

# BIỆN PHÁP GIẢM ỒN CHO ĐỘNG CƠ D243 SAU TĂNG ÁP

## THE METHOD OF NOISE REDUCTION ON D243 ENGINE WHEN RETROFITTED WITH TURBOCHARGER

Nguyễn Phi Trường, Trịnh Đắc Phong,  
Nguyễn Tiến Hán, Nguyễn Tuấn Nghĩa

### TÓM TẮT

Động cơ D243 tăng áp phát triển trên cơ sở của động cơ D243 không tăng áp do nhà máy Diesel Sông Công sản xuất, tăng áp đã tăng công suất của động cơ lên từ 73 mã lực lên 104 mã lực. Loại động cơ này chủ yếu sử dụng trong nông nghiệp và ngư nghiệp. Công suất tăng lên kèm theo một vấn đề đó là tiếng ồn của động cơ cũng tăng. Việc này ảnh hưởng không nhỏ đến sức khỏe, năng suất lao động của người lao động

Bài báo này đưa ra phương pháp tính toán mức ồn lớn nhất của động cơ và biện pháp giảm ồn cho động cơ D243 tăng áp. Cụ thể đã giảm tiếng ồn từ 121,30dB xuống 116,30dB. Trong khi cải tiến không làm thay đổi quá nhiều về mặt kết cấu của động cơ D243. Kết quả này là cơ sở quan trọng cho việc cải tiến động cơ sau tăng áp.

**Từ khóa:** D243, tăng áp, giảm ồn.

### ABSTRACT

The D243 supercharged engine is developed from D243 non -supercharged diesel engine. It was produced by Song Cong company, the supercharged engine increased engine power from 89 to 104 horse power. This engine was very popular in agricultures and fishery. However, the engine power was increased while the noise was too. It has an effect on health, productivity of people.

This paper give methods to calculate max level noise of engine and the method of noise reduction of D243 supercharged engine. The results decreased engine noise from 121,3Db to 116,3 Db. While the renovation did not make a remarkable change in the original engine structure. These results are can usefully assist of the improvement study processes for the engine after turbocharger

**Keywords:** D243 engine, noise reduction, turbocharger.

Nguyễn Phi Trường, Trịnh Đắc Phong,  
Nguyễn Tiến Hán, Nguyễn Tuấn Nghĩa

Khoa Công nghệ Ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

Email: truongnp7@gmail.com

Ngày nhận bài: 11/09/2017

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 11/10/2014

Ngày chấp nhận đăng: 15/10/2017

### 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Tiếng ồn gây ảnh hưởng có hại cho độ thính của tai người, còn những tác động kéo dài của tiếng ồn có thể dẫn đến những thay đổi bệnh lý cho các cơ quan thính giác. Ngoài ra, tiếng ồn còn có tác động khó chịu đến hệ thống thần kinh của con người, làm giảm sự chú ý an toàn trong

lao động và tăng nhanh sự mệt mỏi, do đó năng suất lao động giảm, số lượng tai nạn lao động gia tăng.

Theo số liệu của K.C.Ctpamenob tiến hành nghiên cứu ở nhiều bưu điện đã cho thấy rằng: Mức tăng tiếng ồn từ 75 ÷ 95dB đã làm giảm năng suất lao động ngay lập tức xuống 25%. Khi giảm tiếng ồn đi 4 ÷ 5dB thì năng suất lao động tăng lên 5%, còn với mức giảm ồn là 10 ÷ 15dB thì mức tăng này là 18%.

Động cơ D243 tăng áp là động cơ diesel 4 kỳ, 4 xylanh bố trí một hàng thẳng đứng, buồng cháy thống nhất, sử dụng phương pháp tạo hỗn hợp kiểu màng - thể tích, làm mát bằng nước kiểu kín tuần hoàn cưỡng bức, có cơ cấu phối khí xupáp treo với trục cam đặt trong thân máy và biên dạng cam là loại cam lỗi ba cung, được phát triển trên cơ sở của động cơ D243 không tăng áp [2]. Tuy nhiên khi hoạt động cơ tạo ra tiếng ồn và rung khá lớn được tạo ra từ các nguồn [3]:

- Ồn do quá trình nạp (Ồn do hút);
- Ồn do thải;
- Ồn do quá trình công tác;
- Ồn do Pittông đảo trong khe hở nhiệt với xylanh;
- Ồn do mất cân bằng;
- Ồn do hệ thống nhiên liệu;
- Ồn do các van phân phối khí.

Dựa vào cơ sở trên có rất nhiều hướng giảm ồn cho động cơ tăng áp, bài báo này lựa chọn và đưa ra phương pháp giảm ồn cho hệ thống thải của động cơ tăng áp D243.

## 2. PHÂN TÍCH LỰA CHỌN GIẢI PHÁP GIẢM ỒN CHO ĐỘNG CƠ TĂNG ÁP D243

### 2.1. Thông số kỹ thuật động cơ tăng áp D243

Động cơ tăng áp D243 được phát triển từ động cơ D243 không tăng áp có thông số như bảng 1.

Bảng 1. Thông số của động cơ D243 tăng áp

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Hành trình pittông	S	125	mm
2	Đường kính xylanh	D	110	mm
3	Số xylanh	i	4	
4	Công suất định mức	N <sub>e</sub>	104	Mã lực
5	Mô men cực đại ở n=1400v/ph	M <sub>emax</sub>	280	Nm

6	Số vòng quay định mức	$n_N$	2200	vg/ph
7	Suất tiêu hao nhiên liệu	$g_e$	232	g/ml.h
8	Tỷ số nén	$\epsilon$	16,7	-
9	Góc mở sớm xupáp nạp	$\alpha_1$	20	độ
10	Góc đóng muộn xupáp nạp	$\alpha_2$	36	độ
11	Góc mở sớm xupáp thải	$\beta_1$	46	độ
12	Góc đóng muộn xupáp thải	$\beta_2$	14	độ
13	Góc phun sớm	$\varphi_s$	20	độ
14	Thứ tự làm việc		1-3-4-2	-
15	Đường kính nắm xupáp nạp	$D_n$	48	mm
16	Đường kính nắm xupáp thải	$D_t$	42	mm
17	Hệ thống phun nhiên liệu - BCA kiểu 1 hàng 4 phân bơm - Vòi phun kiểu kín 5 lỗ		YTH-5 ΦD-22	
18	Chỉ số tăng áp suất		1,5	
19	Hệ số dự trữ mô men xoắn		15	%

## 2.2. Các biện pháp giảm ồn cho động cơ D243 tăng áp

Tất cả các nguồn ồn trên có cường độ ồn mạnh phát ra được xác định bằng phương pháp nghiên cứu theo từng bộ phận, sẽ tìm được những nguồn ồn chính và nguồn ồn chung.

### 2.2.1. Phương pháp xác định nguồn ồn chính cho động cơ D243 tăng áp

Mức ồn của toàn động cơ được tính theo công thức:

$$L_{\Sigma} = L_1 + 10 \cdot \lg n \text{ (dB)}$$

$$L_{\Sigma} = L_1 + \Delta L \text{ (dB)}$$

Trong đó:

$L_1$  - Mức ồn của động cơ.

$n$  - Số lượng nguồn ồn của nhiều bộ phận động cơ cùng làm việc đồng thời.

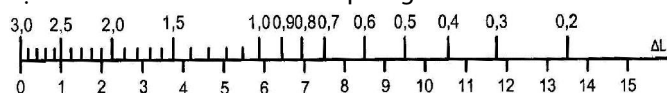
$\Delta L$  - Lượng thêm tiếng ồn cho một nguồn.

Bằng các phương pháp đo hiện đại cùng với sự phân tích cụ thể và tỉ mỉ các nguyên nhân gây ồn như ở hệ thống thải, cơ cấu van phân phối khí, bơm cao áp, hệ thống nạp... Theo tài liệu chống ồn và rung động của động cơ diesel: A.A.CKUItidin và E.M MIXEEB có các mức ồn sau (với động cơ D243 tăng áp):

- \* Ổn do hệ thống thải:  $L_1 = 120\text{dB}$
- \* Ổn do hệ thống nạp:  $L_2 = 112,258\text{dB}$
- \* Ổn do quá trình công tác:  $L_3 = 112\text{dB}$
- \* Ổn do cơ cấu van phân phối khí:  $L_4 = 105\text{dB}$
- \* Ổn do bơm cao áp:  $L_5 = 104\text{dB}$

⇒ Từ đó ta xác định mức ồn tổng của động cơ.

Biểu đồ xác định mức ồn thêm của động cơ được xác định theo toán đồ tiêu chuẩn quốc gia TOCT 11870-66.



Từ biểu đồ xác định mức ồn thêm của động cơ và công thức xác định mức ồn toàn động cơ xác định được mức ồn tổng của động cơ là 121,30dB.

### 2.2.2. Biện pháp làm giảm ồn cho động cơ tăng áp D243

Giải quyết vấn đề ồn cho động cơ D243 khi tăng áp là vấn đề cần lưu ý của những cán bộ khi thiết kế lắp đặt động cơ trên các thiết bị phương tiện. Đặc biệt ở đây là phải tính toán, thiết kế hệ thống thải sao cho khi động cơ làm việc phát ra mức ồn cho phép của nhà chế tạo. Mức ồn này không làm ảnh hưởng đến điều kiện làm việc của người công nhân vận hành và toàn bộ môi trường xung quanh nơi làm việc [6].

Với những bộ tiêu âm thì điều quan trọng của nó là phải giảm sự tạo ồn do xung động áp lực trong dòng khí thải mà không tạo ra lực cản rõ rệt của dòng khí thải. Hiện nay tồn tại một số biện pháp tiêu âm, song nguyên lý làm việc của chúng đều theo những nguyên tắc tiêu âm sau:

\* Hấp thụ năng lượng âm bằng cách biến chúng trở thành tổn thất ma sát 1 chiều.

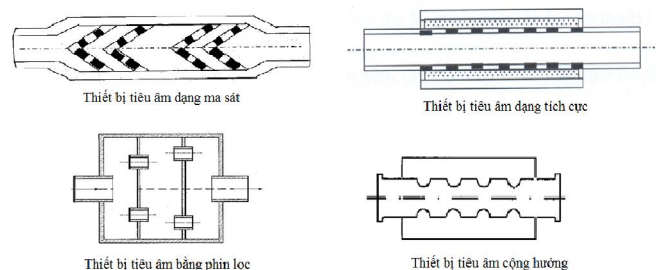
\* Sự phản xạ ngược các sóng âm tới nguồn phát nhờ bộ lọc âm.

\* Sự tiêu âm trực tiếp bằng các phun các hạt nước lơ lửng vào khí thải.

## 3. THIẾT KẾ BÌNH TIÊU ÂM CHO ĐỘNG CƠ TĂNG ÁP D243

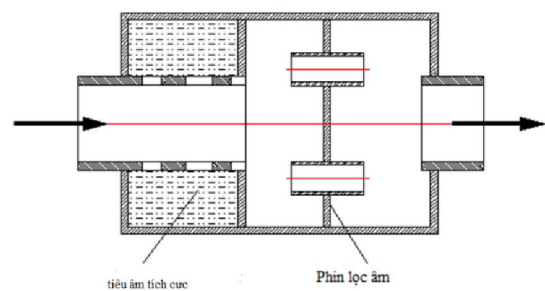
### 3.1. Lựa chọn bình tiêu âm cho động cơ tăng áp D243

Một số loại thiết bị tiêu âm có cấu trúc như hình 1.



Hình 1. Một số loại thiết bị tiêu âm

Khi tính toán thiết kế, chọn loại kết cấu tiêu âm trên nguyên tắc kết hợp hai loại đó là tiêu âm dạng ma sát và buồng cộng hưởng (hình 2). Với kết cấu này sẽ cho hiệu quả giảm ồn tương đối cao nên giải quyết được một phần lớn mức ồn do thải dẫn đến làm giảm mức ồn chung cho động cơ.



Hình 2. Bình tiêu âm kết hợp

### 3.2. Tính diện tích tiết diện ngang ống thải

Diện tích tiết diện ngang của đường ống thải được tính theo công thức:

$$F = \frac{V}{C} \text{ (m}^2\text{)}$$

Trong đó:

V: Lưu lượng khí tính trong 1 giây có thể xác định nhờ suất tiêu hao nhiên liệu tính theo giờ và hệ số dư lượng không khí  $\alpha$ .

$$V = 0,115 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha \cdot g_e \cdot N_e \cdot T_r$$

Với các thông số:

$\alpha$ : Hệ số dư lượng không khí,  $\alpha = 1,25$

$g_e$ : Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ,  $g_e = 232\text{g/ml.h}$

$N_e$ : Công suất của động cơ,  $N_e = 104\text{ Hp}$

$T_r$ : Nhiệt độ khí thải,  $T_r = 739^\circ\text{K}$

C là tốc độ chuyển động cho phép của dòng khí thải.

Đối với động cơ 4 kỳ:  $C = 40 \div 60\text{m/s}$ , chọn  $C = 50\text{m/s}$

Khi đó  $F = 0,005\text{m}^2$

Từ đó tính được đường kính trong ống thải là:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,005}{3,14}} = 0,08\text{m} = 80\text{mm}$$

Theo I/OCT 8732 – 70, chọn ống thải tiêu chuẩn với  $D = 80\text{mm}$ , chiều dày  $S = 2$ , vật liệu chế tạo là thép CT3 chế tạo bằng phương pháp cuốn tôn rồi hàn lại. Các đoạn ống thải được nối với nhau bằng các mặt bích ở giữa là các đệm vật liệu chịu nhiệt.

Do kết cấu bình tiêu âm kết hợp của thiết bị tiêu âm dạng ma sát và phin lọc âm học nên việc tính toán và chọn kích thước cũng như hiệu quả làm giảm ồn của toàn bộ bình tiêu ta tính và chọn từng phần một.

\* Phần thứ nhất là buồng tiêu âm loại phin lọc âm học.

\* Phần thứ hai là buồng tiêu âm dạng ma sát.

### 3.3. Thể tích và đường kính bình tiêu âm

Định mức thể tích  $V_B$  bình tiêu âm dao động trong khoảng  $10 \div 30$  lần thể tích dung lượng mà một piston chuyển động được trong xy lanh động cơ. Tính chính xác hiệu quả giảm âm của bình tiêu âm bất kỳ là rất khó khăn và phức tạp. Kinh nghiệm thực tế cho thấy hiệu ứng âm học tỷ lệ thuận với  $\sqrt{V_B}$ , tỷ lệ giữa chiều dài và đường kính

của bình tiêu âm  $a = \frac{L_B}{D_B}$  có ảnh hưởng đáng kể đến mức

độ giảm âm. Với  $a$  nhỏ thì bình tiêu âm làm việc có hiệu ứng trong miền tần số hẹp. Tăng chiều dài bình  $L_B$  sẽ mở rộng khả năng giảm âm. Tăng đường kính  $D_B$  mà giữ nguyên chiều dài bình  $L_B$  có thể dẫn đến tắt dần nhanh âm lượng trên đường thải.

Thông thường  $a = 2 \div 4$  (một số bình có  $a = 6 \div 8$ ), chọn  $a = 3$ .

Thể tích bình tiêu âm được xác định sơ bộ:

$$V_B = K_B \cdot \frac{S}{n} \cdot \sqrt{\frac{1}{i}} \text{ (dm}^3\text{)}$$

Trong đó:

$S$  là hành trình piston,  $S = 125\text{ mm}$

$n$  là số vòng quay của động cơ,  $n = 2200\text{ v/phút}$

$i$ : Số xy lanh của động cơ,  $i = 4$

$K_B = (10 \div 35) \cdot 10^3$  cho xe tải.

$K_B = 50 \cdot 10^3$  cho xe khách.

Chọn  $K_B = 50 \cdot 10^3$ .

$$V_B = 50 \cdot 10^3 \cdot \frac{12,5}{2200} \cdot \sqrt{\frac{1}{4}} = 14,2\text{dm}^3$$

Đường kính bình tiêu âm:

$$D_B = 3 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot V_B}{\pi \cdot a}} = 3 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 14,2}{3,14 \cdot 3}} = 1,82\text{dm}^3$$

Chiều dài bình tiêu âm:

$$L_B = a \cdot D_B = 3 \cdot 1,82 = 5,46\text{dm}.$$

Như vậy, bình tiêu âm có chiều dày ống ngoài là 3mm, chiều dày ống trong là 3,5mm, ống trong được đỡ bằng 2 vách ngăn.

### 3.4. Tính hiệu quả bình tiêu âm

- **Tính hiệu quả ngăn phin lọc:**

Theo công thức:

$$\Delta L_2 = 20 \cdot \lg(A + \sqrt{A^2 - 1}) \text{ (dB)}$$

Trong đó:

$$A = \frac{1}{2} \cdot \left[ 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{S_1}{S_2} + \frac{S_2}{S_1} \right) \right] \cos K(l_1 - l_2) + \frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{S_1}{S_2} + \frac{S_2}{S_1} \right) \right] \cos K(l_1 - l_2)$$

$S_1$  là diện tích tiết diện đường ống.

$S_2$  là diện tích mặt cắt của buồng.

Do đó:  $\Delta L_2 = 5,40\text{dB}$

- **Tính hiệu quả Thiết bị tiêu âm dạng tích cực:**

Theo công thức:

$$\Delta L_1 = 4,4 \cdot \alpha \cdot \frac{l}{D} \text{ (dB)}$$

Trong đó:

$\alpha$  là hệ số vật liệu tiêu âm.

$l$  là chiều dài phân bố lớp áo ống dẫn,  $l = 416\text{mm}$

$D$  là đường kính ống dẫn,  $D = 182\text{ mm}$

$\alpha = 0,5 \div 0,95$ , chọn  $\alpha = 0,95$

$$\Delta L_1 = 4,4 \cdot 0,95 \cdot \frac{416}{182} = 9,55 \text{ (dB)}$$

Vậy hiệu quả bình tiêu âm là:

$$\Delta L = \Delta L_1 + \Delta L_2 = 9,55 + 5,40 = 14,95 \text{ (dB)}$$

Như vậy, sau khi lắp bình tiêu âm vào động cơ D243 thì mức ồn của hệ thống thải giảm xuống 14,95dB.

### - Tính mức ồn chung của động cơ:

Thứ tự các nguồn ồn là:

+ Ôn do hệ thống nạp:  $L_5 = 112,258\text{dB}$

+ Ôn do quá trình công tác:  $L_2 = 112\text{dB}$

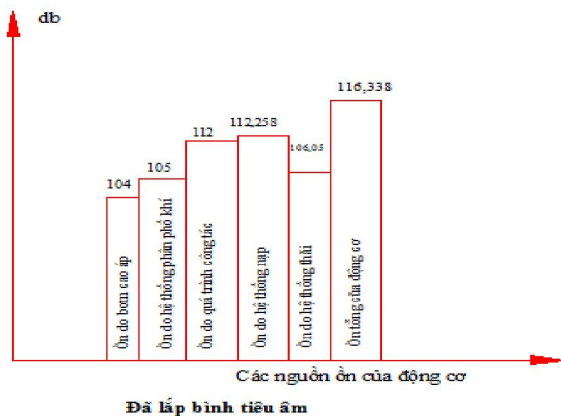
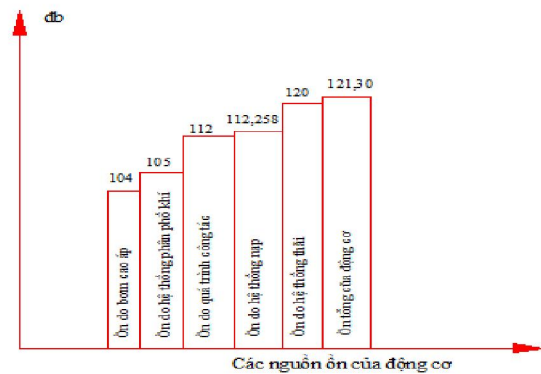
+ Ôn do hệ thống thải:  $L_1 = 120 - 14,95 = 106,05\text{dB}$

+ Ôn do hệ thống phối khí:  $L_3 = 105\text{dB}$

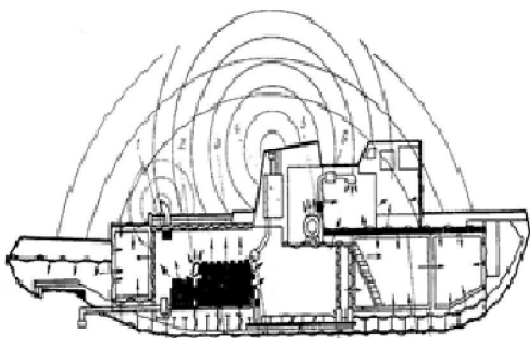
+ Ôn do hệ thống cung cấp nhiên liệu:  $L_4 = 104\text{dB}$

Sử dụng dụng công thức xác định mức ồn tổng của động cơ xác định được  $L_{\Sigma} = 116,338\text{dB}$ .

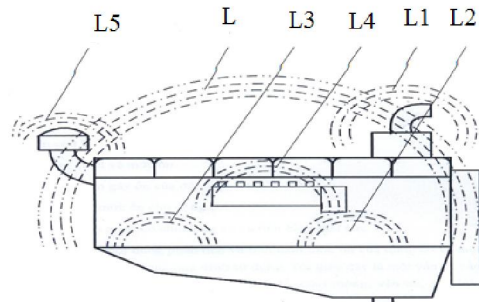
Hình 3 là biểu đồ gây ồn của động cơ và hình 4 là sơ đồ phân bố mức ồn trên tàu và động cơ.



Hình 3. Biểu đồ gây ồn của động cơ



Sơ đồ mô phỏng mức ồn trên tàu



Sơ đồ phân bố mức ồn trên động cơ

Hình 4. Sơ đồ phân bố mức ồn trên tàu và động cơ

$L_1$ : Ôn do hệ thống thải

$L_4$ : Ôn do bơm cao áp

$L_2$ : Ôn do quá trình công tác

$L_5$ : Ôn do hệ thống nạp

$L_3$ : Ôn do cơ cấu phân phối khí

$L_{\Sigma}$ : Mức ồn tổng của động cơ.

Như vậy, qua nghiên cứu các nguồn ồn của động cơ cho thấy mức ồn của hệ thống thải là lớn nhất. Sau khi thiết kế hệ thống thải mới, với mức độ ồn tổng của động cơ là  $116,30\text{dB} < 121,30\text{dB}$  dưới mức cho phép.

### 4. KẾT LUẬN

Khi tính toán và thiết kế bình tiêu âm sử dụng trên thị trường để giảm ồn và rung cho động cơ D243 tăng áp thu được kết quả sau:

- Đã lựa chọn được bình tiêu âm phù hợp với động cơ tăng áp D243, tuy còn tồn tại nhiều nhược điểm, song với kết quả thử nghiệm và tính toán thì bình tiêu âm ma sát và buồng cộng hưởng thì cho kết quả tối ưu nhất.

- Đã tính toán được diện tích, thể tích và đường kính bình tiêu âm phù hợp với động cơ D243 cho kết quả tối ưu nhất mà không ảnh hưởng đến công suất động cơ.

- Đã tính được hiệu quả của bình tiêu âm sử dụng biểu đồ mức ồn thêm của động cơ và cho kết quả giảm được độ ồn trong phạm vi cho phép từ  $121,3\text{dB}$  xuống còn  $116,338\text{dB}$ .

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Cục đăng kiểm Việt Nam - Bộ Giao thông Vận tải, 1998, *Nghiệp vụ kỹ thuật đăng kiểm xe cơ giới đường bộ*.

[2]. Nguyen Duy Vinh, Khong Vu Quang, Pham Minh Tuan, Nguyen Tien Han, 2011, *Applying AVL-Boost to Simulate diesel engine to be retrofitted by turbochaeger*, The 4<sup>th</sup> AUN/SEED-Net Reginel conference on global Enviroment, Ho Chi Minh City 10-2011.

[3]. *Khử rung cho máy*, NXB Khoa học và kỹ thuật, 1970.

[4]. Võ Nghĩa, Lê Anh Tuấn, 2005, *Tăng áp động cơ đốt trong*, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

[5]. Nguyễn Đức Phú, 2004, *Xu hướng phát triển ngành ĐCĐT, các động cơ đặc chủng, chẩn đoán kỹ thuật ĐCĐT*, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

[6]. Nguyễn Tất Tiến, 2000, *Nguyên lý động cơ đốt trong*, NXB Giáo dục.

[7]. Phạm Văn Thế, 2003, *Giáo trình trang bị động lực diesel*, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.