

# 騒音波形解析によるエンジンの故障診断

小嶋 直哉\*・小林 啓二\*・後藤 勝利\*\*

## A Study of Diagnosis of Engine Trouble through Noise Analysis

Naoya KOJIMA, Keiji KOBAYASHI and Katsutoshi GOTO

### Abstract

Diagnosis of engine trouble has been performed by measuring the various pressures and temperatures in a running engine. It is often impossible to locate engine trouble with this method. In certain cases, a skilled mechanic may find machine problems by listening to the sound made by the components suspected of causing the trouble ; but only by removing and evaluating these components, can he make his hypothesis.

In this paper, the means of analysis and discrimination of the engine noise are investigated to diagnose engine troubles. In terms of engine troubles, we have chosen two cases : the first is an increase of clearance between the exhaust valve and the rockerarm ; the second involves a blow-by phenomenon through a slit on a valve. The experiments were carried out on two different types of engines.

It then becomes possible to know where the trouble occurs and its cause by investigating the generation time, the power spectrum of noise in each time segment, and the distribution pattern of the spectra.

### 1. まえがき

従来から運転時における機械の故障を見出す方法として、耳すなわち聴覚が大いに貢献している。しかし、エンジンの異常を初期段階で正確に診断することは、熟練工にとってさえ難しく、またエンジンの運転管理及び保守性の観点からもより有効な故障診断システムの開発が望まれる。

本研究では、ディーゼルエンジンの騒音波形を解析処理することにより、故障の発生について診断を行うことを試みた。具体的な故障箇所として排気弁とロッカーアームとの隙間を変化させた場合、及び排気弁に溝を設け吹き抜けを生じさせた場合について、騒音の応答波形によるエンジンの異常検出の可能性を探りさらには、エンジンの故障を診断し得るシステムの確立を目的とした。

### 2. 実験装置及び解析方法

#### 2.1 実験装置

##### 2.1.1 供試エンジン

本研究においては、供試エンジンとして横形単気筒4サイクルディーゼルエンジン(以下エンジンIと記す)、および船用4サイクル6気筒ディーゼルエンジン(以下エンジンIIと記す)を用いた。それらの主要諸元をTable 1に示す。

##### 2.1.2 測定装置

騒音の測定には、コンデンサマイクロホン(B&K, Type 4145)をバルブ駆動装置があるシリンダヘッドカバーから30mmの距離に設置した。またエンジンIIの測定対象シリンダは、エンジン過給機からの放射音の影響を少なくするため、過給機より最も離れたシリンダで騒音の測定をおこなった。

シリンダ内の圧力経過の測定は、抵抗線歪計式の圧力ピックアップを用い、燃焼室内にフラッシュマウン

\*山口大学・工学部

\*\*大学院機械工学専攻(現・トヨタ自動車株)

Table 1 Main specifications of test engines.

	Engin I	Engine II
Type	Horizontal water-cooled 4cycle diesel	Water-cooled 4cycle diesel
Number of cylinder	1	6
Bore×Stroke	102×106mm	320×420mm
Total displacement	866cc	203000cc
Compression ratio	19.5	11.5
Maximum Power	13kW/2400rpm	1765.2kW/600rpm
Fuel	Gas oil	Heavy oil

トした。TDC(上死点)信号は、スリット円盤とフォトトランジスタを用い検出した。

以上の信号は、データレコーダを用いて各種波形を同時記録した。

## 2.2 解析方法

本研究では、コンピュータを用いて騒音の信号のデータの取り込みから解析までを自動的に行うシステムの確立を目的とした。

エンジンから放射される騒音波形は、TDC信号に同期させてA/D変換を行った。本研究で使用したデータレコーダの周波数特性は、DC~10kHzであるため、サンプリング周波数を32kHzとし、エイリアシングの影響を防いだ。

エンジン1サイクルの騒音の周波数分析は、排気TDCを1サイクルの始めの位置として用い、A/D変換値から1サイクル分の波形データをFFTし、周波数分析を行った。

部分周波数分析は、周期Tで繰り返される波形の中から特定の $\Delta T$ の区間を抽出して周波数分析を行う方法であり、特定区間の応答波形の周波数特性を求めることができる。本研究では、A/D変換された騒音波形を排気TDC信号を基点として1サイクル分切り取り、さらにそのデータを時間軸上で20等分し、それぞれの区間における周波数特性を求めた。騒音波形の抽出区間をFig. 1に示す。

部分周波数分析でのレベル補正量 $\Delta L$ は、

$$\Delta L = 10 \log (\Delta T / T)$$

により算出した。これにより、1サイクル中の任意の区間の周波数分析が可能となる。

各周波数帯域のパワースペクトルの値を、20区間たし合わせた周波数分析結果とエンジン1サイクルのデー

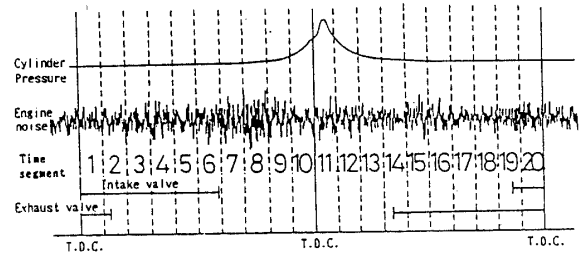


Fig. 1 Pick-up object signal

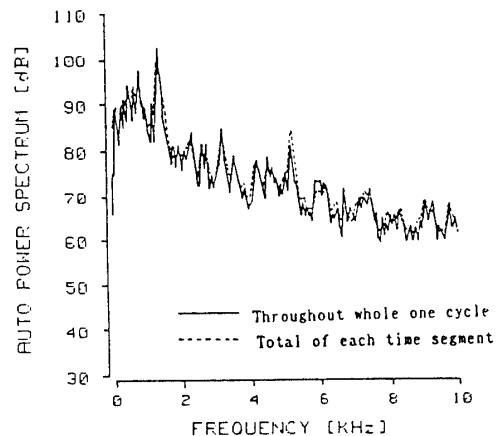


Fig. 2 Compare between throughout whole one cycle and total of each time segment (Engine II, 476r.p.m., 50% load)

タの周波数分析結果との比較をFig. 2に示す。これより、両者の周波数特性は良好な一致を示しており、この手法を用いることにより、任意の区間の周波数特性を個別に求められることが確認できた。

以上の解析方法による結果は、それぞれ5サイクルにわたって計算されたパワースペクトルの平均値によって表わし、以後の検討を加えた。

## 3. 横形ディーゼルエンジンの故障診断

### 3.1 まえがき

ディーゼルエンジンは、その構造と動作が複雑なこともあり、異常の発生形態が多岐にわたっている。そのなかでも排気バルブに関する故障は全体の60%にも達することが明らかになっている。

排気バルブの故障として代表的なものに、排気バルブの吹き抜け現象や、バルブとロッカーアームの間隙の増大などが上げられる。

これまで故障の診断は、熟練者の聴覚および各種圧力・温度の測定などにたよってきた。しかし、故障の初期段階においての異常の検出はいずれの場合におい

でも困難である。特に船舶においては、乗組員の省人化・運転管理及び保守性の観点からも、より優れた故障診断システムが切望されている。

3.2 バルブクリアランス増大時の騒音調査

本実験では、Fig. 3 に示すバルブとロッカーアームとの隙間  $h$  (バルブクリアランス) を増大させることにより故障を模擬し、その騒音波形に現われる特徴を検出した。

エンジン I のバルブクリアランスの正常値は  $h=0.15$  mm (冷間時測定) であるところを、 $1.0$ mm 増大させ

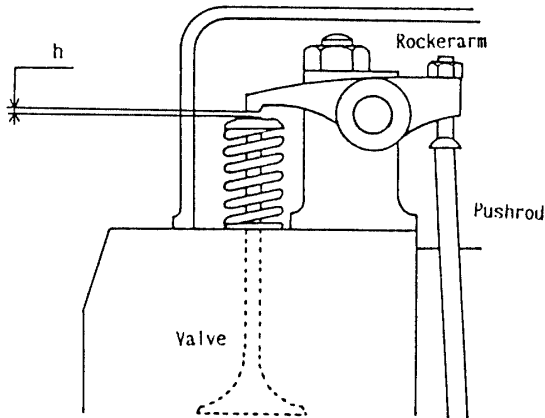


Fig. 3 Clearance between the exhaust valve and the rockerarm

$h=1.15$ mm とした。騒音の測定場所は、Fig. 4 に示すようにコンデンサマイクロホンシリンドカバに向かって設置した。

3.2.1 1 サイクルにおける周波数分析

エンジン I を発火運転した時の騒音応答波形の時間経過を Fig. 5 に示す。(a) は、バルブクリアランス正常値と (b) は、 $h=1.15$ mm にし故障を模擬した状態で

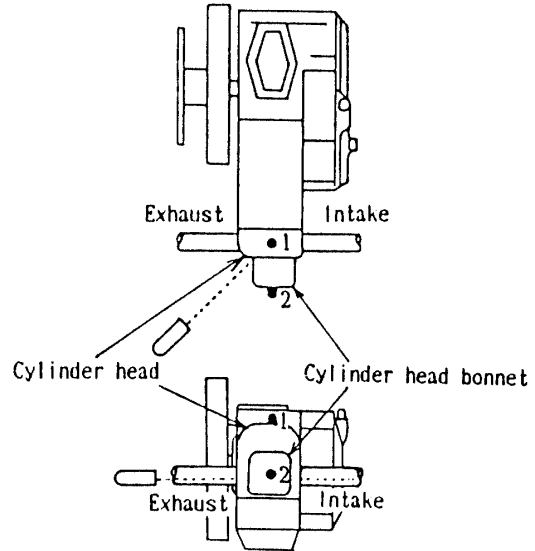


Fig. 4 Position of condenser microphone (Engine I)

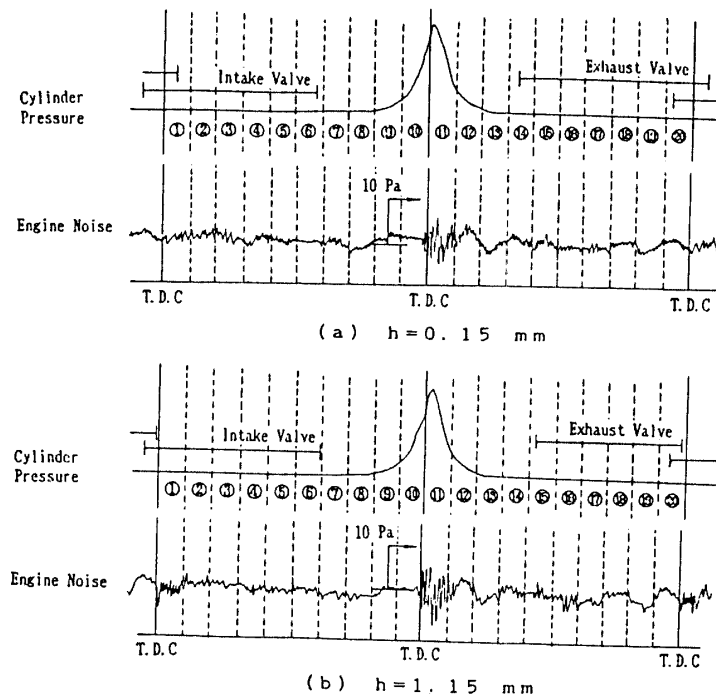


Fig. 5 Time histories of cylinder pressure and noise signal

ある。(b)よりバルブタイミングが変化することによって、騒音の応答波形の変化が時間的にずれていることがわかる。バルブクリアランス増大に伴う騒音の変化は、区間①及び区間⑮・⑯で認められる。この変化は、バルブとロッカーアームの隙間が増大することによってがたが生じるために、ロッカーアームがバルブの頭を叩く衝撃力が増すことによって発生すると考えられる。なお、燃焼衝撃についてはほとんど変化は認められなかった。

Fig. 6に1サイクル分の騒音の周波数分析結果を、バルブクリアランス正常時と異常時で比較したものである。(a)より2kHz以上の周波数域においてバルブクリアランス増大の影響が現われている。(b)では、バルブクリアランス増大に伴うレベルの上昇は認められない。これは、バルブクリアランス増大の影響が回転速度の増加に伴う他の騒音の増加に比べ相対的に小さいため、1サイクルにわたって行う周波数分析では、バルブクリアランス増大の影響は、他の騒音の変化に埋もれてしまうためと思われる。

### 3.2.2 部分周波数分析結果

エンジンからの騒音は、その複雑な構造のためエンジン内部の多くの箇所から発生している音が合成され放射されている。それぞれから発生する音は、エンジン1サイクル中のほぼ決まった時期に発生し、周期的に繰り返されている。

エンジン1サイクル中の騒音の応答波形を小区間に分割し、各区間ごとに解析を行うことで、その他の騒

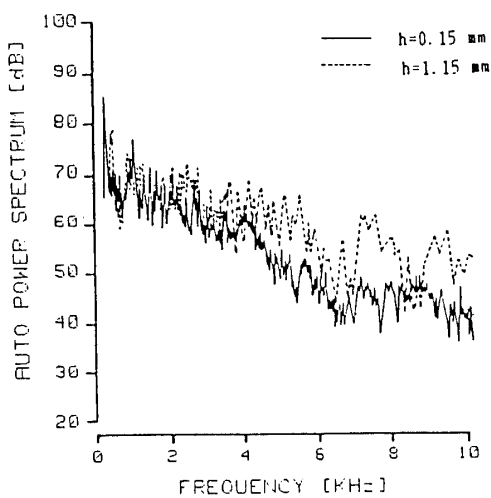
音の影響を排除して目的の時間区間のみが発生する音の周波数特性を求めることができる。

Fig. 7は、騒音波形の部分周波数分析の結果を、バルブクリアランスの正常時と異常時のそれぞれについて示したものである。(a)はバルブクリアランスが $h=0.15\text{mm}$ と正常な時であり、(b)はバルブクリアランスを $1.0\text{mm}$ 増大させて $h=1.15\text{mm}$ とし、故障を模擬した状態の結果を示している。図中の⑤・⑩・⑮・⑳とある番号は、Fig. 5の中での切り取り番号と一致させてある。

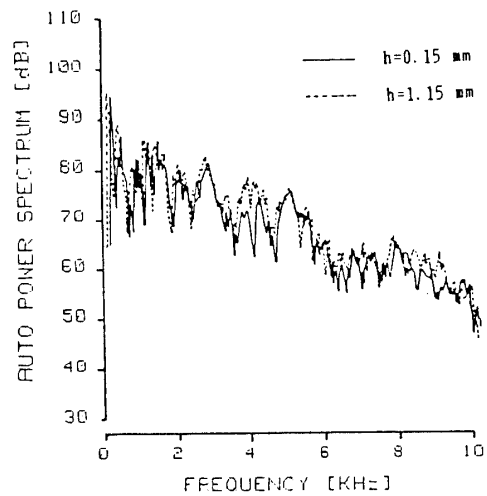
Fig. 7(a)より正常状態では、区間⑪・⑫で全周波数域においてレベルが上昇している。これは、燃焼期間に当たるため、燃焼衝撃に起因していると思われる。また区間⑦では排気バルブが閉じる際に発生する衝撃に起因する音が発生し、レベルが上昇しているものと思われる。その他、排気バルブの開閉時期や吸気バルブの開く時期などではあまり変化はみられない。

次に(b)の故障を模擬した状態では、区間⑮・⑯と区間⑳・①において騒音のレベルが正常時よりも大幅に上昇していることがわかる。これはFig. 5で示された排気バルブの開閉時期と一致し、バルブクリアランスの増大に伴いロッカーアームとバルブ間で発生する衝撃が増えたためと思われる。

Fig. 7(a)に示した正常時を基準として、バルブクリアランスを増大させた異常時とのレベル差を示したものがFig. 8である。(a)は、レベルの値が増えた場合、(b)はレベルの値が減少した場合を示している。これより区間⑮・⑯及び⑳・①のバルブの開閉時期に



(a) Engine I, 1200 r. p. m., 75% load



(b) Engine I, 1600 r. p. m., 75% load

Fig. 6 Frequency characteristics of noise between valve clearance normal and abnormal

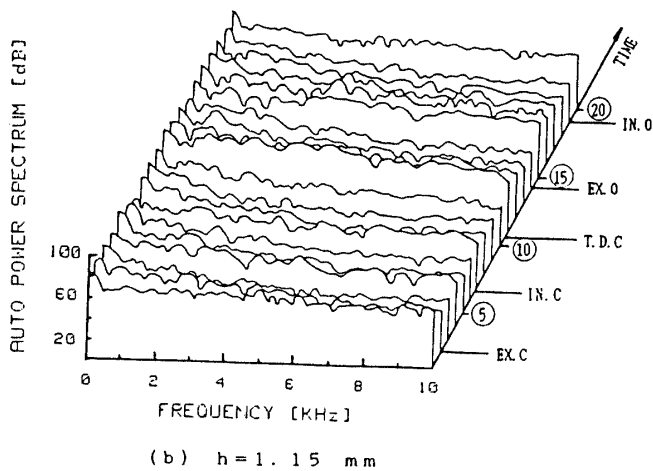
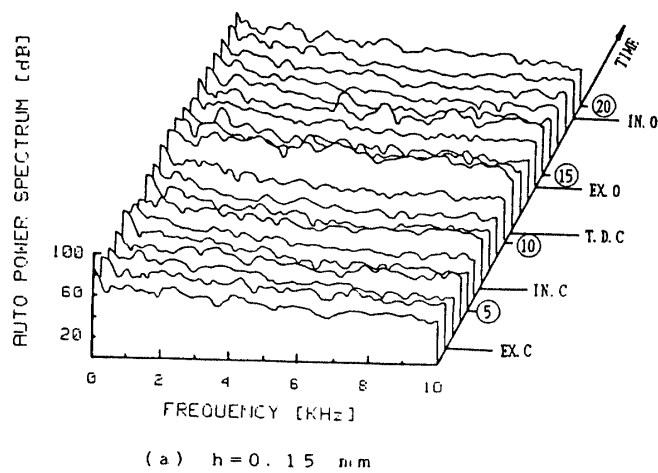


Fig. 7 Frequency characteristics of noise for each time segment (Engine I, 1600r.p.m., 75% load)

正のレベルが大幅に大きくなっており、バルブクリアランスの異常を明らかに知ることができた。

以上のことより、騒音の応答波形の1サイクルを周波数分析した場合には、1600r.p.m.時にはバルブクリアランスの異常を検出することは困難であったが、1サイクルを20分割して部分周波数分析を行うことにより、1600r.p.m.でもバルブクリアランスの異常の影響を検出できた。

### 3.3 バルブの吹き抜け時の騒音調査

#### 3.3.1 まえがき

バルブクリアランスの値が変化する故障とならんで多い故障に排気バルブの吹き抜けの発生がある。

この排気バルブ吹き抜け現象は、バルブとバルブシート間のフェース当たり面外周部に生じるカーボンな

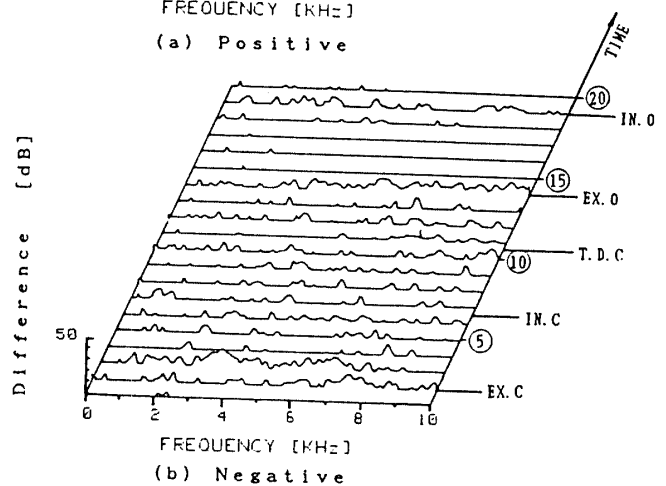
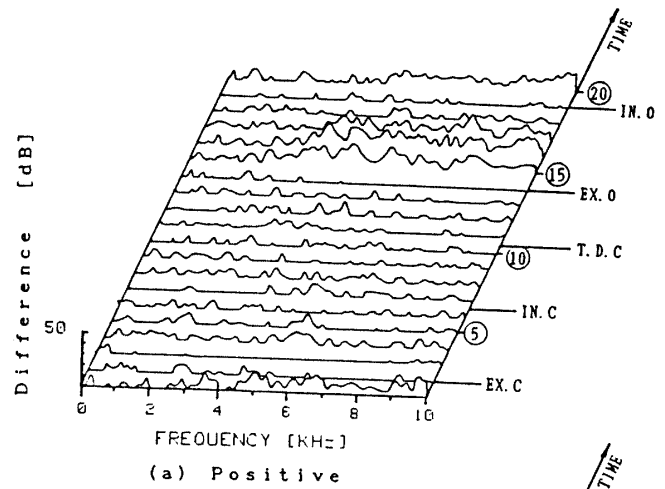


Fig. 8 Level difference between valve clearance normal and abnormal (Engine I, 1600r.p.m., 75% load)

どのかみ込みにより、外周部が摩耗し密着不完全となることがその原因である。さらにバルブが閉まっている時に密着不完全に高温の燃焼ガスが侵入し、局部過熱から高温腐食が進行して吹き抜けに至ると考えられる。

#### 3.3.2 1サイクルにおける周波数分析

排気バルブの吹き抜け実験を模擬するために、Fig. 9に示すように排気バルブに溝( $t \times b$ )を設けた。解析手順としては、バルブクリアランス変化実験と同様である。

Fig.10は、1200r.p.m., 1/2負荷で運転した時の、正常時とバルブ吹き抜け溝( $t=0.2\text{mm}, b=1.5\text{mm}$ )を設けて異常時を模擬した場合のエンジン1サイクルにわたる騒音の周波数特性である。正常時と異常時の比較をすると、吹き抜け時には、正常時に比べ全体的に大幅なレベルの上昇がみられる。

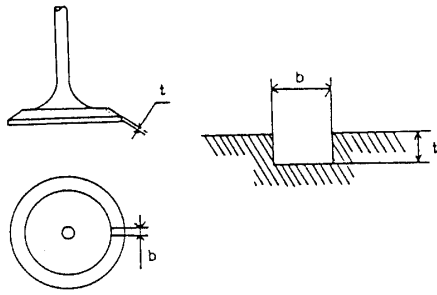


Fig. 9 Exhaust valve form of shape

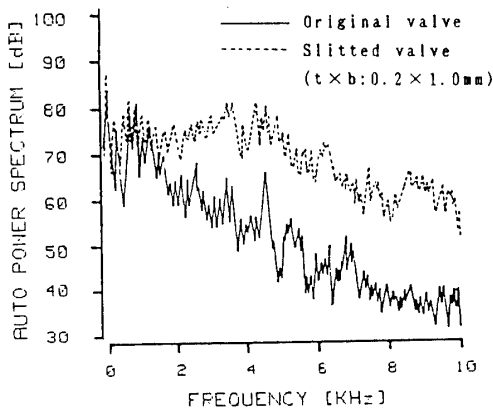


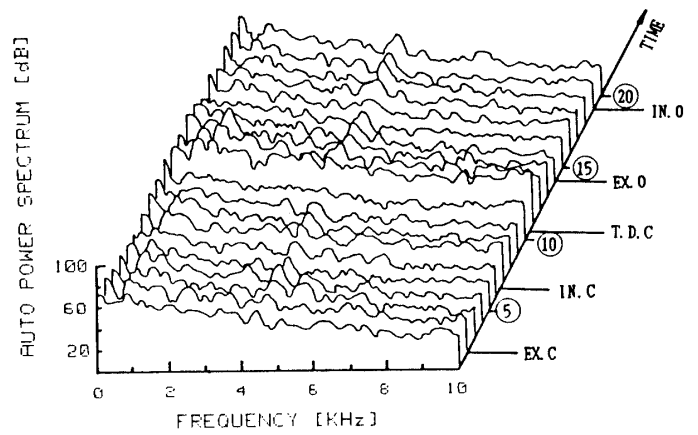
Fig.10 Effect to blow-by through exhaust valve

### 3.3.3 部分周波数分析結果

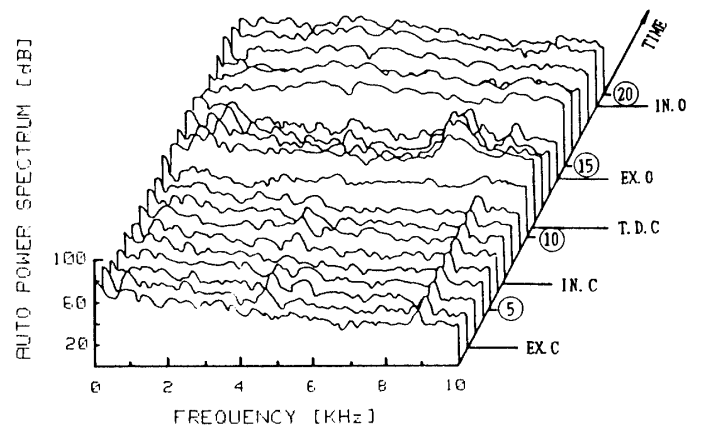
正常時とバルブ吹き抜け時の部分周波数分析によってえられた20区間の各周波数特性を、時間的変化について示したのが Fig.11である。

正常時と異常時を比較すると、異常時において8.7 kHz 付近に、区間①~⑨にかけて新しいピークがみられ、区間⑩~⑭においては7kHz~8kHz にかけて騒音のレベルが上昇している。このレベル上昇は、シリンダ内で燃焼・膨張した燃焼ガスが、バルブの溝を通り抜け排気マニホールド内に吹き出す時に発生する音と思われる。このことは大型機関において、吹き抜け時の異常検出を行う場合に、マイクロホンの設置場所を排気マニホールド側へ移動することにより、その騒音の差異が大きく現われることから確認できる。

なお、マイクロホンを排気管内に設置することは吹き抜け発生の検出には極めて有用であると考えられるが、排圧・高温・耐久性等の面で難点があり今後の課題であると思われる。



(a) Original valve



(b) Slitted valve ( $t \times b: 0.2 \times 1.5 \text{ mm}$ )

Fig.11 Frequency characteristics of noise for each time segment (Engine I, 1200r.p.m., 50% load)

## 4. 船舶用ディーゼルエンジンへの応用

### 4.1 まえがき

前章までの解析手法を、船用ディーゼルエンジン(エンジンII)に応用してみた。エンジンIIは、UBE-MAK6 M453型 6気筒 4サイクルディーゼルエンジン(1765 kW/600r.p.m.,  $D \times S: 320 \times 420 \text{ mm}$ )を使用した。

騒音の測定は Fig.12に示す位置にて壁面より30mm の位置にマイクロホンを設置した。

### 4.2 バルブクリアランス増大時の騒音調査

エンジンIIでは正常時  $h=0.7 \text{ mm}$  (暖機後) であるが 0.5mm 増大させて  $h=1.2 \text{ mm}$  として実験を行った。Fig.13は、エンジンIIのバルブクリアランス正常時(a)と異常時(b)の各区間の部分周波数分析結果である。

(a)より区間⑥・⑦で騒音のパワーレベルが上昇して

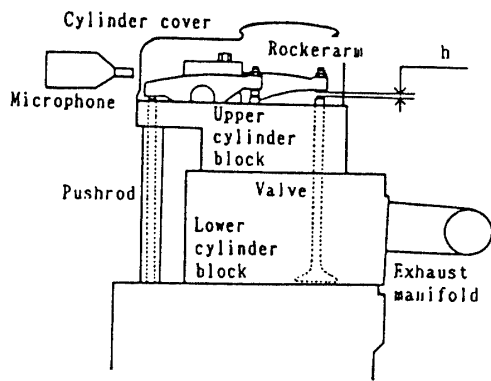


Fig. 12 Position of condenser microphone (Engine II)

いるが、これは排気バルブが閉じる時バルブとバルブシート間の衝撃の影響である。また1.5kHz および4.8 kHz にピークが存在し、ほぼ全区間にわたってそのピークが現われている。(b) のバルブクリアランスを増大させると、全区間において高周波数域にレベルの上昇が認められる。

4.3 バルブ吹き抜け時の騒音調査

Fig. 14に、エンジン II におけるバルブの吹き抜けを模擬(切り欠き  $t=0.5\text{mm}$ ,  $b=5.0\text{mm}$ ) し、各区間の部分周波数分析結果を示す。正常時(a) とバルブに溝をつけた吹き抜けを模擬した比較では、4.3kHz のピーク周波数のレベルが全区間で上昇している。また、区間①~⑧において6.5kHz, 8.6kHz に新たなピークが

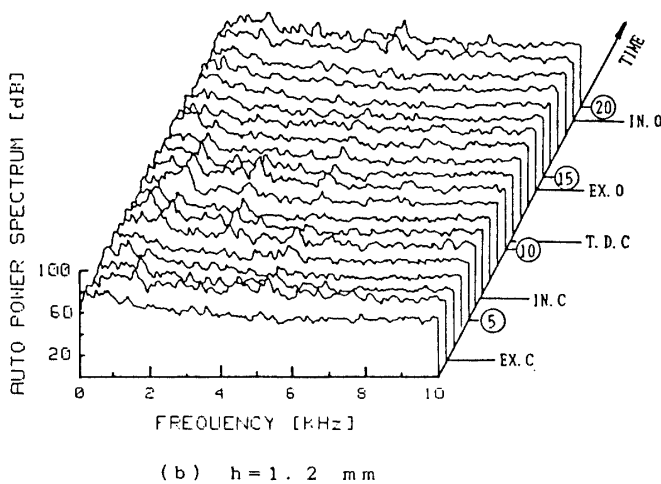
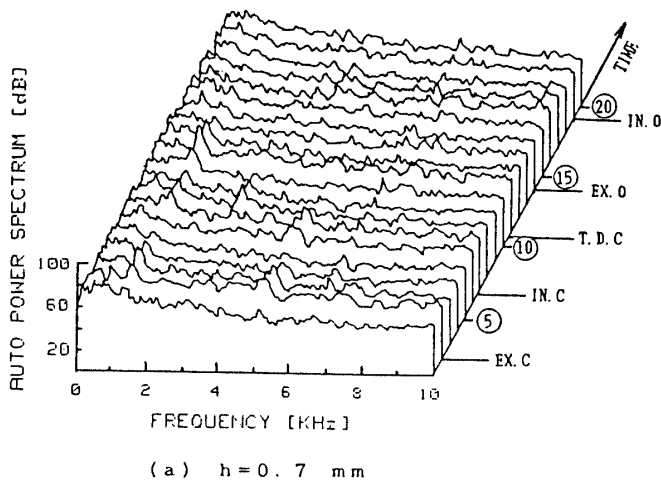


Fig. 13 Frequency characteristics of noise for each time segment ; effect of valve clearance h (Engine II, 545r.p.m., 75% load)

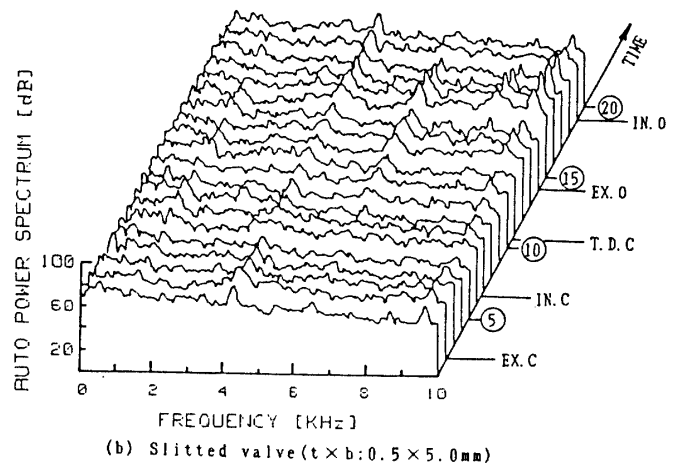
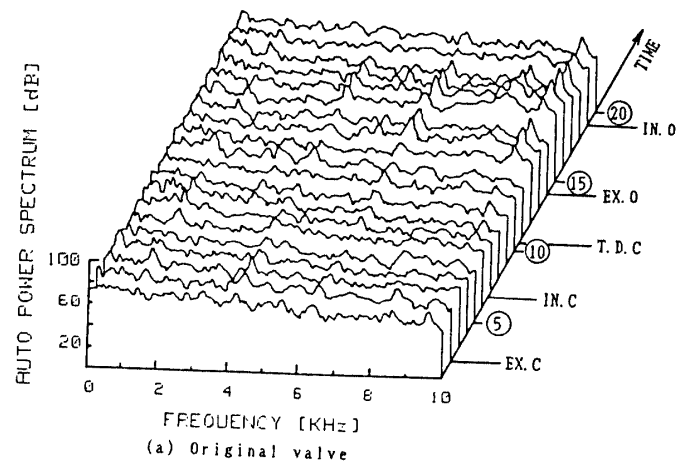


Fig. 14 Frequency characteristics of noise for each time segment ; effect of blow-by through exhaust valve (Engine II, 545r.p.r., 75% load)

発生している。

以上、エンジン I とは全く型式の異なる船用ディーゼルエンジンを用いて実験を行った。これよりエンジン I で用いた解析手法によりバルブクリアランス増大及びバルブの吹き抜けが発生した場合、異常を検出することができた。

## 5. まとめ

本研究では、エンジンにおける故障診断を行う際に『音』に着目し、運転中のエンジンから発生する騒音の応答波形を測定し、各種の解析を行うことにより、エンジンの故障の発生を検出することを試みた。

故障の種類としては、クリアランス異常・排気バルブ吹き抜け現象の 2 つに着目し、供試エンジンには形式および諸元がおおきく異なる 2 つのディーゼルエンジンを用いた。

以下に結果を要約する。

1. 騒音波形の時間経過による故障検出は、バルブの開閉時期などを参考にすることで、エンジン I においてある程度可能である。
2. 1 サイクルの騒音を周波数分析することで、2 種類の故障がエンジン I およびエンジン II の騒音に及ぼす影響が明らかとなった。しかし、回転速度の変化に伴いその影響を検出できなくなる場合があるため、故障診断を行う手法としては不十分である。
3. 騒音の応答波形を時間軸上で分割し、各区分につ

いて周波数分析を行うことで、故障の影響を時間領域及び周波数領域の 2 面から検出することを試みた。

その結果、本手法は 1 サイクルにわたっての周波数分析よりも広い周波数帯でレベルがエンジンの故障により大きく変化することから、故障診断を行う手法としては有効であることがわかった。

さいごに、本研究を遂行するにあたり、実験に御協力・御支援を賜った宇部興産 (株) 加納達雄・御園生滋・深野 俊の諸氏に、感謝の意を表します。

## 参考文献

- 1) 小嶋直哉他 2 名, "空冷小形内燃機関の運転時における衝撃応答と放射騒音", 日本機械学会論文集, 47巻418号, p1125-1134
- 2) 池西憲治他 2 名, "船舶の異常診断に関する調査結果と問題点", 日本船舶機関学会第37回学術講演, p83-86
- 3) 片木威他 3 名, "船用ディーゼル機関の診断技術に関する研究, 日本船舶機関学会誌, 21巻6号, p20-27
- 4) 中村秀雄, 多々良宏, "着火時振動波形の特徴を利用するエンジンの異常診断法, 計測自動制御学会第三回学術講演, p41-44
- 5) 水谷博, 木村隆一, "音によるディーゼル機関の弁間隙異常検出, 日本音響学会誌, 第41巻4号, p213-220

(平成元年10月14日受理)