歯車箱の音響・振動に関する研究* (第3報, 振動の伝達および音の放射について)

五十嵐 昭男*¹, 浅野 裕 則*²

Studies on the Sound and Vibration of a Gearbox (3rd Report, Vibration Transmission and Sound Radiation)

Teruo IGARASHI and Hironori ASANO

An investigation of sound generated from a two-step reduction gearbox was carried out in order to obtain basic information for the reduction of sound. Test gears having an accuracy of Class JIS 1 were prepared, and the gearbox was driven with and without load. The experiments were carried out by the following three processes. In the first, the vibration transmission from the bearing housing to the top plane of the gearbox was examined. Second, the vibration and sound at nine positions on the top plane were measured simultaneously, and the radiation ratio at the positions were determined. Third, the distance characteristics of the sound at each position on the top plane were examined. From the experimental results and considerations, the vibration transmission and sound radiation of a gearbox were clarified, and some basic information for reduction of sound generated from a gearbox was obtained.

Key Words: Gear, Sound, Gearbox, Vibration Transmission, Sound Radiation, Sound Reduction

1. 緒 言

最近, 機械装置の音響・振動が問題になっている。これは, 機械装置の性能向上と異常診断への関心が理由であると思われる。回転機械の中で最も簡単な歯車箱も音響・振動が重要な課題になっている。歯車に関しては, 従来から歯車本体の音響・振動について多くの研究⁽¹⁾が行われてきたが, 近年になって歯車箱の音響・振動についていくつかの研究^{(2)~(4)}が報告されるようになった。このうち, Badgley ら⁽²⁾は歯車箱の騒音の発生について仮説を立てているが, 騒音低減に関する具体的な方法は示していない。また, Müller ら⁽³⁾は, リブなどを付けた多種類の形状のケーシングを用いて歯車箱の音を測定し, 理想的なケーシングの形状を提案しているが, 歯車箱の音については解明していない。ほかには歯車箱の異常検出についての研究のみである。したがって, 現在までに歯車箱の音響・振動についてはほとんど解明されていないように思われる。そこで, 歯車箱の音響・振動を明らかにするために本研究を行っている。第1報⁽⁵⁾では, 歯車箱の音響に及ぼす

歯車の誤差の影響について報告した。そして, 第2報⁽⁶⁾では, 歯車箱の音響に及ぼすケーシングの剛性の影響について解明した。

そこで, 本報では, 歯車箱の振動の伝達および音の放射について明らかにすることにした。

2. 実 験

実験装置の概要を図1に示す。歯車箱は, ①電動機によって入力軸に1492 rpmの回転が与えられ, ⑤オイルポンプの吐出圧力を⑦リリーフ弁で調整することにより0~5.3 N・mの負荷トルクが加えられる。試験歯車箱の平面図を図2に示す。歯車箱は市販の2段減速機であり, これには1段めにはすば歯車, 2段めに平歯車が使用されている。ケーシングは鋳鉄製である。この歯車箱に組込まれている四つの歯車の基本諸元を表1に示す。これらの歯車はすべてJIS 1級のものである。歯車箱の潤滑油はメカニックオイル*100を用いた。実験はすべて防音室内で行い, 振動および音の測定は別の測定室で行った。歯車箱の音を正確に測定するために, 図1の点線で示すように, 電動機, トルクメータ, オイルポンプ等を防音箱でおおった。振動および音響測定器は, 図3に示すような構成であって, 高速フーリエ変換(FFT)分析器による振動および音

* 原稿受付 平成5年4月22日。

*¹ 正員, 長岡技術科学大学(〒940-21 長岡市上富岡町1603-1)。*² 学生員, 長岡技術科学大学大学院。

の実時間周波数分析を行うことができる。

歯車箱の振動の伝達および音の放射について明らかにするために、次の三つの実験を行った。はじめに、実験 A として、歯車箱の軸受ハウジングの振動と上平面の振動を調べるために、図 3 (a) に示すように、第 1 ～ 第 4 歯車側の 4 箇所の軸受ハウジング上部の振動と上平面中央の振動を測定した。上平面の中央の位置を選んだのは、中央の位置の振動がほかの位置より最も大きかったためである。次に、実験 B として、歯車

表 1 歯車の基本諸元

Gear No.	1	2	3	4
Kind of gear	Helical		Spur	
Helix angle	20°L	20°R	0°	
Pressure angle	20°			
Module	2		3	
Number of teeth	19	66	15	44
Facewidth (mm)	56	19	49	37
AMC*	+0.1	-0.38	+0.49	0
Material	SCM 21			
Heat treatment	Carburizing and case hardening			

* AMC: Addendum modification coefficient

図 1 実験装置の概要

図 2 歯車箱平面図

箱上平面における音の放射を調べるために、上平面を図 4 に示すように 9 箇所に分け、各位置中心の垂直方向の振動と音を同時に測定して各位置における音の放射比 σ を求めた。この実験では、上平面からマイクロホンの振動板までの距離 R は、上平面の振動によ

(a) 実験 A

(b) 実験 B

(c) 実験 C

図 3 振動および音響測定器の構成

図 4 振動および音の測定位置

る音をできるだけ測定するために、実験に支障がない最短距離の15 mmとした[図3(b)参照]。さらに、実験Cとして、上平面の9箇所の各位置から放射された音の距離特性を調べるために、上平面に対して垂直に上方向に離れた各位置の音を、上平面からの距離が異なる2本のマイクロホンにより同時に測定した。上平面からマイクロホンの振動板までの距離 R は、1本は200 mmで一定とし、ほかの1本は15 mmまたは50 mmとした[図3(c)参照]。

3. 実験結果

3.1 軸受ハウジングの振動と上平面の振動〔実験A〕

3.1.1 軸受ハウジングの振動の実時間周波数分析

最初に、歯車箱の軸受ハウジングにおける振動の実時間周波数分析を行った。その結果得られた軸受ハウ

(a) 第1歯車側

(b) 第2歯車側

(c) 第3歯車側

(d) 第4歯車側

図5 軸受ハウジングにおける振動速度の周波数スペクトル [0 dB = 1×10^{-7} (m/s) rms]

ジングにおける振動速度の周波数スペクトルの例を図5に示す。図より、第1～第4歯車側の軸受ハウジングの振動速度の周波数スペクトルには、いずれも約0.5～2.5 kHzの周波数範囲に、第1歯車と第2歯車のかみ合い周波数 $z_1 f_1$ とその高周波の周波数 $n z_1 f_1$ をもつピークが現れていることがわかる。ここで、 z_1 は第1歯車の歯数、 f_1 は第1歯車(入力軸)の回転周波数、 n は2以上の正の整数を表す。そして、これらのピークのレベルは、負荷トルク T が加わると大きくなっていることもわかる。したがって、軸受ハウジングにおける振動は第1歯車の歯と第2歯車の歯のかみ合いがおもな原因であると推定される。また、入力軸に近い第1歯車側と第2歯車側の軸受ハウジングの周波数スペクトルは負荷トルクに関係なく全周波数範囲でほぼ同じであり、出力軸に近い第3歯車側と第4歯車側の軸受ハウジングの周波数スペクトルも負荷トルクに関係なく全周波数範囲でほぼ同じであることがわかる。さらに、各軸受ハウジングの周波数スペクトルに現れる約0.5～2.5 kHzの周波数範囲のピークのレベルは、第1歯車側と第2歯車側の軸受ハウジングのほうが、第3歯車側と第4歯車側の軸受ハウジングよりも大きいことがわかる。

3.1.2 軸受ハウジングの振動と上平面の振動の関係 つづいて、軸受ハウジングの振動と上平面の振動の関係をj知るために、入力軸または出力軸に近い軸受ハウジングにおける振動速度の周波数スペクトルと上平面における振動速度の周波数スペクトルを同時に測定した。その結果の例を図6に示す。図は負荷トル

(a) 第1歯車側の軸受ハウジングと上平面中央

(b) 第4歯車側の軸受ハウジングと上平面中央

図6 振動速度の周波数スペクトルの比較 ($T = 5.3 \text{ N} \cdot \text{m}$)

ク T が $5.3 \text{ N}\cdot\text{m}$ の場合であり, (a) は入力軸に近い第1歯車側の軸受ハウジングと上平面中央, (b) は出力軸に近い第4歯車側の軸受ハウジングと上平面中央の周波数スペクトルの比較を示す。上平面における振動速度の値は中央の位置が最も大きいので, 周波数スペクトルは上平面中央のものを選んだ。この図より, 上平面中央の周波数スペクトルにおける約 $1\sim 2 \text{ kHz}$ の周波数範囲のピークの形は, 第4歯車側の軸受ハウジングの周波数スペクトルのピークの形よりも, 第1歯車側の軸受ハウジングのピークの形に近いことがわかる。そして, 上平面中央の周波数スペクトルにおける約 $1\sim 2 \text{ kHz}$ の周波数範囲のピークのレベルは, 第1歯車側の軸受ハウジングのピークの振動レベルよりも大きくなっている。さらに, 上の3・1・1項で述べたように, 軸受ハウジングにおける振動は第1歯車の歯と第2歯車の歯のかみ合いがおもな原因であると推定される。したがって, 歯車箱上平面中央の振動はおもに入力軸に近い第1歯車側または第2歯車側の軸受ハウジングの振動が伝わったものであると考えることができる。

3・2 上平面の音の放射〔実験 B〕

3・2・1 振動速度レベルおよび音圧レベル 次に, 上平面の各位置における振動について調べた。図7に各位置における振動速度レベルの値の分布図の例を示す。図中の数字は $50 \text{ Hz}\sim 20 \text{ kHz}$ 帯域の振動速度(オーバーオール値)レベルを表し, 振動速度レベルのベクトルの大きさは 40 dB を基準にとってある。図より, 上平面における振動速度レベルの値は負荷トルク T が増加すると大きいことがわかる。そして, 振動速度レベルの値は, 中央の位置が最も大きく, 次いで前, 後, 右, 左の中央に接した位置が大きく, 右前, 左前, 右後, 左後の4すみの位置が最も小さい傾向があるこ

とがわかる。このような傾向は負荷トルク T が大きいほうが著しい。このように, 上平面の位置によって振動速度レベルの値が異なる原因は, 上平面の位置により各位置の拘束条件が異なるためであると考えられる。すなわち, 4すみの位置ではその2辺がケーシングの側面と接しているために, 各位置における周囲の拘束が最も強く, このため振動速度レベルの値が最も小さくなる。これに対し, 1辺がケーシングの側面と接し, この辺の反対側の辺が中央に接した位置では, 周囲の拘束は4すみの位置よりも弱くなる。そして, ケーシングの側面と接していない中央の位置では, 周囲の拘束は最も弱く, このため振動速度レベルの値が最も大きくなる。

さらに, 上平面からマイクロホンの振動板までの距離 R が 15 mm の上平面近傍における音圧レベルの値も調べた。その結果は振動速度レベルの値と同様な傾向であった。

3・2・2 振動および音の実時間周波数分析 つづいて, 上平面における振動速度および音を同時に測定し, 振動および音の実時間周波数分析を行った。図8に, 上平面の中央の位置, 中央に接した位置, 4すみの位置の代表的な3箇所の位置における振動速度の周波数スペクトルの例を示す。図より, 中央, 前, 左前の各位置における振動速度の周波数スペクトルには, いずれも約 $1\sim 2 \text{ kHz}$ の周波数範囲に最も大きいピークが現れていることがわかる。このピークのレベルは, 中央の位置が最も大きく, 次いで, 前, 左前の位置の順であり, 負荷トルク T が加わると大きくなる。そして, このピークの周波数は, 上平面の位置および負荷

図7 上平面の各位置における振動速度レベルの値の分布図 [$0 \text{ dB} = 1 \times 10^{-7} (\text{m/s}) \text{ rms}$]

トルクの影響を受けず、図中の矢印で示したようにほぼ一定である。このようなピークの発生原因は、第1歯車と第2歯車のかみ合い周波数 $z_1 f_1$ の3次の高調波の周波数 $3z_1 f_1$ (1417.2 Hz)と歯車箱のケーシングの固有振動数 f_n (1400 Hz付近)がほぼ一致するために起こる共振によるものと推定される。一方、図8と同時に得た上平面近傍における音の周波数スペクトルの例を図9に示す。この図より、音の周波数スペクトルは振動速度の周波数スペクトルと同様な傾向をもっていることがわかる。

3・2・3 音の放射比 さらに、上平面の音の放射を調べるために、上平面の各位置における音の放射比を求めた。いま、上平面からマイクロホンの振動板までの距離 R は15 mmと非常に小さいので、振動測定位置で発生した上平面の振動による音はほとんどすべてマイクロホンで測定されたと考えることができる。したがって、式(1)に示すように、ここでは実際に発生した音の音圧 P と、上平面を平板とみなし、上平面が同位相、同一振幅でピストン運動をしていると仮定して理論計算して求めた音圧 P_{th} の比 σ を求め、これを上平面の各位置における音の放射比とする。

$$\sigma = P/P_{th} = P/\rho c V_{rms} \quad \cdots \cdots (1)$$

ここで、 ρ は空気中の密度、 c は空気中の音速、 V_{rms} は振動速度の振幅の実効値を表す。そこで、図8と図9のような同時測定によって得られた周波数スペクトルより各位置における音の放射比 σ を求めた。その結果の例が図10である。図は負荷トルク T が0 N・mの場合である。図の縦軸は $10 \log \sigma$ の値がとっており、0 dBは実際に発生した音圧 P が理論計算して求めた音圧 P_{th} に等しい場合である。この図10より、中央の

位置、中央に接した前の位置、4すみの左前の位置における音の放射比 σ は、ケーシングの上平面の厚さより求めた平板の限界周波数 f_c (2062 Hz)付近を境に異なった特性を示していることがわかる。すなわち、 σ の値は f_c の周波数付近で最も大きくなり、音の放射は極大になっている。そして、ほぼ f_c 以上周波数範囲では、 σ の値は周波数の増加にしたがって1に近づく傾向があり、音圧はほぼ上平面の振動速度に比例するとみなすことができる。また、ほぼ f_c 以下の周波数範囲では、 σ の値は周波数の増加によって増える傾向がある。そして、 $10 \log \sigma$ のこの傾向は右上がりの直線で表すことができる。そこで、最小2乗法近似により、 f_c 付近以下の周波数範囲における $10 \log \sigma$ の直線のこう配を求めた。その結果を図中および表2に示す。これらから明らかなように、中央の位置では、 $10 \log \sigma$ の直線のこう配が約1.4 dB/Oct.と小さく、 σ の値は周波数に関係なくほぼ1に等しい。したがって、中央の位置では、音圧はほぼ上平面の振動速度に比例しているとみなすことができる。一方、中央以外の8箇所の位置では、 $10 \log \sigma$ の直線のこう配は、全体的にみると、中央に接した位置が中央の位置よりも大きく、4すみの位置が最も大きくなっている。以上のような特長は負荷トルク T が5.3 N・mの場合も同様である。なお、平板の限界周波数 f_c は次式により計算することができる。

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi h} \sqrt{\frac{12\rho(1-\mu^2)}{E}} \quad \cdots \cdots (2)$$

ここで、 c は空気中の音速、 h は平板の厚さ(ケーシングの上平面の厚さ)、 ρ は密度、 μ はポアソン比、 E は縦弾性係数を表す。

図8 上平面の振動速度の周波数スペクトル

図9 上平面の音の周波数スペクトル($R=15$ mm)

上のように、上平面の位置によって、 $10 \log \sigma$ の直線のこう配が異なる原因は、 $3 \cdot 2 \cdot 1$ 項で述べたように、上平面の各位置により拘束条件が異なるためであると考えられる。すなわち、中央の位置では周囲の拘束が上平面の9箇所の位置の中で最も弱いので、ピストン運動が最もしやすい。その結果、中央の位置における $10 \log \sigma$ の直線のこう配が最も小さくなると考えられる。一方、中央に接した位置、4すみの位置の順に各位置における周囲の拘束がしだいに強くなるので、ピストン運動もこの順にしにくくなる。

3・3 上平面から放射された音の距離特性〔実験 C〕
終わりに、上平面の各位置から放射された音の距離特性を調べるために、上平面からマイクロホンの振動板までの距離 R を変えて上平面の各位置における音を測定した。その測定結果より得た上平面の各位置における音の音圧レベルの値の分布図の例を図 11 に示す。図は負荷トルク T が $5.3 \text{ N} \cdot \text{m}$ の場合であり、図中の数字は $50 \text{ Hz} \sim 20 \text{ kHz}$ 帯域の音圧レベルの値を表す。音圧レベルのベクトルの大きさは 50 dB を基準にとってある。この図より、 R が 15 mm における音圧レベルの値は、中央の位置が最も大きくなっていることがわかる。しかし、 R が $50, 200 \text{ mm}$ と大きくなるにしたがって、中央の位置とほかの 8 箇所の位置との音圧レベルの差が減少し、音圧レベルはほぼ同じ値に近づくことがわかる。また、 R が $15, 50, 200 \text{ mm}$ における上平面の各位置の音の周波数分析も行った。その結果、距離 R が大きくなるにしたがって、上平面の各位置

における音の周波数スペクトルは同様なものになることが明らかになった。

4. 考 察

以上の実験結果より、ここでは歯車箱の音の発生機構について考察する。

本報で用いた 2 段減速歯車箱の場合、入力軸の第 1 歯車の回転速度は約 1492 rpm であるのに対して、出力軸の第 4 歯車の回転速度は 1492 rpm の約 $1/10$ に減速されている。よって、歯と歯のかみ合いによる衝撃力は、回転速度の高い第 1 歯車と第 2 歯車の歯車対のほうが、回転速度の低い第 3 歯車と第 4 歯車の歯車対よりも大きくなると考えられる。このため、第 1 歯車および第 2 歯車のかみ合いによる振動は、第 3 歯車および第 4 歯車のかみ合いによる振動よりも大きくなる。そして、このような第 1 歯車および第 2 歯車の振動は、歯車軸および軸受を通して軸受ハウジングに伝わる。したがって、第 1 歯車または第 2 歯車側の軸受ハウジングでは、第 1 歯車と第 2 歯車のかみ合い周波数 $z_1 f_1$ に関係した約 $0.5 \sim 2.5 \text{ kHz}$ の特定の周波数範囲の振動が大きくなる。軸受ハウジングの振動は歯車箱の上平面に伝わり、上平面が振動する。このとき、上平面の位置の中で周囲の拘束が最も弱い中央の位置で振動が最も大きくなる。そして、中央の位置における振動速度の周波数スペクトルには、約 $1 \sim 2 \text{ kHz}$ の周波数範囲に最も大きいピークが現れる。このピークの発生原因は、前述のように、第 1 歯車と第 2 歯車のかみ合い周波数 $z_1 f_1$ の 3 次の高調波の周波数 $3z_1 f_1$ と歯車箱のケーシングの固有振動数 f_n がほぼ一致するために起こる共振によるものと考えられる。

上平面の振動によって音が放射されるが、各位置における放射比 σ の値は上平面の位置により異なり、中央の位置では周波数に関係なくほぼ 1 に等しくなる。そして、歯車箱の上平面の各位置から放射された上平面近傍における音の音圧レベルの値は、振動速度の値と同様に、中央の位置が最も大きくなる。しかし、上平

図 10 上平面の 3 箇所の位置における音の放射比
($T=0 \text{ N} \cdot \text{m}$)

表 2 f_c 付近以下の $10 \log \sigma$ の直線のこう配 (dB/Oct.)

Position	Torque T (N m)	
	0	5.3
Center	1.4	1.4
Front	3.6	3.3
Rear	3.4	3.9
Right	2.1	1.7
Left	3.4	3.3
Right-front	3.7	3.0
Left-front	5.4	5.2
Right-rear	4.1	3.6
Left-rear	4.4	4.9

面からマイクロホンの振動板までの距離 R が大きくなるにしたがって、上平面の各位置における音の音圧レベルはしだいに同じ値に近づき、周波数スペクトルも同様なものになる。この原因は、距離による音波の

広がりであると思われる。すなわち、上平面の9箇所の各位置から放射された音は、上平面からの距離 R が大きくなるにしたがって、しだいに半球面状に広がってゆく。このため、上平面からの距離 R が大きくなると、上平面の各位置から放射された音が混じり合っ

て同じような音になる。
以上に述べた歯車箱の音の発生機構より、この歯車箱の音は上平面の中央の位置における振動速度の値によってほぼ決定されることがわかる。したがって、歯車箱の音は、上平面中央の位置における振動速度の値を小さくすることにより、低減することができる。

5. 結 言

以上の実験結果および考察より、2段減速歯車箱の振動の伝達および音の放射に関して、本報では次のような結論を得る。

(1) 第1歯車または第2歯車に近い軸受ハウジングでは、第1歯車と第2歯車のかみ合い周波数 ω_{f1} に関係した約0.5~2.5 kHzの特定の周波数範囲の振動が大きくなる。

(2) 軸受ハウジングの振動は上平面に伝わり、上平面が振動する。この上平面における振動の振動速度の値は中央の位置が最も大きくなり、中央の位置では約1~2 kHzの振動速度の周波数成分が最も大きい。そして、この中央の位置における振動速度の周波数スペクトルは、第1歯車側または第2歯車側の軸受ハウジングの振動速度の周波数スペクトルに似たものになる。

(3) 上平面の9箇所の各位置における音の放射比 σ は、中央の位置では周波数に関係なくほぼ1に等しい。また、中央以外の8箇所の位置では、 σ の値はケーシングの上平面の厚さより求めた平板の限界周波数 f_c 付近を境に異なった特性を示す。すなわち、 σ の値は、 f_c の周波数付近で最も大きく、ほぼ f_c 以上の周波数範囲では周波数の増加にしたがって1に近くなる。ほぼ f_c 以下の周波数範囲では、 σ の値は周波数の増加によって増える傾向がある。

(4) 上平面の9箇所の各位置から放射された上平面近傍における音の音圧レベルの値は、振動速度の値と同様に、中央の位置が最も大きい。しかし、上平面からマイクロホンの振動板までの距離 R が大きくなるにしたがって、上平面の各位置における音の音圧レベルはしだいに同じ値に近づき、周波数スペクトルも同様なものになる。

(5) 以上により、歯車箱の音は上平面の中央の位置における振動速度の値によってほぼ決定されること

図 11 上平面の各位置における音の音圧レベルの値の分布図(距離 R の影響, $T=5.3 \text{ N}\cdot\text{m}$)

がわかる。したがって、歯車箱の音は上平面中央の位置における振動速度の値を小さくすることにより低減することができる。

文 献

(1) 例えば, 会田・ほか4名, 機論, 35-278(1969), 2113.

(2) Badgley, R. H. and Hartman, R. M., *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, (1984), 567.

(3) Müller, H. W. and Storm, R., *VDI Ber*, 488(1983), 127.

(4) White C. J., *Westland Helicopters Limited Rep.*, No. 372.

(5) 五十嵐・中山, 機論, 53-485, C(1987), 176.

(6) 五十嵐・西崎, 機論, 54-508, C(1988), 3037.