

在来線車輪の振動・騒音低減対策

○ [機] 笹倉 実 (鉄道総研) [機] 佐藤 潔 (鉄道総研)

太田 顕 (ニチアス)

Development to reduce the rolling noises of narrow-gauge wheel

○ Minoru Sasakura, Kiyoshi Sato, (Railway Technical Research Institute)

Akira Ota, (Nichias Corporation)

The rolling noises become an important problem of narrow-gauge vehicles in recent years. In this report, We described about the various analysis and development examples to reduce the noise of wheels. First, we carried out the model simulation to predict the sound power reductions under the condition that changed the thickness of wheel rim and the condition applied the damping material on the plate part of the wheels. The noise caused by corrugated narrow-gauge wheels are normally stronger than that caused by conventional wheels. Therefore, we produced the simple sound-proof cover experimentally, and examined the sound reduction effects which applied it to the wheel experimentally.

キーワード：構造音場解析，音響パワー，車輪形状，制振材，防音カバー

Key Words：FEM/BEM analysis, Sound power, Wheel shape, Vibration damper, Sound-proof cover

1. はじめに

鉄道車両から発生する騒音の主な要因の一つとして、レール・車輪系から発生する転動騒音があり、その低減対策が求められている。筆者ら^{1)~4)}は、これまで定置加振試験及び構造音場解析により、各種在来線車輪の音響パワーが大きな振動モードの特定や放射音圧分布及び形状変更計算による音響パワーの変化などの特性を明らかにした。本報告では、これまでの形状変更計算のうち、音響パワーの低減効果が大きいと考えられるリム厚をさらに段階的に変化させた場合や、制振材を板部などに貼付した場合の音響パワー低減予測シミュレーション、試作防音カバー取付による加振実験結果など、在来線車輪に対する騒音低減のための諸対策を試行した事例について報告する。

2. シミュレーションによる音響パワー低減予測

2.1 車輪形状変更 (リム厚変化) による低減予測

前報⁴⁾では、A形車輪モデルの構造音場解析 (FEM/BEM 解析) により、車輪形状因子 (板厚、板部オフセット及びリム厚) 変更による音響パワーの試算を行い、これら因子のうち、リム厚を厚くした場合に音響パワーが最も低下する結果を示した。しかしながら、リム厚の増加は、車輪質量増となり、レールへの加振力が増加して軌道破壊及びレールからの転動騒音の増加が予想され、言わばトレードオフの関係となる。ここでは、リム厚をさらに変化させた場

合の車輪質量と音響パワーとの定性的傾向を詳細に求めた。図1の右下モデルは、リム厚を変更したモデルの概要である。板部がストレート形状のC形平板車輪と、リム部とボス部との間に23mmのオフセットをもつA形車輪の二種に対して、リム厚を基準 (現行) より10%ずつ増加させた場合の音響パワーの変化について算出を行った。いずれも車輪径は変化させず新製時の860mmとした。

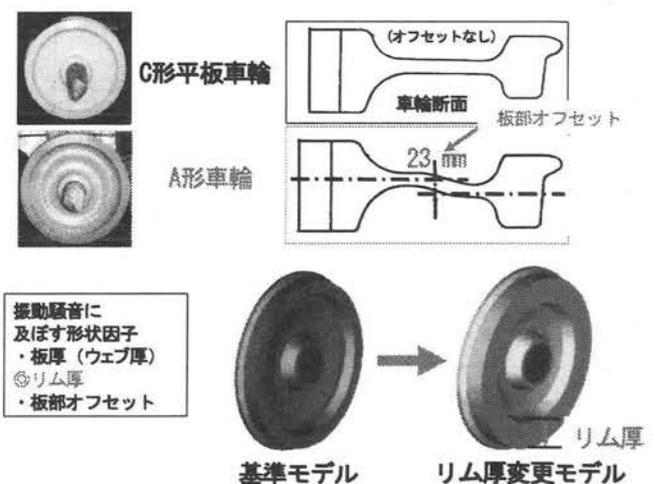


図1 リム厚変更車輪モデルの概要

図 2 は A 形車輪のリム厚を変化させた場合の踏面部加振力 1 N あたりの音響パワー計算結果である。減衰比は $\zeta = 0.005$ を仮定している。1700Hz 付近のピークより低い周波数では、リム厚を増加させても音響パワーの変化は比較的小さいが、それより高周波数域ではピーク周波数が高くなり、パワーの大きさも低下する傾向にある。同様に C 形平板車輪でリム厚を増加させた場合(図 3)は、2200Hz より低い周波数の 3 つの主要なピークの値の変化は少ない。3kHz 以上では高くなる傾向も見られた。図 4 は、図 2 及び図 3 での 5kHz までの音響パワー平均値を縦軸に、リム厚変化による車輪質量の増加量を横軸にし、整理した結果である。A 形車輪で質量が 12kg 増(リム厚 10%増)で 0.9dB の低下、24kg 増(リム厚 20%増)で 1.9dB の低下となる。質量の大きなケースは実用性に乏しいが、質量増と音響パワー関係は計算上、ほぼ線形となる結果を示した。C 形平板車輪では線形とならず、リム厚増加による音響パワーは増加する場合もあり、低減効果は少ない傾向を示した。

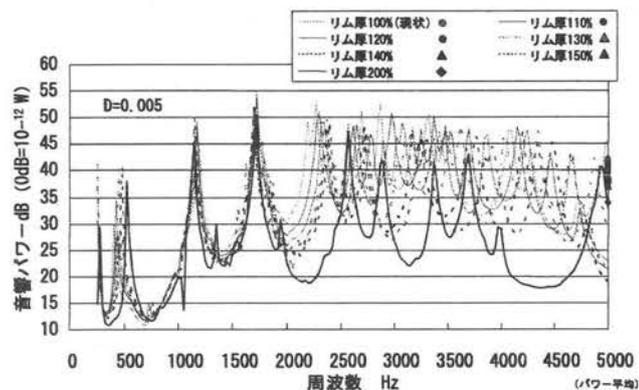


図 2 A 形車輪の音響パワー (リム厚変化)

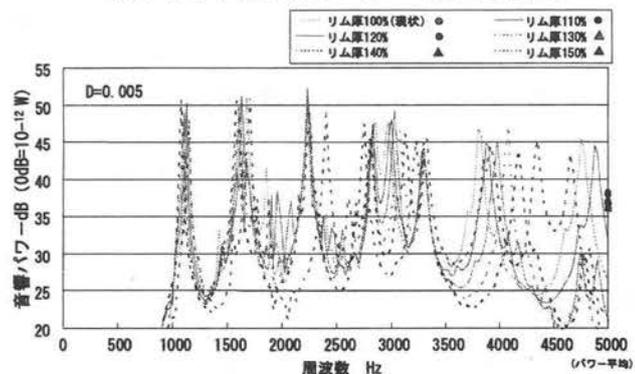


図 3 C 形平板車輪の音響パワー (リム厚変化)

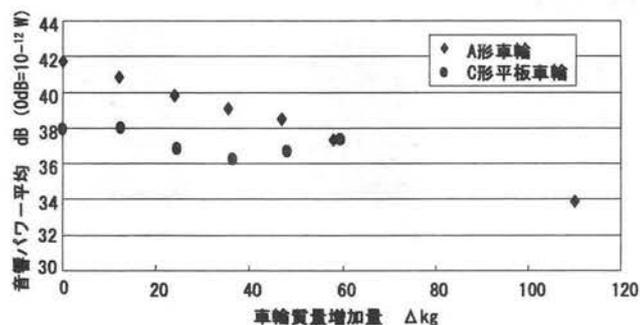


図 4 車輪のリム厚変化(質量増加量)と音響パワー平均値

2.2 制振材貼付による低減予測

制振材を車輪板部などに貼付した場合の音響パワー低減効果を検討するため、予測計算を実施した。貼付予定の制振材(制振鋼板)は、メタラミネ AZ050 であり、実形状は以下①~④の 4 層で構成される(図 5)。

- ①表面金属層(0.5mm)
- ②ゴム層 (0.06mm)
- ③裏面金属層(0.25mm)
- ④防錆ゴム層(0.06mm)

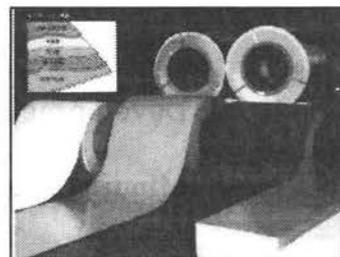


図 5 メタラミネ (AZ050)

計算上、これらは 1 層の構造と単純化し、弾性率 240GPa、密度 6.61 と、等価な値に置換えた。減衰比は、転動騒音で主要な周波数帯である 1kHz での実験値 $\zeta = 0.0275$ とした。一方、車輪の弾性率は 207GPa、密度 7.820、減衰比は $\zeta = 0.001$ と仮定した。

図 6 は、A 形車輪の各部に貼付した場合の計算モデルであり、CASE1 は板部中央、CASE2 は顎部のみ貼付、CASE3 は CASE1 と CASE2 を合わせた領域に貼付した場合であり、CASE4 はリム部を除いた全面に貼付した場合である。いずれの場合も外軌側片面の貼付とした。

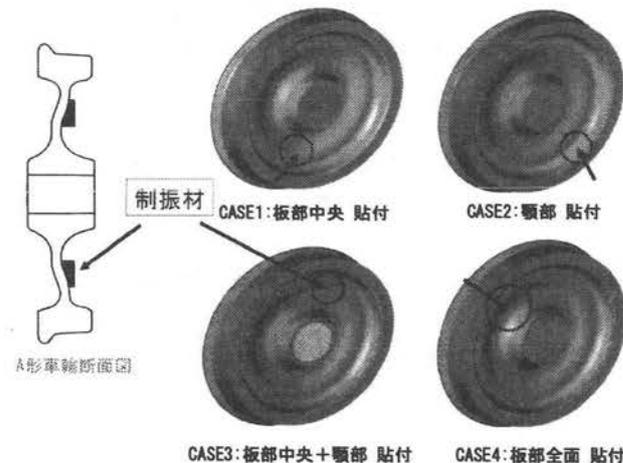


図 6 A 形車輪の制振材貼付評価モデル

図 7 は、図 6 の各 CASE での音響パワー計算結果である。各 CASE を比較すると 2500Hz 以下では、ピーク周波数の変化は少ないが、2500Hz 以上の高い周波数ではピーク周波数のシフト(主に高い周波数へ)が大きくなる。ピーク値は各 CASE を制振材なしの場合と、パワー平均で比較すると、板部中央のみに貼付した場合(CASE1)は 5.4dB、顎部のみに貼付した場合(CASE2)は、4.6dB それぞれ低下する。顎部+板部中央(CASE3)では、7.3dB の低下となるが、ボス部付近を含めて全面貼付した場合は、7.6dB となる。CASE3 と差は少なく、ボス部付近の貼付効果は少ない結果を示した。

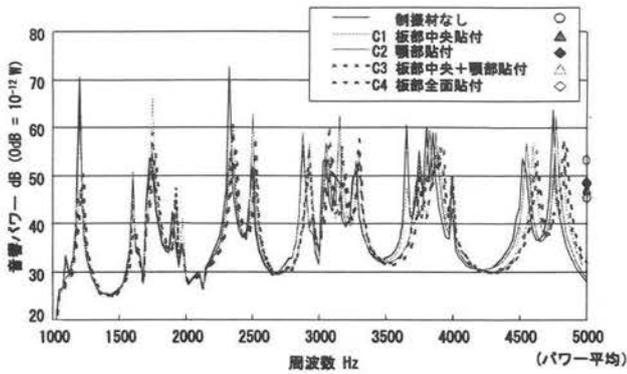


図 7 A 形車輪モデル各 CASE での音響パワー計算結果

3. 防音カバーによる振動・音響低減対策

3.1 試作防音カバーの概要

既に実用化されている在来線車両の防音(制振)車輪は、曲線部を通過する際に車輪から発生するきしり音(周波数帯:2kHz~16kHz)の低減に効果はあったが、転動音(周波数帯 1k~2kHz)の低減は、困難であった。また、近年使用されている防音リング車輪は、一般の車輪と比べて高価であり、コスト的な問題があった。今回試作した防音カバー(図 8)は、車輪板部に拘束層付発泡材を用いたものであり、現状の普通車輪のほか波打車輪にも低コストで簡単に取付けが可能である。拘束層は前述の制振鋼板(メタラミネ AZ050)である。発泡層は耐熱性、耐候性に優れるエチレンプロピレンゴム(EPDM)である。発泡層が柔らかいと防音カバーを車輪にボルト締付する際に拘束層が変形する。これを防止するため、発泡層の第 1 層(制振鋼板への接着層)は固い発泡材(#830)を用い、第 2~4 層は車輪表面でのなじみを与えるために柔らかい発泡材(#930)を用いている。また、拘束層に補強板を取り付けることでも、変形を防止している。リム部まで拘束層を取付けた構造(N01)と、板部のみに拘束層を取付けた構造(N02)の 2 種を試作した。N02 は中央の取付ボルトにより、発泡層と車輪板部との接触状態を変化させることが出来る。

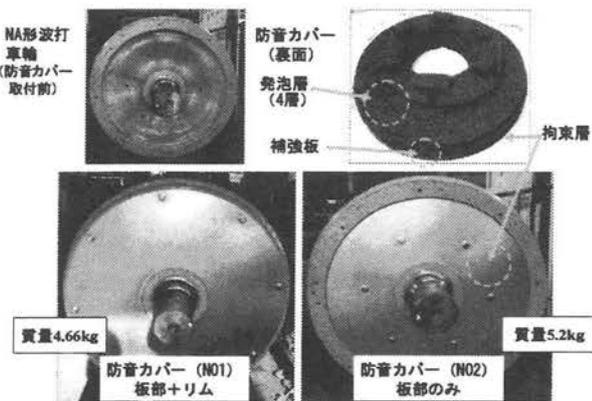


図 8 波打車輪用試作防音カバー (2 種)
(特許出願中)

3.2 防音カバーによる NA 形波打車輪の振動低減効果

図 9 は、NA 形波打車輪での振動測定(実験モード解析)の概要である。動電型加振器により踏面部を加振し、レーザ振動計のスキニング測定により、防音カバー取付け前後での板部及びリム部の表面速度を実測し、周波数応答関数及び振動モードを算出した。また、騒音計による車輪放射音の比較を行った。図 10 は、実験モード解析でみられた主な振動モードである。防音カバー取付けによる振動モード変化は少ない。図 11 は、板部中央での周波数応答関数の比較であり、ピーク大きさの変化をみると、1280Hz ピークについては、防音カバー-N01 は、防音カバーなしの約 40%の大きさ、防音カバー-N02 は、約 20%の大きさとなる。また、1900Hz 付近のピークでは、N01 は、カバーなしの約 70%の大きさ、N02 は、約 40%の大きさとなり、それぞれ振動低減効果がみられた。デシベル平均値(0dB=0.001)では、防音カバーなしで-18.7dB、防音カバー-N01 で-19.8dB (Δ 1.1dB)、防音カバー-N02 で-19.9dB (Δ 1.2dB)となり、N01、N02 とも効果は、ほぼ同じと考えられる。N02 の値が、やや低いのは、板部の締付力(押付力)が N01 より大きい為であると考えられる。図 12 は同様に、リム部での周波数応答関数の比較であり、1278Hz や 1894Hz などではリム部に接触する制振鋼板の影響により値が大きく減少していることも分かった。

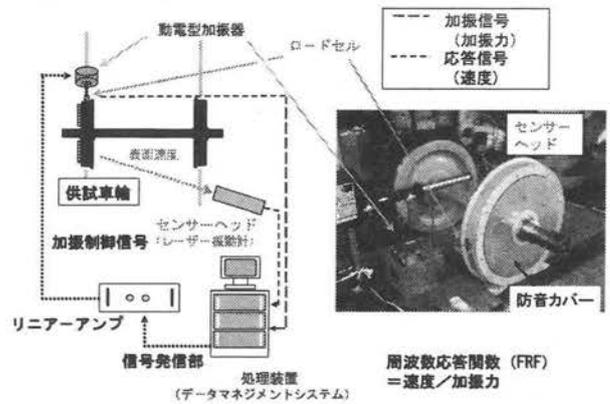
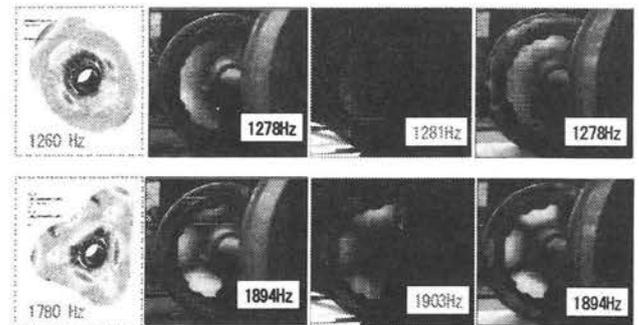


図 9 車輪振動測定(実験モード解析)



FE 解析
(防音カバーなし) (1)防音カバーなし (2)N01防音カバー付 (3)N02防音カバー付

図 10 NA 形波打車輪の主な振動モード

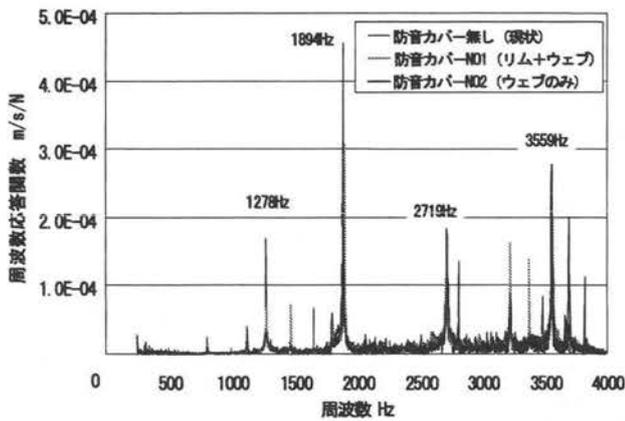


図11 試作防音カバーによるNA形波打車輪の板部振動低減効果

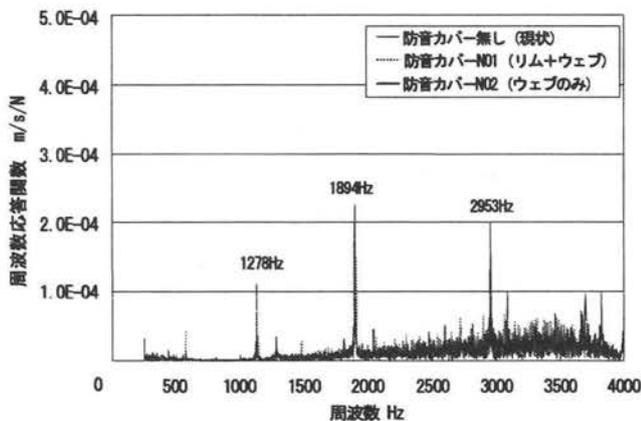


図12 試作防音カバーによるNA形波打車輪のリム振動低減効果

参考文献

- 1) 笹倉 実 他: 鉄道車輪の振動・騒音放射特性の解明 (その1) J-RAIL2002, pp. 455-458
- 2) 佐藤 潔 他: 板部形状の異なる車輪の音響特性 J-RAIL2004, pp. 319-322
- 3) 笹倉 実, 佐藤 潔: 鉄道車輪の振動・騒音放射特性の解明 (その2) J-RAIL2005, pp. 539-542
- 4) 笹倉 実 他: 構造/音場解析による転動騒音の解明 (その2) J-RAIL2007, pp. 499-502

4. まとめ

- (1) A形車輪でリム厚を変化させた場合に高周波域(1700Hz以上)で音響パワーが低減する傾向がみられた。C形平板車輪での低減効果は少ない。
- (2) 制振材貼付により2500Hz以上の高い周波数ではピーク周波数のシフト(主に高い周波数へ)が大きくなる。また、顎部+板部中央に貼付した場合、低減効果は大きいですが、全面貼付との差は少ない。
- (3) 防音カバーによる振動及び音響低減効果を実験により確認できた。

5. 今後について

今回の解析及び車輪防音カバーの試作では、振動・音響的な側面での低減効果を予測、確認することを目的としており、実走行時の車輪強度や熱応力等を考慮していない。しかしながら、本解析により振動及び音響的な低減効果の見通しが得られたことから、実用化に向けた解析、設計及び走行試験を進める予定である。車輪防音カバーの場合は、実走行では本加振試験より加振力が大きく、制振効果よりも吸音と遮蔽による車輪からの転動音やきしり音の低減効果が大きいと予想している。