要素分布モデルによる疲労破壊の限界値について*

井上 久爾男** 中 川 憲 治**

Energy Criterion for Low-Cycle Fatigue on the Basis
of Distributed Element Model

by

Kunio INOUE and Kenji NAKAGAWA

(Faculty of Engineering, Osaka University, Suita)

A criterion for low-cycle fatigue has been developed on the supposition that the stress-strain hysteresis energy is a measure of fatigue damage. The total strain energy to cause fracture was calculated by means of the distributed element model which had been previously proposed by the authors. The result shows clearly that fatigue failure takes place when the strain energy accumulated in the most defective element having the maximum hysteresis loop reaches a certain value. On the basis of this fatigue criterion, the well-known plastic strain-cyclic life equation $N\Delta\varepsilon_p^2=C$ can be derived. In addition, a procedure has been developed for predicting the fatigue failure of a material subjected to complex stress-strain histories. The agreement between theory and the experiments is found to be satisfactory.

(Received June 13, 1975)

1 緒 言

破壊にいたるまでの繰返し数が 10^4 回程度以下である低サイクル疲労においては、繰り返される塑性ひずみ量が大きいことから、疲労強度は、塑性ひずみ幅と疲労寿命との関係によって論じられることが多い。Orowan¹⁾ は、繰返し過程中的塑性ひずみ量の総和が材料の破壊限界値に達したとき疲労破壊が起こると考えた。その後、Manson²⁾ と Coffin³⁾ は、それぞれ独立に、多くの実験結果を整理し、Orowan の考え方を修正して、塑性ひずみ幅 $\Delta\varepsilon_p$ と疲労寿命 N_f との間に、 $\Delta\varepsilon_p N_f^\alpha = C$ (定数) なる関係の存在することを示した。以来、低サイクル疲労に関する広範な研究が行なわれ、この関係式が成立することは広く認められるようになった。そこで今日では、この関係式を Manson-Coffin の関係式と呼んでいる。

Manson-Coffin の関係式より、静的引張試験による破壊は、低サイクル疲労の一つの極限であると解析することができる。この場合、破断延性を ε_f として、 $\Delta\varepsilon_p = \varepsilon_f$ とおいたとき、 $N_f = 1/4$ とするか $N_f = 1/2$ とするかという解釈上の相違があり、種々論議されている。⁴⁾

Manson-Coffin の関係式に物理的解釈を与える研究

もいくつか発表されている。それらは、低サイクル疲労においては、応力-ひずみヒステリシスループが大きいことから、主としてひずみエネルギー論的観点からなされている。Feltner と Morrow⁶⁾ は、繰返し過程中的全蓄積塑性ひずみエネルギー量が静的引張破壊に必要なひずみエネルギーに達したとき疲労破壊が生ずると主張した。一方、Martin⁷⁾ は、破壊に寄与するのは全塑性ひずみエネルギーではなく、加工硬化に関与したエネルギーであると考え、Manson-Coffin の関係式を導いた。しかしながら、Benhan⁸⁾ の実験結果によると、破壊に必要なエネルギーは必ずしも一定ではなく、ひずみ振幅の大きさによって異なっている。そこで、Halford と Morrow⁹⁾ は、Benham の実験結果を考慮に入れ、Griffith の破壊理論の概念を適用し、Feltner らの考え方に修正を加えた。しかし、現在のところ、種々の実験結果を合理的に説明できるような統一的解釈を与えられるまでにはいたっていない。

変動荷重下での疲労強度を論ずる際には、被害あるいは損傷という概念が用いられる。これは、物理的に直接観察しうる量ではなく、複雑な条件下で得られた疲労強度に関する資料を合理的に整理し、単純な条件下で得られた試験結果から、より複雑な条件下の疲労強度を推定しようとする観点から導入された量である。Miner は、ひずみエネルギーをもとにして、いわゆる

* 原稿受理 昭和50年6月13日

** 正会員 大阪大学工学部 吹田市山田上

Miner¹⁰⁾ 則を提案した。低サイクル疲労においては、一軸応力下で Manson-Coffin の関係式が成り立つことから、この関係式をもとにして変動ひずみ条件下での種々の累積損傷の仮説¹¹⁾が提案されている。それらの仮説はまだ統一化されるまでにはいたっていないが、高サイクル疲労の結果に比して Miner 形の仮説¹²⁾¹³⁾が実験結果とよく合うといわれている。

弾塑性変形の繰返しである低サイクル疲労においては、破壊にいたるまでの途中の変形挙動と最終の疲労破壊とに密接な関係があると考えられる。著者は以前に疲労過程中的変形挙動を解析するためのモデルとして要素分布モデルを提案した¹⁴⁾。そこで、本論文では、この要素分布モデルを用い、ひずみエネルギーをもとにして疲労破壊の限界値を物理的に明確にし、さらにこの限界値に対する考え方を基礎として、変動ひずみ条件下における合理的な寿命推定式を提案する。

2 要素分布モデルによる疲労破壊の限界値

要素分布モデルとは、著者らが提案した材料の応力-ひずみ関係を定式化するための一つのモデルである。このモデルでは、材料は統計的に分布した降伏ひずみ（降伏応力）の異なる多数の弾直線硬化塑性体要素から構成されていると仮定する。いま、 ε_i を要素の降伏ひずみとしたとき、降伏ひずみの分布密度関数 $f(\varepsilon_i)$ が

Fig. 1. (a) Stress-strain curve of a material.
(b) Idealized stress-strain curves of elastic-plastic elements constructing the material.
(c) Frequency distribution of yield strain.

$$f(\varepsilon_i) = \lambda^2 \varepsilon_i e^{-\lambda \varepsilon_i} \quad (1)$$

であると仮定すると、材料の応力-ひずみ関係は次式で表わすことができる。

$$\sigma = \frac{E-H}{\lambda} \left\{ 2 - (2 + \lambda \varepsilon) e^{-\lambda \varepsilon} + \frac{H}{E-H} \lambda \varepsilon \right\} \quad (2)$$

ここに、 E は弾性係数、 H は加工硬化係数である。

試験片を構成している要素はすべて移動硬化材であるとする、ひずみ振幅 ε_a で繰返し試験を行なったとき、降伏ひずみが ε_i である要素の応力-ひずみヒステリシスループは、Fig. 2 に示したような平行四辺形となる。このループの面積、すなわち 1 サイクル当たり蓄積されるひずみエネルギーを ΔW_i で表わすと

$$\Delta W_i = 4(E-H)(\varepsilon_a - \varepsilon_i)\varepsilon_i \quad (3)$$

Fig. 2. Schematic stress-strain hysteresis loop of an element with yield strain, ε_i .

となる。したがって、試験片全体に蓄積される 1 サイクル当たりのひずみエネルギー ΔW_t は、降伏ひずみが ε_i と $\varepsilon_i + d\varepsilon_i$ の間にある要素の割合が $f(\varepsilon_i)d\varepsilon_i$ であることから、

$$\Delta W_t = \int_0^{\varepsilon_a} \Delta W_i f(\varepsilon_i) d\varepsilon_i \quad (4)$$

で表わすことができる。(1)および(3)式を(4)式に代入すると ΔW_t は、

$$\Delta W_t = \frac{4(E-H)}{\lambda^2} \{ 2\lambda \varepsilon_a - 6 + (6 + 4\lambda \varepsilon_a + \lambda^2 \varepsilon_a^2) e^{-\lambda \varepsilon_a} \} \quad (5)$$

と表わすことができる。

ヒステリシスループの形は、繰返し数の初期段階で変化し、その後はほぼ定常である。この定常である期間は、疲労破壊にいたるまでの繰返し数の大部分を占めている。そこで、疲労破壊の限界値をひずみエネルギーでもって論ずる場合においては、全寿命にわたってヒステリシスループの形は一定であるとみなして大差ない。したがって、 N 回の繰返し後に蓄積されている全エネルギー W_t 、 W_i は、次のように表わせる。

$$W_t = N \Delta W_t = 4(E-H)(\varepsilon_a - \varepsilon_i)\varepsilon_i N \quad (6)$$

$$W_i = N \Delta W_i = \frac{4(E-H)}{\lambda^2} \{ 2\lambda \varepsilon_a - 6 + (6 + 4\lambda \varepsilon_a + \lambda^2 \varepsilon_a^2) e^{-\lambda \varepsilon_a} \} N \quad (7)$$

ここで、疲労破壊は、繰返しによるエネルギー蓄積量がある限界値に達したとき起こるものと仮定すると、次のような二つの破壊限界値の設定が考えられる。

(i) 1 サイクル当たりのヒステリシスエネルギーが最大である要素に蓄積された全エネルギー量が材料固有の限界値に達したとき破壊が起こる。これは、破壊の統計的な微小割れ理論、いわゆる最弱リンク説 (Weakest Link Theory) に類似している。

(ii) 試験片全体に蓄積される全エネルギー量が、材料固有の一定値に達したとき破壊が起こる。

これらの二つの考え方について、つぎに検討する。

(6)式で ΔW_i は降伏ひずみ ε_i の関数であるから, $dW_i/d\varepsilon_i$ を満足する降伏ひずみをもつ要素のヒステリシスエネルギーが最大である. この降伏ひずみを ε_{im} とすると

$$\varepsilon_{im} = \frac{1}{2} \varepsilon_a \quad (8)$$

である. すなわち, 降伏ひずみがひずみ振幅の半分である要素のヒステリシスループの面積が最大となる. この要素の1サイクル当たりのエネルギー蓄積量を ΔW_m とすると, (8)式を(3)式に代入して

$$\Delta W_m = (E-H)\varepsilon_a^2 \quad (9)$$

となる. したがって, この要素に N 回後に蓄積された全エネルギー量 W_m は

$$W_m = N\Delta W_m = (E-H)\varepsilon_a^2 N \quad (10)$$

となる. この W_m が破壊限界値に達したとき, 疲労破壊が起こるとするのが(1)の考え方である.

一方, (ii)の考え方は, (7)式で表示される W_i が限界値に達したとき, 疲労破壊が起こるとするものである. つぎに, 疲労破壊の限界値として W_m , W_i のいずれが妥当であるか, 実験結果を用いて検討する.

W_m および W_i の計算には, 前報で行なった曲げ疲労試験の結果を使う. 実験は, Fig. 3 (a)に示す形状の厚さ 4mmの板状試験片を用い, (b)図に概略図を示す

Fig. 3. (a) Bending fatigue specimen. (b) Schematic drawing of bending fatigue testing machine. (c) Definition of the fatigue life.

シェンク形の繰返し曲げ試験機で行なわれた. 試験は, 定ひずみ振幅で行ない, 繰返し速度は, 10~30 rpm である. また疲労寿命は次のように設定した. 一定ひずみ振幅で曲げ疲労試験を行なうと, 曲げモーメント振幅 (試験片と連結されたねじり棒に接着したストレンゲージにより測定) は, (c)図のように繰返し数とともに変化する. W_m , W_i の考え方から, き裂が発生, 伝ばしはじめ, 曲げモーメントが減少した点Aに対応する繰返し数 N_A を疲労寿命と採るべきではあるが, A点を定めることは困難であり, しかも誤差も大きい. そこで, 曲げモーメント振幅がほぼ一定である定常状態から, 5%曲げモーメントが減少した点Bに対応する繰返し数 N_B をもって疲労寿命と定めた. 以上のような疲労寿命の設定のもとに, W_m および W_i の値を計算した. なお, E , H および λ の値は, 銅では, $E=12\,000\text{ kg/mm}^2$, $H=590\text{ kg/mm}^2$, $\lambda=1\,990$, 黄銅では, $E=10\,500\text{ kg/mm}^2$, $H=470\text{ kg/mm}^2$, $\lambda=610$. とした.

(7), (10)式を用いて計算した, 破壊にいたるまでの全蓄積エネルギーの値を Fig. 4 に示す. 横軸は, 曲げ試験におけるひずみ振幅の大きさを示す. W_m の値は, 多少のばらつきがあるが, 銅および 6:4 黄銅のいずれにおいても, ひずみ振幅に関係せずほぼ一定値である. 一方, W_i の値は, ひずみ振幅の大きさに関係し, ひずみ振幅の小さい, すなわち疲労寿命の長いほど大きな値となっている. このような, ひずみ振幅に対する W_i の変化の傾向は, Benham らの実験結果と定性的に一致している.

Fig. 4. Total accumulated hysteresis strain energy to fracture versus imposed strain amplitudes. (a) Copper (b) Brass

以上の結果から, 繰返しによる蓄積エネルギー量が材料固有の限界値に達したとき疲労破壊が起こるとい

考え方をとる場合、限界値の設定量として W_t よりも W_m を採用した方が合理的であるといえる。すなわち、(i)の考え方の方が合理的である。

以上のことから、破壊限界量の設定として(i)の考え方をとると、破壊限界値を W_{mc} としたとき、(10)式から

$$N\varepsilon_a^2 = \frac{W_{mc}}{E-H} = C \quad (\text{定数}) \quad (11)$$

なる関係を得る。また、全ひずみ振幅 ε_a は、塑性ひずみ振幅 ε_p と弾性ひずみの振幅 σ/E との和であるから

$$\varepsilon_p = \varepsilon_a - \frac{\sigma}{E} \quad (12)$$

である。ここで、応力 σ は、要素分布モデルでは、Fig. 1 から明らかなように

$$\sigma = E\varepsilon_i + H(\varepsilon - \varepsilon_i) \quad (13)$$

で表わすことができ、しかもいまの場合 $\varepsilon_i = (1/2)\varepsilon_a$ であることから、(12)式は

$$\varepsilon_p = \frac{1}{2}\varepsilon_a \frac{E-H}{E} \quad (14)$$

のように書くことができる。(14)式と(11)式より、 ε_p と N との間には

$$\varepsilon_p^2 N = \frac{W_{mc}(E-H)}{4E^2} = C' \quad (\text{定数}) \quad (15)$$

なる関係が存在することになる。この式は Manson-Coffin の関係式である。したがって、 W_m を破壊限界値ととることによって、Manson-Coffin の関係式に一つの物理的解釈を与えたことになる。

なお、以上においては全蓄積ひずみエネルギーがすべて破壊に寄与するものと考えたが、実際には大部分は熱となって散逸し、一部分のみ破壊に関与するものと思われる。(Fig. 4 における W_m の値は、溶解熱の約

10分の1程度である。) Fig. 5 には、寿命曲線を示す。

3 要素分布モデルによる変動荷重における疲労寿命の推定法

前節で疲労破壊は、1サイクル当たりの応力-ひずみヒステリシスループの面積が最大である要素に蓄積されるひずみエネルギーが限界値に達したときに起こると考えればよいことが明らかになった。そこで本節では、この考え方をもとにして、変動ひずみ条件下における疲労寿命の推定法について考察する。

いま、ひずみ振幅 ε_1 で n_1 回、 ε_2 で n_2 回、……、 ε_n で n_n 回の変動ひずみ履歴をうけた後に、試験片が破壊したものとする。ここで、繰返しによるヒステリシスエネルギーの蓄積は、加えられるひずみの履歴に関係しないと仮定する。上のような変動ひずみ条件のもとでの降伏ひずみ ε_i なる要素に蓄積される破壊にいたるまでの全ひずみエネルギー W は、(3)式を考慮して次のように表わせる。

$$W = 4(E-H) \{ (\varepsilon_1 - \varepsilon_i) \varepsilon_i n_1 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_i) \varepsilon_i n_2 + \cdots + (\varepsilon_n - \varepsilon_i) \varepsilon_i n_n \} \quad (16)$$

前節の(i)の考え方を変動ひずみ条件下に適用すると、試験片を構成している全要素のうちでは、(16)式で表される W を最大にする要素のエネルギー蓄積量が限界値に達したとき疲労破壊が起こることになる。この W を最大にする要素の降伏ひずみの大きさは、 $dW/d\varepsilon_i = 0$ を満足する値である。そこで、(16)式を ε_i で微分して、

$$\frac{dW}{d\varepsilon_i} = 4(E-H) \{ (\varepsilon_1 - 2\varepsilon_i) n_1 + (\varepsilon_2 - 2\varepsilon_i) n_2 + \cdots + (\varepsilon_n - 2\varepsilon_i) n_n \} = 0$$

とおく。これより、 W を最大にする降伏ひずみ ε_{im} は

$$\varepsilon_{im} = \frac{\varepsilon_1 n_1 + \varepsilon_2 n_2 + \cdots + \varepsilon_n n_n}{2(n_1 + n_2 + \cdots + n_n)} \quad (17)$$

となる。(17)式を満足する降伏ひずみをもつ要素のエネルギー蓄積量が最大であり、この量が破壊限界値に達したとき、試験片は破壊する。

(17)式を満足する降伏ひずみ ε_{im} をもつ要素の W を W_m とすると、(17)式を(16)式に代入して

$$W_m = \frac{(E-H)(\varepsilon_1 n_1 + \varepsilon_2 n_2 + \cdots + \varepsilon_n n_n)^2}{n_1 + n_2 + \cdots + n_n} \quad (18)$$

を得る。

一方、ひずみ振幅 $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n$ をそれぞれ単独で繰返し試験を行なったとき、それぞれの疲労寿命を $N_1, N_2, \dots, N_n$ とすると、(11)式より、

$$\left. \begin{aligned} W_{mc} &= (E-H) \varepsilon_1^2 N_1 \\ &= (E-H) \varepsilon_2^2 N_2 \\ &\vdots \\ &= (E-H) \varepsilon_n^2 N_n \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

なる関係が成り立つ。(19)式より $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n$ は

$$\varepsilon_1 = \left(\frac{W_{mc}}{E-H} \right)^{1/2} \frac{1}{\sqrt{N_1}}, \quad \varepsilon_2 = \left(\frac{W_{mc}}{E-H} \right)^{1/2} \frac{1}{\sqrt{N_2}},$$

Fig. 5. Strain amplitude versus number of cycles to fatigue failure.

$$\dots, \varepsilon_n = \left(\frac{W_{mc}}{E-H} \right)^{1/2} \frac{1}{\sqrt{N_2}} \quad (20)$$

で表わせる。同様にして、 W_m が W_{mc} に達したとき破壊が起こるのであるから、(18)式において、 $W_m = W_{mc}$ とおくと、

$$\frac{W_{mc}}{E-H} = \frac{(\varepsilon_1 n_1 + \varepsilon_2 n_2 + \dots + \varepsilon_n n_n)^2}{n_1 + n_2 + \dots + n_n} \quad (21)$$

となる。(21)式の $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n$ に(20)式を代入すると、

$$\frac{W_{mc}}{E-H} = \frac{\left(\frac{W_{mc}}{E-H} \left(\sqrt{\frac{n_1}{N_1}} + \sqrt{\frac{n_2}{N_2}} + \dots + \sqrt{\frac{n_n}{N_n}} \right)^2 \right)}{n_1 + n_2 + \dots + n_n}$$

となり、これより、

$$1 = \frac{\left(\sqrt{\frac{n_1}{N_1}} + \sqrt{\frac{n_2}{N_2}} + \dots + \sqrt{\frac{n_n}{N_n}} \right)^2}{n_1 + n_2 + \dots + n_n} \quad (22)$$

なる関係を得る。ここで、 $n_1 + n_2 + \dots + n_n = N$ とおき、(22)式を書き換えると、

$$\frac{n_1}{\sqrt{NN_1}} + \frac{n_2}{\sqrt{NN_2}} + \dots + \frac{n_n}{\sqrt{NN_n}} = 1$$

あるいは

$$\sum \frac{n_i}{\sqrt{NN_i}} = 1 \quad (23)$$

となる。以上のようにして得られた(23)式が、要素分布モデルによる変動ひずみ条件下での疲労寿命推定式である。つぎに、(23)式の妥当性を Gücer および Ohji らの実験結果を用いて確かめてみる。

Table I (a)には Gücer の実験結果を、Table I (b)には Ohji らの実験結果を示す。いずれも2段2重重複の変動ひずみの場合の結果である。ここでは、従来の変動荷重下における、いわゆる Miner 則と(23)式を用いて計算した結果を比較する。右から2列目は Miner 則を用いて計算した値であり、一番右の列は(23)式を用いて計算した値を示す。それぞれで計算した値の平均値および標準偏差を表の下に示した。Miner 則で計算しても、(23)式を用いて計算しても、それらの平均値にはあまり差がないことがわかる。一方、標準偏差は、(23)式で計算した方がやや小さくなる。

Table I は、低サイクル疲労に関する実験結果であったが、Table II には、変動応力条件下で行なった Miner の実験結果を示す。ただし、この場合、交番応力だけではなく、一部平均応力が加わった場合の結果も含まれている。Table II においても、Table I の場合と同様のことがいえる。すなわち、(23)式は、高サイクル変動荷重下においても、寿命推定に有効である。

以上のことから、前節の(i)の考え方をもとにして提案した(23)式は、変動ひずみ条件下での寿命推定に有効であることが明らかになった。

4 結 論

要素分布モデルを用い、疲労破壊の限界値について

Table I Comparison of the proposed formula with Miner's law.

(a)							
Initial cycling			Final cycling			$\Sigma \frac{n_i}{N_i}$	$\Sigma \frac{n_i}{\sqrt{NN_i}}$
Strain range (%)	N_1	n_1	Strain range (%)	N_2	n_2		
5.0	45	39	2.0	422	98	1.098	0.903
		28			200	1.096	0.919
		23			200	0.985	0.882
2.5	250	106	1.0	2200	600	0.697	0.734
		111			601	0.710	0.743
		120			660	0.780	0.776
		40			1088	0.654	0.765
		60			1401	0.876	0.880
	52	1200	0.753	0.816			
5.0	45	10	2.0	422	248	0.810	0.845
		10			250	0.814	0.847
		10			261	0.816	0.848
10.0	8	3.25	2.0	422	400	1.353	1.026
		3.25			400	1.353	1.026
		2.50			300	1.023	0.891
5.0	45	14	2.0	422	282	0.979	0.919
		14			194	0.771	0.799
		14			214	0.818	0.893
2.0	422	288	5.0	45	2.5	0.737	0.844
		288			2.5	0.737	0.844
		288			4.5	0.781	0.851
Average						0.888	0.860
Standard deviation						0.195	0.075

(b)							
Initial cycling			Final cycling			$\Sigma \frac{n_i}{N_i}$	$\Sigma \frac{n_i}{\sqrt{NN_i}}$
Strain range (%)	N_1	n_1	Strain range (%)	N_2	n_2		
1.55	2 550	510	1.55	2 550	2 040	1.00	1.00
		1 020			1 530	1.00	1.00
		1 530			1 020	1.00	1.00
1.55	2 555	510	1.03	6 100	5 500	1.10	1.04
		1 020			4 000	1.06	1.01
		1 530			2 730	1.05	1.00
1.55	2 550	510	0.64	22 500	18 000	1.10	0.96
		1 020			12 000	0.93	0.88
		1 530			6 970	0.92	0.84
1.55	2 550	501	0.56	51 200	35 700	0.90	0.88
		1 020			27 800	0.94	0.84
		1 530			12 300	0.84	0.72
1.55	2 550	510	2.55	800	750	1.14	1.01
		1 020	2.58	780	560	1.12	0.95
		1 020	5.26	200	175	1.28	0.93
		1 530	3.00	530	280	1.13	0.94
		1 530	5.15	200	70	0.95	0.84
		1 530	5.20	210	150	1.31	0.97
		1 530	8.30	57	35	1.21	0.88
0.48	516 000	16 000	0.48	52 000	27 000	0.83	0.91
			0.60	22 800	18 500	1.12	1.04
			1.02	6 420	5 530	1.23	0.97
			1.55	2 550	2 180	1.17	0.84
Average						1.05	0.93
Standard deviation						0.16	0.11

エネルギー論的考察を行なった結果、次のことが明らかになった。

Table II. Comparison of the proposed formula with Miner's law.

Maximum stress, psi or load, lb	$\frac{N}{1000}$	$\frac{n}{1000}$	$\frac{n_i}{N_i}$	$\Sigma \frac{n_i}{N_i}$	$\Sigma \frac{n_i}{\sqrt{N N_i}}$
(1) 4300	7.2	31.5	0.23		
(2) 3515	15.6	64	0.24		
(3) 2735	120	155	0.77		
				1.24	1.08
(1) 2735	72	155	0.46		
(2) 3515	20	64	0.31		
(3) 3900	1.2	45	0.03		
				0.80	0.88
(1) 33300	135	243	0.55		
(2) 25000	141	330	0.43		
				0.80	0.99
(1) 33300	135	243	0.55		
(2) 22500	306	640	0.48		
				1.03	0.99
(1) 30000	180	320	0.56		
(2) 50000	29.9	85	0.35		
				0.75	0.78
(1) 30000	108	320	0.34		
(2) 27500	97.5	420	0.23		
(3) 32500	9.1	260	0.04		
				0.61	0.78
(1) 25000	102.5	640	0.16		
(2) 35000	55.5	215	0.26		
(3) 27500	97.5	420	0.23		
(4) 32500	26.9	260	0.10		
				0.75	0.95
(1) 27500	200	420	0.48		
(2) 30000	80	320	0.25		
(3) 35000	82.5	215	0.38		
				1.11	1.04
(1) 35000	100	215	0.46		
(2) 30000	100	320	0.31		
(3) 35000	230	420	0.55		
				1.32	1.04
Average				0.96	0.95
Standard deviation				0.21	0.11

(1) 疲労破壊の限界値のヒステリシスエネルギーによる設定において、試験片全体に蓄積される全エネルギー量が、材料固有の一定値に達したとき、疲労破壊が起こると考えるよりも、1 サイクル当たりのヒステリシスエネルギーが最大である要素に蓄積されるエネルギー量が限界値に達したとき疲労破壊が起こると考えた方が妥当である。

(2) 上の考え方から Manson-Coffin の関係式を導くことができる。

(3) (1)の考え方をもとにして、変動ひずみ条件下における寿命推定式を提案した。他の研究者の実験結果を用いて検討した結果、提案した推定式の有効性が確認できた。

参考文献

- Orowan, E, Proc. Roy. Soc. A, **171**, 79 (1939).
- Manson, S S., Exp. Mech., **4**, 193 (1965).
- Coffin, L. F., Trans. ASME, **76**, 532 (1954).
- Tavernelli, J. F., and L. F. Coffin, Trans. ASM, **3**, 438 (1959).
- Wood, W. A., Phil. Mag., **3**, 692 (1958).
- Feltner, C. E., and J. Morrow, Trans. ASME, Ser. D, **83**, 15 (1961).
- Martin, D. E., Trans. ASME, Ser. D, **83**, 565 (1961).
- Benham, P. P., J. Inst. Metals, **91**, 404 (1962—63).
- Halford, G. R., and J. Morrow, Proc. ASTM, **62**, 695 (1962).
- Miner, M. A., Trans. ASME, **67**, A159 (1945).
- Sacks, G. W. Gerberich, and V. Weiss, Proc. AS-TM, **60**, 512 (1961).
- 菊川 真, 機械学会誌, **75**, 1485 (1972).
- 大路清嗣, 機械学会誌, **70**, 36 (1967).
- 井上久爾男, 中川憲治, 材料, **22**, 969 (1973).
- Ducer, D. E., Trans. ASM, **54**, 176 (1961).
- Ohji, K., W. R. Miller, and J. Marin, Trans. ASME, Ser. D, **88**, 801 (1966).