

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κύριο Ευάγγελο Γιακουμή για την ανάθεση του θέματος και για την συνεχή και πολύτιμη καθοδήγησή του καθ' όλη τη διάρκεια της εκπόνησης της μελέτης αυτής.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή κύριο Κ. Ρακόπουλο και τον αναπληρωτή καθηγητή κύριο Δ. Χουντάλα, οι οποίοι συνδιδάσκουν τα μαθήματα που αφορούν τις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης. Η διδασκαλία τους μου κίνησε το ενδιαφέρον για την περαιτέρω ενασχόλησή μου με τη μελέτη των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης.

Τέλος, ευχαριστώ την οικογένειά μου και τα άτομα του στενού περιβάλλοντός μου, για την διαρκή τους υποστήριξη, η οποία υπήρξε καθοριστική για την επιτυχή διεκπεραίωση των σπουδών μου.

Η παρούσα διπλωματική εργασία μελετά την παραγωγή θορύβου καύσης στους κινητήρες diesel. Συγκεκριμένα, σκοπός της μελέτης ήταν η ανάπτυξη υπολογιστικού κώδικα, ο οποίος με δεδομένο το δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κινητήρα να εκτιμά το επίπεδο του παραγόμενου θορύβου καύσης. Για τη δημιουργία του παραπάνω κώδικα απαιτήθηκε η μελέτη κάποιων θεωρητικών τομέων, των οποίων το περιεχόμενο περιγράφεται στα τέσσερα πρώτα κεφάλαια.

Στο **Κεφάλαιο 1**, γίνεται μια εισαγωγή στα ηχητικά φαινόμενα, τα σύμβολα και τις εξισώσεις που τα διέπουν. Στο **Κεφάλαιο 2** περιγράφεται η θεωρία, ο μηχανισμός παραγωγής θορύβου καύσης, καθώς και η εξάρτησή του από διάφορες παραμέτρους. Το **Κεφάλαιο 3** αναλύει τις δύο επικρατέστερες μεθόδους πρόβλεψης θορύβου καύσης, παραθέτοντας επίσης τα πλεονεκτήματα της μίας έναντι της άλλης. Τέλος, στο **Κεφάλαιο 4** γίνεται μια παραμετρική ανάλυση της επίδρασης των στροφών και του φορτίου του κινητήρα, στη παραγωγή θορύβου καύσης. Στη συνέχεια, γίνεται σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων, τα οποία βρέθηκαν για τον κινητήρα Mercedes-Benz OM 366 LA του εργαστηρίου Μ.Ε.Κ, με εφαρμογή του υπολογιστικού κώδικα και με χρήση της συσκευής της AVL.

Η δημιουργία του συγκεκριμένου υπολογιστικού προγράμματος δίνει στο μηχανικό την ευχέρεια πρόβλεψης του θορύβου καύσης του κινητήρα, μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος του κυλίνδρου, χωρίς να απαιτείται η εξ' ολοκλήρου κατασκευή του κινητήρα. Αυτό δίνει στον κατασκευαστή τη δυνατότητα εξοικονόμησης χρόνου, οικονομικών πόρων, καθώς και την προοπτική βελτίωσης των κινητήρων diesel από μια ακουστική σκοπιά.

Περιεχόμενα

ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ & ΑΚΡΩΝΥΜΙΩΝ	4
1. ΓΕΝΙΚΑ ΠΕΡΙ ΘΟΡΥΒΟΥ	5
1.1. Εισαγωγή.....	5
1.2. Μαθηματική περιγραφή ηχητικού κύματος.....	5
1.3. Ένταση – Ισχύς	8
1.4. Η κλίμακα decibel	10
1.5. Επίδραση της απόστασης.....	12
1.6. Προσθήκη.....	13
1.7. Καμπύλες Στάθμισης.....	15
1.8. Ηχητικοί τόνοι – αρμονικά διαστήματα	17
2. ΘΟΡΥΒΟΣ ΚΑΥΣΗΣ	18
2.1. Συνολικός θόρυβος στους κινητήρες εσωτερικής καύσης.....	18
2.2. Γενική περιγραφή μοντέλου παραγωγής θορύβου καύσης	20
2.3. Εισαγωγή στον θόρυβο λόγω καύσης.....	21
2.4. Θόρυβος καύσης σε κινητήρες diesel	21
2.4.1. Μηχανισμός Καύσης	21
2.4.2. Μοντέλο – μηχανισμός δημιουργίας θορύβου καύσης.....	26
3. ΠΡΟΒΛΕΨΗ ΤΟΥ ΕΠΙΠΕΔΟΥ ΤΟΥ ΘΟΡΥΒΟΥ ΚΑΥΣΗΣ	31
3.1. Μέθοδος της καμπύλης εξασθένησης.....	31
3.1.1. Σχέση ανάμεσα στο φάσμα πίεσης κυλίνδρου και στον θόρυβο καύσης.....	31
3.1.2. Σταθερές καμπύλες εξασθένησης	37
3.1.3. Βελτιωμένες καμπύλες εξασθένησης	39
3.2. Νέα μέθοδος εκτίμησης θορύβου καύσης μέσω των υποσημάτων πίεσης	44
3.2.1. Εισαγωγή.....	44
3.2.2. Μηχανισμός Παραγωγής Θορύβου.....	45
3.2.3. Τεχνική διαχωρισμού της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου.....	47
3.2.4. Μέτρηση του θορύβου καύσης.....	52
4. ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΘΟΡΥΒΟΥ ΚΑΥΣΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΙ ΣΤΡΟΦΩΝ ΚΑΙ ΦΟΡΤΙΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ	61
4.1. Εισαγωγή.....	61
4.2. Εφαρμογή υπολογιστικού κώδικα για το διαχωρισμό των πιέσεων.....	63
4.3. Εξάρτηση του θορύβου καύσης από το φορτίο του κινητήρα.	65
4.4. Εξάρτηση του θορύβου καύσης από τη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα	68
4.5. Πειραματική Διερεύνηση και σύγκριση αποτελεσμάτων ανάμεσα στον υπολογιστικό κώδικα και στη συσκευή της AVL.....	72
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	77

ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ & ΑΚΡΩΝΥΜΙΩΝ

MEK	Μηχανές Εσωτερικής Καύσης
T	Περίοδος
f	Συχνότητα (Hz)
λ	Μήκος κύματος
p_a	Ατμοσφαιρική πίεση
I	Ένταση ήχου
B	Μέτρο ελαστικότητας όγκου
P	Ισχύς ήχου
SPL	Στάθμη έντασης ή πίεσης ήχου
dBA	decibel σταθμισμένα με καμπύλη A
$h[n]$	Απόκριση windowed-sinc φίλτρου
f_c	Συχνότητα αποκοπής
M	Πλήθος σημείων φίλτρου
θ_z	Θερμοκρασία ανάφλεξης
t_z	Χρόνος καθυστέρησης
N	Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα
P	Πίεση στον κύλινδρο
ANΣ	Άνω Νεκρό σημείο
D	Διάμετρος κυλίνδρου
Z	Μηχανική αντίσταση κινητήρα
S	Ηλεκτρική επιφάνεια κινητήρα
V	Επιφανειακή ταχύτητα ταλαντευόμενων μερών κινητήρα
n	Μέση κλίση φάσματος πίεσης
R_s	Απόκριση κινητήρα
S	Εξασθένηση κινητήρα (structure attenuation)
CPL	Στάθμη έντασης / πίεσης φάσματος κυλίνδρου
q	Κλίση καμπύλης εξασθένησης dB / decade
ON	Overall Noise: συνολικά παραγόμενος θόρυβος καύσης
CP_{1000}	Στάθμη πίεσης φάσματος κυλίνδρου σε συχνότητα 1000 Hz
N_{idle}	Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα για άφορτη λειτουργία
p_{comp}	Πίεση συμπίεσης – εκτόνωσης
p_{comb}	Πίεση καύσης
p_{res}	Πίεση αντήχησης
E	Ενέργεια σήματος
I_n	Δείκτης ταχύτητας περιστροφής
I_1	Δείκτης καύσης
I_2	Δείκτης αντήχησης
$C_0 / C_n / C_1 / C_2$	Σταθερές για την οικογένεια του κινητήρα

1. ΓΕΝΙΚΑ ΠΕΡΙ ΘΟΡΥΒΟΥ

1.1. Εισαγωγή

Ήχος είναι οι διαμήκεις κυμάνσεις του αέρα. Ένα ηχητικό κύμα μπορεί να περιγραφεί συναρτήσει των μετατοπίσεων των μορίων του αέρα ή συναρτήσει των διακυμάνσεων της πίεσης του αέρα στα σημεία του χώρου διάδοσης. Οι ήχοι που είναι ανεπιθύμητοι-δυσάρεστοι ονομάζονται θόρυβος. Η μέτρηση του θορύβου έχει εξελιχθεί τα τελευταία πενήντα χρόνια σε μια ξεχωριστή ειδικευση.

Τα απλούστερα ηχητικά κύματα είναι τα ημιτονοειδή (αρμονικά), που έχουν ορισμένη συχνότητα f , πλάτος A και μήκος κύματος λ . Σε ένα ημιτονοειδές (αρμονικό) ηχητικό κύμα η πίεση κυμαίνεται πάνω και κάτω από την ατμοσφαιρική τιμή p_a με μια ημιτονοειδή μεταβολή που έχει την ίδια συχνότητα με τις κινήσεις των σωματιδίων του αέρα. Το ανθρώπινο αυτί είναι ευαίσθητο σε κύματα στην περιοχή συχνότητας από 20 μέχρι 20.000 Hz περίπου, αλλά χρησιμοποιούμε τον όρο ήχος και στην περίπτωση όμοιων κυμάτων με συχνότητες πάνω (υπέρηχοι) ή κάτω (υπόηχοι) από την περιοχή της ανθρώπινης ακοής.

1.2. Μαθηματική περιγραφή ηχητικού κύματος

Η ανάγκη για λεπτομερή περιγραφή των θέσεων και κινήσεων των επιμέρους στοιχείων του μέσου σε συγκεκριμένους χρόνους κατά την διάδοση του κύματος, δημιούργησε την έννοια της κυματοσυνάρτησης (συνάρτησης κύματος). Η συνάρτηση αυτή περιγράφει τη θέση οποιουδήποτε στοιχείου του μέσου κάθε χρονική στιγμή. Στα ημιτονοειδή κύματα που κάθε στοιχείο εκτελεί απλή αρμονική κίνηση περί τη θέση ισορροπίας του, η απομάκρυνση ενός στοιχείου από την πηγή της διάδοσης του κύματος δίνεται από:

$$y = A \cdot \sin(\omega \cdot t) = A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \quad (1.1)$$

Η κυματική διαταραχή ταξιδεύει από το $x=0$ προς κάποιο σημείο x σε χρονικό διάστημα που δίνεται από το x/u , όπου u είναι η ταχύτητα διάδοσης του κύματος. Έτσι η μετατόπιση του σημείου x τη στιγμή t είναι η ίδια με την μετατόπιση του σημείου $x=0$ την προηγούμενη στιγμή $t-x/u$ και με αντικατάσταση του t από το $(t-x/u)$ στην εξίσωση (1.1), βρίσκουμε:

$$y(x,t) = A \cdot \sin \omega(t - x/u) = A \cdot \sin 2 \cdot \pi \cdot f \cdot (t - x/u) \quad (1.2)$$

Η εξίσωση (1.2) μπορεί να εκφραστεί με διαφορετικές μορφές, συναρτήσει της περιόδου $T = 1/f$ και του μήκους κύματος $\lambda = u/f$, οπότε:

$$y(x,t) = A \cdot \sin 2\pi(t/T - x/\lambda) \quad (1.3)$$

Παίρνουμε άλλη μια εύχρηστη μορφή αν ορίσουμε την ποσότητα k , που ονομάζεται κυματικός αριθμός ή κυματοριθμός, ή σταθερά διάδοσης:

$$k = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (1.4)$$

Συναρτήσει του k και της κυκλικής συχνότητας ω , η σχέση μήκους κύματος-συχνότητας $u = \lambda \cdot f$ γίνεται:

$$\omega = u \cdot k \quad (1.5)$$

και η εξίσωση (1.3) γίνεται:

$$y(x,t) = A \cdot \sin(\omega t - kx) \quad (1.6)$$

Σε ένα διάμηκες κύμα οι μετατοπίσεις είναι παράλληλες προς την κατεύθυνση διάδοσης κύματος, οπότε οι αποστάσεις x και y μετρούνται στην ίδια διεύθυνση και όχι σε κάθετες μεταξύ τους, όπως σε ένα εγκάρσιο κύμα. Αυτό σημαίνει ακόμα πως τα ηχητικά κύματα δεν έχουν πόλωση. Όταν δημιουργηθεί εγκάρσιο κύμα σε οριζόντια χορδή, οι κυματικές μετατοπίσεις είναι κάθετες, δηλαδή εγκάρσιες, προς τη διεύθυνση της χορδής. Το κύμα λέγεται ότι είναι γραμμικά πολωμένο επειδή τα επιμέρους σωματίδια ταλαντώνονται κατά μήκος ευθειών κάθετων προς τη χορδή και παράλληλων μεταξύ τους.

Η εξίσωση (1.6) περιγράφει ένα ηχητικό κύμα που οδεύει μόνο προς μία κατεύθυνση. Τα πραγματικά ηχητικά κύματα διαδίδονται συνήθως προς όλες τις κατευθύνσεις με κέντρο την πηγή όπου το πλάτος τους εξαρτάται από την κατεύθυνση και την απόσταση από την πηγή.

Το αυτί, τα μικρόφωνα και οι παρόμοιες συσκευές ανιχνεύουν συνήθως διαφορές πίεσης, όχι μετατοπίσεις, γι' αυτό το λόγο είναι πολύ χρήσιμο να διατυπωθεί μια σχέση μεταξύ των δύο αυτών μεγεθών. Έστω p η στιγμιαία διακύμανση πίεσης σε κάποιο σημείο, δηλαδή η διαφορά της πίεσης από την κανονική ατμοσφαιρική πίεση p_a , η

οποία μπορεί να είναι είτε θετική είτε αρνητική. Η απόλυτη πίεση σε κάθε σημείο θα είναι τότε $p_a + p$.

Αν οι μετατοπίσεις δύο γειτονικών σημείων x και $x + \Delta x$ είναι ίδιες, ο αέρας μεταξύ αυτών των σημείων ούτε συμπιέζεται ούτε διαστέλλεται, ο όγκος δεν μεταβάλλεται, επομένως $p = 0$. Μόνο όταν το y μεταβάλλεται από σημείο σε σημείο δημιουργείται μεταβολή στον όγκο, άρα και στην πίεση. Η κλασματική μεταβολή dV/V ενός στοιχείου του όγκου V στο σημείο x προκύπτει ότι είναι απλά η μερική παράγωγος $\partial y / \partial x$, δηλαδή ο ρυθμός μεταβολής του y ως προς το x καθώς μεταβαίνουμε από το σημείο x στο γειτονικό του $x + \Delta x$.

Αυτό αποδεικνύεται θεωρώντας ένα κυλινδρικό στοιχείο αέρα, με εμβαδόν εγκάρσιας διατομής S και άξονα συμμετρίας την κατεύθυνση διάδοσης. Αν δεν υπάρχει καμία ηχητική διαταραχή, το μήκος του κυλίνδρου είναι Δx και ο όγκος του είναι $V = S \cdot \Delta x$. Όταν εμφανιστεί ένα κύμα, το άκρο του κυλίνδρου που ήταν αρχικά στο x μετατοπίζεται κατά $y_1 = y_1(x, t)$, ενώ το άκρο που ήταν αρχικά στο $x + \Delta x$ μετατοπίζεται κατά $y_2 = y_2(x + \Delta x, t)$. Η μεταβολή όγκου ΔV αυτού του στοιχείου είναι:

$\Delta V = S \cdot (y_2 - y_1) = S \cdot [y(x + \Delta x, t) - y(x, t)]$. Στο όριο $\Delta x \rightarrow 0$ η κλασματική μεταβολή

$$\text{του όγκου } dV/V \text{ είναι: } \frac{dV}{V} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{y(x + \Delta x, t) - y(x, t)}{\Delta x} = \frac{\partial y}{\partial x}$$

Όταν η πίεση που ασκείται σε ένα σώμα μεταβάλλεται κατά Δp , από p_0 σε $p_0 + \Delta p$, και η αντίστοιχη ανηγμένη (ποσοστιαία) μεταβολή όγκου είναι $\Delta V/V_0$ ο νόμος του Hooke παίρνει την μορφή:

$$B = - \frac{\Delta p}{\Delta V / V_0} \quad (1.8)$$

όπου B είναι το μέτρο ελαστικότητας όγκου (λόγος τάσης προς παραμόρφωση), αφού όταν ισχύει ο νόμος του Hooke η ανηγμένη μεταβολή όγκου είναι ανάλογη προς την ιστροπική τάση (μεταβολή πίεσης). Το αρνητικό πρόσημο απλώς δηλώνει ότι αύξηση πίεσης συνεπάγεται πάντοτε ελάττωση του όγκου. Από τον ορισμό του μέτρου ελαστικότητας όγκου B , έχουμε τώρα $p = -B dV/V$, δηλαδή:

$$p = -B \frac{\partial y}{\partial x} \quad (1.9)$$

Αν υπολογίσουμε την παράγωγο $\partial y / \partial x$ για το ημιτονοειδές κύμα της εξίσωσης (1.6), η εξίσωση (1.9) γίνεται:

$$p = BkA \cdot \cos(\omega t - kx) \quad (1.10)$$

Η έκφραση αυτή δείχνει ότι το γινόμενο BkA παριστάνει τη μέγιστη μεταβολή της πίεσης. Ονομάζουμε το μέγεθος αυτό πλάτος πίεσης και το συμβολίζουμε με

$$p_{\max} \text{ όπου } : p_{\max} = BkA \quad (1.11)$$

Το πλάτος πίεσης είναι ανάλογο του πλάτους μετατόπισης και εξαρτάται επιπλέον από το μήκος κύματος. Τα κύματα μικρότερου μήκους κύματος (μεγαλύτερο k) προκαλούν

μεγαλύτερες μεταβολές πίεσης γιατί, για δεδομένο πλάτος μετατόπισης, «συνωστίζονται» σε μικρότερο χώρο περισσότερα μέγιστα και ελάχιστα. Μέσα διάδοσης που έχουν μεγαλύτερο μέτρο ελαστικότητας όγκου B απαιτούν μεγαλύτερες πιέσεις για να υποστούν μια δεδομένη ηχητική μετατόπιση γιατί παραμορφώνονται δυσκολότερα. Απαιτείται, δηλαδή μεγαλύτερη μεταβολή πίεσης για να επιτευχθεί μια δεδομένη μεταβολή όγκου.

1.3. Ένταση – Ισχύς

Όπως και όλα τα κύματα, τα ηχητικά κύματα μεταφέρουν ενέργεια από μια περιοχή του χώρου σε άλλη. Ορίζουμε ως ένταση ενός κύματος I , το μέσο χρονικό ρυθμό με τον οποίο μεταφέρεται ενέργεια από το κύμα ανά μονάδα εμβαδού δια μέσου μιας επιφάνειας κάθετης προς την κατεύθυνση της επί την ταχύτητα. Επομένως η ισχύς ανά μονάδα εμβαδού που μεταφέρεται από το ηχητικό κύμα ισούται με το γινόμενο της περίσσειας πίεσης p (δύναμη ανά μονάδα εμβαδού) επί τη σωματειακή ταχύτητα u_y . Για το ημιτονοειδές κύμα της εξίσωσης (1.6), το p δίνεται από την εξίσωση (1.10) και το u_y προκύπτει από τη χρονική παράγωγο της εξίσωσης (1.6). Οπότε:

$$u_y = \omega \cdot A \cdot \cos(\omega t - kx) \quad (1.12)$$

$$p \cdot u_y = \omega \cdot B \cdot k \cdot A \cdot \cos^2(\omega t - kx) \quad (1.13)$$

Εξ' ορισμού η ένταση είναι η μέση τιμή αυτής της ποσότητας. Η μέση τιμή της περιοδικής συνάρτησης $\cos^2(\omega t - kx)$ σε ένα πλήρη κύκλο τιμών της είναι $1/2$, οπότε:

$$I = \frac{1}{2} \cdot \omega \cdot B \cdot k \cdot A^2 \quad (1.14)$$

Εφαρμόζοντας το θεώρημα ώθησης-ορμής για μάζα ρευστού $\rho \cdot u \cdot t \cdot A$:

Διαμήκης ορμή = Διαμήκης ώθηση

$$(\rho \cdot u \cdot t \cdot A) \cdot u_y = \Delta p \cdot A \cdot t = B \cdot \frac{u_y}{u} \cdot A \cdot t$$

Λύνοντας ως προς u :

$$u = \sqrt{\frac{B}{\rho}} \quad (1.15)$$

Χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις (5) & (15), η εξίσωση (14) γίνεται:

$$I = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\rho \cdot B} \cdot \omega^2 \cdot A^2 \quad (1.16)$$

Η εξίσωση αυτή εξηγεί το λόγο για τον οποίο σε ένα στερεοφωνικό σύστημα το μεγάφωνο χαμηλών συχνοτήτων (woofer) πρέπει να πάλλεται με πολύ μεγαλύτερο

πλάτος σε σύγκριση με το μεγάφωνο υψηλών συχνοτήτων (tweeter) για να παράγει την ίδια ένταση.

Είναι συνήθως προτιμότερο να εκφράζεται η ένταση I συναρτήσει του πλάτους πίεσης p_{\max} . Η χρήση των εξισώσεων (11) & (5) δίνει:

$$I = \frac{\omega \cdot p_{\max}^2}{2 \cdot B \cdot k} = \frac{u \cdot p_{\max}^2}{2 \cdot B} \quad (1.17)$$

Χρησιμοποιώντας τη σχέση της ταχύτητας κύματος $u^2 = B/\rho$ η εξίσωση (1.17) εναλλακτικά γράφεται:

$$I = \frac{p_{\max}^2}{2 \cdot \rho \cdot u} = \frac{p_{\max}^2}{2 \cdot \sqrt{\rho \cdot B}} \quad (1.18)$$

Η ολική ισχύς P που μεταφέρεται από ένα ηχητικό κύμα δια μέσου μιας επιφάνειας ισούται με το γινόμενο της έντασης στην επιφάνεια επί το εμβαδόν της επιφάνειας, εφόσον βέβαια η ένταση πάνω σε ολόκληρη την επιφάνεια είναι ομοιόμορφη. Η μέση ολική ηχητική ισχύς που εκπέμπει ένας ομιλητής σε τόνους μιας ήπιας ομιλίας είναι περίπου 10^{-5} W , ενώ μια ισχυρή κραυγή αντιστοιχεί περίπου σε $3 \cdot 10^{-2} \text{ W}$. Αν όλοι οι κάτοικοι της Ελλάδας μιλούσαν ταυτόχρονα, η συνολική ισχύς θα ήταν περίπου 100 W , ισοδύναμη με την ηλεκτρική ισχύ που καταναλώνει ένας λαμπτήρας μετρίου μεγέθους. Από την άλλη πλευρά, η ισχύς που απαιτείται για να γεμίσει με ισχυρούς ήχους ένα μεγάλο αμφιθέατρο είναι σημαντική (περίπου $2000 \div 5000 \text{ W}$).

Αν η πηγή του ήχου θεωρηθεί σημειακή, η ένταση σε απόσταση r από την πηγή είναι αντιστρόφως ανάλογη προς το r^2 . Αυτό είναι άμεση συνέπεια της διατήρησης της ενέργειας. Αν η εξερχόμενη από την πηγή ισχύς είναι P , τότε η μέση ένταση I_1 , που περνάει από μια σφαίρα ακτίνας r , και επιφανειακού εμβαδού $4 \cdot \pi \cdot r_1^2$ είναι:

$$I_1 = \frac{P}{4 \cdot \pi \cdot r_1^2}$$

Η μέση ένταση I_2 δια μέσου μιας άλλης ομόκεντρης σφαίρας ακτίνας r_2 , δίνεται από μια όμοια έκφραση. Αν μεταξύ των δύο σφαιρών δεν απορροφάται ενέργεια, η ισχύς P πρέπει να είναι η ίδια και για τις δύο σφαίρες, οπότε: $4 \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot I_1 = 4 \cdot \pi \cdot r_2^2 \cdot I_2$
Άρα:

$$\frac{I_1}{I_2} = \frac{r_2^2}{r_1^2} \quad (1.19)$$

Η ένταση I σε οποιαδήποτε απόσταση r είναι επομένως αντιστρόφως ανάλογη του r^2 . Αυτή η σχέση "αντιστρόφου τετραγώνου" ισχύει και σε διάφορες άλλες περιπτώσεις ροής ενέργειας από σημειακή πηγή, όπως λόγου χάρη, για το φως που εκπέμπει μια σημειακή πηγή.

1.4. Η κλίμακα decibel

Επειδή το αυτί είναι ευαίσθητο σε μια τόσο εκτεταμένη περιοχή εντάσεων, χρησιμοποιείται συνήθως η λογαριθμική κλίμακα έντασης. Η στάθμη (ή επίπεδο) έντασης β ενός ηχητικού κύματος (ονομαζόμενη και στάθμη ή επίπεδο ήχου) ορίζεται από την εξίσωση:

$$\beta = 10 \cdot \log \frac{I}{I_0} \quad (1.20)$$

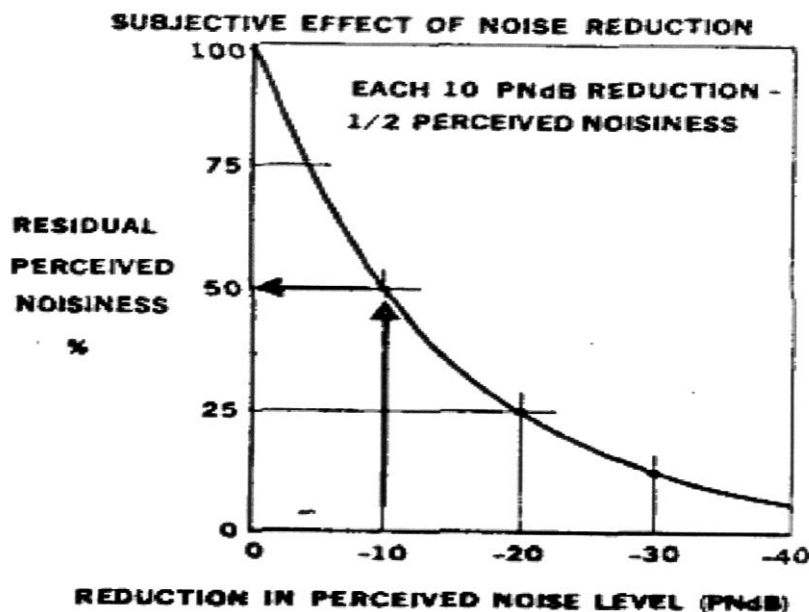
Όπου I_0 είναι μια ένταση αναφοράς, επιλεγμένη να έχει την τιμή 10^{-12} W/m^2 , όσο περίπου το κατώφλι της ανθρώπινης ακοής στα 1kHz. Οι στάθμες έντασης εκφράζονται σε decibels, εν συντομία dB. Ένα decibel είναι το 1/10 ενός bel, που είναι μια μονάδα ονομαζόμενη προς τιμή του Alexander Graham Bell.

Το bel είναι μια ασυνήθιστα μεγάλη μονάδα για τις περισσότερες εφαρμογές και γι' αυτό ως μονάδα στάθμης ηχητικής έντασης χρησιμοποιείται συνήθως το decibel.

Από την εξίσωση (1.20) μπορούμε να πάρουμε την σχέση που μας δίνει την ένταση I συναρτήσει της στάθμης ήχου. Αυτό γίνεται διαιρώντας και τα δύο μέλη της διά του 10dB και παίρνοντας τους αντίστοιχους αντιλογαρίθμους:

$$I = I_0 \cdot 10^{(\beta/10\text{dB})} \quad (1.21)$$

Αν η ένταση ενός ηχητικού κύματος είναι I_0 , δηλαδή 10^{-12} W/m^2 , η στάθμη έντασης του είναι 0dB. Μια ένταση 1 W/m² αντιστοιχεί σε 120dB. Επίσης εύκολα αποδεικνύεται μέσω της εξίσωσης (1.20) πως διπλασιασμός της έντασης αντιστοιχεί σε αύξηση της στάθμης του ήχου κατά 3dB. Αυτή η μεταβολή μόλις που γίνεται αντιληπτή από το ανθρώπινο αυτί. Μια αύξηση 8 με 10dB στη στάθμη της έντασης συνήθως ερμηνεύεται από το αυτί ως διπλασιασμός της ακουστότητας (ηχηρότητας). Το παρακάτω **Σχήμα 1.1** δείχνει την επίδραση της μείωσης της έντασης του ήχου στην ακουστότητα του.

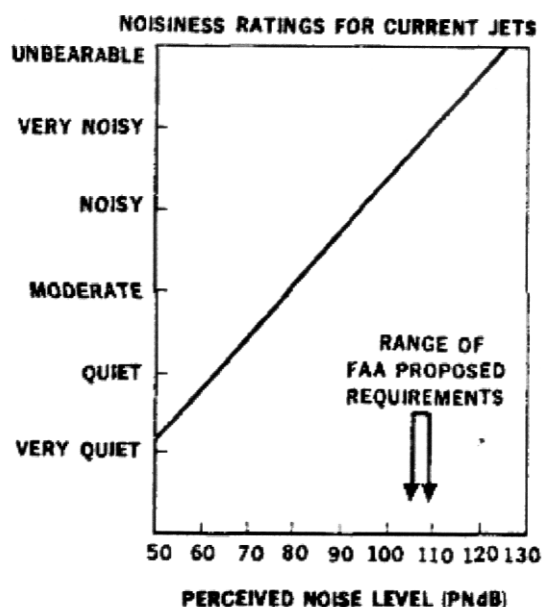


Σχήμα 1.1: Επίδραση της μείωσης της έντασης του ήχου στην ακουστότητα του

Ο **Πίνακας 1.1** δίνει σε dB τα επίπεδα έντασης ορισμένων γνωρίμων ήχων και το **Σχήμα 1.2** δίνει γραφικά την ηχηρότητα σε σχέση με την στάθμη της έντασης του ήχου.

Πηγή ή περιγραφή του ήχου	Στάθμη έντασης ήχου (dB)	Ένταση (w/m ²)
Κατώφλι πόνου (το δέρμα «ανοίγει» σε υψηλές συχνότητες)	120	1
Πριτσινωτής	95	3.2×10^{-3}
Υπερυψωμένο τρένο	90	10^{-3}
Κυκλοφορία σε πολυσύχναστο δρόμο	70	10^{-5}
Συνηθισμένη συζήτηση	65	3.2×10^{-6}
Γραφομηχανή	50	10^{-7}
Οικιακό ραδιόφωνο σε χαμηλή ένταση	40	10^{-8}
Μέσος ψίθυρος	20	10^{-10}
Θρόισμα των φύλλων	10	10^{-11}
Κατώφλι ακοής	0	10^{-12}

Πίνακας 1.1: Στάθμες έντασης ήχου από διάφορες πηγές (αντιπροσωπευτικές τιμές).



Σχήμα 1.2: Ηχηρότητα σε σχέση με την στάθμη της έντασης του ήχου.

Αν το αυτί του ανθρώπου εκτεθεί επί δέκα λεπτά σε ήχο 120dB , το κατώφλι της ακοής κατά κανόνα μετατοπίζεται για λίγο από 0 σε 28dB. Δέκα χρόνια έκθεσης σε ήχο 92dB θα προκαλέσει μια μόνιμη μετατόπιση του κατωφλίου στα 28dB. Συμπεραίνουμε λοιπόν, πως το ποσοστό της απώλειας ακοής του ανθρώπου εξαρτάται αφενός μεν από την στάθμη του ήχου στον οποίο εκτίθεται, αφετέρου δε από τη διάρκεια αυτού. Ο **Πίνακας**

1.2 μας δίνει τον ημερήσιο μέγιστο χρόνο έκθεσης (χωρίς να υπάρξει απώλεια ακοής) σε διάφορα επίπεδα θορύβου.

Οριακός ημερήσιος χρόνος έκθεσης (ώρες)	Στάθμη έντασης ήχου (dB)
16	70
8	75
4	80
2	85
1	90
30 λεπτά	95
15 λεπτά	100
<8 λεπτά	105
<4 λεπτά	110
<2 λεπτά	115

Πίνακας 1.2: Οριακός ημερήσιος χρόνος έκθεσης για διάφορα επίπεδα έντασης ήχου

Επειδή το αυτί αισθάνεται διαφορές πιέσεων (όπως έχει αναφερθεί παραπάνω), καλύπτοντας ένα πολύ μεγάλο φάσμα τιμών, είναι πολύ χρήσιμο να διατυπωθεί και μία σχέση που θα μας δίνει τα dB συναρτήσει των πιέσεων. Η αντίληψη της έντασης ενός ήχου βασίζεται στην «αναλογία αλλαγών», όπου ο τριπλασιασμός του πλάτους πίεσης γίνεται αντιληπτός περίπου σαν διπλάσιος θόρυβος. Έτσι κι εδώ χρησιμοποιείται λογαριθμική κλίμακα για μετρήσεις. Η στάθμη πίεσης ήχου SPL (Sound Pressure Level) ορίζεται από την εξίσωση:

$$SPL = (10dB) \cdot \log\left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^2 = 20 \cdot \log\frac{p}{p_{ref}} \quad (1.22)$$

Όπου η πίεση αναφοράς p_{ref} είναι το πλάτος πίεσης ηχητικού κύματος που δημιουργεί τον ελάχιστο αντιληπτό θόρυβο και έχει την τιμή 20μPa. Παρατηρούμε πως η εξίσωση (1.22) βασίζεται στο τετράγωνο της αναλογίας πιέσεων, για να μας δώσει ενεργειακό μέγεθος.

1.5. Επίδραση της απόστασης

Είναι σημαντικό να γνωρίζουμε πως η μέτρηση της στάθμης ήχου δεν είναι μια απόλυτη μέτρηση της ισχύος που διαδίδεται από μια πηγή θορύβου, αλλά εξαρτάται από την απόσταση κατά την οποία γίνεται η μέτρηση. Ο ήχος στον ελεύθερο χώρο ακολουθεί τον νόμο του "αντιστρόφου τετραγώνου" (όπως αποδείχθηκε παραπάνω), όπου όταν εκφράζεται σε dB, η στάθμη ήχου ελαττώνεται κατά 6dB για κάθε διπλασιασμό της απόστασης. Εάν μια πηγή ήχου έχει 100dB στο 1m, τότε αν η στάθμη ήχου μετράται σε αυξανόμενη απόσταση πάνω από ελεύθερο χώρο ή έδαφος, θα ελαττώνεται κατά 6dB για κάθε διπλασιασμό της απόστασης. Δηλαδή: 94dB στα 2m, 88dB στα 4m, κ.ο.κ. Γενικότερα η επίδραση της απόστασης, στην υπεραπλουστευμένη περίπτωση όπου δεν

υπάρχουν ανακλάσεις του ήχου σε διάφορα σώματα (τοίχοι, κήρια, κ.τ.λ.) κατά την διάδοση του, δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$SPL_{r_2} = SPL_{r_1} - 20 \cdot \log\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \quad (1.23)$$

όπου: $r_2 > r_1$, δύο διαδοχικές αποστάσεις μέτρησης της στάθμης του ήχου.

Αν όμως ο ήχος ανακλάται, η μείωση της στάθμης του με την απόσταση γίνεται με μικρότερο ρυθμό και χρειάζονται πιο σύνθετες εξισώσεις που θα λαμβάνουν υπόψη τους και την γεωμετρία του χώρου. Συνήθως όμως η στάθμη του ήχου μετράται πειραματικά με τα κατάλληλα όργανα, χωρίς να χρειάζεται η δημιουργία μαθηματικού μοντέλου προσομοίωσης της εκάστοτε περίπτωσης.

1.6. Προσθήκη

Όταν σε ένα χώρο υπάρχουν πολλές πηγές ήχου, τότε το επίπεδο του συνολικού θορύβου δεν υπολογίζεται με αλγεβρική πρόσθεση αλλά με λογαριθμική. Αν, για παράδειγμα, υπάρχουν δύο πηγές που η κάθε μία έχει στάθμη ήχου 100dB τότε η συνολική (που προκύπτει από την επίδραση και των δύο) είναι:

$$100 + 10 \cdot \log\left(\frac{2}{1}\right) = 100 + 3 = 103\text{dB}$$

Αν τρεις πηγές του ίδιου επιπέδου επιδρούν ταυτόχρονα τότε το συνολικό επίπεδο ήχου θα είναι:

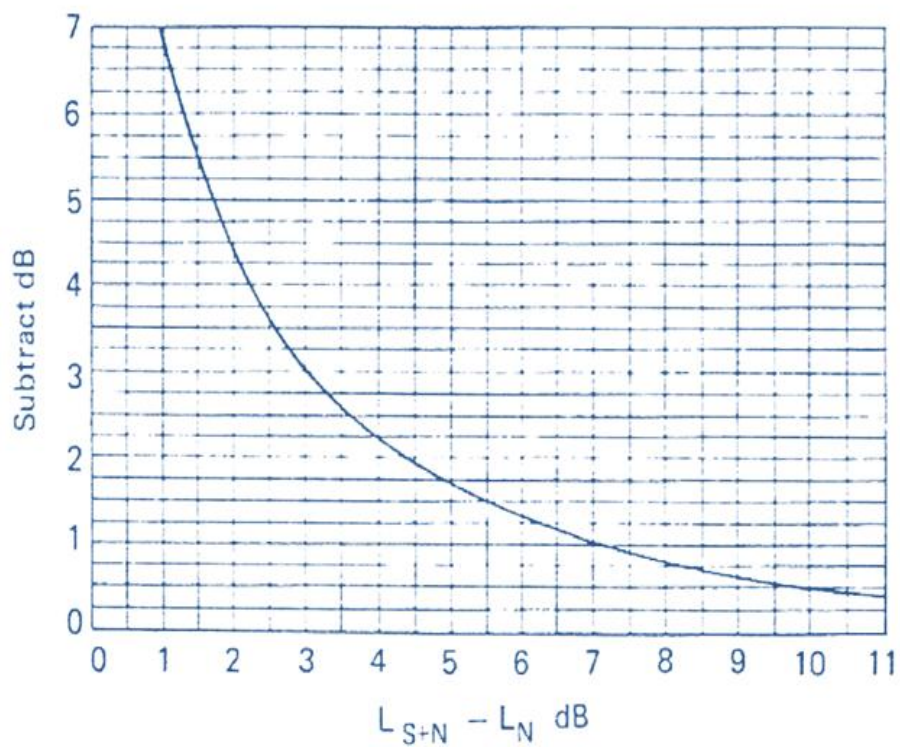
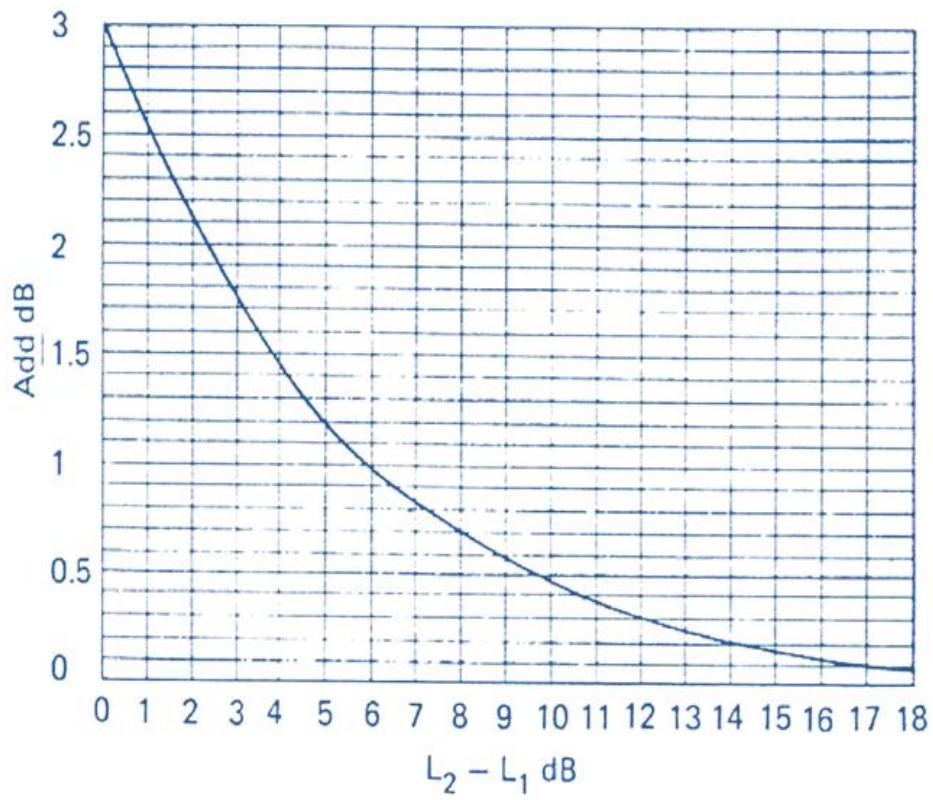
$$100 + 10 \cdot \log\left(\frac{3}{1}\right) = 100 + 4.8 = 104.8\text{dB}$$

Παρατηρούμε πως μια επιπλέον πηγή 100dB προσθέτει 3dB στο συνολικό επίπεδο ήχου, ενώ δύο επιπλέον πηγές των 100dB προσθέτουν μόνο 4.8dB. Γενικότερα η συνολική στάθμη του ήχου σε ένα χώρο όπου υπάρχουν πολλές ηχητικές πηγές υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$L_{\text{tot}} = 10 \cdot \log(10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} + 10^{L_3/10} + \dots + 10^{L_v/10}) \quad (1.24)$$

όπου: L_1, L_2, L_3, L_v είναι το επίπεδο ήχου των πηγών 1, 2, 3, v.

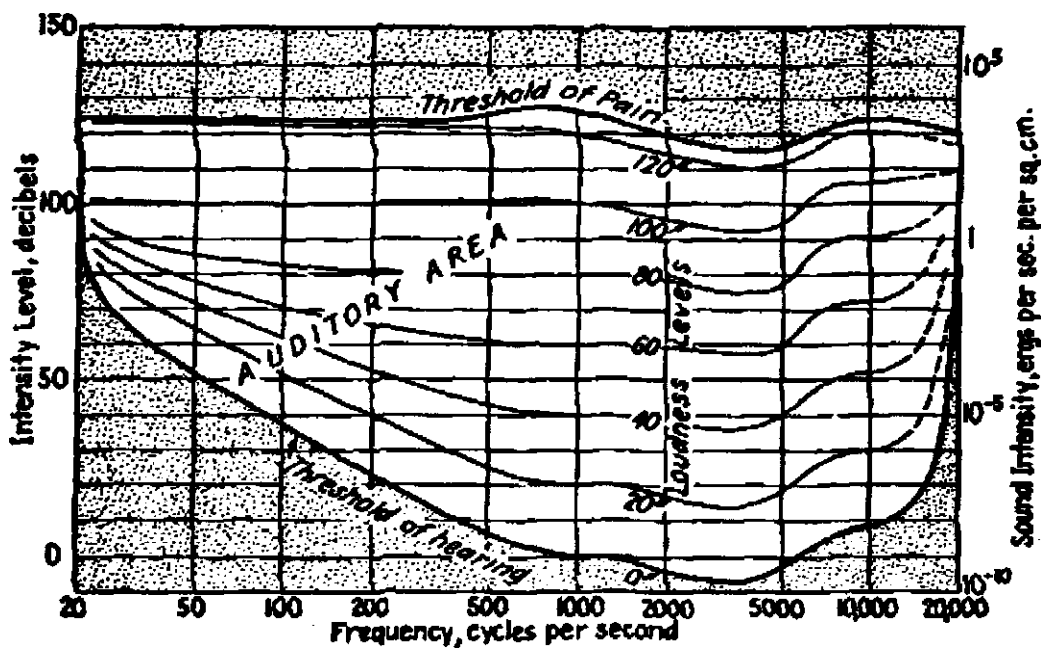
Η παραπάνω λογαριθμική πρόσθεση παρουσιάζεται γραφικά στο **Σχήμα 1.3** όταν υπάρχουν δύο ηχητικές πηγές. Το διάγραμμα αυτό μας δίνει την ποσότητα σε dB που πρέπει να προσθέσουμε στην μεγαλύτερη στάθμη ήχου, συναρτήσει της διαφοράς τους. Αν υπάρχουν πολλές πηγές, ο ορθότερος τρόπος να χρησιμοποιηθεί το διάγραμμα είναι αρχίζοντας από τις μεγαλύτερες τιμές και δουλεύοντας προς τα κάτω. Είναι δε φανερό από το ίδιο το διάγραμμα πως αν μια τιμή είναι πάνω από 10dB μικρότερη από μια άλλη, θεωρείται αμελητέα ποσότητα αφού συνεισφέρει λιγότερο από 0.5dB στο συνολικό επίπεδο ήχου.



Σχήμα 1.3: Ποσότητα σε dB που πρέπει να προσθέσουμε στην μεγαλύτερη στάθμη ήχου συναρτήσει της διαφοράς τους

1.7. Καμπύλες Στάθμισης

Για να γίνουν τα επίπεδα θορύβου μετρήσιμα από ένα όργανο συσχετισμένο με την ανθρώπινη αντίληψη της ακοής, είναι αναγκαίο να ρυθμιστεί η απόκριση της συχνότητας του μετρητικού συστήματος παρόμοια με του ανθρώπινου αυτιού. Αυτό απαιτεί λιγότερη απόκριση στις χαμηλές συχνότητες από τις μεσαίες καθώς και ελαφρώς λιγότερη απόκριση στις υψηλές συχνότητες, επειδή το ανθρώπινο αυτί είναι λιγότερο ευαίσθητο στις χαμηλές και υψηλές συχνότητες. Έτσι ήχος κάποιας συχνότητας μπορεί να ακούγεται δυνατότερα από έναν άλλο ίσης έντασης αλλά διαφορετικής συχνότητας. Στα 1000Hz η ελάχιστη στάθμη έντασης ενός αντιληπτού ήχου είναι περίπου 0dB, ενώ στα 200Hz και στα 15000Hz είναι περίπου 20dB. Το **Σχήμα 1.4** παρουσιάζει την ακουστική περιοχή που έχει κάτω όριο την ελάχιστη στάθμη έντασης αντιληπτού ήχου και άνω όριο το κατώφλι πόνου, με οριζόντιο άξονα την συχνότητα και κάθετος το επίπεδο και την ένταση του ήχου.



Σχήμα 1.4: Ακουστική Περιοχή

Έτσι έχει δημιουργηθεί ένας αριθμός από καμπύλες προσομοίωσης, αλλά εκείνη που χρησιμοποιείται περισσότερο είναι η ονομαζόμενη "καμπύλη στάθμισης A" (A-weighting curve). Η καμπύλη αυτή παρέχει, για κάθε συχνότητα, μία τιμή σε dB όπου πρέπει να αφαιρεθεί (ή και να προστεθεί στις μεσαίες συχνότητες) από την πραγματική στάθμη έντασης του ήχου, ώστε να έχουμε προσομοίωση της απόκρισης του ανθρώπινου αυτιού. Τα περισσότερα όργανα μέτρησης στάθμης ήχου έχουν την δυνατότητα μέτρησης χρησιμοποιώντας αυτή την καμπύλη όταν τα αποτελέσματα αναφέρονται σε μονάδες dB δίνοντας τελικά αποτελέσματα σε μονάδες dBA. Η "καμπύλη στάθμισης A" ακολουθεί περίπου την καμπύλη έντασης ήχου των 40 μονάδων ακουστικής έντασης και δημιουργείται από τον παρακάτω τύπο:

$$W_A = 10 \cdot \log \left[\frac{1.562339 \cdot f^4}{(f^2 + 107.65265^2) \cdot (f^2 + 737.86223^2)} \right] + 10 \cdot \log \left[\frac{2.242881 \cdot 10^{16} \cdot f^4}{(f^2 + 20.598997^2)^2 \cdot (f^2 + 12194.22^2)^2} \right] \quad (1.25)$$

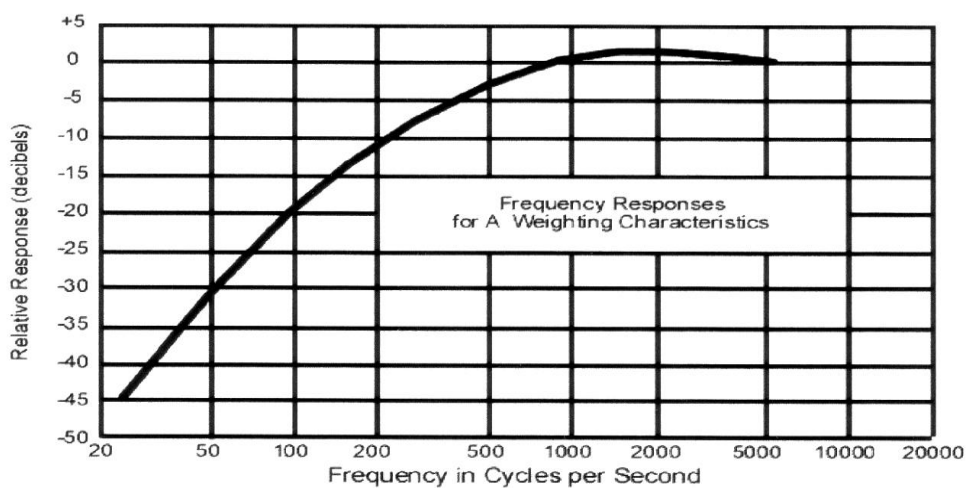
όπου: W_A = στάθμιση που πρέπει να εφαρμοστεί σε dB

f = συχνότητα σε Hz

Τα παραπάνω φαίνονται στον παρακάτω **Πίνακα 1.3** για τις κεντρικές συχνότητες του 1/3 της οκτάβας.

Συχνότητα (Hz)	"Στάθμιση A" (dB)	Συχνότητα (Hz)	"Στάθμιση A" (dB)
20	-50.5	800	-0.8
25	-44.7	1000	0
31.5	-39.4	1250	0.6
40	-34.6	1600	1
50	-30.2	2000	1.2
63	-26.2	2500	1.3
80	-22.5	3150	1.2
100	-19.1	4000	1
125	-16.1	5000	0.5
160	-13.4	6300	-0.1
200	-10.9	8000	-1.1
250	-8.6	10000	-2.5
315	-6.6	12500	-4.3
400	-4.8	16000	-6.6
500	-3.2	20000	-9.3

Πίνακας 1.3: Στάθμιση A για τις κεντρικές συχνότητες του 1/3 της οκτάβας



Σχήμα 1.5: Καμπύλη Στάθμισης A

1.8. Ηχητικοί τόνοι – αρμονικά διαστήματα

Η οξύτητα ενός ηχητικού τόνου είναι η ιδιότητα που επιτρέπει την ταξινόμησή του στην κατηγορία του "υψηλού" ή "χαμηλού" και εξαρτάται κυρίως από την συχνότητα του. Η ποιότητα του τόνου, ή χροιά (ή χρωματικός τόνος, ή άχρωμα), εξαρτάται από το περιεχόμενο του σε ανώτερες αρμονικές, καθώς από τα χαρακτηριστικά έναρξης και κατάληξης του. Μπορεί δύο τόνοι να έχουν την ίδια οξύτητα αλλά να ηχούν διαφορετικά λόγω διαφορετικής έντασης των αντίστοιχων ανώτερων αρμονικών. Ένας τόνος πλούσιος σε ανώτερες αρμονικές ηχεί συνήθως "ξηρά", ενώ ένας τόνος που περιέχει ως επί το πλείστον θεμελιώδη αρμονική ακούγεται "γλυκύτερα".

Όταν ακούγονται μαζί ή διαδοχικά διάφοροι συνδυασμοί ηχητικών τόνων ηχούν ευχάριστα ή δεν ταιριάζουν. Οι μουσικοί χρησιμοποιούν τους όρους αρμονία και παραφωνία. Αρμονικό διάστημα είναι ένας συνδυασμός δύο φθόγγων που ηχούν από κοινού άνετα ή ευχάριστα. Το πιο αρμονικό διάστημα είναι η οκτάβα και ορίζεται από δύο φθόγγους με λόγο συχνοτήτων 2:1. Άλλα αρμονικά διαστήματα είναι το μεγάλο διάστημα τρίτης (με λόγο συχνοτήτων 4:5:6), η τέλεια πέμπτη (3:2), η τέλεια τρίτη (5:4) κ.ο.κ. Αυτοί οι συνδυασμοί είναι εύηχοι γιατί αποτελούνται από τόνους που έχουν πολλές κοινές αρμονικές. Στο διάστημα μιας οκτάβας, λόγου χάρη, κάθε ανώτερη συχνότητα της σειράς των αρμονικών στην οποία αναλύεται ο χαμηλός τόνος εμφανίζεται και στην σειρά των αρμονικών του υψηλού τόνου της οκτάβας. Στα άλλα αρμονικά διαστήματα υπάρχει επικάλυψη των ανώτερων αρμονικών, αλλά δεν είναι πλήρης όπως στην οκτάβα.

2. ΘΟΡΥΒΟΣ ΚΑΥΣΗΣ

2.1. Συνολικός θόρυβος στους κινητήρες εσωτερικής καύσης

Από την σκοπιά του θορύβου και των κραδασμών, οι κινητήρες εσωτερικής καύσης είναι πολυσύνθετα συστήματα από αλληλεπιδρώσες δυνάμεις, που δρουν σε εξίσου σύνθετες δομές ποικίλων χαρακτηριστικών ακαμψίας, απόσβεσης και απόκρισης. Για να εξετασθούν οι πηγές και οι διαδρομές του θορύβου και της διάδοσης των ταλαντώσεων σε έναν κινητήρα είναι βολικό να θεωρηθεί ένα απλό μοντέλο όπως του **Σχήματος 2.1**.

Υπάρχουν πολυάριθμες πηγές εκπομπής θορύβου που ενώνονται για να δημιουργήσουν το συνολικό θόρυβο. Οι κύριες πηγές θορύβου είναι η εξάτμιση και το σύστημα εισαγωγής λόγω της δημιουργίας κυμάτων πίεσης μεγάλου πλάτους. Όμως αυτές οι πηγές μπορούν γενικά να σιγάσουν.

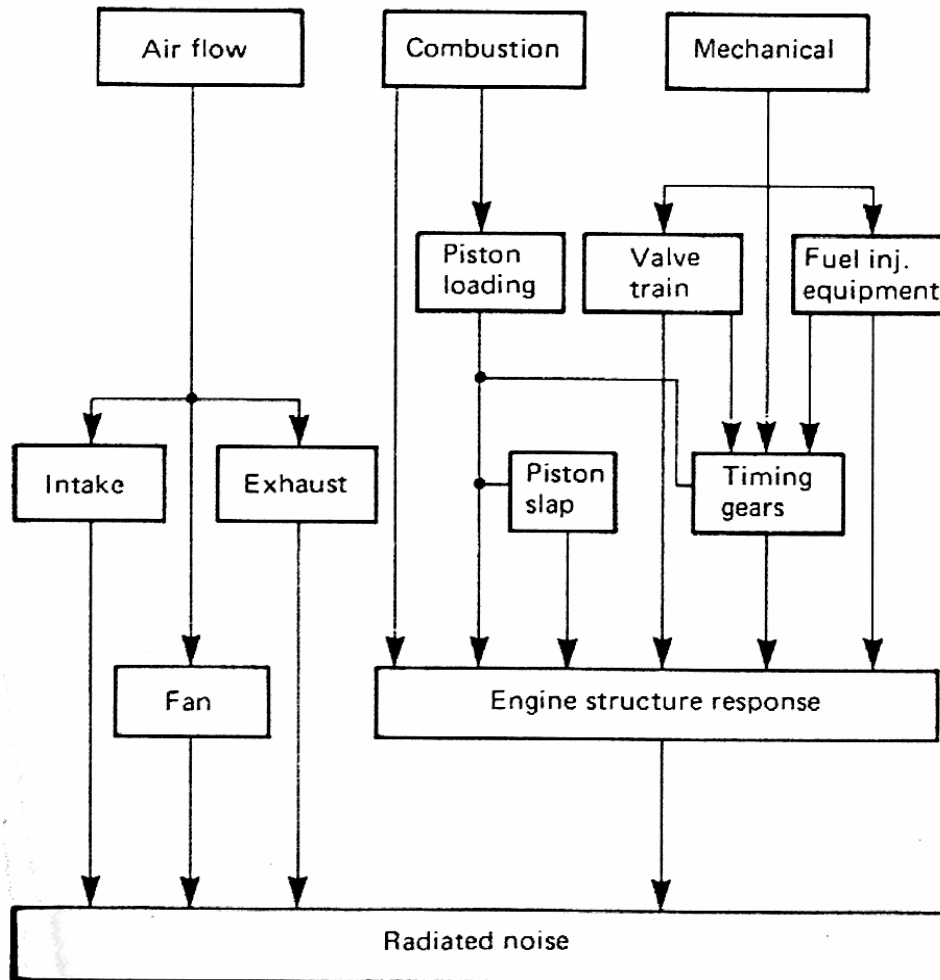
Ο εναπομείνας θόρυβος εκπέμπεται από δονούμενες επιφάνειες. Για να μειωθεί ο θόρυβος πρέπει αυτές οι επιφάνειες ή να ηχομονωθούν και/ ή οι δυνάμεις που διεγείρουν τις ταλαντώσεις να σταματήσουν ή να εξασθενίσουν. Μια τέτοια δύναμη προέρχεται από την απότομη αύξηση της πίεσης στον κύλινδρο (που προκαλείται από γρήγορη αρχική καύση) στην αρχή της καύσης δρώντας στην κυλινδροκεφαλή και στο χιτώνιο. Η δύναμη αυτή της αύξησης πίεσης μεταδίδεται διαμέσου του εμβόλου και του πείρου του εμβόλου, στην συνέχεια στην κεφαλή του διωστήρα και στο έδρανο βάσης. Έτσι η δύναμη αυτή μεταφέρεται στην δομή της μηχανής που ταλαντώνεται παράγοντας θόρυβο.

Άλλες πηγές θορύβου προκαλούνται από συγκρούσεις εξαρτημάτων, με την πιο κοινή πηγή να είναι το λεγόμενο "σκαμπίλισμα" εμβόλου (piston slap), το κροτάλισμα του γρναζιού χρονισμού, το σύστημα έγχυσης καυσίμου (κλείσιμο μπεκ), κλείσιμο βαλβίδων κ.α. Το "σκαμπίλισμα" του εμβόλου είναι αποτέλεσμα της μετακίνησης του εμβόλου από την μια πλευρά του κυλίνδρου στην άλλη λόγω της αλλαγής φοράς των μαζικών δυνάμεων και των δυνάμεων εξ' αερίων, κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας. Το κροτάλισμα του γρναζιού χρονισμού προκύπτει από την ξαφνική κάλυψη της απόστασης μεταξύ του δοντιού του γρναζιού λόγω της ροπής που απαιτείται από τον εκκεντροφόρο και την αντλία έγχυσης καυσίμου. Σε συγκεκριμένες στροφές μπορεί να

συμβεί συντονισμός στα γρανάζια του κιβώτιου ταχυτήτων προκαλώντας υπερβολικό θόρυβο.

Όμως αν και η υπερπλήρωση μπορεί να έχει κάποια επιρροή στις παραπάνω συνιστώσες, οι κυριότερες επιρροές είναι δια μέσου του θορύβου από:

- την αύξηση πίεσης στην καύση,
- την εισαγωγή-εξαγωγή,
- τον θόρυβο που εκπέμπεται από τον υπερσυμπιεστή και
- το "σκαμπίλισμα" του εμβόλου.



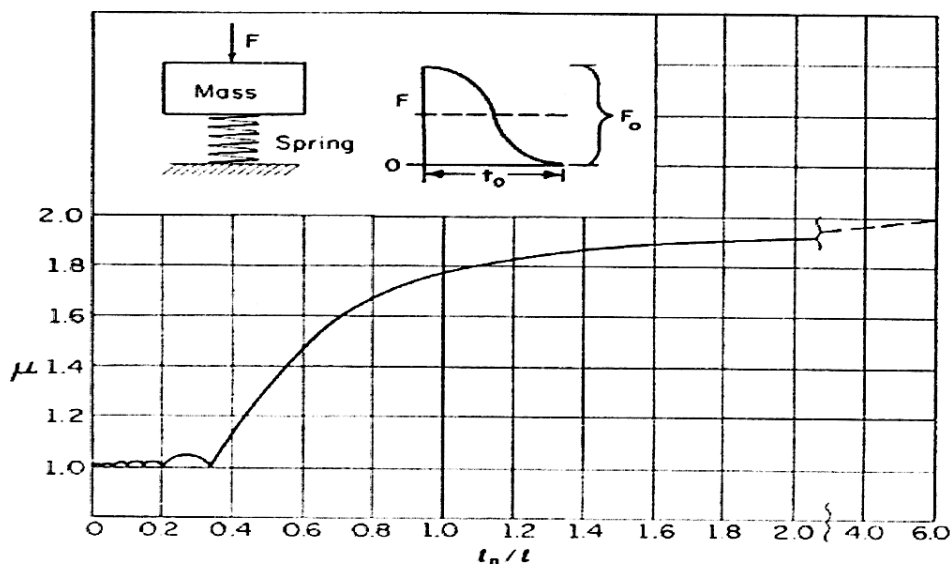
Σχήμα 2.1: Πηγές θορύβου σε εμβολοφόρο κινητήρα εσωτερικής καύσης

2.2. Γενική περιγραφή μοντέλου παραγωγής θορύβου καύσης

Η απότομη αύξηση της πίεσης κατά τη διάρκεια της καύσης έχει σαν αποτέλεσμα την μετάδοση μιας δύναμης (γρήγορα αυξανόμενης) στην δομή του κινητήρα που δημιουργεί ταλαντώσεις και κατά συνέπεια, εκπομπή θορύβου. Η δύναμη αυτή μεταδίδεται διαμέσου του εμβόλου και του πείρου του εμβόλου, στην κεφαλή του διωστήρα και στο έδρανο του, στην συνέχεια στο κομβίο της στροφαλοφόρου ατράκτου και τέλος στο έδρανο βάσης.

Μπορεί να αποδειχθεί θεωρητικά πως, όταν μια δύναμη εφαρμόζεται γρήγορα σε μια ελαστική κατασκευή (όπως είναι ένας κινητήρας εσωτερικής καύσης), δημιουργούνται ταλαντώσεις στην κατασκευή με πλάτος που εξαρτάται από τον χρόνο εφαρμογής της δύναμης και τις φυσικές περιόδους των εξαρτημάτων που ταλαντώνονται. Το **Σχήμα 2.2** δείχνει αυτή τη σχέση για ένα απλό σύστημα εξαναγκασμένης ταλάντωσης με ένα βαθμό ελευθερίας όπου:

- $F = \left(\frac{F_0}{2}\right) \cdot \cos(\omega \cdot t)$ είναι περιοδική δύναμη που προκαλεί την ταλάντωση, εφαρμοζόμενη για χρονικό διάστημα t_0 με τρόπο που φαίνεται στο σχήμα.
- $t_n = 2\pi\sqrt{\frac{M}{K}}$ είναι η φυσική περίοδος του συστήματος μάζα-ελατήριο.
- μ είναι το πλάτος της ταλάντωσης



Σχήμα 2.2: Πλάτος ταλάντωσης εξ' αιτίας γρήγορα εφαρμοζόμενης δύναμης σε ελαστική κατασκευή σε σχέση με τον χρόνο εφαρμογής της.

Το πλάτος της ταλάντωσης είναι μικρό όσο ο λόγος $\frac{t_n}{t}$ δεν υπερβαίνει την τιμή 0,4.

Μόλις ο λόγος $\frac{t_n}{t}$ αυξηθεί πέρα από αυτή την τιμή, το πλάτος αυξάνει γρήγορα προς μια τιμή που προσεγγίζει το διπλάσιο του στατικού πλάτους μ όπως φαίνεται στο **Σχήμα 2.2**. Από την αναλογία του **Σχήματος 2.2** είναι φανερό πως η ταλάντωση του κινητήρα (και άρα ο θόρυβος) εξαιτίας του μεγάλου ρυθμού αύξησης της πίεσης οφείλεται στο ότι η

φυσική περίοδος της ταλάντωσης είναι σημαντικά μεγαλύτερη από την περίοδο της απότομης αύξησης πίεσης στον κύλινδρο.

2.3. Εισαγωγή στον θόρυβο λόγω καύσης

Στους κινητήρες otto, ο θόρυβος που δημιουργείται λόγω της γρήγορης αύξησης της πίεσης ονομάζεται "τραχύτητα" ("roughness") και η έρευνα έχει δείξει πως συνδέεται με την ταλάντωση του συστήματος στροφαλοφόρου ατράκτου-σφονδύλου σε κάμψη. Συνήθως ο ρυθμός αύξησης της πίεσης στους κινητήρες otto δεν είναι τόσο μεγάλος ώστε να δημιουργήσει υψηλά επίπεδα θορύβου κατά την διάρκεια της ομαλής καύσης. Παρόλα' αυτά υπάρχουν περιπτώσεις όπου η καύση μπορεί να παρουσιάσει διάφορες "ανωμαλίες", όπως είναι η πυρανάφλεξη και η κρουστική καύση, με αποτέλεσμα την σημαντική αύξηση του εκ της καύσεως θορύβου.

Στους κινητήρες diesel, ο ρυθμός αύξησης της πίεσης είναι πολύ μεγαλύτερος σε σχέση με τους κινητήρες otto που λειτουργούν χωρίς φαινόμενα ανώμαλης καύσης. Συνεπώς πολλοί κινητήρες diesel παράγουν θόρυβο που μπορεί να θεωρηθεί "τραχύτητα" όπως τους κινητήρες otto. Αυτό το χαρακτηριστικό "κροτάλισμα" ("knock") είναι ο μεγαλύτερος (και δυσκολότερος να μειωθεί) θόρυβος στους κινητήρες diesel και ένα από τα στοιχεία που τους κάνουν λιγότερο ελκυστικούς σε σχέση με τους κινητήρες otto για χρήση σε επιβατικά αυτοκίνητα. Από το **Σχήμα 2.2** φαίνεται πως ο θόρυβος εξαιτίας της καύσης μπορεί να μειωθεί ή με μείωση του ρυθμού της αύξησης πίεσης, ή αυξάνοντας τις φυσικές συχνότητες των ταλαντώσεων που εμπλέκονται. Ο ρυθμός αύξησης της πίεσης κατά την φάση της εκτόνωσης είναι τόσο υψηλός, που μόνο η διαφοροποίηση της μορφής της καύσης είναι αποτελεσματική στην εξάλειψη αυτής της πηγής θορύβου. Από την άλλη πλευρά, για να εξασφαλίσουμε υψηλές φυσικές συχνότητες, είναι αναγκαία μια δύσκαμπτη δομή, ιδιαίτερα στην κάμψη της στροφαλοφόρου ατράκτου. Κατάλληλοι για το σκοπό αυτό είναι οι συμπαγείς κινητήρες με όσο μεγαλύτερες διαστάσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου (ως προς την διάμετρο της).

2.4. Θόρυβος καύσης σε κινητήρες diesel

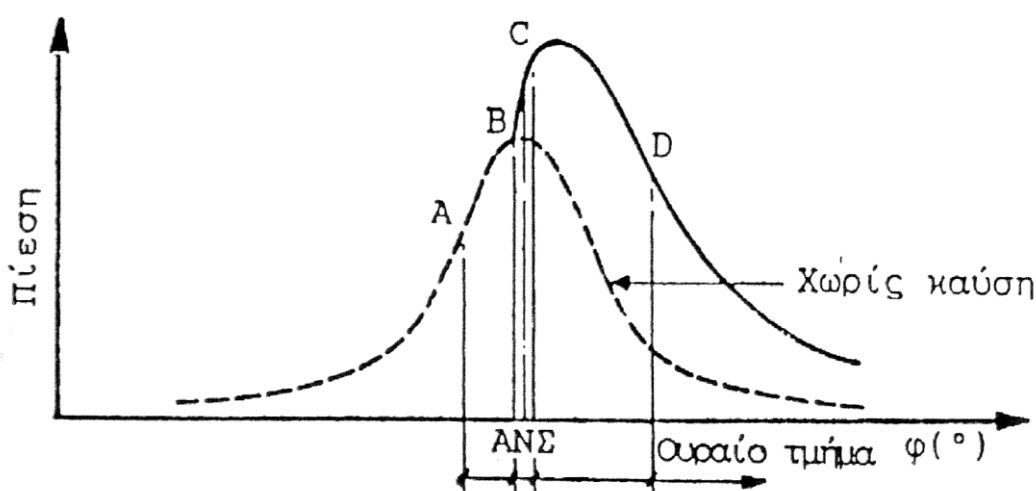
Η απότομη αύξηση της πίεσης κατά τη διάρκεια της καύσης έχει σαν αποτέλεσμα την μετάδοση μιας δύναμης στην δομή του κινητήρα που δημιουργεί ταλαντώσεις και εκπομπή θορύβου. Αυτή είναι η πηγή του θορύβου λόγω καύσης στους κινητήρες diesel που είναι συνήθως ο μεγαλύτερος θόρυβος και δυστυχώς, ο δυσκολότερος να μειωθεί. Στη συνέχεια παρουσιάζεται αναλυτικά ο μηχανισμός της καύσης στον κινητήρα diesel όπου διαφαίνεται και το στάδιο αυτής της γρήγορης αύξησης πίεσης που δημιουργεί το θόρυβο.

2.4.1. Μηχανισμός Καύσης

Σε αντίθεση με όσα συμβαίνουν στον κινητήρα otto, στον κινητήρα diesel ο σχηματισμός του μείγματος, η ανάφλεξη και η περαιτέρω καύση δεν αποτελούν σαφώς διακριτές λειτουργίες, οι οποίες εδώ είναι οργανικά αλληλένδετες και επικαλυπτόμενες χρονικά. Σε ένα τυπικό θάλαμο καύσης κινητήρα diesel διακρίνονται (κατά τον θεμελιωτή της σχετικής έρευνας Sir Harry Ricardo) τρία διαδοχικά στάδια της καύσης:

- Το πρώτο στάδιο (AB) αντιστοιχεί στο χρονικό διάστημα για την καθυστέρηση αναφλέξεως (delay period, ignition lag), κατά την οποία εγχύεται καύσιμο, αποτελώντας ένα μικρό μέρος της όλης εγχυόμενης ποσότητας, χωρίς να συμβαίνει ανάφλεξη.
- Το δεύτερο στάδιο (BC) αντιστοιχεί στην ανεξέλεγκτη καύση, δηλαδή την αιφνίδια ανάφλεξη και ταχύτερη καύση μεγάλου μέρους του μέχρι της στιγμής εκείνης εγχυθέντος καυσίμου.
- Το τρίτο στάδιο (CD) αντιστοιχεί στην κανονική καύση ή ελεγχόμενη καύση.

Τα τρία αυτά στάδια διακρίνονται συνήθως σε ένα δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κυλίνδρου, το οποίο έχει την τυπική μορφή που φαίνεται στο **Σχήμα 2.3**. Ενώ κατά κανόνα υπάρχει ευχερής διάκριση μεταξύ των δύο πρώτων σταδίων (AB) και (BC), δεν υφίσταται σαφής διαχωρισμός μεταξύ των δύο τελευταίων σταδίων (BC) και (CD).



Σχήμα 2.3: Στάδια καύσης σε δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα diesel

Στάδιο της καθυστέρησης αναφλέξεως

Το πρώτο στάδιο (AB) οφείλεται στην ανάγκη φυσικής και χημικής προετοιμασίας του καυσίμου, η οποία απαιτεί ένα μικρό χρόνο καθυστέρησης τ_z , που πρέπει απαραίτητα να παρέλθει από την έγχυση του καυσίμου σε αέρα θερμοκρασίας μεγαλύτερης (ή ίσης) της θερμοκρασίας αναφλέξεως θ_z μέχρι της αυτανάφλεξής του. Η θ_z είναι ετερόσημη συνάρτηση του τ_z , με τυπική μορφή για καύσιμο πετρέλαιο που φαίνεται στο **Σχήμα 2.4**.

Ο χρόνος της καθυστέρησης αναφλέξεως τ_z είναι το χρονικό διάστημα που μεσολαβεί μεταξύ της εισόδου στον κύλινδρο των πρώτων σταγόνων του καυσίμου και της πρώτης εμφάνισης χαρακτηριστικών φαινομένων καύσης, όπως αυτά διαπιστώνονται (στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα) δια της αύξησης του ρυθμού μεταβολής της πίεσης υπεράνω της κανονικής γραμμής συμπίεσης. Συνήθως η τιμή του τ_z κυμαίνεται μεταξύ 1 και 4 ms, κατά την διάρκεια δε αυτού λαμβάνει χώρα στο θάλαμο καύσης αφενός μεν ο σχηματισμός του μείγματος δια της λεπτής διασκόρπισης του καυσίμου εντός της μάζας

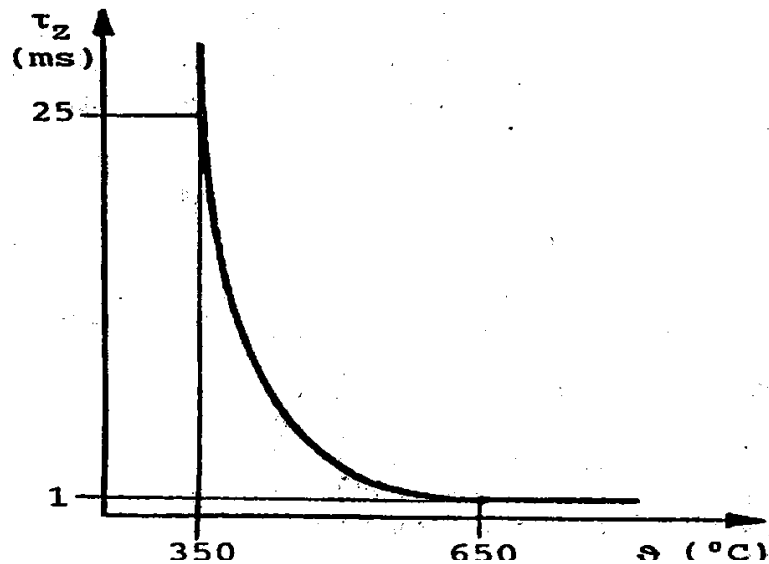
του αέρα στον κύλινδρο, αφετέρου δε μια "προεργασία" (φυσική-χημική προετοιμασία) για την ανάφλεξη του.

Η φυσική προετοιμασία έχει να κάνει με την (μερική) εξάτμιση των σταγονιδίων του καυσίμου λόγω μετάδοσης θερμότητας σε αυτά από τον περιβάλλοντα θερμό αέρα. Ταυτόχρονα λαμβάνει χώρα και η χημική προετοιμασία, η οποία συγκεντρώνεται στο τμήμα των σταγονιδίων που έχουν εξατμιστεί και αφορά την διάσπαση των βαρύτερων και κατά κανόνα αδρανέστερων υδρογονανθράκων προς ελαφρότερους και δραστικότερους, στους οποίους και εντοπίζονται οι πρώτες εστίες ανάφλεξης, δεδομένου μάλιστα ότι εκεί ακριβώς το καύσιμο έχει την υψηλότερη δυνατή θερμοκρασία και βρίσκει τοπικά αυξημένη περίσσεια αέρα. Κατά κανόνα εμφανίζονται περισσότερες τέτοιες εστίες ανάφλεξης εντός της χαλαρωμένης πλέον δέσμης του καυσίμου.

Ο χρόνος της καθυστέρησης αναφλέξεως τ_z , ο οποίος πρέπει να είναι όσο το δυνατόν σύντομος, επηρεάζεται από διάφορους παράγοντες, σύμφωνα με τους παρακάτω, εμπειρικά διαπιστωθέντες, γενικούς κανόνες:

Η αύξηση της πίεσης ή/και της θερμοκρασίας της γόμωσης του κυλίνδρου μειώνει τον τ_z . Τέτοια αίτια αποτελούν α) η αύξηση του βαθμού συμπίεσης, β) η υπερπλήρωση, γ) η αύξηση της πίεσης ή/και της θερμοκρασίας περιβάλλοντος (με μείωση όμως του βαθμού πλήρωσης).

1. Η αύξηση της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων μειώνει τον τ_z και μπορεί να οφείλεται α) σε αύξηση του φορτίου, β) σε ηπιότερη ψύξη (ιδιαίτερα σε ορισμένα σημεία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου), γ) σε αύξηση του μεγέθους του κυλίνδρου.
2. Η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα προκαλεί σοβαρή μείωση του τ_z . Βέβαια υπάρχει ένα προς τα πάνω όριο της ταχύτητας περιστροφής πέραν του οποίου δεν είναι δυνατή η ομαλή λειτουργία του κινητήρα, αφού η προκαλούμενη επιτάχυνση των κινήσεων του αέρα (λόγω της αύξησης της ταχύτητας περιστροφής) υπολείπεται αρκετά της αντίστροφης αναλογίας.
3. Η ένταση των κινήσεων του αέρα στον θάλαμο καύσης κατά την έγχυση μειώνει σημαντικά τον τ_z , επειδή επιταχύνεται η φυσική προετοιμασία του καυσίμου. Η ένταση των κινήσεων αυτών εξαρτάται από α) την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (κυρίως), β) την κατάλληλα διαμόρφωση του ενιαίου θαλάμου καύσης και των οργάνων εισαγωγής του αέρα.
4. Η πληρέστερη και λεπτότερη διασκόρπιση μειώνει τον τ_z λόγω της καλύτερης διανομής εντός της μάζας του αέρα και μικρότερης διαμέτρου των σταγονιδίων του καυσίμου.
5. Η προπορεία έγχυσης επηρεάζει τον τ_z , επειδή από αυτήν εξαρτώνται οι επικρατούσες συνθήκες στον κύλινδρο κατά την έναρξη της έγχυσης. Έτσι σε κάθε κινητήρα, για κάθε ταχύτητα περιστροφής υπάρχει μια βέλτιστη προπορεία έγχυσης, που δίνει τον ελάχιστο τ_z .



Σχήμα 2.4: Μεταβολή του χρόνου καθυστέρησης της ανάφλεξης με την θερμοκρασία για καύση καυσίμου diesel σε όλμο.

Στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης

Το δεύτερο στάδιο (BC) αρχίζει με την ανάφλεξη, η οποία δεν εμφανίζεται πάντα σε μια ορισμένη θέση (όπως στον κινητήρα otto) αλλά γενικά εκεί όπου έχουν δημιουργηθεί οι ευνοϊκότερες προϋποθέσεις όσον αφορά την φυσική και χημική προετοιμασία του καυσίμου. Αυτό συμβαίνει στην περιφέρεια των σταγονιδίων που βρίσκονται στις παρυφές της δέσμης του καυσίμου. Χαρακτηριστική για τον κινητήρα diesel είναι η εμφάνιση περισσότερων εστιών αναφλέξεως ταυτοχρόνως (ή και με κάποια πολύ μικρή φασική απόκλιση μεταξύ τους), οι οποίες ενώνονται ταχύτατα επεκτεινόμενες πρακτικά σε όλη την μέχρι εκείνη την στιγμή εγχυθείσα ποσότητα καυσίμου. Για να αναφλέγει αυτή η ποσότητα καυσίμου (αφού έχει προετοιμαστεί φυσικά και χημικά στο πρώτο στάδιο) χρειάζεται μόνο μια μικρή πρόσθετη παροχή θερμότητας, η οποία προέρχεται από τις πρώτες εστίες ανάφλεξης. Έτσι η αιφνίδια καύση, τύπου προανάμειξης, σημαντικής ποσότητας (του ήδη συσσωρευμένου) καυσίμου επιφέρει την ανεξέλεγκτη αύξηση της πίεσης, η οποία συνοδεύεται από ανάλογη αύξηση της θερμοκρασίας και έτσι περαιτέρω ενεργοποίηση των κινήσεων του αέρα στον θάλαμο καύσης.

Στάδιο της ελεγχόμενης καύσης

Τελικά, κατά το τρίτο στάδιο (CD) το εγχυόμενο καύσιμο συναντά ιδανικές συνθήκες στον θάλαμο καύσης, οπότε και καίγεται πλέον με την ελάχιστη δυνατή (πρακτικά σταθερή) καθυστέρηση αναφλέξεως. Αυτό είναι πολύ σημαντικό αφού ελέγχοντας τον ρυθμό έγχυσης του καυσίμου, ελέγχουμε τελικά τον ρυθμό της καύσης. Για να συμβεί όμως αυτό, θα πρέπει οι συνολικές συνθήκες στον θάλαμο καύσης να επιτρέπουν την ταχεία ανάμειξη με τον αέρα, ώστε για κάθε ποσότητα καυσίμου να διατίθεται εγκαίρως η απαιτούμενη ποσότητα αέρα, εφόσον η καύση είναι τύπου φλόγας διάχυσης (diffusion). Η καύση συνεχίζεται μέχρι και το τέλος της αποτόνωσης, στο λεγόμενο ουραίο τμήμα (tail) της όλης διάρκειας της καύσης.

Επίδραση νόμων έγχυσης και καθυστέρησης

Η ένταση του χαρακτηριστικού θορύβου καύσης του κινητήρα diesel εξαρτάται ομόσημα, κατά μερικούς ερευνητές, προς την ταχύτητα αύξησης της πίεσης κατά την καύση ($dp/d\phi$) ενώ για κάποιους άλλους προς την αντίστοιχη δεύτερη παράγωγο ($d^2p/d\phi^2$). Δηλαδή το μέτρο της έντασης του θορύβου καύσης εξαρτάται από την εξωτερική εικόνα της καύσης (μορφή του δυναμοδεικτικού διαγράμματος του κυλίνδρου, δηλαδή το πόσο "απότομο" είναι), με τον νόμο έγχυσης του καυσίμου σε συνδυασμό προς το χρόνο καθυστέρησης αναφλέξεως να την καθορίζουν.

Ο ρυθμός έγχυσης εκφράζει τον ρυθμό με τον οποίο γίνεται η έγχυση του καυσίμου στον κύλινδρο, δηλαδή την μεταβολή της (στιγμιαίας) παροχής καυσίμου συναρτήσει του χρόνου ή της γωνίας στροφάλου. Έτσι αν ο ρυθμός έγχυσης είναι πολύ ταχύς, σχετικά με τον χρόνο καθυστέρησης τ_z , τόσο ώστε κατά τον χρόνο αυτόν (προ της ανάφλεξης) να έχει εισαχθεί στον κύλινδρο πρακτικά όλη η ποσότητα του καυσίμου, τότε δεν θα υπάρξει καθόλου τρίτο στάδιο (CD) με αποτέλεσμα να μην μπορεί να γίνει καθόλου έλεγχος της καύσης. Στην περίπτωση αυτή η διάρκεια της καύσης θα είναι πολύ συντομότερη της διάρκειας της έγχυσης, επιφέροντας πολύ απότομη πορεία αύξησης της πίεσης και εμφάνιση φαινόμενων κρουστικής καύσης. Αυτή η καύση είναι αφενός μεν ευνοϊκή όσον αφορά τον βαθμό απόδοσης, αφετέρου δε, πολύ δυσμενής ως προς την ομαλή λειτουργία και την παραγωγή θορύβου. Έτσι, σε αντίθεση προς τον κινητήρα otto, απαιτείται ταχεία αυτανάφλεξη του μείγματος για την αποφυγή κρουστικής καύσης και έντονου θορύβου.

Σε αντιδιαστολή, αν ο ρυθμός έγχυσης είναι πολύ βραδύς, σχετικά πάντα με τον χρόνο καθυστέρησης τ_z , έτσι ώστε μέχρι την στιγμή της ανάφλεξης να έχει εισαχθεί στον κύλινδρο ένα πολύ μικρό ποσοστό του καυσίμου, τότε το μεγαλύτερο μέρος του καυσίμου καίγεται κατά το τρίτο στάδιο (CD) (**Σχήμα 2.3**) με ελεγχόμενη καύση. Στην περίπτωση αυτή ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα είναι μειωμένος, όμως η λειτουργία του είναι ομαλή και απαλλαγμένη ισχυρού θορύβου. Διαπιστώνεται λοιπόν πως η λειτουργία του κινητήρα diesel με πλήρες φορτίο είναι κατά κανόνα ομαλότερη της αντίστοιχης εν κενό. Αυτό συμβαίνει επειδή αφενός μεν ελαττώνεται ο τ_z αφετέρου δε, αυξάνει το ποσοστό της ελεγχόμενης καύσης διότι αυξάνεται η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου. Εάν όμως η καύση συνεχίζεται για μεγάλο χρονικό διάστημα, παρουσιάζεται το φαινόμενο της έρπουσας καύσης που, εκτός της σοβαρής πτώσης του βαθμού απόδοσης οδηγεί και σε άλλες δυσμενείς συνέπειες, όπως ατέλεια της καύσης με δημιουργία βλαβερών υπολειμμάτων και σοβαρή υπερθέρμανση της βαλβίδας εξαγωγής.

Συμπερασματικά, ο νόμος έγχυσης θα πρέπει να βρίσκεται μεταξύ των δύο ανωτέρω ακραίων περιπτώσεων ώστε ο κινητήρας να λειτουργεί με ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης και χαμηλά επίπεδα εκπεμπόμενου θορύβου καύσης. Έτσι σύμφωνα με τα παραπάνω, ο νόμος έγχυσης θα πρέπει να είναι τέτοιος ώστε να καλύπτει, σε γενικές γραμμές, τις παρακάτω απαιτήσεις:

1. Η καύση πρέπει να συγκεντρώνεται περί το ANΣ συντελούμενη γρήγορα, δηλαδή το πολύ $30^\circ \div 40^\circ$ γωνίας στροφάλου και να μην εκτείνεται κατά το δυνατόν πολύ πέραν των 20° μετά το ANΣ.
2. Η ανάφλεξη (δηλαδή η αρχή του δεύτερου σταδίου) πρέπει να συμβαίνει λίγο προ του ANΣ.
3. Η μέγιστη πίεση των αερίων του κυλίνδρου p_{max} πρέπει να εμφανίζεται περί τις 10° μετά το ANΣ.
4. Η διάρκεια της έγχυσης να μην υπερβαίνει τις 35° στο πλήρες φορτίο.
5. Στο πρώτο στάδιο (AB) πρέπει να εγχύεται, με αργό ρυθμό, μικρό ποσοστό του καυσίμου και στη συνέχεια το υπόλοιπο μεγάλο μέρος αυτού πρέπει να εγχύεται με ταχύτερο ρυθμό.

Η τελευταία απαίτηση αναφέρεται στην λεγόμενη πιλοτική έγχυση καυσίμου, που θα αναφερθεί αναλυτικότερα στη συνέχεια, σαν μία πολύ καλή λύση για την καταστολή του θορύβου λόγω της καύσης.

Επίσης αξίζει να αναφερθεί ότι η εν κενό λειτουργία των κινητήρων diesel μπορεί να παρουσιάσει κάποια προβλήματα λόγω της πολύ μικρής παροχής καυσίμου. Αυτό σε συνδυασμό με το ότι η συνήθης χαμηλή ταχύτητα περιστροφής των κινητήρων πλοίων και οχημάτων στην εν κενό λειτουργία προκαλεί μικρό ή ανεπαρκές, για το μέσο άνοιγμα της βελόνας του εγχυτήρα, ύψος του υπό της αντλίας καυσίμου δημιουργημένου κύματος πίεσης, θέτει ιδιαίτερες απαιτήσεις στο σύστημα του καυσίμου.

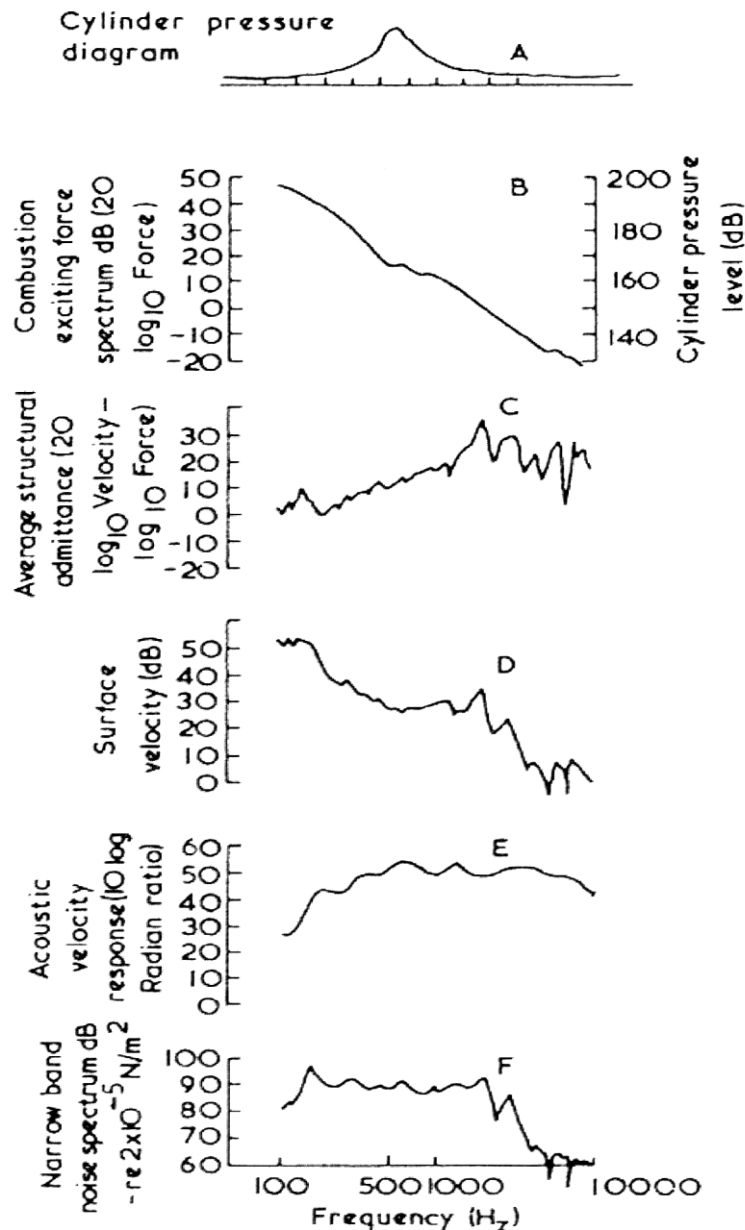
2.4.2. Μοντέλο – μηχανισμός δημιουργίας θορύβου καύσης

Οι έρευνες των Priede, Austin, Graver, Lalor και Anderton έχουν κάνει δυνατή τη διατύπωση ενός μοντέλου δημιουργίας θορύβου καύσης που παρέχει τη βάση για συγκρίσεις κινητήρων εσωτερικής καύσης διαφόρων κύκλων λειτουργίας.

Ο μηχανισμός της δημιουργίας του θορύβου λόγω της καύσης σε έναν κύλινδρο παριστάνεται στο **Σχήμα 2.5**. Η πίεση του κυλίνδρου (**Διάγραμμα 2.5.A**) είναι ένα διάγραμμα πίεσης-χρόνου (ή πίεσης-γωνίας στροφάλου) γνωστό και ως δυναμοδεικτικό διάγραμμα. Για την ανάλυση θορύβου είναι χρησιμότερο το διάγραμμα πίεσης κυλίνδρου-συχνότητας (**Διάγραμμα 2.5.B**), που δημιουργείται χρησιμοποιώντας ανάλυση Fourier. Το διάγραμμα της πίεσης του κυλίνδρου (ή αλλιώς φάσμα συχνοτήτων της πίεσης κυλίνδρου) μπορεί να θεωρηθεί σαν μια συνένωση τμημάτων κυμάτων πίεσης διαφορετικών συχνοτήτων, των οποίων το επίπεδο πίεσης μεταβάλλεται με την συχνότητα. Η τιμή της πίεσης σε κάθε συχνότητα εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και τη μέση κλίση n (dB/δεκαπλασιασμό της συχνότητας) του φάσματος συχνοτήτων της πίεσης κυλίνδρου.

Το τμήμα χαμηλών συχνοτήτων του διαγράμματος (συνήθως $10 \div 60\text{Hz}$) είναι συνήθως μια πολύ ευρεία αιχμή γύρω από την συχνότητα περιστροφής του κινητήρα και το ύψος της καθορίζεται από το μέγεθος της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου. Ο θόρυβος σε αυτές τις συχνότητες δεν παρουσιάζει ακουστικό ενδιαφέρον, αν και οι μέγιστες πιέσεις στον κύλινδρο είναι πολύ σημαντικές στην "φόρτιση" και το "σκαμπίλισμα" του εμβόλου όπως θα παρουσιαστεί σε επόμενο κεφάλαιο. Στο τμήμα μεσαίων συχνοτήτων του φάσματος (συνήθως $500 \div 4000\text{Hz}$), που ακουστικά είναι το πιο σημαντικό τμήμα του διαγράμματος, η φθίνουσα κλίση δημιουργείται από την γρήγορη αύξηση της πίεσης που ακολουθεί την αρχή της καύσης. Έτσι η μέση τιμή της αύξησης πίεσης απεικονίζεται σε αυτή την περιοχή συχνοτήτων και συνήθως φαίνεται σαν μια ασυνέχεια στην καμπύλη εξασθένισης. Η περιοχή υψηλών συχνοτήτων (συνήθως μεγαλύτερες από 5000Hz) δημιουργείται από μικρές ταλαντώσεις στο διάγραμμα πίεσης του κυλίνδρου κατά τη διάρκεια της καύσης, που θεωρούνται πολύ τυχαίες από κύκλο σε κύκλο. Το πλάτος των ταλαντώσεων αυτών είναι ενδεικτικό των τιμών της αλλαγής της αύξησης πίεσης στην αρχή της καύσης.

Έτσι από ένα δυναμοδεικτικό διάγραμμα (**2.5.A**) μπορούμε να παρακολουθήσουμε την πορεία της πίεσης μέσα στον κύλινδρο ως προς τον χρόνο (ή ως προς την γωνία στροφάλου) για έναν κύκλο λειτουργίας του κινητήρα και από το φάσμα συχνοτήτων (**2.5.B**) μπορούμε να βγάλουμε χρήσιμα συμπεράσματα για την μέγιστη πίεση, την μέση τιμή της αύξησης πίεσης και την αλλαγή αυτής από κύκλο σε κύκλο.



Σχήμα 2.5: Μηχανισμός Θορύβου Καύσης σε κινητήρα diesel
 A. δυναμοδεικτικό διάγραμμα
 B. φάσμα πίεσης κυλίνδρου & δύναμης καύσης
 C. απόκριση της δομής του κινητήρα σε μια διεγείρουσα δύναμη (structural admittance)
 D. επιφανειακή ταχύτητα
 E. φάσμα εκπομπής πραγματικού θορύβου
 F. φάσμα θορύβου μεσαίων συχνοτήτων (narrow band)

Η απόκριση του κινητήρα σε μια διεγείρουσα δύναμη (structural admittance) φαίνεται στην καμπύλη C, παρουσιάζοντας πως ο κινητήρας είναι πιο δεκτικός στις δυνάμεις με μεσαίες και υψηλές συχνότητες. Εξ' αιτίας της διεγείρουσας δύναμης, οι επιφάνειες που δονούνται δημιουργούν ακουστικά κύματα. Έτσι συνδυάζοντας το **Διάγραμμα 2.5.B** με το **2.5.C**, παίρνουμε το πλάτος των διακυμάνσεων της επιφανειακής ταχύτητας (**Διάγραμμα 2.5.D**) και από αυτό δημιουργείται το φάσμα της εκπομπής πραγματικού θορύβου (**Διάγραμμα 2.5.E**), όπου ξανά είναι (και τα δύο) πιο δεκτικά σε διεγέρσεις μεσαίων και υψηλών συχνοτήτων. Για αυτό το λόγο το απορρέων φάσμα θορύβου μεσαίων συχνοτήτων (narrow band) τελικά φαίνεται στο (**Διάγραμμα 2.5.F**). Το ανθρώπινο αυτί, όπως έχει ήδη αναφερθεί (**Παράγραφος 1.7**) είναι λιγότερο ευαίσθητο σε ορισμένες συχνότητες απ' ό,τι σε άλλες. Έτσι αν και το εύρος ακουστότητας

εκτείνεται από 20 έως 20.000Hz, οι χαμηλότερες από αυτές είναι ουσιαστικά εξασθενημένες. Η αναλογία εκτίμησης του θορύβου "A" (καμπύλη στάθμισης A) εκτιμά το μέσο και άνω εύρος συχνοτήτων περισσότερο από τις άλλες συχνότητες όπως φαίνεται στον **Πίνακα 1.3**.

Στη συνέχεια παρουσιάζεται ένα απλό προσεγγιστικό μοντέλο για την πρόβλεψη του θορύβου λόγω καύσης έτσι ώστε να μπορούν να γίνουν γρήγορες και εύκολες συγκρίσεις κινητήρων.

Η δομή του κινητήρα παρουσιάζει μια μηχανική σύνθετη αντίσταση Z η οποία καθορίζεται σαν δύναμη που διανέμεται από την ταχύτητα. Έτσι η επιφανειακή ταχύτητα V(f) των δονούμενων (με συχνότητα f) μερών του κινητήρα δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$V(f) = \frac{F}{Z(f)} \quad (2.1)$$

Και είναι ανάλογη με τον παρακάτω λόγο

$$V(f) \propto \frac{\rho(f) \cdot D^2}{Z(f)} \quad (2.2)$$

όπου: ρ = πίεση κυλίνδρου
D = διάμετρος κυλίνδρου

Η ένταση του θορύβου I σε δεδομένη απόσταση για κινητήρες μικρού μεγέθους (όπως είναι οι κινητήρες που τοποθετούνται στα οχήματα) καθώς και για συχνότητες μεγαλύτερες από 400Hz είναι ανάλογη με το παρακάτω γινόμενο:

$$I \propto A_s \cdot V_0^2(f) \quad (2.3)$$

όπου: A_s = πλευρική επιφάνεια κινητήρα
 $V_0^2(f)$ = μέση τετραγωνική επιφανειακή ταχύτητα σε συχνότητα f

Η τιμή του τετραγώνου της πίεσης σε κάθε συχνότητα $[p(f)]^2$ είναι ανάλογη με τον παρακάτω λόγο:

$$[p(f)]^2 \propto \left[\frac{N}{f} \right]^n \quad (2.4)$$

όπου: N = η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα
n = η μέση κλίση n (dB/δεκαπλασιασμό της συχνότητας) του φάσματος συχνοτήτων της πίεσης του κυλίνδρου

Έτσι η μέση τετραγωνική επιφανειακή ταχύτητα V_0^2 σε συχνότητα f είναι ανάλογη με:

$$V_0^2 \propto \left[A_s \cdot \left(\frac{N}{f} \right)^n \cdot \frac{D^4}{Z^2(f)} \right] \quad (2.5)$$

Ενώ η ένταση του θορύβου I είναι ανάλογη με:

$$I \propto \left[A_s \cdot \left(\frac{N}{f} \right)^n \cdot \frac{D^4}{Z^2(f)} \right] \quad (2.6)$$

Ο συνολικός θόρυβος που εκπέμπεται από την δομή του κινητήρα θα είναι το άθροισμα των εντάσεων σε κάθε συχνότητα μέσα στην περιοχή ακουστότητας του ανθρώπινου αυτιού. Επομένως η ολική ένταση του θορύβου I_t είναι ανάλογη με:

$$I_t \propto \sum_{\omega_0}^{\omega} \left[S \cdot \left(\frac{N}{\omega} \right)^n \cdot \frac{D^4}{Z^2(\omega)} \right] \quad (2.7)$$

ή αλλιώς η ολική ένταση του θορύβου I_t είναι ανάλογη με:

$$I_t \propto [A_s \cdot N^n \cdot D^4 \cdot R_s] \quad (2.8)$$

όπου:

$$R_s = \sum_{f_0}^f \frac{1}{f \cdot Z^2(f)}$$

είναι η "απόκριση του κινητήρα" η οποία θεωρείται σταθερή για τους συνήθεις κινητήρες παραγωγής.

Όσον αφορά το συνολικό επίπεδο έντασης των ηχητικών κυμάτων μέσω "καμπύλης στάθμισης A" (dBA), σε δεδομένη απόσταση, είναι ανάλογο με το παρακάτω γινόμενο:

$$I_t(\text{dBA}) \propto [A_s \cdot N^n \cdot D^4] \quad (2.9)$$

Η πλευρική επιφάνεια του κινητήρα A_s μπορεί να προσεγγιστεί για κινητήρες με περισσότερους από τρεις κυλίνδρους με την διάμετρο των κυλίνδρων πολλαπλασιασμένη με μία σταθερά. Έτσι έχουμε πως το συνολικό επίπεδο έντασης των ηχητικών κυμάτων μέσω "καμπύλης στάθμισης A" (dBA), σε δεδομένη απόσταση, είναι ανάλογο με το γινόμενο:

$$I_t(\text{dBA}) \propto [N^n \cdot D^5] \quad (2.10)$$

Ο μηχανισμός δημιουργίας θορύβου εξ' αιτίας της καύσης έχει να κάνει με την επίδραση της πίεσης του κυλίνδρου (Διαγράμματα A και B **Σχήματος 2.5**) στην δομή του κινητήρα, με αποτέλεσμα την δόνηση του κινητήρα. Η δόνηση αυτή μπορεί να εκφραστεί σαν επιφανειακή ταχύτητα $V(\omega)$ αν είναι γνωστές η μηχανική σύνθετη αντίσταση της δομής του κινητήρα Z ή η απόκριση αυτού σε διεγείρουσες δυνάμεις (Διαγράμματα C και D). Με έναν παρόμοιο τρόπο, ο θόρυβος που προκαλείται από ταλαντώσεις μηχανικών μερών (εκφραζόμενες ως ταχύτητα) καθορίζεται από το φάσμα εκπομπής του πραγματικού θορύβου και από το απορρέον φάσμα θορύβου μεσαίων συχνοτήτων (Διαγράμματα E και F) ή τις ακουστικές ιδιότητες εκπομπής της δομής του κινητήρα. Έτσι, εάν είναι γνωστά α) το φάσμα συχνοτήτων της πίεσης κυλίνδρου, β) η μηχανική σύνθετη αντίσταση της δομής του κινητήρα και γ) η αναλογία εκτίμησης του θορύβου (καμπύλη στάθμισης A), ο θόρυβος του κινητήρα μπορεί να προσδιοριστεί.

Η μηχανική σύνθετη αντίσταση της δομής του κινητήρα Z είναι άμεσα εξαρτώμενη από την δυσκαμψία, την μάζα και την απόσβεση του πλάτους της ταλάντωσης, αλλά σε

μεγάλο βαθμό είναι ελεγχόμενη για συχνότητες κάτω από 3000Hz. Επίσης, η αναλογία εκτίμησης του θορύβου εξαρτάται από το μέγεθος και το σχήμα του κινητήρα, αλλά συνήθως είναι σταθερή για συχνότητες κάτω από 400Hz στους περισσότερους κινητήρες οχημάτων. Σε γενικές γραμμές, τυπικές τιμές εξασθένησης της στάθμης ήχου σε συνάρτηση με την συχνότητα (μέση κλίση n του φάσματος συχνοτήτων της πίεσης του κυλίνδρου) για διάφορους κινητήρες παρουσιάζονται στον **Πίνακα 2.1**.

Είδος κινητήρα	n (dB/δεκαπλασιασμό της συχνότητας)
4 - Χ φυσικής αναπνοής άμεσης έγχυσης (DI)	20-30
4 - Χ υπερπληρωμένος άμεσης έγχυσης (DI) ή 2 - Χ φυσικής αναπνοής	40-50
φυσικής αναπνοής έμμεσης έγχυσης (IDI)	40-50
otto (βενζινοκινητήρας)	50-60

Πίνακας 2.1: Τυπικές τιμές εξασθένησης της στάθμης ήχου με την συχνότητα

3. ΠΡΟΒΛΕΨΗ ΤΟΥ ΕΠΙΠΕΔΟΥ ΤΟΥ ΘΟΡΥΒΟΥ ΚΑΥΣΗΣ

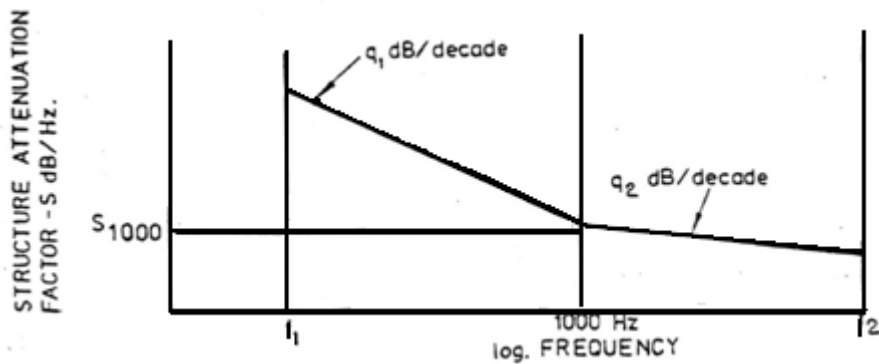
Η πρόβλεψη του επιπέδου του θορύβου καύσης παραδοσιακά γινόταν μέσω της μεθόδου της καμπύλης εξασθένησης. Στην παρούσα εργασία παρουσιάζεται μία νέα ακριβέστερη μέθοδος πρόβλεψης.

3.1. Μέθοδος της καμπύλης εξασθένησης

3.1.1. Σχέση ανάμεσα στο φάσμα πίεσης κυλίνδρου και στον θόρυβο καύσης

Ως φάσμα πίεσης ορίζονται οι τιμές της πίεσης στον κύλινδρο, κατά την διάρκεια ενός πλήρους κύκλου λειτουργίας, συναρτήσει της συχνότητας. Το φάσμα πίεσης προκύπτει μετασχηματίζοντας κατά Fourier τις τιμές του δυναμοδεικτικού διαγράμματος.

Κατά τη διάρκεια της εξαγωγής, η απόκριση του κινητήρα θεωρείται πλέον γραμμική. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η ένταση του θορύβου I είναι ανάλογη του τετραγώνου της δύναμης των αερίων και συνεπώς της τέταρτης δύναμης της διαμέτρου του εμβόλου. Για τη σύνδεση της δύναμης συμπίεσης και του θορύβου του κινητήρα πρέπει να οριστεί ένας παράγοντας εξασθένησης της κατασκευής, που στη πραγματικότητα εκφράζει την απορρόφηση του ήχου από το υλικό της κατασκευής. Η μορφή του γενικά παρουσιάζεται στο **Σχήμα 3.1**.



Σχήμα 3.1: Γενική μορφή της καμπύλης εξασθένησης της κατασκευής

Γενικά η εξασθένηση της κατασκευής ορίζεται ως η διαφορά της έντασης του παραγόμενου θορύβου από την συνολικά διεγείρουσα δύναμη στον κύλινδρο (εκφρασμένη σε dB). Αυτή ορίζεται ως:

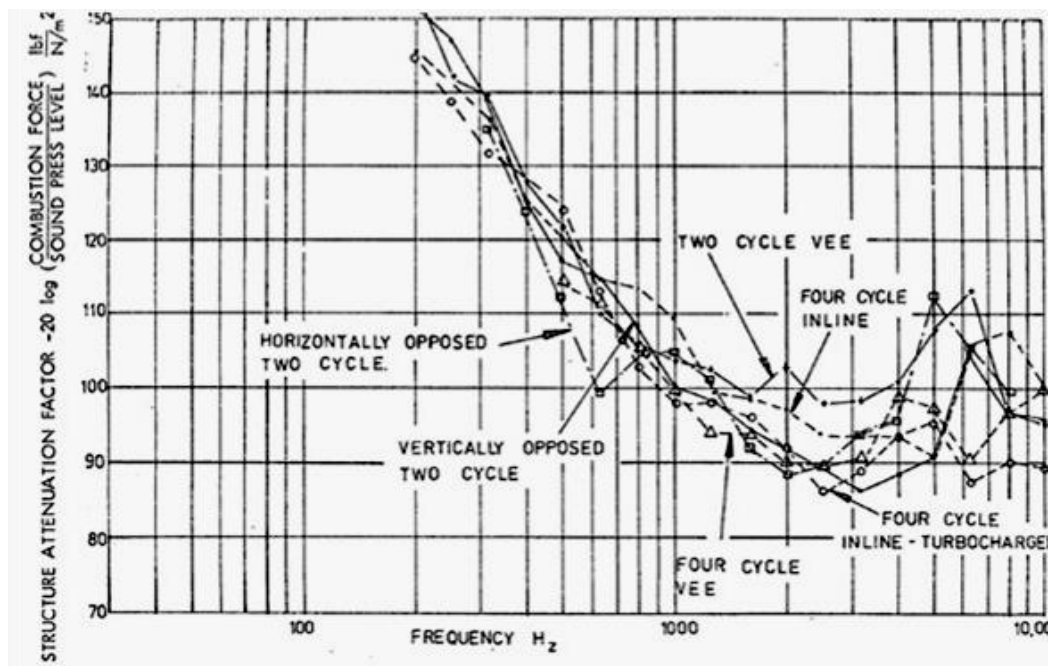
$$\text{structure attenuation}(S) = \text{cylinder force level (dB)} - \text{SPL (dB)} \quad (3.1)$$

Σε περίπτωση μελέτης του θορύβου καύσης ενός κινητήρα diesel και με δεδομένο το δυναμοδεικτικό διάγραμμα, ο προηγούμενος τύπος γίνεται:

$$S = 20 \log_{10} \left(\frac{\rho \cdot D^2}{\text{reference pressure}} \right) - (\text{SPL}) \quad (3.2)$$

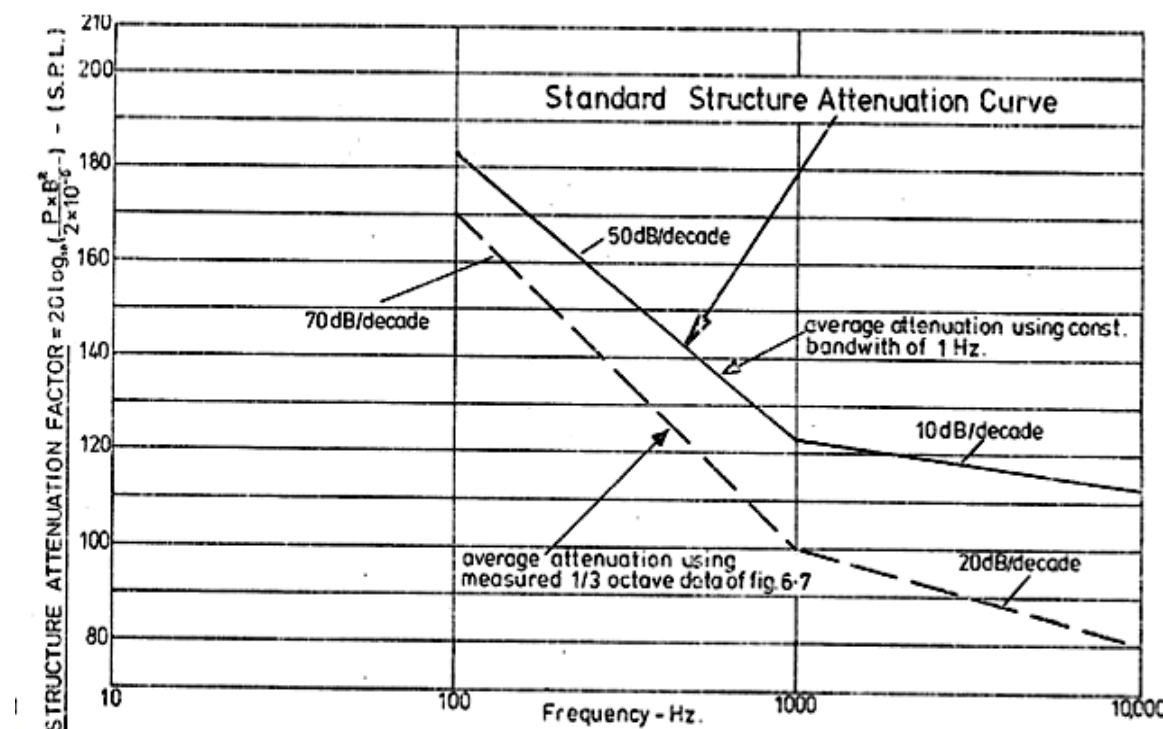
$$= 20 \log_{10} \left(\frac{F}{\text{reference pressure}} \right) - (\text{SPL})$$

Τυπικές τιμές του παράγοντα εξασθένησης (καμπύλη εξασθένησης) για διάφορους κινητήρες φαίνονται στο **Σχήμα 3.2**.



Σχήμα 3.2: Καμπύλες εξασθένησης για διάφορες διατάξεις κινητήρων

Μια μέση σταθερή καμπύλη εξασθένισης της κατασκευής προέκυψε από ποικίλες μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν πάνω σε κινητήρες με διαφορετικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Αυτή φαίνεται στο **Σχήμα 3.3**.

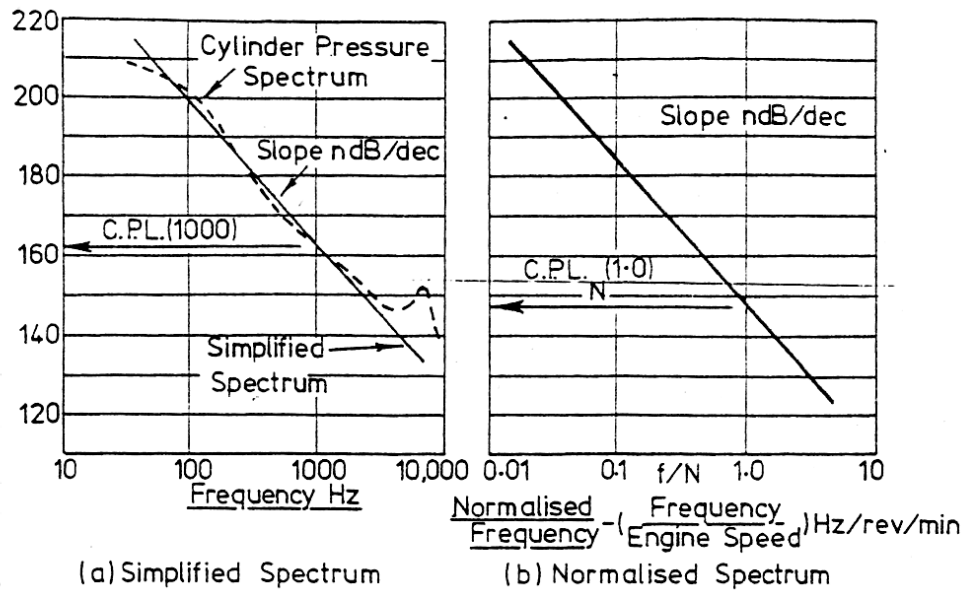


Σχήμα 3.3: Σταθερή καμπύλη εξασθένισης σε
(α) γραμμική κλίμακα και
(β) εύρος 1/3 της οκτάβας

Γνωρίζοντας το παράγοντα εξασθένισης και το αντίστοιχο φάσμα πίεσης του κυλίνδρου μπορούμε να εκτιμήσουμε το επίπεδο θορύβου λόγω καύσης αφαιρώντας το πρώτο από το δεύτερο. Από το φάσμα πίεσης του κυλίνδρου μπορούν να εξαχθούν άλλα δύο χρήσιμα διαγράμματα (**Σχήμα 3.4**).

- Το απλοποιημένο φάσμα πίεσης το οποίο αναπαριστά μόνο τη γενική κλίση του φάσματος πίεσης παραλείποντας τις όποιες διακυμάνσεις (**Σχήμα 3.4a**).
- Το κανονικοποιημένο φάσμα πίεσης το οποίο έχει την ίδια μορφή με το απλοποιημένο φάσμα, μόνο που ο οριζόντιος άξονας των συχνοτήτων είναι κανονικοποιημένος, δηλαδή διαιρεμένος, με τις στροφές ανά λεπτό του κινητήρα (**Σχήμα 3.4b**).

$$f' = \frac{f}{N} \text{ όπου: } f = \text{συχνότητα (Hz) και } N = \text{στροφές ανά λεπτό (rpm)}$$



Σχήμα 3.4: Παράδειγμα απλοποιημένου φάσματος πίεσης (*simplified spectrum*) κανονικοποιημένου φάσματος πίεσης (*normalized spectrum*)

Η πίεση του κυλίνδρου σε οποιαδήποτε συχνότητα f μπορεί να υπολογιστεί από το φάσμα πίεσης μέσω της σχέσης:

$$(C.P.)^2 = \frac{(C.P._R(1.0))^2 \cdot A \log_{10}(3n) \cdot (N/f)^n}{f^n} \quad (3.3)$$

όπου: (C.P.): η πίεση του κυλίνδρου σε συχνότητα f
 $C.P._R(1.0)$: το επίπεδο της πίεσης του κυλίνδρου του κανονικοποιημένο φάσματος σε $f/N=1$
 f : η εκάστοτε συχνότητα του φάσματος
 n : combustion index: 1/10 της κλίσης του απλοποιημένου (*simplified*) και κανονικοποιημένου (*normalized*) φάσματος σε db/decade.
 N : ταχύτητα περιστροφής.
 $A \log ()$: τιμή της καμπύλης στάθμισης A στη συχνότητα f .

Με παρόμοιο τρόπο η εξασθένηση της κατασκευής σε συχνότητα f βάσει της σταθερής καμπύλης εξασθένησης μπορεί να ορισθεί ως:

$$S = \frac{A \log_{10}(S_{1000/10}) A \log_{10}(3q)}{f^q} \quad (3.4)$$

όπου: S_{1000} = η τιμή της καμπύλης εξασθένησης στα 1000Hz (dB)
 q = η κλίση της καμπύλης εξασθένησης (dB/decade)

Για οποιαδήποτε συχνότητα f ισχύει

$$(\text{Sound Pressure, } P)^2(f) = \frac{(p \cdot D^2)^2}{S} \quad (3.5)$$

οπότε μέσω των (3.3), (3.4) ισχύει:

$$P^2(f) = \frac{(C.P._R(1.0))^2 A \log_{10}(3n) \cdot \left(\frac{N}{f}\right)^n \cdot D^4}{A \log_{10}(S_{1000/10}) \cdot A \log_{10}(3q)} f^{q-n} \quad (3.6)$$

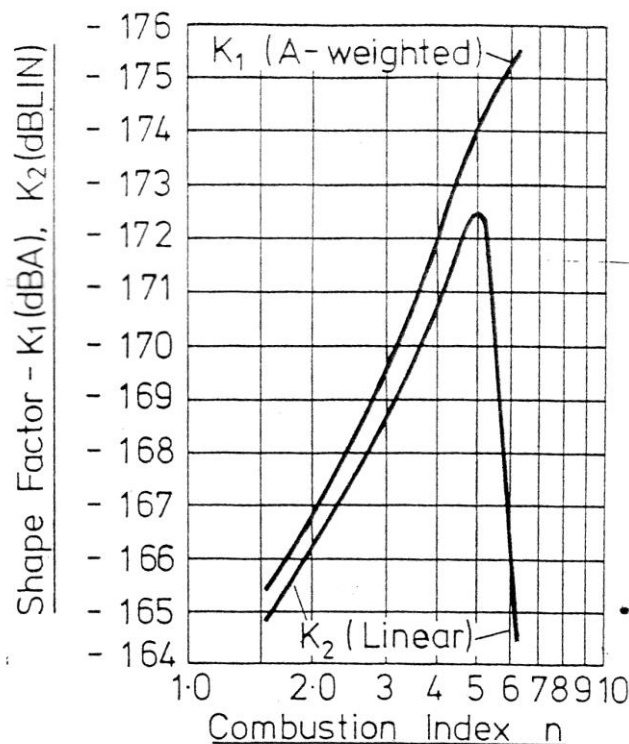
Το ολικό επίπεδο ήχου δίνεται από τη σχέση (συμπεριλαμβάνοντας όλες τις συχνότητες) :

$$p^2(\text{overall}) = \int_{f_1}^{f_2} p^2 df \quad (3.7)$$

Κάνοντας χρήση της γενικής μορφής της καμπύλης εξασθένησης όπως φαίνεται στο **Σχήμα 3.1** το ολικό επίπεδο του θορύβου καύσης, υπολογιζόμενο από ένα μετρούμενο ή από ένα υπολογιστικά απλοποιημένο φάσμα πίεσης κυλίνδρου σε ταχύτητα N γίνεται:

$$\text{Overall Noise} = 20 \log_{10} \left| \frac{(C.P._R(1.0))^2 \cdot A \log_{10}(3n) \cdot D^4 \cdot N^n}{p_{\text{ref}} \cdot A \log_{10}(S_{1000/10})} \right| \cdot \left| \frac{1000^{(q_1-n+1)} - f_1^{(q_2-n+1)}}{(q_1-n+1)A \log_{10}(3q_1)} + \frac{f_2^{(q_2-n+1)} - 1000^{(q_2-n+1)}}{(q_2-n+1)A \log_{10}(3q_2)} \right| \quad (3.8)$$

Η προηγούμενη σχέση μπορεί να χωριστεί σε τρεις όρους: έναν που ορίζει το επίπεδο της πίεσης του κυλίνδρου, έναν που σχετίζεται με τη διάμετρο του εμβόλου και έναν που έχει σχέση με τη μορφή και το υλικό του κινητήρα και εξαρτάται τόσο από τη καμπύλη εξασθένησης όσο και τη κλίση της, το n (combustion index), το εύρος συχνοτήτων και το είδος της καμπύλης στάθμισης. Στη εξίσωση που ακολουθεί οι τιμές της σταθερής καμπύλης εξασθένησης και της καμπύλης στάθμισης A αντικαθίστανται από τις τιμές του **Σχήματος 3.3** και από μια σταθερά $K1$ αντίστοιχα (η οποία είναι συνάρτηση του n) (**Σχήμα 3.5**).



Σχήμα 3.5: Παρουσίαση σε διάγραμμα των σταθερών K_1 και K_2

Έτσι ο ολικός θόρυβος του απλοποιημένου φάσματος του κυλίνδρου εκφραζόμενος βάσει της καμπύλης στάθμησης A (dBA) σύμφωνα με τα παραπάνω θα είναι:

$$\text{OverallNoise}_{(K_1)} = \text{CPL}_{(1000)} + 50 \log_{10} D - K_1 \text{ (dBA)} \quad (3.9)$$

όπου: D: διάμετρος του εμβόλου σε mm

K_1 : σταθερά για καμπύλη στάθμησης A (**Σχήμα 3.5**)

$\text{CPL}_{(1000)}$: επίπεδο της πίεσης του κυλίνδρου στα 1000Hz

Ο ολικός θόρυβος βάση του κανονικοποιημένου φάσματος του κυλίνδρου σε απόσταση του ενός μέτρου θα είναι:

$$\text{OverallNoise}_{(K_1)} = \text{CPR}(1.0) + 50 \log_{10} D + 10n \log_{10} \frac{N}{1000} - K_1 \text{ (dBA)} \quad (3.10)$$

όπου: $\text{CPR}(1.0)$: επίπεδο της κανονικοποιημένης πίεσης του κυλίνδρου στη τιμή 1.0 ($f/N=1$)

Ο ολικός θόρυβος του απλοποιημένου φάσματος του κυλίνδρου εκφραζόμενος σε γραμμικά decibel (dB) (δηλαδή στα φυσικά μετρούμενα) σύμφωνα με τα παραπάνω θα είναι:

$$\text{OverallNoise}_{(K_2)} = \text{CPL}_{(1000)} + 50 \log_{10} D - K_2 \text{ (dB)} \quad (3.11)$$

όπου: K_2 : σταθερά για γραμμικά decibel (**Σχήμα 3.5**)

$\text{CPL}_{(1000)}$: επίπεδο της πίεσης του κυλίνδρου στα 1000Hz

Ο ολικός θόρυβος βάση του κανονικοποιημένου φάσματος του κυλίνδρου σε απόσταση του ενός μέτρου θα είναι:

$$\text{Overall Noise}_{(K_2)} = CP_R(1.0) + 50 \log_{10} D + 10 \log_{10} \frac{N}{1000} - K_2 \quad (\text{dB}) \quad (3.12)$$

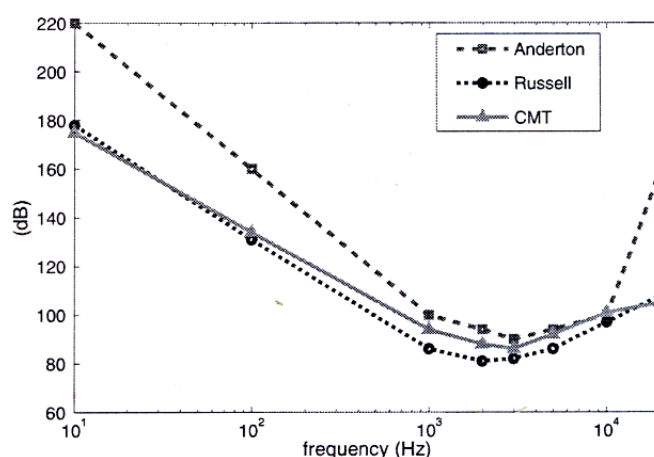
όπου:

$CP_R(1.0)$: επίπεδο της κανονικοποιημένης πίεσης του κυλίνδρου στη τιμή 1.0 ($f/N=1$)

Το πρόβλημα με τη μέθοδο αυτή είναι ότι ο εκτιμώμενος θόρυβος εξαρτάται από τη τέταρτη δύναμη της διαμέτρου του εμβόλου ενώ ο μετρούμενος θόρυβος σύμφωνα με πειραματικές μετρήσεις εξαρτάται από την πέμπτη δύναμη. Αυτό σημαίνει, ότι ο παράγοντας της εξασθένησης δεν είναι σταθερός και εξαρτάται άμεσα από τη διάμετρο του εμβόλου. Για το λόγο αυτό διάφορες καμπύλες εξασθένησης έχουν δημιουργηθεί για διαφορετικές οικογένειες κινητήρων έτσι ώστε η προσέγγισή τους στον παραγόμενο θόρυβο να είναι πιο ακριβής.

3.1.2. Σταθερές καμπύλες εξασθένησης

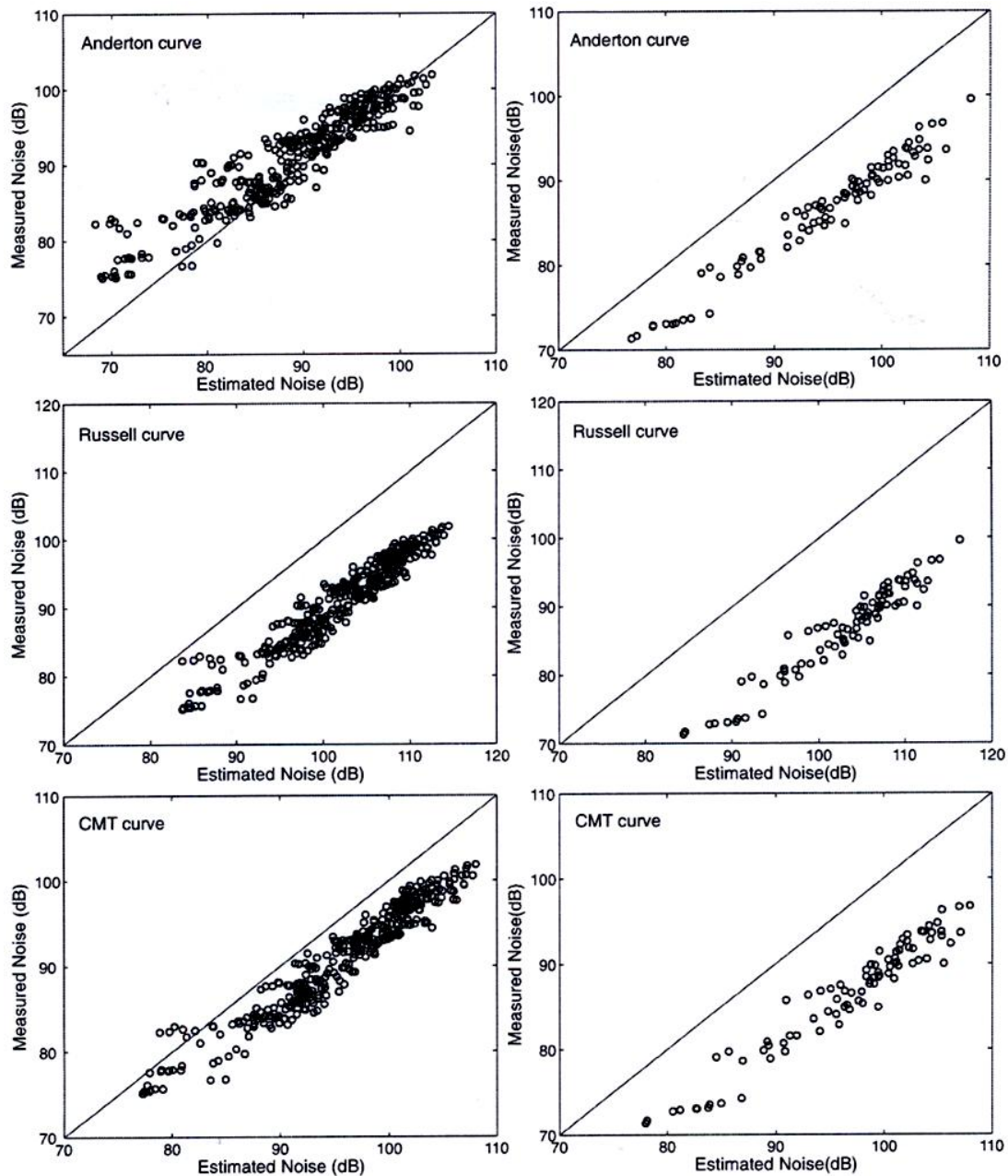
Στο **Σχήμα 3.6** φαίνονται τρεις βασικές καμπύλες εξασθένησης συναρτήσει του 1/3 της οκτάβας. Στο σχήμα αυτό βλέπουμε μια απότομη πτώση του επιπέδου της εξασθένησης στις χαμηλές συχνότητες ενώ παρατηρείται ένα “πάγωμα” στις συχνότητες 1-6kHz μετά τις οποίες παρατηρείται μια αύξηση. Αξίζει να επισημανθούν οι διαφορές που υπάρχουν ανάμεσα στη καμπύλη του Anderton και στις άλλες δύο, ιδιαίτερα στις περιοχές πολύ χαμηλών και πολύ υψηλών συχνοτήτων. Αυτές οι διαφορές οφείλονται στο ότι χρησιμοποιήθηκαν διαφορετικές οικογένειες, μεγέθη και σχεδιασμός κινητήρων για τη δημιουργία αυτών των καμπυλών εξασθένησης.



Σχήμα 3.6: Δεδομένες καμπύλες εξασθένησης

Στο **Σχήμα 3.7** γίνεται σύγκριση ανάμεσα στα εκτιμώμενα επίπεδα θορύβου, μέσω των καμπυλών εξασθένησης που προαναφέραμε, και στα μετρούμενα επίπεδα θορύβου για μεγάλους και μικρούς κινητήρες. Στο διάγραμμα φαίνεται ότι και στις δύο περιπτώσεις αν και υπάρχει σχετικά μεγάλη διασπορά, η μεθοδολογία των καμπυλών εξασθένησης οδηγεί σε ικανοποιητικό ποιοτικά αποτέλεσμα σε ότι αφορά τον εκπεμπόμενο θόρυβο. Παρ’ όλα αυτά η «διαφωνία» εκτιμωμένων και

μετρούμενων αποτελεσμάτων μας οδηγεί στο συμπέρασμα ότι οι καμπύλες εξασθένισης δεν οδηγούν σε ικανοποιητικά αποτελέσματα από άποψη ακρίβειας και συνεπώς δεν είναι κατάλληλες για την ορθή μέτρηση του θορύβου. Αυτή η παρατήρηση ενισχύεται στατιστικά από το απόλυτο (μέσο και μέγιστο) σφάλμα (ε_{mean} , ε_{max}), την τυπική απόκλιση (σ) και το εύρος R όπως φαίνεται και στο **Πίνακα 3.1**.



Σχήμα 3.7: Εκτίμηση επιπέδου θορύβου με διαφορετικές καμπύλες εξασθένισης. Μεγάλος κινητήρας (αριστερά) και μικρός κινητήρας (δεξιά)

Attenuation curve	Large engine				Small engine			
	ϵ_{mean} (dB)	ϵ_{max} (dB)	σ (dB)	R (%)	ϵ_{mean} (dB)	ϵ_{max} (dB)	σ (dB)	R (%)
Anderton	2.80	12.94	2.66	94	8.43	14.09	1.73	98
Russell	10.89	14.77	1.93	96	16.54	21.42	1.92	96
CMT	4.59	8.49	1.77	97	10.31	15.57	1.91	97

Πίνακας 3.1: Στατιστικές παράμετροι για την εκτίμηση του θορύβου καύσης μέσω διάφορων σταθερών καμπυλών εξασθένησης

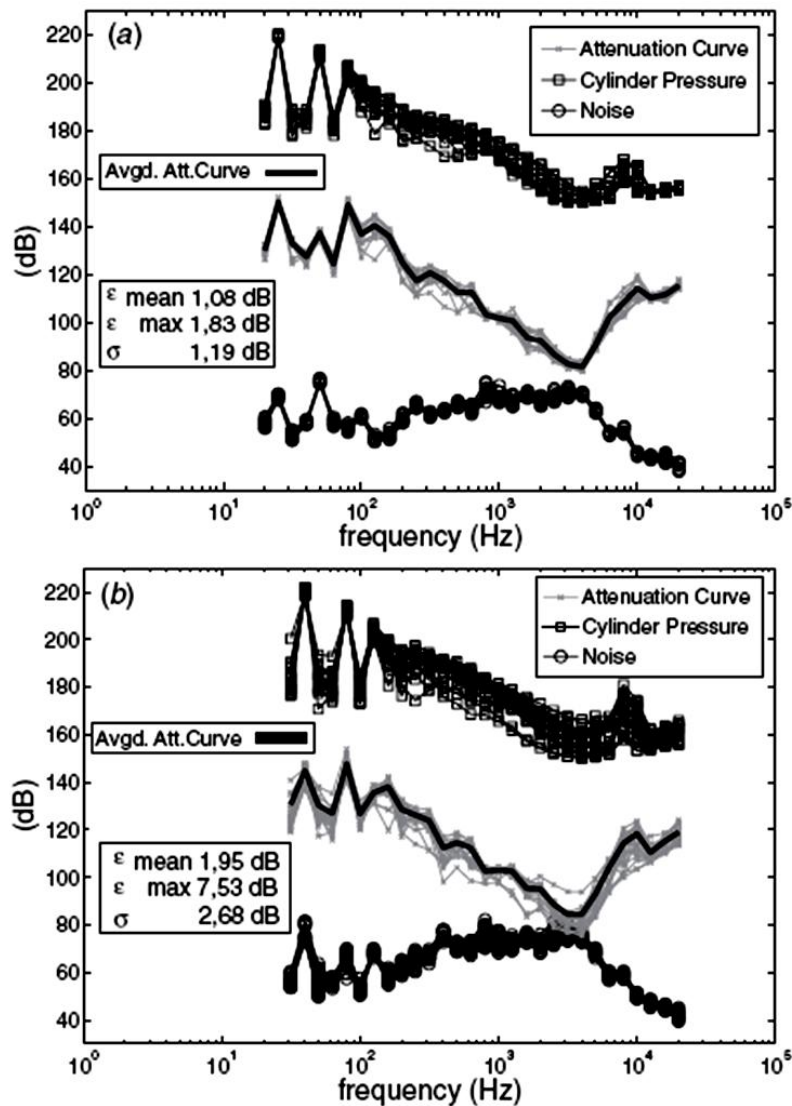
Το πρόβλημα φαίνεται πιο έντονο στους μικρούς κινητήρες το οποίο μας οδηγεί στο συμπέρασμα ότι το μέγεθος του κινητήρα επηρεάζει κατά πολύ την καμπύλη εξασθένησης.

3.1.3. Βελτιωμένες καμπύλες εξασθένησης

Με σκοπό τη βελτίωση των αποτελεσμάτων και για να βρεθούν τα «όρια» της μεθόδου των καμπυλών εξασθένησης έχουν δημιουργηθεί κάποιες βελτιωμένες τέτοιες καμπύλες. Οι μετρήσεις από τον εκπεμπόμενο θόρυβο της μηχανής μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εκτίμηση του θορύβου καύσης μόνο όταν στο συνολικό θόρυβο κυριαρχεί ο θόρυβος προερχόμενος από καύση.. Σύμφωνα με τον Austen όσο η έγχυση του καυσίμου καθυστερεί, προκαλεί αύξηση στο θόρυβο καύσης η οποία είναι αρκετά μεγαλύτερη από την αντίστοιχη αύξηση του μηχανικού θορύβου. Συνεπώς, όταν η έγχυση καθυστερεί και ο συνολικός μετρούμενος θόρυβος παραμένει περίπου ο ίδιος, τότε κυριαρχεί ο μηχανικός θόρυβος αφού η αύξηση του θορύβου καύσης που προήλθε από την καθυστέρηση έγχυσης δεν ήταν συγκριτικά αρκετά μεγάλη ώστε να αλλάξει το συνολικό αποτέλεσμα. Αντίστοιχα, όταν η έγχυση καθυστερεί και ο συνολικός μετρούμενος θόρυβος αυξάνεται, τότε κυριαρχεί ο θόρυβος καύσης, αφού η επίδραση της είναι μεγάλη.

Για πιο ακριβή αποτελέσματα, σύμφωνα με τον Russell, είναι θεμιτό να μετρηθεί η εξασθένηση που προκαλεί το πλαίσιο του κινητήρα σε διάφορες ταχύτητες και φορτία και να χρησιμοποιηθούν τουλάχιστον 20 κύκλοι κινητήρα για τον υπολογισμό ενός μέσου φάσματος πιέσεων του κυλίνδρου. Για όλες τις συνθήκες λειτουργίας, δημιουργείται μια καμπύλη εξασθένησης μέσω της αφαίρεσης του σήματος της πίεσης του κυλίνδρου από τη μέτρηση του εκπεμπόμενου θορύβου.

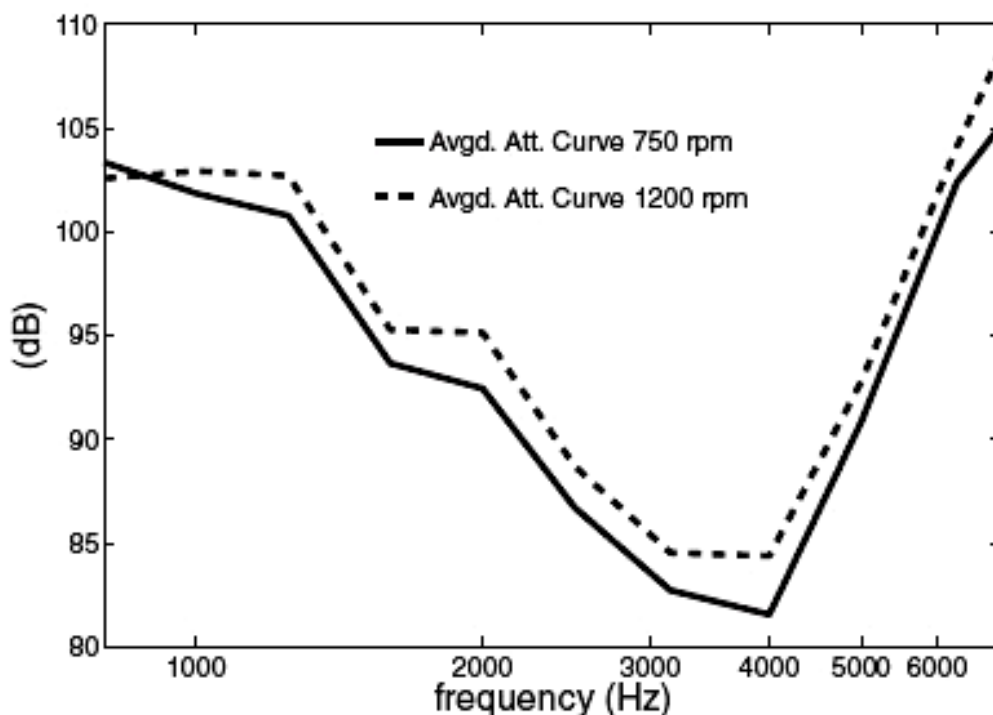
Τα **Σχήματα 3.8(a) και (b)** δείχνουν δύο παραδείγματα καμπυλών εξασθένησης για ένα κινητήρα στις 750rpm και στις 1200rpm αντίστοιχα, με διαφορετικές ρυθμίσεις έγχυσης καυσίμου. Παρατηρώντας τα φάσματα πίεσης κυλίνδρου και θορύβου φαίνεται ξεκάθαρα η παρουσία ακρότατων στις αρμονικές που ακολουθούν τη συχνότητα που καθορίζει την έναρξη της καύσης. Αυτά τα ακρότατα μεταφέρονται σε μεγαλύτερες συχνότητες όσο η ταχύτητα του κινητήρα αυξάνεται. Στις υψηλότερες συχνότητες (~8kHz) παρατηρείται ακρότατο στο φάσμα πίεσης του κυλίνδρου το οποίο οφείλεται στην υψηλής συχνότητας αμφιταλάντευση της πίεση αντήχησης του θαλάμου καύσης.



Σχήμα 3.8: Παράδειγμα καμπυλών εξασθένισης για ένα υπερτροφοδοτούμενο κινητήρα diesel 2.2L
 (a) 750 rpm
 (b) 1200 rpm

Οι μέσες καμπύλες εξασθένισης περιλαμβάνονται στα **Σχήματα 3.8(a) και (b)**. Τα στατιστικά στοιχεία που αντιστοιχούν στη σύγκριση ανάμεσα στον ολικό εκτιμώμενο θόρυβο από τις μέσες καμπύλες και στον μετρούμενο θόρυβο φαίνονται επίσης στα σχήματα. Αν και στις 750rpm τα σφάλματα και ο διασκορπισμός που σχετίζεται με τη χρήση της μέσης καμπύλης εξασθένισης για την εκτίμηση του ολικού θορύβου με διάφορες ρυθμίσεις έγχυσης κρίνονται ικανοποιητικά στις 1200rpm αυτή η διαδικασία καταλήγει σε υψηλά τόσο μέσα και μέγιστα σφάλματα όσο και αρκετά μεγάλη διασπορά.

Ακόμη άξιες αναφοράς είναι και οι διαφορές που παρατηρούνται ανάμεσα στις μέσες καμπύλες εξασθένισης υπολογιζόμενες για τις διάφορες συνθήκες λειτουργίας που αναλύθηκαν, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 3.9**.

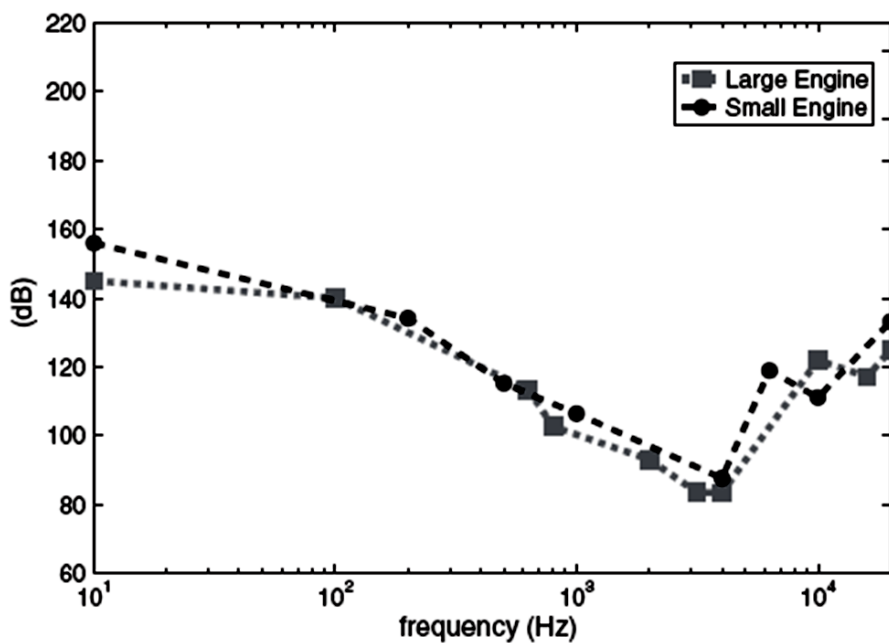


Σχήμα 3.9: Σύγκριση μεταξύ μέσων καμπυλών εξασθένησης για διάφορες ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα

Πιο συγκεκριμένα όσον αφορά το εύρος 1 έως 6kHz παρατηρείται ότι οι μέσες καμπύλες εξασθένησης που αντιστοιχούν σε αυτές τις δύο διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας παρουσιάζουν έναν διασκορπισμό των περίπου 2.5dB γεγονός που μπορεί να επηρεάσει άμεσα την τελική πρόβλεψη του θορύβου καύσης.

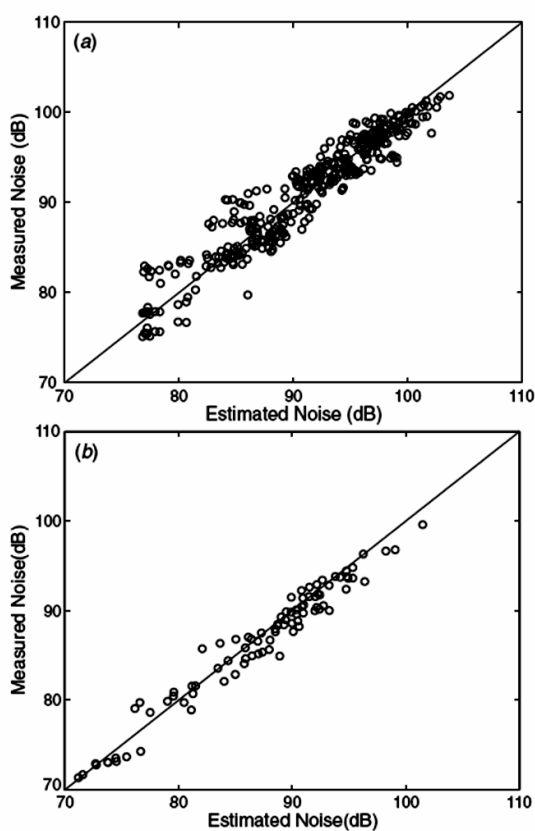
Από την προηγούμενη ανάλυση προκύπτει, ότι διαφορετικοί παράμετροι έγχυσης και συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα μπορούν να προκαλέσουν έναν αξιοσημείωτο διασκορπισμό στα επίπεδα θορύβου που λαμβάνουμε με τη τεχνική της καμπύλης εξασθένησης. Με σκοπό τη μείωση τέτοιων φαινομένων, μια χαρακτηριστική καμπύλη δημιουργήθηκε για κάθε κινητήρα από τον μέσο όρο των καμπύλων εξασθένησης που εκτιμήθηκαν από όλες τις συνθήκες λειτουργίας, ούτως ώστε να ελαχιστοποιηθούν τα μέσα σφάλματα ανάμεσα στα μετρούμενα και τα εκτιμώμενα επίπεδα θορύβου.

Στο **Σχήμα 3.10** φαίνονται οι βελτιωμένες καμπύλες εξασθένησης που χρησιμοποιήθηκαν για τη συγκεκριμένη μελέτη. Αν και το γενικό σχήμα και των δύο καμπύλων είναι παρόμοιο με αυτό που φαίνεται στο **Σχήμα 3.6**, παρατηρούνται προφανείς διαφορές στο επίπεδο εξασθένησης. Αυτή η παρατήρηση φανερώνει την υψηλή εξάρτηση της καμπύλης εξασθένησης από τα μηχανικά μέρη του κινητήρα (μέγεθος, υλικό, δομή). Έτσι λοιπόν προκύπτει το συμπέρασμα ότι δεν υπάρχει τρόπος κατασκευής μιας γενικής καμπύλης για την αξιολόγηση του θορύβου καύσης σε οποιονδήποτε κινητήρα diesel.



Σχήμα 3.10: Πειραματικές καμπύλες εξασθένισης που αφορούν την συγκεκριμένη μελέτη και κινητήρες 1.6L και 2.2L

Στο **Σχήμα 3.11** φαίνεται ότι με τις βελτιωμένες καμπύλες εξασθένισης υπάρχει μια καλύτερη προσέγγιση του εκτιμώμενου επιπέδου θορύβου σε σύγκριση με αυτή των σταθερών καμπύλων εξασθένισης που παρουσιάστηκε στο **Σχήμα 3.7**.



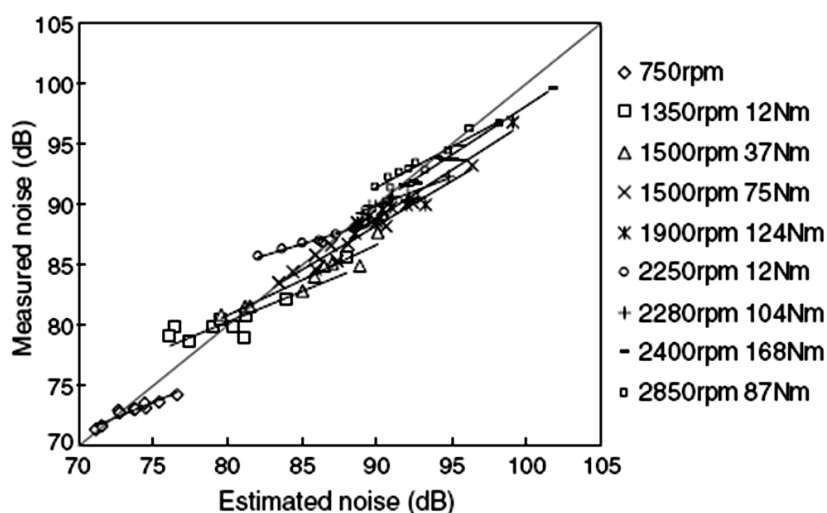
Σχήμα 3.11: Εκτίμηση θορύβου καύσης μέσω των βελτιωμένων καμπυλών εξασθένισης
 a) Κινητήρας 2.2L
 b) Κινητήρας 1.6L

Παρατηρείται ακόμα ότι υπάρχει σημαντική βελτίωση στη τυπική απόκλιση σ , από την άλλη όμως τα μέσα και μέγιστα σφάλματα παραμένουν σχετικά υψηλά (**Πίνακας 3.2**).

Large engine				Small engine			
ϵ_{mean} (dB)	ϵ_{max} (dB)	σ (dB)	R (%)	ϵ_{mean} (dB)	ϵ_{max} (dB)	σ (dB)	R (%)
1.44	6.27	1.23	96	1.18	3.97	0.89	98

Πίνακας 3.2: Στατιστικές παράμετροι για την εκτίμηση του θορύβου καύσης μέσω των βελτιωμένων καμπυλών εξασθένησης

Όπως αναλύθηκε προηγουμένως, για κάθε συνθήκη λειτουργίας του κινητήρα (ταχύτητα και ροπή), είχαμε διαφοροποιήσεις στα επίπεδα θορύβου. Αυτό οφείλεται σε αλλαγή της στρατηγικής έγχυσης καυσίμου και σε παραμέτρους όπως: ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου, χρονισμός και πίεση έγχυσης καυσίμου. Στο **Σχήμα 3.12** φαίνεται η σύγκριση ανάμεσα σε εκτιμώμενα, με τη βελτιωμένη καμπύλη εξασθένησης, και μετρούμενα επίπεδα θορύβου για ένα κινητήρα 1.6L σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας (ταχύτητα και ροπή). Στη γραφική παράσταση για κάθε ομάδα αποτελεσμάτων κρατούνται σταθερές οι στροφές και η ροπή και δοκιμάζονται διάφορες τεχνικές έγχυσης καυσίμου. Φαίνεται ότι αλλαγή των συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα αλλάζει και την γενική κλίση που σχηματίζουν τα αποτελέσματα κάθε ομάδας, αποδεικνύοντας την αδυναμία της κλασσικής μεθόδου στη αξιολόγηση του θορύβου καύσης σε οποιαδήποτε συνθήκη λειτουργίας. Για την ακρίβεια, η κλίση οποιουδήποτε σταθερού ζεύγους ταχύτητας και ροπής σε σύγκριση με την κύρια διαγώνιο είναι διαφορετική. Αυτά τα αποτελέσματα φανερώνουν ότι η καμπύλη εξασθένησης εξαρτάται κατά ένα μεγάλο βαθμό από τη πηγή του θορύβου, η οποία προέρχεται από το εσωτερικό του κυλίνδρου, η οποία με τη σειρά της επηρεάζεται σημαντικά τόσο από τις μεταβολές της ταχύτητας και της ροπής όσο και από τις αλλαγές στις παραμέτρους έγχυσης καυσίμου.



Σχήμα 3.12: Εξάρτηση της μεθόδου πρόβλεψης του θορύβου καύσης μέσω της καμπύλης εξασθένησης από τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Για κάθε ομάδα αποτελεσμάτων κρατούνται σταθερές οι στροφές και η ροπή και δοκιμάζονται διάφορες τεχνικές έγχυσης (Κινητήρας 1.6L)

Φανερό είναι το γεγονός ότι η κλασσική μέθοδος είναι μεν κατάλληλη για ποιοτικές μελέτες, αλλά η χρήση της για την ποσοτικοποίηση του επιπέδου του θορύβου καύσης κάτω από οποιεσδήποτε συνθήκες λειτουργίας δεν είναι δυνατή. Αυτό αποδεικνύει την έλλειψη σε διαγνωστικά μέσα για πηγές θορύβου προερχόμενες από το εσωτερικό του κυλίνδρου ούτως ώστε να είναι δυνατή μια ακριβής αξιολόγηση του θορύβου καύσης σε σύγχρονους κινητήρες diesel, κάτω από οποιεσδήποτε συνθήκες λειτουργίας.

3.2. Νέα μέθοδος εκτίμησης θορύβου καύσης μέσω των υποσημάτων πίεσης

3.2.1. Εισαγωγή

Η ανάλυση της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου των κινητήρων είναι μία ευρέως χρησιμοποιούμενη μέθοδος στην εξέλιξη της μελέτης των Μ.Ε.Κ. Πολλές εξελιγμένες τεχνικές έχουν σχεδιασθεί για τη μελέτη εκπομπής ρύπων και αύξησης της απόδοσης, μέσω της ακριβούς απόκτησης του σήματος της πίεσης από το εσωτερικό του κυλίνδρου. Ωστόσο, για κάποιες συγκεκριμένες εφαρμογές, η κλασσική μέθοδος βασιζόμενη στην ανάλυση του σήματος της ολικής εσωτερικής πίεσης έχει αποδειχθεί ανεπαρκής στο να δώσει ικανοποιητικά αποτελέσματα. Έτσι προτείνεται μία νέα μέθοδος για να δώσει λύση στο συγκεκριμένο πρόβλημα. Η βασική νέα ιδέα βασίζεται στο διαχωρισμό του σήματος της συνολικής πίεσης σε τρία ξεχωριστά σήματα, γεγονός που παρέχει μία πιο ολοκληρωμένη βάση για οποιαδήποτε ανάλυση. Έτσι η πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου διαχωρίζεται σε τρία υποσήματα που αντιστοιχούν στα τρία σχετικά φυσικά φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα κατά την λειτουργία ενός κινητήρα diesel. Την συμπίεση-εκτόνωση του αέρα (pseudo-motored signal), την καύση (combustion signal), και την δημιουργία αντήχησης (resonance signal).

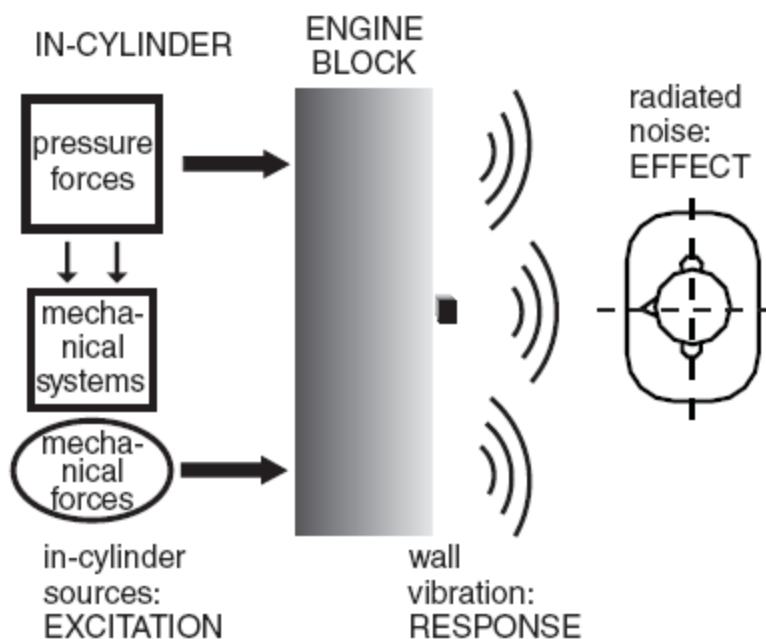
Η ενέργεια που σχετίζεται με αυτά τα τρία υποσήματα βρίσκεται κατανομημένη στις χαμηλές στις μεσαίες και στις υψηλές συχνότητες αντίστοιχα. Το "pseudo-motored" σήμα εξαρτάται κυρίως από τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα (στροφές ανά λεπτό) ενώ τα "combustion" και τα "resonance" σήματα επηρεάζονται επίσης από το είδος έγχυσης καυσίμου που εφαρμόζεται στον κινητήρα.

Αυτή η τεχνική μπορεί να φανεί χρήσιμη σε θέματα που αφορούν τις εκπομπές ρύπων και την απόδοση αλλά και για τον έλεγχο του θορύβου καύσης μέσω της ανάλυσης της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Όντως οι κινητήρες diesel άμεσης έγχυσης αρχίζουν να χρησιμοποιούνται όλο και περισσότερο σε μεγάλη γκάμα οχημάτων και η ισχύς τους είναι πλέον συγκρίσιμη με αυτή των βενζινοκινητήρων. Ωστόσο, το επίπεδο ποιότητας και άνεσής τους απέχει αρκετά ακόμα από τους τελευταίους. Ο θόρυβος αντιπροσωπεύει ένα αρνητικό κομμάτι αυτής της έλλειψης ποιότητας, και συγκεκριμένα ο θόρυβος καύσης παίζει κυρίαρχο ρόλο στην εσωτερική και εξωτερική ακουστική αυτών των οχημάτων. Για να ξεπεραστεί το πρόβλημα οι κατασκευαστές έχουν επικεντρώσει την προσοχή τους στην εξασθένηση του θορύβου και στην βελτίωση της ποιότητας του παραγόμενου ήχου. Το γεγονός αυτό ενισχύει ακόμα περισσότερο τη χρησιμότητα της νέας μεθόδου.

3.2.2. Μηχανισμός Παραγωγής Θορύβου

Ο μηχανισμός παραγωγής θορύβου που υιοθετείται για αυτήν την μελέτη είναι αυτός που περιγράφεται παρακάτω και παρουσιάζει αρκετές ομοιότητες με αυτόν που έχει χρησιμοποιηθεί ως τώρα.

Στους κινητήρες diesel άμεσης έγχυσης, ο θόρυβος καύσης παράγεται από μηχανικές και πιεστικές δυνάμεις που δημιουργούνται στο εσωτερικό του κυλίνδρου από την αρχή της καύσης και σε όλη την διάρκειά της. Οι δυνάμεις πίεσης δρουν απευθείας στην επιφάνεια των τοιχωμάτων του θαλάμου και εξαρτώνται από την διαδικασία της καύσης, η οποία ελέγχεται άμεσα από την στρατηγική έγχυσης καυσίμου, τον λόγο συμπίεσης, την γεωμετρία του θαλάμου αλλά και έμμεσα από κάποιες άλλες παραμέτρους. Οι μηχανικές δυνάμεις προκαλούνται μέσω της πίεσης που ασκείται στα μηχανικά μέρη του κινητήρα διαμέσου των παραμορφώσεων, των τριβών, της κίνησης του εμβόλου και των υπολειμμάτων της καύσης. Από τα παραπάνω φαίνεται ότι και οι δύο αυτές συνιστώσες εξαρτώνται από την εξέλιξη της πίεσης στον κύλινδρο. Ο περιγραφόμενος μηχανισμός παραγωγής θορύβου παρουσιάζεται στο **Σχήμα 3.13**.



Σχήμα 3.13: Βασικός μηχανισμός παραγωγής θορύβου καύσης

Η παραγωγή θορύβου σχετίζεται με μία ξαφνική αύξηση της πίεσης εξαιτίας της στιγμιαίας ανάφλεξης του μίγματος καυσίμου-αέρα μέσα στον κύλινδρο. Το φαινόμενο αυτό αποτελεί και το βασικό χαρακτηριστικό λειτουργίας των κινητήρων diesel. Η απότομη μεταβολή της πίεσης δημιουργεί αυτό που στην βιβλιογραφία αναφέρεται ως “diesel knock” και αποτελεί μία ισχυρή πηγή διέγερσης που προκαλεί την ταλάντωση των καυσαερίων στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης. Η ταλάντωση αυτή προκαλεί την δόνηση του block του κινητήρα, δηλαδή του κυλίνδρου και του εμβόλου, παράγοντας έτσι θόρυβο. Εξαρτάται από πολλές παραμέτρους έγχυσης και καύσης, όπως ο χρόνος έγχυσης του καυσίμου, η καθυστέρηση ανάφλεξης και η επίδραση των τοιχωμάτων στην έγχυση καυσίμου. Η αλληλεπίδραση των διεγερμένων καυσαερίων με τα παλλόμενα τοιχώματα του κυλίνδρου σε κάθε χρονική

στιγμή δημιουργεί ένα φαινόμενο αντήχησης (resonance oscillation) που προκαλεί με την σειρά του διαφορετικές μορφές ακουστικών κυμάτων συνεισφέροντας στον συνολικά παραγόμενο θόρυβο. Η αντήχηση αυτή βρίσκεται σε εξάρτηση με την γεωμετρία του κυλίνδρου και του εμβόλου, καθώς και με την θερμοκρασία των καυσαερίων. Είναι φανερό δηλαδή πως πρόκειται για ένα μη μόνιμο φαινόμενο αφού και η θέση του εμβόλου αλλά και η θερμοκρασία των καυσαερίων σε κάθε χρονική στιγμή είναι διαφορετικές. Επιπλέον, εφόσον το πλαίσιο του κινητήρα εξασθενεί και απορροφά την ηχητική πίεση που παράγεται στο εσωτερικό του κυλίνδρου, ο σχεδιασμός του παίζει σημαντικό ρόλο στον έλεγχο του θορύβου. Βέβαια, οι πιο αποτελεσματικοί τρόποι για μείωση του επιπέδου θορύβου είναι ο έλεγχος της ταχύτητας καύσης άρα και της κλίσης της πίεσης. Όλα τα παραπάνω δείχνουν ότι ακριβής ανάλυση των συστατικών της πίεσης μπορεί να οδηγήσει στην μέτρηση του θορύβου καύσης.

Παραδοσιακά, η επίδραση της εξέλιξης της πίεσης πάνω στον παραγόμενο θόρυβο γινόταν μέσω της μελέτης του φάσματος της πίεσης. Όπως έχει ήδη ειπωθεί (**Παράγραφος 3.1.1**) οι Austen και Priede πρότειναν το μοντέλο της “καμπύλης εξασθένησης του ήχου (attenuation curve)”, μέσω του οποίου εφαρμόζεται μία σχέση μεταξύ της στάθμης του ήχου (decibel) και του εκπεμπόμενου θορύβου. Αυτή η θεωρία της εξασθένησης μέσω της κατασκευής που υποθέτει ότι ο κινητήρας αντιδρά σαν γραμμικό σύστημα αποτελεί την βάση για την κατασκευή αρκετών μηχανημάτων μέτρησης του θορύβου καύσης που χρησιμοποιούν σαν δεδομένο τους το διάγραμμα πίεσης του κινητήρα. Αυτές οι συσκευές πρόβλεψης μπορούν να αποδειχθούν χρήσιμες σε ποιοτικές μελέτες με στόχο την σύγκριση κινητήρων, συστημάτων καύσης και τεχνικών έγχυσης καυσίμου. Δεν είναι όμως σε καμία περίπτωση κατάλληλες για μελέτες στις οποίες είναι επιθυμητά ακριβή και αξιόπιστα αποτελέσματα. Η αδυναμία αυτής της γενικής μεθόδου έγκειται στο γεγονός ότι βασική υπόθεσή της αποτελεί η γραμμική απόκριση της κατασκευής ανεξάρτητα από τις συνθήκες στις οποίες λειτουργεί.

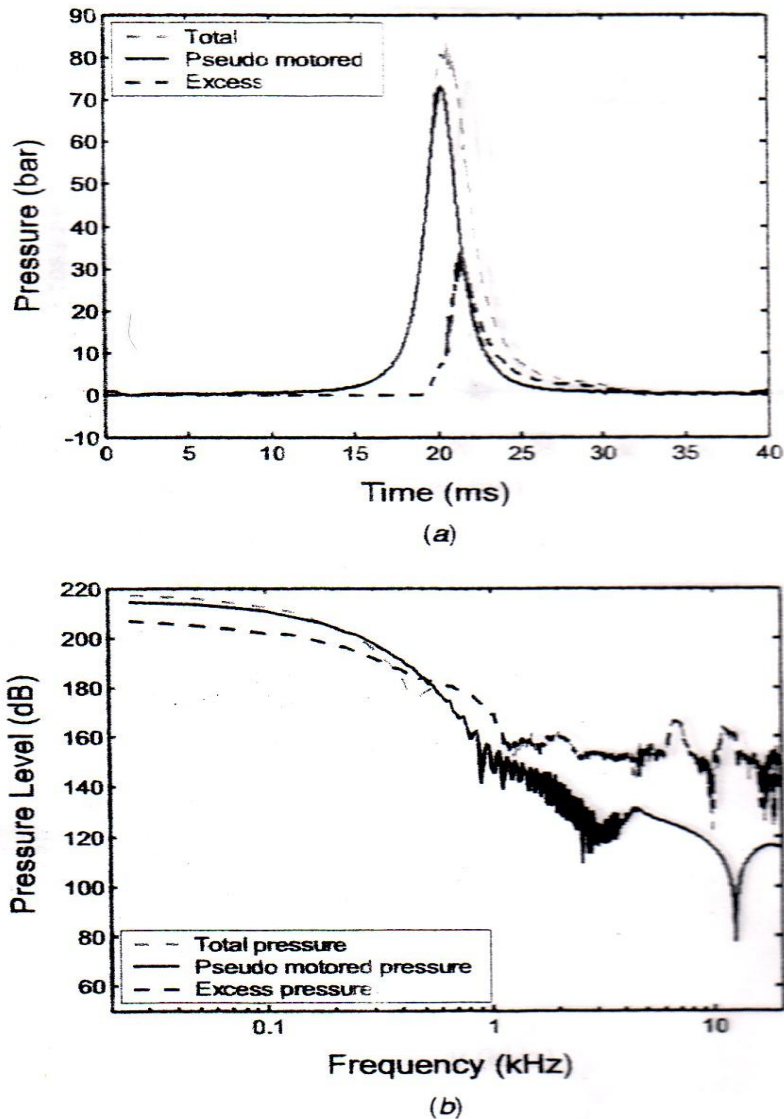
Κάποιες μελέτες έχουν δείξει ότι υπάρχουν αρκετά μοντέλα παραγωγής ακουστικής ενέργειας από κινητήρες των οποίων η απόκριση είναι μη γραμμική και χρονικά μεταβαλλόμενη. Αυτή η πτυχή φανερώνει και την δυσκολία μέτρησης του θορύβου καύσης μέσω της κλασσικής “attenuation curve” προσέγγισης. Η διέγερση στο εσωτερικό του κυλίνδρου δρα μέσω αρκετά πολύπλοκων σχέσεων, είτε μέσω των καυσαερίων πάνω στην επιφάνεια του κυλίνδρου είτε μέσω διάφορων κομματιών που αποτελούν και τα, μηχανικά κομμάτια της κατασκευής.

Όντως, από την στιγμή που τα μηχανικά φορτία που ασκούνται στα κινούμενα μέρη του κυλίνδρου εξαρτώνται όχι μόνο από τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα αλλά και από την σχετική θέση που βρίσκεται το έμβολο, η ανάλυση τέτοιων στοιχείων και συνεπώς και ολόκληρου του μπλοκ του κινητήρα, είναι μη μόνιμη και εξαρτώμενη από το φορτίο. Παρότι δεν υπάρχει αμφιβολία ότι η εκπομπή θορύβου από μια παλλόμενη επιφάνεια είναι γραμμικό φαινόμενο, η μη γραμμικότητα στην απόκριση του σώματος του κινητήρα μπορεί να μελετηθεί μέσω της ανάλυσης της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου και του θορύβου που εκπέμπεται. Τεχνικές όπως η time frequency analysis ή wavelet transform και η Wigner transform μπορούν να αποδείξουν τη χρονική εξάρτηση της απόκρισης του κινητήρα.

Σύμφωνα με όσα υποδείχθηκαν παραπάνω, οι κλασικές προσεγγίσεις (block acceleration, block attenuation) δεν φαίνονται ικανές για την ακριβή ανάλυση του θορύβου καύσης στους σύγχρονους κινητήρες. Αυτή η κατάσταση υποδεικνύει την μελέτη του θορύβου καύσης μέσω της απευθείας ανάλυσης των πρωτογενών φυσικών μηχανισμών της ηχητικής πηγής, γεγονός που είναι δυνατόν από την στιγμή που έχει μετρηθεί το δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κινητήρα. Οι όποιες δυσκολίες που σχετίζονται με θέματα κραδασμών του πλαισίου με αυτόν τον τρόπο ίσως μπορέσουν να ξεπεραστούν. Για να γίνει αυτό, πρέπει να διατυπωθούν άμεσες σχέσεις μεταξύ των φυσικών μηχανισμών και του παραγόμενου θορύβου. Μέσω αυτών των συσχετίσεων μπορεί επίσης να εκτιμηθεί ποιοτικά η σχέση του θορύβου καύσης με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα και τις τεχνικές έγχυσης καυσίμου. Με αυτόν τον σκοπό λοιπόν, χρησιμοποιείται η τεχνική του διαχωρισμού του σήματος της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου, για να βρεθούν οι σχέσεις ανάμεσα στα επιμέρους φαινόμενα της συμπίεσης-εκτόνωσης-καύσης και στον εκπεμπόμενο θόρυβο.

3.2.3. Τεχνική διαχωρισμού της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου

Αρχικά γίνεται διαχωρισμός της "pseudo-motored" πίεσης από την συνολική. Το σήμα πίεσης που απομένει από τον παραπάνω διαχωρισμό, στη διεθνή βιβλιογραφία αναφέρεται με την ονομασία «excess pressure». Ο διαχωρισμός γίνεται επειδή μόνο το σήμα της «excess pressure» έχει σχέση με την καύση ενώ το "pseudo-motored" σήμα εξαρτάται αποκλειστικά από την κίνηση του εμβόλου και την πίεση του αέρα εισόδου στον κινητήρα από τον στροβιλουπερπληρωτή. Αυτές οι δύο πηγές πληροφοριών μπορούν να φανούν σημαντικά χρήσιμες και συμπληρωματικές αλλά βρίσκονται συγκεχυμένες στο συνολικό σήμα. Αυτό συμβαίνει γιατί δεν αντιστοιχούν μόνο σε δυο διαφορετικά φαινόμενα αλλά και σε διαφορετικά πεδία συχνότητων. Οι διαφοροποιήσεις αυτές φαίνονται στο **Σχήμα 3.14** όπου αναπαρίστανται μαζί με την συνολική (total) πίεση, οι "pseudo-motored" και excess πιέσεις κατά την διάρκεια ενός πλήρους κύκλου λειτουργίας του κινητήρα. Οι αναπαραστάσεις γίνονται στο πεδίο του χρόνου και στο πεδίο της συχνότητας. Για το διάγραμμα στο πεδίο της συχνότητας χρησιμοποιείται το φάσμα ισχύος (power spectrum) του σήματος σε κλίμακα decibel (κανονικοποίηση τιμών με $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$).



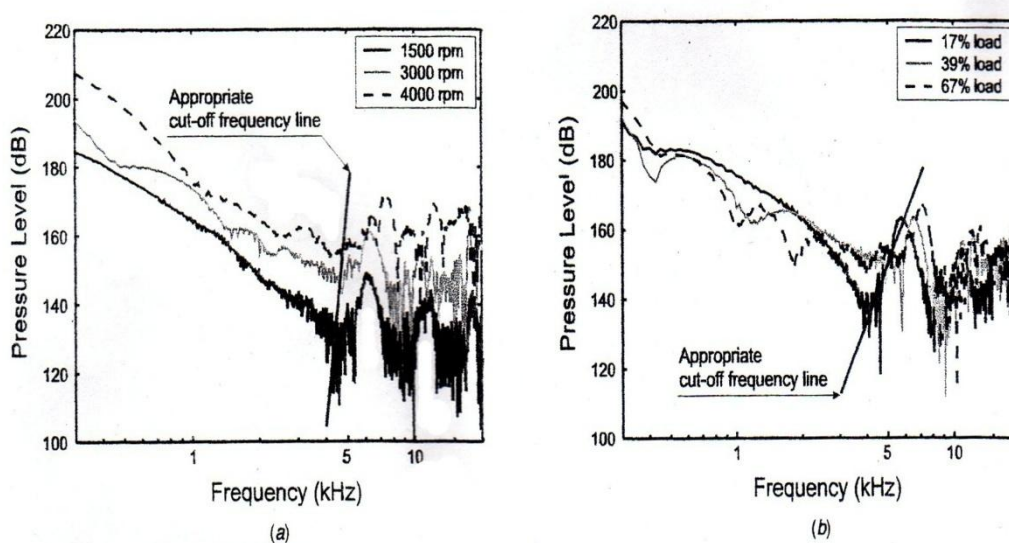
Σχήμα 3.14: Total, pseudo motored, excess πιέσεις στις 3000 rpm και 39% φορτίο.
 (a) Αναπαράσταση στο πεδίο του χρόνου
 (b) Αναπαράσταση στο πεδίο της συχνότητας

Στο φάσμα της "pseudo-motored" πίεσης παρατηρείται υψηλή συγκέντρωση ενέργειας στις χαμηλές συχνότητες (μέχρι 200-300 Hz), ενώ το φάσμα της excess πίεσης, που εμπεριέχει τα σήματα "combustion" και "resonance", κυριαρχεί στις υψηλές συχνότητες.

Η "pseudo-motored" πίεση αντιστοιχεί απλά στην αύξηση και μείωση της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου εξαιτίας της μεταβολής του όγκου του αέρα σε αυτόν, ως αποτέλεσμα της κίνησης του εμβόλου. Με άλλα λόγια αυτό το σήμα ταιριάζει με την φάση της συμπίεσης και εκτόνωσης του εισαγόμενου αέρα. Όπως ειπώθηκε και πριν από την στιγμή που το σήμα αυτό επηρεάζεται από τον αέρα εισαγωγής που προέρχεται από τον στροβιλουπερπληρωτή, το ενεργειακό περιεχόμενό του καθορίζεται από την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο του κινητήρα. Συνεπώς το σήμα δεν εκφράζει κάποια τάση καύσης και χρησιμοποιείται στην προτεινόμενη μεθοδολογία σαν σήμα αναφοράς. Το "pseudo-motored" σήμα προήλθε από απευθείας μετρήσεις που έγιναν σε κινητήρα χωρίς φορτίο.

Από τη στιγμή που έχει βρεθεί η "pseudo-motored" πίεση για κάποιες συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας αφαιρείται από το συνολικό σήμα της πίεσης στο πεδίο του χρόνου (δυναμοδεικτικό διάγραμμα). Με αυτόν τον τρόπο γίνεται μια εκτίμηση της "excess" πίεσης. Το σήμα αυτό θα μπορούσε να υπολογιστεί μέσω ενός οποιουδήποτε διαγνωστικού προγράμματος καύσης ή software υπολογισμού εκλυόμενης θερμότητας. Η εκτίμηση του όμως εδώ γίνεται καθαρά εμπειρικά. Η excess πίεση περιέχει την συνεισφορά της αύξησης της πίεσης που δημιουργείται από την καύση του καυσίμου (combustion signal) αλλά και αυτή των διακυμάνσεων της πίεσης αντήχησης (resonance signal) στον θάλαμο καύσης. Η τελευταία ενεργοποιείται από την εξέλιξη και την κλίση της πίεσης κατά την καύση. Αυτή η παρατήρηση επιβεβαιώνεται από την ανίχνευση καθαρών κορυφών (μέγιστα) στο πεδίο των υψηλών συχνοτήτων του λογαριθμικού φάσματος ισχύος της ολικής πίεσης (**Σχήμα 3.14.b**).

Άρα το επόμενο βήμα είναι η απομάκρυνση του "resonance" σήματος από την excess πίεση έτσι ώστε να απομονωθεί το "combustion" σήμα. Για αυτόν τον λόγο περνάμε το σήμα της excess πίεσης πρώτα από ένα υψηλοπερατό ψηφιακό φίλτρο (high pass band filter) που μας δίνει το "resonance" σήμα και έπειτα από ένα χαμηλοπερατό ψηφιακό φίλτρο (low band filter) που μας δίνει το "combustion" σήμα. Για τον καθορισμό του σήματος "resonance" πρέπει να χρησιμοποιηθεί ένα αξιόπιστο φίλτρο που να λαμβάνει υπόψη του την αύξηση της ισχύος του excess σήματος στις υψηλές συχνότητες, φαινόμενο που φαίνεται στο **Σχήμα 3.15**.



Σχήμα 3.15: Λογαριθμικό φάσμα ισχύος της excess πίεσης

- (a) Εξάρτηση της αντήχησης του θαλάμου καύσης από την ταχύτητα περιστροφής σε φορτίο 50%
 (b) Εξάρτηση της αντήχησης του θαλάμου καύσης από το φορτίο, σε ταχύτητα περιστροφής 3000rpm

Η αύξηση αυτή εξαρτάται από τις αλλαγές στην θερμοκρασία των καυσαερίων που με την σειρά τους εξαρτώνται από τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Όπως αναμένεται για διαφορετικά φορτία του κινητήρα αλλάζει το σημείο στο οποίο αρχίζει η αύξηση αλλά και το μέγεθος της μέγιστης ισχύος (διαφορά 30dB), όπως φαίνεται επίσης στο **Σχήμα 3.15**. Από τη στιγμή που όσο υψηλότερο είναι το φορτίο, τόσο υψηλότερη είναι και η θερμοκρασία των καυσαερίων, άρα και η ταχύτητα του ήχου, το παραπάνω φαίνεται λογικό. Για αυτόν το λόγο, το φίλτρο που σχεδιάζεται πρέπει να αξιολογεί παραμέτρους όπως οι στροφές και το φορτίο του κινητήρα. Το φίλτρο

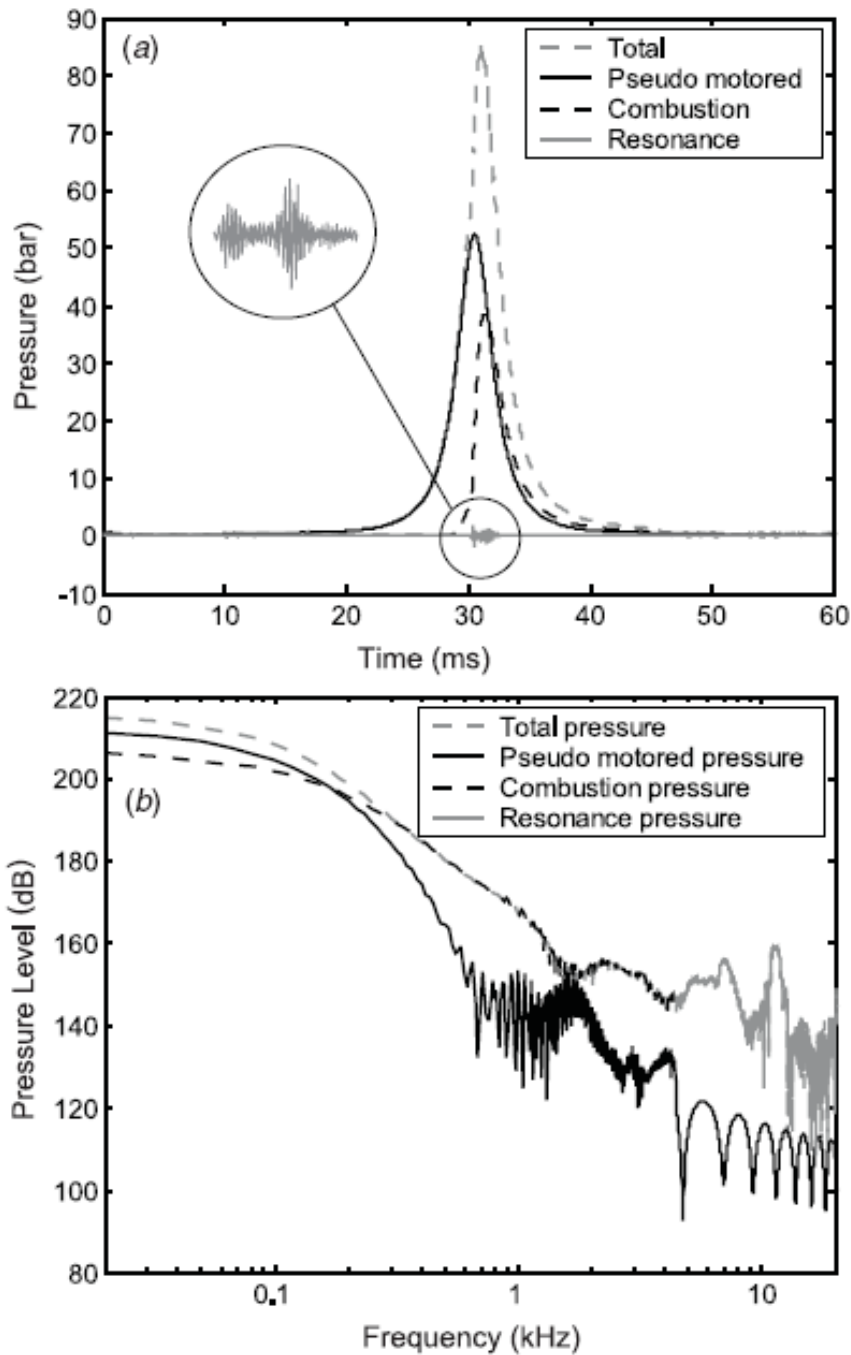
που χρησιμοποιείται σε αυτήν την μελέτη είναι ένα φίλτρο kernel η αλλιώς sinc φίλτρο που εφαρμόζεται στο excess σήμα στο πεδίο του χρόνου. Επίσης το σήμα περνάει και μέσα από ένα χρονικό παράθυρο (window), συγκεκριμένα από παράθυρο Hamming. Αυτό γίνεται για να ομαλοποιηθεί το σήμα και για να αποφευχθούν ανωμαλίες και ασυνέχειες. Τελικά η συνάρτηση που χρησιμοποιείται είναι αυτή ενός ψηφιακού φίλτρου kernel πολλαπλασιασμένο με ένα χρονικό παράθυρο Hamming, που στην βιβλιογραφία είναι γνωστό ως window-sinc filter.

$$h[i] = k \frac{\sin\left(2\pi f_c \left(i - \frac{M}{2}\right)\right)}{i - \frac{M}{2}} \left[0.42 - 0.5 \cos\left(\frac{2\pi i}{M}\right) + 0.08 \cos\left(\frac{4\pi i}{M}\right) \right] \quad (3.13)$$

Το window-sinc φίλτρο από μόνο του αποτελεί χαμηλοπερατό φίλτρο ενώ με μικρή τροποποίηση γίνεται και υψηλοπερατό. Τα δύο παραπάνω φίλτρα αφού συνελιχθούν με το excess σήμα επιστρέφουν τα επιθυμητά αποτελέσματα (combustion και resonance σήματα).

Ο καθορισμός της κατάλληλης συχνότητας στην οποία κόβεται το excess σήμα (cut-off frequency) είναι αποτέλεσμα ανάλυσης πολλών παραμέτρων. Εδώ η συχνότητα αυτή ανιχνεύεται στο σημείο όπου φαίνεται να υπάρχει αλλαγή της γενικής κλίσης του φάσματος ισχύος της excess πίεσεως, όπως φαίνεται και στο **Σχήμα 3.15**. Όντως από την στιγμή που είναι γνωστό ότι η ισχύς (decibel) στο "combustion" φάσμα τείνει να φθίνει, το σημείο στο οποίο παρουσιάζεται αύξηση ισχύος υποδεικνύει την παρουσία ενός νέου φαινομένου, του φαινομένου της αντήχησης. Ο καθορισμός αυτής της συχνότητας αποκοπής είναι και ο λόγος για τον οποίο χρησιμοποιείται ο μετασχηματισμός Fourier του σήματος έτσι ώστε να οδηγηθούμε στο φάσμα ισχύος του σήματος της πίεσης του εσωτερικού του κυλίνδρου.

Στο **Σχήμα 3.16** παρουσιάζεται ένα παράδειγμα του διαχωρισμού των πιέσεων του κυλίνδρου, τόσο στο πεδίο του χρόνου όσο και στο πεδίο της συχνότητας. Στα διαγράμματα αυτά είναι ξεκάθαρο ότι στο περιεχόμενο των χαμηλών συχνοτήτων (<300Hz) κυριαρχεί το "pseudo-motored" σήμα, στο περιεχόμενο των μεσαίων συχνοτήτων (300Hz-5KHz) το "combustion" σήμα, ενώ στις υψηλές συχνοότητες (>5KHz) επικρατεί αντήχηση (resonance) του θαλάμου καύσης.



Σχήμα 3.16: Total, pseudo motored, combustion, resonance πιέσεις
 (a) Αναπαράσταση στο πεδίο του χρόνου
 (b) Αναπαράσταση στο πεδίο της συχνότητας

Το "combustion" σήμα χαρακτηρίζει τη διαδικασία καύσης, όπου η εξέλιξη της πίεσης εξαρτάται από το νόμο καύσης του καυσίμου. Ο νόμος αυτός καθορίζεται από την στρατηγική έγχυσης στον κινητήρα για κάθε ταχύτητα και φορτίο. Η στρατηγική έγχυσης καυσίμου περιλαμβάνει μια ομάδα παραμέτρων όπως, ο τύπος έγχυσης που χρησιμοποιείται (πιλοτική ή βασική) η αρχή της έγχυσης (SOI), η μάζα του καυσίμου που ψεκάζεται και η πίεση έγχυσης καυσίμου. Η παραπάνω ομάδα παραμέτρων καθορίζει την χρονική εξέλιξη του σήματος. Επομένως η ακριβής εκτίμηση του "combustion" σήματος είναι εξαιρετικού ενδιαφέροντος για οποιαδήποτε ανάλυση ή διάγνωση της διαδικασίας καύσης σε κινητήρες diesel. Ειδικά σε έρευνες που επικεντρώνονται στις θερμοδυναμικές πτυχές του κινητήρα όπως ο θόρυβος

καύσης μέσω του «diesel knock» και το δεύτερο σύστημα αυτοδιάγνωσης (on-board διαγνωστική (ODD)).

Το "resonance" σήμα περιλαμβάνει τις ταλαντώσεις πίεσης των καυσαερίων στον θάλαμο καύσης (piston bowl) και βρίσκεται στις υψηλές συχνότητες. Οι ταλαντώσεις δημιουργούνται από την απότομη αύξηση της πίεσης εξαιτίας της καύσης προανάμιξης που είναι και η αρχή λειτουργίας των κινητήρων diesel. Η μελέτη του σήματος "resonance" έχει ενδιαφέρον αποκλειστικά στην περίπτωση που επιθυμείται μέτρηση και έλεγχος του θορύβου καύσης.

Επιπλέον έρευνες μπορεί να καταστήσουν εφικτή την τάση εξάρτησης του θορύβου καύσης και από άλλες παραμέτρους όπως η γεωμετρία του θαλάμου η θερμοκρασία του αέρα ψύξης και η ανακυκλοφορία καυσαερίων (EGR). Τέλος η μεθοδολογία που προτείνεται συνδυαζόμενη με προσεγγίσεις υπολογιστικής ρευστομηχανικής, μπορεί να οδηγήσει σε σχεδιασμό του θαλάμου καύσης από μια ακουστική σκοπιά.

3.2.4. Μέτρηση του θορύβου καύσης

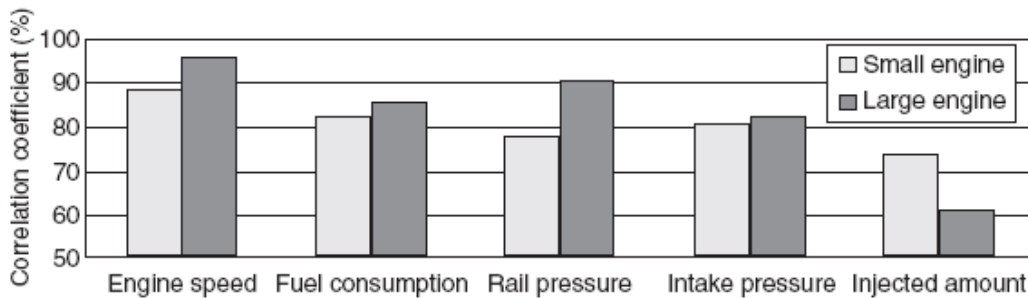
Επιλογή των παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα

Από τη στιγμή που διαχωρίστηκαν τα τρία σήματα, επόμενος στόχος είναι η εκτίμηση του παραγόμενου θορύβου. Για να γίνει αυτό πρέπει πρώτα να βρεθούν ποιο ακριβώς παράγοντες τον επηρεάζουν. Σε έρευνα που έγινε στην πολυτεχνική σχολή της Βαλένθια ακολουθήθηκε η παρακάτω διαδικασία.

Θεωρήθηκε μια πρώτη ομάδα παραμέτρων του κινητήρα, που ίσως επιδρούν άμεσα στον μηχανισμό του θορύβου. Πρώτα αξιολογήθηκε η συσχέτιση κάθε μιας παραμέτρου με τις υπόλοιπες έτσι ώστε να δημιουργηθούν υποομάδες από αυτές τις παραμέτρους. Οι υποομάδες οργανώθηκαν με την λογική ότι οι παράμετροί τους παρουσίασαν συσχέτιση πάνω από 90%. Έπειτα από κάθε μια επιλέχθηκε η παράμετρος με την πιο σαφή φυσική έννοια σε θέματα που αφορούν πηγές θορύβου. Τέλος έγινε μια ιεράρχηση αυτών των τελευταίων παραμέτρων ανάλογα με την συσχέτιση που είχαν στον τελικά μετρούμενο θόρυβο.

Σύμφωνα με αυτήν την μέθοδο, η πρώτη ομάδα παραμέτρων του κινητήρα που επιλέχθηκε δε σχετίζεται άμεσα με τη διαδικασία της καύσης και περιέχει παράγοντες όπως: οι στροφές λειτουργίας, η ροπή, η εισαγωγή μάζας αέρα, η πίεση εισαγωγής αέρα, η κατανάλωση καυσίμου, η πίεση έγχυσης, ο χρονισμός των βαλβίδων, ο χρονισμός ανάφλεξης και οι θερμοκρασίες ελαίου, αέρα ψύξης και καυσίμου.

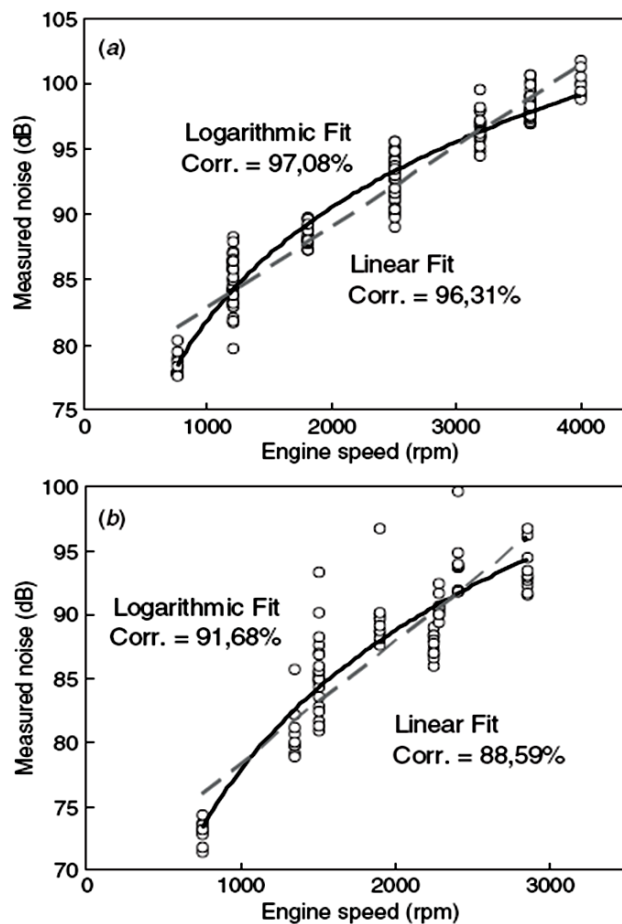
Το **Σχήμα 3.17** δείχνει την ιεράρχηση αυτών των παραμέτρων ανάλογα με την επίδρασή τους στον θόρυβο δύο κινητήρων diesel, ενός 1.6L και ενός 2.2L. Και οι δύο είναι τετρακύλινδροι και στροβιλουπερπληρωμένοι, προερχόμενοι από επιβατικά οχήματα Peugeot.



Σχήμα 3.17: Ιεράρχηση των παραγόντων συσχέτισης, με τον συνολικά παραγόμενο θόρυβο, των παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα

Το **Σχήμα 3.17** δείχνει επίσης ότι η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα είναι αυτή που σχετίζεται περισσότερο με τον εκπεμπόμενο θόρυβο, γεγονός που υποδεικνύει ότι θα πρέπει να ληφθεί υπόψη στο υπόλοιπο της μελέτης.

Στο **Σχήμα 3.18** φαίνεται ότι, όταν αυξάνουν οι στροφές του κινητήρα, αυξάνει και ο θόρυβος. Εφόσον η ένταση της στάθμης του ήχου εκφράζεται σε λογαριθμική κλίμακα (decibel), χρησιμοποιείται και λογαριθμική προσαρμογή (logarithmic fit) για να θεμελιώσει την σχέση ανάμεσα στην ταχύτητα του κινητήρα και τον παραγόμενο θόρυβο. Παρατηρείται ότι η λογαριθμική προσαρμογή δείχνει καλύτερο παράγοντα συσχέτισης από την γραμμική προσαρμογή (linear fit).



Σχήμα 3.18: Εξάρτηση του παραγόμενου θορύβου από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα

- a) Κινητήρας 2.2 L
- b) Κινητήρας 1,6 L

Η επιρροή της ταχύτητας περιστροφής στον θόρυβο ήταν είδη γνωστή από παλαιότερες μελέτες, ωστόσο το **Σχήμα 3.18** δείχνει ότι δεν αρκεί για την ικανοποιητική περιγραφή του φαινομένου. Για δεδομένες στροφές, αλλαγές στα χαρακτηριστικά της καύσης όπως η έγχυση καυσίμου προκαλούν μεταβολές στα επίπεδα του ήχου. Έτσι φαίνεται ότι και άλλες παράμετροι, σχετικές με την καύση, πρέπει να υπολογιστούν έτσι ώστε να επιτευχθεί καλύτερη πρόβλεψη του συνολικού θορύβου.

Για αυτόν το λόγο, κύριο μέλημα της νέας μεθόδου είναι η χρησιμοποίηση των παραγόντων που χαρακτηρίζουν την καύση, μαζί με τη σημαντικότερη παράμετρο λειτουργίας (ταχύτητα περιστροφής), ώστε τα αποτελέσματα να είναι πιο ακριβή από αυτά των κλασικών μεθόδων. Επιπλέον, για να χρησιμοποιηθεί μια πιο πρακτική και εύχρηστη εξίσωση αδιαστατοποιούνται οι επιλεγμένες παράμετροι. Σύμφωνα με αυτό η ταχύτητα περιστροφής, που αποτελεί την παράμετρο λειτουργίας του κινητήρα, αδιαστατοποιείται από την ταχύτητα του κινητήρα στην άφορτη λειτουργία (ρελαντί). Έτσι ορίζεται ο δείκτης I_n που εκφράζεται από την εξίσωση:

$$I_n = \log\left(\frac{N}{N_{idle}}\right) \quad (3.14)$$

όπου N είναι η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (rpm), N_{idle} είναι οι στροφές του κινητήρα στο "ρελαντί" καθορισμένες σε αυτή την μελέτη στις 750rpm.

Επιλογή παραμέτρων καύσης

Σε αυτήν την περίπτωση οργανώνονται σε μια νέα ομάδα παράμετροι σχετικοί με την καύση και τους πρωτογενείς μηχανισμούς παραγωγής ήχου.

Η μέθοδος ανάλυσης πιέσεων κυλίνδρου όπως αναλύθηκε προηγουμένως (3.2.3) χρησιμοποιείται για να καθορίσει τις κατάλληλες παραμέτρους μέσω των υποσημάτων πίεσης που ορίστηκαν από αυτήν. Τα υποσήματα πίεσης είναι, πίεση συμπίεσης-εκτόνωσης (p_{comp}), πίεση καύσης (p_{comb}), και πίεση αντήχησης (p_{res}). Διάφοροι παράγοντες σχετικοί με τα παραπάνω υποσήματα συμπεριλαμβάνονται στην σχετική με τη καύση ομάδα. Κάποιοι από αυτούς είναι: η μέγιστη τιμή πίεσης (p_{max}), η μέγιστη πρώτη (dp_{max}) και δεύτερη (dp_{max}^2) παράγωγος, η μέση πίεση (p_{mean}), η ενέργεια του σήματος (E), και η στάθμη της έντασης του ήχου (SPL). Τέλος χρησιμοποιήθηκε και μια παράμετρος που αθροίζει τις δύο πρώτες μέγιστες παραγώγους του σήματος της καύσης (combustion signal) ($(dp_{max1} + dp_{max2})_{comb}$).

Από την στιγμή που το "pseudo-motored" σήμα δεν περιέχει πληροφορία σχετική με την εξέλιξη της καύσης, υιοθετήθηκε για την αδιαστατοποίηση των παραπάνω παραγόντων. Για να γίνει αυτό, κάθε παράγοντας σχετικός με τα "combustion" και "resonance" σήματα διαιρέθηκε με τον αντίστοιχο παράγοντα που αφορούσε το "pseudo-motored" σήμα. Ωστόσο με αυτού του είδους την διαίρεση στους παράγοντες της πρώτης και δεύτερης παραγώγου χάνεται η πληροφορία του χρόνου. Για αυτό χρησιμοποιήθηκε η ταχύτητα του κινητήρα με κατάλληλο τρόπο ώστε ο λόγος μεταβολής της πίεσης να ποσοτικοποιηθεί από τους ορισμένους παράγοντες.

Όπως έγινε και με τους παράγοντες λειτουργίας του κινητήρα, έτσι και εδώ, η συσχέτιση κάθε παραμέτρου με τις υπόλοιπες έγινε με την λογική ότι ο παράγοντας

συσχέτισης ήταν πάνω από 90%. Με αυτόν τον τρόπο δημιουργήθηκαν 7 υποομάδες όπως φαίνεται στον **Πίνακα 3.3**.

Sub-group	Non-dimensional components
i	$(p_{\max})_{res}, (dp_{\max})_{res}, E_{res}$
ii	$(p_{\text{mean}})_{\text{comb}}, (p_{\max})_{\text{comb}}, E_{\text{comb}}$
iii	$(dp_{\max})_{\text{comb}}$
iv	$(dp_{\max 1} + dp_{\max 2})_{\text{comb}}$
v	$(d^2 p_{\max})_{\text{comb}}, (d^2 p_{\max})_{res}$
vi	L_{comb}
vii	L_{res}

Πίνακας 3.3: Υποομάδες αδιάστατων παραμέτρων καύσης

Επίσης, παρατηρήθηκε και πάλι, μεγαλύτερη συσχέτιση των «συστατικών πίεσης» με τον εκπεμπόμενο θόρυβο, όταν χρησιμοποιήθηκαν λογαριθμική κλίμακα και η κατάλληλη δημιουργία των αδιάστατων υποομάδων (I), (II), (III), (V). Η μετατροπή αυτή δεν επέφερε αλλαγές στη σχέση τους με τα στοιχεία της ομάδας (IV). Αντίθετα, οδήγησε σε μείωση του αριθμού των υποομάδων όπως δείχνει και ο **Πίνακας 3.4**.

Sub-group	Non-dimensional components
I	$\log((p_{\max})_{res}), \log((dp_{\max})_{res}), \log(E_{res}), L_{res}$
II	$\log((p_{\text{mean}})_{\text{comb}}), \log((p_{\max})_{\text{comb}}), \log(E_{\text{comb}}), L_{\text{comb}}$
III	$\log((dp_{\max})_{\text{comb}})$
IV	$(dp_{\max 1} + dp_{\max 2})_{\text{comb}}$
V	$\log((d^2 p_{\max})_{\text{comb}}), \log((d^2 p_{\max})_{res})$

Πίνακας 3.4: Υποομάδες αδιάστατων παραμέτρων καύσης σε λογαριθμική κλίμακα

Στατιστική ανάλυση που έγινε έδειξε ότι τα στοιχεία των ομάδων II και III, ήταν οι χειρότεροι σχετιζόμενα με τον μετρούμενο θόρυβο και έτσι απορρίφθηκαν από την υπόλοιπη μελέτη. Επιπλέον, επιβεβαιώθηκε ότι οι παράμετροι της ομάδας V, ήταν υψηλά σχετιζόμενες με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Από την στιγμή που η βάση της προτεινόμενης μεθοδολογίας είναι η χρήση των παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα και των παραμέτρων της καύσης σε μία εξίσωση πολλαπλής συσχέτισης για την εκτίμηση του συνολικού θορύβου, οι επιλεγμένες παράμετροι πρέπει να είναι γραμμικώς ανεξάρτητες. Αυτό το γεγονός καθώς και το ότι οι παράμετροι λειτουργίας του κινητήρα είναι ευκολότεροι στην αξιολόγηση τους, οδήγησε στον αποκλεισμό της ομάδας (V). Από την άλλη, τα στοιχεία των ομάδων (I) και (IV) ήταν υψηλά σχετιζόμενα με το συνολικό θόρυβο, και επίσης ήταν γραμμικά ανεξάρτητα με την ταχύτητα του κινητήρα. Τέλος από τις ομάδες (I) και (IV) επιλέχθηκαν στατιστικά μόνο δύο παράμετροι καύσης, που παρουσίασαν τον καλύτερο βαθμό συσχέτισης με τον παραγόμενο θόρυβο.

Έτσι, έχουμε δύο δείκτες, ο πρώτος από τους οποίους είναι ο I_1 . Αυτός εξαρτάται από την ταχύτητα με την οποία εξελίσσεται η καύση και ορίζεται από την εξίσωση:

$$I_1 = \frac{N}{N_{idle}} \left[\frac{\left(\frac{dp_{max1}}{dt} \right)_{comb} + \left(\frac{dp_{max2}}{dt} \right)_{comb}}{\left(\frac{dp_{max}}{dt} \right)_{comp}} \right] \quad (3.15)$$

N και N_{idle} είναι η πραγματική και η ρελαντί ταχύτητα του κινητήρα αντίστοιχα.

Οι $(dp_{max1}/dt)_{comb}$ και $(dp_{max2}/dt)_{comb}$ αντιπροσωπεύουν τις δύο μέγιστες τιμές της 1^{ης} παραγώγου της πίεσης στο "combustion" σήμα (σήμα καύσης). Τέλος το $(dp_{max}/dt)_{comp}$ είναι η μέγιστη τιμή της 1^{ης} παραγώγου της πίεσης στο "pseudo-motored" σήμα (σήμα συμπίεσης-εκτόνωσης).

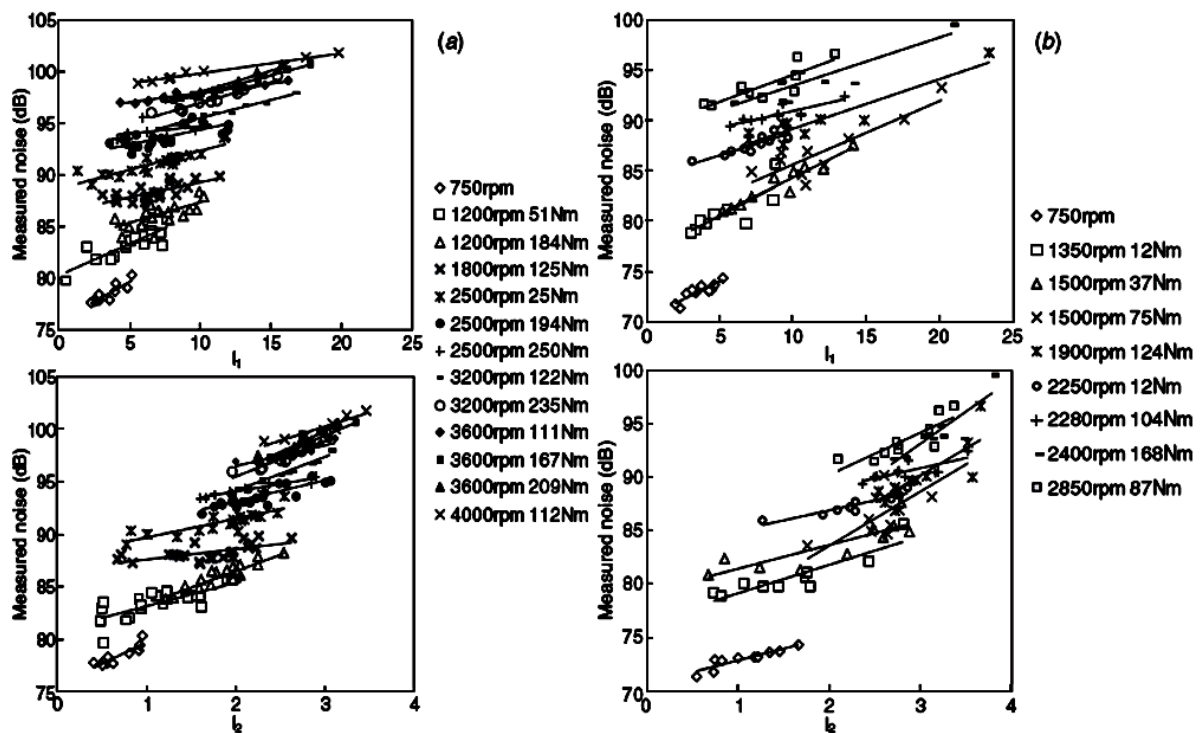
Ο δεύτερος δείκτης I_2 σχετίζεται με την ενέργεια που περιέχεται στο "resonance" σήμα (ενέργεια αντήχησης) και δίνεται από την εξίσωση:

$$I_2 = \log \left[E_0 \frac{E_{res}}{E_{comp}} \right] \quad (3.16)$$

E_0 είναι ένας παράγοντας κλιμάκωσης, ίσος με $E_0 = 10^6$, E_{res} είναι η ενέργεια της αντήχησης που ορίζεται από το ολοκλήρωμα $\int p_{res}^2 dt$ και E_{comp} είναι η ενέργεια του "pseudo-motored" σήματος που δίνεται από το ολοκλήρωμα $\int p_{comp}^2 dt$

Σε μία φυσική ερμηνεία ο δείκτης I_1 χαρακτηρίζει την απότομη αύξηση της πίεσης του κυλίνδρου που σχετίζεται με την υψηλή ταχύτητα καύσης, υπεύθυνη για το χαρακτηριστικό κροτάλισμα (diesel knock). Ο δείκτης I_2 εκφράζει την συνεισφορά του θαλάμου καύσης στην διέγερση και παραγωγή θορύβου του πλαισίου της μηχανής.

Με στόχο την εκτίμηση του παράγοντα συσχέτισης αυτών των δύο δεικτών, στο **Σχήμα 3.19** φαίνεται η σχέση μεταξύ αυτών και του μετρούμενου θορύβου. Αυτά τα διαγράμματα δείχνουν πως κάτω από τις ίδιες συνθήκες λειτουργίας (ταχύτητα, ροπή) ο συνολικός θόρυβος εξαρτάται από κάθε δείκτη γραμμικά.



Σχήμα 3.19: Σχέση μεταξύ των δεικτών I_1 , I_2 και του μετρούμενου θορύβου
 (a) Κινητήρας 1.6 L
 (b) Κινητήρας 2.2 L

Ωστόσο, είναι ξεκάθαρο πως κανένας από τους δύο δεν είναι κατάλληλος από μόνος του για την εκτίμηση του ήχου. Αυτή η παρατήρηση ενισχύεται από τις στατιστικές παραμέτρους που συνοψίζονται στον **Πίνακα 3.5**.

Component	Large engine				Small engine			
	ϵ_{mean} (dB)	ϵ_{max} (dB)	σ (dB)	R (%)	ϵ_{mean} (dB)	ϵ_{max} (dB)	σ (dB)	R (%)
I_n	1.18	4.44	1.53	97	1.96	9.02	2.65	92
I_1	3.71	10.81	4.45	72	4.25	9.89	5.05	65
I_2	2.44	8.08	2.99	88	2.63	7.24	3.18	88

Πίνακας 3.5: Στατιστικές παράμετροι για την μονοσήμαντη συσχέτιση κάθε δείκτη με τον παραγόμενο θόρυβο

Σε αυτόν έχει συμπεριληφθεί και ο δείκτης I_n που αφορά τις στροφές ανά λεπτό (rpm) του κινητήρα. Ο **Πίνακας 3.5** δείχνει ότι παρόλο που κάθε παράγοντας από μόνος του έχει υψηλή συσχέτιση με το θόρυβο, τα σφάλματα και η διασπορά εξακολουθούν να βρίσκονται σε αρκετά μεγάλα επίπεδα. Επιπλέον, τα αποτελέσματα πρέπει να ερμηνευθούν με τη λογική ότι οι δείκτες περιέχουν πολύπλοκες και συμπληρωματικές πληροφορίες που υποδεικνύουν τη συνολική και όχι την ξεχωριστή θεώρησή τους. Έτσι δημιουργούνται ζεύγη από τους τρεις δείκτες (I_n - I_1 , I_n - I_2 , I_1 - I_2) και στον **Πίνακα 3.6** φαίνεται η συσχέτισή τους με τον παραγόμενο ήχο. Όπως αναμενόταν η στατιστική ανάλυσή τους παρουσίασε καλύτερα αποτελέσματα. Ειδικότερα, οποιοσδήποτε από τους δείκτες I_1 ή I_2 συνδυασμένος με τον δείκτη λειτουργίας I_n

έδωσε ακριβέστερη εκτίμηση από αυτήν που θα δινόταν μέσω της κλασσικής καμπύλης εξασθένησης.

Components	Large engine				Small engine			
	ϵ_{mean} (dB)	ϵ_{max} (dB)	σ (dB)	R (%)	ϵ_{mean} (dB)	ϵ_{max} (dB)	σ (dB)	R (%)
I_n-I_1	0.91	3.21	1.12	98	1.11	2.73	1.37	98
I_n-I_2	0.70	2.63	0.90	99	1.06	4.39	1.46	98
I_1-I_2	2.44	7.87	2.99	88	2.61	7.27	3.18	88

Πίνακας 3.6: Στατιστικές παράμετροι για την συσχέτιση ζευγών δεικτών με τον παραγόμενο θόρυβο

Από την άλλη το ζευγάρι I_1-I_2 δεν παρουσίασε βελτίωση στην στατιστική που λάβαμε από την ανάλυση κάθε παράγοντα ξεχωριστά.

Τέλος, θεωρήθηκε μία πολλαπλή συσχέτιση και των τριών δεικτών για την εκτίμηση του συνολικά εκπεμπόμενου θορύβου (overall noise (ON)). Αυτό έγινε μέσω της σχέσης:

$$ON = C_0 + C_n I_n + C_1 I_1 + C_2 I_2 \quad (3.17)$$

Οι σταθερές C_0 , C_1 , C_2 , C_n φαίνονται στον **Πίνακα 3.7** και εξαρτώνται από την οικογένεια στην οποία ανήκει ο κινητήρας. Δηλαδή, από το μέγεθος και τις κατασκευαστικές ιδιαιτερότητες του κινητήρα (γεωμετρία και υλικό κατασκευής). Η παραπάνω εξάρτηση είναι ένα επιπλέον στοιχείο που επικυρώνει την εγκυρότητα της συγκεκριμένης μεθοδολογίας. Ακόμα η εξέταση πολλών ομάδων κινητήρων μπορεί να οδηγήσει στην κατηγοριοποίησή τους και άρα στην εύκολη εκτίμηση του θορύβου τους.

Large engine				Small engine			
C_0	C_n	C_1	C_2	C_0	C_n	C_1	C_2
76.28	9.35	0.11	2.19	69.17	26.77	0.38	1.85

Πίνακας 3.7: Σταθερές C_0 , C_1 , C_2 , C_n για πολλαπλή συσχέτιση τριών δεικτών

Τα αποτελέσματα αξιολογούνται βάση των στατιστικών παραμέτρων που συνοψίζονται στον **Πίνακα 3.8** και δείχνουν υψηλούς παράγοντες συσχέτισης και για τους δύο κινητήρες (1.6L και 2.2L). Το μέσο και μέγιστο σφάλμα εμφανίστηκε σημαντικά μικρότερο από αυτό της παλαιότερης μεθόδου της καμπύλης εξασθένησης που φαίνεται στον **Πίνακα 3.9**.

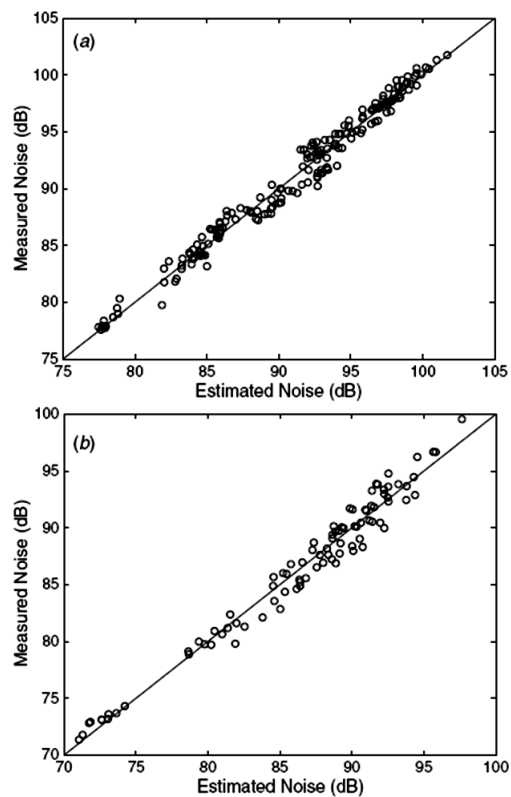
Large engine				Small engine			
ϵ_{mean} (dB)	ϵ_{max} (dB)	σ (dB)	R (%)	ϵ_{mean} (dB)	ϵ_{max} (dB)	σ (dB)	R (%)
0.69	2.46	0.88	99	0.94	2.44	1.16	98

Πίνακας 3.8: Στατιστικές παράμετροι για πολλαπλή συσχέτιση τριών δεικτών με τον παραγόμενο θόρυβο

Attenuation curve	Large engine				Small engine			
	ϵ_{mean} (dB)	ϵ_{max} (dB)	σ (dB)	R (%)	ϵ_{mean} (dB)	ϵ_{max} (dB)	σ (dB)	R (%)
Anderton	2.80	12.94	2.66	94	8.43	14.09	1.73	98
Russell	10.89	14.77	1.93	96	16.54	21.42	1.92	96
CMT	4.59	8.49	1.77	97	10.31	15.57	1.91	97

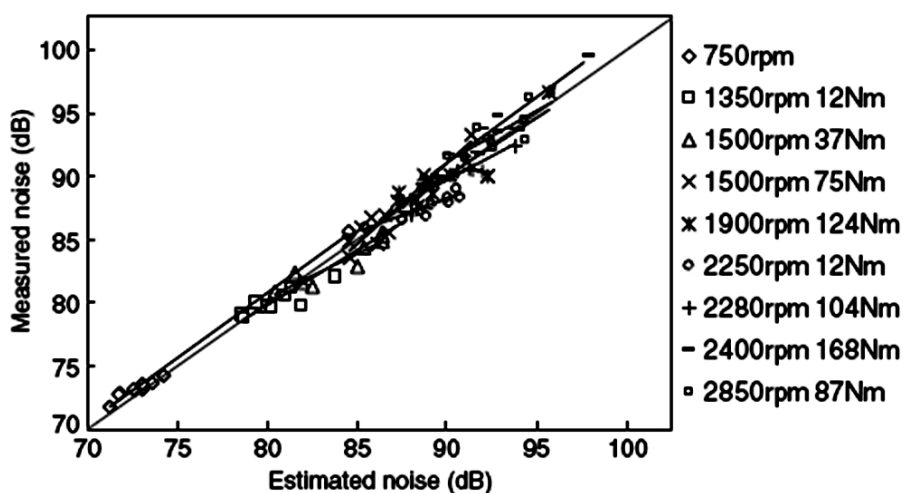
Πίνακας 3.9: Στατιστικές παράμετροι για την εκτίμηση του θορύβου μέσω διάφορων καμπυλών εξασθένησης (attenuation curves)

Το Σχήμα 3.20 συγκρίνει τον θόρυβο που εκτιμάται μέσω της νέας μεθοδολογίας, με τον πειραματικά μετρούμενο. Η συσχέτισή τους δείχνει να βρίσκεται σε πάρα πολύ καλή αναλογία.

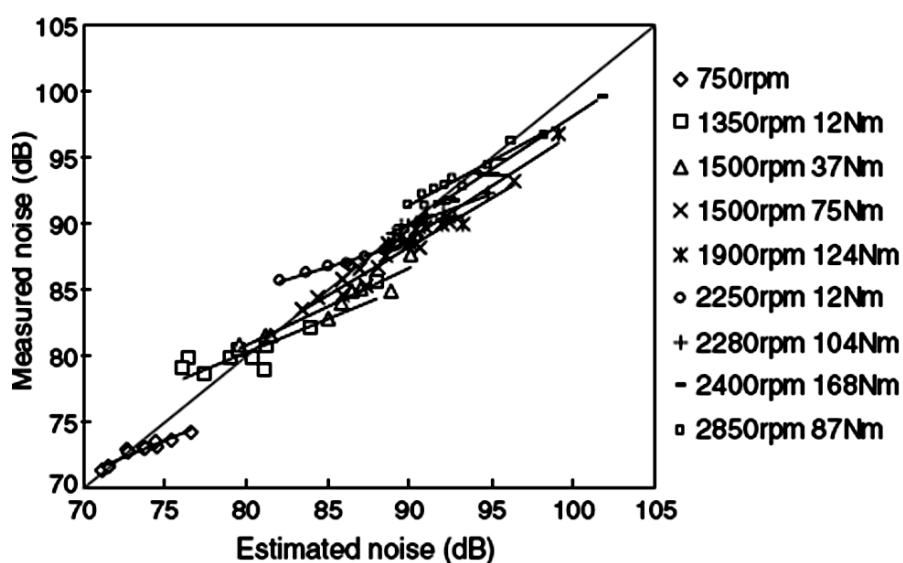


Σχήμα 3.20: Εκτίμηση θορύβου με την νέα μέθοδο
 (a) Κινητήρας 1.6 L
 (b) Κινητήρας 2.2 L

Το **Σχήμα 3.21** δείχνει τη σχέση μεταξύ της εξίσωσης $ON = C_0 + C_n I_n + C_{11} I_1 + C_{22} I_2$ και του μετρούμενου θορύβου στον κινητήρα των 1.6L. Επιβεβαιώνεται, ότι σε οποιαδήποτε συνθήκες λειτουργίας οι γραμμές τάσης έχουν κλίση παρόμοια με τη διαγώνιο, ενώ η διασπορά τους είναι περισσότερο μειωμένη σε σχέση με αυτή που βρέθηκε μέσω της βελτιωμένης καμπύλης εξασθένησης (**Σχήμα 3.22**). Αυτή η παρατήρηση αποδεικνύει πως αντίθετα με την κλασσική μέθοδο, η προτεινόμενη λαμβάνει υπ' όψιν της παραμέτρους σχετικές με την έγχυση του καυσίμου, από τη στιγμή που εμπεριέχει δείκτες σχετικούς με τη διαδικασία της καύσης, οι οποίοι είναι ιδιαίτερα ευαίσθητοι σε αλλαγές που αφορούν την έγχυση του καυσίμου. Αυτή η πτυχή επιτρέπει όχι μόνο την εκτίμηση του παραγόμενου θορύβου αλλά και την πρόβλεψη της επίδρασης μίας οποιασδήποτε στρατηγικής έγχυσης καυσίμου, πάνω στον εκπεμπόμενο θόρυβο. Αυτό μπορεί να οδηγήσει στη βελτιστοποίηση των τεχνικών έγχυσης του καυσίμου.



Σχήμα 3.21: Σχέση μεταξύ της πολλαπλής συσχέτισης τριών δεικτών και του μετρούμενου θορύβου για τον κινητήρα 1.6 L για διάφορα φορτία και ροπές



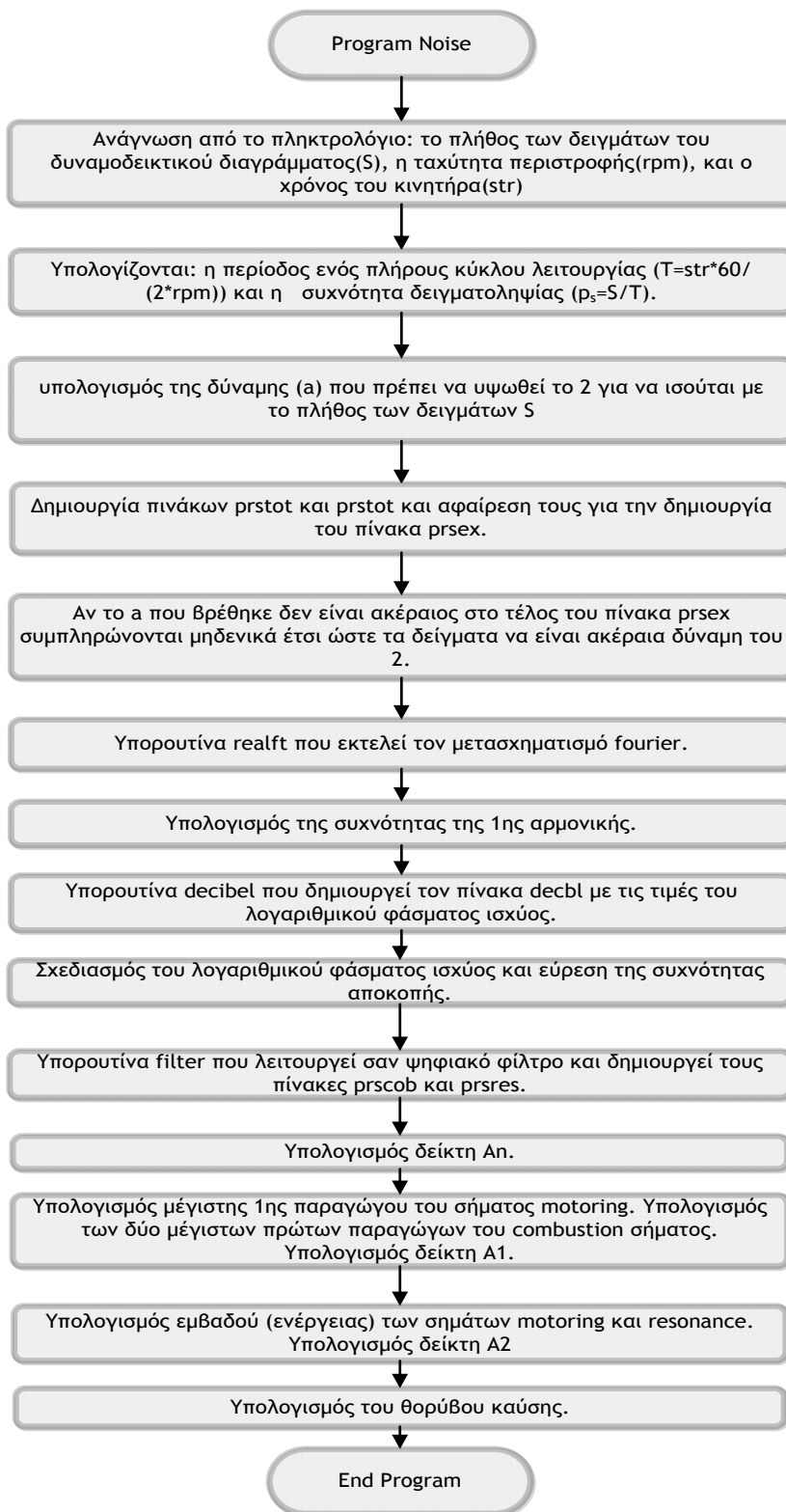
Σχήμα 3.22: Εκτίμηση θορύβου μέσω της βελτιωμένης καμπύλης εξασθένησης για διάφορα φορτία και ροπές

4. ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΘΟΡΥΒΟΥ ΚΑΥΣΗΣ ΣΥΝΑΡΤΗΣΕΙ ΣΤΡΟΦΩΝ ΚΑΙ ΦΟΡΤΙΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

4.1. Εισαγωγή

Σύμφωνα με όσα αναλύθηκαν στο **Κεφάλαιο 3** αναπτύχθηκε υπολογιστικός κώδικας σε γλώσσα προγραμματισμού fortran, ο οποίος με δεδομένο το δυναμοδεικτικό διάγραμμα εκτελεί τον διαχωρισμό των πιέσεων (pseudo motored, combustion, resonance) και υπολογίζει τον συνολικά παραγόμενο θόρυβο καύσης). Το λογικό διάγραμμα του κώδικα φαίνεται στο **Σχήμα 4.1**.

Ο παραπάνω κώδικας εφαρμόστηκε στον κινητήρα Mercedes-Benz OM366LA του εργαστηρίου Μ.Ε.Κ της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. Τα χαρακτηριστικά του κινητήρα δίνονται στον **Πίνακα 4.1**.



Σχήμα 4.1: Λογικό διάγραμμα υπολογιστικού κώδικα

Μοντέλο – Τύπος	Mercedes-Benz OM 366 LA, εξακύλινδρος εν-σειρά, 4-Χ diesel, στροβιλουπερπληρωμένος, με ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης, EURO II
Διάμετρος / Διαδρομή	97.5 mm / 133 mm
Βαθμός συμπίεσης	18 : 1
Μέγιστη ισχύς	177kW @ 2600rpm
Μέγιστη Ροπή	840Nm @ 1250 ÷ 1500rpm
Συνολικός όγκος εμβολισμού	6lt
Χρονισμός έγχυσης	$5 \pm 1^\circ$ γωνία στροφάλου πριν το ΑΝΣ

Πίνακας 4.1: Χαρακτηριστικά κινητήρα

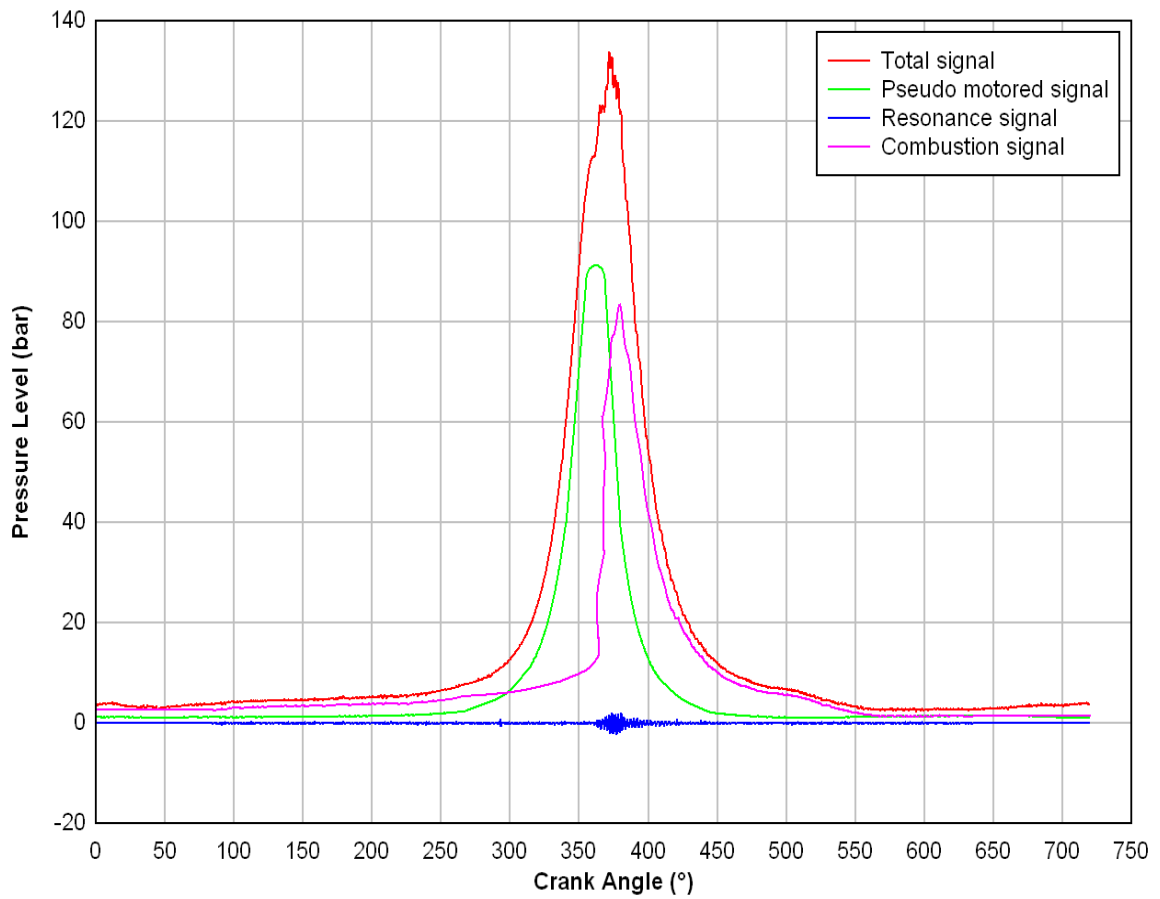
Για το συγκεκριμένο κινητήρα σε ότι αφορά το θέμα της παραγωγής θορύβου καύσης χρησιμοποιήθηκαν οι σταθερές C_0 , C_n , C_1 , C_2 , του **Πίνακα 4.2**. Οι σταθερές αυτές χαρακτηρίζουν τον τύπο του κινητήρα, δηλαδή το μέγεθος και το υλικό κατασκευής του.

C_0	C_n	C_1	C_2
84.31	16.3	0.435	2.6

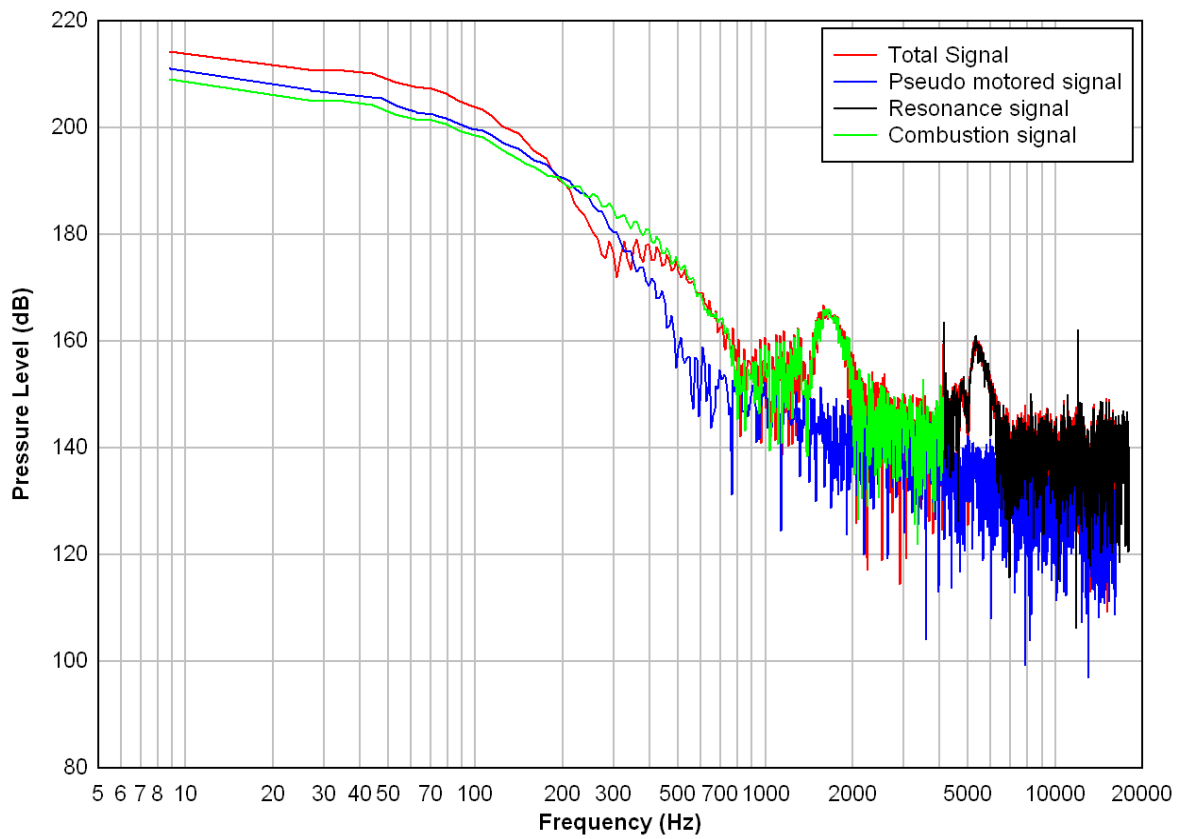
Πίνακας 4.2: Σταθερές του κινητήρα που χρησιμοποιήθηκε

4.2. Εφαρμογή υπολογιστικού κώδικα για το διαχωρισμό των πιέσεων

Στα **Σχήματα 4.2** και **4.3** φαίνεται η τεχνική του διαχωρισμού των πιέσεων, όπως αυτή προέκυψε από το υπολογιστικό πρόγραμμα.



Σχήμα 4.2: Διαχωρισμός των πιέσεων συναρτήσει της γωνίας στροφάλου



Σχήμα 4.3: Διαχωρισμός των πιέσεων συναρτήσει της συχνότητας

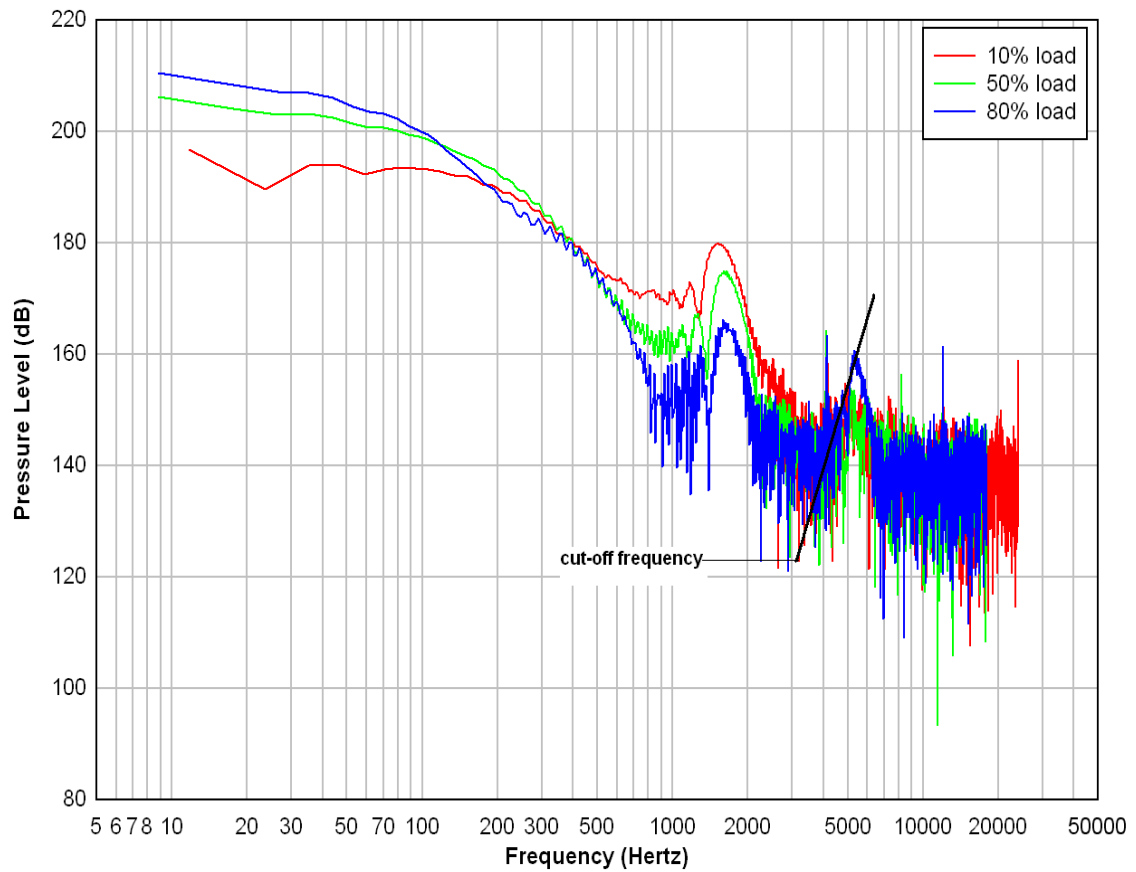
Στο **Σχήμα 4.2** παρουσιάζεται ο διαχωρισμός των πιέσεων συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (πεδίο του χρόνου), ενώ στο **Σχήμα 4.3** συναρτήσει των συχνοτήτων (πεδίο συχνότητας). Παρατηρείται, ότι το σήμα ετεροκίνησης (motoring) παρουσιάζει το μέγιστό του στο ΑΝΣ και είναι συμμετρικό ως προς αυτό, αφού εκφράζει μόνο τη συμπίεση και εκτόνωση του εισαγόμενου αέρα χωρίς καύση (**Σχήμα 4.2**). Το ενεργειακό του περιεχόμενο φαίνεται ότι κυριαρχεί, και επηρεάζει το συνολικό σήμα πίεσης στις χαμηλές συχνότητες (<200Hz). Αυτό επιβεβαιώνεται από το γεγονός ότι η καμπύλη "motoring" υπερσκελίζει την αντίστοιχη της καύσης (combustion) και δείχνει να έχει την ίδια τάση με την συνολική καμπύλη (total) μέχρι τη συχνότητα των 200Hz (**Σχήμα 4.3**). Από εκεί και μέχρι τη συχνότητα των 4100Hz επικρατεί το "combustion" σήμα, το οποίο φαίνεται ότι σχεδόν ταυτίζεται με το σήμα της ολικής πίεσης. Το "combustion" σήμα χαρακτηρίζει το φαινόμενο της καύσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου και εξαρτάται από το ποσό της εκλυόμενης θερμότητας, η οποία καθορίζεται από τον τρόπο έγχυσης του καυσίμου. Στο εύρος του "combustion" σήματος παρατηρούνται κάποιες διακυμάνσεις, που αναδεικνύουν τον "ανώμαλο" χαρακτήρα της καύσης που πραγματοποιείται στο κινητήρα diesel. Αυτό φαίνεται και στο **Σχήμα 4.2** από την απότομη αύξηση της πίεσης (κλίση) της καμπύλης. Επίσης, η ύπαρξη ενός καθαρού μεγίστου στη συχνότητα των 1800Hz δείχνει την αύξηση του ενεργειακού περιεχομένου του σήματος, γεγονός που οφείλεται στην παρουσία "κροταλίσματος" κατά τη φάση της καύσης. Στη συχνότητα των 4100Hz παρατηρείται μια εκ νέου αύξηση της ενέργειας του σήματος, πράγμα που αποδεικνύει την ύπαρξη του φαινομένου της αντήχησης (resonance). Το φαινόμενο αυτό οφείλεται στις ταλαντώσεις των καυσαερίων, οι οποίες προκαλούν διακυμάνσεις που παρατηρούνται στις μέγιστες τιμές της συνολικής πίεσης (**Σχήμα 4.2**).

4.3. Εξάρτηση του θορύβου καύσης από το φορτίο του κινητήρα.

Στο **Σχήμα 4.4** φαίνεται η μεταβολή της συχνότητας αποκοπής για διαφορετικά φορτία λειτουργίας του κινητήρα.

Η συχνότητα αποκοπής με αύξηση του φορτίου φαίνεται ότι μετακινείται προς τα αριστερά, γεγονός που δείχνει ότι το φαινόμενο αντήχησης (resonance) αρχίζει να λαμβάνει χώρα από χαμηλότερες συχνότητες.

Με εύρεση της συχνότητας αποκοπής μέσω του φάσματος ισχύος, όπως φαίνεται παραπάνω, εφαρμόστηκε ο υπολογιστικός κώδικας για τις περιπτώσεις των 2000rpm (φορτία 10%, 50%, 80%) και 1600rpm (φορτία 10%, 70%). Οι δείκτες I_n , I_1 , I_2 καθώς και ο συνολικά παραγόμενος θόρυβος καύσης (ON) που βρέθηκαν για τη κάθε περίπτωση, παρουσιάζονται στους **Πίνακες 4.3** και **4.4**.



Σχήμα 4.4: Εξάρτηση της συχνότητας αποκοπής από το φορτίο

rpm load	Engine speed=2000rpm		
10%	I_n	I_1	I_2
	0.426	26.667	1.858
	Συνολικός Θόρυβος (ON) = $C_0 + C_n I_n + C_1 I_1 + C_2 I_2 = 107.69\text{dB}$		
50%	I_n	I_1	I_2
	0.426	22.000	1.937
	Συνολικός Θόρυβος (ON) = $C_0 + C_n I_n + C_1 I_1 + C_2 I_2 = 105.86\text{dB}$		
80%	I_n	I_1	I_2
	0.426	8.000	2.216
	Συνολικός Θόρυβος (ON) = $C_0 + C_n I_n + C_1 I_1 + C_2 I_2 = 100.49\text{dB}$		

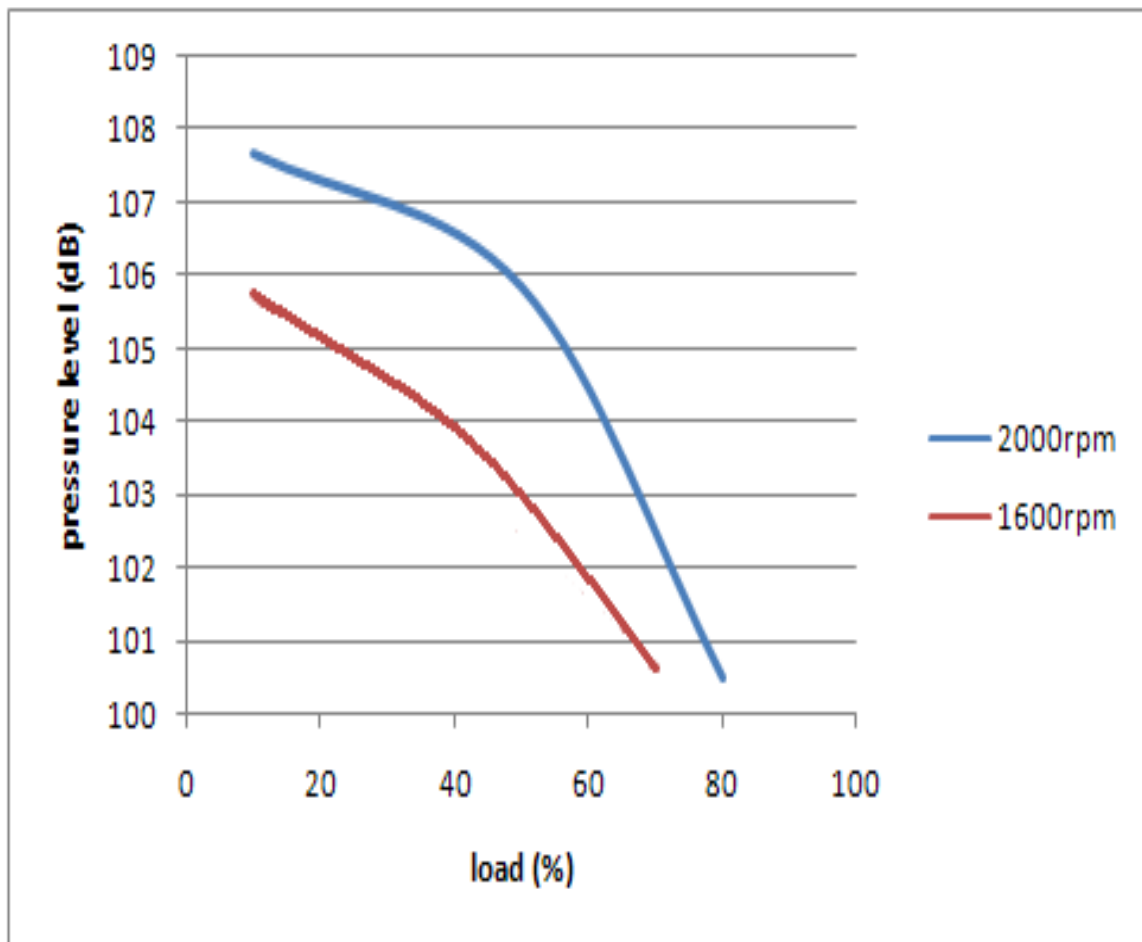
Πίνακας 4.3: Δείκτες και συνολικά παραγόμενος θόρυβος καύσης στις 2000rpm

rpm load	Engine speed=1600rpm		
	I_n	I_1	I_2
10%	0.329	25.600	1.902
	Συνολικός Θόρυβος (ON) = $C_0 + C_n I_n + C_1 I_1 + C_2 I_2 = 105.75\text{dB}$		
70%	I_n	I_1	I_2
	0.329	12.800	2.071
Συνολικός Θόρυβος (ON) = $C_0 + C_n I_n + C_1 I_1 + C_2 I_2 = 100.63\text{dB}$			

Πίνακας 4.4: Δείκτες και συνολικά παραγόμενος θόρυβος καύσης στις 1600rpm

Τα αποτελέσματα έδειξαν, ότι το επίπεδο θορύβου καύσης μειώνεται με αύξηση του φορτίου του κινητήρα. Το φαινόμενο αυτό μπορεί να εξηγηθεί μέσω της ανάλυσης των επιμέρους δεικτών I . Ο δείκτης I_n , που αφορά την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, όπως είναι λογικό, παρέμεινε σταθερός για τη κάθε περίπτωση. Ο δείκτης I_1 , που σχετίζεται με τη διαδικασία της καύσης και πιο συγκεκριμένα με την κλίση της πίεσης, βρέθηκε ότι μειώνεται με αύξηση του φορτίου. Αυτό δείχνει ότι για μεγαλύτερο φορτίο ομαλοποιείται η εξέλιξη της καύσης. Το γεγονός αυτό συνδέεται με την στρατηγική χρονισμού έγχυσης του κινητήρα, η οποία ξεκινάει ελάχιστες μοίρες πριν το ΑΝΣ, με σκοπό τη μείωση των εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου (NO_x) ώστε ο κινητήρας να ανταποκριθεί στις προδιαγραφές εκπομπών καυσαερίων EURO II για τις οποίες και είχε κατασκευαστεί.

Επίσης, παρατηρείται αύξηση του δείκτη I_2 που σχετίζεται με την ενέργεια του φαινομένου της αντήχησης. Αυτό συμβαίνει γιατί σε μεγαλύτερα φορτία το εύρος συχνοτήτων, οπότε και η ενέργεια, που αφορά το παραπάνω φαινόμενο αυξάνει (**Σχήμα 4.4**). Βέβαια, η αύξηση αυτή δεν επηρεάζει ιδιαίτερα το συνολικά παραγόμενο ήχο, γεγονός που δείχνει ότι κυρίαρχο ρόλο στη παραμετρική ανάλυση της διαφοροποίησης φορτίου παίζει η κλίση της πίεσης. Η τάση εξάρτησης του θορύβου καύσης από το φορτίο του κινητήρα παρουσιάζεται στο **Σχήμα 4.6**.

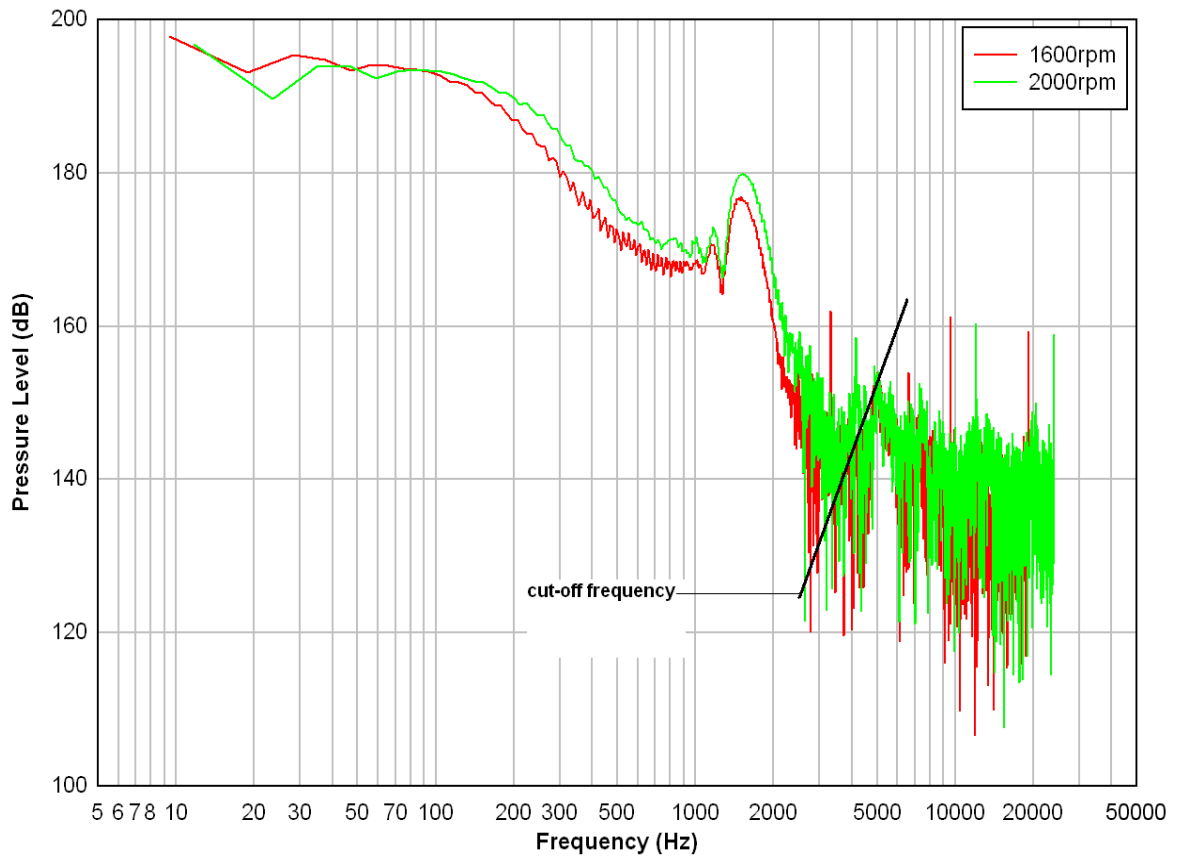


Σχήμα 4.6: Τάση εξάρτησης του φορτίου του κινητήρα στις 1600rpm και 2000rpm

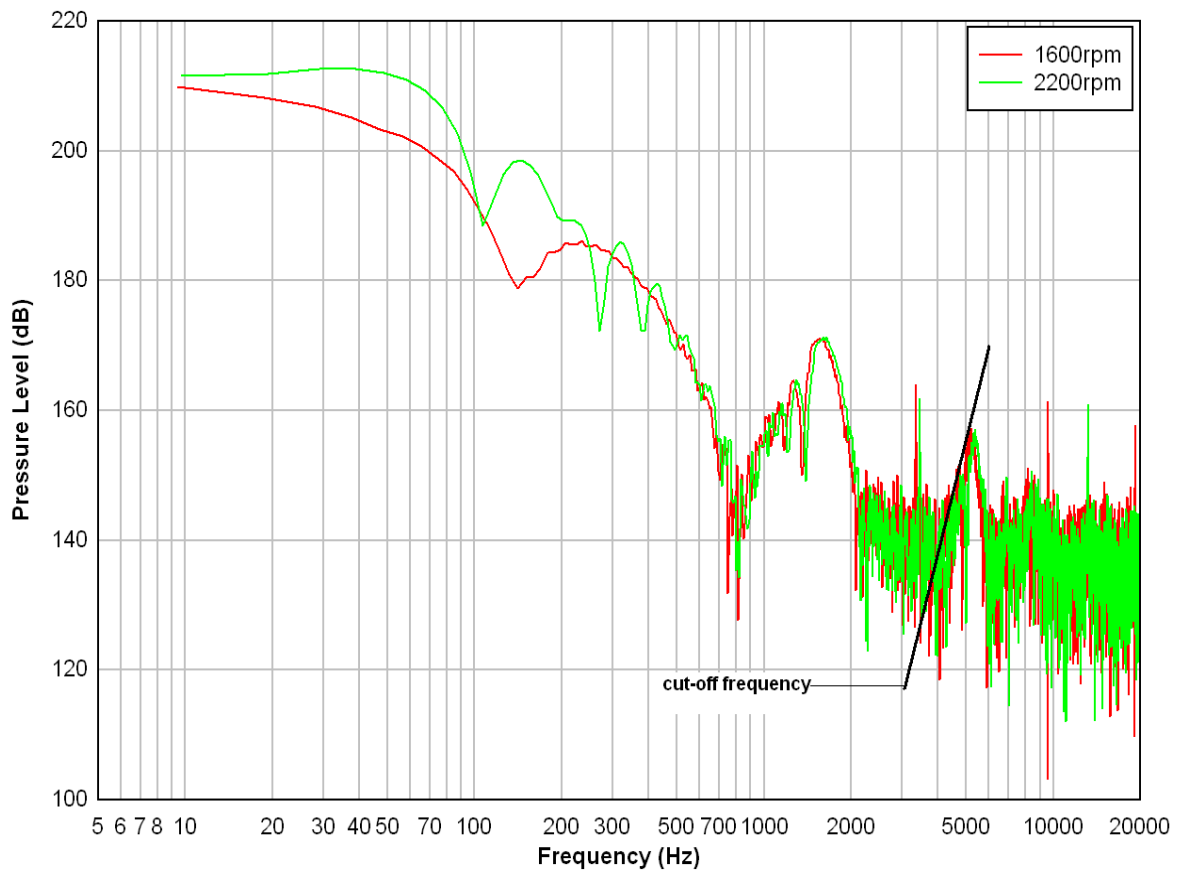
4.4. Εξάρτηση του θορύβου καύσης από τη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα

Στα **Σχήματα 4.7** και **4.8**, φαίνεται η μεταβολή της συχνότητας αποκοπής για διαφορετικές στροφές.

Η συχνότητα αποκοπής με αύξηση των στροφών φαίνεται ότι μετακινείται ελαφρά προς τα δεξιά, πράγμα που φανερώνει ότι το φαινόμενο "resonance" αρχίζει από υψηλότερες συχνότητες.



Σχήμα 4.7: Εξάρτηση της συχνότητας αποκοπής από τις στροφές (φορτίο 10%)



Σχήμα 4.8: Εξάρτηση της συχνότητας αποκοπής από τις στροφές (φορτίο 70%)

Από τα παραπάνω φάσματα ισχύος, αφού βρέθηκε η συχνότητα αποκοπής, εφαρμόστηκε ο υπολογιστικός κώδικας για φορτία 10% (1600rpm, 2000rpm) και 70% (1600rpm, 2200rpm). Οι δείκτες I_n , I_1 , I_2 καθώς και ο συνολικά παραγόμενος θόρυβος καύσης (ON) που βρέθηκαν για την κάθε περίπτωση, παρουσιάζονται στους **Πίνακες 4.5** και **4.6**.

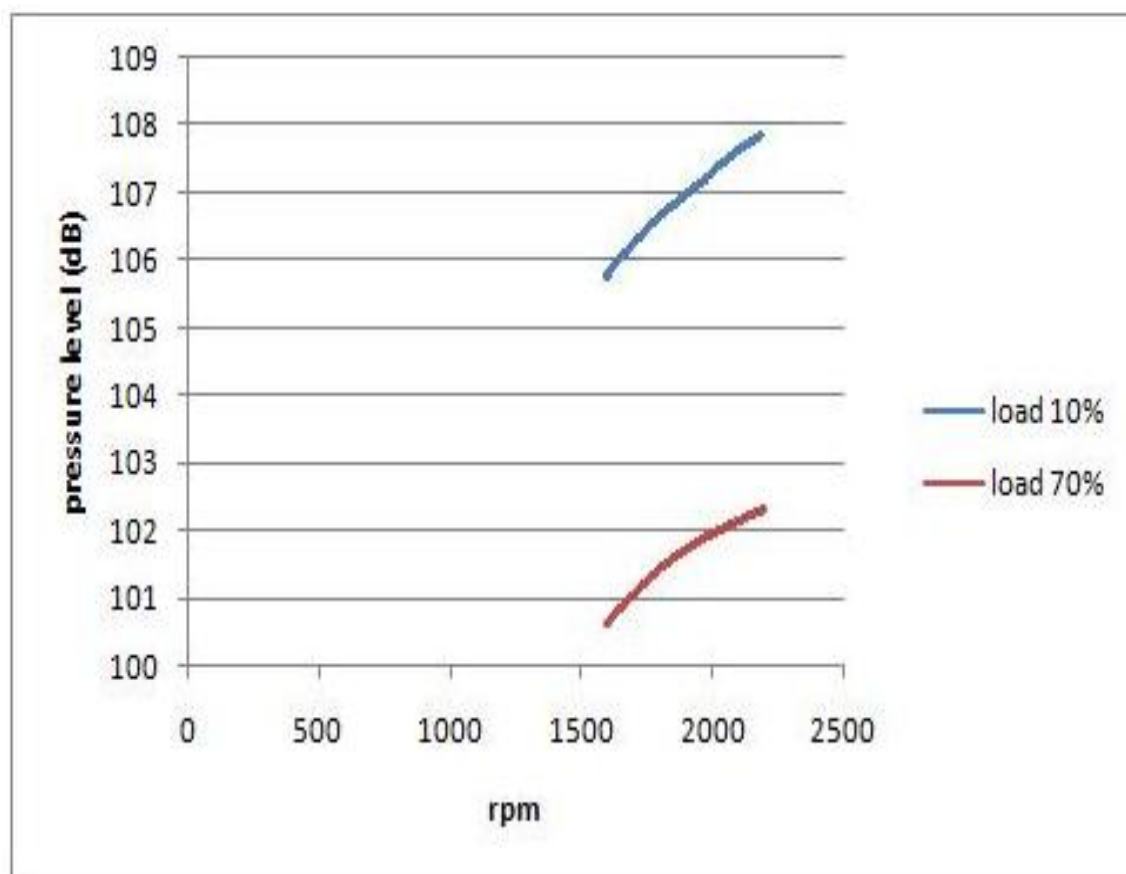
load		φορτίο 10%		
rpm				
1600	I_n	I_1	I_2	
	0.329	25.600	1.902	
	Συνολικός Θόρυβος (ON) = $C_0 + C_n I_n + C_1 I_1 + C_2 I_2 = 105.75\text{dB}$			
2000	I_n	I_1	I_2	
	0.426	26.667	1.858	
	Συνολικός Θόρυβος (ON) = $C_0 + C_n I_n + C_1 I_1 + C_2 I_2 = 107.69\text{dB}$			

Πίνακας 4.5: Δείκτες και συνολικά παραγόμενος θόρυβος καύσης σε φορτίο 10%

load		φορτίο 70%		
rpm				
1600	I_n	I_1	I_2	
	0.329	12.800	2.071	
	Συνολικός Θόρυβος (ON) = $C_0 + C_n I_n + C_1 I_1 + C_2 I_2 = 100.63\text{dB}$			
2200	I_n	I_1	I_2	
	0.467	13.500	1.853	
	Συνολικός Θόρυβος (ON) = $C_0 + C_n I_n + C_1 I_1 + C_2 I_2 = 102.61\text{dB}$			

Πίνακας 4.6: Δείκτες και συνολικά παραγόμενος θόρυβος καύσης σε φορτίο 70%

Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι το επίπεδο θορύβου καύσης αυξάνεται με την αύξηση των στροφών του κινητήρα. Το φαινόμενο αυτό μπορεί να εξηγηθεί μέσω της ανάλυσης των επιμέρους δεικτών I. Ο δείκτης I_n , που αφορά την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, αυξάνει και στις δύο περιπτώσεις. Ο δείκτης I_1 μεταβάλλεται μεν (αυξάνει), αλλά η μεταβολή αυτή είναι πολύ μικρότερη σε σχέση με αυτή που παρατηρήθηκε στη περίπτωση των σταθερών στροφών (**Πίνακες 4.3, 4.4**). Επίσης παρατηρείται μείωση του δείκτη I_2 . Αυτό συμβαίνει γιατί σε μεγαλύτερες στροφές το εύρος συχνοτήτων, οπότε και η ενέργεια, που αφορά το παραπάνω φαινόμενο μειώνεται (**Σχήματα 4.7, 4.8**). Βέβαια, τόσο η αύξηση του I_1 όσο και η μείωση του I_2 δεν επηρεάζει ιδιαίτερα το συνολικά παραγόμενο ήχο, γεγονός που δείχνει ότι κυρίαρχο ρόλο στη παραμετρική ανάλυση της διαφοροποίησης των στροφών παίζει η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Η τάση εξάρτησης του θορύβου καύσης από τις στροφές του κινητήρα παρουσιάζεται στο **Σχήμα 4.9**.



Σχήμα 4.9: Τάση εξάρτησης των στροφών του κινητήρα σε φορτίο 10% και 70%

4.5. Πειραματική Διερεύνηση και σύγκριση αποτελεσμάτων ανάμεσα στον υπολογιστικό κώδικα και στη συσκευή της AVL

Στη παράγραφο αυτή παρουσιάζεται η σύγκριση των αποτελεσμάτων πρόβλεψης του παραγόμενου θορύβου καύσης, ανάμεσα σε αυτά της συσκευής της AVL (μέθοδος της καμπύλης της εξασθένισης) (Σχήμα 4.10) και του υπολογιστικού κώδικα που δημιουργήθηκε. Για το σκοπό αυτό, πραγματοποιήθηκε σειρά μετρήσεων στον υπόψη κινητήρα στο εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. σε διάφορες ταχύτητες περιστροφής και φορτία.

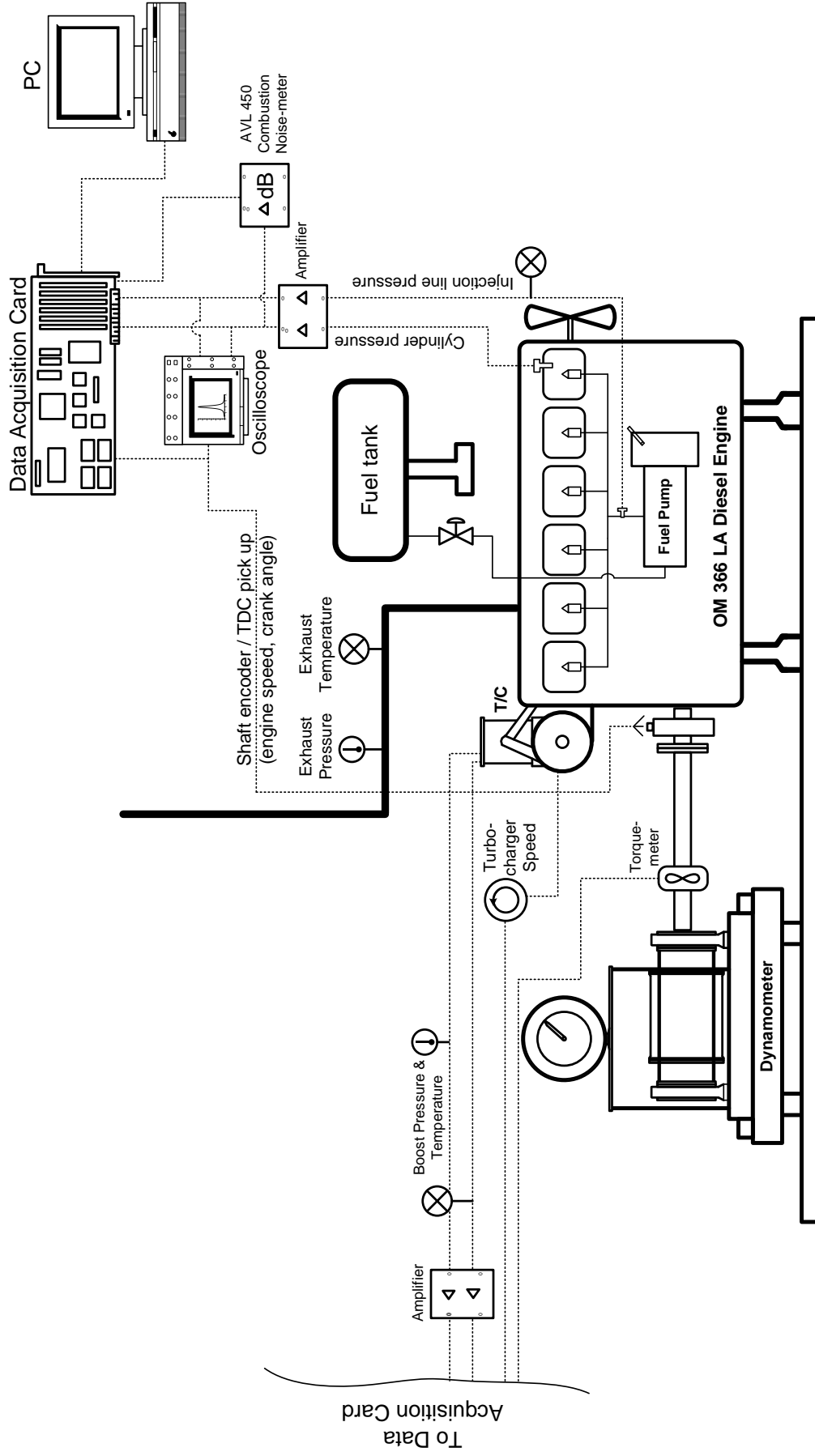


Σχήμα 4.10: Συσκευή της AVL που χρησιμοποιήθηκε

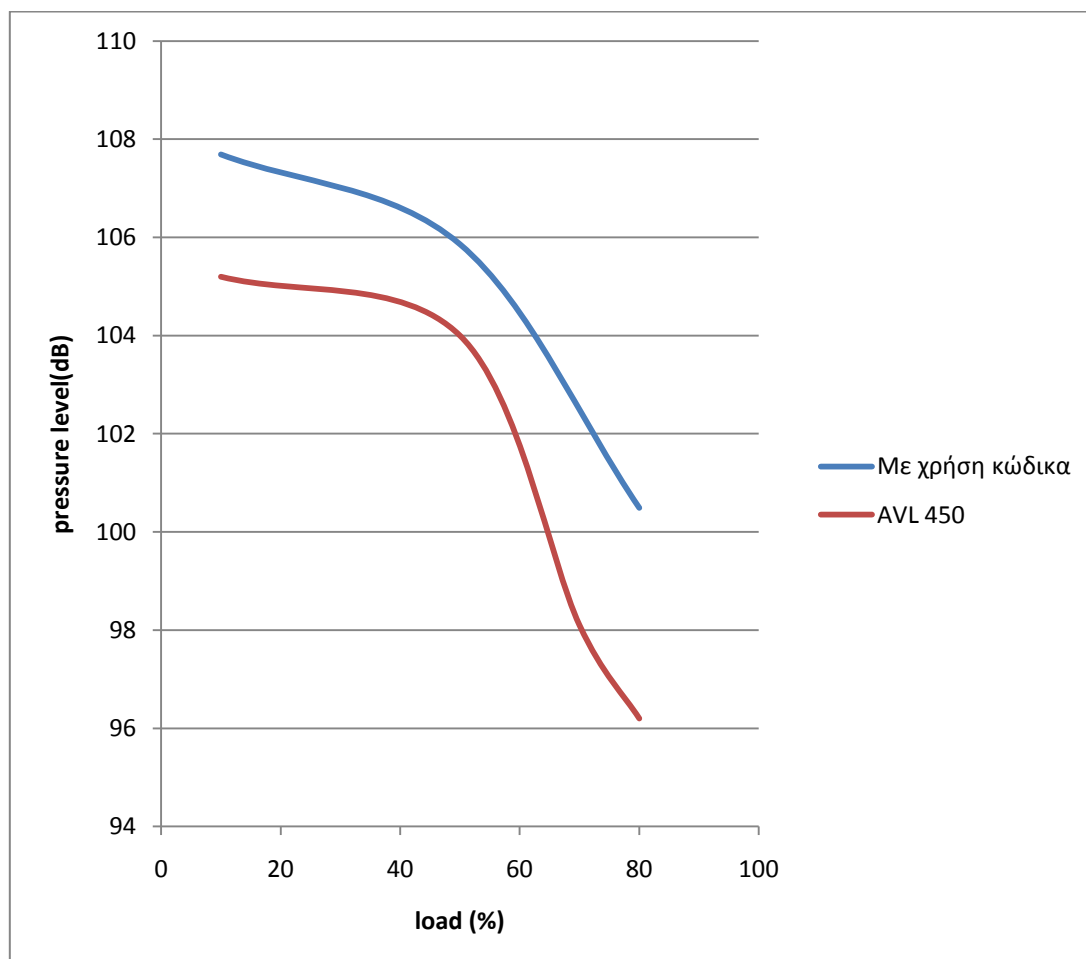
Η αρχή της λειτουργίας της συσκευής "AVL 450 Combustion Noise Meter" για τη μέτρηση του θορύβου καύσης βασίζεται στην ανάλυση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, στο πεδίο της συχνότητας, εφαρμόζοντας μια σειρά από φίλτρα. Αρχικά, το σήμα πίεσης του κυλίνδρου περνάει μέσα από ένα φίλτρο-U, που

αντιστοιχεί στη συχνότητα εξασθένησης της κατασκευής του κινητήρα. Έπειτα, υπάρχει η δυνατότητα φιλτραρίσματος της αντήχησης του θαλάμου καύσης, με τη χρήση κάποιων διακοπών οι οποίοι βρίσκονται στο εμπρός μέρος της συσκευής (**Σχήμα 4.10**), εφαρμόζοντας χαμηλο-περατά φίλτρα. Τέλος, το σήμα οδηγείται μέσα από ένα φίλτρο-A το οποίο εφαρμόζει στάθμιση-A στον ήχο, ούτως ώστε να είναι συμβατό με τα χαρακτηριστικά του ανθρώπινου αυτιού. Το παραγόμενο σήμα εξόδου δέχεται περαιτέρω επεξεργασία (από RMS – root mean square σε DC – direct current) που αντιστοιχεί στο κατώτατο ακουστικό όριο. Το τελικό σήμα εξόδου δίνεται τόσο σε ψηφιακή μορφή σε dB στην οθόνη της συσκευής, όσο και ως αναλογικό σήμα που αντιστοιχεί στην τιμή του θορύβου καύσης, το οποίο συνδέεται με την αναλογοψηφιακή κάρτα λήψης δεδομένων (**Σχήμα 4.11**). Στη παρούσα εργασία, η συσκευή τοποθετείται μετά τον ενισχυτή του σήματος πίεσης του κυλίνδρου, όπως φαίνεται και στο **Σχήμα 4.11**, και λειτουργεί χωρίς την επιλογή χρησιμοποίησης χαμηλο-περατών φίλτρων.

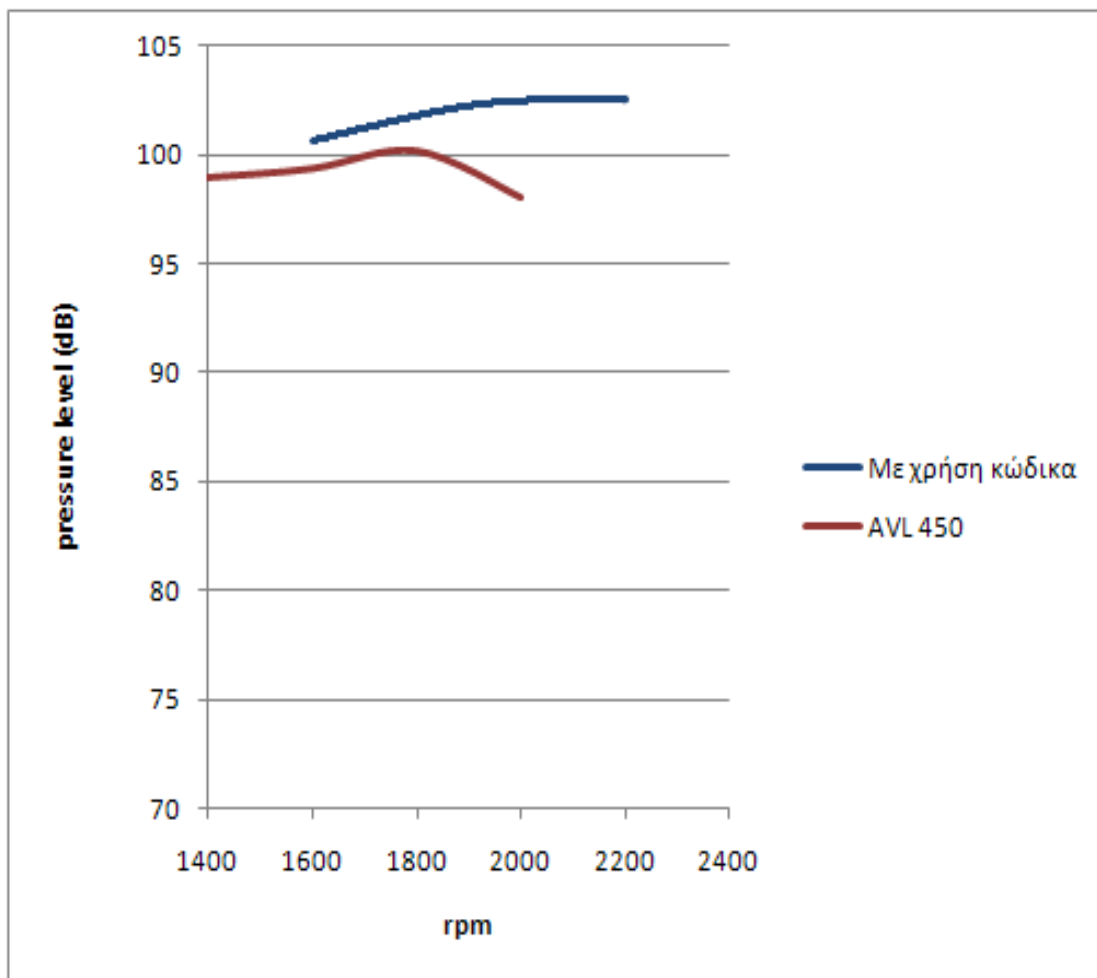
AVL Σημάσκα στη μίγλοσαση: 4. πηλξ



Στα **Σχήματα 4.12, 4.13** φαίνεται σε διαγραμματική μορφή, η διαφορά των αποτελεσμάτων που έδωσαν οι δύο μέθοδοι μετά τη εφαρμογή τους στο κινητήρα Mercedes-Benz OM 366 LA του εργαστηρίου ΜΕΚ, τόσο στη περίπτωση μεταβλητού φορτίου (**Σχήμα 4.12**) όσο και στη περίπτωση μεταβλητών στροφών (**Σχήμα 4.13**).



Σχήμα 4.12: Σύγκριση αποτελεσμάτων ανάμεσα στον υπολογιστικό κώδικα και στη συσκευή της AVL για μεταβλητό φορτίο στις 2000rpm



Σχήμα 4.13: Σύγκριση αποτελεσμάτων ανάμεσα στον υπολογιστικό κώδικα και στη συσκευή της AVL για μεταβλητές στροφές σε φορτίο 70%

Από το **Σχήμα 4.12** συμπεραίνεται ότι στη περίπτωση των σταθερών στροφών και μεταβλητού φορτίου, η μεταβολή του θορύβου καύσης ακολουθεί την ίδια τάση μείωσης. Αυτό δείχνει, πως και στις δύο μεθόδους λαμβάνεται με όμοιο τρόπο υπ' όψιν η μεταβολή της μορφής του δυναμοδεικτικού διαγράμματος.

Επίσης, οι απόλυτες τιμές του θορύβου κυμαίνονται σε παρόμοια επίπεδα με μέγιστη διαφοροποίηση της τάξης των 4dB.

Στη περίπτωση σταθερού φορτίου και μεταβλητών στροφών (**Σχήμα 4.13**) φαίνεται πως τα αποτελέσματα του μηχανήματος της AVL δεν επηρεάζονται από την ταχύτητα περιστροφής αφού βρίσκονται σε ευθεία σχεδόν παράλληλη προς τον οριζόντιο άξονα.

Αντίθετα, η μέθοδος που εφαρμόζεται μέσω του κώδικα δείχνει πως η στάθμη του θορύβου καύσης αυξάνει όταν αυξάνονται οι στροφές, γεγονός που επιβεβαιώνει τα πειραματικά αποτελέσματα του **Σχήματος 3.7**.

Από τα παραπάνω φαίνεται πως η μέθοδος του υπολογιστικού κώδικα αποτελεί ένα βήμα εξέλιξης στη μελέτη του θορύβου καύσης των κινητήρων diesel, αφού τα αποτελέσματά της παρουσιάζουν μεγαλύτερη ακρίβεια, λαμβάνοντας υπ' όψιν περισσότερες παραμέτρους του κινητήρα που αφορούν το θόρυβο καύσης.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Κ. Δ. Ρακόπουλος (1988),
«Αρχές εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης. Εισαγωγή – Λειτουργία – Θερμοδυναμική»,
Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
2. Κ. Δ. Ρακόπουλος (2000),
«Έμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης II. Εμβάθυνση στην κατασκευή και λειτουργία»,
Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
3. Κ. Δ. Ρακόπουλος (1994)
«Εργαστηριακές δοκιμές και μετρήσεις εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης»,
Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
4. Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας (1998)
«Καύση ρύπανση εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης»,
Εκδόσεις Ε.Μ.Π.
5. Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής (2006)
«Εναλλαγή αερίων και υπερπλήρωση ΜΕΚ»,
Εκδόσεις ΕΜΠ.
6. C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis (2009)
“Diesel Engine Transient Operation”,
Springer, London.
7. F. Payri, A. Broatch, B. Tormos, V. Marant
“New methodology for in cylinder pressure analysis in direct injection diesel engines – application to combustion noise”,
IOP Publishing, 2005.
8. A. J. Torregrosa, A. Broatch, J. Martin, L. Monelleta

“Combustion noise level assessment in direct injection Diesel engines by means of in – cylinder pressure components,

IOP Publishing, 2007.

9. D. Anderton

“Relation between combustion system and engine noise”,

I.S.V.R., University of Southampton, 1980.

10. Α. Κανάραχος, Ι. Αντωνιάδης (1998)

«Δυναμική Μηχανών»,

Εκδόσεις Παπασωτηρίου.

11. L.R.C. Lilly

“Diesel engine refrence book” Butterworths,

London 1984

12. Μαρτάκης Θεμιστοκλής

«Μελέτη θορύβου σε Μηχανές Εσωτερικής Καύσης»,

Διπλωματική Εργασία, Σχ. Μηχανολόγων Μηχανικών, Ε.Μ.Π., 2007.

13. ***«AVL 450 Combustion Noise Meter, Operating Manual, AVL, August 2000»***

Internet Sites

1. <http://www.dspguide.com>
2. <http://www.nrbook.com/a/bookfpdf.php>
3. <http://www.fft.w.org/>