



Τ.Ε.Ι. ΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Επίδραση Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης στις Εκπομπές

και την Κατανάλωση Καυσίμου Οχήματος

Σπουδαστής

Βουγιουκλιώτης Παναγιώτης ΑΜ: 5664

Εισηγητής

Γκείβανίδης Σάββας

Σέρρες, 16/05/2017

Πίνακας περιεχομένων

Εισαγωγή	1
Κεφάλαιο 1	2
Καυσαέρια και κύριοι ρύποι	2
Βασικοί ρυπαντές	3
Κεφάλαιο 2 - Καύση εκπομπής ρύπων	7
Πρότυπο Ευρωπαϊκής Ένωσης	7
Πρότυπο Ηνωμένων Πολιτειών Αμερικής	16
Πρότυπο Ιαπωνίας	19
Κεφάλαιο 3 – Ρύποι	22
Βενζίνη και Πετρέλαιο	22
Κεφάλαιο 4	30
Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης (NEDC)	30
Παγκόσμια διαδικασία δοκιμής ελαφρών οχημάτων (WLTC).....	32
Κεφάλαιο 5	36
Μοντέλο Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος.....	36
Ανάλυση Συστήματος και Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος	37
Εφαρμογή Μοντέλου Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος.....	41
Επιλογή Σχέσης στο Κιβώτιο Ταχυτήτων	44
Κεφάλαιο 6 - Συστήματα και τεχνολογίες μείωσης των ρύπων και της κατανάλωσης σε οχήματα	46
Παρουσίαση νέων concepts για εξοικονόμηση καυσίμου και μείωσης απαερίων από οχήματα.....	46
Start – Stop.....	49
Brake Energy Recuperation System	53
Gear Shifting Strategy και Gear Ratios	57

Συμπεράσματα	70
Βιβλιογραφία	72
Πίνακας Εικόνων	76

Εισαγωγή

Η παρούσα πτυχιακή εργασία θα ασχοληθεί με τη μελέτη της επίδρασης διαφορετικών τεχνολογιών κιβωτίων ταχυτήτων σε θέματα κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα ενός μοντελοποιημένου επιβατικού οχήματος.

Στόχοι της εργασίας είναι να γίνει μια συσχέτιση καύσης εκπομπής ρύπων στα πρότυπα που εφαρμόζονται στην Ευρωπαϊκή Ένωση, στην Αμερική και στην Ιαπωνία. Επίσης, στην παρούσα εργασία αναφέρονται οι ρύποι από διάφορες μορφές καυσίμων και σε διαφορετικά είδη κιβωτίου ταχυτήτων. Επιπλέον, επισημαίνεται η αξιολόγηση ανάμεσα στον «Νέο Ευρωπαϊκό Κύκλο Οδήγησης» (NEDC) και στη Παγκόσμια διαδικασία δοκιμής ελαφρών οχημάτων (WLTC). Στη συνέχεια, γίνεται μια αναφορά στους καταλύτες καυσαερίων και τέλος, αναλύονται τα συστήματα ελέγχου και εκπομπής ρύπων για βενζινομηχανές.

Κεφάλαιο 1

Καυσαέρια και κύριοι ρύποι

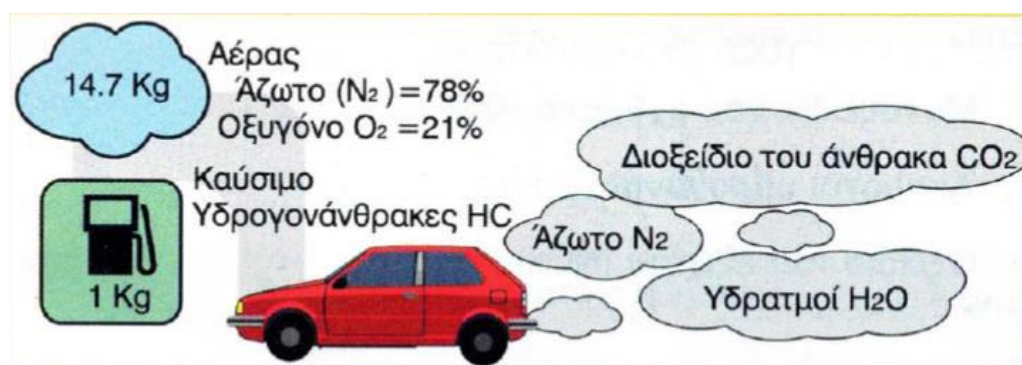
Οι πρωτογενείς εκπομπές είναι προϊόντα που περιέχονται στα καυσαέρια και εκπέμπονται απ' ευθείας από την εξάτμιση του αυτοκινήτου. Αντίθετα, οι δευτερογενείς εκπομπές είναι προϊόντα που προκύπτουν από την αλληλοεπίδραση ή το μετασχηματισμό των πρωτογενών εκπομπών και δεν εκπέμπονται από την εξάτμιση του αυτοκινήτου.

Πρωτογενείς εκπομπές, λοιπόν, είναι το μονοξείδιο του άνθρακα (CO), το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂), οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC), τα οξείδια του αζώτου (NO_x), το διοξείδιο του θείου (SO₂), ο μόλυβδος (Pb) και οι υδρατμοί (H₂O). Στις πρωτογενείς εκπομπές οι ρυπαντές CO, HC και NO_x ενδιαφέρουν περισσότερο.

Το Άζωτο (N₂), είναι ένα άκαυστο, άχρωμο, άοσμο και μη δηλητηριώδες αέριο. Είναι το κύριο συστατικό του ατμοσφαιρικού μας αέρα (N₂=78%, O₂=21%, άλλα αέρια=1%) και παρέχεται στον κινητήρα με τον αέρα εισαγωγής. Το μεγαλύτερο μέρος του αζώτου εξέρχεται σε καθαρή μορφή πάλι με τα καυσαέρια. Ένα μικρό μέρος ενώνεται με το οξυγόνο και σχηματίζει τα οξείδια του αζώτου NO_x (NO, NO₂ και NO₃).

Το Οξυγόνο (O₂) είναι ένα άχρωμο, άοσμο και άγευστο, μη δηλητηριώδες αέριο. Είναι το σημαντικότερο συστατικό του ατμοσφαιρικού μας αέρα. Αναρροφάται μέσω του φίλτρου αέρα και είναι απολύτως απαραίτητο για την καύση στον κινητήρα.

Το Νερό (H₂O) αναρροφάται με τον αέρα (υγρασία του αέρα) μέσω του φίλτρου του αέρα. Εκτός αυτού δημιουργείται κατά την καύση και αποβάλλεται από την εξάτμιση ως σταγόνες νερού λόγω συμπύκνωσης κατά την κρύα καύση στην φάση της προθέρμανσης. Αποτελεί ακίνδυνο συστατικό των καυσαερίων.

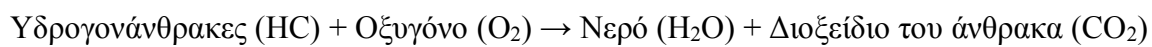


Εικόνα 1 Διοξείδιο του άνθρακα/άζωτο/υδρατμοί

Επικίνδunami ρυπαντές είναι οι εξής:

- Μονοξειδίο του άνθρακα (CO),
- Άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC) και
- Οξειδία του αζώτου (NOx).

Ειδικά για τους πετρελαιοκινητήρες, θα πρέπει να ληφθεί υπόψη η εκπομπή αιθάλης (καπνός). Τα CO₂ και H₂O δεν θεωρούνται ρυπαντές και είναι προϊόντα τέλειας καύσης, όπως προκύπτει από την παρακάτω χημική αντίδραση:

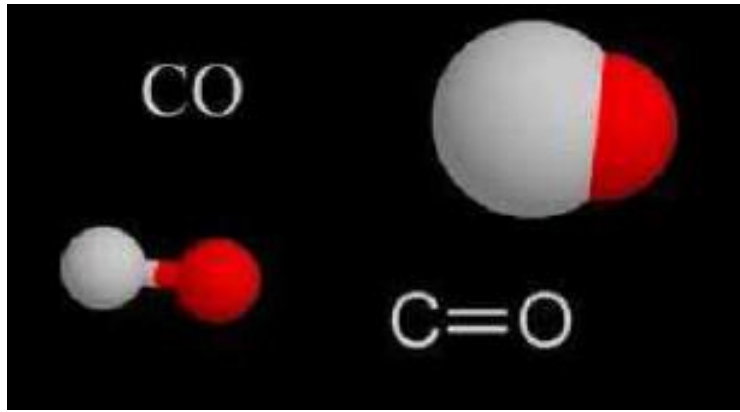


Η παραπάνω τέλεια αυτή χημική αντίδραση, θα έπρεπε να πραγματοποιείται στο χώρο καύσης κάθε βενζινοκινητήρα, όμως στην πραγματικότητα η καύση δεν είναι σχεδόν ποτέ τέλεια. Αυτό συμβαίνει γιατί οι συνθήκες δεν είναι ιδανικές, ο δε εισερχόμενος ατμοσφαιρικός αέρας δεν περιέχει - όπως είναι γνωστό - μόνο οξυγόνο (O₂) 21%, αλλά και άζωτο (N₂) σε ποσοστό 78% περίπου, το οποίο στις συνθήκες περιβάλλοντος παραμένει ουδέτερο στοιχείο, χωρίς να δημιουργεί χημική ένωση με το οξυγόνο.

Βασικοί ρυπαντές

Μονοξειδίο του άνθρακα (CO)

Το CO είναι πρωτογενής ρυπαντής και παράγεται από ατελή καύση καυσίμου, λόγω έλλειψης οξυγόνου στο θάλαμο καύσης. Θεωρητικά, δεν πρέπει να παράγεται CO, αν υπάρχει περισσότερο οξυγόνο απ' αυτό που απαιτείται στη σχέση αέρα - καυσίμου (π.χ. αν το μίγμα είναι πολύ φτωχό). Στην πραγματικότητα όμως παράγεται CO και στην περίπτωση αυτή γιατί υπεισέρχονται και άλλοι λόγοι. Η θερμοκρασία της φλόγας ξαφνικά πέφτει τόσο χαμηλά σε αυτές τις περιοχές ή ζώνες, ώστε η φλόγα σβήνει (ψύχεται), λόγω διασποράς της θερμότητας, μόλις φθάσει τα τοιχώματα. Γι' αυτό οι περιοχές αυτές ονομάζονται ζώνες ψύξης. Η καύση διακόπτεται σε αυτές τις ζώνες ψύξης και δημιουργείται CO. Η συγκέντρωση (ογκομετρική σχέση) του CO στην εξαγωγή προσδιορίζεται γενικά από τη σχέση αέρα-καυσίμου και αυξομειώνεται ανάλογα με τις μεταβολές της σχέσης αυτής.



Εικόνα 2 Μονοξείδιο του άνθρακα (CO)

Η ρύπανση λοιπόν που προκαλείται απ' αυτούς, είναι αποτέλεσμα ατελούς καύσης και ο έλεγχος της αποτελεί ένα ιδιαίτερα πολύπλοκο πρόβλημα, αφού οι κινητήρες των τροχοφόρων λειτουργούν κάτω από συνεχώς μεταβαλλόμενες συνθήκες (αυξομείωση του φορτίου και των στροφών). Όπου εξετάζουμε τα αίτια και τις πηγές της ρύπανσης της ατμόσφαιρας, παρουσιάζουμε τις ρυπαντικές ουσίες και την προέλευση τους και αναλύουμε τα μέτρα που λήφθηκαν και αυτά που θα έπρεπε να είχαν ληφθεί για τη μείωση της συμμετοχής του αυτοκινήτου στη ρύπανση αυτή. Υψηλές συγκεντρώσεις του μπορούμε να συναντήσουμε σε κλειστά μέρη όπως χώροι στάθμευσης, ελλιπώς αεριζόμενες υπόγειες διαβάσεις ή κατά μήκος των δρόμων σε περιόδους κυκλοφοριακής αιχμής. Η διαχρονική πορεία του CO αντανακλά τα κυκλοφοριακά χαρακτηριστικά του σημείου μέτρησης. Οι υψηλότερες συγκεντρώσεις απαντώνται τις πρωινές ώρες και τις μεταμεσημβρινές ώρες.

Διοξείδιο του άνθρακα (CO₂)

Είναι ένα άχρωμο, άκαυστο και μη δηλητηριώδες αέριο. Προκαλείται από την καύση διαφόρων στοιχείων που περιέχουν άνθρακα (π.χ. βενζίνη, πετρέλαιο). Κατά την καύση ενώνεται ο άνθρακας με το οξυγόνο. Με την συζήτηση σχετικά με την αλλαγή του κλίματος από την αύξηση της θερμοκρασίας της ατμόσφαιρας (φαινόμενο θερμοκηπίου) το πρόβλημα της εκπομπής του CO₂ εδραιώθηκε περισσότερο στην συνείδηση του κοινού.



Εικόνα 3 Διοξείδιο του άνθρακα (CO₂)

Το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) είναι το προϊόν της πλήρους καύσης του άνθρακα, δηλαδή της ταχείας ένωσης αυτού με το οξυγόνο. Αν και το CO₂ δεν θεωρείται ρυπαντής, γιατί βρίσκεται στην ατμόσφαιρα από φυσικές πηγές, παρ' όλα αυτά όταν σε κλειστό χώρο αυξηθεί πολύ, η περιεκτικότητα του οξυγόνου μειώνεται και εμφανίζονται φαινόμενα ασφυξίας. Η περιεκτικότητα του στα καυσαέρια μαζί με την περιεκτικότητα του οξυγόνου, προσδιορίζουν τη σωστή λειτουργία του συστήματος τροφοδοσίας του καυσίμου και γενικότερα τη σωστή καύση στους κινητήρες εσωτερικής καύσης. Το CO₂ εκτός από τις φυσικές πηγές παραγωγής του (π.χ. ηφαίστεια), παράγεται σε μεγάλες ποσότητες από τις δραστηριότητες του ανθρώπου.

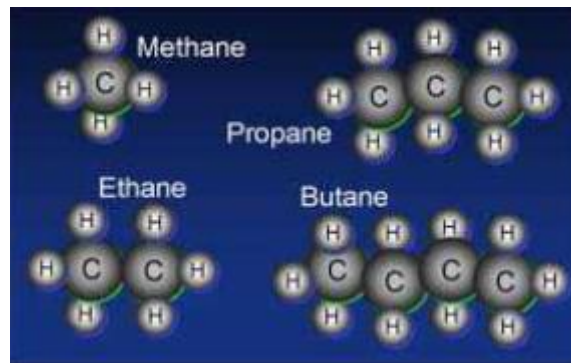
Οξειδία του αζώτου (NO_x)

Το άζωτο (N₂), αν και αδρανές, κάτω από τις υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες που αναπτύσσονται κατά τη διάρκεια της καύσης, σχηματίζει χημικές ενώσεις με το οξυγόνο O₂ δημιουργώντας οξειδία αζώτου (NO_x). Υπάρχουν διάφορες χημικές ενώσεις του αζώτου (N₂) με το οξυγόνο (O₂), όπως NO, NO₂, NO₃, κλπ. Όλα αυτά ονομάζονται χάρη ευκολίας οξειδία του αζώτου και εκφράζονται ως NO_x. Πιο συγκεκριμένα, τα οξειδία του αζώτου αποτελούν χημική ένωση του αζώτου με το οξυγόνο του μίγματος, όταν η θερμοκρασία μέσα στο θάλαμο καύσης ξεπεράσει τους 1800 °C. Για να συμβεί αυτό, απαιτείται υψηλή θερμοκρασία, καθώς και μεγάλη συγκέντρωση οξυγόνου. Συνεπώς τα NO_x σχηματίζονται σε φτωχά κυρίως μίγματα κατά τη διάρκεια πλήρους και όχι ατελούς καύσης. Το μονοξείδιο του αζώτου οξειδώνεται γρήγορα από το ήδη υπάρχον οξυγόνο και σχηματίζει το διοξείδιο του αζώτου, έναν από τους πιο επιβλαβείς ρυπαντές, αφού συμμετέχει σημαντικά στη δημιουργία του φωτοχημικού νέφους.

Υδρογονάνθρακες (HC)

Ένας άλλος πρωτογενής ρυπαντής είναι οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC), οι οποίοι στην πράξη είναι άκαυστη βενζίνη που εξέρχεται από την εξάτμιση χωρίς να λάβει μέρος στη διαδικασία της καύσης. Όπως προαναφέρθηκε και στο CO, αν η βενζίνη καεί

πλήρως στο θάλαμο καύσης, οι HC δεν εκπέμπονται ως καυσαέρια. Στην πραγματικότητα όμως ακόμα και σε αυτή την περίπτωση, εξέρχονται συχνά άκαυστοι HC.



Εικόνα 4 Υδρογονάνθρακες (HC)

Οι HC προέρχονται από τις παρακάτω περιπτώσεις:

- Παλάντζο βαλβίδων: Κατά τη διάρκεια που οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής είναι ταυτοχρόνως ανοικτές, κάποια ποσότητα HC βγαίνει έξω από το θάλαμο καύσης διαμέσου της βαλβίδας εξαγωγής, χωρίς να καεί.
- Κακή ανάφλεξη :Άκαυστα αέρια μπορεί να παραμείνουν μέσα στο θάλαμο καύσης μετά από κακή ανάφλεξη, όταν το αυτοκίνητο ρολλάρει ή όταν ο κινητήρας φρενάρει, οπότε η πεταλούδα γκαζιού είναι κλειστή. Αυτό γίνεται γιατί δεν διοχετεύεται καθόλου αέρας μέσα στους κυλίνδρους, αν και υπάρχει κάποιο καύσιμο που παρέχεται, όταν το αυτοκίνητο είναι στο ρελαντί. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα χαμηλή συμπίεση και συγκριτικά πλούσιο μίγμα. Χαμηλή συμπίεση και έλλειψη οξυγόνου προκαλεί όμως ατελή καύση του καυσίμου, που έχει σαν αποτέλεσμα την εκπομπή HC από την εξάτμιση.
- Λανθασμένη αναλογία μίγματος αέρα-καυσίμου. Όταν το μίγμα αέρα-καυσίμου γίνεται πλουσιότερο, η ποσότητα των HC στα καυσαέρια αυξάνει πέρα από ένα ορισμένο σημείο. Αυτό προκαλείται λόγω ατελούς καύσης (έλλειψης οξυγόνου), Αν το μίγμα είναι πολύ φτωχό, η συγκέντρωση των HC θ' αρχίσει να αυξάνεται πάλι αντί να μειώνεται.

Κεφάλαιο 2 - Καύση εκπομπής ρύπων

Γενικά

Σήμερα, κυκλοφορούν περισσότερα από 200 εκατομμύρια αυτοκίνητα στους δρόμους της Ευρώπης, προσφέροντας ελευθερία κίνησης σε πολλές κατηγορίες επιβατών. Ταυτόχρονα όμως, τα αυτοκίνητα θεωρούνται ως επιβλαβή για τα οικοσυστήματα του πλανήτη, με επιπτώσεις από την παγκόσμια υπερθέρμανση και τα αέρια του θερμοκηπίου, μέχρι τη φωτοχημική ρύπανση, το θόρυβο και την ρύπανση του εδάφους.

Τα τελευταία χρόνια, οι αυτοκινητοβιομηχανίες καταβάλλουν συνεχώς μεγάλη προσπάθεια για τη μείωση του περιβαλλοντικού φορτίου από τα οχήματα, νιώθοντας την πίεση από τους πολίτες, βλέποντας σαν μια καλή κίνηση μάρκετινγκ την ενασχόλησή τους με την προστασία του περιβάλλοντος και στα τέλη κυκλοφορίας, λόγω του αγώνα δρόμου που προκαλεί ο ανταγωνισμός για να καλύψουν το μεγαλύτερο κομμάτι της αγοράς και σε αυτό τον τομέα, δηλαδή των αυτοκινήτων φιλικών στο περιβάλλον.

Στη κατασκευή των αυτοκινήτων καταναλώνονται πρώτες ύλες και ενέργεια, ενώ τα αυτοκίνητα παράγουν καυσαέρια κατά τη χρήση και πρέπει να τα διαχειριστούμε όταν φτάσουν στο τέλος της ζωής τους κατά φιλικό προς το περιβάλλον τρόπο. Η μείωση των επιπτώσεων σε κάθε μια από τις φάσεις αυτές είναι μια βασική πρόκληση για όλους. Τα οχήματα επενεργούν στο περιβάλλον σε ολόκληρο τον κύκλο ζωής τους – από τον αρχικό σχεδιασμό και την κατασκευή τους, μέχρι τη χρήση τους στο δρόμο και την τελική τους διάθεση όταν φτάσουν στο τέλος της ζωής τους.

Κατά την λειτουργία τους, οι κινητήρες των οχημάτων εκλύουν στην ατμόσφαιρα καυσαέρια, τα οποία επηρεάζουν την χημική σύσταση της ατμόσφαιρας που αναπνέουμε και έμμεσα επιδρούν και στο κλίμα του πλανήτη.

Πρότυπο Ευρωπαϊκής Ένωσης

Γενικά

Η Ε.Ε. έχει μειώσει τις εκπομπές αερίων θερμοκηπίου και βρίσκεται σε καλή πορεία όσον αφορά την υλοποίηση των δεσμεύσεών της που προκύπτουν από το πρωτόκολλο του Κιότο. Έχει αυξηθεί το μερίδιο των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στη συνολική παραγωγή ενέργειας και υπάρχει επίσης σημαντική βελτίωση ορισμένων δεικτών ατμοσφαιρικής ρύπανσης, παρότι αυτό δε συνεπάγεται απαραίτητα ικανοποιητική ποιότητα του αέρα.

Ωστόσο, οι μειώσεις των εκπομπών αερίων θερμοκηπίου τόσο σε παγκόσμιο όσο και σε ευρωπαϊκό επίπεδο απέχουν πολύ από την επίτευξη του στόχου διατήρησης της αύξησης της θερμοκρασίας του πλανήτη σε επίπεδα κάτω των 2°C. Εκτιμάται επομένως ότι χρειάζεται να καταβληθούν μεγαλύτερες προσπάθειες για τον μετριασμό των επιπτώσεων της κλιματικής αλλαγής και να εφαρμοστούν μέτρα προσαρμογής για την αύξηση της αντοχής του περιβάλλοντος της Ευρώπης στις επιπτώσεις.

Το 2008, η ΕΕ ευθυνόταν για το 11-12% των παγκόσμιων εκπομπών αερίων θερμοκηπίου, ενώ ο πληθυσμός της αντιστοιχούσε στο 8% του παγκόσμιου πληθυσμού. Σύμφωνα με τις τρέχουσες προβλέψεις, οι οποίες λαμβάνουν υπόψη την αύξηση του πληθυσμού και την οικονομική ανάπτυξη σε παγκόσμιο επίπεδο, το ποσοστό συνεισφοράς της Ευρώπης στην ποσότητα των αερίων του θερμοκηπίου θα μειωθεί, με τα δεδομένα της καθοδικής πορείας των εκπομπών της που προαναφέρθηκε καθώς και του γεγονότος ότι οι εκπομπές στις αναδύμενες οικονομίες συνεχίζουν να αυξάνονται.

Οι ετήσιες εκπομπές αερίων θερμοκηπίου στην Ε.Ε. το έτος 2008 αντιστοιχούσαν σε περίπου 10 τόνους ισοδύναμου CO₂ κατ' άτομο. Σε όρους συνολικών εκπομπών, η Ε.Ε. κατέχει την τρίτη θέση μετά την Κίνα και τις ΗΠΑ. Ταυτόχρονα, οι τάσεις των εκπομπών αερίων θερμοκηπίου στην Ε.Ε. που συνδέονται με την οικονομική ανάπτυξη, καταδεικνύουν μια συνολική αποσύνδεση των εκπομπών από την οικονομική ανάπτυξη σε βάθος χρόνου. Από το 1990 έως το 2007, οι εκπομπές ανά μονάδα Ακαθάριστου Εγχώριου Προϊόντος στην Ε.Ε. των 27 μειώθηκαν κατά περισσότερο από το ένα τρίτο. Παρ' όλα αυτά, θα πρέπει να σημειωθεί ότι τα εν λόγω αριθμητικά στοιχεία αφορούν μόνο τις εκπομπές εντός Ε.Ε. Η συνεισφορά της Ευρώπης στις παγκόσμιες εκπομπές ενδέχεται να είναι μεγαλύτερη, εάν συνυπολογιστούν οι ευρωπαϊκές εισαγωγές αγαθών και υπηρεσιών και το αντίστοιχο αποτύπωμα άνθρακα.

Αναφορικά με τα τρέχοντα δεδομένα εκπομπών επιβεβαιώνεται ότι οι χώρες της Ε.Ε. των 15 σημειώνουν πρόοδο ως προς την υλοποίηση του κοινού στόχου της μείωσης των εκπομπών κατά 8% σε σχέση με τα επίπεδα του έτους αναφοράς – το οποίο για τις περισσότερες χώρες είναι το 1990 – κατά την πρώτη περίοδο δέσμευσης, σύμφωνα με το Πρωτόκολλο του Κιότο, και συγκεκριμένα την περίοδο 2008-2012. Στην Ε.Ε. των 27 σημειώθηκαν ακόμη μεγαλύτερες μειώσεις συγκριτικά με την Ε.Ε. των 15, ενώ από το 1990 ως το 2008 οι εγχώριες εκπομπές αερίων θερμοκηπίου μειώθηκαν κατά 11% περίπου.

Οι κύριες πηγές ανθρωπογενών εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου παγκοσμίως περιλαμβάνουν τη χρήση ορυκτών καυσίμων για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, τις μεταφορές, τη βιομηχανία και την οικιακή χρήση και αντιστοιχούν συνολικά στα δύο τρίτα περίπου των συνολικών παγκόσμιων εκπομπών. Συνολικά στην Ε.Ε., σχεδόν το 80 % των εκπομπών αερίων θερμοκηπίου οφείλεται στην ενεργειακή κατανάλωση και συγκεκριμένα στην παραγωγή και στην κατανάλωση ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας στη βιομηχανία, στις μεταφορές και στα νοικοκυριά.

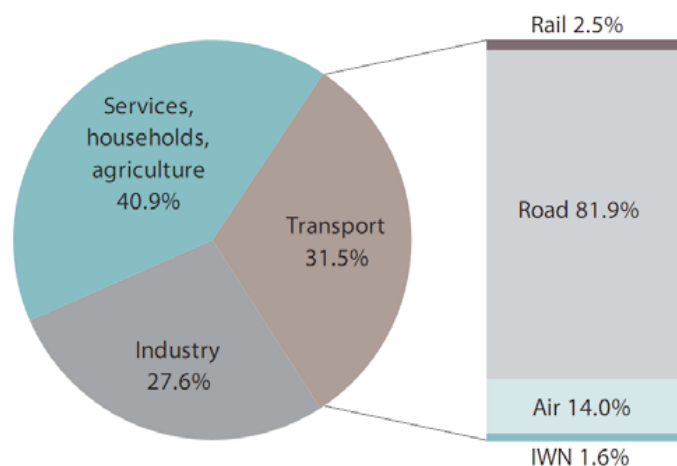
Οι ιστορικά υψηλές τάσεις των εκπομπών αερίων θερμοκηπίου που καταγράφονται στην ΕΕ την τελευταία εικοσαετία είναι αποτέλεσμα αντικρουόμενων παραγόντων. Στους παράγοντες των εκπομπών που παρουσίασαν ανοδική τάση περιλαμβάνονται:

- η αυξανόμενη ζήτηση στους τομείς των επιβατικών και εμπορευματικών μεταφορών
- το αυξανόμενο μερίδιο των οδικών μεταφορών σε σχέση με άλλους τρόπους μεταφοράς.

Στους παράγοντες των εκπομπών που παρουσίασαν πτωτική τάση περιλαμβάνονται οι βελτιώσεις των οχημάτων για την αύξηση της αποδοτικότητας των καυσίμων. Οι συνολικές τάσεις επηρεάζονται από το γεγονός ότι, σε πολλές περιπτώσεις, οι εκπομπές από μεγάλες σημειακές πηγές έχουν μειωθεί, ενώ ταυτόχρονα οι εκπομπές από ορισμένες κινητές ή/και διάχυτες πηγές, ειδικά στον τομέα των μεταφορών, έχουν παρουσιάσει σημαντική αύξηση.

Ο τομέας των μεταφορών

Η ενεργειακή κατανάλωση στην Ευρώπη το έτος 2008 ανάλογα με τον τομέα δραστηριότητας παρουσιάζεται στην εικόνα 5. Οι μεταφορές καταλαμβάνουν το 31,5% της συνολικής κατανάλωσης. Ειδικότερα στον τομέα των μεταφορών, οι οδικές μεταφορές καταλαμβάνουν το 81,9% της κατανάλωσης ενέργειας, οι αεροπορικές το 14% και οι σιδηροδρομικές το 2,5%.



Εικόνα 5 Κατανομή συνολικής ενεργειακής κατανάλωσης στην Ευρώπη το έτος 2008 και επιμερισμός στα διάφορα μέσα μεταφορών.

Η αύξηση των εκπομπών αερίων θερμοκηπίου στον τομέα των μεταφορών, καθώς και πολλές άλλες επιπτώσεις των μεταφορών στο περιβάλλον βρίσκονται στενά συνδεδεμένες με την οικονομική μεγέθυνση. Σύμφωνα με την ετήσια έκθεση του Ευρωπαϊκού Οργανισμού Περιβάλλοντος για το έτος 2009 προκύπτουν τα ακόλουθα για τις εμπορευματικές και τις επιβατικές μεταφορές στην Ευρώπη:

- Οι εμπορευματικές μεταφορές τείνουν να αυξάνονται ελαφρώς ταχύτερα συγκριτικά με την ανάπτυξη της οικονομίας. Από τις μεταφορές αυτές οι οδικές και αεροπορικές εμπορευματικές μεταφορές καταγράφουν τις μεγαλύτερες αυξήσεις στην Ε.Ε. των 27 (43% και 35% αντίστοιχα, την περίοδο 1997-2007). Το ποσοστό των σιδηροδρομικών μεταφορών και των εσωτερικών πλωτών μεταφορών στον συνολικό όγκο εμπορευμάτων μειώθηκε κατά τη διάρκεια της συγκεκριμένης περιόδου.
- Η αύξηση των επιβατικών μεταφορών συνεχίστηκε, με βραδύτερο όμως ρυθμό σε σχέση με την οικονομία. Οι αεροπορικές μεταφορές στο εσωτερικό της Ε.Ε. παρέμειναν ο ταχύτερα αναπτυσσόμενος τομέας, σημειώνοντας αύξηση 48% μεταξύ 1997 και 2007. Οι οδικές μεταφορές εξακολουθούν να αποτελούν τον κυρίαρχο τρόπο μεταφοράς, με ποσοστό 72% των συνολικών επιβατοχιλιομέτρων στην Ε.Ε. των 27.

Ως προς τις εκπομπές των αερίων του θερμοκηπίου στην εν λόγω έκθεση αναφέρονται τα εξής:

- Ο τομέας των μεταφορών παραμένει προβληματικός όσον αφορά τις εκπομπές. Οι εκπομπές των αερίων αυτών από τον τομέα των μεταφορών (πλην των διεθνών αεροπορικών και θαλάσσιων μεταφορών) σημείωσαν αύξηση κατά 24 % την περίοδο 1990-2008 στην Ε.Ε. των 27 και σήμερα αντιστοιχούν στο 19 % των συνολικών εκπομπών.
- Στην Ευρωπαϊκή Ένωση, μόνο η Γερμανία και η Σουηδία σημειώνουν πρόοδο όσον αφορά την υλοποίηση των ενδεικτικών στόχων για το 2010 για τη χρήση βιοκαυσίμων.
- Παρά τις παρατηρούμενες το 2007 μειώσεις των εκπομπών αέριων ρύπων, οι οδικές μεταφορές αποτελούν τη μεγαλύτερη πηγή εκπομπών οξειδίων του αζώτου και τη δεύτερη μεγαλύτερη πηγή ρύπων που συμβάλλουν στον σχηματισμό αιωρούμενων σωματιδίων το έτος αυτό.
- Η οδική κυκλοφορία παραμένει κατά πολύ η μεγαλύτερη πηγή έκθεσης σε θόρυβο προκαλούμενο από τις μεταφορές. Ο αριθμός των ανθρώπων που εκτίθενται σε επιβλαβή επίπεδα θορύβου, ειδικά τη νύχτα, αναμένεται να αυξηθεί, εάν δεν αναπτυχθούν και δεν εφαρμοστούν πλήρως αποτελεσματικές πολιτικές για τον θόρυβο.

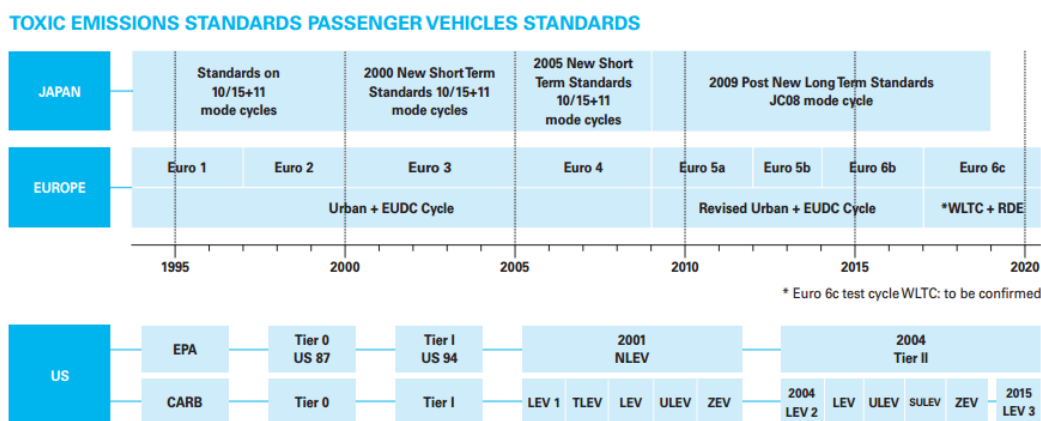
Η προαναφερόμενη έκθεση του Ευρωπαϊκού Οργανισμού Περιβάλλοντος, όπως και αλλά κείμενα της Ε.Ε. για το περιβάλλον καταλήγουν στο συμπέρασμα ότι η αποτελεσματική εξέταση των περιβαλλοντικών πτυχών της πολιτικής για τις μεταφορές προϋποθέτει την ύπαρξη ενός οράματος σχετικά με τη μορφή που θα πρέπει να έχει το σύστημα μεταφορών ως τα μέσα του 21ου αιώνα. Η διαδικασία θέσπισης μιας νέας κοινής πολιτικής για τις μεταφορές αφορά πρωτίστως τη διαμόρφωση αυτού του οράματος και τη χάραξη πολιτικών για την υλοποίησή του, ζητήματα που αντιμετωπίστηκαν με τη Λευκή Βίβλο του 2011 για τις μεταφορές.

Πρότυπο Ευρωπαϊκής Ένωσης

Η Ευρωπαϊκή Ένωση θεσπίζει συνεχώς αυστηρότερα μέτρα, όσον αφορά τις εκπομπές ρύπων των μηχανοκίνητων οχημάτων, πιέζοντας τις βιομηχανίες αυτοκινήτων να παράγουν ολοένα και «καθαρότερα» μεταφορικά μέσα. Οι κανονισμοί αυτοί αναφέρονται στην έγκριση τύπου ελαφρών επιβατικών και εμπορικών οχημάτων σε σχέση με την εκπομπή ρύπων τους, τη συντήρησή τους και τη χρήση ανταλλακτικών συγκεκριμένων υλικών.

Το πρότυπο που άρχισε να ισχύει πρόσφατα λέγεται Euro 6. Το Euro 6 εφαρμόζεται από την 1η Σεπτεμβρίου 2014 όσο αφορά την έγκριση τύπου και από την 1η Σεπτεμβρίου 2015 όσο αφορά την ταξινόμηση και την πώληση των νέου τύπου οχημάτων. Από την έναρξη ισχύος των προτύπων Euro 5 και Euro 6, τα κράτη μέλη πρέπει να αρνούνται την έγκριση τύπου, την ταξινόμηση, την πώληση ή τη θέση σε κυκλοφορία των οχημάτων που δεν τηρούν τις εν λόγω οριακές τιμές εκπομπών. Δεν πρέπει να συγχέουμε τις εκπομπές ρύπων που περιλαμβάνονται στο πρότυπο Euro 5 με τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα των αυτοκινήτων. Οι πρώτες αφορούν τους ρύπους, οι οποίοι είναι άμεσα επιβλαβείς στον άνθρωπο, ενώ το διοξείδιο του άνθρακα προκαλεί το φαινόμενο του θερμοκηπίου και βλάπτει άμεσα το περιβάλλον και έμμεσα τον άνθρωπο.

Τα οχήματα για τα οποία απαιτείται ο έλεγχος αυτός έχουν μάζα έως 2610 kg. Αυτοκίνητα τέτοιας κατηγορίας είναι τα επιβατικά, τα μικρά φορτηγά, τα εμπορικά που προορίζονται για τη μεταφορά επιβατών, εμπορευμάτων ή για άλλες χρήσεις, όπως για παράδειγμα ασθενοφόρα, ανεξαρτήτως αν το καύσιμο τους είναι η βενζίνη, το ντίζελ, το φυσικό αέριο ή το υγραέριο. Οι κατασκευαστές μπορούν να ζητήσουν τη συμμόρφωση οχημάτων τους με μάζα από 2610 kg μέχρι 2840 kg, που προορίζονται για τη μεταφορά επιβατών ή προϊόντων. Τα είδη ρύπων που καλύπτει ο κανονισμός είναι τα εξής: μονοξείδιο του άνθρακα (CO), υδρογονάνθρακες πλην του μεθανίου και συνολικοί υδρογονάνθρακες, οξειδία του αζώτου (NOx) και σωματίδια (PM). Οι εκπομπές περιλαμβάνουν τις εκπομπές των αγωγών εξαγωγής, τις εκπομπές της εξάτμισης και τις εκπομπές στροφαλοθαλάμου.



Εικόνα 6 Σύγκριση προτύπων Ευρώπης-Ηνωμένων Πολιτειών Αμερικής-Ιαπωνίας

Σύμφωνα με το πρότυπο Euro 6, οι ανώτατες τιμές για κάθε είδος εκπεμπόμενου ρύπου διακρίνονται ανάλογα με το καύσιμο που χρησιμοποιεί το όχημα. Για τα πετρελαιοκίνητα οχήματα ισχύουν:

- μονοξείδιο του άνθρακα: 500 mg / km
- σωματίδια: 5 mg / km.
- οξείδια του αζώτου (NO_x): 80 mg / km
- συνδυασμένες εκπομπές υδρογονανθράκων και οξειδίου του αζώτου: 170 mg / km.

Η μονάδα μέτρησης της ποσότητας (μάζας) των ρύπων είναι τα μιλιγραμμάρια ανά χιλιόμετρο κίνησης του οχήματος.

Για τα βενζινοκίνητα οχήματα και τα οχήματα που λειτουργούν με φυσικό αέριο ή υγραέριο ισχύουν:

- μονοξείδιο του άνθρακα: 1.000 mg / km
- υδρογονάνθρακες πλην του μεθανίου: 68 mg / km
- συνολικοί υδρογονάνθρακες: 100 mg / km
- οξείδια του αζώτου (NO_x): 60 mg / km (δηλαδή μείωση κατά 25% των εκπομπών σε σχέση με το πρότυπο Euro 4)
- σωματίδια (μόνο για τα βενζινοκίνητα οχήματα με απευθείας ψεκασμό, που λειτουργούν με καύση πτωχού μείγματος): 5 mg / km

Όσον αφορά τα μικρά φορτηγά και άλλα ελαφρά εμπορικά οχήματα που προορίζονται για τη μεταφορά εμπορευμάτων, ο κανονισμός περιλαμβάνει τρεις κατηγορίες

οριακών τιμών εκπομπών ανάλογα με τη μάζα του οχήματος: κάτω από 1.305 kg, από 1.305 kg έως 1.760 kg, πάνω από 1.760 kg.

Το νεότερο πρότυπο Euro 6 είναι ακόμη αυστηρότερο. Τα οχήματα που είναι εξοπλισμένα με κινητήρα ντίζελ υποχρεώθηκαν και μείωσαν σημαντικά τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου. Για παράδειγμα, για τις εκπομπές που προέρχονται από επιβατηγά αυτοκίνητα και άλλα οχήματα που προορίζονται για μεταφορά ισχύει ανώτατο όριο 80 mg / km (δηλαδή πρόσθετη μείωση κατά περισσότερο από 50% σε σχέση με το πρότυπο Euro 5). Οι συνδυασμένες εκπομπές υδρογονανθράκων και οξειδίων του αζώτου που προέρχονται από οχήματα ντίζελ μειώθηκαν επίσης, ώστε να τεθούν ανώτατα όρια, π.χ. 170 mg / km όσον αφορά τα επιβατηγά αυτοκίνητα και άλλα οχήματα που προορίζονται για μεταφορά.

Πρότυπα Ευρωπαϊκής Ένωσης για εκπομπές ρύπων επιβατικών αυτοκινήτων						
Πρότυπο	Ημερομηνία ισχύος για εγκρίσεις Τύπου	Ανώτατα όρια ρύπων (γραμ./χλμ.)				
		CO	HC	NOx	HC + NOx	PM
Κινητήρες Πετρελαίου						
Euro 1	Ιούλιος 1992	2,72	-	-	0,97	0,14
Euro 2	Ιανουάριος 1996	0,64	-	-	0,7	0,08
Euro 3	Ιανουάριος 2000	0,5	-	0,5	0,56	0,05
Euro 4	Ιανουάριος 2005	0,5	-	0,25	0,3	0,025
Euro 5	Σεπτέμβριος 2009	0,5	-	0,18	0,23	0,005
Euro 6	Σεπτέμβριος 2014	0,5	-	0,08	0,17	0,005
Κινητήρες Βενζίνης						
Euro 1	Ιούλιος 1992	2,72	-	-	0,97	-
Euro 2	Ιανουάριος 1996	2,2	-	-	0,5	-
Euro 3	Ιανουάριος 2000	2,3	0,2	0,15	-	-
Euro 4	Ιανουάριος 2005	1,0	0,1	0,08	-	-
Euro 5	Σεπτέμβριος 2009	1,0	0,1	0,06	-	0,005*
Euro 6	Σεπτέμβριος 2014	1,0	0,1	0,06	-	0,005*

*Μόνο για κινητήρες βενζίνης άμεσου ψεκασμού

Εικόνα 7 Εξέλιξη των προτύπων της Ευρωπαϊκής Ένωσης για εκπομπές ρύπων

Στην εικόνα 7 παρατηρείται η εξέλιξη των προτύπων της Ευρωπαϊκής Ένωσης για τις εκπομπές ρύπων επιβατικών αυτοκινήτων για ντιζελοκίνητες και βενζινοκίνητες. Το πρώτο πρότυπο Euro 1 εφαρμόστηκε τον Ιούλιο του 1992 και συγκριτικά με το ισχύον

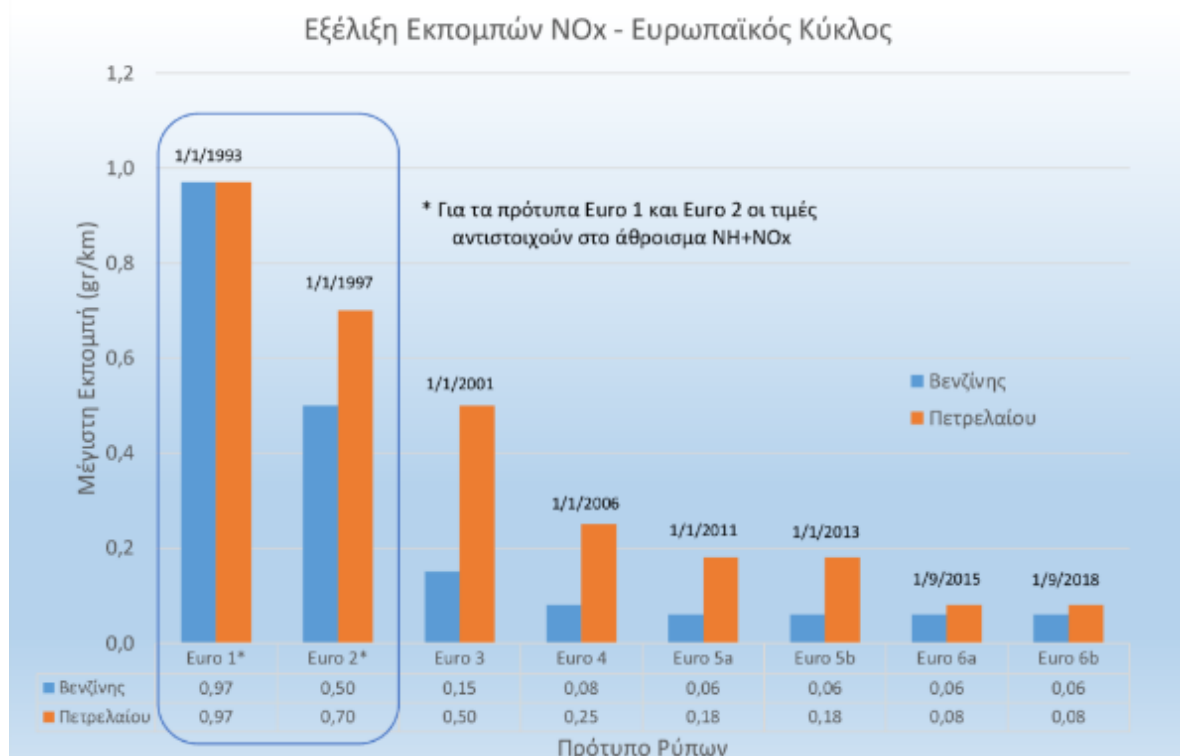
πρότυπο η διαφορά στα ανώτατα όρια ρύπων είναι εντυπωσιακή. Όπως φαίνεται, η πρώτη τολμηρή μείωση επιχειρήθηκε στο Euro 2 τον Ιανουάριο του 1996.

Εκτός από την τήρηση των προαναφερθέντων οριακών τιμών εκπομπών, οι κατασκευαστές οφείλουν να εγγυώνται την ανθεκτικότητα των διατάξεων ελέγχου της ρύπανσης για απόσταση 160.000 km. Επίσης, η συμμόρφωση κατά τη λειτουργία πρέπει να είναι δυνατόν να ελέγχεται επί χρονικό διάστημα έως πέντε έτη ή 100.000 km.

Υπενθυμίζεται ότι είναι αναγκαίο να ισχύουν ενιαία πρότυπα και για το λόγο αυτό η Επιτροπή θέσπισε ειδικές διαδικασίες, δοκιμές και απαιτήσεις που αφορούν: τις εκπομπές αγωγού εξαγωγής, συμπεριλαμβανομένων κύκλων δοκιμής, τις εκπομπές σε χαμηλή θερμοκρασία περιβάλλοντος, τις εκπομπές σε λειτουργία κινητήρα εν κενώ, τη θολότητα καυσαερίου

- τις εκπομπές της εξάτμισης και τις εκπομπές στροφαλοθαλάμου
- τα ενσωματωμένα στα οχήματα συστήματα διάγνωσης (OBD) και την απόδοση των συστημάτων ελέγχου της ρύπανσης κατά τη χρήση
- την αντοχή των συστημάτων ελέγχου της ρύπανσης, τις διατάξεις αντικατάστασης για τον έλεγχο των εκπομπών, τη συμμόρφωση εν χρήσει, τη συμμόρφωση της παραγωγής και τον τεχνικό έλεγχο
- τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα και την κατανάλωση καυσίμων
- τα υβριδικά οχήματα
- την επέκταση των εγκρίσεων τύπου και τις απαιτήσεις για κατασκευαστές με μικρή παραγωγή
- τις απαιτήσεις για εξοπλισμό δοκιμών
- τα καύσιμα αναφοράς, όπως βενζίνη, ντίζελ, αέρια καύσιμα και βιοκαύσιμα

Η εύκολη ενημέρωση και η παροχή σαφών πληροφοριών για την επισκευή και τη συντήρηση των οχημάτων αποτελεί ουσιαστικό στοιχείο. Οι κατασκευαστές πρέπει να προσφέρουν πρόσβαση στις πληροφορίες που αφορούν την επισκευή και τη συντήρηση των οχημάτων. Η υποχρέωση αυτή καλύπτει τα ενσωματωμένα συστήματα διάγνωσης (OBD), τα διαγνωστικά εργαλεία και τον εξοπλισμό δοκιμής.



Εικόνα 8 Μέγιστες εκπομπές NOX. Ευρωπαϊκός Κύκλος. Τιμές σε gr/km

Πρότυπο Ηνωμένων Πολιτειών Αμερικής

Στης ΗΠΑ, όσον αφορά τις εκπομπές NOX, ακολουθείται μία διαφορετική πολιτική. Το πρότυπο Tier II, που ισχύει αυτή τη στιγμή, αποτελείται από 8 Bins (υπό-κατηγορίες (καλάθια) εκπομπών). Ο στόλος των οχημάτων, με συνολικό βάρος κάτω των 6000lbs (περίπου 2700kgr), θα πρέπει να έχει εκπομπές που δεν υπερβαίνουν τα 0.044gr/km (0.07gr/mile). Η μέση εκπομπή των οχημάτων που πωλούνται ανά έτος υπολογίζεται ως ένας σταθμισμένος μέσος όρος των πωλήσεων για κάθε κατασκευαστή. Αυτό επιτρέπει στις εταιρείες να κατηγοριοποιούν τα οχήματα τους σε διαφορετικές υπό-κατηγορίες εκπομπών, ανάλογα και του τύπου του κινητήρα τους.

LIGHT DUTY VEHICLE - LIGHT DUTY TRUCK - MEDIUM DUTY PASSENGER VEHICLE

g/mi

Standard	Emission Limits (50.000 mi)					Emission Limits at Full Useful Life (120.000 mi)				
	NO _x	NMOG	CO	PM	HCHO	NO _x	NMOG	CO	PM	HCHO
Bin 1	-	-	-	-	-	0,00	0,00	0,0	0,00	0,000
Bin 2	-	-	-	-	-	0,02	0,01	2,1	0,01	0,004
Bin 3	-	-	-	-	-	0,03	0,055	2,1	0,01	0,011
Bin 4	-	-	-	-	-	0,04	0,07	2,1	0,01	0,011
Bin 5	0,05	0,075	3,4	-	0,015	0,07	0,09	4,2	0,01	0,018
Bin 6	0,08	0,075	3,4	-	0,015	0,10	0,09	4,2	0,01	0,018
Bin 7	0,11	0,075	3,4	-	0,015	0,15	0,09	4,2	0,02	0,018
Bin 8	0,14	0,100/0,125 ²⁾	3,4	-	0,015	0,20	0,125/0,156	4,2	0,02	0,018
Bin 9 ²⁾	0,20	0,075/0,140	3,4	-	0,015	0,30	0,090/0,180	4,2	0,06	0,018
Bin 10 ²⁾	0,40	0,125/0,160	3,4/4,4	-	0,015/0,018	0,60	0,156/0,230	4,2/6,4	0,08	0,018/0,027
Bin 11 ²⁾	0,60	0,195	5,0	-	0,022	0,90	0,28	7,3	0,12	0,032

Notes: Test covered: Federal Test Procedure (FTP), cold carbon monoxide, highway and idle
MY > 2004+

¹⁾ In lieu of intermediate useful life standards (50.000 mi) or to gain additional nitrogen oxides credit, manufacturers may optionally certify to the Tier 2 emission standards with a useful life of 150.000 mi.

²⁾ Bins 9-11 expired in 2006 for LD vehicles and LD trucks. And in 2008 for HLD trucks and MD Passenger vehicles.

³⁾ Pollutants with 2 numbers have a separate certification standard (1st number) and in-use standard (2nd number).

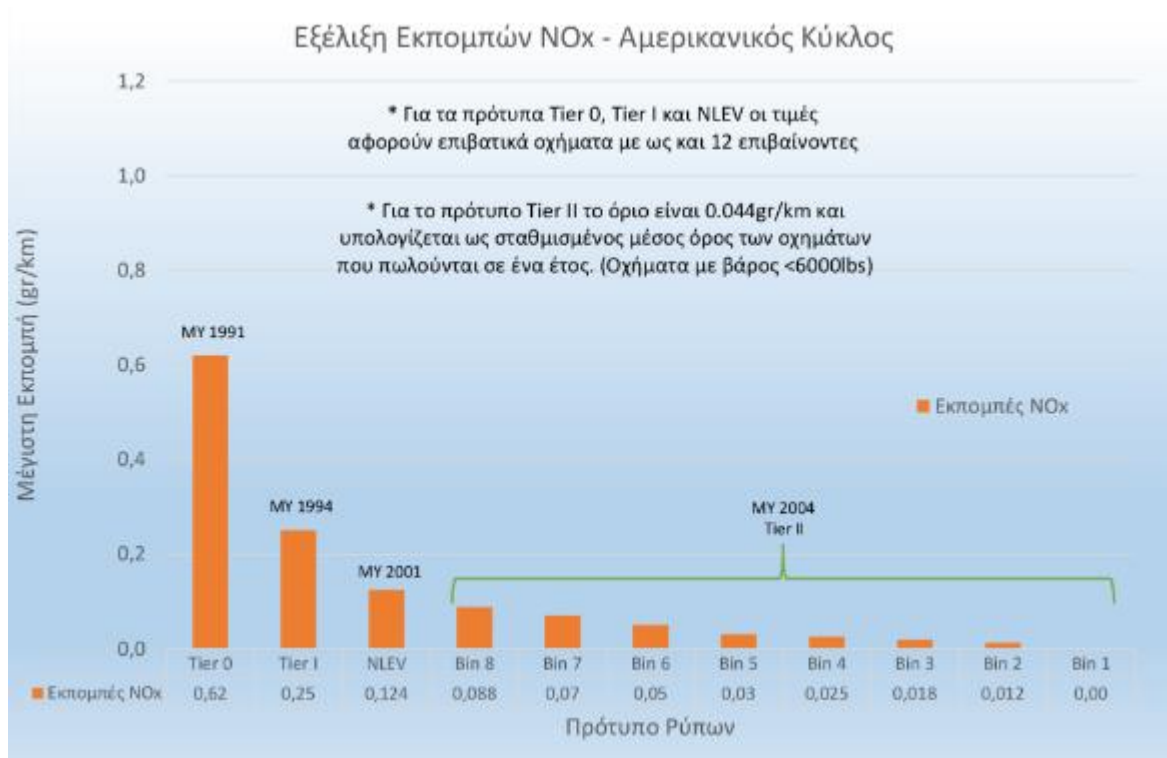
Εικόνα 9 Πρότυπο Ηνωμένων Πολιτειών Αμερικής - Tier II
TIER 3 FTP STANDARDS

Tier 3 Certification Bin Standards [FTP, 150.000 mi]				
Bin	NMOG+NO _x [mg/mi]	PM ¹⁾ [mg/mi]	CO [g/mi]	HCHO [mg/mi]
Bin 160	160	3	4,2	4
Bin 125	125	3	2,1	4
Bin 70	70	3	1,7	4
Bin 50	50	3	1,7	4
Bin 30	30	3	1,0	4
Bin 20	20	3	1,0	4
Bin 0	0	0	0	0

¹⁾ In MY 2017-20 PM standard applies only to that segment of a manufacturer's vehicles covered by the percent of sales phase-in for that model year

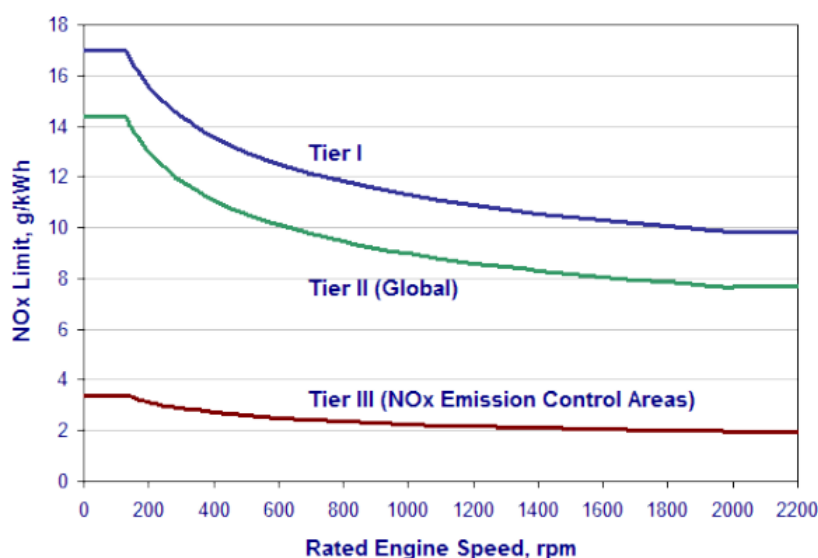
Εικόνα 10 Πρότυπο Ηνωμένων Πολιτειών Αμερικής - Tier III

Το πρότυπο Tier II θα αντικατασταθεί το 2017 από το πρότυπο Tier III. Στόχος του νέου προτύπου είναι ως το 2030, για ένα μέσο ετήσιο κόστος της τάξης του 1,5 δις \$, τα οφέλη για τη δημοσία Υγεία να κυμαίνονται από 6 ως και 17 δις \$.



Εικόνα 11 Μέγιστες εκπομπές NOx. Αμερικάνικος Κύκλος. Τιμές σε gr/km

Τα όρια εκπομπών οξειδίων του Αζώτου NOx για τους κινητήρες ντίζελ προκύπτουν ανάλογα με την ταχύτητα λειτουργίας του κινητήρα (σε στροφές η ανά λεπτό, rpm) Τα όρια καθορίζονται από τα αντίστοιχα Tier όπως φαίνεται και στον πίνακα. Τα Tier I και Tier II αναφέρονται στο παγκόσμιο όριο ενώ τα πρότυπα που ορίζει το Tier III ισχύει μόνο για περιοχές ελέγχου εκπομπών.



Εικόνα 12 Διάγραμμα ορίων εκπομπών NOx συναρτήσει της ταχύτητας μηχανής

Τα πρότυπα Tier II αναμένεται να καλυφθούν από τη βελτιστοποίηση της διαδικασίας καύσης. Οι παράμετροι που εξετάζονται από τους κατασκευαστές κινητήρων περιλαμβάνουν τον χρονισμό έγχυσης καυσίμου, την πίεση, και ποσοστό των καυσίμων στην περιοχή ακροφυσίου, τον χρονισμό των βαλβίδων εξάτμισης, και τον όγκο κυλίνδρου συμπίεσης. Τα πρότυπα Tier III αναμένεται να απαιτούν αποκλειστικά τεχνολογίες ελέγχου των εκπομπών NOx, όπως οι διάφορες μορφές επαγωγής νερού στη διαδικασία καύσης (στα καύσιμα, στον αέρα σαρώσεως, ή μέσα στον κύλινδρο), ανακύκλωση καυσαερίων, ή επιλεκτική καταλυτική μείωση.

MARPOL Annex VI Όρια εκπομπών NOx				
	Ημερομηνία	Όρια εκπομπών NOx (g/Kwh)		
		n < 130	130 ≤ n < 2000	n ≥ 2000
Tier I	2000	17.0	45 · n ^{-0.2}	9.8
Tier II	2011	14.4	44 · n ^{-0.23}	7.7
Tier III	2016 +	3.4	9 · n ^{-0.2}	1.96

Εικόνα 13 Όρια εκπομπών NOX

Πρότυπο Ιαπωνίας

Τα ιαπωνικά πρότυπα εκπομπών για κινητήρες και οχήματα και τους στόχους της αποδοτικότητας των καυσίμων που αναπτύχθηκε από μια σειρά από κυβερνητικές υπηρεσίες, συμπεριλαμβανομένης της από κοινού:

- Υπουργείο Περιβάλλοντος (MOE), και
- Υπουργείο Χωροταξίας, Υποδομών και Μεταφορών (MLIT)
- Υπουργείο Οικονομίας, Εμπορίου και Βιομηχανίας (METI)

Κατά την ανάπτυξη προτύπων και πολιτικών εκπομπών του κινητήρα, το Υπουργείο Περιβάλλοντος στηρίζεται στις προτάσεις του συμβουλευτικού οργάνου του που είναι γνωστό ως το Συμβούλιο Κεντρικής Περιβάλλοντος (CEC).

Οι εκπομπές των οχημάτων έχουν αναπτυχθεί υπό την αιγίδα του «Νόμου περί Ελέγχου Ατμοσφαιρικής Ρύπανσης», ενώ οι στόχοι αποδοτικότητας των καυσίμων που εγκρίθηκαν στο πλαίσιο του "δικαίου σχετικά με την Ορθολογική Χρήση της Ενέργειας" (Εξοικονόμησης Ενέργειας Νόμος).

EMISSION STANDARDS - GASOLINE AND LPG VEHICLES

		Test Mode	Unit	CO	NMHC ¹⁾	NO _x	PM ²⁾	Year
New Short Term	Passenger Car	10-15 Mode	g/km	0,67	0,08	0,08	-	2000
		11 Mode	g/test	19,0	2,20	1,40	-	
	Mini Commercial Vehicle	10-15 Mode	g/km	3,30	0,13	0,13	-	2002
		11 Mode	g/test	38,0	3,50	2,20	-	
	Light Commercial Vehicle (GVW ≥ 1,7t)	10-15 Mode	g/km	0,67	0,08	0,08	-	2000
		11 Mode	g/test	19,0	2,20	1,40	-	
Medium Commercial Vehicle (1,7t < GVW ≤ 3,5t)	10-15 Mode	g/km	2,10	0,08	0,13	-	2001	
	11 Mode	g/test	24,0	2,20	1,60	-		
New Long Term	Passenger Car	Combined Mode	g/km	1,15	0,05	0,05	-	2005
	Mini Commercial Vehicle			4,02	0,05	0,05	-	2007
	Light Commercial Vehicle (GVW ≥ 1,7t)			1,15	0,05	0,05	-	2005
	Medium Commercial Vehicle (1,7t < GVW ≤ 3,5t)			2,55	0,05	0,07	-	2005
Post New Long Term	Passenger Car	Combined Mode	g/km	1,15	0,05	0,05	0,005	2009
	Mini Commercial Vehicle			4,02	0,05	0,05	0,005	2009
	Light Commercial Vehicle (GVW ≥ 1,7t)			1,15	0,05	0,05	0,005	2009
	Medium Commercial Vehicle (1,7t < GVW ≤ 3,5t)			2,55	0,05	0,07	0,007	2009

¹⁾ HC used for New Short Term

²⁾ PM limit applied only for direct injection gasoline engines equipped with NO_x adsorber

EMISSION STANDARDS - DIESEL VEHICLES

		Test Mode	Unit	CO	NMHC ¹⁾	NO _x	PM	Year
New Short Term	Passenger Car (VW ≤ 1.265 kg)	10-15 Mode	g/km	0,63	0,12	0,28	0,052	2002
	PC (VW > 1.265 kg)			0,63	0,12	0,30	0,056	2002
	Light Commercial Vehicle (GVW ≥ 1,7t)			0,63	0,12	0,28	0,052	2002
	Medium Commercial Vehicle (1,7t < GVW ≤ 3,5t)			0,63	0,12	0,49	0,06	2003
New Long Term	Passenger Car (VW ≤ 1.265 kg)	Combined Mode	g/km	0,63	0,024	0,14	0,013	2005
	Passenger Car (VW > 1.265 kg)			0,63	0,024	0,15	0,014	2005
	Light Commercial Vehicle (GVW ≥ 1,7t)			0,63	0,024	0,14	0,013	2005
	Medium Commercial Vehicle (1,7t < GVW ≤ 3,5t)			0,63	0,024	0,25	0,015	2005
Post New Long Term	Passenger Car	Combined Mode	g/km	0,63	0,024	0,08	0,005	2009
	Light Commercial Vehicle (GVW ≥ 1,7t)			0,63	0,024	0,08	0,005	2009
	Medium Commercial Vehicle (1,7t < GVW ≤ 3,5t)			0,63	0,024	0,15	0,007	2009

¹⁾ HC used for New Short Term

Εικόνα 14 Σύγκριση βενζίνης και πετρελαίου – Πρότυπο Ιαπωνίας

Για τους οδικούς κινητήρες και για τα οχήματα η Ιαπωνία εισήγαγε νέα πρότυπα εκπομπών του κινητήρα για των ελαφρών επαγγελματικών οχημάτων και των κινητήρων βαρέων επαγγελματικών οχημάτων στα τέλη της δεκαετίας του 1980. Τα ιαπωνικά πρότυπα, ωστόσο, παρέμειναν χαλαρά μέσα της δεκαετίας του 1990.

Το 2003 το Υπουργείο Περιβάλλοντος οριστικοποιηθεί πολύ αυστηρά πρότυπα εκπομπών για το 2005 τόσο για τα ελαφρά και βαρέα οχήματα. Κατά τη στιγμή που ήρθε στην εξουσία, τα πρότυπα εκπομπών βαρέων 2005 (NO_x = 2 g / kWh, PM = 0,027 g / kWh) ήταν η πιο αυστηρή ρύθμιση των εκπομπών ντίζελ στον κόσμο. Αποτελεσματική 2009, τα όρια αυτά περαιτέρω σφιγμένα σε ένα επίπεδο-μεταξύ των απαιτήσεων των ΗΠΑ το 2010 και το Euro V, και τα 2016 τα όρια είναι συγκρίσιμα σε ένταση με τις ΗΠΑ το 2010 και τα πρότυπα Euro VI.

Τα ιαπωνικά πρότυπα εκπομπών, που αναφέρονται περιστασιακά από την αγγλική μετάφραση του τίτλου του κανονισμού. Αυτοί οι κανονισμοί και περίοδος σταδιακής εφαρμογής τους, έχουν ως εξής:

- Μακροχρόνια κανονισμούς (1997, 1998, 1999)
- Νέα βραχυπρόθεσμη κανονισμούς (2003, 2004)
- Νέα μακροπρόθεσμη κανονισμούς (2005)
- Μετα-νέα μακροπρόθεσμη κανονισμούς (2009, 2010)
- Μελλοντικούς κανονισμούς (2016, 2017, 2018)

Οι περισσότερες κατηγορίες οχημάτων, συμπεριλαμβανομένων των επιβατικών αυτοκινήτων και βαρέων φορτηγών και λεωφορείων, υπόκεινται επίσης σε υποχρεωτικούς στόχους της αποδοτικότητας των καυσίμων. Οι Ιαπωνικές απαιτήσεις απόδοσης των καυσίμων για τα βαρέα φορτηγά και λεωφορεία ήταν πρώτος κανονισμός οικονομία καυσίμου του κόσμου για τα βαρέα οχήματα.

Table 1
Fuel Consumption Standards, l/100 km

Curb Mass (CM), kg	Stage 1: 2005.07		Stage 2: 2008.01		Stage 3 (proposed)
	M/T	A/T	M/T	A/T	All
CM ≤ 750	7.2	7.6	6.2	6.6	5.7
750 < CM ≤ 865	7.2	7.6	6.5	6.9	5.7
865 < CM ≤ 980	7.7	8.2	7.0	7.4	5.7
980 < CM ≤ 1,090	8.3	8.8	7.5	8.0	6.1
1,090 < CM ≤ 1,205	8.9	9.4	8.1	8.6	6.5
1,205 < CM ≤ 1,320	9.5	10.1	8.6	9.1	6.9
1,320 < CM ≤ 1,430	10.1	10.7	9.2	9.8	7.3
1,430 < CM ≤ 1,540	10.7	11.3	9.7	10.3	7.7
1,540 < CM ≤ 1,660	11.3	12.0	10.2	10.8	8.1
1,660 < CM ≤ 1,770	11.9	12.6	10.7	11.3	8.6
1,770 < CM ≤ 1,880	12.4	13.1	11.1	11.8	9.0
1,880 < CM ≤ 2,000	12.8	13.6	11.5	12.2	9.4
2,000 < CM ≤ 2,110	13.2	14.0	11.9	12.6	9.8
2,110 < CM ≤ 2,280	13.7	14.5	12.3	13.0	10.3
2,280 < CM ≤ 2,510	14.6	15.5	13.1	13.9	11.0
2,510 < CM	15.5	16.4	13.9	14.7	11.8

M/T - Manual transmission; A/T - Automatic transmission

Εικόνα 15 Σύγκριση ρύπων με χειροκίνητο και αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων- πρότυπο Ιαπωνίας

Στην εικόνα 15, γίνεται μια σύγκριση στην κατανάλωση καυσίμων σε δύο τύπους αυτοκινήτων, με χειροκίνητο και με αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων, σε συνάρτηση το βάρος. Παρατηρούμε ότι, στο αυτοκίνητο με χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων είναι κατά 1 με 1,5 μονάδα χαμηλότερη η κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με το αυτοκίνητο με αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων.

Κεφάλαιο 3 – Ρύποι

Βενζίνη και Πετρέλαιο

Τα τελευταία 15-20 χρόνια τα βενζινοκίνητα και πετρελαιοκίνητα οχήματα έχουν γίνει σημαντικά «καθαρότερα» σε επίπεδο εκπομπών ρύπων που επηρεάζουν την ανθρώπινη υγεία. Επίσης έχουν επιτευχθεί μικρότερης κλίμακας βελτιώσεις στην κατανάλωση ενέργειας και τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα CO₂ των συμβατικών βενζινοκίνητων και πετρελαιοκίνητων οχημάτων. Οι εκπομπές που επιβαρύνουν την ανθρώπινη υγεία έχουν μειωθεί σε μεγάλο βαθμό τα τελευταία χρόνια, όμως η μείωση των εκπομπών CO₂ παραμένει μικρή.

Πολλές από τις εξελίξεις στην αγορά και στην τεχνολογία οχημάτων που αναλύονται σε αυτή την παράγραφο όπως η κατασκευή και επιλογή μικρότερων οχημάτων από τους καταναλωτές, οι καταλυτικοί μετατροπείς και οι επιδράσεις του ηλεκτρικού εξοπλισμού και του κλιματισμού, βρίσκουν εφαρμογή και στα οχήματα που κινούνται με εναλλακτικά καύσιμα καθώς και στα υβριδικά οχήματα.

Σύμφωνα με το Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας (2005), μεγάλα οφέλη μπορούν να προκύψουν από την επιλογή μικρότερων αυτοκινήτων σε μέγεθος και/ή κυβισμό. Η μείωση του μεγέθους των οχημάτων παραμένει ένα πεδίο στο οποίο μπορούν να πραγματοποιηθούν σημαντικά επιτεύγματα. Τα τελευταία χρόνια στις περισσότερες Ευρωπαϊκές αγορές οχημάτων έχουν παρατηρηθεί περιορισμένα βήματα προς την κατεύθυνση της μείωσης του μεγέθους (δηλ. του κυβισμού) και του βάρους των κυκλοφορούντων οχημάτων που επιλέγουν οι καταναλωτές. Δυστυχώς, η απόκτηση και η χρήση του αυτοκινήτου είναι στενά συνδεδεμένη με βαθιά εδραιωμένες οικονομικές παραμέτρους, κοινωνικές αντιλήψεις αλλά και καταναλωτικές προτιμήσεις (το αυτοκίνητο ως σύμβολο κοινωνικής καταξίωσης, η επιλογή του αυτοκινήτου ανάλογα με την προσωπικότητα του χρήστη κλπ.). Το φαινόμενο αυτό οδηγεί ακόμα πολλούς καταναλωτές να επιλέγουν αυτοκίνητα τα οποία είναι μεγαλύτερα σε κυβισμό (και κατά συνέπεια λιγότερο αποδοτικά) σε σχέση με τις πραγματικές καθημερινές ανάγκες τους. Τα οφέλη από την χρήση ελαφρύτερων υλικών συχνά αναιρούνται από το επιπλέον βάρος των αυξημένων συστημάτων ασφάλειας και του πολυτελούς εξοπλισμού. Ο πρόσθετος ηλεκτρικός εξοπλισμός και ο κλιματισμός υποσκελίζουν μεγάλο μέρος από τις δυνατότητες οφελών στην αποδοτικότητα.

Η σημαντικότερη τεχνολογική εξέλιξη που έχει συμβάλλει αποφασιστικά στην μείωση των εκπομπών των αερίων ρύπων τα τελευταία 15 χρόνια, είναι η χρήση των καταλυτικών μετατροπέων ή απλούστερα καταλυτών. Η χρήση των καταλυτών εφαρμόστηκε αποτελεσματικά στα προς πώληση αυτοκίνητα στην Ε.Ε. με την εφαρμογή του προτύπου εκπομπών ρύπων “Euro II” το 1996.

Οι καταλύτες εγκαθίστανται μεταξύ του κινητήρα του οχήματος και τον αγωγό εξόδου των καυσαερίων (εξάτμιση). Οι καταλύτες κατασκευάζονται συνήθως από κεραμικά υλικά και εσωτερικά έχουν κυψελοειδή μορφή επικαλυμμένη με ευγενή μέταλλα, συνήθως λευκόχρυσο (πλατίνα), ρόδιο και/ή παλλάδιο, τα οποία δρουν ως καταλύτες. Η κυψελοειδής μορφή των μετατροπέων είναι κατάλληλα σχεδιασμένη ώστε να έχει πολύ μεγάλη επιφάνεια σε σχέση με την κατά όγκο αναλογία της. Με το τρόπο αυτό εξασφαλίζεται η αποτελεσματικότητα των χημικών αντιδράσεων των καυσαερίων με τους μεταλλικούς καταλύτες οι οποίες πραγματοποιούνται μόνο στην επιφάνεια της κυψελοειδούς μορφής του καταλυτικού μετατροπέα.

Οι σύγχρονοι βενζινοκινητήρες ηλεκτρονικής ανάφλεξης είναι εφοδιασμένοι με «τριοδικούς καταλύτες» οι οποίοι ονομάζονται έτσι επειδή μειώνουν τις εκπομπές τριών αερίων ρυπαντών: των άκαυστων υδρογονανθράκων (HC), του μονοξειδίου του άνθρακα (CO) και των οξειδίων του αζώτου (NO). Ένας τριοδικός καταλύτης ουσιαστικά αποτελείται από δυο διαφορετικά «μέρη»: έναν αναγωγικό καταλύτη που διαχωρίζει το επιβλαβές μονοξείδιο του αζώτου NO σε αβλαβές άζωτο N₂ και οξυγόνο O₂ [2NO > N₂ + O₂] και έναν οξειδωτικό καταλύτη ο οποίος οξειδώνει τους επικίνδυνους ρύπους του CO και τους HC και τους μετατρέπει σε διοξείδιο του άνθρακα CO₂² και νερό H₂O.

Ρύποι	Βενζινοκινητήρας με καταλύτη	Ντιζελ
<u>Μονοξείδιο του άνθρακα (CO)</u>	2,7 g/Km	1,0 g/Km
Υδρογονάνθρακες + Οξείδια αζώτου (HC + NOX)	1,4 g/Km	1,1 g/Km
Διοξείδιο του θείου (SO2) + Σωματίδια	πολύ χαμηλά	0,22 g/km
Σύνολο	4,1 g/Km	2,3 g/Km
Κατανάλωση	115 g/Km	83 g/Km

Εικόνα 16 Σύγκριση ρύπων Βενζίνη-Πετρέλαιο

Οι αναγωγικοί καταλύτες μπορούν να λειτουργήσουν μόνο όταν ένας κινητήρας λειτουργεί κοντά στην «στοιχειομετρική» αναλογία του καύσιμου μίγματος. Στοιχειομετρική αναλογία καλείται η κατάλληλη αναλογία αέρα και καυσίμου που απαιτείται να εισέλθει στους κυλίνδρους του κινητήρα ώστε να γίνει πλήρης καύση του μίγματος χωρίς περίσσεια

αέρα ή καυσίμου. Για να εξασφαλίζεται η λειτουργία των βενζινοκινητήρων κοντά στην στοιχειομετρική αναλογία καύσιμου μίγματος, στην εξάτμιση του αυτοκινήτου μετά τον καταλύτη εγκαθίσταται ένας ηλεκτροχημικός αισθητήρας οξυγόνου (αισθητήρας «λάμδα»). Ο αισθητήρας «λάμδα» είναι συνδεδεμένος με την κεντρική ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου και αναλύοντας την περιεκτικότητα των καυσαερίων σε οξυγόνο παρέχει τα κατάλληλα δεδομένα στην κεντρική μονάδα ώστε αυτή να ρυθμίσει την ποσότητα καυσίμου που ψεκάζεται στους κυλίνδρους.

Οι πετρελαιοκινητήρες Diesel είναι σχεδιασμένοι να λειτουργούν με «φτωχό» μίγμα, δηλαδή λειτουργούν με περίσσεια αέρα σε σχέση με την στοιχειομετρική αναλογία μίγματος. Οι αναγωγικοί καταλύτες δεν μπορούν να λειτουργήσουν σε συνθήκες «φτωχού» μίγματος και γι' αυτό τον λόγο οι πετρελαιοκινητήρες είναι εφοδιασμένοι μόνο με οξειδωτικούς καταλύτες. Οι οξειδωτικοί καταλύτες είναι αποτελεσματικοί στο να ελαττώνουν τις εκπομπές HC και CO καθώς και μέρος από τις εκπομπές σωματιδίων (PM), όμως όχι στο να ελαττώνουν τις εκπομπές NO_x . Γι' αυτόν ακριβώς τον λόγο οι πετρελαιοκινητήρες παρουσιάζουν πολύ μεγαλύτερες εκπομπές NO_x σε σχέση με τους βενζινοκινητήρες.

Τα τελευταία χρόνια στα οχήματα που κινούνται με συμβατικά καύσιμα έχουν επιτευχθεί σημαντικά βήματα για την αύξηση της απόδοσης του κινητήρα. Συγκεκριμένα οι βελτιώσεις αφορούν κυρίως τους πετρελαιοκινητήρες Diesel οι οποίες σε συνδυασμό με την χαμηλότερη τιμή του πετρελαίου έναντι της βενζίνης, έχουν συμβάλει στην σημαντική αύξηση της δημοτικότητας και της χρήσης των πετρελαιοκίνητων αυτοκινήτων την τελευταία δεκαετία.

ΡΥΠΑΝΤΙΚΗ ΟΥΣΙΑ	ΚΙΛΑ (GR) ΠΟΥ ΠΑΡΑΓΟΝΤΑΙ ΑΝΑ ΤΟΝΟ ΚΑΥΣΙΜΟΥ	
	BENZINE	DIESEL
ΜΟΝΟΞΕΙΔΙΟ ΑΝΘΡΑΚΑ	465.59	20.81
ΥΔΡΟΓΟΝΑΝΘΡΑΚΕΣ	23.28	4.16
ΟΞΕΙΔΙΑ ΑΖΩΤΟΥ	15.83	13.01
ΔΙΟΞΕΙΔΙΟ ΘΕΙΟΥ	1.86	7.80
ΑΛΔΕΥΔΕΣ	0.93	0.78
	507.49	46.56

Εικόνα 17 Σύγκριση Ρυπαντικής Ουσίας Βενζίνη-Πετρέλαιο

Από τις αρχές της δεκαετίας του 1990 σε σχεδόν όλους του κινητήρες Diesel εφαρμόζεται η τεχνολογία της υπερπλήρωσης ή αλλιώς υπερσυμπίεσης (turbo) η οποία βελτιώνει σημαντικά την απόδοση και την ισχύ του κινητήρα.

Οι κινητήρες άμεσου ψεκασμού (Direct injection) επίσης έχουν αρχίσει να διεισδύουν με γρήγορο ρυθμό στα οχήματα Diesel από τις αρχές της δεκαετίας του 90. Στους κινητήρες άμεσου ψεκασμού το καύσιμο ψεκάζεται απευθείας στον θάλαμο καύσης του κινητήρα, αντί ενός προθάλαμου. Οι κινητήρες άμεσου ψεκασμού είναι πιο αποδοτικοί σε σχέση με τους κινητήρες εμμέσου ψεκασμού και συνεπώς εξοικονομούν καύσιμα και παράγουν λιγότερες εκπομπές CO₂ όμως παράγουν περισσότερα σωματίδια και είναι πιο θορυβώδεις στην λειτουργία τους. Τα τελευταία 3 χρόνια έχει αρχίσει η εισαγωγή κινητήρων άμεσου ψεκασμού και σε βενζινοκίνητα οχήματα αλλά η χρήση τους ακόμα παραμένει περιορισμένη.

Οι κινητήρες άμεσου ψεκασμού υψηλής πίεσης ή πιο γνωστοί ως άμεσου ψεκασμού “common rail” είναι κινητήρες οι οποίοι διαθέτουν έναν κοινό αγωγό παροχής καυσίμου το οποίο ψεκάζεται υπό πολύ υψηλή πίεση σε όλους τους κυλίνδρους του κινητήρα. Ο ψεκασμός υπό υψηλή πίεση διευκολύνει την εκνέφωση του καυσίμου και βελτιώνει την καύση του. Ακόμη, αγωγοί κατάλληλα τοποθετημένοι σε κάθε κύλινδρο ρυθμίζουν με πολύ μεγάλη ακρίβεια τον χρόνο και την ποσότητα καυσίμου που ψεκάζεται, βελτιώνοντας ακόμη περισσότερο την συνολική απόδοση του κινητήρα.

Σε σύγκριση με το κινητήρα βενζίνης και τον τρόπο ανάφλεξης, ο κινητήρας πετρελαίου απλά εισαγάγει αέρα, τον οποίο συμπιέζει στο θάλαμο καύσης και στη συνέχεια ψεκάζει καύσιμο στο χώρο του συμπιεσμένου αέρα. Η θερμοκρασία του συμπιεσμένου αέρα αναφλέγει το καύσιμο στιγμιαία λόγω της υψηλής θερμοκρασίας και της καλής εξαέρωσης του καυσίμου. Με αυτό τον τρόπο και λόγω της υψηλής συμπίεσης του αέρα μπορούμε να έχουμε υψηλότερη απόδοση με λιγότερη κατανάλωση. Η βασική διαφορά λοιπόν στον τρόπο λειτουργίας ενός κινητήρα πετρελαίου από ένα κινητήρα βενζίνης είναι το σημείο που κάνει τη διαφορά στην απόδοση υπέρ του πρώτου. Όσο βέβαια μεγαλύτερη είναι η συμπίεση του αέρα στο θάλαμο τόσο καλύτερο είναι το αποτέλεσμα όσον αφορά την απόδοση. Μεγάλο ρόλο βέβαια τόσο στην απόδοση αλλά και στη δημιουργία καυσαερίων παίζει η αντλία υψηλής πίεσης, η οποία είναι αναπόσπαστο κομμάτι ενός κινητήρα πετρελαίου και είναι αυτή που δημιουργεί την πίεση ψεκασμού του καυσίμου. Η αντλία υψηλής πίεσης είτε μηχανική είναι είτε ηλεκτρονική είναι έχει μεγάλη σημασία για την καλή λειτουργία του κινητήρα. Στην αντλία βασίζεται τόσο η σωστή καύση του μίγματος (καύσιμο-αέρας), αλλά και ο χρονισμός του κινητήρα. Ένα σωστό συνεργείο κινητήρων πετρελαίου ή ένα σωστό

εργαστήριο επισκευής αντλιών πετρελαίου πρέπει να είναι σε θέση να εκτιμήσει σωστά την κατάσταση της λειτουργίας του κινητήρα, τις αιτίες κακής λειτουργίας και απόδοση και να επισκευάσει σωστά τον κινητήρα ή/και την αντλία για να λειτουργούν σωστά και να μην έχουμε μειωμένη απόδοση, καπνό ή άλλα προβλήματα. Ο τρόπος οδήγησης του αυτοκινήτου από τον οδηγό και η κατάσταση του κινητήρα παίζουν επίσης σημαντικό ρόλο στην ποσότητα και ποιότητα των ρύπων, πχ. στις χαμηλές ταχύτητες (μέσα στις αστικές περιοχές, χαμηλές στροφές κινητήρα) επικρατούν οι υδρογονάνθρακες, ενώ στις υψηλές (αυτοκινητόδρομοι, υψηλές στροφές) τα οξειδία του αζώτου και αυτό σημαίνει ότι μια σωστή ρύθμιση του κινητήρα εξασφαλίζει μέσες συνθήκες καύσης του μίγματος και συγχρόνως το «βέλτιστο» στην εκπομπή των δύο αυτών ειδών ρύπων.

Table 1
EU Emission Standards for Passenger Cars (Category M₁*)

Stage	Date	CO	HC	HC+NOx	NOx	PM	PN
		g/km					
Compression Ignition (Diesel)							
Euro 1 †	1992.07	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	0.14 (0.18)	-
Euro 2, IDI	1996.01	1.0	-	0.7	-	0.08	-
Euro 2, DI	1996.01 ^a	1.0	-	0.9	-	0.10	-
Euro 3	2000.01	0.64	-	0.56	0.50	0.05	-
Euro 4	2005.01	0.50	-	0.30	0.25	0.025	-
Euro 5a	2009.09 ^b	0.50	-	0.23	0.18	0.005 ^f	-
Euro 5b	2011.09 ^c	0.50	-	0.23	0.18	0.005 ^f	6.0×10 ¹¹
Euro 6	2014.09	0.50	-	0.17	0.08	0.005 ^f	6.0×10 ¹¹
Positive Ignition (Gasoline)							
Euro 1 †	1992.07	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	-	-
Euro 2	1996.01	2.2	-	0.5	-	-	-
Euro 3	2000.01	2.30	0.20	-	0.15	-	-
Euro 4	2005.01	1.0	0.10	-	0.08	-	-
Euro 5	2009.09 ^b	1.0	0.10 ^d	-	0.06	0.005 ^{e,f}	-
Euro 6	2014.09	1.0	0.10 ^d	-	0.06	0.005 ^{e,f}	6.0×10 ^{11 e,g}

* At the Euro 1..4 stages, passenger vehicles > 2,500 kg were type approved as Category N₁ vehicles
† Values in brackets are conformity of production (COP) limits
a. until 1999.09.30 (after that date DI engines must meet the IDI limits)
b. 2011.01 for all models
c. 2013.01 for all models
d. and NMHC = 0.068 g/km
e. applicable only to vehicles using DI engines
f. 0.0045 g/km using the PMP measurement procedure
g. 6.0×10¹² 1/km within first three years from Euro 6 effective dates

Εικόνα 18 Σύγκριση Βενζίνης Πετρελαίου στα Ευρωπαϊκά Πρότυπα

Παράλληλα, στο περιοδικό esquire (2010) κάνει μια σύγκριση στο turbo βενζίνης και πετρελαίου.

Turbo βενζίνης: Οι επιδόσεις που δεν επιβαρύνουν την τσέπη

Καλύτερες επιδόσεις, πιο αθόρυβη λειτουργία, χαμηλότερη κατανάλωση και χαμηλότερες εκπομπές ρύπων είναι τα ατού των turbo κινητήρων βενζίνης, που ολοένα και περισσότερο σπρώχνουν στο περιθώριο τους κλασικούς, ατμοσφαιρικούς κινητήρες. Από τα μέσα της δεκαετίας του '00 και σε συνδυασμό με την εξέλιξη της τεχνολογίας ψεκασμού καυσίμου οι turbo κινητήρες βενζίνης κατάφεραν να συνδυάσουν τη μεγάλη ιπποδύναμη με την οικονομική κατανάλωση και τις χαμηλές εκπομπές ρύπων με τη μεγάλη ροπή από τις χαμηλές στροφές. Σε σχέση με τους κινητήρες πετρελαίου είναι πιο ελαφρύς, αλλά υστερούν σε μακροζωία, με το μέσο όρο ζωής να κυμαίνεται από 250.000 μέχρι 300.000 χλμ. Το σημείο όμως όπου τα turbo μοτέρ βενζίνης κερδίζουν κατά κράτος τους turbo diesel είναι οι επιδόσεις. Η κατανάλωση καυσίμου των turbo κινητήρων βενζίνης είναι μεγαλύτερη από αυτήν των αντίστοιχου κυβισμού μοτέρ turbo diesel, όπως μεγαλύτερες είναι και οι εκπομπές CO₂ στις εκδόσεις βενζίνης. Το ερώτημα που εύλογα απασχολεί το μέσο υποψήφιο αγοραστή τη συγκεκριμένη στιγμή είναι τι θα πρέπει να επιλέξει μεταξύ δύο καινούριων, παρεμφερούς κυβισμού μοντέλων, diesel ή βενζίνης; Η απάντηση δεν είναι εύκολη και, εν πολλοίς, έχει να κάνει με τις ανάγκες του καθενός. Έτσι, οι παράμετροι που θα πρέπει να εξετάσει ο καταναλωτής είναι η τιμή αγοράς και τα χιλιόμετρα που διανύει σε ετήσια βάση. Αν η διαφορά τιμής ανάμεσα στην πετρελαιοκίνητη και τη βενζινοκίνητη έκδοση δεν υπερβαίνει τα 1.500 ευρώ και ο οδηγός διανύει περισσότερα από 20.000 χλμ. το χρόνο (πριν από την κρίση ο μέσος όρος στην Ελλάδα δεν ξεπερνούσε τα 15.000 χλμ.), τότε για το συγκεκριμένο αγοραστή η έκδοση diesel έχει σαφές προβάδισμα.

Turbo diesel: Μακροβιότητα, οικονομία και καθαρές εκπομπές

Μέχρι πρόσφατα η Ελλάδα κατείχε ένα μοναδικό ρεκόρ στην Ευρώπη: ήταν η μοναδική χώρα που είχε περιορισμούς στη χρήση επιβατικών αυτοκινήτων με κινητήρες diesel. Η αιτιολογία που έδιναν οι αρμόδιοι για αυτή τους τη στάση ήταν η (δήθεν) προστασία της αστικής ατμόσφαιρας από τη ρύπανση. Όμως, με βάση την τεχνολογία που έχουν αναπτύξει οι αυτοκινητοβιομηχανίες, η συγκεκριμένη δικαιολογία δεν έχει καμία απολύτως βάση, κάτι που αποτυπώνεται με τον πιο εύγλωττο τρόπο στις εκπομπές ρύπων, και ειδικά CO₂, οι οποίες είναι μικρότερες -στην πλειοψηφία τους- από αυτές των αντίστοιχου κυβισμού κινητήρων βενζίνης (turbo ή μη). Η συγκεκριμένη παράμετρος έχει ως αποτέλεσμα τα τέλη κυκλοφορίας των αυτοκινήτων με κινητήρες πετρελαίου να είναι χαμηλότερα από αυτά των βενζινοκίνητων. Για παράδειγμα, σε ένα Volvo S60 1,6 λ., το

μοντέλο βενζίνης έχει τέλη κυκλοφορίας 258 ευρώ, ενώ το αντίστοιχο turbo diesel 91 ευρώ. Συνήθως η ιπποδύναμη ενός turbo κινητήρα diesel είναι μικρότερη από αυτήν ενός αντίστοιχου κυβισμού turbo κινητήρα βενζίνης, όμως ο πετρελαιοκινητήρας έχει σαφώς μεγαλύτερη ροπή και από χαμηλότερες στροφές. Άλλο ένα στοιχείο ενδιαφέροντος και διαφοροποίησης είναι ο μέσος όρος ζωής ενός κινητήρα πετρελαίου, που ξεπερνάει τα 500.000 χλμ. και μπορεί να φτάσει ακόμη και τα 600.000 χλμ., οπότε είναι διπλάσιος από αυτόν ενός βενζινοκινητήρα. Από την άλλη, τα τελευταία χρόνια οι αυτοκινητοβιομηχανίες εξελίσσουν κινητήρες diesel χαμηλού κυβισμού, που είναι δυνατοί και συγχρόνως πολύ αξιόπιστοι. Σε αυτή την κατηγορία συναντάμε το μοτέρ της Opel, χωρητικότητας 1,3 λ., που κινεί το Astra και το Corsa και αποδίδει 95 άλογα, και τον επίσης turbo diesel κινητήρα 1,2 λ. της VW με τους 75 ίππους. Σε ό,τι αφορά την κατανάλωση καυσίμου, η ζυγαριά γέρνει υπέρ των πετρελαιοκινητήρων. Για παράδειγμα, μια Alfa Romeo Giulietta 1.4 170 PS turbo βενζίνης καταναλώνει κατά μέσο όρο 5,8 λ./100 χλμ. Το ίδιο αυτοκίνητο με turbo diesel κινητήρα 1,6 λ. 105 PS καταναλώνει μόλις 4,4 λ./100 χλμ.

Επίσης, άλλη μια σύγκριση βενζίνης και πετρελαίου είναι δημοσιευμένη στο περιοδικό Autotriti (2016).

Βενζίνη

Η βενζίνη είναι ένα ελαφρύ υγρό, πτητικό και εύφλεκτο καύσιμο, που προέρχεται κυρίως από την κλασματική απόσταξη του πετρελαίου. Παράγεται από την χημική ένωση 3 κορεσμένων υδρογονανθράκων (εξανίου, επτανίου και οκτανίου). Ανάλογα με την σύστασή της κατηγοριοποιείται σε είδη, τα οποία έχουν άλλη αξία και απόδοση. Η κλίμακα οκτανίου από 0 έως 100 χαρακτηρίζει την κάθε βενζίνη με βάση τα οκτάνια που έχει ως τελικό προϊόν. Όσο μεγαλύτερος είναι ο αριθμός οκτανίου, τόσο μεγαλύτερη είναι η απόδοσή της. Για την αύξηση του αριθμού οκτανίου της βενζίνης, υποβάλλεται σε ειδική κατεργασία, ή προστίθενται σε αυτή διάφορες ουσίες, που ονομάζονται αντικτυπικά ή αντικροτικά. Πλέον για την παρασκευή της χρησιμοποιούνται αλκοόλες και αιθέρες, καθώς ο μόλυβδος που χρησιμοποιούνταν στο παρελθόν είναι τοξικός. Η απλή αμόλυβδη έχει αριθμό οκτανίου 95, ενώ η σούπερ αμόλυβδη έχει αριθμό οκτανίου που κυμαίνεται μεταξύ 99 και 100 (σε ορισμένα κράτη υπάρχει και 98 οκτανίων).

Πετρέλαιο

Το αργό πετρέλαιο είναι υγρό πέτρωμα, μείγμα υδρογονανθράκων το οποίο βρίσκεται μέσα σε πορώδη πετρώματα στα ανώτερα στρώματα μερικών περιοχών τού φλοιού της Γης. Το ορυκτό πετρέλαιο, ή αργό πετρέλαιο όπως λέγεται, μπορεί να ποικίλει στην εμφάνιση, τη σύνθεση, και την καθαρότητα. Το καύσιμο ντίζελ προέρχεται από πειράματα που έκανε ο Γερμανός επιστήμονας και εφευρέτης Ρούντολφ Ντίζελ για τον ντιζελοκινητήρα που ανακάλυψε το 1892. Για την ποιότητα του καυσίμου ντίζελ χρησιμοποιείται ο αριθμός κετανίου. Ένας αριθμός κετανίου είναι το μέτρο της καθυστέρησης της ανάφλεξης ενός καυσίμου ντίζελ. Ένας υψηλότερος αριθμός κετανίου δείχνει ότι το καύσιμο αναφλέγεται πιο εύκολα όταν ψεκάζεται σε ζεστό συμπιεσμένο αέρα. Το ευρωπαϊκό πρότυπο EN 590 ντίζελ κίνησης έχει έναν ελάχιστο αριθμό 51 κετανίων. Όπως και στις βενζίνες, στα περισσότερα πρατήρια διατίθενται diesel καύσιμα με υψηλότερους αριθμούς κετανίου, που θεωρούνται ανώτερης ποιότητας.

Κεφάλαιο 4

Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης (NEDC)

Οι μεταβατικοί κύκλοι αποτελούνται από μία αλληλουχία μεταβολών όλων των ειδών (μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής ή/και του φορτίου, εκκίνηση) και έχουν σχετικά μεγάλη διάρκεια (έως και 30 λεπτά). Σχεδιάζονται είτε ως κύκλοι για επιβατικά οχήματα και ελαφρά φορτηγά, είτε ως κύκλοι για κινητήρες και φορτηγά βαρέως τύπου.

Ο NEDC (ή αλλιώς κύκλος MVEG) είναι ένας μεταβατικός κύκλος οδήγησης που σχεδιάστηκε για να αξιολογεί τα επίπεδα εκπομπών ρύπων των επιβατικών αυτοκινήτων. Ο κύκλος αυτός θεωρείται ότι αντιπροσωπεύει την τυπική χρήση ενός επιβατικού αυτοκινήτου στην Ευρώπη και αποτελείται από τέσσερις επαναλήψεις του κύκλου ECE 15 και από τον EUDC. Ο κύκλος ECE 15 αποτελεί αστικό κύκλο οδήγησης (Urban Driving Cycle – UDC) και σχεδιάστηκε για να αντιπροσωπεύει τυπικές συνθήκες οδήγησης σε μία Ευρωπαϊκή πόλη (βασίζεται στις κυκλοφοριακές συνθήκες που επικρατούν στο Παρίσι). Συγκεκριμένα, χαρακτηρίζεται από σχετικά χαμηλές στροφές, φορτία και θερμοκρασία καυσαερίου. Ο κύκλος EUDC είναι υπεραστικός κύκλος οδήγησης (Extra-Urban Driving Cycle) και προστέθηκε μετέπειτα αντιπροσωπεύοντας πιο επιθετική οδήγηση (π.χ. σε αυτοκινητόδρομο) με υψηλότερες ταχύτητες. Στην παρούσα μελέτη ο NEDC χρησιμοποιήθηκε σε δύο παραλλαγές: μία με ψυχρή εκκίνηση (όπως δηλαδή προβλέπεται από τη νομοθεσία [66]) και μία με θερμή εκκίνηση.

Ο κύκλος οδήγησης NEDC (Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης) τέθηκε σε ισχύ το 1992 - έκτοτε, ωστόσο, τα αυτοκίνητα, οι δρόμοι και η συμπεριφορά των οδηγών έχουν αλλάξει. Ο κύκλος οδήγησης NEDC αποτελεί μια τεχνητή εργαστηριακή δοκιμή και χρησιμοποιείται αποκλειστικά για τη σύγκριση διαφορετικών οχημάτων, και όχι ως ένδειξη της φυσιολογικής κατανάλωσης. Αυτό σημαίνει ότι η πραγματική κατανάλωση συχνά είναι πολύ διαφορετική από τα στοιχεία που προκύπτουν βάσει του NEDC. Οι βασικοί λόγοι είναι οι εξής:

- Το θεωρητικό προφίλ οδήγησης δεν αντιστοιχεί σε προφίλ πραγματικών χρηστών.
- Η επιτάχυνση είναι ανεπαρκής.
- Το όχημα σταματάει υπερβολικά συχνά.
- Δεν περιλαμβάνονται υψηλότερες ταχύτητες, π.χ. σε αυτοκινητόδρομο. Έτσι, η μέση ταχύτητα που προκύπτει είναι υπερβολικά χαμηλή.

- Τα σημεία αλλαγής σχέσεων γενικά ορίζονται με βάση τον τύπο του κιβωτίου ταχυτήτων, είναι δηλαδή τα ίδια για όλα τα αυτοκίνητα με μηχανικό κιβώτιο ταχυτήτων.
- Ο προαιρετικός εξοπλισμός δεν λαμβάνεται υπ' όψιν.

Ο κύκλος οδήγησης NEDC είναι νομικά δεσμευτικός για όλα τα οχήματα από το 1992. Βασίζεται σε ένα κάπως θεωρητικό προφίλ οδήγησης και αποτελείται από δύο μέρη: στα πρώτα 13 λεπτά, προσομοιώνει την οδήγηση στην κυκλοφορία της πόλης, με συχνές στάσεις. Το δεύτερο τμήμα αντιστοιχεί σε μια διαδρομή εκτός πόλης, με μέγιστη ταχύτητα 120 χλμ./ώρα.

Από τη θέσπιση του NEDC το 1992, τα αυτοκίνητα και το στυλ οδήγησης των ανθρώπων έχουν αλλάξει σημαντικά. Οι διαφορές μεταξύ NEDC και WLTP είναι οι παρακάτω:

- Μεγαλύτερους χρόνους κύκλου (30 λεπτά έναντι 20 λεπτών)
- Μικρότερους χρόνους σταματήματος (13% έναντι 25%)
- Μεγαλύτερες αποστάσεις (περίπου 23 χλμ. έναντι 11 χλμ.)
- Υψηλότερες ταχύτητες (έως 130 χλμ./ώρα έναντι 120 χλμ./ώρα)
- Σχεδόν 50% υψηλότερες μέσες ταχύτητες
- Υψηλότερη μέγιστη επιτάχυνση και περισσότερες φάσεις επιτάχυνσης
- Περίπου 20-30% υψηλότερη ισχύς οδήγησης βάσει των πιο δυναμικών συνθηκών οδήγησης
- Ρεαλιστικότερος υπολογισμός της αντίστασης κατά την οδήγησης για τις δοκιμές κατανάλωσης καυσίμου
- Λαμβάνεται υπ' όψιν ο προαιρετικός εξοπλισμός του οχήματος

Οι τιμές που προκύπτουν βάσει του κύκλου οδήγησης WLTP είναι συγκρίσιμες παγκοσμίως, ενώ οι τιμές βάσει του κύκλου NEDC ισχύουν μόνο για την Ευρώπη.

Η τιμές κατανάλωσης που προβλέπονται στο "Νέο Ευρωπαϊκό Κύκλο Οδήγησης" (NEDC) είναι ακριβείς και εύκολα συγκρίσιμες, όμως δεν είναι απόλυτες. Από τη νομική θέσπιση του NEDC το 1992, τα αυτοκίνητα και το στυλ οδήγησης των ανθρώπων έχουν αλλάξει σημαντικά. Προκειμένου οι νέες συνθήκες να αντικατοπτρίζονται καλύτερα, οι παράμετροι δοκιμής ορίστηκαν εκ νέου στην "Παγκόσμια Εναρμονισμένη Διαδικασία Δοκιμών Ελαφρών Οχημάτων" (WLTP).

Πλέον λαμβάνονται υπ' όψιν τα εξής:

- Πιο ρεαλιστικές δυναμικές συνθήκες οδήγησης και εξωτερικές θερμοκρασίες
- Μεγαλύτερες αποστάσεις στις δοκιμές
- Υψηλότερη μέση και μέγιστη ταχύτητα
- Μικρότερες στάσεις
- Περισσότερα φρεναρίσματα και επιταχύνσεις

Η επίδραση του προαιρετικού εξοπλισμού επίσης παίζει ρόλο στον WLTP. Ο νέος κύκλος οδήγησης θα είναι νομικά υποχρεωτικός για όλους τους κατασκευαστές αυτοκινήτων από το φθινόπωρο του 2017.

	WLTP	NEDC
Start temperature	14 °C	20 °C - 30 °C
Cycle time	30 min	20 min
Stationary time proportion	13%	25%
Cycle length	ca. 23 km	ca. 11 km
Speed	Average: 46,6 km/h – Maximum: 131 km/h	Average: 34 km/h – Maximum: 121 km/h
Drive power	Average: 7 kW – Maximum: 47 kW	Average: 4 kW – Maximum: 34 kW
Influence of optional equipment and air-conditioning (AC)	Optional equipment is taken into account for weight, aerodynamics and VES (Vehicle Electronics Systems) requirements (no-load current). No AC.	Not considered at present

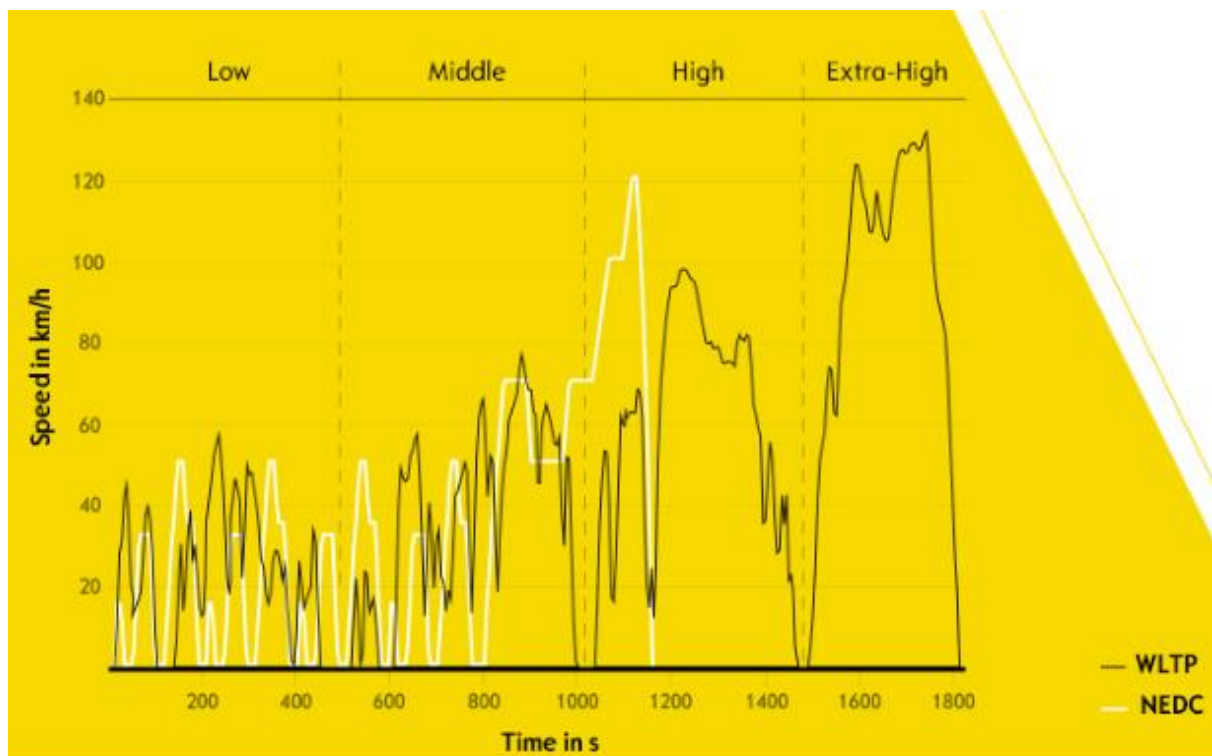
Εικόνα 19 Σχέση WLTP και NEDC

Παγκόσμια διαδικασία δοκιμής ελαφρών οχημάτων (WLTC)

Η παγκόσμια εναρμονισμένη διαδικασία δοκιμών για ελαφρά οχήματα (WLTP) καθορίζει ένα παγκόσμιο εναρμονισμένο πρότυπο για τον προσδιορισμό των επιπέδων των ρύπων και των εκπομπών CO₂, των καυσίμων ή την κατανάλωση ενέργειας, και το ηλεκτρικό εύρος (electric range) από ελαφρά οχήματα (επιβατικά αυτοκίνητα και ελαφρά επαγγελματικά φορτηγά).

Αναπτύσσεται από εμπειρογνώμονες από την Ευρωπαϊκή Ένωση , η Ιαπωνία , και την η Ινδία με τις κατευθυντήριες γραμμές της UNECE (Παγκόσμιο Φόρουμ για την εναρμόνιση των κανονισμών οχημάτων), με την τελική έκδοση αναμένεται το 2013-2014.Αξιζει να αναφέρουμε ότι χρησιμοποιούνται στοιχεία και από τις Ευρωπαϊκές βάσεις δεδομένων Μάλιστα προβλέπεται μελλοντικά όταν ολοκληρωθούν οι διεργασίες να αντικαταστήσει τον NEDC.

Ενώ ο ισχύων κύκλος NEDC προβλέπει τιμές "πόλης, εκτός πόλης και μεικτού κύκλου" με βάση ένα θεωρητικό προφίλ οδήγησης, ο κύκλος WLTP χρησιμοποιεί "πραγματικά" προφίλ οδήγησης που έχουν προκύψει από μια παγκόσμια στατιστική έρευνα. Ο κύκλος οδήγησης WLTP χωρίζεται σε τέσσερα τμήματα με διαφορετική μέση ταχύτητα: χαμηλή, μέση, υψηλή και πολύ υψηλή. Κάθε τμήμα περιλαμβάνει διάφορες φάσεις οδήγησης, επιταχύνσεις και φρεναρίσματα κ.λπ. που αντιστοιχούν σε προφίλ καθημερινής οδήγησης. Κάθε συνδυασμός κινητήρα/κιβωτίου ταχυτήτων δοκιμάζεται με τον πιο οικονομικό, καθώς και με τον πιο απαιτητικό εξοπλισμό του οχήματος από άποψη κατανάλωσης καυσίμου.



Εικόνα 20 Σχέση WLTP και NEDC

Ο κύκλος WLTP γνωρίζει ευρεία αποδοχή από τη βιομηχανία και έχει εξελιχθεί υπό τις οδηγίες της UNECE (United Nations Economic Commission for Europe) - Παγκόσμιο

Φόρουμ για την Εναρμόνιση των Κανονισμών Οχημάτων - ώστε να είναι πιο αντιπροσωπευτικοί των καθημερινών συνθηκών κυκλοφορίας. Τα δεδομένα που προκύπτουν είναι συγκρίσιμα σε όλο τον κόσμο, ενώ οι τιμές NEDC ισχύουν μόνο για την Ευρώπη. Σύμφωνα με σχέδια της Ε.Ε., ο ισχύων, επίσημος “New European Driving Cycle” (NEDC) θα αντικατασταθεί το 2017 με τον πιο σύγχρονο WLTP.

Συγκριτικά με το NEDC, η δοκιμή WLTP αποτυπώνει με μεγαλύτερη συνέπεια την κατανάλωση σε αληθινές συνθήκες κυκλοφορίας. Ο κύκλος βασίζεται σε αυστηρές διαδικασίες δοκιμών που λαμβάνουν υπόψη πιο ρεαλιστικά προφίλ οδήγησης και θερμοκρασιών περιβάλλοντος. Καθώς διεξάγονται σε εργαστηριακές συνθήκες για να προσδιορίζεται ένα παγκόσμια εναρμονισμένο πρότυπο, οι παράμετροι δοκιμών περιλαμβάνουν μεγαλύτερες αποστάσεις, υψηλότερες μέσες και μέγιστες ταχύτητες, μικρότερα διαστήματα ακινητοποίησης και περισσότερο φρενάρισμα και επιτάχυνση. Για παράδειγμα, η απόσταση που καλύπτεται στον κύκλο WLTP είναι 23 km (11 km στο NEDC), τα διαστήματα ακινητοποίησης έχουν ποσοστό μόλις 13% (25%) και η τελική ταχύτητα είναι 130 km/h (120 km/h).

Κατανομές που χρησιμοποιούνται για την εκπόνηση κύκλων WLTC:

- Σταθερής Ταχύτητας (cruise speed distribution)
- Ταχύτητας Επιτάχυνσης (speed acceleration distribution)
- Μέσης Ταχύτητας (average speed distribution)
- Μέγιστης Ταχύτητας (maximum speed distribution)
- Διάρκειας (duration distribution)
- Αποστάσεις (length distribution)
- Στάσης (Idling duration distribution)

Παράμετροι που χρησιμοποιούνται για επεξεργασία και εκπόνηση των κύκλων WLTC

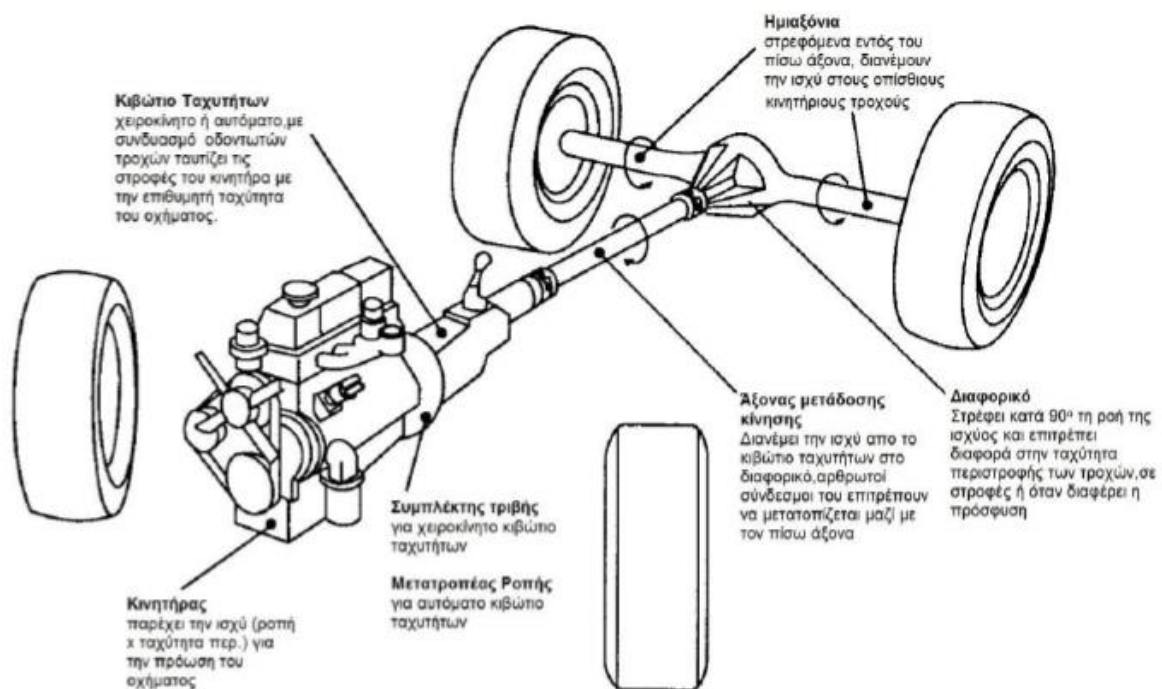
- Μέση Ταχύτητα (km/h)
- Μέγιστη Ταχύτητα (km/h)
- Μέγιστη Επιτάχυνση (km/h/s ή m/s²)
- Μέγιστη Επιβράδυνση (km/h/s ή m/s²)
- Σχετική Θετική Επιτάχυνση (m/s²)
- Μέσος Μικρός Χρόνος Ταξιδιού (s)
- Μέσος Χρόνος Στάσης (s)

- Αριθμός Στάσεων ανά Χιλιόμετρο (#/km)
- Αριθμός Στάσεων ανά Δευτερόλεπτο (#/s)
- Χρόνος Επιτάχυνσης (%)
- Χρόνος Επιβράδυνσης (%)
- Χρόνος Σταθερής Ταχύτητας (%)
- Χρόνος Στάσης (%)

Κεφάλαιο 5

Μοντέλο Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος

Σε αυτό το κεφάλαιο, γίνεται ανάλυση του συστήματος μετάδοσης κίνησης και ισχύος από τον κινητήρα προς τους τροχούς. Η ανάλυση του συστήματος μετάδοσης κίνησης χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της απαιτούμενης από τον κινητήρα ροπής αλλά και της ταχύτητας περιστροφής του ώστε το όχημα να ακολουθήσει το δεδομένο προφίλ ταχύτητας. Στο εικόνα 21 φαίνεται η διάταξη των μηχανικών μερών από τα οποία αποτελείται το σύστημα μετάδοσης κίνησης που θα μελετηθεί, και αφορά όχημα με χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων και κινητήριους τους οπίσθιους τροχούς. Τα μέρη αυτά είναι ο κινητήρας (Μ.Ε.Κ.), ο συμπλέκτης τριβής, το χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων, ο άξονας μετάδοσης κίνησης και το σύστημα διαφορίσης και διανομής της ισχύος στους τροχούς.



Εικόνα 21 Τυπικό Σύστημα Μετάδοσης Κίνησης

Ανάλυση Συστήματος και Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος

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

$$\tau_c = \tau_e - \Theta_e \cdot \varepsilon_e$$

Όπου:

τ_c : Ροπή στο συμπλέκτη τριβής

τ_e : Ροπή κινητήρα

Θ_e : Ροπή αδράνειας κινητήρα

ε_e : Γωνιακή επιτάχυνση κινητήρα

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

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

Όπου:

τ_d : Ροπή στην έξοδο του κιβωτίου ταχυτήτων

i_g : Σχέση μετάδοσης κιβωτίου ταχυτήτων

Θ_t : Ροπή αδράνειας κιβωτίου ταχυτήτων

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

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

Όπου:

τ_a : Ροπή στον άξονα μετάδοσης κίνησης

F_x : Ελκτική δύναμη στο έδαφος

r_w : Ακτίνα των τροχών

Θ_w : Ροπή αδράνειας ημιαξονίων και τροχών

ε_w : Γωνιακή επιτάχυνση τροχών

Θ_d : Ροπή αδράνειας άξονα μετάδοσης κίνησης

ε_d : Γωνιακή επιτάχυνση άξονα μετάδοσης κίνησης

i_b : Σχέση μετάδοσης του διαφορικού

Ωστόσο οι αντίστοιχες γωνιακές επιταχύνσεις σχετίζονται ως εξής:

$$\varepsilon_d = i_b \cdot \varepsilon_w \quad \text{και} \quad \varepsilon_e = i_g \cdot \varepsilon_d = i_g \cdot i_b \cdot \varepsilon_w$$

Οι παραπάνω εξισώσεις συνδυάζονται ώστε να υπολογιστεί η διαθέσιμη ελκτική δύναμη στο έδαφος, με δεδομένο ότι η διαμήκης επιτάχυνση του οχήματος ισούται με την γωνιακή επιτάχυνση του τροχού επί την ακτίνα του:

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

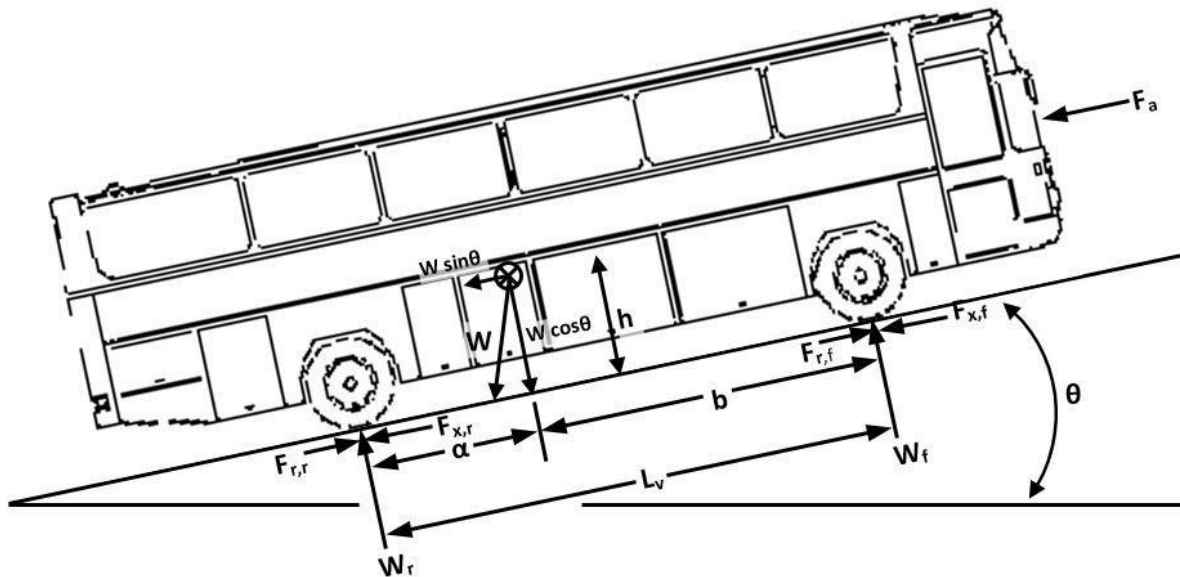
Όπου:

$$i_{gb} = i_g \cdot i_b$$

Στην παραπάνω έκφραση δεν λαμβάνονται υπόψη οι μηχανικές απώλειες στα επιμέρους τμήματα του συστήματος μετάδοσης κίνησης οι οποίες μειώνουν την ισχύ που παράγεται από τον κινητήρα. Εισάγεται λοιπόν ο βαθμός απόδοσης του συστήματος μετάδοσης κίνησης η_{tr} ο οποίος ισούται με το γινόμενο των βαθμών απόδοσης των επιμέρους τμημάτων και κατά κανόνα κυμαίνεται στο διάστημα 80-90% (Lucas, 1986). Έτσι η εξίσωση γίνεται :

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

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



Εικόνα 22 Ασκούμενες δυνάμεις στη γενική περίπτωση οχήματος υπό κλίση

Γνωρίζοντας τη διαθέσιμη ελκτική δύναμη δίνεται η δυνατότητα να υπολογιστεί η επίδοση επιτάχυνσης του οχήματος. Η έκφραση υπολογισμού της επιτάχυνσης πρέπει να λαμβάνει υπόψη όλες τις δυνάμεις που ασκούνται στο όχημα και φαίνονται στην εικόνα 22 και είναι η εξής:

$$m_v \cdot a_x = F_x - F_r - F_a - F_{gr}$$

Όπου:

m_v : Μάζα του οχήματος

a_x : Διαμήκης επιτάχυνση του οχήματος

F_x : Ελκτική δύναμη στο έδαφος

F_r : Δύναμη αντίστασης κύλισης

F_a : Δύναμη αεροδυναμικής αντίστασης

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

$$F_{tr} = F_a + F_r + F_{gr}$$

Οι όροι εξίσωσης αυτής αναλύονται ως εξής:

F_a : αεροδυναμική αντίσταση
$$F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot c_d \cdot A_f \cdot V^2$$

F_r : αντίσταση κύλισης
$$F_r = W_v \cdot f_r = m_v \cdot g \cdot f_r$$

F_{gr} : αντίσταση λόγω της κλίσης του οδοστρώματος
$$F_{gr} = m_v \cdot g \cdot \sin\theta$$

Με συνδυασμό των εξισώσεων προκύπτει το αποτέλεσμα:

$$m_v \cdot a_x = \frac{\tau_\epsilon \cdot i_{gb} \cdot \eta_{gf}}{r_w} - \left((\Theta_\epsilon + \Theta_t) \cdot i_{gb}^2 + \Theta_d \cdot i_b^2 + \Theta_w \right) \cdot \frac{a_x}{r_w^2} - F_{tr}$$

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

$$(m_v + m_r) \cdot a_x = \frac{\tau_\epsilon \cdot i_{gb} \cdot \eta_{gf}}{r_w} - F_{tr}$$

Για την αξιοποίηση των πειραματικών δεδομένων για τον υπολογισμό της απόδοσης και των ρύπων του οχήματος εκτός από την απαιτούμενη ροπή είναι αναγκαίος και ο

υπολογισμός της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (N_e). Αμελώντας την ολίσθηση του συστήματος μετάδοσης κίνησης η οποία κυμαίνεται μεταξύ 2-5%, η συσχέτιση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα με την ταχύτητα του οχήματος δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

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

Εφαρμογή Μοντέλου Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος

Λαμβάνοντας υπόψη ότι δεδομένο εισόδου είναι η ταχύτητα του οχήματος σε κάθε δευτερόλεπτο της μεταβατικής διεργασίας (π.χ. επιτάχυνση) η προηγούμενη εξίσωση μετασχηματίζεται ως εξής προκειμένου να εφαρμοσθεί στον αλγόριθμο και με $\Delta t = 1s$:

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

Με βάση αυτή την εξίσωση θα προσδιοριστούν στο εξής όλες οι μεταβλητές προκειμένου να υπολογιστεί η ροπή τ_e .

Υπολογισμός των δυνάμεων αντίστασης και σχετικών παραμέτρων

Στη συνέχεια, ακολουθεί ο υπολογισμός των δυνάμεων αντίστασης και σχετικών παραμέτρων. Οι δυνάμεις αντίστασης χωρίζονται σε 3 κατηγορίες:

- αεροδυναμική αντίσταση F_a
$$F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot c_d \cdot A_f \cdot V^2 \cdot \left(\frac{1}{3.6} \right)^2$$
- αντίσταση κύλισης F_r
$$f_r = (0.0041 + 0.000041 \cdot V \cdot 1.609) \cdot C_h$$
- αντίσταση λόγω κλίσης του οδοστρώματος F_{gr}
$$F_{gr} = m_v \cdot g \cdot \sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{G}{100} \right) \right)$$

Υπολογισμός Ισοδύναμης Μάζας των Στρεφόμενων Μερών

Οι ροπές αδράνειας των στρεφόμενων μερών του συστήματος μετάδοσης κίνησης, ενσωματώνονται στη μάζα του οχήματος μέσω του μεγέθους m_f το οποίο εισάγεται και καλείται ισοδύναμη μάζα των στρεφόμενων μερών (Gillespie, 1992). Ως συντελεστής μάζας

MF ορίζεται ο λόγος της ενεργής μάζας $m_v + m_r$ προς τη μάζα του οχήματος και εξαρτάται από τη συνολική σχέση μετάδοσης του συστήματος μετάδοσης.

$$MF = \frac{m_v + m_r}{m_v} = 1 + \frac{m_r}{m_v} \quad \text{και} \quad i_{gb} = i_g * i_b$$

Επίσης, η αναλυτική σχέση προσδιορισμού του MF, η οποία ευνοεί τους υπολογισμούς επιδόσεων του οχήματος για διάφορες σχέσεις ταχύτητας-χρόνου, άρα και σχέσης κιβωτίου-χρόνου. Γίνεται άμεσα αντιληπτό ότι ο συντελεστής MF παίρνει πολύ μεγάλη τιμή όταν επιλεγμένη στο κιβώτιο ταχυτήτων είναι η πρώτη σχέση. Τότε, είναι σαν να πρέπει να επιταχυνθεί όχημα σχεδόν τριπλάσιας μάζας. Αυτό εξηγεί την ιδιαίτερα αυξημένη ροπή που απαιτείται από τον κινητήρα για την εκκίνηση ενός οχήματος από στάση.

Υπολογισμός Βαθμού Απόδοσης Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης

Ο βαθμός απόδοσης του συστήματος μετάδοσης κίνησης περιγράφει τις απώλειες κατά τη ροή της ισχύος από τον κινητήρα προς τους κινητήριους τροχούς, λόγω τριβών, συνεκτικότητας των λιπαντικών αλλά και επίδρασης του περιβάλλοντος αέρα. Δεν περιλαμβάνει απώλειες λόγω αδράνειας, ούτε απώλειες λόγω παραμόρφωσης των ελαστικών. Αφορά τη μηχανική απόδοση του συστήματος μετάδοσης κίνησης, που για ένα συμβατικό τέτοιο σύστημα αποτελείται από το κιβώτιο ταχυτήτων με τους οδοντωτούς τροχούς, τους άξονες και τις εδράσεις τους, τις εδράσεις του άξονα μετάδοσης κίνησης αλλά και τους οδοντωτούς τροχούς και τις εδράσεις του διαφορικού και τις εδράσεις των τροχών.

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

Για μια ανάλυση όπως η παρούσα, ο βαθμός απόδοσης η_{tf} πρέπει να εκφράζεται συναρτήσει της ροπής εισόδου από τον κινητήρα, της ταχύτητας περιστροφής, της σχέσης μετάδοσης και του ιξώδους των λιπαντικών. Βέβαια σπάνια υπάρχουν τα απαραίτητα δεδομένα για την ανάπτυξη μιας τέτοιας έκφρασης, από την άλλη πλευρά η εξίσωσή του με ένα σταθερό αριθμό (τυπικά 0.90), είναι ανεπαρκής για μια ανάλυση όπου όλες οι

μεταβλητές που το επηρεάζουν κινούνται σε μεγάλο εύρος. Για τους παραπάνω λόγους χρησιμοποιείται η εξίσωση:

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

Όπου:

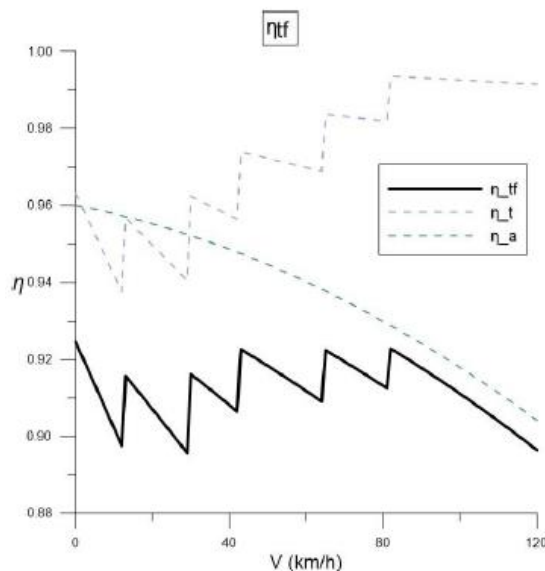
V : ταχύτητα οχήματος (km/h)

NG : πλήθος των σχέσεων μετάδοσης (χωρίς την όπισθεν)

I : αριθμός της επιλεγμένης σχέσης μετάδοσης

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

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης η_{tf} ελαττώνεται με αύξηση της ταχύτητας και με χρήση χαμηλότερης σχέσης μετάδοσης, όπως φαίνεται στην παρακάτω εικόνα όπου δίνεται και ο συνολικός β.α. αλλά και οι συνιστώσες του, συναρτήσει της ταχύτητας.



Εικόνα 23 Βαθμοί απόδοσης του συστήματος μετάδοσης κίνησης και των επί μέρους τμημάτων του συναρτήσει της ταχύτητας του οχήματος

Υπολογισμός Δυναμικής Ακτίνας του Τροχού

Η ακτίνα κύλισης του τροχού του οχήματος δύναται να μεταβληθεί συναρτήσει της ταχύτητας. Σχετική έρευνα έδειξε πως αυτή η μεταβολή έχει μικρή επιρροή στους υπολογισμούς επιδόσεων του οχήματος, ωστόσο για πληρότητα θα πρέπει να συμπεριληφθεί. Η αποκαλούμενη στη βιβλιογραφία “Dunlop Formula” εκφράζει την ακτίνα κύλισης του τροχού ως συνάρτηση της V^2 , που είναι αναμενόμενη, καθώς οι φυγοκεντρικές τάσεις που αναπτύσσονται σε ένα περιστρεφόμενο σώμα είναι επίσης ανάλογες του V^2 .

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

Όπου:

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

r_w : ακτίνα κύλισης του τροχού ακίνητου οχήματος

K : συντελεστής επαύξησης της ακτίνας

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

$K = 0$, για ακτινικά ελαστικά

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

Επιλογή Σχέσης στο Κιβώτιο Ταχυτήτων

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

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

Η πιο συχνά χρησιμοποιούμενη μέθοδος προσδιορισμού της επιλεγόμενης σχέσης κιβωτίου είναι η αντιστοίχιση κάθε σχέσης κιβωτίου σε ένα εύρος ταχυτήτων του οχήματος.

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

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

Στην ανάλυση στα πλαίσια της συγκεκριμένης εργασίας χρησιμοποιούνται συγκεκριμένες τιμές της ταχύτητας στις οποίες πραγματοποιείται αλλαγή σχέσης, διαφορετικές τιμές για την επιλογή μεγαλύτερης από ότι για την επιλογή μικρότερης σχέσης. Οι τιμές αυτές αποτελούν δεδομένο εισόδου στον αλγόριθμο, και μπορούν να τροποποιηθούν κατά βούληση. Στην εικόνα 24 δίνονται οι τιμές που έχουν επιλεγεί για την παρουσίαση των αποτελεσμάτων.

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

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

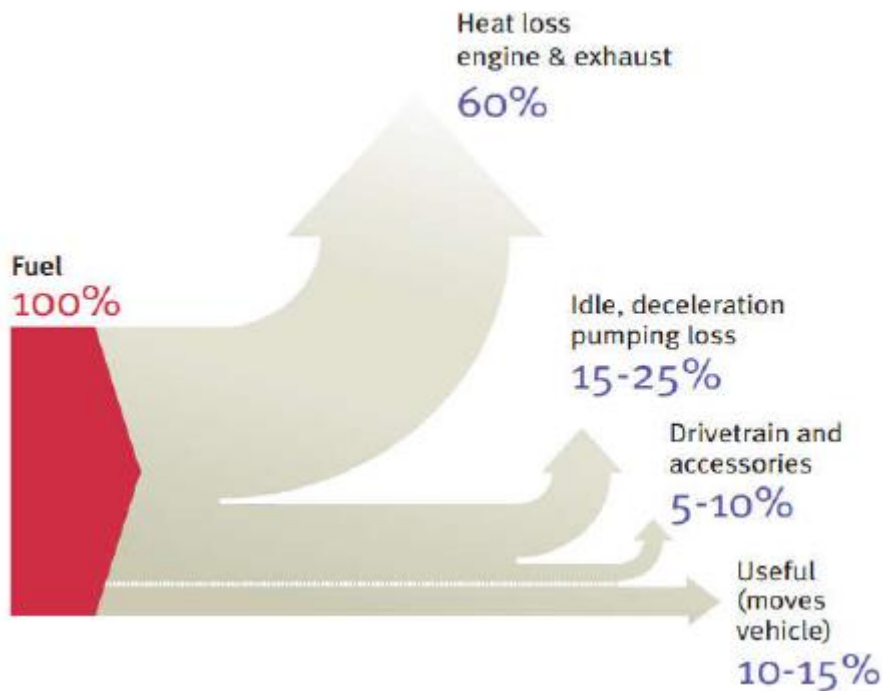
Εικόνα 24 Αλλαγή Σχέσης στο κιβώτιο ταχυτήτων

Κεφάλαιο 6 - Συστήματα και τεχνολογίες μείωσης των ρύπων και της κατανάλωσης σε οχήματα

Σε αυτό το κεφάλαιο θα γίνει αναφορά σε συστήματα και τεχνολογίες μείωσης των ρύπων και της κατανάλωσης σε οχήματα. Αρχικά θα παρουσιαστούν νέα concepts για εξοικονόμηση καυσίμων και στη συνέχεια θα αναπτυχθούν τρεις νέες τεχνολογίες. Η τεχνολογία Start-Stop που ενεργοποιεί και επανεκκινεί αυτόματα τον κινητήρα ώστε να μειωθεί η κατανάλωση καυσίμου. Η τεχνολογία Brake Energy Recuperation System που εφαρμόζεται σε ηλεκτρικά και σε υβριδικά οχήματα σχεδόν όλων των κλάσεων. Τέλος, η τεχνολογία Gear Shifting Strategy και Gear Ratios που εφαρμογή τους στα συστήματα μετάδοσης ισχύος τείνουν να αυξήσουν την εξοικονόμηση καυσίμου στον τομέα των οχημάτων και να βελτιώσουν την ποιότητα οδήγησης.

Παρουσίαση νέων concepts για εξοικονόμηση καυσίμου και μείωσης απαιριών από οχήματα

Οι μηχανές εσωτερικής καύσης είναι πλέον ευρέως διαδεδομένες και σχετικά φθηνή λύση για τον τομέα της αυτοκίνησης. Παρόλα αυτά, το μεγαλύτερο μέρος της διαθέσιμης χημικής ενέργειας που εμπεριέχεται στο καύσιμο δε μετατρέπεται σε έργο αλλά σε θερμότητα λόγω της μη αποδοτικής καύσης, της μεταφοράς θερμότητας μέσω του μπλοκ του κινητήρα, της εξαγωγής καυσαερίων υψηλής ενθαλπίας στο περιβάλλον, των τριβών στα στοιχεία του κινητήρα, των απωλειών μετάδοσης ισχύος και του έργου άντλησης. Ένας τυπικός βενζινοκινητήρας εσωτερικής καύσης παρουσιάζει μέγιστο βαθμό απόδοσης περίπου 35 % και στην εικόνα 25 παρουσιάζεται προσεγγιστικά η ανάλυση των επιμέρους ροών ενέργειας σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Τα ποσοστά αυτά διαφοροποιούνται συναρτήσει των ρυθμίσεων, του μεγέθους και του φορτίου του εκάστοτε κινητήρα, ενώ για συνθήκες μερικού φορτίου η απόδοση μειώνεται, κάτι που θέτει κρίσιμο το να πραγματοποιείται εκτίμηση των επιδόσεων ενός οχήματος με βάση κάποιον αντιπροσωπευτικό της πραγματικής κατάστασης κύκλο οδήγησης.



Εικόνα 25 Απώλειες ενέργειας σε έναν τυπικό κινητήρα

Οι χαμηλές τιμές της ενεργειακής απόδοσης των μηχανών εσωτερικής καύσης έχουν γίνει αποδεκτές μέχρι σήμερα λόγω της διαθεσιμότητας και το χαμηλό κόστος των ορυκτών καυσίμων το μεγαλύτερο μέρος του 20ου αιώνα. Τυπικές τιμές εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα για τα νέα επιβατικά οχήματα κυμαίνονται στην περιοχή των 100 – 225 g CO₂ g/km. Οχήματα όπως λεωφορεία και τα υβριδικά τείνουν να κατασκευάζονται μεγαλύτερα σε μέγεθος και σε μάζα, με υψηλότερη αεροδυναμική αντίσταση και τριβές κύλισης. Αυτό έχει ως επακόλουθο ο κινητήρας να παρέχει περισσότερη ισχύ και να χρησιμοποιεί παραπάνω καύσιμο για τις ίδιες επιδόσεις, με την ταυτόχρονη έκλυση μεγαλύτερων ποσοτήτων αερίων του θερμοκηπίου και άρα και του CO₂.

Παρά ταύτα, οι εφαρμογές της σύγχρονης τεχνολογίας μπορούν να επιφέρουν σημαντικές αυξήσεις στο βαθμό απόδοσης των χρησιμοποιούμενων κινητήρων και άρα στην εξοικονόμηση των αποθεμάτων καυσίμων (χαμηλότερη κατανάλωση). Βελτιώσεις στη λειτουργία των μηχανών εσωτερικής καύσης (π.χ. μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων, απευθείας έγχυση του καυσίμου, τεχνολογία downsizing, βελτιστοποιήσεις στην καύση) αναλογούν σε μείωση της συνολικής ζήτησης σε ενέργεια κατά 40 %, η εφαρμογή των υβριδικών κινητήρων κατά 24 %, η χρήση ενεργειακά αποδοτικών ελαστικών κατά 7 %, η

χρήση ειδικών συσκευών εξοικονόμησης κατά 20 % και η μείωση του βάρους και της επαγόμενης αεροδυναμικής αντίστασης κατά 9 %.

Οι κύριοι άξονες στους οποίους επικεντρώνονται οι αυτοκινητοβιομηχανίες για την εξοικονόμηση καυσίμου είναι η ελαχιστοποίηση των αεροδυναμικών αντιστάσεων, των τριβών κύλισης και του βάρους του οχήματος και στη βελτιστοποίηση του συστήματος μετάδοσης κίνησης και ισχύος. Στα πλαίσια της εργασίας, έμφαση δίνεται στο τελευταίο σκέλος, με το παρόν κεφάλαιο να επικεντρώνεται στις τεχνολογίες και τα νέα concepts με στόχο τη μείωση των ρύπων. Στην εικόνα 26 παρουσιάζεται μια περιληπτική περιγραφή κάποιων από τις εναλλακτικές τεχνολογίες.

	Losses affected	Description	Improvement potential
Engine downsizing	<ul style="list-style-type: none"> • Friction losses • Pumping loss • Idle loss • Reduced weight 	Engine downsizing without performance penalty through enhanced boost (turbocharged; supercharged – mechanical or electrical) or some types of hybridisation. Applicable to all ICEs.	Cars: Modest downsize with turbocharging gives a 5-7.5% fuel economy benefit ²⁵ . Large CO ₂ reduction (30-40%) possible with extreme downsizing ²⁶ .
Exhaust gas energy recovery	<ul style="list-style-type: none"> • Exhaust loss 	Thermo-electric devices, secondary cycles or turbo-generators recover some of the energy lost as heat in the exhaust stream ²⁷ . With a turbine, it is possible to make better use of the exhaust energy by tuning the device to recover unsteady flow energy ²⁸ .	Cars: 6-10 % efficiency increase using turbo-generator ²⁷ HGVs: 3-5% cycle fuel consumption decrease with 40 kW electric turbo compound ²⁸
Improved combustion	<ul style="list-style-type: none"> • Unburnt fuel • Thermodynamic losses 	Direct injection, increased compression ratios and wider lean burn power ranges give some improvement. Greater improvement with advanced combustion processes, e.g. homogeneous charge compression ignition (HCCI).	HCCI could give 50% improvement in engine efficiency at part load compared to spark ignition engines and 30% compared to compression ignition engines ²⁹
Variable valve timing (VVT)	<ul style="list-style-type: none"> • Off-design loss 	A control improvement. Camless (actuator driven valves) engine remains a future possibility.	Cars: 0.5-4% ³⁰ , 5-7% ³¹

Auto stop/start with improved alternator controls	<ul style="list-style-type: none"> • Idle loss • Auxiliaries • Deceleration loss 	Engine turned off if vehicle stopped for more than a few seconds; requires driver interaction (e.g. gearbox in neutral). Alternator is engaged (loaded) during braking, coasting or decelerating only.	Cars: 7.5% ²⁵ , 3.7% ³
Kinetic energy recovery system (KERS)	<ul style="list-style-type: none"> • Deceleration loss: significant in urban driving. 	Every time a car brakes, kinetic energy (KE) is wasted. A hydraulic system or a flywheel (about 70% round trip efficiency) or electric system (about 50% round trip efficiency) can recover some of this.	About 20% CO ₂ saving using flywheel system ²⁶ . Urban drive of 3.5t electric van showed recovered KE was 15% ²⁶ .
Transmission improvements	<ul style="list-style-type: none"> • Transmission loss 	Some improvement for manual gearboxes, e.g. dual clutch and low engine rpm gear ratios. Greater improvements for automatic (e.g. CVT and magnetic	Cars: 4.5% ¹

Εικόνα 26 Εναλλακτικές τεχνολογίες βελτίωσης της απόδοσης μηχανών εσωτερικής καύσης

Start – Stop

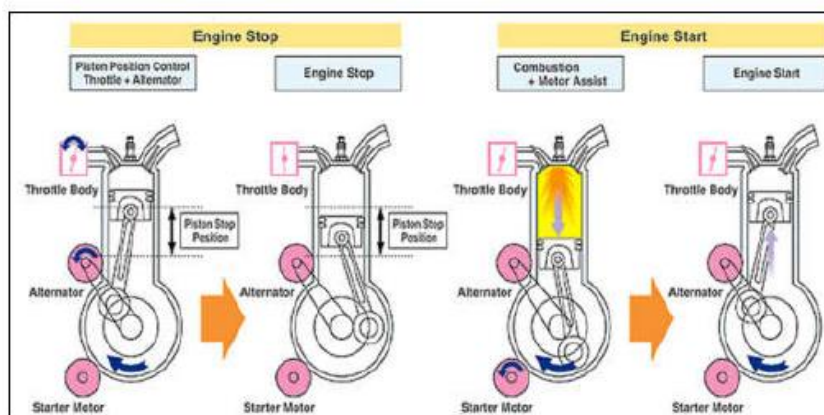
Περιγραφή Τεχνολογίας

Στα αυτοκίνητα, το σύστημα του Start – Stop ενεργοποιεί και επανεκκινεί αυτόματα τον κινητήρα ώστε να μειωθεί η κατανάλωση καυσίμου και οι συνολικές εκπομπές που προέρχονται από τη λειτουργία του στην κατάσταση του ρελαντί. Η τεχνολογία αυτή είναι επωφελής για οχήματα τα οποία δαπανούν σημαντικό χρόνο βρισκόμενα σε ακινησία (αναμονή στους φωτεινούς σηματοδότες, κυκλοφοριακή συμφόρηση) και εφαρμόζεται σε όλες τις κατηγορίες υβριδικών (Micro hybrids, Mild hybrids, Full hybrids, Plug – in hybrids) και στα ηλεκτρικά οχήματα. Σε χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων το Start – Stop ενεργοποιείται εφόσον το όχημα έχει βρεθεί σε ακινησία και ο λεβιές ταχυτήτων είναι στην ουδέτερη θέση με απελευθερωμένο το συμπλέκτη του αυτοκινήτου. Βασική προϋπόθεση της τεχνολογίας είναι το όχημα να βρίσκεται σε κατάσταση ακινησίας ακόμη κι οι παραπάνω κινήσεις έχουν πραγματοποιηθεί από τον οδηγό. Η μηχανή λειτουργεί ξανά όταν πιεστεί ο συμπλέκτης πριν μπει μια σχέση μετάδοσης ή όταν υπάρχει η ανάγκη για κάποιο φορτίο ισχύος, π.χ. για το σύστημα κλιματισμού (A/C). Ο κινητήρας συνήθως ξεκινά να περιστρέφεται με τη βοήθεια ενός ηλεκτρικού starter που παίρνει εντολή από τον εγκέφαλο του οχήματος.

Διάφορες τεχνολογίες στα πλαίσια του Start – Stop έχουν υιοθετηθεί από τις αυτοκινητοβιομηχανίες, οι κύριες εκ των οποίων είναι οι ακόλουθες τέσσερις:

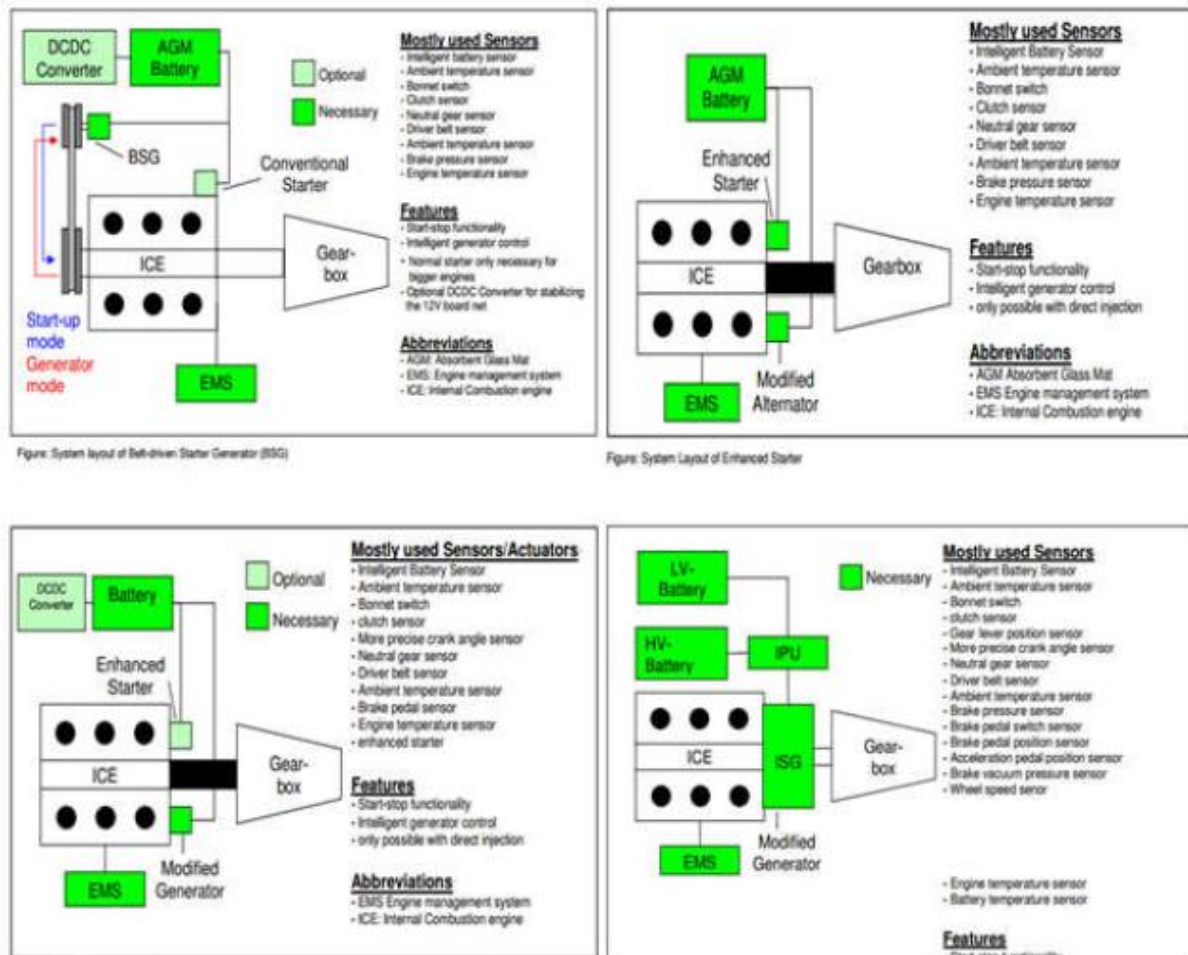
- Belt – Driven Starter Generator (BSG)
- Enhanced Starter
- Direct Starter
- Integrated Starter Generator

Η αρχή λειτουργίας των παραπάνω συστημάτων είναι σχεδόν η ίδια κατά περίπτωση και στηρίζεται στην προσθήκη ενός τροποποιημένου starter και ενός μετατροπέα εναλλασσόμενου ρεύματος (alternator) με αμφίδρομη λειτουργία (λειτουργία γεννήτριας αλλά και ηλεκτροκινητήρα). Τα συστήματα αυτά ελαχιστοποιούν το χρόνο εκκίνησης, ενώ δίνουν τη δυνατότητα φόρτισης της μπαταρίας μέσω ανάκτησης ενέργειας (από κινητική σε ηλεκτρική) με τη βοήθεια της γεννήτριας, κάθε φορά που στο σταμάτημα της μηχανής ο στροφαλοφόρος περιστρέφεται ελεύθερα (recuperation energy). Στην ουσία μπορούν να χωριστούν σε δύο υποσυστήματα: το ένα σχετίζεται με τη λειτουργία μίας συμβατικής μηχανής εσωτερικής καύσης και σε συνδυασμό με τη γεννήτρια φορτίζει τη μπαταρία του αυτοκινήτου και παρέχει την απαραίτητη ισχύ για τις ηλεκτρικές καταναλώσεις. Το δεύτερο σχετίζεται με τη λειτουργία του starter όπου ηλεκτρική ενέργεια της μπαταρίας μετατρέπεται σε μηχανική μέσω του alternator. Εξαιρεση αποτελεί το Direct Starter σύμφωνα με το οποίο, πέρα από τη συμβολή του, starter ο κινητήρας εκκινεί με απευθείας έγχυση και καύση. Η ιδιαιτερότητα της τεχνολογίας αυτής είναι ότι επιβάλλει την κατάλληλη θέση των κυλίνδρων κατά το σταμάτημα της μηχανής ώστε να μπορεί να πραγματοποιηθεί η επανεκκίνηση της λειτουργίας της. Στην εικόνα 27 δίνεται η αρχή λειτουργίας του Direct Starter από την εταιρία Mazda.



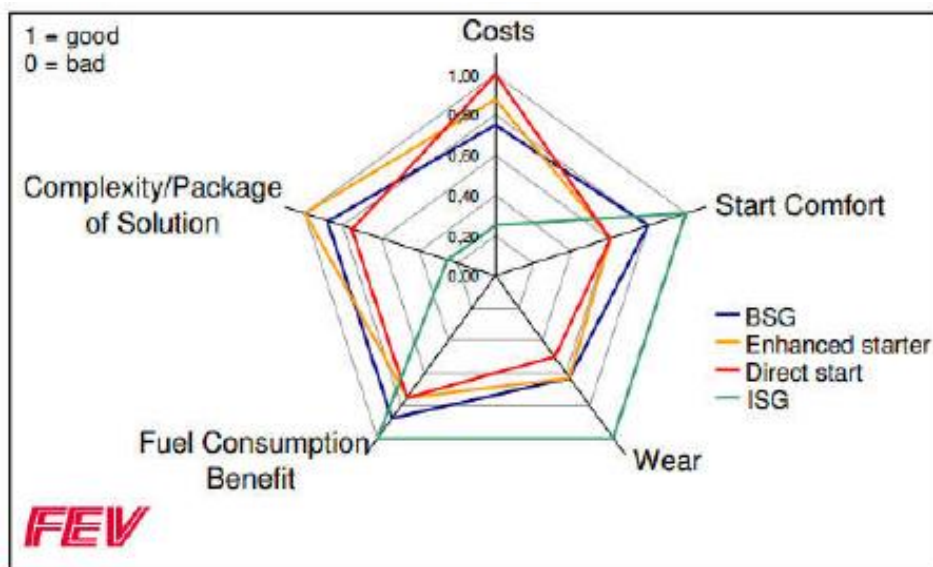
Εικόνα 27 Αρχή λειτουργίας του i stop της mazda. Εκδοχή του direct starter

Παρακάτω, δίνονται τα συνοπτικά σχέδια των εναλλακτικών συστημάτων του Start – Stop με τη σειρά που αναφέρθηκαν προηγουμένως



Εικόνα 28 Κοινά συστήματα για το start-stop

Στην εικόνα 29 παρουσιάζεται η αποδοτικότητα των παραπάνω συστημάτων συναρτήσει των εξής παραμέτρων: Κόστος, ευκολία στην εκκίνηση, φθορά, κατανάλωση καυσίμου, πολυπλοκότητα πακέτου εφαρμογής.

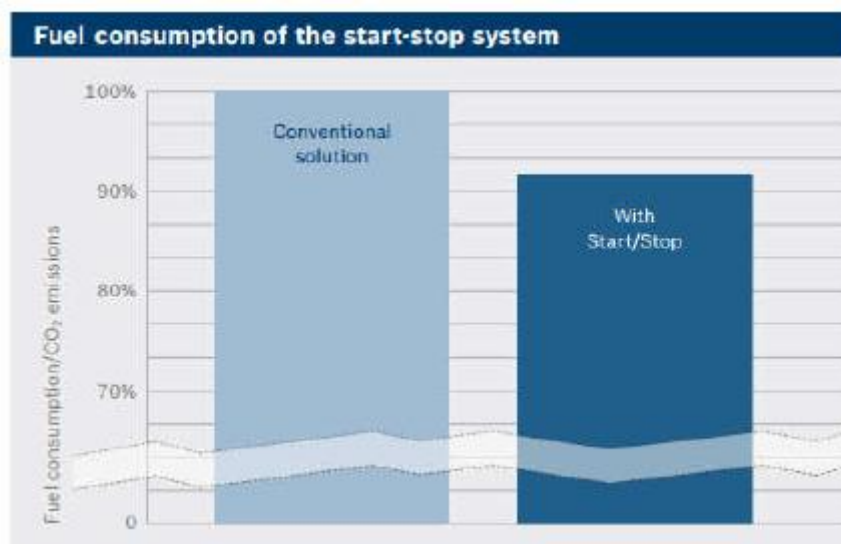


Εικόνα 29 Σύγκριση μεταξύ των διαφορετικών συστημάτων του start-stop

Συνεισφορά στην ελάττωση ρύπων και κατανάλωσης

Το Start – Stop είναι μια νέα τεχνολογία που στόχο έχει την εξάλειψη της κατανάλωσης καυσίμου και τις εκπομπές όταν το όχημα δεν κινείται. Διάφορες εκτιμήσεις και μετρήσεις έχουν διεξαχθεί για την αποτελεσματικότητα της τεχνολογίας και τα αποτελέσματα είναι περίπου ίδια τόσο για τους βενζινοκινητήρες όσο και για τους πετρελαιοκινητήρες. Μετρήσεις δυναμομετρικής πέδης για τον κύκλο οδήγησης FTP75 με στόχο την εκτίμηση της συμβολής του Start – Stop στην κατανάλωση σημείωσαν μια μείωση κατά 5.3 %.

Η εταιρία Valeo διεξάγοντας από την πλευρά της μετρήσεις δυναμομετρικής πέδης κατέληξε στο συμπέρασμα ότι το Start – Stop αποφέρει εξοικονόμηση κατά 5.3 % σε κύκλο πόλης και 4.0 % σε highway κύκλο. Έπειτα, η Bosch αναφέρει το εξής: στο αστικό κομμάτι του κύκλου οδήγησης NEDC (ECE – 15) μετρήθηκε μια μείωση της τάξης του 8% όσον αφορά την κατανάλωση και τις εκπομπές μετά από τη χρήση του Start – Stop. Το κομμάτι αυτό του κύκλου αποτελείται από μια διαδρομή 7 km που εμπεριέχει 12 στάσεις του οχήματος διάρκειας 15 sec. Οι πραγματικές συνθήκες οδήγησης επιβάλλουν μεγαλύτερο αριθμό στάσεων μακρύτερης διάρκειας κι ως εκ τούτου εκτιμάται πως το ποσοστό αυτό αυξάνεται σε 15 %. Το πόρισμα της Bosch συνοψίζεται στο παρακάτω εικόνα 30.



Εικόνα 30 Κατανάλωση καυσίμου-εκπομπές CO₂ με και χωρίς τη τεχνολογία start-stop

Η εφημερίδα USA TODAY, σε σχετικό άρθρο, αναλύει το πόρισμα της έρευνας της AAA πάνω στην επίδραση του Start – Stop σε τρία επιβατικά οχήματα: το Fusion (μοντέλο του 2013) της Ford, το CLS 550 (μοντέλο του 2014) της Mercedes Benz και το Malibu (μοντέλο του 2013) της Chevrolet. Τα οχήματα υποβλήθηκαν στον αστικό κύκλο οδήγησης της EPA, ο οποίος προσομοιώνει μια διαδρομή 17.767 km και μέσης ταχύτητας 34.12 km/h. Η έρευνα απέδειξε πως η εφαρμογή του Start – Stop επέφερε μείωση στην κατανάλωση και στις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα σε ποσοστό 5 έως 7 % σε σύγκριση με τη συμβατική εκδοχή των παραπάνω μοντέλων.

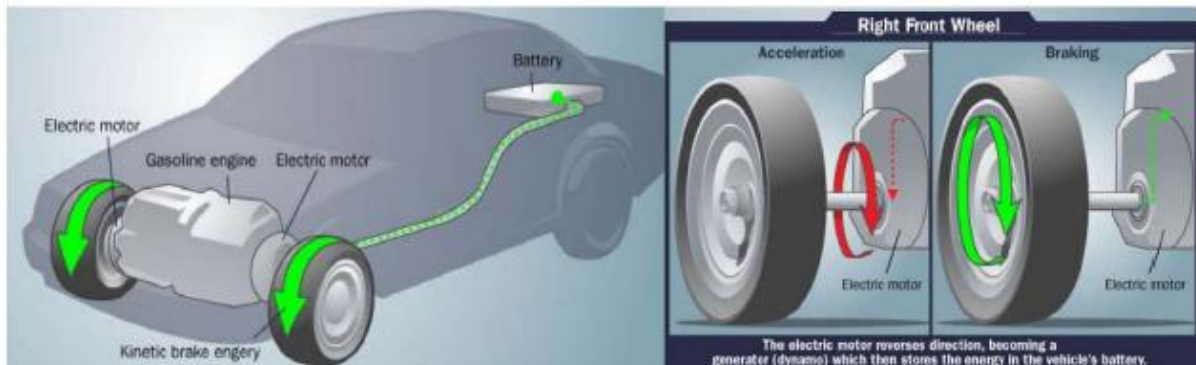
Brake Energy Recuperation System

Περιγραφή Τεχνολογίας

Η τεχνολογία του Brake Energy Recuperation System εφαρμόζεται σε ηλεκτρικά και σε υβριδικά οχήματα σχεδόν όλων κλάσεων (Mild hybrids, Full hybrids, Plug – in hybrids). Αποτελεί έναν μηχανισμό ο οποίος μετατρέπει ένα μέρος της κινητικής του ενέργειας σε ηλεκτρική ενέργεια. Το φρενάρισμα σε ένα συμβατικό όχημα λόγω της τριβής που αναπτύσσεται μετατρέπει το μεγαλύτερο μέρος της κινητικής ενέργειας των τροχών σε θερμότητα η οποία ως ανεκμετάλλευτη διαχέεται στο περιβάλλον. Τα υβριδικής τεχνολογίας και ηλεκτρικά οχήματα με σύστημα BERS ανακτούν μέρος της κινητικής ενέργειας των τροχών μέσω γεννήτριας μετατρέποντας την σε ηλεκτρική και αποθηκεύοντας της συσσωρευτή υψηλής τάσης. Η διαδικασία αυτή ονομάζεται regenerative braking και η αποθηκευμένη ενέργεια δύναται να χρησιμοποιηθεί για την εκκίνηση από στάση ή την

επιτάχυνση του οχήματος. Η μέθοδος αυτή καθιστά εφικτή τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και του αποτυπώματος σε διοξείδιο του άνθρακα στις παραπάνω κατηγορίες οχημάτων.

Η αρχή λειτουργίας του BERS περιγράφεται σχηματικά στην εικόνα 31.

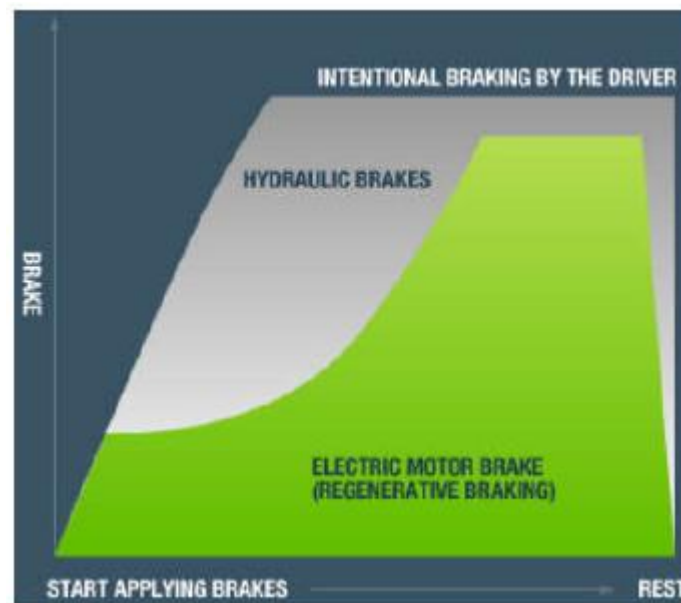


Εικόνα 31 Μηχανισμός Brake Energy Recuperation

Τα υβριδικά και ηλεκτρικά οχήματα συστήματος Brake Energy Recuperation είναι εξοπλισμένα με έναν τροποποιημένο ηλεκτροκινητήρα του οποίου η λειτουργία αναστρέφεται και αποκτά αυτή της γεννήτριας στη φάση του φρεναρίσματος. Οι τροχοί μεταφέρουν την κινητική τους ενέργεια μέσω του συστήματος μετάδοσης στη γεννήτρια της οποίας η αρχή λειτουργίας είναι η ίδια με αυτή από το δυναμό ενός ποδηλάτου. Η αντίσταση που δημιουργείται από τη γεννήτρια για την παραγωγή ηλεκτρισμού επιβραδύνει το όχημα λειτουργώντας σαν πέδη επιβραδύνοντας το όχημα, ενώ η ηλεκτρική ενέργεια που προκύπτει αποθηκεύεται στην μπαταρία του αυτοκινήτου. Όταν η ανάγκη για πέδηση υπερτερεί της μέγιστης από το BERS τότε χρησιμοποιούνται τα υδραυλικά φρένα τριβής (συμβατικά φρένα), αν και κατά το πλείστον το σύστημα παρέχει την απαραίτητη ροπή επιβράδυνσης που επιβάλλεται από τον οδηγό. Έτσι, τα φρένα τριβής ενεργοποιούνται λιγότερο συχνά και συγκεκριμένα στις περιπτώσεις ταχείας επιβράδυνσης, σε πολύ μικρές ταχύτητες πορείας και για το σταμάτημα.

Οι συνθήκες οδήγησης (μεγάλη συχνότητα επιβραδύνσεων και επιταχύνσεων) σε αστικό περιβάλλον είναι τέτοιες που αυξάνουν το ποσοστό χρήσης του BERS, γεγονός που μπορεί να συνεισφέρει στην ελάττωση των ρύπων CO₂ που προέρχονται από τα επιβατικά οχήματα εντός των πόλεων. Τέλος, η χρήση της πέδησης από την τεχνολογία αυτή μειώνει τη φθορά των συμβατικών φρένων του αυτοκινήτου αφού πλέον μειώνεται η συχνότητα χρήσης

τους. Στην εικόνα 32 είναι στην ουσία ένα ποιοτικό διάγραμμα της κατανομής χρήσης των συμβατικών φρένων και του BERS ανάλογα με το μέγεθος της πέδησης.



Εικόνα 32 Κατανομή λειτουργίας των δύο συστημάτων πέδησης (υδραυλικά φρένα και BERS)

Συνεισφορά στην ελάττωση ρύπων και κατανάλωσης

Το BERS ως σύστημα ανάκτησης μηχανικής ενέργειας μειώνει το ποσοστό ενέργειας και χρόνου λειτουργίας που απαιτείται από τη μηχανή εσωτερικής καύσης για τις ανάγκες ισχύος του οχήματος. Το Southwest Research Institute του Texas διεξήγαγε σχετική μελέτη της επίδρασης της τεχνολογίας στην κατανάλωση καυσίμου. Η μελέτη περιείχε προσομοίωση ενός mini van (3.8 l, V6, βενζινοκινητήρας) με το λογισμικό RAPTOR για τον αμερικάνικο κύκλο οδήγησης EPA. Δύο σενάρια ρύθμισης αναπτύχθηκαν σχετικά με τη φόρτιση της μπαταρίας, τα οποία περιγράφονται ακολούθως: Στο πρώτο σενάριο, το SOC της μπαταρίας έχει την τιμή 100 % (μηδενική κατανάλωση της χημικής ενέργειας του συσσωρευτή) διαρκώς και όλα τα ηλεκτρικά φορτία των επιμέρους εξαρτημάτων ικανοποιούνται είτε από την ανακτώμενη ενέργεια είτε από τη γεννήτρια που λαμβάνει ισχύ από τη μηχανή. Σε αυτό το σενάριο, μόνο το ποσό της ανακτώμενης ενέργειας που ικανοποιεί τα ηλεκτρικά φορτία αποθηκεύεται ενώ η περίσσεια της απορρίπτεται. Στο δεύτερο σενάριο, η μπαταρία επιτρέπεται να δεσμεύσει το μέγιστο ποσό της διαθέσιμης ανακτώμενης ενέργειας. Η ανακτώμενη ενέργεια χρησιμοποιείται αρχικά για τις ηλεκτρικές καταναλώσεις ενώ η περίσσεια της αποθηκεύεται στην μπαταρία αυξάνοντας το SOC της. Μετά τη φάση του

φρεναρίσματος οι καταναλώσεις ικανοποιούνται αρχικά από τα αποθέματα της μπαταρίας που προήλθαν από την ανακτώμενη ενέργεια του BERS κι έπειτα μετά την αποκατάσταση της ισορροπίας στο φορτίο της (SOC balancing) από τη γεννήτρια.

Η εικόνα 33 παρουσιάζει την εξοικονόμηση καυσίμου μετά την προσθήκη της τεχνολογίας του braking regeneration για τα δύο σενάρια μελέτης. Η σύγκριση πραγματοποιείται στη βάση του baseline σεναρίου που αντιστοιχεί σε προσομοίωση του μοντέλου του οχήματος με τα υπάρχοντα χαρακτηριστικά, όπως αυτό διατίθεται στην αγορά. Το όφελος σε εξοικονόμηση όταν η ανακτώμενη ενέργεια χρησιμοποιείται για τις ηλεκτρικές καταναλώσεις είναι 0.5 %. Από την άλλη, το όφελος όταν η ανακτώμενη ενέργεια αποθηκεύεται στο συσσωρευτή παίρνει την τιμή των 5.3 %, μια προσαύξηση σημαντική σε σχέση με το baseline σενάριο.

Ρύθμιση	Κατανάλωση καυσίμου (l/100 km)	Ανακτώμενη ενέργεια BERS (%)
Baseline σενάριο	19.243	0
Braking regeneration χωρίς αποθήκευση στο συσσωρευτή και ικανοποίηση μόνο των ηλεκτρικών φορτίων (το SOC έχει την τιμή 100 % συνεχώς)	19.151	8.5
Braking regeneration με αποθήκευση στο συσσωρευτή και ικανοποίηση των ηλεκτρικών φορτίων	18.271	20.8

Εικόνα 33 Κατανάλωση καυσίμου του baseline σεναρίου της έρευνας και των δύο σεναρίων διαχείρισης του SOC του συσσωρευτή

Το παραπάνω πόρισμα αποτελεί μια εμπειρισταωμένη απόδειξη ότι η εφαρμογή μιας απλής συσκευής ανάκτησης ενέργειας στα πλαίσια του BERS λειτουργεί καταλυτικά στην εξοικονόμηση καυσίμου και τη μείωση των ρύπων στα συμβατικά οχήματα. Η τιμή των ορυκτών καυσίμων τείνει να αυξάνεται με την πάροδο του χρόνου και η μείωση των ατμοσφαιρικών επεισοδίων εντός των πόλεων από τα επιβατικά οχήματα έχει μπει στο προσκήνιο του ενδιαφέροντος της επιστημονικής κοινότητας. Η BMW με στόχο την

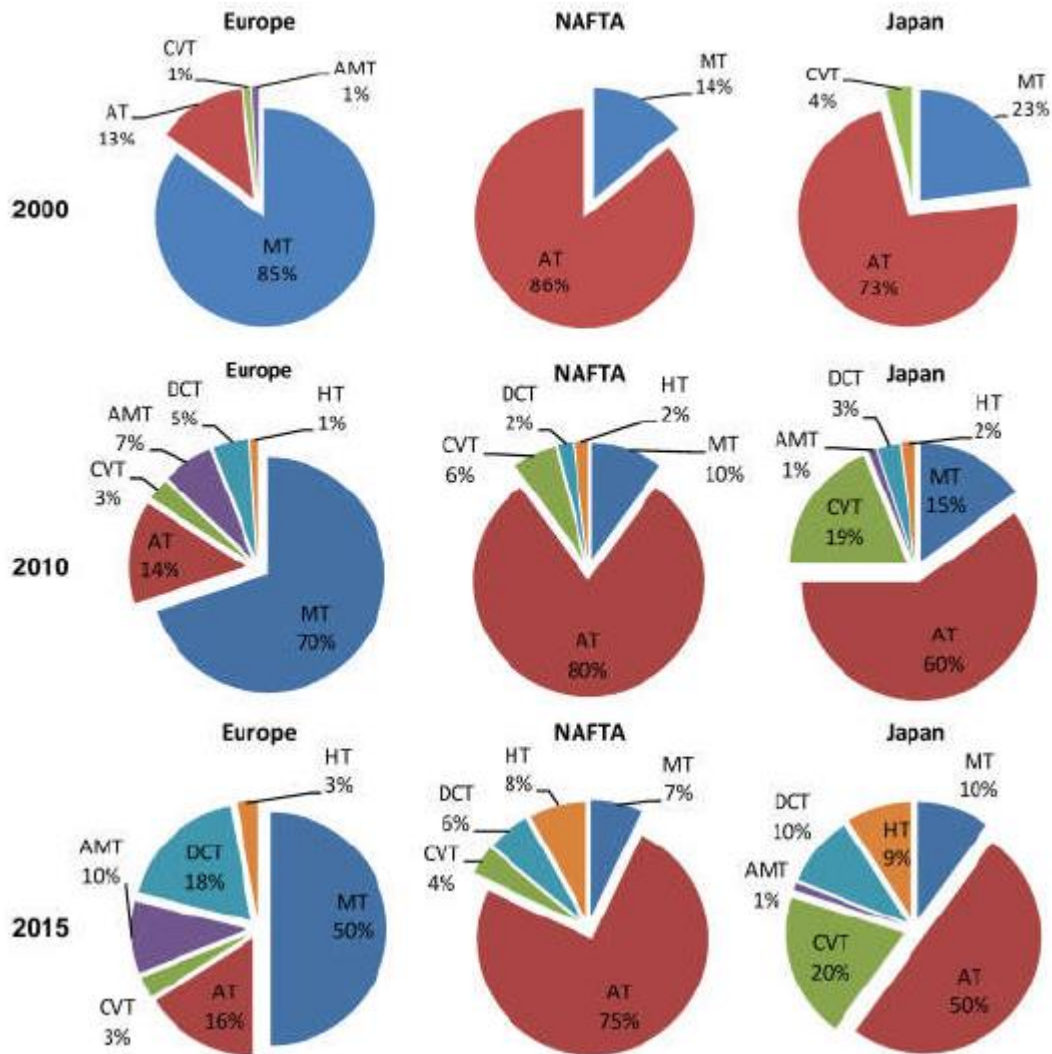
βελτίωση της απόδοσης των οχημάτων της έχει εισάγει ένα νέο σύστημα στις προδιαγραφές του BERS που ονομάζεται Intelligent Alternator Control (IAC). Το σύστημα αυτό παρουσίασε η BMW στο Paris Auto Show, το οποίο σύμφωνα με την εταιρία βελτιώνει την απόδοση των οχημάτων κατά 4 %. Προς την ίδια κατεύθυνση έχει κινηθεί και η MAZDA που εφάρμοσε τη δική της τεχνολογία σε δύο μοντέλα της, το CX-5 και το MAZDA6 sedan, όπως αναφέρει η εφημερίδα Automotive News διαδικτυακά. Όπως δηλώνει ο Seita Kanai, διευθυντής του τμήματος R&D της εταιρίας, η νέα καινοτομία της MAZDA με το όνομα i – Eloop προσφέρει εξοικονόμηση σε ένα εύρος 5 – 10 %.

Gear Shifting Strategy και Gear Ratios

Περιγραφή τεχνολογίας

Η ραγδαία ανάπτυξη της τεχνολογίας στον τομέα των ηλεκτρονικών και ηλεκτρομηχανικών στοιχείων και η εφαρμογή τους στα συστήματα μετάδοσης ισχύος τείνουν να αυξήσουν την εξοικονόμηση καυσίμου στον τομέα των οχημάτων και να βελτιώσουν την ποιότητα οδήγησης. Η αυξανόμενη αγορά αυτοκινήτων ανά τον κόσμο οδηγούμενη από την επιβολή αυστηρών νομοθεσιών σχετικά με τις συνολικές εκπομπές δημιουργεί ευκαιρίες για προηγμένες και καινοτόμες τεχνολογίες στα πλαίσια των συστημάτων μετάδοσης με σκοπό την αύξηση της απόδοσης.

Στην εικόνα 34 δίνεται η κατανομή των νέων τεχνολογιών μετάδοσης στις κυριότερες αγορές για το διάστημα 2000 έως 2015. Τα νέα αυτά συστήματα υπόκεινται στα συστήματα αυτόματου κιβωτίου ταχυτήτων: AMT, PS-AMT, DCT, CVT και HT ενώ το MT αντιστοιχεί στο χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων.

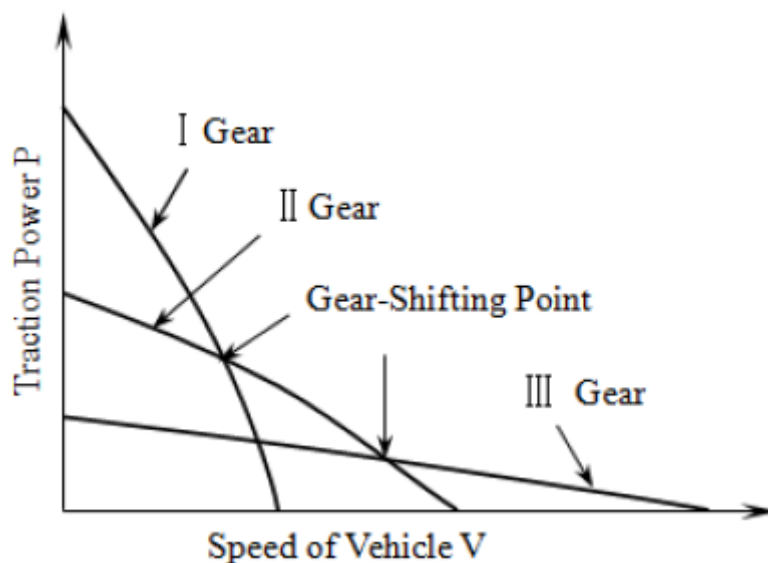


Εικόνα 34 Κατανομή των συστημάτων μετάδοσης στα επιβατικά οχήματα την περίοδο 2000-2015 για τις αγορές της Ευρώπης, της Βόρειας Αμερικής και Ιαπωνίας

Η στρατηγική αλλαγών σχέσεων μετάδοσης είναι ένας βασικός παράγοντας που σχετίζεται με τη συνολική απόδοση του συστήματος μετάδοσης ισχύος και επηρεάζει άμεσα την αποδιδόμενη ισχύ στους τροχούς, την κατανάλωση και την προσαρμοστικότητα στο περιβάλλον οδήγησης. Στην ουσία, αποτελεί τους κανόνες σύμφωνα με τους οποίους προσδιορίζεται χρονικά το σημείο αλλαγής της σχέσης μετάδοσης. Επίσης, για κάθε όχημα, οι λόγοι μετάδοσης ισχύος (ratio) από τον κινητήρα στους τροχούς επιλέγονται με στόχο να ικανοποιηθούν οι απαιτήσεις σε μέγιστη επίδοση, οικονομία καυσίμου, επιτάχυνση και ευκολία στη λειτουργία. Αριθμητικά, μεγάλες σχετικά τιμές των χρησιμοποιούμενων λόγων μετάδοσης συνεπάγονται αυξημένο αριθμό στροφών κινητήρα και μικρή μέση ταχύτητα οχήματος. Έτσι, η επίτευξη μιας ικανοποιητικής ταχύτητας πορείας για τη μετάβαση από μια σχέση μετάδοσης σε υψηλότερη επιβάλλει ακόμη μεγαλύτερο αριθμό στροφών, γεγονός που

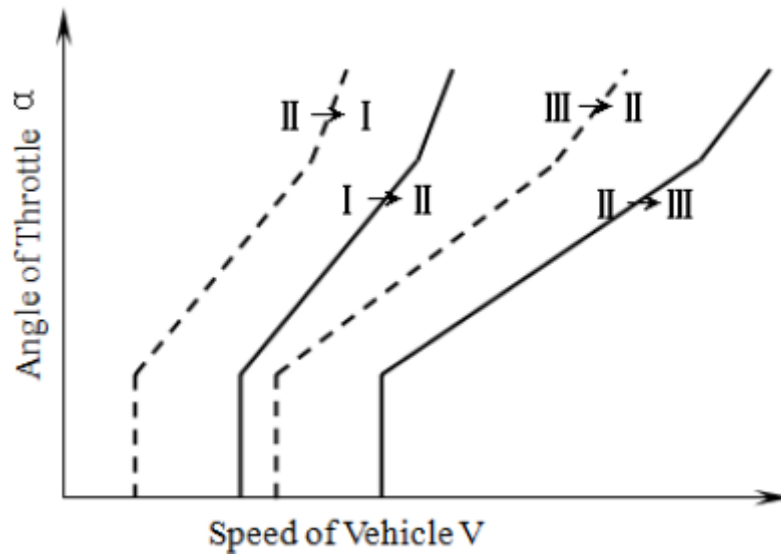
οδηγεί σε μείωση της απόδοσης και λειτουργία με αυξημένη κατανάλωση. Η οδηγητική συμπεριφορά και η στρατηγική των σχέσεων μετάδοσης είναι συνάρτηση των δεξιοτήτων του εκάστοτε οδηγού κι έτσι η εκλογή των λόγων μετάδοσης των ταχυτήτων πρέπει να είναι τέτοια ώστε η οικονομία και οι επιδόσεις των οχημάτων να εξαρτώνται λιγότερο από τις επιλογές των οδηγών.

Από την άλλη πλευρά, οι μικρές τιμές των λόγων μετάδοσης επηρεάζουν τις επιδόσεις του οχήματος όπως την επιτάχυνση καθώς μειώνεται η διαθέσιμη ροπή στους τροχούς. Έτσι, είναι εμφανές ότι και η επιτάχυνση είναι ένας σημαντικός παράγοντας για την εκλογή των τιμών των λόγων μετάδοσης. Η μεγιστοποίηση της διαθέσιμης ροπής επιτυγχάνεται με χρήση τέτοιων τιμών των λόγων ώστε η μετάβαση σε υψηλότερη σχέση μετάδοσης να λαμβάνει χώρα όταν η επόμενη σχέση μετάδοσης αποδίδει μεγαλύτερη ροπή στους τροχούς. Στην εικόνα 35 παρουσιάζεται ένα ποιοτικό γράφημα της στρατηγικής αυτής με κατακόρυφο άξονα την αποδιδόμενη ισχύ και οριζόντιο άξονα την ταχύτητα του οχήματος.



Εικόνα 35 Ποιοτικό γράφημα για την αλλαγή σχέσεων μετάδοσης

Στην εικόνα 36, δείχνεται ποιοτικά το σχήμα του απλοποιημένου αλγόριθμου αλλαγής σχέσεων μετάδοσης.

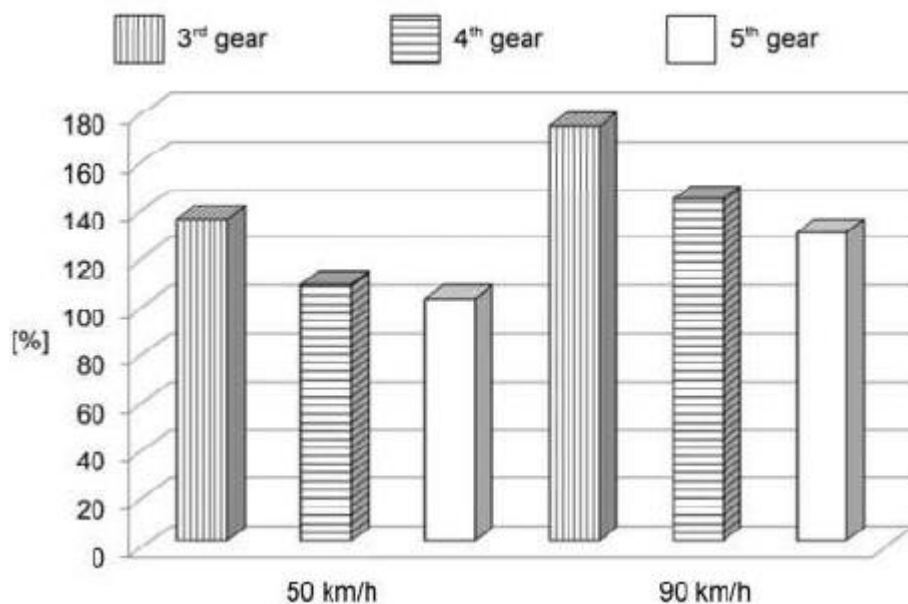


Εικόνα 36 Ποιοτικό διάγραμμα στρατηγικής αλλαγών σχέσης μετάδοσης

Συνεισφορά στην ελάττωση ρύπων και κατανάλωσης

Η βελτίωση του συστήματος μετάδοσης είναι μια βασική μέθοδος βελτιστοποίησης του καθεστώτος λειτουργίας του κινητήρα. Οι δυνατές τροποποιήσεις στο σύστημα μετάδοσης ισχύος μπορούν να χωριστούν σε δύο γενικές κατηγορίες. Η πρώτη κατηγορία σχετίζεται με επεμβάσεις στα κατασκευαστικά στοιχεία, στα μηχανικά μέρη και στους μηχανισμούς των συστημάτων και περιλαμβάνει την επιλογή διαφορετικών τύπων μετάδοσης και εκ νέου σχεδιασμό των λόγων μετάδοσης. Η δεύτερη κατηγορία έχει να κάνει με συστήματα αυτομάτου ελέγχου και οι αντίστοιχες τροποποιήσεις είναι εφαρμόσιμες σε αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων τεχνολογίας. Περιλαμβάνει όλες εκείνες τις επεμβάσεις λογισμικού τύπου που καθορίζουν τη χρονική στιγμή της μετάβασης από μία σχέση μετάδοσης σε άλλη αυτόματα σύμφωνα με μια προεπιλεγμένη στρατηγική αλλαγών που βασίζεται σε κάποιον αλγόριθμο και λαμβάνοντας υπόψη ένα σύνολο από παραμέτρους (στροφές λειτουργίας, φορτίο κινητήρα, ποσοστό ανοίγματος πεταλούδας, παραμόρφωση του πεντάλ επιτάχυνσης και του πεντάλ των φρένων κ.α.). Σύμφωνα με αναλύσεις οι τροποποιήσεις της πρώτης κατηγορίας μπορούν να αυξήσουν την εξοικονόμηση καυσίμου κατά 3 % – 8 % ενώ αυτές της δεύτερης κατηγορίας κατά 0.5 % – 2 %.

Τα στοιχεία της οδηγητικής συμπεριφοράς του κάθε οδηγού τα οποία σχετίζονται με την επιλογή της σχέσης μετάδοσης, την ταχύτητα του οχήματος, την επιτάχυνση και την επιβράδυνση υποστηρίζεται πως είναι οι κυριότεροι παράγοντες διαμόρφωσης στην κατανάλωση. Η τελευταία μπορεί να αυξηθεί έως και 20 % λόγω διαφορετικής από τη βέλτιστη στρατηγικής σχέσεων μετάδοσης για την ίδια μέση ταχύτητα οχήματος. Η εξάρτηση της κατανάλωσης από την επιλογή σχέσης μετάδοσης φαίνεται στην εικόνα 37 τα οποία αποτελούν αποτελέσματα έρευνας της εταιρίας VW σε ένα επιβατικό όχημα. Η ποσοστιαία αύξηση στην κατανάλωση για την 3η και 4η ταχύτητα κιβωτίου σε σχέση με αυτήν για την 5η για 50 km/h και 90 km/h ταχύτητα πορείας οχήματος (100 % θεωρήθηκαν οι τιμές για την 5η ταχύτητα, ως ταχύτητα κιβωτίου αναφοράς) είναι ενδεικτική της επίδρασης της τρέχουσας σχέσης μετάδοσης για δεδομένες όλες τις άλλες συνθήκες λειτουργίας. Λύσεις όπως η χρήση συσκευών ένδειξης αλλαγής σχέσης μετάδοσης (GSI) θα μπορούσαν να συνεισφέρουν στο ζήτημα αυτό.



Εικόνα 37 Κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με την 5η ταχύτητα στα 50 km/h

Πέρα από τα παραπάνω, άλλες σχετικές μελέτες ενός επιβατικού οχήματος πετρελαιοκινητήρα σε εργαστηριακό περιβάλλον και μέσω προσομοίωσης επιβεβαιώνουν την ισχυρή επίδραση του συστήματος μετάδοσης ισχύος. Αλλαγές στο εύρος λειτουργίας του κινητήρα, στους λόγους μετάδοσης και στο προφίλ αλλαγών ταχυτήτων κιβωτίου κατέληξαν

σε βελτιωμένη κατανάλωση καυσίμου σχετικά με το baseline σενάριο διατηρώντας όλα τα μεγέθη επιδόσεων του οχήματος. Η χρήση τεχνικών βελτιστοποίησης της στρατηγικής αλλαγών είχε σαν αποτέλεσμα τα εξής: Οικονομία καυσίμου μέχρι και 12 % που συνοδεύτηκε από αντίστοιχη μείωση στον αριθμό των αλλαγών στη σχέση μετάδοσης έως και 55 % σε σύγκριση με το baseline σενάριο και τις ρυθμίσεις που το χαρακτηρίζουν.

Κεφάλαιο 7

Σύγκριση κατανάλωσης καυσίμου στο μηχανοκίνητο και αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων

Στο τελευταίο κεφάλαιο θα γίνει μια προσπάθεια σύγκρισης 20 εταιρειών και μοντέλων στην κατανάλωση καυσίμου (βενζίνης) στο μηχανοκίνητο και αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων και στους τρεις κύκλος οδήγησης (αστικός, υπεραστικός και μεικτός). Η επιλογή εταιρειών και μοντέλων αυτοκινήτων είναι τυχαία.

Τα 20 μοντέλα αυτοκινήτων που επιλέχθηκαν δεν ανήκουν στην ίδια κατηγορία κυβικών εκατοστών. Πιο συγκεκριμένα,

- 3 μοντέλα στα 1200 κυβικά με μέσο όρο 95 άλογα
- 5 μοντέλα στα 1400 κυβικά με μέσο όρο 125 άλογα
- 7 μοντέλα στα 1600 κυβικά με μέσο όρο 126 άλογα
- 3 μοντέλα στα 1800 κυβικά με μέσο όρο 132 άλογα
- 2 μοντέλα στα 2000 κυβικά με μέσο όρο 160 άλογα

Για τον υπολογισμό της κατανάλωσης καυσίμου αναγκαστικά γίνονται ορισμένες παραδοχές:

- Οι υπολογισμοί γίνονται για 15.000 χιλιόμετρα σε ετήσια βάση. Θεωρείται ένας καλός μέσος όρος με βάση τα δεδομένα της αγοράς.
- Ως μέση τιμή της αμόλυβδης χρησιμοποιείται το 1,65 ευρώ ανά λίτρο. Φυσικά, οι όποιες αυξομειώσεις που θα επηρεάσουν αυτό τον μέσο όρο, αλλάζουν και το αποτέλεσμα.
- Για τους υπολογισμούς χρησιμοποιείται ως τιμή αναφοράς η μεικτή κατανάλωση. Αυτό σημαίνει ότι όποιος διανύει τα χιλιόμετρα εντός της πόλης θα πληρώνει περισσότερα ενώ όποιος συνηθίζει να ταξιδεύει στο εθνικό και επαρχιακό δίκτυο, θα πληρώνει λιγότερα από αυτά που αναφέρονται στον σχετικό πίνακα.

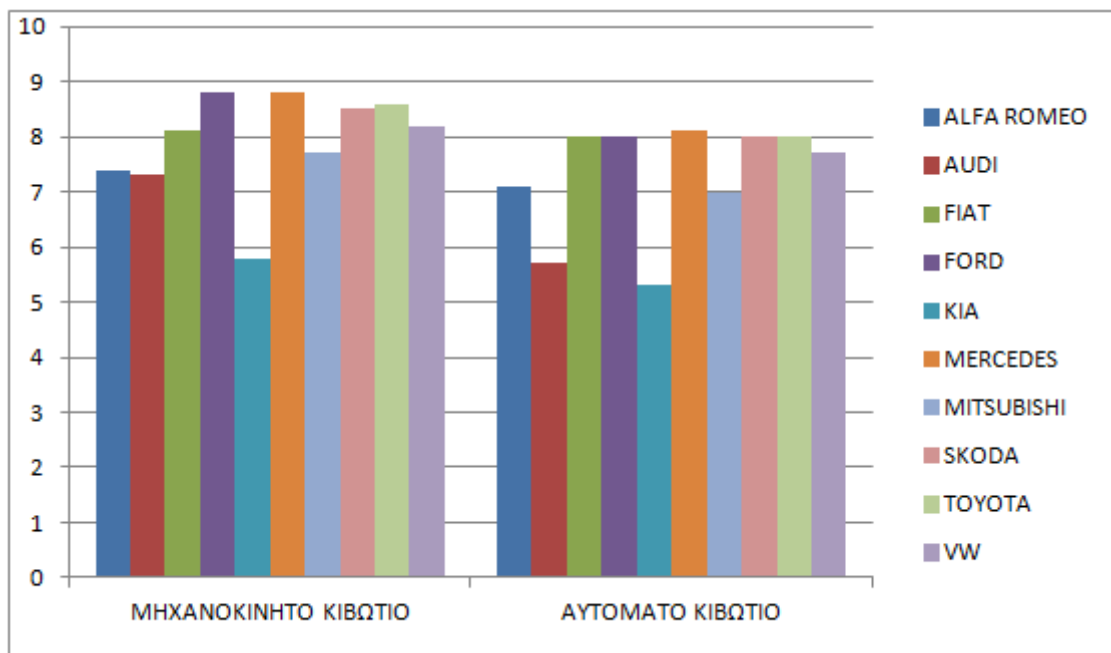
ΜΟΝΤΕΛΑ ΕΤΑΙΡΕΙΩΝ	ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ - ΒΕΝΖΙΝΗ					
	ΜΗΧΑΝΟΚΙΝΗΤΟ ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ			ΑΥΤΟΜΑΤΟ ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ		
	ΑΣΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ	ΥΠΕΡΑΣΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ	ΜΕΙΚΤΟΣ ΚΥΚΛΟΣ	ΑΣΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ	ΥΠΕΡΑΣΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ	ΜΕΙΚΤΟΣ ΚΥΚΛΟΣ
ALFA ROMEO MITO 1.4 TB Multiair (135HP)	7.4	4.5	5.6	7.1	4.5	5.5
AUDI A3 1.4 TURBO FSI AMBITION 3D(125HP)	7,3	4,8	5,7	6,4	4,7	5,3
BMW E82 - Σερβά 1 Coupe 120i 2.0 2D (170 HP)	8.5	5.3	6.5	8.9	5.3	6.6
CITROEN NEO C3 1.6 VTi (120 HP)	7.9	4.8	5.9	9.4	5	6.6
FIAT BRAVO 1.4 16V T-JET 5D (120 HP)	8.1	5.3	6.3	8	5	6.1
FORD C-MAX 1.6 Duratec EcoBoost (150 HP)	8.8	5.3	6.6	8	5.3	6.4
HONDA CIVIC 1.8 5D (140 HP)	8.8	5.5	6.7	10	5.8	7.3
HYUNDAI i30 1.6 5D 126 HP)	7.3	5.4	6.1	8.8	5.9	6.9
KIA PICANTO 1.2 (85 HP)	5.8	3.8	4.5	5.3	3.8	4.3
MAZDA MAZDA3 2.0 5D (6 M/T) SISS (151 PS)	9.3	5.4	6.8	10.6	5.8	7.6
MERCEDES A-CLASS A180 5D (116 HP)	8.8	5.7	6.8	8.1	5.2	6.3
MITSUBISHI COLT 1.3 3D (95 HP)	7.7	5	6	7	4.6	5.5
NISSAN JUKE 1.6 5D (117 PS)	8.1	5.3	6.3	8.3	5.2	6.3
OPEL ASTRA 1.8 SEDAN (140HP)	9.1	5.2	6.6	9.8	5.7	7.2
PEUGEOT 308 1.6 SW (120 HP)	9.3	5.1	6.6	10.1	5.6	7.4
RENAULT FLUENCE 1.6 PRIVILEGE (110 HP)	8.8	5.3	6.5	10.6	5.8	7.5
SEAT IBIZA 1.2 TSI 3D / 5D / ST (105 HP)	6.3	4.4	5.1	7	4.4	5.3
SKODA OCTAVIA 5 1.4 (122P)	8.5	5	6.3	8	5.3	6.3
TOYOTA AYRIS 1.6 (132 HP)	8.6	5.5	6.6	8	5.3	6.3
VOLKSWAGEN GOLF 1.4 TSI (122HP)	8.2	5.1	6.2	7.7	5	6

Εικόνα 38 Σύγκριση μοντέλων στην κατανάλωση καυσίμου. Μηχανοκίνητο-αυτόματο κιβώτιο. Αστικός-Υπεραστικός-Μεικτός

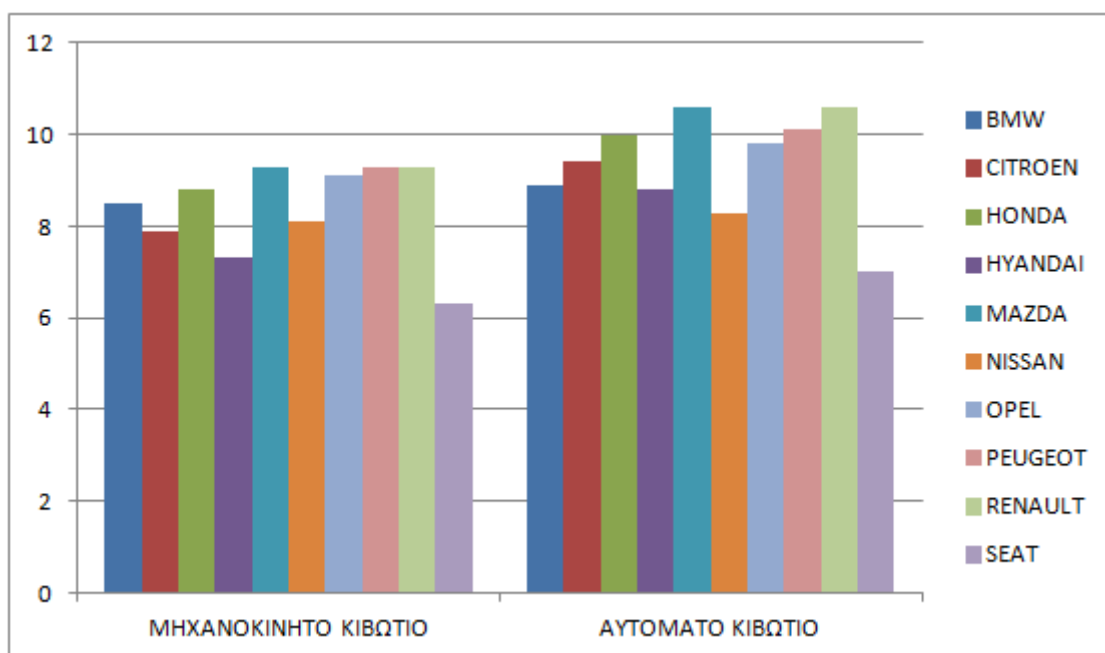
Αρχικά, θα γίνει μια σύγκριση των μοντέλων στους τρεις διαφορετικούς κύκλους κυκλοφορίας, ανάλογα με το κιβώτιο ταχυτήτων που διαθέτουν και στη συνέχεια θα γίνει σύγκριση ξεχωριστά στα μοντέλα ανάλογα με τα κυβικά εκατοστά.

Αστικός Κύκλος Κυκλοφορίας

Στην εικόνα 39, παρατηρούμε 10 μάρκες αυτοκινήτων που η κατανάλωση της βενζίνης είναι μικρότερη στα μοντέλα με αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων σε σχέση με το μηχανοκίνητο κιβώτιο σε αντίθεση με ό,τι παρατηρούμε στην εικόνα 40. Δηλαδή από το σύνολο των 20 μοντέλων, συμπεραίνουμε στα 10 μοντέλα η κατανάλωση βενζίνης πέφτει και στα άλλα 10 μοντέλα η κατανάλωση βενζίνης ανεβαίνει με την αλλαγή του κιβωτίου.



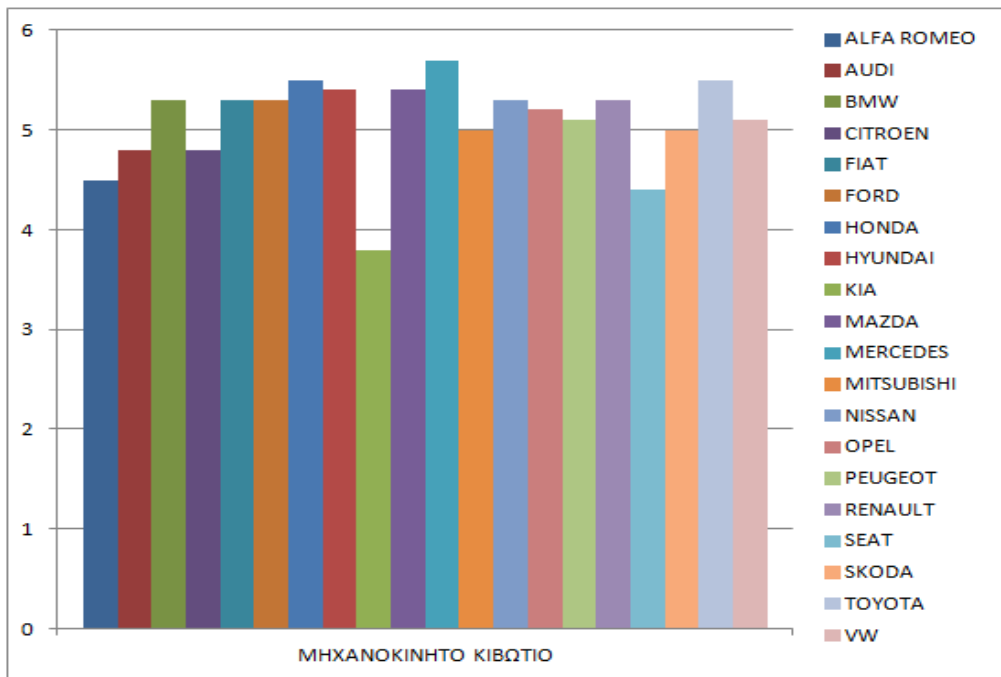
Εικόνα 39 Κατανάλωση καυσίμου στον αστικό κύκλο. Μηχανοκίνητο-Αυτόματο κιβώτιο



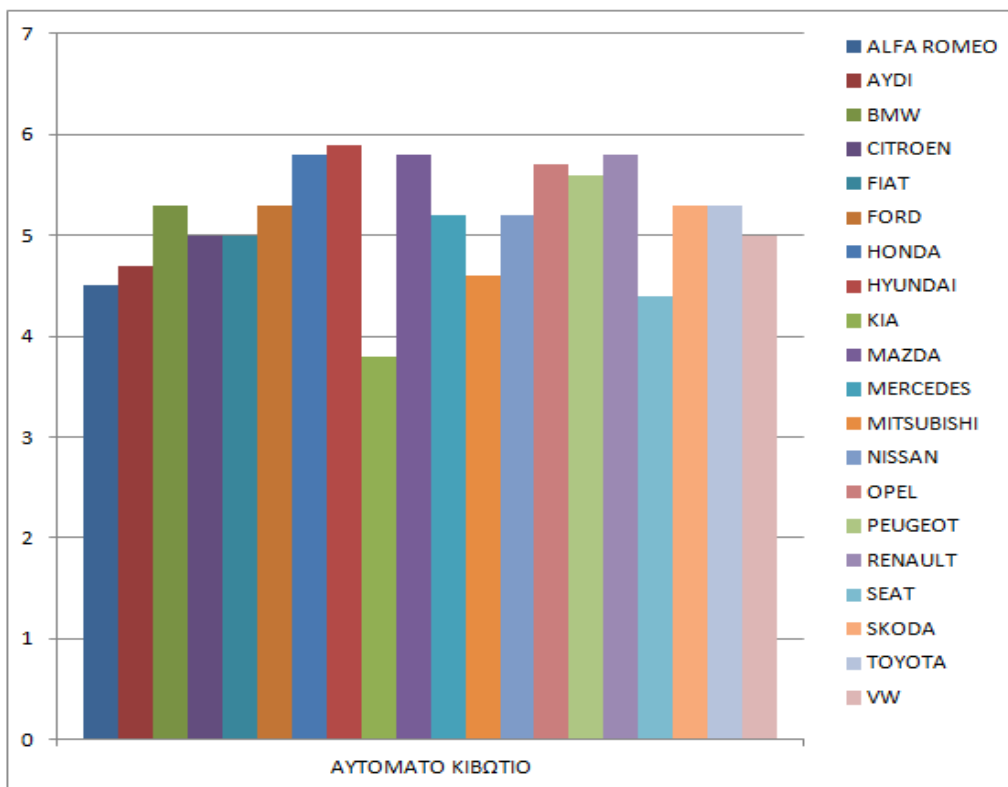
Εικόνα 40 Κατανάλωση καυσίμου στον αστικό κύκλο. Μηχανοκίνητο-Αυτόματο κιβώτιο

Υπεραστικός Κύκλος Κυκλοφορίας

Στον υπεραστικό κύκλο κυκλοφορίας συγκρίνουμε τα δύο κιβώτιο ταχυτήτων ξεχωριστά. Στην εικόνα 41 είναι όλες οι μάρκες αυτοκινήτων που έχουν μηχανοκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων και αντίστοιχα στην εικόνα 42 είναι τα μοντέλα αυτοκινήτων με αυτόματο κιβώτιο. Ένα συνολικό συμπέρασμα που βγαίνει από τις δύο εικόνες είναι ότι η κατανάλωση στον υπεραστικό κύκλο κυκλοφορίας στα 20 αυτοκίνητα με αυτόματο κιβώτιο είναι λίγο μεγαλύτερη από την κατανάλωση βενζίνης με μηχανοκίνητο κιβώτιο. Πιο συγκεκριμένα, ο μέσος όρος κατανάλωσης βενζίνης στα 20 μοντέλα με μηχανοκίνητο κιβώτιο είναι 5,08 και αντίστοιχα με αυτόματο κιβώτιο είναι 5,16.



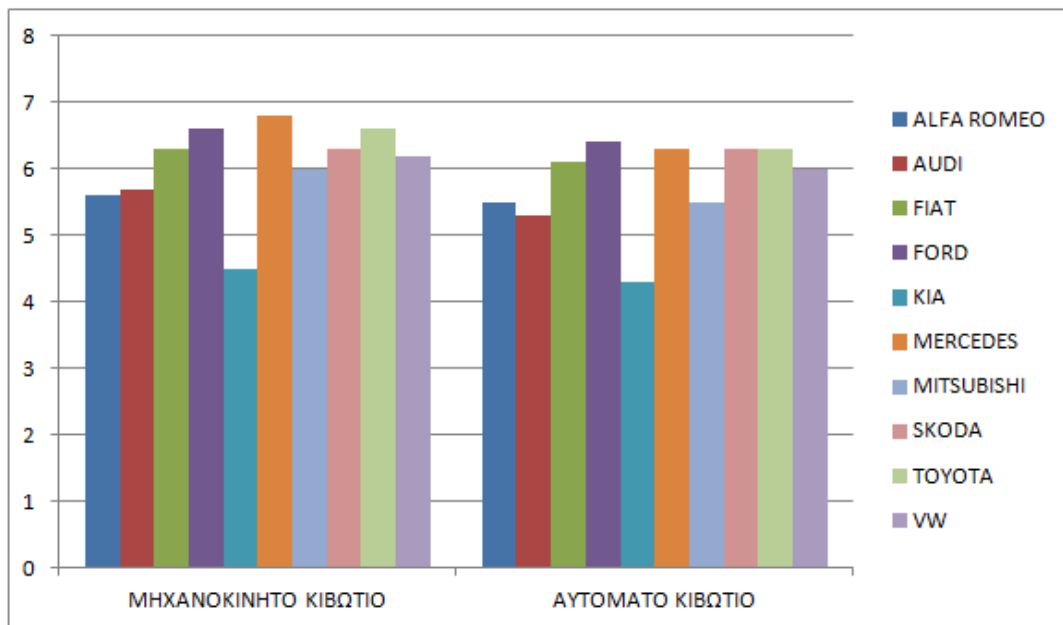
Εικόνα 41 Μηχανοκίνητο Κιβώτιο Ταχυτήτων



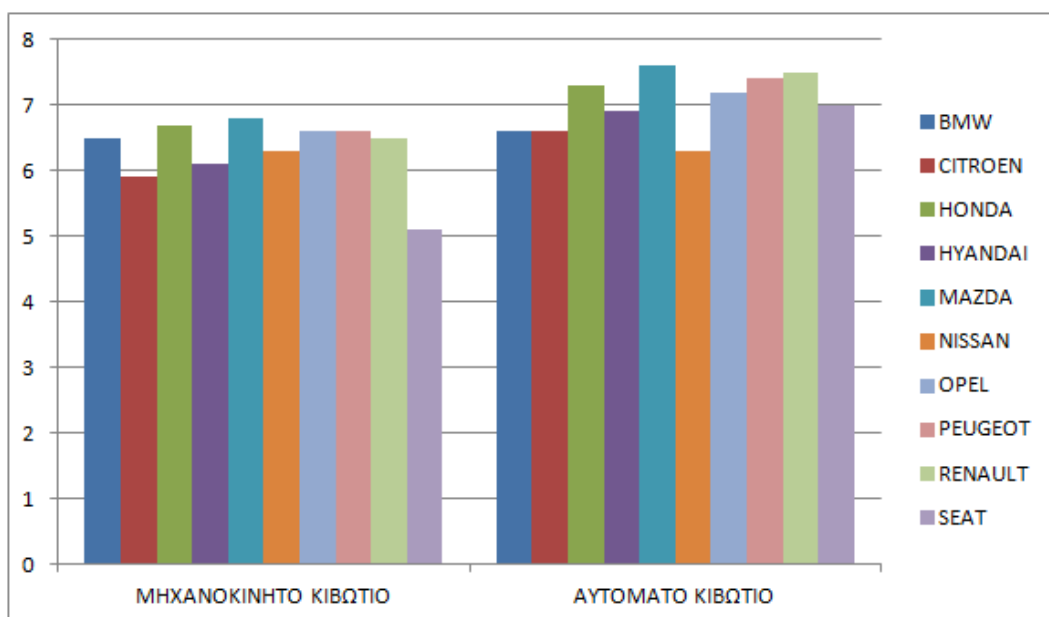
Εικόνα 42 Αυτόματο Κιβώτιο Ταχυτήτων

Μεικτός Κύκλος Κυκλοφορίας

Στο μεικτό κύκλο κυκλοφορίας παρατηρούμε ακριβώς τα ίδια συμπεράσματα όπως και στον αστικό κύκλο κυκλοφορίας. Δηλαδή, τα 10 μοντέλα αυτοκινήτων που έπεσε η κατανάλωση καυσίμου βενζίνης στον αστικό μειώνεται και στον μεικτό κύκλο κυκλοφορίας. Αντίστοιχα και στα 10 μοντέλα αυτοκινήτων που αυξήθηκε η κατανάλωση στον αστικό κύκλο, αυξήθηκε και στον μεικτό κύκλο κυκλοφορίας.



Εικόνα 43 Μεικτός κύκλος κυκλοφορίας. Κατανάλωση Μειώνεται



Εικόνα 44 Μεικτός κύκλος κυκλοφορίας. Κατανάλωση Αυξάνεται

Γενικά Συμπεράσματα

Τέλος, σε αυτό το σημείο σημαντικό είναι να επισημάνουμε ότι τις γενικές διαφορές που προκύπτουν από την εικόνα 38, που γίνεται ολόκληρη η σύγκριση των μοντέλων αυτοκινήτων στην κατανάλωση βενζίνης στο μηχανοκίνητο και αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων στου τρεις διαφορετικούς κύκλους οδήγησης.

Οι μέσοι όροι των τριών κύκλων οδήγησης στα μοντέλα αυτοκινήτων με αυτόματο κιβώτιο είναι μεγαλύτεροι σε σχέση με τα μοντέλα αυτοκινήτων με μηχανοκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων. Πιο συγκεκριμένα,

- στον αστικό κύκλο κυκλοφορίας κατά 0,22 μονάδες
- στον υπεραστικό κύκλο κυκλοφορίας κατά 0,08 μονάδες
- στον μεικτό κύκλο κυκλοφορίας κατά 0,15 μονάδες

Τα συνολικά αποτελέσματα των μέσων όρων στους τρεις κύκλους οδήγησης παρουσιάζεται στην εικόνα 45.

ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ – BENZINH					
ΜΗΧΑΝΟΚΙΝΗΤΟ ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ			ΑΥΤΟΜΑΤΟ ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ		
ΑΣΤΙΚΟΣ	ΥΠΕΡΑΣΤΙΚΟΣ	ΜΕΙΚΤΟΣ	ΑΣΤΙΚΟΣ	ΥΠΕΡΑΣΤΙΚΟΣ	ΜΕΙΚΤΟΣ
8,13	5,08	6,18	8,35	5,16	6,33

Εικόνα 45 Συνολική σύγκριση μέσων όρων. Μηχανοκίνητο-Αυτόματο Κιβώτιο

Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία ερευνήθηκε η επίδραση διαφορετικών τεχνολογιών κιβωτίων ταχυτήτων σε θέματα κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα ενός μοντελοποιημένου επιβατικού οχήματος.

Σήμερα, κυκλοφορούν περισσότερα από 200 εκατομμύρια αυτοκίνητα στους δρόμους παγκοσμίως. Τα τελευταία χρόνια, οι αυτοκινητοβιομηχανίες καταβάλλουν συνεχώς μεγάλη προσπάθεια για τη μείωση του περιβαλλοντικού φορτίου από τα οχήματα. Το νεότερο ευρωπαϊκό πρότυπο Euro 6 είναι ακόμη αυστηρότερο στις τιμές των εκπομπών των ρύπων τόσο στα βενζινοκίνητα όσο και στα αυτοκίνητα που χρησιμοποιούν diesel.

Όσο αφορά τις εκπομπές των ρύπων από τις μεταφορές, τελείως διαφορετική πολιτική ακολουθείται τόσο στο Πρότυπο των Ηνωμένων Πολιτειών Αμερικής όσο και στο Πρότυπο της Ιαπωνίας. Ο Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης NEDC είναι ένας μεταβατικός κύκλος οδήγησης που σχεδιάστηκε για να αξιολογεί τα επίπεδα εκπομπών ρύπων των επιβατικών αυτοκινήτων. Ο κύκλος αυτός θεωρείται ότι αντιπροσωπεύει την τυπική χρήση ενός επιβατικού αυτοκινήτου στην Ευρώπη. Ο κύκλος οδήγησης NEDC αποτελεί μια τεχνητή εργαστηριακή δοκιμή και χρησιμοποιείται αποκλειστικά για τη σύγκριση διαφορετικών οχημάτων, και όχι ως ένδειξη της φυσιολογικής κατανάλωσης. Αυτό σημαίνει ότι η πραγματική κατανάλωση συχνά είναι πολύ διαφορετική από τα στοιχεία που προκύπτουν βάσει του NEDC.

Τα τελευταία χρόνια έχουν αναπτυχθεί διάφορα συστήματα και τεχνολογίες μείωσης των ρύπων και της κατανάλωσης σε οχήματα. Η τεχνολογία Start-Stop που ενεργοποιεί και επανεκκινεί αυτόματα τον κινητήρα ώστε να μειωθεί η κατανάλωση καυσίμου. Η τεχνολογία Brake Energy Recuperation System που εφαρμόζεται σε ηλεκτρικά και σε υβριδικά οχήματα σχεδόν όλων των κλάσεων. Η τεχνολογία Gear Shifting Strategy και Gear Ratios που η εφαρμογή της στα συστήματα μετάδοσης ισχύος τείνει να αυξήσει την εξοικονόμηση καυσίμου στον τομέα των οχημάτων και να βελτιώσει την ποιότητα οδήγησης.

Η αποτελεσματική εξέταση των περιβαλλοντικών πτυχών της πολιτικής για τις μεταφορές προϋποθέτει την ύπαρξη ενός οράματος σχετικά με τη μορφή που θα πρέπει να έχει το σύστημα μεταφορών ως τα μέσα του 21ου αιώνα. Η διαδικασία θέσπισης μιας νέας κοινής πολιτικής για τις μεταφορές αφορά πρωτίστως τη διαμόρφωση αυτού του οράματος και τη χάραξη πολιτικών για την υλοποίησή του.

Βιβλιογραφία

Ελληνόγλωσση

1. Κ. Δ. Ρακόπουλος , Δ. Θ. Χουντάλας (1994) Καύση - ρύπανση εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.
2. Autotriti (2016). Βενζίνη VS diesel. Ανακτήθηκε στις 23/12/2016 από http://www.autotriti.gr/data/news/preview_news/Benzinh-VS-diesel_136119.asp#ixzz4Wz3Xa8Mt.
3. Ζάχου, Ι. & Αλεξάνδρου, Μ. (2008). Κινητήρες Πετρελαίου. Πέσκα. Αναρτήθηκε στις 21/12/2016 από http://www.peska.gr/diesel_motor/diesel_motor.htm.
4. Κανονισμός (ΕΚ) αριθ. 443/2009 του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και Του Συμβουλίου της 23ης Απριλίου 2009.
5. Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας. (2005). «Καθαρά» Καύσιμα και Οχήματα. Συνοπτικός οδηγός για τα «καθαρά» καύσιμα και τις τεχνολογίες οχημάτων. Energy Saving Trust. IEE_TREATISE. London.
6. Λευκή Βίβλος. (2011) «Χάρτης Πορείας για ένα Ενιαίο Ευρωπαϊκό Χώρο Μεταφορών-Για ένα ανταγωνιστικό και ενεργειακά αποδοτικό σύστημα μεταφορών».
7. Λιούτας Σ. (2010). *Πρόβλεψη εκπομπών καυσαερίων και επιδόσεων κατά τη διάρκεια Ευρωπαϊκού Κύκλου (NEDC) οχημάτων ελαφρού τύπου*. Διπλωματική Εργασία. Αθήνα.
8. Νάτσιος, Ι. (2015). Συγκριτική Αξιολόγηση Βιοκαυσίμων 2ης Γενιάς και Επίδραση στις Εκπομπές Ρύπων και στην Κατανάλωση Καυσίμου Κινητήρα Diesel Αυτοκινήτου. Διπλωματική διατριβή. Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης. Πολυτεχνική Σχολή. Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών. Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής.
9. news.gr. Ρεαλιστικές τιμές κατανάλωσης καυσίμου από τις αυτοκινητοβιομηχανίες. Ανακτήθηκε στις 21/12/2016 από <http://www.news.gr/auto/agora/article/273077/realistikes-times-katanaloshs-kafsimoy-apo-tis.html>.

10. opel.gr. Μεγαλύτερη Διαφάνεια στην κατανάλωση: πιο κοντά στην πραγματικότητα. Ανακτήθηκε στις 20/12/2016 από <http://www.opel.gr/tools/wltp-drivingcycle-fuelconsumption.html>.
11. Σπέντζας, Κ. (1999). *Σημειώσεις μαθήματος Κατασκευή Οχημάτων*. Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο. Αθήνα.
12. Σταματοπούλου, Ε. (2011). Νέοι κανονισμοί για την κλιματική αλλαγή: εκτίμηση μετατόπισης φορτίου σε μεταφορικά μέσα ή διαδρομές. Διπλωματική Εργασία. Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών. Τομέας Μελέτης πλοίου και Θαλασσιών Μεταφορών Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο.
13. Τζιράκης, Ε. Κύκλοι οδήγησης και ανάλυση διαδρομών για την πόλη των Χανίων. Πτυχιακή Εργασία. Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Κρήτης. Σχολή Τεχνολογικών Εφαρμογών. Τμήμα Μηχανολογίας.
14. Φωτίου, Χ., Τσιριγώτης, Θ., Χανδρινός, Α., (2013). Συστήματα ελέγχου εκπομπής ρύπων των οχημάτων. Πτυχιακή εργασία. Αλεξάνδρειο Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Θεσσαλονίκης. Σχολή Τεχνολογικών Εφαρμογών. Τμήμα Οχημάτων.

Ξενόγλωσση

15. Blagojević I., Ivanović G., Janković S. & Popović V. (2012). A model for gear shifting optimization in motor vehicles. Ανακτήθηκε στις 29/12/2016 από http://repositorij.fsb.hr/3082/1/P06S_V36No2Y2012.pdf
16. Bishop J., Nedungadi A., Ostrowski G. & Surampudi B. (2007). *An Engine Start/Stop System for Improved Fuel Economy*. Ανακτήθηκε 28/12/2016 από <http://papers.sae.org/2007-01-1777>.
17. BMW Introduces Intelligent Alternator Control with Regenerative Braking; Reduces Fuel Consumption by About 4% (2006, 29 Σεπτεμβρίου). Ανακτήθηκε στις 28/12/2016 από http://www.greencarcongress.com/2006/09/bmw_introduces_.html
18. Bmwi.de. (2012). CO2 reduction potential for passenger cars until 2020. Ανακτήθηκε στις 27/12/2016 από www.bmwi.de/BMWi/Redaktion/PDF/Publi
19. Cole, D. (1972). *Elementary Vehicle Dynamics ,course notes in Mechanical Engineering*. The University of Michigan, Ann Arbor, Michigan.

20. Copeland L. (2014). *AAA: Stop – start engines save gas, cut emissions*. Ανακτήθηκε στις 28/12/2016 από <http://www.usatoday.com/story/money/business/2014/07/23/stop-start-engines-fuel-savings-aaa/13053447>
21. Diesel.net (2015). *Emission Standards. Japan*. Ανακτήθηκε στις 24/12/2016 από <https://www.dieselnet.com/standards/jp/>.
22. Esquire No 6 (2010). *Βενζίνη ή Diesel; Η μάχη των Turbo κινητήρων*. Ανακτήθηκε στις 22/12/2016 από <http://www.capital.gr/story/1413452/benzini-i-diesel-i-maxi-ton-turbo-kinitiron>.
23. FEV (2011). *In – market Application of Start-Stop Systems in European Market*. Ανακτήθηκε στις 27/12/2016 από http://www.theicct.org/sites/default/files/FEV_LDV%20EU%20Technology%20Cost%20Analysis_StartStop%20Overview.pdf
24. Fonseca, N., Casanova, J & Valdes, M. (2011). *Influence of the stop/start system on CO2 emissions of a diesel vehicle in urban traffic*. Ανακτήθηκε 28/12/2016 από http://oa.upm.es/7257/2/INVE_MEM_2011_78663.pdf
25. Gillespie, T (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Sae International Warrandale.
26. Greimel H. (2012). *Regenerative brakes will boost Mazda fuel economy 5 – 10%*. Ανακτήθηκε στις 28/12/2016 από <http://www.autonews.com/article/20120709/OEM03/307099966/1117>.
27. Honey, D., North, R & Botas, R. (2010). *Road transport technology and climate change mitigation. Grantham Institute for Climate Change Briefing paper (2)*. Imperial College. London.
28. Lucas, G. (1986). *Road Vehicle Performance: Methods of Measurement and Calculation*. Gordon and Breach, Routledge.
29. Mashadi, B & Baghaei, R. (2002). *Fuel economy improvement based on a many – gear shifting strategy. International Journal of Energy and Environment*, 3(4), 577 – 590.
30. Ostrowski G., Neely G., Chadwell C. & Mehta D. (2012). *Downspeeding and Supercharging a Diesel Passenger Car for Increased Fuel Economy*. Ανακτήθηκε στις 29/12/2026 από <http://papers.sae.org/2012-01-0704>.
31. Russell, R. (2006). *Carbon Monoxide – CO*. Ανακτήθηκε στις 21/12/2016 από http://www.windows2universe.org/physical_science/chemistry/carbon_monoxide.html&edu=high.

32. Singh J. & Srinivasa K. (2012). *Selection of Gear Ratio for Smooth Gear Shifting*. Ανακτήθηκε στις 28/12/2016 από <http://papers.sae.org/2012-01-2005>.
33. Start–Stop system. (2014). Ανακτήθηκε στις 27/12/2016 από https://en.wikipedia.org/wiki/Start-stop_system.
34. Surampudi B., Redfield J. & Ostrowski G. (2008). *Mild Regenerative Braking to Enhance Fuel Economy via Lowered Engine Load Due to Alternator*. Ανακτήθηκε στις 28/12/2016 από <http://papers.sae.org/2008-01-2560>.
35. Viet, D. (2012). *Gear Shift Strategies for Automotive Transmissions*. Διδακτορική Διατριβή. Eindhoven University of Technology, Netherlands. Ανακτήθηκε στις 28/12/2016 από <http://alexandria.tue.nl/extra2/735458.pdf>.

Πίνακας Εικόνων

Εικόνα 1 Διοξείδιο του άνθρακα/άζωτο/υδρατμοί	2
Εικόνα 2 Μονοξείδιο του άνθρακα (CO).....	4
Εικόνα 3 Διοξείδιο του άνθρακα (CO ₂)	5
Εικόνα 4 Υδρογονάνθρακες (HC)	6
Εικόνα 5 Κατανομή συνολικής ενεργειακής κατανάλωσης στην Ευρώπη το έτος 2008 και επιμερισμός στα διάφορα μέσα μεταφορών.....	10
Εικόνα 6 Σύγκριση προτύπων Ευρώπης-Ηνωμένων Πολιτειών Αμερικής-Ιαπωνίας.....	13
Εικόνα 7 Εξέλιξη των προτύπων της Ευρωπαϊκής Ένωσης για εκπομπές ρύπων	14
Εικόνα 8 Μέγιστες εκπομπές NOX. Ευρωπαϊκός Κύκλος. Τιμές σε gr/km.....	16
Εικόνα 9 Πρότυπο Ηνωμένων Πολιτειών Αμερικής - Tier II.....	17
Εικόνα 10 Πρότυπο Ηνωμένων Πολιτειών Αμερικής - Tier III.....	17
Εικόνα 11 Μέγιστες εκπομπές NOX. Αμερικάνικος Κύκλος. Τιμές σε gr/km.....	18
Εικόνα 12 Διάγραμμα ορίων εκπομπών NOX συναρτήσει της ταχύτητας μηχανής	18
Εικόνα 13 Όρια εκπομπών NOX.....	19
Εικόνα 14 Σύγκριση βενζίνης και πετρελαίου – Πρότυπο Ιαπωνίας.....	20
Εικόνα 15 Σύγκριση ρύπων με χειροκίνητο και αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων- πρότυπο Ιαπωνίας	21
Εικόνα 16 Σύγκριση ρύπων Βενζίνη-Πετρέλαιο	23
Εικόνα 17 Σύγκριση Ρυπαντικής Ουσίας Βενζίνη-Πετρέλαιο	24
Εικόνα 18 Σύγκριση Βανζίνης Πετρελαίου στα Ευρωπαϊκά Πρότυπα	26
Εικόνα 19 Σχέση WLTP και NEDC	32
Εικόνα 20 Σχέση WLTP και NEDC	33
Εικόνα 21 Τυπικό Σύστημα Μετάδοσης Κίνησης.....	36
Εικόνα 22 Ασκούμενες δυνάμεις στη γενική περίπτωση οχήματος υπό κλίση	39
Εικόνα 23 Βαθμοί απόδοσης του συστήματος μετάδοσης κίνησης και των επί μέρους τμημάτων του συναρτήσει της ταχύτητας του οχήματος.....	43
Εικόνα 24 Αλλαγή Σχέσης στο κιβώτιο ταχυτήτων	45
Εικόνα 25 Απώλειες ενέργειας σε έναν τυπικό κινητήρα.....	47
Εικόνα 26 Εναλλακτικές τεχνολογίες βελτίωσης της απόδοσης μηχανών εσωτερικής καύσης	49
Εικόνα 27 Αρχή λειτουργίας του i stop της mazda. Εκδοχή του direct starter	50

Εικόνα 28 Κοινά συστήματα για το start-stop.....	51
Εικόνα 29 Σύγκριση μεταξύ των διαφορετικών συστημάτων του start-stop.....	52
Εικόνα 30 Κατανάλωση καυσίμου-εκπομπές CO ₂ με και χωρίς τη τεχνολογία start-stop..	53
Εικόνα 31 Μηχανισμός Brake Energy Recuperation.....	54
Εικόνα 32 Κατανομή λειτουργίας των δύο συστημάτων πέδησης (υδραυλικά φρένα και BERS).....	55
Εικόνα 33 Κατανάλωση καυσίμου του baseline σεναρίου της έρευνας και των δύο σεναρίων διαχείρισης του SOC του συσσωρευτή.....	56
Εικόνα 34 Κατανομή των συστημάτων μετάδοσης στα επιβατικά οχήματα την περίοδο 2000-2015 για τις αγορές της Ευρώπης, της Βόρειας Αμερικής και Ιαπωνίας.....	58
Εικόνα 35 Ποιοτικό γράφημα για την αλλαγή σχέσεων μετάδοσης.....	59
Εικόνα 36 Ποιοτικό διάγραμμα στρατηγικής αλλαγών σχέσης μετάδοσης.....	60
Εικόνα 37 Κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με την 5η ταχύτητα στα 50 km/h.....	61