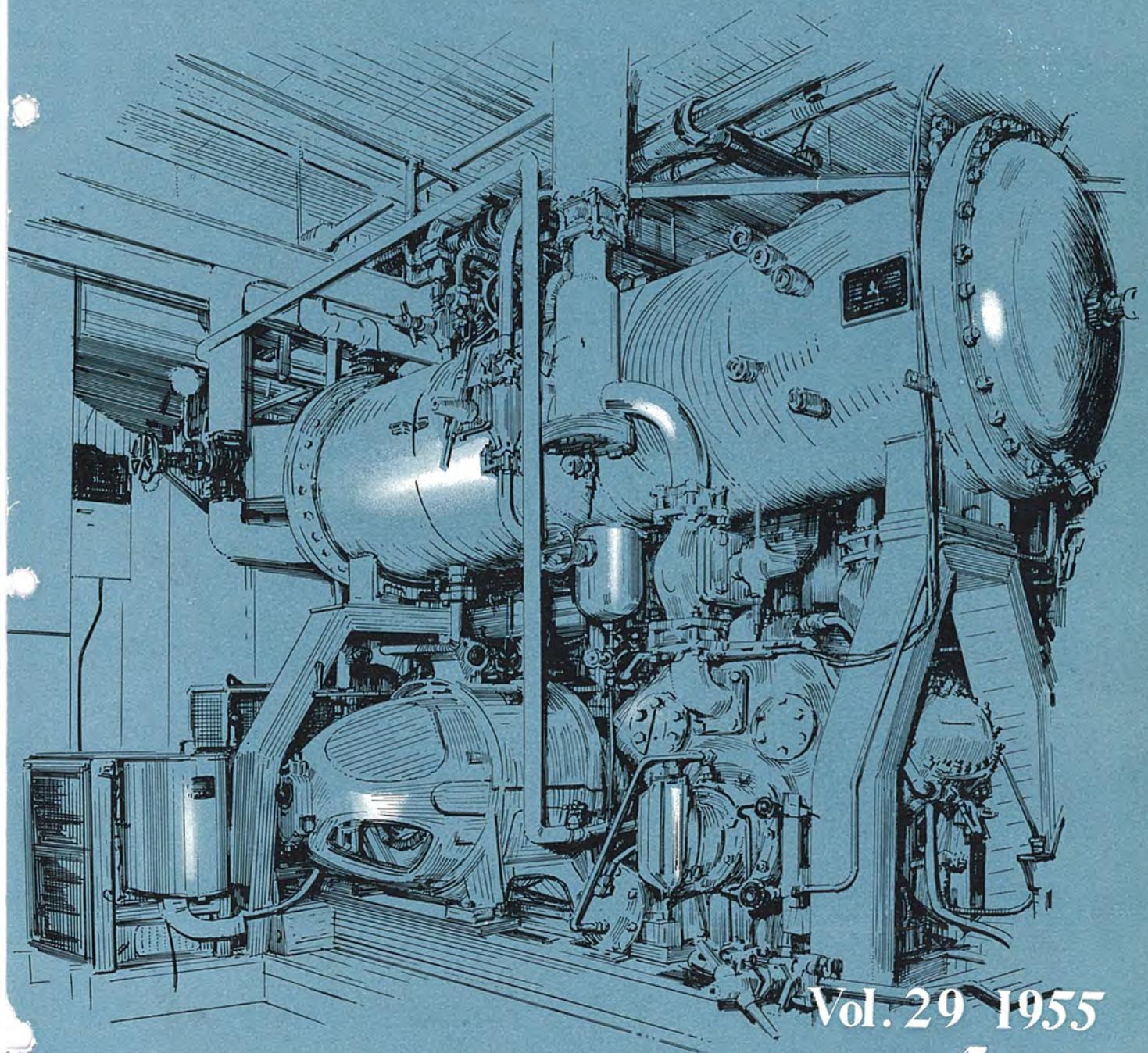


MITSUBISHI DENKI

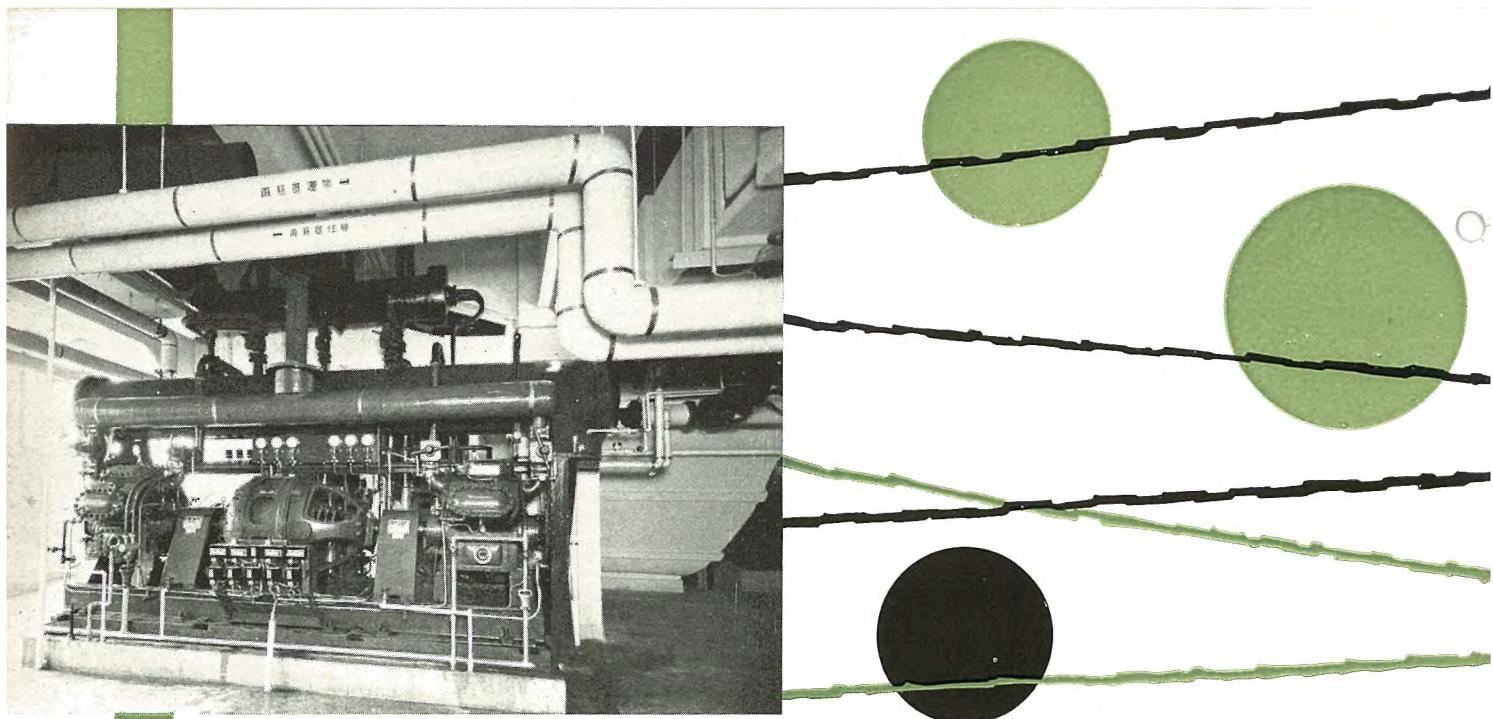
三菱電機



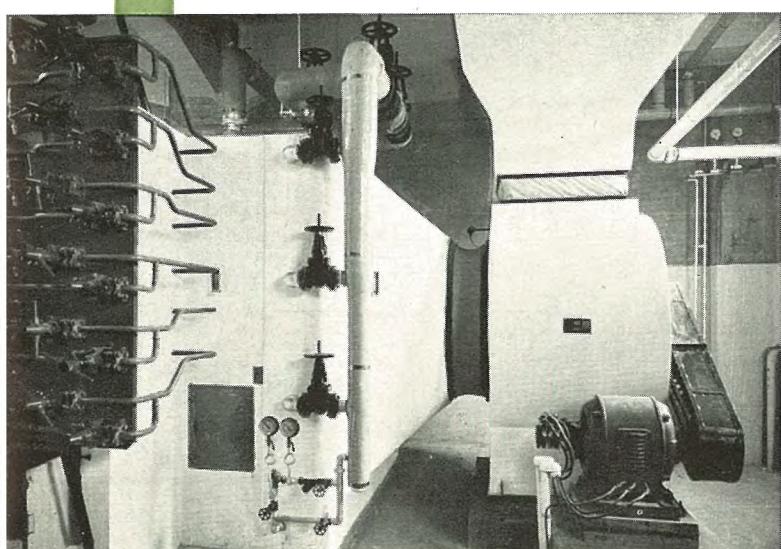
Vol. 29 1955

4

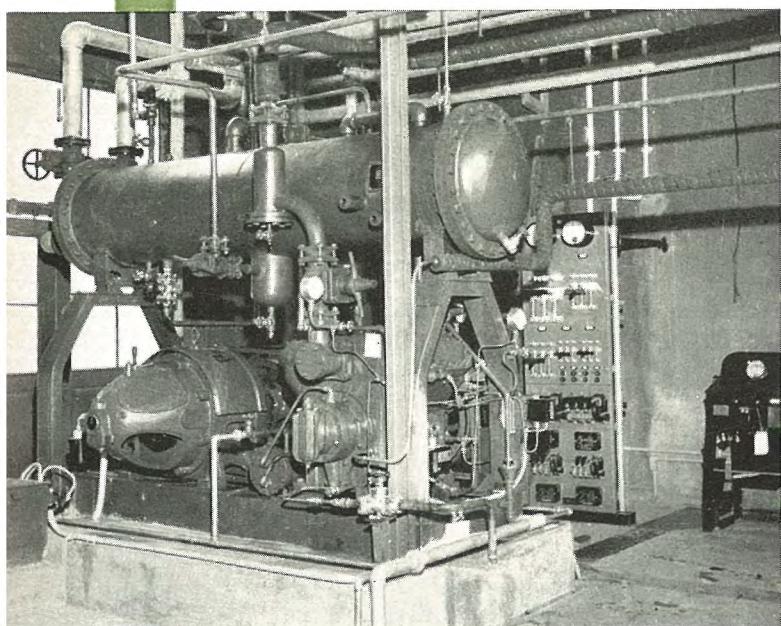
冷凍、冷房特集



電々公社 小倉電話局向冷凍機



電々公社 静岡電話局向温湿度調整装置

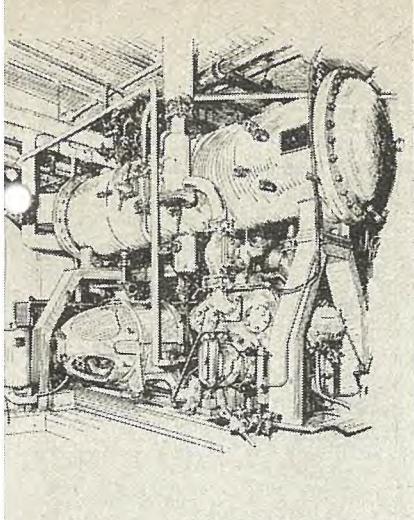


キャノンカメラ向 冷凍機

品質の向上、精度の増加、作動の確実、故障の防止等の目的に温湿度調整装置が用いられる。

たとえば自動電話交換室、I. B. M 室、精密機械工場、メータ試験室、高性能工作機械室、レンズ工場等にては適當な湿度と温度とを保つことにより、生産の場合は不良品をなくし、保守の場合は故障の絶無を期することができる。

これらの温湿調整には MA 型冷凍機が用いられて好評を博している。



MITSUBISHI DENKI

三菱電機

表紙説明

冷暖房装置が近代建築に必要欠くべからざる設備であることは今日すでに一般常識になっております。

その冷房装置の核心をなすものは冷凍機であります。表紙は日本放送スタジオおよび事務所の冷房に使用されている高速多気筒（型式 MA-6BUF）冷凍機で 75 HP 電動機および凝縮器兼受液槽が同一架台に組立てられてあります。

したがって従来の機械設備に比較してはるかに据付床面積が僅小になり、かつ取扱いが簡便になっております。

冷媒はフレオングスを使用、毎分回転数 960 冷凍能力 60 トンという高性能であります。

三菱電機株式會社

本社

東京都千代田区丸の内（東京ビル）
(電) 和田倉(20) 代表 1631・2331
研究所 兵庫県尼ヶ崎市南清水
神戸製作所 神戸市兵庫区和田崎町
名古屋製作所 名古屋市東区矢田町
伊丹製作所 兵庫県尼ヶ崎市南清水
崎製作所 長崎市平戸小屋町
無線機製作所 兵庫県尼ヶ崎市南清水
大船工場 神奈川県鎌倉市大船
世田谷工場 東京都世田谷区池尻町
郡山工場 福島県郡山市宇都宮町
福山工場 福山市仲野上町
姫路工場 兵庫県姫路市千代田町
和歌山工場 和歌山市岡町
中津川工場 岐阜県中津市駒場安森
福岡工場 福岡市今宿青木
静岡工場 静岡市小鹿 110
札幌修理工場 札幌市北二条東12
大阪営業所 大阪市北区堂島北町8番地1
(電) 福島(45) 5251-9
名古屋営業所 名古屋市中区広小路通
(電) 本局(23) 6231-5
福岡営業所 福岡市天神町（三菱ビル）
(電) 西(2) 5821-5825
札幌営業所 札幌市大通リ西3の5
(電) (2) 7236・7237
仙台事務所 仙台市東一一番丁 63
(電) 仙台 2573・8057
富山事務所 富山市安住町23の2
(電) 富山 4692・5273
島事務所 広島市袋町1（明治生命ビル）
(電) 広島中(2) 2211-3 2214
高松出張所 高松市南糸屋町34の3
(電) 高松 3178・3250
小倉出張所 小倉市博労町63（富士ビル）
(電) 小倉 3614

昭和 30 年 第 29 卷 第 4 号

（冷凍、冷房特集）

目次

卷頭言	安藤三二… 2
〔特別寄稿〕	
エヤダクトの新しい理論とその応用	佐藤雄二… 3
〔特別寄稿〕	
哺乳動物の無菌飼育とその実験装置	宮川正澄・飯島宗一… 13
無菌飼育装置	石川嘉孝・市川健一… 16
工場における空気調整装置	安生三雄… 21
MA 型冷凍圧縮機の試験結果による性能	中村長一… 28
毛細管冷凍方式	長沼辰二郎… 31
超低温装置	石川嘉孝… 42
電気式空気清浄装置クリネヤについて	斎藤寛… 48
静岡工場の紹介	… 57
冷凍機および応用品紹介	… 58
ニュースフラッシュ	… 63
最近登録された当社の特許および実用新案	… 64

品質奉仕の三菱電機

卷頭言

本社

安藤三二*

「冷凍機の応用はその国の文化の最もよきバローメータである」といわれているが、これは温度が物の質に重大なる関連をもっているからである。およそ現在の都会人で冷凍機の恩恵に浴しないものはないと言えるくらいであろう。

初めて冷凍機が実用されたのは相当古いことで、わが国でも漁業関係、紡績関係、化学工業関係等、冷凍機利用の歴史はすでに 60 年に近い。しかしあれわれの日常生活に直接密接な関係をもつようになったのは昭和の初め頃であり、米国から全自動式家庭用電気冷蔵庫が多量に輸入されたのに始まる。当時ジェネラルエレクトリック会社、ウェスチングハウス電機会社、ジェネラルモータース会社、ケルビネーター会社等の製品がその嚆矢をなすものである。これは冷媒として無水亜硫酸、メチールクロライド等の低圧ガスが初めて実用化されたものであるといえるが、その後関係者の異常な努力によってこの種機械は食料品店、料理店を始めとし、われわれの身近に急速に使用し始められた。

この当時発足した三菱電機における冷凍機の歴史はすでに 25 年になるといえよう。すなわちウェスチングハウス電機会社製冷凍機本体 10 台と共に鉄製白箱を組合せて 4 立方尺のものを 400 円で売出したのを皮切りに、当社神戸製作所において 200 台を製作して、初めて市場に送り出したのはその後間もなくのことであった。当社はこの種冷凍機の製造メーカーの先達と

いえよう。しかし当時においてはこれらメチール、フレオン系統の冷凍機が今日の如くその大きさ 300 馬力近くまでも発展しようとは何人も夢想だにしなかった処である。しかしこの当時われわれの作り出した冷凍機はすでに業界の寵児となっていた。有名ホテル、百貨店が次々に東西にでき、その都度もれなく使われ、また病院にも限なく採用された。さらに後になって戦時中には軍艦に輸送船に将又兵器工場にと第一線を承り良くその役目を果したのである。かくして終戦となって冷凍機およびその応用は一層大幅に躍進した。いわゆる米国文化の影響による冷凍機とその応用の分野はますます拡大しその文化の進展・速度と共に将来もまたたゆみなく発展するであろう。

今日三菱電機が誇る静岡工場では 50 馬力以下の冷凍機ならびにその応用品が市場の需要を充すのに忙しい。また一方長崎製作所による MA 型高速度冷凍機も遂に 250 馬力の大容量まで発展した。

三菱電機の冷凍機も過去 25 年間、長い風雪にもまれながら逞しく育ってきた。いまや壯年であり、働き盛りであるといえよう。今後皆様のご愛顧の下さらに発展を重ね新日本建設に大きな役割を果すべく関係者一同努力を傾注している。いまその一端をまとめここに三菱電機の冷凍機特集号を発刊するにあたり、こし方を省みて卷頭の辞にかえる次第である。

エヤダクトの新しい理論とその応用

九州大学工学部

佐藤雄二

A New Theory on Air Ducts and Its Application

Yuji SATO

Kyushu University

A new idea of fluid pipe line net work has been suggested by the writer with an intention of setting up a new sphere of engineering. Several experiments have been tried out to take in a new conception and back up the theory. In parallel with the theoretical analysis, its application has been thought out to various field, the problem of air ducts being taken up as one of the trials. The application of this theory to their design has been proved of a great value, affording greater accuracy and reduction of costs by increasing the freedom of design and adaptability.

1. まえがき

ア. 管路網という言葉

基礎的概念として管路網 (pipe-line network) という言葉を提起しておきたい。電気回路網という既成の技術的語彙に対応するものとして今日すでに充分な存在価値を有している筈であり、その意味については今更詳述する必要もあるまい。動物体をはじめ最近の進歩した高級な機械類にいたるまでその作用は各種の管路網によって営みを続いているといつても過言ではない。われわれの住む都市そのものが上下水道、ガス等の管路網によって営みを維持されているのである。このように管路網という概念はきわめて重要なものであり技術的には一つの分野を形作るものであるにもかかわらず、今日管路網という言葉さえも一般的でないのはどういう理由によるのであろうか。また管路網に関する學問や技術が断片的には存在しながら一つのまとまった分野のものとして総合されていないのは何故であろうか。せんさくは別としてこの問題に関する総合的理論の欠除は一つの盲点的存在といつてもよいであろう。

イ. 管路網における技術的諸問題

あらゆる管路網の目的は要するに単位時間当たり所要量の流体を所要の場所に輸送することである。この目的のために生ずる技術的課題は与えられた空間において、与えられた諸条件（風圧・風速・騒音限界・断熱性・耐久性等）の下により経済的な管路網を設計し製作することにある。ここで問題は大別して次の二項目に分けられる。

- (1) 流体的設計に関する問題
- (2) 工作上の問題

もっとも、この二項目は分野的には明瞭に区別されても実際問題としては不即不離の関係にある。たとえば、組成材料または工作法に関する進歩は当然設計法の改変を要求するであろうし、また設計自由度の増大は工作の寛容度に大きな関係を持っている。

ところで、この小文でとりあげる問題は第一の項目に関するもので、第二の工作上の問題には全くふれない。

さらに第一の流体力学的な問題式についても、もうすこし視野を狭めて置きたい。

管路網特有の流体力学的问题は要するに管路網内の流量と圧力の分布であるといつても過言ではない。実際問題としてはエヤダクトの場合についていえば騒音や熱伝達の問題も入ってくるけれども、根幹になるのは所要の流量分布または圧力分布を支えるように管路網を設計することである。

周知のように単なる管の中の流れについてはいわゆる水力学なる遠い昔からの経験の集積があり、また航空機の発達に刺激されて進歩した流体力学の理論も応用することができる。したがって管路網特有の流体力学的问题は管路が組合わされたことによって生ずる諸現象に関するものであるということができるよう。

ウ. 電気回路網と流体管路網の対比

下表に示すように両者に対する基礎的な考え方方は全く同一であるといってよい。

電 气 回 路 網	流 体 管 路 網
キルヒホップの第一法則	連 続 の 式
キルヒホップの第二法則	エ ネ ル ギ 精 算 式 (ペルスーイの方程式)

とくに粘稠な流体が細い管の中を流れる場合、いわゆる層流の場合には流量または流速と圧力差の関係は一次的であるから直流電気回路網における電流と電圧に対して管路網における流量と圧力を対応させねば全く同一に論ずることができる。

しかるに、このような場合は工学上きわめてまれであって、実際に工学上問題になるのはほとんど乱流である。乱流では層流と異り流量と圧力差の関係はもはや一次的でなく、圧力差は流量のほぼ自乗に比例して変化するから数学的取扱いは全然別になってくる。電気回路網の解析に用いられた数学的諸手段は管路網ではもはや全く無力化してしまうのである。

その上に電気回路網では全く考えられない二つの現象がある。

(1) 分岐合流損失の存在

枝状に管が分れた所で流れが分岐したり合流したりするとそこで特別な損失が起る。

(2) 管路抵抗の重なりによる干渉

電気抵抗を直列に継いだ総抵抗は代数和であるが、管路抵抗を有限の長さの管で継ぐと必ずしも代数和にならない。減ることもあれば増えることもありますことに厄介である。

今日、電気回路網に関しては精密な理論的解析がなし遂げられているのに対して管路網に関する理論の皆無に等しいのは上述の三つの理由によるものと考えられる。

念のために再び列記すれば

(1) 非線型、(2) 分岐合流損失、(3) 重疊法則。
結局われわれに与えられた課題は上記の三つの障害をいかにして克服するかということである。

エ. 管路網としてのエヤダクトの特殊性

管路網には水道・ガス・血管・気管その他数え上げれば無数の種類があるが、その中でもエヤダクトはとくに管路網としての代表的な性質を有する。その主なる理由は前述の管路網特有の三つの難点を完全に具備しているからである。水道管、ガス管や炭坑の風道等においては分岐点間の距離が長いので分岐合流損失の影響は全体的にはきわめて小さい。また管路抵抗の重疊の問題もほとんど無視してよいのである。後に説明するように分岐合流損失の大きさの程度はたかだか管内速度水頭の程度である。したがって分岐点間の距離が長くてその間の管路抵抗が速度水頭の何倍にも及ぶ場合には理論的取扱いにおいて分岐合流損失を無視しても大した誤差は起らない。また重疊の問題も抵抗間の距離が或る程度長ければとくに考慮する必要はない。しかし一般のエヤダクトではこれらの問題をすべて考慮しなければならないのである。

さらにエヤダクトが水道管やガス管と根本的に異なる点は流量分布が厳密に規定されていることである。ガスや水道の末端における需要は突発的であり任意の時にコックを開けて所要流量が得られればよいのであるが、エヤ

ダクトでは定常的に流量分布が指定される場合が多く、したがって理論的にもより厳密なものが要求される。つぎに経済的にも大きな相違がある。それは供給される流体の原価における流体輸送費の割合である。水道やガスの値段の中にはもちろん圧送のための施設消却費と運転費が折込まれているわけであるが、この輸送費に及ぼす圧力の影響は決して大きくない。ガスの場合についていえば或る点の基準圧力 25 mm 水柱で圧送していたものを 50 mm で圧送することに変更してもそれによる値上りはさほど問題にはならない。水道の場合でも同様である。ところがエヤダクトでは圧力を高くすることは直ちに動力設備費および運転費等の値上りを招くばかりでなくダクト強度の問題や騒音の問題もあるので、厚い材料を使わねばならなくなるので総合的に相当な値上りを覚悟せねばならない。そこでエヤダクトの場合には設計に際してできるだけ低圧でやれるよう努力することが技術者に強く要求されることになり、高級な管路網理論の活用が必要になってくるのである。

このような次第で管路網理論が実際問題としてもっとも切実に要求される代表的分野はエヤダクトであるといつても過言ではない。逆説的にいえばエヤダクト設計法を勉強することはよりもなおさず管路網理論を考究することである。

2. 非線形の問題

前述のように、工学的に重要な乱流管路網では管路内流速（または流量）と管路抵抗との関係が非線形であるために、電気回路網のようにきれいに解析することは一般には望めない。しかしながら技術的問題の解決には一つの逃道ともいべき方法が存在する。以下そのあらましについて説明する。

ア. 管路網の基礎式

管路の寸法形状を与えて流量分布を求める問題は、とくに工学研究者にとって魅力ある課題である。いま、各流路における流速あるいは未知数とする方程式を考えると、それは各分岐合流点における流量の連続を示す1次式と、各流体経路を辿ってエネルギー精算を示す2次式から成る連立代数方程式である。この基礎方程式から未知数を逐次消去して一元代数方程式を得ることは常に可能であるが、代数的解法によっていわゆるべき根を求める能够性はこの一元方程式が4次以下の場合に限られるのであって5次以上の場合には代数的解法は原理的に不可能である。したがって残された方法は数値解法と、解析機を用いる機械的方法の二つになる。

数値解法については専門家に依頼するのが最も能率的であるからこれについてはなんらふれる必要はないと思っている。

機械を用いる方法は諸方面で研究中であり、そのうちに実用に供せられることと思うが現在の段階ではこれをエヤダクトの設計に用いることはできない。

イ. 筆者の考え方

上述のようにエヤダクトの寸法形状を与えてその風量分布を求めることが可能であるが、非常に面倒臭いことであり、数学的技術も必要である上に設計には直接に役立たない。というのは、設計は風量分布を与えてエヤダクトの寸法形状を知ることであるから、全く反対の行方をしなければならないからである。たとえいえば、前者は代数方程式の根を求めることがあり、後者は根を与えて代数方程式を求めることがある。

後者が前者に比し著しく容易であることは説明するまでもないことである。そもそも技術的問題において数学はあくまでも手段であって目的ではないから結果的に同じであるならばいくら幼稚な方法でも易しい方法を選ぶべきである。

筆者の設計法は後述の応用例に示す線図を見れば一目良然であるから詳細な説明は省略する。要するに、エヤダクト内静圧の変化を図面上に作図しながらエヤダクトおよび吹出口の寸法形状を決定して行くのであるが、実際に測定可能な物理量である静圧を図上に追求することによって設計操作の無味乾燥を防ぎ、迅速に確実な設計を行い得る点で最も実用的な方法であると確信している。

3. 分岐合流損失の問題

エヤダクトに関する諸問題に対して分岐合流損失の問題はきわめて重要な項目であるにもかかわらず、従来その本質に関する深い研究がなかったために、水力学的実験結果として発表されていた諸係数の利用度はきわめて小さかった。実際問題としてはほとんど無視されていていたといつてもよいであろう。その直接原因として、表示法が適当でなかったということを筆者は第一に指摘したい。

そもそも流体損失の表示法はエネルギー精算式における形式上の手段なのであるから、場合によって適当な表示法を選んで使えばよいのであって従来慣用の表示法にとらわれる必要はない。筆者はこのような考の下に分岐合流損失の本質に関する研究を行い、一つの新しい表示法を提案し、これを用いて多くの問題を解決することができた。以下、新しい表示法の導かれた経路をたどって説明する。

ア. 諸記号

エヤダクトにおける分岐および合流に関する諸記号を

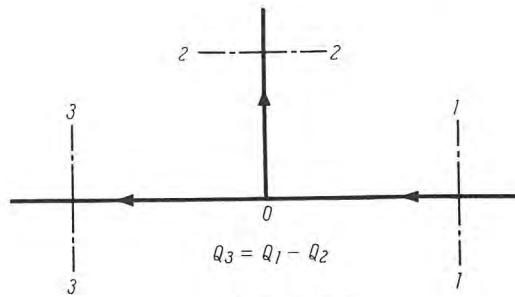
1 図、2 図のスケルトンにおいて分岐点合流点を 0 とし上流側基準断面を 1-1、支流側断面を 2-2、本管下流側断面を 3-3 とし、各断面における圧力、流量、流速および管路常数と損失係数についてそれぞれ下記の符号を用いる。

h =静圧 m (注意: 単位は記載の簡略のため空気柱を用いる)

v =風速 m/sec

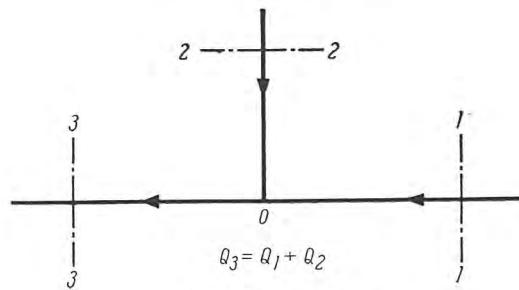
l =管路中心線の長さ m

d =管路断面の代表寸法 m



1 図 分岐管

Fig. 1. Branch pipe-line.



2 図 合流管

Fig. 2. Confluent pipe-line.

λ =管路の流体摩擦損失係数

S =従来の分岐合流損失係数

g =重力の加速度 m/s²

1, 2, 3=各断面の値を示す添字。ただし l_{1-0} は 1-0 間の距離示すものとする。また、 ζ_1 は本管の流路に関する損失係数を表わし、 ζ_2 は支管の損失係数を示すこととする。

イ. 一般式

1 図の分岐流れについて一般につぎのようなエネルギー精算式が慣用されている。

$$h_1 - \lambda_1 \frac{l_{1-0} v_1^2}{d_1 2g} + \frac{v_1^2}{2g} = h_3 + \lambda_3 \frac{l_{0-3} v_3^2}{d_3 2g} + \frac{v_3^2}{2g} + \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} \dots (1)$$

$$h_1 - \lambda_1 \frac{l_{1-0} v_1^2}{d_1 2g} + \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \lambda_2 \frac{l_{0-2} v_2^2}{d_2 2g} + \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_2 \frac{v_1^2}{2g} \dots (2)$$

ここに (1) 式は 1 断面から 3 断面への流れに関するエネルギー精算式であり (2) 式は同じく 1 断面から 2 断面への流れに関するものである。2 図の合流の場合には 1 断面から 3 断面への流れに対する式は (1) 式と全く同様であるが 2 断面から 3 断面への流れに対する式はつぎの (3) 式を書く。

$$h_2 - \lambda_2 \frac{l_{2-0} v_2^2}{d_2 2g} + \frac{v_2^2}{2g} = h_3 + \lambda_3 \frac{l_{0-3} v_3^2}{d_3 2g} + \frac{v_3^2}{2g} + \zeta_2 \frac{v_2^2}{2g} \dots (3)$$

これらの式において ζ_1 を分岐合流における本管または本流の損失係数と呼び、 ζ_2 を支管または支流の損失係数と称しているのである。 ζ_1 , ζ_2 については主として水管について実験が行われ若干の数値が発表されている。それによると ζ_1 , ζ_2 は管路構造すなわち面積比、角度等のほかに流れのレイノルズ数および本流支流の流量比によって複雑に変化する函数であることが判明している。管路構造およびレイノルズ数によって変化すること

は水力学的常数における常識であるからいたし方ないが流量比の函数として変化することは数式的取扱いにおいて根本的障害となる。この障害も簡単な管路については克服できることが沖教授ほか数氏の研究によって明かにされているが、一般の複雑な管路網に対しては目下の所、手のほどこしようがない。

そこで、表示法の転換により、狭い範囲でもよいから常数として取扱えるような損失係数を求めようというのが筆者のねらいである。

ウ. 新しい表示法の誘導

筆者の新しい表示法はつきのような式から出発する。簡略のため分岐についてのみ述べ、合流に対する式の変化は省略する。

1 図の流れにおいて流れの様子をやや詳しく考えるとつきのような式が導かれる。

$$h_1 - (\lambda_1 + \varepsilon_{13}) \frac{l_{1-0} v_1^2}{d_1 2g} + \phi_1 \frac{v_1^2}{2g} = h_3 + (\lambda_3 + \varepsilon_3) \frac{l_{0-3} v_3^2}{d_3 2g} + \psi_3 \frac{v_3^2}{2g} + \gamma_1 \frac{(v_1 - v_3)^2}{2g} \quad \dots(4)$$

$$h_1 - (\lambda_1 + \varepsilon_{12}) \frac{l_{1-0} v_1^2}{d_1 2g} + \phi_2 \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + (\lambda_2 + \varepsilon_2) \frac{l_{0-2} v_2^2}{d_2 2g} + \psi_2 \frac{v_2^2}{2g} + \gamma_2 \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \quad \dots(5)$$

ここに ϕ , ψ は速度エネルギーの平均と、平均速度エネルギーの比を表わす係数である。周知のように管路の中の流体の流れは、それぞれの場合についてある速度分布を示すから、平均エネルギーの値は平均速度のエネルギーとは異なるのである。したがって ϕ , ψ は速度分布の様子を示す一つの数値であると解釈され数式的にはつきのように表示することができる。たとえば

$$\phi_1 = \frac{\int v^3 dS}{v_1^2 \int v dS}$$

ただしこの場合積分は本管を流れ去る流体について行うものと考える。

γ は拡大または収縮による速度変化に伴う損失係数である。

ε は分岐による流れの乱れのために生ずる流体摩擦損失係数 λ の変分である。

そこで (1) 式と (4) 式は全く同一現象を対照としたエネルギー精算式であるから数値的には次式の如く対応しなければならない。

$$\beta_1 \frac{v_3^2}{2g} - \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + \gamma_1 \frac{(v_1 - v_3)^2}{2g} = \frac{v_3^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} \quad \dots(6)$$

ただし簡単のためつぎのように省略する。

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= \phi_1 - \varepsilon_{13} \frac{l_{1-0}}{d_1}, & \beta_1 &= \psi_1 + \varepsilon_3 \frac{l_{0-3}}{d_3} \\ \alpha_2 &= \phi_2 - \varepsilon_{12} \frac{l_{1-0}}{d_1}, & \beta_2 &= \psi_2 + \varepsilon_2 \frac{l_{0-2}}{d_2} \end{aligned} \right\} \quad \dots(7)$$

(6) 式から

$$\zeta_1 = \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^2 (\beta_1 + \gamma_1 - 1) - 2\gamma_1 \left(\frac{v_3}{v_1} \right)$$

$$-(\alpha_1 - \gamma_1 - 1) \quad \dots(8)$$

同様にして (2) 式と (5) 式の対応から

$$\zeta_2 = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 (\beta_2 + \gamma_2 - 1) - 2\gamma_2 \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \\ -(\alpha_2 - \gamma_2 - 1) \quad \dots(9)$$

ここに本管と支管の面積比 $A_1/A_2 = m$ とすると

$$\zeta_1 = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right) (\beta_2 + \gamma_1 - 1) + 2 \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 (1 - \gamma_1) \\ + (\beta_1 - \alpha_1) \quad \dots(10)$$

$$\zeta_2 = m^2 \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 (\beta_2 + \gamma_2 - 1) - 2m\gamma_2 \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right) \\ - (\alpha_2 - \gamma_1 - 1) \quad \dots(11)$$

(10), (11) 式は ζ_1 , ζ_2 が $\left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)$ の 2 次式として表わされるならばその 2 次式の三つの係数と α, β, γ の間には一次的な関係があってそれによって α, β, γ の数値を定め得ることを示している。

すなわち最小自乗法などによって ζ_1 の実験式として 2 次式を定めればそれから α, β, γ を知ることができるわけである。かくして求められた 3 種類の係数 α, β, γ は常数であり、しかも基礎式 (4), (5) および省略式 (7) によってその物理的意味がはっきりしているから従来の表示法 ζ_1 , ζ_2 よりもその利用価値は甚だ広くかつ便利である。またその誘導経路を考察すれば分岐合流損失の本質について新しい多くのことを学び得る筈である。

1 表および 2 表は各実験者が従来の表示法によって $\frac{Q_2}{Q_1}$ の函数として表わした ζ_1 , ζ_2 の値から上述の方法によって求めた新しい係数の α, β, γ の値である。これらの値を各係数の水力学的意味と対照しながら検討すれば分岐合流損失の本質をさらに深く理解し得るであろう。

エ. 新しい係数の利用価値と意義

前節で誘導した損失係数は厳密にはレイノルズ数によって変化するが実際問題としては常数として取扱って差支えない。したがって従来の表示法による分岐合流損失係数が流量比の函数であったことに基因する数学的困難は完全に解消したわけである。このことは数学的に処理可能の範囲を著しく拡張し得ることになりその利用価値にきわめて大きいと信ずる。さらに分岐合流損失の水力学的意味が従来よりもはっきりしてきたことは結局、実験値以外の係数値を推定する場合に内挿または挿外の確実性を著しく高める結果となった。

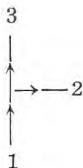
また、実際問題を離れた純粋な学問的見地からもこれまでただ自然現象として呑込むよりほかに仕方のなかつた分岐合流損失に関する諸現象について明確な説明を与えるようになったのである。

4. 管路抵抗の重畳

ア. 重畳係数の定義

曲り、拡大、収縮、分岐、合流などいろいろの管路抵抗を 2 箇以上、ある長さの直管でつなぎ合わせた場合に総合された抵抗値は必ずしも一つ一つの抵抗値の代数和

1 表 分岐損失係数

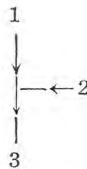


$$\text{本管 } h_1 - h_3 - \lambda \frac{l_1 v_1^2}{d_1 2g} - \lambda \frac{l_3 v_3^2}{d_3 2g} = \beta_1 \frac{v_3^2}{2g} - \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + \gamma_1 \frac{(v_1 - v_3)^2}{2g}$$

$$\text{支管 } h_1 - h_2 - \lambda \frac{l_1 v_1^2}{d_1 2g} - \lambda \frac{l_2 v_2^2}{d_2 2g} = \beta_2 \frac{v_2^2}{2g} - \alpha_2 \frac{v_1^2}{2g} + \gamma_2 \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

角度 θ	直径比 d_1/d_2	面積比 A_1/A_2	α_1	β_1	γ_1	α_2	β_2	γ_2	Re 本管 1.	実験者
90°	38.2/38.2	1	1.18	1.22	0.56	0.38	1.95	0.33	11,000～69,900	沖
90°	38.2/38.2	1	1.16	1.25	0.57	0.40	1.84	0.38	103,700～188,800	沖
90°	43/43	1	1.19	1.19	0.58	0.25	1.53	0.18		Vogel
90°	38.2/25.8	2.19	1.18	1.14	0.47	0.20	1.43	0.12	27,300～54,000	沖
90°	38.2/25.8	2.19	1.18	1.14	0.47	0.18	1.37	0.11	62,420～237,700	沖
90°	43/25	2.96	1.20	1.20	0.50	-0.04	1.98	0.25		Vogel
90°	43/15	8.22				0.12	1.75	0.02		Vogel
90°	38.2/13.2	8.38				0.02	1.71	-0.16	5,830～143,000	沖
60°	43/43	1	1.15	1.17	0.53	0.67	1.41	0.68		Kinne
60°	43/25	2.96	1.09	1.09	0.49	0.15	1.57	0.16		Kinne
60°	43/15	8.22	1.02	1.03	0.42	0.79	1.32	0.45		Kinne
45°	43/43	1	1.16	1.16	0.52	0.75	1.15	0.64		Petermann
45°	43/25	2.96	1.14	1.12	0.50	0.75	1.22	0.71		Petermann
45°	43/15	8.22	1.07	1.05	0.42	0.13	1.24	0.49		Petermann

2 表 合流損失係数



$$\text{本管 } h_1 - h_3 - \lambda \frac{l_1 v_1^2}{d_1 2g} - \lambda \frac{l_3 v_3^2}{d_3 2g} = \beta_1 \frac{v_3^2}{2g} - \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + \gamma_1 \frac{(v_3 - v_1)^2}{2g}$$

$$\text{支管 } h_2 - h_3 - \lambda \frac{l_2 v_2^2}{d_2 2g} - \lambda \frac{l_3 v_3^2}{d_3 2g} = \beta_2 \frac{v_3^2}{2g} - \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \gamma_2 \frac{(v_3 - v_2)^2}{2g}$$

角度 θ	直径比 d_1/d_2	面積比 A_1/A_2	α_1	β_1	γ_1	α_2	β_2	γ_2	Re 本管 1.	実験者
90°	25/25	1	1.59	1.63	-0.19	0.51	1.64	-1.48	71,200～142,500	葛西
75°	25/25	1	1.80	1.79	-0.84	0.76	1.57	-1.39	"	"
60°	25/25	1	1.67	1.71	-1.00	1.07	1.64	-1.52	"	"
45°	25/25	1	1.43	1.55	-1.18	1.19	1.54	-1.43	"	"
30°	25/25	1	1.39	1.54	-1.46	1.64	1.42	-1.20	"	"
90°	30/24.5	1.5	1.82	1.69	-0.38				71,200～123,500	"
90°	30/20	2.25	1.31	1.52	0.028	0.044	0.89	-1.50	"	"
90°	30/17.3	3	1.63	1.66	0.16	0.043	0.70	-0.49	"	"
90°	30/15	4	1.93	1.83	0.006	0.13	0.58	-0.19	"	"

ではない。いま、単独の抵抗体の抵抗係数（相当した長さの直線管に対する摩擦損失をさし引いたもの）を $\zeta_{n=1, 2, 3, \dots}$ とし $n-1$ 番目の抵抗体と n 番目の抵抗体とを長さ l_n 、代表寸法 d_n の断面一様な直管で結合した管路の総抵抗係数を ζ_{total} とすれば

$$\zeta_{\text{total}} = \sigma \sum_{n=1}^{\infty} \zeta_n + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{l_n}{d_n} \lambda_n$$

簡単のため d も λ も一定とし $\sum_{n=1}^{\infty} l_n = L$ とすれば

$$\zeta_{\text{total}} - \frac{L}{d} \lambda = \sigma \sum_{n=1}^{\infty} \zeta_n$$

ここに σ を重畠係数と呼ぶことにする。このような係数あるいは類似の概念について記載した文献は見当らないが、管路に関するいろいろな実験資料の中には直接

σ を算出することのできるものがすくないからいろいろな場合について σ の値を検討することにより重畠法則とまでは行かなくとも経験的に σ を推定する場合の根拠となる知識を養うことができる。そのもっとも簡単な例として屈折管の重畠について述べよう。

1. 屈折管の重畠係数

3 図は連続屈折管の実験から得られた σ の値である。この場合、つぎに述べるような考え方によって一応の説明をすることができる。

屈折のみならず一般に、ある抵抗体をふくむ管路の中に起るヘッドロスの模様を管壁で測定した値はその位置により複雑な様子を示すが平均した静圧ヘッドで示すと 4 図のようになる。4 図において $x=l/d$ は管路の長さを示す無次元数で $x=0$ の所に抵抗体を置くものとする。

さて座標の $H/(v^2/2g)$ は流体の平均全圧ヘッドもしくは静圧ヘッドを平均速度ヘッドに対する比であらわしたものである。図に示すように x 点におけるヘッド曲線と下流側直線管に対するヘッド勾配線との差を ζ_x とする。この抵抗体のいわゆる抵抗係数 δ は $\zeta_{x=0}$ の値である。

ζ_x が x とともに減少して直線管に対するヘッド勾配線に漸近する様子を式的に表わすことにはいろいろな方法があるが、簡単に指数函数を用いて表わすと

$$\zeta_x = \zeta_{x=0} e^{-\alpha x}$$

ここに α はいわば二次流れの減衰常数である。普通の曲り管に関する多くの実験結果について検討した所では $\alpha=0.2 \sim 0.1$ の範囲の値である。この抵抗体をお互に x の距離で n 箇連結した場合に結合によって $\zeta_{x=0}$ も α も数值的に変化しないものと仮定する。つまり二次流れが中途でつぎの抵抗体に引きつがれても再び同様な二次流れを起すものと仮定すると重畠係数 σ は次式で表わされる。

$$\sigma = \frac{(1 - e^{-\alpha x})(n-1) + 1}{n}$$

3 図には $\alpha=0.2$, $n=2$ の場合と $\alpha=0.1$, $n=4$ の場合の計算値を太い実線で示してあるが、 l/d が 2 よりも大きい場合には各実験値を表わす点群とよく合っている。定性的説明としてはこの程度でも満足すべきものと思う。

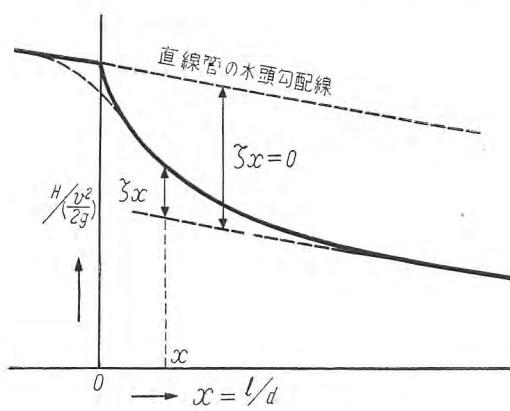
l/d が 2 よりも小さい所で実験値と合わなくなるのは 1 番目の屈折による流れの乱れが 2 番目以後の屈折による損失を大きくしているのであろう。

ウ. 重畠係数に関する経験的原則

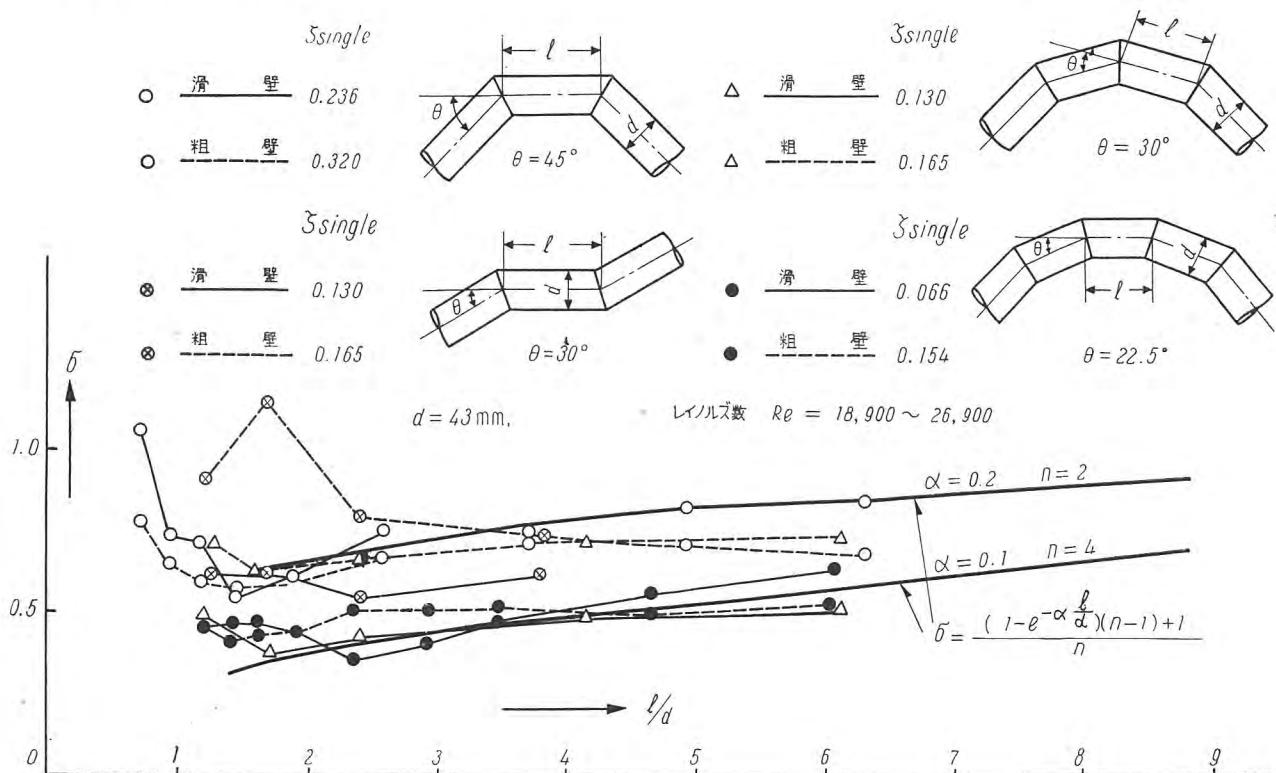
管路内の流れの剥離や乱れを激しくする方向に管路抵抗を重ねると σ は 1 より大きくなり、反対に剥離を防ぎ、乱れを少くするように重ねると σ は 1 より小さくなる。

たとえば曲りの直前に収縮部を置くと增速流はきわめて安定であるから、曲り管における流れの剥離を防止するためほとんど収縮損失のみに近い値となることが実験的に知られている。また、曲り管において流入速度分布をいろいろに変えた場合の実験結果によれば、彎曲の内側の速度を大きくしてやると損失が増大し、反対に外側の速度を大きくしてやると損失が減少することがわかっている。

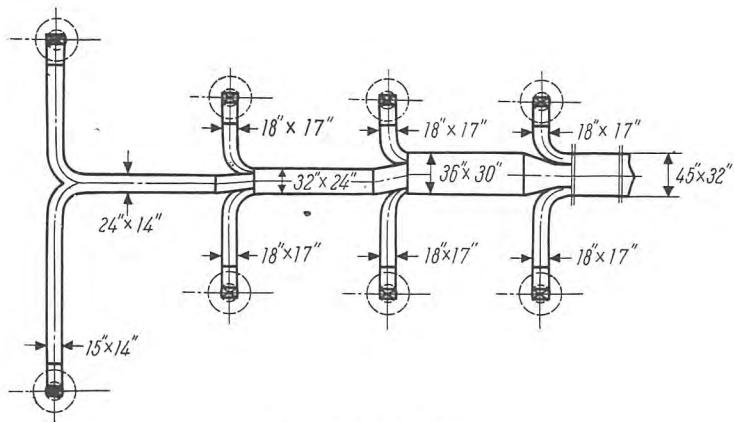
これらの実験事実から、要するに抵抗体による 2 次流れの性質と、流入速度分布の影響をいろいろな場合につ



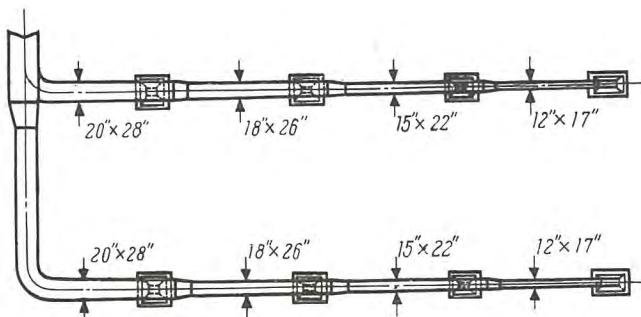
4 図 $H/c \frac{v^2}{2\gamma}$



3 図 σ



5 図 樹枝状エヤダクト
Fig. 5. Multi-branch air duct.



6 図 樹枝状エヤダクト
Fig. 6. Multi-branch air duct.

いて逐一調べ上げて行けば或る程度経験的ではあるが重畠法則ともいるべきものを習得し得るのである。

5. 応用例

前述の方法と諸知識の活用はエヤダクトの設計に著しい自由度と適応性を与える結果となった。従来の固定されたエヤダクト形式を離れて、それぞれの場合に適した自由な形式を選び得ると同時に企業としての利潤追求に

有力な武器を提供することになったのである。

新形式のエヤダクトは今日までに 10 余例が完成し、数例が建設中であるが、以下は代表的な 2 例についてその設計趣旨と実施結果の大要を報告する。

ア. 設計の趣旨と効果

(1) エヤダクト製作費の大部分を占めていた工賃を削減するためにエヤダクト形状を単純化し、量産性と工場生産性を増し、現場工事量を極度に減らすように工夫したこと。

(2) 管路網理論を充分に活用することにより、いわゆるリミットデザインを行い、送風機風圧を従来の常用値のままで、風速を著しく増大することができるようになったこと。

(3) 風量分布を極めて正確に実現し得るようになったこと。

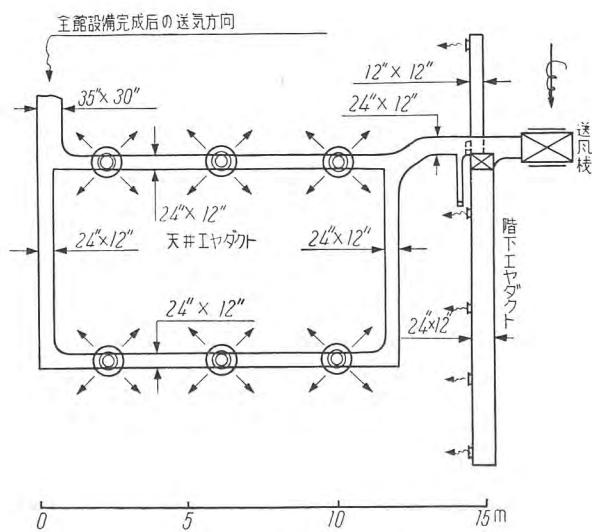
イ. ループの採用

前述の設計趣旨の一つの顕著な表われとしてループの採用がある。

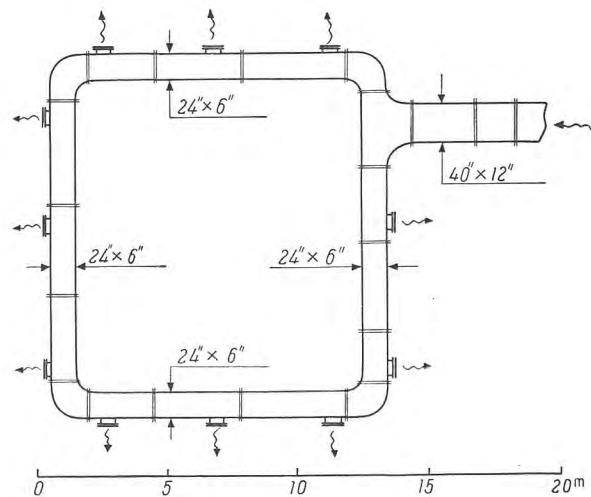
百貨店・映画館・劇場・銀行等の大きな空間の空気調整を行う場合、従来一般に 5 図または 6 図のような樹枝状の先細になったエヤダクトが用いられてきたが、筆者は 7 図または 8 図のようなループ状のエヤダクトが種々な特長を有することに着目し、理論と実験の両面から検討を加えその効果を確認するに至ったので、その実現を希望していた所、幸に施主各位と三菱電機設施部当事者の英断を得て実施されることになったのである。

ウ. ループエヤダクトの特長

(1) 設計誤差と工作誤差から生ずる風量分布の偏差を補償するように流れるから樹枝状エヤダクトよりも風量分布を確実に実現し得る可能性が大きいこと、後述の実例 2 件いずれの場合にも風量分布には充分の成算があつ



7 図 山形屋演舞場エヤダクト
Fig. 7. Air duct at the auditorium.



8 図 秋田倉庫 1 階エヤダクト
Fig. 8. Air duct at the warehouse.

たので吹出口には予め各吹出口に対してそれぞれ計算された固定紋りを用い、製作後の調整は考えなかった。これによって吹出口製作費を節減することができた。

(2) 既設建築物で数期に工事を分けてエヤダクトを設置して行く場合や、新建設の場合でも或種のゾーニングを行う場合、またはヒートポンプ系で夏と冬の送気方向を変更する必要のある場合等エヤダクトをループにしておくと送気方向の変化による流量分布の偏差が小さいので従来のエヤダクトでは不可能であった組合せが可能になる。

(3) 建築物とエヤダクトの構造的ならびに意匠的調和の問題に新しい可能性を提供すること。

(4) 製作簡単で工場生産性が増し現場作業工数が減るので工費を節減し工期を短縮し得ること。

【実例、その1】7図

山形屋デパート演舞場エヤダクト、(鹿児島市)

昭和28年11月完成

床面積 90坪、換気容積 1,530 m³

換気回数、最低 8回/h 最高 20回/h

使用送風機定格

9.5 m³/sec 50 mmAq 675 rpm 15 HP

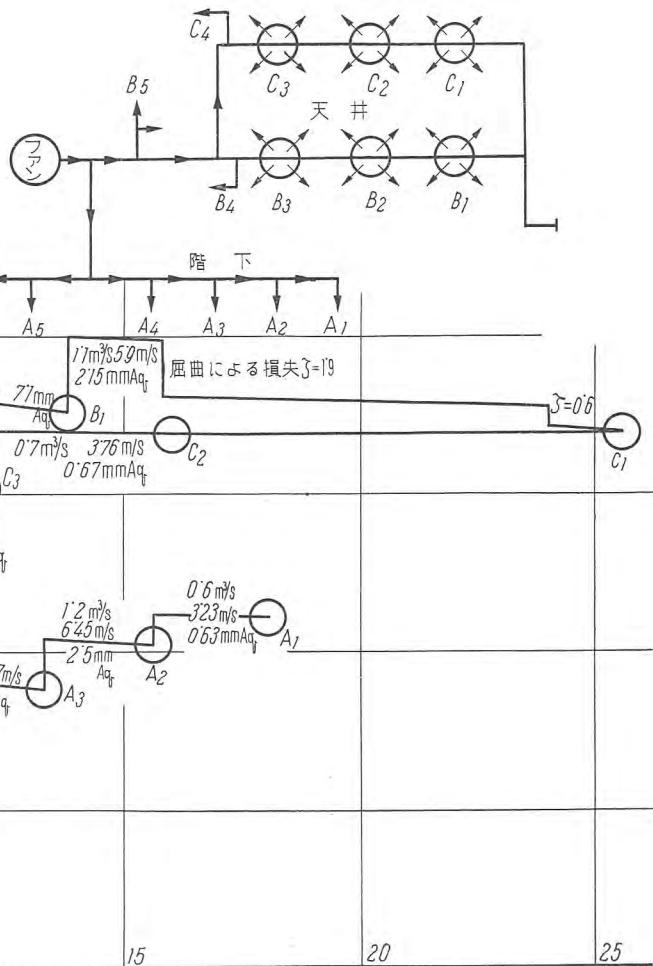
測定結果

諸元	ファン回転数 660 rpm	380 rpm	336 rpm
総送風量	9.3 m ³ /sec	5.45 m ³ /sec	4.75 m ³ /sec
送風機全圧	42 mmAq	14.5 mmAq	11 mmAq
換気回数	21.9 回/h	12.9 回/h	11.2 回/h
ダクト内最大風速	24.2 m/sec 4800 fpm	14.2 m/sec 2800 fpm	12.4 m/sec 2450 fpm

本例では総床面積 5,800坪のデパート全館の空気調整設備を数期に分けて製作施工するに当り暫定的にこの小劇場のみを7図の送風機位置にて換気を行い、全設備完成後は図示位置にて主送気系統に連結する計画であるが暫定期間中も良好な風量分布を与えるようにとの要求から必然的にループエヤダクトが採用されたものである。

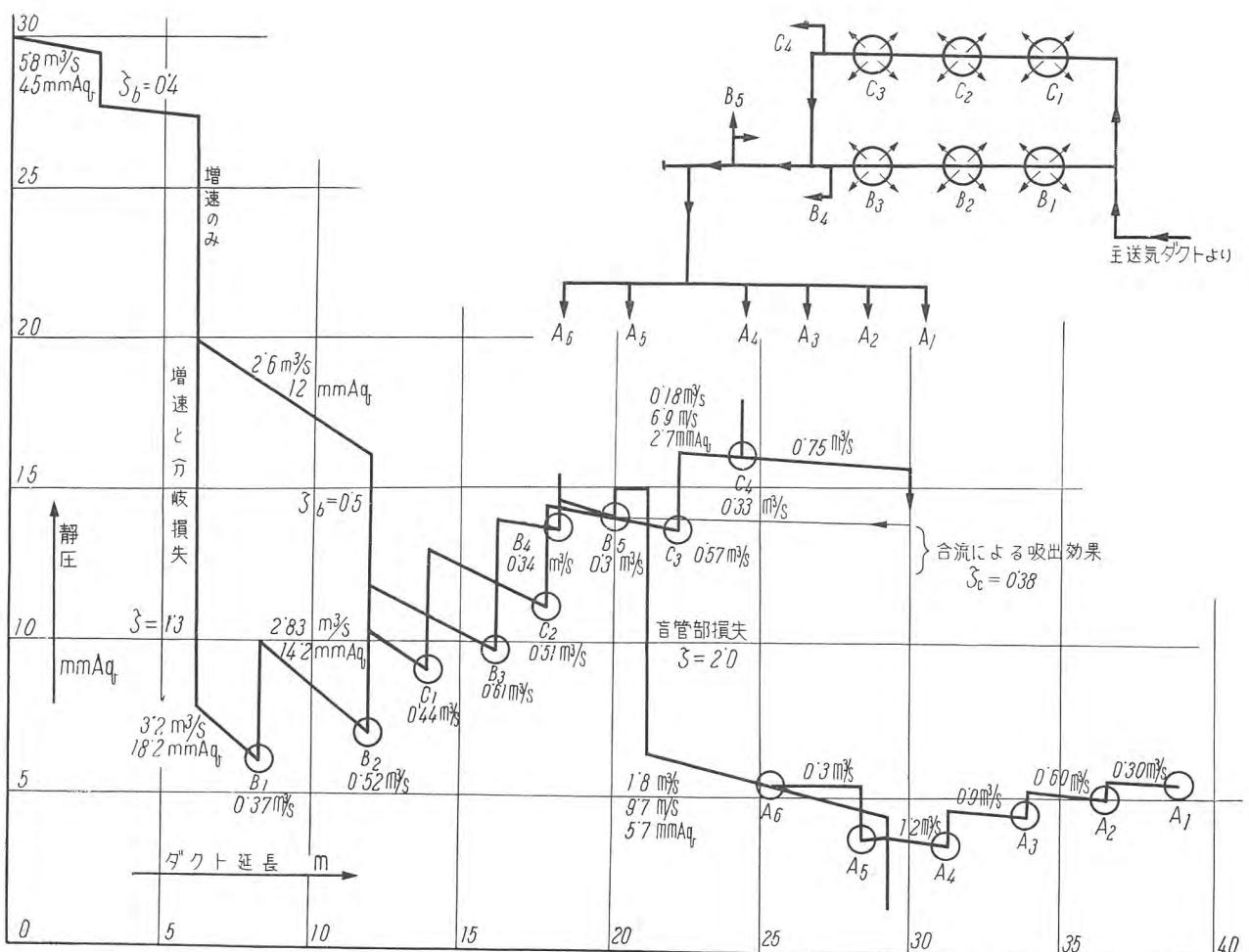
9図、10図は設計に際しそれぞれの場合にたいして推算した風圧分布を示す線図である。この線図によってダクトならびに吹出口の構造と寸法が決定された。

試運転に際し総風量、各吹出口風量、吐出風圧その他諸事項を測定するとともに発煙剤を使用して場内空気の流動状況を観察し撮影を行ったが換気状態はほとんど予想どおりの結果を示した。



9図 山形屋演舞場エヤダクト風圧線図（暫定換気期間中）

Fig. 9. Air duct air pressure line at the auditorium.



10 図 山形屋演舞場エヤダクト風圧線図（全館設備完成後）

Fig. 10. Air duct air pressure line at the auditorium.

【実例、その 2】 8 図

秋田倉庫エヤダクト（下関市）昭和 29 年 2 月完成
総床面積 1,200 坪（3 階建）換気容積 7,300 m³
換気回数 4.6 回/h

使用送風機定格 9.44 m³/sec 50 mmAq 585 rpm 15HP
ダクト内最大風速 14.3 m/sec 2,800fpm

本例では建築物構造との調和と建設費節減のためにループが選択的に採用されたものである。11 図に風圧線図を示す、設計値と実測値の差は約 3 % であった。

上記 2 実例はいずれも特殊な条件の下にループが好都合になったものであるが、その設計製作過程と実施結果から判断するに一般的な条件の下においてもその採用は極めて望ましい。

その後、同程度の規模のループエヤダクト 4 例が完成し、さらに数例が計画されている。

6. あとがき

理論は山に登るときの地図のようなものである。地図なしで未知の山に登ることは無駄な労力と危険を意味する。しかし地図そのものは地図以外の何物でもあり得ないと同様に優秀な理論の存在は必ずしも優秀な技術の存在を意味するものではない。

理論と実際は車の両輪のごとく併行して進むべきものである。理論は実地応用によってその妥当性を裏づけられるとともにその針路を指示せられ実際面は理論によって進歩改良を促される。

理論的裏づけのない技術はあたかも地図を持たない猟師や樵夫の行動の如く一局面に限定されざるを得ない。

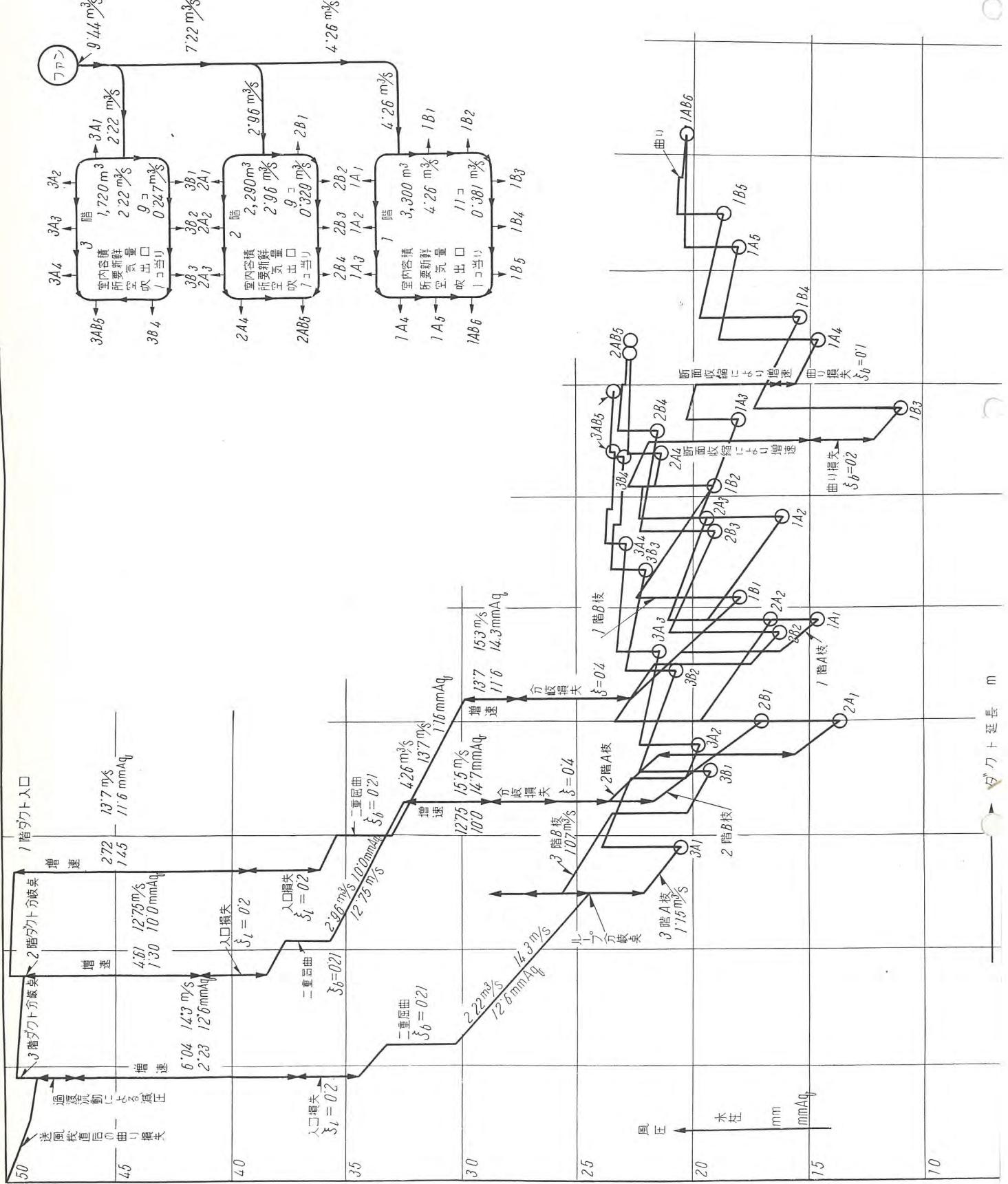
同時に実地を無視した理論は無用の長物である。

これを現実の諸相に観るに、ある場合には先走った理論に実地が追随し得ず失敗したこともあり、また理論的裏づけがなかったために優秀な着想が葬り去られた例もあり、理論と応用の調和はなかなか難しい問題である。

ことに多数の人間の協力によって行われる技術的な営みにおいては理論的作業を営む側の人間と実地面を担当する側の人間との心理的調和の問題にも関連してくる上に営利問題と絡み合ってしばしば複雑な様相を呈する。

幸にここにとりあげた問題においては当事者相互の理解と協力が円滑に行われたために技術的にも企業的にも一応の成功を確認されたことはまことに喜ばしい。

筆者はこの一文を草するに当たり理論の真実と有用性を信じて邁進された多くの方々に心からなる敬意を払うものである。



11 図 秋田倉庫換気エヤダクト風圧線図

Fig. 11. Air duct air pressure line at the warehouse.

哺乳動物の無菌飼育とその実験装置

名古屋大学医学部

宮川正澄*・飯島宗一**

Germ-free Rearing of Mammals and Its Experimental Unit

Masazumi MIYAGAWA · Soichi IIJIMA

Nagoya University

Germ-free rearing of mammals extending over a long period has been reported with a success for the first time in Japan. Generally speaking, higher animals have close relation with various germs, some being harmful and some being beneficial to their health, so bacteriology is one of the key sciences for the welfare of human being. The experiment on germ-free animals have long been thought out by our predecessors to this end. The success in this experimental unit by close cooperation of physicians and engineers is a mile-stone on the high road to the rapid progress in this science.

1. まえがき

人間をはじめ一般の高等動物は生活上諸種の細菌と密接な関係をもっており、またおよそ細菌との交渉をまぬがれて生活するものはない。これを動物の側から見ると、病原性細菌の感染のように動物にとって有害な場合もあり、ある種の腸内細菌の作用の如く有利もしくは必要の場合もあって、それらの関係は、人間および動物の生活現象あるいは疾病を考察するうえに無視することのできない重要なものであることが知られている。この消息は、細菌学およびこれに関連する諸学科の歴史とその人類にとっての意義がよくこれを示している處であるが、細菌の種類が極めて多く、かつそれらおののおのの動物に対する機能的関係も頗る複雑であるばかりでなく、また動物の体に寄生する細菌相互の間にも多種多様の共棲あるいは拮抗の関係が存在するので現象の解析は容易でなく、この方面に関するわれわれの知識は決して充分とはいえない。細菌と動物との関係を調べるもっとも普通の方法は、実験動物を用いて調べようとする細菌を動物に感染せしめ、その動物に対する影響を観察する方法であるが、普通の実験動物はその生活史においてすでに他の種々の細菌の感染を経験して、その影響の

痕跡を様々な形で体内に止めており、のみならず健康な動物でも腸内および気道の中には多数の細菌がいわゆる常在細菌叢の形で存在して、これらは動物の機能と深く結びついているから、動物とある特定の感染菌との関係を無条件に抽出することはほとんど不可能であって、その実験結果には多くの未知因子による種々の誤差が伴うことまぬがれない。このような誤差や未知因子を排除しようとすれば、生れながらにしてかって細菌に接触したことがらなく、かつ現に体の内外に全く細菌を有しない動物を用いて実験を行う必要が生れるのである。かかる動物は無菌動物 (Germ-free Animal) とよばれるが、それが細菌と動物との複雑な生物学的現象を解析するためにただ一つの有力な素材であるということは、細菌学の勃興とほとんど同時に先人によって認識されていた処であり (Duclaux 1880, Pasteur 1885), また現に動物を無菌的に飼育して、無菌動物を作り出そうと試みた研究者も決して少くなかったのであって (Schottelius 1899, Nuttal Thierfelder 1895, Küster 1912, Cohendy et Wollmann 1914, Glim-stedt 1935), このような歴史からみると無菌飼育動物の利用ということは、從来から実験医学におけるもっとも基礎的な課題の一つであったのである。しかしこの細菌といふおよそこ

の地上のいたる處の隅々まではびこっている目に見えない対象を、完全に動物体から除去して終うことは頗る困難な仕事であって、上述先人の試みはほとんど失敗に終り、そのほぼ完全な成功は Notre Dame 大学における Reyniers (1943) の出現をまたなければならなかつた。Reyniers は白ねずみ、にわとりなど数種の動物の長期無菌飼育に成功したのであるが、その成功にあたっては、1930 年代以後飛躍的に進歩した栄養学上の知識、ことにビタミンについての知見の利用があざかって力があるばかりでなく、無菌飼育実験装置の作製に用いられた機械工学技術の水準が、先人の場合に比べて格別にたかく、かつ充実していることを看過しえないのである。いわば一世紀にわたって医学者の夢であった動物の無菌飼育の問題は、医学者と工業技術者の密接な協力による生物学的機械工学 Biological Engineering とよぶべき技術の進歩を俟って始めて実現に至つたといふことができる。

名古屋大学医学部病理学教室において、私共が宮川の指導を中心に、哺乳動物の無菌飼育に着手したのは 1946 年であるが、その経験と Reyniers の示唆とを基礎とし、三菱電機名古屋製作所の石川、市川両氏の協力を得て、一通り満足しうる無菌飼育装置を作製したのは 1951 年のことである。(この装置は M-51 型と呼んでいる。M は三菱による製作を記念するイニシャルである)。私共はこの装置を駆使して、協同研究者小林龍吉・田島基男・磯村信行・浅野稔等と共に Reyniers の果しえなかつたモルモットの無菌飼育を試み、1953 年にその長期無菌飼育に成功することができ、ひきつづき種々の応用研究をすすめて現在に至っている。この論文では以上無菌飼育動物の意義をまえがきとして主として飼育装置およびこれによる経験をのべるのが主題である。

2. 無菌飼育装置に要求される諸条件

無菌飼育技術においてもっとも重要な原則はおよそ三つの問題である。その第一は通常の細菌によどされた大気から完全に遮断されて、全く無菌的でありながらその点以外の生活環境、すなわち気温・湿度・気圧・光線量および空気の酸素飽和度・気流などの諸要約においては全く普通の大気中と異なる飼育環境をつくり出すということであり、第二には無菌的に母胎内に留って成熟しつつある動物の胎児を、それが出産によって汚される寸前に無菌的にとり出して上記の無菌環境の中へそのまま大気にふれしめることなく送りこむ問題である。第三は完全に無菌的であつてかつ充分栄養価にとみ、動物の嗜好に適した飼料の作製と、その補給の問題である。この三原則のうち、前二者が機械工学的技術の対象となるものであり、第一の条件をみたす装置として、飼育タンクおよびこれに付随する空気浄化装置・温湿度調節装置・送気および排気装置・蒸気滅菌装置などが要求され、また第二の条件をみたすものとして手術タンクが必要となるのである。またいずれのタンクにもタンク内に人間が入

りこんで飼育技術を行使できない程度に小型である場合には、タンク外部から内部を操作するために、細菌を通さない資材でつくられた手袋を装着する必要があるし、人間が入りこむ場合には全体表を被覆して表面を完全に滅菌しうるごとき措置が必要となる。無菌飼育装置は総合して以上の条件をなるべく単純かつ容易な操作で充たしうるものでなくてはならない。

3. M-51 型飼育装置の構造と機能⁽¹⁾

ア. 飼育タンクおよびその付属系統

飼育タンクは 2 基を備え、そのおのおのは中央を隔板で上下にわかち上段に動物を飼育する。上面および側面に観窓 2 箇、光線通過を考慮して石英ガラスを装着し、操作用ネオプレーン製手袋一対(相模ゴム工業株式会社技術課において製作、逐次改良研究中)を備えるほか、熱源、電燈、気圧計を付属し、手術タンクとの交通および飼料その他の無菌的補給に用いる小筐(ケビンと略称)に接続する。

この飼育タンクへは、送気管、蒸気管が入り、排気管および排水管が出、排気管は瀦過装置をへて外気に開放し、排水管は予備貯溜槽をへて二重に遮断されながら外界へでる。送気系は、エアコンプレッサで外気を管系統にとりこんで送気し、タンクへ達するまでに湿度調節槽および空気浄化装置を通過する。前者は、冷凍機を利用して気流中水分を冷却除去するもので、調節は温度式自動膨脹弁を加減するか、または調節槽内冷却用水流の交換速度を弁によって加減することにより達する。空気清浄化装置はまず除油槽で気中の油滴をおとし、冷却除湿後コークス、グラスウール槽(円筒型 40 cm × π × 100 cm)であらごして後、グラスウール充填槽(円筒型 59 cm × π × 100 cm)を通す。グラスウール槽内には日本硝織株式会社製 19 μ グラスウールを円板にくんで積重ねたものを基本とし、さらにグラスウールを間隙なく充填してある。グラスウール槽通過後相へだたる 2 基の空気加熱器でさらに加熱して滅菌に万全を期している。加熱器の加熱能力は、加熱器通過直後の気温 210°C。第二加熱器は送入空気がすでに高温であるから瞬間温度は 300°C をこえる。以上空気清浄化系を通過して後、無菌化した空気は飼育タンクへ送られるのである。

イ. 手術タンクとその機能

手術タンクの規模は飼育タンクと同じ。両側に操作用手袋一対を備え計二対、観窓は上面に集中して 2 箇、上下を隔板によって遮断し、隔板中央に母獸腹壁の一部を露出しうる程度の手術窓(広狭は調節しうる)をひらき手術前は、透明ナイロン膜をもって密に被う。母獸は充分体表を滅菌後、下腔に通ずる通路からタンク内下腔へ送入し、載台を上昇せしめて腹面を上記ナイロン膜に密着せしめ、ナイロン膜と共に皮切を行つて、手術的に胎児のみを清浄な上腔へとり出す。摘出胎児は前記ケビンをへて、飼育タンクへ送る。

ウ. 蒸気滅菌系

飼育前、手術前および飼育時にわたって、全装置、グラスワール、手術タンク、ケビン等の滅菌を必要とし、いずれも高圧蒸気滅菌 ($1.4\sim2.0\text{ kg/cm}^2$. 20~60分) を行う。このための蒸気源として電気ボイラ 2基を備え、蒸気系は送気系と別途の配管を施してある。

4. M-51型飼育装置による飼育

条件の実際

ア. 飼育タンクの無菌度

當時 3種以上の培養基（主として葡萄糖ブイヨン、T・G・S 培地、肝臓肝片ブイヨン）で細菌検査を空気、飼料、動物排泄物について検定するが、操作の適正である限り、無菌度は完全である。

イ. 飼育タンクの環境条件

温度は飼育タンクを設置してある外室について調整し、當時 $20\sim25^\circ\text{C}$ を保つ外室高温にすぎない場合は、タンク外套の水冷槽に通水した低温にすぎない場合にはタンク付属の熱源（250W, 500W, 1,000W 電熱器）の使用によって調節する。湿度は飼育動物数飼料の性状その他によって変動するが、ほぼ $50\sim60\%$ を保つ。モルモットの飼育には多湿は非常に不良な条件で多少乾燥にかたむく程度のがぞましく、この目的は充分果される。

気圧は排気管濾過槽の抵抗と送気量により左右されるが、常用 $40\sim60\text{ mmHg}$ この程度の高圧はほとんど動物に対する影響をみとめない。なお参考として飼育動物数別および季節別の環境条件の推移の実情を私共の成績中から抽出して作製した図表をつぎに掲げておく。1表はタンク内飼育動物数とタンク内湿度の関係を記録中より抽出したものであるが、動物数の増加はタンク内湿度上昇のもつとも大きい要因の一つであるにかかわらず、比較的除湿はゆきとどいているものということができよう。2表は季節別のタンク内温度とタンクを設備してある実験室の気温との関係および両者の推移の一班を示すもので、冬季に関しては 1954 年と 1955 年とで多少暖房方法を改変してある。

1 表 飼育タンク内湿度調整の実況

タンク内飼育動物数	タンク番号	期間	測定回数	最高湿度%	最低湿度%	平均湿度%
2	I	21/XII→25/XII 1953 冬	24	72	51	56.95
3	II	8/I→12/I 1955 冬	25	72	44	59.22
5	I	3/I→7/I 1955 冬	24	90	50	61.08
7	I	3/II→7/II 1955 冬	24	90	58	65.70

2 表 飼育タンク内温度調整の実況

測定場所	期間	測定回数	最高気温°C	最低気温°C	平均気温°C	備考
実験室内 タンク I 内	夏季 8/VIII→12/VIII 1954	25 25	32 27	28 24	29.12 25.44	タンク外套 水冷調整
実験室内 タンク I 内	冬季 24/I→28/I 1954	36 36	27 30	17 24	18.74 25.63	実験室暖房および タンク付属ヒーター による調整
実験室内 タンク I 内	冬季 24/I→28/I 1955	23 23	26 28	19 20	23.00 23.56	実験室暖房を強化 しタンク自体の調 整を行わず

いずれにしてもタンク内 $20\sim25^\circ\text{C}$ を目安とする限り、調整はほぼ満足しうるものと考えている。

5. むすび

以上私共は M-51 型無菌飼育装置を用いて、モルモットの無菌的飼育を試みこれに成功した経緯について述べたのであるが、飼育装置もまた飼育技術も未だ充分とはいえない点をのこしているので、さらに改良進歩をはかりつつある。無菌飼育の実験には栄養代謝の研究、伝染性疾患ことに結核およびウイルス病の研究、あるいは放射能障害における細菌の役割についての研究など重要な応用研究の要求が山積しており、わが国でも最近無菌飼育への関心が各方面にとみにたかまってきた。私共はわが国においてこの種の研究を開拓したことについて、三菱電機技術部の方々に深く協力を感謝すると共に今後の研究の発展のために、医学生物学者と工業技術者との密接な協同がさらに促進されることを願うものである。

参考文献

(1) 石川・市川・三菱電機 29 卷 4 号 194 頁

無菌飼育装置

名古屋製作所

石川嘉孝*・市川健一*

Germ-Free Rearing System

Yoshitaka ISHIKAWA · Kenichi ICHIKAWA

Nagoya Works

It was in 1951 when a germ-free rearing system was built as one application of refrigerating machine in compliance the request of Professor Miyagawa of the pathology room, medical department in the Nagoya University. The system consists of a germ-free operating unit and germ-free rearing unit which are attached with an air purifier, temperature and humidity regulator, ventilation pump, exhaust pump and steam sterilizer, the refrigerating machine being contained in the temperature and humidity regulator. The scale of the system is in such a size that such animals as guinea pigs are bred with free from germs. Various manipulation inside the unit will be made by means of gloves attached to it.

1. まえがき

1951年春、名古屋大学医学部病理学教室宮川教授のもとめに応じ、冷凍機応用装置の一つとして製作された無菌飼育装置は、以後何回かの改造を経て現在にいたっている。

本装置の要点は装置内全系統の完全なる無菌状態を作るのが目的である。その中で小動物の分娩、誕生より飼育まで行い、さらにその無菌飼育動物より、その子の分娩を行い、何代もの間に涉って飼育、分娩を繰返すことを可能ならしめる装置を得るにあり、したがって装置内の完全なる温湿度調整、無菌的換気等、いわば無菌的空気調整ともいうことができる。本報告はこの装置に関する主要なる部分の紹介である。

なお無菌飼育に関しては、名大宮川・飯島両氏の「哺乳動物の無菌飼育およびその実験装置」を参考にされたい。

2. 仕様および構造

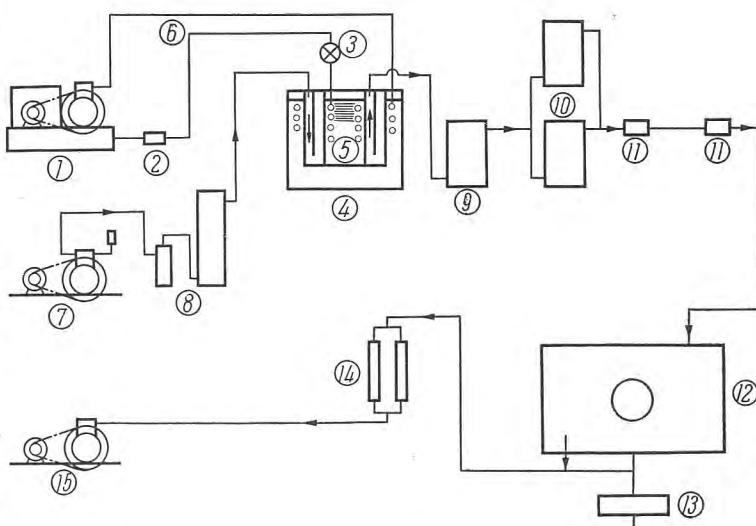
ア. 概要

本装置は手術タンク、飼育タンク（2基製作）ならびにこれに付属する空気浄化装置・温湿度調整装置・送排気装置および蒸気滅菌装置などからなり、1図に示される如く連絡されている。2図は飼育室、3図は機械室全

景を示している。

イ. 手術タンク（4図）

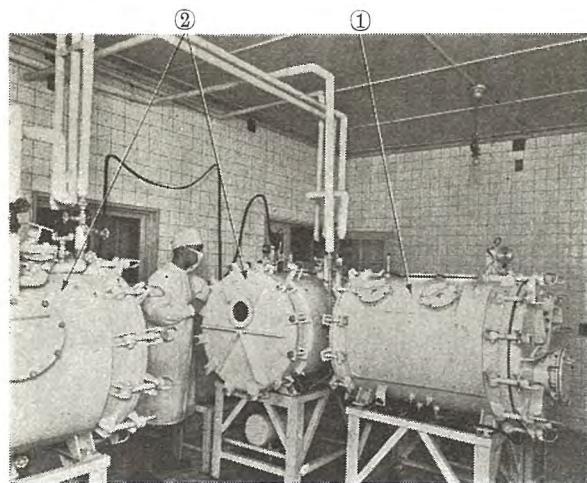
（1）仕様（以下長さの単位は mm とする）
鋼板製白色塗装



- | | |
|--------------|----------------|
| ① 冷凍機 | ⑨ コークス・グラスウール槽 |
| ② 乾燥器 | ⑩ ガラスウール充填槽 |
| ③ 温度式自動膨脹弁 | ⑪ 空気加熱器 |
| ④ 冷却器（湿度調節槽） | ⑫ 飼育タンク |
| ⑤ 冷却管 | ⑬ 予備貯溜槽 |
| ⑥ 冷媒配管 | ⑭ 空気清浄器 |
| ⑦ 送気ポンプ | ⑮ 排気ポンプ |
| ⑧ 油分離器 | → 空気流通方向 |

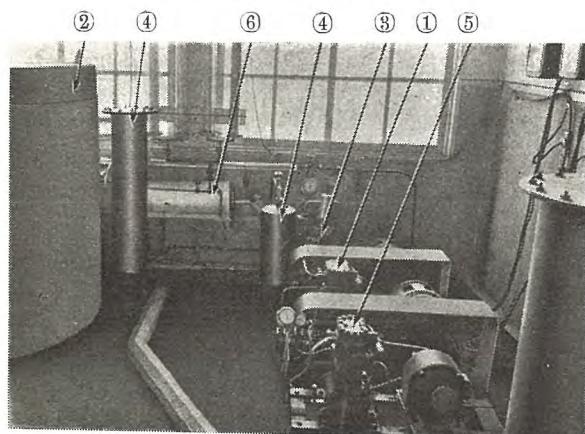
1図 無菌飼育装置系統図
(配管各要所にはバルブを備え操作する。蒸気滅菌系統は除く)

Fig. 1. Germ-free rearing system.



①手術タンク ②飼育タンク

2 図 飼育室全景
Fig. 2. View of the rearing room.



①冷凍機 ②冷却器(湿度調節槽) ③送気ポンプ
④油分離器 ⑤排気ポンプ ⑥空気加熱器

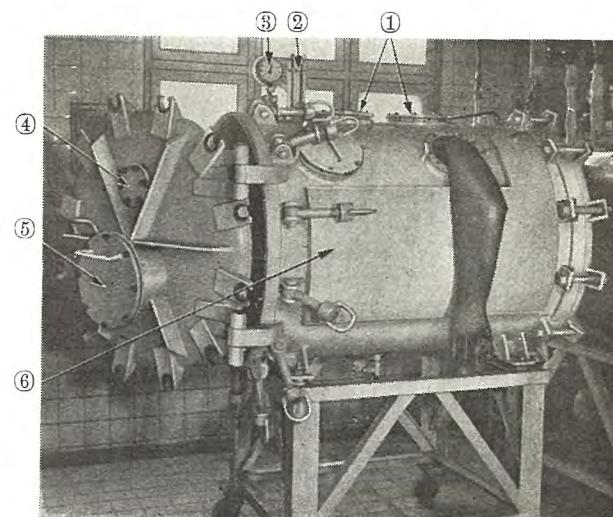
3 図 機械室全景
(手前にグラスウール槽および電気ボイラがある)
Fig. 3. Machine room.

胴外径×全長×全高	760×約1,300×約1,600 mm
差入口内径	195φ
操作口内径	195φ
覗窓	2箇×130φ
付属品	
連成計	3 in, 760 mm~7 kg/cm ² 1箇
マノメータ	1箇
窓ガラス	石英ガラス 170φ×10厚 2箇
操作用手袋	ネオプレン製 2対
電熱器	アルミカヒータ 500 W 2箇
三段切換スイッチ	1箇
電 燈	電球 60 W 1箇
タンク取付台	山形鋼組立 1台
底 車	ゴム輪付 4箇

(2) 構造

手術タンクは底車付台上に乗り、自由にその位置を変えることができる。

胴外側には水冷用ジャケットを有し、内部はステンレス製隔板により上下二室に密に分割されている。



①覗窓 ②マノメータ ③連成計 ④細菌取入口
⑤差入口 ⑥水冷用ジャケット

4 図 手術タンク
Fig. 4. Operating unit.

蓋の一方は締切りとし、上室と連絡する操作口と、内側には電球ソケットが設けられている。操作口は室内側にも扉があり、手袋によってタンク外から容易に開閉できる。また、外蓋を取り外して、飼育タンクの操作口と密に連結できるようになっている。他方の蓋は扉構造になっていて、手術用具の出し入れに使用されるが、もちろん内部滅菌後は開閉されない。蓋には下室と連絡する差入口および上室と連絡する細菌取入口を設け、細菌取入口は滅菌液をくぐらなければ上室と連絡できない構造になっている。

覗窓はタンク上面に2箇、操作用手袋2対はタンク両上側面に設けられ、蒸気滅菌の際は蓋をする。

隔壁中央には50φないし長さ100幅50mmの長穴に調節しうる手術窓があり、その下方(下室)には手術台を設け、その上下は上室より操作できる。

下室にはアルミカヒータ500W2箇を設け、1kW, 500W, 250Wの三段に切換える。

タンク上面に蒸気入口、下面にドレン口を設け、おのおのバルブをつけ、また、タンク内圧力測定のため圧力計、マノメータを設けている。タンクは3kg/cm²(ゲージ)の耐圧構造であるから、各扉、蓋はすべてゴムパッキンを用いて気密を保たせている。

ウ. 飼育タンク(5図, 6図)

(1) 仕様

鋼板製白色塗

胴外径×全長×全高 760×約1,300×約1,600 mm

操作口内径 195φ

覗窓 2箇×130φ

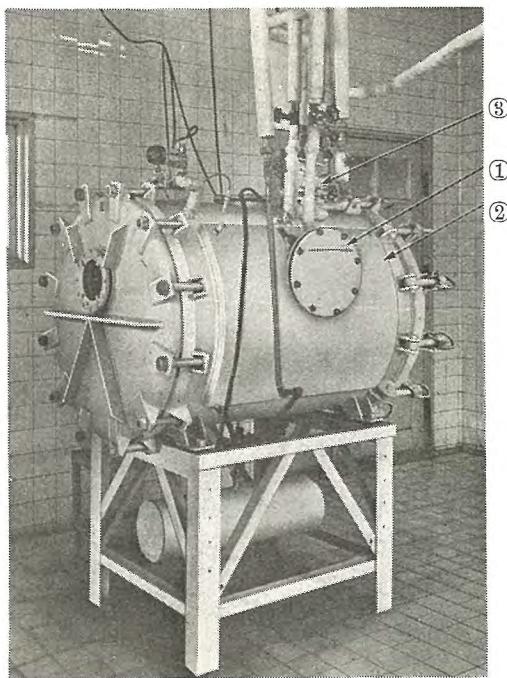
付属品

連成計 3 in, 760 mm~7 kg/cm² 1箇

マノメータ 1箇

窓ガラス 石英ガラス 170φ×10厚 2箇

操作用手袋 ネオプレン製 2対



①操作口 ②水冷用ジャケット ③飼料投入口
5 図 飼育タンク（背面）

Fig. 5. Rear view of the rearing unit.

電熱器	アルミカヒータ 500 W	2 箇
三段切換スイッチ		1 箇
電 燈	電燈 60 W	1 箇
予備貯溜槽	鋼板製タンク	1 箇
タンク取付台	山形鋼組立	1 箇

(2) 構 造

飼育タンクは固定台上に乗り、定位置に設置されている。

胴外側には水冷用ジャケットを有し、内部には鋼帯を密にあんで作られた棚網により上下二室に分れ、動物は上室で飼育される。

締切りの蓋の方には上室観察のための観窓を有し、扉構造の蓋の方には内側に電球ソケットを設けてある。

タンク胴上面に観窓 1 箇、上側面に手袋 1 対、反対側に操作口、その上方に飼料投入口等が設けられている。

操作口、飼料投入口共室内側にも扉があって 1 箇の気密室となり、蒸気の出入口を設けて蒸気滅菌ができる。

タンク上面に蒸気、空気共用入口、下側面に空気出口下面には予備貯溜槽を経てドレン口を設け、また、蒸気圧力測定の圧力計、空気圧力測定のマノメータも設けている。

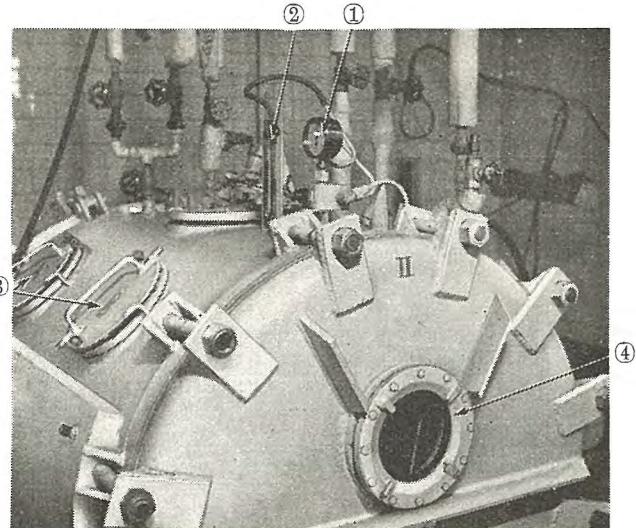
下室にはアルミカヒータ 500 W 2 箇を設け、1 kW, 500 W, 250 W の三段に切換えうる。

タンクは 3 kg/cm^2 (ゲージ) の耐圧構造であるから各扉、蓋はすべてゴムパッキンを用いて氣密を保たせている。

エ. 空気浄化装置

(1) 概 要

濾過装置としてコークス・グラスウール槽およびグラ



①連成計 ②マノメータ ③手袋口 ④観窓

6 図 飼育タンク（正面）

Fig. 6. Front view of the rearing unit.

スウール充填槽 2 基（交替で使用）があり加熱滅菌装置としては空気加熱器 2 箇があり、空気はこれらの装置を順次通過して完全滅菌され、飼育タンクに送られる。なお飼育タンク出口には空気清浄器が 2 本平列に設置され菌の逆流を防いでいる。

(2) 仕 様

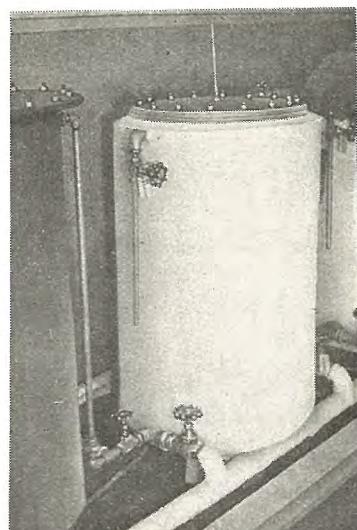
a. コークス・グラスウール槽
外径×高 $400\phi \times 1,000 \text{ mm}$

（名古屋大学にて設計製作）
b. ガラスウール充填槽（7 図）
外径×高 $590\phi \times 1,000 \text{ mm}$

（名古屋大学にて設計製作）
c. 空気加熱器
外径×全長 $124\phi \times \text{約 } 370 \text{ mm}$

アルミカヒータ $200 \text{ W} \times 2$ 箇
付属品
d. 三段切換スイッチ 1 箇

d. 空気清浄器



7 図

グラスウール充填槽（手前はコークス・グラスウール槽）

Fig. 7. Glass-wool filled tank.

外径×長 60φ×800 mm

(3) 構造

- a. コークス・グラスウール槽およびグラスウール充填槽
名古屋大学宮川・飯島両氏の前記論文参照のこと。
- b. 空気加熱器
 $2\frac{1}{2}$ in ガス管内にアルミカヒータを納めて密閉し、空気は一端より入り他端に出る。外胴との間にはグラスウールを詰め熱絶縁としてある。ヒータは 400 W, 200 W, 100 W の三段に切換えうる。
- c. 空気清浄器
2 in ガス管内にグラスウールをつめこんで、両端ボルト締蓋に空気出入口を設けてある。

才. 温湿度調節装置 (3 図参照)

(1) 概要

冷凍機・乾燥器・温度式自動膨脹弁および冷却器等からなり、空気は冷却器通過の際に温度および絶対湿度を低下する。

(2) 仕様

a. 冷凍機 (8 図)

型名 CA-3100 H 型

電動機 MK (O) 型 1 HP, 200 V, 60 c/s, 3φ, 4P.

冷媒 メチルクロライド

圧縮機回転数 410 rpm

冷凍能力 1,100 kcal/h

於 蒸発温度 -3.5°C

凝縮温度 40°C

圧縮機

H 型

型名

単動堅型往復式

型式

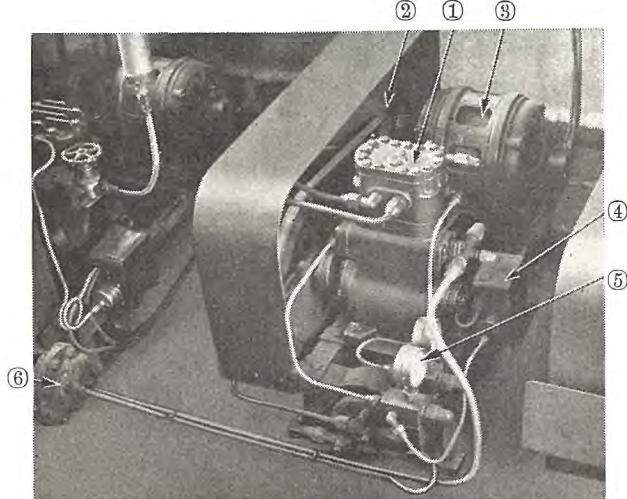
気筒径×行程×気筒数

45×47×2

凝縮器

型式

フィン付コイル空冷式



①圧縮機 ②凝縮機 ③電動機 ④高低圧力開閉器
⑤圧力計および連成計 ⑥乾燥器

8 図 冷凍機

Fig. 8. Refrigerating machine.

幅×高×列 420×350×3

付属品

高低圧力開閉器 1 箇

圧力計 3 in, 20 kg/cm² 1 箇

連成計 3 in, 760 mm~7 kg/cm² 1 箇

b. 乾燥器

胴径×全長 80φ×200 mm

乾燥剤 塩化カルシウム

c. 温度式自動膨脹弁

口径 3/64 in

d. 冷却器

外径×全高 1,050φ×1,160 mm

水槽 外径×高 950φ×1,000 mm

熱絶縁 ガラスウール 2 in 厚

冷却管 銅管 12φ×1.25 厚 約 18 m

空気路表面積 約 3.6 m² (水槽内)

(3) 構造

a. 冷凍機

当社標準空冷式冷凍機で圧縮機および電動機は共通台枠上に凝縮器は電動機側方に取りつけられ、台枠下には液溜が締めつけられている。台枠上には高低圧力開閉器圧力計および連成計も取付けられている。

圧縮機は V ベルトで駆動され、凝縮器は電動機ブリードと一体のプロペラファンにより通風される。

b. 乾燥器

胴端は金網およびフェルトで仕切られ、中間に乾燥剤をつめてある。両端の蓋は鋼板製ボルト締である。

c. 冷却器

鋼板製水槽の中に鋼板製空気路および冷却管を沈めたもので外側全面を熱絶縁し、亜鉛引鉄板でおおってある。

水槽上下端には水出入口の設け、空気路下端よりはドレン管を外部に引出してある。

才. 送排気装置 (3 図参照)

(1) 概要

送気ポンプ・油分離器(隔板式) 排気ポンプおよび配管等からなり、飼育タンク内気圧を大気圧より若干高く保持させる。

(2) 仕様

a. 送気ポンプ

圧縮機

型名 AH 型

回転数 410 rpm

空気量 0.061 m³/min

電動機 MK(O) 型 1/2 HP, 200 V, 60 c/s, 3φ, 4P
付属品

吸入空気濾過器 1 箇

油分離器 切屑式 1 箇

高圧遮断型圧力開閉器 1 箇

連成計 3 in, 760 mm~10 kg/cm² 1 箇

b. 排気ポンプ

圧縮機

型 名	AH 型
回転数	440 rpm
空気量	0.066 m ³ /min
電動機	SK-7 型, 1/4 HP, 200 V, 60c/s, 3φ, 4P.
付属品	
連成計	- 3 in, 760 mm~7 kg/cm ² 1 箇

c. 配 管

3/8 in ガス管

熱絶縁 珪藻土 1 in

(3) 構 造

a. ポンプ

圧縮機・電動機および付属品を台枠上にとりつけ、Vベルトで駆動する。ただし吸入空気濾過器は圧縮機吸入口に直接とりつけてある。

AH 型空気圧縮機は H 型冷凍機圧縮機を若干改造したもので、オイルリング等が追加されて、油分離器 2 箇と共に潤滑油の吐出を防止するようになっている。

b. 配 管

送気ポンプ・冷却器・グラスウール槽・空気加熱器・飼育タンク・空気清浄器・排気ポンプの間を連絡している。

キ. 蒸気滅菌装置

(1) 概 要

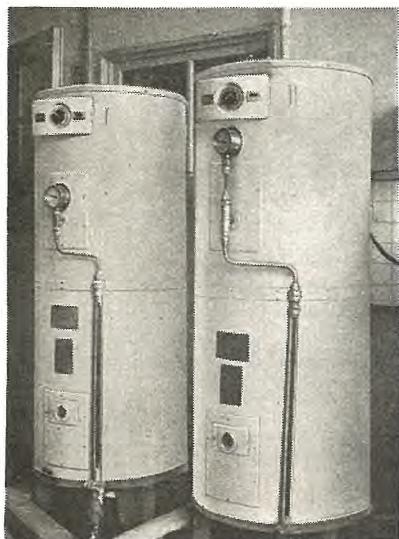
電気ボイラ 2 基および蒸気配管からなる。

(2) 仕 様

a. 電気ボイラ (9 図)

外径×全高	580φ × 1,550	
電熱器	アルミカヒータ 5 kW	
付属品		
圧力計	3 in, 5 kg/cm ²	1 箇
安全弁	3/4 in	1 箇
液面計		1 箇

b. 配 管



9 図 電気ボイラ
(温度調節器部分を開いてある)
Fig. 9. Electric boiler.

3/8 in ガス管

熱絶縁 珪藻土 1 in

(3) 構 造

a. 電気ボイラ

鋼板製タンク内に電熱器を納めたもので、水は下部より入り、蒸気は上部より出る。安全弁は蒸気出口についている。

b. 配 管

電気配管とは別に配管し、しかも無菌空気のふれあうすべての器具、配管の内部に蒸気がゆきわたるように配管してある。

3. 温湿度調節

冷凍機を用いる温湿度調節は冷房、冷蔵をとわざ一般に行われている。したがってモルモットのために冷房装置も初期の目的は温湿度調節にあったが、以下の理由によって、現在は湿度調節のみに使用されているといつてよい。

(1) タンクは操作器具の設置等により熱絶縁をすることができなかった。

(2) タンク内にいわゆる風を吹かせることは好ましくないので、送風量はわずかとなり、配管途中の熱漏洩に影響されることが大であった。

夏季は水冷用ジャケットに水を通して、冬季は飼育室の暖房およびタンク内電熱器により、温度調節を手動で行っている。

湿度調節に関しては、本装置に限り加湿を必要とせずしたがって冷却器による減湿を調節するのみで足りている。これはモルモットの発汗がかなり多いためと思われる。冷却器水温は冷凍機および通水量により調節され、冷却器中を通過する空気温度(湿球)は水温により調節される。すなわち、飼育タンク内の湿度が適当な値になるような空気温度(湿球)、したがって水温を調節しているわけである。⁽¹⁾

上記の如く、現在は手動調節で行われているが、自動制御器具を整備することにより、温湿度自動調節へと進むべきであろう。ただ問題は装置内は一度は必ず高温蒸気にさらされなければならないことである。自動制御器具ももちろんこの点を考慮に入れて選定されねばならない。

4. あとがき

以上無菌飼育装置に関する概要を述べた。

温湿度調節された飼育室の中には、温湿度および気圧等を自由に一定に保てるような飼育タンクが置かれ、空気清浄装置には電気式空気清浄装置なども加えられて、より一層完全化される日も近いことであろう。さらには大形動物の無菌飼育もただ単なる日本の夢ではあるまい。

参 考 文 献

- (1) 中原四郎：パッケージ型脱湿器“ドライエヤ”『三菱電機』28, 516 (昭 29-10)

工場における空気調整装置

本社

安生三雄*

Air Conditioning Equipment at Factories

Mitsuo ANJO

Head Office

The air conditioning at the factories is the problem drawing attention of late. If the temperature, humidity, ventilation and dust collection are controlled at well, the working efficiency will undoubtedly be improved, which results in excellent products at relatively low costs. This article accounts for how the matter concerns with varied industries in details together with the contemporary arrangement for this purpose.

1. まえがき

最近空気調整装置は各種工業に用いられ、品質の改善と共に作業能率の増進をはかっている。工場における製品の品質改善の問題は非常に広範であり、たとえば採光問題・照明問題・音響問題等種々な課題があるが、温湿度問題・換気問題・粉塵問題等はとくに重要な問題である。

温度と湿度とを調整することは蒸発乾燥の割合をあるいは化学作用を調整することを意味する。歯、バクテリヤの繁殖の割合は温湿度に関係するから、酒、アルコールの醸造等生物学的意味にも温湿度調整は利用される。計器、レンズ等の精密工業にて厳密な公差を得、精密機器の保守を完全にし、故障を未然に防ぐためには温湿度の調整が必要である。

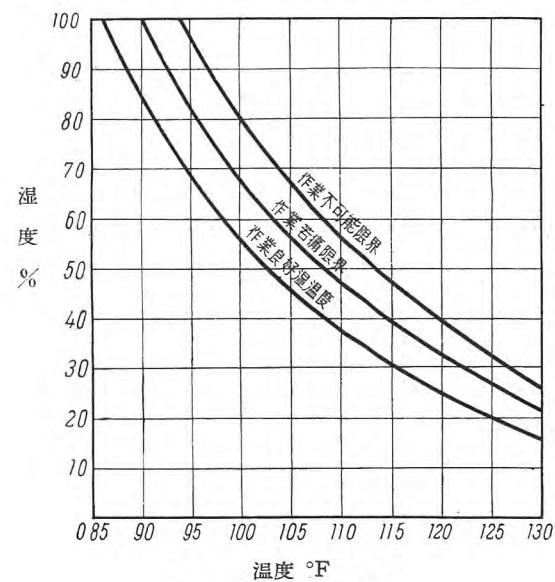
換気の問題はガスの発生、粉塵の除去に關係する。とくに高熱を発生するような工場では、環境温度を低下させるための換気が必要である。

不快な塵埃・煙・蒸気・ガスを工場内に拡散させないためには、発生場所での局所排気と共に、電気的あるいは重力式集塵をすることが必要である。

温湿度の調整、換気、除塵の目的を達するものは実に空気調整装置であり、製品の品位改善、作業員の能率増進、保健の目的に今後大いに発達するであろう。ここに工場を対象とする空気調整装置の二、三の問題につき概略的に述べてみたいと思う。

2. 工場の温度と湿度

工場における温度と湿度との調整は製品の品質改善を目的とする場合と、作業員の健康保持を目的とする場合がある。前者の場合は作業場全体を恒温恒湿にするが製品に対する温湿度の数値は品種により異なる。後者の場合は高熱を発する工場にて環境温度の低下を目的としてスポットクリーリングを行うのが普通である。



1 図 作業環境温度湿度

Fig. 1. Temperature and humidity in working circumstances.

* 施設部冷凍機課長

1表 薬品貯蔵温湿度

項目	温度 F	湿度 %
薬品倉庫	70~80	30~35
薬品製造および梱包	70~80	15~30
錠剤圧縮室	70~80	40
コーディング張	80	35
膠質	70	30~35
アンブル製作室	80	35
ゼラチンカプセル	78	40~50
カプセル貯蔵	75	30~40

2表 写真材料に対する適当な温湿度

項目	温度 F	湿度 %
乾燥	20~125	40~80
切断および梱包	65~75	40~60
フィルム貯蔵	70~75	40~65
ニトロフィルム貯蔵	40~50	40~65
現像	74	30~40
乾燥室	75~80	50
焼付室	70	20
引伸室	70~75	60
保存室	60	45

3表 精密工業に適当な温湿度

項目	温度 F	湿度 %
分光器、計器	75~80	45~50
歯車組立、特殊品組立	75~80	35~80
ガスケット貯蔵	100	50
接着剤保存	65	40
精密機械部品	75	45~50
検査室	75	45~50
ゲージ製作室	68~75	45~50
精密歯車組立	75	42~50
ゲージ保存室	78	50

ア. 作業員の環境温度

人体は周囲の温度、湿度にしたがい発汗作用によって自然に自己の体を調整する。しかし温度が 105°F を越えると頭痛、倦怠を伴い、病気の原因となる。

発汗作用は湿度および空気の移動と直接関係がある。湿球温度 88~90°F では人間は作業することはできない。

人体に対する風の速度は 300~600 fpm が適当であり、人体を 94°F として人体より 10~15°F 低い風を適当とされている。

1 図は作業する人間の堪え得る温湿度を示している。

イ. 化学工業

(1) 火薬工場

導火薬、爆薬、弾薬等を製造する際は温湿度の調整を要する。火薬は湿気が禁物であり、含水量が大きい時は不良の原因となる。したがって工場は 70°F, 55% 以下

に調整し、火薬の含水量を 1% 以下とすることが必要である。

(2) 薬品

薬品の品質を保持し、純粋な製品を造るために温湿度の調整を必要とする。たとえば膠質性薬品は外気中に放置すると湿度を吸ってベタベタとなり、また水分がなくなくなつて堅くなり本来の形を失う。1 表は種々の薬品に対する温湿度の表である。

ゼラチンカプセルは大きさにより温湿度を変えることが必要である。湿度は毎立方呎当たり 0.25 グレーンを超えてはならない。型の大きい程温度も低くなければならない。ペニシリンおよびペニシリン錠を作る場合は温湿度とを厳密に調整する必要がある。温度差は 0.5°F の範囲にする。

丸薬も調整された部屋で作られる。丸薬の上の砂糖の結晶のコーティングは適当な温湿度とを有する空気により冷却と蒸発と割合を正確に調整する必要がある。

(3) マッチ工業

現在マッチ工場は空気調和の設備を有していない実状であるが、70~75°F, 40% にする必要がある。マッチの軸木の頭に膠着するには 100 万本にたいし 18~20 lb の水分を使用するが、これが蒸発して温湿度を増加する。マッチ製造機は普通毎時 750,000 本の軸木を取扱うから温湿度の調整は必要である。

(4) 写真材料

感光材料の保存製作にも空気調和は用いられる。温湿度を正確微細に調整すると同時にすべて無塵の空気を得ることが必要である。

感光材料はベースと呼ばれる透明のフィルムに塩化銀を含有するゼラチン乳剤を塗布したものである。ゼラチン乳剤を均等に塗布するためには、温湿度を調整する必要がある。コーティングの蒸発は温湿度の調整によって良好な結果が得られる。2 表はこれに適する温湿度である。

(5) ケーブル

送電用あるいは通信用ケーブルは綿、紙その他で絶縁され高温にてピッチで固められ、真空を引いて鉛の外皮の中に収められる。乾燥後鉛の外皮に入れるまでは、できる限り少い湿度の小さい倉庫に保存される。相対湿度は 75°F にて 1% を要求する。これは露点 0°F に相当する数字である。実際には冷凍機にてできる限り、湿気を取り、シリカゲルを用いて 1 ft³ 当り 1/2 グレーン以下にまで水分を除去する。

ウ. 精密工業における応用

精密工業にはぜひ共空気調和装置が必要である。温度、湿度を一定にすると共に微細な塵まで取除くことが必要である。自動電話交換機・無線機器・ゲージ類・計器・ラジオやレーダー・歯車切削機・航空計器・印刷機等は恒温恒湿の部屋で組立試験することが必要である。3 表は精密工業に必要な温湿度表である。

(1) 機械工場

精密工業では寸法の公差は厳重である。しかして製品の規格を厳密に一定にするためには恒温恒湿の部屋を作ることが必要である。場所、時間、季節等により膨張、収縮が起り、組立試験に問題を起さぬようになることが必要である。

(2) ゲージ室

精密工業にはゲージ、型等を使用する機会が非常に多い。ゲージ類は温度の変化に対して敏感である。温度は $78^{\circ}\text{F} \pm 1$ 、湿度は $50\% \pm 5$ 程度に保持することが必要である。湿度が多いとゲージ、型類の表面に錆がつく恐れがある。

(3) 計器工場

計器の良し悪しはその精度によって定る。故に部品の製作はとくに正確なことを必要とする。計器では摩擦の少いこと、表面の磨かれていることが大切である。温度は $75 \sim 78^{\circ}\text{F}$ 、公差 $\pm 1^{\circ}\text{F}$ 、湿度 $45 \sim 50\% \pm 5\%$ が基準である。空気調和装置により人体から発熱、手からの発汗により機械に悪影響をおよぼすのを避けることができる。

(4) 光学

爆撃照準器・望遠鏡・カメラ・顕微鏡等の部品製作および組立は光学的精度を増すため細心の注意を必要とする。これら機器の主要部分はレンズである。レンズの生産には無塵にして温度一定の空気を必要とする。ことに研磨室においてしかりである。温度 80°F 、湿度 $50\%, 1\text{ミクロン}$ 以下の塵を基準とする。

(5) ペヤグラス

最近冷凍ケースあるいは汽車の窓等には保温のため、2枚のガラスを組合せたペアグラスが用いられる。すなわち2枚のガラスの間には乾燥した空気を封入して外気が低温となっても内面に露がつかないようにしてある。

4表 製菓工場における温度、湿度

項目	温度 F	湿度 %
1. 加熱乾燥室		
ガム	140～160	—
ジエリー	120～146	—
マシマロ	75	45
2. 浸漬室	65	55
3. 包装室	65	45～55
4. 倉庫		
ナップ	30～35	75
チョコレート	60	55
完成品	65	50
キャンデ	75	45
5. 冷却トンネル		
エシロバンセンタ	50	—
エシロバ	40	—
キャンデ	55	—
チョコレート鋳製	45	—
6. 被覆釜	95	15

5表 繊維物質に適当な温度、湿度

項目	温度 F	湿度 %
印刷	紙葉集合	70 45
	折疊	77 65
	印刷室(一般)	75 60～78
	印刷室(石版)	60～75 20～60
	ローラの貯蔵	60～80 35～45
繊維	木綿	75～80 50
	人絹紡糸	70 85
	生糸	75～80 60～65
	羊毛	75～80 65～70
煙草	葉巻および巻煙草	70～75 55～65
	軟化作業	90 85
	茎取または葉巻作業	75～85 70

また2枚のガラスをレジンで張合せたラミネートグラスが用いられる。これらのガラスの製作工場は 65°F 、湿度 15% が適当であり、試験室は 55°F 、 15% が適当である。

(6) ボールベヤリング

最近ボールベヤリングはますます多く使用される傾向にある。しかしに“歩留り”は非常に悪い。その原因は製造過程で軸受の部分に塵が入ることと、組立後ベヤリングに塵または異物が入ることにある。検査員の呼吸がメタルにあたって息が凝縮して品質に悪影響を与えることもある。

これらの不具合を除くために空気調和装置が用いられる。作業場は $74^{\circ}\text{F}, 36\%$ が、倉庫は $110^{\circ}\text{F}, 10\%$ が適当であるといわれる。倉庫内の温度の高いのは外気が侵入して、ベヤリングの表面で凝縮して錆の原因となるのを防ぐためである。

(7) 自動電話交換室

自動電話交換機は繼電器、接点等を有している。これらの機器の故障を未然に防止するためには室内を $75 \sim 80^{\circ}\text{F}$ 、湿度 $40 \sim 50\%$ に保持することが必要である。同時に塵は 0.1ミクロン 以下にする必要がある。マイクロウエーブの中継所も同様に温湿度を調整する必要がある。

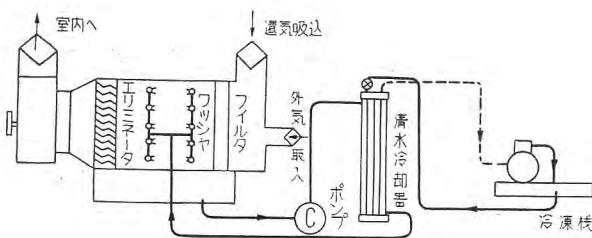
(8) I.B.M 室

I.B.M は紙、カードを使用すると同時に精密機器を有する。したがって紙の伸縮を防止し、故障を未然に防止するため室内を $75^{\circ}\text{F}, 50\%$ に保つことが必要である。

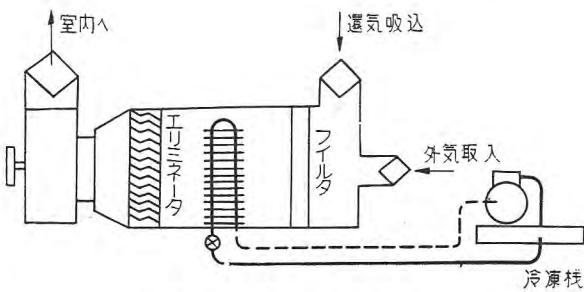
二、その他

(1) 製菓工場

空気調和装置の応用面として製菓工場がある。品質および製品の均一性、低原価、高生産能率をもたらすために製菓工場は適当な空気条件を作ることが必要である。すなわち適当な温度、湿度により硬化、結晶、物理的性質、品質および外観が決定する。製菓工場における空気調和の利用範囲、設計条件は種々雑多であるが、これを分類するとつぎのごとくなる。すなわち



2 図 a. 中央式空気調整装置
Fig. 2 a. Center type air conditioner.



2 図 b. 直接膨脹式冷房装置
Fig. 2 b. Direct expansion type air conditioner.

- a. 加熱室 Hot Room
- b. 冷却室 Cold Room
- c. 冷却トンネル Cooling Tunnel
- d. 被覆釜 Cooling Kettles
- e. 浸漬室 Dipping Room
- f. 貯蔵室 Strage Room

製菓上の全要求および生産方式を満足するような空気調和装置の一定した法則、設計方針を定めることはできない。おのとの特別の仕事に対する注意深い技術的な検討が必要である。もちろん製品を第一目標にすべきであるが、作業者が快適に作業できるごとくすることを忘れてはならない。

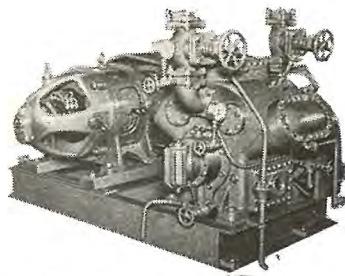
負荷の計算は一般と同様に、人・動力・光源・太陽・侵入空気・蒸気加熱装置および製品の熱量等について考えればよい。4表は温湿度の一般的条件を示す。

本表は従来の経験に基く一つの目安であって実際には個々の場合について製品・製造過程・調合法・取扱法・時間等によって相当広範に変化がある。

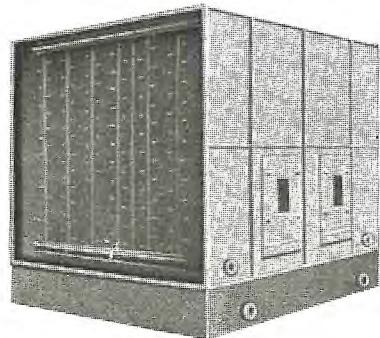
たとえば製菓用にいられる主成分は蔗糖と葡萄糖とでとくに葡萄糖が多い。これらの製品は不安定であって温度、湿度をよく調整して結晶や構造を適切にしなければならない。一般的設備では温度は比較的低く普通 70°F 以下がよい。70°F における温度は砂糖の種類で異なるが、60% またはそれ以下がよい。チョコレート被覆の時は 65°F がよい。

(2) 繊維物質

繊維物質は空気中の水分を吸収して、そのまま水分を保持する。繊維物質は主に動物および植物より製造されるわけであるが、グラスウールやミネラルウールのごとく鉱物質のものもある。空気の温度湿度は繊維物質



3 図 中央式向多氣筒冷凍機 MA-6BF 型 100 HP
Fig. 3. Multi-cylinder refrigerating machine for center type air conditioner.



4 図 空気調和器、冷水のスプレーにより空気と熱交換をする
Fig. 4. Air washer.

の重さ、強さ、品質加工の難易に直接影響するものである。故に生産工程においてはもちろん、倉庫に保存あるいは輸出する場合も空気調和することが必要である。

5 表は各種繊維物質に適当な温湿度である。

以上のように各種工業では温度、湿度の調整を必要とするが、物質に適当な温湿度は必ずしも人体に好適であるということはできない。したがって人体に対しては適当な換気により解決するのが普通である。

3. 空気調整装置

工場の温度および湿度を調整するにはいわゆる冷暖房装置あるいは空気調和装置が用いられる。空気調整装置はその様式、使用機器、構造が多種多様であるが、一般につきの要素を含んでいる。

- 温度調整装置……冷凍機、冷却器、加熱器、調和器
- 湿度調整装置……再加熱器、加熱器
- 空気循環装置……送風機、ダクト、グリル
- 空気清浄器 ……フィルタ、ワッシャ
- 自動機器類 ……膨脹弁、電磁弁、温度調整器、湿度調整器

これらの装置は種々な形で組合され、実用に供されているが代表的なものはつぎの方式である。

- a. 中央式
- b. 可搬式エヤコンデショナ

ア. 中央式空気調整装置

中央式空気調整装置は冷凍機その他機器類が一箇所にあり、そこで調和された空気を希望する部屋へ送風機で



5 図 可搬式エヤーコンデショナ
Fig. 5. Portable type air conditioner.

送り込む方式である。

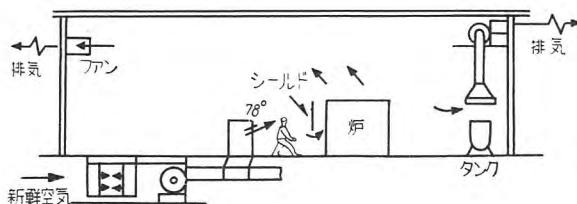
空気を冷却するには普通、冷却コイルを用いる。冷却コイルは冷凍機により $40\sim50^{\circ}\text{F}$ に冷される。部屋の暖い空気はダクトによって導かれ、冷却コイルの間を通り、 60°F 前後に冷され、各室に送り込まれる。この場合、冷却コイルは空気を冷すと同時に、湿気を取り作用をする。たとえば、 80°F の空気が 40°F の冷却コイルの間を通過するとき、空気の一部は露点以下となり過剰の水分は冬の朝、窓ガラスに着く霜のように凝縮して水滴となる。すなわち、冷却コイルは冷却作用と同時に乾燥作用（減湿作用）をする。

冷却の方法としては種々あるが

- a. 冷凍機を用い直接膨脹式による法
- b. 冷凍機を用い間接冷却式による法

が一般に用いられる。

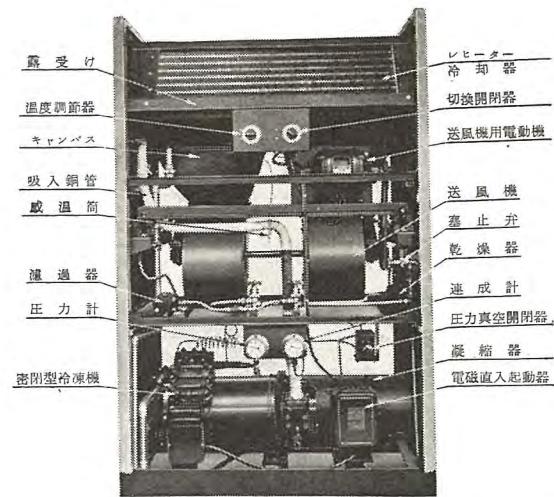
前者は液状冷媒を冷却コイル中で蒸発せしめ、その際コイルを通過する空気から潜熱を吸収して冷却する方式である。後者は冷媒の蒸発潜熱によりまず清水を冷却し、冷水を噴霧室に導き、スプレーノズルによりワッシャーする。冷房すべき部屋より送風機、ダクトによって送られた空気はスプレされた冷水と熱交換を行って冷房された空気となる。冷房された空気は再加熱器を通り 60% 前後の湿度に調整され、各部屋に送られる。3, 4 図は冷房には使用される冷凍機および空気調和器である。



7 図 高温発熱体を有する場合の局所冷房
高い天井の部屋、上部より排気する、
冷風を床より吹きつける。

Fig. 7. Local Cooling of highly heated place.

工場における空気調整装置・安生



6 図 可搬式エヤーコンデショナ内部構造
Fig. 6. Interior construction of portable air conditioner.

イ. 可搬式エヤーコンデショナ

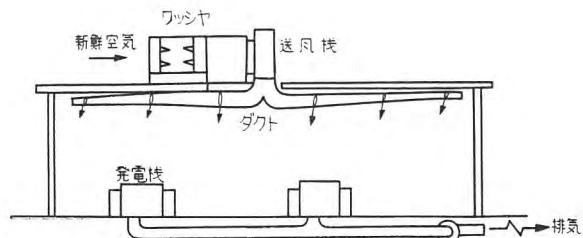
可搬式エヤーコンデショナはいわゆるパッケージ型であって、冷凍機・送風機・冷却器・フィルタ・自動機器等を具備し、一体として美麗なる箱の中に納められたものである。小・中規模の冷房装置に好適であり、特別に機械室を設ける必要もなく、既建設物のような場合便利である。数台を組合せて使用でき、移動容易にして経済的な方式といえる。5 図、6 図は可搬式エヤーコンデショナである。

ウ. 発熱を伴う場合の空気調整装置

あまり発熱を伴わない場合の空気調整は前述の方法で目的を達することができるが、高温の発熱体を有する場合は発熱体の排気を考えなければならない。

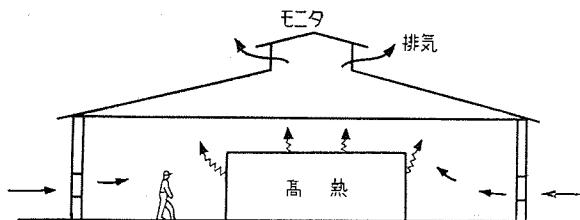
7 図は高温の発熱体を有する工場で人体を対象とする冷房装置である。発生した熱は強制的に排気され、人体より $15\sim20^{\circ}\text{F}$ 低温に冷された空気が送られる。普通局部冷房が行われる。冷房された空気はダクト中で $5\sim15^{\circ}\text{F}$ 温度上昇するからダクトを絶縁あるいはアルミニウムのダクトを用いて熱線も反射させる等の方法を取る。

発電機、印刷工場のボイラ、螢光ランプ工場の炉等のように比較的低い発熱体の場合は冷房された空気が、それらの機器を流れるように、一方で排気し、上部から送



8 図 発電機の冷却装置、天井より冷風を
送り床より排氣する。

Fig. 8. Cooling equipment of generator.



9 図 自然換気
Fig. 9. Natural ventilation.

風する方法が用いられる。8図は大型発電機の冷却方式の説明図である。この方式により発熱体を伴う工場全体の冷房も可能である。

4. 工場の換気

各種工場で高熱ガス、有毒ガス、粉塵等を発生する場合がある。このような場合は換気のみ実施する場合と、冷房装置と換気と併用する場合とがある。

ア. 高熱有毒ガス発生の場合の換気

化学工業、その他の場合高熱あるいは有毒ガスを発生する場合がある。このような時は汚染源を隔離するのが最もよい。有毒ガスが広い工場全般にちってから、この工場の換気を考えることは、建築的手段にしろ、人工的手段にしろ、極めて不経済である。発生場所が全作業工程である場合はいたし方がないが、その多くは局所に限られる場合が多い。このような局所を作業全体の流れを乱すことなく隔離できれば最も効果的である。もし隔離がどうしてもできない時は、局所排気の機械設備を行うがよい。

隔離や局所排気などを必要としない程度の場合および隔離や局所排気を行っても、なお作業場に洩れ出を場合は多くは自然換気が行われる。自然換気は室内と室外との温度差と風力による。したがって製造工程に発熱性のものが少い時は自然換気は行われない。9図は自然換気の一例である。

9図の如き高熱工場の場合は、作業環境温度の低下を目標とする。この場合、熱源から発生する熱を全部除去するとすると、換気量 $Q \text{ m}^3/\text{min}$ は次式にて与えられる。

$$Q = Hs / 0.3 \Delta t$$

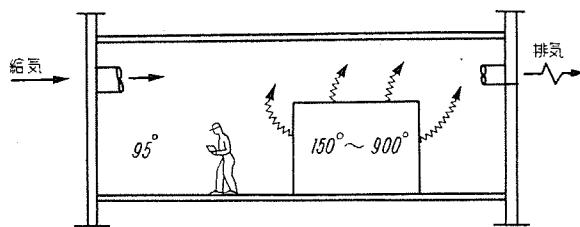
ここに Hs = 発熱量 kcal/h

$0.3 = \text{空気比熱 } (0.24) \times \text{密度 } (1.2 \text{ kg/m}^3)$

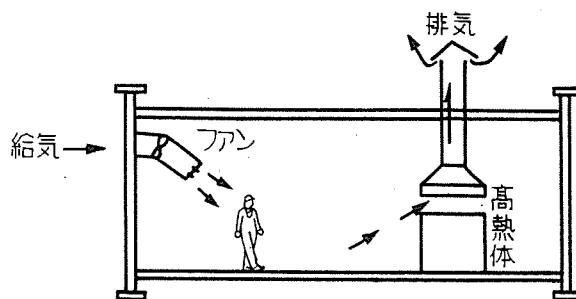
Δt = 室内外の温度差

6 表 粒子数から見た塵埃濃度

1 cc 中の粒子数	濃度の程度
100 以下	清淨
100~200	軽度発塵
200~400	中等度発塵
400	懸限度
440~800	高度発塵
800 以上	危険度発塵



10 図 人工換気
Fig. 10. Artificial ventilation.



11 図 局所排気
Fig. 11. Local exhaust.

たとえば某製鋼所の平炉工場では、棟上の排気用モニタの開口部で平均 1.5 m/sec 前後の流速が見られ、これに排気面積をかけると、棟長さ 10m につき $30\text{m}^3/\text{sec}$, 1時間に $108,000\text{ m}^3$ の自然排気を行っているとの報告がある。この時の内外の温度差は 20°C であった。

高熱の火炉等では、 Hs が非常に大きくなる故、自然換気のみにて環境温度を低下させることはできない。このような場合は、7図、10図の如き人工的あるいは局所的排気を行わなければならない。

局所排気とは熱、ガス等の発生場所で排気系統に引込む方法で、その速度は 0.3 m/sec 以上の速度が必要である。フードとしては矩形および円形が採用される。いま吸引される空気量を $Q \text{ ft}^3/\text{min}$ とすると、距離 $x \text{ in}$ の所の速度 $V \text{ ft/min}$ はつぎの式から求められる。

$$Q = V (10x^2 + A)$$

もし x^2 が $0.1A$ に比し著しく大とすれば

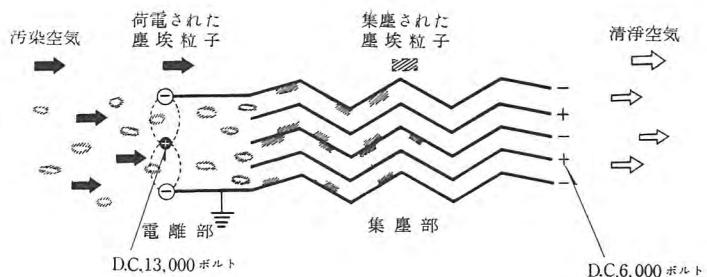
$$Q = 10Vx^2$$

フードの吸込口の開きは粉塵のような時はその開きがあり大きいと面速度を低下させるから好ましくない。しかしガスや蒸気の時は広い範囲に拡げることが望しいがあまり大きく拡げると中心が高い速度となるから、バッフルを設けて面速度分布の均等をはかる必要がある。

工場の冷房の場合は局所排気に対しとくに考慮する必要がある。製鉄所、アルミニウム工場等の冷房に際して

7 表 重量よりみた塵埃濃度

1 m ³ 中の塵埃重量	程 度
5 mg/m ³ 以下	中等度
5~10 "	許容度
10~20 "	禁忌度
30 以上	危険度



12 図 クリネヤ集塵原理
Fig. 12. Working principle of cleanair.

は前述したように、7.8.10.11図の方式を取る必要がある。

イ. 工場における粉塵について

温湿度、換気の問題と同時に考慮すべき問題として、粉塵の問題がある。粉塵はガスに比して比較的粒子が大きく、重い時に 100~10,000 ミクロン、普通 1~100 ミクロン、煙は 0.5~1.0 ミクロン程度である。

粉塵の有害性は非常に複雑で、箇所でいうと 6 表の如く、重量でいうと 7 表のような標準がたてられる。しかし粉塵の有毒性はその箇数や重量のみでは決定はできない。粒子が大で、その濃度が小さくともその成分が有毒性であれば危険である。塵埃の溶解度、吸収の難易、硬度、形体などが有毒性を左右する。一般に植物性塵埃は化学性塵埃よりも有害度は少い。遊離珪石、鉛、亜鉛等は有害度が大きい。

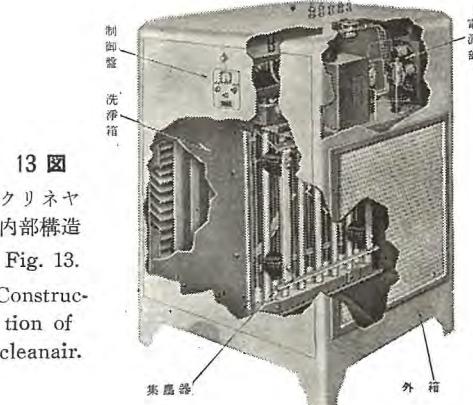
換気によりこれら粉塵を除去するためには 10~40 m/sec の流速が必要である。綿の塵埃のような軽いものでも、毎秒 8 m 位の速度でなければ捕捉運搬できない。鉛粉塵などの金属粉では 20~25 m/sec を必要とする。

集塵装置は重要な問題である。将来大きな問題として採り上げられることであろう。従来用いられていたサイクロン、慣性法、重力式等の方法は原料回収を目的とする粒子の大きなものに対してはよいが、1 ミクロン以下の肺胞内に沈着する恐れある微細なものに対しては不適当である。微細なものに対しては電気的集塵の方法が最も効果的である。すなわち換気装置と共に電気的集塵装置が使用されることが必要である。

ウ. 電気的集塵装置（商品名クリネヤ）

普通の細菌は 1 ミクロン、煙草の煙は 0.2 ミクロン程度であるが、静電気的集塵器によると 0.1 ミクロン迄、集塵効率 85~90% を保証し得る。当社にては二段荷電型静電気式空気清浄装置を製作、市販しているが、これについて簡単に述べたいと思う。

商品名“クリネヤ”は主要部分は電源部および集塵器より成り、集塵器はさらに電離部・集塵部・水滴除去板より成る。電源部は集塵器に高圧直流を供給する部分で、変圧器・整流管・蓄電器等よりなり、単相交流 100 V の電源に接続すると、電離部に対して直流 13,000 V、集塵部に対し、直流 6,000 V を供給する作用をする。電離部は 12 図および 13 図で判るように太い接地極板と細い高



13 図
クリネヤ
内部構造
Fig. 13.
Construction
of
cleanair.

8 表 クリネヤ仕様表

型番	CC-1A	CC-2A	CC-1B	CC-2B
処理風量 cfm	1,200	2,400	1,200	2,400
集塵効率 %	90	90	90	90
風損 mmAg	8	8	5	5
所要電力 W	70	140	50	50
室内容積 m³	630 以下	1,260 以下	300 以下	600 以下

電位極板とを平行に並べたもので、電源部から 13,000 V の直流高电压を印加して隣接接地極との間に高い電位傾度を有する静電界を形成させ、この間の空気を電離させる。そして高電位極は正極にしてあるから、電離空気は大部分正イオンとなり、これを通過する中性の塵埃粒子は正イオンに付着されて、正の電荷が与えられる。

集塵部は多数の高電位極板と接地極板とを交互に小間隔に、しかも気流と平行に並べたもので、電離部で正に帯電した塵埃粒子がここに侵入して来れば、クーロンの法則に基く吸引力によって、接地極板に向って推進されこれに付着してその電荷を失う。12 図はこの原理を示したものである。

“クリネヤ”はコットリルの如き高电压を必要とせず、放電によりイオンの発生もなく、90% という高い集塵率を示すことが特長である。したがって各種工業に利用され室内を清浄に保つに役立つであろう。8 表はクリネヤの仕様表である。

5. むすび

工場における温湿度・換気・集塵の問題は空気調整装置の新しい分野として大いに研究する必要がある。現在の工場における実状はやむを得ないことを設備しているのであって、間に合せと非難される面なきにしもあらずである。この三大問題を分析総合することにより、高熱工場は安易快適な作業場となり、無菌の工場は健康を保持し、適当な温湿度は品質を改善し、むだのない計画生産が実行されるに至るであろう。

参考文献

- (1) The Refrigirating Data Book.
- (2) Heating Ventilating Air Conditioning Guide.
- (3) 化学工業

MA 型冷凍圧縮機の試験結果による性能

長崎製作所

中村長一*

Performance of Type MA Refrigerating Compressors ascertained by Tests

Choichi NAKAMURA

Nagasaki Works

Type MA refrigerating compressors are adaptable to any of refrigerant such as ammonia NH₃, dichroodifluoromethane F-12 and monochlorodifluoromethane F-22. A number of machines charged with these refrigerants have been operating successfully for a considerable length of time. The Type MA units, being of a high-speed multi-cylinder machine, possess novel performances over the conventional low speed machines. This is an article to report various test results around the performance, revealing much information favourably applicable to the future design.

1. まえがき

MA型冷凍機は冷媒として、NH₃、F-12、F-22、いずれも使用できすでにこれら冷媒を使用して多数、長期に運転稼動しているのであるが、このような高速多気筒のものは従来の低速型に比べ種々の異った性質を有するので試験結果による諸性質を述べる。

2. MA型冷凍機機種ならびに仕様要目

1表に示すとおり2、3種の型式があるがその基本をなすものは4気筒6、8気筒の3種である。

冷凍機の性能、能力は使用する冷媒の種類、低温、中温、高温等の運転方式、回転数、圧縮比、凝縮温度等の使用条件により広範囲に変化するものであるため1台1台工場において客先仕様条件に合致せる能力試験はできない場合も起り得るのであるが、その基本的なことはいずれも次に述べるようにガス圧縮機であるということである。このうちおもに8気筒の諸性質について述べる。

3. 空気試験による諸性質

ア. 空気試験要領

冷凍圧縮機は一面ではガス、コンプレッサであり、また他面では真空ポンプであるとみなされるので、この性質を見るために空気試験を実行する。また冷媒運転の予備ならびにならし運転を兼ねて、50時間程度全機実行している。

試験要領は1図のとおりで空気溜3.33 m³その前に風量計測装置を付けたもので、計測要領は空気圧縮機の場合と同様である。

イ. 圧縮試験

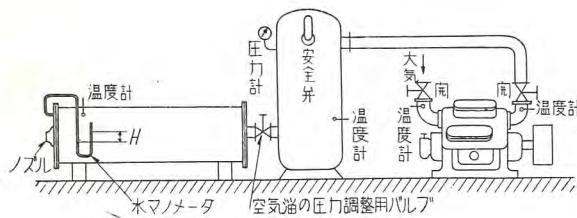
圧縮機の運転機能が完全に調整せられて連続運転に耐えることを確めた上で、この試験を行う。

2表はMA-8型8気筒880回転毎分、要目3表の

1表 MA型三菱冷凍機機種

区分	型名	回転数 rpm 50c/s 60c/s	気筒数×径(mm) ×衝程(mm)		(HP)
			4×115×90	4×115×90	
アンブレナ用冷凍機	MA-4B-N	1000	4×115×90	50	
	MA-6B-N	1000	6× "	75	
	MA-8B-N	1000	8× "	100	
	MA-4C-N	975 880	4× "	50	
	MA-6C-N	" "	6× "	75	
	MA-8C-N	" "	8× "	100	
	MA-4D6-N	" "	10× "	110	
	MA-6D6-N	" "	12× "	125	
	MA-8D6-N	" "	14× "	150	
	MA-8D8-N	975 880	16×115×90	175	
オシ用冷凍機	MA-4B-F	1000	4×115×90	50	
	MA-6B-F	1000	6× "	75	
	MA-8B-F	1000	8× "	100	
	MA-4C-F	975 880	4× "	50	
	MA-6C-F	" "	6× "	75	
	MA-8C-F	" "	8× "	100	
	MA-4D6-F	" "	10× "	100	
	MA-6D6-F	" "	12× "	125	
	MA-8D6-F	" "	14× "	150	
	MA-8D8-F	975 880	16×115×90	175	
コニシング用冷凍機	MA-4UB-F	1000	4×115×90	50	
	MA-6UB-F	1000	6× "	75	
	MA-8UB-F	1000	8× "	100	

注 N...アンモニア F...F-12
 B ベルト駆動 C 直結 D 串型
 電動機馬力は NH₃ の場合標準状態 F-12 の場合蒸発温度 +5°C の時を示す。



1 図 空気試験装置図

Fig. 1. Air testing device.

ものの時間、圧力ならびに圧縮機入力のデータである。8 kg/cm² の圧力上昇に 4 分 25 秒所要動力 41.0 HP 無負荷動力 8.7 HP である。これにより規定圧力までの所要時間を見、停止して圧力降下を計り、吸入弁、吐出弁、止弁等のもの程度を判断するものである。

ウ. 真空試験

真空ポンプとして試験するもので 1 図において圧縮機吸込側を空気溜に接続し高圧側を開放して計測した、その時の時間、真空度および入力曲線は 3 図に示す。真空度 740 mm で従来の低速型よりも良い。

入力曲線は一度上昇して低下する傾向にあるので 2 箇の指指数函数的なカーブとなりその最低値では無風量負荷と考え機械損失および実際機械効率が決定できる。

エ. 風量試験

1 図に示す要領で計測し、容積効率を求めた風量計算式は下記のとおりで、ノズル口径 50 mm、ノズル係数 = 0.964~0.9702 のもの使用

風量算式

$$Q = \frac{0.0039 k d^2 P_2 T_3}{P_3 T_1} \times \sqrt{\frac{P_1}{T_1}} \times \sqrt{\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{K-1}{K}} \left\{ \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\}} \text{ m}^3/\text{min}$$

または

$$Q = 0.0000113 k d^2 \times \sqrt{\frac{H T_1}{\left(\frac{P_1 + P_2}{2}\right)}} \times \frac{T_3}{T_1} \text{ m}^3/\text{min}$$

d = ノズル口径 mm

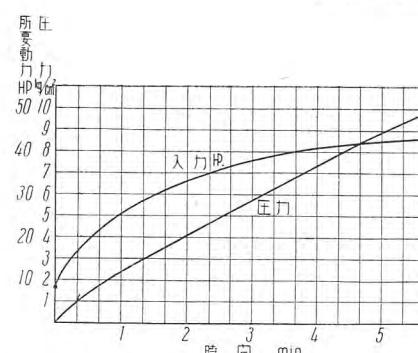
k = ノズル係数

T_1 = ノズル上流における絶対温度 °C

T_2 = 圧縮機吸込口における空気の絶対温度 °C

2 表 MA-8 型圧縮試験

圧力 kg/cm ²	時間	空気温度		回転数 rpm	圧縮機入力 HP
		吸入	吐出		
0	0分~0秒	32°C	45°C	880	8.7
1	16	"	46	"	15.7
2	48	"	47.5	"	22.8
3	1~22	"	49	"	28.2
4	1~57	"	51	"	32.4
5	2~31	"	53	"	35.8
6	3~8	"	56	"	38.5
7	3~46	"	59	"	39.7
8	4~25	"	61	"	41.0



2 図 MA-8 型の空気による圧縮試験

(回転数 880 rpm 室温 32°C)

Fig. 2. Compression test of type MA-8 by means of air.

MA 型冷凍圧縮機の試験結果による性能・中村

3 表 風量試験成績

圧縮機型式	MA-8C	計測値	成績
空気筒径 mm	115 φ	空気溜圧力 kg/cm ²	4 吐出風量 m ³ /min
行程 mm	90	ノズル前温度 °C	4.89
気筒数	8	ノズル後圧力 mmWG	21.5
回転数 rpm	880	容積効率 %	74.3
ピストン押しひき量 m ³ /min	6.58	機械効率 (%)	69.0
駆動方式	直結	大気温度 °C	34
電動機 HP	100	圧縮比	5
		吐出温度 °C	100
		合 成 効 率 %	51.4
		圧縮機入力 HP	31.2

P_1 = ノズル上流における全絶対圧力 kg/cm² abs

P_2 = " 下流 " 絶対静止圧力 kg/cm² abs

P_3 = 圧縮機吸込口における絶対圧力 kg/cm² abs

H = ノズル前後における圧力差すなわち ($P_1 - P_2$)

水柱 mm

K = 定圧比熱/定積比熱 = 1.398 (20°C 関係湿度 40% に等しい 0.57% 重量の湿気を含む空気、約大気の平均状態) = 1.406 (乾燥空気)

ここで吐出圧力 4 kg/cm² 圧縮比約 5 とせるはアンモニアの場合標準状態 $t_1 = -15^\circ\text{C}$ $t_2 = 30^\circ\text{C}$ $t_u = 25^\circ\text{C}$ における圧縮比が約 5 であるからそれと等価にした。機械効率は一応風馬力を圧縮機入力で割ったものとし、圧縮効率も含めたものである。この点については後述する。

オ. 圧縮比を変えた場合の容積効率

圧縮比は使用条件により、かなり大きな変化がありしがって η_v も変るものである。

アンモニアの場合 標準状態 圧縮比 5 最高 12

F-12 の場合 $t_1 = 5^\circ\text{C}$ $t_2 = 40^\circ\text{C}$ 圧縮比 2.64

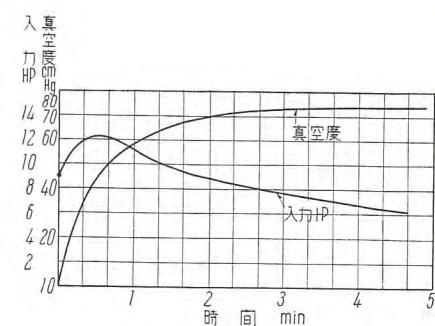
F-22 の場合 $t_1 = 5^\circ\text{C}$ $t_2 = 40^\circ\text{C}$ 圧縮比 2.64

2 表と同じ操作で計測し空気試験による圧力と、吐出風量、容積効率、風馬力、機械効率を求めるとき 4 図の如くなる。

カ. 回転数と容積効率

回転数が増加すれば絞り現象により吸入、吐出ガスの抵抗が増加した弁の作動が回転数に速応できぬため η_v はある程度まで増加し、その後また減少する傾向にある。

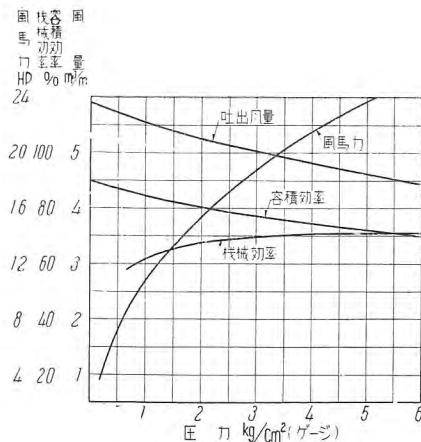
試験の結果は 5 図に示すとおり 850 rpm 付近に、最



3 表 MA-8 型の真空試験

(回転数 880 rpm 空気溜 3.33 m³ 使用、室温 32°C)

Fig. 3. Vacuum test of type MA-8.



4 図 MA-8 型の圧縮試験
(8 気筒 880 rpm)

Fig. 4. Compression test of type MA-8.

高効率があるようであるが、これは弁の構造、リフト、弁ばねの強さ等により変るもので後日、研究、実験したいと思っている。

キ. 気筒数と機械効率

気筒数が増せば機械効率は良くなる。4, 6, 8, 気筒を 850~900 rpm にて各 3 台宛試験、その平均値を探ったものである。

型式	気筒数	圧縮比	%	機械効率 (η _M %)
MA-4	4	5		64
MA-6	6	5		66
MA-8	8	5		68

η_M = η_m × η_i η_i = 圧縮指示効率 η_m = 実際機械効率
空気試験において η_M が悪く出ているのは

η_M = $\frac{\text{風馬力}}{\text{軸馬力}}$ として計算したため空気圧縮機としての所要動力が小さくすなわち分母が小さいからで冷凍機としての最大所要動力を採ればもっとよくなるのである。

圧縮機の所要馬力、効率、計算式

(1) 理論的に求めた圧縮ガスの所要馬力は

ガス馬力または風馬力……G HP

$$G HP = \frac{\frac{K}{K-1} P_1 V \left[\frac{P_2}{P_1}^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \eta_v \times 100^2}{4,500} \quad HP \dots (1)$$

P₁ = 吸込ガス圧力 kg/cm² abs

η_v = 容積効率

P₂ = 吐出ガス圧力 kg/cm² abs

K = C_p/C_v K = 1.136 (F-12)

K = 1.184 (F-22)

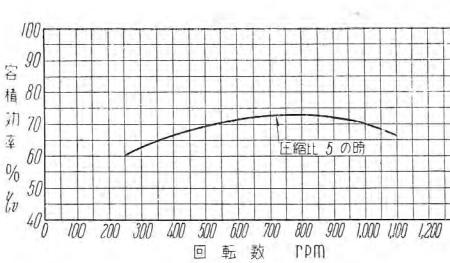
K = 1.128 (NH₃)

K = 1.398 (空気)

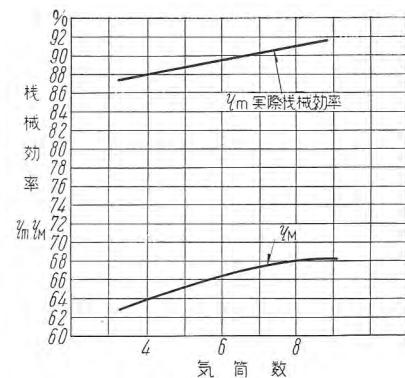
(2) 実際指示馬力 HP_i

インジケータにより算定するか、実測値を分析して逆算する

$$HP_i = \frac{G HP}{\eta_i} \quad \eta_i = \text{圧縮指示効率} \dots (2)$$



5 図 MA-8 型の回転数と容積効率
Fig. 5. No. of revolution and volumetric efficiency, of type MA-8.



6 図 気筒数と η_m η_M

Fig. 6. Number of cylinders and η_m η_M

(3) 軸馬力 (入力) B HP

$$B HP = HP_i + l_m \dots (3)$$

l_m 機械損失 (ギヤポンプ、ペアリング損失、ピストン摩擦損失等)

l_m は機械を無負荷で運転してその入力より求められる。

$$HP_i = B HP - l_m$$

指示馬力 HP_i は圧縮機入力より機械損失を引いて求められる。

$$\text{実際機械効率 } \eta_m = \frac{\eta_m}{B HP}$$

$$B HP = \frac{HP_i}{\eta_m} \dots (4)$$

$$\therefore B HP = \frac{G HP}{\eta_i \eta_m} = \frac{G HP}{\eta_M} \dots (5)$$

$$\eta_M = \eta_i \eta_m$$

$$\eta_M = \frac{G HP}{B HP} \dots (6)$$

前述の機械効率は η_M である。

空気試験において圧力零の場合の圧縮機入力よりも真空運転において真空になった時の入力が少いのでこの場合を無風量時入力と見て機械損失とし実際機械効率 η_m は下記のとおりである。

型式	気筒数	回転数/分	無風運転時 入力 HP	冷凍機として の最大所要馬力	η _m
MA-4	4	880	4.3	36	88%
MA-6	6	880	6.25	55	88.5%
MA-8	8	880	6.5	73	91.2%

4. むすび

高速多気筒圧縮機の本質的特性としてこの程度の試験では充分とはいえないが、その成績よりして最高容積効率を与える回転数が存在すること、気筒数の多い程効率よきこと、これらの特性を見てどんなところをいかに改善すべきかの目標が立てられるのである。

なお本文には理論、計算式などはぶいて、かなり拘束された条件のもとでの試験によるものであるから、比較、検討の上お気付の点はご叱正ご教示下さることをお願いして筆をおく。

毛細管冷凍方式

研究所

長沼辰二郎*

Refrigerating Method Using Capillary Tube

Tatsujiro NAGANUMA

Engineering Laboratory

With a refrigerating method using a capillary tube to control the refrigerant, a case where the refrigerant makes an adiabatic flow inside the tube is taken up to study the capillary tube characteristics. First, calculation is made of a change of state when the refrigerant flows in the mixture of two phases-dry saturated vapor and saturated liquid. The results expressed in the temperature-entropy diagram reveal the existence of a critical point where the entropy becomes maximum. The diagram, then, is graphically integrated to obtain the temperature distribution along the tube. Thus computing one after another much information is obtained, and is compared with experimental data only to prove the soundness of the calculation.

I. まえがき

現在広く用いられている圧縮式冷凍機の冷凍サイクルは圧縮、液化、減圧膨脹蒸発および吸人の四つの行程からなりたっている。このうち減圧膨脹行程における液化冷媒の制御装置は蒸発器に流入する液化冷媒の流量を調節し、かつ液と蒸発器の間に所定の圧力差を生ぜしめるもので、これによって蒸発器において沸騰点の低い冷媒が所要冷凍温度で蒸発し、冷却作用が行われる。

しかして現在冷凍機に用いられている液化冷媒の制御方式には(1)圧力式膨脹弁、(2)温度式膨脹弁、(3)低圧浮子弁、(4)高圧浮子弁および(5)毛細管を用いる諸方式があり、(1)、(2)の方式は乾式蒸発器と併用され、(3)、(4)、(5)の方式は満液式蒸発器と併用されている。

このうち最近になって毛細管方式が広く採用されるにいたったが、その動機および今まで発展してきた過程について簡単に述べるとつきのとおりである。すなわち毛細管が使用される以前には大部分が膨脹弁あるいは浮子弁を用いていたが、その構造が複雑なために冷凍機の故障の大きな原因となっていた。

このために小径オリフィスによって液化冷媒の流量を所定量に限定しようとする試みが行われたが、このような小径オリフィスはすぐ詰り勝ちであり、これは失敗であることがわかった。

上記オリフィスの代りに凝縮器からくる液化冷媒の冷凍力を増すために、凝縮器と蒸発器との間に直径の小さ

い管を入れ、この管の外表面は吸入管と接触させて熱交換を行うことが試みられた。ここに至って始めて毛細管の考えが実用化の第一歩をふみだしたわけである。

最近冷凍剤としてフレオノン($C_2Cl_2F_2$)が用いられるようになってから、米国においては電気冷蔵庫およびフリーザにも毛細管を用いることは一般的な事柄になりつつある。今日ではさらに、小型の冷凍機および室内空気調和装置においても毛細管が用いられ始めている。

さて毛細管を用いると、Staebler⁽¹⁾およびその他の人々によって指摘されたように多くの利点を生ずる。最も著しい利点はその構造が簡単で、可動部分がないために故障の少ないことである。また単に液体配管の一部を毛細管で置き換えるだけでよいので、冷凍機が運転を休止している間に高圧側の圧力が低圧側の圧力に等しくなり、圧縮機を無負荷の状態で運転を始めることができるから、機械的あるいは電気的に働いていた負荷軽減器が不要となり、起動トルクの小さい電動機を用いることができる。さらに受液槽が不要となるので冷媒の充填量が少なくてすむ。結局毛細管を用いることによって製造原価を引下げうることだけでなく組立、試験、修理等がいずれも簡単になる。

しかしながら毛細管を用いるとき、一面において不利な点もある。すなわち圧縮機の停止後も高圧側の液状冷媒が蒸発器に流入し、さらに蒸発器から溢れ出て圧縮機に帰り、圧縮機の起動時に冷媒液を衝くおそれがある。これを避けるためにアクチュレータを装備し、また異物

* 物理第一研究室

が毛細管の中に入つて詰ることのないように、毛細管の入口にストレーナを設けることが必要となる。

しかし最も不利な点は冷凍機の作動条件が与えられたとき、これに適する毛細管の直径および長さを決めるとの困難なことであった。このためにその寸法を決めるのに多くの実験を繰り返さなければならず、このことは冷凍機を製作するものにとって費用ならびに時日の多大の損失を意味する。

本文は毛細管を冷凍機に応用するに当り、上述の不便を取り除くため、冷媒の流れに対する抵抗管としての毛細管の特性を究明し、いわゆる毛細管冷凍方式における諸問題を解決しようとするのが目的である。

II. 毛細管内を流れる冷媒の状態変化

1. 状態点の決定

毛細管を冷凍機の冷媒制御装置として用いる場合、その長さは普通数メートル程度のものであり、またこの中を流れる冷媒の平均速度は数 10 m/sec に達するから、冷媒が毛細管を通過するに要する時間はきわめて短く、したがって冷媒は断熱的流動を行うと考えることができる。

しかしながら毛細管内壁による摩擦抵抗のために管軸に沿って圧力は低下し、冷媒は順次ガス化して行くからその温度、比体積、速度等は変化しつつ流れるはずである。

いまこの場合の熱力学的関係を求めるためにつきのように仮定する。すなわち冷媒は定常状態で管内を流れるものとし、飽和液と乾き飽和蒸気の混合状態は管の各断面において均一であり、また圧力 p 、温度 θ 、比体積 v 、乾き度 x もその断面内において一定とする。換言すればこれらの値は断面の位置のみによって決まるものとする。重力による外力、ふく射および伝導による熱受授を無視すると、前記のような断熱的流動に対してつきの関係式が成立する。

$$A \frac{dw^2}{2g} = -di \quad (1)$$

ここに A は仕事の熱当量、 g は重力の加速度、 w は冷媒の平均速度、 i はエンタルピーである。

また流れの連続の式から、毛細管の断面積 F が一定であれば

$$\frac{G}{F} = \frac{w}{v} = w\gamma = \text{一定} \quad (2)$$

ここに G は冷媒の流量、 v は比体積、 γ は単位体積の重量を表わす。よってこれらの式を基として、冷媒が毛細管内を流れるときの状態点を液相ならびに混合相に分けて考える。

ア. 液相のみの流れ

もしも冷媒が過冷却の状態で毛細管に入る場合には、冷媒は毛細管のある長さを液状のままで流れる。この部分においては液状冷媒の比体積の増加はほとんどないと

考えてきしつかえない。したがって毛細管内の平均速度 w は変化しないから、(1) 式によって冷媒は等エンタルピ変化をすることになる。

つぎにエントロピ S について考えると $dw=0$ なるゆえ、管壁との摩擦によって生じた冷媒の単位重量当りの熱量を q_r とすれば

$$dq_r = -Av dp \quad (3)$$

$$\text{よって } ds = \frac{dq_r}{T} = -\frac{Av dp}{T} \quad (4)$$

ここに T は絶対温度を表わす。

この部分の流れはすでに多くの実験によって等温変化と考えてもよいことがわかっているから、(4) 式を積分して

$$s_2 - s_1 = \frac{Av_1}{T_1} (p_1 - p_2) \quad (5)$$

ここに接尾字 1 および 2 はそれぞれ管の断面 1 および 2 を表わす。よって冷媒の初めの状態を決めれば s_1 、 v_1 、 T_1 および p_1 は既知の値であるから (5) 式を用いて、冷媒の圧力が p_1 から p_2 まで低下したときのエントロピ s_2 を求めることができる。

イ. 混合相の流れ

液状冷媒の圧力がその温度における飽和圧力まで下ると一部気化を始めそれ以後の冷媒の状態は飽和液と乾き飽和蒸気との混合体となる。

(1) 式を管の断面 1 および 2 の間で積分すると

$$A \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = i_1 - i_2$$

この式と (2) 式から速度 w を消去すると

$$\frac{A}{2g} \left(\frac{G}{F} \right)^2 (v_2^2 - v_1^2) = i_1 - i_2 \quad (6)$$

しかして飽和液と乾き飽和蒸気の混合体において乾き度を x とするとき、比体積およびエンタルピはそれぞれ次式で表わされる。

$$v = xv'' + (1-x)v' \quad (7)$$

$$i = xi'' + (1-x)i' \quad (8)$$

ここに付号 '' および ' ' はそれぞれ乾き飽和蒸気および飽和液を表わす。

これらの式を (6) 式に代入して

$$\begin{aligned} & \frac{A}{2g} \left(\frac{G}{F} \right)^2 (v_2'' - v_2')^2 + x \left\{ (i_2'' - i_2') + \frac{A}{g} \left(\frac{G}{F} \right)^2 v_2' \right. \\ & \left. (v_2'' - v_2') \right\} + i_2'' - i_1 + \frac{A}{2g} \left(\frac{G}{F} \right) (v_2'^2 - v_1^2) = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

いま冷媒が断熱膨脹して温度が低下した状態について考えると、その温度に対する v_2'' 、 i_2'' 等の値は冷媒の蒸気表から求めることができるから、 x に関する二次式 (9) を解いて、いま考えている温度に対する乾き度 x が求まる。 x が求まれば v および i は (7) および (8) 式から求められる。またエントロピに関しては

$$s = xs'' + (1-x)s' \quad (10)$$

から求めることができる。しかしてこのときの圧力は飽和圧力として表から直ちに求められるから、任意の断面

の冷媒の温度 θ , 乾き度 x , 比体積 v , エンタルピ i , エントロピー s および圧力 p を求めることができる。

毛細管入口における冷媒メチルクロライドの状態が温度 30°C の飽和液線上にある場合、温度と乾き度および比体積との関係を求めた一例を 1 図に示す。本図によつて冷媒が毛細管を流動するとき、液状冷媒の一部が蒸発して温度が低下するとともに乾き度が増し、また比体積も急速に増加して行く状態がわかる。

つぎに温度とエンタルビの計算結果を線図に表わすと 2 図のとおりである。この図に示された状態曲線は毛細管の直径が 0.7 mm のとき、流量がそれぞれ 2×10^{-4} , 4×10^{-4} , 6×10^{-4} , 8×10^{-4} および $1 \times 10^{-3}\text{ kg/sec}$ なる G/F に対するもので、いわゆる Fanno 線と呼ばれるものである。

さらに温度とエンタルビの計算結果を 3 図に示す。図中 $s=$ 一定で示す曲線は等エンタルビの状態変化を示すもので、摩擦がなくかつ断熱変化をするときのありさまを示す曲線で、破線は 2 図のエンタルビが極大となる点を結んだ曲線である。

2. 臨界点

毛細管内における冷媒の状態変化を表わすエンタルビ線図において、2 図から明らかなようにエンタルビが最大となる点が存在することがわかる。したがつてこの点における冷媒温度よりさらに温度が低下すればエンタルビは減少することとなり、熱力学の第二法則に矛盾する。

したがつて冷媒が毛細管を流動する場合、この温度以下に下がることは不可能であつて、このエンタルビが極大となる点を臨界点と呼ぶこととする。

すなわち冷媒が毛細管を膨脹流動するときの一つの特長は臨界点の存在することであり、臨界点を越えた状態は実際の冷凍装置においては実現不可能である。しかしてこの臨界点は流量と毛細管の断面積の比 G/F のかん数として定まり、臨界点における温度すなわち最低到達温度は G/F の値が小さくなるほど低くなる。いま $G/F(\text{kg}/\text{m}^2\text{s})$ と最低到達温度 $T_k(\text{°K})$ との関係を式の形で表わすと、毛細管の入口における冷媒の状態が飽和液線上 30°C の点にある場合に対して次式を得た。

$$T_k = 135.7(G/F)^{0.0876} \quad \dots\dots\dots (11)$$

つぎに臨界点における冷媒の流速について考える。いま摩擦を伴う流れにおいて重力による

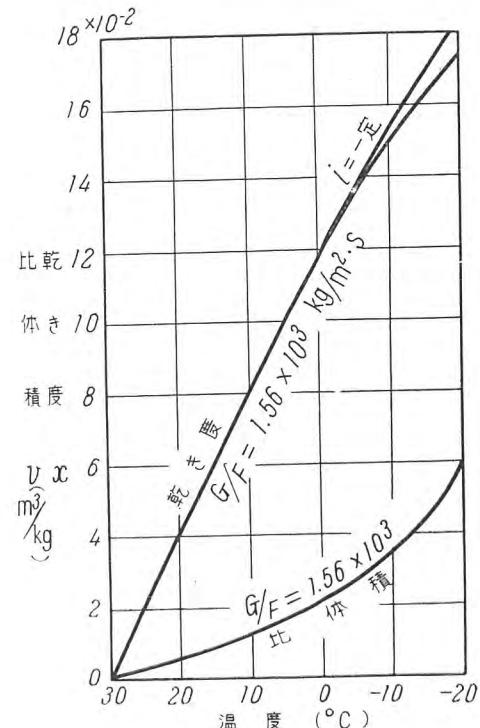
外力を無視すると、運動エネルギーの式として次式が成立する。

$$\frac{dw^2}{2g} = -v dp - da_r \dots\dots\dots (12)$$

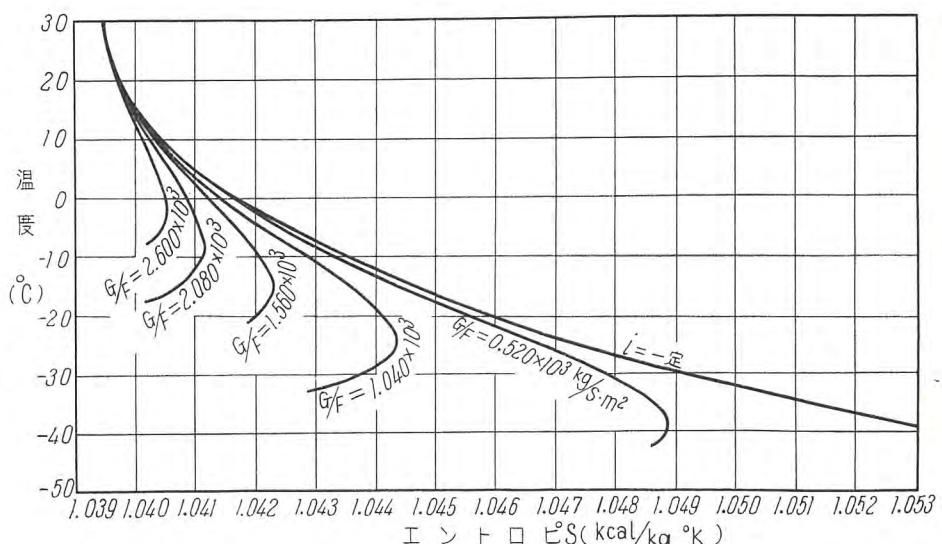
ここに a_r は管壁の摩擦に打ち勝つためになされた冷媒の単位重量当たりの仕事量を表わす。この仕事量が全部摩擦熱 q_r に転換するものとすると

$$A da_r = dq_r \dots\dots\dots (13)$$

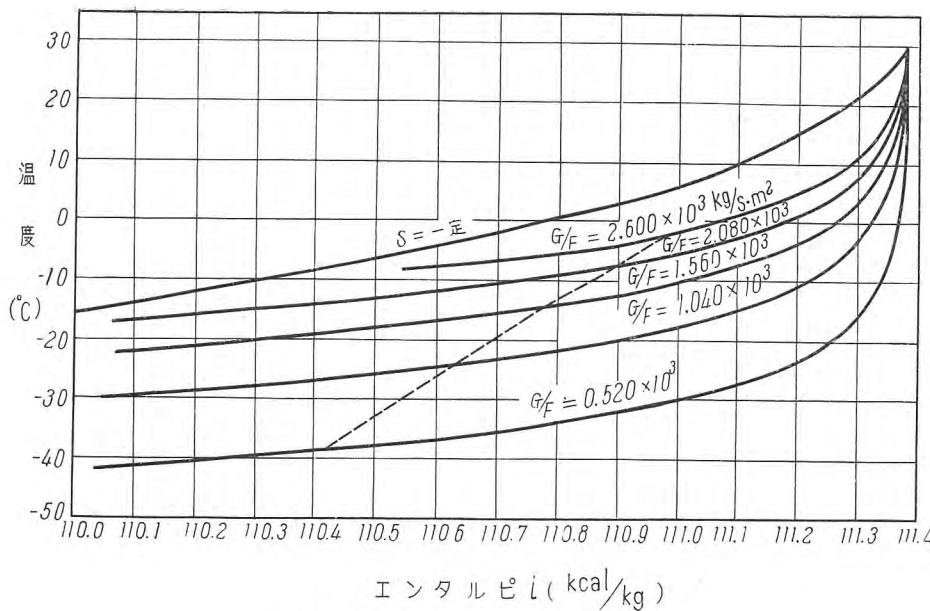
この場合のエンタルビの増加を ds とすれば



1 図 比体積および乾き度と温度の関係
Fig. 1. The relation of specific volume and dryness of vapour with temperature.



2 図 温度 - エントロピー線図
Fig. 2. Temperature-entropy diagram.



3 図 溫度 - エンタルピ 線図
Fig. 3. Temperature-enthalpy diagram.

$$ds = \frac{dq_r}{T} = \frac{A}{T} da_r \quad \dots \dots \dots (14)$$

これを (12) 式に代入して

$$\frac{wdw}{g} + vdp + \frac{T}{A} ds = 0 \quad \dots \dots \dots (15)$$

しかしてこのときの冷媒の膨脹曲線の方程式を

$$p = \Phi(v) \quad \dots \dots \dots (16)$$

と表わせば、(2) 式および $dw = (G/F)dv$ なる関係から (15) 式はつぎのように書ける。

$$\frac{1}{g} \left(\frac{G}{F} \right)^2 v + v \frac{d\Phi}{dv} + \frac{T}{A} \frac{ds}{dv} = 0 \quad \dots \dots \dots (17)$$

しかして臨界点においては $ds/dv = 0$ なるゆえ

$$v \left(-g \frac{d\Phi}{dv} \right)^{1/2} = v \left(\frac{G}{F} \right) \quad \dots \dots \dots (18)$$

上式において冷媒の密度を ρ とすると左辺は $\left(\frac{dp}{d\rho} \right)^{1/2}$ に等しく、右辺は w に等しい。

しかして $\left(\frac{dp}{d\rho} \right)^{1/2}$ は冷媒中の音速を表わすから、臨界点における冷媒の速度は音速に等しい。

いま毛細管内をメチルクロライドが断熱膨脹流動するときの流速の計算結果の一例として、 G/F が $1.040 \times 10^3 \text{ kg/m}^2\text{s}$ である場合の音速と流速の関係を 4 図に示す。この場合エントロピーが最大となる臨界点において、冷媒の流速は冷媒中の音速 79.0 m/sec に等しいことがわかる。

3. 毛細管長さに関する理論的考察

流体が通路に沿って流れるとき、必ず流体と通路壁面との間に摩擦損失を伴う。摩擦損失はつねに熱となり流体中にたくわえられるから、もし摩擦損失がわかれば、これを摩擦に打ち勝つためになされた仕事に等しいとおくことによって毛細管の長さを求めることができる。すなわち 2 図に示した Fanno 線は流体の通過距離についてはなにも表わさないが、 s 軸との間の面積は摩擦損失

を与えるから、上述の関係を利用して毛細管の長さを求める式を導くことができる。

いま単位重量の冷媒が摩擦に打ち勝つためになされた仕事 a_r が全部熱量 q_r になったとすれば

$$dq_r = A da_r \quad \dots \dots \dots (19)$$

したがってこの場合のエントロピーの増加 ds は

$$ds = \frac{dq_r}{T} \quad \dots \dots \dots (20)$$

一方 da_r は管軸方向の流体の平均速度を w とするときのように表わされる。⁽²⁾

$$da_r = \frac{\lambda}{D} \frac{w^2}{2g} dz \quad \dots \dots \dots (21)$$

ここに D および dz はそれぞれ毛細管の直径および微小

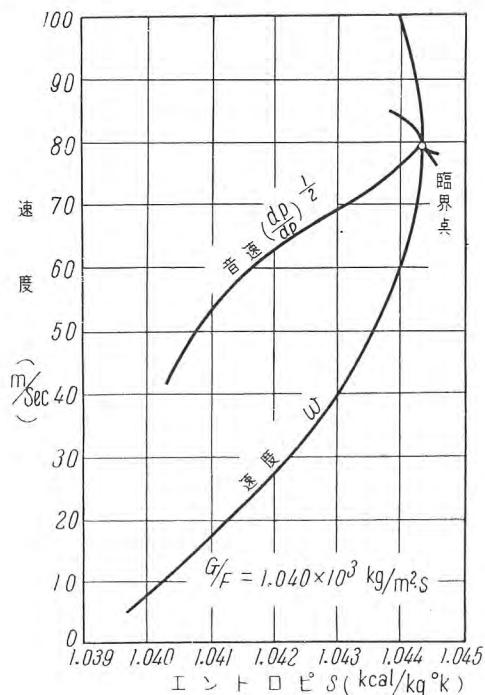
長さであり、 λ は摩擦係数である。(19)ないし(21)式から

$$ds = \frac{A}{T} \frac{\lambda}{D} \frac{w^2}{2g} dz \quad \dots \dots \dots (22)$$

この式から管長 L は次式によって求めることができる。

$$L = \int_1^2 dz = \int_1^2 \frac{T ds}{A \frac{\lambda}{D} \frac{w^2}{2g}} \quad \dots \dots \dots (23)$$

この式の積分は第 1 節において求めた状態点を結ぶ路に沿って行えばよい。この式において w および s は温度の既知かん数として計算されているから、図式積分によ



4 図 速度および音速とエンタルピの関係

Fig. 4. The relation of velocity and sound velocity with entropy.

って温度が T_1 から T_2 まで降下するときの管長 L を求めることができる。よって液相および混合相に分けて計算するとつぎのとおりである。

ア. 液相のみの流動部分

(23)式によって管長 L を求めるには摩擦係数 λ の値を知らなければならないが、これは一般に単相流に対しては Reynolds 数 R_e のかん数として表わされる。たとえば Blasius によれば、乱流の場合に対する摩擦係数は

$$\lambda = \frac{0.316}{(R_e)^{0.25}} \quad R_e < \sim 10^5 \quad (24)$$

しかして流体の粘性係数を μ 、密度を ρ とすると Reynolds 数は

$$R_e = \frac{wD\rho}{\mu} = \frac{G}{F} \frac{D}{\mu g} \quad (25)$$

と書けるから、 G/F の値が一定の場合には粘性係数 μ のかん数となる。粘性係数は一般に温度によって変化するが、毛細管の中を液状冷媒のみが流れている部分においては等温変化と考えてよいから、Reynolds 数は定数となり、したがって摩擦係数も定数と考えられる。また液相のみの部分にあっては速度 w は一定としてさしつかえないから(23)式はつぎのように書ける。

$$L = \frac{2DgT_1}{A\lambda_1 w_1^2} \int_1^2 ds = \frac{2DgT_1}{A\lambda_1 w_1^2} (s_2 - s_1) \quad (26)$$

したがってこの式が液相のみが流れている部分の毛細管の長さを与える式となる。

イ. 混合相の流動部分

冷媒の圧力がその温度における飽和圧力に達すると、冷媒の流れは飽和液と乾き飽和蒸気との二相混合体の流れとなる。最初にかかる飽和液と乾き飽和蒸気が一様に混合している状態において摩擦係数 λ がいかなる形をとるかについて考える。

いま毛細管中に重量 ΔW の冷媒を考え、この部分における乾き度を x とすれば、この冷媒のうち乾き飽和蒸気の重量は $x \cdot \Delta W$ で、飽和液の重量は $(1-x)\Delta W$ である。いま一様に混合している飽和液と乾き飽和蒸気のおのが、実際に管壁に接触している接触面積をそれぞれ dF' および dF'' 、またこれらの単位体積の重量をそれぞれ γ' および γ'' とすると

$$\left. \begin{aligned} \gamma' \cdot dF' &= (1-x)\Delta W \frac{4}{D} \\ \gamma'' \cdot dF'' &= x\Delta W \frac{4}{D} \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

さて飽和液および飽和蒸気と管壁との間に働く単位面積当たりのせん断応力 τ' および τ'' はそれぞれつぎのようく表わすことができる。⁽³⁾

$$\left. \begin{aligned} \tau' &= \frac{\lambda'}{4} \frac{w^2}{2g} \gamma' \\ \tau'' &= \frac{\lambda''}{4} \frac{w^2}{2g} \gamma'' \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

ここに λ' および λ'' はそれぞれ飽和液および乾き飽和蒸気の摩擦係数である。この場合の摩擦力をそれぞれ K_r' および K_r'' とすると

$$\left. \begin{aligned} dK_r' &= \tau' dF' \\ dK_r'' &= \tau'' dF'' \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

なるゆえ、これらの式に(27)および(28)式を代入すると

$$\left. \begin{aligned} dK_r' &= \frac{\lambda'}{4} \frac{w^2}{2g} \frac{4(1-x)\Delta W}{D} \\ dK_r'' &= \frac{\lambda''}{4} \frac{w^2}{2g} \frac{4x\Delta W}{D} \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

考えている冷媒の全摩擦力は

$$dK_r = dK_r' + dK_r'' \quad (31)$$

したがってこの部分が微小距離 dz 動いたときになす摩擦仕事は

$$dK_r \cdot dz = \{\lambda''x + \lambda'(1-x)\} \frac{1}{D} \frac{w^2}{2g} dz \Delta W \quad (32)$$

したがってこの摩擦仕事はまた $da_r \cdot \Delta W$ に等しく、(21)式を用いると

$$dK_r \cdot dz = da_r \cdot \Delta W = \lambda \frac{1}{D} \frac{w^2}{2g} dz \Delta W \quad (33)$$

上の二式を比較することによって、飽和液と乾き飽和蒸気が一様に混合している場合の摩擦係数はつぎのようく書き表わすことができる。

$$\lambda = \lambda''x + \lambda'(1-x) \quad (34)$$

λ'' および λ' にそれぞれ Blasius の式(24)を適用すると、(34)式はつぎのようく書ける。

$$\lambda = 0.316 \frac{\{x(\nu'')^{0.25} + (1-x)(\nu')^{0.25}\}}{(wD)^{0.25}} \quad (35)$$

ここに ν'' および ν' はそれぞれ乾き飽和蒸気および飽和液の運動粘性係数を表わす。(35)式を(23)式に代入して図式積分を行えば、この場合の毛細管の長さを決定することができる。

ウ. 毛細管の長さ方向の温度分布の相似律

上記のように飽和液および乾き飽和蒸気の混合流に対し、(23)式から毛細管長 L を計算する場合、毛細管の長さ方向の温度分布についてつぎに述べる相似律の成立することを考慮すると、計算の手数を大いに省略できて便利である。

すなわち毛細管の中を冷媒が断熱膨脹流動するとき、エントロピーの増加 ds と毛細管の微小長さ dz との間には(22)式の関係が成立するから、毛細管の長さ方向の温度分布を定める式として

$$\frac{dT}{dz} = \frac{dT}{ds} \frac{ds}{dz} = A \frac{\lambda}{D} \frac{w^2}{2g} \frac{1}{T} \frac{dT}{ds} \quad (36)$$

を得る。ここに λ は摩擦係数で(35)式で表わされる。

しかして毛細管の入口における冷媒の状態を定めれば w, s, v および x は G/F と温度 T のみのかん数として定まる。また粘性係数 μ'' および μ' は温度のみのかん数と考えてよいから、(35)式は

$$\lambda = \frac{1}{D^{0.25}} f_1 \left(\frac{G}{F}, T \right) \quad (37)$$

と書き表わすことができる。この式を(36)式に代入し、 dT/ds もまた G/F と T のみのかん数であることを考慮すれば

$$\frac{dT}{dz} = \frac{A}{2gD^{1.25}} f_2\left(\frac{G}{F}, T\right) \dots\dots\dots(38)$$

となる。

いま G/F の値は等しいが毛細管の直径が $D_1=nD$, すなわち n 倍であるもう一つの毛細管を考えると、これに対する温度分布を定める式は

$$\frac{dT}{dz_1} = \frac{A}{2g(nD)^{1.25}} f_2\left(\frac{G}{F}, T\right) \dots\dots\dots(39)$$

となる。しかしてこの式において

$$z_1 = z(D_1/D)^{1.25} = z \cdot m^{1.25} \dots\dots\dots(40)$$

とおくと(38)式と全く同形となる。このことは後者の管の長さ方向の温度分布は前者の管の温度分布を毛細管の長さ方向に $m^{1.25}$ 倍に引き伸したことを意味する。

ゆえにある一つの G/F の値に対して、任意の直径の毛細管の長さ方向の温度分布がわかると、同じ G/F の値を持つ他の任意の直径の毛細管の長さ方向の温度分布を簡単に求めることができる。

さて(38)式を毛細管の入口における温度 T_1 から臨界点における温度 T_2 まで積分すると、毛細管の全長 L を求めることができる。すなわち

$$L = \int_1^2 dz = \frac{2gD^{1.25}}{A} \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{f_2\left(\frac{G}{F}, T\right)} \dots\dots\dots(41)$$

しかして毛細管の入口温度 T_1 を定めると、臨界点における温度 T_2 は G/F のみのかん数として定まるから(41)式は

$$L = f(G/F) \cdot D^{1.25} \dots\dots\dots(42)$$

となる。すなわち摩擦係数として Blasius の関係式を用いるとき、 G/F の値が等しければ毛細管の長さは直径の 1.25 乗に正比例することがわかる。

(23)式および相似律の関係を用いて、毛細管の長さ方向の温度分布を計算した一例を 5 図に示す。この図は毛細管の直径が 0.7 mm で、入口における冷媒メチルクロライドの状態が 30°C の飽和液線上にある場合、流量 G の変化によって温度分布が変化するありさまを図示したものである。

これらの曲線は G/F の値がそれぞれ 0.520×10^3 , 1.040×10^3 , 1.560×10^3 , 2.080×10^3 および $2.600 \times 10^3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ の場合に相当するので、相似律の関係を用いれば G/F の値が同じで、毛細管の直径が 0.7 mm 以外に種々変化した場合の温度分布を容易に求めることができる。

4. 毛細管の長さ方向の圧力分布

毛細管の中を液相冷媒のみが流れている部分の圧力降下は、(26)式に(5)式を代入し $(s_2 - s_1)$ を消去することによって求めることができる。すなわち

$$p_1 - p_2 = \lambda_1 \frac{L}{D} \frac{w_1^2}{2g} \gamma_1 = \frac{\lambda_1 v_1}{2Dg} \left(\frac{G}{F}\right)^2 L \dots\dots\dots(43)$$

飽和液と乾き飽和蒸気の混合体が流れている部分の圧力分布は、温度分布から直ちに求めることができる。それはこの部分の圧力は飽和圧力で、飽和圧力と絶対温度

との間には次式に示すような Kirchhoff 型の実験式が成立するからである。

$$\log_{10} p = A + B/T + C \log_{10} T + DT \dots\dots\dots(44)$$

ここに A, B, C および D は定数である。

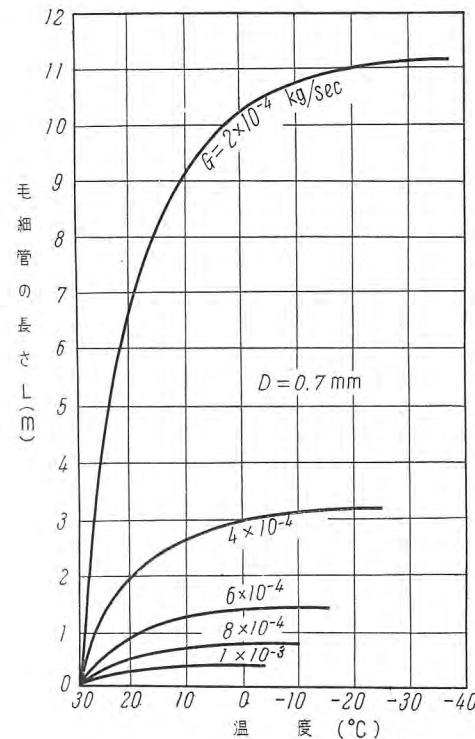
直径 0.7 mm なる毛細管の長さ方向の圧力分布を、5 図の温度分布から(44)式を用いて計算した結果を線図に表わすと 6 図のようになる。

図において毛細管長 $L=0$ における圧力は 6.658 kg/cm^2 で、これはメチルクロライドの温度 30°C における飽和圧力である。すなわち 6 図は毛細管入口におけるメチルクロライドの状態が飽和液線上 30°C の点にある場合の圧力分布を示すもので、冷媒は毛細管内を進むにつれてその一部が気化し始め、先に進むほど気化する量が多くなるのでガスの体積が増加し、したがって速度が急激に増大するので圧力降下の割合が大きくなってくる。

もしも冷媒液のみが毛細管を流れる場合には、(43)式からわかるように圧力降下は直線的であるが、冷媒液の圧力がその温度における飽和圧力まで下ると一部気化を始め、上述のように圧力降下の割合が大きくなるので、比較的短い毛細管を用いて大きい圧力差を得ることができることとなる。

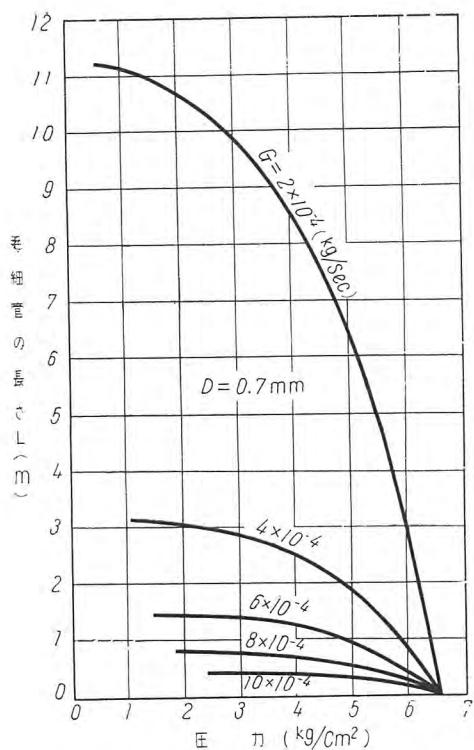
5. 毛細管寸法の理論的決定法

毛細管寸法を決定するには、つぎの三つの条件が与えられねばならない。すなわち (1) 毛細管入口における冷



5 図 毛細管の長さ方向の温度分布計算値
(冷媒はメチルクロライド)

Fig. 5. Calculated values of temperature distribution along capillary tube.
(Refrigerant is Methyl Chloride)



6 図 毛細管の長さ方向の圧力分布計算値
(冷媒はメチルクロライド)

Fig. 6. Calculated values of pressure distribution along capillary tube.
(Refrigerant is Methyl Chloride)

媒の状態、(2) 蒸発器内温度および(3) 冷凍能力の三つである。

まず第一の毛細管入口における冷媒の状態は、モリエル線図において飽和液線上にある場合を考えればよく、この場合の冷凍サイクルをモリエル線図上に画いたものを7図のA, B, C, D, A'に示す。もしも冷媒が7図において過冷却の状態A'で毛細管に流入する場合には、A' A部分の毛細管長さを(43)式から求めて、この長さだけ上記の場合の管長より増加してやればよい。

第二の蒸発器内温度については、第2節で述べたように毛細管内で起る最低到達温度θはG/Fの値によって定まるから、蒸発器の温度が与えられるとG/Fの値が定まる。このG/Fとθとから冷凍力qは7図に示すごとく次式で求められる。

$$q = i'' - i_L \quad \dots \dots \dots (45)$$

ただし*i''*は臨界点における温度(最低到達温度)*θ*における乾き飽和蒸気のエンタルピ、*i_L*は同じ温度*θ*における7図B点の湿り飽和蒸気のエンタルピである。

第三に冷凍能力Qが与えられるとき、流量すなわち単位時間当たり蒸発させるべき冷媒量Gは次式から求まる。

$$G = \frac{Q}{q} \quad \dots \dots \dots (46)$$

$$\text{いま } \frac{G}{F} = \frac{G}{\frac{\pi}{4} D^2} = \alpha \quad \dots \dots \dots (47)$$

とおき、これと(46)式からGを消去すれば毛細管直径Dは次式で与えられる。

$$D = \frac{2}{\sqrt{aq\pi}} \sqrt{Q} \quad \dots \dots \dots (48)$$

したがってこのときの毛細管の長さLは(35)および(23)式に(48)式のDを代入して数値積分を行うことによって決定される。すなわち

$$L = \frac{4g}{A} \sqrt{\frac{Q}{aq\pi}} \int_1^2 \frac{1}{\lambda} \frac{T}{w^2} ds \quad \dots \dots \dots (49)$$

ただし

$$\lambda = 0.316 \frac{\{x(\nu'')^{0.25} + (1-x)(\nu')^{0.25}\}}{\left(2w\sqrt{\frac{Q}{aq\pi}}\right)^{0.25}} \quad \dots \dots \dots (50)$$

いま(50)を(49)式に代入すると

$$L = 15.03 \frac{g}{A} \left(\frac{Q}{aq\pi} \right)^{0.625} \int_{T_1}^{T_2} \frac{T}{\{x(\nu'')^{0.25} + (1-x)(\nu')^{0.25}\} w^{1.75}} \frac{ds}{dT} dT \quad \dots \dots \dots (51)$$

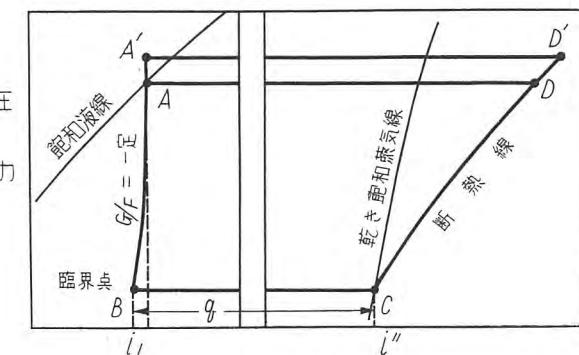
さてこの式において積分の下限を毛細管の入口にとり、積分の上限を臨界点にとると、臨界点の温度Tは(11)式によりG/Fのかん数として与えられており、また第1節で述べたごとくx, sおよびwも温度とG/Fのかん数であり、さらにqもまたG/Fのかん数であるから(51)式はつぎのように書き表わすことができる。

$$L = f(G/F) \cdot Q^{0.625} \quad \dots \dots \dots (52)$$

(48)式からわかるように毛細管の直径は冷凍能力の0.5乗に正比例するから、Qに対するDの曲線はほう物線であり、また(52)式から毛細管長さは冷凍能力の0.625乗に正比例することを知る。

6. 冷媒流量と毛細管寸法および圧力降下の関係

毛細管を流れる冷媒の流量に影響をおよぼすものはいろいろあるが、そのうち毛細管自身によるものとしては毛細管の直径および長さがあり、装置によるものとしては毛細管の両端における圧力差、毛細管に入る冷媒の状態および吸入管と毛細管との間の熱交換の有無等がある。さらに用いる冷媒の種類によって流量が異なることは当然であって、このほか潤滑油の混入による冷媒特性の変



7 図 冷凍サイクル
Fig. 7. Refrigeration cycle.

化によっても影響を受ける。

よってここでは、毛細管の入口における冷媒メチルクロライドの状態は飽和液線上 30°C の点にあり、潤滑油は混入せず、かつ吸込管との間の熱交換がない場合について、流量が毛細管の直径、長さおよびその両端の圧力差によってどのように変化するかを調べる。

この場合第5節で述べたように最低到達温度を与えると G/F が定まり、これと冷凍能力 Q を与えると毛細管の直径および長さ方向の温度分布が求まるから、毛細管の長さおよび直径はつぎのようなかん数形で表わされる。

$$L = f_1(G/F, Q, \theta) = f_1(G/F, Q, \Delta p) \quad \dots \dots \dots (53)$$

$$D = f_2(G/F, Q) \quad \dots \dots \dots (54)$$

ただし θ は毛細管の入口から L だけ離れた点における温度を表わす。(53)式において θ がわかれば圧力はこの温度における飽和圧力として与えられ、毛細管入口における圧力がわかっているから、結局圧力差 Δp のかん数としても表わされる。よって(53)および(54)式から Q を消去し、かつ断面積 F は直径 D のかん数であることを考慮すると、結局流量 G は毛細管の長さ L 、直径 D および圧力差 Δp のかん数として与えられる。すなわち

$$G = f(L, D, \Delta p) \quad \dots \dots \dots (55)$$

つぎに流量 G と L, D および Δp との間にどのような関係が成立するかを考える。単相流の場合にはこれらの量を結びつけるものとして、第3節で述べたように摩擦係数と Reynolds 数との間に一定の関係が成立することがわかっているから、いま考えている飽和液と乾き飽和蒸気の混合相の流れに対しても、単相流の場合にならって摩擦係数 $\Delta p/\gamma \cdot D/L \cdot 2g/w^2$ と Reynolds 数 $wD\rho/\mu$ の間の数量的関係を調べることによって(55)式のかん数形を求める。この場合毛細管の入口における液化冷媒の密度 ρ 、単位体積の重量 γ 、および粘性係数 μ は一定となるから $D \cdot \Delta p/w^2 L$ と wD との関係を調べればよいことになり、この両者の間に次式で示すような関係式が成立することを知った。

$$\log_{10} \frac{D \cdot \Delta p}{w^2 L} = A - B \log_{10} wD \quad \dots \dots \dots (56)$$

ただし $B=0.25$ で A の平均値は -6.8 である。

ここで

$$A = \log_{10} k \quad \dots \dots \dots (57)$$

とおけば上の二式から

$$\frac{D \cdot \Delta p}{w^2 L} (wD)^B = k \quad \dots \dots \dots (58)$$

を得る。

一方流量 G と流速 w との間にはつぎの関係がある。

$$G = \frac{wF}{v} = \frac{\pi\gamma}{4} D^2 w = c D^2 w \quad \dots \dots \dots (59)$$

ただし

$$c = \pi\gamma/4 = 0.7075 \times 10^{-3}$$

(メチルクロライドの場合)

(58) および (59) 式から w を消去すると流量 G は次式で表わされる。

$$G = \frac{c}{k} \frac{1}{2-B} (\Delta p/L)^{\frac{1}{2-B}} D^{\frac{5-B}{2-B}} \quad \dots \dots \dots (60)$$

また(57)式に A の値を代入すると $k=1.047 \times 10^{-7}$ となるから、この k および B の値を(60)式に代入して

$$G = 5.44 (\Delta p/L)^{0.571} D^{2.71} \quad \dots \dots \dots (61)$$

を得る。ただし式の中の諸量の単位は $G(\text{kg/s})$, $D(\text{cm})$, $L(\text{cm})$, $\Delta p(\text{kg/cm}^2)$ である。

この式が冷媒としてメチルクロライドを用い、毛細管入口におけるその状態が飽和液線上 30°C の点にあり、熱交換を行わない場合の流量 G と L, D および Δp との関係を表わす式である。

7. 毛細管の長さ方向の温度および圧力分布の実験と計算結果の比較

本節では前節までに述べてきた理論的計算結果の妥当性を確かめるために実験を行い、毛細管の長さ方向の温度および圧力分布を測定して両者を比較した結果について述べる。

ア. 温度分布

毛細管全長にわたる冷媒の温度変化を測定するため図8に示すような装置を作つて実験を行つた。すなわち図においてヒータで水温を 30°C 一定に保つた恒温槽の中に液状メチルクロライドを入れた小型ポンベを浸けておき、ポンベの一端はぜんまい栓に取り付け、ポンベの重量変化から流出冷媒量を実験中でも測定できるようにした。ポンベから吸い出された冷媒はストレーナ、浮遊式流量計、バルブおよびサイトグラスを経て長さ 3.367 m、内径 0.7 mm の毛細管に入り、これを通過した後蒸発器を通して 1/4 HP 圧縮機の吸入側に達し、排出口から置換流量計内に流入する。

つぎに毛細管表面上に 10 本の銅-コンスタンタン熱電対を半田付けし、その上をガラスワールで熱絶縁して冷媒が断熱的流動を行うようにして各点の温度を測定した。

上記の装置により、毛細管入口における冷媒が 30°C の飽和液の状態で、流量 $G=4.23 \times 10^{-4} \text{ kg/sec}$ なるときの温度分布の測定結果を図9に示す。

図中実線で示した曲線は $G=4.23 \times 10^{-4} \text{ kg/sec}$ 、内径 $D=0.7 \text{ mm}$ 、すなわち $G/F=1.10 \times 10^3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ の場合の計算値を示したもので、このうち水平線 A より上の部分は蒸気と液の混合相が流れている部分の計算値である。

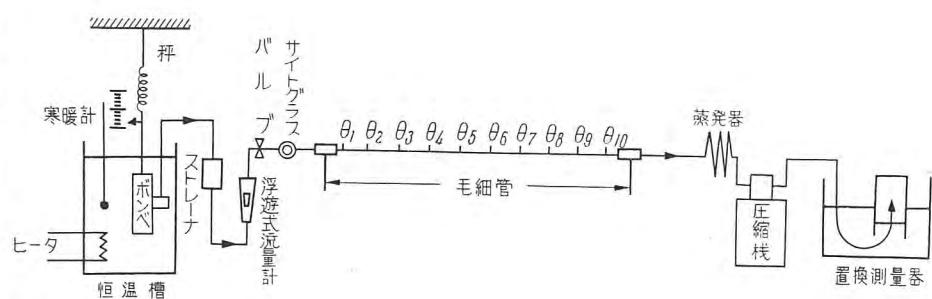
この実験における $G/F=1.10 \times 10^3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ の値から計算した最低到達温度は -22.4°C であつて、毛細管内を混合相が流れている部分の長さの計算値は 2.75 m である。しかして実験に使用した毛細管の長さは 3.367 m であるから、図9の水平線以下、すなわち毛細管入口か

ら $3.367 - 2.75 = 0.617$ m までの間は、理論的には液状冷媒のみが流れる部分で、この間の温度分布は等温変化となる。また曲線右端の×印で示した点の温度は毛細管出口端より 10 cm 離れた後の圧力 0.576 kg/cm^2 に対応する飽和温度である。臨界点における温度はこの点と 8 図に示した θ_{10} との間の値を探るものと考えられるが、これを実験的に求めることはきわめて困難であった。

イ. 圧力分布

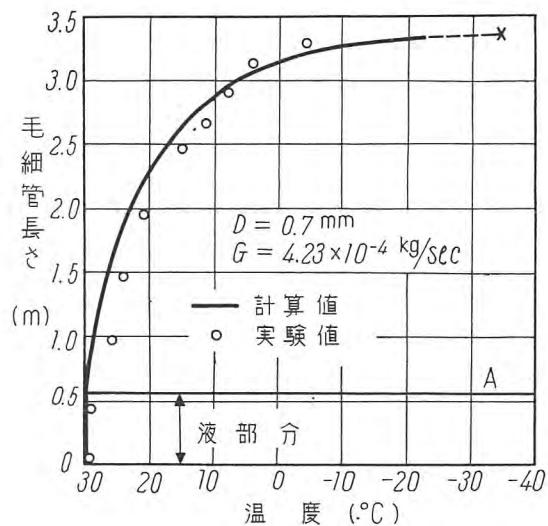
つぎに圧力分布の測定に用いた実験装置の略図を 10 図に示す。図において圧縮機は家庭電気冷蔵庫用 1/4 HP のもので、これによって圧縮されたガスはまず凝縮器に入り、ここで冷却されて液状冷媒となり、さらにストレーナ浮遊式流量計およびサイトグラスを経て、長さ 2m 内径 0.7 mm の毛細管に流れこむ。毛細管には 10 図に示すように 7箇のブルドン型圧力計を、毛細管に直角にあけられた小径の圧力取出口を持つ金具に取り付け、各断面の圧力分布を測定した。毛細管を出た冷媒はブライントンクに浸けてある蒸発器およびアキュムレータを通って圧縮機の吸入側に帰る。また圧縮機の出口および入口に付けた圧力計によって、冷媒の凝縮圧力 p_c および吸入圧力 p_s を測定した。この場合の実験結果と計算値を図示すると 11 図のようになり、実線で示した計算曲線右端の×印で示した点の圧力は凝縮圧力 p_c で、これは毛細管入口圧力にほとんど等しいことが実験的に確かめられた。

この実験における $G/F = 1.68 \times 10^3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ の値に対して、冷媒が混合相として流れる部分の計算結果を線図に表わしたもののが 11 図における水平線 A より上の実線であって、この部分の毛細管長さの計算値は 1.25 m



8 図 温度分布測定装置略図

Fig. 8. Schematic diagram of temperature distribution test apparatus.



9 図 温度分布の実験値と計算値との比較

Fig. 9. Comparison of test values with calculated values of temperature distribution.

である。

水平線 A より下の部分は液状冷媒のみが流れている部分で、圧力分布は直線となり、この部分の圧力降下を(43)式から計算すると 0.643 kg/cm^2 となり、これは 11 図に示した実験値からも同様の値を得る。

9 図、11 図によって、温度分布および圧力分布の実験値と計算値とを比較すると、両者の値はかなりよく一致していることがわかる。

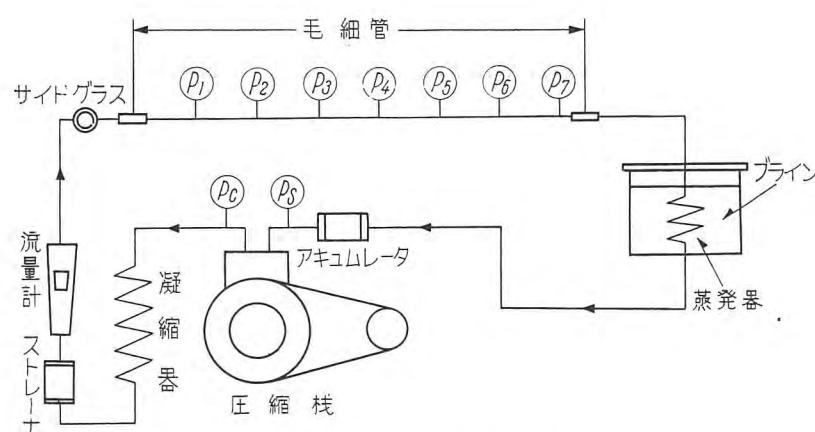
8. フレオノンを用いる場合の毛細管特性

前節まで冷媒としてメチルクロライドを用いる冷凍機における毛細管の諸特性について論じてきたが、本節ではフレオノン-12 を用いる場合の特性値を計算し、実験値と比較した結果について述べる。

ア. 理論的計算

計算方法はメチルクロライドの場合と全く同様であるから省略して、二三の結果を述べることにする。

毛細管入口におけるフレオノン-12



10 図 圧力分布測定装置略図

Fig. 10. Schematic diagram of pressure distribution test apparatus.

の状態が飽和液線上温度 30°C の点にある場合、種々の G/F の値に対して、エントロピと温度との関係を計算した結果を線図に表わすと 12 図を得る。

つぎにこれら線図に沿って、(23) 式を図式積分して温度分布を計算した結果の一例を 13 図に示す。図は毛細管直徑 $D=0.7\text{ mm}$ の場合につき、種々の流量 G に対する毛細管の長さ方向の温度分布を計算したものと示す。

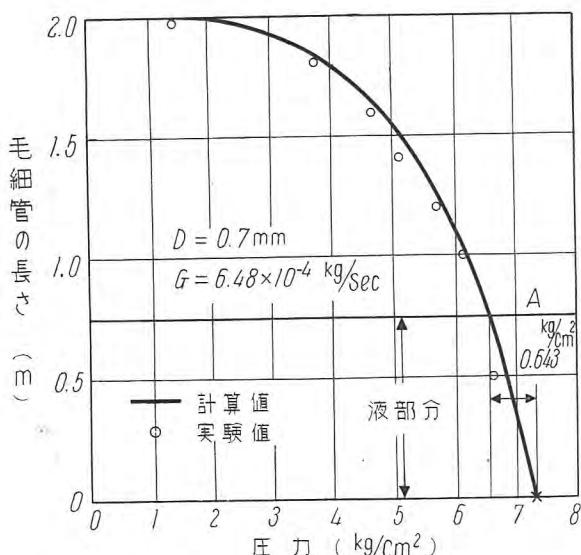
この 13 図とメチルクロライドの場合の温度分布を示す 5 図とを比較すると、毛細管直徑が等しいとき、これを流れる冷媒流量を等しくするためには、フレオンー 12 に対してはメチルクロライドの場合よりも毛細管をかなり長くしなければならないことがわかる。

イ. 計算値と実験値との比較

計算結果の妥当性を確かめるために、いま M. Bolstad や C. Jordan⁽⁴⁾ が長さ 18 ft (5.486 m)、直徑 0.042 in (1.067 mm) の毛細管にフレオンー 12 を流して、毛細管の長さ方向の温度および圧力分布を測定した実験結果を引用し、計算値と比較すると 14 図のとおりである。

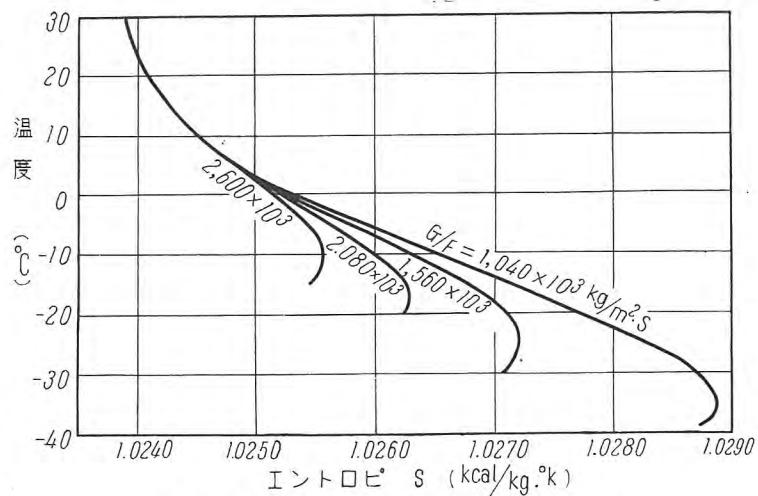
すなわち図において○印が実験結果で、実線が計算値であるが、実験における圧力、温度の測定にはそれぞれブルドン型圧力計および管に半田付けした熱電対を用いており、第 7 節で述べた著者の実験装置とほとんど同じである。

まず毛細管入口の D 点から 13 ft (3.962 m) 後の B 点までの間は液体のみが流れる部分で、 \overline{DB} は圧力分布を、また \overline{CB} は温度分布を示すものであり、 B 点から後



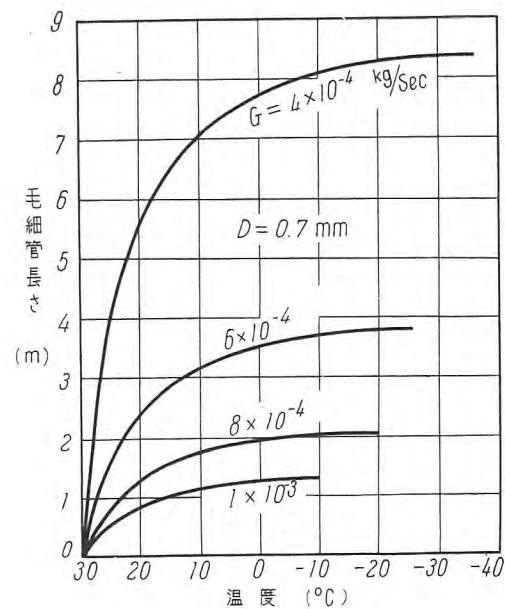
11 図 圧力分布の実験値と計算値との比較

Fig. 11. Comparison of test values with calculated values of pressure distribution.



12 図 温度—エントロピー線図 (冷媒はフレオンー 12)

Fig. 12. Temperature-entropy diagram.
(Refrigerant is Freon-12)



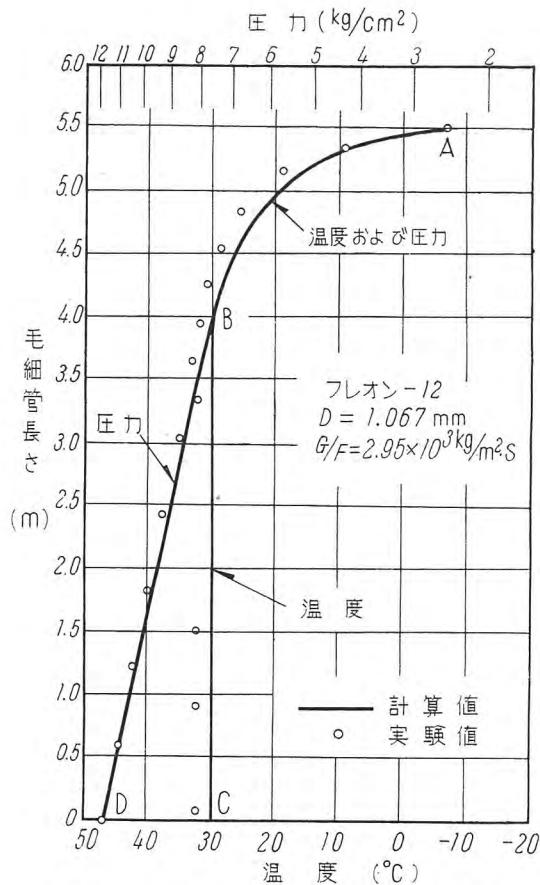
13 図 毛細管の長さ方向の温度分布計算値
(冷媒はフレオンー 12)

Fig. 13. Calculated values of temperature distribution along capillary tube (Refrigerant is Freon-12)

の 5 ft (1.524 m) \overline{BA} 間が乾き飽和蒸気と飽和液の混合相の流れる部分であって、ここでは圧力目盛を温度に対するフレオンー 12 の飽和圧力にとれば、温度と圧力分布の曲線は全く一致する。

つぎに液体のみが流れている部分 \overline{DB} においては、温度分布 \overline{CB} が等温変化と考えることができるので、この部分の圧力降下と毛細管長さとの関係を (43) 式で計算した。しかしてこの場合 D 点と B 点の圧力差は $3.83 \text{ kg}/\text{cm}^2$ であり、実験値にほとんど等しい。

本図においては実験値全体がやや計算値の左方にかたっているが、これは B 点における温度を実験では 32.3°C としたのに対し、計算ではこれを 30°C としたためで



14 図 温度および圧力分布の実験値と計算値の比較
(冷媒はフレオノン-12)

Fig. 14. Comparison of test values with calculated values of temperature and pressure distribution.
(Refrigerant is Freon-12)

ある。このことを考慮に入れると、両者の一致の程度はきわめて満足すべきものと考えることができる。

III. むすび

わが国においては、終戦後始めて電気冷蔵庫に冷媒制御用として毛細管が用いられ始めたが、現在においては制御用としてばかりでなく、冷媒の分配用としても用いられ、ますますその応用範囲が広まりつつある状態である。

本文において、いわゆるこれら毛細管冷凍方式における毛細管の諸特性のうち、毛細管内冷媒が断熱的流動を行うと考えられる場合について論じ、実際に毛細管を冷凍機に応用するときの指針を与えた。

しかしながら毛細管を冷媒の制御用として用いるとき吸入管から圧縮機へ帰る冷たい冷媒ガスの冷凍力を利用し、冷凍機の容量を増す目的で毛細管と吸入管との間に熱交換を行わせる場合がある。このような熱交換を行う場合の毛細管の特性については、つぎの機会に改めて書くこととする。

最後に種々ご好意を賜わった大野研究所長、尾島世田谷工場長ならびに名古屋製作所の関係者各位に深く感謝の意を表わす。また本研究の実験を遂行するにあたって当研究所の川勝、明石両君に助力していただいた。あわせてこれらの諸君にも厚くお礼申し上げる。

参考文献

- (1) Staebler, L. A.; Ref. Eng. Jan. Vol. 55 (1948)
- (2) Stodola; Steam and Gas Turbines. Vol. I Mc Graw-Hill Book Company. 1927. p. 57
- (3) 同上, p. 59
- (4) M. Bolstad and C. Jordan; Ref. Eng. Vol. 56 (1948) p. 519

超低温装置

名古屋製作所

石川嘉孝*

Super Cold Apparatus Equipment

Yoshitaka ISHIKAWA

Nagoya Works

Refrigerating engineering is taking a long stride in the development and equipment capable of lowering temperature below minus 50°C-sometime as low as minus 70-100°C-has been worked out and is finding its way into various fields of industry. One of innovative applications is that for shrink fit of machine parts, marked advantage over the process with heat. This article gives information about a number of adaptations as well as on principal points in the design of equipment for the purpose.

1. まえがき

冷凍機の需要は近年目覚ましいものがあるが、その一分野としての超低温装置が新らしい分野として工業的用途に逐次使用されるようになった。

ここに超低温と称するのは大体 -50°C 以下を意味している。このような低い温度を得るために種々な方法が行われる。

ドライアイスおよびそれを使用する寒剤によるもので最低 -77°C 迄である本法によればもちろん機械装置を要しないのでその設備費としてはほとんど問題とするに足らないのであるが、ドライアイス等消耗品を多く使用するため経常費が高いこと、温度調節が正しく行われぬこと、比較的大容量の冷却容量に対しては適しない等のため、現在では実験室等に若干用いられるに過ぎないもので、この他、液体空気を用いる方法等もあるが最近では工業的用途を初めとしてほとんど機械的冷凍式超低温装置がこの方面の用途に適用されるようになった。

2. 超低温装置の用途⁽¹⁾

前記の如く超低温装置は工業的には比較的新しい応用でありその用途ならびに規模も種々あるが、またその応用の分野も逐次広まると考えられるが、現在行われているものの代表的な分野を概観すればつぎの如くである。

ア. 試験装置

とくに航空機の飛行高度が高くなると共にその大気温度が下り大体高度 1,000 m について約 6.9°C の率で低下する。

したがって高度 10,000 m においては約 -51°C となり、これらの温度に対する諸材料ならびに機器の耐寒性能等の試験が必要である。また近年低温科学の進歩に伴ってそのための諸種の研究用として使用される。

イ. 凍結、真空乾燥法

最もよく知られているのがペニシリソウを始めとする抗性物質等新薬製造装置、または輸血における乾燥血漿製造装置等、いわゆる昇華式乾燥法が行われこれらのために -20~-70°C が使用される。

ウ. 機械工業における応用

機械工業における応用としては近年とくに増加し、したがって諸外国でもユニット式になったものが発表されている。これらの用途は大別すると三つに分けられる。つぎにこれらについて若干の説明をする。

(1) Shrink fit

Shrink fit に該当する作業は従来はもっぱら焼嵌めすなわち穴になる方を加熱して軸に嵌め込み常温まで冷却した時に両者を固着する方法が用いられている。

この焼嵌めの方法は作業ならびに設備が簡単ではあるが種々の欠点が指摘され困ることがある。しかし Shrink fit すなわち焼嵌めと反対に冷し嵌めとも称すべき作業は軸の方を冷却して寸法を縮めて常温の穴に挿入して固着する方法である。この方法によるとつぎのような利点がある。

a. 加熱の場合に比較して冷却の方が材質に対する変化が少い。とくに焼入したものの Shrink fit において、加熱によれば不要な Temper を行うことになり正規の調質効果を減殺ないし無効化せしめるが本法に

よればこのようないことがなく、むしろ後述の利点もあるため精密工業における Shrink fit にはとくに適している。

b. Shrink fit の場合一般に軸側すなわち冷却する側の部品の方が断面形状が単純(通常丸)で変化が少ないので温度変化による歪みが少い。

c. 工場内で Shrink fit 作業のため部品を取扱う時に冷却部品の方が加熱部品よりも取扱が容易である。

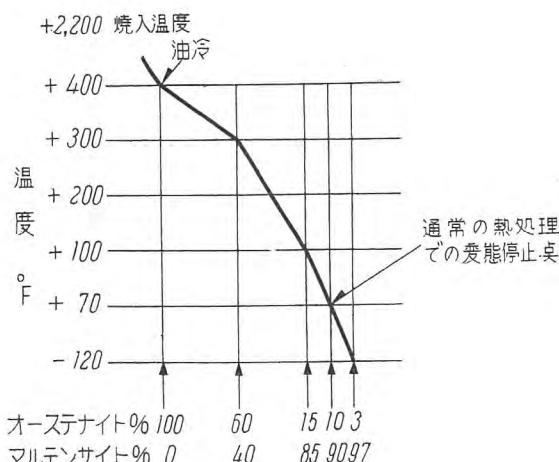
d. 加熱と異なり冷却部品の場合は酸化物の発生がほとんどないから酸化物除去の手数が不用となりまたそれによる寸法変化等不具合が少い。すなわちとくに精密作業に適している。

(2) ゲージ、治工具類のシーズニング

精密機器の製作、維持において構成する材質、とくに鉄鋼とか鋼材等が時効効果によって生ずるその寸法の変化すなわち経年変化は実に厄介な問題である。これはその原因の大部分が温度の変化や諸種の機械的内部応力等によって構成材料の内部組織に変態を促進せしめるためであるといわれている。したがってゲージ等においては正規の熱処理によってはまだ残存するオーステナイトを極力マルテンサイト化することができればこのような経年変化を予め人工的にほとんど完了せしめ得るため、実際上は精度の維持が可能となる訳である。斯様な目的のために超低温装置が使用されこの目的には大体 $-60\sim-100^{\circ}\text{C}$ 位を要求している。実際この処理によって従来ならば数年を要する枯し作業が僅か数時間の超低温処理によって完結するためその工程を短縮しつつ原価低減上非常に大きな効果を来している。

(3) 切削工具の熱処理

鋼材の硬度はその含有するマルテンサイトに主として支配される。したがってバイト・ダイス等の切削およびプレス作業等金属加工に通常用いられる工具は正規の熱処理後にはなお、相当のオーステナイトが残存している。すなわちなおマルテンサイト化によって相当に硬度が上



1 図 $+400\sim-120^{\circ}\text{F}$ におけるオーステナイトよりマルテンサイトへの変態状態

Fig. 1. The transformation of austenite to martensite in the temperature range from $+400$ to -120°F .

昇する余地があるといえる。

実際の結果報告された処によれば常温迄の範囲で通常の如く熱処理された鋼材はさらに超低温まで冷却すればオーステナイトはさらにマルテンサイト化したがって硬度が上昇する。その程度は 18-8-1 High Speed Steelにおいてマルテンサイト 90 %, オーステナイト 10 % であったものが -84.5°C ではマルテンサイト 97 %, オーステナイト 3 % になる。またこの傾向は -100°C になる迄は向上するといわれ 1 図にその一例を示す。

通常の熱処理では余りに高い硬度は脆性を来すためかえって実用性を減ずる訳であるが、超低温処理を施したもののはその硬度の上昇に対して靭性は余り失われぬため非常に工具の性能および寿命を向上するといわれている。

たとえば通常の熱処理では硬度は $\text{Rc} 65$ 位のものが超低温処理をなすことによって $\text{Rc} 68\sim71$ 程度まで上昇しこの処理を施したカッタではその寿命が 30 % 以上伸びた例があり、またある報告では深絞りダイスが通常の熱処理では 3,000 箇しか絞れなかつたものが本処理を行うことによって約 10 倍 30,000 箇も絞り加工ができたといっている。

以上は超低温装置を用いた応用分野の代表的な数例であるが、石油精製工業等さらに各方面に応用されまた応用範囲が広まりつつある。

3. 冷凍系統⁽²⁾

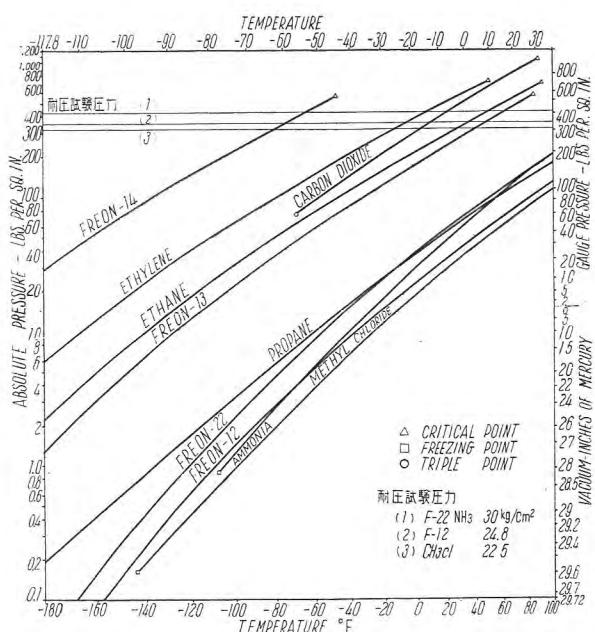
以上に説明したように超低温装置は諸種の目的に使用されるが、工業的用途に用いられるものである以上その能率もまた充分検討されるべきであり、これらは最低温度と共に最も大きくは使用する冷媒の性質によって理論的に決定されるはもちろんであるが、とくにこのような低温となすためにはさらに多種多様の多くの分野についての検討、研究が相まって初めて可能となるものである。以下これらについての若干の検討を行って見た。

ここに注意を要する事柄は、冷凍機はその構造上運転時の常用吸入圧力はなるべく高いことが望ましく、最低圧力は -70 cm Hg 程度、特別の場合でも -73 cm Hg 遠としたい。一方凝縮圧力はなるべく低いのがもちろん望ましい訳である。

構造上からは高圧ガス取締法による制限を受けその強度はそれぞれの冷媒について 1 表の如く定められている。また通常ある圧縮機はいずれも前記の 1 表に示された冷

1 表 高圧ガス取締法による機器の
最小耐圧試験圧力等

種類 冷媒	高圧側/低圧側 $\text{kg}/\text{cm}^2\text{g}$		
	耐圧試験	気密試験	設計圧力
メチルクロライド	22.5/13.5	15/9	12/7.2
フレオソ F-12	24.8/15	16.5/10	13.2/8
F-22	30/15	20/10	16/8
アンモニア	30/15	20/10	16/8



2 図 冷媒飽和液相線
Fig. 2. Liquid lines of refrigerants,
for super cold apparatus.

媒に対するものが大部分であるから、もし他の冷媒を用するとすれば経済的な装置とするためには上記の値で実際上制限されることとなる故、その使用条件に関しても注意を要する訳である。すなわち冷凍機の運転上より吸入圧力を、また強度上より凝縮圧力に大きな制限を受けることとなる。

一方冷媒側よりいえば所望吸入温度で圧力の高いものは常温における凝縮圧力が上記1表の値を遥かに超えることとなり、またはある種の冷媒では臨界圧力を超過することのいずれかによって制限されるので一種の冷媒で超低温に適するものは比較的小く、またこの場合これらの間の温度差が大きくなるに伴って圧力差も大きくしたがって1台の圧縮機によることは甚だしく困難となる。したがって装置として種々の方式が考えられまた応用されている。その代表的なものは下の三つに分類される。

多段圧縮式冷凍方式 multi stage system

多元式冷凍方式 cascade system

上記二つの混合方式

2 表 各方式による到達最低温度

		最低温度 °C		
		一段式	二段式	三段式
多段式	フレオン F-12	-30	-60	-70
	F-12	-38	-70	-80
多元式			二元式	三元式
	高温用冷媒		F-22, CH ₃ Cl	F-12, CH ₃ Cl
	中温用 //		—	F-22, プロパン
	低温用 //		F-22, プロパン	エチレン, F-13, F-14
			-80	-100～-120

通常多段式に対しては二ないし三段、多元式に対しては二ないし三元、また混合方式に対しては上記それらの適宜の組合せである。いずれにしてもその各段階毎に圧縮機を原則として1台宛使用している。したがって段または元の数の多いだけ圧縮機が増すので複雑となりまたそれだけ得られるべき最低温度も低くなる訳である。

しかし通常上記 -100°C迄の装置に使用される場合は最大3台でよいのである。

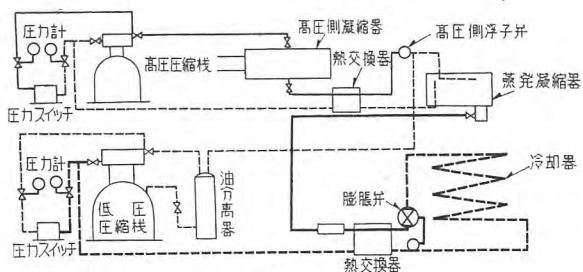
つぎに冷媒、冷凍系統その他諸重要事項についての諸性質について検討する。

ア. 冷媒⁽³⁾

超低温装置に使用され得る冷媒についてその飽和温度圧力線図を2図に示す。この内より超低温装置として使用可能な冷媒はそれぞれ2表のとおりである。なお図中に1表に示した各F-12およびF-22用冷凍機の耐圧試験圧力および設計圧力を示してあるから通常の冷凍機で使用可能な冷媒の種類も自ずから判定される。さらに3表にこれら冷媒重要諸特性を示す。本表より実用的に所要な圧縮比および超低温におけるPiston Displacementを見るとF-22はF-12に比し非常に小さくてよいことが判りエチレン、エタン等はさらに少なくてよいのでこの点では非常に好都合であるがわが国ではこれらは純度のよいものが得られぬこと等のため余り用いられていない。

3 表 超低温装置用各種冷媒の諸特性一覧表

項目	冷媒	F-12 CCl ₂ F ₂	F-22 CHClF ₂	アンモニア NH ₃	プロパン C ₃ H ₈	エチレン C ₂ H ₄	エタン C ₂ H ₆	メチルクロロイド CH ₃ Cl	炭酸ガス CO ₂
臨界圧力	kg/cm ² abs.	40.8	50.3	116.1	46.5	51.4	49.8	68.1	75.2
臨界温度	°C	112.0	96.0	133.0	94.5	9.9	32.2	143.0	31.0
三重点	°C	—	—	—	—	—	—	—	-56.6
"	kg/cm ² abs.	—	—	—	—	—	—	—	5.3
凝固点	°C	-155.0	-160.0	-77.6	-189.5	-169.0	-174.0	-97.8	—
	30°C	7.6	12.3	11.9	10.6	—	47.0	6.7	—
飽和圧力	kg/cm ² abs.	—	—	—	—	—	—	—	—
	30/-45.6	15.15	14.86	22.05	11.9	—	—	18.34	—
	30/-73.3	75.5	73.1	136.6	51.4	—	—	—	—
	30/-101.1	706.0	670.0	169.2	390.0	—	—	—	—
	-45.6/-73.3	4.99	4.92	6.19	4.32	2.69	3.0	—	—
圧縮比	kg/cm ² abs.	—	—	—	—	—	—	—	—
	30/-45.6	15.15	14.86	22.05	11.9	—	—	18.34	—
	30/-73.3	75.5	73.1	136.6	51.4	—	—	—	—
	30/-101.1	706.0	670.0	169.2	390.0	—	—	—	—
	-45.6/-73.3	4.99	4.92	6.19	4.32	2.69	3.0	—	—
蒸発温度	kg/cm ² g.	mmHg 740	mmHg 724	—	—	1.14	mmHg 56.9	—	mmHg 48.1
-90°C		—	—	—	—	—	—	—	—
凝縮温度	kg/cm ² g.	mmHg 27.8	mmHg 0.043	—	—	13.8	mmHg 6.9	—	mmHg 9.22
-40°C		—	—	—	—	—	—	—	—
における諸数値	行程体積 m ³ /min/ton	6.4	3.68	—	—	0.149	0.298	—	0.64
	断熱係数	1.13	1.18	1.31	—	1.25	1.22	1.20	1.302
	アンダライターズ・セーフティグループ	6	5A	2	5	5	4	5	—



3 図 二段圧縮式超低温装置
Fig. 3. 7-stage system super cold apparatus.

イ. 二段圧縮と二元冷凍方式

-70~-80°C の超低温装置には 2 表に示した如く二段圧縮式か二元冷凍式が一般に用いられているが、つぎにこれらに関する利害を比較して見ると

(1) 二段圧縮式冷凍方式構造が簡単であり、中間の温度においてすなわち高温側の蒸発温度と低温側の凝縮温度は等しい故二元式に比し効率がよい利点がある。

しかし中間の温度を使用したい時には低温側にも相互の負荷によって直ちに影響され易いので調整が狂い易い。

(2) 二元式冷凍方式

上記に比し若干構造が複雑となりまた中間温度に重なリがある。すなわち高温側の蒸発温度は低温側の凝縮温度よりも低くしなければならぬので熱力学的に能率が僅かながら低下する。しかし一般に中間の温度を使用することがしばしば要求される。超低温に冷却する場合直接-70°C の槽に入れず中間温度（たとえば-30°C）にて一段冷却して、ついで-70°C 槽に入れる操作をすることが多くこの場合は冷凍機の総合能率がよくなるので前記熱力学的な損失はカバーされる。また低温側には随意の冷媒を選定できるので構造を小さくすることもできるし、超低温側の圧縮機は比較的高い吸入圧力で運転ができる運転の安全性を期し得る。

(3) 両方式における比較

この両方式の系統図をつぎに示す。3 図に二段圧縮式をまた 4 図に二元冷凍式を示す。

ウ. 超低温装置についての二、三の問題

超低温装置に関してとくに注意すべき重要事項について述べれば下の如くである。

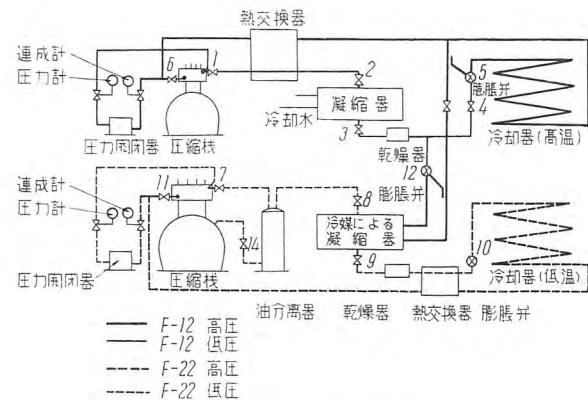
(1) 圧縮機

圧縮機は前述せる如く、とくにその吸入圧力が低いことを要するのでしたがつてその圧縮比も高くなり、したがつて吸込効率を極力高く保つ爲に重要な事項は多くある。

(ア) トップクリヤランスによる効率損失

トップクリヤランスはピストンの圧縮行程で上死点におけるシリンダ内残存ガス容積である。もちろんその値はピストンの行程体積に比して極力小さいことが望ましいが、それが 0.5 ないし 2% の場合につき各圧縮比に対しての理論的吸入効率を 5 図に示す。

すなわち本図より明らかに吸入効率 0 はこれ以上の圧縮比では新らしくガスを吸入できないことを意味している。またこれらの特性は冷媒の種類で異なる。これはそのボリトロープ指数の差に起因するもので、この値の大



4 図 二温槽式超低温装置
Fig. 4. Two-temperature cooling tank cascade system super cold apparatus.

きい程圧縮時の温度上昇が高くなるので各部の過熱の原因となる。

(イ) 吸入ガスのシリンダ内部等における加熱による効率損失

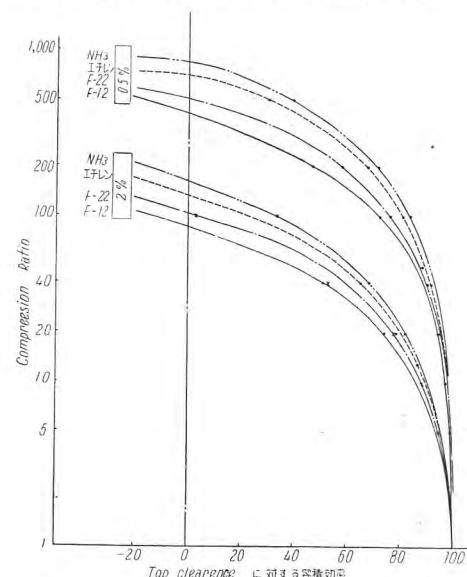
前項に述べた断熱圧縮によるシリンダ、ピストン、弁板等の加熱によって吸入ガスは加熱され温度上昇を受けて比体積が増大するので吸込ガス重量が減少し、このために吸入効率が低下する。その程度はもちろん断熱指数実際にはボリトロープ指数によって支配される。したがって実際には気筒頭、気筒等を冷却することが望ましいと共に断熱指数の小さい冷媒を選ぶことが良いことになる。

(ウ) ピストン、バルブ等よりの漏洩による損失

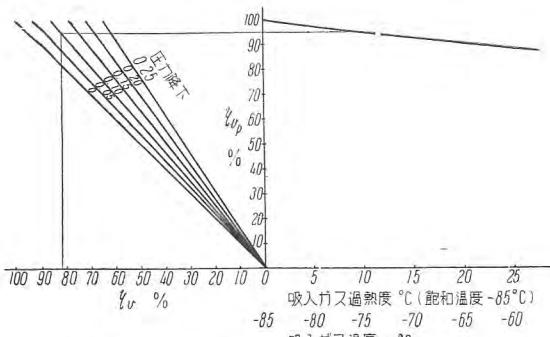
各部より漏洩に対してはこの種超低温用圧縮機ではいかにしても各段の圧縮比が高くなるので漏れ易く、とくにピストンとシリンダ間隙および弁よりのガス漏れが吸入効率の低下を来すため、摺合せ、ピストンリング等の選定に充分の注意を要する。

(エ) 弁の運動

とくに吸入ガスが軽いため吸入弁の働きがピストンの



5 図 Top clearance volume に対し各圧縮比および冷媒の種類を変えた時の理論容積効率
Fig. 5. Theoretical volumetric efficiency curves under several conditions.



6 図 吸入ガス過熱度による η_{vp} とさらに
圧力降下を伴った時の η_v
Fig. 6. η_{vp} versus suction gas super heat and
the effect of pressure drop to η_v .

4 表 F-22 用冷凍機油の仕様一例⁽⁴⁾

油 名 称	SUNISO-3G	SUNISO-4G
粘度, S.S.U. at 100°F	150~160	280~300
比重, API at 60°F	21.5~23.5	20.4~22.4
POUR TEST, ASTM (Max.) °F	-35	-25
STEAM EMULSION NO. (Max.)	50	70
FIOC TEST for Wax (Max.) °F	-70	-50
使用可能温度 F-22 用, °F	-120	-90

運動に充分追随するため軽量であることが必要であり、弁部分ガス通過面積と関連し、この部分のガスの絞りその他による損失を少なくする必要がある。

(オ) 配管途中における吸入ガスの過熱および摩擦による損失

吸入ガスの配管途中における過熱は単に吸入ガス温度の上昇のみでなくさらに二次的にはシリンダ内の圧縮により一層の温度上昇を来すので外気に対する保冷をなす必要がある。また吸入ガスが管中を通過するに際して受けたる諸抵抗損失によって余分に吸入圧力が低下する。これによる損失を防ぐため吸入管は極力単純化することが肝要である。これらによる影響は意外に大きくつぎにその模様を検討する。加熱領域においてガスの一般状態方程式は次式で表わされる。

$$pv = MRT \dots \dots \dots (1)$$

T: 絶対温度 °K suffix sat: 理論吸入温度
 p : 絶対圧力一定

p : 絶対圧力 kg/cm²

v: 比体積 m³/kg

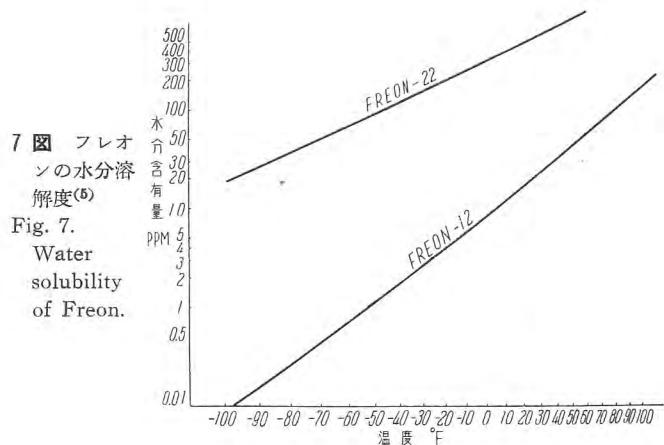
圧力損失なき時

$$\eta_{vp} = \frac{v_{psat}}{v_p} = \frac{\frac{MRT_{sat}}{p}}{\frac{MRT}{p}} = \frac{T_{sat}}{T} \dots \dots \dots (2)$$

圧力損失ある時

$$\eta_v = \frac{v_{sat}}{v} = \frac{\frac{MRT_{sat}}{p_{sat}}}{\frac{MRT}{p}} = \frac{p}{p_{sat}} \frac{T_{sat}}{T} = \frac{p}{p_{sat}} \eta_{vp} \dots \dots \dots (3)$$

(2) 式より圧力一定ならば吸入ガスの過熱による吸入効率の変動は冷媒の種類に関係なくもっぱら温度上昇のみによって決定することが判る。また(3)式より圧力降下ある場合は(2)式 T_{sat} に関する p_{sat} の項の存在により冷媒の種類(気相線)によって関係することが判る。つぎに基準となる T_{sat} を -85°C すなわち 188.15°K p_{sat} =



7 図 フレオ
ンの水分溶
解度⁽⁵⁾

Fig. 7.
Water
solubility
of Freon.

5 表 超低温槽用ブライン粘度、融点および沸点

温度 °C	粘度 poise および融点、沸点			
	エチルアル コール	メチルアル コール	エチルエー ル	メチルエー ル
-120	—	—	0.0425	—
-100	0.47	0.16	0.0171	
融点 °C	-117	-97.1	-116	-138
沸点 °C	78.3	64.7	34.6	-24.9

0.071 kg/cm² abs. とすれば温度上昇に対して圧力損失なき場合の η_{vp} およびさらに圧力損失ある場合の F-22 に対する η_v を計算しそれぞれ 6 図の右および左に示す。

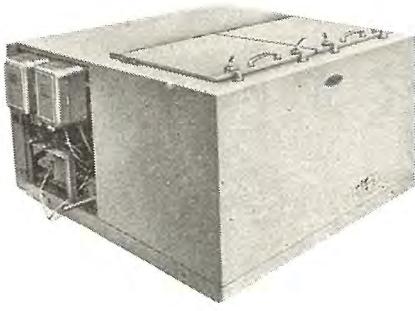
(2) 油

潤滑油が圧縮機の運転に必要不可欠なことはもちろんであるが、圧縮機の運転と共にその各摩擦部分の潤滑をなすと共に油は冷媒ガスに伴なわれて全系統を循環する。したがってこの油は膨脹弁および冷却器へも供給されるため油はこれらの部分で生ずる超低温に遭う訳でこの部分で凍結せぬことはもちろん、またその粘度の異常な上昇を来さぬことが必須の条件となる。すなわち耐寒性能が要求される。しかし潤滑油は F-12 あるいは F-22 等とはお互に溶け合うのでそのため潤滑油単独の場合より混合状態においてその Pour Point がかなり低下し、F-22 の場合は約 30°C 前後低下すると報告されている。しかし超低温装置の保持温度を仮りに -80°C とすれば冷却器内における冷媒の膨脹温度はさらに 5°C は低い。すなわち -85°C 付近となる。したがって潤滑油の Pour Point は -85°C 以下であることが必要である。しかし前述の 30°C と差引きすれば、使用可能の潤滑油の Pour Point は単独では -85+30=-55°C となる。したがって実用可能な油の Pour Point は -60°C 以下程度でなければならない。しかし実際には Wax Separation に関する Floc test data で制限される。4 表はこれに適する潤滑油の一例である。

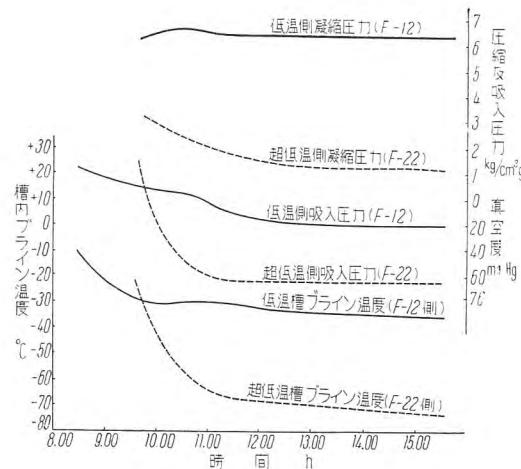
(3) 水 分

冷媒系統内における水分の存在は単にその氷結によつて各部とくに膨脹弁のスタックを来すのみならず、副次的には各部の腐食銅メッキ、あるいは生成スラッジによる摩耗を来すので冷凍技術者の最大関心事の一つであるが、これはまた冷媒の水を溶解する程度によってその作用が支配され溶解度の低い程また作用温度の低い程その水分溶解量が減じたがって同一水分量では遊離水分量が多いこととなる。

その一例を 7 図に示す。いま F-12, F-22 についてこれらを比較すると -85°C においてはそれぞれ溶解水分量



8 図 二温槽式超低温装置
Fig. 8. Cascade system,
2 temperatures cooling
tank, super cold apparatus.



9 図 二温槽式超低温装置試験結果
Fig. 9. Test results of cascade system 2-temperature cooling tank super cold apparatus.

は F-21 は 0.05 ppm 程度、F-22 は約 10 ppm となり、F-12 ではほとんど溶解しないのに比し F-22 は相当に溶解度があることを示している、この点からも実際の運転上より熱力的性能のみならず含有水分からも F-22 の方が有利であるといえる。

(4) 超低温用ブライン

超低温装置においては運転吸入圧力をなるべく高くしたい要求があるので、所要低温度と膨脹ガス温度との温度差は極力少なくしたい。そのために必然的に冷却器と冷却負荷との間の熱伝達をよくするためにやむを得ざる場合を除きブラインを用いることが多くそのため用い得るものを見ると表 5 に示す。

4. 超低温装置の実例

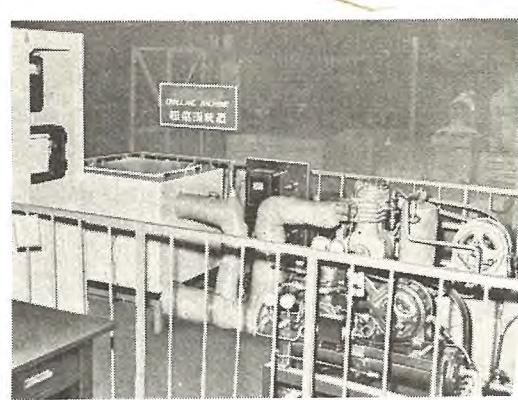
つぎにわれわれが製作したこの種装置の一、二の例を示す。

6 表 二元冷凍式二温槽式超低温装置

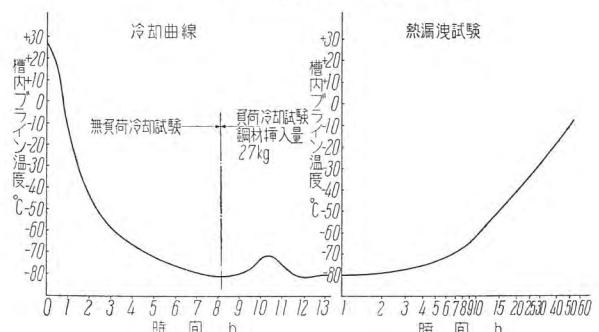
外形寸法	H×W×D 高温側 -25°C	755×1280×1405 低温側 -70°C
冷却槽	H×W×D 300×300×300	同左
冷凍装置冷媒潤滑油	F-12 冷凍機油 #150	F-22 SUNISO-3G
形 式	二元冷凍機	キャビネットビルトイン型

7 表 二元冷凍式一温槽式超低温装置

外形寸法	H×W×D	755×755×755
冷却槽	H×W×D -80°C	300×300×300
冷凍装置	6 表と同じ	
形 式	二元冷凍機	



10 図 一温槽式超低温装置
Fig. 10. Single temperature cooling tank super cold apparatus.



11 図 一温槽式超低温装置試験結果
Fig. 11. Test results of cascade system single temperature cooling tank super cold apparatus.

いずれも二元冷凍方式にして 8 図に示すは 6 表に示す如き仕様のもので中間温度と超低温度との二槽式であり 9 図にその試験成績を示す。

10 図に示すは一温度式の場合でその仕様を 7 表に示し 11 図に冷却試験結果および負荷鋼塊を浸漬した場合の温度経過を示す。

これらはいずれもエチルアルコールブラインを使用する場合である。

5. む す び

超低温装置は最近において発達しつつある冷凍機応用機器でこれによって多くの技術的進歩、改善が招来されているが、この技術がまだ新らしい分野であるために未知分野が多くとくにそれに用いられる各種の材料に多くの問題が存在してこれらは一層の研究が要望されている。

応用方向における一層の研究と相まってこの方面的冷凍技術がより一層進歩し、従来の -30°C 程度よりさらに進んで -100°C 程度まで冷凍機の応用を広めんとする飛躍期にあるといえるので、われわれは一層の研究と開発に意を注がんとしている次第である。

おなじみのデータの供与を受けた当所大森技師に謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) ASRE DATA BOOK BASIC VOLUME 6 Ed.
- (2) H. E. Rex. Flow Cycles in low Temperaturs Refrigeration Engg. Aug. 1948.
- (3) "Kinetic" Technical Bulletin B-2.
- (4) Sun Technical Bulletin B-3 (Revised).
- (5) "Kinetic" Technical Bulletin B-7.
- (6) R. S. JAMISON British Machinery Sept. 17. 1954. p. 603.
- (7) 芝龜吉 物理常数表
- (8) 理科年表

電気式空気清浄装置クリネヤについて

神戸製作所

斎藤 寛*

Cleanair—Electric Air Purifiers

Hiroshi SAITO

Kobe Works

The air conditioning has been increasingly employed in the ventilation of buildings of late, but this is not a sole means to answer the purpose. In the ventilated air are floating a countless number of dusts, which affect our health and deteriorate the quality of products, thus inflicting loss to a considerable extent. The ideal facilities must be provided with a combination of the air conditioning and air purifying apparatus to make perfection. In view of the above a new device "Cleanair" has been developed to supplant the old arrangement.

1. まえがき

われわれが一刻の休みもなく呼吸している空気中には、たくさんの大小さまざまな塵埃が浮遊しており、そのためわれわれは個人的にも社会的にもしらずしらずの間に測り知れない程大きな損害を蒙っている。ことに都会や工業地帯においてその悩みが次第に深刻の度を増してきつつあるのは周知のとおりである。健康管理や品質管理ももしその環境に細菌をも含めて浮遊塵埃というものが存在しないならば、それに費される人的物的の経費は恐らく半減し、能率や生産は倍加するであろうと考えられる。ところが皮肉なことには現代文明は種々の方法で日夜塵埃を発生させており、しかもこの塵埃の発生原因を除くということは極めて困難な問題である。卑近な例ではあるが、煙突から出る煤煙はもちろん巷を走り回る自動車にしても、その巻上げる砂埃、エンジンの排気あるいはタイヤの磨耗粉等はまさに塵埃発生機とも称すべき文明の所産である。さらに最近では日本にもときどき放射能雨が降るようになったが、これは放射能を有する塵埃が雨と共に降るので、塵埃の害もここまでくれば極まれりというべきであろう。

さてその浮遊塵埃の大きさと量であるが、われわれの肉眼で識別できる塵埃の大きさは大体 10μ (ミクロン) 以上あって、空气中に浮遊する塵埃の 85% は 10μ 以下であるといわれている。すなわち目に見えるような塵埃は空气中に浮遊する塵埃の中のほんの氷山の一角に過ぎず、われわれにとって真に有害な塵埃は普通肉眼では見えないような微小なものである。そして1表に示すように $0.5\sim3\mu$ 程度の塵埃が空気を汚染する度合が最も甚だしい。

一体人間は 30 日間食物を摂らなくても、また 7 日間水を飲まなくとも生きていることができるが、7 分間以上も空気を呼吸しなければ死亡するといわれている。また人間 1 人 1 日に呼吸する空気の目方は 1 日に摂取する飲食物の目方の 7 倍であるといわれている。われわれは埃のかかった食物は食べようとしないし、汚れた水は飲もうとしないのに、知らぬことはいいながらこの汚染した空気を常日頃あまり気にもかけずに呼吸しているのは、考えてみれば随分おかしな話である。今後とも文明の進歩はますます大気を汚染してゆくであろうし、その発生源を抑えることもまた困難であるとしたならば、われわれはわれわれの生活環境を少しでも塵埃の害から守

1表 空気中の浮遊塵埃の一例

塵埃の大きさミクロン (1/1,000mm)	0.01 ~ 0.20	0.20 ~ 0.50	0.50 ~ 0.90	0.90 ~ 1.60	1.60 ~ 3.10	3.10 ~ 6.90	6.90 ~ 16
塵埃の種類	シミの原因になるような煙霧状微粒子	同左	汚れの原因になるような煙霧状微粒子および煙霧状微粒子	汚れの原因になるような煙霧状微粒子および細菌の附着している塵埃	細菌が附着し肺疾患の原因になるよな塵埃この程度の塵埃が最も汚染度が大きい	同左	花粉熱やアレルギ性疾患の原因になる植物の胞子および花粉
1m ³ の空気中に浮遊する塵埃の数 ×10 ⁶	8650	635	194	56.5	21.2	2.12	0.0212
空気に対する汚染力の比較%	9.3	13.6	18	20	29	10	0.1

るべく努力しなければならないことを痛感する。

最近は建物内部の気温や湿度を制御して快適な雰囲気をつくるために、空気調和装置の必要が大いに認識されてきたことは結構なことであるが、さらに一步を進めて換気の清浄化ということも真剣に考えねばならない時代になってきた模様である。

空気清浄装置とか空気濾過装置とかいわれるものには、従来から各種のメカニカル・フィルタを使用したりサイクロンの原理を応用した機械式のものと、静電気集塵の原理を応用した電気式のものがある。ところが機械式のものでは 10μ 以下の微小塵埃が高い集塵効率をもって除去することは非常に困難であるから、われわれの集塵対象である空気中の 10μ 以下の塵埃はほとんど通過してしまい実際上役に立たない。一方電気式のものとしては従来からコットレル装置として知られているものがあり、これは理論的にも実際的にも 10μ 以下の微小塵埃を大部分除去することのできる装置である。しかしながら従来のコットレル装置はオゾンや窒素酸化物あるいは電離空気が多量に発生し、この装置を通過した空気の中にはなるほど塵埃はなくなっているが、これら副産物のガスが人体にとって有害な程その濃度が高いために、そのままでは換気用空気として使用することができなかつたのである。

当社のクリネヤもやはり静電気集塵理論を応用した空気清浄装置であるが、とくに換気用空気の清浄用に供すべく企図されたものであるから、コットレル装置とは異り有害ガスの発生は無視し得る程度に止められており、かつ 0.1μ 以上の塵埃に対して 90% という高い集塵効率を保証している。したがってクリネヤを通過した清浄空気はほとんど無塵無菌状態になるから、これを空気調和装置と共に建物内の換気施設に使用した場合は、真に理想的な環境が得られる訳である。

2. クリネヤの集塵機構

当社のクリネヤには後述のとおり各種型式のものがあ

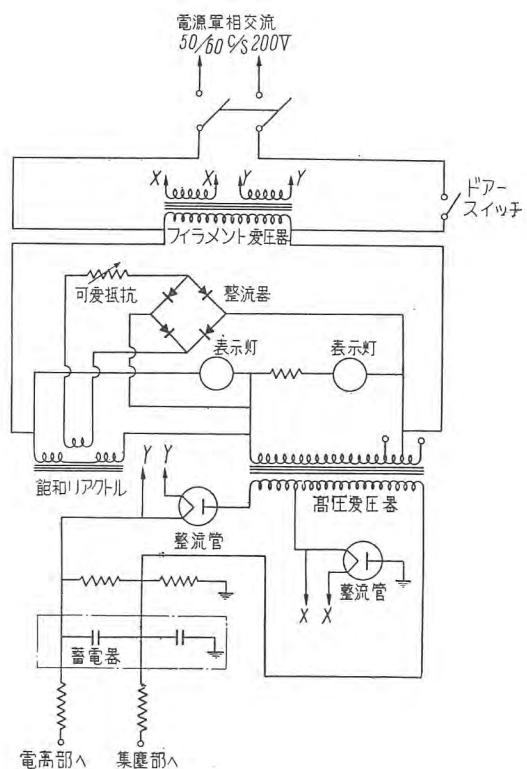
電気式空気清浄装置クリネヤについて・斎藤

るが、その基本的な集塵機構は型式や容量のいかんを問わずほぼ同一である。コットレル装置が塵埃粒子の荷電と集塵を同一電界で行う1段荷電型であるのに対し、クリネヤは塵埃を荷電する電離部とさらにそれを集塵する集塵部と称する2組の異った電界からなる2段荷電型の集塵機構を有するもので、これは空気中の浮遊塵埃の荷電は放電によるものであるから本質的に不平等電界を必要とするが、集塵はクーロンの法則に基く電気力によるものなる故平等電界の方が効果的であるという主旨に基いたものであり、これは特許(No. 141469)になっている。

クリネヤの集塵機構は電源部・電離部・集塵部の3部分からできており、つぎにそれについて説明する。

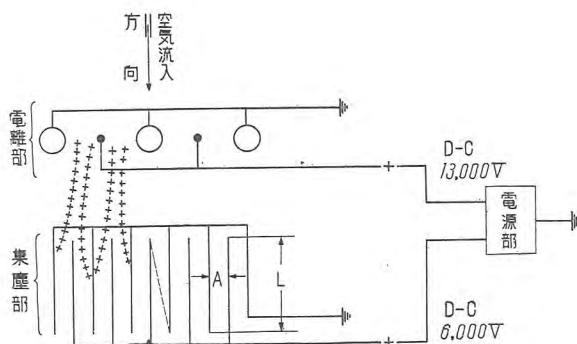
A. 電源部 (Power Pack)

電源部は高圧変圧器・整流管・コンデンサ等を1箇のケースに納めたもので、単相交流 50/60 c/s 100 あるいは 200V の電源から電力の供給を受け、これを倍電圧整流方式によって D-C 約 6,000 V を集塵部に、また D-C 約 13,000 V を電離部にそれぞれ供給する。その結線の一例を示せば1図のとおりであって、図中の飽和リアクトルは変圧器の一次・二次側回路の短絡による焼損を防止するためのものである。なおこのほかに変圧器自身が可飽和変圧器になって短絡保護をしているものもある。また電源部には集塵作用が具合よく行われているか否かを表示する表示装置（電流計あるいは表示燈）も併せ備えているのが普通である。



1図 電源部結線図

Fig. 1. Power source connection diagram.



2 図 集塵原理図

Fig. 2. Principle of dust collection.

イ. 電離部 (Ionizer)

電離部は直径約 30 mm のアルミニウム管を約 90 mm 間隔で一列に並べたものを接地電極とし、各アルミニウム管のちょうど真中に直径 0.18 mm の細いタングステン線を張ってこれを正極性の高電位極としたものである。そして高電位極に電源部から約 13,000 V の直流高電圧を印加して、隣接の接地極との間に高い電位傾度を有する不平等静電界を形成せしめる。しかるべきときは電極間の空気は放電によって正イオン化され、ここを通る塵埃粒子は正電荷を得る。

この高圧電界における塵埃粒子の荷電機構には、電界の電気力によって高電位極から接地極に向って運動するイオンが粒子に衝突付着する現象と、イオンがその分子運動による拡散作用によって粒子に付着する現象がある。1 箇の塵埃粒子に付着し得る電荷は、前者の場合は次式によって表わされる。

$$n = \frac{E_0 r^2}{e} \left(1 + 2 \frac{K-1}{K+2} \right) f(t) \quad \dots \dots \dots (1)$$

ここで、 n =荷電数 (e の倍数)

e =電子の電荷 (4.77×10^{-10} esu)

K =粒子の誘電率

E_0 =電離部の電界強度 (esu)

r =粒子の半径 (cm)

$f(t)=t$ の函数

ただし t は粒子が電離部を通過する時間 (sec) で、実際の場合 $f(t) \approx 1$ である。

また後者の場合は次式によって表わされる。

$$n = \frac{r k T}{e^2} \log_n \left(1 + \frac{\pi r c N_0 e^2}{k T} \cdot t \right) \quad \dots \dots \dots (2)$$

ここで、 k =ボルツマン常数

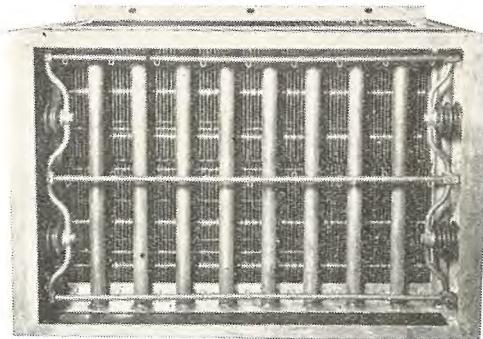
T =絶対温度 (°K)

c =イオンの平均速度 (cm/sec)

N_0 =イオン濃度 (箇/cm³)

他の記号は (1) 式に同じ

そして一般に直径約 0.5μ 以上の粒子に対しては電界の電気力による粒子荷電の方が優勢であり、イオンの拡散によるものは直径約 0.2μ 以下の粒子に対して優勢になる。両者の理論電荷量の比較例を 2 表に示す。



3 図 集塵ユニット

Fig. 3. Dust collector unit.

ウ. 集塵部 (Collector Cell)

集塵部は電離部の直後に置かれ、多数の正極性高電位極板と接地極板とを交互に約 8 mm 間隔で気流と平行に並べたもので、極板はいずれもアルミニウムの薄板からできている。そして高電位極には電源部から約 6,000 V の直流高電圧を印加し、隣接の極板間に強力な平等静電界を形成せしめる。そうすると電離部で正に荷電された塵埃粒子がここに進入してくれば、クーロンの電気力によって接地極板に向って推進されこれに付着してその電荷を失う。

集塵部の電界強度を E_1 (esu) とし、1 箇の塵埃粒子が電離部において ne なる電荷を与えられたものとすれば、この粒子は集塵部においては接地極板に向って neE_1 なる電気力の作用を受け、気流と直角方向の分速度を生ずることになる。そして空気中の粒子の運動は空気の粘性抵抗によって妨げられるから、 V_a を粒子の分速度 (cm/sec), $\bar{\mu}$ を空気の粘度 (poise) とすれば

$$\begin{aligned} neE_1 &= V_a \cdot 6\pi\bar{\mu}r \\ \therefore V_a &= neE_1 / 6\pi\bar{\mu}r \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (3)$$

すなわち荷電粒子に生ずる分速度は電界強度に比例する。集塵部の隣接極板間の間隔を A (cm) とすれば、この塵埃粒子が極板間を移動するに要する時間 t_a (sec) は

$$t_a = \frac{A}{V_a} = A \cdot \frac{6\pi\bar{\mu}r}{neE_1} \quad \dots \dots \dots (4)$$

また集塵部極板の気流方向の長さを L (cm) 気流の速度を V_g (cm/sec) とすれば、この塵埃粒子が気流に乗って集塵部を通過するに要する時間 t_g (sec) は

$$t_g = L/V_g \quad \dots \dots \dots (5)$$

2 表 塵埃粒子の理論的電荷量

粒子の半径 cm	粒子の直径 μ	誘電率 K	電界による 最大電荷 $E_0 = 5 \text{kV/cm}, n$	分子運動による 最大電荷 n
1×10^{-8}	20	1	1.05×10^4	2,100
1×10^{-8}	20	4	2.1×10^4	
1×10^{-8}	20	∞	3.15×10^4	
1×10^{-4}	2	1	105	207
1×10^{-4}	2	4	210	
1×10^{-4}	2	∞	315	
1×10^{-5}	0.2	1	1	19
1×10^{-5}	0.2	4	2	
1×10^{-5}	0.2	∞	3	

である。そして集塵部の高電位極板の入口端近くから出発した1箇の荷電粒子が、塵集部を通過しない間に隣接の接地極板の出口端にちょうど到達し得る如き気流速度 V_g が空気の最大許容速度になる訳である。よって(4), (5)を等しいとおけば、

$$t_a = t_g, \quad \frac{A}{V_a} = \frac{L}{V_g}$$

$$\therefore V_g = \frac{L}{A} \cdot V_a \quad \dots \dots \dots \quad (6)$$

最大の集塵量を得るために V_g ができるだけ大きいことが必要である。或る一定の電圧を印加された一对の高電位極板と接地極板においては、間隔 A が小さくなるに従って電界強度 E_1 は大きくなり、また一定の電界強度 E_1 に対しては V_g は A に反比例する。したがってこの集塵装置の集塵容量すなわち処理風量は、極板間隔を小さくすればそれに反比例する以上に増大させることができる。そしてこの極板間隔は工作上ならびに集塵上の必要限度によって決定されるものである。電離部における塵埃粒子の荷電はほとんど瞬間的に行われる所以、その通過速度（風速）はあまり問題にならないが、集塵部においては上述の理由で風速には自ら制限が設けられねばならない。このような見地からクリネヤの通過風速は集塵効率 90% のときは約 1.7 m/s, 集塵効率 85% のときは約 2 m/s をそれぞれ超えないようにしなければならず、これによってクリネヤの最大処理風量が決定されるのである。

エ. 粘着剤 (Adhesive Oil)

集塵部の接地極板上に捕集された塵埃は、それ自身の粘着性だけでも板面にかなりよく付着し、板を叩いたり振動させたりした位ではなかなか落ちないものである。しかしながら塵埃が板面に次第に堆積してゆくにつれて、微小な塵埃粒子も凝集して塊になると気流によって板面から剥離し、清浄化された空気と共にクリネヤから出てゆくことがある。ことに工業地帯等で塵埃量が比較的多い場合にはこのような傾向を生ずる可能性がある。またクリネヤでは常に高い集塵効率を維持するために普通1カ月に1ないし2回位の割合で電離部や集塵部を洗浄し、捕集塵埃を下水へ洗い流してやらなければならない。この場合には約 60°C の温水をスプレーにして電離部や集塵部に吹付け、付着塵埃を洗い落す訳であるが、塵埃の種類によっては温水で洗っただけでは落ちない場合もある。したがって捕集塵埃を電極面に固着させておくためと、温水できれいに洗い落せるようにするためとの二つの目的をもって、洗浄後に特殊の粘着剤を電離部や集塵部に散布し、電極面に薄い油膜を形成させるようになっている。この粘着剤は鉛油と洗浄剤の混合液であって、この使用により集塵効果の向上と洗浄操作の簡便とが併せ得られるのである。この粘着剤は Shell Oil Co. の製品である。

オ. 特長

クリネヤは上述の如き集塵機構を有するために、下記のような種々の特長がある。

(1) 印加電圧が従来の一段荷電型(コットレル装置)の数万ないし 10 数万 V に比して 13,000 V という低い電圧で済むこと、このために電離部の放電によって生成されるオゾンや窒素酸化物の発生量は無視し得る程微小である。

(2) 高電位極を正極性にしていることもこれらガスの発生量を少くすることに役立っている。普通のコットレル装置では安定放電を得易いという理由で高電位極を負極性にすることが多く、このような場合はオゾンや窒素酸化物の発生量が比較的多いといわれている。

(3) 電離部で生成される電離空気は集塵部を通る間に放電してしまうから、クリネヤを通過した清浄空気中には電離空気はほとんど含まれない。したがって一段荷電型のもので問題になるオゾン、窒素酸化物および電離空気の人体に対する影響は無視することができ、安心して換気装置に使用することができる。

(4) 微小塵埃が捕集できること。0.1 μ 程度の微小塵埃を除去できるものは現在のところ静電気式集塵装置以外ではなく、しかもクリネヤはとくにこれら微小塵埃を 90% という高い集塵効率をもって除去するように最も効果的に設計されているから、クリネヤを通過した清浄空気はほとんど無塵無菌状態になる。

(5) メカニカル・フィルタを使用した機械的な空気濾過装置は空気抵抗がかなり高く、しかも集塵が進むにつれてフィルタが目詰り気味になるから空気抵抗も次第に高くなってゆくが、クリネヤは空気抵抗が極めて低く僅か数 mm. Aq に過ぎない。しかも集塵部に捕集塵埃が堆積しても空気抵抗にはほとんど変化がない。

(6) 集塵中に駆動する部分がないから運転は静肅であり、かつ消耗部品の寿命が長いために保守も容易である。

(7) 集塵部分はアルミニウム製であるから耐食性が大でありかつ軽量である。

(8) 消費電力が極めて僅少であるから維持費が低廉である。

(9) 捕集した塵埃は周期的に温水を噴射して洗浄し、しかも洗浄後は粘着剤を集塵部や電離部に散布するから、塵埃処理が簡単に済み常に高い集塵効率を維持することができる。

(10) 高電圧部に対する安全装置には万全を期してあるから、点検や修理の際に電源を切るのを忘れても高電圧部に触れることによる感電の危険は絶対にない。

3. 集塵効率

集塵効率とは空気清浄装置を通過する空気中の浮遊塵埃を、空気清浄装置によって何%除去し得るかを表わすもので、各種空気清浄装置の性能を評価する上に重要な

数値である。集塵効率の決定には種々の方法があるが、いずれも一長一短があり未だ完全な方法は確立されていない。したがって一つの測定方法による値はこれを他の測定方法によるものと比較することはできず、また或る大きさの塵埃に対して得られた値はこれと異なる大きさの塵埃に対しては同一方法をもってしても得られないものである。

機械的な空気清浄装置の集塵効率の決定には、空気清浄装置の空気流入側と流出側における同一空気量中の塵埃量をそれぞれ測定し、両者の差を空気流入側の塵埃量で除したもののもって集塵効率とする重量法が一般に採用されている。ところが空気中に浮遊する塵埃は大小さまざままであり、たとえば 70μ の粒子 1 箇は 0.3μ の粒子約 1,200 万箇に相当するから、重量法による集塵効率はほとんど大きな塵埃によって左右され、捕集される塵埃粒子が大きければたとえ捕集されないで通過してしまう微小塵埃がたくさんあっても高い集塵効率が得られることになり、クリネヤのように 0.1μ 程度の微小塵埃をも除去する如きものに対しては不適当である。したがってクリネヤの集塵効率決定には、微小塵埃の影響をも充分に見込むことのできるような測定法でなければならない。この目的に叶うものが米国の国家标准局(The U.S. Bureau of Standards)で公認されている Blackness Test と称する方法である。これは空気清浄装置の空気流入側と流出側の空気の物を汚す力の大小、すなわちそれらの空気がどの位汚れているかということを比較測定する方法であるから、塵埃粒子の大小ということとは直接関係がない。したがってこの Blackness Test は微小塵埃に対する集塵効率決定法として今日最も権威のあるものとされている。機械的な空気清浄装置でも重量法で測定した場合は 80~90% の集塵効率が得られるので、巷間では高効率を宣伝している場合があるが、これを Blackness Test にかけてみると僅かに 20~30% 程度の集塵効率しか得られないものである。一方クリネヤにお

いては Blackness Test によって 0.1μ 以上の塵埃に対して 90% の集塵効率が得られるのであるから、いかに両者の差が甚だしいかが推察されよう。

つぎに Blackness Test の原理を述べる。空気清浄装置の空気流入口と流出口にそれぞれダクトを連結し、ファンによって空気を送る。空気流入側と流出側からそれぞれパイプを引出してこれらを No. 1, 2, 3 の各フィルタに導く。採取空気は 4 図の最下部にある真空ポンプによってそれぞれのパイプに吸引される。この場合各パイプに吸引される空気量は、パイプの途中にある真空計および流量調節弁によって試験中いずれも同一になるようにしておく。フィルタは白色濾紙を使用し、これをガラス容器の中に納めておく。

あらかじめ全試験時間を定めておき、この時間を 100% とする(たとえば 10 分間)。そしてこの全試験時間にわたり No. 1 のフィルタに清浄空気を通す。またこの全試験時間中の $x\%$ に相当する時間(たとえば 10% 1 分間)は No. 2 のフィルタに汚染空気を通し、残りの時間(たとえば 9 分間)は切換コックを操作して汚染空気はすべて No. 3 のフィルタに通す。この場合汚染空気は全試験時間の大部分を No. 3 のフィルタに通ることになるから、No. 3 のフィルタは次第に汚れて空気抵抗が増し、No. 1 のフィルタを通る空気量と一致しなくなる。したがって No. 3 の流量調節弁を開きながら No. 1 と No. 3 のフィルタを通る空気量を、常に最初と同一になるように保ってゆかなければならぬ。

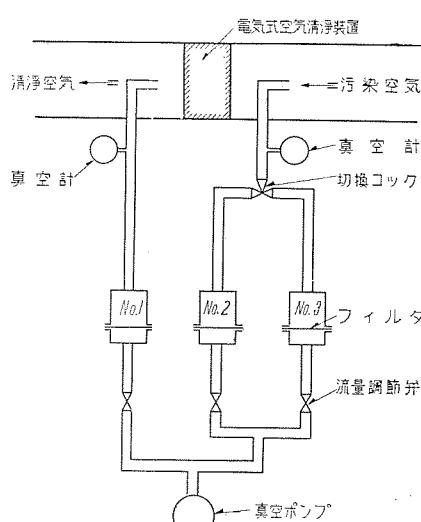
全試験時間終了後 No. 1 と No. 2 のフィルタの汚れ(黒さ)を比較する。もしも両者の汚れ方が同一であれば $(100-x)\%$ すなわち汚染空気を No. 3 のフィルタに通していた時間に相当する%(たとえば 90% 9 分間)をもってこの空気清浄装置の集塵効率とする。したがって No. 1 のフィルタの方が No. 2 よりも汚れていれば集塵効率は $(100-x)\%$ 以下、逆に No. 2 の方が No. 1 よりも汚れていれば集塵効率は $(100-x)\%$ 以上ということになる。このようにしてもしも両者の汚れが一致しない時は、さらに x の値を変えて試験をしてゆけば同一汚れを生ずる時間 $x\%$ が求まり、正確な集塵効率 $(100-x)\%$ を得ることができる。

4. クリネヤの型式

以下に当社が製作するクリネヤの各種型式について説

3 表 キャビネット型クリネヤの種類

型 名	最 大 处 理 風 量	
	集塵効率 90 %	集塵効率 85 %
CC-1A	$34m^3/min$ ($1,200cfm$)	$42m^3/min$ ($1,500cfm$)
CC-2A	68 " ($2,400\text{ "}$)	84 " ($3,000\text{ "}$)
CC-1B	28 " ($1,000\text{ "}$)	34 " ($1,200\text{ "}$)
CC-2B	56 " ($2,000\text{ "}$)	68 " ($2,400\text{ "}$)
CC-3B	84 " ($3,000\text{ "}$)	102 " ($3,600\text{ "}$)
CC-4B	112 " ($4,000\text{ "}$)	136 " ($4,800\text{ "}$)



4 図 Blackness Test 説明図
Fig. 4. Explanation of Blackness test.

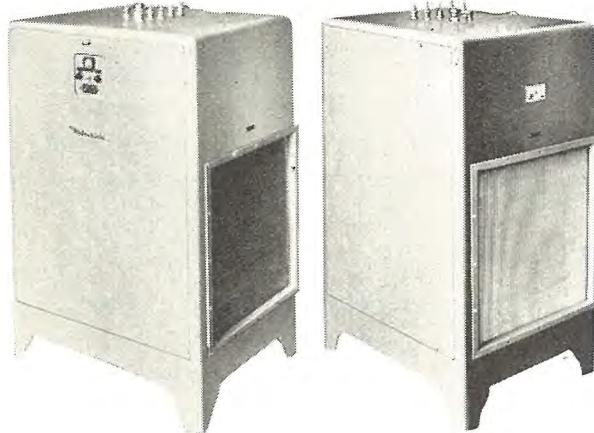
明する。

ア. キャビネット型 (CC 型)

この型式には3表に示す如きものがある。電源はいずれも単相交流 50/60 c/s 100 V で、所要電力は 70 ないし 140 W である。

CC-A 型は室内に設置しても他の調度品とよく調和するようにその外観意匠や形態にはとくに意を用いてある。

そして電源部・電離部・集塵部・洗浄部等はすべてキャビネット内に納めてあり、これらはキャビネット表面



5 図 CC-1A 型外形写真

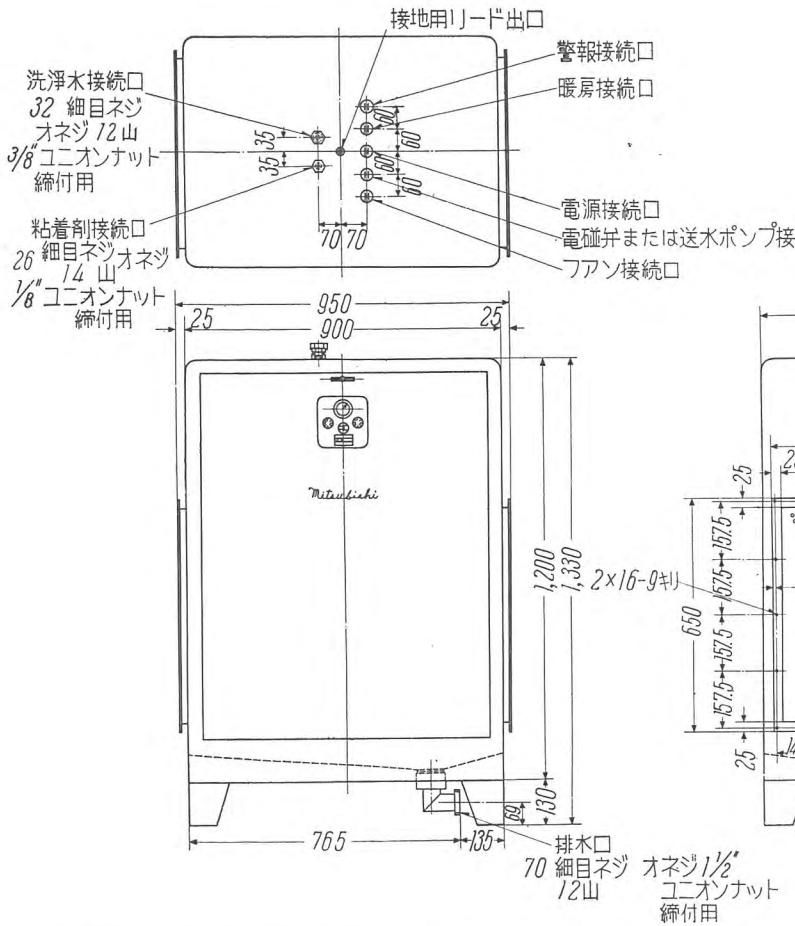
Fig. 5. Appearance of type CC-1A.

の制御盤上のスイッチによって容易に操作することができる。とくに洗浄操作は最初に洗浄スイッチを入れさえすれば、以後は限時继電器の働きによって所定の洗浄行程が行われ、一定時間後には自動的に集塵作用が再開されるようになっている。したがってその取扱いは至極簡単で、何等危険を伴わずに操作することができる。5 図に CC-1A 型の外形写真を、また 6 図には外形図を示す。

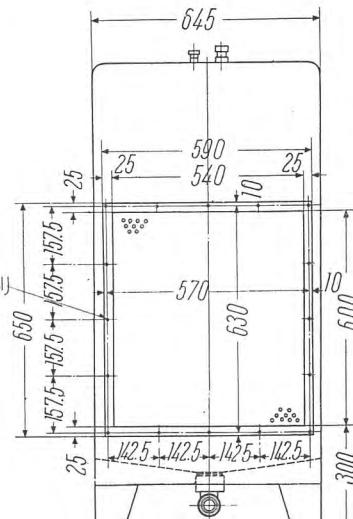
CC-B 型は機構をできるだけ簡単化してコストの低減を計り、広く一般の需要に応えるべく製作されたものである。これは簡単なキャビネット内に電離部・集塵部・洗浄部等を納め、電源部はキャビネットの側面に取付けたもので、床上に設置することもできればまた天井から懸垂させることもできる。集塵作用をやらせる時は電源部にある断路器を ON にし、集塵-洗浄スイッチを集塵側に倒す。また洗浄をする時は断路器を OFF にして切換スイッチを洗浄側に倒し、所定の洗浄時間が終ったら切換スイッチを集塵側に倒し、内部の排水乾燥のために暫くの時間をおいてから断路器を ON にして集塵作用を再開させる。このように洗浄操作の制御をすべて手動で行うところが CC-A 型と異なる点である。7 図に CC-1B および CC-2B 型の外形図を示す。

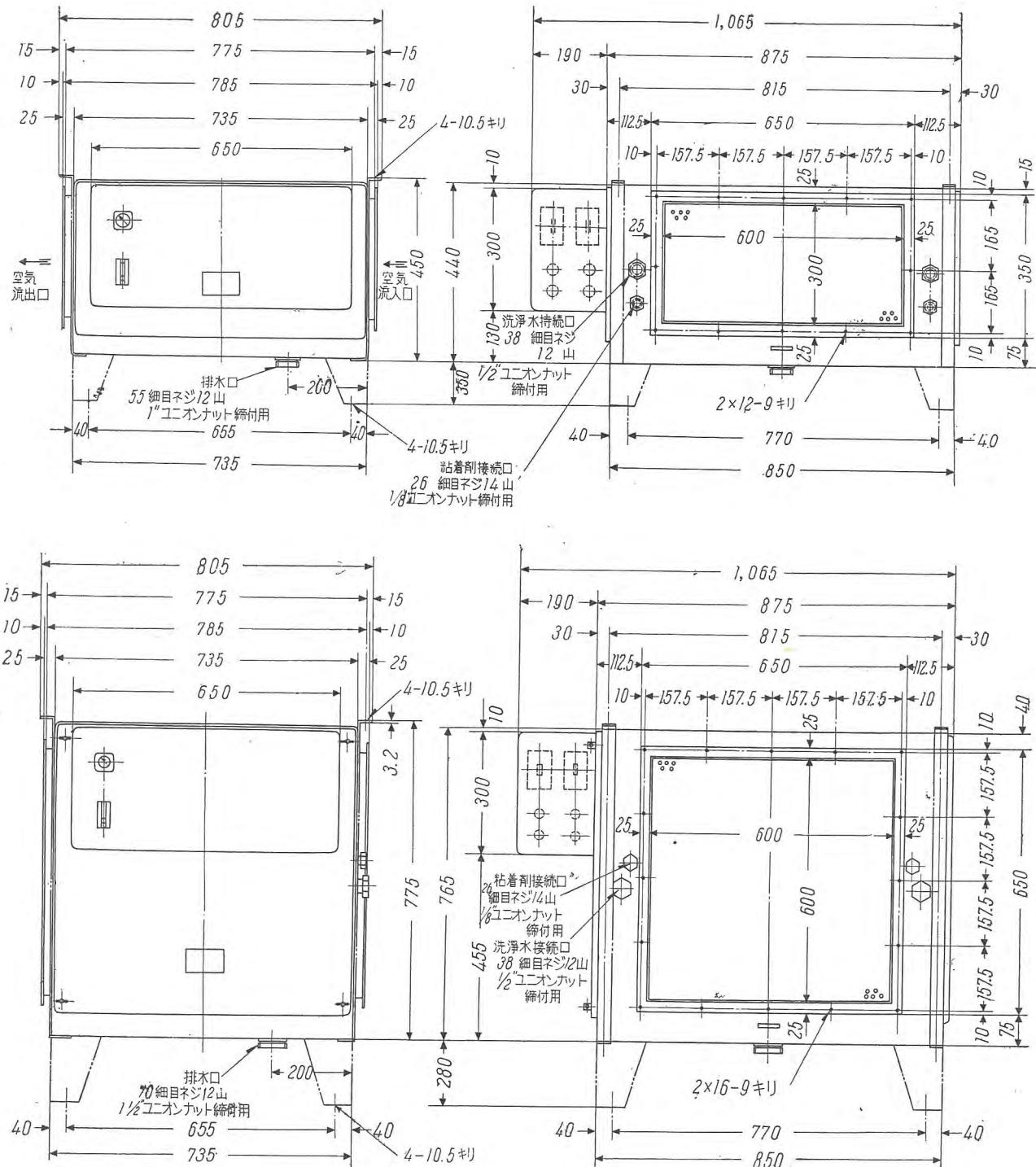
イ. 普通型 (CG 型)

この型式には集塵効率 90 % で最小 38 m³/min (1,340 cfm) から最大 3,650 m³/min (129,000 cfm) 及の風量を処理するものがある。この型式のものは電離部と集塵



6 図 CC-1A 型外形図
Fig. 6. Appearance of type CC-1A.





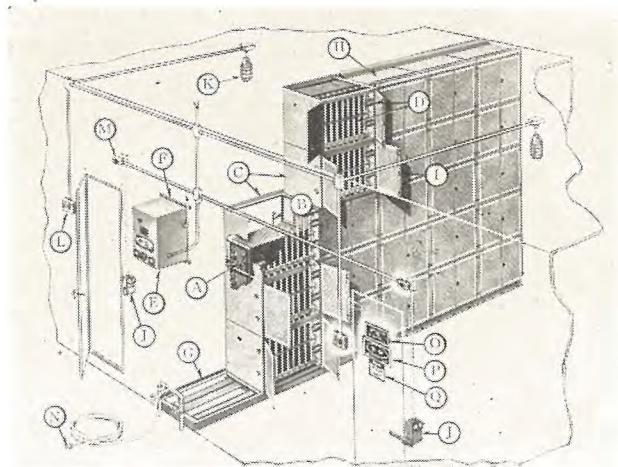
7 図 CC-1B 型, CC-2B 型外観図

Fig. 7. Appearance of type CC-1 B and type CC-2 B.

部を1箇のアルミニウム製の枠に納めてこれをユニット(4図参照)とし、風量に応じて所要数のユニットを縦横に積重ねるものである。電源部は数箇のユニット当たりに1箇の割合で付け、これをダクト外の適当な壁面に取付ける。

ユニットの大きさは幅900mmのものと600mmのものがあり、高さおよび奥行はいずれも600mmであって、これを適当に組合せることによって広範囲の風量に応ずることができる訳である。洗浄操作は作業者がノズ

ルを持って行う手動洗浄方式が立前であるが、クリネヤの容量が大きくなると手動洗浄では煩雑になるので、簡単な自動洗浄機構を附加することができる。このような自動洗浄機構をもったものを洗浄管走行型(CH型)と称する。これはクリネヤの空気流入側に多数のノズルの付いた1本の垂直管があり、これがダクトの外側にある洗浄制御盤のスイッチの操作によって集塵ユニット列の前面を左右に走行し、各ノズルから洗浄水あるいは粘着剤を扇形状に噴射して集塵ユニット内部の洗浄あるいは



8 図 主要構成部品 (CG 型)
Fig. 8. Principal components of type CG.

は粘着剤の吹付けを行う仕掛けになっている。8図にCG型の主要部品を示す。

ウ. 外被型 (CE 型)

前述の普通型は小型の集塵ユニットを風量に応じて適当数積重ねればよく、その組合せ方によって風道計画に最適の縦横比のものが得られるという特長があるが、その反面据付のための基礎工事や設置作業が繁雑になる嫌いがある。外被型はこの難点を解決するために計画されたもので、洗浄水供給装置とか粘着剤撒布装置以外の一切の必要部品を1箇のケースに納めたものである。したがって使用する場合は工場から出荷されてきたこの装置を所定の場所に設置して配管や配線を施し、その空気流入口をダクトと連結するだけで直ぐにも運転することができる。外被型の洗浄方式は前述のCH型と同様な自動洗浄機構を備えている。

外被型はケースの大きさを標準化しており、工場でケース内に必要部品を取り付けた上で出荷する。したがってケースの大きさも普通の貨車積ができる程度に止めてあるから、その処理風量も集塵効率90%のときに $240 \text{ m}^3/\text{min}$ ($8,500 \text{ cfm}$)から $940 \text{ m}^3/\text{min}$ ($33,200 \text{ cfm}$)の範囲であり余り大きなものはない。9図には外被型の一例としてCE-830型クリネヤの外形図を示してある。この装置の概略仕様はつぎのとおりである。

型式 外被型クリネヤ CE-830

最大処理風量 集塵効率90%の時 $680 \text{ m}^3/\text{min}$
($24,000 \text{ cfm}$)
" 85% $810 \text{ m}^3/\text{min}$
($28,600 \text{ cfm}$)

電源部 2 箇

電 源 単相交流 $50/60 \text{ c/s}$, 200 V

電気式空気清浄装置クリネヤについて・斎藤

キャビネット型以外は電源電圧は 200 V が標準である。

消費電力 約 700 W

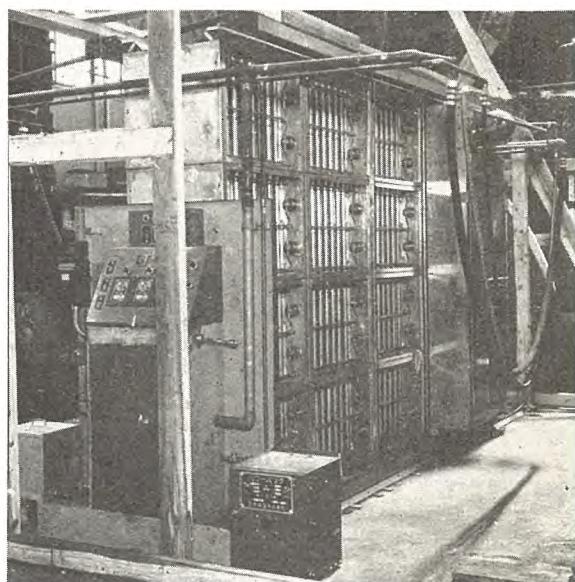
1回分洗浄水所要量 $1,200 \text{ l}$

1回分粘着剤所要量 12 l

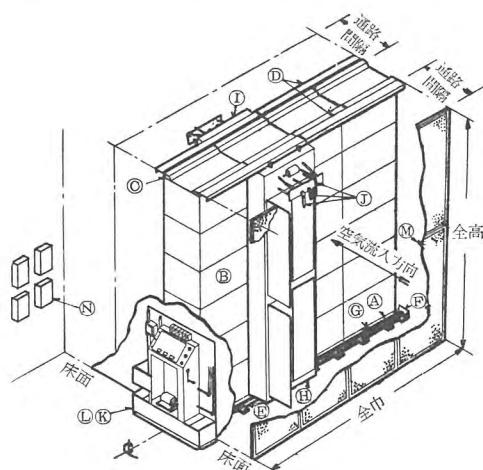
全 重 量 $1,800 \text{ kg}$

エ. 自動洗浄型 (CW 型)

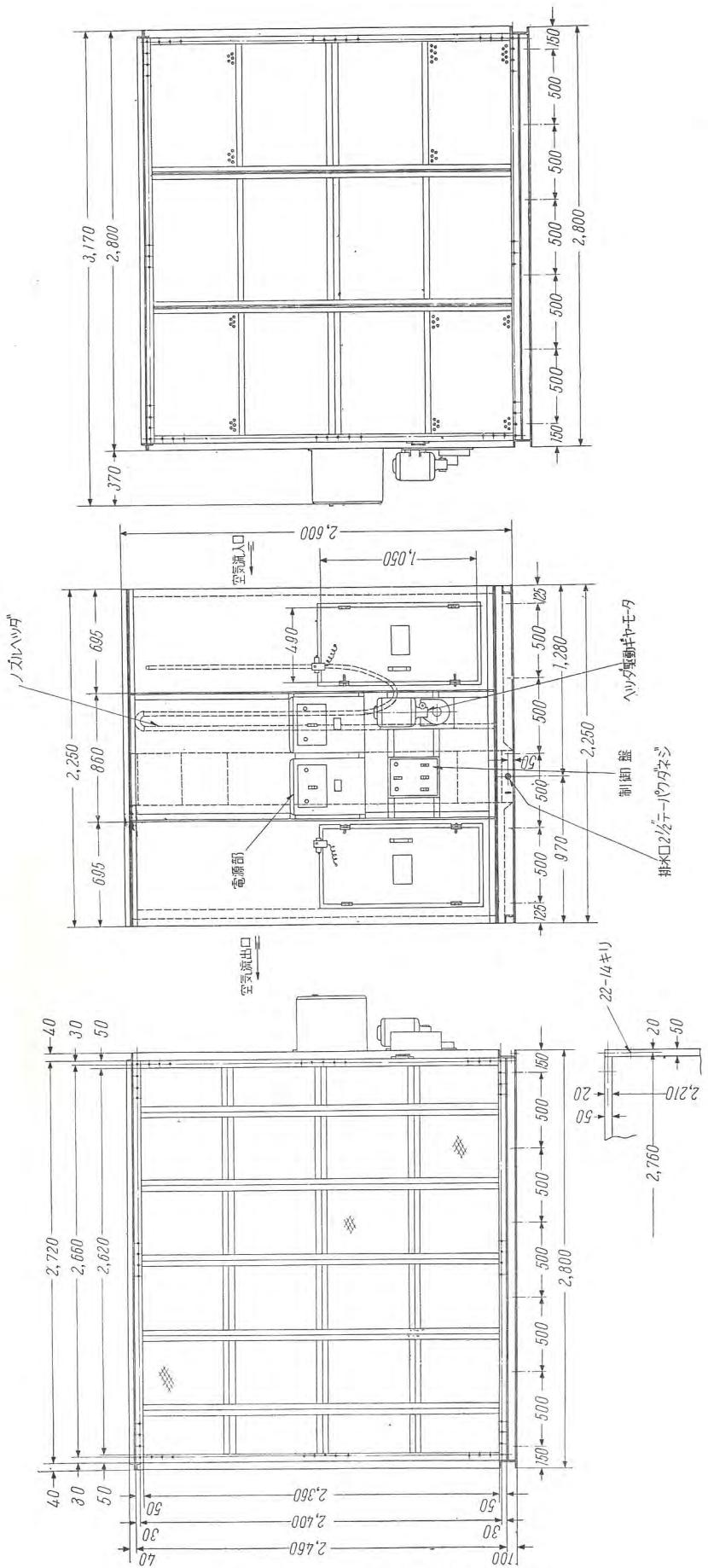
この型式のものは前述のゼネラル型の空気流出入面に一对の自動洗浄箱を置き、洗浄の際に集塵ユニットの一列宛をこの一对の洗浄箱で前後から包囲し、順次に洗浄および粘着剤撒布を行ってゆくものであって、洗浄箱の位置決めおよび運転はダクト外の操作盤によって操作す



10 図 CW 型外形写真 (空気流入側)
Fig. 10. Appearance of type CW. (air inlet side)



11 図 主要構成部品 (CW 型)
Fig. 11. Principal components of type CW.



9 図 CE-830 型 外形図
Fig. 9. Appearance of type CE-830.

ることができる。しかも洗浄・排水・粘着剤撒布とい一連の洗浄行程は操作盤の限時继電器によって自動的に制御される。したがってクリネヤの大きさが手動洗浄方式のように作業者の身長によって制限されることがないから、遙かに大きな装置でもこの自動洗浄機構によって充分かつ容易に洗浄することができる。また前述の CC 型、CH 型および CE 型はいずれも自動洗浄機構を備えているが、これらは洗浄時には必ず集塵作用を一時中止させなければならない。しかるにこの CW 型においては洗浄の際はこの装置の僅か一列分の集塵ユニットが一時休止するだけで、残りの集塵ユニット列は引き続き集塵作用を行うから、いわゆる連続集塵を行うことができるという大きな特長がある。そしてこのような場合には、洗浄操作を行わないときは集塵効率 90% で使用し、洗浄のために一部の集塵が休止したときにも集塵効率は 85% 以下にならぬようにクリネヤの容量を定めてある。CW 型クリネヤの処理風量の範囲は 800 m³/min (28,200 cfm) 以上である。10 図には CW 型クリネヤの空気流入側を、11 図にはその主要部品図をそれぞれ示す。

5. む す び

クリネヤの如き二段荷電型静電気式空気清浄装置は特許の関係でわが国では当社以外に製作権はなく、当社においてもここ数年前までは試作的段階に止っていた。したがってこの種空気清浄装置の普及は遅々として進まず、僅かに製薬会社等の極く限られた範囲で利用されていたに過ぎなかった。しかもそれらは全部輸入品であるために輸入申請・外貨割当等の面倒な手続が介在し、手軽に入手できる筋合のものではなかったのである。しかしながら換気の清浄化に対する世間一般の認識が高まるにつれて、各方面からその国産化が要望されるに及びここに当社は上述の如き一連のクリネヤの本格的生産に乗出した次第である。

静岡工場の紹介

お茶、みかん、わさび漬で有名な静岡に昨年4月より当社の冷凍機械専門工場設立を計画中のところこの度いよいよ操業開始したので紹介する。

当工場は近年、冷凍機ならびにその応用品の増大する需要に備えて新設されたもので静岡駅より東南3糠の位置にある。付近には弥生文化の跡を留める登呂の遺跡があり、久能山東照宮をはじめ景勝の三保の松原をひかえている。東に麗峰富士を仰ぎ日本平の山裾は半糠の近くまで迫っているなど極めて風致にめぐまれた地点である。

主工場は鉄骨スレート葺で内部は白ペンキ塗りで明るく機械加工の精度は質的に向上しつつある。圧縮器は次第に密閉型が多くなる趨勢にあるので組立室の一部に恒温恒湿組立室を設けた。検査試験についてもその規模を増大すると共に夏季以上の温度に耐えるように厳重な管理がなされている。製作している主なる機種は船舶・車両・輸出用冷凍機・冷凍装置・電気冷蔵庫・電気暖房器・集電装置電気機械器具などである。

最近冷凍機の使用されている傾向をみると作業室における空気の温度湿度を調整する調和装置に使用される分野の需要が非常に多くその目的とされるところは「製造

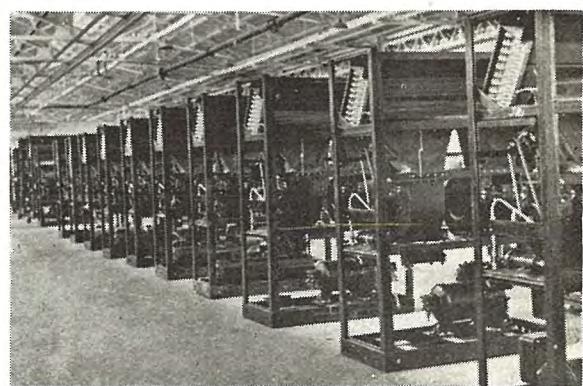
されるところの物自身の品質の安定と向上ならびにその歩留がよくなり、したがって生産能率の増加に役立つこと」が明らかになったためである。

これら使用目的の主なものとして精密機械製造、計器類の製造・光学レンズ製造・写真フィルム製造・紡績・製薬・火薬の製造合・成樹脂製造の過程等に用いられた繭や蚕卵の飼育、新茶の貯蔵があり、また設備機械の故障排除と耐用年数の向上のために電話の自動交換室、配電会社その他では無線通信機械室、あるいは新聞社の印刷室等がある。医療関係では病室はもとより外科手術室、レントゲン撮影および透視室の冷房空気調和、貯蔵においては人間の血液、優良牛の人工受精用の精液および医学研究用無菌飼育装置とそれらに類するバクテリヤの培養貯蔵の恒温槽、薬品の貯蔵があり、食品衛生関係では牛乳の貯蔵や清涼飲料水製造過程等、公衆衛生の面では多数の人が集まる劇場、百貨店、食堂等がある。

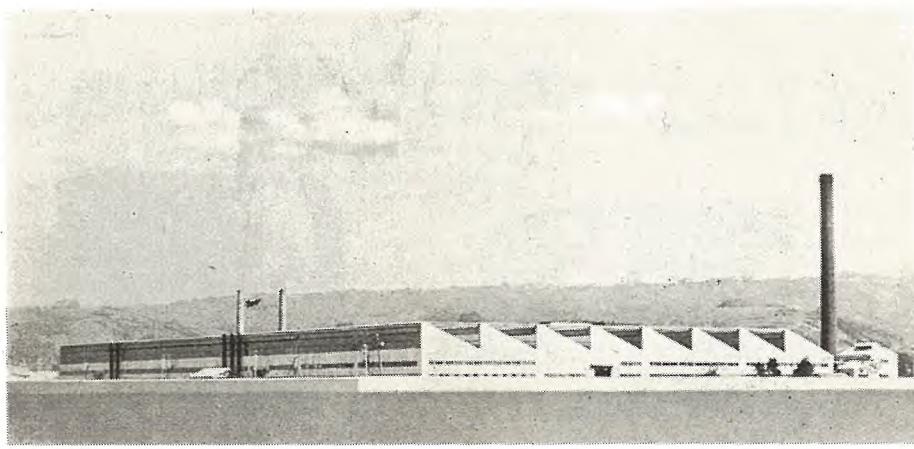
以上の如く用途が次第に拡大される傾向にありこれらの使命を考えると品質の向上はもとよりコストの削減に努め、国内のみならず東南アジアおよび南方亜熱帯地域にも大いに輸出し社会文化に寄与すべく工場長以下日夜精励している。



①



②



③

① 出荷を待つ家庭用冷蔵庫

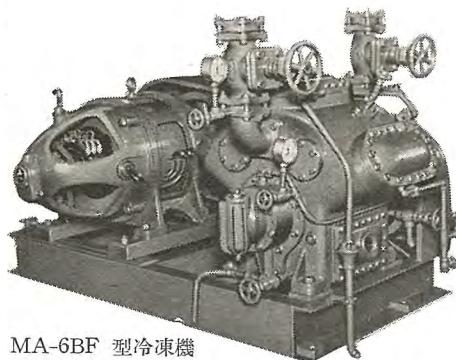
② 量産中のユニティ

③ 静岡工場全景

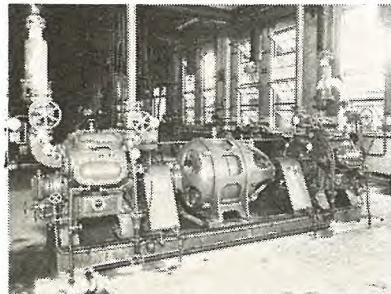
冷凍機および応用品紹介

MA型冷凍機

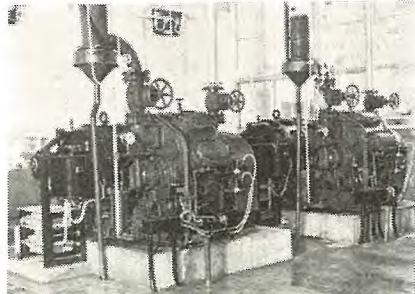
MA型冷凍機は長崎製作所で生産されている高速多気筒型であって、冷房用、漁船用、製氷凍結等に近年需要が増加しているものである。



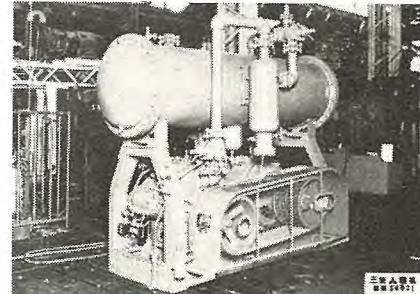
MA-6BF 型冷凍機



MA-8D8 型冷函機



MA-8B 型冷函機



MA-8SUB 型冷函機

MA型三菱冷凍機の標準仕様

型 式		回転数 r.p.m.		気筒数×径(耗) ×行程(耗)	駆動電 動機 (HP)	冷 凍 能 力 kcal/Hr				外 形 尺 法 W×L×H (耗)	重 量 kg	接 続 管			
区 分	型 名	50c/s	60c/s			-15°C	-5°C	0°C	+5°C			吸 入 管 時	吐 出 管 時	冷去水 管時	
フレオン用 冷凍機	コンデン シングュ ニット	MA-4UB-F	1000	4 × 115 × 90	50	52300	81100	99000	119700	1395 × 2895 × 2300	3300	2½	2	2½*	
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-6UB-F	1000	6 × //	75	78500	121700	148500	179600	1576 × 2945 × 2550	4050	3	2½	3 *	
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-8UB-F	1000	8 × //	100	104000	162300	198000	239500	1645 × 2995 × 2300	4750	4	3	3½*	
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-4B-F	1000	4 × 115 × 90	50	52300	81100	99000	119700	1145 × 2050 × 1300	1510	2½	2	½	
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-6B-F	1000	6 × //	75	78500	121700	148500	179600	1165 × 2105 × 1320	1770	3	2½	½	
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-8B-F	1000	8 × //	100	104600	162300	198000	239500	1180 × 2120 × 1500	2150	4	3	½	
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-4C-F	975	880	4 × //	50	50700	79800	96500	116000	880 × 2490 × 1300	1450	2½	2	½
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-6C-F	//	//	75	76500	118000	145000	174500	990 × 2540 × 1320	1700	3	2½	½	
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-8C-F	//	//	100	102100	158500	193000	234000	1020 × 2650 × 1500	1990	4	3	½	
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-4D6-F	//	//	10 × //	100	127200	197800	241500	290500	1020 × 4100 × 1320	2500	2½-3	2-2½	½ × 2
アンモニア用 冷凍機	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-6D6-F	//	//	12 × //	125	153000	236000	290000	349000	990 × 4100 × 1425	2690	3 × 2	2½ × 2	½ × 2
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-8D6-F	//	//	14 × //	150	178600	276500	338000	418500	1050 × 4050 × 1570	3000	3-4	2½-3	½ × 2
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-8D8-F	975	880	16 × 115 × 90	175	204200	317000	386000	468000	1020 × 4150 × 1615	3190	4 × 2	3 × 2	½ × 2
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-4B-N	1000		4 × 115 × 90	50	87100	140300	173300	212300	1145 × 2050 × 1300	1510	2½	2	½
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-6B-N	1000		6 × //	75	131000	210400	260000	318400	1165 × 2115 × 1320	1770	3	2½	½
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-8B-N	1000		8 × //	100	174600	280500	346700	424600	1180 × 2120 × 1500	2150	4	3	½ × 2
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-4C-N	975	880	4 × //	50	85000	137000	168000	207000	880 × 2490 × 1300	1450	2½	2	½
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-6C-N	//	//	6 × //	75	127800	205500	254000	311000	990 × 2540 × 1320	1700	3	2½	½
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-8C-N	//	//	8 × //	100	170000	273000	339000	414000	1020 × 2650 × 1500	1990	4	3	½ × 2
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-4D6-N	//	//	10 × //	110	212800	342500	422000	518000	1020 × 4100 × 1320	2800	2½-3	2-2½	½ × 2
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-6D6-N	//	//	12 × //	125	255600	411000	508000	622000	990 × 4100 × 1425	2690	3 × 2	2½ × 2	½ × 2
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-8D6-N	//	//	14 × //	150	297800	478500	593000	725000	1050 × 4050 × 1570	3000	3-4	2½-3	½ × 3
	コ ン ブ レ ッ サ ー ユ ニ ツ ト	MA-8D8-N	975	880	16 × 115 × 90	175	340000	546000	678000	828000	1120 × 4150 × 1615	3190	4 × 2	3 × 2	½ × 4

[注] 型名 N アンモニヤ F F-12

駆動方式 B ベルト C 直結 D 串型

数字 気筒数を表わす

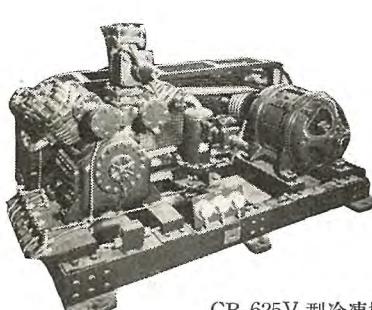
外形寸法は 50c/s の場合を表わす

冷凍能力は F-12 の場合は凝縮温度 32°C。アンモニヤの場合の凝縮温度は 30°C とし 50s/c の場合の能力を示す。

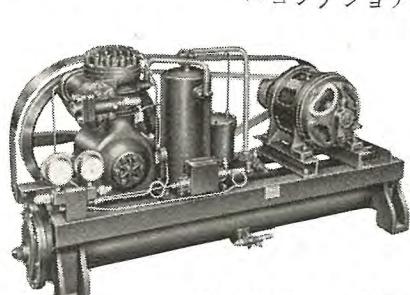
駆動電動機馬力は F-12 の場合は蒸発温度 +5°C アンモニヤの場合は -15°C の時を示す。*コンデンサ冷却水管

中、小型冷凍機

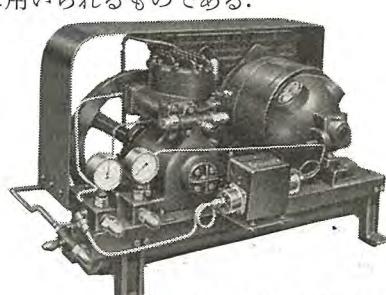
静岡工場では主として小型冷凍機およびその応用品を作製しているが、冷房用、冷蔵庫用、パッケージ型エヤーコンデショナ等に用いられるものである。



CB-625V 型冷函機



CW-6500T 型冷函機



CA-650H 型冷函機

フレオソ-12 冷凍機性能表 (1)

機種	用途	吸込ガス温		電動馬力	回転数	冷凍能力	冷却水量	気筒数	筒径	機械寸法	重量
		°C	H.P.								
CA602B	高温	-5	1/4 単相	480	290	空気温度	2	325	67		
	中温	-15	1/4〃	480	195	32°C	30	485	67		
	低温	-25	1/4〃	480	110		30	603	67		
CA650H	高温	-5	1/2 単相	340	920	空気温度	2	483	113		
	中温	-15	1/2〃	410	770	32°C	45	508	113		
	低温	-25	1/2〃	490	550		47	805	113		
CA6100H	高温	-5	1 3相	400	1080	空気温度	2	483	126.8		
	中温	-15	1〃	480	900	32°C	45	508	126.8		
	低温	-25	1〃	550	620		47	805	126.8		
CA6200R	高温	-5	2 3相	310	2610	空気温度	2	697	303		
	中温	-15	2〃	400	2410	32°C	58	690	303		
	低温	-25	2〃	480	1890		85	1105	303		
CW6100H	高温	-5	1 3相	410	1250	160	2	471	123		
	中温	-15	1〃	490	1000	140	45	414	123		
	低温	-25	1〃	575	750	95	47	812	123		
CW6200R	高温	-5	2 3相	400	3700	490	2	697	257		
	中温	-15	2〃	490	2850	360	58	507	257		
	低温	-25	2〃	550	2250	300	85	1050	257		
CW6300R	高温	-5	3 3相	550	5050	740	2	697	270		
	中温	-15	3〃	650	3750	520	58	507	270		
	低温	-25	3〃	650	2650	390	85	1050	270		
CW6500T	高温	-5	5 3相	440	9000	1200	2	804	560		
	中温	-15	5〃	480	5200	890	85	575	560		
	低温	-25	5〃	550	4800	650	100	1605	560		
CW6750T	高温	-5	7.5 3相	600	12000	1760	2	804	575		
	中温	-15	7.5〃	650	7050	1330	85	575	575		
	低温	-25	7.5〃	650	5670	840	100	1605	575		

備考 1. この性能は凝縮温度は空冷 40°C, 水冷 3.5°C, 吸入ガスは乾燥圧縮サイクルとし高圧液の過冷却を 5°C の状態であります。
 2. 冷媒メチルクロライド使用の場合は性能は 3~5% 低下するものとす。
 3. 吸入ガス管内の過熱および流過低抗損失は入れてありません。

フレオソ-12 冷凍機性能表 (2)

機種	用途	吸込ガス温		電動馬力	回転数	冷凍能力	冷却水量	気筒数	筒径	機械寸法	重量
		°C	H.P.	r.p.m.	kcal/Hr	25°C	20°C	C×W×L	kg		
CU 615 S/LWC 15	高温	5	15	515	36,750	7,500	4,500	2	1237	900	
CU 220 S/LWC 20	〃	5	20	670	46,500	9,300	5,100	110	914	975	
CU 625 S/LWC 20	〃	5	25	800	56,300	14,400	7,200	120	2218	975	
CU 630 V/LWC 30	高温	5	30	600	86,000	19,800	10,200	4	110	1352	850
CU 640 V/LWC 40	〃	5	40	780	111,000	24,900	13,800	120	2295	850	

フレオソ-12 冷凍機性能表 (3)

機種	用途	吸込ガス温		電動馬力	回転数	冷凍能力	冷却水量	気筒数	筒径	機械寸法	重量
		°C	H.P.	r.p.m.	kcal/Hr	25°C	20°C	C×W×L	kg		
CU 610 S/LWC 10	中温	-15	10	500	15,200	3,300	2,400	2	1237	975	
CU 615 S/LWC 10	〃	-15	15	775	23,600	5,500	3,600	110	914	2218	975
CU 615 V/LWC 10	中温	-15	15	440	27,100	8,050	4,200	4	1205	645	
CU 620 V/LWC 10	〃	-15	20	600	37,500	9,000	4,550	110	1352	645	
CU 625 V/LWC 20	〃	-15	25	760	47,900	11,400	6,900	120	2295	645	

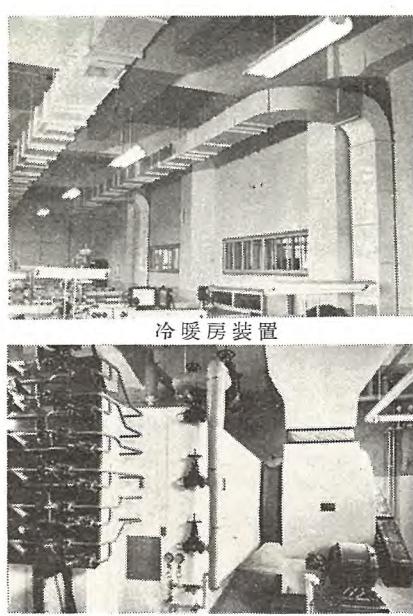
フレオソ-12 冷凍機性能表 (4)

機種	用途	吸込ガス温		電動馬力	回転数	冷凍能力	冷却水量	気筒数	筒径	機械寸法	重量
		°C	H.P.	r.p.m.	kcal/Hr	25°C	20°C	C×W×L	kg		
CU 610 S/LWC 10	低温	-25	10	638	11,800	2,400	1,800	2	1237	850	
CU 615 S/LWC 10	〃	-25	15	800	14,800	4,500	2,400	110	914	2218	850
CU 615 V/LWC 10	低温	-25	15	540	18,830	4,200	3,000	4	1205	645	
CU 620 V/LWC 15	〃	-25	20	750	26,100	5,400	3,000	110	1352	645	

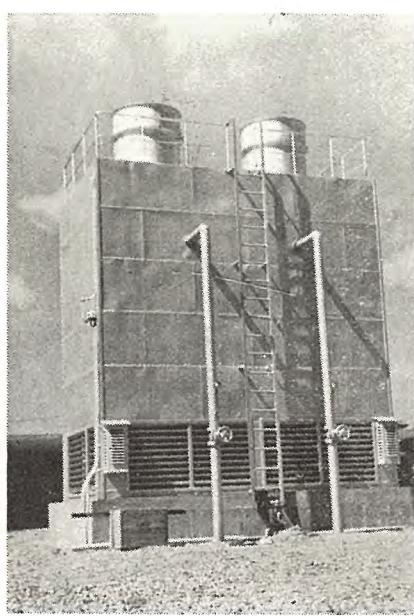
備考 1. この性能は凝縮温度 35°C, 吸入ガスは乾燥圧縮サイクルとし高圧液の過冷却を 5°C の状態であります。圧縮装置においては吸入ガス温度 5°C の場合はリード弁 -15°C 以下の場合はフラッパ弁の性能であります。
 2. 冷媒メチルクロライド使用の場合は性能は 3~5% 低下するものとす。
 3. 吸入ガス管内の過熱および流過低抗損失は入れてありません。
 4. 機械寸法および重量欄 S 型は圧縮装置と凝縮器を組立てたものを示し V 型以上は圧縮装置のみでいずれも電動機は含まないものです。※ (2) (3) (4)

空気調整装置

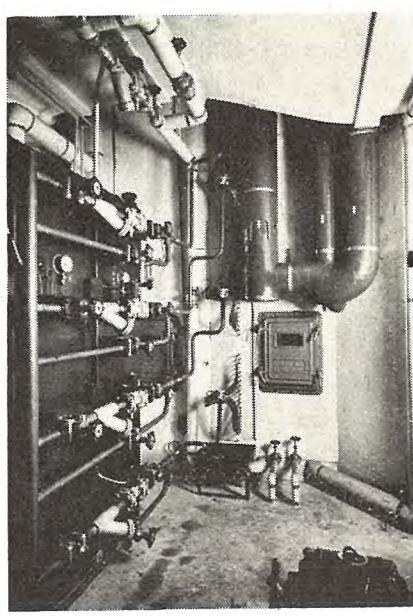
工場で製作された冷凍機機器は社当の施設部門が据付配置までを行い、冷暖房の設計施工、アクターサービス等一貫して責任ある施工を行うのが当社の特長である。



温湿度調整設備

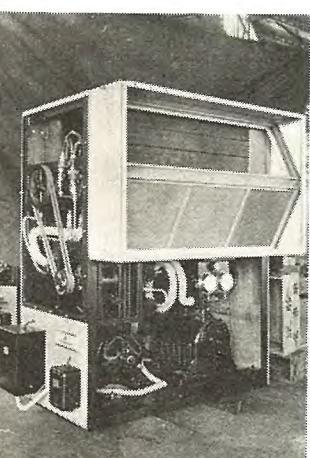


クーリングタワー



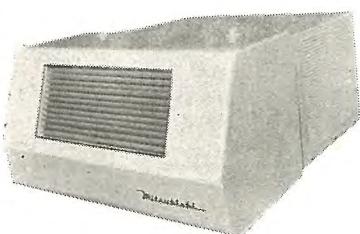
MA 型冷凍機操作盤

三菱ユニテヤ



BU-151 型ユニテヤ

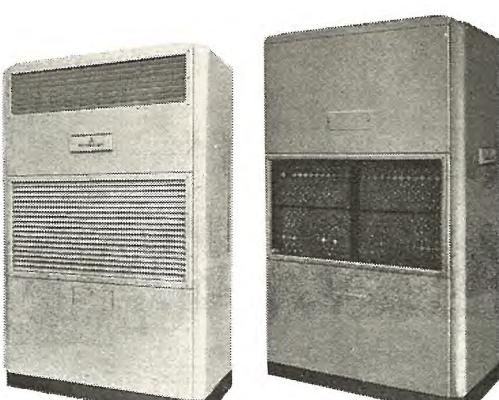
三菱ユニテヤはパッケージ型エヤーコンデショナであり、事務室、喫茶室、食堂等既設のビルディングの冷房には便利である。2馬力から15馬力まで各種あって密閉型冷凍機を用いている。窓掛型は0.5tと1tの2種がある。



RA-O5 型ウインデヤ

SU型ユニテヤ標準仕様

型 名	SU-21	SUD-21	SU-31	SUD-31	SU-51	SUD-51	SU-81	SUD-81
容 量(冷凍屯)	2	2	3	3	5	5	8	8
冷 凍 機 形 式	密閉型	密閉型	密閉型	密閉型	密閉型	密閉型	密閉型	密閉型
圧 縮 機 型 名	CS-62F	CS-62F	CS-63F	CS-63F	CS-65G	CS-65G	CS-68K	CS-68K
同上用電動機(馬力)	2	2	3	3	5	5	7.5	7.5
回 転 数 (rpm)	50 c/s 60 c/s	940 1,130	940 1,130	1,410 1,690	1,410 1,690	1,410 1,690	1,410 1,690	1,400 1,690
外 形 尺 度	幅 (耗)	1,010	1,010	1,010	1,250	1,250	1,450	1,450
奥 行 (寸)	590	590	590	590	670	570	700	700
高 さ (寸)	1,820	1,820	1,820	1,820	1,960	1,960	2,360	2,300
送 風 量 (CFM)	800	800	1,200	1,200	2,000	2,000	3,200	3,200
同上用電動機(馬力)	1/2	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4	1	1
吹 ダ フ 幅 (耗)	835	883	835	883	1,075	1,073	1,275	1,273
出 ク 口 高(奥行)(寸)	200	198	200	198	250	248	330	328
口 打 重 量 (kg)	650	650	740	740	740	740	1,240	1,240
冷却 水量 (L/H)	井 水 / 時	720	720	1,080	1,080	1,800	2,723	2,340
(ターリング ターリング)	1,930	1,930	1,930	1,930	3,400	3,400	8,600	8,600
給 水 管 径 (吋)	1	1	1	1	1	1	1	1
排 水 管 径 (吋)	1	1	1	1	1	1	1	1
ドレーン管径(吋)	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4



SU-51 型ユニテヤ

SUD 型ユニテヤ

BU 型ユニテヤ標準仕様

BU-81	BU-101	BU-151
7.5 CW-67500S	10 CW-61000S	15 CW-61500S
320	400	600
7.5	10	15
1635	1635	1800
1270	1270	1270
1758	1878	1998
3900	4600	6000
2	2	3
2	2	2
850	1000	1200
3000 1 1/4 吋 1 1/4 " 1 "	4000 1 1/4 吋 1 1/4 " 1 "	6000 1 1/4 吋 1 1/4 " 1 "

ウインデヤ仕様

型 名	RA-05 型	冷 蔽	フレオン F-12
外 形 尺 度	幅 700×高 390×奥行 925	能 力	約 1,150/1,350 kcal/hr
室 内 所 要 尺 度	" " 奥行 925	除 湿 能 力	約 1 l/hr
冷 凍 機	密閉型 1/2 HP	送 風 機	直径 10" 送風量 7.5m³/min
電 源	单 相 100 V 50/60 c/s		

小型応用品

小型冷凍機を利用して各種応用品を作製しており、これは特に食品販売には是非なくてはならぬものになっている。



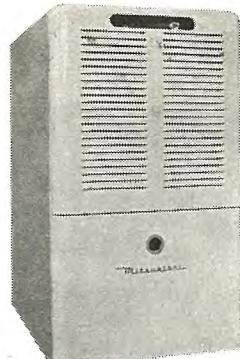
100 クォートアイスクリームストッカ

アイスクリームストッカ仕様

型 名	CM-2A 型	CM-4A 型
容 量	20 クォート罐 2 本 40 クォート	20 クォート罐 4 本 バックアイス 若干 100 クォート
キ ャ ビ ネ ッ ド	白色メラミン焼付	白色メラミン焼付
内 箱	ステンレス	ステンレス
絶 縁 機	グラスウール	グラスウール
所 定 温 度	-15°C	-15°C
冷凍裝置	密閉型冷凍機 100 V 50/60 c/s 单相 1/4 HP	同 上
冷 媒	フレオン F-12	フレオン F-12
温 度 調 节	自動温度調整器	自動温度調整器



ジウスクーラ



除湿機

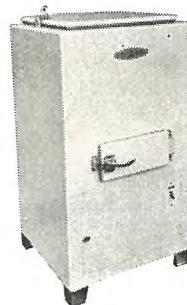
除湿機仕様

单相 100 V 50/60 c/s 1/6 HP 密閉型 F-12
除湿量 室温 °C 35, 30, 25.
相对湿度 % 90, 90, 90.
除湿量 l/d 11.5, 10, 8.6.

小型冷蔵庫



家庭用冷蔵庫 (7~3 立方フィート)



TC型特殊
恒温装置

電気冷蔵庫仕様

MR-200-E 型		MR-150-D 型	MR-110-A 型	MR-085 型
高級仕上鋼板製、白色メラミン焼付塗装				
内 部 箱	高級仕上鋼板製、白色ホーロー仕上	高級仕上鋼板製、白色メラミン焼付塗装		
外 形 寸 法 cm	143.5	139	98.5	91.5
幅	74	65	60	54
奥行	68	57.5	55.5	51
冷凍装置	密閉型 $\frac{1}{6}$ HP, 100 V, 50~60 c/s	密閉型 $\frac{1}{8}$ HP, 100 V, 50~60 c/s		
庫内燈	あり	あり	あり	なし
冷媒	フレオシ (F-12)			
正味重量 (kg)	142	114	82	72
荷造重量 (kg)	240	170	120	110
付属品	氷皿 2 箇 露受皿 1 箇 野菜入れ 1 箇 果物入れ 1 箇 棚 3 節	氷皿 2 箇 露受皿 1 箇 棚 3 節	氷皿 1 箇 露受皿 1 箇 棚 2 節 (上段のみ上下調節可能)	氷皿 1 箇 露受皿 1 箇 棚 1 箇 (上下調節可能)

ホテル、旅館、料理店、牛乳店、食品店等には小型の需要が多い、電気冷蔵庫は全自動式に作動して常に庫内を一定温度に保つようになっている。



冷凍ショーケース



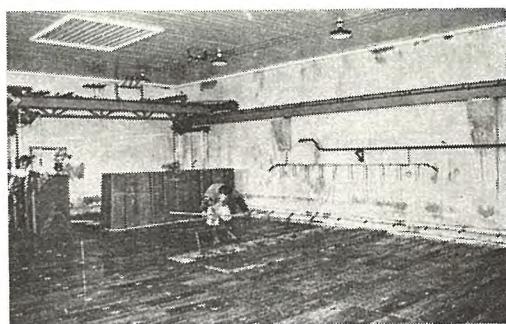
B型リーチイン冷蔵庫

リーチイン型冷蔵庫仕様

型 名	外 形 尺 法 (幅) × (高さ) × (奥行)	内 容 積	仕 上
A-1	5 尺 × 5.5 尺 × 2.5 尺	27.5 立方尺	白色ラッカ
A-2	6 尺 × 5.5 尺 × 2.5 尺	34.2 "	"
A-3	6 尺 × 6 尺 × 2.5 尺	38.3 "	"
A-4	6 尺 × 6 尺 × 3 尺	50.3 "	"
A-5	7 尺 × 6 尺 × 3 尺	60.2 "	"

製氷冷凍

当社の施設部門は、製氷冷凍工場の設計、施工を行いく多くの実績をもっているが、長崎製作所で生産される冷凍機と共に設計技術の好評を得ている。



製水工場



凍結室



貯水庫



大型冷蔵庫

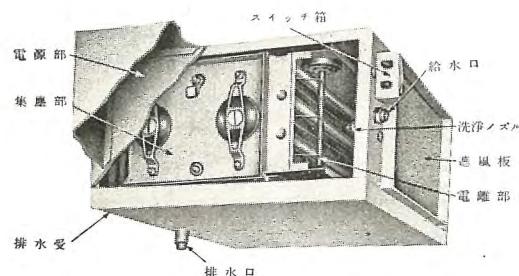
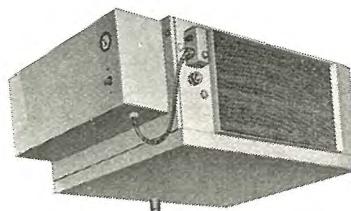
電気清浄装置

クリネヤは室内の微細な塵埃を静電気的に集塵する装置であり、0.1 ミクロン程度の塵埃を 90 % まで採ることができるので完全な無菌室とすることができます。事務所、陳列所、劇場、集会所、手術室、精密作業室等に設置して使用される。



CC-1A 型クリネヤ

CC-1B 型
クリネヤ



クリネヤ内部構造

A型キャビネット型クリネヤ仕様

型番	CC-1A型		CC-2A型	
最大処理風量	34 m³/min 1,200 cfm	42 m³/min 1,500 cfm	68 m³/min 2,400 cfm	84 m³/min 3,000 cfm
集塵効率 (U.S. Bureau of Standards) Blackness Test	90 %	85 %	90 %	85 %
最小捕集塵埃	0.1 ミクロン	0.1 ミクロン	0.1 ミクロン	0.1 ミクロン
最小処理風量*	17 m³/min	34 m³/min	14 m³/min	28 m³/min
風損 (最大風量において)	8 mm Aq 単相交流 $50/60$ c/s 100 V	10 mm Aq 単相交流 $50/60$ c/s 100 V	8 mm Aq 単相交流 $50/60$ c/s 100 V	10 mm Aq 単相交流 $50/60$ c/s 100 V
電源	70 W	140 W	50 W	50 W
集塵所要電力	適用すべき室内容積(換気回数) 全高	630 m³ 以下	1,260 m³ 以下	約 300 m³ 以下
適用すべき室内容積(換気回数) 全巾	1,330 mm	1,330 mm	440 mm	740 mm
気流方向全長	645 mm	1,265 mm	1040 mm	1040 mm
空気流出入口	950 mm	950 mm	785 mm	785 mm
掘付方法	540 mm × 600 mm	1,150 mm × 60 mm	300 mm × 600 mm	600 mm × 600 mm
気流方向	床置	床置	床置、懸吊	水平直線
所要洗浄水量	50 l	100 l	18 l/min	36 l/min
洗浄水所要水圧	2 kg/cm²	2 kg/cm²	1 kg/cm²	1 kg/cm²
洗浄水供給口ねじ	3/8吋管ユニオン	1/2吋管ユニオン	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ
洗浄水排水口ねじ	1/2吋管ユニオン	1/2吋管ユニオン	1吋管ねじ	1/2吋管ねじ
所要粘着剤量	1 l	2 l	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ
粘着剤供給口ねじ	1/8吋管ユニオン	1/8吋管ユニオン	1/8吋管ねじ	1/8吋管ねじ
全重量	200 kg	350 kg	75 kg	105 kg
荷造重量	295 kg	375 kg	90 kg	125 kg

B型キャビネット型クリネヤ仕様

型番	CC-1B型		CC-2B型	
最大処理風量	28 m³/min 90 %	34 m³/min 85 %	56 m³/min 90 %	85 %
集塵効率 (U.S. Bureau of Standards) Blackness Test	0.1 ミクロン	0.1 ミクロン	0.1 ミクロン	0.1 ミクロン
最小捕集塵埃	14 m³/min 5 mm Aq 単相交流 $50/60$ c/s 100 V	28 m³/min 7 mm Aq 単相交流 $50/60$ c/s 100 V	约 600 m³ 以下 5 mm Aq 50 W	约 600 m³ 以下 7 mm Aq 50 W
最小処理風量*	14 m³/min 5 mm Aq 単相交流 $50/60$ c/s 100 V	28 m³/min 7 mm Aq 単相交流 $50/60$ c/s 100 V	440 mm 1040 mm	740 mm 1040 mm
風損 (最大風量において)	5 mm Aq 7 mm Aq 70 W	7 mm Aq 70 W	785 mm 600 mm × 600 mm	785 mm 600 mm × 600 mm
電源	約 600 m³ 以下 440 mm 1040 mm	740 mm 1040 mm	水平直線 600 mm × 600 mm	水平直線 600 mm × 600 mm
所要電力	440 mm 1040 mm	740 mm 1040 mm	785 mm 600 mm × 600 mm	785 mm 600 mm × 600 mm
適用すべき室内容積	785 mm 600 mm × 600 mm	785 mm 600 mm × 600 mm	18 l/min 36 l/min	18 l/min 36 l/min
全高 (脚、吊手含む)	440 mm 1040 mm	740 mm 1040 mm	水平直線 600 mm × 600 mm	水平直線 600 mm × 600 mm
全幅 (電源部を含む)	785 mm 600 mm × 600 mm	785 mm 600 mm × 600 mm	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ
気流方向全長	785 mm 600 mm × 600 mm	785 mm 600 mm × 600 mm	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ
空気流出入口	300 mm × 600 mm 床置、懸吊	300 mm × 600 mm 床置、懸吊	1吋管ねじ	1吋管ねじ
掘付方法	床置	床置	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ
気流方向	水平直線	水平直線	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ
所要洗浄水量 (60°C, 30分間)	18 l/min	36 l/min	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ
洗浄水所要水圧	1 kg/cm²	1 kg/cm²	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ
洗浄水供給口ねじ	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ	1吋管ねじ	1/2吋管ねじ
洗浄水排水口ねじ	1吋管ねじ	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ
粘着剤供給口ねじ	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ	1/2吋管ねじ
全重量	75 kg	105 kg	90 kg	125 kg
荷造重量	90 kg	125 kg		

ニュース

フラッシュ

組立輸送ができる超高压変圧器

世界で最初の特別三相式変圧器の出現

現在当社で電源開発会社佐久間発電所向として製作中の超高压変圧器5台は、従来のいかなる方法によっても組立たまま輸送することは不可能であったが、当社の発明考案によって特別三相式外鉄型 Form-Fit 構造を採用し、変圧器本体を各相に分割して密閉したまま組立輸送ができることになった。

すなわち写真のようにその寸法、重量がほぼ1/3になるので、この種大型変圧器でも容易に組立輸送ができる、現地での組立室が不要になり再組立に要する工期および経費の節約、または再組立による製品の品質低下等の欠点を除去することができる。

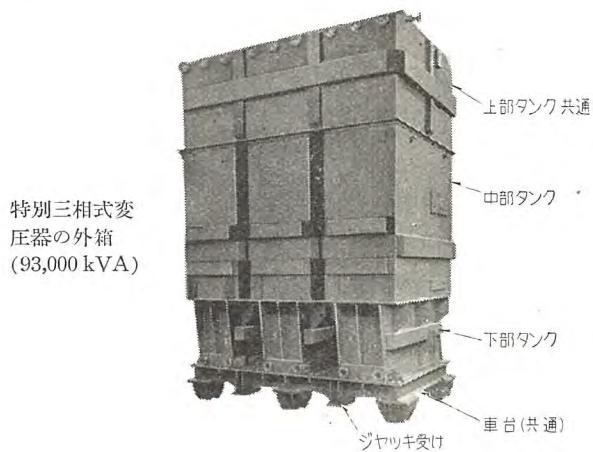
この方式と本来の三相品とは寸法は大差がないが、鉄心と外箱が若干増加する程度で線輪や銅損は全然変化がない。

写真は外箱部分の仮組立で下部タンク、中部タンクは各相に分割されており、この中に各相の本体が収納されている。この部分が従来の当社 Form-Fit 式と同様に組立てられて別々に輸送ができるわけである。

これを三相共通の車台と、共通の上部タンクによって一体に組立られ、上部タンク内で相間の接続やタップ切替器、套管の取付等を従来の変圧器と同様に行う。

車台を上げて車輪の方向を90度変えることができるので、トラバーサを省くことができる。また上部タンクも各相に分割すると単相3台と同様の取扱ができるので、予備は1相分で間に合うから単相器と同様の利点がある。

本方式は超高压容量のみでなく、1~2万kVAの変圧器でも

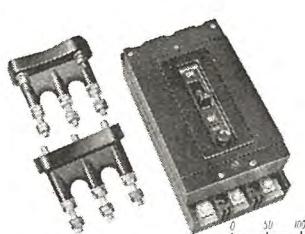
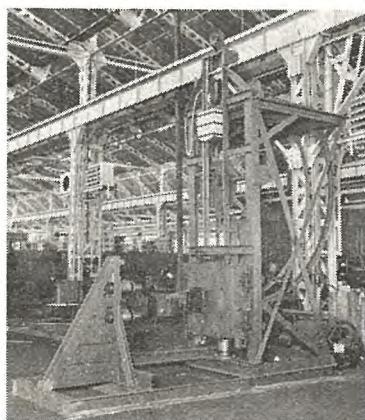


輸送の困難な場合に採用して組立輸送の利点を發揮することができる。

仕様

93,000 kVA 三相 50/60 c/s 送油風冷式	4 台
287.5-275-262.5/13 kV		
全重量 245 t 油無重量 196 t 輸送重量 56 t		
139,500 kVA 三相 50/60 c/s 送油風冷式	1 台
287.5-275-262.5/161-154-147/13 kV		
全重量 334 t 油無重量 264 t 輸送重量 78 t		

艦艇用耐衝撃型ノーヒューズ遮断器



衝撃試験機

AQB型ノーヒューズ遮断器

満たす遮断器が AQB 型ノーヒューズ遮断器である。

本器は防衛庁制式の衝撃試験に耐えるように堅固な構造で自動引外装置には衝撃緩衝装置を備え、緊急のばい自動引外装置をロックする装置を持つほか、その接続導体を取り外したり電源を切ることなしに容易に遮断器を取り外しできるよう挿込型接続器つきである。

衝撃試験機は船に装備する装置が実際に受ける衝撃に類似の衝撃をあたえることができるもので、ハンマでアンビルプレートを叩く方式で垂直、背面、側面の3軸方向の衝撃を被試験物にあたえることができる構造である。ハンマの重さは 400 lbs、最高落下高さは 5 ft でアンビルプレートの受ける最高加速度は頂面衝撃約 2,200 g、背面衝撃約 4,300 g、側面衝撃約 2,400 g、尖頭値までの到達時間は約 150 μs である。

AQB 型ノーヒューズ遮断器の構造、特性、試験等に関する詳細は 5 月号を参照願いたい。

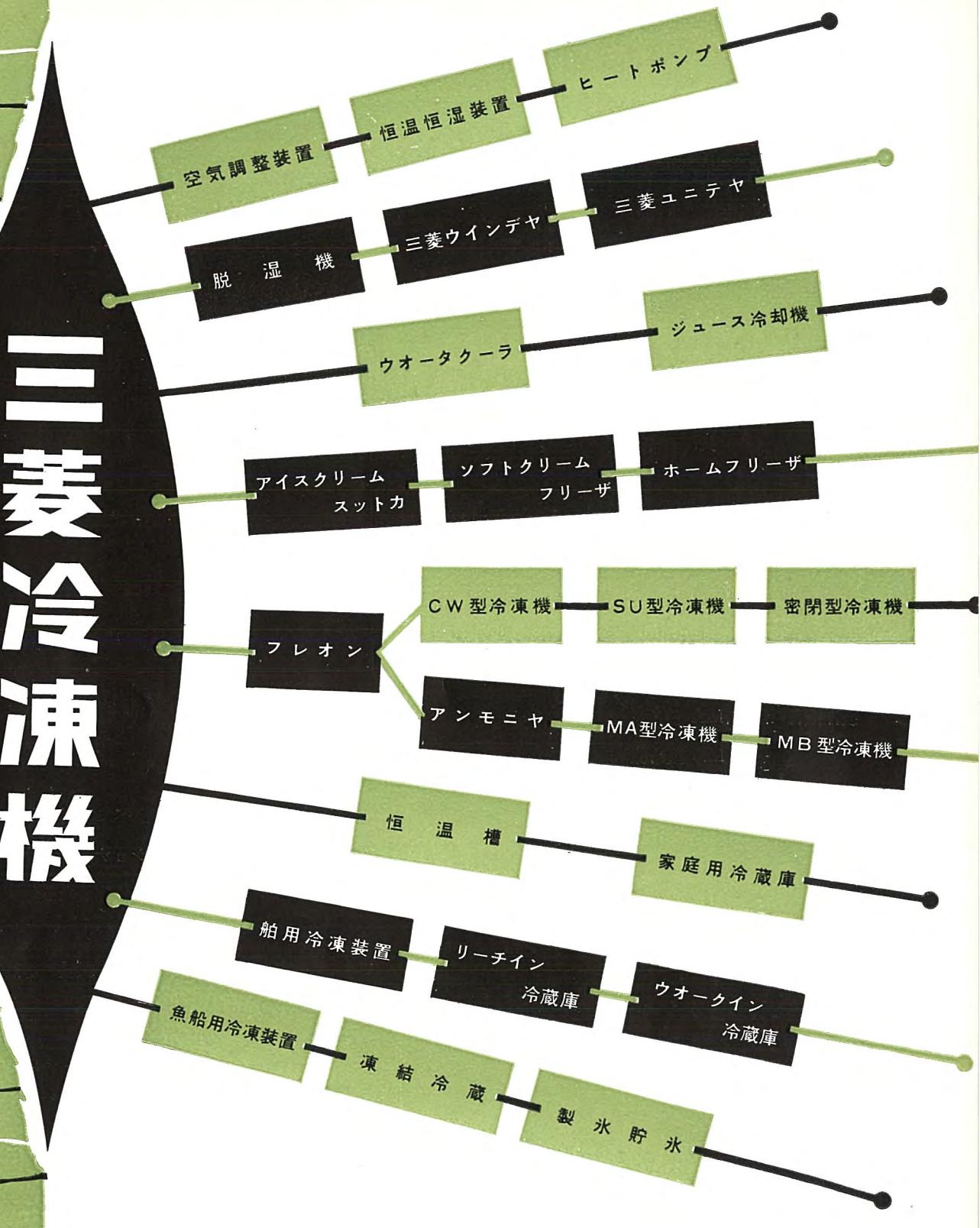
艦艇に用いるノーヒューズ遮断器としては一般的ノーヒューズ遮断器にたいして要求されるものほか艦艇が遭遇する強い機械的衝撃および振動に耐えることが必要である。この要求を

特許紹介

最近登録された当社の特許および実用新案

区別	名 称	特許または登録日	特許または登録番号	発明、考案者	所 属
特 許	気体加熱装置	29-10- 9	208512	柴山一郎 小林須美	伊丹
"	電気弁回路の保護装置	29-10- 9	208513	阿部久康	研究所
"	放圧装置	29-10- 9	208514	中村幸雄	伊丹
"	起動停止確認装置	29-10-22	208884	尾畠喜行	神戸
"	螢光体	29-10-22	208885	河合登 井手平三郎	大船
"	電力変換機器の保護方式	29-10-22	208886	尾畠喜行	神戸
"	電気弁型周波数変換器の出力調整装置	29-11-17	209352	近田賢 阿部久康	研究所
"	含水分率測定用電極装置	29-11-17	209353	馬場文夫	"
"	高選択性極超短波受信装置	29-11-17	209354	東野義夫	"
"	鉄鋼用化学研磨液	29-11-22	209411	斎藤長男	"
"	陶磁器製碍管と金属体との接着方法	29-11-22	209447	森直次	伊丹
"	測定応動装置	29-11-22	209448	馬場文夫 大鳥羽幸太郎	研究所
"	定電圧発生装置	29-11-22	209449	横須賀正寿	"
"	自動電気ドライバー	29-11-22	209450	浜岡文夫 加藤義明	福山
"	直流電磁装置	29-11-22	209451	武田英夫	長崎
"	直流電磁装置	29-11-22	209452	"	"
"	磁石発電機	29-11-22	209453	品川朝浩 木村一二	姫路
"	鎧装型遮断器	29-11-22	209454	清水良夫	神戸
新 案	熱型需用電力計付積算計器	29-10- 8	418457	加藤義明	福山
"	遠方監視制御装置の保護装置	29-10-25	419147	尾畠喜行	神戸
"	遠方監視制御装置の保護装置	29-10-25	419148	"	"
"	遠方監視制御装置の保護装置	29-10-25	419149	"	"
"	蓋止装置	29-10-30	419571	大刀掛譲	長崎
"	積算電力計の温度誤差補償装置	29-10-30	419572	佐藤貞雄 上野弘	福山
"	電磁シャッタ	29-10-30	419573	栗山聖	神戸
"	除電装置	29-10-30	419574	尾島學二 岩村武志	世田谷研究所
"	パンタグラフ集電装置	29-11-10	419766	菅田恵之助	伊丹
"	励磁機覆蓋の移動操作装置	29-11-10	419820	池田悌二	長崎
"	水銀整流器群排気管	29-11-10	419821	加藤又彦	伊丹
"	筒形ヒューズ	29-11-10	419822	吉田太郎	名古屋
"	ディーゼル電気機関車冷却水ポンプ制御装置	29-11-16	420020	鶴井一雄 浅越泰男	伊丹
"	変圧器放圧装置	29-11-16	420021	平山広勝	"
"	変圧器の温度測定装置	29-11-16	420022	小林国雄	"
"	チューリップ型接触子	29-11-16	420023	桜井清一	名古屋
"	磁石発電機	29-11-16	420024	宮崎秀夫	姫路

三菱冷凍機



昭和 30 年 4 月 28 日 印刷

昭和 30 年 4 月 30 日 発行

「禁無断転載」 定価 1 部 金 60 円 (送料別)

雑誌「三菱電機」編集委員会

委員長 大久保 謙

副委員長 船橋正信

委 員 浅井徳次郎

荒井 潔 石橋英樹 市吉惟浩

伊東祐義 薄井廉介 大久保夙郎 岡屋精二

菅野正雄 木村武雄 小林治一郎 小堀富次雄

進藤貞和 田宮利彦 津村 隆 成富公一

中野光雄 每熊秀雄 松田新市 松尾又一

松尾米太郎 宗村 平 橫須賀正寿

幹 事 市村宗明 前田幸夫

(以上 50 音順)

編集兼発行人 東京都千代田区丸の内 2 丁目 3 番地

印 刷 所 東京都新宿区市谷加賀町 1 丁目

印 刷 者 東京都新宿区市谷加賀町 1 丁目

発 行 所 三菱電機株式会社内

市 村 宗 明

大日本印刷株式会社

長 久 保 慶 一

「三菱電機」編集部

電話 和田倉 (20) 16311

日本出版協会会員番号 213013

発 売 元 東京都千代田区神田錦町 3 の 1 株式会社オーム社書店

電話 (29) 0915・0916 振替東京 20018