

薄板の面外変形に起因する疲労き裂つに与える初期たわみの影響

大阪大学工学部 正会員 前田幸雄

大阪大学工学部 正会員 ○大倉一郎

1. まえがき 著者らは、繰返し曲げをうける薄肉プレートガーダーのウェブの面外変形に起因する疲労き裂つに関連する研究に関して、既報¹⁾で、圧縮板について、初期たわみ、残留応力、非載荷辺の回転拘束を考慮して、荷重と非載荷辺に生ずる2次曲げ応力の関係を定式化した。この結果を水平補剛材を有するプレートガーダーの疲労に適用することにより、薄板の面外変形に起因する疲労き裂つに与える初期たわみの影響特性を明らかにしたので、以下に報告する。

2. モデル化 図-1に示すように、曲げをうけるプレートガーダーの圧縮フランジ、水平補剛材、両垂直補剛材で囲まれたサブパネルに注目する。これは台形分布の圧縮応力をうけているが、近似的に等分布の圧縮応力 σ_0 をうけていると仮定する。フランジは、このサブパネルに対して回転拘束部材になり、その単位長さ当りの回転拘束剛性 k_f が次式で与えられる³⁾。

$$k_f = (\pi^2/\alpha^2) G K_f \quad (1) \quad \text{ここに、} G: \text{せん断弾性係数、} K_f = b_f t_f^3/3: \text{フランジのねじり定数、} \alpha: \text{サブパネルの初期たわみの波長。}$$

したがって、 $\chi_f = k_f/D_w$ (D_w : サブパネルの板曲げ剛性) で定義される拘束係数は次式になる。

$$\chi_f = 2\pi^2(1-\nu)(b_f/b)(t_f/a)^2(t_f/t_w)^3 \quad (2)$$

ここに、 ν : ポアソン比。水平補剛材は、上下のサブパネルに対して回転拘束部材になるが、現在、各サブパネルに与える回転拘束の割合を算定することができないため、この位置を単純支持と仮定する。以上の仮定により、曲げをうけるプレートガーダーの圧縮フランジ、水平補剛材、両垂直補剛材で囲まれたサブパネルは、非載荷辺の1辺が式(2)の拘束係数を有し、他辺が単純支持された、圧縮をうける長方形板にモデル化される。

3. 疲労限度線図作成のための基礎式 文献[2]の荷重と面外たわみの関係を与える式(1)を次のように簡略化した。

$$\frac{\sigma_e}{\sigma_0} = k_{cr} \frac{e}{e_0 + e} - \frac{\sigma_{rc}}{\sigma_e} + \frac{3}{4}(1-\nu^2)\theta \left[\left(\frac{e}{t_w} \right)^2 + 2 \frac{e_0}{t_w} \frac{e}{t_w} \right] \quad (3)$$

ここに、 $\sigma_e = E\pi^2/[12(1-\nu^2)(b/t_w)^2]$: 基本座屈応力、 e_0 : 初期たわみ、 e : 付加面外たわみ、 k_{cr} : 非載荷辺の拘束度を考慮した座屈係数、 σ_{rc} : 図-2に示すような残留応力分布の圧縮残留応力、

$$\theta = \left(\frac{b}{a} \right)^2 + \left(\frac{a}{b} \right)^2 - \frac{2}{\pi} \left(\frac{a}{b} \right)^3 \frac{\cosh(2\pi b/a) - 1}{\sinh(2\pi b/a) + 2\pi b/a}.$$

また、2次曲げ応力と面外たわみの関係は、文献[2]の式(2)の第1項のみを考慮して、次式で与えた。

$$\frac{\sigma_d}{\sigma_e} = S \frac{e}{t_w} \quad (4)$$

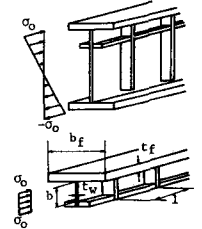


図-1 サブパネルのモデル化

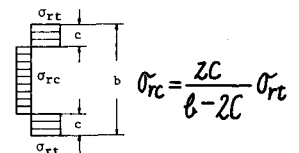


図-2 残留応力分布

ここに、 σ_b ：2次曲げ応力、 S ：非載荷辺の拘束度を考慮した圧縮板の座屈解析から得られる座屈波形に基づく係数。一般に、疲労設計において、疲労き裂の発生位置の応力振幅が問題になる。したがって、2次曲げ応力振幅で表わした疲労強度に対して、式(3)、(4)から上下限圧縮応力 σ_{o2} 、 σ_{o1} が求められる。

4. 既往の実験結果との比較 曲げをうけるプレートガダーの疲労実験で使用された試験体^{(4),(5)}のうち、 Y/Y^* (Y ：水平補剛材の曲げ剛比、 Y^* ：DIN 4114 に規定される水平補剛材の最小曲げ剛比)が3以上の水平補剛材を有する試験体について、各種パラメータの値を表-1に示す。 χ_f の計算においては、フランジが

サブパネルに与える回転拘束の程度は固定に近いと予想して、非載荷辺の1辺が固定支持で、他辺が単純支持のとき最小の座屈係数を与える形状比 $a/b=0.8$ を用いた。図-3からわかるように、 χ_f が100以上になると、 k_{cr} と S はほぼ固定支持状態に漸近し、疲労試験体のフランジのサブパネルに対する回転拘束の程度はほぼ固定支持状態にあるとみなせる。試験体Fシリーズの初期たわみ形状を図-4に示す。F-5とF-7についてはフランジ方向に沿って初期たわみ形状の変化が小さいが、F-9については

表-1 試験体の各種パラメータの値

Test	σ_y (kgf/cm ²)	τ/τ^*	χ_f	b/t_w	σ_e (kgf/cm ²)	σ_y/σ_e	σ_{o1}/σ_y	σ_{o2}/σ_y
F-5	3600	4.28	1206	50	759	4.74	0.217	0.556
F-7	(SMA 50A)	5.30	1005	60	527	6.83	0.128	0.471
F-9		3.83	1005	60	527	6.83	0.128	0.449
B4-L7	2400	7.10	386	80	297	8.08	0.2	0.917
B3-L6	(SS41)	6.43	515	60	527	4.55	0.425	1.063
B2-L5		5.06	772	40	1186	2.02	0.442	0.883

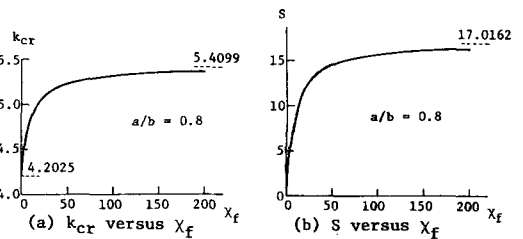


図-3 k_{cr} 、 S と χ_f の関係

両方のサブパネルの中央付近に座屈波形に類似する初期たわみ形状が存在しており、しかも各サブパネルに疲労き裂が発生した。式(3)、(4)から計算される、F-9に対する200万回疲労限度線図を図-5に示す。この場合、

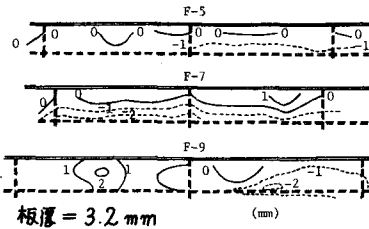


図-4 初期たわみ形状

2次曲げ応力の振幅で表わした200万回疲労強度を 1700 kgf/cm^2 とし、フランジの回転拘束を固定とした。F-9においては、初期たわみの大きさが板厚の約0.6倍に達しており、この試験体の設定荷重は、初期たわみ $e_0/t_w = 0.6$ に対する疲労限度線よりかなり上に位置している。したがって、F-9に疲労き裂が発生したのも当然と考えられる。

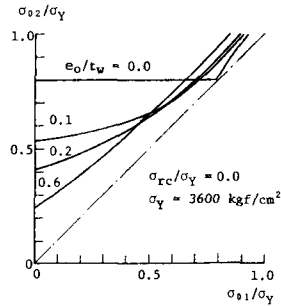


図-5 疲労限度線図

5. 結論 座屈波形に類似する初期たわみ形状は、面外変形を大きくし、2次曲げ応力を増加させるので、疲労き裂の発生に重要である。

参考文献

1) Maeda, Y., I. Okura and K. Kobashi, Technol. Repts. Osaka Univ., Vol.31 No.1624, 1981.
 2) 小橋・前田・大倉, 年議概要集 I-150, 1981. 3) Timoshenko, S.P. and J.M. Gere: Theory of Elastic Stability, p.365, 1961.
 4) Maeda, Y., IABSE, Proc. London Colloquim, pp.269-282, March 1971.
 5) 前田・川井, 溶接学会誌, 第43巻第3号, pp.736-742, 1974.