

機械の疲労寿命算出法と今後の問題点(続)

川崎重工業株式会社技術研究所 中村 宏

15. 寸法効果

寸法が大きくなると疲れ限度が低下する⁴³⁾。特に、圧入部において疲れ強度の低下は著しい。

圧入軸のきづ入りに対する疲れ限度 (σ_{w1}) および破断に対する疲れ限度への直径の影響をみたのが図54である。直径が大きくなる程疲れ限度は低下するので、小形試験片の資料を大きな品物に適用するには注意を必要とする。

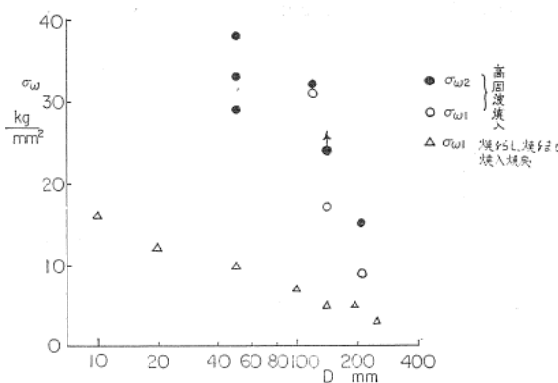


図54 圧入試片の σ_w と直径の関係

実物車軸（焼入焼戻し）の車輪圧入部のきづ入りに対する応力とくりかえし数 N の現時点での推定値を図55に示す⁴⁹⁾。内ボスに比して、外ボスはその疲れ強度が弱いのは一般には知られていないことであるが、興味あり且大切なことである。

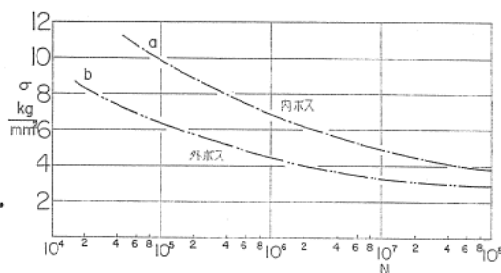


図55 車輪嵌合部のきづ入りに対する S-N 曲線

16. 応力頻度のよみ方の例と応力頻度の例

15まででのべたように、厳密には疲労試験の結果がないと応力頻度のよみ方は定まらない訳であるが、現実には疲労試験のデータがでる迄、待っておられないので、これ迄にも色々な方法が提案されている。

図56はこれ迄の方法を整理したものである。夫々、一長一短があるが、応力頻度の例としての図57は図56(1)の方法、図58は図56(2)(3)及び(4)の方法を用いたものである。又、59図の $\sigma-n$ 線図は56図(3)の方法のうち100mによるものである。

17. 寿命についての計算例と実例との比較

計算寿命と実寿命があう時、あはない時、又事故がない為わからない時などがある。夫々について例をあげて見よう。

17.1 計算寿命と実寿命が一致しない例

a) 表面硬化車軸の例

表面硬化車軸については図60 $\sigma-N$ 線図に示す⁴⁹⁾ように、きづ入り迄の $S-N$ 曲線がえられており、又応力頻度曲線 $\sigma_d/\sigma_{st}-n$ 曲線も図57に示したようにえられているので、 σ_{st1} 、発生確率をきめ $\sum(n/N)=1$ を仮定すれば、寿命を算出する。

計算結果の一例は表5のようで、図示したのが図61である。ここで、 $\frac{1}{2} S-N$ 曲線、 $\frac{1}{2.5} S-N$ 曲線は文献(49)からつくった図62のようなものであり、きづ発生割合は図57のえらんだ確率の $\sigma-n$ 線図を用いて計算したものである。この車軸は初期のものはわづかの数が70万キロ位できづの入ったものがあるから $\frac{1}{2.5} S-N$ 曲線をつかへばよいことがわかる。

この計算で特長的なのは5表にみるように、疲れ限度がひくい時には、 n/N に寄与するのは応力のひくい (2.5—3.0) kg/mm² の処であって、最大応力 6.5kg/mm² の n/N への寄与は殆んど無視しうる事である。

従来の設計が頻度の少い最大応力を疲労限以下におさえている¹⁾が、上記のような計算からみると納得しかね

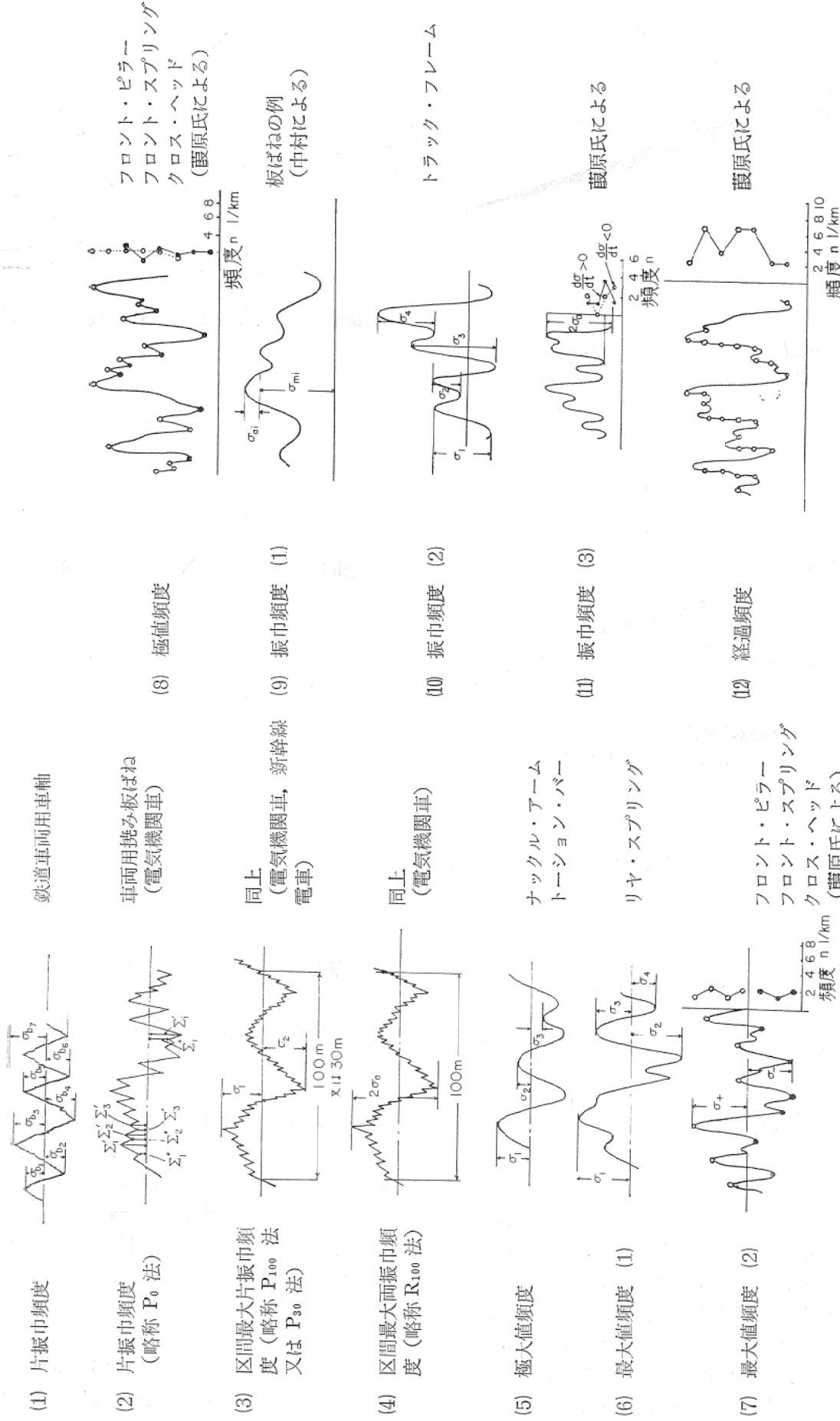


図56 データー整理法の例——(1)

図56 データー整理法の例——(2)

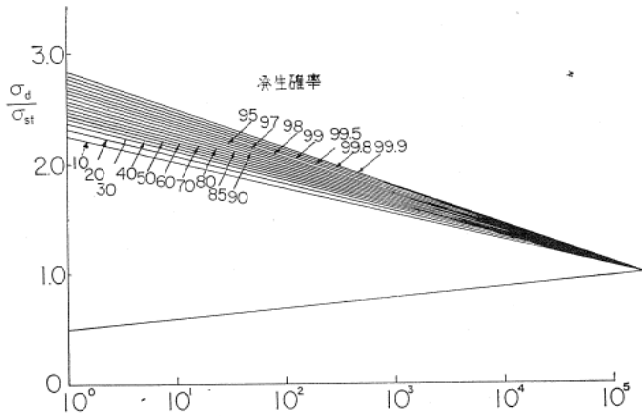


図57 新幹線車軸の応力頻度

(σ_d : 動的曲げ応力; σ_{st} 静荷重による曲げ応力)

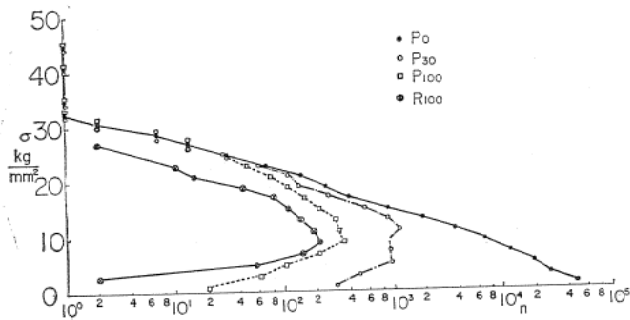


図58 電気機関車用撓み板ばね応力頻度分布比較図 (符号の意味は56図参照)

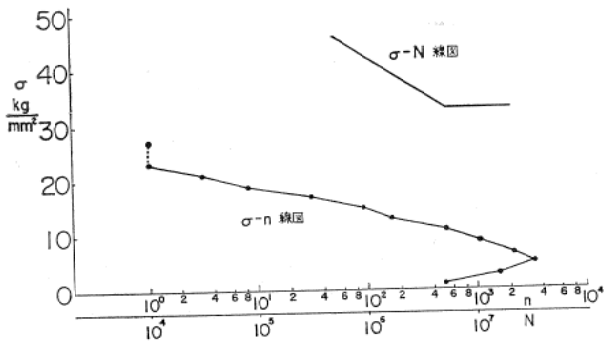


図59 新幹線電車台車用撓み板ばね \$\sigma-n\$ 線図, \$\sigma-N\$ 線図

る処である。

又、図9でのべたように、き裂進展の問題は最大応力のき裂進展曲線に従うとすると5表での6.5 kg/mm² という値こそ重要な役割を演ずることになる。

5表での n/N への寄与からすれば最大応力よりも最頻値の方が物を言い、き裂進展への寄与からいえば、最大応力も非常に重要な役割を演ずる。どちらを重点に考へるかは今の処判明していないが、疲れ限度以下の応力

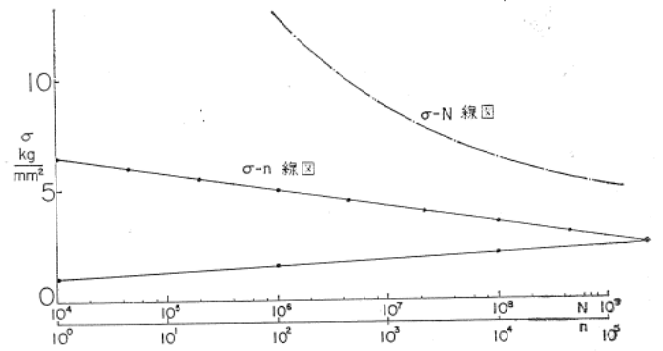


図60 表面硬化車軸の \$\sigma-N\$ 線図, \$\sigma-n\$ 線図

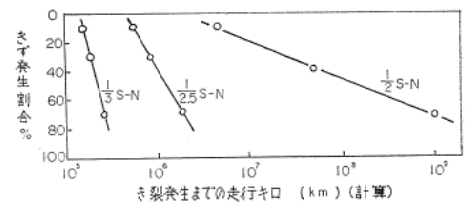


図61 えらんだ S-N 曲線とき裂発生までの走行キロの関係

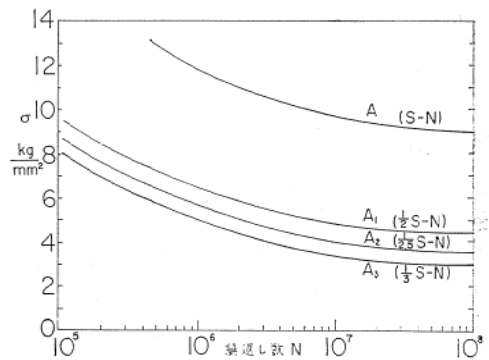


図62 車軸の寿命計算に用いた S-N 曲線

の頻度が非常に多い部材の寿命計算については $\Sigma(n/N)$ という法則をつかうのはかなり注意を必要とする。

b) 撓み板ばねの例 (電気機関車)

やはり撓み板ばね (電気機関車の軸箱を支えている) にきづが入ったので、応力測定および疲労試験を行った。 $\sigma-n$ 線図と $\sigma-N$ 線図を併記したのは図63である²⁰⁾。

応力頻度については前述した図58であるが、このうちの P_0 とこの板ばねについての計算用につくった S-N 曲線 (図64) と比べて寿命の計算をしてみた。その例が6表(a)である。又、この表では応力頻度のとり方による差も計算してある。

このばねの約7%が走行キロ10~25万 km できづが入っているので、6表(a)の結果から本撓み板ばねの疲れ

表5 車軸の寿命の計算例

応力 σ kg/mm ²	n	$\frac{1}{2}S-N$ 曲線		$\frac{1}{2.5}S-N$ 曲線		S-N 曲線	
		N	n/N	N	n/N	N	n/N
6.5	0.01×10^5	10^6	$\times 10^{-1}$			1×10^3	0.01×10^{-2}
6.0	0.04	1.5×10^6	0.03			2.0	0.023
5.5	0.20	2.6	0.08	1×10^6		6.0	0.033
5.0	1.00	4.5	0.22	1.4	0.7×10^{-1}	100.0	0.01
4.5	4.50	9.0	0.50	2.3	2.0		
4.0	22.00	19.0	1.16	4.5	4.9		
3.5	100.00	53.0	1.89	10.0	10.0		
3.0	450.00	200.0	2.25	27.0	16.6		
2.5	2300.00	1300.0	1.77	120.0	19.2		
2.0	100.00	10000.0	0.01				
1.5	1.00						
1.0	0.01						
Σ	2978.76×10^5		7.91×10^{-1}		53.4×10^{-1}		0.076×10^{-3}
走行キロ (万キロ)		108		16		1120000	

表 6

(a) 計算した $\Sigma\left(\frac{n_i}{N_i}\right)$ と L_o

S-N 曲線	σ_w kg/mm ²	$\Sigma(n_i/N_i) \times 10^{-5}$				$L_o \text{ km} \times 10^5$			
		P_0	P_{30}	P_{100}	R_{100}	P_0	P_{30}	P_{100}	R_{100}
A_0	31	0.61	0.61	0.61	0	322.0	322.0	322.0	∞
A_1	25	3.58	3.58	3.58	0.03	55.0	55.0	55.0	2860.0
A_2	20	19.38	17.96	17.86	0.06	10.7	11.0	11.0	166.6
A_3	15	85.21	77.65	72.01	4.71	2.3	2.5	2.7	20.9
A_4	10	414.75	324.42	267.16	26.65	0.5	0.6	0.7	3.7

(b) 推定された疲れ限度

用いた応力ひん度	σ_w (推定値) kg/mm ²	σ_w (推定値)の平均値 kg/mm ²	P_0 の σ_w (推定値)を 100とした場合の比	A_0 曲線の σ_w (31kg/mm ²)に対する比 %
P_0	12.5~15.2	13.8	100.0	44.6
P_{30}	12.2~15.0	13.6	98.5	43.9
P_{100}	11.2~14.5	12.8	92.0	41.3
R_{100}	6.0~9.0	7.5	54.3	24.2

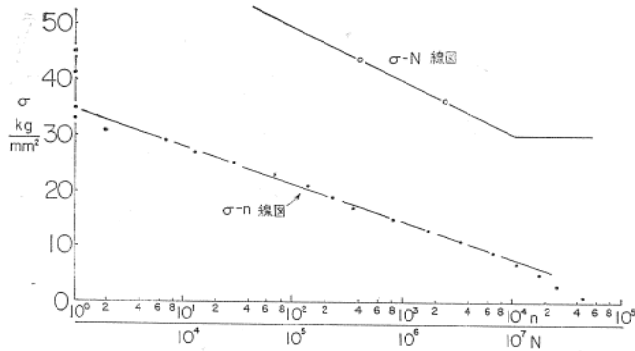


図63 電気機関車用撓み板ばねの σ -N 線図, σ -n 線図

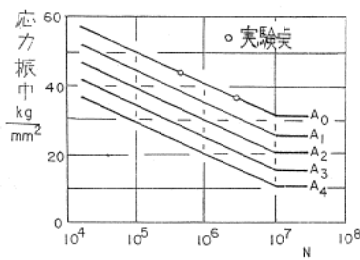


図64 疲労寿命算出に用いた S-N 曲線

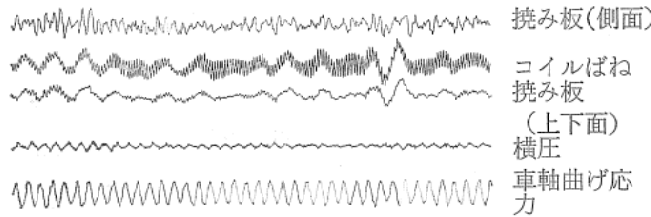


図65 新幹線台車の軸ばね, 撓み板, 車軸の応力, 横圧等の測定オッシログラム (昭41.12)

限度を推定すると6表(b)のようになる。6表(b)から、推定疲れ限度は P_0 法の応力ひん度を用いた場合が最も高い値がえられ、 P_{30} , P_{100} , R_{100} の順に低くなっていることがわかる。また、 R_{100} を除いては、整理方法の差による違いは比較的少ないことがわかる。又、疲れ限度としては a) の時と同様、疲れ限度の $(\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3})$ をとると、よく事実を説明しうることがわかった。

P_0 法と P_{100} 法では、頻度のよみ方の手数は著しく異なるので、S-N 曲線が実物については殆んどわかっていない現在、又、 $\Sigma(n/N)$ が1よりかなり小さくなるらしい事がわかっている昨今、図56でのべたように色々な整理法はあるにしても、現実の波形が図65に示すように複雑な時には、実際問題としては不可能に近い。

従って、吾々としてここ当分、ここでのべた P_{100} 法のようなものを推奨する。

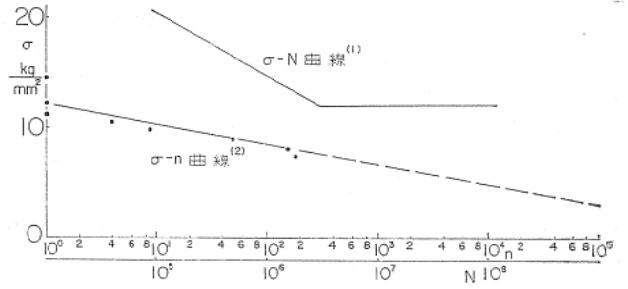


図66 板車輪の寿命計算に用いた σ -n 曲線, σ -N 曲線

c) 黒皮板車輪の例⁵⁰⁾

図66, 7表は黒皮板車輪の例で、 σ -n 曲線は実車につ

- (1) 事故品から切り出した試片について平面曲げ疲れ試験を行い平均応力を修正したもの
- (2) 応力頻度の実測値に板厚(事故品は少しうすかった)の修正を行ったもの

表7 板車輪の寿命計算

σ_i kg/mm ²	n_i	N_i	(n_i/N_i)
14	0.1	1.35×10^6	0.074
13.5	2	1.7×10^6	0.118
13	4	2.0×10^6	0.175
12.5	6	2.5×10^6	0.240
12	1.1	3×10^6	0.367
11.5	2.1	∞	0
11.0	3.8		0
10.5	7.0		
10.0	13		
9.5	25		
9.0	50		
8.5	82		
8.0	150		
7.5	330		
7.0	590		
6.5	1150		
6.0	2000		
5.5	4000		
5.0	7000		
4.0	27000		
計	42405		0.974×10^{-6}

$$2.7\text{m} \times 4.24 \times 10^4 = 11.4 \times 10^4 \text{m} = 114 \text{ km}$$

$$\frac{114}{0.974 \times 10^{-6}} = 118 \times 10^6 \text{ km}$$

$$\frac{118 \times 10^6}{365 \times 100} = \frac{1.18 \times 10^8}{3.65 \times 10^4} = 0.32 \times 10^4 = 3200 \text{ 年}$$

$$\frac{3}{3200} = 0.001$$

約3年で破壊

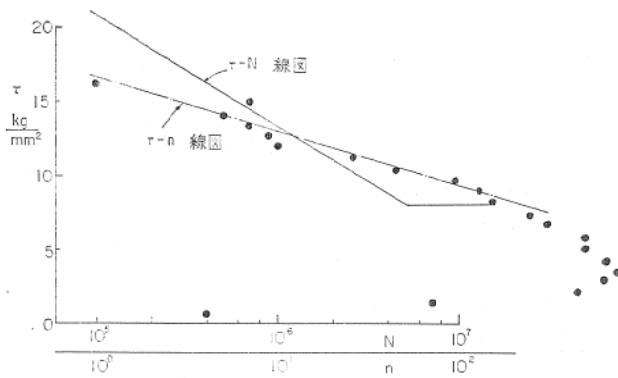


図67 仮想した黒皮コイルばねの τ - N 線図と τ - n 線図の比較

表8 黒皮コイルばね寿命計算結果 (阪神ノーズばね)

σ_i kg/mm ²	n_i	N_i	(n_i/N_i)
0.7	4	∞	0
1.5	72	"	0
2.2	463	"	0
3.0	631	"	0
3.7	749	"	0
4.4	644	"	0
5.2	505	"	0
5.9	490	"	0
6.7	299	"	0
7.4	240	∞	0
8.2	150	4.7×10^5	31.8×10^{-6}
8.9	128	3.9	32.8
9.6	93	3.05	30.5
10.4	45	2.4	18.8
11.5	26	1.97	13.2
11.9	10	1.55	6.5
12.6	9	1.22	7.0
13.3	7	1.00	7.0
14.1	5	0.8	6.3
14.8	7	0.62	11.3
16.3	1	0.54	1.9
計			167.1×10^{-6}

$\frac{874}{1671 \times 10^{-4}} = 5.22 \times 10^4 \text{ km}$
 1日走行料 640 km の時 $\frac{5.22 \times 10^4}{640} = 97.2$ 日 3.2ヶ月
 同じく 400 km の時 $\frac{5.22 \times 10^4}{400} = 130.5$ 日 4.3ヶ月
 同じく 200 km の時 $\frac{5.22 \times 10^4}{200} = 261$ 日 8.6ヶ月

いての応力測定例から、 σ - N 曲線は事故品の近傍からとった試験片についてのものである。この場合、計算では3200年とでたが、実例では3年位で割損したので、 $\Sigma(n/N)$ としては0.001である。

頻度の最大値が疲労限をわずかにこえる場合の例である。

17.2 計算寿命と実寿命が比較的一致する例

a) 黒皮コイルばねの例¹¹⁾

阪神電車の古い台車のモーター支持ばねである。 τ - n 線図と τ - N 線図を図67に示し、寿命計算例を8表に示

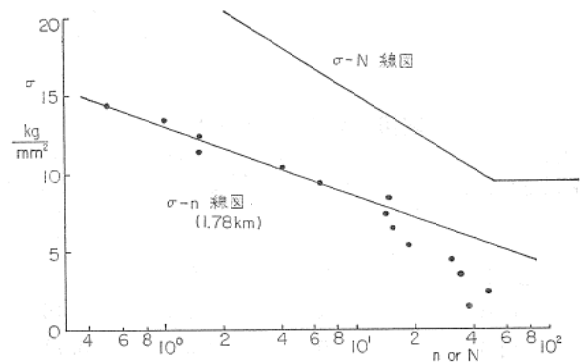


図68 鋳鋼台車軸 σ - n 線図, σ - N 線図

表9 鋳鋼台車軸寿命計算例

σ_i kg/mm ²	n_i	N_i	(n_i/N_i)
0.5	0	∞	0
1.5	37.5	∞	0
2.5	48.5	∞	0
3.5	34.5	∞	0
4.5	31	∞	0
5.5	18.5	∞	0
6.5	15	∞	0
7.5	14	∞	0
8.5	14.5	∞	0
9.5	6.5	5×10^6	1.30×10^{-6}
10.5	4	3.8 "	1.05×10^{-6}
11.5	1.5	2.7 "	0.56 "
12.5	1.5	2.1 "	0.72 "
13.5	1	1.52 "	0.66 "
14.5	0.5	1.15 "	0.44 "
計			4.73×10^{-6}

$\frac{1.78}{4.73 \times 10^{-6}} = 0.38 \times 10^6 \text{ km}$
 $= 380 \times 10^3 \text{ km}$
 1日走行料 640 km $\frac{380 \times 10^3}{640} = 600$ 日 = 1.65年
 1日走行料 300 km $\frac{380 \times 10^3}{300} = 1267$ 日 = 3.5年

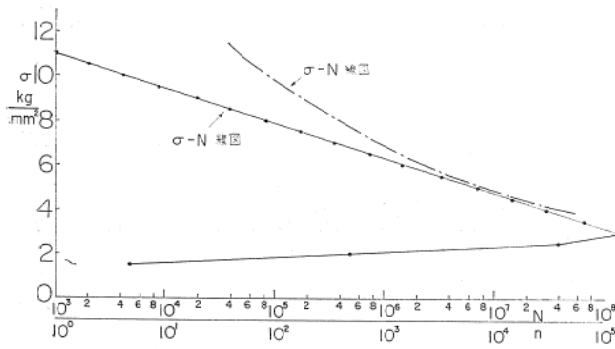


図69 M-3 車軸 σ-N 線図, σ-n 線図

表10 M-3 軸寿命計算

σ_i kg/mm ²	n_i	$N_i 10^4$	$n_i/N_i \times 10^{-4}$
11	1	5	0.2
10.5	2.1	7	0.3
10.0	4.3	9.3	0.46
9.5	9	12.7	0.71
9.0	20	18.0	1.11
8.5	40	27	1.48
8.0	83	39	2.23
7.5	175	62	2.82
7.0	360	96	3.75
6.5	770	150	5.13
6.0	1500	235	6.40
5.5	3400	440	7.70
5.0	7200	900	8.00
4.5	15000	2000	7.50
4.0	31000	5000	6.20
3.5	70000	15000	4.65
3.0	140000	100000	1.40
2.5	40000	∞	0
2.0	500		0
1.5	5		0
計	3.100094×10^5		60.04×10^{-4}

$$\begin{aligned}
 &2.7 \times 3.1 \times 10^5 \times 10^{-3} \\
 &= 840 \text{ km} \\
 &\frac{840}{60 \times 10^{-4}} = 14 \times 10^4 \text{ km} \\
 &14 \text{ 万キロ} \\
 &1 \text{ 日 } 100 \text{ キロ (満員状態として)} \\
 &\frac{14 \times 10^4}{10^2 \times 365} = 3.85 \text{ 年} \\
 &1 \text{ 日 } 200 \text{ キロの時} \\
 &\frac{3.85}{2} = 1.93 \text{ 年}
 \end{aligned}$$

す。折損迄の年月と計算例と比べて、 $\Sigma(n/N)=1$ は大体あっているとみなされる。

b) 鋳鋼台車枠の例⁵²⁾

図68に σ-n 線図, σ-N 線図を示す。寿命計算例を9表に示す。Σ(n/N) は0.5位である。

c) 安全率の比較的低い車軸

図69に σ-n 線図, σ-N 線図を示す。前者は図2のもの、σ-N 線図は図55の内ボスのものを採用した。

10表は寿命計算例で、荷重、走行料のとり方についてまだ検討しなくてはならない点があるが比較的、計算寿命と実寿命のあった例である。

17.1の a) は全然あはないのに、この例があったのは、疲労限以上の応力頻度が前者は殆んどないのに、後者はかなりある為である。(後述)

17.3 きづ入り又は折損の例のないもの

このような例が実際には比較的多い。このような場合適確に Σ(n/N) 又は k* をもとめる事はできないが、Σ(n/N) がある値以下等という資料はもとめる。

a) 撓み板ばねの例(新幹線電車)

図59の応力頻度¹³⁾は17.1の b) にのべた P₁₀₀ 法で求めたものである。図59の σ-N 線図は実物の板ばねの疲労試験結果からもとめたもので、計算例は11表に示す。

現在 130 万キロ走って、事故がないということは k としては 2.6 以上にとる必要がないことを示している。

b) 新幹線用車輪の例

この例については直接の応力頻度の測定は図70に示すように V=130 km/h までの資料しかないので、つぎのようにして推定した。

71図⁵³⁾は Q の測定例で、車によってかなりばらつきがあることがわかる。71図の Q の 0.5 ton おきの頻度を加へて 1 km あたりの頻度になおしたのが、72図の Q 線である⁵⁴⁾。個々の資料はばらついているが数多くの資料を加へると 1 本のきれいな直線にのるのは興味深い。

72図には P および Q/P の資料もっているから、静的荷重試験による資料があれば応力頻度をある程度推定しうる。

住友金属の測定例⁵⁵⁾によれば、12表、73図に示すように、No. 16, 17 (ブレーキ・ディスク取り付けボルト孔) のすみ、横圧 5ton に対して 8.7 kg/mm², -2.6 kg/mm² であった。σ_m-σ_w 線図** から換算すると、

* 第62図における 2, 2.5 ; 3 のように S-N 曲線の応力をさげた場合の計算をする時の 2, 2.5 ; 3 などを取りまとめ k とする。

** 平均応力と疲労限の線図で σ_r=80 kg/mm² とした。

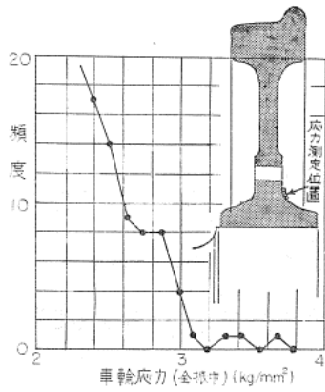


図70 新幹線車輪の応力頻度の例
(最大速度130 km/hr)

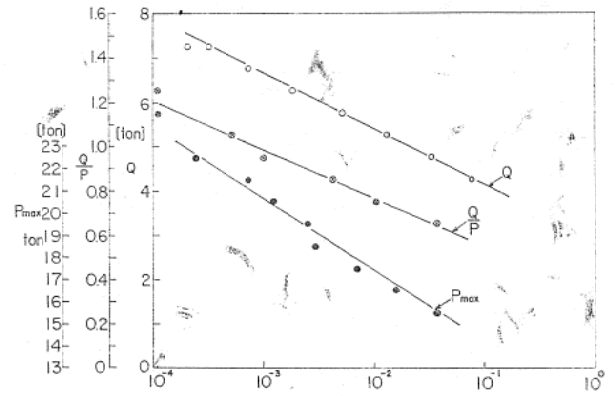


図72 Q, Q/P, P_{max} の 1 km あたりの頻度

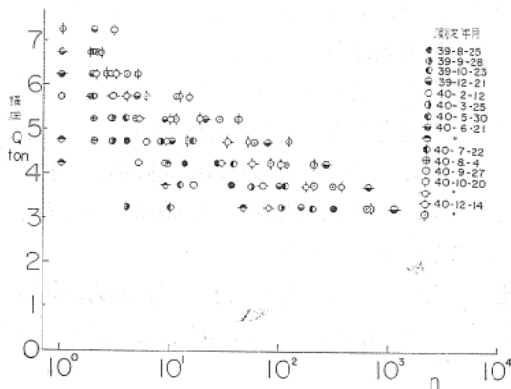


図71 横圧頻度 (新幹線)

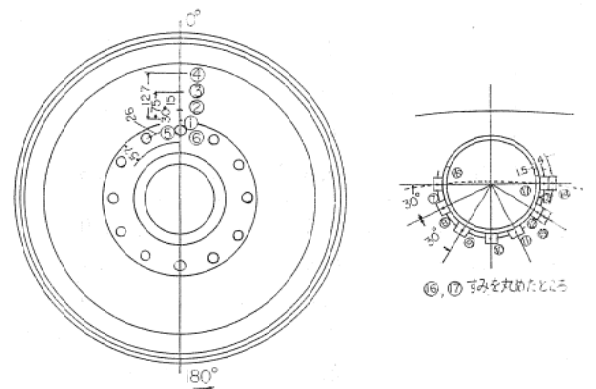


図73 新幹線用板車輪の応力測定的位置

表11 新幹線撓み板ばね寿命計算

σ_i kg/mm ²	n_i	$\frac{1}{3}S-N$ 曲線		$\frac{1}{2.5}S-N$ 曲線		$\frac{1}{2.7}S-N$ 曲線	
		N_i	n_i/N_i	N_i	n_i/N_i	N_i	n_i/N_i
27	1	10^3	10.00	1.1×10^4	0.910×10^{-4}	0.316×10^4	2.780×10^{-4}
25	0	2.8×10^3	0	2.5	0	0.96	0
23	1	8×10^3	1.25	6.3	0.159	2.5	0.40
21	3	2.3×10^4	1.31	15.5	0.193	6.2	0.485
19	8	7×10^4	1.14	40.0	0.200	17.0	0.470
17	30	2×10^5	1.50×10^{-4}	100	0.300	45.0	0.655
15	90	5.7×10^5	1.58	250	0.360	120.0	0.710
13	160	1.6×10^6	1.00	600	0.267	300.0	0.530
11	500	5×10^6	1.00		0	∞	0
9	1000	∞	0				
7	2000	"	0				
5	3200	"	0				
3	1500	"	0				
1	480	"	0				
計			18.78×10^{-4}		2.189×10^{-4}		6.030×10^{-4}

$$\frac{515}{1.878 \times 10^{-3}} = 2.74 \times 10^5 \text{ キロ}$$

$$= 27.4 \text{ 万キロ}$$

$$\frac{515}{2.189 \times 10^{-4}} = 188 \text{ 万キロ}$$

$$\frac{515}{6.030 \times 10^{-4}} = 86 \text{ 万キロ}$$

表12 車輪リムに横圧を加へたときに生ずる応力

測定位置		荷重位置 +	
		0°	180°
①	R	6.0	-2.0
	T	2.8	-1.0
②	R	4.2	-1.2
	T	2.3	-0.8
③	R	0.4	-0.1
	T	0.9	-0.4
④	R	-3.3	1.2
	T	-1.0	0.3
⑤	R	4.5	-1.0
	T	1.5	-0.5
⑥	R	5.5	-1.9
	T	2.3	-0.8
⑦	⑬	6.6	-2.0
⑧	⑫	6.8	-2.1
⑨	⑪	5.0	-1.6
⑩		4.4	-1.3
⑭		5.4	-1.6
⑮		5.5	-1.7
⑯	⑰	8.7	-2.6

+ 0°: 測定点を含む半径方向に荷重を加えたとき
180°: 上の反対の半径方向に荷重を加えたとき

上の値は $0 \pm 6 \text{ kg/mm}^2$ になるので、図72の Q の頻度から、100万キロあたりの車輪の曲げ応力の頻度がえられる。これを図74に示す。

この車輪の実物の疲れ試験の結果、 $18.25 \pm 15.75 \text{ kg/}$

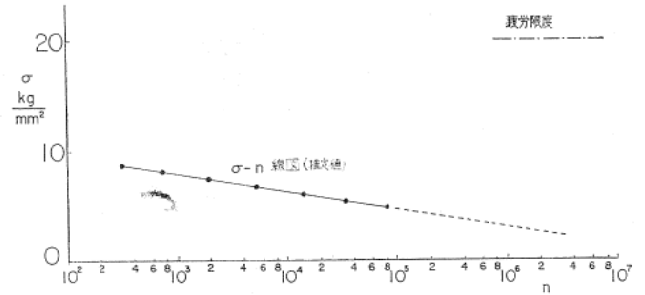


図74 新幹線用板車輪の応力頻度と疲れ限度

mm^2 であったので、両振り疲れ限度は $\pm 20 \text{ kg/mm}^2$ 程度となる。74図に点線で示した。最大値ですら疲労限の $\frac{1}{2}$ である故事故はない。車輪の場合、踏面が摩耗その他で減少するので、(50~60)万キロで廃却となるので、なおさら疲労破壊のおそれはない。

以上は筆者の経験⁵⁶⁾のうちの一例にすぎないが、比較的計算寿命と実寿命が一致したのは三例にすぎない。

そして、この三例は発生応力の最大値が、疲れ限度よりかなり高く、何れも、比較的早い時期にきづ発生又は破断をおこしているものである。

後述するように、疲れ限度以下の発生応力の頻度が大きなもの程、 $\Sigma(n/N)$ が1よりずれて小さくなるようである。

- 48) 鋼材の疲れ強さと寸法効果に関するシンポジウム (昭42.11)
- 49) 中村・田中・初野, 矢口・毛利, 機論 vol. 34, No. 268 (昭43.12) p. 2092
- 50) 車両構造研究室, 鉄道技術研究所速報, No. 58-32 (和33.2)
- 51) 中村, ベネ論文集, No. 5 (昭34.3) p. 134
- 52) 中村・上田・中井, 機誌, vol. 61, No. 478 (昭33.11) p. 1367
- 53) 中村, 田中, 小西, 機論, vol. 34, No. 268 (昭43.12) p. 2074
- 54) 中村, 小西, 上田, 田中 『台車の強度負荷、高速鉄道の研究 (昭42.3) p. 204
- 55) 石沢, 田中 (義) 2nd International Wheelsets Congress (1966)
- 56) 中村, 田中機械学会講演論文集, No. 188 (昭43.4) p. 49