非金属介在物のデータベース作成と高強度鋼の 疲労強度推定法の標準化[†]

鳥 山 寿 之* 村 上 敬 宜* 牧 野 泰 三**

Database of Nonmetallic Inclusions and Its Application to the Fatigue Strength Prediction Method of High Strength Steels

by

Toshiyuki TORIYAMA*, Yukitaka MURAKAMI* and Taizo MAKINO**

Nonmetallic inclusions cause relatively low fatigue strength for high strength steels and also cause a large scatter of fatigue strength. A method of inclusion count on the basis of statistics of extreme is proposed to evaluate material quality. By combining the new inclusion counting method and fatigue strength prediction equation proposed by Murakami *et al.*, the lower bound of scatter band of fatigue strength can be predicted. The square root of the projection area of inclusion $\sqrt{\text{area}}$ is the crucial parameter both in inclusion counting and fatigue strength prediction.

The database of cumulative frequency of the maximum inclusion size $\sqrt{\text{area}}_{\text{max}}$ of various commercial steels is presented. The scatter bands in rotating-bending fatigue strength of back up roll steel are estimated by the proposed method and are confirmed to be in good agreement with the experimental results.

Key words : Fatigue, Fatigue strength, High strength steel, Nonmetallic inclusion, Statistics of extremes, Database, Vickers hardness, Projection area of inclusion

1 緒 言

近年、機械や機械構造物の使用条件の苛酷化にともない高強度鋼の使用がさかんになり、疲労強度における微小欠陥や非金属介在物の問題が注目されるようになってきた。高強度鋼の疲労強度はその静的強度から期待できるほど高くなく、ばらつきも大きい。この原因は高強度鋼の疲労破壊が多様な形状、寸法、位置を有する非金属介在物や微小欠陥を起点としているためと考えられる。このような高強度鋼の疲労強度特性は設計者にとって大変やっかいな問題であり、許容応力の設定にあいまいな安全率を強いられる原因となっている。

村上ら^{1),2)}は一連の研究において、鋼の疲労強度に及ぼす微小欠陥や介在物の影響をピッカース硬さ Hv と欠陥、介在物の最大主応力方向への投影面積の平方根 $\sqrt{\text{area}}$ を用いて定量的に予測する方法を提案してきた。それによれば、介在物を有する高強度鋼の疲労強度の下限値は部材中の最大の介在物寸法 $\sqrt{\text{area}}_{\text{max}}$ を用いて予測することができる。そのために、最大介在物寸法 $\sqrt{\text{area}}_{\text{max}}$ の分布の推定に極値統計³⁾を応用し、高強度鋼などの疲労強度のばらつきの幅の上下限

値を推定する方法に発展させた。

本研究では構造物や機械要素に使用されている多種類の高強度鋼について最大介在物寸法 $\sqrt{\text{area}}_{\text{max}}$ の分布の極値統計データベースを作成し、 $\sqrt{\text{area}}_{\text{max}}$ を尺度とした各材料の疲労強度特性を比較検討する。

また、疲労強度の下限値推定法を荷重形式別に分類標準化し、具体的な計算例と疲労試験結果の比較により本推定法の有効性を検討する。

2 介在物最大寸法の極値統計データベース

本研究においてデータベース化した材料は、自動車用板ばね材 2 種 (SUP9, SAE9254)、炭素鋼 3 種 (S45C, 低炭素鋼, 中炭素鋼)、軸受鋼 (SUJ2)、高速度工具鋼 (SKH51)、ステンレス鋼 3 種 (AMS 5643, 17-4PH, SUS630)、レール用鋼、圧延ロール鋼の 12 種である。Table. I に各材料の化学成分を示す。介在物の測定方法は次の通りである。まず、試料から部材に作用すると考えられる主応力方向に垂直な面を切り出し検査表面を 2000 番の紙やすりで研磨した後バフ研磨を行う。つぎに、検査部分が重複しないように 40 箇所 (圧延ロール用鋼のみ 20 箇所) を選び画像処理装置により検査基準面積 S_0 中の最大介在物

[†] 原稿受理 平成 3 年 1 月 28 日 Received Jan. 28, 1991

* 正 会 員 九州大学工学部 福岡市東区箱崎, Faculty of Engineering, Kyushu University, Hakozaki, Higashi-ku, Fukuoka

** 九州大学大学院 福岡市東区箱崎, Graduate Student, Kyushu University, Hakozaki, Higashi-ku, Fukuoka

Table I. Chemical composition.

	wt. (%)										
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	W	Pb
AMS5643	0.04	0.15	0.80	0.008	0.003	4.26	15.13	0.01	3.42	—	—
SUP 9	0.53	0.31	0.71	0.023	0.012	—	0.67	—	0.14	—	—
Roll steel	0.60	0.60	0.92	0.0008	0.0002	0.33	5.22	0.43	—	—	—
17-4PH	0.04	0.18	0.78	0.006	0.002	4.30	15.10	0.07	15.7	—	—
SKH-51	0.81	0.31	0.29	0.018	0.002	—	3.92	4.85	0.07	6.10	—
SUJ 2	0.98	0.23	0.37	0.010	0.005	0.02	1.43	—	0.01	—	—
Rail steel	0.82	0.15	0.82	0.015	0.016	—	—	—	—	—	—
SAE10L45	0.45	0.21	0.74	0.021	0.017	—	0.11	—	—	—	0.19
S45C	0.43	0.21	0.74	0.027	0.043	0.10	0.57	—	0.27	—	—
Carbon steel (1)	0.18	0.26	1.28	0.018	0.028	0.08	0.12	0.05	0.24	—	—
SUS630	0.03	0.51	0.58	0.35	0.06	4.29	15.76	—	—	—	—
Carbon steel (2)	0.28	0.45	1.40	0.028	0.015	0.04	0.05	—	0.03	—	—
SAE9254	0.58	1.47	0.69	0.014	0.003	—	0.693	—	—	—	—

の面積の平方根 $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ を読み取った。ただし S_0 の値と画像処理時の介在物のズーム率は、SUP9, AMS5643, 17-4PH で 0.0309 mm^2 (ズーム率 800 倍), レール用鋼で 0.448 mm^2 (ズーム率 300 倍), ロール用鋼で 254 mm^2 (ズーム率 400 倍), その他すべて 0.482 mm^2 (ズーム率 300 倍) である。

Fig. 1 に各材料について $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ の累積頻度分布を極値確率紙にプロットしたものを示す。各材料ともに分布曲線の直線性がよくており, $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ は極値統計に従うものと考えられる。Fig. 1 に示した各材料の $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ の大きさの範囲は各材料間で重なっているため, 通常行われる狭い範囲の検鏡検査結果では介在物寸法から見た材料間の優劣を正しく判定できないことになる。しかし, 極値統計による分布曲線を利用すれば材料評価が客観的かつ定量的にできることが分かる。

3 疲労強度に及ぼす微小欠陥や非金属介在物の影響の定量的評価

村上らは, 介在物が原因となる高強度鋼の疲労強度を定量的に予測する方法を確立した。それによれば, 疲労強度は二つのパラメータによって決まる。一つは材質パラメータとしてのピッカース硬さ Hv であり, もう一つは幾何学パラメータとしての介在物の主応力方向への投影面積の平方根 $\sqrt{\text{area}}$ である。これらを用いて疲労強度の予測式は次式で表される。^{1), 2)}

[介在物が自由表面近傍に存在する場合]

$$\sigma_w = 1.41(Hv + 120)/(\sqrt{\text{area}})^{1/6} \quad (1)$$

[介在物が内部に存在する場合]

$$\sigma_w = 1.56(Hv + 120)/(\sqrt{\text{area}})^{1/6} \quad (2)$$

[介在物が自由表面上に存在する場合]

$$\sigma_w = 1.43(Hv + 120)/(\sqrt{\text{area}})^{1/6} \quad (3)$$

ただし, σ_w (MPa), Hv (kgf/mm²), $\sqrt{\text{area}}$ (μm) である。式 (1)~(3) から分かるように同じ大きさの介在物が疲労破壊の原因になる場合では疲労強度を最も低くするのは介在物が表面に接するように存在する場合 (式 (1)) である。極値統計による分布曲線により部材中に存在することが予想される介在物の最大寸法 $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ を推定し, これを式 (1) に代入すれば一定数の試験片または部品の疲労強度のばらつきの下限值 σ_{w1} を推定できる。それは次式で表される。

[疲労強度の下限値]

$$\sigma_{w1} = 1.41(Hv + 120)/(\sqrt{\text{area}_{\max}})^{1/6} \quad (4)$$

ただし, σ_{w1} (MPa), Hv (kgf/mm²), $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ (μm) である。

4 介在物最大寸法 $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ を尺度とした疲労強度の比較

Fig. 1 に示したデータベースも検査基準面積 S_0 が異なるデータは直接比較ができないので, 危険にさらされる面積 S が同じ値に対して $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ がどのような値を取るかを算出して比較する必要がある。Fig. 2 は, Fig. 1 において $S = S_0 T$ の曲線 (T : 再帰期間) を用いて $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ を求めて S との関係を整理したものである。Fig. 2 において, 例えば SAE9254 と AMS5643 を比べた場合, 危険面積に対する $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ の勾配に関して後者は前者の 1/3 程度であり危険面積が増加するのに従い両者の差は大きくなる。

Fig. 3 は, Fig. 2 と式 (4) を用いて疲労強度の下限値 σ_{w1} を推定したものである。縦軸はピッカース硬さ Hv に対して無次元化した $\sigma_{w1}/(Hv + 120)$ をとっている。各材料ともに, 危険面積が増加するのに従い疲労強度の下限値は低下する。これは式 (1) から分かるよ

(a) AMS5643.

(b) SUP9.

(c) Roll steel.

(d) 17-4PH.

(e) SKH-51.

(f) SUJ2.

Fig. 1(A). Cumulative frequency of $\sqrt{\text{area}_{\max, j}}$.

Fig. 1 (B). Cumulative frequency of $\sqrt{\text{area}_{\text{max}}}$.

 Fig. 2. Relationship between $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ and constant area S .

 Fig. 3. Relationship between lower limit of fatigue strength σ_{wl} and constant area S .

 Table II. Ranking of material quality on the basis of the maximum nonmetallic inclusion $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ which is expected to exist in constant area $S=1000 \text{ mm}^2$.

No.	Material	$\sqrt{\text{area}_{\max}}$ (μm)	$\sigma_{wl} / (\text{Hv}+120)$
1	Valve spring D	5.43	1.064
2	Valve spring C	5.97	1.047
3	Valve spring B	6.17	1.041
4	Valve spring A	7.23	1.014
5	SUP7	11.71	0.936
6	SUP12	13.81	0.910
7	Maraging steel	14.09	0.907
8	AMS5643	14.32	0.905
9	SUP9	16.75	0.881
10	Roll steel	17.19	0.878
11	17-4PH	20.69	0.851
12	SKH-51	22.71	0.838
13	SUJ2	23.53	0.833
14	Rail steel	24.48	0.827
15	S55C	24.97	0.825
16	S35C	25.16	0.824
17	SAE10L45	29.33	0.803
18	S45C	29.67	0.801
19	Carbon steel (1)	31.19	0.795
20	SUS630	34.96	0.780
21	Carbon steel (2)	35.20	0.779
22	SAE9254	49.59	0.736

うに危険面積の増加とともに $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ が大きくなるためである。このように、危険面積 S を設定すれば疲労強度の下限値を容易に推定することができる。

Table II は、危険面積 $S=1000 \text{ mm}^2$ における最大介在物寸法 $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ と無次元疲労強度下限値 $\sigma_{wl} / (\text{Hv}+120)$ を尺度とした場合の各材料のランキングを示したものである。ここでは、Fig. 1 に示した 12 種の材料の他にすでに報告した自動車用弁ばね 4 種 (A, B, C, D)、自動車用ばね鋼 2 種 (SUP7, SUP12)、18% Ni13% Co マルエージング鋼、SAE10L45, S35C, S55C の結果も合わせて示した。Table II より最大介在物寸法を尺度とした各材料の疲労強度に対する優劣が一目で分かる。

ところで、平滑材で達成可能な疲労強度の上限値 σ_{wu} は次の経験式で与えられる。^{4), 5)}

$$\sigma_{wu} \approx 1.6 \text{ Hv} \quad (5)$$

ただし、 σ_{wu} (MPa), Hv (kgf/mm²) である。

したがって、冶金学的な見地から介在物の最大寸法を制御して疲労強度の向上を試みる場合、 $\sigma_{wu} = \sigma_{wl}$ を達成できるような $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ は寸法制御の一つの指針となるであろう。

5 疲労強度の下限値推定法の標準化

介在物寸法の極値統計データを利用して疲労強度の下限値を推定する場合、検鏡面の基準面積 S_0 の大きさ、測定視野の数、試験片形状と寸法、および負荷形式の違いによって、その手順が異なるので、推定に際して間違いが生じないように手順を標準化しておいたほうが実用上便利である。そこで、ここでは、著者らの一人が研究室内の利用のために試験的に作成したマニュアルを改良したものを説明し、応用例を述べる。^{6), 7)}

5・1 検査基準体積 V_0 の定義

顕微鏡検査による $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ の評価方法は 2 次元の検査の結果に基づいているので、何らかの方法で立体中に含まれる介在物の $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ を推定する必要がある。

先に著者らは数値シミュレーションを用いて、二次元的な介在物検査結果から立体中の $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ を予測する一つの方法を示した。それは、Fig. 4 に示すように検査基準面積 S_0 の平面に十分小さい寸法の基準厚さ h を付けることで検査基準体積 $V_0 (=hS_0)$ を定義する方法である。ここで、基準厚さ h は数値シミュレーションの結果より、測定した $\sqrt{\text{area}_{\max, j}}$ の平均値を用いて次式で計算すれば実用的に十分である。

$$h = \frac{\sum_{j=1}^n \sqrt{\text{area}_{\max, j}}}{n} \quad (6)$$

ただし、 n は $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ の測定視野数である。

したがって危険面積 S の代わりに危険体積 V を見れば再帰期間 T は次式で表される。

$$T = (V + V_0) / V_0 \quad (7)$$

Fig. 4. Definition of standard unit volume V_0 .

ただし, $V \gg V_0$ のときは $T = V/V_0$ としてよい.

以上より危険体積 V を見積れば式 (7) より再帰期間 T が算出され, T と極値統計データベースから $\sqrt{\text{area}}_{\max}$ を見積り, 式 (4) を用いて各種材料の疲労強度の下限値が推定できる.

5・2 荷重別の危険体積 V の推定方法

ここでは, 危険体積 V の見積方法を各荷重別に標準化し, 実際の設計に役立つ形にまとめておく. 荷重形式は, 曲げ荷重, 回転曲げ荷重, 引張圧縮荷重の 3 種類に分類する.

(1) 曲げ荷重について

破断の起点は表面近傍に集中すると考えられるため, これまでの著者らの実験データに基づく経験により公称応力 σ_0 が $\sigma \geq 0.9\sigma_0$ となる部分の体積を危険体積 V と見積る.

(a) 板材の場合

$$V = 0.2W\ell \quad (8)$$

ただし, W : 板の幅 (mm), ℓ : 板の長さ (mm), V : (mm^3).

(2) 回転曲げ荷重について

曲げ荷重と同様に, 公称応力 σ_0 が $\sigma \geq 0.9\sigma_0$ となる部分の体積を危険体積 V と見積る.

Fig. 5. Standard procedures for the prediction of lower limit of fatigue strength.

(a) 丸棒材の場合

$$V = 0.1\pi d^2 \ell \quad (9)$$

ただし, d : 丸棒の直径 (mm), ℓ : 丸棒の長さ (mm).

(b) 砂時計型回転曲げ試験片の場合

$$V = 0.1\pi(d+d_1)z_1 \quad (10)$$

ここで, $d_1 = d/\sqrt[3]{0.9}$ (11)

$$z_1 = \sqrt{R^2 - [R - 0.5(d_1 - d)]^2} \quad (12)$$

ただし, d : 試験片直径 (mm), R : 試験片の切欠半径 (mm) で $R \gg d$ の場合である.

(3) 引張圧縮荷重

引張圧縮試験片では試験部の体積全体が危険体積 V となるため次式で表される.

$$V = 0.25\pi d^2 \ell \quad (13)$$

ただし, d : 試験片直径 (mm), ℓ : 試験部の長さ (mm).

これまでの結果を整理して, 各種材料の疲労強度の下限値を介在物最大寸法の極値統計データベースを用いて推定する手順を Fig. 5 にまとめて示す.

6 疲労強度の下限値推定と実験結果の比較例

比較例

ここでは, 回転曲げ荷重を受ける圧延ロール用鋼の疲労強度下限値の予測結果と実験結果の比較を行い本推定法の妥当性を検討する. なお, 圧延ロール用鋼の最大介在物寸法極値統計データは Fig. 1 (c) に示す通りである. まず, 5 章で述べた方法に従い疲労強度の下限値を算出する. 検査基準面積は $S_0 = 254 \text{ mm}^2$, 検査視野数 $n = 20$ である. 検査基準体積の厚さ h は式 (6) を用いて次のように計算される.

$$h = \frac{\sum_{j=1}^n \sqrt{\text{area}}_{\max, j}}{n} = 11:1 \quad (\mu\text{m}) \quad (14)$$

検査基準体積 V_0 は式 (14) と S_0 より次の値となる.

$$V_0 = h \cdot S_0 = 2.82 \quad (\text{mm}^3) \quad (15)$$

Fig. 6 に示すように, 試験片の形状は $R = 65 \text{ mm}$, $d = 8 \text{ mm}$ の砂時計型であり, 危険体積 V は式 (10), (12) より次のように求められる.

$$d_1 = d/\sqrt[3]{0.9} = 8.29 \quad (\text{mm}) \quad (16)$$

$$z_1 = \sqrt{R^2 - [R - 0.5(d_1 - d)]^2} = 4.34 \quad (\text{mm}) \quad (17)$$

$$V = 0.1\pi(d+d_1)z_1 = 22.2 \quad (\text{mm}^3) \quad (18)$$

Fig. 6. Shape and dimension of specimen. (Rotating-bending).

 Fig. 7. Procedure for the prediction of $\sqrt{\text{area}_{\max}}$.

Fig. 8. Comparison of the predicted lower limit of fatigue strength with experimental results.

試験片 N 本当りの再期期間は式 (7) より, $V \gg V_0$ の場合次のように表すことができる.

$$T(N) = N \cdot V / V_0 \quad (19)$$

式 (19) に式 (15), (18) を適用して $N=10, 100$ 本当りの再期期間はそれぞれ $T(10)=78.7$, $T(100)=787$ となる. これより Fig. 7 の矢印に示す手順で $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ を求めると, それぞれ $\sqrt{\text{area}_{\max}}=18.3, 23.4 \mu\text{m}$ となる. 最後にこれらの $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ の値を式 (4) に代入し, ビッカース硬さ H_v をパラメータとした疲労強度の下限値が求められる. Fig. 8 は, この予測値と実験結果の比較であり, 予測した疲労強度の下限値は妥当な値となっている. ただし, 回転曲げ荷重の場合は応

力勾配の影響で試験片内部での作用応力は低下する. そのため, 応力の高い表面層で危険にさらされる面積 S を推定し, 疲労強度の下限値を求めても実用上十分である.

文献 9) ではこのようにして $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ を概算しており, その結果は試験片 $N=10, 100$ 本当りそれぞれ $12.5 \mu\text{m}, 19.0 \mu\text{m}$ である. 文献 9) の便宜的方法是本研究の方法より厳密さに欠けるが, 本研究の危険体積 V を用いた $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ の推定値との差は小さく, 式 (4) による疲労強度の下限値の差は $N=10$ で約 6 %, $N=100$ で約 3 % 低めの値となる.

7 結 言

最大介在物寸法 $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ の極値統計データベースを作成するとともに疲労強度の下限値を推定する方法を標準化し, 次の結論を得た.

(1) 実際の機械構造物, 機械要素に使用されている実用材料 12 種についての最大介在物寸法 $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ は極値統計分布に従うことが確認できた.

(2) $\sqrt{\text{area}_{\max}}$ の極値統計曲線は介在物評価として JIS 点算法より合理的であり多くの情報量をもっている. またこれは, 冶金学的な見地から介在物寸法を制御する際の定量的な尺度としても利用できる.

(3) 各荷重別に疲労強度の下限値を推定する方法を分類し標準化した. これは, 特に介在物が疲労破壊の原因となるような高強度材を使用するときの設計応力の設定に役立つものと考えられる.

(4) 本研究の予測法により, 圧延ロール用鋼の回転曲げ疲労強度の下限値を算出し実験結果と比較したところ良好な結果を得た.

なお, 本研究は平成元年度, 社団法人日本鉄鋼協会特定基礎研究会単独研究依頼における研究費の援助を受けたことを付記し謝意を表す.

(平成 2 年 11 月 15 日 第 20 回疲労シンポジウムにて講演)

参 考 文 献

- 1) 村上敬宜, 児玉昭太郎, 小沼静代, 日本機械学会論文集, **54**, 688 (1988).
- 2) 村上敬宜, 宇宿尚史, 日本機械学会論文集, **55**, 213 (1989).
- 3) E. J. Gumbel, "極値統計学", 河田龍夫, ほか 2 名訳, p. 1 (1963) 広川書店
- 4) M. F. Garwood, M. Gensamer, H. H. Zurburg, J. T. Burwell, M. A. Erickson and F. L. La Que, "Interpretation of Tests and Correlation with Service", p. 1, (1951) ASM.
- 5) 西島 敏, 材料, **29**, 24 (1980).
- 6) 村上敬宜, "極値統計による介在物評価とその利用の手引き" (1990) (未発表).
- 7) 村上敬宜, 上村裕二郎, 川上勝己, 日本機械学会論文集, **55**, 58 (1989).
- 8) 上村裕二郎, 村上敬宜, 日本機械学会論文集, **56**, 162 (1990).
- 9) 大小森義洋, 北川幾次郎, 篠塚啓吾, 松田健次, 村上敬宜, 島山寿之, 鉄と鋼, **77**, 438 (1991).