

鉄道車両の歯車系変動力と音響放射に関する解析

○ [機] 笹倉 実 (鉄道総研)

[機] 佐藤 潔 (鉄道総研)

[機] 後藤 智 (日本 ESI)

日比野 涼平 (日本 ESI)

Mechanical and Sound Analyses on Gear Unit of Railway Vehicle

○ Minoru SASAKURA, Kiyoshi SATO, (Railway Technical Research Institute)

Satoru GOTO, Ryohei HIBINO, (ESI Japan, Ltd)

In recent years, the drive-system noise generating from the motor vehicles on the narrow gauge are decreased by adoption of the low noise traction motor. However, the sound level of gear noise is increased relatively. The purpose of this paper is to investigate the fundamental noise characteristics of the vehicle gear systems. Therefore, we carried out the mechanical dynamic behavior analysis to parallel cardan driving gear device which consists of helical pinion and gear systems. Furthermore, we carried out FEM and BEM analysis to predict the sound power reductions of gear systems under a condition where the casting iron material applied to the device using the damping factor obtained from simple damping test. Consequently, we found that the gear case which apply to the material has decreased 2dB of sound power approximately, compare with current one.

キーワード：噛合い解析、構造音場解析、歯車騒音、鋳造黒鉛鋳鉄

Key Words : Mechanical analysis ,FEM/BEM analysis, Gear noise, Ductile cast iron

1. はじめに

駆動装置から発生する振動及び騒音の近年の傾向として、密閉型主電動機が実用化され、その低騒音化は進んでいるが、相対的に歯車からの騒音の寄与度が大きくなる傾向にある。歯車装置の騒音発生源の一つとして、小歯車と大歯車の回転に伴う噛合い変動力や、主電動機からのトルク脈動（歯車軸のねじり振動）などによる加振力が考えられる。これらは、小歯車軸及び車軸から各軸受を介し、歯車箱に伝播して、その表面より外部に音響放射されることが推定される。本報告では、最も普及している並行カルダン方式の歯車装置を対象とした歯車噛合いによる歯車変動力解析及び歯車箱の構造音場解析を実施し、これらの基礎的な振動音響特性を評価した結果について報告する。

2. 電動車の床下騒音の傾向

図 1 は、密閉型主電動機を搭載した電動車の力行時における音源分離予測手法⁽¹⁾に基づく走行速度と床下騒音の関係である。90km/h 以上の高速域においては、歯車騒音の割合が大きくなる傾向にある。120km/h の主電動機及び転動音の騒音レベルは、ほぼ等しいが、歯車装置の騒音レベルは、これらより約 2dB 高くなることわかる。

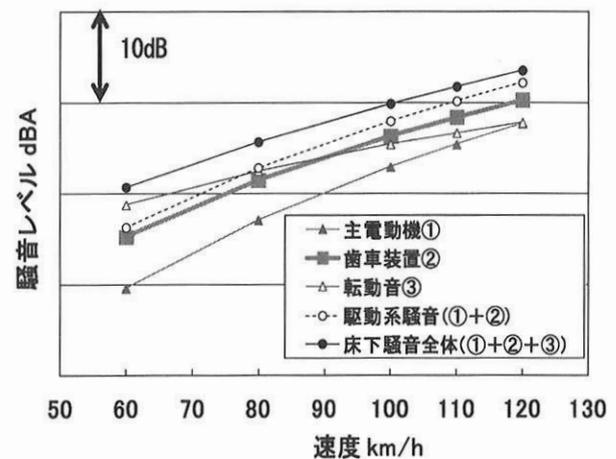


図 1 電動車床下騒音の傾向 (密閉型主電動機力行時)

3. 歯車噛合い変動力解析

小歯車軸に主電動機側からの回転成分を与えた場合の機構解析を実施し、歯車の回転数変動や、歯車軸及び軸受部等に発生する荷重、周波数特性を計算した。

3.1 モデル概要及び計算条件

ソリッド要素により車軸及び歯車をモデル化した (図

2)。小歯車及び大歯車は、ねじれ角が 20° のはすば歯車であり、ギア比は 2.96 である。節点数は、約 71 万、要素数は約 66 万、計算質量は 1087kg である。小歯車及び小歯車軸は、ニッケルクロムモリブデン鋼 (SNCM420)、大歯車は、構造用炭素鋼 (S40C)、車軸は、構造用炭素鋼 (S38C) とした。歯車の接触面摩擦係数は、0.16 と仮定し、車輪相当の慣性モーメント ($I_x:3.80 \times 10^7$, $I_y:1.93 \times 10^7$, $I_z:1.93 \times 10^7$) を車輪圧入部の軸受中心節点に定義した。小歯車軸及び車軸の拘束条件は、車輪及び歯車箱の軸受中心節点において回転方向のみ自由とし、その他の併進方向及び回転方向を固定とした。今回は、ソルバーの負荷を考慮し、回転条件は走行速度 300km/h (大歯車 1851rpm, 小歯車 5471rpm), とし、VPS (Virtual Performance Solution) Explicit ソルバ (PAM-MEDYSA) により時刻歴解析を実施した。この条件下でも回転開始から $t=0.1\text{sec}$ までの解析に約 45 時間の計算時間を要した。小歯車軸端への入力トルクの値は、解析対象となる主電動機の諸元値 (定格回転トルク) をもとに、速度とトルクの特性を 300km/h 相当の値に換算した。

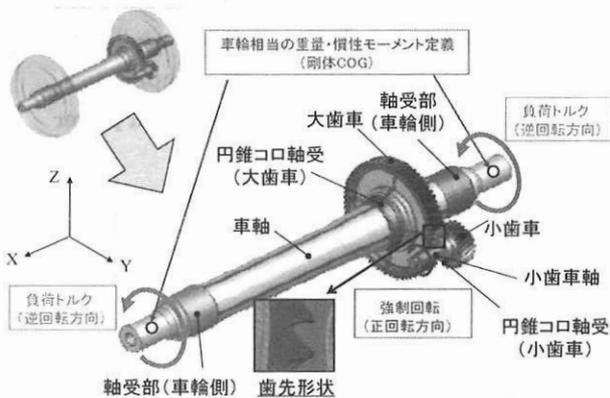


図 2 噛み変動力解析モデルとトルク及び強制回転の付与 (定常回転時)

3.2 噛み変動力解析結果

3.2.1 小歯車及び大歯車の荷重特性

図 3 及び図 4 は、小歯車軸中心の時刻歴断面荷重である。車輪相当の慣性モーメントが大きいため、回転初期 (加速時) では過渡振動の影響が大きいが、 $t=0.03 \sim 0.1\text{s}$ の時刻では、安定的に歯車の定常回転時の噛み合い挙動を再現することが可能になった。はすば歯車の特性として、軸方向ではスラスト力が発生し、上下方向では約 1kN に対し、軸方向では 0.2kN となった。図 5 は小歯車軸中心の上下方向周波数特性である。小歯車軸回転 1 次成分の 90Hz のピークの値が大きい。図 6 は小歯車軸中心の軸方向周波数特性であり、上下方向に比較し、値は小さいが、噛み合い周波数付近 (2.1kHz) にピークが見られた。図 7 の大歯車軸中心の上下方向周波数特性は、車軸回転 1 次成分 (30Hz) のほか、745Hz 付近にもピークが見られた。745Hz は、別途実施の歯車 FEM 振動解析により、大歯車板部の曲げ振動モードによる影響であると考えられた。図 8 は大歯車軸中心の軸方向

周波数特性であり、1.6kHz 付近でもピークが見られた。被動側である大歯車は、小歯車と周波数特性は大きく異なるが、車輪慣性や反力 (負荷トルク) を含めた変動荷重によるねじれの影響を受けやすいためであると推測できた。

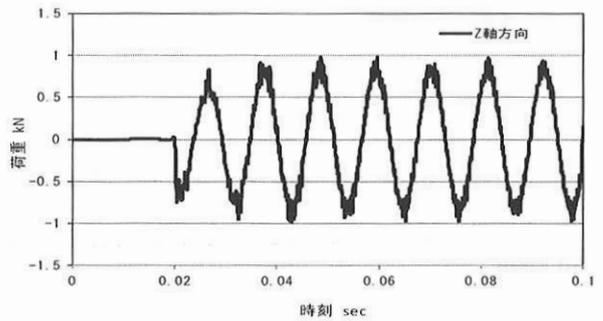


図 3 小歯車軸中心の断面荷重 (上下方向)

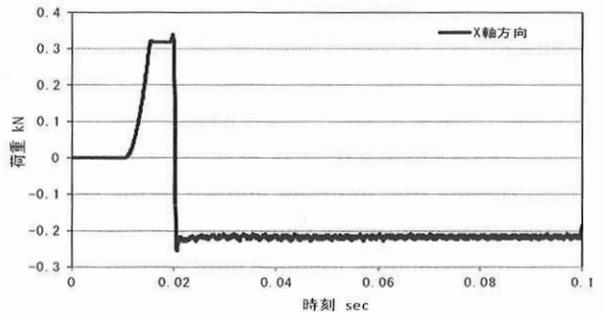


図 4 小歯車軸中心の断面荷重 (軸方向)

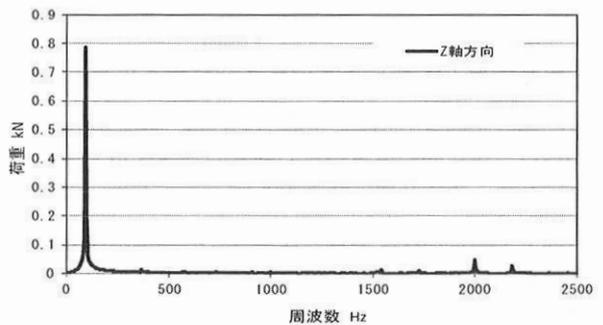


図 5 小歯車軸中心の周波数特性 (上下方向)

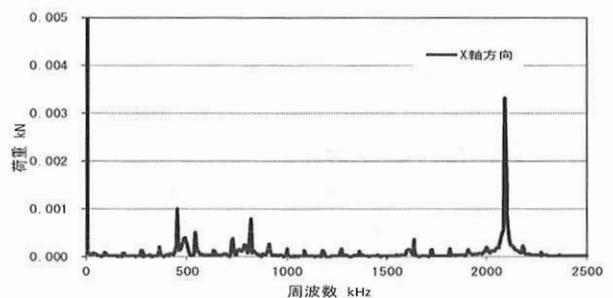


図 6 小歯車軸中心の周波数特性 (軸方向)

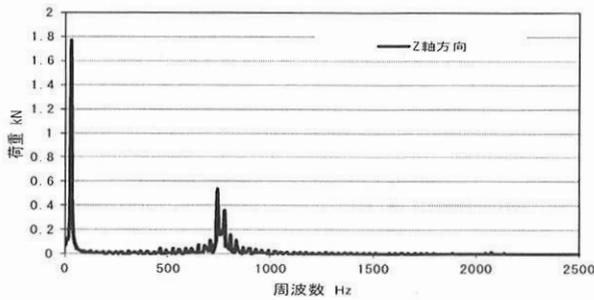


図 7 大歯車軸中心の周波数特性 (上下方向)

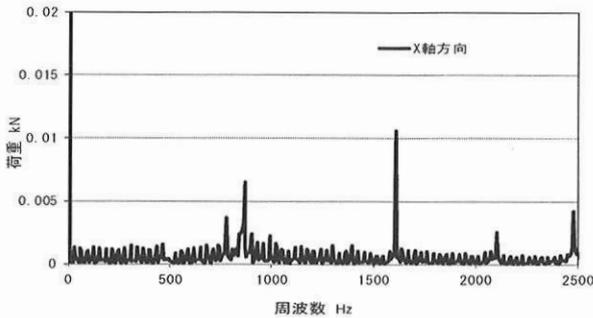


図 8 大歯車軸中心の周波数特性 (軸方向)

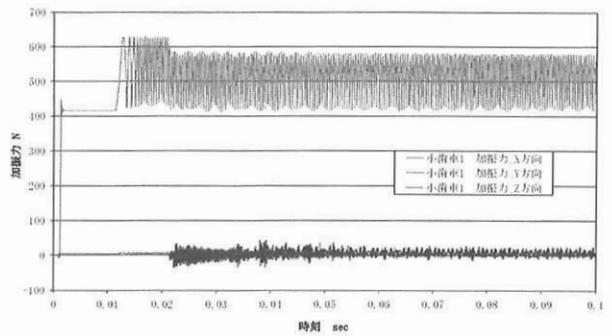


図 10 歯車箱軸受内輪面の反力 (小歯車)

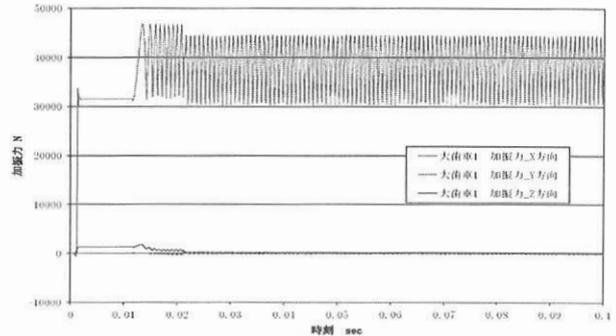


図 11 歯車箱軸受内輪面の反力 (大歯車)

3.2.2 回転数の変動履歴及び軸受部振動特性

図 9 は、小歯車及び大歯車の回転数の変動履歴である。(a)は小歯車、(b)は大歯車の定常回転域の拡大図である。小歯車は 5468~5476rpm、大歯車は 1849~1853rpm の範囲で回転変動することがわかった。図 10 及び図 11 は、小歯車軸受部及び大歯車軸受部での加振力の時刻歴解析結果であり、図 12 は、小歯車の軸受部定常回転域での周波数解析結果である。歯車軸中心同様に、スラスト方向 (軸方向 X) への力が生じることがわかる。周波数ピークは、噛合い周波数付近と、その約 2 倍で見られる結果を示した。

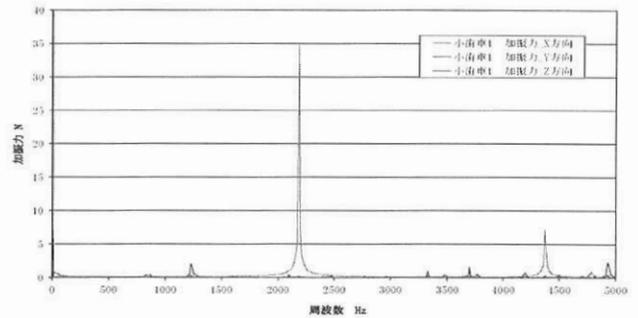


図 12 歯車箱軸受内輪面の周波数特性 (小歯車)

4. 歯車箱の構造音場解析

図 13 に示す歯車装置と車軸及び車輪から構成される駆動系モデルの構造解析 (振動解析) と歯車箱表面からの音場解析を組み合わせ、主電動機のトルク脈動を想定した正弦波の単位変動トルク下での、現状歯車箱の音響放射特性の把握と、低騒音化対策の一つとして大歯車、小歯車及び、歯車箱に高強度球状黒鉛鋳鉄 (FCD900) を適用した場合の音響低減予測を試算した。

4.1 解析モデル及び条件

小歯車、大歯車、車軸及び各軸受部をソリッド要素とし、歯車箱をシェル要素とした。本モデルは 3.2 に示した歯車噛合い変動力は考慮しておらず、歯車接触部の表現は、歯接触法線方向のスプリングモデルとして単純化した。変動トルクは小歯車軸中心に与えた。減衰の値は、歯車装置の定置加振試験及び材料試験結果をもとに、従来鋼は 0.015、

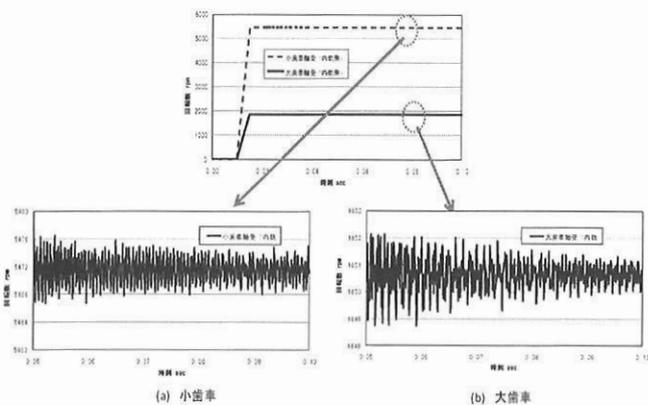


図 9 歯車の回転数変動

FCD900 は、その 25%増の 0.01875 と仮定した。歯車箱表面からの構造振動を音響放射の境界条件とし、歯車箱の全表面のほか、前部、後部、上部（蓋）、底部、側部（内軌側）及び側部（外軌側）の 6 面別の評価も行い、各面の放射割合も求めた。トルク変動の周波数は、歯車騒音の主要な帯域を考慮して 100Hz～2kHz とした。

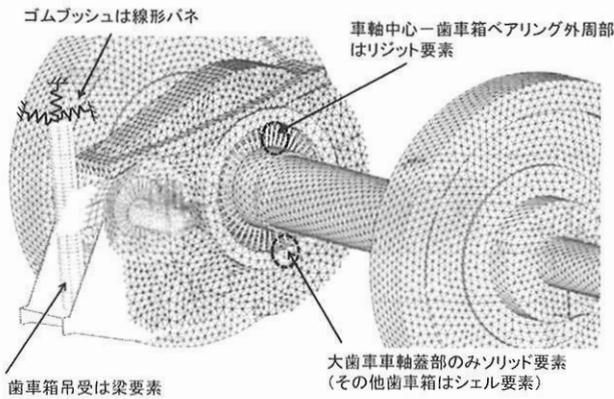


図 13 構造音場解析 (FEM 振動モデル)

4.2 構造音場解析の解析結果

図 14 は、現状歯車の 6 面別音響パワー解析結果である。歯車箱の側部（内軌側、外軌側）からの放射割合が最も大きい。1.4kHz 付近などでは、上部（蓋部）からの放射割合が高くなる。また、1.6kHz 以上の高周波域では、底部からの放射割合も高くなる傾向を示した。2kHz までの範囲では、側部が全体の約 45%を占め、上部が 30%、その他の部位が 25%となる結果を示した。図 15 は、歯車装置の小歯車、大歯車及び歯車箱に FCD900 を適用した場合の歯車箱全体での現状との音響パワーの比較である。小歯車及び大歯車に FCD900 を適用した場合は、1.75kHz 付近で僅かに低下する程度であり、低減効果は少ないが、歯車箱に適用した場合は、1.33kHz と 1.72kHz 付近の主要ピーク周波数等が低下する結果を示した。2kHz までの音響パワー平均は、従来鋼に比較して、1.9dB 低下する結果となった。図 16 は、現状歯車装置で音響パワーが最も大きな値を示す 1327Hz での周囲音圧の計算結果の例である。側部下方からの放射が大きいことが分かった。

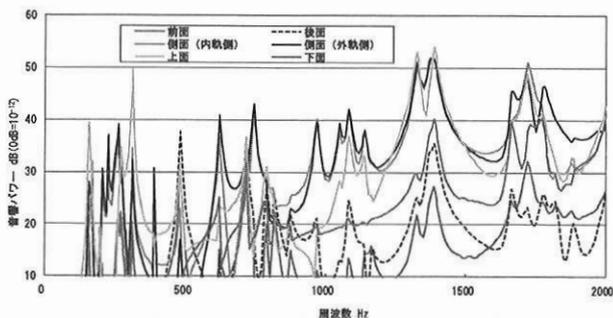


図 14 歯車箱の部位別音響パワー

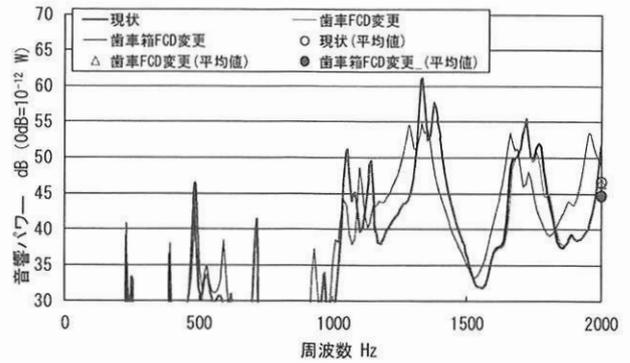


図 15 歯車装置に FCD を適用した音響パワーの比較

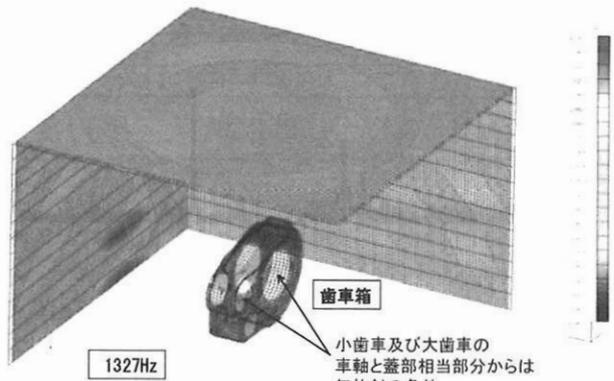


図 16 歯車箱からの音圧分布 (地上反射有)

5. まとめ

- 本解析結果から、以下の成果を得ることができた。
- (1) 歯車のスラスト力や噛合い周波数を再現できた。
- (2) 大歯車の変動荷重は小歯車に比較して大きい。
- (3) 単位トルク加振下で歯車箱に FCD900 を適用した場合、約 1.9dB 音響パワーの低下が見られた。

6. 今後の取組み

歯車噛合いによる加振力を構造音場解析モデルへ直接フィードバックし、噛合い変動力に起因する歯車装置からの放射音特性を明らかにする。また、FCD900 を用いた歯車装置の騒音低減策については、FCD900 を歯車に適用した場合には、従来鋼と異なるなじみ特性を持つため、これに着目した実験的研究と、なじみ形状の変化による解析評価をあわせて進める予定である。

参考文献

1) 清水康弘, 近藤稔, 川村淳也: 主電動機騒音の音源と対策, 鉄道総研報告, pp. 27-32 (2005.5).