

新商品紹介

# 新幹線用新型ブレーキパッドの開発

## Development of New Brake Pads for Shinkansen

市川 雄基\*  
Yuki ICHIKAWA

加藤 孝憲  
Takanori KATO

坂口 篤司  
Atsushi SAKAGUCHI

宮部 成央  
Naruo MIYABE

### 抄 録

新幹線は開業以来、現在に至るまで利便性を高めるために速度向上を進めている。一方で、速度向上しても安全性を維持する必要があるため、新幹線のブレーキ停止距離短縮の必要性は高まっており、特に地震の多い日本では、緊急時に作動する機械ブレーキ装置に求められる性能は非常に高くなっている。そこで、新幹線に採用されているディスクブレーキ装置においてブレーキ性能に影響を及ぼすブレーキパッドを対象に、従来のリジッドパッドで課題となっていたディスクとの局所的な接触によるブレーキ性能低下等の問題を解決するため、ばね構造を有する新たなブレーキパッドを開発した。これにより、新幹線の停止距離短縮による高速化実現に寄与した。

### Abstract

The Shinkansen has become increasingly faster for greater efficiency since its introduction. On the other hand, reducing stop distances is becoming essential since the Shinkansen must ensure safety even at higher speeds. The performance required of mechanical brakes that are activated during emergencies is extremely high in Japan that is an earthquake-prone country. New brake pads with a spring structure were developed for the Shinkansen disk brakes to solve the reduced braking performance caused by localized contact with the disk, which has been a problem with conventional rigid pads. The new brake pads have contributed to achieving higher speeds by reduction of the stopping distances of the Shinkansen.

## 1. はじめに

国内の新幹線は開業以降、徐々に最高速度を引き上げ、鉄道輸送の利便性を大幅に向上させている。一方で速度向上に伴い、安全性確保の重要性がより高くなっており、そのための技術開発が必要不可欠となる。新幹線の安全性を支える重要な部品の1つに機械ブレーキ装置がある。新幹線のブレーキシステム<sup>2)</sup>は、通常走行時はモーターによる回生ブレーキが主に使用されるが、地震等の緊急時には機械ブレーキ装置で車両を停止させる必要がある。そのため、速度が向上しても機械ブレーキによる制動距離はできるだけ短くする必要があり、安全性維持の観点からブレーキ性能の向上が必須である。

図1に新幹線に採用されている機械ブレーキ装置である、ディスクブレーキ装置の外観とその構成の一例を示す。ディスクブレーキ装置は、ブレーキディスク（以下、ディスクとも呼ぶ）、ブレーキパッド（以下、パッドとも呼ぶ）、キャ

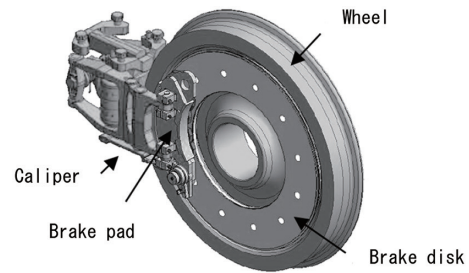


図1 新幹線用ディスクブレーキ装置<sup>5)</sup>  
Disk brake system for Shinkansen<sup>5)</sup>

リパから構成されており、回転しているディスクにキャリパによってパッドを押し付けることで制動させている。新幹線の走行中、ディスクは車輪とともに高速で回転しているため、地震時等において高速から急制動する場合、ディスクとパッドの間の摩擦発熱によって摩擦面（摺動面とも呼ぶ）が高温となる。このとき、ディスクとパッドの接触が不均一になると部分的にしか接触せず、局所的な高温部

\* 交通産機品事業部 交通産機品技術部 交通産機品技術室 鉄道車両品課 主査 大阪府大阪市此花区鳥屋 5-1-109 〒554-0024

(ヒートスポット)が生じ、最高温度は1000℃を超える<sup>3)</sup>。ヒートスポットでは高い熱応力が発生するため、ディスク表面にき裂を生じさせる可能性があり、さらにはブレーキ力の低下等、様々な問題の原因となり得る。したがって、高速化しながら制動距離を短縮するには、ディスクとパッドの接触をできるだけ均一にするような技術開発が必要であった。

上記課題を解決するため日本製鉄(株)では、ディスクブレーキ装置を構成する部品のうちパッドに注目し、ディスクとの接触が均一化できるような新たな構造のパッドを開発することとした<sup>4)</sup>。本報では、この新型パッドの特徴と技術開発の主な内容について示す。なお本記述は、著者らの文献<sup>5)</sup>を基に内容をまとめたものである。

## 2. 新型ブレーキパッドの特徴

日本製鉄の新型パッドの説明をする前に、比較として従来型のパッドの概要とその課題について述べる。図2に従来型のパッドであるリジッドパッドの外観を示す。リジッドパッドは板状の銅焼結の摩擦材8枚を1枚の銅板にリベットで固定した構造である。そのため、ディスクには1枚の板として押し当てる形になる。高速からの急制動で摩擦発熱が生じると、ディスクは数mm程度熱変形するが、リジッドパッドは1枚の剛な板であるため、ディスクと局所的にしか接触せず、ヒートスポットが生じてしまう。

上記のようなヒートスポットの発生要因から考えて、ヒートスポットを抑制するためのパッド構造は図3のようになる。図に示す通り、熱変形したディスクとパッドが局部接触せず、熱変形に追従するようにパッドが可動する構造

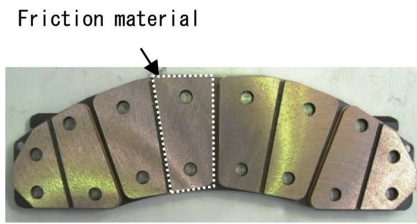


図2 新幹線用ブレーキパッド(リジッドパッド)<sup>5)</sup>  
Brake pad for Shinkansen (Rigid brake pad)<sup>5)</sup>

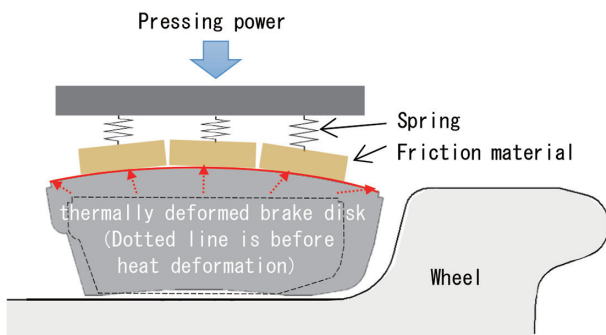


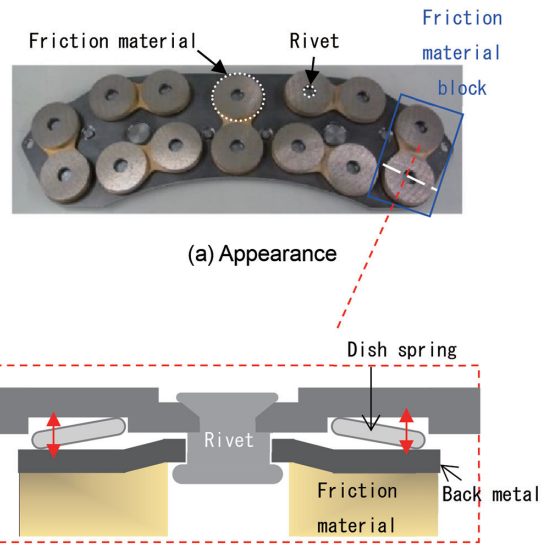
図3 熱変形ディスクと新型パッド接触の断面模式図<sup>5)</sup>  
Cross-sectional schematic illustration of contact between thermally deformed brake disk and new pad<sup>5)</sup>

とすることが重要である。一方で、パッドを可動させるために構造が複雑化すると、重量、耐久性、スペース確保の問題が生じる。そこで日本製鉄では、新たなパッドとして摩擦材を複数に分割し、各摩擦材がばねによって可動できる構造を考案した。中でも省スペースで必要なばね力を得ることを考え、皿ばねを利用した構造を採用した。図4に、新型パッドの外観と摩擦材ブロック部の断面模式図を示す。摩擦材ブロックの構成は、裏金と呼ばれる鉄板の上に2個の摩擦材を接合し、それを皿ばねを介してリベットで結合するものとなっており、これによりシンプル且つ柔軟に可動できる構造を得ている。

## 3. 新型ブレーキパッドの最適構造検討

前章に示した新型パッドにおいて、ディスクとパッドの接触を均一化するために重要となるのが、摩擦材ブロックの配置と皿ばねのばね定数である。ここではまず、適正な摩擦材ブロックの配置を検討した結果を示す。

摩擦材ブロック配置の検討には、FEM解析を用いた。図5にパッド評価用に日本製鉄で開発した解析モデルを示す。本モデルでは、皿ばねやリベットを含む10種類の部



(b) Cross-sectional schematic illustration of friction material block

図4 新幹線用新型ブレーキパッド<sup>5)</sup>  
(a) 外観 (b) 摩擦材ブロック断面模式図  
New brake pad for Shinkansen<sup>5)</sup>

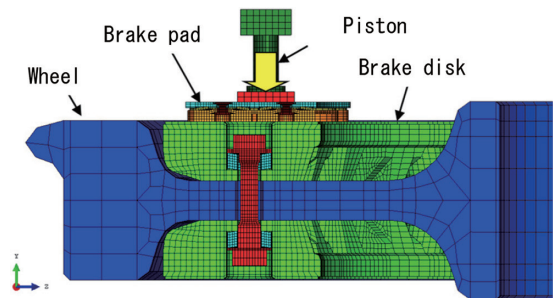


図5 FEM解析モデル<sup>5)</sup>  
FEM simulation model<sup>5)</sup>

品を精緻にモデル化しており、これによってパッドとディスクの接触状態を精度良くシミュレーションすることが可能となる。前章で述べた通り、ブレーキ中はディスクに熱変形が生じ、それによってパッドとディスクの接触が不均一になるため、ディスクが熱変形した状態での接触をシミュレーションすることが重要である。ディスクの熱変形を評価するため、別途FEM解析を行っており、それによると制動中のディスクは図3のように、摺動面が凸となる変形を生じることがわかっている。そのため、別途行ったFEM解析で得られた熱変形後のディスクの変形量を図5に示したモデルのディスク形状に反映させることで、熱変形した状態でのパッドとの接触を精度良く再現している。

摩擦材ブロックの配置に関して効率よく最適解を得るためには、解析の条件数を最小限にしなが目標の結果が得られるようにする必要がある。それには装置構成やサイズによる制限を考慮して、摩擦材ブロックを配置可能な領域を限定し、その中でディスクとライニングの接触が均一となる配置を検討するのがよい。具体的には、以下のような方針とした。

- (1) キャリパのピストン（押付）位置やその近傍に摩擦材ブロックを配置すると、その摩擦材ブロックに作用する荷重が高くなり、パッドとディスクの接触が不均一になってしまう。そのため、摩擦材ブロックはピストン位置を避けるように配置した。
- (2) ディスクが熱変形した状態では、摺動面が凸形状となるが、凸部の頂点と両端では数mmの高低差がある。そのため、凸部の頂点に摩擦材ブロックを配置してしまうと、皿ばねの変形のみではディスクの変形に追従しきれなくなり、均一な接触が得られなくなる。そこで、熱変形の凸部の頂点に相当する位置には摩擦材ブロックを配置しないようにした。
- (3) 各摩擦材ブロックに均等に荷重を付与させるには、摩擦材ブロック同士の距離を均一に配置するのがよい。  
 (1), (2)の条件を満足しながら、距離を均一に配置することでディスクとパッドの均一な接触状態を得ることが可能となる。
- (4) 以上はディスクとパッドの接触を均一化するために考慮すべき制限事項であるが、それ以外にも制約があり、特に重要なのが摩擦材ブロックのサイズである。ディスクにはボルト締結のための貫通孔が摺動面に加工されているが、このボルト孔より摩擦材が小さいと、ブレーキ中に摩擦材が孔に落ち込む可能性がある。このため1つの摩擦材のサイズは、ディスクのボルト孔より大きくし、孔に落ち込むのを回避する必要がある。  
 (1)～(4)を満足するように摩擦材ブロックの配置を絞り込むと、実際に検討すべき配置は数パターンとなり、それらを対象にFEM解析を行うことで、パッドとディスクの接触が最も均一になる配置が得られる。ここでは、その検討

過程は省略するが、図6のような配置を最適解として得た。

本評価の妥当性を検証するため、上記の(1)～(4)のいずれかまたは複数あえて満足しない配置のモデルを作成し、最適配置の結果と比較した。図7にその結果を示す。図中の配置4が、図6に示した配置に相当する。ここで各配置の良否は、摩擦材に作用する荷重のばらつきにより評価した。具体的には、14個の摩擦材に作用する荷重の標準偏差を指標とし、この標準偏差が小さいほどパッドとディスクの接触が均一であるとした。上記の(1), (2)を満足しない配置1, 2に比べ(1), (2)を満足する配置3, 4では標準偏差が大きく低減され、荷重のばらつきを低減できている。さらに(3)を満たす配置4では、配置3に比べ荷重のばらつきを低減する効果が認められる。このように、上記の考え方を適用することで効率よく摩擦材配置を決定することができたといえる。

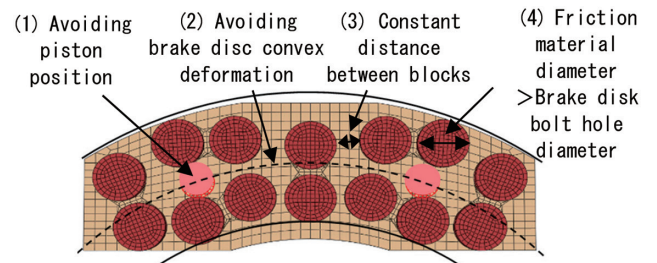


図6 開発した摩擦材ブロック配置<sup>5)</sup>  
Layout of developed friction material blocks<sup>5)</sup>

Layout	(1) Block at piston position	(2) Block at brake disc convex deformation position	(3) Distance between blocks	(4) Friction material diameter
1	With	Without	Not constant	Diameter larger than brake disk bolt hole
2	Without	With	Not constant	
3	Without	Without	Not constant	
4	Without	Without	Constant	

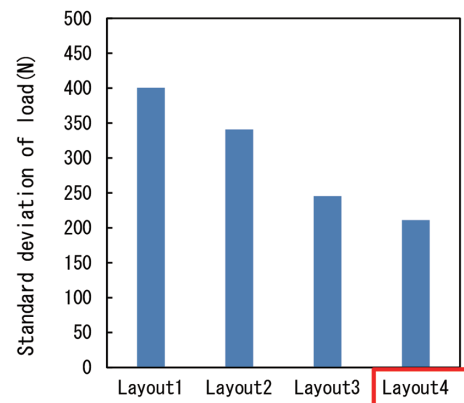


図7 各ブロックの荷重の標準偏差<sup>5)</sup>  
Standard deviation of load for each friction material block<sup>5)</sup>

もう1つ重要な検討項目であるばね定数に関しては、その値が小さいと皿ばねの変形が大きくなり、キャリパからの押付荷重に耐えられず皿ばねが潰れてしまう。一方、ばね定数が大きいと十分に皿ばねが変形できないため、ディスクの熱変形に追従できずに局部接触してしまう。皿ばねのばね定数はその形状に依存することから<sup>6)</sup>、摩擦材配置の検討と同様に、FEM解析技術を活用し、最適な皿ばね形状を検討した。結果の詳細については省略するが、熱変形したディスクとの接触面積が最大化するように、最適皿ばね形状を設計した。

#### 4. ブレーキ鳴き対策品の開発

前章までの検討は、ディスクとパッドの接触を均一化し、ブレーキ性能や耐久性を向上させることが目的であった。一方で、ディスクブレーキ装置に求められる別の性能として静粛性があり、特にブレーキ鳴きと呼ばれる騒音の低減も課題である。ブレーキ鳴きとはブレーキ中に生じる甲高い騒音のことであり<sup>7)</sup>、環境負荷低減や乗客の快適性確保の観点からその低減が必要である。

ブレーキ鳴きの低減対策を効率的に検討するには、3章同様、FEM解析技術を活用するのがよい。しかしながら、特に鉄道用のディスクブレーキ装置に対して、ブレーキ鳴きを評価する方法は十分に確立されていなかった。そこでまずは自動車分野などで従来から適用されている評価方法に倣い、FEMによる複素固有値解析から減衰比を求めて、その値による評価を試みた<sup>8)</sup>。減衰比とは振動が時間とともに変化する度合いを示す指標であり、正の値をとれば次第に振動が収まり、負の値をとれば振動が発散し鳴きが発生することを意味する。

図8は、前章で提案した新型パッド（ベース形状）と後述する対策形状を対象に、解析で得られた各入力周波数における負の減衰比をプロットしたものである。図において、各プロット点はその周波数においてブレーキ鳴きが発生することを表している。図に示す通り、新型パッドはその構造上、発散する周波数が多数あるため、この図からはベ-

ス形状と対策形状を比較してブレーキ鳴きの大小関係を判断するのは困難である。そこで、騒音の評価でよく用いられる1/3オクターブバンド毎の音圧をたし合わせて、その代表的な周波数における騒音レベルをそのパッドの静粛性を表す指標として用いた<sup>9)</sup>。周波数バンド内での減衰比の総和（鳴き指標と定義）を求め、この指標で比較評価を行った。鳴き指標と実験で得られた騒音レベルを比較すると、両者の対応が良く、最も騒音レベルが高い周波数で鳴き指標も最大となることを見出した。この鳴き指標の最大値を“最大鳴き指標”と定義し、ブレーキ鳴きの評価指標とすることとした。

確立した評価手法を用いて種々の検討を行った結果、ブレーキ鳴き低減には摩擦材ブロックの剛性を上げることが有効であるとの知見を得た。図9にこれを基に開発した、ブレーキ鳴き対策の摩擦材ブロック形状を示す。図10に、対策形状とベース形状の最大鳴き指標を比較して示す。ベース形状に対して対策形状では、最大鳴き指標を13%低減できた。また図11に、実際のパッドを用いて、ブレーキ鳴きによる騒音レベルを測定した結果を示す。この結果からも対策形状により、ブレーキ鳴きを低減できていることがわかる。

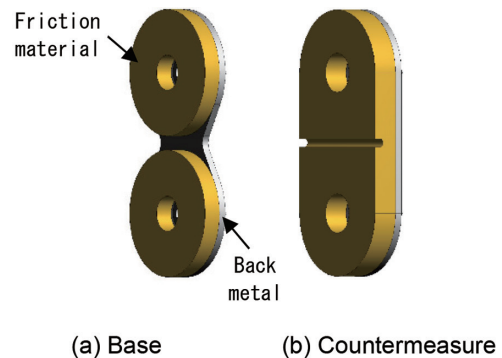


図9 ブレーキ鳴き対策形状<sup>5)</sup>  
(a) ベース (b) 対策  
Shape of improved friction material block for brake squeal<sup>5)</sup>

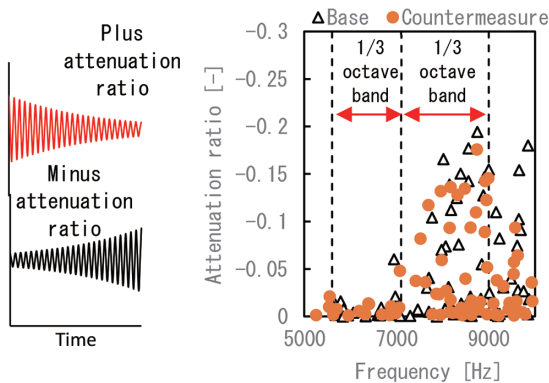


図8 従来手法による鳴き評価結果<sup>5)</sup>  
Results of brake squeal evaluation by conventional method<sup>5)</sup>

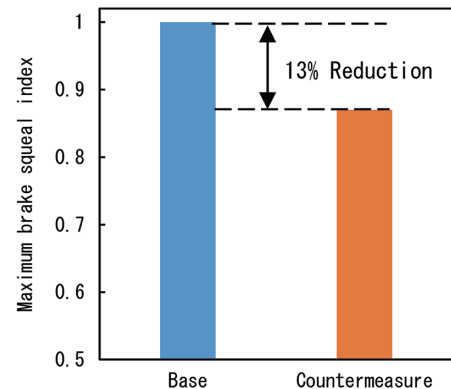


図10 考案した手法によるブレーキ鳴き評価結果<sup>5)</sup>  
Results of brake squeal evaluation by the devised method<sup>5)</sup>



Item	Before brake squeal improvement	After brake squeal improvement
Noise level (dB)	94	86
Friction material shape		

図 11 ブレーキ鳴き評価結果<sup>5)</sup>  
Brake squeal evaluation results<sup>5)</sup>

### 5. 実機試作による性能評価

以上のように、FEM 解析を活用してディスクとパッドの接触を均一にしつつ、ブレーキ鳴きも低減可能な新型パッドの構造を提案できた。その新型パッドの実際のブレーキ性能を評価するため、試作品を製造し実体ブレーキ試験を行った。図 12 に、製造した新型パッドの外観を示す。本パッドの効果として最も期待されるのはブレーキ中のディスクの温度を低減することである。そのため、ディスク摺動面の温度を赤外線カメラにて測定した。この赤外線カメラは高速で撮影が可能であり、且つディスクの回転に同期させて撮影できるよう工夫しているため、常に同じ位置でディスク表面の温度分布が変化していく様子を観察できるようになっている。図 13 に得られた結果の一例として、ディスクの温度が最高となる時間での温度分布を示す。図では比較として、従来型のリジッドパッドを用いた場合の結果も示す。新型パッドとリジッドパッドのディスク摺動面の温度を比較すると、新型パッドの方が 100℃ 以上低減されていることがわかる。また、温度分布の範囲も広がっていることがわかる。このように新型パッドによって、局所的な接触を回避し、当初目標としていたディスク温度の低減を十分なレベルで達成することができた。

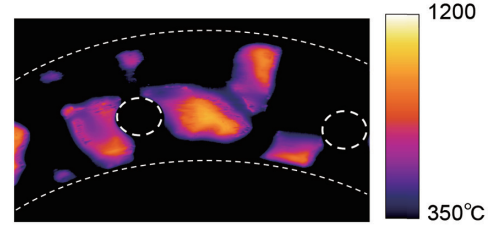
表 1 に、実体ブレーキ試験で評価した新型パッドとリジッドパッドの各種性能比較結果をまとめて示す。新型パッドでは、ディスクとパッドの温度を低減できるのみならず、その他にも特筆すべき優位性を有している。その 1 つは平均摩擦係数の上昇であり、これは同一素材の摩擦材でも配置の最適化によって、摩擦係数を高い値で安定させることが可能であることを示している。いずれの特性も制動距離短縮のために必要なものであり、新型パッドがそれに大きく貢献したといえる。

### 6. まとめと今後の展望

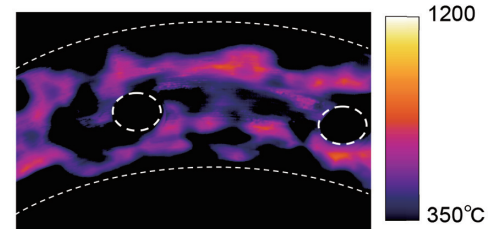
新幹線の高速化に伴い、その安全性確保のため緊急時の制動距離短縮を目的に、ディスクブレーキ装置におけるディスクとパッドの接触を均一化可能な新型パッドを検討した。摩擦材を複数に分割し、それぞれを皿ばねで支える



図 12 新型ブレーキパッド<sup>5)</sup>  
New brake pad<sup>5)</sup>



(a) Rigid brake pad (Max. temperature : 1018℃)



(b) New brake pad (Max. temperature : 880℃)

図 13 ブレーキ時ディスク表面温度測定結果<sup>5)</sup>  
(a) 従来型リジッド (最高温度 1018℃) (b) 新型パッド (最高温度 880℃)  
Measured brake disk surface temperature during braking<sup>5)</sup>

表 1 ブレーキパッドによる性能比較<sup>5)</sup>  
Comparison of performance of brake pads<sup>5)</sup>

Item		Rigid brake pad	New brake pad	Difference
Brake disk	Max. surface temperature (°C)	1018	880	-14%
	Warping of outer side (mm)	0.17	0.09	-47%
Brake pad	Max. temperature (°C)	932	852	-9%
	Reduction of thickness by wear (mm)	0.23	0.10	-57%
Brake force	Average coefficient of friction	0.26	0.29	+12%

機構とすることで、制動中にディスクが熱変形した状態でもばねの変形を利用して、摩擦材がディスクと均一に接触できるようにした。日本製鉄で開発した FEM 解析モデルを駆使して、パッドの性能を最大限発揮できる最適な摩擦材配置、皿ばねのばね定数を明らかにした。さらに静粛性確保のため、ブレーキ鳴きを低減可能な摩擦材ブロック形状も提案した。以上のように考案した新型パッドを試作し、

実体ブレーキ試験で性能を評価した結果、従来型のリジッドパッドに対し、制動中の最高温度が100℃以上低減するとともに、摩擦係数が上昇、安定化することも確認した。これらは制動距離短縮に大きく寄与するものであり、新幹線の高速化に対応できる新型パッドが開発できた。

新型パッドは、皿ばねをリベットで締結するという極めてシンプルな構造を採用することで、上記の性能面のみならずコスト的にも有利といえる。また省スペースのばね構造を実現したことから、現行の車両にも仕様変更することなく搭載することができ、採用に際し、投資を最小限に抑えることができる。新型パッド採用により、新幹線の高速化を実現した際の利便性の改善効果はいうまでもなく非常に大きい。また制動距離短縮に加えてディスクへの熱負荷が均一化されたことから、ディスクき裂の発生も抑制でき、ディスクの交換頻度の低減も期待される。

開発した新型パッドは、既に東海道新幹線全車両への採用が決定し、さらに搭載車両拡大が期待される。高速化とブレーキ距離短縮の両立は今後も最重要課題の1つであり、次世代新幹線への適用も視野に入るため、今後も本開発で

得られた知見をベースにさらに進化、発展させたパッドの開発を進めたい。

#### 参照文献

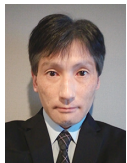
- 1) 五十嵐一弘：日本機械学会誌. 118 (1162), (2015)
- 2) 小林秀之, 狩野泰：RRR (Railway Research Review). 68 (3), 10-13 (2011)
- 3) 嵯峨信一：RRR (Railway Research Review). 68 (5), 6-9 (2011)
- 4) Kanamori, S., Kobayashi, G.: Development of high performance brake system for enhancing safety. Proceedings of 11th World Congress on Railway Research, 2016
- 5) 加藤孝憲, 坂口篤司, 宮部成央, 市川雄基：日本鉄鋼協会会報ふえらむ. 28 (5), (2023)
- 6) 坂口辰雄, 吉田昌平：機械設計. 46 (4), (2002)
- 7) 高見創, 嵯峨信一：日本機械学会論文集. 82 (844), (2016)
- 8) 栗田裕, 松村雄一, 伊藤敦, 田村勉, 大浦靖典：日本機械学会論文集 (C編). 70 (694), 1609-1615 (2004)
- 9) JIS C 1513:2002：音響・振動用オクターブ及び1/3オクターブバンド分析器. 2002



市川雄基 Yuki ICHIKAWA  
交通産機品事業部 交通産機品技術部  
交通産機品技術室 鉄道車両品課 主査  
大阪府大阪市此花区島屋5-1-109 〒554-0024



坂口篤司 Atsushi SAKAGUCHI  
交通産機品事業部 交通産機品技術部  
交通産機品技術室長



加藤孝憲 Takanori KATO  
関西技術研究部 交通産機品研究室長  
博士(工学)



宮部成央 Naruo MIYABE  
関西製鉄所 鉄道車両品製造部  
輪軸冷間工場長 博士(工学)