モード解析と境界要素解析の併用による
タイヤ定速転動時の放射音低減*戸井 武司^{*1}, 石井 直樹^{*2}, 大久保 信行^{*1}
足立 善八郎^{*3}, 池田 俊之^{*3}Reduction of Radiation Noise for Rotating Tire under Constant Speed
using Modal Analysis and Boundary Element AnalysisTakeshi TOI^{*4}, Naoki ISHII, Nobuyuki OKUBO,
Zempachiro ADACHI and Toshiyuki IKEDA^{*4} Chuo University, Dept. of Precision Mechanics, 1-13-27 Kasuga Bunkyo-ku, Tokyo, 112-8551 Japan

Noise from rotating tire is studied by not only running on a road or drum test but also numerical simulation, however it is not clear to find the cause of noise generating mechanism and take prompt measures. In this research, a vibration deformation is predicted by sound radiation from a rotating tire under constant speed and the noise reduction is carried out by structural modification. First, the contribution of each vibration mode shape is estimated by using modal analysis and boundary element analysis and verified by numerical simulation. Next, the proposed method is applied to a rotating tire to predict the vibration deformation at some frequencies of the noise problem. The advantage of this method is as non-contact measurement and to obtain the contribution of each vibration mode shape. Finally, the highest contribution of the vibration mode shape is focused for structural modification to reduce the noise of the rotating tire.

Key Words: Modal Analysis, Boundary Element Method, Noise, Computer Aided Analysis, Modelling, Tire, Vibration Deformation, Finite Element Method

1. 緒 言

自動車からの騒音低減の社会的要求はますます強くなり、エンジン関連からの騒音が低減されるにつれ、相対的にタイヤ/路面からの騒音が顕著になってきている。タイヤは本来の目的である自動車を曲げる、止めるといった基本性能に、トレッド面のデザインからの設計も密接に関連している。タイヤ/路面騒音の発生メカニズムの解明により、設計段階での騒音の予測や低減が可能となる。

タイヤからの騒音は、おもに 500 Hz までが顕著なタイヤ全体が変形して発生する振動騒音、タイヤ内部の空洞共鳴音、1 000 Hz 以上で顕著なトレッド面から発生するパターン加振音やエアーパーポンピング音などに分類できる⁽¹⁾⁽²⁾。タイヤの振動挙動は、有限要素解析によるモード解析⁽³⁾や、加速度計やレーザ振動計などを用いて測定され⁽⁴⁾、タイヤからの騒音は、境界要素解析を用いて予測されている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。また、タイヤ/路面騒音の発生メカニズムと路面性状による発生騒音の変

化についても盛んに研究されている⁽⁷⁾。

一方、構造物からの放射音で振動により発生する固体伝ば音に着目し、測定から得た音圧分布と境界要素解析を併用することにより、構造物の振動挙動を簡便に予測する手法がある⁽⁸⁾。これは、構造物の振動と放射音の関係を示す振動音圧変換マトリックスを、振動面に指定した任意の点と境界要素解析のみから算出し、構造物の固有振動数および任意の周波数において、振動挙動が予測できる。この手法をタイヤに適用することで、複数の振動成分を含む転動時の振動挙動の推定が可能となる。

そこで本論文では、タイヤ定速転動時の放射音と境界要素解析を用いて、励起されている各振動モードの寄与率を算出し、タイヤの振動変形を予測する⁽⁹⁾。また、タイヤ材料の弾性率の変更により、寄与の高い振動モードを変更することで、タイヤから発生する放射音の低減を試みる。まず、ドラム上でタイヤを定速転動させ、観測面での放射音を測定する。次に、有限要素解析より算出したタイヤの各振動モードにおける観測面での音圧モードを境界要素解析より求める。先に測定してあるタイヤ定速転動時の放射音を、音圧モードの重ね合せで再現し、各モードの寄与率を算出する。この寄与率から転動時のタイヤの振動変形が予測

* 原稿受付 2000 年 5 月 10 日。

^{*1} 正員, 中央大学(〒112-8551 東京都文京区春日 1-13-27)。^{*2} 中央大学大学院。^{*3} 横浜ゴム(株)(〒254-8601 平塚市追分 2-1)。

E-mail: toi@mech.chuo-u.ac.jp

でき、さらに、寄与の高い振動モードを変更させる構造変更により、放射音の低減をシミュレーションで試みる。

2. ドラムテストによるタイヤの放射音解析

本論文で解析対象とするタイヤは、乗用車用ラジアルタイヤ 225/50 R 16 (タイヤ横幅 231 mm, タイヤ外径 632 mm, タイヤ扁平率 50%, タイヤホイールのリム径 16 インチ) である。なお、タイヤのトレッド面には、4本の平行な縦溝だけがあるもので、市販のタイヤのようなトレッドパターンのないものを使用している。これより、測定する放射音にはトレッドパターンが原因となるパターン加振音は含まれないと仮定できる。

タイヤを直径 3 m の鋼鉄製のドラム上で時速 80 km/h に転動させ、転動時の放射音の音圧分布を測定する。図 1 に示すように、タイヤトレッド面の中心から 0.4 m 側方、接地点から前後 0.5 m、上方 1.0 m の面内に一辺を 10 分割した計 121 点の音圧の観測点を設け、回転パルスによるトリガで同時性のある音圧を測定する。なお、タイヤ以外の機器から発生する放射音は、タイヤからの放射音に対して無視できるレベルであることを確認している。

Fig. 1 Experimental configuration of drum test for rotating tire

Fig. 2 Sound pressure of rotating tire under constant speed at 80 km/h

図 2 はタイヤ転動時の車軸上、図 1 に示す 63 番点における放射音スペクトルである。80 km/h でタイヤが転動するときの回転次数 1 次の周波数である 11.5 Hz が最も顕著であり、232 Hz のタイヤサイズによって決定するタイヤ内部の空洞共鳴も高い音圧である。

11.5 Hz における音圧を濃淡で示した音圧分布は図 3 であり、図中の黒と白の部分は音圧が高く互いに逆位相を示し、灰色は音圧が低いことを示している。タイヤは反時計回りなので、観測面の右下方で音圧の高い部分はトレッドがドラムから離れる位置の近傍である。

3. タイヤの振動モードと音圧モード

タイヤ接地状態での実験モード解析および有限要素解析から、固有振動数および振動モードなどの動特性を調べる。実験モード解析では実走行時に相当するように、図 4 に示す装置であらかじめタイヤ車軸に車重の 4 分の 1 に相当する 3 920 N の荷重をかけた状態とする。加振入力に加振器によるバーストランダム波で 0~400 Hz とする。加振入力の検出は加振器とタイヤの間に設置したロードセルで、振動応答の検出は小形

Fig. 3 Radiation noise from rotating tire at 11.5 Hz

Fig. 4 Experimental configuration of vibration modal analysis

の加速度計を用いる。加振方向はタイヤの径方向で接地の反対側 26 番点、応答はトレッドの面外方向とする。

測定された代表的な周波数応答関数は図 5 であり、固有振動数は一点鎖線で示した非接地の状態より実線で示した接地の状態の方が、高周波数に移動することが確認できる。また、タイヤ径方向の振動モードは A, B, C のように高次になるにつれて規則的に多角形となることがわかる。接地の振動モード A', B', C' は、タイヤ下部が振動していないことが確認できる。

一方、タイヤの有限要素モデルは節点数 12 564、要素数 11 484 のソリッド要素で作成し、同様に有限要素

Fig. 5 Frequency response functions and mode shapes under contact and non-contact

(a) Analysis

(b) Experiment

Fig. 6 Vibration mode shapes of mode A

解析により固有振動数および振動モードを求める。ここで、タイヤはトレッドの中央から半分だけモデル化している。タイヤの接地条件は、路面と接してたわむ部分の 0.02 m を完全拘束として解析する。

図 5 に示した非接地における振動モード A の有限要素解析は図 6(a) であり、実験モード解析の図 6(b) とよく一致している。同様に、非接地の他の振動モードや、接地におけるそれぞれの振動モードも、有限要素解析と実験モード解析の相関は高いことが確認できた。これより、後述する振動変形の予測には有限要素解析の結果を用いることとする。

次に、タイヤの有限要素モデルにおいて、ドラムテストと同様な位置に音圧の観測面を設ける。有限要素解析より求めた各振動モードから発生する音圧モードを境界要素解析より算出する。また、比較のために、加振実験でタイヤの固有振動数における音圧モードも測定する。図 6 に示した非接地の振動モード A において、境界要素解析より算出した音圧モードは図 7(a) であり、実験より得られた図 7(b) と一致している。同様に、非接地の他の音圧モードや、接地におけるそれぞれの音圧モードも、相関は高いことが確認できた。したがって、振動モードおよびその音圧モード

(a) Analysis

(b) Experiment

Fig. 7 Acoustic mode shapes of mode A

が、有限要素解析および境界要素解析より正しく求まることを確認できた。

4. 振動変形の予測

転動時の振動変形は、タイヤの有限要素解析より得られた各振動モードの重ね合せで合成されていると仮定する。もし、各振動モードの寄与率が算出できれば、転動時の振動変形が予測できる。ここでは、まずタイヤの振動変形の予測理論について述べ、次に、数値解析より本手法の有効性を検証する。さらに、タイヤ定速転動時に本手法を適用し、振動変形を予測する。

4.1 寄与率の推定 タイヤ転動時の放射音は、各振動モードに基づいた音圧モードの重ね合せから合成されるとすると、 P_i を i 点での音圧とすると、次のように表せる。

$$P_i = \beta_1 \phi_{i1}^A + \beta_2 \phi_{i2}^A + \cdots + \beta_n \phi_{in}^A \\ = \sum_{r=1}^n \beta_r \phi_{ir}^A \quad \cdots \cdots (1)$$

ここで、

ϕ_{ir}^A : r 次における i 点の音圧モード

β_r : r 次の音圧モードの重み

n : 音圧モードの数

式(1)を変形し、 β を求めると次式となる。

$$\{\beta\} = [\phi_1^A \cdots \phi_n^A]^{-1} \{P\} \quad \cdots \cdots (2)$$

同様に、 X_j をタイヤの j 点での振動とすると、次式のように表せる。

$$X_j = \alpha_1 \phi_{j1}^S + \alpha_2 \phi_{j2}^S + \cdots + \alpha_n \phi_{jn}^S \\ = \sum_{r=1}^n \alpha_r \phi_{jr}^S \quad \cdots \cdots (3)$$

ここで、

ϕ_{jr}^S : r 次における j 点の振動モード

α_r : r 次の振動モードの重み

n : 振動モードの数

式(3)を変形し、 α を求めると次式となる。

$$\{\alpha\} = [\phi_1^S \cdots \phi_n^S]^{-1} \{X\} \quad \cdots \cdots (4)$$

タイヤの振動 $\{X\}$ と放射音 $\{P\}$ の関係を示す振動音圧変換マトリックス $[Q]$ は、振動面に指定した任意の点と境界要素解析のみから算出でき、次式で表せる⁽⁸⁾。

$$\{P\} = [Q] \{X\} \quad \cdots \cdots (5)$$

なお、振動音圧変換マトリックスは、既存の市販されている境界要素解析プログラムをそのまま流用して算出する。また、測定から得た音圧分布と振動音圧変換マトリックスを用いることで、構造物の固有振動数および任意の周波数における振動挙動が非接触で予測できる。

以上より、音圧モードと振動モードの重みの関係は次式となる。

$$\beta_r \propto \alpha_r \quad \cdots \cdots (6)$$

つまり、音圧モードの寄与率は振動モードの寄与率に等しいことがわかる。したがって、実験から得られた放射音の音圧モードの寄与率を推定し、その寄与率に基づいて、振動モードを合成することにより、振動変形が予測できることになる。

4.2 数値解析による検証 本論文で提案する振動変形の予測理論の有効性を数値解析で確認する。いま、非接地の振動モードの重みを次式の関係とする。

$$\alpha_1: \alpha_3: \alpha_5: \alpha_7: \alpha_9 = 1:1:1:1:1 \quad \cdots \cdots (7)$$

すなわち、各振動モードの寄与が同様である場合の振動変形を例に確かめる。ここで、偶数のモードは、奇数のモードと重根になっているので省く。振動モードの重みを式(7)により合成した振動変形は図8であり、これを振動変形の正解値とする。この振動変形から生じる放射音を境界要素解析で算出すると、図9となる。なお、音圧の観測面までの距離や観測点数、およびタイヤの振動を定める点は、3章で示したように各モードに正しく分離できることを確認し決定している。

この放射音を転動時の音圧分布として、提案する手法より各音圧モード、さらに各振動モードの寄与率を求めると図10となる。式(7)で指定した値と同様で

Fig. 8 Vibration deformation for validation

Fig. 9 Radiation noise from vibration deformation

Fig. 10 Estimated contribution of each vibration mode shape

Fig. 11 Predicted vibration deformation by estimated vibration contribution

Fig. 12 Estimated contribution of each vibration mode shape of rotating tire

あることが確かめられ、本手法の有効性が確認できた。さらに、算出された寄与率に従い振動変形を予測すると図 11 となり、正解値である図 8 と一致していることが確認できる。

5. タイヤへの適用

5.1 タイヤ定速転動時の振動変形 図 3 で示したタイヤ定速転動時の放射音から、各音圧モードの寄与率を求める。ここで、タイヤの音圧モードは、境界要素解析より得られた 10 次までを用いる。

提案した振動変形の予測理論により推定された定速転動時の各振動モードの寄与率は、図 12 である。正

Fig. 13 Predicted radiation noise by estimated acoustic contribution

Fig. 14 Predicted vibration deformation by estimated vibration contribution of rotating tire

Fig. 15 Radiation noise after structural modification

負は振動モードの位相関係を示している。各振動モードの寄与は異なり、80 km/h のときの 11.5 Hz では、一次モードの寄与が最も高いことがわかる。また、ここで用いた 10 次までの振動モードの寄与率に従い音圧モードを合成した放射音は図 13 である。図 3 と 13 の相関は 87% と高く、採用した 10 次までの音圧モードでほぼ放射音が再現できるといえる。もし、相関が低い場合は、さらに高次までの音圧モードを採用する必要がある。

推定された振動モードの寄与率に従いタイヤの振動変形を求めると図 14 となり、80 km/h のときの 11.5 Hz におけるタイヤの振動変形がドラムテストによる放射音から非接触で予測できた。

5・2 構造変更による放射音低減 タイヤ定速転動時の振動変形に最も寄与している振動モードに着目したタイヤの構造変更を実施する。タイヤは円環状の均一性を保たせなければならないので、一般の機械構造物のように局所的な構造変更が実施できない。

そこで、サイドウォール部全体の材料の弾性率を変更する。対象とする1次の振動モードでは、弾性率を下げることにより、タイヤ全体の振動振幅が変化し放射音が低減することを予測した。これより、80 km/hのときの11.5 Hzにおける1次の寄与率を下げたときの転動時の放射音を算出する。

構造変更後の放射音は図15であり、図3と比較すると黒や白で示した音圧の高い部分が小さくなり、タイヤの低騒音設計の指針がシミュレーションにより確認できた。

6. 結 論

(1) モード解析と境界要素解析の併用により、各振動モードの寄与率を推定する手法を提案し、数値解析によりその有効性を検証した。

(2) 提案した手法をタイヤ定速転動時に適用し、各振動モードの寄与率が推定でき、この寄与率からタ

イヤの振動変形が予測できた。

(3) 振動変形において寄与の高い振動モードに着目した構造変更より、タイヤ定速転動時の振動騒音の低減を確認し、低騒音設計への指針を得ることができた。

文 献

- (1) Doan, V.Q., Influence of Tire Construction and Tire Mold Profile on Coast-by Noise, *Tire Tech. Int.*, (1996), 28-35.
- (2) 横浜ゴム株式会社編, 自動車用タイヤの研究, (1995), 山海堂.
- (3) Gall, R., Tabaddor, F., Robbins, D., Majors, P., Shepherd, W. and Johnson, S., Some Notes on the Finite Element Analysis of Tires, *Tire Science and Technology, TSTCA*, 23-3 (1995), 175-188.
- (4) Jennewein, M. and Bergmann, M., Investigations concerning tyre/road noise sources and possibilities for noise reduction, *IMechE*, C150-84 (1984), 235-245.
- (5) Kim, G.J. and Lalor, N., Application of Acoustic Reciprocity Technique and Boundary Element Method into Tyre Noise Analysis, *Int. Sym. on Vehicle NVH*, (1996), 77-88.
- (6) 大村真一郎・ほか4名, 機講論, No. 98-1 (1998-3), 55-56.
- (7) 押野康夫, 路面性状の違いによるタイヤ/路面騒音の変化, 音響学会誌, 54 (1998), 314-319.
- (8) 戸井武司・ほか2名, 機論, 63-606, C (1997), 417-422.
- (9) 石井直樹・ほか4名, 機講論, No. 97-1 (1997-3), 448-449.