

UDC 620.178.3  
62-253  
621.454

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

## TR-214

軸流圧縮機動翼植込部の疲れについての実験的研究

隙間のあるピン接合

池田為治・山岸 崇

1970年9月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

既 刊 報 告

- |         |  |           |   |
|---------|--|-----------|---|
| TR-191  | Nearly-Free-Molecule-Flow の物体抵抗<br>Drag Measurement in Nearly-Free-Molecule-<br>Flow Regime  | 1970年2月   | 恩地 瑛, 山本稀義  |
| TR-192T | Transient Couette Flow of Rarefied<br>Binary Gas Mixtures  | 1970年3月   | Katsuhisa Koura   |
| TR-193  | サーボ弁の非線形流量特性を考慮した油圧サ<br>ーボ系のシミュレーション研究<br>Simulations Study of Hydraulic Servo System<br>with Consideration of Non-Linear Flow<br>Characteristic of Servo Valve                | 1970年3月   | 興石 肇, 鈴木崇弘<br>中村光義  |
| TR-194  | 直接式誘導法を用いた誘導システムの誤差<br>—観測および制御システムの誤差の影響—<br>Guidance Errors<br>—The Effects of the Navigation and<br>Control Systems on the Guided Trajec-<br>tories—                        | 1970年5月   | 松島弘一, 新田慶治<br>大坪孔治, 志甫 徹  |
| TR-195  | 箱型主翼構造模型のひずみ分布とたわみに関<br>する計算と実験<br>Results of Strain and Deflection Measure-<br>ments Carried out on Model Wings and<br>their Comparison with Calculated Results               | 1970年5月   | 久能和夫  |
| TR-196  | 回転式動安定測定装置による遷音速試験<br>Dynamic Stability Test in Transonic Wind<br>Tunnel Rotary System   | 1970年5月   | 小橋安次郎, 河野長正<br>西 武徳, 宮沢政文   |
| TR-197T | Wind Tunnel Investigations of the STOL<br>Airplane with Attention to the Relations<br>between the Aerodynamic Characteristics<br>and the Wake Structure                        | May. 1970 | Norio Inumaru, Kiyomi<br>Kitamura, Nagakatsu<br>Kawahata, Hitoshi<br>Takahashi, Tomoaki<br>Suzuki |
| TR-198  | 低マッハ数における翼型の翼型抗力の計算<br>A Calculation of the Profile Drag of<br>Airfoils at Low Mach Numbers  | 1970年5月   | 河崎俊失, 石田洋治  |
| TR-199  | 鈍い頭部を有する円筒物体まわりの超音速流<br>れ<br>Supersonic Flow Fields around Cylindrical<br>Bodies with Blunt Nose   | 1970年6月   | 河本 巖  |
| TR-200  | フライングテストベッドの高度制御システム<br>の検討<br>(II)シミュレーションによる二, 三の問題<br>点の検討<br>Analytical and Simulation Studies on the<br>Height Control System of Flying Test Bed<br>(II) On Some Problems | 1970年6月   | 堀川勇壮, 甲斐忠夫  |
| TR-201  | FA-200 改機の風洞試験(III) 地面効果<br>Low Speed Wind Tunnel Test of the FA-<br>200-XS Airplane Model Influenced with<br>Ground Effects   | 1970年7月   | 広末健一, 高橋 宏<br>小野孝次, 桑野尚明  |
| TR-202  | 過酸化水素分解ロケットモータの実験<br>The Experimental Investigation of Monopro-<br>pellant Hydrogen Peroxide Peactor   | 1970年7月   | 清水昭紀, 種村利春  |
| TR-203  | 固体ロケット多分力テストスタンドの精度に<br>ついて<br>On the Accuracy of the Multi-Component<br>Test Stand  | 1970年7月   | 石井進一, 山田 晃<br>鎮西信夫, 引地豊三<br>工藤賢司  |
| TR-204  | ジェットエンジン燃焼器の燃焼性能の研究<br>Investigation of Combustion Performance<br>of Turbojet Combustor  | 1970年7月   | 大塚貞吉, 堀内正司<br>本間幸吉  |

# 軸流圧縮機動翼植込部の疲れについての実験的研究\*

— 隙間のあるピン接合部 —

池田 為治\*\*・山 岸 崇\*\*\*

## Experimental Investigation of Fatigue Strength of Axial Flow Compressor Blade Root

— Pin Joint Lug having Clearance between Pin and Pin-hole —

By Tameji IKEDA and Takashi YAMAGISHI

Fatigue tests of single lug specimens made from J.I.S, A 3 P 2-T 3 (Similar to ALCOA, 17 S-T 3) aluminium alloy were carried out, varying the clearance between the pin and pin-hole, under repeated or fluctuating tensile load cycle.

The fatigue strengths of the lug obtained from the fatigue tests are as follows:

- (1) These of the lug having large clearance ( $C_H$ . about 5%) are about 1/3 of the plain specimens of the lugs.
- (2) Those of the lug having very small clearance ( $C_H$ . about 0.1~0.4%) are always higher than for large clearance under lower values of endurance  $N$ .
- (3) Those of the lug having very small clearance under the higher values of endurance  $N$ , give a complicated behavior depending on the far-too-small clearance under a given load, higher over loads for a given clearance, or non-uniform contact between the pin and pin-hole.

### 1. 概 要

現在当所では、V/STOL 機用リフトジェットエンジンの研究試作を進めている。このエンジンでは、推力重量比を増大するために、縦横比の大きな圧縮機動翼を採用することになった。これに伴って、その動翼と車盤の取付方法としては、種々の観点から、隙間のあるピン接合構造が適当であると考えられた。

この研究は、そのような場合における動翼植込部（以下ラグと称する）の疲れ強さに及ぼすラグピン穴と、ピンとの間の隙間（以下単に隙間と称する）の影響を実験的に調べたものである。試験ラグとしては、実機とほぼ同じ形状寸法の単一ラグ模形を用いた。実験の結果では、ラグに隙間がある場合には、その隙間が小さいほどラグの疲れ強さは高くなる。しかし、その隙間が極度に小さいとき、またはピンとピン穴との

間に片当り接触を生ずるときには逆の傾向を示すことがある。したがって、一概に隙間の大小だけで、ラグの疲れ強さの大小を論ずることはできない。しかし、この現象も微小すべりの考え方を導入することにより定性的に説明できることがわかった。

### 2. ま え が き

航空機用ジェットエンジンや一般産業用のガスタービン等の軸流圧縮機では、その動翼植込方法としてピン接合形式とすることがある。このような場合におけるラグピン穴とピンとのはめあい条件については、動翼の着脱が容易である、動翼の振動に対する減衰効果が良好である<sup>1)</sup>、翼根部の曲げ応力を軽減できる、翼根部の安定した応力が得られる<sup>2)</sup>、などの理由により適当な隙間を持たせることが有利である。

さきに行なった実験では<sup>2)</sup>、隙間が小さくなるにつれて、ラグ穴縁の応力集中率が小さくなることが確かめられた。しかし、このようなラグに繰返し荷重が作用すると、ピンとピン穴との間に微小すべりが繰返さ

\* 昭和45年8月18日受付

\*\* 原動機部

\*\*\* 元原動機部（現在前田製作所）

れ、これが穴縁の最大応力集中部で起れば、疲れ強さに悪い影響を及ぼすことになる。

従来の研究によれば、隙間のない場合には、ラグの疲れ強さが異常に低くなり、その理由としては、ピンとピン穴との間の微小すべりの影響によるものであると考えられている。一般には、種々の方法により、このように低い疲れ強さが2倍程度まで改善されるようである。極端な場合には、ピンをピン穴に力ばめすることにより、約8倍まで疲れ強さが改善されたという報告<sup>3)</sup>もある。また、隙間がある場合には、その隙間の増大に伴って、ラグの疲れ破壊に及ぼす微小すべりの影響が減少するであろうが、反面では、穴縁の応力集中率が増大し、結果的には疲れ強さが有利になるかどうか明らかでない。Hartman ほか<sup>4)</sup>や Thum ほか<sup>5)</sup>らの実験では、隙間があってもラグの疲れ強さが改善されないと報告されている。しかし最近における White<sup>6)</sup>の実験では、隙間の増大によって約2倍まで疲れ強さを増すことができたと報告されている。

上述のように、これまでの研究では、いずれも隙間なしの場合についてのラグの疲れ強さを基準にして、他のはめあい条件における疲れ強さを論じている。しかし、この隙間なしにおけるラグの疲れ強さに対しては、ラグとピンとの材質組合せ条件、ラグピン穴内面およびピン表面の状態、荷重の種類と大きさ、または形状による応力集中率の相違その他種々の条件によって、必ずしも微小すべりの影響が同様であると考えられない。特に、これまで行なわれた多くの実験では、ラグおよびピンをほぼ固定した状態で繰返し荷重がかけられている。このような実験方法では、ラグピン穴の精度（特にラグ軸と穴軸の直角度や穴の平行度など）、またはラグとピンの正確な保持についてはおのずから限界があり、常に理想的な条件で実験を行なうことが困難であると考えられる。したがって、このような試験片保持方法では、微小隙間またはわずかな力ばめのようなピンのはめあい条件のもとにおいては、ピンとピン穴との間に片当り接触を生じ、結果的にラグ穴縁の応力集中率を増し、あわせて穴縁の最大応力集中部に、より激しい繰返し微小すべりを生ずるようになり、これがラグの疲れ破壊を早める原因になると考えられる。また、この片当り接触の程度が常に同様であるとは限らないため、実験結果のばらつきも大きくなることが十分考えられる。

この実験では、隙間がある場合について、その隙間の大きさとラグの疲れ強さとの関係を調べることを目的とした。実験にあたっては、特に隙間が小さい場合

における試験ラグとピンの保持については十分な考慮が払われた。以下にこの実験の方法、実験結果およびその考察について述べる。なお本報告では、特定の疲れ寿命  $N$  に対する繰返し応力を時間強度とし、 $N$  を明示しない場合には単に疲れ強さという。

### 3. 試験ラグおよび実験方法

#### 3.1 試験ラグ

この実験に用いた主な試験ラグの形状と寸法、およびその組立状況を図1に示す。試験ラグは図に示した

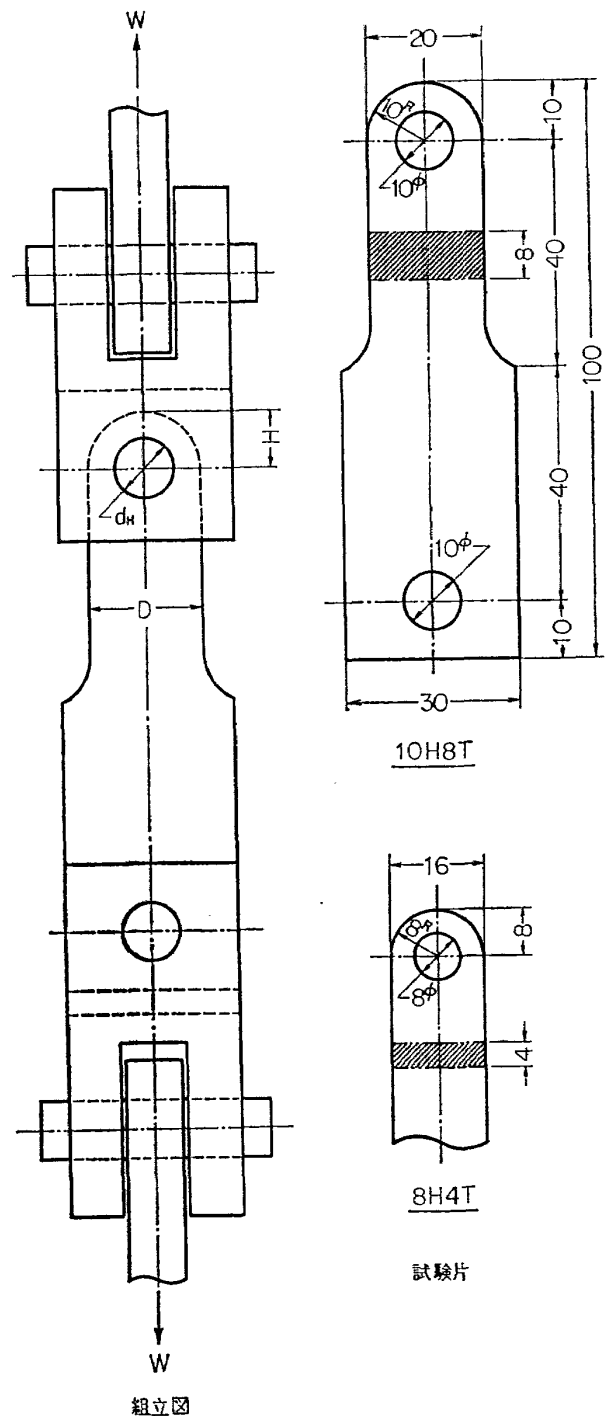


図1 試験ラグとその組立図

表 1 試験ラグ呼称寸法

ラグ形式	ピン孔径 $d_H$ (mm)	ラグ厚さ $t$ (mm)	ラグ幅 $D$ (mm)	ラグ先端形状	ピン穴の高さ $H$ (mm)	$t/d_H$
10H8T(R)	10	8	20	円弧	10	0.8
10H8T(S)	10	8	20	方形	10	0.8
8H4T(R)	8	4	16	円弧	8	0.5
8H6T(R)	8	6.5	16	円弧	8	0.8

注)  $H/D=0.5$ ,  $D/d_H=2.0$  (共通)

ものを含めて4種類である。これらの主要寸法は表1の通りであり、いずれも試験ラグピン穴直径  $d_H$  を基準にした主要寸法比は、ラグ厚さ比を除けばすべて同じである。すなわち、ラグ幅  $D$  が  $2d_H$  であり、ピン穴の高さ  $H$  が  $d_H$  と同じである。それらのうち、 $d_H=10\text{mm}\phi$ ,  $t=8\text{mm}$  である2種類の試験ラグを10H8T形と称する。これらの先端の形状は一方がピン穴と同心の円弧状(R)であり、他方は方形(S)である。また、 $d_H=8\text{mm}\phi$  で、ラグ厚さ  $t=4\text{mm}$  であるものを8H4T形、 $t=6.5\text{mm}$  であるものを8H6T形と称し、いずれもラグ先端の形状はピン穴と同心の円弧状(R)である。ラグ厚さ  $t$  については、 $t/d_H=0.5$  と  $0.8$  の2通りである。

試験ラグは、いずれも厚さ  $10\text{mm}$  の A3P2-T3 (ALCOA, 17S-T3 相当) の高力アルミニウム合金板材から、ラグの長手方向が板材のロール方向と一致するように削り出したものである。ピン穴はリーマ仕上である。ラグは機械加工後における熱処理なしのまま実験に供せられた。

試験ラグ素材としては2種類のものを用いた。それぞれの素材から標準の静引張り試験片を切り出して調べた機械的性質は表2に示す通りである。これらの値は、各素材につき3~4本の試験片で測定した値の平均値であり、いずれも試験片の最初の断面積で荷重を除いた公称応力である。またヤング率  $E$  および  $0.2\%$  耐力  $\sigma_{0.2}$  は応力-ひずみ曲線から求めた値である。これらの材料試験では、試験片を一定量引張るごとに、ひずみと荷重がほぼ安定するのを待って計測を行った。また、ひずみ測定には、素材の  $0.2\%$  耐力付近まではひずみゲージを用いた。表示した伸びは、破断寸前における、試験片の最小断面と思われる部分の寸法をマイクロメータで計測して求めた値である。これら素材の機械的性質には、かなり大きな違いがあった。この材料試験によって得られた応力とひずみの関係についての一例を図2に示す。

試験ラグに対する試験用ピンは、すべて S45C (半硬鋼) の  $15\text{mm}\phi$  丸棒材から削出したものである。この試験用ピンには機械加工後焼入れ、焼戻し処理を施した。

試験ラグピン穴と、試験ピンとの間の呼称隙間は表

表 2 ラグ素材の機械的性質

素材名	ヤング率 $E$ $\text{kg/mm}^2$	0.2% 耐力 $\sigma_{0.2}$ $\text{kg/mm}^2$	抗張力 $\sigma_B$ $\text{kg/mm}^2$	伸び %
A3P2-T3 (a)	7,442	32.5	45.0	37.6
A3P2-T3 (b)	7,270	19.4	26.1	24.2

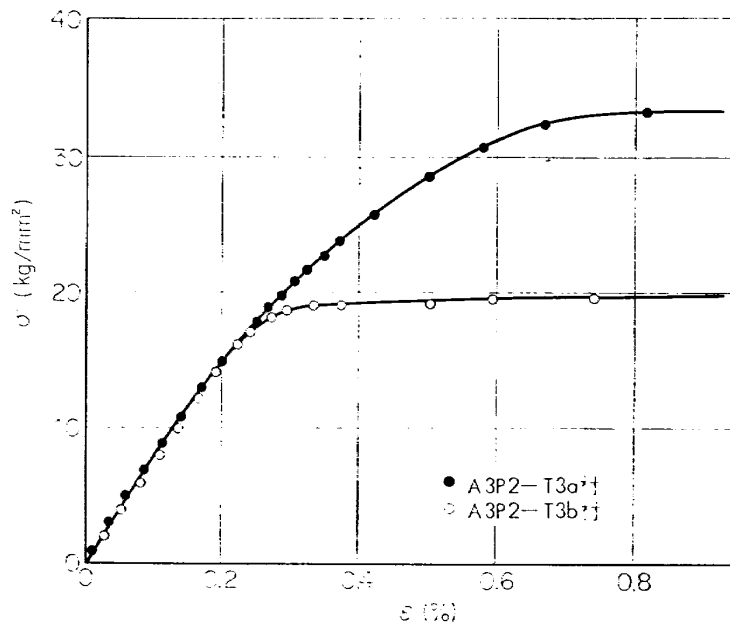


図 2 素材の静引張性質

表 3 ピンとピン穴との間の呼称隙間

ラグ形式	ピン孔径 $d_H$ (mm)	ピン直径 $d_P$ (mm)	隙間 $\delta$ (mm)	隙間比 $C_H$ (%)	ラグ 素材 A3P2- T3	備 考
10H8T	10	10.0	なし			(a) 材 金具なし $\sigma_{mn} = \sigma_{an}$
		9.9	0.1	1.0	(a) 材	(b) 材 金具あり $\sigma_{mn} = \sigma_{an} + 1$
		9.7	0.3	3.0	および	
		9.5	0.5	5.0	(b) 材	
8H4T	8	8.0	なし			金具あり $\sigma_{mn} = \sigma_{an} + 1$
		7.9	0.1	1.25	(a) 材	
		7.75	0.25	3.125	および	
		7.6	0.4	5.0	(b) 材	
8H6T	8	8.0	なし		(a) 材	金具あり $\sigma_{mn} = \sigma_{an} + 1$
		7.6	0.4	5.0		

注)  $\delta = d_H - d_P$   $C_H = \frac{d_H - d_P}{d_H} \times 100\%$

3 に示した通りである。いずれも一定であるピン穴に対し、ピン径  $d_P$  を変えることにより、ピンとピン穴との間に隙間ができるようにした。実験にあたってはそれぞれのピン穴とピンの径をマイクロメータで測定し、その結果をもとに、呼称隙間に近い値になるようなピンと穴との組合せを決めて試験に供するようにした。ただし、呼称隙間なし(以下単に微小隙間と称す)の組合せでは、実測値の隙間が微小でも  $\delta = 0.006$  mm、大きくても 0.04 mm 以下であるようにした。しかし同一試験系列では、ほぼ同じ微小隙間の大きさを試験を行なうようにした。

### 3.2 実験方法

実験に用いた試験機は、荷重容量 1 ton  $\pm$  1 ton、繰返し速度毎分 2,750 回の偏心振子型島津 UV-1 型万能疲れ試験機である。

試験ラグの保持については、偏心が起らないように特に注意した。図 1 で試験ラグを組立てた状態を示した。試験ラグは、2 本のピンが直交するピン接合形式の組立金具に試験ラグ上下のピン穴を通して接合されている。組立金具に使用したピンは、試験用のものを含めて 4 本である。これらのピン径は、試験用以外のチャック用ピンが 9.5 mm  $\phi$  であり、これらのピンに対する金具のピン穴はそれぞれ 10 mm  $\phi$  である。したがってそれらの隙間は 0.5 mm である。試験ラグをこのように組立てた状態で、組立金具の他方のつかみ板を疲れ試験機のつかみ装置で固定した。なお、チャック用ピンには中央部にふくらみをつけ、また、試験ラグおよびつかみ板と組立金具との間には 0.3 mm の針金を通した。以上のような方法により、ラグピン

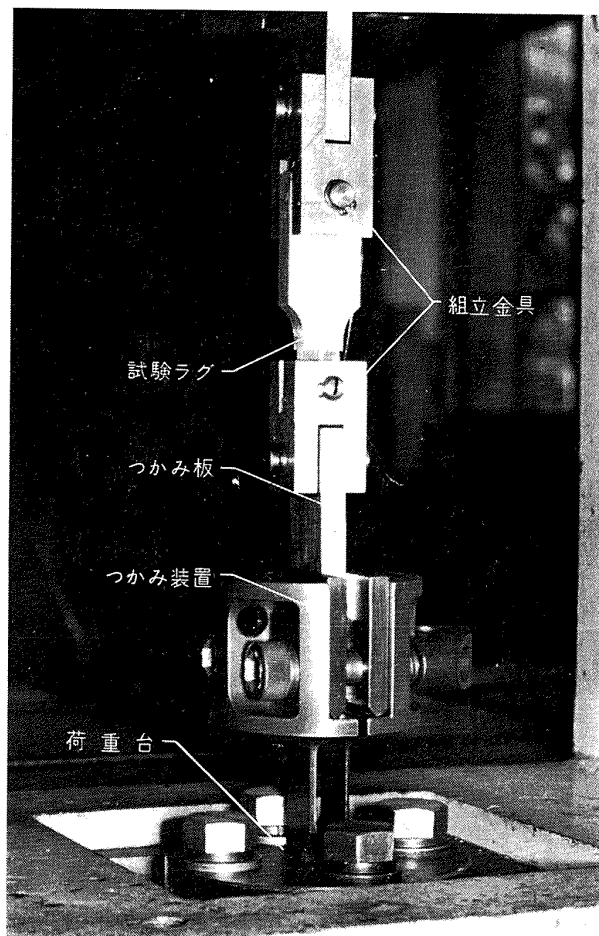


図 3 試験ラグ取付状況

穴とピンとが片当りすることなくほぼ理想的な接触状態で試験ラグに荷重をかけることができた。この接触状態については、繰返し荷重によって生じた試験ピン表面の微小すべり状態を観察することによって知ることができる。これについては考察の項で、写真(5.3.2 節図 17)によって改めて述べる。図 3 に試験ラグを負荷装置に取付けた状態を写真によって示す。

荷重の種類は、すべて試験ラグ長手方向の繰返し引張である。荷重の大きさについては、繰返し最低荷重を一定にし、最大荷重を変えるようにした。この最低荷重は、一部の試験系列では 0 kg であるが、他の系列では、ラグ有効断面積当りの公称応力が常に 1 kg/mm<sup>2</sup> となるような大きさである。

## 4. 実験結果

### 4.1 素材およびラグの静強度

2 種類のラグ素材と、それぞれの試験ラグについて行なった静引張試験の結果を表 4 と 5 に示す。表 4 は (a) 材、表 5 は (b) 材についての結果を示したものである。

これらの試験には容量 10 ton のアムスラー型万能試験機を用いた。

(a) 材の平滑試験片による静引張強さの平均値は 45.00 kg/mm<sup>2</sup> である。これに対し、中央円孔切欠材と 10H8TS の先端方形ラグの強さの平均値が、それぞれ 45.10 と 45.02 kg/mm<sup>2</sup> であり、これらは平滑材のそれと同じである。また、先端円弧ラグ 10H8TR, 8H4TR および 8H6TR の静引張強さの平均値は、それぞれ 38.38, 39.80, および 39.37 kg/mm<sup>2</sup> であ

り、これらは平滑材のその 85% から 88% の間である。なお、ここで用いた中央円孔切欠材は、この切欠材の切欠効果を調べ、その切欠係数と、試験ラグのそれらとの関連性を検討するために用いた疲れ試験用切欠試験片である。

(b) 材の静引張強さの平均値は 26.07 kg/mm<sup>2</sup> である。この(b)材の先端円弧ラグ 10H8TR と 8H4TR の静引張強さの平均値は 23.70, 20.40 kg/mm<sup>2</sup> であり、これらは平滑材の強さの 91% と 78% である。

表 4 素材およびラグの静強度 [A3P2-T3 (a) 材]

試験片	No.	最高荷重 $W_B$ (kg)	有効断面積 (mm <sup>2</sup> )	引張強さ $\sigma_B$ (kg/mm <sup>2</sup> )	備考
素 材	1	2,225	50.7	43.95	断面: 10mm×5 mm (板状平滑材)
	2	2,230	50.9	43.85	
	14	2,330	50.6	46.10	
	15	2,330	50.7	46.00	
	平均 $\sigma_B=45.00$				
切 欠 材	25	2,300	51.0	45.10	断面: (20-10)mm×5 mm (中央円孔材)
10H8TS (方形)	18	3,580	80.2	44.65	前歴: $\sigma_{\max}(6.23) \times N (1.17 \times 10^7)$ 前歴: $\sigma_{\max}(6.23) \times N (1.16 \times 10^7)$ 前歴: $\sigma_{\max}(7.42) \times N (1.12 \times 10^7)$ 前歴: なし
	23	3,600	80.2	44.90	
	24	3,715	80.8	46.00	
	26	3,600	80.8	44.55	
	平均 $\sigma_{Bn}=45.02$				$\frac{\sigma_{Bn}}{\sigma_B} \times 100 = 100\%$
10H8TR (円弧)	1	3,105	80.4	38.62	前歴: なし 前歴: なし
	2	3,070	80.5	38.14	
	平均 $\sigma_{Bn}=38.38$				$\frac{\sigma_{Bn}}{\sigma_B} \times 100 = 85.3\%$
8H4TR (円弧)	75	1,264	32.5	38.87	前歴: $\sigma_{\max}(4.62) \times N (1.10 \times 10^7)$ 前歴: $\sigma_{\max}(7.72) \times N (1.17 \times 10^7)$ 前歴: $\sigma_{\max}(7.88) \times N (1.18 \times 10^7)$ 前歴: なし
	35	1,270	32.4	39.20	
	65	1,286	31.8	40.50	
	69	1,306	32.1	40.63	
	平均 $\sigma_{Bn}=39.80$				$\frac{\sigma_{Bn}}{\sigma_B} \times 100 = 88.4\%$
8H6TR (円弧)	117	2,105	52.5	40.12	前歴: $\sigma_{\max}(8.92) \times N (1.55 \times 10^7)$ $\delta=0.454$
	218	2,065	52.8	39.10	前歴: なし $\delta=0.050$
	214	2,030	52.2	38.89	前歴: $\sigma_{\max}(9.35) \times N (1.14 \times 10^7)$ $\delta=0.079$
	平均 $\sigma_{Bn}=39.37$				$\frac{\sigma_{Bn}}{\sigma_B} \times 100 = 87.5\%$

表 5 素材およびラグの静強度 [A3P2-T3 (b) 材]

試験庁	No.	最高荷重 $W_B$ (kg)	有効断面積 ( $\text{mm}^2$ )	引張強さ $\sigma_B$ ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )	備 考
素 材	1	5,135	198.13	25.90	断面: 20mm×10mm (板状平滑材)
	2	5,160	195.80	26.35	
	3	5,110	196.89	25.95	
	平均 $\sigma_B=26.07$				
10H8TR (円弧)	5	1,898	79.355	23.92	前歴: $\sigma_{\max}(7.53) \times N (2.0 \times 10^7)$ } $\delta=0.04$ 前歴: なし
	52	1,944	79.354	24.50	
	4	1,848	79.648	23.20	前歴: $\sigma_{\max}(8.07) \times N (1.2 \times 10^7)$ } $\delta=0.51$ 前歴: $\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{\max}(3.03) \times N (1.1 \times 10^7) \\ \sigma_{\max}(4.04) \times N (1.2 \times 10^7) \end{array} \right.$ 前歴: なし
	22	1,784	79.221	22.52	
	51	1,934	79.390	24.36	
	平均 $\sigma_{Bn}=23.70$				$\frac{\sigma_{Bn}}{\sigma_B} \times 100 = 91\%$
8H4TR (円弧)	50	660	31.876	20.71	前歴: $\sigma_{\max}(7.75) \times N (1.1 \times 10^7)$ } $\delta=0.0$ 前歴: なし
	45	650	31.964	20.33	
	43	648	31.908	20.31	前歴: $\sigma_{\max}(7.10) \times N (1.1 \times 10^7)$ } $\delta=0.4$ 前歴: なし 前歴: なし
	14	661	31.804	20.78	
	55	632	31.828	19.86	
	平均 $\sigma_{Bn}=20.40$				$\frac{\sigma_{Bn}}{\sigma_B} \times 100 = 78\%$

なお、これらのラグの静引張試験には、疲れ試験によって破壊しなかったラグ（前歴ラグ）も用いた。また、それぞれ微小隙間と呼称隙間比 5%（以下単に 5% 隙間と称する）になるピンの組合せ条件でも試験を行なった。しかし実験結果では、これらの前歴の有無や、隙間の違いによる影響が現われていない。ラグ先端の形状と引張強さとの関係については、方形ラグでは、素材の強さで破断したが、円弧ラグでは、素材の強さ以下で破断した。円弧ラグにおける寸法と引張強さの関係については、(a) 材では、10mmφ ピン穴ラグが素材の 85.3%、8mmφ のラグが 88.4% であり、後者のラグが 3.1% 高かった。また (b) 材では、10mmφ のラグが 91% で 8mmφ のラグが 78% であり、この場合には後者のラグが 13% 低くなった。このような傾向の違いについては、これら素材の引張試験の結果だけから説明することができず、他の要素も関連しているものと考えられる。しかし、ここで試験したすべての単一ラグの引張強さは、各素材のそれらとの比で、78% から 100% であり、この値は、さきに行なった 3 枚ラグ小型実機模型のそれら<sup>2)</sup>より平均約 10% 高かった。

#### 4.2 素材の疲れ強さ

ラグの疲れ試験と同じ荷重条件で行なった各素材の疲れ試験の結果を図 4 に示した。この図には (a) 材の

中央円孔切欠材の結果も示してある。図の縦軸には試験片の有効断面積当りの繰返し最大公称応力  $\sigma_{\max}$  と各素材の静引張強さ  $\sigma_B$  との比を、横軸には破壊までの繰返し回数  $N$  をそれぞれとってある。図には繰返し応力と  $N$  との関係を示す  $S-N$  曲線を引いてある。またこれらの試験に用いた試験片の形状寸法を図 5 に示す。

実験の結果では、応力条件による影響も考えられるが、繰返し応力の大きさを  $\sigma_{\max}/\sigma_B$  で示した場合には、(b) 材の疲れ強さは (a) 材に比べてかなり高かった。また円孔切欠材の疲れ強さは、その素材の平滑材より常に低くなり、これらの  $S-N$  曲線は互いにほぼ平行であった。なお、この切欠材の応力集中率は Howland の計算<sup>7)</sup>によれば  $\alpha=2.16$  である。

#### 4.3 ラグの疲れ強さ

##### 4.3.1 実験結果その 1 (試験系列 1 と 2)

10mmφ ピン穴で、先端円弧 (10H8TR) と方形 (10H8TS) との試験ラグについて、組立金具を用いないラグ保持方法 (ラグおよびピンをほぼ固定した状態) によって疲れ試験を行なった。これらの試験には (a) 材ラグを用いた。このときの荷重条件は  $W_m = W_a$ 、隙間条件は微小隙間 (このときの  $\delta=0.01$  mm) と  $\delta=0.1, 0.3$  mm および 5% 隙間 (このときの  $\delta=0.5$  mm) の 4 通りである。図 6 と 7 にそれぞれの実験結果を示す。図の縦軸と横軸とはさきの図 4 のときと



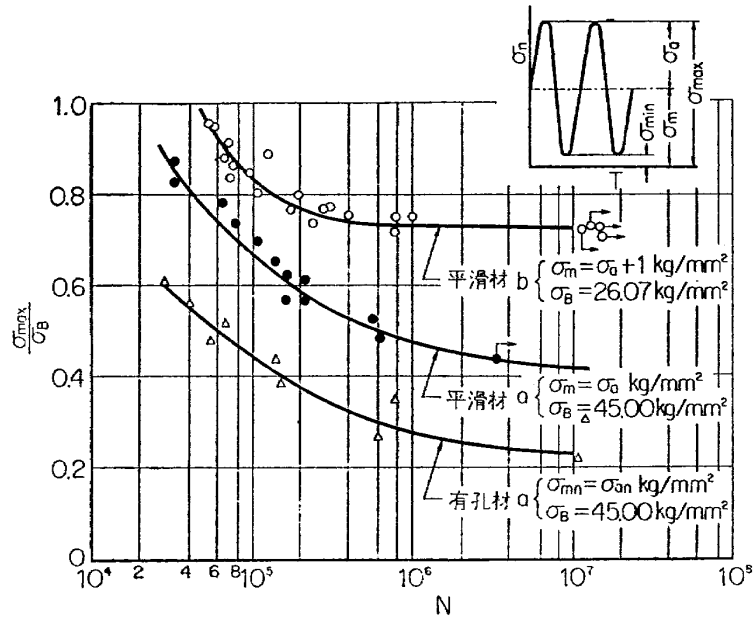


図 4 平滑材および有孔材の疲れ強さ

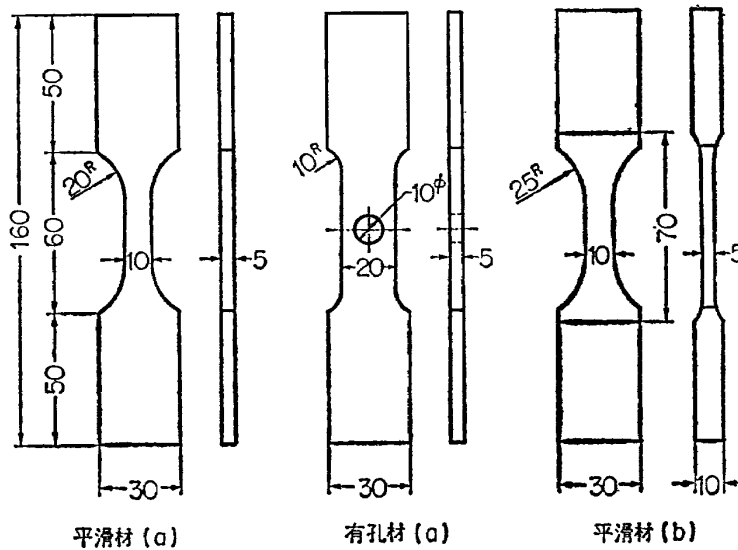


図 5 素材疲れ試験用試験片の形状寸法

同じである。なお、このラグの素材の引張強さは  $\sigma_B = 45.0 \text{ kg/mm}^2$  である。それぞれの図には、微小隙間と、5% 隙間ラグのみの繰返し応力と  $N$  との関係を示す  $S-N$  曲線を引いてある。

これらの実験結果では、 $\delta = 0.3 \text{ mm}$  隙間であるラグの疲れ強さは 5% 隙間ラグのそれとほぼ同じである (記号  $\blacktriangle$  と  $\nabla$ )。しかし微小隙間ラグの疲れ強さは、2本の  $S-N$  曲線が示すように、 $N < 7 \times 10^5$  では、5% 隙間のときより高くなるが、 $N > 7 \times 10^5$  では逆に低くなる。また方形ラグの実験結果については、円弧ラグに比べて、全体に疲れ強さがわずかに高くなった。これらの試験系列では、特別な金具を用いていないために、ピンの片当り接触を生じている。この片当り接触については、ピン表面にできた微小すべり状況を観察することにより知ることができ、その状態には一様性が認められない。

#### 4.3.2 実験結果その 2 (試験系列 3~6)

この実験には、最初に述べたような組立金具を用いた。しかし、試験系列 3 (8H4 TR a 材) では、ピンとピン穴との片当り接触を生じることもあった。その他の系列では、いずれも満足されるようなピン接触の状態で行なうことができた。おのおのの試験系列における荷重条件としては、ラグ有効断面積当りの公称応力の最低値が常に  $1 \text{ kg/mm}^2$  となるような荷重にした。隙間条件は、試験系列 3 では微小隙間 (このときの  $\delta = 0.02 \text{ mm}$ ) と 5% 隙間 (このときの  $\delta = 0.401 \text{ mm}$ )、および  $\delta = 0.085$  と  $\delta = 0.240 \text{ mm}$  の 4 通りであるが、他の系列ではすべて微小隙間と 5% 隙間のみである。これらの実験結果を図 8, 9, 10, 11 に示す。図の表示法はこれまでと同じである。なお、それぞれの  $\sigma_B$  は、(a) 材ラグでは  $45.0 \text{ kg/mm}^2$ 、(b) 材ラグでは  $26.07 \text{ kg/mm}^2$  とした。

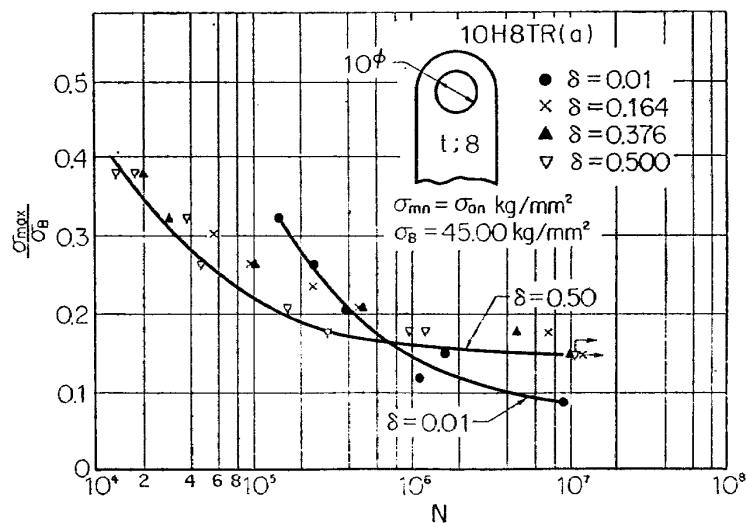


図 6 ラグの疲れ強さ (金具なし, 試験系列 1)

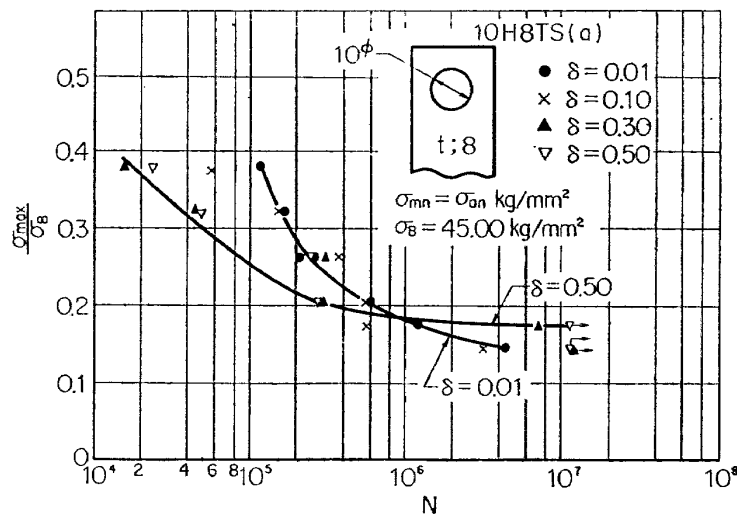


図 7 ラグの疲れ強さ (金具なし, 試験系列 2)

**試験系列 3** 8H4TR a ( $d_H=8\text{mm}\phi$ , 円弧形, a 材) ラグの厚さは  $t=4\text{mm}$  であり, この厚さ比は  $t/d_H=0.5$  であって, この比はさきの試験系列 1 と 2 ( $d_H=10\text{mm}\phi$ ) のそれより小である。このラグの実験結果 (図 8) では, 微小隙間ラグの疲れ強さ (記号 ○) は, さきの金具なしの試験系列 1 と 2 の実験結果と同様に,  $N>10^6$  では, 5% 隙間ラグのそれより低かった。しかし, 微小隙間と 5% のラグの  $S-N$  曲線は,  $N\approx 2\times 10^5$  で交わり, この交点における  $N$  は, さきの試験系列 1 と 2 のときより小である。また, 隙間条件が微小隙間と 5% 隙間との中間であるラグの疲れ強さは, さきの系列 1 と 2 における場合と同様な傾向である。この試験系列では, 組立金具を用いたにもかかわらず, ピンの片当り接触を生ずることがあった。この理由としては, 組立金具のチャック用ピンとして  $10\text{mm}\phi$  のものを用いたこと (金具ピン穴  $10\text{mm}\phi$ ) と, 金具と試験ラグまたはつかみ板との間の隙間が小さいために, それぞれがピン以外のところで互いに接触することがある, などのことが考えられる。

**試験系列 4** 8H6TR a ( $d_H=8\text{mm}\phi$ , 円弧形, a 材) のラグ厚さは  $t=6.5\text{mm}$  であり, この厚さ比  $t/d_H=0.81$  は  $10\text{mm}\phi$  ピン穴ラグのそれとほぼ同じである。隙間条件は微小隙間と 5% 隙間の 2 通りのみである (以後の試験系列でも同じ)。これについては, これまでの実験結果 (試験系列 1.2.3) から, 隙間と疲れ強さとの関係を調べるためには, 上述の 2 通りの隙間条件で実験を行えば十分であると考えたためである。また, この試験系列からは, 前述 (3.2 節実験方法) のように, より細部にわたって試験ラグの保持に留意した。その結果は良好であった。この系列における実験結果 (図 9) では, 5% 隙間ラグの疲れ強さは, さきの試験系列 3 ( $t=4\text{mm}$ ) におけるそれらより全体に高くなった。微小隙間 (このときの  $\delta=0.032\text{mm}$ ) ラグの疲れ強さは,  $N<4\times 10^5$  では 5% 隙間のそれより高くなるが,  $N>4\times 10^5$  では,  $N$  の増大に伴って逆に低くなる。しかしこの低下はこれまで (系列 1.2.3) のときに比べて著しくないようである。なお, この試験系列以後では, ピンとピン穴との片当り

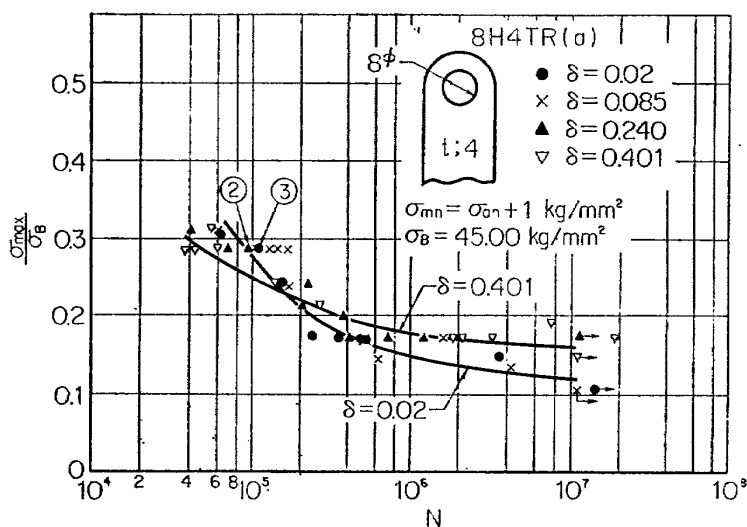


図 8 ラグの疲れ強さ (試験系列 3)

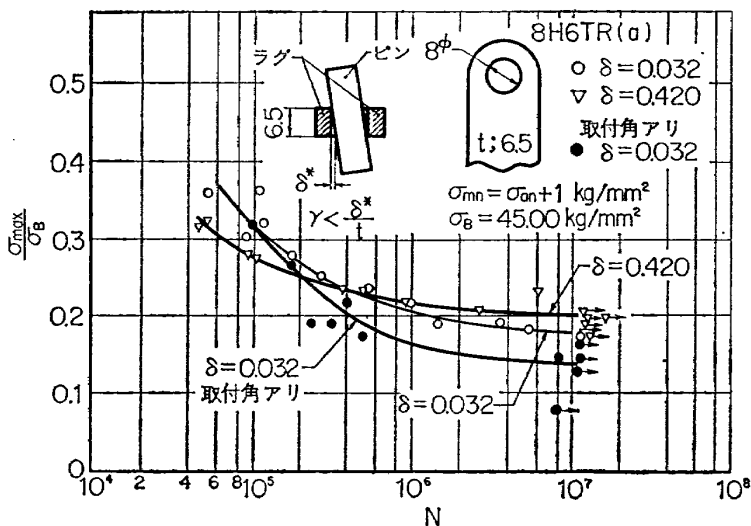


図 9 ラグの疲れ強さ (試験系列 4)

接触による影響を調べるために、図9の右上に示したように、故意にピンと穴とのなす角(取付角)が $\gamma$ となるように試験ラグを取付けた状態でも実験を行なった。ただし、 $\gamma < (\delta^*/t)$ であり、この $\delta^*$ はその試験系列ラグの微小隙間である。したがって、この取付角 $\gamma$ は、無負荷状態では、微小隙間条件となるピンでも無理なく穴にそう入できる程度の大きさである。このような条件のもとにおける微小隙間ラグの疲れ強さは、 $N$ の増大に伴って、取付角がない(片当りなし)ときのそれより低くなり、 $N=1 \times 10^7$ に対する時間強度は取付角なしの時間強度の約76%である。この時間強度は、同じ $N$ に対する5%隙間ラグのそれよりかなり低い。

**試験系列 5** 10H8TR b( $d_H=10 \text{ mm}\phi$ ,  $t=8 \text{ mm}$ , 円弧形, b材) ラグの実験結果(図10)では、微小隙間ラグの疲れ強さは、ラグ取付角がなければ(記号○),

5% 隙間のそれ(記号▽)より常に高くなった。この微小隙間ラグの実験値を示すS-N曲線の応力レベルは、5% 隙間のそれの約1.3倍である。また微小隙間ラグの取付角の影響による疲れ強さの低下は、さきの試験系列4の場合よりさらに著しい。このときのS-N曲線と5% 隙間のそれとは $N=7 \times 10^5$ で互いに交わる。このような傾向は、さきの金具なしのときの試験での実験結果とよく似ている。なお、この微小隙間ラグで、取付角があるときの $N=1 \times 10^7$ における時間強度は、取付角がないときのそれの約1/2である。また5% 隙間ラグについては、ラグ取付角 $\gamma$ が微小であるために、このラグの疲れ強さには、ラグ取付角の影響が認められない。

**試験系列 6** 8H4TR b( $d_H=8 \text{ mm}\phi$ ,  $t=4 \text{ mm}$ , 円弧形 b材) ラグの実験結果(図11)では、微小隙間で取付角がないときの疲れ強さ(記号○)は、 $N <$

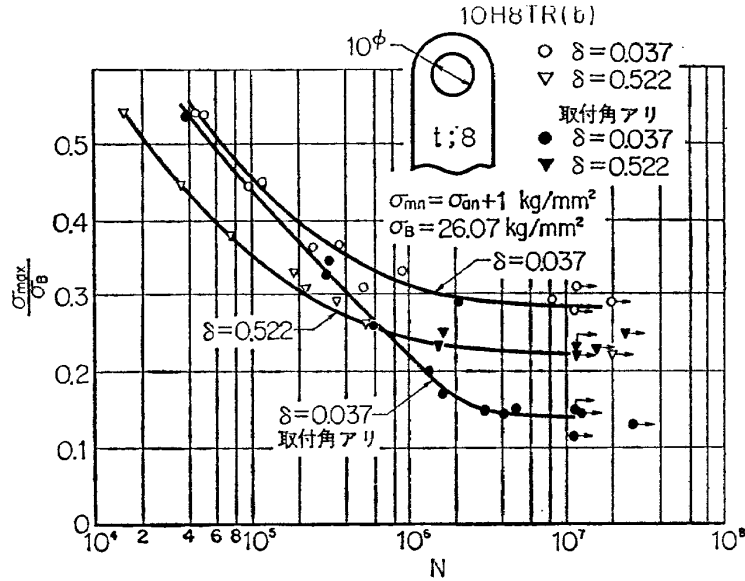


図 10 ラグの疲れ強さ (試系系列 5)

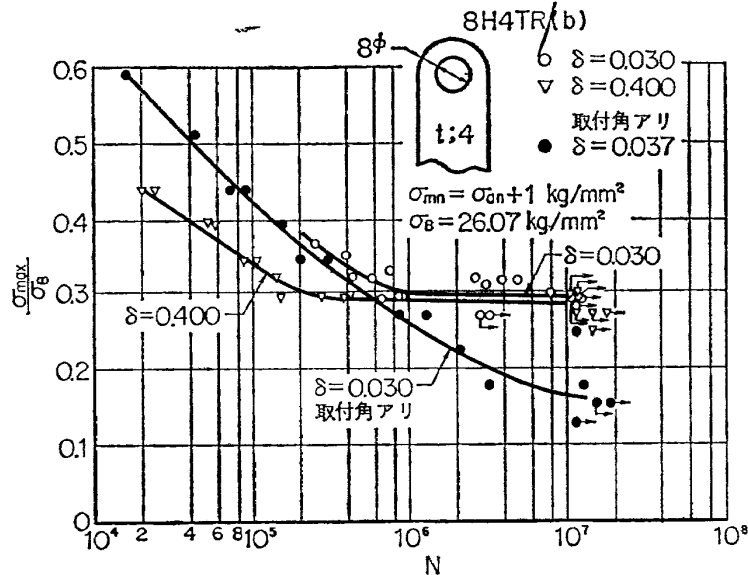


図 11 ラグの疲れ強さ (試験系列 6)

$1 \times 10^6$  では 5% 隙間のそれ (記号  $\nabla$ ) より高く、 $N > 1 \times 10^6$  では  $N$  の増大に伴って 5% 隙間のラグのそれに近づき、 $N = 1 \times 10^7$  では 5% 隙間ラグよりわずかに高いか、または同程度である。微小隙間ラグで、取付角があるときの疲れ強さ (記号  $\bullet$ ) は  $N$  の増大に伴って取付角なしのそれより低くなり、 $N = 1 \times 10^7$  に対する時間強度は、取付角なしの時間強度の約 1/2 である。また、この試験系列でも、さきの系列 5 (図 10) の場合と同様に、微小隙間で取付角ありのときの  $S-N$  曲線は、5% 隙間ラグのそれと  $N \approx 7 \times 10^5$  で交わる。なお、応力レベル ( $\sigma_{max}/\sigma_B$ ) = 0.3 における 5% 隙間ラグの疲れ寿命は  $1.5 \times 10^6 < N < 4 \times 10^6$  である。しかしこの応力レベルが 0.3 よりわずかに低ければ、 $N = 1 \times 10^7$  でもラグの疲れ破壊は起らない。この  $N = 1 \times 10^7$  における 5% 隙間ラグの時間強度

は、さきの系列(10H8TR b) におけるその約 1.3 倍であり、このような時間強度は、他の試験系列のどれよりも著しく高い。

#### 4.3.3 実験結果その 3 (ピン穴潤滑と穴拡大効果)

**ラグの疲れ強さに対するピン穴潤滑効果** ラグピン穴にグリースを塗布したときのラグの疲れ寿命についての実験結果を図 12 に示す。このときの繰返し荷重は  $220 \text{ kg} \pm 188 \text{ kg}$  と  $140 \text{ kg} \pm 108 \text{ kg}$  の 2 通りで、これはラグ有効断面積当りの応力 ( $\sigma_{max}/\sigma_B$ ) で 0.285 と 0.171 の値に相当する大きさである。使用したグリースは ASEOL, MOLITEA 5-028 (焼付防止用モリブデングリース) である。試験ラグは 8H4TR a である。隙間条件は  $\delta = 0.02, 0.085, 0.240$  および 0.401 の 4 通りである。試験ラグの保持方法は前節 (4.3.2) の始めに述べた試験系列 3 (組立金具使用) の場合と

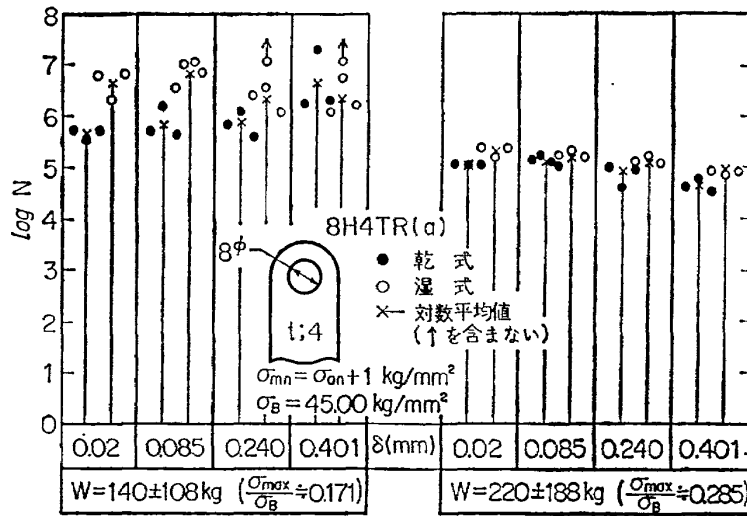


図 12 ピン穴潤滑とラグの疲れ寿命

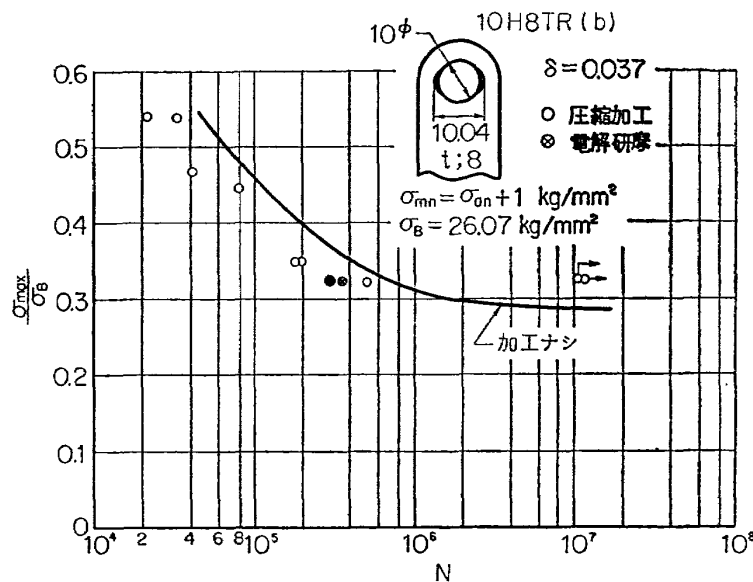


図 13 ピン穴拡大とラグの疲れ強さ

同じであり、故意にラグ取付角を付けていないが、ピンとピン穴との片当り接触を生じることもある状態である。使用した試験ラグの数は各応力レベルと隙間条件でそれぞれ6本であり、このうち乾式が3本、湿式が3本である。図にはそれぞれの条件のもとにおける寿命の対数平均値を実線で示してある。

この実験結果では、グリース塗布による有効な潤滑効果が認められ、その効果は、隙間の小さいとき、および応力レベルの低いときに、より顕著である。すなわち湿式の場合における微小隙間ラグの疲れ寿命は、乾式の場合に比べて、高応力レベルのときに約2倍、低応力レベルのときに約10倍である。これに対し、5% 隙間ラグについての潤滑効果は余り認められない。

ラグの疲れ強さに及ぼすピン穴拡大効果 微小隙間ラグ穴縁を、図 13 の右上に示したように、圧縮加工または電解研磨によってくぼませた試験ラグについて疲れ試験を行なった。このときに使用した試験ラグの種類、荷重条件、および試験片保持方法などは、前節の試験系列 5 (組立金具あり, 10H8TR b 材ラグ) の場合と同じである。ただし、微小隙間で、ラグ取付角なしの場合のみである。なお圧縮加工ピン穴は、9.5mmφの試験用ピンで、10mmφのピン穴縁を圧縮して塑性変形させたものである。それぞれのピン穴拡大量は、片側で約0.02mmである。これらの加工前における隙間は  $\delta=0.04$  mm である。実験結果を図 13 に示す。この図には、比較のために、この試験と同じ試験系列 5 における微小隙間ラグで、取付角なしの

ときの  $S-N$  曲線を示してある。圧縮加工ピン穴ラグの試験片は 9 本 (記号 ○), 電解研磨加工のそれは 3 本 (記号 ⊗, 3 本のうち 2 本の実験値はほぼ同じ) である。図示した実験値の応力はいずれも穴の寸法を加工前の大きさとして計算した値である。

実験結果では,  $(\sigma_{\max}/\sigma_B)=0.33$  の応力に対しては  $N=1 \times 10^7$  でもラグの破壊が起らない場合もあるが, おおむね穴加工なしのラグより, 穴加工ラグの疲れ強さが低くなる傾向である。すなわち, このように穴を加工しても, ラグの疲れ強さが改善されないことを示している。

## 5. 考 察

### 5.1 ピン接合ラグの形状

ピン接合ラグの形状については, これまで多くの研究者によって研究が行なわれてきた。これらの研究によれば, ピン穴を含めたラグの全断面についての応力集中率  $C_t$  ( $C_t = \sigma_{\max}^*/W/D_t$ ) が, ラグ幅  $D$  に対するピン穴高さ  $H$  と, ピン穴径  $d_H$  との比によって決まるとされている。それによれば,  $H/D$  が一定であれば,  $C_t$  は  $d_H/D$  が 0.4 から 0.5 の間で最小値となる。また, この  $d_H/D$  が一定であれば, ピン穴の高さ比  $H/D$  の増大とともに  $C_t$  は減少するが,  $H/D \geq 1$  では, もはや  $C_t$  の低下は余り期待できない。これらの関係を示す Heywood の実験式<sup>9)</sup>によれば,  $d_H/D=0.5$  のとき,  $H/D=0.5$  では,  $C_t=5.5$ ,  $H/D=1$  では,  $C_t=5.0$  であり, 後者の  $C_t$  の減少は約 9% である。しかし, 後者のラグ部の重量増加は 2 倍以上である。またこのときの  $C_t$  を, ラグ有効断面積当りの応力集中率  $\alpha$  で示せば,  $d_H/D=0.5$  であるから, 前者で  $\alpha=2.75$ , 後者では  $\alpha=2.5$  となる。

ラグ先端の形状がピン穴と同心円弧である場合と, 方形である場合のラグについての, 静引張による応力測定の結果<sup>3)</sup>によれば, 隙間があるときのラグ穴縁の応力集中率  $\alpha$  は, 方形ラグでは, 円弧ラグの 85% であった。しかし, これらについても, ラグ部の重量を考慮した場合には, 円弧ラグの方が有利である。

Low の行なった B.S.L 65 アルミニウム合金ラグでの疲れ試験によれば<sup>9)</sup>,  $H/D=(2/3)$  (一定) で  $0.2 \leq d_H/D \leq 0.55$  の寸法比を有するラグでは, 0.7% の力ばめによるピンのはめあい条件のもとで,  $d_H/D$  が 0.445 の大きさまで増大するにつれて, 疲れ強さは高くなる。しかし,  $d_H/D$  をそれ以上大きくしても疲れ強さは高くなると報告している。

以上のようなことをあわせて考慮すれば, この実験

に用いた試験ラグの形状寸法 ( $H/D=0.5$ ,  $d_H/D=0.5$ , 先端円弧形) はピン接合ラグの構造条件としてほぼ適当なものであると考えられる。

### 5.2 微小隙間とラグの疲れ強さについての一般的考察

ピン接合ラグの疲れ強さに対するピンのはめあい条件は使用目的によって異なる。ピンと穴との間に隙間があるようなはめあい条件を要求される場合には, 要求される荷重の種類や大きさおよび疲れ寿命, さらにラグおよびピンの材質, あるいは形状寸法などを考慮して最も有利な隙間の大きさを決めねばならない。

前節で述べた実験結果では,  $N < 10^4$  ならば, 微小隙間ラグの疲れ強さは 5% 隙間ラグのそれより高くなることがわかった。しかし,  $N > 10^6$  における微小隙間ラグの疲れ強さについては, かなり複雑であることがわかった。

一般に, ピン接合が実際に用いられる場合には, ピンと穴との仕上精度や取付条件などによって, ピンと穴との片当り接触が生じやすくなる。この片当り接触がラグの疲れ強さに及ぼす影響は, 隙間がきわめて小さくなり, また,  $N > 10^6$  になるに伴って顕著になる。すなわち, この片当り接触により, ラグの応力分布が不均一になること, また, これに伴って局部的に激しい微小すべりが繰返されるようになり, この局部的微小すべりの位置が, ピン穴縁の最大応力集中部で生ずるようになること, などによりラグの疲れ破壊を早める結果になると考えられる。

また, ピンとピン穴との接触が正常である場合には, 隙間が小さくなるに伴って, ピンと穴との間で繰返される微小すべりの領域が広がり, この領域内にピン穴縁の最大応力集中部が含まれるようになる。その結果として, ラグの疲れ破壊が早くなると考えられる。

これらのラグ穴縁における微小すべりの状況は, ラグおよびピンの材質組合せ, 接触面の仕上り状態, 接触圧力, 繰返し微小すべり振幅およびその回数などによって異なる。

ピンとピン穴との間の微小すべりは, ピンと穴との接触領域内で生ずる。この接触領域は主として荷重の増大と隙間の減少によって広がり, あるいは, ラグとピンとの材質および形状寸法によっても影響を受ける。S45C ピンと, A3P2-T3 (a 材) の二次元大型ラグ模形を用いて調べた接触領域の大きさに<sup>2)</sup> よればピンとピン穴との接触が正常である場合には, ピン径を基準にした呼称面圧  $P_p$  と隙間比  $C_H$  との割合が

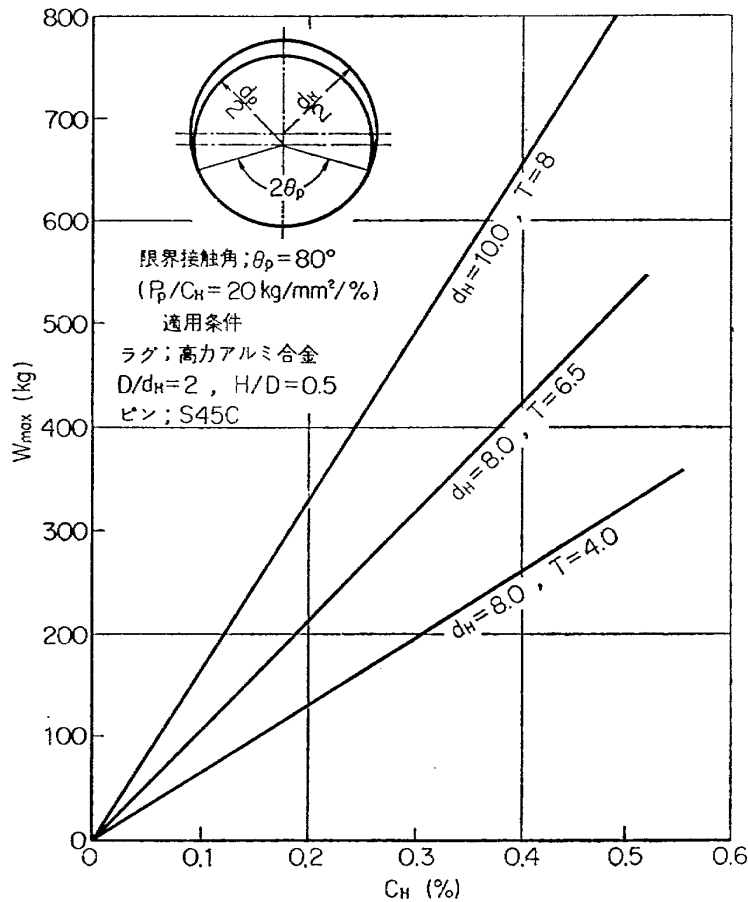


図 14 ピンとピン穴の限界接触条件

$P_p/C_H < 20 \text{ kg/mm}^2/\%$  であれば、ピンの変形を無視したとして、ピン径を基準にした接触角  $\theta_p$  は約  $80^\circ$  を超えないと推定される。なお、この大形ラグ模形の応力測定結果によれば、ラグ穴縁の最大応力集中部については、微小隙間では、この接触角より大きい位置 ( $\theta_p > 80^\circ$ ) において生ずるものと思われ、また本実験における微小隙間ラグにおいても、ほぼこのような位置でラグの疲れ破壊が起る。またこの大形ラグ模形と、本実験の疲れ試験ラグとの寸法比は、厚さ比を除けば、すべて同じである。上述のようなことから、本実験の疲れ試験ラグについても、 $\theta_p = 80^\circ$ 、( $P_p/C_H = 20 \text{ kg/mm}^2/\%$ ) となる接触領域を、許容し得る繰返し微小すべり領域の限界であると仮定すれば (ラグ厚さ比を無視する)、これに対する隙間比  $C_H$  と繰返し最大荷重  $W_{max}$  の限界値 (許容限界荷重または隙間と称する) は図 14 のようになる。ここに用いた  $P_p$ 、 $C_H$  および  $\theta_p$  は次の通りである。

$$P_p = \frac{W}{td_p} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \quad \text{ピン径基準とした呼称面圧}$$

$$C_H = \frac{d_H - d_p}{d_H} \times 100 (\%) \quad \text{ピン穴基準とした隙間比}$$

$\theta_p$ ; (図 14 参照)      ピンを中心にした接触角

ここで  $W$ ; 荷重 (kg),  $t$ ; ラグ厚さ (mm),  $d_H, d_p$ ; ラグピン穴およびピン径 (mm) などである。図 14 に示した各試験ラグの形式に対する  $d_H$  および  $t$  の寸法は、それぞれ上から 10H8T, 8H6T および 8H4T のラグに相当するものである。この図では、それぞれのラグについての荷重と隙間の条件が、この図の各曲線より下側 (低荷重、大隙間) であれば、ラグ穴縁の最大応力集中部に繰返し微小すべりが起こらないことを示している。したがって、この許容限界以下の条件のもとでは、繰返し微小すべりによるき裂発生より、穴縁の最大応力集中部での繰返しひずみによるき裂発生の方が優先するならば、その微小すべりがラグの疲れ強さに影響を及ぼさないということが出来る。なお、この適用条件としては、ピンと穴との接触が正常である場合に限る。

### 5.3 ピン接合ラグの疲れ強さ

ピン接合ラグの疲れ強さについても、これまで多くの研究がなされてきた。また、これらの実験結果をもとに、疲れ強さに対するラグの設計に対して有益な実験式も提案されている<sup>8)</sup>。しかし、これらはいずれもピンとピン穴との間に隙間の存在しない場合のものが主である。それらの実験結果の中には、ピンと穴との

片当り接触による不均一な応力分布や、それに伴う局部的微小すべりの影響なども含まれていると考えられる。したがって、そのような実験結果をもとに、隙間がある場合についてのラグの疲れ強さを判断することは困難である。

5.3.1 5% 隙間ラグの疲れ強さ

5% 隙間ラグのピンと穴との接触領域はわずかである。この接触領域については、さきに行なった大形ラグ模形による実験結果から推定することができる。この疲れ試験に用いた 5% 隙間ラグでは、これに負荷された繰返し最大荷重の最も高い値は  $P_p \doteq 17 \text{ kg/mm}^2$  に相当する値である。したがって、このときの荷重と隙間との比は、 $P_p/C_H = 3.4 \text{ kg/mm}^2/\%$  である。ラグ厚さの影響を無視すれば、この条件での接触角は、 $\theta_p \doteq 30^\circ$  である。またこのときにおけるラグ穴縁の最大応力集中部は  $\theta_p > 75^\circ$  の位置である<sup>9)</sup>。疲れ試験の結果では、ピンと穴との繰返し微小すべりの領域は上述の接触角  $\theta_p = 30^\circ$  以下であり、ラグの疲れ破壊は、ほとんど全部穴縁の最大応力集中部であると思われる位置で起こる。ピンとピン穴との間に 5% の隙間があれば、ラグの分布荷重状態が集中荷重に近いから、ラグの取付状態によるわずかなピンの片当り接触を生じて、ラグ穴縁の応力集中率が変らないものと考えられる。この疲れ試験の結果でも、ラグピン穴とピンとの片当り接触を生じて、5% 隙間ラグの疲れ強さは変らなかった。以上のようなことから、5% 隙間ラグの疲れ強さについては、単純な切欠材と同様に考えてよいであろう。

この疲れ試験の結果における、5% 隙間ラグの疲れ強さと、素材のそれらをまとめて  $S-N$  曲線で示すと

図 15 のようになる。この図には、文献<sup>9)</sup>に示されている実験式を用いて計算した結果も  $S-N$  曲線で示してある。これについては後節で述べる。この図からも明らかなように、(a) 材ラグの疲れ強さは素材の約 1/3 であり、(b) 材ラグのそれは 1/3 よりわずかに大である。

図 15 に示した  $S-N$  曲線をもとに、5% 隙間ラグの時間強度を  $S.r.f.$  (Strength reduction factor,  $K_f$ ) で示すと表 6 のようになる。なお、この  $S.r.f.$  は次の通りである。

$$K_f = \frac{\text{ラグ素材の時間強度}}{\text{同一 } N \text{ におけるラグの時間強度}}$$

この  $K_f$  とラグの応力集中率  $\alpha$  との比 ( $K_f/\alpha$ ) を  $\eta$  とすれば、この  $\eta$  は、8H6TR a 材と 10H8TR b 材とのラグのそれらを除く他の試験系列ではほぼ一定である。各系列についての  $\eta$  の平均値は、 $\bar{\eta} = 0.502$  から 0.649 までである。この  $\eta$  の値には、ラグの材質と寸法の影響が含まれるであろう。(a) 材ラグについての  $\bar{\eta}$  は、10H8TS で、0.638、10H8TR で 0.649、8H4TR で 0.585、8H6TR で 0.502 のそれぞれである。これらのうち、ピン穴  $10 \text{ mm}\phi$  の先端円弧と方形のラグでは、この  $\bar{\eta}$  値がほぼ同じである。8mm $\phi$  ピン穴ラグの  $\bar{\eta}$  については、ラグと平滑材とでは応力条件の相違があるけれども、繰返し最大応力  $\sigma_{max}$  を基準にすれば、 $t = 4 \text{ mm}$  である 8H4TR ラグの  $\bar{\eta}$  は、10mm $\phi$  ピン穴円弧ラグに比べて 10% 小さく、同じ 8mm $\phi$  ピン穴でも、ラグ厚さの大である 8H6TR の  $\bar{\eta}$  は、8H4TR よりさらに 14% 小さい。(b) 材ラグについては、10H8TR の  $\bar{\eta}$  が、0.612、8H4TR の  $\bar{\eta}$  が 0.544 であり、ここでも後

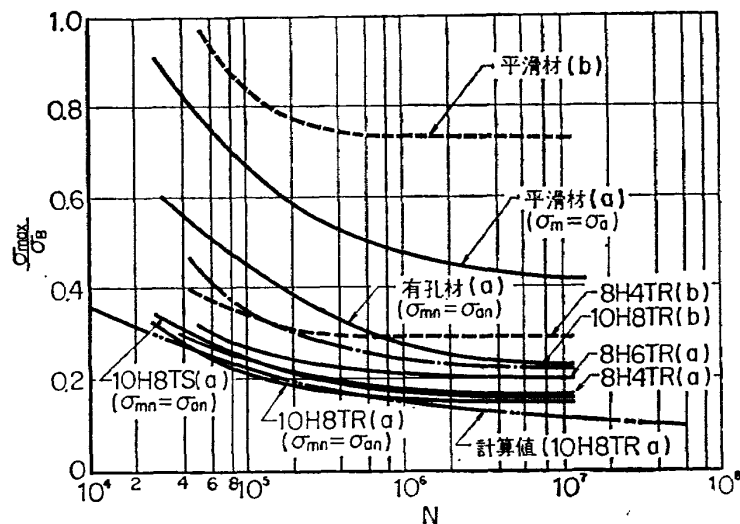


図 15 平滑材, 有孔材, ラグ ( $C_H = 5\%$ ) の疲れ強さ



表 6 素材と5%隙間ラグとの時間強度の関係

A3P2-T3 (a) 材 $\sigma_B=45.00\text{kg/mm}^2$								
	N	$5 \times 10^4$	$1 \times 10^5$	$3 \times 10^5$	$1 \times 10^6$	$3 \times 10^6$	$1 \times 10^7$	備 考
平 滑 材	$\sigma_{\max}/\sigma_B$	0.777	0.670	0.552	0.480	0.439	0.422	$\sigma_m = \sigma_a$
有 孔 材 (a)	$\sigma_{\max}/\sigma_B$	0.525	0.445	0.346	0.275	0.240	0.230	$\sigma_{mn} = \sigma_{an}$ $\alpha = 2.16$
	$K_f$	1.479	1.506	1.595	1.745	1.829	1.835	
	$\eta$	0.685	0.697	0.739	0.808	0.847	0.849	
平均値 $\eta = 0.771 (\pm 11.2\%)$								
10H8TR (a)	$\sigma_{\max}/\sigma_B$	0.265	0.220	0.177	0.159	0.152	0.146	$\sigma_{mn} = \sigma_{an}$ $\alpha = 4.6$
	$K_f$	2.928	3.052	3.144	3.019	2.885	2.884	
	$\eta$	0.637	0.664	0.683	0.656	0.627	0.627	
平均値 $\eta = 0.649 (\pm 5.2\%)$								
10H8TS (a)	$\sigma_{\max}/\sigma_B$	0.229	0.254	0.202	0.182	0.157	0.156	$\sigma_{mn} = \sigma_{an}$ $\alpha = 4.2$
	$K_f$	2.598	2.642	2.733	2.631	2.761	2.704	
	$\eta$	0.619	0.629	0.651	0.626	0.657	0.644	
平均値 $\eta = 0.638 (\pm 3.0\%)$								
8H4TR (a)	$\sigma_{\max}/\sigma_B$	0.283	0.248	0.206	0.176	0.165	0.159	$\sigma_{mn} = \sigma_{an} + 1$ $\alpha = 4.6$
	$K_f$	2.743	2.700	2.536	2.734	2.665	2.650	
	$\eta$	0.619	0.589	0.552	0.594	0.579	0.576	
平均値 $\eta = 0.585 (\pm 5.8\%)$								
8H6TR (a)	$\sigma_{\max}/\sigma_B$	0.312	0.271	0.234	0.213	0.202	0.200	$\sigma_{mn} = \sigma_{an} + 1$ $\alpha = 4.6$
	$K_f$	2.488	2.469	2.359	2.251	2.173	2.110	
	$\eta$	0.541	0.537	0.513	0.489	0.472	0.459	
平均値 $\eta = 0.502 (\pm 8.6\%)$								
A3P2-T3 (b) 材 $\sigma_B=26.07\text{kg/mm}^2$								
平 滑 材	$\sigma_{\max}/\sigma_B$	0.981	0.838	0.757	0.734	0.730	0.728	$\sigma_m = \sigma_a + 1$
10H8TR (b)	$\sigma_{\max}/\sigma_B$	0.414	0.354	0.287	0.242	0.227	0.223	$\sigma_{mn} = \sigma_{an} + 1$ $\alpha = 4.6$
	$K_f$	2.370	2.367	2.647	3.033	3.216	3.265	
	$\eta$	0.515	0.515	0.575	0.659	0.699	0.710	
平均値 $\eta = 0.612 (\pm 16\%)$								
8H4TR (b)	$\sigma_{\max}/\sigma_B$	0.388	0.345	0.297	0.293	0.293	0.290	$\sigma_{mn} = \sigma_{an} + 1$ $\alpha = 4.6$
	$K_f$	2.528	2.429	2.549	2.505	2.500	2.510	
	$\eta$	0.550	0.528	0.554	0.545	0.544	0.546	
平均値 $\eta = 0.544 (\pm 3\%)$								

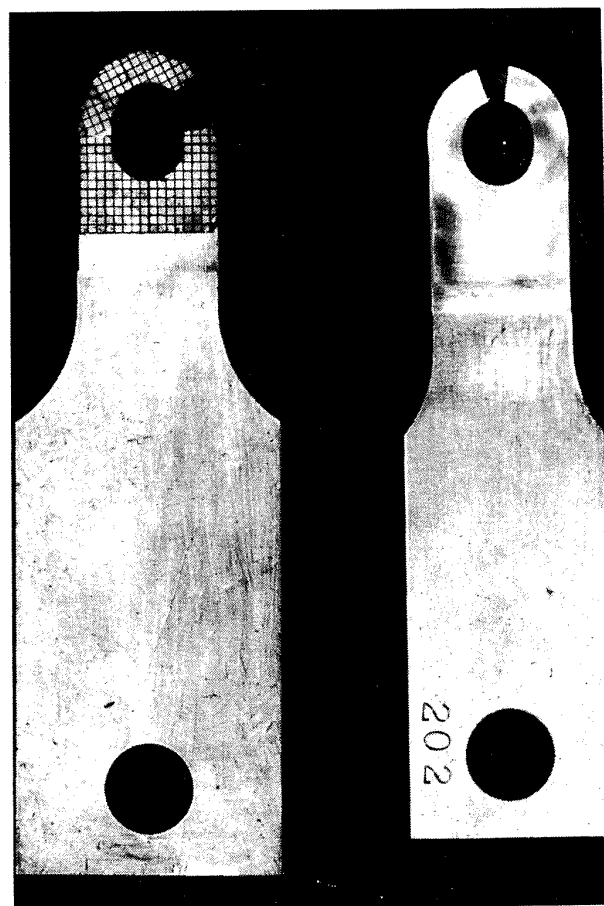
注)  $K_f = \frac{\text{素材の時間強度}}{\text{同一寿命に対するラグの時間強度}}$   $\eta = \frac{K_f}{\alpha}$

者( $d_H$  が小である)のラグの  $\eta$  が 11% 小さい。また、この 10H8TR の  $\eta$  は、 $N$  の増大につれて、0.515 から 0.710 まで増加し、この変化の割合は他の系列のときより大である。この理由については明らかでないが、材質の影響によるものであるかもしれない。

上述のように、本試験におけるラグの時間強度と、ラグ素材のそれとの比 S.r.f. の全体の平均値は  $K_f = 0.59\alpha$  であり、そのばらつき幅は  $K_f = 0.46\alpha$  から  $0.71\alpha$  までである。ただし、ここでは、各試験ラグの応力集中率は先端円弧ラグで  $\alpha = 4.6$ 、方形ラグで  $\alpha = 4.2$  とした。この値については、さきの大形ラグ模形の静試験における、ラグピン穴中心を通る荷重と直角な方向の穴縁上で得られた円周方向引張応力の 15% 増であるとした。

中央円孔切欠材の疲れ強さは、図 15 でも明らかのように、平滑材のそれとほぼ平行に低くなった。したがって、この切欠材の S.r.f. は、 $N = 5 \times 10^4$  では  $K_f = 0.685\alpha$  であるが、 $N$  の増大につれて  $K_f$  も大となり、 $N = 1 \times 10^7$  では  $K_f = 0.849\alpha$  となり、これらの平均値は  $\bar{K}_f = 0.771\alpha$  である。円孔切欠材のこのような時間強度の傾向は、試験ラグのそれらとかなり異なったものであった。一般に、部材の疲れ破壊は一定の条件のもとに起こるはずである。しかし、それらの疲れ強さについては、 $K_f = \eta\alpha$  のように、単なる見掛上における集中応力の大きさのみから論議することはできない。これについては、それぞれの応力またはひずみ分布の状態と、実際に疲れ破壊を左右する応力条件との関係(たとえば疲れ強さに及ぼす表面層の影響<sup>10)</sup>)も含めて、さらに詳細な分析を必要とするが、ここでは省略する。

ここで、この疲れ試験によって破壊したラグの 1 例



8H4 TR (b) 8H6 TR (a)  
図 16 ラグ疲れ破壊の状況

を図 16 の写真に示す。この左の写真は通常の疲れ破壊の様子を示したものである。このラグの面上には方眼紙がてん付してあるので、破壊の起った位置が明らかであろう。なお、この方眼紙は試験前にてん付したものである。右の写真はラグ先端が破壊したときのものである。このようなラグ先端の破壊は、この実験の全体を通して 6 本だけである。このときの試験ラグ、隙間、荷重および疲れ寿命などは表 7 の通りである。

表 7 試験ラグ先端の疲れ破壊

ラ グ 形 式	No.	$C_H$ (%)	$t/d_H$	W (kg)	$\sigma_{\max}/\sigma_B$	$N(\times 10^5)$	備 考
10H8TS (a)	2	5	0.8	450 ± 450	0.250	2.362	
	22	5	0.8	350 ± 350	0.195	2.665	
10H8TR (a)	15	5	0.8	300 ± 300	0.167	12.108	
8H6TR (a)	202	5	0.8	300 ± 248	0.234	4.860	
	208	5	0.8	280 ± 228	0.217	8.944	
	103	5	0.8	270 ± 218	0.207	25.117	
8H4TR (b)	31E	*0.175	0.5	130 ± 98	0.274	4.843	荷重と直角

注)  $\sigma_B = 45.00\text{kg/mm}^2$  (a 材),  $26.07\text{kg/mm}^2$  (b 材);  $C_H \cdot t/d_H$  呼称値 (\*実測値)

なおこの表には、図 16 の左の写真に示したラグについての条件も併記した。これらのラグ先端で起きた疲れ破壊については、表示したように、いずれも素材の引張強さが高い (a) 材のラグである、このときの隙間が 5% である、ラグ厚さ比  $t/d_H=0.8$  である、応力が比較的低い、などの共通点がある。また、先端の形状が、方形でも円弧でもラグ先端の破壊が起ることがわかる。上述のような条件のもとで、ラグの先端が破壊する可能性については、さきに行なった大形ラグ模形の静引張による応力測定の結果<sup>2)</sup>からも十分考えられる。

### 5.3.2 微小隙間ラグの疲れ強さ

微小隙間とラグの疲れ強さについての一般的な考察は前節 (5.2) で述べた。ここでは本実験において得られた結果について考察を行なう。

それぞれの結果では、 $N < 10^4$  に対する微小隙間ラグの疲れ強さは、5% 隙間ラグより高くなる。しかし  $N > 10^6$  に対する微小隙間ラグの疲れ強さは、試験系列によって、5% 隙間ラグのそれより、著しく低くなる、高くなる、およびほぼ同程度になる場合との 3 通りである。

$N < 10^4$  の疲れ寿命に対する疲れ強さについては、主として応力集中率の相違により、微小隙間ラグの疲れ強さが 5% 隙間ラグのそれより高くなるものと考えられる。

$N > 10^6$  の疲れ寿命に対する疲れ強さが 5% 隙間ラグのそれより著しく低くなる理由については、ピンとピン穴との片当り接触、または過小隙間か、過大荷重などのいずれかであると考えられる。このような傾向のある実験結果は、特別な組立金具を用いないで行なった試験系列 1 と 2 において得られた。このときの実験では、ピンと穴との片当り接触を生じていたことが明らかであった。また、故意にピンとピン穴との片当り接触を生じるように試験ラグを取付けて行なった実験結果 (試験系列 4, 5, 6) でも、全く同様な傾向を示した。これらのことから、この実験に用いた程度の微小隙間におけるラグの疲れ強さが、5% 隙間ラグより著しく低下することの原因については、主としてピンとピン穴との片当り接触によるものと考えられる。

微小隙間ラグの疲れ強さが、5% 隙間ラグより明らかに高くなる実験結果は、試験系列 5 (10 H 8 TR b) において得られた (ピンの接触が正常である場合)。この場合の微小隙間ラグの疲れ強さは 5% 隙間ラグのほぼ 1.3 倍であった。この 5% 隙間ラグの応力集中率を  $\alpha=4.6$ 、微小隙間ラグのそれを  $\alpha=3.5$  であるとすれ

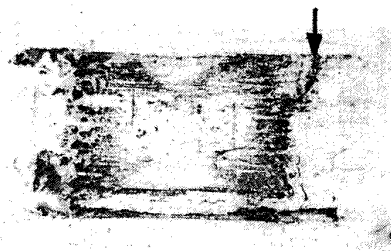
ば、前者の  $\alpha$  は後者のその約 1.3 倍である。ゆえに、両者の S.r.f. ( $K_f = \eta\alpha$ ) はほぼ同じであり、したがって、この微小隙間ラグの疲れ強さは、ほぼその応力集中率の比に見合う程度だけ高くなっていると思われ、これは、おおむねそのラグ固有の疲れ強さを示しているものであろう。なお、この  $\alpha=3.5$  は、さきに行なった大形ラグ模形の実験結果から推定した値である。この疲れ試験における微小隙間ラグの隙間比は  $C_H=0.4\%$  であり、前節で述べたように、このラグの許容接触の限界値を  $P_p/C_H=20 \text{ kg/mm}^2/\%$  とすれば、 $C_H=0.4\%$  に対するピン呼称面圧の限界値は  $P_p=8 \text{ kg/mm}^2$  である。したがって、 $d_H=10 \text{ mm}\phi$  とすれば  $d_p=9.96 \text{ mm}\phi$  となり、 $t=8 \text{ mm}$  であるから、このときの繰返し最大荷重の限界値は、 $W_{\max}=8 \times 8 \times 9.96 \div 640 \text{ kg}$  である。この荷重は応力比  $\sigma_{\max}/\sigma_B=0.31$  (ただし  $\sigma_B=26.07 \text{ kg/mm}^2$ ) に相当する値である。このときの実験における  $N > 10^6$  の疲れ寿命に対する疲れ強さが、この限界荷重に対する応力 ( $\sigma_{\max}/\sigma_B=0.31$ ) より低い (図 10 参照)、ラグの疲れ破壊を生ずる位置においては、微小すべりが繰返えされていないものと考えられる。また、ピン表面の観察でも、ほぼそのような傾向が認められた。上述のように、有利な疲れ強さの傾向が得られたことについてはラグ素材の引張強さと、疲れ強さおよび 5% 隙間ラグの疲れ強さが、いずれも比較的低い (図 10 参照)、この微小隙間ラグの固有の疲れ強さに相当する荷重が、許容限界荷重よりはるかに低くなったことの原因によるものと考えられる。

$N > 10^6$  の疲れ寿命に対する微小隙間ラグの疲れ強さが、5% 隙間ラグのそれにほぼ近い値であるか、または、著しく低くならないような実験結果は、試験系列 3, 4, 6 において得られた。この理由については、主として比較的低いラグの許容限界荷重によるものと考えられる。これらの試験系列においては、いずれも組立金具を用いて実験を行なった。これらのうち、系列 3 ではピンと穴との片当り接触を生ずることがあったが、他の 2 通りの系列ではほぼ満足できるような良好な接触状況であった。これらの系列におけるそれぞれの隙間比に対する限界荷重は、いずれも  $P_p/C_H=20 \text{ kg/mm}^2/\%$  とすれば、系列 3 (8 H 4 TR a) では  $\sigma_{\max}/\sigma_B=0.111$ 、系列 4 (8 H 6 TR a) では、 $\sigma_{\max}/\sigma_B=0.177$ 、系列 6 (8 H 4 TR b) では、 $\sigma_{\max}/\sigma_B=0.286$  のそれぞれに相当する値である。これらの限界荷重は、いずれも  $N > 10^6$  における 5% 隙間ラグの疲れ強さに相当する荷重より低い値である。ゆえに、

5% 隙間ラグより応力集中率の小さい微小隙間ラグでは、この応力集中率に見合う程度の高い繰返し荷重（微小隙間ラグ固有の疲れ強さに相当する荷重）は、その隙間比に対する限界荷重をかなり越えた過大なものである。したがって、このような過大荷重条件のもとでは、微小隙間ラグの応力集中部で微小すべりが繰返され、そのためにラグの疲れ破壊を早めることになり、その結果として微小隙間ラグ固有の疲れ強さを期待することができないかもしれない。しかし、そのような場合でも、微小隙間ラグの疲れ強さについては、上述の許容限界荷重以下の荷重に相当する疲れ強さより低くならないものと判断される。試験系列 3, 4, 6 における実験結果（故意に取付角を与えたときを除く）では、微小隙間ラグの  $N=1 \times 10^7$  における時間強度は、いずれも限界荷重に相当する応力よりわずかに高い値である。したがって、 $N > 10^6$  に対する、これらの微小隙間ラグの疲れ強さの低下については、主とし

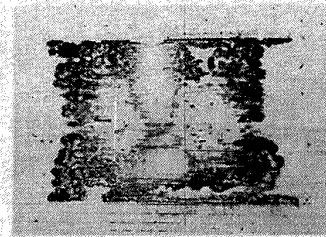
て、その隙間に対する限界荷重が比較的低いためであると考えられ、また、これらの疲れ強さが、結果的に 5% 隙間ラグのそれらに近い値になったのであろう。

上述のような疲れ強さの傾向を示した微小隙間ラグについて、穴縁の繰返し微小すべりに対するピン表面の状況を図 17 の写真に示す。このときの荷重と隙間および  $P_p/C_H$ 、疲れ寿命などは図に併記した通りである。なお、この写真は、ピン表面にできた繰返し微小すべりの模様をレプリカシールに写しとったものである。これらはいずれも試験系列 4 (8 H 6 TR a) における微小隙間ラグの疲れ試験で得られたものである。写真 (a) (b) (c) (d) の順序は荷重の大きさによるもので、その荷重の大きさは、 $W_{\max}=548$  kg, 448 kg, 408 kg および 348 kg である。このときの  $P_p/C_H$  は、それぞれ 22.50, 21.65, 19.58 および 16.72 kg/mm<sup>2</sup>/% である。写真 (a) に対するラグは  $N=5.299 \times 10^5$  (このときの  $\sigma_{\max}/\sigma_B=0.404$ ) で破



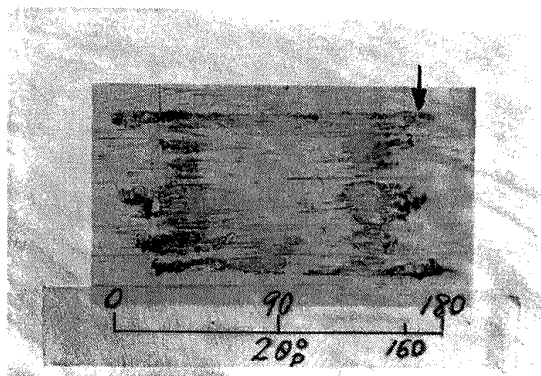
(a)

$\delta=0.032$  mm,  $W=300 \pm 248$  kg  
 $C_H=0.46\%$ ,  $P_p/C_H=22.50$  kg/mm<sup>2</sup>/%  
 $N=5.299 \times 10^5$  (壊破)



(c)

$\delta=0.032$  mm,  $W=230 \pm 178$  kg  
 $C_H=0.40\%$ ,  $P_p/C_H=19.58$  kg/mm<sup>2</sup>/%  
 $N=1.13 \times 10^7 \rightarrow$



(b)

$\delta=0.032$  mm,  $W=250 \pm 198$  kg  
 $C_H=0.40\%$ ,  $P_p/C_H=21.65$  kg/mm<sup>2</sup>/%  
 $N=7.0 \times 10^5 \rightarrow (N=35.717 \times 10^5, \text{壊破})$



(d)

$\delta=0.032$  mm,  $W=200 \pm 148$  kg  
 $C_H=0.40\%$ ,  $P_p/C_H=16.72$  kg/mm<sup>2</sup>/%  
 $N=81.757 \times 10^5$  (壊破)

試験系列 4 (ラグ, 8 H 6 TR a)

図 17 ピン表面の微小すべり状況

断した（破断位置を↓印で示す）。(b) のそれは  $N=3.5717 \times 10^6$  ( $\sigma_{\max}/\sigma_B=0.330$ ) で破断したが、この写真は破断前 ( $N=7 \times 10^6$ ) のものである（破断位置を↓印で示す）。しかし、このときと同じ試験荷重では、5% 隙間ラグは  $N=1 \times 10^7$  でも破断しない。したがって、この荷重のもとで、微小隙間ラグが破壊することについては、このラグの隙間に対する荷重が許容限界を越えた過大な値であるためと考えられる。写真 (c) に対するラグについては、その荷重 (408 kg) が限界荷重 (410 kg) 以下の値であるために、 $N=1.13 \times 10^7$  でもラグの破壊が起らなかったものと考えられる。それぞれ (d を除く) の微小すべり領域については、(c) の領域が最小であり、その値が  $\theta_p$  で約  $70^\circ$  となり、この値は限界接触 ( $\theta_p=80^\circ$ ) 以下であり、(b) のそれは  $\theta_p$  で約  $80^\circ$  以上、(a) は (b) よりさらに大である。写真 (d) に対するラグは、(c) のラグよりさらに低い荷重であるにもかかわらず、 $N=8.1757 \times 10^6$  で破断した。この理由については、写真でも明らかなように、ピンと穴との片当り接触により、ラグ破壊の位置（写真に↓印で示す）に、より激しい繰返し微小すべりを生じたためであると考えられる。なお、このときには、試験ラグを故意に片当りが生ずるように取付けた。

以上述べたように、微小隙間ラグは、種々の条件がよければ、ラグ固有の疲れ強さを示すが、そのラグ自身のピンと穴との隙間条件に対する許容限界荷重、または、ピンと穴との片当り接触などにより、ラグ固有の疲れ強さより低下する。特に片当り接触による疲れ強さの低下は著しい。

### 5.3.3 微小隙間ラグの疲れ強さに対するピン穴潤滑と、穴拡大の効果

Schijve<sup>11)12)</sup> らおよび Bürnheim<sup>13)</sup> などは、ラグピン穴縁の応力集中部に円弧状または穴と同心円状に浅い溝をつけたり、あるいはピン穴縁全体に圧縮残留応力を生じさせるような方法によって、微小隙間ラグの疲れ強さを改善することを試みた。これらの結果では疲れ強さが2倍以上になることもあり、また期待されたほど改善されないこともある。

本実験においては、モリブデングリースによってピン穴を潤滑した場合、高い荷重（したがって  $N$  が小さい）のときには、乾式の場合に比べて約2倍、低い荷重 ( $N$  が大きい) のときには約10倍の疲れ寿命増加が得られた。このような潤滑効果については、隙間がより小であるラグに対し、特に  $N > 10^6$  の寿命を期待するとき有効であるが、大隙間ラグでは余り効果

がない。

ピン穴縁の応力集中部に圧縮塑性変形を与えたり、または電解研磨加工を施して、ピン穴の一部を拡大した微小隙間ラグについては、加工しないラグに比べて、 $N < 10^6$  の寿命に対しては疲れ強さが低下した。また  $N > 10^6$  に対しては、わずかに疲れ強さが改善されそうな傾向を示したのみであり、全体として、このように穴を拡大しても、微小隙間ラグの疲れ強さが改善されないようである。その理由としては、この実験に用いた穴加工なしのラグの疲れ強さが、微小すべりの影響を受けていないと考えられること、および、穴加工により、穴の応力集中率が増すと考えられることなどの原因があげられる。

### 5.3.4 ラグの疲れ強さについての従来の実験式

従来の実験結果をもとに提案されたラグの疲れ強さについての実験式<sup>9)</sup>は次の通りである。

$$K_m = \frac{\sigma_m}{\sigma_{mn}} = K_s + (\alpha - K_s) \left\{ 1 - \frac{\sigma_{mn} + \sigma_{an}}{\sigma_{Bn}} \right\}^2 \quad (1)$$

$$K_a = \frac{\sigma_a}{\sigma_{an}} = K_s + \left\{ \beta \left( 1 + \frac{d_H}{25.4} \right) \alpha - K_s \right\} \frac{n^4}{b + n^4} \quad (2)$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_B} = \left( 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right) A_0, \quad (\text{アルミニウム合金の場合}) \quad (3)$$

$$A_0 = \frac{1 + \frac{0.0031 n^4}{1 + 0.0064 \sigma_B}}{1 + 0.0031 n^4} \quad (4)$$

これらの式に用いられたそれぞれの記号は次の通りである。

$$K_s = \frac{\sigma_B}{\sigma_{Bn}}, \quad \text{試験ラグの静引張強さ比}$$

ただし、 $\sigma_B$ ; ラグ素材の静引張強さ、 $\sigma_{Bn}$ ; ラグ有効断面積当りの静引張強さである。

$$\alpha = \frac{\sigma_{\max}^*}{W/(D - d_H)t} \quad \text{ラグ穴縁の応力集中率}$$

ただし、 $\sigma_{\max}^*$ ; ラグ穴縁の円周方向最大引張応力、 $W$ ; 荷重、 $D$ ; ラグ幅、 $d_H$ ; ラグ穴直径、 $t$ ; ラグ厚さなどである。その他については、 $\sigma_m, \sigma_a$ ; ラグ素材の平滑試験片に対する平均応力および繰返し応力振幅、 $\sigma_{mn}, \sigma_{an}$ ; ラグ有効断面積当りの平均応力と繰返し応力振幅、 $n$ ; 試片破壊までの繰返し数の対数、 $b, \beta$ ; 定数のそれぞれである。ただし、定数  $b=1000$ ,  $\beta=1.85$  (アルミニウム合金の場合) である。なお、単位は kg と mm である。また、式 (2) における  $\beta \{ 1 + (d_H/25.4) \}$  は、孔径  $d_H$  mm のピン穴におけ

る微小すべりの影響が、その穴縁の応力集中率を増すものとして考慮した係数項である。なお、これらの式では、ピンとピン穴との隙間条件が考慮されていない。また、これらの式を用いて、 $K_s=1$  と仮定して求めた計算値については、これまで行なわれた多くの実験結果とかなりよく一致しているように示されている<sup>8)</sup>。

本実験の条件に対するラグの疲れ強さについて、上述の式を用いて計算した結果の 1 例を前節 (5.3.1) の図 15 に示した。この場合の計算条件は次の通りであり、これは試験系列 1 (10 H 8 TR) に対する条件に相当する。

- ラグ素材の引張強さ;  $\sigma_B=45.00 \text{ kg/mm}^2$
- ラグの応力集中率;  $\alpha=2.75$
- ラグの静引張強さ比;  $K_s=1.00$
- ラグピン孔径;  $d_H=10.00 \text{ mm}$
- ラグの応力条件;  $\sigma_{mn}=\sigma_{an} \text{ kg/mm}^2$   
(ラグ公称応力)

本実験に用いたラグの形状寸法に対する応力集中率は Reissner の弾性計算 (隙間なしのラグ) によれば  $\alpha=3.43^{14)}$  である。しかし上式の (1) と (2) で用いている  $\alpha$  については、主として光弾性実験の結果をもとにした Heywood<sup>8)</sup> の実験式による値を基準にしてある。したがって、ここでも  $\alpha=2.75$  であると仮定した。またラグの静引張強さ比についても、本実験の結果では、 $K_s=1.00\sim 1.28$  であったが (4.1 節表 4 と 5 参照), Heywood の計算例にしたがって  $K_s=1.00$  と仮定した。なお、 $\sigma_a, \sigma_m$  についても、本実験の結果によらず、さきに示した式 (3) をそのまま用いた。

この実験式による計算結果は、その対象にした試験系列 1 における 5% 隙間ラグに対する  $S-N$  曲線とかなりよく一致している。また他の試験系列については、(a) 材ラグでは同様な傾向であったが、(b) 材ラグでは、計算値の  $S-N$  曲線が、5% 隙間ラグにおける実験値の  $S-N$  曲線にほぼ平行で、全体に低くなった。しかし、この計算では、ピンとピン穴との間に隙間がない場合を対象にしている。したがって本実験における微小隙間ラグの実験結果は、この実験式の計算結果とかなり異なる傾向であった。特にピンとピン穴との片当り接触を生ずるような条件のもとでは、 $N>10^6$  の疲れ寿命に対する微小隙間ラグの疲れ強さについては、上述の計算結果よりさらに疲れ強さが低下することがわかった。一般にピン接合ラグが実際に用いられる場合には、種々の原因により、ピンとピン穴と

の間に片当り接触を生ずることが十分考えられる。したがって、微小隙間ラグにおいて、 $N>10^6$  の疲れ寿命を期待したとき、それに対する疲れ強さが意外に低くなることがあると予想される。

## 6. ま と め

ラグ幅  $D$  とピン穴  $d_H$  との比が、 $D/d_H=2$ , ピン穴の高さ  $H$  との比が、 $H/D=0.5$  である寸法のピン接合ラグを用いて、ピンとピン穴との間に  $C_H=5\%$  の隙間があるとき、微小隙間 ( $0.1\%<C_H<0.4\%$ ) があるときとについて、ラグの軸方向繰返し引張疲れ試験を行なった結果、次のような結論が得られた。

1. 5% 隙間ラグの疲れ強さは、ラグ素材の疲れ強さの約 1/3 以上であった。このときのラグの応力集中率を、円弧ラグでは  $\alpha=4.6$ , 方形ラグでは  $\alpha=4.2$  であるとすれば、疲れ寿命が、 $5\times 10^4 < N < 1\times 10^7$  の範囲内では、これらのラグの S.r.f. (素材とラグの時間強度比  $K_f$ ) は、ほぼ  $0.5\alpha < K_f < 0.7\alpha$  であった。
2. 微小隙間ラグについては、 $N < 10^4$  の疲れ寿命では、5% 隙間ラグより疲れ強さが高くなる。しかし  $N > 10^6$  の寿命に対しては、この微小隙間ラグの疲れ強さについては、5% 隙間ラグのそれより、(a) 高くなる、(b) ほぼ近い値になる、および (c) 著しく低くなる、などの 3 通りの実験結果が得られた。それらはラグ固有の疲れ強さ、そのときの荷重と隙間比との許容限界、および、ピンとピン穴との片当り接触の有無などによる。
3.  $N > 10^6$  で、微小隙間ラグの隙間比に対する許容限界荷重が、隙間大であるラグの荷重よりかなり高い場合には、その微小隙間ラグの疲れ強さは、隙間大であるラグに比べて、隙間の減少に伴う応力集中率の低下に見合う程度まで高くなる (ラグ固有の疲れ強さ)。
4.  $N > 10^6$  で、ピンの片当り接触があれば、微小隙間ラグの疲れ強さは、隙間大であるラグのそれより著しく低くなる (片当り接触による影響)。なお、ピン接合ラグが実用に供せられる場合には、ほぼこのような条件によることが多いと思われる。
5.  $N > 10^6$  で、ピン接触が正常であっても、そのときの微小隙間の隙間比に対する許容限界荷重が、隙間大であるラグの荷重よりかなり低い場合には、微小隙間ラグの疲れ強さは、隙間大であるラグのそれより低くなる (許容限界荷重の影響)。
6. この実験における微小隙間ラグの許容限界に対

する隙間比と荷重の値としては、ピン呼称面圧と隙間比との比で、 $P_p/C_H=20 \text{ kg/mm}^2/\%$  程度であると推定した。

7. その他、ラグ先端の形状およびラグ寸法の効果については、円弧ラグより方形ラグで、寸法大であるラグより小であるもので、それぞれ疲れ強さが高くなることなどが確かめられた。

## 7. む す び

この研究は、軸流圧縮機の動翼植込部としてのピン接合ラグの疲れ強さに対する、ピンとピン穴との隙間の影響を調べたものである。実験の結果によると、ラグの疲れ強さに及ぼす隙間の影響は大きく、また、隙間がきわめて小さい場合については、ピンと穴との片当り接触などに十分な考慮を必要とすることがわかった。一般に、ピンを介して荷重を伝達する方法は多く用いられている。このような機械要素に対する疲れ強さについての設計資料の一助としても、この実験の結果が役立てば幸いである。

終わりにのぞみ、終始ご指導をいただいた当所の松木部長、鳥崎、武内、宮地の各室長始め、有益な助言をいただいた松末、小河の両技官、実験および資料整理の協力を受けた藤沢技官、また実験にあたっては、当所の工作課員のご尽力も受けた。ここにあつく感謝の意を表します。

## 文 献

- 1) 宮地敏雄ほか; 軸流回転機動翼の翼根部振動減衰作用, 日本機械学会講演(航空原動機)前刷, (昭和45年2月)
- 2) 池田為治ほか; 軸流圧縮機動翼取付部の強度についての実験的研究(隙間のあるピン接合部), 航技研報告 TR-183 (1969年9月)
- 3) A.C. Low; The fatigue strength of pin-jointed connections in aluminium alloy B.S.L 65, Instn. mech. Engrs, No. 172 (1958) pp. 821
- 4) A. Hartman & F.A. Jacobs; The effect of various fits on the fatigue strength of pin-hole joints, NLL-Report, M. 1946, (1954/April)
- 5) A. Thum, & E. Bruder; Gestaltung und Dauerhaltbarkeit von geschlossenen Stabköpfen und ähnlichen Bauteilen, Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 20. VDI-Verlag G.m.b. H, Berlin (1939)
- 6) D.J. White; Fatigue strength of small pinned connections made from alloy steel FV 520 B, Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol. 182 Pt. 1 No. 28 (1967-68)
- 7) R.C.J. Howland; Trans. Roy. Soc. (London) Series A, Vol. 229 (1930年) pp. 49.
- 8) R.B. Heywood; Designing Against Fatigue, (1962) pp. 168-201 Chapman & Hall LTD.
- 9) 軸流圧縮機動翼取付部の応力解析(隙間のあるピン接合の場合), 石川島播磨技報5巻26号, (1965), pp. 13-19.
- 10) 佐藤和郎, 荒井 博; 集中応力による材料の疲れ寿命(第2報) 日本機械学会講演前刷(昭和42年10月)
- 11) J. Schijve & F.A. Jacobs; Programme-fatigue tests on aluminium alloy lug specimens with slotted holes and expanded holes, NLR-TN, M. 2139 (1964/November)
- 12) J. Schijve, D. Broek & F.A. Jacobs; Fatigue tests on aluminium alloy lugs with special reference to fretting NLR-TN, M. 2103, (1962/March)
- 13) H. Bürnheim; Die Dauerhaltbarkeit von Stabköpfen aus einer hochfesten Al Cu Mg-Legierung. Aluminium, Vol. 23, pp. 208-213 (1941)
- 14) H. Reissner und Fr. Strauch; Ringplatte und Augenstab, Ingenieur-Archiv IV. Band (1933)

TR-205	差分法による2次元非定常ノズル流の数値計算 Finite Difference Calculations of Two-dimensional Nonsteady Nozzle Flows	1970年8月	石黒登美子
TR-206	航空機の横操縦を行なう人間の動特性についてのシミュレータ実験(1自由度の場合) A Simulator Experiment to Investigate the Human Behavior in Tracking Tasks	1970年8月	別府護郎, 坂井紀穂 吉田純一
TR-207	境界層内圧力変動による板の振動解析(1) 一周辺単純支持板 Response Analysis of the Simply Supported Plate to Boundary Layer Pressure Fluctuations	1970年9月	藤森義典
TR-208	ガスタービン燃焼器 Gas Turbine Combustors	1970年9月	鈴木邦男, 田丸卓 堀内正司, 斎藤隆
TR-209	フライングテストベッド用偏向ジェットパイプの模型実験 Mode Test on Deflected Jet Pipes of NAL Flying Test Bed	1970年10月	田辺義一
TR-210	自由飛行模型 FFM-10 の空力特性について On the Aerodynamic Characteristics of a Free Flight Model FFM-10	1970年8月	河崎俊夫, 斎藤秀夫 河本 巖
TR-211	ジェット・フラップ・ロータのホバ特性に関する一模型実験 A Model Test on Hovering Characteristics of Jet-Flapped Rotor	1970年9月	吉田真幸, 戸田亘洋 岡 遠一, 高沢金吾
TR-212	二重噴流の空力的騒音 Aerodynamic Noise of a Circular Double Jet	1970年10月	河野長生
TR-213	ジンバルエンジン駆動用 DPF 方式油圧サーボの試作研究 A Study of Gimbal-Engine Actuated Hydraulic Servomechanism with DPF Hydro-mechanical Compensation Network	1970年9月	畑山茂樹, 興石肇

---

## 航空宇宙技術研究所報告 214 号

昭和 45 年 9 月 発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町 1880  
電話武蔵野三鷹(0422)44-9171(代表) ㊞182

印刷所 株式会社 東京プレス  
東京都板橋区桜川 2~27~12

---



