小形2サイクルエンジンの衝撃源探査*

(アイドリング時の振動・騒音特性について)

正 小嶋直哉 (山口大工)*¹,正 小林啓二 (山口大工)*¹SEARCH OF IMPACT ORIGIN IN A TWO-STROKE SPARK-IGNITION ENGINE
(VIBRATION AND NOISE IN IDLING OPERATION)

NAOYA KOJIMA KEIJI KOBAYASHI

Three techniques were employed, in this paper, to clarify the origin of impact noise in a two-stroke spark-ignition engine. First, the frequency analysis for a particular time segment involved in one engine cycle of vibration and noise was examined. It became possible to find the frequency characteristics of any instantaneous response which occurred in an operating engine. Next, an attempt was made to identify the origin of the impact by isolating vibrations and/or eliminating parts in the drive system of the idling engine. Finally, the time history of each one-third octave band frequency component of the engine response was schematically shown to visualize the generation of vibration and noise. As a result, it became clear that the primary reduction gears in the crank case were the predominant source of the vibration and noise responses in the idling test engine.

Key Words; Sound, Internal Combustion Engine, Impact Origin, Partial Frequency Analysis, Gear, Vibration Transmission

1. まえがき

近年、交通騒音の低減に対する社会的要請は極めて高くなっている。しかし低燃費高出力化、軽量化などのエンジンの出力性能への要求と騒音低減とは相反する項目が多く、技術的対応が難しくなっている。

特に二輪車においては、エンジンがデザインの一部分とされる場合が多く、騒音低減対策として可能な手段が限定されてしまう。このように二輪車では、エンジンで発生する振動や騒音を遮断することがかなり困難なため、その発生時期、発生場所、およびその原因を調べ、振動や騒音を発生源において低減することが特に重要である。

エンジンから発生する騒音は、一般に定常音としての取り扱いがなされてきている。しかしエンジンでは、定常騒音に種々の要因による衝撃性の強い騒音が重畳されていると考えられ、その衝撃源の解明なくしては効果的な騒音の低減は期待できない。

そこで本研究では、2サイクルガソリンエンジンに

おいて、主に近隣騒音や二輪車の品質感にかかわるアイドリング時の振動と騒音に着目し、その発生源について調査した。まず、1サイクル中における振動・騒音を各種衝撃に対応した応答の組み合わせと考へ、各応答波形を部分的に解析した。これにより、1サイクル中の各時期に発生する衝撃応答の周波数特性と、それがエンジン騒音に及ぼす影響を明らかにした。次に供試エンジン構造を大きく2つの部分に分け、主な衝撃がどちらの部分で発生しているかを調査し、その発生原因について探査した。最後に振動・騒音の各帯域周波数成分の時間経過を作成し、その発生状況を視覚的にとらえることを試みたので、以下に報告する。

2. 実験装置及び実験方法

本研究に使用したエンジンは、空冷の小形2サイクル単シリンダガソリン機関(D×S: 56×50mm, 9.4kW/7000rpm)で、これを無響室に設置するとともに吸・排気管は吸・遮音材により密閉して室外に導き、吸・排気音の影響をできるだけ除去した。なおエン

* 昭和63年3月12日 中国四国支部第26期総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年9月7日。

*¹ 正員、山口大学工学部 (〒755 宇部市常盤台 2557)。

ジン回転数は、種々の実験において共通して安定に運転できる最低回転数である2000rpmとした。

エンジン外壁面からの放射騒音は、無指向性コンデンサマイクロホンをシリンダヘッド中央から斜上方で距離0.5mの地点に設置し測定した。振動加速度は、図1に示すエンジンの各位置で小形軽量の圧電型加速度ピックアップ（質量：1.2g）により検出した。燃焼室内の圧力経過は、シリンダヘッドの燃焼室壁面に抵抗線歪計式指圧ピックアップを取り付けて測定した。

各応答の時間経過の解析は、バンドパスフィルタからの出力をA/D変換器を経て、マイクロコンピュータにより行った。各波形の任意期間の部分周波数分析⁽¹⁾は、上死点マークを同期信号として特定期間の応答波形をデジタルメモリに取り込んだ後、D/A変換した信号を繰り返し波形として再生したものを、1/3オクターブ周波数分析器で解析した。

3. 振動と騒音の発生特性の調査

3.1 定常応答解析による振動・騒音の発生特性

図2は、2000rpmにおいてエンジン負荷を変化させたときの各部の振動と放射騒音を、定常応答として取り扱った場合の解析結果を示したものである。いずれの振動・騒音の応答においても、無負荷と1/4負荷との場合には最大5dB程度のレベル差が認められるが、1/4負荷と1/3負荷の間ではレベル差はほとんど認められない。各周波数特性を詳しく検討してみると、放射騒音においては2kHz以下の周波数域において、そのレベルが高くなっている。シリンダヘッドの振動では、負荷を増すと1.6kHzにピークが現われ、これが騒音にも影響を及ぼしているように考えられる。またシリンダブロックでは400Hzに、クランクケースでは2kHzと4kHzにピークが認められる。

図1 実験装置

このように、エンジンにおける振動・騒音を定常応答波形として取り扱った場合には、発生する騒音の大きな傾向をとらえることはできるが、その詳細な発生状況を明らかにすることはできない。

3.2 部分分析による振動と騒音の解析 供試エンジンをニュートラルで運転した時の燃焼室内の圧力経過と、エンジン各部壁面での振動加速度および騒音の時間経過を図3(a)に示す。また図3(b)～(e)は、図3(a)に示した①～⑤の各期間に発生したエンジン振動と騒音を個別に部分分析し、その周波数特性を示したものである。

放射騒音において、630Hz以下では期間⑤、それ以上の周波数域では期間③、④におけるレベルが高い。シリンダヘッドでは1kHzまでは期間④および⑤で、1.25kHz以上においては期間③で、またシリンダブロックでは広い周波数域において期間④でそれぞれ強く振動していることが知られる。さらにクランクケースでは1.25kHz以下の周波数域で期間④、1.6kHz以上で期間③の振動レベルが大きいたことがわかる。

これらのことより、630～1.25kHzの期間④におけるシリンダヘッド、および1.6k～2.5kHzの期間③におけるクランクケースの振動が、エンジン騒音に強い影響を及ぼしていることがわかる。このように部分分析を行うことにより、エンジンの1サイクル中のどの時期にどの帯域周波数において強く振動し、また騒音が発生しているかを詳細に知ることができる。

4. 低速無負荷時における衝撃源探査

4.1 振動遮断による衝撃源の調査 前節における部分分析の結果、供試エンジンから放射される騒音

図2 負荷が振動および放射騒音におよぼす影響（定常応答としての取り扱い、2000rpm、5速）

は、広い周波数域において主としてピストンが上死点から下死点に移動する間に集中していることがわかった。そこで次にエンジン各部での衝撃応答を、シリンダヘッド及びシリンダブロックで発生するものと、クランクケースから発生するものの2つに大別し、衝撃源の調査を試みた。

使用した振動絶縁材料は、厚さ4mmの硬質ゴム(バネ定数:12N/mm)で、これをクランクケースとシリンダブロックとの間に挿入し、厚さ3mmまで締付けを行った。これにより、発火運転時のそれぞれの部分で発生する振動の他方への伝達を緩和して、そのときの衝撃応答の変化を調査することにした。図1に硬質ゴムの挿入位置を示す。なお、シリンダブロック取付けボルトを介して振動が伝達されるのを防ぐため、ナット下部にも同材料を挿入した。

硬質のゴム板をクランクケースとシリンダブロックとの間に挿入することにより、隙間体積や掃気時期が変化して、シリンダ圧力経過や衝撃力が作用する時期や場所が変化することが考えられる。この影響を調べるために、厚さ3mmのアルミ板を挿入して発火運転を行った結果についても検討を加えた。

高周波数域の振動に着目すれば、衝撃源がクランクケースにあって振動がシリンダブロックおよびシリンダヘッドに伝達している場合には、振動絶縁材料を両者の間に挿入することによりヘッドとブロックの振動が減少し、逆に衝撃源がヘッドまたはブロックにある場合には、クランクケースの振動が低下することが期待される。そこでまずゴム板の振動絶縁効果を調べるために、インパルスハンマによる加振を行った。

硬質のゴム板を挿入した場合と何も挿入しない場合において、シリンダヘッドおよびクランクケースをそれぞれハンマで加振し、その時の振動加速度をシリンダブロックおよびクランクケースで測定した。測定した加速度レベル L_v (re. $10\mu\text{m/s}^2$)とハンマの打撃によりイナータンスを算出した。それらの結果を図4に比較して示す。図より明らかなように、ゴム板を挿入することにより1.25kHz以上の周波数域ではイナータンスの大幅な低下が認められるが、1kHz以下の周波数域では振動遮断効果が期待できない。以上のことから、ゴム板の挿入による衝撃応答の分離に関しては、調査対象を一応1.25kHz以上とし、衝撃源探査について考察を進めることにする。

図5は、エンジン騒音およびシリンダヘッド、シリンダブロック、クランクケースにおける振動加速度の

図4 挿入ゴム板の振動遮断効果

(a) Time history of each response

(b) Engine noise

(d) Cylinder block vibration

(c) Cylinder head vibration

(e) Crank case vibration

図3 エンジンにおける応答の時間経過と各時期ごとの周波数特性

周波数特性をそれぞれ挿入なし（原形のまま）、アルミ板挿入、ゴム板挿入の3通りの場合を比較して示したものである。ゴム板を挿入した場合には、アルミ板を挿入した場合と比べてシリンダヘッドとブロックにおいて、1.25kHz以上の周波数域での振動加速度が大幅に低下しているのに対し、クランクケースの振動加速度のレベルにはほとんど変化が認められない。また騒音においても、これと対応した周波数域で大幅にレベルが低下している。

従って、1.25kHz以上の周波数域における振動を誘起している主な衝撃源はクランクケース部にあり、その衝撃応答がシリンダヘッドおよびシリンダブロックへと伝達され、騒音を強く放射していることが知れる。

4.2 歯車接続状態変化による衝撃源の調査

運転時の主な衝撃源としては、燃焼衝撃、ピストンスラップ、コンロッドのクリアランスおよび減大減小ギヤや変速ギヤ等におけるものなどが考えられる。前節において、アイドル時の高周波域における騒音を誘起している衝撃源が、クランクケース部にいることがわかったので、ここではそれらの衝撃を（1）主に減大減小ギヤに関わる衝撃（2）主に変速ギヤに関わる衝撃（3）主に燃焼、ピストンスラップ等、上記以外に関わる衝撃、の3つに大別し、それぞれが振動や騒音に及ぼす影響について調査した。

まず、駆動系ギヤの接続状態を変化させた場合の、エンジン各部の振動と騒音の周波数特性を図6に示す。なお、減大減小ギヤを除去した場合にはクランク軸に質量を付加し、その慣性モーメントの差異をできるだけ小さくするように配慮した。

図6に示されるように騒音および振動において、5

図5 振動遮断による衝撃源分離の試み（2000rpm、ニュートラル）

速無負荷ではニュートラルの場合よりも全体的に1～2dBレベルが増加する程度である。しかし減大減小ギヤを除去した場合には、ほとんどの周波数域において大幅なレベル低下が認められる。このことと図5に示した結果を考え合わせれば、本供試エンジンのアイドルリング時の振動・騒音においては、減大減小ギヤに関わる衝撃の影響が最も支配的であると言える。

図7に、駆動系ギヤの接続状態を変化させたときのエンジン各部の振動と騒音およびシリンダ圧力の時間経過を示す。5速無負荷時とニュートラル時の応答には大きな変化はみられない。しかし減大減小ギヤを除去した場合には、各応答の振幅が大幅に低下している。これらの変化を定量的にとらえるために、減大減小ギヤや変速ギヤに関連して発生する衝撃がエンジン騒音に及ぼす影響を、同一回転数により算出してみた。

減大減小ギヤによる影響は、ニュートラル時と減大減小ギヤ除去時における振動・騒音のエネルギー差を求めこれをレベル表示することにより評価した。また変速ギヤの影響についても同様に、5速無負荷時とニュートラル時との各応答のエネルギー差により求めた。減大減小ギヤ除去時の衝撃源としては、燃焼、ピストンスラップ、各部のクリアランスにおいて発生するものなどが考えられる。ここではこれらを一括して、「その他の影響」として表示した。なお算出結果については、図6においてギヤの接続状態による差がいずれの応答においても明確に認められる500Hz以上の周波数域について検討することにする。

図8より明らかなように、5速無負荷時の振動・騒音において、広い周波数域で減大減小ギヤと変速ギヤ

図6 駆動系ギヤの接続状態変化による影響（2000rpm）

図7 駆動系ギヤの接続状態変化時の各振動と放射騒音の時間経過図

の影響が強く現れている。特に減大減小ギヤの影響は、振動についてはヘッドで2k~4kHz、クランクケースではほぼ全域で、ブロックでは1.6k~3.15kHzにおいて、また騒音については1.6k~3.15kHzの周波数域において、それぞれ極めて強く現れている。

図8に示した各部の振動および騒音に対する減大減小ギヤ、変速ギヤ、その他のそれぞれの影響を、各帯域周波数成分のエネルギー割合を求め、寄与率として表示したものが図9である。同図において、各部の振動では中高周波数域では減大減小ギヤおよび変速ギヤ等のクランクケース部で発生する衝撃の影響が極めて強く、各帯域におけるそれらの寄与率は80%にも達している。中でも2k~3.15kHzを中心とする周波数域においては、いずれの場所においても減大減小ギヤの影響が顕著である。一方、騒音においても同様に、減大減小ギヤおよび変速ギヤとの関連によって発生する騒音が大きく、特に1kHz以下では変速ギヤが40%以上、1.6k~3.15kHzでは減大減小ギヤとの関連で発生する騒音が40~75%の寄与率を持っている。

4.3 振動および騒音の各帯域成分の時間経過表示

図3(a)および図7に示したように、本供試エンジンの低速無負荷運転時では、その主な衝撃による振動・騒音の発生時期は、上死点后50°CA付近から下死点の期間に集中している。そこで、1サイクル中に発生する振動と騒音の発生状況をより詳細に視覚的にとらえるために、各1/3オクターブ帯域周波数成分の時間経過の表示を行った。なお各帯域成分の時間経過は、連続する5サイクルのエネルギー平均により表示した。

図10は、ニュートラル時のクランクケースの振動加

図8 駆動系ギヤが各部応答に及ぼす影響

図9 各種衝撃が振動と騒音に与える影響

速度およびエンジン騒音の時間経過を示したものである。図10(a)に示すクランクケース振動において、1kHz以下の帯域成分は上死点后70°CAから下死点付近までレベルが大きい。これに対して1.25kHz以上の帯域成分は上死点后100°CAから下死点過ぎまで振動レベルが大きいなど、各帯域によって応答の発生する時期が幾分異なることがわかる。特に2kHzの帯域成分は最も大きなレベルを示し、かつ継続時間も長く、上死点后60°CA付近まで強く振動していることがわかる。

一方、図10(b)に示す放射騒音においては、上死点后100°CAから下死点の間に1.25k~2kHzの帯域成分が、また上死点后120°CA付近で630~800Hzの騒音が集中

図10 ニュートラル運転時の振動と騒音の
各帯域周波数成分の時間経過 (2000rpm)

して強く放射されている。これは、図3(b)の1kHz前後の帯域周波数成分が、主に期間④で放射されていることにも現れている。

前節で述べたように、本供試エンジンのアイドリング時においては、減大減小ギヤが主な衝撃発生源であると考えられるので、ここでは減大減小ギヤを除去した場合のクランクケースの振動とエンジン騒音の時間経過を図11に示す。図10との比較において、それぞれの応答は減大減小ギヤを除去することにより、630Hz以上の周波数域において大幅に低下し、これらを誘起していた衝撃が低減したことが明らかである。

このように振動や騒音の波形を、周波数領域と時間領域との中間的な表示方法を用いることにより、どの時期にどの帯域周波数成分が強く発生しているかを知ることができる。従ってこの表示方法は、エンジン等の機械における騒音の発生機構を調査するうえで、有効な手法の一つであると考えられる。

5. まとめ

空冷2サイクルガソリンエンジンの発火運転時における振動と騒音の発生特性を調査し、特にアイドリング時におけるそれらの発生状況を明らかにした。主な結果を以下に要約する。

(1) 発火運転中のエンジンの1サイクル中に発生する衝撃応答を部分的に抽出し、その周波数特性を求めた。本供試エンジンの騒音に強い影響を与えている部位としては、期間④の630~1.25kHzではシリンダヘッド、また期間③の1.6~2.5kHzの周波数域ではクランクケースであることが明らかにできた。

(2) 振動・騒音応答の時間領域と周波数領域との中

図11 減大減小ギヤ除去時の振動と騒音の
各帯域周波数成分の時間経過 (2000rpm)

間的表現として、1/3オクターブ帯域周波数成分別の時間経過を三次元的に表わすことにより、それらの発生状況を視覚的でより詳細にとらえることができた。この表示方法により、アイドリング時における振動と騒音は、630~2kHzにおいて燃焼行程の後半に集中していることがわかった。

(3) 振動遮断材として硬質ゴム板をクランクケースとシリンダとの接続部に挿入することにより、それぞれの部分で発生する衝撃源の影響を分離することを試みた。その結果、アイドリング時の主な衝撃源はクランクケースにあることが判った。

(4) クランクケースで発生する各種衝撃の影響を分離して調査するため、駆動系ギヤの接続状態を変化させ、それらの振動・騒音への影響を各帯域周波数成分におけるエネルギー割合を寄与率として算出し評価した。その結果、800~1kHzの周波数域では変速ギヤ5速が、1.6k~3.15kHzの高周波数域では減大減小ギヤが、それぞれエンジンの振動と騒音に大きな影響を与えていることを明らかにできた。

本研究を進めるにあたりご協力いただいた、東京理科大学 福田基一教授、ならびに昭和59年度、60年度本学卒業研究生に謝意を表する。

文 献

- (1) 小嶋, 村田, 福田, 機論集(B), 47-418(1981), 125.
- (2) 福田, 小嶋, 有吉, 機講論, No. 805-2(1980-11).
- (3) 福田, 小嶋, 有吉, 機講論, No. 810-12(1981-10).
- (4) T. Mabuchi and Y. Maekawa, "Motorcycles and Noise", SAE (IPC), 852234, pp. 505-513.