平歯車装置の音響パワーに及ぼす軸受取付位置の影響*

周 海^{*1}, 加藤 正 名^{*2}
井 上 克 己^{*2}, 柴田 勝 久^{*2}Influence of Bearing Positions on Sound Radiation
of Single-Stage Spur Gear SystemHai ZHOU, Masana KATO,
Katsumi INOUE and Katsuhisa SHIBATA

The vibration transmission in an experimental gearbox and the structure-borne noise are measured for various positions of bearings in the gearbox. The offset of bearings from the center of the gearbox wall considerably influences the vibration and radiated sound power. The longer the offset is, the larger the sound power radiates. The sound power is well evaluated by the proposed method of simulation which integrates the FE vibration analysis and BEM-based acoustic analysis. The simulation suggests that the design of the gearbox is the key, and the vibration mode, which reduces the stiffness at the bearing positions, should be isolated for the reduction of sound power.

Key Words: Gear, Bearing, Sound, Boundary Element Method, Substructure Synthesis Method, Gear Box, Sound Power, Vibration

1. はじめに

歯車装置の振動によって発生する固体音は噛み合い点で生じた起振力と系の振動伝達特性および箱の音響放射特性に関係し、装置構成要素の振動特性と配置などに大きく依存する。歯車装置の低騒音設計は騒音の最小となる各構成要素の配置とそれらの諸元を決定することである。その目標を達成するためには、まず初期段階で概略の設計を行い、構造の解析と改良の繰り返しにより最適値に到達する過程をとることになる。しかし、この手法は膨大な労力を伴うばかりでなく、得られる結果は局所的最適値ではあっても、大域的最適解である保証はない。それ故、複雑な設計では特に素性の良い初期設計が求められる。

歯車装置の構成要素である軸、軸受、箱の振動特性については解析的あるいは実験的に解明されつつある。歯車軸系の振動について、古川⁽¹⁾は部分構成法により解析を行っている。歯車箱の放射音については Rautert ら⁽²⁾や Weber ら⁽³⁾が簡略化した箱モデルを

用いて放射音を求めている。Seybert ら⁽⁴⁾は箱の振動モードの固有振動数を変化させる場合の音響放射効率を解析している。五十嵐ら⁽⁵⁾⁽⁶⁾は減速機の音響に及ぼすケーシングの剛性の影響について実験している。著者らは固体音路の観点から歯車装置の振動伝達の計算モデルを提案して歯車の円周方向振動から歯車箱の振動応答を求め⁽⁷⁾、さらにこの解析と境界要素法による音響解析とを統合して、設計段階で歯車箱の放射音響パワーを求める手法を提案している⁽⁸⁾。

しかし、各構成要素の配置が歯車装置の振動伝達および騒音特性に及ぼす影響についてはまだ解明されていない。本研究では各構成要素の位置関係のうち、歯車箱の壁心に対する軸受位置に注目する。軸受の位置についてこれまで強度の観点から議論されたが、歯車装置の振動・騒音との関係についてはまだ解明されていない。そこで、本研究では、先に提案した解析手法⁽⁸⁾を用いて、運転時に測定した歯車の円周方向振動加速度から箱の音響パワーを計算し、測定した音響パワーと比較して、歯車装置の振動・騒音特性と軸受位置との関係を明らかにする。

* 原稿受付 平成6年7月11日。

*¹ 正員, 山口大学工学部 (〒755 宇部市常盤台 2557)。*² 正員, 東北大学工学部 (〒980 仙台市青葉区荒巻字青葉)。

図4 駆動軸のモデル(a)と曲げ振動伝達関数(b)

図5 駆動軸の曲げ振動モード

4. 歯車装置の振動伝達特性

4.1 軸の振動伝達特性 軸受位置と軸の振動伝達特性の関係を調べるために、軸受取付け位置をばねで支持する軸系について振動伝達解析を行う。軸は曲げ剛性とねじり剛性を考慮したはり要素で有限要素モデル化する。歯車本体は剛体とし、その質量と慣性モーメントを軸の一節点に付加する⁽⁷⁾。図1に示したように歯車装置は駆動あるいは制動側装置とフレキシブルカップリングで結合されているが、この影響はねじり剛性のみを有するばねでモデル化し、境界条件として与える。

上述のモデル化による駆動軸の曲げ振動伝達関数の計算結果を図4に示す。歯車取付位置Gと軸受取付位置B間の伝達アクセランスである。B₁とB'₁、B₂とB'₂、B₃とB'₃は各オフセット量での軸受の中心位置である。軸受位置のオフセット量が大きくなると、軸受間の距離が短くなり、伝達関数のピーク周波数は1次モードで高く、4次で低くなる。また、3次モードでは伝達関数の値および周波数移動に大きな変化は見られない。軸受がB₁, B'₁(s=0)にある場合の軸の曲げ振動モードを図5に示す。図より2次モードは伝達関数に大きな影響を及ぼさないことが分かる。

4.2 箱の振動伝達特性 軸受ハウジング部から箱表面への振動伝達特性に及ぼす軸受位置の影響を明

図6 箱の加振点(a)と振動測定点位置(b)

らかにするために、箱の振動伝達関数を測定した。図6に加振実験における加振点と測定点の位置を示す。面の上で振動が大きく、多くの振動モードが現れる点として点a, b, cを選択した。インパクトハンマーでこれら3点を各面に垂直方向に加振して、ハウジング部の点P₁, P₂, P₃で加速度ピックアップにより振動応答を測定した。点P₁, P₂, P₃は駆動軸の軸受位置B₁, B₂, B₃に対応する。その測定結果を図7に示す。どの加振においても、測定点が箱の壁心から離れるにつれ、400Hz以下の周波数領域を除いて伝達関数が全体的に大きくなる。壁心である点P₁の伝達関数はもっとも低く、測定点が壁心から離れるにつれて大幅に高くなる。これは軸受取付位置の軸半径方向の剛性に対応すると考えられる。

4.3 振動伝達に及ぼす軸受位置の影響 歯車箱の壁心に対して軸受がオフセットを持つ場合、軸受からの伝達力は軸受を支持する面に対して力とモーメントの2つの作用を持つ。このため、図7の結果となる。一方、図4に示したように軸の振動伝達関数も変化する。従って歯車装置の振動伝達特性の変化はこの両者の総合作用による。歯車装置を回転数1200rpm、出力軸トルク10Nmで運転したときに測定した歯車箱の点aの振動応答を図8に示す。ここで顕著なピークであるかみ合い1次(800Hz)と2次(1600Hz)周波数成分に注目する。かみ合い1次周波数成分は軸受位置が箱の壁心から離れるにつれて強くなる。前に述べたように軸の振動伝達関数に及ぼす軸受位置の影響は小さいので、これは主に箱の振動伝達関数の影響によると考えられる。かみ合い2次周波数における変化は歯車の円周方向振動加速度の変化と同様な特性を示すので、これは主に歯車の振動によるものと思われる。なお、s=0の場合の箱の点aの振幅はかみ合い1次と2次周波数ではほぼ同じ値を示しているが、箱表面の他の点ではかみ合い2次周波数での値はかみ合い1次周波数に比べてかなり小さい。

図7 歯車箱の伝達関数の測定結果

図8 運転時の歯車箱上の点aの振動応答

5. 歯車箱の放射音

5.1 歯車箱の音響パワーの測定 運転時の歯車箱の音響パワーは音響インテンシティ法で測定した。音響パワー W は音源を囲む閉曲面上でのインテンシテ

図9 歯車箱の測定面

図10 各測定面におけるスキャンパターン

イの法線方向成分 I_n から次式で求めることができる。

$$W = \int_S I_n dS \dots\dots\dots (1)$$

音響インテンシティの測定は図9に示すような箱を囲む5つの測定面でスキャン法を用いて約0.1m/sのスキャン速度で行った。各測定面のパターンを図10に示す。後側面には軸があるので、図(d)に示すパターンで測定した。歯車装置を運転するとき、モータと動力計は測定対象の箱にとっては外部音源となるので、その影響を抑えるため測定面から箱までの距離を短く取り120mmにした。クロススペクトルの測定はFFTアナライザのリアルタイム解析機能を利用した。

5.2 音響パワーに及ぼす軸受位置の影響 軸受が箱の壁心に対して内側へ $s=0, 12, 24$ mm オフセットする場合、音響パワーの測定結果を図11に示す。2000Hzまでの周波数域内で400個のデータを取り、周波数分解能は5Hzである。音響パワーのオーバーオール値は軸受のオフセットが大きくなるにつれ大きくなる。かみ合い1次周波数成分の音響パワーレベルは軸受のオ

図11 箱の音響パワーの周波数特性の測定値

フセット量が大きくなるにつれ高くなり、その音響パワーがオーバーオール値の主成分である。音響パワーはオフセット量の増加とともに全周波数領域にわたって高くなるが、時に高周波数域では顕著である。周波数1700Hz近傍では軸受が壁心にあるときと比べてオフセットが24mmの場合には、大きなピークが現れている。

歯車箱の放射音響パワーと放射効率率は箱表面の振動速度分布から境界要素法で求められる⁽⁸⁾⁽⁹⁾。音響パワーのオーバーオール値の計算結果を測定結果と比較して図12に示す。多少の誤差を許せば、両者は一致していると言うことができる。オフセットが24mmの場合の差は3.6dBであるが、現段階ではその理由は不明である。図は軸受のオフセット量が大きくなると放射音響パワーが増大することを示しているが、次に述べるようにオフセット量は箱の放射効率に影響しないので、これは振動速度振幅の差を直接反映していると考えてよい。

5.3 音響放射効率に及ぼす軸受位置の影響 歯車箱の音響放射効率の計算結果を図13に示す。音響放射効率は、主として箱の寸法と形状により決まるので、周波数が高くなるにつれて大きくなるが、オフセットにはほとんど影響されない。

6. 振動モードからみた箱の軸受ハウジング部の半径方向剛性

前に述べたように軸受位置は歯車の振動にほとんど影響しない。また、本研究で用いた軸系の振動に対す

図12 歯車箱の音響パワーの計算値と計測値との比較

図13 歯車箱の音響放射効率

る軸受位置の影響も小さい。したがって、歯車箱の振動の増加は主に箱の振動伝達の変化によると考えられる。そこで、箱の振動伝達に関して、軸受ハウジング部の振動モードの影響を考察する。

軸受ハウジング部の点 p_1, p_2, p_3 と箱天板の点 b との伝達関数の計算結果を図14に示す。軸受のオフセットによって、顕著に変化するピークとほとんど変化しないピークとがある。これらの中から4つのピークを選び、その伝達関数の変化を図15に示す。箱の壁心に対してオフセットが大きくなるにつれて、伝達関数の282Hz、825Hzのピークは緩やかに増大する。また、1244Hzの伝達関数の増加は大きい。これらに対して、912Hzの伝達関数はほぼ一定である。

1244Hzと912Hzの振動モードを図16に示す。両方の振動モードとも天板の振動は大きい。しかし、軸受ハウジングをもつ側板の振動モードに以下の特長がある。ハウジング部は912Hzの振動モードでは水平面内で回転し、1244Hzのモードでは軸を含む鉛直面内で回転する。図14,15に示した結果は点 p_1, p_2, p_3 における鉛直方向の伝達関数であるので、鉛直面内の回転の影響を強く受ける。この結果、伝達関数が912Hzのモードで

図14 軸受ハウジング部（点 p_1, p_2, p_3 ）と天板（点 b ）の伝達関数の計算結果

図15 軸受のオフセットと歯車箱の振動伝達関数成分

はオフセット量に関係しないのに対し、1244Hzのモードではオフセット量とともに増大することになる。箱に対する励振力は鉛直方向成分が大きいから水平面内の回転モードに比べて鉛直面内の回転モードが強く励振されることになる。

以上の考察から、振動、騒音を低減するためには、まず第一に軸受取付面を含むハウジング部の剛性を高くすることが必要であり、軸受位置に関しては箱の壁心に軸受を設置するのが望ましい。もし、軸受を壁心に対してオフセットして設置しなければならない場合には、箱の振動モードを検討し、かみ合い周波数などの特定周波数の付近に軸受位置の剛性を低くするようなモードがこないように注意すべきである。

図16 歯車箱の振動モード

7. 結 論

一段平歯車装置について、軸受が箱の壁心に対してオフセットを持つ場合の振動・音響特性を明らかにした。得られた結果は次のように要約される。

(1) 提案した放射音パワー評価のためのシミュレーション法は多少の誤差を許容すれば軸受位置の影響を検討する上でも有用である。

(2) 歯車箱の壁心に対して軸受のオフセットが大きくなるにつれ放射音響パワーは大きくなる。ゆえに、低騒音設計の観点から軸受位置を歯車箱の壁心に設置することが望ましい。

(3) 軸受を壁心からオフセットして設置しなければならない場合には、歯車箱の振動モードを検討し、かみ合い周波数付近に剛性を低くするモードが存在しないようにすべきである。

文 献

- (1) 古川, 三菱重工技報, Vol.24 No.2, (1987-3), 125-128.
- (2) Rautert, J. and Kollmann, F. G., *Proc. Int. Power Transmission and Gearing Conf.*, Chicago, 1(1989), 435-445.
- (3) Weber, W., VDI-Berichte Nr.629, (1987), 41-56.
- (4) Seybert, A.F., NASA Technical Memorandum 103691, (1990).
- (5) 五十嵐・ほか1名, 機論, 54-508, C(1988), 3037-3042.
- (6) 五十嵐・ほか1名, 機論, 59-567, C(1993), 3540-3547.
- (7) 高津・ほか3名, 機論, 57-538, C(1991), 336-341.
- (8) 周・ほか3名, 機論, 60-571, C(1994), 1064-1069.
- (9) 伊藤・ほか2名, 機論, 53-487, C(1987), 703-708.