

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-639

吹出式風胴用高圧貯気槽設備の定温装置の  
特性測定と第3高圧貯気槽の増設

鈴木誠三・萱場重男・野口正芳  
小松行夫・鈴木正光・萩原秀徳

1980年11月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# 目 次

1. まえがき	1
2. 試験設備の概要	1
2-1. 既設第1および第2高圧貯気槽	1
2-2. 蓄熱式空缶充填型定温装置	4
2-3. 蓄熱式波板集中型定温装置	4
2-4. 吹出式超音速風洞	5
3. 定温装置の特性測定	5
3-1. 測定方法	6
(1) 温度測定素子	6
(2) 温度測定位置	6
3-2. 結果と考察	7
(1) 高圧貯気槽および風洞集合洞の温度測定結果	7
(2) 第1および第2高圧貯気槽内空気温度変化	8
(3) 風洞集合洞内温度変化	9
3-3. 結論	10
4. 新設の第3高圧貯気槽の設計と製作	10
4-1. 貯気槽の大きさの決定	10
(1) 風洞持続時間の計算	10
(2) 調圧弁直前までの管路損失の計算	12
(3) 調圧弁の圧力損失の計算	12
4-2. 定温装置の設計	13
4-3. 設備の概要	15
(1) 貯気槽本体	15
(2) 定温装置	15
(3) 元弁	16
(4) 高圧導管	17
4-4. 試験および性能	17
(1) 貯気槽球殻板用鋼板およびノズルの品質試験	17
(2) 非破壊検査	17
(3) 耐圧試験	18
(4) 定温装置の性能試験	20
5. 高圧貯気槽設備の電気系統の統合	22
5-1. 経緯	22
5-2. 貯気槽元弁制御回路の改修	23
5-3. 貯気槽元弁の操作手順	24
6. あとがき	24
7. 参考文献	26

# 吹出式風洞用高圧貯気槽設備の定温装置の 特性測定と第3高圧貯気槽の増設\*

鈴木 誠 三\*\* 董 場 重 男\*\* 野 口 正 芳\*\*  
小 松 行 夫\*\* 鈴 木 正 光\*\* 萩 原 秀 徳\*\*\*

## Characteristics of a Simple Capacity Heat Exchanger in High Pressure Storage Vessels for NAL Blow Down Wind Tunnels and the Construction of a 3rd High Pressure Storage Vessel

Seizo SUZUKI, Shigeo KAYABA, Masayoshi NOGUTHI,  
Yukio KOMATU, Masamitsu SUZUKI and Hidenori HAGIWARA

### ABSTRACT

This paper presents the design concept and the performance of a 3rd high pressure storage vessel, which was constructed at NAL in 1977.

In order to design the 3rd storage vessel for the blow down wind tunnels at NAL, the air temperature in the old type storage vessel and in the settling chamber of the supersonic blow down wind tunnel was measured.

Considering the results of these experiments, the structure of the simple capacity heat exchanger was designed to keep constant the temperature in the settling chamber.

Lastly, the performance of a new high pressure storage vessel equipped with a newly designed simple capacity exchanger is described.

### 1. まえがき

最近の大型民間航空機はほとんど高亜音速で飛行している。これは高亜音速飛行の高い経済性に由来している。

当研究所においては、航空機の経済性向上の有力な手段として、すぐれた遷音速翼型の開発を目指し、研究を進めている。これまでの成果をさらに発展させるため、高レイノルズ数における翼型の性能試験を主目的とした吹出式高圧二次元風洞<sup>1),2),3)</sup>が建設された。

本風洞は吹出式高圧風洞のため、風洞持続時間や測定部気流温度が貯気槽状態に左右される。風洞気流を十分長く持続させ、計測時間を確保するために、既設の第1, 第2高圧貯気槽に加え、あらたに高圧貯気槽を1基増設した。貯気槽からの流出にしたがって測定部の気流温度が変化すると気流のレイノルズ数が変化し、ひいては翼

型試験の精度に影響を与える。したがって、このたび建設された二次元風洞については、測定部の気流の温度変化を最小におさえる必要がある。そこで、あらたに増設した高圧貯気槽の建設に先立ち、吹出式超音速風洞<sup>4)</sup>を用い、第1, 第2高圧貯気槽の定温装置として用いられている蓄熱式空缶充填型定温装置と蓄熱式波板集中型定温装置の温度効果試験を行ない、新高圧貯気槽の設計資料とした。

本報告の前半では高圧貯気槽設備の概要と既設の吹出式超音速風洞を用いた第1, 第2高圧貯気槽の定温装置の効果についてのべる。また、後半では、その資料をもとにして建設した内径12m高圧貯気槽の概略及び定温装置の性能試験結果ならびに高圧貯気槽の電気設備についてのべる。

### 2. 試験設備の概要

#### 2-1. 既設第1および第2高圧貯気槽

高圧貯気槽設備は貯気槽、元弁、高圧導管、充填管、

\* 昭和55年9月29日受付

\*\* 空気力学第二部

\*\*\* 元・空気力学第二部

表 1 高圧貯気槽設備仕様

設備名	型式	内容積	定温装置	元弁型式	貯気槽充填弁	風胴給気弁
第 1 高圧貯気槽設備	球型 10mφ	524m <sup>3</sup>	蓄熱式空缶 充滿型	500φロート弁 空気作動式	6 B 電動 スルース弁	6 B 電動 スルース弁
第 2 高圧貯気槽設備	球型 10mφ	524m <sup>3</sup>	蓄熱式破板 集中型	700φロート弁 空気作動式	6 B 電動 スルース弁	8 B 電動 スルース弁
第 3 高圧貯気槽設備	球型 12mφ	905m <sup>3</sup>	蓄熱式空缶 半充滿型	700φロート弁 空気作動式	6 B 電動 スルース弁	8 B 電動 スルース弁

給気管、弁類および電気設備等で構成されている。当所の高圧貯気槽は内径 10m の球型貯気槽 2 基、内径 12m 球型貯気槽 1 基の計 3 基で、総内容積 1953 m<sup>3</sup>、常用最大圧力 21 kg/cm<sup>2</sup> abs、貯気空気量約 50.5 ton である。表 1 に高圧貯気槽設備の仕様を示す。

高圧貯気槽設備は、各種風胴、乾燥空気製造設備、その他関連機器と接続している。現有の高圧貯気槽設備および関連設備の状況を図 1 に示す。

高圧乾燥空気は 900 kW 空気圧縮機①、1200 kW 空気圧縮機②および昭和 55 年度稼働予定の 3450 kW 空気圧縮機③で製造され、貯気槽充填管④を経て、各貯気槽④、⑤、⑥に並列または単独で充填される。貯気槽に貯蔵された乾燥空気は、各貯気槽測路弁⑦、⑧、⑨によって高圧導管⑩に充填され、貯気槽と高圧導管の圧力が、ほぼ、平衡状態に達した後、各貯気槽元弁⑪、⑫、⑬を並列または単独に介し、高圧導管を通して吹出式超音速風胴⑭、遷音速フラッタ試験設備⑮、上述の二次元風胴⑯のいずれかに多量の空気が短時間に供給される。一方、風胴給気管⑰や貯気槽充填管によって乾燥空気を使用する風胴としては、2 m × 2 m 遷音速風胴⑰、大型低速風胴⑱、操縦面二次元風胴⑲、気流温度検定風胴⑳等がある。これらの風胴は流量は少ないが比較的長時間に亘って高圧空気を消費する設備である。ここで、高圧貯気槽設備および関連設備を設置年代別に整理すると表 2 のとおりである。

高圧貯気槽設備は大型の吹出式風胴の設置計画によって建設または増設されてきた。第 1 高圧貯気槽は昭和 33 年に 2 m × 2 m 遷音速風胴、遷音速フラッタ試験設備の共同使用設備として建設され、第 2 高圧貯気槽は昭和 36 年に吹出式超音速風胴の設置計画により、第 3 高圧貯気槽は昭和 52 年に二次元風胴の設置計画により増設された。空気源①、②、③も各貯気槽設備が建設されるたびに増設されている。

元弁はモルガン・スミスのロート弁で、単に圧縮空気の締切用であり、直流電磁弁操作、圧縮空気により作動

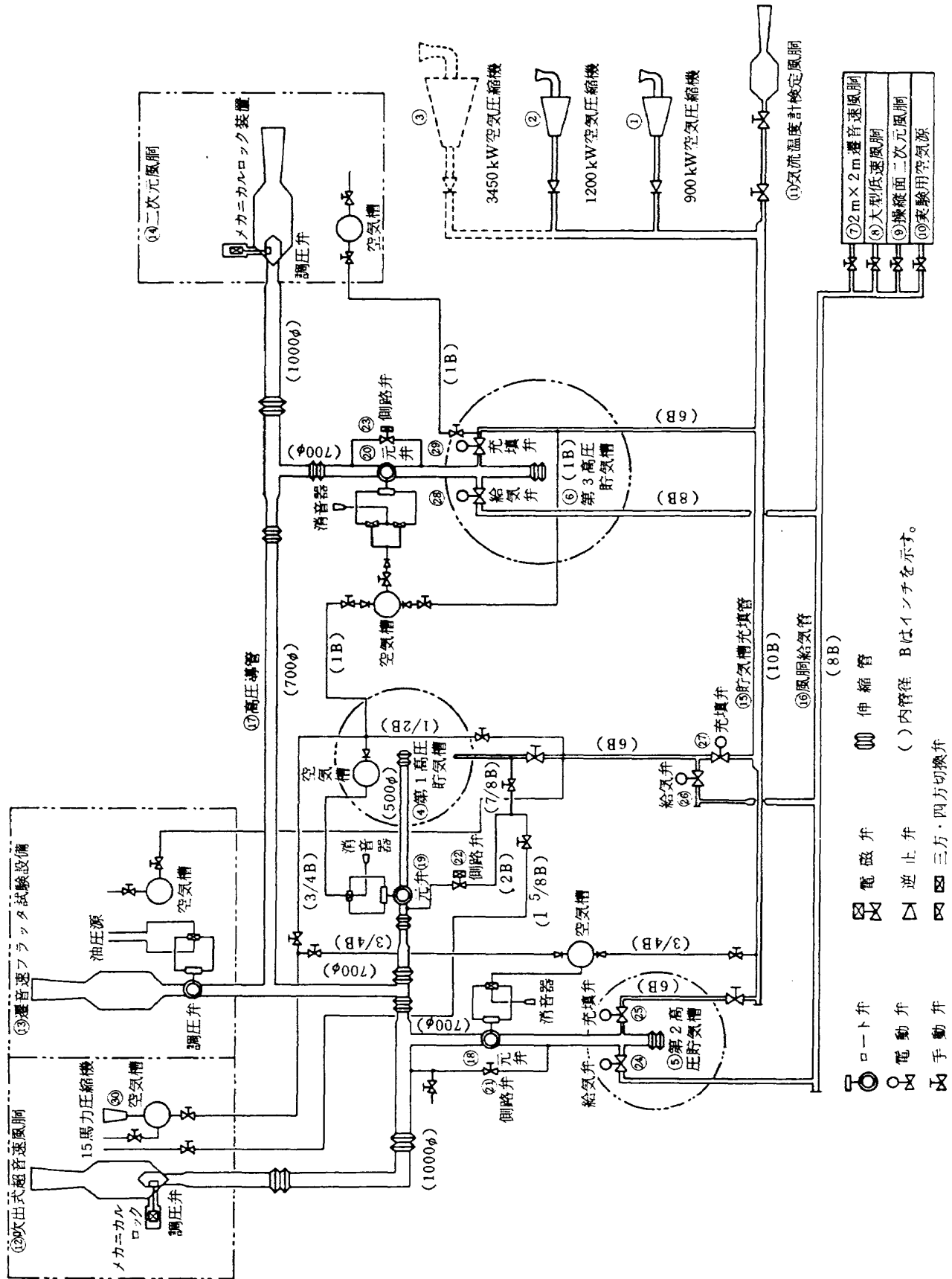
表 2 高圧貯気槽設備および関連設備

設置年代	設備名
昭和 33 年	第 1 高圧貯気槽 (10mφ) 最高圧力 21 kg/cm <sup>2</sup> abs
昭和 34 年	900 kW 空気圧縮機 (往復動式圧縮機) 製造能力 6,000 Nm <sup>3</sup> /H
昭和 34 年	遷音速フラッタ試験設備
昭和 35 年	気流温度計検定風胴
昭和 35 年	2 m × 2 m 遷音速風胴
昭和 36 年	第 2 高圧貯気槽 (10mφ) 最高圧力 21 kg/cm <sup>2</sup> abs
昭和 36 年	1200 kW 空気圧縮機 (ネジ式圧縮機) 製造能力 6,000 Nm <sup>3</sup> /H
昭和 36 年	吹出式超音速風胴
昭和 36 年	操縦面二次元風胴
昭和 40 年	大型低速風胴
昭和 52 年	第 3 高圧貯気槽 (12mφ) 最高圧力 21 kg/cm <sup>2</sup> abs
昭和 53 年	二次元風胴
昭和 55 年 (予定)	3450 kW 空気圧縮機 (ターボ圧縮機) 製造能力 18,000 Nm <sup>3</sup> /H

各空気圧縮機は、各々常用圧力 21 kg/cm<sup>2</sup> abs、絶対湿度 6.5 × 10<sup>-6</sup> H<sub>2</sub>O/Air (kg)

するもので、操作用空気槽をもっている。第 1 高圧貯気槽の元弁は内径 500mm、第 2 高圧貯気槽、第 3 高圧貯気槽の元弁は内径 700mm となっている。操作用空気槽は 900 kW・1200 kW 空気圧縮機からも、吹出式超音速風胴付属の 15 馬力空気圧縮機⑳からも弁の切換で充填できるようになっている。

高圧導管⑩は初期には第 1 高圧貯気槽と遷音速フラッタ試験設備間を結ぶ部分だけであり、貯気槽出口管が内径 500mm、遷音速フラッタ試験設備入口管が内径 700mm となっていた。第 2 高圧貯気槽と吹出式超音速風胴の建設により高圧導管も増設され、第 2 高圧貯気槽出口管が内径 700mm、第 1、第 2 高圧貯気槽の合流点から吹出式超音速風胴間は内径 1000mm となった。高圧導管は溶接構造で、大部分が屋外に配管されているため温度



- ① 900 kW 空気圧縮機
  - ② 1200 kW 空気圧縮機
  - ③ 3450 kW 空気圧縮機
  - ④ 第1高圧貯気槽 (500φ)
  - ⑤ 第2高圧貯気槽 (700φ)
  - ⑥ 第3高圧貯気槽 (700φ)
  - ⑦ 2m × 2m 超音速風洞
  - ⑧ 大型低速風洞
  - ⑨ 操縦面二次元風洞
  - ⑩ 実験用空気源
  - ⑪ 気流温度計検定風洞
- 
- 手動弁
  - ⊖ 電動弁
  - ⊕ 電磁弁
  - ⊞ 三方・四方切換弁
  - ⊟ 逆止弁
  - ⊠ 伸縮管
  - ⊡ ( ) 内径径 B はインチを示す。

図1 高圧貯気槽および関連設備

による熱膨張と風洞通風時の空気力による応力を逃げるためにピンジョイントを持ったゴム製の伸縮接手が4個配置されていた。ゴム製の伸縮管は経年変化が著しく、維持費がかさむので、近年、改良されてきた大口径高圧の金属の伸縮管を昭和50年に採用した。また、貯気槽排気口に配したゴム製の伸縮管も同時に金属の伸縮管に交換した。第3高圧貯気槽と二次元風洞の建設により高圧導管もさらに増設され、第3高圧貯気槽出口管、遷音速フラッタ試験設備入口からの分岐管が内径700mm、合流点から二次元風洞入口まで内径1000mmとなり、伸縮管も貯気槽排気口を含めて4個、新たに配置し、高圧導管の長さは約100mになっている。

貯気槽充填管、風洞給気管は貯気槽の増設により延長、分岐されてきたが3450kW空気圧縮機の増設に伴い、内径6インチの充填管を10インチのものに変更した。貯気槽充填管、風洞給気管には各貯気槽毎に弁が取付けられているが、第1高圧貯気槽だけが手動弁であったので充填管の配管替えの際、電動の貯気槽充填弁㊸と風洞給気弁㊹を増設した。

側路弁は、元弁を開く以前に小口径の管で、高圧導管に空気を充填し、圧力を徐々に昇圧して元弁前後の圧力を平衡させるためのものである。元弁の前後差圧が大きい状態で大口径の元弁を開にすると、元弁下流側高圧導管の圧力が急激に上昇して屈曲部、伸縮管、基礎、各風洞調圧弁等に過大な衝撃を与える。第1、第3高圧貯気槽側路弁は直流電磁弁、第2高圧貯気槽側路弁は手動弁となっている。

電気設備については第五章でのべる。

2-2. 蓄熱式空缶充满型定温装置

第1高圧貯気槽と定温装置を図2に示す。この型式は蓄熱体として写真1に示す空缶を用い、空気取出口を貯気槽中心部に設置し、そのまわりの貯気槽全体に空缶を充満させ、貯気槽内のすべての空気に熱を与える方法である。第1高圧貯気槽に入っている空缶は通称ミルク缶で外径77mm、高さ81.5mmで両端面に直径20mmの通気孔があり、板厚0.28mmで、1個の重量は63.6グラムである。使用個数は約90万個で重量は約57tonである。

2-3. 蓄熱式波板集中型定温装置

第2高圧貯気槽と定温装置<sup>4)</sup>を図3に示す。この定温装置は図4に示すように波板鉄板と平板鉄板を交互に組

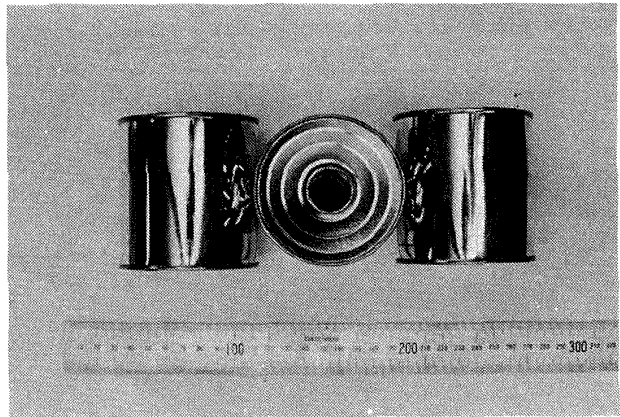


写真1 定温装置用空缶

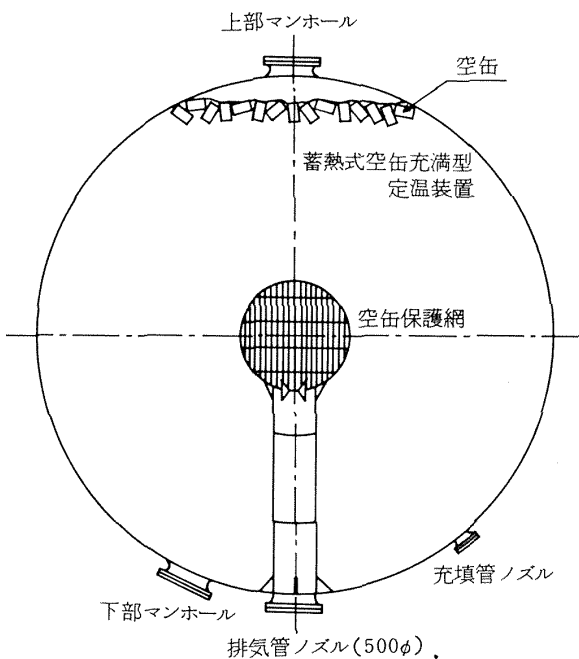


図2 第1高圧貯気槽および定温装置

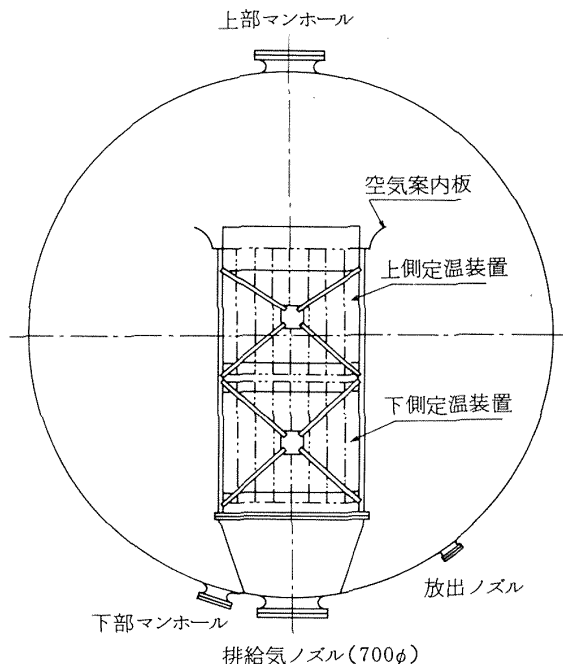


図3 第2高圧貯気槽および定温装置

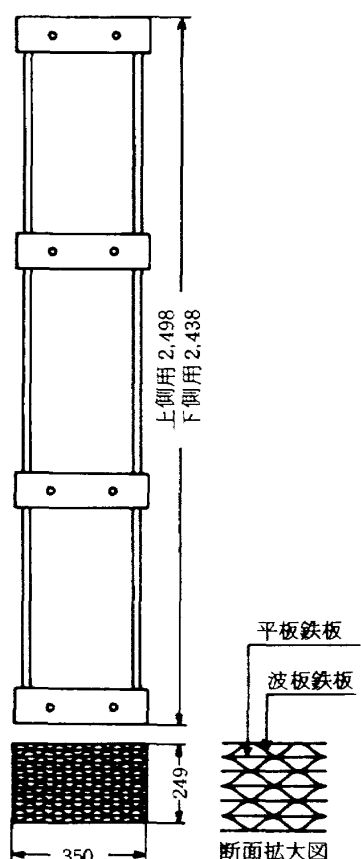


図4 定温装置および型枠

合せて型枠に入れ、ブロックにして、これを図4に示す枠組に集中して設置し、放出空気のみ熱を与える方法で、空気取出口は貯気槽下底から約7m上方に設置されている。第2高圧貯気槽定温装置には、波板、平板鉄板とも厚さ0.6mmの亜鉛引鉄板を使用したブロックが192個設置され、総重量は約30tonである。この型式は第1高圧貯気槽の空缶を貯気槽内に充満する型式に比べて比較的軽量で同程度の効果があるといわれている。

#### 2-4. 吹出式超音速風洞<sup>4)</sup>

本風洞の測定部の大きさは、1m×1m、可換ノズルで、マッハ数範囲は1.4~4.5で最大流量は1100kg/secである。集合胴は内径4mで、調圧弁には気流の偏りの少ないプラグ型弁を採用している。図5に第1、第2高圧貯気槽を同時に使用した時の各一様流マッハ数における風洞持続時間の計算例を示す。計算に使用した各貯気槽の初期値は圧力21kg/cm<sup>2</sup>abs、温度300Kとした。また、後述のように貯気槽内の空気温度変化は第1高圧貯気槽が $n = 1.15$ のポリトロップ変化、第2高圧貯気槽は $\gamma = 1.4$ の断熱変化、風洞集合胴の温度変化は $n' = 1.07$ のポリトロップ変化と仮定した時のものである。現在、当所の高圧貯気槽設備は他風洞と共通使用を

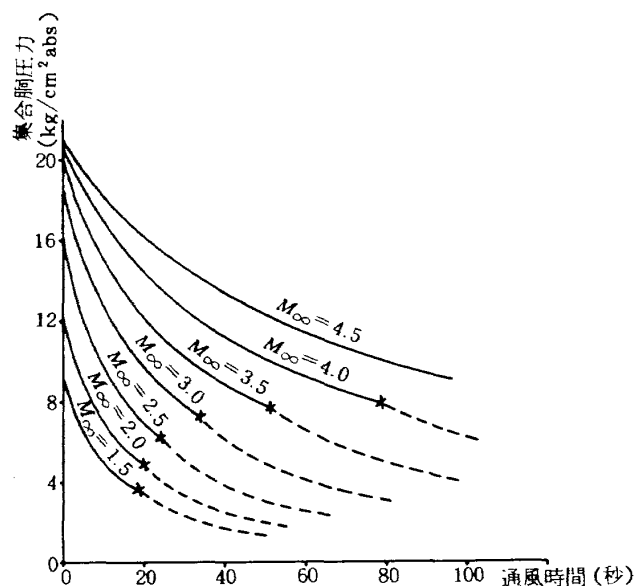


図5 吹出式超音速風洞持続時間

しているため、貯気槽圧力は通常8kg/cm<sup>2</sup>abs以下にはしないようにしている。図中の点線部分は吹止り時の貯気槽圧力が8kg/cm<sup>2</sup>absとした場合の持続時間を示す。

### 3. 定温装置の特性測定

現在、多く用いられている吹出式風洞の定温装置は高圧貯気槽内に蓄熱体を設置し、空気充填時にこれに熱を貯え、空気放出時にこれより放熱し、それによって、放出空気の急激な温度変化を防ぐ方法である。この方法は放出量が多量の場合でも、放出空気温度が比較的、一定に保たれ、構造も単純で建設経費も低廉である。定温装置の構造には様々なものがあるが、その定温効果についての報告はほとんどなくわずかにL・E・Leavy<sup>5)</sup>が報告している程度である。

気流の温度変化の影響による、測定部のレイノルズ数の変化はCompressible Airflow: Table<sup>6)</sup>によれば図6に示される通りである。例えば、マッハ数 $M_\infty = 1$ で集合胴温度が290Kから270Kまで20℃の温度降下をすると集合胴圧力が1kg/cm<sup>2</sup>absの場合、1m当りのレイノルズ数は $1.547 \times 10^7$ から $1.702 \times 10^7$ まで約10%以上変化する。このことは、風洞試験中に供試模型の大きさを10%以上変化させることと同じことであり、気流の温度変化は風洞試験の精度を低下させる一つの要因となっている。そこで、既設高圧貯気槽の 1) 槽内空気温度 2) 球殻板および定温装置の温度および 3) 吹出式超音速風洞集合温度の測定を行ない、その定温効果について考察する。

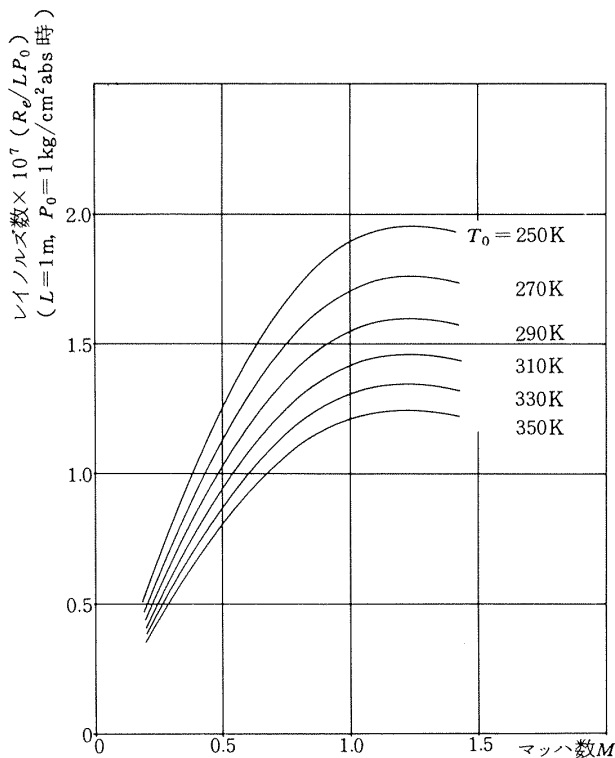


図6 風洞集合胴温度によるレイノルズ数の変化

### 3-1. 測定方法

測定は、①第1高圧貯気槽を使用した時の貯気槽内と風洞集合胴の空気温度、②第2高圧貯気槽を使用した時の貯気槽内と風洞集合胴の空気温度、③第2高圧貯気槽の球殻板および蓄熱装置の温度について行なった。①、②の測定は定温装置の相違による空気温度の相違を比較する目的で風洞通風を同じ条件で行なうことにし、③は球殻板が槽内空気温度によって、どのように変化するか

を調べる目的で行なった。測定記録は8ch・ペンレコーダー、2ch・X-Yレコーダーを用いた。熱電対の零点保障は魔法瓶の水で行なった。また、貯気槽圧力の測定は圧力変換器により測定した。

#### (1) 温度測定素子

吹出式風洞の持続時間は貯気槽容量によって制限され、吹出式超音速風洞では前述のように数十秒から百秒である。各部の温度変化はこの時間内におこるので、測定には応答性の高い受感素子を必要とする。また、温度測定範囲は貯気槽内の空気が断熱膨張をすると仮定すれば $+30^{\circ}\text{C} \sim -100^{\circ}\text{C}$ 位になることが予想される。そこで、以上の条件を満足する温度測定素子として測定範囲の大きいアルメルクロメル熱電対を使用することとした。応答性を高めるため熱電対素子の熱容量を十分小さくすることにし、素線の太さは外径0.1mm(写真2)のもので、素子は電弧溶接とした。

#### (2) 温度測定位置

第1高圧貯気槽の測定点は図7に示すように定温装置上端面から約1mの深さの点にあり、空気取出口はそこからさらに1m深い位置にある。貯気槽内には空缶が充填されているので、多数の測定点とはれず、空缶を掘り、定温装置内に1ヶ所とした。熱電対素子は図に示すように1つの空缶の3ヶ所にとりつけ、A点では空缶の通気孔空気、B点では空缶内空気、C点では空缶表面の温度を測定した。

第2高圧貯気槽については、定温装置の構造が蓄熱式波板集中型であるため、貯気槽内空気は断熱膨張をし、貯気槽が低温にさらされることが予想されるので貯気槽球殻板にも測定点を設け、図8に示すように8ヶ所を測

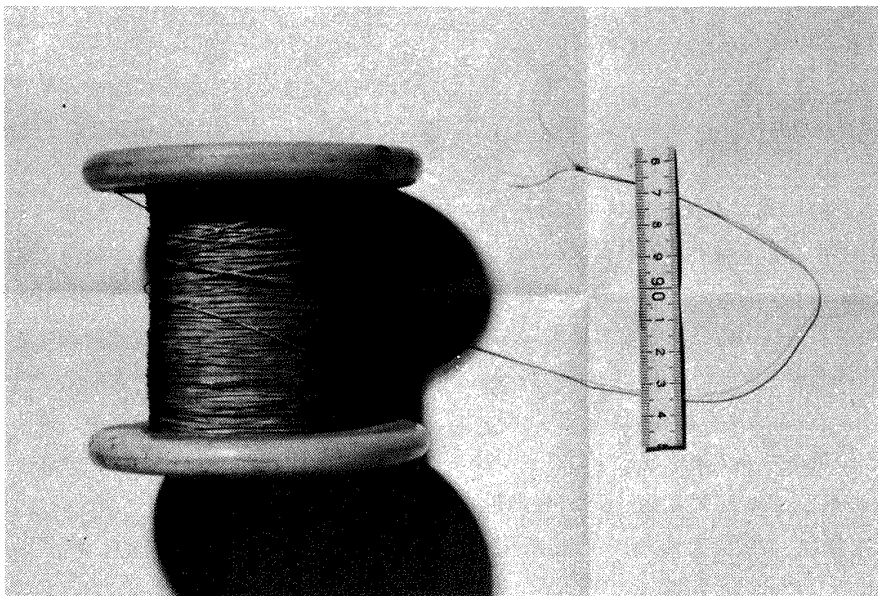


写真2 熱電対素線



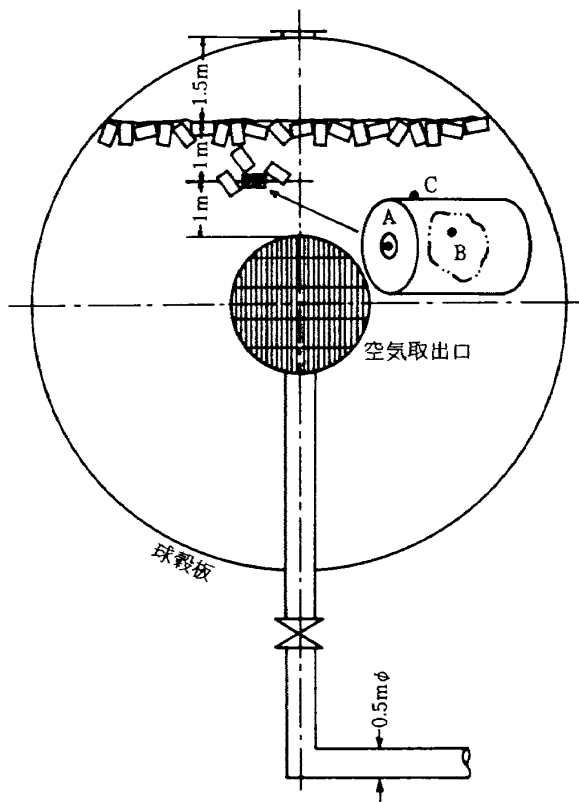


図7 第1高圧貯気槽温度測定位置

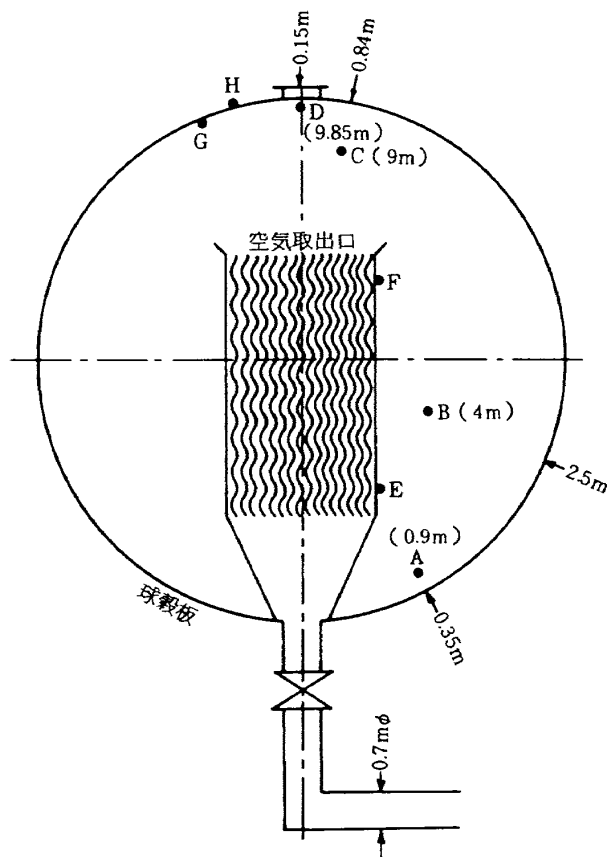


図8 第2高圧貯気槽温度測定位置  
球殻板への矢印に付された数字は球殻板から測定点までの距離を示す。( )内の数字は貯気槽底部からの距離

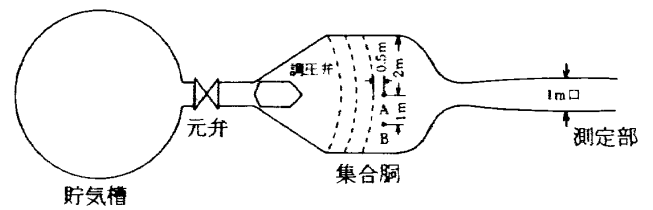


図9 吹出式超音速風胴温度測定位置

定点とした。A点は貯気槽下層部の空気温度測定点、B点は貯気槽中心部の空気温度測定点、C点は定温装置入口の空気温度測定点、D点は貯気槽最上部の空気温度測定点である。F点、E点はそれぞれ、入口と出口における定温装置の温度測定点である。G、H点はそれぞれ貯気槽球殻板の内面および外面の温度測定点である。

吹出式超音速風胴集合胴空気温度測定については、図9に示すように風胴集合胴の整流網下流50cmの集合胴中心部A点と中心より約1m外側のB点の2ヶ所を測定点とした。熱電対素子は応答速度を高めるため空気中にむきだしのまま設置した。また、集合胴温度の測定において、気流の速度が数十m/s以内であることから、気流の温度はよどみ点温度と等しいとした。

### 3-2. 結果と考察

#### (1) 高圧貯気槽および風胴集合胴の温度測定結果

図10は第1高圧貯気槽を使用し、マッハ数  $M_\infty = 1.515$ 、集合胴圧力  $P_0 = 1.6 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  で貯気槽圧力  $P_T = 18.5$  から  $6.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  まで29秒間通風した場合のもので、上図は風胴集合胴圧力を点線で、集合胴温度を○印で、また、初期温度をもとに計算したポリトロープ指数  $n' = 1.07$  の曲線を実線で示す。下図は貯気槽内の各測定点の温度を通風時間を横軸にプロットしたものである。また、同図には、断熱膨張を仮定した計算値を点線で示す。一点鎖線は温度降下最終値をもとに算出したポリトロープ変化を示したものでこれについては後述する。風胴集合胴温度は、風胴の通風開始直後に急激な上昇および下降を起し、約2秒後からゆるやかに減少し、22秒後から、また急激に変化している。集合胴圧力は風胴の通風開始とともに上昇をし、最大値を示した後、やや減少し、約2秒で一定になり設定圧力を示している。16.5秒位より漸減傾向を示し、約22秒後に急激な圧力降下を起している。また、この時点で高圧導管は激しい異状音を発していた。これらの現象は、貯気槽出口の導管断面積 ( $0.2 \text{ m}^2$ ) が調圧弁の開度面積 ( $\text{max } 0.5 \text{ m}^2$ ) より小さいため、貯気槽出口管径で空気流量が制限され、導管内の流速が音速になり、チョーク現象を起したものと思われる。高圧導管がチョーク現

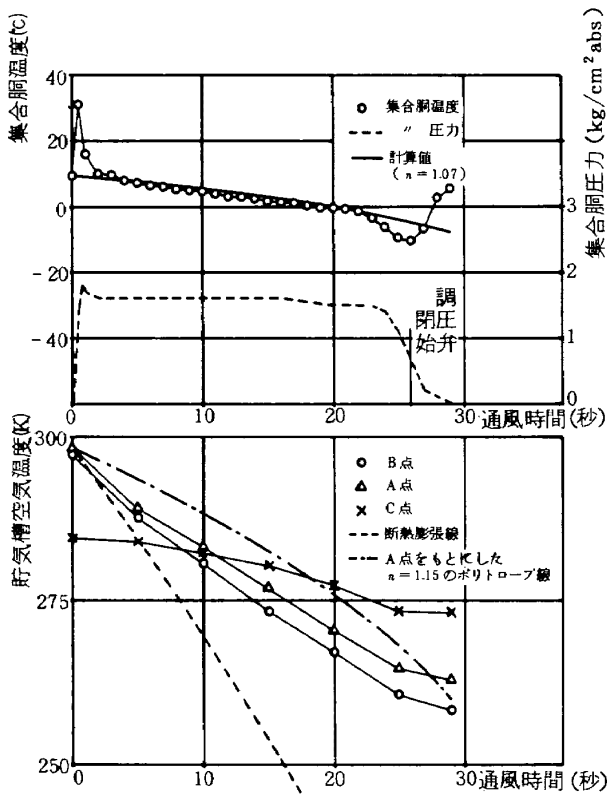


図 10 第 1 高圧貯気槽使用による風胴集合胴温度変化 ( $P_0 = 1.6 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ ,  $M = 1.515$ ) および集合胴圧力と第 1 高圧貯気槽空気および定温装置 (缶) 温度変化

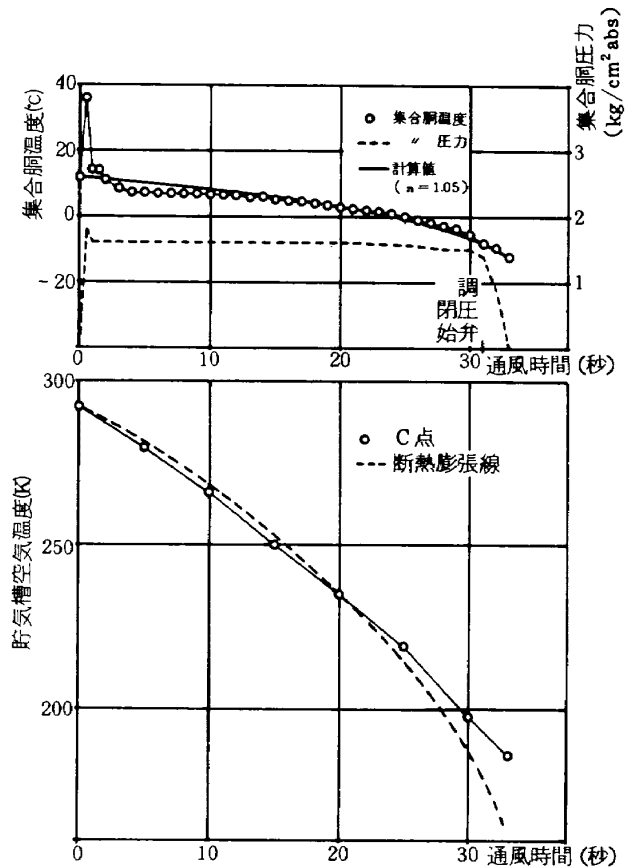


図 11 第 2 高圧貯気槽使用による風胴集合胴温度変化 ( $P_0 = 1.61 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ ,  $M = 1.516$ ) および集合胴圧力と第 2 高圧貯気槽内空気温度 (C 点)

象を起こすことは安全上好ましくないので第 1 高圧貯気槽を単独で通風しないのがのぞましい。

一方、貯気槽内の空気温度は圧力降下とともに定温装置より熱を受け、断熱膨張線に比べると、ゆるやかな変化を示している。同時に測定した定温装置の空缶の温度が漸減しており、定温装置が空気に熱を与えている状況がよく示されている。

図 11 は第 2 高圧貯気槽を使用し、マッハ数  $M_\infty = 1.516$ 、集合胴圧力  $P_0 = 1.61 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  で、貯気槽圧力  $P_T = 19.5$  から  $2.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  まで 33 秒間通風した場合のもので、上図は風胴集合胴圧力を点線で、集合胴温度を○印で、また、初期温度をもとに計算した  $n' = 1.05$  の曲線を実線で示す。下図は貯気槽内空気温度を○印で、計算による空気の断熱膨張を点線で、通風時間を横軸にしてプロットしたものである。風胴集合胴温度は第 1 高圧貯気槽を使用した時と同様に、風胴の通風開始直後に急激な上昇および下降を示した後、約 2 秒でゆるやかな変化となっている。

風胴集合胴圧力は風胴の通風開始とともに上昇をし、約 1 秒で設定圧力になり、25 秒位から漸減傾向を示しているが、第 1 高圧貯気槽使用の時に起こったチョーク

現象はない。一方、貯気槽内の空気温度は圧力降下により、急激な変化を示し、ほぼ断熱的に変化している。図 12 は第 2 高圧貯気槽を圧力  $P_T = 19.7$  から  $9.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  まで 43 秒間で圧力降下させた場合の貯気槽各部の温度測定結果である。また、同図には C 点の初期温度をもとに計算した断熱膨張線を点線で示す。貯気槽内空気温度は測定位置 A, B, C 点では急激な降下を示し、断熱膨張線とよく一致している。D 点では貯気槽球殻板に比較的近いので、球殻板より熱をうけて、A, B, C 点に較べるとややゆるやかな変化を示している。E, F 点は定温装置の入口と出口の温度で数度の変化となっている。また、貯気槽球殻板の温度は内面の G 点で数度、外面の H 点ではほとんど変化していない。

(2) 第 1 および第 2 高圧貯気槽内空気温度変化

第 1 高圧貯気槽内の空気温度は定温装置より熱をうけ、図 10 に示すように断熱膨張線より、ゆるやかな変化を示す。測定温度をポリトロープ変化と仮定して温度降下最終値をもとに  $T_T = T_{Ti} \cdot (P_T / P_{Ti})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$  よりポリトロープ指数を求めると  $n \approx 1.15$  となる。同図に  $n = 1.15$  のポリトロープ変化を一点鎖線で示した。また、貯気槽からの放出空気は温度測定位置が空気取出口より 1 m 位

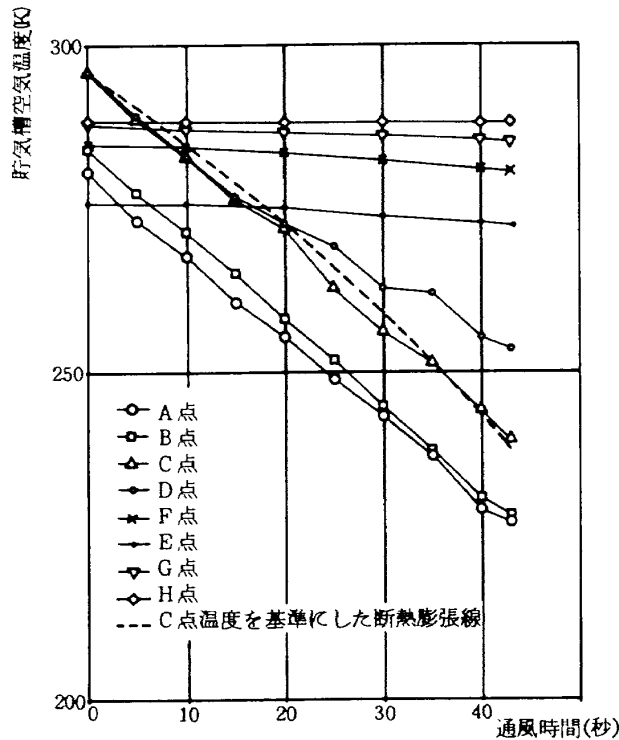


図12 第2高圧貯気槽内空気温度変化および定温装置温度変化

の距離なので、ほぼ貯気槽内空気温度に近いものと考えられる。

第2高圧貯気槽内空気温度の変化は図12に示す測定値をもとに各点のポリトロップ指数を求めると、B、C点はほぼ断熱膨張となっているが、A、D点は球殻板より熱をうけて変化している。図13に各測定位置の貯気槽球殻板からの距離とポリトロップ指数との関係を○印で示す。同図より球殻板からの空気への伝熱量は距離が増加すると減少し84 cm離れた所ではほぼ断熱変化となっている。このことは、温度境界層が出来ていること、および空気の境膜伝熱係数<sup>8)</sup>が小さいため、貯気槽球殻板からの熱の放出が少ないことを表わしている。文献(8)によれば、境膜伝熱係数は $h = \lambda / B$ で表わされ、本測定の結果をもとに概算すると約2 Kcal/m<sup>2</sup>h<sup>0</sup>Cとなる。ただし、Bは境膜の厚さ、 $\lambda$ は熱伝導係数である。

事実、球殻板の内外面の温度低下量も数度となっており、この種の貯気槽では低温脆性は問題にならないことを示している。図14は縦軸に測定点の高さ、横軸に図12に示す貯気槽内初期空気温度をプロットしたものである。注目すべきことは、貯気槽内の空気温度が測定点の高さによって上下に16℃の温度差があり、水平な温度の層が生じている。この現象は第1高圧貯気槽にも存在すると思われる。これは、高圧空気圧縮機から吐出される高い温度の空気が上部に温度の下った空気が下部に

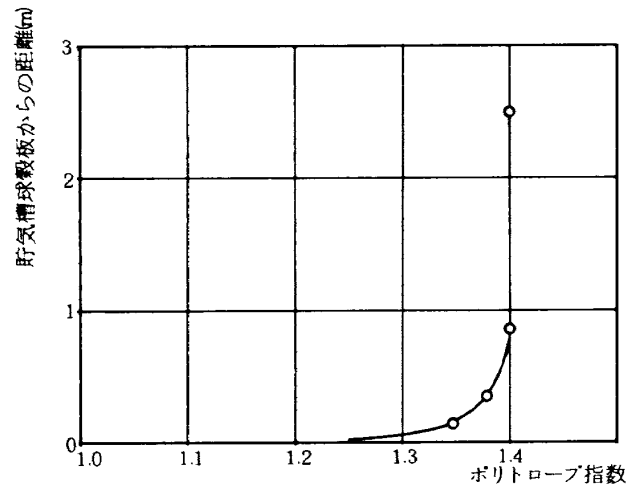


図13 球殻板によるポリトロップ指数の変化

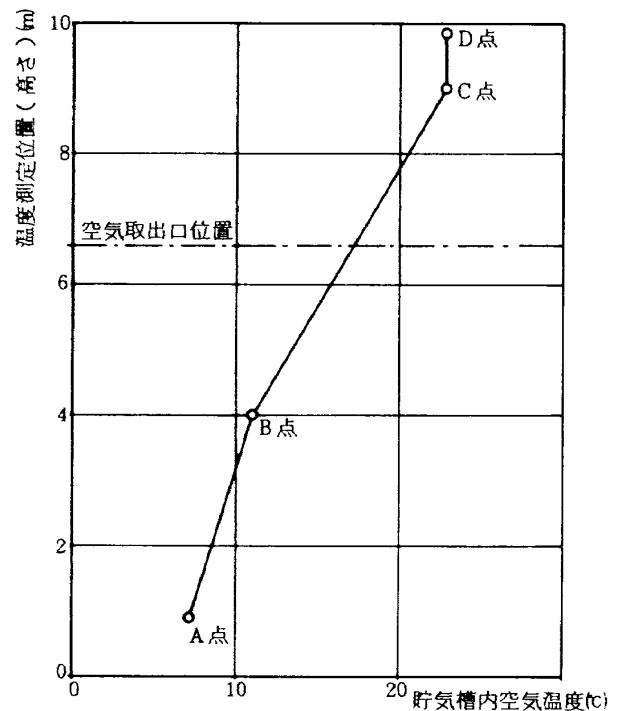


図14 第2高圧貯気槽内位置による空気温度の違い

貯蔵されるためと思われる。

### (3) 風胴集合胴内温度変化

図10、11に示されている風胴通風開始時の急激な温度上昇は、L・E・Leavy<sup>5)</sup>によれば、衝撃波管と同じように高圧空気を集合胴に噴出させた場合に生ずる衝撃波が接触面に先行して、最初集合胴にあった空気を圧縮し、温度上昇を起こしたものと考え、この空気が掃気されて接触面が流出してしまうとともに、この上昇は消滅するとしている。吹出式超音速風胴の場合、この時間を計算すると約1.5秒となり、測定値にほぼ一致している。

図15に定温装置の違いによる風胴集合胴温度の比較を示す。上図は風胴集合胴温度を、下図は貯気槽内空気

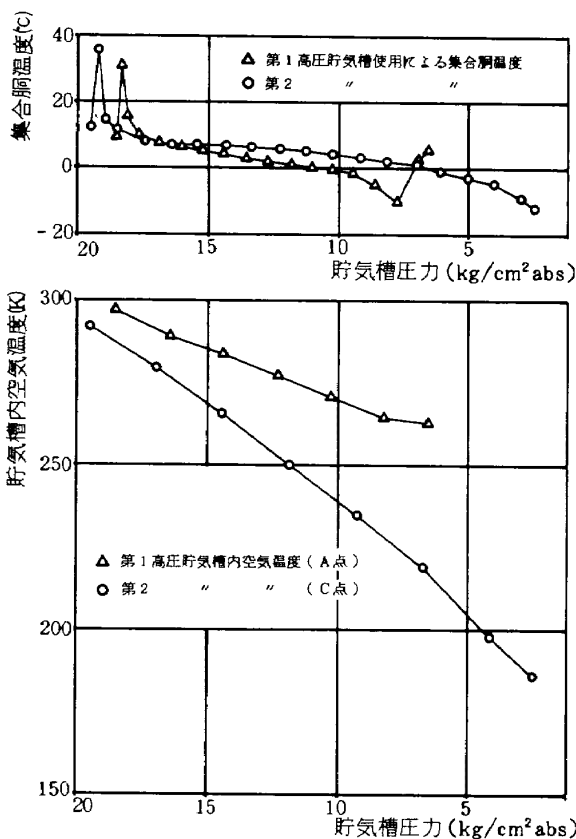


図 15 高圧貯気槽定温装置の違いによる吹出式風胴の集合同温度変化および貯気槽内空気温度変化

温度を貯気槽圧力に対してプロットしたもので、△印は蓄熱式空缶充満型、○印は蓄熱式波板集中型の定温装置の使用を示す。蓄熱式空缶充満型の定温装置を使用した時の風胴集合同温度は通風直後のピークを除いては、ほぼ直線的に変化し、蓄熱式波板集中型の定温装置を使用した時は通風直後のピーク後、曲線的に変化している。また、初期温度からの降下量は図 10, 11 より、吹き始めから約 20 秒後をとってみると、約 1°C、波板集中型定温装置の方が少なくなっている。

3-3. 結論

(1) 貯気槽内の空気温度は、蓄熱式空缶充満型の定温装置を取りつけた貯気槽と蓄熱式波板集中型の定温装置を取りつけた貯気槽では、大きく違い、前者がポリトロープ指数  $n \div 1.15$  で変化し、温度降下が少ないのに対し、後者は、ほぼ断熱的に変化し、温度降下が大きい。

(2) 貯気槽に貯えられる空気は、水平な温度層からなり、上部に温度の高い空気が、下部にいくほど温度の低い空気が貯えられている。

(3) 急激な温度降下による貯気槽球殻板への影響は、空気の境膜伝熱係数が小さいことと、体積対比の熱容量が大きく違うことから、槽内の空気が低温になっても、

貯気槽の温度変化は数度に過ぎず、低温脆性は問題にならない程度である。

(4) 風胴集合同の温度変化は定温装置の違いによる、大きな差はないが、空缶充満型は時間に対し直線的に変化し、波板集中型は曲線的に変化する。

(5) 吹出式風胴を通風する際、第 1 高圧貯気槽を単独で使用すると、空気取り出口の管径が調圧弁の最大開度面積より小さいため、空気流量が出口管径で制限され、出口管で音速になる。安全上、第 1 高圧貯気槽は単独使用をしないことがのぞましい。

4. 新設の第 3 高圧貯気槽の設計と製作

4-1. 貯気槽の大きさの決定

新設された二次元風胴<sup>1,2,3)</sup>は測定部の大きさ 0.3 m × 1.0 m, マッハ数範囲  $M_\infty = 0.6 \sim 1.2$  である。試験レイノルズ数は実機レイノルズ数  $4 \times 10^7$  を実現させるために、風胴集合同圧力  $P_0 = 10 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  以上で通風できるようになっている。吹出式風胴の持続時間は貯気槽の大きさに左右されるので、風胴持続時間と貯気槽の関係を求めることにした。計測時間は 4 秒となっており、計測時間 4 秒を保障するために最小通風時間 10 秒としている。また、貯気槽最高圧力は既設の貯気槽最高圧力 ( $21 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ ) と同じとした。

(1) 風胴持続時間の計算

風胴持続時間は風胴ノズル喉部の空気流量と貯気槽に貯えられた空気量によってきまる。図 16 に貯気槽と風胴の概念図を示す。風胴ノズル喉部を流れた空気量を  $W \text{ kg}$  とすると、その時間的变化は次式により表わされる。

$$\frac{dW}{dt} = \rho \cdot U \cdot A \cdot g = \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{a}{a_0} \cdot M \cdot A \cdot g \cdot \rho_0 \cdot a_0 \tag{1}$$

ここで、 $t$  は時間、 $g$  は重力の加速度、 $\rho$ ,  $U$ ,  $a$ ,  $M$  は空気の密度、速度、音速およびマッハ数を示し、 $A$  は管路の断面積を示す。添字 0 は集合同内の値、添字無しは風胴ノズル喉部の値を示す。また、 $a_0 = \sqrt{kRT_0}$ ,  $\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0}$ ,  $T_0 = T_{Ti} \left( \frac{P_T}{P_{Ti}} \right)^{\frac{n'-1}{n'}}$  と表わすことができるので、

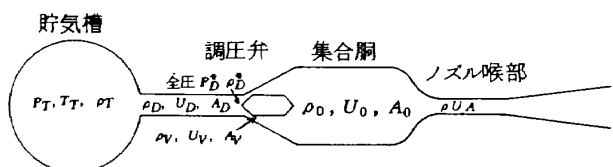


図 16 貯気槽、風胴概念図

$$\frac{dW}{dt} = \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{a}{a_0} \cdot M \cdot A \cdot g \cdot \frac{P_0 \sqrt{k}}{\sqrt{RT_{Ti}}} \cdot P_{Ti}^{\frac{n'-1}{2n'}} \cdot P_T^{\frac{1-n'}{2n'}} \quad (2)$$

となり、 $\frac{dW}{dt}$  は変数  $P_T$  の関数として表わすことができる。ここで、 $T$ 、 $P$  は空気の温度と圧力、 $k$  は空気の定圧比熱の定積比熱に対する比、 $n'$  はポリトロップ指数、 $R$  は空気の気体常数を示す。 $\frac{\rho}{\rho_0}$ 、 $\frac{a}{a_0}$  は  $M$  のみの関数である。添字  $T$  は貯気槽状態を示し、 $i$  は初期値を示す。

一方、風胴の通風によって貯気槽から放出される空気量  $W$  は既設の二基の貯気槽と新設貯気槽の放出空気量の合計である。各貯気槽からの放出空気量  $w$  は第1、第2、第3の各貯気槽の値の右上に記号  $'$ 、 $''$ 、 $'''$  をつけることにすると次式によって表わされる。

第1高圧貯気槽：

$$w' = V_T' \cdot g \cdot (\rho_{Ti}' - \rho_T') \quad (3)$$

第2高圧貯気槽：

$$w'' = V_T'' \cdot g \cdot (\rho_{Ti}'' - \rho_T'') \quad (4)$$

第3高圧貯気槽：

$$w''' = V_T''' \cdot g \cdot (\rho_{Ti}''' - \rho_T''') \quad (5)$$

全貯気槽の放出空気量  $W$  は

$$W = w' + w'' + w''' \quad (6)$$

全貯気槽併用であるから、

$$P_{Ti}' = P_{Ti}'' = P_{Ti}''', \quad P_T' = P_T'' = P_T''' \quad (7)$$

が成り立つ。また  $T_{Ti}' = T_{Ti}'' = T_{Ti}'''$  と仮定し、空気の状態方程式  $\rho = \frac{P}{RT}$  を用いると(3)~(7)より、次式が得られる。

$$W = \frac{g}{R} \left[ V_T' \left( \frac{P_{Ti}'}{T_{Ti}'} - \frac{P_T'}{T_T'} \right) + V_T'' \left( \frac{P_{Ti}''}{T_{Ti}''} - \frac{P_T''}{T_T''} \right) + V_T''' \left( \frac{P_{Ti}'''}{T_{Ti}'''} - \frac{P_T'''}{T_T'''} \right) \right] \quad (8)$$

また、第1高圧貯気槽内の空気温度は前述のように、定温装置が蓄熱式空缶充填型であるため  $T_T' = T_{Ti}' \left( \frac{P_T'}{P_{Ti}'} \right)^{\frac{n-1}{n}}$  である。また、第2高圧貯気槽は蓄熱式波板集中型のため、貯気槽内の空気温度はほぼ断熱的に降下するので  $T_T'' = T_{Ti}'' \left( \frac{P_T''}{P_{Ti}''} \right)^{\frac{k-1}{k}}$  となっている。第3高圧貯気槽内の空気温度は後述するように、蓄熱式空缶半充填型のため  $T_T''' = T_{Ti}''' \left( \frac{P_T'''}{P_{Ti}'''} \right)^{\frac{nk-0.4n-0.6k}{nk}}$  とすれば

$$W = \frac{g}{R} \cdot \frac{P_{Ti}}{T_{Ti}} (V_T' + V_T'' + V_T''') - \frac{g}{RT_{Ti}} \left( V_T' \cdot P_{Ti}^{\frac{n-1}{n}} \cdot P_T^{\frac{1}{n}} + V_T'' \cdot P_{Ti}^{\frac{k-1}{k}} \cdot P_T^{\frac{1}{k}} + V_T''' \cdot P_{Ti}^{\frac{nk-0.4n-0.6k}{nk}} \cdot P_T^{\frac{0.4n+0.6k}{nk}} \right) \quad (9)$$

となる。微分すると次式が得られる。

$$\frac{dW}{dt} = \left[ -\frac{gV_T'}{RT_{Ti}} \cdot P_{Ti}^{\frac{n-1}{n}} \cdot \frac{1}{n} \cdot P_T^{\frac{1-n}{n}} - \frac{V_T'' g}{RT_{Ti}} \cdot P_{Ti}^{\frac{k-1}{k}} \cdot \frac{1}{k} \cdot P_T^{\frac{1-k}{k}} - \frac{gV_T'''}{RT_{Ti}} \cdot P_{Ti}^{\frac{nk-0.4n-0.6k}{nk}} \cdot \frac{0.4n+0.6k}{nk} \cdot \frac{1}{k} \cdot P_T^{\frac{1-k}{k}} - \frac{0.6k+0.4n-nk}{nk} \right] \frac{dP_T}{dt} \quad (10)$$

故に(2)式、(10)式より

$$\frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{a}{a_0} \cdot M \cdot A \cdot g \cdot \frac{P_0 \sqrt{k}}{\sqrt{RT_{Ti}}} \cdot P_{Ti}^{\frac{n'-1}{2n'}} \cdot P_T^{\frac{1-n'}{2n'}} = \left[ -\frac{gV_T'}{RT_{Ti}} \cdot P_{Ti}^{\frac{n-1}{n}} \cdot \frac{1}{n} \cdot P_T^{\frac{1-n}{n}} - \frac{gV_T''}{RT_{Ti}} \cdot P_{Ti}^{\frac{k-1}{k}} \cdot \frac{1}{k} \cdot P_T^{\frac{1-k}{k}} - \frac{gV_T'''}{RT_{Ti}} \cdot P_{Ti}^{\frac{nk-0.4n-0.6k}{nk}} \cdot \frac{0.4n+0.6k}{nk} \cdot \frac{1}{k} \cdot P_T^{\frac{1-k}{k}} - \frac{0.6k+0.4n-nk}{nk} \right] \frac{dP_T}{dt}$$

となる。 $n = 1.15$ 、 $k = 1.4$ 、 $T_{Ti} = 290 \text{ K}$ 、 $A = 0.3 \text{ m}^2$ 、 $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ 、 $P_{Ti} = 210000 \text{ kg/m}^2$ 、 $R = 287.024 \text{ m}^2/\text{s}^2 \text{ K}$ 、 $n'$  は第1高圧貯気槽使用時の集合胴温度により計算した値 1.07、 $\rho$ 、 $a$ 、 $M$  を一定とすれば

$$0.018 \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{a}{a_0} \cdot M \cdot P_0 \cdot P_T^{-\frac{7}{214}} = - \left[ 0.000506 V_T' \cdot P_T^{-\frac{3}{23}} + 0.00279 V_T'' \cdot P_T^{-\frac{2}{7}} + 0.00100647 V_T''' \cdot P_T^{-\frac{31}{161}} \right] \frac{dP_T}{dt} - 0.018 \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{a}{a_0} \cdot M \cdot P_0 \cdot dt = \left[ 0.000506 V_T' \cdot P_T^{-\frac{481}{4922}} + 0.00279 V_T'' \cdot P_T^{-\frac{379}{1498}} + 0.00100647 V_T''' \cdot P_T^{-\frac{5507}{34454}} \right] dP_T \quad (11)$$

となる。

(11)式を  $t = 0$  から  $t = t$  まで積分すると

$$-0.018 \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{a}{a_0} \cdot M \cdot P_0 \cdot t + C$$

$$= 0.000561 V_T' \cdot P_T \frac{4441}{4922} + 0.00373 V_T'' \cdot P_T \frac{1119}{1498} + 0.00120 V_T''' \cdot P_T \frac{28947}{34454} \quad (12)$$

ここで

$$C = 0.000561 V_T' \cdot P_{Ti} \frac{4441}{4922} + 0.00373 V_T'' \cdot P_{Ti} \frac{1119}{1498} + 0.00120 V_T''' \cdot P_{Ti} \frac{28947}{34454}$$

(12)式にそれぞれの変数の最終値を代入すると風胴持続時間を計算することが出来る。

$$t = \frac{0.000561 V_T' (P_{Ti} \frac{4441}{4922} - P_{Tf} \frac{4441}{4922})}{0.018 \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{a}{a_0} \cdot M \cdot P_0} + \frac{0.00373 V_T'' (P_{Ti} \frac{1119}{1498} - P_{Tf} \frac{1119}{1498})}{0.018 \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{a}{a_0} \cdot M \cdot P_0} + \frac{0.00120 V_T''' (P_{Ti} \frac{28947}{34454} - P_{Tf} \frac{28947}{34454})}{0.018 \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{a}{a_0} \cdot M \cdot P_0} \quad (13)$$

ただし、添字  $f$  は最終値を示す。しかし、風胴持続時間を求めるためには、気流が持続可能な貯気槽の最小圧力を求めなければならないが、この圧力は、調圧弁直前までの管路損失と調圧弁の損失によって異なってくる。

(2) 調圧弁直前までの管路損失の計算

調圧弁直前の管内の密度、速度、断面積  $\rho_D, U_D, A_D$  とすると、風胴ノズル喉部の流量と等しいから、

$$\rho_D \cdot U_D \cdot A_D = \rho \cdot U \cdot A$$

あるいは

$$\frac{\rho_D}{\rho_D^*} \cdot \frac{U_D}{a_D} \cdot A_D \cdot a_D \cdot \rho_D^* = \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{U}{a_0} \cdot A \cdot a_0 \cdot \rho_0 \quad (14)$$

となる。

$\rho_D^*$  は調圧弁直前のよどみ点密度である。また、そこにおける管内の流れのマッハ数を  $M_D$ 、風胴ノズル喉部のマッハ数を  $M$ 、調圧弁直前の総圧を  $P_D^*$  とし、調圧弁前後で全エンタルピーを一定と仮定すれば

$$\rho_D^* / P_D^* = \rho_0 / P_0$$

これらの関係を用いて(14)式を変形すると

$$\frac{\rho_D}{\rho_D^*} \cdot \frac{a_D}{a_0} \cdot M_D = \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{a}{a_0} \cdot M \cdot \left[ \frac{A}{A_D} \cdot \frac{P_0}{P_D^*} \right] \quad (15)$$

となる。一方、管路損失  $P_T - P_D^*$  を次の形で与えれば

$$P_T - P_D^* = K_D \frac{\rho u^2}{2g} = K_D \frac{\gamma}{2} P_D M_D^2$$

従って

$$\frac{P_T}{P_D^*} = 1 + K_D \frac{\gamma}{2} \left( \frac{P_D}{P_D^*} \cdot M_D^2 \right) \quad (16)$$

ただし、 $K_D$  は抵抗係数である。右辺の ( ) 内は  $M_D$  のみの関数であるから、 $M_D$  を与えると適当な  $K_D$  を与えることによって  $P_T / P_D^*$  が定まる。乱流の場合の管路の圧損失は Fanning<sup>8)</sup> によれば

$$\Delta P = 4f \left( \frac{l}{d} \right) \cdot \left( \frac{\rho u^2}{2g} \right) = K_D \left( \frac{\rho u^2}{2g} \right)$$

であるから

$$K_D = 4f \cdot \left( \frac{l}{d} \right) \quad (17)$$

となる。ただし、 $f$  は円管の摩擦係数、 $d$  は管の直径、 $l$  は管の長さである。 $f = 0.006$ 、 $d = 1$  m、 $l = 105$  m (円管直交の場合の抵抗として  $l_1 = 75$  m、 $90^\circ$  ベンドの場合の抵抗は  $l_2 = 10$  m とした。)<sup>8)</sup> を式(17)に代入すると

$$K_D \doteq 2.5$$

となる。設計上、安全側に考えて  $K_D = 3$  とし、(15)、(16)式を組み合わせ、 $(P_T / P_D^*)$  と  $(P_0 / P_D^* \cdot A / A_D)$  の関係を求め、図 17 に示す。

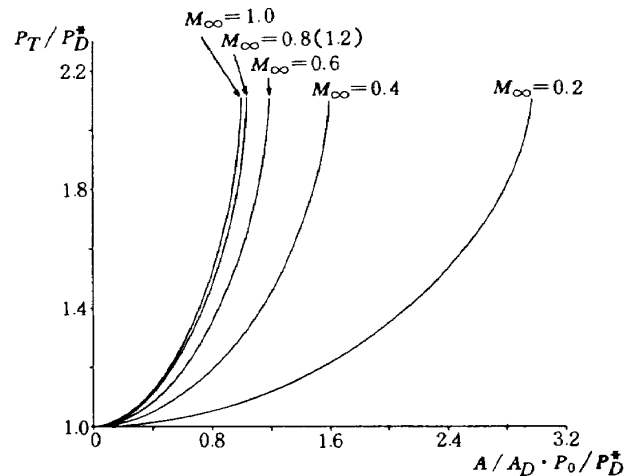


図 17 調圧弁直前までの管路損失 (抵抗係数 = 3 として)

(3) 調圧弁の圧力損失の計算

(15)式と同様な関係が調圧弁の最小断面  $A_V$  と風胴ノズル喉部との間にも成り立つから

$$\frac{\rho_V}{\rho_D^*} \cdot \frac{a_V}{a_0} \cdot M_V = \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{a}{a_0} \cdot M \cdot \frac{A}{A_V} \cdot \frac{P_0}{P_D^*} \quad (18)$$

となる。調圧弁の損失として  $A_V$  における全圧と静圧の差を基準に損失係数  $K_V$  を用いると

$$P_D^* - P_0 = K_V (P_D^* - P_V) \quad (19)$$

(18)、(19)式より  $P_0 / P_D^*$  を消去すると

$$\frac{A}{A_V} = \frac{\rho_V}{\rho_D^*} \cdot \frac{a_V}{a_0} \cdot M_V \left/ \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{a}{a_0} \cdot M \right. \cdot \left[ 1 - K_V \left( 1 - \frac{P_V}{P_D^*} \right) \right] \quad (20)$$

(19式より)

$$\frac{P_0}{P_D^*} = 1 - K_V \left( 1 - \frac{P_V}{P_D^*} \right) \quad (21)$$

となる。調圧弁での圧力損失を管路の急拡大と仮定すれば、機械工学便覧<sup>9)</sup>によれば  $K_V \approx 1$  となっている。 $K_V = 1$  として(20), (21)式より  $P_D^*/P_0$  と  $A/A_V$  との関係を求め図18に示す。

そこで、調圧弁開度  $A_V$  は吹き止りの状態で最大値  $A_{Vf}$  をとるとする。

計算例として、 $A_{Vf} = 0.4 \text{ m}^2$ ,  $A_D = 0.503 \text{ m}^2$ ,  $A = 0.3 \text{ m}^2$  とすると、 $A/A_{Vf}$  の値から図18より各マッハ数に対応する  $P_D^*/P_0$  が求まる。 $P_0/P_D^* \cdot A/A_D$  を計算すると、図17より  $P_T/P_D^*$  がわかる。故に、図17, 図18より各マッハ数に対応する  $P_T/P_0$  が求まる。これを  $P_{Tf}/P_0$  として図19に示す。この  $P_{Tf}$  は与えられた  $P_0$  およびマッハ数の気流を持続するために必要な最小限の貯気槽圧力、すなわち、吹き止りの状態に相当する圧力となる。この  $P_{Tf}$  を用い(23)式より風胴持続時間を計算し、図20(a)に新設貯気槽を内径12mにした場合を、図20(b)に内径13mにした場合を実線で示す。同図には二次元

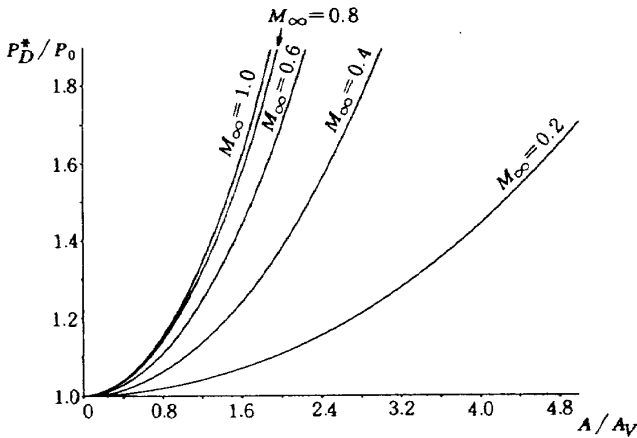


図18 調圧弁の圧力損失

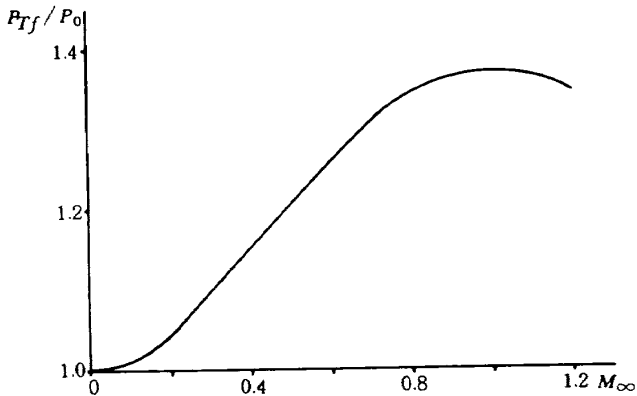


図19 各マッハ数の  $P_0$  に対する貯気槽最小圧力

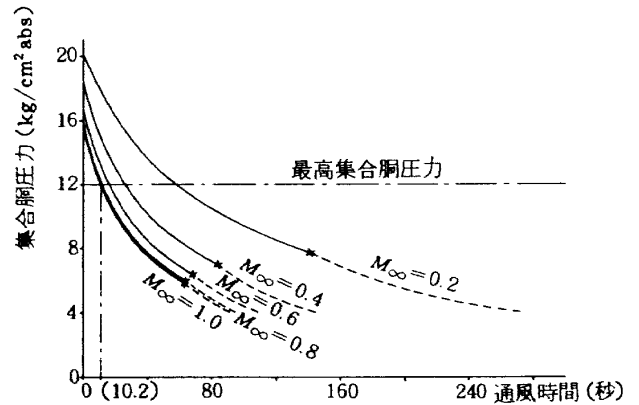


図20(a) 新設貯気槽12mφとした場合の二次元風胴持続時間

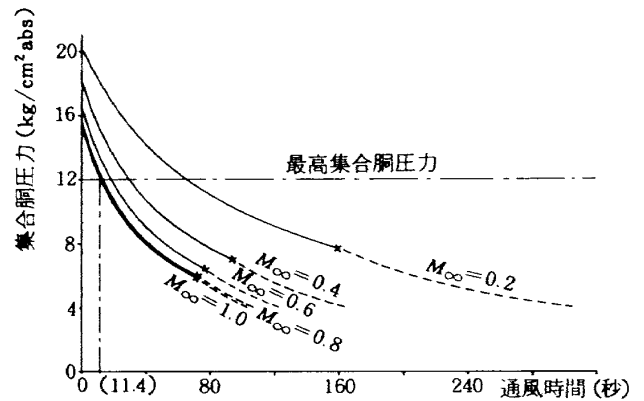


図20(b) 新設貯気槽13mφとした場合の二次元風胴持続時間

風胴の最大集合胴圧力  $12 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ ,  $M_\infty = 1.0$  の時の風胴持続時間を ( ) 内に示した。また、当所の高圧貯気槽設備は他風胴と共通使用しているため、貯気槽圧力は  $8 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  より下げてならない。同図の点線部分は貯気槽最終圧力が  $8 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  であるとした時の持続時間を示す。

以上の結果、二次元風胴の最も厳しい通風条件の集合胴圧力  $12 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ , 測定部マッハ数  $M_\infty = 1.0$  の時の通風時間が新設貯気槽内径12mの場合、10.2秒、内径13mの場合、11.4秒となり、二次元風胴が想定した最低通風時間をいずれもこえているので、建設経費低廉化のため、新設貯気槽の大きさを内径12mと決定した。

#### 4-2. 定温装置の設計

新設の二次元風胴は前節で述べたように、多量の高圧空気を瞬時に消費するため、既設の貯気槽と新設の貯気槽を併用して通風される。既設の貯気槽定温装置は既設の吹出式風胴の集合胴温度降下量を  $20^\circ$  として製作されている。そこで、新設の第3高圧貯気槽の定温装置の温度効果性能は既設の第1, 第2高圧貯気槽の定温装置の

性能と同程度かそれ以上とした。

測定結果より

① 吹出式風胴の集合胴温度降下量は、蓄熱式空缶充填型と蓄熱式波板集中型では、ほとんど差がない。

② 貯気槽内の空気温度は定温装置の型により、大きく違い、蓄熱式空缶充填型の定温装置を備えた貯気槽は、充填された空缶より貯気槽内全体の空気が熱を受け、 $n \div 1.15$  のポリトロープ変化をするのに対して、蓄熱式波板集中型の定温装置を備えた貯気槽は、放出される空気にも熱が与えられるだけで、貯気槽内空気には、ほとんど熱が与えられず  $n = 1.4$  のほぼ断熱的变化をする。そこで、定温装置の違いによって、貯気槽内の空気温度が異なり、放出される空気量が異なる。図 21 は同じ初期圧力、初期空気温度から、ある同じ圧力まで圧力を降下させた場合の貯気槽内空気温度と放出空気量の違いの計算例を示す。図より、蓄熱式波板集中型定温装置を備えた貯気槽は、蓄熱式空缶充填型定温装置を備えた貯気槽よりも温度降下量が大きく、貯気槽内に残る空気量（質量重量）が多いため、放出される空気量が少なく、貯気空気の有効利用の面で劣る。図の横軸は貯気槽圧力  $\text{kg}/\text{cm}^2 \text{ abs}$ 、縦軸は放出空気量（質量重量） $\text{kg}$ 、貯気槽内空気温度  $K$  である。

③ また、貯気槽に貯えられる空気は、貯気槽上部に高い温度の空気が貯えられ、下部にいくにしたがって低い温度の空気が貯えられていて、上下方向に水平な温度層を形成している。この温度差を利用し、空気取出口を下部に設け、最初に低い温度の空気を放出し、次第に上部の高い温度の空気が膨張しながら、放出していくとすれば、放出空気温度の変化は全体として小さくなる。その場合の計算例を図 22 に示す。図は、貯気槽に定温装置がなく、上下の空気温度差が  $16^\circ\text{C}$  とした場合のもので、上部、下部の空気は断熱膨張をして実線(1)、(2)と変

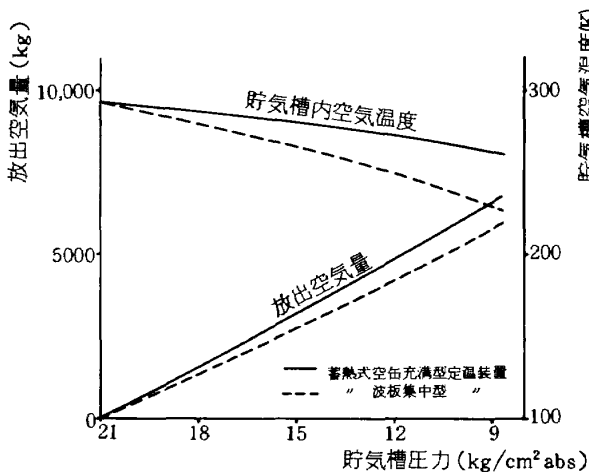


図 21 定温装置の違いによる放出空気量（計算値）

化する。放出空気は貯気槽下部の空気から放出されるので、放出空気温度は実線(2)の初期値と実線(1)の最終値を結ぶ変化をする。その放出空気予想温度を点線で示した。また、図の点線をもとに放出空気のポリトロープ指数を次式

$$n = \frac{\log P_{Tf} - \log P_{Ti}}{(\log P_{Tf} - \log P_{Ti}) - (\log T_{Tf} - \log T_{Ti})} \tag{22}$$

で表せば、 $n = 1.29$  となる。ただし、 $T_{Ti}$  は下部空気の初期温度、 $T_{Tf}$  は上部空気の最終温度である。

高圧貯気槽から、瞬時に多量の空気を放出する場合、放出空気温度は、空気取出口を下部に設けることによって変化を小さくすることが出来る。

第 3 高圧貯気槽の定温装置は空気取出口を下部に設け、型式は瞬時の放出が多量の場合でも、比較的放出空気温度が一定に保たれる蓄熱式とした。

第 2 高圧貯気槽の放出空気温度は風洞集合胴温度が波板集中型と空缶充填型でほとんど差がないことから、第 1 高圧貯気槽の測定値  $n \div 1.15$  と同じ変化と推測される。そこで空気取出位置を下部に設置しても、貯気槽放出空気温度の変化は波板集中型、空缶充填型とも同じと考えれば、構造が単純で建設経費も波板集中型に較べ、約  $1/2$  ででき、貯気空気の利用面で優れている蓄熱式空缶充填型とした。実際の設計では、建設経費との関連で、

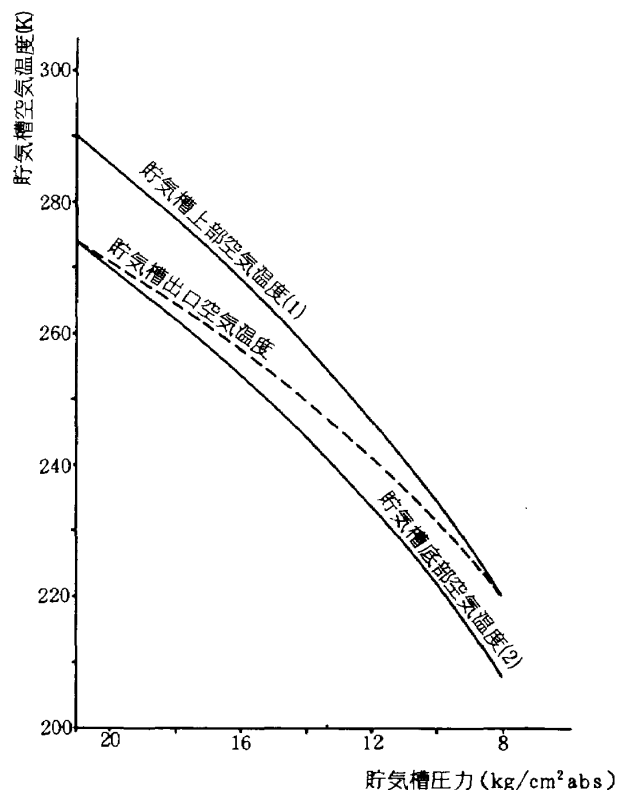


図 22 貯気槽底部空気取出口の温度効果



空缶を貯気槽全体に充填させず、貯気空気の有効利用面で弱干犠牲になるが、放出される空気部分に空缶を充填させることにした。(図24参照)

以上の定温装置を設置した場合の第3高圧貯気槽の放出空気温度の計算値を図23に示す。

例えば、貯気槽圧力を  $21 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  から  $8 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  まで低下させると、貯気槽に残る空気量は初期値の約38%である。一方、貯気槽上部の空缶無し部分の容積は全体の約40%であるから、その部分の貯気空気量も全体の40%である。そこで空気取出口を下部に設けることにより放出空気は最初は下部の空気を放出し、次第に上部の空気が膨張しながら空気取り出口に近くなり、最終的に空缶無しの部分に貯えられた空気の約2%が放出される程度である。そこで、1) 空缶無し部分の空気は断熱膨張、2) 定温装置内の空気は  $n = 1.15$  のポリトロープ変化とすれば、貯気槽を最後に出る空気は空缶無し部分で  $40/38$  だけ断熱膨張をして定温装置内に入り、その後  $n = 1.15$  のポリトロープ変化をして空気取出口に至る、この時の温度変化を実線(1)として示す。また、貯気槽底部の空気は最初から定温装置内で温度変化するので  $n = 1.15$  とし、また、初期温度が上部の空気より  $10^\circ\text{C}$  低いと仮定すればその温度変化は実線(2)で示すことが出来る。そこで放出空気は最初底部の空気が放出され、次第に上部の空気が放出されるとすれば、放出空気温度は実線(1)と実線(2)の中間の値となり、図中の点線のように変化すると考えられる。この図より放出空気のポリトロープ指数を(22式)より求めると  $n \div 1.115$  となる。

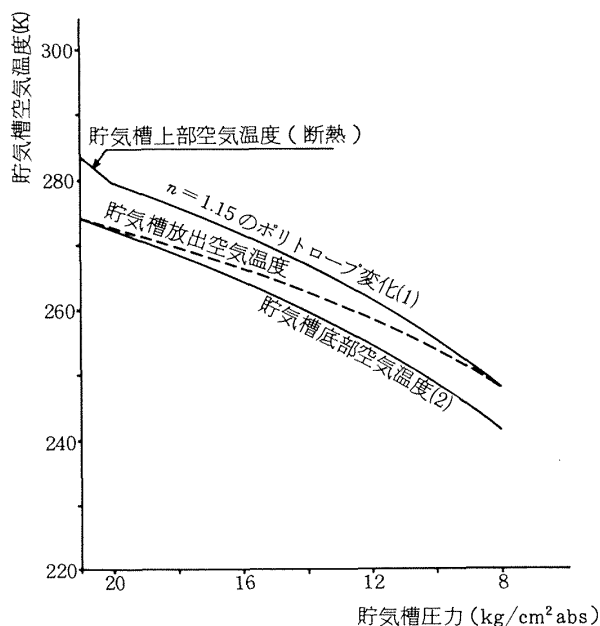


図23 第3高圧貯気槽放出空気温度予想図

#### 4-3. 設備の概要

##### (1) 貯気槽本体

新設貯気槽は内径12m、容積 $905\text{m}^3$ 、内圧 $21 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ の球型タンクで、材料割によって、頂上部、上部、中央部、下部および底部の5段となっており、各々、3、16、16、16、3の各枚数に分割された曲面板を溶接したものである。材質はRiver Ace 60H鋼、厚さは29mmで、高圧ガス取締法<sup>7)</sup>の基準に適合したものである。この貯気槽は直径450mmの8本の脚柱によって支持され、0.2Gの地震等の横荷重に耐えるように設計されている。また、貯気槽の使用空気温度範囲は $-10^\circ\text{C} \sim 40^\circ\text{C}$ で、貯気槽の内圧の変化による疲労強度は $10^5$ 回以上の繰返し荷重で $30 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ の内圧に耐えることとした。写真3に第3高圧貯気槽の外観を示す。

##### (2) 定温装置

図24に第3高圧貯気槽および定温装置の概略を示す。図に示すように、空気取出口は貯気槽底部より約1.5mの所に約直径2mの補護網球を設け、その周りに空缶が充填されている。定温装置の型式は建設経費の低廉化を図るため、蓄熱式空缶半充填型とした。定温装置の空缶は貯気槽内容積の約60%を占める。空缶は通称「ミルク缶」で外径77mm、高さ81mm、両端に直径20mmの通気孔があいており、1個の重さは約63.6グラムのも

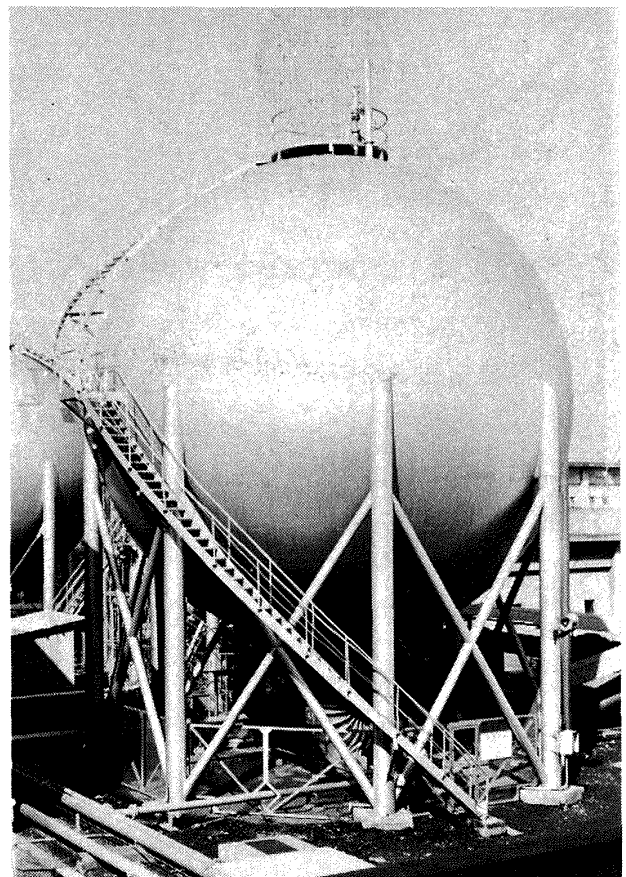


写真3 第3高圧貯気槽

である。(写真1参照)空缶の個数は100万個で全重量は約64 tonである。

(3) 元弁

元弁は内径700mmのモルガン・スミスのロート弁で、単に圧縮空気の締切用のみに使用されるもので直流電磁弁操作による圧縮空気作動の弁である。弁の胴殻弁座および弁シートの盛金はモネルメタルを使用し、弁の開閉時間は1秒から5秒の間に任意に調整することが出来、緊急しゃ断にも使用する。図25にその構造を示す。

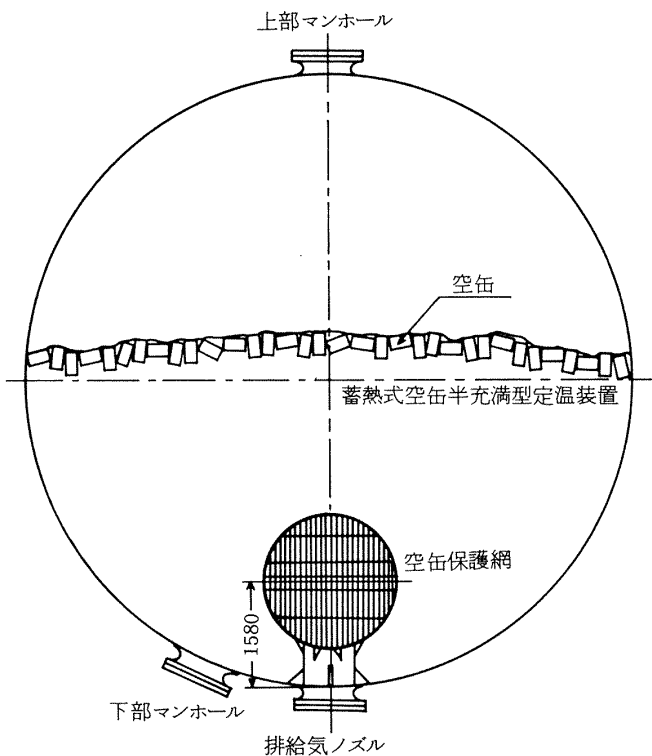
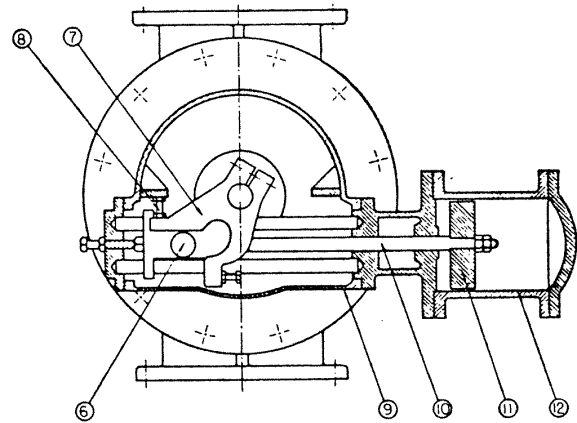
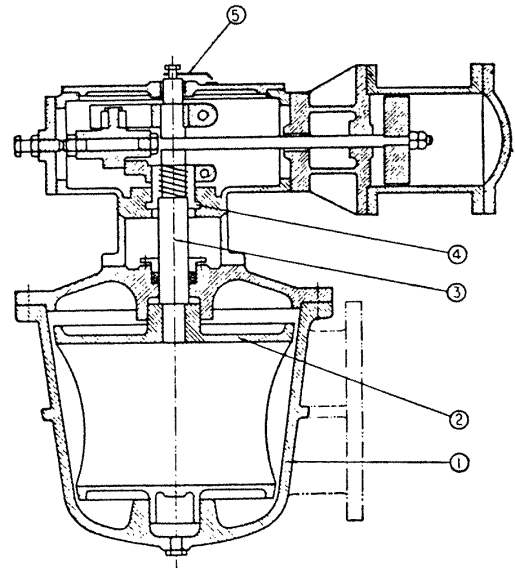


図24 第3高圧貯気槽および定温装置



- |          |             |
|----------|-------------|
| ① 胴体     | ⑦ ローテーターレバー |
| ② 弁      | ⑧ ストップ      |
| ③ 弁軸     | ⑨ 操作機構ケース   |
| ④ リフトナット | ⑩ ピストンロッド   |
| ⑤ 指針     | ⑪ ピストン      |
| ⑥ ローラ    | ⑫ シリンダ      |

図25 貯気槽元弁

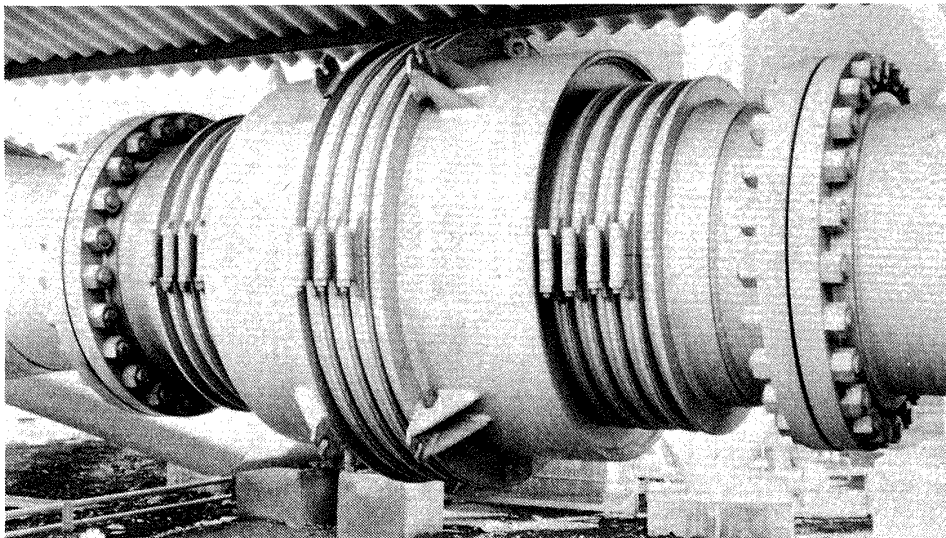


写真4 高圧大口径金属製伸縮管(700φ)  
(東洋螺旋管工業株式会社製)

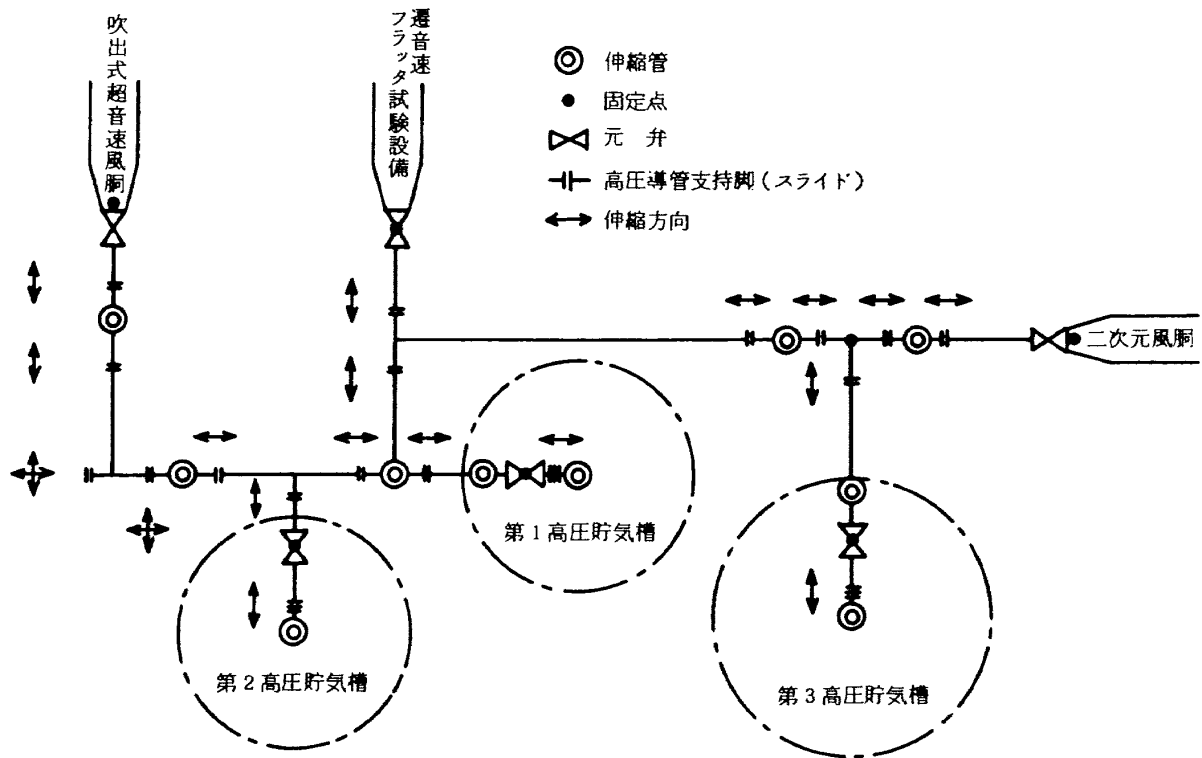


図 26 高圧導管の伸縮方向および固定点

(4) 高圧導管

高圧導管は第3高圧貯気槽より内径700mm、既設の遷音速フラッタ試験設備の導管より内径700mmとし、その合流点を内径1000mmとした。高圧導管は、熱および内圧による応力によって伸縮するので、配管の途中にスラストバランス型の金属の伸縮管をとりつけた。写真4にその外観を示す。また、図26に高圧導管の伸縮方向および固定点を示す。

4-4. 試験および性能

(1) 貯気槽球殻板用鋼板およびノズルの品質試験

試験は化学分析、引張り、曲げ、衝撃、外観形状、板厚、寸法、超音波探傷、サルファプリント試験および疲労試験（球殻板用鋼板のみ）、磁気探傷または染色浸透探傷試験（ノズル鍛造品のみ）を行なった。各種の試験は日本溶接規格WES135および日本工業規格JISに適合するものを合格とした。疲労試験については、貯気槽の内圧の変化による繰返し荷重に $10^5$ 回以上耐えることとし、試験片には貯気槽球殻板と同じミルの鋼板を用い、水平溶接したものを8本採取して行なった。図27に試験片の形状および試験結果を示す。試験は川崎製鉄（株）で行なった。試験は試験機にローゼンハウゼン型パルセータ付LUR60T/40Tを用い、荷重は片振り引張とし、繰返し速度666cpmで行なったものである。図より、疲

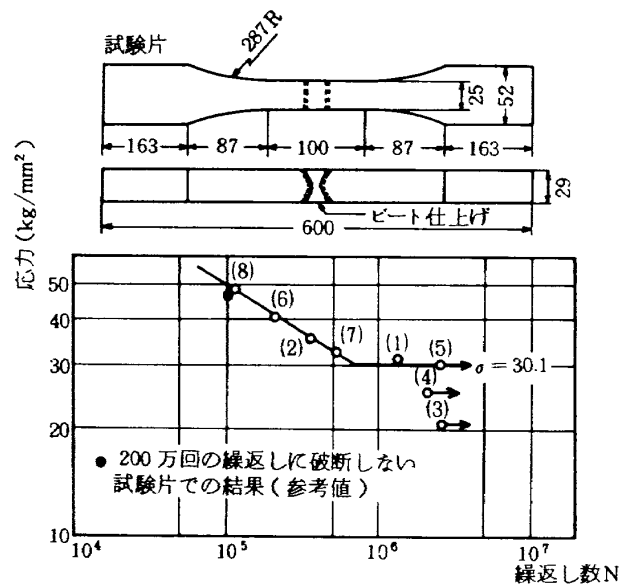


図 27 水平溶接継手のS-N曲線と試験片 ( )内の数字は試験片番号を示す。

疲労強度が8本とも $10^5$ 回以上となっており、設計許容応力 $30.1 \text{ kg/mm}^2$ を十分満足することを確認した。

(2) 非破壊検査

非破壊検査は、外観検査、放射線検査、磁粉探傷検査、染色浸透探傷検査および超音波探傷検査とした。検査要領および判定規準は高圧ガス取締法および日本工業規格に適合するものを合格とした。

(3) 耐圧試験

第3高圧貯気槽は高圧ガス取締法の規定により、耐圧試験に合格しなければ使用することが出来ない。耐圧試験の規定は常用圧力の1.5倍以上の圧力で10分以上耐えなければならない。本試験は以上の点を確認するため、水を注入して圧力をかけることにより貯気槽水圧の測定、漏れの有無、貯気槽球殻板に作用する膜応力および貯気槽脚支持用ブレースの応力を測定した。また、耐圧試験時の水自重による貯気槽の基礎沈下量を注水開始より耐圧試験終了時まで測定し、基礎耐力を確認した。

図28に圧力計取付け位置、球殻板膜応力測定位置、脚支柱ブレース軸力測定位置および基礎沈下量測定位置を示す。圧力計の測定は目視により行ない、最高圧力は写真撮影により記録した。貯気槽球殻板膜応力、脚支柱ブレース軸力の測定は歪ゲージを使用し、2ゲージ法で行なった。球殻板膜応力の測定は、水平方向をX、上下方向をYとすれば、脚柱1, 3, 5, 7ではX-Y方向、脚柱2, 4, 6, 8でY方向について行なった。また、基礎沈下量については、トランシット型レベルで二次元風胴建屋に基準点を設け、各脚柱の基点の変移を測定した。貯気槽の主要強度は高圧ガス取締法に規定され、第3高圧貯気槽の球殻板の板厚は28.12mm以上である。使用板厚を29mmとすれば耐圧試験時の値は、

- a. 貯気槽球殻板膜応力 約 3750 kg/cm<sup>2</sup>
- b. ブレース軸力 19100 kg (引張力)

c. 水平震度 0.2 G  
 d. 基礎耐力 160 ton/脚  
 となる。水平方向の荷重は空気貯蔵時において水平震度0.2 Gが働く時の荷重で設計され、耐圧試験時の水自重による荷重は考慮されていない。そこで耐圧試験時に地震におそわれた場合は水平方向の荷重は設計値を大巾に上まわり、危険な状態になるので、試験に要する時間は出来るだけ短くした。

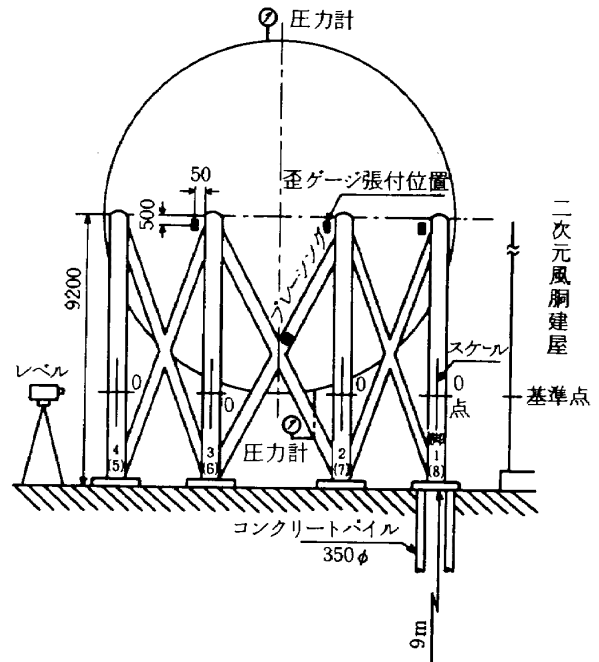


図28 水圧試験時各種測定位置

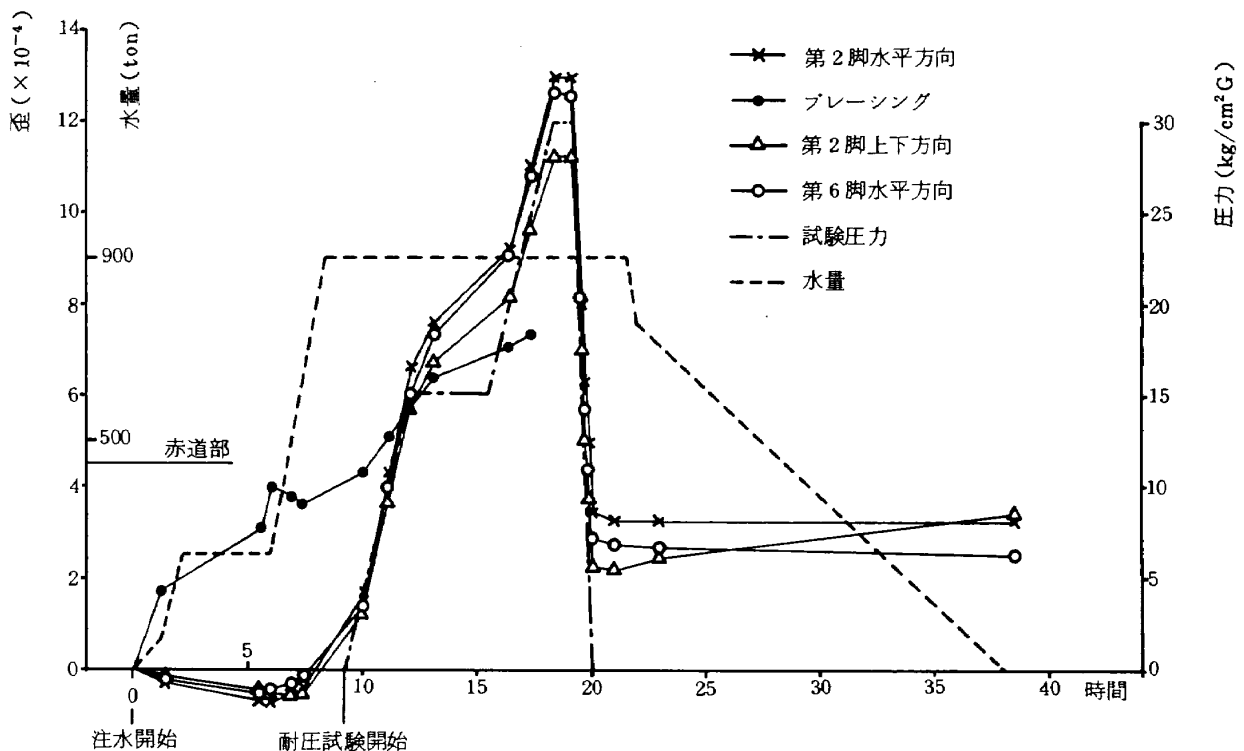


図29 第3高圧貯気槽耐圧試験 球殻板応力、ブレース応力測定

図29に貯気槽球殻板膜応力、ブレーシング軸力の測定結果を示す。また、同図には水量、水圧力も示した。膜応力は注水開始より水がほぼ貯気槽赤道部に達するまでは、水の重量により圧縮応力が働き、赤道部より上に水位が増すにつれて、圧縮圧力が小さくなる。耐圧試験開始による圧力上昇とともに膜応力が増加し、圧力30.2 kg/cm<sup>2</sup> Gにおいて、第2柱の水平方向で最大の歪が計測され、上下方向でもほぼ同程度の歪が計測された。この値を単純に応力に換算すると

$$\sigma_{max} = \delta \cdot E = 2730 \text{ kg/cm}^2$$

となり、設計値 3750 kg/cm<sup>2</sup> より小さい。ただし  $\delta = 1.3 \times 10^{-3}$  strain,  $E = 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$  である。また、耐圧試験後も歪が存在するのは、貯気槽組立時に溶接による残留応力が発生しており、そこに歪ゲージを取付けて歪を測定したために、残留応力が耐圧試験により緩和され、その結果、水圧を零に戻しても、歪が測定値にあらわれた。

ブレーシングに生ずる歪は、注水による水の重量の増加とともに増加し、満水時に、ほぼ一定値、約  $\delta_w \div 3.75 \times 10^{-4}$  を示した。昇圧開始により、再び増加し始め、圧力上昇とともに増加している。水圧 25 kg/cm<sup>2</sup> G 時の測定完了後、最高圧力 30.2 kg/cm<sup>2</sup> G に昇圧中、ブレーシングの歪測定用ゲージは断線してしまった。

ブレーシングの軸力  $W$  は

$$W = \delta \cdot E \cdot A$$

ただし、 $\delta$  = ブレーシングの歪、 $E$  = 縦弾性係数、 $A$

= 断面積である。断線前の水圧 25 kg/cm<sup>2</sup> G 時の測定値  $\delta_{W25} = 7.35 \times 10^{-4}$  であるから、ブレーシング軸力  $W_{W25}$  は  $E = 2.1 \times 10^6$ ,  $A = 38.356 \text{ cm}^2$  とすると

$$W_{W25} \div 59200 \text{ kg}$$

となり、設計値 19100 kg の約 3 倍の値となっている。応力を計算すると

$$\sigma_{W25} = \delta_{W25} \cdot E = 1543.5 \text{ kg/cm}^2$$

となり、ブレーシングの許容応力  $\sigma_a = 4000 \text{ kg/cm}^2$  と比較すると

$$\sigma_a > \sigma_{W25}$$

となっており、許容応力の約 2/5 である。図より、最高圧力 30.2 kg/cm<sup>2</sup> G 時のブレーシングの歪の推定値を  $\delta_{W30} = 8.5 \times 10^{-4}$  としても、応力は

$$\sigma_{W30} = \delta_{W30} \cdot E = 1785 \text{ kg/cm}^2$$

であるから最高圧力 30 kg/cm<sup>2</sup> G 時の推定値においても  $\sigma_a > \sigma_{W30}$  の範囲内となっている。一方、高圧空気貯気槽としての通常の使用の場合のブレーシングの歪は、水の重量による歪がないとし、最高常用圧力 20 kg/cm<sup>2</sup> G とすれば試験結果より、 $\delta_{W20} = 7.1 \times 10^{-4}$ ,  $\delta_w = 3.75 \times 10^{-4}$  であるから

$$\delta_{20} = \delta_{W20} - \delta_w = 3.35 \times 10^{-4}$$

となる。従って

$$\sigma_{20} = \delta_{20} \cdot E = 703.5 \text{ kg/cm}^2$$

となり、ブレーシングに働く応力は許容応力の約 1/5 となり、通常の使用にさしつかえはない。添字の  $w$  は満水時の場合で、数字は圧力を示す。

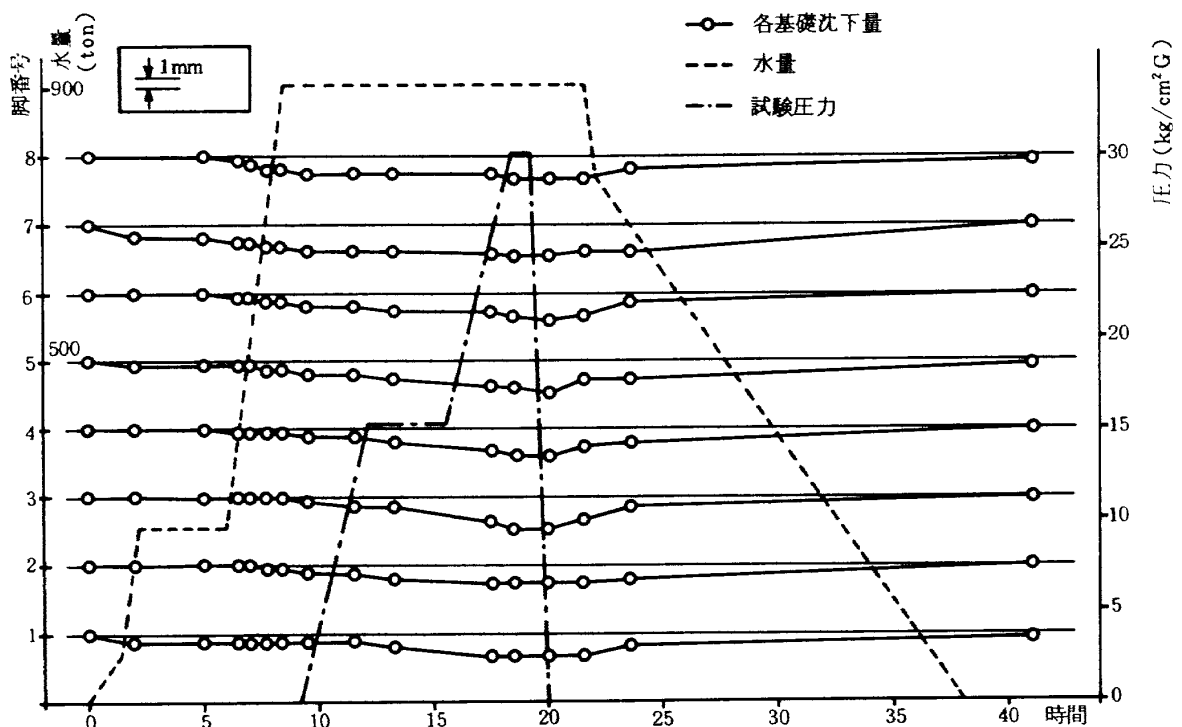
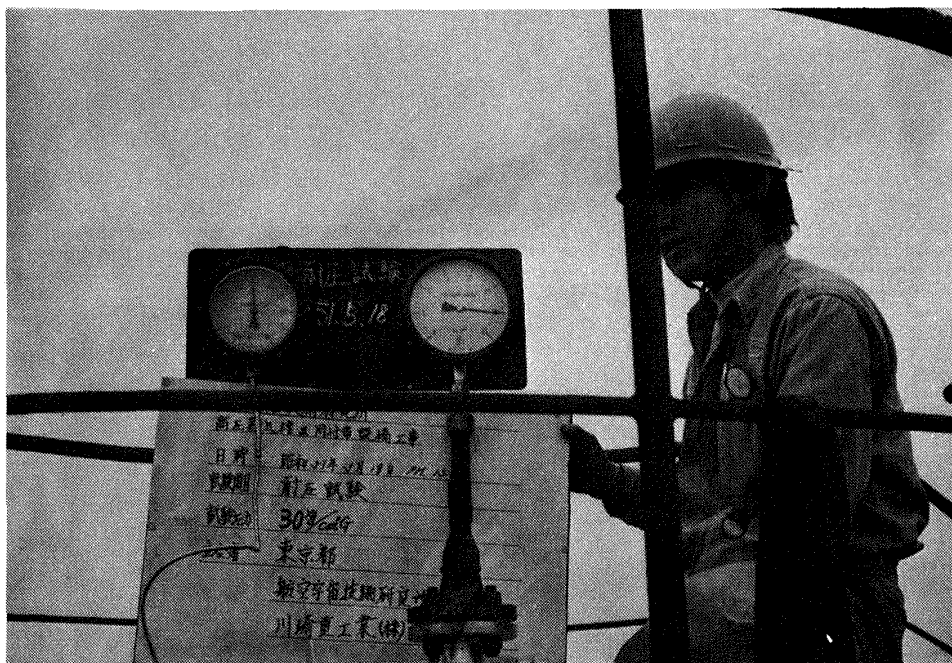


図30 第3高圧貯気槽耐圧試験 基礎沈下量測定

図 30 に、耐圧試験時の基礎沈下量の測定結果を示す。各脚中の沈下量は耐圧試験開始後、圧力上昇とともに増加し、最高圧力で最大値を示す。注水中は多少アンバランスが生じていたが水の放出完了時には基礎沈下量は零にもどっている。これは、脚注の基礎耐力が荷重に対して充分あり、弾性限度内にあることを示している。耐圧試験は常用の圧力  $20 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  の 1.5 倍以上、 $30.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  で行ない、40 分以上放置し、漏れのないことを確認した。写真 5 に耐圧試験圧力を示す。

#### (4) 定温装置の性能試験

新設貯気槽に設置した蓄熱式空缶半充満型定温装置の性能を吹出式超音速風胴を用いて確認し、前述の既設の第 1、第 2 高圧貯気槽を使用した時の場合と比較するため、吹出式超音速風胴のマッハ数、集合胴圧力を同じ状態で行なった。図 31 には第 3 高圧貯気槽の各部の温度測定位置を示す。A、B、C 点はそれぞれ、定温装置出口、定温装置中央、定温装置入口の空気温度測定点で、いずれも定温装置内である。D 点は貯気槽上部の定温装置外の



貯気槽上圧力計



貯気槽下圧力計

写真 5 耐圧試験圧力  $30.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$

空気温度測定点で、E、Fはそれぞれ、貯気槽球殻板の内面および外面の温度測定点である。吹出式超音速風胴集合胴温度の測定位置は、第1、第2高圧貯気槽を使用した時と同じ位置とした。(図9参照)

図32は第3高圧貯気槽を使用し、マッハ数 $M_\infty = 1.506$  集合胴圧力 $P_0 = 1.61 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  で、貯気槽圧力 $P_T = 19.5$  から  $6.8 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  まで46秒間通風した時の風胴集合胴温度と定温装置出口空気温度の測定結果を示す。同図には圧力降下が同じ場合の設計値(22式より算出した $n = 1.115$ )も点線で示した。同図(a)の風胴集合胴温度は通風開始と同時に、前述の通り、ピークが生じ、約2.1秒後からゆるやかな減少を示している。一方、図32(b)は貯気槽定温装置の出口温度で点線で示した設計値と温度降下量がほとんど一致している。図33には、第3高圧貯気槽の定温装置の出口A、定温装置の中央B、定温装置入口Cおよび貯気槽上部定温装置外Dの空気温度と貯気槽球殻板の内、外面温度E、Fの測定結果である。また、同図には断熱膨張線を点線で示す。定温装置内の空気温度はほぼ同じ変化を示している。一方、貯気槽上部の定温装置外の空気温度はほぼ断熱的に変化している。また、貯気槽球殻板内面温度が25秒を境にして、大きく変化しているのは、温度素子取付部が試験中に外れたためである。

図34に貯気槽の相違による風胴集合胴温度変化の相違を示す。第3高圧貯気槽使用と第1、第2高圧貯気槽使用の場合の風胴集合胴温度変化の比較は貯気槽容積が違うので同じ圧力降下量で比較すると、第3高圧貯気槽使用と第2高圧貯気槽使用の場合、初期貯気槽圧力が同じ $19.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  から  $8 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  時点での温度降下量で第3高圧貯気槽使用の場合の方が約 $1^\circ\text{C}$ 程度であるが上まわり、圧力 $18 \sim 14 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  の間の落ち込みも第3高圧貯気槽を使用した場合の方が少なく、一定した変化になっている。また、同図には第3高圧貯気槽使用時の集合胴温度の初期値をもとに計算した、ポリトロップ指数 $n' = 1.04$  の曲線を点線で示す。

第3高圧貯気槽の定温装置は、第1高圧貯気槽の定温装置のように、空缶を貯気槽全体に充滿せず、約6割にしたにもかかわらず、貯気槽内上下の温度差を利用した空気取出口の改良によって、温度変化を最小にすることが出来た。建設経費も貯気槽全体に充滿させる従来の方式に較べ約6割となり、保守点検時の缶の出し入れにおいても約半分の時間で行なえ、保守経費節減にもなっている。

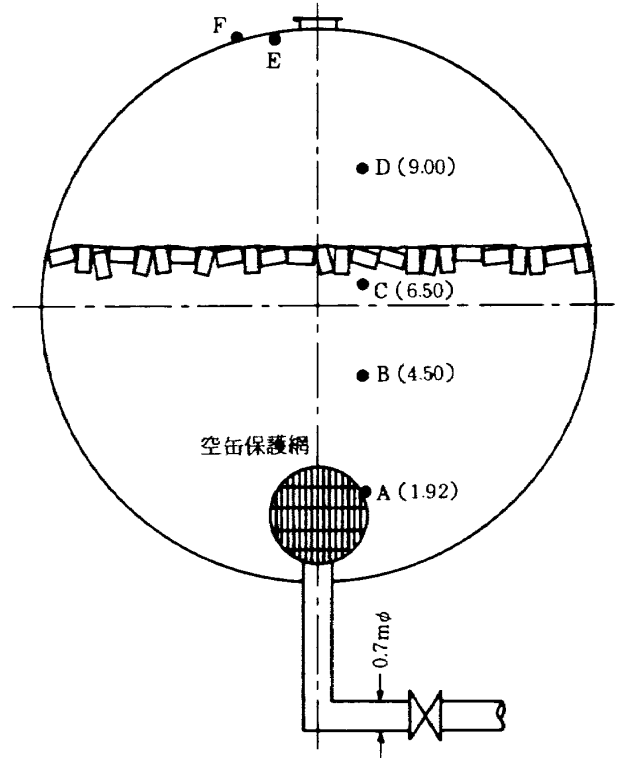


図31 第3高圧貯気槽温度測定位置  
( )内の数字は底部からの距離

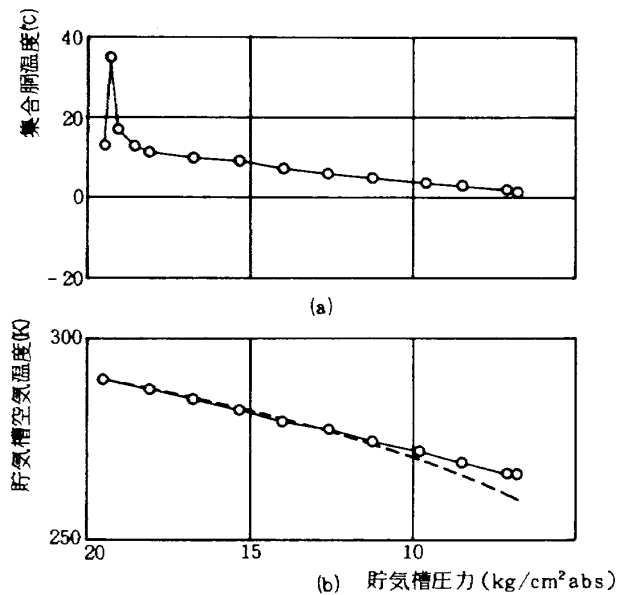


図32 第3高圧貯気槽使用の場合の吹出式超音速風胴集合胴温度および定温装置出口温度  
( $P_0 = 1.61 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ ,  $M = 1.506$ )  
--- は設計値  $n = 1.115$

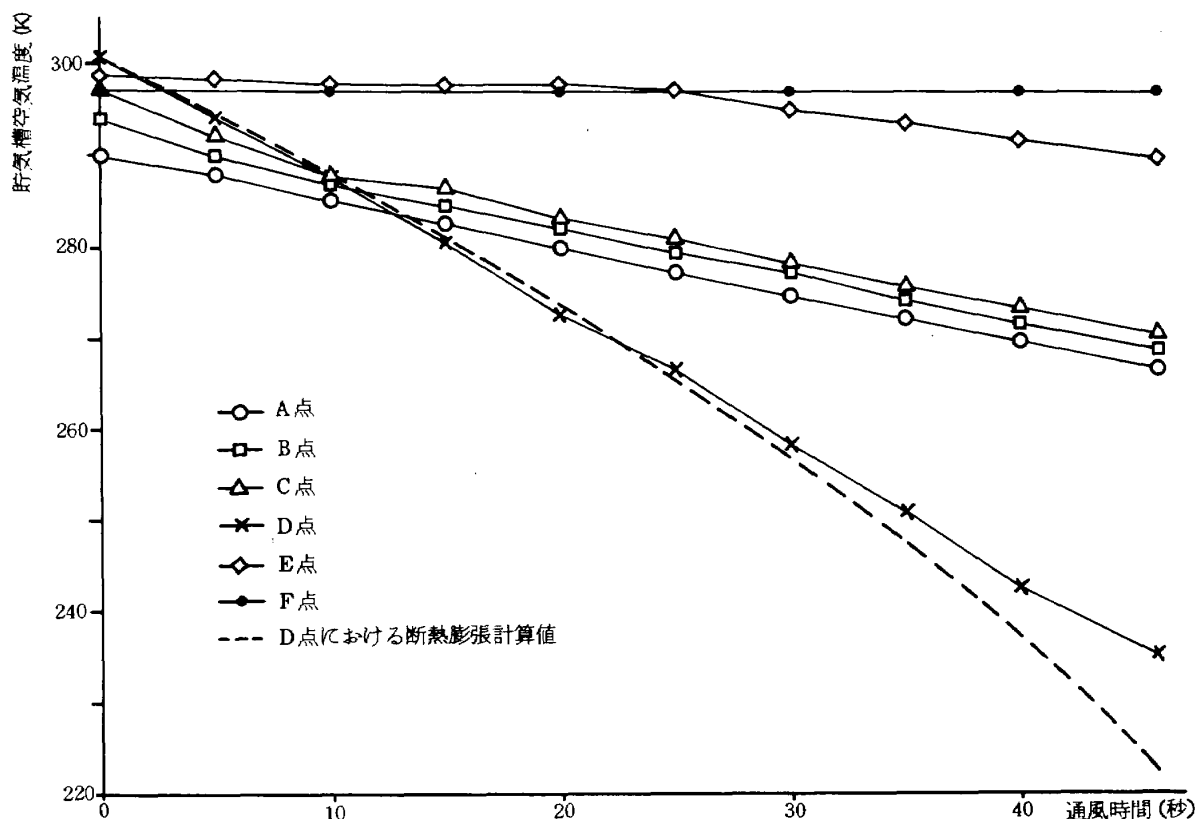


図 33 第 3 高圧貯気槽内空気温度および球殻板温度

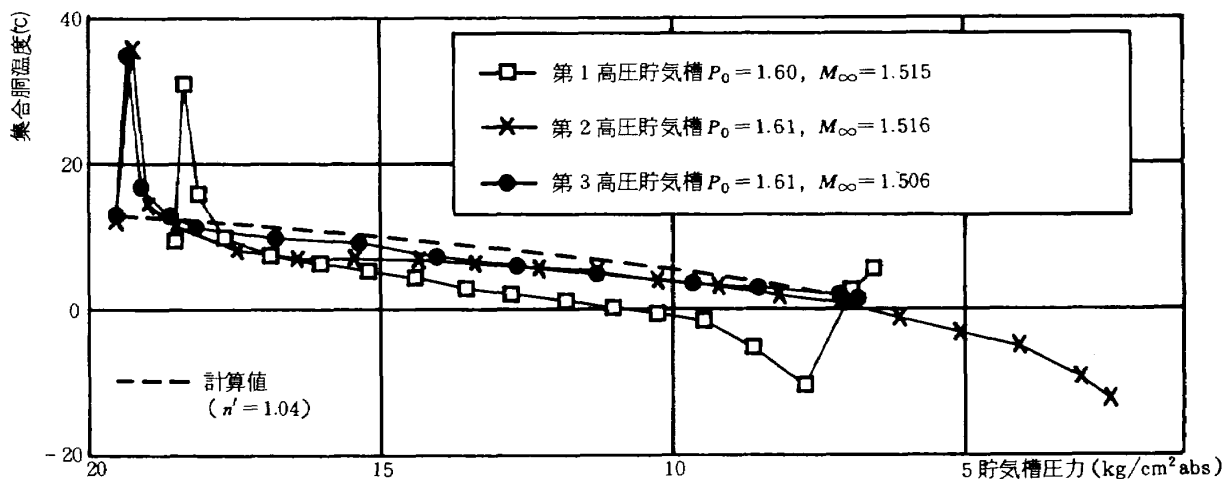


図 34 吹出式風洞の集合胴温度変化

## 5. 高圧貯気槽設備の電気系統の統合

### 5-1. 経緯

高圧貯気槽設備は、実験用各風洞と乾燥空気製造設備等と相互に関連がある。特に、高圧貯気槽元弁と遷音速フラッタ試験設備、吹出式超音速風洞、二次元風洞の間には、高圧乾燥空気を安全に且つ適切に使用するための貯気槽元弁制御回路が設けられている。

貯気槽元弁制御回路は、貯気槽の増設および風洞の増設に伴い、その都度改修工事が行なわれてきた。第 1 高圧貯気槽と遷音速フラッタ試験設備だけの時には、元弁を現場操作盤と遷音速フラッタ試験設備操作盤で取扱うだけなので単純な元弁制御回路で賄えた。第 2 高圧貯気槽と吹出式超音速風洞が増設された時点で同回路を改修し、第 1, 第 2 高圧貯気槽元弁を現場操作盤と遷音速フラッタ試験設備、吹出式超音速風洞, 2 m × 2 m 遷音速



風胴制御室等の操作盤で取扱うことが出来る回路を吹出式超音速風胴に設置した。この元弁制御回路は第3高圧貯気槽の増設を見込んだもので、 $2\text{ m} \times 2\text{ m}$ 遷音速風胴制御室に於いて、各貯気槽元弁操作位置（貯気槽現場操作盤、遷音速フラッタ試験設備、吹出式超音速風胴、 $2\text{ m} \times 2\text{ m}$ 遷音速風胴の各操作盤）のうち1ヶ所を切換え指定する方式のものである。また、遷音速フラッタ試験設備と吹出式超音速風胴に対する保安対策として、各貯気槽元弁および側路弁の開放開始の条件は、双方の風胴調圧弁全閉位置の検出および吹出式超音速風胴の調圧弁のメカニカルロック装置の嵌入であることとした。これらの条件を必要とする理由は、双方の風胴とも実験準備作業のため風胴内に立入ることがある、そこで調圧弁が非閉状態の時、どちらからか元弁操作が行なわれると、風胴に高圧空気が流入し危険な状態に陥るためである。

メカニカルロック装置とは、調圧弁全閉状態において、弁外胴と弁体に設けた貫通溝にコッターを挿入して、弁体の移動を機械的に固定する装置である。

### 5-2. 貯気槽元弁制御回路の改修

従来は第1、第2高圧貯気槽に貯えた高圧乾燥空気を各々の風胴実験に使用してきた。しかし、今回第3高圧貯気槽の増設による元弁の増加と、高圧貯気槽元弁以降

で元弁を操作する高レイノルズ数の二次元風胴の増設計画に伴い、貯気槽元弁制御回路を増設設備を含めて実際の設備に操作上および保安上適合するよう改修する必要がある。その一つの方法として、第3高圧貯気槽元弁制御回路ならびに新設二次元風胴からの元弁操作回路を、吹出式超音速風胴制御盤に設置されている既設元弁制御回路を改造して使用する方法があった。しかし、詳細に調査検討を行なった結果、既設制御盤内は狭隘で増設裕度がなく、また内部配線、現場操作盤、配線用ケーブル類等が経年使用による老朽劣化が著しく、回路増設は極めて困難であるとともに将来に亘り信頼性に乏しいことが判明したので、貯気槽元弁制御回路の全面的な改修工事を施すことにした。

この改修工事にあたっては、高圧乾燥空気の製造より消費に至るまでの系の主要弁類の操作を行なう貯気槽監視盤（写真6）と、貯気槽元弁の操作によって高圧乾燥空気を使用する各風胴間と各貯気槽元弁との相互保安をはかる貯気槽元弁制御盤（写真7）を製作した。

貯気槽監視盤は、高圧乾燥空気製造設備を掌握する $2\text{ m} \times 2\text{ m}$ 遷音速風胴制御室に設置して、圧縮機の運転・高圧空気系統の圧力・主要弁類の開閉状況および操作・各風胴の状況等をセミグラフィックに表示して監視することにした。

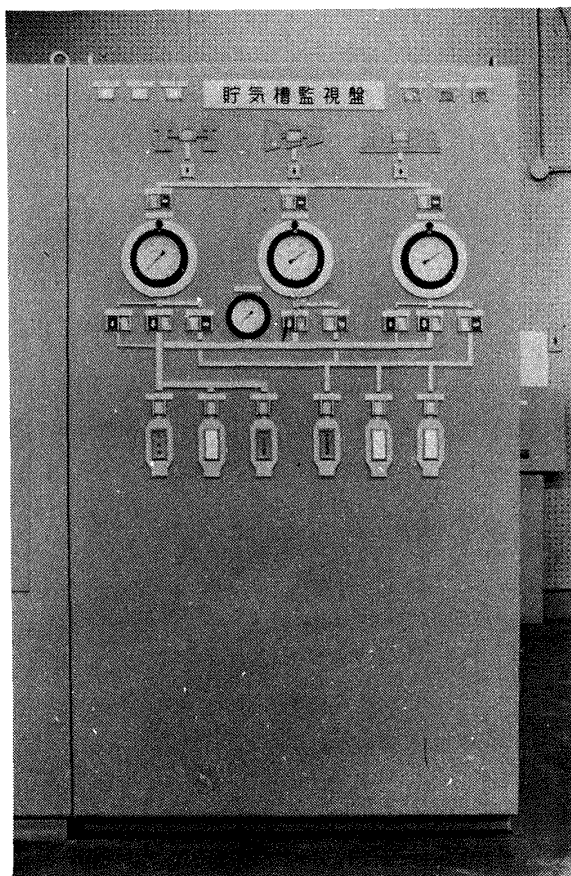


写真6 貯気槽監視盤

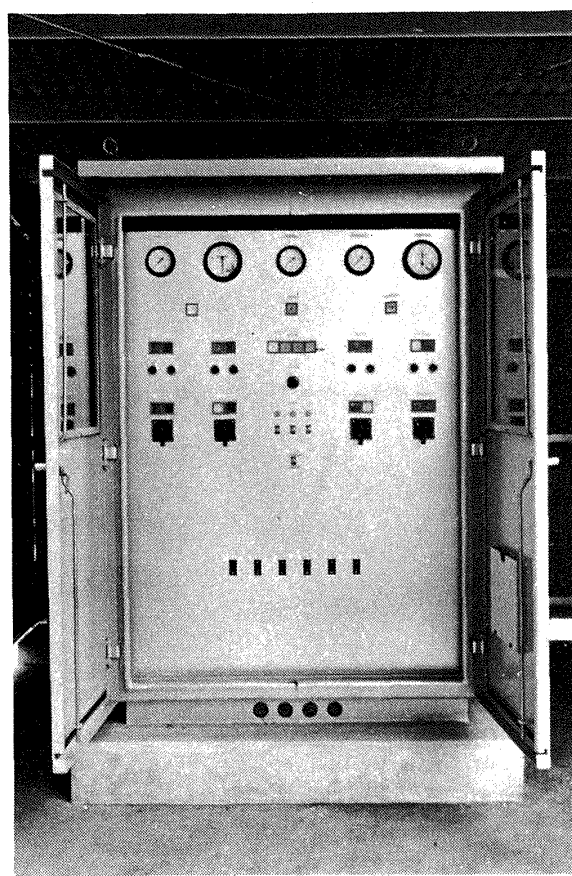


写真7 貯気槽元弁制御盤

貯気槽元弁制御盤は、第1および第2高圧貯気槽元弁の現場操作盤を兼ねて、貯気槽近傍に屋外防水構造の独立盤として簡易建屋を設けて設置した。

貯気槽元弁制御回路の要旨は次の通りで、シーケンスフローを図35に示す。

(1) 元弁制御に関する継電器類は、貯気槽元弁制御盤に集約し、元弁操作を行なう各風胴には操作スイッチと状態表示灯のみを設けた。

(2) 回路構成は保守点検が容易な差込型継電器を主体にした。

(3) 貯気槽元弁の操作位置は、遷音速フラッタ試験設備、吹出式超音速風胴、貯気槽現場、新設二次元風胴の4ヶ所とし、従来通り2m×2m遷音速風胴制御室に於て切換え指定を行なう方式にした。

(4) 制御回路は、各操作位置に対応した独立の回路にして混触防止をはかった。

(5) 操作電源は直流100Vで、2m×2m遷音速風胴直流電源盤より専用に給電した。また、表示灯類の電源は交流24Vで統一した。各貯気槽充填弁および風胴給気弁の電動弁用電源は交流3相200Vである。これらの電源は2m×2m遷音速風胴電気系より給電した。

(6) 各貯気槽元弁操作位置では、3基の高圧貯気槽のうち任意の貯気槽を選択して使用できる。

(7) 高圧貯気槽元弁の非常閉鎖は、全貯気槽の元弁および側路弁を一斉に閉鎖させる。

(8) 高圧貯気槽元弁の非常閉鎖位置は、元弁操作位置に関係なく遷音速フラッタ試験設備制御盤、吹出式超音速風胴制御盤、貯気槽監視盤、2m×2m遷音速風胴監視盤、貯気槽元弁制御盤、第3高圧貯気槽現場操作盤、新設二次元風胴制御盤のいずれからも行なえる。

(9) 第1高圧貯気槽元弁は、任意の設定圧力以下の貯気槽内圧で自動的に閉鎖することができる。

(10) 各高圧貯気槽充填弁および風胴給気弁の操作は、貯気槽元弁制御盤(第3高圧貯気槽については現場操作盤)と貯気槽監視盤で行なう。

(11) 遷音速フラッタ試験設備の調圧弁全閉位置検出用リミットスイッチは、本制御回路専用のものを増設した。

(12) 遷音速フラッタ試験設備にはメカニカルロック装置が装備されていないため、ノッチ式の調圧弁駆動用把手の“停止”位置または、調圧弁駆動用油圧源の“電源断”を、他風胴における調圧弁メカニカルロック装置嵌入と同準位の条件として採用した。

(13) 2m×2m遷音速風胴制御室および吹出式超音速風胴制御室に指示する貯気槽内圧指示計は、電送式のもの直圧指示の圧力計に変更した。

これらの改修工事を施工するにあたり、2m×2m遷音速風胴監視盤、遷音速フラッタ試験設備制御盤、吹出式超音速風胴制御盤の各盤内配線等は大巾な改造を行ない、既設第1、第2高圧貯気槽の現場操作盤は撤去した。

### 5-3. 貯気槽元弁の操作手順

遷音速フラッタ試験設備、吹出式超音速風胴、新設二次風胴に於て、貯気槽元弁の操作を行なう場合は次の手順によるものとする。

(1) 2m×2m遷音速風胴制御室より元弁操作位置の指定を受ける(表示灯)。

(2) 高圧貯気槽圧力を確認し使用する貯気槽を選択する(表示灯)。但し第2高圧貯気槽は側路弁が手動弁のため、単独使用の際は注意を要する。

(3) 選択した高圧貯気槽の側路弁を開く(表示灯)。元弁前後差圧約2kg/cm<sup>2</sup>以下になると“元弁差圧良”の表示灯が点灯する。つづいて“元弁操作良”の表示灯が点灯する。

(4) 貯気槽元弁を開く(表示灯)。(貯気槽元弁或は側路弁を開いた状態で、貯気槽選択を解除してはならない。もし選択解除の必要ある場合は元弁および側路弁の閉鎖操作後に行なうこと)。

(5) 側路弁を閉鎖する(表示灯)。

(6) 風胴実験を行なう

(7) 風胴調圧弁全閉後に元弁を閉鎖する(表示灯)。

(8) 再度風胴調圧弁を開き高圧導管内残留空気を放出する(これは、他風胴に対する保安のためと、高圧導管および伸縮管に長時間に亘って負荷を与えないためである)。

(9) 風胴調圧弁メカニカルロックを嵌入する。

(10) 貯気槽選択を解除する。

以上が貯気槽元弁操作の手順であるが、各手順について逐次進行しない場合は条件が成立していないためか、または制御回路、機器の異常などについて詳細な調査が必要である。また、高圧導管が加圧状態においては高圧導管、伸縮管などの異常変位および空気の漏洩の有無について日常点検を行なう必要がある。

## 6. あとがき

二次元風胴建設に伴って増設された第3高圧貯気槽の製作に当り、既設の吹出式風胴を使用して、既設の第1、第2高圧貯気槽の定温装置の違いによる集合胴温度の効果を調べ、同貯気槽の定温装置の設計資料とした。その資料のもとに建設された第3高圧貯気槽の定温装置は従来の型式のものよりも性能面ですぐれ、また、

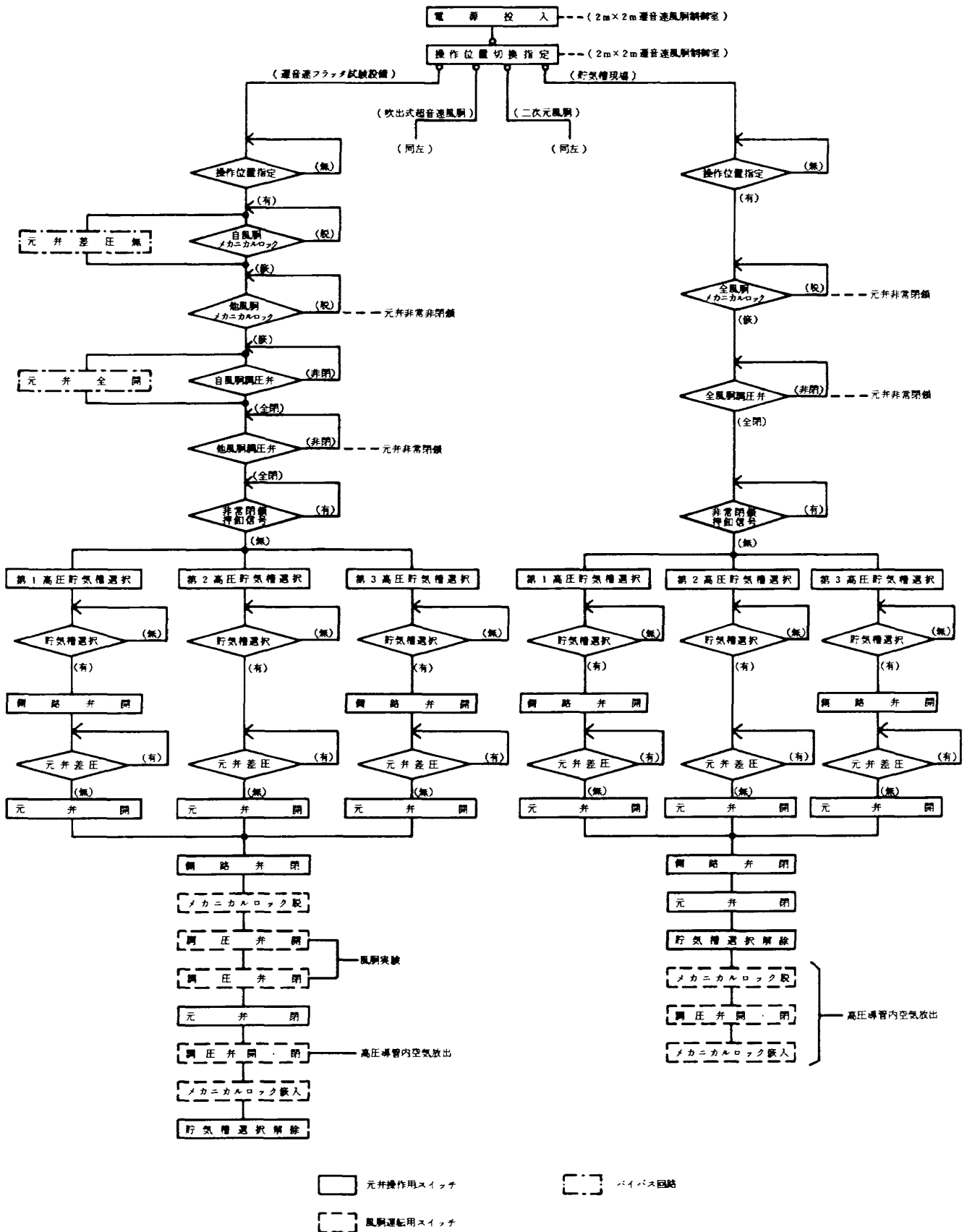


図 35 貯気槽元弁制御回路シーケンス・フロー

建設経費の低廉を実現させることが出来た。

本貯気槽は、川崎重工業株式会社が製作、施工し、建設された。ここに同社の御努力に対し、感謝の意を表する。

貯気槽元弁制御回路の改修工事にあって、制御回路および電線路等は、乾燥空気製造設備の増設計画との関連も考慮して施工した。また、2 m × 2 m 遷音速風洞監視盤、吹出式超音速風洞制御盤、遷音速フラッタ試験設備制御盤については、かなりの盤内配線変更を行なった。この貯気槽元弁制御回路は、当所において設計し、各制御盤類の製作および現地工事は株式会社大東電設が施工し、昭和 52 年 9 月完成以来、連日順調に稼動している。

本改修工事に際し、機体第一部空力弾性研究室、空気力学第二部超音速風洞研究室、二次元風洞建設準備室の皆様には堪大な御協力を得て計画通り完成することが出来た。

本研究に当り、吹出式超音速風洞制御研究室河本室長、外立技官に風洞試験等多大な堪力をいただき、また、神谷室長にはまとめるに当り助言をいただいた。

## 7. 参考文献

- 1) 榊原他；二次元風洞構成要素の研究(I)，航技研報告，TR-465，(1976/7)。
- 2) 遠藤他；二次元風洞-特集-，航技研ニュース No.246，(1979/11)。
- 3) 遠藤；航技研二次元風洞について，日本航空宇宙学会誌，Vol.26，No.299号，(1978/12)。
- 4) 空気力学第二部；1 m × 1 m 吹出式超音速風洞の計画と構造，航技研報告，TR-29，(1962/10)。
- 5) L. E. Leavy； A Note on the Temperature Transients in a Supersonic "Blow-Down" Wind Tunnel. J. Roy. Aeron Soc. Aug. 1958， pp. 598 ~ 599.
- 6) L. Rosenhead, et al.; Compressible Airflow: Tables, Oxford, 1952.
- 7) 通産省立地公害局；高圧ガス取締法規集，高圧ガス保安協会，(1975/5，法律第 30 号)
- 8) 高圧ガス保安協会；高圧ガス工業技術，1977.
- 9) 日本機械学会；機械工学便覧，1960.  
8-p.19 ~ p.20.

---

## 航空宇宙技術研究所報告 639号

昭和55年11月発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町1880  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182  
印刷所 株式会社 東京プレス  
東京都板橋区桜川2-27-12

---