

# 中央締結ブレーキディスク付き車輪の横圧測定法

石田 弘明<sup>1</sup> 遠藤 賢也<sup>2</sup>

## Method of Measuring Lateral Force Exerted on Wheel with Brake Disc Fastened at Web

Hiroaki ISHIDA<sup>1</sup>, Kenya ENDO<sup>2</sup>

The wheel with the brake discs fastened at the web has begun to be used for high-speed trains recently. To develop a new method of measuring lateral forces suitable for this type of wheels, we performed the FEM analysis and the scale model test, and investigated the stress and strain caused by the forces acting on flange. From the results, we found that the shearing strain at the rim can be used to measure the lateral forces precisely, and that the influence of wheel loads on the strain outputs is negligible.

キーワード：鉄道, 走行安全性, 走行試験, 横圧, 測定法, ブレーキディスク付き車輪

Keywords : Railway, Running Safety, Field Test, Lateral Force, Measuring Method, Wheel with Brake Disc

### 1. はじめに

新しい車両を導入する際、鉄道会社はその走行安全性を評価するために営業線で実際に車両を走行させ、車輪/レール間に作用する輪重、横圧を測定する。輪重は上下方向の力、横圧は左右方向の力である。この測定を行うときにはまず、車輪にひずみゲージを貼った輪重横圧測定用輪軸を製作し、次に輪重、横圧負荷に応じたひずみゲージブリッジの出力、すなわち、センサーの感度 [kN/ $\mu$ ] を検定する。そしてこの予め検定を行った輪軸を試験車両に組み込み、走行中に車輪に発生するひずみを計測して輪重、横圧の値に換算する<sup>(1)</sup>。在来線ではブリッジ出力に対する熱ひずみの影響を避けるため、試験車両の測定用輪軸のみブレーキを解除する機会が多いが、新幹線では走行試験といえども制動距離を延伸する訳にはいかないため、ディスクブレーキを活かした状態で走行試験を行う。後者の輪重、横圧測定には、車輪ディスクと板部の間に遮熱材を貼り付けた特別な車輪が使用され、熱ひずみの影響が小さい間欠法、またはそれと同じブリッジを利用した新連続法が用いられる<sup>(2)</sup>。

新幹線電車の基礎ブレーキ装置には、車輪の板部を挟み込むように取り付けられた側ブレーキディスクが使われ、従来は車輪のボス部に近い箇所にディスクをボルトで締結していた。これを内周締結方式という。これに対し、近年、新幹線の速度向上を行うに際してブレーキ停止距離を従来車両並みに抑制するため、減速度を大幅に向上しなければならなくなり、ディスクの熱変形を抑えた中央締結方式の側ブレーキディスクが新たに開発・導入された(図1)。E5系やN700Aなどの高速新幹線電車には、現在、ディスクを

車輪板部にボルト締結したこの中央締結ブレーキディスク付き車輪が使用されている<sup>(3)(4)</sup>。

輪重横圧測定は、前述のように車輪に生じるひずみから力を求めるため、荷重とひずみが比例することを前提としている。従来の内周締結ブレーキディスク付き車輪の場合には、板部の曲げひずみを利用すれば、横圧に比例し輪重の影響を受けにくい、横圧測定に適したブリッジ出力が得られた。しかし、新しい中央締結ブレーキディスク付き車輪で同じ場所にひずみゲージを貼ると、横圧の載荷時と除荷時で同じ荷重に対するひずみ出力に差を生じ、この方法では精度の良い横圧の測定が不可能になった。このような現象が起きるのは、車輪板部とディスクの間の摩擦がひずみゲージを貼付した板部の曲げに影響を及ぼしているためと考えられる。なお、輪重については、中央締結ブレーキディスク付き車輪の場合も、従来と同じく車輪板部の穴にひずみゲージを貼って測定できることを確認している。

このような背景から、現在、高速新幹線電車の走行試験で輪重横圧測定を行う場合には、測定用輪軸のみに従来と同じ内周締結ブレーキディスクを取り付けている。しかし、本来であれば、営業車両で使用されているものと同じ車輪

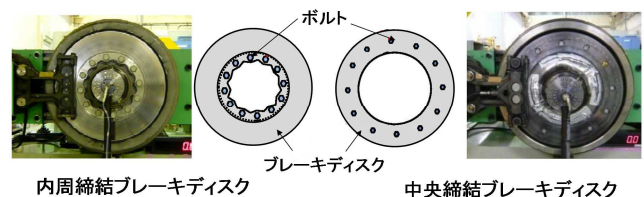


図1 新幹線車輪のブレーキディスク<sup>(4)</sup>

1 明星大学理工学部総合理工学科機械工学系 元教授 機械力学  
2 明星大学理工学部総合理工学科機械工学系

で輪重、横圧を測定した方が実車の運動性能をより正確に測定・評価できると考えられる。したがって、新しい新幹線車両のさらなる改良や開発を進めるために、中央締結ブレーキディスク付き車輪で横圧を測定する方法の開発を、鉄道各社が強く求めている。そこで我々は、ディスク・車輪板部間の摩擦の影響を受けにくいと考えられるリムのひずみを利用して横圧を測定する方法を検討した。そして新幹線車輪のFEM解析により、横圧負荷時に大きな応力が発生する箇所を把握し、1/5スケールの模型車輪にひずみゲージを貼って横圧とひずみ出力の関係を調べたところ、横圧負荷位置から円周方向に $45^{\circ}$ ～ $50^{\circ}$ 離れた位置のリム表面に発生するひずみを利用して横圧を測定することが可能との見通しを得た。

本報告には、中央締結ブレーキディスク付き車輪での横圧測定を実現するための参考資料として、車輪のFEM解析結果と模型輪軸のリムにひずみゲージを貼り付けて横圧検定を行ったデータを記す。

## 2. 輪重、横圧負荷時の車輪のFEM解析

### 2.1 解析の目的

本研究では、車輪板部と中央締結ディスクとの間の摩擦の影響を受けにくい部位に発生するひずみを利用して横圧測定を行う方法を検討する。そこでまず、車輪に横圧を負荷した際に、荷重に比例する大きな応力が発生する箇所を把握する。

### 2.2 解析モデル

車輪の解析モデルは新幹線用車輪を参考に、直径860 mm、リム幅125 mm、板部の厚さ25 mm、フランジ高さ30 mmの図2に示す断面形状とした。車輪各部の名称を図3に示す。FEM解析用のメッシュを一边が30 mmのOCTREE四面体メッシュとした。材料諸元は表1の通りである。

解析には、ダツソ・システムズ社製のCATIA V5を用いた。

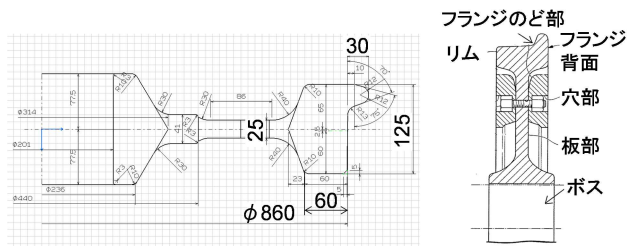


図2 車輪の解析モデル断面図

図3 車輪各部の名称

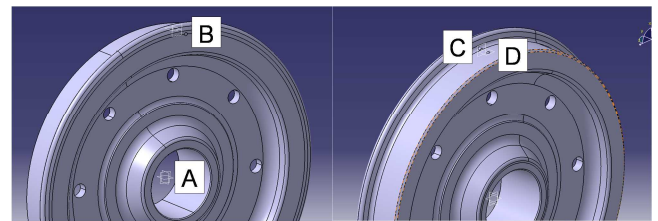
表1 車輪モデルの材料諸元

項目	単位	数値
ヤング率	N/m <sup>2</sup>	$1.20 \times 10^{11}$
ポアソン比	—	0.291
密度	kg/m <sup>3</sup>	$7.87 \times 10^3$
熱膨張係数	1/K	$1.21 \times 10^{-5}$
降伏応力	N/m <sup>2</sup>	$3.10 \times 10^3$

### 2.3 解析方法

(1) 解析内容 車輪のボス部を固定して車輪上の1点に横圧または輪重を負荷し、フォン・ミーゼス応力を出力した。車輪上の1点に荷重をかけるため、車輪に以下のような円形断面の治具を取り付け、荷重を加えた。

- ・フランジ背面B部(図4(a))に直径10 mmの円形をした厚さ0.01 mmの薄い金属板を貼り付けた。
- ・フランジのど部C部(図4(b))に直径10 mm、厚さ10 mmの金属製の円柱を埋め込んだ。
- ・踏面中心D部(図4(b))に直径10 mmの円形をした厚さ0.01 mmの薄い金属板を貼り付けた。



(a) 車輪背面

(b) 車輪表面

図3 解析時の車輪固定点と荷重負荷点

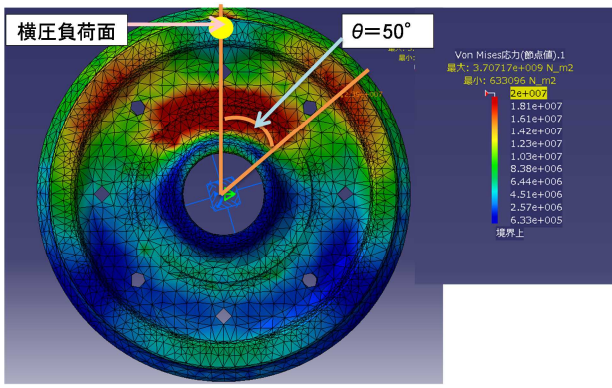
図3に示したボス部Aを固定し、フランジ背面B、フランジのど部Cにそれぞれ水平方向に横圧を負荷した。また、車輪踏面Dに鉛直方向に輪重を負荷し、リム部に発生する応力を確認した。通常走行中の横圧はフランジのど部Cに作用するにもかかわらず、フランジ背面Bにも横圧を負荷したのは、分岐器通過時に車輪の背面がクロッシングガードに接触して背面横圧が発生することがあるためと、輪重横圧測定用輪軸の横圧検定の際に車輪背面から横圧を負荷する機会が多いためである。横圧検定とは、既知の荷重を車輪に負荷して発生するひずみを計測する作業で、車輪をロードセルとして使用するための感度を予め調べておくものである。

(2) 解析条件 一般的な新幹線電車の軸重や曲線通過時に許容される最大横圧60 kNを参考とし、輪重、横圧ともに20, 40, 60 kNの3段階で荷重を負荷した。

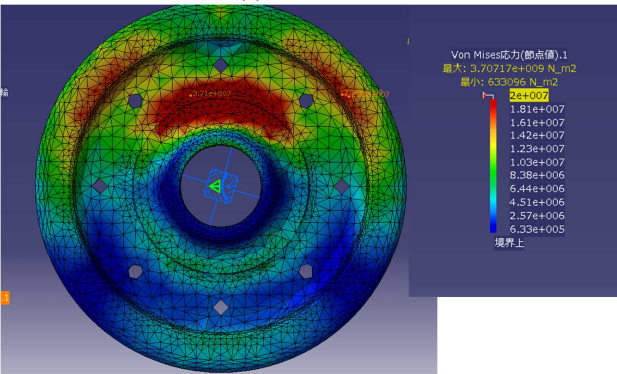
### 2.4 解析結果

解析結果の例として60kNの荷重を負荷したときに車輪に発生するフォン・ミーゼス応力を図4(a), (b)～図6(a), (b)に示す。赤色がもっとも応力が大きい部位で、黄色、緑色、青色となるに従って応力は小さくなる。図4がフランジのど部に横圧を負荷した場合、図5がフランジ背面に横圧を負荷した場合、図6が車輪踏面に輪重を負荷した場合である。各図の(a)が車輪表面に発生する応力、(b)が車輪背面に発生する応力を表す。また、図4～図6に対応する負荷荷重毎の各部に発生する最大応力の値を表2～表4に示す。なお、表中の輪重負荷時にリム部表面と背面に発生する応力は、輪重負荷点から円周方向に $50^{\circ}$ 離れた位置での値である。

これらの図表より以下のことがわかる。

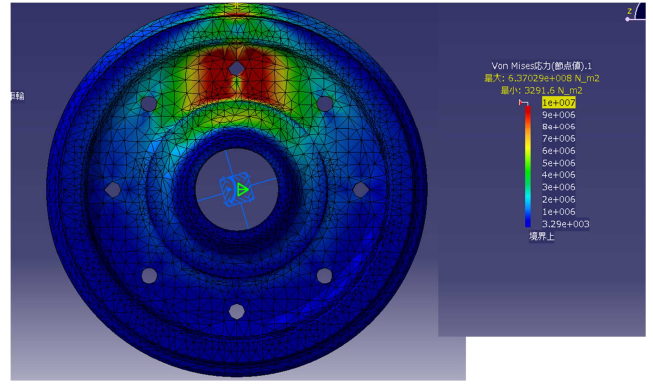


(a) 車輪表面

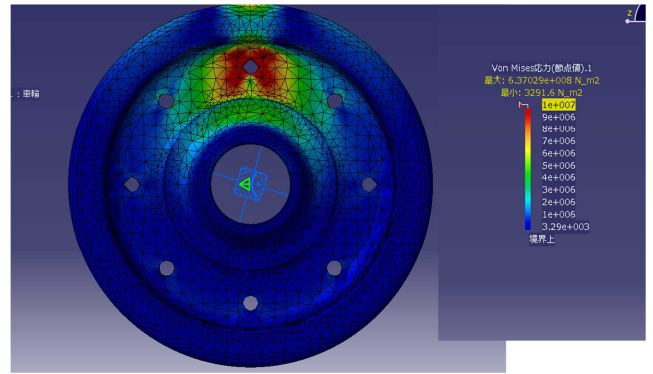


(b) 車輪背面

図 4 FEM 解析結果例 (フランジのど部・横圧 60 kN)

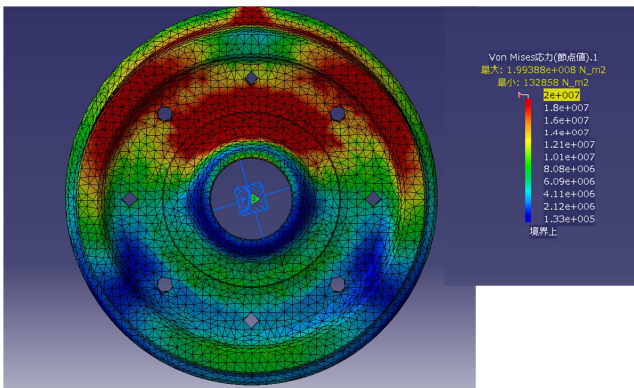


(a) 車輪表面

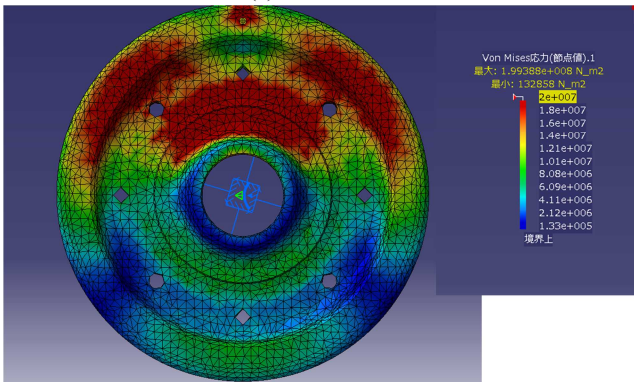


(b) 車輪背面

図 6 FEM 解析結果例 (車輪踏面・輪重 60 kN)



(a) 車輪表面



(b) 車輪背面

図 5 FEM 解析結果例 (フランジ背面・横圧 60 kN)

表 2 フランジのど部に横圧を負荷したときのリム部と穴部の最大応力 (kN/m<sup>2</sup>)

横圧(kN)	リム部表面	リム部背面	穴部
20	8520	8040	590
40	19300	16100	1020
60	25900	24100	1530

表 3 フランジ背面に横圧を負荷したときのリム部と穴部の最大応力 (kN/m<sup>2</sup>)

横圧(kN)	リム部表面	リム部背面	穴部
20	8380	7800	532
40	16800	15900	1060
60	25100	23900	1590

表 4 車輪踏面に輪重を負荷したときのリム部と穴部の最大応力 (kN/m<sup>2</sup>)

横圧(kN)	リム部表面	リム部背面	穴部
20	385	283	4380
40	771	697	8760
60	1160	971	13100

- ・横圧を負荷したとき、大きな応力は、板部の他にリムの表面と背面に発生する。
- ・横圧負荷時にリム部で最大応力が発生する部位は、横圧を負荷した場所から円周方向に 50°離れた位置である。
- ・車輪踏面に輪重を負荷したときには、穴部に大きな応力

が発生し、輪重のリム部への影響は小さい。特に横圧負荷時に最大応力が発生する部位（荷重負荷点から円周方向に $50^\circ$ 離れた位置）にはほとんど応力の発生が見られない。

・横圧負荷時にリム部に発生する最大応力は、同じ大きさの輪重を負荷したときに穴部に発生する応力の2倍弱である。

穴部にひずみゲージを貼り付けて輪重を測定する方法は、従来から適用され長年の実績がある。輪重と同じ大きさの横圧を負荷した際にリム部にこれ以上の応力が発生するという結果は、リム部のひずみを利用した横圧測定の実現可能性を示唆するものと期待できる。

横圧、輪重を段階的に増加させたときの車輪各部（横圧はリム部、輪重は穴部）の最大応力を図7～図9に示す。図7がリム部表面に発生する応力、図8がリム部背面に発生する応力、図9が穴部に発生する応力である。いずれの図も横軸は負荷荷重（kN）、縦軸はフォン・ミーゼス応力の最大値（ $\text{kN/m}^2$ ）である。表5に横圧、輪重を各々負荷したときにリム部表面に発生する最大応力を、表6にリム部裏面に発生する最大応力をそれぞれ示す。両図ともに横圧をフランジのど部に負荷した場合の解析結果であり、輪重を負荷したときの応力は、輪重負荷点から円周方向に $50^\circ$ 離れた位置のリム部表面及び裏面における値である。

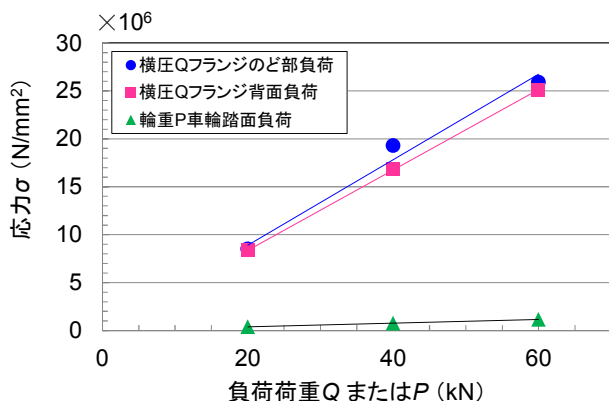


図7 横圧、輪重とリム部表面の最大応力との関係

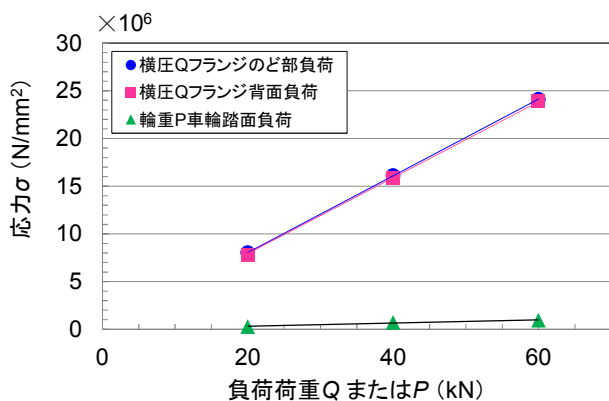


図8 横圧、輪重とリム部背面の最大応力との関係

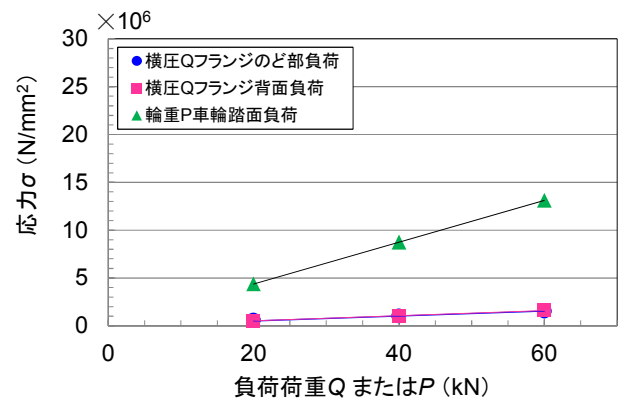


図9 横圧、輪重と穴部の最大応力との関係

表5 横圧、輪重負荷時のリム部表面の応力

横圧 (kN)	リム部表面応力① ( $\text{kN/m}^2$ )	輪重 (kN)	リム部表面応力② ( $\text{kN/m}^2$ )	②/① (%)
20	8520	20	385	4.52
40	19300	40	771	3.99
60	25900	60	1160	4.48

表6 横圧、輪重負荷時のリム部背面の応力

横圧 (kN)	リム部背面応力① ( $\text{kN/m}^2$ )	輪重 (kN)	リム部背面応力② ( $\text{kN/m}^2$ )	②/① (%)
20	8040	20	283	3.52
40	16100	40	697	4.33
60	24100	60	971	4.03

図表より以下のことがわかる。

- ・横圧負荷時にリム部の表面及び裏面に発生する最大応力は、横圧に比例する。
- ・フランジのど部とフランジ背面に同じ大きさの横圧を負荷したとき、リム部にはほぼ同じ応力が発生する。
- ・リム部表面、裏面ともに、横圧負荷時の最大応力に対して、同じ大きさの輪重を負荷したときに同じ場所に発生する応力は5%以下である。

横圧測定用ひずみゲージブリッジに輪重の影響がのる場合には、車輪とレールの接触位置に応じた補正<sup>(2)</sup>を行えばよいが、横感度が5%以下であれば、補正を省略することも可能となる。

以上のFEM解析結果より、車輪のリム部に発生するひずみを利用して横圧を測定する可能性とひずみゲージを貼り付ける最適な場所を見出すことができた。

### 3. 模型車輪による横圧検定実験

#### 3.1 横圧検定実験の目的

第2章の解析結果より、横圧負荷時に車輪リム部の表裏両面に大きな応力が発生すること、その場所は横圧負荷点から円周方向に約 $50^\circ$ 離れた位置であることがわかった。ただし、FEM解析の出力はフォン・ミーゼス応力であり、方向を持たないスカラー値であることから、どちらの方向

の曲げひずみ，もしくはせん断ひずみを測定するのが横圧測定にもっとも適しているかを調べる必要がある。そこで，1/5 スケールの模型輪軸を用いて，車輪に 3 軸ひずみゲージを貼り付け，横圧負荷時の最大主ひずみとその方向，最大せん断ひずみを調査した。

### 3-2 模型輪軸と実験装置

模型輪軸は在来線用輪軸を 1/5 に縮小したものである。模型輪軸の主要寸法を図 10 に，輪重，横圧を車輪に負荷する装置 (PQ 検定装置) を図 11 にそれぞれ示す。

輪重負荷装置，横圧負荷装置は油圧シリンダーで，油圧ジャッキを操作して車輪に荷重をかける。油圧シリンダーと車輪に接触する当て金具との間にロードセルが挿入されており，これにより負荷荷重を測定する。

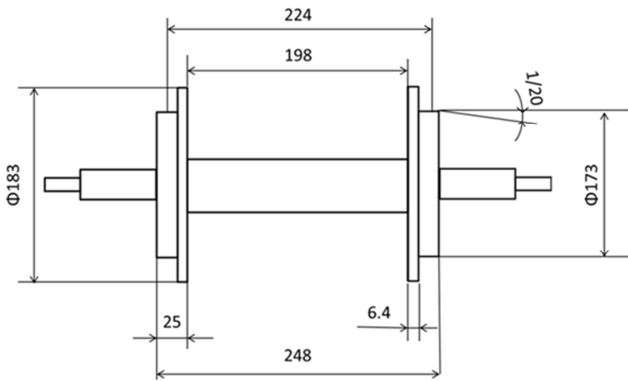


図 10 模型新軸の主要寸法

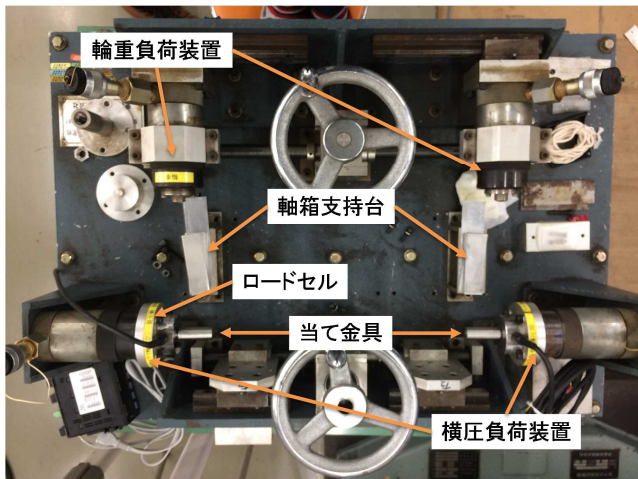


図 11 輪重横圧負荷装置 (PQ 検定装置)

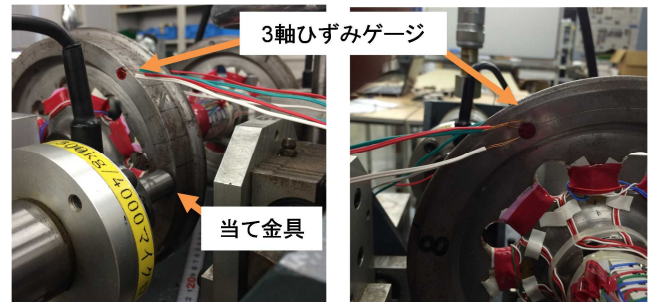
輪重，横圧を負荷したときに車輪に生じるひずみを測定するため，第 2 章で明らかになった車輪リム部の応力発生箇所にはひずみゲージを貼り付けた。この実験では，主ひずみの方向を調べることが第一の目的であるため，ひずみゲージは，ゲージ長 2mm の株式会社東京測器研究所製のリード線付き 3 軸ひずみゲージ FRA-2-11 を使用した。

### 3-3 実験方法

軸箱を実験装置の支持台 (図 11) に載せ，輪軸が水平で，かつ横圧負荷装置の当て金具先端が車軸中心高さに来るような位置を調整する。次に，油圧ジャッキを操作して横圧，または輪重を水平方向に，左右二つの車輪へ同時に負荷する。ひずみゲージを貼り付けた車輪に横圧を負荷している様子を図 12 に示す。模型車輪は実物の 1/5 と小さく，当て金具をフランジのど部に固定することが困難なため，車輪表面のリムに横圧を負荷した。実験の際には，負荷荷重を株式会社東京測器研究所製の計装用デジタル表示器 TD-91B に表示し，これを見ながら目標の荷重になるよう調整した。

第 2 章に述べた FEM 解析では，横圧の負荷点から円周方向に約 50° 移動した位置で最大応力が出力された。そこで，横圧負荷点とひずみゲージ貼付位置との円周方向の角度を 45°，50°，55° と変えて横圧を負荷した。負荷荷重は，0，0.196，0.392，0.588，0.784，0.980 kN (20 kgf~100 kgf) とした。

荷重を負荷した後にひずみゲージのリード線をブリッジボックスにつなぎ，線をつないだ 60 秒後のひずみの値を読み取った。

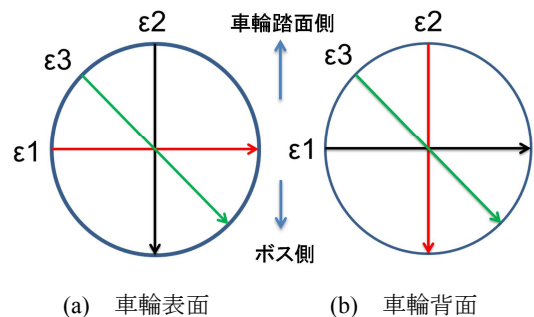


(a) リム部表面 (b) リム部背面

図 12 ひずみゲージを貼付した車輪に横圧を負荷する様子

### 3-4 実験結果

車輪表面と背面に貼り付けたひずみゲージの方向を図 13 に示す。左図(a)が車輪表面，右図(b)が車輪背面である。以下では，図 13 の  $\epsilon_1$  (横) を第 1 軸， $\epsilon_2$  (縦) を第 2 軸， $\epsilon_3$  (斜め) を第 3 軸と記す。



(a) 車輪表面 (b) 車輪背面

図 13 車輪表面と背面のひずみゲージの方向

(1) 横圧荷重と各軸のひずみの関係 実験結果を図 14(a), (b)～図 16(a), (b)に示す。図 14 が第 1 軸のひずみ出力, 図 15 が第 2 軸のひずみ出力, 図 16 が第 3 軸のひずみ出力であり, 各図の(a)がリム部表面, (b)がリム部背面の出力を表す。

各図の凡例に記したリム表はリム部表面の出力, リム裏はリム部背面の出力を表し, 45°, 50°, 55° は横圧負荷点とひずみゲージが円周方向になす角度  $\theta$  (図 4(a))である。

図 14～図 16 より, ひずみゲージ貼付位置の角度 45°～55° の範囲では各軸ともひずみ出力の大きさに顕著な差はないが, 荷重負荷点から 55°の位置での出力が横圧に比例して増加していることがわかる。また, ゲージの軸の方向で比較すると, 第 2 軸 (縦) のひずみ出力の絶対値がもっとも小さく (図 15), 第 1 軸 (横) と第 3 軸 (斜め) で同じ大きさのひずみ出力が得られた。また, リム部表面とリム部裏面でのひずみは絶対値がほぼ等しかった。

ゲージ貼付位置 55° のときの横圧とひずみの関係を改めて図 17(a), (b)に示す。図 17(a)がリム部表面, (b)がリム部背面の出力である。

図 17 より, 荷重負荷位置 55°では, 横方向と斜め方向のひずみ出力は横圧に比例していることが確認できる。

(2) 主ひずみの方向 3 軸のひずみ出力を用いてロゼット解析を行い, 主ひずみの方向とその大きさ, せん断ひずみの大きさを求めた。これらは以下の式で計算できる<sup>(5)</sup>。

①主ひずみの方向

$$\phi_p = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left\{ \frac{2\varepsilon_3 - (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} \right\} \quad (1)$$

式 (1) より計算される角度は,  $\varepsilon_1 > \varepsilon_2$  の場合, 最大主ひずみ方向は第 1 軸のゲージから時計方向に  $\phi_p$  回転した方向で, 最小主ひずみ方向は  $\phi_p + 90^\circ$  の方向である。また,  $\varepsilon_1 < \varepsilon_2$  の場合には, 最小主ひずみ方向が第 1 軸のゲージから時計方向に  $\phi_p$  回転した方向で, 最大主ひずみ方向は  $\phi_p + 90^\circ$  の方向である。

②最大主ひずみ

$$\varepsilon_{\max} = \frac{1}{2} \left[ \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \sqrt{2\{(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2\}} \right] \quad (2)$$

③最小主ひずみ

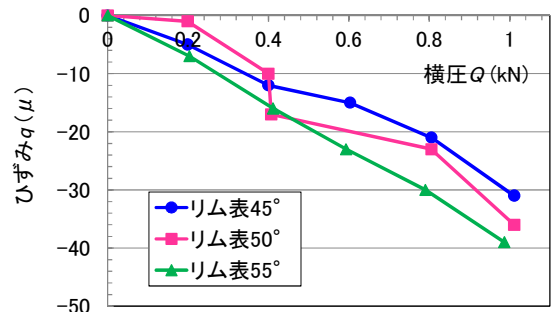
$$\varepsilon_{\min} = \frac{1}{2} \left[ \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \sqrt{2\{(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2\}} \right] \quad (3)$$

④最大せん断ひずみ

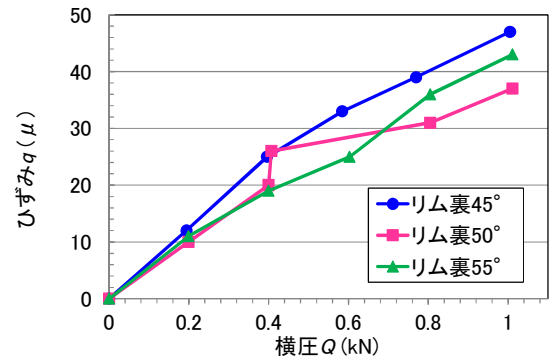
$$\gamma_{\max} = \sqrt{2\{(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2\}} \quad (4)$$

計算には, ゲージ貼付位置 55°, 横圧 0.980 kN (100 kgf) のときの各軸のひずみ量を使用した。計算結果を表 7 に, 主ひずみの方向を図 18 に示す。

表 7, 図 18 より, 車輪のリム部表面, リム部背面のいずれも主ひずみ方向は第 2 象限と第 4 象限を通る方向で, 車

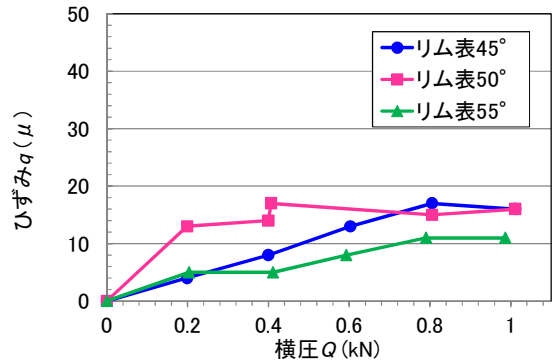


(a) リム部表面

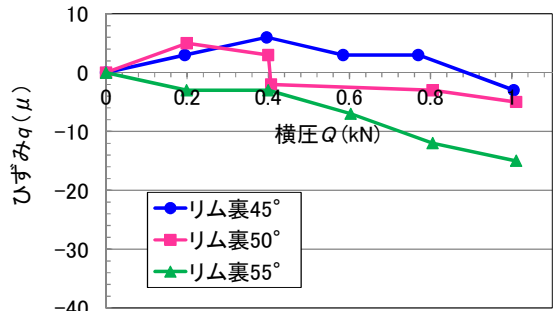


(b) リム部背面

図 14 横圧とひずみの関係 (第 1 軸 (横))

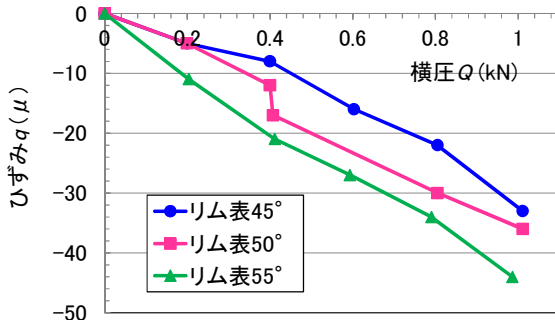


(a) リム部表面

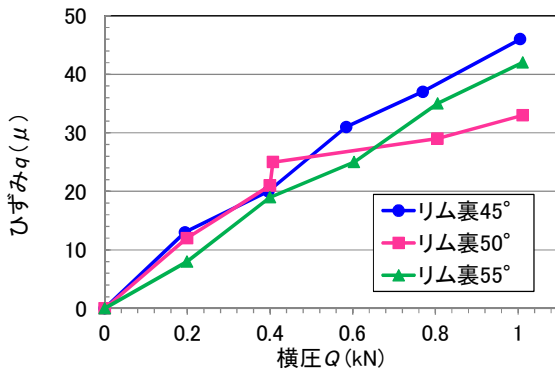


(b) リム部背面

図 15 横圧とひずみの関係 (第 2 軸 (縦))

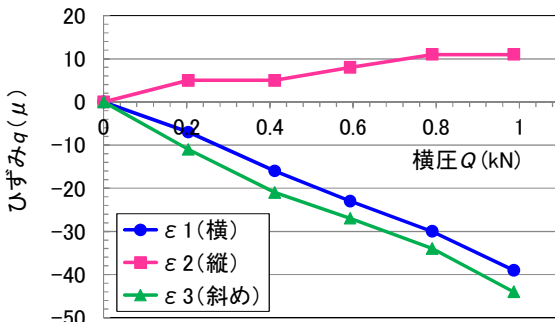


(a) リム部表面

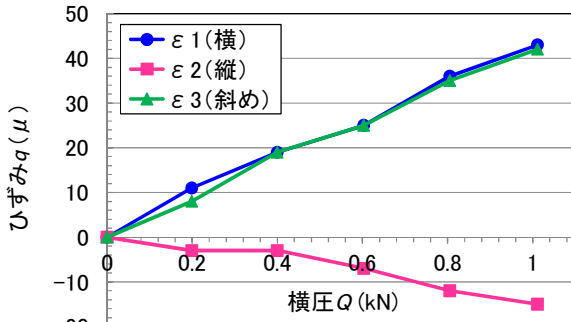


(b) リム部背面

図 16 横圧とひずみの関係 (第 3 軸 (斜め))



(a) リム部表面

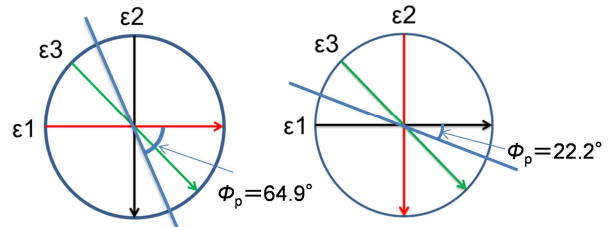


(b) リム部背面

図 17 横圧とひずみの関係 (ゲージ貼付位置 55°)

表 7 主ひずみ方向とひずみの大きさ

	車輪表面	車輪背面
第1軸のひずみゲージから主ひずみ方向までの時計回りの角度(度)	64.9	22.2
最大主ひずみ(絶対値 μ)	53.1	54.3
最大せん断ひずみ(μ)	78.1	80.6



(a) リム部表面

(b) リム部背面

図 18 主ひずみの方向 (ロゼット解析の結果)

輪円周の接線に対して斜めに傾いていることがわかる。また、車輪のリム部表面、リム部背面のどちらも曲げひずみ(主ひずみ)よりもせん断ひずみの方が大きかった。

#### 4. 新しい横圧測定法の検定試験

##### 4-1 輪重横圧測定用ひずみゲージのブリッジ結線

前章までの検討結果から、剛性の高いリム部のせん断ひずみ、または同部接線方向を軸とする曲げひずみを利用すれば、横圧の測定が可能と考えられる。本研究では、リム部の表面と背面に 2 軸積層型のひずみゲージを貼り付けて、もっともひずみの大きかった横圧により発生するせん断ひずみを測定することとした。従来から輪重横圧測定に使用されている間欠法に倣い、車軸に対して対称な位置にひずみゲージを貼付して 4 ゲージブリッジを組む。これにより、車輪が一回転したときに正負に反転する周期的なひずみ出力が得られ、熱ひずみの影響をキャンセルすることができると考えられる。ひずみゲージの貼付位置を図 19 に、輪重横圧測定用ブリッジの結線図を図 20(a), (b)に示す。図 20(a)が輪重測定用ブリッジ、(b)が横圧測定用ブリッジで、前者は間欠法と同じである。なお、図 19 の輪重測定用ひずみゲ

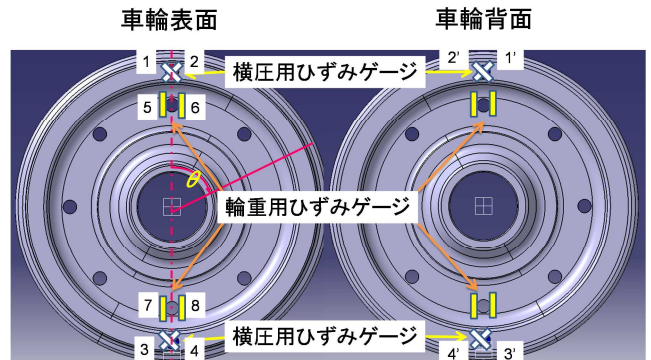
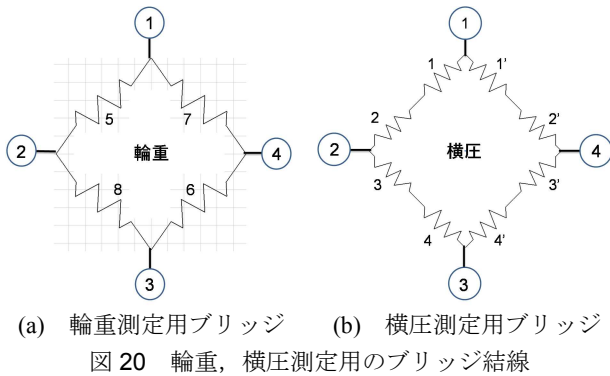


図 19 輪重、横圧測定用ひずみゲージの貼付位置と番号



ージは位置と番号を模式的に示したもので, 実際には穴部の中に 1 軸ゲージが貼り付けられている。

#### 4.2 輪重, 横圧負荷時のブリッジ出力

図 19 に示した輪重横圧負荷装置を用いて, 車輪リム部表面に横圧を負荷した。荷重は 0.490 kN (50 kgf) と 0.980 kN (100 kgf) の 2 通りとし, 車輪周上を 32 等分して,  $11.25^\circ$  ずつ車輪を回転させながら横圧をかけ, 横圧測定用ブリッジの出力を測定した。荷重負荷位置は, 図 19 に示す横圧ゲージ 1, 2, 輪重ゲージ 5, 6 の穴部の中心線を  $0^\circ$  として時計回りの角度  $\theta$  で表す。また, 横圧だけでなく, 輪重 0.980 kN (100 kgf) を負荷したときの横圧ブリッジの出力も確認した。検定試験により得られた荷重負荷位置とブリッジ出力の関係を図 21 に示す。

図 21 より, リム部のせん断ひずみを利用した横圧測定用ブリッジは  $40 \mu/\text{kN}$  程度の出力感度を有すること, 各荷重負荷位置で横圧とひずみ出力が比例関係にあること, 輪重負荷時の横圧測定用ブリッジ出力 (横感度) は小さいことが確認できる。

車輪を  $45^\circ$  ずつ回転し, 車輪周上を 8 等分した位置の踏面に輪重 0.980 kN (100 kgf) を負荷したときの輪重測定用ブリッジの出力を図 22 に示す。

図 22 からわかる通り, 間欠法の輪重ブリッジの出力感度は  $80 \sim 100 \mu/\text{kN}$  であった。図 21 と比較すれば, リム部のせん断ひずみを利用した横圧測定用ブリッジの出力感度は, 間欠法による輪重測定用ブリッジの半分程度であることがわかる。したがって, SN 比はやや落ちるが, 新しい横圧測定法は横圧負荷に対して十分なひずみ出力を得ることが可能であり, 実用に供することができると期待される。

なお, 車輪/レール接触位置を利用した連続処理を行わず, 間欠測定のとくと同じようにブリッジ出力の正負のピーク値を読み取って第 1 脱線係数を算出する場合には, 輪重測定用の穴部から車輪周方向に  $55^\circ$  移動した位置に横圧測定用の 2 軸ゲージを貼り付けて, 輪重ブリッジ出力と横圧ブリッジ出力の位相を一致させればよい<sup>(1)(2)</sup>。

## 5. まとめ

中央締結ブレーキディスク付き車輪のように車輪板部のひずみを利用した横圧測定が困難な場合に適用できる新た

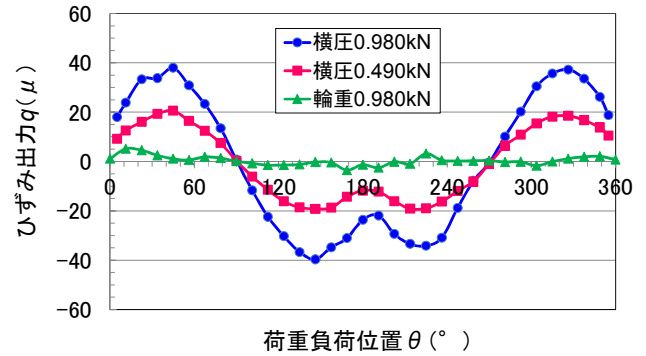


図 21 荷重負荷位置に対応した横圧測定用ブリッジ出力

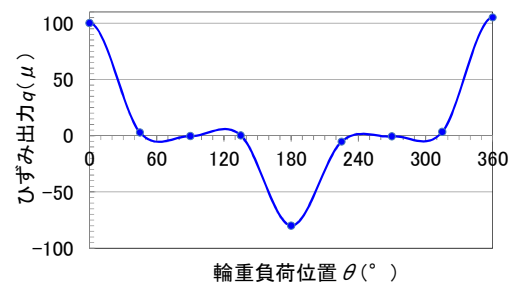


図 22 輪重負荷位置に対応した輪重測定用ブリッジ出力

な方法を検討し, 車輪リム部のせん断ひずみを利用して横圧を測定する方法を開発した。このせん断ひずみは, 横圧負荷点から車輪周方向に  $45^\circ \sim 55^\circ$  移動した位置に発生することから, 横圧測定用ブリッジ出力に対する輪重の影響が小さいという長所も有している。模型輪軸の検定試験では, この横圧測定用ブリッジの出力感度は間欠法の輪重測定用ブリッジの半分程度であり, 十分実用に供することができると考えられる。

今後は, 本手法を実輪軸に適用し, リム部のせん断ひずみを利用することでヒステリシスのないブリッジ出力が得られることを検証するとともに, 輪重負荷位置が踏面中心からフランジ寄りに移動したときの横感度が十分小さいことを確認しておく必要がある。

最後に, 本研究の遂行にあたり, CATIA V5 での FEM 解析に際して多くのアドバイスを頂戴した日高潤講師に, この場を借りて深く感謝の意を表します。

## 参考文献

- (1) 鉄道総研編, 運輸省鉄道局監修:「在来鉄道運転速度向上試験マニュアル・解説」, 研友社 (1993)
- (2) 石田弘明, 松尾雅樹, 手塚和彦, 植木健二:「鉄道車両の新しい輪重, 横圧, 脱線係数連続測定法 (測定装置の開発)」, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.63, No.614, PP.97-103(1997)
- (3) 新井浩, 加藤博之, 浅野浩二:「高速対応基礎ブレーキ装置の開発」, JR EAST Technical Review No.22, pp.7-10 (2008)
- (4) 東海旅客鉄道株式会社:「N700 系の改造について」(2012), available from < [http://jr-central.co.jp/news/release/\\_pdf/000014829.pdf](http://jr-central.co.jp/news/release/_pdf/000014829.pdf)>, (accessed on 30 August, 2016)
- (5) 高橋賞, 河井正康:「ひずみゲージによるひずみ測定入門」, 大成社, pp.138-143 (1998)