

圧縮機，タービン，翼結合部の応力解析

(第 1 報 現用形状の光弾性解析と応力集中軽減法についての考察)

河 田 幸 三
古 賀 達 蔵

An Elastic Stress Analysis of Blade Joints for Compressor and Turbine of Jet Engine (1st Report. A Photoelastic Analysis and Some Theoretical Considerations to Minimize Stress Concentration.)

By

Kozo KAWATA and Tatsuzo KOGA.

Abstract: The elastic stress distributions of two shapes of blade joints: a dovetail and a christmas-tree, for jet engine, are analyzed and the stress concentration factors are obtained, by means of two-dimensional photoelasticity. Basing upon the results, some theoretical considerations are made to minimize the stress concentration factors.

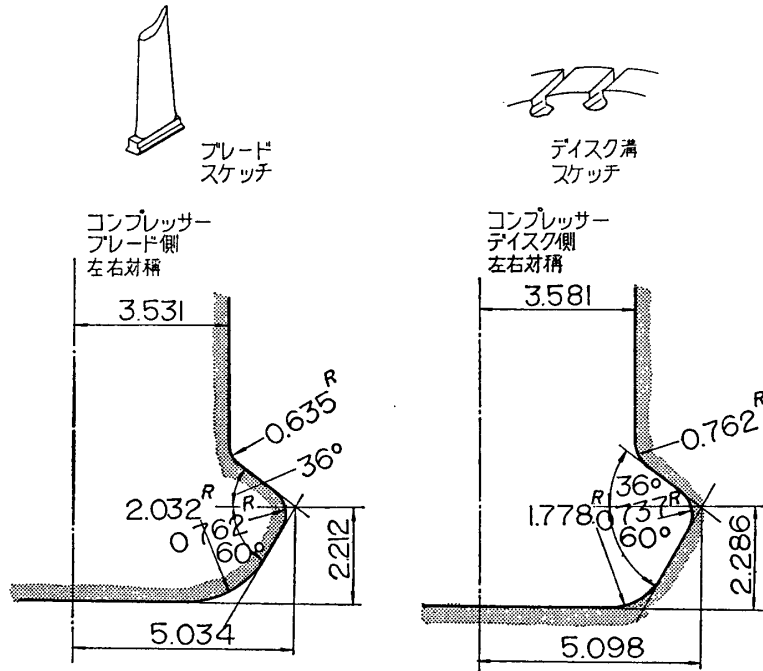
概 要

ジェット・エンジンの圧縮機，タービン，翼結合部の二つの形状，鳩尾型およびクリスマス・ツリー型について，二次元光弾性応力解析を行ない，その応力集中係数を求めた。この結果にもとづいて，この種片持梁の上面が載荷面である型式の結合部の応力集中軽減策について理論的考察を行ない，応力集中軽減の方針を示した。

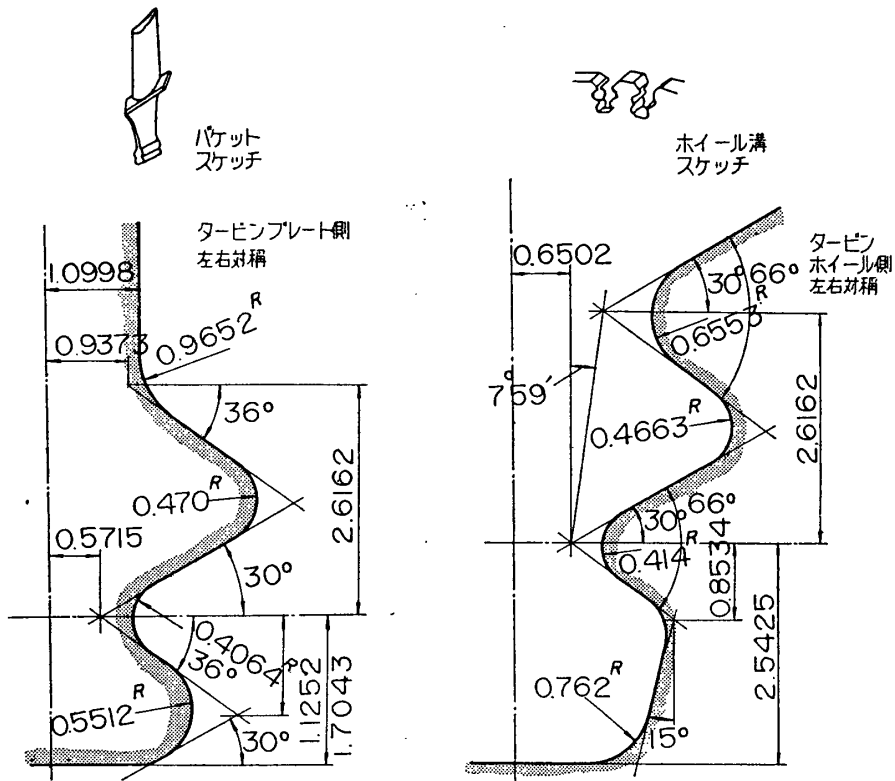
1. ま え が き

軽量ジェット・エンジンの設計に当って，コンプレッサー，タービンの翼結合部の設計は一つの重要な問題である。従来この種翼根の設計に当って，T字型[1][2]，鳩尾型[3][4]，Y字型[5]，セレーション型，クリスマス・ツリー型 [6] およびピン型結合等々多数の型式[7] が考えられ，それぞれの若干の研究がなされているが，強度上どのような形状が最適であるかについて，統一的な研究がほとんど見られない状態にあると考えられる。ここでは，この問題を取上げて，たとえば集中係数がどこまで下げられるかについて，一連の研究を進めてみたい。

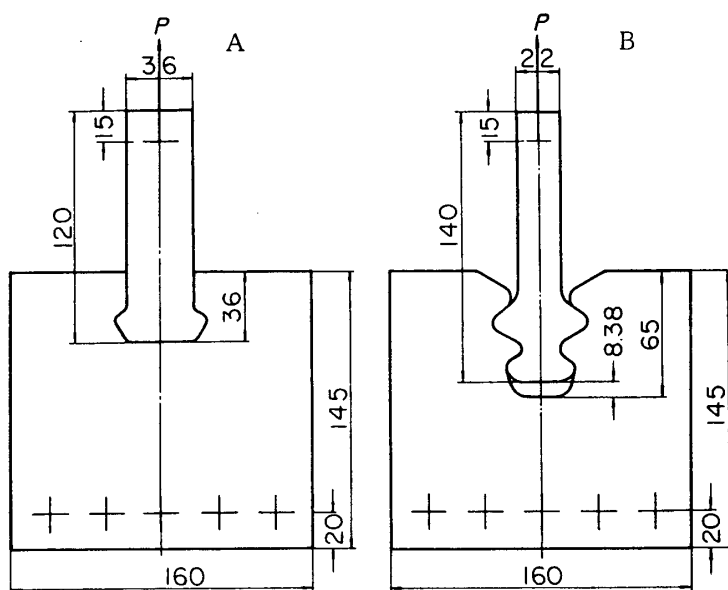
この種結合部の形状決定に当って，従来 peak stress を対象とする弾性解析が用いられてきたが，局部的降伏から無制限流れに至る間の大きい幅の利用をはかるため，塑性解析も併用すべきであることが河田により示された [8]。従ってこの一連の研究に当っても，弾性域



第 1 図 コンプレッサーのブレードとディスク溝との一例のスケッチと寸度 (結合部 A)



第 2 図 タービンのブレードとホイール溝との一例のスケッチと寸度 (結合部 B)



第 3 図 結合部 A および B の二次元光弾性モデル

内のみならず, 塑性域発生後の状況も解析すべきであろう。

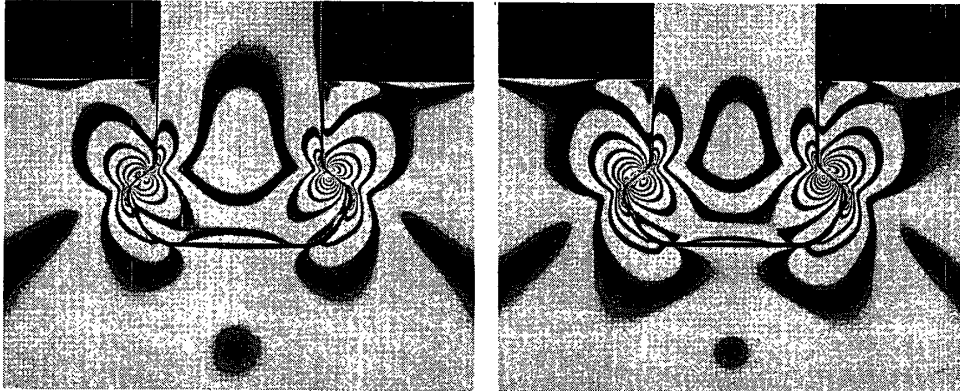
この第 1 報では, まず現用形状に近い形状の弾性解析を行ない, その応力分布, 応力集中係数, 危険箇所などが決定された。解析方法としては, 二次元光弾性解析によることとした。続いてこの結果にもとづいて, 応力集中軽減のための簡単な理論的考察を行ない, 具体的な設計上の方針を提案した。

2. 実験装置と光弾性モデル

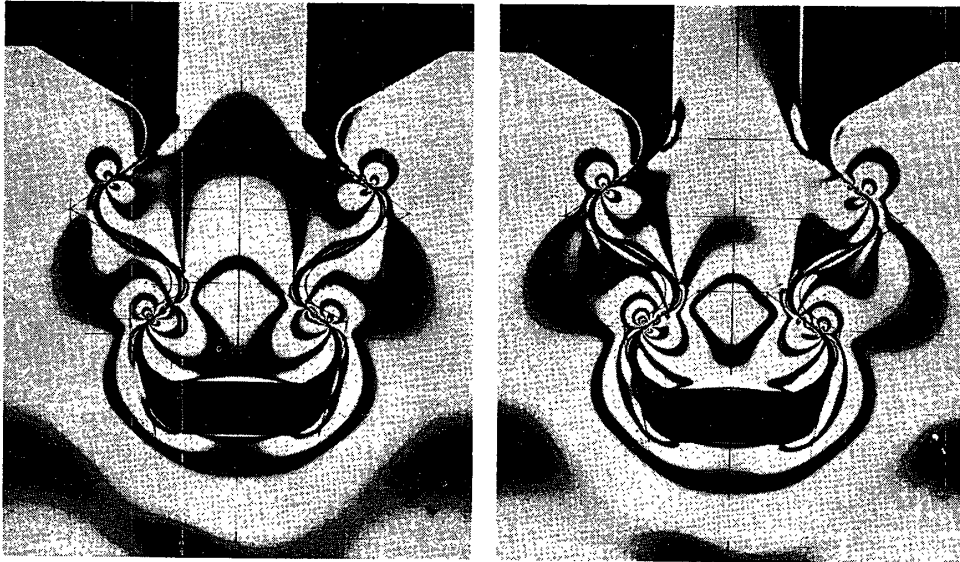
コンプレッサーのブレードとディスク溝との一例のスケッチおよび寸度を第 1 図に示す。またタービンのブレードとホイール溝との一例のスケッチおよび寸度を第 2 図に示す。これらの形状をそれぞれ結合部 A, B と呼ぶことにする。いずれも二次元化に適した形状であるから, 第 3 図のように, 二次元光弾性モデル化した。試料はいずれも公称厚さ 6 mm のエポキシ樹脂板より切出した。要点を表記すれば第 1 表の通り。試片の加工は機械加工と手仕上

第 1 表 二次元光弾性モデル必要数値

結 合 部 名		A	B
光弾性材料		エポキシ樹脂	エポキシ樹脂
光弾性感度 $\alpha(\text{mm/kg})$ ($\lambda=5461 \text{ \AA}$)		0.889	0.833
板 厚		5.83	6.02
概 略 倍 率		5	10
ブレード側寸度	全 長 (mm)	120	140
	平行部幅 (mm)	36	22
ディスク側寸度	全 長 (mm)	145	145
	平行部幅 (mm)	160	160

(1) $P=44.6 \text{ kg}$ (2) $P=54.6 \text{ kg}$

第 4 図 結合部 A の等色線図

(1) $P=34.6 \text{ kg}$ (2) $P=44.6 \text{ kg}$

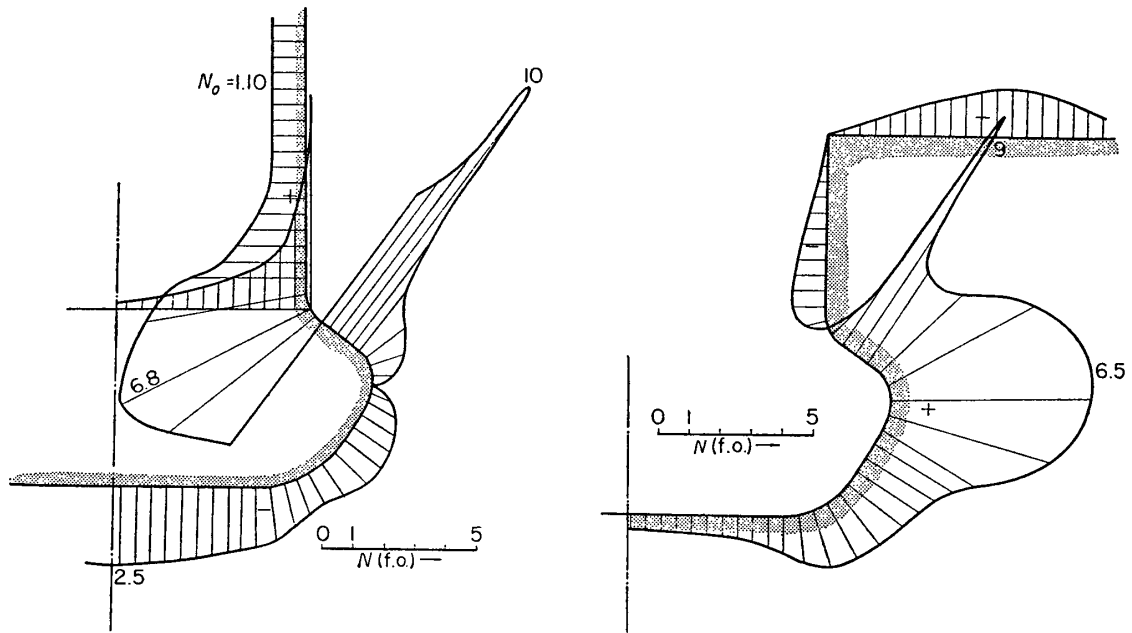
第 5 図 結合部 B の等色線図

げを併用したが、相当長期間を要したので、実測に入る前に適当な焼鈍操作により縁効果を除去した。

実験装置はフィールド・レンズの径 $150 \text{ mm}\phi$ の二次元光弾性実験装置で、使用波長 λ は 5461 \AA 、2枚のフィールド・レンズ間を円偏光平行光とし、ここへ負荷装置と光弾性モデルをそう入した。

3. 実験結果とダブテール部応力集中軽減についての理論的考察

引張荷重を逐次増大しながら撮影した等色線図の例を第4, 5図に示す。等色線次数 N は周知のように、最大剪断応力 $\tau_{\max} = 1/2(\sigma_1 - \sigma_2)$ (ここで、 $\sigma_1 - \sigma_2$: 主応力差) の分布を示す。自由境界では境界に平行の主応力に比例する。従って、 N のプロットは、Tresca の降伏条件を考える場合問題となる τ_{\max} の分布、また疲労で問題となる自由境界の集中応力(主



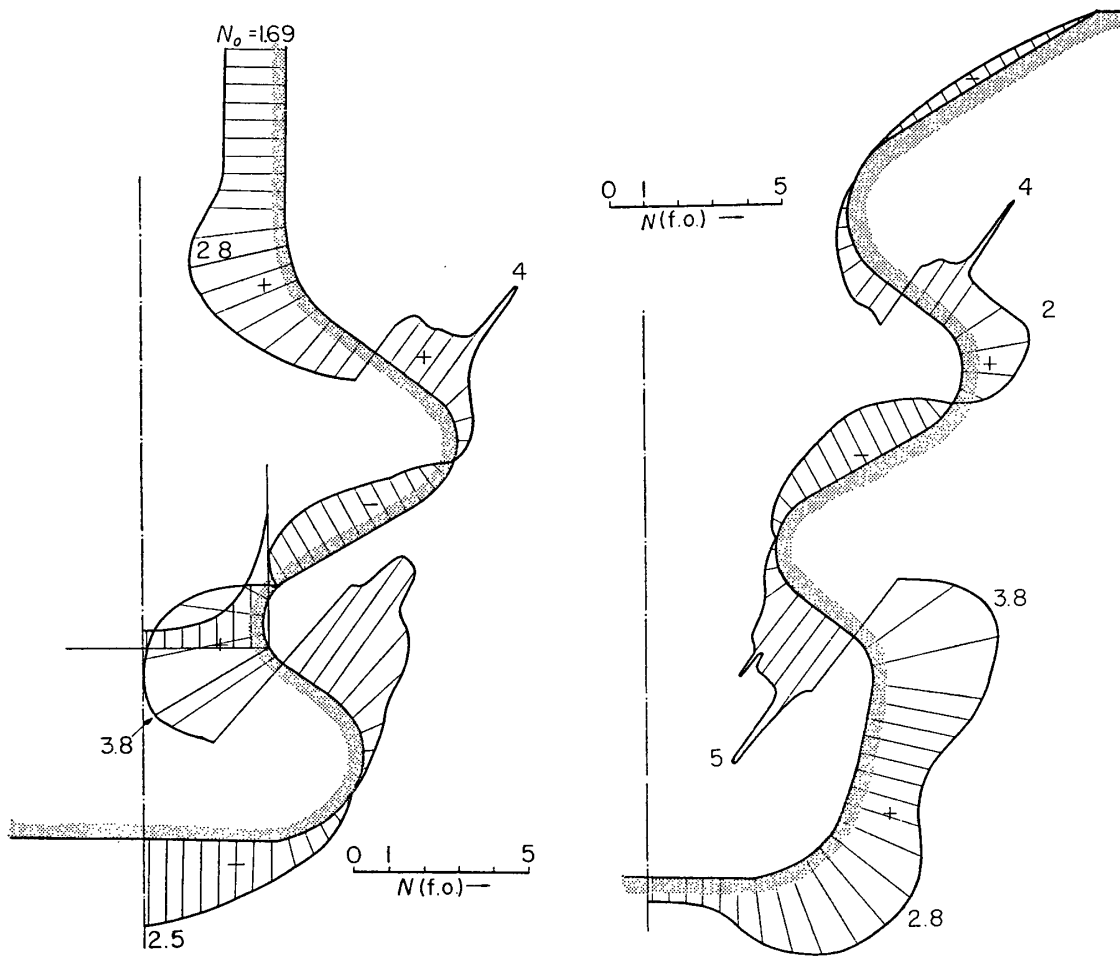
(1) ブレード側 (2) ディスク側
第 6 図 結合部 A ($P=44.6 \text{ kg}$) の等色線次数 N 分布

応力) の両者を示し得るので, N をそのままプロットした. その結果を第 6, 7 図に示す. ブレード側とディスク側の接触面 (載荷面) での当りは必ずしも均一でないが, 第 8 図に示すように, A のブレード側①, ②, ディスク側 (1), (2), B のブレード側①, ②, ③, ホイール側 (1), (2), (3) の各箇所では応力集中が生じており, 一山についての分布についていえば, 両者に共通点の見出されることが知られる. ブレード側平行部での平均応力に対応する等色線次数 $N_0=1.10$ および 1.69 を基準として各箇所の応力集中係数を求めると, 第 2 表のようになる. 最大応力の集中係数で比較すると, B 型の方が A 型の 0.36 程度に納っている.

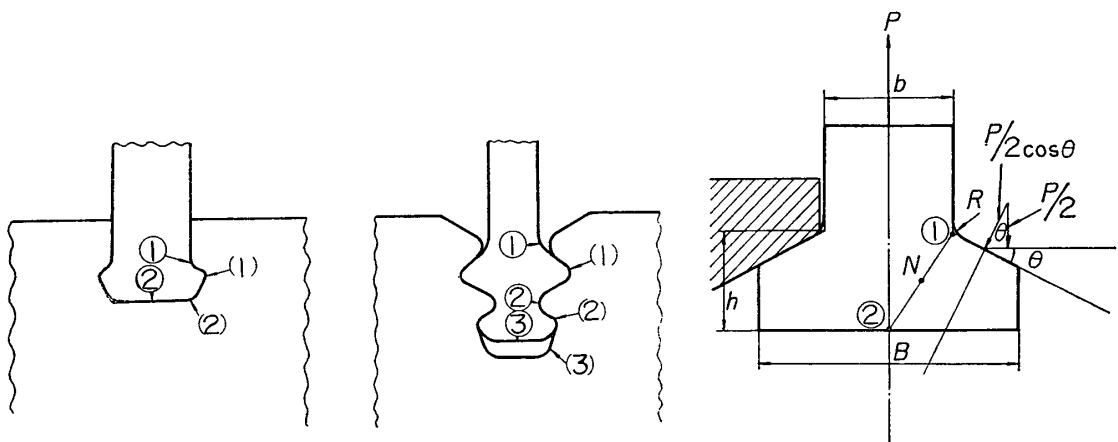
この応力分布を観察して, ダブテール型およびクリスマス・ツリー型など, 第 9 図のよう

第 2 表 応力集中の状況

結合部形状		A	B
集中応力の等色線次数 N	ブレード側 ①	6.8	2.8
	ブレード側 ②	2.5	3.8
	ブレード側 ③	—	2.5
	ディスク側 (1)	6.5	2
	ディスク側 (2)	—	3.8
	ディスク側 (3)	—	2.8
基準等色線次数 N_0		1.10	1.69
最大応力集中係数		6.2	2.25

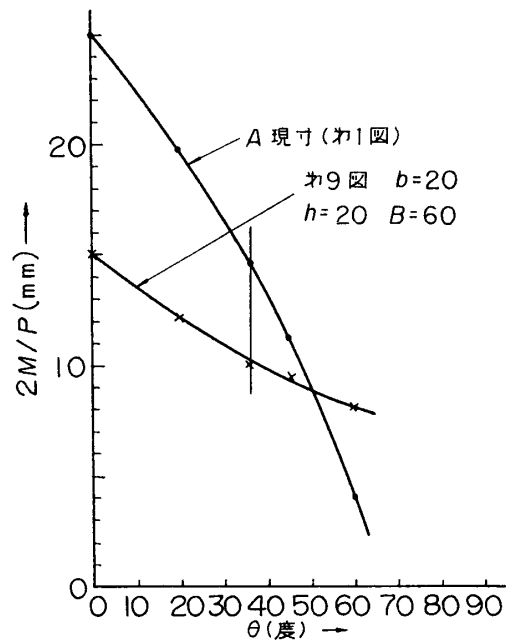


(1) ブレード側 (2) ホイール側
 第 7 図 結合部 B ($P=44.6 \text{ kg}$) の等色線次数 N 分布



第 8 図 応力集中箇所

第 9 図 簡潔化したブレード側モデル

第 10 図 θ の変化による曲げモーメント変化

な型式の截荷面をもつ結合部の応力分布に共通点, つまり①および(1)の集中部が最も問題であることが知られるので, 両者について共通に応力集中軽減の方針を立て得ることが知られる。

そこで A のブレード側を簡潔化したモデル (第 9 図) について, 応力集中軽減に関する簡単な理論的考察を行なってみる. 例としてモデル A をあてはめてみると, $h/b=0.468$, $\theta=36^\circ$, $R/b=0.090$ となっている. 今, 截荷されると出部を片持梁と考えて, 付根の応力集中を軽減するとの立場に立つと, 次の手法があり得る:

- (1) 梁の高さ h を増して, 曲げ応力を減らす.
- (2) 付根の R を増して, 集中応力を減らす.

(3) 截荷面に働く荷重 (合力) と截荷面とのなす角 θ を変化させることにより, 曲げモーメントを減らす. 截荷面に働く合力は $P/2 \cos \theta$ で θ の増大と共に増す ($0^\circ \leq \theta < 90^\circ$ の範囲内). 一方, 第 9 図で梁の上下面でそれぞれ①, ②が応力最大箇所であるから, その中点 N のまわりのモーメントをとってよいとの仮定をおくと, $2M/P$ の値は第 10 図のように変化する. 第 1, 2 図の形状では $\theta=36^\circ$ をとっているが, $45 \sim 60^\circ$ 辺まで増加することにより $2M/P$ を何割という order で減らし得る見込みがあることは第 10 図からうかがわれよう. 唯, θ を大きくするにつれ, 良好な嵌合を保証するための仕上に対する要求精度も上げる必要があるから, θ を無制限に増すことはできず, ある実際上の制限があるはずである.

従来, 第 9 図の形状に対し応力集中軽減のための理論的考察が十分でなかったように思われるので, 以上の簡単な材力理論的検討を行なった. これらの考察にもとづく新しい型の結合部についての実験結果は, 続いて次報以下に報告したい.

4. 結 言

(1) ジェット・エンジンのコンプレッサー、タービン、翼結合部のより合理的な形状を求めため、まず第一着手として現用形状に近い形状、A (ダブテールの一例)、B (クリスマス・ツリーの一例) について、二次元光弾性応力解析を行ない、その応力分布の特性、集中係数を明かにした。

(2) その最大応力集中係数は、ブレード側平行部応力を基準にとり、A: 6.2, B: 2.25 である。

(3) 結合部形状 A, B について、共通の応力分布が見られる。つまり、截荷されると出部を片持梁と考えて、その付根の応力集中が最大となる。片持梁付根の応力集中を軽減するため、截荷面角度 θ をかえることにより曲げモーメントを減らすなど、簡単な理論的検討にもとづく設計方針を示した。

(4) 本形状 A, B の塑性解析や新形状の実験的検討については、次報以下で報告したい。

東大宇宙研 V/STOL 機総合研究、原動機班の仕事として、多大の関心を示し貴重な助言を惜しまれなかった八田桂三教授、諸資料を提供された石川島播磨重工業 K.K. 今井部長、伊藤氏その他お世話になった関係の方々に厚くお礼申上げる。

1965年6月18日 材料部

参 考 文 献

- [1] M. Hetényi: Trans. ASME, 61 (1939), A-151; 62 (1940), A-80.
- [2] H. Wolf: Konstruktion, 13 (1961), Heft. 1, 14.
- [3] E.G. Coker: J. Frankline Inst., 199 (1925).
- [4] 大内田久: 日立評論, 31-4, 18.
- [5] 宮田忠治, 城田康年: 日本機械学会前刷集, No. 84 (1963-4), 69.
- [6] 島村昭治: 機械試験所々報, 11-1.
- [7] R.B. Heywood: Designing by Photoelasticity, Chapman and Hall Ltd. (1952).
- [8] 河田幸三: 東大航研集報, 1 (1959), 320.