαν στις Παραγράφους 1.1 και 1.2.1, κρίθηκε επιτακτική η ανάγκη θέσπισης ορίων εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα. Στο πλαίσιο αυτό, το **Πρωτόκολλο του Κιότο** αποτέλεσε έναν «οδικό χάρτη», στον οποίο περιλαμβάνονται τα απαραίτητα βήματα για τη μακροπρόθεσμη αντιμετώπιση της αλλαγής του κλίματος που προκαλείται λόγω της αύξησης των ανθρωπογενών αερίων του θερμοκηπίου. Σύμφωνα με αυτό, τα κράτη που το έχουν συνυπογράψει δεσμεύθηκαν να ελαττώσουν τις εκπομπές των αερίων του θερμοκηπίου (CO₂, CH₄, N₂O, CFCs) την πρώτη περίοδο ανάληψης υποχρεώσεων (2008-2012) κατά ένα συγκεκριμένο στόχο σε σχέση με τις εκπομπές του 1990 (ή του 1995 για ορισμένα αέρια). Στη συνέχεια στη Ντόχα του Κατάρ στις 08/12/2012, εκδόθηκε τροποποίηση του πρωτοκόλλου του Κιότο, με νέες υποχρεώσεις για τους συμμετέχοντες στο πρωτόκολλο του Κιότο, όπου συμφωνήθηκε μία δεύτερη περίοδος δέσμευσης, από την 01/01/2013 έως την 31/12/2020.

Είναι δεδομένο ότι τα εντός καθώς και τα εκτός δρόμου οχήματα που κινούνται με κινητήρες (μηχανές) εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ.) που λειτουργούν με ορυκτά καύσιμα είναι από τους σημαντικότερους συνεισφορείς στην περιβαλλοντική υποβάθμιση με τη μορφή των εκπομπών CO₂ (καθώς και των τοξικών ρύπων). Αυτό ισχύει ιδιαίτερα τις τελευταίες δεκαετίες, όπου η χρήση όλων των ειδών αυτοκινήτων και των Μ.Ε.Κ. αυξήθηκε εκθετικά.

Οι οδικές μεταφορές συνεισφέρουν περίπου το ένα πέμπτο των συνολικών εκπομπών CO₂ της Ε.Ε, ενώ το ίδιο συμβαίνει επίσης και στην Ιαπωνία. Περίπου το 75% των αερίων του θερμοκηπίου προέρχεται από «ελαφρά» οχήματα ενώ το υπόλοιπο 25% από «βαρέος τύπου» οχήματα, Σχήμα 1.2. Ομοίως, στις Η.Π.Α. οι μεταφορές ευθύνονταν για το ένα τέταρτο σχεδόν

των συνολικών εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου το 2014 (αύξηση κατά 9% από το 1990) όντας πίσω μόνο από την ηλεκτροπαραγωγή [6].



Σχήμα 1.2: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα στην Ε.Ε. και συνεισφορά του κλάδου των μεταφορών (Πηγή: European Environment Agency (EEA) και International Council on Clean Transportation (ICCT))

Ο όρος οδικές μεταφορές καλύπτει οχήματα που έχουν σχεδιαστεί για τη μεταφορά επιβατών (επιβατικά αυτοκίνητα, μοτοσυκλέτες, λεωφορεία, πούλμαν) και φορτίων (βαν, φορτηγά κ.λπ.). Τα εντός δρόμου οχήματα συνήθως τροφοδοτούνται από βενζίνη ή πετρέλαιο ή ακόμα και εναλλακτικά καύσιμα ή βιοκαύσιμα (βιοντίζελ ή αλκοόλες). Από την άλλη πλευρά, τα εκτός δρόμου οχήματα, είναι αυτά που προορίζονται για αγροτικούς και κατασκευαστικούς σκοπούς και κινούνται ως επί το πλείστον με κινητήρες Diesel. Οι οδικές μεταφορές ναι μεν συνεισφέρουν σημαντικά στην ατμοσφαιρική ρύπανση αλλά είναι απαραίτητη για την οικονομική και κοινωνική ανάπτυξη και εξέλιξη.

Με βάση τα παραπάνω, ήταν αναμενόμενο η Ε.Ε. να θεσπίσει σχετικά όρια εκπομπών και από κινητήρες οχημάτων. Η πρώτη προσπάθεια καθορισμού Προτύπων όσον αφορά τα αέρια του θερμοκηπίου (εν προκειμένω, αποκλειστικά το διοξείδιο του άνθρακα) από την Ε.Ε., έγινε το 1998, με μια εθελοντικού τύπου συμφωνία με την Ευρωπαϊκή (ACEA), Ιαπωνική και Κορεατική Ένωση Κατασκευαστών Αυτοκινήτων, με στόχο τον περιορισμό των **μεσοσταθμικών** ανά κατασκευαστή εκπομπών CO₂ στα 140 g/km μέχρι το 2008/2009.

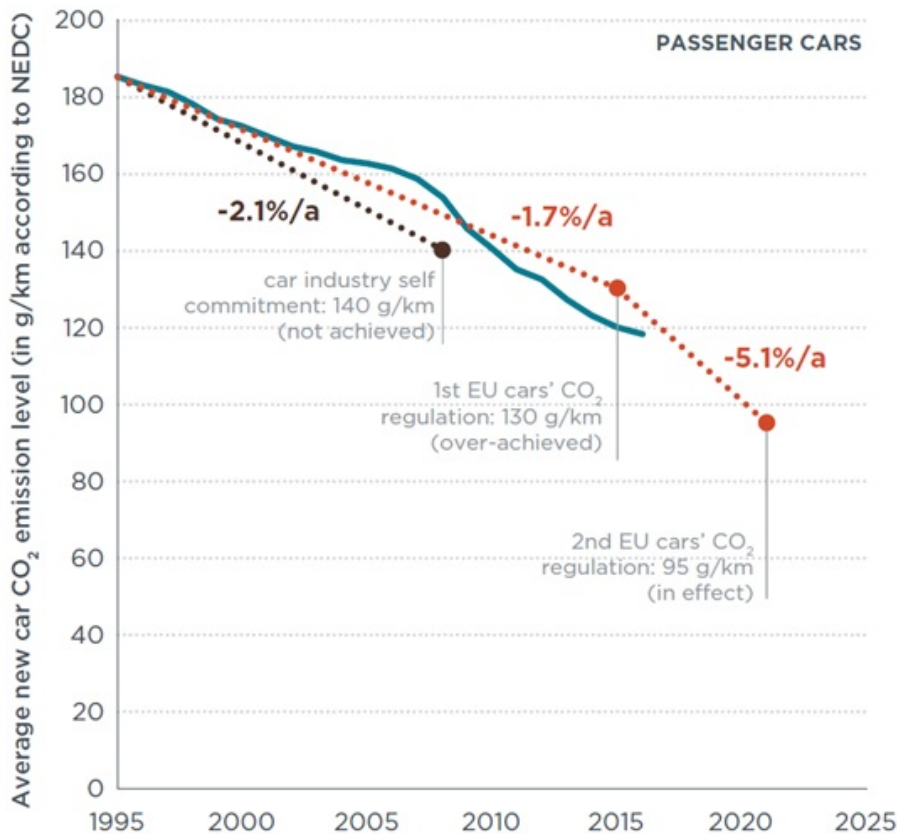
Εξαιτίας της σχετικά μειωμένης ανταπόκρισης, εφόσον επρόκειτο ουσιαστικά για «συμφωνία κυρίων», το 2009 (Κανονισμός 443/2009/ΕΚ για επιβατικά οχήματα) και στη συνέχεια το 2011 (Κανονισμός 510/2011/ΕΚ για ελαφρά φορτηγά) καθιερώθηκαν πλέον συγκεκριμένες προδιαγραφές, επίσης μεσοσταθμικές, με σταδιακή εφαρμογή μέχρι το 2015.

Αυτές προέβλεπαν για τα **επιβατικά οχήματα**, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 1.3, (κατηγορία M1) ως όριο τα **130 g/km μέχρι το 2015**, έως **95 g/km από το 2021** (Κύκλος WLTC), με επιπλέον νομοθετημένη **μείωση 15%** (επί των 95 g/km) **από το 2025** και **37,5% από το 2030** (Κανονισμός 631/2019/ΕΕ).

Ενδεικτικά, με βάση το όριο των 130g/km, οι ειδικές εκπομπές CO₂ κάθε νέου ταξινομημένου **επιβατικού οχήματος** υπολογίζονται ως εξής:

$$\text{Εκπομπές CO}_2 \text{ επιβατικών οχημάτων } \left(\frac{\text{g}}{\text{km}} \right) = 130 + 0.0457 \cdot (M - M_0) \quad (1.1)$$

όπου M το βάρος του οχήματος και M_0 το βάρος του οχήματος αναφοράς (=1392.4 kg για τη χρονιά 2016 ενώ από το 2020 θα πέσει στα 1379.88, σε μια προσπάθεια αντικατοπτρισμού του μέσου βάρους των οχημάτων.)



Σχήμα 1.3: Σύγκριση εξέλιξης επιπέδων CO₂ μεταξύ μέσων τιμών (σύμφωνα με τον κύκλο πιστοποίησης NEDC) και νομοθετημένων ορίων επιβατικών οχημάτων. Πηγή: I.C.C.T.

Αντίστοιχα για τα **ελαφρά φορτηγά**, τα όρια είναι **175 g/km από το 2017, 147 g/km από το 2021** και με επιπλέον νομοθετημένη μείωση **15%** (των 147 g/km) **από το 2025** και **31% από το 2030**. Επομένως, η σχέση (1.1), και για το όριο των 175 g/km επαναδιατυπώνεται ως εξής:

$$\text{Εκπομπές } CO_2 \text{ ελαφρών φορτηγών } \left(\frac{g}{km} \right) = 175 + 0.093 \cdot (M - M_0) \quad (1.2)$$

με μάζα αναφοράς $M_0 = 1706 \text{ kg}$ από το 2014 έως το 2017.

Αντίστοιχες εκφράσεις υπολογισμού ειδικών εκπομπών CO_2 προκύπτουν και για τα υπόλοιπα όρια με αλλαγή των συντελεστών αυτών.

Επίσης, η Ε.Ε. θέσπισε κίνητρα στους κατασκευαστές για μικρότερες εκπομπές (π.χ. λόγω χρήσης ηλεκτρικών οχημάτων ή καύσης αιθανόλης) αλλά και αντικίνητρα για μεγαλύτερες εκπομπές· π.χ. από το 2019 κάθε κατασκευαστής πληρώνει 95€ για κάθε g/km πάνω από τις προδιαγραφές ανά επιβατικό αυτοκίνητο στόλου ή 120€ ανά ελαφρύ φορτηγό.

Για τις **μοτοσυκλές**, δεν υπάρχει προς το παρόν (Πρότυπο Euro 4, 2019) θεσμοθετημένο όριο για το CO_2 ούτε προβλέπεται για το πρότυπο Euro 5 που θα ισχύει από 01/01/2020. Παρόλα αυτά οι κατασκευαστές είναι υποχρεωμένοι να μετρούν τις εκπομπές αυτές και να τις κοινοποιούν στην αρμόδια επιτροπή της Ε.Ε.

Όσον αφορά τους **ναυτικούς κινητήρες**, οι οποίοι συνεισφέρουν περίπου το 2.7% των παγκόσμιων ανθρωπογενών εκπομπών CO_2 , με το νέο κεφάλαιο 4 στο προσάρτημα (Annex VI στο MARPOL 73/78, εισήχθησαν υποχρεωτικά μέτρα που αποσκοπούν στη μείωση εκπομπών αερίων θερμοκηπίου από πλοία με τονάζ μεγαλύτερο του 400, με ημερομηνία έναρξης εφαρμογής την 01/01/2013, μέσω εισαγωγής του Ενεργειακού Δείκτη Απόδοσης (Energy Efficiency Design Index – EEDI) [6].

1.4 Θερμοκημεία μίγμάτων αέρα-καυσίμου

1.4.1 Χαρακτηρισμός φλογών

Η καύση μίγματος αέρα-καυσίμου εντός του κυλίνδρου του κινητήρα είναι μια από τις διαδικασίες που ελέγχουν τη ισχύ ενός κινητήρα, την απόδοση και τις εκπομπές. Κάποιο υπόβαθρο στα συναφή φαινόμενα καύσης αποτελεί, επομένως, απαραίτητη προϋπόθεση για την κατανόηση της λειτουργίας του κινητήρα. Τα φαινόμενα της καύσης είναι διαφορετικά για τους δύο κύριους τύπους κινητήρων – κλασικός Otto και Diesel.

Στους κλασικούς Otto (προανάμιξης), το καύσιμο αναμιγνύεται με τον αέρα στην εισαγωγή του κινητήρα. Τη συμπίεση αυτού του μείγματος αέρα-καυσίμου, ακολουθεί μία ηλεκτρική εκκένωση η οποία εκκινεί τη διαδικασία της καύσης. Η φλόγα εξελίσσεται από τη σπίθα που δημιουργείται από την εκφόρτιση σπινθηριστή και διαδίδεται σε όλη την έκταση του κυλίνδρου στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης. Στα τοιχώματα, η φλόγα «συνθλίβεται» ή σβήνει καθώς η μεταφορά θερμότητας και η καταστροφή ενεργών ειδών στο τοίχωμα γίνονται οι κυρίαρχες διαδικασίες. Ένα ανεπιθύμητο φαινόμενο – η «αυθόρμητη» έναυση ενός σημαντικού μέρους μίγματος αέρα καυσίμου πρώτου η φλόγα μπορέσει να διαδοθεί δια μέσου του μίγματος, μπορεί επίσης να συμβεί. Αυτή η **αυτανάφλεξη** είναι ένα φαινόμενο που προκαλεί στον κινητήρα κρουστική καύση η οποία λόγω των αυξημένων πιέσεων και θερμοκρασιών που αναπτύσσονται, μπορούν να οδηγήσουν σε καταστροφή του κινητήρα.

Στους κινητήρες diesel, το καύσιμο ψεκάζεται μέσα στον κύλινδρο σε αέρα υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας, κοντά στο τέλος της φάσης της συμπίεσης. Η αυτανάφλεξη τμημάτων του αναπτυσσόμενου μίγματος του ήδη ψεκασμένου και εξαεριωμένου καυσίμου με τον θερμό αέρα εκκινεί τη διαδικασία της καύσης η οποία εξαπλώνεται ταχύτατα. Η φλόγα προχωράει καθώς καύσιμο και αέρας αναμιγνύονται στη κατάλληλη σύσταση για να πραγματοποιηθεί η καύση.

Η διαδικασία της καύσης είναι μια γρήγορη εξώθερμη αντίδραση (όπου το οξυγόνο είναι ένα από τα αντιδρώντα). Η φλόγα είναι μια αντίδραση καύσης όπου μπορεί να διαδοθεί υποχηητικά μέσα στο χώρο· η κίνηση της φλόγας σχετικά με το άκαυστο αέριο είναι ένα σημαντικό χαρακτηριστικό.

1.4.2 Σύσταση αέρα και καυσίμου

Συνήθως στους κινητήρες, το καύσιμο καίγεται με αέρα. Ο ξηρός αέρας είναι ένα μίγμα αερίων όπου έχουν μια αντιπροσωπευτική σύνθεση κατ' όγκο 20.95 % οξυγόνο, 78.09 % άζωτο, 0.93 % αργό, και ίχνη διοξειδίου του άνθρακα, νέον, ηλίου, μεθανίου και άλλων αερίων όπως φαίνεται στον Πίνακα 1.1:

Πίνακας 1.1: Συστατικά του ξηρού αέρα

Αέριο	p.p.m. ανά όγκο	Μοριακό βάρος	Γραμμομοριακό κλάσμα	Μοριακός λόγος
O_2	209,500	31.9978	0.2095	1
N_2	780,900	28.012	0.7905	3.773
Ar	930,000	39.948	–	–
CO_2	300	44.009	–	–
Αέρας	1,000,000	28.962	1.000	4.773

Στην καύση, το οξυγόνο είναι το αντιδρών συστατικό του αέρα. Συνήθως είναι επαρκής η υπόθεση ως προς τον αέρα ότι αποτελείται από 21% οξυγόνο και 79% αδρανή αέρια που λαμβάνονται ως άζωτο (συνήθως αποκαλούμενο ως ατμοσφαιρικό ή φαινόμενο άζωτο). Για κάθε γραμμομόριο οξυγόνου στον αέρα υπάρχουν

$$\frac{1 - 0.2095}{0.2095} = 3.773$$

γραμμομόρια ατμοσφαιρικού αζώτου. Το μοριακό βάρος του αέρα λαμβάνεται από τον πίνακα 3.1 ως 28.962. Επειδή το ατμοσφαιρικό άζωτο περιέχει ίχνη άλλων στοιχείων, το μοριακό του βάρος είναι ελαφρώς διαφορετικό από αυτό του «καθαρού» αζώτου, για παράδειγμα:

$$M_{aN_2} = \frac{28.962 - 0.2095 \cdot 31.998}{1 - 0.2095} = 28.16$$

Ο πραγματικός αέρας περιέχει κανονικά υδρατμούς, με το ποσό να εξαρτάται από τη θερμοκρασία και τον βαθμό κορεσμού. Συνήθως η αναλογία κατά μάζα είναι περίπου 1%, αν και μπορεί να αυξηθεί σε περίπου 4% σε ακραίες συνθήκες. Η σχετική υγρασία συγκρίνει την περιεκτικότητα σε υδρατμούς του αέρα με εκείνη που απαιτείται για τον κορεσμό. Ορίζεται ως:

«Ο λόγος της ποσότητας ή της μάζας των υδρατμών, που περιέχει ο αέρας, προς εκείνη την ποσότητα ή το βάρος των υδρατμών τους οποίους μπορεί να συμπεριλάβει (υπό την αυτή θερμοκρασία και πίεση) μέχρις ότου αυτός κορεσθεί.»

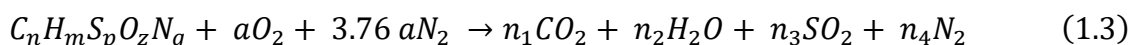
Τα καύσιμα που χρησιμοποιούνται συχνότερα σε μηχανές εσωτερικής καύσης (βενζίνη και πετρέλαιο) είναι μείγματα πολλών διαφορετικών ενώσεων υδρογονανθράκων που λαμβάνονται με διύλιση αργού πετρελαίου. Αυτά, είναι κατά κύριο λόγο υδρογονάνθρακες (τυπικά περίπου 86% C και 14% H₂ κατά βάρος. Άλλα καύσιμα που παρουσιάζουν ενδιαφέρον είναι οι αλκοόλες (που περιέχουν οξυγόνο), τα αέρια καύσιμα (φυσικό αέριο και υγρό αέριο πετρελαίου) και απλές ενώσεις υδρογονάνθρακα (π.χ. μεθανίου, προπάνιο, ισοοκτάνιο) που χρησιμοποιούνται συχνά στην έρευνα κινητήρων.

1.4.3 Χημεία της καύσης ενώσεων με αέρα

Το τμήμα αυτό αναπτύσσει σχέσεις μεταξύ της σύστασης των αντιδρώντων (καυσίμου και αέρα) ενός εύφλεκτου μίγματος και της σύστασης των προϊόντων. Καθώς οι σχέσεις αυτές βασίζονται μόνο στη διατήρηση της μάζας κάθε χημικού στοιχείου στα αντιδρώντα, απαιτείται μόνο η σχετική σύνθεση των στοιχείων του καυσίμου και οι σχετικές αναλογίες αέρα καυσίμου.

Εάν είναι διαθέσιμο επαρκές οξυγόνο, ένας υδρογονάνθρακας μπορεί (θεωρητικά) να οξειδωθεί πλήρως. Τότε, ο άνθρακας του καυσίμου μετατρέπεται σε διοξείδιο του άνθρακα CO₂ και το υδρογόνο σε νερό H₂O.

Η πλήρης τέλεια εξίσωση καύσης καυσίμου $C_nH_mS_pO_zN_q$ είναι η εξής:



όπου η αρχή διατήρησης μάζας δίνει:

C: $n = n_1$

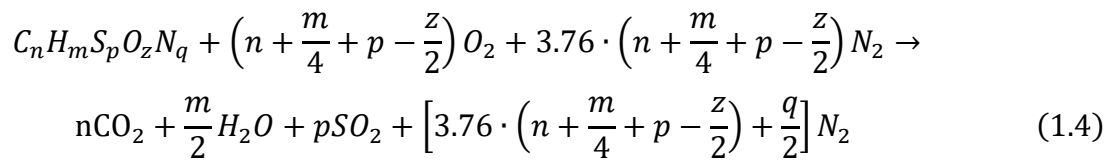
$$\mathbf{H}: m = 2n_2 \Leftrightarrow n_2 = \frac{m}{2}$$

$$\mathbf{S}: p = n_3$$

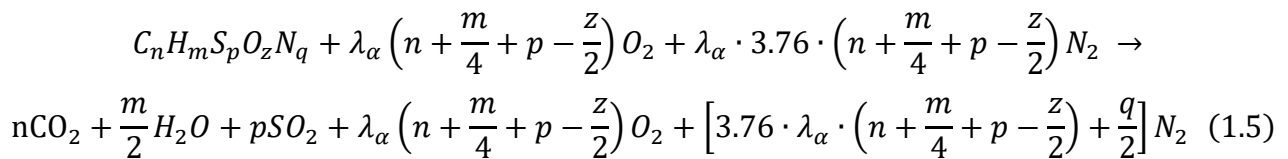
$$\mathbf{O}: z + 2a = 2n_1 + n_2 + 2n_3 \Leftrightarrow a = n_1 + \frac{n_2}{2} + n_3$$

$$\mathbf{N}: q + 3.76 \cdot 2a = 2n_4 \Leftrightarrow n_4 = 3.76a + \frac{q}{2} = 3.76 \left(n + \frac{m}{4} + p - \frac{z}{2} \right) + \frac{q}{2}$$

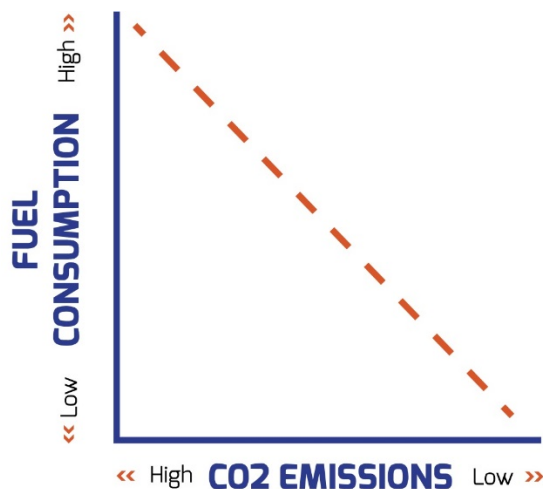
επομένως η εξίσωση (1.3) γίνεται:



Ενώ για τέλεια καύση καυσίμου $C_n H_m S_p O_z N_q$ με **περίσσεια αέρα** ($\lambda_\alpha > 1$):



Όπως μας δείχνουν οι παραπάνω χημικές αντιδράσεις, η ποσότητα CO₂ που εκπέμπεται κατά την καύση (π.χ. ενός κινητήρα οχήματος) συνδέεται άμεσα με το καύσιμο που καταναλώνει, Σχήμα 1.4.



Σχήμα 1.4: Γραφική αναπαράσταση της σχέσης κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπών CO₂ [30]

Επομένως είναι προφανές ότι η ποσότητα του καυσίμου που θα εισέλθει στον θάλαμο καύσης (π.χ. κύλινδρο εμβολοφόρου Μ.Ε.Κ.) για καύση και παραγωγή ωφέλιμου έργου είναι αυτή που προκαλεί την εκπομπή CO₂. Επομένως ο στόχος της μείωσης της κατανάλωσης καυσίμου ενός κινητήρα δημιουργεί με τη σειρά της ένα ακόμη πλεονέκτημα, της μείωσης των εκπομπών CO₂.

Ένας ακόμα τρόπος μείωσης του CO₂ είναι η χρήση βιοκαυσίμων. Η παρούσα διπλωματική όμως, δεν θα ασχοληθεί με βιοκαύσιμα, αλλά θα γίνει λόγος για διάφορες τεχνικές μείωσης CO₂ (=κατανάλωσης) κατά τον Παγκόσμιο Κύκλο WLTC, με χρήση ορυκτών καυσίμων.

Κεφάλαιο 2 – Τεχνικές μείωσης CO₂

2.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό θα παρουσιαστούν οι σημαντικότερες τεχνολογίες μέσω των οποίων μπορεί να επιτευχθεί μείωση στην κατανάλωση καυσίμου και άρα και στις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα. Αρχικά θα **αναφερθούν** διάφορες κλασικές και ήδη εφαρμοζόμενες εδώ και χρόνια τεχνολογίες (π.χ. στροβιλο-υπερπλήρωση) όσο και πιο πρόσφατες (π.χ. σύστημα start-stop). Στις υπο-ενότητες των κεφαλαίων που ακολουθούν **θα πραγματοποιηθεί ανάλυση** αυτών που θα αναπτυχθούν μέσω του υπολογιστικού πακέτου GT-POWER.

Οι σημαντικότερες τεχνικές με στόχο τη μείωση εκπομπών CO₂ που έχουν εφαρμοστεί από τους κατασκευαστές οχημάτων (σε επίπεδο κινητήρα ή/και οχήματος) είναι οι εξής:

- Χρήση πετρελαιοκίνητων έναντι βενζινοκίνητων οχημάτων
- Υπερπλήρωση σε συνδυασμό με μικρότερου μεγέθους κινητήρες (downsizing)
- Άμεση έγχυση σε κινητήρες Otto (Gasoline Direct Injection)
- Παύση της λειτουργίας του κινητήρα κατά τα διαστήματα ακινησίας (σύστημα start-stop)
- Απενεργοποίηση (ορισμένων) κυλίνδρων
- Μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων (VVT)
- Μεταβλητός βαθμός συμπίεσης κυλίνδρου
- Κύκλος Miller
- Υβριδικοί κινητήρες (ενδεικτικά, συνδυασμός εμβολοφόρου Μ.Ε.Κ. με ηλεκτροκινητήρα)
- Αεροδυναμική βελτίωση οχήματος
- Μείωση βάρους οχήματος
- Βελτιώσεις στο κιβώτιο ταχυτήτων

Ένα άλλος πολύ σημαντικός μηχανισμός μείωσης των εκπομπών CO₂ είναι μέσω της χρήσης βιοκαυσίμων (ενδεικτικά βιοντήζελ και βιο-αιθανόλη). Το συγκεκριμένο θέμα (των βιοκαυσίμων) δεν θα αναλυθεί στην παρούσα εργασία, με δεδομένο ότι το όφελός τους όσον αφορά εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα δεν προκύπτει από την καύση τους αυτή καθ' εαυτή αλλά από το συνολικό κύκλο ζωής (life cycle), π.χ. ξεκινώντας από το φυτό που παράγει το καρπό μέχρι το έλαιο το οποίο τελικά μετατρέπεται σε βιοντήζελ προς καύση σε Μ.Ε.Κ. Επιπλέον, το θέμα των βιοκαυσίμων είναι σε μεγάλο βαθμό θέμα χρήστη, με δεδομένο ότι μπορεί μεν η νομοθεσία να επιβάλλει συγκεκριμένους όρους στους κατασκευαστές, όσον αφορά την περιεκτικότητα των καυσίμων σε βιοκαύσιμα κατά την ώρα της πιστοποίησης, αλλά δεν μπορεί να επιβάλλει (όπως ούτε και οι κατασκευαστές βέβαια) χρήση συγκεκριμένων καυσίμων από τους καταναλωτές (με την εξαίρεση βέβαια μίας γενικής τάσης σε όλα τα κράτη-μέλη για αύξηση του περιεχομένου της αιθανόλης στη βενζίνη και του βιοντήζελ στο πετρέλαιο, που πάντως, προς το παρόν τουλάχιστον, κυμαίνονται σε σχετικά μικρά (κάτω του 10%) ποσοστά).

Από τις παραπάνω αναφερθείσες τεχνικές μείωσης εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα, η παρούσα εργασία θα ασχοληθεί (στο όχημα με πετρελαιοκίνητο, στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα) με:

- το σύστημα start-stop,
- την αναγεννητική πέδηση,
- το μεταβλητό χρονισμό βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής,
- τροποποιήσεις στην αεροδυναμική και
- τροποποιήσεις στη στρατηγική επιλογής σχέσεων κιβωτίου ταχυτήτων

Οι πρώτες τέσσερις αφορούν σε κατασκευαστικές επιλογές, ενώ η 5^η αναφέρεται σε επίπεδο χρήστη.

2.2 Σύστημα start-stop και αναγεννητική πέδηση

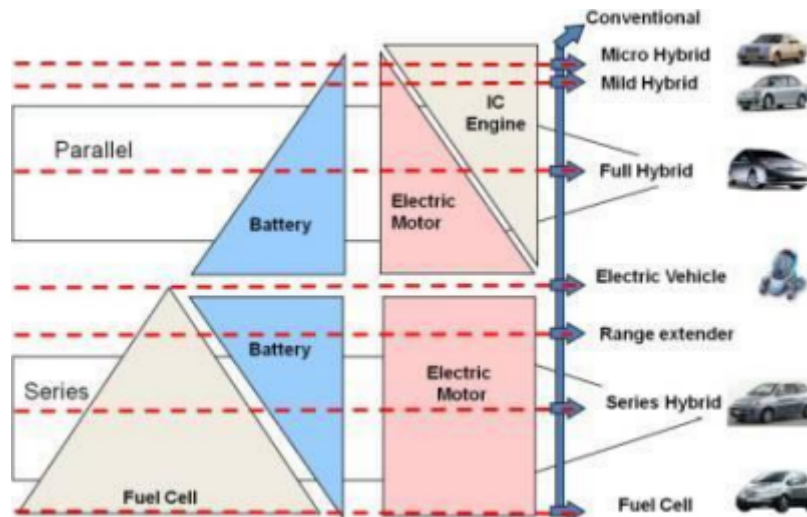
Το σύστημα start-stop καθώς και η αναγεννητική πέδηση αποτελούν μέρη υβριδικών κινητήρων Μ.Ε.Κ. που συνδυάζονται με ηλεκτροκινητήρες. Κατ' αρχάς, με τον όρο υβριδικό εννοούμε το όχημα το οποίο συνδυάζει και χρησιμοποιεί τουλάχιστον δύο διαφορετικές πηγές

ενέργειας προκειμένου να επιτύχει την κίνησή του. Οι πηγές ενέργειας είναι μια μηχανή εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ.) και μια πιο «φιλική» προς το περιβάλλον τεχνολογία η οποία προσδίδει κίνηση στο όχημα κατά περίπτωση, και αναλόγως των απαιτήσεων της κίνησης, μέσω ηλεκτρικού κινητήρα, πνευματικής ή υδραυλικής κινητήριας διάταξης, θερμικού κινητήρα και άλλων τεχνολογιών. Πηγή ενέργειας για αυτές τις τεχνολογίες μπορεί να θεωρηθεί η ηλιακή, η θερμική η ηλεκτρική ή η ενέργεια από τη βιομάζα όπως είναι το βιοκαύσιμο, το υγρό άζωτο, το φυσικό αέριο, το υδρογόνο κ.α.

Ο εναλλακτικός κινητήρας μπορεί να αναλάβει αποκλειστικά την κίνηση του οχήματος, κυρίως όταν αυτό κινείται σε χαμηλές ταχύτητες αλλά και να υποβοηθά την κίνηση με τον συμβατικό κινητήρα όταν αυτό απαιτείται, όπως για παράδειγμα κατά την απαίτηση μέγιστης ισχύος που μπορεί να παρέχει το όχημα. Επίσης, ο εναλλακτικός κινητήρας πρέπει να παρέχει και τη δυνατότητα αποθήκευσης ενέργειας. Σε κάθε υβριδικό όχημα ο κατασκευαστής επιλέγει τις συνθήκες με τις οποίες θα λειτουργεί ο εκάστοτε κινητήρας (Μ.Ε.Κ. ή εναλλακτικός κινητήρας) ή ακόμα και αν θα λειτουργούν κατά συνθήκη συνδυαστικά, ανάλογα με το χαρακτήρα του οχήματος.

2.2.1 Βαθμός υβριδοποίησης

Χρησιμοποιώντας τον όρο «βαθμός υβριδοποίησης» ορίζουμε το ποσοστό της ισχύος που προσφέρει η εναλλακτική μονάδα κίνησης στο όχημα ως προς την ισχύ που προσφέρει μια συμβατική Μ.Ε.Κ. Ανάλογα λοιπόν με αυτό το ποσοστό μπορούμε να διακρίνουμε τις κατηγορίες των μικρο-υβριδικών οχημάτων, των ήπιων υβριδικών και των πλήρως υβριδικών οχημάτων Σχήμα 2.1. Τα όρια του βαθμού υβριδοποίησης κάθε κατηγορίας δεν είναι απολύτως ξεκάθαρα καθώς ερμηνεύονται με διαφορετικό τρόπο από τον εκάστοτε κατασκευαστή.



Σχήμα 2.1: Διάγραμμα πηγής ενέργειας και κινητήριου συστήματος συναρτήσεως του είδους υβριδικού οχήματος [29]

Ένα τμήμα της συγκεκριμένης διπλωματικής εργασίας αποτελεί η κατηγορία μικρο-υβριδικών οχημάτων. Η κατηγορία αυτή χαρακτηρίζεται από πολύ μικρό ποσοστό υβριδοποίησης και ενσωματώνει διάφορες τεχνολογίες για τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και της εκπομπής διοξειδίου του άνθρακα. Τέτοια οχήματα διαθέτουν ηλεκτρικές μηχανές οι οποίες όμως δεν συνεισφέρουν στην κίνηση του οχήματος αλλά χρησιμοποιούνται για να παρέχουν βοηθητικά την απαραίτητη ηλεκτρική ισχύ στα περιφερειακά υποσυστήματα. Ένα τέτοιο υποσύστημα που μπορεί να υποβοηθείται από μια ηλεκτρική μηχανή είναι το σύστημα **αυτόματου σβησίματος και επανέναρξης** της μηχανής εσωτερικής καύσης (το λεγόμενο σύστημα “**start-stop**”) ή ένα άλλο σύστημα είναι η λειτουργία ανάκτησης ενέργειας κατά την πέδηση του οχήματος για τη φόρτιση των μπαταριών (“**regenerative braking**”). Το ποσοστό εξοικονόμησης ενέργειας κυμαίνεται σε χαμηλά αλλά ικανοποιητικά για το βαθμό υβριδοποίησης, επίπεδα της τάξης του 5 %-15 %.

Συγκριτικά με ένα πλήρως υβριδικό όχημα, τα μικρο-υβριδικά οχήματα μπορούν να προσφέρουν μερικά από τα πλεονεκτήματα των υβριδικών τεχνολογιών με λιγότερο κόστος από το κόστος που θα απαιτούνταν για την εγκατάσταση ενός πλήρως υβριδικού συστήματος.

Προφανώς η εξοικονόμηση καυσίμου είναι μικρότερη σε αυτή την περίπτωση καθώς ο ηλεκτρικός κινητήρας που χρησιμοποιείται δεν μπορεί να υποστηρίξει τα υποσυστήματα εξοικονόμησης ενέργειας σε πλήρη λειτουργία και η Μ.Ε.Κ. δεν είναι μια μικρότερης ισχύος και κατανάλωσης Μ.Ε.Κ. όπως σε ένα πλήρως υβριδικό όχημα.

2.2.2 Σύστημα Start Stop

Κατά τα διαστήματα ακινησίας ενός οχήματος ή κατά την διάρκεια της πέδησης όταν ο κινητήρας λειτουργεί στο ρελαντί, συνεχίζει να γίνεται κατανάλωση καυσίμου από τον κινητήρα χωρίς όμως η ενέργεια από το καύσιμο που καίγεται να αξιοποιείται για τις ανάγκες κίνησης του οχήματος. Η (μικρή σε κάθε περίπτωση) ποσότητα του καυσίμου που καίγεται κατά την διάρκεια αυτών των διαστημάτων στάσης θα μπορούσε να αποταμιευθεί αν το όχημα ήταν εφοδιασμένο με σύστημα **απενεργοποίησης του κινητήρα (start-stop)** κατά τις περιόδους ακινησίας του. Το σύστημα start-stop απενεργοποιεί και επανεκκινεί τον κινητήρα αυτόματα ανάλογα με τις εντολές που λαμβάνει από την μονάδα ελέγχου του (ECU). Με αποφυγή της καύσης ορισμένης ποσότητας καυσίμου επιτυγχάνεται μείωση των εκπομπών CO₂ του οχήματος αλλά και γενικότερα των εκπομπών ρύπων.

Έρευνες έχουν δείξει ότι εάν ένα όχημα δουλεύει σε άφορτη λειτουργία («ρελαντί») για πάνω από 7 περίπου δευτερόλεπτα, τότε είναι πιο αποδοτικό να απενεργοποιηθεί ο κινητήρας του και στη συνέχεια να ξανα-εκκινηθεί [18,19]. Όπως είναι προφανές, το μεγαλύτερο πλεονέκτημα του συστήματος αυτού παρουσιάζεται σε αστικό περιβάλλον όπου εκεί συναντάται έντονη κυκλοφοριακή συμφόρηση αλλά και φωτεινοί σηματοδότες, δηλαδή συνεχείς ακινητοποιήσεις και εκκινήσεις του οχήματος. Στον Παγκόσμιο Κύκλο Πόλης WLTC (τάξη 3) παρατηρούμε ότι το 13.4 % του Κύκλου (7 στάσεις, $\cong 241.2 \text{ sec}$) αφορούν άφορτη λειτουργία, επομένως περιμένουμε μείωση της κατανάλωσης καθώς και του εκλυόμενου CO₂.

2.2.3 Αναγεννητική πέδηση (Regenerative braking)

Παρά τα οφέλη του συστήματος start-stop, οι συχνές επανεκκινήσεις του κινητήρα έχουν ως αποτέλεσμα τη κατανάλωση σημαντικής ενέργειας από τη μπαταρία. Για να αναπληρωθεί η ενέργεια αυτή, η γεννήτρια του κινητήρα («δυναμό») δουλεύει περισσότερο. Έτσι, ο κινητήρας έχει ένα επιπλέον φορτίο και καταναλώνει περισσότερο καύσιμο για την αναπλήρωση της χαμένης ενέργειας. Αυτό το φαινόμενο μπορεί να εξισορροπήσει το όφελος από το σύστημα start-stop ειδικά σε περιπτώσεις όπου η περίοδος ακινητοποίησης είναι μικρή.

Το «πρόβλημα» λοιπόν που δημιουργεί το σύστημα start-stop μας κάνει να εισάγουμε στο μοντέλο μας έναν τρόπο για ανάκτηση ενέργειας. Αυτό πραγματοποιείται με την ανάκτηση ενέργειας κατά το φρενάρισμα.

Η **αναγεννητική πέδηση** (regenerative braking) είναι ένας μηχανισμός ανάκτησης ενέργειας όπου επιβραδύνει το όχημα μετατρέποντας τη κινητική του ενέργεια σε είδος όπου μπορεί είτε να χρησιμοποιηθεί αμέσως είτε να αποθηκευτεί μέχρι να χρειαστεί. Σε αυτόν τον μηχανισμό, ο ηλεκτροκινητήρας χρησιμοποιεί την ορμή του οχήματος για να ανακτήσει ενέργεια όπου σε άλλη περίπτωση θα εκλυόταν ως θερμότητα στο περιβάλλον. Το σύστημα εκτός από το προφανώς όφελος της ανάκτησης ενέργειας μπορεί να επεκτείνει σημαντικά και τη διάρκεια ζωής του συμβατικού συστήματος επιβράδυνσης εφόσον χρησιμοποιείται σημαντικά λιγότερο.

Το συμβατικό σύστημα πέδησης σε αυτή τη περίπτωση λειτουργεί, είτε επικουρικά ως επιπλέον δύναμη πέδησης σε περίπτωση που έχουμε εξαιρετικά μεγάλη απαίτηση επιβράδυνσης, είτε σε πολύ χαμηλή ταχύτητα του οχήματος (συνήθως $< 10\text{km/h}$) εξαιτίας της χαμηλής απόδοσης των ηλεκτροκινητήρων στις ταχύτητες αυτές.

2.3 Μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων (VVT)

Στους κινητήρες εσωτερικής καύσης, οι διαδικασίες ανοίγματος και κλεισίματος των βαλβίδων του θαλάμου καύσης, καθώς και η χρονική στιγμή που αυτές συμβαίνουν, έχουν πολύ μεγάλη σημασία στην απόδοση και τις εκπομπές του κινητήρα. Στους συμβατικούς κινητήρες, που είχαν σταθερό χρονισμό βαλβίδων, με τον εκκεντροφόρο άξονα να είναι σταθερά συγχρονισμένος με την στροφαλοφόρο άτρακτο, γινόταν πάντα κατά τον σχεδιασμό τους ένας συμβιβασμός ανάμεσα στην απόδοση, τις επιδόσεις και την μέγιστη ισχύ του κινητήρα. Με την χρήση των συστημάτων **μεταβλητού χρονισμού των βαλβίδων (Variable Valve Timing-VVT)**, είναι δυνατόν να γίνει έλεγχος του χρονισμού και του βυθίσματος των βαλβίδων σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα, με αποτέλεσμα την βελτιστοποίηση της απόδοσής του σε όλο το φάσμα των στροφών του. Για την καλύτερη δυνατή εκμετάλλευση της ρύθμισης των βαλβίδων, έχουν επινοηθεί πολλοί διαφορετικοί μηχανισμοί και κάποιοι από αυτούς βρίσκουν ευρεία εφαρμογή στους κινητήρες των σημερινών οχημάτων. Ο μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων συχνά χρησιμοποιείται σε συνδυασμό με συστήματα **μεταβλητής βύθισης βαλβίδων (Variable Valve Lift, VVL)**. Με

τα συστήματα αυτά μπορούμε να έχουμε την όσο το δυνατόν βέλτιστη συμπεριφορά του κινητήρα σε όλο το εύρος λειτουργίας του.

Υπάρχουν πολλά χαρακτηριστικά των κινητήρων Diesel που κάνουν τα πιθανά οφέλη του μεταβλητού χρονισμού αρκετά λιγότερα σε σχέση με αυτών των κινητήρων Otto.

Αρχικά, επειδή το φορτίο ελέγχεται απλά προσαρμόζοντας την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου και όχι από ρυθμιστική δικλείδα, οι απώλειες αναρρόφησης στα μερικά φορτία είναι αρκετά μικρότερες και έτσι, δεν υπάρχει μεγάλο όφελος να κερδηθεί μεταβάλλοντας τον χρονισμό της βαλβίδας εισαγωγής για να μειωθεί η ποσότητα του αέρα που εισάγεται.

Δεύτερον, οι περιορισμοί στον εξοπλισμό έγχυσης καυσίμου, αυτή τη στιγμή, περιορίζουν ακόμα και τους πιο ταχύστροφους κινητήρες Diesel αυτοκινήτων στις περίπου 5000 rpm ταχύτητα που είναι χαμηλότερη από έναν αντίστοιχο βενζινοκινητήρα. Αυτό σημαίνει ότι ο χρονισμός βαλβίδων που έχει βελτιστοποιηθεί για καλή ικανότητα σε ψυχρή εκκίνηση, υψηλή ροπή σε χαμηλές ταχύτητες και καλή κατανάλωση καυσίμου δεν είναι υπερβολικά περιοριστικός στη ροή του αέρα στην ονομαστική ταχύτητα.

Τρίτον, ο βαθμός συμπίεσης ενός κινητήρα Diesel πρέπει να είναι αρκετά υψηλότερος σε σχέση με αυτό ενός βενζινοκινητήρα. Το διάκενο μεταξύ του εμβόλου στο Α.Ν.Σ. και του προσώπου της κυλινδροκεφαλής, ως αποτέλεσμα, πρέπει να είναι αρκετά μικρό, και το διάκενο ανάμεσα στο έμβολο και στη βαλβίδα είναι ένα σημαντικό σχεδιαστικό χαρακτηριστικό που περιορίζει το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής και το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής.

Οι προβλέψεις των Neth & Streuli [22] υποδηλώνουν ότι μεταβολές στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής και της επικάλυψης στο εύρος λειτουργίας ενός ισχυρά στροβιλο-υπερπληρωμένου ναυτικού κινητήρα μπορεί να έχουν ως αποτέλεσμα:

1. Βελτιωμένο ταίριασμα του στροβιλουπερπληρωτή με τον κινητήρα.
2. Μειωμένη κατανάλωση καυσίμου καθ' όλο το εύρος φορτίων.
3. Χαμηλότερες θερμοκρασίες σε μερικά φορτία ως αποτέλεσμα του υψηλότερου λόγου αέρα καυσίμου και του σταθερού ή μειωμένου θερμικού φορτίου
4. Καθόλου επιστροφή καυσαερίων που προκαλούν επικαθίσεις στις βαλβίδες εισαγωγής.

Στην περίπτωση κινητήρων Otto, μπορεί θεωρητικά να μην υπάρχει ρυθμιστική δικλείδα, και η διαχείριση της ποσότητας του μίγματος αέρα-καυσίμου να πραγματοποιείται μέσω της διαφοροποίησης στην περίοδο ανοίγματος των βαλβίδων εισαγωγής. Έτσι παρουσιάζεται η

σημαντική προοπτική μείωσης των απωλειών άντλησης (εναλλαγής αερίων) μέσα από συστήματα VVT. Επίσης, τα συστήματα VVT μπορούν να βοηθήσουν και στον έλεγχο του εναπομείναντος κλάσματος καυσαερίου του προηγούμενου κύκλου (residual gas) μέσα στον θάλαμο καύσης. Η μάζα των καυσαερίων που κάθε φορά παραμένει στον θάλαμο καύσης, ελέγχεται από την επικάλυψη των βαλβίδων και σε αντίθεση με τους κινητήρες που φέρουν σύστημα VVT, στους συμβατικούς κινητήρες δεν γίνεται ρύθμιση του χρόνου της επικάλυψης, καθώς αυτή είναι σταθερή σε όλο το φάσμα λειτουργίας του κινητήρα.

2.4 Αεροδυναμική βελτίωση

Η ενέργεια που απαιτείται για να ξεπεραστεί η αντίσταση του αέρα δεν εξαρτάται από το βάρος του οχήματος παρά μόνο από το μέγεθος του οχήματος που αντιπροσωπεύεται από την μετωπική επιφάνειά του. Για χαμηλές ταχύτητες οδήγησης, περίπου το ένα τέταρτο της ενέργειας που αποδίδεται από τον κινητήρα χρησιμοποιείται για να υπερνικήσει την αντίσταση του αέρα, ενώ για υψηλότερες ταχύτητες περίπου η μισή αποδιδόμενη ενέργεια του κινητήρα εξυπηρετεί το σκοπό αυτό [30]. Στην επόμενη σχέση δίνεται η δύναμη που απαιτείται για την υπερίσχυση έναντι της αντίστασης του αέρα:

$$F = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot A_f \cdot V^2 \quad (2.1)$$

όπου F είναι η απαιτούμενη δύναμη, C_d ο συντελεστής οπισθέλκουσας, A_f η μετωπική επιφάνεια του οχήματος και V η ταχύτητα του οχήματος.

Ο συντελεστής οπισθέλκουσας C_d των διάφορων οχημάτων διαφέρει σημαντικά από όχημα σε όχημα. Το μέσο εύρος τιμής του συντελεστή οπισθέλκουσας για τα περισσότερα οχήματα κυμαίνεται στην περιοχή των 0.25-0.38, ωστόσο υπάρχουν και περιπτώσεις που συναντώνται πιο ακραίες τιμές, όπως 0.195 για το όχημα EV1 της GM και 0.57 για το Hummer 2 [25]. Η αεροδυναμική αντίσταση ενός οχήματος μπορεί να μειωθεί με την χρήση παθητικών και ενεργητικών σχεδιαστικών αλλαγών. Ο συντελεστής οπισθέλκουσας των οχημάτων μπορεί να μειωθεί με την υιοθέτηση πιο αεροδυναμικών σχημάτων καθώς και από παράγοντες όπως οι εξωτερικοί καθρέφτες, αεροτομές, είσοδοι αέρα στην μετωπική επιφάνεια, αεροδυναμικά καλύμματα τροχών, κάλυμμα δαπέδου του οχήματος.

Σε οχήματα με συντελεστή οπισθέλκουσας μεγαλύτερο από 0.30, είναι εφικτό να γίνει περιορισμός του συντελεστή αυτού κατά 10% με μικρό κόστος και μάλιστα χωρίς να επηρεαστεί ο εσωτερικός χώρος του οχήματος. Για την επίτευξη ενός συντελεστή οπισθέλκουσας με τιμή μικρότερη του 0.25, απαιτούνται σημαντικές αλλαγές που μπορεί να περιλαμβάνουν την εξάλειψη των εξωτερικών πλαϊνών καθρεπτών, την πλήρη κάλυψη του πατώματος του οχήματος καθώς και άλλες δαπανηρές μετατροπές [24].

2.4.1 Μειώσεις στη κατανάλωση καυσίμου

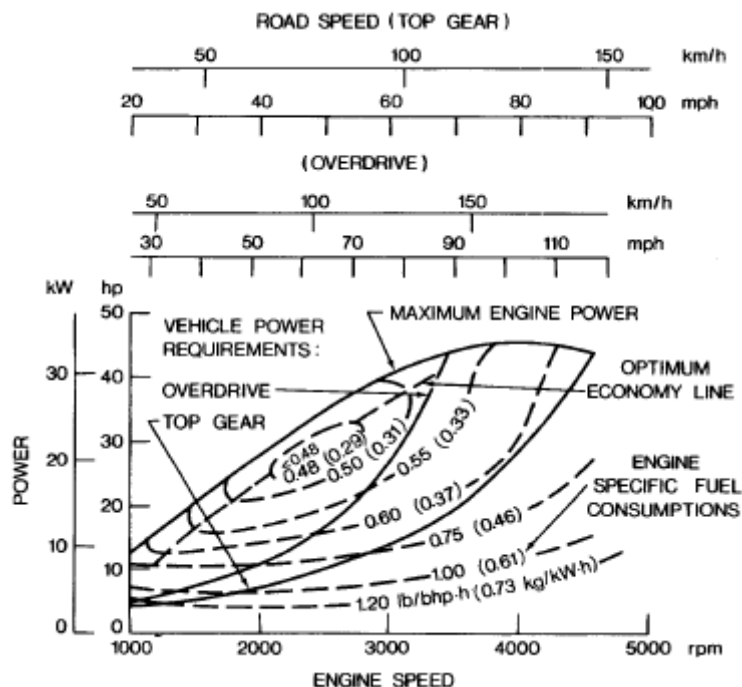
Χωρίς τη υιοθέτηση μετατροπών στον κινητήρα, μια μείωση κατά 10% στην αεροδυναμική αντίσταση ενός οχήματος μεταφράζεται σε 0.25% μείωση της κατανάλωσης για κίνηση σε αστικό κύκλο και 2.15% μείωση για κίνηση σε υπεραστικό κύκλο. Υπό κανονικές συνθήκες οδήγησης, η μείωση της αεροδυναμικής αντίστασης κατά 10% συνεπάγεται μείωση της κατανάλωσης καυσίμου κατά 2%, ενώ στην περίπτωση που μπορεί να επιτευχθεί ηπιότερη επιτάχυνση του οχήματος με τον κινητήρα να λειτουργεί με την ίδια αποδοτικότητα, η κατανάλωση καυσίμου μπορεί να μειωθεί και κατά 3%. Στην έκθεση του National Research Council [26] αναφέρεται ότι για τον χρονικό ορίζοντα μέχρι το έτος 2030 η μέση μείωση της αεροδυναμικής αντίστασης του μελλοντικού στόλου οχημάτων, στο πιο πιθανό σενάριο θα είναι 21%, κάτι που μεταφράζεται σε 4% μείωση της κατανάλωσης καυσίμου, ενώ στο πιο αισιόδοξο σενάριο η μείωση μπορεί να φτάσει μέχρι και το 28%.

2.5 Τροποποιήσεις στη στρατηγική επιλογής σχέσεων κιβωτίου ταχυτήτων

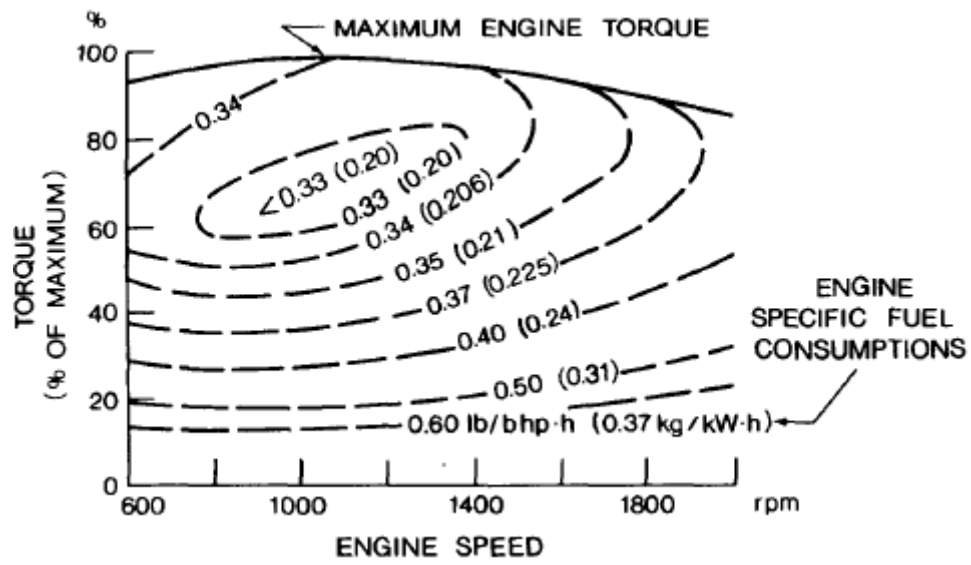
Τυπικές χαρακτηριστικές βενζινοκίνητου και πετρελαιοκίνητου οχήματος, παρουσιάζονται στο Σχήμα 2.2 και 2.3. αντίστοιχα. Συνήθως, οι κινητήρες, έχουν μειωμένη οικονομία καυσίμου σε χαμηλό φορτίο και χαμηλή ροπή. Λειτουργία σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και υψηλή ροπή είναι πάντα πιο οικονομική απ' ό,τι σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής και χαμηλότερης ροπής για την **ίδια παραγόμενη ισχύ**. Για παράδειγμα, μπορούμε να δούμε από το Σχήμα 2.2 ότι για να αναπτύξει ο κινητήρας 22 kW (30 hp) ισχύος,

μπορεί να λειτουργήσει είτε στις 2500 στροφές ανά λεπτό ή στις 4000 στροφές ανά λεπτό. Στις 2500 στροφές ανά λεπτό, η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι περίπου 0.29 kg/kWh ενώ στις 4000 είναι 0.37 kg/kWh . Συνδέοντας τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα με τη χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου για κάθε ρύθμιση ισχύος, μπορεί να σχεδιαστεί μία βελτιστοποιημένη καμπύλη κατανάλωσης καυσίμου όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.3. Για μια δεδομένη απαίτηση ισχύος σε μία συγκεκριμένη ταχύτητα οχήματος, το σημείο λειτουργίας καθορίζεται από το λόγο μετάδοσης της μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων. Ιδανικά, ο λόγος μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων μπορεί να μεταβάλλεται συνεχώς σε οποιαδήποτε επιθυμητή τιμή, έτσι ώστε το σημείο λειτουργίας του κινητήρα να ακολουθεί συνεχώς την ιδανικότερη καμπύλη ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για κάθε ρύθμιση ισχύος.

Έτσι, επιλέγοντας την επόμενη σχέση στο κιβώτιο νωρίτερα (σ.σ. σε χαμηλότερη ταχύτητα), επιτυγχάνεται καλύτερη οικονομία καυσίμου η οποία ενθαρρύνεται και από τη **μείωση της απαίτησης ισχύος** αλλά και από τη **μετάβαση** της λειτουργίας του κινητήρα σε μια πιο αποδοτική περιοχή.



Σχήμα 2.2: Χαρακτηριστικά οικονομίας καυσίμου βεζινοκίνητου οχήματος [28]



Σχήμα 2.3: Χαρακτηριστικά οικονομίας καυσίμου πετρελαιοκίνητου οχήματος [28]

Κεφάλαιο 3 - Κύκλοι Πόλης

3.1 Εισαγωγή

Οι Κύκλοι Πόλης (Transient ή Driving Cycles) αποτελούν τυποποιημένες μεταβατικές δοκιμές για τον έλεγχο της εκπομπής ρύπων των οχημάτων. Η εισαγωγή τους προωθήθηκε από την τεράστια σημασία που έχει η λειτουργία των εμβολοφόρων κινητήρων (οχημάτων) σε μεταβατικές συνθήκες (δηλ. σε μεταβλητές συνθήκες στροφών ή φορτίου). Έτσι, οι Κύκλοι Πόλης χαρακτηρίζονται από μεγάλη διάρκεια (έως και 30 λεπτά) και περιλαμβάνουν συχνές αλλαγές ταχύτητας και φορτίου, σε ένα μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας, ώστε να αναπαριστούν, στο μέτρο του δυνατού, τη λειτουργία του οχήματος σε πραγματικές συνθήκες [6].

Ένας Κύκλος Πόλης αποτελεί μια ακολουθία σημείων, όπου κάθε σημείο προσδιορίζεται από μια συγκεκριμένη ταχύτητα (για την περίπτωση δοκιμής του οχήματος) ή έναν συγκεκριμένο αριθμό στροφών και φορτίου (για την περίπτωση δοκιμής μόνο του κινητήρα). Τα σημεία δοκιμής είναι διαιρεμένα σε χρονικά βήματα, ανά ένα δευτερόλεπτο, κατά τη διάρκεια των οποίων η επιτάχυνση/μεταβολή του φορτίου θεωρείται γραμμική. Τέτοια τυποποίηση είναι απαραίτητη προκειμένου να καθίσταται δυνατή η σύγκριση διαφορετικών οχημάτων ή κινητήρων που πραγματοποιούν την ίδια λειτουργία. Οι Κύκλοι Πόλης χωρίζονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες:

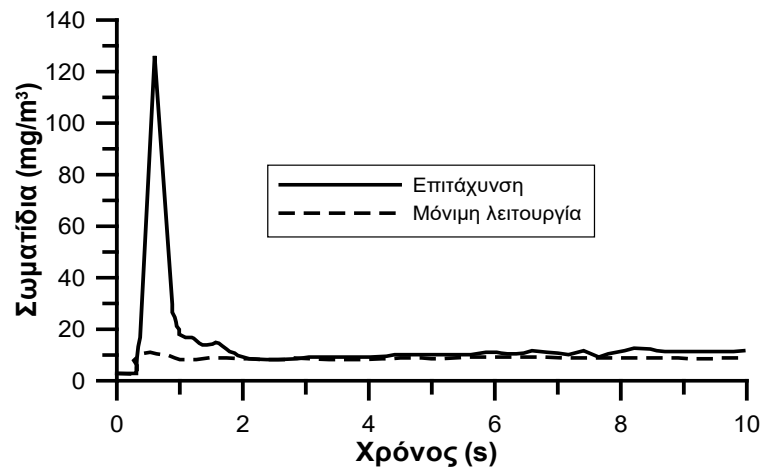
- Τα επιβατικά αυτοκίνητα και τα ελαφρού τύπου φορτηγά υποβάλλονται συνήθως σε Κύκλο δοκιμής, που συσχετίζει την ταχύτητα του οχήματος με το χρόνο (vehicle speed vs time) και τα αποτελέσματα εκφράζονται σε g/km.
- Τα βαρέος τύπου οχήματα, λόγω μεγέθους, βάρους και τεράστιου αριθμού συνδυασμών κινητήρα/αμαξώματος, υποβάλλονται σε Κύκλο Δοκιμής μόνο του κινητήρα. Ο Κύκλος αυτός πραγματοποιείται σε μια πέδη δοκιμής κινητήρων, όπου ο κινητήρας ακολουθεί μια καθορισμένη αλληλουχία ταχυτήτων περιστροφής και φορτίων σε σχέση με το χρόνο (engine speed/torque vs time). Τα αποτελέσματα της

δοκιμής εκφράζονται συνήθως σε g/kWh, δηλαδή ανάγονται στο συνολικό έργο που παράγεται από τον κινητήρα κατά τη διάρκεια του Κύκλου.

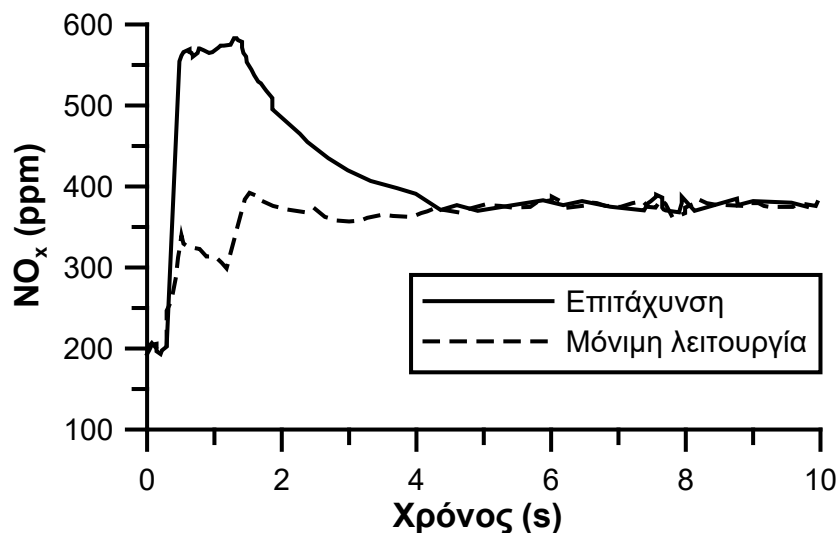
Για να είναι οι μετρήσεις αντιπροσωπευτικές της λειτουργίας των κινητήρων, οι Κύκλοι Πόλης ενσωματώνουν μερικές ή όλες από τις παρακάτω καθημερινές συνθήκες οδήγησης:

- Ψυχρή και θερμή εκκίνηση
- Συχνές επιταχύνσεις κι επιβραδύνσεις
- Μεταβολές του φορτίου
- Συνθήκες άφορτης λειτουργίας, χαρακτηριστικές του κύκλου οδήγησης
- Οδήγηση σε προάστια ή αγροτικούς δρόμους
- Οδήγηση σε αυτοκινητόδρομο

Με την εφαρμογή ενός Κύκλου Πόλης για τη δοκιμή νέων οχημάτων, δοκιμάζεται-ελέγχεται ολόκληρο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα, και όχι μόνον η μέγιστη ισχύς ή ροπή ή απλά κάποια μεμονωμένα (έστω και «αντιπροσωπευτικά») σημεία. Επιπλέον, λαμβάνονται υπόψιν οι σοβαρές ανακολουθίες που προκύπτουν κατά την απότομη επιτάχυνση ή επιβράδυνση που έχουν σαν αποτέλεσμα οι εκπομπές αέριων ρύπων και στερεών σωματιδίων να ξεπερνούν στιγμιαία, κατά πολύ, τα όρια. Το φαινόμενο αυτό είναι αρκετά πιο οξυμένο σε υπερπληρωμένους κινητήρες, λόγω του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή, όπως φαίνεται στα Σχήματα 3.1 και 3.2. Ωστόσο, η χρήση των Κύκλων Πόλης προορίζεται κυρίως για τον προσδιορισμό της συνολικής ποσότητας των εκπομπών ρύπων και όχι για τον προσδιορισμό συγκεκριμένων σημείων όπου οι εκπομπές αυτές μεγιστοποιούνται.



Σχήμα 3.1: 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 [4]



Σχήμα 3.2: Υπερακόντιση εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά τη διάρκεια επιτάχυνσης στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel από την άφορτη λειτουργία («ρελαντί») [4]

Οι Κύκλοι Πόλης απαιτούν ιδιαίτερα πολύπλοκες πειραματικές εγκαταστάσεις που πρέπει να είναι πλήρως αυτοματοποιημένες, με ηλεκτρονικά ελεγχόμενο δυναμόμετρο, συσκευές ανάλυσης καυσαερίων γρήγορης απόκρισης, σήραγγες ανάμιξης και αραίωσης κλπ. Μέχρι στιγμής, πολλές χώρες ή ομάδες χωρών στον κόσμο χρησιμοποιούν Κύκλους Πόλης για τον έλεγχο εκπομπών των οχημάτων τους, με πρωτοπόρες την Ευρωπαϊκή Ένωση, τις Η.Π.Α. και την Ιαπωνία. Εντούτοις, η χρήση των Κύκλων δεν περιορίζεται μόνο στον έλεγχο των εκπομπών, στη βάση της αντίστοιχης νομοθεσίας, αλλά επεκτείνεται και στο χώρο της έρευνας.

Τα τελευταία χρόνια έχει προκύψει η ανάγκη, τόσο από τη σκοπιά των κατασκευαστών όσο και από εκείνη του νομοθέτη, για έναν εναρμονισμένο, σε παγκόσμια κλίμακα, Κύκλο Πόλης, καθώς και των αντίστοιχων διαδικασιών ελέγχου των εκπομπών. Την ανάγκη αυτή ήρθε να καλύψει ο Παγκόσμιος Κύκλος Πόλης Οχημάτων Ελαφρού Φορτίου (WLTC, Worldwide-Harmonized Light Vehicles Test Cycle), ο οποίος αναλύεται διεξοδικά παρακάτω (Παράγραφος 3.3).

3.2 Συνιστώσες της διαδικασίας δοκιμής

3.2.1 Δυναμόμετρο

Το δυναμόμετρο είναι μια συσκευή που επιτρέπει την εφαρμογή ελεγχόμενης ταχύτητας και συνθηκών φορτίου σε έναν κινητήρα ή όχημα. Τα δυναμόμετρα διακρίνονται σε δύο κατηγορίες:

- Δυναμόμετρα πλαισίων (chassis dynamometer) για τη δοκιμή οχημάτων (επιβατικά αυτοκίνητα και ελαφρού τύπου οχήματα), Σχήμα 3.3.
- Δυναμόμετρα κινητήρων (engine dynamometer) για τη δοκιμή κινητήρων (βαρέος τύπου οχήματα), Σχήμα 3.4.

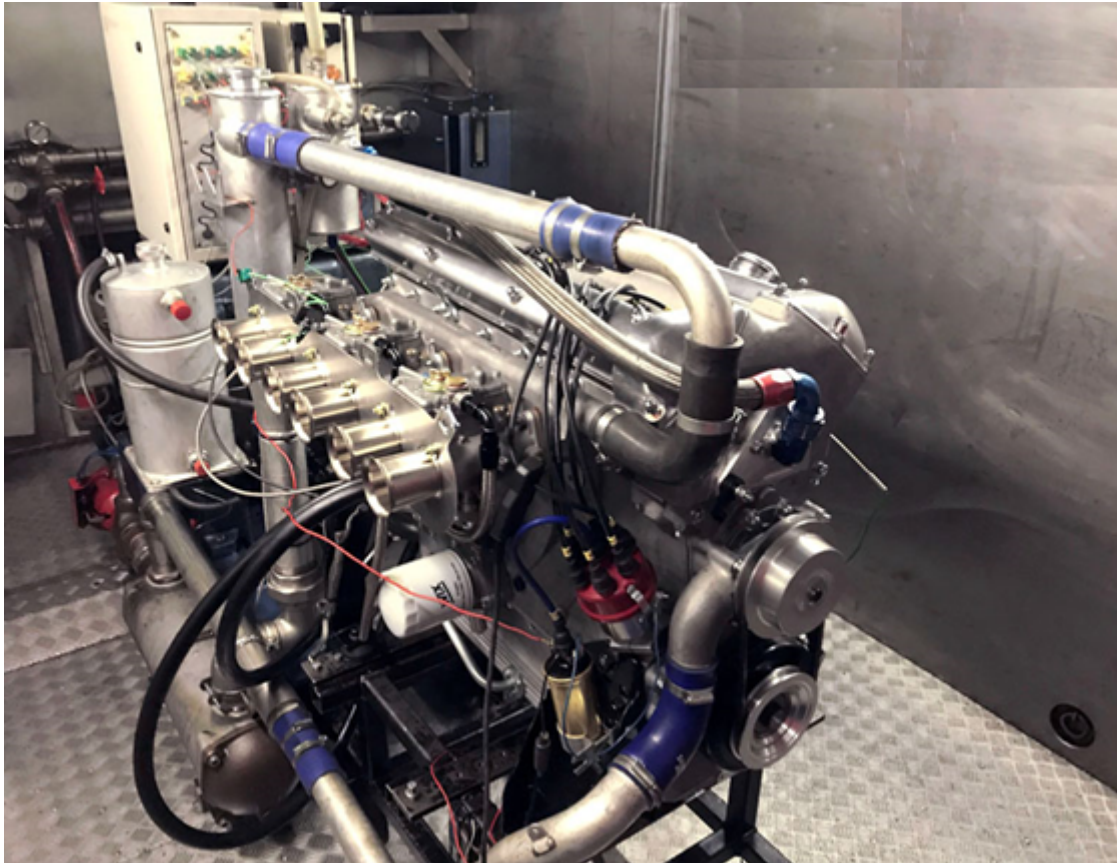
Στα **δυναμόμετρα πλαισίων** τοποθετείται ολόκληρο το όχημα στους κυλίνδρους έλξης, όπου οδηγούνται οι κινητήριοι τροχοί του οχήματος, ενώ ο χειρισμός γίνεται από έναν οδηγό. Το όχημα δένεται στο πάτωμα και στις δύο πλευρές, ώστε να αποτραπεί η μετακίνησή του. Τα αέρια στην εξαγωγή συλλέγονται από το σύστημα δειγματοληψίας, το οποίο αναλύεται στην παράγραφο 3.2.2. Ο οδηγός εκτελεί τον Κύκλο, υποβοηθούμενος από οθόνη υπολογιστή (monitor) στο παρμπρίζ του αυτοκινήτου, στην οποία εμφανίζονται οι πληροφορίες ταχύτητας (ταχύτητα σε κάθε δευτερόλεπτο του Κύκλου). Μια οθόνη υπολογιστή, που υπάρχει εκτός του οχήματος αλλά σε εμφανές σημείο από τον οδηγό, του παρέχει πληροφορίες όπως ταχύτητα (ταχύτητα σε κάθε δευτερόλεπτο) έτσι ώστε να γνωρίζει εάν ακολουθεί τον καθορισμένο κύκλο με όσο το δυνατόν μεγαλύτερη ακρίβεια, σαν να ήταν στο δρόμο.

Ο στόχος του δυναμόμετρου είναι να αναπαράγει το φορτίο κατά την κίνηση του οχήματος στο δρόμο και τη μαζική ροπή αδράνειας του οχήματος. Ένα όχημα στο δρόμο έχει να υπερνικήσει την αντίσταση τριβής κύλισης F_r , την αεροδυναμική αντίσταση F_a , την αντίσταση κλίσης οδοστρώματος F_{gr} και την αντίσταση επιτάχυνσης F_b . Οι αντιστάσεις αυτές μπορούν να προσομοιωθούν στο δυναμόμετρο πλαισίων μέσω επιβολής κατάλληλης τιμής αντίστασης $F_r + F_a + F_{gr}$ στους κυλίνδρους έλξης του δυναμόμετρου καθώς και χρήσης μάζας κατάλληλης μαζικής ροπής αδρανείας (στον άξονα των κυλίνδρων έλξης) για την προσομοίωση όπως F_b , δηλαδή των επιταχύνσεων και επιβραδύνσεων του οχήματος.

Στο δυναμόμετρο κινητήρων, ο κινητήρας συνδέεται απευθείας σε μια πέδη. Το δυναμόμετρο μιμείται τη συμπεριφορά ολόκληρου του οχήματος και του συστήματος μετάδοσης κίνησης, συμπεριλαμβανομένης της εξαιρετικά γρήγορης απόκρισης ροπής και ταχύτητας, κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας. Ηλεκτρικά δυναμόμετρα απαιτούνται για τους Κύκλους δοκιμής που περιλαμβάνουν τμήματα ετεροκίνησης, όπου το δυναμόμετρο «οδηγεί» τον κινητήρα, όπως στον Αμερικανικό κύκλο FTP, στον (παλαιότερο) Ευρωπαϊκό ETC ή τον Παγκόσμιο WHTC, καθώς και στον NRTC για οχήματα εκτός δρόμου.



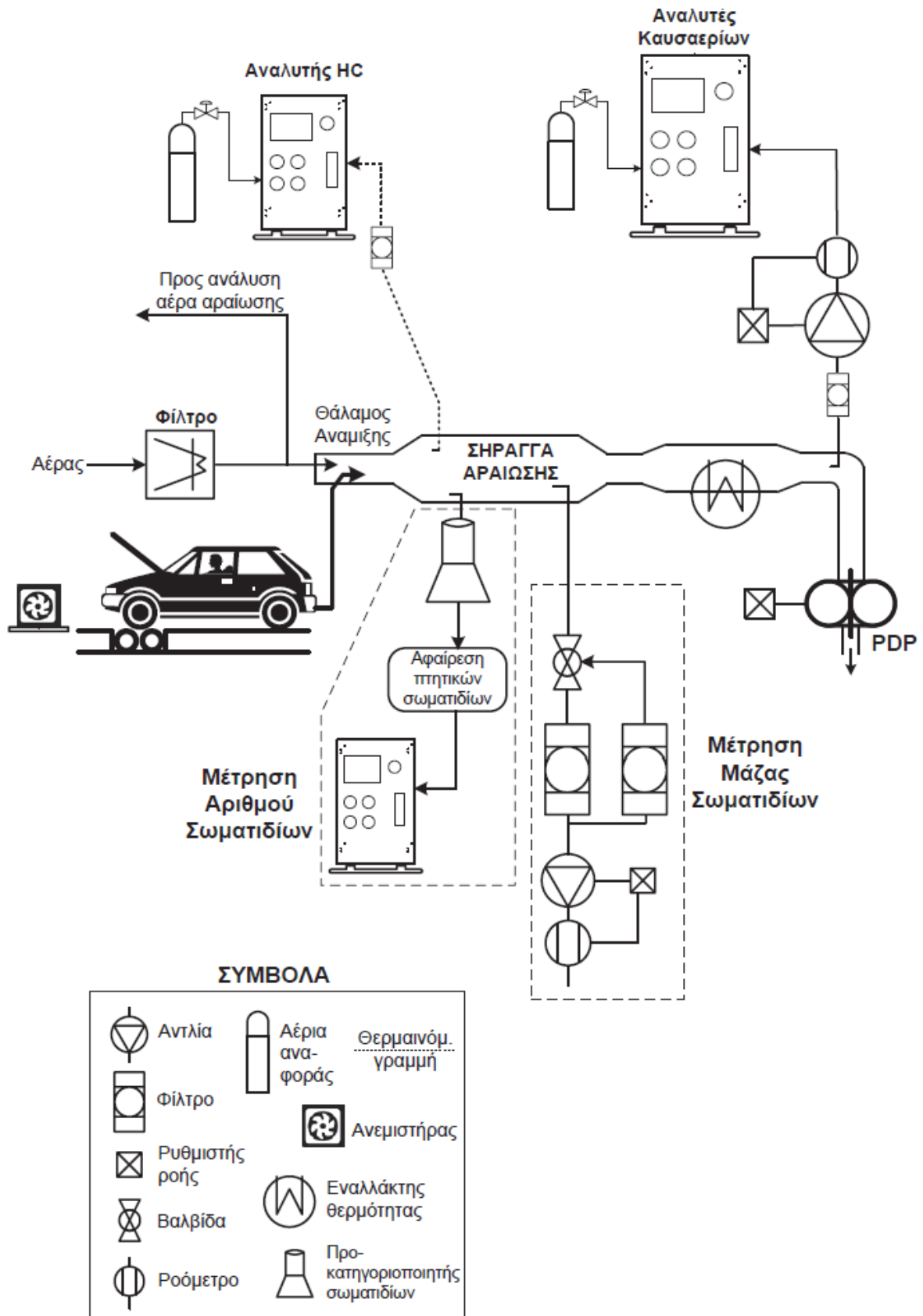
Σχήμα 3.3: Επιβατικό αυτοκίνητο σε δυναμόμετρο πλαισίου
Πηγή: <https://www.tuev-hessen.de>



Σχήμα 3.4: Κινητήρας βαρέος τύπου σε δυναμόμετρο κινητήρα.
Πηγή: <https://www.bighealey.co.uk/dynamometer>

3.2.2 Μετρήσεις εκπομπών ρύπων κατά τη διάρκεια των μεταβατικών κύκλων

Η διαδικασία μέτρησης των καυσαερίων που χρησιμοποιείται κατά τη διάρκεια των Μεταβατικών Κύκλων είναι η δειγματοληψία σταθερού όγκου (CVS – constant volume sampling). Πρόκειται για την αποδεκτή από την ισχύουσα νομοθεσία σε πολλές χώρες μέθοδο, τόσο για ελαφριά οχήματα όσο και για βαρέα οχήματα/κινητήρες. Στις δοκιμές των οχημάτων ελαφρού τύπου, η διάταξη της δειγματοληψίας συνδυάζεται με το δυναμόμετρο (πλαισίου), όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.5.



Σχήμα 3.5: Τυπικό σύστημα δειγματοληψίας σταθερού όγκου CVS με αντλία θετικής εκτόπισης για την πιστοποίηση οχημάτων [6]

Η διαδικασία CVS συνίσταται στην αραίωση της ολικής ποσότητας ανεπεξέργαστου καυσαερίου με καθαρό αέρα περιβάλλοντος σε μία σήραγγα αραίωσης. Η αραίωση γίνεται προκειμένου να αποφευχθεί οποιαδήποτε συμπύκνωση υδρατμών στην εγκατάσταση. Η ανάμιξη αυτή γίνεται χρησιμοποιώντας μία περιστροφική αντλία θετικής εκτόπισης ή αντλία κενού κρίσιμης ροής “venturi”, η οποία αναρροφά το ισχυρώς αραιωμένο με αέρα καυσαέριο με μια σταθερή παροχή όγκου, την οποία μετρά. Η σταθερή ροή διευκολύνει τον ακριβή υπολογισμό των εκπομπών με βάση τη μάζα τους. Ένας εναλλάκτης θερμότητας μπορεί προαιρετικά να εγκατασταθεί για αναλογική δειγματοληψία σωματιδίων και για καθορισμό της ροής. Η (κυρίως) σήραγγα είναι ένας θερμαινόμενος σωλήνας από ατσάλι και πρέπει να έχει κατάλληλο μήκος έτσι ώστε να επιτρέπει πλήρη ανάμιξη του καυσαερίου με τον αέρα. Η διάμετρος της σήραγγας εξαρτάται από τη ροή των καυσαερίων και είναι αρκετά μικρή για να προκαλεί τυρβώδη ροή ($Re < 4000$). Η ποσότητα του αραιωμένου αέρα πρέπει να είναι αρκετή για να ψύχει το μίγμα καυσαερίου-αέρα σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα και σε θερμοκρασία χαμηλότερη από 325K (52°C).

Κατά τη φάση των μετρήσεων αντλούνται δείγματα αερίων από τη σήραγγα αραίωσης στο σημείο όπου το καυσαέριο είναι εντελώς αναμεμιγμένο με το διάλυμα αέρα (τυπικά ≥ 10 διάμετροι σήραγγας από το σημείο όπου και οι δύο ροές εισάγονται στη σήραγγα). Ένα μικρό κλάσμα της ροής (π.χ. 0.1%) υφίσταται δειγματοληψία σε σάκο από τεφλόν με όγκο $\cong 100 L$. Πριν την είσοδο των αερίων στην αντλία για να εξέλθουν στην ατμόσφαιρα, τα αέρια ψύχονται σε εναλλάκτη θερμότητας μέχρι θερμοκρασία περιβάλλοντος $\pm 5^\circ C$, 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 την μέτρηση των CO, HC και NO_x ισχύει τόσο για κινητήρες Otto όσο και για κινητήρες Diesel, με την εξαίρεση της μέτρησης 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 σάκους 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 στην συνέχεια οδηγείται στον αντίστοιχο αναλυτή.

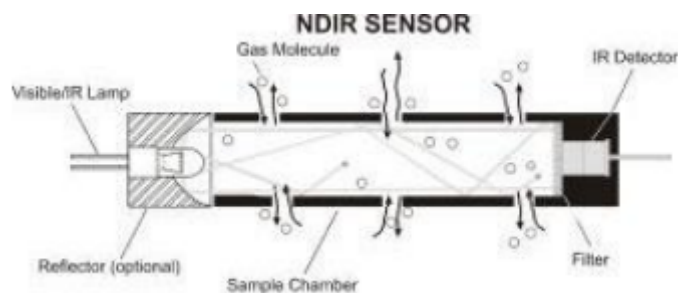
Για την μέτρηση των σωματιδίων, ένα δείγμα της συνολικής ροής από τη σήραγγα ανάμιξης εξάγεται και περνάει είτε κατευθείαν ή μέσω δεύτερης ανάμιξης στο σύστημα

δειγματοληψίας σωματιδίων, όπου τα σωματίδια συλλέγονται με φίλτρα από fiber-glass (ίνες υάλου) επικαλυμμένα με τεφλόν. Για την εξασφάλιση της δυνατότητας να αναπαραχθεί η μέτρηση ασταθών συστατικών που απορροφώνται από το φίλτρο, είναι απαραίτητο το φίλτρο να ισορροπεί 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 μία μέση τιμή κατά τον 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 αυτήν τη μεθοδολογία, ο υπολογισμός της συνολικής ποσότητας των καυσαερίων επιτυγχάνεται χωρίς υπόδειξη ούτε των προσωρινών σημείων μεγιστοποίησης των εκπομπών (overshoots) ούτε και του χρονικού παραθύρου στη δοκιμή, όπου οι εκπομπές κυρίως δημιουργούνται.

Ειδικά για τη μέτρηση των επιπέδων του **διοξειδίου του άνθρακα**, μία από τις πιο συνηθισμένες μεθόδους μέτρησης των επιπέδων αυτών είναι η μέθοδος Μη-Διασπειρόμενης Υπέρυθρης Ακτινοβολίας (Non-Dispersive InfraRed – **NDIR**), Σχήμα 3.6. Γενικά ένας NDIR (Non-Dispersive Infra-Red) αισθητήρας είναι ένας απλός αισθητήρας φασματοσκοπίας που συχνά χρησιμοποιείται ως ανιχνευτής αερίων, όπως διοξείδιο ή μονοξείδιο του άνθρακα, διοξείδιο θείου, άζωτο, κ.α. Η μέθοδος λέγεται μη διασπειρόμενη με την έννοια της χρωματικής διασποράς. Εν προκειμένω, η υπέρυθρη ενέργεια επιτρέπεται να περάσει μέσω της κοιλότητας του ατμοσφαιρικού δείγματος χωρίς να υπόκειται σε χρωματική διασπορά, δηλαδή αλλοίωση [10].



Σχήμα 3.6: Αισθητήρας NDIR [10]

Τα κύρια στοιχεία ενός αισθητήρα NDIR είναι μία πηγή υπερύθρων (λάμπα), μία δειγματική οπτική κοιλότητα, ένα φίλτρο φωτός και ένας ανιχνευτής υπερύθρων. Η υπέρυθρη ακτινοβολία κατευθύνεται μέσω της κοιλότητας προς τον ανιχνευτή. Παράλληλα σε αυτήν την κοιλότητα υπάρχει μία δεύτερη που περιέχει ένα αέριο αναφοράς, συνήθως άζωτο. Το αέριο στην δειγματική κοιλότητα προκαλεί απορρόφηση σε συγκεκριμένα μήκη κύματος σύμφωνα με το νόμο Beer-Lambert². Στη συνέχεια στον ανιχνευτή μετράται η εξασθένιση αυτών των μηκών κύματος ώστε να προσδιοριστεί η συγκέντρωση του αερίου. Ένα οπτικό φίλτρο είναι τοποθετημένο μπροστά στον ανιχνευτή το οποίο εξαλείφει όλα τα μήκη κύματος εκτός από εκείνα που μπορούν να απορροφήσουν τα μόρια του επιλεγμένου αερίου.

Έτσι, μετράται η διαφορά μεταξύ της ποσότητας του φωτός που εκπέμπεται από την λάμπα IR (IR Lamp) και την ποσότητα του IR φωτός που λαμβάνεται από τον ανιχνευτή (IR Detector). Δεδομένου ότι η διαφορά είναι το αποτέλεσμα του φωτός που απορροφάται από τα μόρια του CO₂ στον αέρα στο εσωτερικό του σωλήνα, είναι ευθέως ανάλογα προς τον αριθμό των μορίων του CO₂ στο σωλήνα δείγματος αέρα. Όλες οι μετρήσεις ξεκινούν ως αναλογικές μικρο-τάσεις. Παρόλο που μερικοί αισθητήρες έχουν ως έξοδο αναλογική τάση ή σήμα 4-20mA, μερικοί περιλαμβάνουν επίσης έναν αναλογοψηφιακό μετατροπέα στο PCB του αισθητήρα όπου μετατρέπει το σήμα σε ψηφιακό. Αυτό είναι ιδιαίτερα ωφέλιμο για χρήση των NDIR αισθητήρων με μικροελεγκτές όπως με Arduino ή Raspberry Pi.

3.3 Παγκόσμιος Κύκλος Πόλης WLTC

Οι περισσότερες αυτοκινητοβιομηχανίες παράγουν αυτοκίνητα που πωλούν σε παγκόσμια κλίμακα ή τουλάχιστον σε αρκετές περιοχές στον κόσμο. Παρόλα αυτά, δεδομένου ότι οι τύποι οχημάτων και τα μοντέλα τείνουν να εξυπηρετούν τις συνήθειες και τις συνθήκες διαβίωσης της χώρας παραγωγής, τα οχήματα που παράγονται σε παγκόσμια κλίμακα δεν είναι πανομοιότυπα. Η συμμόρφωση με τα διαφορετικά πρότυπα εκπομπών καυσαερίων σε κάθε περιοχή, ωστόσο, οδηγεί σε μεγάλες δυσκολίες στην διαχείριση και στον σχεδιασμό των οχημάτων. Συνεπώς, οι κατασκευαστές στοχεύουν στην, όσο το δυνατόν καλύτερη,

² Η απορρόφηση του φωτός (A) και η συγκέντρωση της ουσίας (C) συνδέονται με την παρακάτω σχέση (νόμος των Lambert-Beer) $A = a \cdot b \cdot C$ όπου C : η συγκέντρωση της ουσίας σε g/L , b : το μήκος διανυσθείσας διαδρομής μέσα στο διάλυμα (στην πράξη αντιστοιχεί στο πάχος της κυψελίδας που είναι συνήθως 1 cm) a : σταθερά αναλογίας η οποία ονομάζεται απορροφητικότητα [15].

εναρμόνιση σε παγκόσμια κλίμακα των απαιτήσεων απόδοσης και των προτύπων εκπομπής καυσαερίων. Οι ρυθμιστικές αρχές ενδιαφέρονται επίσης για την παγκόσμια εναρμόνιση δεδομένου ότι προσφέρουν πιο αποτελεσματική ανάπτυξη και προσαρμογή στην τεχνική πρόοδο και διευκολύνουν την ανταλλαγή πληροφοριών μεταξύ των αρχών ίδιων απαιτήσεων-στόχων για τις εκπομπές (όπως ήδη αναφέρθηκε, οι ανάγκες των διαφόρων χωρών ποικίλλουν, συχνά σε μεγάλο βαθμό), αλλά να εξαλειφθούν οι περιττές διαφορές, με σκοπό να έρθουν πιο κοντά τα όρια των διαφόρων κανονισμών. Με αυτό τον τρόπο, που είναι εφικτός και πρακτικός, μπορεί να κατασκευαστεί μία μόνο προδιαγραφή οχήματος για να ικανοποιήσει όλες τις απαιτήσεις, αντί οι προδιαγραφές να είναι προσαρμοσμένες σε μια συγκεκριμένη χώρα. Οι κοινές προδιαγραφές των εξαρτημάτων των οχημάτων μπορούν να μειώσουν το κόστος ανάπτυξης και παραγωγής και την τιμή των οχημάτων. Μπορούν επίσης να διευκολύνουν τις διαδικασίες έγκρισης των οχημάτων, να διευρύνουν την αγορά στην οποία απευθύνεται η κάθε αυτοκινητοβιομηχανία καθώς και να δώσουν στους καταναλωτές ένα ευρύτερο φάσμα επιλογών.

Κατά συνέπεια, κατά τη σύνοδο του Νοεμβρίου του 2007, η Παγκόσμια Επιτροπή για την Εναρμόνιση των Κανονισμών Οχημάτων (WP.29) της ΟΕΗΕ (Οικονομική Επιτροπή των Ηνωμένων Εθνών Ευρώπης - UNECE) αποφάσισε τη σύσταση μιας ανεπίσημης ομάδας, στο πλαίσιο της ομάδας εργασίας για τη ρύπανση και την ενέργεια (GRPE), για την ανάπτυξη της Worldwide harmonized Light Vehicle Test Procedure (WLTP), μίας πρότυπης παγκόσμιας **διαδικασίας**, με στόχο την κατά το δυνατό καλύτερη εναρμόνιση των διαδικασιών δοκιμών που σχετίζονται με τις εκπομπές καυσαερίων οχημάτων ελαφρού τύπου [5].

Το νέο αυτό πρωτόκολλο το οποίο είναι υπεύθυνο για τη θέσπιση επιπέδων εκπομπών ρύπων, CO₂, κατανάλωσης καυσίμου για συμβατικά και υβριδικά οχήματα όπως επίσης αυτονομίας για αμιγώς ηλεκτρικά οχήματα, αντικαθιστά τον κύκλο NEDC (New European Driving Cycle) για τη διαδικασία έγκρισης τύπου οχήματος. Ένας από τους στόχους του WLTP είναι η πιο ακριβής συσχέτιση των εκτιμήσεων κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπών από τα εργαστήρια με τις μετρήσεις που προέρχονται από πραγματικές συνθήκες οδήγησης. Η **διαδικασία WLTP** βασίζεται σε Παγκόσμιους **Κύκλους Πόλης WLTC** για τον καθορισμό των παραπάνω μετρήσεων.

Η υλοποίηση του προγράμματος αυτού έχει τις παρακάτω τρεις φάσεις [5]:

- Φάση 1 (2009-2014): Ανάπτυξη του Παγκόσμιου Κύκλου Πόλης, worldwide harmonized light-duty driving cycle (WLTC), που αντικατοπτρίζει πραγματικές

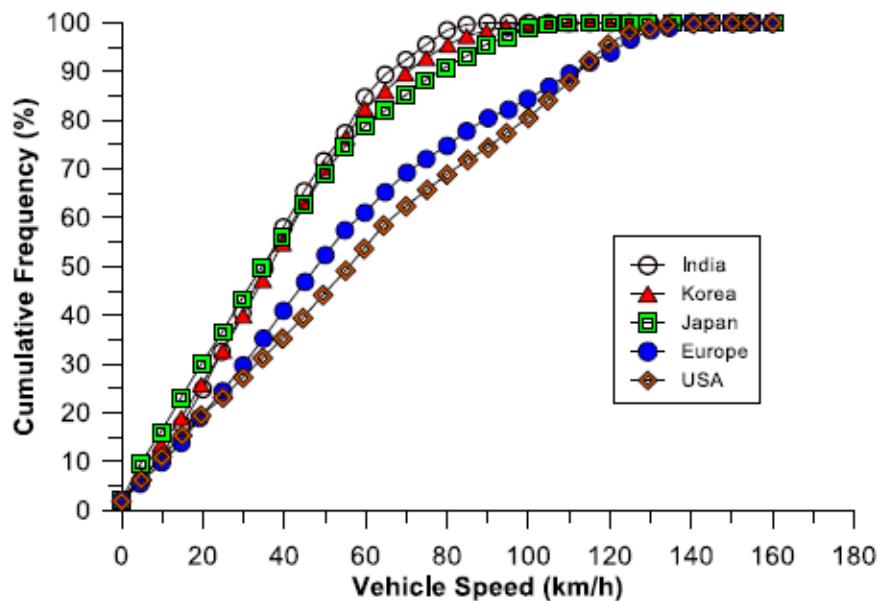
συνθήκες οδήγησης, καθώς και την διαδικασία ελέγχου για την μέτρηση των ρύπων, του διοξειδίου του άνθρακα CO₂ και την κατανάλωση καυσίμου και ενέργειας.

- Φάση 2 (2014-2018): Διαδικασία δοκιμής σε χαμηλές θερμοκρασίες/μεγάλο υψόμετρο, αντοχή, συμμόρφωση με τα πρότυπα κατά τη χρήση, τεχνικές προδιαγραφές για συστήματα αυτοδιάγνωσης (on-board diagnostics OBD), ενεργειακή απόδοση κινητού συστήματος κλιματισμού, εκπομπές ρύπων εκτός δρόμου/σε πραγματικές συνθήκες οδήγησης.
- Φάση 3 (2018-...): Όρια εκπομπών ρύπων και οριακές τιμές των συστημάτων αυτοδιάγνωσης, καθορισμός των καυσίμων αναφοράς, σύγκριση με τις απαιτήσεις κάθε περιοχής.

Η ανάπτυξη του νέου Κύκλου άρχισε τον Σεπτέμβριο του 2009, η συλλογή δεδομένων οδήγησης ξεκίνησε το 2010, και η πρώτη έκδοση του Κύκλου προτάθηκε τα μέσα του 2011. Ο Κύκλος αναθεωρήθηκε αρκετές φορές για να ληφθούν υπόψη τεχνικά ζητήματα όπως η οδηγισιμότητα και η καλύτερη αναπαράσταση των συνθηκών οδήγησης μετά από μια πρώτη εκτίμηση του Κύκλου. Η ανάπτυξη του WLTP παρακολουθήθηκε στενά από διάφορους ενδιαφερόμενους φορείς (κυβερνήσεις, βιομηχανίες, μη κυβερνητικές οργανώσεις), όπως αποδεικνύεται από τον μεγάλο αριθμό συμμετεχόντων στις συναντήσεις του UN GRPE. Το 2010, η Υπηρεσία Προστασίας του Περιβάλλοντος των ΗΠΑ (U.S. EPA) αποφάσισε να αποσύρει την ενεργό συμμετοχή της στην ανάπτυξη του WLTP, λόγω των πόρων και των έντονων προετοιμασιών για τη θέσπιση των Αμερικανικών προτύπων εκπομπής αερίων του θερμοκηπίου για τις χρονικές περιόδους 2012-2016 και 2017-2025. Μετά από την αποχώρηση των Ηνωμένων Πολιτειών, το πρόγραμμα συνεχίστηκε από την ΕΕ, τη Νότια Κορέα, την Ινδία και την Ιαπωνία.

Για την δημιουργία του Κύκλου WLTC, τα δεδομένα οδήγησης από όλες τις συμμετέχουσες χώρες συλλέχθηκαν και σταθμίστηκαν σύμφωνα με τη σχετική συμβολή των περιοχών στις παγκόσμιες χιλιομετρικές αποστάσεις και στα δεδομένα που συλλέχθηκαν για τον WLTP. Τα δεδομένα οδήγησης που συλλέχθηκαν για την ανάπτυξη του Κύκλου ήταν συνολικά 766,000 km (Στο Σχήμα 3.7 βλέπουμε ενδεικτικά συχνότητες εμφάνισης ταχύτητας οχήματος από διάφορες περιοχές απ' όπου συλλέχθηκαν αυτά δεδομένα) και αποτελούνταν από [5]:

- 462.000 km από την Ευρώπη (οι συμμετέχουσες χώρες ήταν το Βέλγιο, η Γαλλία, η Γερμανία, η Ιταλία, η Πολωνία, η Σλοβενία, η Ισπανία, η Σουηδία, η Ελβετία και το Ηνωμένο Βασίλειο)
- 56.000 km από την Ινδία
- 53.000 km από την Ιαπωνία
- 34.000 km από την Νότιο Κορέα και
- 160.000 km από τις Ηνωμένες Πολιτείες της Αμερικής



Σχήμα 3.7: Συχνότητα εμφάνισης ταχύτητας οχήματος για τις διάφορες περιοχές απ' όπου συλλέχθηκαν τα δεδομένα για τον κύκλο WLTC [5]

Χρησιμοποιήθηκαν 394 οχήματα από διάφορους κατασκευαστές, με κινητήρες με ποικιλία κυβισμού, και με αναλογία ισχύος προς μάζα από 9 έως 120 kW/tn. Το μεγαλύτερο μέρος αυτών των στοιχείων αντιστοιχούσε σε δεδομένα για τα επιβατικά αυτοκίνητα, παρόλα αυτά και τα φορτηγά ελαφρού τύπου και τα μικρά λεωφορεία εκπροσωπήθηκαν επαρκώς στη βάση δεδομένων. Τα δεδομένα συλλέχθηκαν από έναν συνδυασμό οχημάτων εξοπλισμένων με όργανα (Ευρώπη, Ινδία και ΗΠΑ), οδηγούς με συγκεκριμένες οδηγίες (Ιαπωνία, Κορέα, Ινδία και Η.Π.Α.) και απλά οχήματα (μόνο για τις ΗΠΑ).

Σύμφωνα με τις πρακτικές κατασκευής των κοινών κύκλων, τα δεδομένα (μετά από κατάλληλη «αραίωση» και ομαλοποίηση) χωρίστηκαν σε μικρο-διαδρομές και φάσεις ρελαντί. Σε αντίθεση με τις προηγούμενες προσεγγίσεις ανάπτυξης κύκλων Πόλης, οι οποίες βασίστηκαν σε κατηγοριοποίηση των δρόμων, δηλαδή σε αστική (urban), αγροτική (rural) και αυτοκινητόδρομο (motorway), ακολουθήθηκε διαφορετική προσέγγιση κατά την ανάπτυξη του WLTC λόγω των πολύ διαφορετικών οδικών κατηγοριοποιήσεων και ορίων

ταχύτητας ανά τον κόσμο. Το τελευταίο παρατηρείται ιδιαίτερα όταν συγκρίνεται η Ευρωπαϊκή (ή των Η.Π.Α.) και η Ασιατική βάση δεδομένων, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.7. Η μόνη εξαίρεση είναι ο τύπος αστικών οδών, όπου διαπιστώθηκε ότι υπάρχει αρκετά καλός βαθμός συσχέτισης παγκοσμίως. Για την κατασκευή του WLTC, οι μικρο-διαδρομές κατηγοριοποιήθηκαν σύμφωνα με τη μέγιστη ταχύτητά τους, αρχικά σε τρεις φάσεις, δηλαδή χαμηλή, μέση και υψηλή. Στη συνέχεια, η φάση υψηλής ταχύτητας χωρίστηκε σε δύο τμήματα: μία φάση υψηλής ταχύτητας με μέγιστη ταχύτητα αντιπροσωπευτική της οδήγησης στην Ασία και μία εξαιρετικά υψηλή ταχύτητα, χαρακτηριστικό της οδήγησης αυτοκινητοδρόμου στην Ευρώπη και τις Ηνωμένες Πολιτείες. Αυτές οι τέσσερις φάσεις που κατηγοριοποιούνται με βάση την ταχύτητα είναι [5]:

- Χαμηλή (μέχρι 60 km/h), που αποτελείται κατά 97.1% από αστικές διαδρομές
- Μεσαία ($60\text{-}80 \text{ km/h}$), αποτελούμενη κατά 80.7% από αστικές διαδρομές και κατά 19.2% από επαρχιακές
- Υψηλή ($80\text{-}110 \text{ km/h}$), αποτελούμενη κατά 28.3% από αστικές διαδρομές και κατά 71.5% από επαρχιακές, και
- Υπερυψηλή ($>110 \text{ km/h}$), αποτελούμενη κατά 55% από επαρχιακές διαδρομές, κατά 32.9% από διαδρομές σε αυτοκινητόδρομο και κατά 12% από αστικές.

Το μειονέκτημα αυτής της διαδικασίας (δηλαδή ότι τα τμήματα σχετίζονται με την ταχύτητα και όχι με τα οδικά τμήματα) είναι ότι οι φάσεις αποτελούνται από διαφορετικές κατηγορίες οδού, όπως περιγράφηκε παραπάνω. Οι οριακές τιμές της ταχύτητας οχήματος των διαφόρων φάσεων επιλέχθηκαν μετά από συγκριτική μελέτη διαφορετικών πιθανών οριακών τιμών. Ο Πίνακας 3.1 παρουσιάζει δεδομένα από τις βάσεις δεδομένων κάθε περιοχής και από την ενιαία, σχετικά με ορισμένες σημαντικές τεχνικές προδιαγραφές, για κάθε εξεταζόμενη κατηγορία ταχύτητας [5].

Πίνακας 3.1: Τεχνικές προδιαγραφές των δεδομένων του WLTC για διάφορες περιοχές [5]

	Japan	Europe	USA	S. Korea	India	Unified
<i>Relative Positive Acceleration (m/s²)</i>						
Low	0.177	0.200	0.245	0.192	0.134	0.192
Medium	0.142	0.176	0.225	0.174	0.142	0.188
High	0.117	0.144	0.164	0.139	0.162	0.156
Extra high	0.086	0.114	0.103	0.155	-	0.108
<i>Average Speed (km/h)</i>						
Low	19.8	20.0	18.8	17.2	21.1	19.8
Medium	40.1	39.9	37.0	34.1	39.5	38.4
High	62.9	55.6	59.7	53.9	56.1	58.0
Extra high	86.2	83.1	90.1	67.6	-	86.8
<i>Average Idle Duration (s)</i>						
Low	26.5	15.6	24.9	29.2	23.1	21.9
Medium	25.6	16.6	22.3	39.8	24.6	22.4
High	21.5	18.4	20.1	34.2	46.2	22.8
Extra high	15.5	17.1	12.2	22.1	-	14.5
<i>Average Short-trip Duration (s)</i>						
Low	66	68	63	64	148	84
Medium	161	221	125	201	642	238
High	458	473	284	691	1157	446
Extra high	1158	1082	601	1621	-	824

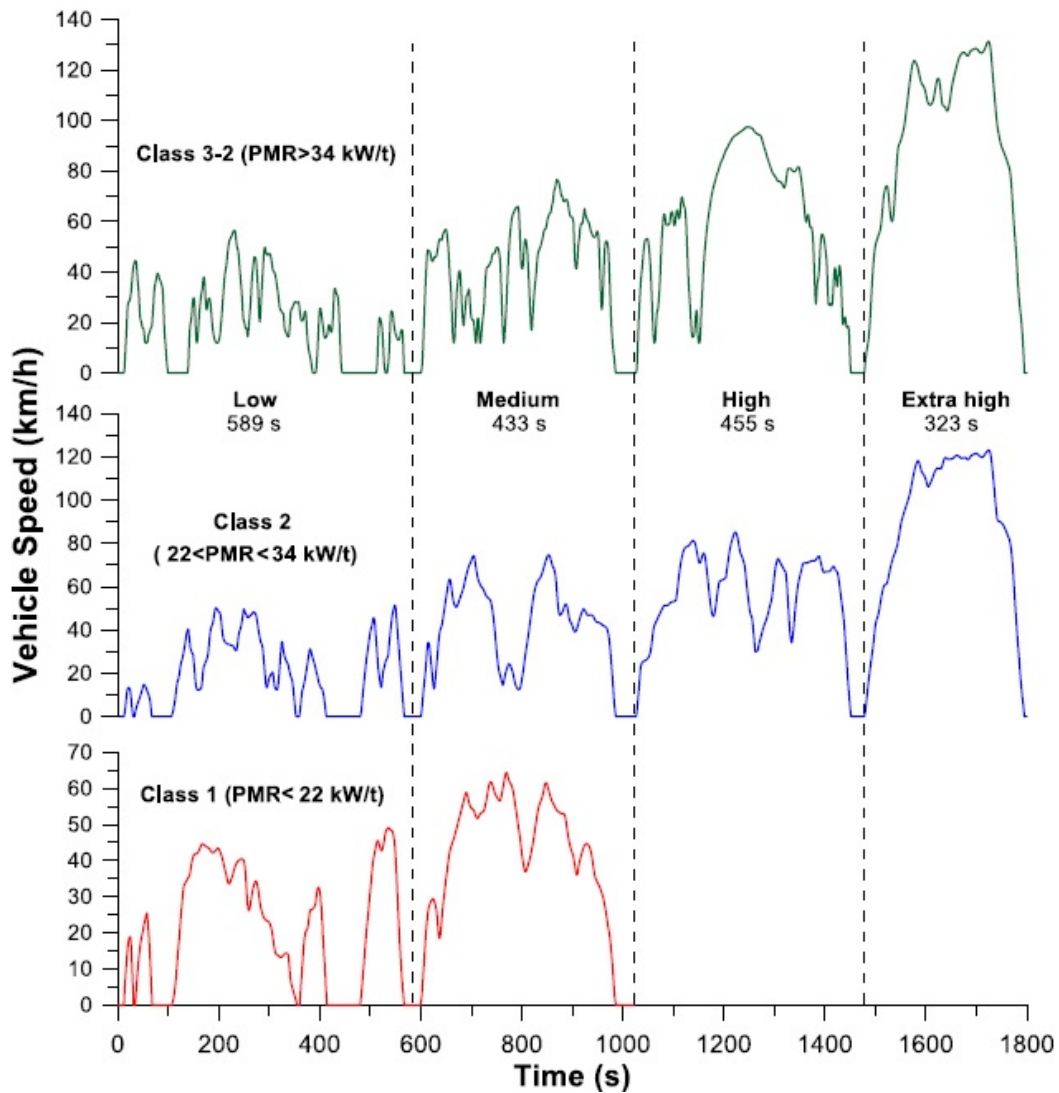
Οι μικρο-διαδρομές για τον WLTC έπρεπε να επιλεγούν από την ενιαία βάση δεδομένων. Τα κριτήρια επιλογής βασίστηκαν στην ιδέα ότι οι επιλεγμένες μικρο-διαδρομές πρέπει να παρέχουν παρόμοιες κατανομές ταχύτητας, επιτάχυνσης κ.λπ. με εκείνες της ενιαίας βάσης δεδομένων. Λόγω του μεγάλου αριθμού διαφορετικών/πιθανών συνδυασμών μικρο-διαδρομών, εφαρμόστηκαν διάφορα κριτήρια επιλογής (μέση ταχύτητα οχήματος, λόγος διάρκειας επιτάχυνσης προς την συνολική, λόγος διάρκειας επιβράδυνσης προς την συνολική). Αυτή η επιλογή ήταν απαραίτητη για να μειωθεί ο αριθμός των πιθανών συνδυασμών και να διατηρηθεί ο χρόνος υπολογισμού σε ένα λογικό όριο. Ο συνδυασμός των μικρο-διαδρομών με την μικρότερη τιμή στο στατιστικό τεστ τύπου χ^2 , ήταν αυτός που επιλέχθηκε για την κατασκευή του Κύκλου WLTC.

Η οδηγισιμότητα του WLTC αξιολογήθηκε εκτενώς κατά τη διάρκεια της διαδικασίας ανάπτυξης. Συγκεκριμένα, εισήχθησαν συγκεκριμένες εκδόσεις του Κύκλου για ορισμένα οχήματα με περιορισμένες δυνατότητες οδήγησης λόγω του χαμηλού λόγου ισχύος προς μάζα (PMR³) ή της περιορισμένης μέγιστης ταχύτητας του οχήματος. Ως αποτέλεσμα, αναπτύχθηκαν τρεις κλάσεις του Κύκλου, βλ. Σχήμα 3.8, σε σχέση με την αναλογία μάζας-

³ Ως PMR (Power to Mass Ratio) ορίζεται ο λόγος της ισχύος ενός κινητήρα ως προς τη μάζα του (ή ως προς τη μάζα του οχήματος). Το μέγεθος αυτό επιτρέπει τη σύγκριση μιας μονάδας (ή ενός σχεδιασμού) με μία άλλη.

ισχύος (χωρίς φορτίο) του οχήματος ως εξής (η διάρκεια κάθε ενδιάμεσου τμήματος είναι μεταξύ των τάξεων):

- Η κλάση **WLTC 3** ($PMR > 34 \text{ kW/t}$), στην οποία εντάσσονται δύο εκδοχές του Κύκλου: η **εκδοχή 3-1** (ή 3a) για οχήματα με μέγιστη ταχύτητα μικρότερη από 120 km/h και η **εκδοχή 3-2** (ή 3b) για οχήματα με μέγιστη ταχύτητα άνω των 120 km/h . Κατ' επιλογή της χώρας, η εξαιρετικά υψηλή φάση μπορεί να αποκλειστεί, π.χ. στην Ινδία ή την Κίνα. Η κλάση 3-1 αναπτύχθηκε για να εξυπηρετήσει την ειδική κατηγορία οχημάτων k-cars στην Ιαπωνία.
- Η κλάση **WLTC 2** ($22 \text{ kW/t} < PMR < 34 \text{ kW/t}$) είναι σχεδιασμένη για χαμηλότερης ισχύος οχήματα, έχει τέσσερις φάσεις ταχύτητας όπως η WLTC Class 3 αλλά με μικρότερες επιταχύνσεις και μέγιστες ταχύτητες σε κάθε φάση. Κατ' επιλογή της χώρας, η εξαιρετικά υψηλή φάση μπορεί να αποκλειστεί και στην περίπτωση αυτή.
- Η κλάση **WLTC 1** ($PMR < 22 \text{ kW/t}$) εφαρμόζεται σε οχήματα με το χαμηλότερο λόγο ισχύος-μάζας και έχει σχεδιαστεί για να έχει μόνο τις φάσεις χαμηλής και μεσαίας ταχύτητας. Ο πλήρης Κύκλος δοκιμής για την έγκριση συμμόρφωσης του οχήματος με τις προδιαγραφές της εκάστοτε χώρας περιλαμβάνει την χαμηλή, την μεσαία και ξανά την χαμηλή φάση.



Σχήμα 3.8: Ταχύτητα οχήματος συναρτήσει του χρόνου κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης WLTC(Κλάσεις 1, 2, 3.2) [5]

Για τα υβριδικά οχήματα (HEVs), με εκτός οχήματος φόρτιση (off-vehicle charging) και τα πλήρως ηλεκτρικά οχήματα (PEVs), ο εφαρμοστέος Κύκλος περιλαμβάνει τη χαμηλή και τη μεσαία φάση της κλάσης 3 (“το εντός πόλης τμήμα” του WLTC3).

Η μέγιστη διάρκεια του Κύκλου είναι 1800 δευτερόλεπτα, παρόμοια με τους προγενέστερους Κύκλους βαρέων οχημάτων WTV (worldwide test cycle for heavy-duty vehicles) και μοτοσυκλετών WMTC (worldwide motorcycle test cycle). Αυτή η διάρκεια του Κύκλου θεωρήθηκε σαν ένας αποδεκτός συμβιβασμός μεταξύ της στατιστικής αντιπροσωπευτικότητας και της εφικτής δοκιμής στο εργαστήριο.

Η διάρκεια κάθε τμήματος Κύκλου καθορίστηκε με τρόπο που να αντικατοπτρίζει την κατανομή των διανυθέντων χιλιομέτρων μεταξύ των φάσεων, επομένως δεν απαιτούνταν

συντελεστές στάθμισης για το τελικό αποτέλεσμα. Πιο συγκεκριμένα, η χαμηλή φάση διαρκεί 589 δευτερόλεπτα (5 μικρο-διαδρομές και 6 στάσεις), η μέση 433 sec (1 μικρο-διαδρομή, 2 στάσεις), η υψηλή 455 sec (1 μικρο-διαδρομή, 2 στάσεις) και η υπερυψηλή 323 sec (1 μικρο-διαδρομή, 2 στάσεις). Η τελική έκδοση (2015) της οικογένειας κύκλων WLTC απεικονίζεται στο Σχήμα 3.8 [5].

Ο Πίνακας 3.2 συνοψίζει τις κύριες τεχνικές προδιαγραφές όλων των κλάσεων WLTC, με τον Πίνακα 3.3 επικεντρωμένο στην κλάση 3-2, που ενδιαφέρει στην παρούσα εργασία ως αντιπροσωπευτικός των Ευρωπαϊκών οχημάτων παρέχοντας δεδομένα και για τα τέσσερα τμήματα.

Πίνακας 3.2: Σύνοψη τεχνικών προδιαγραφών των κλάσεων του WLTC [5]

Class	Duration (s)	Distance (m)	Max. Speed (km/h)	Average Speed (km/h)	Max. Accel. (m/s ²)	Idling Time (%)	RPA (m/s ²)
1	1022	8,098	64.4	28.5	0.81	18.8	0.083
2	1800	22,649	123.1	45.3	0.97	12.8	0.119
3-1	1800	23,194	131.3	46.4	1.67	12.6	0.154
3-2	1800	23,266	131.3	46.5	1.67	12.6	0.159

Πίνακας 3.3: Σύνοψη τεχνικών προδιαγραφών της Κλάσης 3-2 του WLTC [5]

Segment	Duration (s)	Distance (m)	Max. Speed (km/h)	Average Speed (km/h)	Max. Accel. (m/s ²)	Idling Time (%)	RPA (m/s ²)
Low	589	3,094	56.5	18.9	1.61	24.4	0.219
Medium	433	4,756	76.6	39.5	1.61	10.9	0.206
High	455	7,162	97.4	56.7	1.67	6.4	0.138
Extra high	323	8,254	131.3	92.0	1.06	1.9	0.127

Κεφάλαιο 4 - Ανάπτυξη του μοντέλου οχήματος μέσω του υπολογιστικού πακέτου GT-POWER

4.1 Γνωριμία με το GT-SUITE

Το πρόγραμμα GT-SUITE αποτελεί ένα προϊόν της εταιρείας παραγωγής εξειδικευμένου λογισμικού Gamma Technologies Inc με έδρα τις Η.Π.Α., η οποία απευθύνεται στην βιομηχανία κινητήρων και οχημάτων. Το GT-SUITE παρέχει ένα περιβάλλον 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:

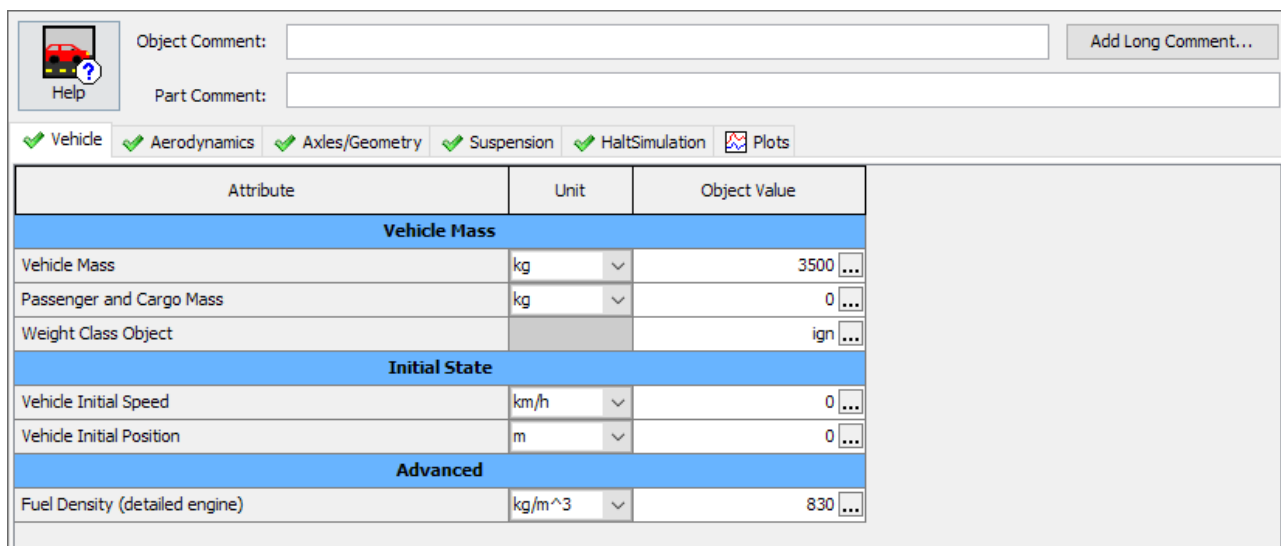
- Μοντελοποίηση κινητήρων (GT-POWER)
- Επεξεργασία δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων
- Ακουστική συστήματος εισαγωγής και εξαγωγής
- Επεξεργασία καυσαερίων
- Δυναμική οχήματος
- Υβριδικά συστήματα, ηλεκτροκίνητα οχήματα και κυψέλες καυσίμου
- Συστήματα ψύξης κινητήρων
- Συστήματα λίπανσης
- Συστήματα έγχυσης 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 υπο-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 αρκετά 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 [15].

4.2 Περιβάλλον εργασίας – Γενικά χαρακτηριστικά

Το GT-POWER διαθέτει βιβλιοθήκη (Template library) με τα απαραίτητα πρότυπα στοιχεία (components) και εργαλεία (templates) που χρησιμοποιούνται για τη σχεδίαση και προσομοίωση ενός κινητήρα(ή/και οχήματος). Κάθε πρότυπο που παρέχεται από το πρόγραμμα απαρτίζεται από επιπλέον χαρακτηριστικά (attributes) που εξαρτώνται από τα δεδομένα της εκάστοτε εφαρμογής, όπως φαίνεται ενδεικτικά στο Σχήμα 4.1 για τη περίπτωση ενός οχήματος (π.χ. η μάζα του οχήματος, η μετωπική του επιφάνεια, ο συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης κ.λ.π.)

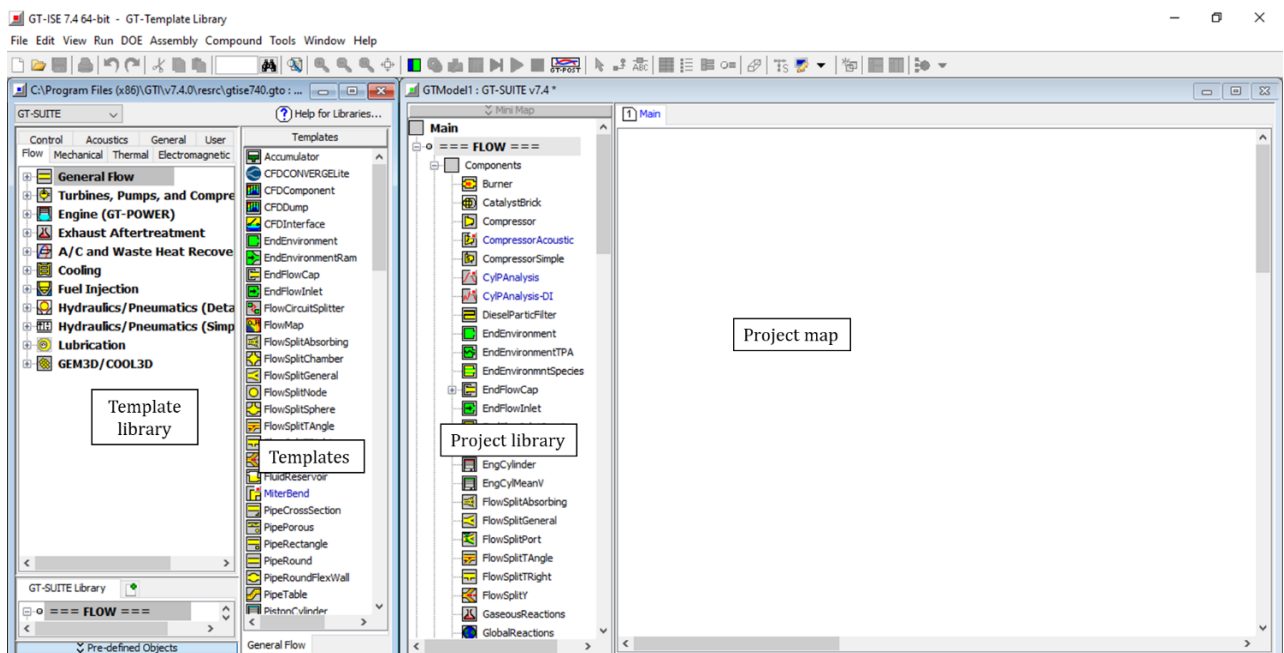


Attribute	Unit	Object Value
Vehicle Mass		
Vehicle Mass	kg	3500 ...
Passenger and Cargo Mass	kg	0 ...
Weight Class Object		ign ...
Initial State		
Vehicle Initial Speed	km/h	0 ...
Vehicle Initial Position	m	0 ...
Advanced		
Fuel Density (detailed engine)	kg/m ³	830 ...

Σχήμα 4.1 Παράθυρο ορισμού χαρακτηριστικών (attributes) για το στοιχείο "Vehicle" ανά κατηγορία

Αφού συμπληρωθούν τα χαρακτηριστικά κάθε προτύπου σύμφωνα με τις ανάγκες της εκάστοτε εφαρμογής, αυτό μεταφέρεται από τη βιβλιοθήκη του προγράμματος στη 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.).

Στη συνέχεια, όταν τα απαραίτητα αντικείμενα (objects) είναι έτοιμα, πρέπει να μεταφερθούν ένα-ένα στο χάρτη εργασίας (project map), όπου θα γίνει η σύνδεσή τους με τρόπο τέτοιο ώστε να προσομοιώνεται σωστά η διάταξη και η λειτουργία του οχήματος και του κινητήρα. Τα παραπάνω στάδια της πορείας από τη βιβλιοθήκη έως τον χάρτη εργασίας διακρίνονται στο Σχήμα 4.2.



Σχήμα 4.2: Περιβάλλον εργασίας GT-SUITE

Πλέον, στο χάρτη εργασίας, τα αντικείμενα χαρακτηρίζονται ως μέρη ή κομμάτια (parts) μοντέλου του οχήματος. Η τελική εικόνα που προκύπτει μοιάζει με ένα μονογραμμικό σχέδιο, στο οποίο διακρίνονται όλα τα «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

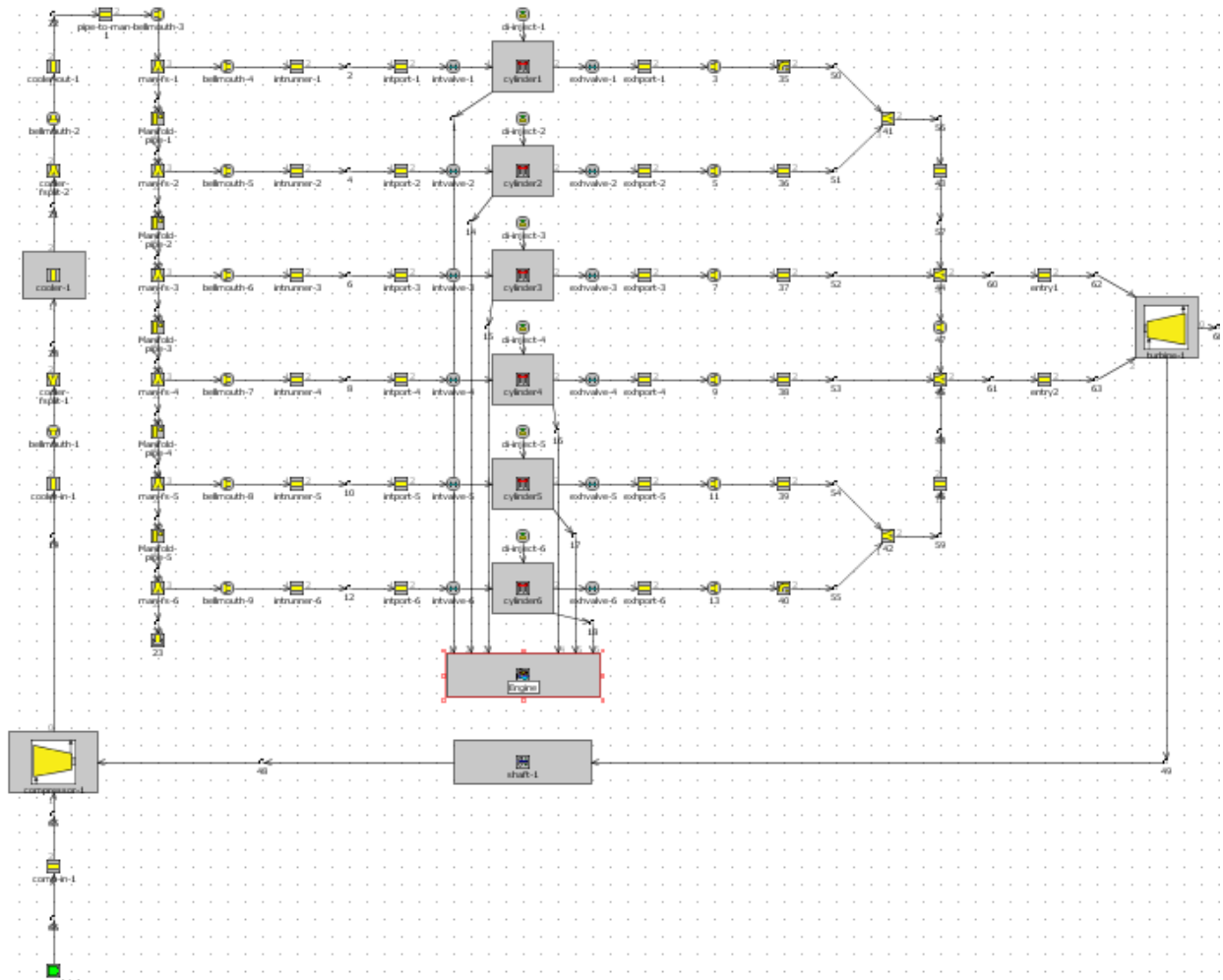
λειτουργικό, το GT-POWER δίνει τη δυνατότητα στο χρήστη να «τρέξει» διάφορα σενάρια (cases) σταθερής ή μεταβατικής λειτουργίας, καθώς και να εντάξει το μοντέλο του σε διάφορους Κύκλους Πόλης (Driving Cycles), σε συνθήκες που ο ίδιος ορίζει.

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 [15].

4.3 Δημιουργία του κατάλληλου μοντέλου

4.3.1 Γενικές πληροφορίες κινητήρα

Η παρούσα διπλωματική εργασία βασίζεται σε μία ήδη περατωθείσα διπλωματική εργασία [16]. Για το λόγο αυτό και το μοντέλο που κατασκευάστηκε μέσω του GT-POWER στα πλαίσια της παρούσας εργασίας είναι με τη σειρά του και αυτό συνέχεια του ήδη υπάρχοντος μοντέλου που αφορούσε 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 στην Σχήμα 4.3.



Σχήμα 4.3: Ολοκληρωμένο μοντέλο κινητήρα Diesel με απλή στροβιλο -υπερπλήρωση στο χάρτη εργασίας του GT-POWER [17]

Ο κινητήρας που χρησιμοποιήθηκε ως βάση, είναι ο Mercedes Benz OM3366LA. Πρόκειται για 4-X κινητήρα Diesel, άμεσης έγχυσης (DI), στροβιλο-υπερπληρωμένο με ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης (aftercooling). Ο κινητήρας είναι εγκατεστημένος στο εργαστήριο Μ.Ε.Κ. της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π. Τα στοιχεία του κινητήρα είναι τα εξής:

- Διάμετρος εμβόλου: $D = 97.5 \text{ mm}$
- Διαδρομή εμβόλου: $s = 133 \text{ mm}$
- Ακτίνα στροφάλου: $r = 66.5 \text{ mm}$
- Μήκος διωστήρα: $L = 230 \text{ mm}$
- Γωνία στροφάλου κατά τη στιγμή ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής: $\varphi_{evo} = 112^\circ$ μετά το ΑΝΣ
- Βαθμός συμπίεσης: $CR = 18$

- Κύλινδροι: $z = 6$ εν σειρά
- Όγκος εμβολισμού: $V_h = 5958 \text{ cm}^3$
- Επιζήμιος όγκος κυλίνδρου: $V_c = 58.4 \text{ cm}^3$
- Όγκος κοιλότητας εμβόλου: $V_{bowl} = 48.5 \text{ cm}^3$
- Μέγιστη Ισχύς: $P_{max} = 177 \text{ kW}$
- Ροπή αδράνειας κινητήρα: $Ge = 0.87 \text{ kg/m}^2$

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 χωροταξική άποψη. Δηλαδή, η διάταξη των κυλίνδρων είναι ανά τρεις συνδεδεμένοι στην ίδια πολλαπλή εξαγωγής (1-2-3 και 4-5-6) [2].

Στο πρόγραμμα προσομοιώνονται όλες οι διεργασίες εντός του κυλίνδρου σε επίπεδο γωνίας στροφάλου (filling and emptying method). Ενδεικτικά, 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).

4.3.2 Μοντέλο οχήματος και συστήματος μετάδοσης κινητήρα

Στην παρούσα διπλωματική, όπως αναφέρθηκε και πιο πάνω, χρησιμοποιήθηκε και εμπλουτίστηκε το μοντέλο από μια παλαιότερη διπλωματική. Παρακάτω λοιπόν παρουσιάζονται τα τμήματα του υπολογιστικού μοντέλου που χρησιμοποιήθηκαν ως βάση.

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 διάφορα αντικείμενα (objects), των οποίων τα χαρακτηριστικά και τα στάδια κατασκευής τους στο περιβάλλον του υπολογιστικού πακέτου GT-POWER θα αναλυθούν στην παρούσα ενότητα.

i. Όχημα

Τα χαρακτηριστικά του υπό μελέτη οχήματος (φορτηγό ελαφρού τύπου) συνοψίζονται στον Πίνακα 4.1:

Πίνακας 4.1: Χαρακτηριστικά ονομαστικού οχήματος

Μάζα (m_v)	3500 kg
Μετωπική επιφάνεια (A_f)	$3 m^2$
Συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης (C_d)	0.38
Σχέσεις Μετάδοσης Κιβωτίου Ταχυτήτων (i_g)	$1\eta - 5.77$
	$2\eta - 2.7$
	$3\eta - 1.9$
	$4\eta - 1.25$
	$5\eta - 1.0$
	$6\eta - 0.9$
Ακτίνα Τροχού (r_{wheel})	0.35
Μεταξόνιο (l)	$3 m$
Μηχανικός βαθμός απόδοσης (η_{gear})	0.96



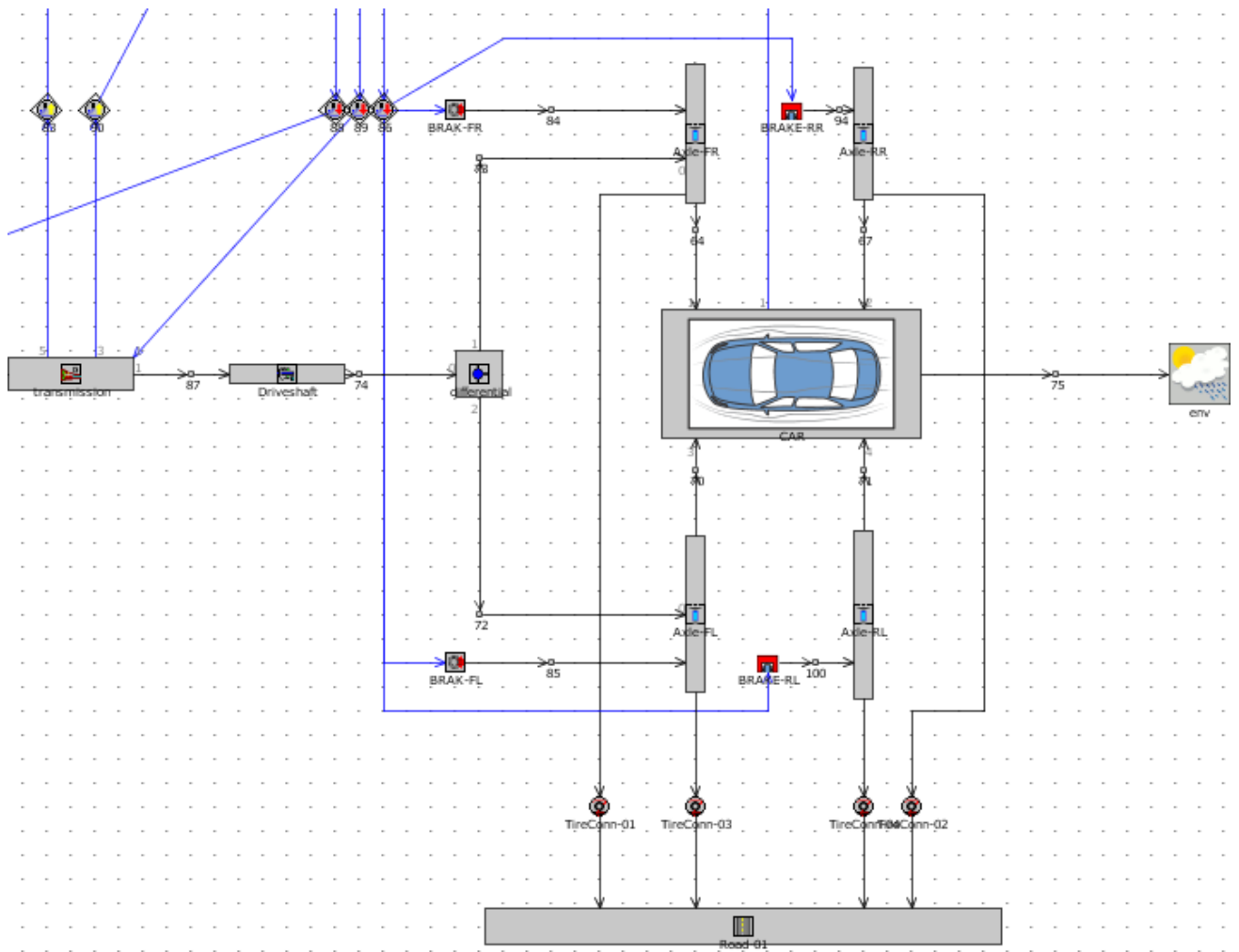
Σχήμα 4.4: Παράδειγμα οχήματος παραπλήσιου του χρησιμοποιούμενου στην προσομοίωση. [16]

Ένα παράδειγμα τέτοιου οχήματος είναι αυτό που φαίνεται στο Σχήμα 4.4. Μέσω του υπολογιστικού πακέτου GT-POWER, μοντελοποιήθηκε το κατάλληλο όχημα για τις ανάγκες της παρούσας διπλωματικής εργασίας, το οποίο αποτελείται από κιβώτιο ταχυτήτων, άξονα μετάδοσης κίνησης, διαφορικό, άξονες τροχών, σύστημα πέδησης, ελαστικά ακόμα και σύνδεση με οδόστρωμα και με συνθήκες περιβάλλοντος. Η μορφή που αποκτά το όχημα στο περιβάλλον του προγράμματος απεικονίζεται στην Σχήμα 4.5. [13].

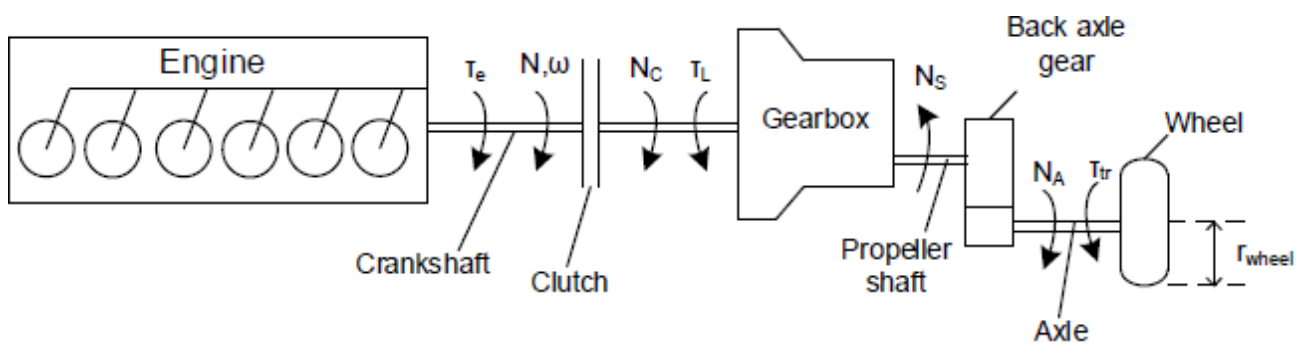
ii. Σύστημα μετάδοσης κίνησης και ισχύος στους τροχούς

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 της Κλάσης 3-2 του εξεταζόμενου μεταβατικού Κύκλου WLTC από ταχύτητα οχήματος συναρτήσει του χρόνου σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και ροπή συναρτήσει του χρόνου. Στο Σχήμα 4.6 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.

Αρχικά, κατά τον σχεδιασμό του οχήματος, ο χρήστης εισάγει μέσω των παραθύρων εισαγωγής παραμέτρων του προγράμματος τα βασικά χαρακτηριστικά του οχήματος. Εισάγεται η μάζα του οχήματος καθώς και η πυκνότητα του εγγεόμενου καυσίμου. Στη συνέχεια εισάγονται τα αεροδυναμικά χαρακτηριστικά του οχήματος που διαμορφώνουν σε μεγάλο βαθμό την τελική απόκρισή του. Πιο συγκεκριμένα, συμπληρώνονται ο συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης C_d , καθώς επίσης και η μετωπική του επιφάνεια (frontal area). Έπειτα πρέπει να ρυθμιστούν κατάλληλα αρκετές παράμετροι όπως τα μήκη του μεταξονίου και των ημιαξονίων, των ελαστικών, των φρένων και ακόμα και του οδοστρώματος.



Σχήμα 4.5: Απεικόνιση του οχήματος (vehicle) στο χάρτη εργασίας του υπολογιστικού πακέτου GT- POWER



Σχήμα 4.6: Απλοποιημένο σύστημα κινητήρα – κιβωτίου ταχυτήτων – τροχών [4,17].

Ανάλυση συστήματος μετάδοσης κίνησης και ισχύος

Σύμφωνα με το Σχήμα 4.6, ο δεύτερος νόμος του Νεύτονα στη στροφαλοφόρο άτρακτο μπορεί να γραφεί ως εξής:

$$[\tau_e(\varphi) - \tau_{fr}(\varphi)] - \frac{\tau_L}{\eta_{gear}} = \tau_A = G_V \frac{d\omega}{dt} \quad (4.1)$$

όπου $\tau_{fr}(\varphi)$ η συνολική (απ' όλους τους κυλίνδρους) ροπή τριβής και $\tau_e(\varphi) = \sum_{i=1}^{n_{cyl}} \tau_{ei}(\varphi)$ υποδηλώνει την συνολική ενδεικνύμενη ροπή όπου περιλαμβάνει τη καύση του καυσίμου, την αδράνεια και τις αμελητέες αδρανειακές δυνάμεις.

Η μεμονωμένη ενδεικνύμενη ροπή από κάθε κύλινδρο τ_{ei} δίνεται από τη σχέση:

$$\tau_{ei}(\varphi) = \overbrace{\tau_g(\varphi)}^{Gas} + \overbrace{\tau_{in}(\varphi)}^{Inertia} + \overbrace{\tau_{gr}(\varphi)}^{Gravitational} \quad (4.2)$$

Η Σχέση 4.1 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 4.1 μετασχηματίζεται ως εξής:

$$\frac{\tau_L}{\eta_{gear}} + G_V \frac{d\omega}{dt} = 0 \quad (4.1\beta)$$

Στη Σχέση 4.1, 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 (υφίσταται 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

(Πίνακας 4.1). Λαμβάνοντας υπ' όψιν το Σχήμα 4.6 καθώς επίσης και τις επεξηγήσεις καταλήγουμε στα εξής [4,5].

$$i_b = \frac{N_s}{N_A} \quad (4.3a)$$

$$i_g = \frac{N_c}{N_s} \quad (4.3b)$$

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

$$V \left(\frac{km}{h} \right) = 2 \cdot \pi \cdot r_{wheel} \cdot \frac{N_c (rpm)}{i_b \cdot i_g} \cdot 60 \cdot 10^{-3} \quad (4.4)$$

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

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). 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.

Άξονας κίνησης (Driveshaft)

Ο άξονας κίνησης μπορεί να ορισθεί ως το εξάρτημα που λαμβάνει τη στρεπτική ροπή από το κιβώτιο ταχυτήτων και τη «μεταδίδει» στο διαφορικό. Ο χρήστης μπορεί να ορίσει ορισμένες παραμέτρους όπως αρχική ταχύτητα περιστροφής, ροπή αδράνειας, μηχανικό βαθμό απόδοσης κ.α.

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.

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.

Οδηγός οχήματος (vehicle driver)

Για την επίτευξη καλύτερου συντονισμού και πιο ρεαλιστικών αποτελεσμάτων, κρίθηκε απαραίτητη η προσθήκη ενός εικονικού οδηγού κυρίως για τις αλλαγές σχέσης αλλά και στην αρχή και το τέλος του Κύκλου Πόλης, ο οποίος συμπεριφέρεται σαν πραγματικός οδηγός. 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'

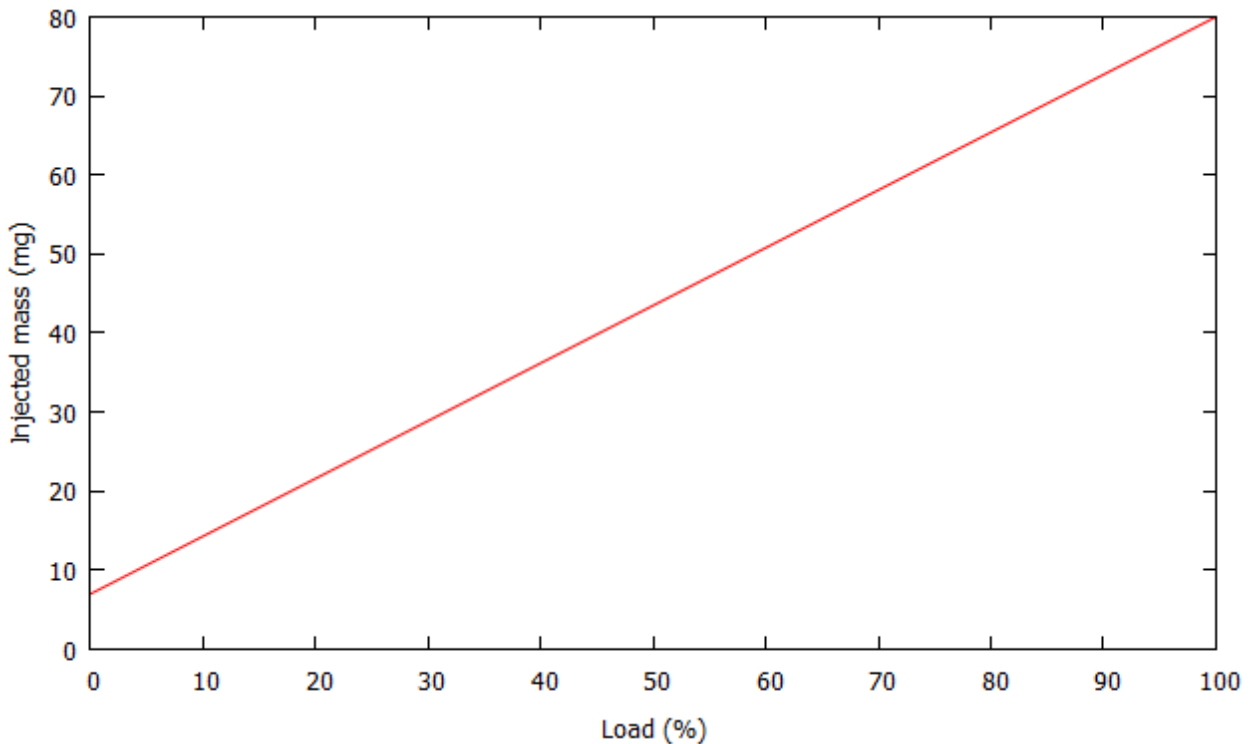
επέκταση καθορίζει τη γραμμική ταχύτητα του οχήματος στην οποία θα γίνεται η κάθε αλλαγή σχέσης.

Όπως θα φανεί και από την μορφή του μοντέλου στο Σχήμα 4.8, ο οδηγός «βλέπει» και κατά συνέπεια συνδέεται στο GT-POWER, όπως και ένας πραγματικός οδηγός 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 (shiftaccl).

Αντίστοιχα, στο συμπλέκτη τριβής εισάγονται δύο χάρτες που απεικονίζουν την συμπεριφορά του στις περιπτώσεις αλλαγής ταχύτητας (shiftclutch) και εκκίνησης (driveclutch).

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

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 υπόψιν ρεαλιστικές συνθήκες λειτουργίας καθώς επίσης και εμπειρικά στοιχεία, προέκυψε το διάγραμμα ποσότητας εγχυόμενου καυσίμου, στο οποίο στον οριζόντιο άξονα x τοποθετείται το φορτίο (%) ενώ στον κατακόρυφο άξονα y τοποθετείται η εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου σε $mg/cycle$ (Σχήμα 4.7). 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 ίσες με 950 rpm.



Σχήμα 4.7: Διάγραμμα ποσότητας εγχυόμενου καυσίμου συναρτήσει φορτίου

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.

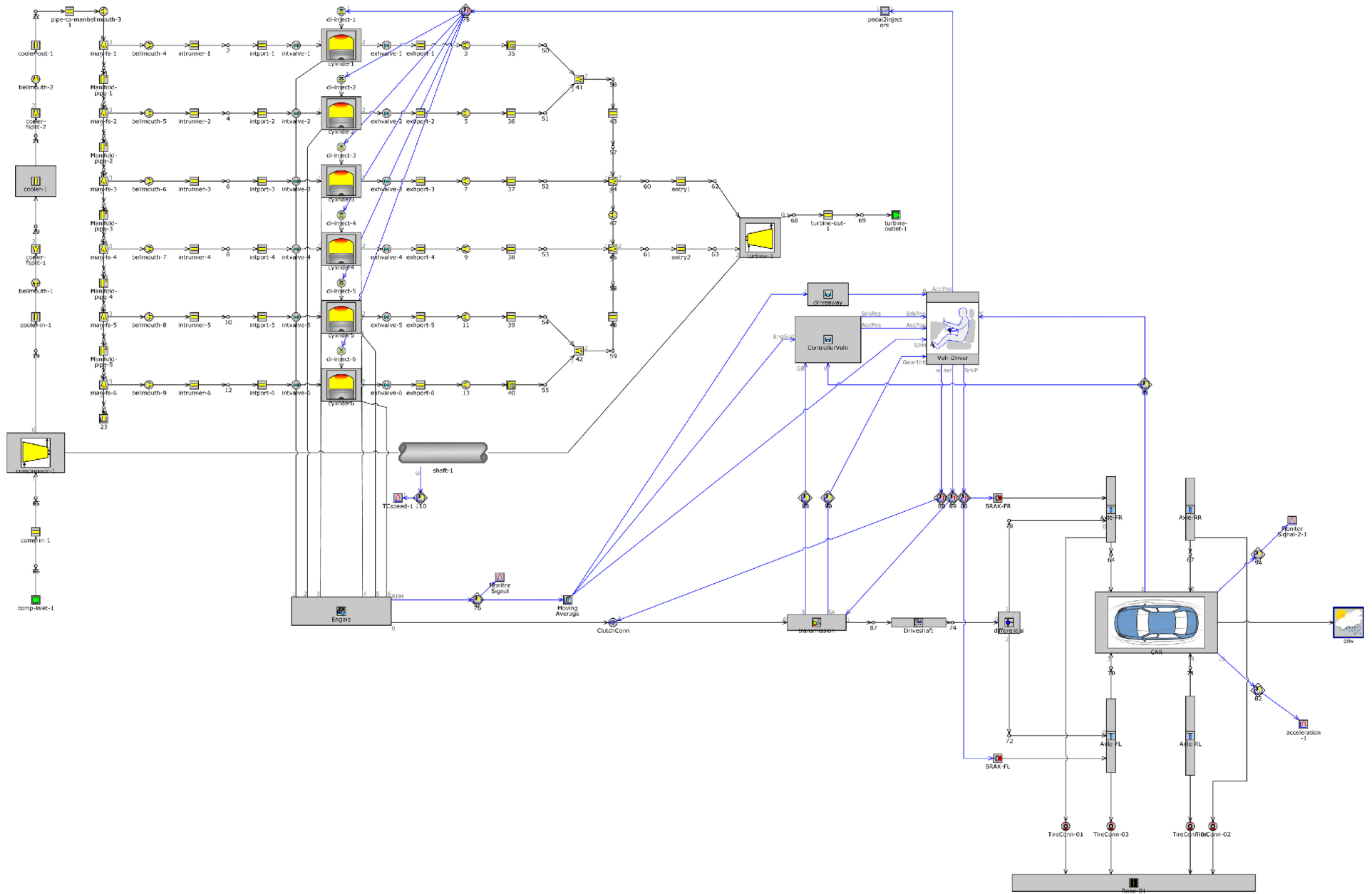
Ελεγκτής οχήματος (controller vehicle)

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.

Επίσης, βασικό χαρακτηριστικό του αποτελεί ο χάρτης της μέσης πραγματικής πίεσης (bmer) 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.

Υλοποιώντας όλα τα παραπάνω βήματα, προέκυψε τελικά η ολοκληρωμένη διάταξη του μοντέλου οχήματος που απεικονίζεται στο Σχήμα 4.8.



Σχήμα 4.8: Ολοκληρωμένη εικόνα μοντέλου οχήματος και του συστήματος μετάδοσης κίνησης και η σύνδεση του με τον κινητήρα Diesel στο περιβάλλον του GT-POWER

Κλείνοντας, 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 **εκκίνηση**, **αλλαγή ταχύτητας** και **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).
- 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.
- Τέλος, στην περίπτωση της **κανονικής οδήγησης**, ο οδηγός ακολουθεί την είσοδο σήματος από τον ελεγκτή οχήματος (controller vehicle).

Όσον αφορά στη γενική πορεία εργασίας, μετά την ολοκλήρωση της μοντελοποίησης του οχήματος και της κατάλληλης σύνδεσής του με τον κινητήρα Diesel, το μοντέλο «έτρεξε» στα πλαίσια της Κλάσης 3-2 του Παγκοσμίου Κύκλου Πόλης WLTC. Στη συνέχεια ακολούθησε κατάλληλη επεξεργασία των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από το υπολογιστικό πακέτο GT-POWER μέσω του προγράμματος GT-POST, με σκοπό την μελέτη της απόκρισης του οχήματος καθώς και την εκτίμηση των εκπομπών CO₂, που παρουσιάζονται εκτενώς στο Κεφάλαιο 2 της παρούσας εργασίας. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι για το «τρέξιμο» του Κύκλου Πόλης WLTC για τον υπό συνολικό μοντέλο, απαιτείται χρονικό διάστημα περίπου 8 ωρών (επεξεργαστής Intel Core i7 4510U 2.0GHz με μνήμη RAM 8GB).

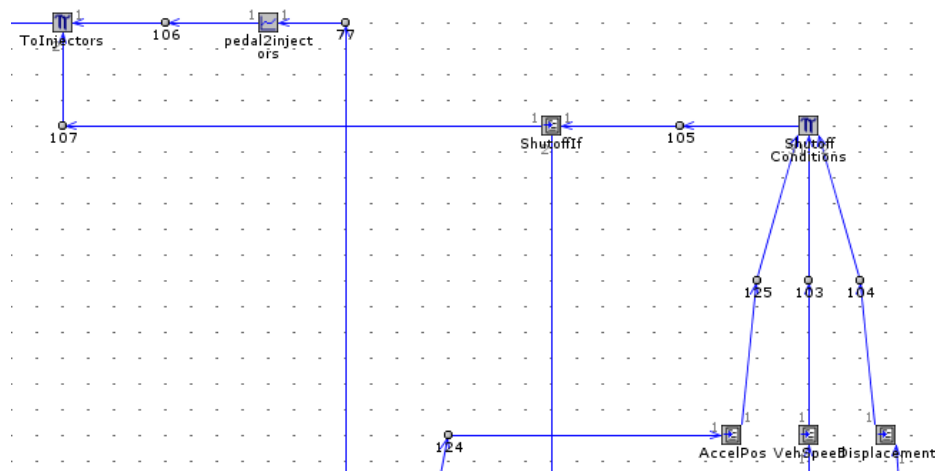
4.3.3 Μοντέλο συστήματος start-stop

Η πρώτη προσθήκη στο υπάρχον μοντέλο είναι η προσθήκη συστήματος **start-stop** ή αλλιώς εκκίνησης και απενεργοποίησης κινητήρα. Η βασική του επιδίωξη είναι, κάθε φορά που το όχημα ακινητοποιείται να απενεργοποιείται ο κινητήρας.

Αρχικά, πρέπει να αναπτυχθεί το κομμάτι του μοντέλου που θα απενεργοποιεί τον κινητήρα, δηλαδή θα σταματάει τη παροχή καυσίμου, όταν αυτό ακινητοποιείται. Οι προϋποθέσεις που πρέπει να τηρούνται είναι οι εξής:

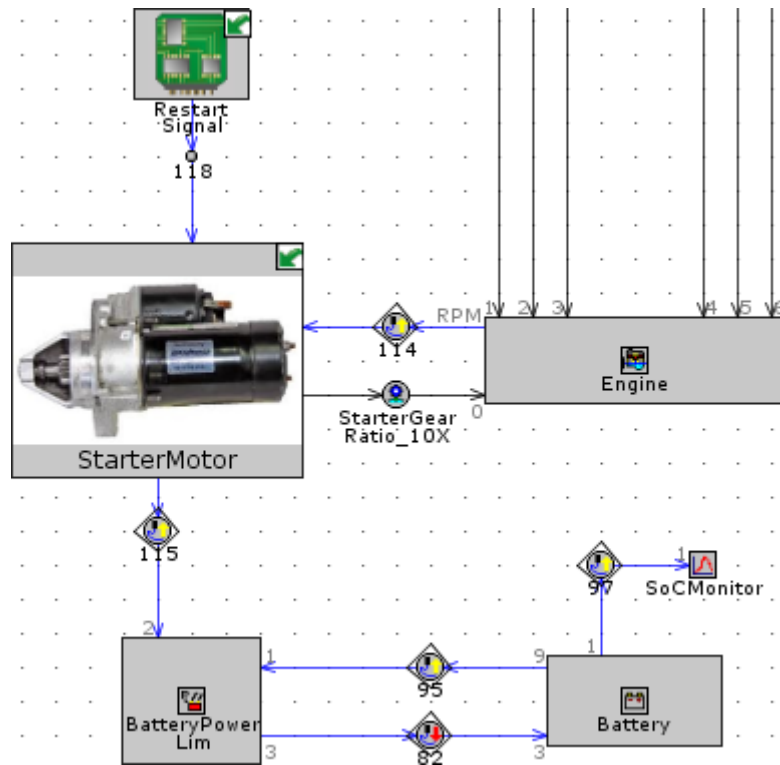
- Ταχύτητα οχήματος $\leq 10^{-5}$
- Πεντάλ επιτάχυνσης (%) $\leq 10^{-5}$
- Διανυθείσα απόσταση > 0

Παρατηρούμε ότι οι τιμές στα δύο πρώτα μεγέθη δεν είναι ακριβώς οι αναμενόμενες (δηλ. θα περιμέναμε να ήταν ακριβώς ίσες με το 0). Η αδυναμία σύγκλισης του GT-POWER στη τιμή 0 προέρχεται από σφάλματα κατά την επίλυση του κώδικα. Επομένως, για τιμές μικρότερες του 10^{-5} , θεωρούμε ότι αυτές είναι πρακτικά ίσες με το μηδέν. Ο τελευταίος όρος μπαίνει για να εξασφαλίσουμε ότι δε θα έχουμε απενεργοποίηση του κινητήρα στην αρχή του Κύκλου, στα πρώτα 11 sec δηλαδή όπου ισχύουν οι δύο πρώτες προϋποθέσεις. Εάν λοιπόν ισχύουν τα προαναφερθέντα, τότε δίνεται εντολή μέσω λογικού "if" να κοπεί η παροχή καυσίμου στον κινητήρα όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.9.



Σχήμα 4.9: Κομμάτι του μοντέλου που αφορά την απενεργοποίηση του κινητήρα

Με απενεργοποιημένο πλέον τον κινητήρα, έρχεται η ώρα που πρέπει να εκκινηθεί. Αυτό υλοποιείται μέσω των δύο **subassembly** “Starter Rotor” και “Restart signal” χρησιμοποιώντας ενέργεια από τη μπαταρία του οχήματος (Σχήμα 4.10). Ως subassembly ορίζεται ένα σύνολο πολλών objects που συνθέτουν ένα μεγαλύτερο object (Σχήμα 4.11). Η χρήση των subassemblies δεν έχει κάποιο λειτουργικό ρόλο αλλά συνίσταται για τη καλύτερη οργάνωση του μοντέλου στο χάρτη εργασίας.



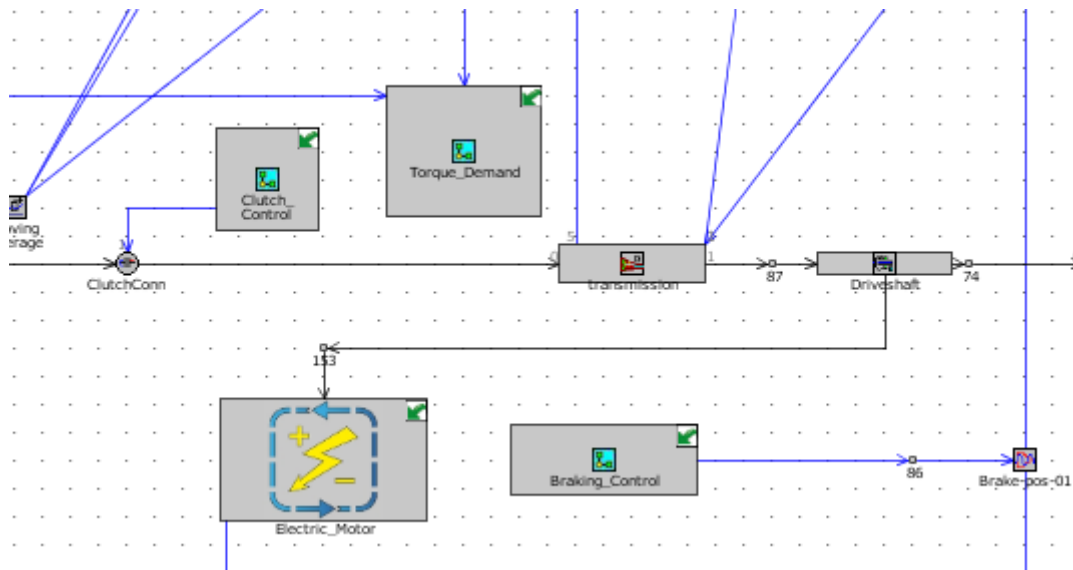
Σχήμα 4.10: Σύστημα εκκίνησης κινητήρα καθώς και η σύνδεση τους με τα υπόλοιπα στοιχεία του μοντέλου

Όσον αφορά το subassembly **starter rotor**, αυτό περιέχει τα εξής:

- Ηλεκτροκινητήρας
- Χαρακτηριστική ροπής που θα δώσει ο ηλεκτροκινητήρας συναρτήσει στροφών κινητήρα
- Σύμπλεξη – αποσύμπλεξη από τον σφόνδυλο.

Ως είσοδο, έχει την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, και το “Restart signal” ενώ ως έξοδο έχει τη ροπή που θα εφαρμοστεί στην στροφαλοφόρο. Παράλληλα, ο ηλεκτροκινητήρας

- Clutch control (Έλεγχος συμπλέκτη)



Σχήμα 4.12: Τα 4 subassemblies της αναγεννητικής πέδησης.

Η φιλοσοφία του μοντέλου έχει ως εξής. Το **Torque Demand**, λαμβάνει από τον ελεγκτή του οχήματος την απαραίτητη κάθε στιγμή ροπή. Αυτή είναι είτε θετική κατά τις επιταχύνσεις, είτε αρνητική κατά τις επιβραδύνσεις. Η ροπή αυτή μετατρέπεται ισχύ ως εξής:

$$Power\ Demand\ (kW) = \frac{Torque\ Demand\ (Nm) \cdot Engine\ Speed\ (RPM)}{9548} \quad (4.4)$$

Power Demand > 0, επιτάχυνση

Power Demand < 0, επιβράδυνση

Πλέον, αυτή είναι η ισχύς που απαιτείται για να έχουμε επιβράδυνση σε οποιαδήποτε χρονική στιγμή. Αυτή, εισέρχεται ως είσοδος στο **Braking Control**. Σκοπός του Braking Control είναι να ελέγχει αυτή την ισχύ εισόδου και να ακολουθεί ένα από τα εξής σενάρια:

- Εάν $Power\ Demand < Electric\ Motor\ Limit^4$ τότε έχουμε αμιγή αναγεννητική πέδηση. Σε αυτή τη περίπτωση δεν χρησιμοποιείται καθόλου το συμβατικό σύστημα πέδησης με τριβή.

⁴ Ως Electric Motor Limit ορίζεται η μέγιστη ισχύς (σε kW) που μπορεί να δώσει ο ηλεκτροκινητήρας.

- Εάν Power Demand > Electric Motor Limit τότε έχουμε συνδυασμό αναγεννητικής πέδησης με συμβατική πέδηση. Σε αυτή τη περίπτωση η πέδηση μέσω τριβής προσθέτει την επιπλέον απαίτηση που απαιτείται για την επιβράδυνση
- Εάν η ταχύτητα του οχήματος είναι μικρότερη των 10km/h, τότε χρησιμοποιείται αποκλειστικά η συμβατική πέδηση λόγω χαμηλής αποδοτικότητας των ηλεκτροκινητήρων στις χαμηλές αυτές ταχύτητες.

Ο έλεγχος αυτός, έχει δύο εξόδους, τον ηλεκτροκινητήρα και τη πέδηση τριβής, ώστε να ακολουθηθεί όποιο από τα παραπάνω σενάρια απαιτείται.

Τέλος, όσον αφορά το subassembly **Electric Motor**, αυτό αποτελείται με έναν ηλεκτροκινητήρα, ο οποίος εφαρμόζει την κατάλληλη ροπή πέδησης. Το Electric Motor Limit αφορά τη μέγιστη ροπή που μπορεί να εφαρμόσει ο ηλεκτροκινητήρας συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του. Η ενέργεια που ανακτάται αποθηκεύεται στη μπαταρία του οχήματος, αναπληρώνοντας έτσι μέρος της ενέργεια που απαιτήθηκε για το σύστημα start-stop.

4.3.5 Μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων

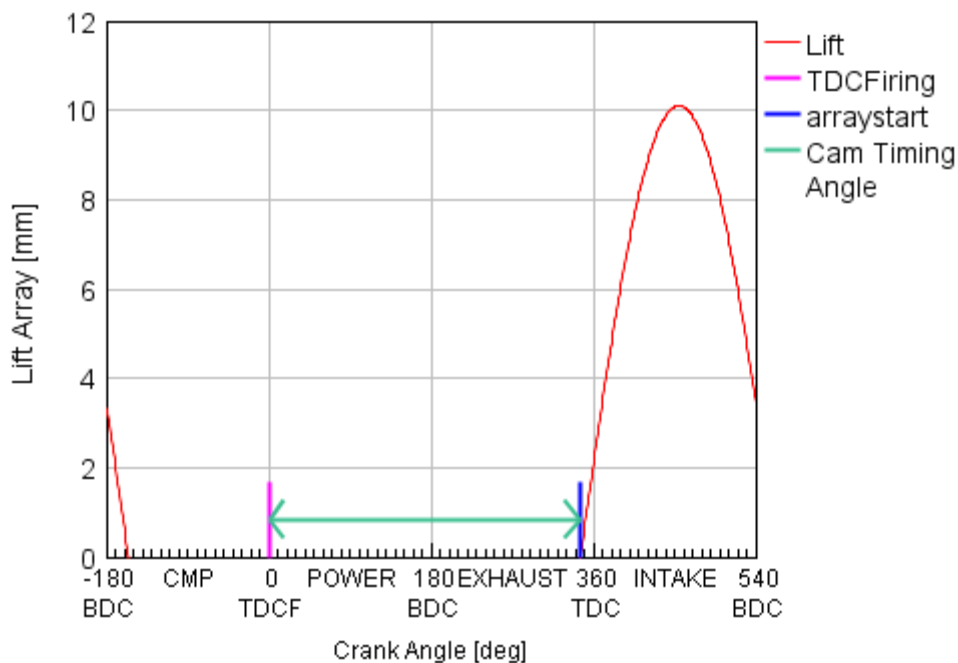
Στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής, θα εξεταστεί η επίδραση μόνο του μεταβλητού χρονισμού (VVT) και όχι του μεταβλητού βυθίσματος των βαλβίδων (VVL). Αρχικά θα αναφερθούν τα χαρακτηριστικά των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής πριν από οποιαδήποτε επέμβαση.

Στον Πίνακα 4.2 που ακολουθεί βλέπουμε τα βασικά χαρακτηριστικά χρονισμού των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής:

Πίνακας 4.2: Βασικά χαρακτηριστικά των βαλβίδων

	Βαλβίδες εισαγωγής	Βαλβίδες Εξαγωγής
Άνοιγμα (°)	345	112
Κλείσιμο (°)	565	372
Διάρκεια (°)	220	260

και στο Σχήμα 4.13 και Σχήμα 4.14 διακρίνονται τα προφίλ που ακολουθούν οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής αντίστοιχα.

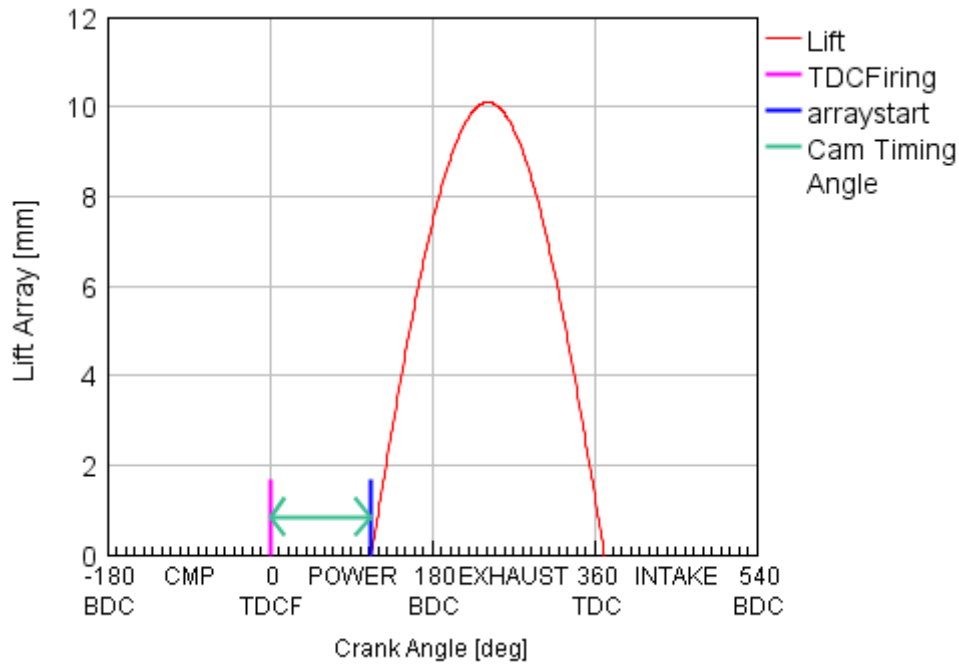


Σχήμα 4.13: Προφίλ βύθισματος βαλβίδας εισαγωγής

όπου:

- TDCFiring: Θερμό Α.Ν.Σ.
- Cam Timing Angle: Η γωνία στροφάλου ($^{\circ}$ μΑ.Ν.Σ.) απ' όπου εκεί ξεκινάει το βύθισμα της βαλβίδας.
- arraystart: Δηλώνει ότι η γωνία Cam Timing Angle θα αναφέρεται στο στοιχείο της πρώτης σειράς του μητρώου γωνίας (Angle Array).

Το μητρώο γωνίας είναι ένας δισδιάστατος πίνακας (x : γωνία, y : βύθισμα) που ορίζει τη μορφή της καμπύλης Lift. Ξεκινάει από γωνία 0° και μηδενικό βύθισμα, μέχρι το μέγιστο βύθισμα σε κάποια γωνία και τέλος επανέρχεται σε μηδενικό βύθισμα στην επιθυμητή γωνία.



Σχήμα 4.14: Προφίλ βυθίσματος βαλβίδας εξαγωγής

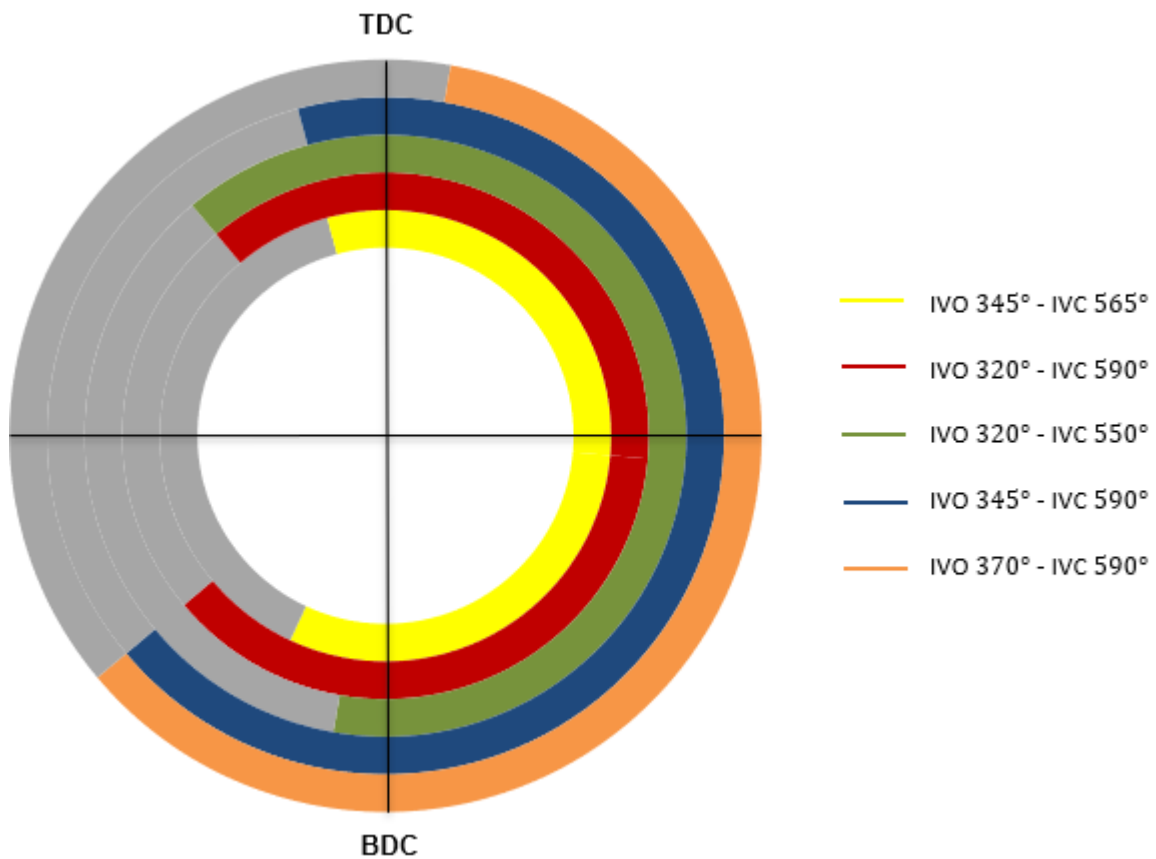
Στη παρούσα διπλωματική θα εξεταστεί ένα πλήθος αλλαγών των προεπιλεγμένων τιμών που παρουσιάζονται στα δύο προηγούμενα διαγράμματα. Αρχικά θα εξεταστεί η προπορεία ή βραδυπορεία των βαλβίδων αλλά και η επίδραση της διάρκειας του βυθίσματος τους **ξεχωριστά** για αυτήν της εισαγωγής και της εξαγωγής σε όλο το εύρος ταχυτήτων περιστροφής του κινητήρα μας. Στη συνέχεια, οι βέλτιστοι συνδυασμοί που θα προκύψουν θα εφαρμοστούν και για τις βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής με στόχο το καλύτερο δυνατόν αποτέλεσμα.

Ειδικά σε ό,τι αφορά τη μορφή της καμπύλης ανύψωσης της βαλβίδας εισαγωγής, αυτή θεωρήθηκε για λόγους απλότητας ημιτονοειδής. Το σημείο στο οποίο ανοίγει η εισαγωγή στο αρχικό μας μοντέλο, όπως αναφέρθηκε, είναι στις 345° μ.Α.Ν.Σ. και το μέγιστο ύψος 10.2 mm παραμένουν σταθερά, ενώ η συνολική διάρκεια ανύψωσης είναι 220°. Εάν η συνολική διάρκεια εισαγωγής συμβολίζεται με φ_{total} και η στιγμιαία γωνία στροφάλου με φ , τότε η συνάρτηση που δίνει την καμπύλη ανύψωσης σύμφωνα με την παραδοχή της ημιτονοειδούς μορφής είναι η εξής:

$$Valve Lift = 10.2 \cdot \left[\sin \frac{\pi(\varphi - \varphi_{open})}{\varphi_{total}} \right] \quad (4.5)$$

Με βάση τα παραπάνω διακρίνουμε της εξής περιπτώσεις για τις βαλβίδες εισαγωγής (Σχήμα 4.15):

1. IVO 345° - IVC 565° , 1° σενάριο (αρχική κατάσταση)
2. IVO 320° - IVC 590° , 2° σενάριο
3. IVO 320° - IVC 550° , 3° σενάριο
4. IVO 345° - IVC 590° , 4° σενάριο
5. IVO 370° - IVC 590° , 5° σενάριο



Σχήμα 4.15: Διάγραμμα χρονισμού βαλβίδων εισαγωγής

Αρχικά, πραγματοποιήθηκαν προκαταρκτικές προσομοιώσεις μόνο του κινητήρα (χωρίς όχημα δηλαδή) με στόχο να αποφανθούμε σχετικά με ποια απ' όλες τις παραπάνω εναλλακτικές θα χρησιμοποιηθούν για διαφορετικά σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Έτσι, έχουμε εξαιρετικά σημαντική οικονομία χρόνου και τα αποτελέσματά μας τα χρησιμοποιούμε για την προσομοίωση ολόκληρου του μοντέλου στον Κύκλο Πόλης. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν συνοψίζονται στον Πίνακα 4.3:

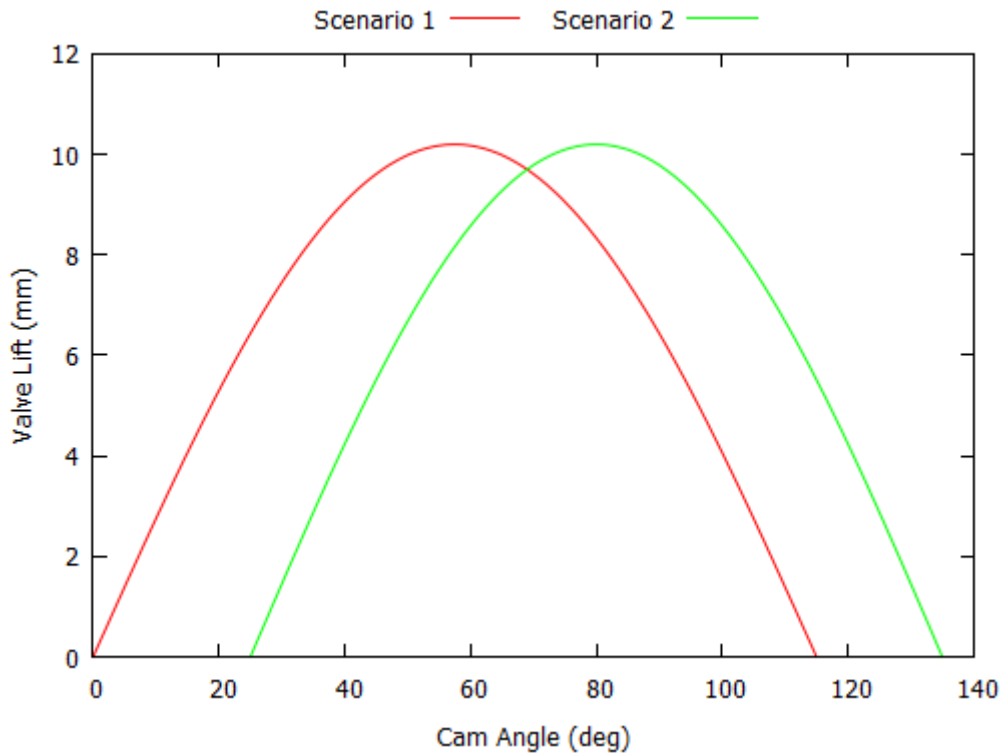
Πίνακας 4.3: Σενάριο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εισαγωγής που ακολουθείται συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.

Ταχ. Περικτροφής (RPM)	Σενάριο V.V.T.
0	1°
2100	1°
2200	2°
5000	2°

Έτσι, μέχρι τις 2100 rpm παρατηρήθηκε στην προκαταρκτική προσομοίωση ότι το βέλτιστο σενάριο είναι το αρχικό, ενώ για ταχύτητες περιστροφής άνω των 2200 rpm το δεύτερο σενάριο είναι αυτό που αποδίδει καλύτερα. Μια πιο προσεκτική ματιά σε αυτά τα δύο σενάρια που προέκυψαν, είναι ότι το ένα δεν αποτελεί μια απλή βραδυπορεία ή προπορεία του άλλου αλλά υπάρχει και μεταβολή στη διάρκεια της ανύψωσης και μάλιστα 10°. Στο Σχήμα 4.16 φαίνεται η σύγκριση των δύο αυτών σεναρίων συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου. Θα πρέπει να γίνουν μία σειρά από αλλαγές και αυτό εισάγει μια πρόσθετη δυσκολία στο συνολικό μοντέλο του κινητήρα.

Συγκεκριμένα, το GT-POWER για τον μεταβλητό χρονισμό δέχεται πινακοποιημένα δεδομένα ανύψωσης συναρτήσει της γωνίας εκκεντροφόρου και όχι γωνίας στροφάλου και μάλιστα με αρχή το «μηδέν». Ως γνωστόν, οι δύο αυτές γωνίες ακολουθούν τη σχέση (για 4X κινητήρες):

$$Cam\ Angle = \frac{1}{2} Crank\ Angle \quad (4.6)$$



Σχήμα 4.16: Τα δύο διαφορετικά σενάρια ανύψωσης βαλβίδων εισαγωγής που χρησιμοποιούνται στο πλήρες μοντέλο συναρτήσεως γωνίας εκκεντροφόρου.

Και εν τέλει, όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.17, δημιουργείται το μοντέλο στο περιβάλλον του GT-POWER:

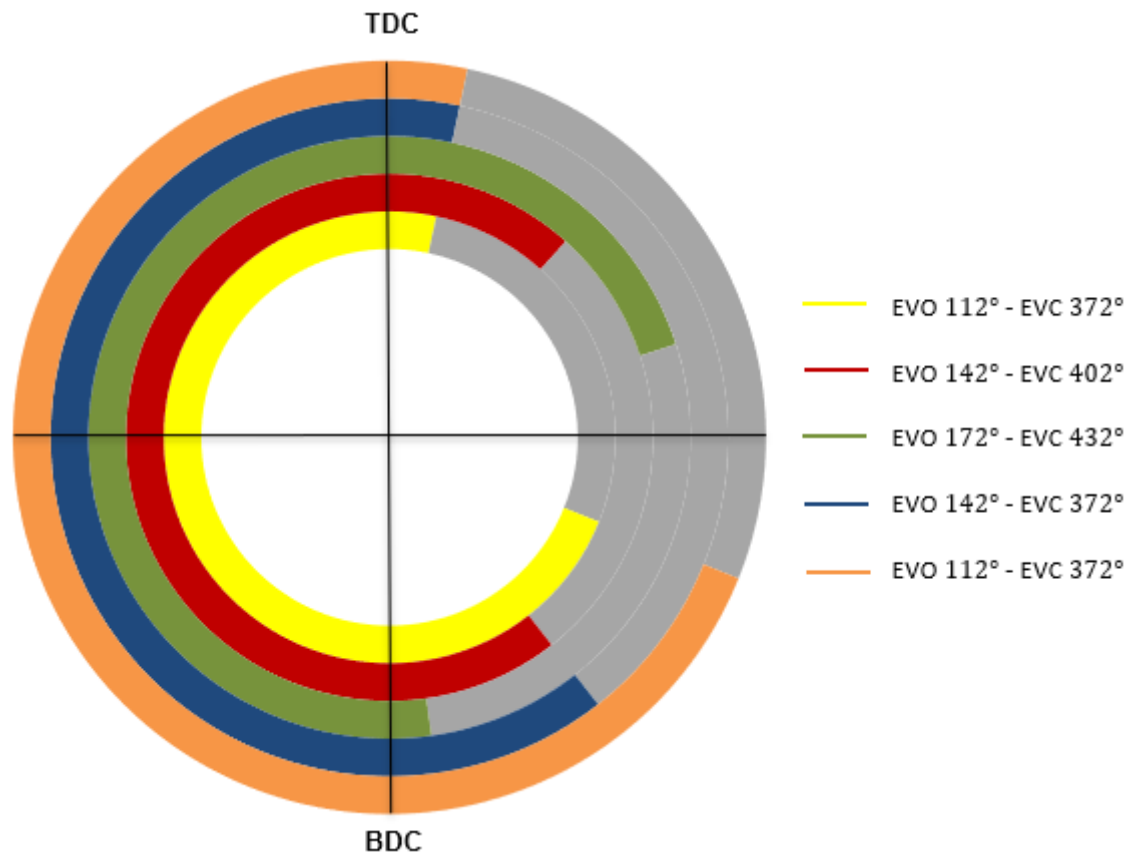
Attribute	Unit	Object Value	Attri...	X Data	XYTable Object Names
Input RLT Variable (X)		avgrpm:Engine ...	0		
Initial X Input		[RPM] ...	1	0.0 ...	Scenario1 ...
Dependence Object		IntakeVarLift ...	2	2100.0 ...	Scenario1 ...
			3	2200.0 ...	Scenario2 ...
			4	3000.0 ...	Scenario2 ...

Σχήμα 4.17: Η εισαγωγή δεδομένων για τις βαλβίδες εισαγωγής όπως πραγματοποιείται στο περιβάλλον του GT-POWER

Με παρόμοιο τρόπο εργαζόμαστε για το προφίλ ανύψωσης της βαλβίδας εξαγωγής και διακρίνουμε της εξής περιπτώσεις (Σχήμα 4.18):

1. EVO 112° – EXC 372 (αρχική κατάσταση)
2. EVO 142° – EXC 402°
3. EVO 172° – EXC 432°

4. EVO 142° – EXC 372°
5. EVO 112° – EXC 372°



Σχήμα 4.18: Διάγραμμα χρονισμού βαλβίδων εξαγωγής

ενώ, για τη χρήση διαφορετικών σεναρίων μεταβλητού χρονισμού τα αποτελέσματα προκύπτουν στον Πίνακα 4.4:

Πίνακας 4.4: Σενάριο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εισαγωγής που ακολουθείται συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.

Ταχ. Περιστροφής (RPM)	Σενάριο V.V.T.
0	1°
2100	1°
2200	2°
5000	2°

Παρατηρούμε ότι για τον μεταβλητό χρονισμό των βαλβίδων εξαγωγής τα πράγματα είναι

πιο απλά. Αυτό διότι ανάμεσα στα 2 βέλτιστα σενάρια, αυτό που αλλάζει είναι μόνο η έναρξη της ανύψωσης της βαλβίδας. Η χρονική διάρκεια όπου παραμένει ανοιχτή, παραμένει ίδια. Εν τέλει, με βάση τα παραπάνω, δημιουργείται το μοντέλο για τον μεταβλητό χρονισμό βαλβίδων εξαγωγής όπως διακρίνεται στο Σχήμα 4.19.

Attri...	X Data	Y Data
0		
1	0.0 ...	272 ...
2	2000 ...	272 ...
3	2200 ...	242 ...
4	5000 ...	242 ...

Σχήμα 4.19: Η εισαγωγή δεδομένων για τις βαλβίδες εισαγωγής όπως πραγματοποιείται στο περιβάλλον του GT – POWER

Εδώ, ως 272° και 242° ορίζονται οι γωνίες της μέγιστης ανύψωσης των βαλβίδων εξαγωγής.

4.3.6 Μοντέλο τροποποιημένης αεροδυναμικής

Όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή, το GT-POWER είναι υπολογιστικό πακέτο μονοδιάστατης μοντελοποίησης. Επομένως, όσον αφορά την αεροδυναμική απόδοση του μοντέλου, τροποποιήσεις μπορούν να γίνουν στις τιμές του συντελεστή οπισθέλκουσας C_d και μετωπικής επιφάνειας οχήματος A_f .

Ο αρχικός συντελεστής οπισθέλκουσας είναι $C_d = 0.38$. Έτσι επιλέγεται μία χαμηλότερη και μία υψηλότερη τιμή, $C_d = 0.30$ και $C_d = 0.5$ αντίστοιχα. Για τη μετωπική επιφάνεια του οχήματος επιλέγονται δύο χαμηλότερες τιμές $A_f = 1.8 \text{ m}^2$ και $A_f = 2.4 \text{ m}^2$ εφόσον η αρχική, $A_f = 3 \text{ m}^2$ θεωρείται οριακά μεγάλη για τον τύπο οχήματος που έχουμε.

4.3.7 Μοντέλο τροποποιημένης στρατηγικής επιλογής σχέσεων κιβωτίου ταχυτήτων

Όπως φαίνεται στην παρακάτω εικόνα, στο GT-POWER ο χρήστης μπορεί να διαλέξει μέσα από μια πληθώρα επιλογών τα κριτήρια με τα οποία ο εικονικός ελεγκτής θα μεταβαίνει σε

επόμενη ή προηγούμενη σχέση (Σχήμα 4.20).

	Attribute	Unit	Object Value
	Load Dependence Option		Accel.Position ▾
	Plot of Up/Down Shifting Strategy?		<input type="checkbox"/>
	Strategy Specified Through XYZMap Object		
<input type="radio"/>	Gear UpShifting Strategy Object	km/h ▾	
	Gear DownShifting Strategy Object	km/h ▾	
<input checked="" type="radio"/>	Strategy Specified Through 'Gears' Folder		
<input type="radio"/>	Strategy Specified Through Shift Strategy Generation File		

Σχήμα 4.20: Διαθέσιμες στρατηγικές αλλαγής σχέσεων κιβωτίου που μπορούν να ακολουθηθούν στο GT - POWER.

Από προηγούμενες διπλωματικές εργασίες [11], έχει επιλεγεί η στρατηγική αλλαγής σχέσεων συναρτήσει μόνο της ταχύτητας του οχήματος ανεξάρτητα από το φορτίο ή/και ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (Πίνακας 4.5).

Πίνακας 4.5: Ταχύτητες οχήματος κατά τις οποίες πραγματοποιούνται οι αλλαγές σχέσεως

	1 ^η Ταχύτητα	2 ^η Ταχύτητα	3 ^η Ταχύτητα	4 ^η Ταχύτητα	5 ^η Ταχύτητα
Ταχύτητα Οχήματος κατά το «ανέβασμα» (km/h)	-	30	60	90	105
Ταχύτητα Οχήματος κατά το «κατέβασμα» (km/h)	-	25	40	55	75

Στα πλαίσια αυτής της εργασίας, πραγματοποιούνται δύο προσομοιώσεις, μία κατά την οποία οι ταχύτητες του παραπάνω πίνακα μειώνονται κατά 8 km/h (early/short shifting) και μία όπου αυξάνονται κατά 8 km/h (late shifting), με στόχο την εύρεση καλύτερων (αποδοτικότερων) σημείων λειτουργίας του κινητήρα.

Κεφάλαιο 5 – Αποτελέσματα

5.1 Εισαγωγή

Όπως έχει αναφερθεί και πιο πάνω, ο σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη των εκπομπών CO₂ ενός κινητήρα Diesel ύστερα από την επίδραση διαφόρων τεχνικών μείωσης, και η σύγκρισή τους με τα αντίστοιχα μεγέθη του ίδιου μονοβάθμια στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel.

Όλα τα παραπάνω σενάρια συγκρίνονται κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης WLTC, που παρουσιάστηκε παραπάνω, και συγκεκριμένα, της Κλάσης 3-2 του WLTC που ισχύει στην Ευρωπαϊκή Ένωση. Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης κίνησης του οχήματος στον κύκλο αυτό, ο οποίος διαρκεί μισή ώρα (1800 sec), τα οποία αφορούν εκτός από τις εκπομπές CO₂ (που είναι το ζητούμενο) και τις επιδόσεις του κινητήρα.

Παράλληλα, για την καλύτερη κατανόηση των αποτελεσμάτων και κυρίως της ωφελιμότητας χρήσης των διαφόρων τεχνικών κατά τη διάρκεια κίνησης εντός πόλης, τα μεγέθη παρουσιάζονται επίσης και πιο αναλυτικά/διαχωρισμένα ως εντός και εκτός πόλης, του Κύκλου. Έτσι μπορούμε να εξάγουμε χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με την επίδραση της κάθε τεχνικής σε διαφορετικές φάσεις του Κύκλου. Σημειώνεται δε ότι σε όλα τα διαγράμματα που ακολουθούν, η πράσινη (ή μπλε, εάν συγκρίνονται περισσότερα από ένα σενάρια) καμπύλη αντιπροσωπεύει το όχημα με την εκάστοτε τεχνική, και η κόκκινη το συμβατικό όχημα (“Conventional Vehicle”).

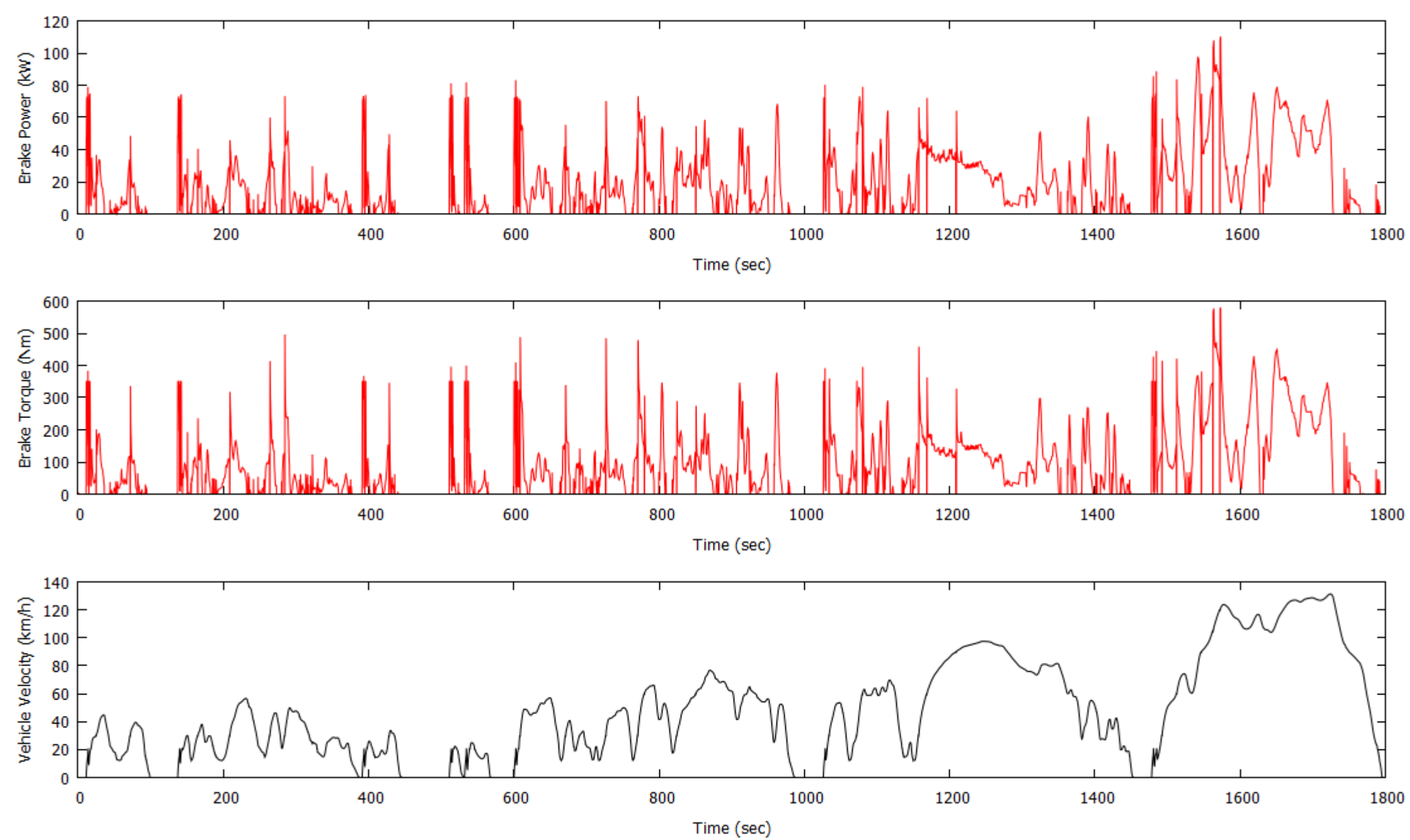
5.2 Επιδόσεις κινητήρα αναφοράς

Αρχικά, θα παρουσιαστούν ορισμένα διαγράμματα του συμβατικού οχήματος χωρίς κάποια από τις αλλαγές. Τα διαγράμματα αυτά (Σχήμα 5.1 έως Σχήμα 5.3) είναι:

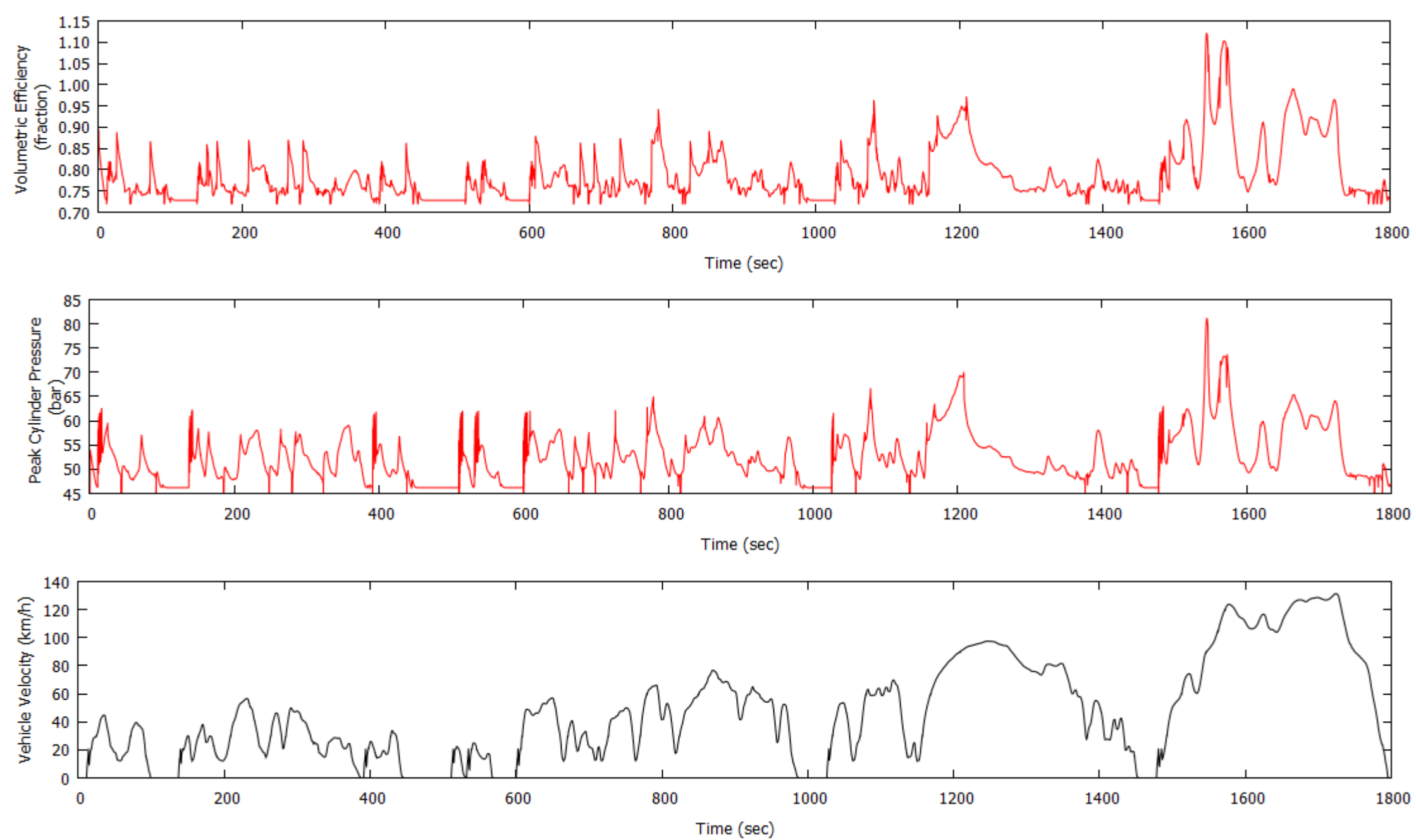
- Διάγραμμα ισχύος
- Διάγραμμα ροπής
- Διάγραμμα ογκομετρικού βαθμού απόδοσης

- Διάγραμμα μέγιστης πίεσης κυλίνδρου
- Διάγραμμα λόγου πίεσης συμπίεστή
- Διάγραμμα λόγου ισοδυναμίας αέρα – καυσίμου (λ_a)
- Διάγραμμα ειδικής κατανάλωσης καυσίμου

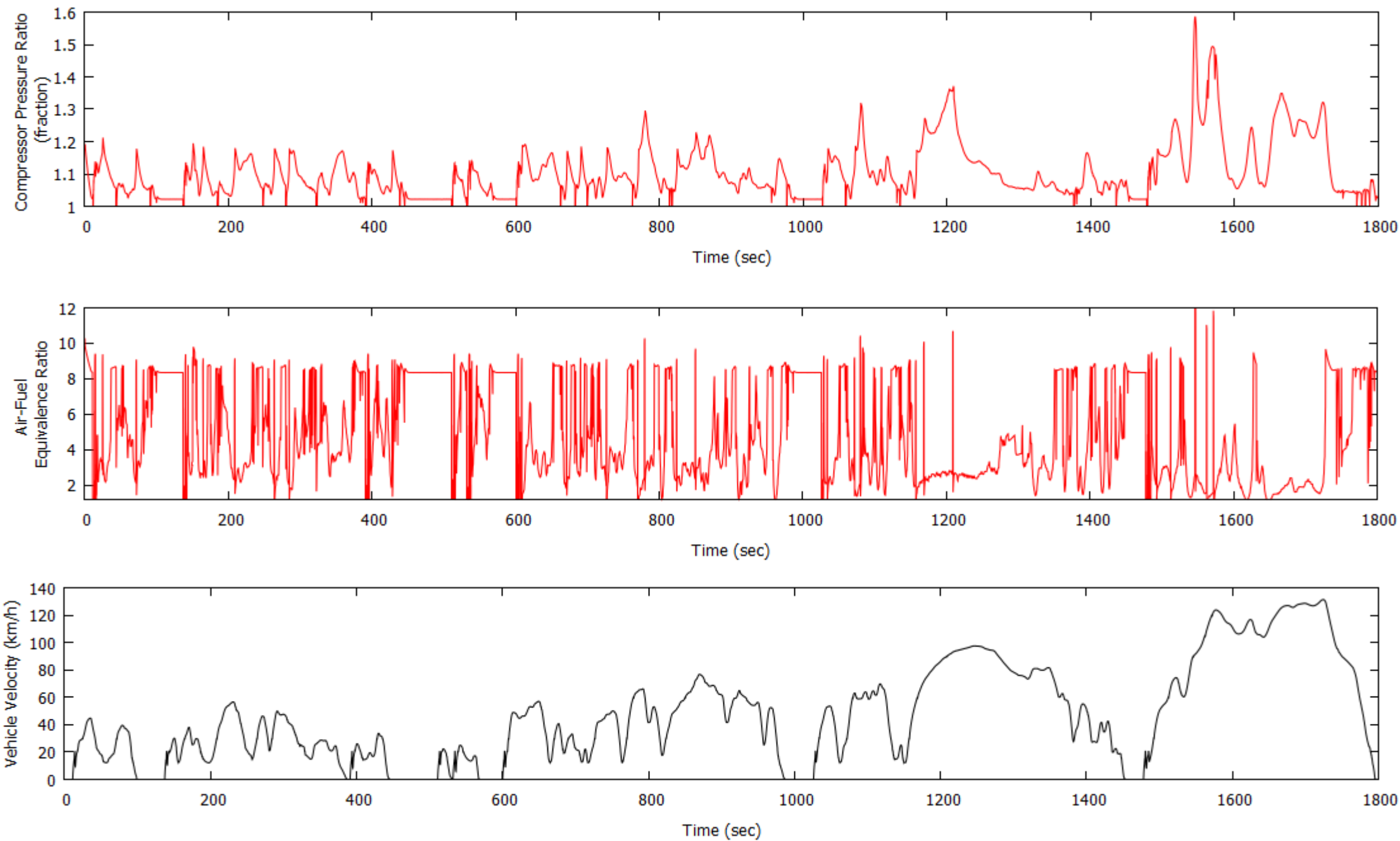
Τα παρακάτω διαγράμματα θα χρησιμοποιηθούν και για σύγκριση των παραπάνω μεγεθών στο μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων (εισαγωγής και εξαγωγής), εκεί που αλλάζουν στοιχειώδη χαρακτηριστικά του κινητήρα και εκτός της μεταβολής στη κατανάλωση καυσίμου, κρίνεται σκόπιμο να παρατηρηθούν και όποιες μεταβολές προκύπτουν.



Σχήμα 5.1: Διάγραμμα ισχύος και ροπής κινητήρα κατά τη διάρκεια του Παγκόσμιου Κύκλου WLTC



Σχήμα 5.2: Διάγραμμα ογκομετρικού βαθμού απόδοσης και μέγιστης πίεσης κυλίνδρου κατά τη διάρκεια του Παγκόσμιου Κύκλου WLTC



Σχήμα 5.3: Διάγραμμα λόγου πίεσης συμπιεστή και λόγου ισοδυναμίας αέρα καυσαερίου κατά τη διάρκεια του Παγκόσμιου Κύκλου WLTC

Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα, είναι εμφανές ότι ο κινητήρας μας δεν αξιοποιείται πλήρως από το όχημα και τις συνθήκες που του επιβάλλονται. Ο κινητήρας λειτουργεί σε χαμηλά και μεσαία φορτία (μέσο φορτίο κατά τη διάρκεια του Παγκόσμιου Κύκλου Πόλης είναι $\cong 17\%$), γεγονός το οποίο αποδίδεται στον μεγάλο κυβισμό του. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τις χαμηλές πιέσεις (κυλίνδρου, συμπιεστή) αλλά και τον χαμηλό ογκομετρικό βαθμό απόδοσης.

5.3 Κατανάλωση και εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα διαγράμματα για την κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα και τις εκπομπές CO_2 για κάθε μία εξεταζόμενη περίπτωση κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC, πάντα σε σύγκριση με το όχημα αναφοράς. Εκτός από τα διαγράμματα, οι διαφορές ποσοτικοποιούνται και σε πίνακες.

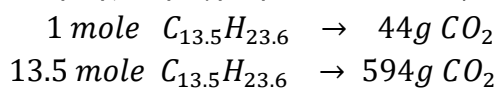
Συγκεκριμένα, η εξαγωγή «μέσων» τιμών CO_2 γίνεται από την επεξεργασία του δεδομένων της κατανάλωσης καυσίμου. Από προηγούμενες διπλωματικές [12], στο GT-POWER έχει οριστεί καύσιμο Diesel με χημικό τύπο $C_{13.5}H_{23.6}$. Το καύσιμο αυτό έχει μοριακό βάρος (M_r):

$$M_r = 13.5 \cdot A_{r,C} + 23.6 \cdot A_{r,H} \quad (5.1)$$

προκύπτει:

$$M_r = 185.828 \frac{g}{mol}$$

Επομένως, με βάση της ανάλυση της παραγράφου 1.5.3, έχουμε ότι:



Προκύπτει:

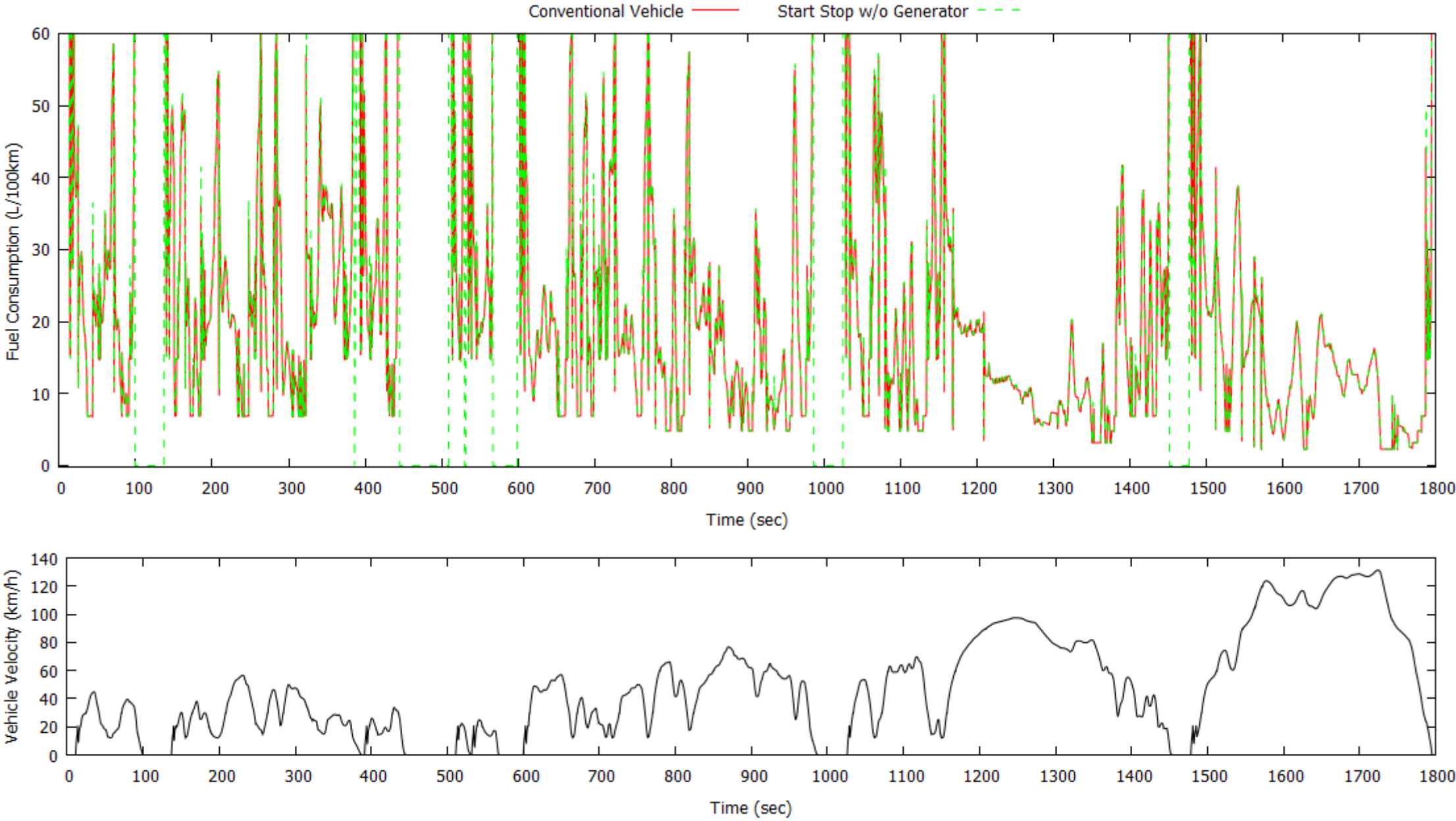
$$\begin{aligned} 185.82869g \text{ καυσίμου} &\rightarrow 594g CO_2 \\ 1g \text{ καυσίμου} &\rightarrow 3.19649g CO_2 \end{aligned}$$

Για $\rho = 830 \text{ kg/m}^3$, και κατανάλωση καυσίμου σε $L/100km$ εν τέλει παίρνουμε τις εκπομπές CO_2 σε g/km :

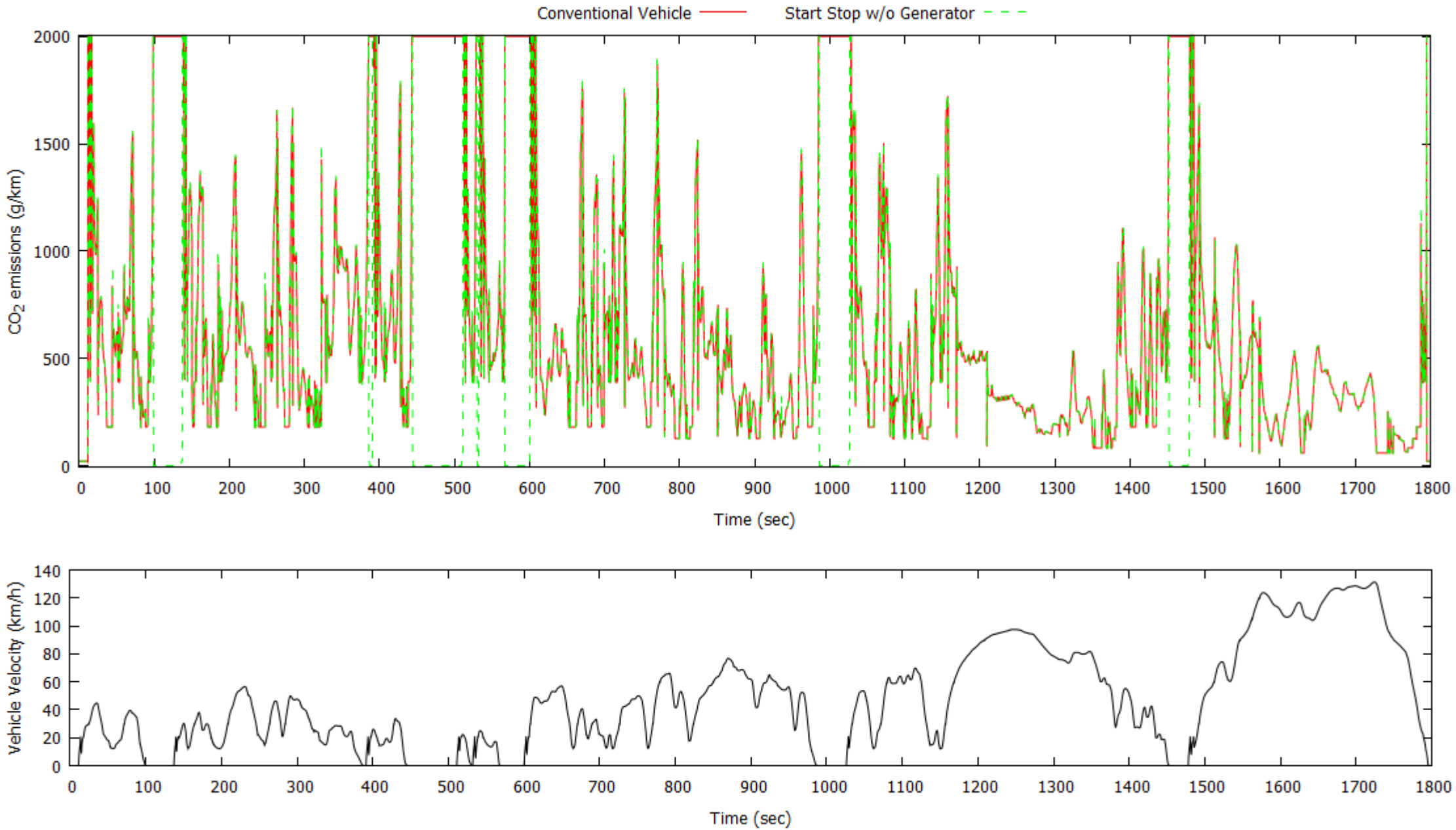
$$CO_2 \left(\frac{g}{km} \right) = (Fuel\ Consumption) \cdot 26.53 \quad (5.2)$$

5.3.1 Σύστημα start-stop χωρίς γεννήτρια

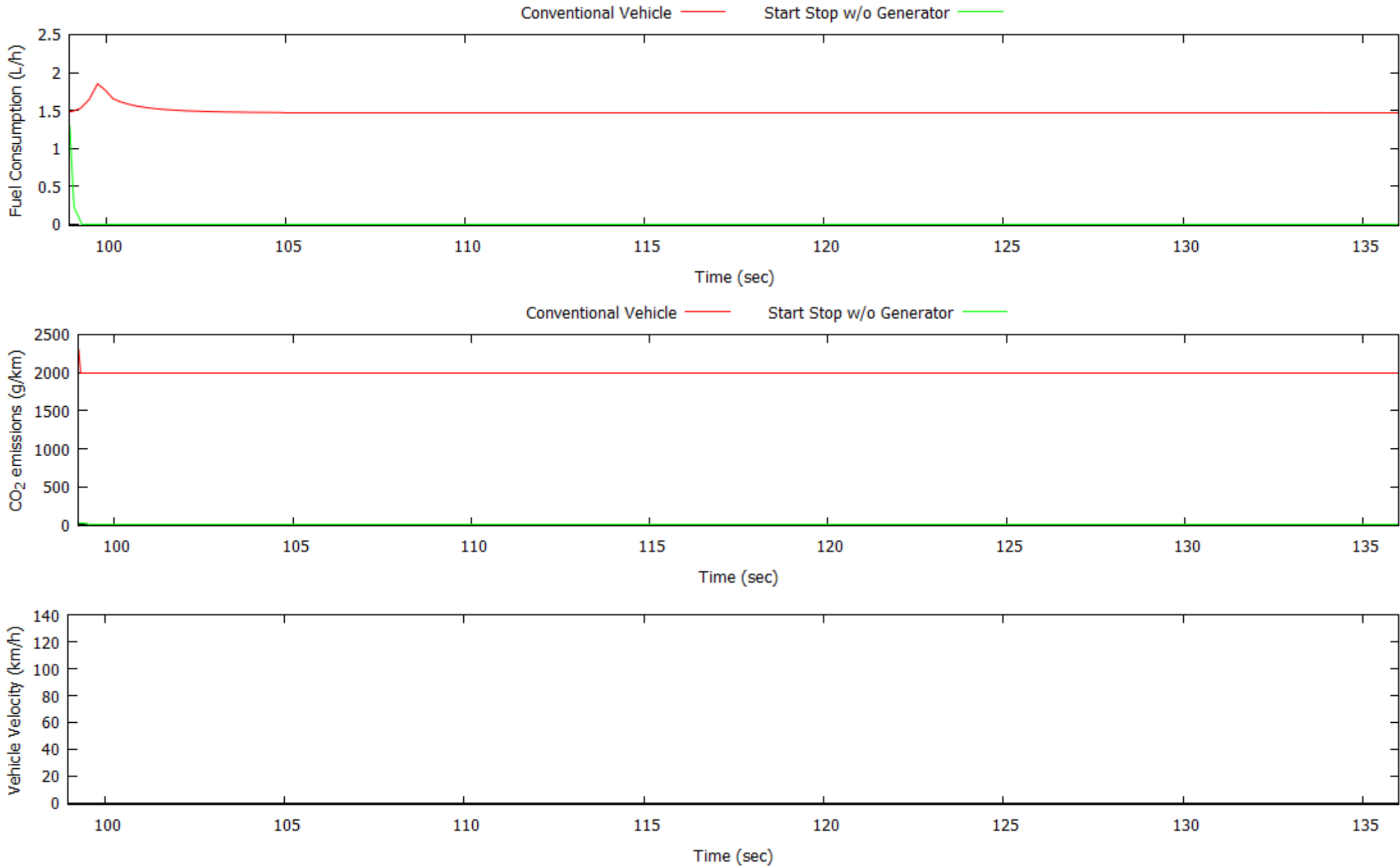
Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα διαγράμματα (Σχήμα 5.4 έως 5.6) για το μοντέλο συστήματος start-stop χωρίς γεννήτρια. Σε αυτά διακρίνονται η κατανάλωση καυσίμου και εκπομπές CO₂ καθ' όλη τη διάρκεια του Παγκόσμιου Κύκλου WLTC αλλά και κατά το ενδιαφέρον κομμάτι του μοντέλου αυτού, αυτό της ακινητοποίησης (ενδεικτικά κατά τη πρώτη ακινητοποίηση που πραγματοποιείται από το 99ο έως το 136ο δευτερόλεπτο του Κύκλου).



Σχήμα 5.4: Κατανάλωση καυσίμου για το μοντέλο start-stop δίχως γεννήτρια κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC



Σχήμα 5.5: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο start-stop δίχως γεννήτρια κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC



Σχήμα 5.6: Κατανάλωση καυσίμου και εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο start-stop δίχως γεννήτρια με έμφαση στη πρώτη ακινητοποίηση (99-136 sec) του οχήματος.

Τα παραπάνω διαγράμματα δίνουν μία πρώτη εικόνα του συστήματος start-stop χωρίς χρήση γεννήτριας. Παρ' όλα αυτά οι καμπύλες δεν είναι πολύ ευδιάκριτες, γι' αυτό και έγινε υπολογισμός της ποσοστιαίας διαφοράς. Η ποσοστιαία μεταβολή της κατανάλωσης του οχήματος και εκπομπών CO₂ φαίνεται στους πίνακες 5.1 και 5.2 αντίστοιχα:

Πίνακας 5.1: Μεταβολή της κατανάλωσης καυσίμου κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο με σύστημα start stop δίχως γεννήτρια

Κατανάλωση καυσίμου (l/100km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
Συμβατικό όχημα	22.15	13.57	16.48
Start Stop χωρίς γεννήτρια	21.05	13.52	16.08
Απόλυτη μεταβολή	1.10	0.05	0.41
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	4.97	0.36	2.47

Πίνακας 5.2: Μεταβολή των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο με σύστημα start stop δίχως γεννήτρια

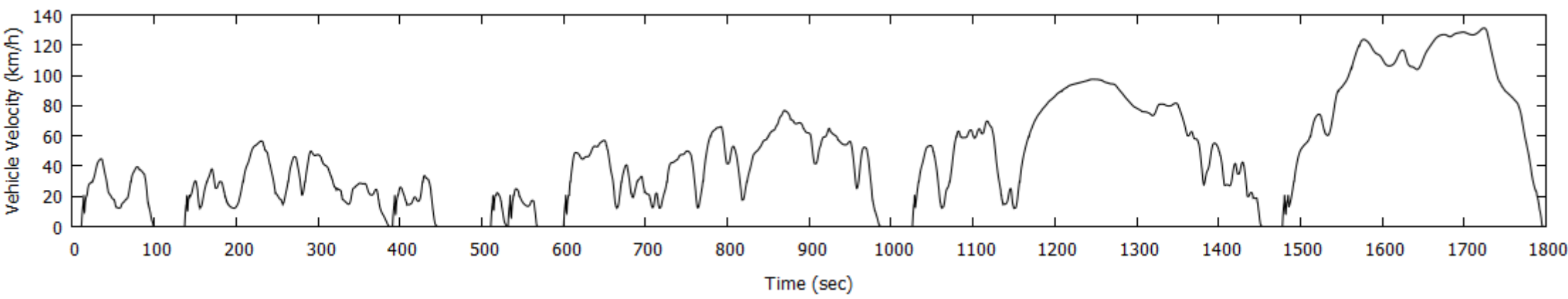
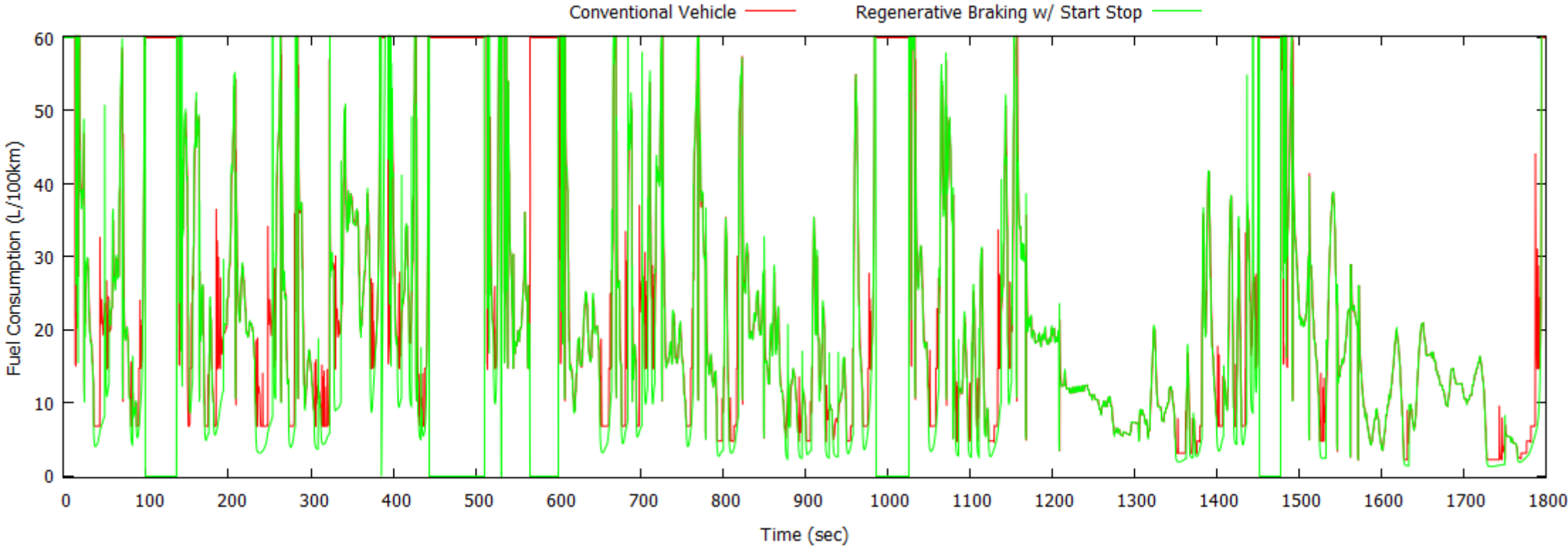
Εκπομπές CO ₂ (g/km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
Συμβατικό όχημα	587.72	360.01	437.32
Start Stop χωρίς γεννήτρια	558.51	358.72	426.51
Απόλυτη μεταβολή	29.21	1.29	10.80
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	4.97	0.36	2.47

Όπως είναι αναμενόμενο, η κατανάλωση του οχήματος μειώνεται σημαντικά στο εντός πόλης τμήμα, εκεί όπου πραγματοποιούνται τα 217 από τα 242 συνολικά δευτερόλεπτα όπου το όχημα διατηρείται με τον κινητήρα απενεργοποιημένο.

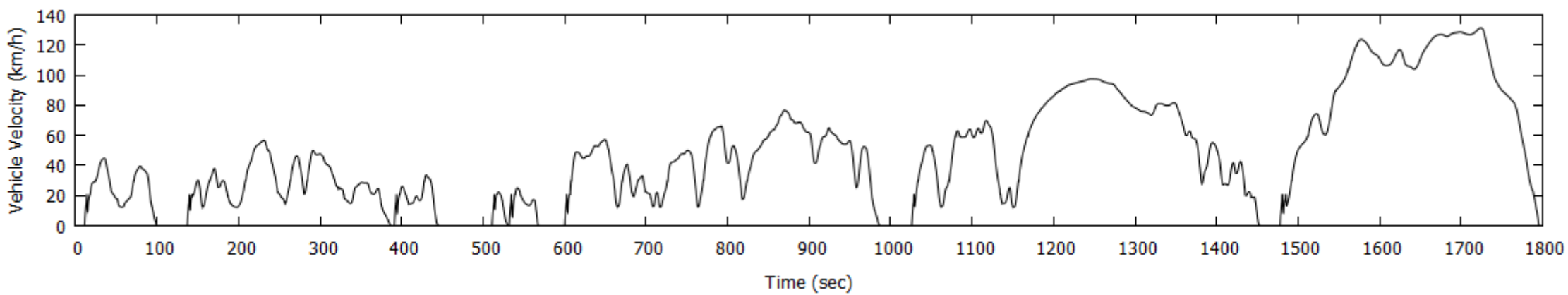
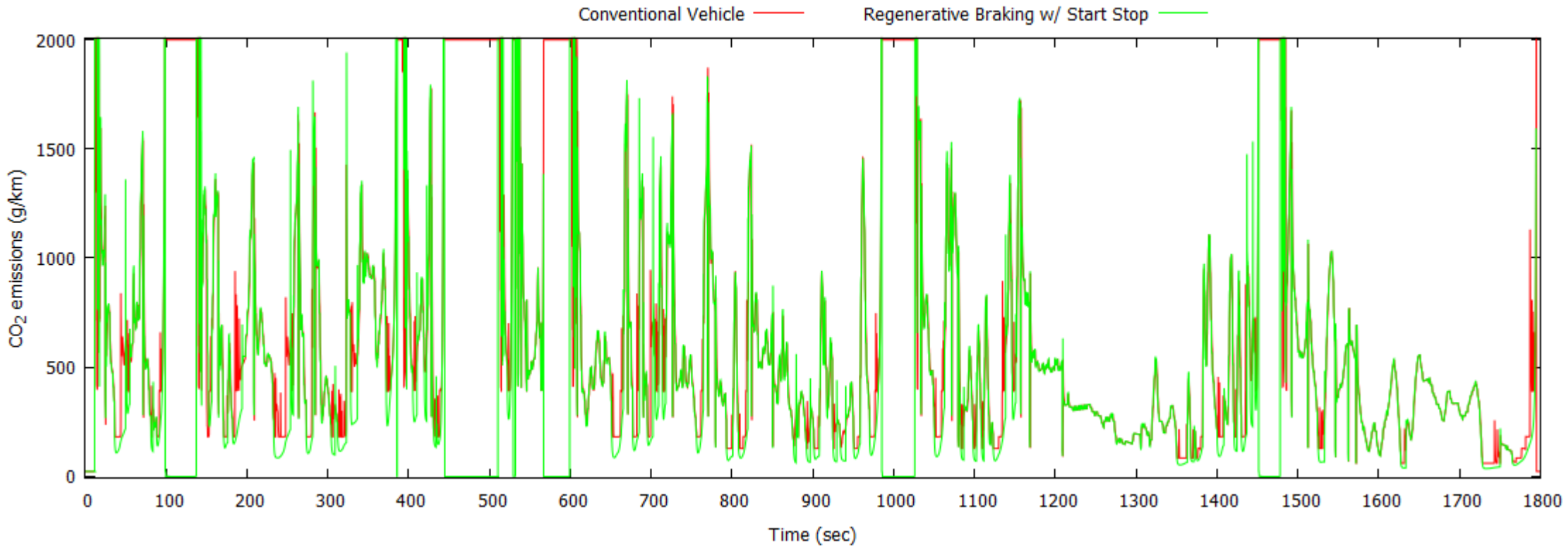
Στον Παγκόσμιο Κύκλο Πόλης WLTC3, έχουμε συνολικά 7 στάσεις συνολικής διάρκειας 242 δευτερολέπτων, κάτι που αντιστοιχεί σε 13.4% της διάρκειας του Κύκλου. Σε περιπτώσεις με πολύ έντονες κυκλοφοριακές συνθήκες το σύστημα απενεργοποίησης του κινητήρα μπορεί να έχει ακόμα μεγαλύτερη επίδραση στη κατανάλωση του οχήματος και κατ' επέκταση στις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα.

5.3.2 Αναγεννητική πέδηση με σύστημα start-stop

Στη συνέχεια, στα Σχήματα 5.7 και 5.8 παρουσιάζεται η κατανάλωση καυσίμου και οι εκπομπές CO₂ για το μοντέλο αναγεννητικής πέδησης με σύστημα start-stop. Επιπρόσθετα, στο Σχήμα 5.9 παρατηρούμε τη αύξηση της -ποσοστιαίας- στάθμης της μπαταρίας κατά τη διάρκεια του Κύκλου που οφείλεται από την επίδραση της αναγεννητικής πέδησης.



Σχήμα 5.7: Κατανάλωση καυσίμου για το μοντέλο αναγεννητικής πέδησης με σύστημα start-stop κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC



Σχήμα 5.8: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο αναγεννητικής πέδησης με σύστημα start-stop κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC

Όπως και στα αποτελέσματα του συστήματος start-stop, η ποσοστιαία μεταβολή της κατανάλωσης του οχήματος και εκπομπών CO₂ φαίνεται στους Πίνακες 5.3 και 5.4 αντίστοιχα:

Πίνακας 5.3: Μεταβολή της κατανάλωσης καυσίμου κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο με αναγεννητική πέδηση με σύστημα start-stop

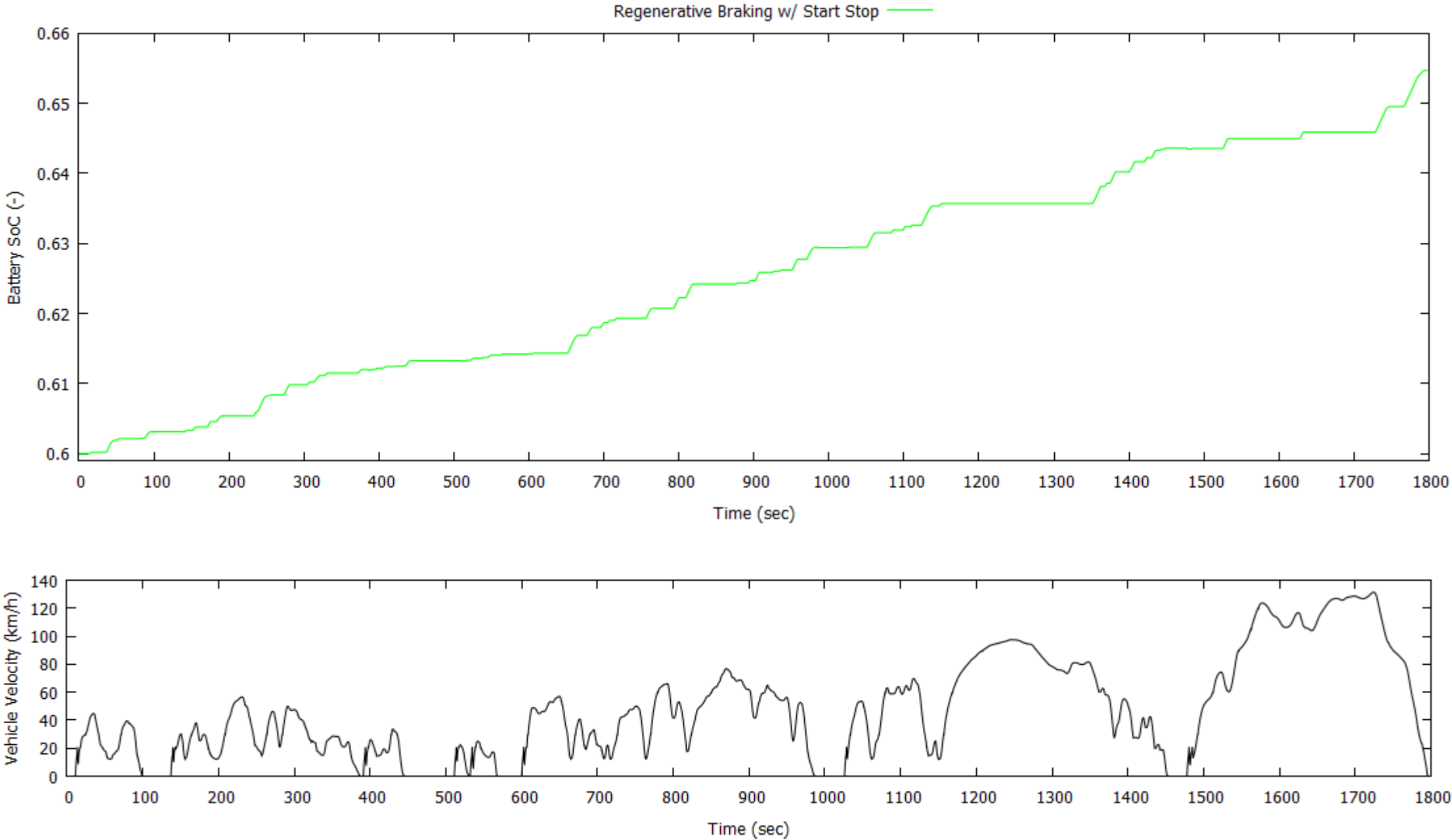
Κατανάλωση καυσίμου (l/100km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
Συμβατικό όχημα	22.15	13.57	16.48
Αναγεννητική πέδηση με start stop	20.28	13.15	15.64
Απόλυτη μεταβολή	1.87	0.43	0.85
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	8.44	3.13	5.14

Πίνακας 5.4: Μεταβολή των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο με αναγεννητική πέδηση με σύστημα start-stop

Εκπομπές CO ₂ (g/km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
Συμβατικό όχημα	587.73	360.01	437.32
Αναγεννητική πέδηση με start stop	538.12	348.74	414.85
Απόλυτη μεταβολή	49.61	11.28	22.47
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	8.44	3.13	5.14

Από τα παραπάνω αποτελέσματα, ενδιαφέρον προκαλεί η μεγαλύτερη μείωση στις εκπομπές CO₂ (προφανώς και στην κατανάλωση καυσίμου) συγκριτικά με το μοντέλο που περιλαμβάνει μόνο το σύστημα start-stop. Με μία προσεκτική παρατήρηση των διαγραμμάτων της κατανάλωσης καυσίμου και της ταχύτητας του οχήματος, παρατηρούμε ότι το πρόσθετο όφελος στο μοντέλο της αναγεννητικής πέδησης προκύπτει **κατά τις επιβραδύνσεις του οχήματος**. Επομένως, υπάρχει προφανώς κάποια αιτία που δημιουργεί το επιπλέον όφελος οικονομίας καυσίμου. Ανατρέχοντας στο μοντέλο, έχει χρησιμοποιηθεί ένα sub-assembly που αφορά τον έλεγχο του συμπλέκτη του μοντέλου αυτού. Αυτό είναι απαραίτητο για να εκμεταλλευόμαστε όσο το δυνατόν περισσότερο την πέδηση με τον ηλεκτροκινητήρα, ελαχιστοποιώντας τη χρήση φρένων τριβής. Κατά την επιβράδυνση, ο εικονικός οδηγός πατάει τον συμπλέκτη πλήρως, έτσι η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα πέφτει σε αυτή της άφορτης λειτουργίας. Αυτό με τη σειρά του έχει ως αποτέλεσμα το

αντικείμενο που ελέγχει τη ποσότητα του καυσίμου που θα εγχυθεί στους κυλίνδρους, να «καταλαβαίνει» ότι το όχημα είναι σε κατάσταση με στροφές κινητήρα $N \cong 950 \text{ rpm}$ και 0% φορτίο (δηλ. ρελαντί), εγχύοντας πολύ λιγότερο καύσιμο.



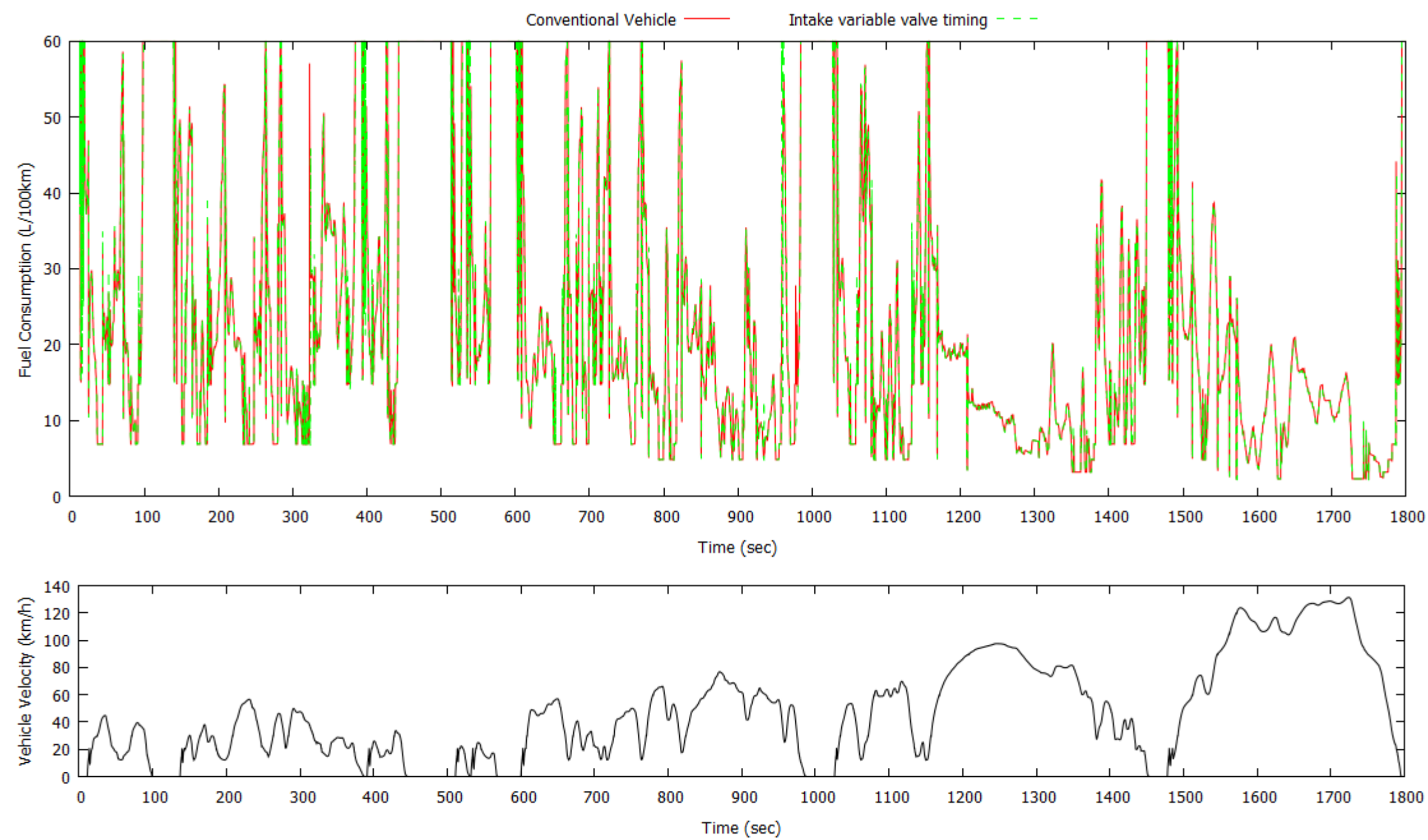
Σχήμα 5.9: Στάθμη μπαταρίας κατά την ανάκτηση ενέργειας για το μοντέλο αναγεννητικής πέδησης κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC

Το επόμενο κομμάτι που παρουσιάζει ενδιαφέρον είναι στην ανάκτηση ενέργειας που έγινε κατά τη διάρκεια του Κύκλου. Η ενέργεια αυτή στο μοντέλο μας απλά αποθηκεύεται στη μπαταρία και χρησιμοποιείται μόνο για το σύστημα start-stop, καθώς η ηλεκτρική κατανάλωση του υπόλοιπου μοντέλου είναι μηδενική. Βέβαια, στην πραγματικότητα, αυτή θα μπορούσε να χρησιμοποιείται για μικρές εσωτερικές καταναλώσεις όπως π.χ. φωτισμός καμπίνας, ηχοσύστημα κλπ.

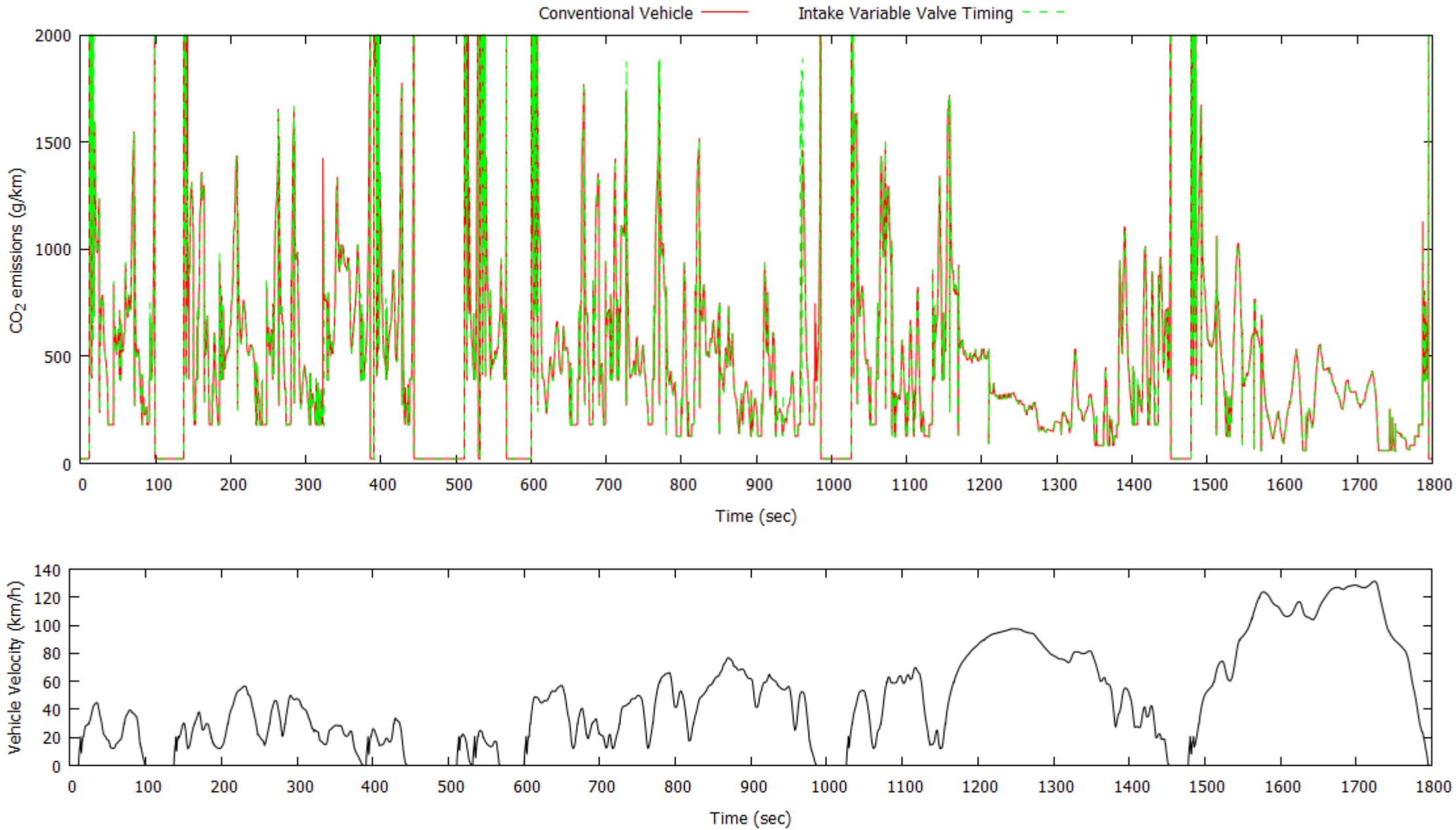
Από το Σχήμα 5.9 παρατηρείται ότι για μπαταρία χωρητικότητας 70 Ah που χρησιμοποιήθηκε στο μοντέλο, γίνεται ανάκτηση 5.47% αυτής της χωρητικότητας, δηλαδή περίπου 3.829 Ah.

5.3.3 Μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων

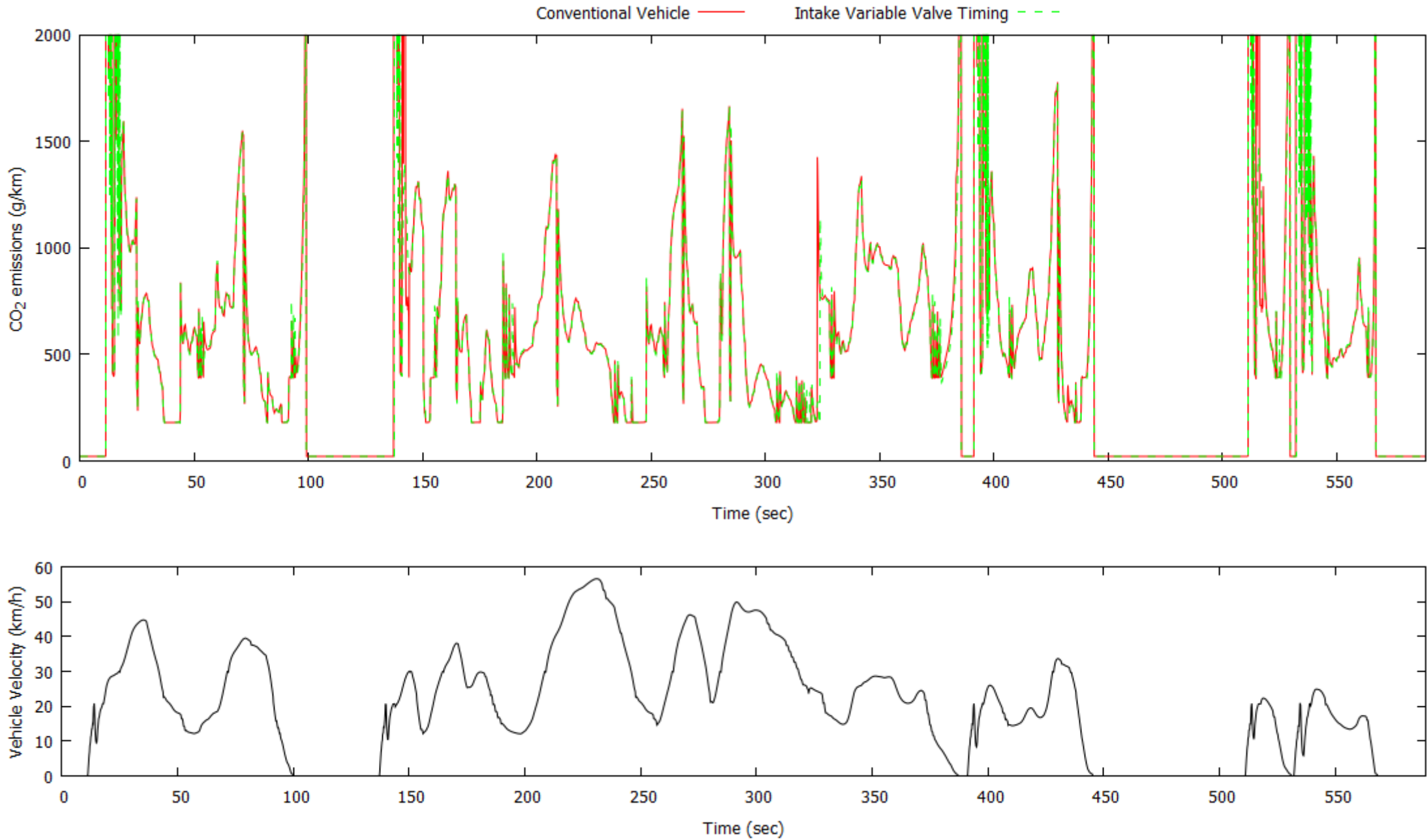
Τα αποτελέσματα του μοντέλου μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων (εισαγωγής και εξαγωγής) παρουσιάζονται **εκτενώς** στα Σχήματα 5.10 έως 5.21. Ο λόγος για τον οποίο γίνεται αυτό είναι ότι σε αυτή τη τεχνική επιδρούμε στον κινητήρα τροποποιώντας ορισμένα θεμελιώδη χαρακτηριστικά του (γωνία ανοίγματος/κλεισίματος βαλβίδας, διάρκεια σε °) και όχι στο όχημα γενικότερα. Επομένως υπάρχει αυξημένο ενδιαφέρον στο πως συμπεριφέρεται η κατανάλωση και οι εκπομπές CO₂ αυτού του μοντέλου σε όλες τις φάσεις του Κύκλου.



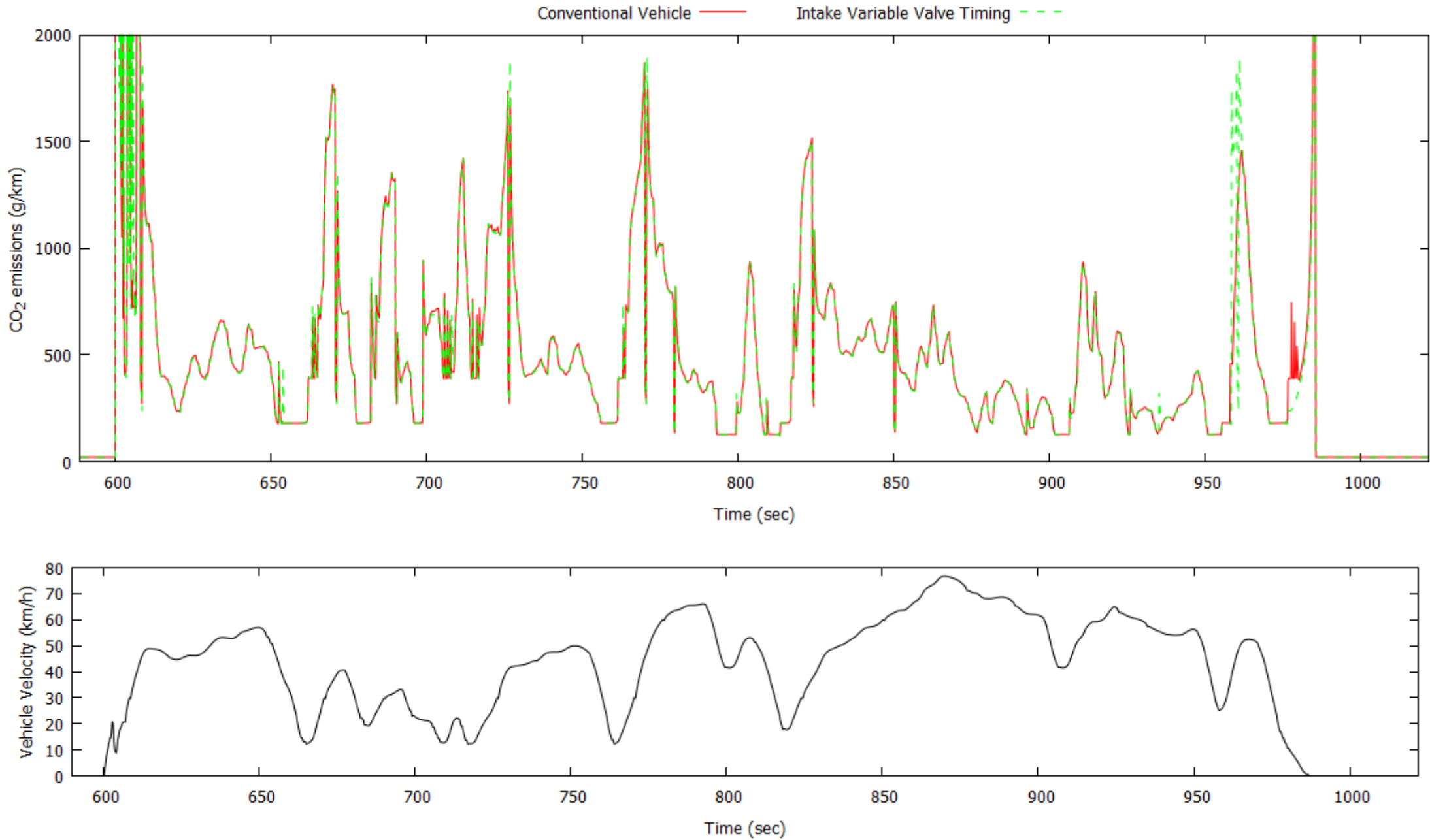
Σχήμα 5.10: Κατανάλωση καυσίμου για το μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εισαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC.



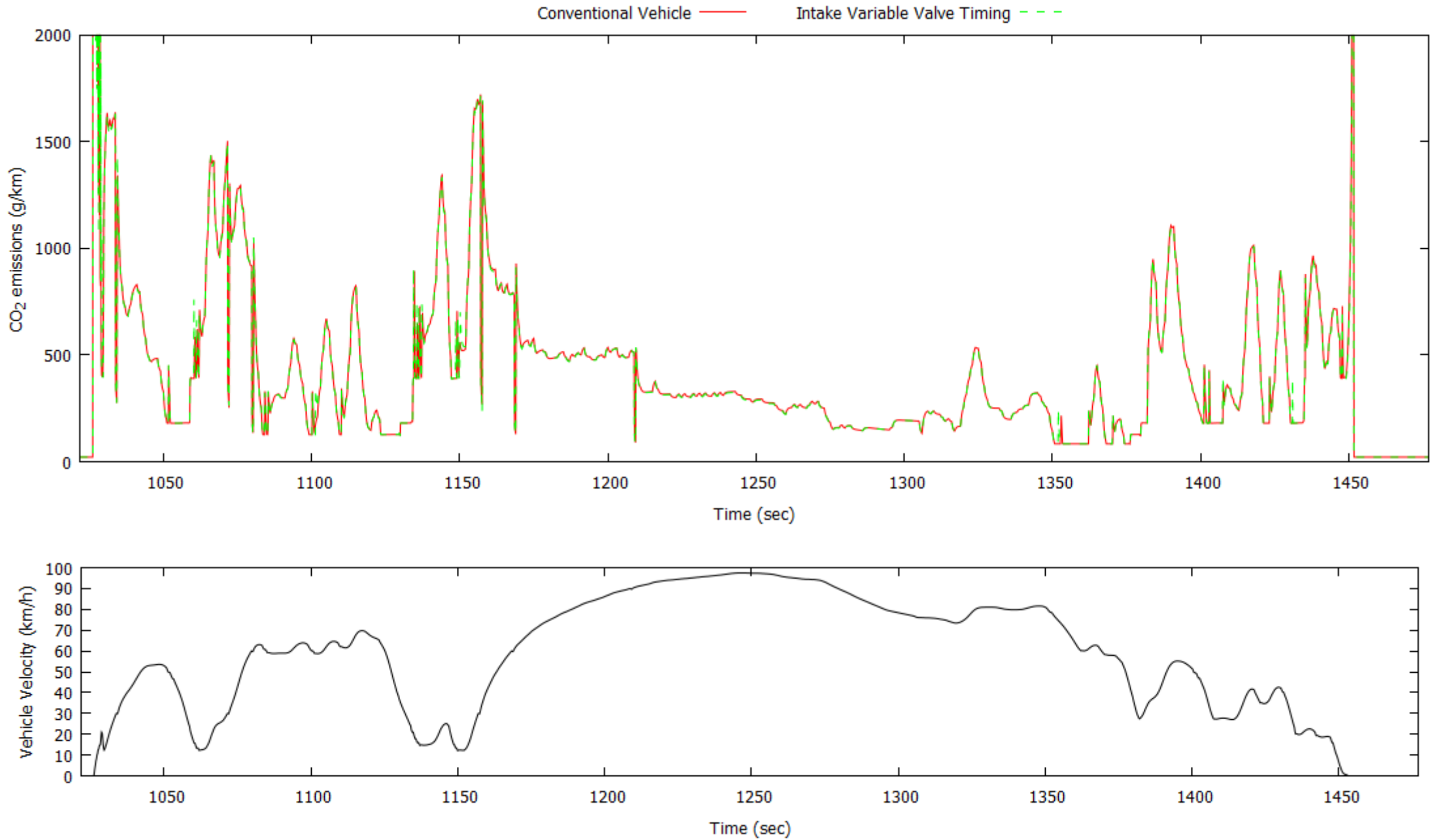
Σχήμα 5.11: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εισαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC.



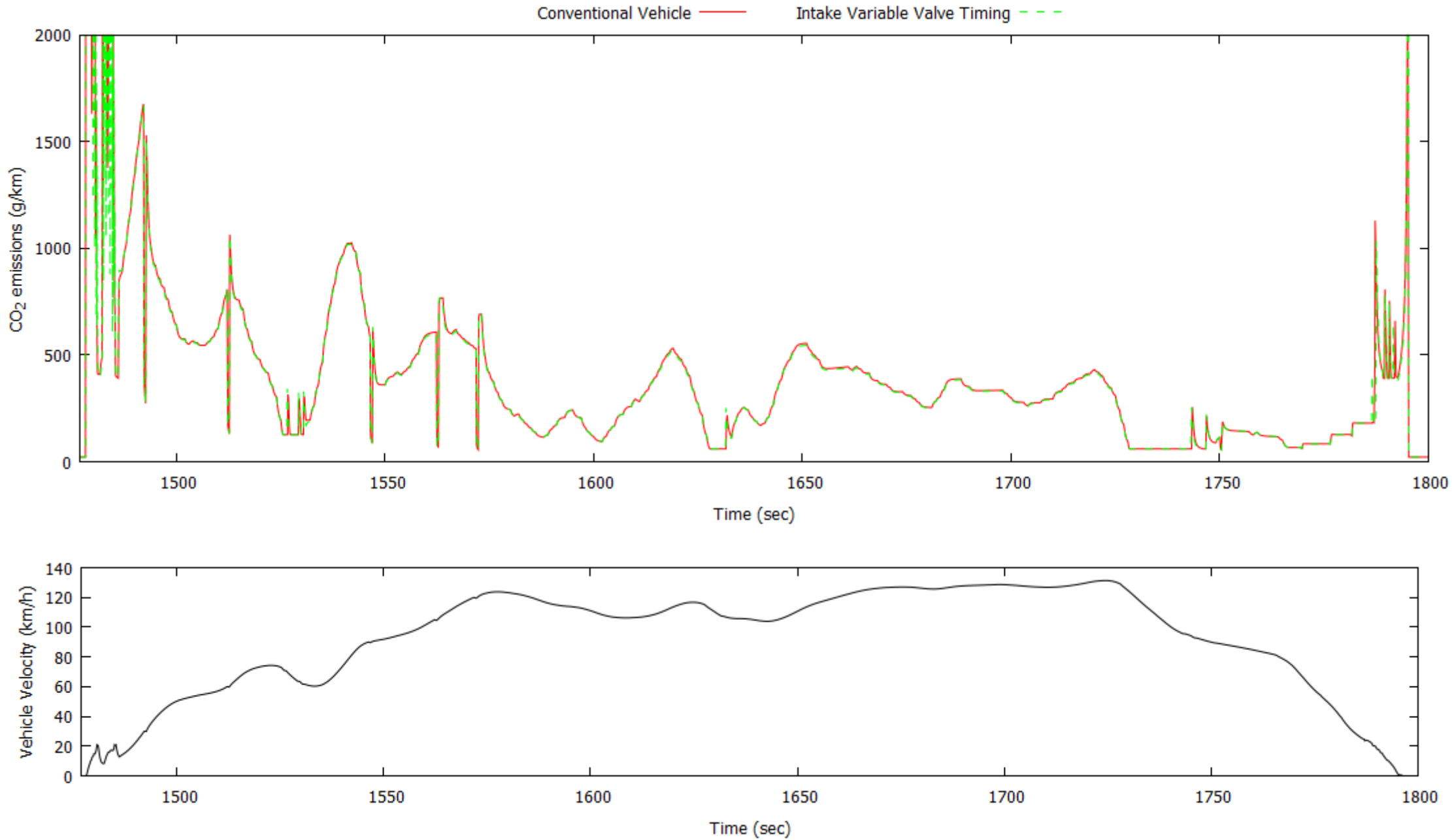
Σχήμα 5.12: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εισαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC με έμφαση στη χαμηλή του φάση



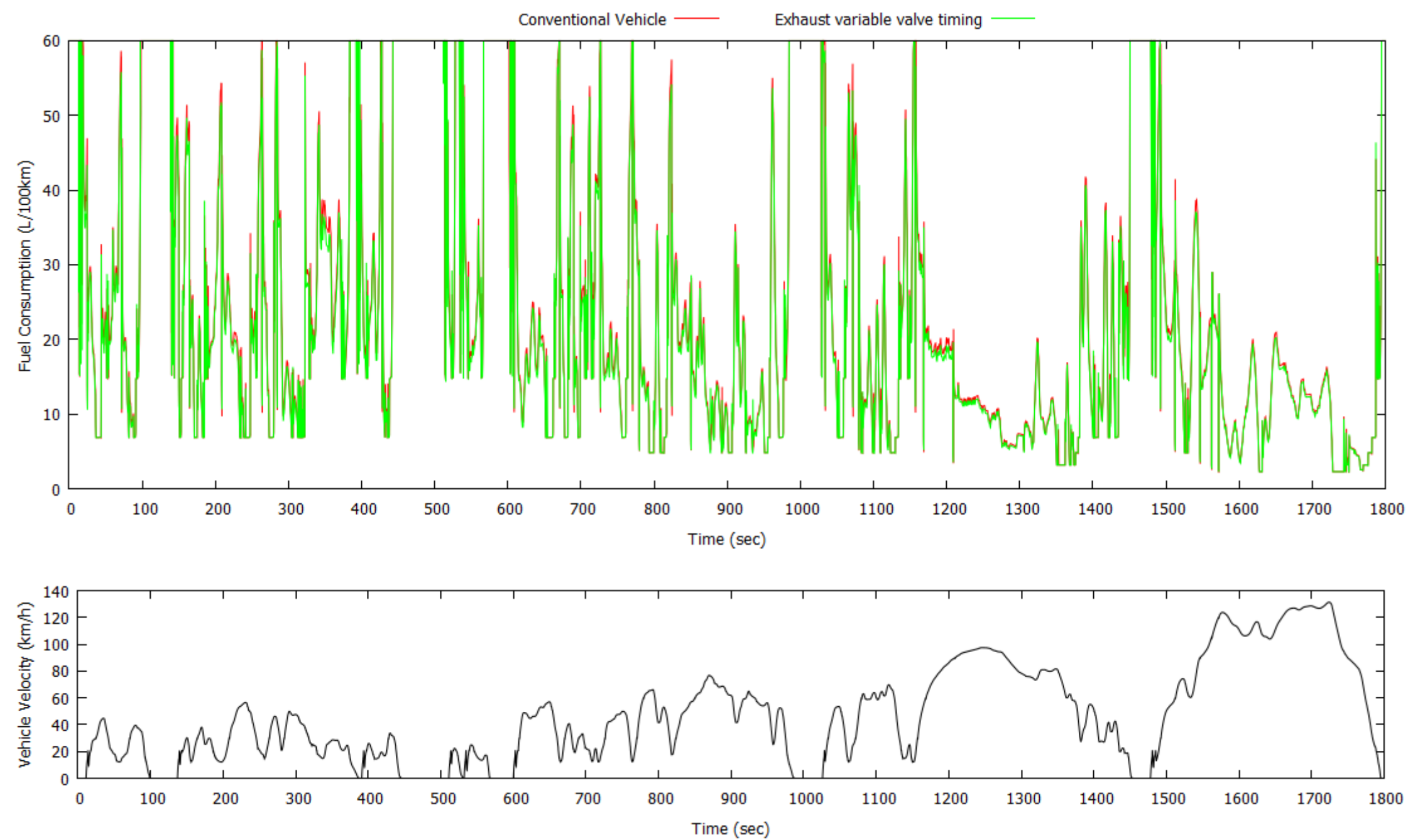
Σχήμα 5.13: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εισαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC με έμφαση στη μεσαία του φάση



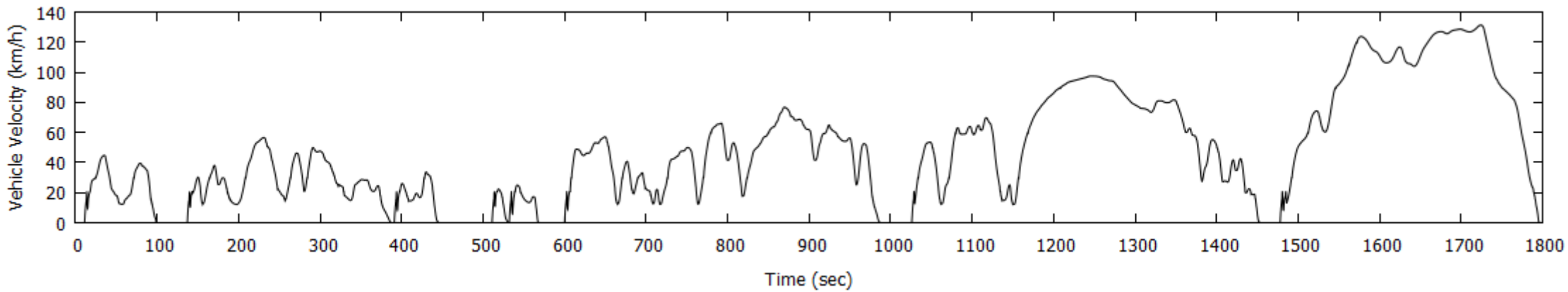
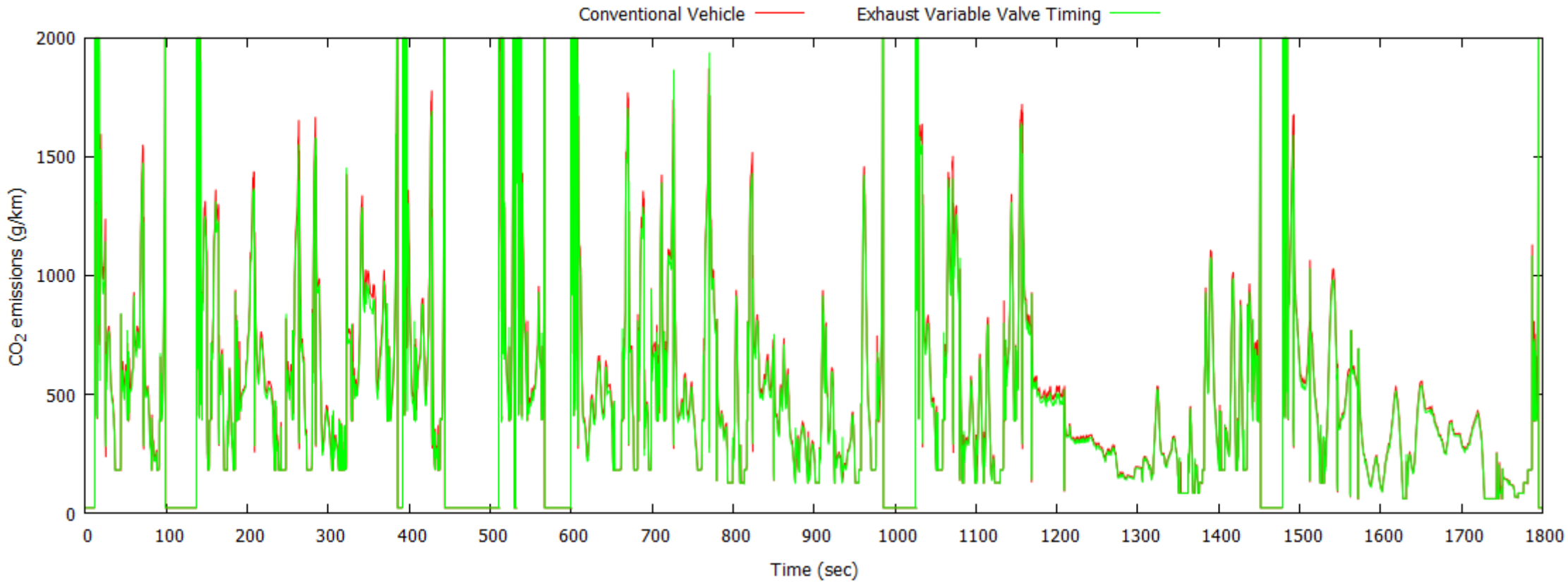
Σχήμα 5.14: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εισαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC με έμφαση στην υψηλή του φάση



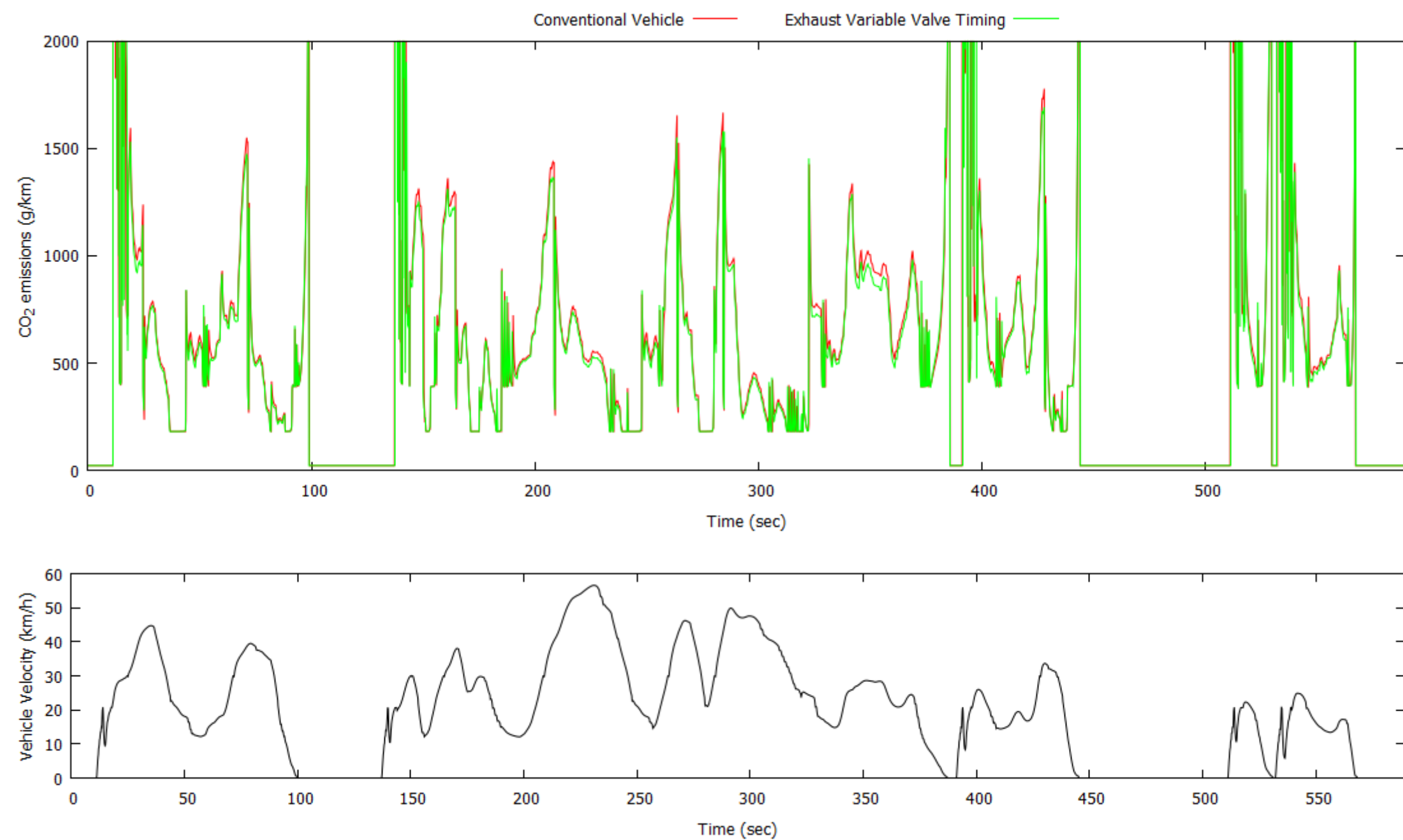
Σχήμα 5.15: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εισαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC με έμφαση στην υπερυψηλή του φάση



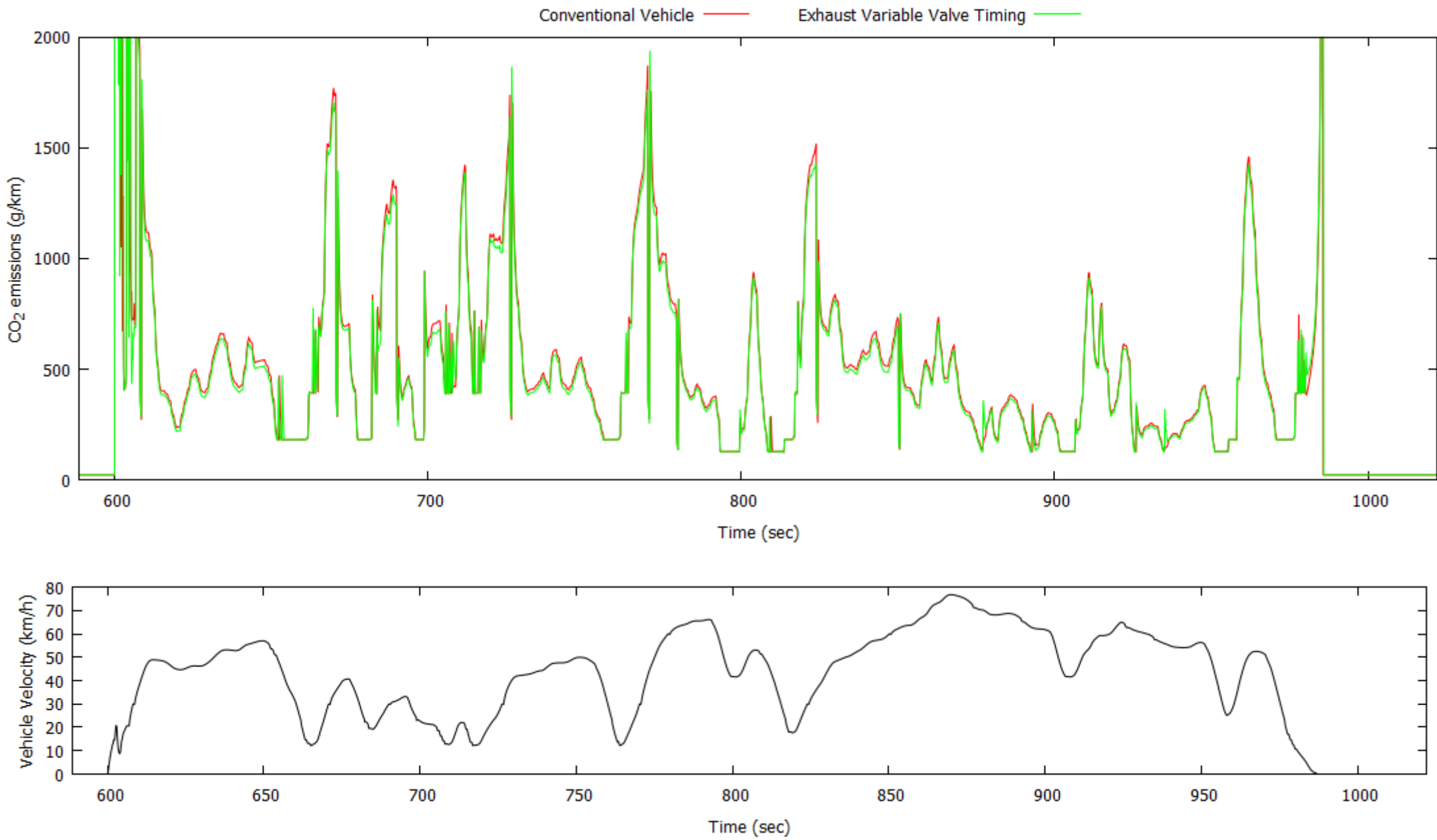
Σχήμα 5.16: Κατανάλωση καυσίμου για το μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εξαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC



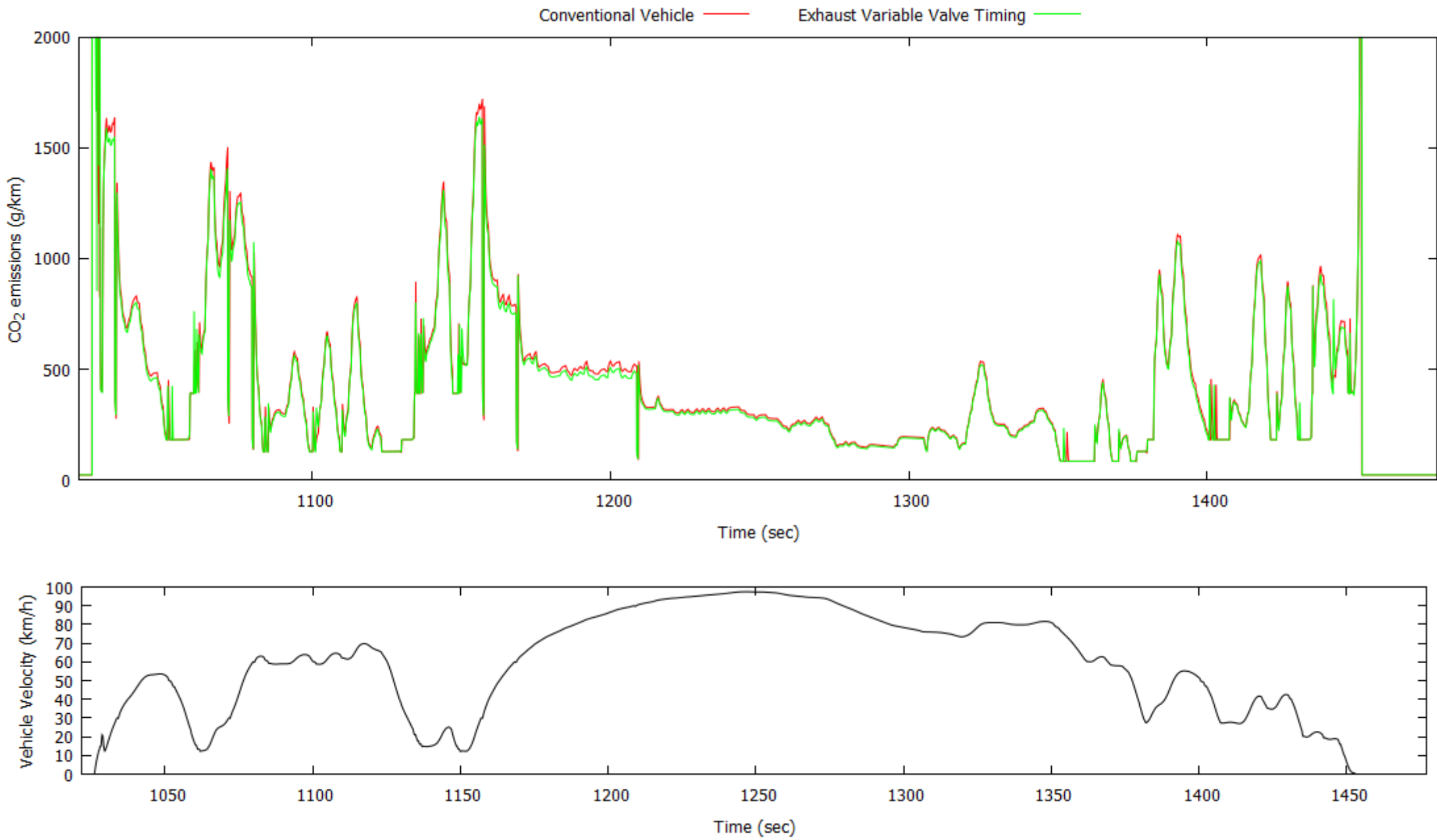
Σχήμα 5.17: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εξαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC



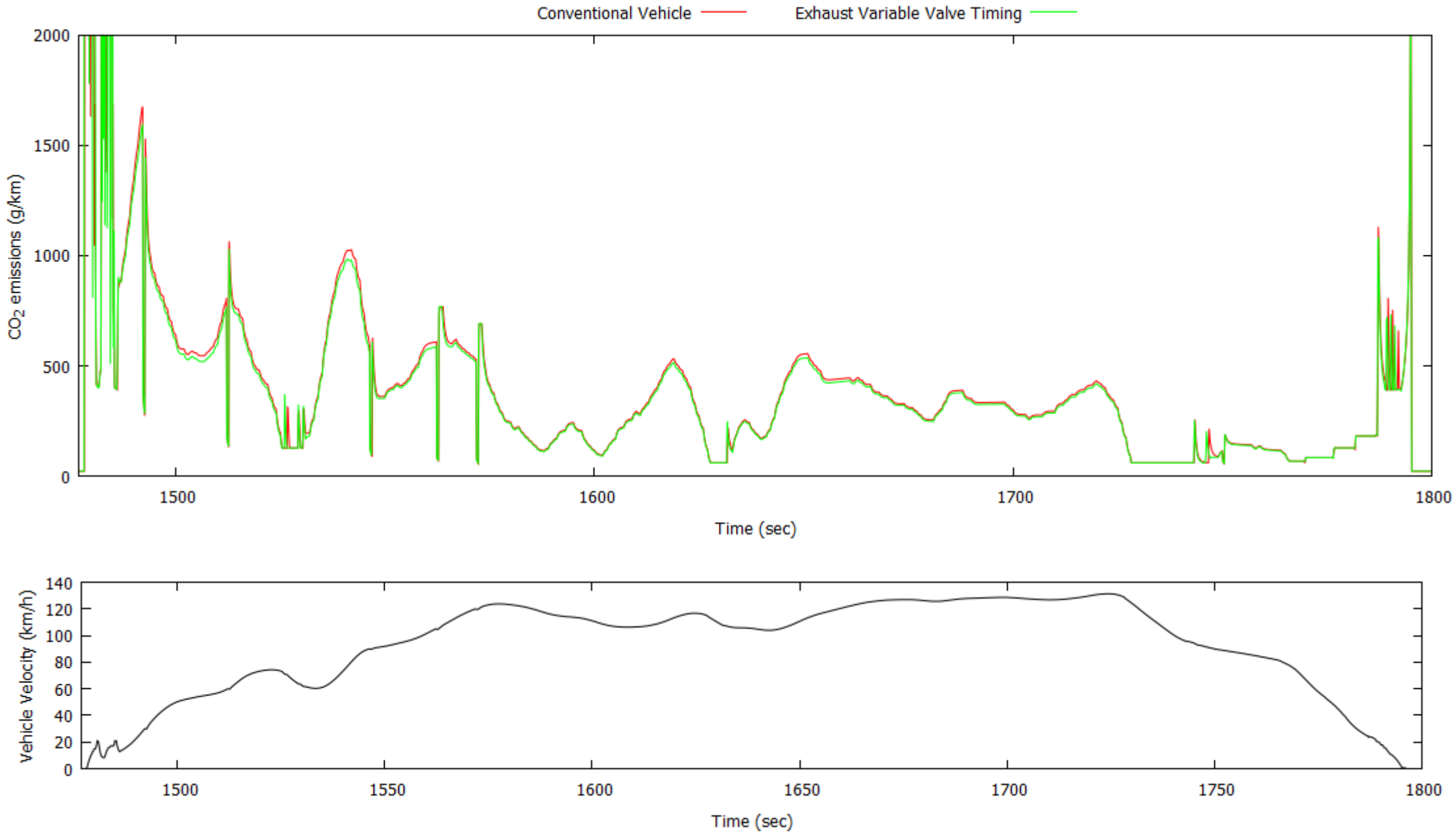
Σχήμα 5.18: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εξαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC με έμφαση στη χαμηλή του φάση



Σχήμα 5.19: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εξαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC με έμφαση στη μεσαία του φάση



Σχήμα 5.20: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εξαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC με έμφαση στην υψηλή του φάση



Σχήμα 5.21: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εξαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC με έμφαση στην υπερυψηλή του φάση

Ενώ οι ποσοστιαίες διαφορές παρουσιάζονται στους Πίνακες 5.5 έως 5.8:

Πίνακας 5.5: Μεταβολή της κατανάλωσης καυσίμου κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο με μεταβλητό χρονισμό βαλβίδων εισαγωγής

Κατανάλωση καυσίμου (l/100km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
Συμβατικό Όχημα	22.15	13.57	16.48
Μεταβλητός Χρονισμός Βαλβίδων Εισαγωγής	21.90	13.47	16.33
Απόλυτη μεταβολή	0.26	0.10	0.16
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	1.18	0.76	0.96

Πίνακας 5.6: Μεταβολή των εκπομπών διοξειδίου κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο με μεταβλητό χρονισμό βαλβίδων εισαγωγής

Εκπομπές CO ₂ (g/km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
Συμβατικό Όχημα	587.73	360.01	437.32
Μεταβλητός Χρονισμός Βαλβίδων Εισαγωγής	580.80	357.28	433.12
Απόλυτη μεταβολή	6.93	2.73	4.20
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	1.18	0.76	0.96

Πίνακας 5.7: Μεταβολή της κατανάλωσης καυσίμου κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο με μεταβλητό χρονισμό βαλβίδων εξαγωγής

Κατανάλωση καυσίμου (l/100km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
Συμβατικό Όχημα	22.15	13.57	16.48
Μεταβλητός Χρονισμός Βαλβίδων Εξαγωγής	21.59	13.16	16.03
Απόλυτη μεταβολή	0.56	0.41	0.46
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	2.53	2.99	2.78

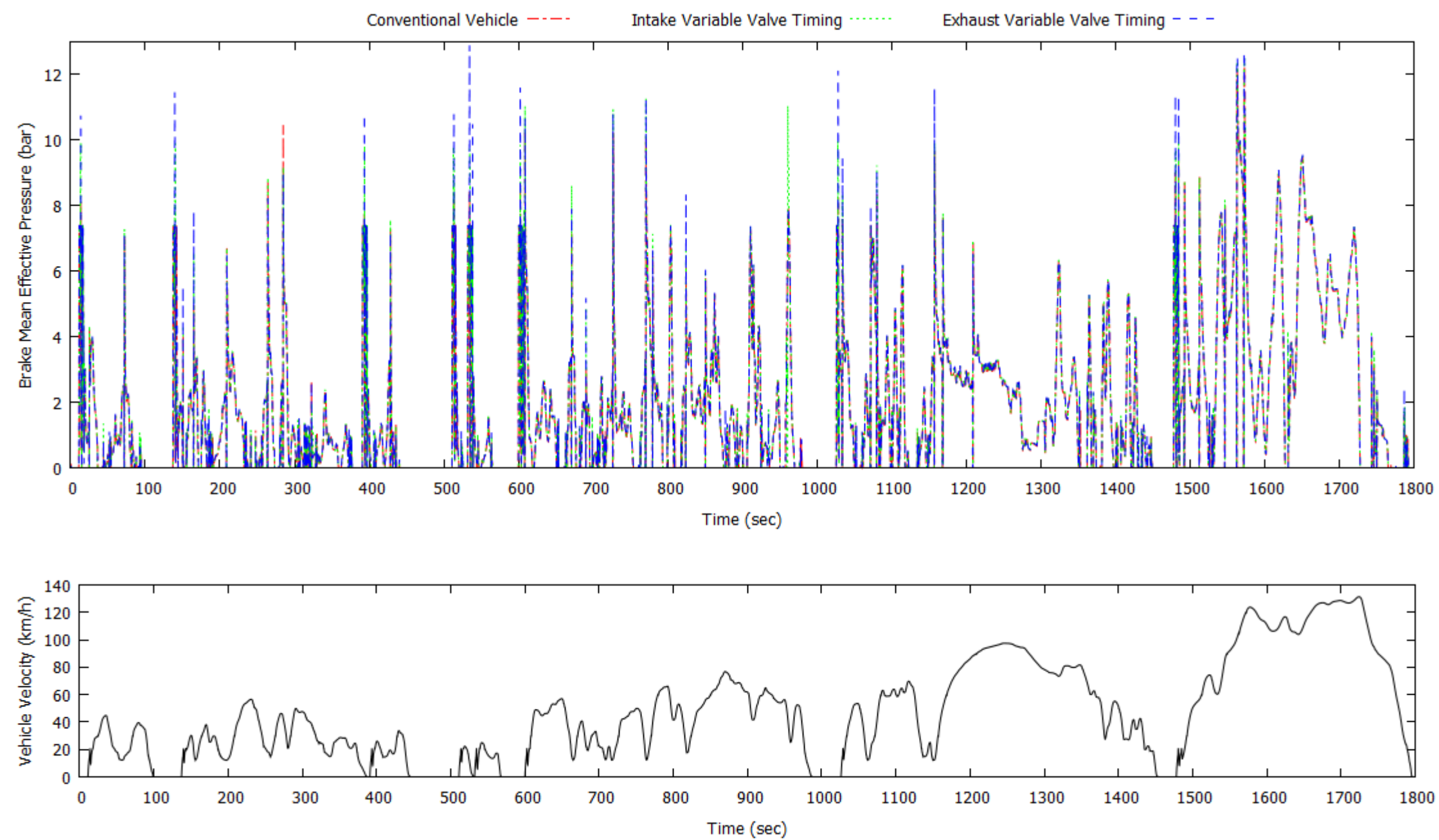
Πίνακας 5.8: Μεταβολή των εκπομπών διοξειδίου κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο με μεταβλητό χρονισμό βαλβίδων εξαγωγής

Εκπομπές CO₂ (g/km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
Συμβατικό Όχημα	587.73	360.01	437.32
Μεταβλητός Χρονισμός Βαλβίδων Εξαγωγής	572.86	349.25	425.15
Απόλυτη μεταβολή	14.87	10.76	12.17
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	2.53	2.99	2.78

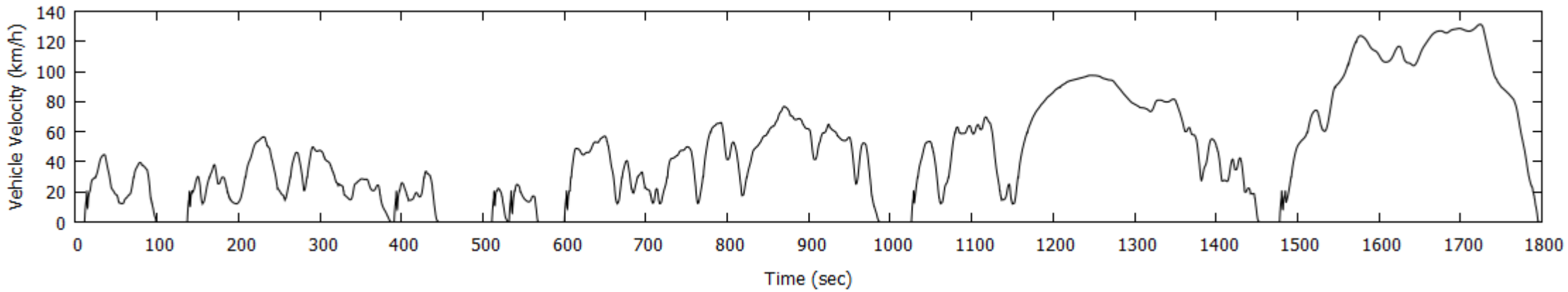
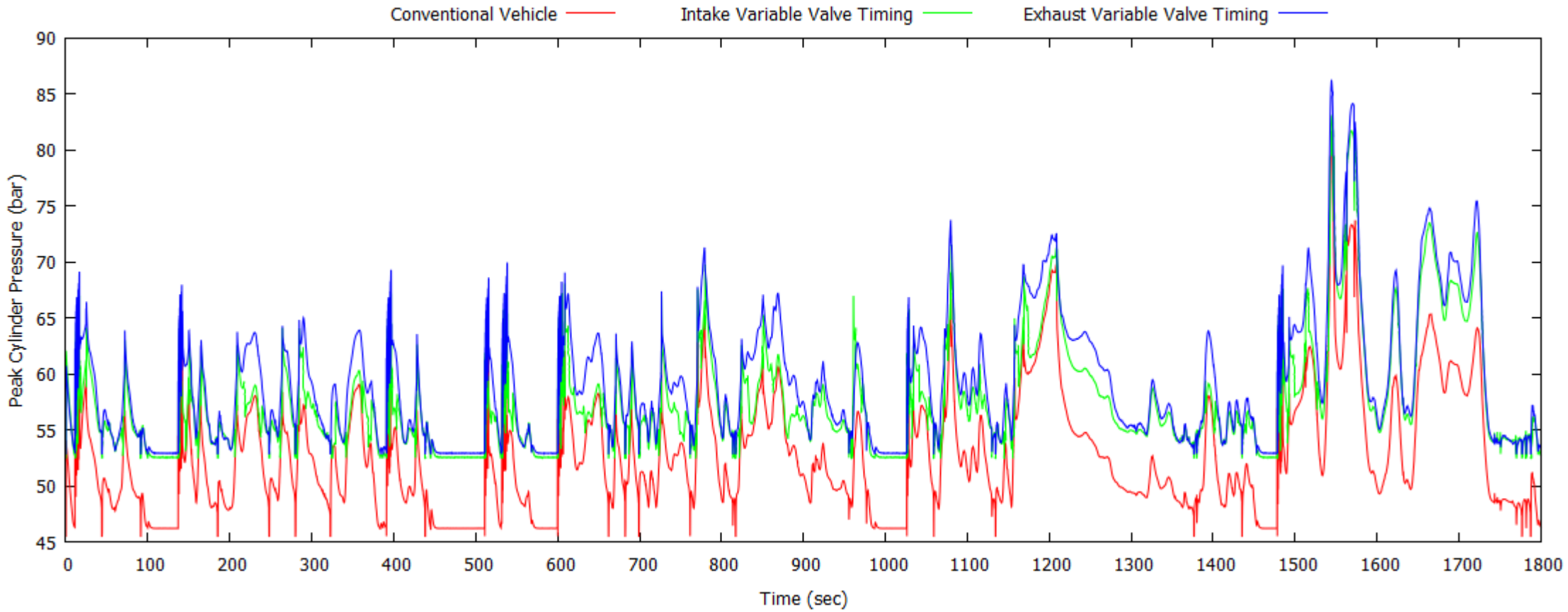
Από τα παραπάνω αποτελέσματα, τα οφέλη κατά τον μεταβλητό χρονισμό βαλβίδων εισαγωγής είναι μικρότερα από αυτά των βαλβίδων εξαγωγής. Όπως αναφέρθηκε και στο θεωρητικό υπόβαθρο στο Κεφάλαιο 2.3, οι απώλειες αναρρόφησης στα μερικά φορτία είναι αρκετά μικρότερες, και έτσι το όφελος είναι μικρότερο μεταβάλλοντας τον χρονισμό της βαλβίδας εισαγωγής για να μειωθεί η ποσότητα του αέρα που εισάγεται.

Παρατηρώντας επίσης τις ποσοστιαίες διαφορές, στο μοντέλο αυτό παρατηρείται ότι οι μεταβολές ανάμεσα στο κομμάτι εντός και εκτός πόλης παρουσιάζουν πολύ μικρότερη απόκλιση σε σχέση με τα προηγούμενα μοντέλα και ειδικά για το μοντέλο με μεταβλητό χρονισμό βαλβίδων εξαγωγής. Συμπεραίνουμε λοιπόν, ότι πρόκειται για τεχνικές που μπορούν να εφαρμοστούν σε ευρεία γκάμα κινητήρων, από μικρούς για οχήματα πόλης μέχρι μεγάλους για μεγάλα φορτηγά μεταφοράς φορτίων. Αντίθετα, το σύστημα start-stop π.χ. δεν θα είχε αποτελεσματικότητα σε κάποιο μεγάλο φορτηγό το οποίο προσανατολίζεται για τη συντριπτική πλειοψηφία των χιλιομέτρων του για χρήση εκτός πόλης.

Παρά την επίτευξη του στόχου της μείωσης των εκπομπών CO₂, κρίνεται αναγκαίο να παρουσιαστούν βέβαια και οι επιδόσεις του κινητήρα ώστε να δούμε τις μεταβολές. Το σύστημα start-stop δεν αλλάζει κάποιο χαρακτηριστικό του κινητήρα παρά μόνο τον απενεργοποιεί, εξοικονομώντας έτσι καύσιμο. Την ίδια φιλοσοφία ακολουθεί και το σύστημα ανάκτησης ενέργειας κατά τη πέδηση. Στα Σχήματα 5.22 έως 5.24 θα πραγματοποιηθεί σύγκριση ανάμεσα στο συμβατικό όχημα με αυτά του μεταβλητού χρονισμού σε ορισμένα από τα βασικά μεγέθη επιδόσεων του κινητήρα όπως **μέση πραγματική πίεση, μέγιστη πίεση κυλίνδρου και ισχύς** με απώτερο στόχο να διαπιστωθεί εάν αυτά δεν «χειροτερεύουν» .



Σχήμα 5.22: Συγκριτικό διάγραμμα μέσης πραγματικής πίεσης μεταξύ συμβατικού, μοντέλου μεταβλητού χρονισμού εισαγωγής και εξαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC

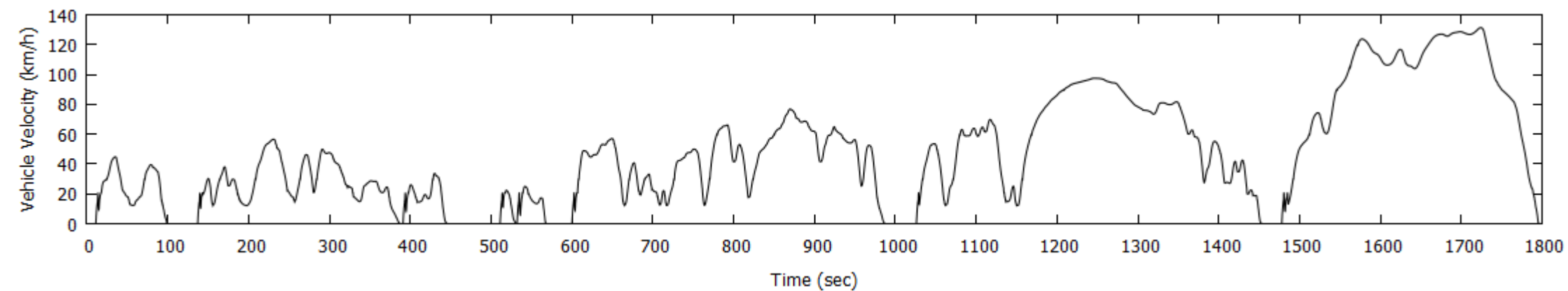
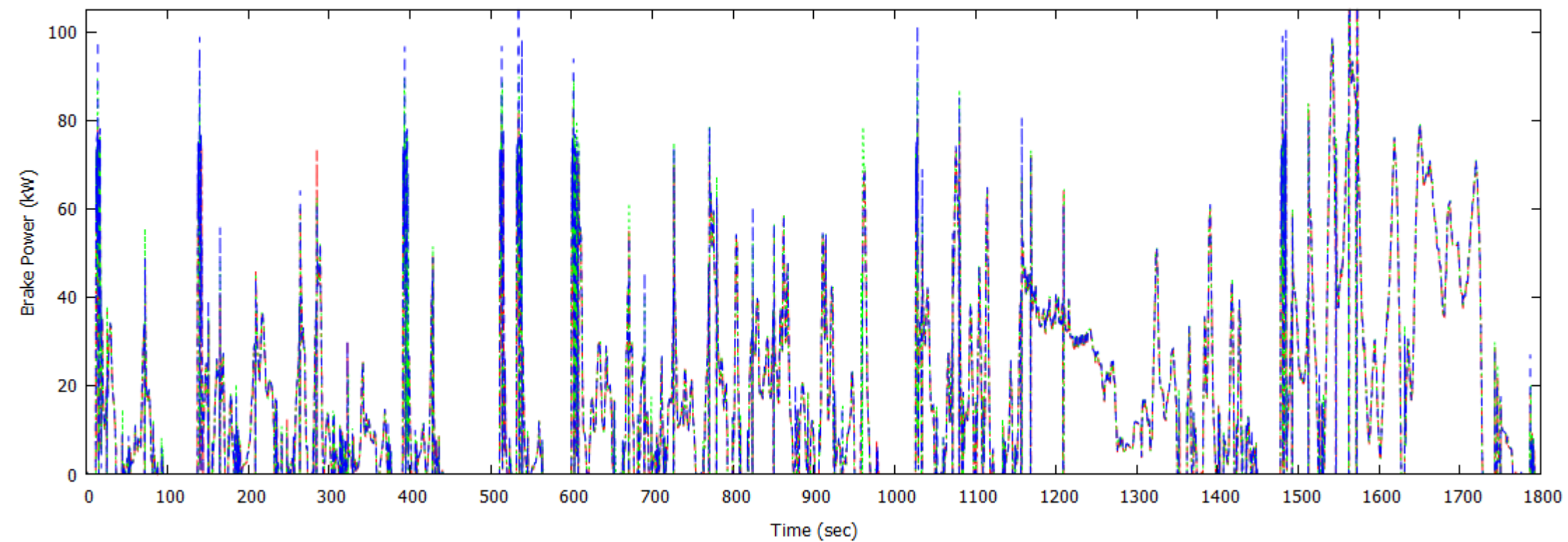


Σχήμα 5.23: Συγκριτικό διάγραμμα μέγιστης πίεσης κυλίνδρου μεταξύ συμβατικού, μοντέλου μεταβλητού χρονισμού εισαγωγής και εξαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC

Conventional Vehicle - - -

Intake Variable Valve Timing - - -

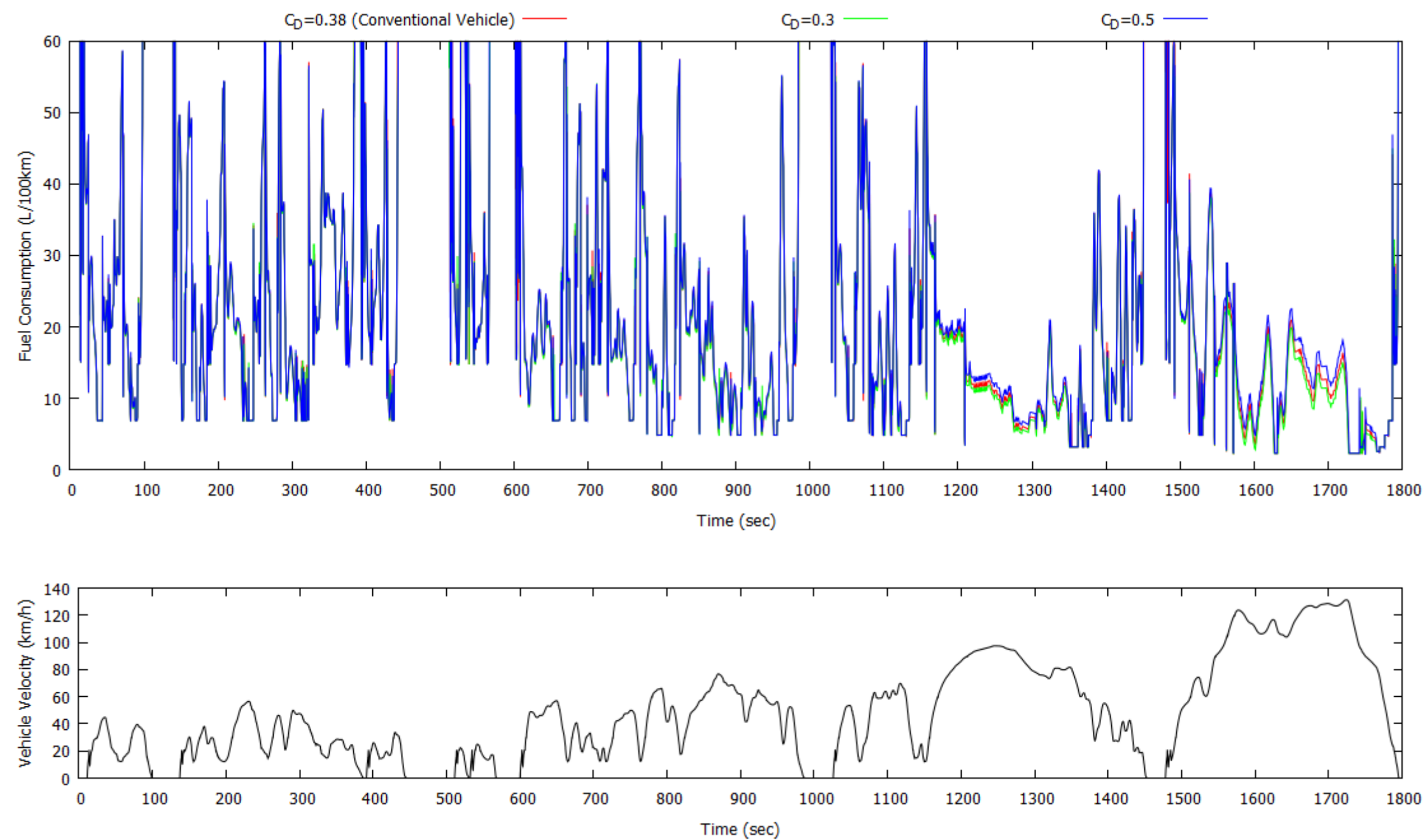
Exhaust Variable Valve Timing - - -



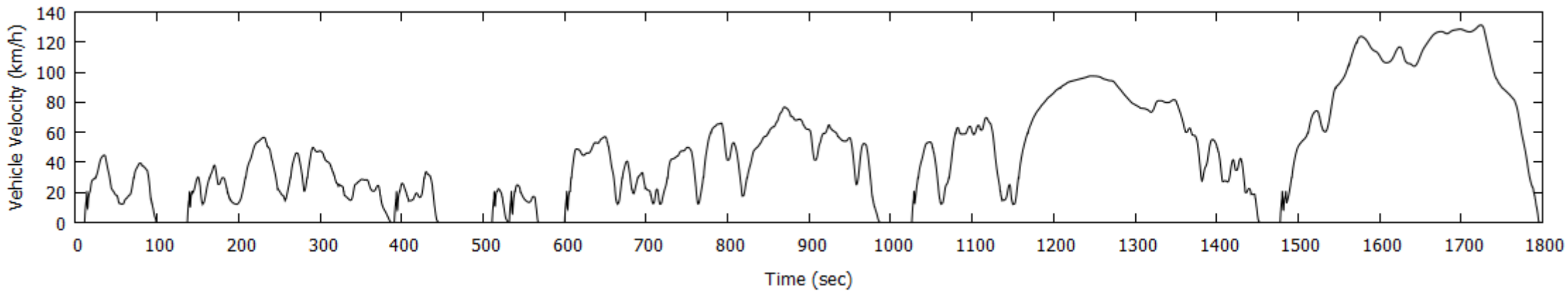
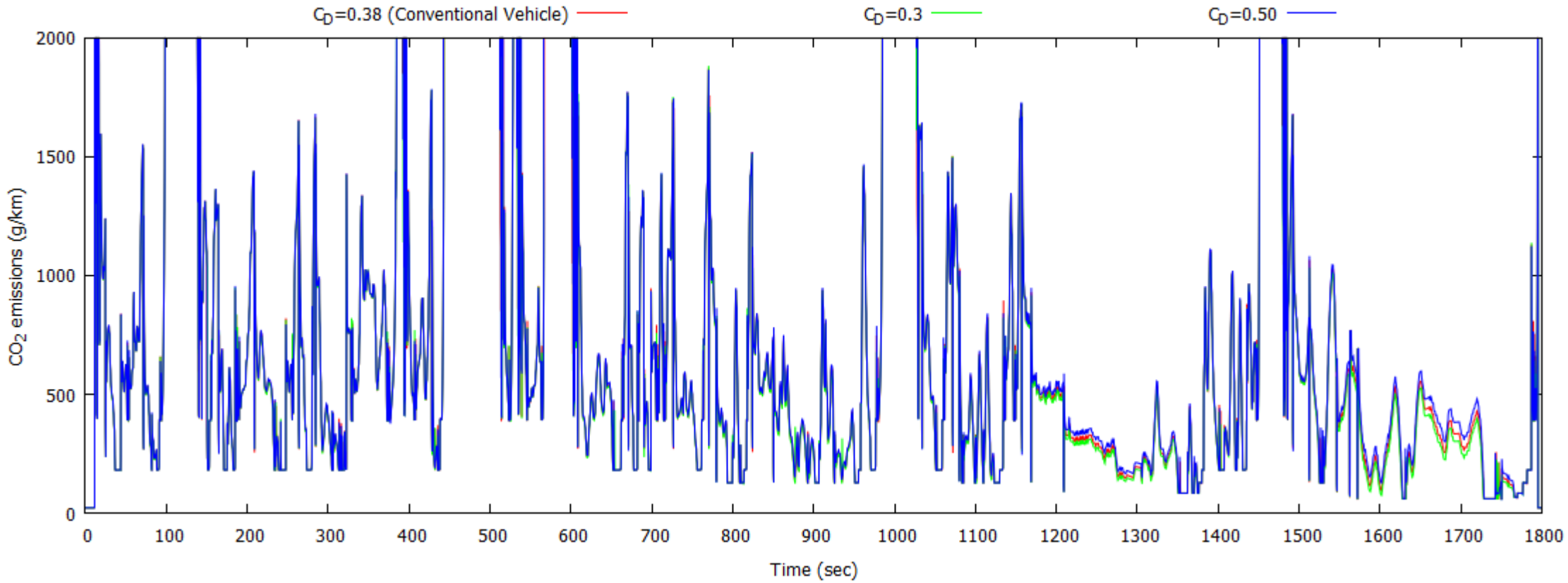
Σχήμα 5.24: Συγκριτικό διάγραμμα ισχύος μεταξύ συμβατικού, μοντέλου μεταβλητού χρονισμού εισαγωγής και εξαγωγής κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC

5.3.4 Μοντέλο τροποποιημένης αεροδυναμικής

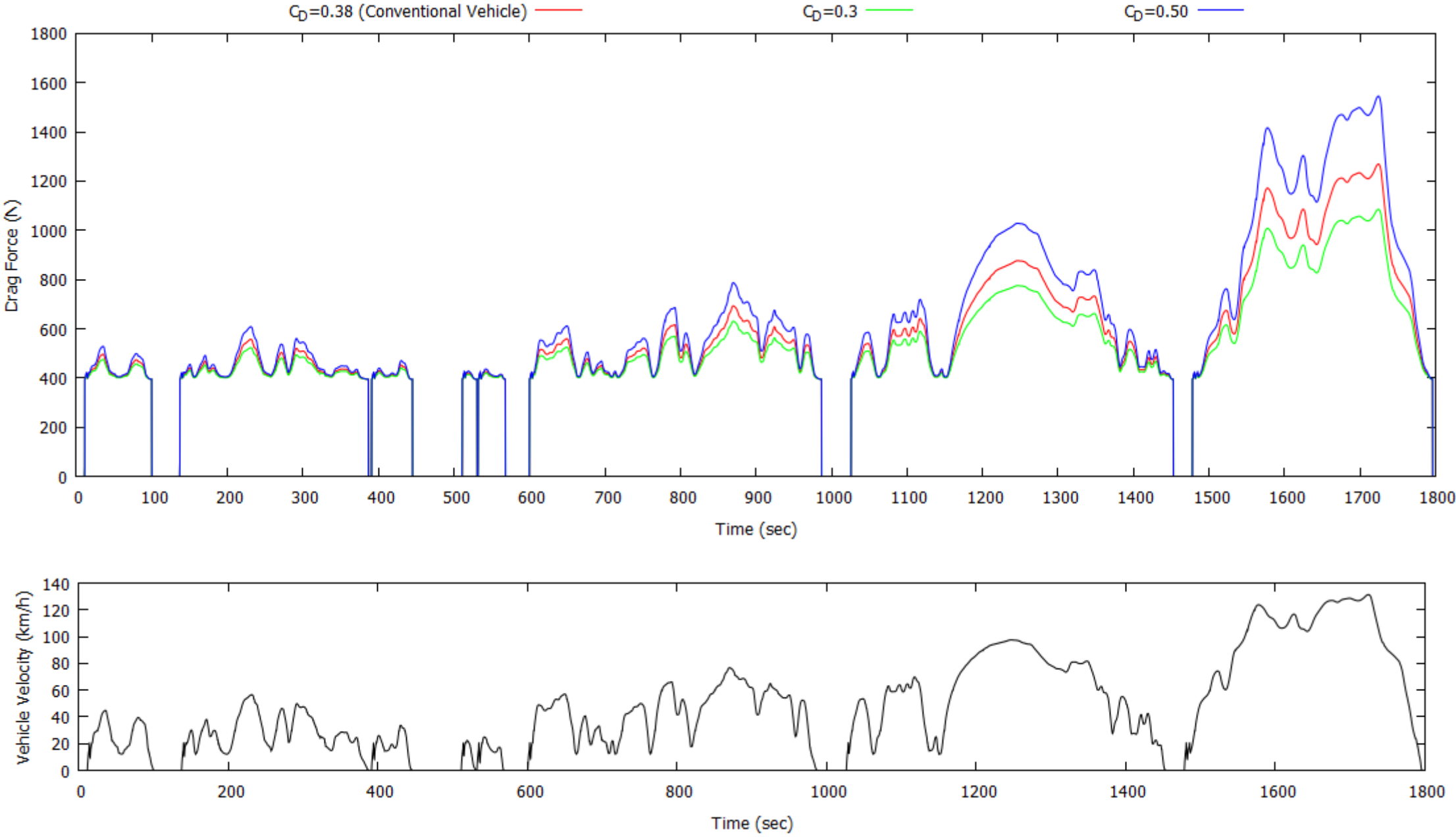
Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα αποτελέσματα (Σχήμα 5.25 έως Σχήμα 5.34) για το μοντέλο τροποποιημένης αεροδυναμικής. Γι' αυτό το μοντέλο, επιπλέον των βασικών διαγραμμάτων κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπών CO₂, παρουσιάζεται και η δύναμη οπισθέλκουσας που δέχεται το όχημα. Η μεταβολή της δύναμης αυτής δημιουργεί την αντίστοιχη μεταβολή σε εκπομπές CO₂, επομένως κρίνεται σκόπιμο να αποτυπωθεί η συμπεριφορά της σε διάγραμμα απ' όπου μπορούμε να διακρίνουμε σε ποιες φάσεις του Κύκλου εμφανίζονται μεγαλύτερες διαφορές.



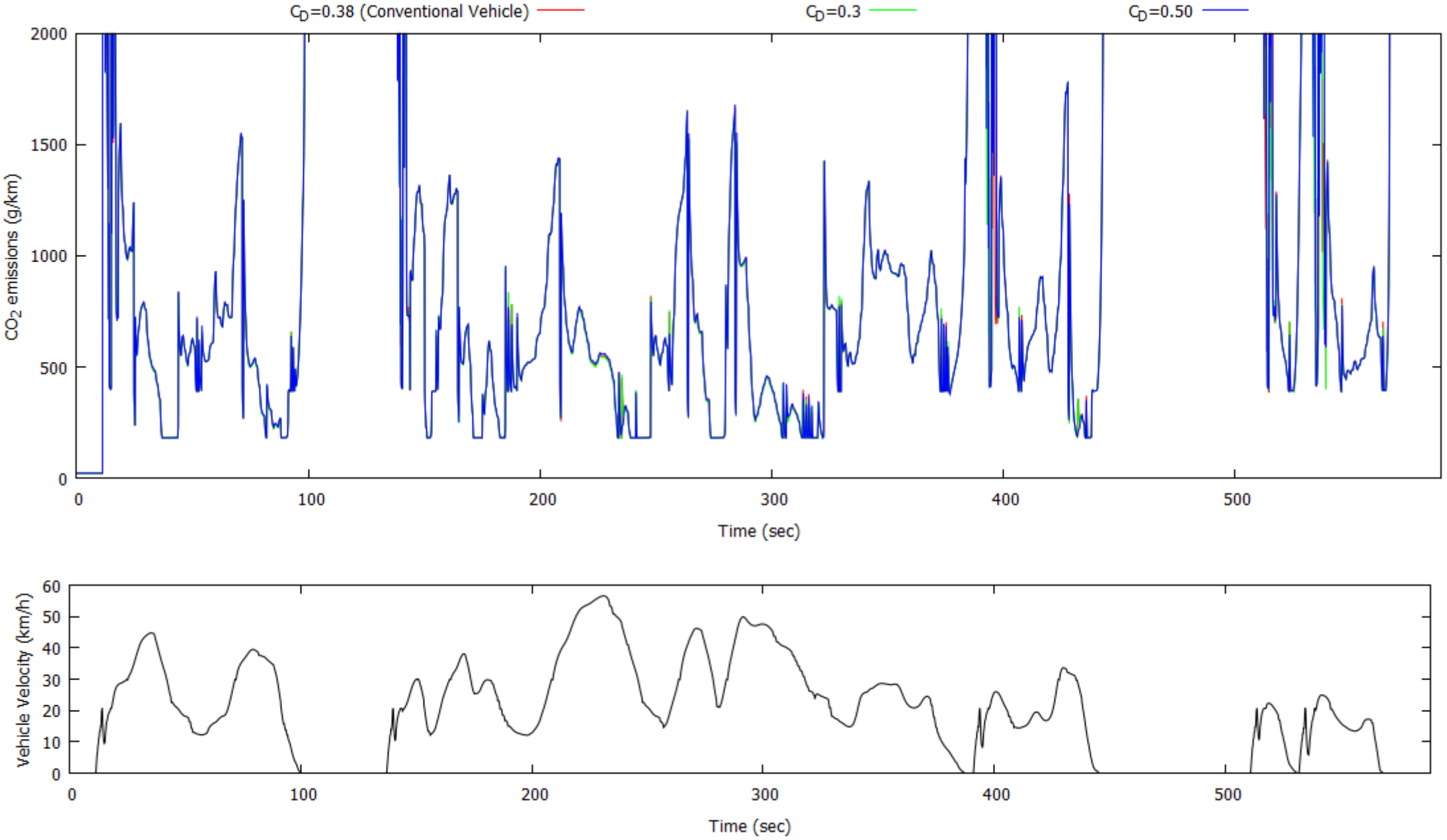
Σχήμα 5.25: Κατανάλωση καυσίμου για το μοντέλο διαφορετικού συντελεστή οπισθέλκουσας κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC



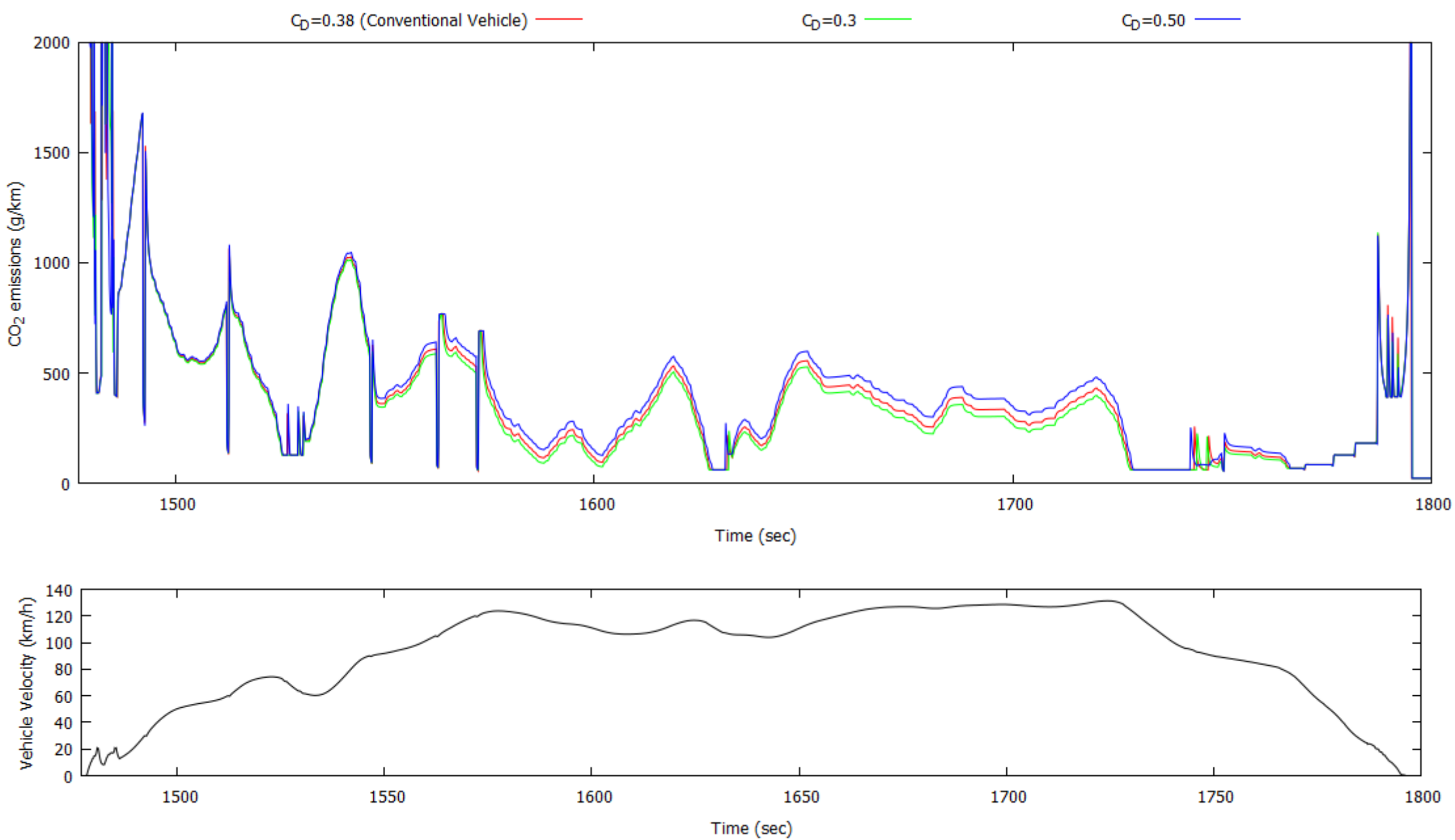
Σχήμα 5.26: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο διαφορετικού συντελεστή οπισθέλκουσας (C_d) κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC



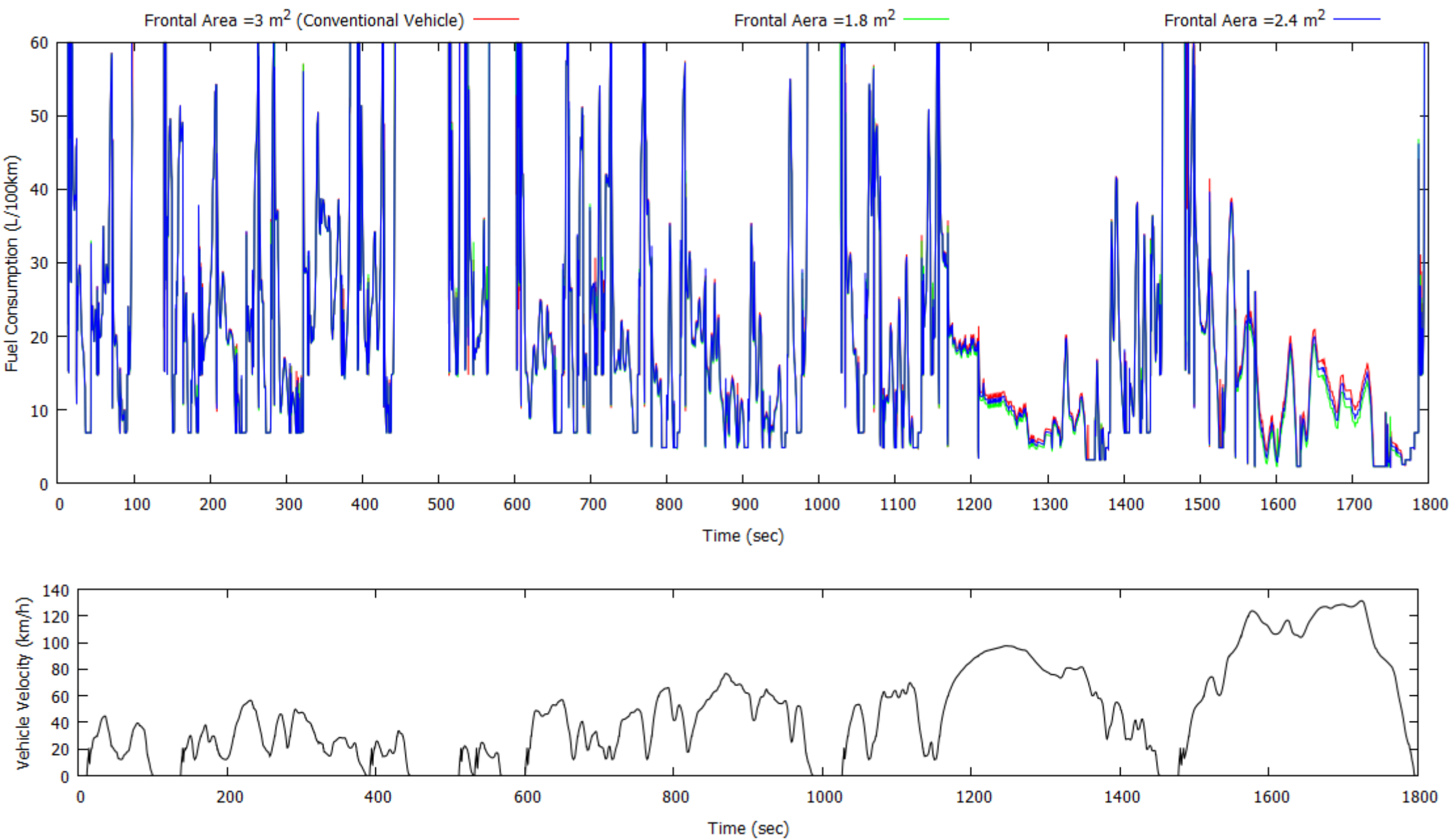
Σχήμα 5.27: Οπισθέλκουσα για το μοντέλο διαφορετικού συντελεστή οπισθέλκουσας (C_d) κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC



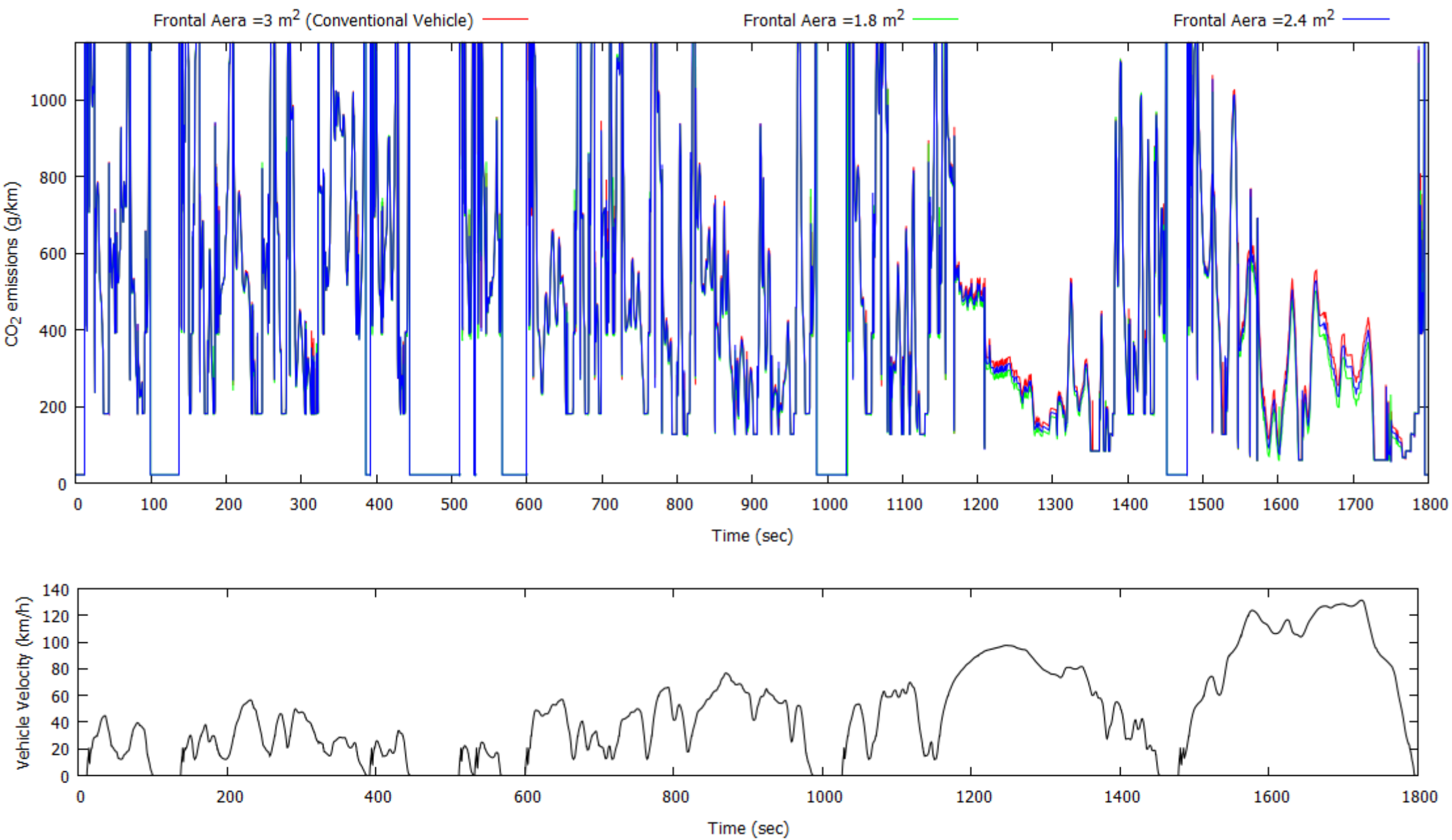
Σχήμα 5.28: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο διαφορετικού συντελεστή οπισθέλκουσας (C_d) κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC με έμφαση στη χαμηλή του φάση



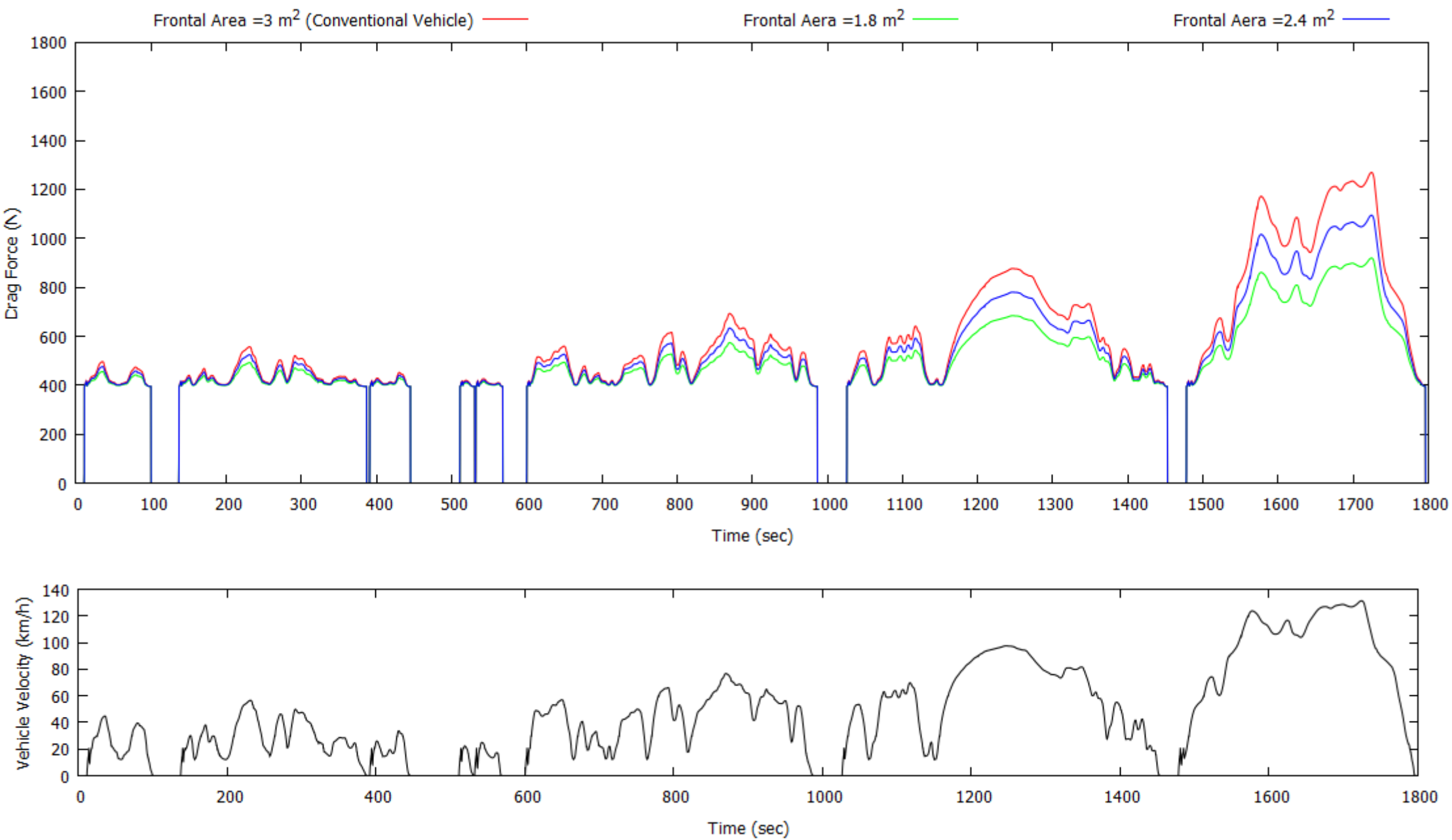
Σχήμα 5.29: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για το μοντέλο διαφορετικού συντελεστή οπισθέλκουσας (C_d) κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC με έμφαση στην υπερυψηλή του φάση



Σχήμα 5.30: Κατανάλωση καυσίμου για διάφορες τιμές μετωπικής επιφάνειας (A_f) κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC



Σχήμα 5.31: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για διάφορες τιμές μετωπικής επιφάνειας (A_f) κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC

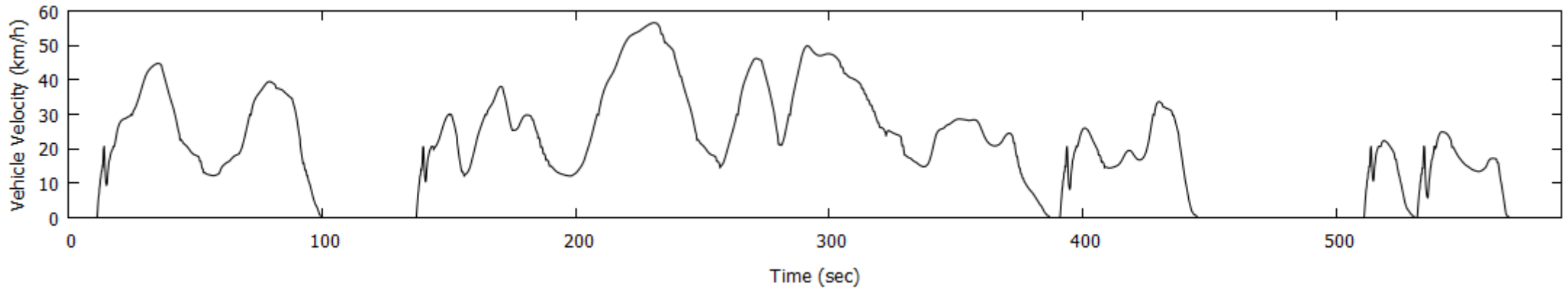
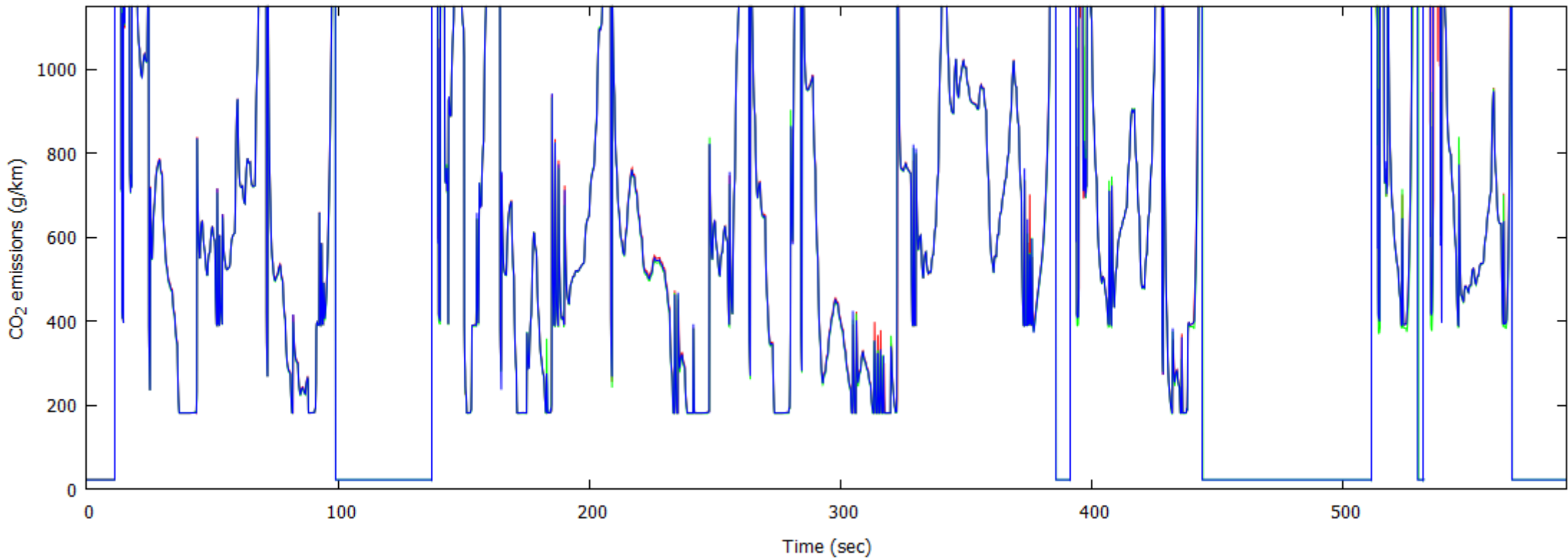


Σχήμα 5.32: Οπισθέλκουσα για διάφορες τιμές μετωπικής επιφάνειας (A_f) κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC

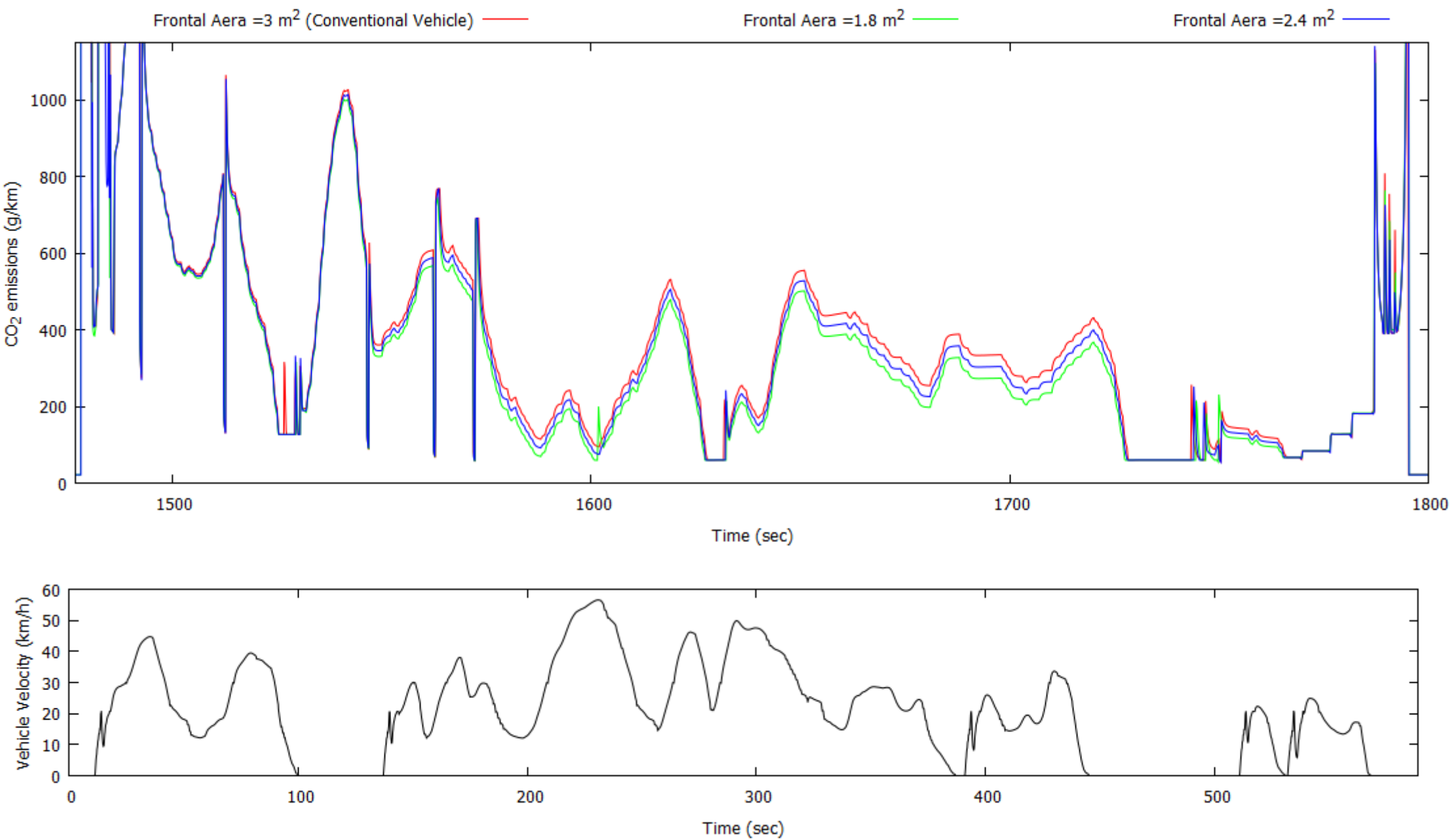
Frontal Aera =3 m² (Conventional Vehicle) —

Frontal Aera =1.8 m² —

Frontal Aera =2.4 m² —



Σχήμα 5.33: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για διάφορες τιμές μετωπικής επιφάνειας (A_f) κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC με έμφαση στη χαμηλή του φάση



Σχήμα 5.34: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για διάφορες τιμές μετωπικής επιφάνειας (F_r) κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC με έμφαση στην υπερυψηλή του φάση

Για την καλύτερη κατανόηση των αποτελεσμάτων, στους Πίνακες 5.9 έως 5.12 που ακολουθούν παρουσιάζεται αναλυτικά η σύγκριση στις εκπομπές της κατανάλωσης και του διοξειδίου του άνθρακα μεταξύ του συμβατικού οχήματος και του μοντέλου της τροποποιημένης αεροδυναμικής:

Πίνακας 5.9: Μεταβολή της κατανάλωσης καυσίμου κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο με διαφορετικό συντελεστή αεροδυναμικής αντίστασης (C_d)

Κατανάλωση καυσίμου (l/100km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
$C_d = 0.38$	22.15	13.57	16.48
$C_d = 0.30$	22.05	12.97	16.05
Απόλυτη μεταβολή	0.11	0.58	0.43
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	0.49	4.40	2.61
$C_d = 0.38$	22.15	13.57	16.48
$C_d = 0.50$	22.34	14.47	17.14
Απόλυτη μεταβολή	-0.19	-0.90	-0.66
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	-0.86	-6.63	-4.00

Πίνακας 5.10: Μεταβολή των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο με διαφορετικό συντελεστή αεροδυναμικής αντίστασης (C_d)

Εκπομπές CO ₂ (g/km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
$C_d = 0.38$	587.73	360.01	437.32
$C_d = 0.30$	584.87	344.17	425.90
Απόλυτη μεταβολή	2.85	15.84	11.42
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	0.49	4.40	2.61
$C_d = 0.38$	587.73	360.01	437.32
$C_d = 0.50$	592.77	383.89	454.80
Απόλυτη μεταβολή	-5.05	-23.88	-17.48
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	-0.86	-6.63	-4.00

Παρατηρούμε ότι στο εντός πόλης κομμάτι, οι μεταβολές είναι πολύ μικρές, κάτω ακόμη και από 1%, ενώ στο κομμάτι εκτός πόλης η διαφορά αυτή είναι πολύ μεγαλύτερη. Αυτό το

φαινόμενο δικαιολογείται πλήρως από την εξίσωση που μας δίνει την οπισθέλκουσα, ότι δηλαδή αυτή είναι ανάλογη του τετραγώνου της ταχύτητας ($F_{drag} \sim V^2$) κάτι που μεταφράζεται σε μεγαλύτερες μεταβολές στο εκτός πόλης κομμάτι, εκεί όπου και αναπτύσσονται υψηλότερες ταχύτητες.

Ενώ, τα αποτελέσματα για τις ποσοστιαίες μεταβολές του μοντέλου μετωπικής επιφάνειας:

Πίνακας 5.11: Μεταβολή της κατανάλωσης καυσίμου κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο με διαφορετική μετωπική επιφάνεια (Frontal Area)

Κατανάλωση καυσίμου (l/100km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
Μετωπική Επιφάνεια = 3m	22.15	13.57	16.48
Μετωπική Επιφάνεια = 1.8m	21.93	12.46	15.67
Απόλυτη μεταβολή	0.22	1.11	0.81
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	1.01	8.20	4.92
Μετωπική Επιφάνεια = 3m	22.15	13.57	16.48
Μετωπική Επιφάνεια = 2.4m	22.05	13.00	16.08
Απόλυτη μεταβολή	0.102	0.57	0.41
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	0.46	4.17	2.48

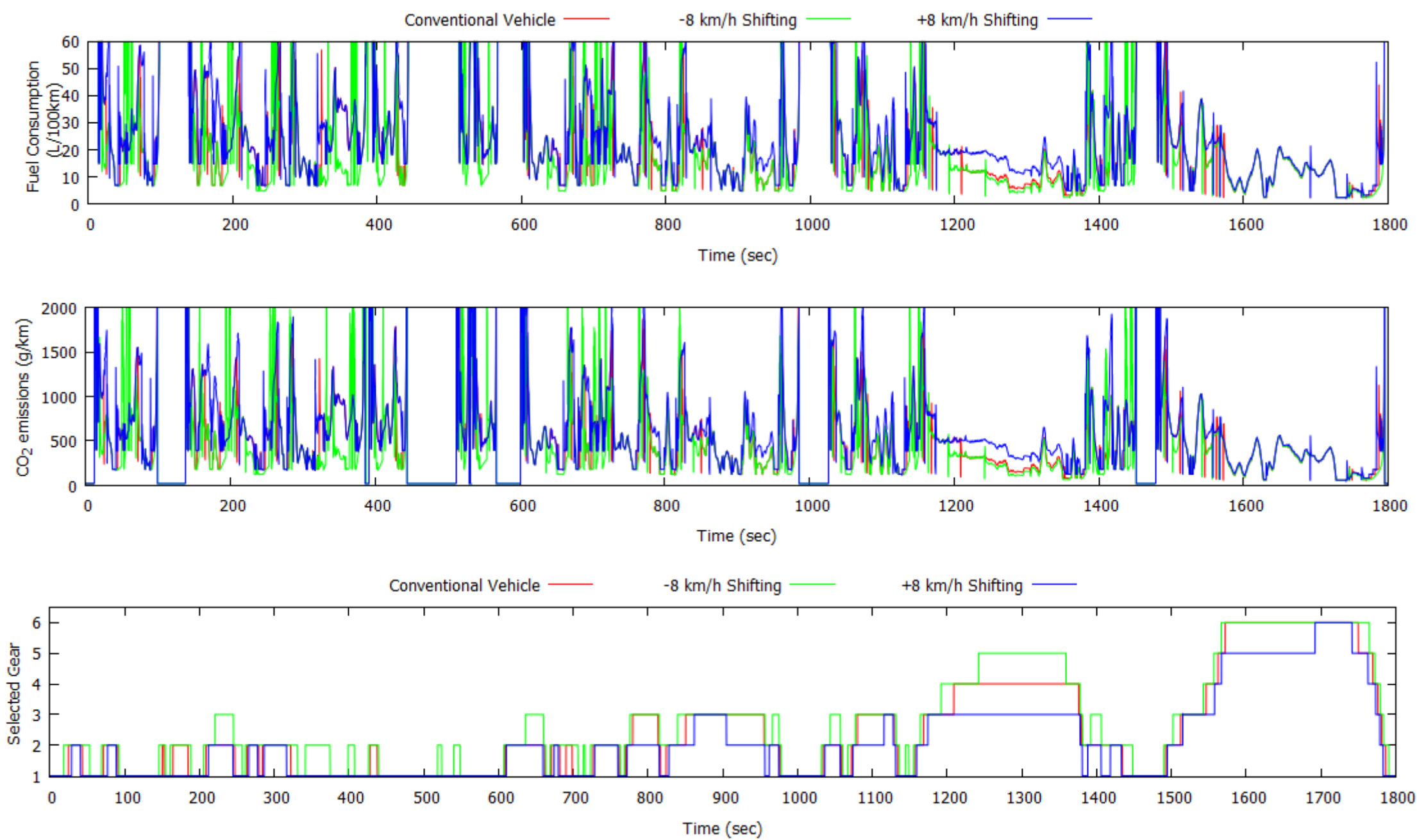
Πίνακας 5.12: Μεταβολή των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο με διαφορετική μετωπική επιφάνεια (Frontal Area)

Εκπομπές CO ₂ (g/km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
Μετωπική Επιφάνεια = 3m	587.78	360.01	437.32
Μετωπική Επιφάνεια = 1.8m	581.81	330.48	415.79
Απόλυτη μεταβολή	5.91	29.53	21.53
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	1.01	8.20	4.92
Μετωπική Επιφάνεια = 3m	587.78	360.01	437.32
Μετωπική Επιφάνεια = 2.4m	585.03	344.99	426.46
Απόλυτη μεταβολή	2.70	15.02	10.86
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	0.46	4.17	2.48

Όσον αφορά αυτές τις μεταβολές σε αυτό το μοντέλο, παρουσιάζονται αποτελέσματα αντίστοιχα με αυτά του προηγούμενου (διαφορετικός συντελεστής C_d). Ο συντελεστής αντίστασης C_d καθώς και μετωπική επιφάνεια A_f , επηρεάζουν με τον ίδιο ακριβώς τρόπο την οπισθέλκουσα, εξ ου και τα παρεμφερή αποτελέσματα.

5.3.5 Μοντέλο τροποποιημένης στρατηγικής επιλογής σχέσεων κιβωτίου

Όσον αφορά το μοντέλο τροποποιημένης στρατηγικής επιλογής σχέσεων κιβωτίου ταχυτήτων επιπλέον των βασικών διαγραμμάτων, δηλαδή της κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών CO₂ (Σχήμα 5.35), κρίνεται σκόπιμο να εξετάσουμε την επιλεγμένη σχέση κατά τη διάρκεια του Κύκλου (Σχήμα 5.35) καθώς και τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα (Σχήμα 5.36). Με αυτόν τον τρόπο μπορούν να προκύψουν χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με τη τάση που έχουν αυτές οι αλλαγές.



Σχήμα 5.35: Κατανάλωση καυσίμου, εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα συγκριτικά με την επιλεγμένη σχέση για το μοντέλο τροποποιημένης στρατηγικής επιλογής σχέσεων κιβωτίου ταχυτήτων κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC

ενώ οι ποσοστιαίες μεταβολές κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπών CO₂ παρουσιάζονται στους Πίνακες 5.13 και 5.14 αντίστοιχα.

Πίνακας 5.13: Μεταβολή της κατανάλωσης καυσίμου κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο τροποποιημένης στρατηγικής επιλογής σχέσεων κιβωτίου ταχυτήτων αλλαγής ταχυτήτων (**Shifting Strategy**)

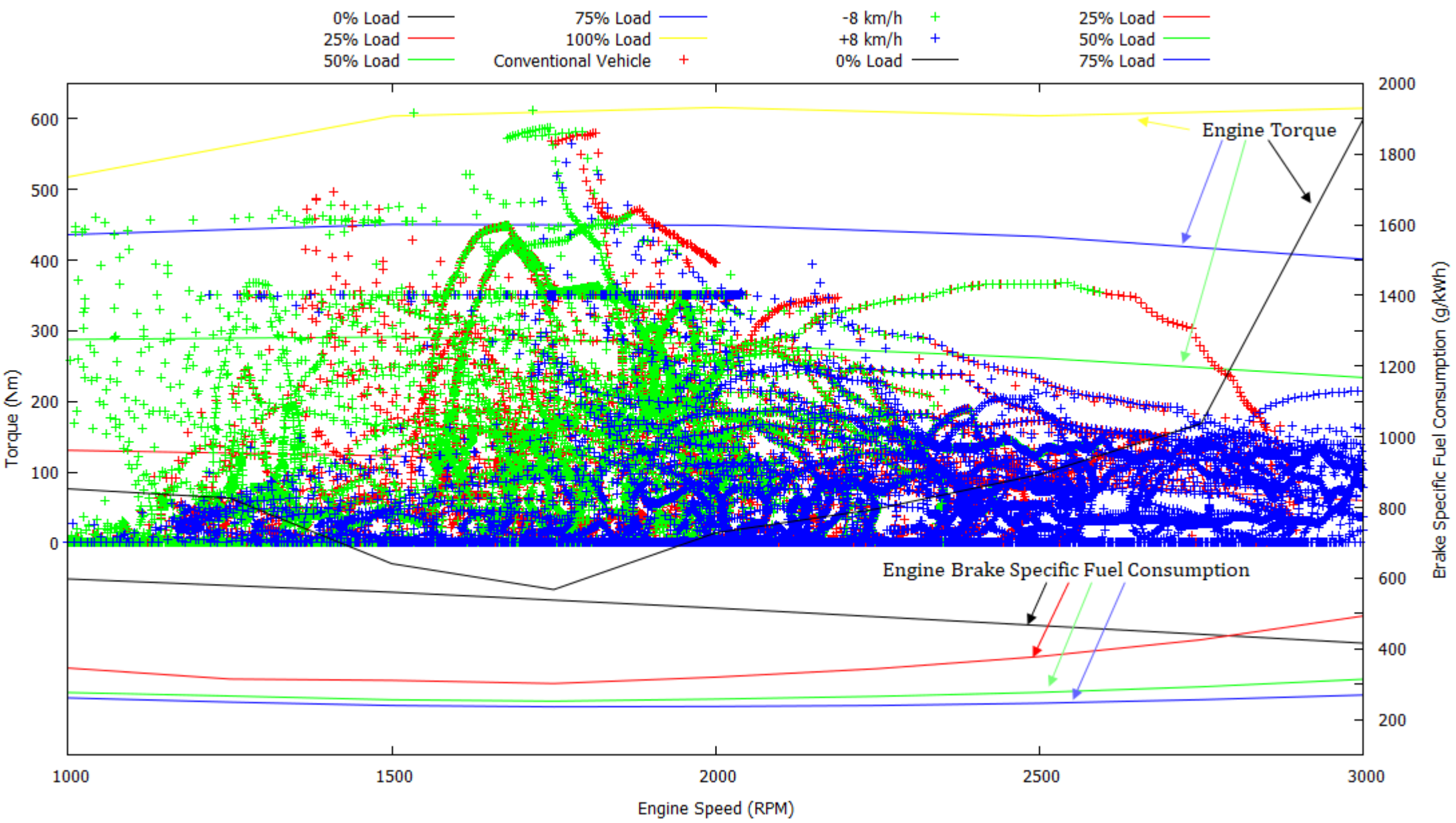
Κατανάλωση καυσίμου (l/100km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
Συμβατικό Όχημα	22.15	13.57	16.48
Αλλαγή ταχύτητας -8km/h	21.93	13.11	16.12
Απόλυτη μεταβολή	0.23	0.47	0.43
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	1.03	3.42	2.19
Συμβατικό Όχημα	22.15	13.57	16.48
Αλλαγή ταχύτητας +8km/h	25.98	16.18	19.50
Απόλυτη μεταβολή	-3.82	-2.61	-3.02
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	-17.25	-19.23	-18.32

Πίνακας 5.14: Μεταβολή των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα κατά τη διάρκεια του Κύκλου WLTC για το μοντέλο τροποποιημένης στρατηγικής επιλογής σχέσεων κιβωτίου ταχυτήτων (**Shifting Strategy**)

Εκπομπές CO ₂ (g/km)	0-1022 s (Εντός Πόλης)	1022 -1800 s (Εκτός πόλης)	Συνολικό
Συμβατικό Όχημα	595.04	364.49	442.76
Αλλαγή ταχύτητας -8km/h	588.94	352.01	433.06
Απόλυτη μεταβολή	6.10	12.48	9.70
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	1.03	3.42	2.19
Συμβατικό Όχημα	595.04	364.49	442.76
Αλλαγή ταχύτητας +8km/h	697.70	434.56	523.88
Απόλυτη μεταβολή	-102.66	-70.07	-81.13
Ποσοστιαία Μεταβολή (%)	-17.25	-19.23	-18.32

Συγκρίνοντας τα δύο **τροποποιημένα** μοντέλα, το ένα παρουσιάζει μέση βελτίωση στον κύκλο περίπου 2.19% ενώ το άλλο μέση χειροτέρευση περίπου 18.32%. Η δραματική αυτή αύξηση της κατανάλωσης στο δεύτερο είναι αναμενόμενη, διότι ενδεικτικά το όχημα χρησιμοποιεί αποκλειστικά την πρώτη σχέση στο κιβώτιο για 810 sec, μέγεθος που αντιστοιχεί στο 45% της συνολικής διάρκειας του Κύκλου. Αντίθετα, το πρώτο χρησιμοποιεί τη πρώτη σχέση για περίπου 473 sec ή αλλιώς για το 26.7% της συνολικής διάρκειας του Κύκλου. Στις δύο παραπάνω διάρκειες συμπεριλαμβάνονται και τα διαστήματα στα οποία το όχημα είναι ακινητοποιημένο.

Τέλος, στο Σχήμα 5.36 παρουσιάζεται το διάγραμμα σημείων λειτουργίας του κινητήρα εμπλουτισμένο με τις καμπύλες ροπής και ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Με κόκκινους σταυρούς παρατηρούμε τα σημεία λειτουργίας του συμβατικού οχήματος, με πράσινους αυτά για αλλαγές ταχύτητας -8 km/h και με μπλε αυτά για αλλαγές ταχύτητας με $+8\text{ km/h}$. Παρατηρώντας τα πράσινα σημεία και συγκρίνοντας τα με τα κόκκινα, παρατηρούμε ότι υπάρχουν πολύ περισσότερα πράσινα σημεία «ψηλά» (δηλαδή υψηλότερη ροπή) και «αριστερά» (χαμηλότερη ειδική κατανάλωση). Επομένως, επιλέγοντας την επόμενη σχέση στο κιβώτιο κατά 8 km/h νωρίτερα, οδηγεί τον κινητήρα μας σε πιο αποδοτική περιοχή. Το ακριβώς αντίθετο συμβαίνει με τα μπλε σημεία τα οποία συγκεντρώνονται «κάτω» και «δεξιά».



Σχήμα 5.36: Διάγραμμα σημείων λειτουργίας κινητήρα για το μοντέλο τροποποιημένης στρατηγικής επιλογής σχέσεων κιβωτίου ταχυτήτων.

Κεφάλαιο 6 – Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εξετάστηκαν τα οφέλη της χρήσης διαφόρων τεχνικών μείωσης εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα κατά τη διάρκεια του Παγκόσμιου Κύκλου Πόλης WLTC έναντι ενός συμβατικού οχήματος με στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα Diesel. Οι εξετασθείσες τεχνικές ήταν: σύστημα start-stop, αναγεννητική πέδηση, μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής, αλλαγή αεροδυναμικής και διαφορετική στρατηγική αλλαγών σχέσεων στο κιβώτιο ταχυτήτων.

Από την ανάλυση και τα αποτελέσματα που προέκυψαν, έγινε φανερή η θετική επίδραση της χρήσης των τεχνικών αυτών. Πιο συγκεκριμένα, η χρήση **συστήματος start-stop** προσφέρει **2.47%** μέση μείωση των εκπομπών CO₂ στον Κύκλο WLTC, μέγεθος που αυξάνεται σημαντικά στην αστική φάση του Κύκλου (**4.97%**) και ακόμα περισσότερο σε περιβάλλοντα με εντονότερη κυκλοφοριακή συμφόρηση. Το σύστημα start-stop συνίσταται να χρησιμοποιείται σε συνδυασμό με χρήση ηλεκτροκινητήρα **για ανάκτηση ενέργειας κατά τη πέδηση** που απαιτείται για τις επανεκκινήσεις του κινητήρα αλλά και για άλλες διάφορες ηλεκτρικές καταναλώσεις του οχήματος. Ο συνδυασμός αυτός αυξάνει τη μέση μείωση στον Κύκλο στο **5.13%**. Ένα επιπρόσθετο όφελος είναι η σημαντικά λιγότερη καταπόνηση και φθορά του συμβατικού συστήματος πέδησης.

Όσον αφορά την επίδραση μείωσης εκπομπών CO₂ με εσωτερικά μέτρα, ο **μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων** (εισαγωγής και εξαγωγής) είναι το ίδιο επικερδής σε όλες τις φάσεις του Κύκλου, με μέσο όφελος στον Κύκλο περίπου **1%** για αυτού της εισαγωγής και **2.48%** για αυτού της εξαγωγής. Επομένως, πρόκειται για μία μερικώς μόνο συμφέρουσα τεχνική (όσον αφορά το CO₂) που μπορεί να εφαρμοστεί σε όλα τα είδη οχημάτων, από οχήματα που προορίζονται αποκλειστικά για χρήση εντός αστικού περιβάλλοντος έως μεγάλα φορτηγά που διανύουν τη συντριπτική πλειοψηφία των χιλιομέτρων τους σε αυτοκινητοδρόμους.

Τροποποιήσεις στην αεροδυναμική του οχήματος όπως αλλαγή **του συντελεστή αντίστασης C_d και του εμβαδού μετωπικής επιφάνειας A_f** παρουσιάζουν ιδιαίτερο όφελος στην εκτός πόλης φάση του Κύκλου, εκεί που οι ταχύτητα που κινείται το όχημα είναι υψηλότερη, επομένως σημαντικότερη επίδραση των παραπάνω μεγεθών. Η αντίστοιχη μείωση στην εντός πόλης φάση είναι αρκετά μικρότερη (κατά μέσο όρο περίπου 8-10 φορές μικρότερη).

Τέλος, η **επιλογή της επόμενης σχέσης στο κιβώτιο ταχυτήτων νωρίτερα** (σ.σ. σε χαμηλότερη ταχύτητα) οδηγεί τον κινητήρα μας σε μια πιο αποδοτική περιοχή. Σε αυτή τη διπλωματική επιλέχθηκε ίδια μεταβολή της ταχύτητας για όλες τις σχέσεις του κιβωτίου. Ενδιαφέρον θα παρουσίαζε η μελέτη για εύρεση βέλτιστων τιμών ταχύτητας οχήματος για κάθε αλλαγή ξεχωριστά (για «ανέβασμα» και για «κατέβασμα»).

Βιβλιογραφία

1. Κ.Δ. Ρακόπουλος (2013) «Μηχανές Εσωτερικής Καύσης Ι», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
2. Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής (2011) «Εναλλαγή αερίων και υπερπλήρωση ΜΕΚ», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
3. Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας (1998) «Καύση ρύπανση εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
4. C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis (2009) «Diesel engine transient operation», Springer, London.
5. E.G. Giakoumis (2016), «Driving and Engine Cycles», Springer, Cham.
6. Ε.Γ. Γιακουμής, (2015) «Προδιαγραφές Καυσαερίων και Κύκλοι Δοκιμής Εμβολοφόρων ΜΕΚ», Ε.Μ.Π., Αθήνα.
7. Steven H. Homologation test cycles worldwide—status of the WLTP. Green global NCAP labelling/green scoring Workshop, Apr, 2013.
8. Tutuianu M, Marotta A, Steven H, Ericsson E, Haniu T, Ichikawa N, et al. Development of the worldwide harmonized light-duty driving test cycle (WLTC). Technical report, UNECE/WP.29/GRPE/WLTP-IG DHC subgroup, Dec 2013.
9. Global Technical Regulation No. 15, Worldwide harmonized light vehicles test procedure. Established in the Global Registry on 12 Mar 2014.
10. Ε. Πετροπούλου (2015) «Σχεδίαση σύνθετου συστήματος μετρήσεων και ελέγχου α) Οπτικός αισθητήρας CO₂, θερμοκρασίας, υγρασίας β) Μέτρηση μετατόπισης με ακρίβεια νανομέτρων», Διπλωματική Εργασία, Σχολή Η.Μ.Μ.Υ., Ε.Μ.Π.
11. Α.Γ. Αλυσανδράτου (2013) «Απόκριση και εκπομπές ρύπων βαρέων οχημάτων κατά τη διάρκεια του Κύκλου Πόλης UDDS με χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-POWER», Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π., (επιβλέπων: Ε.Γ. Γιακουμής).
12. 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).
13. Χ. Μπαχτής (2018) «Μελέτη επιδόσεων και εκπομπών ρύπων ελαφρού πετρελαιοκίνητου φορτηγού με ηλεκτρικά υποβοηθούμενη στροβιλο-υπερπλήρωση κατά τη διάρκεια του

Παγκοσμίου Κύκλου Πόλης WLTC», Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π. (επιβλέπων: Ε.Γ. Γιακουμής).

14. http://users.teiath.gr/petef/Web_Lessons/Lessons/IEK_Demo_Biochemistry_I_Lab_Karkalouzos.pdf
15. CO2Meter.com (06/2019) "How does an NDIR CO2 Sensor Work?"
<https://www.co2meter.com/blogs/news/6010192-how-does-an-ndir-co2-sensor-work>
16. <https://www.google.com/url?sa=i&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwilmKLoorTjAhVsMewKHScI5gQjhx6BAgBEAM&url=https%3A%2F%2Fwww.amazon.com%2FMercedes-Benz-2012-Sprinter-2500%2Fdp%2FB011DM8KBE&psig=AOvVaw1nP39KjDbjnZavcWI3AGrx&ust=1563188764446479>
17. D.E. Winterbone, R.S. Benson, A.G. Mortimer, P. Kenyon, A. Stotter, (1977). "Transient response of turbocharged diesel engines", SAE Paper 770122.
18. Moritaka Matsuura, Koji Korematsu, Junya Tanaka (2004) "Fuel Consumption Improvement of Vehicles by Idling Stop"
19. Amanda R.Carrico, Paul Padgett, Michael P.Vandenbergh, Jonathan Gilligand, Kenneth A.Wallstone (2009) "Costly myths: An analysis of idling beliefs and behavior in personal motor vehicles", SAE Paper
20. A. Dimaratos, D. Tsokolis, G. Fontaras, S. Tsiakmakis, B. Ciuffo, Z. Samaras (2016) "Comparative evaluation of the effect of various technologies on light-duty vehicle CO2 emissions over NEDC and WLTP"
21. "The importance of reducing carbon footprint", <https://sciencing.com/the-importance-of-reducing-a-carbon-footprint-5229039.html>
22. Meth P. and Streuli A., "Turbocharging and its potential for improving the performance of diesel engines"
23. Α.Ζαχιώτης (2015) «Πρόβλεψη εκπομπών αιθάλης και μονοξειδίου του αζώτου επιβατικού οχήματος κατά την διάρκεια του Παγκόσμιου κύκλου πόλης (WLTP)
24. National Research Council, «Assessment of Fuel Economy Technologies for Light-Duty Vehicles,» The National Academies Press, Washington, DC, 2011.
25. National Research Council, «Cost, effectiveness, and deployment of fuel economy technologies for light-duty vehicles,» THE NATIONAL ACADEMIES PRESS, Washington, D.C., 2015.
26. National Research Council, «Transitions to Alternative Vehicles and Fuels,» The National Academies Press, Washington, DC, 2013.

27. TNO report MON-RPT-2010-03084 “Effects of a gear-shift indicator and a fuel economy meter on fuel consumption”
28. J. Y. Wong (2001) “Theory of Ground Vehicles”, Third Edition
29. Δ. Κουλοχέρης (2016) «Σημειώσεις για το μάθημα ‘Θεωρία τροχοφόρων Οχημάτων’ Μέρος Β: Ηλεκτρικά Οχήματα», Ε.Μ.Π., Αθήνα
30. Ν. Σακαλίδης (2018) «Προδιαγραφές αερίων θερμοκηπίου στην Ευρωπαϊκή Ένωση από ελαφρά οχήματα, και τρόποι επίτευξής τους»