

主電動機内部から発生する空力騒音の検討

清水 康弘* ((財) 鉄道総合技術研究所)

The examination of the aerodynamics noise generated from the inside of a traction motor

Yasuhiro Shimizu* (Railway Technical Research Institute)

The aerodynamics noise level generated from the inside of the traction motor was computed at the position 1m apart from the outside of the traction motor with the aid of the general-purpose heat fluid analysis software. The shape of the model used in this computation reflects a shape of the actual traction motor as far as possible.

By comparing the measured value and the calculation result of noise level at the position 1 m apart from the actual traction motor, it was judged whether or not the general-purpose heat fluid analysis software can be used. As a result, it is thought approximately that the software could be generally used.

To report results for the simulation of aerodynamic noise that generated from the inside of traction motor and changed shape around the duct inner calculated.

キーワード：主電動機，空力騒音，駆動装置，流体音響解析

(Traction motor, Aerodynamic noise, Drive-system, Fluid acoustic analysis)

1. はじめに

通勤電車などの主電動機には自己通風型が多く使われており、高回転時に主電動機の空力騒音が大きくなることが分かっている。主電動機の騒音低減対策のために実機の試作や試験を行うと多額の費用がかかるため、流体騒音シミュレーションによる低騒音化の対策方法を検討している。

これまでの検討結果^{2),3),4)}では、流体音響解析ツール (FLUENT6.3)¹⁾ (以下ソフトという) で音響解析が可能になったことから、主電動機から発生する空力騒音について適用が可能か検討した。実機での騒音測定点とシミュレーションの測定点を合わせて両者の値を比較し、このソフトの解析結果が同じような傾向を示すことが分かった。また、3次元主電動機モデルの冷却ダクトの入り口付近の騒音分布が大きいことも分かってきた。

本報告では、これまでの主電動機内部から発生する空力騒音のシミュレーションによる検討結果と騒音低減を目的とした内部のダクト入り口付近の取付部に R5mm の丸みを付けた形状変更を行った場合の計算結果について報告する。

2. 主電動機空力騒音のシミュレーション

自己通風形主電動機から発生する騒音の現象は、直径 30~40cm 程度の狭い内部の流れにより発生するもので、この中に多点の測定点を設けて直接測ること自体が難しい。

これまでの検討結果と同様に、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に、非定常流れの解析に $k-\epsilon$ 法を用いた。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ることで音響パワーを求めることにより、内部から発生する騒音の解析を行った。

実機と騒音の比較をする主電動機外部の空力騒音は、主電動機内部の非定常流れの解析に LES (Large Eddy Simulation) を用いた。これにポスト処理として FW-H (Ffowcs Williams and Hawkings)⁵⁾ モデル (方程式) を用いて放射される騒音として求めた。

〈2・1〉解析モデルの概要 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を簡略化した実物大の大きさで作製した。

3次元でローターバー周りの騒音をシミュレーションするために、主電動機の回転子は、図 1 で示すような実機の形状に近い形で作製した。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。r-2 は、外部にあるレシーバー点 (端部より 1m 離れ) で実機と共通の騒音測定位置である。

この回転子を収める固定子側の端部の形状 (図 2 参照) は非常に複雑であるが、2次元モデルでの検証により固定子コイルの内部に大きな流れは生じていないと考えられたので、3次元のモデルでは、固定子形状を風の通らない板状にして簡略化した。その一方で、回転子および冷却ファン等

風路の形状を重視して風路の空間のみを再現し、固定子の部分が抜けた状態で吸気側と排気側を持つ図3のような固定子の断面形状とした。なお、直径約30cmの回転子内部に

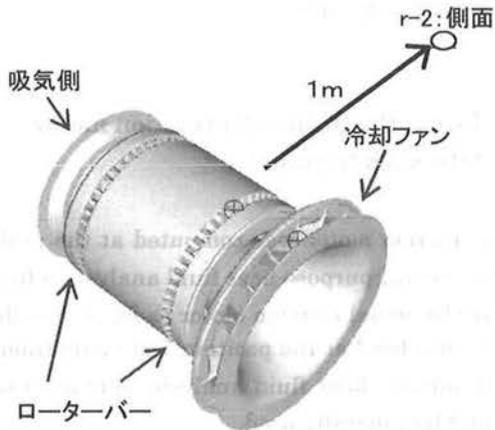


図1 主電動機モデル内の回転子形状 (r-2: 外部の測定点位置)

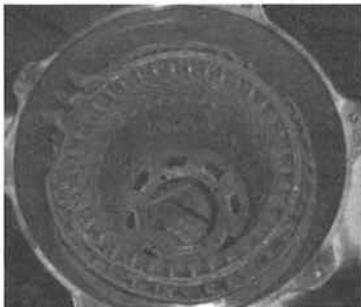


図2 一般的な固定子のコイル形状

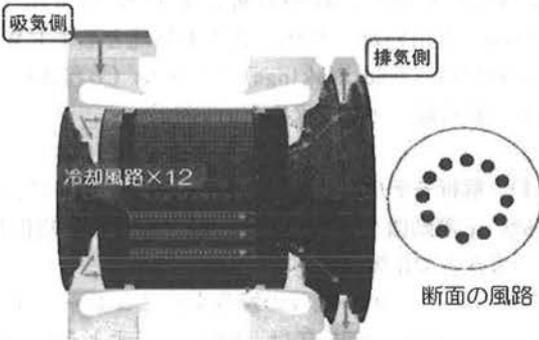


図3 固定子の断面と冷却ダクト (冷却風路)



図4 主電動機モデルの外部と内部の形状と構成

は冷却ダクト (冷却風路) が12本設けてある。

解析メッシュは、6面体メッシュで全て風路のみであり、速い流れや大きな音の発生しそうな部位以外はメッシュを粗くした。

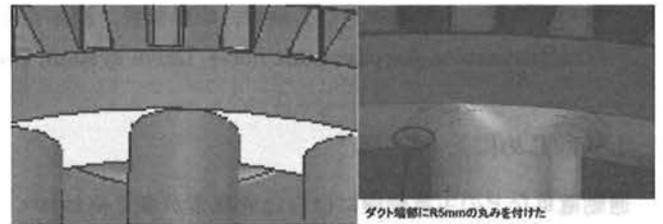
モデルの大きさは、概ね450万セル程度で、メッシュの最小サイズは、約0.3mmである。

主電動機モデルの外部と内部の形状と構成を図4に示す。

〈2・2〉 解析条件 主電動機の回転速度は、空力騒音の発生が顕著になる条件で 6000 min^{-1} に設定し、冷却ファンの羽枚数は、17枚、ローターバーは、46本 (面取り半径1mmを実施) とした。

冷却ファンの形状は、参照した主電動機に可能な限り近づけた形状にして騒音の発生を抑えるように努めた。

これまでの検討結果から従来ダクト形状では、入り口付近の音響パワーが大きくなる分布を示している。そのため、騒音低減の効果を求めるために冷却ダクトの取付部に半径5mmの丸みを付けた改良ダクト形状で計算を行った (図5)。



(1) 従来ダクト形状 (2) 改良ダクト形状
図5 冷却ダクト取付部の形状変更 (半径5mmの丸み)

〈2・3〉 計算時間 $k-\epsilon$ 法 (+改良型壁面処理) と広帯域空力音モデルを使用した計算及びLESとFW-Hモデルを用いた計算は、非定常計算で $1.0 \times 10^{-5} \text{ s}$ 刻みで $5.0 \times 10^{-2} \text{ s}$ (5回転) 一部は $1.0 \times 10^{-1} \text{ s}$ (10回転) まで行った。50kHzまで計算した騒音測定点の周波数スペクトルは、10kHzまでを有効な値として表示した。

3. 計算値と実測値の検証と解析結果

冷却ダクトの入り口形状を従来ダクト形状と取付部に半径5mmの丸みを付けた改良ダクト形状の2種類について行った非定常計算の結果について述べる。

〈3・1〉 従来ダクト形状における評価 主電動機外部のレーザーポイント (r-2: 側面 1m 離れ、実機の測定位置と同じ) での音圧レベルの周波数スペクトルについて、流体音響解析結果 (従来ダクト形状: 6000 min^{-1} , 5回転までの結果を10データで移動平均) と実機の定置騒音試験結果 (実測値: 5830 min^{-1} , 時定数 fast) を比較して表示した (〈3・2〉の図9に示す)。

図9から、測定点 r-2 における騒音レベルのスペクトルは、解析結果が実測値のスペクトルより 5dB 前後大きい値を示しているが、ほぼ相似な傾向を示している。

従って、このソフトによる解析は、実測値に概ね近い傾向を示すことが確認できた。

このソフトによる解析結果を利用できると判断して、さらに主電動機内部の圧力や騒音の分布について検討した。

〈3・1・1〉 回転子周りの圧力とパワーの分布 回転子周りの表面圧力と音響パワーレベルの分布を図 6 に示す。表面圧力は、吸気側で正の値を示し、回転子周りで負の値になる。冷却ファンの根本付近で低い負の値から外周方向へ向けてファンの外周部で高い正の値となる。音響パワーレベルは、吸気側のローターバー付近で大きな値を示し、排気側のローターバー付近は低い値を示している。冷却ダクトの出口付近と冷却ファンの外側で大きな音響パワーレベルを示しており、大きな騒音を発生していることが分かる。



図 6 回転子周りの表面圧力と音響パワーレベル (6000min⁻¹で5回転)

〈3・1・2〉 主電動機ダクト断面の騒音分布 内部ダクト内の騒音分布を断面図として図 7 に示す。左側から空気が入り、右側のファンの遠心力により排気口側へ流れている。ダクトの入り口付近にあるエッジで大きな騒音が発生していることが分かる。また、冷却ファンのフィンに沿って大きな音が出ていることが分かる。

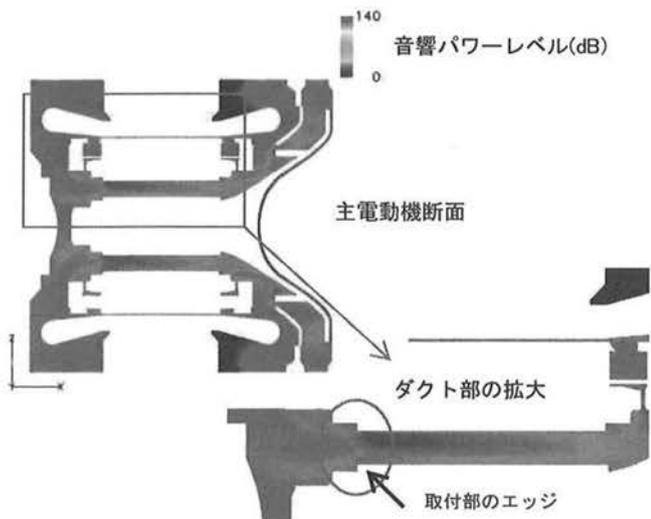


図 7 主電動機ダクト断面の騒音分布 (水平断面, 6000min⁻¹で5回転)

〈3・1・3〉 回転子周りの音圧レベル 回転子周りの 2 点の音圧レベルのスペクトルを図 8 に示す。このデータは、ピーク周波数が鈍って分かり難くなるので、後の説明のために移動平均処理をしていない。

ローターバー上部のモニター点のスペクトルには、46 本のバーに対応するピークが 4.6kHz 付近に現れている。また、冷却ファン上部のモニター点には、ファンの羽枚数 17 枚に対応する周波数のピークが 1.7kHz 付近に現れている。

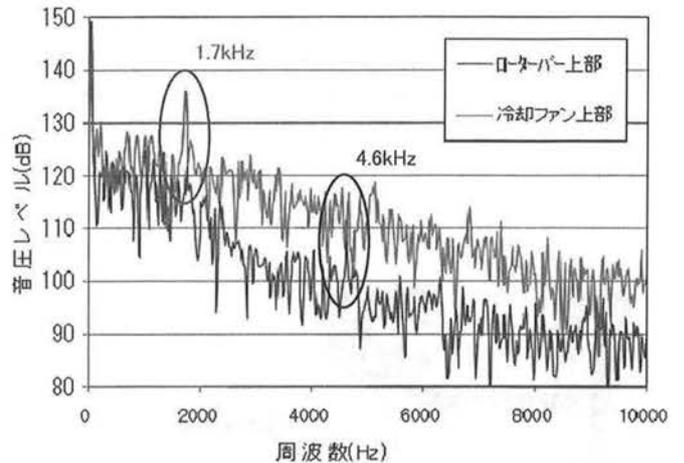


図 8 回転子付近の音圧レベル (6000min⁻¹で5回転)

〈3・2〉 改良ダクト形状における評価 主電動機外部のレシーバー点 (r-2: 側面 1m 離れ) で流体音響解析結果 (従来ダクト形状と改良ダクト形状: 6000min⁻¹, 5 回転までの結果を 10 データで移動平均) と実機の定置騒音測定結果 (5830min⁻¹, 時定数 fast) を主電動機外部のレシーバー点 (r-2: 側面 1m 離れ、実機の測定位置と同じ) での音圧レベルの周波数スペクトルを比較して表示したものが図 9 の音圧レベルのスペクトルである。

図 9 から、改良ダクト形状によるスペクトルは、主電動機外部の測定点 (r-2) では、従来ダクト形状のスペクトルよりやや騒音の増加が認められた。このシミュレーションでは吸気側の風量について実機で行われている制限をして

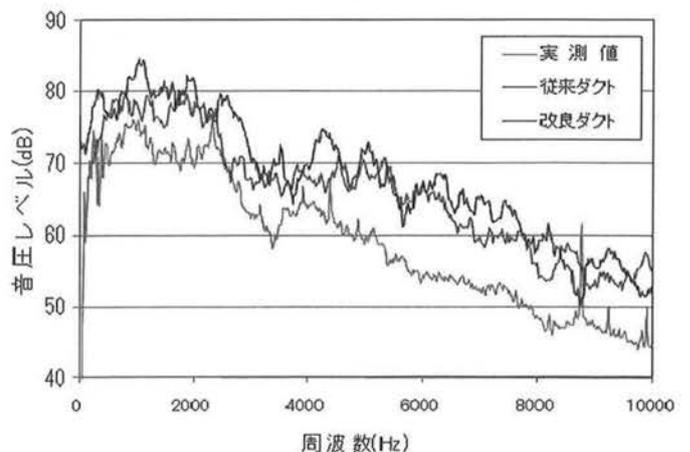


図 9 改良ダクト形状における計算結果と実測値の比較 (測定点: r-2 (側面), 約 6000min⁻¹)

いない。実機では、風量を増やすと騒音が増加することが分かっている。ダクトの形状変更により計算値の風量が1割弱増えているため冷却ファンによる騒音が増加したと考えられる。

〈3・2・1〉 主電動機ダクト断面の騒音分布 主電動機ダクト断面の騒音分布を断面図として図10に示す。ダクト内部の騒音の分布を見ると確かに半径5mmでエッジを丸めた部分で騒音発生が低くなっていることが分かる。しかし、図9に示したように、主電動機外部の測定点では、騒音がやや増加するが、主電動機内部の騒音の分布では、風量が少し多くなってもエッジを丸めた部分で騒音を低くする効果があることが分かった。

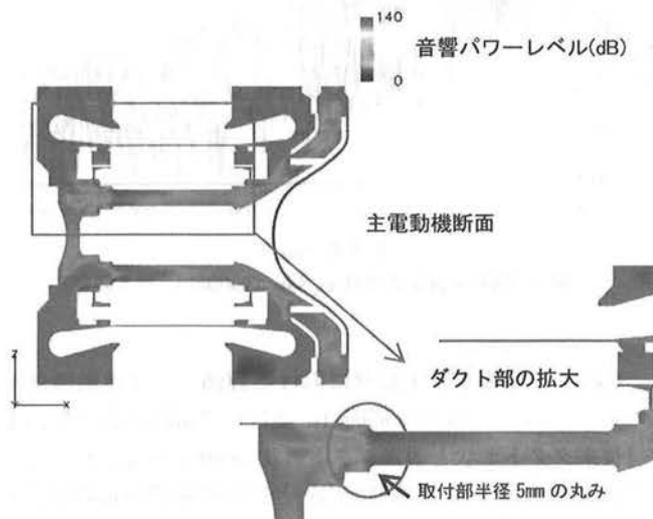


図10 主電動機ダクト断面の騒音分布(水平断面, 6000min⁻¹で5回転)

〈3・2・2〉 適切な計算時間について 本シミュレーションは、計算時間が膨大にかかるので、実際の主電動機の回転数6000min⁻¹(100s⁻¹)に対応して100回転する1秒まで計算できない。そのため、当初、 2.0×10^{-2} s(2回転)程度で評価を行っていた(本報告では、 5.0×10^{-2} s(5回転))。しかし、適切な計算時間を評価するため、今回の計算結果については、 1.0×10^{-1} s(10回転)まで計算した。計算時間(回転数)の違いによる音圧レベルのスペクトルの変化を比較したものが図11である。

シミュレーションによる非定常計算で 1.0×10^{-5} s刻みで 1.0×10^{-1} s(10回転)まで求め、10kHzまでを有効な表示として、結果を分かり易くするために10データの移動平均処理をした。その結果、10回転はより安定してくる傾向を示しているが5回転でも10回転にほぼ近い値を示すことが分かった。

4. まとめ

これまで、空力騒音の現象は、完全に解明されていないが、ソフト(FLUENT6.3)で音響解析が可能になったことか

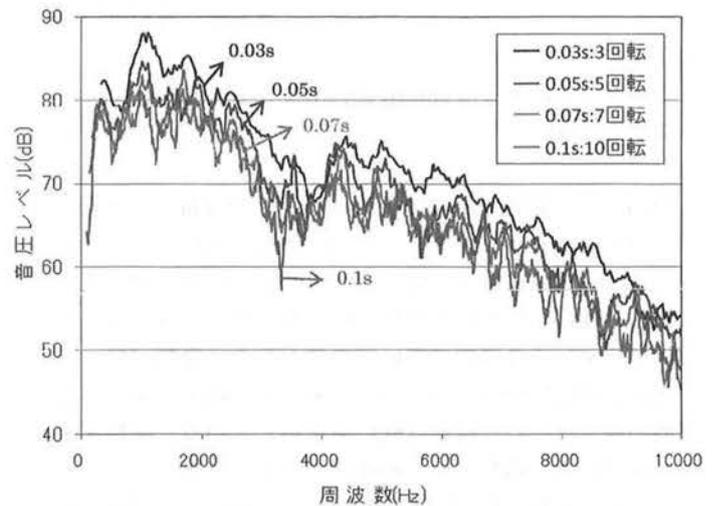


図11 計算時間(回転数)の違いによる音圧レベルの変化
(測定点:r-2(側面), 6000min⁻¹で3~10回転)

ら、鉄道車両の主電動機から発生する空力騒音について3次元解析モデルを作製して適用可能か検討した。その結果、実機での騒音測定点とシミュレーションの測定点を合わせて両者の値を比較し、このソフトの解析結果が同じような傾向を示すことが分かってきた。

今回、主電動機内部の騒音の分布を断面表示した図7から分かる冷却ダクト入り口付近で出ている大きな騒音を下げのために、冷却ダクト取付部に半径5mmの丸みを図5のように付けた形状に変更して計算を行った。

その結果、主電動機外部の騒音測定点では、風量の増加により騒音がやや大きくなることが判明した。しかし、図10に示すように主電動機内部の騒音の分布では、エッジを丸めた部分で騒音を低くする効果があることが分かった。

また、このシミュレーション計算による適切な計算時間を評価するために、音圧レベルのスペクトルの変化を 1.0×10^{-1} s(10回転)まで比較した。その結果、10回転まで解析した方がよいが5回転でも10回転にほぼ近い値を示すことが分かった。

今回の解析結果から、風量の影響がこのソフトの計算でも反映されることが分かってきたので明らかになったので、従来ダクトによる計算で風量を考慮できれば、より実測値に近づくことが期待できる。今後は、風量の影響についても考慮して計算を進めていきたい。

文 献

- (1) アンシス・ジャパン(株): FLUENT6.3 User's Guide, (2006)
- (2) 清水康弘、中村泰: 主電動機内部からの空力騒音の検討、環境工学総合シンポジウム2008講演論文集, pp.75-78(2008.7)
- (3) 清水康弘、近藤 稔: 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、鉄道総研報告2008年9月号, pp.17-22(2008.9)
- (4) 清水康弘: 主電動機内部からの空力騒音の検討その2、環境工学総合シンポジウム2009講演論文集, pp.1-2(2009.7)
- (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