

流体音響解析を用いた 主電動機騒音評価方法の基礎的検討

清水 康弘* 近藤 稔*

Fundamental Examination of The Traction Motor Noise Evaluation Method Using Fluid Acoustic Analysis

Yasuhiro SHIMIZU Minoru KONDO

Realization of low noise characteristics of equipment including a drive system is called for in the conventional railway vehicle. Until now, with respect to realization of low noise characteristics of equipment of the self-ventilation type induction traction motor of a drive system, the reconstruction and measurement which use the actual system were respected. Accordingly the expense of the measure to realize low noise characteristics was large. Then, construction of a calculation model and a fundamental simulation using the fluid acoustic analysis tool, without making the actual system on an experimental basis, was tried. As a result, the tendency similar to measurement result and noise generation of the actual system was recognized. Here, the composition of a three-dimensional calculation model and a simulation, and analysis results are described.

キーワード：主電動機，騒音測定，定置試験，冷却ファン，回転子ローターバー，熱流体解析

1. はじめに

在来線電車の主電動機としては、構造が簡単な自己通風形主電動機が主流であり、この主電動機の低騒音化が求められている。

しかし、低騒音化を実施する際に、実機を用いた試験と改造のくりかえしでは、低騒音化対策の開発費が増大する課題がある。

一方、自己通風形主電動機は、高回転域時に空力騒音が支配的であることが分かって来ている。そこで、冷却ファンと回転子構造体のローターバーの風切り音（空力騒音）について、汎用熱流体解析ツールを用いて、騒音低減策を検討する事ができれば、大幅な開発コスト低減が期待できる。

本論文では、汎用熱流体解析ツールを用いて主電動機内部から発生する空力騒音の評価が可能であるかを検討するために、2次元の主電動機断面のモデルでこのツールの機能を検証し、3次元主電動機モデルによるシミュレーション解析結果と実機試験結果を比較した結果について述べる。

2. 主電動機空力騒音のシミュレーション

2.1 主電動機空力騒音の現状

最近の主電動機の車上騒音測定結果では、冷却ファン

の翼通過周波数による空力騒音のピークは抑えられてあまり目立たなくなっているが、まだ十分に低い値とはいえない。また、冷却ファンより低い値であるが、ローターバーが音源となる騒音も確認されている。ローターバーは、図1に示すように回転子の両端で露出しており、固定子コイルと対向している。自己通風形主電動機ではこの回転子の一端には更に冷却ファンがある。

走行試験での床下騒音を測定した結果を図2に示す。2kHz程度までは大きなレベルを示しているが、それ以上は、周波数が高くなるとレベルが低くなる。このような全般的な傾向に対して、速度130km/hでは、歯車の噛み合い周波数によるピークやローターバーによる周波数ピーク、冷却ファンによるピークが目立つようになる。

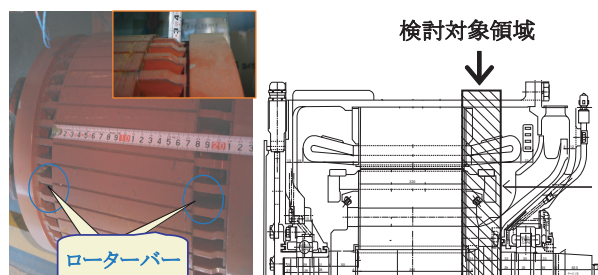


図1 誘導主電動機の回転子形状と注目している領域

* 車両制御技術研究部（動力システム）

特集：車両技術

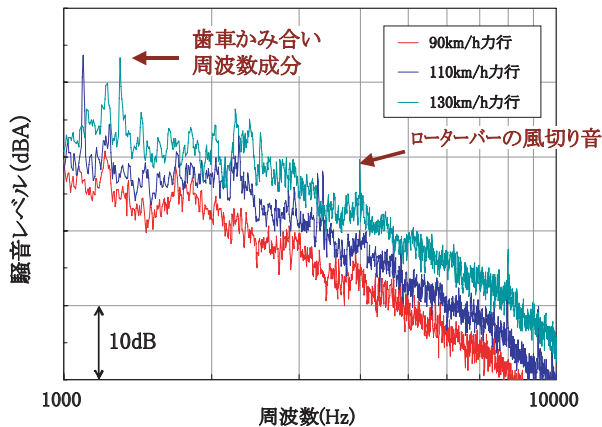


図2 走行試験による床下騒音の特徴

2.2 シミュレーション手法

高回転時には回転子表面の速度は秒速100m/s程度(時速300km/h以上)の高速になるため、自己通風形主電動機から発生する騒音は、速度の6乗則¹⁾で増大する空力騒音の影響が大きいことがこれまでの実機の測定で分かっている。しかし、この騒音は、主電動機内部から発生するため、流れの状態や変化する圧力をパンタグラフや車両形状のように風洞実験等で直接測ることは難しい。また、求めようとしている現象が、主電動機内部の流れや騒音の発生状況であり、環境を変えずに直接多点を計測して検証することは難しい。

主電動機の冷却ファンやローターバーの空力騒音は、回転騒音と乱流騒音に大別できる。回転騒音は、周期的に並んだ羽の通過に伴う周期的な圧力変動の共鳴(干渉)によって生じ、羽の枚数×回転数(=翼通過周波数)およびその倍音にて卓越する成分を有し、オーバーオール騒音レベルに対する寄与度が大きい。また、乱流騒音(広帯域空力音)は、羽が回転することにより風を切り、その表面から剥離するランダムな渦により発生すると考えられる。

最近、汎用熱流体解析ソフトプログラムの開発が進み、また、計算機の能力が向上し、流体騒音に関する解析が汎用熱流体解析ソフト(FLUENT6.3)²⁾で可能となっている。主電動機の空力騒音を求めるために、幾つかの報告^{3), 4)}を参考にして汎用熱流体解析ツールとしてこのソフトでシミュレーション解析を行った。

本報告では、まず2次元で回転体の解析が可能なスライディングメッシュの機能を利用して回転子周りの流体解析を行い、3次元解析では、その結果を利用して主電動機外部の定置測定点位置の音圧スペクトルを求めた。

回転している主電動機内部の周りの圧力や音響パワーを求めるため、非定常流れの解析にk-ε法を用い、これにポスト処理として広帯域空力音モデルを組み合わせた。遠方場での音の評価には、主電動機内部の非定常流れの解析は、LES(Large Eddy Simulation)を用い、ポ

スト処理としてFW-H(Ffowcs Williams and Hawkins)⁵⁾モデル(方程式)を用いて放射されるレシーバー点の空力騒音を求めた。この結果を利用して、実機の定置騒音測定点の音圧スペクトルと比較検討を行った。

2.3 2次元解析

このモデルは、回転子のローターバー付近とその対向する固定子のコイル断面(図1で示した矢印の部分)をモデル化したもので、相互の影響を見る上でもモデル化が容易な部分である。これにより、汎用熱流体解析ツールの適用可能性の検討を行う。

(1) 解析モデル条件

ローターバーによる騒音を解析するための断面形状は、図3に示すように鉄道用として一般的な配置である、内側に回転子のローターバー断面が46個あり、その外側に固定子コイル断面が36個あるものである。ローターバー断面の内側に内壁があり、内側から空気の流入がないものとして、これが6000/minで回転する。固定子の外側には、主電動機筐体の内壁断面を設けた。

モニター点としてローターバー外部の間(M-1)、固定子コイルの外側(M-2)、固定子コイル内側の間(M-3)を設定し、圧力履歴等を求め、ここでの騒音を評価した。

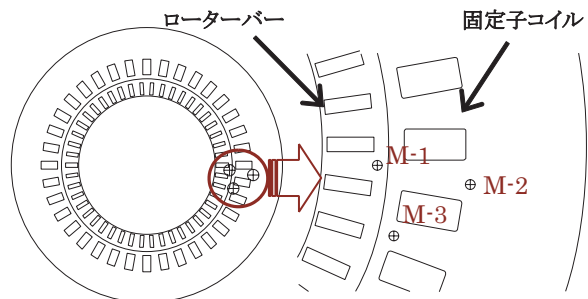


図3 2次元断面形状の全体図とモニター点位置

(2) 解析条件

主電動機内部と周りの圧力を求め、これにより音響パワーを求めるための条件として、ローターバーと固定子コイル断面に面取り(R=1mm)有り無し形状の変化を与えた。

6000/minで回転させながら、一定時間で、ローターバー付近のモニター点の圧力履歴等を測定した。

a. 使用ソフトウェア

- 1) 形状作成：3次元CADソフト
- 2) 計算・ポスト処理：汎用熱流体解析ソフト

b. 解析条件と解析手法

解析条件：4条件(ローターバー・固定子部の面取り有り無し)は、表1に示す。

解析手法：2次元 非定常解析のk-ε法および広

帯域空力音モデルの組み合わせ

表1 解析条件一覧

条件変更部位	条件0	条件1	条件2	条件3
ローターバー	□	□	○	○
固定子コイル	□	○	○	□
	□：面取り無し，○：面取り有り			

c. 境界条件

- 1) 壁面境界条件：滑り無し
- 2) 主電動機回転数：6000 [1/min]
- 3) 作動流体： 空気
密度： 1.225[kg/m³]
粘性係数： 1.7894 × 10⁻⁵ [kg/m s]
- 4) 時間刻み

ローターバー1枚が通過するのに要する時間は、1秒間に通過するローターバー枚数の逆数で、1/(46 × 6000 / 60) = 2.1739 × 10⁻⁴ [sec] となる。余裕を見て 1.0 × 10⁻⁵ [sec] とした。

なお、固定子は巻いたコイルの表面を更に絶縁用のテープで処理しワニスを含浸しているため、通常は表面が鋭いエッジになることはない。

このシミュレーションでは、6000/minで回転する主電動機の回転子が1回転及び5回転するまでを計算した。条件の変更によるローターバー及び固定子周りの空気の圧力の変化、速度の変化、音響パワーの変化を捉えるとともにモニター点における騒音の変化を以下の周波数に注目して評価した。

6000/minで推測される騒音の発生周波数は、ローターバー：4.6kHz、固定子コイルピッチ：3.6kHzとなる。

図4に解析メッシュの一部を示す。解析に用いたメッシュサイズは最小約0.2mmで、全体として約250,000セルである。

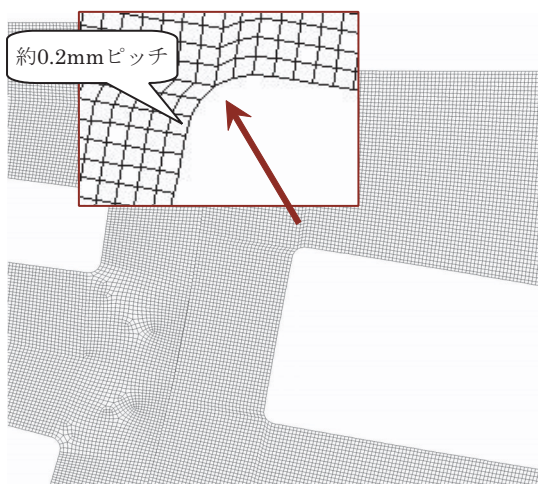


図4 解析メッシュの状況

(3) 計算結果

条件による違いがないのでローターバー、固定子の断面ともに面取り無しの場合の解析結果の圧力を図5に示す。

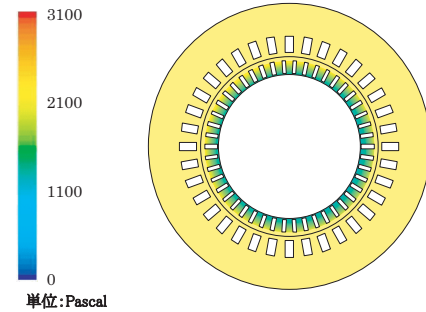


図5 ローターバー，固定子周辺の圧力

この値は、回転初期のものを示しているが、解析を進めても大きく変化しない。圧力は、赤に近いほどレベルが高く、青に近いほどレベルが低い。ローターバーの内側で低く、固定子コイル付近から外側では、ほぼ一様である。

図6は、解析条件別の音響パワーの比較を部分的に拡大したものである。

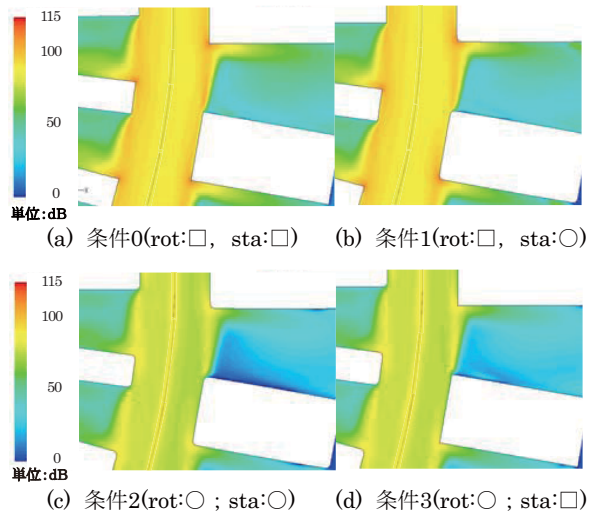


図6 条件別の5回転での音響パワーの比較

条件0では、ローターバーと固定子の断面が角張っているので大きな音を発生し、全体的に赤みが増している。ところが、条件2では、ローターバーと固定子の断面が丸みを帯びているので空力騒音が低くなり、全体的に青みが増している。また、条件2と条件3では、大きな差がないのでこの条件の固定子の面取りの影響は少ないと思われる。

5回転後のモニター点M-1の音圧レベルを条件別に比較したものを図7に示す。

この中で条件3が一番低いピークの値を示す。また、条件0と条件1の差が少ないことから、固定子の形状の影響

特集：車両技術

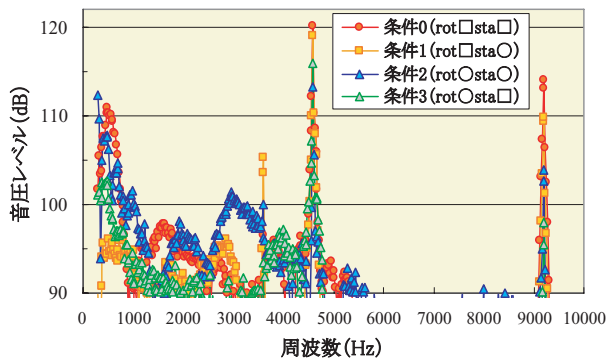


図7 5回転のモニター点M-1における音圧レベル

響が少ないことが分かる。ただし、条件2では、3kHzの周波数帯付近が盛り上がる傾向が現れてきている。500Hz付近のピークは、解析時間が少ないための影響で解析を進めると低くなることが期待できる。

汎用熱流体解析ソフトを利用した2次元解析により主電動機内部の空力騒音に関して次のことが得られた。

- (1) ローターバーに起因する空力騒音のピークは、計算上の周波数とほぼ同じ周波数で求められた。
- (2) ローターバーを面取りすることは、騒音低減効果があると考えられる。
- (3) 固定子の面取り有り無しの違いは、あまり大きな影響はなく、固定子側への流れは弱いと考えられる。

この解析結果より、さらに3次元解析モデルと実測値との対比を行う。

2.4 3次元解析

3次元解析モデルは、比較する実機の主電動機を参考に、省略可能な部分は簡略化して、実物大のサイズで次のように作成した。

(1) 解析モデル条件

3次元解析モデルは、図8で示すように実機の形状に近い形で作成した。

内部に収まる回転子等の形状は図9に示す構造であり、回転子には、吸気側と冷却ファンのある排気側の両端にローターバーがある。m-1, m-2は、それぞれロー

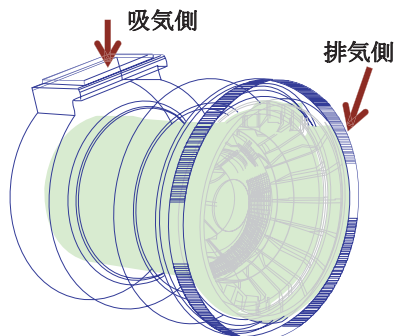


図8 主電動機の形状

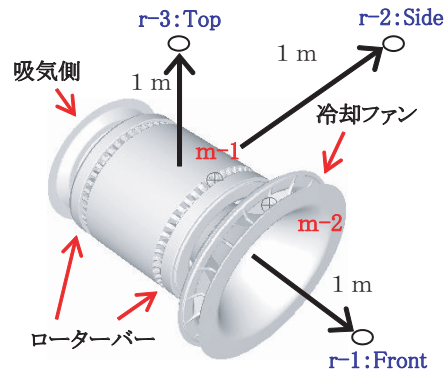


図9 回転子・ファンの形状とモニター点

ターバー、冷却ファンの内部にあるモニター点の位置で、r-1, r-2, r-3は、外部にあるレーシーバー点（端部より1m離れ）の位置を示している。

この回転子を収める固定子側の端部の形状は図10に示すように非常に複雑である。そのため、前章の2次元解析でローターバー（7×20mm）と固定子コイル（15×25mm）をモデル化したシミュレーション（6000/min）では、固定子コイル側へ強く流れが起きることはないと思われた（図6）ので、今回のシミュレーションにおいては固定子の両端の複雑にクロスしているコイル部分は、風の通らない板状に見立てて回転子および冷却ファン等風路の形状を重視した構造で作成した。

図11に示すように回転子断面には、12本の風路があり、吸気口側から排気口側に冷却風の主な部分を通り、さらに回転子の表面を冷却風が通る。

3次元解析に用いたメッシュは6面体メッシュで、速い流れや強い騒音源と予想される部位以外はメッシュを粗くした。

3次元解析モデルのセル数は、450万セル程度で、最小



図10 一般的な固定子コイル形状

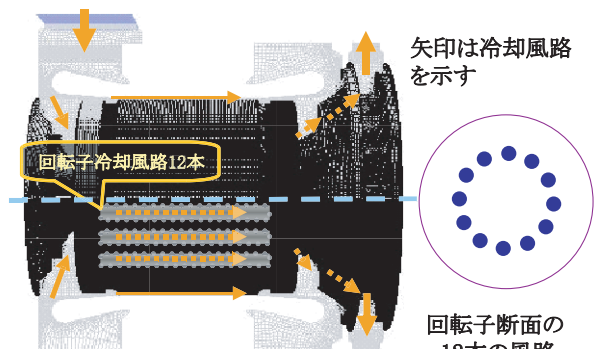


図11 冷却風路及び解析メッシュ

メッシュサイズは、約0.3mmである。

(2) 解析条件

計算に用いた3次元解析条件の設定を以下に示す。

- ・乱流モデル： $k-\epsilon$ (+改良型壁処理) または LES
- ・計算に用いた気体の物性は、以下のようである。
種類： 空気
密度： 1.225[kg/m³]
比熱： 1006.43 [J/kg K]
熱伝導率： 0.0242 [W/m K]
粘性係数： 1.7894×10^{-5} [kg/m s]

計算に用いた境界条件を以下に示す。

- ・入口：Pressure-Inlet 大気圧，
温度：293.15 K
- ・出口：Pressure-Outlet 大気圧，
逆流ガスの温度：293.15 K
- ・壁面：断熱，内側部分のMRF (複数基準座標系)
- ・設定回転速度：6000 /min

ローターバーの形状として図12に示すような2種類の条件で計算を行った。

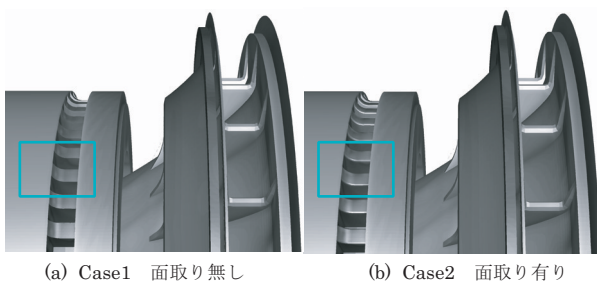


図 12 ローターバー付近の形状

(1) Case1：ローターバー (面取り無し)

(2) Case2：ローターバー先端部にR1mmの面取り

ファンの羽根は17枚で、形状は両Caseとも同じである。回転子上のモニター点は、図9に示すようにm-1, m-2で、それぞれローターバー、ファンの位置に対応している。主電動機外部になるレーザー点は、主電動機定置騒音試験の測定点と一致する3点を選んだ。

(3) 計算時間

$k-\epsilon$ 法 (+改良型壁面処理) と音響パワーを求めるために更に広帯域空力音モデルを使用した計算は、まず定常計算で発散しないかを確認の後、非定常計算で 1.0×10^{-5} s 刻みで 1.0×10^{-2} s (1回転) まで行った。

LESとFW-Hモデルを用いた計算結果は、 1.0×10^{-5} s 刻みで 2.0×10^{-2} s (2回転) まで行った。

2.5 実測値による検証

LESの計算を 2.0×10^{-2} s (2回転) まで行って、主電

動機外部のレーザーバー点 (r-2：側面1m離れ) の音圧レベルを汎用熱流体解析結果 (Case1, Case2) と実機の定置騒音試験結果を重ねて表示したのが図13である。

500Hz～2kHz付近が比較的大きく、それ以上の周波数で低くなる実測値と類似したスペクトル形状になるが、実測値に対して解析結果は、全体的に20～30dB程度上にシフトした大きい値となった。

FW-Hモデルで定置測定点に対応するレーザーバー点の音圧スペクトルを求めるための音源領域は、ローターバーの音源を直接見るために回転子全体に設定した。主電動機筐体で音が遮蔽されて排気口からでる条件に計算上はなっていない。その結果、実測値より大きい値となったと考えられる。更に、冷却ファンの形状が実機の形状を十分反映できず、騒音が大きくなっていると考えられる。音源領域の設定を排気口付近に限定してファンをより実機に近いものにできれば、計算結果は、より測定結果の音圧スペクトルに近づくとと思われる。

絶対値レベルとしては差があるものの、スペクトルの傾向は、近似できていると考え、以下では、計算したシミュレーションの解析結果について報告する。

図14は、主電動機内部の表面圧力コンターで、吸気側とファンの排気口付近で圧力が高くなっている。

図15は、パワーレベルのコンター表示で、吸気側のローターバーの方が排気側よりも大きい音を出している。

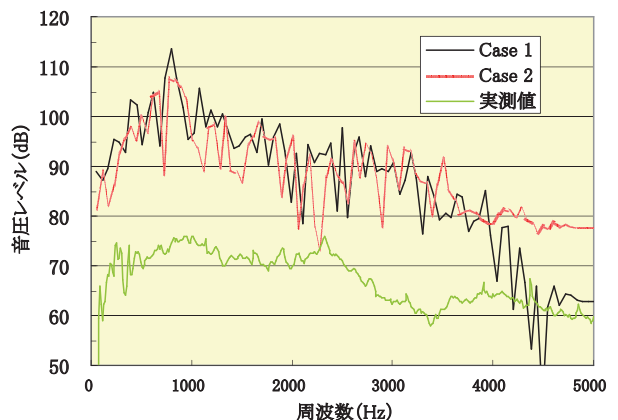


図 13 解析モデルと実測値の比較

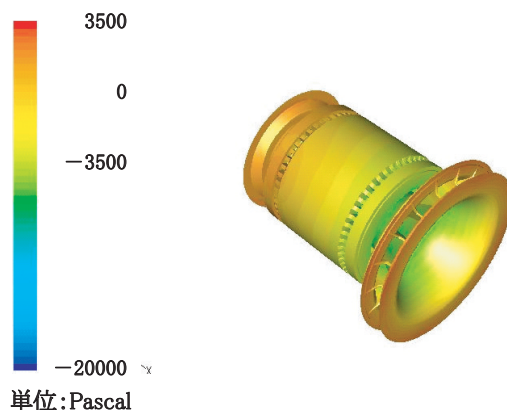


図 14 表面圧力 (Case2)

特集：車両技術

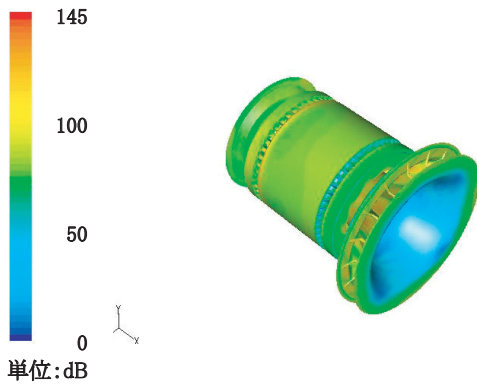


図15 音響パワーレベル (Case2)

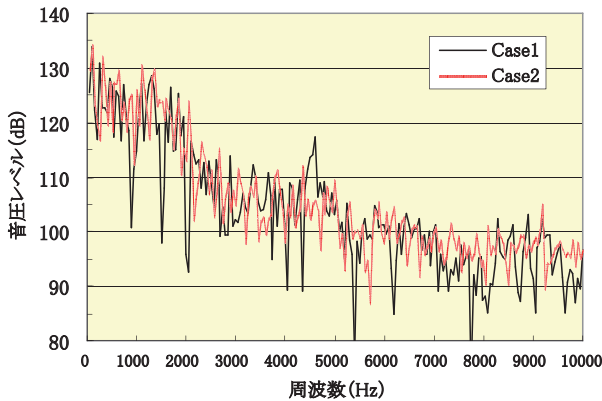


図16 主電動機ローターバー上部 (m-1) の音圧レベル

LESとFW-Hモデルを用いた計算結果は、 1.0×10^{-5} s刻みで 2.0×10^{-2} s (2回転)まで行った結果である。図16に示したローターバー上部のモニター点 (m-1) の音圧レベルの周波数スペクトルでは、低い周波数の影響が大きい。ローターバーの風切り音は、面取りのないCase1ではローターバーによる周波数ピーク4.6kHzにはっきり現れているのに対して、面取りのあるCase2では明確に現れていない。

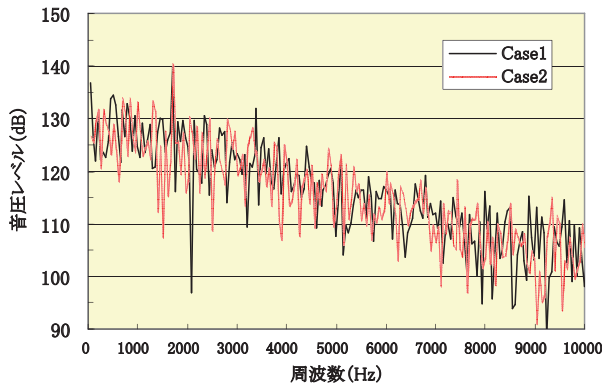


図17 冷却ファン上部 (m-2) 音圧レベル

図17に示した冷却ファン上部 (m-2) の音圧スペクトルには、ファンの羽枚数による周波数ピーク (1.7kHz) がCase1とCase2のどちらも顕著に現れ同じ大きさになっている。

3. まとめ

在来線で主流の自己通風形誘導主電動機を対象として、汎用熱流体解析ツールを適用し、解析手法の適用性について検討するとともに低騒音化の対策を検討した。この主電動機に対して3次元解析モデルを作成して主電動機からのシミュレーションにより空力騒音を求めた。その結果、得られた騒音の絶対値の差はあるが実測と近いスペクトルが得られた。また、ローターバーの面取りが騒音低減策の一つとなる可能性が示された。

4. おわりに

本研究では、主電動機内部の空力騒音について汎用熱流体解析ツールによるシミュレーションを試みた。今後の課題としては、FW-Hモデルで用いる音源領域の設定が実機と異なるため、これを排気口付近に限定して計算をより実機の測定条件に近づける必要がある。

これらの改善方法を盛り込んだシミュレーション手法により、今後も有効な騒音低減策の検討を行ってきたい。

また、低周波領域の音圧レベルが十分下がっているとは言えず、今回の計算時間は十分でない可能性がある。従って、計算時間を長く行うことによる結果の収束傾向を見極め、最適な計算時間の確認を行なう。

文献

- 1) 清水康弘, 近藤稔, 川村淳也: 主電動機騒音の音源と対策, 総研報告, pp.27-32 (2005.5)
- 2) アンシス・ジャパン(株): FLUENT6.3 User's Guide, (2006)
- 3) 加藤千幸, 数値解析による空力騒音予測の現状と課題, 騒音制御, Vol.27, No.5, pp.299-303 (2003)
- 4) 飯田明由, 加藤千幸, 数値流体騒音解析の最近の事例, 騒音制御, Vol.31, No.4, pp.305-309 (2007)
- 5) Lokhande B.S., Sovani S.D., Xu J., "Computational aeroacoustic analysis of a generic side view mirror" SAE Paper 2003-01-1698, SAE NVH Conference