

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-914

偏心ジャーナル空気継手の試作

野 中 修 ・ 中 谷 輝 臣

戸 田 亘 洋 ・ 林 良 生

1986年9月

航空宇宙技術研究所

NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

1. まえがき	1
2. 偏心ジャーナル空気継手の構造と原理	2
3. 実験装置	7
4. 試 験	11
4.1 天秤校正	11
4.2 予備試験	11
4.3 干渉試験	15
4.4 結 果	16
5. ま と め	20

偏心ジャーナル空気継手の試作*

野 中 修** 中 谷 輝 臣**

戸 田 亘 洋** 林 良 生***

Design and Test of a New Co-axial Air Joints

Osamu NONAKA, Teruomi NAKAYA,
Nobuhiro TODA and Yoshio HAYASHI

ABSTRACT

In this paper the design and construction of a newly developed co-axial journal air joint is described. This air joint can be used in the wind tunnel testing of a powered model to supply high pressure air for engine simulation without the interference usually caused by stiffness of the air ducts.

The air joint is composed of two eccentric floating pieces which are and can be rotated frictionless independently, so that the inner axis may translate within a plane region perpendicular to the axis of rotation. Thus the inner axis can be made to have four degrees of freedom in translation and rotation.

Because a large displacement is allowed for the axis, difficulty in setting the model can be greatly reduced. The interference forces were measured with a simulated jet exhaust, and turned out to be negligibly small.

1. ま え が き

近年、航空宇宙技術研究所大型低速風洞において、動力付模型を使用した風洞試験が多くなっている。それに伴い、風洞試験の中で空気力、エンジン推力等を測定する力試験の測定精度向上の要求が高まってきている。

一般に動力付模型を使用した風洞試験では、模型のエンジンを駆動するのに高圧空気を用いる場合が多く、模型本体（模擬エンジン）まで高圧空気供給配管（高圧ゴム配管等）により高圧空気を導く。この高圧空気供給配管に圧力を加えた時に、配管の剛性による干渉力が増大する。そのうえ、

この配管干渉は再現性に乏しい。

これまでも配管干渉力を小さくする工夫はいろいろなされており、これに関連した研究報告も幾つか出ている。そのなかには、高圧空気配管に、柔軟な小口径パイプを複数束にした方式¹⁾、再現性が良いが干渉力が大きく出るベローズを用いた方式²⁾等がある。しかし、これらの方法では供給圧力の増大に伴い、パイプの剛性、また配管干渉の再現性も悪く、配管系を小さくまとめることが困難である。また、ゴムクッションと空気ベアリングを併用した低圧用の空気接手³⁾も考案されている。これは、空気ベアリングを使うと自由度が小さくなるので、ゴムクッションによって可動範囲を広げたものである。その空気ベアリングの原理を利用した空気継手を用いて、配管干渉力の幾つかの成分を極力小さくしようとしたものがある。

* 昭和61年2月3日受付

** 空気力学第二部

*** 飛行実験部

空気継手は、本体に空気を供給することにより、軸と軸受の微小な間隙が空気層で絶縁されるために両者の接触がなくなる。通常、空気ベアリング単体での使用には、構造が簡単で加工が容易なジャーナル式のものがよく用いられる。しかし、自由度が2つ（軸方向の並進運動、軸周りの回転運動）しかとれない欠点がある。

空気継手に要求される条件としては、(1)配管干渉を除去する。(2)軸の自由度が多くとれる。(3)高圧空気で使用可能、(4)小形で取扱いが簡単であるということがあげられる。今回、これらの要求と個々の性能を考慮して、中谷、林の考案になるジャーナル式空気ベアリングの応用である偏心ジャーナル空気継手（以下空気継手という）を試作した。この空気継手は、通常のジャーナル空気継手の軸の周りにさらに2つの偏心軸と軸受部を持つのが特長であり、構造が簡単なジャーナル式の組合せにより上述の条件を満たすことができた。本報告では、試作した空気継手の原理および構造について説明し、これを使って干渉量を測定した結果について述べる。

記 号

a : 天秤出力平均値の傾き
 a_{xk} : 負荷に対する天秤出力(f_{xk}^*)の傾き
 a_{yk} : 負荷に対する天秤出力(f_{yk}^*)の傾き
 a_{mk} : 負荷に対する天秤出力(f_{mk}^*)の傾き
 b_{xk} : 負荷(W_k)=0のときの零点のずれ
 b_{yk} : 負荷(W_k)=0のときの零点のずれ
 b_{mk} : 負荷(W_k)=0のときの零点のずれ
 ε_{max} : データ(天秤校正時の出力)の最大誤差
 \bar{e} : 天秤校正データの平均値
 W_x : X軸方向への負荷
 W_y : Y軸方向への負荷
 W_M : Z軸回りのモーメントによる負荷
 W_k : 負荷量
 W : 天秤校正の実荷重
 F_x : X軸方向に働く力
 F_y : Y軸方向に働く力
 M_z : Z軸回りの方向に働く回転モーメント
 J : ノズルからの吹き出し流量
 f_{xk} : X軸方向に働く天秤出力

f_{yk} : Y軸方向に働く天秤出力
 f_{mk} : Z軸回りの方向に働く天秤出力
 f_{xk}^* : X軸方向に働く天秤干渉量
 f_{yk}^* : Y軸方向に働く天秤干渉量
 f_{mk}^* : Z軸方向に働く天秤干渉量
 Δf_{xkj} : X軸方向に働く干渉量
 Δf_{yjk} : Y軸方向に働く干渉量
 Δf_{mkj} : Z軸回りの方向に働く干渉量
 g : 重力加速度
 P_1 : ノズルの静圧
 P_2 : ノズルの静圧
 \bar{P}_2 : ノズル出口の平均静圧
 \bar{P}_T : ノズル出口の平均総圧
 P_s : 供給圧力
 T_1 : ノズル内壁温度(絶対)
 t_1 : ノズル内壁温度(摂氏)
 T_2 : ノズル出口内壁温度(絶対)
 A_2 : ノズル吹き出し口の断面積
 ρ_2 : ノズル吹き出し口の空気密度
 R : 空気定数
 \bar{U}_2 : ノズル出口の吹き出し平均速度
 F_j : 吹き出し推力
 r : 比熱比

(X_s, Y_s, Z_s): 直交座標

添 字

j : ノズルからの吹き出しあり
 k : ($k=1$)は W_x の負荷
 ($k=2$)は W_y の負荷
 ($k=3$)は W_M の負荷

2. 偏心ジャーナル空気継手の構造と原理

本空気継手の特長は、それぞれ回転軸を偏心させた、内側浮軸と外側浮軸の円筒軸まわりの低摩擦回転運動の合成による、軸に垂直な面内の運動の自由度と、軸筒の軸方向の運動の自由度、および軸まわりの回転運動（結局1つの回転自由度と3つの並進自由度）をもっていることである。

2.1 構 造

空気継手本体の構造は、その外側から軸受基盤、外側浮軸、内側浮軸および出力軸筒の順に構成されている。試作した空気継手の外観を図1に、その各

部品を図2に、さらに表1にその重量表を示す。
以下空気継手本体の空気の流れと構造の詳細について述べる。

2.1.1 空気継手本体の高圧空気の流れ

図3は空気継手本体の構造の詳細と空気の流れを示したものである。軸受基盤の高圧空気供給口から入った高圧空気は、各軸円周方向6ヶ所（同図(C)）に設けた連通孔を通して模擬エンジンへと供給される。また、各浮軸と出力軸筒の連通孔から各浮軸の側筒部（空気ベアリング面）、およびフランジ面（空気クッション面）に高圧空気をバイパスし、外部へ放出する。

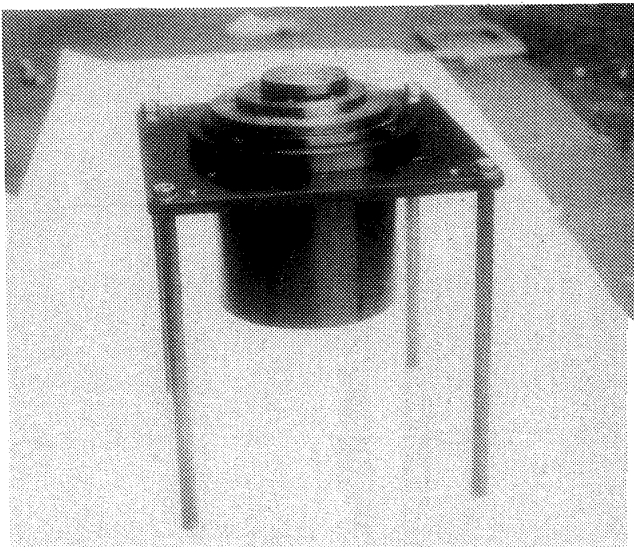


図1 偏心ジャーナル空気継手本体

2.1.2 空気継手本体の各軸の構造とその役割

ここでは、空気継手の各軸の構造とその役割について、図3と図4をもとに述べる。

(1) 軸受基盤

軸受基盤は継手本体のP（図4(a)）を中心軸とする同心円筒構造をなしており、円筒下面には高圧空気供給口がある。円筒壁中央部には環状内溝を設け、高圧空気供給口との間を連通孔によってつなぎ高圧空気通路を形成している。この環状内溝の上下の内筒壁部分は精密加工され、空気ベアリング潤滑面を形成する。また、上下それぞれの潤滑面の間には環状の小溝が設けてあり、これを空気放出孔と連通させ、空気ベアリング潤滑用空気の一部を放出する。一方、環状内溝から軸受基盤上面に垂直に設けた多数の噴出孔は、外側浮軸上部のフランジ下面との間に空気クッション潤

表1 空気継手の重量

各軸の名称	重量kg (ストップ 板を含む)
出力軸筒	2.13
内側浮軸	5.43
外側浮軸	8.94
軸受基盤	14.42
総重量	30.92 kg

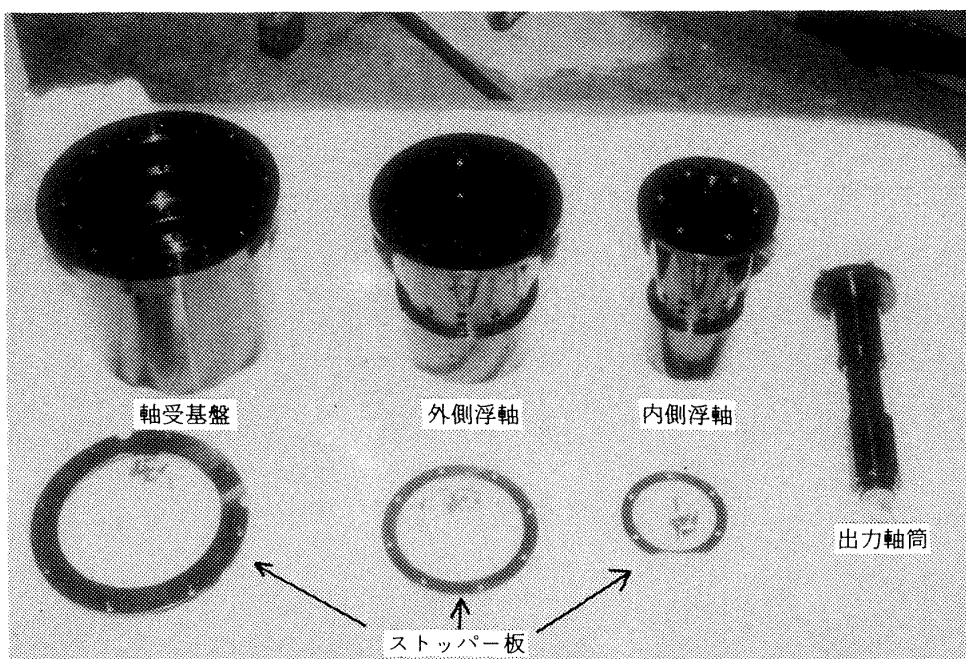
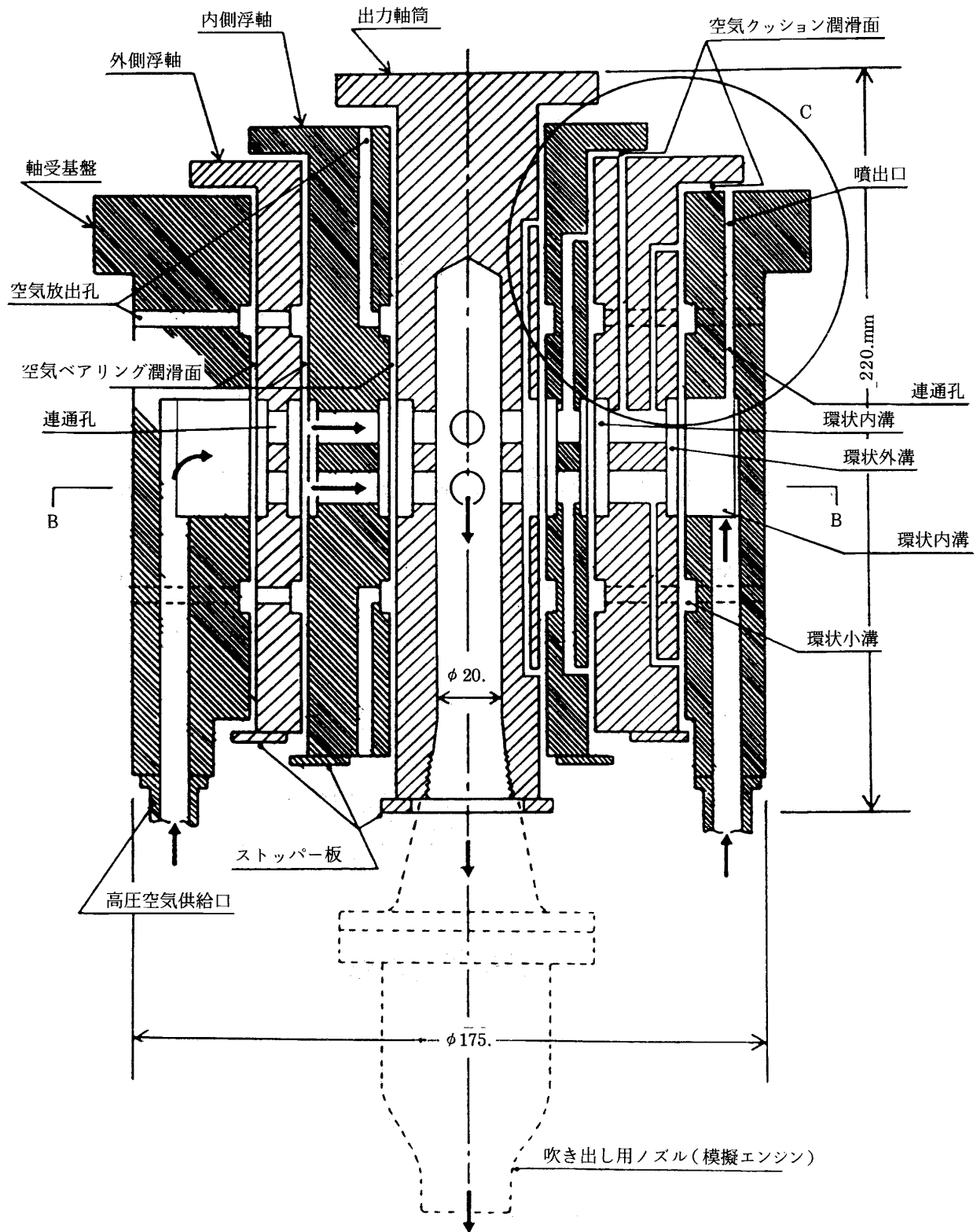
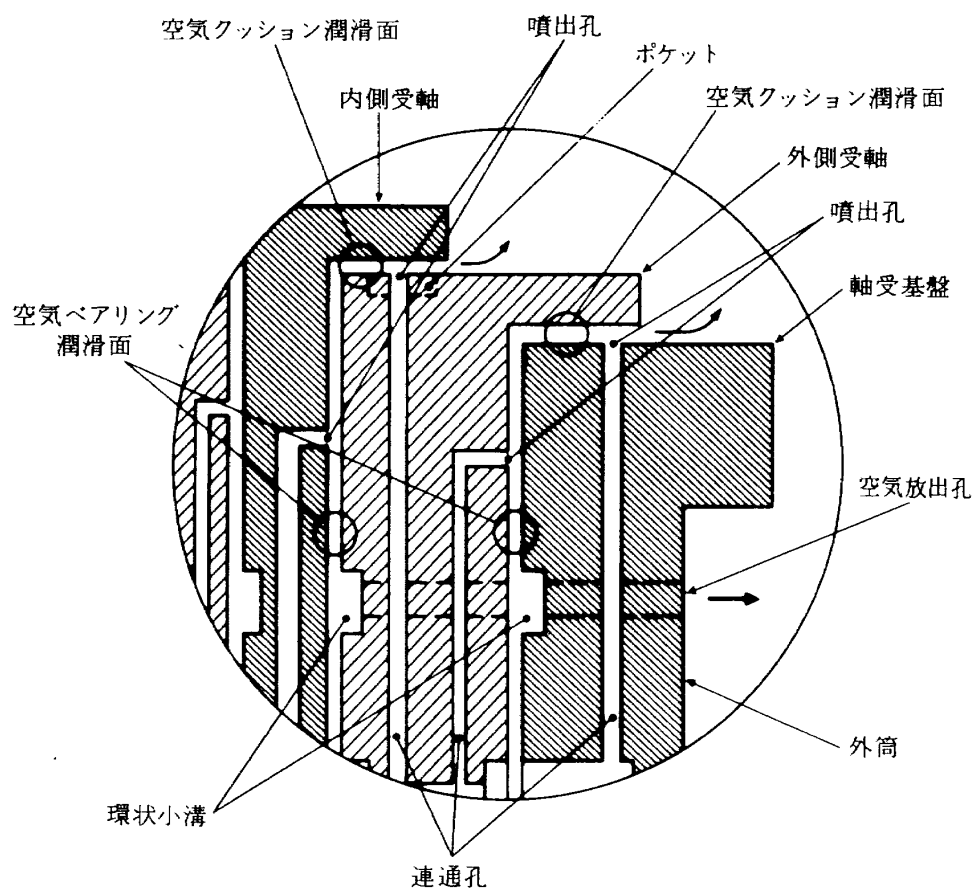


図2 偏心ジャーナル空気継手本体の各部品

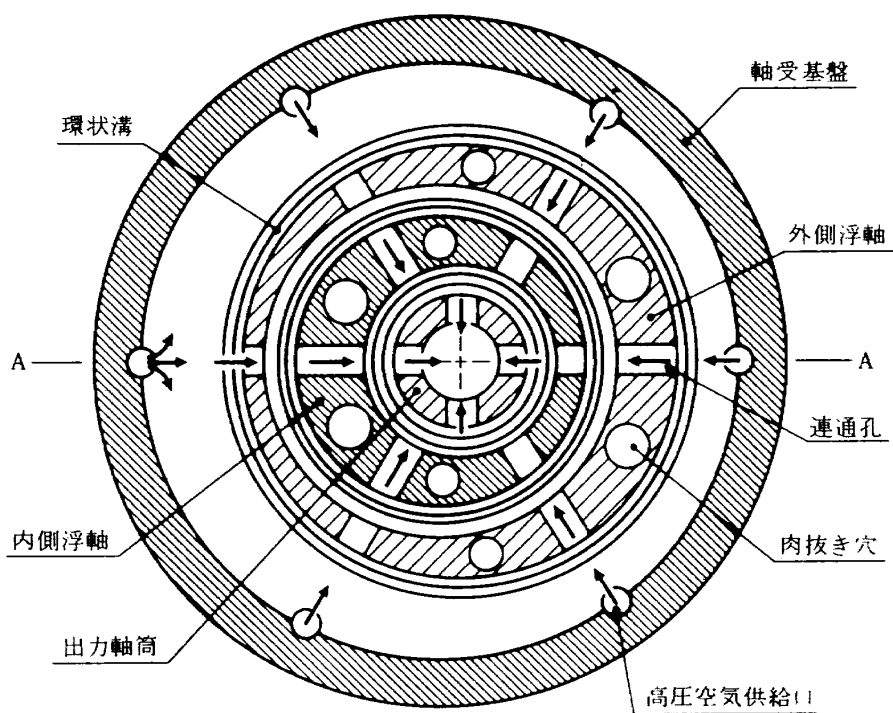


a) A-A 断面図

図 3 偏心ジャーナル空気継手本体断面図



b) C 部詳細



c) B-B 断面

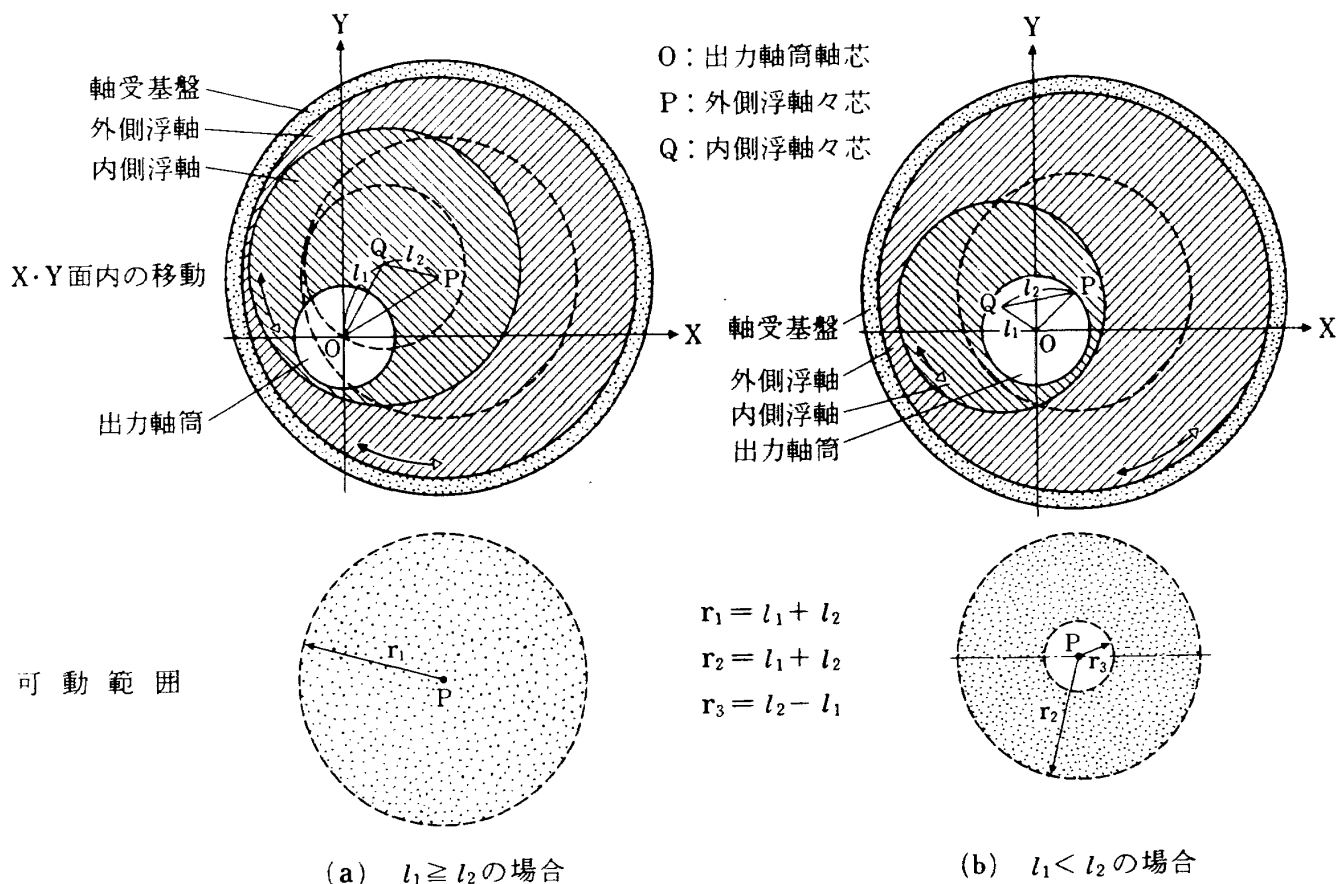


図4 空気継手の作動原理と可動範囲

滑面を形成させ、外側浮軸を浮上させるために設けた。

(2) 外側浮軸

外側浮軸は、空気継手本体の中心軸 P (図4(a)) を軸とする外側円筒面と、この軸 P から l_2 だけ離れた Q を中心軸とする内側円筒面とを持ち、それらの上端には浮力用フランジを設けた偏心円筒であり、軸受基盤の円筒内壁に沿って挿入されている (図3)。外側浮軸の環状外溝と環状内溝およびこの両溝を結ぶ連通孔は高圧空気通路の一部となっている。

空気ベアリング潤滑面は、外側円筒面が軸受基盤の円筒内壁面と、内側円筒内壁は内側受軸の外壁面との間で形成される。空気ベアリング潤滑用空気は、環状外溝と環状内溝を結ぶ連通孔の中途から上下に設けた連通孔と、さらにこの連通孔の先に設けた放射状の噴出孔からベアリング面へ供給される。内側浮軸を外側浮軸に対して浮上させるための空気クッション潤滑用空気は、環状外溝と環状内溝を結ぶ連通孔の中途から上方に垂直に

設けたもう一つの連通孔を通じ、さらにその先の噴出孔からクッション潤滑面へ供給される。円筒下面にはストッパー板を設けて、必要量以上に上方へ移動するのを防止している。また、外側浮軸の重量バランスをとり、重心が回転軸上 (軸 P) にあるように肉抜き穴 (図3c) を設けている。

(3) 内側浮軸

内側浮軸は軸 Q (図4(a)) を中心とする外側円筒面と、軸 Q から l_1 だけ離れた O を中心軸とする内側円筒面とを持ち、それらの上部に浮力用フランジを設けた偏心円筒であって、外側浮軸の円筒内壁に沿って挿入されている。その構造は、外側浮軸と相似であり、高圧空気通路の形成、空気ベアリング面の形成方法等は外側浮軸と同様である。但し、内側浮軸フランジの垂直方向には、空気クッション潤滑用の噴出孔は設けていない。

(4) 出力軸筒

図3に示すように出力軸筒は上部に天秤結合用フランジを、下部にストッパー板が取り付けられている。軸筒下部には、吹き出しノズル (模擬エ

ンジン) が取り付けられるようになっている。その軸筒は軸 O を中心軸とする円心円筒構造をなし、内側浮軸の円筒内壁に沿って挿入されている。高圧空気通路は、軸筒の環状外溝と環状内溝を結ぶ連通孔と、環状外溝から上下に設けた連通孔によって形成される。空気ベアリング潤滑面は、軸筒外壁面と内側浮軸内壁面の間で形成され、潤滑用空気は連通孔と噴出孔を連通させて供給する。

なお、これまで述べた各軸間の間隙はそれぞれ $0.04 \sim 0.05 \text{ mm}$ である。

2.2 原理

通常、ジャーナル式単体の空気軸受は 1 軸に対し、1 つの軸受部しか持たない。その自由度も軸方向の並進運動と軸回りの回転運動の 2 自由度しか持たない。偏心ジャーナル空気継手は、出力軸筒と軸受基盤との間に 2 つの偏心軸筒（内側、外側浮軸）を設けることにより、偏心軸筒に垂直な平面内での 2 つの並進運動と、出力軸筒の軸方向の並進運動および軸回りの回転運動の合計 4 つの自由度を持つことができる。本空気継手の作動原理と可動範囲は次のとおりである。

2.2.1 空気継手軸に垂直な平面(XY 面)での並進運動

図 4 (a) は本空気継手の XY 面上での並進運動の原理とその運動によって変位できる範囲、即ち可動範囲を示すものである。いま、出力軸筒の中心軸 O に X 方向の力を加えると、内側浮軸には軸 Q を中心とする反時計回りの回転力が発生し、内側浮軸は白矢印方向に回転する。同時に外側浮軸には軸 P を中心とする反時計回りの回転力が発生し、白矢印方向に回転する。この 2 つの浮軸（内側、外側浮軸）の回転運動の合成により、中心軸 O は Y 軸方向の運動が相殺され、 X 軸方向にのみ移動する。

一方、 Y 方向に力が加わると、内側浮軸には軸 Q を中心に、時計回りの回転力が発生し、黒矢印方向に回転する。同時に外側浮軸は軸 P を中心とする回転力が発生し、黒矢印方向に回転する。この 2 つの浮軸（内側、外側浮軸）の回転運動の合成により、中心軸 O は X 軸方向の運動が相殺され、 Y 軸方向にのみ移動することができる。

従って、出力軸筒に XY 面に平行な方向の力が加えられたとき、外側および内側浮軸の回転によって出力軸筒を XY 面上で変位することができる。故に、出力軸筒に力が加えられたとき、出力軸筒が XY 面上で変位できる範囲（可動範囲）では、各軸間の摩擦その他による干渉が空気ベアリング潤滑面等の働きによりできるだけ小さくすることによって、出力軸間と軸受基盤間の剛性を小さくすることが可能である。

2.2.2 可動範囲

空気継手の偏心軸（外側、内側浮軸）の回転運動によって出力軸筒の中心軸 O が空気継手軸に垂直な平面内で移動できる様子は 2 通り考えられ、外側浮軸と内側浮軸の偏心量によって移動できる範囲が異なる（図 4）。まず 1 つは、内側浮軸の偏心量 l_1 、外側浮軸の偏心量 l_2 の関係が $l_1 \geq l_2$ の条件の可動範囲は、半径 r_1 ($r_1 = l_1 + l_2$) の円内で動くことになり、従来の軸受では不可能な広い可動範囲をとることができる。なお、本空気継手は浮軸の偏心量を $l_1 = l_2$ の条件で設計製作を行った。もう 1 つの条件 $l_1 < l_2$ の可動範囲は、半径 r_2 ($r_2 = l_1 + l_2$)、半径 r_3 ($r_3 = l_2 - l_1$) の 2 つの同心円で囲まれた環状領域のみで動くこととなる。

3. 実験装置

偏心ジャーナル空気継手の実験装置は、(1) 偏心ジャーナル空気継手本体、(2) 天秤、(3) 負荷装置、(4) 配管系、(5) 計測系から構成されている。図 5 は実験装置の全体ブロック図、図 6 は偏心ジャーナル空気継手本体と天秤との関係図である。

(1) 偏心ジャーナル空気継手本体

継手本体の軸受基盤（空気供給を受けるために空気配管系と接続される部分）は固定され、出力軸筒上部は負荷装置（ジンバル付金具）を介して天秤に接続し、その天秤架台が固定されている。出力軸筒下部には高圧空気を用いるエンジンを模擬したノズルが取り付けられている。（即ち、出力軸筒に加わる力は、継手本体の微干渉量を含む変化量が天秤に加わるようになっている。そして、予め求めてある継手本体の微干渉量を差し引いて真の力を求める。

(2) 天 秤

干渉試験で使用した天秤は3分力天秤で、水平面上の X 軸方向、 Y 軸方向に働く力、および鉛直軸 Z を中心にした回転モーメント(M_z)の3成分が測定できるようになっている。また、この天秤に

は2方向からのモーメント(M_x , M_y)を天秤に伝えないためのジンバルが付いている。その効用は、出力軸筒に大きなモーメントが加わっても、ジンバルのばねが X 軸回りのモーメント(M_x)、 Y 軸回りのモーメント(M_y)を吸収し天秤に伝わらず、 X

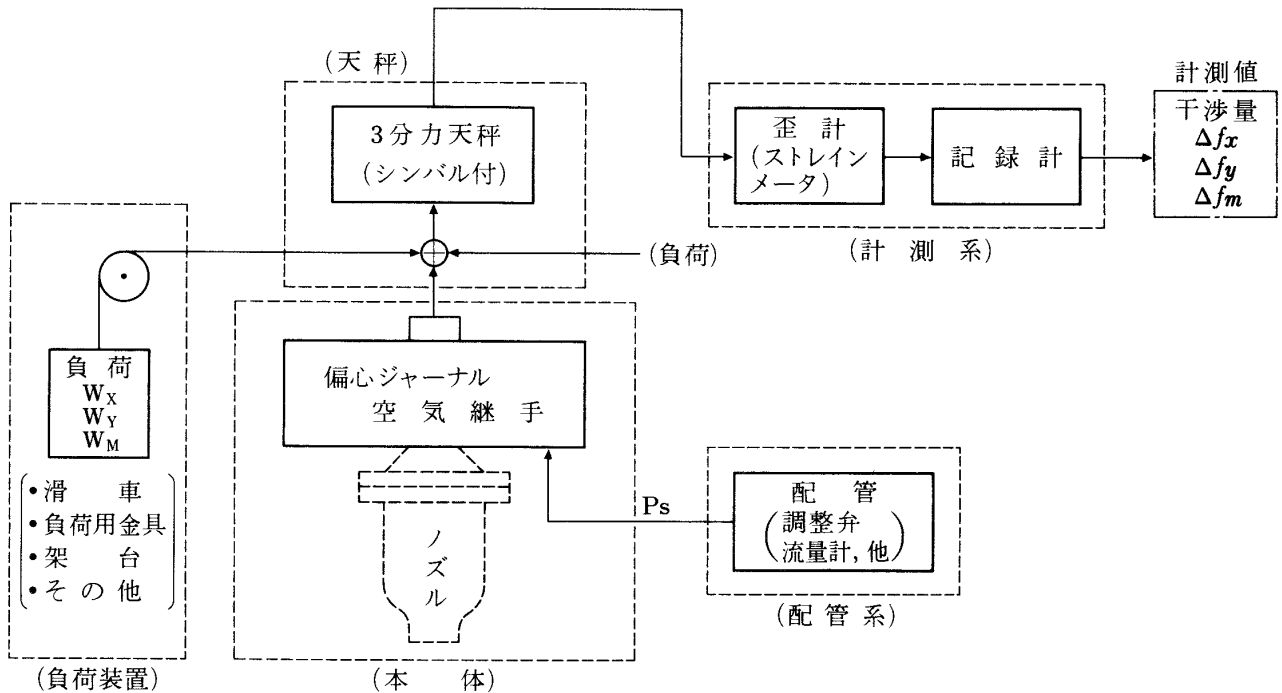


図5 実験装置(全体ブロック図)

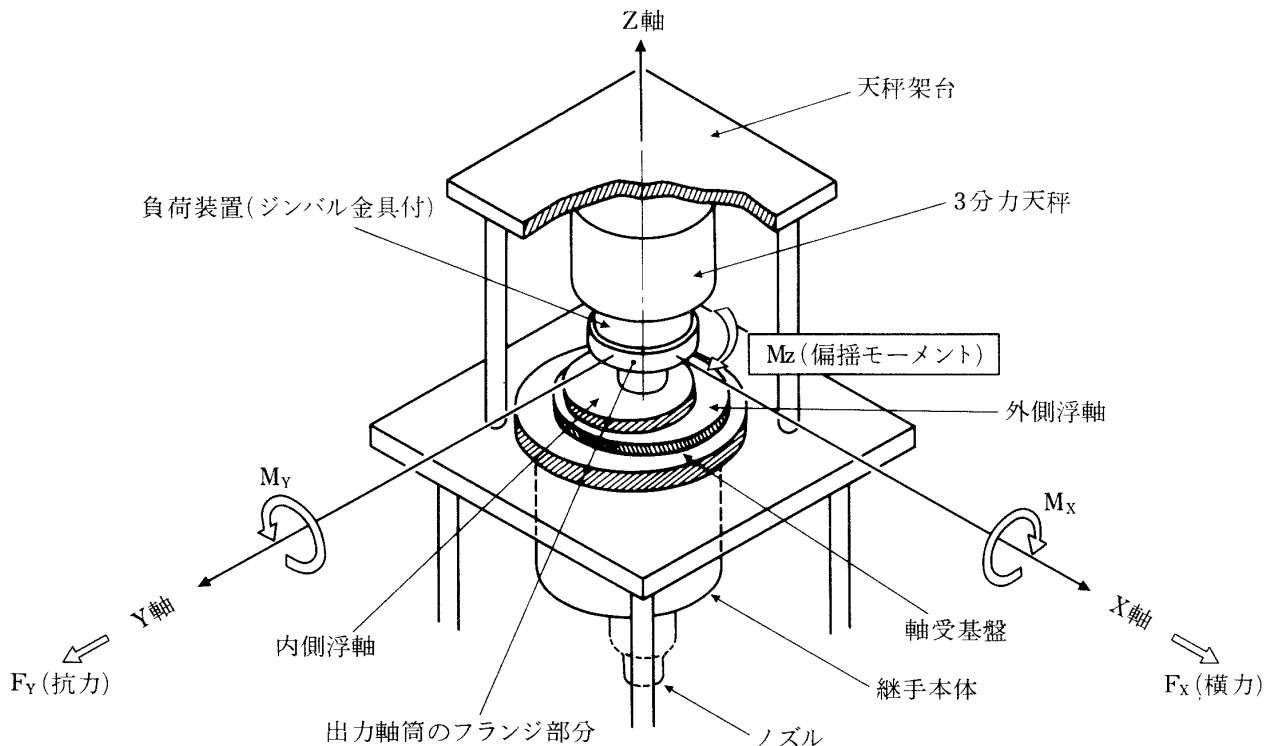


図6 継手本体と天秤との関係

軸、Y軸方向の力およびZ軸回りの回転モーメントは伝えるようになっていることである。ジンバルの構造は2つのばね板と取付板から成り、ジン

バル上部分の取付板は天秤本体の下部を、ジンバル下部分の取付板は出力軸筒の上部フランジをそれぞれ固定するようになっている。

尚、本天秤の天秤量および天秤精度について表2に示す。天秤精度の計算は次の式により求めた。

$$\text{天秤精度}(\%) = \frac{\epsilon_{\max}}{\bar{e}} \times 100$$

但し、ここで $\bar{e} = a \cdot W$ である。

(3) 負荷装置

図7に示すように、負荷装置は架台、滑車、負荷用金具（引張り金具、モーメント用の棒等）か

表2 天秤容量と精度

	天秤容量(N・Nm)	天秤精度(%)
F_x	196.1 (N)	0.06
F_y	196.1 (N)	0.17
M_z	19.6 (Nm)	0.31

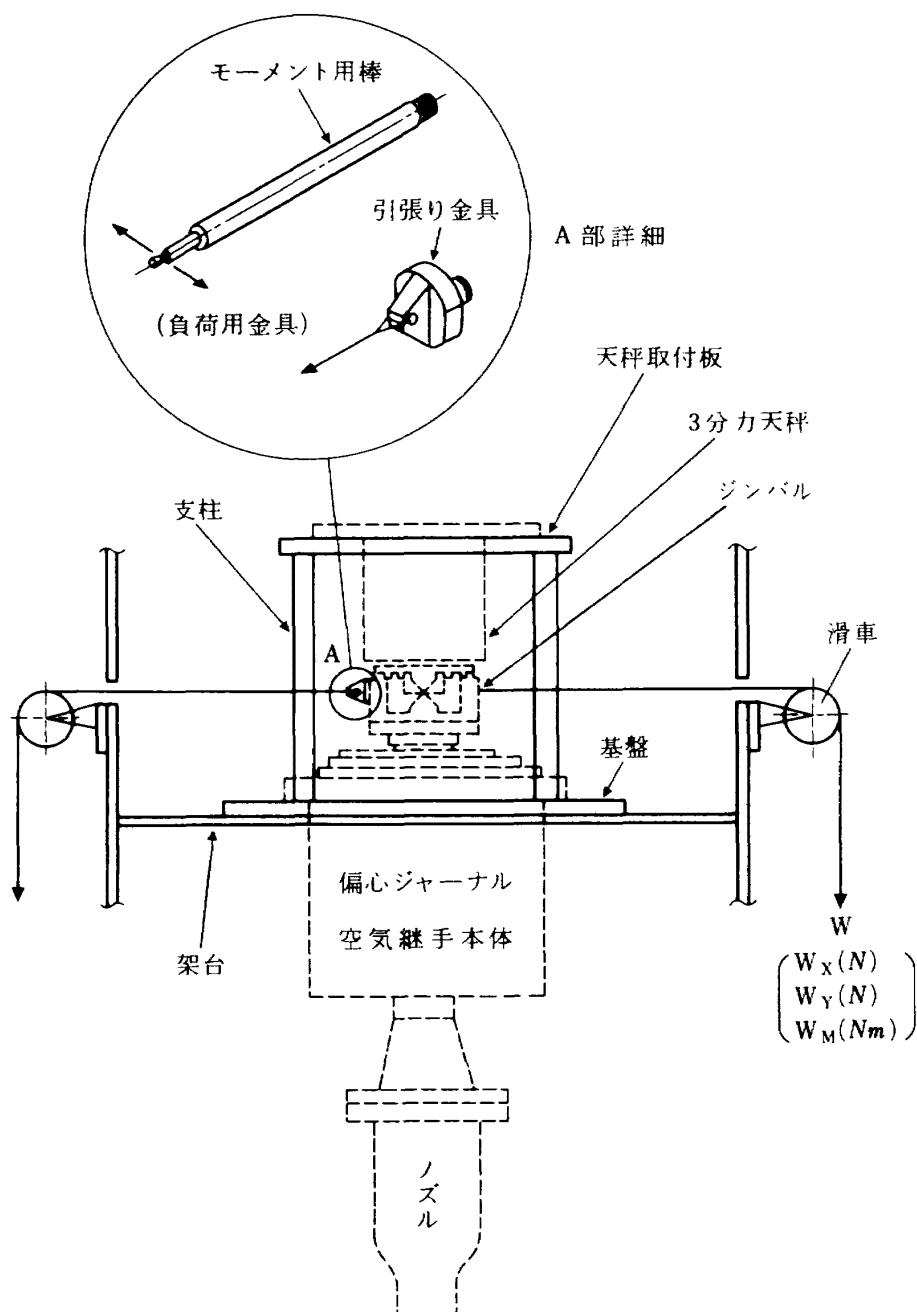


図7 負荷装置

ら成る。架台は四隅に柱を設けた門型構造で、柱の中間に基盤が架設されている。基盤の中央部分には天秤支柱（4本）を介して天秤取付板が設けられていて、3分力天秤本体はこの天秤取付板に吊り下げた形で取り付けられている。滑車は3分力天秤に荷重を加える方向を位置付けるためのもので、負荷用金具と同じ高さの位置で架台に固定されている。この荷重装置は天秤較正および負荷加重による干渉試験に用いる。

(4) 配管系

図8は、本実験で空気継手に高圧空気を導くための配管系のブロック図である。配管の構成は、大型低速風洞既設の高圧空気配管、圧力調整弁（大、小）、高圧圧力計、流量計（浮遊式）、貯気槽、および分岐管（4本）から成る。配管の途中に設けた圧力調整弁（大、小）は、供給圧力の調整を行なう。流量計（浮遊式）は空気継手から漏洩流量を含んだ供給空気の総流量を測定する。

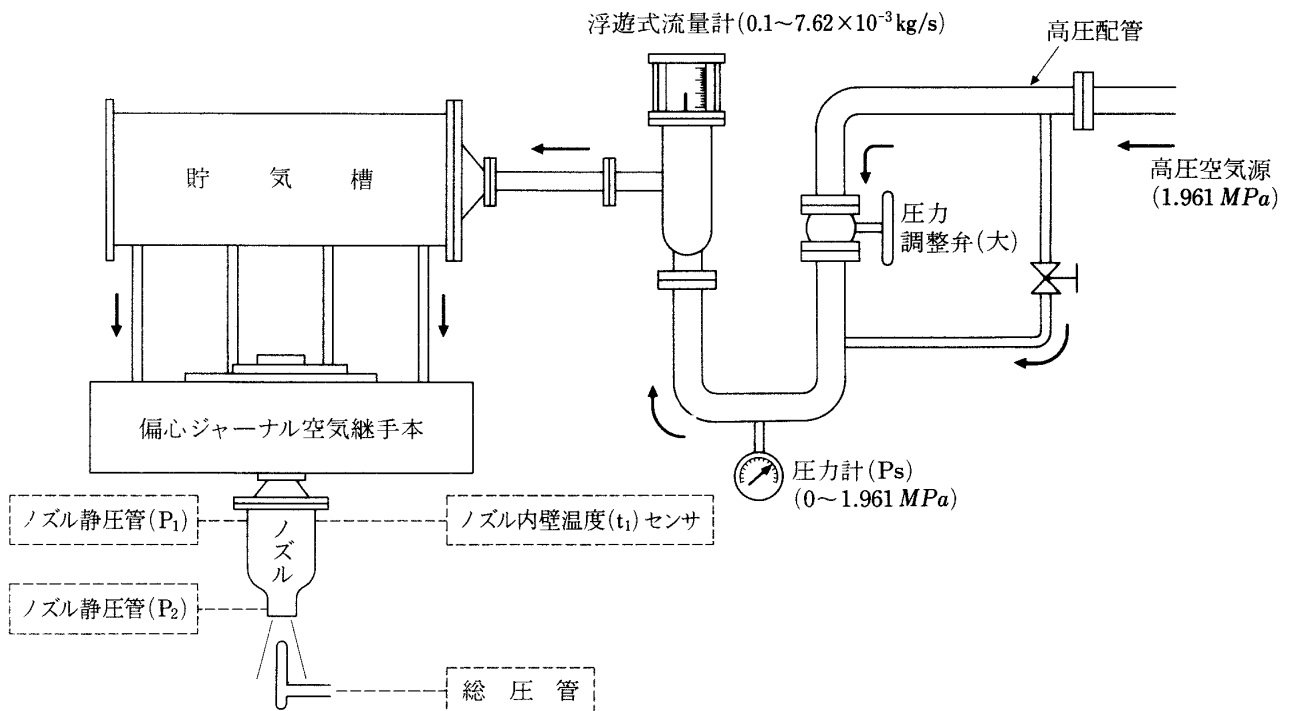


図8 配管ブロック図

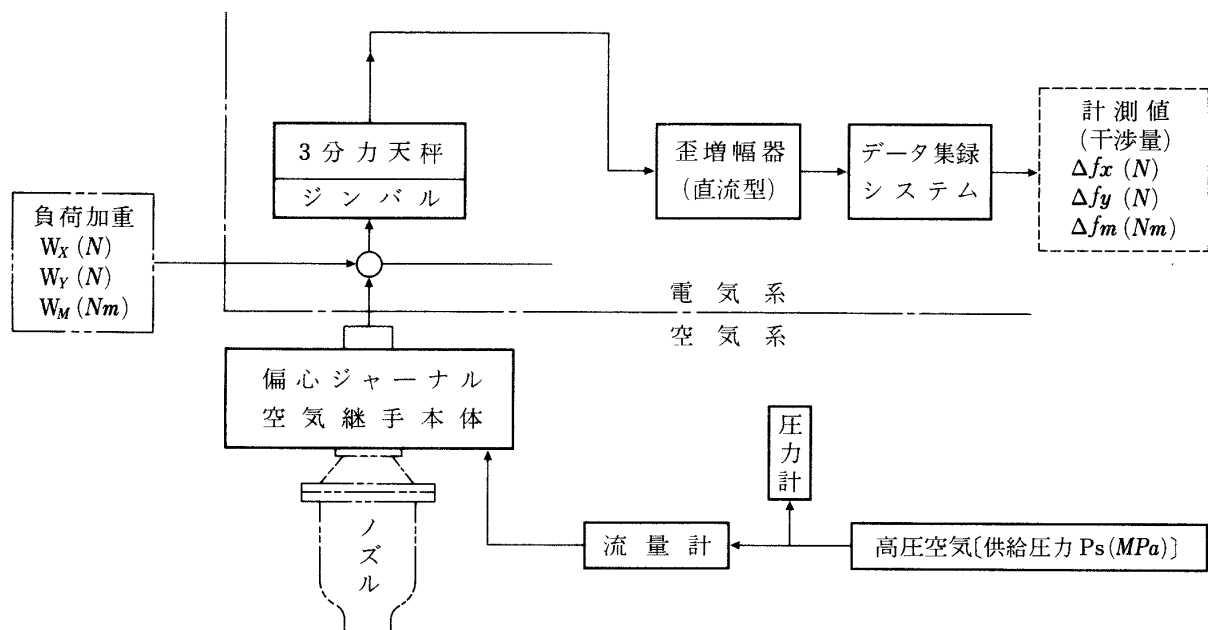


図9 計測系ブロック図

(5) 計測系

図9は、計測系のブロック図である。計測系は空気系と電気系から成る。

空気系の計測については、高圧空気源(1.961MPa)から供給された圧力を圧力計(0~1.961MPa)で計測し、また、管路の流量は流量計($0.1 \sim 7.62 \times 10^{-3}$ kg/s)で計測している。なお、空気放出がない場合には、流量計は空気継手本体の空気ベアリング、および空気クッション部分から漏れる漏洩流量を計測している。また、ノズルを使用した場合は、ノズルから吹き出す流量と空気継手からの漏洩流量を含んだ総流量が流量計の測定限界値を越えたため、ノズルからの吹き出し流量を、ノズルの静圧(P_1 , P_2)、ノズル内壁温度(t_1)、ノズルの吹出しによるノズル出口の総圧をトラバースし、その平均総圧(\bar{P}_T)を測り、これらの値を使って計算により求めた。(計算方法については、4.2.4項に示す。)

電気系による計測については、外部からの力(負荷)または空気継手本体に加えられた供給空気圧力による干渉力が、ジンバルを介して3分力天秤のゲージにひずみを与え、それが直流型のひずみ増幅器で増幅され、データ集録システムにデジタル量として一時集録される。

4. 試 験

4.1 天秤校正

干渉試験(供給圧力、または負荷による干渉)で天秤により干渉を求めるには、あらかじめ天秤単体の分力相互の干渉量を測定しておくことが必要である。天秤に対して空気力を模擬するため、既知の負荷(実荷重)を加えて、干渉量を測定した結果を図10-a, b, cに示す。ただし、これはジンバルを含めた干渉である。

図10-aから判るように、横力(F_x)の方向に負荷(W_x)を加えた場合、 F_x への干渉量(f_{x1}^* =天秤出力(f_{x1})-負荷量(W_x))は、 F_x の天秤容量(196.1N)に対して最大0.11%、抗力(F_y)方向への干渉量(f_{y1}^* =天秤出力(f_{y1}))は、 F_y の天秤容量(196.1N)に対して最大0.225%、偏揺モーメント(M_z)への干渉量(f_{m1}^* =天秤出力(f_{m1}))は0.1%である。

図10-bについて、 F_y の方向に負荷(W_y)を加

えた場合、 F_y への干渉量(f_{y2})は0.15%、 F_x への干渉量(f_{x2}^*)は0.12%、 M_z への干渉量(f_{m2}^*)は0.2%である。

図10-cについて、 M_z の方向に負荷(W_M)を加えた場合、 F_x への干渉量(f_{x3}^*)は0.75%、 F_y への干渉量(f_{y3}^*)は0.21%、 M_z への干渉量(f_{m3}^*)は0.95%である。

以上の結果から、天秤の干渉は次の(1)の1次式で近似できることが判った。負荷による干渉量は、次式(1)で表わすことができる。

$$\left. \begin{aligned} f_{xk}^* &= a_{xk} \cdot W_k + b_{xk} \\ f_{yk}^* &= a_{yk} \cdot W_k + b_{yk} \\ f_{mk}^* &= a_{mk} \cdot W_k + b_{mk} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここで、 W_k は負荷量、 f_{xk}^* 、 f_{yk}^* 、 f_{mk}^* はそれぞれ3分力方向に働く干渉量を示す。 a_{xk} 、 a_{yk} 、 a_{mk} は負荷に対する出力の傾き、 b_{xk} 、 b_{yk} 、 b_{mk} は負荷(W_k)=0のときの零点のずれであり、実験式の係数である。なお、係数 a_{xk} 、 a_{yk} 、 a_{mk} ($k=1, 2, 3$)、 b_{xk} 、 b_{yk} 、 b_{mk} ($k=1, 2, 3$)の値を以下に示す。

負荷 W_x ($k=1$) による係数

$$\left[\begin{array}{l} a_{x1} = -0.016, \quad a_{y1} = -0.004, \quad a_{m1} = 0 \\ b_{x1} = 0, \quad b_{y1} = 0, \quad b_{m1} = 0.001 \end{array} \right]$$

負荷 W_y ($k=2$) による係数

$$\left[\begin{array}{l} a_{x2} = 0.012, \quad a_{y2} = 0.002, \quad a_{m2} = 0.0004 \\ b_{x2} = 0, \quad b_{y2} = 0, \quad b_{m2} = 0 \end{array} \right]$$

負荷 W_M ($k=3$) による係数

$$\left[\begin{array}{l} a_{x3} = 0.011, \quad a_{y3} = 0.15, \quad a_{m3} = -0.001 \\ b_{x3} = 0.008, \quad b_{y3} = 0, \quad b_{m3} = 0 \end{array} \right]$$

4.2 予備試験

本実験で干渉力を測定するための予備試験として、空気継手に高圧空気を供給した時の浮遊状態振動の有無を調べて問題点を把握し、その対策を行った。(なお、以下で述べる本試験の結果(4.4)は対策を行った後の試験結果である。)また、干渉試験で設定する空気継手の各軸間の相対位置を予め検討した。

4.2.1 振動対策

一般に空気軸受として浮遊状態を得る方法には、ポケット、溝、および多数の細管空気孔等による方式がある。我々が考えた偏心ジャーナル空気継手では、内側浮軸を浮かすのに、内側浮軸フラン

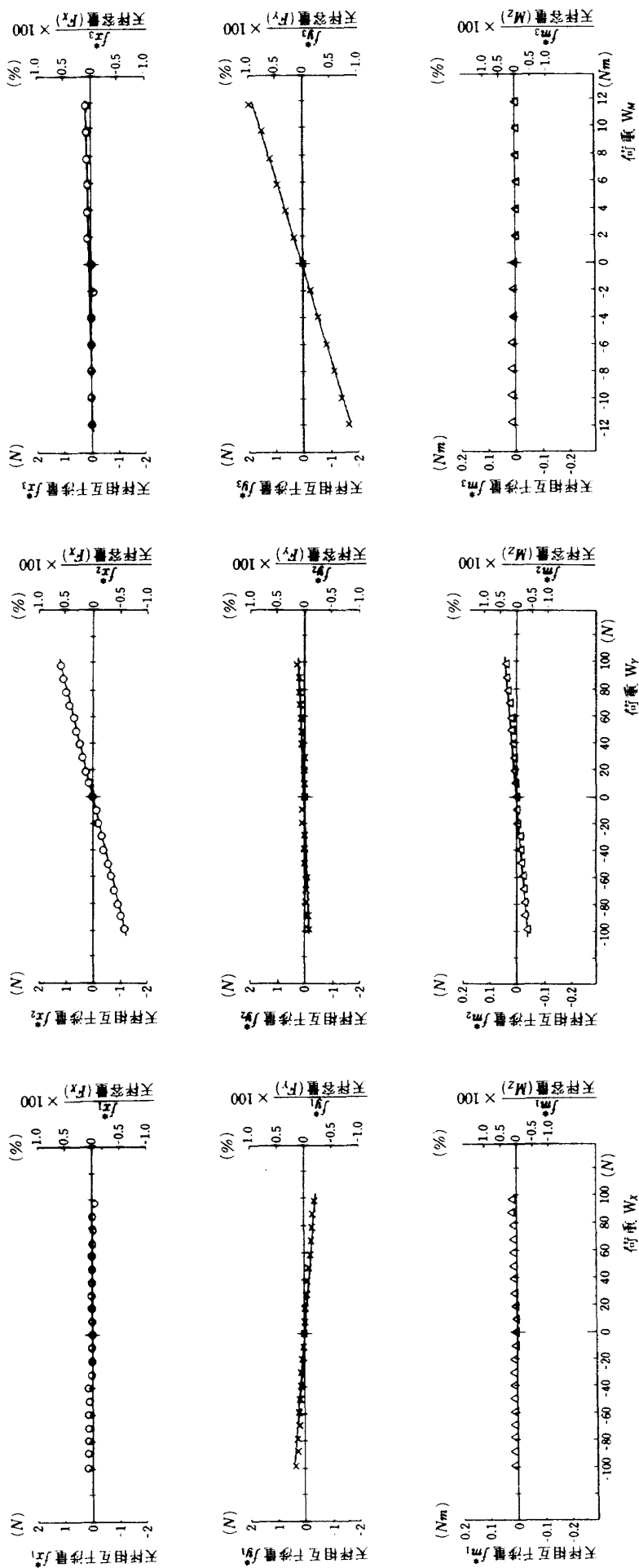


図10-a 実荷重 W_x による天秤相互干渉量
 $(f_{x1}^*, f_{y1}^*, f_{m1}^*)$

図10-b 実荷重 W_y による天秤相互干渉量
 $(f_{x2}^*, f_{y2}^*, f_{m2}^*)$

図10-c 実荷重 W_z による天秤相互干渉量
 $(f_{x3}^*, f_{y3}^*, f_{m3}^*)$

ジ面の浮力を得るフランジ面積が小さいので、外側浮軸フランジ上面に浮力効果の大きいポケット方式を採用した。また、外側浮軸を浮かすためには、受軸基盤フランジ上面に細管空気孔のみの方式を採用し設計製作した。まず、空気継手に対策を講じない状態で圧力を供給してみたが、高圧力 [$P_3 = 1.177 \text{ MPa}$ 以上] になると外側浮軸と内側浮軸の間で振動音が発生し、天秤出力の変動も大きく ($\pm 2.94 \text{ N}$ 程度) 出る。なお、外側浮軸と軸受基盤の間では振動音は聞かれなかった。この振動音は空気継手の干渉試験を行う上において、干渉の測定誤差を大きくする原因になるので、振動音を減衰させるために、原因の追求と次のような対策を講じた。

(1) ポケットは外側浮軸フランジ上面の噴出孔出口部分に設けてあり、内側浮軸フランジ下面との間で空気クッション潤滑面が形成されている。なお、ポケットは噴出孔出口部分が大きく開孔し、空気溜の役目を果たしており、振動音はここから発生するものと予想される。まず供給圧力を一定に保持した状態で、空気継手の内側浮軸に負荷 (おもり) をかけて空気クッションのギャップを調整し、振動音が無い完全な浮遊状態が得られる負荷量を調べた。供給圧力が $0.392 \sim 1.177 \text{ MPa}$ の範囲では負荷を $19.61 \sim 215.7 \text{ N}$ の範囲で調整してやれば良い結果が得られた。しかし、 $P_3 = 1.373 \text{ MPa}$ 以上の供給圧力では負荷量を調整しても振動音が残し、完全な浮遊状態は得られなかった。

(2) 次にポケットを合成樹脂により埋め、噴出孔を細管空気孔 (0.4ϕ) にし、空気継手に圧力を供給してみた。 $P_3 = 1.177 \text{ MPa}$ 以上で振動音は大幅に減少し、天秤への振動出力も $\pm 0.098 \text{ N}$ 以下に減少し、広範囲の供給圧力 ($0.392 \sim 1.765 \text{ MPa}$) で完全な浮遊状態が得られた。この浮遊状態を監視するために電気的な方法 (電気接点による) を用いた。

以上の対策から、振動音を抑えるにはポケット無しの方が良好であるため、本実験では細管空気孔方式を採用した。

4.2.2 軸相対位置関係

図11は、干渉試験で使用した軸相対位置関係について表わしたものである。

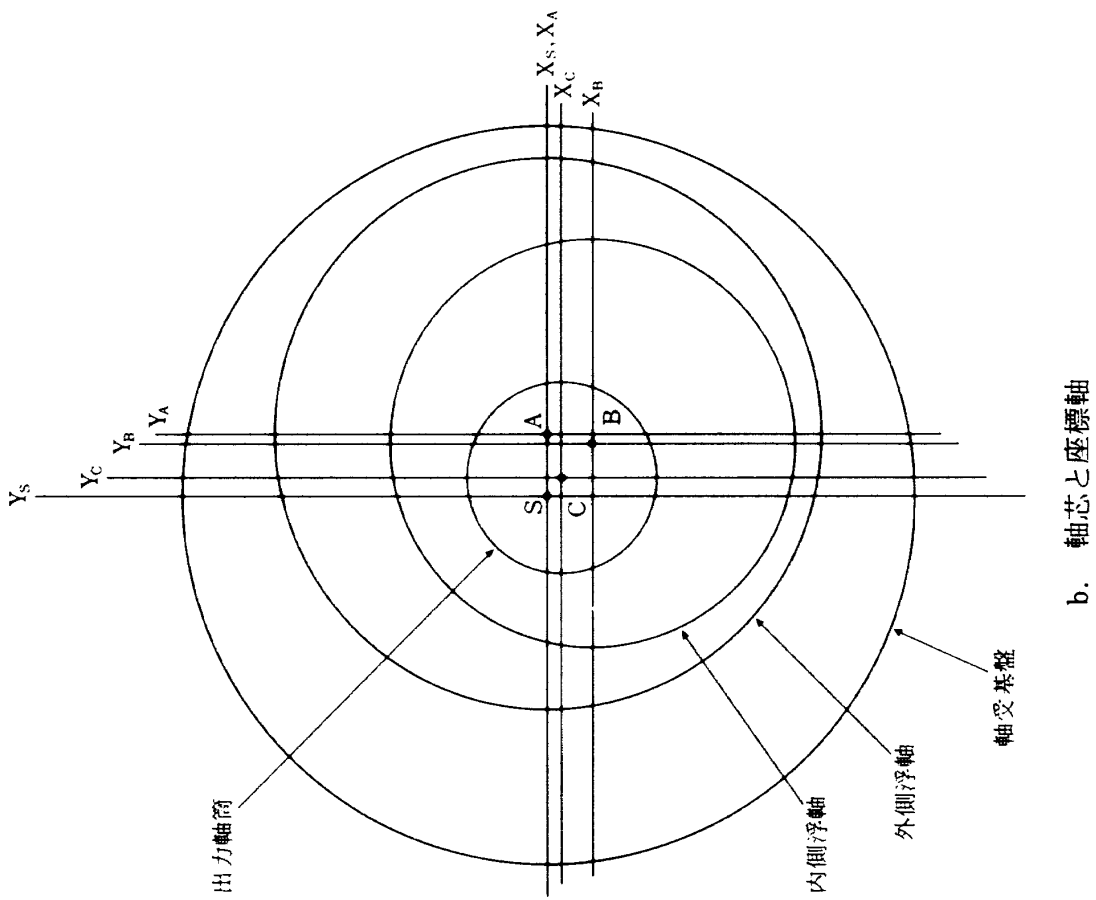
偏心ジャーナル空気継手の各軸の重心バランスがとれていて、しかも、水平レベルがとれた取付状態では、空気継手に空気圧力を供給した場合、各軸の動きは完全に自由なものとなり、出力軸筒への各方向成分の負荷によって、各軸の相対位置も異なったものとなる。ここでは、幾つか考えられる軸相対位置の中で、干渉試験で干渉量を測定する時の代表的な軸相対位置、イ、ロ、ハの組合わせについて説明する。なお、図中で軸受基盤は固定されたものと考え、動く軸は、外側浮軸、内側浮軸および出力軸筒である。

基準の座標系を軸受基盤の軸芯 S に設けた直交座標系 (X_s, Y_s, Z_s) とする。ここで各軸の記号は、外側浮軸の軸芯を A 、内側浮軸の軸芯を B 、および、出力軸筒の軸芯を C とする。そして、各軸芯 (A, B, C) 上の各座標軸は外側浮軸の座標軸 (X_A, Y_A, Z_A)、内側浮軸座標軸 (X_B, Y_B, Z_B) および出力軸筒の座標軸 (X_C, Y_C, Z_C) とし、各軸とも軸受基盤の座標軸 (X_s, Y_s, Z_s) に対して、それぞれ平行にとる。次に軸相対位置イ、ロ、ハにおける各軸芯と座標軸との関係について述べる。

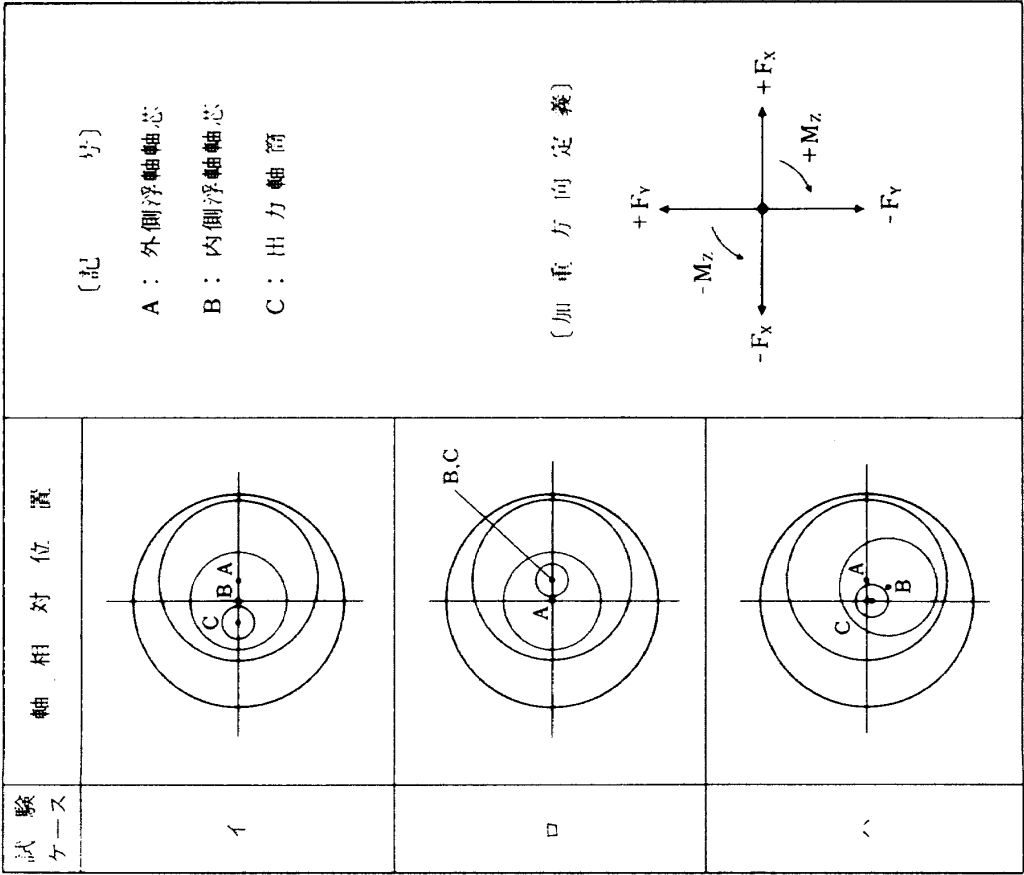
イ) の組合わせは、各軸芯 A, B, C 共 ($-$) X_s 軸上に位置し、各軸の X 座標軸は軸受基盤の X_s 軸上に一致させる。この状態で、出力軸筒に X または Y 軸方向に力を加えた場合、 X 軸方向に動きにくく、 Y 軸方向は動きやすい。

ロ) の組合わせは、各軸芯 A, B, C のうち軸芯 A は ($-$) X_s 軸上にあり、軸芯 B, C は同軸芯上で、しかも軸受基盤の軸芯 (S) に一致している。この状態で、出力軸筒に X または Y 軸方向に力を加えた場合、イ) と同様に X 軸方向に動きにくく、 Y 軸方向はいくらか動きやすい。

ハ) の組合わせは、各軸芯 A, B, C は軸芯 A は座標系 (X_s, Y_s, Z_s) の第1象限内にあり、軸芯 B, C は第3象限内にあって、軸芯 A, B, C の位置関係がばらばらに配置されている。これは出力軸筒に対して、平面内のどの方向から力が加わっても動きやすい組合わせである。各軸の重心バランスがとれている時に、空気圧力を供給した場合の軸相対位置はこのハの状態になることが多い。従って、本試験の干渉量の測定はハの軸相対位置のみで行った。



b. 軸芯と座標軸



a. 各試験ケースの軸相対位置

図 11 軸相対位置関係

4.2.3 空気継手の漏洩流量と浮上圧力の関係

図12は、空気継手下部のノズルからの吹き出しがない状態（空気ベアリングおよびクッション潤滑のみ）における供給圧力に対する漏洩流量を流量計で測定したもので、漏洩流量と浮上圧力の関係について示した。又、この図は漏洩流量と浮上領域についても示したものである。図から、空気継手の浮上は0.2MPa以上から1.765MPaの広範囲において浮上可能であることが判る。

4.2.4 ノズルからの吹き出し流量の検定

空気継手下部のノズルからの吹き出し流量を知るため、ノズル出口の圧力トラバースにより、ノズル出口の吹き出し平均速度 \bar{U}_2 を(1)式から求め、さらに \bar{U}_2 を(2)式に代入してノズルからの吹き出し流量 J を求めた。

$$\bar{U}_2 = \sqrt{\left\{ \left(\frac{\bar{P}_r}{\bar{P}_2} \right)^{\frac{r-1}{r}} - 1 \right\} \cdot \left(\frac{2}{r-1} \right) \cdot \sqrt{r g R T_2}} \quad (1)$$

$$J = \rho_2 g A_2 \bar{U}_2 \quad (2)$$

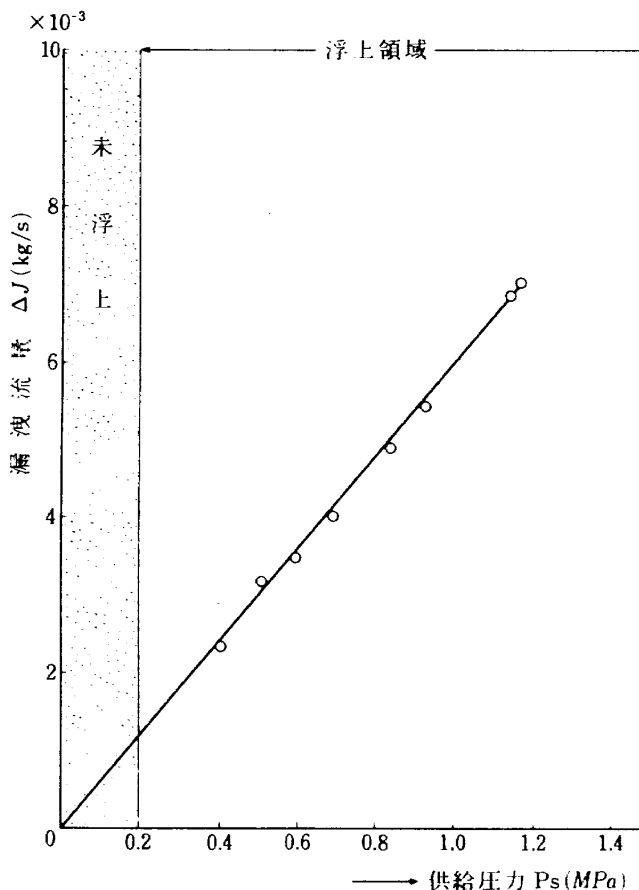


図12 空気継手の漏洩流量と浮上圧力の関係

図13は、(2)式により求めたノズルからの吹き出し流量を示した。横軸に供給圧力を、縦軸(左)に吹き出し流量を表わした。吹き出し流量は、0.49 MPa～1.38 MPaの間では供給圧力に対してほぼ比例して増加することが判る。また、ノズル出口の吹き出し平均速度 \bar{U}_2 と吹き出し流量 J を使った(3)式から、吹き出し推力 F_J を求め、縦軸(右)に表わした。

$$F_J = J \bar{U}_2 \quad (3)$$

4.3 干渉試験

本実験の干渉試験では、動力付模型を使用した風洞試験（力試験）で空気継手を空気配管系的一部分として使用した状態を想定し、空気継手下部のノズルからの吹き出しがない（模型エンジンからの吹き出しなし）状態と吹き出しあり（模型エンジンからの吹き出しあり）の状態での空気継手の干渉量を求める。但し、吹き出し流量の決定は、予備試験（4.2.3, 4.2.4項）の結果より、定圧力保持可能な最大流量を選んだ。その結果、吹き出

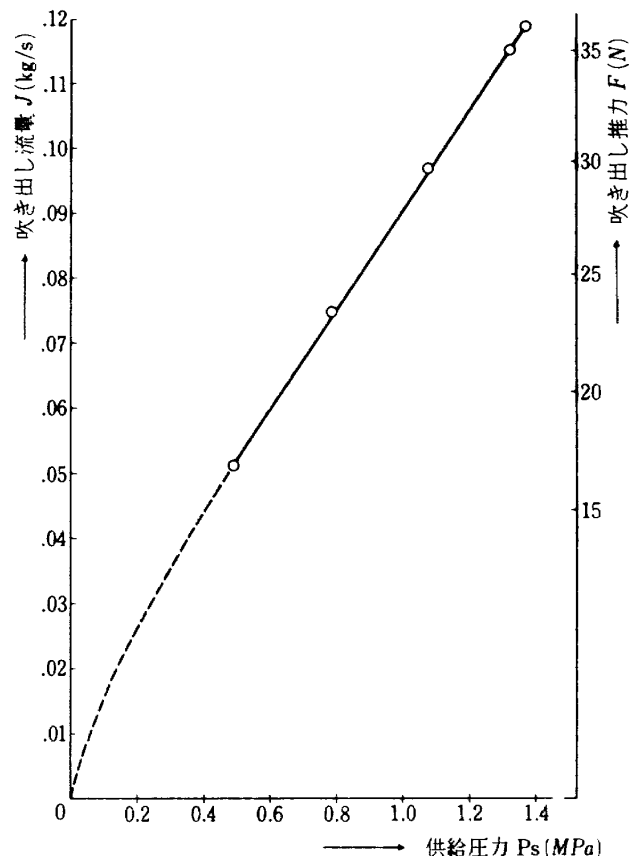


図13 ノズルからの吹き出し流量 J (kg/s)と推力 F (N)

し流量は0.119(kg/s)とした。干渉量の測定は、軸相対位置を予め決定した組合わせにセットし、出力軸筒に天秤(ジンバル付)を付け一体化し固定する。この状態で空気継手に供給圧力を加えると、偏心軸(外側浮軸、内側浮軸)は浮上し動き出そうとするため、天秤に反力(干渉力)が加わる。これを空気継手の干渉量としている。以下に、吹き出しなし、吹き出しありの試験方法および干渉量の計算方法について述べる。

〔試験方法〕

(1) 吹き出しなしの干渉試験

吹き出しなしの干渉試験では、軸相対位置を予備試験で決めたイ、ロ、ハの3ケースとした。供給圧力の設定は $P_s = 0.686, 1.177, 1.373 \text{ MPa}$ とした。さらに、風洞試験用模型に空気力が加わった状態を模擬するため、既知の負荷を出力軸筒に加えた。図8、9に示すように、負荷は3分力方向に別々に加え、その時の3分力の出力(干渉量 $\Delta f_x, \Delta f_y, \Delta f_m$)を測定した。負荷は、X軸方向には $W_x = 0 \sim 98.07 \text{ N}$ (9.807N毎に天秤容量の50%まで)、Y軸方向には $W_y = 0 \sim 98.07 \text{ N}$ (9.807N毎に天秤容量の50%まで)、モーメント M_z には $M_z = 0 \sim 1.177 \text{ Nm}$ (1.961Nm毎に天秤容量の60%まで)をそれぞれ方向に加えた。ただし、モーメントは偶力的に与えた。

(2) 吹き出しありの干渉試験

吹き出しありの干渉試験では、吹き出しノズルを使って、風洞試験用模型のエンジンからジェットを吹き出した状態を模擬し、ノズルからの吹き出しは垂直下に吹き出した。軸相対位置は、空気継手の実際上の動きの中でも最も多いと思われるハのケースのみで行った。供給圧力の設定は、ノズルからの吹き出しにより空気継手内部の圧力が下がるため、空気継手の完全浮上状態が維持可能な最低供給圧力 $P_s = 0.785 \text{ MPa}$ から、最大供給圧力 $P_s = 1.765 \text{ MPa}$ までの範囲で行った。(設定圧力=0.785, 0.981, 1.177, 1.765MPa)負荷の方法、データ取得方法は吹き出しなしの場合と同じである。

(3) 干渉量の計算方法

空気継手の干渉量の測定は、空気継手の出力軸筒に連結したジンバルを介し、天秤(3分力)に

て測定される。以下、出力軸筒に加えたそれぞれの負荷(W_x, W_y, W_m)による空気継手の各成分の干渉量($\Delta f_{xk}, \Delta f_{yk}, \Delta f_{mk}$)を求める方法(吹き出しなし、あり)について述べる。

吹き出しなしの干渉量を求めるには、負荷 $W_x(k=1)$ を加えると、天秤出力の各成分(f_{x1}, f_{y1}, f_{m1})の値が計測される。これは前項(4.1)で述べた天秤単体の干渉量が含まれたもので、この天秤出力(f_{x1}, f_{y1}, f_{m1})から天秤較正によって得られている一次近似の天秤干渉量($f_{x1}^*, f_{y1}^*, f_{m1}^*$)をそれぞれの方向成分について差し引けば、空気継手の干渉量($\Delta f_{x1}, \Delta f_{y1}, \Delta f_{m1}$)が求まる。Y, M_z 方向にそれぞれ負荷[$W_y(k=2), W_m(k=3)$]を加えたときの干渉量も同様にして求められる。その計算式を(1)式に示す。

負荷 W_k による干渉量(吹き出しなし)

$$\left. \begin{aligned} \Delta f_{xk} &= f_{xk} - f_{xk}^* \\ \Delta f_{yk} &= f_{yk} - f_{yk}^* \\ \Delta f_{mk} &= f_{mk} - f_{mk}^* \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

吹き出しありの干渉量を求める場合には、添字 j のついたパラメータを用いた(2)式により求められる。

負荷 W_k による干渉量(吹き出しあり)

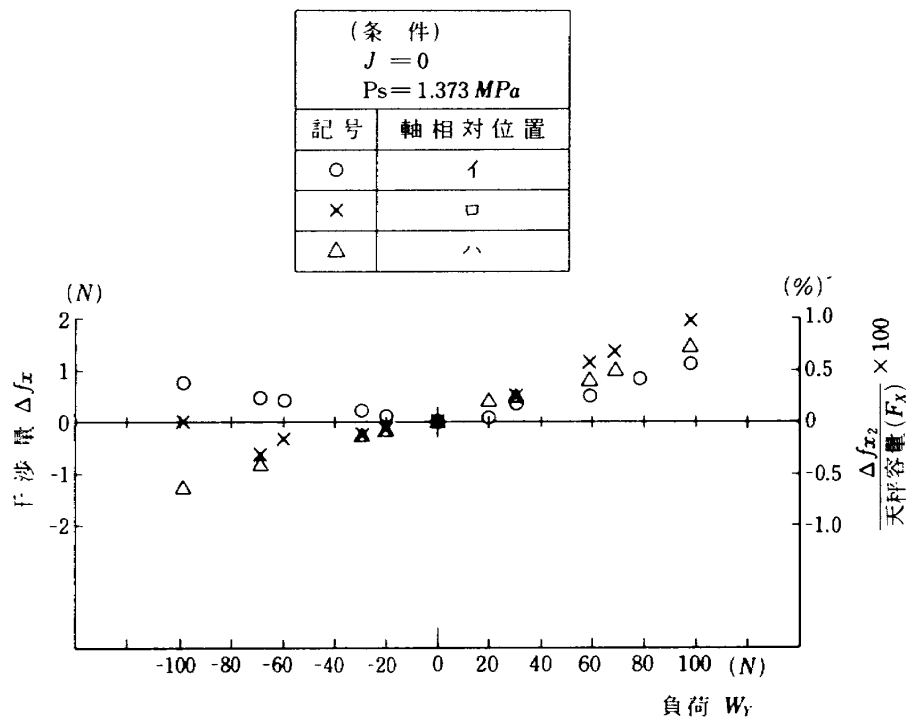
$$\left. \begin{aligned} \Delta f_{xkj} &= f_{xkj} - f_{xkj}^* \\ \Delta f_{ykj} &= f_{ykj} - f_{ykj}^* \\ \Delta f_{mkj} &= f_{mkj} - f_{mkj}^* \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

4.4 結 果

空気継手の干渉試験を吹き出しなし($J=0$)、吹き出しあり($J=0.119 \text{ kg/s}$)の状態で行った結果を図13~19に示す。なお、吹き出しありの干渉試験では、吹き出しによる反力が完全にZ軸に向くように空気継手の水平レベルを出し、垂直度が出ているノズルを空気継手の出力軸筒に垂直に取り付けて、X軸、Y軸方向にその力を伝えないようにした。図の横軸は負荷(W_x, W_y, W_m)を、縦軸は左側に干渉量($\Delta f_{xk}, \Delta f_{yk}, \Delta f_{mk}$)を示し、その右側に天秤容量に対する百分率(%)を示した。

4.4.1 吹き出しなしの干渉試験

図14は吹き出し量 $J=0$ 、供給圧力 $P_s=1.373 \text{ MPa}$


 図14 負荷 W_Y による干渉量 Δf_{x2} (軸相対位置による比較)

における負荷 W_Y による干渉量 (Δf_{x2}) を 3 種類の軸相対位置 [イ, ロ, ハ (図11参照)] で比較したものである。各軸がばらばらの状態にあるハの軸相対位置では、 Δf_{x2} の値は負荷量にほぼ比例して変化し、その値は最大 1.471N である。これに対し、各軸の軸芯が同一座標軸に重なったり、負荷の方向と同軸上にあるようなイ, ロ, の軸相対位置では、負荷に対する干渉量の変化が正, 負の負荷で異なった変化を示す。これに対して、ハの軸相対位置では直線性がよく補正も容易であることから、負荷による干渉試験を以下ではハの軸相対位置のみで、 $J=0$, $P_s=1.373\text{MPa}$ の条件で、3 方向それぞれの負荷による干渉量 (3 成分) を測定したので、その結果を図 15-a, b, c に示す。

W_X による干渉量 Δf_{x1} は $\pm 0.294\text{N}$ 以下であり、天秤精度の範囲内である。 Δf_{y1} についてみると、負の傾きを持って直線的に変化し最大 1.177N 程度である。 Δf_{m1} は正, 負の負荷に対してその傾きは異なり、正の負荷に対して最大 -0.098Nm 程度である。負の負荷による干渉はほとんど出ていない。

W_Y による干渉量については、 X 軸方向への干渉量 (Δf_{x2} が大きく 1.471N 出ている。これを天秤容量に対する割合にすると 0.75% である。 Y 軸方向への干渉量 (Δf_{y2}) にはほとんど出ておらず、

バラツキ誤差の範囲内である。また Δf_{m2} は、正の負荷よりも負の負荷による干渉が少し大きく出ている。

W_M による干渉量 (図 15-c) では、 X , Y 軸方向の力および M_2 のモーメントの干渉量はほとんど出しておらず天秤精度以内におさまっている。

全般に W_X , W_Y による干渉は 3 分力方向に出ているが、 W_M による干渉は 3 分力方向のいずれにもほとんど出ない。特に、 W_X または W_Y による X , Y 軸方向の干渉をみた場合、両者の間で相互干渉が大きいことがわかる。

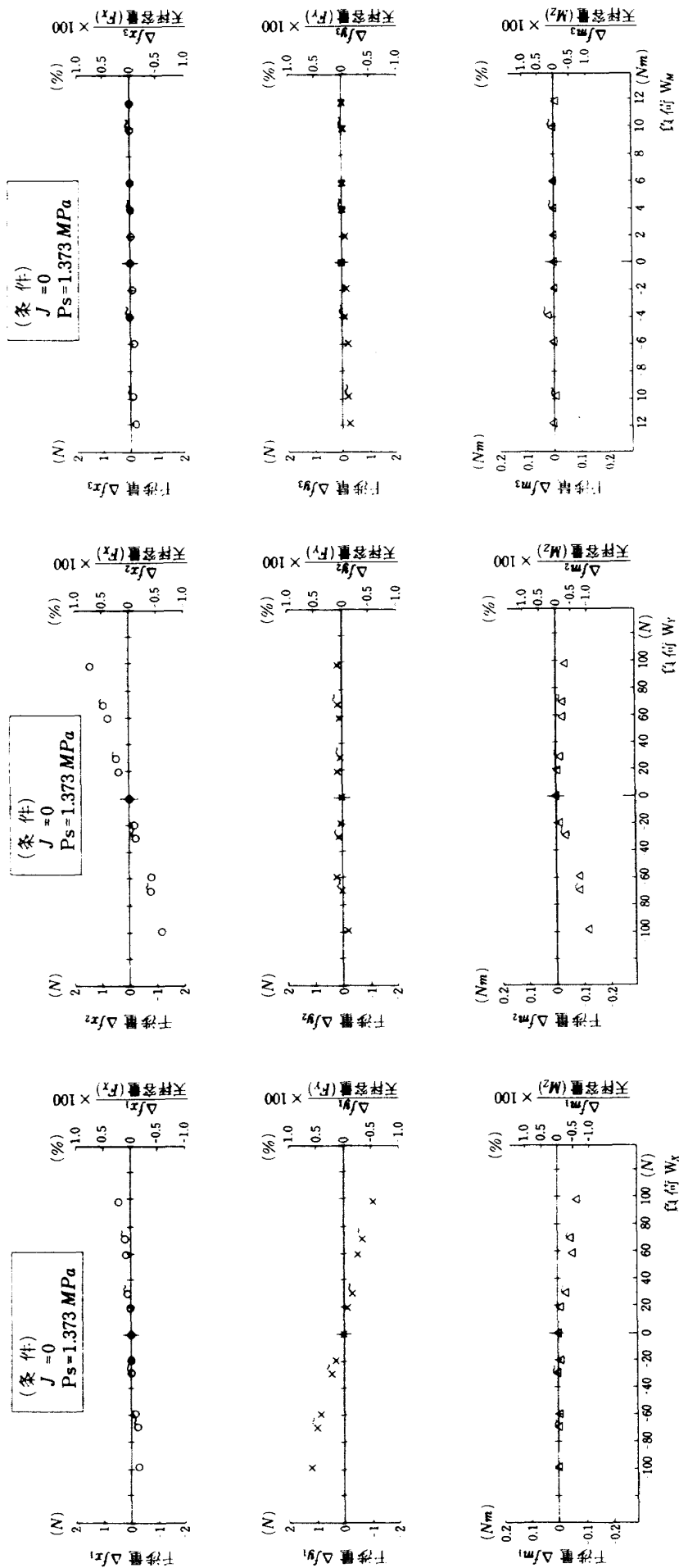
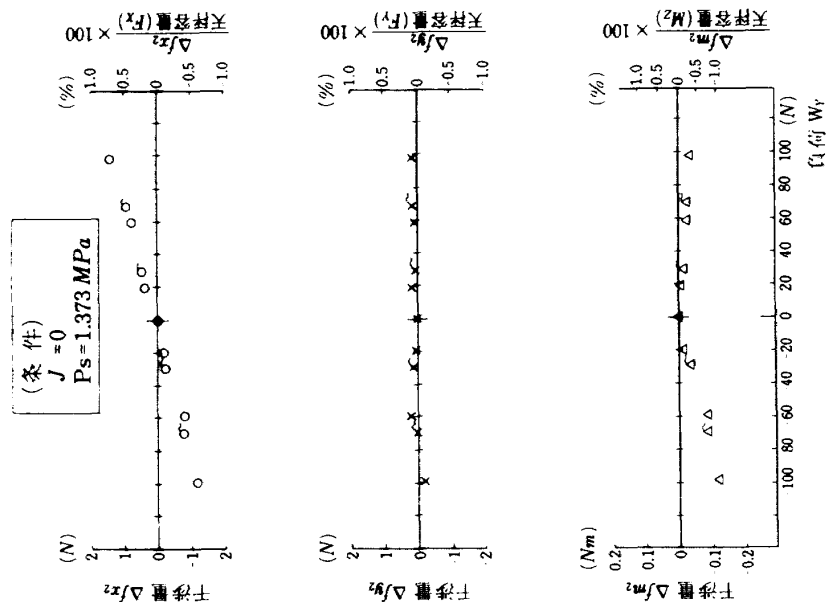
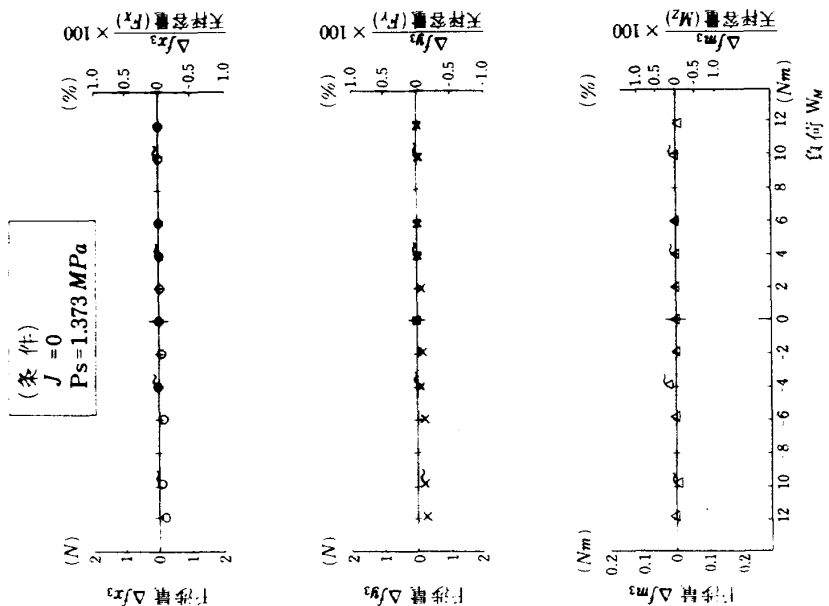
4. 4. 2 吹き出しありの干渉試験

空気継手下部のノズルから吹き出しを行った場合の干渉量については図 16-a, b, c に示した。

W_X による干渉量について吹き出しなしと比較してみると、吹き出しありの方が X , Y 軸方向の干渉量のバラツキが少し大きくなるが、干渉量の絶対値はやや減る傾向にある。そして M_2 のモーメントについてみても干渉量は小さくなる。

W_Y による干渉量 Δf_{x2} , Δf_{y2} , Δf_{m2} のうち、 Δf_{x2} , Δf_{m2} はそれぞれ吹き出しなしに比べ干渉量は小さくなる。

W_M による干渉量の中で、 Δf_{x3} , Δf_{y3} については吹き出しなしの場合と比べ変化はないが、 Δf_{m3} は、負の負荷に対して干渉量のバラツキが大きくなり、

図15-a 負荷 W_x による干渉量 ($J=0$)図15-b 負荷 W_y による干渉量 ($J=0$)図15-c 負荷 W_z による干渉量 ($J=0$)

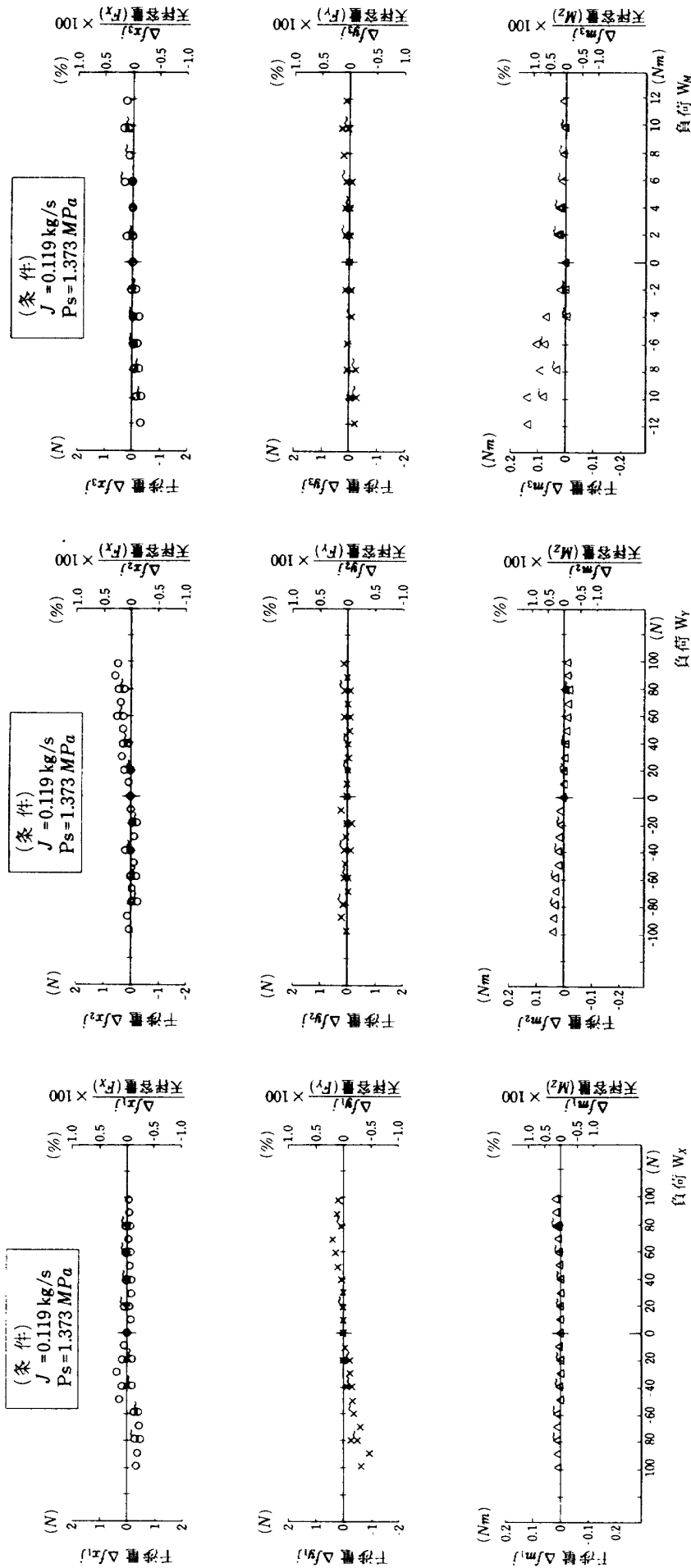


図16-a 負荷 W_x による干渉量
($J = 0.119 \text{ kg/s}$)

図16-b 負荷 W_y による干渉量
($J = 0.119 \text{ kg/s}$)

図16-c 負荷 W_m による干渉量
($J = 0.119 \text{ kg/s}$)

値も大きく出ている。

以上の吹き出しなし、ありの状態の負荷による干渉試験結果から、空気継手の干渉量に対する吹き出しの影響は、今回の吹き出し量ではほとんどないことがわかった。

5. ま と め

並進 3 自由, 回転 1 自由度をもつ偏心ジャーナル空気継手を試作し, その干渉量を測定した。その結果, この空気継手が持つ干渉量は, 供給圧力 $P_s = 1.373 \text{ MPa}$ に対して, 1.471 N 以下にすることができた。従来のゴムホースと鋼管を併用した高圧空気供給配管系を使用した場合の風洞試験では, 配管の剛性により測定空気力と同程度の干渉が出ることがあったが, この空気継手を使用することにより, 風洞試験における空気力の測定精度を向上させることが可能であることがわかった。また, 出力軸筒の可動範囲が広く, 天秤の取り付けが容易な点も確認された。今後の課題としては, 干渉には影響をおよぼしていないが, 高圧力時にフランジ部で起こる空気振動音を鎮静させることが必要である。また, 今回の浮軸の材質が鉄であるために重く, しかも肉抜きが不完全なために, 偏心構造による回転バランスがあまり良くなかった。将来は, 空気継手の材質を温度, 圧力変化による浮軸間のすきまの変化が少ない, しかも, 軽量のセラミック等によるものを考慮中である。

尚, 本研究にあたって, 本研究の遂行およびまともに際し, 桑野飛行性能研究室長と石田大型低速風洞計測・制御研究室長に多大な御指導を頂い

た。また, 本実験にあたり, 本実験遂行のために御協力を頂いた遷音速機制御研究室の方々にお礼申し述べる。

参 考 文 献

- 1) &K.Grinnell and H.H. Richardson; Design Study of a Hydrostatic Gas Bearing With Inherent Orifice Compensation, A S M E. 1955. 5 Paper No 55-A-177
- 2) 佐々木外喜雄, 森美郎; 静圧気体軸受の理論的研究, 日本機械学会論文集, Vol. 27. No 181, 1961
- 3) 遠藤浩, 他; ジェットフラップをもつ高揚力機の地面効果, 航技研報告. TR-294(1972)
- 4) 森美郎, 他; ジャーナル静圧気体軸受の研究, 日本機械学会論文集, Vol.28. No196, 1962
- 5) 鴨井新生; 機械の研究, 日本機械学会論文集, 第20巻, 4, 5号, 1968
- 6) 渡辺康男; 機械の研究, 日本機械学会論文集, 第20巻, 5号, 1968
- 7) 佐々木外喜雄, 他; 毛細管空気孔を有する空気軸受の研究, 日本機械学会論文集. 1968
- 8) John Williams and Sindney F.J. Butler : Further developments in low-speed wind tunnel techniques for VSTOL and high lift model Testing. AIAA Aerodynamic Testing Conference Washington, D. C. march 9-10, 1964
- 9) 中谷輝臣, 林良生, 特許出願. 偏心流体継手. 出願番号. 55-124870

航空宇宙技術研究所報告 914号

昭和 61 年 9 月 発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺東町 7 丁目 44 番地 1
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
