

機械の疲労寿命と安全性



中村 宏*

Fatigue Life and Safety of Machine

Hiroshi NAKAMURA

1. 緒 言

機械・構造物（以下簡単に機械と称す）の疲労寿命や安全の問題は昭和 60 年 8 月に発生した日航機の事故等により、研究者、技術者の世界から一般の人々にも関心の深いものになってきた。この時期にあたり、本会より標題のことについて解説を依頼されたので、これまでの研究や体験をとりまとめて、責任の一端をはたしたいと思う。

2. 最近の疲労寿命算出法の特長

この標題については、著書¹⁾²⁾や解説^{3)~14)}に書き、種々のところで講演をしているので、機械、設計関係の

方は御存知の方も多いと思うが、材料関係の方々には馴れみもうすいかと思いますので、簡単な説明をする。

機械の疲労寿命は図 1(b) の複雑な応力波形から σ - n 曲線（応力頻度曲線）をつくり¹⁾²⁾、図 1(a) の一定応力振幅の疲労試験での S - N 曲線 [図 2(a) ABC] とから、次のようにして計算する。応力振幅 σ_1 の繰返し数を n_1 、 σ_1 を繰返した時にきずが入る（または破断する）までの繰返し数を N_1 、 σ_2 についても同様に、 n_2 、 N_2 とすると、 n_1/N_1 、 n_2/N_2 等の和（損傷の累積）が 1 である。すなわち、

$$\sum (n_i / N_i) = 1 \dots \dots \dots (1)$$

を考えるのが、疲労寿命算出の基礎となる[†]。単純にこの考え方ですべてを対処できれば問題はないが、最近判明したことの要点はつぎのようである。

2.1 相互作用、非線形性

図 2(b) で示すように、応力頻度のごく一部が σ_w (疲労限度) をこえると、疲労寿命計算に使用する S - N 曲線は図 1(a) の一定応力振幅の疲労試験からえられた図 2(b) の ABC (マイナー則と呼んでいる) でなくて、ABD (σ_w 以下の応力でも有限の寿命である) となる。図 2(b) の ABD を実験的に求めるには、図 1(b) をモデル化した図 3 に示す波形の疲労試験を行う。

特に、最近は経済性に対する要求が厳しくなってきた

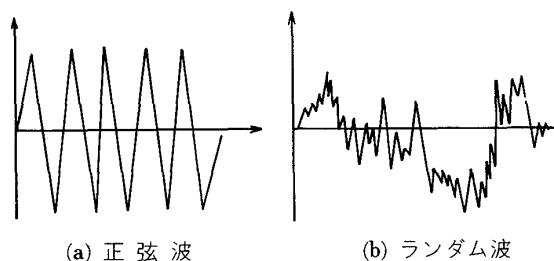
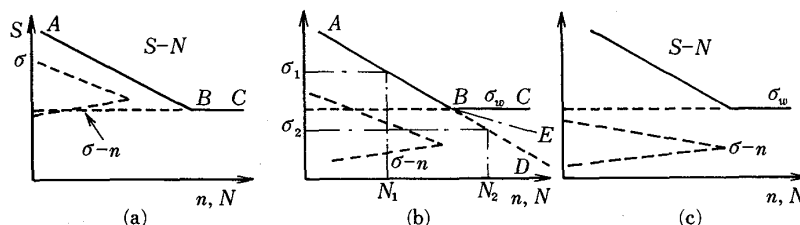


図 1 応力波形

図 2 S - N 曲線と σ - n 曲線

† この方法を線形累積損傷則という。

昭和 61 年 12 月 26 日受付 (Received Dec. 26, 1986) (依頼解説)

* 龍谷大学理工学研究所教授 工博 (Institute of Science and Technology, Ryukoku University, 67 Fukakusatsukamoto-cho Fushimi-ku Kyoto 612)

Key words: fatigue life; safety; machinery; structure [construction]; fatigue strength; mathematical model; S - N curve; finite element method; stress analysis; steel product; creep; corrosion fatigue.

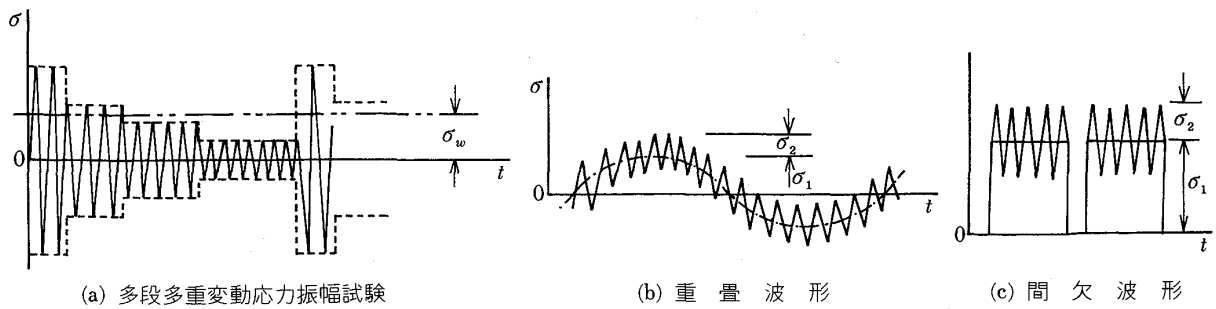


図 3 実働波形をモデル化した波形

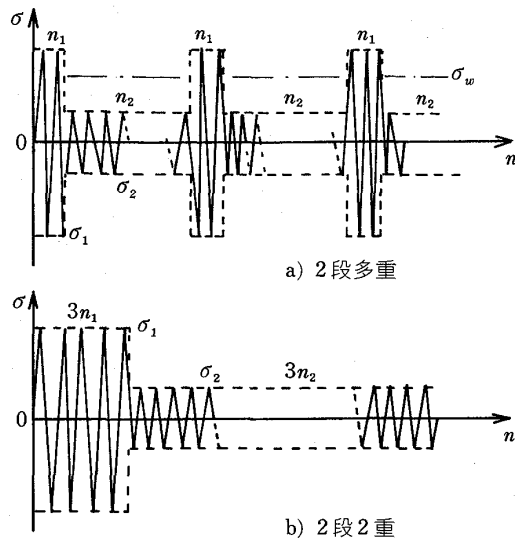


図 4 応力波形 (変動荷重)

ので、安全側に設計していた図 2 (c) から図 2 (b) の範囲に入る事例がふえてきた。この場合、S-N 曲線として ABC を採用するか、ABD をとるかで寿命は著しく異なり、一例 (鉄道車両用車輪) では ABC を採用すると、寿命は 3000 年、ABD を採用すると 3 年となった (Appendix 参照)。以上のことについてもう少し具体的に説明する。

σ_w 以上の応力を σ_{1i} とし、 σ_w 以下の応力を σ_{2i} とした時、(1) 式を書き直すと

$$\Sigma (n_{1i} / N_{1i}) + \Sigma (n_{2i} / N_{2i}) = 1 \quad \text{..... (2)}$$

となる。

図 4 は $\sigma_1 > \sigma_w$, $\sigma_2 < \sigma_w$ の 2 段多重 (または 2 重) 変動荷重疲労試験の応力波形を示す。この場合、(2) 式は簡単になり (3) 式となる。

$$(n_1 / N_1) + (n_2 / N_2) = 1 \quad \text{..... (3)}$$

図 4 の実験をした時、二つの問題がでてくる。すなわち、

(i) 左辺の第 2 項の分母について¹⁵⁾¹⁶⁾、図 2 (b) から

マイナー則 $N_2 \rightarrow \infty$ 修正マイナー則 $N_2 \rightarrow N_2$

(ii) 左辺第 2 項の分子 n_2 をそのまま用いるのではなく

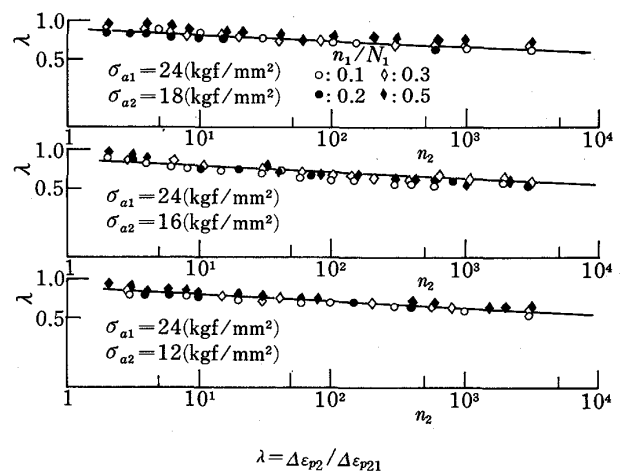


図 5 二次応力による塑性ひずみ幅の変化 (S15C)

て、 n_2^γ ($\gamma < 1$) または $n_2 = 10^3$ とする¹⁷⁾。

この意味は、 $\sigma_1 > \sigma_w$ の応力を繰返しうけたあと、 $\sigma_2 < \sigma_w$ に移した時に、はじめの頃のくりかえし数に対しては塑性ひずみ ($\Delta \epsilon_p$) が大きくでるが、 σ_2 の繰返し数がふえるに従って、 $\Delta \epsilon_p$ がへつてくる (図 5) ので、そのことを考慮に入れたのが n_2^γ ¹⁷⁾ である (例えば、 $n_2 = 10^5$, $\gamma = 0.6$ とすると、 $n_2^\gamma = 10^3$ で 2 桁へつてくる)。また、 $n_2 = 10^3$ というのは、 σ_1 から σ_2 へ変化後、 10^3 までは σ_1 の影響をうけるため、 σ_2 の繰返しに対応して疲労損傷が累積されるが、 10^3 以上では応力の繰返しにつれて損傷累積はほとんどおきなくなることを考慮に入れた考え方である。

(iii) 結局 (3) 式を上記のようなことを考えて書き直すと、

$$(n_1 / N_1) + (n_2^\gamma / N_2) = 1 \quad \text{..... (4)}$$

となる。

応力頻度が同一であつても [図 4 の (a) と (b)], 応力が出現する時期によつて寿命が異なる。一般に図 4 では (a) の方が (b) より弱くなる。この原因は複雑であるが、せんじつめれば、ある時点までに加わつた応力の大きさ、頻度によつて、そのあとで σ_2 の応力を加えても、発生する塑性ひずみ (またはヒステリシス) が異なることに帰因する。すなわち、歴史ヒストリーが関与す

る訳で、“非線形性”であり、“時，タイミング”¹⁸⁾という概念が入ってくる。

2.2 応力集中の影響

最近，電子計算機の発達に伴う有限要素法 (FEM) 解析の進歩により，機械構造物の応力分布の詳細がわかるようになったが，切欠試験片については上記 2.1 で述べたことはあまりよくわかっていない。

以前は，切欠試験片については，応力集中率 (K_t) が判明すれば，実験的に求められた切欠係数 β を求めて，設計に使用していた。しかし， β は σ_w によるもので，2.1 で述べたように， σ_w よりむしろ S-N 曲線の傾斜部分またはその延長線が必要になると， σ_w の重要性が減少してくる。

切欠試験片の時間強度部分を求めるのに，弾塑性応力解析を行い，得られた応力を用いて疲労強度を推定する方法を開発するのに 10 数年かかったが，最近ようやく

まとまってきた。その一例を図 6 に示す^{19)~21)}。計算値と実験値はほぼあっている。このような計算をする時のポイントは弾塑性解析において， K_σ ， K_ϵ ， K_t の関係式をいかにおくかということと， ϵ と σ の関係をどのように定めるかということである。ここで， K_σ ：弾塑性応力集中係数， K_ϵ ：弾塑性ひずみ集中係数である。

筆者らは，鉄鋼材料について前者に対しては有限要素法解析の結果を基にして

$$(K_t - 1)/(K_\sigma - 1) - 1$$

$$= 2.4 \{ (K_\epsilon - 1)/(K_t - 1) - 1 \} \dots \dots \dots (5)$$

を採用し，後者に対しては，繰返し応力をうけた後の σ と $\Delta\epsilon_p$ の多くの実験結果から，鋼に対して次の式を定めた。

$$\epsilon = \epsilon_e + \epsilon_p = \sigma/E + (\sigma/c)^{1/n} \dots \dots \dots (6)^{12}$$

ここで， c ， n は材料によつて異なるが，一般の鋼に対しては

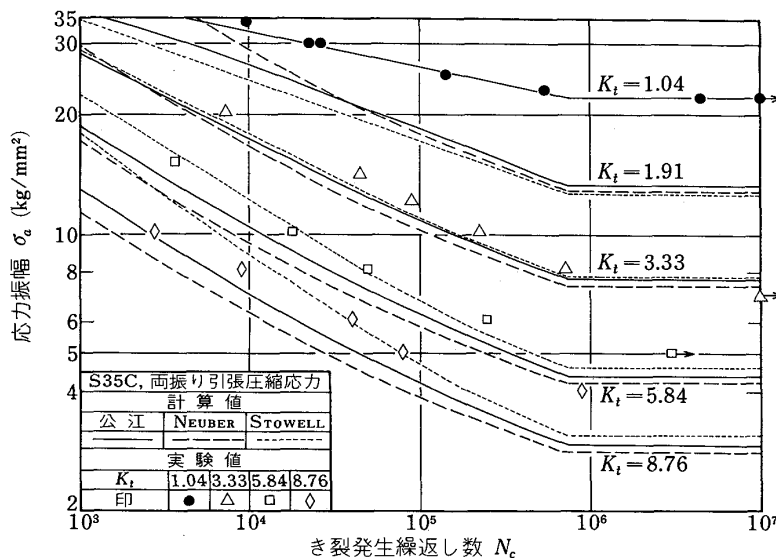


図 6 切欠試験片の疲労強度の推定

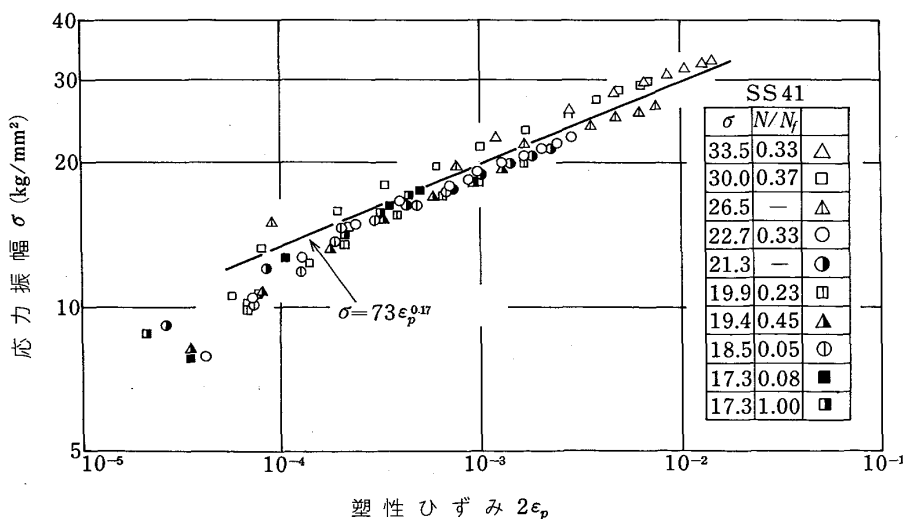


図 7 応力振幅と塑性ひずみの実験値

¹²⁾ ($2\epsilon_p$) と前記 $\Delta\epsilon_p$ はほぼ等しいが，厳密には若干異なる。詳しい説明は省略する。

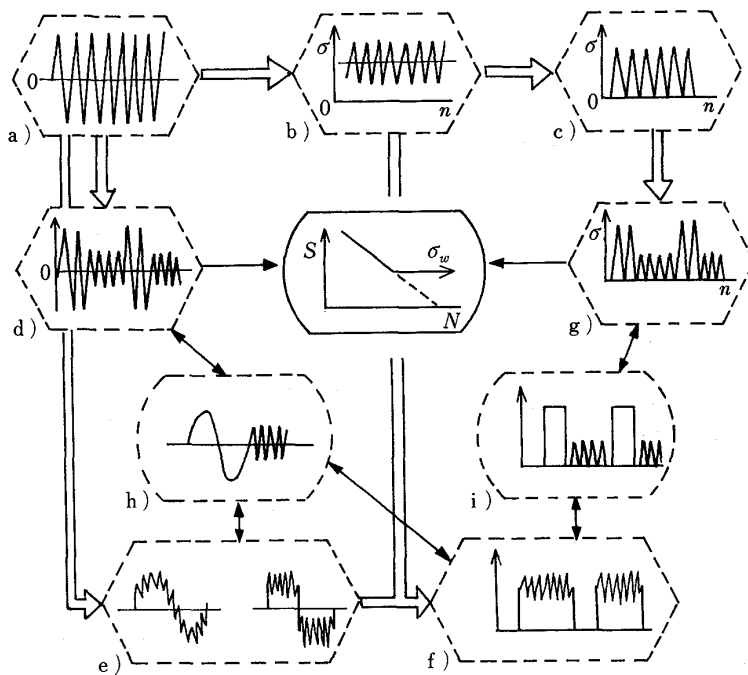
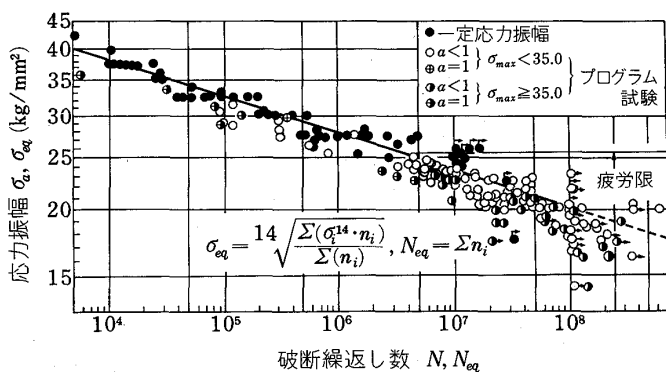
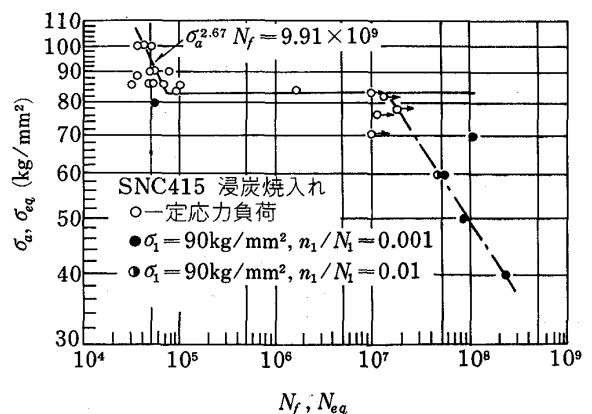


図8 各種応力波形の相互関連



(a) S35C 材, 回転曲げ



(b) SNC 415, 浸炭焼入れ材, 回転曲げ

図9 変動応力振幅試験結果

$$c = 1.73 \sigma_B \text{ kg/mm}^2, n = 0.16$$

を用いるとよいことがわかつている。

(6)式を定めるもとのデータは図7に一例を示す σ と ϵ の実験結果から求めたものである。

ただし、上記の式で計算できるのは、図8(a)の両振りと図8(b)の平均応力(σ_m)が一定の場合で、図3(c)の場合は研究途上であり若干の知見がえられているが、今後の研究に負うところが多い²²⁾。この場合については後述する。

2.3 表面硬化材

滲溶炭、窒化、高周波焼入れ⁹⁾、タフトライド、イオン窒化等表面硬化処理は、歯車、車軸、クランク軸等に使用されている。表面硬化材は一般に表面層は硬いが脆く、内部は柔らかいが粘り、また表面に圧縮残留応力をあたえるように工夫されている。

表面硬化材についての変動荷重の実験は少なく、普通材料と傾向が少し異なる。図9(a)はS35Cの例²³⁾(上述修正マイナー則の例)に対して、図9(b)の浸炭焼入れ材の例²⁴⁾は少し複雑である。

図9(b)のように、S-N曲線の折れ曲がり点、繰返し数の少ないところにくる材料の変動荷重の実験はまだ少なく今後の研究テーマである。セラミック²⁵⁾等新材料については、すべて変動荷重試験をして σ_w 以下のS-N曲線の状況をしらべておかないと、安心してつかえないと著者は考えている。

2.4 高温強度

ガス・タービン翼、ボイラー等で問題になり、材料のえらび方、許容応力、形状、最高温度、許容耐久時間の定め方等要求の多い割合に資料は少ない。特に、高温では疲労の他にクリープが問題になるから複雑である。

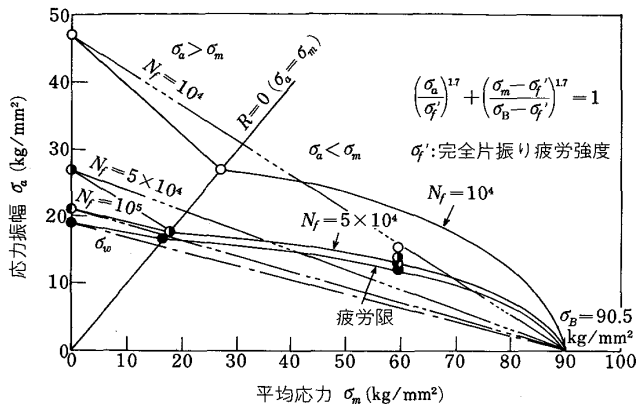


図 10 MM007, 700°C, 疲労強度線図

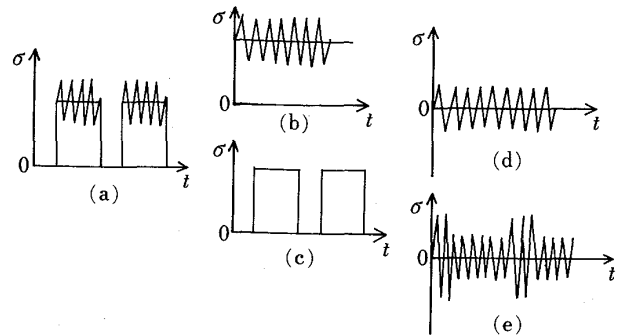


図 11 応力波形

表 1 波形, 環境, 形状の組合せに対する資料の多寡

試片形状	波形	常温	高温	腐食	高温腐食
平滑	(a)	○	○	×	×
	(b)	○	○	△	×
	(c)	○	△	△	×
	(d)	○	△	△	×
	(e)	○	△	△	×
切欠き	(a)	△	△	×	×
	(b)	○	△	×	×
	(c)	○	△	×	×
	(d)	○	△	×	×
	(e)	△	×	×	×

◎; 資料豊富なもの ○; 少しあるもの △; ほんの少しあるもの
×; データのないもの

平均応力の影響 (図 8 (b)) についての実験結果の一例を図 10 に示す. $\sigma_m > \sigma_a$ の時には楕円則になっている.

2.5 腐食強度

腐食疲労と応力腐食が問題になり, それぞれ単独でなく, お互いに影響を及ぼしあう (例えば, 台形波の疲労は腐食疲労と応力腐食の相互作用) とデータは少ない.²⁶⁾

2.6 上記要因の組合せ

材料, 形状, 波形, 温度, 腐食の各要因が組み合わさった時の資料の多寡をみたのが表 1 である. 常温で波形として図 11 の (d) と (b) の資料は比較的多数あるが, 少し条件がこみいつてくると (図 11 の (a), (e) 等), 資料がほとんどないことに気がつく.

要するに, 個々の要因の資料はあるから, これらのデータから線形的で類推できる場合はよいが, “相互作用”を考慮に入れなければならない (多くのものはこの部類に入る) 時には, 非常に情報が乏しいことに気がつく.

以上, やや抽象的に考え方の流れを書いたが, 具体的に実例について説明しよう.

3. 強度設計学^{†3}の持つ意味 (車両用車軸を例にとつて)

強動設計学は, 理想としては, (i) 外力がわかり, 応力頻度を求める, (ii) 疲労その他強度に対する情報の把握, (iii) (i), (ii) から求めた疲労寿命と実績との照合, 等からつくることが望ましい. しかし, 実際に機械を設計・製作する時には, 以上のことが全部わかっていることは少なく, 手許にある情報をもとに, 機械をつくり, 種々の経験をへて, また諸学問の進歩と共に, 精選されていくものである.

ここに, 車両用車軸を例にとつて説明する. 車軸の疲労強度の研究は百数十年前から金属疲労の研究と共に, 発達してきたもの²⁷⁾であり, また年と共に改良されているので, 疲労強度研究の流れを見る好例として取り上げたものである.

3.1 車軸の強度設計学の歴史

(1) 外力による応力と疲労限度は別々に設定されていた²⁸⁾.

安全率 S は (7) 式で表される.

$$S = \frac{\sigma_{wf2}}{\sigma_{des}} \dots \dots \dots (7)$$

この時期は σ_{wf2} (圧入部分の破断の疲労限度) と σ_{des} (設計から出す応力) は別々に設定されて, 実例との照合はなされていなかったもので, S をどのようにとつてよいかわからなかった.

(2) S と実例との照合

上記の S と車軸の折損例との照合から (7) 式の S が 1.0 以上あれば 20 年以上持つという考えを出し

†3 ここで強度設計学と名づけたのは, 従来の材料強度学だけでなく, 応力解析, 応力測定, 材料強度学および寿命計算そして実例と照合しての検討まで含み, 寿命診断まで含む領域で, これまでばらばらに経験主義であつたものをまとめた学問体系を名づけた.

た²⁹⁾。

戦後、車軸折損がかなりあつたので³⁰⁾、設計応力としては (i) 上下加速度 $\alpha_V=0.4$, (ii) 左右加速度 $\alpha_H=0.3$, (iii) 自重としては車体長さ (連結面間距離) 20 m, 車体幅 2.8 m で 400 人, 一人 50 kg とし定め、圧入部破断の疲労限 $\sigma_{wf2}=9.1 \text{ kg/mm}^2$ と比べて、 S を出した。この時期には、破断の疲労限をとっており、き裂発生疲労限との区別はしていない。

(3) 応力測定をし、応力の頻度分布を求め、 $S-N$ 曲線を仮定して、寿命計算をし、实例にあうように、 $S-N$ 曲線を定めた³¹⁾(図 12)。この時点では、 σ_w 以下の応力頻度は問題にしていなかった。

(4) σ_w 以下の応力を寿命勘定に入れるために $S-N$ 曲線を σ_w 以下までのばすことの必要性を感じて²⁾³²⁾から、 $S-N$ 曲線を σ_w 以下までのばし、き裂発生または破断に対する寿命を求めるようになった。

簡単にのべたため、理解しにくいかもしれないが、以上のことで、これまで事故がありながら、適当に処置していたことが理解できるようになった。一、二の例を示す。

3.2 事例

3.2.1 特急あさかせ車軸ちりよけ座の例³³⁾

上記 3.1(2) でのべた設計式は $\sigma_{des} \approx \sigma_{d,max}^{1/4}$ を使っている。

一方、車軸に働く応力の力学的要因³⁴⁾ から¹⁵⁾、車輪ボス内側 (符号 A) とちりよけ座 (符号 B) では異なり、

$$(\sigma_{d,max}/\sigma_{st})_A > (\sigma_{d,max}/\sigma_{st})_B \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$(\sigma_{st})_A < (\sigma_{st})_B \quad \dots\dots\dots (9)$$

従つて、応力頻度分布を画くと図 13³⁵⁾ のようで、図 13 からわかるように、 $\sigma_{d,max}$ で比べると A 側の寿命が

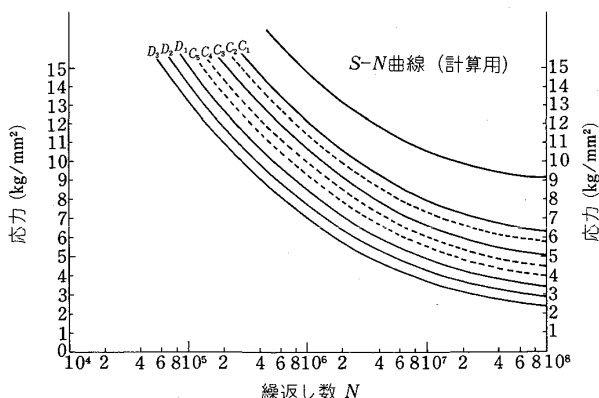


図 12 車軸の $S-N$ 線図

¹⁴⁾ 3.1(2) でのべた設計応力 σ_{des} は、応力測定の結果の最大値 $\sigma_{d,max}$ には近い。最頻値 (σ_{df}) は静荷重による応力 σ_{st} に近い。

¹⁵⁾ 曲線を車両が通過する時は、車輪踏面に輪軸中心にむけて横圧が働く。この横圧は車軸の車輪ボス内側には影響するが、ちりよけ座 (車輪の外側) には影響しない。

短い、最頻値 ($\approx \sigma_{st}$) で比べると B 側の寿命が短い。

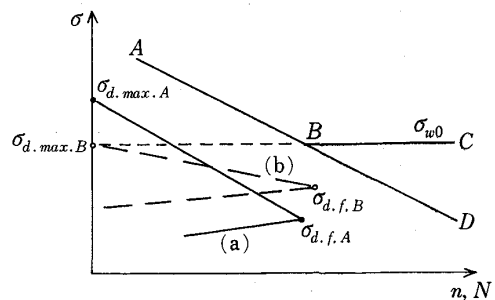
また、 $S-N$ 曲線を定める時に、ABC をとると A 側が B 側より寿命が短くなるが、ABD をとると B 側の方が寿命は A 側より短くなる。実際は B の方が寿命が短く一本折損しかなく入ったことがある。現在は 2 章でのべたように $S-N$ 曲線が ABC でなく、ABD のこともありうる。学問的にわかつてきたので、上記のことが理解できるが当時はよくわからなかったことである。

3.2.2 電気機関車車軸の車輪ボス内側の例

昭和 30 年頃折損はしていないが、車軸にきずが入ったことがある。 σ_{st} を計算すると約 1.9 kg/mm^2 であつた。上記 3.1(2) でのべた $\sigma_{wf2}=9.1 \text{ kg/mm}^2$ との比を求めると 4.8 となり、きずが入るはずがないと判断された。そこで次のことを考えた。

この場合、自重の取り方の問題があり、3.1(2) の電車の場合、(iii) の自重として満員状態を考えているが、この自重より軽い時間も多いわけである。それに対して電気機関車車軸の場合は、自重はつねに一定であるから、最大値で比べると、電気機関車車軸の応力の方が、電車車軸より小さくても、実際には疲労寿命は短いことがありうる訳である。

図 12 で实例にあうように $S-N$ 曲線を求めたが、 $\sigma_{st} \approx 1.9 \text{ kg/mm}^2$ でき裂が入るとなると図 14²⁾ でみるように、き裂発生 $S-N$ 曲線に修正マイナー則を使用すればよいことがわかる。筆者には、このようなことがわかるのに 40 年の歳月を必要とした。



A: 車輪ボス座 B: 塵除座
 $\sigma_{d,max}$: 最大値 $\sigma_{d,f}$: 最頻値

図 13 応力頻度分布と $S-N$ 線図の関係

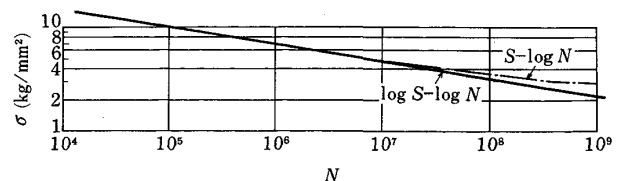


図 14 焼入れ焼もどし車軸の $S-N$ 曲線

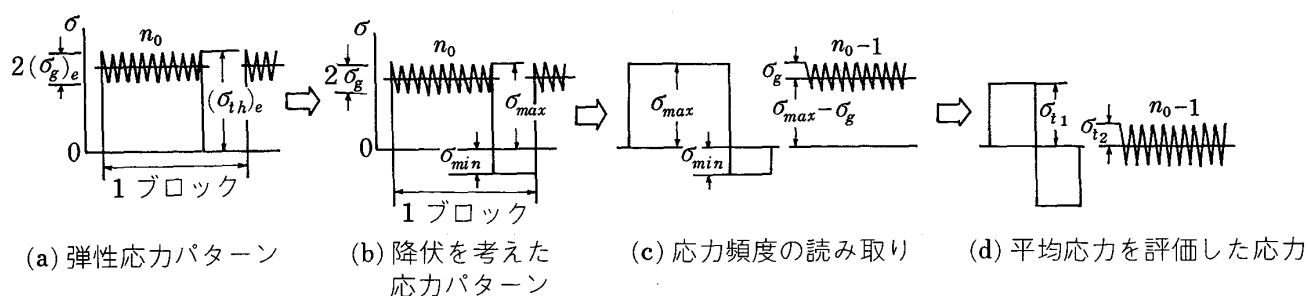


図 15 実働応力のモデル化のフロー

4. ディーゼル・エンジンのピストン・クラウンの疲労寿命

上記の部品は 10 数年前によく疲労破損事故をおこした。この時に、造船研究協会を中心に精力的に研究がなされた。この問題は図 3 の (c) の示した間欠波形の好例であり、また後述ガス・タービン翼の強度とも関連するので、説明する。

応力波形のモデルは図 11 (a)¹⁾ のようで、分解すると図 15 のように、大きな応力 $(\sigma_{th})^{16}$ が 1 回と、小さい応力 (σ_g^{16}) が (n_0-1) 回になる。 σ_g の寿命への寄与の計算の時に、マイナー則をとるか、修正マイナー則をとるかで非常に異なることは、 σ_g は一般に小さく σ_w より小さいから、Appendix で示した板車輪の例でみると同様である。また、この部品は疲労破壊の事例がかなり多数あったので、統計処理もし得、事例にあわせるように、 $S-N$ 曲線を作製することもできた¹⁾。その結果では、傾向的には $S-N$ 曲線は図 2 (b) の ABE となり、ABC と ABD の中間に位置する。

ただし、この時の寿命計算は (4) 式で $\gamma=1$ とし、 $n_2=2 \times 10^6$ をとっているが、この例で $S-N$ 曲線を修正マイナー則にとつた時に、(4) 式での γ がいくらかになるかは検討しておくで実用上、また学問上役にたつであろう。

5. 疲労寿命算出法の問題点 (ガス・タービン翼を例にとつて)

文献 1) と 2) には主として常温の実例をあげておいたので、それをみていただくことにし、これら文献にかかげていない、その後研究したガス・タービン翼の例を示す。また、この例は 2 章でのべた種々の問題点をその中に含んでいるので、未解決のところが残っているが、2 の疲労寿命を算出する時の具体的説明として適当な例と考えたからである。

5.1 応力波形

応力波形はモデル的に書くと図 11 (a) または (c) のようで、振動がなければ図 11 (c) の台形波の問題とな

¹⁶ σ_{th} は熱応力で、 σ_g はガス圧等による機械的応力、 n_0 はエンジンが動き出して停るまでの σ_g のくりかえし数。

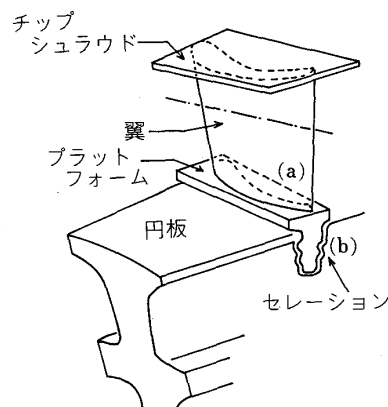


図 16 ガス・タービン動翼の構造

り、振動を伴うと図 11 (a) の間欠波となる。また図 16 (a)³⁶⁾ の場所は応力集中のほとんどない平滑試験片のデータを使用できるが、図 16 (b) のセレーション部は応力集中部となるから切欠材の知識を必要とする。つぎに、高温で使用するので、クリープの問題が入ってくるし、また第一段動翼については時に高温腐食の影響³⁷⁾が入ってくる。

さて、ガス・タービン翼に働く応力は高温高速回転であるから、十分に把握されておらず、また流体力学と振動学の境界領域であるので、基礎研究もわずかである³⁸⁾。

ガス・タービン翼や送風機用³⁹⁾ またはガス・タービン用圧縮機の翼については設計者は細心の注意を払って共振をさせているはずであるが、時には折損事故の発生を見聞するのは、測定や理論解析の困難さのために、筆者は励振力の問題が十分に解明されていないのではないかと考えている。

従つて、強度設計としては、振動することある程度考慮に入れてつくつておいた方が無難といえよう。

5.2 寿命計算法

5.1 でのべたように、振動応力は十分つかみきつていないし、また、2 章でのべたり、後述するように、強度設計の問題は明確になつていないことが多いので、寿命計算法は確定されている訳ではないが、これまでにわか

つている範囲で寿命計算法を設定し、使用している。なお、問題点については、研究の進むにつれて修正することになっている。車軸と同様、製品をつくり、使用しながら、必要な基礎研究と併行して、精度をあげていくのがよい方法であろう。

今回は図 16 (b) のセレーション部についての計算例をのべる。

5.2.1 励振力による応力

流体励振力³⁸⁾については、発停時、定常運転時、また工作精度、熱ひずみそして使用による状況の変化等の影響を考えると、実測のデータを蓄積せざるをえないが、計測の困難さのために、車両用台車部品¹³⁾のようにはいかないため、資料は乏しい。

5.2.2 寿命計算

図 17⁴⁰⁾⁴¹⁾ は第 1 段翼のセレーション部の寿命計算結果をまとめたもので、計算過程は表 2 に示してある。ここで、計算には次の仮定をおいている。

- (1) 減衰係数は実測値を用いる。
- (2) 弾性応力の変換は(5)式を使用する。
- (3) クリープによる応力再配分の評価は大路・久保の式⁴²⁾を用いる。

(4) 平均応力の評価は図 10 を用いる。

(5) S-N 曲線の σ_w 以下はハイパッハ則⁴⁷⁾を用いる。

(6) 振動応力の頻度 n_2 は 10^3 とする。

以上の仮定について、2 章と比べながら若干の説明を行う。

(1) この計算では減衰率 0.015 を採用した。

(2) σ と ϵ の関係については、常温の鋼については(6)式を用いたが、ここでは材料 MM 007, 700°C の実験から

$$\epsilon = \sigma / 1.91 \times 10^4 + (\sigma / 405.8)^{1/0.203} \dots\dots\dots (10)$$

を用いた。

(3) 切欠底の応力のクリープによる再配分については大路・久保の式(表 2 参照)を用いる。図 17 に示すように、クリープによる応力の再配分をするかしないかで寿命が著しく異なることがわかる。

(4) 平均応力の評価については、高温で図 8 (b) の場合は図 10 に示すように楕円則になるが、常温での間欠波形の実験(後述、6 参照)にみるように、平均応力が変動すると条件が厳しくなるので、直線則の方がよいのかもしれないが、まだよくわかっていないので、ここでは楕円則を採用した。もちろん、直線則を用いる方が寿命は短くなる。

(5) S-N 曲線を σ_w 以下にのばす時に図 2 (b) での ABD とするかは ABE とするかで寿命はかなりかわってくる。

高温材料の変動応力の実験はほとんどない⁴³⁾⁴⁴⁾ ので、

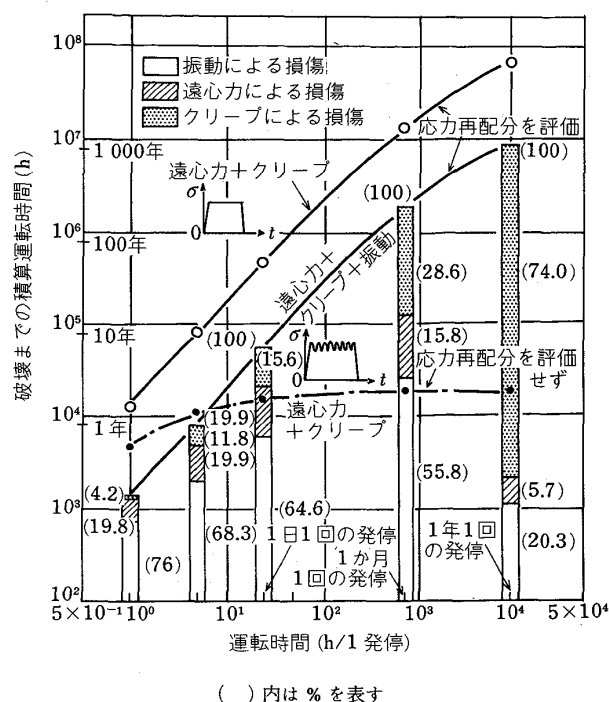


図 17 タービン動翼の寿命予測結果の一例

よくわかっていないが、回復作用のあるため常温より高温の方がきびしくないように考えられるので、この計算では図 2 (b) での ABE を採用した。

(6) 2.1 でのべたが、(4)式で左辺の第 2 項の分母は(5)でのべたことにより定まり、分子がここでのべることにかかわってくる。この計算では $n_2 = 10^3$ とおいたが、次のことを考えて定めた。

(i) 共振するのが、加速時または減速時であると、共振点通過時間からみて、くりかえし数は 10^3 をみておけばよいであろうと推定した。

(ii) 定常状態に入った時の繰返し数はもし共振しているならば、タービン翼の場合、固有振動数が 10^3 に近いから、すぐ $10^7 \sim 10^9$ になるが、2.1 や各種変動応力、重畳波形また間欠波形の実験等⁴⁵⁾ でみるように、大きな応力のつぎにくる小さい応力は 10^3 くらいのくりかえしまでが、疲労寿命に影響を及ぼすと考えられるからである。

以上が表 2 の計算についての簡単な説明である。なお、以上の計算結果と実寿命を比べると、比較的よくあう時と、まだよくあわないことがあるのが実情で、もつと研究をすすめるなければならないと考えている。この計算と関連するものとして、次の研究を紹介する。

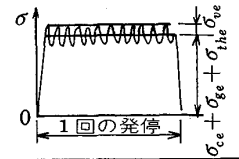
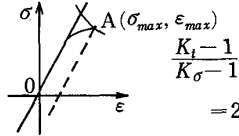
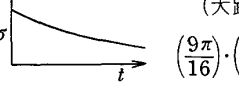
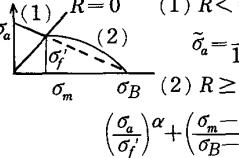
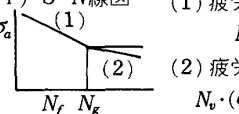
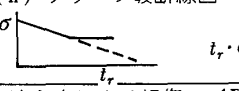
5.3 間欠波形の高温疲労強度⁴⁶⁾

5.2 でのべた(4), (5), (6)を関連づける意味で、高温での間欠波形の実験を紹介する。二通りの寿命計算法について説明する。

図 18 と図 19 で、図 18 は (a) を (a-1), (a-2), (a-3) とわけて計算する方法で、図 19 は台形波と正弦波にわ

†7 図 2 (b) で S-N 曲線として ABE を採用する。

表 2 M1A-01 2 段動翼セレーション部寿命評価法

評価項目	評価式等	実験定数等
1) 実働応力 モデル波形	 σ_{ce} : 遠心力 σ_{ge} : ガス曲げ応力 σ_{the} : 定常熱応力 σ_{ve} : 振動応力	$\sigma_{ce} = 71.8 \text{ kg/mm}^2$ $\sigma_{ge} = -3.7 \text{ kg/mm}^2$ $\sigma_{the} = 3.1 \text{ kg/mm}^2$ $\sigma_{ve} = \pm 10 \text{ kg/mm}^2$
2) 弾性応力 の変換	 (公江らの式) $\frac{K_t - 1}{K_\sigma - 1} - 1 = 2.4 \left(\frac{K_c - 1}{K_t - 1} - 1 \right)$	・ 応力-歪み関係式 $\varepsilon = \frac{\sigma}{1.60 \times 10^4} + \left(\frac{\sigma}{151.5} \right)^{1/0.11}$ ・ A 点の応力 $\sigma_{max} = 70.7 \text{ kg/mm}^2$ (振動応力を考慮) $\sigma_{max} = 65.7 \text{ kg/mm}^2$ (振動応力を考慮せず)
3) クリープによる 応力再配分の評価	 (大路・久保の式) $\tau = \frac{(9\pi/16) \cdot (n/1) \cdot \tau}{(K_t^2 \cdot K_\sigma^{n-1} - K_t^{n-1}) / (n+1) + (K_\sigma^n - K_t^n) / (n-1)}$ $\tau = B \cdot E \cdot \sigma_n^{n-1} \cdot t$	$B = 5.957 \times 10^{-23}$ $E = 1.60 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ $n = 15.28$ $K_t = 4.19$
4) 平均応力 の評価	 (1) $R = 0$ (1) $R < 0$ (部分両振り領域) $\tilde{\sigma}_a = \frac{\sigma_a}{1 - \sigma_m / \sigma_B}$ (2) $R \geq 0$ (部分片振り領域) $\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_f'} \right)^\alpha + \left(\frac{\sigma_m - \sigma_f'}{\sigma_B - \sigma_f'} \right)^\beta = 1$	$\sigma_B = 92.8 \text{ kg/mm}^2$ $\alpha = \beta = 1.7$
5) 寿命曲線 $K = 1$	(i) S-N線図  (1) 疲労限以上 ($\sigma_a \geq \sigma_w$) $N \cdot \sigma_a^m = K$ (2) 疲労限以下 ($\sigma_a < \sigma_w$) $N_b \cdot (\sigma_f' / \sigma_w)^{2m-1} = N_g$ (ii) クリープ破断線図  $t_r \cdot \sigma^{m'} = K'$	(i) S-N線図 $N \cdot \sigma_a^{5.33} = 2.481 \times 10^{13}$ $N_b \cdot (\sigma_f' / \sigma_w)^{9.66} = 8.16 \times 10^5$ $\sigma_w = 26 \text{ kg/mm}^2$ (ii) クリープ破断線図 $t_r \cdot \sigma^{9.07} = 1.199 \times 10^{20}$
6) 損傷評価及 び推定寿命	・ 遠心力による損傷 $\Delta D_c = \sigma_a^m / K$ ・ 振動による損傷 $\Delta D_v = n_2 \cdot \sigma_v^{2m-1} / N_g$ ・ クリープによる損傷 $\Delta D_{cr} = \sigma^{m'} / K'$ $\bar{N}_{ess} = 1 / (\Delta D_{cr} + \Delta D_v + \Delta D_c)$	

温度: 入口ガス温度 920°C メタル温度 675°C 材料: Inco. 713 C

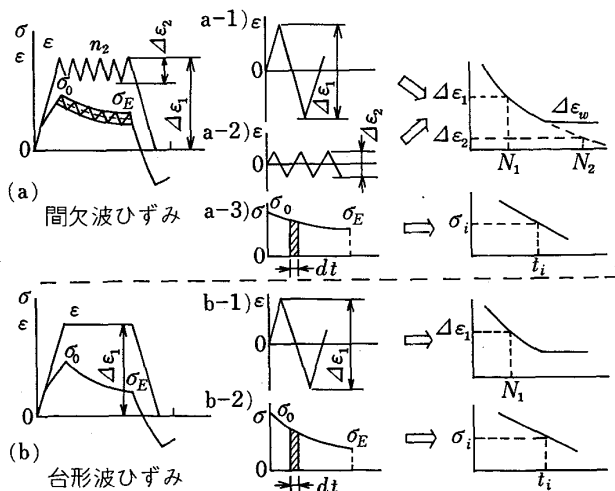


図 18 間欠波形実験における線形損傷則の説明

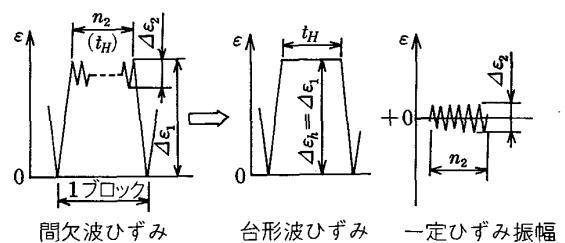


図 19 間欠ひずみ波形を台形波と一定ひずみ波形に分解する方法

けて計算する方法である。台形波の資料がある時には、図 19 の方法が正確さですぐれているが、疲労の資料とクリープの資料しかない時には、図 18 の方法にたよるをえない現状である。図 18 の方法をとる時には、

台形波の寿命を計算するのに図 18 (b) に示すように、疲労の損傷とクリープの損傷に分解して計算するが、両者の間に線形則が成立すればよいが、一般には成立しないことが多い⁴⁷⁾ ので、計算精度はよくない。

要するに、寿命計算には、線形則を用いるが、あくまでも“便法”であつて、例えば、台形波の実験結果をできるだけ多く使用するに勝るものはない。

5・2・2 の (2) で切欠材の寿命計算にふれたが、このような方法が可能であるのは、両振りまたは平均応力が一定の時であつて、切欠材の間欠波形の高温強度については、本当は上記のように分割して計算できるものではない。しかし、現在は図 18, 19 で示したような研究は少ししかないので、本質がわかるまでは、ここでのべた方法を使わざるをえないと考えている。

6. 最近の研究の一例—切欠材の間欠波形の実験

2・2 で述べたように、切欠材の場合、図 8 の (a) または (b) の場合は、常温については計算で求めることができるが高温についても精度は少しわるくなるが計算で求めることができる⁴⁸⁾。

平均応力が変化する時、すなわち間欠波形の時には、今のところ計算で寿命を求めることはできない。研究結果の一部を示す²²⁾。

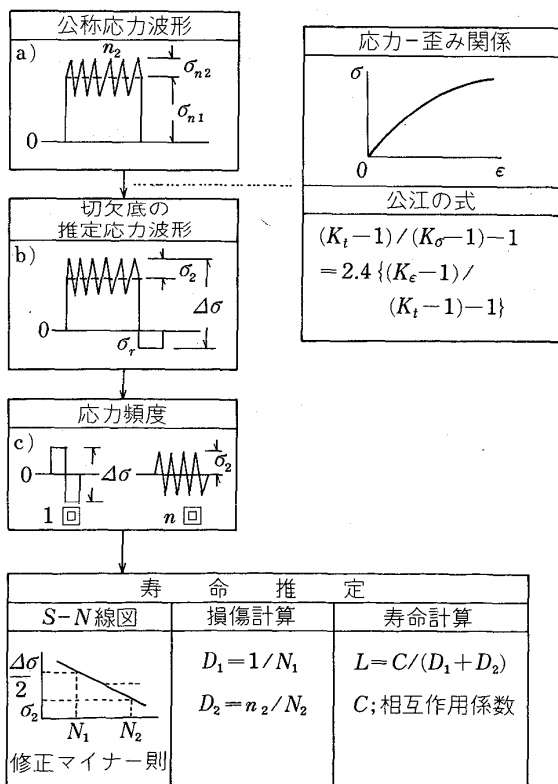


図 20 切欠材の間欠波形下におけるき裂発生寿命推定法

き裂発生寿命の推定方法を図 20^{†8)} に示す。補正係数 C を 0.4 として推定した結果と実験寿命の比較を図 21 に示す。図 20 の中で平均応力の変化による疲労損傷度を D_1 、重畳している応力 σ_2 による疲労損傷度を D_2 としている。また D_2 の計算に用いた N_2 は図 20 の左下にみるように、修正マイナー則を用いている。マイナー則を用い、 $\sigma_2 < \sigma_w$ の時には N_2 は ∞ となり、 D_2 は 0 である。

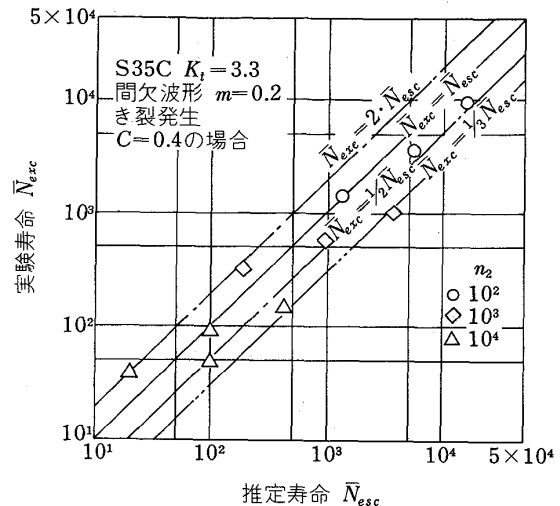


図 21 推定寿命と実験寿命の関係

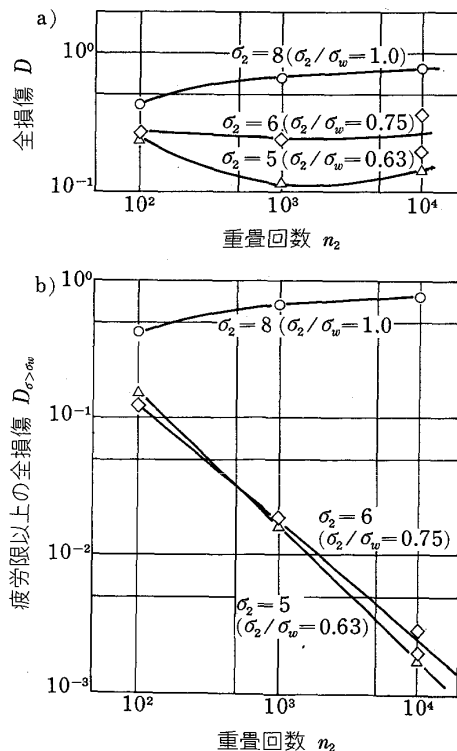


図 22 重畳回数 n_2 と $D_{\sigma > \sigma_w}$, D との関係

^{†8)} この図は図 15 と少しちがうがよく似ている。

図 22 は、重畳回数 n_2 と $D_\sigma > \sigma_w$ または D の関係を示したものである。 $\sigma_2 = 8 \text{ kg/mm}^2$ (σ_w にほぼひとしい)の時には、 $D_\sigma > \sigma_w$ はほぼ 1 に近いが、 $\sigma_2 < \sigma_w$ の時には $D_\sigma > \sigma_w$ は 1 よりかなり小さく (例えば、 $n_2 = 10^4$ の時には 10^{-3} くらい) でき裂が入っているのを見るであろう。このような場合、 $N_2 \rightarrow \infty$ では実験事実を説明できなくて、修正マイナー則 (すなわち $N_2 \rightarrow \text{有限}$) として、 D_2 を大きくみつめると $D = D_1 + D_2$ は 1 に近づくことがよく理解できるであろう (D_1 は $D_\sigma > \sigma_w$ に近い)。

$C=0.4$ ということは、 D_2 を修正マイナー則で補正しても、不十分ということで、その上に C という補正係数をかけていることを示している。

7. 技術の伝承と安全性について

7.1 技術の伝承について

2 章から 6 章にかけて、疲労寿命設計研究の歴史的過程や車軸、ピストン・クラウンおよびガス・タービン翼についての研究成果の一部を解説し、おおよその情況を知つていただけたかと思う。しかし、よく考えると (i) 非常にデータが多いが、それぞれの目的に従つて研究、や試験がなされているので統一なされていないこと、(ii) 年々歳々、膨大な疲労の研究⁴⁹⁾ はなされているが、仔細にみると、本当に設計時に必要な資料は少なく、ある分野のデータは多い (どうでもよいといえ言いすぎであるが、実施しやすい研究が多い) ことである。(iii) 各種の要因の組合せや、長時間かかるもののデータ (換言すれば、応力が小さく繰返し数の多いもの) は少ない。従つて、今後必要と思われるデータ・ベース等の資料を集め、整理し、また実験・研究を続行しなければならないと考えている。しかし、一方目下のような経済状況になると、研究の拡大は難しく、その上経験豊富な高年齢者が第一線から引くことにより、蓄積された技術が失われていくことがおそれられる。

これらのことを考えて、著者らは 10 数年前からデータベースの研究をし^{50)~52)}、また知識、経験の伝承を考えて、機会をつかまえて報告や思い出ばなし⁵⁾ をかいてきた。甚だ不十分であるが活用していただければ幸いである。しかし、少数の人の力では限界があるので、大勢の方がこの方面に関心をもたれて、根気よく、資料の量をふやし、質を高めておかないと今後に悔をのこすことが心配される。

7.2 安全、新材料の研究・開発について

著者は新幹線台車、特に高周波焼入車軸の研究、設計および試験に参画した。現在、御陰様で無事走行しているが、最も心を使つたのは、安全の問題、すなわち“人の命の尊さ”についてであつた⁵³⁾。

大勢の人の命をあずかる以上、事故の確率は 0 でなくてはならないが、経済性 (製品価格や保守の費用も含めて) との兼ね合いをどこへもつていくかについては、人間

表 3 高周波焼入材の疲労強度比較

σ_B (kg/mm ²)		180~220	
σ_{W0} ($d=10$) (kg/mm ²)		80~100	
圧入部の疲労限 (kg/mm ²)		σ_{W1}	σ_{W2}
直径 (mm)			
50		30	>35
120		32	32
140		18	>23
209		≒11	12~15
実物輪軸		≒ 9	—
σ_{st} (静荷重による応力、最頻値)		2.2	—

の命に対する考え方によつてかなり幅のあるものである⁵³⁾。できるだけことはさせて貰つたが、詳細は疲労強度こぼれ話 (機械設計, 30) (昭 61 年 8 月) にゆずる。

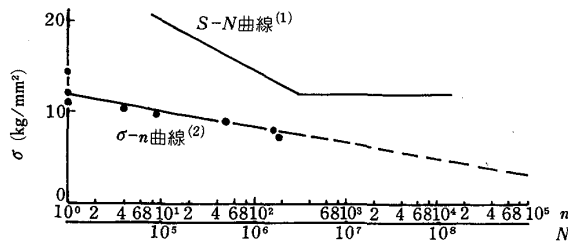
つぎに、新材料の開発が最近やかましく言われているが、上記安全のことと関連があるので考え方を書いてみる。40 年前に高周波焼入れに眼をつけて⁹⁾、従来の耐摩耗向上策だけでなしに、疲労強度向上も考えた。今でいう表面が硬くて、内部が粘い“複合材”である。また、表面硬化層も急速加熱であるから、ミクロにみるとこれまた“複合材”である。

数多くの実験、理論的研究、実用試験を行つて、歯車、車軸、PC 鋼棒等に適用した。車軸に適用した時の一連の強度試験の結果の概要を列記すると、表 3 のように寸法効果、圧入部の焼食、変動荷重、長時間のくりかえし効果等の要因の重なりを考えると、結局静的応力 σ_{st} (図 13 の $\sigma_{d.f.B}$ または $\sigma_{d.f.A}$ で、最頻値に近く、ABD 線に対しては寿命を左右する) は、抗張力の“1%”である点に注意されたい。新素材を強度メンバーとして開拓する時、まず最初に実験するのは、抗張力、のび、硬さ等であるが、設計につかつて、実用化になるまでには、種々の要因の影響をうけて低下することを考えに入れておかないと、思わぬ失敗をするから注意しなければならないことを教えていると思う。

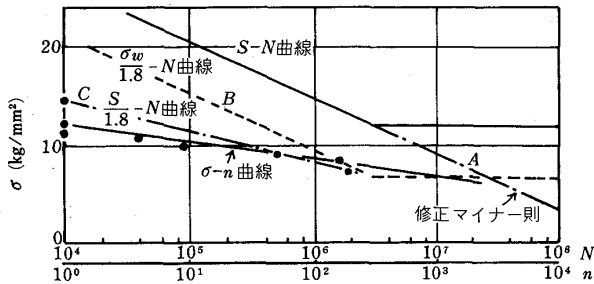
8. 結 言

機械の疲労寿命の研究の概要をのべたが、“相互作用”、“非線形性”、“ばらつき”、“長時間かかる実験がのこされている”ことなどのために⁶⁾、“混沌”としている意味で、生物 (特に人間) に近い面をもっているので、40 数年間の疲労の研究でえられた“考え方”を、安全の問題、人間の寿命、人間科学⁶⁾ (例えば、“人間心理のなだれ現象⁶⁾⁵⁴⁾”、“人間の深層心理⁵⁵⁾”、“脳と心の相互作用⁵⁶⁾”、“言語のくりかえし効果⁶⁾⁵⁷⁾”等) の方面に役立てられれば幸いと考えている⁵³⁾。

というのが、がむしゃらに、終戦後、経済復興のために、生きてきて、60 才をすぎた今、わが国の状況を省みる時、物は豊かになつたが心は貧しくなつたように感ずる。あらためて、“人間とは何か”、“人間はいかにあ



- (1) 事故品から切り出した試験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つた）の修正を行ったもの

a) 板車輪の寿命計算に用いた σ - n 曲線、 S - N 曲線

b) 板車輪の寿命計算資料

付図 1 板車輪の S - N 曲線と σ - n 曲線

付表 1 板車輪の寿命計算

σ_i kg/mm ²	n_i	N_i	$(n_i/N_i) \times 10^{-6}$
14.0	0.1	1.35×10^6	0.074
13.5	0.2	1.7×10^6	0.118
13.0	0.4	2.0×10^6	0.175
12.5	0.6	2.5×10^6	0.240
12.0	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}

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

(2.7 m: 車軸 1 回転ですすむ距離)

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

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

(100 : 1 日の走行料)

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

約 3 年で破壊

るべきか”を考えざるをえなくなったからである。

Appendix 板車輪の寿命計算例

付図 1 が、昭和 30 年頃疲労破損した板車輪の応力頻度と S - N 線図である。付表 1 は図 2 (b) で ABC を採用した。すなわち、 σ_w 以下の N_i を “ ∞ ” と考えた時の

計算例で寿命は 3200 年とでている。これに対し図 2(b) の ABD を用いる、すなわち σ_w 以下の N_i を ∞ でなしに、有限と考えた時には付表 1 で $\sigma_i = 11.5 \text{ kg/mm}^2$ 以下の応力に対しても、 N_i は有限となるから、 (n_i/N_i) の項が 0 とならずに、しかも (n_i/N_i) の列に見るように σ_i が小さくなるほど (n_i/N_i) の数字は大きくなる傾向があるから、 $N_i = \infty$ とおいた時との寿命の差は大きくなる。

文 献

- 1) 中村 宏, 恒成利康, 堀川 武, 岡崎章三: 機械の疲労寿命設計 (1983) [養賢堂]
- 2) 中村 宏, 田中眞一: 機械の疲れ寿命算出法 (1972) [養賢堂]
- 3) 中村 宏, 恒成利康, 堀川 武, 馬越立郎: 船用機関学会誌, **17** (1982), p. 108
- 4) 中村 宏, 中野英明, 恒成利康, 堀川 武: 船用機関学会誌, **18** (1983), p. 657
- 5) 中村 宏: 機械設計, **29** (1985), p. 139, **30** (1986), p. 136
- 6) 中村 宏: 機械の研究, **38** (1986), p. 709
- 7) 技術のこころ一二 (日本機械学会編) (1985), p. 70 [丸善]
- 8) 中村 宏: 船用機関学会誌, **21** (1986), p. 511
- 9) 中村 宏: 高周波焼入と疲労強度 (1963) [日刊工業新聞社]
- 10) 中沢 一, 中村 宏: 軸と軸継手の設計 (1966) [オーム社]
- 11) 江原隆一, 堀川 武: 材料, **35** (1986), p. 669
- 12) 材料強度学 (日本材料学会編) (1986)
- 13) 中村 宏: 材料, **16** (1967), p. 71, p. 137
- 14) 中村 宏, 小西正一, 上田四郎, 田中眞一: 高速鉄道の研究 (1967), p. 204 [研友社]
- 15) 菊川 眞, 城野政弘, 宗 智浩: 材料, **21** (1972), p. 753
- 16) 城野政弘: 総合材料強度学講座 6, 疲労強度学 (1985), p. 221 [オーム社]
- 17) 中村 宏, 恒成利康, 堀川 武, 井手龍一郎: 機械学会論文集, **47** (1981), p. 461
- 18) 文献 7), p. 55
- 19) 中村 宏, 恒成利康, 公江茂樹: 材料, **27** (1978), p. 773
- 20) 公江茂樹, 中村 宏, 恒成利康: 材料, **34** (1985), p. 178
- 21) 公江茂樹, 中村 宏, 恒成利康: 材料, **35** (1986), p. 388
- 22) 中村 宏, 恒成利康, 堀川 武, 公江茂樹, 岡田友信: 材料学会第 18 回疲労シンポジウム前刷 (1986 年 11 月), p. 111
- 23) 機械学会関西支部シンポジウム疲れ強さ研究会研究報告 (1972 年 10 月)
- 24) 文献 1), p. 208
- 25) 西田俊彦, 西川友三: 機械設計, **29** (1985), p. 53
- 26) 鈴木 恵, 青谷俊明, 中西 博, 岡崎章三, 長谷川潔, 松田昭三, 中村 宏: 材料, **35** (1986), p. 647
- 27) 総合材料強度学講座 1, 材料強度学総論 (大南正瑛編) (1984) [オーム社]
- 28) 中村 宏: 鉄道業務研究資料, **8** (1951) 7, p. 1
- 29) 永島菊三郎, 中村 宏: 機械学会論文集, **17** (1951), p. 54
- 30) 中村 宏: 車軸折損事故防止対策委員会資料 (1949) [関東鉄道協会]
- 31) 中村 宏, 初野耕三: 鉄研報告 (1964) 424, p. 1

- 32) 山田敏郎, 北川 茂: 材料, **23** (1974), p. 751
33) 車両構造研究室: 鉄研速報 (1958) 58-32, p. 1
34) 田中眞一, 吉岡純夫, 井上彰夫: 材料, **35** (1986), p. 1083
35) 中村 宏: 機械設計, **30** (1986) 10, p. 133
36) 武 浩司, 堀川 武, 吉田昌平, 山地成一: 第 24 回高温強度シンポジウム前刷 (1986)
37) 岡崎章三, 長谷川潔, 松田昭三, 中村 宏: 材料, **36** (1987), p. 52
38) M. TANAKA, A. TAKEHIRA, K. KUWATA, A. HOSHINO, H. KOIKE, K. ISHIHARA, T. ISOZAKI and H. YAMAZAKI: Int. Conf. on Rotordynamics (1986 年 9 月), p. 307
39) 中村 宏, 馬越立郎, 堀川 武, 岡崎章三: 材料, **24** (1975), p. 9
40) 中村 宏, 恒成利康, 堀川 武, 岡田友信: 機械学会講演論文集 (1984) 844-2, p. 80 [関西支部]
41) 武 浩司, 堀川 武, 柳井雅幸: 内燃機関, **24** (1985), p. 44
42) 大路清嗣, 久保司郎, 平原裕明: 機械学会論文集, **50** (1984), p. 1583
43) 岡田友信, 中村 宏, 堀川 武, 恒成利康: 材料, **33** (1984), p. 417
44) 森 時彦, 豊田裕至: 材料, **35** (1986), p. 287
45) 高杉俊二, 堀川 武, 恒成利康, 中村 宏: 材料, **33** (1984), p. 973
46) 岡田友信, 中村 宏, 恒成利康, 堀川 武, 武 浩司: 材料, **35** (1986), p. 241
47) 中村 宏, 皆田日出男: 機械の研究, **28** (1976), p. 333
48) クリープ・疲労相互作用下における SUS 304 ステンレス鋼の高温低サイクル疲労寿命におよぼす切欠き効果に関する共同研究 (日本鉄鋼協会編) (1985), p. 202
49) 例えば, 材料の疲労に関する研究の趨勢 (1985) [材料学会]
50) 堀川 武: 材料学会, X線材料強度部門委員会, 強度設計分科会資料 (1972)
51) 植西正裕, 中村 宏, 堀川 武, 市村丈夫, 谷沢 正, 高杉俊二: 材料, **29** (1980), p. 1108
52) 岡田修身, 中村 宏, 植西正裕, 堀川 武, 岡崎章三, 中村敏則, 長谷川寿男: 川崎重工技報 (1986) 91, p. 18
53) 中村 宏: 機械学会誌, **90** (1987) 827, p. 1168
54) 清水 博: 生命を促えなおす (1978), p. 36 [中公新書]
55) 太田久紀: 凡夫が凡夫に呼びかける唯識 (1985), p. 42 [大法輪閣]
56) ケネスペレティエ: 意識の科学 (吉福伸逸, スワミ プレム プラブダ訳) (1986), p. 168 [工作舎]
57) 角田忠信: 続日本人の脳 (1985) [大修館書店]