

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-374

高压多段軸流圧縮機における旋回失速,
サージングの一監視計測

小林 紘 ・ 大山 耕 一
田村 敦 宏 ・ 菅原 昇

1978年11月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

高圧多段軸流圧縮機における旋回失速, サージングの一監視計測*

小林 紘** 大山 耕一***
田村 敦宏*** 菅原 昇***

A Monitoring of Rotating Stall and Surging in a High Pressure Multi-Stage Axial-Flow Compressor

By

Hiroshi KOBAYASHI, Koichi OYAMA,
Atsuhiko TAMURA, and Noboru SUGAWARA

ABSTRACT

A monitoring of rotating stall and surging was carried out in order to protect a high-pressure multi-stage axial-flow compressor from destruction due to the unsteady flow phenomena, during the measurements over a wide range of its performance. The data, including that of the transition region into rotating stall and surging, obtained from the following measurements; fluctuating total and static pressures near the compressor casing wall with probe-microphones and pressure transducers of the strain-gauge type, rotor and stator blade vibration with strain gauges stuck on blades, and a sound pressure variation with a microphone in front of the compressor. Both rotating stall and surging could be detected easily from the measurements of the fluctuating total or static pressure near the compressor casing wall. The possibility of a prediction of resonant surging was given by the observation of a low frequency pulsating flow (about 1 Hz) immediately before resonant surging. The number of stall cells and the propagating speed of a rotating stall in the various compressor conditions are measured.

第1章 まえがき

航空機の大型化, 高速化に伴って, エンジンの大推力化, 軽量化が進められている。その主要素であるファン, 圧縮機においては, 長スパン薄翼が使用されて, 翼剛性面での低下がみられる。それに加えて, 翼に作用する非定常空気が, 作動流体の高速化, 高圧力比化により増加しているため, 翼の振動疲労破損の可能性が強くなっていると考えられる。

また, ファン, 圧縮機, タービンにおける翼列フラッタ⁸⁾, 旋回失速¹⁻⁵⁾, サージング⁵⁻⁷⁾等の非定常現象の発生は,

ファン, 圧縮機, エンジンの著しい性能低下, ファン, 圧縮機, エンジン本体の振動へと導く。そのため, これらの非定常現象をエンジン作動中に迅速, 明確にとらえ, 進んで予知することは, エンジン, ひいては航空機の安全性, 信頼性の面からも重要な問題である。

今回は, 試作された高圧多段軸流圧縮機の性能計測を安全に遂行するため, 上述の非定常現象を下記の機器の総合的な測定により明確に取りえること, 並びにこれらの現象発生予知のための資料を得ることを目的として, 性能計測と同時に監視計測を行なった。

ところで, フラッタ, 旋回失速, サージング等の非定常現象に関しては, 今日まで数多くの理論的, 実験的研究¹⁻⁸⁾がなされて, その本質が明らかにされてきている。しかし, 実際の高圧多段軸流圧縮機において, これらの現象を

* 昭和53年7月17日 受付

** 航空機公害グループ

*** 原動機部

計測する場合には、翼列間隔の狭さによる測定機器挿入の困難さ、機器を流れの中へ挿入することによる流れへの影響、並びに、機器それ自体と回転翼列との接触とによる破損等の問題とともに、測定すべき場所の流体の温度、圧力、流速等の条件に適合した測定機器の選択の問題が存在するため、これら全てを考慮して計測を行わなければならない。

上述の測定の困難さのため、高圧多段軸流圧縮機における非定常現象の計測資料が少ないと同時に、これらの現象の監視に必要な非定常現象発生前後の計測も殆んど行われていない。

そのための測定として、①コンデンサーマイクロフォン、または、歪ゲージ型圧力センサーによる、12段高圧軸流圧縮機ケーシング内壁での変動静圧の計測、②流れへの挿入による圧縮機性能への影響及び、回転翼列との接触を考慮して、ケーシング壁面より5mm程度流れの中へ挿入した歪ゲージ型圧力センサー付ビトー管による変動総圧の計測、③圧縮機の動・静翼に貼付された歪ゲージによる翼振動の計測、また、実験の一部においては、④圧縮機前方のマイクによる圧縮機開口端からの放射音の計測を行い、総合的な監視を試みた。同時に、非定常現象の発生にともなって発生、伝はんする変動圧力を上述①、②で取らえることによって、数少ない計測点でも

って多段軸流圧縮機の非定常現象監視が出来るか否かの検討も行った。

そして、①及び②の変動圧力測定により、高圧多段軸流圧縮機において、容易かつ、明確に、旋回失速(セル数、旋回速度)、サージが監視されることが明らかとなった。また、この高圧多段軸流圧縮機の共鳴サージ発生前には、1 Hz 前後の低周波数の脈動が発生することがとらえられた。この脈動監視が共鳴サージ予知の一手段としての可能性を含むものと思われ、今後の研究が必要である。

第2章 実験装置及び方法

2.1 高圧多段軸流圧縮機

試作された高圧多段軸流圧縮機は、入口案内羽根から4段静翼まで可変静翼である12段の高圧軸流圧縮機(設計回転数13200 rpm、圧力比12.4)であり、性能計測のため、減圧室に設置された。性能計測は、可変静翼の角度、圧縮機の吐出弁開度、及び回転数を変えて行われ、それに伴って監視計測が遂行された。

2.2 変動圧力の測定

多段軸流圧縮機において、翼の失速、旋回失速等の非定常現象の発生を確認し、その発生位置をとらえるためには多くの測定点が必要となる。そこで、本実験におい

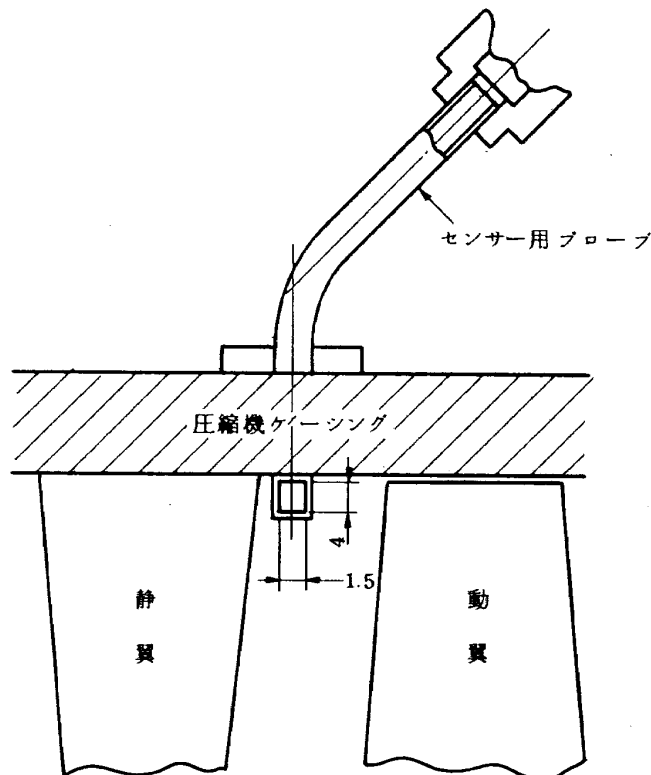


図1 センサーアダプター取付け図

ては、それらの非定常現象発生によって圧縮機内で発生、伝はんする変動圧力を含めて圧縮機ケーシング壁面で、静圧、総圧の時間的変動を測定することによって、少ない測定点数での圧縮機全体監視の可能性を調べた。また、変動静圧と変動総圧とから非定常現象監視のために得られる情報量の比較、並びに測定において必要とされるセンサーの感度の検討も上述の計測を通して行われた。

計測として、圧縮機ケーシング壁面に取り付けられた外径 3ϕ 、内径 2ϕ の導管（管先端はケーシング内壁面と同一面をなしている。）にコンデンサーマイクロフォン（ $\frac{1}{4}$ "または $\frac{1}{8}$ "）、または、歪ゲージ型圧力センサーを装備しての変動静圧の測定、ケーシング内壁より5mm程度流れの中へ出ているピトー管（図1参照）による壁面付近での変動総圧の測定が行われた。ピトー管は回転する翼列との接触をさけるため、静翼列直前に設定されており、壁面から5mm程度の挿入は流れ及び性能に殆んど影響しないものと考えられる。

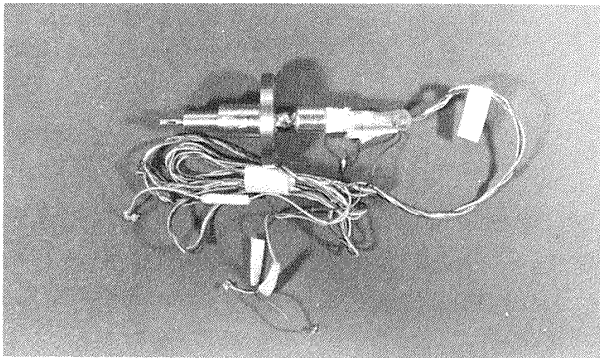
変動圧力センサーとしての歪ゲージ型圧力センサー（入力 2 kg/cm^2 に対して出力 2000μ ）とコンデンサーマイクロフォンを比較した場合、前者は定常成分を含めた圧力を測定するのに対して、後者は定常成分の釣合いが取られて、変動圧力成分のみが計測される。そこで、コンデンサーマイクロフォンは変動成分が小さい場合や

圧縮機後段における如く、静圧が高く、変動成分の定常成分に対する比が小さくなるような場合においても良い感度でデータを得ることが出来る。

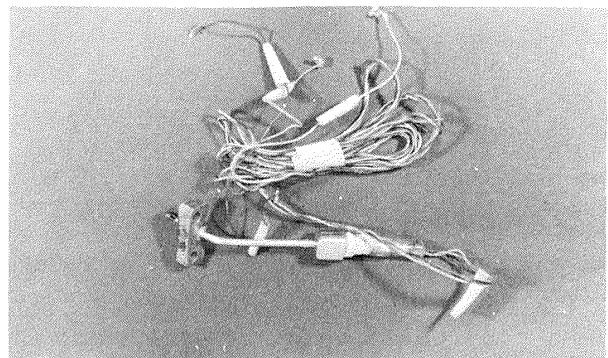
これら変動圧力の測定箇所としては、12段軸流圧縮機の1段、2段、3段、5段、6段、9段の動翼列の後、並びに、入口、出口ダクトに設けられた。前段に比較的多く設定したのは、流量の少い作動範囲内においては前段側で失速が生じることと、4段まで可変静翼であり、この影響が5～6段で現われるであろうと考えたためである。図2(a)～(c)は各々、入口、5段、出口において用いられた歪ゲージ型圧力センサアダプターを示す。また、実験の一部においては、マイクロフォンを圧縮機入口前方2m、軸から約 30° の位置に設定し、圧縮機開口端からの放射音による監視も試みた。

2.3 マイクロフォン用アダプター

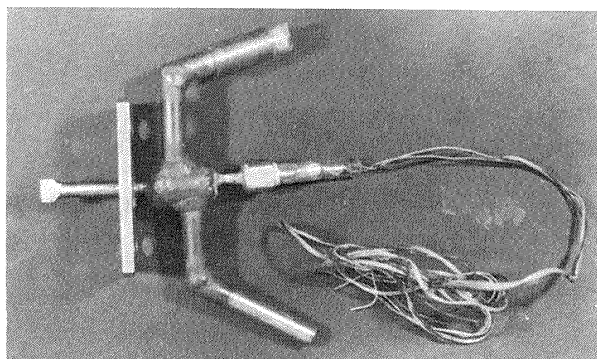
変動圧力の測定に用いたマイクロフォン用アダプター（図3）の製作にあたり、以下の点を考慮した。圧縮機運転の減圧室において、噴霧状態となって空気とともに圧縮機内を流れる油が、マイクロフォンの膜面につき、膜の振動数、振幅に影響を与えるため、アダプターには静圧釣合いのための空気を通る穴②と変動圧力のみが伝播する穴①の2ヶ所をもうけた。そして、穴①を0.1mmのプラスチック板で塞ぎ、（これを通過する際の変動圧



(a) 圧縮機入口圧力センサーとアダプター



(b) 5段用センサーとアダプター



(c) 出口用センサーとアダプター

図2 圧力センサーとアダプター

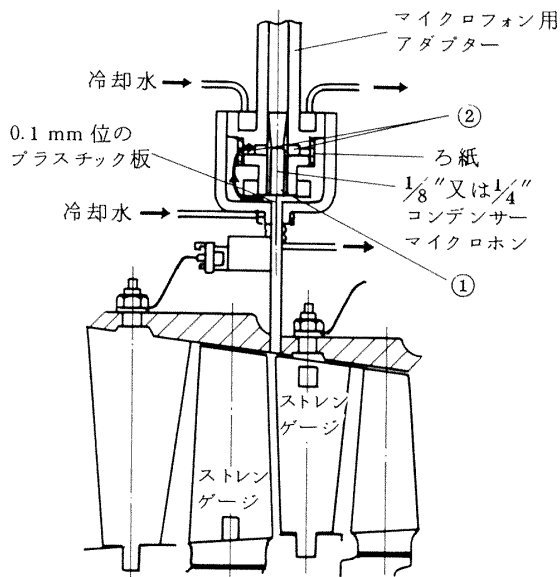


図3 ブロープマイクロフォンの取付図

力の減少は、測定に必要な周波数範囲内では殆んど影響がない。) この板によって、マイクへの油の付着を防ぐとともに、急激な圧力上昇によりアダプター内側の静圧差が大きくなった時のマイクロフォン膜の保護も兼ねている。図中②の静圧釣合用穴の入口にはろ紙を多層重ねて、空気中の油成分を除くと同時にアダプター内部に変動圧力が②の穴から入るのを防いでいる。また、後段において $100^{\circ}\text{C} \sim 350^{\circ}\text{C}$ の空気温度となるため、マイクロフォンの水冷が行われている。監視計測においては、測定データの絶対値そのものよりも相対値、すなわち、一連のデータより、測定値の時間及び実験状態に対す

る変化を見ることが必要である。そこで、測定データに含まれるアダプターの周波数特性は、データの比較(データ間の差)によって相殺されるため、測定データそのものにアダプター補正を行っていない。アダプターによる周波数特性の変化はブロープマイクロフォンのアダプターの場合が特に大きいと考えられる。一方、図2に示したアダプターは、比較的簡単な形状であって低周波伝ばんに影響を与えないため、歪ゲージ型圧力センサーによる測定データの低周波成分の値は、補正の必要がないと思われる。

2.4 翼及び圧縮機の振動

上記の計測とともに、入口案内羽根も含めて静翼1段から7段、動翼1段から6段までの翼に歪ゲージを貼付し、加速度計も圧縮機に取り付けて、旋回失速、サージ等の発生時における翼の振動、圧縮機の振動計測を同時に行った。また、駆動軸を通して圧縮機を強制振動する周波数を知るため、増速装置外殻にピエソ、エレクトリック型の加速度計を取り付けた。図4は歪ゲージの貼付された翼を示す。4～6段動翼並びに5～7段静翼の歪ゲージとして、セミック基面の高温ゲージが使用されている。

2.5 計測及びデータ処理

上述の測定機器の圧縮機における配置図を図5に、計測機器による計測系統図を図6に示す。図中のRB及びSVは各々、動翼、可変静翼を表す。マイクロフォンからの信号は増幅されて、Nagra テープレコーダーに録音され、同時に、14チャンネルのFR-1300 データレコーダ並びに監視用オシロスコープに接続されている。スリッピングを通して得られた翼貼付の歪ゲージから

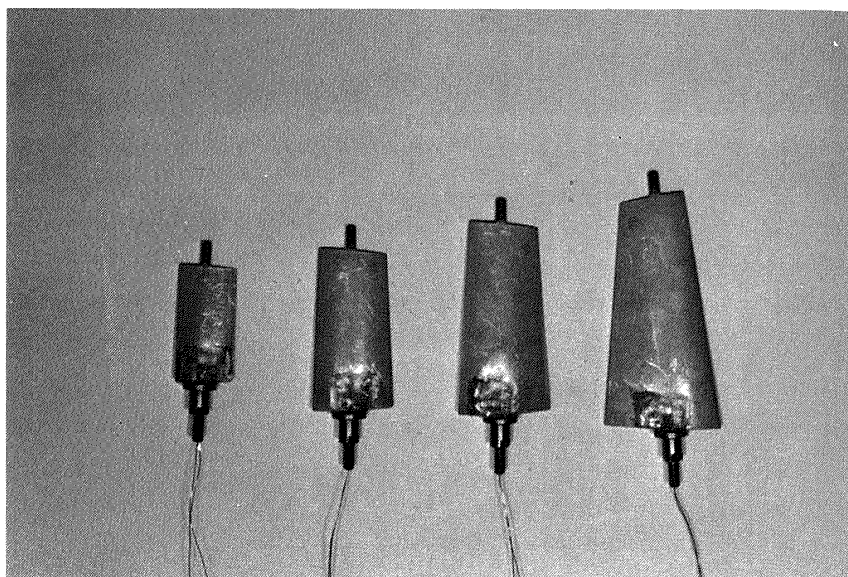


図4 歪ゲージ貼付の可変静翼

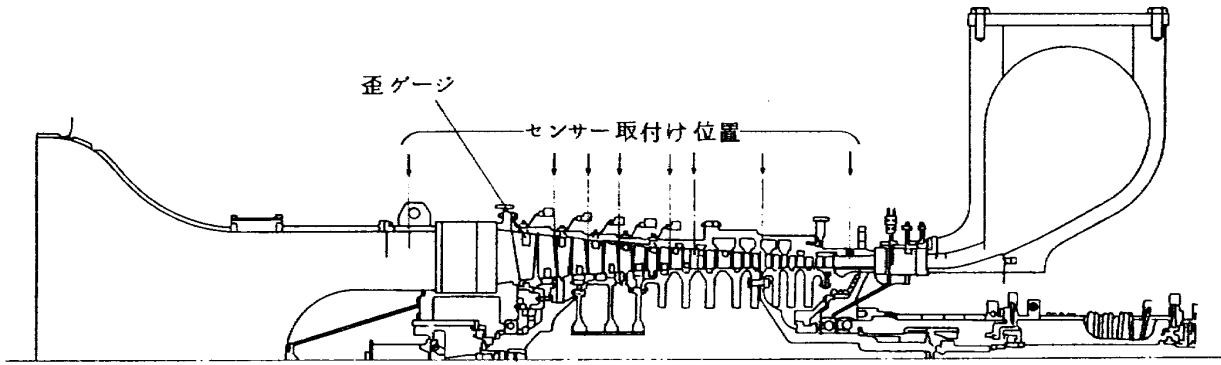


図5 高圧軸流圧縮機と歪ゲージ及びセンサーの配置図

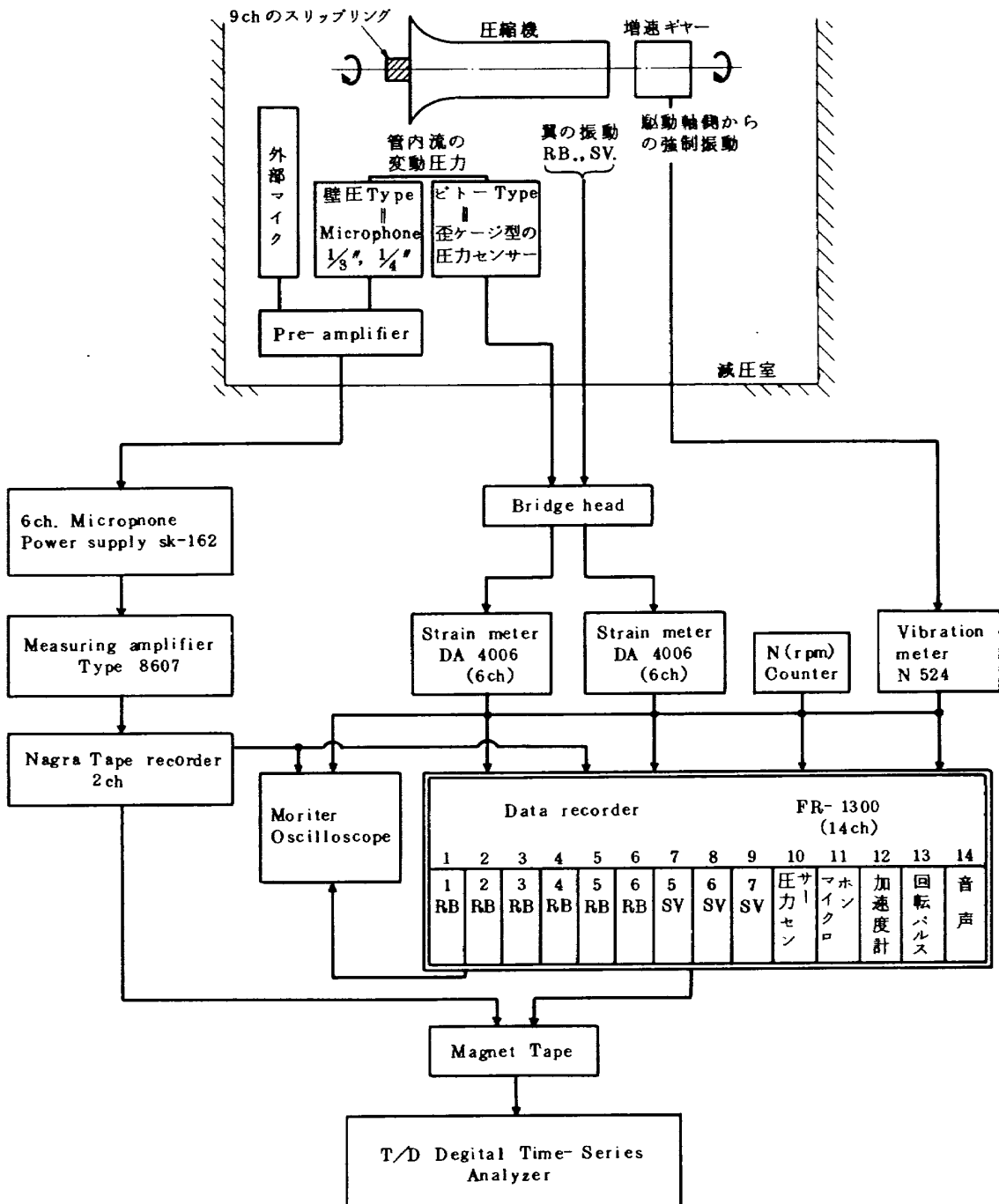


図6 圧縮機内部の変動圧力並びに異振動計測系統図

の出力と歪ゲージ型圧力センサーからの出力は、動歪計で増幅されて、その出力はFR-1300 データーレコーダに入力されている。これらのデータを用いて、ピシグラフによる時間領域上での分析とデジタル周波数分析器による周波数領域上での分析が行われた。

第 3 章 実験結果及び考察

高圧軸流圧縮機の特性曲線を図 7 に示す。旋回失速、サージ現象が前述したセンサー類の総合監視により、この高圧圧縮機の種々の作動状態において計測されたので、以下、これについて述べる。

3.1 可変静翼の食違い角変化と翼振動及び変動圧力の対応

図 8 は 50% 回転で入口案内羽根（以下 I. G. V. と記す）から 4 段までの可変静翼の角度を設定値より $\pm 2^\circ$ 増減（食違い角の増減に対応する。）させた場合の 1 段及び 2 段動翼振動スペクトラムと前述のコンデンサーマイクロフォンによる 1 段動翼列後のケーシング壁面から得られた変動圧力のスペクトラムを表わしている。上段が食違い角を増加させた場合、下段が減少させた場合である。翼振動は 1 段、2 段動翼とも 1 次の曲げ振動（図中の 1 F の記号）が主で、1 次の振り成分（図中の 1 T の記号）が少し現われている。図 8 から、食違い角の増加（減少）が、1 段動翼から放射される 1 次翼通過周波数成分（以下 I. B. P. F. と記す。）の 2 ~ 3 dB 程度の減少（増加）、1 段、2 段各動翼の 1 次曲げ振動応力の 0.5 kg/cm^2 程

度の減少（増加）に対応していることが出来る。

可変静翼の食違い角の増加（減少）により静翼からの流れの流出角が増加（減少）して、動翼に対する流入角が減少（増加）する。これにともなって、動翼の迎え角が減少（増加）し、並びに静翼列後流による動翼上の upwash が減少（増加）して、動翼振幅の減少（増加）となって現われたものと考察される。これらのデータは、可変静翼の食違い角の変化が壁面変動圧力計測及び翼振幅計測によって監視される可能性があることを示している。

3.2 旋回失速

以下に記す旋回失速は、図 7 に示した圧縮機特性曲線の作動線上で発生したものでなく、可変静翼の円周方向食違い角不均一分布が生じた際（図 9 参照）に発生したものである。これらの旋回失速は、圧力センサー、翼上の歪ゲージによって明確にとらえられ、その計測データを分析することによって旋回失速のセル数、伝ばん速度が計算された。

旋回失速発生時の I. G. V. および 1 段 ~ 4 段までの可変静翼の円周方向食違い角分布を設定角に対する差として表わすと、図 9 の如くなり約 $0.5^\circ \sim 1.0^\circ$ の間で変化していることがわかる。この時の各回転数における 1 段から 4 段各静翼前縁での半径方向分布（図 10）は、旋回失速発生状態においても、全圧は半径方向にあまり大きな変化をせず、特に旋回失速発生近傍の 40% 回転での半径方向分布はむしろ一様に近いことを示している。また、

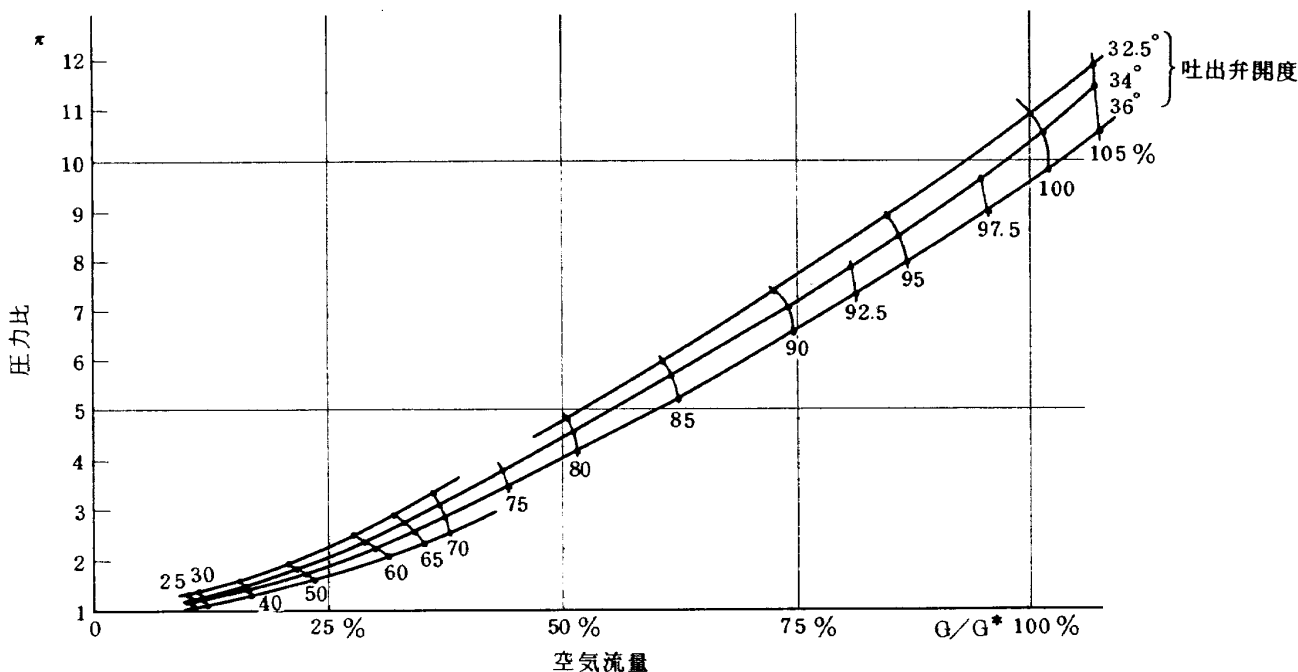


図 7 高圧軸流圧縮機の性能特性

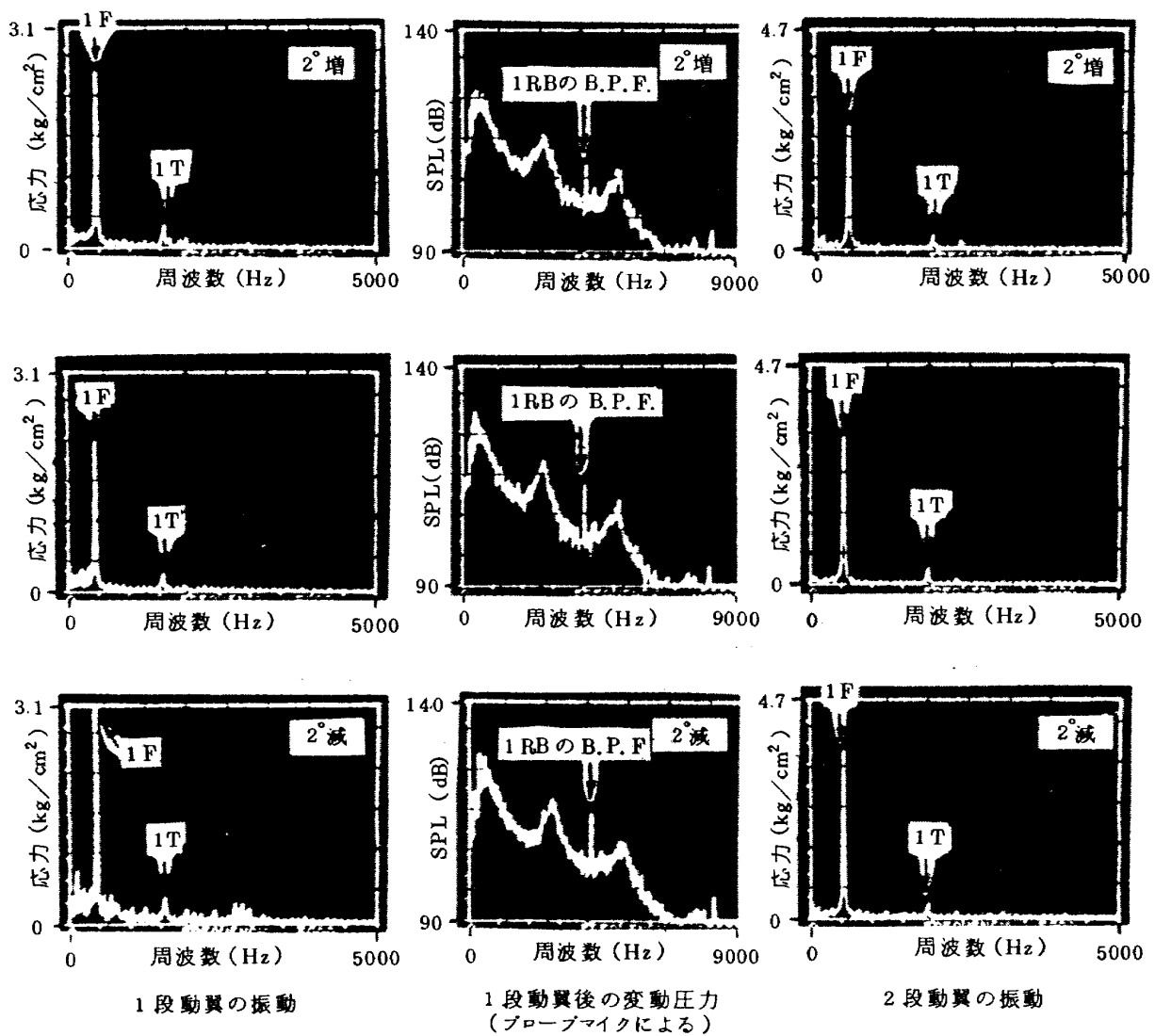


図8 50%回転でVSVの角度を変化させた場合の
1 段動翼後の変動圧力と翼の振動

他の実験結果⁹⁾では、全圧円周方向分布不均一は半径方向分布不均一よりも圧縮機特性に悪い影響を与えることが明らかにされている。したがって、上述の事より、この旋回失速の発生は全圧分布半径方向不均一によるものではなく、可変静翼食違い角円周方向不均一による流れの円周方向非一様性に起因するものと考察される。

3.2.1 吐出弁開度一定で回転数を変化させた状態での旋回失速発生

吐出弁開度 36° と一定にして、圧縮機回転数を40, 50, 60, 65%と変えた場合の計測結果を図11, 12に示す。

圧縮機入口、5 段静翼近傍、圧縮機出口の変動総圧（圧力センサーを用いての測定）並びに1 段、2 段、4 段、5 段、6 段の各動翼及び5 段静翼の振幅を時間領域上で表示したもの（ピシグラフ）が図11(a)–(c)であり、一方、周波数領域上で表示したもの（スペクトラム）が

図12である。スペクトラム図中の基線からの棒の長さは、変動圧力あるいは振動応力の大きさに対応している。

40%回転（図11(a)）において旋回失速の発生は見られない。40%回転における変動圧力、翼振動応力を可変静翼の円周方向食違い角の均一の場合（図14参照）と不均一の場合について比較すると、1 段、2 段動翼振動応力は変わらないが、下流の4 段動翼（振幅が2倍の増加）、5 段動翼、5 段静翼（約1.5倍の振幅増加）の振動応力は増加している。しかし、6 段動翼の振動応力は殆んど変化していない。これより、I.G.V.、1 段、2 段、3 段可変静翼列の円周方向不均一の影響は、下流にいくにつれて集積されて、流れのDistortionを形成し、4 段、5 段翼列に影響を与えて、6 段翼列までには減衰しているものと考察される。

50%回転（図11(b)）において、4 段動翼の振動応力は

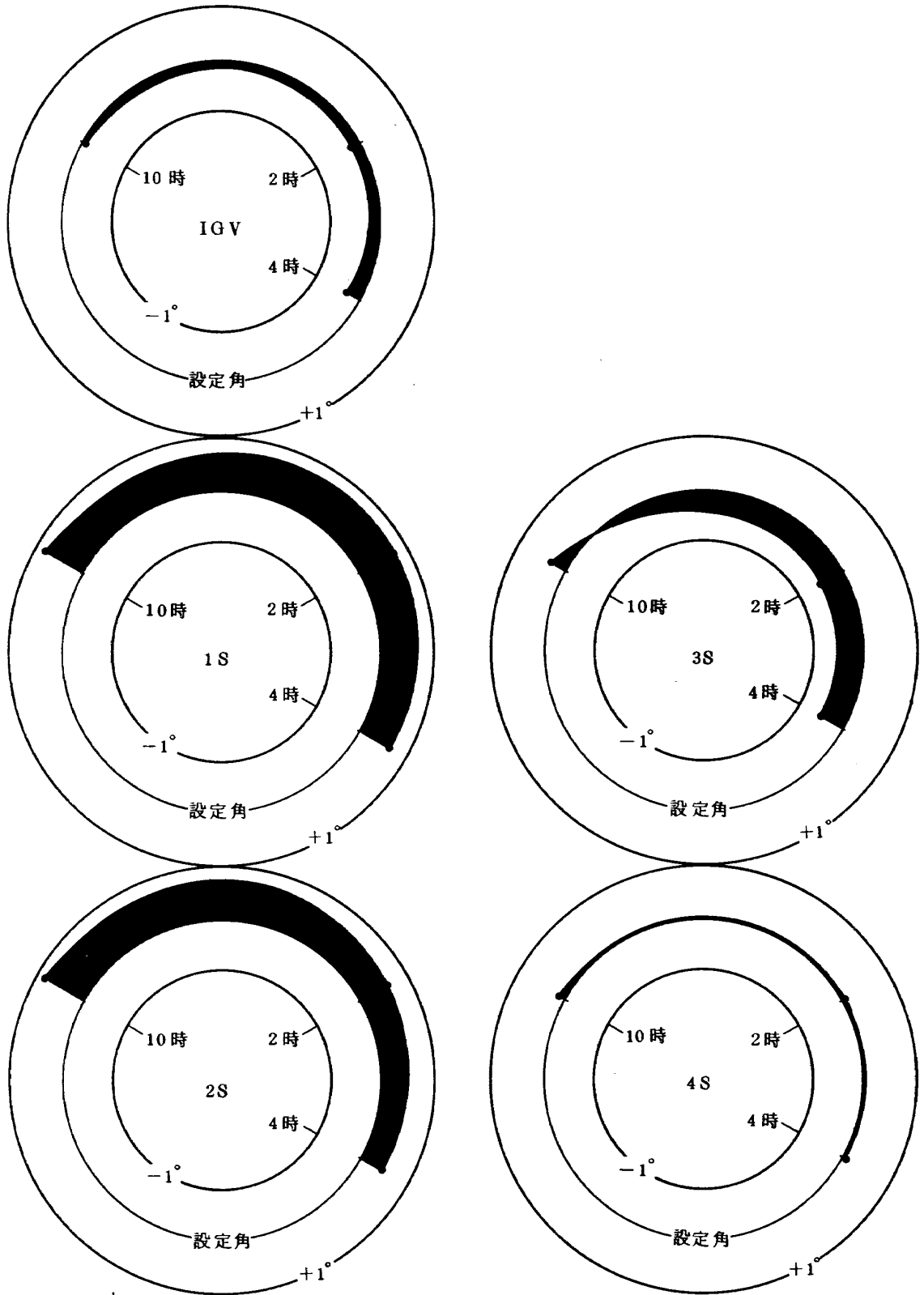


図9 可変静翼の食違い角の円周方向不均一分布

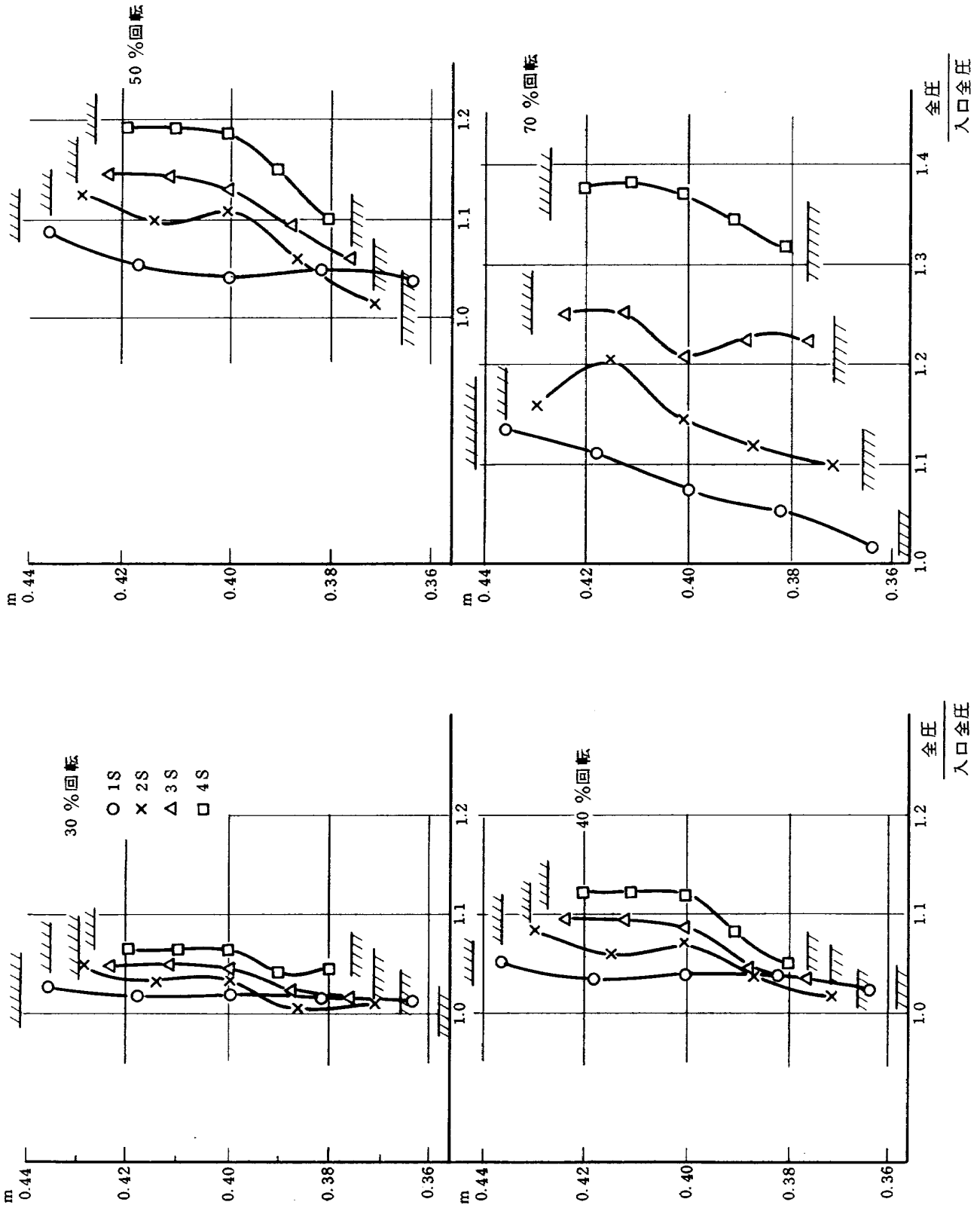
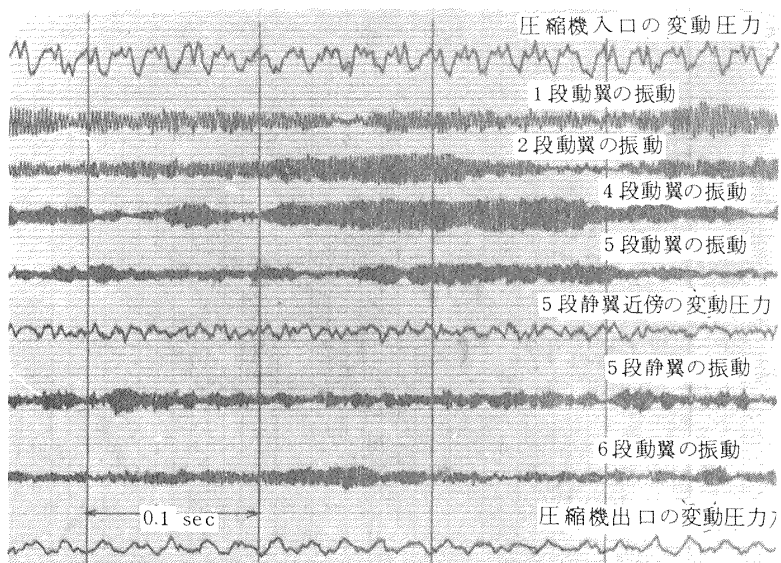
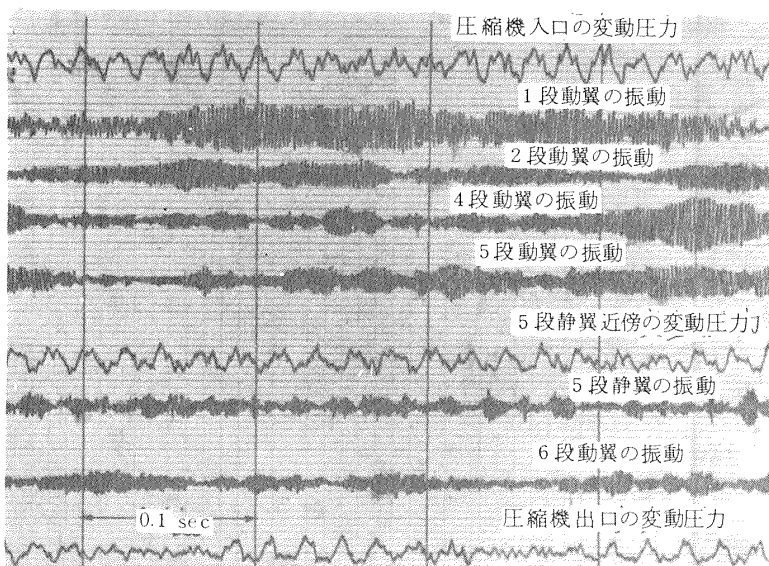


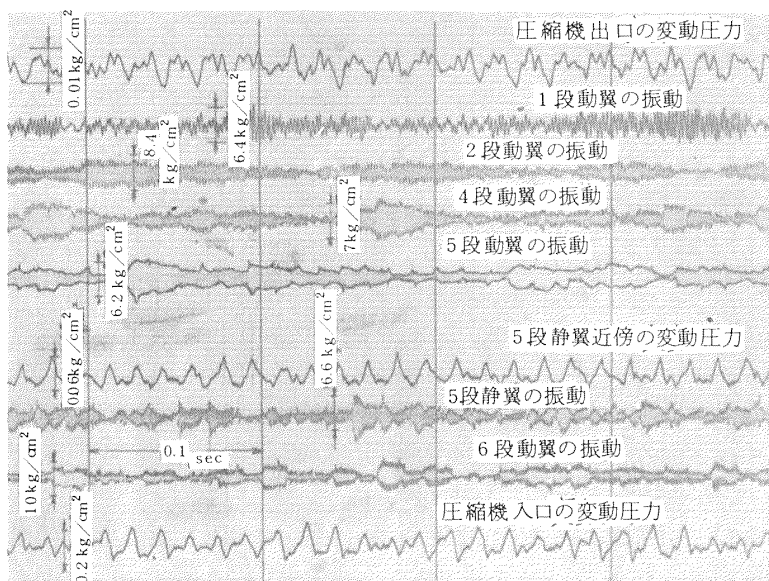
図 10 半径方向全圧分布 (吐出弁開度 34°)



(a) 40%回転 吐出弁開度 36° (Exp. No. 520)



(b) 50%回転 吐出弁開度 36° (Exp. No. 520)



(c) 60%回転 吐出弁開度 36° (Exp. No. 520)

図 11 吐出弁開度一定にして回転数を変えた時の旋回失速の発生

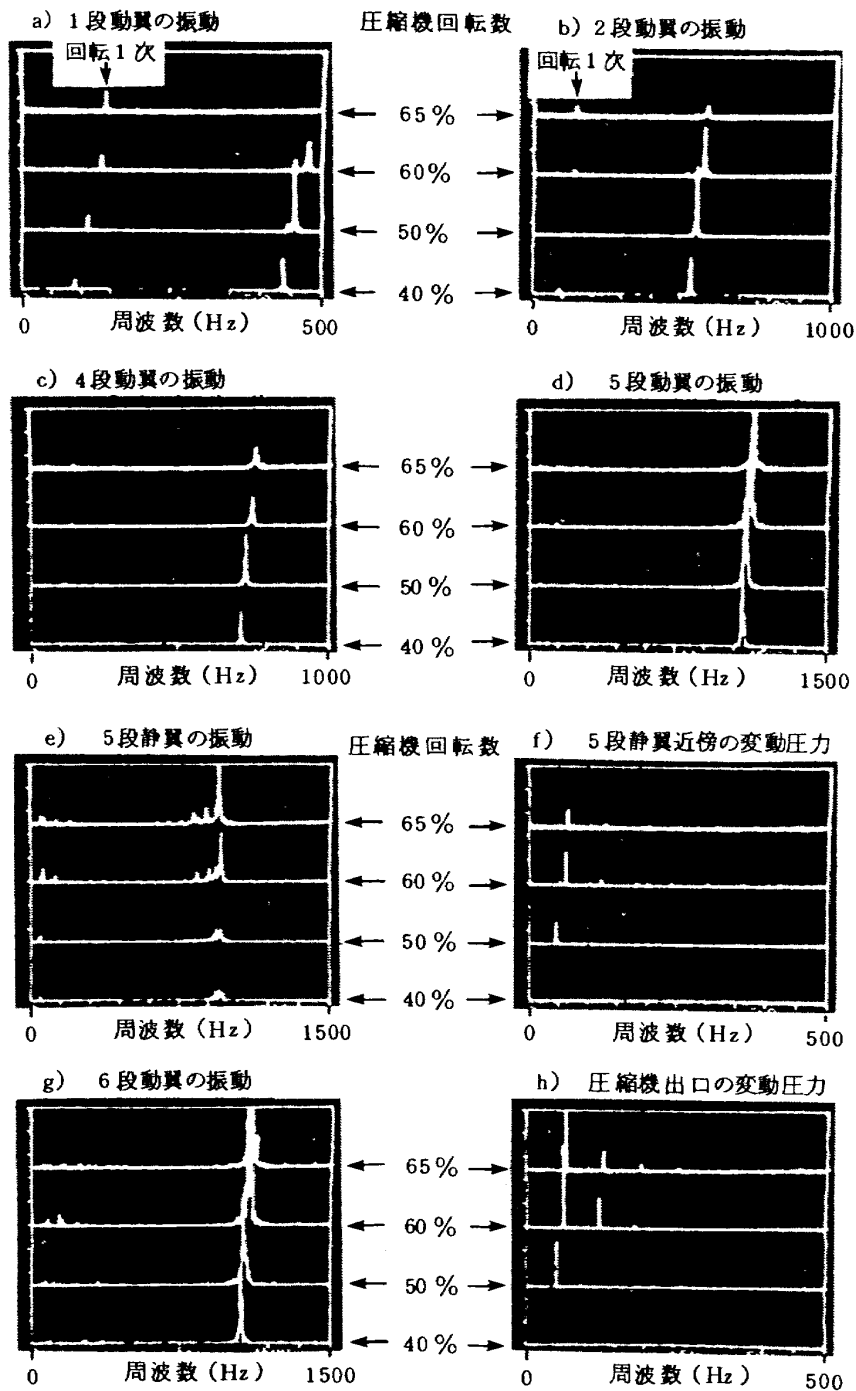


図12 回転数変化にともなう変動圧力と翼振動（巡回失速の発生）

10 kg/cm² と不均一分布の影響によって、同回転時の均一分布の場合の2倍となっている。しかし、4段動翼振動応力のスペクトラム分析（図12(c)）からは、巡回失速に基因する周波数成分（低周波領域において圧縮機回転数変化に比例して変化する周波数成分）は検出されない。加えて、圧縮機入口の変動圧力及び1段、2段動翼の振動スペクトラム（図12(a)と(b)）からも巡回失速の存在はとらえられない。一方、図12(d)~(h)の5段、6段翼振動スペクトラムの50~100 Hzの周波数領域において、圧縮

機回転数の変化に殆んど比例して変化する成分（この成分の周波数は圧縮機回転次数と異なる。）が、50%回転から発生していることを見ることが出来る。また、図12(f)と(h)の変動圧力スペクトラムは、巡回失速に基因すると考えられる非定常空気力の2次、3次成分の存在をより明確に示している。これら一連のデータ分析（セル数、巡回速度の詳しい分析は3.2.2を参照）により、この低周波領域の変動圧力成分は巡回失速に基因するものであり、I.G.V. から4段可変静翼までの円周方向食違

い角不均一分布の影響が集積された如く、5段動翼及び6段動翼において発生していることが明らかとなった。

60%回転において、旋回失速の5段、6段動翼における発生は、ピジグラフ(図11(c)参照)上の5段および6段動翼振幅のピートの周期、及び5段圧力センサからの変動圧力の規則的な時間変化から明らかであり、図12のスペクトラムによって一層明確にされている。

ここに、今後の実験結果検討のための一資料として、各段動翼の固有振動数を表1に、一例として6段動翼のキャンベラル線図を図13に、また、可変静翼食違い角円周方向均一分布の場合の1段、2段、4段動翼振動応力の圧縮機回転数に対する変化を図14に示す。

3.2.2 旋回失速のセル数と旋回失速

旋回失速のセル数、旋回速度を明らかにするため、図12(d)~(h)中の0~500Hz周波数領域での翼振動及び変

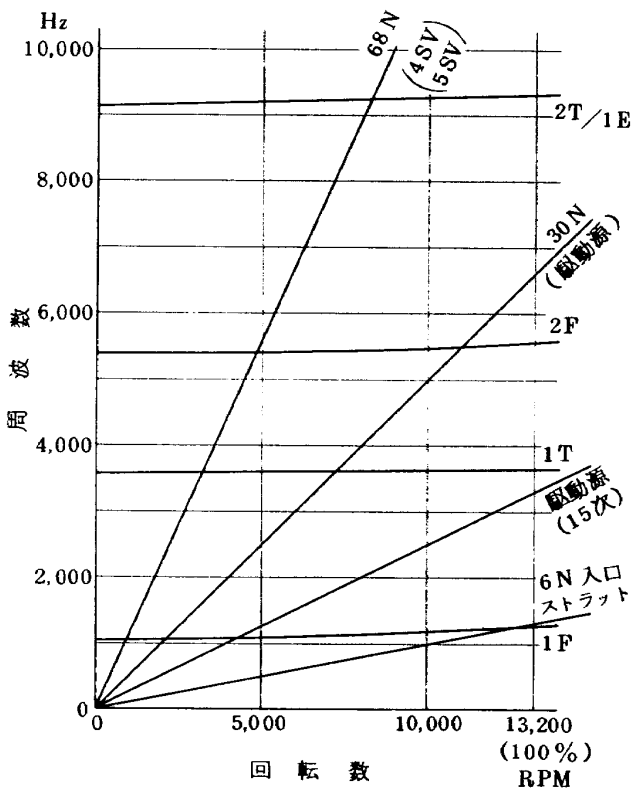


図13 6段動翼キャンベラル線図

動圧力スペクトラム成分を取り出して、それを縦軸に振動数、横軸に圧縮機回転数のグラフ上に記入したのが、図15(a)~(b)である。図中の棒グラフの長さは振幅の大きさに対応している。図15より圧縮機回転数の変化にほぼ比例して、振動数の変化する成分が翼振動に含まれていることを見る事が出来る。図15は、この旋回失速に基因して発生する非定常空気力の強さは60%圧縮機回転(約8000rpm)付近で最大となっていることを示している。

旋回失速のセル数、旋回速度は次式によって求める事が出来る。

$$\Delta\phi = N \cdot \Delta\theta \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$Nf = f_a - f_1 = f_2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 $\Delta\phi$; 同一円周上の2つの計測点で取らえられた同一周波数成分間の位相差

$\Delta\theta$; 2つの計測点間の円周上の距離(角度)

N ; 失速セル数

f ; 失速セルの旋回速度

f_a ; 動翼の回転速度

f_1 ; 動翼上で計測された旋回失速の周波数

f_2 ; ダクト固定座標で計測された旋回失速の周波数

旋回失速の動翼上の周波数は歪ゲージからの信号のスペクトラム分析によって、ダクト固定座標での周波数は静翼上の歪ゲージあるいは圧力センサーからの信号のスペクトラム分析によって得られた。位相差は、5段静翼列翼上の2つの歪ゲージからの信号、あるいは5段近傍の圧力センサーと歪ゲージからの信号との、旋回失速に基因する周波数成分のクロススペクトラムをとることによって求められた。これらの実測値を式(1),(2)に代入することによって、旋回失速のセル数は、50%~65%圧縮機回転範囲では同じで、1セルと分析された。旋回速度は、圧縮機回転によって少し異なり、ダクト固定座標系で述べれば、圧縮機回転速度の42%(50%圧縮機回転数で)と46%(60%及び65%圧縮機回転数で)であることが明らかとなった。本圧縮機の如く翼列が互に接

表1 各段動翼の固有振動数(遠心力考慮していない場合)

翼モード	1段動翼	2段動翼	3段動翼	4段動翼	5段動翼	6段動翼
一次曲げ	397Hz	486	681	809	828	1058
一次振り	1555	1805	2383	2740		
二次曲げ	1931	2281	3134			

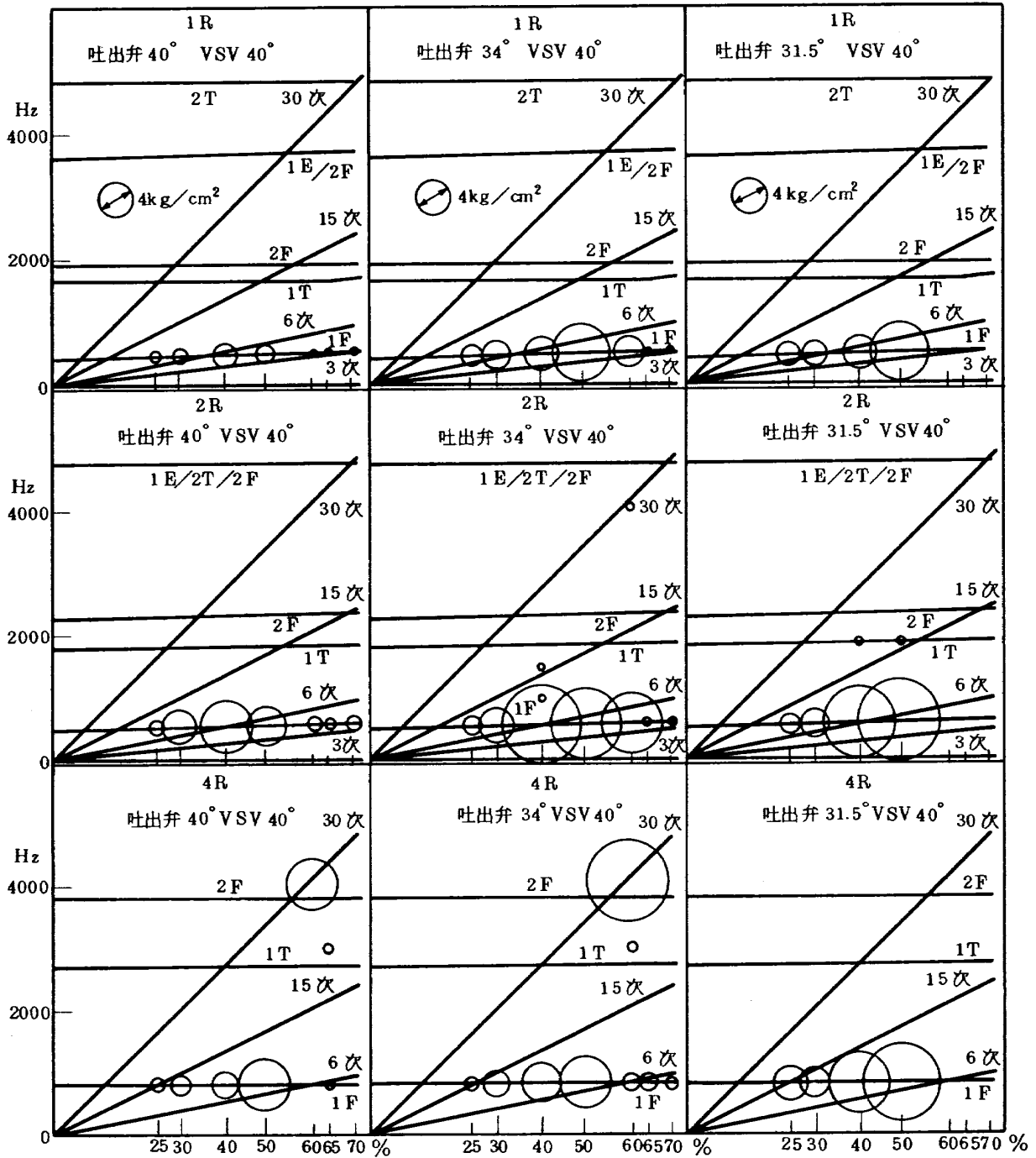


図14 1段，2段，4段動翼の振動

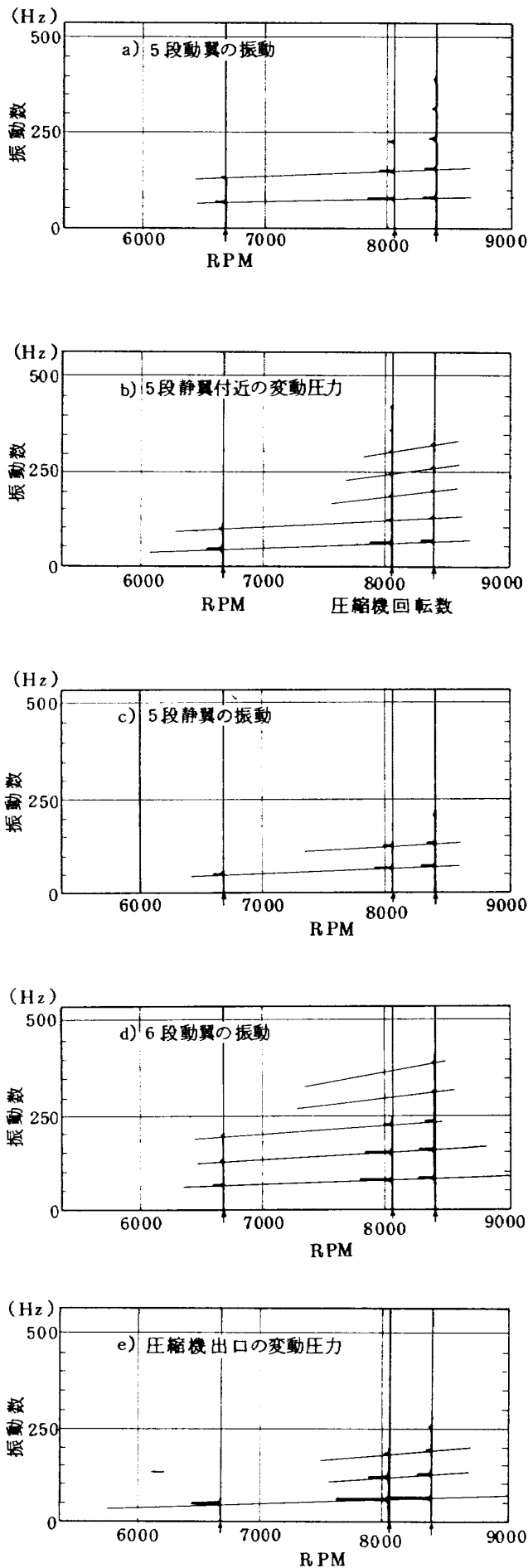


図 15 旋回失速発生時の変動圧力と翼振動 (Exp 520)

近した条件での高田¹⁾の実験結果によると、セル数は1セルで、旋回速度は30~40%圧縮機回転速度であることから、今回得られた旋回失速は、セル数、旋回速度両方において、高田の結果とよく一致している。

3.2.3 旋回失速による翼の振動

この旋回失速による影響は6段動翼、圧縮機出口の変動圧力においても現われており、5段における旋回失速の影響が圧縮機出口にいたるまで大きな影響があるものと考えられる。図15(a)(c)(d)は翼振動の500Hz以下の振動数範囲内(翼の1次曲げ固有振動数以下)の成分を調べたものであり、旋回失速による励振力の4次程度までの強制振動を受けていることを示している。この周波数は翼の固有振動数(近いもので約800Hz)から大きく離れているため、その振幅は小さい。また、旋回失速発生時の翼の1次曲げ固有振動数近傍での5段静翼並びに6段動翼の翼振動の様子を示したのが、図16, 17である。5段静翼は60%回転(約8000rpm)で旋回失速の16次の高次成分に引き込まれ、固有振動数より約20Hz程度高い振動数で強制振動を起している。加えて、旋回失速の14, 15次の高次成分による強制振動を示しているが、その振幅は小さい。65%回転(8400rpm)においても13, 14, 15次の旋回失速高次の成分による強制振動を示し、特に15次成分が曲げ1次固有振動数に接近したため、翼がビート振動している。

6段動翼は、旋回失速に基因する高次の次数の非定常空気力による強制振動は示しておらず、その点静翼の振動と異なる。60%回転においては、翼の1次曲げ固有振動数と旋回失速16次の高調波と連成して、ビート振動(図17参照)しており、このビート現象は図11(c)中の振動波形からも明らかである。

1段、2段動翼においては旋回失速の影響は見られず、発生しない場合の振動応力にほぼ等しいが、4段動翼においては5段動翼の旋回失速による影響か、旋回失速の発生しない場合の約3倍の7 kg/cm²の応力を示している。5段動翼においては6 kg/cm²(平常時2 kg/cm²)、5段静翼8~9 kg/cm²(平常時2 kg/cm²)、6段動翼においては9 kg/cm²(平常時4 kg/cm²)と平常時の2~3倍の振動応力を示し、また、圧縮機出口においても、約0.2 kg/cm²の変動圧力が生じている。

3.2.4 定回転で流量を変化させた場合

図18, 19は、回転数を50%と一定にして、吐出弁開度を変えて圧縮機流量を減少させた場合の実験データである。図18(a)-(c)には、旋回失速による変動圧力、翼振動の時間的変化を、図19にはスペクトラムによって、そのデータに含まれる周波数成分を示している。図19は

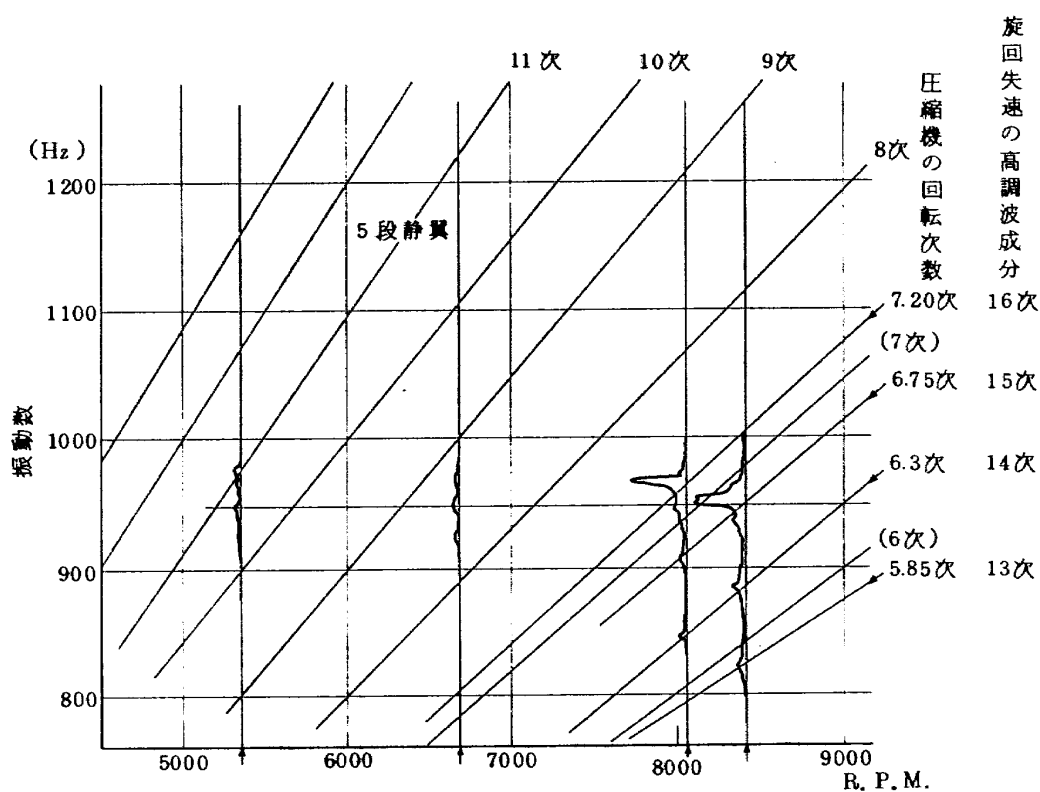


図 16 旋回失速発生時の翼振動 (Exp No. 520)

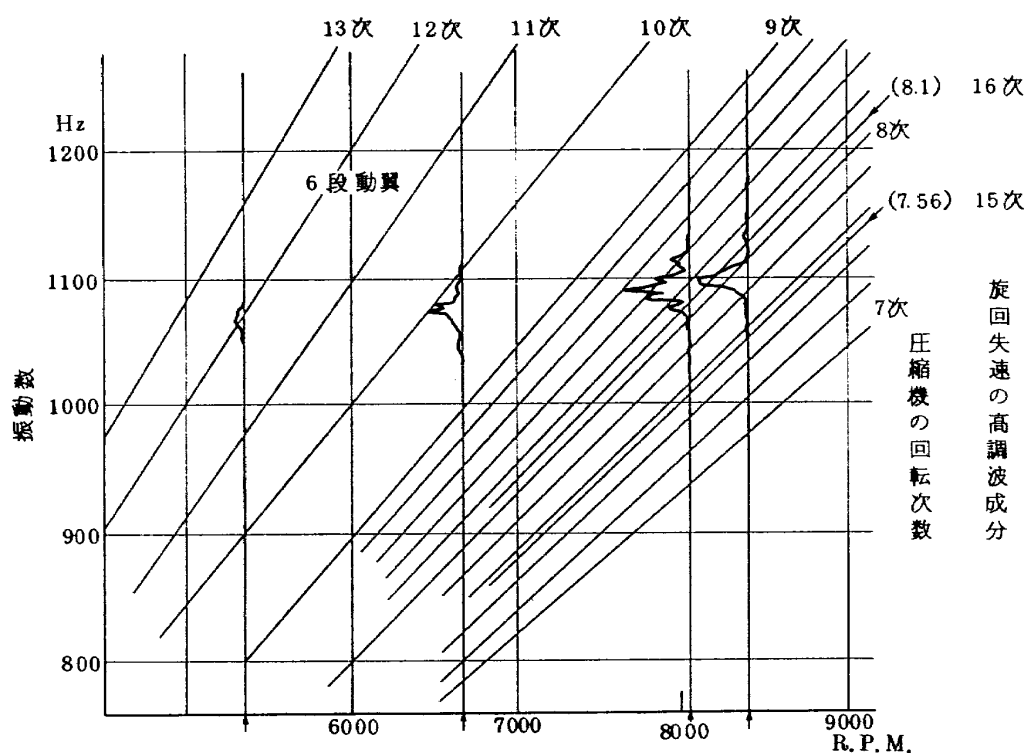
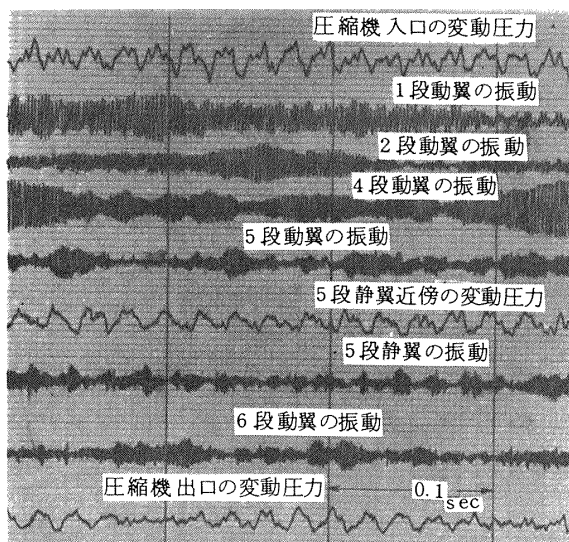
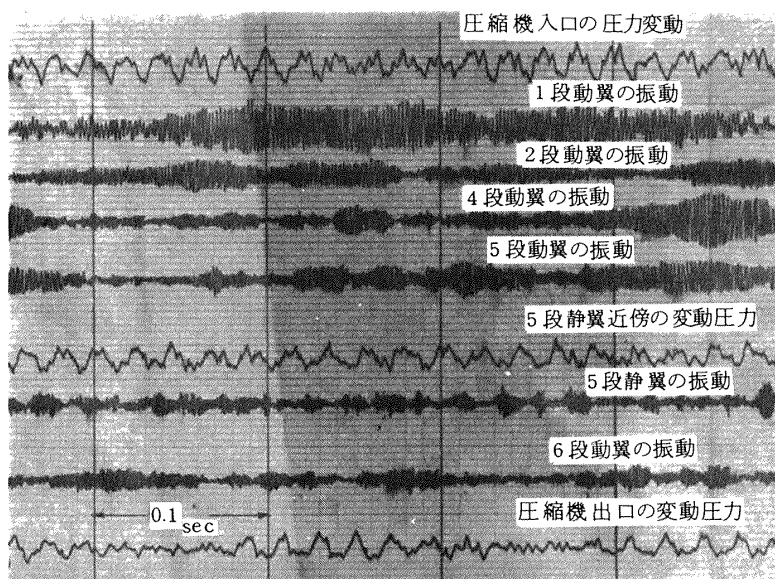
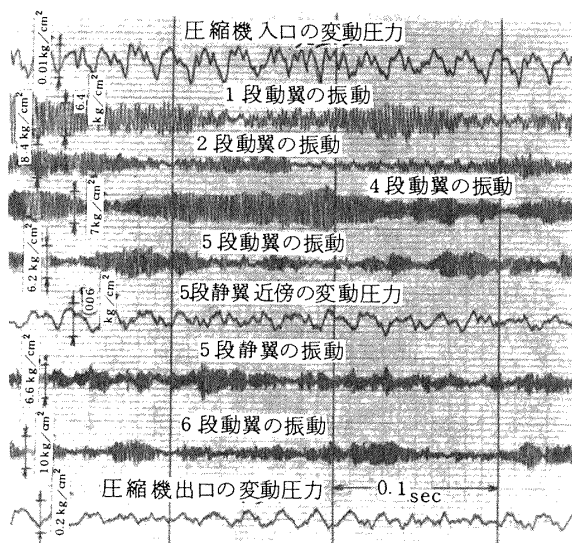


図 17 旋回失速発生時の翼振動 (Exp No. 520)



(b) 50%回転 吐出弁開度 35° (Exp. No. 520)



(c) 50%回転 吐出弁開度 34° (Exp. No. 520)

図 18 回転数一定で吐出弁開度を変えた時の旋回失速の発生

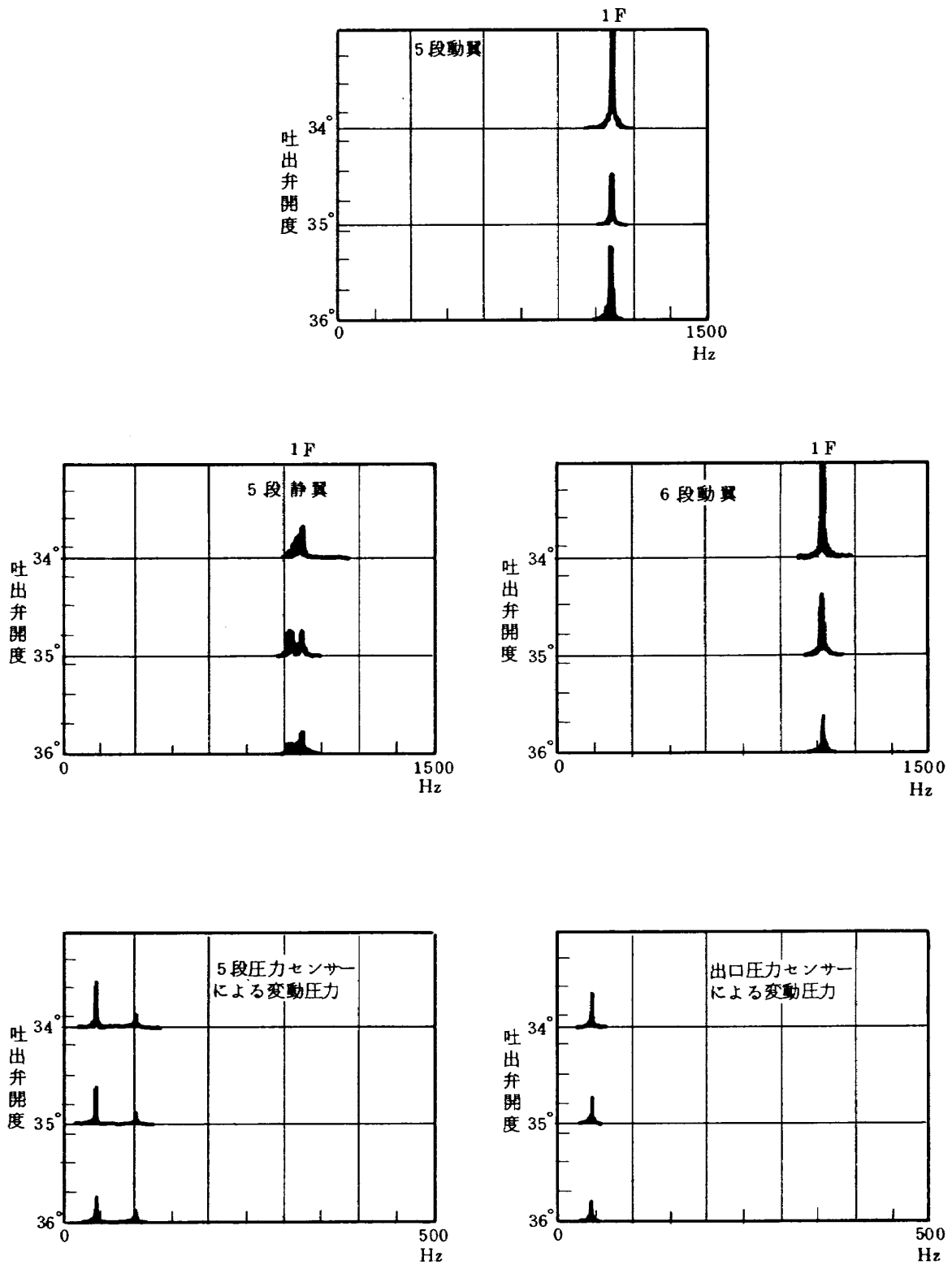


図19 一定回転(50%回転)で、吐出弁開度を変化させた場合の変動圧力と翼振動(巡回失速発生)

流量が減少するにつれて翼の振動応力、変動圧力が増加し、吐出弁開度 34° において 36° の場合の2倍近い値を示している。これらのデータを用いて、3.2.2で述べたと同様な分析の結果、旋回失速のセル数、旋回速度は流量変化に影響されず一定であることが明らかとなった。また、後述する様に60%一定回転のもとで流量を変化させた場合(図24)もセル数、旋回速度が変化せず一定であった。

3.2.5 旋回失速の他の監視例

図20は、吐出弁開度 36° と一定にして50%、55%、60%、62%、62.5%と回転数を変えて行った実験結果である。この場合、前述の5段圧力センサーによる変動圧力測定に換え、軸対称位置にある2枚の5段静翼振動によって旋回失速の発生監視を行った。図20中の5段動翼の規則的なビート振動から、5段動翼において旋回失速が発生していることが明らかである。この実験の場合には可変静翼食違い角の円周方向不均一分布が図9に示された場合より小さくなっているため、62.5%回転で旋回失速が消滅し、同時に翼の振幅も $\frac{1}{3}$ 程度に小さくなっている。これらのデータを周波数分析して回転数に対するスペクトラム変化を示したものが図21である。この実験状態での失速セル数は1セル、旋回速度は圧縮機回転数の45%であって3.2.3で記述したものと殆んど等しかった。

図22は7段静翼の振動、並びに9段静翼付近の壁面での変動静圧計測(歪ゲージ型圧力センサー使用)による監視を試みた時の資料である。7段静翼の歪ゲージ及び出口圧力センサーによって旋回失速の発生がとらえられているが、9段の圧力センサーによっては監視することが出来なかった。この場合の9段圧力センサーからの波形は50Hzの雑音である。これらの実験結果の検討から変動静圧計測の場合には、より感度の良いブローブマイクロフォン型のものが有効と考えられる。

3.3 サージング

圧縮機回転数60%、64%、70%、100%の4つの場合のサージング発生現象を、前述の測定機器によって監視することが出来たので、以下、それについて述べる。60%、64%、70%回転でのサージングは可変静翼食違い角の円周方向分布不均一分布の状態のもとで発生したものであり、他は正常な分布状態で発生したものである。

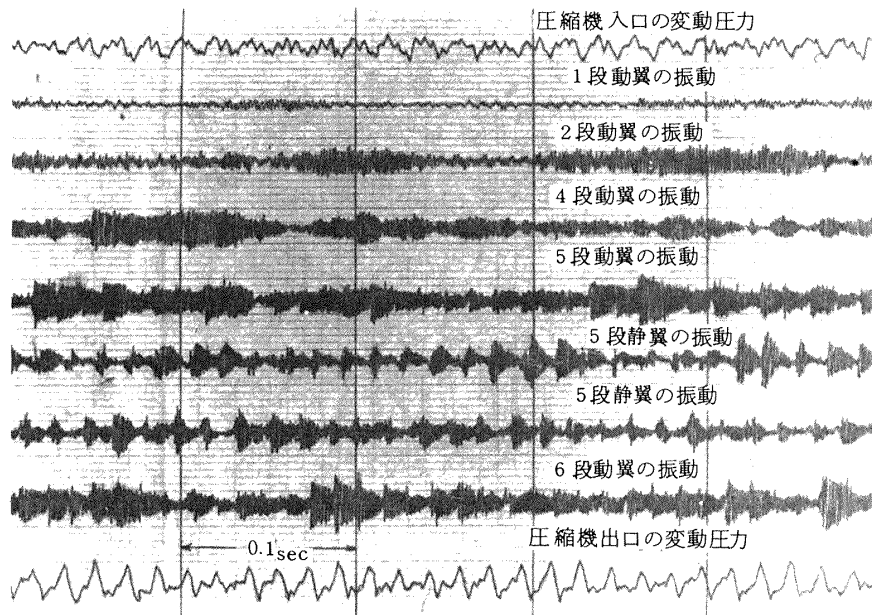
3.3.1 100%回転でのサージング現象について

100%回転で発生したサージング現象を図23(a)(b)(c)に示す。図23(a)と(b)はこの現象の時間的変化を表示している。図23(a)には圧縮機前方に設置されたマイクロフォンによる圧縮機からの放射音、2段動翼並びに5段静翼

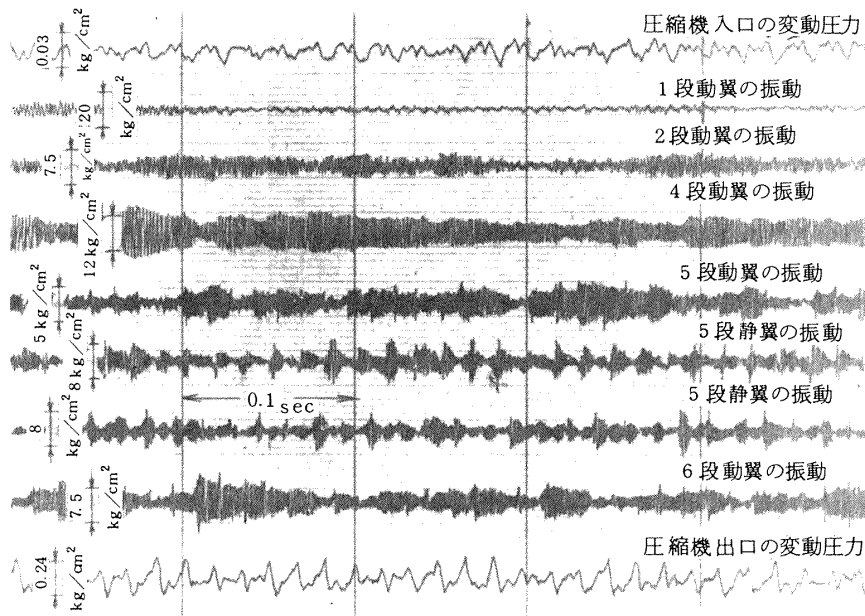
の翼振動、圧縮機出口案内羽根後方の圧力センサーによる圧縮機内部の変動圧力、圧縮機本体の振動が示されている。一方、図23(b)は圧縮機の振動、圧縮機出口の変動圧力並びに圧縮機回転数の時間的変化を表示したものである。図23(b)の一部の拡大が図23(a)に対応しており、横軸の時間間隔が異なっている。このサージング現象発生過程での圧縮機放射音スペクトラム変化を図23(c)に示す。サージング発生前には、ほぼ一定した大きさの音に続いて、約0.5秒間隔で4回の脈動に対応する音が発生し(図23(a)中のCの部分)、その後、サージングによると考えられる大きな変動圧力(図23(a)中のAの部分から右側の部分)が圧縮機内で生じていることを圧縮機放射音スペクトラムが示している。この低周波数の脈動の発生は図23(a)より明らかなように、マイクロフォン、圧縮機出口の圧力センサー並びに翼の歪ゲージによって感知されている。放射音スペクトラムの時間的変化を示す図23(c)より、図23(a)中のA以後の大きな変動圧力の主成分は約25Hzの周波数のものと解明された。この周波数は理論解析(付録A参照)によって得られた圧縮機系の共鳴サージの周波数28Hzに非常に近い値であり、加えてこの大きな圧力変動の発生した時の圧縮機特性がサージングラインに近いので、これを共鳴サージと判定した。図23(c)中の6Hzの成分は、23(b)中の6Hzの脈動と同じものである。図23(a)は共鳴サージ発生初期の時間のデータであるため、6Hzの脈動を示していない。この6Hzの脈動は共鳴サージからのがれるため圧縮機の放風弁を開いた直後に発生した脈動である。

25Hzの共鳴サージ時には、2段動翼添付の歪ゲージが剝離し、5段静翼に働く非定常空気が急激に増加(図23(a)中のBの部分)している。また、図23(b)は図23(a)中のA以後の共鳴サージ発生とともに、圧縮機の回転数が上昇し(圧縮機が一定駆動力で駆動されるため)、発生時の約3秒後に圧縮機本体が大きく振動(図23(b)中のa)していることを表示している。共鳴サージからぬけるため放風弁の開放(図23(b)中のb)によって圧縮機回転数の降下、圧縮機振動の減少、6Hzの脈動が生じたことを図23(b)、(c)は示している。

この共鳴サージによる脈動が生じる直前には、上述の如く、0.4Hz程度の低周波の脈動が生じており、この脈動を感知して、圧縮機の作動ラインを迅速に安全側に移行すれば、共鳴サージにもなっていない。圧縮機本体の大きな振動及び翼振動による翼の疲労破損を防止出来るものと考えられた。そのため、以後の実験においては、この低周波脈動の感知より、直ちに圧縮機を特性曲線上の安全な作動範囲に移行して共鳴サージを防止し

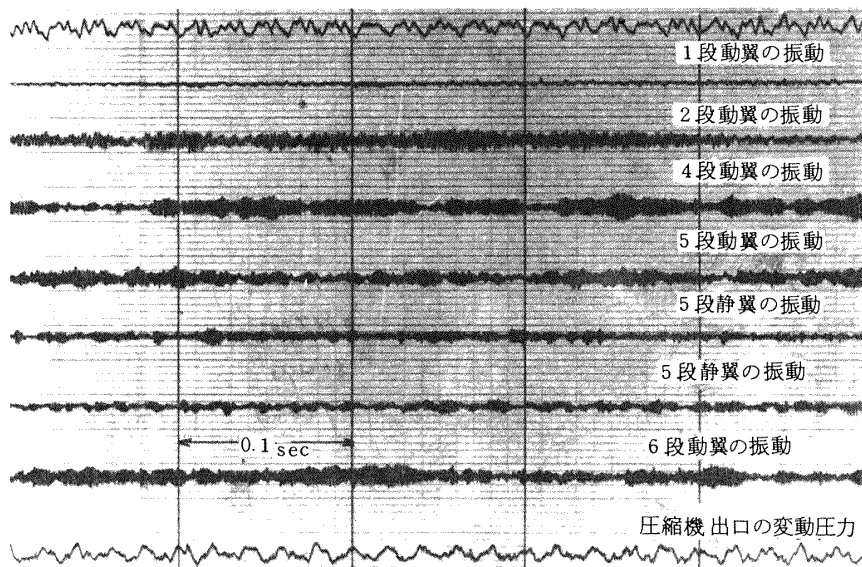


(a) 60%回転 吐出弁開度 36° (Exp. No. 527)



(b) 62%回転 吐出弁開度 36° (Exp. No. 527)

図 20 吐出弁開度一定にして回転数を変えた時の旋回失速の発生



(c) 62.5%回転 吐出弁開度 36° (Exp. No. 527)

図 20 吐出弁開度一定にして回転数を変えた時の旋回失速の発生つづき

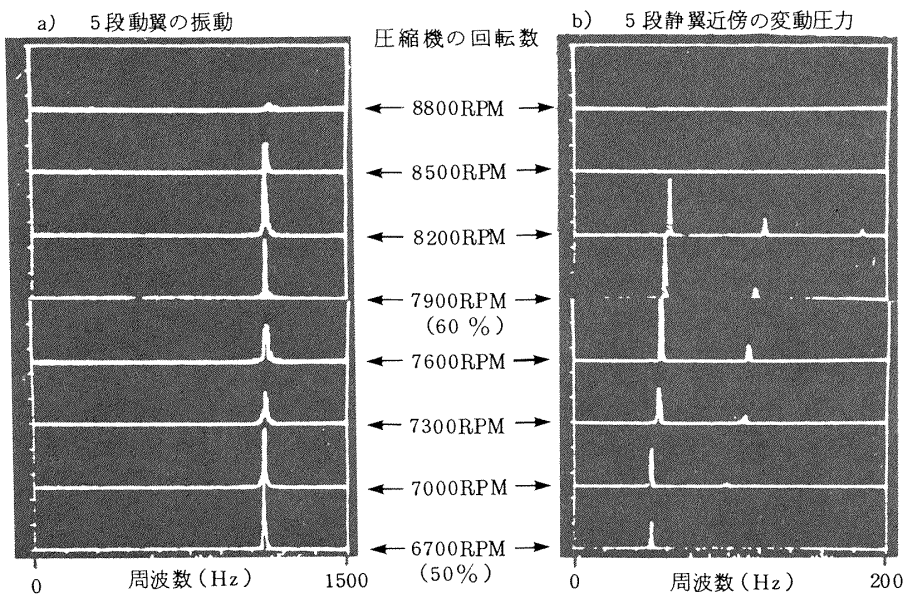


図 21 吐出弁開度一定で回転数を変化させた場合の変動圧力と翼振動 (旋回失速の発生)

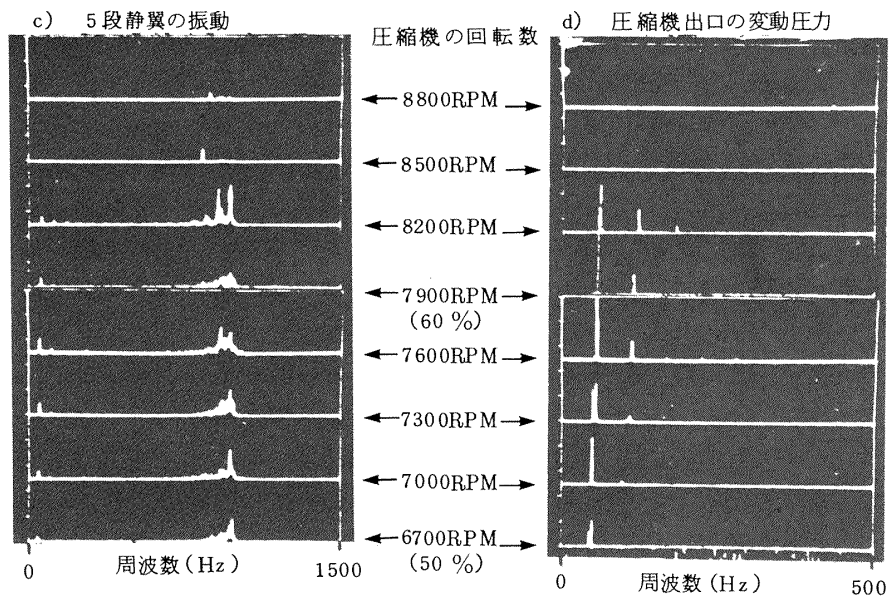
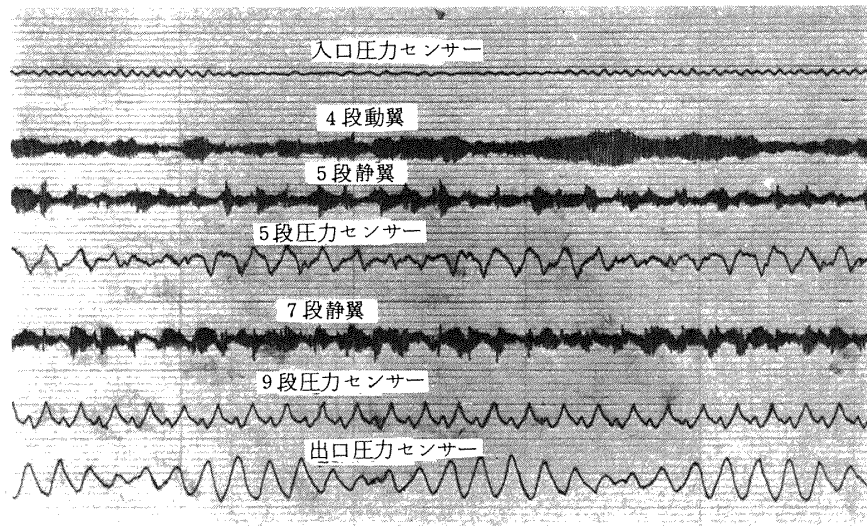
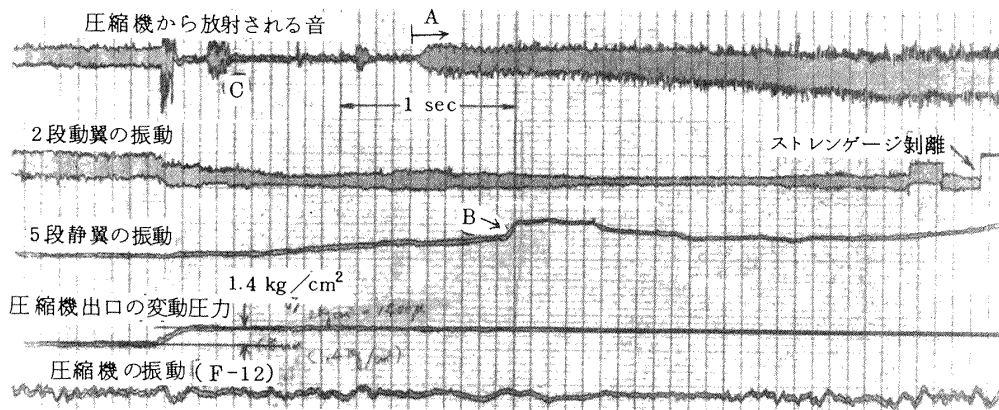


図 21 吐出弁開度一定で回転数を変化させた場合の変動圧力と翼振動
(旋回失速の発生) つづき

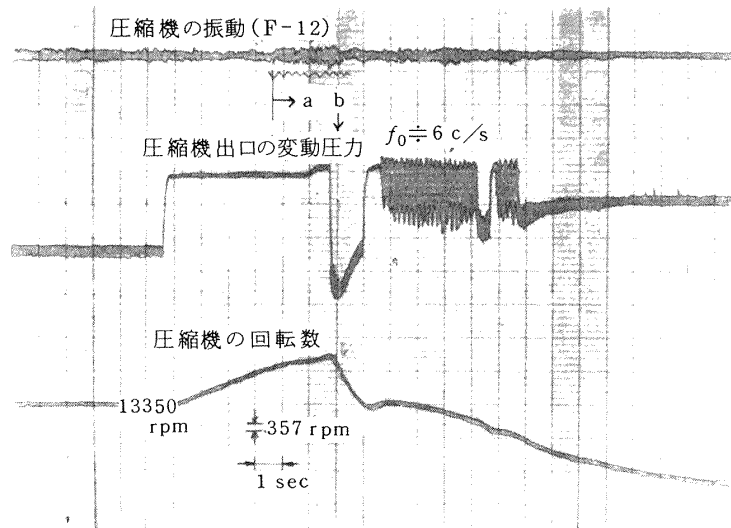


58%回転 吐出弁開度 36°
(Exp. No. 624)

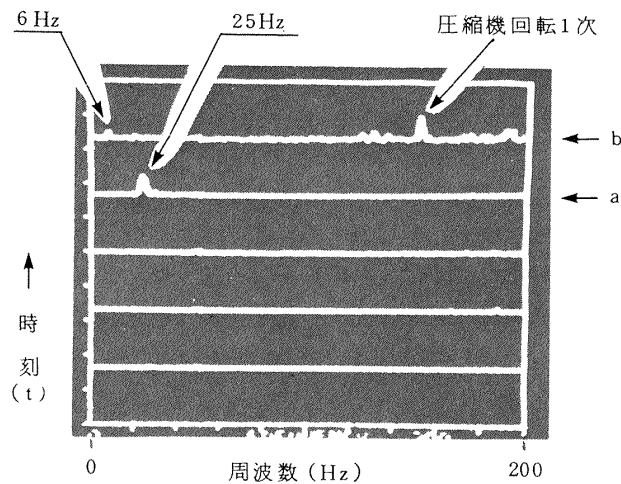
図 22 7段静翼と9段圧力センサーによる
旋回失速の監視例



(a) 100%回転において発生したサージ現象 (Exp. 11.26)



(b) 100%回転において発生したサージ現象 (Exp. No. 11.26)



(c) 圧縮機からの放射音のサージ発生までのスペクトラム変化 (100%回転) $\Delta f = 0.8 \text{ Hz}$ (分解能)

図 23 100%回転でのサージ

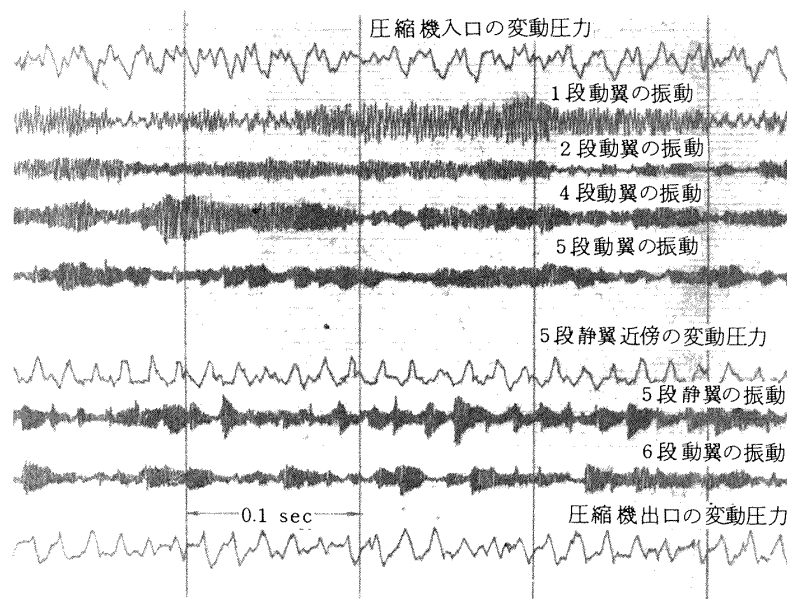
た。後述する様に，他の共鳴サージング直前（図24(c)，図27を参照）においても1 Hz 前後の周波数の脈動が圧縮機内部に現われている。監視並びに信号の分析においては広い周波数範囲にわたって現象を調べるように測定器機等を設定するため，非常に低い周波数の成分は取らえ難い。そのため，前述の1 Hz の脈動はデジタル周波数分析器による分析よりむしろ，現象の時間的経過が解り易いビシグラフまたはオシロスコープによって実験中，比較的容易かつ明確に取らえられた。この低周波の脈動は割り合い，安定した周期性を有しており，この脈動発生時の圧縮機作動条件が多少異なっても，0.4～1.8 Hz の範囲内にあった。この脈動発生原因を明らかにしようと，吐出弁後のダクトを含めたダクト全体と圧縮機の共鳴系を考え，付録Aに示す如く，発生周波数の計算を試みたのであるが，この現象を解明するにいたらなかった。今回の実験データからは脈動の周波数と圧縮機作動状態との関係も明らかでなく，今後の研究が必要とされる。また，これらの低周波脈動発生前において，共鳴サージング予知に役立つと思われる，他に特に注目すべき現象は起きていない。

3.3.2 60%回転でのサージング直前の脈動

回転数60%と一定にして圧縮機流量を減少させた場合

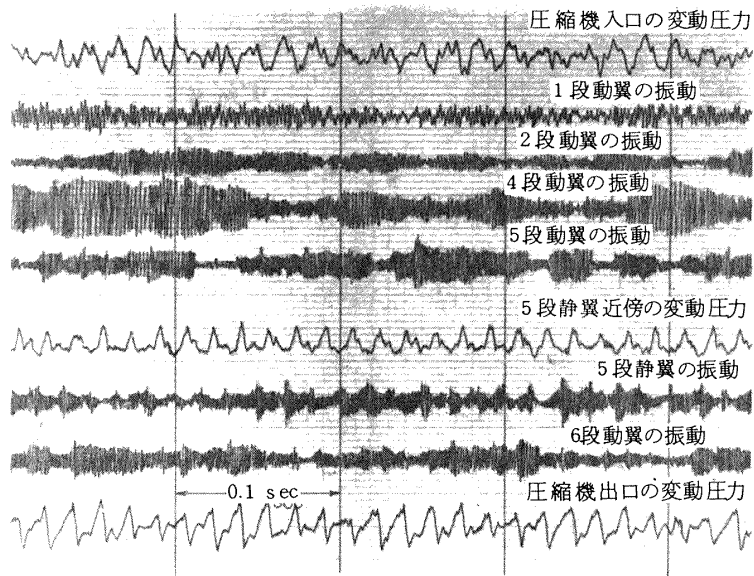
に，旋回失速と同時に共鳴サージング直前の低周波脈動（前述した様に，この低周波脈動でもって共鳴サージング発生を予知し，発生防止を行っている。）が発生した。この現象時の圧縮機入口の変動圧力，1段，2段，4段，5段，6段の動翼及び5動静翼の振動，5段静翼近傍の変動圧力，圧縮機出口の変動圧力の時間的变化を図24(a)～(c)に，スペクトラムを図25，26に示す。図25は低周波脈動発生近傍でのスペクトラムの時間変化（吐出弁を 36° から 34° に変化させた時間間のスペクトラム）であり，図26はスペクトラムの吐出弁変化を表わしている。

周波数領域分析としての図25，26において，各基線からの棒グラフの長さは変動圧力の大きさ，あるいは翼振幅の大きさに対応している。図26は旋回失速の周波数は70 Hz と一定で，吐出弁開度変化に対して変化しないことを示している。吐出弁開度 34° において旋回失速と同時に，1.8 Hz の脈動が発生して5段静翼の1次曲げ振動振幅が大きくなっている。この1.8 Hz の低周波脈動は100%回転でのサージング直前に発生した0.4 Hz の脈動と同じ性質のもので，共鳴サージング直前に発生したものである。圧縮機出口，5段近傍，圧縮機入口の圧力センサーによって探知された大きな脈動（図24(c)参照）の間に殆んど位相差は見られないとともに圧縮機入口に向

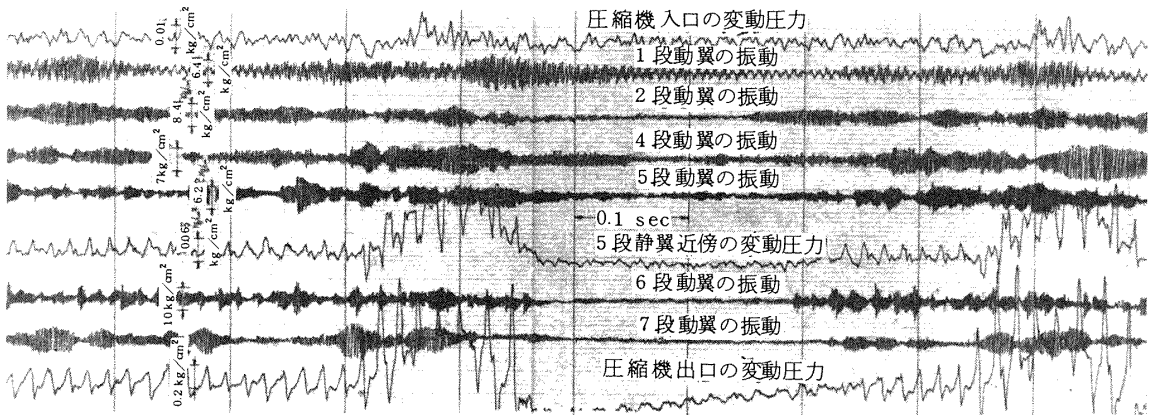


(a) 60%回転 吐出弁開度 36° (Exp.No. 520)

図24 旋回失速と共鳴サージング直前の低周波脈動



(b) 60%回転 吐出弁開度 35° (Exp. No. 520)



(c) 60%回転で生じたサージ直前の流れの脈動 (Exp. No. 520)

図 24 旋回失速と共鳴サージ直前の低周波脈動つづき

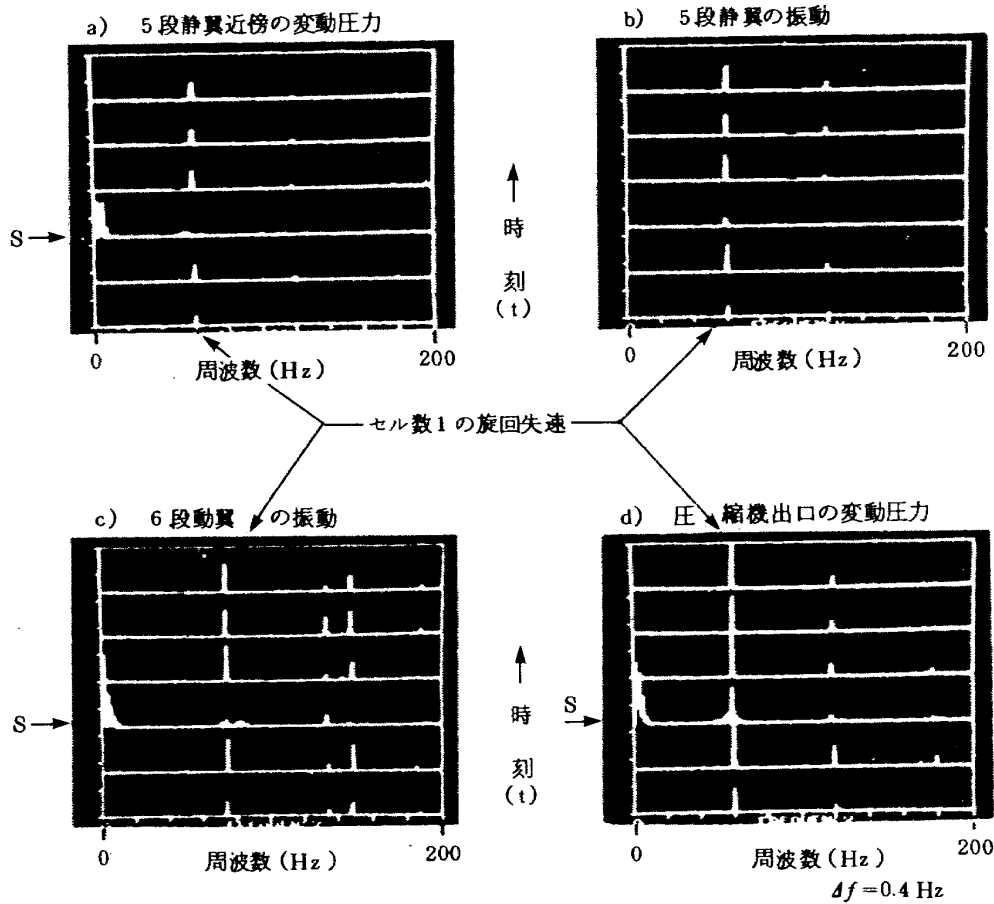


図 25 60% 回転での共鳴サージング直前の低周波脈動と旋回失速発生時の変動圧力と翼振動

って振幅は小さくなっている。これより，サージング直前のこの脈動は圧縮機出口側で発生し，圧縮機入口の方へ伝播し，多くの翼列によって減衰しているものと考察される。この大きな変動圧力の直後は一時的に旋回失速が消滅して，翼振幅が小さくなっている。この脈動による，圧縮機出口の変動圧力振幅は約 1 kg/cm^2 ，5 段静翼近傍においては 0.5 kg/cm^2 ，圧縮機入口では 0.02 kg/cm^2 であった。

一方，翼振幅は 1 段動翼 10 kg/cm^2 ，2 段動翼 7 kg/cm^2 ，4 段動翼 9 kg/cm^2 ，6 段動翼 15 kg/cm^2 であった。

3.3.3 70% 圧縮機回転での共鳴サージング直前の脈動

図 27(a)(b)は圧縮機回転数 70% 一定で吐出弁を絞り込んだ場合（圧縮機流量の減少に対応する。）に生じた共鳴サージ直前の脈動発生までの一連のデータの内，低周波脈動直前及び発生時の時間変化を表示したものである。この(a), (b)の図の比較によって，吐出弁開度変化における圧縮機内部の変動圧力，及び翼振動変化を知ることが出来る。この 70% 圧縮機回転では旋回失速が発生しな

かった。吐出弁開度 36° では変動圧力振幅，翼振動応力は小さく，1 段，2 段，4 段，5 段，6 段各動翼の振動応力は 2 kg/cm^2 ， 1.4 kg/cm^2 ， 5 kg/cm^2 ， 1.5 kg/cm^2 ， 1.6 kg/cm^2 である。吐出弁開度 35° ， 34° と絞るにつれて，4 段動翼振幅のみが増加して 13 kg/cm^2 程度の応力が示すが，吐出弁開度 33° においては減少して 7 kg/cm^2 程度となる。低周波脈動直前の吐出弁開度 32.5° （図 27(a)参照）では，翼振動も小さく吐出弁開度 36° の場合と殆んど同じである。低周波脈動発生前の吐出弁開度 32.5° のビジュグラフから明らかなように，この脈動発生直前においては，100%，60% 回転の場合と同様に注目すべき現象は見られない。

脈動発生時の圧縮機入口，5 段静翼近傍，圧縮機出口において， 0.2 kg/cm^2 ， 0.4 kg/cm^2 ， $1.2 \sim 1.4 \text{ kg/cm}^2$ の変動圧力を示し，一方，1 段，2 段，4 段，5 段，6 段の各動翼においては， 9.2 kg/cm^2 ， 12 kg/cm^2 ， 20 kg/cm^2 ， 10 kg/cm^2 ， 7 kg/cm^2 ，5 段静翼では 13 kg/cm^2 の振動応力を示している。これらの振幅は脈動発生直前の状態の 4～5 倍である。脈動は圧縮機内部の翼列を通過することによって減衰し，圧縮機入口の変動圧力

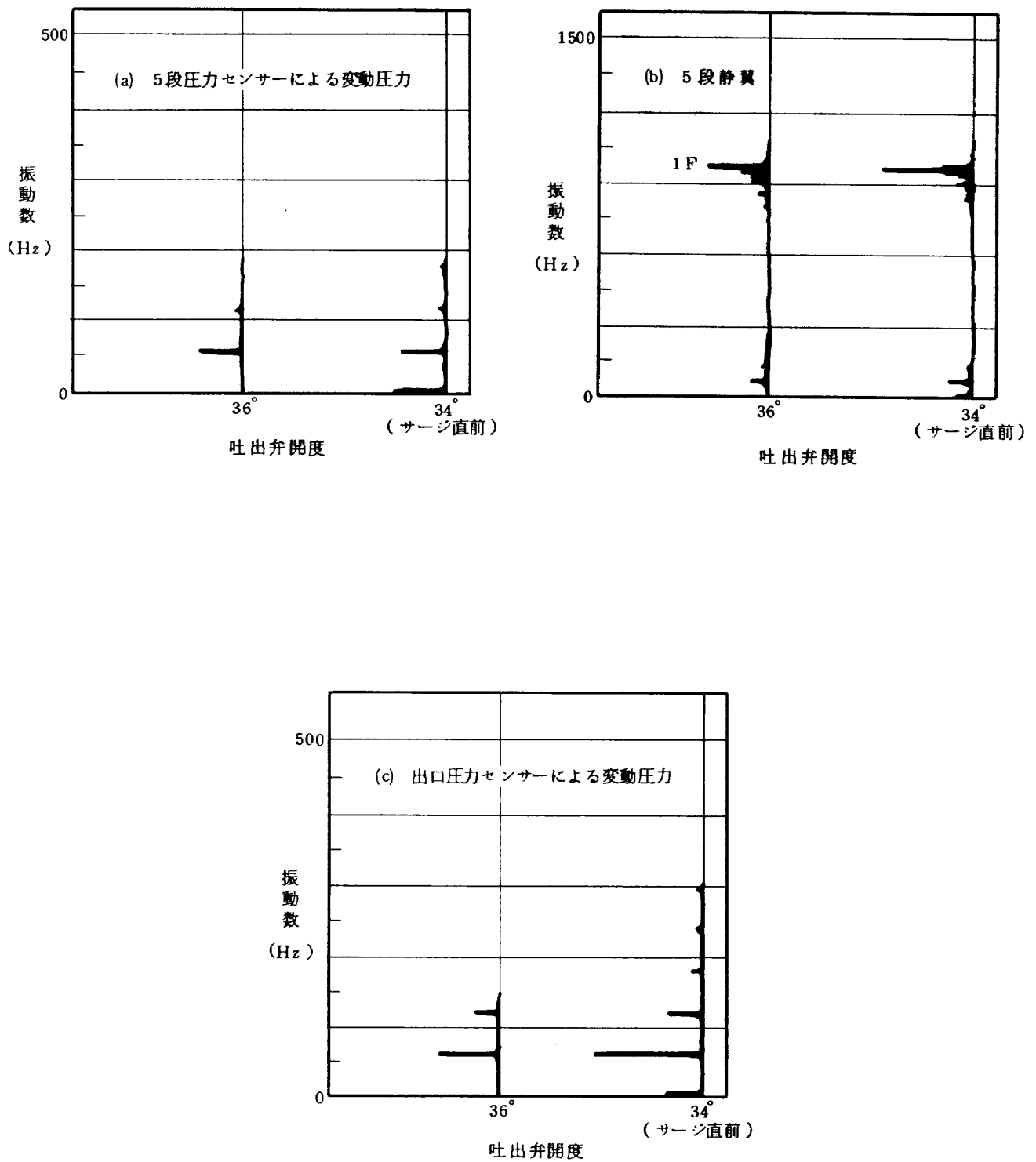
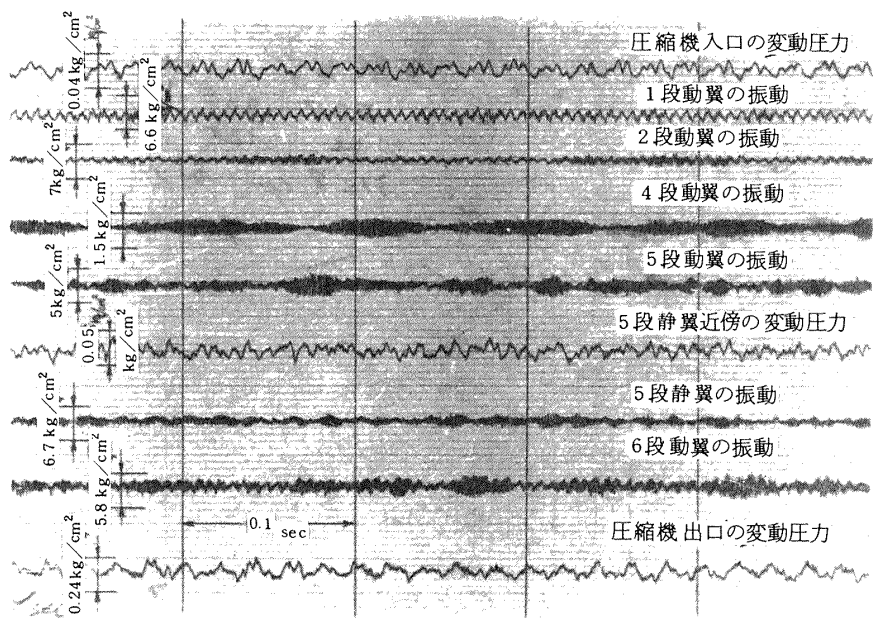
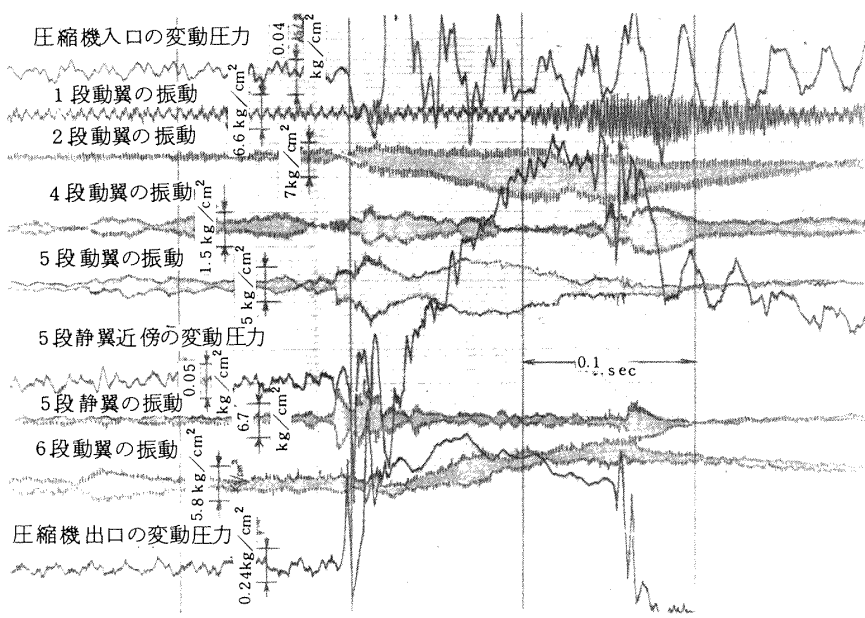


図 26 一定回転(60%回転)で、吐出弁開度を変化させた場合の圧力変動と翼振動(旋回失速と共鳴サージ直前の低周波脈動)



(a) 70%回転 吐出弁開度 32.5° (Exp. No. 522)



(b) 70%回転 吐出弁開度 32.0°

図 27 一定回転数で流量を絞り込んだ時に発生した共鳴サージ直前の脈動

は出口での $\frac{1}{6}$ 位の値を示している。この時の脈動の周波数は 0.6 Hz であった。

図28, 29は低周波脈動発生(図中のSの記号の位置)前後の変動圧力及び翼振動のスペクトラムを調べたものである。このスペクトラム分析からもこの低周波脈動発生前には、特に注目すべき現象がないことを示している。5段, 6段動翼のスペクトラム(図28(a)と(d))の中の150 Hzの成分は圧縮機回転1次の周波数である。

図29は脈動発生時の6段動翼1次曲げ振幅が5段動翼のものより、大きいことを示している。

3.3.4 ブローブマイクによる監視例

吐出弁開度 31.5° と圧縮機流量を絞った状態で、回転数を上昇させた時に発生した共鳴サージ直前の脈動を図30に示す。図中の1段動翼後の変動圧力は、ブローブマイクロフォンによる圧縮機ケーシング内壁面の変動静圧測定から得られたものである。ブローブマイクは共鳴サージ直前の脈動を明確に取らえており、この脈動周波数は約 1 Hz であった。1段, 2段動翼振動スペクトラム並びに変動圧力の $\frac{1}{3}$ オクターブ分析結果を図31に示す。翼振動は殆んど曲げ1次振動(図中1F)であるが、

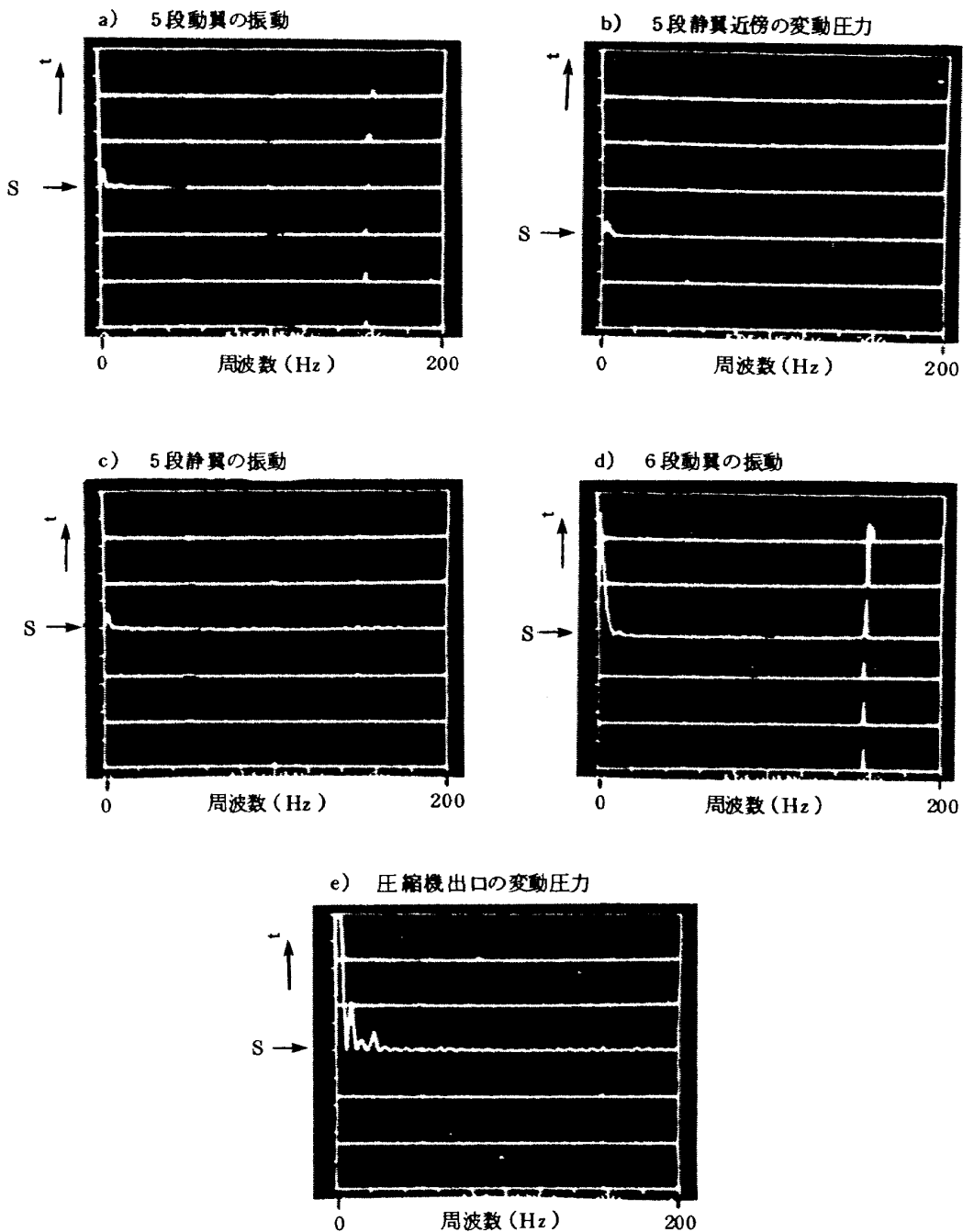


図 28 70%回転で共鳴サージ直前の低周波脈動発生時の変動圧力と翼振動

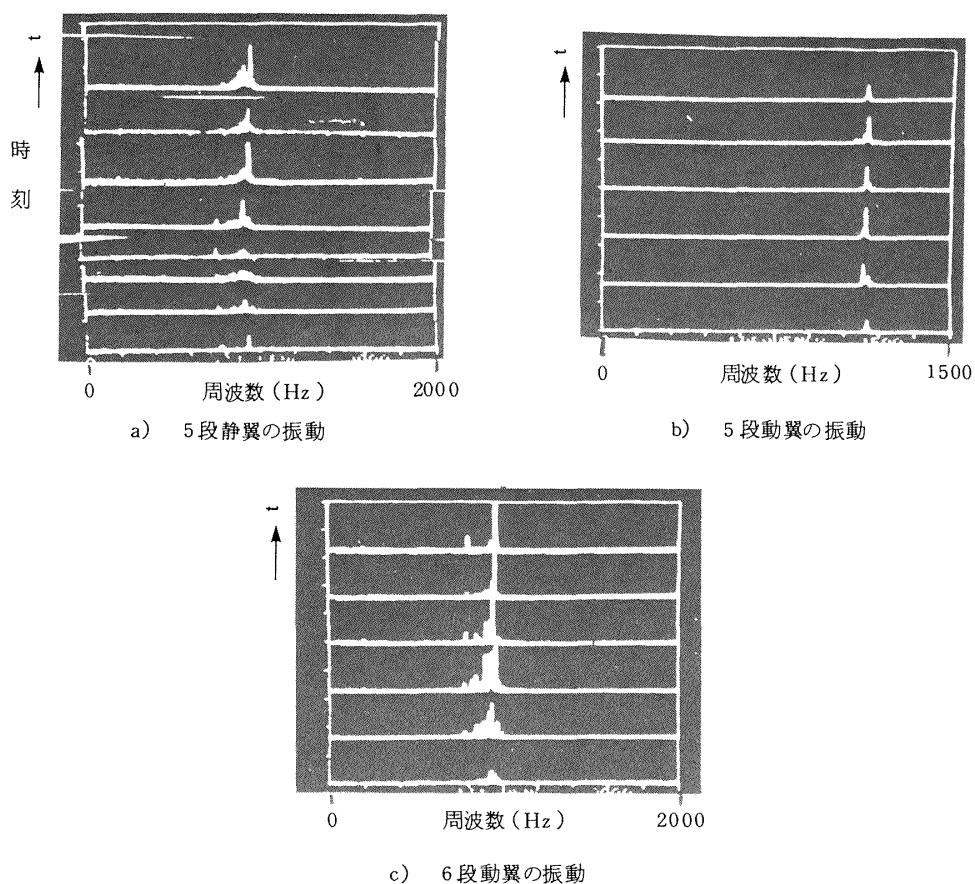


図29 70%回転で共鳴サージング直前の低周波脈動発生時の翼振動

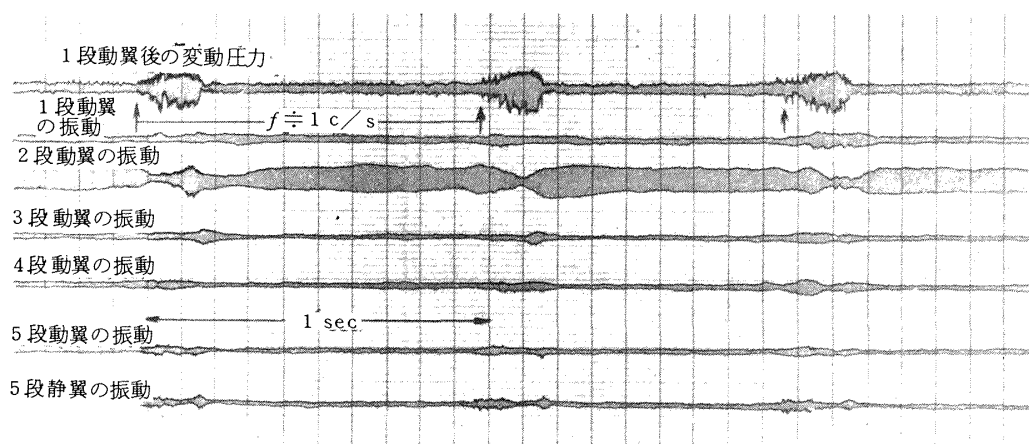


図30 吐出弁開度一定で回転数を上げた場合に発生したサージング直前の脈動
(回転数 64% 吐出弁開度 31.5°)

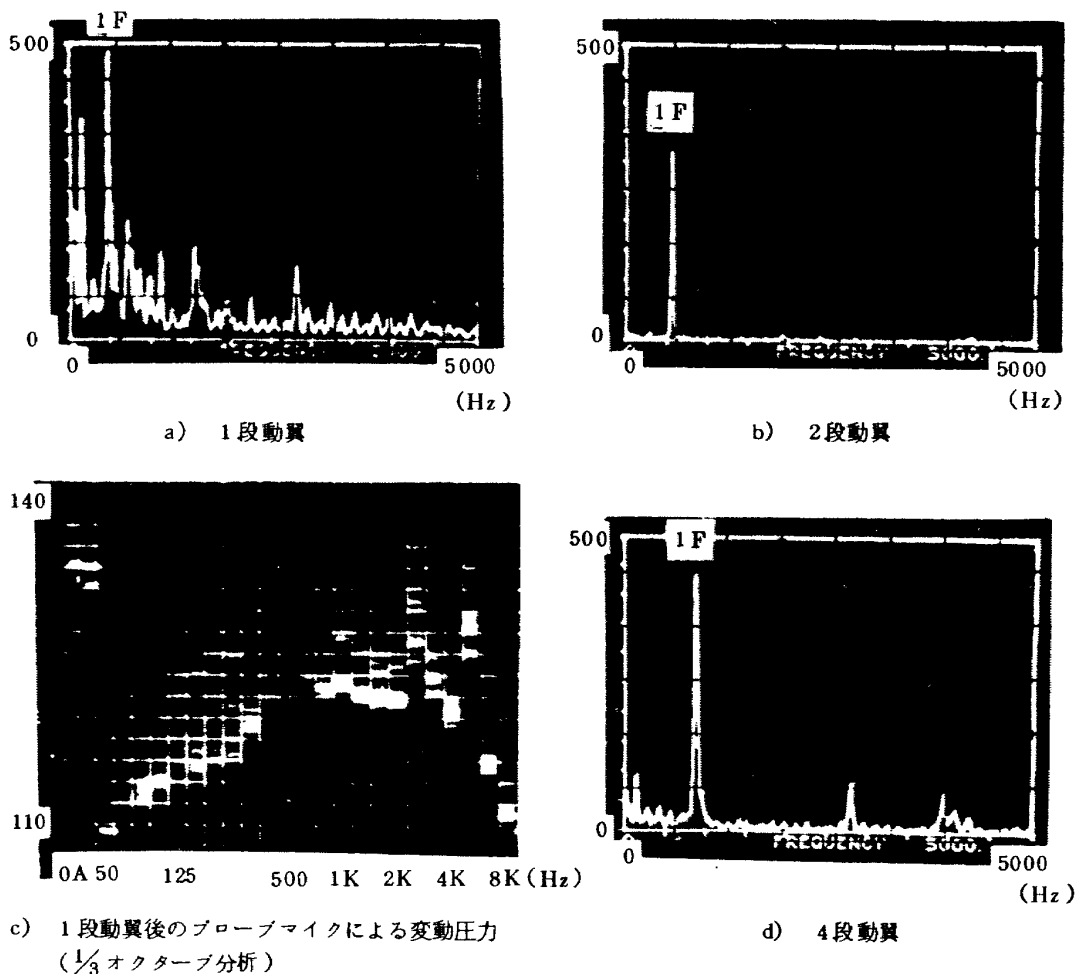


図31 サージング直前の低周波脈時の変動圧力と翼振動

脈動発生近傍においては振り振動も少し生じている。また、脈動発生時には全周波数領域にわたる変動圧力が生じていることを図31(c)が示している。この $\frac{1}{3}$ オクターブ分析図は連続した2秒間の分析結果を重ね合せたものであり、図中のデータの縦軸方向の広がりとは時間的な変動が大きいことを示している。

4. 結 論

試作された高圧軸流圧縮機の作動範囲を安全に確認するために、非常現象の監視計測を種々の測定計器及び方法にて、同時に行った。プローブマイク、圧力センサーによる圧縮機ケーシング壁面付近での変動圧力測定、歪ゲージによる翼振動、並びに圧縮機からの放射音の測定によって、総合的に高圧多段軸流圧縮機における旋回失速、サージングの発生監視がなされた。そして、それらが明確に探知されるとともに、現象発生前後の貴重な資料を含む多くの資料を得ることによって、以下の事が明らかとされた。

i) プローブマイク、あるいは圧力センサーでもって、圧縮機ケーシング壁面の変動静圧、総圧を計測すること

によって、圧縮機内部流れを乱すことなく、容易かつ明確に旋回失速、サージングを監視することが出来る。圧縮機の2～3段毎に、上述の測定機器を設定することによって、十分な監視が出来るものと思われる。

ii) ケーシング壁面付近の変動静圧計測においては、圧力センサーよりもプローブマイクによる方が感度は良いが、壁面から4～5 mm程度プローブを出して、変動総圧を測定するようになれば、圧力センサーによる監視でも十分である。

iii) ダクト内を伝はんする翼通過周波数成分の変化をケーシング壁面から計測することによって、可変静翼作動の監視も可能である。

iv) 上述の測定より、旋回失速のセル数、旋回速度も分析された。今回の計測において得られた全ての旋回失速のセル数は1セルで、旋回速度は圧縮機回転数の45%前後であった。翼はその固有振動近くで、旋回失速の高次成分の非定常空気力によって励振され、旋回失速のない場合の2～3倍の振幅でビート振動を起した。

v) 圧縮機の種々の作動状態において、共鳴サージング発生直前には約1 Hz (0.4～1.8 Hz) の低周波の脈動

が圧縮機内部で発生することが取らえられた。そのため、この脈動計測によって圧縮機を直ちに安全な作動領域へ移して、共鳴サージングに基因する圧縮機本体の大きな振動，翼破損を防ぐことを試みた。この1 Hz 前後の脈動の原因について、現在のところ明確な答が得られていない。

この研究の機会と援助を与えられた松木原動機部長，鳥崎航空機公害総合研究官，実験にさいし，常にかわらぬ協力を得た，小倉氏はじめ空気源運転担当の方々，石川島重工業の方々に心より謝辞を申し述べます。

引用文献

- 1) 高田浩之；多段軸流圧縮機の旋回失速，東京大学航空研究所集報 第2巻，第6号（昭36）pp. 305-395
- 2) M. C. Huppert & W. A. Benser; Some Stall and Surge Phenomena in Axial-Flow Compressors, J. Aero. Sci. (1953/12), pp. 835 ~ 845.
- 3) M. D. Wood, J. H. Horlock & E. K. Armstrong; Experimental Investigation of the Stalled Flow of a Single-Stage Axial Flow Compressor, Aero Quarterly, Vol. 11, Part 2, (1960/5), pp. 159 ~ 170.
- 4) H. W. Emmons, C. E. Pearson & H. P. Grant; Compressor Surge and Stall Propagation, Trans. ASME, Vol. 77, No. 4, (1955/5) pp. 455 ~ 469.
- 5) A. D. S. Carter & D. A. Kilpatrick; Self-Excited Vibration of Axial-Flow Compressor Blades, Proc. Inst. Mech. Engrs. Vol. 171, No. 7 (1957), pp. 245 ~ 281.
- 6) 甲藤好郎；共鳴サージングの研究，機械学会論文集 26巻 162号（昭35-2）pp. 256-273
- 7) 竹矢一雄；多段軸流圧縮機のサージング限界について，機械学会論文集 27巻 183号（昭36-11）pp. 1801-1816
- 8) 小林紘，田中英穂；翼列フラッタに及ぼす動静翼列の干渉効果，機械学会論文集，40巻 334番（昭49-6）pp. 1615-1626，41巻 346号（昭50-6）pp. 1770-1780
- 9) C. Reid; The Response of Axial Flow Compressors to Intake Flow Distortion, ASME 69-GT-29 (1969).
- 10) 航技研原動機部；航空技術研究所のターボジェットエンジン要素試験設備，航技研報告 TR-24 (1962/2)
- 11) 小林紘，坂田公夫，杉山七契；軸流圧縮機の旋回失速発生音響による監視又は予知に関する実験的研究航技研報告 TR-529 (1977/3)

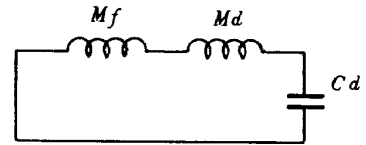
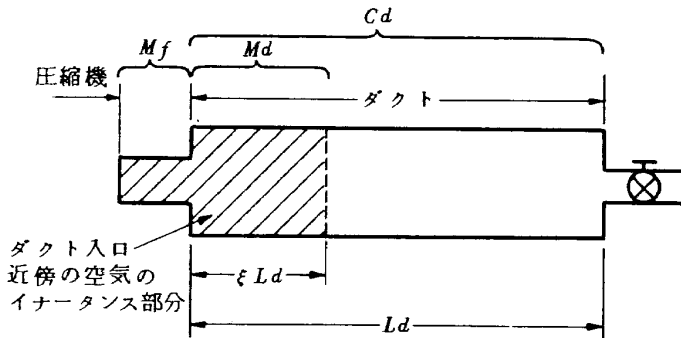
付録 A

共鳴サージングにおける振動数について

サージング時の振動数は甲藤⁶⁾の理論を用いて計算したので、それについて簡単に記す。

サージングによる圧力振動の振動数は、甲藤氏の実験

に関する限り、通風機-ダクトの特定の組合せごとに、それぞれ実質的に一定であった。つまり、平均流量、通風機の回転数、ダクト出口弁の開度等による影響がなく、そのサージ発生領域にわたって、それ自身の特定の振動数を有する。



圧縮機-ダクト振動系の等価模型を下記のように仮定する。圧縮機はそれと同じ長さ及び直径を有する二重管でおきかえ得ると仮定する。ダクト入口近傍の空気は圧縮機内の空気とともに往復ピストンのような動きをするから、振動系のイナータンスとしては、圧縮機のイナータンス M_f 及びダクト入口近くのイナータンス M_d から成るものとし、 M_d として作用する部分は ξL_d で示される部分とする。他方、ダクト内の全空気はキャパシタンス C_d として作用するものとする、圧縮機-ダクト系のインピーダンス Z_f は次式で与えられる。

$$Z_f = g2\pi f (M_f + M_d) - \frac{1}{g2\pi f \cdot C_d} \dots\dots (1)$$

$$M_f = \frac{\gamma}{g} \frac{L_f}{S_f} \cdot \alpha \dots\dots (2)$$

$$M_d = \frac{\gamma}{g} \frac{L_d}{S_d} \cdot \xi \dots\dots (3)$$

$$C_d = \frac{g}{\gamma} \frac{L_d \cdot S_d}{C^2} \dots\dots (4)$$

- ここで γ ; 空気の比重量
 L_f ; 圧縮機の軸方向長さ
 g ; 重力加速度
 S_f ; 圧縮機の空気通路を形成している二重

管部の断面積

- C ; 音速
 α ; 補正係数、圧縮機入口の端部補正及び動・静翼の存在による通路断面積の減少による補正を含む、ここでは $\alpha = 1.7$ を用いる
 L_d ; ダクトの長さ
 S_d ; ダクトの断面積

である。サージング、つまり、振動系の共鳴に対しては、この場合、純抵抗は含まれておらず、 Z_f はイナータンスとキャパシタンスからなるインピーダンスであり、その和(式1の Z_f)は零である。したがって、その時の振動数 f は

$$f = \frac{1}{2\pi \sqrt{(M_f + M_d) \cdot C_d}} \text{ となる} \dots\dots (5)$$

この(5)式を用いて、高圧軸流圧縮機-ダクト系(吐出弁までのダクト部分を含める)での共鳴サージング振動数を求めると、約 28 Hz を得て、これは本実験の 25 Hz に非常に近い値であった。約 1 Hz 低周波を明らかにするため、吐出弁以後のダクト系を含めた場合の計算も試みたが、8.8 Hz と全く異なったものであった。

航空宇宙技術研究所資料374号

昭和53年11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 共 進
東京都杉並区久我山4-1-7(羽田ビル)
