

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-702

航技研2m×2m遷音速風洞用排風機設備の更新

小 松 行 夫 ・ 鈴 木 正 光
唐 沢 敏 夫 ・ 末 永 尚 史

1996年10月

航空宇宙技術研究所

NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

航技研2m×2m遷音速風洞用排風機設備の更新*

小 松 行 夫^{*1} 鈴 木 正 光^{*1} 唐 沢 敏 夫^{*1} 末 永 尚 史^{*1}

Replacement of the Exhaust System of the NAL 2m×2m Transonic Wind Tunnel*

Yukio KOMATSU^{*1}, Masamitsu SUZUKI^{*1},
Toshio KARASAWA^{*1}, Hisashi SUENAGA^{*1}

ABSTRACT

An exhaust system is used to control the tunnel pressure and to exchange air in the NAL 2m×2m transonic wind tunnel. Due to deterioration, the exhaust system was replaced, as well as other equipment, in 1988. This paper summarises the replacement of this system.

The new system consists of 2 exhausters, a piping system, valves, a control system, etc. The pole change induction motor is used to drive each screw type compressor, and the total capacity of evacuation is changed in four steps. (5000, 10000, 15000, 20000m³/h)

This exhaust system is controlled by the sequencer linked to the main blower of the transonic wind tunnel so that the control of wind velocity and tunnel pressure becomes easier and more responsive. The adoption of a variable speed induction motor and four step manoeuvring of the 2 exhausters are contribute to energy saving.

Key Words: Transonic wind tunnel, Exhaust system, Exhausters

概 要

航空宇宙技術研究所2m×2m遷音速風洞用排風機設備は、風洞の内部圧力制御および内部空気置換を行うために設置され、30年間以上運転されて来たが、老朽化による性能低下が著しく、新排風機設備に更新される事となった。新排風機設備用圧縮機は、ルーツブローア、往復動圧縮機、スクリュ圧縮機ウェットタイプ、スクリュ圧縮機ドライタイプのそれぞれの特徴を調査し、据え付け面積という基本的な条件を満たすものとして、再びスクリュ圧縮機ドライタイプを採用する事とした。

基本的な考え方として、公称排気容量10000m³/hの同じ圧縮機2台で構成して省力化および高効率化を狙い、それぞれを375kwの極数変換電動機と組合わせて2段変速を行い、合計容量を5000m³/h, 10000m³/h, 15000m³/h, 20000m³/hの4段階に調節可能なものとした。

制御方式は、風洞内部圧力の設定値と測定値との差を常に計測し、その大きさにより4段階の容量のそれぞれを自動的に割り付けて、有効な運転を行わせるものとした。また、制御室側の制御操作盤を全廃し、昭和62年5月に完成した主送風機制御監視システム(操作指令用計算機および制御用計算機等で構成)とオンライン化することで、現場制御操作盤と同等の監視が行え、主送風機運転員による操作が可能となり、省力化が実現した。

まえがき

航技研2m×2m遷音速風洞は、日本では有数の回流式

遷音速風洞で、実機開発にも使用されている重要な風洞である。したがって、風洞試験条件も豊富な内容となっており、風洞内部圧力は試験者の要求した圧力に制御して試験が行われている。風洞内部圧力制御は、高圧貯気槽内乾燥空気の充填管(加圧側)および、排風機設備の排気管(減圧側)に取り付けてあるそれぞれのコントロール

* 平成8年8月6日受付(received 6 August 1995)

*1 空力性能部(Aircraft Aerodynamics Division)

バルブの開閉動作によって行われている。排風機設備は、通常試験において圧力制御に用いられるだけでなく、風洞内部湿潤空気の置換作業にも用いられるため、吸込み圧力の広範囲な変化に対して考慮されなければならない。また、豊富な風洞試験条件に対応できるように、排気容量についても考慮が必要である。

このような柔軟性を必要とする排風機設備の更新にあたって、旧排風機設備の計画時の資料を調査したのは言うまでもないことであるが、最も重要な排気能力推算および、風洞内部への漏洩空気量推算について深い理解を得るような資料は得られなかった。また、老朽化した旧排風機設備の運転は、連日の風洞試験に拘束され、しかも吸込み圧力を制限する必要があったため、臨界的な風洞減圧試験を行って、予備知識を得ることも困難であった。したがって、新排風機設備の計画は、旧排風機設備定常運転状態における計測値および、風洞試験に支障がない乾燥空気供給側におけるシール空気使用計測値を参考とし、それらの値に余裕を与えて行った。また、旧排風機設備は30年以上も前の設計製作であるため、改善すべき点を多数有していて、これらについて十分な配慮も計画に織り込まれた。本報告は、旧排風機設備と新排風機設備の若干の比較をしながら、設備更新に関する計画、構成、結果について述べるものである。

2. 新排風機設備概要

排風機設備は、遷音速風洞胴体から離れた補機室に設置されており、この間を口径700mmの排気管で接続している。この概要を図1に示す。

排風機設備の機械側は、普通の圧縮機に比べ、簡単な構成となっている。これは吸込み圧力が作動範囲の中に入っていれば、1段で大気圧程度まで昇圧が可能なのである。したがって、中間冷却器や背圧調整弁といった機器が不要となっている。新排風機設備の概要を図2および図3に示し、形状比較のために旧排風機設備を図4に示す。

排風機吸込み側の排気管には、上流側から大気混入用調圧装置、吸込み塞止弁、高真空防止用調圧装置と称する3つの異なった働きをする弁が設けられている。大気混入用調圧装置は、排気側の風洞内部圧力制御用コントロールバルブが全閉となった時に、排風機吸込み圧力を、大気の吸入によって所定の圧力に維持するために設けられた弁である。

吸込み塞止弁は排気管分岐部付近に設置されており、風洞試験を行っていない時および、2台の排風機のうち、片方が停止している時に、大気から空気が流入するのを阻止する目的で設けられている。

排風機の吸込み圧力が異常に低下しないように、所定

の設定圧力以下になった場合、弁が開いて大気を吸入させるのが高真空防止用調圧装置である。この弁は前述した2つの弁と違って、安全装置的な性格を持っている。

排風機用圧縮機は堅固なフレーム上に固定され、吸込み口が上部、吐出口が下部に設けられている。また、排風機駆動用電動機も同一フレーム上の台に固定され、可撓性を持つダイアフラムカップリングが駆動軸間を接続している。

駆動用電動機の反負荷側の軸には爪クラッチが取り付けられており、ターニング装置によるターニングが可能となっている。

圧縮機の反駆動機側には、潤滑油ポンプおよび潤滑油冷却器、制御油ポンプのそれぞれをフレーム上に固定してユニット化したものが設けられている。

排風機吐出側の排気管には、逆流防止用逆止弁が設けられており、配管の途中に金属製エキスパンションジョイントが設けられている。これは、排風機で圧縮した空気が高温なため、配管が熱膨脹して変形するのを防止する働きがある。

排風機設備の電力機器は、風洞補機系統(変電所内に設置されている遮断器の呼称)3300V、50Hz電源に接続されている高圧機器と、同じ電圧の1200kW圧縮機系統に接続されている7号変圧器によって、降圧した220V、50Hz電源に接続されている低圧機器に分かれており、前者としては排風機駆動用電動機があり、後者としては潤滑油ポンプ駆動用電動機、制御油ポンプ駆動用電動機、吸込み塞止弁駆動用電動機、冷却水弁駆動用電動機、ターニング用電動機、ロータ冷却水用ポンプ駆動用電動機がある。これらの単線結線図を図5に示す。

3. 排風機設備更新計画

3.1 排風機用圧縮機形式の決定

遷音速風洞における排風機設備の使用条件は、吸込み圧力が風洞内部圧力とほぼ等しい9.8kPa~98kPa程度で、吐出圧力が大気圧程度という範囲内に限られるので、圧力比が1~10程度迄実現できて、旧排風機設備と圧縮容量が同じであれば、理論上どのような形式の圧縮機でも採用することができる。しかし、今回の排風機設備更新においては、次のような制約があって形式選択の余地が少なかった。

- 制約1 機械据付面積が旧排風機設備と同等であること。
- 制約2 旧排風機設備の基礎上新排風機設備基礎を設けること。
- 制約3 旧配管ピットは流用可能であるが、大規模な改造を行わないこと。
- 制約4 排風機駆動電動機容量合計が旧設備容量を上

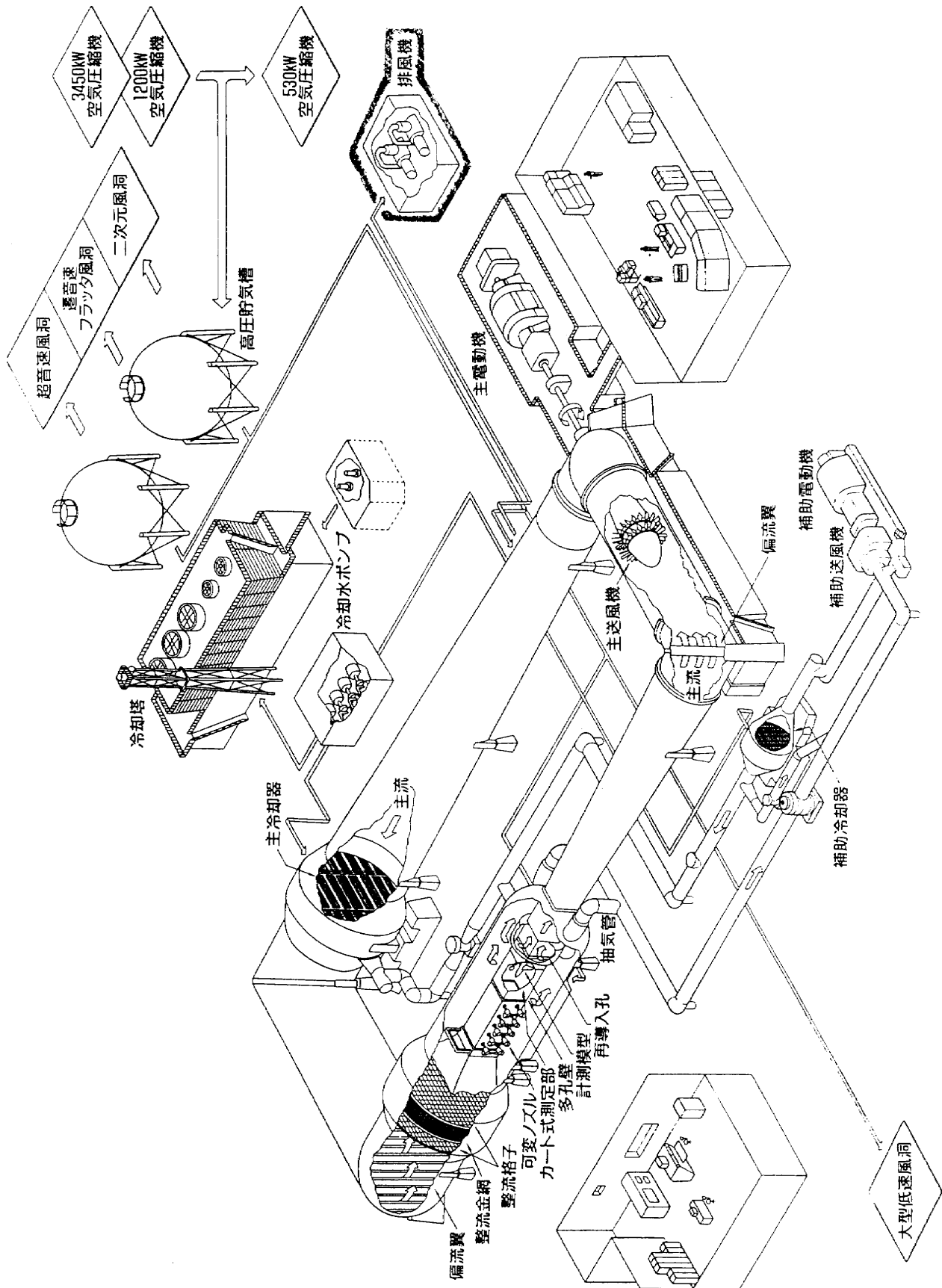


図1 遷音速風洞配置図

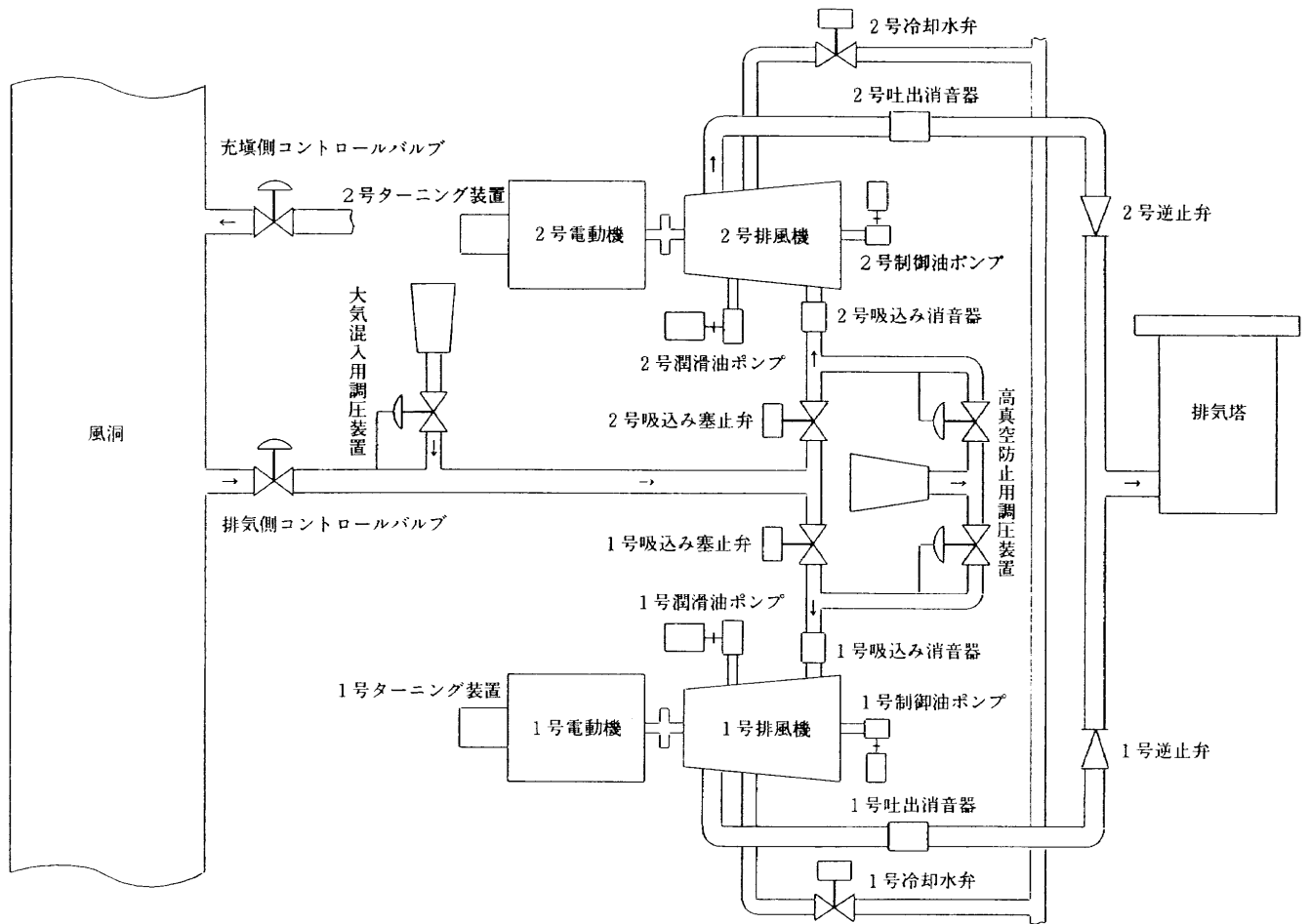


図2 排風機設備概要図

まわらないこと。

圧縮機形式決定のために、比較した圧縮機について前述した制約の適否を調べたものが表1である。この表で歴然としていることは、旧排風機設備用圧縮機に採用されていたスクリュ圧縮機ドライタイプ以外に、選択の余地がないことがわかる。

3.2 風洞内部への漏洩空気量

排風機は風洞試験時には、風洞の内部圧力を減圧する働きをしているので、この時の内部圧力上昇の要因を調べておくことが重要である。遷音速風洞の内部圧力が上昇する要因としては、主に次の4つがある。

①主送風機および補助送風機の軸封用空気(以下シー

ル空気と呼ぶ)の風洞内部への漏洩

②風洞内部が減圧されて大気圧以下になった際に、風洞伸縮部間隙等から侵入する大気の風洞内部への漏洩

③主送風機回転数上昇による圧力比上昇

④主送風機および補助送風機運転による気流の温度上昇

この内、③と④については風洞内部空気の絶対量が増加する訳ではないので、①と②の漏洩空気量について調査した。主送風機および補助送風機の軸受シールポケットに供給しているシール空気は、それぞれのシールポケット内に入り、潤滑油が大気圧以下になった風洞内に漏洩するのを阻止するものである。したがって、シール空気消費量を測定する際、その流れが寸断しないように考慮する必要がある。

シール空気は高圧貯気槽から供給している乾燥空気なので、高圧貯気槽から他の設備に一切供給していない時を選んで計測を行った。まず、高圧貯気槽に乾燥空気を充填している圧縮機をアンロード運転状態にして、高圧貯気槽に空気の流入がないようにした後、シール空気の供給によって降下する圧力を一定時間後に測定した。この値を基に圧力降下率を算出してシール空気消費量を求

表1 圧縮機形式別適否表

	制約1	制約2	制約3	制約4
ルーツブローア	否	否	否	否
レシプロ圧縮機	否	否	否	否
ターボ圧縮機	否	適	否	否
スクリュ圧縮機ウェットタイプ	否	否	否	適
スクリュ圧縮機ドライタイプ	適	適	適	適

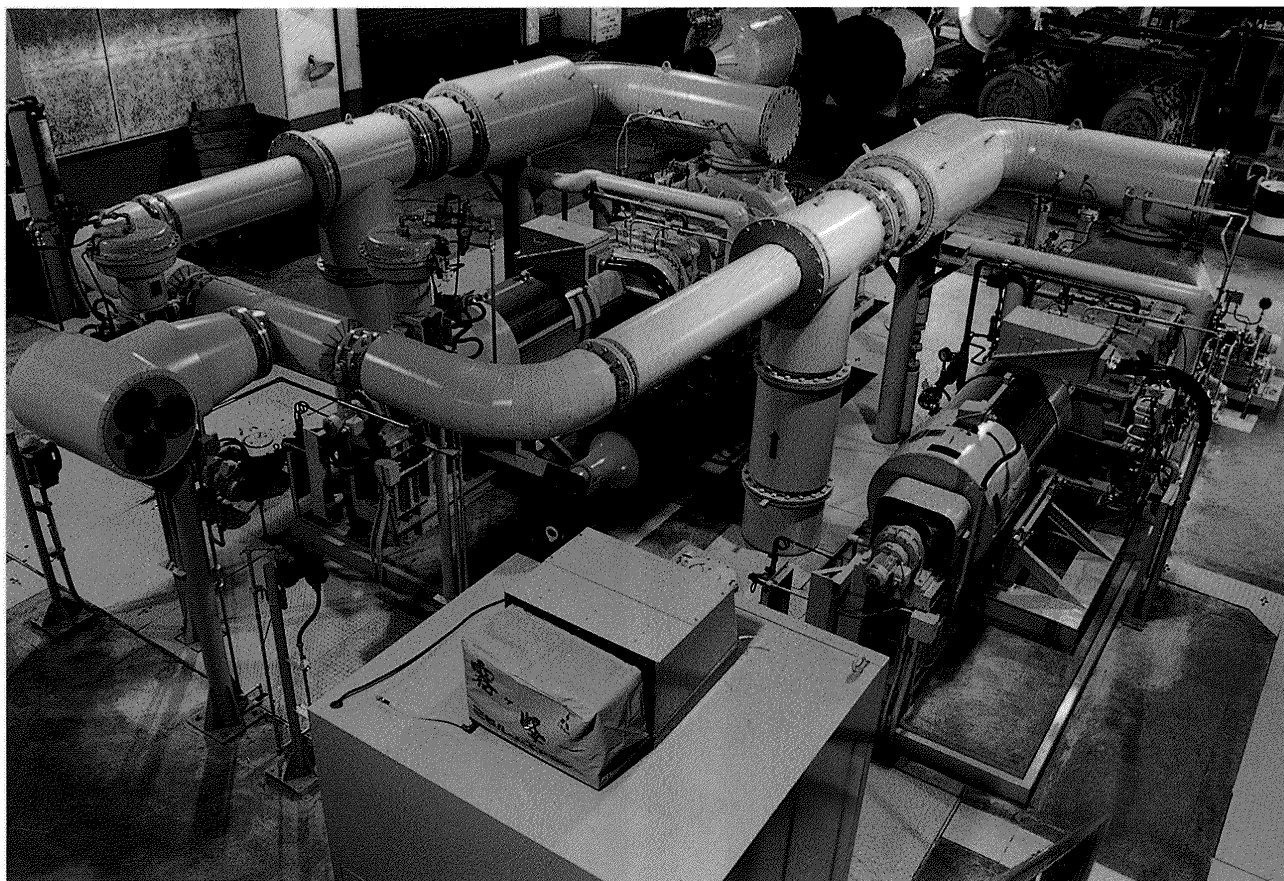


図3 新排風機設備主要部

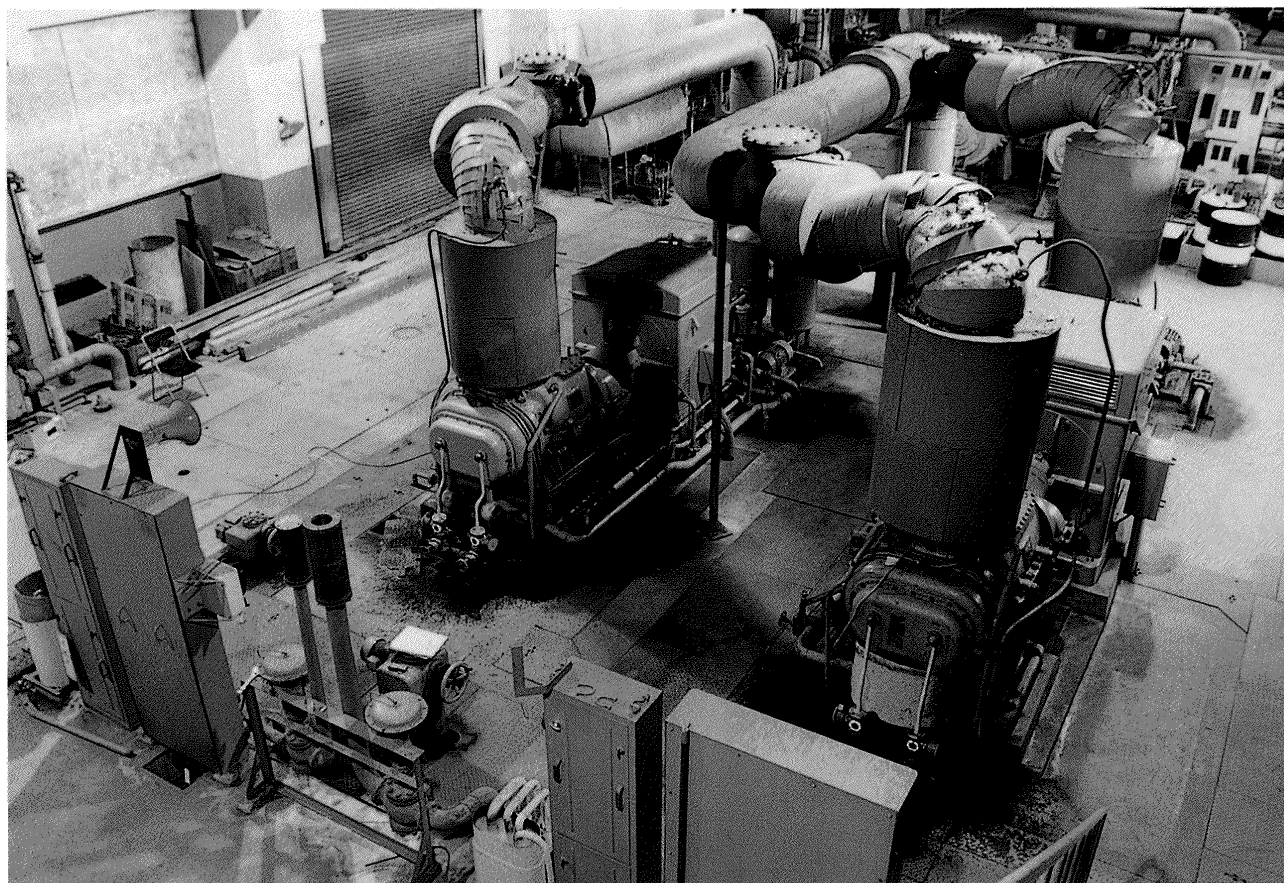


図4 旧排風機設備主要部

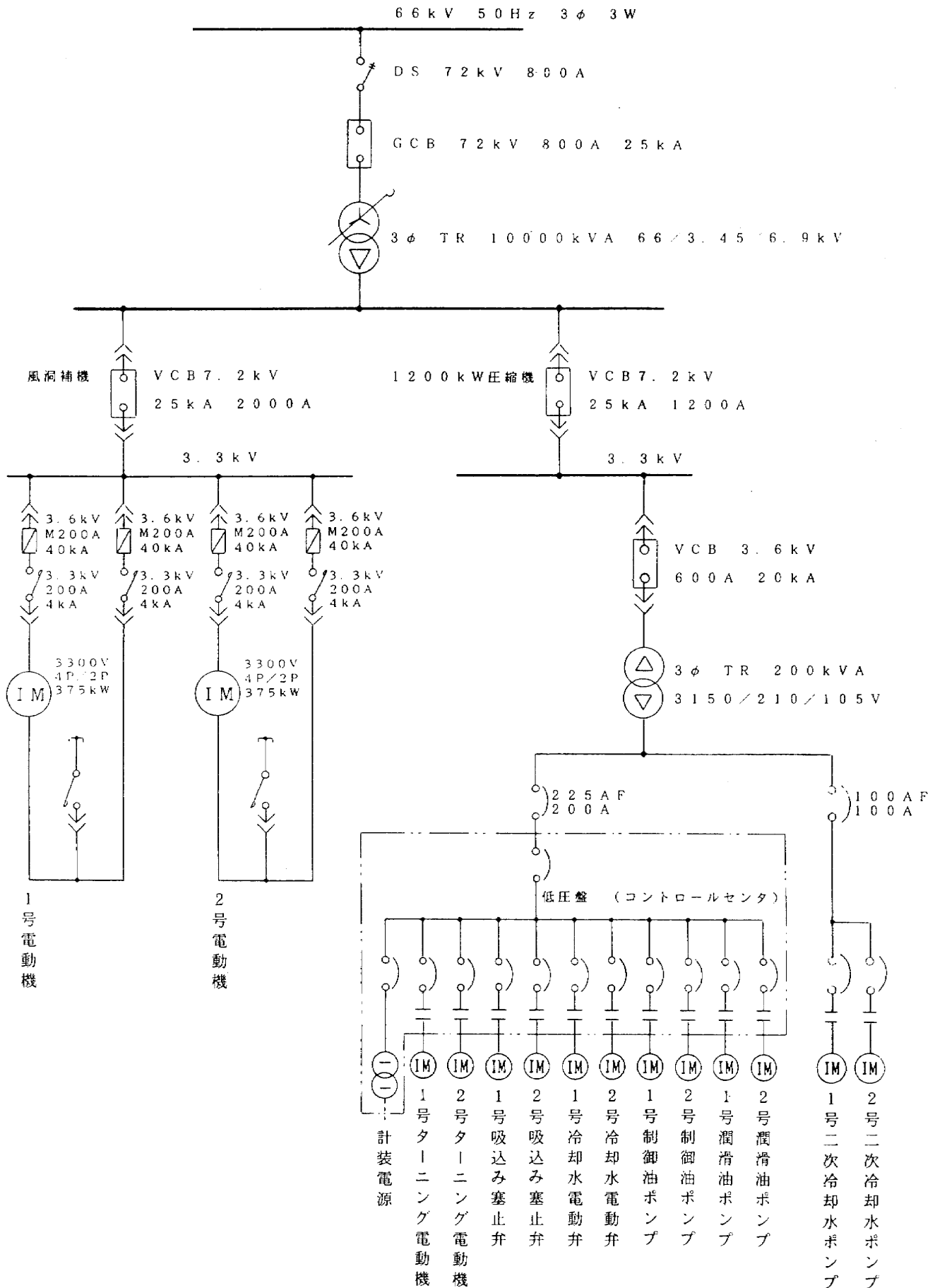


図5 排風機設備単線結線図

表2 シール空気漏洩量

	風洞内部圧力Po [kPa]	シール空気消費量 [m ³ /h]
第3 高圧貯気槽	98	2838
第3 高圧貯気槽	84	3238
シール空気槽	99	3600

めた訳であるが、精度が良くないと考えられたため、シール空気槽における計測も同様な方法で行った。ただし、シール空気槽容積が小さく、シール空気圧力の低下が著しいため、風洞内部圧力が大気圧となっている安全な状態で計測を行っている。これらの結果を表2に示す。

これらの測定数値の評価を誤ると、圧縮機の設計に影響を及ぼすことになるので、実測値であることを尊重し、旧排風機の作動状態も考え合わせて、これらの測定値の平均値に若干の余裕を見込んだ値とし、シール空気消費量(漏洩量)は3300m³/hとすることとした。風洞内部減圧時における大気の風洞内部への漏洩量については、主送風機および補助送風機用シール空気を停止して、風洞内部を大気圧以下に減圧することが不可能なため、計測を諦めざるをえなかった。そこで、旧排風機を計画した当時の能力検討書¹⁾を参考として、若干の修正を加えることとした。それによれば、風洞内部への大気の漏洩量は、風洞内部圧力10.1kPaにおいて、2kPa/hの圧力変化を及ぼすとされており、余裕を見て360m³/hとすることとした。風洞内部への空気漏洩量は、当然のことながら、シール空気漏洩量および風洞内部への大気の漏洩量を合計したものである。今回算出したそれぞれの数値は、算出条件が異なったものであるが、同じ条件に換算を行っても、その数値の信頼性が低いことおよび、それぞれの数値が余裕を持っていることを考え合わせて、単純に合計して算出した。したがって、風洞内部への空気漏洩量は最大3660m³/hとすることとした。

3.3 機器構成

排風機による風洞内部圧力制御を考える上で重要なことは、所定の風洞内部圧力までの減圧は速やかに行い、所定圧力に達した後は、その圧力を十分維持することが可能であるように、排風機を制御することである。したがって、風洞試験開始時の主送風機回転数増加等、過渡的で大きな圧力変化が生じる場合には、大きな排気容量が必要で、風洞試験中で圧力変化を起こす要因が、風洞内部への空気漏洩の他にあまりない場合には、それを上回る程度の排気容量が必要である。このような理由から、旧排風機設備においては、公称排気容量5000m³/h機1台と公称排気容量15000m³/h機1台が設置され、風洞内部

圧力が所定の圧力付近になるまでは、これら2台を運転し、所定の圧力に安定後は15000m³/h機を停止して、5000m³/h機の運転を続行させる方法により、排気容量を調節していた。したがって、15000m³/h機の稼働率が大変低く、5000m³/h機が故障した場合には、風洞試験を中止せざるをえなかった。そこで、新排風機設備においては、公称排気容量10000m³/h機を2台設置して、風洞試験中に運転を続行させる排風機が、(以下、こちらの排風機を排風本務機と呼び、もう一方を排風能力増強機と呼ぶ)2台の内のどちらでも可能なように切換えられるものとした。ところが、排気容量が10000m³/hであると、風洞試験中の所要排気容量に対して大きすぎるため、この期間中の排気容量を何らかの方法で5000m³/h程度に制御する必要が生じた。

一般に圧縮機の容量を制御する方法としては、大きく分けて次の2つの方法が確立している。

- ①圧縮機内部に容量調節機構を設ける方法
- ②圧縮機の駆動機回転数を変化させる方法

これらの方法を検討した結果、遷音速風洞の内部圧力制御に関しては、駆動機回転数変化による容量制御の方が、過渡的な圧力変化に対応し易く、部品点数、耐久性、制御性についても有利であると判断されたので、回転数を2段階に変化可能な極数変換電動機を圧縮機の駆動機とすることとした。したがって、排風機2台合計の排気容量を4段階に変化できることとなった。

3.4 要求基本性能

新排風機設備の性能を決定する上で重要なことは、基本的に旧排風機設備と同等以上とすることである。

新排風機設備においては、機器の構成をなるべく簡潔なものとして、メンテナンスフリー化、省力化に心掛けた。また、旧排風機設備の改善すべき点を改善するように、細部にわたって検討した。これらの留意点についてまとめたものを表3に示す。

なお、性能に関する要求事項は次のとおりとした。

- ①通常の運転において、吸込み圧力を9.8kPaから大気圧程度まで変化しても支障がないこと。
- ②吸込み圧力が9.8kPaから大気圧程度迄の範囲内においての所要動力が、1台につき375kWを越えないこと。
- ③風洞試験中に風洞内に放出される最大3660m³/hのシール空気および漏洩空気を排気しつつ、風洞内部圧力制御を行うことが可能で、この時の所要動力が1台につき160kWを越えないこと。
- ④風洞内部空気置換の際の大気圧から9.8kPa迄減圧する所要時間が、1時間以内であること。
- ⑤吸込み空気温度が80℃となった場合においても、機

表 3 新排風機設備留意点

	旧排風機設備要改善点	新排風機設備留意点
圧縮機	1. 容量5000m ³ /h機+15000m ³ /h機のため、交互運転が不可能。 2. 平軸受を使用し、逆方向の推力軸受を設けず。 3. 圧力比固定のため、動力損失が大きい。 4. 雄ロータ歯数4枚、雌ロータ歯数6枚で効率が低い。 5. 大気開放型検水器により通水を確認。	1. 容量10000m ³ /h機×2として、交互運転が可能なものとする。 2. 転がり軸受を採用し、正逆両方向の推力軸受を設ける。 3. 圧力比可変機構を採用し、動力損失を抑える。 4. 雄ロータ歯数5枚、雌ロータ歯数6枚で効率を上げる。 5. 密閉型サイトグラスの採用により検水器を廃止する。
電動機	1. 200kW機+550kW機で異なる容量。 2. 2950rpm、2975rpmの定速回転。 3. 設計時において起動電流に対して十分な配慮せず。 4. 起動時に危険な手動ターニングが必要。	1. 375kW機×2の同容量とする。 2. 極数切換えて1475rpm/2950rpmの2段変速。 3. 設計時から起動電流に対する配慮を十分に行う。 4. 電動ターニング装置(手動ターニングも可能)を設ける。
制御装置	1. 補機室および制御室での操作が可能であるが、起動時には現場での操作が必要。(主送風機用操作指令用計算機とオフライン) 2. 運転方式が全て手動のため、手数が多くなる。 3. 操作を把手で行うため、スピーディーな操作が無理。 4. グラフィックパネルがないため、機器の状態把握困難。	1. 補機室および制御室で同等の操作が可能で、制御室での操作は主送風機用操作指令用計算機から行う事とする。 2. 風洞内圧によりモードを切換える自動運転方式を採用する。(手動運転方式も可能) 3. 全面的に押しボタンによる操作とする。 4. グラフィックパネル及びCRT画面で機器の状態把握が容易なものとする。

械的な支障が生じないこと。

3.5 運転制御計画

新排風機設備の運転制御計画については、旧排風機設備において改善すべき点があったので、これらの改善に重点を置き、省力化を計ることとした。基本的な考え方は、次のとおりである。

- ① 2台の排風機のそれぞれが、選択切換えにより排風本務機又は排風能力増強機として運転できること。
- ② 主送風機操作卓(操作指令用計算機)および現場制御操作盤のどちらにおいても、排風機運転操作および排風機運転監視が同等に行えること。
- ③ 排風機の運転は、手動又は自動に切換えて行うことが可能なものとし、自動運転に必要な切換え設定値を変更することにより、様々な風洞試験条件に対応できること。
- ④ 排風機設備の運転制御は、必要に応じてシーケンス制御を行い、特に主送風機操作卓からの操作は、自動時にはイニシャルスタート操作のみで起動ができることとし、排風機の運転状態に関する割込み制御が可能であること。また、手動時には個々の機器の操作を省略して簡単な操作のみで起動ができること。

4. 圧縮機

4.1 主要諸元

新排風機として採用した圧縮機は、スクリュ圧縮機ドライタイプで旧排風機のものと同じであるが、旧

排風機のは、所要容量に見合った量産タイプの製品を使用していたのに対し、新排風機のは、排風機(真空ポンプ)の運転特性を吟味して、設計製作した製品を使用している。このため、随所に工夫箇所がある特殊な圧縮機となっている。

なお、主要諸元は次のとおりである。

圧縮機形式：スクリュ圧縮機ドライタイプ(圧力比制御用スライド弁付)

取扱流体：乾燥空気

公称容量：10000m³/h

内部圧力比：1.65～6.50

回転数：2950rpm/1475rpm

重量：9200kg

圧縮機台数：2台

4.2 本体構造

圧縮機本体は、図6に示すとおり、雄ロータと雌ロータが非接触で噛み合っている回転しながら空気を圧縮しつつ、軸方向へ送る簡単な構造である。スクリュ圧縮機は、容積式圧縮機であるにもかかわらず、同じ容積式であるレシプロ圧縮機と比べて、所要トルクの脈動が格段に小さく、機体自身も小さくできる利点があるが、雄ロータ外周部と雌ロータ外周部の噛み合い部とケーシングで形成される三角形の間隙(ブローホール)が必ず存在し、圧縮した空気の一部が逆流して、容積効率を低下させるという欠点を持っている。そこで、雄雌両ロータの歯形を新しく設計すると共に、雄ロータ歯数を従来の4枚から5

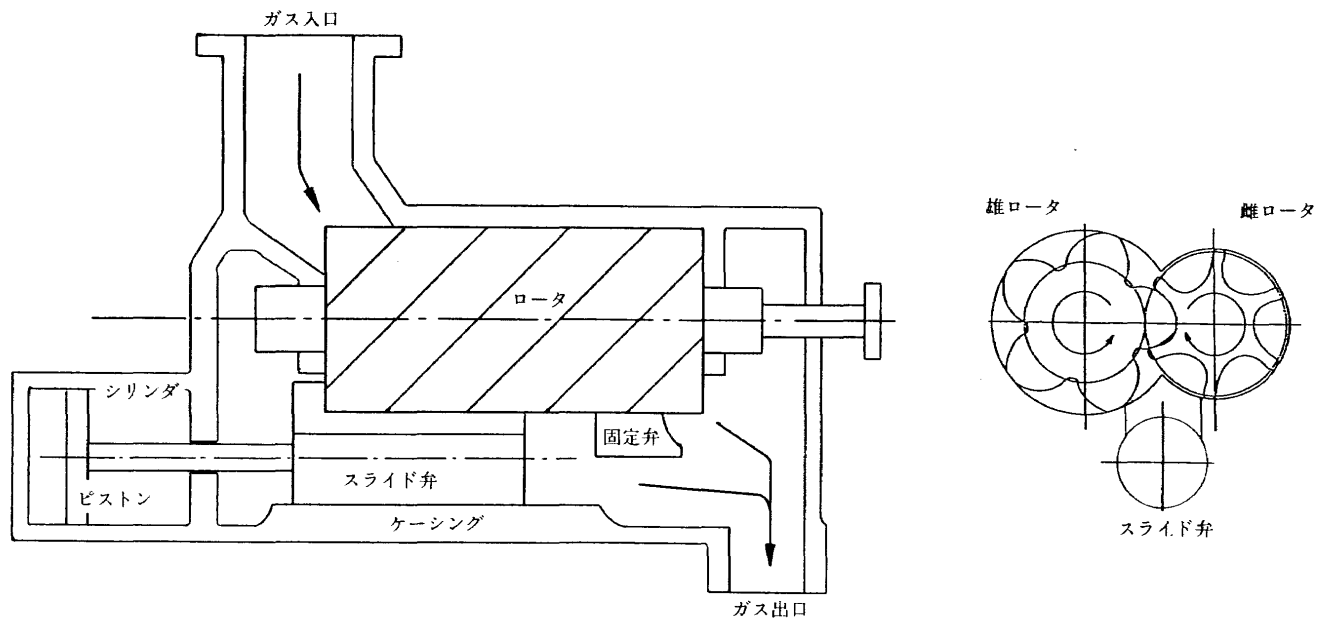


図6 圧縮機本体構造図

枚に変更し、雌ロータ歯数は従来と同じ6枚として、ブローホールが小さくなるようにしている。また、運転中の雄雌両ロータを冷却している冷却水の流れるジャケットも、冷却の不均一が起こらないように工夫している。

雄雌両ロータの接触については、両ロータ表面をテフロンでコーティングして、万一接触が起きても損傷が最小限で済むようにしている。

雄雌両ロータの噛み合い部下側には、ケーシングの一部を形成するスライド弁と称する圧力比可変機構がある。この弁は名前が示すとおり、吸込み圧力の変化と共に所定の位置迄スライドし、圧縮機の圧力比を調節して所要動力を抑える働きがある。スライド弁の動作線図を図7に示す。

旧排風機用圧縮機においては、雄雌両ロータの軸受にすべり軸受が用いられていたため、その特性上、排風機

起動時のころがり摩擦抵抗が大きかった。したがって、駆動電動機に大きな負担を強いる要因となっていた。また、推力軸受も設けられていたが、片方向(正方向)の軸力しか考慮されていなかったため、吸込み圧力が大気圧より高くなった場合に、逆方向の軸力が推力軸受に掛かって、無理が生じていた。これらの観点から、雄雌両ロータの軸受には、円筒ころ軸受と両方向の軸力を考慮した組合せアンギュラ推力軸受が用いられている。

排風機として用いられる圧縮機のように、1段圧縮で最高圧力比が10に達する場合には、吐出空気温度がかなり高温になることが避けられない。高温となった空気は、雄雌両ロータの膨脹を促してロータ接触を引起し易くするので、これを抑制する対策として、圧縮機ケーシングの側面の吐出口側に、冷却空気取入ポートが設けられている。このポートから配管がピット内に導かれて開口しており、スライド弁のスライドによって起こる内部圧縮空気圧力と大気圧との差圧を利用して、圧力比の高い(吐出温度が高い)場合のみ、少量の大気が吸入されて圧縮空気に混入するようになっている。

4.3 性能

排風機用圧縮機は、吸込み圧力の変化に伴って容積効率も変化するが、常にほぼ一定の容積の空気を吸込んで圧縮していると考えて良い。したがって、吸込み圧力が変化すると、標準大気状態に換算した吐出量に変化する。この様子(計算値)を図8に示す。前述したことは、風洞内部圧力を低く減圧する場合に考慮が必要で、低く減圧すればする程、所要時間が指数関数的に長くなることを意味する。一方、風洞内部に漏洩する空気は、その時の

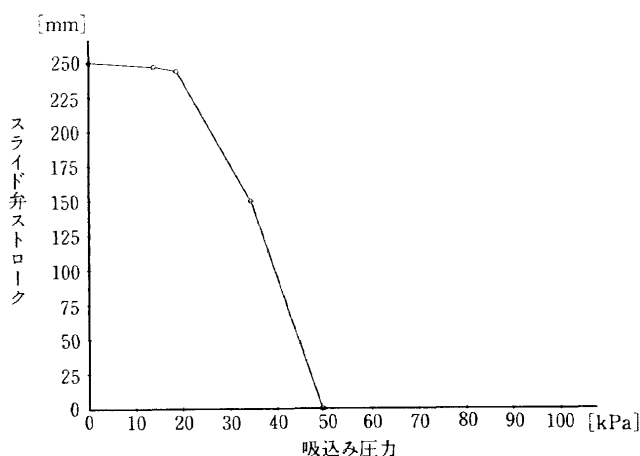


図7 スライド弁動作線図

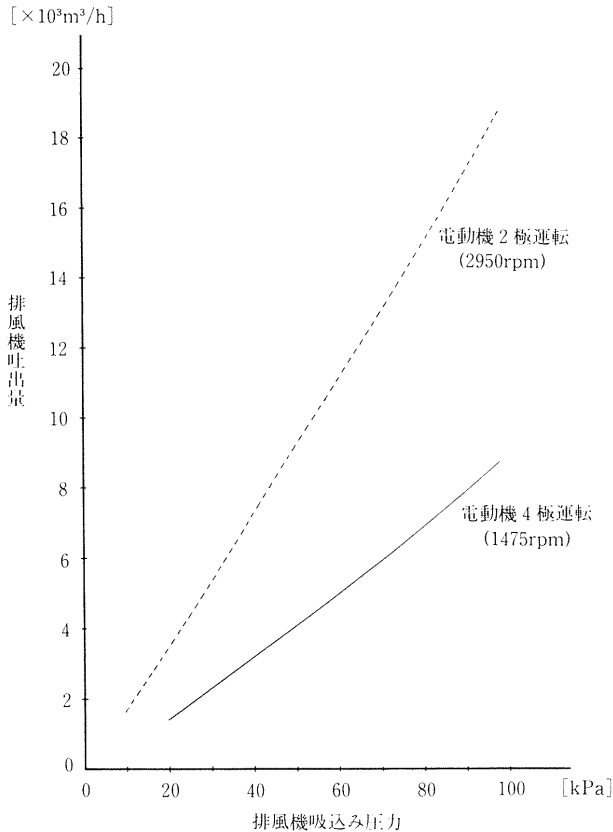


図 8 圧縮機吸込み圧力変化による吐出量変化(吸込み温度：15℃，吐出圧力：102.9kPa，標準状態：101.3kPa，0℃換算)

風洞内部圧力まで膨張するため，減圧所要時間を長びかせることとなるので，これについても考慮が必要である。

風洞試験において，風洞内部圧力を大気圧から所定の圧力まで減圧するのに要する概算時間は，次式により求めることができる。

$$t = \int_{P_1}^{P_2} (-V_0) dp / P_s \cdot \eta_v \cdot q_{TH} - Q_{(P)} \cdots \cdots (1)$$

ここに

- t : 減圧所要時間 (min)
- C : 圧力損失を表す係数
- V_0 : 風洞内部容積 (m^3)
- P : 風洞内部圧力 (kg/cm^2)
- P_1 : 標準大気圧力 (kg/cm^2)
- P_2 : 所定の目標圧力 (kg/cm^2)
- P_s : 吸込み圧力 (kg/cm^2) $\cdots \cdots P_s = C \cdot P$
- η_v : 排風機用圧縮機の容積効率 (メーカー公称値)
- q_{TH} : 理論工程容積 (m^3/min)
- $Q_{(P)}$: 風洞内への空気漏洩量 (m^3/min)

例として大気圧から80kPaまで減圧する場合の実際の数値は次のとおりである。

- C = 0.85 (吸込み側排気管系の損失を15%考慮)
- $V_0 = 11780 (m^3) \approx 12000 (m^3)$

$$P_1 = 101.3 (kPa) = 1.033 (kg/cm^2)$$

$$P_2 = 80 (kPa) = 0.816 (kg/cm^2)$$

$$q_{TH} = 683.4 (1台につき341.7で2台分)$$

$$\eta_v = 0.3862P^3 - 0.8999P^2 + 0.6996P + 0.7854$$

$$Q_{(P)} = 61 \text{ (最大と考えられる空気漏洩量で，風洞内部圧力変化による漏洩量変化を無視)}$$

これらの数値を(1)式に代入すると

$$t = \int_{1.033}^{0.816} (-12000) dp / 0.85P \cdot 683.4 (0.3862P^3$$

$$- 0.8999P^2 + 0.6996P + 0.7854) - 61 = 5.7 (min)$$

ただし，実際の風洞試験では，主送風機を加速すると3.2の③と④に述べた現象が生じ，これらを打ち消しながら減圧するため，算出した数値の5割増し程度(風洞試験の最初のマッハ数によって，主送風機の回転数が異なるため，割増し時間は一定ではない。)の所要時間を要する。

5. 圧縮機まわり

5.1 吸込み側排気管

吸込み側排気管は風洞と圧縮機吸込み口を接続している配管で，管内の圧力損失を減少するため，大部分の口径が700mmとなっている。配管の途中には，大気混入用調圧装置が設けられており，排風機設備が設置してある補機室内で各圧縮機へ向かって分岐し，各吸込み塞止弁および各吸込み消音器を経て，各吸込み口に接続している。

5.2 大気混入用調圧装置

大気混入用調圧装置は，吸込み側排気管内部圧力(圧縮機吸込み圧力)が，所定の値以下になった場合に大気と吸込み側配管内部を連絡して，圧縮機吸込み圧力を一定の

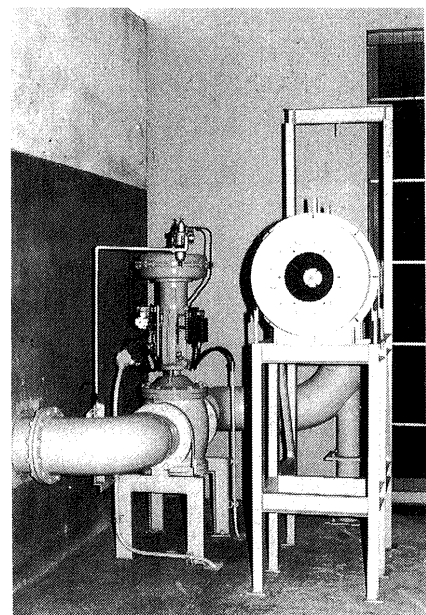


図 9 大気混入用調圧装置外観

値に保持するために必要なものである。このため、常に清浄な空気を供給することが要求され、主送風機駆動電動機用通風機室内に設置されている。

図9に大気混入用調圧装置外観を示す。

この装置のコントロールバルブの主要諸元は、次のとおりである。

形 式：ダイアフラム駆動グローブタイプ
口 径：250mm
定 格 C_v 値：750
台 数：1台

5.3 吸込み塞止弁

吸込み塞止弁は、圧縮機が停止している時に、その圧縮機と吸込み側排気管の縁を切り離して、大気が漏洩して来ないように気密を確実にするために設けられている。

圧縮機運転中は、吸込み側圧力損失が少ない程良好なので、 C_v 値の大きいボールバルブが採用されている。

特別な運転として、圧縮機定期点検後の試運転があり、この時には、この弁を故意に所定の開度にして、圧縮機吸込み圧力を変化させる必要があるため、手動開閉およびオルターネート作動が可能となっている。図10に吸込み塞止弁外観を示す。

この弁の主要諸元は、次のとおりである。

形 式：電動機駆動ボールタイプ
口 径：550mm
設計流量：18000 m^3/h 以上
台 数：2台(圧縮機1台につき1台)

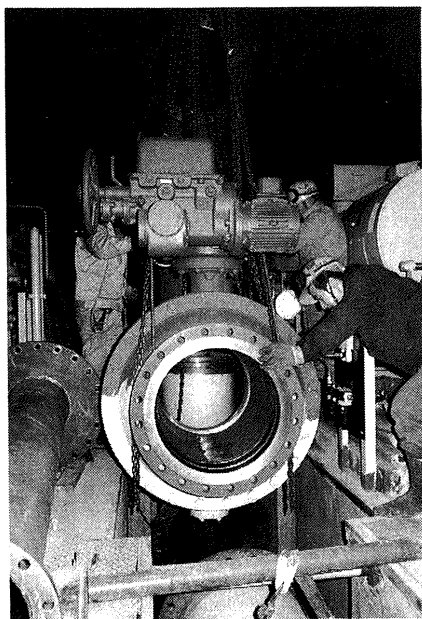


図10 吸込み塞止弁外観

5.4 高真空防止用調圧装置

排風機用圧縮機は、吸込み圧力の極端な低下に対して考慮した構造となっているが、このような状態で運転を続行すると、吐出温度が異常に上昇して機械的障害が発生する可能性があるため、これを避ける目的で吸込み排気管側の吸込み塞止弁下流側に、高真空防止用調圧装置が設けられている。この装置は、圧縮機吸込み圧力が異常に低下した時に、大気と圧縮機吸込み口を連絡して所定の圧力に維持できるようになっている。都合の良いことに、圧縮機起動時に作動させると、圧縮機駆動電動機の起動電流を減少できるため、この時にも自動的に作動させるようにしている。図11に高真空防止用調圧装置外観を示す。

この装置のコントロールバルブの主要諸元は、次のとおりである。

形 式：ダイアフラム駆動バタフライタイプ
口 径：200mm
定 格 C_v 値：2200
台 数：2台(圧縮機1台につき1台)

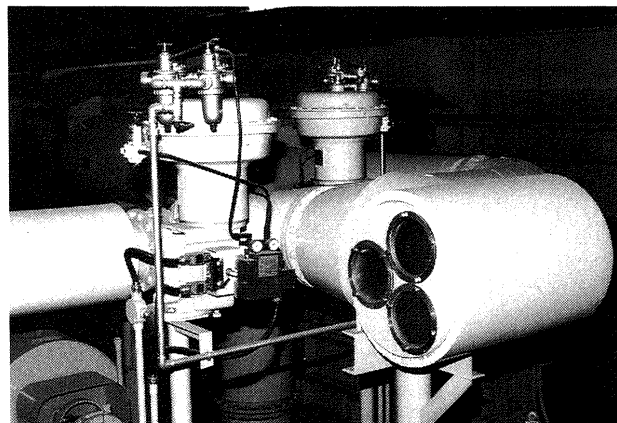


図11 高真空防止用調圧装置外観

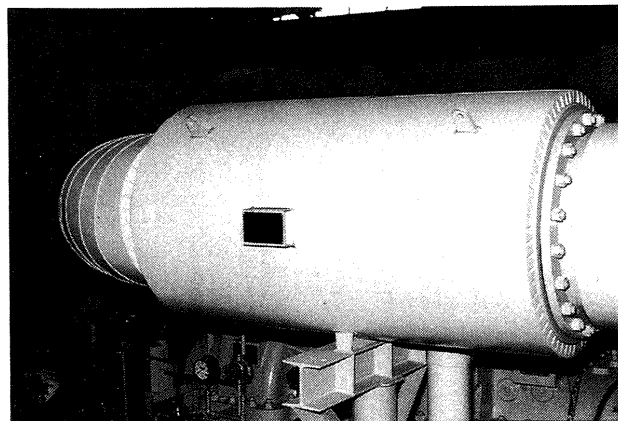


図12 吸込み消音器外観

5.5 吸込み消音器

吸込み消音器は、圧縮機吸込み口とエルボー付配管で接続されている。吸込み消音器外観を図12に示す。

5.6 吐出側排気管

各圧縮機の吐出口から各吐出消音器及びエキスパンションジョイントを経て、排気塔に接続している配管が吐出側排気管である。この配管は中を流れる空気が高温のため、熱膨脹に対する配慮を行っている。

5.7 吐出消音器

吐出消音器は、圧縮機吐出口とエルボー付配管で接続しており、ピット内に設置されている。吐出消音器外観を図13に示す。

5.8 吐出逆止弁

吐出逆止弁は、圧縮した空気が圧縮機側へ逆流するのを防止するためのもので、ピット内に設置されている。

吐出逆止弁外観を図14に示す。

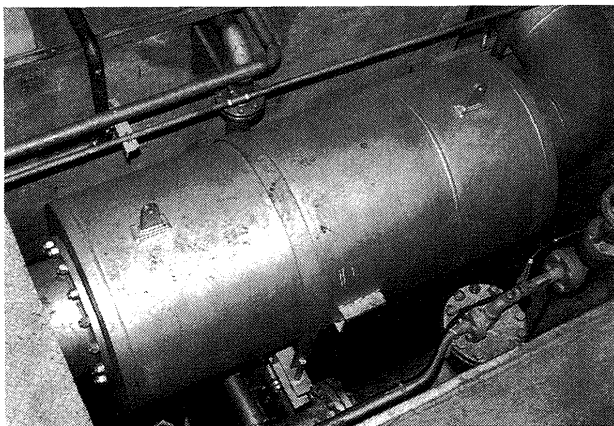


図13 吐出消音器外観

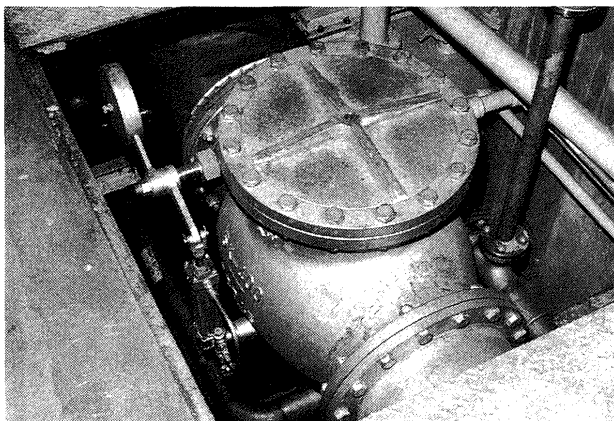


図14 吐出逆止弁外観

5.9 潤滑油ポンプユニット

圧縮機の各軸受に潤滑油を供給(駆動電動機軸受はグリス潤滑)しているのが潤滑油ポンプユニットで、潤滑油ポンプ、プレート式潤滑油冷却器、潤滑油フィルターを同一フレーム上に固定したものである。

潤滑油ポンプの主要諸元は、次のとおりである。

駆動電動機出力：2.2kW

吐出容量：69ℓ/min

吐出圧力：196kPa

台数：2台(圧縮機1台につき1台)

5.10 制御油ポンプユニット

圧縮機のスライド弁を駆動するための油圧を供給しているのが、制御油ポンプユニットで、制御油ポンプ、制御油タンク(冷却器を兼ねる)、電磁弁を同一のフレーム上に固定したものである。

潤滑油ポンプユニットと制御油ポンプユニットを一緒に図15に示す。

制御油ポンプの主要諸元は、次のとおりである。

駆動電動機出力：1.5kW

吐出容量：21.7ℓ/min

吐出圧力：1568kPa

台数：2台(圧縮機1台につき1台)

5.11 潤滑油タンク

圧縮機2台分の潤滑油は、各圧縮機に挟まれたピット内に設置されている潤滑油タンクより供給している。このタンク下部には、各潤滑油ポンプ起動時の負担を軽減させる目的で、各潤滑油ポンプ起動前に運転して直ぐ停止するポンプが設けられている。

潤滑油タンクの主要諸元は、次のとおりである。

公称容量：500ℓ

基数：1基

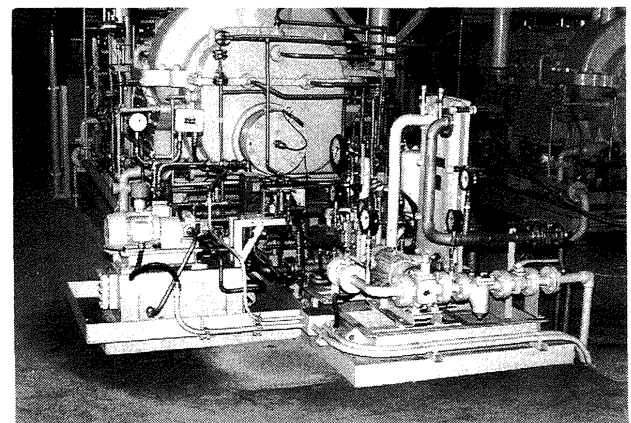


図15 制御油ポンプユニット(左)及び潤滑油ポンプユニット(右)

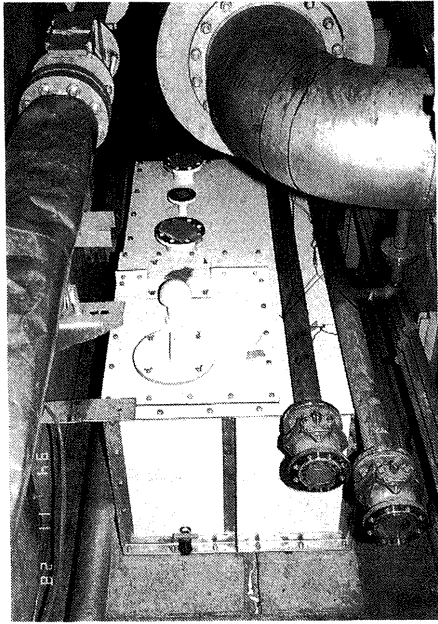


図16 FRP製二次冷却水タンク

5.12 二次冷却水循環システム

圧縮機の冷却水系統は、ケーシング関係とロータ関係の2系統があり、特にロータ関係の冷却水系統は、熱膨脹によるロータの接触事故を引き起こさないように、水質に細かい配慮が必要なため、二次冷却水循環システムが採用されている。二次冷却水循環システムは、排風機1台につき1基設けられており、FRP製二次冷却水タンク

ク、水中ポンプ、二次冷却水冷却器で構成されている。

二次冷却水循環システムの主要諸元は、次のとおりである。水中ポンプを内蔵したFRP製二次冷却水タンクを図16に示す。

水タンク容量：0.77m³(1号)，1.02m³(2号)

ポンプ仕様：電動機5.5kW，吐出量10m³/h

冷却器容量：30000kcal/h

基 数：2基

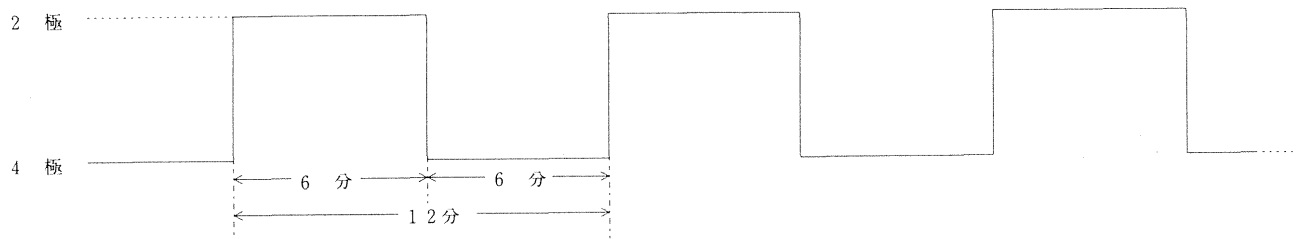
6. 電動機

6.1 主要諸元

圧縮機を駆動する電動機は、圧縮機の容量を回転数変化によって、約50%に落とすことが可能なように、2極(高速)と4極(低速)に切換えが可能な極数変換電動機を採用している。

排風機は前述したとおり、圧縮機としては特殊なもので、容量が大きい割に所要動力が小さいという特徴がある。このことは、圧縮機の機械的な大きさに対して、電動機の機械的な大きさが小さくなり、それぞれの回転部の慣性モーメントの比が、普通の圧縮機より格段に大きくなっていることを意味する。旧排風機設備では、前述したことに対する配慮が不十分であったため、設置当初においては、排風機起動時に電動機ステータコイルやロータスロット内の導体焼損事故を起こしていたので、更新に先立ち、排風機の運転パターンの検討を行った。こ

パターンA 定常運転中に下記のパターンで20回まで切換えを行う



パターンB 起動後に下記のパターンで3回まで切換えを行う

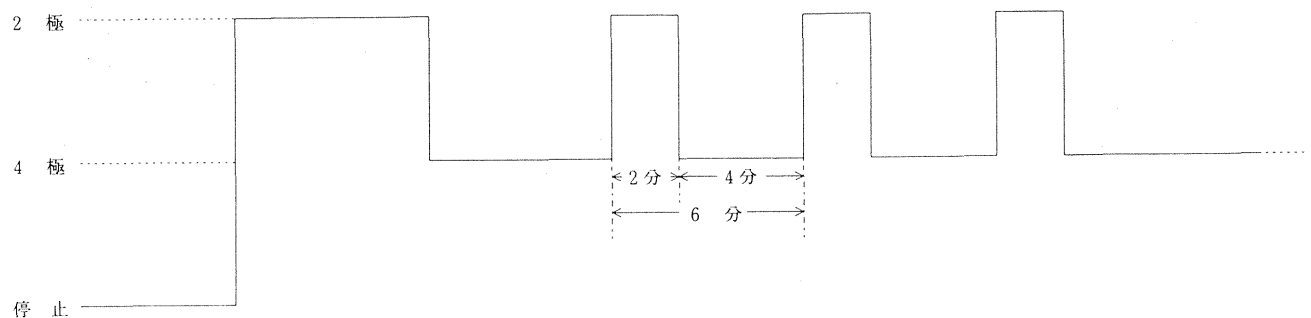


図17 排風器運転パターン

の運転パターン(図17)は、考えうる限り厳しいものとした。

電動機は、圧縮機回転部の慣性モーメントの吟味および、コンピュータシミュレーションによる運転パターンの検討の上、設計製作された。

電動機の主要諸元は、次のとおりである。

電動機形式：極数変換籠型三相誘導電動機

絶縁種別：F種

極数：2極および4極

定格電圧：3300V、50Hz

定格電流：75A/57A

(2極) (4極)

定格出力：375kW/187.5kW

(2極) (4極)

同期回転数：3000rpm/1500rpm

(2極) (4極)

重量：3300kg

電動機台数：2台

6.2 本体構造

本体構造(図18)は、全閉外扇形構造となっており、反負荷側の軸に固定された外部ファンにより、軸方向の気流を発生して、フレーム上のフィンに沿って流し、電動機本体を外部から冷却するようになっている。この電動

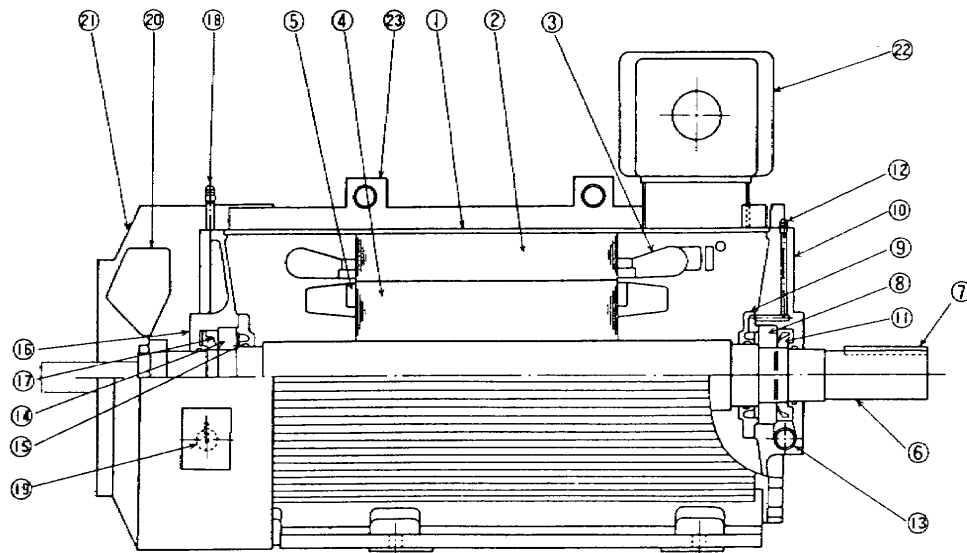
機に課せられた要求は、周囲温度50℃において、図17のようなパターンで極数切換えが可能なことという過酷なものであったため、最大定格出力が375kWであるにもかかわらず、800kW級のフレームが使用されている。

固定子巻線は、4極運転時に三角結線、2極運転時に二重星形結線となるように巻かれており、外部に設けられた真空電磁接触器で巻線の結線を切換えることによって、極数を変換している。この切換えについて、巻線と真空電磁接触器の関係を図19に示す。

軸は圧縮機を駆動する出力軸と、ターニング装置に駆動される入力軸を持っているため、両軸タイプとなっている。なお、入力軸は軸受からの距離が長く、軸径が細いため、ターニング用爪クラッチを軽量なものにして、軸共振が起これないように考慮している。

6.3 性能

電動機の性能については、単体試験時のデータを示しても意味がないので、圧縮機と接続して、排風機とした場合における性能を示すこととした。図20が新旧排風機起動時の電動機入力電流の経過を比較したもので、新旧排風機の圧縮機回転部と電動機回転部それぞれの慣性モーメントが異なっており、圧縮機容量および構造も同一ではないが、新排風機の加速性能が一番良好で、電動機への突入電流も小さいことが示されている。この理由は、



① フレーム	⑥ 軸	⑪ 排油ランナ	⑬ グリース排出装置	⑮ 軸受カバー	①⑥ ブラケット	①⑦ 排油ランナ	①⑧ グリースニップル	①⑨ グリース排出装置	②⑩ 外部ファン	②⑪ ファンカバー	②② 端子箱	②③ 吊り手
② 固定子コア	⑦ 軸端キー	⑫ グリースニップル	⑬ グリース排出装置	⑮ 軸受カバー	①⑥ ブラケット	①⑦ 排油ランナ	①⑧ グリースニップル	①⑨ グリース排出装置	②⑩ 外部ファン	②⑪ ファンカバー	②② 端子箱	②③ 吊り手
③ 固定子コイル	⑧ 軸受	⑬ グリース排出装置	⑮ 軸受カバー	⑮ 軸受カバー	①⑥ ブラケット	①⑦ 排油ランナ	①⑧ グリースニップル	①⑨ グリース排出装置	②⑩ 外部ファン	②⑪ ファンカバー	②② 端子箱	②③ 吊り手
④ 回転子コア	⑨ 軸受カバー	⑮ 軸受カバー	⑮ 軸受カバー	⑮ 軸受カバー	①⑥ ブラケット	①⑦ 排油ランナ	①⑧ グリースニップル	①⑨ グリース排出装置	②⑩ 外部ファン	②⑪ ファンカバー	②② 端子箱	②③ 吊り手
⑤ エンドリング	⑩ ブラケット	⑮ 軸受カバー	⑮ 軸受カバー	⑮ 軸受カバー	①⑥ ブラケット	①⑦ 排油ランナ	①⑧ グリースニップル	①⑨ グリース排出装置	②⑩ 外部ファン	②⑪ ファンカバー	②② 端子箱	②③ 吊り手

図18 電動機本体構造図

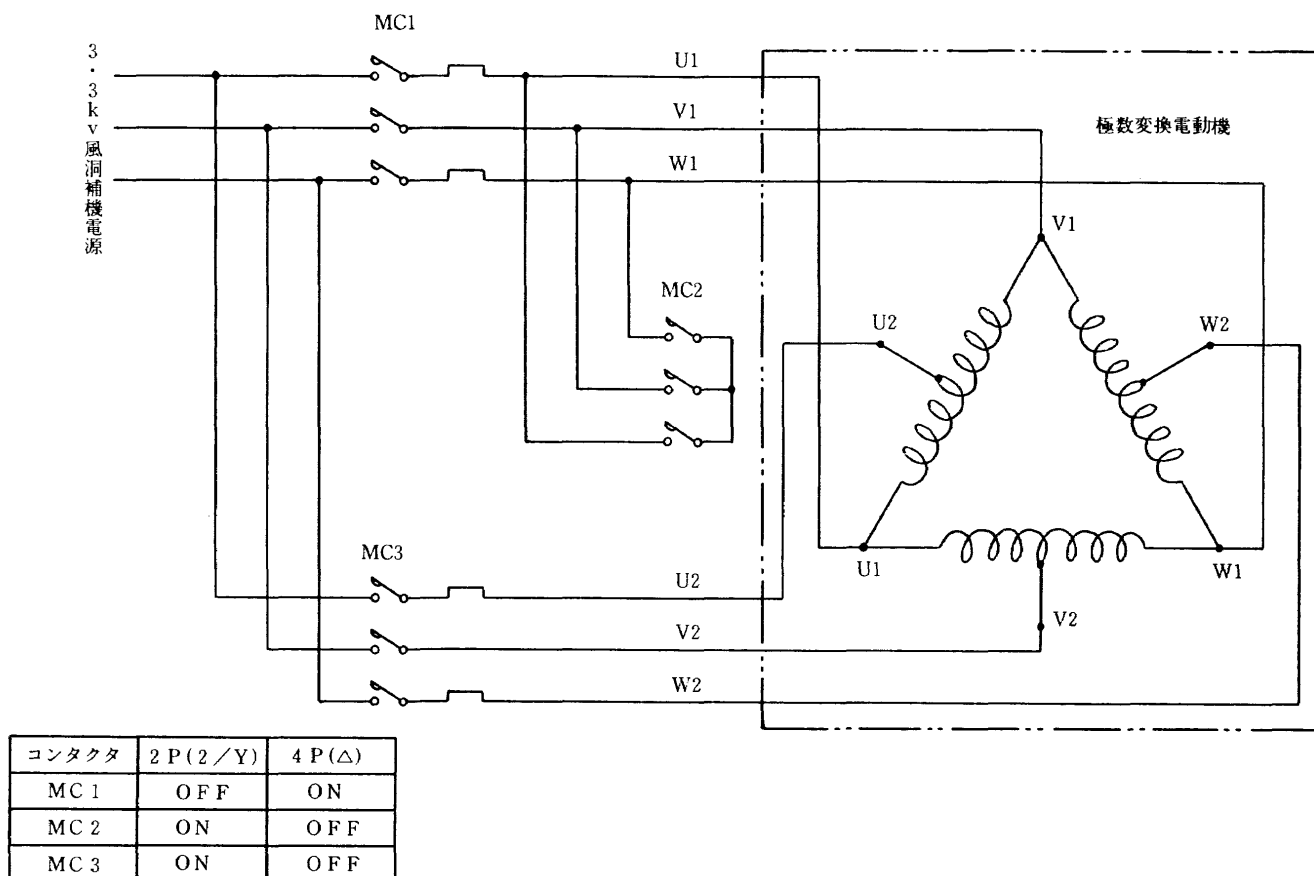


図19 電動機巻線の結線切換え

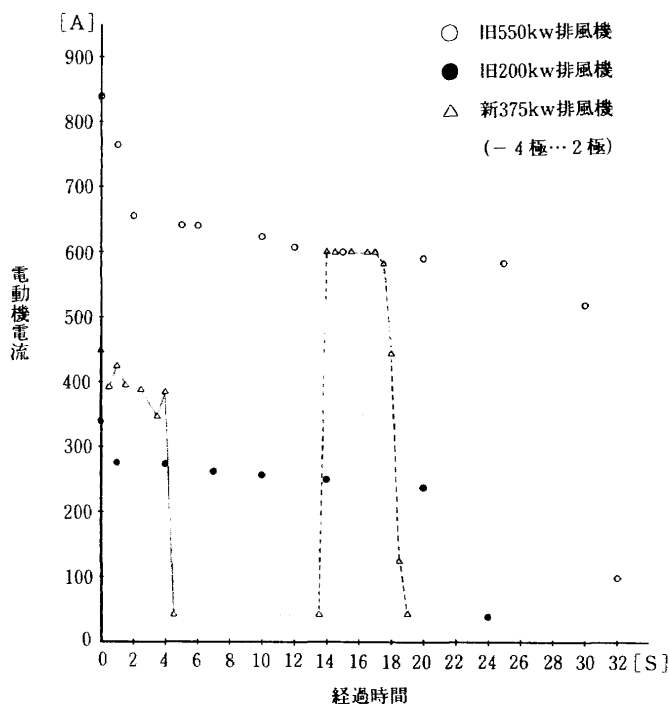


図20 排風機起動時の電動機入力電流の時間変化

圧縮機軸受に、ころがり軸受を採用していることも関係しているが、電動機の極数を4極にして起動した方が、2極にして起動するよりも、起動加速特性が良好である

ことが、コンピュータシミュレーションにより明らかとなっていたため、4極で起動加速後に2極に切換えて、さらに加速するようにしていることによる。

7. 電動機まわり

7.1 カップリング

カップリングは、電動機から圧縮機へ動力を伝達する重要な部品で、メンテナンスフリー化を狙ったため、摺動部の無いダイアフラムカップリングを採用している。ダイアフラムカップリングは、たわみ継手の一種で薄い金属円盤の可撓性を利用したもので、簡潔構造、軽量、大きな芯ずれ吸収能力等の特徴を持っている。

ダイアフラムカップリングの外観を図21に示す。

7.2 電動ターニング装置

旧排風機においては、ターニングを圧縮機駆動軸に取付けられた穴付円盤に、人間が鉄棒を差込んで、こじることによって行っていたが、危険であると共に原始的であることから、排風機起動時には自動的にターニングを行う電動ターニング装置が設けられている。

電動ターニング装置は減速機付電動機、爪クラッチ、クラッチ作動用空気圧シリンダーから構成されており、排風機起動前のターニング運転を、減速機付電動機正転

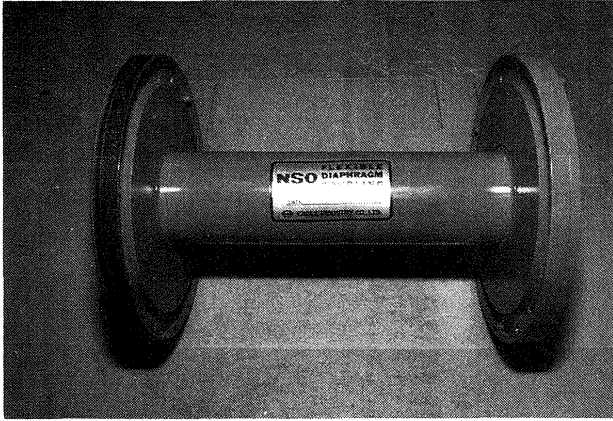


図21 ダイヤフラムカップリング外観

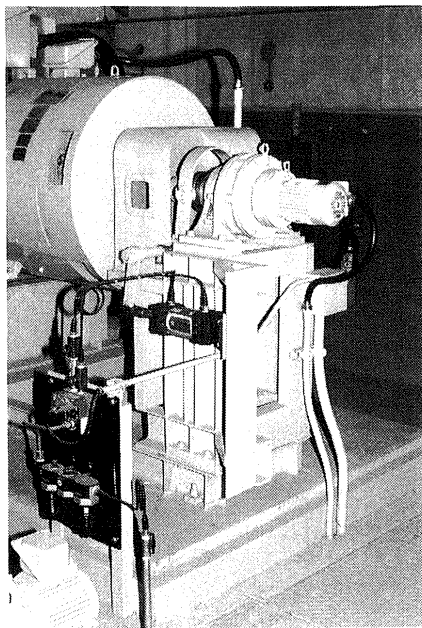


図22 電動ターニング装置外観

→爪クラッチ嵌入→ターニング運転→ターニング停止→減速機付電動機逆転→爪クラッチ脱出の順にシーケンス制御される。

旧排風機においては、各軸受にすべり軸受が採用されていたため、起動時にターニングを行うことが義務付けられていた。ところが、新排風機では前述のように、ころがり軸受を採用しているため、起動時の所要トルクが旧排風機より格段に小さくなっている。それにもかかわらず、電動ターニング装置を設けた理由は、圧縮機の雄雌両ロータの異常検出も狙ったためである。雄雌両ロータの異常検出の原理は簡単で、雄雌両ロータが接触した場合、又は異物が噛込んだ場合には、ターニング時の所要トルクが正常時より大きくなり、減速機付電動機に流れる電流が増えるので、これを監視装置で捕らえて雄雌両ロータに異常が発生したとするものである。

電動ターニング装置の主要諸元は、次のとおりで、そ

の外観を図22に示す。

減速機付電動機出力：0.75kW

ターニング回転数：5rpm

台数：2台(電動機1台に1台)

8. 高圧盤

8.1 主要諸元

高圧盤は、排風機駆動電動機2台に電力を供給している盤である。

排風機は電動機の極数を頻繁に切換えて容量制御を行うため、この用途に合った真空電磁接触器が高圧盤内に設けられている。真空電磁接触器は、油入遮断器や磁気遮断器のような大きな遮断容量を持っていないので、回路が短絡して大電流が流れた場合には、一次側に接続されているパワーヒューズが溶断して、回路を保護するようになっている。

真空電磁接触器の主要諸元は、次のとおりである。

定格電圧：3300V, 50Hz

定格電流：200A

遮断電流：4000A

台数：6台(電動機1台に3台)

8.2 本体構造

高圧盤は、電動機1台につき3台の真空電磁接触器が必要なため、1台の真空電磁接触器を納めた背丈の低い盤が、縦に3段積み重ねられた構造となっている。1段分の盤内には、台車上に真空電磁接触器およびパワーヒューズが取付けられたユニット(真空電磁接触器3台の内1台にはパワーヒューズが不要)が納められている。なお、異なった高さにあるユニットを搬出できるように、専用移動台車が常備されている。

高圧盤の外観を図23中左側に示す。

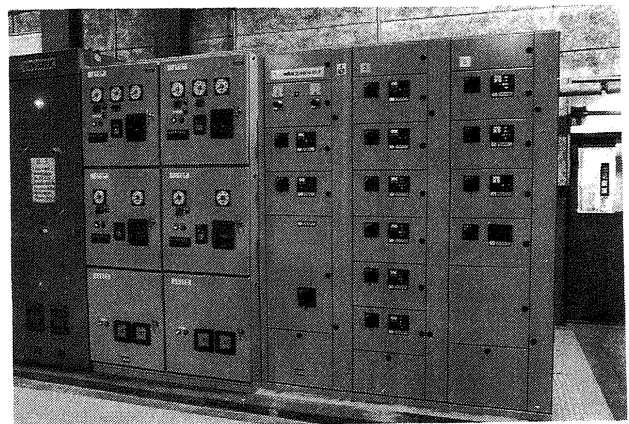


図23 高圧盤(左)及びコントロールセンタ(右)

9. 低圧盤(コントロールセンタ)

9.1 主要諸元

低圧盤は、排風機まわりの小動力機器11台、計装機器、制御装置へ電力を供給している盤である。これらの機器を一括してコントロールしていることから、コントロールセンタと呼んでいる。

コントロールセンタの主要諸元は、次のとおりである。

入 力 電 圧：220V, 50Hz

内蔵降圧変圧器容量：5kVA

降圧変圧器出力電圧：100V, 50Hz

ユ ニ ッ ト 数：13台

9.2 本体構造

コントロールセンタは、引込み電源用ユニット1台、計器電源用ユニット1台、排風機2台分の小動力機器用ユニット11台、合計13台のユニットを縦3列に納めたユニット集合体である。各ユニット正面パネルには、NFB投入遮断ハンドル、動作確認用押ボタンスイッチ、表示用LED等が設けられている。

コントロールセンタの外観を図23中右側に示す。

10. 現場制御操作盤

10.1 機能

新排風機設備は、旧排風機設備と異なり、手動運転の他に、風洞内部圧力の設定値と測定値の差の大きさに適した容量制御を行う自動運転も可能になっており、かつ、操作場所を主送風機操作卓(操作指令用計算機)か、現場制御操作盤のいずれか一方に選択することができる。これらの切換え操作は、現場制御操作盤正面パネル上の手動↔自動切換えボタン、現場↔中央(操作指令用計算機)切換え押ボタンにより、行うことが可能である。なお、現場↔中央(操作指令用計算機)切換えについては、現場制御操作盤においてのみ切換えが可能(手動↔自動切換えについては操作指令用計算機においても可能)となっているが、こうした理由は、主送風機駆動電動機用サイリスタ制御装置の方式に準じた考え方を取り入れているためである。現場制御操作盤においては、排風機設備に係わる運転制御、運転監視を行うために、これに関連したデジタル信号及びアナログ信号が、この盤内に取込まれて処理されている。これらのデジタル信号及びアナログ信号の内、もう一方の操作場所である操作指令用計算機側で必要なものおよび、操作指令用計算機側が発した指令信号は、専用回線により送受信しており、現場制御操作盤と操作指令用計算機側の両方における制御監視能力を同等なものとしている。

10.2 機器構成

現場制御操作盤内には、シーケンサ、排風機容量制御用プログラマブル演算器及び調節計、大気混入用調圧装置制御用プログラマブル調節計、高真空防止用調圧装置制御用プログラマブル調節計、スライド弁制御用手動操作器が制御機器として設けられている。図24に現場制御操作盤外観を示す。

これらの制御機器の機能は次のとおりである。

①シーケンサ

排風機に関する操作指令および状態信号を論理演算して、その結果に該当する機器および他の制御機器へ指令を与えている。

②排風機容量制御用プログラマブル演算器および調節計

風洞内部圧力の設定値と測定値の差を監視しながら演算しており、その結果と排風機の運転状態が一致するように、シーケンサに駆動電動機の運転要求指令を与えている。

③大気混入用調圧装置制御用プログラマブル調節計

吸込み側排気管内部圧力を監視しながら、所定の圧力を維持するように、コントロールバルブに指令を与えている。

④高真空防止用調圧装置制御用プログラマブル調節計

排風機吸込み圧力を監視しながら、所定の圧力を維持するように、コントロールバルブに指令を与えており、排風機起動時には、シーケンサからの指令を受けて、コントロールバルブが全開となるようにしている。また、スライド弁制御に必要な動作パターン(図7を参照)を発生して、スライド弁制御用手動操作器に送信している。

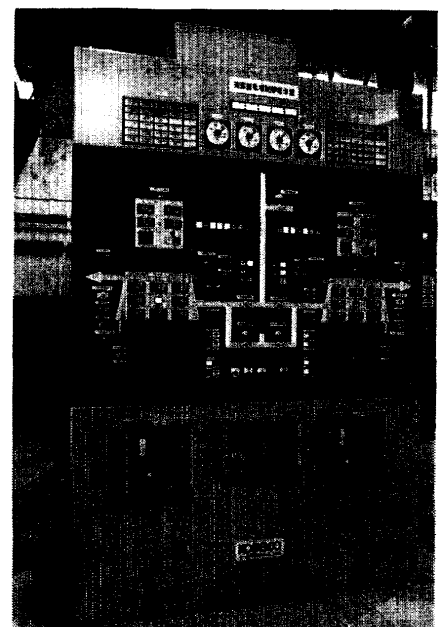
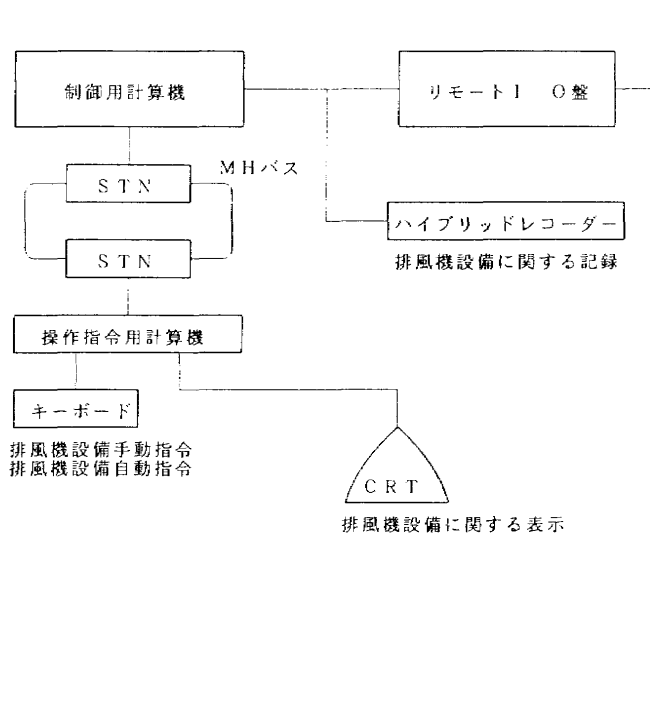


図24 現場制御操作盤外観

⑤スライド弁制御用手動操作器

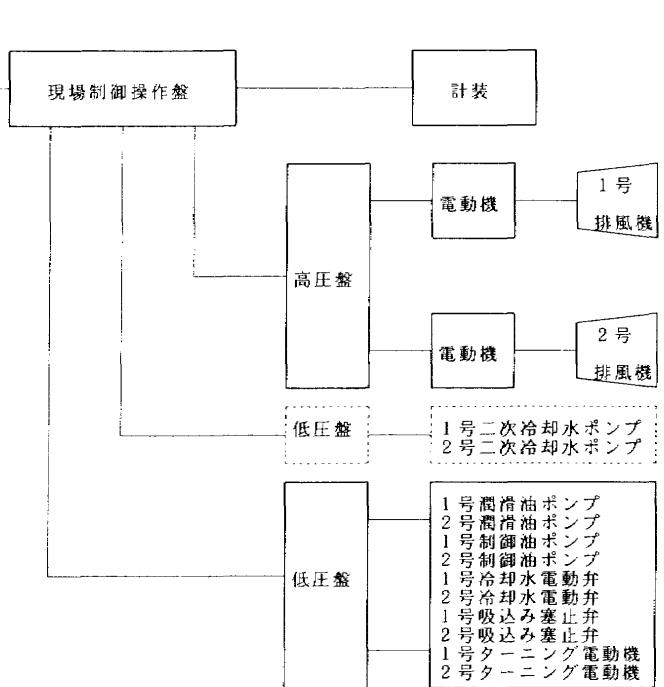
高真空防止用調圧装置制御用プログラムブル調節計から受信したスライド弁制御動作パターンどおりに、スライド弁が動作するように制御油用電磁弁に指令を与えている。



11. 排風機設備の運転制御

11.1 運転制御システム

排風機設備の運転制御システムの中核は、現場制御操作盤内に設けられたシーケンサ、プログラマブル演算器、



主送風機制御監視システム

排風機設備

図25 排風機設備運転制御システム図

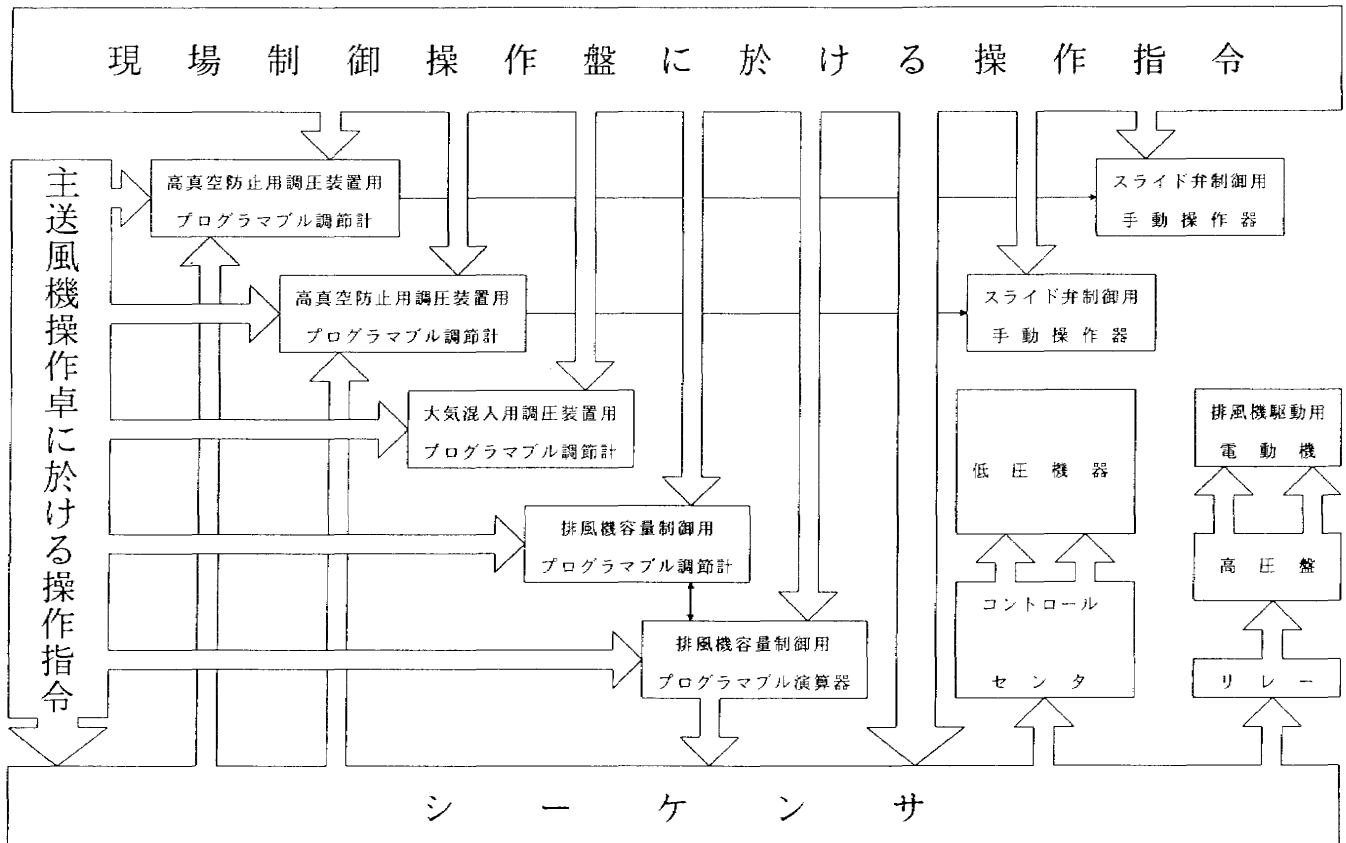


図26 排風機設備制御装置指令系統図

プログラマブル調節計、手動操作器で構成されているので、主送風機操作卓(操作指令用計算機)と現場制御操作盤パネルからの指令信号および、排風機設備の計装信号は、全て現場制御操作盤内に取込まれて処理されている。したがって、もう一方の操作監視場所である主送風機操作卓(操作指令用計算機)側とは、現場制御操作盤と同等な運転操作、運転監視のそれぞれの能力を保つために、制御用計算機のリモート I/O 盤と接続して、必要な信号を送受信している。この概要を図25に示す。

シーケンサ、プログラマブル演算器、プログラマブル調節計、手動操作器のそれぞれと現場制御操作盤パネルおよび主送風機操作卓からの操作指令の関係は、図26のようになっており、各電力機器を制御しているシーケンサを中心に、各調圧装置およびスライド弁の1ループ制御を各プログラマブル調節計および手動操作器が制御し、排風機容量制御についての容量切換え判断をプログラマブル演算器とプログラマブル調節計で行っている。

11.2 排風機の容量制御

新排風機は、容量制御を行うために駆動電動機を2段階に速度変化が可能な極数変換電動機としたので、排風機2台のそれぞれの運転状態の組合せにより、4段階の容量制御が可能である。そこで、排風機運転操作時に運転状態の組合せをモード1からモード4というように呼び易くし、困惑しないで選択できるようにした。運転状態とモードの対応を表4に示す。

排風機の容量は、風洞内部圧力の設定値と測定値との差に対応させることを考えたので、モード1からモード4までをどのように割付けかが課題であった。過去の選音速風洞試験では、風洞内部圧力を78.4kPa又は98kPa

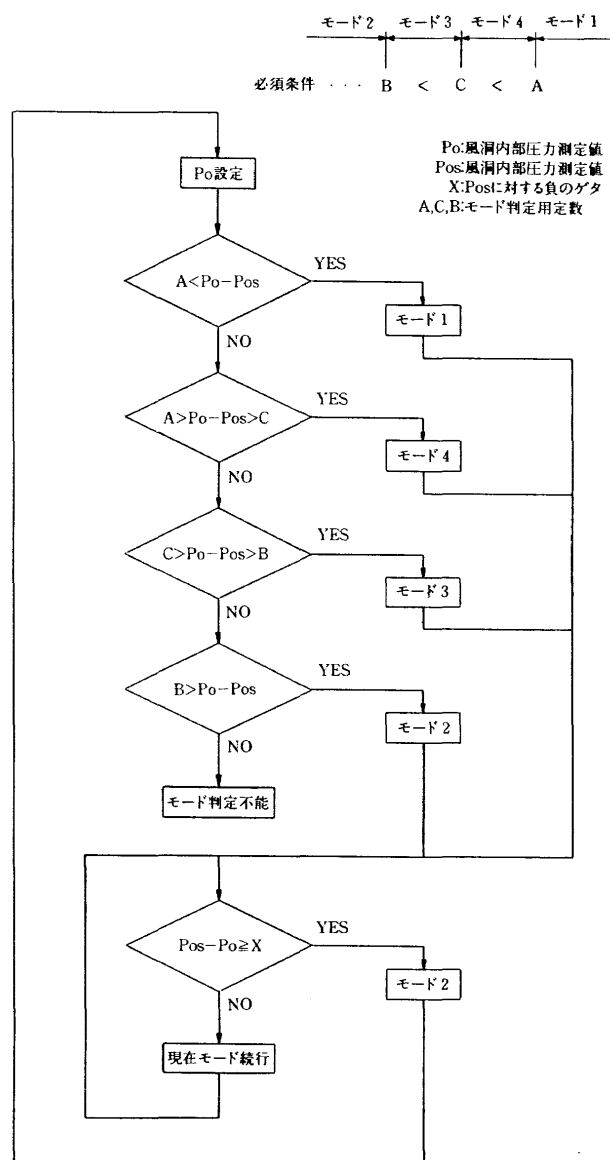


図27 排風機モード判定フロー図

表4 排風機設備運転状態と各モードの対応

	モード1	モード2	モード3	モード4
排風機設備の状態	電動機 排風機	電動機 排風機	電動機 排風機	電動機 排風機
	極数2 1号 (2号)	停止 1号 (2号)	停止 1号 (2号)	極数2 1号 (2号)
	極数2 2号 (1号)	極数4 2号 (1号)	極数2 2号 (1号)	極数4 2号 (1号)
能力	100%	25%	50%	75%

で行うことが多かったので、大気圧から78.4kPa以下に減圧する場合は、最も容量の大きいモード1で運転し、大気圧から98kPa程度に減圧する場合は、最も容量の小さいモード2で運転することを基準として、その間にモード3、モード4を順番に割付けられるようにした。また、これらモードの割付けに、ある範囲内の自由度をもたすこととした。モードの自動割付けは、現場制御操作盤内のプログラマブル演算器とプログラマブル調節計が行っており、図27に示すフローでモードを判断するようになっている。B, C, Aの各設定値は、4つあるモードの境界値で、設定時に $B < C < A$ という必須条件が崩れる場合は、設定できないようになっており、それぞれの設定値は次に示す範囲内での設定が可能となっている。(各設定値にはSI単位が採用されていない。)

B値…-50mmHg(-6.7kPa)~150mmHg(20.0kPa)

C値…-50mmHg(-6.7kPa)~250mmHg(33.3kPa)

A値…-50mmHg(-6.7kPa)~350mmHg(46.7kPa)

これらB, C, A各値は、風洞内部圧力の設定値と測定値との差を4つのモードそれぞれが担当する範囲に分割しており、実際の風洞内部圧力設定値と風洞内部圧力測

定値の差を演算した値が、この4つの範囲のどれかに該当すると、そのモードをシーケンサに伝えて切替えるようになっている。

X値は減圧開始時の運転モードから定常運転のモード2に切替える時に判定に用いられる設定値で、次に示す範囲内で設定が可能となっている。

X値…-50mmHg(-6.7kPa)~150mmHg(20.0kPa)

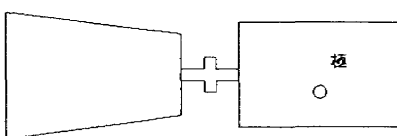
風洞試験時には通常、主送風機操作卓CRT画面上に排風機設備自動制御データ設定画面(図28)を呼び出してB, C, A, Xの各値を設定しており、主送風機操作卓からのX値をX1, X2というふうに分けている。これは、主送風機起動加速時の風洞内部圧力上昇を考慮したためで、この時にはX1値が風洞内部圧力制御用プログラマブル調節計の設定値を変更して、前述の圧力上昇に対抗した減圧ができるようになっている。なお、所定の回転数まで主送風機が加速し終わった時点で、X1からX2に切替わるようになっている。(主送風機操作卓側においてはX1, X2の2つの設定値が存在するが、現場制御操作盤内のプログラマブル演算器には、どちらもX値として入力される。)なお、主送風機操作卓側からは、モードの割込み制

6N9100 排風機設備 自動制御データ設定
1988年07月28日 11時29分

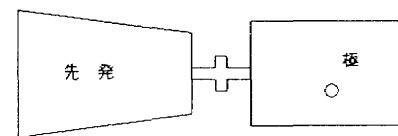
中央

自動

1号排風機



2号排風機



1	モード1 100×	2	モード2 25×	3	モード3 50×	4	モード4 75×	モード判定値設定 A > C > B	モード切換値 設定	主送風機起動時 P0フォッシング解除
								モード1 A 160 mmHg モード4 C 110 mmHg モード3 B 81 mmHg モード2	8 X1 40 mmHg 9 X2 0 mmHg	10 <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">解除</div>

N0 = 1
操作 =

1

1: 運転・入
 2: 停止・切

3: 開
 4: 閉

5: 自動
 6: 手動

7: 商用制
 8: 発電制

9:
 10:

設定値 =

★

図28 排風機設備自動制御データ設定画面

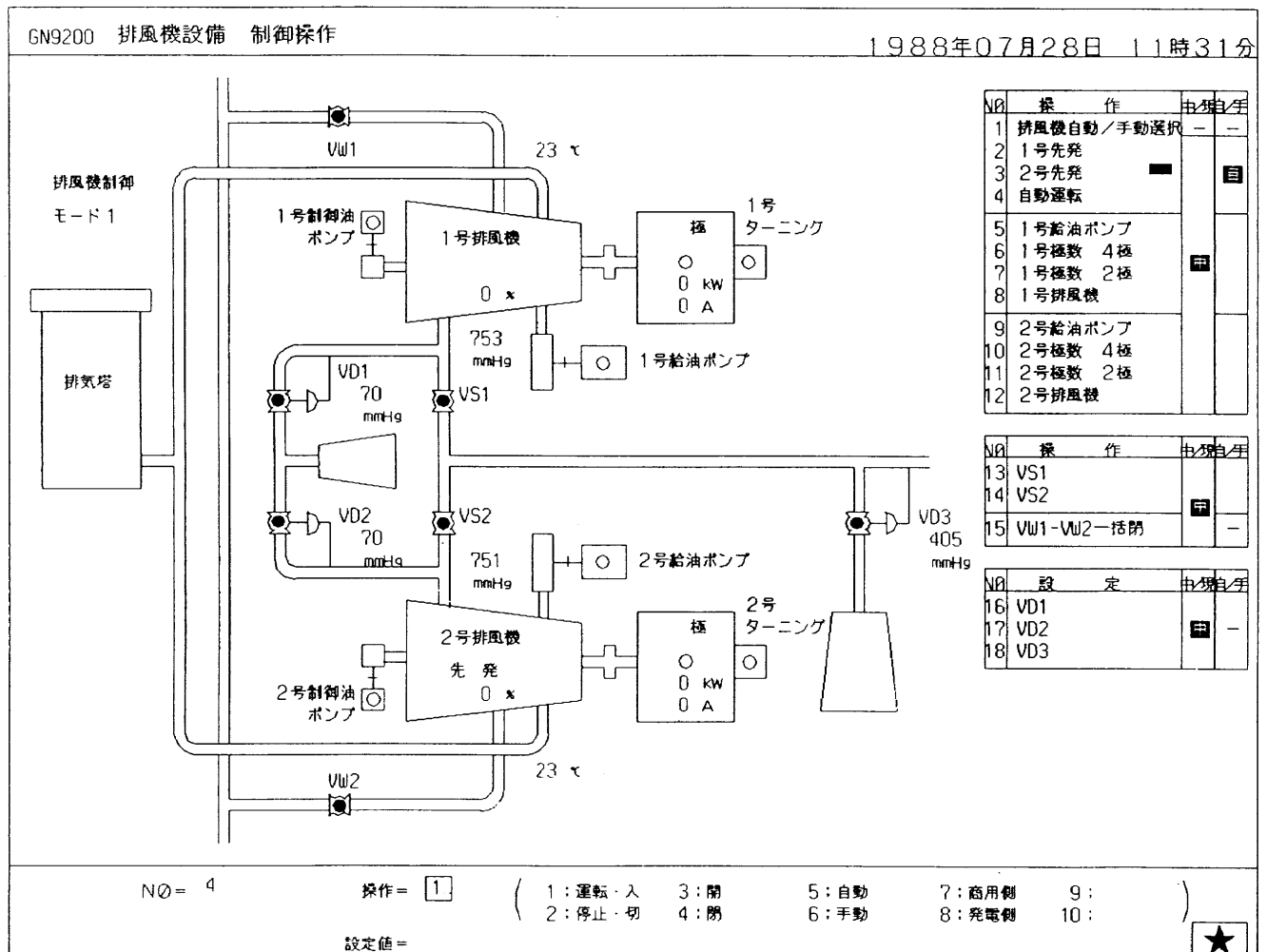


図29 排風機設備制御操作画面

御を行うことが可能となっており、自動運転時であればB, C, A値によるモード判定を無視して、希望のモードで運転が可能となっている。

主送風機制御監視システムにおいては、主送風機加速時(主送風機起動時を除く)に特別に用意された排気弁を開いて、風洞内部圧力上昇を抑える試みが排風機設備更新以前から行われている。そこで、排風機自動運転時に、この排気弁の開動作に同期させて、排風機運転状態をモード2からモード3に切替える P_0 フォーシング制御も行っている。

これら各制御については、制御優先度が決まっており、最優先なものがモードの割込み制御、次が P_0 フォーシング制御、次がB, C, A値によるモード判定となっている。

12. 風洞試験における運転

風洞試験時の排風機の運転操作は、主送風機操作卓CRT画面上に排風機設備制御操作画面(図29)を呼び出して行っている。この画面は、排風機運転監視をする上で必要最小限のデータも表示されており、グラフィック

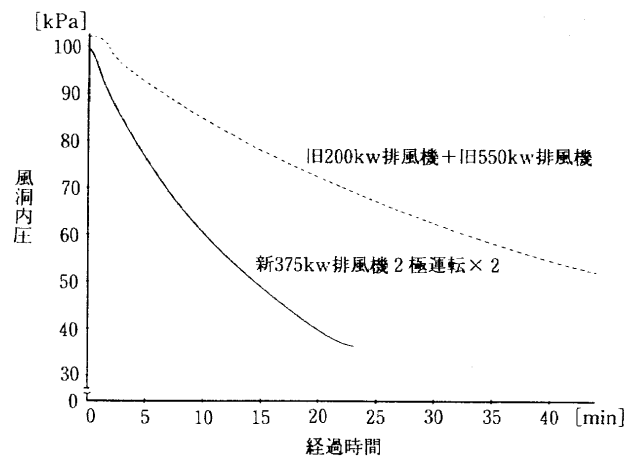


図30 排風機による風洞減圧特性

パネルに相当するものである。

通常の風洞試験開始時には、まず主送風機の起動準備を行い、主送風機の回転数を増加させながら、排風機による減圧を行う方法がとられている。この場合には、主送風機の回転数増加が風洞内部圧力を上昇させるので、排風能力いかんで、風洞試験時間内の計測に使用できる

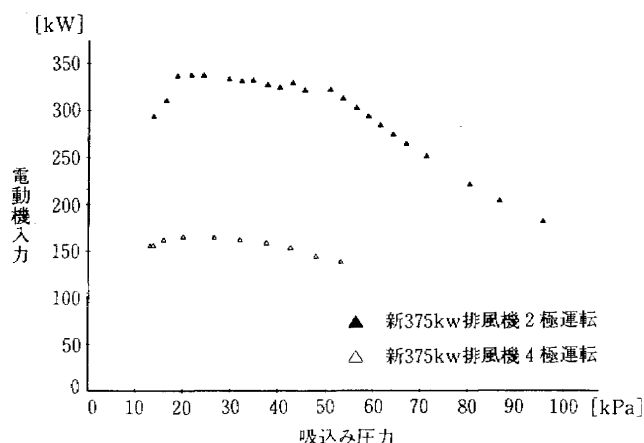


図31 排風機吸込み圧力変化による電動機入力電力変化

時間が変わる事となる。

図30が旧排風機と新排風機を全力運転した時の風洞減圧特性で、頻繁に行う風洞内部圧力78.4kPaまでの減圧所要時間を比較すると、老朽化した旧排風機より新排風機の方が10分程度短縮されているのがわかる。

新排風機には圧力比可変機構が設けられているので、吸込み圧力の変化によって、電動機入力電力(おおむね圧縮機所要動力を表す)が図31のように変化する。この特性は旧排風機のフラットであった特性と異なり、省電力傾向を示すものである。このように、新排風機的能力は性能的に改善されたものとなったが、操作運用面においても省力化の面で改善され、風洞試験の効率が向上している。

13. むすび

新排風機設備は、新しい設計を取入れ、旧排風機設備の改善すべき点を改善したものとなっている。排風機設備更新後に確認された点は次のとおりである。

- ① 2 台の排風機の交互運転が可能となったため、それぞれの排風機運転時間が平均化した。

- ② 排風機が 2 台共、同容量の同型機となったため、予備部品の管理が容易になった。
- ③ 排風機の排気能力が増加したため、風洞減圧時間が短縮された。
- ④ 風洞内部圧力の過渡的变化に対応し易くなったため、風洞試験の効率が上昇した。
- ⑤ 排風機定常運転における回転数が、旧排風機の約半分となったため、補機室内の騒音が低下した。
- ⑥ シーケンス制御を採用したため、操作が容易となり、主送風機担当者による運転が可能となった。
- ⑦ アイボリー系(5Y7/1)を基本とする塗装色を採用したため、補機室内が明るくなった。

謝辞

本排風機設備は、株式会社神戸製鋼所高砂製作所および三菱電機株式会社制御製作所が設計し、神鋼プラント建設株式会社が据付、施工を行った。旧排風機設備撤去後の基礎改造工事の際には旧コンクリート基礎が異常に硬く、工事スケジュール全体に影響を与える程であったが、工事関係各方面の方々の努力により、予定期間内に工事を終えることができた。高砂製作所スクリュ室の藤田栄治氏、制御設計室の太石雄二氏並びに、三菱電機制御製作所の中谷佳明氏、中谷義昭氏には、航技研側の要望を実現させるためにご苦勞をかけ、神鋼プラント建設の岡本誠氏には、驚異的な工事スケジュールを厳守していただいた。工事関係各方面の方々を含めて、ここに深く感謝の意を表する次第である。

参考文献

- 1) 長洲秀夫；遷音速風洞の排風時間と空気の乾燥度(部内資料)，1958

航空宇宙技術研究所資料702号

平成 8 年 10 月 発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺東町 7 - 44 - 1
電話 三鷹(0422)47-5911(大代表) 〒182
印刷所 株式会社実業公報社
東京都千代田区九段北 1 - 7 - 8

Printed in Japan