

# ディーゼルエンジンの燃焼騒音に関する研究 (軸受部潤滑油の影響について)

和 泉 晴 夫\*・常 建 宇\*\*・小 嶋 直 哉\*

## A Study on Combustion Induced Noise of Diesel Engine (Effects of Lubricating Oil in Bearing)

Haruo IZUMI, CHANG Jian Yu , Naoya KOJIMA

### Abstract

The combustion impact of a diesel engine causes the vibration which transmits through each part of engine structure and radiates noise from their outside wall. It is difficult to clarify the characteristics of vibration transmission and noise radiation for a running engine.

In this paper, the single explosion test is performed to investigate the relation between the characteristic of vibration transmission path and radiated noise while the supplying state of oil in main bearing is varied.

### 1. まえがき

近年のディーゼルエンジンは、小型軽量化・高出力化が進み幅広い分野で利用されている。しかしながら、排気量が同程度のカソリンエンジンに比べて排気ガスや振動・騒音について低減対策が十分でなく、その対策が大きな社会的課題となっている。

ディーゼルエンジンに特有な燃焼衝撃音の発生は、主として、燃焼初期のシリンダ内圧力の急激な上昇が起振源となって、ピストン・コンロッド・クランク軸等の構造要素を伝達し、外壁面で重畳され騒音として放射される。従って、振動の伝達機構と騒音放射の関係を明らかにすることは、課題解決のために重要であると言える。

燃焼に起因する振動・騒音の発生と伝達特性に関する研究は数多く行われているが、機関の構造が複雑で騒音の発生や伝達特性に影響する要素も多く、より一層進んだ解析が必要とされている。

エンジンの振動・騒音伝達特性については、Alcock, J. F.とPriede, T.と、Dixon, J.<sup>1)~4)</sup>は燃焼衝撃と放射騒音の間に減衰率を定義し両者の比較を行い、岡村ら<sup>5)</sup>はエンジンを停止した静止状態でインパルスハンマ加振やシェーカ加振による振動伝達経路における評価を行っている。村山ら<sup>6)</sup>はシリンダ圧力と機関騒音の間の伝達係数を推定することにより燃焼騒音と機関騒音の分離を試みている。また、Yorkeら<sup>7)</sup>はエンジンを平板の組み合わせと考えて放射騒音の予測を行っている。一方、小嶋ら<sup>8)</sup>は燃焼衝撃のパワーと燃焼衝撃音のパワーから伝達放射特性を算出する方法を提案し、各種エンジンの各経路について振動・騒音伝達特性を調査報告している。これらの報告から、燃焼衝撃の発生機構については、エンジン構造各部の振動と密接な関係にあることが明確である。しかしながら、通常の負荷運転のような回転状況下での振動伝達特性と騒音放射特性を把握することは、複雑なエンジン本体構造と補機類の影響のため振動伝達経路ごとに正確な解析をすることは甚だ困難で、単純化したモデルで行っている。

本報告は、燃焼衝撃と騒音発生の関係が機関各部の構造と深くかかわっていることに着目し、燃焼衝撃の

\*機械工学科

\*\*大学院機械工学専攻

伝達経路を実機を用いて体系的に調べた。さらに、クランク軸部の潤滑油の供給条件が振動・騒音に与える影響について、単一爆発加振の実験装置とモデル化した主軸（無クランク軸）により、実験的な解明を試みた結果について述べる。

2. 実験装置及び実験方法

2.1 実験装置

本研究に使用した供試エンジンは自動車用縦型水冷4気筒ディーゼルエンジン(1720cc, 43kw/4700rpm)で、主な諸元をTable. 1に示す。

エンジン内部における振動伝達の経路をFig. 1に示す。Fig. 1で矢印は燃焼室からの振動の伝達経路を示しピストンリングとピストン下部を介してシリンダ壁面に伝わるもの、ピストンからコンロッドを経てクランク軸を介してシリンダ壁に伝わるもの、及び、燃焼室から直接シリンダヘッド（頭部）に伝わるものの3つの経路を示している。

供試エンジンは無響室内に設置し、マウント台や回転止めを含めエンジン本体以外からの放射騒音の影響を少なくするために吸音材（グラスウール）と遮音材（鉛板）で囲った。また、床面はエンジン以外からの音のまわり込みを防止するために銅板のバップルを設置して、半自由音場を形成して音響パワーの測定を上方における音圧の測定が可能になるように工夫した。

潤滑油の供給はFig. 2に示すように、無響室外にオイルポンプ・オイルバス・加熱器・リリースバルブ等を設置し、潤滑油温度と供給圧力を制御してエンジン側壁の供給口より供給した。また、エンジン内部で溜った潤滑油はオイルパンよりオイルバスに戻した。使用した潤滑油はSAE 10W-40で、潤滑油供給圧力は、供給口の180mm手前で、温度はメインベヤリングのキャップ部に熱電対を取付けて観測した。

シリンダ内の圧力は、抵抗線歪形式圧力ピックアップ（共和電業製）をシリンダヘッドに取付けて行い、騒音は無指向性コンデンサマイクロホンをエンジン中心上と本体側壁の4面の中心から半径1.4mの位置で精密騒音計（B&K製）を用いて観測した。

振動は圧電型加速度ピックアップ（Rion）を各所に取付けてデータレコーダに同時記録を行った。

クランク軸受部油膜にかかる衝撃圧力と、軸部の軸受からの移動量の測定は、圧電型ピックアップ（KISTLER製）をピストンの頂部・コンロッド大端部ほかに組込んで衝撃力を求め、また、軸の移動量は渦電流式非接触変位計（新川電機製）をメインベヤリングのキャ

Table. 1 Main specifications of tested engine

Type	Straight water-cooled 4 cycle Diesel
Total displacement	1720cc
Number of cylinder	4
Combustion chamber type	Swirl chamber
Bore×Stroke	78.0×90.0mm
Compression ratio	22.0

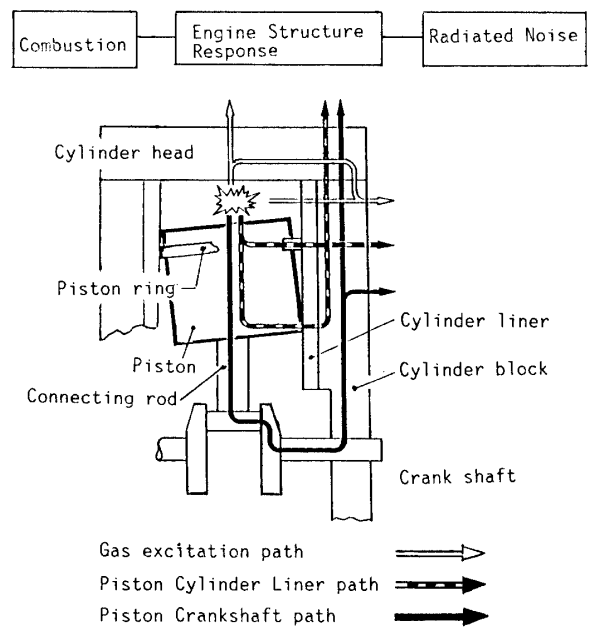


Fig. 1 Schematic diagram of transmission paths of combustion impacts.

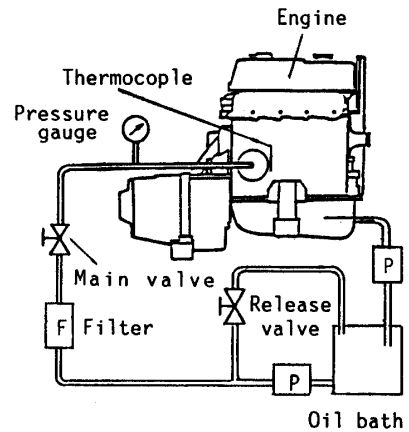


Fig. 2 Oil supplying system.

ブ部分に装着して行った。

2.2 実験方法

振動及び騒音伝達特性を調べるために、次のエンジン構造によって、振動伝達特性と騒音放射特性とを次の2つの実験方法で行った。

実験(A)：ピストンを上死点位置にクランク軸端を固定装置により固定して、シリンダヘッドの燃料噴射弁の位置からLPGと酸素の混合気を封入し、点火装置により燃焼室内で燃焼を1回のみ行う単一爆発加振するもの。「軸は静止状態である」

実験(B)：ピストンとコンロッドが一体となったダミー構造系（上死点位置と同等長さの一体形状）とクランク軸部の形状からクランク部だけを取り除いた無クランク軸で結合して、軸端をモーター駆動しながら単一爆発加振を行い、潤滑油温度と供給圧力を変化させて特性を求めるもの。

「軸は回転状態である、1000rpm一定」

これら2種類の実験装置と方法で、燃焼により衝撃的に伝達する振動と騒音は、データレコーダーとマイクロコンピュータにより測定と解析が行われた。振動測定は10回、騒音については5回の実験の平均化処理を行い整理した。

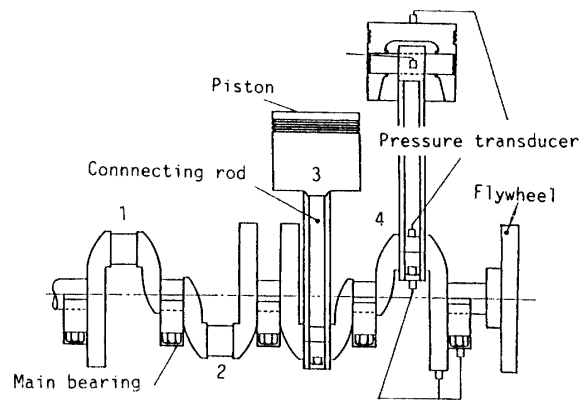
Fig. 3は、主軸の構造の概要をクランク軸（ノーマル軸）、無クランク軸における振動加速度計のセンサーの取付け位置の概要を示す。クランク軸では、シリンダ番号4に、無クランク軸では番号2にピストン及びコンロッドを設定した。

Fig. 4は、測定系の概要と軸の変位量測定用のギャップセンサーと潤滑油油膜圧力測定用のセンサー部の取付け状況を示す。

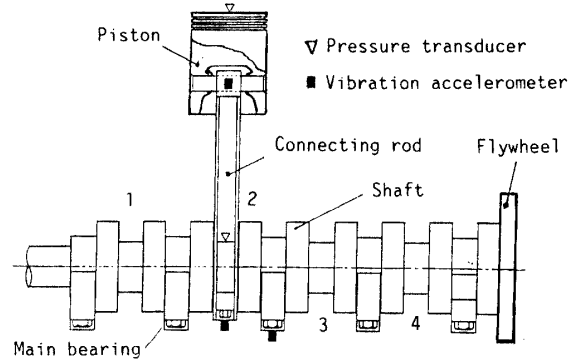
Fig. 5は、騒音の測定位置の概要を示す。測定点は前述のように半球面上に5点を設けてパワーレベルを算出して騒音放射特性の調べることにした。

3. 振動伝達の各経路における潤滑の影響

エンジンの潤滑油は、保守・管理上重要なもので、特に、クランク軸周りの供給が中断すると致命的な損傷につながり、出力性能にも大きく影響を及ぼすことはよく知られている。また、潤滑油は、滑り部の潤滑・冷却・清浄の作用を始め燃焼室と可動するピストンリングとの気密を保つ機能をもっており、エンジンの負荷・回転速度に応じた潤滑油供給が必要である。この潤滑油の供給条件によって、振動伝達条件が変化し、当然ながら騒音の発生にも影響を与えることが予測さ



(a) Crank Shaft



(b) Crankless type Shaft

Fig. 3 Schematic view of driving system and measuring point.

れる。

3.1 振動伝達特性の抽出方法

シリンダヘッド部に取り付けた圧力センサーにより測定して整理したシリンダ圧力レベル $L_{cp}$ と、主軸の油膜部圧力レベル $L_{rp}$  ( $re. 2 \times 10^{-5} Pa$ ) との差を周波数で整理したものを振動伝達特性として、潤滑油供給条件による影響を以下に調べた。

本実験においては、ピストンを固定した状態で1回のみ爆発させる（単一爆発）加振方法を用いたために振動伝達特性を詳細に把握するには、定常信号の処理とは異なった方法が必要である。衝撃信号を0.1秒間サンプリングし、繰返し再生（連続信号化）して処理する周期信号化法を用いた。

3.2 実験結果

3.2.1 燃焼圧力の伝搬

Fig. 6 (a)は、実験 (A) により、ノーマルなクラン

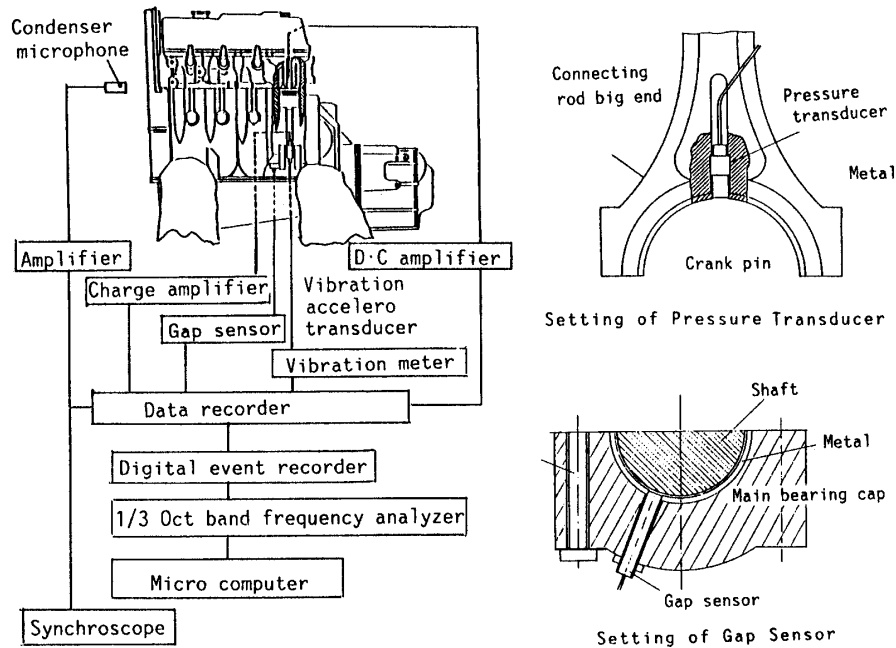


Fig. 4 Measuring and analyzing systems.

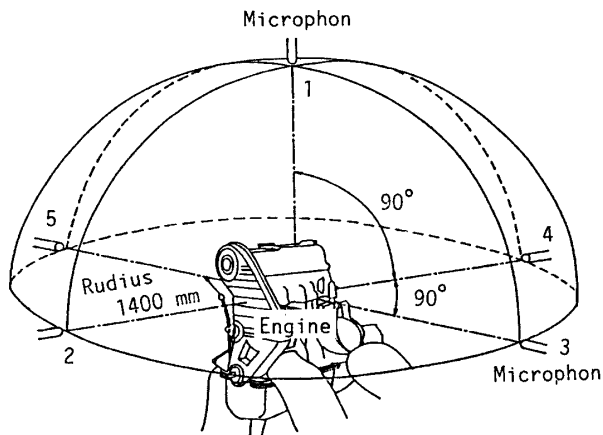


Fig. 5 Noise measuring points.

ク軸における燃焼室からの振動伝搬の特性を、左に潤滑油温度の変化の影響を、右に供給圧力を変化させたときの影響を示す。Fig. 6 (b)は、実験装置 (B) により、クランク軸と同様に潤滑油温度、供給圧力に対する潤滑油膜圧力レベルとシリンダ圧力レベルの差を縦軸に整理して示した。

Fig. 6 から、潤滑油の温度変化によって低中周波数域において振動伝達特性が大きく変化しており、潤滑油温度が80℃を越えると変化が微小であることが分かった。なお、図中には80℃以上のものは割愛している。

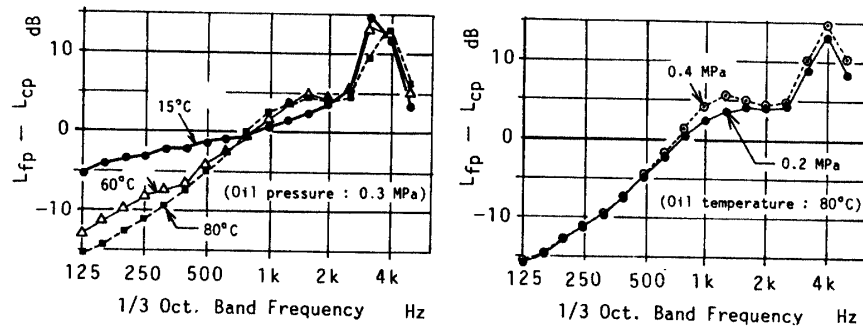
一方、供給圧力による影響を調べた結果では、クランク軸の場合には圧力を変えてもほとんど振動伝達特性には変化はなく、無クランク軸の方が低中周波数域において、供給圧力が低いほど伝達割合が大きくなることわかる。

このように、振動伝達系の構造上の違いによって、この振動伝達特性の傾向も全く異なったものになりクランク軸系では右上がり傾向のものが、無クランク系ではほぼ幅の広い周波数域で平坦な特性であることがわかった。また、観測するシリンダ番号の違いによってシリンダを含む本体構造上の振動の伝わり方も異なるので、推察の域を脱しないが、供給する潤滑油の温度・圧力に対する影響の度合いはある程度察知することができた。

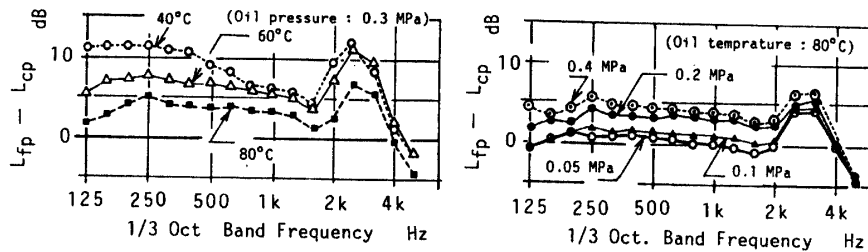
### 3.2.2 振動伝達の変化

Fig. 7 に、潤滑油温度を80℃一定にしてクランク軸を固定静止し(実験 (A)), 各点の振動伝達特性の変化を、潤滑油供給のないときと、あるとき(供給圧力0.4 MPa)の変化を示す。図中の上から、コンロッド小端部・クランク部端部・主軸部の順に示している。なお、縦軸は振動加速度レベルとシリンダ圧力レベルの差を示す。

図から、供給圧力を常用の最大出力時に近い値である0.4MPaまで変化させても、振動伝達特性に与える影



(a) Crank Shaft (cyl. No. 4)



(b) Crankless Shaft (cyl. No. 2)

Fig. 6 Influences of oil temperature and oil pressure on vibration transmission characteristics.

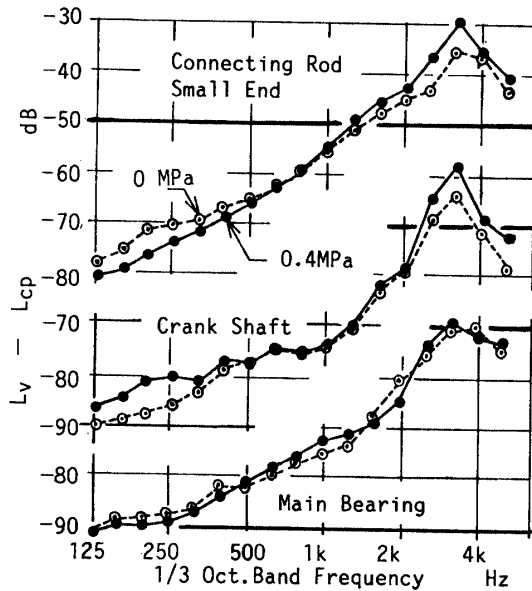


Fig. 7 Vibration transmission characteristics from cylinder pressure to each part of engine structure (Oil temperature : 80°C).

以上のことを、総括すると潤滑油の温度と圧力には動粘度が大きく関わっていることから、潤滑油膜圧力と軸の移動量の関係を温度・供給圧力との関係から整理を試みた。

### 3.2.3 潤滑油膜と軸移動量

Fig. 8 は、主軸の潤滑油膜圧力 $P_f$ と主軸の静止状態からの移動量 $\Delta S$ を、実験 (B) により軸を回転させながら測定した結果を、潤滑油供給温度・供給圧力の変化について示す。図中の $K_v$ は、潤滑油ハンドブック<sup>7)</sup>によるエンジン用潤滑油の一般的な動粘度の特性を参考のため併記している。

図から、潤滑油膜の形成は潤滑油の粘度に寄与するところが大きく、温度の上昇とともに粘度が低下して油膜厚さが薄くなり主軸の移動量が少なくなっているが、これに対し潤滑油温度、及び、供給圧力の上昇とともに油膜圧力も移動量と反比例して変化している。温度変化と圧力変化を比較すると温度による依存の度合いが大きいことがわかり、潤滑油の動粘度に大きく左右されることが確認できた。

響は 2 kHz 以上で若干あるものの、測定可能な周波数域では微小な変化であることがわかった。

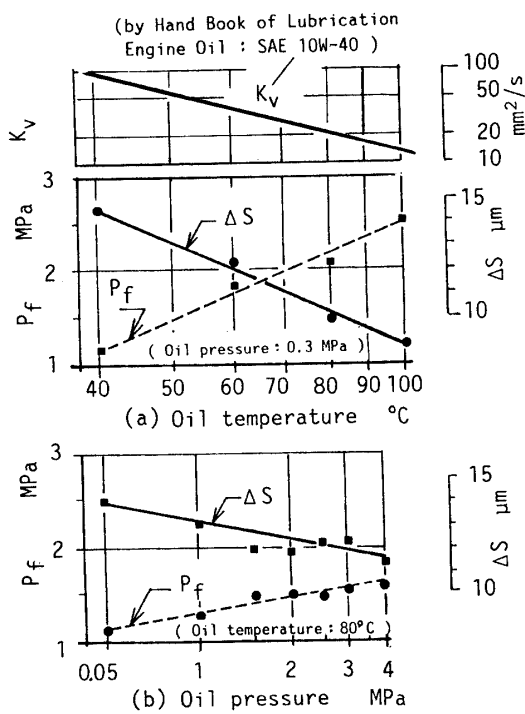


Fig. 8 Effect of oil temperature and oil pressure on displacement of shaft and oil film pressure.

#### 4. 騒音放射における潤滑の影響

燃焼衝撃と放射騒音との関係を定量的に明らかにするために、次の解析方法によって音響パワー・放射騒音パワー・伝達放射係数を用いて信号処理を行い整理を試みた。

##### 4.1 音響パワーの算出方法

##### 4.1.1 燃焼室内壁に作用する圧力変動パワー

音源の音響出力Wは閉空間において音波の拡散面積をS、この面上の音の強さをIとして、次式で表わされる。

$$W = I \cdot S \quad (1)$$

燃焼衝撃におけるパワーを考える場合、燃焼室内は圧力振動の波長に対して十分に大きいとは言えず、また、密閉区間であるため式(1)を用いて燃焼衝撃そのものの持つ完全なパワーを算出することは困難である。

しかし、燃焼によって誘起された圧力変動のうち壁面に作用するパワーはある程度算出は可能である。

そこで、本研究では全ての燃焼室内壁に一定の圧力

変動の強さ $I_c$ がかっていると仮定し、次式を用いて燃焼室内壁に作用する圧力変動のパワー $W_c$ (以下、燃焼衝撃のパワー)を算出した。

$$W_c = I_c \cdot A_c \quad (2)$$

ここで、 $A_c$ は燃焼室内壁表面積である。

これにより燃焼衝撃のパワーレベル $L_{wc}$ は式(2)の両辺の対数をとることにより次式を得る。

$$L_{wc} = L_{cp} + 10 \log A_c \quad (3)$$

ここで、 $L_{cp}$ は、シリンダ圧力レベル (re.  $20\mu\text{Pa}$ ) である。

##### 4.2 放射騒音のパワー

音波の進む方向に垂直な単位面積を通過するエネルギーを音の強さといい、次式で表わされる。

$$I_s = P \cdot u = P^2 / \rho c \quad (4)$$

ここで、Pは音圧、uは粒子速度、 $\rho c$ は固有音響インピーダンスである。

エンジンから放射される音響パワー $W_s$ は音波の拡散面積 $A_s$ 上の微小面積 $dA$ を通過する音の強さを $I_s$ とすると次式で表わされる。

$$\begin{aligned} W_s &= \int_{A_s} I_s \, dA = P \cdot u \, dA \\ &= \int_{A_s} (P^2 / \rho c) \, dA \end{aligned} \quad (5)$$

これより拡散面積 $A_s$ 上での音圧レベルのパワー平均値 $\overline{L_{sp}}$ を用いれば放射騒音のパワーレベル $L_{ws}$ は次式で表わせる。

$$L_{ws} = \overline{L_{sp}} + 10 \log A_s \quad (6)$$

エンジンが点音源と見なせるような位置で騒音を測定すれば、半自由音場として取り扱われ拡散面積 $A_s$ は $2\pi r^2$  (r:空間半径)となる。

##### 4.3 伝達放射特性の算出方法

エンジンを一つの線形な系として考え、燃焼の継続期間中に振動、騒音の伝達や発生メカニズムが変化しないと仮定し、燃焼衝撃のパワー $L_{ws}$ と燃焼衝撃音のパワー $L_{ws}$ との間に比例関係が成立するものとすれば、次式を得る。

$$W_s = G \cdot W_c \quad (7)$$

レベル表示をすれば

$$L_{ws} = L_{ws} + 10 \log G \quad (8)$$

となり、Gを伝達放射係数と呼ぶ。

Fig. 9, Fig.10は、燃焼室内に封入する混合気の圧力を変化して式(8)の関係を調べた結果を示す。図から2 kHz以下の周波数域ではほぼ比例し、高周波になるに従いバラつくことが分かった。

また、式(8)、(3)、(6)より次式が成り立つ。

$$10 \log G = L_{sp} - L_{cp} + 10 \log (A_s/A_c) \quad (9)$$

ここで、 $10 \log G$ を伝達放射特性という。

#### 4.4 騒音放射特性に及ぼす油膜の影響

燃焼室からの振動伝達特性において、潤滑油の供給条件によって顕著な変化は見られなかったが、騒音特性にも影響がないかを、前述の騒音放射特性を用いて検討を行った。

Fig. 9は、クランク軸を用いて実験(A)で騒音放射特性を示す。潤滑油の温度と供給圧力を変化したときの、式(9)による周波数による整理で、高周波数域を除いて大差のないことがわかる。

Fig.10は、無クランク軸を用いて実験(B)によって同様の整理をしたものである。Fig. 9と比較して2 kHz以上の高周波数域で5 dB程度の変化が現われることが認められる。この違いの原因としては、前述のように実験装置が、クランク軸を用いた静止実験(A)においては潤滑油膜の形成が十分でなく、局部的に軸と軸受が接触しているためと考えられる。潤滑油膜が十分に形成される無クランク軸を用いた回転実験(B)による結果が実機の運転状態に近い状態が実現できていると判断できる。従って軸受部の潤滑油膜が燃焼騒音の伝達放射特性に及ぼす影響は、ある特定の周波数域に対しては5 dB程度にも達していると考えられる。

#### 5. まとめ

本研究では、実機のディーゼルエンジンを用いて単一爆発加振をノーマルなクランク軸とクランク部を削除した無クランク軸の2種類の主軸によって、潤滑油の供給条件を変えながら、燃焼室からの燃焼に伴う振動伝達の推移と、エンジン周辺の放射騒音の分布から騒音放射特性との関係を調べた。

得られた結果を次のように要約する。

(1) 潤滑油の供給温度・供給圧力が振動伝達特性及び騒音放射特性に及ぼす影響は微小であるが、供給圧力を大きくすると、高周波数域で振動が若干増大して騒音放射も大きくなる傾向が認められた。

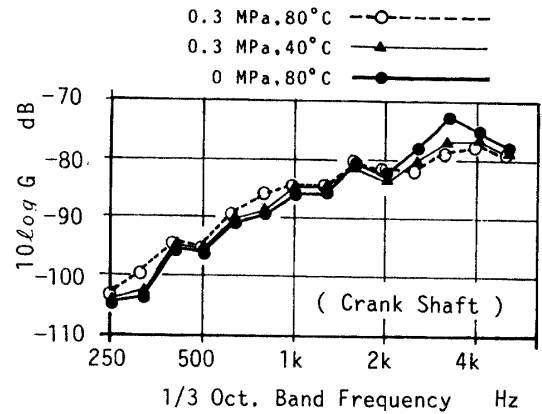


Fig. 9 Generation characteristics of combustion noise.

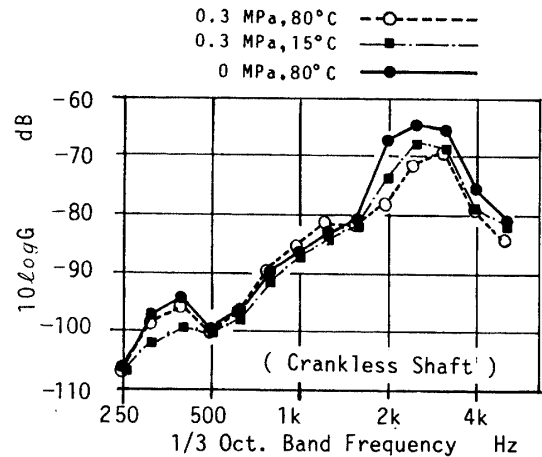


Fig.10 Generation characteristics of combustion noise.

(2) 潤滑油の供給温度の上昇に伴い、潤滑油の粘度が低下し、ピストン駆動系経路(ピストン・コンロッド・クランク軸経路)の振動レベルが若干上昇する傾向が見られた。この原因には温度上昇に伴う潤滑油の粘度の低下による油膜の保持力が低下して、必要な油膜厚さが減少したことによる効果が大きいことが確認できた。

(3) 前述の結果からして、潤滑油供給条件が振動・騒音の低減はさほど大きな期待が望めなかったが2 kHz以上の高周波数域の騒音放射特性で5 dB程度の変化が認められた。

終わりに、本研究をすすめるにあたって終始協力して頂いた平成3年度卒論生諸君に謝辞を述べる。

## 参考文献

- 1) A. Austen, A. E. W., T. Priede. SAE Trans. (1966)
- 2) Alcock, J. F., Contribution to Discussion, Inst. Mech. Engrs., Symposium on Engine Noise and Noise Suppression, (1958), p54
- 3) Priede, T., Grover, E. C. and Lalor, N., "Relation between Noise and Basic Structural Vibration of Diesel Engines", SAE Paper 690450
- 4) Dixon, J., Grobver, E. C. and Priede, T., SAE Trans. 820364 (1982)
- 5) Okamura H., J, Acoust. Soc. Am., Vol.67, No.2 Feb. (1980)
- 6) 小嶋・村山ほか, 機論, 42巻358号 (1976), 1877
- 7) 潤滑ハンドブック, 日本潤滑学会編, (1987)
- 8) P. J. York., SAE Paper 750836. (1975)

(平成5年4月15日受理)