

車輪フラットが台車強度に及ぼす影響

小柳 勝敬* 黒田 遼* 山本 勝太*

The Influence on Bogies Strength by Wheel Flat

Katsuhiro KOYANAGI Ryo KURODA Masataka YAMAMOTO

Wheel flats are known to produce profound impacts on track and rolling stock. In this study, running tests were conducted using a wheelset with an artificial wheel flat. The strains of the rail, axle, and bogie frame of a test vehicle were measured to evaluate the loads on the rail, axle, and bogie frame caused by the wheel flat. Results show that the impact load decreases as it is transferred from rail to axle and then the bogie frame. Moreover, the loads caused by wheel flats have a relatively small effect on the axle and bogie frame strength.

キーワード：車輪フラット，台車枠応力，車軸曲げ応力

1. はじめに

車輪フラットとは、急ブレーキ時に車輪の回転がほぼ停止して滑走した場合等において、レールとの摩擦により車輪踏面に形成される擦傷のことである。車輪フラットのある状態で車両が走行すると、車輪回転に伴う周期的な振動により乗り心地が悪化する。また、軌道および車両へ加わる大きな衝撃荷重が強度面に悪影響を及ぼすとされている。

車輪フラットの影響については、これまでに様々な観点で研究が行われている。例えば、レールへの影響という点で、レールに発生する応力は車輪フラットの長さ50mm、速度20km/hの条件で、車輪フラットがない時に比べて約2.2倍に増加することが報告されている¹⁾。また、台車の強度という点で、車輪フラットの長さが70mmで本線を走行したとき、車軸曲げ応力が200km/hの速度で30%、100km/hまでの速度で50%増加すること、車輪フラットによる台車枠応力範囲の増分は、低速域では大きいと速度上昇とともに減少すること等が報告されている²⁾。

しかしながら、過去の研究では車輪フラットによるレール、車軸および台車枠への影響について、それぞれが別々の試験により評価されており、同一の車輪フラットの条件においてレール、車軸および台車枠に及ぼす影響を同時に評価した例は無い。そこで、本研究では同一の車輪フラットがレール、車軸および台車枠に及ぼす影響を同時に評価した。

2. 試験方法

2.1 走行条件

走行試験は、図1に示す三菱重工業株式会社が所有するMIHARA試験センター(MTC)の試験線で行った。試験線にはバラスト上部にPCまくらぎを並べ、レールが敷設された区間(以下、PCまくらぎ区間)、バラスト上部に木まくらぎを並べ、レールが敷設された区間(以下、木まくらぎ区間)等がある。本試験では速度5km/h～75km/hで試験線を走行し、波形測定を行った。

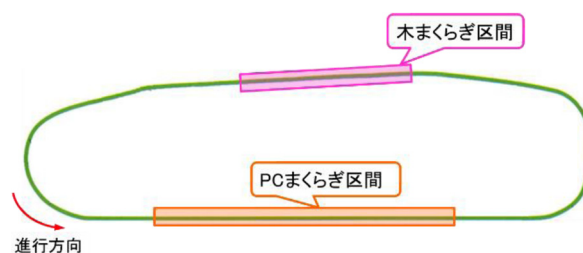


図1 MTC試験線の模式図

2.2 試験車両条件

試験は空車条件で行った。図2に試験車両の概略図を示す。試験車両は3両編成であり、先頭車は動力車、中間車および後尾車は付随車である。後尾車には軸はり式のボルスタレス台車を装備し、後位側のNo.2台車を測定台車とした。当該台車の前軸にPQ軸、後軸外軌側に車輪フラットを設けた輪軸を用いた。

* 車両構造技術研究部 車両強度研究室

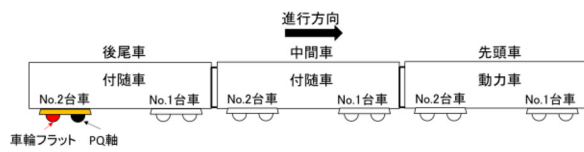


図2 試験車両概略図

2.3 車輪フラット条件

本試験で設定した車輪フラットの形状を図3に示す。車輪の踏面に、深さ約1mm、長さ約60mm、幅約75mmの人工的な車輪フラットを機械加工により設けた。このフラットの長さは、過去に鉄道総合技術研究所が実施した踏面損傷調査で、擦傷長さが基準値内で最も長かった長さである。

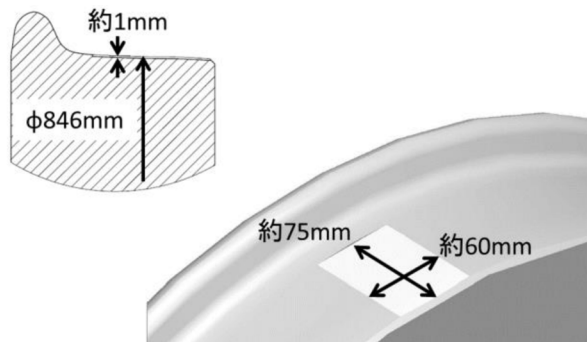


図3 車輪フラット形状

2.4 車軸曲げ応力測定概要

車輪フラットによる車軸への影響を確認するため、車軸曲げ応力を測定した。車軸は回転曲げの負荷を受けるため、ある断面の応力に着目すると、図4上段に示すような正弦波になる。車軸曲げ応力の評価対象は、ひずみゲージ貼付位置が真上（応力では極大値）または真下（応力では極小値）の位置で、車軸1回転につき2回となる。本試験では、図5に示すように車輪フラットと同位相（0°とする）および180°回転させた位置にひずみゲージを貼付し、4ゲージ法を用いて車軸曲げ応力を測定した。車輪フラットと同位相にひずみゲージを貼付することで、車軸曲げ応力は図4下段のように車輪フラットがレールと接触する時に、スパイク状の負のピーク値をとる。

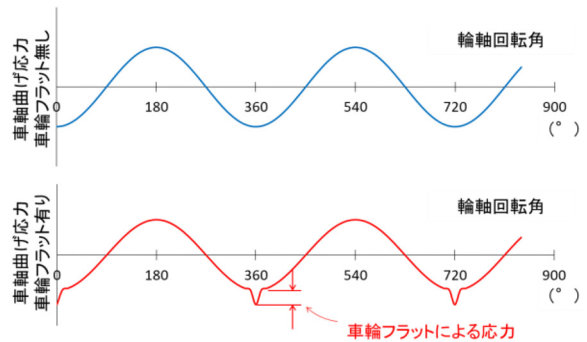


図4 車軸曲げ応力模式図

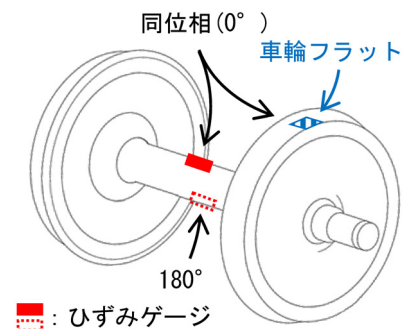


図5 車軸のひずみゲージ貼付位置

2.5 台車枠応力測定概要

車輪フラットによる台車枠への影響を確認するため、台車枠に発生する応力を測定した。測定位置は、図6に示すように、車輪フラットの影響が比較的大きいと考えられる側ばりばね補強の溶接部（以下、側ばり上面）、および側ばり軸はりゴム受の溶接部（以下、側ばり下面）とした。

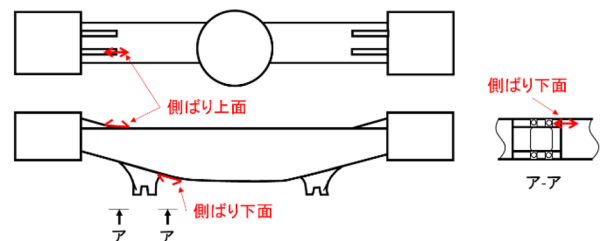


図6 台車枠のひずみゲージ貼付位置

2.6 レール曲げひずみ測定概要

車輪フラットによるレールへの影響を確認するため、PCまくらぎ区間でレールの曲げひずみを測定した。ひずみゲージ貼付位置を図7に示す。9区間の連続したまくらぎ間にひずみゲージを貼付し、車輪フラットにより発生するレール曲げひずみを測定した。ひずみゲージは、

4 ゲージ法の要領で結線を行い、評価範囲のひずみを広く均一に取得できる位置に貼付した。

レールは車両の通過によって曲げの負荷を受けるため、曲げひずみの波形は図8上段に示すような台形波となる。一方、車輪フラットが評価範囲でレールと接触した場合、図8下段のようにスパイク状の波形が重畳される。

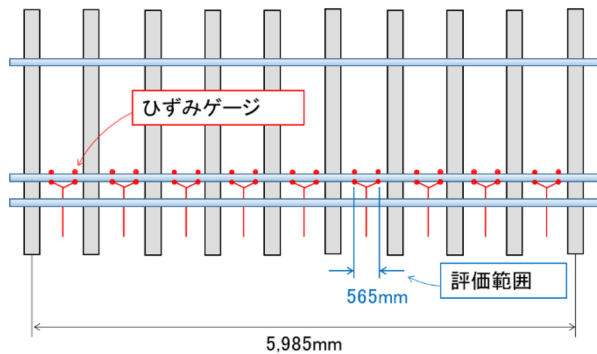


図7 レールの曲げひずみ測定模式図

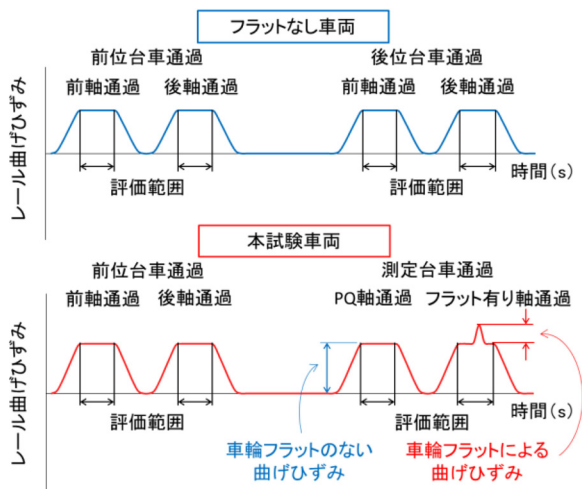


図8 レール曲げひずみの時系列波形模式図

3. 評価方法

3.1 車輪フラットによる成分の抽出

走行試験により取得したレール曲げひずみ、車軸曲げ応力、および台車枠応力の波形を図9に示す。本試験により測定された波形は通常走行で発生するひずみまたは応力に加え、車輪フラットにより発生するひずみまたは応力が重畳した波形となる。そこで、図9の波形からフラットが無い時の値を差し引き、図10に示すように、車輪フラットにより発生するひずみ、または応力を抽出した。

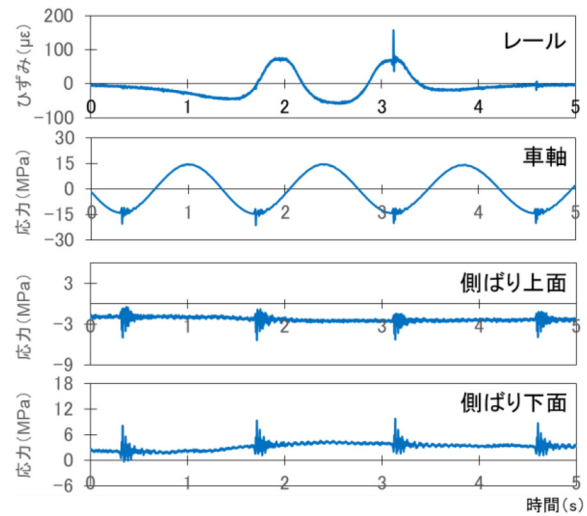


図9 各測定点の取得波形

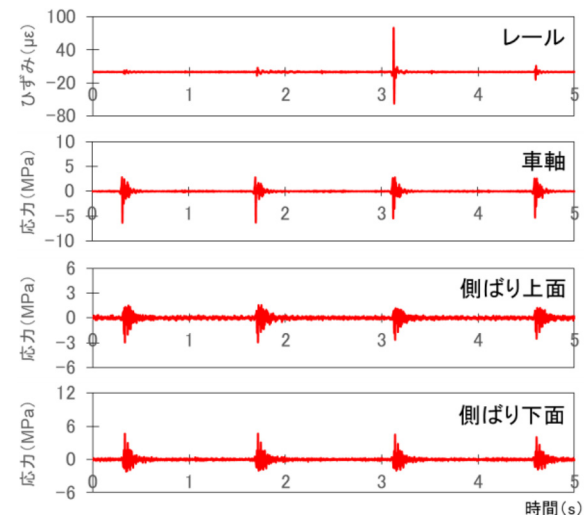


図10 各測定点の車輪フラット成分を抽出した波形

3.2 ひずみおよび応力の荷重換算

車輪フラットがレール、車軸、および台車枠へ及ぼす影響をPCまくらぎ区間において把握するために、レール曲げひずみ、車軸曲げ応力、および台車枠応力を荷重へ換算した。

3.2.1 レール曲げひずみの荷重換算

車輪フラットによりレールに発生する荷重（以下、レール荷重） F_R は、PQ軸通過時のレール曲げひずみの値 ϵ_0 、PQ軸の輪重 F_P 、および車輪フラットを設けた輪軸通過時のレール曲げひずみ ϵ_f により、式(1)から算出される。

$$F_R = \frac{\epsilon_f}{\epsilon_0} F_P \quad (1)$$

3.2.2 車軸曲げ応力の荷重換算

直線走行時の車軸には、図11に示すような荷重 F_W

が作用する。同図において、 L は車軸ジャーナル部中心間隔、 l は車輪踏面間隔、 d は車軸直径を示す。車軸平行部に発生する応力 σ は、式(2)で表される。また、断面係数 Z 、車軸平行部に発生する曲げモーメント M は、それぞれ式(3)および式(4)で表される。式(2)～(4)より、車軸ジャーナル部に作用する荷重（以下、車軸荷重） F_w は式(5)より算出される。

$$\sigma = \frac{M}{Z} \quad (2)$$

$$Z = \frac{\pi d^3}{32} \quad (3)$$

$$M = \frac{F_w(L-l)}{2} \quad (4)$$

$$F_w = \frac{\pi d^3}{16(L-l)} \sigma \quad (5)$$

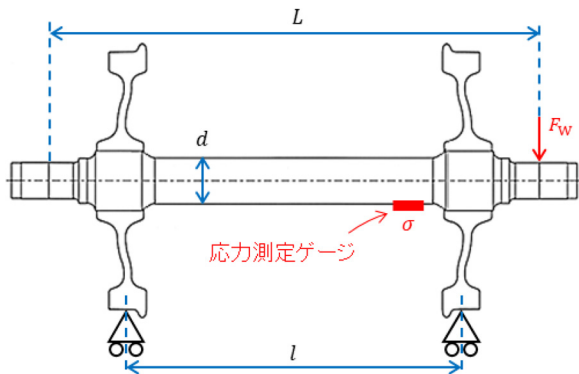


図11 車軸支持状態の簡略図および寸法

3. 2. 3 台車枠応力の荷重換算

台車枠荷重は過去の静荷重試験結果をもとに換算した。車輪フラットによって台車枠空気ばね受座に作用する荷重（以下、台車枠荷重） F_D は、静荷重試験において空気ばねに負荷した荷重 F_s 、静荷重試験で発生した側ばり上面および側ばり下面の応力 σ_s 、車輪フラットにより発生した側ばり上面および側ばり下面の応力 σ_f により、式(6)から算出される。

$$F_D = \frac{\sigma_f}{\sigma_s} F_s \quad (6)$$

4. 試験結果

4. 1 レール、車軸および台車枠に発生する荷重

図12～図15にPCまくらぎ区間におけるレール、車軸、および台車枠荷重（側ばり上面および下面）を示す。レールおよび車軸荷重は、速度約15km/hにおいて最大となり、それぞれ約94kN、約23kNであった。また、台車枠荷重は速度約30km/hで最大となり、約3～4kNであっ

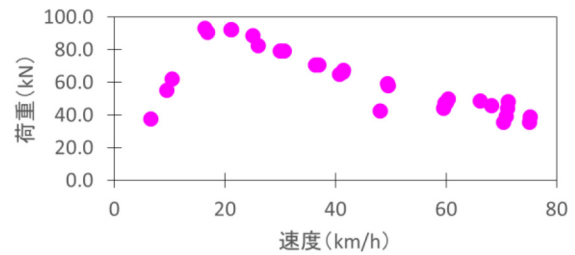


図12 レール荷重

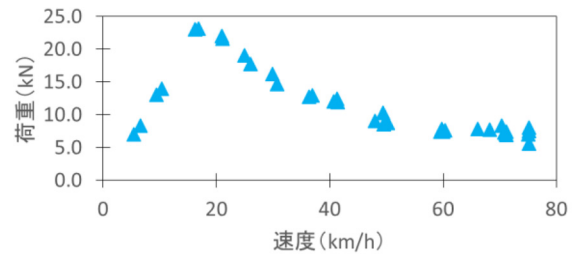


図13 車軸荷重

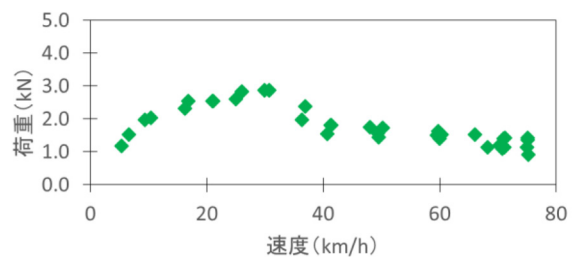


図14 台車枠荷重（側ばり上面）

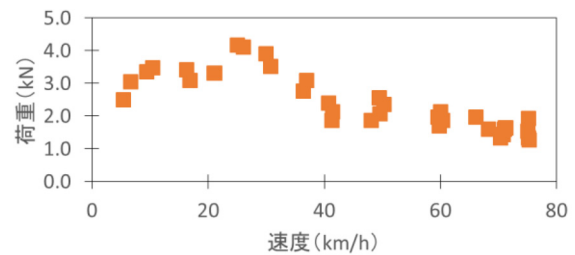


図15 台車枠荷重（側ばり下面）

た。車輪フラットによる台車枠荷重は、レールおよび車軸荷重と比べると速度による変化が小さく、最大値が観測される速度が異なっていた。

図16に速度15km/hにおけるレール、車軸、および台車枠荷重（側ばり上面および下面）の時系列波形を示す。荷重が発生するタイミングは、レールが最も早く、車軸、台車枠の順に遅れて伝達していた。

以上より、荷重がレールから車軸ジャーナル部、および車軸ジャーナル部から台車枠空気ばね受座へ各部材およびばね等を介しながら順に伝達することから、レールに発生する荷重は非常に大きい、車軸ジャーナル部にかかる荷重、さらに台車枠空気ばね受座に作用する荷重は順に小さくなったと考えられる。

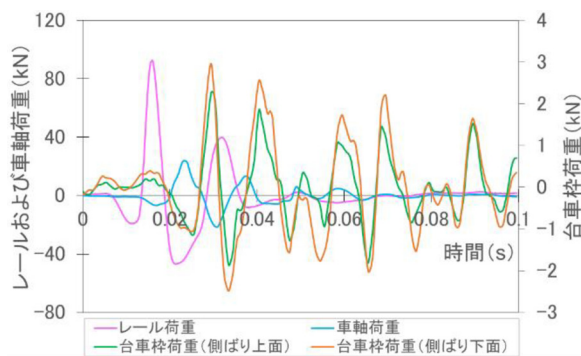


図 16 速度 15km/h 時のレール・車軸・台車枠荷重の時系列波形

4.2 車軸および台車枠に発生する応力

車輪フラットが車軸および台車枠の強度に及ぼす影響を評価するために、前節の結果を応力で再整理した(図 17～図 19)。ここでは、軌道構造の違いによる影響を確認するために、PC まくらぎ区間だけではなく、木まくらぎ区間走行時に車輪フラットにより発生する応力の増加分についても確認した。

車軸曲げ応力(図 17)は、PC まくらぎ区間および木まくらぎ区間を速度 15～20km/h で走行する時に車輪フラットにより発生する応力は極値となった。このとき、PC まくらぎ区間では約 16MPa、木まくらぎ区間では約 15 MPa であった。

台車枠側ばり上面および下面の応力(図 18 および図 19)は、PC まくらぎ区間を速度 25～30km/h で走行する時に極値となった。このとき、側ばり上面で約 -5MPa、側ばり下面で約 8MPa であった。木まくらぎ区間では、車輪フラットにより発生する応力は全速度域で PC まくらぎ区間より小さく、速度 15～30 km/h の低速域で比較的大きな応力が発生する傾向があった。

このように軌道構造が異なると、車輪フラットにより車軸および台車枠に発生する応力の大きさは異なるが、いずれも低速域で極値を示す傾向がある。

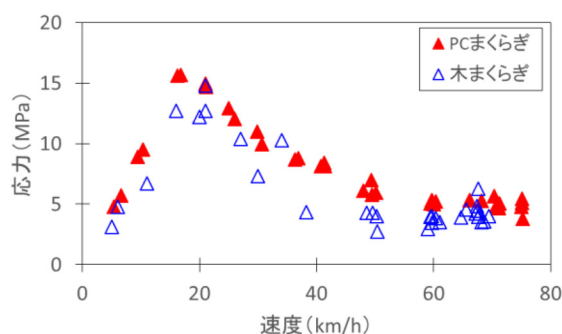


図 17 車輪フラットにより発生する応力(車軸)

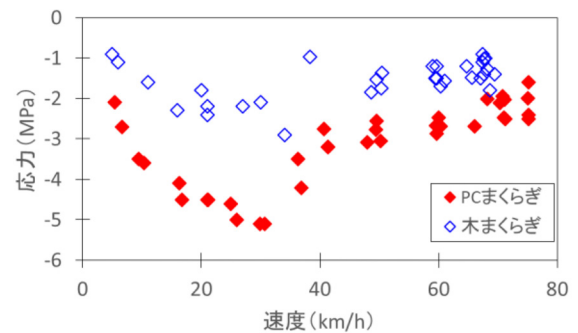


図 18 車輪フラットにより発生する応力(側ばり上面)

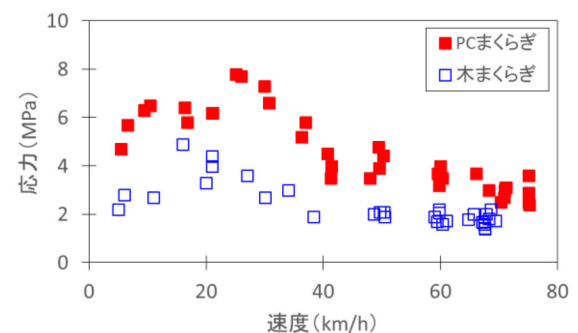


図 19 車輪フラットにより発生する応力(側ばり下面)

5. 考察

5.1 車軸強度に及ぼす影響

JRIS 規格の車軸強度設計法³⁾を基に、車軸強度に及ぼす車輪フラットの影響を評価した。車軸の設計では、車両重量による上下方向の静的な負荷分、走行時に加わる上下方向の動的な負荷分、および横圧による負荷分等が考慮される。その合計は JRIS 規格に記載の許容曲げ応力である 176MPa、またはそれに安全率 1.26 を考慮した値である 140MPa を下回る必要がある。本試験車両において満車条件を考慮すると、1 台車当たりの負担荷重は約 230kN であり、設計上の車軸曲げ応力は、静的負荷分 43MPa、動的負荷分 17MPa、および横圧負荷分 38MPa である。本試験の車軸における評価では、安全側の評価とするため、最大車軸曲げ応力として PC まくらぎ区間で測定された車輪フラットにより発生する応力の最大値約 16 MPa を加えて、合計約 114MPa を想定した。図 20 に示すように、この値は許容曲げ応力 176 MPa、またはそれに安全率 1.26 を考慮した値 140MPa に比べて小さく、車輪フラットが車軸強度に及ぼす影響は小さいと考えられる。

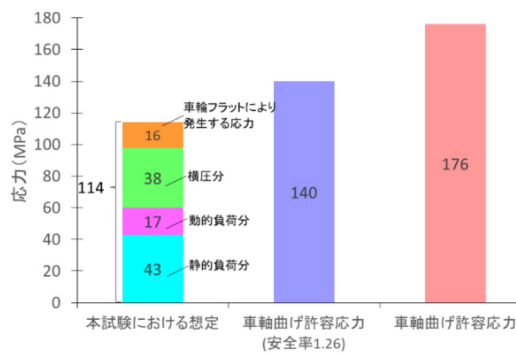


図 20 想定される車軸曲げ応力と許容応力の比較

5.2 台車枠強度に及ぼす影響

JIS E 4207⁴⁾ の応力限界図を基に、台車枠強度に及ぼす車輪フラットの影響を評価した。

本試験で使用した台車枠における過去の静荷重試験で、垂直荷重として満車荷重を加えた時に台車枠に発生する応力を平均応力 σ_m とすると、変動応力 σ_a は式 (7) で概算される。

$$\sigma_a = 0.3|\sigma_m| \quad (7)$$

図 21 は応力限界図であり、図中の◆は σ_m 、 σ_a をプロットしたものである。車輪フラットを有する台車の変動応力 σ_a' は、安全側の評価とするために、本試験において PC まくらぎ区間で測定された車輪フラットにより発生する最大応力の絶対値 σ_f を加えて、式 (8) で評価した。

$$\sigma_a' = \sigma_a + \sigma_f \quad (8)$$

図 21 内の○は、 σ_m および σ_a' を応力限界図にプロットしたものである。

図 21 より、台車枠側ばり上面および下面において、PC まくらぎ区間走行時の車輪フラットの影響により、変動応力は静荷重試験結果から大きく増加していない。側ばり上面および下面の測定点は溶接部グラインダ仕上げ部であり、グラインダ仕上げ部の疲れ許容応力限界および降伏に対する許容応力限界内に十分収まっており、台車枠強度に及ぼす影響は小さいと考えられる。

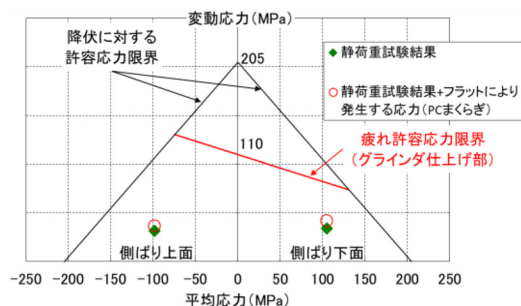


図 21 応力限界図

6. まとめ

本研究では、人工的な車輪フラットを設けた輪軸を使用して走行試験を行い、レール曲げひずみ、車軸曲げ応力および台車枠応力を同時に測定した。取得した波形を基に、車輪フラットによりレールに発生する荷重、車軸ジャーナル部にかかる荷重および台車枠空気ばね受座に作用する荷重を算出し、車輪フラットが各箇所へ及ぼす影響を考察した。また、車軸および台車枠においては、車輪フラットにより発生する応力が強度に及ぼす影響について評価した。その結果、以下の知見が得られた。

- (1) 車輪フラットにより発生する荷重または応力が極値を示す速度は、レール、車軸および台車枠で異なるが、いずれも低速域である。
- (2) レールから車軸、台車枠に荷重が伝達する間に、その大きさは順に小さくなる。伝達する過程で、各部位およびばね等を介するためであると考えられる。
- (3) 軌道構造が異なると、車輪フラットにより車軸および台車枠に発生する応力の大きさが異なる。
- (4) 本試験の車軸および台車枠において、車輪フラットが台車の強度に及ぼす影響は小さいと考えられる。

謝 辞

本研究における走行試験の実施にあたり、MIHARA 試験センターおよび関係者には多大なご協力をいただいた。この場を借りて厚くお礼申し上げる。

文 献

- 1) 黒田定明：タイヤフラット試験，JREA，Vol.7，No.11，pp.3733-3735，1964
- 2) 中村宏，田中真一，小西正一：台車強度に及ぼす車輪踏面フラットの影響，JREA，Vol.7，No.11，pp.3736-3740，1964
- 3) 日本鉄道車輛工業会：鉄道車両 - 車軸強度 - 第 1 部 強度設計法，JRIS D 1201-1，2016
- 4) 日本規格協会：鉄道車両 - 台車 - 台車枠強度設計通則，JIS E 4207，2019