

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-683

USBフラップ構造模型の高温における
音響疲労試験について

佐野政明・藤森義典・飯田宗四郎
小松敬治・江川幸一

1981年10月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

項 目	担 当 者
供 試 体 設 計	前川 昭二 ^{***} 山崎 敏宏 ^{***} 大内田敏昭 ^{***}
定 常 加 振 試 験	前川 昭二 ^{***} 小田 清徳 ^{***} 大内田敏昭 ^{***}
インパクト加振試験	佐野 政明 [*] 藤森 義典 [*] 小松 敬治 [*] 前川 昭二 ^{***} 廣瀬 康夫 ^{***} 小田 清徳 ^{***}
静 加 熱 試 験	佐野 政明 [*] 藤森 義典 [*] 江川 幸一 ^{**} 飯田宗四郎 [*] 前川 昭二 ^{***} 竹下 保弘 ^{***}
動 応 答 試 験	佐野 政明 [*] 藤森 義典 [*] 飯田宗四郎 [*] 江川 幸一 ^{**} 前川 昭二 ^{***} 小田 清徳 ^{***} 米倉 茂吉 ^{***}
疲 労 試 験	佐野 政明 [*] 藤森 義典 [*] 飯田宗四郎 [*] 江川 幸一 ^{**} 前川 昭二 ^{***}

* 機体第二部, ** 機体第一部, *** 川崎重工

USBフラップ構造模型の高温における 音響疲労試験について*

佐野政明** 藤森義典** 飯田宗四郎**
小松敬治** 江川幸一***

Acoustic Fatigue Endurance Test of USB Flap Structure Models at Elevated Temperature

Masaaki Sano, Yoshinori Fujimori, Soushiro Iida,
Keiji Komatsu and Koichi Egawa

ABSTRACT

Since the USB flap of the NAL-STOL experimental aircraft is one of the primary design modifications of the original C-1 transport aircraft, an acoustic fatigue test of sub-structural models at elevated temperature was conducted to verify the safety of the flap structure during the planned flight evaluation program.

The following five structural models were provided: upper surface (A) and lower surface (B) substructures of the main flap, upper surface substructures of the fore flap (C), and additional models for upper (D) and lower (E) surfaces with reduced panel thickness.

All structural models consist of the face panel with stringers and ribs rivetted on the backside in # shape. Thus they are called “nine-bay” models, with the center bay being of primary importance. Test panels (A), (B), (D) and (E) are all flat but (C) has the same curvature as the actual flap structure. The material of the face panels and stiffeners of (A), (C) and (D) is Ti-6Al-4V alloy and that of (B) and (E) is 2024C-T3 alloy.

The present test program comprises the following four items:

- (1) Static thermal loading up to 200°C to detect the thermal buckling temperature of test panels (A), (C) and (D).
- (2) Vibration test by an electric shaker and impact test to identify the resonant frequencies, mode shapes and damping coefficients.
- (3) The dynamic strain response measurement and its data processing to compare the results with the numerical simulation solution.
- (4) Acoustic fatigue test on test panels (A), (C) and (D) at elevated temperature and on (B) and (E) at room temperature.

* 昭和56年7月29日受付

** 機体第二部

*** 機体第一部

The conclusions reached by the present experiment are summarized as follows:

- (1) Thermal buckling occurred on test panels (A) and (D), but not on (C).
- (2) Resonant frequencies of the flat test panels (A), (B), (D) and (E) fall in the range between those of clamped and those of simply supported plates. However resonant frequencies of (C) are very close to those of the simply supported plate.
- (3) The dynamic response strain spectrum has a significant frequency content in the 100~200Hz range besides the peaks at the resonant frequencies.
- (4) Through the prescribed fatigue test period, all structural models have proven themselves to be strong enough to resist both acoustic and thermal loading. No detectable damage was found on the panel face or around the rivet holes.

Besides the laboratory verification, analytical treatment on the strain response has been analyzed and the fatigue life has been estimated on the assumption that the flat test panel was uniformly loaded by heat and noise. The strain responses of simply supported panel qualitatively agreed with experiments in terms of the spectrum, but their R. M. S. values were larger than those determined measurement.

All estimated lives based on both simulated and experimental strain histories suggested confirmation of the fatigue test results.

概 要

NAL・STOL実験機のUSBフラップ構造は、原型機であるC-1輸送機の構造上の主たる設計変更部分の一つであるため、部分外板模型を製作し、音響疲労寿命を保証するための基礎データを得る目的で各種の試験を行った。前フラップ上面構造(C)、主フラップの上面(A)、下面(B)構造と、(A)、(B)の外板板厚を下げた構造(D)、(E)の総計五個である。これら五個の模型に対する試験項目は、

- (1) (A)、(C)、(D)に対して、200℃までの静的加熱試験
- (2) (A)~(E)に対して、常温での振動特性試験
- (3) (A)、(C)、(D)に対しては、高温音響加振下での応答歪みの計測と疲労試験を、また、(B)、(E)に対しては常温で、応答歪みの計測と疲労試験を行う。

の三項である。得られた結果は、次の通りである。

- (1) (A)、(D)は、熱座屈が発生した。しかし、(C)は発生しなかった。
- (2) (A)、(B)、(C)、(D)の固有振動数は、周辺単純支持解と、固定支持解の間にあり、両者の幾何平均と良い一致を示した。また、減衰係数は、材料固有の値に近かった。(C)の固有振動数は、定性的には、周辺固定の曲面板解に近かったが、定量的には、周辺単純支持の曲面板解に近かった。
- (3) 応答歪みの二乗平均平方根値は、小さく、また、固有振動数近傍に顕著な極値を持たなかった。各模型とも、疲労試験で何ら損傷が発生せず十分な耐音響疲労特性を有することが解った。

以上の試験と平行して、供試体を一様加熱と音響加振を受ける平板と仮定して、応答歪み解析を行い、試験結果と比較すると共に、種々の方法で、USBフラップ外板の寿命推定を行った。その結果、応答歪み解析では、周辺単純支持による解が、試験結果の傾向を良く示したが、解析値そのものは、大きめな値となった。一方、寿命推定結果は、最も短い寿命推定値でも十分、設計寿命を保証する安全側の推定となった。

は し が き

USBフラップ構造模型に対する高温における音響疲労試験は、航空宇宙技術研究所 STOLプロジェクト推進本部により企画され、同本部構造技術開発チームと川崎重工業株式会社により実施された。同試験は、振動試験、加熱試験、高温音響疲労試験等を含む一連の試験であり、本報告は、それ等各試験の結果をまとめたものである。

1. 緒 論

現在、航空宇宙技術研究所(NAL)で開発中のSTOL実験機は、高揚力装置として、Upper-Surface-Blowing方式のフラップ(以後、USBフラップと呼ぶ)を採用した。そのため、主翼上面、USBフラップ上面は、ジェット排気による熱負荷と音響負荷を受ける。

USBフラップは、NAL-STOL機の原型であるC-1輸送機には無く、主翼構造の中でも主要な設計変更部分の一つであるため高温における音響疲労寿命の保証をせねばならない。同機は、実験機であるため商業用輸送機のような制約を受ける訳ではないが、予定される飛行試験期間中、USBフラップ構造等の音響疲労寿命が、十分安全である保証をしなければならぬのは当然である。

音響疲労寿命の保証方法としては、耐空性審査要領¹⁾によれば、

- 1) 試験(実機エンジンを実機に搭載し運転する。)
- 2) 構造及び音響環境が類似した航空機による就航経験
- 3) 解析及び実機構造を模擬した供試体による実験

の三通のいずれかの方法によって保証しなければならない。(1)の方法は、費用や時間の制約から、簡単に行うことは出来ない。(2)の方法は、類似の機体として、既に、BOEING社のYC-14がある。同機は、1970年8月9日に初飛行を行っており、機体の設計内容についても報告がなされている。²⁾即ち、YC-14は、NAL-STOL機より一回り大きい双発ジェット機であるが、USBフラップを持ち、構造的にも、音響環境的にも類似のものと考えられ、音響、温度、

加速度などの計測が、模型、地上試験、飛行試験と数多く行われており、³⁻⁷⁾NAL-STOL機USBフラップの音響疲労寿命の保証に当たっても、多くの指針を与えてくれる。しかし、同機も実用化され、十分な就航経験を積んだ機体とは言えず、また、細部についての情報を知ることは出来ない。そこで、(3)の方法によって寿命保証を行わざるを得ない。

そのため、USBフラップ外板部分構造模型を製作し、高温における音響疲労試験を行うと共に、寿命推定のための解析を行った。

従来の音響疲労問題のように熱負荷を受けない通常の意味での「音響疲労」については、設計指針等も既にデータブック⁸⁾としてまとめられ、研究の対象は、「構造の遮音能力の向上」に移っていきつつある。しかしながら、USBフラップの場合、構造の熱応答、振動応答、それ等の連成現象など多くの問題を含み、研究例や、実験例も少なく未解決の部分が多く、疲労寿命の予測が一層困難であるのが現状である。

今日までの研究及び実験例を概観すると、弾性体が加熱されたときの挙動は、材料の線膨張係数を導入して、熱負荷を内部応力に置き換える手法が多く取られ、加熱が緩かで、構造が容易にモデル化できれば、熱変形、熱座屈等は、静的な問題として解析でき、便覧等にも記載されている。¹⁰⁾しかし、加熱が急であるときは、構造の慣性も考慮して、動的応答問題として取扱わなければならない。¹¹⁻¹³⁾また、加熱と音響加振を受ける平板の挙動を実験的に調べ、どのような条件で、Oil-Canningが発生するかを示した研究例¹⁴⁾もある。Oil-Canningとは、熱による変形の平衡点が、加振により移動しながら振動する状態を言うが、この種の振動が発生すると応答歪み量が極端に増大し、疲労寿命を低下させると言われており、USBフラップの場合は、充分注意しなければならない。

一方、熱サイクルによって生ずる歪みの繰返しによる疲労は、クリープ累積損傷として取扱われた例¹⁵⁾があり、実験との対応も比較的良いと思われるが、これは、低サイクル疲労について考察されており、USBフラップの様に、動歪みが加算され、なおかつ、高サイクル疲労の領域にまで直接応用する

ことは適当でなからう。

筆者らが入手し得た資料で、直接、USBフラップの設計に使用出来るものとしては、Ti-6Al-4V合金の梁や平板をある温度に加熱し、電磁加振や、音響加振し、S-N線を求めた例¹⁶⁾だけであった。

次に、実働荷重を受ける部材の寿命推定法としては、Milesの一自由度近似法¹⁷⁾が一般的に知られており、それを基にして、2024C-T3Al合金平板が常温で音響加振される場合について、実験結果から寿命を推定する方法が提案されている¹⁸⁾。但し、この方法は、平均応力が存在する場合は、必ずしも良い方法とは言えない。一方、音響加振される平板の応答を、多自由度近似で数値解析し、¹⁹⁻²¹⁾その結果から、一自由度近似法による寿命推定は、精度の点において不満足であることも指摘されている。また、レオロジーモデルによる寿命推定法も提案されている²¹⁻²²⁾。この方法は、公称応力が、弾性限度内であっても、局部的には応力が集中する個所が存在すると考え、構造の適当な個所の応力、即ち、一般部の応力から、局所的な応力～歪み関係を推定し、疲労寿命の推定を行うものである。前述の多自由度近似により一般部の応力を解析し、レオロジーモデルによって寿命推定を行った結果²³⁾は、実験²⁴⁾とも良い対応を示した。

加熱や加振を受ける構造の寿命推定に関連した研究について概観したが、応力～歪み関係をメモリ効果（バウシinger効果、加工硬化、平均応力カリラクゼーション効果）も含めて寿命推定が可能なレオロジーモデルが、現段階では、最適な寿命推定法と考えられ、本報告において採用することにした。その際、外力による応答量としての一般部の応力は、実験的又は、解析的な方法で求めれば良く、本報告では、応力を、実験的に求めると共に、振動系を、加熱を受ける矩形平板と仮定し疲労寿命推定を行った。この寿命推定解析は、今後、実施が計画されている主翼構造模型（USBフラップ構造の一部は、実機相当の構造となる）に、実機エンジンを搭載して地上運転を行う「静止フラップ試験」や、飛行試験の結果と合せて比較検討を行うことによって、音響疲労寿命の保証法の(3)にうたわれている解析の精度向上を計り、適確な設計を行うための基礎的資料

と成るものである。

以上のような観点から、本報告は、USBフラップの設計条件、設計条件の構造模型による疲労試験への適用方法及び、疲労試験結果、寿命推定結果について述べると共に、疲労試験に先立って行った振動、静加熱、動応答の各試験結果とそれらに対する解析結果について報告する。

2. 試験項目、供試体、センサ

§ 2-1 試験項目

高温における音響疲労寿命を保証するために、(A)、(B)、(C)、(D)、(E)と名付けた五種類の供試体を作製し、各種の基礎的試験を行った。各供試体に対する試験を表1に示す。試験番号毎に概説すると、試験番号(1)、(2)は、電磁加振機を用いて、供試体の固有振動数、固有振動形、及び、減衰係数を求める。表中の○印は、試験を実施することを示す。(1)、(2)を定常加振法と呼ぶ。この試験は、川崎重工において実施された。試験番号(3)は、振動解析装置（§ 3-1参照）を使用して、打撃力と加速度の関係から、供試体の固有振動数、固有振動形、減衰係数を求める。また、供試体A、C、Dに対しては、加熱した時の振動数の変化を計測した。解析装置を用いた振動試験を、インパクト＝ハンマ法と呼ぶ。試験番号(4)は、供試体A、C、Dを緩やかに加熱したときの、各点の歪み特性を調べると共に、200℃までの耐熱性を調べる。また、外板部分の座屈温度を調べた。静加熱試験と呼ぶ。試験番号(5)は、熱負荷と音響負荷を同時に加えて、外板部分の応答特性を求めるもので、動応答試験と呼ぶ。ただし、供試体B、Eに対しては、加熱を行わない。試験番号(6)は、供試体A、C、Dに、熱と音響負荷を同時に、また、供試体B、Eに、音響負荷のみを掛けて行う疲労試験である。表中の時間は、付録1に示した方法によって計算した疲労試験時間である。

§ 2-2 供試体

USBフラップは、主翼エンジン系の中で、図1に示す位置を占める高揚力装置の一種であり、図2に示すように、前フラップと、主フラップより構成

表1 試験項目

試験番号	(1)	(2)	(3)		(4)		(5)		(6)	
計測項目	固有振動数,モード	減衰係数	固有振動数		静加熱試験 歪・変位		動応答試験 O.A. SPL= 140~160 dB		疲労試験 O.A. SPL= 160 dB	
実施場所	川崎重工		航技研		航技研		航技研		航技研	
加熱供試体	無	無	無	有	有	有	無	有	無	有
A	○	○	○	○	○	○	○	○	140時間	
B	○	○	○	/		/		○		
C	○	○	○					○	○	○
D	○	○	○	○	○	○	○	○	140時間	
E	○	○	○	/		/		○		

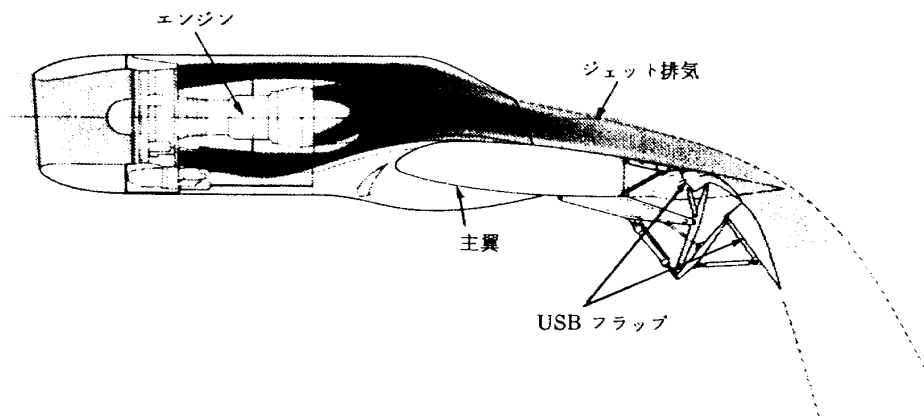


図1 USBフラップシステム

されている。図1から解るように、USBフラップ上面は、ジェット排気による熱負荷と、音響負荷を同時に受けるため、チタン合金(Ti-6Al-4V)製であり、下面は、通常のアリミ合金(2024C-T3)製である。また、後縁部は、楔型のガラス=ポリイミド面板を使用したハニカムサンドッチ構造で整形してある(図2参照)。本報告で述べる各種試験は、すべて、金属部分を対象とした試験である。

主フラップ上面及び、前フラップ上面構造を模擬した部分外板構造模型は、すべて、チタン合金製であり供試体A及び、供試体Cと名付ける。同様に、主フラップ下面は、アリミ合金製であり、供試体B

と呼ぶ。供試体A, B, Cは、音響疲労寿命確認用の供試体である。供試体A, Bの外板のみを薄くした供試体D, Eは、補助的な供試体である。

実機USBフラップは、上, 下面共に曲率を有するが、供試体A, B, D, Eは、すべて平板構造とし、供試体Cのみ、実機と同一の曲率を有する曲面板構造とした。すべての供試体とも、使用材料、補強材、リベット等は、実機相当で製作した。

図3に、平板構造(供試体A, B, D, E)の、また図4に、曲面板構造(供試体C)の概観を示す。平板構造は、平板外板をハット型断面を持つ縦通材(フラップ翼長方向に入る)と、チャンネル型断面

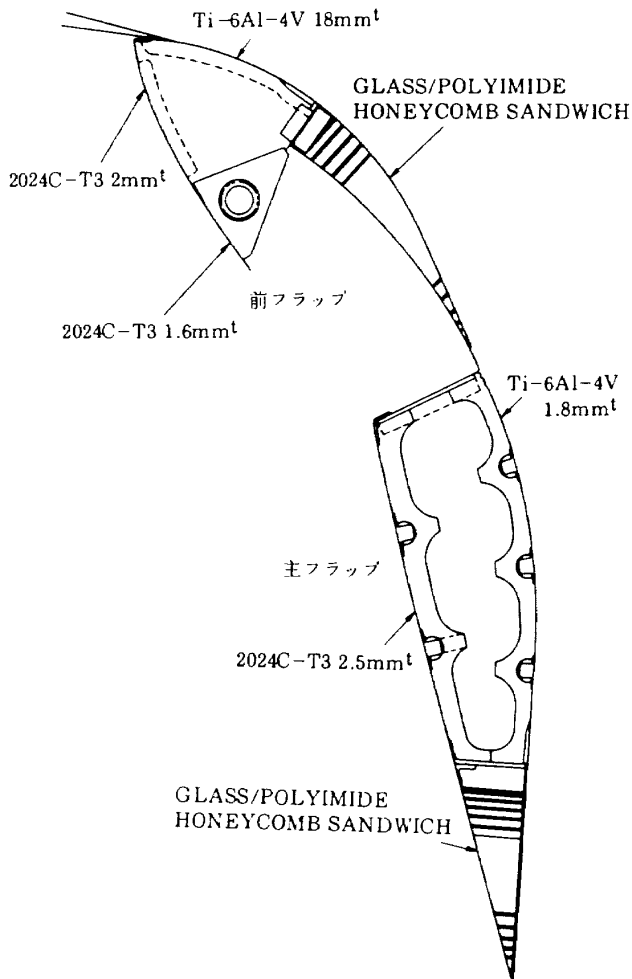


図2 USBフラップ断面図

を背中合せにした I 型断面を持つ肋骨材（フラップ翼弦方向に入る）を、また、曲面板構造は、曲面板を、I 型断面を持つ縦通材と肋骨材を、それぞれ、リベットで井桁状に結合し、補強した構造様式となっている。両構造様式とも、補強材は、外板材と同一の材料で製作されている。供試体の詳細は、付録 2 に示す。

供試体の内、補強材で囲まれた中央外板部分を標定部と呼ぶ。標定部寸法は、供試体により大きさが異なるが、各々対向する縦通材及び、肋骨材の中心間距離で定める。また、試験結果と解析結果の比較の都合上、標定部内で、それぞれ、対向するリベット線間距離、補強材端間距離についても測定したので、供試体の他の寸法と共に、表 2 に示す。また、供試体 A、B、C、D 標定部は、縦通材方向を標定部長辺方向、供試体 C については、肋骨材方向を標定部長辺方向と呼び、それに直角な方向を標定部短辺方

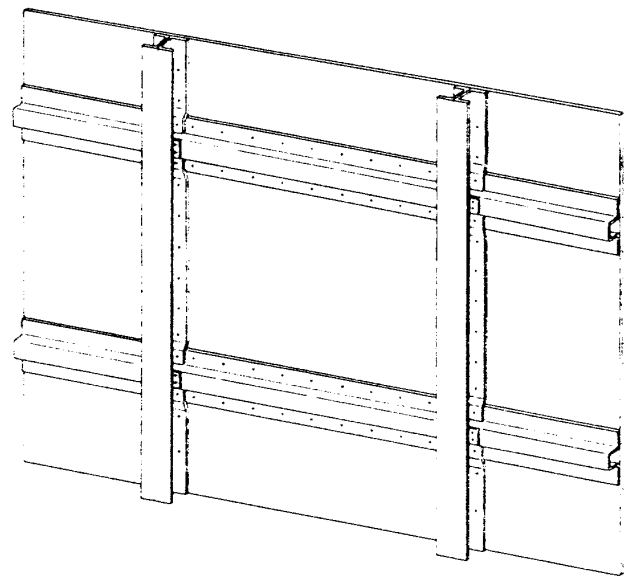


図3 平板構造供試体概観図
(供試体 A, B, D, E)

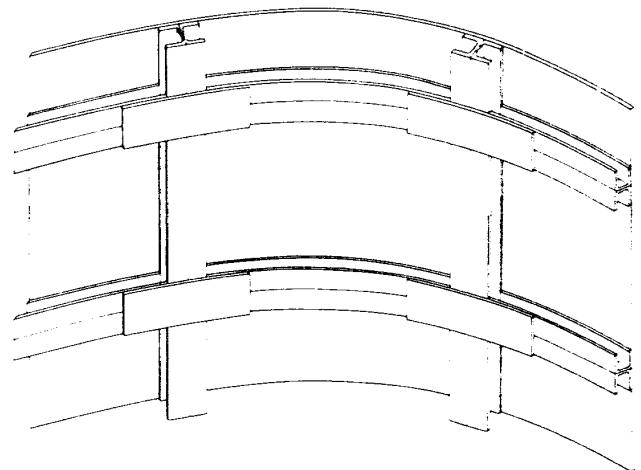


図4 曲面板構造供試体概観図
(供試体 A)

向と呼ぶ。

§ 2-3 センサ

供試体の歪み、変位、温度、加速度の測定に用いたセンサの仕様は以下のようなものである。

- 1) 歪みゲージ：チタン合金材として、SKF-2635 型、アルミ合金材用として、SKF-2586 型、高温用反転歪みゲージ（共和電業社製）を使用した。接着は、常温硬化型の接着剤（ポリエスル系）を使用した。また、チタン材用には、LWK-06-W 250B-350 型歪みゲージ（M=M 社製）を、接着型ゲージの破損時に緊急用として、スポット溶接

して使用した。

2) 変位計：加熱時の変位は，KD-1901 非接触型変位計（KAMAN社製）を，また，常温時の変位は，503F型非接触変位計（新日本測器社製）を使用した。

3) 温度：チタン材には，クロメル＝アルメル（C-A）0.3m ϕ 熱電対をスポット溶接し，また，アルミ合金材には，PR-6462B/00型（PHILIPS社製）C-A熱電対を接着して使用した。

4) 加速度：2222B型（ENDEVCO社製）ピエゾ電荷式加速度計を使用した。

5) 音圧：加熱時の音圧は，2520型，また，常温では，2510型ピエゾ電荷式マイク（ENDEVCO社製）をそれぞれ使用した。

図5(a)，(b)に供試体Aの表裏に取付けたセンサの種類及び，位置を示す。供試体は，補強材の無い側を表面（加熱するときの加熱面）とした。図中，SGは，歪みゲージを，Tは，熱電対を，Accは，加速度計を，Defは，変位計センサをそれぞれ表す。以後，図表等では，歪みゲージをSG#1，熱電対をT#1のように表す。他の供試体に対するセンサ取付状況は，ほぼ供試体Aと同様であり，これらを図5

表2 供試体主要寸法及び材料

供試体	全体	補強材間	リベット間	補強材端間	板厚	材料	備考
A	600 × 410	300 × 170	268 × 116	244 × 92	1.8	Ti-6Al-4V	
B	〃	300 × 190	268 × 137	244 × 113	2.5	2024C-T3	
C	410 × 822	200 × 330	168 × 298	144 × 274	1.8	Ti-6Al-4V	R= 535.7
D	600 × 410	300 × 170	268 × 116	244 × 92	1.4	2024C-T3	
E	〃	300 × 190	268 × 137	244 × 113	2.0	Ti-6Al-4V	単位mm

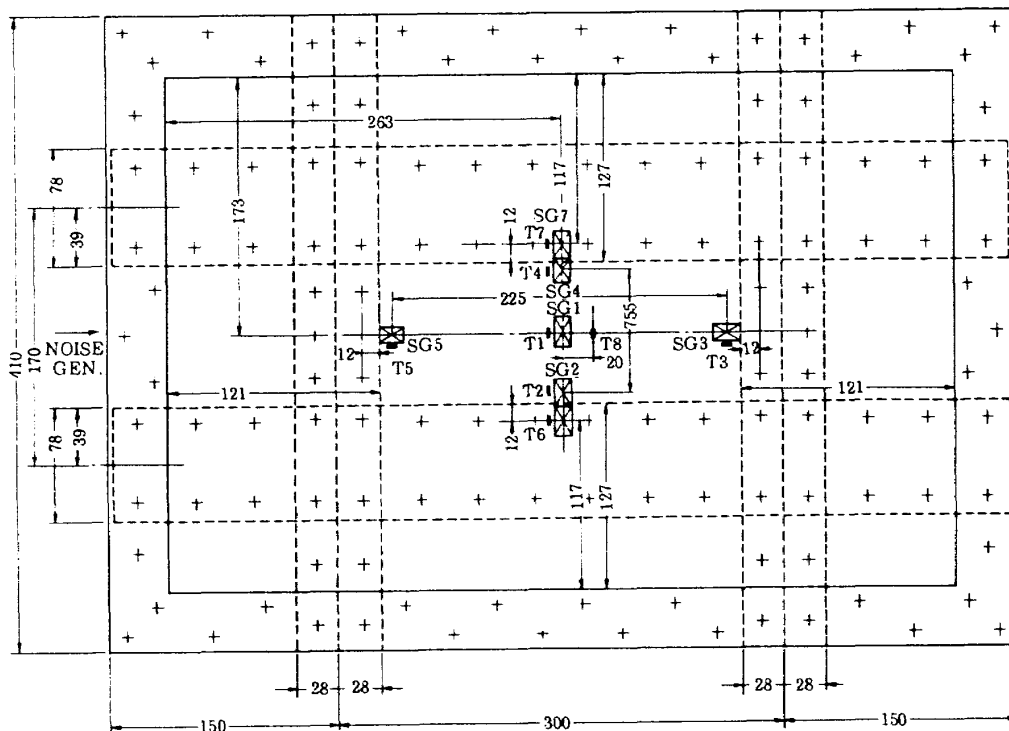


図5(a) センサー位置（供試体A表面）

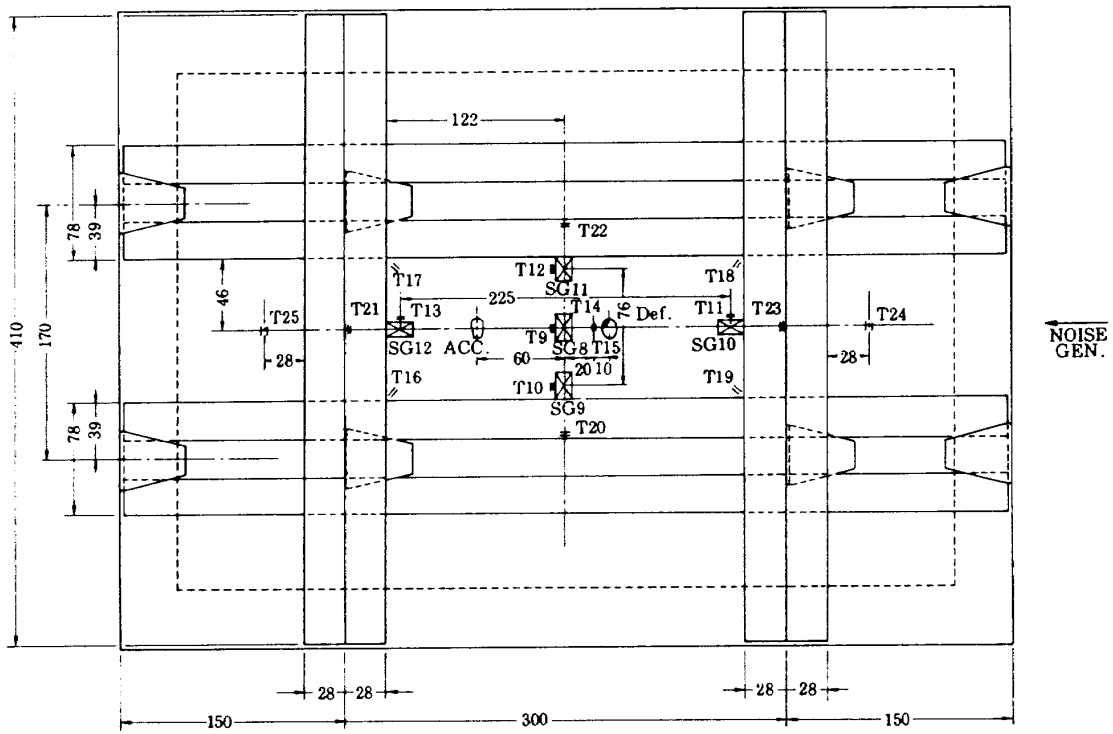


図 5(b) センサー位置 (供試体 A 裏面)

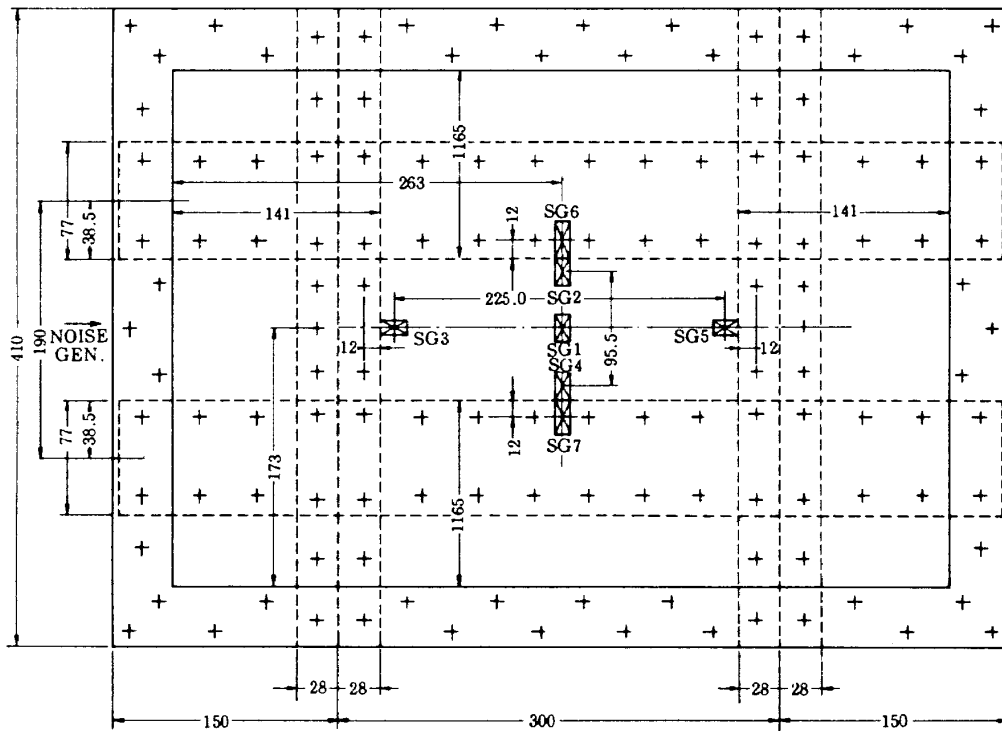


図 5(c) センサー位置 (供試体 B 表面)

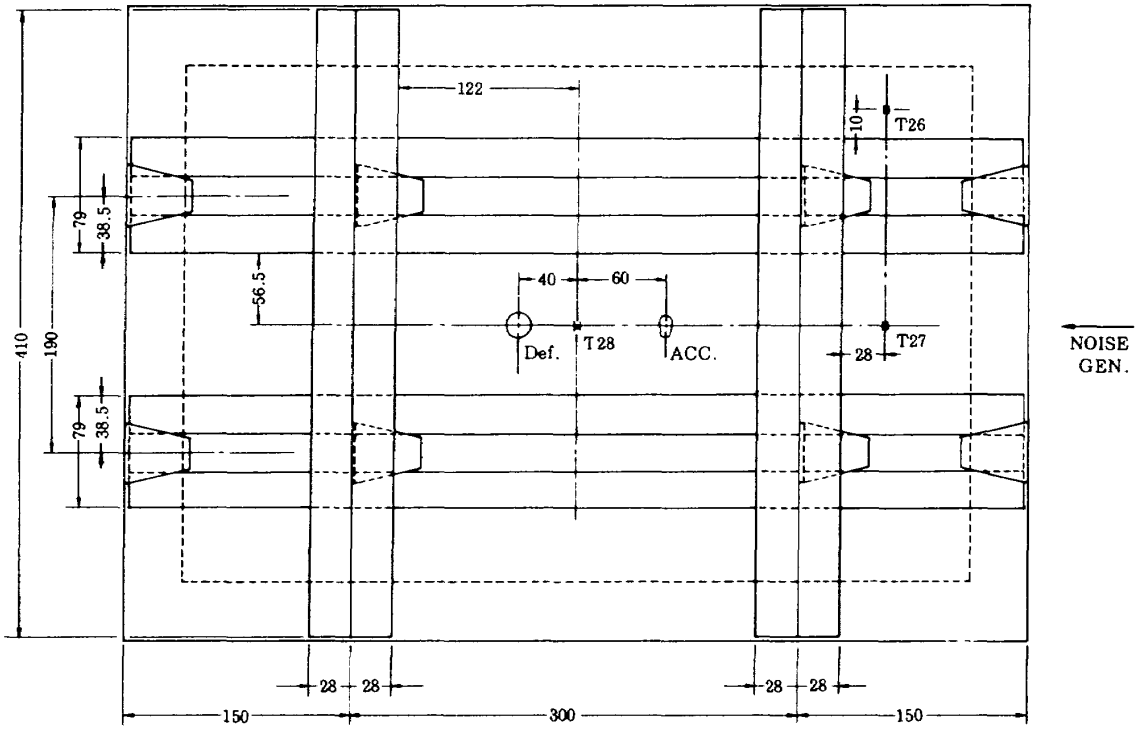


図 5(d) センサー位置 (供試体 B 裏面)

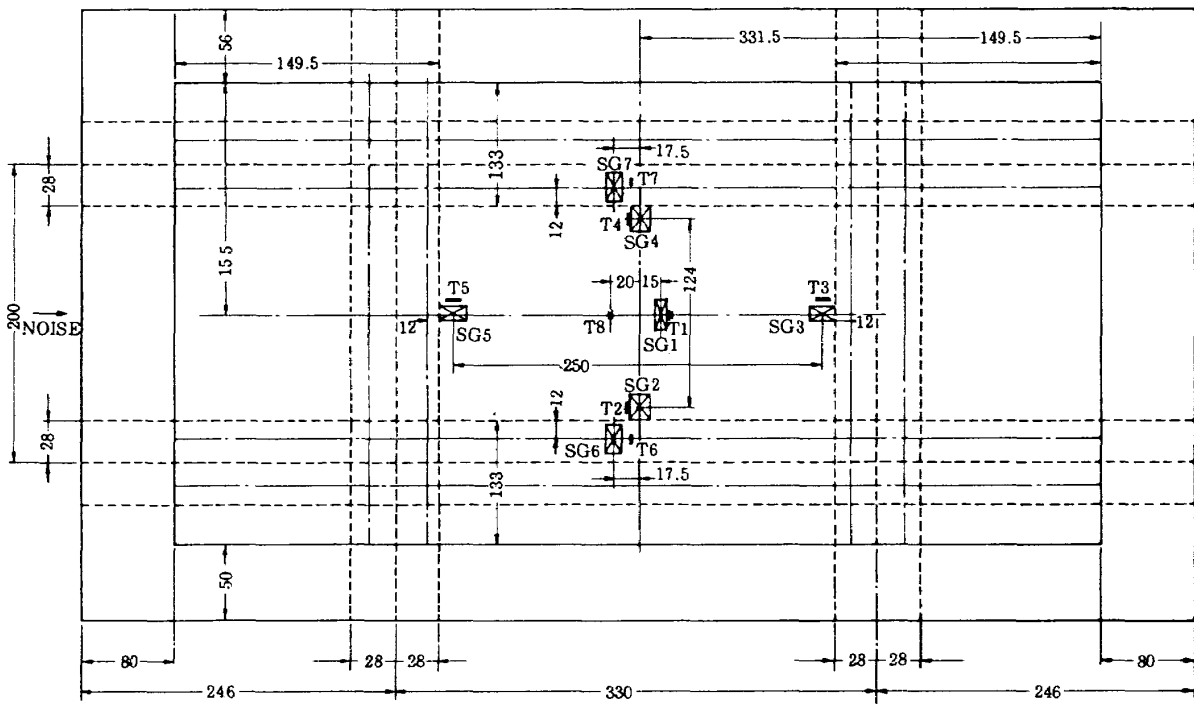


図 5(e) センサー位置 (供試体 C 表面)

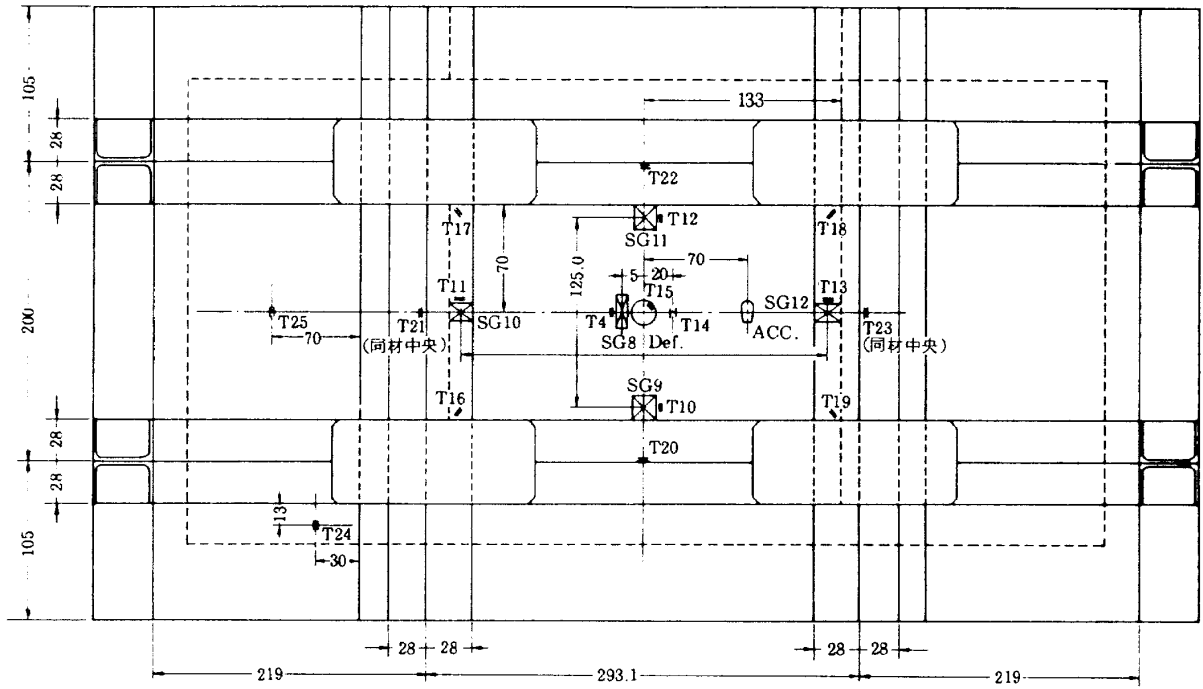


図 5(f) センサー位置 (供試体 C 裏面)

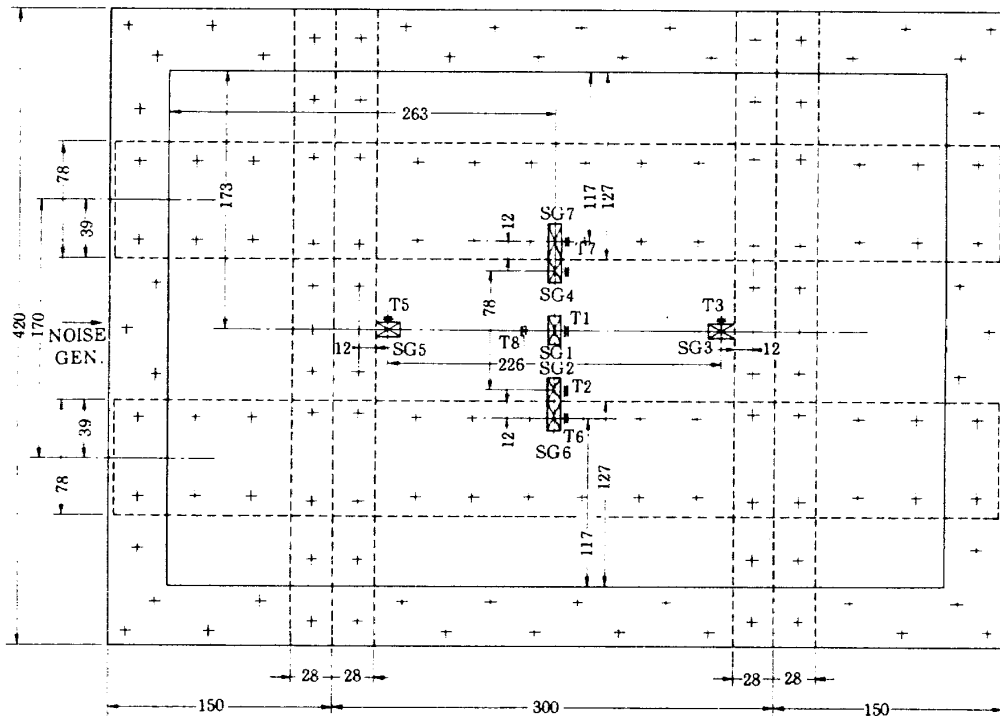


図 5(g) センサー位置 (供試体 D 表面)

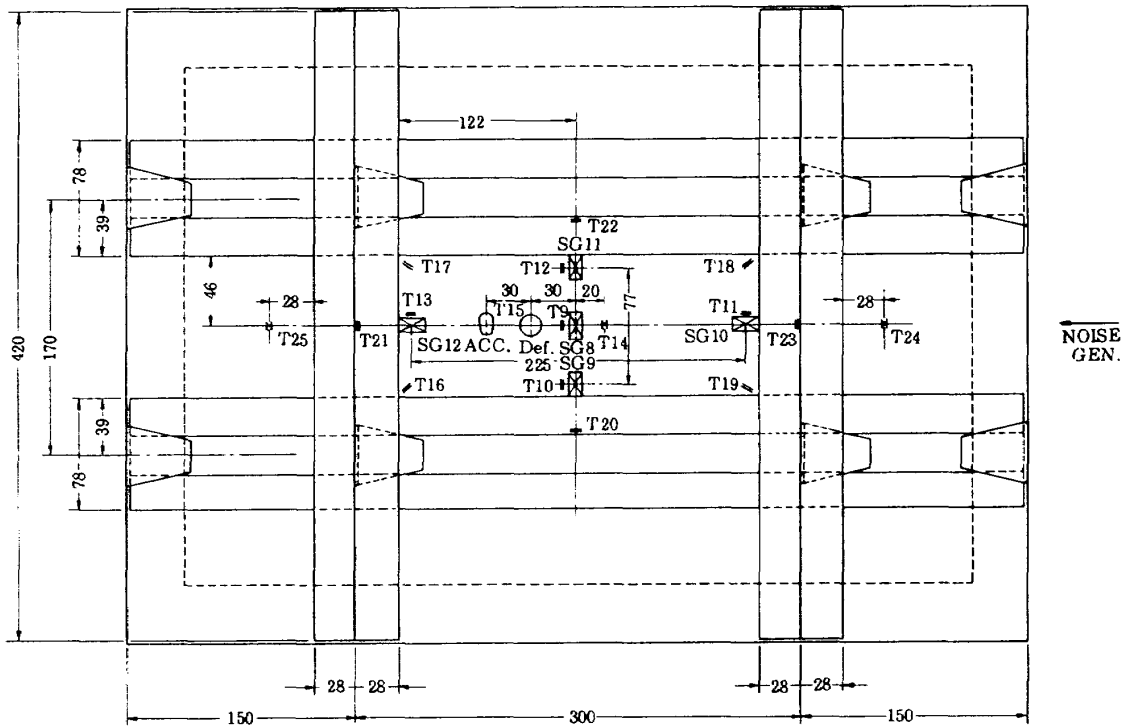


図 5(h) センサー位置 (供試体 D 裏面)

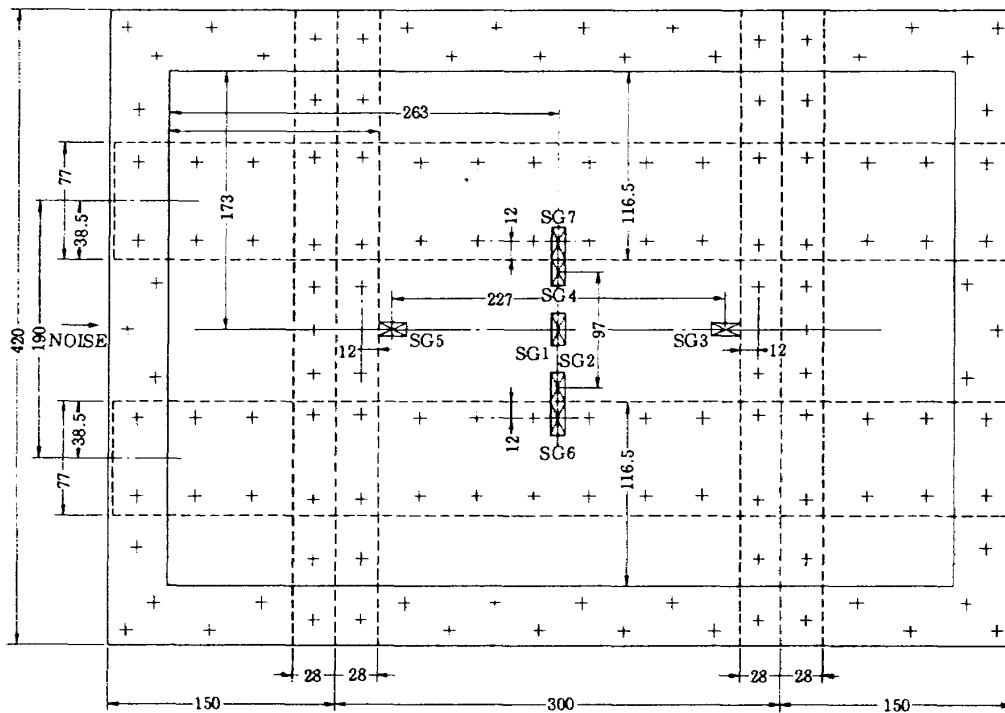


図 5(i) センサー位置 (供試体 E 表面)

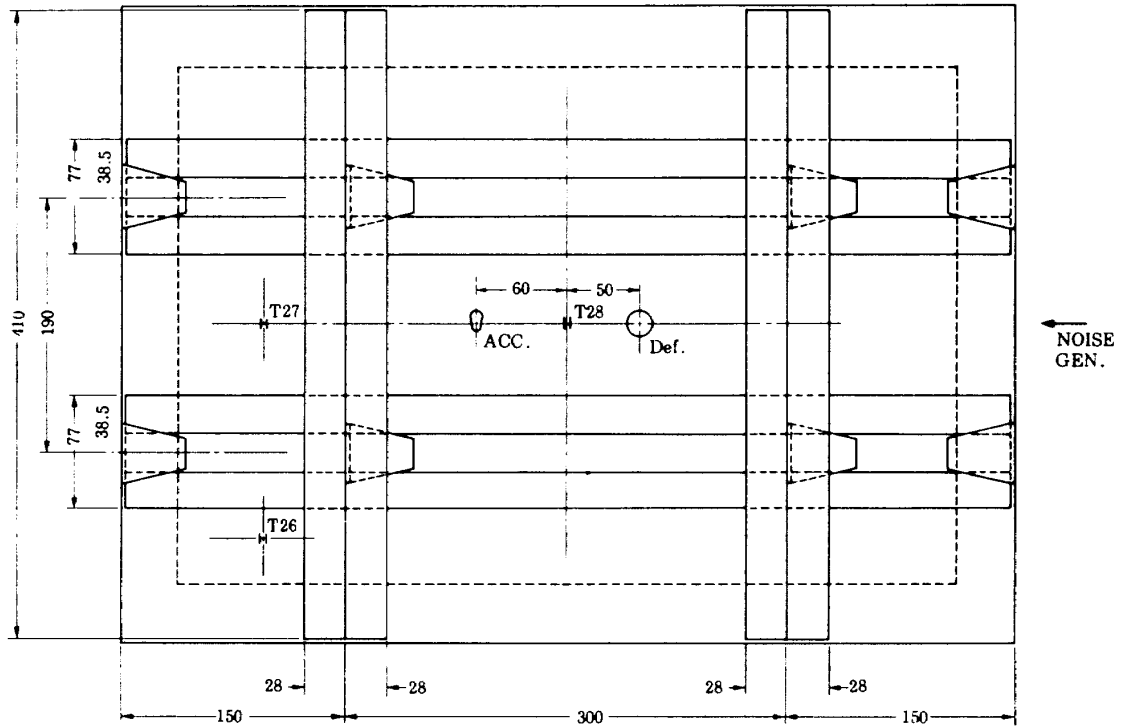


図 5(j) センサー位置 (供試体 E 裏面)

表 3 歪みゲージ (SG), 熱電対 (T) 表裏対応関係

供試体 A				供試体 B				供試体 C				供試体 D				供試体 E			
表面		裏面		表面		裏面		表面		裏面		表面		裏面		表面		裏面	
S.G	T	S.G	T	S.G	T	S.G	T	S.G	T	S.G	T	S.G	T	S.G	T	S.G	T	S.G	T
1	1	8	9	1			28	1	1	8	9	1	1	8	9	1			28
2	2	9	10	2				2	2	9	10	2	2	9	10	2			
3	3	12	13	5				3	3	10	11	3	3	12	13	3			
4	4	11	12	4				4	4	11	12	4	4	11	12	4			
5	5	10	11	3				5	5	12	13	5	5	10	10	5			
6	6			6				6	6			6	6			6			
7	7			7				7	7			7	7			7			
	8		14					8		14		8		14					
			15							15				15					
			16							16				16					
			17							17				17					
			18							18				18					
			19							19				19					
			20							20				20					
			21							21				21					
			22							22				22					
			23							23				23					
			24			27								24					27
			25							25				25					27
										24									26

※表面とは加熱面を表わす。

(c)~(j)に示す。歪みゲージや熱電対の表裏対応を表3に示す。表は、例えば、供試体Aについてみると、表側SG#1の裏側にSG#8が貼られていることを示す。熱電対についても同様である。供試体A、C、Dは、加熱を伴う試験を行うため、歪みデータ収集時の歪みゲージ温度を知ることが出来るように、熱電対を歪みゲージの直近に取付けてある。

3. 振動特性試験

動応答試験や、静加熱試験に先立ち、各供試体の振動特性を求めた。試験の主な対象は、標定部であり、その共振周波数、振動形、減衰率を求めることは、動応答試験や、疲労試験を行う上で重要である。

§ 3-1 試験方法

各供試体の固有振動特性（固有振動数、固有振動形、減衰係数等）は、動電型加振機による定常加振法と、ストラクチャル=ダイナミック=アナライザ（H.P.社製5423A型、図6参照）によるインパクト=ハンマー法の二方法によって測定した。以下に、簡単に説明する。

定常加振法は、各供試体を治具を用いて、加振機上に取り付け、加速度センサーを加振機振動部に1個と、供試体上に数個取付けた後、正弦波加振で周波数掃引を行う。このとき、供試体上の加速度と、加振機上の加速度から、伝達関数を求める。伝達関数

がピークとなる周波数が、固有振動数であるから、その付近でリサーチプロットを行い、Kennedy & Pancu²⁵⁾の方法により、共振周波数と減衰係数を測定した。

固有振動形の測定は、平板構造では、砂を供試体にまき、共振周波数で定常加振した時に現われる模様を写真撮影した。また、曲面板構造では、共振周波数で定常加振しながら、加速度センサーを、あらかじめ定めた供試体上77点を移動させ、外板中央点の加速度の比と位相を求め、振動形を描いた。

インパクト=ハンマー法は、供試体上に1個の加速度センサーを取付け、力変換子の付いたハンマーであらかじめ定めた点を打撃し、衝撃力と加速度から、打撃点に対する加速度測定点の伝達関数を求め、アナライザに記憶させる。各点からの伝達関数が求まると、適当な点の伝達関数のピークに注目して、その周波数における各点の伝達関数から、振巾と位相を求め、固有振動形を求める。振動形は、打撃点の座標を記憶させておけば、アナライザが自動的に描く。また、減衰係数は、固有振動数付近の伝達関数が1/2パワーとなる周波数巾から自動的に計算される。打撃点は、平板構造では、42点、曲面板構造では、250点とした。なお、各点の打撃は、2回行い、平均処理を行った。

加熱を受けたときの供試体の振動特性を知るために、一定の温度で熱平衡に達した供試体を、ハンマ

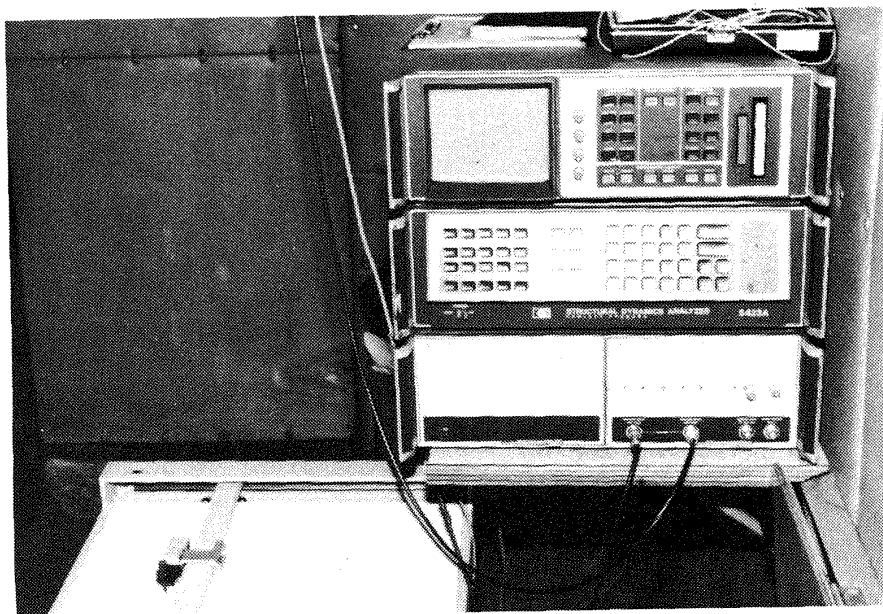


図6 ストラクチャルダイナミックアナライザ

一で打撃し、温度に対する伝達関数のピークの変化を見た。

しかし、振動形や減衰率の変化は、計測しなかった。

みについてまとめると、表5のようになる。

平板構造に対してインパクト=ハンマー法を用いて振動形を求めるとき、打撃点は、42点としたが、

§ 3-2 試験結果

各供試体は、縦通材と肋骨材で補強された。いわゆるアルチ=ベイ構造と呼ばれるものであり、供試体標定部の一次の固有振動と思われるものが数多く計測された。供試体Aの標定部を例にとると、一次ではないかと思われる固有振動数は、試験法別に示すと表4のようになった。そのときの定常加振法によって求められた振動形を図7に示す。また、インパクト=ハンマー法で、アナライザーに描かせた供試体A, B, D, Eの振動形の一部を図8(a)に、供試体Cのそれを図8(b)にそれぞれ示す。図8(a)中の矢印は、補強材の中央を、また、図8(b)中の矢印は、補強材と曲面板を接合するリベット線を、それぞれ示す。以上、各供試体標定部の一次の固有振動数の

表4 供試体A標定部1次固有振動数 (試験法による比較)

定常加振法	426, 436, 453, 463, 497, 525, 605
インパクトハンマー法	423, 469, 515,

(Hz)

表5 供試体標定部1次固有振動数範囲

供試体	1次固有振動数範囲 (m=1, n=1)
A	423 Hz ~ 605 Hz
B	443 " ~ 721 "
C	843 " ~ 845 "
D	350 " ~ 441 "
E	351 " ~ 635 "

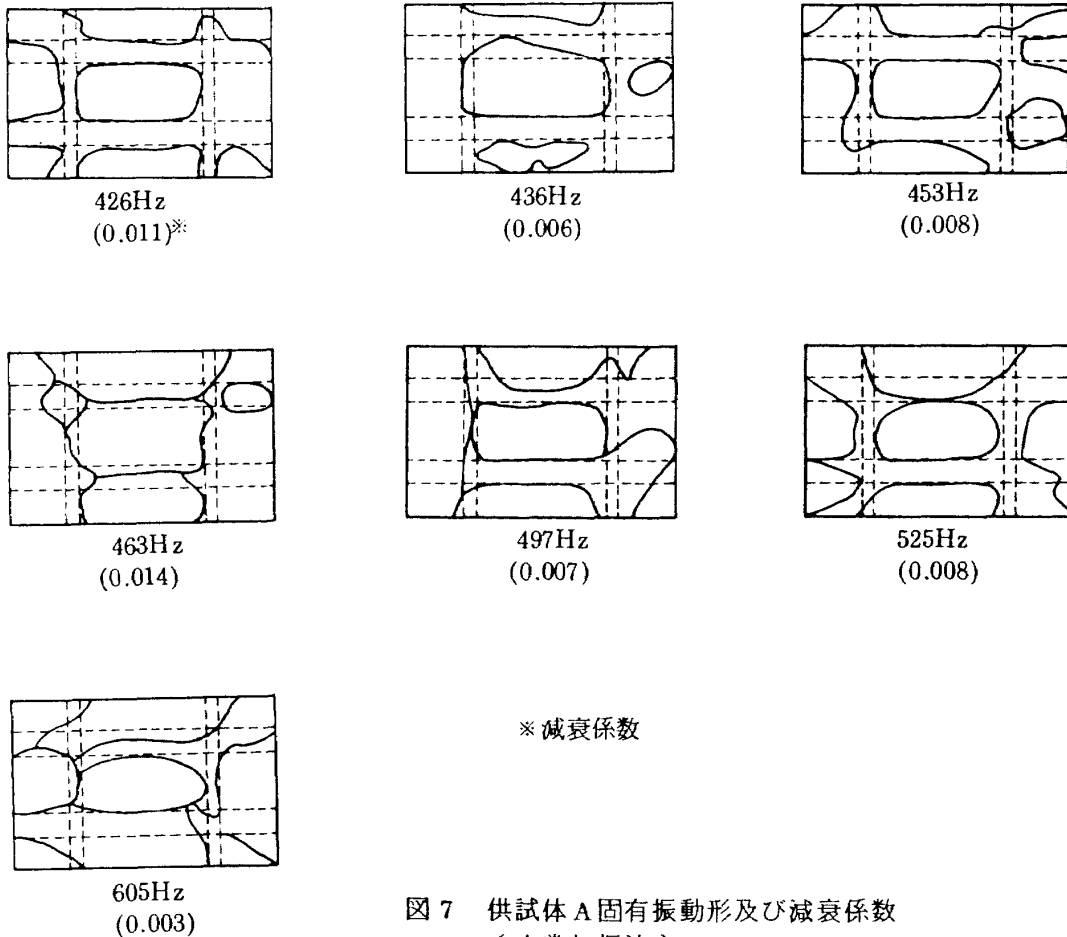


図7 供試体A固有振動形及び減衰係数 (定常加振法)

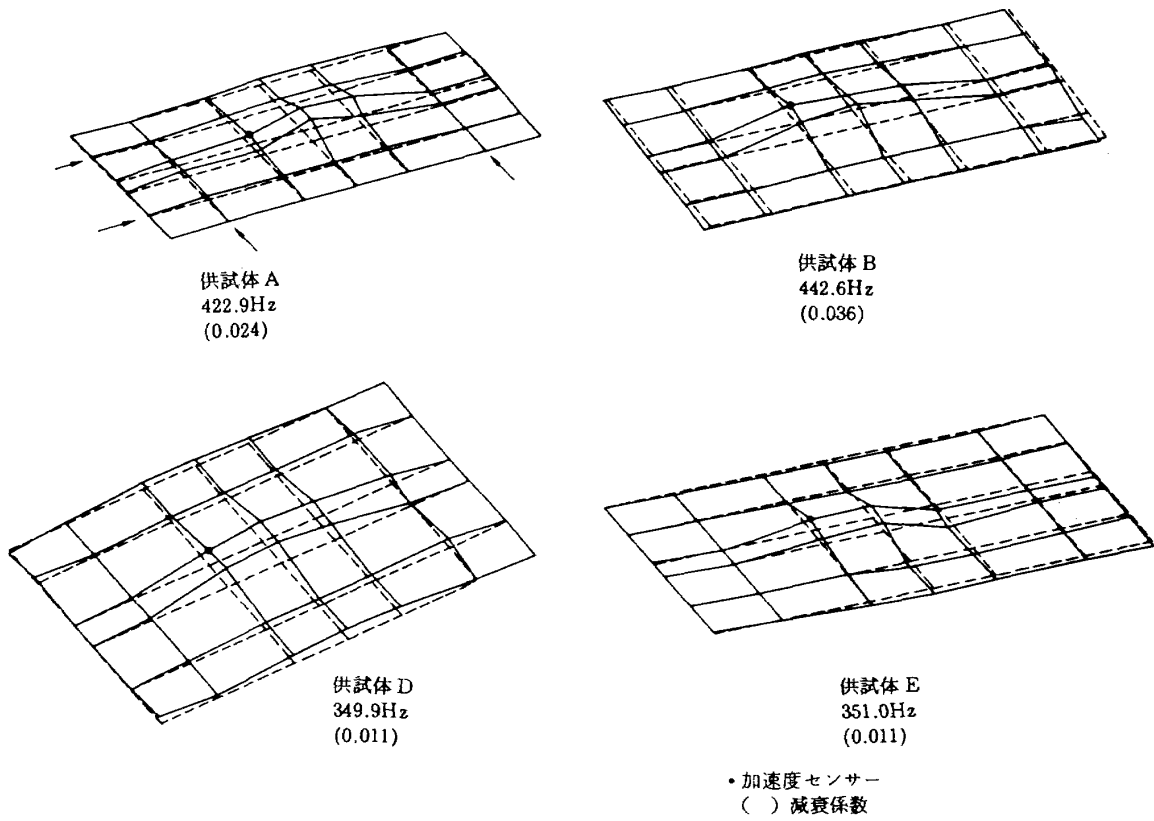


図 8(a) 平板構造供試体振動形及び減衰係数
(インパクト=ハンマー法)

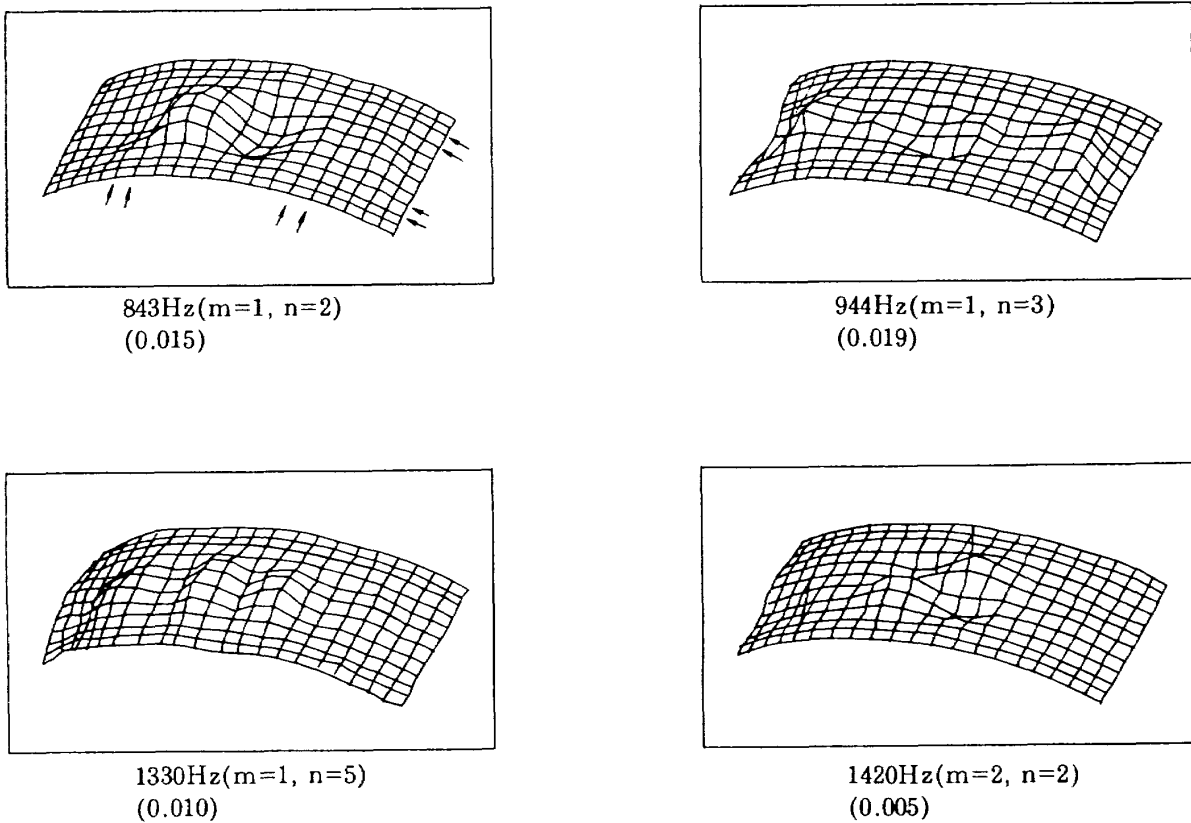


図 8(b) 曲面板構造供試体振動形及び減衰係数
(インパクト=ハンマー法)

振動形を正確に判断するためには、やや情報不足と思われることもあった。しかし、曲面板構造の場合のように、打撃点を250点とした場合には、かなり良い振動形が得られたと考えている。また、定常加振法では、得られなかった ($m=4,5; n=1$) 及び ($m=2; n=2$) の振動形も得られた。このことは、複雑な構造物になる程、各種の振動試験を行って、相互に補完することの重要さを示していると言えよう。

定常加振法、インパクト=ハンマー法で求めた、各供試体標定部の固有振動数と解析結果²⁶⁻²⁷⁾の比較を、図9(a), (b), (c)に示す。ただし、供試体D, Eの測定結果については、板厚分の換算を行い、それぞれ、供試体A, B相当の振動数として表示した。これは、供試体AとD及び、BとEは、板厚以外の諸元がすべて等しく、固有振動数が板厚に比例するために可能となった。また、解析で使用した標定部寸法は、すべて、表1に示したリベット間距離とした。図中mは、標定部長辺方向の半波数、nは、同じく短辺方向の半波数を表す。

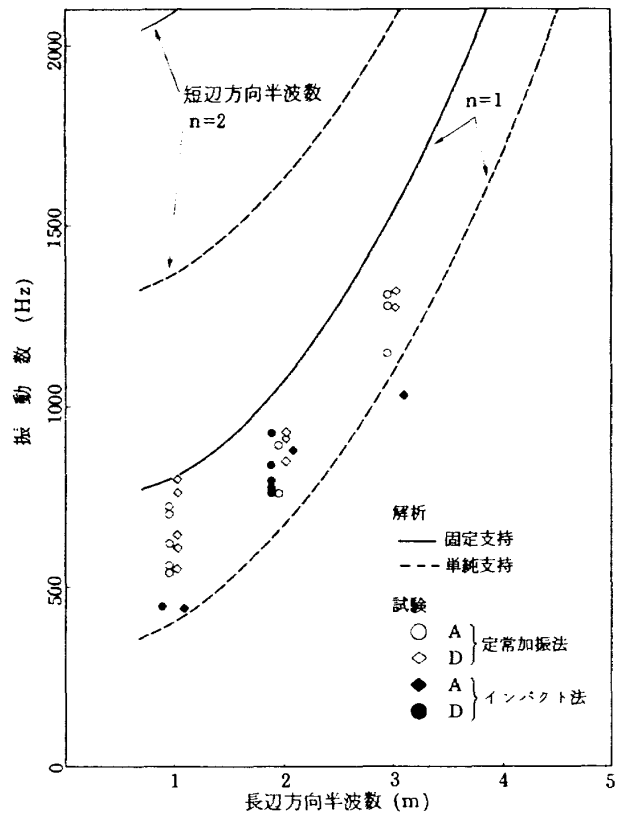


図9(b) 固有振動数, 解析との比較 (供試体B, E)

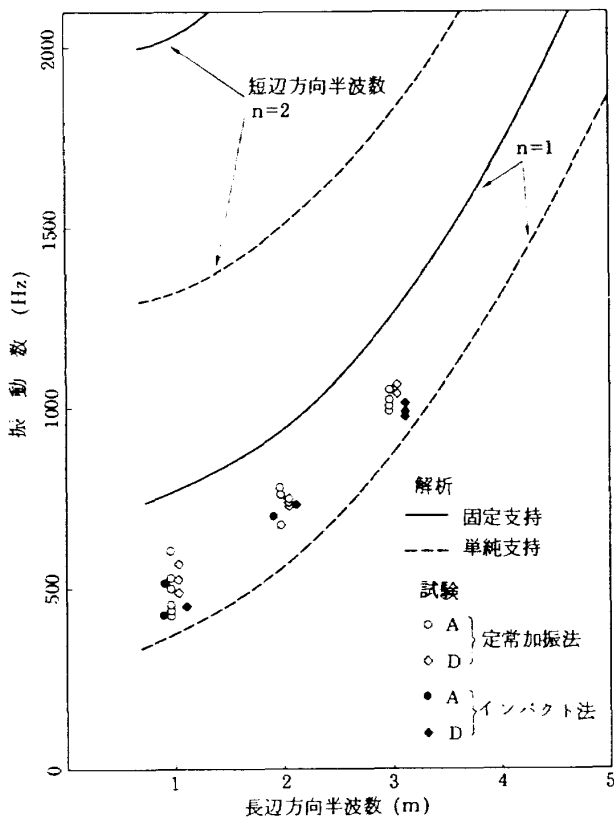


図9(a) 固有振動数, 解析との比較 (供試体A, B)

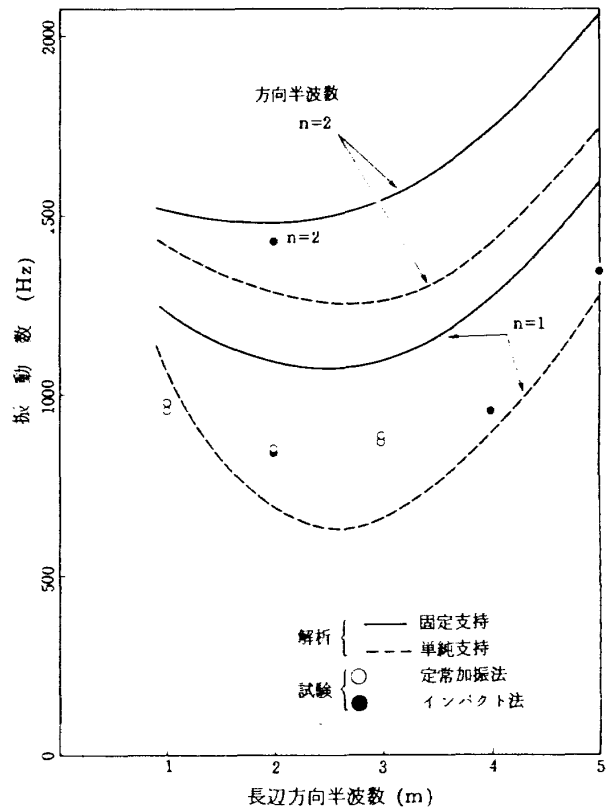


図9(c) 固有振動数, 解析との比較 (供試体C)

図9(a), (b)から解るように、平板構造の固有振動数は、補強材をヒンジ(単純支持)と仮定した場合を下限、剛接(固定支持)と仮定した場合を上限とする解析値の中に入っている。そして、その間に、他のベイ、又は、補強材との相互干渉のため、多くの共振点を有したものと考えられる。²⁸⁻²⁹⁾また、定常加振法に比べて、インパクト=ハンマー法は、やや低目の固有振動数を与える傾向(単純支持の解析値に近い)が見られ、特に、供試体Eの $m=3, n=1$ の振動形では、単純支持解析結果より一層低い値となった。

一方、図9(c)に示される曲面板構造の振動特性は、円筒殻的な特性を示し、平板構造とは、異質のものであることが解る。即ち、試験結果では、 $m=2, n=1$ が、最低次の固有振動数となり、解析結果では、 $m=3, n=1$ が最低次の固有振動数となった。

試験で得られた固有振動数は、($m=1, n=1$)を除いて周辺固定解と、周辺単純支持解の間に入るが、定性的には、固定解に、また、定量的には、支持解に近かった。

しかし、図9(a)で見られたような試験法の違いによる固有振動数の傾向の違いは、無いようであり、互いに滑らかに接続している。

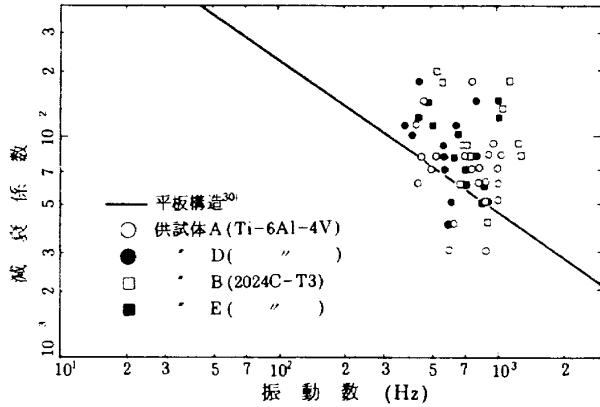
固有振動数の解析には、標定部の寸法として、リベット間寸法を採用したが、他の寸法を取った場合の供試体A, Cに対する固有振動数の解析結果を表6に示す。表から、リベット間寸法を解析に用いると、試験結果を良く表すようである。即ち、試験結果は、周辺固定解と単純支持解の幾何平均で良く近似される。

各供試体の減衰係数を、図10(a), (b)に示す。図10(a)は、平板構造に対する、また、図10(b)は、曲面板構造に対する減衰係数であり、図中の直線は、文献(30)に示されたものである。図10(a)から解るように、平板構造では、チタン合金材もアルミ合金材も、ほぼ同じような値を示したが、全体としては、直線よりやや大きめの値となった。図10(b)は、定常加振法とインパクト=ハンマー法による測定値を区別して表示したが、定常加振法の方がバラツキが少なく、また、値そのものも低目であった。しかし、

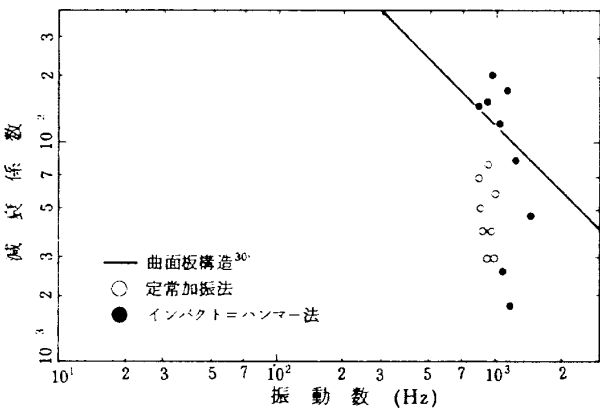
表6 標定部寸法と共振振動数の関係
(供試体A, Cに対する解析値)

供試体	寸法	周辺単純支持 (Hz)				周辺固定支持 (Hz)				
		$m=1$	2	3	4	$m=1$	2	3	4	
A	補強材間	203.6	352.0	599.4	945.7	398.1	553.5	824.8	0207.0	$n=1$
	リベット間	376.0	560.6	868.3	1299.1	767.1	938.9	1249.4	0703.3	
	補強材端間	567.6	790.2	1161.1	1680.4	1181.0	1374.9	1730.3	2257.8	
	補強材間	665.8	814.3	1061.7	1408.0	1014.2	1163.6	1416.6	1779.4	$n=2$
	リベット間	1319.4	1504.0	1811.7	2242.5	2026.6	2204.2	2497.6	2924.1	
	補強材端間	2047.9	2270.4	2641.4	3160.7	3156.6	3363.6	3708.6	4206.7	
C	補強材間	1013.5	610.5	537.5	715.1	1205.1	1031.0	994.5	1099.4	$n=1$
	リベット間	1064.2	684.0	651.8	889.4	1230.5	1081.2	1099.2	1259.1	
	補強材端間	1107.5	769.9	776.4	1066.2	1273.4	1155.7	1212.4	1455.5	
	補強材間	1338.2	1144.8	1048.7	1124.7	1474.9	1293.4	1300.5	1418.2	$n=2$
	リベット間	1415.5	1286.1	1257.4	1415.8	1511.0	1475.1	1536.6	1730.8	
	補強材端間	1529.8	1457.6	1508.6	1742.3	1707.8	1719.6	1842.1	2105.1	

平板構造の測定値と比較しても、値そのものは大差なく、文献(30)で示された程の違いを示さないようである。



(a) 平板構造



(b) 曲面板構造

図 10 減衰係数

図 11 (a), (b)に供試体 A, Cの加熱による固有振動数の変化を示す。ただし、ここで言う振動数は、供試体上の特定の点(図 8参照)において計測した伝達関数のいくつかのピークに対応した周波数であり、●, ▲印等以示す。

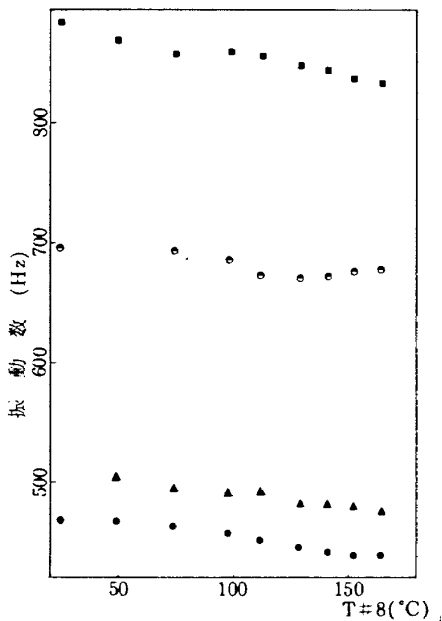
熱座屈温度付近においては、熱歪みのため、標定部の面外剛性が急減し、固有振動数も低下するという現象があると言われているが、この図からは、固有振動数が、温度の上昇と共に、漸減しているのは認められたが、急減してはいない。この理由としては、標定部の座屈が、後述するように、オイラー型では無いことが考えられる。

4. 静加熱試験

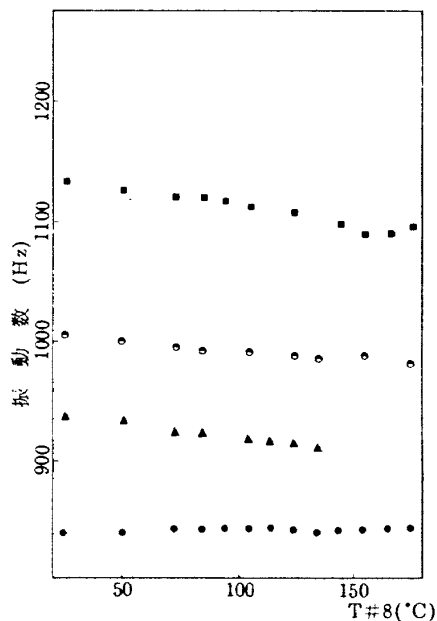
実機で高温になると考えられるフラップ上面を模擬した供試体(A, C, D)については、熱座屈が生ずるかどうかを確認するため、緩やかな加熱を行いそのときの歪み等の挙動を調べた。

§ 4-1 試験方法

供試体 A, C, Dを治具に固定し、ラジアント=ヒーターで加熱を行い、標定部の温度、歪み、変位を計測した。図 12に、供試体 Cの治具への取付け状況を、図 13 (a), (b)にラジアント=ヒーターの固定状況をそれぞれ示す。供試体 A, Dは、ヒーター



(a) 供試体 A



(b) 供試体 C

図 11 加熱による振動数の変化

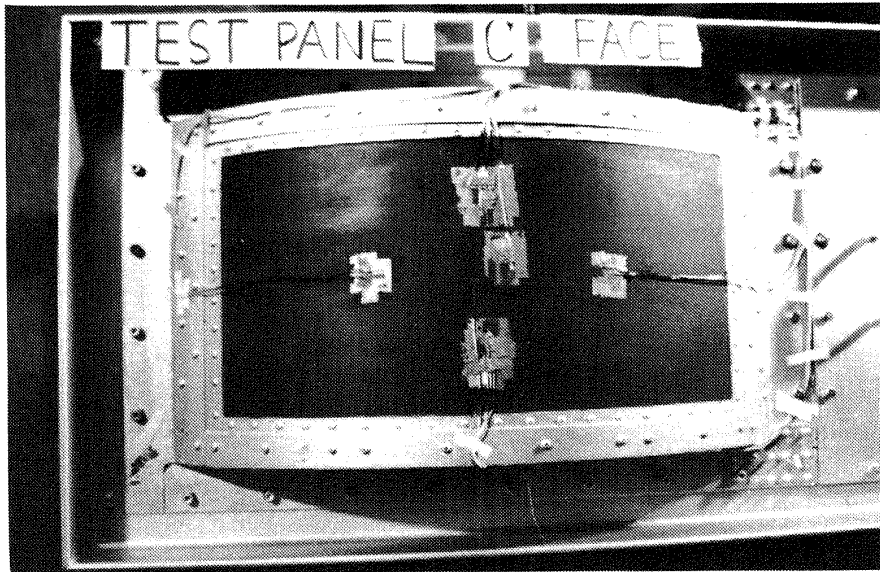
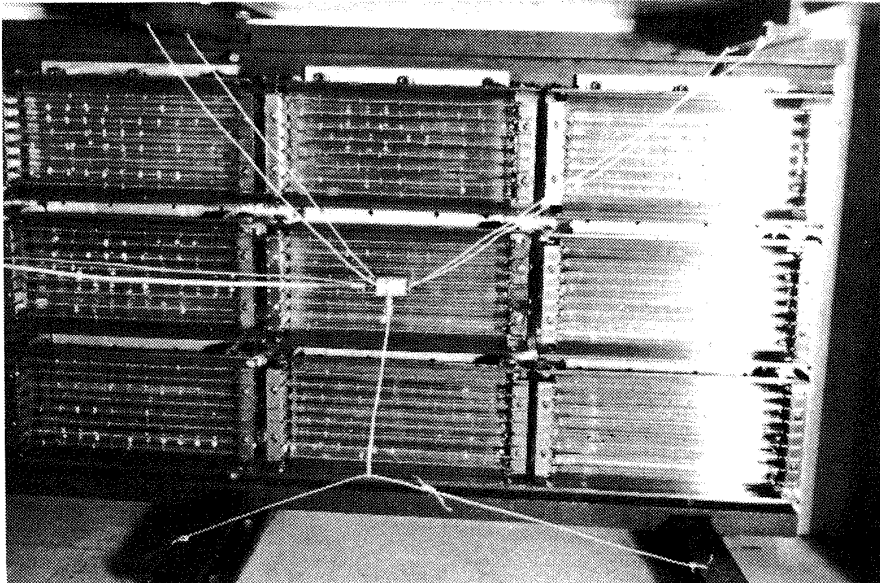
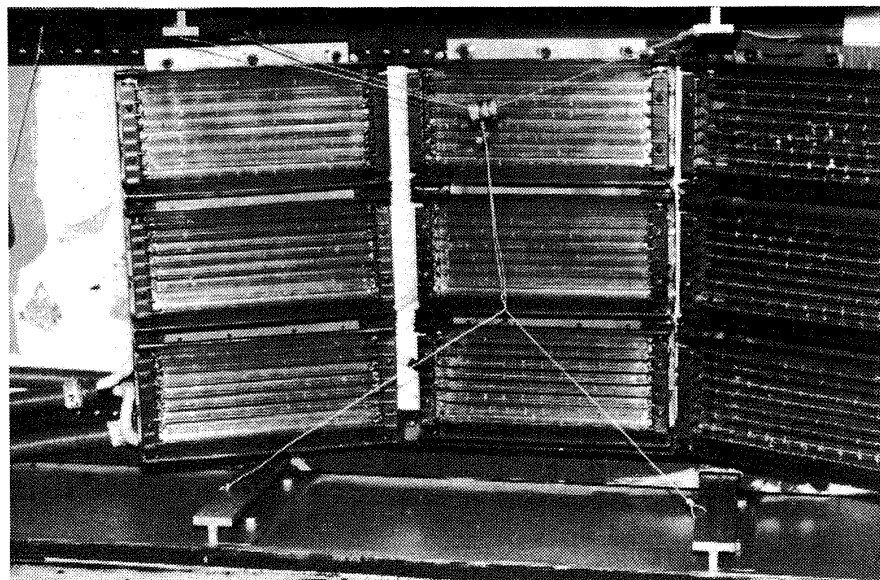


図 12 供試体 C 取付状況



(a) 平板構造加熱用ランプ配置



(b) 曲面板構造加熱用ランプ配置

図 13 加熱ランプ配置

と供試体が平行になるように、また、供試体 C は、曲率を持っているため、ヒーターも図 13 (b) のように角度を持たせて均一な加熱を行えるように配慮した。

一定の電力をヒーターに供給し、ほぼ、供試体中央付近に取付けた T#8 の温度が平衡に達した時点で、温度、歪みを、デジタル式温度記録計（タケダ理研製 TR-2711M 型）を使用して、約 10 点/秒の速度で記録した。また、変位は、前述の非接触型変位計で計測した。温度範囲は、室温から約 200℃ までとし、約 5℃ 毎に計測を行った。熱歪みは、すべて、歪みゲージ直近の熱電対の指示温度により真の歪み量に補正した。図 14 に、歪みの補正曲線の一例を示す。なお、図からも解るように、補正值としては、再現性の安定した三回目の曲線を使用した。また、この補正曲線は、すべての歪みゲージについて求めた。

データ整理の都合上、T#8 熱電対の指示値を、供試体を代表する温度とした。

ときの供試体各部の温度を図 15 (a), (b), (c) にそれぞれ示す。図からも解るように、標定部外板上の温度は、ほぼ ±10℃ のバラツキの中に入っており、おおむね良好な加熱状態であった。T#8 = 150℃, 100℃ のときの温度状態を図 15 (d)~(i) に示す。

次に、供試体 A, D の縦通材 (T#21) と肋骨材 (T#22) の温度と、T#8 の温度差を、T#8 の温

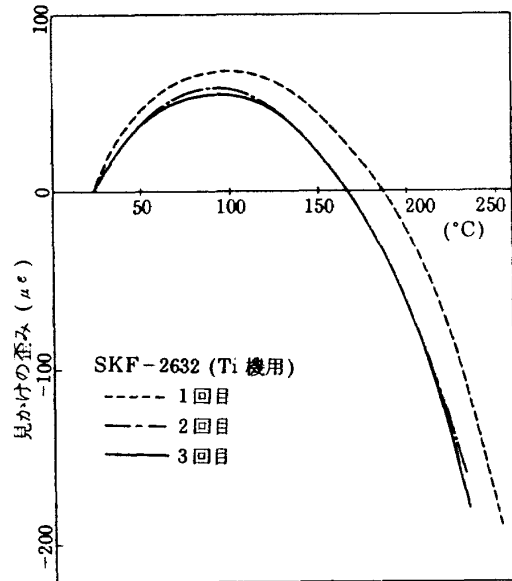


図 14 見かけの歪み計測例

§ 4-2 試験結果

供試体を緩かに加熱し、T#8 = 200℃ に達した

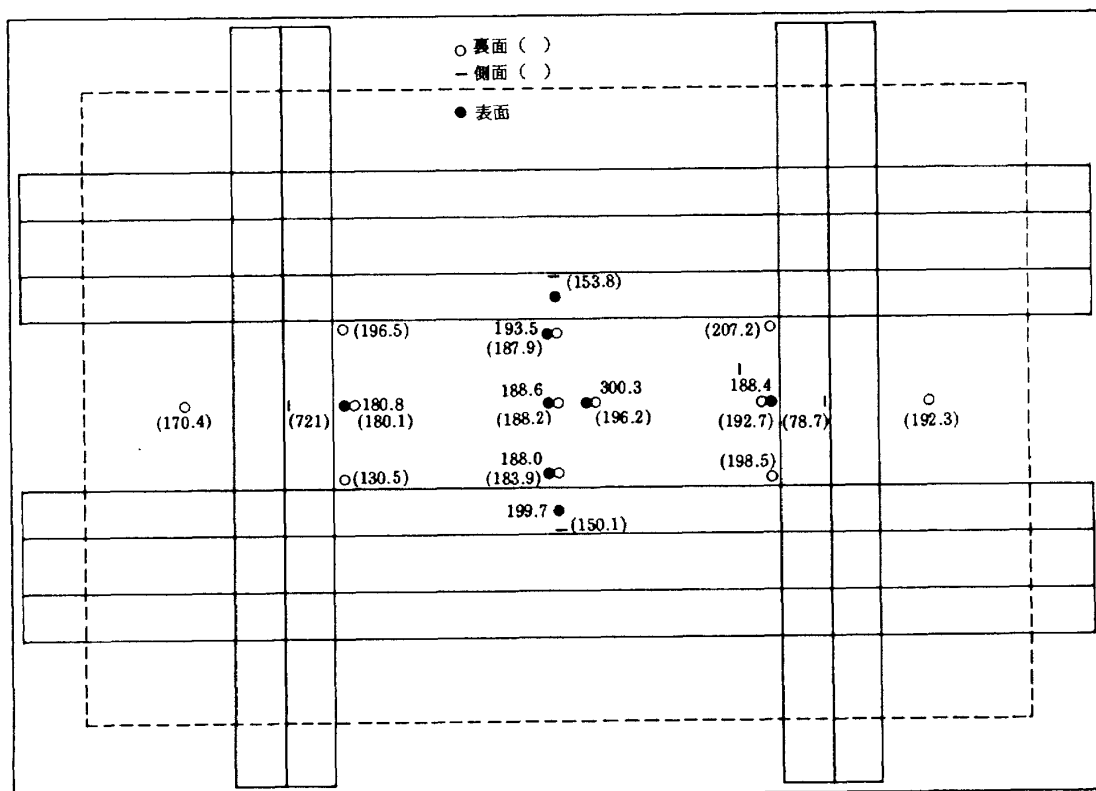


図 15(a) 温度分布, 供試体 A (T#8 = 200.3℃)

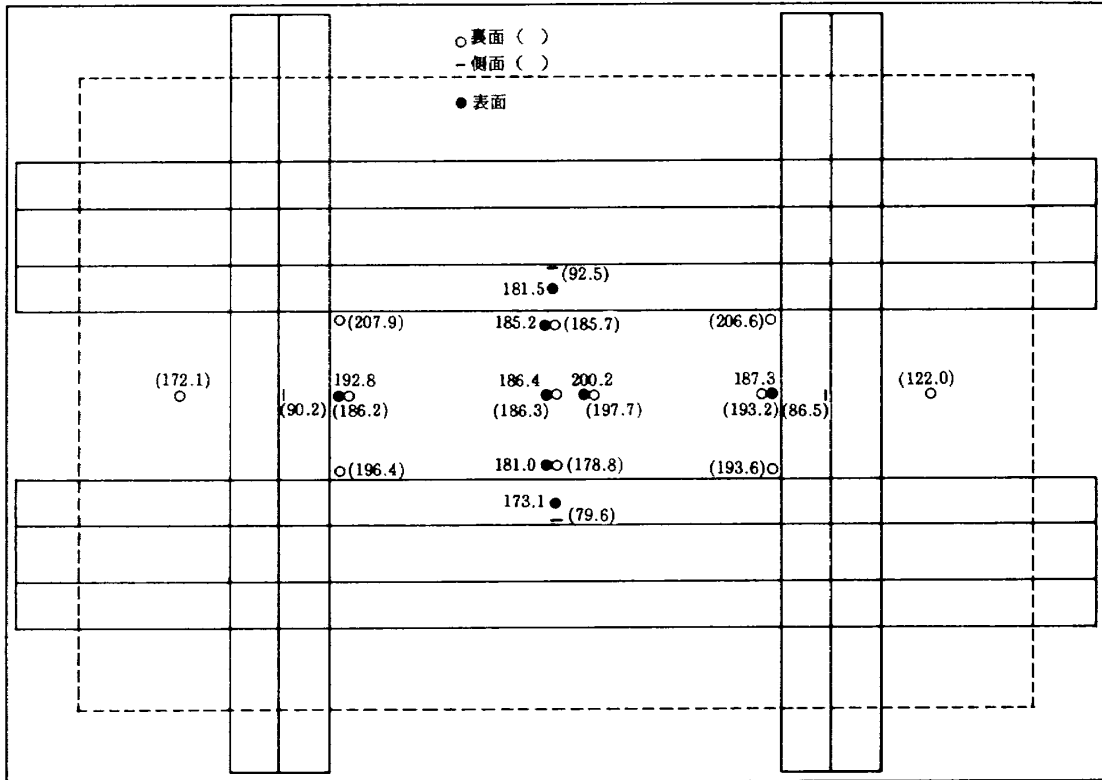


図 15 (b) 温度分布, 供試体 C (T#8 = 200.2°C)

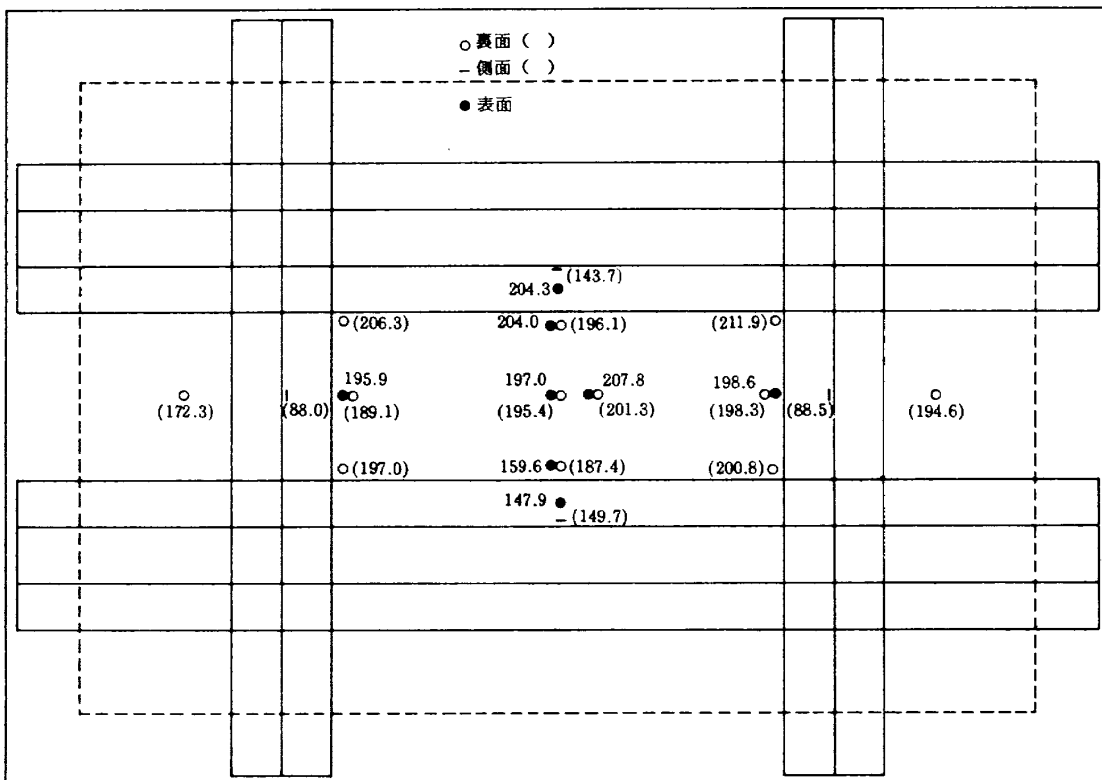


図 15 (c) 温度分布, 供試体 D (T#8 = 207.8°C)

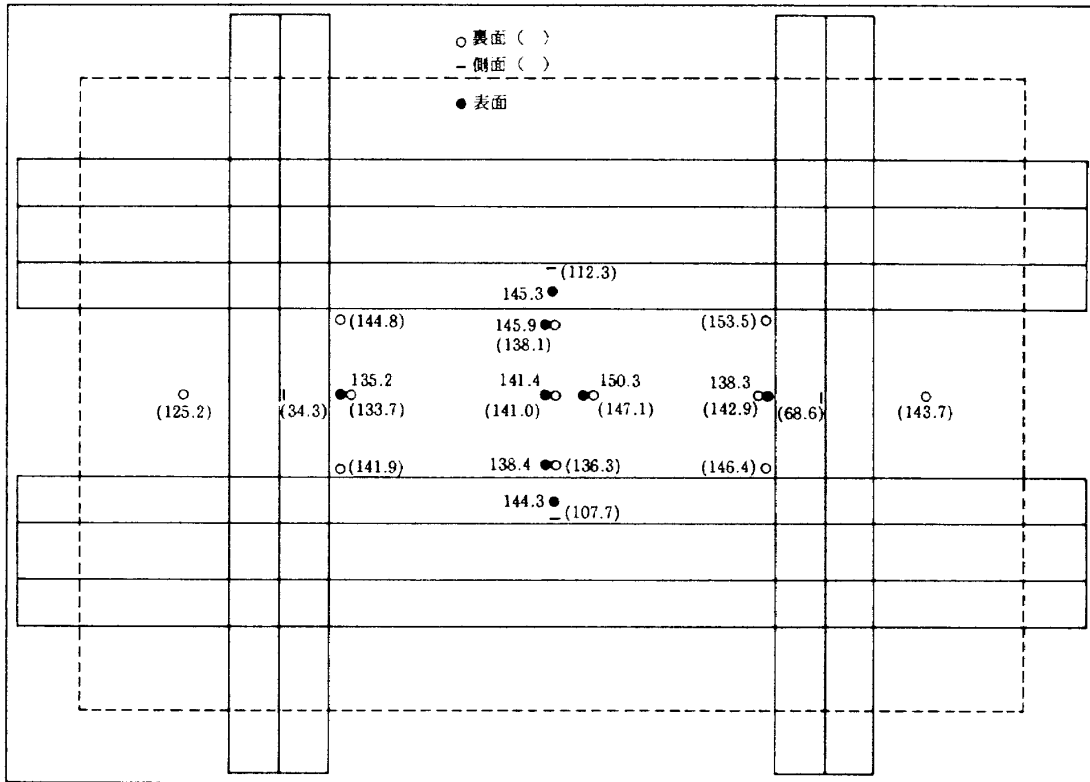


図 15(d) 温度分布, 供試体 A (T#8 = 150.3 °C)

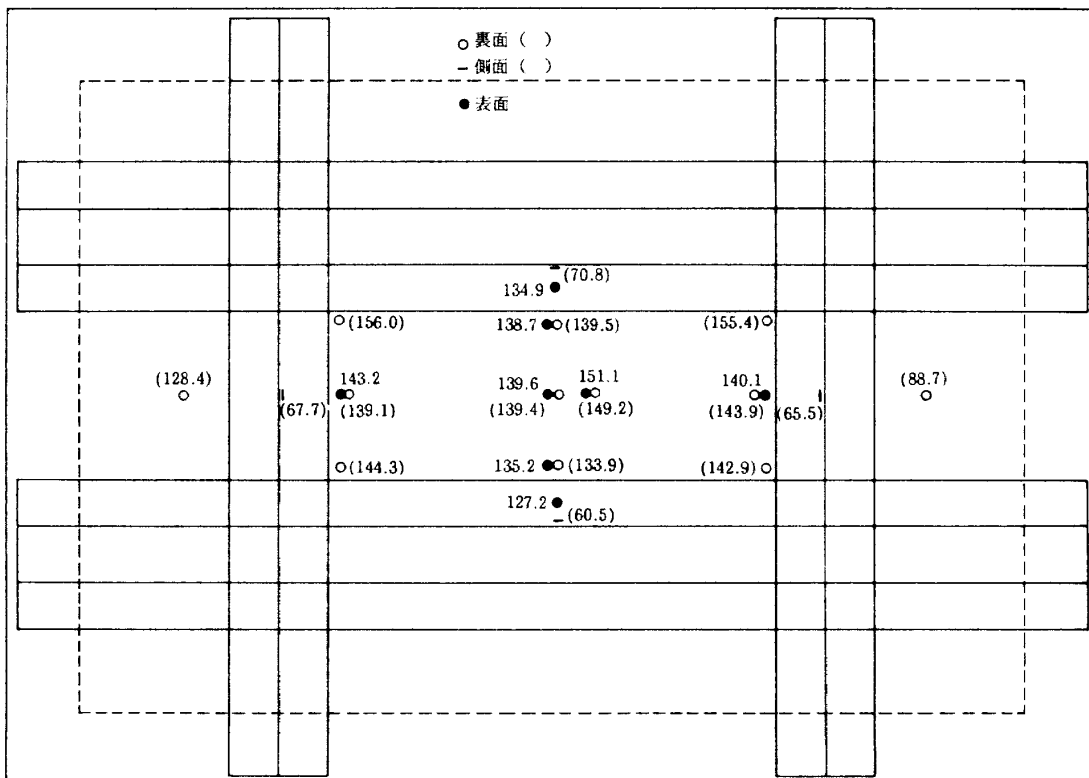


図 15(e) 温度分布, 供試体 C (T#8 = 151.1 °C)

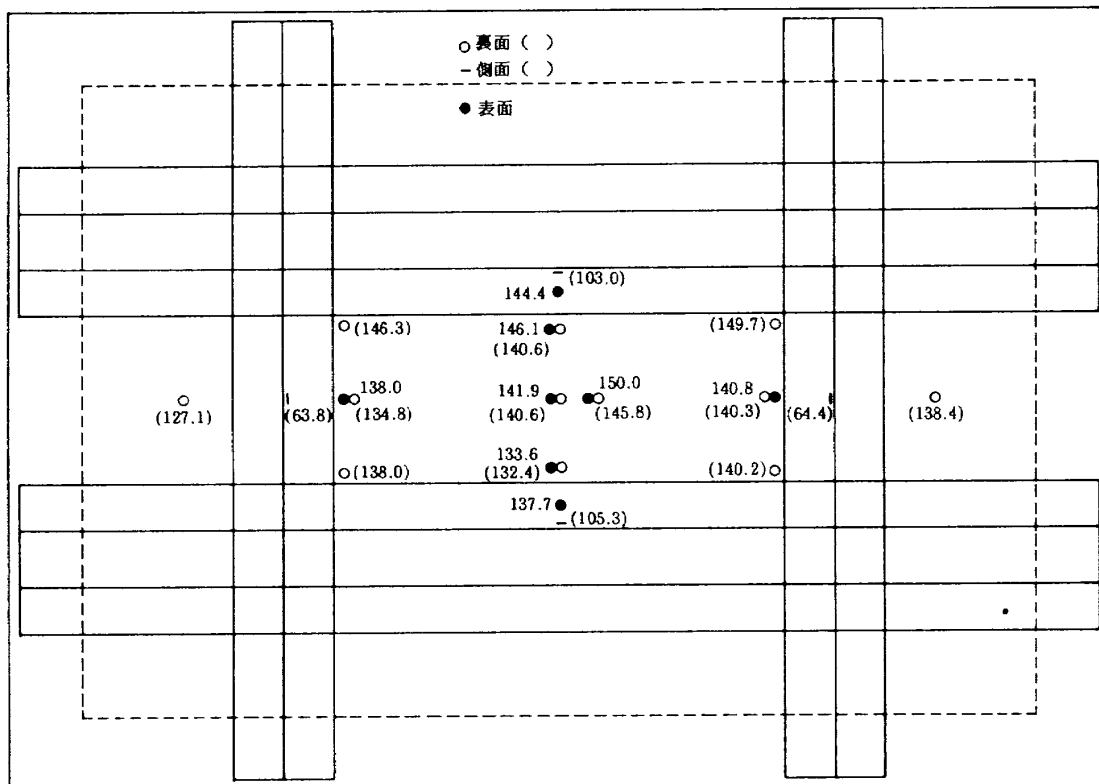


図 15(f) 温度分布, 供試体 D (T#8 = 150.0°C)

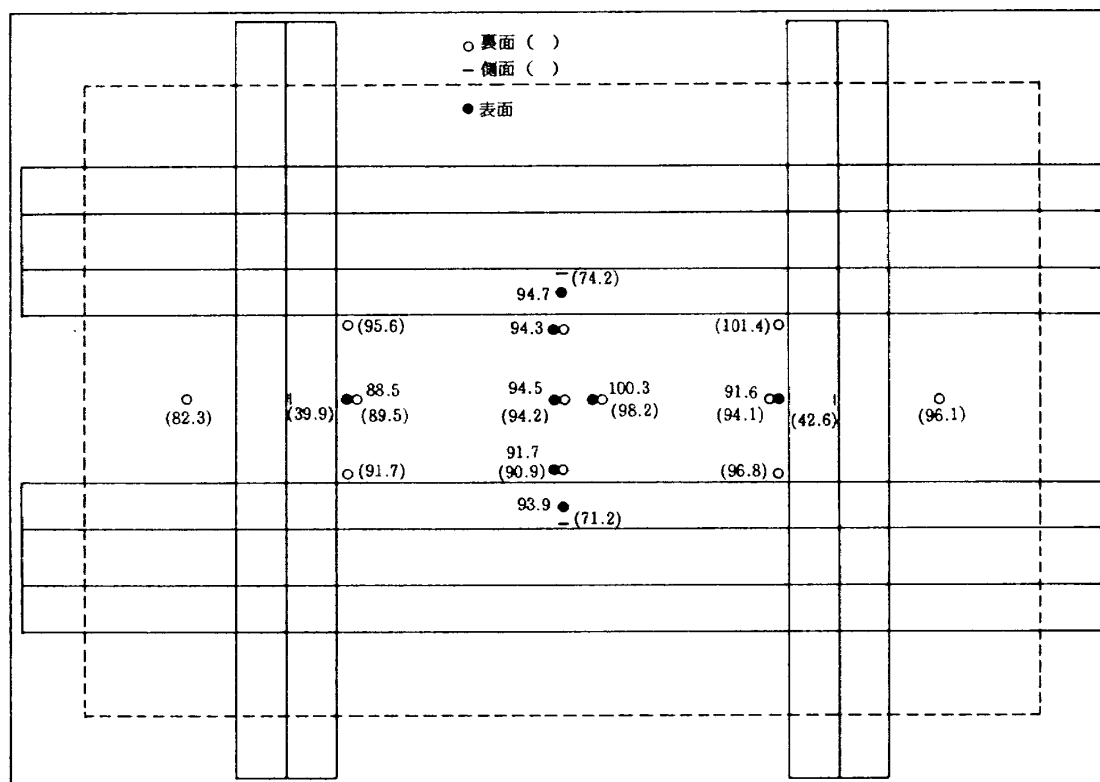


図 15(g) 温度分布, 供試体 A (T#8 = 100.3°C)

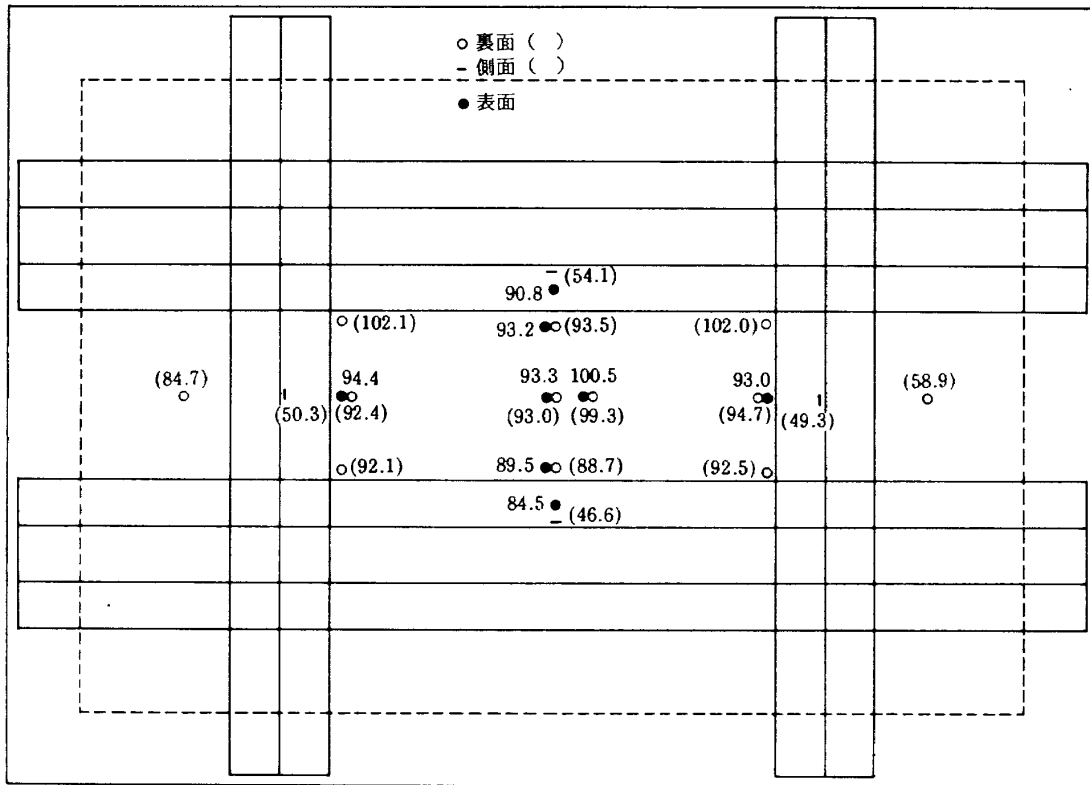


図 15(h) 温度分布, 供試体 C (T#8 = 100.5 °C)

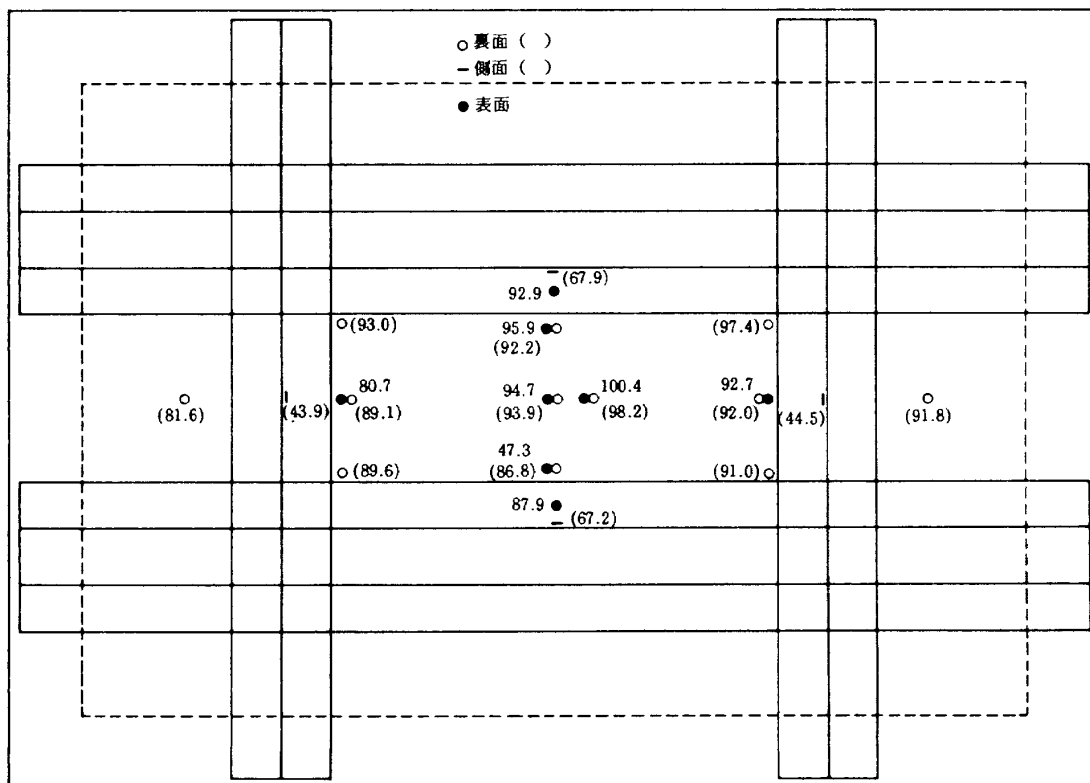


図 15(i) 温度分布, 供試体 D (T#8 = 100.4 °C)

度に対してプロットしたものを図 16 に示す。図より、肋骨材は、供試体 A の方が、供試体 D よりも温度差が大きく、縦通材では逆になった。標定部外板の厚さが異なる以外、構造的には同一であり、理想的に加熱されたとすれば、板厚の厚い供試体 A の方が、肋骨材及び縦通材共に、供試体 D より温度勾配が大きくなると考えられる。しかし、供試体 D の縦通材は、そのようになっていない。この理由として、外板と縦通材の接触面の熱による変化が考えられる。即ち、板厚の厚い供試体 A は、外板の剛性が高く、その動きに、縦通材を合せられ、接触面の状態を一定の保ち得たが、供試体 D では、外板の動きと、縦通材の動きが一致せず、非接触面が生じたため、熱流が減少し、縦通材の温度が、供試体 A より低くなり、従って温度勾配は大きくなったと推定される。肋骨材は、図 3 に示したように、開断面を持ち、捩り剛性は、縦通材より小さい為、どちらの供試体の外板の動きにも追従でき、接触面の状態が同一であった為、温度勾配に大きな差が出なかったと推定される。

供試体 D の T#8 = 100℃～150℃ に対する肋骨材の温度差（図 16 中●印で示す）の変化は、後述する供試体 D の T#8 = 100℃～150℃ の面外変位の変

化（図 23 参照）に符合しているようであり、外板の剛性の違いによる接触面の変化が、温度勾配の逆転した原因であるとの推定を補足していると考えられる。しかし、具体的資料が無く、単に、今回使用した供試体の製作上のバラツキによるものであるかも知れず、今後、検討を要する課題である。

供試体 C についても、補強材と T#8 の温度差を求め図 17 に示す。図より、縦通材と肋骨材の T#8 に対する温度差、ほとんど無いことが解る。また、温度差の値そのものは、供試体 A、D の肋骨材とほぼ同一であった。このことから、供試体 C は、供試体 A、D と同様な熱環境であったことが解る。

加熱を受けた供試体標定部に熱座屈が生ずるかどうかを調べた結果を示す。座屈検出のために、表裏一對の歪みの量を温度に対して追跡し、板の中立面の歪み（ここでは、近似的に、表裏の歪み量の算術平均を取る）の挙動を見た。図 18(a), (b), (c) に供試体 A の歪み挙動を示す。標定部中央の歪み（SG#1, SG#8）は、図 18(a) に示すように、表面（SG#1）では、温度上昇と共に圧縮側に増加して行くだけであり、一方、裏側（SG#8）では、120～130℃ 迄は、圧縮歪みが増加して行くが、それ以上になると減少を始め、160℃ になると引張歪みとなる。表

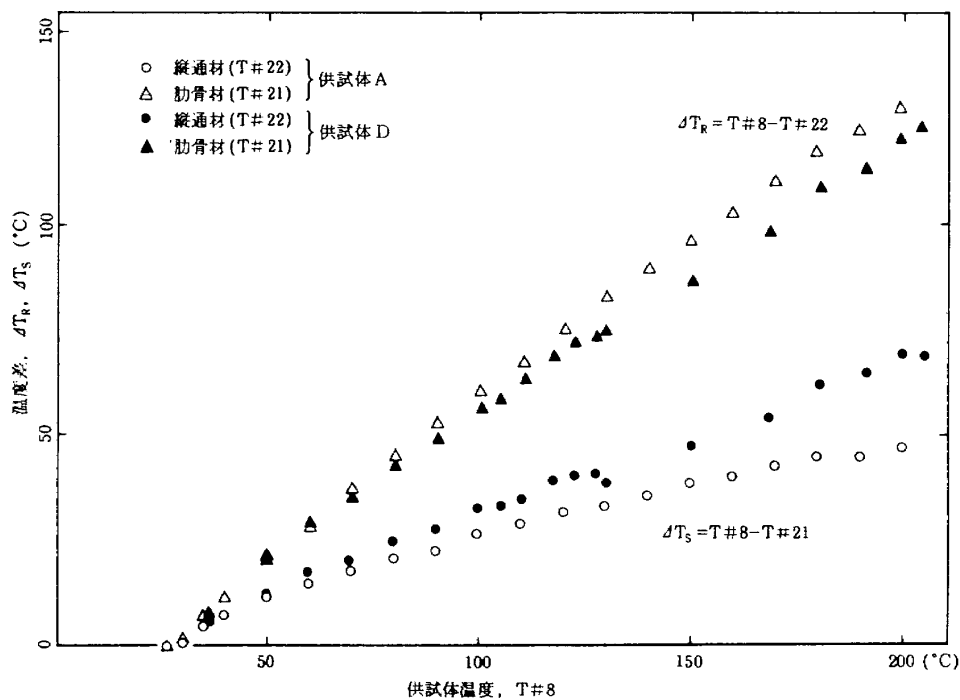


図 16 補強材と標定部の温度差（供試体 A, D）

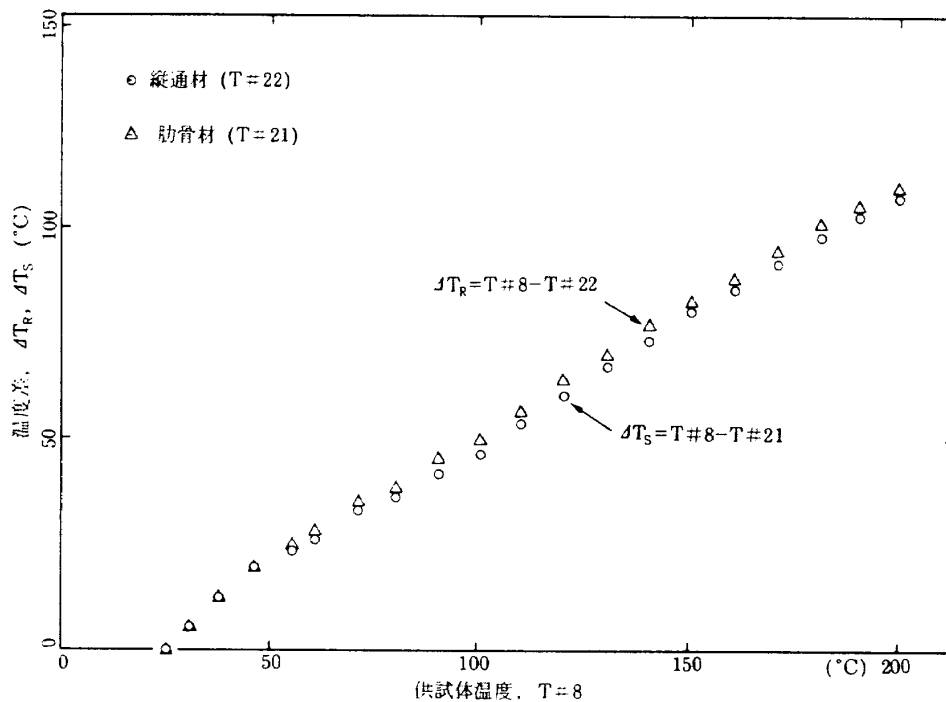


図 17 補強材と標定部の温度差 (供試体 C)

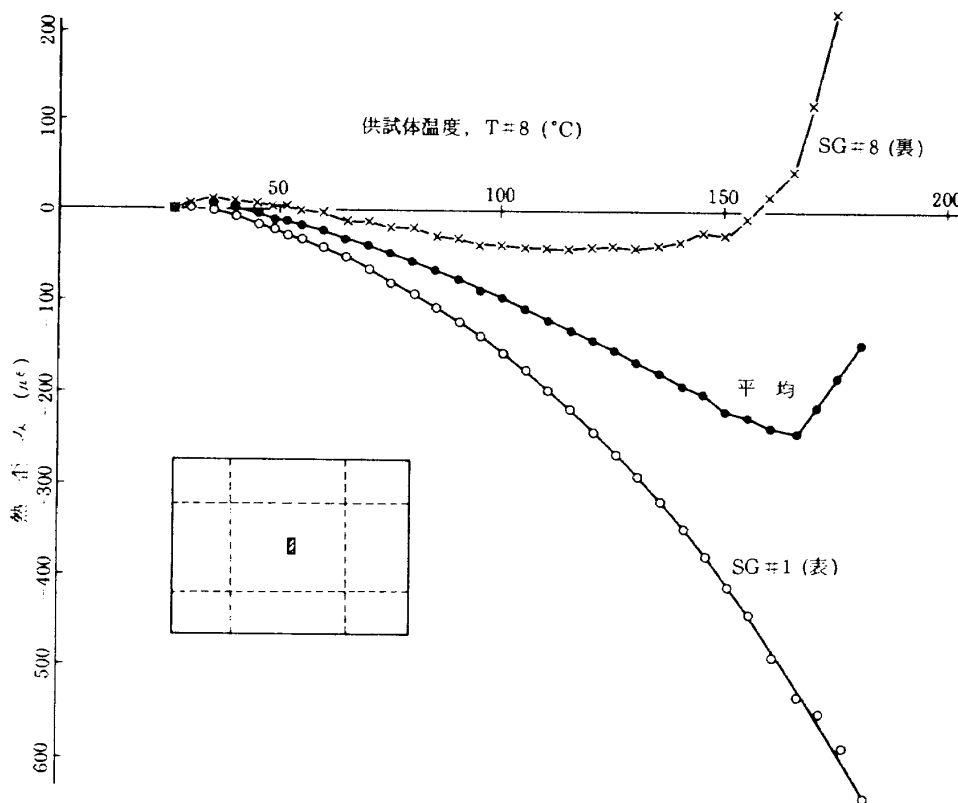


図 18(a) 熱歪み, 供試体 A 中央短辺方向

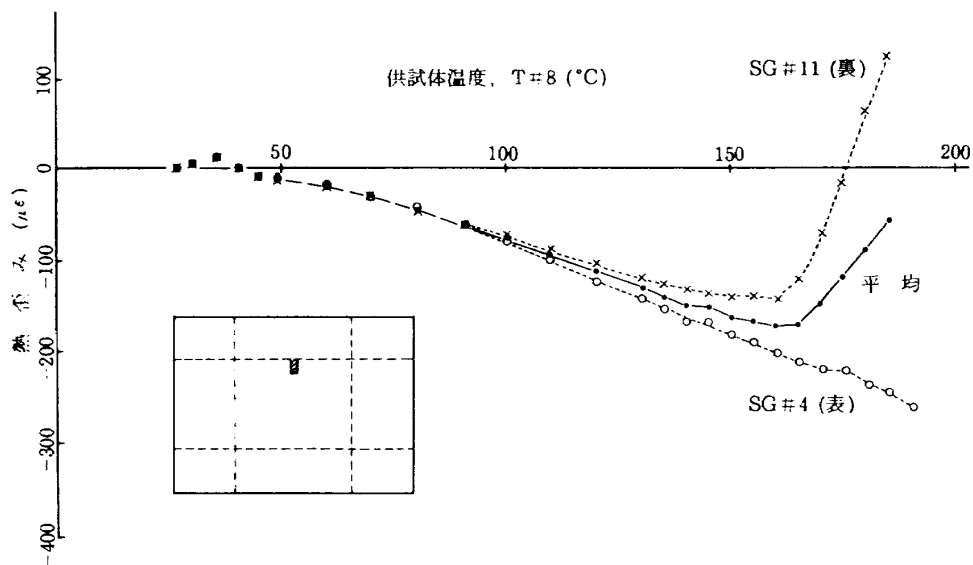


図 18(b) 熱歪み, 供試体 A 短辺方向

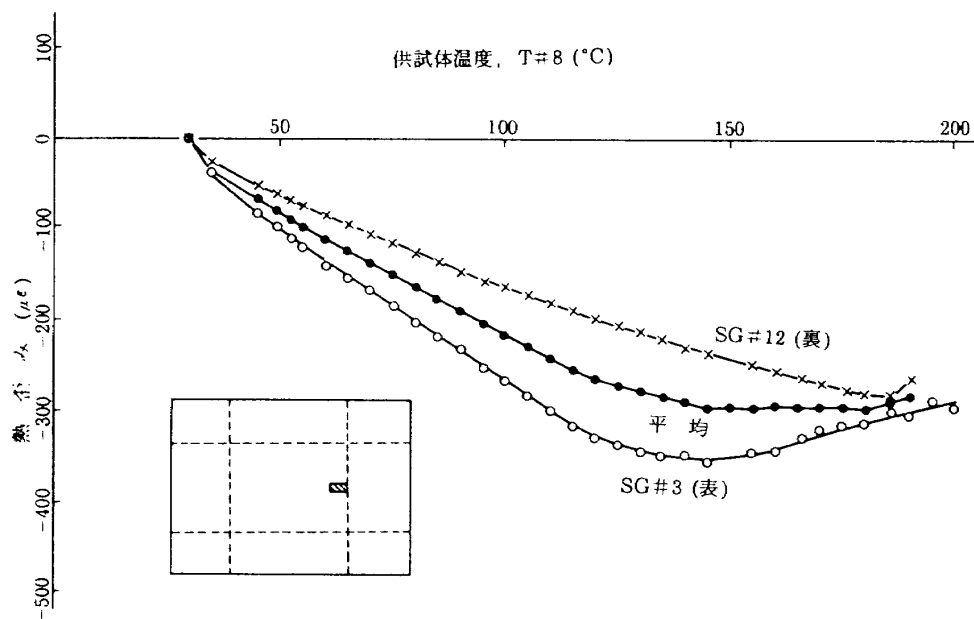


図 18(c) 熱歪み, 供試体 A 長辺方向

裏の歪みの平均値は、160℃までは、ほぼ直線的に圧縮歪みが進行し、165℃においてピークとなり、それ以上の温度では、圧縮歪みが減少を始める。

以上、供試体 A の標定部中央の表裏の温度に対する歪み挙動を示したが、他の供試体においても基本的には、同様な歪み挙動を示す。このことは、本供試体標定部の座屈は、いわゆるオイラー型の座屈では無いと言える。即ち、供試体標定部自身の構造的

な非対称性、初期不整、残留応力、温度分布の不均一等々の要因のため、供試体は、座屈前でも面外変形を起こし、表裏面の歪みの値が異なることになる。このようにオイラー型の座屈をしない場合の座屈点の決定法としては、表裏面歪みの平均値が、明らかに直線から外れる点を取ると良い。³¹⁾

この定義に従うと、図 18(a). (b)では、座屈温度は、約 160℃となる。しかし、図 18(c)では、120℃

145℃で、平均歪みの温度に対する傾きが変化しており、明確に、座屈温度を決定するのは困難である。しかしながら、供試体 A においては、図 18 (a), (b) に示したように、標定部短辺方向の歪み挙動において、明確な座屈の特徴を示していること、及び、図 18 (c) に示す。長辺方向歪み挙動にも座屈の傾向が見られていることから、1 次の座屈形（長辺方向半波数 $m = 1$ ，短辺方向半波数 $n = 1$ ）で座屈したと考えられる。

図 19 に、供試体 A の面外方向変位を示すが、熱負荷を与えた時点から、面外変形が存在し、温度上昇と共に増加している。そして、160℃付近で不連続となり、再び増加を続けている。この図からも、座屈温度 $T_c = 160^\circ\text{C}$ が確認される。なお、120℃、145℃付近では、変位に明らかな変化がなく、図 18 (c) で見られた平均歪みの変化と対応しない。

供試体 C の歪み挙動を、図 20 (a), (b), (c) にそれぞれ示す。供試体 A の歪み挙動とは様子が異なり、図 20 (a), (b) では、温度上昇と共に引張歪みが発生した。また、図 20 (c) では、一旦引張歪みが発生した後、圧縮歪みに変化した。しかし、平値歪みの軌跡は、明確な座屈点を示さなかった。

標定部短辺方向の歪み（図 20 (a), (b) 参照）は、表裏とも、200℃までの加熱で、引張歪みとなった。この理由としては、供試体 C は、曲率を持つため、その中央は固定治具架台面から約 160mm 張出しており、供試体に取り付けた固定用の半月形鉄板は、一種の片持梁のようになり、曲げ剛性の不足から供試体の熱膨張を拘束できなかったのではないかと考えられる。一方、標定部長辺方向は、直接固定架台に取り付けられており、ある程度の伸びを許した後は、それを拘束することが出来、圧縮歪みを発生したと考えられる。

図 21 に、供試体 C の面外方向変位を示す。供試体 A の場合のように、明らかな変化は無く、おおむね、一本の曲線と考えられる。

以上、図 20, 21 に示した如く、供試体 C は、200℃までの緩加熱では、熱座屈の発生は無かったと考えられる。その理由としては、供試体治具の剛性不足と考えられるが、一層の検討を要する。

図 22 (a), (b), (c) に、供試体 D の歪み挙動を示す。T#8 = 105℃で、SG#5 - SG#10（図 22 (c) 参照）、T#8 = 110℃で SG#2 - SG#9（図 22 (a) 参照）、T#8 = 115℃で、SG#4 - SG#11（図 22 (b) 参照）

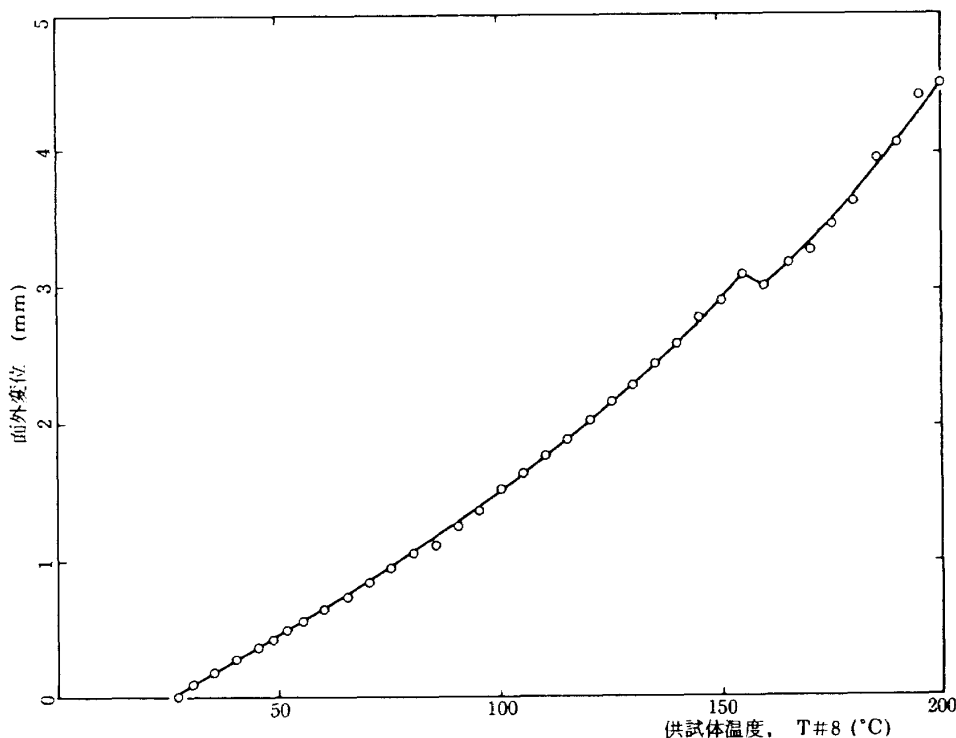


図 19 供試体 A 面外方向変位

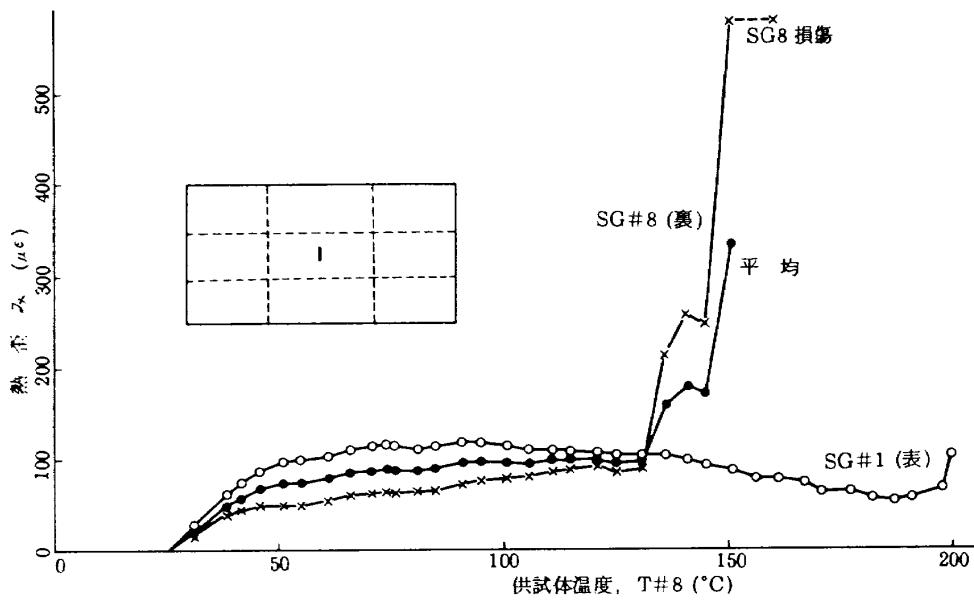


図 20(a) 熱歪み, 供試体 C 中央短辺方向

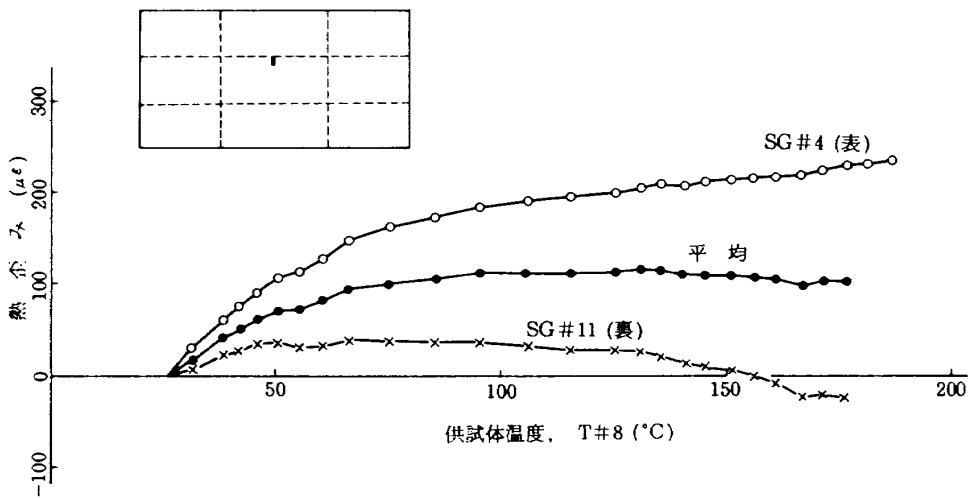


図 20(b) 熱歪み, 供試体 C 短辺方向

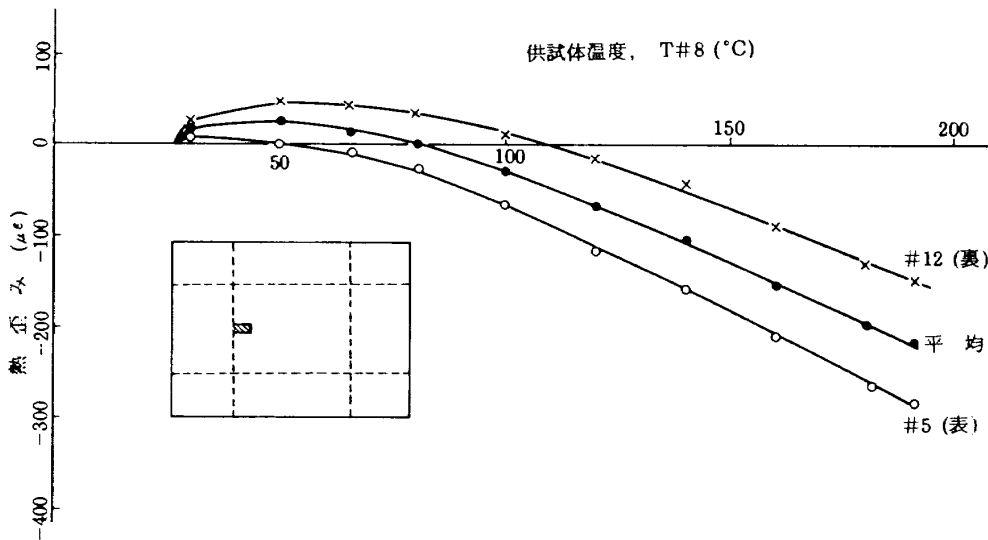


図 20(c) 熱歪み, 供試体 C 長辺方向

の平均歪みに変化が起こり、 $T\#8 = 130^\circ\text{C}$ で、供試体裏側に取付けた、SG#9、#10、#11が異常な値となり、また、 $T\#8 = 208^\circ\text{C}$ ですべての歪みゲージの平均歪みに明確な変化が発生した。目視によれば、座屈形は、 $T\#8 = 105^\circ\text{C}$ で、二次 ($m=2, n=1$) の座屈形が発生し、 $T\#8 = 130^\circ\text{C}$ で、二次

の座屈形の位相が逆転し、 $T\#8 = 208^\circ\text{C}$ で、一次 ($m=1, n=1$) の座屈形となった。

図23に、供試体Dの面外変位を示した。 $T\#8 = 165, 180^\circ\text{C}$ で測定値に変動が出たものの、歪み挙動、及び、目視による座屈形の判定を十分に裏付ける結果を示している。

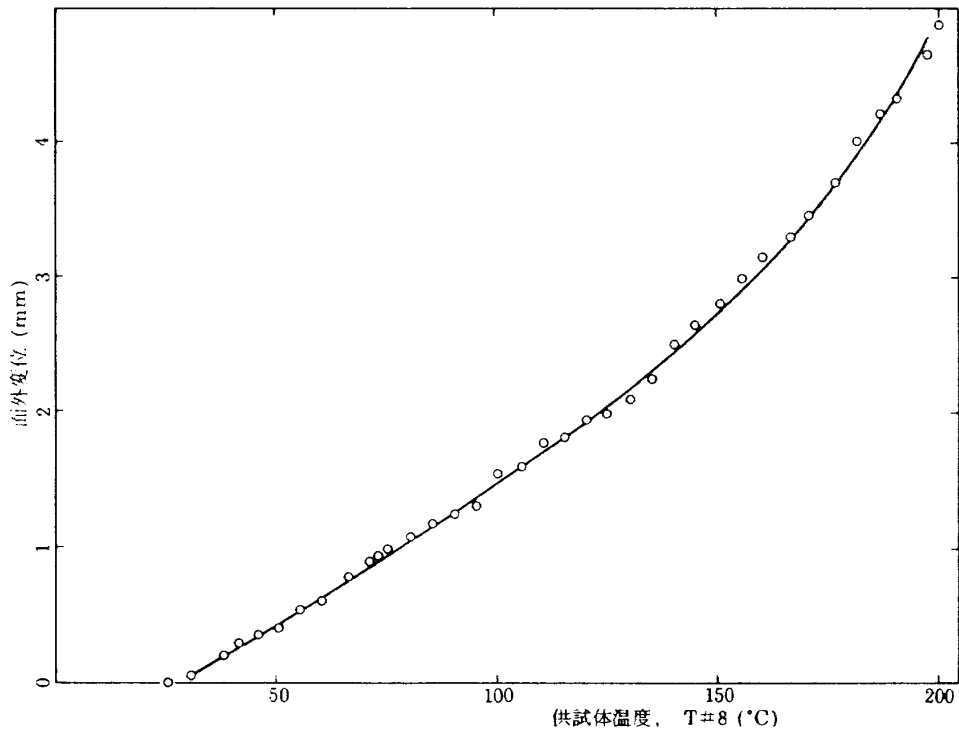


図21 供試体C面外方向変位

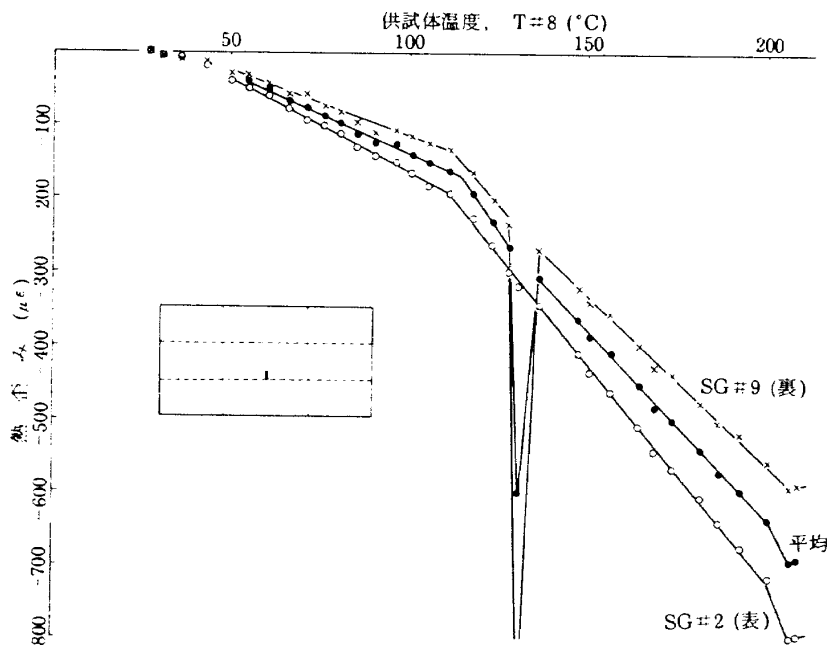


図22(a) 熱歪み, 供試体D短辺方向

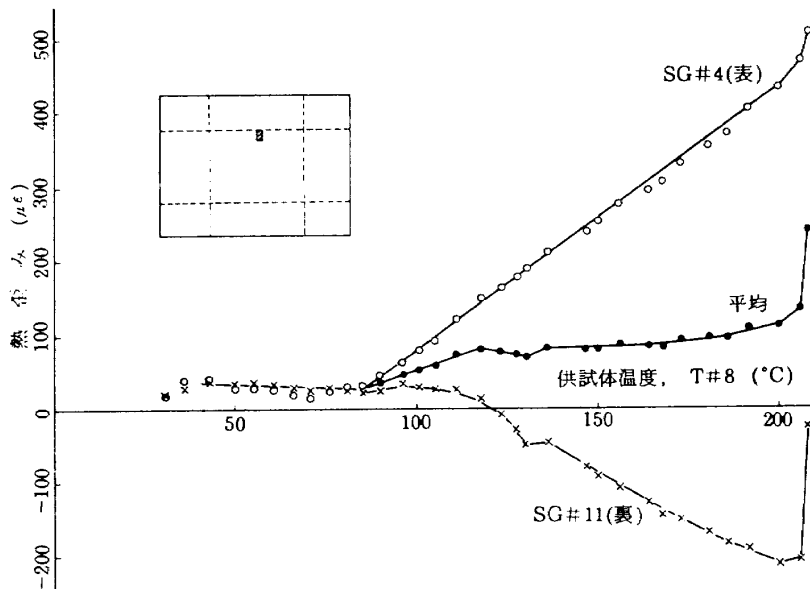


図 22(b) 熱歪み, 供試体 D 短辺方向

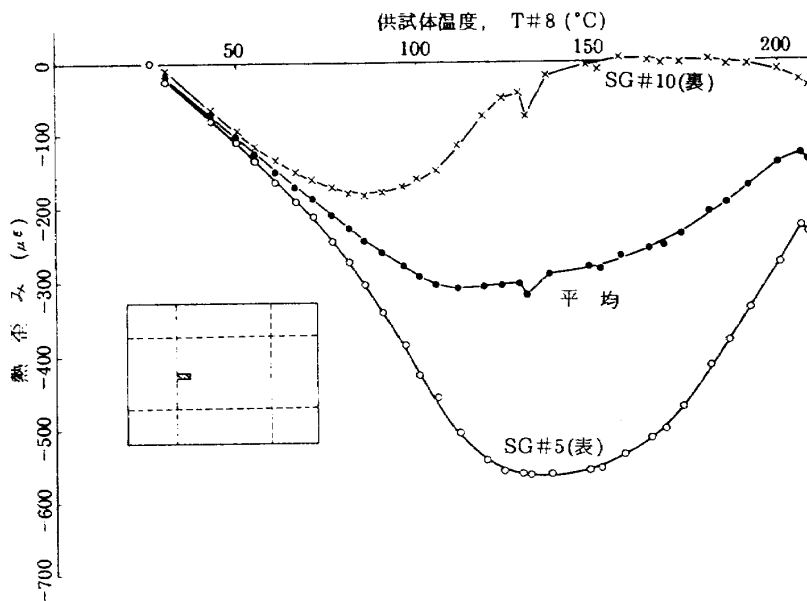


図 22(c) 熱歪み, 供試体 D 長辺方向

以上, 供試体 A, C, D の標定部に対する静加熱試験の結果から, 平均歪みと面外変位の変化が明確で, かつ, それらの対応がとれている温度を各々の供試体標定部の座屈温度と定めて, 表 7 に示す。

試験全体についてみると, ほぼ, 座屈温度は, 正確に把握できたと言えるが, 座屈形については, 目視以外に簡単に知る方法はなく, 僅かな面外変位を目視で検出するのは困難であり, また, 正確さも劣る。座屈形を定量的に測定することは, 今後の課題

表 7 供試体標定部熱座屈特性

供試体	熱座屈温度	備考
A	160 °C	1次 ($m=1, n=1$)
C	200 °C 以上	座屈発生せず
D	105 °C	2次 ($m=2, n=1$), 130 °C で位相反転
	208 °C	1次 ($m=1, n=1$)

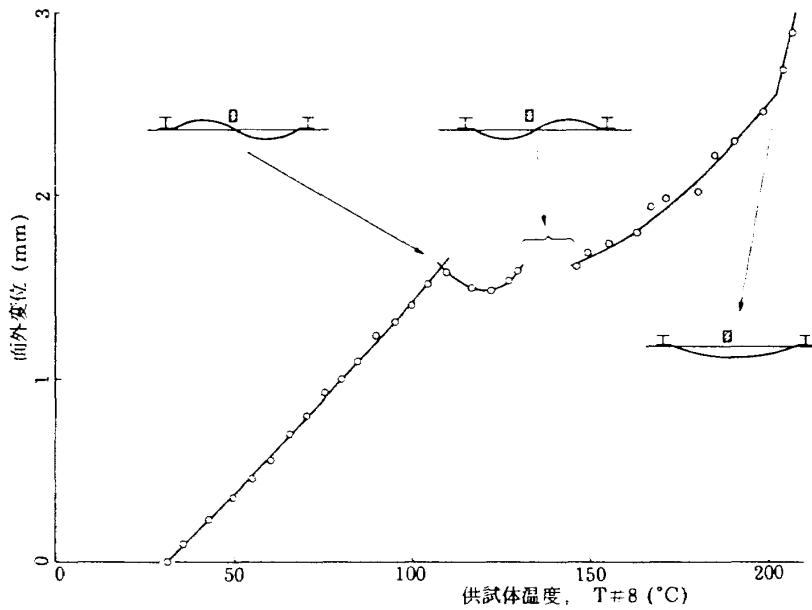


図 23 供試体 D 面外方向変位

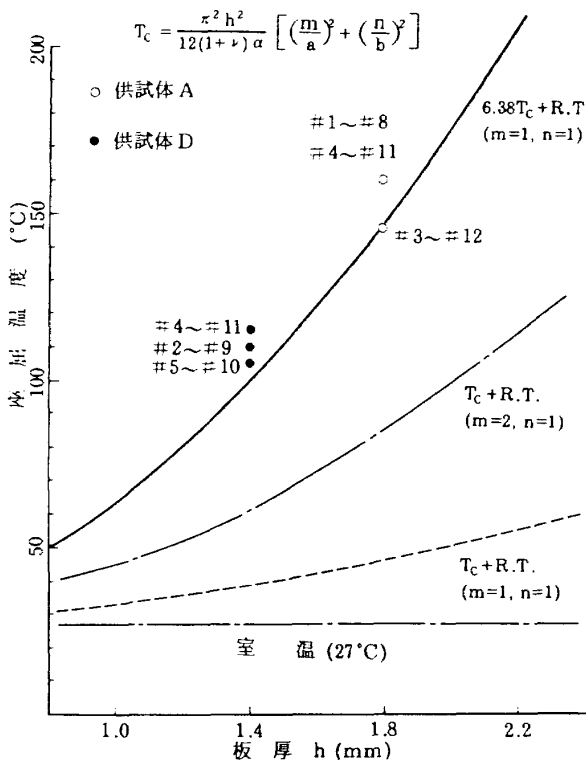


図 24 平板構造標定部熱座屈特性

である。

供試体 A, D に取付けた歪みゲージから求めた最低次の座屈温度を、板厚に対してプロットすると図 24 のようになる。図中の点線、一点鎖線及び実線は、以下に示す手順で求めた。

周辺単純支持の板 (板厚は b) に、図 25 に示す σ_x ,

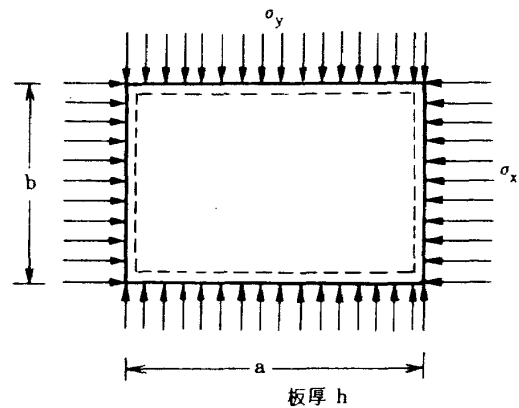


図 25 平板座屈モデル

σ_y の圧縮応力が掛った場合の座屈応力 σ_{xk} , σ_{yk} は

$$\sigma_{xk} \cdot \frac{m^2}{a^2} + \sigma_{yk} \cdot \frac{n^2}{b^2} = \frac{E\pi^2 b^2}{12(1-\nu^2)} \cdot \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)^2 \quad (1)$$

で表示される¹⁰⁾。今、板が一様に加熱され、温度 T_c で座屈したとすれば、その時の熱応力は、線膨張係数を α 、ヤング率を E 、ポアソン比を ν とし、微小変形であれば

$$\sigma_{xk} = \sigma_{yk} = \alpha T_c E / (1 - \nu) \quad (2)$$

となる。(2)式を(1)式に代入すれば

$$T_c = \frac{\pi^2 b^2}{12(1+\nu)\alpha} \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right) \quad (3)$$

となる。ただし、 m は、 x 方向半波数、 n は y 方向半波数である。

(3)式に、標定部リベット間寸法、 $a = 269\text{mm}$ 、 $b = 116\text{mm}$ を入れ、 $m = n = 1$ として、室温を加えたものが、図24の点線であり、 $m = 2$ 、 $n = 1$ としたときの T_c が、一点鎖線である。ただし、 $\alpha = 9.45 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ 、 $\nu = 0.34$ とした。

一方、スキン=ストリンガー構造の外板が、外板側から加熱されたときの座屈温度は、(1)式で、 $m = n = 1$ として求めた T_c の6.38倍になるという報告¹⁶⁾がある。そこで前述の定数を(1)式に代入し、座屈温度 T_{exp} を計算すると

$$T_{exp} = 6.38 T_c + RT = 36.6 b^2 + RT \quad (4)$$

となり、図24の実線で示すように、板厚に対して二次曲線となる。

供試体Aの熱座屈は、 $T\#8 \approx 160^\circ\text{C}$ で1次の座屈形が最初に現れ、座屈温度も(4)式と良い一致を示した。また、供試体Dの熱座屈は、 $T\#8 \approx 105^\circ\text{C}$ で目視によれば、二次の座屈形が現れたが、これを初期変形、残留応力等に起因するものと考え、座屈形を度外視して、最低次の座屈温度を示すと考えれば、(4)式とも良い対応を示す。

結論として、図24で示したスキン=ストリンガー構造の最低次の座屈温度は、(4)式で精度良く推定できることが判明した。なお、 T_{exp} の計算には、リベット間寸法を採ったが、標定部の寸法として種々の値が考えられ、その場合の、 T_{exp} の値を、表8に示す。表より解るように、標定部寸法として、リベット間寸法を彩ると、 T_{exp} と実験値が良い対応を示すことが判る。

供試体A、Dの標定部の熱座屈形について、単純な検討を行ったので付録3に示す。

表8 標定部寸法と座屈温度の関係

供試体	A	D
試験結果	160 °C	105 °C
補強材間 (300×170 ^{mm})	96.2	64.1
リベット間 (268×116)	145.5	98.7
補強材端間 (244×92)	208.2	136.6

5. 動応答試験

供試体A、C、Dについては加熱し、B、Eについては非加熱で音響加振し、標定部の歪み応答を計測した。試験の主目的は、次のとおりである。

- ① 計測した歪み特性の分析と、オイル=キャニング（飛び移り振動）が発生したか、否か、を判定する。
- ② 標定部の応答を数値解析し、計測結果と比較、その有効性を把握する。

§5-1 試験方法

供試体を治具に固定し、進行波管の一方の壁面に、音波の進行方向と平行に装着する（図26参照）。他の壁面に取付けた加熱ランプで供試体を外板側から加熱し、適当な温度で熱平衡に達したとき音響加振し、歪みの計測を行った。図27(a)、(b)に、供試体、加熱ランプ、マイクロホンの配置概略図を示す。試験は、供試体A、BとD、Eに組分けして、2個1組で行った。そのとき、供試体A、Dのみ加熱されるように注意を払ったが、多少供試体B、Eも、加熱される恐れがあるため、供試体B、Eの加熱ランプに近いベイの温度をモニターした。

供試体Cは、単独で加熱した。

次に、音響負荷の特性を図28に示す。図中、直線の組合せで示した台形状のスペクトルは、実機エンジン地上試験で計測されたもので、このスペクトルに近い音響負荷を、実験室で再現したいという意味で、目標スペクトルと呼ぶ。しかし、当所の音響試験装置で出せる音響は、図中、NAL音響疲労装置と表示したように、70～150Hzでは、目標スペクトルを満足するものの、高周波側及び低周波側では、装置の能力不足が大きい。このため70～150Hzのスペクトルを、目標スペクトルより多少高めにして、全音圧(O.A.SPL)を合わせるようにして実験を行った。

温度条件は、供試体A、C、Dについては、室温(R.T.)、50°C、100°C、150°Cとし、供試体B、Eについては、前述したように加熱は行わない。これら温度データは、静加熱試験の項で述べた方法と同一の方法で記録した。

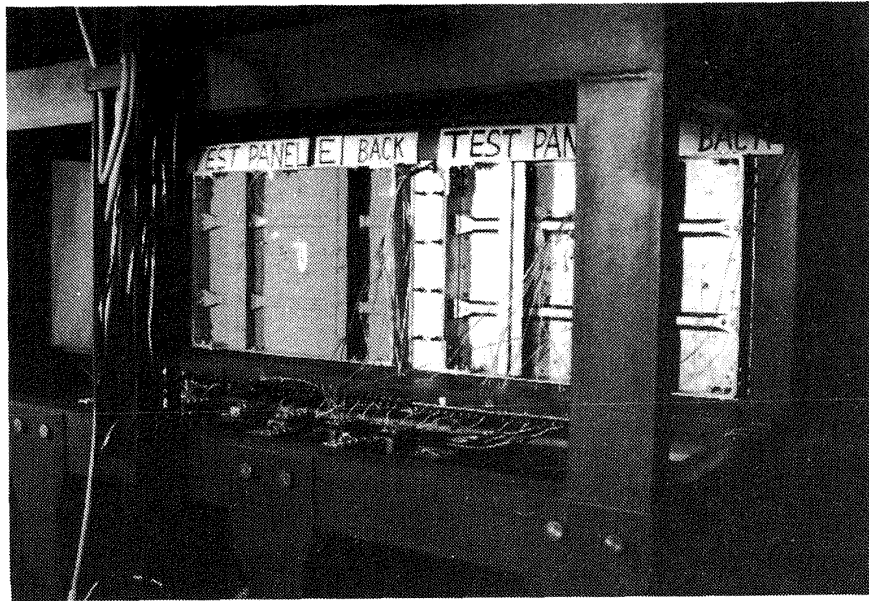


図 26 供試体取付状況

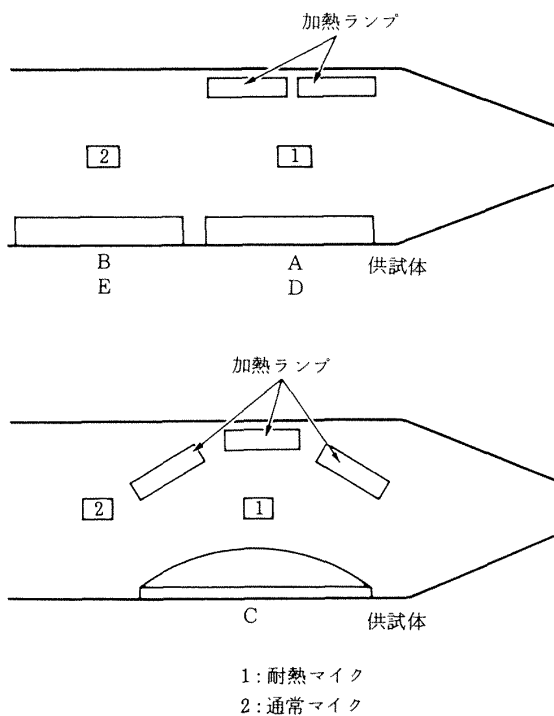


図 27 供試体と加熱ランプ配置概略

また、音響負荷と歪み出力は、データレコーダ (SANGAMO 社 / 3600 型, 14cH, 及び TEAC 社, R-410 型, 4cH) で記録した。

データの記録時間は、約 20 ~ 25 秒間であり、その間に、供試体温度が変動することは無いと考えられるが、念のためデータ収集直前と、直後に温度を計測し、その間に温度の変動があれば、時間に対し

て、直線補正をした。

一旦、データレコーダに記録されたデータは、時間間隔 $\Delta t = 0.2$ m秒で A-D 変換し、歪みは、温度補正し、一つの現象につき、4096 点をサンプリングし、FACOM-230-75 計算機を使用して、スペクトル、相関関数、瞬時値分布、極値分布を求めた。

§ 5-2 試験結果

図 28 に示した音響を負荷したときの歪み応答スペクトルを求める。

供試体 A の SG#9 の応答歪みスペクトルを図 29 に示す。温度は、室温 100°C, 150°C とした。スペクトルの形状は、温度の上昇にもあまり影響を受けず、ほぼ、相似形を保っている。しかし、15~40Hz の間では、温度上昇と共に、緩やかなピークの発生が見られた。図中、 ϵ_{RMS} , $\bar{\epsilon}$ は応答歪みの二乗平均平方根、(以後、RMS 値と記す) 及び、平均値を示す。

供試体 A の標定部の一次固有振動数は、振動特性試験の結果から、423~605Hz の間にあると考えられ、応答歪みのスペクトルも、その間で、高いピークが出るものと予想されたが、この周波数範囲での加振力が低いこともあって、顕著なピークは生じていない。

全体的に見れば、音響スペクトルと同じような形

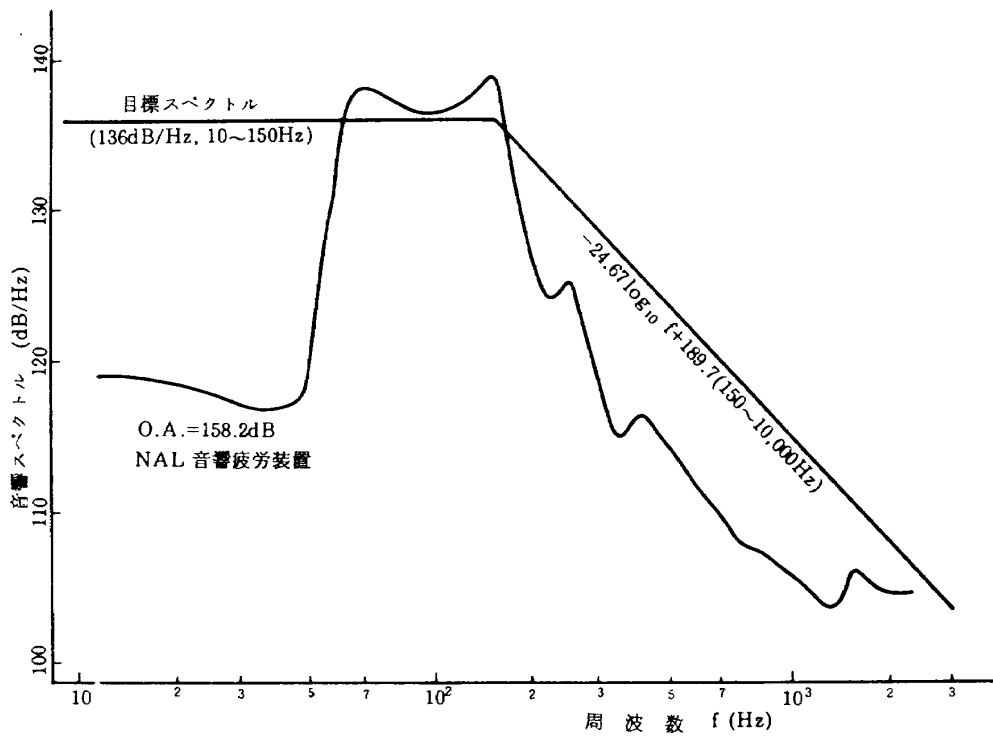


図 28 目標音響スペクトルと負荷音響スペクトル

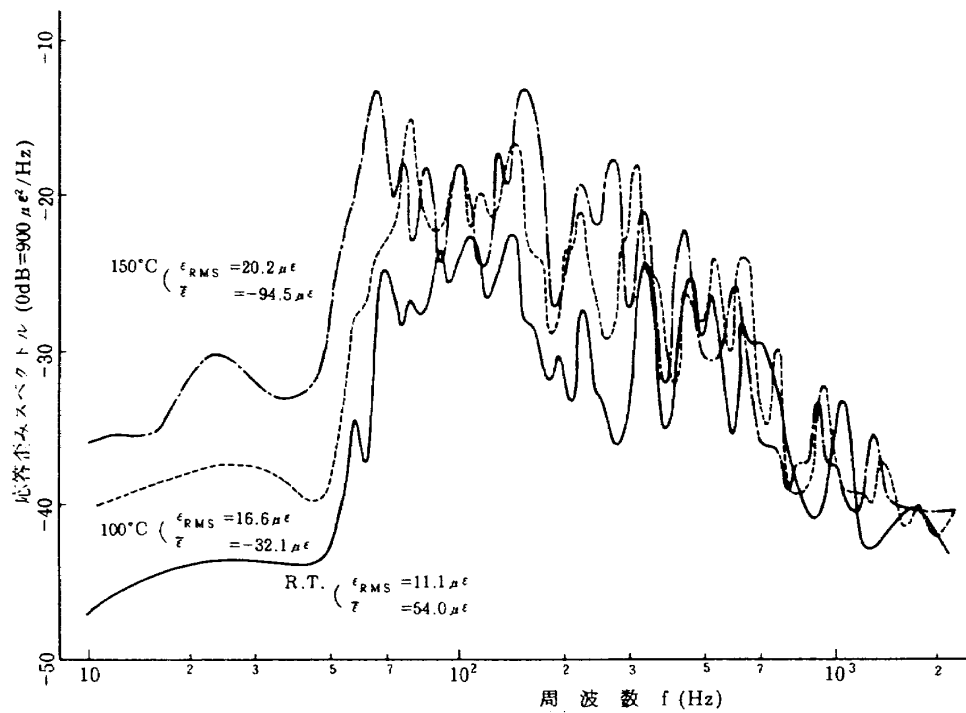


図 29 応答歪みスペクトルの温度による変化 (供試体 A, SG#9)

状となった。T#8 = 150°Cにおける、供試体 C, Dの、また、室温における供試体 B, Eの応答歪みスペクトルをそれぞれ、図 30 (a), (b)に示す。いずれも、定性的には、先に示した供試体 A の特性と違いはない。

図 31 に、供試体 A の SG#9 の温度上昇に対する、応答歪みの $\bar{\epsilon}$ 、 ϵ_{RMS} の変化を示す。 $\bar{\epsilon}$ は、温度の上昇と共に、引張から圧縮へ、 ϵ_{RMS} は、増大した。

いずれの変化も直線的である。このことは、温度上昇により圧縮歪みが発生、増大し、標定部の面外剛性が低下したために、 ϵ_{RMS} が増大したと予想される。

この面外剛性の低下は、70Hz 以下のパワーの小さい音響負荷にも標定部が応答し、図 29 で示したように、15~40Hz 間の、応答歪みスペクトルに緩やかなピークを発生せしめたものと推定される。こ

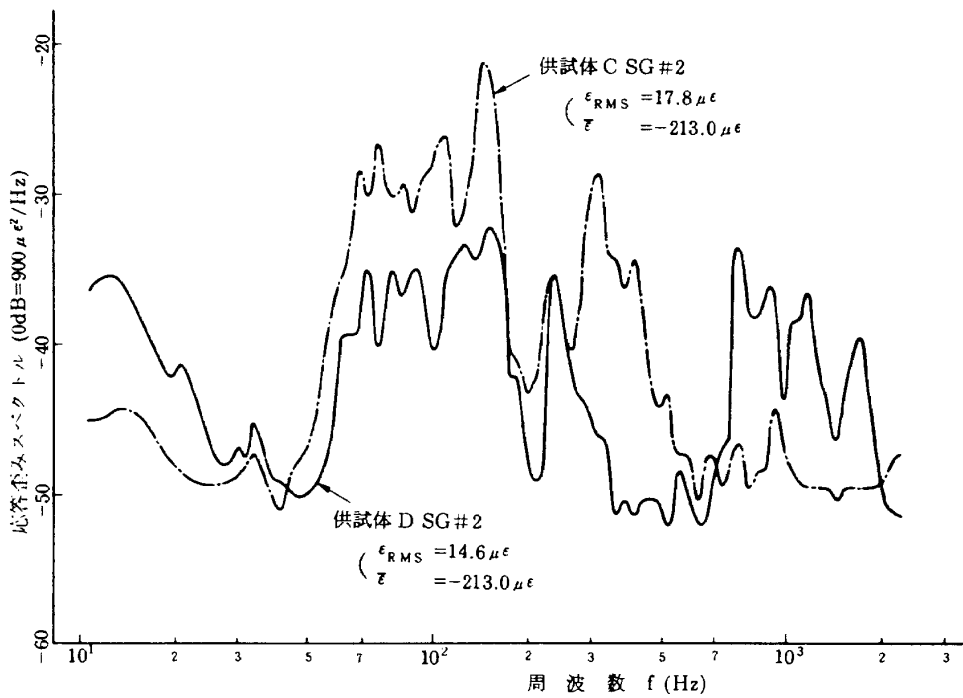


図 30 (a) 応答歪みスペクトル (T#8 = 150°C)

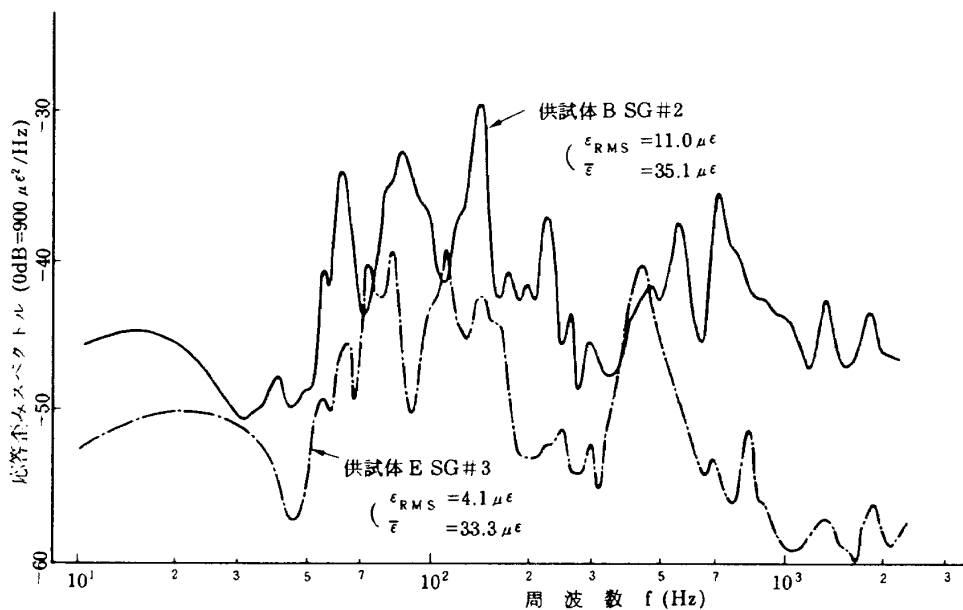


図 30 (b) 応答歪みスペクトル (室温)

ここで、温度の上昇は、当然、材料定数の変化を引き起こす。室温→150℃の温度上昇で、例えばヤング率は、10%強低下（付表4-2参照）するが、応答歪みの ϵ_{RMS} は、2倍弱の増加を示し、やはり、面外剛性が低下したと考えることが妥当であろう。

各供試体の応答歪みのRMS値 ϵ_{RMS} と、平均値 $\bar{\epsilon}$ を、数値解析結果と比較した一例を表9に示す。なお解析の概要を付録4に示す。表中の解析値は、各種の仮定及び、他の実験との比較から補正した標定部長辺中央リベット線上の点の応力を表わし、また試験値は、上記応力解析点より約20mm中央寄りの点の応力であるので、試験値の方が小さくなること

は、充分予想されるが、その差は大きいものとなった。

解析は、周辺単純支持と固定支持の両方で行ったが、試験結果との相関（図32参照）及び、供試体Aの応答歪みの、温度に対する変化（図33参照）を見ると、定性的には、周辺単純支持による解析の方が、試験結果に近いと言えよう。そこで、周辺単

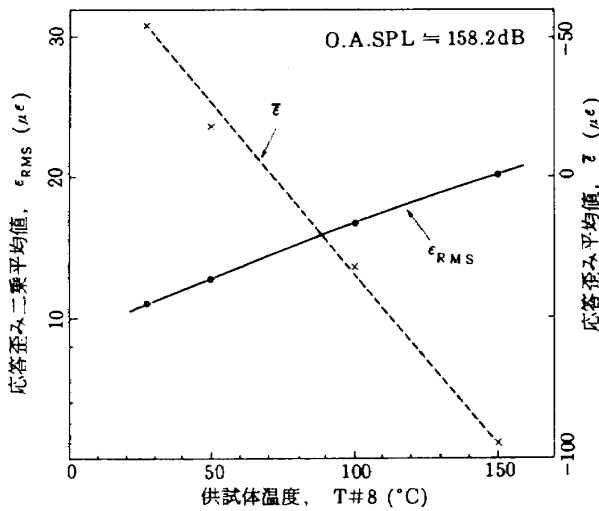


図31 応答歪み量の温度による変化 (供試体A, SG9)

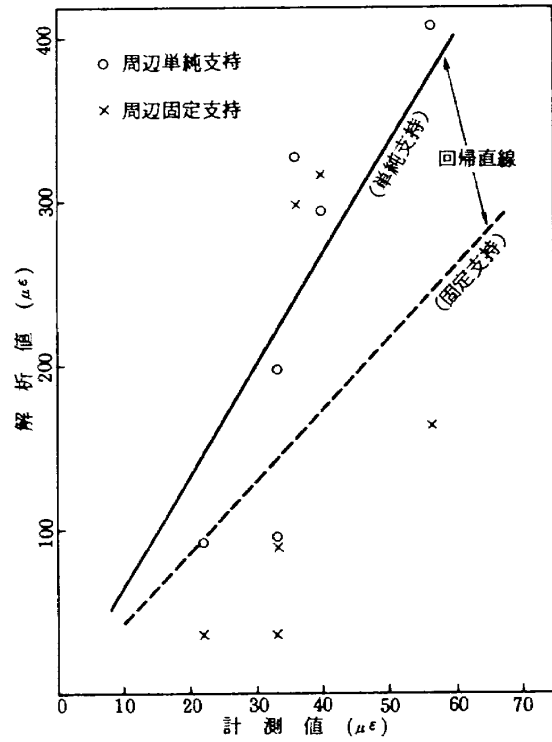


図32 応答歪み計測値と解析値の相関 (長辺リベット線中央)

表9 応答歪み、試験と解析の比較

供試体	SG#	試験			単純支持解析			固定支持解		
		T#8	$\bar{\epsilon}$	ϵ_{RMS}	T#8	$\bar{\epsilon}$	ϵ_{RMS}	T#8	$\bar{\epsilon}$	ϵ_{RMS}
A	9	RT °C	54 με	11.1 με	RT °C	5.8 με	92.1 με	RT °C	0.5 με	35.6 με
	9	50	11.8	12.5						
	9	100	-32.1	16.6	100	-72.1	196.5	100	-316.9	88.7
	9	150	-94.5	20.2	150	-107.7	294.1	150	-489.2	315.1
B	2	RT	35.1	11.0	RT	4.4	95.0	RT	0.3	35.2
C	2	150	-213.0	14.6						
D	2	"	-98.6	17.8	150	150	-53.0	327.4	-220.8	298.2
E	3	RT	33.3	4.1						

純支持解析により求めた応答歪みのスペクトルと、供試体 A, SG#9 の室温及び、150℃ の試験結果との比較を図 34(a), (b) に示す。

以上、試験結果と数値解析結果の比較を行ったが、

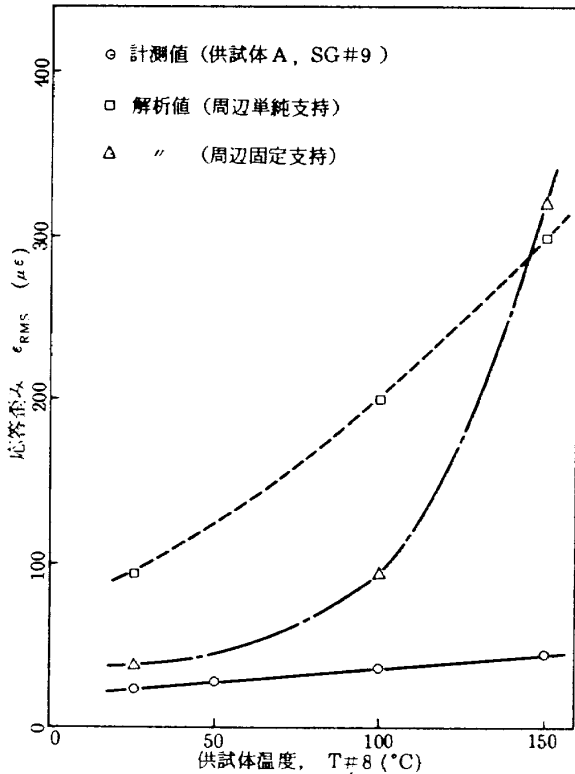


図 33 応答歪みの温度に対する変化 (長辺リベット線中央)

解析結果は、試験結果より大きく、定量的な検討を行える程の精度に到ってはいないが、定性的には、標定部の特性を十分表わしていると言えよう。

図 35 に供試体 A, SG#9 の室温、150℃ における応答歪みの瞬時値の確率密度分布 (以後、単に分布と言う) を示す。分布は、温度による変化をあまり示していない (図中の太い実線は、本表示法によるガウス分布の形を示すために表示した)。供試体 A は、T#8 ≒ 150℃ では、熱座屈直前であり、かつ、中央で約 3mm 程度の面外変位を持っており (図 19 参照)、音響負荷が加わることにより、平衡点が飛び移る振動、いわゆるオイル=キャニング現象の発生が予想された。しかし、図 35 に示したように、分布形状が、室温と 150℃ で大差なく、図 29 に示した応答歪みスペクトルの低周側 (50Hz 以下の形状が、室温と 150℃ で大差なく、更に、図 31 に示した応答歪みの RMS 値 ϵ_{RMS} が、温度に対して、緩やかな増大しか示さなかった。以上の三点から、供試体 A は、オイル=キャニング現象の発生は、無かったと判定した。

図 36 に、供試体 D の応答歪み分布を示す。分布形状は、供試体 A の場合と同様に、温度に対して変化せず、オイル=キャニング現象は、発生しなかつ

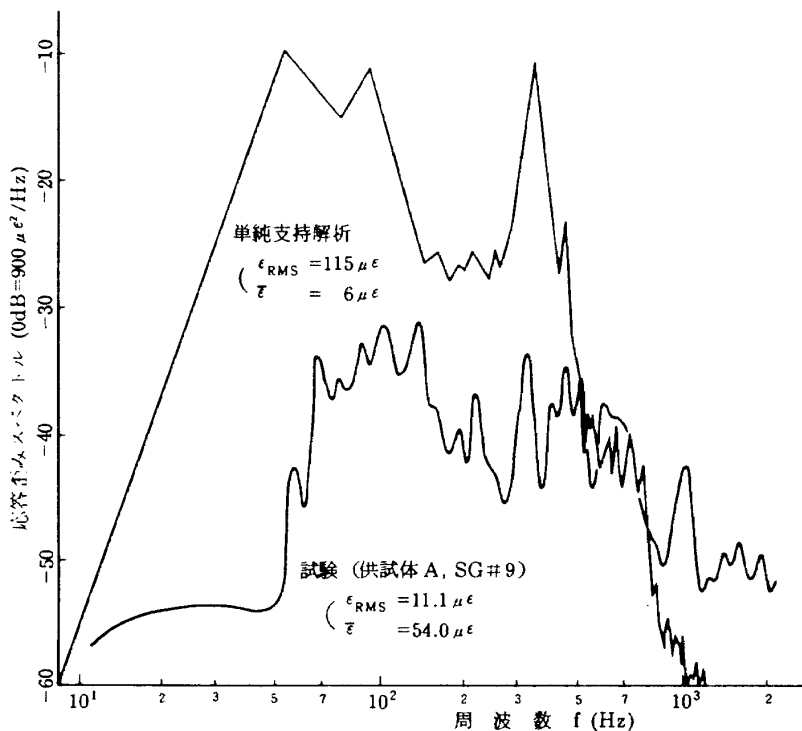


図 34(a) 応答歪みスペクトル, 解析との比較 (室温)

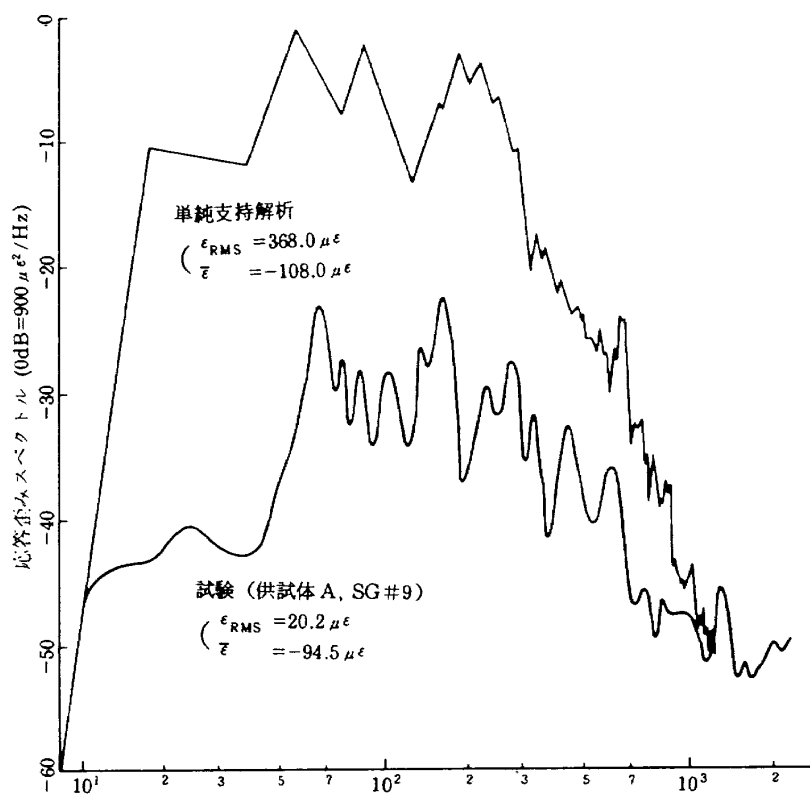


図 34 (b) 応答歪みスペクトル, 解析との比較
(T#8 = 150°C)

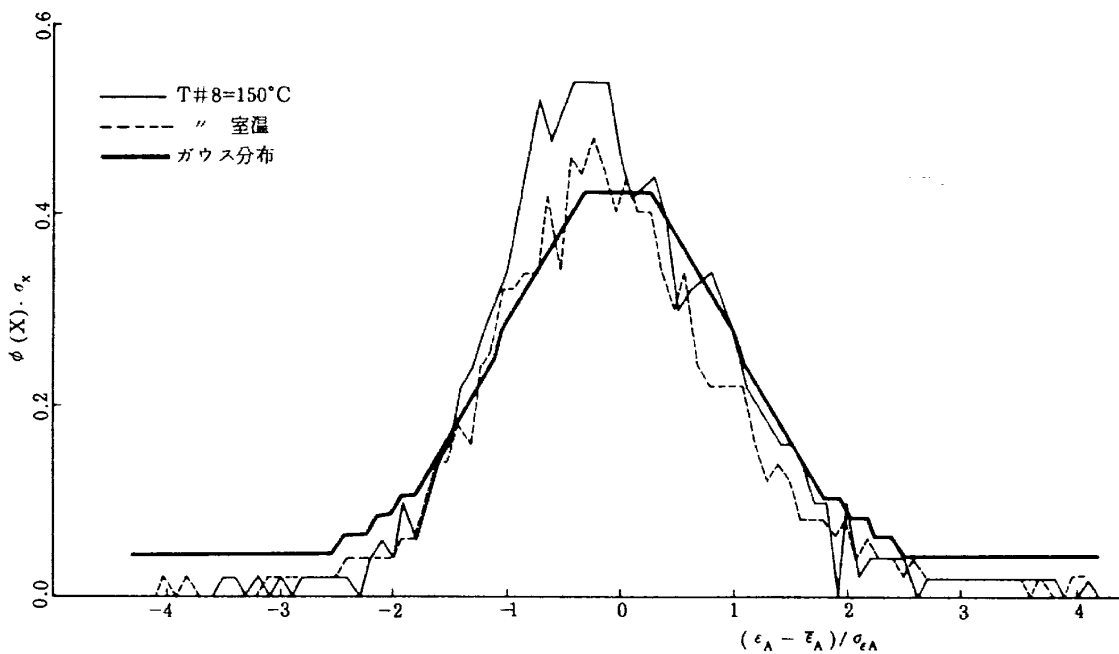


図 35 応答歪み分布 (供試体 A, SG#9)

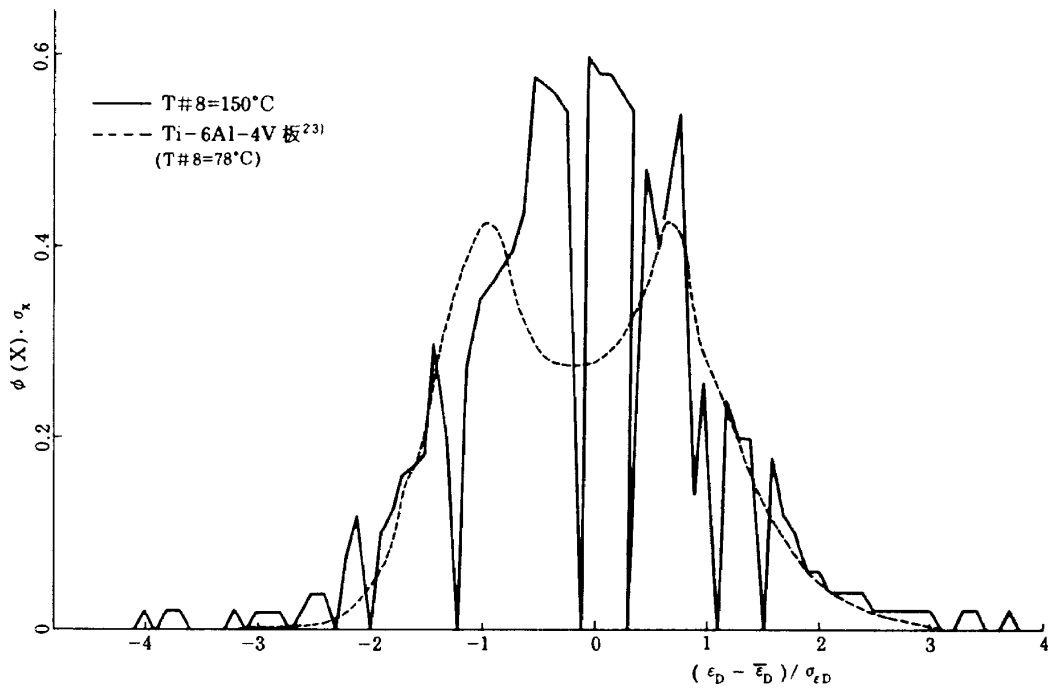


図 36 応答歪み分布 (供試体 D, SG#2)

たと判定された。図中に点線で示す分布は、本試験に先立って行われた予備実験³²⁾で、オイル=キャニグ現象が、発生したと判定された場合の応答歪み分布である。

供試体 A, D の応答歪み分布は、全体的に見て、 $(\epsilon - \bar{\epsilon}) / \sigma_{RMS} \approx 0$ で一つのピークしか持たないが、予備実験のそれは、 $(\epsilon - \bar{\epsilon}) / \sigma_{RMS} \approx \pm 1$ 付近で、それぞれピークを持っている。本試験と予備実験では、供試体の寸法、支持条件が異なり、直接比較することは、問題もあろうが、定性的な検討を行うことは許されよう。

そこで、オイル=キャニグ現象が発生したか否かの判定は、歪み波形又は、変位波形等から直接確認出来る場合以外は、

- ① 応答歪みスペクトルの低周波成分が、温度の増大と共に、明らかに増大する。
- ② 瞬時値の分布が温度の増大と共に、明らかな複数個のピークを持つように変化する。

と言う条件で、判定すべきではないかと提案したい。

動応答試験の結果、すべての供試体の応答歪みの RMS 値は、高々 $50 \mu\epsilon$ 以下であり、また、 150°C 程度の加熱温度では、オイル=キャニグ現象は、発生しなかったと判定した。このことは、音響負荷

が、特に、低周波成分が、供試体の剛性に対して小さかったためと考えられる。

6. 疲労試験

各供試体に対して、高温音響疲労寿命確認試験を行った。しかし、音響疲労装置の能力の制約から、目標スペクトルを持つ音響負荷を発生出来なかったし、また、供試体温度も $150 \sim 160^\circ\text{C}$ で設計温度 200°C を下まわっている。即ち、本疲労寿命確認試験は、設計条件を満足した疲労試験ではない。それ故、本疲労試験結果を何等かの解析的手法により補追し、供試体 A, B, C が、設計条件の下で疲労破損しないことを保証し、従って、実機 USB フラップも破損しないという保証方法を現時点では、採用せざるを得ない。

試験装置、音響場の特性、データ処理法については、文献(32, 33)を参照して載きたい。

§ 6-1 試験方法

試験方法は、供試体取付け及び、加熱方法は、動応答試験と同一である。

表 10 に、疲労試験のための条件を示す。以後、この条件下で行う疲労試験を、スペック試験と呼ぶ

(音響負荷スペクトルは、図 28 にNAL音響疲労装置として示した形状を持つ)。

スペック試験で、供試体が破損しない場合は、音響負荷スペクトルのみを各供試体標定部の一次固有振動数を含むように調整し、標定部の応答歪み量を増加させる。ただし、温度条件は、スペック試験と同一である。この条件で行う疲労試験を、加速試験と呼ぶ。

図 37 に、供試体 A, B に対する加速試験時の音響負荷スペクトルの例を示す。装置の能力の制約から、全音圧は、スペック試験時より低下した。しかし、図 38 (a), (b) に示すように、応答歪みは、僅かながら増加しており、加速効果があったと考えられる。

表 10 音響疲労試験条件 (スペック試験)

	全音圧 (dB)	温度 (°C)	時間 (Hz)
A	160	150	70
B	"	常温	"
C	"	150	31
D	"	"	70
E	"	常温	"

加速試験の負荷時間 t_{acc} は、スペック試験時の応答歪みの RMS 値 ϵ_{SP} を基にして、次式でスペック試験の負荷時間 t_{eq} に換算した。¹⁶⁾

$$t_{eq} = t_{acc} (\epsilon_{acc} / \epsilon_{SP})^{4.66} \quad (5)$$

(5)式は、加速試験時の歪み ϵ_{acc} で、 t_{acc} 時間疲労試験を行えば、少なくとも標定部は、スペック試験時の歪み ϵ_{SP} で、 t_{eq} 時間疲労試験を行ったのと同様の損傷となることを表わしている。そこで、各供試体の疲労試験時間 t_{oA} は、スペック試験時間を t_{SP} とすると、

$$t_{oA} = t_{SP} + t_{eq} \quad (6)$$

となる。そのとき、 t_{acc} は、 $t_{SP} > t_{eq}$ となるように定める。

§ 6-2 試験結果

各供試体についての疲労試験結果をまとめると、表 11 のようになる。各供試体とも、寿命確認試験終了後、標定部リベット周辺の塗装を除き、点検したが、疲労亀裂等は、発生していなかった。ただし、供試体 D, E については、供試体固定用枠が、スペック試験中に破損したため、試験を中止し、固定枠改修後、加速試験を行った。

図 39 (a), (b) に疲労試験終了後の供試体 A, C の

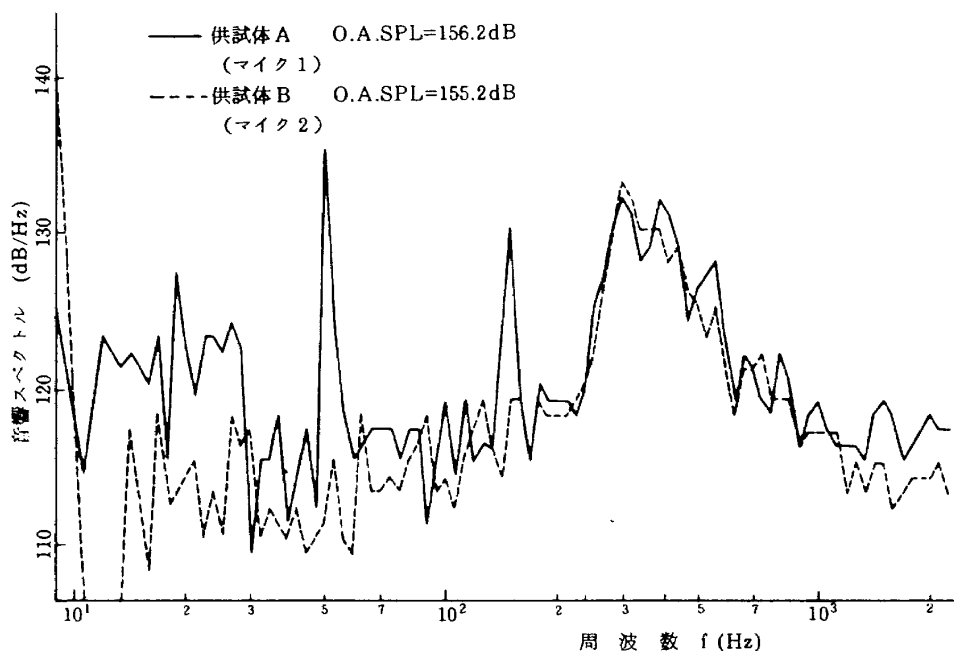


図 37 加速試験時の音響スペクトル (供試体 A, B, T#8 = 150 °C)

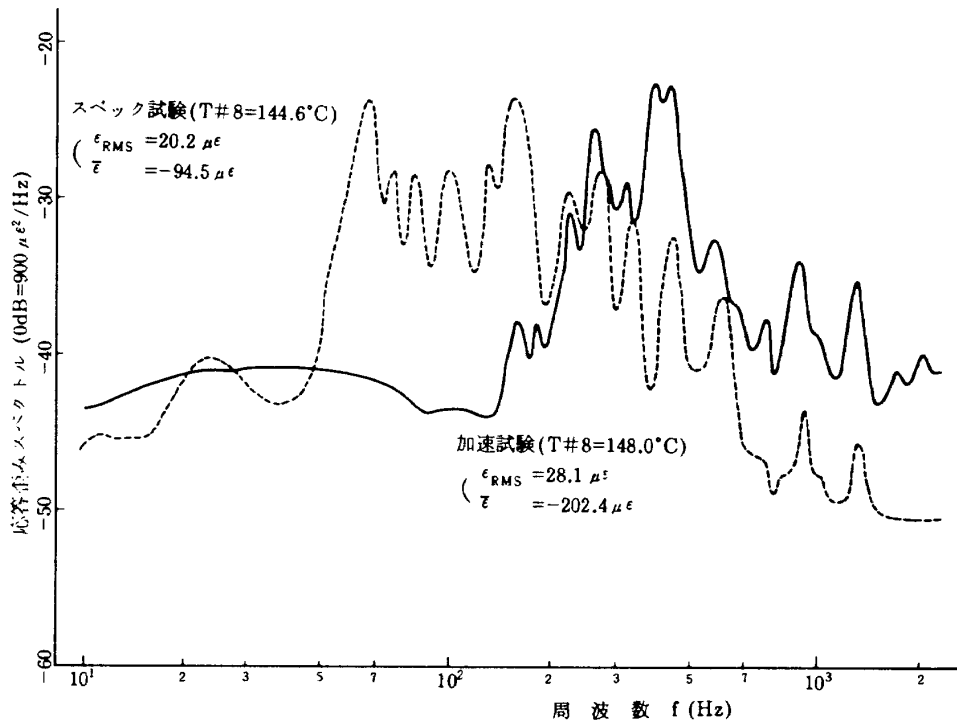


図 38(a) 応答歪みスペクトル；スペック試験，加速試験の比較
(供試体 A, SG#4)

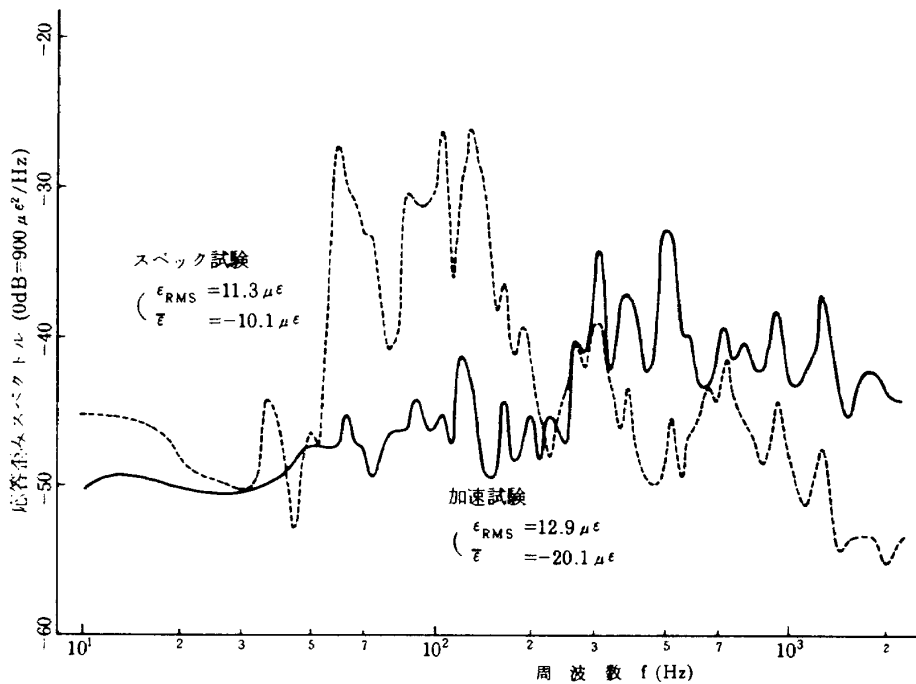


図 38(b) 応答歪みスペクトル；スペック試験，加速試験の比較
(供試体 B, SG#4)

表 11 音響疲労試験結果

供試体	スペック試験			加 速 試 験							t_{oA}
	※1 O.A.	T#8	t_{SP}	※2 f. Range	O.A.	T#8	$\epsilon_{acc}/\epsilon_{SP}$	※3 A	t_{acc}	t_{eq}	
A	160 dB	150 °C	71 ^h 26 ^m	300 ~	156.4	150 °C	100/70 (SG.2)	5.3	42:05	223	294 ^h
	163.5			500			4.66 (SG.9)	195		266 [*]	
B	160	R.T.	71:26	〃	155.2	R.T.	100/40 (SG.2)	72	42:05	3030	3100
	159.9			〃			84.5	3551		3621 [*]	
C	160	150 ~	31:37	600 ~	156	150 ~	51/41 (SG.2)	2.8	12:30	35:0	66:37
	156.2	170 °C		800	155.7	170 °C	1.134	14:10		45:47 [*]	
D	160	150 °C	22:17	400 ~	154	150 °C	90/60 (SG.2)	6.6	33:08	218	240
	158.1			630	154.9		6.97	230		252 [*]	
E	160	R.T.	22:17	〃	154	R.T.	50/14 (SG.4)	380	33:08	12600	12600
	157.3			〃	153.7		31.6 (SG.4)	1043		1065 [*]	

※1, 全音圧, ※2; 音響パワーを集中した周波数範囲, ※3; $A = (\epsilon_{acc}/\epsilon_{SP})^{4.66}$

* 計算機による解析値

表 12 寿命推定結果

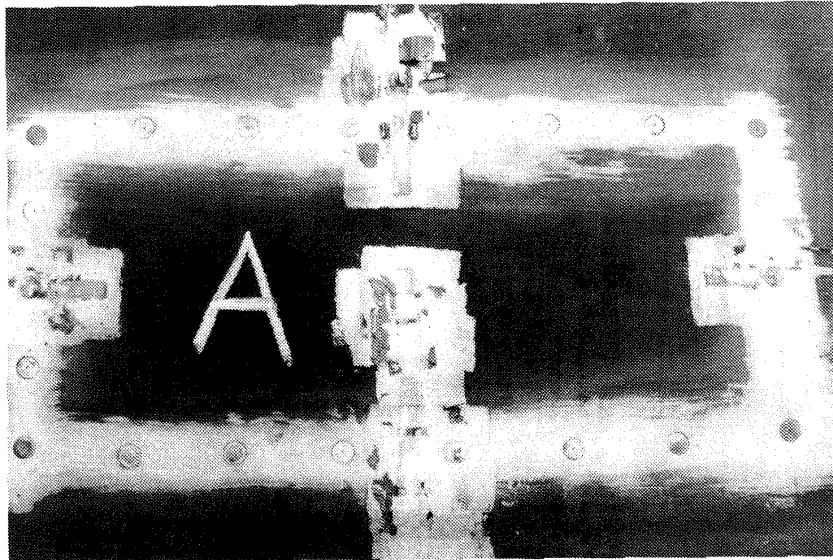
供試体	歪みゲージ #	ス ペ ッ ク 試 験				加 速 試 験											
		平値歪 ($\mu\epsilon$)	R.M.S.値 ($\mu\epsilon$)	温 度 (°C)	寿 命 推 定 値 (Hr)				平値歪 ($\mu\epsilon$)	R.M.S.値 ($\mu\epsilon$)	温 度 (°C)	寿 命 推 定 値 (Hr)					
					推定法 1	推定法 2	推定法 3	推定法 4				推定法 1	推定法 2	推定法 3	推定法 4		
A	9	54.0	11.1	常 温													
	9	11.8	12.3	49.0													
	9	-32.1	16.6	88.1				1.5 × 10 ⁶									
	9	-94.5	20.2	144.6		5.1 × 10 ⁵	2.2 × 10 ⁴	9.0 × 10 ¹⁰	-202.4	28.1	148.0		1.1 × 10 ⁵	8.1 × 10 ²			
B	2	35.1	11.0	常 温	4.0 × 10 ⁹				-19.2	28.5	常 温	1.2 × 10 ⁷					
	4	-10.1	11.3	〃	3.4 × 10 ⁹				-20.1	12.9	〃	1.5 × 10 ⁹					
	7	43.9	32.6	〃	5.1 × 10 ⁹		1.8 × 10 ⁸	7.1 × 10 ⁹									
C	2	-213.0	14.6	145.0		1.1 × 10 ⁶			-220.0	15.0	148.4		1.0 × 10 ⁵				
D	2	-98.0	17.8	147.0		1.0 × 10 ⁶	1.0 × 10 ⁴		-93.0	27.0	145.0		1.5 × 10 ⁵				
E	3	33.3	4.1	常 温	2.0 × 10 ²				34.6	8.6	常 温	2.1 × 10 ¹⁰					

様子を示す。有害な永久変形も発生していない。

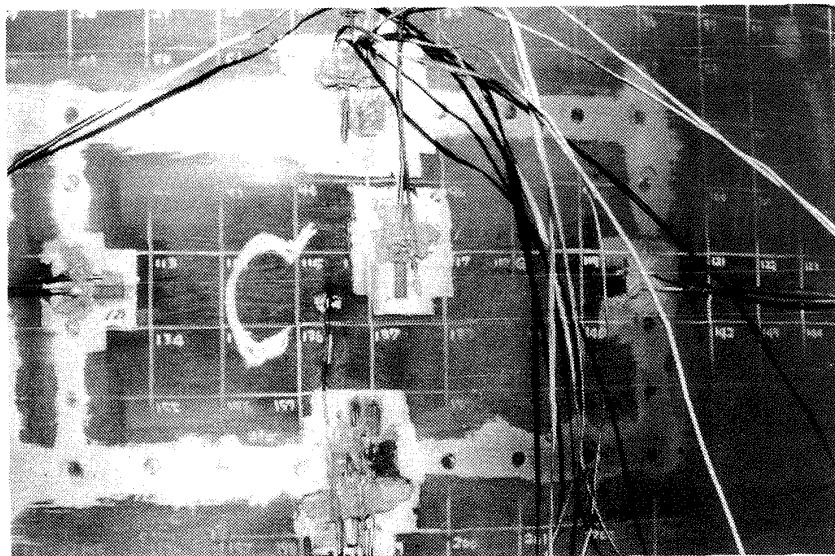
表 12 に、各供試体に対する疲労寿命推定解析結果を示す。表中、推定法 1 は、応力の極値分布を、レーリー分布、また、累積損傷が応力の *RMS* 値に依存すると履定して、試験結果から推定した。推定法 2 は、400°F の Ti-6Al-4V 板をランダム加振して求めた S-N 線¹⁶⁾を延長して、また、推定法 3 は、周辺単純支持の平板に、図 28 の NAL 音響疲労装置として示した音響スペクトルを負荷した場合を、レオロジーモデルを用いて数値解析²³⁾した。推定法 4 は、試験で計測した応答歪みの時刻歴 (Time History) レオロジーモデルを適用して、寿命推定を行った。推定法 3、4 の概略は、付録 4 に示す。

表 12 の推定結果は、供試体が、表 10 に示したスペック試験の負荷時間の二倍以内では破損しないという結果を示した。また、推定法 3 は、第 5 章で示したように、試験結果よりかなり大きい応答歪みを用いて寿命推定を行っており、推定結果は、最も安全側となる。そこで推定法 3 を用いて、図 28 に示した目標スペクトルで音響加振された場合の標定部の温度と寿命の関係を、板厚を変数として解析した結果を図 40 に示す。寿命推定値は、五回の解析を行ったときの平均値であり、そのときの寿命推定値の標準偏差を σ として示した。

図より、板厚が、1.8mm のとき、約 200°C で、1.4mm のとき、約 150°C で寿命推定値が最小とな



(a) 供試体 A



(b) 供試体 C

図 39 音響疲労終了後の供試体

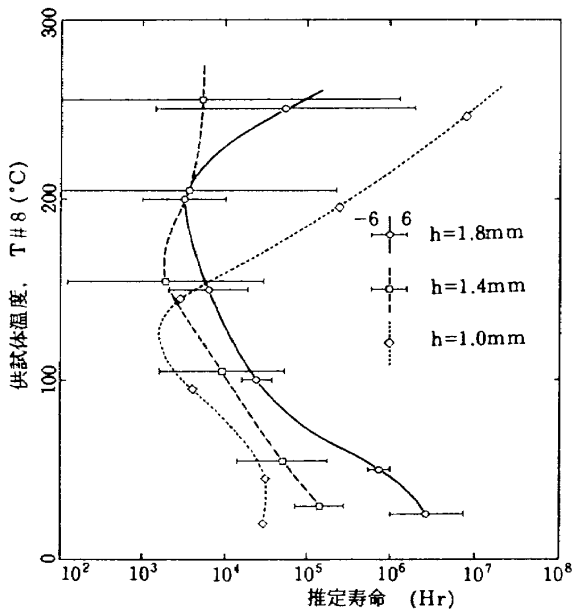


図40 メイン・フラップ上面構造寿命推定結果

る。USBフラップの設計条件の一つである温度200℃の場合は、板厚が1.8mmでも、1.4mmでも寿命推定値は、約3,000時間となるが、寿命推定値のバラツキを考慮すると1.8mmの方が、安定した推定値となる。

以上、音響疲労試験と寿命推定解析を行ったが、疲労試験結果は、供試体A, B, Cはもとより、供試体A, Bより板厚を下げた供試体D, Eでさえ、疲労損傷も、有害な永久変形も発生しないことを、また、寿命推定解析結果は目標スペクトルを供試体に負荷しても、標定部の寿命が、3,000時間(標定部の固有振動数を400Hzとすれば、等価繰返し数は、 4.3×10^9 回となる)となることを示した。

以上から、現段階では、実機USBフラップは、十分な耐音響疲労性を右しているものと判断される。

7. 結 論

ジェット排気による熱と音響負荷を同時に受けるUSBフラップの設計及び試験に関する経験は、我が国においては、豊富であるとは言えず、充分満足のいく試験が行えたとは言えない。また、計測データの処理、解析法も完成している訳ではないが、NAL-STOL機のUSBフラップの部分外板構造模型を供試体として、各種試験及び解析を行い、同フ

ラップの耐高温音響疲労強度は、十分あるとの判断を下すことが出来た。以下に、本報告に述べた順に簡単にまとめる。

(1) 各供試体標定部の振動特性は、一つの振動形に対して、多くの固有振動数を持つが、長辺方向半波数に対して整理すると、単純支持解と固定支持解の幾何平均値に良い一致を示した。また、減衰係数は、かなりバラツキがあるものの、値そのものは、材料の減衰係数に近い値となった。

(2) 供試体A, C, Dに対する静加熱試験結果は、供試体A, Dの熱座屈温度が、それぞれ、160℃と、105℃であることを示した。しかし、200℃までの加熱では、供試体Cに熱座屈は発生しなかった。熱座屈温度を、板厚に対して整理すると、(4)式が良い近似を与えることが確認された。

(3) (1), (2)の解析を行うにあたって、標定部の大きさとして、リベット間寸法を使うと、試験結果を良く整理出来ることが判った。

(4) 各供試体に対する動応答試験結果から、応答歪みのRMS値は、高々50 $\mu\epsilon$ 以下であった。また、加熱を受ける平板構造の標定部にオイル＝キャニングは、発生しなかったと判定すると共に、その判定条件を提案した。

応答歪み量で、試験結果と数値解析結果を比較すると、定量的には、解析結果がかなり大きくなったが、定性的には、周辺単純支持解に近い傾向を持つことが判明した。

(5) 音響疲労試験結果は、各供試体とも所定の条件下で何ら疲労損傷も、有害な変形も発生せず、充分な耐高温音響強度を示した。また、標定部に対する寿命推定結果は、実機USBフラップの設計条件を充分満足することを示した。

以上、試験及び解析結果から、USBフラップは、その設計条件を満足する構造であると判定することが出来た。しかしながら、設計条件そのもの、及び、その疲労試験への適用法の可否は、現時点では、判断の資料に乏しく、確定したものとは言い難い。今後、実施が計画されている「静止フラップ試験」及び、「飛行試験」を通じて、より一層明確な設計条件、試験法、解析法を確立したい。本試験は、そのための第一歩とも言える試験と考えている。

本試験の実施及びまとめに当り、機体第一部竹内和之部長、朝田洋雄、熊倉郁夫両主任研究官および、機体第二部中井暎一部長の御尽力、御助言を戴いた。

曲面板の振動解析には、機体第二部戸田勲主任研究官の作製したプログラムを使用させて戴いた。また、各種試験を行うにあたり、日本工業大学の小作祐次、高橋康宏両君に手伝って戴いた。

参 照 文 献

- 1) 航空法，耐空性審査要領
- 2) P. J. Harradine; Powered Lift – Its Impact on YC-14 Materials and Structure, AIAA Paper #77-1231.
- 3) M. B. Sussman, D. L. Harkonen and J. B. Reed; USB Environment Measurements Based on Full-Scale Static Engine Ground Test, AIAA Paper #76-624.
- 4) R. S. Pappa; Surface Fluctuating Pressure Measurements on a 1/4 Scale Boilerplate Model, AIAA Paper #77-592.
- 5) L. M. Butzel, L. D. Jacobs, J. V. O’Keefe and M. B. Sussman; Cabin Noise Behavior of a USB STOL Transport, AIAA Paper #77-1365.
- 7) C. M. Willis, J. A. Schoenster; Experimental Study of Acoustic Loads on Upper-Surface-Blown STOL Airplane Configuration, NASA TP-1577, Dec. 1979.
- 8) Engineering Science Data, (ESD); Acoustic Fatigue, Vol. 1-3, Engineering Science Data Unit Ltd.
- 9) E. H. Dowell; Master Plan for Prediction of Vehicle Interior Noise, AIAA J., Vol. 18, No. 4, Apr. 1980, pp. 353 ~ 366.
- 10) C. R. C. Japan; Handbook of Structural Stability, CORONA Inc., 1971.
- 11) B. A. Boley; Thermally Induced Vibration of Beams, J. of the Aeronautical Sciences, Vol. 23, No. 2, Feb. 1956, pp. 179 ~ 181.
- 12) B. A. Boley and A. D. Barber; Dynamic Response of Beams and Plates to Rapid Heating, J. A. M. Vol. 24, No. 3, Sept. 1957, pp. 413 ~ 416.
- 13) R. C. Stroud; Dynamic Response of Rapidly Heated Plate Elements, AIAA J. Vol. 9, No. 1, Jan. 1971, pp. 76 ~ 83.
- 14) M. J. Jacobson and O. E. Maurer; Oil Canning of Metallic Panels in Thermal-Acoustic Environments, AIAA Paper #74-982.
- 15) D. A. Spera; Calculation of Thermal-Fatigue Life Based on Accumulated Creep Damage, NASA TND-5489, Oct. 1969.
- 16) C. W. Schneider and F. E. Rudder; Acoustic Fatigue Resistance of Aircraft Structures at Elevated Temperature, AIAA Paper #73-994.
- 17) J. W. Miles; On Structural Fatigue under Random Loading, J. Aeronautics Society, Vol. 21, No. 11, Nov. 1954, pp. 753 ~ 762.
- 18) 佐野政明，藤森義典；“2024-T2アルミニウム合金薄板構造の音響疲労寿命初期推定”，航技研報告，TR-620，1980年7月。
- 19) 小林繁夫，末益博志；“シュミレーション法による周辺単純支持矩形板の非線形ランダム振動応答解析”日本航空宇宙学会誌 第26巻 第291号，1978年4月，pp.206-214.
- 20) 末益博志，小林繁夫，紀平正知；“周辺固定矩形板のランダム加振に対する非線形応答の実験と解析”，日本航空宇宙学会誌 第27巻 第307号，1979年8月，pp.43-51.
- 21) J. F. Martin, T. H. Topper and G. M. Sinclair; Computer Based Simulation of Cyclic Stress-Strain Behavior with Applications to Fatigue, Materials and Research Standard, Feb. 1971, pp. 23 ~ 28.
- 22) J. Morrow, J. F. Martin and N. E. Dowling; Local Stress-Strain Approach to Cumulative Fatigue Damage Analysis, T. & A. M. Report No. 379, UIIU-Eng. 74-6001.
- 23) 前川昭二，大内田敏昭；“熱を受ける外板構造の音響疲労寿命解析”，川崎重工技報 No.75，1980年7月，pp.59-66.
- 24) R. C. W. van der Heyde and A. W. Kolb; Sonic Fatigue Resistance of Lightweight Aircraft Structure, AGARD-CP-113, Sept. 1972.

- 25) C. C. Kennedy and C. D. P. Pancu; Use of Vector in Vibration Measurements and Analysis, J. of Aeronautical Science, Vol. 14, No. 11, Nov. 1974, pp. 603 ~ 625.
- 26) G. D. Warburton; The Vibration of Rectangular Plates, Proc. of Inst. of Mech. Eng. Ser. A, Vol. 168, No. 12, 1954, pp. 371 ~ 384.
- 27) J. L. Sewall; Vibration Analysis of Cylindrically Curved Panels with Simply Supported or Clamped Edge and Comparison with Some Experiments, NASA TND-3759, Jan. 1967.
- 28) Y. K. Lin; Free Vibration of Continuous Skin-Stringer Panels, J. App. Mech. Vol. 27, 1960, pp. 669 ~ 676.
- 29) Y. K. Lin, I. D. Brown and P. C. Deutchle; Free Vibration of a Finite Row of Continuous Skin-Stringer Panels, J. Sound & Vibration, Vol. 1, 1964, pp. 14 ~ 27.
- 30) E. S. D. Item 73011; Damping in Acoustically Excited Structures, July 1973.
- 31) 戸田 勲, 小松敬治, 埴 武敏; "アイソグリップパネルの軸圧縮座屈実験結果について", 宇宙科学技術シンポジウム講演集, 1979年.
- 32) 藤森義典, 佐野政明, 飯田宗四郎, 江川幸一; "高温音響疲労試験のための予備実験", 航技研資料 TM-433, 1981年4月.
- 33) 佐野政明, 藤森義典; "騒音を受ける薄板の応答, 解析と実験", 航技研報告 TR-506, 1977年7月.
- 34) 前川昭二, 大内田敏昭; "USBフラップ熱と音響の設計条件", 川崎重工資料 NAST-54-3033, 1979年4月.
- 35) E. S. D. Item 67028, Estimation of the R. M. S. Stress in Skin Panels Subjected to Random Acoustic Loading, Oct. 1972.
- 36) 大内田敏昭, 他; "A607USBフラップ音響疲労試験供試体図面", 川崎重工資料 SRS9002 ~ SRS9005, 1980年2月.
- 37) 前川昭二, 大内田敏昭; "疲労寿命解析用材料特性データ", 川崎重工資料 NAST-55-3167, 1981年1月.

付録1 USBフラップの設計条件と試験条件

NAL STOL 実験機の設計飛行時間は、750フライト、1,500時間(1フライトは2時間)を想定している。フライトパターンは、各種飛行形態を想定したものと、各種エンジンパワーセッティングを想定したものの二種類あり、各々のフライトパターンで、375フライト(750時間)飛行する。

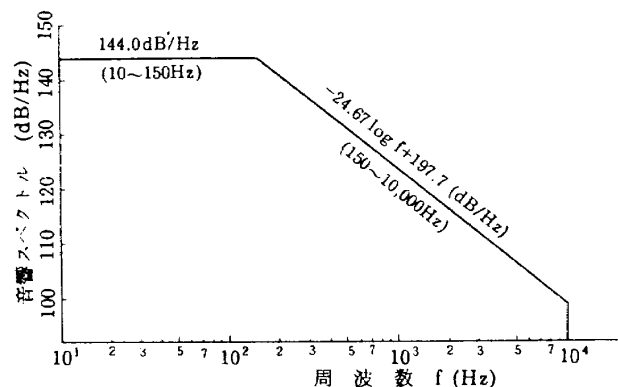
フライトパターンが定まると、エンジン推力とその持続時間が定まり、USBフラップの音響及び熱環境が定まる。³⁴⁾まず音響環境について述べる。

エンジン推力Tと、USBフラップに掛る音響の全音圧(O.A. SPL)の関係は、

$$O.A. SPL = 21.8 \log_{10} (T/T_{max}) + 168 \text{ (dB)} \quad (1-1)$$

ただし、 T_{max} は最大推力を表す
と見積られた。その時の音響スペクトルは、付図1-1で示される形状を持ち、推力が変化しても、スペクトルの形状そのものは、変化しないとした。また、飛行中は、前進速度があり、その影響で次のようにO.A. SPLは低下すると考える。

離陸及び着陸時 O.A. SPL	}	(1-2)
= O.A. SPL - 2 dB		
進入及び復航時 O.A. SPL		
= O.A. SPL - 4 dB		
上昇時 O.A. SPL		
= O.A. SPL - 7 dB		
巡行時 O.A. SPL		
= O.A. SPL - 10 dB		



付図1-1 最大全音圧時のスペクトル (全音圧 = 168 dB)

(1-1), (1-2)式を各フライトパターンにあてはめると、USBフラップの音響環境は、多段の実働荷重を受けるように整理される。しかし、このような多段荷重を、疲労試験で負荷するのは困難である。そこで、累積損傷の考え方をを用いて、離着陸時の音響負荷に、他の音響負荷を換算すると付表1-1, 1-2のようになる。ただし、このとき使用したS-N線は、Ti-6Al-4Vの400°Fに対する

もので、

$$N = 8.83 \times 10^{17} \epsilon_{RMS}^{-4.66} \quad (1-3)$$

で表示されたとした。¹⁶⁾

以上のような仮定から、実機USBフラップは、各々のフライトパターンで1フライト飛行すれば、O.A. SPL= 166 dBで7.3分及び、3.7分音響に曝されたのと同等の損傷を受けると考えられる。従って、750フライトでは、(7.3×375+3.7×375)

付表1-1 飛行パターンIにおける等価時間

飛行形態		推力 (トン)	負荷時間 (分)	全音圧 (dB)	等価時間 (分)
1	離陸	4.8	3.0	166.0	3.0
2	進入	3.8	30.0	161.0	2.0
3	地上滑走	3.1	6.0	162.0	0.7
4	C.E.I.*	4.8	4.5	164.0	1.5
5	上昇1	2.2	5.0	153.0	0
6	復航	2.1	15.0	156.0	0.1
7	上昇2	1.9	10.0	152.0	0
8	上昇3	1.6	10.0	150.0	0
9	巡航	1.0	24.5	143.0	0
		$\Sigma t_i =$	120.0	$\Sigma t_{eqi} =$	7.3

*Critical Engine Inoperant

付表1-2 飛行パターンIIにおける等価時間

飛行形態		推力 (トン)	負荷時間 (分)	全音圧 (dB)	等価時間 (分)
1	離陸	4.8	3.0	166.0	3.0
2	着陸	3.1	6.0	162.0	0.7
3	上昇1	2.2	5.0	153.0	0
4	上昇2	1.9	5.0	152.0	0
5	巡航1	1.8	5.0	148.0	0
6	巡航2	1.7	2.5	148.0	0
7	巡航3	1.6	2.5	147.0	0
8	上昇3	1.6	5.0	150.0	0
9	巡航4	1.5	5.0	147.0	0
10	巡航5	1.2	81.0	144.0	0
		$\Sigma t_i =$	120.0	$\Sigma t_{eqi} =$	3.7

= 4,125 (分) ⇨ 70時間分の損傷を受けることになる。通常の疲労設計時の安全率の考え方に合わせて、設計条件としては、2倍の寿命を考えて

$$\left. \begin{array}{l} \text{O.A. SPL} = 166 \text{ dB} \\ \text{負荷時間} = 140 \text{ 時間} \end{array} \right\} \quad (1-4)$$

とした。

(1-4)で示した設計条件は、常時ジェット排気に曝されている部分、即ち、主翼上面、主USBフラップ上面に対するものである。フラップ角が60°以下では、直接排気に曝されない前フラップに対しては、表1-1, 1-2から、負荷時間は、 $(4.3 \times 375 + 0.7 \times 375) = 1,875$ (分) ⇨ 31 (時間)と計算される。従って、前USBフラップに対する設計条件は、

$$\left. \begin{array}{l} \text{O.A. SPL} = 166 \text{ dB} \\ \text{負荷時間} = 62 \text{ 時間} \end{array} \right\} \quad (1-5)$$

とした。また、USBフラップ下面に対しては、定量的なデータが無く、不明な点が多いが、設計条件としては、

$$\left. \begin{array}{l} \text{O.A. SPL} = 161 \text{ dB} \\ \text{負荷時間} = 140 \text{ 時間} \end{array} \right\} \quad (1-6)$$

とした。

次に、熱環境は、エンジンの地上運試験の結果から、171～176℃の最高温度を記録したのみで、推力との関係、温度分布等、不明な点が多い。そこで、YC-14での想定温度も参考にして、温度に対する設計条件としては、200℃一定とした。また、USBフラップ下面は、常温とした。

以上により定めた設計条件下でUSBフラップが致命的な破壊を生じなければ良いことになる。しかしながら、この設計条件を本疲労試験に適用する場合、次のような点に留意しなければならない。即ち、実機USBフラップは、上下面外板及び、肋骨材から成る箱型構造が、上面のみから音響負荷を受けるのであるが、そのとき、外板部に生ずる応力は、本試験の部分外板模型のように平板構造(箱型構造では無いと言う意味)が一面からのみ負荷を受けるときの応力の1/3倍(ϵ_{RMS} 値で約-10dB)になると言う報告³⁵⁾がある。逆に言えば、同一の ϵ_{RMS} 値を得るためには、本試験の場合、O.A. SPLを10dB下げても良いことになる。しかし、安全を見て、6

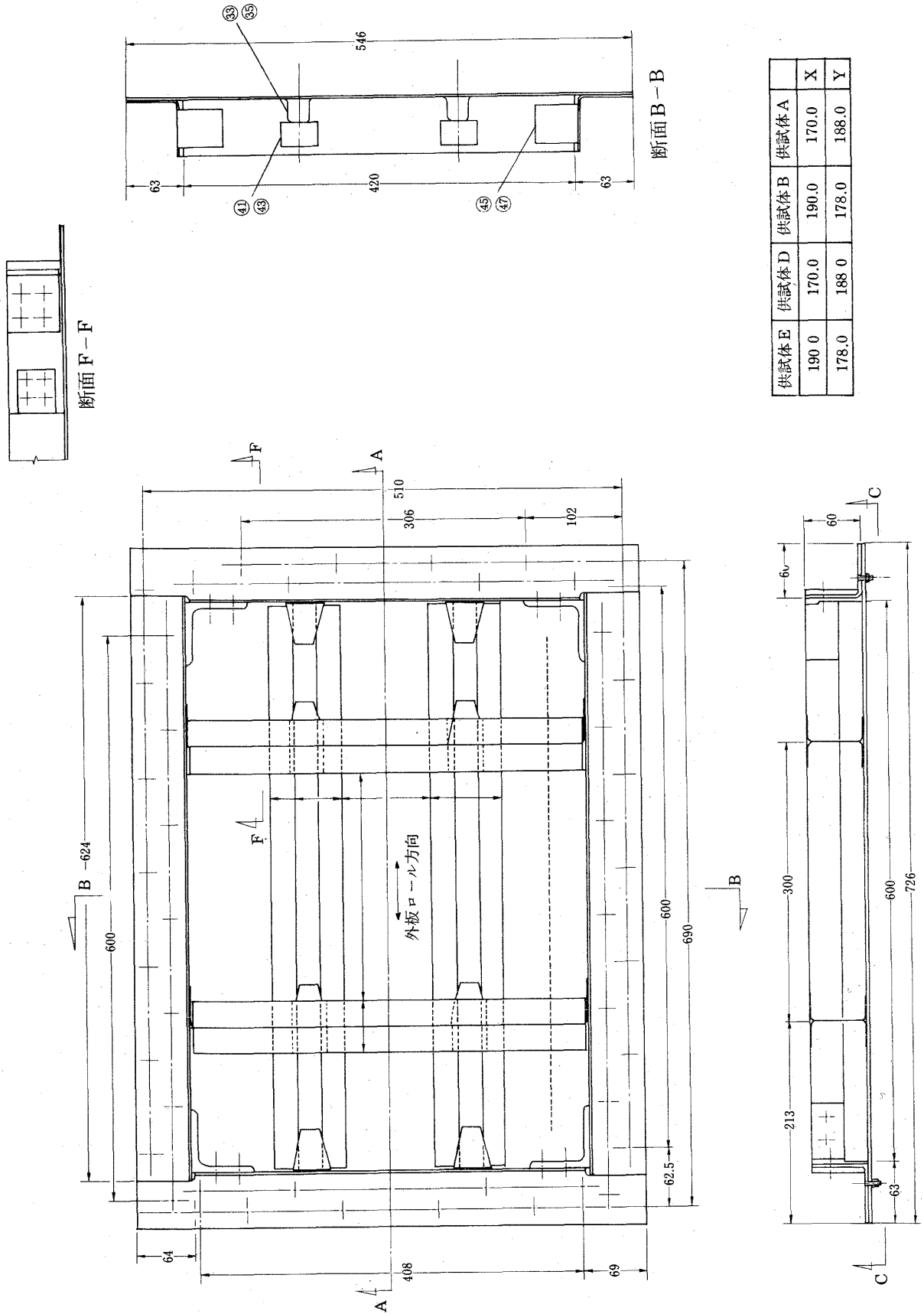
dB全音圧を下げた本疲労試験の音響負荷とした。

一方、温度に対する疲労試験条件は、加熱装置の能力の制約から、供試体A, Cについては、150～160℃とせざるを得なかった。また、供試体Bは、常温とした。

設計条件を、供試体A, B, Cの疲労試験に適用すると以上ようになる。しかし、実際の疲労試験では、本文表10に示すように、各供試体とも同一の音響負荷強さとした。従って、供試体Bは、設計条件より一層厳しい試験条件となっている。

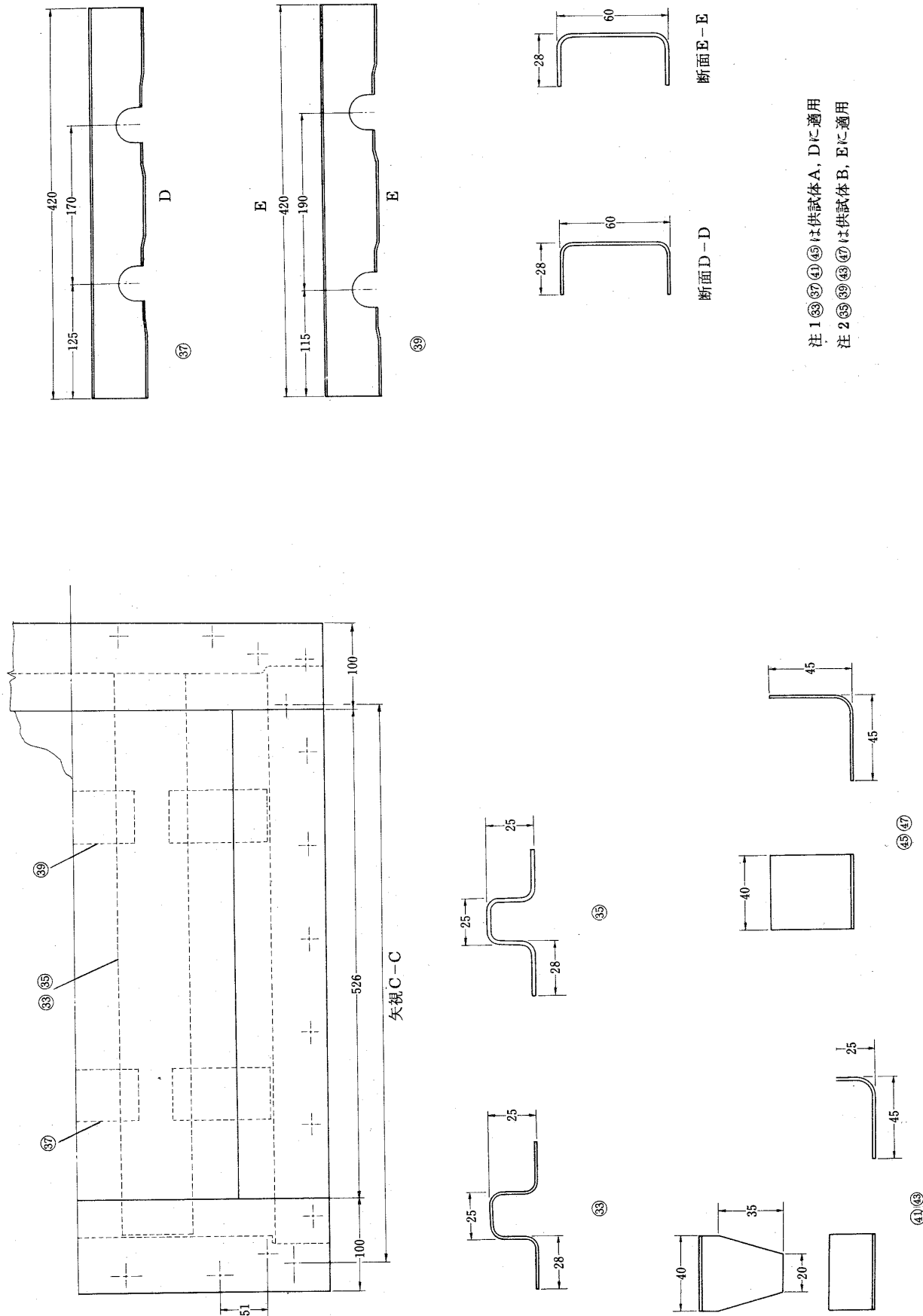
付録2 供試体

本試験に使用した供試体は、川崎重工業株式会社により、設計製作³⁶⁾されたものであり、平板構造供試体および、曲面板構造供試体の形状を付図2-1(a), (b)および、付図2-2(a), (b), (c)にそれぞれ示す。

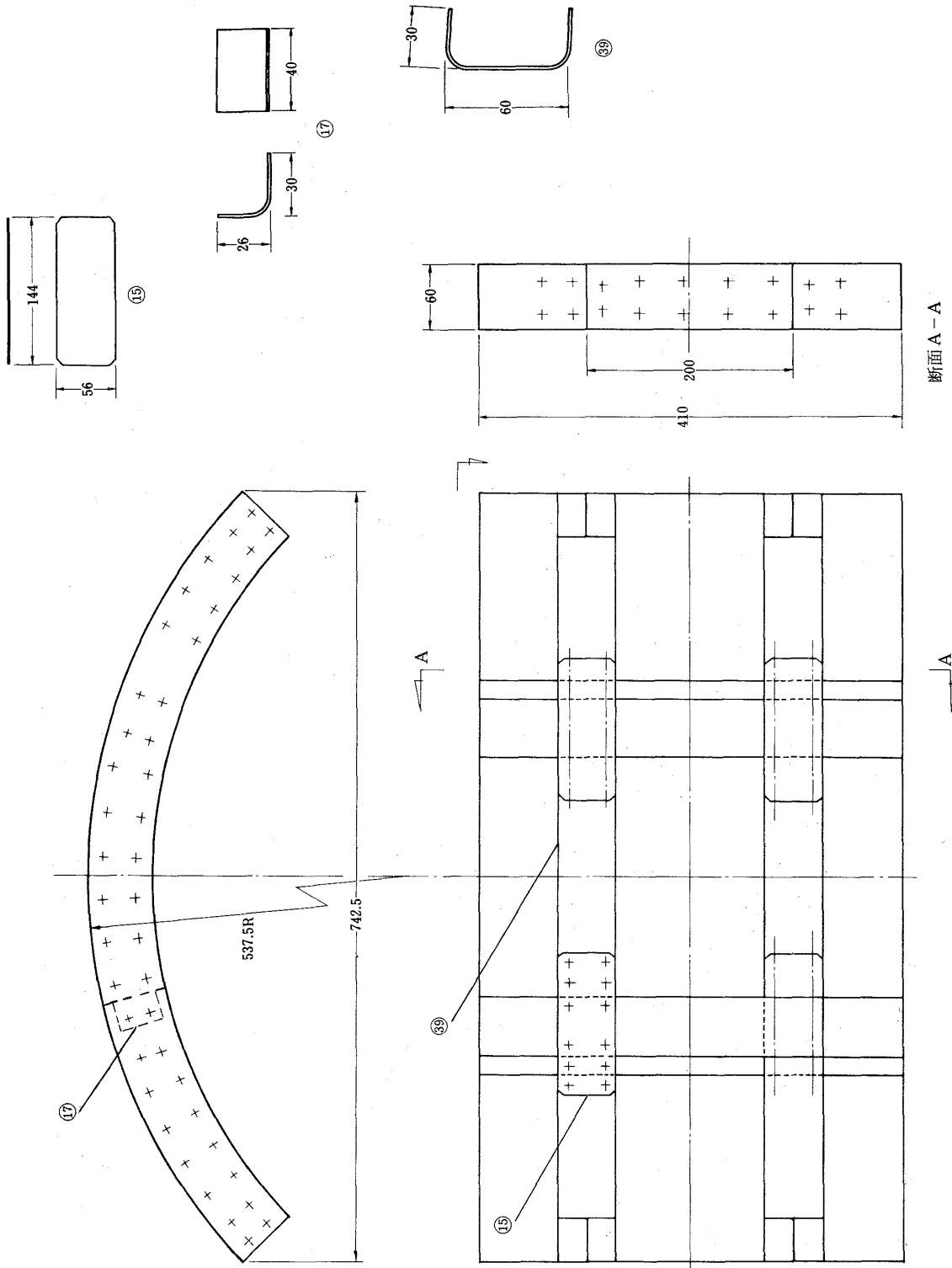


付面 2 - 1 (a) 平板構造供試体

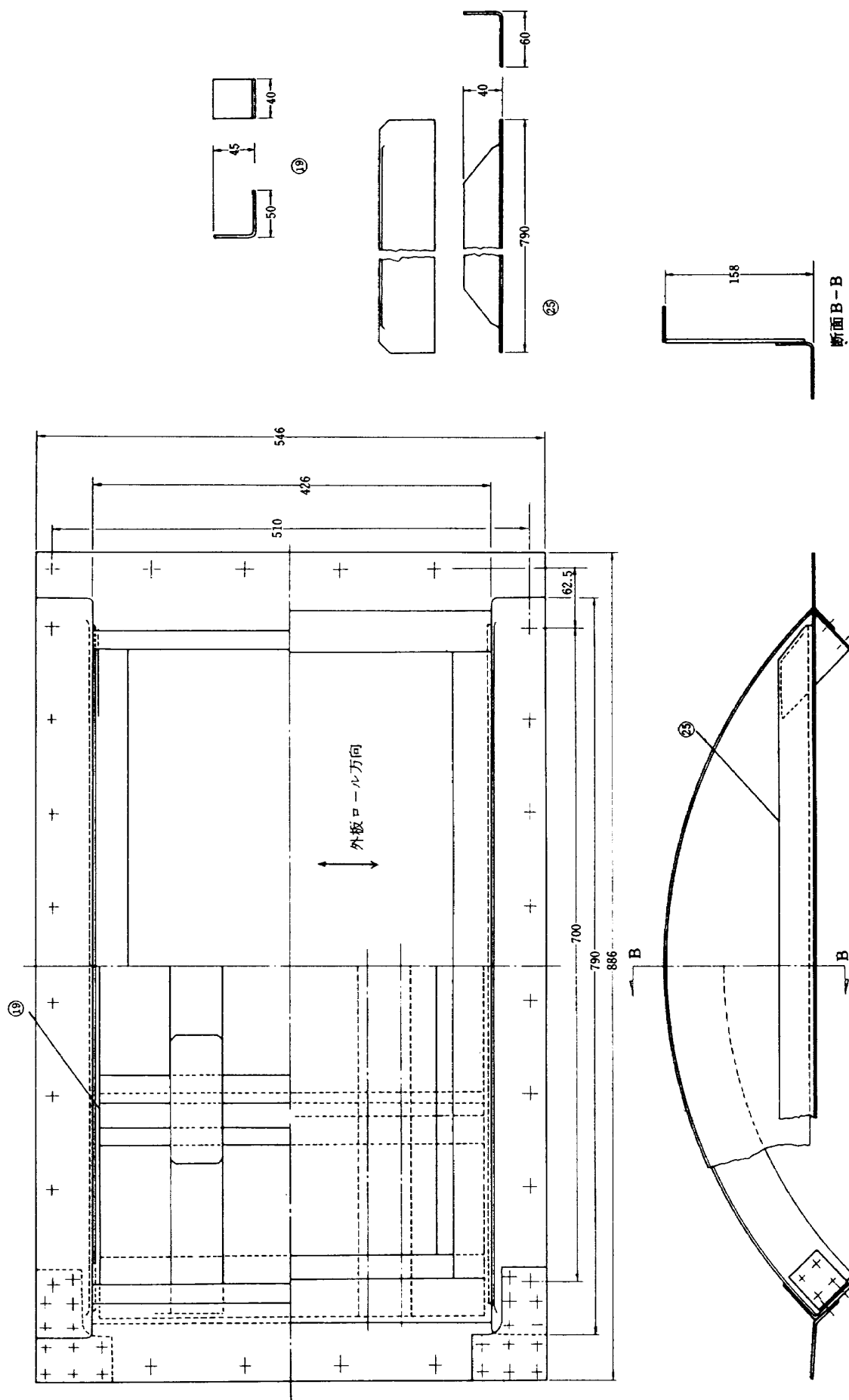
断面 A-A



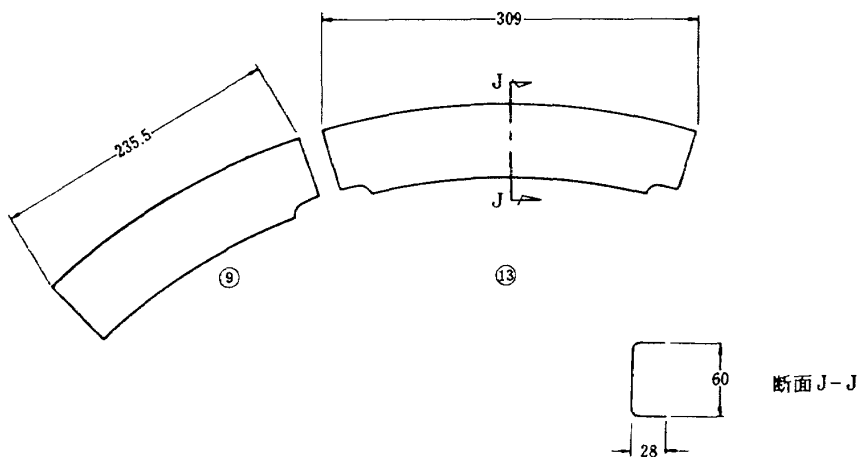
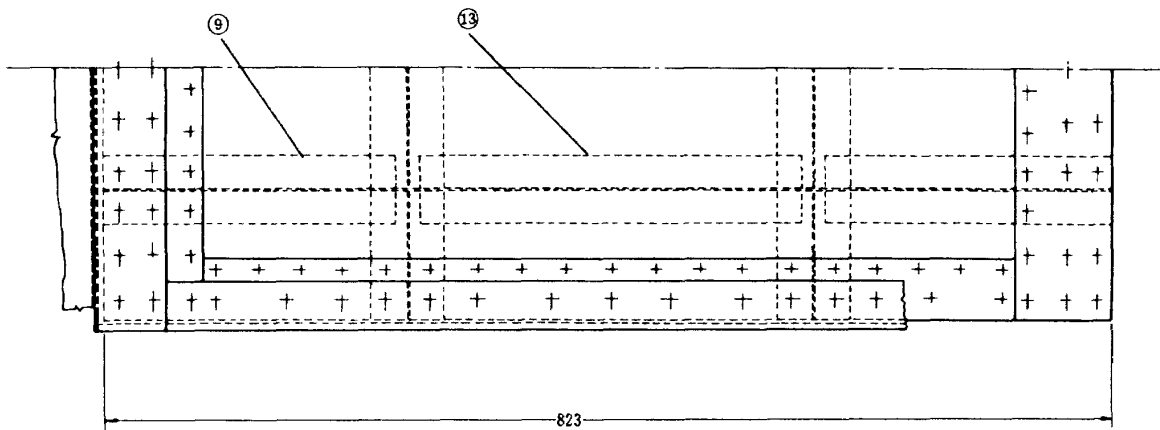
付図2-1(b) 平板構造供試体



付图 2 - 2 (a) 曲面板構造供試体



付図 2 - 2 (b) 曲面板構造供試体



付図 2 - 2(c) 曲面板構造供試体

付録 3 供試体 A, D 標定部の座屈形の検討

第 4 章で述べたように、供試体 D の標定部の最低次の熱座屈形は、目視によれば $m = 2$, $n = 1$ となった。

このようになった原因を、初期変形残留応力等のためと考えた根拠について検討する。

供試体標定部を図 25 のように単純化し、本文(1)式の σ_{xk} , σ_{yk} が、

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{xk} &= \alpha \Delta T_x E / (1 - \nu) \\ \sigma_{yk} &= \alpha \Delta T_y E / (1 - \nu) \end{aligned} \right\} (3-1)$$

で表示出来るような加熱を受けたとすると、(1)式は、

$$\frac{\Delta T_y}{\Delta T_x} = \left(\frac{m^2 + n^2 \lambda^2}{n \lambda} \right)^2 - \left(\frac{1}{\lambda} \right)^2 \cdot \frac{m^2}{n^2} \cdot \frac{\Delta T_x}{\Delta T_E} \quad (3-2)$$

と表わすことができる。ただし、 $\lambda = a/b$, ΔT_E は、板厚 b , 長さ a の細長い板が一様加熱されたときの座屈温度で、 $\pi^2 b^2 / \{ 12 a^2 \alpha (1 + \nu) \}$ と表示される。

(3-2) 式は、座屈形 (m, n) は、座屈時の x, y 方向の支持部と平板の温度差 $\Delta T_x, \Delta T_y$ によって定まることを示している。供試体標定部の縦横比は、リベット間距離で、 $\lambda = 2.31$ であり、($m = 1, n = 1$), ($m = 2, n = 1$) をそれぞれ (3

- 2) 式に代入して、交点を求めると、 $\Delta T_x / \Delta T_E$
 $\sim \Delta T_y / \Delta T_E$ 座標上で、(15.67, 4.59)となる。

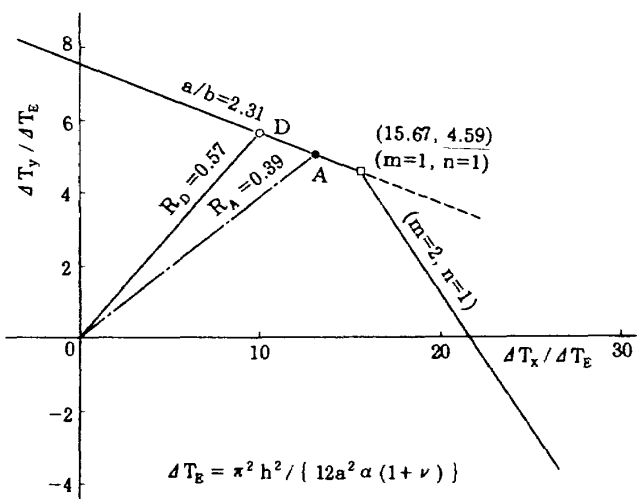
即ち、 x, y 方向の温度差の比 R が

$$R (= \Delta T_y / \Delta T_x) > 4.59 / 15.67 \approx 0.3 \quad (3-3)$$

のとき、最初に($m=1, n=1$)の座屈形が、また、 $R < 0.3$ のとき、最初に($m=2, n=1$)の座屈形が生じることを示す。(3-3)式で表示された条件を、供試体A, Dに適用すると、図16に示す温度差 $\Delta T_S (= \Delta T_y \times 6.38)$, $\Delta T_R (= \Delta T_x \times 6.38)$ から、 R は、

$$\left. \begin{aligned} R_A &= 0.39 \quad (\text{at } T\#8 = 160^\circ\text{C}) \\ R_D &= 0.57 \quad (\text{at } T\#8 = 105^\circ\text{C}) \end{aligned} \right\} (3-4)$$

と計算され、いずれの供試体の標定部も、まず、($m=1, n=1$)の座屈形となるべきことを示す(付図3-1参照)。供試体Aの静加熱試験結果も、目視によるものではあるが、($m=1, n=1$)の座屈形となっており、上で述べた検討結果に当てはまる。このことは、供試体Dについても、($m=1, n=1$)の座屈形が最初に出現すべきことを示唆していると考えられる。



付図3-1 平板モデル熱座屈特性

付録4 レオロジーモデルによる疲労寿命推定法

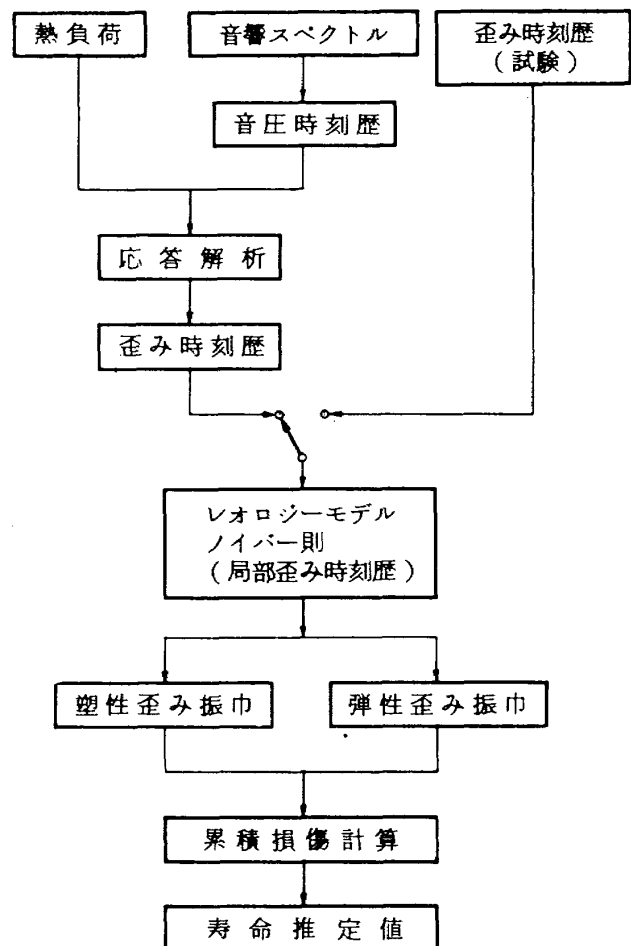
平滑な材料にある応力が働くと、微小な材料欠陥等のため局部的な応力集中が起こり、疲労損傷が発生する。そこで、バネと摩擦抵抗器を用いて、一般部の応力から、局部的な歪みを求め累積損傷の考え方によって寿命の推定を行った。バネと摩擦抵抗器によって、応力-歪みの関係を模擬する方法を、レオロジーモデルと呼ぶ。²¹⁻²²⁾

ここでは、第6章で行った寿命推定解析²³⁾の概略について述べる。

付図4-1に、寿命推定法の流れ図を示すと共に、流れに従って概説を行う。

(1) 音響負荷スペクトル

構造物は、その使用において実働荷重を受け、その特性は、スペクトル、平均値、分散、確率密度等の統計量を総合することによって定められるが、本



付図4-1 寿命推定解析流れ図

推定解析では、スペクトルのみを使用する。従って、本試験の場合は、音響スペクトルとして、スペック試験では図 28 に NAL 試験装置として示す。また、加速試験では図 37 に示すスペクトルを使用した。

(2) 音圧時刻歴

音響スペクトルから、モンテカルロ法によって、音響圧力の時刻歴を求める。この時刻歴は、構造の運動方程式の外力となる。

(3) 構造の応答計算

供試体標定部を、周辺単純支持の平板と仮定し、この平板に音圧の時刻歴と熱負荷が掛ったときの平板中央表面短辺方向の応力を求める。

通常、音響疲労によって損傷を受ける場所は、本供試体の場合、長辺上のリベット穴と考えられ、解析では、その点の曲げ応力は常に 0 となる。そこで、実験結果²⁴⁾との比較から、平板中央表面短辺方向応力の解析値の 0.8 倍を、供試体リベット線（解析モデルでは、単純支持線）上の一般応力とした。このような方法で、逐次解析を行うことによって、応力の時刻歴が求まる。以後、この応力の時刻歴を単に応力と呼ぶ。

一方、動応答試験（第 5 章参照）で計測された歪み（SG#2, 4, 9, 11）は、リベット線上より、約 20mm 中央に寄った点のものであり、解析との比較の都合上、試験結果から得た係数 2 を掛けて、リベット線上の歪みとした。以上をまとめると、標定部長辺リベット線上の一般部の応力 S は、解析の場合、単純支持解析の 0.8 倍、試験の場合、計測値の 2 倍にそれぞれなると仮定した。

(4) レオロジーモデル

(3) で求めたリベット線上の応力 S から、リベット穴等の応力集中部の応力=歪みの関係を、レオロジーモデルとノイバー則によって推定する。推定された応力又は歪みを以後、局部応力 σ 、及び局部歪み

ϵ と呼ぶ。

付図 4-2 に、バネと摩擦抵抗器からなるレオロジーモデルを示す。 $E_1 \sim E_n$ は、バネ定数、 $R_1 \sim R_n$ は、摩擦力を示す。 E_n, R_n を適当に定めると、Ranberg-Osgood 表示されている場合の σ と ϵ を付図 4-3 のように折れ線で近似することが出来る。

一方、ノイバー則から、疲労切欠係数を K_f 、応力集中係数を K_σ 、歪み集中係数を K_ϵ とすると、それらは、

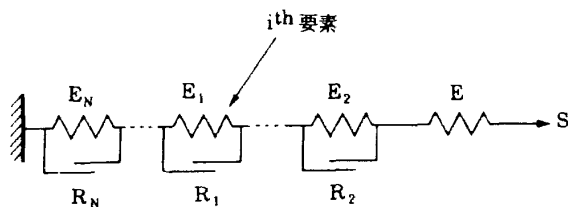
$$K_f = (K_\sigma \cdot K_\epsilon)^{1/2} \tag{4-1}$$

の関係がある。今、一般部の応力 S が、弾性範囲内であるとき (4-1) 式は、

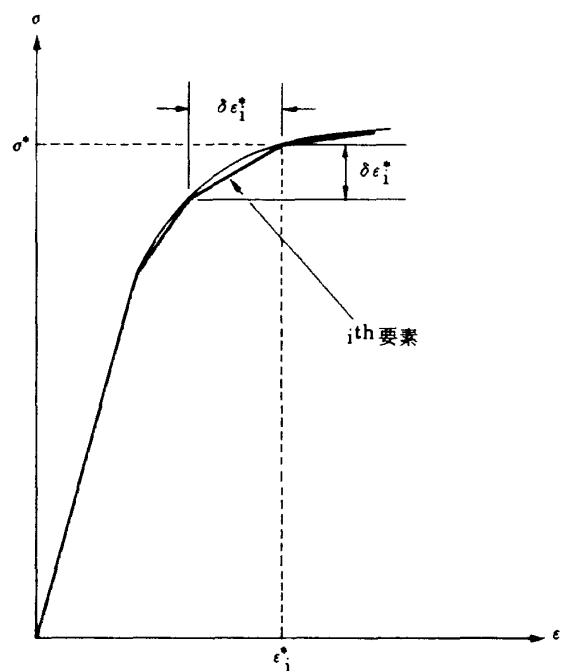
$$\Delta\sigma \cdot \Delta\epsilon = (K_f \cdot \Delta S)^2 / E \tag{4-2}$$

と書き直すことが出来る。ただし、 E は、ヤング率、 Δ は、振巾を意味する。(4-2) 式は、一般部の応力振巾 ΔS が解かると、局部の応力振巾と歪み振巾の関係が、双曲線で表示され、レオロジーモデルによって近似される $\sigma \sim \epsilon$ 関係の交点から、 $\Delta\sigma, \Delta\epsilon$ の値が決定される。この関係を図示すると、付図 4-4 のようになる。

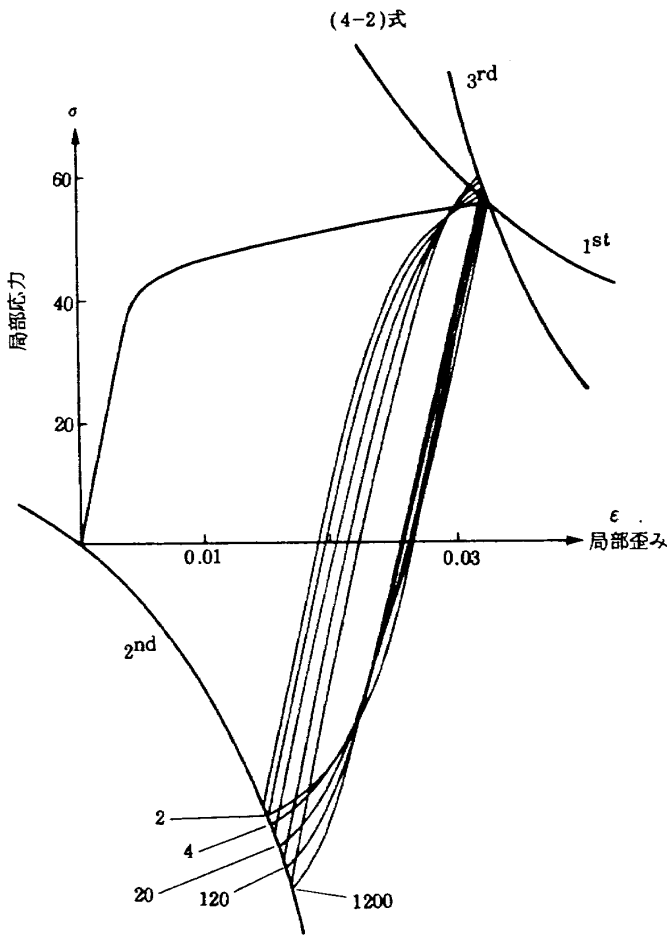
即ち、応力 S から、応力振巾 ΔS が求まると、(4-2) 式から $\Delta\sigma$ と $\Delta\epsilon$ の関係が双曲線で示される。また、レオロジーモデルから $\Delta\epsilon$ が求まるから、双曲線との交点から $\Delta\sigma$ が求められる。



付図 4-2 レオロジーモデル



付図 4-3 応力-歪み関係の近似



付図 4-4 レオロジーモデルとノイバー則による局部応力-歪みの推定

このようにして、レオロジーモデルは、パウシニング効果、加工硬化、平均応力リラクゼーションを含めて、局部応力-局所歪みの関係を模擬することができる。

(5) 疲労寿命計算

$\Delta\epsilon$ がレオロジーモデルによって求まると、疲労寿命は、Manson = Coffin の式を拡張した式

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\epsilon}{2} &= \left(\frac{\Delta\epsilon_e}{2} + \frac{\epsilon_p}{2} \right) \\ &= \frac{\sigma_f'}{E} (2N)^d + \epsilon_f' (2N)^c \end{aligned} \quad (4-3)$$

から計算する(記号は、付表 4-1, 4-2 参照)。ただし、実際の寿命計算は、 $\Delta\epsilon_p \geq 1700 \mu\epsilon$ のとき

$$2N = (\Delta\epsilon_p / 2\epsilon_f')^{1/c} \quad (4-4)$$

で、また、 $\Delta\epsilon_p < 1700 \mu\epsilon$ のときは

$$\Delta\epsilon_{eq} = \Delta\epsilon_e / (1 - \sigma_m / \sigma_f) \quad (4-5)$$

ただし、 σ_m は、平均応力

によって平均応力効果を含めた等価弾性歪み振巾を計算し、

$$2N = (\Delta\epsilon_{eq} \cdot E / 2\sigma_f')^{1/d} \quad (4-6)$$

から寿命を計算する。ただし、 N は、通常の 1 周期の半分である。

(4-4) 式、又は (4-6) 式から、 $\Delta\epsilon$ ($\Delta\epsilon_p$ 又は、 $\Delta\epsilon_e$) の一定歪み振巾による寿命 ($2N$) が解ると、疲労損傷 D は、1 回の $\Delta\epsilon$ に対して $D = 1 / (2N)$ で計算される。次の $\Delta\epsilon$ に対しても D が計算され、その累積が $D = 1$ のとき疲労破断が起こるとする。

最後に、寿命推定に用いた各種材料定数³⁷⁾を、付表 4-1, 4-2 にそれぞれ示す。

付表 4-1 Al 合金材材料定数 (常温)

No.	記号	項 目	単 位	2024-T4	7075-T6	2014-T6
1	E	ヤング率	kg/mm ²	7170	7240	7380
2	M	リラックス定数	"	2110	2110	2110
3	K	Monotonic 強度係数	"	82.3	84.4	59.8
4	n	" 歪硬化指数		0.20	0.113	0.035
5	K'	Cyclic 強度係数	kg/mm ²	83.7	92.8	70.0
6	n'	" 歪硬化指数		0.0973	0.0835	0.081
7	σ_f	疲労強度係数	kg/mm ²	102.6	239	110.7
8	ϵ_f	疲労延性係数		2.11	1.905	0.39
9	d	疲労強度指数		-0.11	-0.20	-0.119
10	c	疲労延性指数		-0.981	-0.93	-0.659
11	σ_f	真破断強度	kg/mm ²	64.3	75.9	64.0
12	ρ	密 度	kg·sec ² / mm ⁴	2.82×10^{-10}	2.82×10^{-10}	2.82×10^{-10}
13	ν	ポアソン比		0.33	0.33	0.33
14	α_T	線膨張係数	°C ⁻¹	22.8×10^{-6}	22.8×10^{-6}	22.8×10^{-6}

付表 4-2 Ti-6Al-4V 材材料定数

No.	記号	項 目	単 位	Ti-6Al-4V (Solution treated, aged)					
				R.T.	50°C	100°C	150°C	200°C	250°C
1	E	ヤング率	kg/mm ²	12000	11700	11100	10500	9900	9300
2	M	リラックス定数	"	3500	3500	3500	3500	3500	3500
3	K	Monotonic 強度係数	"	147	141	128	116	103	90.4
4	n	" 歪硬化指数		0.033	0.033	0.033	0.033	0.033	0.033
5	K'	Cyclic 強度係数	kg/mm ²	148	142	129	117	104	91.4
6	n'	" 歪硬化指数		0.075	0.075	0.075	0.075	0.075	0.075
7	σ_f	疲労強度係数	kg/mm ²	221	213	196	179	162	145
8	ϵ_f	疲労延性係数		0.94	0.90	0.83	0.76	0.69	0.62
9	d	疲労強度指数		-0.112	-0.112	-0.112	-0.112	-0.112	-0.112
10	c	疲労延性指数		-0.08	-0.68	-0.68	-0.68	-0.68	-0.68
11	σ_f	真破断強度	kg/mm ²	175	169	158	147	136	125
12	ρ	密 度	kg·sec ² / mm ⁴	4.59×10^{-10}	4.59×10^{-10}	4.59×10^{-10}	4.59×10^{-10}	4.59×10^{-10}	4.59×10^{-10}
13	ν	ポアソン比		0.34	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34
14	α_T	線膨張係数	°C ⁻¹	9.45×10^{-6}	9.45×10^{-6}	9.45×10^{-6}	9.45×10^{-6}	9.45×10^{-6}	9.45×10^{-6}

航空宇宙技術研究所報告 683号

昭和56年10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)47-5911(大代表)〒182
印刷所 株式会社 東京プレス
東京都板橋区桜川 2 - 27 - 12
