# 舶用プロペラ翼の疲労損傷に関する信頼性解析

# 高井 元弘\*

# Reliability Analysis of Propeller Blade Fatigue Failure

# By

# Motohiro Takai

### Abstract

Fatigue strength of Ni–Al bronze, which is normally used as large size propeller material, was discussed both experimentally and analitically. P–S–N diagram of Ni–Al bronze was proposed from S–N curve and the same stress level fatigue test results of thirty specimens. By applying modified Miner's rule to P–S–N diagram and the alternating blade stress frequency distribution model, the fatigue strength of propeller blade at various non–failure probability was estimated.

It was concluded that the blade stress of high speed ships in operation was a little higher than estimated fatigue strength at stress cycles of 10<sup>9</sup>.

Furthermore the fatigue strength of notched specimens were examined experimentally and analitically. And the fatigue crack propagation probability was also discussed by Monte Calro simulation under postulation of distribution functions for crack size, number of cracks, material constants and applied alternating blade strees.

## 1. まえがき

近年,自動車専用船などの高速船に装備されている ピッチ比が高く,方形係数が低いプロペラ翼にしばし ば損傷事故が発生し,その原因と対策が検討されてい る<sup>1),2)</sup>。これらによると,損傷事故は船の完工後2~3 年以内の比較的早期に発生したケースが多く,かつ損 傷した翼について定期検査時に顕著なき裂や欠陥が発 見されていないようである。損傷翼破断面の調査など から,プロペラ翼の損傷は翼前進面0.23~0.3 Rのい わゆる翼根部で発生し,プロペラ製造時に表面近傍に 生じた鋳巣,ブローホールなどの鋳造欠陥を起点とし てき裂が発生し,変動応力によりき裂が比較的短期間 に進展,破壊に至った疲労破壊であることが推定され ている。

舶用プロペラは、鋳造による一品生産品であること

\* 機関動力部 原稿受付:昭和61年12月25日 から翼強度のばらつきやブローホールなどの鋳造欠陥 の存在はある程度避けられないと考えられる。また, 作動中のプロペラ翼に生ずる変動負荷応力値は,同一 の船であっても操船方法や気象,海象条件により変動 すると考えられ,一定の負荷条件で使われる構造部材 とは異なった応力条件下にある。したがって,プロペ ラ翼の損傷を考えるには翼の材料強度,材料定数,翼 根部近傍に先在する欠陥の大きさ,数,航行中に生ず るプロペラ翼の変動応力値などが確率的に分布すると して検討することが必要である。

また、プロペラ翼には、船の寿命20年程度と考えて も、10°回オーダーの変動荷重が負荷されると推定さ れる。大形プロペラ翼材料として一般に使用されてい るアルミニウム青銅(ALBC3)材は、鉄鋼材料などと 異なり変動荷重に対する耐久限度が存在しないと考え られており、10<sup>7</sup>回の荷重繰り返しを越えても、繰り返 し数の増加とともに疲労破壊強度が低下して行く傾向 にある。10°回オーダーの疲労試験を実施し、疲労強度 に対する許容応力値を決めるには時間的にも経済的に

も大きな困難が伴うため、より簡便な疲労強度評価手 法が求められている。

このようなことから、本報告では、プロペラ翼の疲 労損傷に対する信頼性を明らかにするため、翼材料で あるアルミニウム青銅材の疲労強度のばらつき、負荷 応力値の頻度分布を考慮し、翼根部の許容応力値を求 めると共に、材料に切欠きが存在する場合の疲労破壊 寿命の低下を検討した。また、材料定数、欠陥の大き さや数、負荷変動応力値が確率的に変動して分布する として、疲労き裂が進展し破損に至る確率をシミュレ ーションにより検討したので報告する。

## 2. プロペラ翼材の疲労破壊寿命

## 2.1 翼根部の負荷応力

航行中にプロペラ翼根部に生ずる負荷応力はプロペ ラー回転中に変動する。Fig.1は,運輸省航海訓練所 の練習船「青雲丸」のプロペラ翼について著者らが実 船計測により得た翼前進面翼根部での応力変動波形曲 線である<sup>3)</sup>。Table1は,計測した翼の要目である。

一回転中の応力変動波形はプロペラ回転角0度付近 で大きなピークが生じ,回転角180度付近に小さなピ ークがみられるが比較的正弦波に近く,full-load時で 平均応力が8 kg/mm<sup>2</sup>前後,変動応力振幅約3.5 kg/ mm<sup>2</sup>を記録した。Fig.2はその後,各国で実施された 翼応力実船計測の代表値をまとめたものである<sup>4)</sup>。 同時に,日本海事協会技術研究所で実施された非定常





 Table 1
 Principal Paticular of Stress Measurement

 Propeller
 Propeller

3900
0.1692
0.8615
0.280
MAU-M
4
HZ-alloy-CE
5400BHP
×176R. P. M



Fig. 2 Comparison between Calculated and Full Scale Measured Blade Stress (R=stress ratio)

揚力面理論に基づく負荷応力の計算結果<sup>5)</sup>も併せて示 すが、実験値に比較的近いと思われる。これらをまと めると、プロペラ損傷が問題となっている高速船のプ ロペラ翼負荷応力は、実測値によると、定常航行時で、 応力比 R=0.3~0.4、変動応力振幅は3 kg/mm<sup>2</sup> 前後 と考えられる。計算値では変動応力振幅が若干高くな っている。

## 2.2 応力頻度分布

2.1 で述べたようにプロペラ翼根部の負荷応力は一回転で一度変動する変動負荷応力であるが、この変動 負荷応力の応力振幅値は船速、載荷状態、気象、海象 条件などにより大きさが変動すると考えられる。プロ ペラ翼の疲労寿命を考えるには、実船プロペラ翼に負 荷される変動応力振幅値はもちろんの事、その頻度分

(282)

布が正しく把握されなければならない。しかし,この 頻度分布を実船計測によって求めるには長期間の計測 を必要とし、技術的な問題と多額の費用を要する点か ら現在の所十分な計測例が報告されていない。したが って、現状では適当な分布を仮定する必要があり、(1) 式で示す対数正規分布が良く適合すると言われてい る<sup>6</sup>。

この分布は,ある値(中央値)の近傍が高い確率で 出現し,それ以下の値においても比較的高い確率で出 現するが中央値より大きな値の出現確率は比較的小さ くなる現象を模擬するのに適している。

$$f(S_a) = 1/(\sqrt{2\pi} \cdot SS \cdot S_a) \exp \{-(\log S_a - \log S_m)^2/2 \ SS^2\}$$
(1)

f(S<sub>a</sub>)=応力振幅値頻度分布の密度関数,

 $S_a = 応力振幅值 (kg/mm^2),$ 

 $S_m = 応力振幅値の中央値 (kg/mm<sup>2</sup>),$ 

SS =尺度パラメータ(標準偏差に対応)である。 Fig.3にSSをパラメータとし,Sm=3kg/mm<sup>2</sup>とした(1)式の密度関数を示す。尺度パラメータSSを変えることにより分布の形状を変化させることが出来,SSの値を大きく取る程,応力振幅値が広い範囲で出現する確率が高くなる。応力頻度分布は船種によって異な



Fig. 3 Assumed Probability Density Function of Propeller Blade Stress Amplitude during Operation, SS is Standard Deviation of Logarithmic Normal Distribution

ると言われている。経験的実績によるとタンカーのような肥大船は負荷応力変動値が小さく尺度パラメータ SS は約 0.05, コンテナ船のような高速船は約 0.1, 自 動車専用船 (PCC) は約 0.15 と推定されるとしている<sup>6</sup>。

3

船の寿命を20年程度と考えると、この間プロペラ翼は10°回オーダの変動荷重を受けることになる。

Fig.4は変動応力振幅値頻度分布の密度関数を(1) 式とし,船の一生にプロペラ翼の受ける変動荷重の繰 り返し数を10°回としてプロペラ翼に生ずる変動応力 振幅値の頻度分布を求めたものである。タンカーのよ うに尺度パラメータSSが小さくなる程,変動応力振 幅値が一定の場合に近づいてゆく。このことは、タン カーのような肥大船では運行中プロペラ深度が大であ りかつプロペラ半径方向の伴流変化が高速船にくらべ 小さいことからも理解できる。



Fig. 4 Stress Frequency Distribution of Propeller Blade during 20 Year's Operation

# 2.3 翼材料の S-N 線図

大型プロペラ翼材料として一般に使用されているア ルミニウム青銅 (ALBC3) 材の疲労強度についてはこ れまでに主として, 回転曲げ (Rotating Bending, R -B),平面曲げ (Plane Bending, P-B), 軸 (Tension to Tension, T-T) 荷重での評価が行われている。Fig. 5 は主な試験結果についてプロットしたものであ る<sup>7),8),9),10)</sup>。平面曲げ試験は,主に著者らが実施したも ので,供試材の化学成分,機械的性質を Table 2, Table 3 に, 試験片形状を Fig. 6 に示す。

Fig.5において,破断寿命は変動応力振幅(S<sub>a</sub>),破 断繰り返し数(N<sub>f</sub>)の両対数グラフ上でほぼ直線上に 分布する傾向を示している。この破断寿命曲線(S-N 線図)を最小自乗法によりそれぞれの荷重形式につい

(283)

4 て求めると以下のようになる。

> R-B 荷重: $S_a = 15.89 N_f^{-0.125}$ P-B 荷重: $S_a = 15.18 N_f^{-0.122}$

 $P-B 荷重: S_a = 15.18 N_f^{-0.122}$ T-T 荷重:  $S_a = 6.38 N_f^{-0.168}$  (2)

ただし、軸(T-T)荷重は応力比 R=0 および 0.4 で 実施されており、Sa  $(kg/mm^2)$  は変動応力振幅、Nf  $(\times 10^7)$  は破断繰り返し数である。

回転曲げと平面曲げ荷重では,破壊寿命曲線にほと んど差は認められないが,軸荷重とではかなりのひら きが認められる。これは一つには回転曲げ,平面曲げ





荷重の試験は主に両振り荷重で行われているのに対し て軸荷重は応力比 R=0 および 0.4 で行われているこ と,他の一つは荷重形式の違いによる応力勾配の影響 が考えられる。平面曲げ荷重での応力勾配の影響につ いては,Fig.6 に示す(a)大形試験片と(b)小形試験片 についての平面曲げ疲労試験結果を Fig.7 にしめす。



(b) Small Size Specimen



Table 2	Chemical Composition	of Ni–Al	Bronze	used in	Plane	Bending	Fatigue	Test
							·(wt.	%)

	Al	Fe	Ni	Mn	Cu
Test Material	9.37	4.85	4.79	0.82	87.17
JIS H5114 ALBC3	8.5~10.5	3.0~6.0	8.0~6.0	<1.5	>78

Table 3 Mechanical Properties of Ni-Al Bronze used in Plane Bending Fatigue Test

	Tensile Strength (kg/mm <sup>2</sup> )	Elongation (%)	Hardness H <sub>B</sub>
Test Material	68.9	26.0	174 (10/3000)
JIS H5114 ALBC3	>60	>15	>150(10/1000)

(284)



ing Fatigue Test between Small Size Specimen (20×5t) and Large Size Specimen (90× 44t)

小形試験片の方が疲労破壊寿命は高い傾向にあるが, その差は比較的小さい結果となっている。実機プロペ ラ翼では平面曲げ荷重状態であるが,翼根部では翼厚 が大であるため応力勾配が小さく,表面部では軸荷重 の応力状態に近いと考えられる。また,2.1 で述べたよ うに実測翼応力では,応力比は0.3~0.4 程度と考えら れることから翼の疲労寿命を考えるには,(2) 式におい て軸荷重の寿命曲線を使用することがより実態に近 く,安全側の評価が可能と考えられる。なお,鉄鋼材 料については回転曲げ疲労強度と軸荷重疲労強度につ いて大差ないことが報告されている<sup>11)</sup>。

# 2.4 P-S-N 線図

Fig.5からも分かるように、一定応力振幅下での疲 労破壊寿命すなわち破壊までの荷重繰り返し数は同一 の荷重形式においてもかなりばらついていることが分 かる。このばらつきの原因としては供試材料や試験条 件の相違等によるものが大であるが、同一の供試材料, 試験機,試験条件にて試験を行ってもあるばらつきを しめす。

Fig.8はアルミニウム青銅材について疲労破壊寿命 のばらつきを調べるためFig.6(b)に示す平面曲げ試 験片について、応力振幅 $S_a = 16.7 \text{ kg/mm}^2$ ,  $S_a = 20.3 \text{ kg/mm}^2$ の2ケースについてそれぞれ30本づつ試験 を行い、得られた破壊確率をワイブル確率紙にプロッ トしたものである。使用した試験機はシェンク式繰り 返し曲げ・ねじり疲労試験機(容量4 kg・m)である。 試験環境は、本来海水環境中で行うべきであるが、平 滑材の海水環境中疲労試験は、空気中の試験とほとん ど変わらない結果<sup>4)</sup>が得られているのですべて空気中 である。疲労破壊寿命の確率分布特性は3母数のワイ ブル分布で良く近似できることから、相関係数法<sup>12)</sup>を 用いて破壊寿命確率の母数 F(N)を求めると(3)式のよ うになる。

$$S_{a} = 16.7 \text{ kg/mm}^{2} \mathcal{O} 場合,$$
  

$$F(N) = 1 - exp[-\{(N - N_{c})/0.297\}^{1.12}]$$
  

$$N_{c} = 0.169$$
(3)

$$S_a = 20.3 \text{ kg/mm}^2 \mathcal{O}$$
場合,  

$$F(N) = 1 - exp[-\{(N - N_c) \\ /0.0784\}^{2.85}]$$
(4)  

$$N_c = 0.0257$$

ただし、N(×10<sup>7</sup>)は荷重繰り返し数であり、N<sub>c</sub>(× 10<sup>7</sup>)は、N<sub>c</sub>以下の荷重繰り返し数では破壊確率がゼロ である下限の値を示す。Fig.8で示す直線は横軸を(N  $-N_c$ )にとり、式(3)、(4)を示したものである。両直線 の傾きは異なっているが、横堀らの方法<sup>13</sup>に従い比較 的長寿命領域の疲労破壊寿命確率を示す(3)式の傾き が応力レベルのより小さい領域においても一定である と仮定すると、応力繰り返し数 N、応力レベル S<sub>a</sub>、に 対して疲労破壊寿命確率の分布関数 F(N, S<sub>a</sub>)は(5)式 (285) 6 のようになる。

$$F(N, S_{a}) = 1 - exp [-A\{(N - N_{c})/N_{c}\}^{1.12}] N_{c} = BS_{a}^{-\gamma}$$
(5)

ここで、Bおよび  $\gamma$  は材料、荷重形式で決まる定数 である。(2)式で表される Fig. 5 の直線は、それぞれ F (N, S<sub>a</sub>)=0.5 の時と考えられる。この時、平面曲げ荷 重と軸荷重の疲労破壊寿命のばらつきの程度が等しい と仮定し,  $F(N, S_a) = 0.5 \ c(2) \ zc(5) \ zdv - 致する$ ように、それぞれについて A, Ncを求めると、平面曲げ荷重と軸荷重の比較的長寿命領域の疲労破壊寿命の分布関数は(6), (7) 式のように得られる。









(286)

P-B 荷重の場合,

$$F(N, S_a) = 1 - exp[-0.381 \{ (N - N_c) / N_c \}^{1.12} ] N_c = 1.80 \times 10^9 S_a^{-8.20}$$
(6)

*T*−*T* 荷重の場合,

$$F(N, S_a) = 1 - exp[-0.383 \\ \{(N - N_c)/N_c\}^{1.12}] \\ N_c = 2.28 \times 10^4 S_a^{-5.95}$$
(7)

(6), (7) 式における  $F(N, S_a)$ に適当な値を与えるこ とにより非破壊の確率  $P(P=1-F(N, S_a))$ をパラメ ータとするいわゆる P-S-N線図が得られる。このよ うにして得られた線図を Fig.9 に示す。通常の S-N線図は、Fig.9 において P=0.5の時に相当する。

同様にして、比較的高応力レベルでの疲労破壊寿命 確率を示す(4)式の傾きが応力レベルのより大きい領 域において一定として、疲労破壊寿命確率の分布関数 F(N,S<sub>a</sub>)を求めると(8)、(9)式のようになる。

P-B 荷重の場合,

$$\left. \begin{array}{c}
F(N, S_a) = 1 - exp[-0.0463 \\ \left\{ (N - N_c) / N_c \right\}^{2.85} ] \\
N_c = 1.35 \times 10^9 S_a^{-8.20} \end{array} \right\} \quad (8)$$

T-T 荷重の場合,

$$F(N, S_a) = 1 - exp[-0.193 \\ \{ (N - N_c) / N_c \}^{2.85} ] \\ N_c = 1.71 \times 10^4 S_a^{-5.95}$$
(9)

#### 2.5 マイナー則による疲労破壊寿命の推定

2.1, 2.2 で述べたようにプロペラ翼根部に生ずる負荷応力の応力振幅値の頻度は船種によって異なる分布を示すと考えられる。このように負荷応力振幅が変動する構造部材の疲労破壊寿命の推定にはマイナーの累積損傷則(マイナー則)が良く用いられる。マイナーの累積繰り返し数比Dは(10)式のように定義される。

$$D = \int (n_i/N_i) dS_a = \sum_i n_i/N_i$$
  
=  $n_1/N_1 + n_2/N_2 + n_3/N_3 + \cdots$  (10)

ここで、 $n_i dS_a$  は応力振幅区間  $(S_a, S_a + dS_a)$  での 負荷応力の繰り返し数、 $N_i$  は応力振幅  $S_a$  一定とした 時の破壊までの繰り返し数で、通常 (2) 式あるいは S-N 線図より得られる。累積繰り返し数比Dの値があ 7

る一定値になると破壊するとするのがマイナー則の考 え方である。Dの値は一般に1とする事が多いが、実 際には材料、負荷条件が同じでもある値を中心にばら つきを示すことが知られており、文献14)によるとDの 値の変動係数は一定振幅下での寿命分布の変動係数に 第一近似として等しいという傾向が多くのデータに共 通して認められると指摘している。ここでは D=1 で 破壊が起こると仮定し, 2.4 で述べた P-S-N 線図にお いて非破壊の確率 P=Paに対する曲線を破壊寿命曲 線としてマイナー則によりプロペラ翼の破壊寿命推定 を行う。推定の計算はモンテカルロ・シミュレーショ ンの手法を用いる。その計算法のフローチャートを Fig. 10 に示す。翼根部の負荷応力振幅値の頻度分布の 密度関数は(1)式の対数正規分布とし,逆関数法により (1) 式に従う乱数を発生させそれを変動応力振幅とす る荷重がプロペラ翼に Δn=10<sup>2</sup> 回負荷されたとして 累積繰り返し数比 $D = \Sigma(\Delta n_i/N_i)$ を計算する。この時 破壊寿命曲線は Fig.9の P-S-N 曲線において非破壊 の確率 P=Paの曲線を使い、その直線部を低応力域ま で延長したものを用いるものとする(修正マイナー 則)。荷重形式は軸荷重(T-T 荷重)とする。

D≥1となった時、 $N_f = \sum \Delta n_i \epsilon$ 計算し、N<sub>f</sub> を破断 繰り返し数とする。 D<1なら次の乱数を発生させ上 記のステップを繰り返す。Table 4 に信頼度(非破壊 の確率) P=0.5 の時の破壊寿命曲線(S-N 曲線)を用 いて計算した結果を示す。負荷応力振幅値のひん度分 布の密度関数(1)式において、S<sub>m</sub>=3 kg/mm<sup>2</sup> とし尺度 パラメータはそれぞれ 0.05、0.1、0.15 とし、計算は 個々のケースについて 10 回づつ行い、それらを平均し たものである。S<sub>m</sub>=3 kg/mm<sup>2</sup>の一定応力振幅荷重で の破壊寿命を1として整理してある。Table 4 による と、破壊寿命は負荷応力振幅値のひん度分布の尺度パ ラメータ SS が大きくなるに従って低下しており、尺 度パラメータ SS=0.05 (タンカーなどの肥大船に相 当)で一定変動応力の場合の 96%、SS=0.15 (PCC 船 などの高速船に相当) で 67%となっている。

Table 5 は同様に荷重の振幅値が対数正規分布に従って変動するとして荷重繰り返し数が 10<sup>9</sup> 回および 10<sup>8</sup> 回になった時マイナーの累積繰り返し数比 D=1 となる,すなわち 10<sup>9</sup> 回および 10<sup>8</sup> 回まで破壊が生じ ない応力振幅値の中央値を求めたものである。SSパラ メータは 0.05, 0.1, 0.15 とし,破断寿命曲線は P-S -N線図で非破壊の確率 P=0.5 および P=0.9 とした 時の計算結果である。この値は設計時の許容応力値と も考えられ,10<sup>9</sup> 回荷重繰り返し数では信頼度(非破壊 (287)



Fig. 10 Calculation Flow Chart of Propeller Blade Fatigue Life N<sub>f</sub> by using Miner's Rule

Table 4Calculated Fatigue Life of Propeller Blade by using Miner's Rule,<br/>Taking Fatigue Life under Constant Amplitude Load as 1

S <sub>m</sub> Parameter	SS Parameter	Fatigue Life(P=0.5)	
3 kg/mm <sup>2</sup>	Constant Amplitude	$1(8.93\! imes\!10^8)$	
11	0.05	0.96	
11	0.10	0.84	
"	0.15	0.67	

Table 5 Median Value of Stress Amplitude, under which Propeller Blade does not fail before 10<sup>8</sup> and 10<sup>9</sup> Load Cycles, considering that the Distribution of Blade Stress Amplitude is expressed by Logarithmic Normal Distribution (P=non failure probability in P-S-N diagram)

SS Parameter	Median Value of Stress Amplitude (kg/mm <sup>2</sup> ) P=0.5		Median Val Amplitude P=	lue of Stress (kg/mm²) 0.90
	108	109	108	109
Constant Amplitude	4.33	2.96	3.82	2.61
0.05	4.30	2.93	3.78	2.57
0.10	4.20	2.86	3.70	2.51
0.15	4.07	2.76	3.57	2.43

(288)

の確率) P=0.90 とした時,一定振幅荷重では 2.61 kg/mm<sup>2</sup>, SS=0.05 のタンカー等では 2.57 kg/mm<sup>2</sup>, SS=0.15 の高速船では 2.43 kg/mm<sup>2</sup> となっている。 高速船では肥大船に比べ 5 %程度値が低下しており,船種によって許容応力値を変えることが合理的である ことを示している。また, 2.1 で述べたように翼根部の 負荷応力は,変動応力振幅が 3 kg/mm<sup>2</sup> 前後であるこ とが推定され,船齢 20 年, 10<sup>9</sup> 回負荷応力での疲労寿 命では負荷変動の大きい高速船では翼根部の実応力は 危険側にあることが考えられる。

#### 3. 応力集中部の疲労破壊寿命

欠陥などの応力集中の度合を表示するために応力集 中係数(形状係数) α が用いられるが,応力集中部の 疲労強度の低下の度合を示す切欠き係数βとは一般 に一対一に対応せず,αが等しく,材料,荷重などの 条件が同一の場合でも,応力集中部の応力勾配やサイ ズの違いによりβの値も異なってくる。ここでは,ア ルミニウム青銅材の応力集中部の疲労破壊寿命を平滑 材の疲労破壊寿命確率分布を用い,WeibullのWea-

# 3.1 応力集中部の疲労破壊確率分布関数

応力集中部のサイズは平滑部分に比べ非常に小さい とし,部材の表面部より疲労破壊が生ずると仮定する。 F<sub>o</sub>(N, S<sub>a</sub>)を単位面積当たりのN(繰り返し数), S<sub>a</sub>(変 動応力値)に関する疲労破壊確率分布, F<sub>n</sub>(N, S<sub>a</sub>)を切 欠きを含む部材の疲労破壊確率分布関数, F(N, S<sub>a</sub>)を 平滑材の疲労破壊確率分布関数とする。部材表面を微 少領域 dV に分け dV 内で変動応力値 S<sub>a</sub>が一定とす ると,部材の破壊しない確率は直列系の信頼度と考え られるから,

$$(1 - dF_n(N, S_a)) = (1 - F_0(N, S_a))^{dV}$$
(11)

したがって,

$$log(1 - dF_n(N, S_a)) = dV \cdot log(1 - F_0(N, S_a))$$
$$log\overline{F_n(N, S_a)} = \int_V log\overline{F_0(N, S_a)} \, dV$$
$$\overline{F_n(N, S_a)} = exp[\int_V log\overline{F_0(N, S_a)} \, dV]$$
(12)

ただし,  $F_n(N, S_a) = 1 - F_n(N, S_a), \overline{F_0(N, S_a)}$ =  $1 - F_0(N, S_a)$ である。

Vnを切欠き部の応力集中領域とすると、(12)式は、

$$\overline{F_n(N, S_a)} = exp\left[\int_{V-V_n} \log \overline{F_0(N, S_a)} \, dV\right]$$

$$+ \log \overline{F_0(N, S_a)} \, dV]$$
  
=  $exp \left[ \int_{V-V_n} \log \overline{F_0(N, S_a)} \, dV \right]$   
 $exp \left[ \int_{V_n} \log \overline{F_0(N, S_a)} \, dV \right]$ 

応力集中領域  $V_n$ は平滑部に比べて非常に小さいこ とから、上式において  $exp[\int_{v-v_n}\log F_0(N, S_a) dV]$ は 平滑材の破壊しない確率分布関数  $F(N, S_a)$  に等しく なると考えられる。したがって、切欠きを含む部材の 疲労破壊確率分布関数  $F_n(N, S_a)$  は (13) 式のようにな る。

$$F_{n}(N, S_{a}) = 1 - \overline{F(N, S_{a})}$$
$$\cdot exp[\int_{V_{n}} \log \overline{F_{0}(N, S_{a})} dV] \qquad (13)$$

 $F(N, S_a)$ は、(6)~(9)式より求め、 $F_o(N, S_a)$ は(12) 式を平滑材に適用することにより得られる。以上より 切欠き部近傍の応力分布が得られれば、(13)式より切欠 き部を含む部材の疲労破壊確率分布関数を推定するこ とができる。

# 3.2 切欠き材の疲労破壊寿命

(13) 式を用い切欠き試験片の疲労破壊寿命分布を求める。Fig. 11 に切欠き試験片の形状,寸法を示す。切欠きは円孔とし,円孔の径 d,試験片幅 B として,d/



Fig. 11 Size of Notched Specimen

B=0.011, 0.039, 0.067 の3種類とし,荷重は繰り返 し曲げ荷重とした。切欠き部の応力分布は,中央に一 個の円孔を持つ有限幅の板が引張り,圧縮を受ける場 合と考え,Howland<sup>16)</sup>の厳密解より求める。これによ る応力集中係数は,b/B=0.011 で3.0004,d/B=0. 039 で3.0054,d/B=0.067 で3.0159 となりほぼ等し いが応力勾配など応力の分布は異なる。厳密解より求 めた応力集中部近傍の応力は,ある値以上になると塑 (289)

9

性変形を起こし実際の値とは異なる。ここでは, 歪が 厳密解より得られた応力に比例しているとして求め, 応力は Fig. 12 に示す引張り試験より求めた応力-歪 線図における歪に対応する値とした。

なお、アルミニウム青銅材の Young 率は Fig. 12 よ り E=1.24×10<sup>4</sup>kg/mm<sup>2</sup> とし、応力 16 kg/mm<sup>2</sup> 以上 では Fig. 12 の測定値を最小自乗法により、(14) 式のよ うに近似する。

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{\boldsymbol{\nu}} = 1.37 \,\,\boldsymbol{\sigma}^{2.64} \tag{14}$$

ここで、 $\epsilon_p$ は塑性歪、 $\sigma$ は応力である。

(13) 式における F(N, S<sub>a</sub>)は, S<sub>a</sub>=18 kg/mm<sup>2</sup> 以下で は長寿命,低応力レベル領域として(6) 式を用い, S<sub>a</sub>= 18 kg/mm<sup>2</sup>を越える場合は高応力レベル領域として (8) 式を用いた。Fig. 13 に(13) 式を用い,切欠き材の疲 労破壊確率 0.5 の時の疲労破壊寿命求めた結果を示 す。同時に,Fig. 11 の試験片による実験結果も併せて 示す。高応力領域では実験値の疲労破壊寿命の低下が 著しいが,10<sup>7</sup> 回以上の長寿領域では計算値と比較的 一致する傾向が見られる。繰返し数2×10<sup>7</sup> 回および 10<sup>8</sup> 回での切欠き係数  $\beta$  を計算結果より求めると,2× 10<sup>7</sup> 回 では d/B=0.011 で $\beta$ =1.05, d/B=0.039 で  $\beta$ =1.15, d/B=0.067 で $\beta$ =1.23 となる。また,10<sup>8</sup> 回 では d/B=0.011 で $\beta$ =1.30, d/B=0.039 で $\beta$ = 1.38, d/B=0.067 で $\beta$ =1.41 の値が得られる。アルミ



Fig. 12 Stress-Strain Curve of Ni-Al bronze for Relatively Small Strain Range



Fig. 13 Fatigue Life of Notched Specimens of Ni -Al Bronze (B=breadth of specimen, d= diameter of notth)

(290)

ニウム青銅材について切欠き形状とサイズを変え  $\alpha$ = 1.9~4.2 とし、小形丸棒回転曲げ試験片および大形角 板曲げ試験片について 2×10<sup>7</sup>回での $\beta$ を求めた結 果<sup>4</sup>によると、小形試験片で $\beta$ =1.04~1.12、大形試験 片では $\alpha$ =2.2 および 4.2 に対して $\beta$ =1.24 となって いる。以上より、切欠き材の疲労破壊寿命は平滑材の 疲労破壊確率分布を用い、(13) 式によりある程度推定が 可能であると考えられる。

# 4. 疲労き裂進展の評価シミュレーション

プロペラ翼根部の欠陥などに発生した疲労き裂は, 変動応力により進展し,最終的に翼の折損に至ること も考えられる。疲労き裂の進展挙動は,破壊力学的な 手法により推定可能であるが,負荷応力値,材料定数, 初期き裂の大きさなどに大きく支配される。ここでは, これらの値が確率的に分布すると考え,最終的に破断 に至る確率をモンテカルロ・シミュレーションの手法 により検討を行う。

# 4.1 シミュレーションの方法

プロペラ翼根部には,各種サイズの欠陥が存在し翼 によりその数も異なると考えられる。疲労き裂の進展 特性を示す材料特性である m,Cも製造プロペラによ り異なることも予想される。翼負荷応力の変動も2.1 で述べたように船種,船速,気象条件,運行条件など により,頻度分布がことなる。これらの要因がある確 率分布に従って生じると考え,欠陥に発生したき裂が 一年以内(応力繰り返し数N=5×10<sup>7</sup>回,年間300日 程度運行するとして)に進展し,破損に至る確率を求 める。

シミュレーションの概略を Fig. 14 に示す。プロペラ 翼は、自動車専用船などの高速船に装備されているも のを対象とする。材料定数 m, C, 欠陥のサイズ, 欠陥 の数が互いに独立な要因であるとして, それらの要因 の確率密度関数に従う乱数を計算機により発生させ, ある材料定数と欠陥サイズ, 数を持つ供試プロペラを 設定する。変動負荷応力はある応力頻度を表す密度関 数に従う乱数により発生させ,き裂進展量を計算する。  $5 \times 10^7$ 回の変動応力が負荷される間に, き裂が進展し 破断に至った i 回目の試行を  $y_i = 1$  とし, 破断に至ら ないならば  $y_i = 0$  とする。このような試行を N回繰り 返すと, 破損の確率  $P_t$ は,

$$P_f = \lim_{N \to \infty} \left( 1/N \right) \sum_i y_i \tag{15}$$

として求まる。Nを大きくすると精度が向上するが, ここでは N=10<sup>4</sup> とする。



Fig. 14 Simulation Model Flow Chart for Calculating Probability of Failure during One Year's Operation

(291)

11

#### 4.2 各種要因の設定と定式化

# 4.2.1 き裂モデルと応力拡大係数

翼根部の欠陥は、すべてき裂と考え、Fig. 15 に示す ように、平面曲げ、引張り荷重を受ける種々の形状(a/ c)を持つ表面き裂と考える。この種のき裂先端の K 値 を理論的に求めるのは困難であり、Newman & Raju<sup>17)</sup>が三次元 FEM により求めて、近似式を得た(16) 式を用いる。

$$K = (S_t + H(a/t, a/c, c/b, \phi) \cdot S_b) \cdot \sqrt{\pi a/Q(a/c)} \cdot F(a/t, a/c, c/b, \phi) \quad (16)$$



(a) Crack Model

Fig. 15 Model of Surface Crack of Propeller

ここでは、 $S_t$ : 引張応力、 $S_b$ : 曲げ応力、Q(a/c): き裂の形状を補正する係数、 $H(a/t, a/c, c/b, \phi)$ 、  $F(a/t, a/c, c/b, \phi)$ : 境界条件を補正する係数であ り、H、Q、F は a/t、a/c、c/b のべき乗の多項式およ び  $\phi$  の三角関数式で与えられる。

## 4.2.2 疲労き裂伝播則と疲労き裂形状変化

き裂の進展が隠やかな場合、変動荷重繰り返し数N に対する疲労き裂の進展速度は、

$$da/dN = g\left(\Delta K, R\right) \tag{17}$$

で与えられ、ここで $R = K_{min}/K_{max}$ で応力比とよばれる。片振り変動荷重の場合はR = 0である。Rの影響は、二義的と考え、(17)式は(18)式のように近似する。

$$da/dN = C_{\rm R} \cdot (\Delta K)^{m}, \ C_{\rm R} = C/(1-R)$$
(18)

Rは、実応力から推定し、R=0.4と一定とする。

Fig. 15 に示すき裂モデルの A, B 点での進展速度が 独立に (18) 式に従うと考え, 微小表面き裂の形状変化の 実験値から,  $C_{RB} = C_{RA} \cdot 0.9^m$ とおいて<sup>18)</sup>,

$$\frac{da}{dN} = C_{RA} \cdot (\Delta K_{A})^{m}, \ db/dN = C_{RB} \cdot (\Delta K_{B})^{m}$$
  
したかって,

$$\Delta b = C_{\rm RB} \left( \Delta K_{\rm B} \right)^m dN \Delta a = C_{\rm RA} / C_{\rm RB} \left( \Delta K_{\rm A} / \Delta K_{\rm B} \right)^m \cdot \Delta b = \left( \Delta K_{\rm A} / \left( 0.9 \cdot \Delta K_{\rm B} \right) \right)^m \cdot \Delta b$$
(19)

ここで、 $\Delta K_{A,B}$ は A、B 点での $\Delta K$ 値,  $\Delta a$ 、 $\Delta b$ は A、 B 点での微小き裂進展長さである。(19)式を用いて、初 期き裂 4 mm、a/b=1.0、変動応力 4.5 kg/mm<sup>2</sup> とし、







Fig. 17 Changes of ΔK of Crack Tips (point A and B) due to Crack Growth

(292)

プロペラ翼根部は総トン数 11,500トンの自動車専用 船を想定し,板幅 1820 mm,板厚 280 mm とし,疲労 き裂の形状変化を求めた結果を Fig. 16 に示す。折損 翼の破面より求めた形状変化<sup>19)</sup>と比較的良く一致して いる。Fig. 17 は,き裂先端 A, B 点でのき裂形状変化 に伴う ΔK 値の変化を求めたものである。B 点での ΔK 値がA 点の ΔK 値より常に大きく,最終破断は B 点で生ずると推定できる。この時,Fig. 16,Fig. 17 よ り b/B=0.7~0.85, ΔK は,110~140 kg/mm<sup>3/2</sup> と推 定できる。一般に ΔK の値がある程度以上小さくなる と,疲労き裂の進展速度がほとんど零となる。この ΔK の値を限界応力拡大係数範囲 ΔK<sub>th</sub>としているが,ア ルミニウム青銅のき裂停止速度は 10<sup>-8</sup> mm/cycle 程 度と非常に小さいため,精度良く測定するのは困難で あり,信頼できるデータは得られていない。

したがって,ここでは,ΔK が小さい時でも,(20)式 に従って疲労き裂が進展するとして扱う。

4.2.3 材料定数 m, C

大形プロペラ材であるアルミニウム青銅について, m, C値について実験データが公表されている主なも のについてmとlogCについてプロットした結果を Fig. 18に示す。データが少なく, ばらつきがあるが, m とlogCについて負の相関が見られる。ここでは, logCの確率密度関数は正規分布とし, mは Fig. 18の 直線より求める。



Fig. 18 Material Constant m, C

# 4.2.4 欠陥の大きさと数の分布

プロペラ翼根部に存在する欠陥の大きさの確率密度 関数は、(20)式で表されるワイブル分布<sup>2)</sup>とする。

$$f(x) = \beta / \eta ((x - \gamma) / \eta)^{\beta - 1} exp$$
  
$$\{ - ((x - \gamma) / \eta) \}$$
(20)

13

ただし、xは欠陥の大きさ、 $\eta$ :尺度パラメータ、 $\beta$ = 形状パラメータ、 $\gamma$ :位置パラメータである。

欠陥の数nは,正規分布とする。き裂は,最も大きい欠陥より進展すると考えられるから,(21)式で表される最大値の密度関数を用いる。

$$\begin{cases}
f_n(x) = n\{f(x)\}^{n-1} \cdot f(x) \\
f(x) = dF(x)/dx
\end{cases}$$
(21)

nは欠陥の数であり, f(x)は(20)式より得られる。 Fig. 19に $\eta$ =1.17,  $\beta$ =1.60,  $\gamma$ =0.10, n=30とした時の(20),(21)式で表される密度関数を横軸に欠陥の大きさをとってしめす。なお,  $\eta$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ の値は, 文献2)において実体プロペラ翼根部断面に分布する欠陥寸法を実測した結果をWeibull分布に近似して得られているものである。



Fig. 19 Crack Size Probability Density Function

(293)

### 4.2.5 負荷応力変動値の頻度分布

負荷応力変動値の頻度分布は,(1)式,Fig.3 で表さ れる対数正規分布とする。分布の形状は,応力振幅値 の中央値 Smと尺度パラメータ SS により変化する。前 述したように,高速船で SS=0.15,肥大船で SS=0. 05 程度と推定される。

#### 4.3 シミュレーションの結果

Fig. 20 に負荷応力振幅値の頻度分布のパラメータ を変え, 試行回数 10<sup>4</sup>回として, シミュレーションによ り得られた破損確率を示す。負荷応力振幅の中央値  $S_m = 5.5, 4.5, 3.0 \text{ kg/mm}^2$ について計算をおこなっ たが,  $S_m = 3.0 \text{ kg/mm}^2$ の場合は尺度パラメータSS が いずれの値の時も破損の確率は零となった。通常航海 時より 50 %負荷応力変動値が高くなった時と考えら れる  $S_m = 4.5 \text{ kg/mm}^2$ , SS=0.15 では, 破損確率 0.03 %が得られた。

Fig. 21 は,  $S_m$  = 3.0 kg/mm<sup>2</sup>, 欠陥の大きさを (20) 式 の Weibull 分布で得られる値より大きな一定値とし て破損確率を求めた結果である。

き裂長さ2b=40 mm, a/b=1.0の時の破損確率は, 1. 9%, 2b=25, a/b=1.0では破損のケースはなかった。



Fig. 20 Probability of Failure within One Year Calculated by Monte Calro Simulation (S<sub>m</sub>=meadian value, SS=standerd deviation)



Fig. 21 Relation between Probability of Failure within One Year and Crack Length ( $S_m = 3$ .  $0 \text{kg/mm}^2$ , SS = 0.15)

以上の結果より、自動車専用船などの高速船におけ るプロペラ翼根部の負荷応力状態 ( $S_m = 3.0 \text{ kg/mm}^2$ , SS=0.15 として)では、通常のプロペラ翼材に存在す ると思われる欠陥からは一年以内に破損に至る確率は  $10^{-4}$ 以下であるが、30 mmの欠陥がある場合は、破損 確率は  $3 \times 10^{-4}$  程度になることが考えられる。

# 5. ま と め

本研究では、プロペラ翼の疲労損傷に関する信頼性 について、主に、プロペラ翼負荷変動応力およびプロ ペラ材料であるアルミニウム青銅材の疲労破壊寿命特 性が種々の要因によって変動することを考慮し、2章、 3章ではプロペラ翼の強度設計時の許容応力値の妥当 性を、4章ではプロペラ製造時や定期検査時にプロペ ラ翼面上に発見された欠陥が破壊に結びつく可能性を

(294)

定量化し、検査に役立たせることを念頭において検討 した。得られた結果は、即実機に適用できるものでは ないが、荷重や材料強度がばらつく構造物の1例とし て、プロペラ翼の疲労損傷の信頼性をある程度定量的 に評価することが出来たと考える。得られた主な結論 は次のとおりである。

- (1) 翼損傷が問題になっている高速船における翼根部 負荷応力は、応力比 0.3~0.4、変動応力振幅 3 kg/ mm<sup>2</sup> 程度と推定されるが、運行条件、気象条件によ り変化するため、その頻度分布を考慮し疲労損傷を 考えることが重要である。
- (2) アルミニウム青銅材について求められている疲労 試験データについて,荷重形式ごとに S-N 線図上で 最小自乗法による最適曲線を求めた結果では,回転 曲げ疲労試験結果の曲線と平面曲げ疲労試験結果の 曲線は,ほとんど差はなかった。しかし,軸荷重疲 労試験結果の曲線は両者より大きく低下しており, 主に,応力比の違いによるものと考えられる。
- (3) 同一荷重 30 本の試験片による疲労試験を実施し、 疲労破壊寿命のばらつきを Weibull 分布で近似し、 最適 S-N 線図と組合せ P-S-N 線図を求めた。P-S -N 線図より任意の非破壊の確率を持つ疲労破壊寿 命を求めることができる。
- (4) 翼負荷変動応力の頻度分布を対数正規分布とし, 非破壊の確率0.5 および0.90の疲労寿命曲線を P -S-N線図より求め,修正マイナー則を適用し,船種 ごとの許容応力値を求めた。自動車専用船などの高 速船の場合,10<sup>9</sup>回オーダの高サイクル領域では,実 翼変動応力値は危険側にあることが推定された。
- (5) 平滑材の疲労破壊寿命確率分布関数を用い, WeibullのWeakest-link theory により円孔切欠き 材の疲労破壊寿命の低下を検討した結果,実験値と 比較的良い一致をしめした。
- (6) 高速船において,翼根部の欠陥の大きさ,数,き裂進展特性を示す材料定数,負荷応力変動値がある確率分布に従って分布するとした時,欠陥が疲労き裂として進展し,破損に至る確率をモンテカルロ・シミュレーションにより求めた。破損の確率は,10-4以下となる結果が得られた。しかし,より確度の高い推定を行うには翼根部の欠陥や材料定数などの確率分布関数をより精度良く推定する必要がある。

最後に,本研究を遂行するにあたり御指導いただ いた植田靖夫前装備部部長に深く感謝いたします。

# 参考文献

- 1) 井野幸雄,多田羅豊:プロペラ翼損傷解析,日本 海事協会技術研究所発表会,昭和58年11月,pp. 61~67
- 2) 岡実,井野幸雄,渡辺富雄,多田羅豊:プロペラ 用アルミブロンズ鋳造材の疲労強度評価,日本海 事協会技術研究所発表会,昭和60年10月,pp. 55~62
- ・植田靖夫,前橋正雄,高井元弘ほか2名:プロペ ラ翼応力の実測実験,日本舶用機関学会誌,第8 巻第9号,昭和48年9月,pp.35~40
- 4)日本造船研究協会第126研究部会報告:大型プロペラ翼強度に関する研究,第74号,昭和50年5月
- 5) 梅野満,青木秀男,馬場宣裕:揚力面理論による プロペラ羽根の応力解析,日本海事協会会誌,No. 167, May 1979, pp.19~42
- 6)福井義典,佐々木佳男,森谷清:舶用プロペラ翼の疲労設計,日本舶用機関学会誌,第19巻第11
   号,昭和59年11月,pp.12~22
- 7) 植田靖夫,竹沢節夫,高井元弘:プロペラ材料の 疲労強度について,第22回船研研究発表会講演 集,昭和48年12月,pp.13~16
- Ichiji Nakano: Mateial for High Powered Marine Propellers, I. S. M. E., TOKYO'73 (1973), pp.355~365
- 9) 馬越立郎,中村宏ほか2名:二軸高速コンテナ船におけるプロペラ翼の実応力と疲労強度について、日本舶用機関学会誌、第12巻第12号,昭和52年12月,pp.33~41
- 出納真平,森本敬三ほか2名:舶用プロペラの疲労強度に関する研究(第1報 プロペラ材料の疲労強度),日本舶用機関学会誌,第15巻第4号,昭和55年4月,pp.24~33
- 11) 西島敏,竹内悦男,石井明:回転曲げ疲労強度と 軸荷重疲労強度の関係,日本材料強度学会誌講演 論文集(1980), pp.49~52
- 12) 酒井達夫,田中道七:3 母数ワイブル分布の母数 推定について,材料,第29巻第316号,昭和55年 1月,pp.17~23
- 13) 横堀武夫,横堀寿光,淡路英夫:材料破損寿命, 強度の信頼性の確率過程論的評価法(第1報),日
   本材料強度学会誌,第18巻第2,3号,昭和58年
   12月,pp.43~55

(295)

- 14) 市川昌弘,座古勝:実働荷重疲労に対する信頼性
   設計手法の提唱,材料,第34巻第380号,昭和60 年5月,pp.90~94
- J. J. Petrovic, M. G. Stout : Fracture of A1203 in Conbined Tension/Torsion : II, Weibull Theory, J. of the American Ceramic Soc., Vol. 64, No. 11, 1981, pp.661~666
- 16) R. C. Howland : On the Stresses in the Neibourhood of a Circular Hole in a Strip under Tension, Phil. Trans. Roy. Soc., A, Vol. 229 (1930), pp.49~86
- 17) J. C. Newman, I. S. Raju: An Empirical Stress Intensity Factor Equation for the Surface Crack, Engng. Fracture Mech., Vol. 15, 1–2, 1981, pp.185~192
- 18) 尾野英夫, 仁瓶寛太, 杉本幸治: 疲労き裂進展解 析システム "KASPAC"の開発, 川崎重工技報,
   89, 1985年7月, pp.1~9
- 19) 徳田祥一,奥山義勝ほか2名:舶用プロペラ翼の 疲労破壊,神戸製鋼技報, Vol.27, No.2, 1977, pp.71~75