

レール締結装置の疲労寿命の推定と横圧限度の検討

玉川 新悟* 弟子丸 将* 片岡 宏夫*

Allowable Lateral Load of Rail Fastening System Based on Estimation of Fatigue Life of Rail Clip

Shingo TAMAGAWA Tadashi DESHIMARU Hiroo KATAOKA

The determination of an allowable lateral load of a rail fastening system is an important factor in planning introduction of new rolling stock into service and speed-up of the train. The purpose of this study is to make clear an allowable lateral load of a rail fastening system based on estimation of a fatigue life of a rail clip. First, an estimation method of the fatigue life was proposed based on the Miner's rule. Secondly, the relationship between the load which acts on a rail and the stress of a rail clip was examined by a laboratory test. Thirdly, the fatigue strength of the weathered rail clips was measured by a fatigue test. Finally, the fatigue life was estimated by the proposed method and the allowable lateral load of a rail fastening system was made clear.

キーワード：レール締結装置，締結ばね，疲労寿命，横圧限度

1. はじめに

レール締結装置（以下、締結装置）の締結ばねは、列車走行に伴う荷重より算定される設計作用の下で、所定の疲労耐久性が保証されるように設計されている¹⁾。一方で、締結装置が許容できる輪重や横圧の限度は、設計作用に対して幾分かの余裕がある可能性が指摘されている²⁾。

今後、新規車両の投入や列車の速度向上による横圧の更なる増加を想定した場合、現行の締結装置が許容できる横圧の限度（以下、横圧限度）を明確にすることは重要であると考えられる。

本研究では、締結ばねの疲労寿命に基づき、締結装置の横圧限度を明確にすることを目的とする。本稿では、まず、締結ばねの疲労寿命の推定法を提案する。次に、荷重と締結ばねの応力の関係を室内試験により把握する。さらに、締結ばねの疲労強度を疲労試験により把握する。最後に、締結ばねの疲労寿命の試算を行い、試算結果に基づき現行の締結装置に対する横圧限度を算定する。

2. 締結ばねの疲労寿命の推定手法

2.1 概要

提案する方法は、文献2)の推定手法を修正し、室内での試験軌道による載荷試験で得られる輪重、横圧と締結ばねの応力の関係に基づき、締結ばねの疲労寿命を推定するものである。本方法では、以下の仮定を設けている。

(a) 軌道のある箇所発生する輪重と横圧の地上測定による時間的な変動は、当該箇所を含む同一条件の軌

道で車上測定された輪重と横圧の空間的な変動に等しい

(b) ある軌道条件下で車上測定された輪重と横圧の発生状況は、所定の確率分布で表される

(c) 輪重と横圧に対する締結ばねの応力は一義的に定まり、その発生確率は輪重と横圧の同時発生確率で表される

(d) 締結ばねの疲労寿命は、Miner則（線形累積損傷則）³⁾により決定される

上記の(a)と(b)は、輪重と横圧の発生状況に関する仮定である。これにより、対象区間を走行する車両で測定した輪重と横圧を用いて、当該区間に敷設された締結ばねの疲労寿命を推定できる。また、(c)は、輪重、横圧と締結ばねの応力の関係を、対象とする軌道条件を模擬した試験軌道の載荷試験により求める。載荷試験の詳細については、次章で説明する。さらに、(d)は、金属材料の疲労寿命の推定において一般的に用いられている経験則である。

2.2 疲労寿命の計算方法

図1に疲労寿命推定手法のフローチャートを示す。本方法では、以下に示す手順により疲労寿命を推定する。

まず、車上測定した輪重と横圧の実測データに基づき、輪重 $P_i (1 \leq i \leq m)$ と横圧 $Q_j (1 \leq j \leq n)$ の発生頻度分布を定め、これらの確率密度 $f(P_i) (1 \leq i \leq m)$ と $g(Q_j) (1 \leq j \leq n)$ を決定する(図2)。ここで、 m と n は発生頻度分布の階級数である。

次に、輪重 P_i と横圧 Q_j が作用した際の締結ばねの変動応力 $S_{i,j}$ を次式で算定する。

* 軌道技術研究部 軌道構造研究室

特集：軌道技術

$$S_{i,j} = a \cdot P_i + b \cdot Q_j + c \quad (1)$$

ここに、 $S_{i,j}$ ：締結ばねの変動応力 (N/mm²)、 P_i ：輪重 (kN)、 Q_j ：横圧 (kN) である。また、 a, b, c は、3章に示す試験軌道の載荷試験に基づき決定される係数である。

変動応力 $S_{i,j}$ と締結時の初期応力 σ_0 から、応力振幅 σ_a と平均応力 σ_m を次式で算定する。

$$\sigma_a = \frac{|S_{i,j}|}{2}, \quad \sigma_m = \sigma_0 + \frac{S_{i,j}}{2} \quad (2)$$

ここに、 σ_a ：応力振幅 (N/mm²)、 σ_m ：平均応力 (N/mm²)、 σ_0 ：締結時の初期応力 (N/mm²) である。なお、これらの応力の関係を図3に示す。

耐久限度線図に基づく応力振幅 σ_a と平均応力 σ_m の関係 (図4) から、平均応力が 0N/mm² の場合の応力振幅 $\sigma_{i,j}$ を次式で算定する。

$$\sigma_{i,j} = \frac{\sigma_T}{\sigma_T - \sigma_m} \sigma_a \quad (3)$$

ここに、 $\sigma_{i,j}$ ：平均応力 0N/mm² の場合に換算した応力振幅 (N/mm²)、 σ_T ：ばね鋼の真破断強度 (N/mm²) である。なお、締結ばねで一般的に使用されるばね鋼 SUP9 の真破断強度 σ_T は、1750N/mm² である。

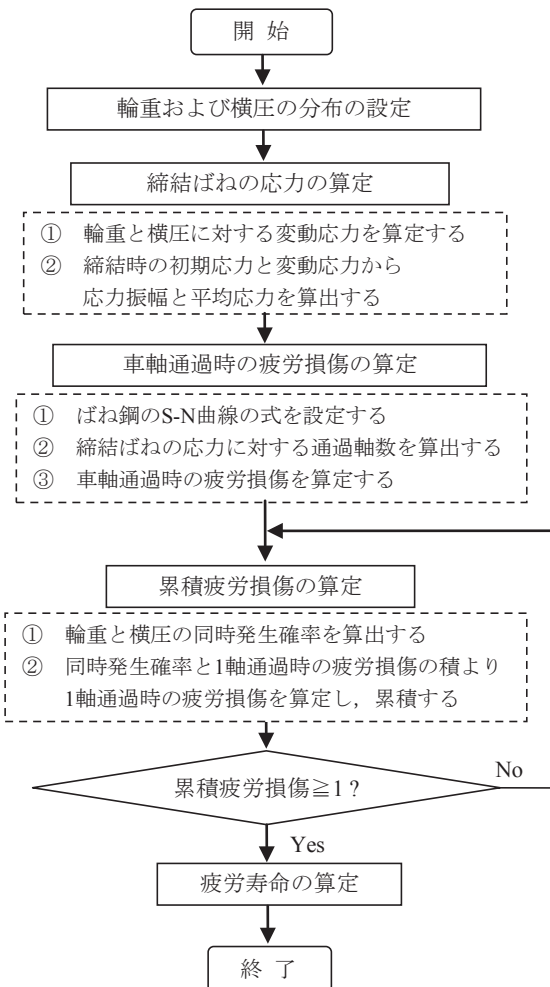


図1 疲労寿命推定手法のフローチャート

一方で、ばね鋼 SUP9 の応力振幅 $\sigma_{i,j}$ と疲労破壊までの繰返し回数 $n_{i,j}$ の関係は、Miner 則を適用した場合、次式で表される。下式は、過去に実施されたばね鋼の疲労試験結果⁴⁾を集計・分析して得られた S-N 曲線²⁾ (図5) によるものであり、10% の破壊確率に相当するものである。

$$\begin{aligned} \sigma_{i,j} &= -100 \log_{10} n_{i,j} + 1000 & (n_{i,j} \leq 10^7) \\ \sigma_{i,j} &= 300 & (n_{i,j} > 10^7) \end{aligned} \quad (4)$$

ここに、 $n_{i,j}$ ：疲労破壊までの繰返し回数 (回) である。上式を変形すると、応力振幅 $\sigma_{i,j}$ に対する疲労破壊までの繰返し回数 $n_{i,j}$ は、 $n_{i,j} \leq 10^7$ の範囲において次式で表される。

$$n_{i,j} = 10^{\left(\frac{1000 - \sigma_{i,j}}{100}\right)} \quad (n_{i,j} \leq 10^7) \quad (5)$$

式(5)で得られる $n_{i,j}$ の逆数 ($1/n_{i,j}$) が1回の車軸通過時の疲労損傷となる。

一方、変動応力 $S_{i,j}$ の発生確率は、図6に示すように、輪重 P_i と横圧 Q_j の同時発生確率により求められるため、 $\{f(P_i) \cdot g(Q_j)\}$ で表される。このため、1回の車軸通過時に期待される疲労損傷は、応力の発生確率と疲労損傷の

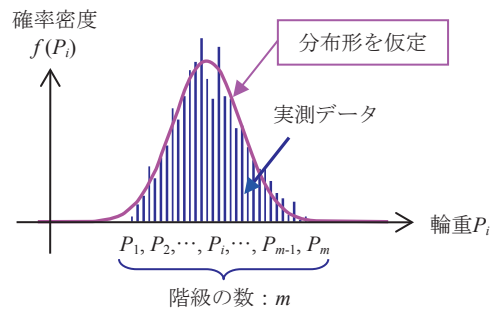


図2 分布形のイメージ (輪重の例)

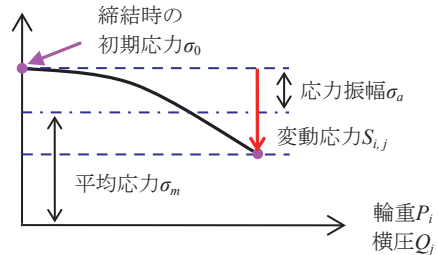


図3 各応力の関係

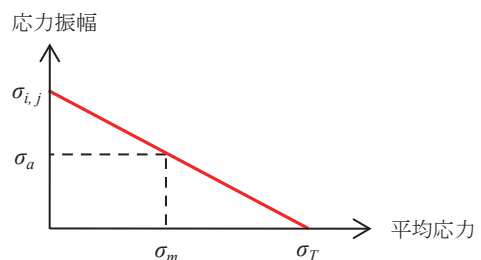


図4 応力振幅と平均応力の関係

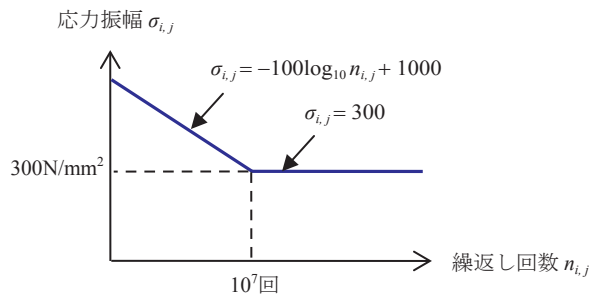


図5 応力振幅と疲労破壊までの繰返し回数の関係 (S-N 曲線)

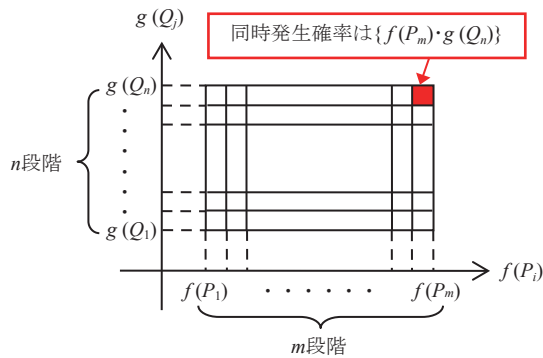


図6 輪重と横圧の同時発生確率

積の総和となる。

Miner 則では、疲労損傷の累積値が1となった時点で疲労寿命に達すると判断するため、通過軸数を N (軸) とすれば、疲労寿命の判定式は次式となる。

$$N \cdot \left\{ \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{f(P_i) \cdot g(Q_j)}{n_{i,j}} \right\} = 1 \quad (6)$$

式(6)を満足する N の値が疲労寿命(軸)であり、これに軸重を乗じると疲労破壊に至る累積通過トン数となり、さらに年間通過トン数で除して疲労寿命(年)に換算することができる。

3. 試験軌道の荷重試験

輪重、横圧と締結ばねの応力の関係を把握するため、試験軌道の荷重試験を実施した。対象は、バラスト軌道の曲線区間で一般的に使用される9形締結装置⁵⁾とした。

3.1 試験軌道の概要

図7に試験軌道の構成を、図8に試験状況を示す。試験機の定盤に長さ700mmに切断した6号PCまくらぎを610mmの等間隔で9体設置し、この上に50kgNレールを9形締結装置で締結した。9形締結装置のボルトは、標準締結トルク120N・mで締結した。まくらぎ下は、バラストおよび路盤を模擬したゴムパッド(ばね定数:49kN/mm)を設置した。

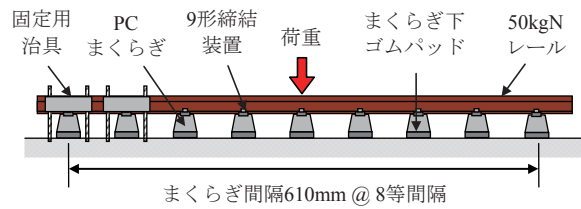


図7 試験軌道の構成

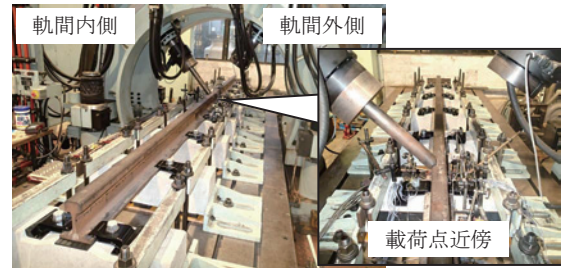
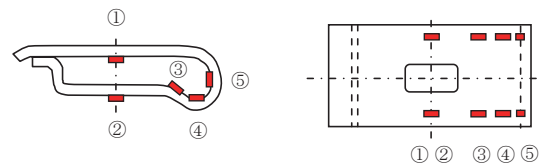
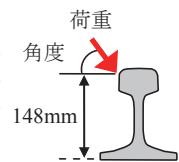


図8 荷重試験の状況

表1 荷重条件

項目	条件
荷重	0kN→100kN→0kN
角度	65度, 60度, 55度, 50度, 45度 (角度の大きい方から順に荷重)



※板幅方向に対称な測点は、変動方向が大きい方を採用

図9 締結ばねの応力の測点

3.2 試験条件と測定項目

表1に荷重条件を示す。荷重方向は、軌間内側から外側への斜め方向とした。荷重位置は、試験軌道の中央のレール頭部側面とした。最大荷重は100kNとし、荷重角度は45度、50度、55度、60度、65度とした。なお、荷重の鉛直成分は輪重、水平成分は横圧に相当する。

図9に締結ばねの応力の測定位置を示す。測点③～⑤については、締結時の初期応力が圧縮応力となるため、曲がり梁の補正係数²⁾を乗ずることで、測点と反対側の表面に発生する引張応力に換算した。本試験における応力は、締結時の初期応力からの変動分である変動応力として整理した。

3.3 試験結果の整理

図10に荷重角度45度における荷重と締結ばねの変動応力の関係を示す。また、図11に変動応力が大きい軌間外側の測点④における横圧と変動応力の関係を示す。図11より、軌間外側の測点④では、いずれの荷重角度

特集：軌道技術

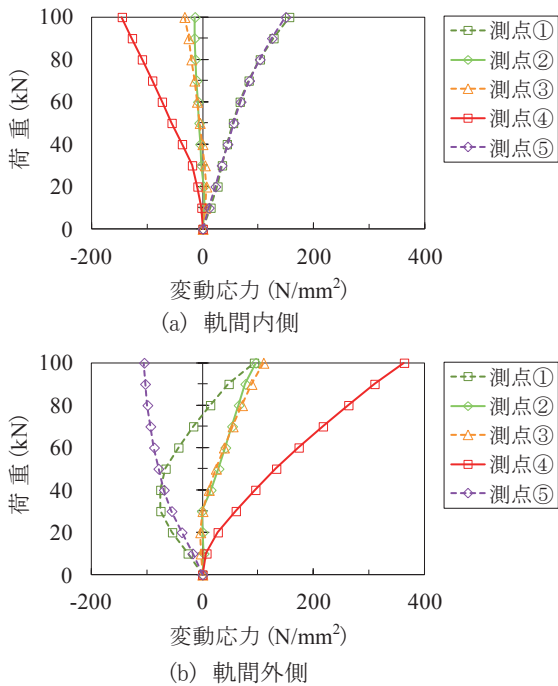


図10 荷重と締結ばねの応力（45度載荷）

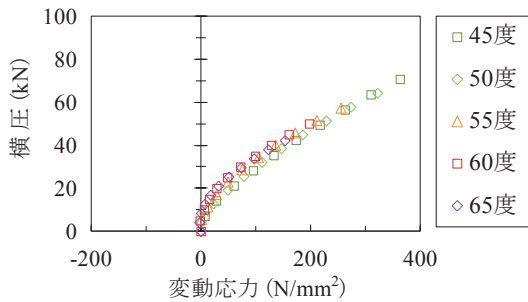


図11 横圧と締結ばねの応力（軌間外・測点④）

でも横圧と変動応力の関係が概ね一致しており、輪重の影響が小さいことがわかる。本試験で得られた荷重と締結ばねの変動応力の関係をもとに、前章に示した式(1)を用いた回帰分析を行い、輪重、横圧と締結ばねの変動応力の関係を整理した。

表2に回帰分析結果を示す。表2より、横圧に対する係数**b**が最も大きい測点は軌間外側の測点④（ばね尻下の測点）であり、本測点は横圧の増加に伴う疲労破壊に対して最も厳しいことがわかる。これは、本測点が横圧によるレールの水平変位の影響を大きく受けるためである。このため、本締結ばねの疲労寿命の推定では、軌間外側の測点④における輪重、横圧と締結ばねの応力の関係を用いればよい。

4. 経年締結ばねの疲労試験

2章に示した疲労寿命の推定手法では、締結ばねの疲労強度を図5のS-N曲線で仮定した。本S-N曲線は、

表2 締結ばねの応力の回帰分析結果

(a) 軌間内側

係数	軌間内側				
	測点①	測点②	測点③	測点④	測点⑤
<i>a</i>	-2.95	0.01	-0.05	0.24	-1.58
<i>b</i>	4.20	-0.35	-0.49	-2.61	3.31
<i>c</i>	8.36	3.27	9.07	19.94	-0.14

(b) 軌間外側

係数	軌間外側				
	測点①	測点②	測点③	測点④	測点⑤
<i>a</i>	-1.40	-0.63	-0.58	-1.06	-0.24
<i>b</i>	2.39	2.13	2.19	6.35	-1.42
<i>c</i>	-47.15	-13.18	-17.86	-34.85	-7.58



(a) 側面 (b) 裏面

図12 現場から回収した締結ばねの一例



図13 疲労試験の状況

新品のばね鋼に対して実施された試験結果に基づくものである。一方で、敷設してからの経年劣化により、経年締結ばねの疲労強度は新品と比較して低下することが懸念される。そこで本章では、9形締結装置について、経年締結ばねの疲労強度を把握することを目的とし、現場から回収した締結ばねの疲労試験を実施した。

4.1 経年締結ばね

疲労試験に使用した経年締結ばねは、曲線半径500～600mの曲線区間から回収したものである。これらは、外軌の軌間外側に約20年敷設されていたものである。図12に回収した締結ばねの一例を示す。回収した締結ばねは、いずれも表面にさびの発生による微小な凹凸があるものの、腐食による顕著な減肉は認められなかった。

4.2 試験概要

図13に試験状況を示す。本試験では、1組の9形締結装置に対して、水平方向の繰返し荷重を載荷した。載荷位置はレール底部とした。底部載荷とした理由は、試

験前に破断位置の予測が容易なためである。载荷回数は100万回までとし、各試験で荷重範囲を変化させて破断するまでの载荷回数を記録した。

4.3 試験結果と整理

図14に破断した経年締結ばねの一例を示す。破断位置は、いずれもばね尻下の部分であった。そこで、荷重とばね尻下の応力の関係測定し、測定結果を用いて、応力振幅（平均応力 0N/mm^2 に換算）と破断までの繰返し回数の関係を整理した。図15に結果を示す。図中には、ばね鋼 SUP9 の S-N 曲線および本線の基となった過去の疲労試験結果⁴⁾の上限値・平均値・下限値を表す線を併記している。

図15より、応力振幅 560N/mm^2 において4体中3体が未破断であることから、50%の破壊確率に対する100万回の時間強度は 560N/mm^2 以上であると考えられる。本強度は、SUP9のS-N曲線より上方に位置し、過去に実施された疲労試験結果の上限値を表す線と同程度であった。

以上より、曲線区間に約20年敷設された9形締結装置の経年締結ばねは、SUP9のS-N曲線と比較して同等以上の強度を有していると考えられる。このため、次章に示す締結ばねの疲労寿命の推定では、締結ばねの疲労強度として、SUP9のS-N曲線を採用することとした。

5. 疲労寿命の試算と横圧限度の検討

9形締結装置を対象とし、提案した手法に基づき疲労寿命の試算を行うとともに、横圧限度について検討した。

5.1 疲労寿命の試算

ここでは、以下の条件に基づき、輪重と横圧の組み合わせに対する疲労寿命を試算した。

- 輪重…正規分布とし、平均値は $50 \sim 80\text{kN}$ 、標準偏差値は平均値の1割とする
- 横圧…正規分布とし、平均値は $10 \sim 80\text{kN}$ 、標準偏差値は $5 \sim 25\text{kN}$ とする
- 軸重…平均輪重の2倍とする
- 締結ばねの応力…軌間外側のばね尻下（図9の測点④）を対象とする

なお、台車の後軸の横圧は、前軸の半分の値とした。また、締結時の初期応力は、過去の組立試験の結果⁶⁾を参考とし、 800N/mm^2 とした。これは、締結ばねの個体差や過緊縮の影響を考慮した安全側の値である。

表3に疲労寿命の試算結果を示す。疲労寿命は、破壊に至る累積通過トン数により示している。表3より、同じ横圧に対しても平均値と標準偏差値の違いにより、疲労寿命は異なることがわかる。また、平均輪重の増加に

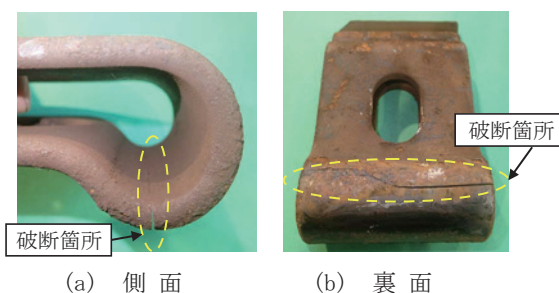


図14 締結ばねの破断例

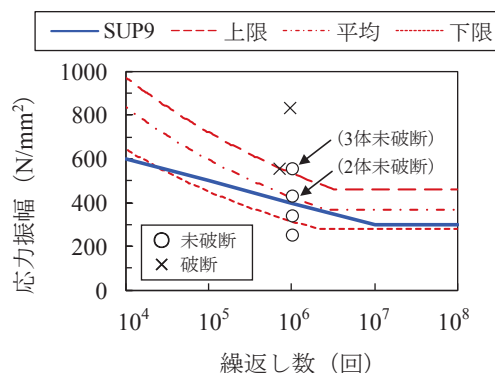


図15 疲労試験結果

伴い、疲労寿命は増加している。これは、表2(b)に示したように、締結ばねの軌間外側の測点④では、変動応力に対する輪重と横圧の係数 a, b の正負が逆であるためである。

5.2 横圧限度の算定

前節と同じ条件において、横圧の平均値 σ と標準偏差値 m の組み合わせに対して疲労寿命（累積通過トン数）を計算し、累積通過トン数が3億トンと6億トンとなる場合の横圧の平均値と標準偏差値の組み合わせを算出した。図16に結果を示す。累積通過トン数が3～6億トン程度を締結ばねの耐用限度の目安と考えた場合、図16に示す包絡線が本締結装置における任意の横圧の平均値と標準偏差値の組み合わせに対する限度の目安となる。横圧の判定の際には、車上で測定した横圧の平均値と標準偏差値が包絡線の内側に収まっていることを確認すればよい。

ここで、累積通過トン数が3億トンの場合について、常時発生する横圧の最大値を $m+\sigma$ 、ごく稀に発生する横圧の極大値を $m+3\sigma$ で表した場合、横圧の平均値と最大値および極大値の関係は図17のようになる。図17より、一例として、横圧の平均値が 40kN 程度の車両を想定した場合、横圧の最大値に対する限度の目安は 53kN 程度、極大値に対する限度の目安は 78kN 程度となる。

表3 疲労寿命（累積通過トン数）の試算結果

(a) 平均輪重 50kN（単位：百万トン）

横圧の標準偏差値 (kN)	横圧の平均値 (kN)							
	10	20	30	40	50	60	70	80
5	∞	∞	∞	∞	1827	85	10	1
10	∞	∞	∞	1578	136	14	1	0
15	∞	5886	531	45	3	0	0	0
20	611	40	2	0	0	0	0	0
25	1	0	0	0	0	0	0	0

(b) 平均輪重 60kN（単位：百万トン）

横圧の標準偏差値 (kN)	横圧の平均値 (kN)							
	10	20	30	40	50	60	70	80
5	∞	∞	∞	∞	4428	149	17	2
10	∞	∞	∞	2935	238	24	2	0
15	∞	∞	942	82	6	0	0	0
20	1100	77	4	0	0	0	0	0
25	1	0	0	0	0	0	0	0

(c) 平均輪重 70kN（単位：百万トン）

横圧の標準偏差値 (kN)	横圧の平均値 (kN)							
	10	20	30	40	50	60	70	80
5	∞	∞	∞	∞	∞	264	28	3
10	∞	∞	∞	5413	408	41	4	0
15	∞	∞	1623	144	11	1	0	0
20	1893	142	7	0	0	0	0	0
25	2	0	0	0	0	0	0	0

(d) 平均輪重 80kN（単位：百万トン）

横圧の標準偏差値 (kN)	横圧の平均値 (kN)							
	10	20	30	40	50	60	70	80
5	∞	∞	∞	∞	∞	474	45	5
10	∞	∞	∞	9866	688	68	7	0
15	∞	∞	2732	246	19	1	0	0
20	3106	252	14	1	0	0	0	0
25	5	0	0	0	0	0	0	0

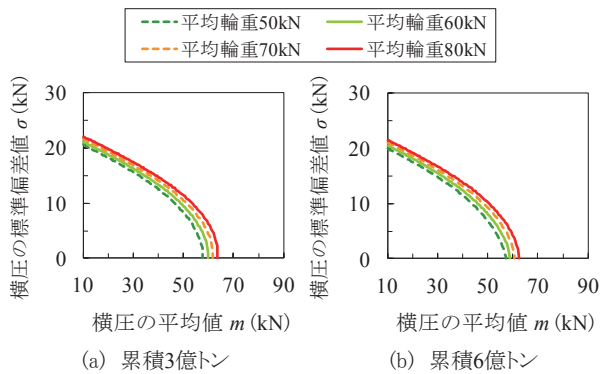


図16 疲労寿命（累積通過トン数）に達する横圧の平均値と標準偏差値の組み合わせ

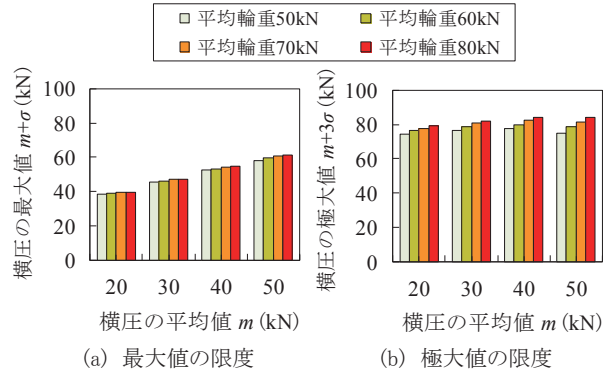


図17 横圧の最大値と極大値に対する限度（累積通過トン数3億トンの場合）

6. まとめ

本研究では、疲労寿命の推定法を提案し、疲労寿命の試算結果に基づき、9形締結装置の横圧限度を検討した。得られた主な結果は以下のとおりである。

- (1) 室内試験で得られる輪重、横圧と締結ばねの発生応力の関係に基づき、締結ばねの疲労寿命を推定する方法を提案した。
- (2) 試験軌道の载荷試験を実施し、輪重、横圧と9形締結装置の締結ばねの発生応力の関係を把握した。
- (3) 経年した締結ばねの疲労試験を実施し、外軌の軌間外側に約20年敷設された締結ばねは、実用上十分な強度を有することを確認した。
- (4) 提案した手法を用いて、輪重と横圧の組み合わせに対する締結ばねの疲労寿命を整理した。
- (5) 疲労寿命の試算結果に基づき、横圧の平均値と標準偏差値の組み合わせで表した横圧限度の目安を示した。

た。

文献

- 1) 国土交通省監修：鉄道構造物等設計標準・同解説—軌道構造，丸善，2012
- 2) 長藤敬晴：変動応力場におけるレール締結装置の耐用年数予測，鉄道総研報告，Vol.5, No.8, pp.65-74, 1991
- 3) 例えば，日本材料学会：疲労設計便覧 日本材料学会編，養賢堂，1995
- 4) 日本ばね協会：ばねの疲労に関する研究，ばね論文集第6号，1959
- 5) 日本規格協会：JISハンドブック 鉄道，2014
- 6) 長藤敬晴，熊崎弘：実測に基づく在来線PCまくらぎ用レール締結装置の横圧強度の検討，鉄道技術研究所速報，No.A-87-159, 1987