

ISSN 0389-4010
UDC 533. 6. 071

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-910

航技研0.1m×0.1m遷音速低温風洞の試作

高 島 一 明 ・ 沢 田 秀 夫
青 木 竹 夫 ・ 萱 場 重 男

1986年8月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

1. 基本計画	1
2. 風洞本体と基礎	11
3. 液体窒素供給系	20
4. 窒素ガス排気系	25
5. 断熱法	26
6. 熱収縮への対応	34
7. 送風機および駆動装置	37
8. 計測装置	41
9. 運転制御	47
10. 試験結果	53
11. 結論	55
12. 謝 辞	55
13. 参考文献	56

航技研0.1m×0.1m遷音速低温風洞の試作*

高 島 一 明 沢 田 秀 夫
青 木 竹 夫 萱 場 重 男**

Trial Manufacture of NAL 0.1m×0.1m Transonic Cryogenic Wind Tunnel

Kazuaki TAKASHIMA, Hideo SAWADA
Takeo AOKI and Shigeo KAYABA

ABSTRACT

In order to study the cryogenic wind tunnel, in which high Reynolds number tests can be conducted, a small transonic cryogenic wind tunnel was constructed. The construction and the operational results are described in this paper. This small cryogenic wind tunnel, with a test section of 0.1m×0.1m, was built to ascertain the basic design specifications for a large transonic cryogenic wind tunnel which will be constructed in the future, and also to gain skill in operating the cryogenic wind tunnel.

The capability of this wind tunnel is from stagnation temperature down to -173°C , for Mach numbers ranging from 0.4 to 1.02 and for a unit Reynolds number up to $1.3 \times 10^6/\text{cm}$ with more than one hour running time.

In this paper, the design concept is first briefly given, then, the complete system i. e. the wind tunnel, the liquid nitrogen supply system, the gas nitrogen exhaust system, the thermal insulation device, the fan and the drive motor and the instrumentation and operating system, are described in detail. Finally, the experimental results are discussed.

The conclusion is that cryogenic wind tunnel operation can be safely and successfully conducted.

1. 基 本 計 画

1.1 はじめに

航空機空力性能のより正確な評価を行うため、遷音速領域における高レイノルズ数試験の必要性、緊急性は周知の事実であり、試験に対する要求も強い。

高レイノルズ数試験を行う最も有望な手法は低温風洞を用いる方法であることも多くの研究者にとって共通した認識と言えよう^{1),2),3)}。低温風洞はよどみ点温度 100 K 付近の窒素ガスを作動気体として用いるもので、1960 年代終わり頃から研究試作され⁴⁾、中でも、NASA ラングレー研究所の 0.3 m × 0.3 m 遷音速低温風洞において多くの輝かしい成果が得られ⁵⁾、これが同研究所での 2.5 m × 2.5 m 遷音速低温風洞 (National Transonic Facility, NTF) の建設

* 昭和61年5月28日受付

** 空気力学第二部

をうながし⁶⁾、すでにNTFは稼働している⁷⁾。また、ヨーロッパにおいても、当初の高圧化による高レイノルズ数試験設備に関する多くの提案⁸⁾はその後、低温化に改変され、パイロット風洞の建設、試験、に続いて、2.0 m × 1.9 m 遷音速低温風洞 (European Transonic Windtunnel, ETW) の建設が決定されている⁹⁾。

航空機産業は技術集約産業であり、工業立国である我が国としては見逃し得ない付加価値の高い産業である。風洞は航空機産業を支援し、推進させるために欠くことのできない重要試験装置である。最近では、数値計算を用いた航空機性能計算が著しい進歩をとげてはいるが、これは風洞試験の補完的役割を行うものであり、高亜音速ジェット輸送機開発における遷音速高レイノルズ数風洞試験の重要性はかわらない。従って、我が国の航空機産業の発展を支援するために、将来、高レイノルズ数試験用大型遷音速低温風洞の設計、建設は不可欠と考える。このためには低温風洞についてその構成、使用材料、運転法、低温気流中での測定、安全性など多くの事項に対する知識と経験が必要であることは言うまでもない。しかし、本風洞の設計検討開始時点では国内における低温風洞についての経験はどこにもなかった（現在では、筑波大学に小型、および中型の低速低温風洞が各1基、防衛大学校に小型の高亜音速低温風洞が1基ある）。

航技研の立場から考えて、先に述べたような低温風洞における試験法に習熟すること、大型遷音速低温風洞にたいする十分な設計資料を提供することは当然、当所で行うべきことである。この観点から、以下で説明する0.1 m × 0.1 m 遷音速低温風洞を設計、製作し、低温運転の試験を行った。

本章では以下で低温風洞の原理と本風洞の基本的設計方針を、2章では風洞本体の設計、構成を、3章では液体窒素供給系を、4章では窒素ガス排気系を、5章では風洞および配管系の断熱法および性能を、6章では熱収縮への対応策を、7章では送風機および駆動装置を、8章では計測装置を、9章では低温風洞の運転制御方法を、10章では本風洞での試験結果を説明する。

1.2 記号

a	: 音速
A	: 測定部断面積
A^*	: スロート部面積
$B_0, B_{11}, \dots, B_{21}, \dots$: 温度分布のフーリエ展開係数
$B'_0, B'_{11}, \dots, B'_{21}, \dots$: 温度分布のフーリエ展開係数
c	: 基準長
C	: 軸受熱容量
C_R	: 縮流比
C_v	: バルブ C_v 値
E	: ヤング率
f	: 回転数
G	: 流量
h	: エンタルピー
L	: 長さ
M	: マッハ数
P	: 圧力
P_w	: 電力, 工率
P^*	: 風路抵抗
q	: 動圧
Q	: 熱吸収源大きさ
R	: 気体定数
Re	: レイノルズ数
s	: 比重
t	: 時間
T	: 温度
v	: 比容積
V	: 気流速度
z	: 圧縮係数 ($= P/\rho RT$)
α	: 線膨張係数
γ	: 比熱比
θ	: 周方向角度
λ	: 圧力比
μ	: 粘性係数
ν	: ポアソン比
ρ	: 密度
σ	: 応力
ϕ	: 送風機流量係数
ψ	: 送風機圧力係数

添字

- 0 : よどみ点
 1 : 弁の入口
 2 : 弁の出口
 ∞ : 一様流
 b : 底面
 GN : 窒素ガス
 in : 内面
 LN : 液体窒素
 m : 最大値差
 out : 外面
 pl : プレナム室の値を使用
 s : 測定部
 x : 軸方向
 θ : 周囲方向

1.3 低温風洞の原理^{5),10)}

まず、低温風洞の原理、基本的な特徴を述べる。風洞の低温化により駆動動力を大いに節減できるというのが最初の発想であるが、窒素の沸点近い温度にまで低温化することによって高レイノルズ数試験ができる。風洞の気流条件のうち最も基本的な量であるマッハ数、動圧、レイノルズ数を上げ、風洞試験に対する低温化の影響を考える。

遷音速試験では第一にマッハ数を所定の値にする必要があるから他の気流条件と比較する場合はマッハ数は一定とすべきである。

動圧は

$$q = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (1.1)$$

であり、マッハ数一定だと内圧のみの関数となる。

レイノルズ数は、理想気体を仮定して

$$Re = \frac{\rho V c}{\mu} = \frac{\rho a c}{\mu} M = \frac{P}{\mu} c M \sqrt{\frac{r}{RT}} \propto PT^{-1.4} \quad (1.2)$$

となる。ただし、粘性係数は考えている温度領域で温度の 0.9 乗に比例するとした。

$$\mu \propto T^{0.9} \quad (1.3)$$

レイノルズ数を大きくするには圧力を高くする（密度が大きくなる）か、温度をさげるか、両者を併用すればよい。

なお、循環形式の連続式風洞の通風に必要な駆動動力は

$$P_w \propto r^{\frac{3}{2}} A P_0 \sqrt{T} \quad (1.4)$$

となり、温度の平方根に比例する。

一般に、高レイノルズ数を得るには大型化、高圧化、低温化があり、このほか、特殊な気体を用いる方法もあるが¹¹⁾、比熱比が空気と異なり、圧縮性の相似に問題がある。大型化は特に建設費が拒否的に大きくなる。高圧化のみで高レイノルズ数を得ようとすると先の式で明らかのように内圧、動圧が非常に大きくなり、構造物、模型などに加わる荷重の点から不可能に近いことと、さらに、駆動動力が大きく、連続式風洞には不適である。低温化はこの点を緩和するもので、高圧化、低温化を併用することによって、高レイノルズ数試験可能な風洞を得ることができ

る。図 1.1 は気体の性質、レイノルズ数、駆動動力にたいする低温化の影響を示す。ここでマッハ数は 1.0、よどみ点圧力、風洞測定部断面積は一定とし、粘性係数は温度の 0.9 乗に比例するとした。よどみ点温度を 100 K 程度にすると、常温の場合にくらべてレイノルズ数は 5 倍程度になる。

低温風洞ではこのように高レイノルズ数試験を実現しやすいが、そのほかに、先に述べた 3 つの風洞気流条件基本量であるマッハ数、動圧、レイノルズ数をそれぞれ独立に広い範囲で変化させることができ、種々の空力的現象の解明に便利であると考えられる。これらの気流条件は風速、内圧、気流温度を適当にかえることでひとつの条件のみを変化でき、

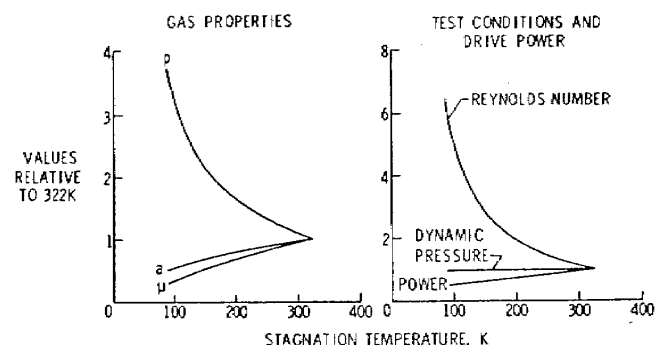


図 1.1 低温化による気体性質の変化（左図）と風洞試験条件の変化（右図）¹⁰⁾
 （ $M=1.0$ 、一定よどみ点圧力、一定風洞大きさを仮定）

そのための3つの操作量としてファン回転数、内部気体窒素放出量、液体窒素注入量がある。具体的な例を図1.2(a), (b), (c)に示す。また、本風洞の場合の状況を10章で説明した。図1.2(a)は一定マッハ数で通風し、図のように動圧も一定に保ってレイノルズ数のみを变化させる(横軸に平行な作動)とか、レイノルズ数を一定に保って動圧のみを变化させ(縦軸に平行な作動)、空力弾性的試験が行えることを示す。図1.2(b), (c)は同様な図でそれぞれレイノルズ数、動圧を一定にした場合の風洞作動状況を示す。

低温風洞の問題点としては常温風洞にくらべて取り扱いがはるかに厄介なことで、基本的なこととして、低温気体の実在気体効果の問題がある。すなわ

ち、比熱比は1.4よりやや大きく、圧縮係数 $z = P/RT$ は1より小さい。流れの空力的諸特性に与えるこれらの影響はすでに調べられ、小さいことがわかっている。^{10), 12)}。代表的なものとして、等エントロピー変化と、垂直衝撃波前後の圧力比に関する理想気体と低温窒素ガスとの比較を図1.3(a), (b)に示した。図1.3(a)からわかるように、圧力1気圧、温度100Kの場合と、常温で、圧力10気圧程度の場合とを比較すると、等エントロピー変化における理想気体とのずれは0.2%と同程度である。垂直衝撃波圧力比の場合も低温風洞における予想使用状態では理想気体の場合にくらべて0.2%程度のずれにとどまる。より詳細な検討を8章に示す。

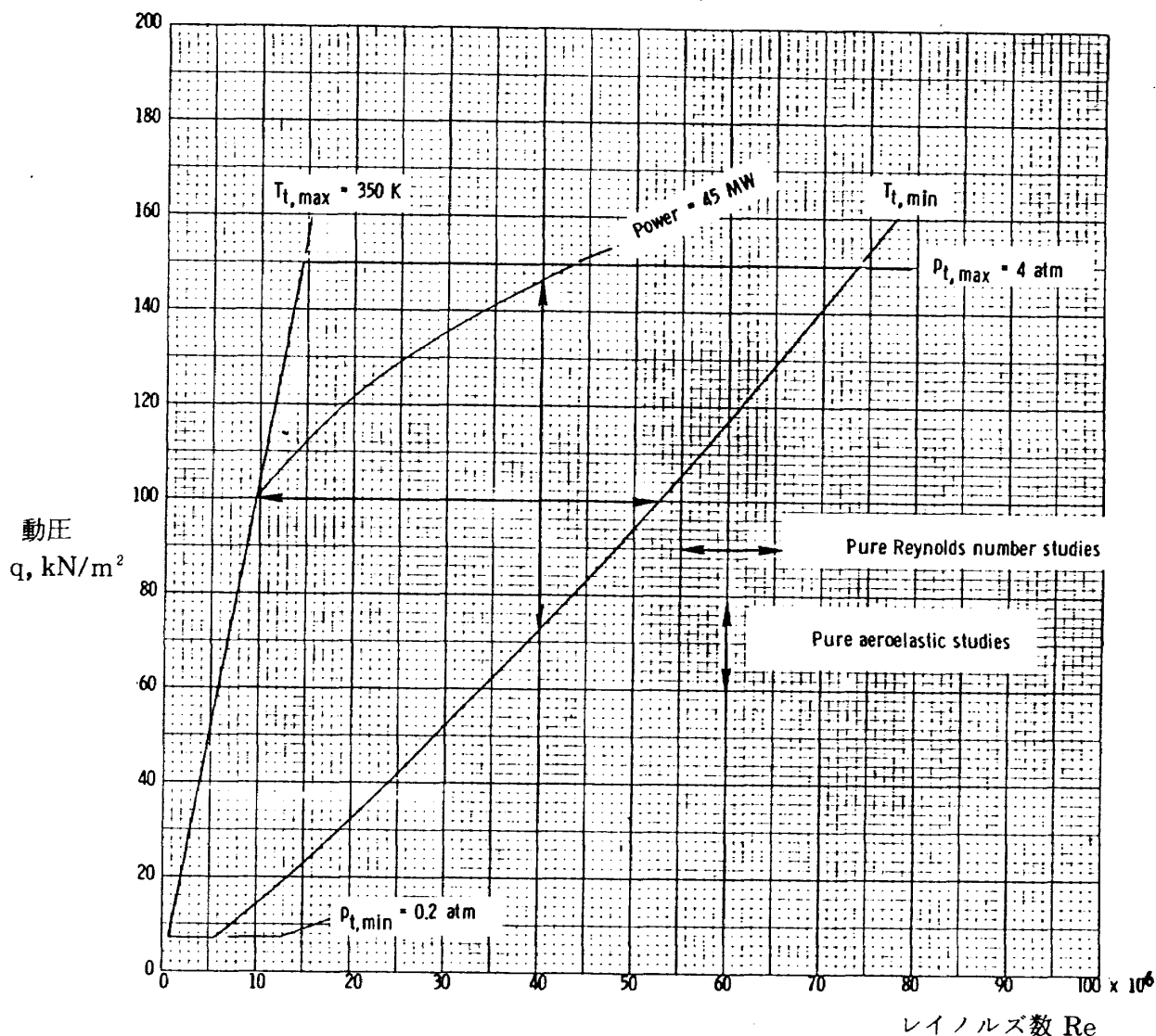
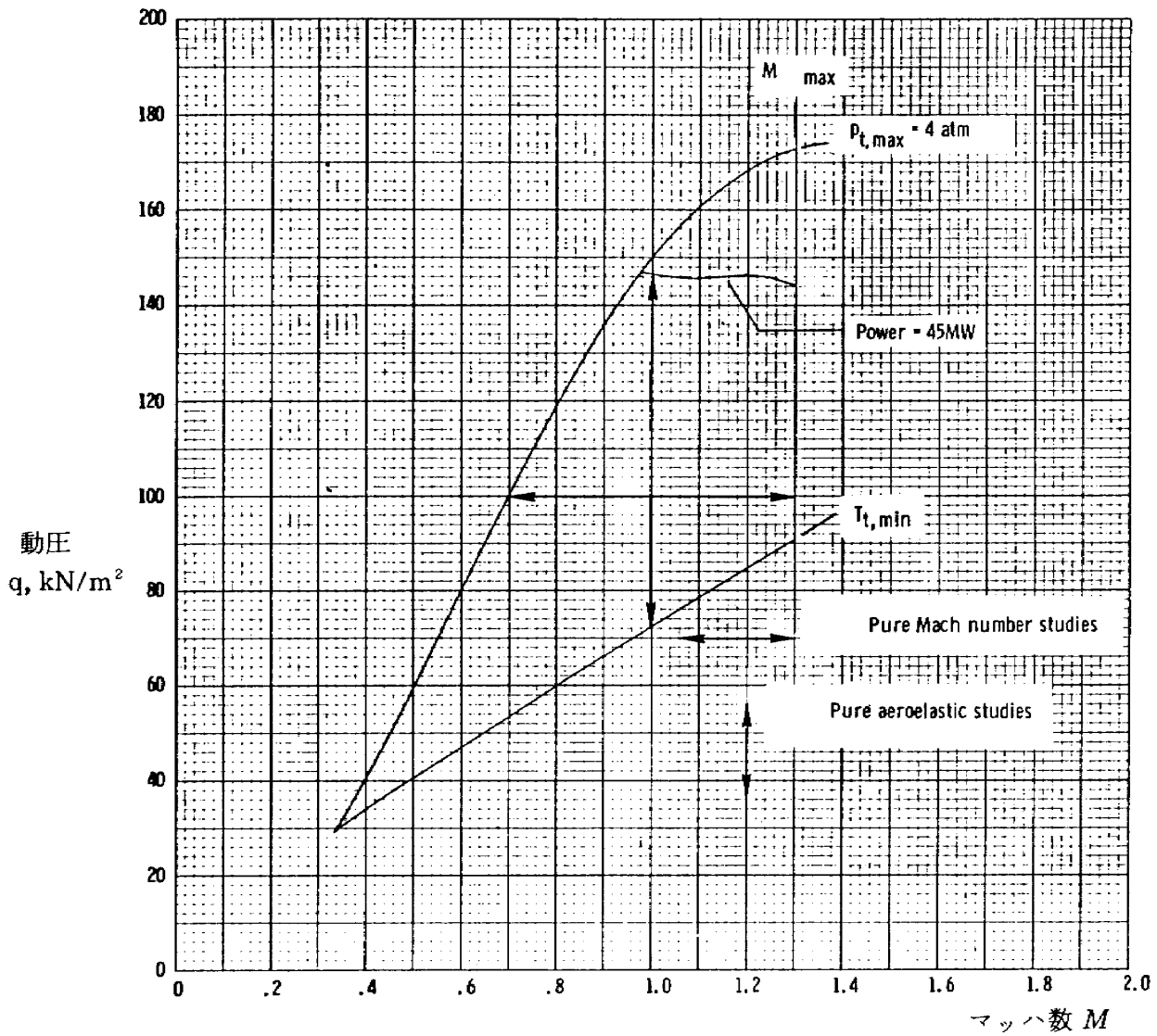
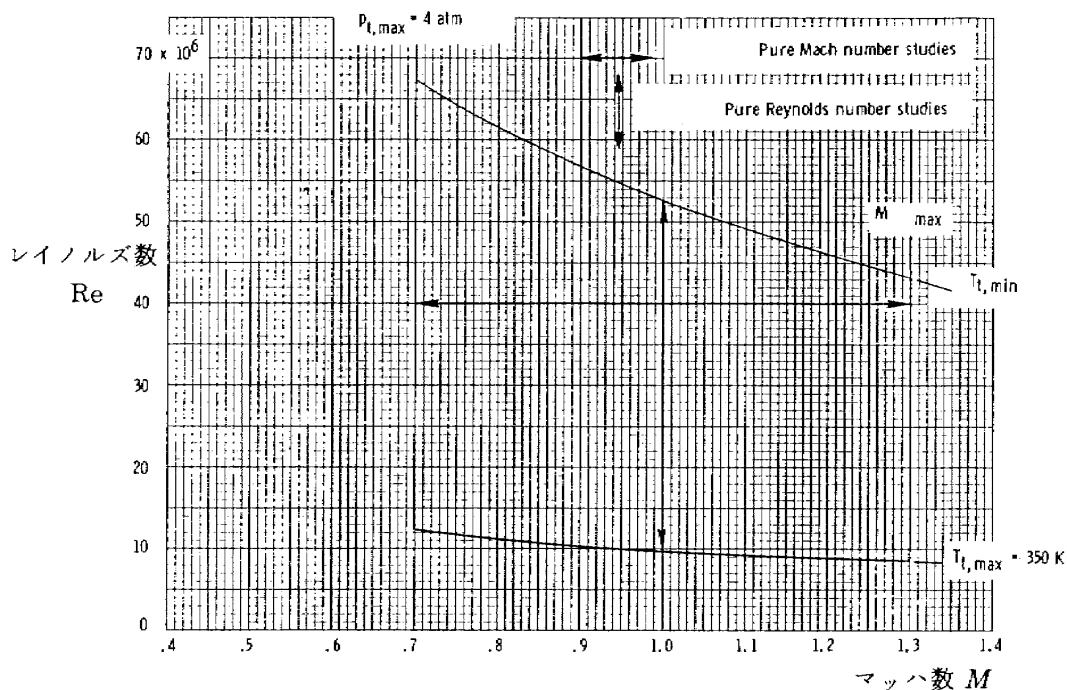


図1.2(a) 一定マッハ数での風洞作動範囲(3m×3m測定部, $M=1.0$)⁵⁾


 図 1.2 (b) 一定レイノルズ数での風洞作動範囲 (3m×3m測定部, レイノルズ数 40×10^6)⁵⁾

 図 1.2 (c) 一定動圧での風洞作動範囲 (3m×3m測定部, 動圧 100 kPa)⁵⁾

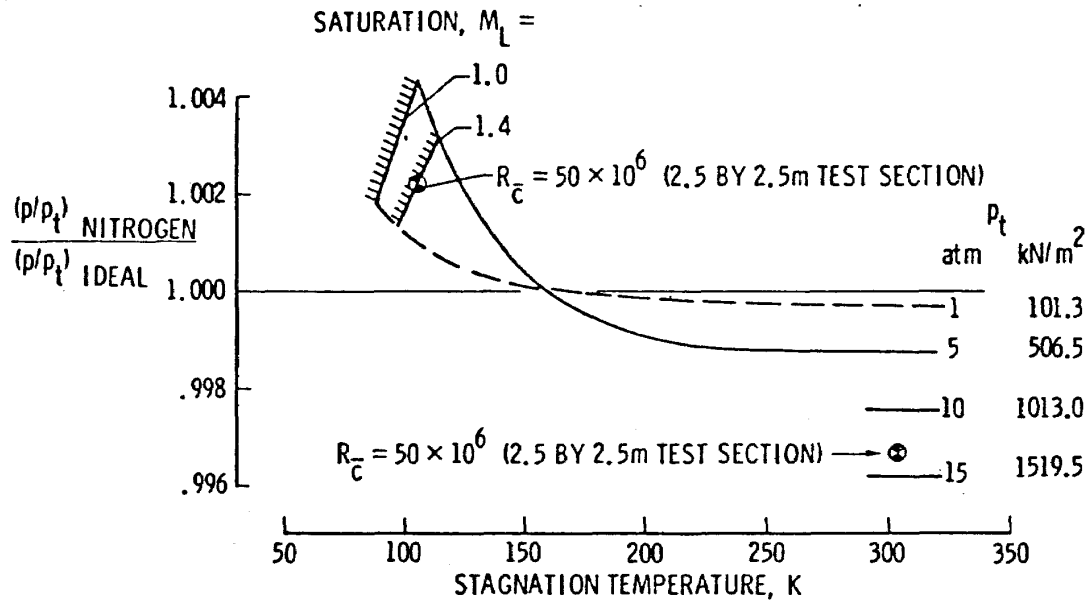


図 1.3(a) 窒素ガスの等エントロピー変化 ($M = 1.0$ の場合)¹⁰⁾

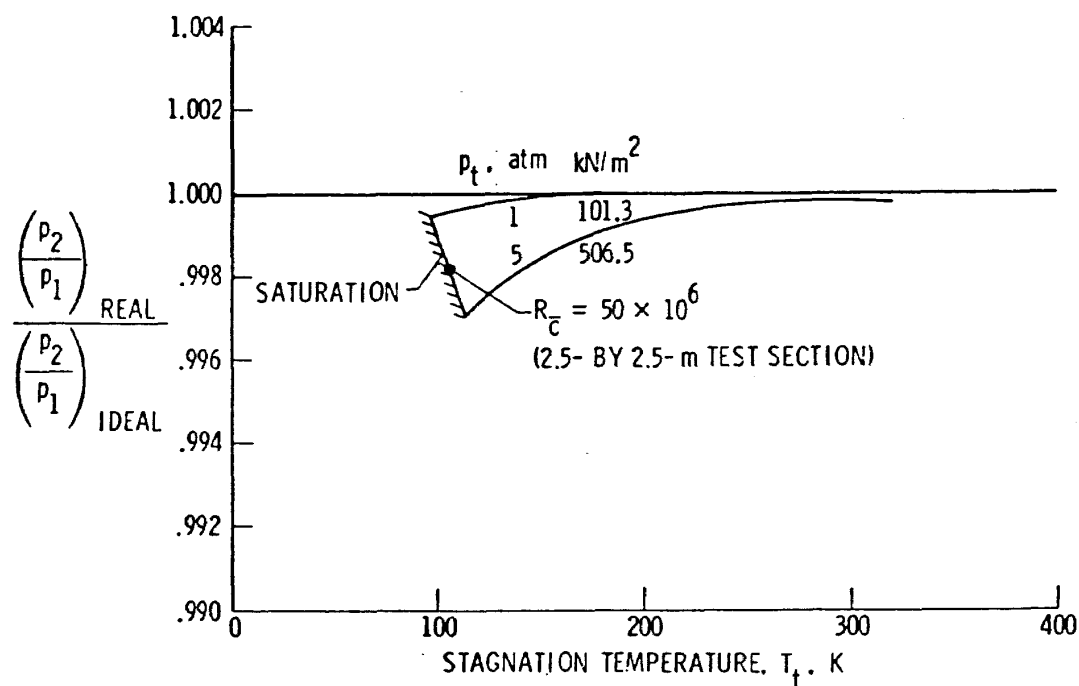


図 1.3(b) 窒素ガスに対する垂直衝撃波前後圧力比¹⁰⁾

1.4 主要諸元の検討と決定

1.4.1 基本構想

本風洞の使用目的は通常の風洞のそれとはかなり異なる。通常の場合は模型に加わる空気力の測定、流れ場の測定、気流特性の把握など、当然ではあるが空気力学的な使用目的がある。本風洞の試作ではまず、低温風洞とはどんなものか、その運転にはどのような問題があるか、安全性は十分かなどがまず直

面する問題であり、模型試験、空気力計測は風洞の運転が支障なく行われるようになったあとの第二段階の問題と考えた。すなわち、研究ステップとしては

1. 低温風洞の検討、設計、試作
2. 低温風洞における運転性の確立
3. 模型試験、空気力計測法の確立

となる。上の第3の項目については現在の世界の最

新の状況でも満足すべき状況とは言い難いものがある。¹³⁾

本風洞の試作では先に述べたように常に将来の大型遷音速低温風洞の建設が念頭にある。試作にあたって、どういう方針で臨むか、どういう制約があったかなどを以下に示す。

基本方針

1. 遷音速気流を低温状態で得る。最高マッハ数は 1.0 以上、最低気流総温度は 90 K 程度を期待。
2. 十分、安全な運転が可能なること。
3. 将来の大型風洞との関連から考え、連続運転可能な回流型風洞とし、送風機は軸流型とする。
4. 内部圧力は 1 気圧以上に加圧でき、かつ、容易に変圧できること。
5. 各種の制御は、当初、手動で行い、のちに自動化する。
6. 測定部は可能なかぎり大きくし、将来、簡単な形状の模型について試験できること、また、そのための配慮を行うこと（配線、配管などの取り出し口）。

この第 5 項は次のような考察によるものである。この時点では低温風洞の運転についてまったく経験がない。従って、手動操作で運転すれば多くのトラブルが生じるであろう。しかし、そこで経験することはのちの自動化への改造の際にかならず役に立つであろうし、また、その際、適切な改造を行うことができるはずである。はじめから自動化を行えば運転操作は楽かも知れないが、おそらく、その自動化はかなりの冗長性を持ち、本風洞システムにたいし

て十分に適切であるとは言えないものであろう。かようにして手動操作によって生じるであろうトラブルを、むしろ歓迎し、それによって教育されることを期待したわけである。

その他の付属的設計方針としては

1. 測定部気流特性の良いこと、
2. 風洞にたいして手直しをしやすいこと、
3. 計測はできるだけ自動化する、

などである。

一方、設計、製作上の制約条件として次のものが存在した。

1. 本試作は一般研究費で行うため多額の予算は使用できない（年間 1000 万円程度以下、期間は 2～3 年以下）。
2. 設置場所の関係から床面積 3 m × 5 m 程度。
3. 建屋内の配電盤容量の関係から使用電力は 3 相 220 V - 200 A 以下（風洞駆動モータとしては出力 50 - 60 kW）。
4. 既設地下配管の関係から配置はすべて地上（床上）に設置。

1.4.2 具体的設計

ここで考えている風洞はほぼ図 1.4 に示されるようなもので、次の諸量についてはほぼこの順序で検討を進めた。

- (a) 測定部断面形状、大きさ、よどみ点圧力、送風機圧力比、駆動用モータ出力、液体窒素流量
- (b) 縮流比、モータ回転数
- (c) 風洞構成主要材料、必要液体窒素量、断熱方式

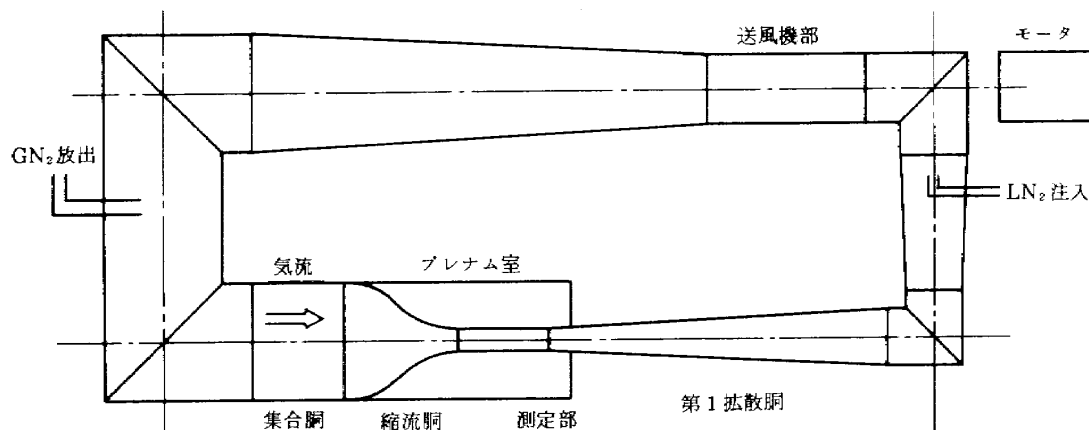


図 1.4 風洞概要図

(a) 測定部断面形状、大きさ、よどみ点圧力、送風機圧力比、駆動用モータ出力、液体窒素流量
基本方針の第3項目と第6項目から測定部断面形状として正方形を採用した。模型試験を行うことを考えれば、矩形断面測定部を用い、二次元形状模型について圧力分布測定試験を行うことが比較的容易な試験であるが、将来の大型風洞を念頭にとやはり三次元形状模型にたいする空気力測定試験を行う可能性を持ちたいわけで、当然、測定部断面は正方形となる。この際、流量を節約し、利用可能断面積をふやす手段のひとつとして正方形断面の隅を切り取り、8角形断面にすることも考えられるが、それは低温風洞運転のテーマとはまったく別の問題であり、ここでは考察しなかった。

風洞の大きさを示す一つの尺度として測定部断面の大きさがあげられよう。これは取り付け可能な模型の大きさを決定すると同時に流量についても強い影響を与える。従来の風洞の大きさと測定部断面の大きさとの大略の関係および設置場所の広さから本風洞の測定部としては $7\text{ cm} \times 7\text{ cm} \sim 15\text{ cm} \times 15\text{ cm}$ 程度が予想された。風洞内の作動気体を動かすために必要な駆動動力は

$$P_w = \left(\frac{r}{r-1} \right) \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{1}{2} \cdot \frac{r+1}{r-1}} P_0 a_0 A^* \left(\lambda^{\frac{r-1}{r}} - 1 \right) \quad (1.5)$$

で表わされる。¹⁴⁾ 測定部マッハ数 1.0 の場合を考えると音速部断面積 A^* は測定部断面積 A でおきかえられる。圧力比 λ は、(1)大略の風洞内圧力損失（殆どは測定部—第1屈曲部間でおこる）、(2)既設風洞からのデータによる経験（航技研 $2\text{ m} \times 2\text{ m}$ 遷音速風洞¹⁵⁾ では $M=1$ のとき模型なし状態で $\lambda=1.125$ ）などから推測できる。ここでは詳細な説明を避けるが若干の余裕をみて $\lambda=1.13-1.15$ とした。

種々の測定部断面積の場合の必要動力を上式から求めると図 1.5 となる。必要動力は温度の平方根に比例するからここでの計算では安全側をとってよどみ点温度 100 K とした。この図から次の結果がえられる。

- (i) $7\text{ cm} \times 7\text{ cm}$ 測定部では $400 \sim 500\text{ kPa}$ まで加圧しても駆動動力を供給可能（ 200 kPa の場合の $2 \sim 2.25$ 倍）。

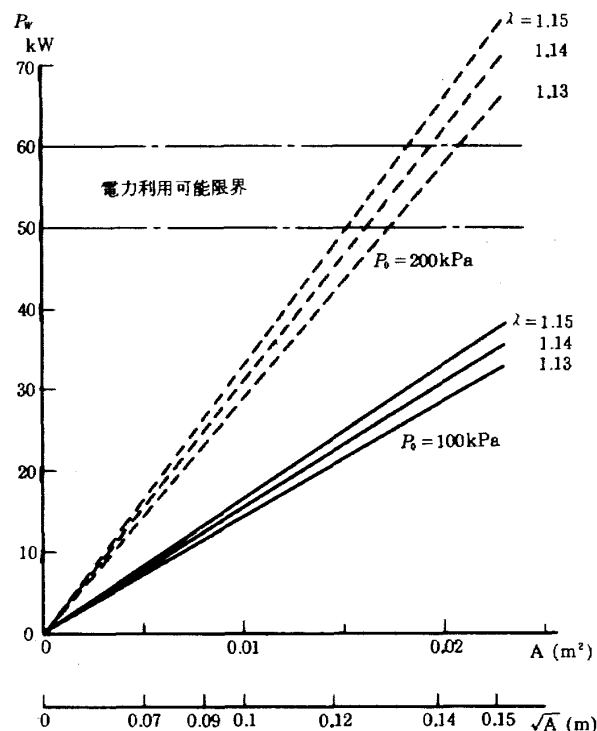


図 1.5 測定部断面積と必要動力

- (ii) $10\text{ cm} \times 10\text{ cm}$ 測定部では 200 kPa までの加圧は十分な余裕をもって可能、 300 kPa の加圧（ 200 kPa の場合の 1.5 倍）はマッハ数 1 では限界に近いがそれより低いマッハ数では可能。
- (iii) $15\text{ cm} \times 15\text{ cm}$ 測定部では 200 kPa 加圧は不可能。加圧は 150 kPa 程度までである。

基本方針 4 の加圧可能な意味を考えると、風洞内のいずれの部分、すなわち、低速部でも高速部でも大気圧より高い状態であることが望ましい。 $M=1$ のとき、測定部静圧は $0.5283 P_0$ であり、これが大気圧より高いためにはよどみ点圧力は 191.7 kPa 以上でなければならない。従って、 $15\text{ cm} \times 15\text{ cm}$ 測定部は不適当である。この点、 $10\text{ cm} \times 10\text{ cm}$ 測定部は上記加圧条件をみたしている。 $7\text{ cm} \times 7\text{ cm}$ 測定部は模型を将来装着する場合を考えると大きさに問題を残す。そこで測定部断面は $10\text{ cm} \times 10\text{ cm}$ とすることにした。これに応じて、常用よどみ点圧力は $100 \sim 200\text{ kPa}$ とし、特別な場合での運転可能性を 300 kPa でもつよう考慮することにした。モータとしては市販容量のものとして出力 55 kW とし、風洞構造の強度計算については内圧 300 kPa を採用することにした。

モータ出力 55 kW がすべて熱に変換され、これに

による温度上昇をすべて液体窒素の気化潜熱 (48.8 cal/g または 204 J/g) で吸収するとすれば、液体窒素の密度を 0.712 kg/ℓ (480 kPa の値) として 22.7 ℓ/min の液体窒素流量がこのためだけに必要である。実際には、風洞壁からの熱侵入もあり、ほぼ 1 ~ 2 割ましの流量が必要と考えられた (詳細は第 5 章参照); 一方、出力 55 kW で運転することは図 1.5 からわかるように殆どなく、この最大流量はかなりの余裕がある値である。

(b) 縮流比, モータ回転数

測定部断面寸法を決定すれば風洞の大略の大きさはきまる。この際、集合胴から測定部への縮流比および測定部下流拡散胴の開き角などはさらに風洞の大きさを限定するものと言えよう。縮流比が大きいと測定部において良い気流特性を期待できる、その意味では通常の範囲 10 ~ 20 (2 m × 2 m 遷音速風洞は 19.6¹⁵⁾, 二次元風洞は 16.3¹⁶⁾) で大きい方が良いと考えられる。一方、これに関連して必要圧力比をだすための回転数で送風機を駆動した場合、動翼外縁部の速度が高いマッハ数にならないよう、回転数と動翼外径との整合をはかる必要もある。また、風洞の大きさはその熱容量の大きさ、壁からの熱侵入量なども考えあわせる必要がある。

気流が剥離しないよう、第 1 拡散胴での片側開き角を 2.5° 程度、送風機下流側の拡散胴でのそれを 3° 程度に選び¹⁷⁾、いくつかの縮流比の場合の大略の風洞外形図を書き、その大きさを調べると図 1.6 が得られた。送風機動翼外径が 0.3 m 程度におさまれば、送風機回転数が 6000 rpm 程度でも動翼外縁部マッハ数は 0.6 以下であり (音速は 90 K で 190 m/s 程度)、動翼部のマッハ数に留意する必要はない。また、モータ部分の大きさを考慮しても風洞長軸距離が 3.5 m 程度であれば所定の設置場所に据えつけることは可能であると判断した。従って、縮流比としては 20 程度が期待できた (最終結果 18.1)。

(c) 風洞構成主要材料, 必要液体窒素量, 断熱方式

液体窒素を風洞内に噴出させるから、材料としては、当然、低温用材料を使わねばならない。しかし、もしも内部断熱方式を採用すれば外側の風洞材料には普通鋼などの通常材料を使用できる。本風洞の場合

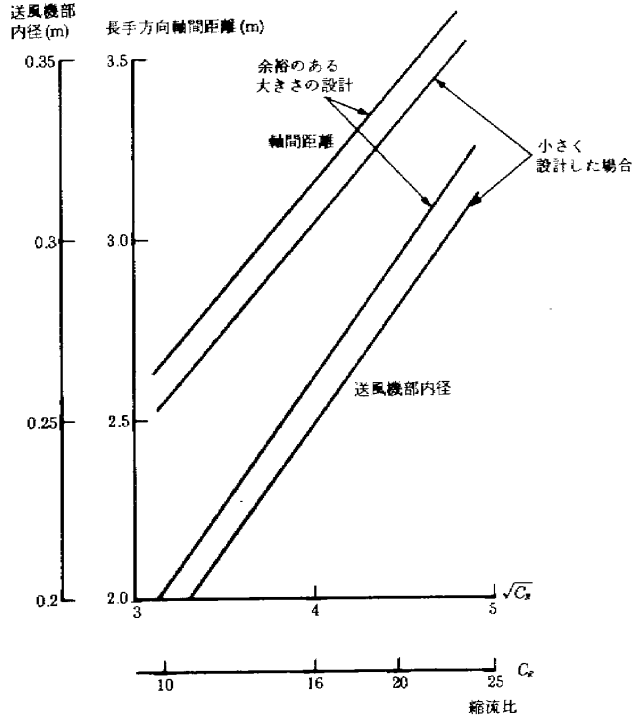


図 1.6 縮流比と風洞大きさ

合は小型であり、縮流胴、測定部などの複雑な内面構造部分および送風機部分などに内部断熱方式を用いることは問題が多いので、風洞材料として低温用金属材料を用い、断熱方式としては外部断熱方式を採用することとした。

常圧下での液体窒素の温度 77 K で使用可能な材料は、(i) 軽量で脆性破壊しない面心立方系の結晶構造をもつアルミニウム合金か、(ii) オーステナイト系ステンレス鋼 SUS 304 に限られる。両者の比較を行い、簡単な表として示すと、表 1.1 となる。

強度をも考慮した使用材料の重量あたりで考えると熱容量としては殆ど差がなく、その立場からの材料選択は困難である。ただ熱伝導度はアルミニウムの方がステンレス鋼より 10 倍程度良いから、各部温度の均一化は早いはずである。しかし、風洞通風時間は長く、これが主要な決定要因とはならない。

ところが付属的設計方針 2 に、手直ししやすいことというのがあがる。これは試作後の試験結果をみて風洞各部に例えば圧力分布測定用孔をあけるとか、何かのプロープを取りつけるような簡単な実験室レベルでの加工を行い易いようにすることである。この点から考えるとアルミニウムの方が便利である。

将来の大型低温風洞では、おそらく、アルミニウ

ムは主要構造材料ではなく、外部断熱方式を用いたステンレス鋼または内部断熱方式を用いた普通鋼と考えられる。しかし、ここでの最重要点は低温風洞についての経験と運転法にあり、材料の差異を調べるものではない。そこでアルミニウムを主要構造材料として選び、送風機軸部分など一部にステンレス鋼を使用することにした。それぞれの重量は250kg、50kg程度であり、風洞を所定の温度まで冷却するには42MJ(10000kcal)の熱を奪う必要がある。これを液体窒素の気化潜熱だけで行くと約200kg(290ℓ)の液体窒素が必要となる。

前項で述べた液体窒素流量をも考慮して、2000ℓ程度の液体窒素を貯蔵しておけば最大流量でも1時間の連続運転が可能である。

アルミニウムは鋼にくらべて溶接は難しい。そこで溶接部を調べるため、開先形状、溶接電流の大きさ、溶接速度などを数種変化させた溶接継手試験片を作り、引張試験を行って溶接部の確認をした。実際に製作された風洞の溶接部分は十分な溶け込みがあり、うらなみのでた気流に面する部分は滑らかに仕上げた。

表 1.1 アルミニウムとステンレス鋼の比較

	アルミニウム	ステンレス鋼	備 考
比 重	小	大	同一強度なら同程度
比 熱	大	小	
熱容量(同一重さ)	小	大	
熱伝導	大	小	
強 度	小	大	
溶接性	難	易	
簡単な加工	易	難	
磁 性	無	無	

表 1.2 各国の低温風洞との比較

高速低温風洞

名称, 所在	国	測定部断面 (m×m)	マッハ数	最高内圧 (kPa)	温度 (K)	モータ出力 (kW)	材 料	断熱方式	LN2タンク (m ³)	備 考
NTF	米	2.5×2.5	0.2-1.22	861	100	92500	普通鋼	内 部	946	
0.3-m TCT	米	0.3×0.3	0.02-0.9	500	77	2250	アルミニウム	外 部	212	0.2×0.6 測定部
Douglas	米	1.2×1.2	0.5-1.2	480	100	—	普通鋼	内 部	151	Blowdown
T2	仏	0.38×0.4	0.3-1.0	500	95	—	普通鋼	内 部	22	Induction
PETW	オ	0.23×0.27	0.3-1.35	450	90	1000	アルミニウム	冷凍庫	28.5	
ETW	西独	2.4×2.0	0.15-1.3	450	90	50000	ステンレス鋼	冷凍庫	?	建設予定
防衛大学校	日	0.06×0.3	-0.8	177	108	75	ステンレス鋼	外 部	5.0	遠心送風機
NAL	日	0.1×0.1	0.4-1.02	200	90	55	アルミニウム	外 部	2.2	

低速低温風洞(注:他にも小型低速低温風洞があるが省略)

名称, 所在	国	測定部断面 (m×m)	風 速 (m/s)	最高内圧 (kPa)	温度 (K)	モータ出力 (kW)	材 料	断熱方式	LN2タンク (m ³)	備 考
イリノイ大	米	0.6×1.2	-8	大気圧	80	11.2	アルミニウム	外 部	1.0	
KKK	西独	2.4×2.4	M=0.38	大気圧	100	1000	コンクリート	内 部	150	既設風洞改修
RAE	英	0.3×0.3	-25	大気圧	90	9	アルミニウム	外, 内部	1.3	
筑波大学	日	0.5×0.5	7-65	810	118	450	普通鋼	内 部	20	

1.4.3 主要諸元最終結果

上記の検討結果と、市販標準品の規格などから本風洞の諸元を次のように決定した。

測定部	0.1 m × 0.1 m
目標よどみ点温度	90 K
目標マッハ数	1.0
レイノルズ数	$1.3 \times 10^6 / \text{cm}$
よどみ点圧力	200 kPa (強度計算 300 kPa)
モータ	55 kW, 6000 rpm
主要構成材料	A 5052 (アルミニウム合金)
断熱方式	外部
液体窒素タンク	2400 ℓ (充填量 2170 ℓ)

これを現在、世界で設置、利用されている低温風洞とくらべたものが表 1.2 である^{7),18),19),20),21),22)}。本風洞は測定部は小さいが性能としてはマッハ数 1.0 を出せ、軸流型送風機を持ち、連続運転可能な本格的遷音速風洞であり、将来の大型遷音速風洞の設計資料を得るにふさわしい装置と言えよう。

2. 風洞本体と基礎

低温風洞の基本的構成は、通常の風洞本体部分と、風路に噴射する液体窒素を供給する為の液体窒素供給系、風路内に溜る窒素ガスを排気するための窒素ガス排気系の 3 つの部分に分けられる。図 2.1 参照。本章では、この中の風洞本体と基礎について述べることにする。低温風洞本体の設計で、通常の風洞設計とは別に留意しなければならない主な点は、

- (1) 低温による風洞本体の破壊の危険性を無くすること、
 - (2) 風路の外から侵入する熱をできる限り少なくするように風路を断熱すること、
 - (3) 風路に噴射する液体窒素を供給する為の配管系、風路内に溜る窒素ガスを排気するための配管系と風洞本体とを接続する部分を特別に付け加えること、
- 等が上げられる。

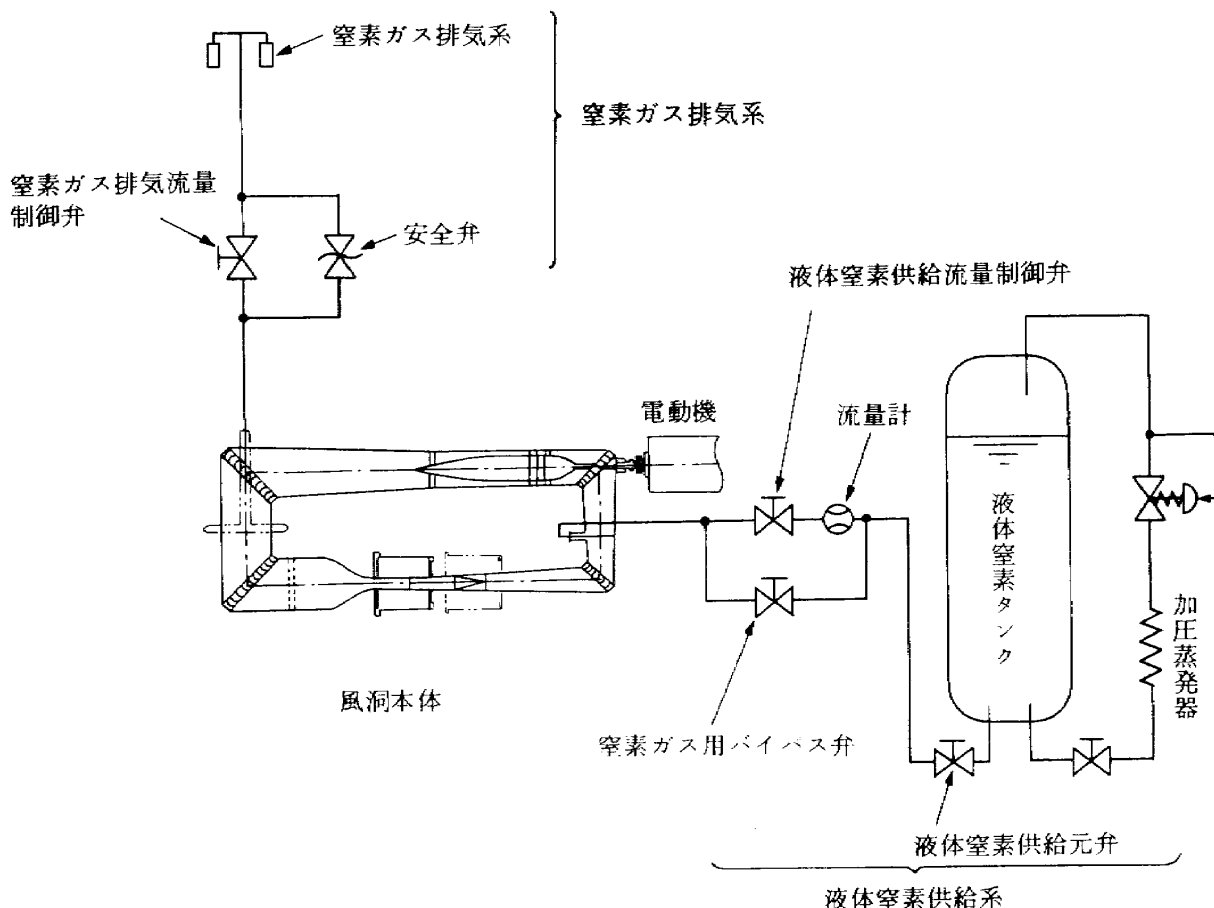


図 2.1 航技研 0.1 m × 0.1 m 遷音速低温風洞全体構成図

低温時に於ける材料の脆性破壊については、1章で既に述べている。また、風洞本体が低温にまで冷やされる時に生じる熱応力による風洞の破壊は、6章で述べる。更にまた、風洞の断熱については5章で詳しく述べるので、それらのことに関しては、ここでは触れないことにする。そこで、本章では、航技研 $0.1\text{ m} \times 0.1\text{ m}$ 遷音速低温風洞の基本的風路構成について、重点的に説明することにする。

図 2.2 に見られるように、低温風洞の中心軸は長手方向が 3.4 m 、短い方が 1.1 m の矩形をしている。長手方向の部分には集合胴、縮流胴、測定部、第一拡散胴、送風機といった通常の風洞基本要素が配置されていて、短い方向の部分には液体窒素供給部分、窒素ガス排気部分が配置されている。図 2.3 は断熱層で覆われる前の航技研低温風洞の風路本体の写真である。

風洞中心軸の床からの高さは、作業性を考慮して、 1 m とした、風洞の基礎は、構造用鉄材 (SS41) を使い製作し、実験室の床に水平に固定した。風洞本体の脚部は集合胴、第1拡散胴、第1コーナー、送風機、第3拡散胴の五箇所に設け、厚さ 10 mm のテフロン板を介して鋼鉄製の台に載せ、低温になった

風洞本体に台が直接触れるのを避けた。図 2.4 参照。このテフロン板は単に熱的な遮蔽をすることを目的としているのではなくて、低温風洞の熱的な収縮に対しても、滑り板の役割を果たすように工夫されたものである。即ち、送風機部の脚の所を除いた四箇所は台に固定されず、自由に水平面で移動し、風洞本体に大きい熱応力が発生するのを避ける目的でこのテフロン板は取り付けられている。この熱収縮に対する詳細な対策は6章で述べることにする。

風洞本体は内圧が 300 kPa 迄掛かっても安全のように設計されているが、本体の肉厚は総て 5 mm である。この厚みは、耐圧によるものではなく、むしろ、製作と、製作の際の溶接性から要求された厚みであった。風洞本体の材料は脚部を除き殆ど総てアルミニウム合金の A5052 である。脚部は A6063 である。また、風洞本体の各部分を繋ぐボルトは A2024 T4 である。フランジとフランジとの間に挟むガスケットはアスベスト製のものを使用した。フランジのシールには -200°C まで使用できるテフロンペーストを利用した。また、位置決めのためのノックピン、小径のネジはステンレスの SUS304 を使用した。また、微小な変形も許せない送風機軸は

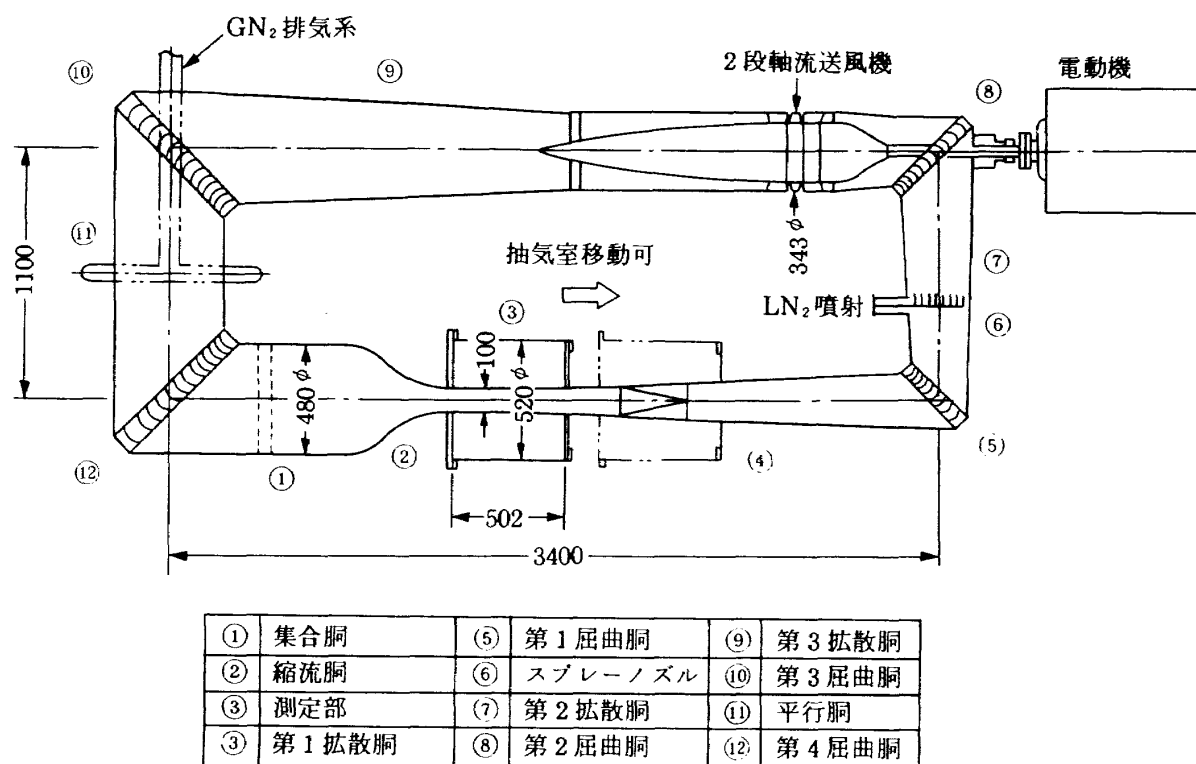


図 2.2 航技研低温風洞風路平面図 単位 mm

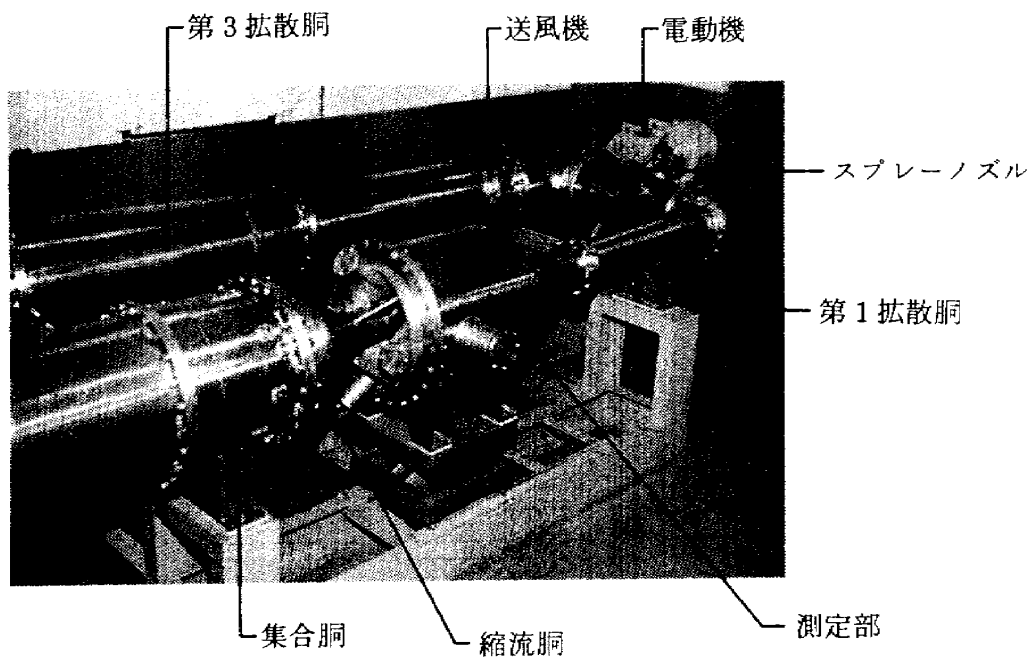


図 2.3 断熱工事前の風路写真

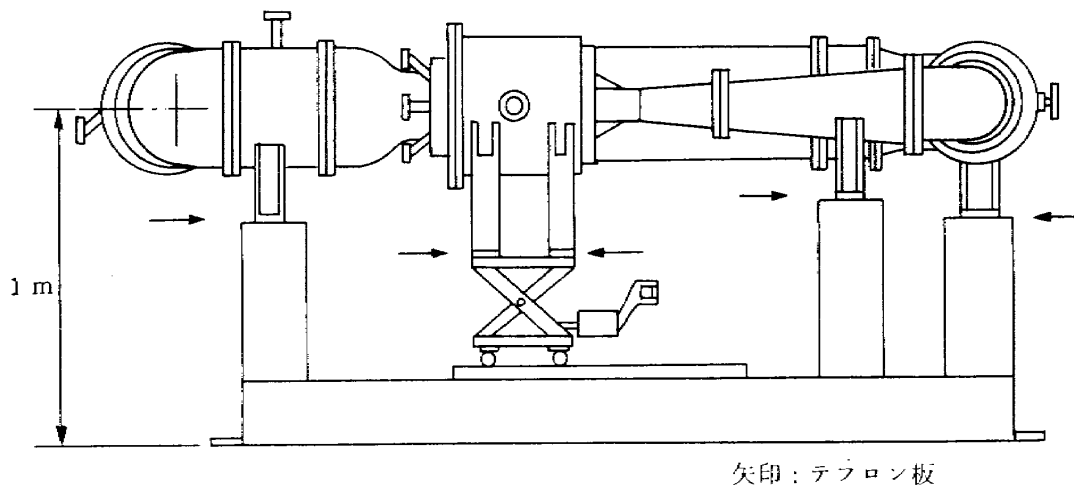


図 2.4 航技研低温風洞風路側面図

SUS 304で作られているが、更に、所謂、サブゼロ処理が施されている。

測定部は断面が高さ 100 mm，幅 100 mm，長さが 300 mm で，側壁は固体壁でできていて，縮流胴出口から 175 mm の所に，直径 60 mm の観測用窓が取り付けられている。この窓を通して，低温風洞の運転中に，測定部に設置した模型の様子を外部から観察したり，シュリーレン写真を撮影することができるになっている。図 2.5 参照。また，上下壁は厚さ 4.5 mm の多孔壁で，壁の開孔比（壁に明けられた穴の全面積と壁の元の面積の比）は 20 % で，穴

の直径は 5 mm である。多孔壁上に発達する境界層によって，測定部中心軸上の圧力分布が軸方向に変化しないように，上下壁はそれぞれ約 10 分だけ広げた状態に設定されてある。この開き角は，航空宇宙技術研究所の 2 m × 2 m 遷音速風洞の開き角と同じ値を採用した。多孔壁の基本的性質は，壁付近の流れのレイノルズ数と，壁の開孔比と，壁の厚さと穴の直径との関係で決まるので，これらの関係を 2 m × 2 m 遷音速風洞のものと同じにしたために上述の開き角とした。

測定部最下流付近でのマッハ数分布を出来るだけ

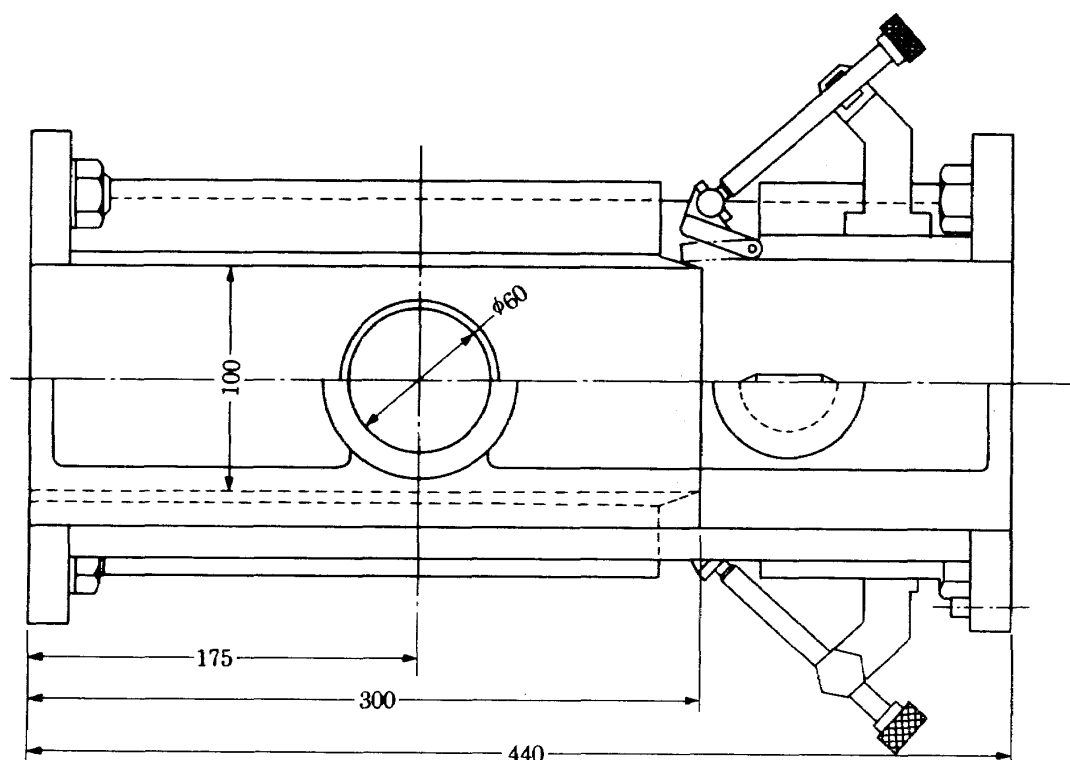


図 2.5 航技研低温風洞測定部側面図 単位mm

一定にするように測定部上下壁に取り付けられているディフューザーフラップの開き角を調整した。その結果得られた測定部中心軸に沿ったマッハ数分布を図 2.6 に示す。この実験の結果は、測定部上下壁の開き角が適切であった事を示している。このマッハ数分布は、風洞集合胴の方から直径 5mm のパイプに直径 0.5mm の静圧孔を設けたものを、風洞外部から測定部中心軸に沿って、手で動かして測定されたものである。図から分かるように、測定部中心軸に沿ったマッハ数分布は殆ど一定であり、良好な結果となっている。測定部マッハ数が 1 付近の場合に、縮流胴出口付近で、弱い衝撃波が発生している。これは、縮流胴出口付近の平行部分が短すぎるためと考えている。

測定部のすぐ下流では、上下壁は直ちに高さが 110mm の固体壁となる。この急変する部分にディフューザーフラップが取り付けられており、測定部最下流部での測定部気流の閉塞現象を避けるようにしてある。ディフューザーフラップの開き角の調整は実験的に行った。図 2.5 参照。上下壁の高さが 110mm になっている部分の中心部分には更に、スティングストラットに類した物が設置されており、

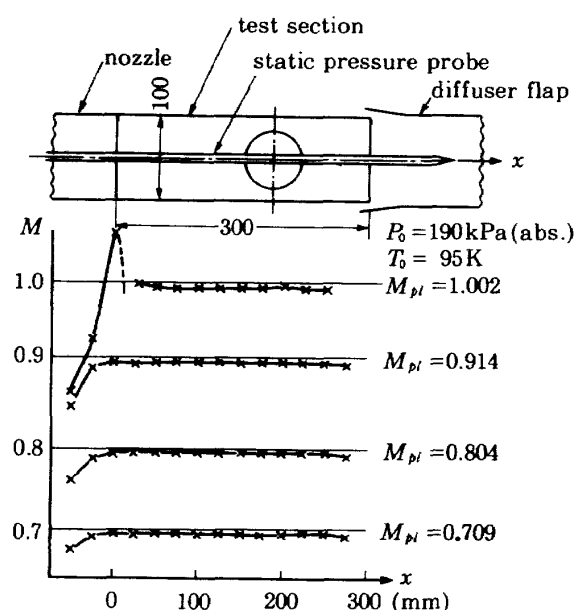


図 2.6 航技研低温風洞測定部静圧分布図

測定部中心軸の延長線上に当たる部分には、図 2.5 に見られるような支持用のポット状の物が取り付けられている。これには、測定部中心軸上の静圧分布を測定するための静圧測定用のパイプ（直径 5mm）を通す穴が明けられている。この高さ 110mm、幅 100mm の部分は長さが 140mm ある。

このディフューザーフラップ部の直下流では、断

面形が高さ 110 mm, 幅 100 mm のものから直径 169 mm の円形に滑らかに変化する長さ 600 mm のダクト部分が続き、更に、これに続き直径 245 mm の円形断面にまで流路を広げる長さ 910 mm の拡散胴がある。この矩形断面形から直径 245 mm の円形断面形に迄流路を広げる部分を、本低温風洞では第 1 拡散胴と呼んでいる。この拡散胴は、測定部、ディフューザーフラップ部と同様に、大きい圧力損失を引き起こすので、できるだけ流れの剥離が発生

しないように、面積換算で円錐状の拡散胴に直した時の開き角を約 5° に抑えた。この場合の拡散胴の性能の良否は文献 17) を参考にして行った。本低温風洞の他の場所にある拡散胴の性能も文献 17) を参照にしている。図 2.7 には、当低温風洞の風路の一部を形成している 3 つの拡散胴の性能を示してある。この図は文献 17) に記載されている図上に、それぞれの拡散胴の幾何学的形から推定した性能を × 印で書き加えたものである。

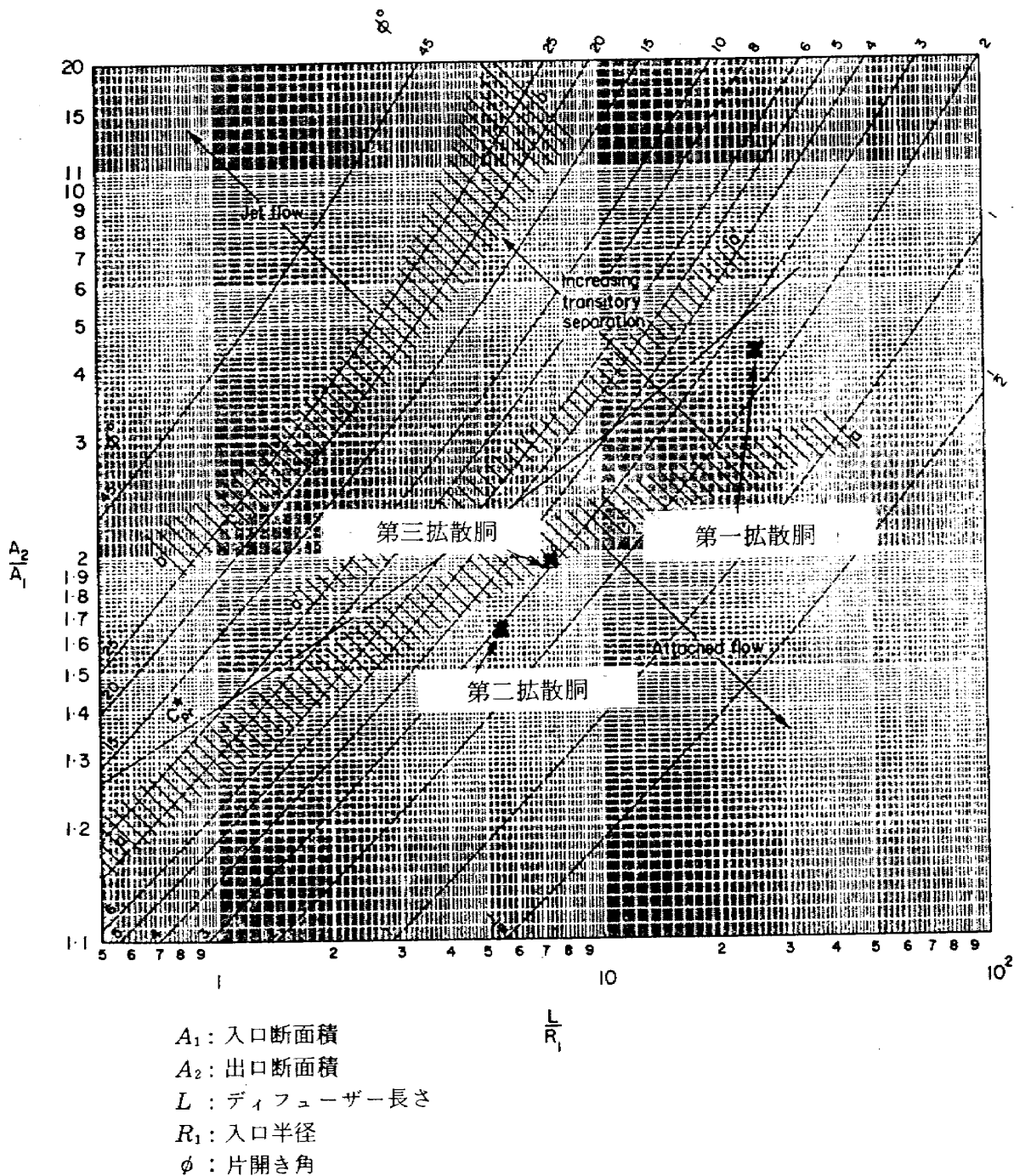


図 2.7 拡散胴性能評価図¹⁷⁾

第1拡散胴に続き第1屈曲胴が取り付けられている。屈曲部での流体の圧力損失も設計が不良だと大きなものとなるので、第1屈曲胴を含め4つの屈曲部のコーナーペーンの形状と配置は文献(23)を参照して設計した。コーナーペーンの数第1屈曲胴で9枚、第2屈曲胴で11枚、第3、第4屈曲胴で13枚である。

第1屈曲胴の直下流には直径245mmの円形断面から直径312mmの円形断面に広がる第2拡散胴が続いている。この拡散胴の中ほどに、液体窒素供給用のノズルが取り付けられている直径21.7mm、長さ約280mmの円柱が図2.8のように、風路壁からのびている。写真中の網は第2拡散胴の下流に取り付けられている防御用の網である。素線の直径は1.63mmの素線で2メッシュである。第2拡散胴の中央部付近には、ノズルから液体窒素が噴射されている様子を観察できるように二つの観測用の窓が風洞軸を中心にして90度の角度を成すように取り付けられている。窓の視界は直径60mmである。窓は三重構造になっていて、3枚のガラスの間には乾燥窒素ガスが送られて、ガラス窓が水蒸気で曇ることのないように工夫されている。このため、低温運転時でもノズルから液体窒素が噴射されている様子を観察できるようになっている。図2.9は実際にノズルから液体窒素が噴射されている様子の写真である。

第2拡散胴に続き第2屈曲胴があり、この部分を送風機軸が貫通している。送風機軸は二点で支えられていて、一箇所は風路内部にあり、もう一箇所は第2屈曲胴の外側にある。この外側にある送風機軸受けを外部軸受けと呼ぶ。

第2屈曲胴の下流に約1.562mにわたり送風機及び送風機拡散部が設置されている。送風機直上流には風洞軸を中心にして90度の角度で4箇所に風洞総圧を測定するための総圧管を取りつける台が設けられている。送風機については7章で詳しく説明するので、ここでは触れないこととする。送風機出口の直径は343mmでこの部分からすぐに第3拡散胴が続いている。第3拡散胴の出口直径は480mmで、その下流には第3屈曲胴、長さ397mmの平行胴が続いている。平行胴の中間部分に窒素ガス排気系と

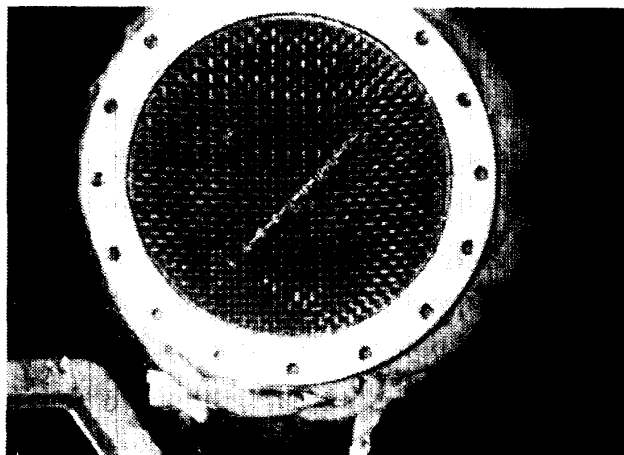


図 2.8 防御用の網から上流の液体窒素噴射ノズルを望む

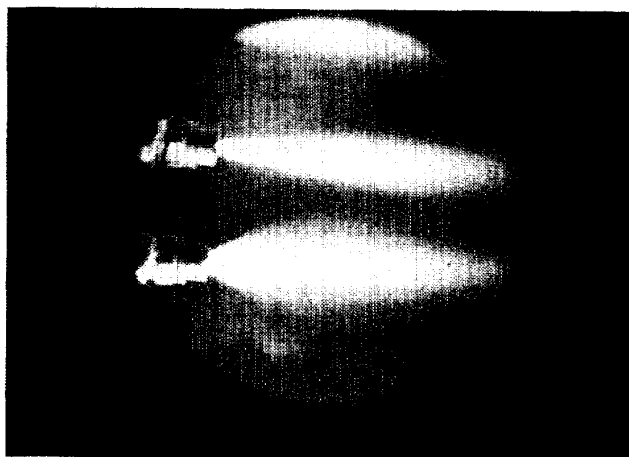


図 2.9 ノズルから液体窒素が噴射されている写真

繋がる直径59mmの三つの窒素ガス排気口がある。三つの排気口は120度毎に振り分けられていて、平行胴内の気流が一方向に片寄るのを極力避けるように努めてある。図2.10参照。

平行胴の下流には第4屈曲胴が続く、その下流に集合胴がある。第4屈曲胴のコーナーペーンと、第4屈曲胴外壁、及び、集合胴の整流用の二枚の網には、測定部中心軸を延長した直線と整流用網が交差する部分に、直径10mmの穴が明けられている。この穴は、先に述べた、測定部中心軸上の静圧分布を測定するための静圧測定用のパイプを通すための穴である。本低温風洞は低温風洞の運転法、設計法、計測法を研究することを第一の目的としているので、気流の質を良くする事にはあまり重点を置かなかった。このため、集合胴の整流用の網としては素線直径が0.2mmの30メッシュの網を二枚使用したにす

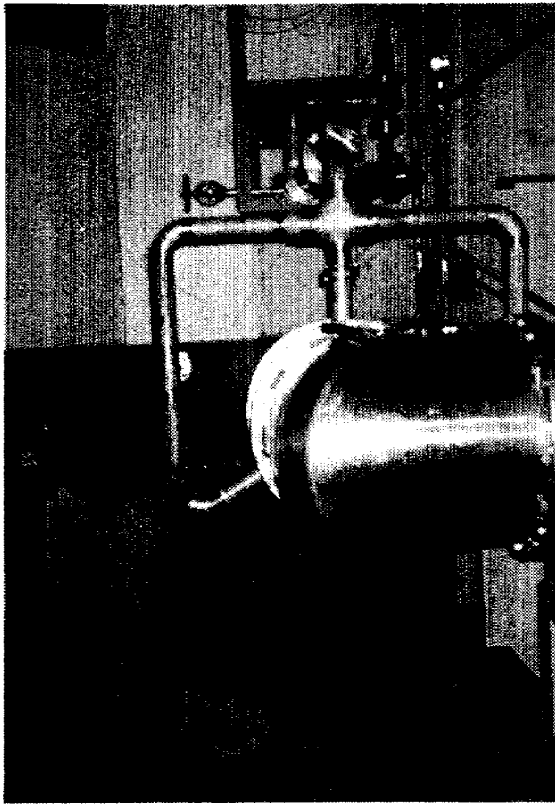


図 2.10 窒素ガス排気部

ぎない。また、集合胴最下流には静圧測定用のパイプを支持する Y 字型の支柱を設置してある。この支柱を将来は取り外して運転をする予定でいる。図 2.11 参照。

整流用の網の下流には総圧測定用のピトー管を集合胴内部に入れられるように風洞外周上に 120 度毎に挿入用の治具が取り付けられている。また、総温測定用の白金測温抵抗温度計や、熱電対温度計を集合胴内に入れるための治具も風洞外周上に 45 度毎に設置されている。図 2.12 参照。

集合胴に続いて縮流胴がある。縮流比は約 18.1 で遷音速流れを得るのには適当な大きさではあるが、縮流胴出口の平行部の長さが約 12.5 mm と幾分短くなっている。これは風路全体の長さを 9 m に抑えるために取った処理であった。縮流胴出口には直径 602 mm、厚さ 18 mm のフランジが取り付けられていて、測定部と測定部を覆う抽気室が繋がるようになっている。将来、抽気を行うためと、抽気と測定部や抽気室で測定された各種の信号を外部へ導き出すために外径 65 mm、長さ約 150 mm のパイプが四本フランジ部分から出ている。これらのパイプの端

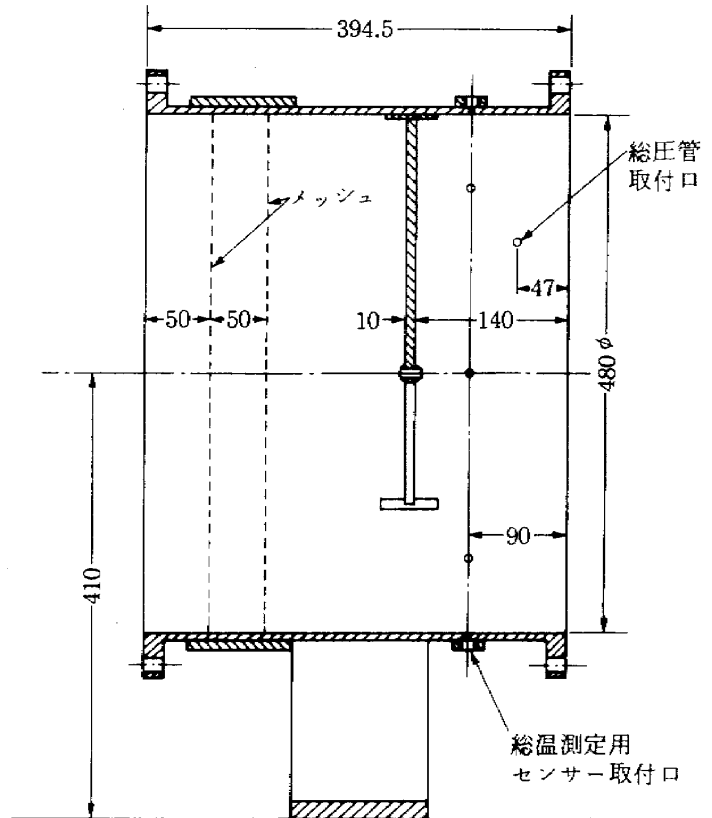


図 2.11 集合胴内部側面図 単位 mm

はフランジになっていて、配管系に繋ぐこともできるし、電気信号用のコネクターを取り付けるようにも工夫されている。現在は、一つを圧力信号の取り出し用に、一つは熱電対の信号取り出し用に、残りの二つに電気信号の取り出し用に使用している。図 2.13 参照。

抽気室内部は直径 520 mm、長さが 520 mm である。抽気室には測定部の観測窓の視野を保持するように観測用の窓が測定部を水平に挟むように取り付けられている。この観測窓は窓の直径が 60 mm で長さが 348 mm の筒になっている。この一対の観測筒の内部は風洞の運転中は真空ポンプで内部の圧力をできるだけ低く抑えている。こうすることで、観測筒に取り付けられているガラス表面が水蒸気の氷結で曇ることを避けている。

NASA による研究では、低温風洞に於けるシェリーレンの写真の撮影は難しい問題があるとの指摘がなされている。²⁴⁾ その主な問題は乱れた模様が気流の像全体に写ることであった。そこで、この原因はプレナム室内で生じる温度の異なる窒素ガスの塊が対流などに起因する乱れた流れに乗って移動するこ

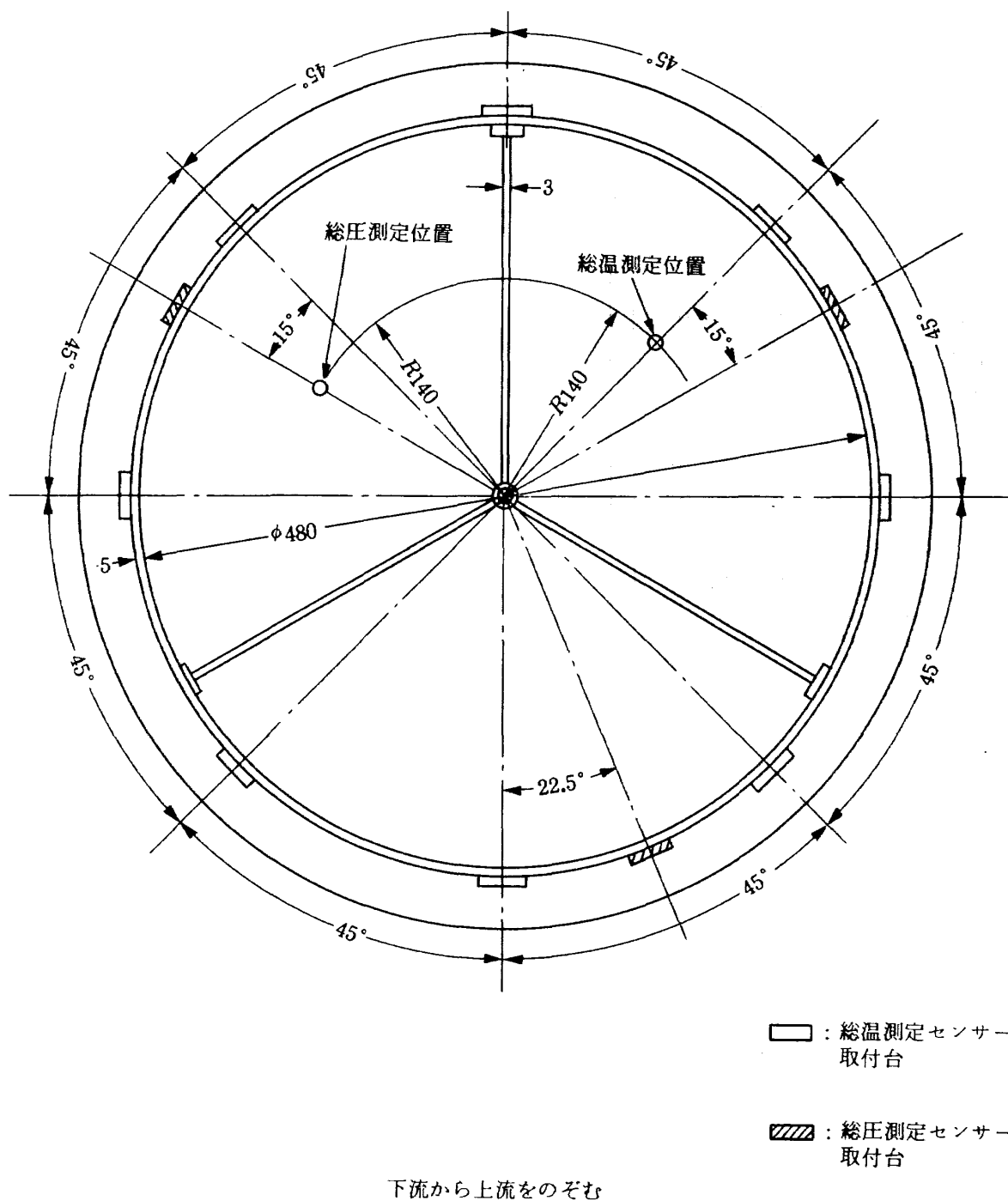


図 2.12 集合胴総温、総圧測定位置及び測定器具取付台位置 単位mm

とにより、シュリーレンの路を変化させ、その結果、密度変化に応じた非一様な模様シュリーレン写真に現われるものと考えた。そこで、測定部以外の所では、出来るだけシュリーレンの光路を曲げる原因となるものを無いようにするため、観測用の筒を図 2.14 のように設置した。この観測筒は出来るだけ測定部側壁に設けられている観測窓に近づけて設置されており、更に、観測筒の内部は真空ポンプで十

分減圧されている。この工夫により、測定部の内部の流れに伴う光路の曲がりに対し、その他の部分での光路の曲がりには大幅に少なくなったと考えられる。更に、プレナム室内部の壁に沿って他の部分よりも温度の高い窒素ガスの塊が移動しても、この観測筒により遮られてシュリーレンの光路を通らないようになる。また、観測筒の内部が真空に近いことから、内部の露点温度も十分に下がり、観測筒の両端にあ

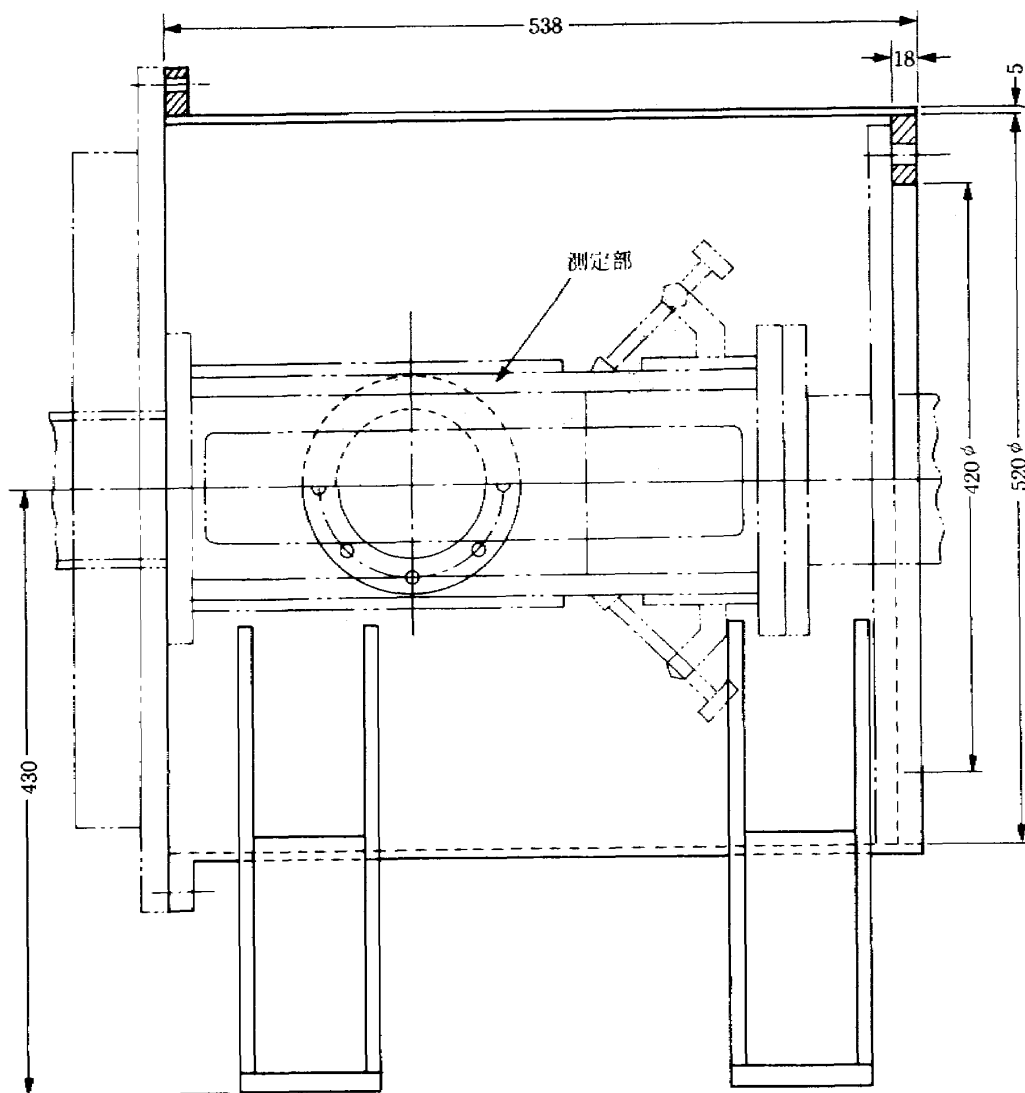


図 2.13 抽気室側面図 単位 mm

るガラスの表面が曇るのを防いでいる。

こうした工夫により、当低温風洞でのシュリーレン写真の撮影はほぼ満足のできる結果となった。図 2.15, 2.16 が当低温風洞でのシュリーレン写真の例である。観測筒の 4 枚のガラスは普通のガラスであって、光学ガラスではなく、また、表面も十分に平らではなかった。このため、像の感度は未だ十分とはいえないが、衝撃波などは明瞭に写っている。NASA の文献の写真と対比すると、航技研低温風洞で工夫したシュリーレン写真の撮影法が有効であることが分かる。

また、抽気室内には 100W の電球が上下部に一つずつ設置されていて、測定部に設置された模型の表面を照明することができるようになっている。この風洞測定部を開放するときは、抽気室と風洞本体

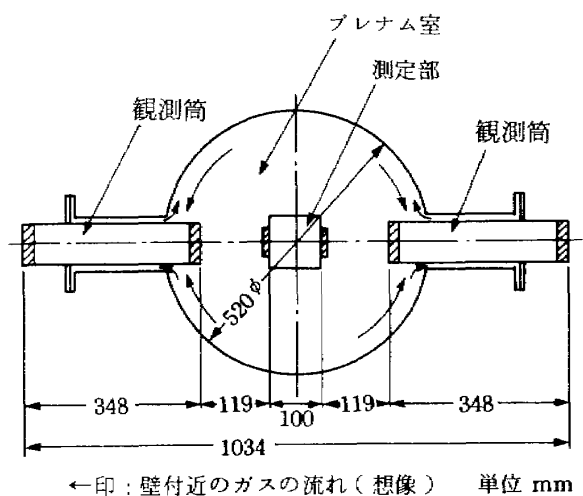


図 2.14 観測筒

とを繋いでいるボルトを総て外し、抽気室の下に常時置いてある台車の車高を高くして、抽気室の自重を支え、台車を下流に移動して行く。

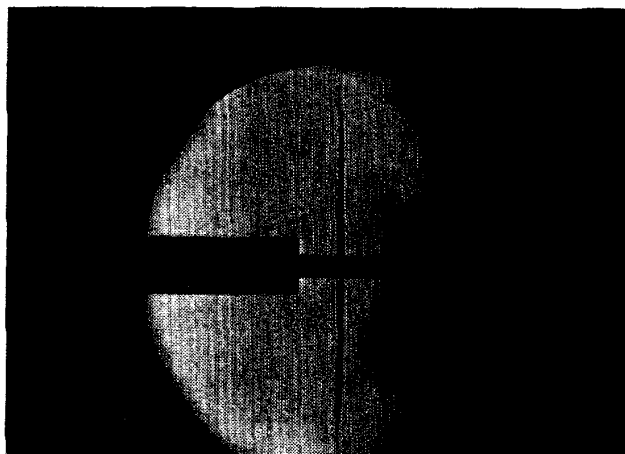


図 2.15 シュリーレン写真 ($M = 0.96$,
 $P = 130\text{kPa}$, $T = -165^\circ\text{C}$)

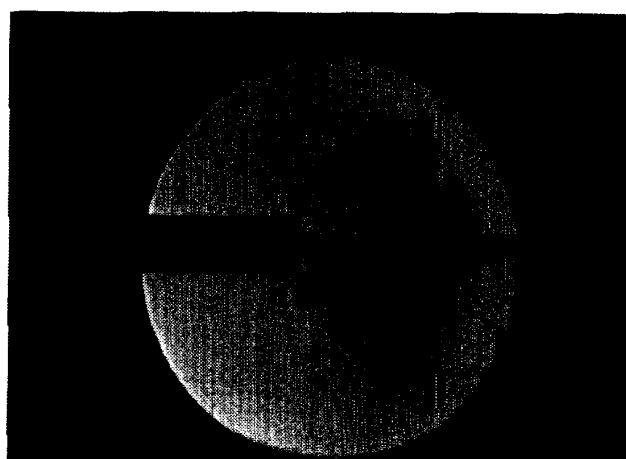


図 2.16 シュリーレン写真 ($M = 1.01$,
 $P = 120\text{kPa}$, $T = -183^\circ\text{C}$)

3. 液体窒素供給系

3.1 計画

低温風洞は液体窒素が気体窒素に変わる蒸発潜熱を利用して風路中の窒素ガスを低温に下げ、また、ある一定な低温度に維持する風洞である。このため液体窒素供給系が必要となる。

液化石油ガス、液化酸素などに代表される液化ガスの需要は多く、現在、これらの低温液化ガスを安全に貯蔵、輸送、気化、供給する技術が確立している。従って、低温風洞に液体窒素を供給するにあっても技術的問題は全くない。一般に、ガス供給方式には表 3.1 に示すものがある。これらの方式のうち次の 3 つの方式を検討対象とした。

1. 標準コールドエバポレーター (CE) 方式
2. CE ポンプ方式 1
3. タンクローリー方式

3 のタンクローリー方式は初期投資金額を少なくすることができ、予算上の見地から魅力あるものではあるが、将来の試験時の便宜、風洞への安定な液体窒素供給を考えると問題があった。2 のポンプ使用方式では液体窒素供給系の制御が容易であり、かつ大型低温風洞は必ずこの方式になると思われたが予算上の制限もあり、ポンプ使用は将来の改善策のひとつとしてここでは見送り、最終的に加圧蒸発器を用いる標準コールドエバポレーター (CE) 方式を採用した (図 3.1)。

3.2 液体窒素貯蔵タンク

図 3.2 に示す液体窒素貯蔵タンクは正式にはコールドエバポレーター (Cold Evaporator, 略して CE) と呼ばれ、液化ガスを貯蔵し供給する装置である。²⁵⁾ これは一般に堅型の二重殻構造で内槽はオーステナイト系ステンレス鋼 (SUS304) 製である。内槽と外槽の間はパーライト粉末を充填し真空 (6.67Pa) にしてある。表 3.2 に仕様を示す。

液体窒素はタンクローリーで輸送されて CE に充填される。CE 中に充填された液体窒素は、ほぼ 1 気圧の飽和液と考えられるが、時間が経過するにつれて外部からの侵入熱を受けて、まず内槽壁近くの液が温まる。そして、この部分の液は軽くなって液相上部に移動し、液相温度に対応した密度の違いにより層状化を起こす。²⁶⁾ 液相は表面近くが気相の飽和蒸気圧に対応した飽和温度で、CE の底部に行くほど温度が低くなる温度分布を持つ。また、気相の飽和蒸気圧は密閉静置すれば徐々に上昇する。図 3.3 に一例を示す。外部からの侵入熱が全て気相圧力を上昇させたとして侵入熱を試算すると 1050kJ/day となる。

3.3 加圧蒸発器

加圧蒸発器は CE の付属装置で、液化ガスの一部を蒸発させ、これを内槽に戻すことによって気相圧力を人為的に加圧し、液化ガスの圧送を行うためのものであり、ポンプを使用せず、液体窒素を風洞に安定に供給するために必要なものである。加圧蒸発

表 3.1 各種ガス供給方式²⁷⁾

	プ ロ セ ス	特 徴
標準 CE 方式		標準型 一般に低圧用 10 ㏩ 未満または中 圧用 送ガス蒸発器 E は独立して設置 “製造”, “消費”, “貯蔵” の適用 をうける。(高圧ガス取締法)。
CE ポンプ 方式 I		中圧ポンプ P ₁ による大量供給 “製 造” の適用をうける。
CE ポンプ 方式 II		高圧ポンプ P ₂ による供給 “製造” の適用をうける。
CE 圧縮機 方式		標準型 CE の使用と同時に圧縮機 C による高圧小量ガスの供給 “製造” の適用をうける。
タンクローリー 方式		タンクローリーの搭載機器を利用し た臨時的供給法
超低温 容器 方式		中圧小容量の供給 “消費” の適用をうける。 送ガス用蒸発器不要

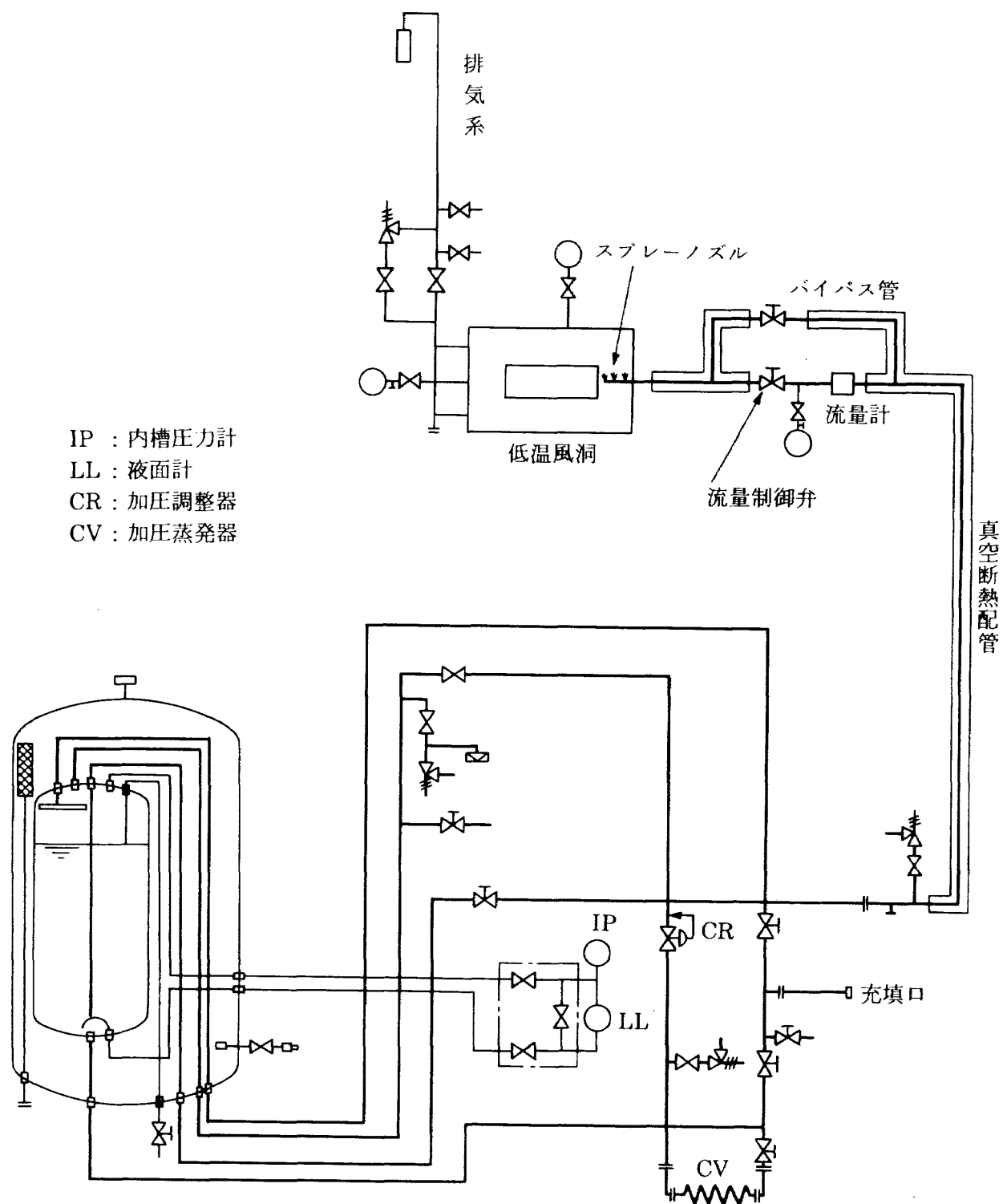


図 3.1 系統図

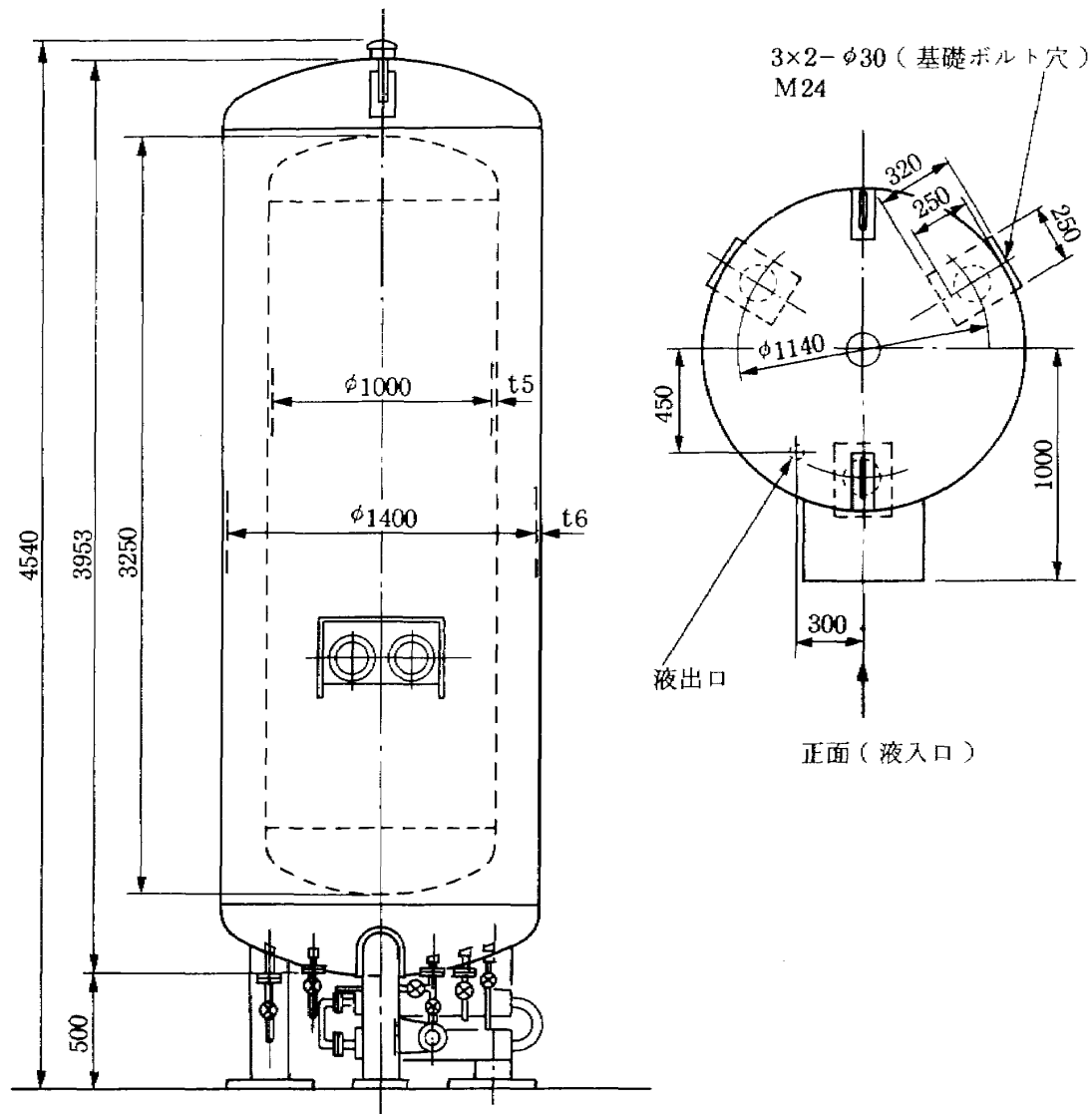


図 3.2 コールドエバポレータ

表 3.2 CEの仕様

諸元	型式	
ガス	CE2400 VL	
内容積	N ₂	
充填量	2414 ℓ	
充填重量	17191 N	1753 kgf
ガス換算	1584 m ³	
最高使用圧力	971 kPa G	9.9 kgf/cm ² G
耐圧試験圧力	1667 kPa G	17 kgf/cm ² G
気密試験圧力	1177 kPa G	12 kgf/cm ² G
空重量	18633 N	1900 kgf
全高	4540 mm	
全幅	1412 mm	
奥行	1706 mm	

器を動作させると気相圧力は加圧調整器によって 490 kPa (5 kgf/cm²) G 一定に保たれるようになっている。1.4 で述べたように風洞には最大 22.7 ℓ/min の液体窒素を送り込む必要がある。この体積流量を 1 気圧の飽和液密度 0.808 kg/ℓ を用いて質量流量に換算すると 1099 kg/h となる。もし、加圧蒸発器を動作させずこの流量で液体窒素を CE から流出させると、CE 内の液表面はこれに対応した速度で降下し気相圧力は下がる。加圧蒸発器はこの気相体積膨張を補うようにガスを送り込まねばならない。加圧蒸発器の能力算定には次式が用いられる。²⁷⁾

$$G_{GN} = \frac{v_{LN}}{v_{GN} - v_{LN}} G_{LN} \quad (3.1)$$

ここで

G_{GN} : 加圧蒸発器が送り出す気体の質量流量 (kg/h)

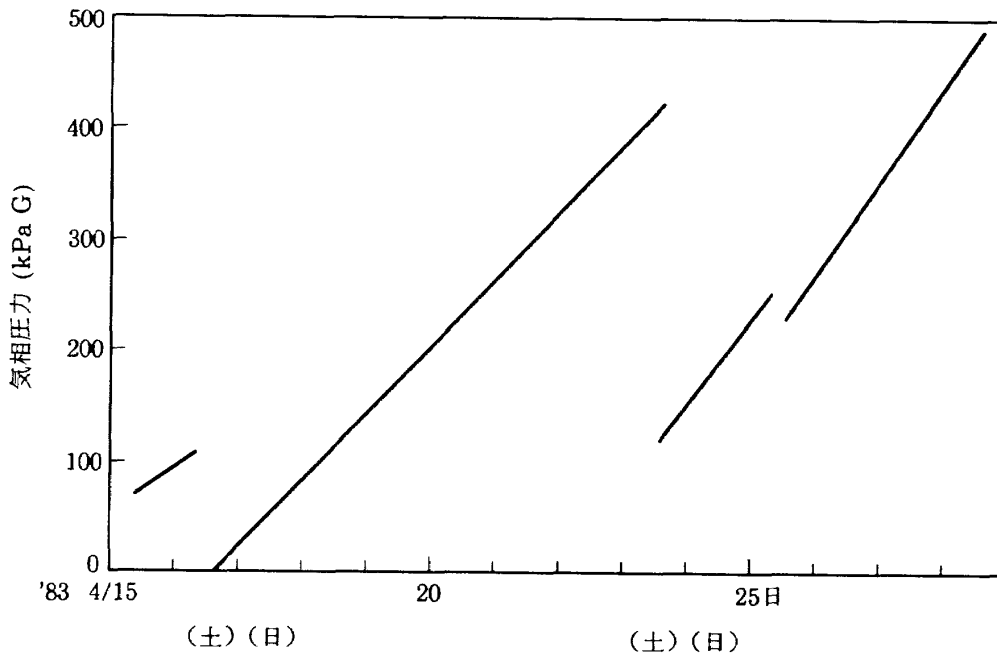


図 3.3 CEの昇圧曲線

G_{LN} : CEから送り出される液化ガスの質量流量
(kg/h)

v_{LN}, v_{GN} : 液相, 気相の比容積
(m^3/kg)

液相を1気圧の飽和液, 気相を490kPa ($5\text{kgf}/\text{cm}^2$)
 G の飽和蒸気, G_{LN} を1099kg/hとして G_{GN} を求め
れば34kg/hとなる。これを1気圧35℃で体積に換
算すると31 m^3/h を得る。加圧蒸発器の能力として
はさらに余裕を見込んで50 m^3/h とした。

3.4 液体窒素供給配管

液体窒素供給配管はCEから風洞まで液体窒素が
極力, 熱を受けずに安定して流れることを目的とし
ている。液体窒素が沸騰して二相流になっては流量
制御ができなくなるからである。このため, 真空断
熱方式のステンレス管 (SUS304, 内径18.4mm,
長さ11.6m) を用いている。この方式は内管と外管
から成る二重管で, その間はふく射を防ぐ膜や真空
度を上げるための吸着材を巻き, 真空中にひいてある
構造になっている。また, 内管には熱収縮に対する
配慮がされている。

供給配管は, スプレーノズル, 流量制御弁, 流量
計, CEを結んでいるが, これらの取付部はグラス
ウール, ポリウレタンで断熱してある。なお, 運転
開始時は内管の熱容量のため液体窒素が沸騰し高速

の気体流が発生する。この間, タービン流量計が破
損しないようにバイパス管を設け, 気体流が流量計
を迂回するようになっている。

供給配管内の二相流は管内流速が低いほど発生し
やすいが, 実験的下限としては3.1 ℓ/min 程度まで
安定して液体窒素を供給することができた。

3.5 液体窒素供給流量制御弁

液体窒素供給流量制御弁はスプレーノズルから風
洞内へ送り込まれる液体窒素の流量を制御するため
に設けるものである。流体が液体の場合, 一般に,
弁の大きさは次式で定義される C_v 値を用いて決め
られる。

$$C_v = \frac{1.167 G_{LN} \sqrt{s}}{\sqrt{P_1 - P_2}} \quad (3.2)$$

ここで

G_{LN} : 液体流量 (m^3/h)

s : 液体の比重

P_1, P_2 : 弁の入口, 出口圧力 (kgf/cm^2)

である。これらの値を

$G_{LN} = 22.7\ell/\text{min} = 1.362\text{m}^3/\text{h}$ (最大流量)

$s = 0.808$ (1気圧の飽和液)

$P_1 = 490\text{kPaG} = 5\text{kgf}/\text{cm}^2\text{G}$

$P_2 = 392\text{kPaG} = 4\text{kgf}/\text{cm}^2\text{G}$

として C_v 値を計算すると1.43になる。従って, 弁

の大きさとしてはこの程度のものを選択すれば良いわけであるが、配管内部での液体窒素の沸騰を考慮して C_p 値 4.0 の弁を採用した。しかし、これは結果的に大きすぎて細かい流量調整に不安をきたした。実際、実験前に CE 中の温まった液体窒素を充分蒸発させ液相のエンタルピーを低くして運転を行えば、実用的な流量範囲では沸騰は起こらないことがわかった。この弁の選定は大きすぎたといえる。

3.6 スプレーノズル

スプレーノズルは液体窒素供給配管の末端に設け、風洞内に送り込まれる液体窒素を気化しやすいように霧状にするためのものである。スプレーノズルの性能としては霧ができる限り細くなるのが良い。スプレーノズルを選定する際、スプレーノズルの大きさは水の流量を基準にして決められるため、液体窒素の流量を水の流量に換算する必要がある。スプレーノズルを通過する体積流量は、流体密度の平方根に反比例するから、同一圧力差のもとでは

$$\text{水の体積流量} = \frac{\text{液体窒素体積流量}}{\sqrt{\text{液体窒素の比重}}} \quad (3.3)$$

の関係がある。

スプレーノズル全体としては最大 22.7 l/min の液体窒素を流す必要があり、比重を 0.808 とすれば水に換算した体積流量は 20.4 l/min となる。スプレーノズルの個数を 4 個として 1 個当たり 5.1 l/min となる。圧力差 196 kPa (2 kgf/cm²) に対して、水 6.4 l/min を流すスプレーノズルを選定した。スプレーノズルに関しては配置が重要で、配置が悪いと風路内に液体窒素が溜りやすいことがわかった。

4. 窒素ガス排気系

4.1 計画

窒素ガス排気系は風洞内で増え続ける窒素ガスによって風洞内圧力が上昇するのを防ぎ、風洞内圧力を一定に保ち、かつ安全に排気を行うために設ける。図 4.1 に排気系を示す。排気系は風洞の第 3 屈曲胴と第 4 屈曲胴の静圧の高い中間部断面の 3 箇所から取り出している。風洞内総圧を制御する主、副流量制御弁、風洞本体の圧力破壊を防ぐ安全弁及び風洞

本体の熱収縮によって排気管が受ける応力を避けるための伸縮継手が排気管に取り付けてある。その他、排気ガス中の水蒸気濃度を監視するための露点計への配管、排気ガスの一部を断熱層や観測窓へ送る配管が設けられている。

排気系の内、屋内配管部分にはグラスウールの断熱層が取り巻いている。屋外配管部分は露出した管で排気の低温窒素ガス流が積極的に熱を受けるようにしてある。

窒素ガスを大気中に還元する際、文献 28) にしめされているようにエゼクタを用いて大気成分に近づけて排気するのが望ましいが、ここでは設置条件を考慮し三階建屋の屋上まで排気管を延ばしエゼクタを使わず大気自然拡散によった。また、排気管の末端にはマフラーを取り付け消音し、異物の侵入を防いである。設置当初、雨天時運転の際、雨水がマフラーのまわりに結水し閉塞することが心配されたが、このような事態はなく現在に至っている。図 5.15 に排気管から窒素ガスが排気されている様子を示す。

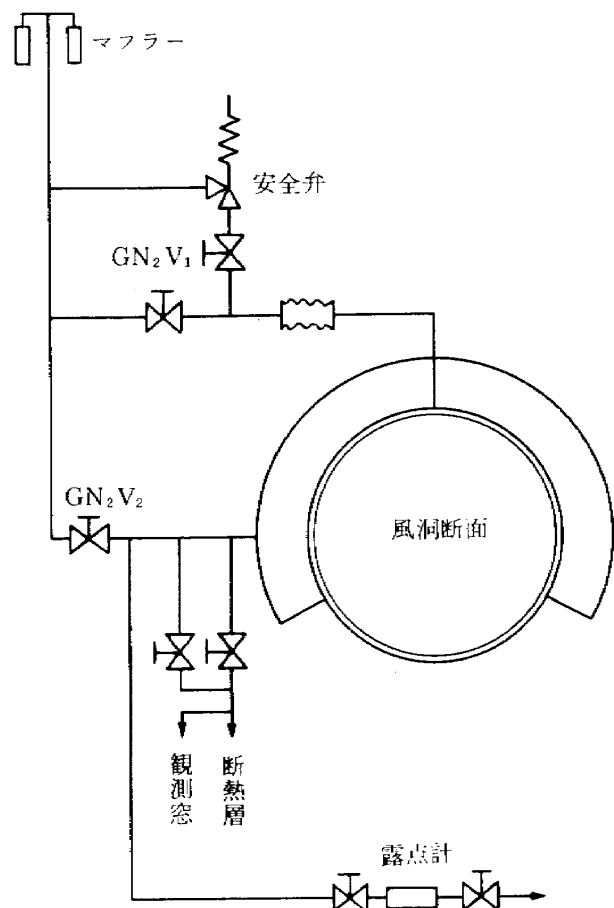


図 4.1 排気系

4.2 排気流量制御弁

排気流量制御弁は、風路内で気化した窒素ガスの一部を風路外に排気し、風洞の内圧を制御するのに利用される弁である。この排気流量制御弁に要求される能力は、低温風洞に最大の液体窒素を供給して、定常運転をする際に必要な窒素ガスの必要排気量に依って主に定まる。航技研低温風洞では、風洞総圧が最大 200kPa、総温が 100K、測定部マッハ数が 1.0 の時に、液体窒素供給流量は最大 22.7ℓ/min と推定された。また、排気流量制御弁の下流には 10m 以上の配管とそれに続き消音筒が繋がっていて、排気流量制御弁のすぐ下流の圧力は大気圧よりも幾分高いことが考えられる。このため、排気流量制御弁の大きさの決定に於いては、弁の所で、音速に達することはないとして、 C_D 値を計算し、約 21 という値を得た。この C_D で十分な制御性がある、同時に、風洞内圧を 120kPa 程度にまで下げられるだけの排気能力を保持できるように、排気流量制御弁の最大 C_D 値として 40 を採用した。

5. 断熱法

低温風洞では風洞内部の気体の温度を室温に比べて 200K 近くも低い温度に保つようにするのであるから、できる限り外部からの熱侵入を防ぐことが望ましい。特に、測定部の気流速度が音速に比べて小さい低速の低温風洞では、風洞の壁を伝わって風路内の気流に与えられる単位時間当たりの熱は、送風機を通した気流に与えられる単位時間当たりの熱に比べて大きいので、風洞外部からの熱侵入に対して

十分な対策が必要になる。ところで、本低温風洞は遷音速風洞なので、送風機を通して風路内の気流に与えられる熱が非常に大きいものとなり、それに較べれば、風洞外部からの熱侵入は小さなものである。しかしながら、仮に、風洞外部からの熱侵入に対して何等の対策も施さなければ、送風機を通して風路内の気流に与えられる熱以上に大きい熱が外部から風洞の外壁を通して侵入して来ることになる。低温風洞では、常時液体窒素を風路内部に噴射し続けて、液体窒素が気化して、周りの気体と同じ温度になる際に周りから熱を奪うことで風洞の内部の気体の温度を低温に保っている。このため、風路の断熱は低温風洞の運転効率にとっては極めて重要な要素である。

既に第 1 章で述べたように、低温風洞の断熱法には内部断熱法と外部断熱法の二つがある。図 5.1 参照。当低温風洞では、風洞の大きさ、二つの断熱法の信頼性を検討した結果、外部断熱法を採用した。内部断熱法は低温に曝される断熱材に、風洞の低温化の際に熱応力で亀裂が入ることが幾つかの例で知られている。この現象に対する改善策は今のところ未だ報告されていない。また、風路内部には送風機や、コーナーベーンのように、その位置を正確に保持する必要のあるものが幾つかある。内部断熱法では、こうした場合には、その部分の断熱と強度の両立を計る事は難しいと判断された。

当低温風洞の外部断熱では、グラスウールを四層に巻き、それを針金で固定して、その外部を板金にて覆った。一層当たりのグラスウールの厚さは約

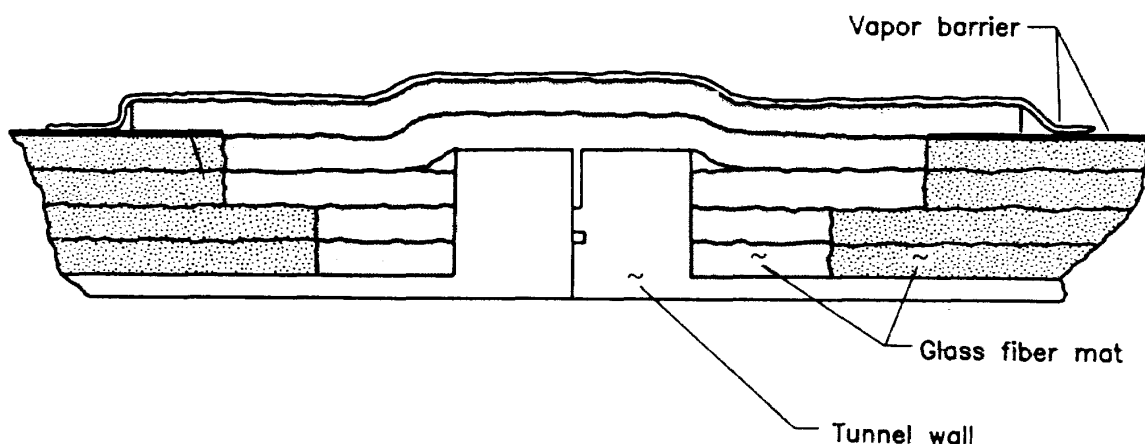


図 5.1 外部断熱法 (NASA 0.3m 遷音速低温風洞)²⁹⁾

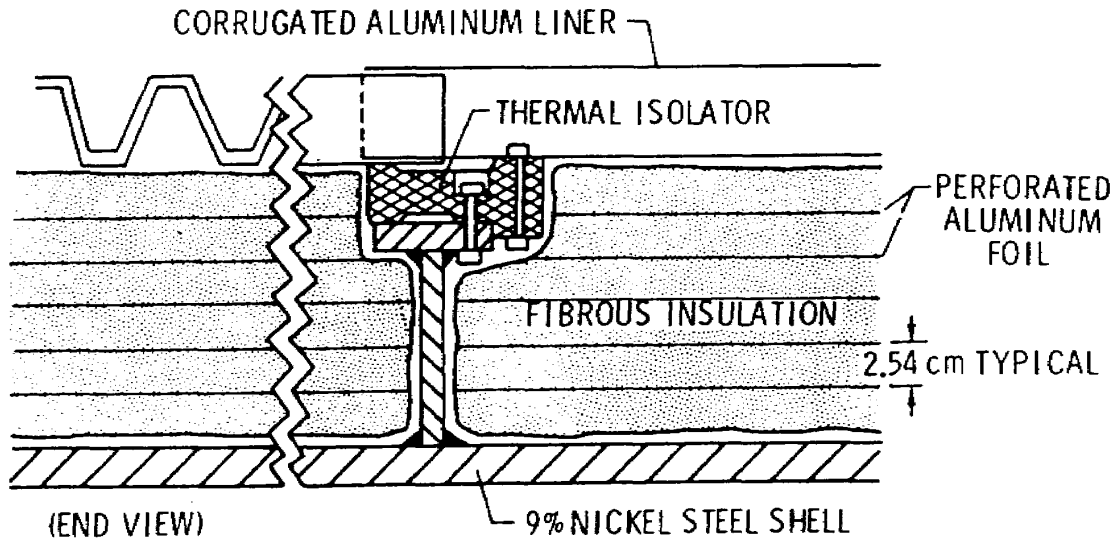


図 5.1 (つづき) 内部断熱法 (NTF)

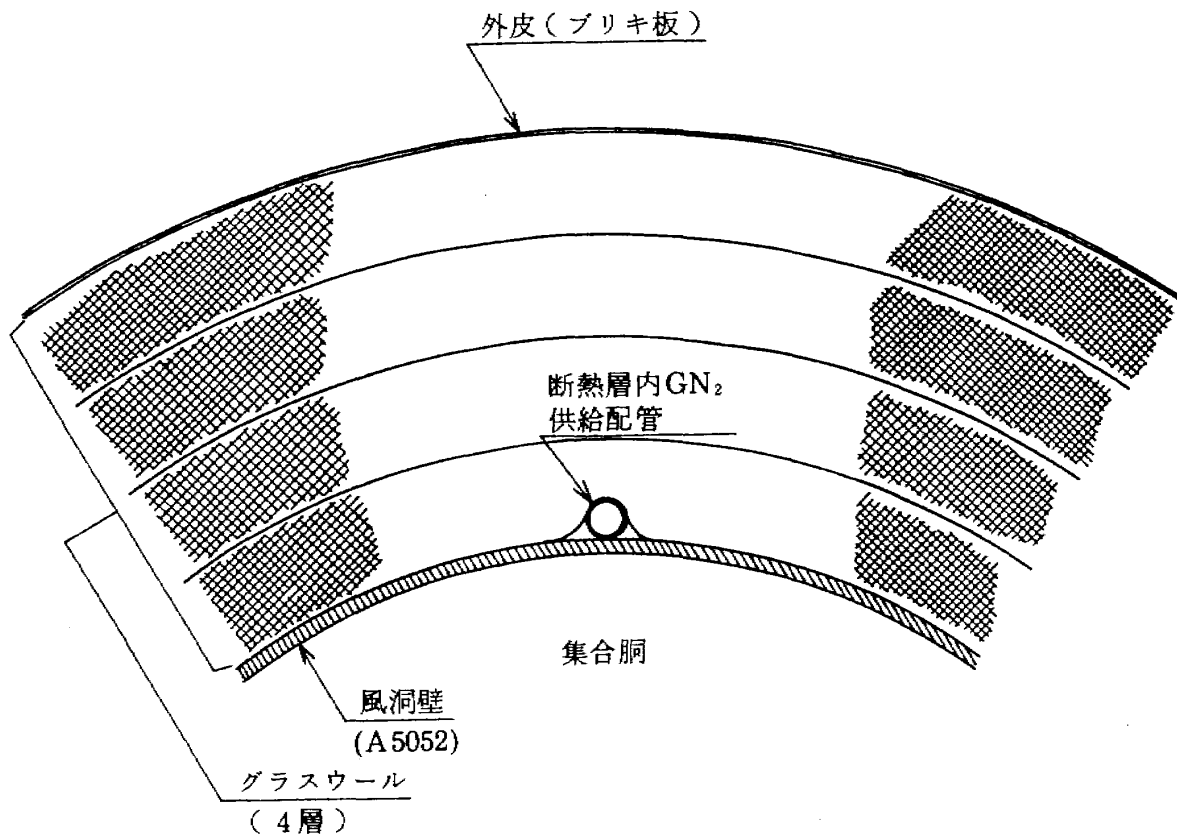


図 5.2 航技研低温風洞外部断熱法断面図

25mmで、全体で約100mmになるようにした。図5.2，5.3参照。グラスウールは濡れると断熱性能が著しく低下するので、グラスウール中に含まれている水蒸気が風洞の低温化の初期の段階で結露するのを防ぐ為に、低温風洞の運転の初期の段階で室温程度の乾燥した窒素ガスを断熱層内に送るようにしている。乾燥した窒素ガスを断熱層内に送り込む場

所は低温風洞が最も冷えると考えられる縮流胴出口付近と、第1拡散胴入り口付近の風路外壁部の上下に計四箇所とした。断熱層内に送られた窒素ガスは断熱層外側の板金製の覆いによって、実験室内には漏れずに、第3屈曲胴上流部分に設けられた排気用の配管から屋外に導かれている。図5.4，5.5参照。

断熱層内部を乾燥窒素ガスで満たすのは、グラス

ウール内部での結露を防ぐばかりではなく、更に重要な目的がある。もし仮に、グラスウール内部に空気が満たされていたとすると空気中に含まれている約 20 % の酸素は低温風洞の壁の温度が -183°C 付近になると液化し始める。低温風洞の最低総温は約 -182°C であるから断熱用のグラスウール内部に含まれている酸素が液化する可能性が十分にある。また、低温風洞の運転が未熟な間は、液体窒素を風洞内部に溜めてしまう可能性が強い。この場合には、風洞の外壁の温度は約 -196°C にまで下がることに

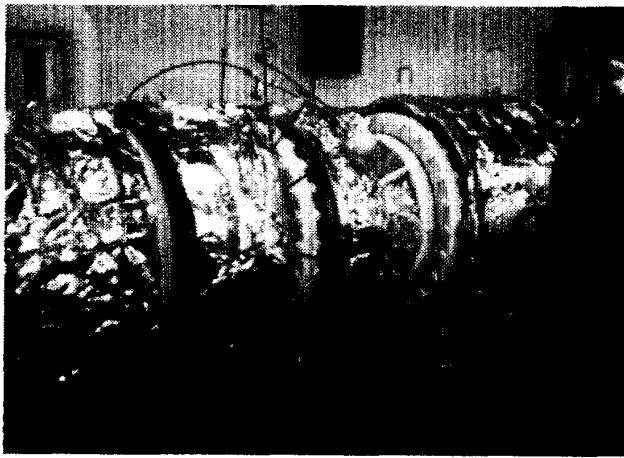


図 5.3 航技研低温風洞の冷やし込み試験

なる。こうした状況の下で断熱層内の酸素の液化が進み、なんらかの原因で爆発を引き起こす危険が考えられるので、断熱層の内部には低温風洞の運転時には常に窒素ガスを満たしておくように、特別の操作をすることにした。この操作の結果、断層内の酸素濃度は約 1 % 以下になっている。

このようにして断熱された航技研低温風洞の断熱性能を調べた結果を以下に述べることにする。

図 5.6 は集合胴の上部の断熱層内の温度分布である。約 70 分後には断熱層内の温度勾配は約 5143 K/m となっていて、断熱層を通して風路内の気流に与えられる熱流束は約 2.5 kW 程度になる。但し、この部分は断熱が他の部分に較べて比較的良い場所での結果であって、風洞本体の脚部付近は脚が断熱層を横切って外に直接出ており、熱侵入は更に大きいと考えられる。図 5.7 は風洞集合胴の温度と圧力がそれぞれ、 -135°C と 190 kPa のときの風洞各部の壁の外側の温度を示したものである。図から分かるように、第 3 屈曲胴上流部と集合胴部とプレナム室の三箇所では、風路の上と下とで 10 度以上の違いが存在している。この三箇所は共に風洞の脚部のある所である。このことから、この温度差の原因は

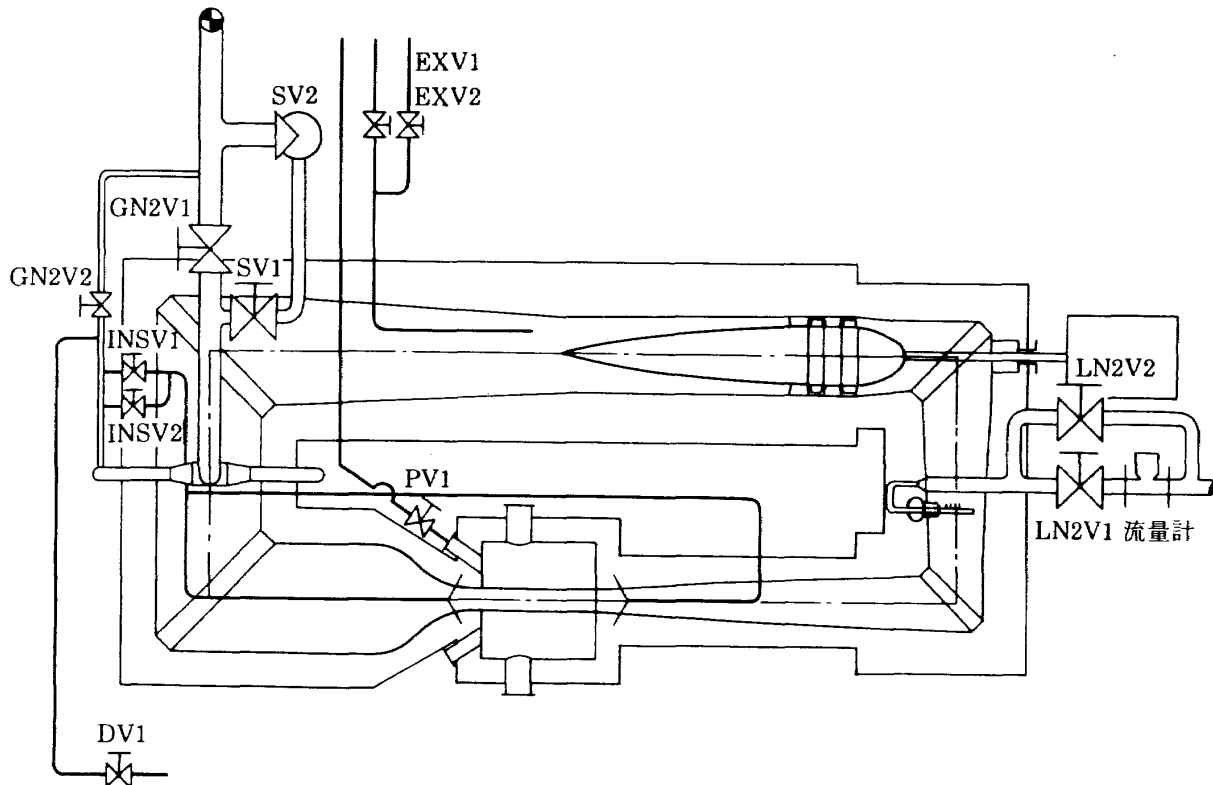


図 5.4 断熱層内への窒素ガス搬送配管図

風洞の脚部からの熱侵入と考えられる。他に第1屈曲胴上流部と送風機部にも風洞の脚が取り付けられている。送風機部は液体窒素の噴射部分のすぐ下流にあり、この部分の風路では下側の壁の方が上側の壁よりもよく冷やされる。また、第1屈曲胴上流部では内部の気流の流速が大きく、壁と気体との間の熱伝達係数が他の所よりも大きくなっていて、風路の上と下の壁であまり温度差が生じなかったと考えられる。

風路壁と風路内部の気流との間の熱伝達係数が風

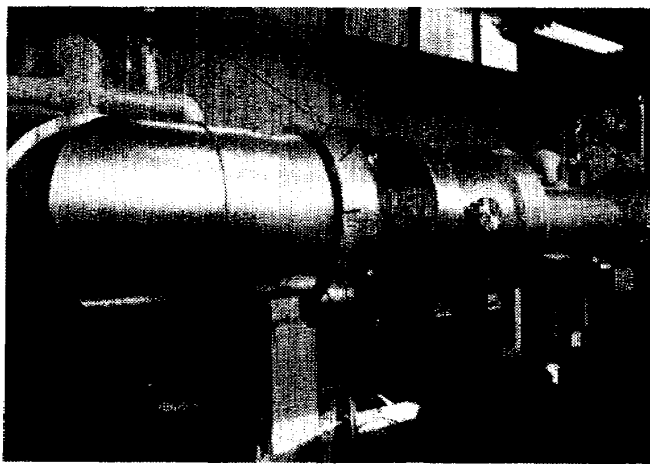


図 5.5 断熱層を板金で覆った航技研低温風洞
 (抽気室に観測筒が取り付けられていない)

洞の上側の壁と下側の壁とで同じであると仮定すると、図 5.7 の各部の温度から計算して、風路の下側の壁から風洞内部の気流への単位時間当たりの侵入

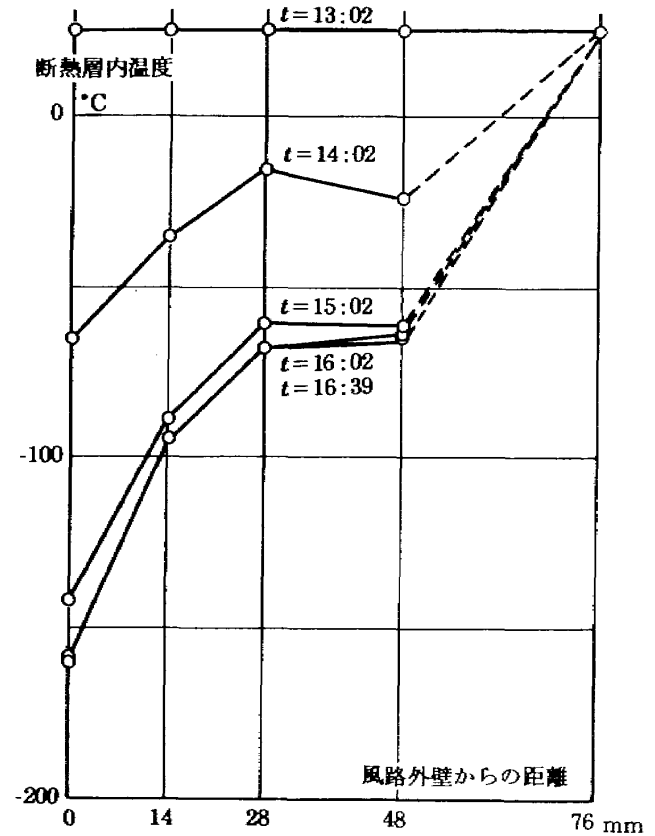
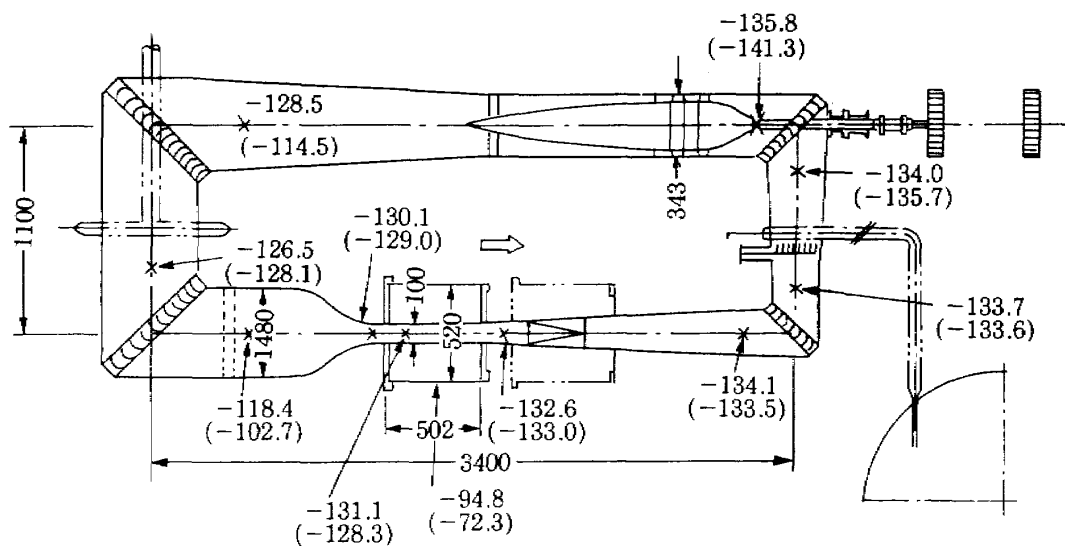


図 5.6 集合胴上部の断熱層温度分布

$$T_0 = -135.1^\circ\text{C}, P_0 \approx 190\text{kPa}$$



×印：温度測定位置（風洞壁外側）
 （ ）なし温度表示：風洞壁上部
 （ ）内温度表示：風洞壁下部
 単位は °C

図 5.7 風路各点での外壁の温度

熱の量は風路の上側の壁から気流への量の約2倍になっていると考えられる。航技研低温風洞の脚と風洞本体との接続部分は合計して約 1m^2 ある。脚部からの侵入熱を風洞内部の気流に伝える部分の広さは少なくとも脚と風路壁との接触部分の両側に接触部分と同じ広さ程度は広がっていると推定できる。その根拠は壁の温度を測定するセンサーを貼り付けた場所が頂度脚部から脚の幅程度離れた所であったことにある。当風洞の全表面積は約 12m^2 であるから、脚部からの単位時間当たりの侵入熱の量は風洞全体を包んでいる断熱層を通しての侵入熱の量の約25%程度になっていると考えられる。

図5.8は風洞駆動用の電動機への動力と、風洞へ注入している液体窒素の流量から求めた液体窒素による吸収熱エネルギー流束の二つを風洞総温に対して描いたものである。ここに描かれたケースでは総て風洞測定部での動圧とマッハ数が一定に保たれている。液体窒素による吸収熱エネルギー流束と電動機の出力動力との差が、風洞の外部から風洞内部の気体の熱侵入による気体の温度上昇を抑えるのに費やされていることになる。電動機の効率を考慮に入れると、図5.8から判断して、風洞の外部から風洞内部の気体への単位時間当たりの侵入熱の量は $6\text{kW} \sim 8\text{kW}$ 程度と考えられる。この単位時間当たりの侵入熱の量を吸収するのに必要な風洞内部に噴射する液体窒素の量は約 2.5l/min である。この量は実際の低温風洞運転の10%～20%にも相当している。このことから言っても、低温風洞の製作に当たっては、風洞内部への熱侵入を出来るだけ小さくするように設計することが重要であると言える。図5.9は航技研低温風洞に於ける風洞の外部から風洞内部の気体への単位時間当たりの侵入熱の原因別の割合を示している。

外部からの熱侵入をできるだけ抑える必要のある所は風洞の本体だけではない。低温風洞内部へ液体窒素を供給するための配管も断熱される必要がある。この配管の長さは約 13m でその内の 11m の長さ部分の配管は真空多層断熱を施した特別な管で、(図5.10参照)残りの部分の配管は厚さ 100mm のウレタンフォームで断熱されている。ウレタンフォームの断熱では、前にも述べた酸素の液化の危険を避け

るため空気の層はなるべく少なくし、外部は樹脂により完全に大気を遮蔽するように工夫した。また、ウレタンフォーム内部の気泡は一つ一つ小さな独立した気泡となっていて、ウレタンフォーム内に含まれる空気が一箇所に集まる危険はない。こうした工夫によりウレタンフォームで断熱されている部分での酸素濃度が異常に高くなる危険を避け、爆発の危

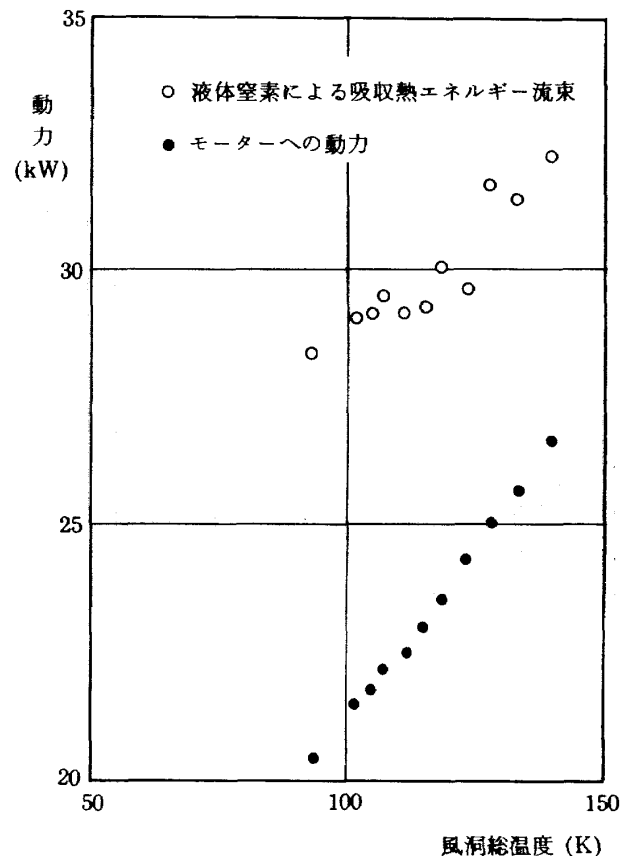


図 5.8 航技研低温風洞への熱侵入

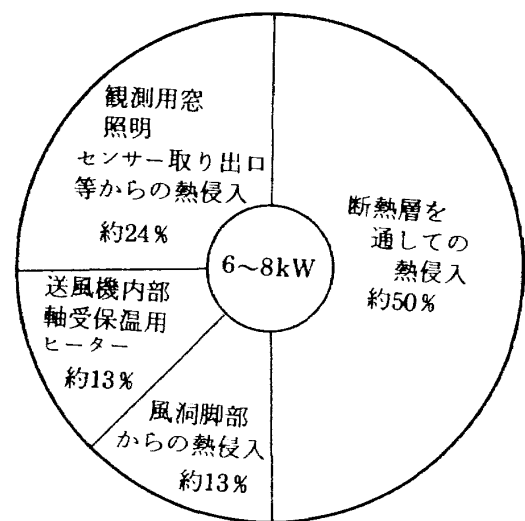


図 5.9 航技研低温風洞への送風機以外からの熱侵入の割合



図 5.10 真空断熱配管

険を極力抑えるようにしている。

この液体窒素供給用の配管を通して低温風洞に搬送される液体窒素に配管の壁を通して外部からある程度の熱が侵入すると、液体窒素流量調整用の弁と液体窒素噴射用のノズルの間の一番圧力が低い配管部分で搬送されている液体窒素が気化し、配管内の圧力を激しく変化させ、液体窒素流量調整ができなくなる。

このような状況を引き起こす外部からの熱侵入を評価すると、本低温風洞の液体窒素供給系に単位時間当たりに侵入する熱量は約 5.17 kJ/min であった。風洞の内部の圧力が 120 kPa で、液体窒素貯蔵用のタンクの圧力が約 600 kPa とすると、一番圧力が低くなる液体窒素流量調整用の弁の下流部分では約 130 kPa となる。この結果、液体窒素貯蔵用のタンク内部の 101.3 kPa で熱平衡にあった液体窒素は供給流量が約 2.7 l/min 以下だと流量調整用の弁の下流部分で液体窒素が沸騰し、流量制御ができなくなる。経験では、制御可能な最小の液体窒素供給流量は約 3.1 l/min であった。このように、低温風洞内

部へ液体窒素を供給するための配管の断熱は低温風洞の温度制御にとって極めて重要な要素である。液体窒素を配管内部で沸騰させないための工夫は、先ず第一に、液体窒素供給用の配管の断熱はできる限り入念に行うこと、そして次に、液体窒素貯蔵用のタンク内部の熱平衡にある液体窒素の温度をできる限り低くしておく事、通常は低温風洞の運転直前まで液体窒素貯蔵用のタンクの内圧を大気圧に開放しておく事、そして、液体窒素噴射用のノズルの所まで配管内の圧力をできるだけ高く維持しておく事が考えられる。

低温風洞で断熱の必要な所は外部からの熱侵入を抑える所だけではなく、逆に、低温環境に曝されては困る部分もある。その中でも最も重要な所が送風機の軸受け部で、特に低温風洞内部に設置されている内部軸受けと呼んでいる部分である。現在のところ、常温から低温 (−196℃) まで使え、高速回転 (6000 rpm) で、且つ、高荷重に耐える軸受けは開発されていない。このため、必然的に、一般に低温用と言われている −50℃ まで保証されている軸受け

表 5.1 液体窒素供給配管への熱侵入評価

	侵入熱流束	全長	総侵入熱流束
積層断熱真空配管	12.6kJ/m・hr	11m	38.5W
ポリウレタンフォーム保冷配管	83.7kJ/m・hr	2m	46.5W
液体窒素供給配管全体		13m	85 W

を採用して、これを常温付近に維持するように保温する必要がある。

軸受けの温度を或る温度以上に保つために、むやみに過大な熱供給源（ヒーター等）を軸受け付近に取り付けると、軸受けの保温に使われた熱は最終的には風洞内の気流に与えられ、風洞の気流温度を上げ、結果的に、風洞内の気流温度を低温に保つために風路中に噴射する液体窒素の供給量を増すことになる。このため、軸受けの保温には、大容量のヒーターを取り付けるのではなく、軸受け付近の断熱を十分に行い、また、ヒーターからの熱が効率良く軸受けに流れるように設計することが重要である。この設計に失敗すると、実際の低温運転時に、軸受け保温用のヒーターを作動し続けても、軸受けの温度を所定の温度に維持し切れなくなり、最悪の場合、軸受けの焼きつけ事故を引き起こすことになる。航技研低温風洞でも、この種の事故を一度起こし、その対策に、約3か月を要した。

内部軸受けの改修前は、低温運転時に800Wのヒーターを連続作動させても、軸受け温度の降下が観測されていた。このことは、軸受け付近の熱吸収源の大きさは800W以上あったことを意味している。この原因としては、図5.11の左側の図のように、ヒーターから発生した熱が内部軸受けの方にはあまり多く流れずに、静翼等の大きな熱吸収源の方へ流れたことが考えられる。このため、内部軸受けの保温対策としては、ヒーターから発生する熱が軸受け以外の方へ流れるのを極力妨げるように、軸受け周りを再設計した。図5.11の右側の図が改修後の軸受け周りの保温対策である。改修点は、主な熱吸収源と考えられている静翼を取り付けているディスクと軸受けを固定する箱の部分との接触部分を出来るだけ小さくし、軸受けを固定する箱の両側に断熱層とヒーターを設けたことである。このことにより、

改修前に比べて、ヒーターで発生した熱は効果的に軸受けの方に流れる。また、軸受け付近で、軸に沿った流れが存在する可能性もあり、その流れを遮る為にラビリンスを軸受け抑え付近に設けてある。こうした保温対策の結果、低温運転時でも内部軸受けの温度は常に20℃付近の値に保たれているようになった。

また、送風機にとってはヒーターの入れ忘れは極めて危険なことで、内部軸受けの焼き付け等、致命的な事故に繋がる。このため、送風機用の電動機の起動準備ができると同時に、内部軸受けの温度制御が始まるようにしてある。

内部軸受けの温度をより正確に知るために、改修前に取りつけてあった熱電対温度センサー（T44）の他に、新にもう一つの温度センサー（T7）を取りつけた（図5.11右図参照）。軸受けの温度を測定するための二つのセンサーからの出力を図に示したものが図5.12である。T44とT7の示す温度はほぼ同じであり、どちらのセンサーを軸受けの温度制御に使ってもよいことがわかった。図5.12から、ヒーター切りの状態の最後の時点では、軸受けの温度は一定の温度降下状態に入っていて、ヒーター入りの状態の最後の時点では、軸受けの温度は一定の温度上昇状態に入っていると仮定して、単純な熱収支の計算を行うと、

$$C\dot{T} = Q(M, P_0, T_0) + 1.3 \times 10^3,$$

：ヒーター入の状態

$$C\dot{T} = Q(M, P_0, T_0),$$

：ヒーター切の状態

$$\dot{T} = 0.2 \text{ K/sec},$$

：ヒーター入の状態

$$\dot{T} = -0.17 \text{ K/sec},$$

：ヒーター切の状態

となり、見掛けの熱吸収源の大きさは約600W、軸

受けの見掛けの熱容量は 3500 J/K と推定された。ここで、 C は軸受けの熱容量、 Q は軸受け部の見掛けの熱吸収源の大きさを表わしている。

この評価法が正しいとすると、改修後の保温性能は、改修前に比べて、約 200 W 以上もの性能向上を果たしたことになる。更に低い温度での低温運転では、軸受けの温度は図 5.13 のような変化をし、熱吸収源の大きさは約 700 W になっていることがわか

る。図 5.11 右図の中の 2 つのヒーターは並列に接続されていて、図 5.13 の状態で突然、大きい方の 800 W のヒーターが断線しても、少なくとも、18 分以上は軸受けの温度を -50°C 以上に保てるので、この間に、液体窒素の供給を止め、すぐに昇温運転に入れば風洞の気流温度を -50°C 以上にまで上げることができる。風洞気流温度の上昇に伴って、熱吸収源の大きさも小さくなるので、こうした突然の

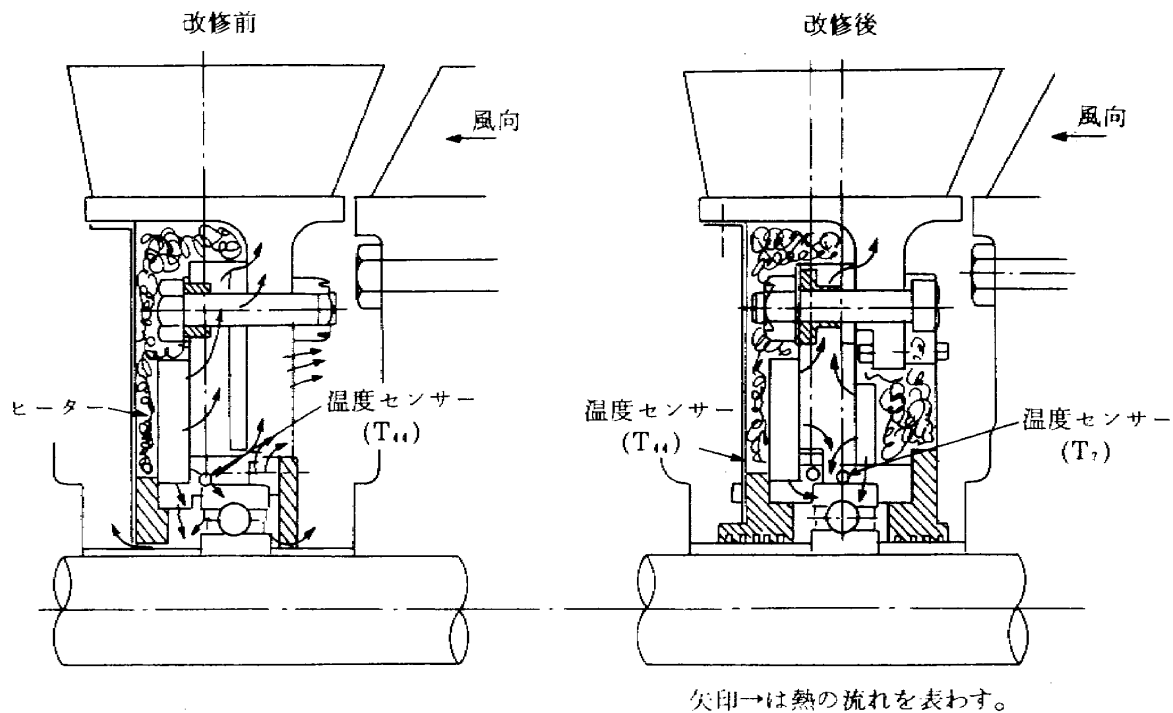


図 5.11 航技研低温風洞送風機内部軸受け保温機構

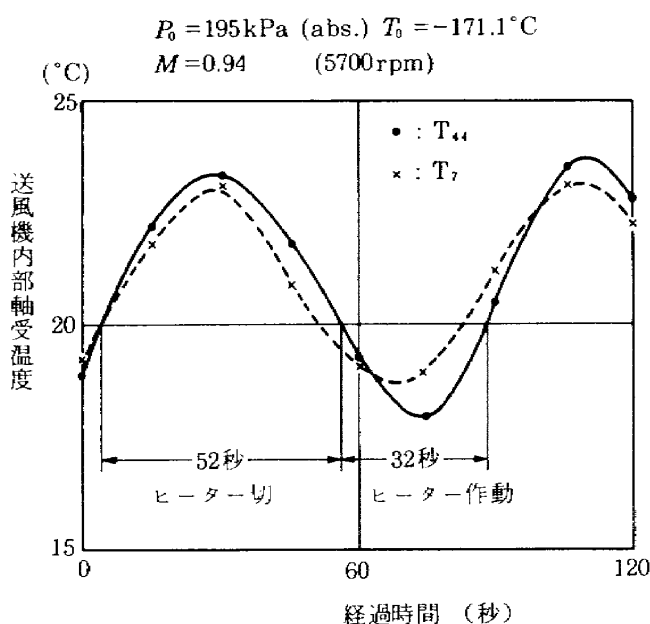


図 5.12 内部軸受け測定温度変化

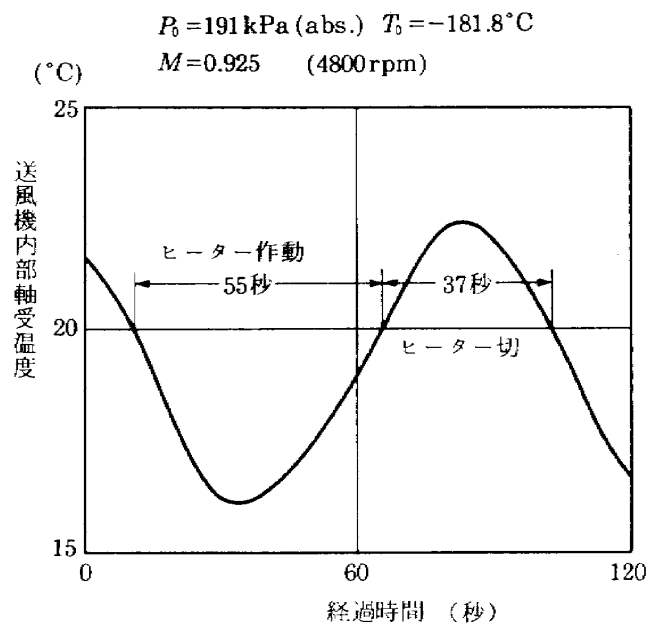


図 5.13 内部軸受け測定温度変化



図 5.14 窒素ガス排気系配管断熱



図 5.16 航技研低温風洞断熱工事後の断熱層外部に付いた霜



図 5.15 窒素ガス排気用煙突

ヒーターの断線でも、改修後の軸受け保温装置は安全に作動するといえる。

以上述べた部分の他に、窒素ガス排気系の配管の内、実験室内部に位置する配管は厚さ 100mm のグラスウールを巻いて断熱が施されている（図 5.14 参照）。低温風洞の排気窒素ガスはそのまま屋外に煙突を通して排気されているので、排気窒素ガスを低温に保温しておく必要はない（図 5.15 参照）。しかしながら、低温風洞運転中に窒素ガス排気系の配管には多量の霜が付き、この配管が常温に戻ると

き運転中に付いた多量の霜が融て、実験室内部を濡らすことになる。実際、4 時間以上にわたる低温風洞の運転の後では、低温風洞の脚部や、断熱層を覆っている板金の下部付近に付着した霜が融て、実験室の床が幾分濡れるようになっている（図 5.16 参照）。

6. 熱収縮への対応

本風洞は外部断熱方式を採用しているため風洞を構成する各金属部分は直接低温の窒素ガスと触れ、常温から低温まで大きな温度変化を受ける。これに伴い各金属部分は大きな熱収縮を起こす。この熱収縮をうまく逃げないと大きな熱応力が発生し破壊に至る。従って、熱収縮に対する対策は非常に重要である。

NASA ラングレー研究所の 0.3 m × 0.3 m 遷音速低温風洞は縦置きとなっているが、本風洞はあえて横置きとし水平面及び鉛直方向の熱収縮に配慮する。

まず水平面では図 6.1 に示すように脚配置が

長手方向 2277 mm

横手方向 1100 mm

である。風洞本体はアルミニウム (A5052) を用い、その熱収縮は 293 ~ 80 K で

$$\frac{L_{293} - L_{80}}{L_{293}} = 39.1 \times 10^{-4}$$

であるから、³¹⁾各収縮は

長手方向 8.9 mm

横手方向 4.3 mm

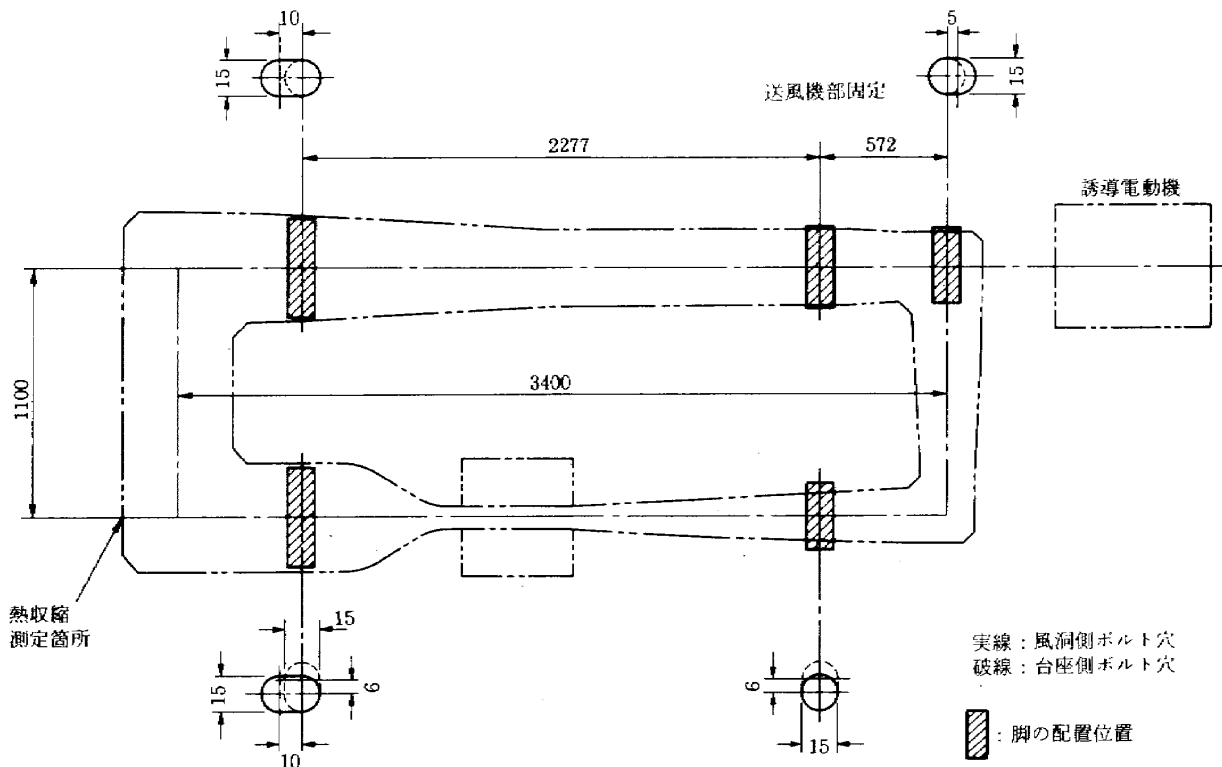


図 6.1 脚の配置とボルト穴

となる。第 2 章で述べたように風洞本体は 5 箇所の脚でテフロン板を介して台座に支持され、このうち送風機部の脚が固定で他 4 箇所は脚部のボルト穴を長穴にして上記の収縮を可能にしている。テフロン板は熱収縮による脚の動きを滑らかにすると脚から台座へ熱が直接伝わるのを防ぐことをねらっている。

図 6.2 は第 4 屈曲胴における長手方向の熱収縮測定結果である。300～90 K で 11 mm 収縮している。これを脚の間の距離に換算すると 8.2 mm となり上記の設計値に近い。

鉛直方向では風洞胴体への脚取付けは断面水平中心軸で取付ける方法²⁸⁾が望ましい。この方法では熱収縮が起きても常に風洞中心軸が同一水平面内にある。本来ならばこの方法を採用すべきであるが、ここでは単純に脚を直接風洞胴体へ溶接した。また各脚は長さが異なっているため熱収縮した場合、風洞中心軸が同一水平面からずれる可能性があるが、現在、これは放置している。

電動機据付けの際、送風機軸（風洞側）が常温時より低温運転時に約 1 mm 低くなると予想し、予め電動機軸が 0.5 mm 低くなるように据付けた。実際、

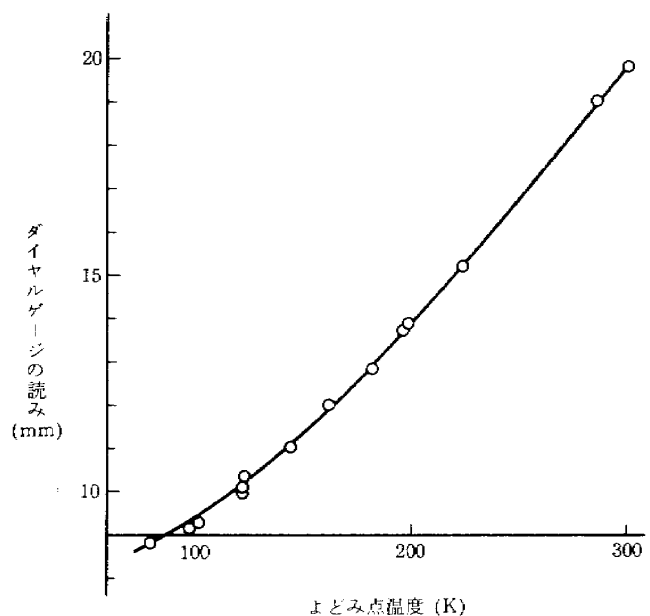


図 6.2 熱収縮の測定

気流よみ点温度 - 170 °C の低温運転時、送風機軸の沈下を測定すると 1.07 mm であった。つまり低温運転時には常温時とは逆に送風機軸が電動機軸よりも 0.5 mm 程度低くなる。たわみ軸継手は 0.5 mm 偏心し 127 mm 離れたフランジ間を連結するが、これは角度にして 0.23° であってこの軸継手の許容範囲

(1°)内である。

次に、風洞壁の温度が不均一に変化する場合に生ずる応力について考える。具体的には、風洞を冷却する際、注入された液体窒素が完全に気化せず、一部が液体のまま風洞のどこか、例えば、液体窒素注入場所の下流近くにたまる場合である。

この時、胴体内、外面の温度分布をフーリエ展開して次式で表わせる。

$$\left. \begin{aligned} T_{in} &= B_0 + B_{11} \cos \theta + \cdots + B_{21} \sin \theta + \cdots \\ T_{out} &= B'_0 + B'_{11} \cos \theta + \cdots + B'_{21} \sin \theta + \cdots \end{aligned} \right\} \quad (6.1)$$

風洞胴体を肉厚の薄い無限に長い円筒殻と考えると、周囲方向の応力は^{32),33)}

$$\sigma_\theta = \pm \frac{1}{2} \frac{E\alpha}{(1-\nu)} \left[B_0 - B'_0 + (B_{11} - B'_{11}) \cos \theta + (B_{21} - B'_{21}) \sin \theta \right] \quad (6.2)$$

ここで+は胴体外面側を表わす。

軸方向の応力は

$$\begin{aligned} \sigma_x &= E\alpha \left[-\frac{1}{2} (T_{in} + T_{out}) \pm \frac{1}{2} (T_{in} - T_{out}) \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2} (B_0 + B'_0) \right] \pm \frac{E\alpha\nu}{2(1-\nu)} \\ &\quad \times \left[(B_0 - B'_0) + (B_{11} - B'_{11}) \cos \theta + (B_{21} - B'_{21}) \sin \theta \right] \end{aligned} \quad (6.3)$$

ここで+は胴体内面側を表わす。

種々の内、外面温度分布にたいし、上式から応力を計算できる。しかし、パラメータが多すぎるのでここでは特殊な場合について応力を求める。(6.2), (6.3)式からもわかるように内外面の温度差が応力の大きさに強い影響を与える。

そこで次の場合を考える。

1. 外面の温度分布は均一とする。
2. 内面の温度は $\theta = 0^\circ$ において外面と最大の温度差 T_m をもち、 $\theta = 180^\circ$ において温度差なしとする (図 6.3 参照)。すなわち

$$\left. \begin{aligned} T_{in} &= T_{out} - \frac{1}{2} T_m (1 + \cos \theta) \\ T_{out} &= B'_0 \end{aligned} \right\} \quad (6.4)$$

(6.4) 式を (6.2), (6.3) 式に代入し、整理すると、

$$\sigma_\theta = \mp \frac{E\alpha}{4(1-\nu)} T_m (1 + \cos \theta) \quad (6.5)$$

$$\sigma_x = \left\{ \begin{aligned} &-\frac{E\alpha}{4} T_m + \frac{E\alpha\nu}{4(1-\nu)} T_m (1 + \cos \theta), \\ &\frac{E\alpha}{4} T_m (1 + 2\cos \theta) \\ &-\frac{E\alpha\nu}{4(1-\nu)} T_m (1 + \cos \theta) \end{aligned} \right\} \quad (6.6)$$

この場合、周囲方向応力、軸方向応力とも $\theta = 0$ の

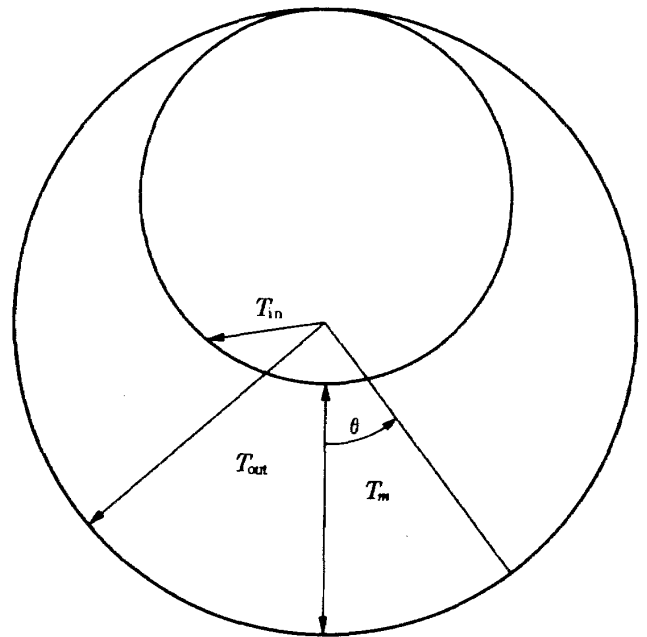


図 6.3 薄肉管内外の温度分布

最大応力 (σ_θ , 内外面 σ_x)

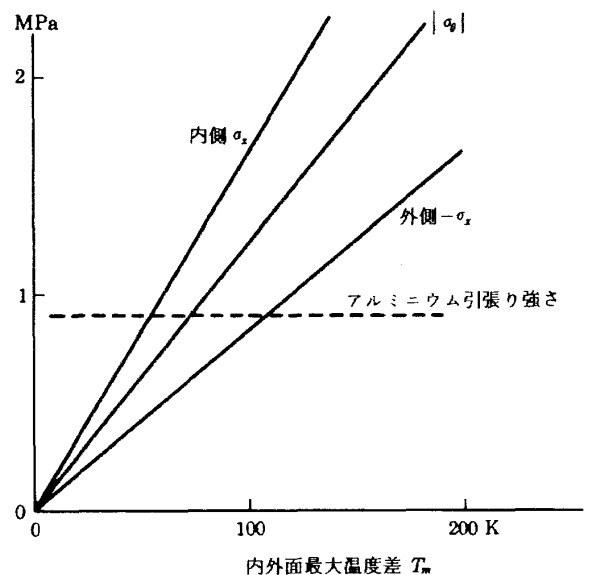


図 6.4 内外面温度差による最大応力

時に最大値をとり、それらは

$$\sigma_{\theta, max} = \pm \frac{E\alpha}{2(1-\nu)} T_m \quad (6.7)$$

$$\sigma_{x, max} = \left\{ \begin{array}{l} -\frac{E\alpha}{4} \left(\frac{1+\nu}{1-\nu} \right) T_m \text{ (外側)} \\ \frac{E\alpha}{4} \left(\frac{3-\nu}{1-\nu} \right) T_m \text{ (内側)} \end{array} \right\} \quad (6.8)$$

図 6.4 は種々の最大温度差に対する応力の最大値を示す ($E = 7.03 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$, $\nu = 0.345$, $\alpha = 23 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$)。これからわかるように、最大温度差がおおきいと非常に大きい応力が発生し、場合によっては破壊する可能性がある。液体窒素がたまるときは実際には薄肉構造であるから内外面ともほとんど同時に冷え、温度差はここでの計算の場合より小さい側に移行すると考えられる。しかし、風洞冷却時に液体窒素がたまるとなことは極力避けねばならない。

7. 送風機及び駆動装置

本低温風洞の定格運転時の送風機直上流での流量は、その時の液体窒素供給流量を 0.31 kg/sec (22.7 l/min) とすると、 3.6 kg/sec となる。1 章で既に述べたように、送風機直上流と直下流での総圧の比を 1.14 と定めたので、これに要する仕事は約 46 kW である。これに 2 割り程度の余裕をみたため、当低温風洞の送風機を駆動するのに必要な電動機の出力を 55 kW とした。送風機の回転速度の安定は測定部のマッハ数の安定にとって極めて重要な要素の一つであるから、送風機駆動用の電動機の回転速度は負荷の変化によらず安定している必要がある。更にまた、測定部のマッハ数を 0.4 から 1.0 まで連続的に変化させるには、広い範囲にわたって電動機の回転速度制御が不可欠となる。こうした要求を十分な精度で満たす電動機としては速度制御性に優れた同期電動機が最も相応しいが、先にも述べたように、本低温風洞建設の主要目的は低温風洞の設計法、運転法を先ず研究する事にあり、精度のよい風洞試験結果を得ることはその後の研究課題とした。このため、廉価で比較的回転速度の制御性が良いカゴ型誘導電

表 7.1 航技研低温風洞電動機及び制御装置諸元

電 動 機	
定格：連続	出力 : 55 kW
電圧：210 V	電流 : 190 A
相数：3 相	周波数：100 Hz
極数：2 P	
回転速度制御範囲：600 ～ 6000 rpm (同期)	

速度制御装置

出力

呼称出力容量	: 55 kW
最大連続出力電流	: 230 A
負荷変動中	: 10 ～ 100 %

制御

主回路方式	: 3 相トランジスタ・インバータ
制御方式	: APX 制御方式
定格出力電圧	: 3 相 210 V
速度制御範囲	: 1 : 10 (10 ～ 100 Hz)
周波数精度	: $\pm 0.5 \%$ 以内

動機と、可変周波数電源装置の組み合わせ方式を採用することとした。この方式は回転速度の範囲が 1 : 10 まで使用でき、0.5 % 程度の回転速度制御精度が得られるため、風洞の広範なマッハ数制御はほぼ満足できるものと思われる。この制御装置と籠型三相誘導電動機の性能は表 7.1 にまとめて上げてある。

送風機は所定の圧力比と流量を得ることのできる物として、軸流式の送風機を製作することにした。その理由は、将来大型の低温風洞を作る場合には送風機は軸流式になるから、軸流式の送風機の低温風洞への取り付け方、内部軸受けの保温法の研究によって貴重な情報を与えてくれるものと考えたからである。但し、送風機を設置する第二屈曲胴の直下流は流路の直径が約 0.34 m と極めて小さく、必要な圧力比を得ようとすると送風機の回転速度が極めて高くならざるを得ない。このため、送風機は 2 段の軸流式として、送風機回転速度をなるべく低く抑えた。設計では送風機回転速度が 4800 rpm で所定の性能が

得られるように設計、製作された。表 7.2 に送風機性能の諸元を示す。

低温環境下での送風機性能試験に先だって、室温で送風機の性能を調べた。この試験では風洞の風路は循環式とはしないで、風路の第一屈曲胴と第二拡散胴を取り外して、送風機は第二屈曲胴入り口から大気を吸い込み、吸い込んだ空気を第一拡散胴の出口から大気中に放出して送風機の性能試験を行った。流路の絞りは第一拡散胴の出口に絞り板を取りつけて行った。図 7.1 の○印が実験で得られた点である。この結果、送風機性能が全く温度に影響されない条件の下では送風機回転速度が 5400rpm で所定の性能を満たすであろうという結論に達した。設計で与えた 4800rpm とは約 600rpm も違うが、これは設計の時点での動翼の翼型が製作上の誤差で幾分異なり、この結果、実験値と設計値とで 600rpm も違ったものとなったと判断した。図 7.2 参照。しかし、送風機回転速度の最高値は 5700rpm にしてあったので、この送風機でも問題は無いとした。

航技研低温風洞では低温運転中は風洞の総圧と、総圧を大幅に変化させることが出来るので、風洞全体のシステムになってからでも、送風機直上流での総圧を測定すると、送風機性能の概要について把握できる。図 7.1 中の×印は送風機直上流に設けた総圧管を使って、風洞の風路を元の循環式のままで、送風機性能を推定した結果である。○印と×印の推定送風機性能の結果は一致していない。図中の×印の送風機性能からは、全圧比 1.14 を出すことのできる送風機回転速度は約 5600rpm と推定される。実際に、全圧比 1.14 を出した送風機回転速度は約 5500rpm であった。このことから、図中の×印の送風機性能がより実際の送風機性能に近いものと推定される。送風機性能を表わす図中の×印が一本の曲線に載らないのは、風洞の内圧、総温にも、送風機性能が影響されているためと考えられる。

図 7.3、7.4 は航技研低温風洞の実際に測定して得られた風路抵抗を示したものである。正確には、航技研低温風洞の集合胴から送風機直上流まで風洞作動流体が流れる間に、流れの総圧が減少する。この変化する総圧の中で、集合胴総圧と送風機直上流での総圧との比を、測定部一様流マッハ数に対して、

表 7.2 航技研低温風洞の送風機諸元

型式：横置き 2 段軸流型

後置静翼、動翼固定ピッチ方式

最大風量：1.32m/sec

設計入口圧力：180kPa

総圧上昇：25kPa

口径：343mm

回転速度：600～5700rpm

吸い込みガス最低温度：-196℃

動翼：12 枚

静翼：1 段目 1 列

2 段目 1 列

材質

ケーシング：アルミニウム合金 (A5052)

シャフト：ステンレス鋼 (SUS304)

翼車：アルミニウム合金 (A5052 及び A5056)

動翼：アルミニウム鋳物 (AC4C-T6)

静翼：アルミニウム合金 (A5052)

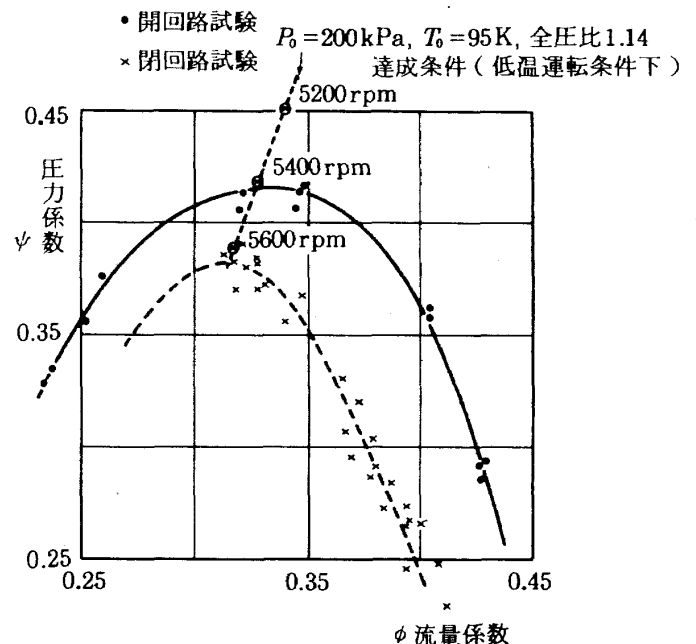


図 7.1 航技研低温風洞送風機性能

描いたものである。この比が大きいとその間の風路抵抗が大きく、逆に、総圧の比が小さいとその間の風路抵抗が小さいことになる。

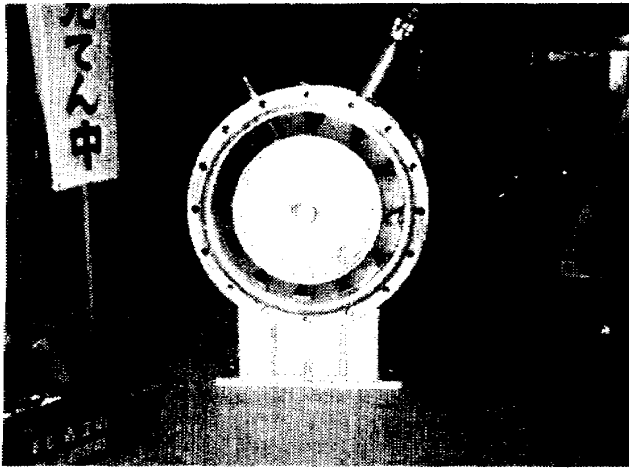
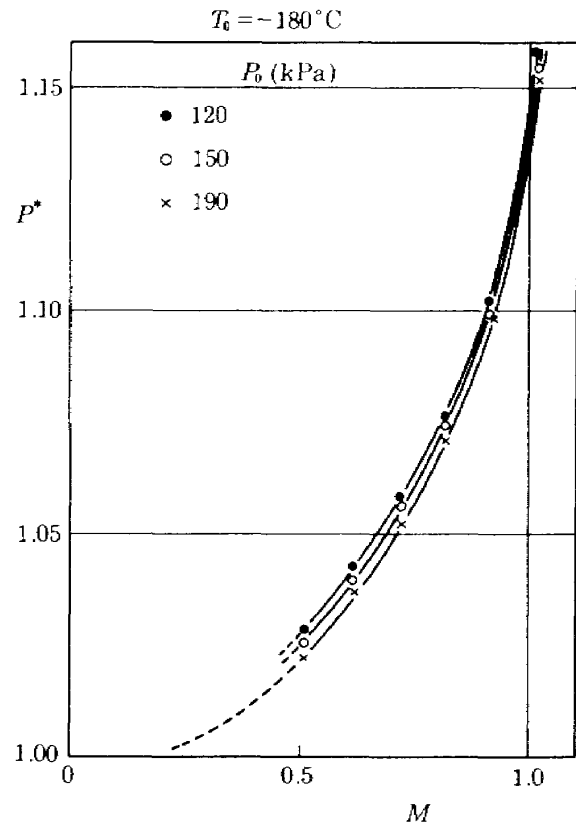
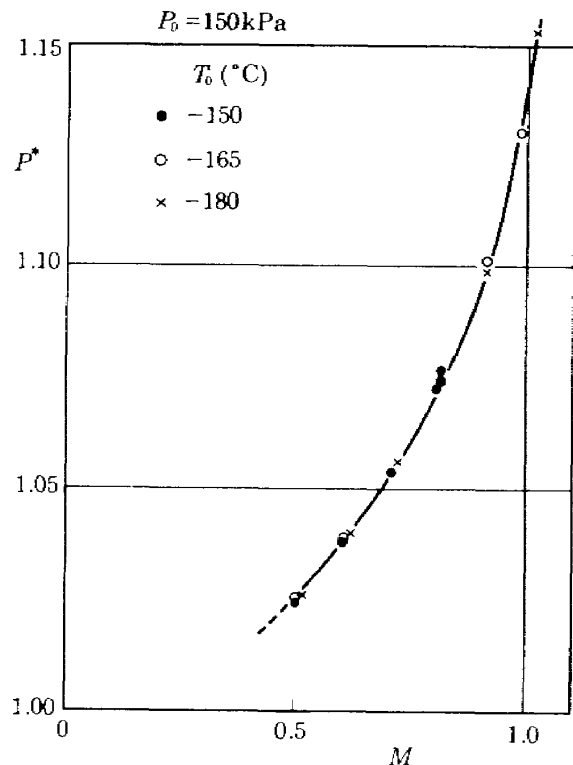


図 7.2 送風機動翼（下流側から見る）

図 7.3 から分かるように、風洞総圧が一定のときは、風洞総圧の変化に対して、風路抵抗が変化していることが分かる。一方、図 7.4 からは、風洞総圧が一定のときは、風洞総温の変化に対して、風路抵抗は殆ど変化していない。航技研低温風洞の設計では送風機の全圧比が 1.14 の時、測定部のマッハ数が 1.0 になるように、又、風路抵抗を小さくするように風路を設計したが、設計通りに風路は出来ているということも分かる。

航技研低温風洞の送風機軸を支える軸受けは風洞内部に設置されている内部軸受けと、風洞の外壁に取り付けられている外部軸受けの二つから成っている。内部軸受けの保温対策に就ては既に 5 章で詳しく説明してあるのでここでは省くことにする。外部軸受けの設置されている場所は、第 2 屈曲胴の外壁で、軸受け本体は外壁から約 200mm 外に出た所に取り付けられている。このため、後に説明する送風機軸が幾分振動しやすくなったものと考えられる。しかしながら外部軸受けが低温環境下に曝されずに済むので、保温対策が不要となった。一方、風洞内部の圧力は最大 300kPa 迄上がる可能性があり、実験室内の圧力との間には 200kPa の圧力差を生じることになる。この結果、外部軸受けの部分には軸封装置を取りつける必要があった。圧力差が小さいので、航技研低温風洞の軸封装置としてはテフロンオイルシールを採用した。

航技研低温風洞の送風機回転部は図 7.5 の様になっている。外部軸受けと内部軸受けの部分が完全に剛に支持されていて、送風機の動翼等のバランスが

図 7.3 航技研低温風洞風路抵抗
(総圧変化、総温一定)図 7.4 航技研低温風洞風路抵抗
(総温変化、総圧一定)

完全にできていれば、この送風機の回転速度の上限は 6000rpm 以上になっている。しかし、先にも述べたように、外部軸受けは剛な支持をしているとは考えられず、また、内部軸受けも低温用の軸受けを使用して、常温用の物よりもかなり大きい隙間が初めから与えられている。このため、実際の送風機の回転振動の試験では、最高回転速度 6000rpm よりもかなり低い回転速度で或る程度大きい振動が観察された。このため、航技研低温風洞を設置後に送風機のバランスを再度取り直した。この最終バランス

をした後の試験結果が図 7.6 である。試験は、常温で行われ、振動を測定した場所は外部軸受けの外側の部分である。回転速度 2800rpm で振動による加速度に最初の極値が現われ、その後振動は収まり、4500rpm 付近から再び振動が激しくなっていく、5500rpm で 30μ 程度に迄達している。JIS 規格では、この量は許容できる振動の範囲に入っているの、航技研低温風洞の長時間の送風機回転速度の上限は 5500rpm とした (JIS B8330 参照)。

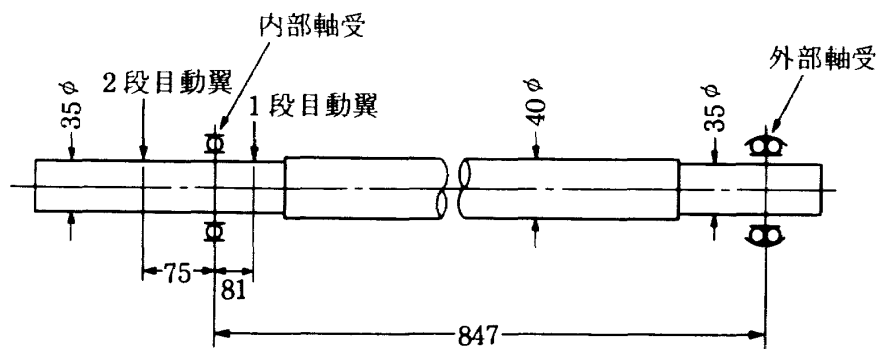


図 7.5 航技研低温風洞送風機軸支持系

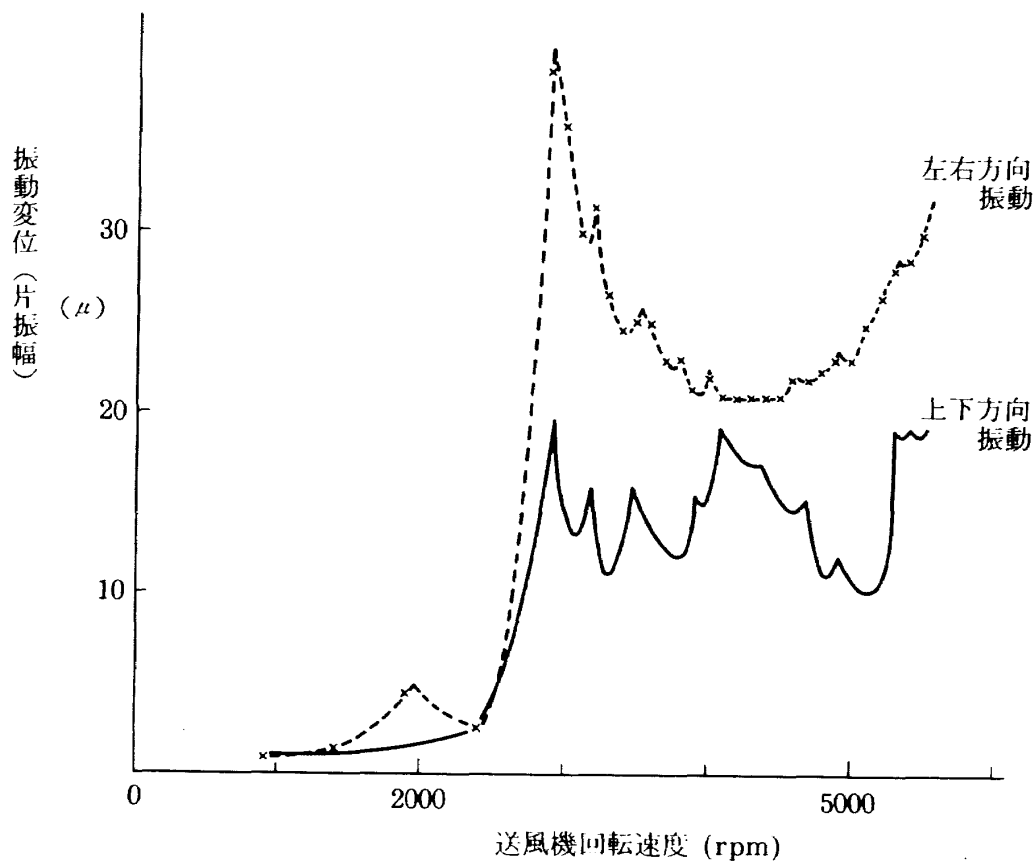


図 7.6 航技研低温風洞軸振動試験結果

8. 計測装置

8.1 概要

本計測系の概要を図 8.1 に示す。低温風洞の運転では様々な物理量を計測する必要がある。まず各センサーから送られてくる電気信号をデータ集録装置に集め、ここで A/D 変換し測定量に応じたスケール演算処理を行う。送風機の回転速度は別に回転計で計測している。データ集録装置と回転計は GP-IB (General Purpose Interface Bus) で計算機につなかれ、スケール演算処理後の各データや送風機回転速度データは計算機に送られる。以下、図 8.1 に従い、各物理量の測定法及び各計測装置について述べる。

8.2 温度測定

低温風洞において温度測定は重要である。風洞内気流のよどみ点温度に始まり断熱層内温度、風洞各金属部分の温度を多数測定する必要がある。電気的温度測定法には主に抵抗温度計、熱電温度計がある。よどみ点温度は集合胴内で測定し、これには熱電温度計よりも精度が良い白金抵抗温度計を用いている。断熱層内温度、風洞各金属部分（主に風洞外壁）は最大 34 点測定し、銅-コンスタンタン型熱電対を

用いた。風洞各金属部分には風洞外壁、送風機内部軸受、外部軸受の各温度が含まれる。図 8.2 に温度測定箇所を示す。

8.3 圧力測定

低温風洞における圧力測定は常温風洞の場合と全く同じ方法で行っている。すなわち測定圧力を導管で風洞外部まで取り出し圧力変換器によって電気信号にかえる。ただし常温風洞の場合と異なるのは圧力変換器を低温度の場所もしくは風洞内に設置できない点である。圧力変換器を常温に保つ必要がある。

集合胴のスクリーン下流から風洞よどみ点圧力を、また測定部の一様流静圧として用いるために、抽気室上流側から抽気室圧力を、それぞれ圧力導管で風洞外部に取り出し、風洞外部はビニール管によって絶対圧測定用圧力変換器まで導いて各圧力を測定している。

圧力導管の取り出し法はシール部分を常温にするため風洞外壁から 100 ~ 300 mm 離す方法を用いている（図 8.3）。抵抗温度計の保護管の取り出し法も同様である。ゴム製 O リングは低温に耐えられないため、この方法が必要になるが、シール部にテフロンを用いた場合、必ずしも 100 ~ 300 mm 離す必

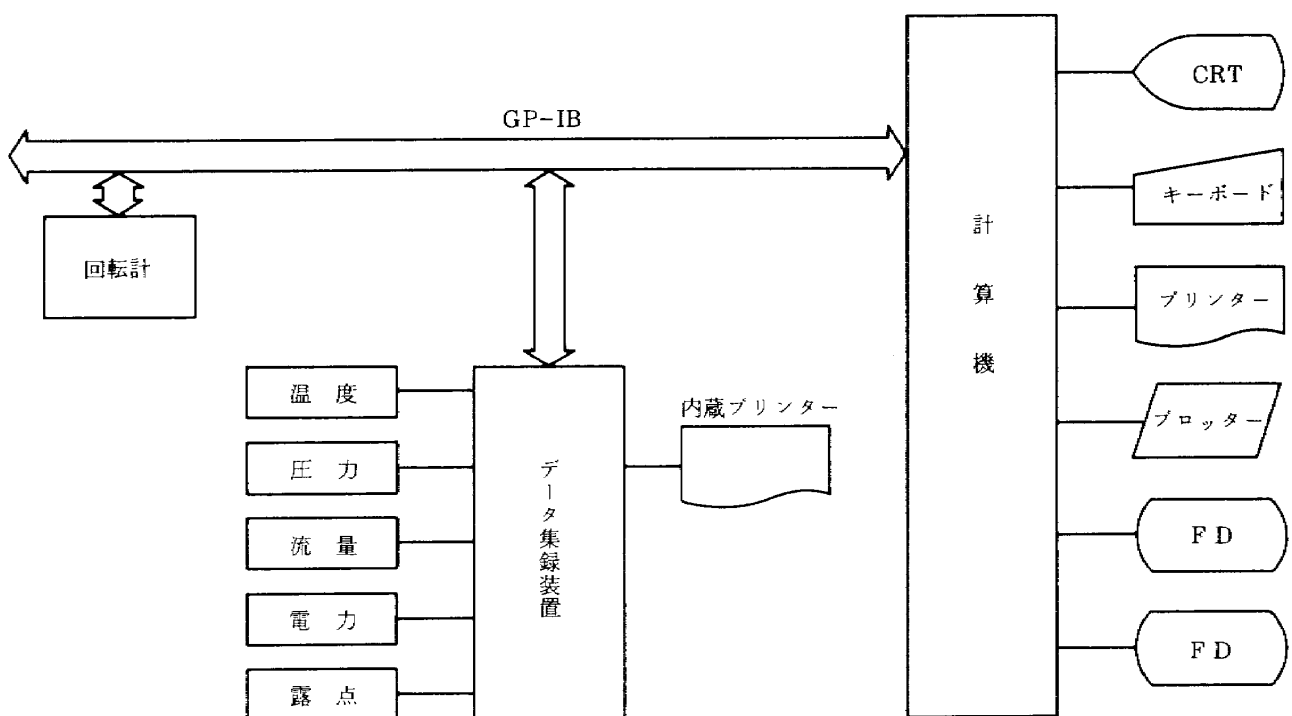
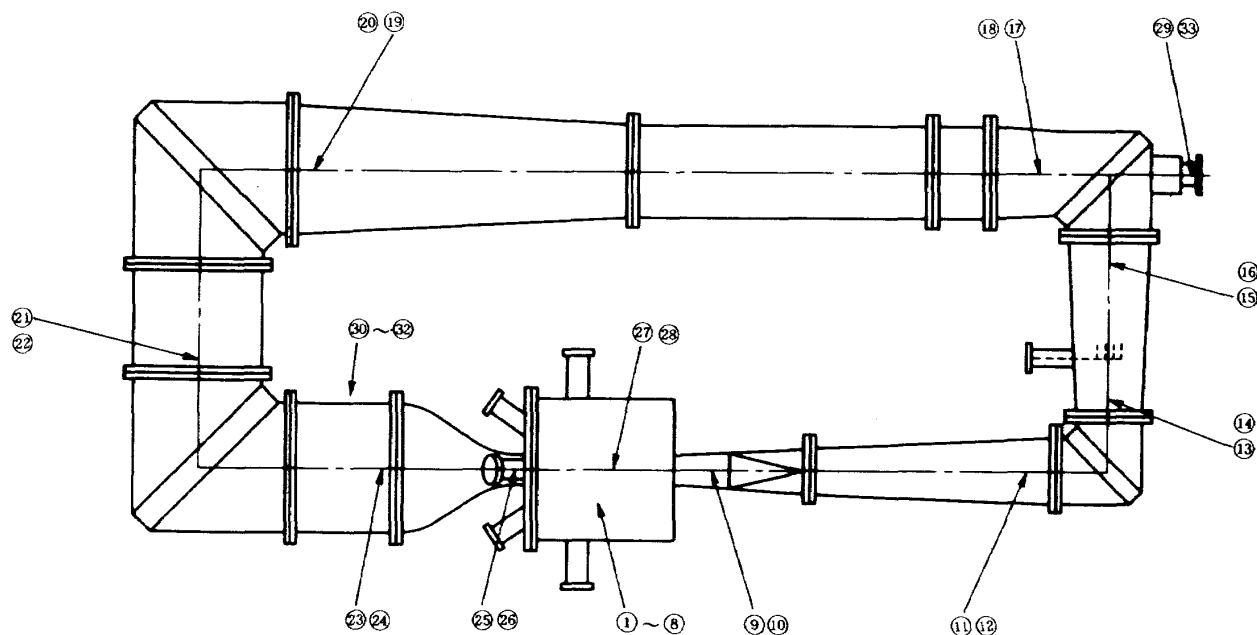


図 8.1 計測系



1	測定部側壁	12	第1拡散胴下側外壁	23	集合胴上側外壁
2	測定部側壁	13	第1屈曲胴上側外壁	24	集合胴下側外壁
3	抽気室内部	14	第1屈曲胴下側外壁	25	縮流胴上側外壁
4	抽気室内部	15	第2拡散胴上側外壁	26	縮流胴下側外壁
5	抽気室内部	16	第2拡散胴下側外壁	27	抽気室上側外壁
6	抽気室内部	17	送風機部上流上側外壁	28	抽気室下側外壁
7	抽気室内部	18	送風機部上流下側外壁	29	外部軸受部上側外壁
8	抽気室内部	19	第3拡散胴上側外壁	30	集合胴断熱層内
9	第1拡散胴上側外壁	20	第3拡散胴下側外壁	31	集合胴断熱層内
10	第1拡散胴下側外壁	21	平行胴上側外壁	32	集合胴断熱層内
11	第1拡散胴上側外壁	22	平行胴下側外壁	33	外部軸受部下側外壁

図 8.2 温度測定箇所

要がないことがわかった。

8.4 液体窒素流量測定

液体窒素流量は低温液化ガス用流量計として広く用いられているタービン流量計で測定している。管内に置かれたローターがローターを通過する流体の流速に比例した角速度で回転することを利用して、この角速度をローターブレード上部にある電磁ピックアップコイルにより磁束変化として正弦波電圧で検出し、さらにパルス信号に変換する。このパルス信号は周波数/電圧変換器へ送られ直流電圧として取り出される。

なお、液体窒素を用いた流量計の較正は行ってい

ない。水による較正試験結果をそのまま利用している。流量計の仕様は以下の通りである。

型式 ドットウエル F/1/2/4

測定範囲 1.83 ~ 22.3ℓ/min

精度 ±0.5%(指示値)

出力 パルス信号

構造 耐圧防爆(安研d2G4)

使用温度 0℃~ -269℃以内

ベアリング SSRIF2 1/2Z(禁油処理)

フランジ 15AJIS10KRF

8.5 入力電力測定

低温風洞では送風機によって風洞内に送り込まれ

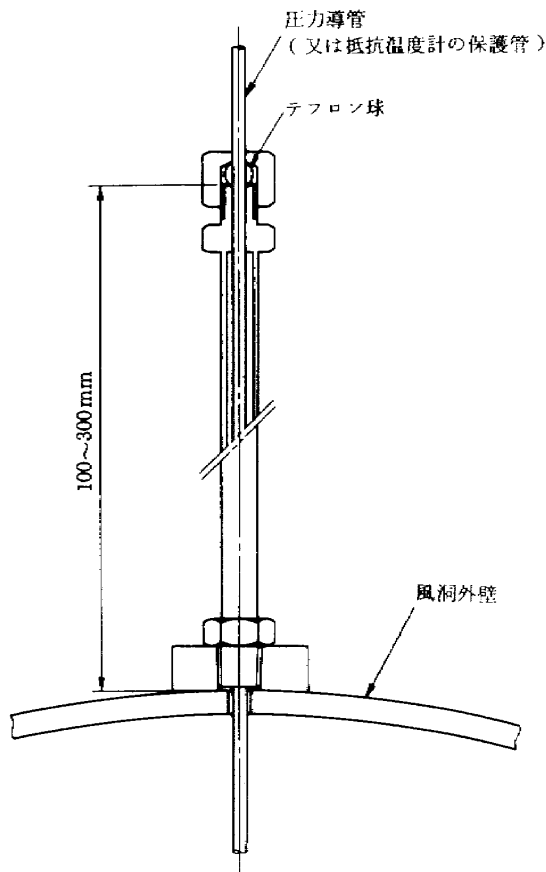


図 8.3 取り出し法

るパワーも重要な測定量のひとつである。ここでは誘導電動機の入力側の三相有効電力を電力計で測定している。また、この電力計には出力端子がついており、測定値を直流電圧に変換して出力している。下記に仕様を示す。

型式 日置電機 3163 クランプオン電力
力率計
測定機能 単相、三相有効電力、三相無効電力
三相皮相電力
レンジ 有効電力 20/200 kW
無効電力 20/200 kvar
皮相電力 20/200 kVA

8.6 回転速度測定

測定部マッハ数を正確に制御する上で、また安全面からも、送風機回転速度を正確に測定する必要がある。送風機回転速度の測定は電動機軸に取り付けた近接スイッチによりパルス信号に変換し周波数測定で行っている。周波数測定方法には単位時間当た

りの信号の繰り返し数を計数する方式、信号の周期を測定し逆数を求める方式があるが、ここでは後者によっている。

型式 タケダ理研 TR5822
測定範囲 1mHz ～ 50MHz
計数時間 10ms, 0.1s, 1s, 10s

8.7 露点温度測定

風洞運転の際、風洞壁や網などに氷が付着するのを防ぐために排気ガスの一部をセンサーまで導いてきて露点温度を測定している。

型式 SHAW露点計
原理 静電容量方式
測定範囲 $-80 \sim +20^{\circ}\text{C}$

8.8 データ集録装置

以上に述べた温度、圧力、流量、電力などの様々な測定量を一括して集録するためにデータ集録装置を用いている。この装置は熱電対基準接点内部補償機能、各直流電圧測定機能のほか測定値のスケールリング演算機能などを有し、各種スロットを用いて機能が拡張できるようになっている。性能概要は下記の通りである。

型式 タケダ理研 TR2731/2741 E
走査速度 50ms/点
測定チャンネル 熱電対 40 点
白金測温抵抗体 20 点
A/D変換方式 二重積分方式
分解能 0.1°C (熱電対)
 0.01°C (白金測温抵抗体)
 $1\mu\text{V}$ (直流電圧)

8.9 計算機

計測系構成の初期段階では全ての実験データはデータ集録装置の内蔵プリンターに印字出力していたが、実験結果が膨大となりデータ整理が困難となった。直ちに計算機を導入し、計算機、データ集録装置及び回転計をGP-IBで結び、実験データを画面表示し、逐次、フロッピーディスクに格納するように計測系の拡張を行った。仕様概要は以下の通りである。

コンピュータ NEC PC-9801F2

フロッピーディスク

5 インチ両面倍密度倍トラック

容量 640kB/ドライブ

2 ドライブ

ディスプレイ NEC PC-8853N

画面 14 インチカラー

80 × 25 文字表示

640 × 400 ドット表示

プリンター NEC PC-PR201

24 ドット 136 字/行

印字速度 120 字/秒

XYプロッター グラフテック

MP1000-01

作図範囲 360mm × 270mm

作図速度 150mm/秒

ステップサイズ 0.1mm

表 8.1 割り込み処理機能

ファンクションキー名	ルーチン名	処 理 内 容
F・1	*FUNC1	ログインターバル スキャンチャンネル コールチャンネル 設定
F・2	*FUNC2	液体窒素流量予測
F・3	*FUNC3	プログラム終了
F・4	*FUNC4	表示画面変更
F・5	*FUNC5	計測モード変更
F・6	*FUNC6	シングルスキャン実行
F・7	*FUNC7	計測点数 11 以下, 計測間隔 3 秒の 計測実行
F・8	*FUNC8	標準的計測点数の 計測実行
F・9	*FUNC9	画面第 2 ページ 表示変更

8.10 計測プログラム

いままで述べてきたように低温風洞の運転においては多種、多量なデータを計測、収集しなければならない。計測プログラムはこれを効率良く行うためのもので、以下の点を考慮して作成された。

- (i) データ集録装置の計測間隔、計測点等は任意に変えられる。
- (ii) 収集されたデータはフロッピーディスクに書き込む。
- (iii) 画面に必要な情報を表示する。
- (iv) 計測モードの変更が容易にできる。
- (v) エラーが発生した時の対処性。
- (vi) 運転は 4 時間程度連続して行う。

計測プログラムの流れ図を図 8.4 に示す。初めにデータファイル、データ集録装置、画面、回転計の設定を行う。データファイルにはデータファイル名、実験日、実験題目が書き込まれ、データ集録装置の設定後に、実験室の圧力、温度を書き込んでいる。データ集録装置の設定には計測間隔（ログインターバル）、計測点（スキャンチャンネル）、パネル表示点（コールチャンネル）、レンジ、スケーリング係数等がある。次に風洞の運転に入る。風洞の起動後はデータの受信、データの数値化、ファイルへの

書き込み、マッハ数の計算、画面表示を順次行う。データの数値化とはデータ集録装置から送られてくるデータが ASCII コードであるため、これを数値に変換するものである。データの受信中、数値化、ファイルへの書き込み中はデータの保存のために割り込み処理機能を停止し、これらの作業が終了してから可能になるようにしている。

割り込み処理機能は表 8.1 に示すものを用意している。これらの機能を随時使い分けて計測を行っている。また画面表示は 3 種類（図 10.8, 9.3, 9.5）あり、運転状況により使い分けている。

8.11 低温窒素ガスの実在気体効果

既に述べてきたように、低温風洞の内部には低温の窒素ガスが流れている。窒素ガスの温度は流体の圧力にもよるが、岐点温度で 90 K 付近にまで達する。このため、測定部気流の静温は更に低いことになる。こうした環境下では窒素ガスを理想気体として取り扱おうと大きい誤差を生じることになる。例えば、理想気体の状態方程式に現われるガス定数はその付近の温度と圧力の下では、最早、室温付近での定数とは大きく異なっている。このため、ガス定数に更に

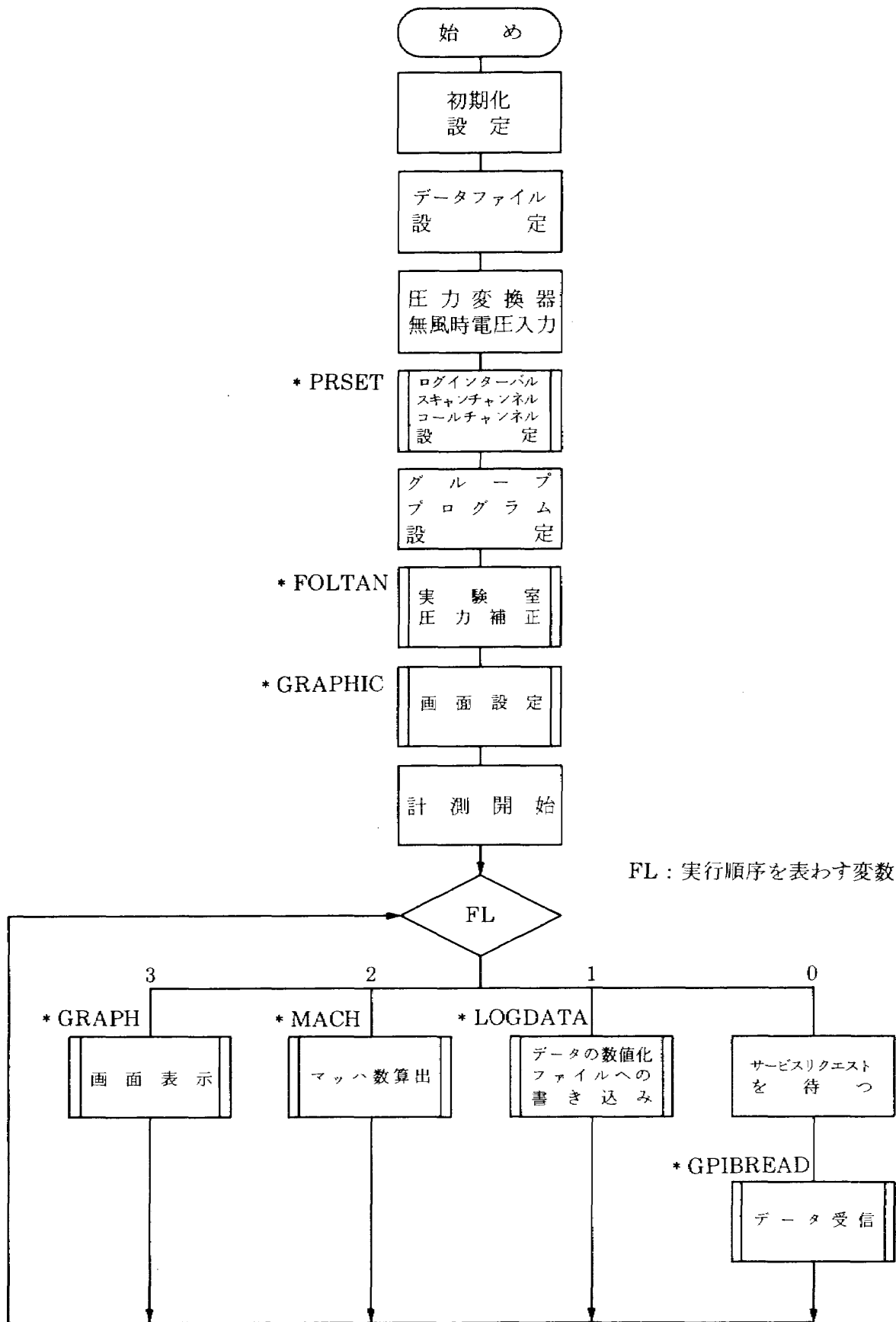


図 8.4 計測プログラム流れ図

圧縮係数と呼ばれる温度と圧力の関数を付け加えるのが一般的な手段である。また、比熱比も圧縮係数と同様に、温度と圧力によって変化する。圧縮係数と比熱比の温度と圧力に関する関数は次式のようになる。

$$Z(P, T) = 1.0000 - 9.8692 \times 10^{-6} B \cdot P - 9.7402 \times 10^{-11} C \cdot P^2 \quad (8.1)$$

$$\gamma(P, T) = 1.4000 + 9.8692 \times 10^{-6} B' \cdot P + 9.7402 \times 10^{-11} C' \cdot P^2 \quad (8.2)$$

ここで、

$$B = \exp \left\{ \sum_{i=0}^4 b_i T^i \right\}, \quad C = \exp \left\{ \sum_{i=0}^4 c_i T^i \right\},$$

$$B' = \exp \left\{ \sum_{i=0}^4 b'_i T^i \right\},$$

$$C' = \exp \left(-1.25126 - 4.969 \times 10^{-2} T \right),$$

$$b_0 = 1.370, \quad b_1 = -8.773 \times 10^{-2},$$

$$b_2 = 4.703 \times 10^{-4}, \quad b_3 = -1.386 \times 10^{-6},$$

$$b_4 = 1.462 \times 10^{-9}, \quad c_0 = 5.521,$$

$$c_1 = -1.986 \times 10^{-1}, \quad c_2 = 7.817 \times 10^{-4},$$

$$c_3 = -1.258 \times 10^{-6}, \quad c_4 = 5.333 \times 10^{-10},$$

$$b'_0 = 1.86799, \quad b'_1 = -9.52187 \times 10^{-2},$$

$$b'_2 = 5.14638 \times 10^{-4}, \quad b'_3 = -1.35950 \times 10^{-6},$$

$$b'_4 = 1.31676 \times 10^{-9}$$

(8.3)

さらに、ここで P は圧力を表わし、単位 Pa である。又、 T は温度を表わし、単位は K である。³⁴⁾ これらを図に表わしたものが図 8.5、8.6 である。

一方、断熱過程での圧力 P と温度 T との関係は

$$\frac{dT}{dP} = \frac{1-\gamma}{\gamma} \cdot \frac{\left(\frac{\partial \gamma}{\partial P}\right)_T - \frac{\gamma}{P}}{\gamma + T \left(\frac{\partial \gamma}{\partial T}\right)_P} \cdot T \quad (8.4)$$

なる微分方程式で表わされる。よって、集合胴での総圧が P_0 、総温が T_0 の状態にあった流体粒子は (8.4) 式の微分方程式で表わされる圧力と温度の関係を維持しながら測定部の静圧 P_s の状態に達することになる。この過程の間に静止していた流体粒子が失った単位質量当たりのエンタルピーは次式で求

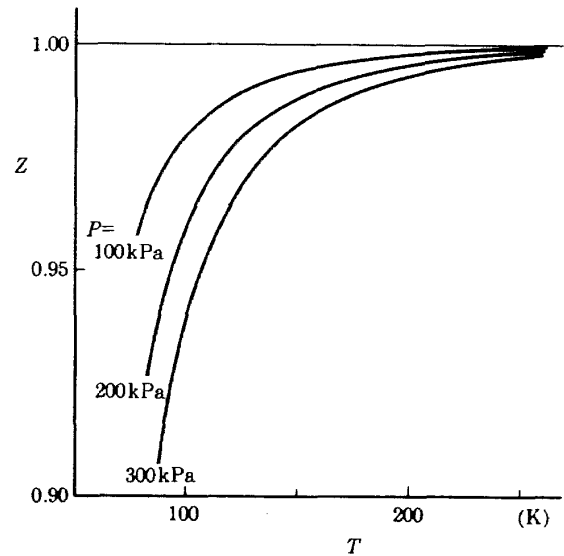


図 8.5 圧縮係数と温度、圧力との関係

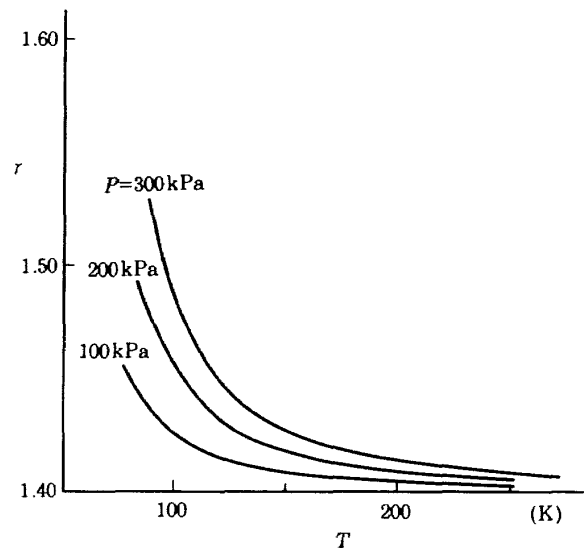


図 8.6 比熱比と温度、圧力との関係

められる。

$$\Delta h = R \int_{P_0}^{P_s} \frac{Z(P, T)}{P} \cdot T dP \quad (8.5)$$

ここで、積分範囲の上限の P_s と下限の P_0 はそれぞれ測定部の静圧と集合胴総圧を表わしている。更に、この積分経路は (8.4) の微分方程式で決定される経路でなくてはならない。

よって、流体のエネルギー保存の式から、測定部での流体粒子の速さは

$$v = \sqrt{2 \cdot \Delta h} \quad (8.6)$$

となる。一方、測定部での静圧、静温が式 (8.4) で求まっているから、そこでの音速は

$$a = \left\{ \frac{\frac{r}{\rho}}{\frac{1}{P} - \frac{1}{z} \cdot \left(\frac{\partial z}{\partial P} \right)_T} \right\}^{1/2} \quad (8.7)$$

で表わされる。よって、測定部のマッハ数はこれらの値から、

$$M = v / a \quad (8.8)$$

と求まる。

この手法によって求めた、マッハ数に対する P/P_0 , T/T_0 , ρ/ρ_0 は図 8.7, 8.9 に示してある。この結果は文献 12) の表の結果と殆ど変わらないものであった。航技研低温風洞でのデータ解析ではこの方法

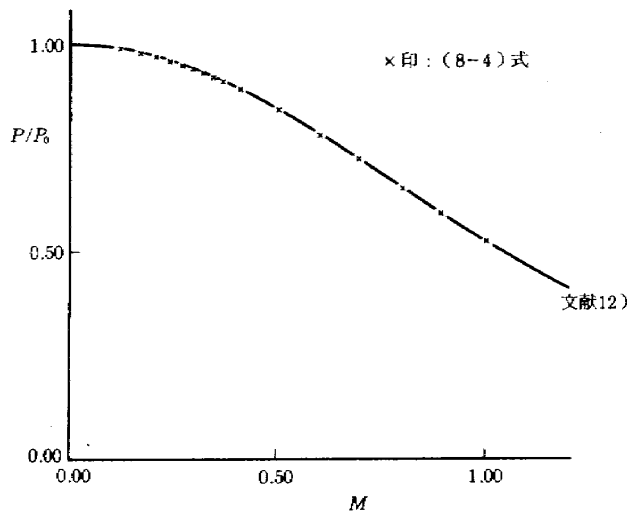


図 8.7 等エントロピー流に於ける P/P_0 と M との関係

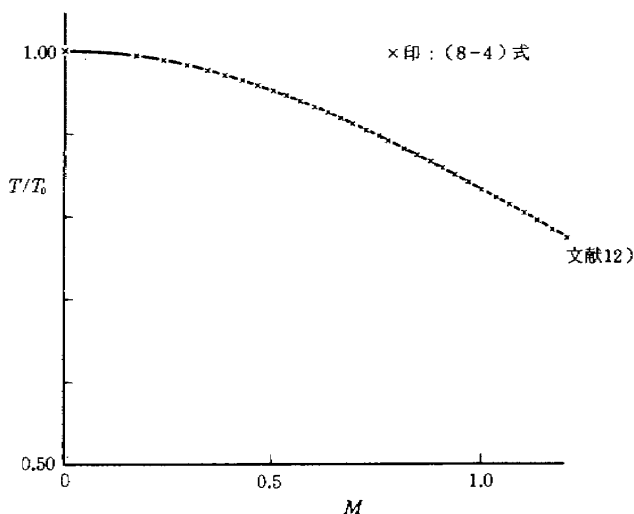


図 8.8 等エントロピー流に於ける T/T_0 と M との関係
 $P_0 = 101.325 \text{ kPa}$, $T_0 = 100 \text{ K}$

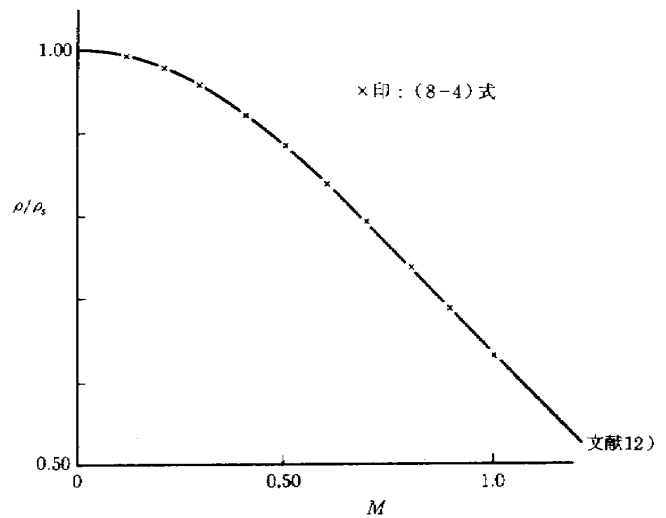


図 8.9 等エントロピー流に於ける ρ/ρ_0 と M との関係
 $P_0 = 101.325 \text{ kPa}$, $T_0 = 100 \text{ K}$

を使っている。先の文献でも指摘しているように、所定のマッハ数に対する総圧と静圧の比は比熱比を二原子分子の理想気体の値 1.4 にした場合の結果と結果的に非常に良く一致している。このため、低温風洞の運転中は、微分方程式を解くのに時間が掛かるので単純な理想気体の総圧と静圧の比とマッハ数との関係を利用して測定部マッハ数を得ている。

9. 運 転 制 御

9.1 運転手順

低温風洞の基本的運転手順は 4 つの段階に分けることができる (図 9.1)。まず、パーシングという操作では風洞中にガス窒素を入れ、風洞内よどみ点温度がその露点温度以下にならないようにしながら、風洞中の水蒸気を重量比 30ppm 程度にまで下げる。この操作は風路にある網や模型の表面に氷が付着するのを避けるために行っている。この間に風洞中の気体はほぼ完全に窒素ガスに置換されている。その後、クールダウンという操作に入る。この操作では大量の液体窒素を風洞内に注入して風洞内よどみ点温度を所定の温度にまで下げる。この間は送風機の回転速度は比較的強く抑えて風洞への熱侵入を少なくする。所定の温度まで達したら風洞内圧と送風機回転速度を上げ所定の試験条件を達成する。その後、予定の試験が全て終了したらウォームアップの操作に入る。この操作では、まず、液体窒素供給の元弁

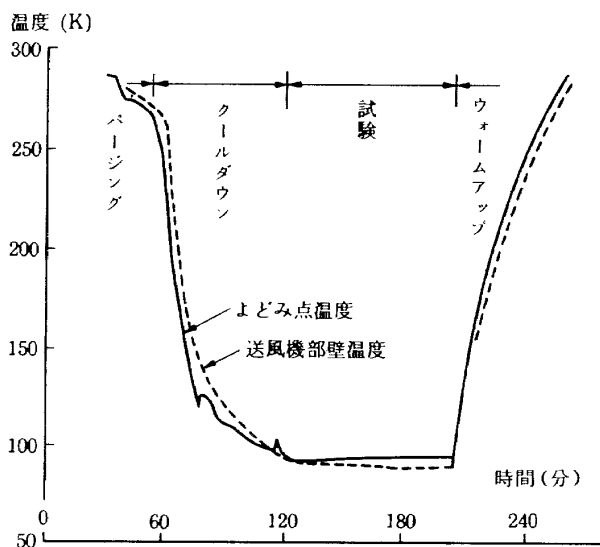


図 9.1 運転手順

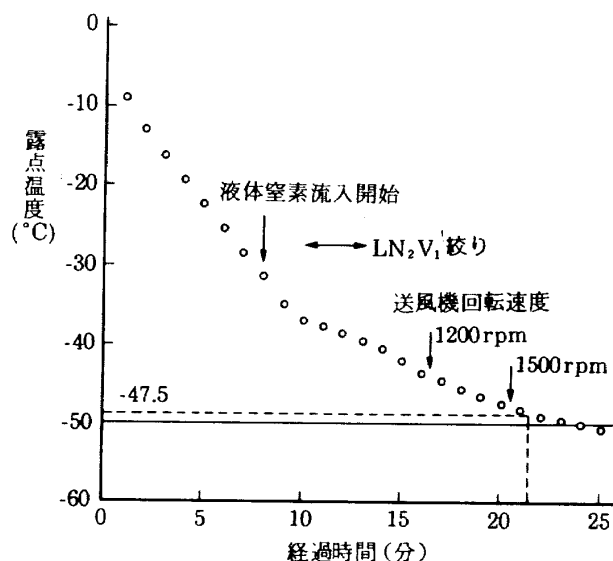


図 9.2 パージング操作の一例

を締めて風洞内圧は約 200kPa に設定する。送風機回転速度も 4800rpm と高く設定する。風洞壁温が室温付近になったら送風機の運転を止め、排気用バルブを全て全開として風洞内圧を大気圧に戻す。

9.2 パージング

パーキング操作では風洞内の気体の露点温度を下げて、風洞運転の際、風洞壁と網や模型に氷が付着するのを防ぎ、また、気流中に浮遊する氷の粒が少なくなるようにする。図 9.2 は本風洞におけるパーキング操作の例である。本低温風洞では排気系の一部から風洞内の気体を常時サンプリングし、気体の露点が一 50℃位に下がるまで電気式露点計によって監視している。この間はよどみ点温度 0℃以上を保っている。原理上は気体の温度は露点温度以上であれば良いのであるが、風洞内全ての気体がサンプリングした気体の露点と同じとは限らないのでこうした操作方法を採用している。パーキングの間、送風機は約 900rpm で回転し、排気されるガス窒素の一部は断熱層と観測用窓とに送られている。パーキング操作は約 25 分である。

9.3 クールダウン

外部断熱法を採用している低温風洞では内部断熱法を採用した場合に比べて、クールダウン操作では大量の液体窒素を消費し、時間も長くなる。これは主に風洞構成要素が大きな熱容量を持っているた

めと、風洞構成要素が不均一に冷却されることによる過大な熱応力の発生を避ける必要があるためである。しかしながら、できるだけ少ない液体窒素消費量で短時間に風洞内気流温度を所定の温度にまで下げることが重要である。気流温度が十分下がっていない時に風路に液体窒素が溜まる場合が不均一な冷却の極端な例である。特に液体窒素を風路内に噴射している下流、送風機の上流部(図 8.2 ⑰, ⑱)において液体窒素が溜まりやすいため、クールダウン操作の間、この部分の温度を監視用モニターにグラフィック表示し(図 9.3), 上下壁の温度差が大きくならないようにクールダウン操作を行なっている。クールダウン操作に要する時間は約 30 分である。

9.4 試験

クールダウン操作によってほぼ所定の温度まで集合胴よどみ点温度が下がり安定な状態が達成されると、いよいよ試験に入る。まず、図 9.4 から所定の総圧及び送風機回転速度にするとどの程度風洞に熱エネルギーが毎分侵入するか計算し、それを打ち消すだけの液体窒素供給流量を決める。次に送風機回転速度を所定の値にまで上げ、ついで、液体窒素供給流量調節弁と排気調節弁の両方を操作して所定の圧力にまでする。実験結果によると、この初歩的な方法でも 4, 5 分で安定な気流状態を得ることができる。気流が安定したかどうかの判断は 3 秒間隔でよどみ点圧力、よどみ点温度、マッハ数を測定し時

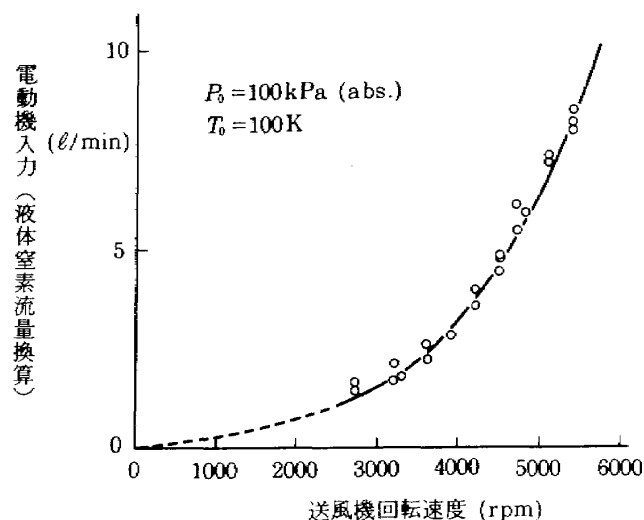


図 9.4 液体窒素供給流量の決定

間に対してグラフに描いて監視し、これらの量が数分以上に渡って一定になっていることを確認することで行っている（図 9.5）。

液体窒素供給流量の推定法は± 0.3 ℓ/min 程度の精度があることが実験的に確かめられている。

9.5 ウォームアップ

ウォームアップ操作は、風洞各部温度を常温にまで上げて風洞内に大気が入っても風洞壁や網の所に氷結することのないようにする、模型交換を可能にするために行う。風洞の速やかな運転のためにはこの操作もなるべく短時間に行うことが望ましい。しかしながら、あまり急な昇温は風洞構造の不均一な温度上昇となり、熱応力が異常に大きくなる危険がある。このため、現在のところ、風洞よどみ点圧力 200 kPa、送風機回転速度 4800 rpm でウォームアップ操作を行っている。この操作では、よどみ点圧力、よどみ点温度に異常はないか、送風機外部軸受温度が異常に高くないかなどを監視している。

本低温風洞の運転例（図 10.7～10.9）からわかるようにウォームアップ操作では風洞よどみ点圧力と送風機回転速度を一定に保っていると、温度の上昇と共に送風機を通しての風洞への熱侵入は極度に減少していく。このため現状では、よどみ点温度が -50℃ を越えて室温付近にまで上がるのに約 30 分近くもかかり、全体の昇温時間の約半分にもなっている。この部分の時間短縮は将来必要と考えている。

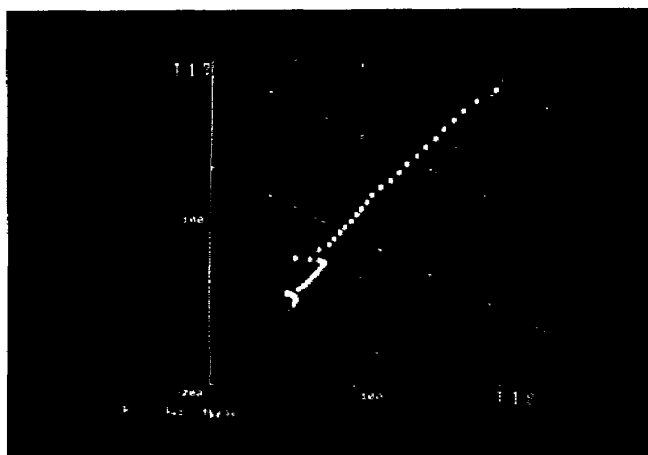


図 9.3 クールダウン監視用画面

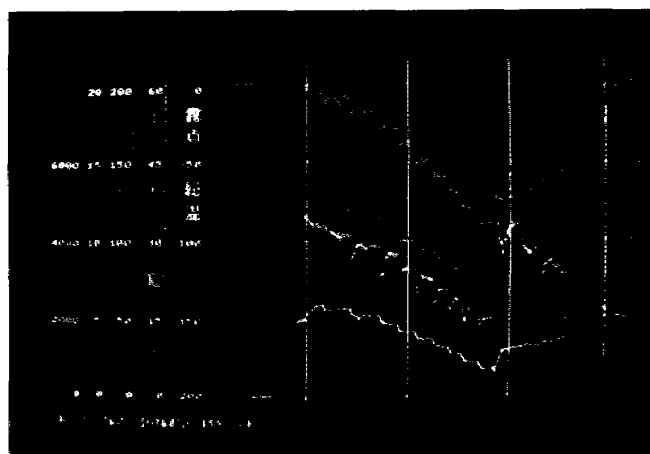


図 10.7 動圧だけを変化させた時の低温風洞の運転経過

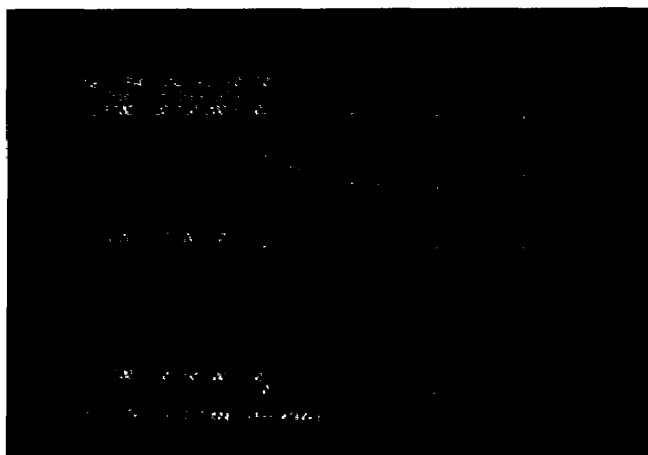


図 9.5 試験時画面

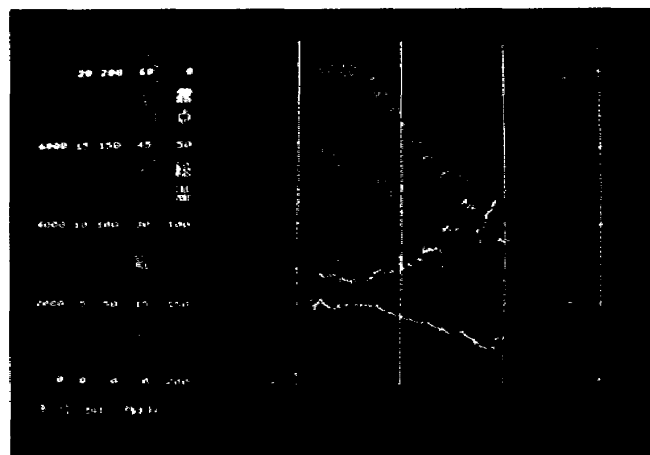


図 10.8 マッハ数だけを変化させた時の低温風洞の運転経過

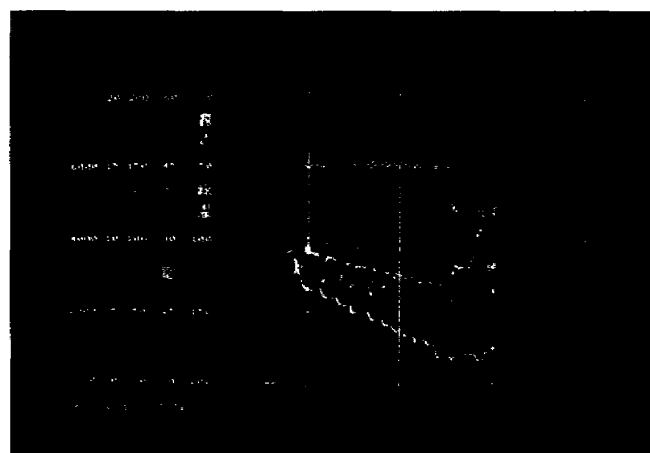


図 10.9 レイノルズ数だけを変化させた時の低温風洞の運転経過

10. 試験結果

10.1 風洞性能

遷音速風洞の性能は、主に、その測定部に所定のマッハ数で、どれだけ大きいレイノルズ数の流れを出することができるかどうかということで現わすことができる。図 10.1 は航技研低温風洞での性能を表わしている。図中の性能曲線の制限は送風機回転速度の上限、風洞内圧の上限、液体窒素供給流量制御下限、窒素ガス排気制御の上限によって制限されている境界線を表わしている。この曲線に囲まれている部分のレイノルズ数とマッハ数との組み合わせの流れを当低温風洞は作り出すことができる。

航技研 2 m × 2 m 遷音速風洞は通常は風洞の総圧を約 80 kPa にして運転されている。この時のレイノルズ数とマッハ数の関係を図 10.1 に示したのが図中の点線である。但し、流れ場の代表基準長は低温風洞の場合と同じように測定部断面積の平方根の 10 % としてある。この図から、当低温風洞は高レイノルズ数の流れ場を作り出すことでは、非常に優れたものであることがわかる。低温風洞は、レイノルズ数、マッハ数、動圧という流れの重要な指数を容易に大きく変えることができるので、図 10.1 だけでは航技研低温風洞の性能を十分に正しく表現しているとは言い難い。動圧を一定にしてレイノルズ数とマッハ数に関する性能を表わしたものが図 10.2

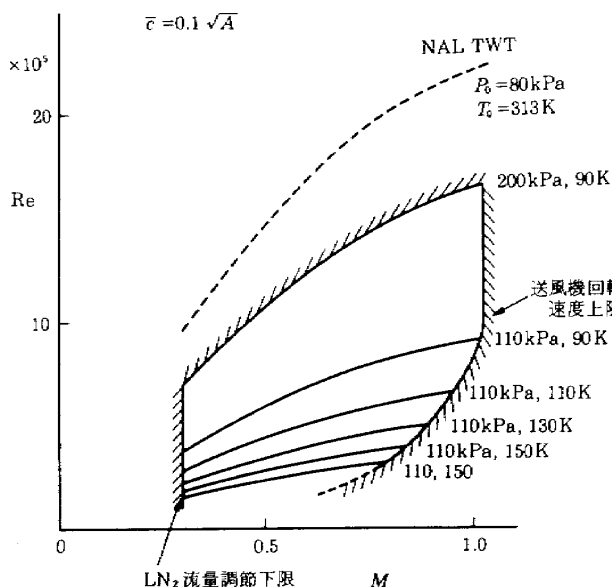


図 10.1 航技研低温風洞性能

に示してある。図中の縦方向の線分は動圧とマッハ数を一定にしてレイノルズ数だけを変化させる試験に於ける試験可能な軌道である。同様に、横方向の線分は動圧とレイノルズ数を一定にしてマッハ数だけを変化させる場合の軌道となっている。同様な方法で、マッハ数を一定とした動圧とレイノルズ数に

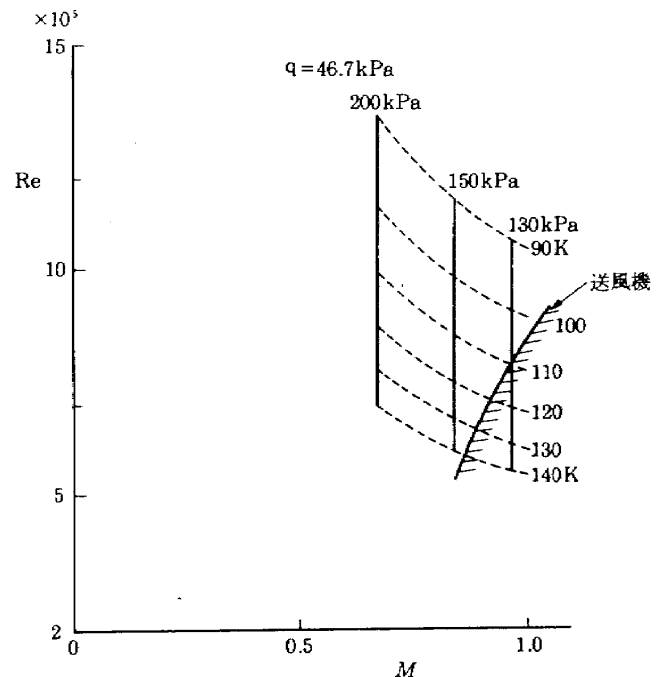


図 10.2 航技研低温風洞性能
(レイノルズ数、マッハ数)

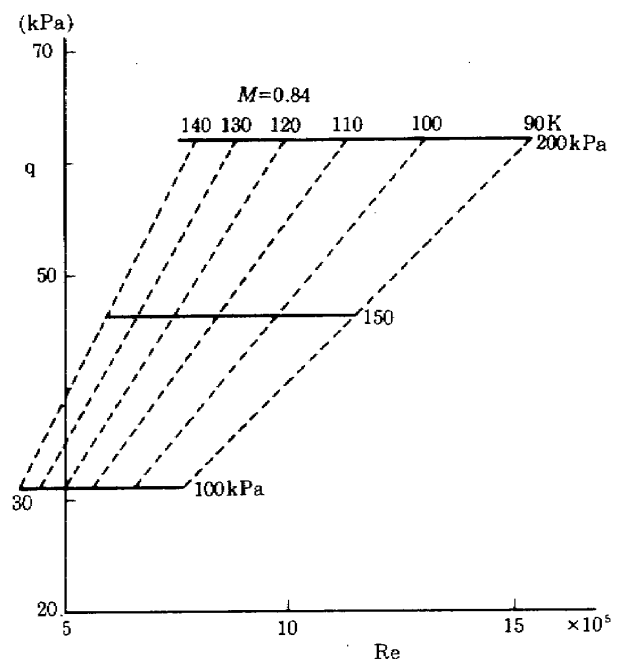


図 10.3 航技研低温風洞性能
(レイノルズ数、動圧)

関する性能を表わした図が図 10.3 であり、レイノルズ数を一定とした動圧とマッハ数に関する性能を表わした図が図 10.4 である。

低温風洞では、運転中常時液体窒素を風路中に噴射し続け、風洞内の気流の温度を低温に保つようにしているのであるから、風洞内に供給している液体窒素が液体窒素貯蔵用のタンク内に無くなると必然的に低温風洞は停止させなくてはならなくなる。これが低温風洞の運転持続時間を制限している要素である。航技研低温風洞では、通常、クールダウン操作で最大 300 ℓ 程度しか使用しない。また、タンク内には約 100 ℓ 以上残っていれば加圧蒸発器によってタンク内の圧力を 500kPa に維持できることが経験的にわかった。結局、液体窒素貯蔵用のタンクを一杯にして（約 2000 ℓ）運転すると、低温運転時に利用できる最大の液体窒素量は約 1600 ℓ ということになる。風洞の総圧を 100K、総圧を 200kPa、測定部マッハ数 1.0 で運転した場合、常時、風洞に約 20ℓ/min の割合で、液体窒素を供給しなくてはならないので、この試験条件での定常運転の継続可能な時間は最大 80 分程度ということになる。このことから判断して、当低温風洞の運転持続時間については殆ど考慮せずに、連続式の風洞と考えても実効上は問題が無いといえる。

10.2 レイノルズ数、マッハ数、動圧をそれぞれ独立に変化させた試験例

既に述べてきたように、低温風洞では、風洞の総圧、総温、測定部風速の三つを大幅に変化させることができるので、他の風洞では実現できないような特殊な実験が可能になる。レイノルズ数とマッハ数と動圧の内のどれか一つだけを変化させて、他の二つは一定に保つような実験もその内の一つである。複雑な流れを伴う風洞試験で、正しい空力性能の評価が必要なときに、この種の実験は非常に魅力的なものである。図 10.5 は軸対称後向きステップ流れでの背圧を測定した結果である。背圧とプレナム室圧との比をマッハ数変化に対して描いたグラフは、このマッハ数の変化の間レイノルズ数と動圧は一定に保たれている。このグラフは円錐体の背圧と一様流静圧との比と一様流マッハ数との関係に似て

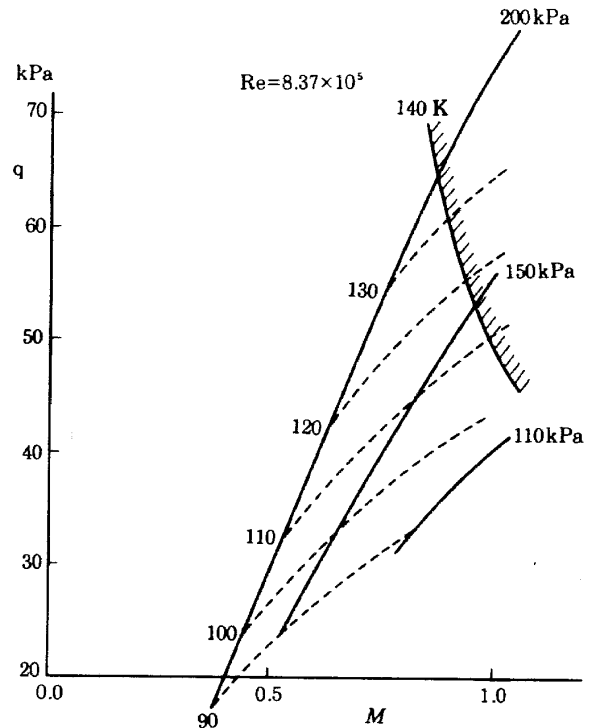


図 10.4 航技研低温風洞性能（動圧，マッハ数）

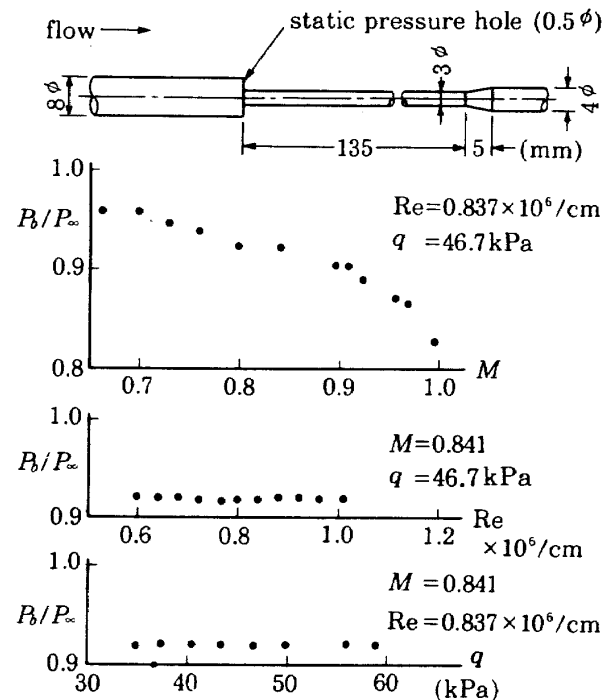


図 10.5 レイノルズ数、マッハ数、動圧の内どれか一つだけを変化させた時の背圧の変化

いる。また、図から、レイノルズ数を変化させたときは、背圧とプレナム室圧との比は殆ど一定であるといえる。更に、同様にして、動圧を変化させたときも、背圧とプレナム室圧との比は殆ど一定である

といえる。

こうした実験をする場合の低温風洞の総温，総圧，静圧は，予め求めておく必要がある。航技研低温風洞の運転に際しては，低温の窒素ガスの実在気体効果を含めてそれらは評価されている。こうして求めたものが図 10.6 と表 10.1 である。

図 10.6 には，マッハ数だけを変化させた場合に風洞総圧，総温，測定部静圧をどのように変えていくとよいかを示した曲線（M 曲線），レイノルズ数だけを変化させた時の曲線（R 曲線），動圧だけを変化させた時の曲線（q 曲線）が描かれている。こうした曲線を予め求めておけば，低温風洞の運転のとき所定の風洞総圧，総温，測定部静圧が得られるように風洞の送風機回転速度，液体窒素の供給量，窒素ガスの排気量を調節すれば予定の実験をすることが出来る。図 10.7 は動圧だけを変化させた時の低温風洞運転経過を示した図である。同様に，マッハ数だけを変化させた時のものが図 10.8，レイノルズ数だけを変化させた時のものが図 10.9 である。表 10.1 には，航技研低温風洞でこの種の実験をした時のマッハ数，レイノルズ数，動圧の値の変化範

表 10.1 レイノルズ数，マッハ数，動圧の内でどれか一つだけを変化させた時の三変数の組み合わせ

M	[0.684, 0.970]	0.841	0.841
q (kPa)	46.7	[34.2, 59.2]	46.7
Re × 10 ⁻⁵	8.37	8.37	[6.00, 10.96]

囲を示したものである。

11. 結 論

主な試作成果は，

1. 外部断熱方式の遷音速低温風洞の設計，製作に成功した。
2. 本風洞による遷音速低温風洞の安全な運転制御法を確立し，将来の自動化への見通した得た。また，マッハ数，レイノルズ数，動圧などの主要気流条件のうち，ひとつのみを変化させて試験を行う方法の具体的運転法も明らかとなった。
3. 風洞各部について低温化の影響を評価できた。
4. このほか，本風洞における低温運転から，低温化にともなう風洞，断熱法，低温気体の取り扱い，計測方法などについて多くのノウハウを得た。
5. 将来の大型遷音速低温風洞（ETW 級，測定部 1.0 m × 1.0 m ~ 2.0 m × 2.0 m，レイノルズ数 20 ~ 40 × 10⁶ 程度のもの）について構成，運転制御法，必要液体窒素量，風洞性能の予測などについて実現可能な具体的イメージを描く能力を得ることができた。

遷音速低温風洞の試作に成功したが，これだけではもちろん大型遷音速低温風洞の設計に関し十分でなく，運転スケジュールのプログラム化を含んだ自動運転，低温気流中における空気力計測法などの研究が重要であり，今後，それらの研究を逐次進めていく予定である。

12. 謝 辞

本風洞の試作は多くの技術分野にまたがるため各方面からの協力，支援を頂いた。厚く感謝する次第である。

特に，石川島播磨重工業株式会社伊藤健吉，一木則男，入沢敏夫，高山清治の各氏には風洞の設計，製作，運転面でお世話になった。日本電気精器株式

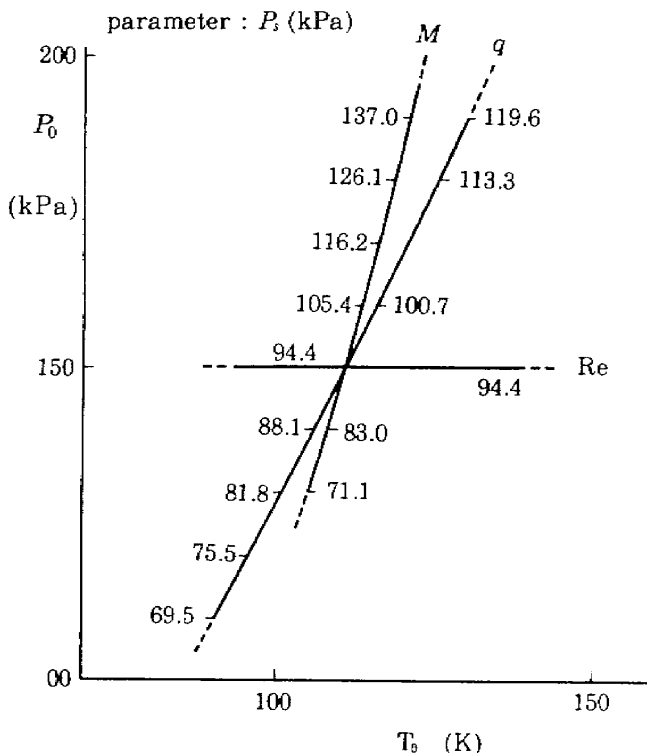


図 10.6 レイノルズ数，マッハ数，動圧の内でどれか一つだけを変化させた時の（ P_0 ， T_0 ， P_s ）空間に於ける軌跡

会社丹羽俊二氏にはモータの調整でお世話になった。

所内では低温風洞にたいする深い理解のもと、予算の配分に勇断をもって対処された空気力学第二部、遠藤 浩部長、風洞および液体窒素タンクの製作、据付けについて三堀 進主任研究官、運転制御について関根英夫主任研究官各位の協力を得た。さらに、風洞の熱応力評価については機体第一部遠藤修司主任研究官にはひとかたならぬ御厚意をえた。また、風洞の運転、ソフトウェアの作成には東海大学研修生中野宏之、角田 充、河合俊紀諸氏の御支援を得た。各位の御尽力に厚く感謝する。

13. 参考文献

- 1) Proceedings of the First International Symposium on Cryogenic Wind Tunnels, Southampton Univ. Eng. (1979).
- 2) Mckinney, L.W. and Baals, D.D. (ed): High Reynolds Number Research-1980, NASA CP-2183 (1980).
- 3) 高島一明, 沢田秀夫, 青木竹夫: 三次元高レイノルズ数遷音速風洞の調査研究, 航空宇宙技術研究所資料 NAL TM-441 (1981).
English Translation:
Takashima, K., Sawada, H. and Aoki, T.: A Survey of the Three-Dimensional High Reynolds Number Transonic Wind Tunnel, NASA TM 76931 (1982).
- 4) Goodyer, M.J. and Kilgore, R.A.: The High Reynolds Number Cryogenic Wind Tunnel, AIAA Paper No. 72-995 (1972).
- 5) Kilgore, R.A., Goodyer, M.J., Adcock, J.B. and Davenport, E.E.: The Cryogenic Wind Tunnel Concept for High Reynolds Number Testing, NASA TN D-7762 (1974).
- 6) Mckinney, L.W. and Howell, R.R.: The Characteristics of the Planned National Transonic Facility, Proc. AIAA 9th Aerodynamic Testing Conference, Arlington, (1976).
- 7) Bruce, W.E., Fuller, D.E. and Igoe, W.B.: National Transonic Facility Shakedown Test Results and Calibration Plans, AIAA Paper No. 84-0584CP.
- 8) Large Wind Tunnel Working Group: The Need for a Large Transonic Wind Tunnel in Europe, AGARD AR-70 (1974).
- 9) Hartzuiker, J.P.: The European Transonic Wind Tunnel ETW: A Cryogenic Solution, Aeronautical Journal (1984/Nov.).
- 10) Baals, D.D. (ed): High Reynolds Number Research, NASA CP-2009, (1976/10).
- 11) Treon, S.L. and Hofstetter, W.R.: On the Use of Freon-12 for Increasing Reynolds Number in Wind Tunnel Testing of Three-Dimensional Aircraft Models at Subcritical and Supercritical Mach Numbers, AGARD CP No. 83, 27 (1971/8).
- 12) Adcock, J.B.: Real Gas Effects Associated with One-Dimensional Transonic Flow of Cryogenic Nitrogen, NASA TN D-8274, (1976/12).
- 13) Bazin, M.: Cryogenic Wind Tunnel Instrumentation, AGARD R-722, 6 (1985).
- 14) リープマン ロシュコ著, 玉田 訳: 気体力学, 吉岡書店, (1960).
- 15) 航空技術研究所: 航空技術研究所 2 m × 2 m 遷音速風洞の計画と構造, 航空技術研究所報告 TR-25(1962).
- 16) 空気力学第二部: 航技研二次元遷音速風洞の構造と特性, 航空宇宙技術研究所報告 TR-647 (1980).
- 17) The Royal Aeronautical Society: Performance of conical diffusers in incompressible flow, Engineering Sciences Data Unit Item Number 73024 (1974).
- 18) Kilgore, R.A.: The NASA Langley 0.3 m Transonic Cryogenic Tunnel, AGARD R-722, 13 (1985).
- 19) Dor, J.B.: The T2 Cryogenic Induction Tunnel Toulouse, AGARD R-722, 9 (1985).
- 20) Tizard, J.A. and Hartzuiker, J.P.: The European Transonic Wind Tunnel Project ETW, AGARD R-722, 12 (1985).
- 21) Kilgore, R.A.: Other Cryogenic Wind Tunnel Projects AGARD R-722, 16 (1985).

- 22) Viehweger, G.: The Kryo-Kanal Koln, KKK, AGARD R-722, 11 (1985).
- 23) The Royal Aeronautical Society: Cascades of Guide Vanes for 90° Elbows, Engineering Sciences Data Unit Item Number 00.02.09 (1964).
- 24) Rhodes, D.B. and Jones, S.B.: Flow Visualization in the Langley 0.3-Meter Transonic Cryogenic Tunnel and Preliminary Plans for the National Transonic Facility, NASA CP2243 (1982).
- 25) 西岡 顕: 超低温容器等の経過概要と進歩, 高圧ガス, Vol.15, No.7 (1978), p.374-386.
- 26) 島本泉郎: 超低温容器内の液化ガスの状態, 高圧ガス Vol.20, No.2 (1983), p.86-97.
- 27) 高圧ガス保安協会: 特定高圧ガス取扱主任者講習テキスト(液化酸素).
- 28) Kilgore, R.A.: Design Features and Operational Characteristics of the Langley Pilot Transonic Cryogenic Tunnel, NASA TM X-72012 (1974/9).
- 29) Lawing, P.L., Dress, D.A. and Kilgore, R.A.: Description of the Insulation System for the Langley 0.3-Meter Transonic Cryogenic Tunnel, NASA TM 86274 (1985).
- 30) Howell, R.R. and McKinney, L.W.: The U.S. 2.5-Meter Cryogenic High Reynolds Number Tunnel, ICAS Paper 76-04 (1976).
- 31) 田沼静一: 実験物理学講座 15 低温, 共立出版, (1974), p.291.
- 32) Goodier, J.N.: Design Data and Methods Thermal Stress and Deformation, Journal of Applied Mechanics Vol. 24, Trans. ASME Vol. 79 (1957/9).
- 33) Tsao, C.H.: Thermal Stresses in Long Cylindrical Shells, Journal of Applied Mechanics Vol. 26, Trans. ASME Vol. 81 (1959/3).
- 34) Kilgore, R.A.: The Cryogenic Wind Tunnel for High Reynolds Number Testing, NASA TM X-70207 (1974).

既 刊 報 告

TR-900	構造用セラミックスの引張り強さ Tensile Strength of Engineering Ceramics	1986年 2 月	藤沢 良昭, 松末 勝利 高原 北雄
TR-901T	Transonic Airfoil Design Based on Navier-Stokes Equations To Attain Arbitrarily Specified Pressure Distribution-An Iterative Procedure	March 1986	Naoki HIROSE Susumu TAKANASHI Nobuhiro KAWAI
TR-902	振動の監視による転がり軸受の故障の早期発見の研究(第3報 はく離の検出限界) An Investigation of Early Detection of Defects in Ball Bearings by Vibration Monitoring (3rd Report)	1986年 3 月	宮地 敏雄, 関 勝美
TR-903	高周波スパッタリング法による二硫化モリブデン膜の潤滑特性に関する研究 Lubrication Properties of Molybdenum Disulfide Films Deposited by R F Sputtering Method	1986年 3 月	西村 允, 野坂 正隆 鈴木 峰男, 関 勝美
TR-904	理想流体を想定したコアンダ効果の2次元解析 2 Dimensional Analysis of Coanda Effect in Ideal Fluid	1986年 4 月	高澤 金吾
TR-905	ヒトの傾斜感覚の閾値に関する実験的研究(1) An Experimental Study on the Human Threshold of Rollmotion Cue (1)	1986年 4 月	川原 弘靖, 井須 尚紀 三村 孝雄
TR-906	燃料噴射方向の異なるガスタービン筒形燃焼器の内部ガス温度および濃度分布の検討 Experimental Investigation of Temperature and Gas Composition in a Can Type Gas Turbine Combustion Chamber with Different Fuel Injection Directions	1986年 5 月	田丸 卓, 山田 秀志
TR-907	N ₂ O ₄ /アミンインジェクタエレメントの実験—その2 燃焼試験結果— A Study of N ₂ O ₄ /Amine Injector Elements—Part 2 Combustion Test	1986年 6 月	熊谷 達夫, 毛呂 明夫 日下 和夫, 木皿 旦人 阿部 登, 佐藤 政裕 宮島 博, 小坂 勝明
TR-908	基準径路設定/突風検出・装置の試作と飛行実験による評価 Development and Flight Verification of Airborne Glideslope Computation/Gust Detection System	1986年 6 月	小野 孝次, 古茂田真幸 川幡 長勝, 塚野 雄吉
TR-909	プログラム高速化技術とスーパーコンピュータとSXシステムによる検証 Programming Techniques for High-Speed Processing and Verification with the NEC Supercomputer SX system	1986年 7 月	中村 絹代, 吉田 正廣 峯尾 真一

航 空 宇 宙 技 術 研 究 所 報 告 910 号

昭和61年 8 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 三 興 印 刷
東京都新宿区信濃町12三河ビル
