

MITSUBISHI DENKI GIHO 三菱電機技報

Vol. 47 May 1973
冷凍と空調特集

5

長崎魚市株式会社冷蔵庫





空調と冷凍特集

目次

《特集論文》

クリーンボイラ	伊藤利朗・野間口有・大畑晃一・原 明	455
AE形蓄冷熱ヒートポンプユニット	渡辺 靖・上田和弘	459
ファンコイルユニット	酒井誠記・中西幸弘	464
低温用小形冷凍機と関連機器	古川博一・作野 勤	470
漁船用全自動冷凍機	保坂征宏・大藪訓宥	476
電算機室用大形パッケージエアコン	八尋祐一・横山誠志	481
エアコンディショナの騒音調査, 研究	石川英敏・円山英雄・山北康雄	484
空冷式エアコン用 低騒音室外ユニット	小林靖夫・倉川 章	489
圧縮機用弁の信頼性に関する考察	田中 満・大日方興信・松永勝利	492
パッケージ形クーリングユニット方式大形冷蔵庫	松本 武・相良泰一・西村正雄・矢野哲久	497
東北電力(株)納め ブライン式ヒートポンプ	山口善吉・尾楠政春・新井卓史・唐崎政之	502
空気熱源ヒートポンプ空調熱源機器選定の一考察	浮田丈夫・中村勝雄	508
ヒートポンプとビル排熱利用	小原英一・山下紀夫	515
多段式オープンショーカーケースのエアカーテン	山崎起助・清水 誠・渡部富士夫	521
新形オープンショーカーケース	半田文男・館 梅里・小島照男	527

《普通論文》

人工衛星の熱制御用塗料の紫外線劣化	高橋一郎・児玉峯一・尾形善弘・金山 清・玉木律子・植田剛夫	535
自動仕分装置	正田茂雄・吉田修己	542
イミダゾール触媒によるエポキシ樹脂硬化反応の速度論的解析	岡崎和郎・林 修・柴山恭一	547
内鉄形送油式変圧器の巻線内油流分布と温度分布	伊奈照夫・日野孝一・篠原秀雄	554

《新製品紹介》

三菱PG形ディーゼル発電セットの発売・高速天井クレーン衝突防止用の新検出装置2機種を開発

《特許と新案》

張力制御装置・ミシン・追尾レーダ方式・極低温装置のリード線

《表紙》

表紙1 長崎魚市(株)冷蔵庫

無公害冷蔵庫として、長崎市に新設された産地魚市用冷蔵庫は、もっとも進んだ冷却設備、荷役設備を採用し、生鮮食料品の供給を目的としており、機種選定の第一条件として“無公害”について“省力化”の条件に適合する冷却設備として、当社冷凍クーリングユニット ACS 形9台、冷蔵クーリングユニット ACL 形1台が採用されました。

凍結能力30トン、冷蔵能力(F級-30°C)4,500トンの大形冷蔵設備の新しいモデルとして各方面から注目されている。

表紙写真は長崎魚市冷蔵庫の外観

表紙2 電算機用パッケージエアコン

表紙3 空気式ヒートポンプエアコン

表紙4 サニーバック





SPECIAL EDITION FOR AIR CONDITIONERS AND REFRIGERATORS

CONTENTS

SPECIALLY COLLECTED PAPERS

Clean Boilers.....	T. Ito • T. Nomaguchi • K. Ôhata • A. Hara...	455
Type AE Cold and Heat Storage Heat Pump Units.....	Y. Watanabe • K. Ueda...	459
Fan-Coil Units.....	S. Sakai • U. Nakanishi...	464
Small Condensing Units for Low Temperature Refrigeration and Their Related Apparatus.....	H. Furukawa • T. Sakuno...	470
Full-automatic Refrigerators for Fisherboats.....	Y. Hosaka • K. Ôyabu...	476
Packaged Air Conditioners for Computer Rooms.....	Y. Yahiro • S. Yokoyama...	481
A Study on the Noise Characteristics of Air Conditioners.....	H. Ishikawa • H. Maruyama • Y. Yamakita...	484
Low Noise Outdoor Units of Air Cooled Air Conditioners.....	Y. Kobayashi • A. Kurakawa...	489
Investigation of Reliability of Compressor Valves.....	M. Tanaka • O. Ôhinata • K. Matsunaga...	492
Packaged Cooling Units Used for Large Cold Storage Rooms.....	T. Matsumoto • T. Sagara • M. Nishimura • T. Yano...	497
Brine to Water Heat Pumps of Tohoku Electric Power Co.	Z. Yamaguchi • M. Ogusu • T. Arai • M. Karasaki...	502
A Consideration on Selection of Air Source Heat Pump Units for Air Conditioning System	T. Ukita • K. Nakamura...	508
Heat Pumps and Utilization of Waste Heat in Buildings.....	E. Ohara • N. Yamashita...	515
Characteristics of Air Curtain in Multiple-shelf Display Case.....	K. Yamazaki • M. Shimizu • F. Watanabe...	521
New Models of Mitsubishi Open Type Display Cases.....	F. Handa • B. Tachi • T. Kojima...	527

TECHNICAL PAPERS

Ultraviolet Degradation of Thermal Control Coatings for Spacecraft	I. Takahashi • M. Kodama • Y. Ogata • K. Kanayama • R. Tamaki • T. Ueda...	535
Automatic Sorting Conveyer System.....	S. Masada • O. Yoshida...	542
Kinetics of Curing Reaction of Epoxy Resins with Imidazole.....	K. Okahashi • O. Hayashi • K. Shibayama...	547
Oil Flow and Temperature Distribution in Forced-Oil Core-type Transformers.....	T. Ina • K. Hino • H. Shinohara...	554

NEW PRODUCTS.....	560
-------------------	-----

PATENT AND UTILITY MODEL.....	533
-------------------------------	-----

COVER :

Refrigerators in Nagasaki Fish Market

Refrigerators delivered to a fish market newly set up at Nagasaki for the operation in the producing center are the ones designed free from public hazard. They are equipped with the most up-to-date cooling and handling devices for the supply of fresh food. In selecting the type of machines, no public hazard is mentioned as the first requisite and the labor saving the second. To meet with them, nine sets of Mitsubishi air cooling units type ACS and one set of type ACL air cooling unit have been employed. They are drawing attention of the circles as new models of large refrigerating installations having a freezing capacity of 30 tons and a refrigerating capacity (class F-30 deg C) of 4,500 tons. The picture shows the exterior view of the arrangements referred to.

「三菱電機技報」アブストラクト

UDC 662.91

クリーン ボイラ

伊藤利朗・野間口 有・大畑晃一・原 明

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P455～458

現在セントラル ヒーティングに使われている石油バーナに、新分野を開き、より快適で、経済的な暖房を可能ならしめるべく、当社中央研究所と和歌山製作所の技術陣が、燃焼という難解で未知の分野にいどみ灯油を都市ガスのように、完全フルフレームで、燃焼させることに成功した。この燃焼原理を応用したセントラル ヒーティング用石油温水機を開発して、昭和47年より発売を行った。本文ではその製品の概要を説明する。



UDC 621.57:629.124.72

漁船用全自動冷凍機

保坂征宏・大薮訓宥

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P476～480

漁船においても乗組員の不足、漁獲高の減少あるいはこれに伴う生産性の低下などその企業環境は年々きびしくなっており、あらゆる面で思いきった省力化・合理化を実現することが問題解決の唯一の方法と思われる。

このようなことから、漁船用省力化冷凍設備としてブライン冷却式による全自動化・省力化を考え、このたび開発を完成した機械をもとに、われわれの考え方およびその概要を述べ大方のご参考に供したいと思う。



UDC 621.565+697.43

AE形 蓄冷熱ヒートポンプ ユニット

渡辺 靖・上田和弘

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P459～463

最近、高度の生活水準の向上により、住宅用セントラル冷暖房の普及がめざましいが、取扱いが容易で、安全無公害、1台で冷暖房可能な、電気をエネルギー源とした冷暖房機が市場から要望されている。また、騒音・掘付面積の点などとかく問題となるクーリングタワーのいらない冷暖房機の要求も強い。

新しく開発したAE形 蓄冷熱ヒートポンプ ユニットは、効率の高いヒートポンプと蓄冷熱そうを効果的に組み合わせ、両者の欠点をカバーするとともに、前述の要求を満たした、主として住宅を対象とした冷暖房用ユニットである。



UDC 628.84:681.31

電算機室用大形パッケージエアコン

八尋裕一・横山誠志

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P481～483

情報システムの進展にともない、あらゆる分野において電子計算機が利用されているが、その円滑な(稼)動をささえているのが空調システムであることはいうまでもない。

電算機室の空調は一般の空調と異なり、きびしい条件のもとで温湿度をコントロールすることが要望されるが、今回、本格的な電算機室用として、冷媒回路にHi/Re/Liシステムを採用した電算機室専用パッケージエアコン〈PC形シリーズ〉を完成したので、その仕様・構造・性能等を紹介する。



UDC 697.94:621.615

ファンコイル ユニット

酒井誠記・中西幸弘

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P464～469

空気調和方式にはいろいろあるがファンコイルユニットに、冷水または温水を通過させることにより、冷房または暖房を行なう空気調和方式が、使いやすさ・経済性などの面から広範囲に利用されている。

当社では、このファンコイルユニットの冷暖房兼用のものをリビングマスタ、暖房専用のものをリビングヒータの名称で、製品化している。このたび従来のSシリーズおよびDシリーズリビングマスタを統合した、Fシリーズリビングマスタを開発したので、その特長・仕様・構造・性能等を中心に紹介し、合わせて従来機種の特長・構造・性能等を簡単に説明する。



UDC 697.94

エア コンディショナの騒音調査、研究

石川英敏・円山英雄・山北康雄

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P484～488

エア コンディショナが開発されてかなりの年月になり、最近では一般家庭への普及も進み、それにともない騒音に対する市場の要求もかなり高度になってきている。

今回、当社がマンション向けとして開発した水冷式エアコンMGL-18SAを供試品として、1970年10月より、無響室・残響室で騒音測定を行なったので、その測定結果と、1971年に制定されたAHAM Standard “ルームエアコンの騒音表示規格”による残響室法の騒音評価結果および供試品を、ある条件のへき掘え付けた場合の音圧レベルをパワーレベルから算出した応用例を報告する。



UDC 621.57:621.578

低温用小形冷凍機と関連機器

古川博一・作野 勤

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P470～475

小形冷凍機はコンデンシングユニットの形で出荷され、現地工事技術を得てはじめて冷凍装置が完成されるものであるが、本論文は最近伸長著しい低温用途、とくに低温冷蔵庫およびスーパーマーケットの冷蔵・冷凍ショーケースにしばって最近の傾向を述べたあと、コンデンシングユニットとして持つ現地工事技術上の実践の問題点と、これを解決し省力化を計るためのいくつかの関連機器について述べる。



UDC 697.94:621.5/6

空冷式エアコン用低騒音室外ユニット

小林靖夫・倉川 章

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P489～491

わが国におけるパッケージエアコンは水冷式が主流を占めているが、近年都市の過密化に伴う大気汚染公害によるクーリングタワー使用の冷却水の水質悪化による凝縮器の腐食事故や、夏期の水不足等により、パッケージエアコンの空冷化が指向されている。従来、空冷式パッケージエアコンの最大の欠点は、室外ユニットの騒音にあった。今回、当社では空冷式パッケージエアコン用低騒音室外ユニット(リモートコンデンサ)を開発したので、その仕様・構造・騒音特性などについて紹介する。



「三菱電機技報」アブストラクト

UDC 621.512/514

圧縮機用弁の信頼性に関する考察

田中 満・大日方興信・松永勝利

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P492～496

圧縮機の信頼性を向上させるため、吸入・吐出弁の破損を防止すべく、弁破損に関する種々の要素を分析した。

特に冷媒ガスふん囲気中で激動する弁の応力測定には、特別なテクニックが必要であるが、そのポイントと応力測定値と弁材の耐久限度との比較検討を中心に、弁の信頼性に関する一連の研究を報告する。



UDC 621.577:662.992:691.1

ヒートポンプとビル排熱利用

小原英一・山下紀夫

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P515～520

大気汚染の著しい現在、暖房熱源による汚染への影響をなくすることと、昼夜の電力バランスを安定にすることから、全電気式の空調方式が著しく普及しはじめている。この方式にはヒートポンプによる暖房方式が採用されている。ヒートポンプシステムを効率良く運転するために、ビルディングからの排熱を利用する熱回収システムが考えられた。本文では、ヒートポンプによる熱回収システムにおいて、ビル排熱がどのように利用されているか、またその有効性について概説する。



UDC 621.565

パッケージ形クーリングユニット方式大形冷蔵庫

松本 武・相良泰一・西村正雄・矢野哲久

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P497～501

わが国の最近の冷凍食品の伸長はめざましく、その取扱いは生産地から最終消費されるまでの間、 -18°C 以下で完全な食品品質管理を行なうことが要求されている。このためにも産地・消費地の冷蔵庫は欠かせないものであり、当社はこれらの冷蔵庫を対象としたACL、ACS形冷蔵庫クーリングユニットを開発した。

本文は、ACS形クーリングユニットを採用したF級パッケージ形クーリングユニット方式大形冷蔵庫、および立体自動冷蔵庫の設備の概要をのべて、今後の新しい冷凍方式のありか



UDC 621.578:532.517

多段式オープンショーケースのエアカーテン

山崎起助・清水 誠・渡部富士夫

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P521～526

酪農製品、加工食品あるいは生鮮食品など中温で保存する商品を陳列するとき、おもに使用される多段オープンショーケースは、スーパーなどの量販店における需要が急増している。このショーケースは開口部が大きく、設置環境の影響を受けやすく、庫内冷気の保持あるいは冷却器への着霜量の減少をはかるため、ショーケース上部から冷気をふき出してエアカーテンを形成し、庫内を外部と断している。

現在、このような使用条件におけるエアカーテンの特性はあまり知られていない。そこで、庫内空気と室内空気の換気回数をエアカーテンの性能良否の判定指針として、エアカーテンの性能に影響を与える要因について検討し、その結果を報告する。



UDC 621.565

東北電力(株)納めブライン式ヒートポンプ

山口善吉・尾楠政春・新井卓史・唐崎政之

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P502～507

寒冷地においては種々の制約によりいまだヒートポンプシステムが確立されていないのが現状であるが、当社と東北電力(株)との共同研究により寒冷地用としてブライン式ヒートポンプを開発した。ここに大形実用機として東北電力(株)村上営業所に納めたシステムの概要を紹介する。

本機は、現在データ収集・解析中であり、明確な資料を供することはできないが、今後の参考データとなれば幸いである。



UDC 621.565

新形オープンショーケース

半田文男・館 梅里・小島照男

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P527～532

スーパーマーケットや一般食料品店における販売技術の進歩にともない、店内で使用されるショーケースに対して、商品の展示効果の増大、品質保持の向上、取扱い・保守管理の省力化、種々のレイアウト構成のできる機種数の増大などが、要望されている。当社ではこれらの要望にこたえて、冷凍機別置形オープンショーケースの新シリーズおよび内蔵形の新機種を開発した。ここにその概要を紹介したい。



UDC 621.577:628.84

空気熱源ヒートポンプ空調熱源機器選定の一考察

浮田丈夫・中村勝雄

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P508～514

大気汚染による都市公害防止の手段として見直されてきたヒートポンプ式空調システムは、そのエネルギー転換効率の卓越性を再認識され、エネルギー資源の有効利用の面からも脚光を浴びつつある。しかしながら、絶えず変動する条件の外気を熱源とする空気熱源ヒートポンプの機種選定手法、特に電力プラントの負荷率向上に寄与し、国家的利得と併せ数々の特長のある蓄熱方式併用の機種選定については、一般にまだ暗中模索の現状である。そこで筆者らの乏しい研究の過程において試みた一手法を紹介し、問題を提起するとともに、先覚各位のご批判ご指導をいただき、さらに簡便確実な手法の開発を期すべく、拙文を草した次第である。



UDC 535.39:629.783

人工衛星の熱制御用塗料の紫外線劣化

高橋一郎・児玉峯一・尾形善弘・金山 清・玉木律子・植田剛夫

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P535～541

宇宙空間において、人工衛星を長期間にわたって正常に作動させるために、熱制御はきわめて重要な問題である。最も一般的な熱制御の方式としては、熱制御用塗料の使用がある。熱制御用塗料の適用にあたっては、宇宙環境、特に紫外線による劣化を考慮しなければならない。本文では、熱制御用塗料の紫外線劣化を評価するうえでの問題点を概説するとともに、最も一般的な、無機白色ピグメントを、有機バインダに分散させた形式の熱制御用塗料について紫外線劣化実験を行ない、劣化におよぼす塗料の構成成分・塗装条件などの影響を調べた結果を報告する。



UDC 621.867

自動仕分装置

正田茂雄・吉田修己

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P542～546

物流分野におけるマテハン作業、とくに、仕分作業を合理化する目的で自動仕分装置を開発した。中形ないし小形のはん(汎)用システムに目標を置き、仕分種類100種、1日の処理能力10,000個程度の規模のものを計画した。システムは、搬送仕分機構のほか、位置信号発生装置、仕分先入力装置、基準点検出装置および制御装置で構成され、制御方式は当社独自のMELMIC方式である。はん用性という点から、仕分先の読み取りは人間による方式としたが、用途が限定され、自動読取方式にすれば、毎時8,000個の処理能力となる。今後は、目的に合った自動読取装置  を開発する予定である。

UDC 678.643:547.781:678.028

イミダゾール触媒による エポキシ樹脂硬化反応の速度論的解析

岡橋和郎・林 修・柴山恭一

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P547～553

簡単なエポキシ化合物としてフェニールグリシジルエーテル、実用的エポキシ樹脂としてビスA系とシクロ系のエポキシ樹脂を用いて、分子内部に第2アミンと第3アミンの両者を有する2-エチル-4-メチル-イミダゾールとの硬化反応について、反応速度式を誘導して、速度論的観点より検討した。反応は2段階で起こり、初期は二次反応であり、後期は一次反応であるが、特に後期の場合、2分子錯体機構を経て反応が進行する開環反応であることがわかった。



UDC 621.314.21.045.017

内鉄形送油式変圧器の巻線内油流分布と温度分布

伊奈照夫・日野孝一・篠原秀雄

三菱電機技報 Vol.47・No.5・P554～559

変圧器の寿命は、主として絶縁物の劣化程度によって定まる。絶縁物の劣化は、種々の因子の影響を受けるが、そのうちの大きなものとして温度による劣化があげられ、高い温度上昇は、変圧器の寿命を急激に低下させる。特に問題になるのは、巻線の局所最高温度であり、巻線内の温度分布はおもにその油流分布によって左右される。そこで、巻線内の油流分布を流体の運動方程式と、連続の式とを連立させて求め、実験によってこれを検証した。

本論文は、これらの基礎研究に基づき、局所温度上昇を抑え、冷却効率のより高い巻線構造の研究・開  発を行なってきたので、その結果を紹介する。

クリーン ボイラ

伊藤 利朗*・野間口 有**
大畑 晃***・原 明***

Clean Boilers

Central Research Laboratory Toshio Itô・Tamotsu Nomaguchi
Wakayama Works Kôichi Ôhata・Akira Hara

Improvement has been made on the kerosene burners used for the presentday central heating equipment so as to open a new field accomplishing more comfortable and economical operation of the apparatus. As a result of hard endeavour by joint venture of the staff of Mitsubishi Central Research Laboratory and the technical staff of Wakayama Works, it has been successful in developing a method of burning kerosene with perfect blue flame like that of city gas. This combustion principle has been applied to the burning of kerosene water heaters and new central heating equipment has been put into the market in 1972. This article is a brief description of this new product.

1. ま え が き

従来から、使われている液体燃料 燃焼装置は大別して、ポットタイプ、ウォールフレームタイプ、ガンタイプに分類されるが、いずれも燃焼室において、燃焼用空気と燃料が混合される、いわゆる拡散燃焼方式である。この燃焼方式においては、安定に燃焼を継続させることが容易な反面、燃焼音が高い、すすが出る、ドラフト効果を得るため、高い煙突を立てなければならない、あるいはすす付きを少なくし安定燃焼を得るため、燃焼室はあまり小さくできない、すなわち、燃焼負荷率が小さいため、据付面積が大きくなるなどの問題がある。

また最近特に、大きな社会問題としてとりあげられている大気汚染、あるいは、都市過密化による住宅地での騒音問題等に対処するため、メーカの立場から、従来の燃焼方式を基本的に考え直してみる必要が生じた、そこで我々が着目したのは、液体燃料をガスバーナと同じように予混合燃焼方式とし、完全ブルーフレームで燃焼させることにより、上記諸問題が大幅に改善されうることである。しかしこれを達成するには、灯油を加熱蒸発させ凝縮しないように、空気と予混合させる必要があり、物理的・化学的にきわめて複雑な問題を種々解決していく必要があった。また予混合燃焼方式においては本質的に、燃焼の安定域が狭いという欠点があり、着火性・燃焼安定化のため特別な制御方式の開発を必要とした。

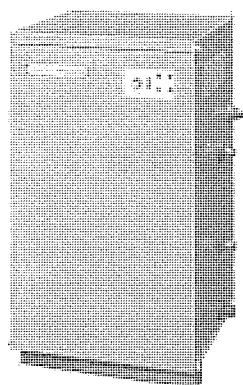


図 1.1 クリーンボイラ 外観
Appearance of clean boiler.

一方設置面積の縮少のため、高負荷燃焼を採用したが、このため耐熱材料の選定に十分な配慮が必要であった。さらに従来の燃焼器においては、一般に負圧燃焼方式を採用しているため、太い煙突を高く立てる必要があり、工事費が高く、また建物の美観上も好ましくないもので、密閉加圧燃焼方式を採用し、排気筒は従来の約 1/3 の太さで、かつドラフト効果は全く必要としないものとした。

また従来温水ボイラの熱効率、65~85%であるが、維持費をさらに安く、燃料のむだ使いを少なくするため、熱効率は90%を目標とした。これが可能となったのはすす付きのない、ブルーフレームであることと、自動燃焼制御装置の助けで燃焼ガス中の炭酸ガス濃度を高く保持し、発生した高温の燃焼ガスを、特殊なハイフィン形熱交換器でほぼ完全に、熱交換させたためである。以上のように種々な難問を解決して、市場の要求にマッチした魅力的な製品を完成し、昭和47年度より発売を開始した。

2. 燃 焼 原 理

従来の燃焼方式（ガンタイプの場合）は、燃料を噴霧装置により微細化したものと、空気を燃焼室の中で混合燃焼させる輝炎燃焼ですが発生する（図2.1参考）。

クリーンボイラは燃焼の過程を段階的に分け、燃料を気化室でガス化し、空気を予熱して混合室で完全に予混合したうえで、燃焼室に送り完全燃焼させる仕組みとなっている。これらの燃焼動作は半導体を応用した安定回路により、常時適量のガス化燃料と予熱空気の混合されたものを燃焼室に送るよう制御されている。

このような燃焼をしているため、炎はブルーフレームで燃え有害ガスの発生やすすす付きがほとんどない（図2.2参考）。

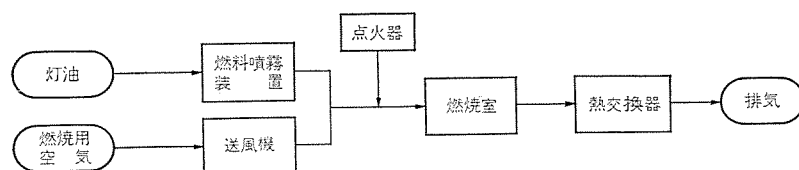


図 2.1 従来の燃焼方法（ガンタイプ）
Conventional combustion method.

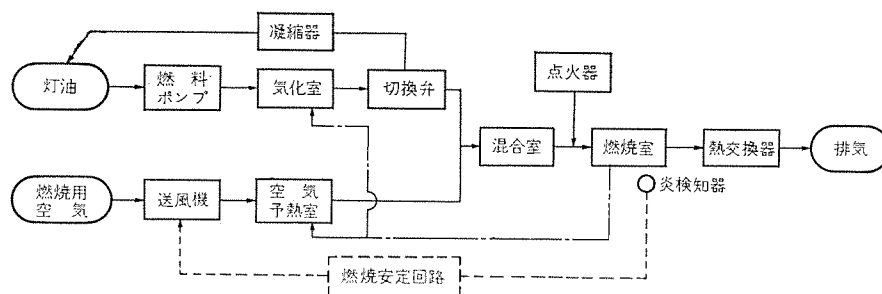


図 2.2 新燃焼方式 (クリーンボイラ) New combustion system.

3. 灯油 気化

灯油は言うまでもなく、複雑な炭化水素化合物の混合物である。したがってその性状は一定でなく、またある幅を持っている。

灯油を拡散燃焼で燃焼させる場合はその灯油の性状について、それほど考慮を払う必要がないが、灯油を気化し予混合燃焼させる場合には、いろいろな特性が関連してくる。たとえば

(1) 気化式バーナにおいては、内燃機関と同様外部からエネルギーを加えないと始動できないのが通例で、燃焼開始のためどれだけのエネルギーを必要とするか知る必要がある。

(2) 灯油の分溜性状から何度まで加熱する必要があるか、検討する必要がある。

(3) 灯油の蒸発潜熱は水のそれと比べてきわめて小さい。つまり少し冷却されるとすぐに液体に戻ってしまう性質があり、そのため灯油蒸気直接にふれる所は、必ずその平均沸点以上確保していなければたちまち不着火になる。

(4) 灯油は不安定な化合物であるため高温で、重合・酸化が起りやすく、加熱を必要最小限に止めねばならぬ。

(5) 発生した灯油蒸気を空気と予混合する場合、空気はある程度予熱しなければその一部が凝縮してしまう。

(6) 燃焼中は当然燃焼熱より空気を暖めるが、混合室壁温が400°C以上になると、自然発火による逆火の恐れがあるので注意を要する。

以上のごとく気化式バーナにおいては、従来にないいろいろな点について考慮を払わねばならない。上述のごとくこの方式においては、灯油と空気を加熱する必要があるが、このため始動時に熱漏れも考慮して、熱出力10,000 kcal/h 当たり1 kW 近い電力が必要となる。我々はこれを蓄熱体を利用してこの電力を小さくしたが、このため燃焼開始時ある程度の、予熱時間を必要とするのは避けられない。しかし、いったん燃焼を開始すると、ヒータが自動的に保温するので、サーモ停止後の再スタートは予熱時間は不要である。

表 3.1 灯油の性状
Property of kerosene.

引火点 °C	38~60	沸点 °C	約 150~300
自然発火温度 °C	400~500		平均 200
可燃範囲 (Vol %)	0.5~6.5	比重	0.78~0.80
蒸発潜熱 kcal/h	71	比熱	0.485
理論空気量		いおう分 (wt %)	0.1 以下 (JIS)

4. 燃 焼 作 用

灯油気化燃焼の魅力はその完全燃焼にある。むろん空気と予混合し、ブルーフレイムで燃焼させた場合である。このためには、少なくとも次の二つの条件が満足されなければならない。その一つは灯油を

気化または極微粒子化することである。一般に、ガンタイフで噴霧された灯油は、直径100~200 μ の粒子であるが、これでは空気を予混合しても輝炎燃焼しか得られない。水蒸気並の1 μ 程度であれば完全なブルーフレイムが得られる。第2に均一なる混合が必要である。混合気は99 % 空気であるため、±0.1 % のばらつきがあっても濃度としては、±10 % のばらつきを生じ、極部的なブローオフまたはイエローチップが発生することがある。イエローチップの発生は、すす付きがあるばかりでなく、異常音を発したり、炎が炎口に接近してバーナの寿命を著しく短くする。ブルーフレイムで燃焼させた場合、一般の石油燃焼器のごとく、すす付きによるCO₂ % の制限もなく、空気過剰率を低くして、効率もきわめて高いものとしてすることができる。そのうえ燃焼音自体も小さく、燃焼負荷率も容易に高く取れるなど、理想的な燃焼特性をもっている。しかし我々は、構造の単純化着火性の向上のため、全一次式バーナを採用した。全一次式バーナの欠点は燃焼安定域の狭いことであるが、後述の自動燃焼制御装置の採用によりこれを解決した。安定で静かな燃焼を持続させるためには、フレイムフロントが安定していることと、混合気の流速濃度の分布が均一でなければならない。このため燃焼器に特別な工夫が必要である。

次にブルーフレイムを採用した場合、問題となるのはその着火検知方式である。現在一般に使われている着火検知方式には、次のようなものがある。

(1) 燃焼に伴う光を硫化カドミウム等で検出するもの——主としてガンタイフに使われる。

(2) 燃焼に伴う熱を利用するもの

(a) パイメタルの膨脹差を利用するもの——主としてポットタイプ、ウォールフレイムに使われる。

(b) サーマカップルによる熱起電力を利用するもの——主としてガスバーナに使われる。

(3) 燃焼に伴うイオン電流を利用するもの——主としてガスバーナに使われる。

これらはそれぞれ一長一短があるが、我々は着火検知のみならず、送風機の自動制御も行なうという必要から、貴金属の細線をコイル状に巻き、さらに表面に特殊なコーティングをした発光体を、燃焼室内に置き、これから発する光をCdsがキャッチする方式を採用した。

5. 構 造 説 明

全体的な内部構造を図5.1に示す。

燃焼器はかん(缶)体上部に設置した。これは自然対流で混合室の熱気を外部へ逃がさないためと、燃焼ガスの凝縮水をバーナへ落とさない等の理由による。水配管・燃料配管・電気配線等すべて右側面にまとめて、左側面は耐火物であれば壁に近接して設置できる。天板と前パネルは道具がなくても取りはずしが可能であり、サービス性を良くした。

5.1 バーナの構造

図 5.2 において、蒸発器および空気予熱器がヒータにより加熱され、所定の温度に達すると蒸発器サーモにより感知し、プロフ・燃料ポンプが作動し、プレパージ動作を開始する。燃料は燃料ポンプにより一定圧で、キャピラリチューブを通り蒸発管に圧送され、加熱気化し切換弁へ送られる。この三方切換弁は、プレパージ期間が終了するとソレノイドにより作動し、燃料ガスは空気予熱室内へ噴射される。一方燃焼用の空気は、プロフにより加圧され空気予熱室へ入り円周状に配置された予熱室内を通る間に、所定の温度に加熱され前記のガスと混合する。燃料ガスと燃焼用空気は、外筒・内筒間の混合室内で完全に混合され、整流板により均一な流れとなり、燃焼板を通り燃焼室内へ流入する。このとき点火プラグの高圧放電により点火され、瞬間的に着火しすすの全くない完全な青炎で静かに燃焼する。いったん着火すると後は燃焼室内に設けられた発光体の光り方により、燃

焼板と火炎の距離を Cds が正確にキャッチし、プロフ自動制御回路の作用により常に一定の燃焼状態を維持する。サーモ停止等の消炎時には、燃料ポンプ停止と同時に切換弁が瞬間的に作動し、燃料の混合室への流入を断ち瞬時に消炎する。一方蒸発管内に残った燃料は蒸発し切換弁を経て凝縮器で再び液体に戻る。

5.2 給油機構

図 5.3 において、オイルコントロールバルブ（定油面装置）内の油は、燃料ポンプにより約 0.15 kg/cm^2 に加圧され、オイルプレヒータより一定油温になった後、三方継ぎ手により二分岐し、おのおののキャピラリチューブにより減圧されて左右の蒸発管に流入する。10,000 kcal/h の蒸発管の回路は容量制御用の電磁弁で開閉され、出力は強弱2段に切換えられる。

蒸発管内には安定した燃料蒸気が得られるように金網がそう入されており、ここで加熱蒸発した燃料ガスは切換弁へ送られる。

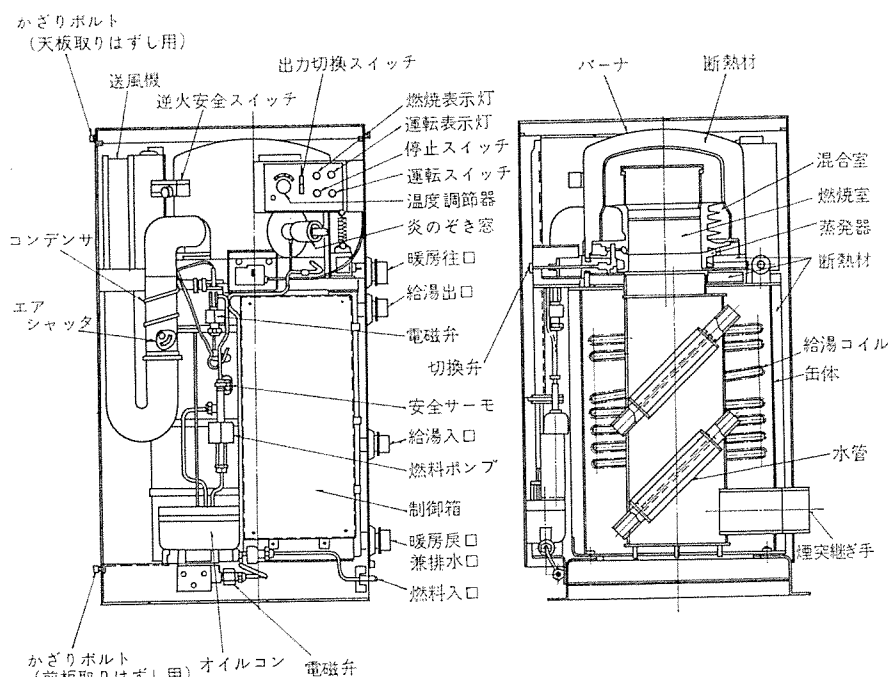


図 5.1 CX-K 25 形 石油温水機 構造図
Construction of type CX-K 25 kerosene water heater.

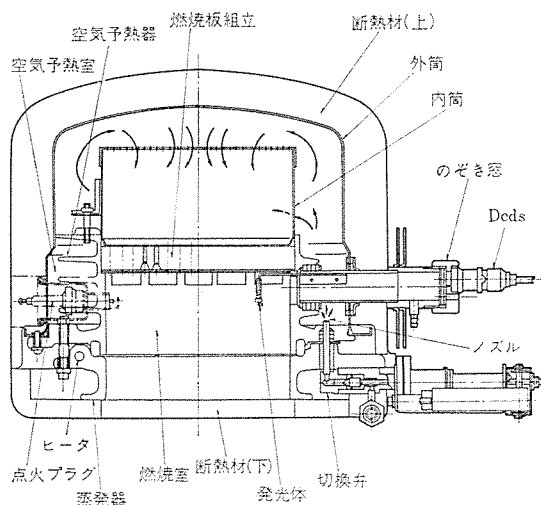


図 5.2 バーナ 構造図
Construction of burner.

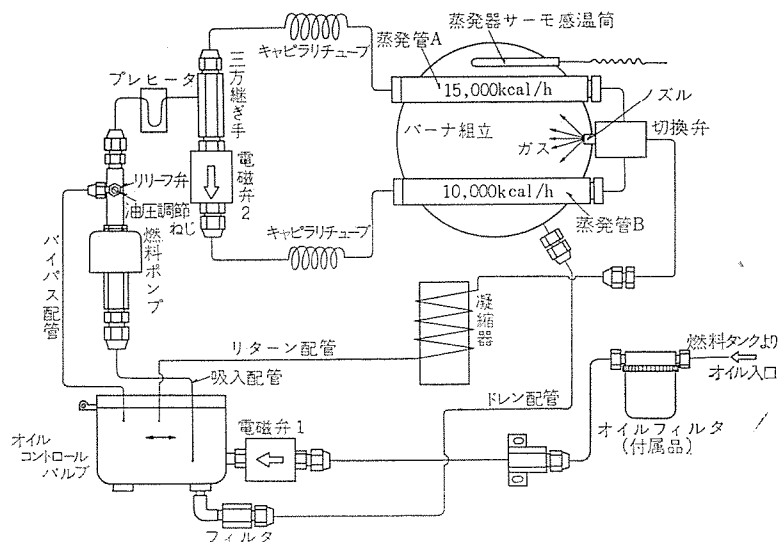


図 5.3 給油機構
Oil feeding mechanism.

実線は電気的信号の流れを示す。
破線はその他信号の流れを示す。

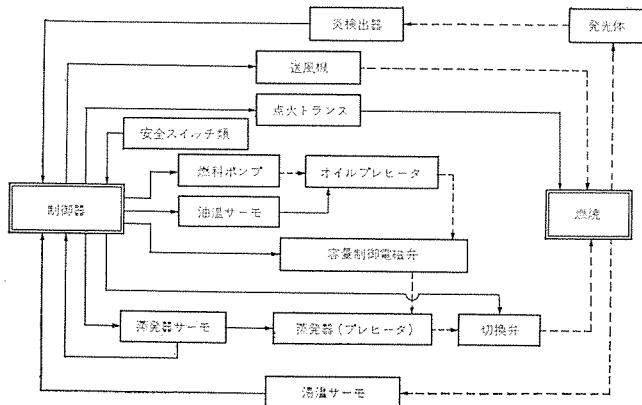


図 5.4 制御系統
Control system.

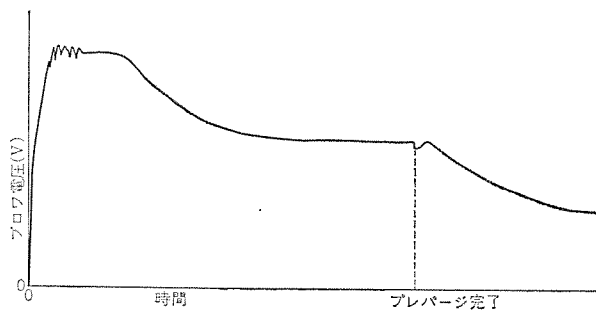


図 5.5 送風機電圧変化特性
Characteristic curve of fan voltage.

運転開始直後の蒸発不安定な間は発生した蒸気は、切換弁により凝縮器側へ送られ液化し、オイルコントロールバルブへ戻る。プレパージ期間が終了する時期には、蒸気発生量はほぼ一定になり、ソレノイドにより切換弁が作動し、燃料ガスは空気予熱室内へ噴射される。

5.3 制御系統

電気的制御系統を図 5.4 に示す。

前述のごとく蒸発器の予熱が完了したのち、プレパージは開始されるが、このとき送風機の回転数立上りを良くするためほぼライン電圧がそのまま印加され、次第に一定電圧まで低下する（図 5.5 参考）。ここでプレパージを完了し、プロフ電圧は着火の信頼性を高めるため、さらに最低電圧に相当する回転数までゆるやかに低下する。しかし一般にはその途中で着火し、発光体が赤化し、その光を炎検出器がキャッチし、着火検知回路が作動するとともに、送風機制御回路が送風機の電圧を高めるように働く。このため燃焼は、リフト気味となり発光体の光は弱くなる。したがって、送風機の電圧は再び低下して、発光体を光らせるように働く。このようなサイクルを繰返し、送風機電圧はたえず変動しながら、常に適正な風量を燃焼器に供給する。

燃焼停止時は瞬時に消炎するが、消炎検知は約 15 秒間のタイムラグをもっている。一方送風機は消炎が検知されるまで回転を続けるため、この間約 15 秒間ポストパージが行なわれる。

5.4 かん体構造

かん体は主かんが暖房用、コイルが給湯用になっている。

貯湯量は 30 l で、きわめて少ない。いわば、瞬間式に近いものであるが、これは全体をできるだけコンパクトにまとめ、かつ沸上りを早くするためである。これによって給湯能力はある程度犠牲になるが、ガス湯沸器でいえば、16 号相当の能力を有しており、一般家庭用の 200 l 程度のふろの給湯にはそれほど不具合はない。

給湯コイルは、銅製フィンチューブを用いている。熱交換部は、特殊な銅製ハイフィン管に溶融アルミめっき処理しており、大きな伝熱面積を有しているため熱効率がきわめてすぐれている。このハイフィン管は、斜めに取付けられていて、その内部を温水が自然循環するようになっている。

燃焼ガスが冷却されるとドレンが発生するが、これは運転初期の温水温度が低いときに限定されており、したがってドレンは一時的にかん体底部にたくわえられ、かん体温度上昇とともに再蒸発して外部へ放出される。

6. 仕様

表 6.1 CX-K25 形 主要仕様
Principal specification of type CX-K25.

電 源	単 相 100 V 50/60 Hz
使 用 燃 料	JIS 1 号 (白灯油)
燃 料 消 費 量	強 3.5 l/h 弱 1.95 l/h
暖 房 能 力	強 25,000 kcal/h 弱 15,000 kcal/h (注: 暖房のみの場合)
給 湯 能 力	強 23,000 kcal/h 入口水温 5°C → 出口水温 50°C 512 l/h (8.5 l/min) (注: 湯温調節器を 85°C にセットし給湯のみの場合)
出 湯 温 度	40~85°C 可変
か ん 体	銅板 (防錆剤使用) 30 l
給 湯 コ イ ル	銅フィン管
消 費 電 力 50/60 Hz	予熱中 950/950 W 運転中 60/65 W

7. む す び

クリーンボイラを実現するにあたって検討を要した技術的課題を要約すると、

- (1) 液体燃料の強制予混合燃焼の安定性
- (2) 燃焼室、熱交換器部などの構造、材料の検討
- (3) 以上の 2 点を反映したシステム設計

(1), (2)については、検討項目が広範囲、多項目にわたり簡単に説明するだけではとても意をつくすことはできないので、本報告では、(3)のクリーンボイラの燃焼システムの構成についてくわしく説明することにした。(1)および(2)の内容についてはすべて別の機会にゆずることにする。

(3)は和歌山製作所が主体となり、(1)と(2)は中央研究所（機器、第3、6 研究部）、生産技術研究所（材技、自開、金技部）の多くの研究者の参加を得た。

灯油気化式バーナは、その燃焼特性の優秀さにもかかわらず技術的に困難な面があるため市場においても、この形式のバーナを備えたセントラルヒーティング用燃焼機器は例を見ない。しかし本機の開発によりこの新しい燃焼方式の応用分野への拡大発展が可能となった。

AE形蓄冷熱ヒートポンプユニット

渡辺 靖*・上田 和弘*

Type AE Cold and Heat Storage Heat Pump Units

Wakayama Works Yasushi Watanabe・Kazuhiro Ueda

Recently the residential control air-conditioners are remarkably diffused owing to the elevation of living standard. The market, however, calls for air-conditioners working with electric energy, simple to handle, with safety, free from air pollution and being able to heat and cool by the same unit. In addition, it is required to do away with the cooling tower having a drawback of sources of noises and of needing an installation space.

A heat pump unit provided with a newly developed heat storage system, type AE is the one to meet these requisites. It combines a highly efficient heat pump and a heat storage, making up the weak points of individual apparatus and being designed as an air conditioner of residential use.

1. ま え が き

最近、生活水準の向上と、生活空間の快適化に対する認識の向上にともない、住宅冷暖房もセントラルシステムの普及が増加している。

セントラルシステムにおけるエネルギー源としては、冷房は電気によるチリングユニット方式が多いが、暖房は灯油・ガスが多く使用されている。ガスは維持費が割高になり、灯油は維持費は安いサービス・安全性の点で問題がある。電気ヒータによる暖房は清潔・安全・衛生の点ですぐれているが、維持費が高いという問題がある。そこで、電気エネルギーを有効に利用して熱を移動させるヒートポンプを利用すれば、少ない入力で多くの出力が得られる。また、1台で暖房はもちろん冷房もできるのでこれを実用化し、ヒートポンプの泣きどころである外気温度低下による能力低下を、蓄熱でカバーする蓄熱式ヒートポンプユニットを開発した。

ヒートポンプと蓄熱式をうまく組み合わせることによって、前述のヒートポンプの弱点が解決できるだけでなく、暖房時の早朝の立ち上りを速く行なうこともできる。さらには蓄熱に料金の安い深夜電力を利用でき、維持費も割安となる。

以下、電気のみによる冷暖房機として、安全性・経済性を究明した、無公害の住宅用 AE 形蓄冷熱ヒートポンプユニットについて述べる。

2. AE 形蓄冷熱ヒートポンプユニットの概要

このユニットは電力を有効に使用するために、室外空気を熱源としたヒートポンプと、余剰電力などを利用する蓄熱式とを効果的に組み合わせ、冷房用冷水、あるいは暖房用温水の供給機である。仕様および性能は表 2.1、外観を図 2.1、外形図を図 2.2、2.3 に示す。構造は図 2.4 に示すように、上部に空気から熱を採ったり、空気に熱を捨てる送風機付き空気側熱交換器、真中に蓄熱用ヒータとそう(槽)用熱交換器を内蔵した蓄冷熱そう、下部にヒートポンプユニットと冷温水を室内ファンコイルユニットへ送り込む循環ポンプと、水の温度を制御する水温制御部とを配置している。ヒートポンプユニットの冷媒回路は図 2.5 に示すように、圧縮機と三つの熱交換器(空気用・そう用・循環回路用熱交換器)を組み合わせ、ヒートポンプとして逆サイクル可能にする制御器(4方切換弁、絞り装置)とから成っている。

表 2.1 AE ユニット仕様および性能
Specifications of AE unit.

(1) 仕様表

項目		形名	
		AE-15	AE-25
外形		高級仕上銅板アクリル樹脂塗装	
外形寸法 (mm)		1,120×1,771×996	1,930×1,775×1,131
電源	一般電力	三相 200 V 50/60 Hz	
	深夜電力	単相 200 V 50/60 Hz	
	制御回路	単相 100 V 50/60 Hz	
圧縮機出力 kW		1.5	2.5
※蓄熱用サブヒータ kW		2.4	3.3
夜の蓄熱ヒータ kW		2.4	3.3
蓄冷熱そう l		650	900
循環ポンプ	形式	うず巻きラインポンプ	
	出力	三相 200 V 250 W	三相 200 V 400 W
冷媒サイクル		Hi/Re/Li 方式	
冷媒		R-22	
安全機器		高圧スイッチ、温度ヒューズ、オーバロードリレー、凍結防止サーモ漏電リレー	
制御機器		電子サーモ、三方熱動弁、電磁接触器、四方切換弁、電磁弁	
操作方式		リモートコントロール(専用リモートコントロールボックス付)	
設置方式		本体：屋外設置 リモートコントロールボックス：屋内設置	
配管接続 入口/出口		PT 1/1 ねじ	PT 1 1/4 / 1 1/4 ねじ
重量 kg	製品	450	700
	運転	1,110	1,660
付属品		アース棒、防錆剤	

※ 蓄熱用サブヒータは、圧縮機・ポンプ等が停止したときに切換えか動する。

(2) 能力表 (50/60 Hz)

項目		条件		AE-15	AE-25
冷房	蓄冷能力	外気温度 27°C		21,600/23,800 kcal/day	31,800/35,000 kcal/day
	ヒートポンプユニット	冷水出口 9°C	外気温度 32°C	3,300/3,700 kcal/h	5,800/6,500 kcal/h
	冷却能力		外気温度 25°C	3,540/4,000 kcal/h	6,400/7,200 kcal/h
暖房	蓄熱能力	外気温度 2°C		22,500/22,500 kcal/day	33,300/33,300 kcal/day
	ヒートポンプユニット	温水出口 47°C	外気温度 5°C	4,200/4,700 kcal/h	6,100/6,900 kcal/h
	加熱能力		外気温度 -5°C	2,770/3,100 kcal/h	3,800/4,300 kcal/h

※ 蓄冷・蓄熱時間 8 時間
保温効率 90 %

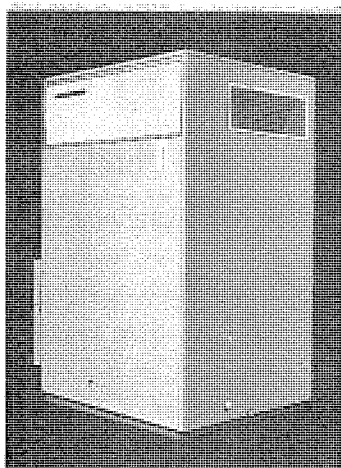


図 2.1 AE-15 外観
Exterior view of type AE-15.

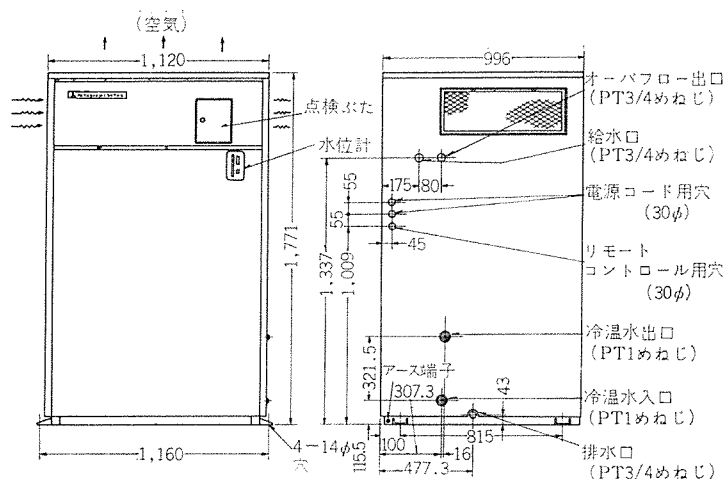


図 2.2 AE-15 外形図
Outline of type AE-15.

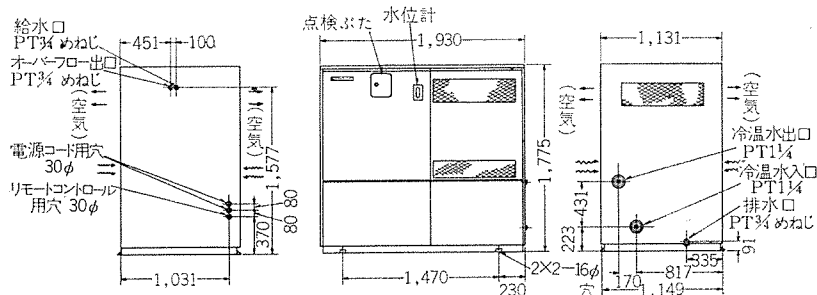


図 2.3 AE-25 外形図
Outline of type AE-25

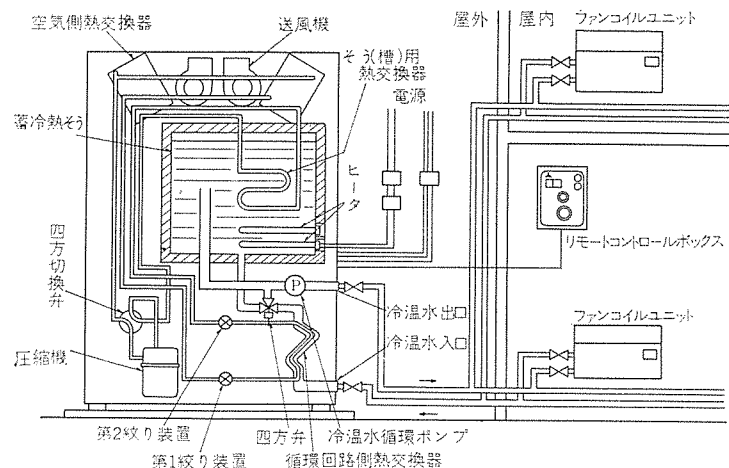


図 2.4 AE ユニット 構造図
Construction of AE unit.

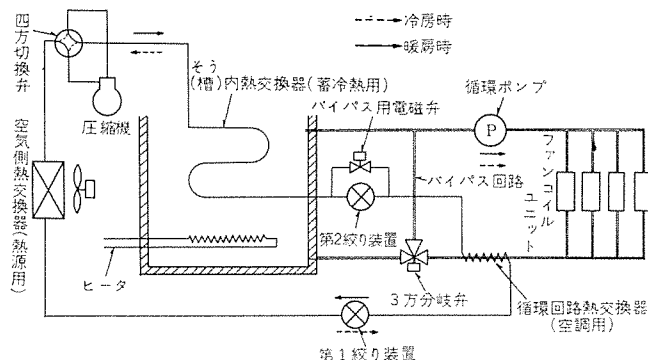


図 2.5 冷媒回路図
Refrigerant circuit.

3. AE 形 蓄冷熱ヒートポンプユニット の作動原理

このユニットは冷媒サイクルと水回路の二つの制御が必要であり、まず冷媒サイクルの作動について述べる。冷房時について説明すると、空気側熱交換器一つに対し、水側熱交換器はそう内と循環回路の2箇所があり、冷房時・蓄冷時と運転区分によりこの二つの熱交換器を使いわけている。すなわち、蓄冷時には水を生成するので、そう内熱交換器は冷却器として働くように第2絞り装置が作動しているが、上流側の循環回路熱交換器は、2重管の凍結防止のために低圧にはならないようにしている。また、冷房時には循環回路熱交換器を冷却器として働かせ、蓄冷コイルは冷媒を素通りさせるようにバイパス用電磁弁を開いて冷房能力を上げるようにコントロールしている。もちろん蓄冷時の水生成量、冷房時の循環回路熱交換器の出口水温は、おのこのサーモスタットで制御している。

暖房時については、冷媒はそう内熱交換器・循環回路熱交換器を通して凝縮液化し、第1絞り装置を経て空気側熱交換器で蒸発するようになっている。二つの水側熱交換器の間には絞り作用は全然ないので、そう水温が高いときはそう内ではほとんど熱交換しないで、循環回路で熱交換する。そう水温が低いときはそう内で放熱して水温を上昇させる。蓄熱時を例にとれば、そう水温が55°Cまではヒートポンプで昇温するが、これ以上は蓄熱用サヒータに切り替えるようにしている。暖房時はそう水温が高くても循環回路で放熱するので問題はない。深夜ヒータは深夜電力通電中に作動し、蓄熱を行なう。

次に水回路の制御について説明する。冷房時については、前述の循環回路熱交換器の能力よりも、室内ファンコイルユニットの負荷のほうが大きい場合は循環回路の水温が上昇するが、これをサーモスタットで感知して3方弁を開き、そう内の冷水を取り出し循環回路の水温を一定の幅に保つようにしている。暖房時については、早朝の運転開始時には、そう内の高温水を直接ファンコイルユニットに供給するようにしているため、急速に室温を立上げることができる。通常の暖房では、冷房時と同じように循環回路熱交換器の能力よりファンコイ

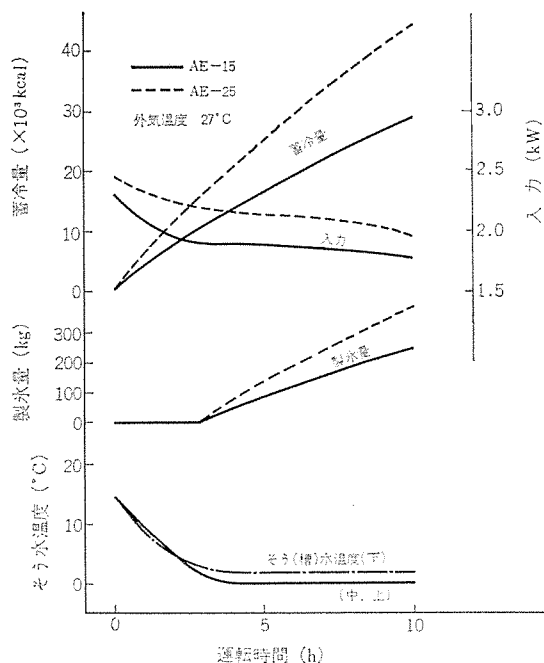


図 4.1 蓄冷能力
Performance curves of ice formation.

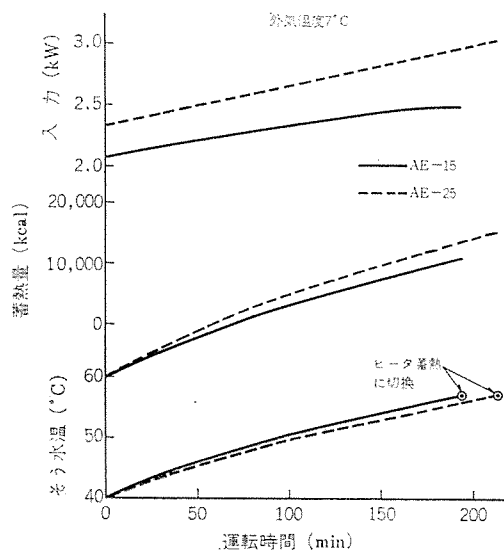


図 4.2 ヒートポンプ蓄熱能力 (50Hz)
Performance curves of heat storage operation with heat pump.

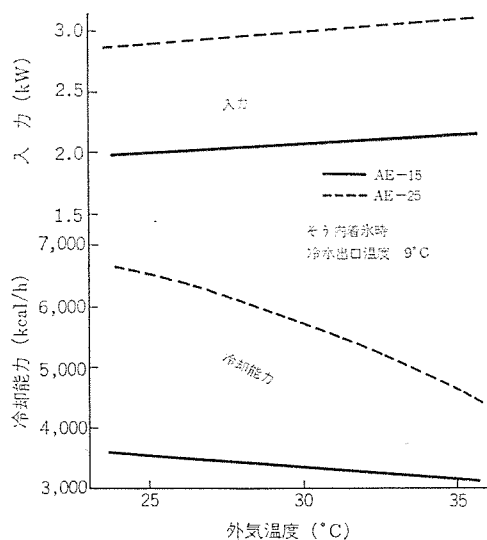


図 4.3 ヒートポンプ冷却能力 (50Hz)
Performance curves of cooling with heat pump.

ルの負荷が大きい場合は、3 方弁を開き蓄熱分を取り出し供給水温を 50°C 前後に保つ。また、夜間・昼間などで暖房を停止したときには自動的に蓄熱運転に移行するようにしている。

4. AE 形 蓄冷熱ヒートポンプ ユニットの性能

表 2.1 に能力表を示したが、詳細な性能について図 4. 1～4. 4 に示す。図 4. 1 は蓄冷能力、図 4. 2 はヒートポンプによる蓄熱能力、図 4. 3 はヒートポンプ冷却能力、図 4. 4 はヒートポンプ加熱能力である。図 4. 5、4. 6 に冷暖房時間と取り出せる冷暖房能力を示す。

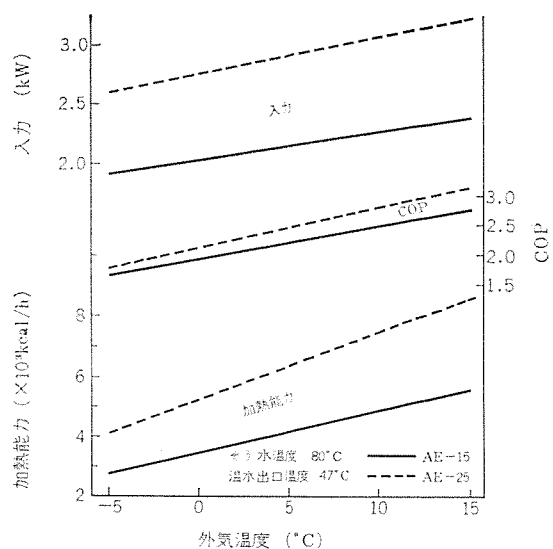


図 4.4 ヒートポンプ加熱能力 (50Hz)
Performance curves of heating with heat pump.

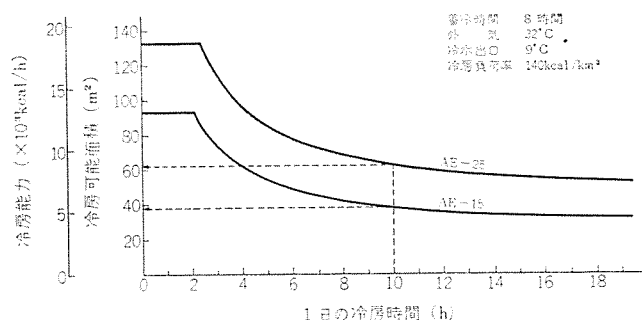


図 4.5 AE ユニット 冷房能力 (50Hz)
Cooling capacity of AE unit.

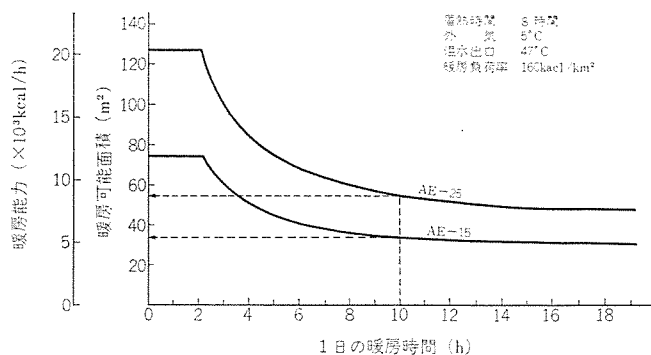


図 4.6 AE ユニット 暖房能力 (50Hz)
Heating capacity of AE unit.

5. AE 形 蓄冷熱ヒートポンプ ユニットの特長

(1) 安全・衛生的で手間がかからず、かつ無公害

電気のみを使用しているため、燃料補給・排気ガスなどの心配がなく、安全・衛生的で、しかも機械の運転停止は室内に設けられたリモートコントロールボックスのスイッチ操作だけでよく、冷暖切換えもスイッチとレバーの切換えだけで非常に簡単である。

(2) 設備費が安い

冷房はチリングユニット、暖房は温水ボイラの組み合わせが一般的であったが、1台で冷温水が供給でき、かつ循環ポンプまで内蔵しているため、据付け・配管工事が簡単になり、設備費が安くなる。

(3) 維持費が割安

ヒートポンプには三菱電機独特の Hi/Re/Li システムを採用しているもので効率が高く、また、深夜電力適用のヒータで蓄熱するため維持費

が安くなる。

(4) 暖房時早朝の立上りが速い

暖房時、蓄熱そうに 85°C の高温水をたくわえているため、早朝の立上り時には、この高温水を直接室内に循環させるようにしているので短時間でこなえる。図 5.1 に蓄熱そうありとなしの場合について室温の立上り性能を示す。また蓄冷熱を行なっているため、一時的に多数のへやの冷暖房を行なったり、急激に負荷が変動しても、安定した冷暖房ができる。

(5) 低騒音

多数の低騒音形シロッコファンを使用し、また騒音対策を十分に施しているため、1m 離れた位置でも 46 ホーン (A スケール) で非常に静かである。消音ダクトなどちょっとした細工で 44 ホーンまで低下させることができる。

6. 暖房時の運転例と維持費

AE-15 は、冷暖房の必要なへやが 5 へや程度で、一日中冷暖房する場合は能力的にみてこの内 2~3 へやの冷暖房を行なう住宅に適合する。また、AE-25 は 6~7 へやの内 3~4 へやの選択冷暖房が一応の目安である。

図 6.1 に AE-15 を設置した住宅の一例を示す。この住宅における代表的暖房運転例を図 6.2 に示す。この図のように、一般の住宅における暖房パターンは朝方と夕方から夜にかけて負荷のピークは双頭形となる。夜の間に深夜ヒータと低圧電力によるヒートポンプあるいはサブヒータにより、蓄熱そう内に 85°C の温水をたくわえ、朝 6 時ごろから始まる暖房負荷に備える。朝の暖房開始時から約 40 分は室内に 85°C の温水を直接循環させる急速暖房を行なう。この間はヒートポンプユニットは停止しているが、急速暖房が終了し 3 方弁が閉じ、循環回路水温が下ると、ヒートポンプは運転し、蓄熱分を消費しながら循環回路水温を平均 50°C に保つ。8 時から 12 時にかけては暖房負荷がヒートポンプ能力より小さいため、蓄熱分は消費されず、ヒートポンプは間けつ運転を行なう。12 時から 16 時の間は暖房を停止

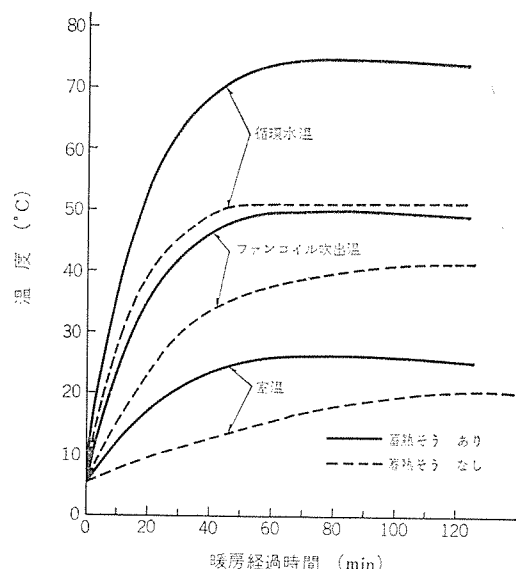


図 5.1 室温の立上り特性
Pull-up performance of room temperature.

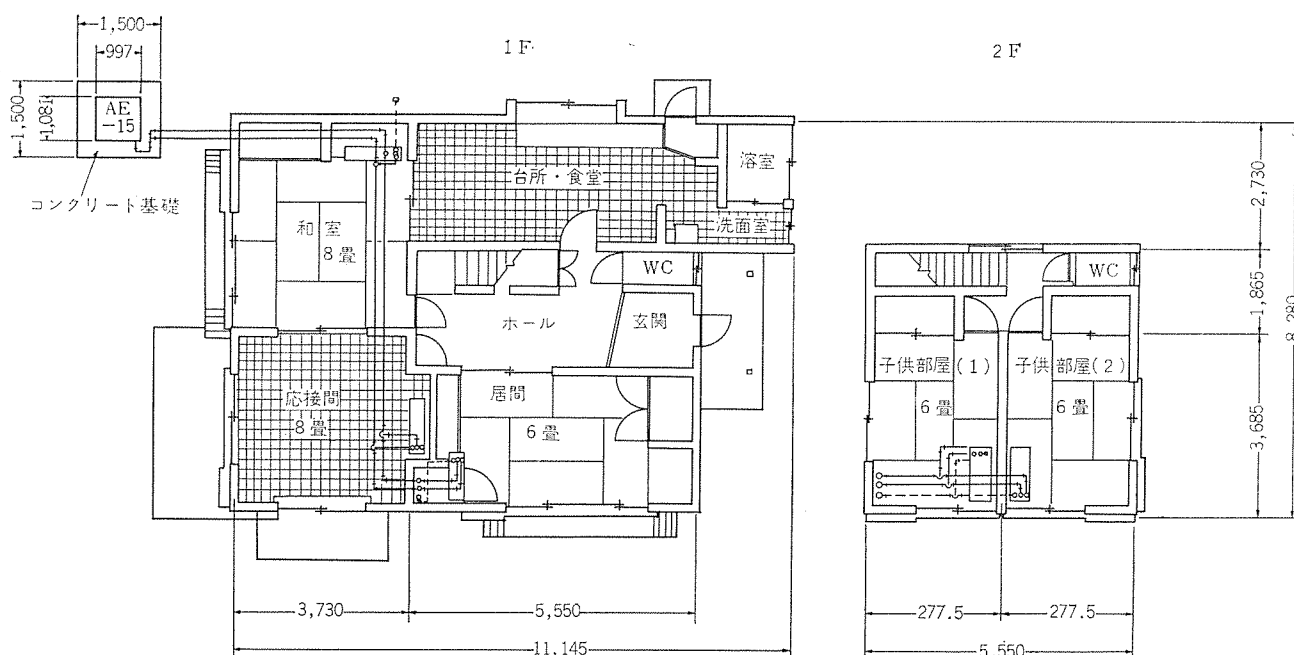


図 6.1 AE-15 設置例
Installation example of type AE-15.

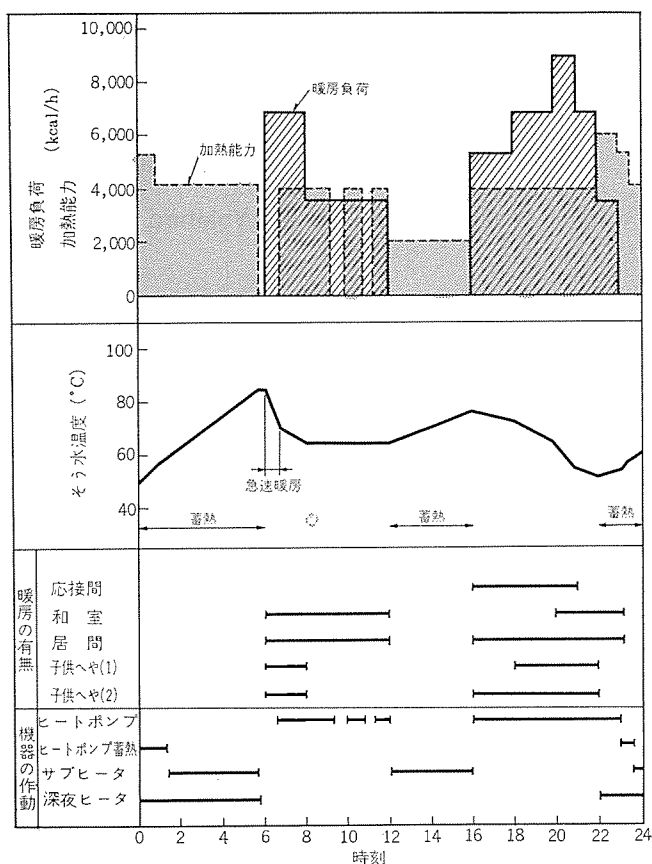


図 6.2 AE-15 暖房運転例
Heating operation of type AE-15.

しているため、夕方から夜にかけての高い暖房負荷に耐えるべく蓄熱運転を行なう。図 6.2 の場合はソー水温度が 55°C 以上のためサブヒータにより蓄熱し、75°C まで昇温している。夕方から夜にかけての暖房負荷に対してはヒートポンプはフル運転し、不足分を蓄熱分で補う。

図 6.2 の運転例で 1 カ月の暖房維持費を計算すると 1 カ月の維持費は約 9,000 円で、冷房時は約 5,000 円/月で、年間約 50,000 円程度の維持費ですむ。

7. む す び

以上 AE 形 蓄冷熱ヒートポンプユニットについて記述したが、ヒートポンプと蓄冷熱式の組合わせにより、お互いの短所がカバーでき、特に住宅用として朝の立上りが速い、一度に多数のへやを冷暖房する場合でも蓄熱そうに熱をたくわえているため、安定した冷暖房ができるなどの利点があり、またマンションなど集合住宅に戸別単位に適用した場合、機器の契約容量が小さいため受電設備容量が小さくて済むなどの利点がある。このように電気を使用した住宅用蓄冷熱ヒートポンプにより、維持費の安い、安全・衛生的なセントラル冷暖房が可能になったわけであり、識者のご理解がいただければ幸甚である。

ファンコイルユニット

酒井 誠記*・中西 幸弘*

Fan-Coil-Units

Wakayama Works

Seiki Sakai・Yukihiro Nakanishi

There are a good many types in the air conditioning system. Among them, a system to cool or heat the room air by passing cold or hot water through fan coils is easy to operate and economical to use, so it is made use of in a wide scale. Mitsubishi has merchandized these units with a trade name of Living Master on the one combining a cooling and heating operation and with another name of Living Heater on the one for heating only. Now the conventional Living Master of S series and that of D series have been unified to develop F series. This article introduces the advantages, specification, construction and performance of this new series as a center of the description, and the old serieses are also explained in brief of their advantages and constructions.

1. ま え が き

空気調和で熱の運搬媒体として、空気・水・冷媒・蒸気などが用いられているが、水は空気と比較して密度で800倍、比熱で4倍もあるから、熱媒体として最も適している。

また、現在の建築は空間を有効に利用するため、極端に省力化・合理化されているので、ビルの空気調和には、水を熱媒体に利用することが得策である。液体である水は、温度・流量の部分制御性もよく、適切に処理されていれば安全で取り扱いやすい熱媒体である。この安全で価値の高い熱媒体を有効に空気と熱交換させるために、ファンコイルユニットが誕生し、その需要は年ごとに急増していることは周知のとおりである。

当社ではこのファンコイルユニットの冷暖兼用のものをリビングマスタ、暖房専用のものをリビングヒータの名称で製品化し、広く愛用されている。

このたび従来機種リビングマスタのSシリーズおよびDシリーズを統合し、ニューデラックス形リビングマスタFシリーズを開発し、47年6月より発売した。

ここでは、そのFシリーズリビングマスタを中心に紹介し、あわせて従

来のLシリーズ、Mシリーズリビングマスタおよび暖房専用のリビングヒータについても簡単に紹介する。

2. リビングマスタ

2. 1 リビングマスタの機種

2. 2 リビングマスタの特長

2. 2. 1 ニューデラックス形リビングマスタ(Fシリーズ)の特長・性能等

(1) おもな特長

(a) 騒音・振動が小さい

送風機は、両側吸込形の大型シロッコファン(翼車径150mm)と、高性能モートルの組合せにより、超低騒音化に成功した。また豊かな風量と長い到達距離を誇るため、室内をすばやく冷暖房し、特に冷・温風の分布・温度ばらつきを改善した。

(b) 無段風量調整方式

風量調整には、サイリスタ制御方式を採用することにより、負荷に合わせて風量が無段階に制御することが可能となった。

またこの制御方式は信頼性が高く、高性能・長寿命のスイッチである。

表 2. 1 リビングマスタ機種一覧表
List of living master available types.

シリーズ	タイプ	形名	150形	200形	300形	400形	600形	800形	1200形
Fシリーズ	床置形	LV-FE							
	床置形 (木目)	LV-FE (木目)							
	床置埋込形	LV-FR							
	天井形	LH-FE							
	天井埋込形	LH-FR							
Mシリーズ	床置形	LV-ME							
	床置形 (木目)	LV-ME-M							
Lシリーズ	床置形	LV-LE							
	床置埋込形	LV-LR							

表 2.2 F シリーズ リビングマスタ 仕様一覧
List of living master "F" series specification.

仕 様	形 名	150	200	300	400	600	800	1200
外 装	LV-FE	冷間圧延銅板 本体-メラミン焼付ハンマーネット塗装 マンセル 2.5 Y 6/1 近似色 パールグレー						
	LV-FR	ベース-アクリル焼付塗装 マンセル 10 YR 2/1.5 近似色						
	LH-FE	冷間圧延銅板 (メラミン焼付ハンマーネット塗装 マンセル 2.5 Y 6/1 近似色 パールグレー)						
	LH-FR	亜鉛引鉄板						
冷 房 能 力	kcal/h	1,500	2,000	3,000	4,200	6,200	8,400	11,800
暖 房 能 力	kcal/h	2,550	3,400	4,900	7,000	10,700	14,000	20,400
電 源		1 φ 100 V 50/60 Hz						
入 力 W	LV-FE	31/34	38/44	50/56	51/58	65/78	85/103	152/163
	LV-FR	—	36/40	40/48	52/62	55/74	88/115	104/126
	LH-FE	—	33/35	39/44	49/59	54/70	99/118	114/138
	LH-FR	—	30/34	37/42	48/56	52/65	91/107	102/121
電 流 A	LV-FE	0.49/0.53	0.59/0.64	0.64/0.68	0.78/0.87	0.85/0.97	1.39/1.62	1.72/1.94
	LV-FR	—	0.56/0.62	0.62/0.66	0.81/0.90	0.84/0.97	1.50/1.68	1.55/1.80
	LH-FE	—	0.54/0.57	0.58/0.63	0.79/0.90	0.84/0.95	1.59/1.78	1.70/1.90
	LH-FR	—	0.56/0.58	0.60/0.64	0.75/0.80	0.84/0.94	1.58/1.72	1.66/1.83
送風機, 電動機		150 φ A Ⅰ 製シロッコファン, 単相コンデンサ永久分相形誘導電動機 6 極						
風 量	LV-FE, LH-FE	5.0	6.1	8.5	11.0	17.0	22.0	34.0
m ³ /min	LV-FR, LH-FR	—	7.0	10.0	13.0	19.0	26.0	38.0
エアフィルタ		サランネットフィルタ (水洗浄式)						
冷却器(放熱器)		プレートフィン付熱交換器 (銅パイプ, アルミフィン) 気密 10 kg/cm ²						
標 準 水 量	l/min	6.5	6.5	8.5	12.0	17.0	24.0	34.0
水 頭 損 失	mAq	0.5	0.6	1.0	2.0	3.7	2.2	4.0
配 管	方 向	左右どちらでも可 (標準は左)						
	水 出 入 口 径	PT 3/4 めねじ						
	ド レ ン 口 径	PT 3/4 おねじ						
吸 出 し 口		P Ⅰ 製風向調整グリル						
断熱材, 吸音材		グラスウール (一部難燃ウレタンフォーム)						
重 量 kg	LV-FE	31.0	33.0	37.5	40.0	50.0	83.0	105.0
	LV-FR	—	23.5	27.5	32.5	40.0	63.5	80.5
	LH-FE	—	38.5	42.5	50.0	60.0	95.5	124.0
	LH-FR	—	27.5	32.0	37.0	45.0	67.5	88.0
風 量 調 節		無段階制御						
騒 音	ホ ン	32	32	35	35	37	38	40

- (1) 強ノッチ (最高ノッチ) の特性値である。
- (2) 冷房能力は冷水入口温度 5°C, 標準水量で, 吸込み空気 DB=27°C, WB=21°C の場合, 暖房能力は水温入口温度 80°C 標準水量で, 吸込み空気 DB=20°C の場合の値である。
- (3) 埋込形の特性値は製品単体の場合のもので, ダクトなどを付属したときは変化する。

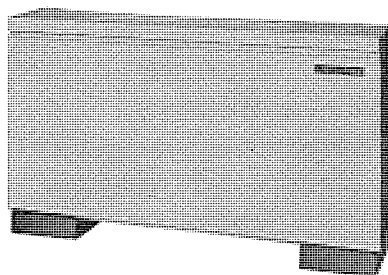


図 2.1 LV-FE 形 リビングマスタ
Living master LV-FE type.

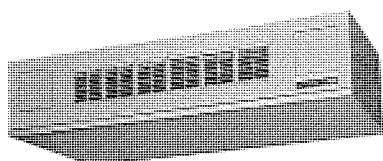


図 2.2 LH-FE 形 リビングマスタ
Living master LH-FE type.

(c) 広い配管スペースで配管工事が容易

配管スペースを大きくとり, またケーシングの側面を取りはずし可能としたため, 配管工事・防露工事が非常にやりやすくなった。また, 配管勝手は左右変更可能であるため, 現地にて簡単に配管変更ができる。

(d) ダクト工事が楽な吸込室付き (天井埋込形)

天井埋込形は, 本体と吸込室を一体構造としたためダクト工事が容易になり, 工事の省力化ができる。

そのほか, 電動三方弁組込み・自動加湿器組込みなど特殊な仕様に対し, 簡単に対応できるよう数々の特長を有している。

(2) 外観および仕様

F シリーズリビングマスタは, 冷温水と空気の熱交換をするための熱交換器, 風を送るための送風機, 室内空気取入口に, エアフィルタ, 冷温風吹出口には風向調整のためのグリル等により構成されている。図 2.1 は床置露出形式の LV-FE 形リビングマスタの外観, 図 2.2 は天井つり露出形式の LH-FE 形リビングマスタの外観を示し, 表 2.2 は F シリーズ全機種仕様を示す。

(3) 構造および性能

F シリーズリビングマスタは, 特殊熱交換器と半導体使用の無段階風量調整方式を新たに採用し, 大形シロッコファンと特別な防音設計により, 能力・騒音・風量に改良がなされている。また配管工事の容易な構造と部品共通化等の改善を計っている。

(a) 熱交換器

F シリーズリビングマスタは, 熱交換器に特殊形状アルミフィンを使用し, 表面積および熱伝達率を大きくし, かつ銅パイプとアルミフィンの接触熱抵抗を最小にしている。そのため, 従来のフラットフィンと比較し格段と高性能であるので, 同一能力では熱交換器がコンパクトになっている。図 2.3 は特殊形状フィンを使用した熱交換器の構造, 図 2.4 は特殊形状フィンと従来のフラットフィンの風量-熱貫流率比較表を示す。

(b) 無段階風量調整方式

F シリーズリビングマスタに内蔵されているファンモータの回転数制御は, 無段階風量調整器 (SL-1) により印加電圧を制御して行なっている。無段階風量調整器は, 最近広く使用されている 3 極双方向性制御素子 (トライアック) と, トリガ素子を組合せて交流位相制御を行ない, ファン

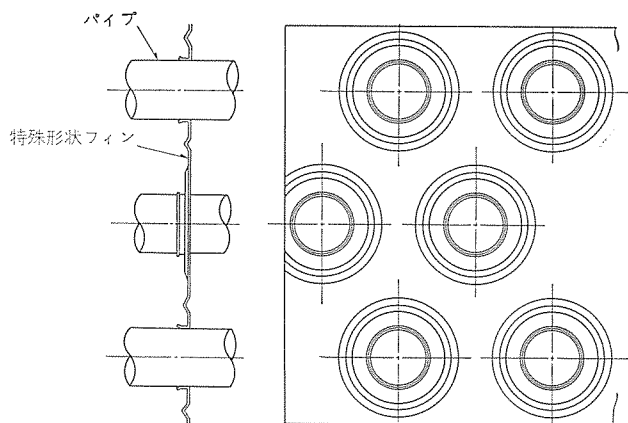


図 2.3 特殊形状フィンを使用した熱交換器の構造
Structure of heat exchanger using with special fins.

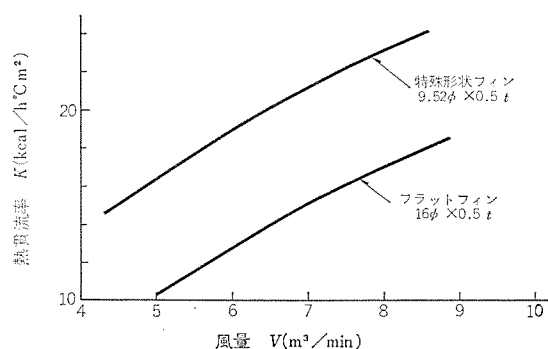


図 2.4 風量-熱貫流率比較表
Curve of heat transfer coefficient.

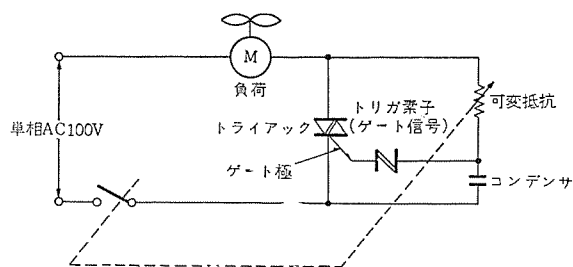


図 2.5 無段風量調整器の動作回路
Operation circuit of stepless air volume controller.

モータの印加電圧を無段階に制御する方式を採用している。図 2.5 は無段風量調整器の動作回路、図 2.6 は無段風量調整器の動作波形を示す。

次に簡単な動作原理と基本回路について説明すると、トライアックの基本動作はゲート極に信号を加えれば、トライアックは導通し、電源電圧が零になったとき、トライアックは不導通となる。

トライアックを導通させるには、電源の半サイクルごとにゲート信号を加える必要があり、図 2.6 (b) に示すようなゲート信号をゲート極に加えると、図 2.6 (c) のような電圧がファンモータに印加される。つまり、A点でゲート信号を加えると、A点より電源電圧が零となるB点までトライアックは導通し、再度C点でゲート信号を加えれば、電源電圧が零となるD点まで導通させることになる。また図 2.6 (e) に示すように、図 2.6 (c) と同じゲート信号を図 2.6 (c) より右側に同一周期で移動させると、ファンモータに印加される電圧は図 2.6 (f) のようになり、図 2.6 (c) の電圧より低い電圧となり、ファンモータの回転数を下げることになる。

図 2.6 (c) (e) に示すようなゲート信号は、図 2.5 に示す可変

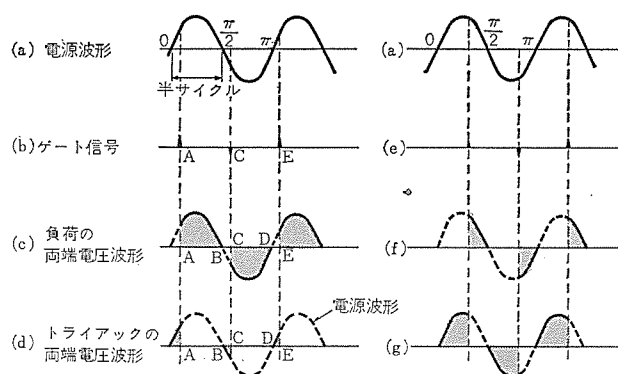


図 2.6 無段風量調整器の動作波形
Operation wave form of stepless air volume controller.

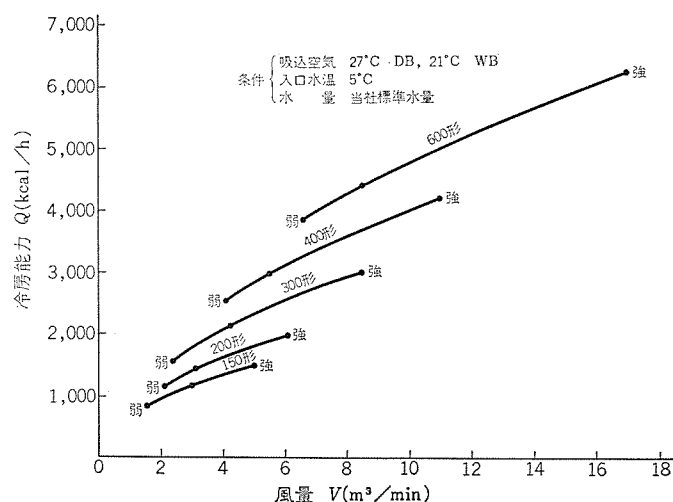


図 2.7 風量-冷房能力線図 (LV-FE 形)
Diagram of air volume vs. cooling performance
(type LV-FE)

抵抗・コンデンサ・トリガ素子により発生させることができ、可変抵抗によりゲート信号を左右に無段階に移動させ、ファンモータに印加する電圧を可変抵抗により無段階に調整する。

図 2.7 は、無段風量調整器を使用した代表機種 LV-FE 形リビンダスタの風量-冷房能力線図を示す。測定条件は、冷水温度 5°C, DB=27°C, WB=21°C, 流量は当社標準水量である。

なお本図より風量と能力の実験式は次式を満足する。

$$Q_1 = Q_2 \times (V_1/V_2)^{0.5}$$

ここで、 Q_1, Q_2 : 能力 (kcal/h)

V_1, V_2 : 風量 (m³/min)

(c) 騒音

一般的にファンコイルユニットはルームクーラなどと比較し、特に運転音が静かな点に特長がある。Fシリーズリビングダスタは、送風機に翼車径 150 mm の大形シロッコファンと特別の防音設計を採用している。そのため他のファンコイルユニットの中でも特に運転音が静かな超低騒音機種である。表 2.3 は Fシリーズの騒音値を示し、図 2.8 は代表機種床置露出形 LV-400 FE の NC 値を示す。騒音測定は図 2.9 に示す位置で、測定室は外部音を十分に断じた無響室である。また騒音値は指示騒音計 A スケールで測定した値である。

(d) 風速特性

室内を冷房または暖房する場合、少なくとも人間の居住する部分は適当な温湿度にするとともに、空気を循環させるため、適当な速度の気流をもつことも要求される。また床面積の広いへやや、細長

表 2.3 F シリーズリビングマスター 騒音表 (強 ノッチ)
List of "F" series living master noise (high notch).

機 種	ホ ン
150 形	32
200 形	32
300 形	35
400 形	35
600 形	37
800 形	38
1200 形	40

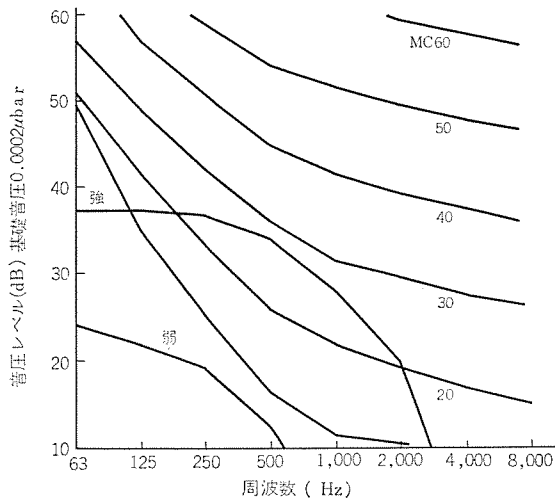


図 2.8 LV-400 FE 形リビングマスター NC 曲線図
NC curves of living master LV-400 FE type.

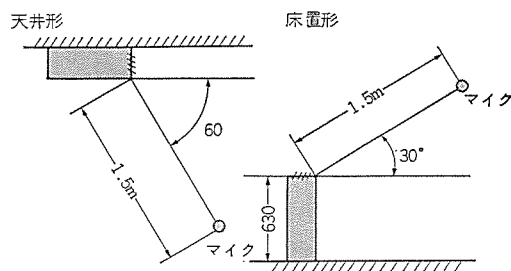


図 2.9 F シリーズリビングマスター 測音測定方法
Noise measurement of living master "F" series.

いへやを冷暖房する場合、風の到達距離が重要である。F 形リビングマスターは、吹出風速を大きくし、到達距離を大きくとることにより、室内をすばやく冷暖房し、特に室内の冷・温風の分布、温度ばらつきを縮小するよう配慮した。図 2.10 は代表機種床置露出形 LV-400 FE の冷房時の室内風速分布を示す。

測定条件は、冷水温度 5°C、流量 12 l/min、DB=27°C、WB=21°C で、運転は強 ノッチ、吹出 グリル はすべて前向きにした状態である。

(e) 配 管

ファンコイルユニットは、冷水または温水を熱交換器に通水し、室内空気と熱交換させて、冷房または暖房を行なう。そのため水配管および埋込形には、ダクト配管工事が必要である。

F シリーズリビングマスターは、水配管スペースとして、小形機種 (150～600 形) で 205 mm、大形機種 (800, 1200 形) で 265 mm と広い配管スペースを確保したので、配管工事が容易に行なえる。

また、天井埋込形にはダクト配管工事が楽なように、本体と吸込室を一体構造としたので、工事の省力化を計っている。

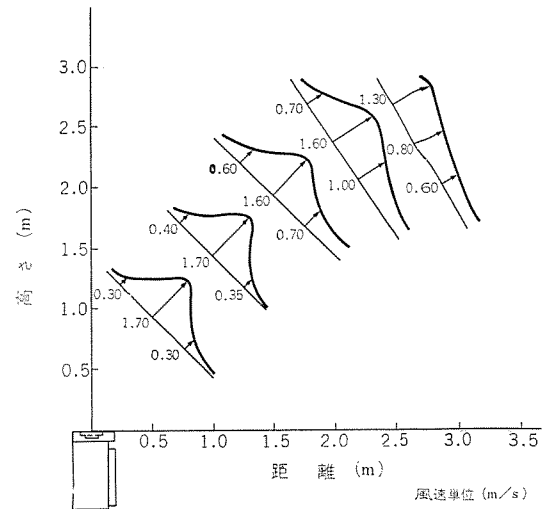


図 2.10 LV-400 FE 形リビングマスター 冷房時の室内風速分布
Distribution of air flow in cooling operation of LV-400 FE.

(f) 諸特性

図 2.11 は F 形リビングマスターの水頭損失線図、図 2.12 は天井埋込形の風量—機外静圧線図を示す。

(g) 別売品

F 形リビングマスターを設置し使用する場合、さらに使用上のメリットを増すために、別売品として次のようなものを準備している。

(i) 総合無段風量調整器 (SL-4 形)

リビングマスターを複数台、同時に操作できるスイッチであり、表 2.4 に連動操作可能台数表を示す。

(ii) 露出化粧箱

付属のスイッチが、埋込式にできない場合の化粧箱であり、SL-11 は SL-1 形 (無段風量調整器) 用、SL-41 は SL-4 形 (総合無段風量調整器) 用の化粧箱である。

(iii) 吹出しグリル (DG-F)、吸込みグリル (SG-F)

埋込形の空気吹出口および吸込口に使用するグリルで、風向調整が可能であり、吸込みグリルにはフィルタが組み込まれている。

(iv) 自動加湿器 (CHA-30 F)

暖房時、吹出し空気に加湿し、室内湿度を適正に保つ。

(v) 配管部品 (PS-VF, PS-HF)

水出入口バルブをそなえ、機内配管工事を容易にする。

2.2.2 前吹出形リビングマスター (M シリーズ)

(1) おもな特長

(a) ツートンカラーの家具調デザインで、たなの下における前吹出しタイプで家庭用に適する。

(b) 吹出風速を大幅にアップしている。

(c) 二重ドレン皿方式を採用し、ドレン対策は万全である。

(2) 構造および仕様

送風方式としてラインフローファンを採用し、熱交換器の後に送風機を設けて吹出す方式である。そのため従来の風出風速と比較して、約 4 倍風速がアップしているので迅速で均一な冷暖房を行なうことができる。

図 2.13 は LV-ME 形リビングマスターの外観を示す。

2.2.3 ローボーイ形リビングマスター (L シリーズ)

(1) おもな特長

(a) 高さを大幅に低くしたローボーイ形である。

(b) 窓ぎわに取付けても採光 100 % でペリメータゾーン用に最適で

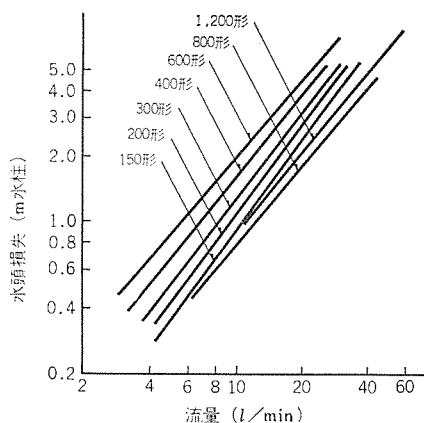


図 2.11 F シリーズ リビングマスタ 水頭損失線図
Water heat loss of living master "F" series.

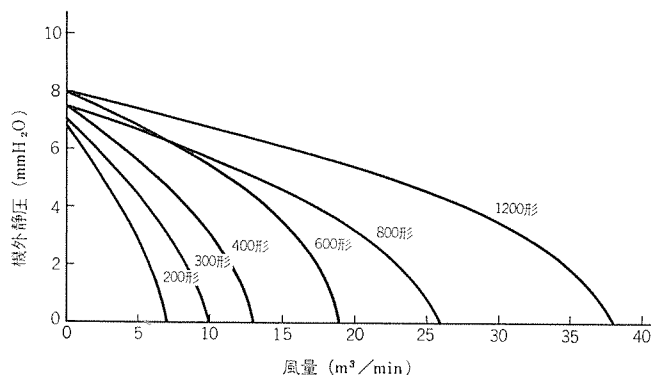


図 2.12 風量—機外静圧線図(天井埋込形)
Air volume-external static pressure
(recessed ceiling type).

表 2.4 連動操作可能台数表
The table of simultaneously operationable
units for one switch.

形 名	150 形	200 形	300 形	400 形	600 形	800 形	1200 形
操作可能台数	6	6	5	5	5	4	4

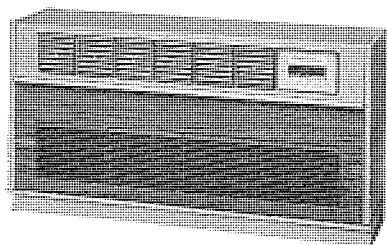


図 2.13 LV-ME 形 リビングマスタ
Living master type LV-ME.

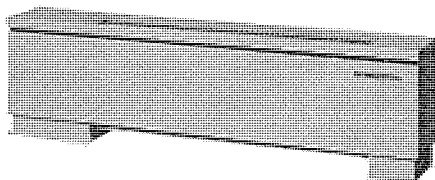


図 2.14 LV-LE 形 リビングマスタ
Living master type LV-LE.

ある。

(c) 冷温風の吹出し幅を大幅に長くしている。

(2) 構造および仕様

外形寸法を低く(高さ 400 mm)するため、熱交換器の高さを小さくし、横幅を大きくした。また送風機には、特に横幅の長いラインフローファンを採用し、吹出し幅を大幅に長くしている。

図 2.14 は LV-LE 形 リビングマスタの外観を示す。

3. リビングヒータ

3.1 リビングヒータの機種

3.2 リビングヒータの特長

3.2.1 VW-H-B シリーズ

(a) 木目意匠で和洋室いずれにもマッチする。

(b) 蒸気の利用も可能で飽和蒸気 1 kg/cm^2 までの範囲で使用できる。

(c) 前面押しボタンスイッチにより、「強」・「中」・「弱」の3段の風量調節ができる。

(d) 内蔵可能な加湿器を別売している。

(e) サーモスタット取付用の端子台がついている。

3.2.2 VW-P シリーズ

(a) 送風機を内蔵しながら、送風機のない自然対流形暖房機と同程度の価格。

(b) 蒸気の利用も可能で飽和蒸気 1 kg/cm^2 までの範囲で使用できる。

(c) 全体を絞り加工で製作し、柔らかいムードでハンガーもついている。

3.2.3 SD-A シリーズ

(a) サーモスタットを内蔵しており、1日中理想的な暖かさである。

(b) 加湿器を内蔵しており、適度な湿度を保つ。

(c) 前面ロータリスイッチにより、「強」・「中」・「弱」の3段の風量調節ができる。

表 3.1 リビングヒータ機種一覧表
List of living heater available types.

シリーズ	(温水) 暖房能力 (kcal/h)					
	2,000	2,700	3,000	4,000	5,500	5,700
Hシリーズ (VW-H-B形)		250H		400H		600H
Pシリーズ (VW-P形)			300P	400P	600P	
SDシリーズ (SD-A形)	06A		08A		16A	
		3,700	3,900	5,350		7,600
		(蒸気) 暖房能力 (kcal/h)				

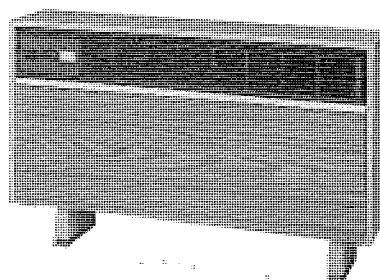


図 3.1 VW-H-B 形 リビングヒータ
Living heater type VW-H-B.

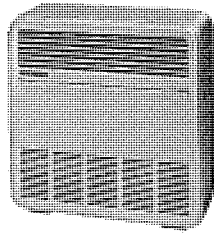


図 3.2 VW-P 形 リビングヒータ
Living heater type VW-P.

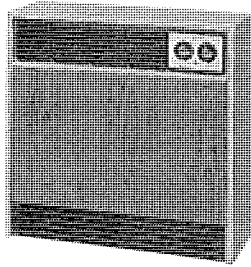


図 3.3 SD-A 形 リビングヒータ
Living heater type SD-A.

(d) 低騒音である。

図 3.1 は VW-H-B 形の外觀，図 3.2 は VW-P 形の外觀，
図 3.3 は SD-A 形の外觀を示す。

4. む す び

現在空調和の普及はめざましく，この傾向は生活様式の向上に伴って，ますます発展していくことが予想される。ファンコイルユニットは騒音の低下，据付配管工事および保守点検の容易化とともに，流量や風量，水温を制御することによる室温調節の自動化，および自動加湿器を取付けて暖房時の湿度調節など，新しい空調ならびに制御方式に適したものとしてゆかねばならないものとする。

低温用小形冷凍機と関連機器

古川 博一*・作野 勤*

Small Condensing Units for Low Temperature Refrigeration and Their Related Apparatus

Wakayama Works Hirokazu Furukawa・Tsutomu Sakuno

Small refrigerating machines are supplied to the market in the form of condensing units and assembled to suit for the purposes by the aid of constructional engineering in the field.

This article describes the latest trend of application of the machines to low temperature refrigeration particularly in the case of walk-in coolers and cold and frozen show cases of the super markets which have made marked advancement of late. Also it states the practical problems posed by the experiences in the field and related apparatus for the solution of troubles to accomplish labor saving.

1. ま え が き

小形冷凍機はコンデンシングユニットの形で出荷をしているが、現地工事によってその性能を発揮させている。すなわちフィールドの工事技術を得てはじめて冷凍装置が完成される方式で発展を続けている。したがって機器の選定、調整あるいは制御回路設計といった作業が、冷凍装置の良否を左右する重要なかぎとなり、たとえば制御方式の誤り、誤配線などのミスにより不具合を生ずることが多い。

そこで今回は最近伸長著しい低温用途、とくに低温冷蔵倉庫およびスーパーマーケットの冷蔵、冷凍ショーケースにしぼって最近の傾向を述べたあと、コンデンシングユニットとして持つ現地工事技術上の実践的問題点と、これを解決し省力化を計るためのいくつかの関連機器について述べる。

2. 機 種 系 列

小形冷凍機というのは各社の系列をみても11～15kWクラスで一区切りとなっており、一般にこれより小さい機種系列を小形冷凍機と称しているようである。

当社の低温用小形冷凍機の標準機種系列を表2.1に示す。現在、全密閉形は冷媒R12で0.2～1.5kW、半密閉形は冷媒R12、R22およびR502で2.2～15kW、開放形は冷媒R12およびR22で0.4

～15kWの単段圧縮式を、さらに半密閉形・開放形の5.5, 7.5および11kWの二段圧縮式を67機種にわたって逐次系列化を進めている。このうち全密閉形についてはプレートフィン式および二重管式熱交換器の改良による小形化、さらに無給油式送風機と黄銅製操作弁の採用によりノーマンテナンス化を計った。このほか開放形については冷媒R12で海水用、船用を系列化している。

3. 最近の傾向

当社小形コンパウンド圧縮機（二段圧縮式）の出現により⁽¹⁾、低温用途の拡大化が進行しており、たとえば食品加工試験場での試験用小形コンタクトフリーザ、パン屋での冷凍パン凍結装置、製菓工業での凍結真空乾燥装置の凍結とコールドトラップ、精密工業での冷やしばめあるいは光学レンズの研磨後の離脱、毛織物工場での洋服地の毛ば立ち改善にも用いられている。以下にいくつかの最近の傾向を述べる。

3.1 冷凍食品の多段オープンショーケース化と二段圧縮式化

冷凍食品の品温維持規制強化に伴い、同じ大きさのオープンショーケースを冷却するために従来よりも大型のコンデンシングユニットが選定される傾向にあり、さらに冷凍食品のディスプレイ効果を上げるために平形オープンショーケースから多段オープンショーケースへと移行しつつあり、所要冷凍能力はなおいっそう増大している。たとえば品温

表 2.1 小形 冷凍 機 の 標 準 機 種 系 列
Model selection of small condensing units.

圧縮機形式 凝縮器形式 冷媒	全密閉形		半密閉形								開放形		
	空冷式	水冷式	空冷式				水冷式				空冷式	水冷式	
容 量	R 12		R 12	R 502	R 22 二段	R 12	R 22	R 502	R 22 二段		R 12	R 22	R 22 二段
0.2	○												
0.3	○												
0.4	○	○									○	○	
0.6	○	○											
0.75	○	○									○※※	○	
1.0													○
1.5	○	○									○※※	○	○
2.2			○			○					○※※	○	○
3.7			○	○		○	○	○				○	○
5.5			○	○	○	○	○	○	○			○	○
7.5			○	○	○	○	○	○	○			○	○
11※			○	○	○	○	○	○	○			○	○
15				○			○	○					○
使用蒸発温度範囲 (°C)	-5～-30		+5～-20	-15～-40	-25～-65	+5～-20	-5～-20	-15～-40	-25～-65		-10～-30	-10～-40	-25～-65

※ 半密閉形は10.8kWである。

※※ リモート式空冷冷凍機を含む。

-18℃以下維持のために蒸発温度-45℃で従来の単段式圧縮機で運転した場合11~15kW容量の押しのけ量を要し、しかも高圧縮比のため成績係数は小さく、油温および吐出ガス温度の上昇を伴って冷媒R502を使っても安定性に問題があったが、業界初の小形コンパウンド式5.5kW開放形二段圧縮コンデンシングユニット(形名C7W-55U)を使用して、冷凍能力4,000kcal/hを要する2.4m多段オープンショーケースを十分に冷却している。図3.1には二段圧縮式コンデン



図 3.1 二段圧縮式冷凍システムによって冷却されている低温多段オープンショーケース
Low temperature display case with multideck using compound refrigerating system.

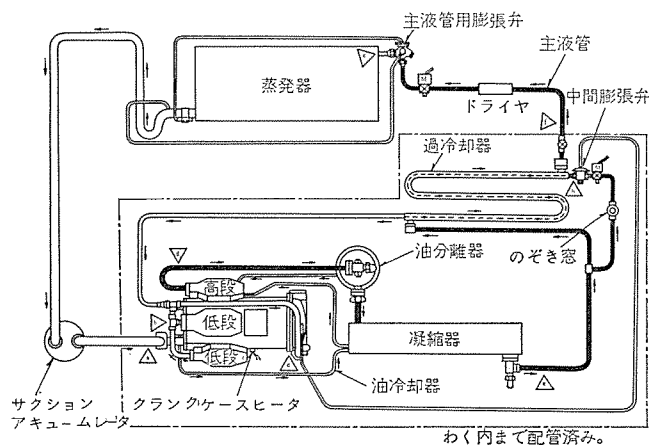


図 3.2 二段圧縮式冷凍システムの冷媒主系統図
Refrigerant cycle of compound refrigerating system.

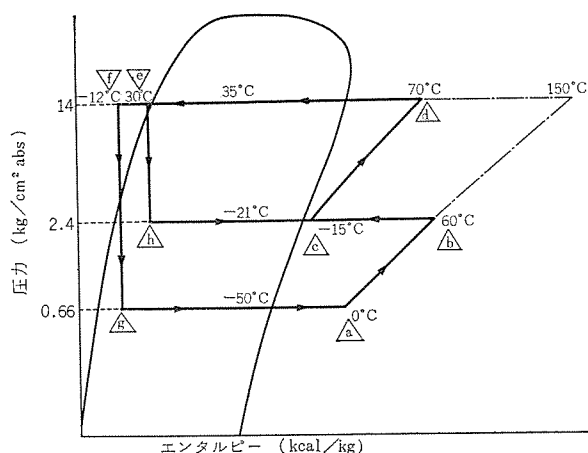


図 3.3 二段圧縮式冷凍システムの冷凍サイクル
Pressure-enthalpy diagram of compound refrigerating system.

シングユニットによって、冷凍食品を冷却している都内での一施行例を示す。図3.2には11kW半密閉形コンデンシングユニットの冷媒主系統図、図3.3にはそのモリエル線図を示す。

3.2 圧縮機の半密閉化と冷媒の統一化

スーパーマーケットの店舗数の増大に伴うサービス要員の不足から、圧縮機を半密閉化とし、さらに数台並列運転とする傾向にある。

数台並列運転のメリットは万一、一台が故障を起しても残りの圧縮機でその分をカバーして、ショーケース内の食品の品質劣化を防止するように工夫するとともに、軽負荷時のアンローダ運転を圧縮機のON-OFF運転により行ない、さらに各種の異常検出を装備した制御盤も付属する傾向にある。また3.1節で述べたように低温用ショーケースのR22二段圧縮式化と同時に、中温用ショーケースの単段R22化も進みつつある。同一押しのけ量の圧縮機で冷媒R12に比べ約60%の冷凍能力増大を計れる冷媒R22は、圧縮機の小形化と低温用二段機との冷媒共通化でメリットがある。しかし密閉形単段圧縮機で使用する場合は、開放形単段圧縮機で使用するよりは使用蒸発温度の下限は低くとれないので注意を要する。

3.3 空冷式凝縮器の伸長

空調機関係での伸長が著しい空冷方式は、低温用小形コンデンシングユニットの分野でも最近見直されつつあり、とくに近年の大気汚染・水質汚濁による中和剤添加等の管理、浄化設備の大規模化による上水道のコストアップ等水冷方式での不利な点に対し、夏季に凝縮温度が水冷方式に比べやや高い点を設計時に考慮しておけば、冬季の凍結の恐れもなくランニングコストの点でも有利になっている。

空冷式は仕様の的に二分化され、一つは一体形空冷式(Complete type)で設計目標は機械室内設置を条件としており、据付面積を小さくして大風量方式としているため、騒音がやや大きい機械室全体がしゃ音箱であり、また吹出し空気を送風機とダンパにより、混合室として図3.4のように配置して凝縮温度を四季にわたって制御しようとするものである⁽²⁾。図3.5は都内での一実施例を示す機械室の写真で、最も心配された騒音についても満足な成果をおさめることができた。もう一つはリモート空冷式で、この設計目標は空冷式凝縮器部分を圧縮部分より離し通風のよい室外に設置する条件とし、熱交換面積を比較的大きくして風量を小さくし、騒音を極力押さえるよう多極電動機を採用するなどの工夫をしている。当社で

- ①Compressor units
- ②Fan
- ③Dust filter and motorized damper
- ④Pressure chamber
- ⑤Dampers for manual adjustment
- ⑥Louvre damper
- ⑦Thermostat
- ⑧Motorized by-pass damper

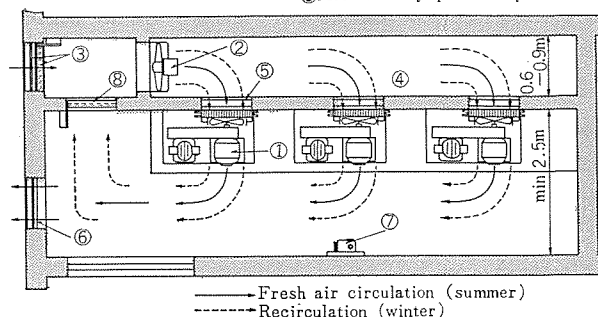


図 3.4 一体形空冷式コンデンシングユニットの機械室と空気の流れ
Machine room for complete type air cooled condensing unit. Arrangement with forced air circulation.

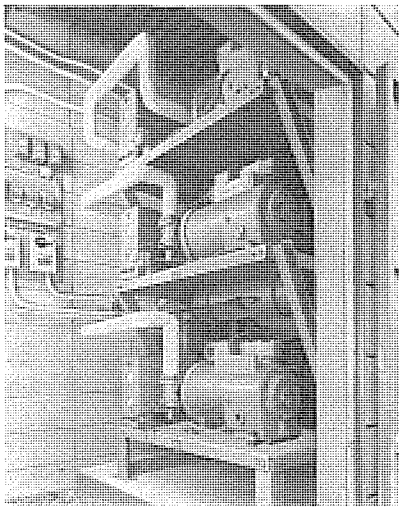


図 3.5 一体形空冷式コンデンシングユニットの据付例
Example of installation of complete type air cooled condensing units.

はリモート空冷式を0.75~2.2 kWまで三機種用意している。

低温用コンデンシングユニットは、冷房専用機と異なり年中の使用に耐えねばならないので空冷式の場合も、凝縮圧力の下りすぎに対して配慮して冷凍サイクルを正常な状態で運転しなければならない。現在一般に用いられる方法としては

- (1) 送風機を複数個として外気温あるいは凝縮圧力に応じて、段階的にいくつかの送風機を発停させる。(マルチファン方式)
 - (2) 極数変換またはサイリスタ制御の送風機モータを、外気温または凝縮圧力を検出して回転数を変えるもの。
 - (3) 空気取入れ口または吐出し口に凝縮圧力に応じて、開閉するダンパ方式。
 - (4) 空冷凝縮器から受液器への配管の途中で自動圧力制御弁を配置して、凝縮圧力低下時に冷媒液を熱交換コイルに滞留させて見かけ上の熱交換面積を減少させ、一方吐出配管の途中から分岐して受液器にバイパスさせて凝縮圧力を一定にする方法。
- などがあり、とくにスーパーマーケットなどでは長大な吸入配管が使用されるところでは、適当な凝縮圧力維持により過度の吸入圧力の低下を防止し、油返りを良くすることが大切である。当社で現在販売している空冷式コンデンシングユニットにおいて、一体式のものは(1)、(3)、(4)を、リモート式の小型機種(0.75~2.2 kW)では、(4)の方法による制御方式を推奨している。

4. 現地工事技術上の問題点

コンデンシングユニットは工場出荷時点で圧縮機、電動機、凝縮器、架台および一部の制御機器を持った製品であり、現地工事において冷却器、膨張弁、冷蔵庫あるいはショーケースなどの熱負荷の選定後配管施行もれテスト、真空引き、冷媒充てん(填)、制御配線を完了してはじめて冷凍設備としての役割を果たすことになる。この間工場の設計段階の意図と使用者側の実際がうまくみ合えば、良い冷凍設備ができることになるが、相互の理解不足から思わぬトラブルを起こすことがある。

以下に故障の原因が意外なところにあることがわかった数件につき紹介し、コンデンシングユニットの取扱い上の複雑さと後の関連機器が販売される背景について述べて見たい。

4.1 密閉形圧縮機の冷媒循環量低下

冷媒循環量の低下の原因は、凝縮圧力の低下により膨張弁前後の圧力差の減少により蒸発器への冷媒供給量が減少したとき、蒸発器に霜の付着が大きくて負荷が減少したとき、冷媒系統内への水分混入による膨張弁または吸入フィルタでのアイススタック(氷詰まり)、自動膨張弁の感温筒切れによる封入ガス漏れあるいは冷凍設備内の冷媒ガス不足により冷媒供給量が減少したとき、低圧圧力開閉器の作動あるいは密閉形圧縮機(半密閉形も含む以下同じ)の場合には、冷媒循環量の減少による内蔵電動機の巻線冷却不足によるインターナルサーモスタットが作動をして圧縮機を停止させるが、この過程の中に別の故障原因が含まれることがわかった。それは密閉形圧縮機の内蔵電動機の回転子が二次電流によって発熱し、これが低冷媒循環量のため冷却不良となり、この熱が回転子に固着しているクランク軸に伝わって回転子に近い軸受部で温度上昇をきたし、油膜強度不足のため軸受焼付に至る場合であり、このような運転条件での軸受焼付はほとんどこの部分に限られている。開放形圧縮機と同様に吸入ガスを直接吸入する方式で電動機冷却を水またはファンによる外部冷却方式が比較的大容量の半密閉形に適用されないのも、この辺の理由からではないかと考える。対策としては冷媒循環量の低下を防止することで、具体的には低圧圧力開閉器のセット位置を冷媒ガスに応じて適正なものにする(詳細後述)、サクシオンアキュムレータにより吸入ガスの過熱度を小さくする、および凝縮圧力低下防止策をとるなどがある。またこのような軸受焼付現象は密閉形圧縮機を使っている自力真空引きの場合、吸入・吐出弁割れの状態での運転続行の場合にも起こり得ることである。

4.2 油分離器の弊害

油分離器の有用性については本来の分離性能のほか、ガスの整流、消音の効果があるが、逆につぎの二つの弊害があると言える。

- (1) 規定量以上の潤滑油を圧縮機に封入したとき、油面を圧縮機構が過度にかく(攪)乱して油上り量を多くし、吐出された油は吐出ガスで過熱され、これが油分離器で分離され圧縮機に返送される過程を繰り返している中に圧縮機油だめの油温を上げてしまう。
- (2) 水冷式凝縮器に節水弁を取り付けたり、圧縮機の電動機と連動して動く冷却水ポンプ制御の場合、圧縮機停止直後冷却管とその中の水・冷媒液などにより凝縮器より熱容量の小さい油分離器の内部で冷媒ガスの凝縮が始まり、油返送部に凝縮冷媒がたまり、これが圧縮機油だめ部に返送され圧縮機のつぎの起動時の油圧縮の原因となる。

スクリュウ圧縮機のようにねじの密封性を維持するために油を冷媒中に噴射し吐出後、油を分離するためには必要であるが、往復動式圧縮機の最近の設計のものは油上り防止機構を圧縮機内部に持っており⁽¹⁾、衝突拡大式の一般的油分離器では分離前の油の濃度が小さいと分離効率低下⁽²⁾、分離困難なぐらいに油上り量が微小になっているので、もはや油分離器は不要となりつつある。しかしながら油循環量は微小であっても低圧サイドの構造いかんにより、低圧部で滞留した油が一気に圧縮機に戻る油圧縮現象を防止するためには、サクシオンアキュムレータは有効である。

4.3 庫内温度調節器と低圧圧力開閉器の関係

低圧圧力開閉器のON-OFFの設定位置について、とくに記述された文献・マニュアルは少なく、また一般に関心がもたれていないようである。まず低圧圧力開閉器のOFFの位置は使用している冷媒と圧縮機の種類によって決まる最低使用蒸発温度の飽和圧力に設定す

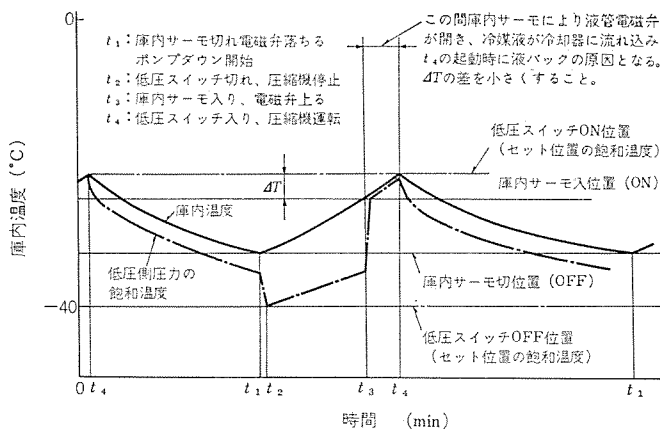


図 4.1 庫内温度調節器と低圧圧力開閉器の関係
Relation between temperature control and low pressure control.

ることが前述の 4.1 節の保護になるわけである。とくに単段低温装置では、定常運転中とポンプダウンによって低圧圧力開閉器を OFF する圧力に差がなくなり、ポンプダウンの効果が得られなくなるが、このような意味においても最低使用蒸発温度が -65°C である二段圧縮機が有利である。

さて問題はこのポンプダウン方式を採用したときの運転開始時であるが、庫内温度調節器が ON になり冷媒液電磁弁が開き、高圧受液器から蒸発器へ膨張弁を介して冷媒液が供給されるが、低圧圧力開閉器 ON 時の設定位置 (圧力飽和温度) を庫内温度調節器の ON 設定温度より高くセットしたとき、図 4.1 に示すように ΔT の間、冷媒液が蒸発器へ流入し続け、ようやく低圧圧力開閉器が ON になって圧縮機の運転開始時には停止前のポンプダウンの効果はすでに消え、液戻りによる液圧縮に至る場合もある。また長大なパイプワークなどのごとく蒸発器の熱容量が大きく、圧縮機停止中に凝縮器に通水されていなく、外気温が 15°C 以下ぐらいになるなどの条件がそろったとき、凝縮器 (とくにシェルアンドチューブ式) の表面での外気との熱交換量が少ないため、凝縮器内圧が冷媒液の蒸発器側への流入とともに低下し、ついには飽和温度 0°C を割り凝縮器内の冷却管の水が凍結し破れる場合がある。

したがって庫内温度調節器の ON 設定位置と、低圧圧力開閉器の ON 設定位置をほとんど接近させるか、電氣的に連動させる必要がある。

逆に庫内温度調節器の ON 設定位置より低圧圧力開閉器の ON 設定位置を低くセットすると、液電磁弁が開く前に圧縮機が運転し始めすぐに低圧圧力開閉器が OFF となって、いわゆるショートサイクル運転となり不都合である。したがってポンプダウンが必ずしも液圧縮を防止したことにはならない。このことから制御回路につき個々の状況に応じて設計上の配慮が必要である。

4.4 温度式自動膨張弁の選定

温度式自動膨張弁は封入方式によりいくつかの種類があるが、このうちガスチャージ式温度式自動膨張弁を冷蔵庫内に取付けてしまう場合があり、感温筒部温度と膨張弁本体部の圧力飽和温度の差が温度式自動膨張弁を動作させる信号になっているのを忘れられた例で、中には感温筒取付けを庫外の吸入配管に露出して取付けられている場合さえもある。また低温冷蔵庫用の膨張弁に過大なものを選定する例が多い。これらのミスからコンデンシングユニットを保護しようとするとき、膨張弁選定済みのファンコイルユニットおよびサククションアキュムレータが出現することになる。

4.5 冷媒による蒸発温度の使い分け

圧縮機の蒸発温度の使用上限は駆動電動機との負荷関係にもよるが、密閉圧縮機では電動機の冷却効果が增大するのでむしろ吸入・吐出弁の耐力によって決まると考える。この耐力は処理する冷媒の循環量に大きく関係し、結局は冷媒ガスの比重量の相違による。したがって冷媒 R12 のように冷媒 R22、R502 に比べて軽い冷媒は弁の耐久性からみれば高温用に適していると言える。

一方、蒸発温度の使用限界の下限は開放形圧縮機では使用冷媒の沸点が一応の限界となっているが、密閉形圧縮機になると圧縮機内部で発生する電動機のジュール熱は吸入ガスの適熱となり、吐出ガス温度上昇に関与し低温限界を狭くしている。とくに冷媒 R22 の場合、蒸発温度および凝縮温度条件を同一にしても他の二つの冷媒より吐出ガス温度上昇が激しく、開放形単段圧縮機で蒸発温度 $-35 \sim -40^{\circ}\text{C}$ の運転が可能であっても、密閉形単段圧縮機では $-20 \sim -25^{\circ}\text{C}$ がその下限となる。冷媒 R502 の場合はガス比重量が大きいのので、蒸発温度の使用上限は低く $-15 \sim -20^{\circ}\text{C}$ ぐらいで使用下限は冷媒循環量が多いため、電動機内蔵によるジュール熱による吸入ガス過熱は押えられ、また吐出ガス温度上昇も少なく -40°C ぐらいまで可能と考える。

結局、密閉形圧縮機では開放形圧縮機のごとく回転数変化による使いわけができないため、同一コンデンシングユニットを冷媒の種類を変えて使いわけて行く方法が残されているが、現地工事の際それぞれの冷媒の使用限界を十分には (把) 握しておく必要がある。たとえば、冷媒 R22 の低温運転による密閉形圧縮機の電動機焼損・軸受焼付などは冷媒 R502 が出現する前に、アメリカの業界ですでに問題のあったことであり、わが国でも再現をせぬよう十分留意することが肝要と思う。

5. 関連機器

以上述べた現地工事技術上の問題点を解決する一つの方法として、当社は低温用小形冷凍機に適した関連機器を開発し、市場実績によりその効果を確かめている。図 5.1 はその外観を示す。

5.1 サククションアキュムレータ

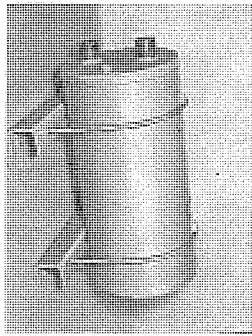
過小な冷凍負荷または急激な負荷変動、あるいは過大な膨張弁の選定とその調整不良などによる冷却器から圧縮機への液戻りに対しては、従来から液ガス熱交換器およびサククションアキュムレータを現地で準備することもあったが、現地省力化を計り冷却器の能力を十分發揮させまた信頼性をさらに高めるため、単段・二段圧縮機用のサククションアキュムレータを 4 機種系列化した。これらはすべて壁掛式でまた交換可能なサククションストレーナを内蔵しているため、サービスが容易にできる特長をもっている。

サククションアキュムレータの選定は冷媒収容量のほかに、組合わせる冷凍機の容量の上限は配管内の圧力降下により、またその下限は冷媒

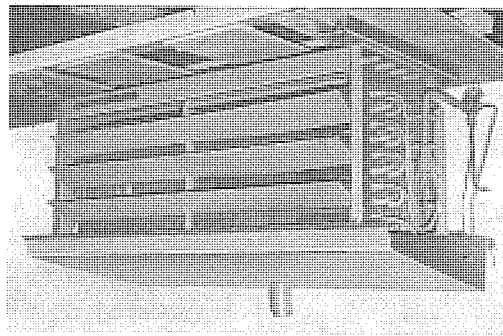
表 5.1 サククションアキュムレータの選定例
Model selection of suction accumulators.

形 名			S-05 S	S-10 S	S-20 S	S-40 S
内 容 積 l			5.5	9.8	21	43
※適合冷凍機 kW	單段	R 12	1.5	2.2, 3.7	5.5, 7.5	11
		R 22	2.2	3.7, 5.5	7.5, 11	15
		R 502	3.7	3.7, 5.5	7.5, 11	15
	二段	R 22	5.5	5.5, 7.5	11	—

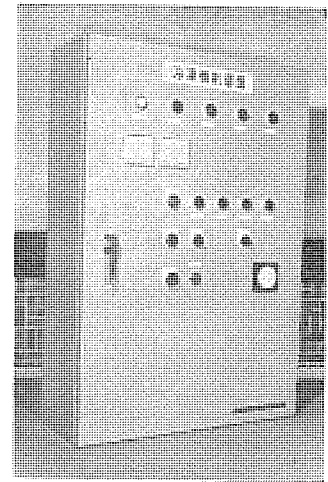
※ 適合冷凍機 (kW) は当社標準仕組冷凍機の呼称動力による選定例



(a) サクションアキュムレータ



(b) 冷却器



(c) 冷凍機制御盤

図 5.1 冷凍機関連機器
Refrigeration equipment.

変化寸法表

形名	S-05S	S-10S	S-20S	S-40S
A	290	290	390	390
B	250	250	340	340
C	35	35	62	62
D	210	235	316	393
E	20	25	32	40
F	100	100	120	160
G	65	83	101	108
H	200	250	300	400
J	30	35	40	45
K	330	416	502	616
L	391	480	573	692
M	165	190	242	320
N	14	14	18	18

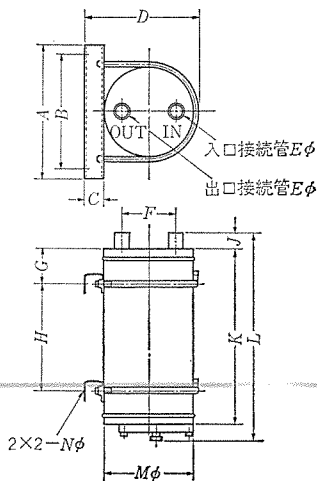


図 5.2 サクションアキュムレータ外形寸法
Outline dimensions of suction accumulators.

表 5.2 冷却器の選定例
Model selection of DX fan coil units.

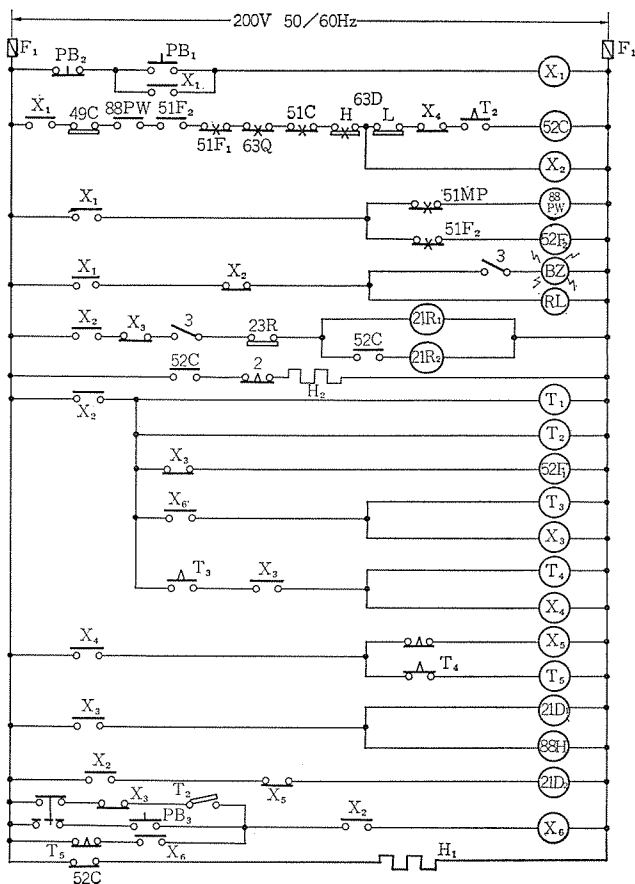
庫内温度 °C	冷凍機形名 C 7 W-55 U S 7 W-55 U	C 7 W-75 U S 7 W-75 U	C 7 W-110 U S 7 W-110 U
-25	kcal/h 5,000×2 ※ ※※	kcal/h 5,000×3 または 7,500×2	kcal/h 5,000×3 または 7,500×2
-30	7,500×1	5,000×2	5,000×3 または 7,500×2
-35	5,000×1	7,500×1	5,000×2
-40	5,000×1	7,500×1	5,000×2

※は冷却器の公称能力, ※※は台数を示す。

の油戻り最小速度によって決まる。その選定例を表 5.1 に、外形寸法を図 5.2 に示す。

5.2 冷却器

冷蔵庫用の冷却器は必要冷蔵庫を最小限におさえ、少ないスペースで除霜を行なえるなどの利点があるため、最近では従来の裸管またはプレートフィン形のほとんどが強制通風式プレートフィン形に移行してきた。当社では二段圧縮式用として公称能力2,500~10,000 kcal/hまで自動散水除霜方式で4機種を開発したが、これは庫内温度-40°C



記号	品名	記号	品名
52 C	電磁接触器(圧縮用電動機)	PB 1	押しボタンスイッチ (起動)
52 F 1	電磁接触器(クーラファン電動機)	PB 2	押しボタンスイッチ (停止)
52 F 2	電磁接触器(タワーファン電動機)	PB 3	押しボタンスイッチ (手動デフロストスタート)
88 PW	電磁接触器(ワーポンプ用電動機)	43-1	セレクトスイッチ (手動—自動ポンプダウン切換)
88 H	電磁接触器 (ドレンパンヒータまたはデフロストヒータ)	※63 DL	高低圧々力開閉器 (低圧側) DPS
51 C	熱動過電流継電器(圧縮用電動機)	※63 DH	高低圧々力開閉器 (高圧側) DPS
51 F 1	熱動過電流継電器 (クーラファン電動機)	※63 Q	油圧保護圧力開閉器(接点)
51 F 2	熱動過電流継電器 (タワーファン電動機)	※2	油圧保護圧力開閉器(限時部)
51 MP	熱動過電流継電器 (タワーポンプ電動機)	※H 2	油圧保護圧力開閉器(ヒータ部)
X 1	補助継電器	※49 C	インターナルサーモスタット
X 6	リレー	※21 R 1	(クーラ直前膨張弁) 電磁弁
T 1	タイマ (タイムスイッチ)	※21 R 2	(サブクーラ直前膨張弁) 電磁弁
T 5	例 T1(0~12分) タイマ T1 で時間調整, 0~12分間で可能	※23 R	サーモスタット (庫内サーモ)
F 1	ヒューズ (制御回路用 2~4)	※21 D 1	給水電磁弁 (散水デフロスト)
BZ	ブザー	※21 D 2	排水電磁弁 (散水デフロスト)
RL	警報ランプ (赤色)	※H 1	クランクケースヒータ (250 W)
		※H 3	デフロストヒータまたはドレンパンヒータ

※印機器は、冷蔵庫、圧縮機の周辺機器で制御盤には含まない。

図 5.3 制御盤の制御回路
Wiring diagram of control panel.

まで耐えられる低温用送風機を採用し、また冷媒の流れと冷気の流れが対向しているため、熱交換が均一に行なわれるのみならず、蒸発する冷媒液が存在する過程では熱交換の効率を上げ、しかも再起動時の液戻りを防止し、さらに過熱過程では油戻りを良くする冷却管の配列を採用している。

また、冷却器の形式によって膨張弁が安定して作動するために、必要な最小限の過熱度 MSS (Minimum Stable Signal)⁽⁴⁾が決まることが知られているが、この冷却器でも従来の冷媒の流れと冷気の流れが直向する方式よりも MSS を小さくでき、冷凍サイクルの安定と冷却器の熱交換をより有効に発揮できることを確かめた。冷却器の選定例を表 5.2 に示す。

5.3 冷凍機制御盤

先にも述べたとおり冷凍機の現地工事で最も多いトラブルの一つは、制御方式の誤りまたは誤配線によるものであるが、今回二段圧縮式用として、自動散水式除霜装置と各種警報保護装置を備えた冷凍機制御盤を開発した。

従来、蒸発温度が約 -40°C 以下で使われることの多い二段圧縮式においては散水自身が凍結するため、散水式は不向きといわれてきたが、市場における実績をみるかぎり、水路および噴流の改良により、蒸発温度が -55°C 程度であっても水温が 10°C 以上、水圧が $0.5\text{ kg/cm}^2\text{g}$ 以上確保されれば実用上の問題は発生していない。

この冷凍機制御盤の制御回路の一例を図 5.3 に示す。この回路

には、凍結防止のための給水および排水用の電磁弁を設け、ポンプダウン、散水、排水および水切りを自動的に行ない、また異常高圧・油圧低下など冷凍機の運転続行が不可能で停止する場合には、必ず液管の電磁弁を閉止し、しかも運転開始時点まで中間電磁弁のみ閉止し続けるなどの方式を採用している。

6. む す び

今回は低温用小形冷凍機の用途と最近の傾向、冷凍機製造者側からみた実践的技術上の問題点と、これを解決し省力化を計るためのいくつかの関連機器について述べたが、最近の急速な需要の伸びと据付設計施行の技術者不足に対処するため、現地省力化・工期短縮化・信頼性の向上を計るとともに、今後スーパーマーケットに対しては食品の品質維持と保守容易な冷凍機を、またコールドチェーンの進展とともに急増する冷蔵庫に対しては、パッケージ化されたクーリングユニットを開発し需要増大にこたえたい。

参 考 文 献

- (1) 石田, 古川: 三菱電機技報, 46, No. 3, 342, (昭 47)
- (2) The Danfoss Journal, Feb., (1967)
- (3) H. B. Saemundsson: Journal of Refrigeration, 53, May/June, (1964)
- (4) Z. R. Huelle: 12 th, I. C. R., No. 3, 32, (1967)

漁船用全自動冷凍機

保坂 征宏*・大藪 訓宥*

Full-automatic Refrigerators for Fisherboats

Nagasaki Works Yukihiko Hosaka・Kunihiro Ôyabu

Even in the case of fisherboats, shortage of labor, decreasing catch of fish and lowering of the productivity harass the enterprise and the situation gets severer year after year. Then, drastic labor saving and rationalization of the operation are considered the only measure to get over the predicament. To cope with the requisites, fully automatized brine cooling type refrigerators type LE are contrived to operate aboard the fisherboat as one of the means to save human labor, now being brought to completion.

This article describes the outlines of the device as well as consideration given to it for the reference to potential users.

1. ま え が き

漁船においても乗組員の不足、漁獲高の減少あるいはこれに伴う生産性の低下など、その企業環境は年々きびしくなっており、あらゆる面で思いきった省力化・合理化を実現することが、問題解決の唯一の方法と思われる。

このようなことから各関係先においても、それぞれの部門における省力化の具体策について種々研究されているようであるが、われわれも冷凍機メーカーとしてかねてより漁船用省力化冷凍機の研究開発を行ってきた。その結論としてブライン冷却方式による全自動化・省力化を考え、このたび開発機を完成するに至ったのを機に、われわれの考え方およびその概要を述べ大方のご参考に供したいと思う。

2. 漁船用全自動省力化冷凍機の条件

全自動省力化冷凍機の理想的条件としては、下記の5項目が考えられる。

- (1) 現場における据付けが簡単であること
- (2) 運転はボタン操作のみでできること
- (3) 保守に手がかからぬこと
- (4) 信頼性が十分高いこと
- (5) 低価格であること

上記各項における現状の問題点およびその解決の方向について考えてみる。

(1)の条件： この条件を満足するためには、現場におけるガス配管工事をしなくてすむような冷凍機を使うこと、および工場で最大限のユニット化を行なって現場工事を最少にした冷凍機を使うことが必要である。

(2)の条件： この条件を満足するには圧縮機の吸入・吐出バルブを全開のまま起動・停止ができること、およびいかなる運転条件でも絶対に液戻りしないことが不可欠である。従来の冷凍装置ではこのようなことは不可能であるが、それは結局直膨式であるために多量の冷媒ガスをチャージしなければならないことに基因する。チャージ量が少なればたとえ全量に戻ったとしても液バック現象を呈しないことから、チャージ量の少ない冷却方式を採用することが必要である。

(3)の条件： この条件を満足するためには

- (a) 油上りしないこと
- (b) ガス漏れしないこと
- (c) シャフトシールやVベルトなどの短期消耗部品のないこと
- (d) 弁割れしないこと

が必要であるが、従来の装置は冷媒量が多いことおよびガススピードが遅いことなどから、低圧サイドからの油戻りはほとんど期待できず、油の定期的補充は不可欠である。また圧縮機は開放形であるため(c)項は避けられぬ問題であり、この解決は密閉形の採用によるしかない。ごみと弁割れが比例関係にあることはよく知られた事実であり、弁割れを追放するにはごみを追放することが第一である。そのためには、冷凍機の生命である冷媒配管工事を品質管理のゆきとどいた専門工場で行なうべきであろう。

(4)の条件： ごみ、油上り、液戻りの三悪を追放した冷凍機が最も信頼性の高い冷凍機であろう。

(5)の条件： 全自動省力化の条件を満足した冷凍機を開発し、これを標準化して量産することがいろいろな意味でコスト低減につながるベストの方法であろう。

3. ブライン冷却方式

前項で全自動省力化冷凍機の条件ならびにその対応策について考えたが、これらの検討を通じて、われわれは「ユニット形ブライン冷却機による間接冷却方式」が全自動化・省力化の最良の方法であるとの結論に達した。その理由は次のとおりである。

(1) ユニット形であるため冷媒配管は工場で完成しており、現場ではブライン・水配管、電源接続のみで据付けが完了する。

(2) 冷媒チャージ量はわずかであるためいかなる条件でも液戻りしない。

(3) 負荷の変動はブラインを仲介して冷媒へ伝達されるため、非常にゆるやかなものとなり運転条件が安定する。

(4) 冷媒サイクルが短くしかも乾式蒸発器を採用できるため、ガススピードが大きく油が完全に戻ってくる。また蒸発器内の油の滞留がないので冷却能力が低下することもない。

(5) 密閉形圧縮機の採用により小形・高性能となりまた種々のメンテナンスが不要となる。

(6) ユニットは工場で標準化・量産が可能のため信頼性が高く、しかもコストの低減が可能である。

4. 漁船用三菱全自動ブライン冷却装置

(1) 基本冷却方式

漁船における冷凍機の使用条件は下記のごとく集約される。

(a) 鮮魚保蔵用冷却・保冷

温度条件： 冷却・保冷とも $-2^{\circ}\text{C} \sim +2^{\circ}\text{C}$

(b) 冷凍魚保蔵用冷却・保冷

温度条件： 冷却 { ブライン式 (NaCl) -17°C
空冷式 $-30 \sim -50^{\circ}\text{C}$
保 冷 $-25 \sim -50^{\circ}\text{C}$

(c) 餌料用活魚冷却

温度条件： 補給海水の冷却量 $3 \sim 5 \text{ deg } ^{\circ}\text{C}$

これらの条件を満足する冷却方式として次の4種の基本方式が考えられる。

(i) 単段間接ブライン冷却式……上記(a)の冷却, (b)のブライン冷却および(c)用。

(ii) 単段直接ブライン冷却式……上記(a)の保冷。

(iii) 2段間接ブライン冷却式……上記(b)のブライン冷却用。

(iv) 2段直接ブライン冷却式……上記(b)の空冷および保冷用。

(注) ここに言う単段・2段とはそれぞれ単段圧縮機および2段

表 4.1 概略仕様
Specification in brief.

項目	内 容	船用 BCS-120	船用 BCS-60	船用 BCS-40
用 途	使用可能用途	鮮魚冷却 (−2°C) ブライン凍結 (−17°C) 空冷(庫内 −43°C) 保冷(庫内 −40°C)	保冷(庫内 −40°C) 空冷(庫内 −43°C)	活魚そう冷却 (+27°C) 鮮魚冷却 (−2°C) ブライン凍結 (−17°C)
圧 縮 機	形 式	密 閉 形 2 段		密閉形単段
	電 源	3 φ 200/220 V 60 Hz		3 φ 200/220 V 60 Hz
	電 動 機	90 kW	45 kW	30 kW
	全ピストン 押しのけ量	451.05 m ³ /h	225.52 m ³ /h	150.35 m ³ /h
凝 縮 器	形 式	シェルアンドローフィンチューブ		
シ ー ル 次 冷 却 器	冷却管材質	アルミプラス		
	管 板 材 質	ネーバルプラス		
	形 式	シェルアンドUチューブ		
	ガス流れ形式	乾 式		
シ ー ル 次 冷 却 器	冷却管材質	銅		
	形 式	シェルアンド チューブ		シェルアンド チューブ
	冷却管材質	アルミプラス		アルミプラス
	管 板 材 質	ネーバルプラス		ネーバルプラス
ボ ー ー 冷 却 機	形 式	キャンドタイプ		
プ ン 水 冷 却 機	電 源	3 φ 200/220 V 60 Hz		
	電動機容量	9 kW	4.2 kW	4.2 kW
	形 式	キャンドタイプ		
シ ー ル 次 ボ ー ー 冷 却 機	電 源	3 φ 200/220 V 60 Hz		
	電動機容量	※11 kW	※11 kW	6.2 kW
	制 御 箱	組 込 機 器	起動器, 制御機器, 保護機器, 操作機器	
	操 作 方 式	全自動(ただしブライン用バルブ切換えは手動)		
冷 媒		R-22		R-502
一 次 プ ラ イ ン		R-11		エチレン グリコール
二 次 プ ラ イ ン	海水または濃塩水			海水または濃塩水
製 品 重 量		3,800 kg	2,150 kg	2,600 kg
運 転 重 量		4,700 kg	2,400 kg	3,200 kg

※ 用途により変わる

圧縮機の意味である。

ユニット(i), (iii)の形式は冷媒により一次ブラインを冷却し, この一次ブラインで海水または濃塩水等の二次ブラインを冷却する方式である。

ユニット(ii), (iv)の形式は冷媒により一次ブラインを冷却し, これを直接ヘッピンコイル, 空気凍結装置等へ送って保冷あるいは冷却を行なう方式である。

実際のユニットにおいては(i), (ii), (iii), (iv)をそれぞれ独立に作ることも, また(i)と(ii), (iii)と(iv)の二つにまとめることもできる。

われわれの今回の開発では,

(i)形式……BCS-40 形

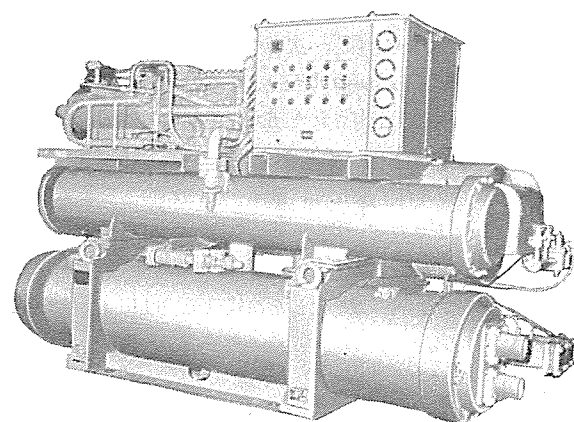


図 4.1 船用 BCS-120 形
Type BCS-120 for marine use.

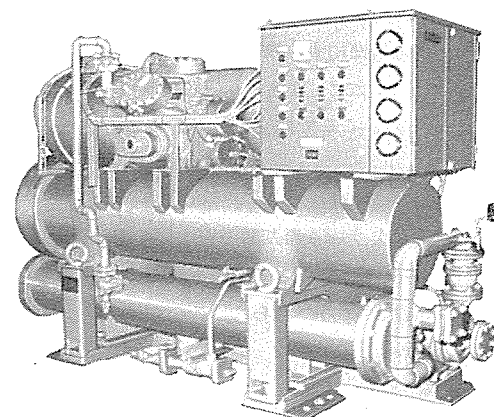


図 4.2 船用 BCS-60 形
Type BCS-60 for marine use.

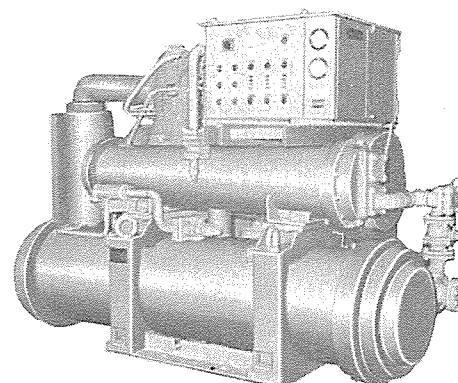


図 4.3 船用 BCS-40 形
Type BCS-40 for marine use.

(iii)+(iv)形式……BCS-120 形

(iv)形式……BCS-60 形

の3機種を製作した。

(2) 作 動

(a) 冷媒の流れ

ユニット形式(i), (ii): 一次ブライン冷却器で蒸発した冷媒ガスはアキュムレータ, 吸入管を通して圧縮機へ吸入される。圧縮機吸入口にはストレーナがありここでごみを取除き, モータを冷却したあとシリンドへ吸入される。圧縮機から吐き出されたガスは凝縮器へ至り, ここで冷却水に熱を捨てて凝縮・液化する。液化した冷媒は底部より液管を通りアキュムレータに至り, ここで熱交換したあと膨張弁に送られ, 減圧されて一次ブライン冷却器へ至りブラインより熱を奪って蒸発する。

ユニット形式(iii), (iv): 一次ブライン冷却器で蒸発した冷媒ガスは吸入管を通してアキュムレータに至り, ここから圧縮機低段側へ吸入される。低段側から吐き出されたガスは中間冷却器で冷却されたあと, 圧縮機モータ室を通して高段側へ吸入され, 圧縮されたあと凝縮器へ至り, 冷却されて液化し, 液管・アキュムレータを経て膨張弁へ至る。ここで減圧されて一次ブライン冷却器へ入りブラインより熱を奪って蒸発する。オイルクーヤや中間冷却器の冷却は液ラインより一部液を取り出して行ない, ガス化した冷媒は低段吐出ガスと一緒に高段側へ吸入される。

(b) 一次ブラインの流れ

二次ブラインを冷却する場合: 二次ブライン冷却器で一次ブラインは管外側を流れ, 管内側の二次ブラインを冷却する。このあとポンプに吸入され, 吐き出されたあと一次ブライン冷却器の管外側へ送られ, 管内側の冷媒により冷却されて二次ブライン冷却器へ流れる。

一次ブラインを直接使用する場合: 一次ブライン冷却器で冷媒により冷却された一次ブラインは魚そう(艙)のヘパピンコイルあるいはエヤプラストクーラへ送られ, ここで熱交換して暖められて一次ブライン冷却器へ戻ってくる。

(c) 二次ブラインの流れ

二次ブラインは二次ブライン冷却器の管内側を流れ管外側を流れる一次ブラインにより冷却される。冷却されたあと活魚そう(槽), 冷海水そうあるいは濃塩水そうへ送られ, ここで暖まって二次ブライン冷却器へ戻ってくる。

(3) 構成機器概要

(a) 圧縮機

モータを内蔵した(半)密閉形で単段式, 2段式の二つを使用している。従来の開放形に比べると小形軽量でかつ騒音・振動等の面でも格段にすぐれている。すなわち, 本機の弁には音の最も小さなフラップバルブを採用し, またピストン, コロッド等にはアルミ合金を採用しているためである。密閉形であるためにトラブルからの保護には最大の注意をはらっており, モータの異常過熱を防止する巻線保護サーモヤ, 吐出ガスの異常温度上昇を防止する吐出温度サーモなど, 従来なかった新しい保護機器等も備えている。

(b) 一次ブライン冷却器

一次ブライン冷却器は自動化の可否を決定する重要な機器である。すなわち, 従来のブライン冷却器には満液式が使われたが本形式はガススピードが遅いためにガスと油が分離し, 油を圧縮機へ戻すことはできなかったが, 本機に使用している乾式の場合は十分なガススピードを有するため, 油は確実に圧縮機へ戻ってくる。したがって, 油

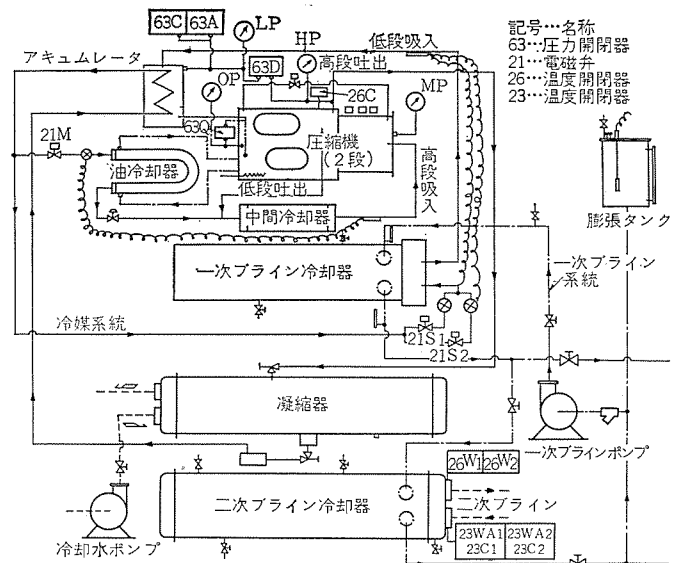


図 4.4 船用 BCS-120 形 系統図
System diagram of type BCS-120 for marine use.

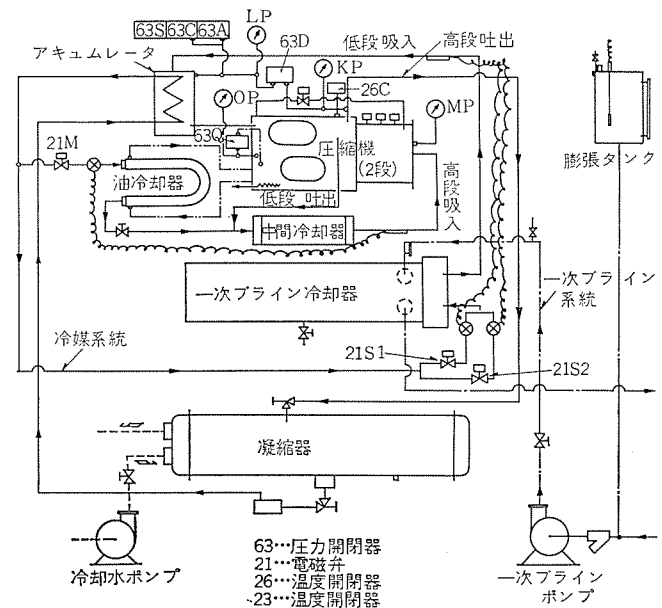


図 4.5 船用 BCS-60 形 系統図
System diagram of type BCS-60 for marine use.

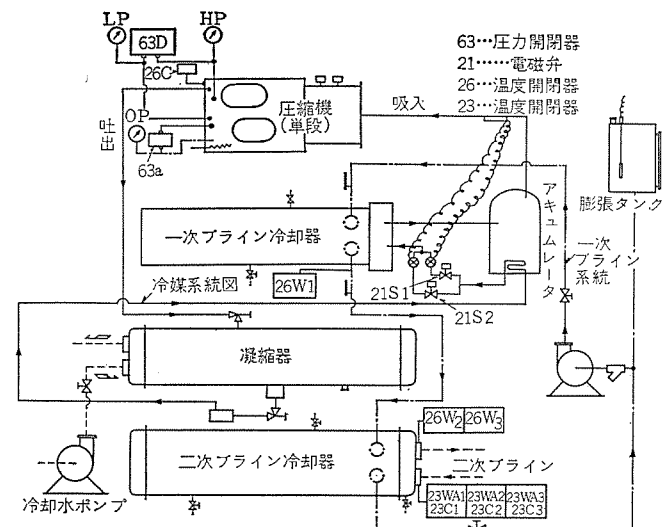


図 4.6 船用 BCS-40 形 系統図
System diagram of type BCS-40 for marine use

の追加チャージは系統外への漏えい(洩)がない限り永久に不要である。

(c) 二次ライン冷却器

一次ライン冷却器へ海水や濃塩水を直接流しても冷却はできるが、魚のウロコやカキなどが付着した場合の清掃が不可能である。かといって管内側へ流す形式をとれば滴液式となって自動化ができない。このため、自動化を行ないかつ容易に清掃ができるという条件からどうしても二次ライン冷却器は必要である。

(d) ポンプ

従来の漁船用冷凍設備は機関室内の適当な位置に分散して設置されたが、本機のようなユニット形になると設置場所が制限され、しかも従来より好位置に置かれるようになるのでスペースの有効活用が特に要求される。そこで本機ではポンプ(一次ラインポンプおよび冷却水ポンプ)まで内蔵することにした。形式はモータを内蔵したキャンドタイプである。本形式はシャフトシールがないので漏れあるいはパッキン取換え等のメンテナンスが不要となる。

(e) 制御装置

制御箱には圧縮機・一次ラインポンプ・二次ラインポンプ等の起動器、温調・発停サーモなどの制御機器および高低圧開閉器・凍結防止サーモ・巻線保護サーモ・油圧開閉器・過電流継電器などの保護機器などを内蔵している。運転操作用のボタン・切換えスイッチ・表示ランプ・圧力計等は前面ドアにまとめている。

なお、温調・発停サーモ、凍結防止サーモ等は冷却対象によりセット値が異なるのでそれぞれに設置し、切換えスイッチにより回路を切換えるようにしている。

(f) ブライン

ブラインの具備すべき条件は

- (i) 熱伝達率および比熱が大きいこと
- (ii) 凝固点が低いこと
- (iii) 粘性が低いこと
- (iv) 吸湿性の少ないこと
- (v) 腐食性の小さいこと
- (vi) 無毒、不燃性であること

等であるが、実用されているブラインでこれらの条件をすべて満足するものはもちろんなく、用途に応じて必要な条件を選択し、それに合致したものを使用することになる。

海水または濃塩水を冷却するときのブライン温度は、最低 -25°C あればよいので、この場合はエチレングリコール系あるいは塩化カルシウムが使用できる。粘度は両ブラインとも問題にならないが、吸湿性および腐食性においてエチレングリコール系のほうがすぐれているので本機ではこれを使うことにした。

空気凍結や保冷の場合は庫内を -40°C 以下に下げるのでブライン

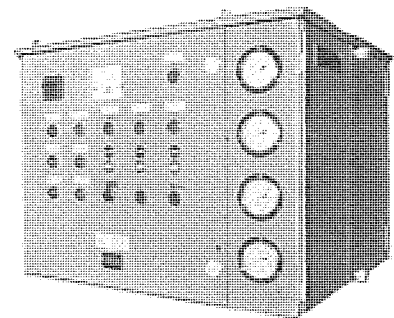


図 4.7 制御箱
Control box.

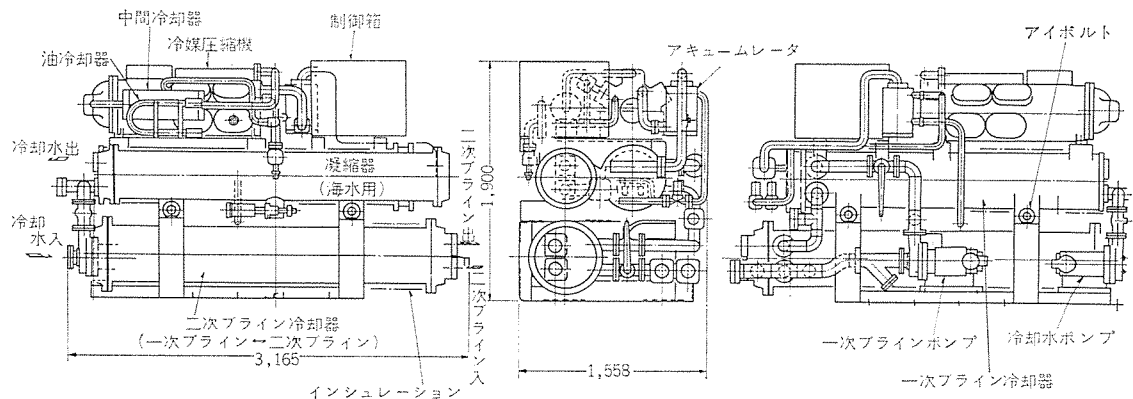


図 4.8 船用 BCS-120 形外形図
Outline of type BCS-120 for marine use.

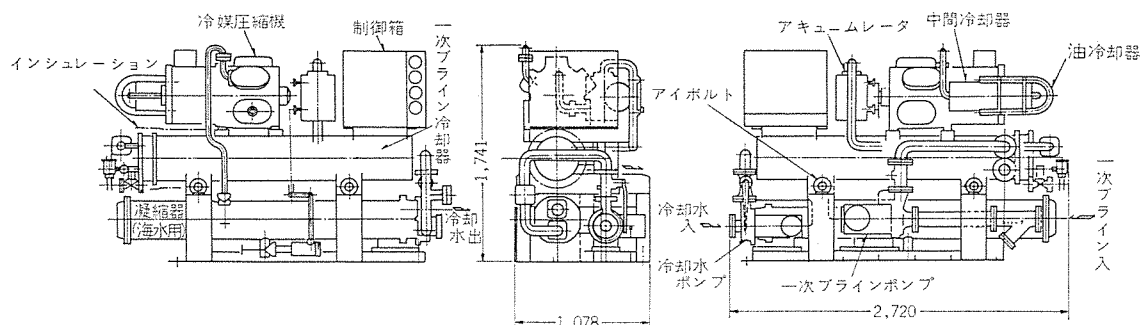


図 4.9 船用 BCS-60 形外形図
Outline of type BCS-60 for marine use.

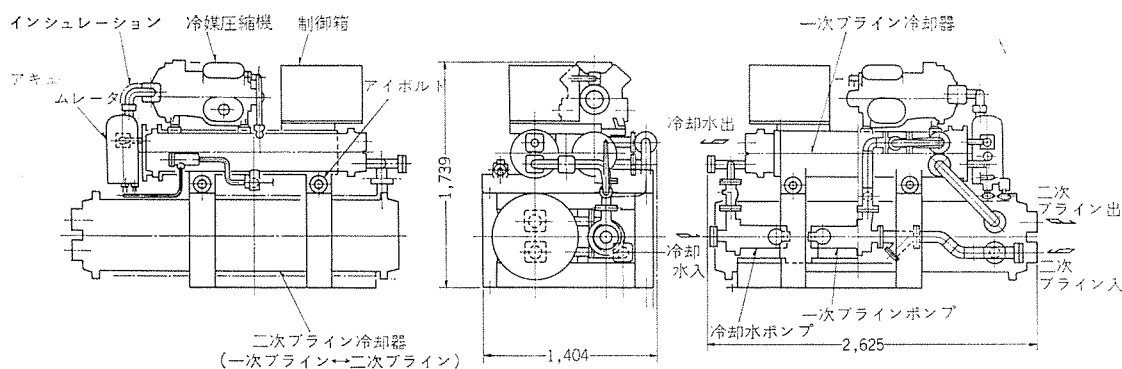


図 4.10 船用 BCS-40 形外形図
Outline of type BCS-40 for marine use.

温度としては -50°C 前後が必要になる。この場合通常のラインでは凍結点および粘度の制限から使用できないので、本機では R-11 を用いることにした。R-11 は比熱が小さいのと蒸気圧が高いのが欠点であるが凍結点が高い、粘度が小さい、水溶液ではないので濃度管理が不要であるなどの特長のために、低温用ラインとして広く使用されているものである。

5. む す び

以上、漁船用全自動省力化冷凍機に対するわれわれの考え方およびそれに基づく開発機の概要について述べた。本機はこれから実船か(稼)動にはいるわけであるが、所期の目的である据付け・運転・保守などにおける省力化の実態について十分調査したいと考えている。われわれの全自動省力化冷凍機が、漁業者ひいては水産業界の発展に少しでも寄与できるならこれにまさる喜びはない。

電算機室用大形パッケージエアコン

八尋 裕一*・横山 誠志*

Packaged Air Conditioners for Computer Rooms

Nagasaki Works

Yuichi Yahiro・Seishi Yokoyama

With the development of information system, electronic computers have come into use in every field. It is needless to mention that the smooth operation of the apparatus can only be carried out by the use of air conditioning system. Unlike ordinary air conditioning, severe control of temperature and humidity is demanded for the air conditioning of computer rooms. Now packaged air conditioners, type PC series, for exclusive use in the computer room employing Hi/Re/Li system on a coolant circuit have been completed as full scale computer room air conditioners. This article introduces their specifications, construction and performance.

1. ま え が き

電子計算機の普及度はきわめてめざましく、電子計算機の総ストック金額はこの2, 3年後にも3.5兆円に達するといわれ、公衆電気通信法の一部改正案の成立とともに情報化社会への口火は切られ、その需要も今後ますます膨大なものになると予測される。

一方、電算機室の空調は一般の空調と異なり、主として計算機を対象としたもので、温度・湿度を適正な条件でコントロールすることが要求され、その設定値に対しても高い精度と信頼性が要求される。

電算機室用パッケージエアコン(PC形)は、本格的な電算機室専用のパッケージエアコンとして開発したもので、フリーアクセスフロア設置のパッケージエアコンである。

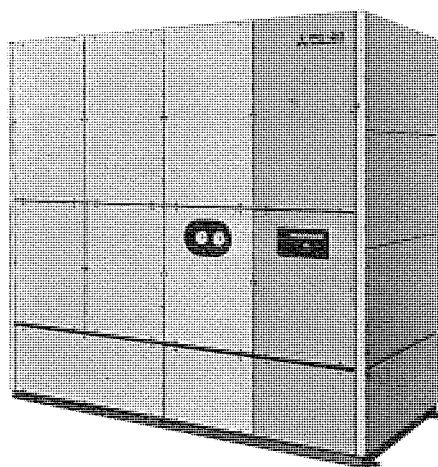


図 1.1 電算機室用パッケージエアコン外観 (PC-20)
Packaged air conditioner for computer room.

2. 電算機室の空調

2.1 電子計算機の特徴

2.1.1 温度

電算機内部が高密度化するにしたがい、局所的な発生熱量が多くなり、部分的には高温状態となりうる。これらの発生熱をスムーズに取り除くことにより、各部素子は安定した稼働を続けることができる。この発生熱をスムーズに取り除くためには、一定温度の空気を所定の風速で流通させることが必要である。

現在、電子計算機各装置の空気取入口における温度限界は、一般に大形機で上限26°C、下限16°Cと規定し、この範囲内で空調を行なうことが要求されている。ただし、ここで注意を要するのは、温度変化が急激でないことが条件となっている。

2.1.2 湿度

電子計算機にはコンタクト、コネクタなど数多くの接触部分をもっているが、この接触部分は湿度が高くなると接触抵抗がふえ、さらにじんあいが付着するなど接触不良をおこすことが考えられる。湿度が高くなり飽和点になると結露現象が現われ、表面に水滴ができることはよく知られていることである。また湿度が低すぎると機械的摩擦部分に静電気が起きやすくなり浮遊じんあいを吸引するなど、磁気テープ読み書き時のミス、静電気ノイズによるトラブルの原因となる。この限界湿度は上限70%、下限40%とし、設定値に対しては検出精度±5%が望まれている。

2.1.3 清浄度

2.1.2項で述べたように、室内浮遊じんあいは電子計算機にとって大敵である。磁気記録物体に付着したじんあいは円滑なデータの読み書きを妨げることになる。

2.2 空調方式

電算機室の空調方式には、1) セントラル方式、2) ユニット方式による方法があるが、諸条件を考慮すると圧縮機・空気冷却器などをコンパクトにまとめたユニット方式が有利で、一般的にもこの方式が多く採用されている。

2.3 電算機への空気供給方法

空気の供給方法としては、その用途によってプレナム方式・オーバーヘッドダクト方式があるが最近特に脚光をあびているのが床下送風方式である。これは電算機室は必ずと言ってよいほどフリーアクセスフロアによる二重床構造とするが、この二重床を空調ダクトとして利用し、各電算機器へ送風するもので次のようなメリットがある。

- (1) 空調された空気が直接機械に送り込まれるため空調効率がよく、温湿度の制御が確実にできる。
- (2) オペレータおよび計算機それぞれに最も適した空調ができるので、オペレータの環境衛生上好ましい。
- (3) 空調用ダクトが室内に付設されないため計算機室の美観上好ましい。
- (4) 床下全体が空調ダクトになっているため、将来機械の増設や移動があってもダクト位置等を考慮しなくてよい。

3. パッケージ エアコン PC 形について

3.1 特 長

(1) 専用パッケージ

冷凍機・送風機・再加熱器・ベーパーパン・制御装置・保護装置など必要な機器を、コンパクトにユニット化した電子計算機室専用パッケージである。

(2) 高効率パッケージ

通常のエアコンと異なり上吸込・下吹出の風の流れをもち、フリーアクセスフロアと床のスペースを吹出しダクトとして利用し、電子計算機内部へ直接冷風を吹き込み効率よく冷却する。

(3) 安全パッケージ

PC-20 形は 2 系統、PC-30 形は 3 系統の冷媒系統を備え、万一の事故の場合でも空調が全部ストップすることがないようにしている。また高低圧開閉器・溶せん(栓)・過電流継電器・熱動温度開閉器などの保護装置も完備している。

(4) 年間空調パッケージ

冷媒系統に当社独自の Hi/Re/Li システムを採用しており、安定した年間空調が可能である。さらに冷却水自動温度調整弁を付属品として出荷しており、冬期の安全運転を計っている。

(5) 清浄パッケージ

清浄な空気を送風するため、高性能エアフィルタ(集じん効率 93%一重量法)をユニットに内蔵している。さらに集じん効率を上げる場合は、別途吸込みダクトに高性能エアフィルタを設ける必要がある。またユニットにはエアフィルタの目詰り表示灯が付属し、フィルタの交換時期を表示する。

(6) 低騒音パッケージ

圧縮機には全密閉形圧縮機、送風機には低騒音シロッコファンを使用し、低騒音化を計っている。

(7) 省力化パッケージ

電子計算機室に据付け、水配管・電気配線工事のみですぐ空調が開始できる。なお、水配管・電気配線はフリーアクセスフロア内からユニット内に接続可能な構造となっているため、ユニット周囲に特別なスペースを必要としない。したがってユニットの据付状態は非常にすっきりとし、体裁のよいものになる。

3.2 仕 様

パッケージエアコン PC 形の概略仕様を表 3.1 に示す。

3.3 構 造

3.3.1 風の流れ

PC 形は図 3.1 に示すように上吸込・下吹出構造で、室内からのリターンエアはエアフィルタでろ(濾)過され空気冷却器で冷却される。冷却された空気は再加熱器(電気ヒータ)で温度調整され、各電算機器に入る。

3.3.2 冷媒回路

図 3.2 に PC-20 形の場合の冷媒回路を示す。

冷媒回路には三菱電機独自の Hi/Re/Li システムを採用しており、負荷の大小にかかわらず安定した運転が可能である。また冷媒制御は過冷却制御弁を使用しているため、空気冷却器は常に満液状態にあり、効率よく冷却することができる。

3.3.3 吹出ダンパ

オンラインシステムの電算機室においては、予備の空調機を設置するのが常識とされているが、この場合には、冷風がパッケージエアコンか

表 3.1 仕様一覧
List of specification.

項 目		形 名	PC-20	PC-30
性 能	冷 房 能 力	kcal/h	46,000/52,000	69,000/78,000
	全入力(圧縮機、送風機)	kW	22/25	33/38
	容 量 制 御		可能(台数制御およびバイパスアンロード付き)	
電 源			三相, 200 V, 50/60 Hz	
外 形 寸 法	高 さ	mm	2,090	2,090
	幅	mm	2,280	3,330
	奥 行	mm	1,100	1,100
	分 割 可 能 寸 法	mm	450+1,640	450+1,640
塗 装 色			マンセル N7 と 5PB4/4 の ツートンカラー	
圧 縮 機	形 式 × 台 数		全密閉×2	全密閉×3
	形 名		VD-090	VD-090
	電 動 機 容 量	kW	7.5×2	7.5×3
冷 凍 機 油 (スズノ 3GS)		l	3.5×2	3.5×3
冷 媒	チ ャ ー ジ 量	kg	9×2	9×3
	制 御 形 式		Hi/Re/Li システム (サブクールコントロールバルブ)	
凝 縮 器	形 式 × 台 数		シェルアンドチューブ式×2	シェルアンドチューブ式×3
	バ ス 数		4	4
	水 量 調 節 弁		付属品(現地冷却水配管に取付)	
冷 却 器	形 式		プレートフィン式	
	列 数 × 段 数		4×27	4×27
	フ ィ ン ビ ッ チ	mm	2.54	2.54
送 風 機	形 式 × 台 数		両吸込シロッコファン×2	両吸込シロッコファン×3
	風 量	m³/min	300	450
	機 外 静 風 圧	mmAq	25	25
	電 動 機 容 量	kW	7.5	11
	風 量 調 節		可能(吹出ダンパ)	
再 加 熱 器		kW	10 kW×2 段	15 kW×2 段
ベ ー パ ー パ ン		kW	8	8
エ ア フ ィ ル タ 効 率			アセテート不織布(ジグザグ)一集じん(塵)効率 93%	
温 湿 度 調 節 器			付属せず	
冷 却 水	水 量	m³/h	11.5/13.0	17.0/19.5
	水 頭 損 失	mAq	1.5/1.9	1.6/2.1
保 護 装 置	高 低 圧 開 閉 器	高 圧 側	20 kg/cm²G カットアウト(手動復帰)	
		低 圧 側	1.7 kg/cm²G カットアウト(自動復帰)	
	溶 せ ん		75°C 溶解 7.2φ 口径	
	圧 縮 機 保 護		熱動温度開閉器 過電流継電器	
	送 風 機 保 護		熱動過電流継電器	
高 圧 ガ ス 書 類			届出書	届出書
作 業 主 任 者			不 要	不 要
製 品 重 量		kg	1,440	2,100
運 転 重 量		kg	1,500	2,190

※ 冷房能力は、吸込空気 DB=24°C, RH=40% のときの能力を示す。
※※ エアフィルタの集じん効率は、AFI 試験規格の重量法による。

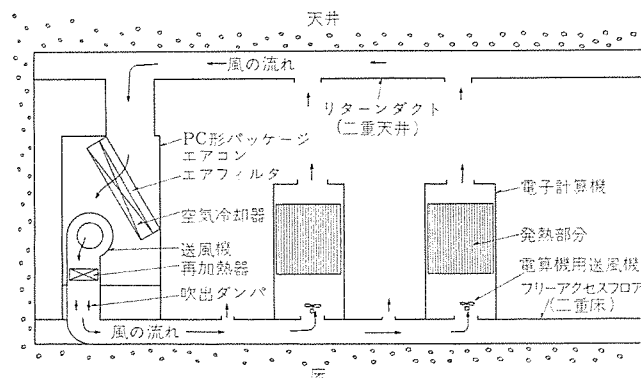


図 3.1 PC 形パッケージエアコンと風の流れ
Type PC packaged air conditioner and air flow.

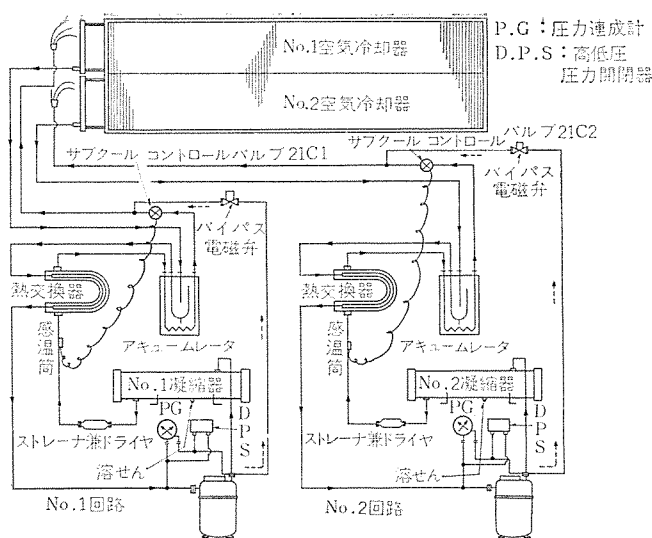


図 3.2 冷媒回路 (PC-20 形の場合)
Coolant circuit (in the case of PC-20).

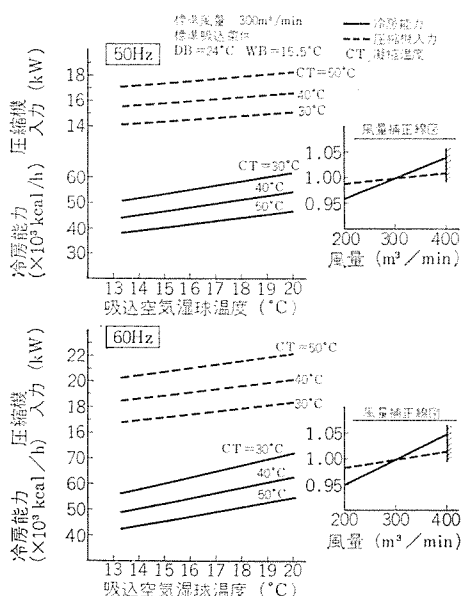


図 3.3 PC-20 形冷房能力線図
Cooling ability diagram of PC-20.

ら室内に逆流するのを防止する必要がある。PC 形 パッケージエアコンは吹出口にダンパを設け逆流防止シャッターとして使用できるようにしており、パッケージエアコンを効率よく運転することができる。また、このダンパにより風量をコントロールすることもできる。

3.3.4 電気回路

(1) 操作

手軽に運転できるようにしてあり、操作用スイッチは送風機運転・圧縮機運転、そして停止ボタンだけである。運転用押しボタンを押すとあとは制御装置により自動運転を続ける。また運転状況が一目でわかるよう各機器について表示灯を設けている。

(2) 再加熱器過熱防止回路

再加熱器が作動しているときにユニットを停止するには、余熱による不慮の事態を考慮する必要がある。PC 形 パッケージエアコンには、

ユニットの停止ボタンを押しても送風機だけは5分間回り続け、余熱を排除する過熱防止回路を設け万全を期している。

(3) 温度コントロール

サーモスタット、ステップコントロールの信号により、バイパスアンロードおよび再加熱器の多段制御により、きめこまかな温度制御を行なう。

(4) 湿度コントロール

ヒューミディスタットの信号により、加湿器（ベーパーパン）の ON-OFF 制御を行なう。

3.4 性能

図 3.3 に PC-20 形の場合の性能線図を示す。

3.5 外形

図 1.1 に電算室パッケージエアコン (PC-20) の外観を示す。

4. PC 形パッケージエアコン冬期運転法

冬期クーリングタワーを運転する場合は、冷却水の温度を一定値以上に保ち、運転条件を安定させることが必要である。

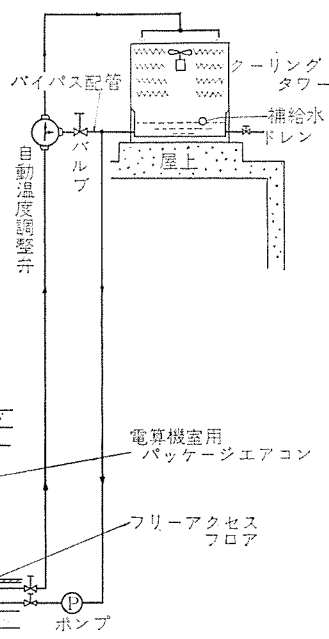


図 4.1 PC 形パッケージエアコン冷却水配管系統
Cooling water piping system of type PC packaged air conditioner.

図 4.1 は冷却水自動温度調整弁を用いてバイパス流を加減し、弁体を通過する冷却水の温度を一定の範囲に保つ方法である。

PC 形 パッケージエアコンには、この冷却水自動温度調整弁を標準付属部品として出荷し、冬期・中間期の運転を安心して行なえるようにしている。

5. PC 形パッケージエアコンの使用にあたって

5.1 据付

ユニットの床面積だけでなく、据付作業・組立作業・配管作業・配線作業などに加えて、保守・点検サービスのため、ユニットの周囲に少なくとも 1m のスペースを確保する必要がある。

5.2 基礎

ユニットの運転重量に十分耐えるようにフリーアクセスフロアを補強する。できればパッケージエアコン用として独立した基礎を作るほうが望ましい。

6. むすび

電算機室用パッケージエアコンは電算機の普及に伴い、その需要が増大しているが、空調条件が特殊であることから専用機の開発を望まれていた。

以上、電算機に関する一般的な事柄、その空調方式および電算機室専用パッケージエアコン PC 形の仕様・構造などについて紹介したが、機器理解の一助となれば幸いである。

エア コンディショナの騒音調査, 研究

石川 英敏*・円山 英雄*・山北 康雄*

A Study on the Noise Characteristics of Air Conditioners

Shizuoka Works Hidetoshi Ishikawa・Hideo Maruyama・Yasuo Yamakita

It is a considerable number of years since air conditioners were developed. They have recently diffused to the ordinary household and have come to meet a desire of reducing noises that annoy the users.

Mitsubishi has worked out water cooled air conditioners MGL-18 SA for use in mansions. A sample of the new model has been tested in a no reverberation room and a reverberation room since October, 1970 to measure the noises. Herein is a report on the result of the measurement, an evaluation result of the noise by the reverberative room method in accordance with the noise indication standard of room air conditioners of AHAM standard established in 1971, and an example of the application of sound pressure level which is calculated from a power level when the sample unit is installed in a room in a certain condition.

1. ま え が き

エアコンディショナが開発されてかなりの年月になり、最近では一般家庭への普及も進み、それにともない騒音に対する市場の要求もかなり高度になってきている。

騒音評価としては、現状では日本工業規格 JIS C 9612-1971 (ルームエアコンディショナ)「参考」“騒音測定方法”にのっとり試験を行ない、その騒音レベルによって評価を行なっている。しかし騒音レベルは、へやの構造、設置条件等により同一音源でもかなり違った値を示す。このため、時に機器自体から発生する騒音のパワーレベルを測定することがある。

以下当社ではマンション向けとして開発した水冷式エアコン MGL-18 SA を供試品として、無響室・残響室で1970年10月より騒音測定を行ない、発生する騒音の特長を検討するとともに、供試品をへやに据えつけた場合の音圧レベルをパワーレベルから算出した応用例を示す。

米国においては1971年に AHAM Standard “ルームエアコンの騒音表示規格”により、残響室法の騒音評価法が制定されたので、それを用いて行なった MGL-18 SA の騒音評価をあわせ報告する。

2. 測 定 装 置

2.1 無響室および残響室

使用した研究室は、東大生産技術研究所 石井研究室の無響室・残響室で、図 2.1～2.4 にその概要を示す。また、この残響室の残響特性を図 2.5 に示す。

2.2 供試品据付け状態

今回の試験における供試品 (MGL-18 SA) の据付け位置は、図 2.2 および図 2.4 のごとくである。振動音を防ぐため、供試品の下に木台と防振パッドを敷いた。水配管はビニルホースを使用した。残響室においては、供試品を壁から約 1.2 m くらい離して据えつけた。

2.3 温湿度調整装置

試験室内の温湿度の調整は、室内に据付けた電気ヒータを加湿器により、JIS 標準条件 (27°C D・B 19.5°C W・B) になるようにした。また、今回使用した冷却水は水道水であるため、その水量調整により、運転状態が標準圧力 (高圧 15～16 kg/m², 低圧 4.5～5 kg/m²)

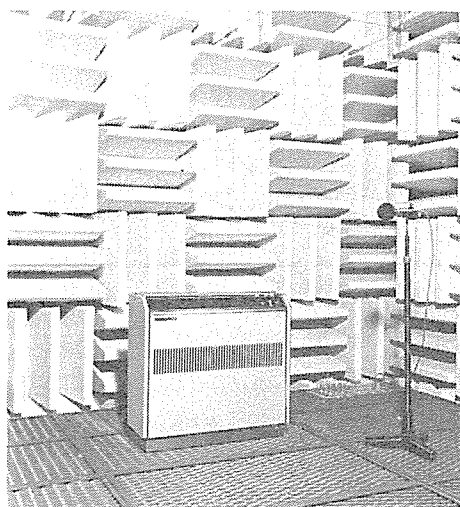


図 2.1 無響室
No reverberation room.

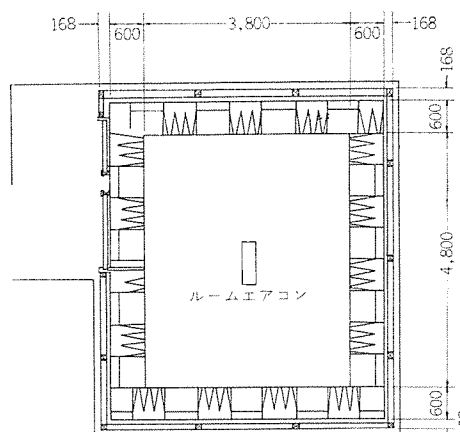


図 2.2 無響室
No reverberation room.

になるようにして出口水温を調整した。

2.4 音圧レベル測定装置

図 2.6 に示すようにコンデンサマイクホンをを用いた精密騒音計・周波数分析器・レベルコーダを中心にした装置である。周波数分析器は連続分析のときは SD 社のものを使用し、その他は B&K 社のもの

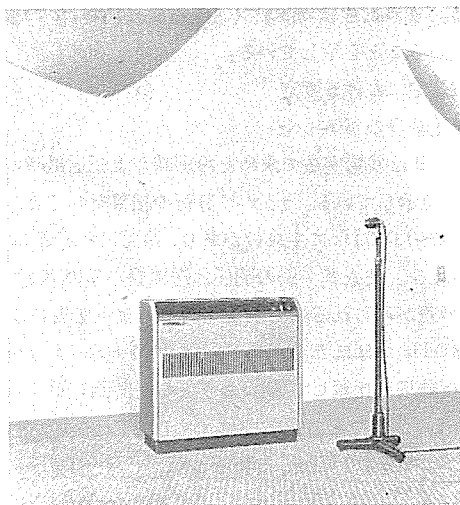


図 2.3 残響室
Reverberation room.

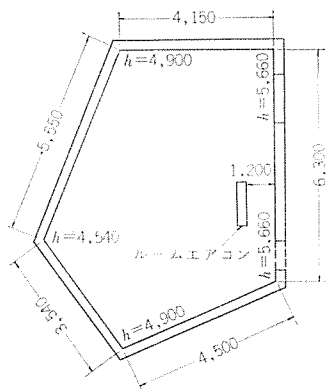


図 2.4 残響室
Reverberation room.

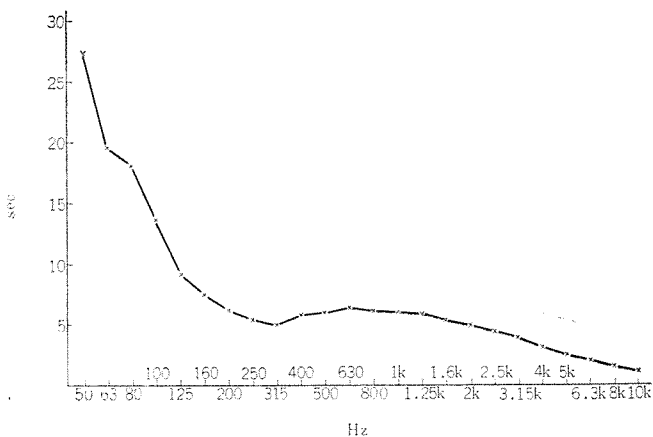


図 2.5 残響特性
Reverberation characteristics.

を使用、レベルコーダ・精密騒音計はいずれも B&K のものを使用した。

2.5 供試品

今回の試験に使用した供試品は住宅向け床置形のルームエアコンで仕様を表 2.1 に示す。また供試品の内部構造を図 2.7 に示す。

3. 測定方法

3.1 無響室における音圧レベル測定方法

無響室における音圧レベルの測定は図 2.5 の装置を使い、各運転状態における種々の位置での音圧レベルを測定した。なお読取り時

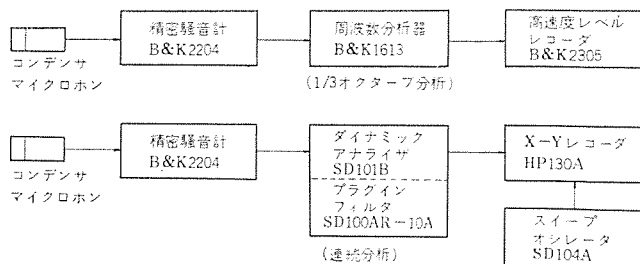


図 2.6 音圧レベル測定装置
Measuring device of sound pressure level.

表 2.1 供試品 (MGL-18 SA 形 エアコン) の仕様
Specification of sample.

電 源	単相 200 V 50/60 Hz
冷 房 能 力	1,600/1,800 kcal/h
暖 房 能 力	3,200 kcal/h (温水暖房)
凝 縮 器	水冷式
圧 縮 機	VB-190 S 600 W
送 風 機	90 φ×5 L ラインフローファン (プラスチック製)

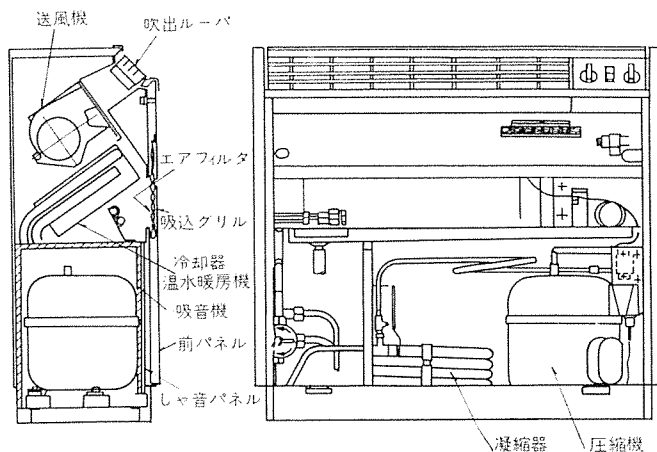


図 2.7 MGL-18 SA 内部構造
Interior construction of MGL-18 SA.

間は ASHRAE 規格に従い、200 Hz 以下の周波数帯域では 1 分、それ以上の周波数帯域のものは 15 秒の測定値からレベルを求めた。

マイクロホンの床からの高さは、JIS 規格によればエアコンの中間の位置であるが、床から高さ 1 m の位置と比較したところ、あまり測定値に差がなかったため今回は床面から 1 m の高さで測定した。

3.2 残響室における音圧レベル測定方法

残響室における音圧レベルの測定も、3.1 節と同様の方法でへやの適当な場所 5 点における音圧レベルを測り、その平均音圧レベルを求めた。

3.3 パワーレベルの測定方法

パワーレベル測定法には大別して自由音場法と残響室法の 2 方法がある。今回運転時の室の平均音圧レベル・吸音力・室容積から求める残響室法によってパワーレベルを求めたので、その算出方法について述べる。

パワーレベルは式 (3.1) から求めることができる。

$$PWL = SPL + 10 \log A - 6 \dots \dots \dots (3.1)$$

ここに PWL : パワーレベル (dB)

SPL : 音圧レベル (dB)

A : 吸音力 (m²)

すなわち、拡散音場の音圧レベル SPL を測定することによって吸音力 A を知れば、パワーレベルは式 (3.1) から求められる。

吸音力 A は、その室の残響時間 T を測定すれば、つぎの式 (3.2) から求められる。

$$A = 0.161 \frac{V}{T} \quad (\text{m}^2) \quad (3.2)$$

ここに V : 室容積 (m^3)

T : 残響時間 (sec)

このほかに、ASHRAE 規格では、残響室に標準音源を設置し、置換法で測定する方法を規定している。

4. 測定結果および考察

4.1 無響室における測定

(1) 正面 1 m の音圧レベル

図 4.1 は、無響室における送風および冷房の強・弱ノッチの音圧レベルをオクターブバンドで示したものであり、図 4.2 は、冷房強ノッチの音圧レベルをオクターブバンドと 1/3 オクターブバンドとで比較したものである。送風・冷房とも特性はだいたい似たような傾向を示しており、騒音レベルでは送風・冷房の差は強ノッチで約 3 dB (A) の差であるが、弱ノッチでは約 7 dB (A) とかなり差がついている。

(2) 指向特性

図 4.1 および図 4.2 は エアコンの正面 1 m の所で測った結果であるが、機器の指向性を調べるためにエアコンの周囲 9 ヶ所での音圧レベルを測定した結果を図 4.3、4.4 に示す。送風・冷房時ともかなり指向性がある。しかし送風時に比べて冷房時のほうが、測定位置による差が少なくなっている。送風時は、正面の吸込口または吹出口の影響が大きいが、冷房時は圧縮機の運転による発生騒音が四周にかなりの影響を及ぼしている。

(3) 距離減衰

エアコンの音源からの距離による減衰を調べるために、冷房時音源から正面 1 m と 2 m の値を比較したものを図 4.5 に示す。距離 1 m と 2 m の差は約 5 dB (A) であるので完全な点音源とは見なされない。

(4) 連続分析

供試品の音圧レベルのピークが送風機によるものか、圧縮機によるものか、またどの周波数に出ているか調べるために連続分析で測定した結果が図 4.6、4.7 である。この図からわかるように、送風機によるピークは 320 Hz・640 Hz・910 Hz・1,280 Hz に出ている。これは送風機の回転数×羽根枚数の整数倍の周波数で出ていることを示している。また圧縮機によるピークは 50 Hz・250 Hz・780 Hz

に出ている。これは運転周波数（電源周波数）50 Hz の整数倍の振動音が出ていることを示している。

4.2 残響室における測定

(1) 発生騒音のパワーレベル

図 4.8、4.9 は残響室法で求めた冷房時および送風時の発生騒音のパワーレベルを示している。オクターブ分析の結果をみると、送風の場合は 250~1,000 Hz に主成分があり、冷房にすると 250, 500 Hz に主成分がある。また強・弱の関係は送風機の場合には 4~8 dB ぐらいの差がみられる。しかし冷房を行なった場合は、差が小さくなり 500 Hz ではほとんど差がない。1/3 オクターブ分析結果は、オクターブ分析結果と比較して細かい凹凸（凹凸）がみられるが全体の傾向はほぼ同じである。

(2) パワーレベルより算出した音圧レベル

図 4.10、4.11 は、パワーレベルより算出した音圧レベルを示して

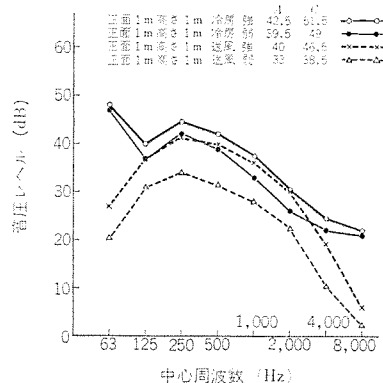


図 4.1 正面 1 m の音圧レベル
Sound pressure level at one meter from the front of room

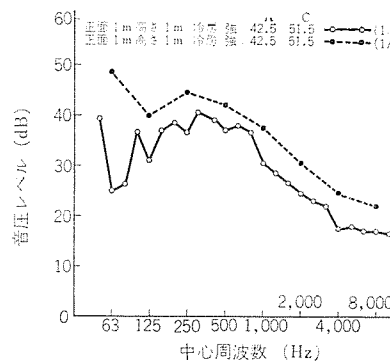


図 4.2 正面 1 m の音圧レベル
Sound pressure level at one meter from the front of room

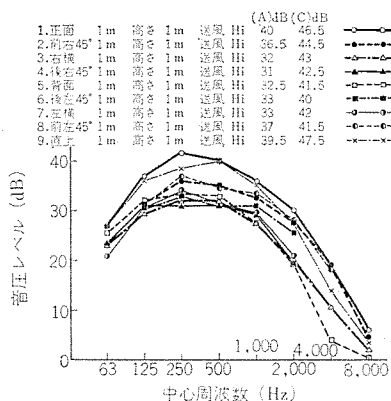


図 4.3 周囲 1 m の音圧レベル
Sound pressure level of surrounding one meter distant from the room.

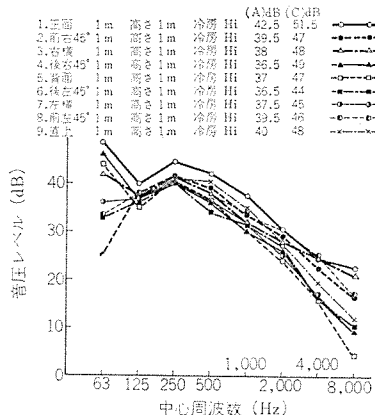


図 4.4 周囲 1 m の音圧レベル
Sound pressure level of surrounding one meter distant from the room.

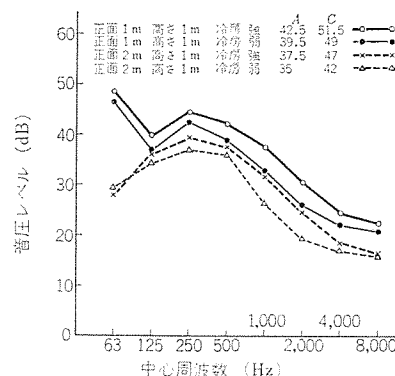


図 4.5 距離減衰
Attenuation with distance.

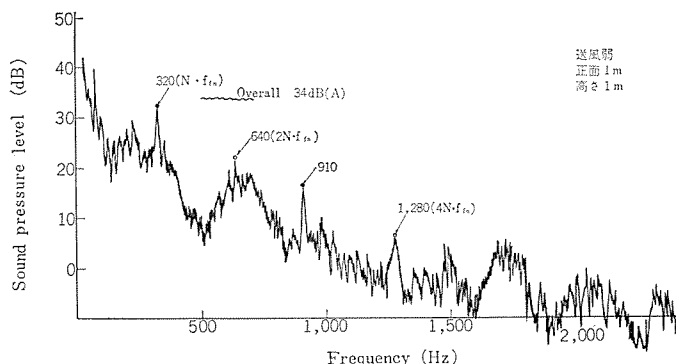


図 4.6 連続分析
Continuous analysis.

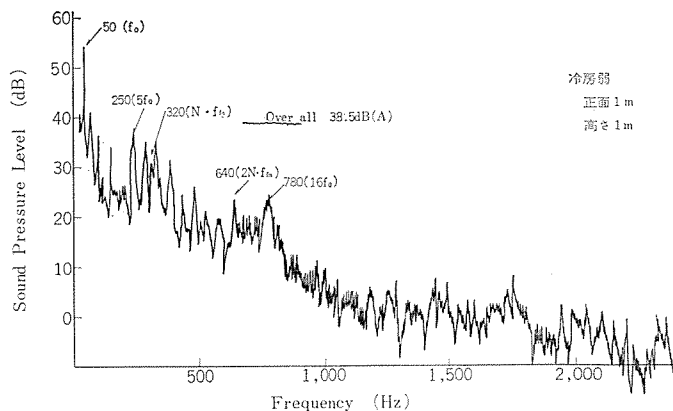


図 4.7 連続分析
Continuous analysis.

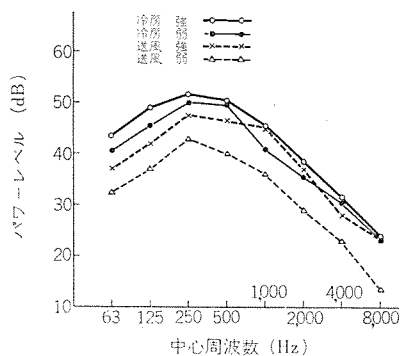


図 4.8 パワーレベル
Power level.

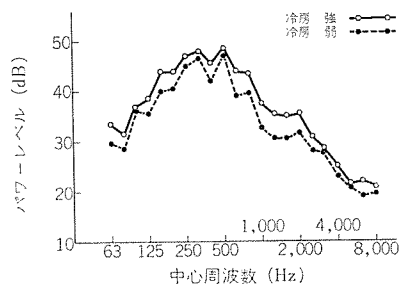


図 4.9 パワーレベル
Power level.

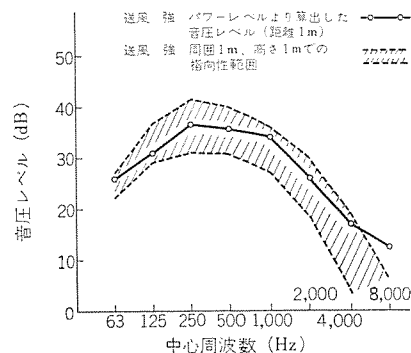


図 4.10 パワーレベルより算出した音圧レベル
Pressure level calculated from sound pressure level.

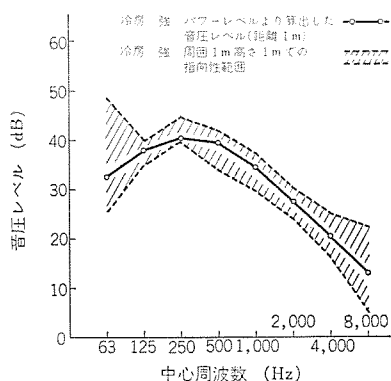


図 4.11 パワーレベルより算出した音圧レベル
Pressure level calculated from sound pressure level.

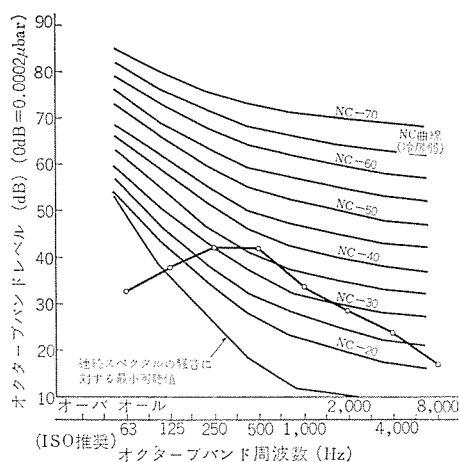


図 4.12 供試品運転時の室内騒音レベル
Room noise level during sample operation.

いる。送風・冷房時とも図 4.3, 4.4 に示されている周囲の指向性範囲の中に入っている。本供試品の場合は、無響室で測定した正面 1m の音圧レベルと数 dB の差がある。

(3) 供試品運転時の室内騒音のレベル

パワーレベルを使って、室内音響特性のわかっているへやの音圧レベルを計算した応用例を図 4.12 に示す。この場合のへやの条件としては、平均吸音率 0.3、へやの大きさは床面積 3.64 m² × 4.55 m、天井の高さ 2.4 m と仮定した。

なおパワーレベルは次に示す式 (4.1) から求めることができる。

$$PWL = SPL - 10 \log (Q/4\pi r^2 + 4/R) \dots \dots \dots (4.1)$$

ここに PWL: パワーレベル (dB)

SPL: 音圧レベル (dB)

Q: 指向係数

r: 音源からの距離

R: 室定数

この結果から本供試品、冷房強運転時の NC 値は NC-36 となる。

(4) 供試品の騒音評価結果

図 4.9 で示したパワーレベルにより、AHAM の騒音評価を行なった結果が表 4.1 である。この結果では本供試品の騒音評価は E になる。これを図 4.13 から現在一般に使用されている NC 値に換算すると床面積 16.5 m²、ある程度吸音をほどこしたへや (Average Rooms) では NC-37 となる。

このように機器本体のパワーレベルを知っていれば、へやの状態、へやの各場所における音圧レベルの値が推測できるし、また AHAM 評価法により dB(A) および NC 値も簡単に換算できる。

表 4. 1 騒音評価 (冷房弱)
Noise estimation.

1/3 オクターブバンド 中心周波数 Hz	音源パワーレベル 10 ⁻¹² w 基準 dB	各周波数 応答の補正 dB	表 示 指 数
100	36.0		0
125	35.5		0
160	40.0	0	0.2
200	40.5		0.4
250	45.0	+0.5	0.8
315	46.5	+1.5	1.1
400	42.0		0.8
500	47.0	+3.0	1.4
630	39.0		0.6
800	39.5	+3.5	0.9
1,000	32.5		0.3
1,250	30.5		0.3
1,600	30.5		0.5
2,000	31.5	+3.5	0.9
2,500	28.0		0.6
3,150	27.5	+3.0	0.8
4,000	23.0		0.3
5,000	20.5		0.1
6,300	19.0		0
8,000	19.5		0
10,000	—		0

$\Sigma I = 10.0$
 $I_m = 1.4$
 $\Sigma I / I_m = 10.0 / 1.4 = 7.14$
 $K = 4.5$
 AHAM 騒音表示 $= K + 10 \log \Sigma I$
 $= 4.5 + 10 \log 10 = 14.5$
 $= 15$
 室内側 AHAM 表示 E

5. む す び

今回は水冷、床置形の小形機種を供試品として、無響室および残響室での発生する騒音の特長を調べたが、機器の音源の種類、数、キャビネットの構造等によりかなり異なった性質を示すことが推定されるので、エアコンの一般的な騒音特性を求めるには、今後さらにいろいろな機種について測定し、データを積み重ねていかなければならないと思う。

まえがきで述べたように、この測定のあとで AHAM の残響室法による騒音評価が制定されたので、その評価技術をは(把)握する

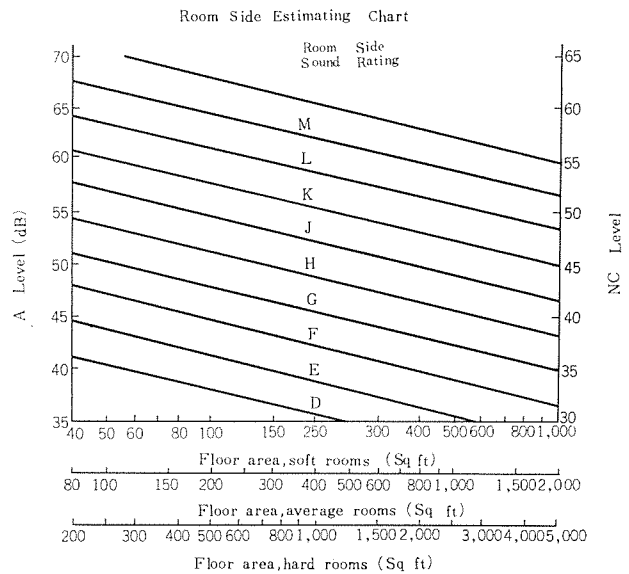


図 4. 13 室内側評価線図
Estimate diagram of interior of room.

ため、今回の測定値を使って実際に評価を行なってみた。

今後、わが国においても市場の種々の要求条件を満たすため残響室法による評価も検討されてくるものと思われるので、少しでも参考に、また活用されることを期待する。

最後に本研究にあたり、ご指導いただいた東京大学生産技術研究所石井教授、ならびに測定にあたり、ご協力いただいた石井研究室のかたがたに深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 空気調和衛生工学会：空気調和衛生工学便覧，42 年版
- (2) 騒音対策ハンドブック，技報堂
- (3) ASHRAE Standard, 36 A-63
- (4) ARI Standard, 270-67
- (5) ARI Standard, 275-69
- (6) AHAM Standard, No. RAC-2 SR

空冷式エアコン用低騒音室外ユニット

小林 靖夫*・倉川 章*

Low Noise Outdoor Units of Air Cooled Air Conditioners

Shizuoka Works Yashuo Kobayashi・Akira Kurakawa

The major portion of packaged air conditioners is water cooled. However, cooling water in big cities gets so poor by air pollution caused by the overpopulation that the condensing unit suffers from corrosion when a cooling tower is used. Water shortage in summer is another drawback with this type. Under the circumstances, air cooling of the packaged unit comes into reconsideration recently. In the past air cooled type used to annoy the user with the noise produced by the outdoor cooling unit. Mitsubishi has newly developed low noise outdoor units of remote control to be used for the packaged air conditioner. This article introduces the specification, construction and noise characteristics of the new product.

1. ま え が き

わが国におけるパッケージエアコンは水冷式が主流を占めてきたが、近年都市の過密化に伴う公害が問題になり、重油ボイラ・自動車等の排気による大気汚染は悪化の一途をたどり、水冷式パッケージエアコンはその影響をまともに受け、クーリングタワーの水の水質悪化のため凝縮器の腐食事故が起り、クーリングタワーの水処理なしでは、使用困難になってきている。このため保守・管理にいつもの人手と費用を要するようになってきている。

一方空冷式パッケージエアコンは大気汚染に対し比較的侵され難く、据付後の保守・管理が簡単なため、最近急速な需要の伸びを示している。しかし空冷式パッケージエアコンの最大の欠点は室外ユニットの騒音が大きいことであった。都市における騒音公害は大気汚染公害とならんで大きな社会問題になっており、各都道府県では、生活環境の保全のため、騒音防止条令によりきびしく規制している。表 1. 1 は東京都騒音防止条令の規準値である。

当社では、騒音公害を出さない空冷式パッケージエアコンとして GA 形パッケージエアコン、および GAH 形ヒートポンプ式パッケージエアコンを製作しているが、今後その需要がますます増大するものと推察される。本文では、この空冷式パッケージエアコン用の低騒音室外ユニットについて

表 1. 1 東京都騒音防止条令 (昭和 44. 7. 2)
Tokyo metropolitan regulations for the prevention of public hazard.

区域の区分	時間の区分		
	昼 間 am. 8~pm. 7	朝 ・ 夕 am. 6~am. 8 pm. 7~pm. 11	夜 間 pm. 11~am. 6
第 1 種 区 域 (住宅専用地域)	45 ホン	40 ホン	40 ホン
第 2 種 区 域 (住宅・緑地地域)	50	45	45
第 3 種 区 域 (商業・準工業地域)	60	55	50
第 4 種 区 域 (工業地域)	70	60	55

○ 音量基準は境界線にて測定

○ 学校・病院の周辺は、第 1 種区域を除いた各区域では一般基準より 5 ホン減ずる

て紹介する。

2. 構造と仕様

空冷式パッケージエアコン用低騒音室外ユニットとしては、GA 形空冷式エアコンに使用される GV 形室外ユニット、5 機種があり、この仕様表を表 2. 1 に示す。この他に GAH 形空気熱源式ヒートポンプエアコンに使用される GVH 形室外ユニットとして、GVH-50・80・100 の 3 機種があるが、これは GV 形室外ユニットと外観上同一なので本文では省略する。

表 2. 1 GV 形室外ユニット仕様表
Table for specifications of type GV outdoor unit.

形 名	単 位	GV-20	GV-40	GV-50	GV-80	GV-100
外形寸法	高 さ	mm	567	872	963	948
	幅	mm	685	685	785	985
	奥 行	mm	685	685	785	985
凝縮器	形 式	クロスフィン (千鳥配列)				
	フィンピッチ	2.11				
	列数×段数	2×10	2×22	2×24	2×25	2×36
送風機	形式×個数	プロペラファン×1				
	風 量	m ³ /min	40/45	55/65	110/120	190/200
	電動機形式	12 極 三相誘導電動機				
	電動機容量	kW	0.06	0.06	0.16	0.36
製品重量	kg	51	65	90	110	125
組合せ室内ユニット		GA-20	GA-40	GA-50	GA-80	GA-100
冷房能力	kcal/h	4,000/4,500	7,100/8,000	13,000/14,000	18,000/19,000	23,000/25,000

※ GA-150 形には GV-80 形 2 台使用する。

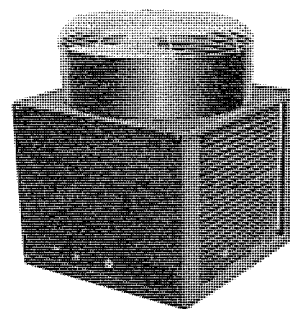


図 2. 1 GV-50 形外観
Appearance of type GV-50.

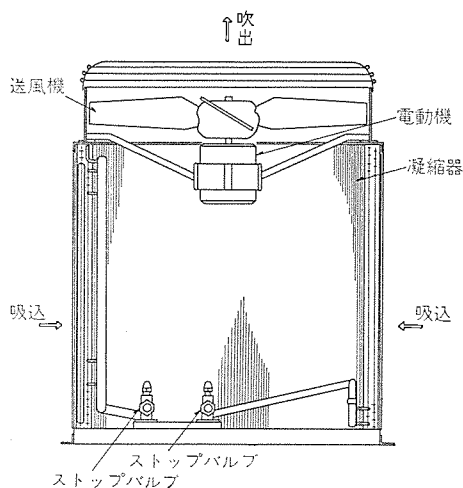


図 2.2 GV 形室外ユニット内部構造図
Construction of interior of type GV outdoor unit.

図 2.1 は GV-50 形の外観で、図 2.2 はその内部構造を示す。

3. 室外ユニットの低騒音化

GV 形室外ユニットは、リモートコンデンサタイプである。したがって、騒音発生源としては送風機に起因する騒音・振動だけである。送風機の騒音低下のために、プロペラファン形状およびユニット形状を再検討した。

3.1 プロペラファン

従来の室外ユニットに用いられたプロペラファンは、エトラ羽根と呼ばれる羽根面積の大きい二次元翼を使用していた。今回開発した低騒音室外ユニットに使用されたプロペラファンは、混合渦分布を取り入れた三次元翼とし、性能改善を計った。

一般にプロペラファンの空力設計において、翼のボス付近からチップ径までの間にかかる負荷（全圧上昇）は3種類ある。

- (1) 半径に比例して上昇させる（固定渦）

$$\Delta P = Ar \dots\dots\dots (3.1)$$

ここに ΔP : 全圧上昇

A : 定数

r : 半径

- (2) 全半径で同一の全圧上昇をさせる（自由渦）

$$\Delta P = B \dots\dots\dots (3.2)$$

ここに B : 定数

- (3) 固定渦と自由渦の混合させたもの（混合渦）

$$\Delta P = Ar + B \dots\dots\dots (3.3)$$

固定渦はボス付近で全圧上昇を低くし、チップ付近で全圧上昇を大きくするように半径に比例させた渦分布であるため、ボス付近での性能に難点がある。

一方、自由渦はボス付近からチップまで同一量の全圧上昇を行なう渦分布であるため、ボス近くで実現不可能な全圧上昇を押し付けることになり、チップ付近では全圧上昇に余裕がある。混合渦は両者の長所を取り入れ、翼に対してバランスのとれた全圧上昇を課することができる。

3.2 機内抵抗の減少

騒音低下の手段として、3.1 節のプロペラファンの性能改善のほか、送風機を低速回転し、しかも大風量を得られるように、機内抵抗の減少を計る。

一般の低圧送風機が発生する全体的な騒音レベルと、送風機の諸

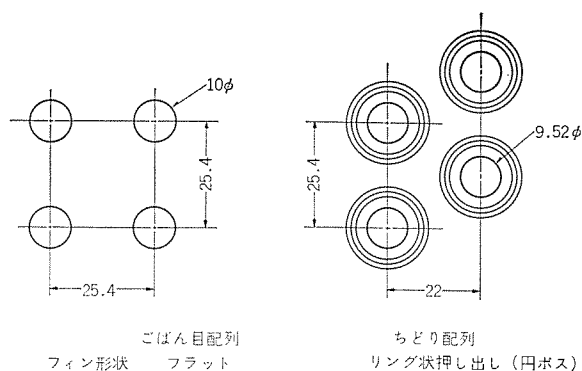


図 3.1 熱交換器の寸法諸元
Dimensions of heat exchanger.

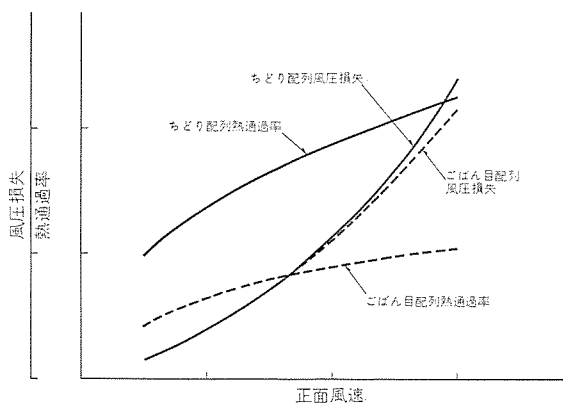


図 3.2 フィン付き熱交換器の特性曲線
Characteristic curves of finned heat exchanger.

元の間には、次に示す実験式がある。

$$dB_1 = dB_2 + 10 \log Q_1/Q_2 + 20 \log P_1/P_2$$

$$dB_2 = dB_2 + 23.3 \log Q_1/Q_2 + 26.6 \log n_1/n_2$$

ここに dB : 騒音のレベル (dB)

Q : 風量 (m^3/min)

P : 静圧 (mmAq)

n : 回転数 (rpm)

添字 1, 2: 状態を示す

したがって、静圧 P を小さくし、回転数 n を下げることは、騒音の低下に非常に有効なことがわかる。

GV 形室外ユニットの機内抵抗は、凝縮器として用いられる熱交換器がその大部分を占めるので、機内抵抗を下げるため熱交換器の形状、および形式を変更した。

- (1) 熱交換器の列数を3列から2列にした。

(2) 列数の減少による正面面積の増大をカバーするため、熱交換器をコ字形配置とし、空気吸込面を3面として、正面風速の低下を計った。

(3) 正面風速の低下に伴う熱伝達率特性の悪化をカバーするため、従来のごばん目配列のプレートフィン熱交換器から、ちどり配列の円ボス付きプレートフィン熱交換器に変更した。

図 3.1 は従来の GAC 形室外ユニットに用いられた、ごばん目配列のプレートフィン熱交換器と、GV 形室外ユニットに採用されたちどり配列の円ボス付きプレートフィン熱交換器の寸法諸元である。また、図 3.2 はその特性曲線である。風圧損失は両者とも、正面風速が $1.8 m/s$ までは同一特性を示し、それ以上ではちどり配列のほうが多少大きい値を示している。一方、熱通過率はちどり配列のものがごばん目配列に 20% から 40% 大きい値を示している。このため、

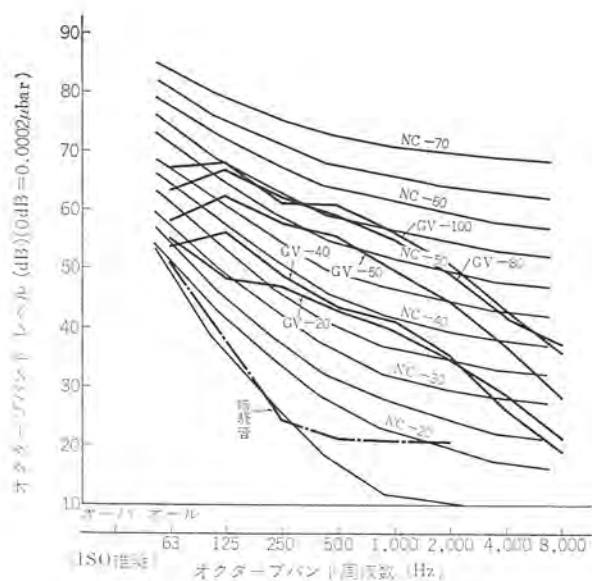


図 4.1 GV 形 NC 曲線 (50 Hz)
NC curve of type GV (50 Hz).

正面風速の低下に伴う熱伝達特性の悪化は、ちどり配列の円ボス付きプレートフィン熱交換器の採用により十分カバーできた。

3.3 ファンモータ

前項、プロペラファンの性能改善とユニットの機内抵抗を低下したことにより、ファンモータの回転数を従来の約半分にすることができた。したがって GV 形室外ユニットは全機種とも 12 極モータを使用している。

4. 騒音特性

GV 形室外ユニットは、3 章の事項の採用により開発されたもので、従来の GAC 形室外ユニットに対して 10~18 ホン (A スケール) の低騒音化に成功した。

図 4.1, 4.2 は、GV 形シリーズの騒音分析を示す NC 曲線で、

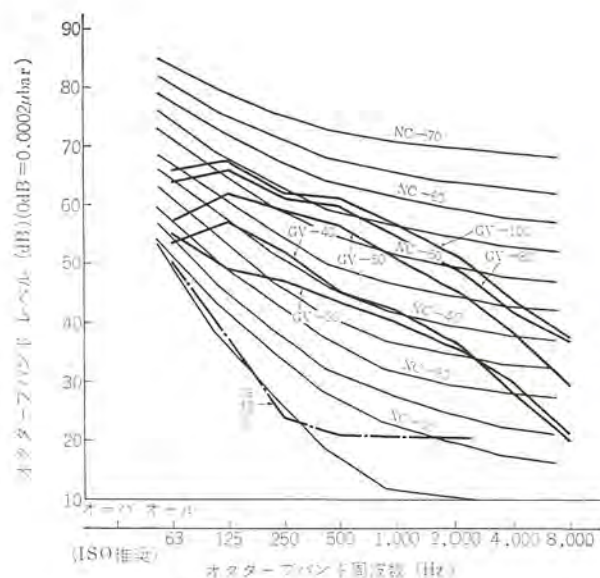


図 4.2 GV 形 NC 曲線 (60 Hz)
NC curve of type GV (60 Hz).

機種より距離 1 m、高さは地面より 1 m の点で B&K により測定した値である。各機種とも特定の周波数に対してピークは見られず、理想的な曲線となっている。

GV 形室外ユニットは屋外に据付けられる。政令および各地方条例によって規制される騒音の基準値は、敷地の境界線上での騒音レベル (A スケール) である。したがって小形機種は、ほとんど防音対策なしで十分使用できる。

5. む す び

空冷式エアコン用低騒音室外ユニットについて、仕様・構造・騒音特性について述べたが、エアコンの空冷化は、時代のすう勢であり、また、騒音規制はますますきびしくなるので、室外ユニットの低騒音化はさらに努力せねばならない。

圧縮機用弁の信頼性に関する考察

田中 満*・大日方 興信*・松永 勝利*

Investigation of Reliability of Compressor Valves

Shizuoka Works

Mitsuru Tanaka・Okinobu Ôhinata・Katsutoshi Matsunaga

Elevation of compressor reliability has been contemplated and analysis has been made on the failure of valves with the object of preventing the failure of suction and discharge valves.

In the measurement of the stress of valves which operate vehemently in the atmosphere of refrigerant in particular, it is necessary to employ special technique. With this point and the relation of the measured value of stress with the fatigue endurance characterization of valve materials taken as a center of discussion, a series of studies made in connection with the reliability of compressor valves are reported herein.

1. ま え が き

最近の冷凍冷房機器の需要は著しい伸びを示し、その心臓部である圧縮機は、小形軽量と低騒音化、さらに信頼性の高いものが要求されるようになってきた。

特に圧縮機の機能を左右する吸入弁や吐出弁には高い信頼性とすぐれた特性が要求されるわけであるが、弁が作動中に受ける応力の解析や、運転中における振動モードの理論的な研究報告はあるが、今回は実機を主体とした弁の信頼性を行なった。

本報告は弁の信頼性に大きく影響するなど下記項目について、個々の状況を分析するとともに弁に作用する応力を実験的に求めた。

- (1) 弁部分の設計（構造）に関するもの
- (2) 弁の製造に関するもの
- (3) 弁材料に関するもの
- (4) 使用状態（運転条件）に関するもの

なお高温の冷媒ガスふん囲気中で激動する弁の応力を測定するには、特別なテクニックを必要とするが、そのポイントを述べ、さらに実験で求めた応力値と弁材の耐久限との比較解析の方法など、弁の信頼性に関する一連の研究結果を報告する。

2. 弁の信頼性に影響する要因

圧縮機用弁の直接的破損原因は、a) 集中曲げ応力によるもの、b) 液圧縮によるもの、c) エロージョンによるもの、d) 銅めっき現象やスラッジによる腐食ぜい(脆)性破壊によるもの、e) 鋳砂等の異物によるもの等があるが、吸入弁の集中曲げ応力による破損原因について述べる。

2.1 弁部分の構造と理論応力値

当社製全密閉形圧縮機に使用されている吐出弁・吸入弁の形状を図2.1に示す。小形中形の圧縮機にはリード弁、大形圧縮機にはリング弁を使用している。ここでは図2.2のような構造の吸入弁について、理論的な解析を加え、デジタル式コンピュータで計算した結果を、図2.3～2.6に示す。

吸入弁リフトが大きくなるに従って、固定端応力は増加する(図2.3)。リフトが一定のとき吸入弁板厚を増すと、これも固定端応力を大きくする(図2.4)。ガス吸入行程時、冷媒循環量に比例して固定端応力・先端部応力とも大きくなる(図2.5)。したがって起

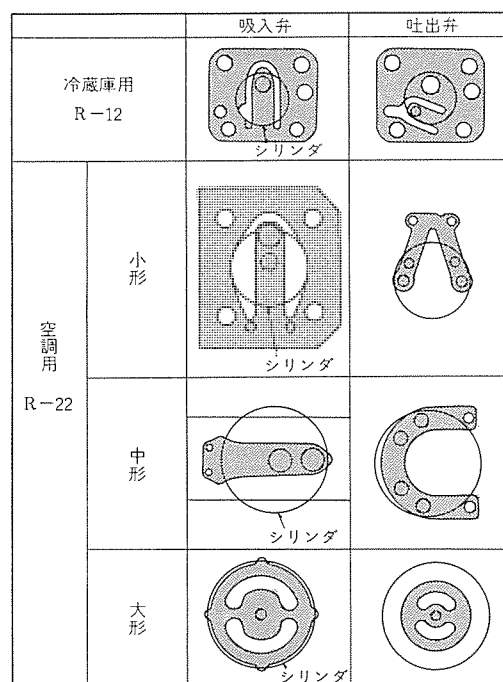


図 2.1 圧縮機用弁の種類
Kind of compressor valve.

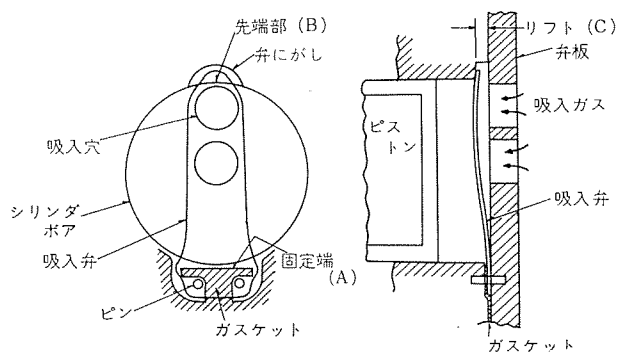


図 2.2 弁部分詳細図
Detail of valve section.

動時、低圧圧力が高いときには吸入弁に作用する応力は大きい。ガス圧縮行程時吸入穴部に作用する応力は圧力差に比例し、穴中央部応力が大きくなる(図2.6)。

以上のことより弁の信頼性向上のためには、最大冷媒循環量を基

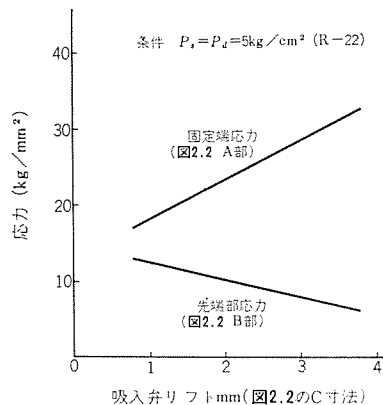


図 2.3 吸入弁リフトと応力
Suction valve lift and stress.

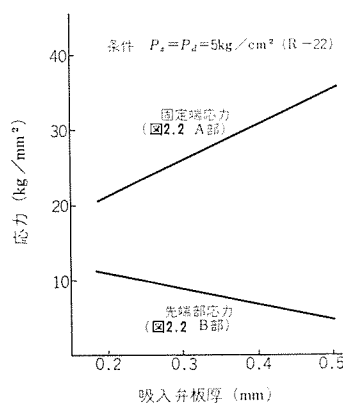


図 2.4 吸入弁板厚と応力
Plate thickness of suction valve and stress.

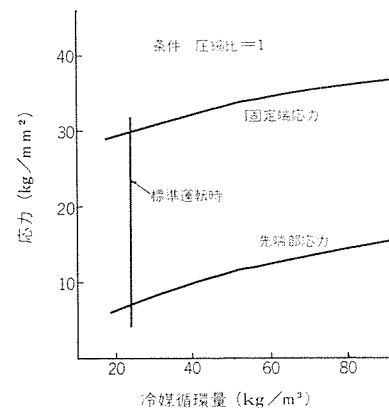


図 2.5 冷媒循環と応力
Coolant circulation and stress.

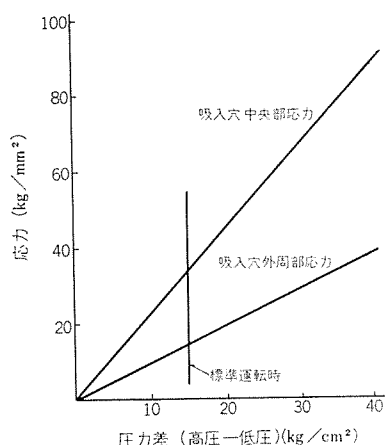
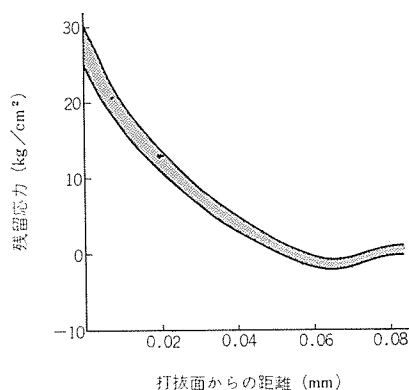
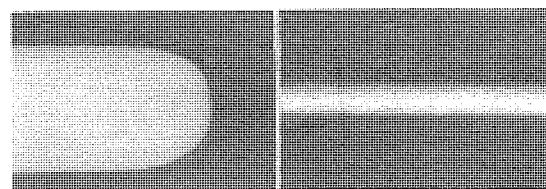


図 2.6 高低圧差と応力
Difference of high and low pressure vs. stress.

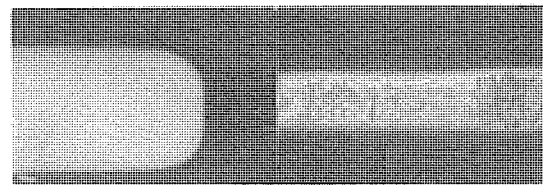


注) 残留応力の正は引張応力、負は圧縮応力である。

図 2.7 弁板抜き面の残留応力
Residual stress of punched out surface of valve plate.



(a) 良品 (×150×1/3)



(b) 不良品 (×150×1/3)

図 2.8 パレル加工を行なった弁の断面
Cross section of valve.

準とした許容応力により吸入弁を設計することが必要である。さらに弁特性上関係する性能や騒音に対しても考慮し、一方弁製造時のプレス加工性や、パレル研磨加工性も加味して総合的な検討を必要とする。

2.2 弁の製造プロセス上の原因

(a) 弁の打抜き

弁の打抜き型のクリアランスは、板厚の約5% (0.152tの場合7.6μ) がよいとされており、精密な打抜き型が必要である。弁打抜き時、打抜き面に大きなきずが発生すると、後工程の仕上げにおいてもこのきずを完全に除去することができないので、弁の疲労強度を非常に弱める。きずの深さは弁の打抜き枚数に比例して大きくなるので、弁の打抜き型は定期的にチェックのうえ再研磨の必要がある。

また弁打抜き面の残留応力を図 2.7 に示すが、打抜き面には大きな引張残留応力が生ずるので、十分注意する必要がある。

(b) パレル 仕上げ

弁打抜き後、端面部の角を取るためパレル仕上げを行なうが、パレル仕上げの効果として

(i) 弁抜き面のきずを除去して応力集中を防ぐ。

(ii) 図 2.7 に示されている弁打抜き面の残留引張応力を除去する。

(iii) 弁表面に圧縮応力を発生させ、弁の疲労強度の向上を計る。パレル加工の時間は一般に40~60時間が適当である。そして図 2.8 にパレル加工を行なった吸入弁の断面および拡大写真を示す。

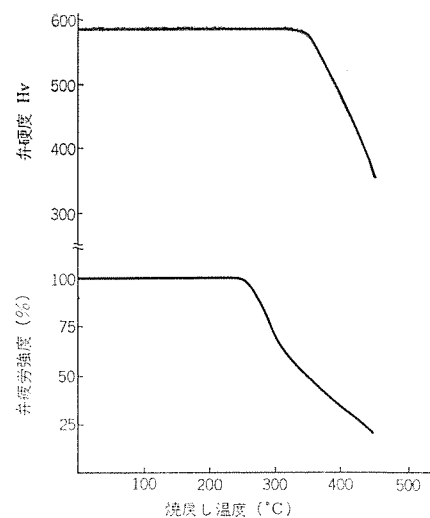


図 2.9 焼戻し温度と弁硬度 弁疲労強度
Tempering temperature vs. valve hardness and fatigue strength.

(i) は良品であり、(ii) は不良品である。不良品はパレル加工が不十分で端が角となっており、端面(打抜き面)にきずが残っている。この状態では疲労強度は非常に低下する。

(c) 熱処理

弁のひずみ取りを目的とした焼戻し処理は、温度と時間の選定を誤ると逆に弁の疲労強度を低下させることがあるので、焼戻し温度

と時間の選定には十分注意する必要がある。焼戻し温度と硬度、疲労強度の関係を図 2. 9 に示すが、これより焼戻しは 250° Cで2時間が適当であるといえる。

(d) 防せい(錆)

弁表面のさびは疲労強度を非常に低下させるので、弁材保管中の防せい処理および パレル 加工中に使用される溶液の選定、パレル 加工後の洗浄防せい処理には十分注意しなければならない。

2. 3 弁材料

弁の信頼性のうえから適正な品質の弁材料が、継続的に供給されることが絶対条件である。弁材料は、その要求品質がきびしいため製造メーカが限られており、現在国内で使用されている弁材料はほとんどスウェーデン SANDVIK 社および UDDEHOLM 社のものであり、両社製の特性上の差はほとんどない。

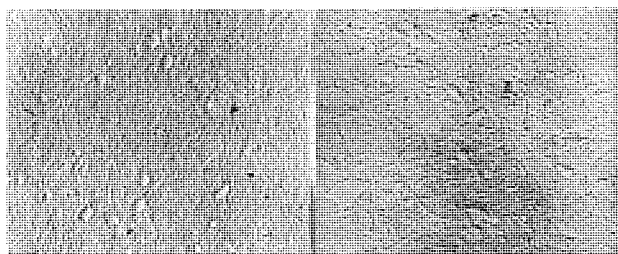
以下弁強度に関係する項目についてのべる。

(a) 非金属介在物

非金属介在物のうち、球状酸化物は、疲労強度に対する影響が大きいので、十分に管理する必要がある。

(b) マトリックス

マルテンサイトの マトリックス は、微細な針状組織が良い。この針状組織の粗大化を防止するために残留炭化物を出しているが、疲労強度に対する影響の大きいのは 残留炭化物よりむしろ マトリックス そのものである。



(a) 良品 (×3,000×1/2) (b) 不良品 (×3,000×1/2)

図 2. 10 弁材料の組織
Structure of valve material.

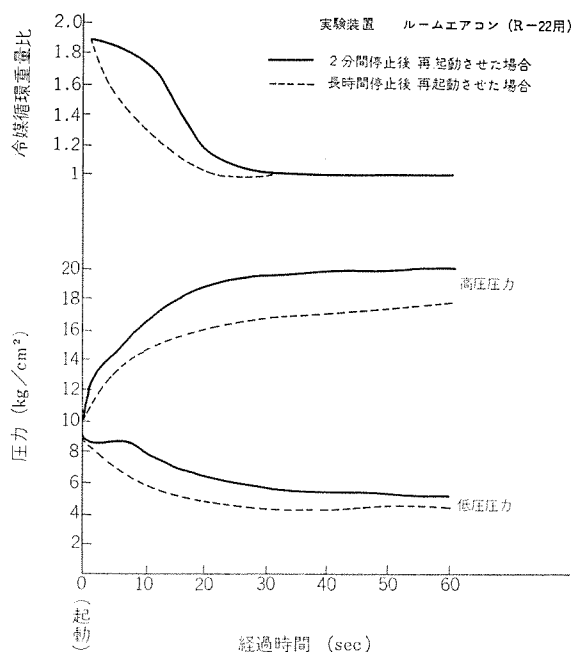


図 2. 11 ルームエアコンの起動特性
Starting characteristic of room air conditioner.

(c) 残留炭化物

残留炭化物の量が多いと、疲労強度を低下させるが通常 1～4 % に管理されている。また残留炭化物の大きさが大きくなると疲労強度を低下させるが通常 2～4 μ の範囲にある。そして、残留炭化物の形状も疲労強度に影響を及ぼす。図 2. 10 に弁材料の組織写真を示すが、(a) は良品であり、残留炭化物が正常に分布しているが、(b) の不良品は残留炭化物が大きく炭化物の形状がくずれている。

(d) 脱炭層

脱炭層が多いと疲労強度を低下させるので、脱炭層は通常板厚の 3 % 以内 (片側) に管理されている。

2. 4 使用状態 (運転条件) による原因

圧縮機の吸入弁に発生する集中曲げ応力は、運転条件によって大きく異なる。

2. 1 項に述べたとおり、低圧圧力が高く、圧縮比が小さいほど、すなわち冷媒循環量が多いほど、吸入弁の曲げ応力は大きい。

ルームエアコン 起動時の圧力変化曲線を図 2. 11 に示す。図 2. 11 は 2 分間停止後再起動時のばあい起動後 約 10 秒間は低圧圧力が高く、圧縮比が小さいので冷媒循環量が通常運転時の 約 1.8 倍となることを示している。したがってこの起動後の 約 10 秒間は吸入弁に発生する集中曲げ応力が大きくなる。

なお、停止 10 分および 30 分間後再起動の実験結果も図 2. 11 の 2 分間停止の場合と、ほぼ同一の圧力変化を示した。以上のことより、ルームエアコンの温度調節器等の作動による圧縮機の再起動時に、大きい集中曲げ応力が吸入弁に作用することがわかった。

このほか、冷凍システムとして圧縮機への液戻り、液圧縮をさせないよう装置の設計を行なう必要がある。

3. 弁の応力測定

弁の応力測定法は、一般的に下記に示すような種類がある。

- (1) 銅めっき法
- (2) ストレンゲージ法
- (3) 応力塗料法
- (4) X線応力測定法
- (5) 光弾性実験法
- (6) 光弾性塗膜法

しかし、密閉形圧縮機の弁は下記に示すような特殊な環境下にあるため、適応できる測定方法は限られてくる。

- (a) 弁およびその周囲温度が高く 150°C を越えることもある。(耐熱性)
- (b) ハイスイクルのくり返し応力を受ける。(動的疲労強度)
- (c) 冷媒・油に浸されている。(耐油、冷媒性)
- (d) 弁の取付部は空間が少ない。(超小形の検出端が必要)
- (e) 密閉容器である。

以上の条件を考えると、われわれは密閉形圧縮機の吸入弁の応力解析に、銅めっき法と ストレンゲージ法を採り入れることにした。まず銅めっき法により、吸入弁の応力分布や集中応力の作用する個所を発見し、次に ストレンゲージ法により最大応力部分の応力波形や、その絶対値を測定することにした。以下銅めっき法と ストレンゲージ法を簡単に紹介する。

3. 1 銅めっき法

応力を測定しようとする試料にアルカリ銅めっきを 1～2.5 μ、酸性銅めっきを 15～20 μ 施す。そしてこれに繰返し荷重をかけると、

作用する荷重と繰返数が、ある限界値を越えるとアルカリ銅めっきと酸性銅めっき層の境界面から結晶が成長してきて、めっき層の表面にはん点が現われる。この成長粒子あるいははん点は被測定面のひずみが、めっき層に伝達されることによって発生するものであるから、被測定面に実際に生じているミクロ的ひずみ分布を直接表わす。はん点の発生は繰返し応力によって起こり、最大せん断ひずみおよび繰返数が多くなるにつれはん点は増加して密集してくる。

銅めっき法は、この現象を利用したもので、銅めっきした校正試験片に繰返し荷重を一定回数加えて、銅めっき層表面のはん点の発生状態と繰返し応力との関係を調べる。一方、校正試験片と同一な銅めっきを施した弁を圧縮機に組み込み、運転した後、この銅めっきされた弁を取出し銅めっき表面のはん点の発生状態を校正試験片と比較して、吸入弁に発生している応力を測定する。校正試験片と圧縮機弁の試験条件は同一温度、同一繰返し回数にする必要がある。

銅めっき法は、上記されたように行なうので測定応力および周囲温度に限界があるが、その一部を図 3. 1, 3. 2 に示す。

銅めっき法の長所としては、

- (1) 広い面の応力分布とともに微視的な局部応力の測定が可能である。
- (2) 回転体、狭いすき間あるいは、リード線の取出しが不可能な密閉容器内の応力が測定できる。
- (3) 空調機用圧縮機のように、冷媒冷凍機油中での応力測定が可能である。

短所としては

- (1) 事前に校正試験片を用いて応力校正する必要がある。
- (2) 繰返し回数を校正試験片に合わせる。
- (3) 時間とともに変動する応力の測定は、不可能である。
- (4) 被試験片の周囲温度が限定される。
- (5) 測定応力範囲が限定される。

3. 2 ストレンゲージ法

ストレンゲージを用いて応力を測定する技術は周知であるが、特殊条件下にある冷媒圧縮機の弁応力を正確に測定する場合には、下記の問題がある。

(1) ストレンゲージの選定

ストレンゲージの良・否が測定結果に与える影響は大きい。

(a) 狭い部分に応力が集中するので特に小形のストレンゲージが要求され、取付ける部分を慎重に選ぶ必要がある。そして、ストレンゲージ面積を 1mm² 以下にしないと、正確な測定値が得られない。

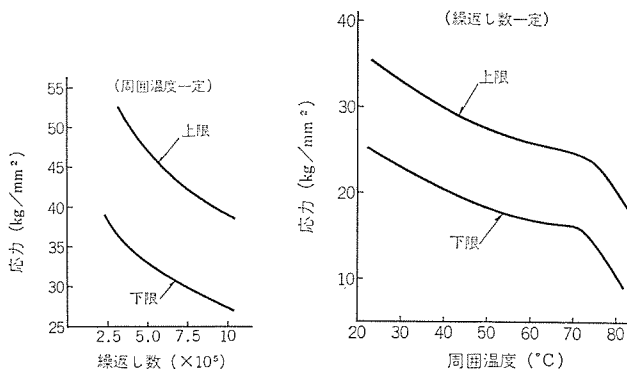


図 3. 1 銅めっき法限界応力—繰返し数
Copper plating method limit stress—number of repetition.

図 3. 2 銅めっき法限界応力—周囲温度
Copper plating method limit stress—ambient temperature.

(b) 温度変化がきびしいので、ストレンゲージの使用温度範囲が-20~+180°のもので、さらに温度補償形のものを選定しなければならない。

(c) ゲージの疲労寿命は、1×10⁶ サイクル (±1,500 microstrain) 以上のものでなければならない。このもので約4時間の測定が可能である。われわれは上記を満足する MICRO MEASUREMENTS (USA) 製のストレンゲージを使用した。

(2) 接 着

弁表面の処理を十分行ない、接着剤はできるかぎり薄くしなくてはならないので接着剤の選定には注意する必要がある。なぜならば応力を測定する弁が薄いので、接着剤の厚さより実測した応力値を補正する場合の誤差が大きくなるからである。

(3) コーティング

ストレンゲージの接着耐久限を大きくするため、耐冷媒・耐油・耐熱性のコーティング剤で、ゲージ表面をコーティングする必要がある。

(4) 取付部分とリード線の処理

弁にゲージを接着した状態の写真を図 3. 3 に示す。取付位置は弁の固定端で弁板側に接着した。そしてリード線は1ミルのマイラーで包み、さらに0.55φのエナメル被覆銅線に接続し、ガスケット間を通して外部へ取り出した。

(5) 運転上の注意事項

(a) 測定時間が短いので、実験計画、特に試験順序は明確にしておき、迅速な測定を行なう。

(b) 計器の調整は前もって十分に行ない、特に冷媒を封入してからの校正は避け、冷媒運転前に校正をすませておく。

(c) 回路に冷媒を封入する時期は、計器の校正完了後運転開始直前に行なう。

(d) 運転途中での冷媒封入は、ゲージにヒートショックを与えるのでできるだけ運転前に必要量を1回で封入するようにする。

(e) 運転中はできるだけ、ゲージ張付部の温度を下げ、ゲージの使用可能温度範囲で運転するようにする。

3. 3 応力測定結果

銅めっき法にて測定した弁を図 3. 4 に示す。応力は弁の固定端

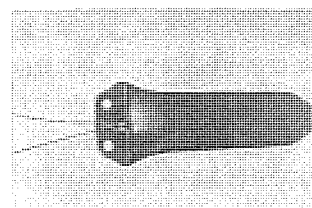


図 3. 3 弁にストレンゲージを接着した状態
State of valve attached with strain gage.

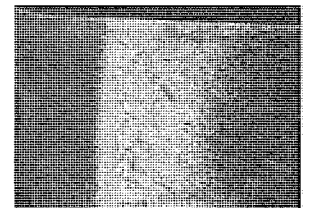


図 3. 4 銅めっき法による応力測定
Stress measurement by copper plating method.

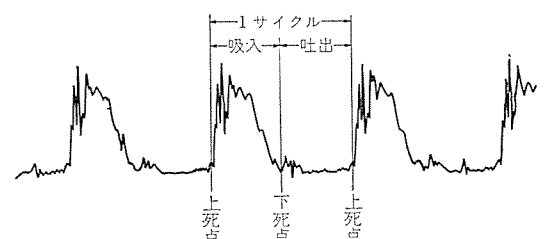


図 3. 5 ストレンゲージによる応力測定
Stress measurement by means of strain gage.

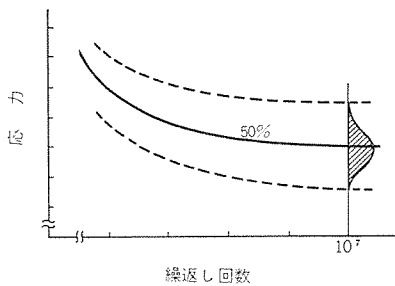


図 4.1 弁の S-N 曲線
S-N curve of valve.

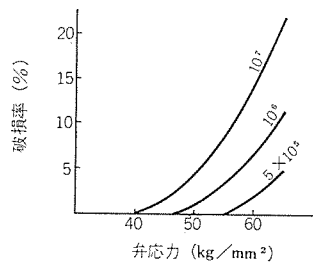


図 4.2 弁応力と破損率
Valve stress and breakage factor.

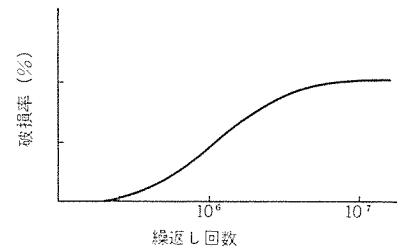


図 4.3 弁応力 $A \text{ kg/mm}^2$ の時の破損率
Breakage factor during valve stress
 $A \text{ kg/mm}^2$.

に集中していることがわかる。図 3.5 は図 2.2 の A 部分を図 3.3 のように取りつけたストレンゲージ法で測定した結果である。これから弁は吸入行程で数回動くことがわかる。

4. 弁応力と弁材の耐久限

前章で運転中、弁に発生する実際の応力を測定したが、この値が弁材の耐久限からみて、弁破損の原因となる値かどうかを知る必要がある。

金属材料の疲れ強さを検討する場合、古くから用いられている方法に、S-N 曲線による解析がある。弁材についての S-N 曲線を作る場合、荷重のかけ方には軸方向へ引張と圧縮を交互に作用させる方法と、曲げ（両振曲げと片振曲げがある）方法がある。前者は材料に均一な力が作用するので、内部の欠陥も判明し、表面の影響が少ないので材料そのものの比較試験に適している。一方、弁完成の状態での疲れ強さを考える場合には、弁製造工程における残留応力や表面のきず、そして弁形状による応力集中などを加味する必要がある、実際の弁運動に近い曲げ応力方式が適当と考える。

図 4.1 は、弁完成品を片振曲げ応力方式で試験した S-N 曲線と、疲労強度のばらつきを示す。素材の降伏限界は 165 kg/mm^2 以上、片振曲げでの耐久限も $55 \pm 55 \text{ kg/mm}^2$ (50% 破損の場合) ぐらいあるが、この素材から弁を加工した場合には前記種々の要因により、耐久限は低下するし、疲労強度のばらつきも大きくなる。図 4.2 は、弁完成品の S-N 曲線を作るため、多くの試験を行なったが、その段階での応力と破損までの繰返し回数のばらつきから、破損率と応力の関係を図示したものである。弁の信頼性を確保するためには少なくとも、耐久限 (10^7 回として考えた) における破損率がゼロである応力値 (40 kg/mm^2) 以下になるよう、弁を設計する必要がある。

もし実測した応力が、耐久限より高ければ運転中、いつかは弁が破損することとなるが、どの程度の割合で破損するのか予知する方法として図 4.3 を紹介する。実測応力が $A \text{ kg/mm}^2$ であったとしたら、図 4.2 において応力 ($A \text{ kg/mm}^2$) を一定にして考え、繰返し回数と破損率の関係は図 4.3 のようになり、使用期間（繰返し回数）と疲労による弁破損の状況を推定することができる。

5. 信頼性の確認

新しい弁構造を設計、開発した場合には、圧縮機運転中に発生する弁応力を測定するが一方、工場内において短時間に信頼性の確認を実施する。そこでわれわれが行なった工場内における促進再現試験の方法を紹介する。

(1) 試験条件

(a) 冷媒循環量を最大とする。

- (i) 冷媒 ガス 循環量を最大とする。(吸入圧力を高くする)
- (ii) 重い冷媒 ガスを吸入させる。(吸入 ガス 温度を低くする)
- (iii) 圧力比は低くする。
- (iv) 圧縮機の体積効率を最大にする。
- (v) 回転数を多くする。

(b) 弁の動き量を最大にする。

- (i) 弁の ストップ を最大にする。

(c) 異常条件を考える。

- (i) 最悪の構造、組合せ。
- (ii) 温度変化が大きい。
- (iii) 液圧縮をする。
- (iv) 高圧圧力が異常に高い。

(2) 信頼性確認試験方法

起動停止試験、低圧縮比試験、軽負荷試験、寝込み起動試験および超過酷試験など信頼性試験を工場内で実施し、十分確認の上、市場に出している。

6. む す び

以上、誠に簡略であったが、冷凍・冷房用圧縮機の弁に関する信頼性について、使用上・設計上・製作上、確認の方法等を説明した。

しかし冷凍・冷房機の普及と多様化によって、今後もさらに圧縮機にはきわめてきびしい条件が要求されるものと予想される。したがってわれわれも弁を含め、圧縮機全体としての信頼性向上につとめ、需要家のご期待にこたえるようにしたい。

パッケージ形クーリングユニット方式大形冷蔵庫

松 本 武*
相 良 泰 一**
西 村 正 雄+
矢 野 哲 久**

Packaged Cooling Units Used for Large Cold Storage Rooms

T-Matsumoto Architect Planners and Engineers Takeshi Matsumoto
Mitsubishi Electric Corp., Nagasaki Works Taiichi Sagara
Mitsubishi Electric Corp., Head Office Masao Nishimura
Mitsubishi Electric Corp., Fukuoka Sales Office Tetsuhisa Yano

Remarkable is the latest increase of demand for frozen food in this country. In handling the food of thin kind, it is demanded to make perfect quality control by maintaining the temperature at below -18°C during the transport from the producing country to the ultimate destination for consumption. Under the circumstances Mitsubishi has developed types ACL and ACS cooling units of refrigeration and freezing of the stuff.

This article introduces the outlines of class F packaged cooling units which are large applied refrigerators of the type ACS and vertical automatic refrigerating installations of the similar application. It also gives the prospect on the future installations of the refrigerators of the kind.

1. ま え が き

従来から産地冷蔵庫は産地でいかに新鮮な製品をつくり貯蔵するかが大きな問題となっている。また一般消費者に対する集配セント機能のためにも、魚市場を付属する冷凍冷蔵庫は欠かせないものである。

長崎の水産物水揚げ量は、日本で第2位であるにもかかわらずF級冷蔵庫は少なく、新設される冷蔵庫の集配機能を考えると最低で5,000トン、理想で10,000トンが必要であった。また同時に凍結がゼロとも必要で、30トン/日で2室に分割して行なう必要があった。長崎魚市場(株)にてパッケージ形クーリングユニット方式の大形冷蔵庫が完成したのでこれを紹介する。

さらに従来の冷蔵庫が全自動無人冷蔵庫の方向へ進むことは、人件費の高とう(騰)や週休2日制による休日増加の傾向からみても明らかなことであり、人間の耐え得る最悪の作業環境にある冷蔵庫を自動化し、作業者が搬出入の際に立ち入る必要のないシステムは、現在のような労働力の枯渇しつつある状況ではきわめて意義深い。本文では、冷蔵庫業者向けの立体自動冷蔵庫 計画概要で紹介する。

2. 長崎魚市場(株)パッケージ形クーリングユニット方式大形冷蔵庫

2.1 従来方式との比較

当社においてはすでに3年前よりACL形クーリングユニットを開発し、C₃級冷蔵庫の省力化に貢献してきたが、さらに一歩進めてF級冷蔵庫用としてACS形クーリングユニットを開発して、ACS-25からACS-160まで6機種をシリーズ化した。これにより収容能力200トンから20,000トンクラスまでのパッケージ方式が可能となった。

表2.1は、ACS形クーリングユニットの仕様を示す。図2.1は、従

来方式との比較を簡単に示す。

(1) 機械室が不要

従来方式に比べて特別な機械室は全く不要となり、また特殊な低圧レシーバ等の補機類も不要となり、大幅に建築面積が節減されている。

(2) 工事の省力化

冷媒配管は完全に工場で組立て試験をされ、現場では据付けおよび水配管工事のみとなり、大幅な工事の省力化および工期の短縮が可能となった。

(3) 作業主任者は不要

パッケージ形クーリングユニットは、ACS-160でも作業主任者は不要となって、保守の省力化に役立っている。

(4) 信頼性が高い

クーリングユニットの冷媒配管は最短で、冷媒チャージ量も最少量で、工場で試運転まで済んでいるので、クーリングユニットの信頼性は高く、

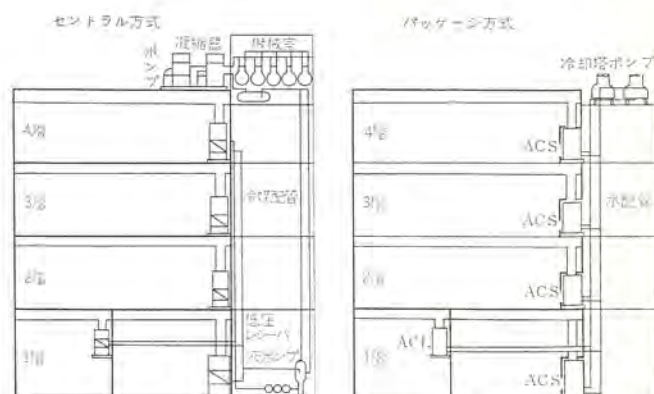


図 2.1 従来方式との比較図
Comparison with NH_3 liquid pump system.

* 松本 武 設計事務所 ** 三菱電機(株)長崎製作所
+ 三菱電機(株)本社 ++ 三菱電機(株)福岡営業所

表 2.1 ACS 形 クーリングユニット仕様 Standard specification of type ACS.

形 名		ACS-25	ACS-40	ACS-50	ACS-80	ACS-100	ACS-160
電 源	電 源	標準 200/220 V, 50/60 Hz (400/440 V も製作可)					
	高 さ	2,782	2,782	2,982	4,160	3,750	4,160
	幅	2,730	3,050	3,610	3,165	5,165	6,065
	奥 行	1,430	1,580	1,730	2,715	2,200	2,715
外形寸法 mm	分割可能高さ	2,050+732	2,050+732	2,050+932	1,100+1,850+1,210	2,050+1,700	1,100+1,850+1,210
	庫内温度範囲 °C	-50~-20					
冷 却 能 力※ kcal/h		13,200/15,900	19,800/23,700	25,500/30,500	37,800/45,500	50,900/60,900	75,600/91,000
圧 縮 機	形 式 × 台 数	密閉二段×1			密閉二段×2		
	電 動 機 入 力※ kW	14.8/18.0	22.2/26.7	29.9/36.1	44.5/53.4	59.8/72.2	89.0/106.8
	クランクケースヒータ W	250			400	250×2	400×2
	起 動 方 式	スターデルタ起動					
凝 縮 器	容 量 制 御 %	0-50-100			0-25-50-75-100		
	形 式 × 台 数	シェルアンドチューブ×1			シェルアンドチューブ×2		
	冷却水量(32°C) m³/h	12/18	16/22	22/29	34/43	44/58	67/86
	水 頭 損 失 mAq	1.4/2.4	1.4/2.4	1.4/2.1	1.4/2.4	1.4/2.1	1.4/2.4
空 気 冷 却 器		プレートフィン					
送 風 機	形 式 × 台 数	プロペラファン×2					プロペラファン×4
	風 量 m³/min	240/300	350/440	480/600	700/900	960/1,200	1,400/1,800
	機外静風圧 mmAq	15					
	電 動 機 入 力 kW	1.4×2/1.7×2	2.0×2/2.5×2	3.3×2/4.1×2	4.9×2/6.1×2	6.7×2/8.3×2	4.9×4/6.1×4
除 霜		ホットガス方式, 吸込口ダンパ					
温 度 調 節 器		ステップサーモ					
保 護 装 置		高低圧開閉器, 油圧開閉器, 吐出温度サーモ, 巻線保護サーモ, 過電流リレー, 安全弁, 溶せん(栓), 冷却水温度調整弁					
冷 媒		R 22					
冷 凍 機 油		スニソ 3GS					
水 寸 配 管 法	凝 縮 器 出 入 口	2 B×2	2½ B×2	2½ B×2	3 B×2	2½ B×4	3 B×4
	油 冷 却 器 出 入 口	½ B×2	½ B×2	½ B×2	¾ B×2	¾ B×4	¾ B×4
	除 霜 ド レ ン	1¼ B×1	1¼ B×1	1¼ B×1	3 B×1	3 B×2	3 B×2
	機 械 室 ド レ ン	½ B×1	½ B×1	½ B×1	½ B×1	½ B×2	½ B×2
製 品 重 量 kg		2,200	2,700	3,000	3,800	6,000	7,500

※ 冷却能力・電動機入力は庫内温度 -25°C DB, 湿度 70% RH, 冷却水温度 32°C のときの値を示し, 冷却能力は負荷となる送風機入力をさし引いた正味の値である。

さらに制御も容易となり完全自動運転も可能になった。

(5) デフロストの完備

従来と異なり庫外にてデフロストを完全自動で行ない, 同時にダンパにより庫内冷気をシャ断して行なう自動デフロストは確実でかつ時間は最短で, 庫内温度の上昇は僅少である。

(6) 無公害

安全無害の冷媒である R-22 を採用している。市街地でも最適のクーリングユニットである。また騒音の点については低騒音の密閉形圧縮機を採用し, さらにパネルは防音構造を採用しているので空調機並みの低騒音である。

以上の特長が認められ, クーリングユニット方式が採用された。以下に本冷蔵庫の概要を記す。

2.2 建 物

- (i) 設備場所: 長崎市元船町 3-3-15
 - (ii) 敷地面積: 1,740 m²
 - (iii) 建築面積: 1,325 m²
 - (iv) 冷蔵庫延面積: 4,315 m² (4 階建て)
 - (v) 階 高: 1 階 5 m, 2・3 階 5.1 m, 4 階 5.5 m
 - (vi) 構 造: 1~3 階 鉄筋コンクリート, 4 階 鉄骨
- 外防熱カーテンウォール工法, RC 無りょう版構造

図 2.2 は建物全体を示す。図 2.3 各階平面配置を示す。

2.3 冷蔵庫

- (i) 冷蔵庫公称収容トン数: 5,000 トン
- (ii) 凍結室処理量: 日産 30 トン
- (iii) 冷蔵室内温度および防熱

(ア) 一階 C₃ 級冷蔵室 (0°C)

壁 グラスウール: 200 mm, 内壁 グラスウール: 200 mm, 床 エクストルーディングスチロフォーム: 200 mm, (本冷蔵室は将来 F 級として使用する可能性もあり, 防熱は厚くした)

(イ) 一階 F 級冷蔵室 (-30°C)

壁 グラスウール: 200 mm, 内壁 グラスウール: 200 mm, 床 エクストルーディングスチロフォーム: 200 mm

(ウ) 一階 凍結室 (-40°C)

壁 アクリスボード: 200 mm, 間仕切り アクリスボード: 200 mm, 床 アクリスボード: 200 mm



図 2.2 全体(写真) Full view.

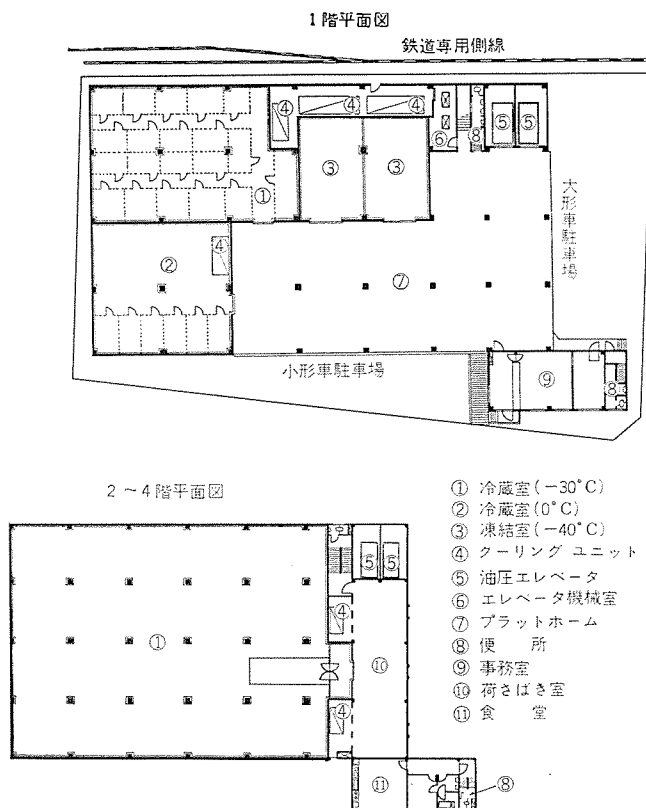


図 2.3 長崎市冷蔵庫 各階平面図
Each floor layout.

(エ) 二階 F級冷蔵室 (-30°C)

壁 グラスウール: 200 mm, 床 エクストルーディングスチロフォーム: 200 mm

(オ) 三階 F級冷蔵室 (-30°C)

壁 グラスウール: 200 mm

(カ) 四階 F級冷蔵室 (-30°C)

壁 グラスウール: 200 mm, 天井 グラスウール: 200 mm

2.4 各階クーリングユニットの配置

倉庫業法に基づく熱負荷計算方法により、各階に設置するパッケージの配置は次のとおりとなった。

(a) 一階

C₃級冷蔵室 ACL-20×1台, F級冷蔵室 ACS-25×1台, 凍結室 ACS-160×2台, (日産30トン)

(b) 二階

F級冷蔵室 ACS-40×2台

(c) 三階

F級冷蔵室 ACS-50×2台

(d) 四階

F級冷蔵室 ACS-50×2台

以上合計10台を設置した。

図2.4は、各階クーリングユニットに対する冷却水の系統を示し、図2.5は、各階クーリングユニットの据付状況を示す。

図2.6は、各階クーリングユニットの設置状況を、図2.7は凍結室を、図2.8、2.9は冷蔵室内を、図2.10は屋上冷却塔を示す。

2.5 送風形式

送風形式は二重天井・全面ダクト方式を採用した。図2.11は二重天井よりの吐き出し口を示し、図2.12はクーリングユニットの吸い込み口を示す。

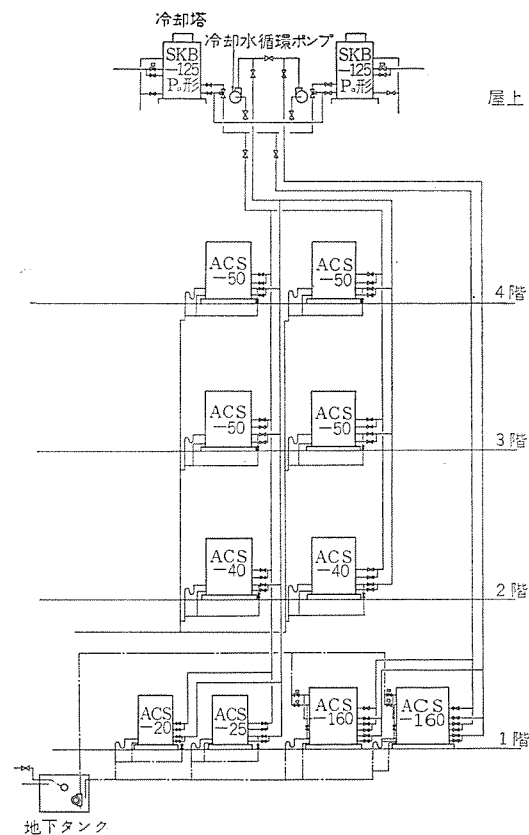


図 2.4 長崎市冷蔵庫 冷却水配管系統図
Piping skeleton.

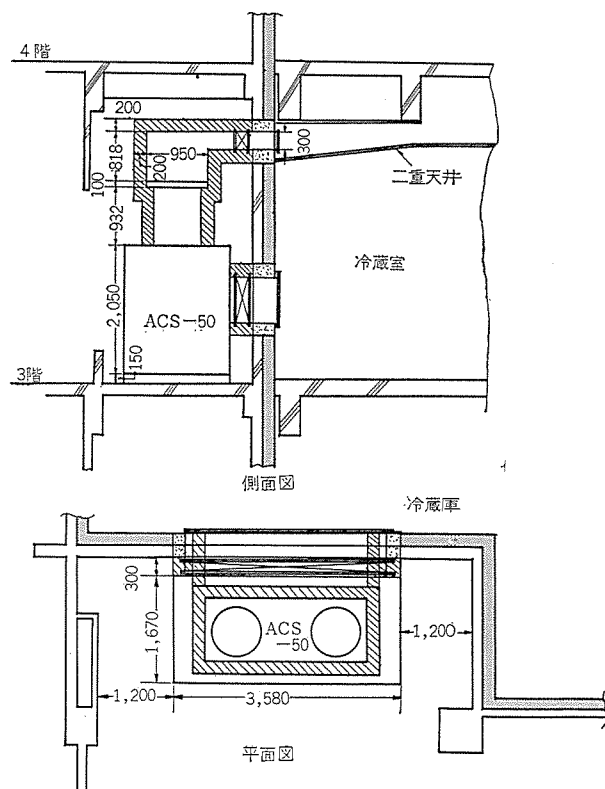


図 2.5 クーリングユニット据付図
Placement of cooling units for each floor.

2.6 制御

前述の特長に示したように全自動運転方式を採用して保守の省力化を可能にした。すなわち運転および監視はすべて事務所に設置さ

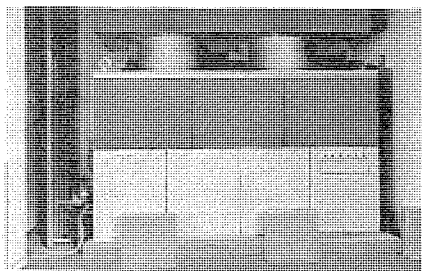


図 2.6 各階 クーリングユニット設置状況
Placement of cooling units for each floor.

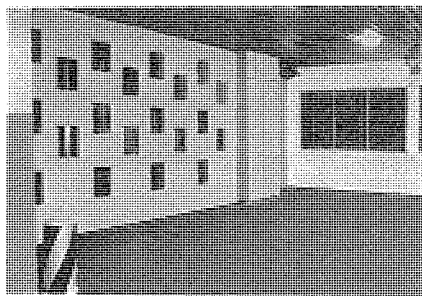


図 2.7 凍結室
Breezing room.

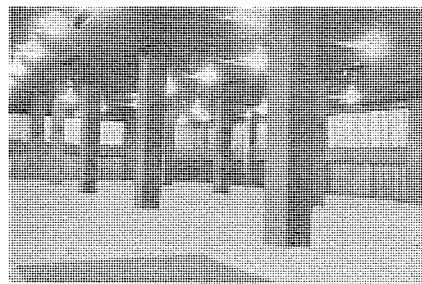


図 2.8 各階冷蔵室内
Cold storage rooms.

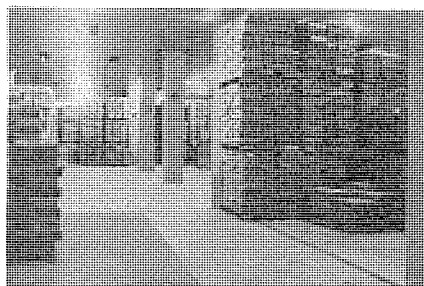


図 2.9 各階冷蔵室内
Cold storage rooms.

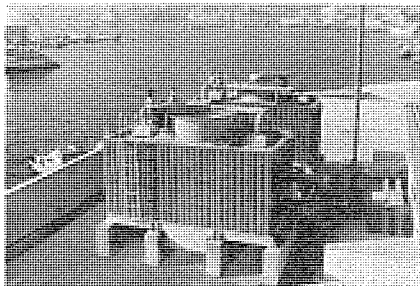


図 2.10 屋上冷却塔
Cooling towers.

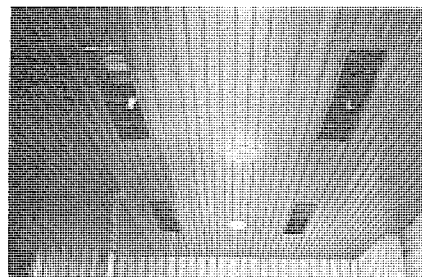


図 2.11 冷気吹出し口
Cold air diffusers.

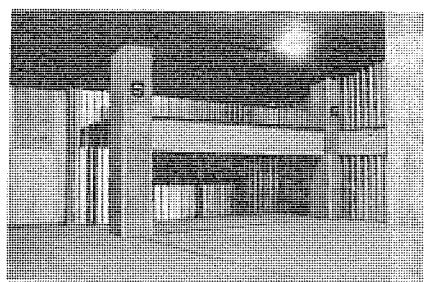


図 2.12 冷気吸入口
Cold air suction.

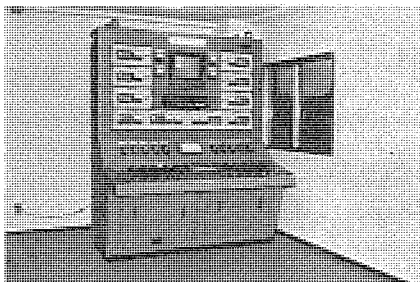


図 2.13 総合運転監視盤
Collective operating guard panel.

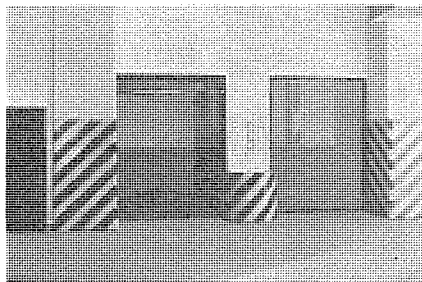


図 2.14 エレベータ
Elevators.

れた総合運転監視盤で、すべてのクーリングユニット・冷却塔・ポンプの運転停止、除霜の起動停止、各階冷蔵室の温度設定および温度監視ができる。さらに各階での荷作業の状況はITVでブラウン管に表示される。

その他自動運転をより確実にするため、冷却水を大気汚染より防止するため、電気的に水質を検出し、有害物質が蓄積されると自動的に水を入換える装置も組みこんでいる。

図 2.13 は、事務所に設置された総合運転監視盤を示す。

2.7 入庫品

凍魚・水産加工品・鯨肉 80%

畜肉・冷菓品 20%

2.8 荷役設備

(i) エレベータ： 3トン×2台（油圧式）

(ii) フォークリフト： 1.5トン（バッテリー）×4台、1.5トン（ガソリン）×1台

(iii) 台車： 40台

(iv) パレット： 2,500枚

(v) サポート： 1,000組

(vi) 作業員： 6人

図 2.14 はエレベータを、図 2.15 はフォークリフトおよび台車を、図 2.16 は防熱とびらを示す。

図 2.15 フォークリフト
および台車
Forklifts and trucks.

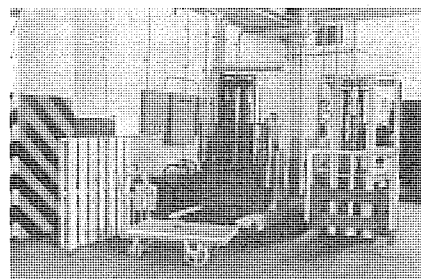
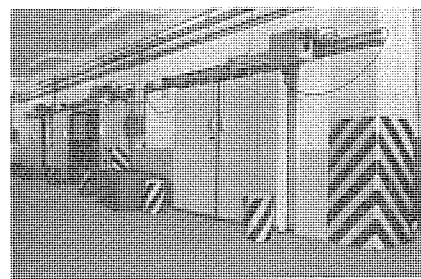


図 2.16 防熱とびら
Heat insulating
doors.



2.9 運 転

冷却運転は、防熱およびコンクリート等の湿気・熱の除去とひび割れを防ぐため、約3週間にわたってゆっくりと1日平均2℃の割合で冷却し、設計温度-30℃とした。

2. 10 関係工事業者

着 工： 昭和 47 年 6 月
完 工： 昭和 48 年 1 月
設 計： 松本武設計事務所
建 築： 大長崎建設(株)
電 気： 南海電設(株)
冷凍設備： 三菱電機(株)

3. 立体自動冷蔵庫

3. 1 立体自動冷蔵庫における注意点

巨大な一室構造の冷蔵庫であり、全自動化を図るうえで次の点に留意しなければならない。

- (1) 防熱, 防湿
- (2) 凍上防止
- (3) 寒冷条件下での材料・荷役機械・電装品の信頼性
- (4) 冷蔵庫内温度の均一化

3. 2 荷の流れ

図 3. 1 は、本立体自動冷蔵庫の側面および平面を示す。プラットフォームに到着しトラックから荷降しされた貨物は、プラットフォームでパレタイズ作業を行なった後、フォークリフトで入庫コンパにのせ、貨物は自動的にパチカルエレベータを経て、スタッカクレーンによって指定されたロケーションに収納される。出庫は出庫スケジュールに基づき自動的に出庫が行なわれる。出庫コンパに出庫された貨物はフォークリフトにより、トラックに積み込まれ出荷される。

3. 3 立体自動冷蔵庫略仕様

- (1) 公称保管能力： 8,000 トン
- (2) ラック： 10 連×11 段×25 列
- (3) 格納量： 2,750 トン
- (4) 保管温度：

前 室 0～-5°C (C₃ 級)

冷蔵庫 -30°C (F 級)

- (5) 荷役設備

パチカルエレベータ×2 台

スタッカクレーン×5 台

- (6) 防 熱

前 室： 床 スタイロフォーム 100 mm

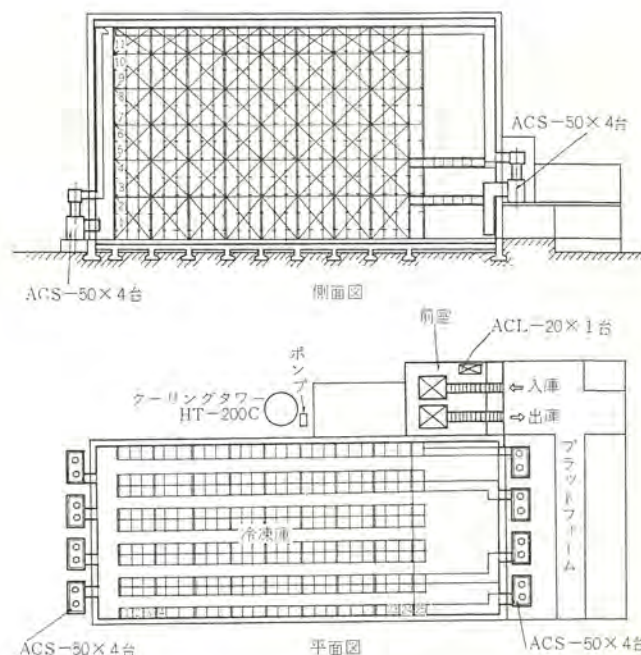
壁 スタイロフォーム 100 mm

天井 スタイロフォーム 100 mm

冷蔵庫： 床 スタイロフォーム 200 mm

壁 スタイロフォーム 200 mm

天井 スタイロフォーム 200 mm



略寸法

前 室 10m(L)×8m(W)×13m(H)

冷凍庫 44m(L)×19m(W)×26m(H)

図 3. 1 立体自動冷蔵庫レイアウト
Layout of solid automatic cold storage.

- (7) 防 湿

アスファルト 8 層防水

- (8) 凍上防止

基礎パイル上に基礎はりを構成し、地表面より浮かし空気層を設けた自然通風式。

- (9) クーリングユニット

図 2. 1 に示すごとく

入庫前室： ACL-20×1 台

冷蔵庫： ACS-50×10 台

上述のごとく本立体自動冷蔵庫の略仕様を示したが、ACL 形・ACS 形クーリングユニットは、立体自動冷蔵庫として最適の機種であると確信する。

4. む す び

冷凍・冷蔵クーリングユニット ACL・ACS を採用した大形冷蔵庫について紹介したが、本文の執筆にあたり、長崎魚市場(株)および工事関係者にご協力をいただいたことを厚くお礼申しあげます。

なお、立体自動冷蔵庫は計画の概要を紹介したが、実施例についてはデータを取りまとめ改めて発表したい。

東北電力(株) 納めブライン式ヒートポンプ

山口 善吉*

尾楠 政春**・新井 卓史**・唐崎 政之**

Brine to Water Heat Pumps of Tohoku Electric Power Co.

Tohoku Electric Power Co., Inc. Zenkichi Yamaguchi
Mitsubishi Electric Corp., Head office Masaharu Ogusu・Takashi Arai・Masayuki Karasaki

The system of heat pumps has not yet been established for the present in cold districts owing to various restrictions. Through a cooperative study by the Tohoku Electric Power Company and the Mitsubishi Electric Corporation a large practical apparatus of brine to water heat pump has been developed with improvement for use in localities where the temperature is very low. This article is a report on it.

The apparatus is still in the stage of gathering data and analyzing the operation in the field. It will be sometime before definite information is made available, but introduction is made herein for the reference to those who are interested in the matter.

1. ま え が き

社会的環境の要請により、ヒートポンプは今日著しい発達を遂げたが、寒冷地においては種々の制約により、いまだヒートポンプシステムが確立されていないといっても過言ではない。

ここで紹介する村上営業所のヒートポンプシステムは、東北電力(株)総合研究所と当社との共同研究により、寒冷地システムとして開発し

た蓄熱式-空気熱源ブライン式ヒートポンプシステムであり、密閉式加熱塔使用の大形化実用1号機として47年6月納入したものである。

本システムは、現在運転データ収集・解析中であり、明確な資料を提供することはできないが、ここにその概要を紹介するので寒冷地向きヒートポンプシステムの参考資料となれば幸いである。

2. 設 計 条 件

建物は新潟県村上市にあり、旧村上城を背にした鉄筋コンクリート二階建てで、空調条件および負荷は下記のとおりである。

建物延面積：	970 m ²
空調面積：	680 m ² (70 %)
空調条件：	夏季 外気 DB 31.5°C, RH 75 % 室内 DB 26°C, RH 50 %
	冬季 外気 DB -2°C, RH 75 % 室内 DB 20°C, RH 50 %
空調負荷：	夏季 71,000 kcal/h 冬季 78,000 kcal/h
	H/C 約 1.1

蓄熱そう(槽)有効水量： 約 110 ton

なお、建物負荷に対するヒートポンプの選定および蓄熱そう容量の決定については、本号の浮田・中村氏による「空気熱源ヒートポンプ空調熱源機器選定の一考察」に、詳しく述べられているので省略する。

3. 熱源および空調方式

寒冷地におけるヒートポンプの熱源としては、温泉地帯の地熱および工場排熱などを除き約 10°C 以上の熱源水が得られることはまれであり、全面的に空気熱源によらざるを得ないといえる。

空気を熱源とするヒートポンプは、熱源である外気条件の変化によって、その能力が変動するのは当然であるが、特に外気温度がマイナスになる寒冷地においては、冬季暖房運転時に、熱源側熱交換器のコイル表面温度と、外気との温度差が大きいためフロスト現象がさかんとなり、これに伴ってデフロスト周期が短くなるので、終局的にはヒートポンプの暖房能力の減少割合が大きくなる。この能力不足をカバーすべく蓄熱そうおよび補助電気ヒータなどの併用が考えられる

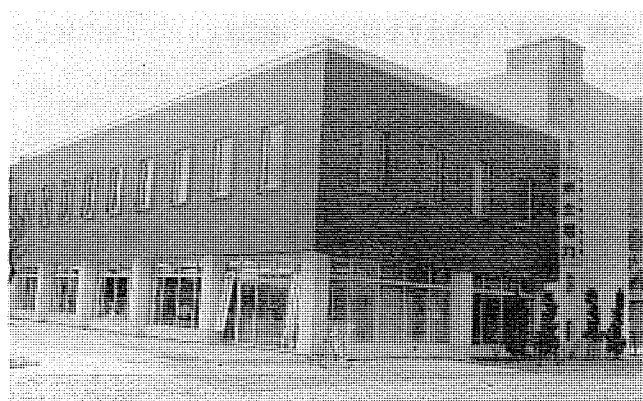


図 1.1 東北電力村上営業所全景
Tohoku Electric Power Co. Murakami office.

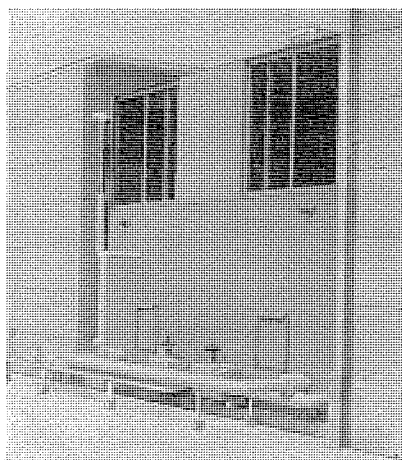


図 1.2 屋上加熱塔
Heating tower on the roof.

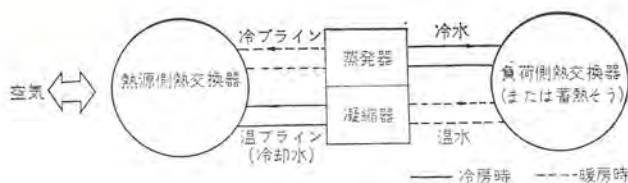


図 3.1 ブライン式ヒートポンプのシステム
Brine to water heat pump system.

が、外気条件によっては、デフロストサイクルが終日反復することになり、ヒートポンプの加熱能力が極度に不足するので、全面的に他熱源によって暖房を行なう事態も考慮すべきである。

他熱源としては、電気ヒータ・ボイラなどによるしかなく、リミットデザイン的にも好ましからぬ設備となる。

寒冷地における空気熱源ヒートポンプの最大の問題は、フロストであり、フロストしにくくデフロストが容易(デフロストサイクルの短いこと)な機器であり、補助熱源のないのが理想である。

ここに紹介する村上営業所は、東北電力(株)と当社との共同研究によるシステムを大形実用化の一環として採用したもので、一般的にブライン式ヒートポンプといわれているものである。

ブライン式ヒートポンプシステムは、前述の空気熱源直接式である空気-水方式(冷媒切換)と異なり、図3.1に示すごとく間接式であり、空気-ブライン-水方式(水切換)で、常に冷媒の熱交換相手が熱容量の大きなブライン・水であるので、外気条件の変化が緩和されて伝達されるため、ヒートポンプ自体、安定した運転をすることができるものである。

間接方式を用いると、冬季に熱源側熱交換器のコイル表面温度と外気との温度差が少なく、このため、フロストを減少させ暖房能力減少割合も少なくてすむ。フロストについては、熱源熱交換器部分の温度差・コイル形状・フィンピッチ・通過風速などの因子によるものであ

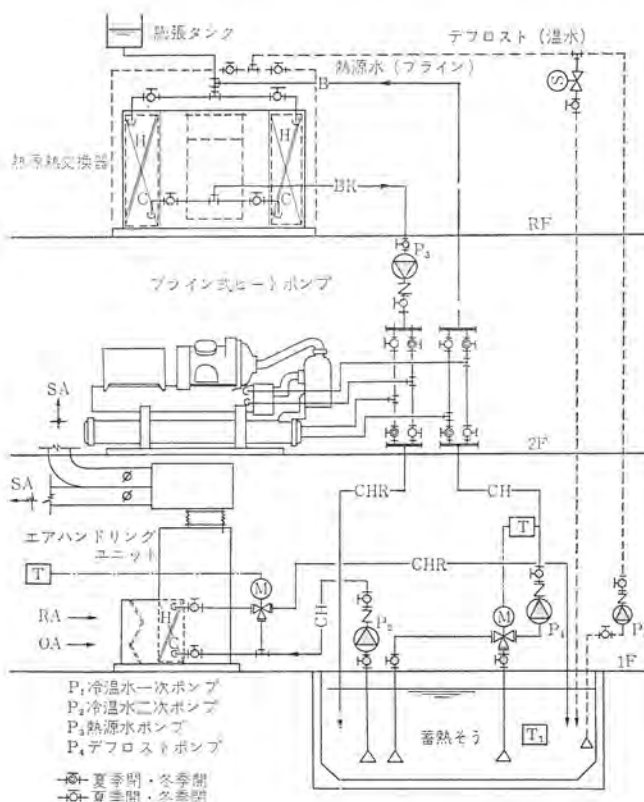


図 3.2 東北電力(株) 村上営業所 冷暖房系統図
Cooling and heating system diagram of Murakami office.

るが、熱源熱交換器の経済設計とのバランスもあり、今後とも研究すべき問題である。

空気-ブライン-水に用いられる熱源側熱交換器は、一般にヒーティングタワー(加熱塔)と称し(夏季は冷却塔作用を行なう)、開放式と密閉式とがあるが、寒冷地のような降雪地については、熱媒(ブライン)の希釈が懸念され、また夏季においてもエリミネータ効率が問題であるので、納入機は密閉形としている。

システムは図3.2に示すフローシートのごときで、蓄熱そう(槽)方式とし、ヒートポンプには当社ブライン式ヒートポンプ(水熱源) BCH形を用い、ヒートポンプ吸入側冷温水によって吐出側をコントロールし、常に設計冷温水温度を維持し、100%能力の運転ができるものとした。

負荷側は、エアハンドリングユニットを用いた一般的な単一ダクト方式であり、湿気は廊下・階段などの建物内通路を利用している。

本システムで使用している熱媒(ブライン)は、EG水溶液であり、ヒートポンプの運転状態によって、夏季・冬季におけるブライン温度は -10°C ~ $+50^{\circ}\text{C}$ くらいまで可変するので粘度変化に対処して、設計流量を満足させるべくポンプの選定に注意を払う必要がある。また、自動計装も一般的なものであるが、図中に示す T_1 サーモスタットは、冷暖切換・逆作動であり、温度範囲も $5\sim 45^{\circ}\text{C}$ (空気-水方式の場合は 55°C)であるので、選定に留意を要する。

4. 主要標準機器仕様

4.1 ヒートポンプ

形式	ブライン式ヒートポンプ
形名	BCH-40
電源	200V 50Hz
起動方式	直入起動
圧縮機	半密閉式 三相 4P 28kW
凝縮器	シェルアンドチューブ式
冷却器	乾式 シェルアンドチューブ式

4.2 エアハンドリングユニット

形名	AD-400 SV
風量	400 m ³ /min
送風機	多翼形 KA 6183×3
電動機出力	11 kW
電源	200V 50Hz
前面積	2.374 m ²

5. 加熱器

5.1 仕様

形式	屋外形 横吸込み横吹出し
送風機	多翼形 11B DS 2台
電動機出力	11 kW 2台
電源	200V 50Hz
熱交換器	
形式	プレートフィン付き熱交換器
構造	側板: 鉄板 SS 41 3.2 mm
	ウレタン内張二重壁
	吹出 チャンパ: グラスウール 吸音板内張
	ブライン 入口出口: 2 $\frac{1}{2}$ B
	散水用入口: 2 $\frac{1}{2}$ B
	排水口: 3 B

5.2 設計時における考慮点

加熱塔は、本質的にはラインと空気間の熱交換を行なうための熱交換器であり、その本来の使命としての加熱、冷却に伴う各能力は当然保償されねばならない。

しかし実際の設計段階には特注品という性格からも、その製品が設置場所の地域性、あるいは客先の要求に十分適合しうることが最大の要件となり、この確認作業に多くの時間を費すのが常である。

今回の仕様決定にあたっては、この点に許しうるかぎりの時間をとり、その間いく度も打合せを重ね、新しい提案があるごとに設計に反映させた。

ここではそれらの内から特に2点を選び以下に述べることにする。

(1) 降雪の対策

従来の冷房用を使用する冷却塔は、夏・冬を通じて空気を加熱するという条件にあるため、停止中を除けば降雪に対する配慮は少なくすむ。

しかし、加熱塔は冬季においては空気を冷却する条件であるため、降雪に対する配慮が重要になる。

コイル表面に対する着霜の増大、積雪による空気吸込口の閉鎖、積雪による構造体への荷重増加、などいずれの場合も加熱塔の機能に障害を与える。

このための対策として、空気の吸込みおよび吹出口を横面にとり、ショートサイクルをさけるため図5.1に示すように、吸込面と吹出面を平面上で直角に交差させる構造とした。さらに吸込口への積雪に対しては、吸込口前面にチャンバをあらかじめ建設してもらい、据付けにあたっては加熱塔本体と二重チャンパスで接続する方法とした。

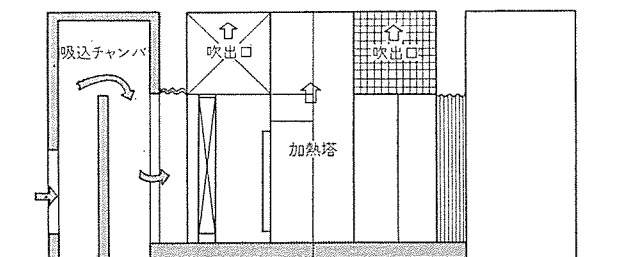


図 5.1 構造説明図
Construction.

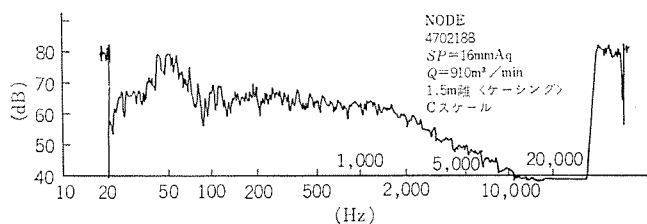


図 5.2 送風機の周波数分析
Frequency analysis of fan.

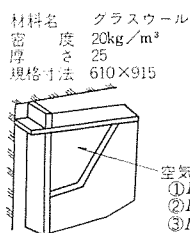


図 5.3 グラスウールの吸音率
Sound absorbing factor of glass wool.

(2) 騒音の対策

加熱塔は冬季においては蓄熱のために深夜運転を行なう場合もあり、さらに村上営業所周辺が閑静な住宅地であるので、騒音の防止は、当初よりの要件であった。

このため送風機には多翼形を採用し、熱交換器の設計段階ではできるかぎり列数を少なく、さらに前面積を大きくとるように考慮して寸法を決定した。

さらに送風機メーカーから製作機の周波数分析データを取りよせ、その分布によって位置関係、構造体の剛性などからしゃ音効果、吸音効果を検討し、とくに低周波数領域の吸音対策として、吹出口チャンパ内部に、図5.3で示される特性のグラスウールを内張りした。図5.2に送風機の周波数分析、図5.3に吸音材特性を示す。

5.3 熱交換器設計の概要

(1) 設計条件

夏季(空気加熱)	外気温度	31°C (DB)
	ライン 入口温度	45°C
	所要能力	119,000 kcal/h
冬季(空気冷却)	外気温度	-2°C (DB)
	ライン 入口温度	-8°C
	所要能力	42,400 kcal/h

使用ラインはエチレングリコール 35 Wt % 水溶液(-21°C 凍結点)とする。

各設計温度に対するラインおよび空気の物性を表5.1、5.2に示す。

(2) 所要温度効率の決定

加熱塔の熱効率 η を下記で定義する。

$$\eta = \frac{\Delta T_u}{\Delta T_m} \quad (5.1)$$

ただし、 ΔT_u : ラインの加熱塔側入口出口温度差

ΔT_m : ライン 入口と空気入口間の最大温度差

次に BCH について能力と所要ライン流量を求め、そのときのライン 入口出口温度差 ΔT_{ec} をうる。

ここで BCH の与えられた能力を確保するためには

$$\Delta T_u \geq \Delta T_{ec}$$

を満足しなければならない。したがって要求される加熱塔の熱効率 η は

$$\eta \geq \frac{\Delta T_{ec}}{\Delta T_m} \quad (5.2)$$

今回の設計例で下記の条件で熱効率 η を求めると

表 5.1 EG 35 Wt % 物性値
EG 35 Wt % physical value.

設 計 温 度 °C	40	-7
比 熱 kcal/kg °C	0.88	0.86
熱 伝 導 率 kcal/mh °C	0.405	0.395
動 粘 性 係 数 m²/s	1.91×10^{-6}	6.6×10^{-6}
プラントル数	15.5	53.3

表 5.2 空気の物性値
Physical value of air.

設 計 温 度 °C	33	-3
比 重 kg/m³	1.133	1.25
比 熱 kcal/kg °C	0.24	0.24
熱 伝 導 率 kcal/m h °C	0.023	0.020
動 粘 性 係 数 m²/s	0.165×10^{-4}	0.13×10^{-4}

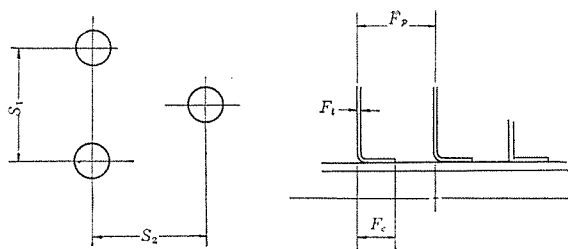


図 5.4 管・フィン配列の設定
Setup of pipe and fin arrangement.

BCH-40 冷凍能力 93,500 kcal/h のとき

冷却水（ブライン）流量 32.2 m³/h

冷却水（ブライン）入口温度 41.4°C

冷却水（ブライン）出口温度 45.1°C

外気温を 31°C とした場合を検討すると、式 (5.2) により要求された熱効率は $\eta=0.26$ となるので本設計においては余裕を含めて、 $\eta=0.3$ と設定した。

(3) 伝熱面積初期値の計算

熱交換器 特に プレートフィン 付き熱交換器の場合、伝熱管の材質、外径および伝熱管の配列、さらにフィン 材質、厚さおよびフィンピッチ などについて種々の組合せが可能であり、それぞれ異なった性格を有するため、形状決定にあたっては、与えられた条件に対しての比較検討を各種の形状について行なう必要がある。

このような場合まず 図 5.4 のように形状の設定を行ない、次にそれぞれの組合せについて、おのおの以下に示されるような伝熱計算用初期値をあらかじめ計算しておく、後の比較検討に便利である。

S_1 : 段ピッチ (m)

F_t : フィン厚さ (m)

S_2 : 列ピッチ (m)

F_c : フィンカラー (m)

F_p : フィンピッチ (m)

伝熱計算用初期値

A_{ou} : 全管外単位伝熱面積 (m²/m)

A_{iu} : 管内単位伝熱面積 (m²/m)

σ_{to} : 内外面積比

d_e : フィン 相等直径 (m)

d_f : フィン 等価直径 (m)

σ_u : 空気通過面積比

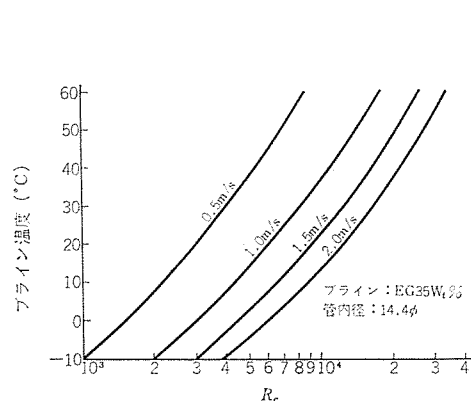


図 5.5 ブライン温度と Re の変化
Brine temperature vs. change of Re .

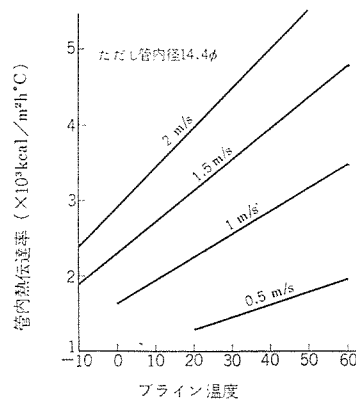


図 5.6 ブライン温度と熱伝達率
Heat transmission factor of brine temperature.

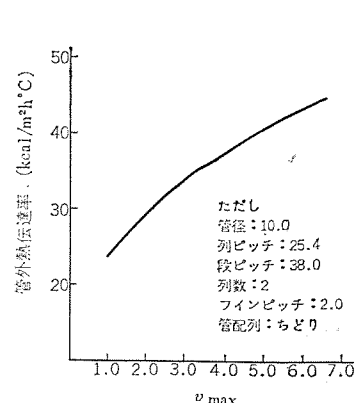


図 5.7 管外熱伝達率
External, or air-side, heat transmission factor.

ϕ_{fs} : 夏季フィン 効率

ϕ_{fw} : 冬季フィン 効率

ただしフィン 効率は夏および冬の表面熱伝達率を仮定して求めなければならない。

(4) 管内熱伝達率の計算

管内熱伝達率 h_i は次式によって計算される。

$$h_i = 0.023 \cdot \frac{\lambda_b}{d_i} \cdot (Re_b)^{0.8} \cdot (Pr_b)^{0.4} \quad (5.3)$$

$$Re_b = \frac{v_b \cdot d_i}{\nu_b} \quad (5.4)$$

$$Pr_b = \frac{v_b}{a_b} = \frac{C_{pb} \cdot \mu_b}{\lambda_b} \quad (5.5)$$

ただし、 λ_b : ブラインの熱伝導率 (kcal/mh °C)

ν_b : ブラインの動粘性係数 (m²/s)

μ_b : ブラインの粘性係数 (kg/mh)

C_{pb} : ブラインの比熱 (kcal/kg °C)

a_b : ブラインの温度伝導率 (s/m²)

Re_b : レイノルズ数 (無次元数)

Pr_b : プラントル数 (無次元数)

d_i : 管内径 (m)

v_b : 管内流速 (m/s)

ここで特に注意を要することは、粘性流体を ブラインとして用いる場合は、粘性によりレイノルズ数が増加することである。

エチレングリコール水溶液は温度による粘性変化が大きい。したがって、管内流速を設定する場合、冬季の設計温度におけるレイノルズ数と管内流速の関係をとくに考慮する必要がある。

例として図 5.5、5.6 にエチレングリコール 35 Wt% 水溶液の管内流速と、 Re および熱伝達率の温度による変化を示す。

ただし本例は内径 14.4φ 伝熱管使用の場合における計算値である。

(5) 総括伝熱係数の確認

伝熱管配列およびフィンピッチなどが与えられると、管外熱伝達率は空気側レイノルズ数 Re_a または空気流速 v_a と相等径 d_e などの関係から、計算もしくは類似データから類推して求めることができる。

基本的には管外熱伝達率 h_o も Re と Pr の関数として表現されるものもあるが、気体は一般的に温度による Pr の変化が少なく、特に空気の場合幅広い温度領域に渡って 0.7 とし定数項処理ができるため、その管外熱伝達率は、 Re のみのさらに幾何形状が定まる

と流速のみの関数として簡略化される。

本設計では次式にて定義される $v_{\max}$ の関数として 管外熱伝達率を求めた。

$$h_o = C \cdot v_{\max}^n \quad (5.6)$$

$$v_{\max} = v_f \cdot \sigma_n \quad (5.7)$$

ただし, C, n : 熱交換器の幾何形状によって決まる定数

v_f : 前風速 (m/s)

図 5.7 に $v_{\max}$ に関して得られた管外熱伝達率の一例を示す。
総括伝熱係数 U_i (内面基準) は次式によって求められる。

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{\frac{A_{pu} + \phi_f \cdot A_{tu} h_o}{A_{tu}}} \quad (5.8)$$

(6) 伝熱面積の決定

一般的に伝熱面積 A は対数平均温度差法により次式で得られる。

$$A = \frac{Q}{U \cdot \text{LMTD}} \quad (5.9)$$

ただし, LMTD: 対数平均温度差 (°C)

しかし, 各流体の水当量 (流量×比熱) 決定に制約がある場合, あるいは与えられる熱負荷に変化がある場合, また総合的なコスト検討が必要な場合, 温度効率および各流体の水当量の関係から伝熱面積を決定する方法が便利である。

無次元数 NTU (Number of Transfer Unit) を次式で設定すると

$$\text{NTU} = \frac{U \cdot A}{W_{\min}} \quad (5.10)$$

NTU は温度効率および両流体の水当量を決めることによって得られ, それらの関係は図 5.8, 5.9 に示される。

熱交換器の伝熱面積の決定は, 単に伝熱計算のみによって決定することもできるが理想的なあり方とはいえない。

特に一つのシステム内に組込まれる場合, 先にシステム全体の設計

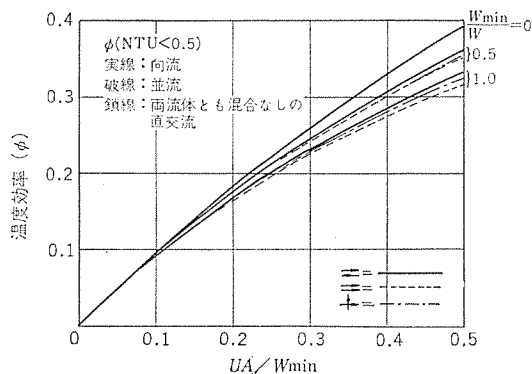


図 5.8 温度効率と NTU の関係
Relation between temperature efficiency and NTU

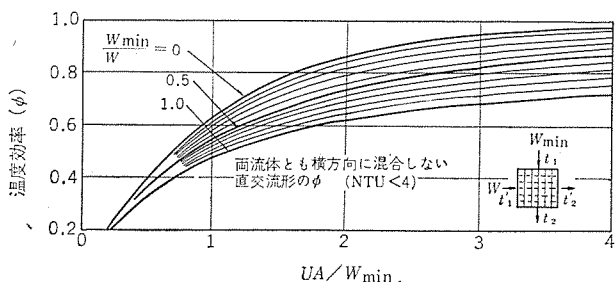


図 5.9 温度効率と NTU の関係
Relation between temperature efficiency and NTU.

思想があり, そのため熱交換器と言えどもその性能を左右する諸要因は, 常にシステム内の制限からのがれることはできない。

すなわち

(a) 空気側水当量の決定——送風機動力, 騒音, 着霜, ほか

(b) ブライン側水当量の決定——ポンプ動力, 配管方式, ほか

(c) 熱交換効率の決定——ヒートポンプ本体の能力, ほか

(d) 伝熱面積の決定——加熱塔の製造コスト, 外形寸法, 重量, ほか などである。

したがって伝熱面積の決定は, そのシステムにおいて何が優先されるかによって考えられ, NTU 法におけるパラメータの一つはそれによって定められねばならなくなる。

以上の考えに立って, 要求される熱効率と両流体の水当量から NTU が求められ, 総括伝熱係数 U が既知の場合, 伝熱面積 A は式 (5.10) を変換した次式で求められる

$$A = \frac{\text{NTU} \cdot W_{\min}}{U} \quad (5.11)$$

6. 運転結果と特性

本装置は冷房運転を終え目下暖房運転中であるが, その間機能上の大きなトラブルもなく現在に至っている。

しかし, 現在は暖房運転データを収集している段階でもありシステムの総合的な価値評価については, 今後に待たれる要素が多い。

したがって早急な結論を避けるために, ここでは冷房運転時のデータのみをしかけることとしたい。

図 6.1 は本システム夏季冷房運転時における BCH-40 の冷却特性を表わす。

加熱塔の実際運転における風量, およびブライン流量は下記のごとくとなった

風 量 21,000 m³/min

ブライン流量 560 l/min

上記運転バランスに対して, 加熱塔温度効率をプロットすると図 6.2 のごとくとなった。

得られた平均温度効率をもとに, 外気温と加熱塔負荷の相関を直線に回帰すると図 6.3 が得られる。

以上が能力に関する実測データであるが, 5.2 節(2)における

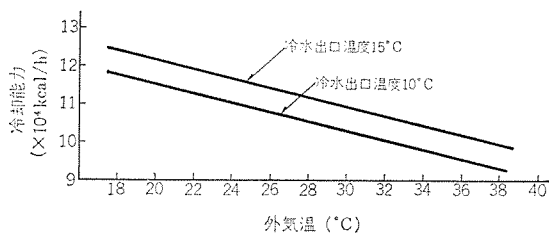


図 6.1 外気温と冷却特性
Atmospheric temperature and cooling characteristic

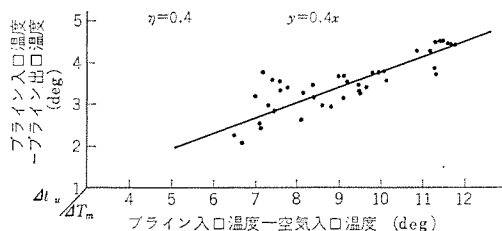


図 6.2 加熱塔の熱効率 (夏季)
Heat efficiency of heating tower.

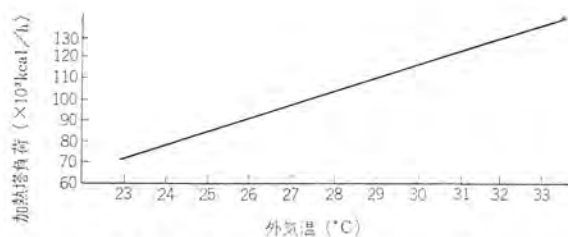


図 6.3 外気温度と加熱塔負荷
Atmospheric temperature and heating tower load.

騒音の対策についても、想定計算と有効な一致を見せ要求を十分に満たすことができた。

装置は実用を第一義として出発しているため、研究用のデータとしては、その測定方法およびまとめなど細部については十分とは言えない。

しかしながら今回の実例は、基本設計のうえで確信しうるデータを与えており、今後の応用面で大きな後だてとなることは疑いもない事実と考えられる。

7. む す び

ブライン式ヒートポンプシステムは、熱源の授受が行なわれる加熱塔において相互温度差が小さいため、フロストが少なく、フロストによる成績係数の低下は非常に少ない利点があり、今後の寒冷地ヒートポンプシステムの主流となるものと推定される。また今年は暖冬のため、フロスト現象、およびデアイサー（霜霜感知器）によるデフロストについても、データ不足はやむを得ない現状である。

ブライン式ヒートポンプは、ヒートポンプとしては非常にユニークな存在であり、今後とも、加熱塔の設計、システムのリミットデザイン等微力を尽くすつもりである。

なお、本システムの施工に際し、大阪電気暖房（株）のご協力に厚くお礼申し上げる次第である。

参 考 文 献

- (1) 保坂，水野：ブライン式ヒートポンプ，三菱電機技報，46，No. 3，（昭47）
- (2) 日本機械学会：機械工学便覧

空気熱源ヒートポンプ空調熱源機器選定の一考察

浮田 丈夫*・中村 勝雄*

A Consideration on Selection of Air Source Heat Pump Units for Air Conditioning System

Head Office Takeo Ukita・Katsuo Nakamura

Air source heat pump units have regained public appreciation as a means to prevent air pollution in cities which is hazzard to people. Their excellent efficiency of energy transformation is newly understood and they have come into the limelight from the view-point of effective utilization of energy resources. However, selection of proper types of air source heat pump units poses problems because atmosphere as the heat source is constantly subject to change. Furthermore, it is as if groping in the dark to choose air conditioners combining a heat storage type device which have a number of advantages such as contribution to the load factor improvement of power stations and gain to the national economy. It is hoped that a trial method in the course of studies and introduced herein draws the attention of the forerunners, and that a simpler and surer technique is developed.

1. ま え が き

都市公害をなくして青空を取り戻したい、という公害意識の高揚と、限られた地下資源の効率的活用、という要請から、全電式ヒートポンプ空調システムが見直され、急速なテンポでヒートポンプ機器、システムの開発が進められるとともに、即実用普及の段階に入ったことは、時宜に適したものであり、今後の発展が期待される。

しかしながら冷凍機・ボイラによる空調システムは長い歴史と豊富な実績があり、システム設計についてのデータも十分整備普及されている反面、ヒートポンプ式空調に関しては、残念ながら一部を除いては、まだ十分な設計資料が整備されていないのが、偽らぬ現状であるといえるのではなからうか、これがためヒートポンプシステムを採用するとすれば、ある程度のリスクを覚悟のうえで、勇猛果敢に設計を進めるケースがまだ少ないと思われ、せっかくのシステム効率化が逆に過大設備になってしまって、実効を伴わず、経済性を云々されることなしとしなない。ヒートポンプシステムの採用は公害対策とともにエネルギーの効率的利用という観点から、経済性をも追求されるべきであり、リミットデザインが望まれることは論をまたない。そこでシステムについてはともかくとして、本文では熱源システムにも関連はあるが、主として空気熱源ヒートポンプ機器の選定についての一考察を紹介する。

2. 空気熱源ヒートポンプ機器選定の特異性

在来方式の水冷式冷凍機・ボイラ選定との特異点について述べる。

2.1 ヒートポンプであるための特異点

(1) ヒートポンプの特長である冷暖房に共用できる熱源機器であるため、冷房負荷と暖房負荷によって別々の機器を選定することはできない。ヒートポンプの冷暖房能力特性が負荷の暖房負荷/冷房負荷(H/C)に合致する場合は都合がよいが、能力特性に対し負荷がバランスしない場合は冷房負荷に合わせるべきか、暖房負荷に合わせるべきか、大きいほうの負荷をカバーできるだけの能力をもつヒートポンプ機器を選定すべきかというためらいがおこる。

(2) ヒートポンプは暖房時には一般にボイラによる蒸気や温水のような高温は現状望み難い。特に冷温水空調系では空調機でこれをカ

バーする特別の配慮を必要とする場合がある。できればなるべく高温の温水が出せる機器を選定したいものである。また高温の水を得るため水系に昇温機を直接入れて、そのため空調機からの還水温度が高すぎた場合にはヒートポンプの運転が不可能になる。

2.2 空気熱源であるための特異点

(1) 外気を熱源とする関係上、能力は外気温度によって時々刻々に変動する。しかも都合の悪いことに一般にピークの負荷がかかるときの外気条件が機器の能力を最低にすることが多い。特に暖房時には外気温度の変動による能力変動が大きいので、注意を要する。

(2) 暖房時には外気条件によって、外気側熱交換器に着霜を生じることがある。着霜がおこれば一般に能力の減退をおこし、かつ除霜のためには機器の運転を停止、または一時冷房サイクルに切換えて運転することになるので、その間の能力は0またはマイナスとなる。したがって確実な着霜検知および迅速な除霜を行なえる機器を選定するとともに、この間の能力減を勘定に入れておく必要がある。

(3) 外気を熱源とするため、大量の外気を処理する関係上、ややもすれば騒音発生源ともなり兼ねない。特に密集地の夏期夜間運転では問題をおこすことがあるので、できるだけ低騒音の機器を選定し、設置場所・防音設備についても考慮を要する。

2.3 蓄熱そう(槽)をもつ空対水ヒートポンプ機器の特異点

(1) 冷暖房負荷については一般には最大負荷になるような時刻のみ計算すれば事足りるが、蓄熱式の場合は空調時間帯の負荷の積分値が機種選定の基準になり、かつ間欠空調の場合には停止中の蓄熱負荷はもちろん、蓄熱そうよりの熱漏えい(洩)、熱源運転時間帯における熱源ポンプ動力の熱取得および配管系の熱漏えい、空調時間帯における冷温水ポンプおよび冷温水配管系の熱収支をも加味して、熱源機器および運転時間帯の選定を行なわねばならない。

(2) 蓄熱そうの許容容量(蓄熱量)と熱源機器の運転スケジュールには相関性があり、これがわからなければ機器選定ができない。

3. 空気熱源ヒートポンプ機器選定の手法

3.1 蓄熱そうを使用しない場合の機器選定

空対空ヒートポンプユニットおよび蓄熱そうを持たない空対水ユニットの機器選定に関しては、2.1節および2.2節に述べた特異点に留

意する外は在来の負荷計算に基づく機種選定要領と異なることはないが、今少し具体的に述べると、負荷と能力の一般的な傾向を図3.1に示す。すなわちピークの負荷に対応してその時刻の機器能力が見合えば事足りることになるが、設計外気条件の設定に当たっては、外気条件が負荷と熱源容量に二重にきいてくるので、超過危険率は在来方式に比べてややシビアに考えるべきで、筆者は一応冷房時2.5% 暖房時5%の値を採用することになっている。ただし間欠運転の夜間蓄熱については暖房時最悪条件の朝の起動時に蓄熱負荷が重なってくるので、在来方式ではボイラ選定に当たってはこれを見込んで、定常負荷の50%⁽¹⁾増位の値を採用されているようであるが、冷房運転の際はピーク負荷が一般には午後に表われてきて、蓄熱負荷とラップすることが少ない。(東および北面のみに日射によるふく(輻)射負荷の大きい建物では冷房時も検討を要する)しかしヒートポンプユニットを採用するに当たって、上述のような容量決定を行なう場合はH/Cが大きな値となり、暖房負荷を充足する機器を選定すれば、冷房時においてはもちろん、暖房時においても大部分の時間は部分負荷運転になり、非能率のないしは設備費、経常費において不経済になるはずである。そこで筆者は熱源容量決定については次のように提唱したい。

(1) 暖房負荷計算においては、従来照明発熱や在室者発熱等の内部熱源はすべて余裕として無視していたが、これらの最少使用率を予測して負荷より控除しておくこととする。ただし間欠運転の朝のスタート時は、その内で内部熱源として利用しうる熱量は局限されるので、在室者発熱は控除することは適当でないと思われる。蓄熱負荷については別に処理することとする。(日射取得は余裕と考える)

(2) このような手法でH/Cを求め、これが0.7~1.0の建物(関東以西ではほとんどのビルがこの範囲に収まるようである)については、冷房基準で機器選定を行ない、万一暖房容量が不足するならその分と、蓄熱負荷対応分(予熱時間の取り方によって異なるが)をヒータをもってカバーする。もし1.0以上の建物についても、暖房容量比の大きい機種を選定すれば、同様に考えて差しつかえない。

(3) H/Cが0.7以下の建物(内部熱源の大きなビルや大容量ビル)では暖房基準の選定を行ない、冷房不足分に対する冷房専用機を設けることが望ましい。なお、このような建物では暖房時最大負荷になるとき以外は、熱回収の成立が期待できるので併せて検討を

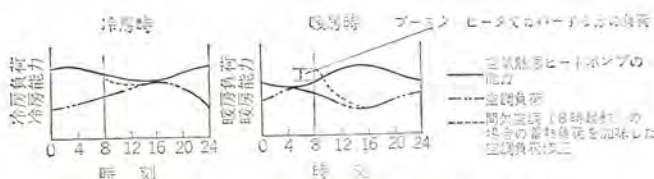


図 3.1 空調負荷と空気熱源ヒートポンプ能力の1日の傾向
Trend of one day about air conditioner's load and air heat source heat pump capability.

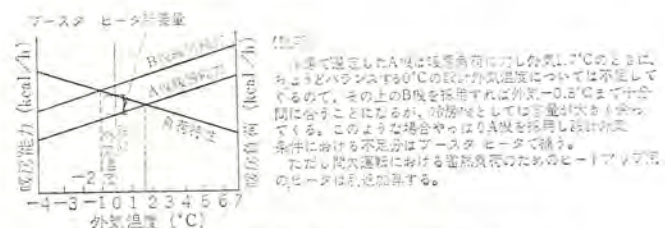


図 3.2 暖房時補助ヒータ容量の決定
Determination of auxiliary heater capacity during heating.

要する。

(4) 補助ヒータ容量の決定については図3.2に示すが、冷房基準で決定した機器の暖房容量特性より設計外気条件における負荷と容量の差、ならびに予熱負荷をカバーできる容量であればよいわけで、この分は電源設備容量には入るが、期間契約ができて基本料金が少なくてもよい。(3)の冷房専用機についても同じことがいえる。

3.2 蓄熱そうを使用する場合の機器選定

蓄熱そうは従来主として、熱源設備容量の低減、全負荷運転による運転効率向上および部分負荷の対応策として実用化されていたが、ヒートポンプを使用する場合には、特に暖房時に大きな負荷要素になる起動時の予熱負荷熱源として有効に利用しうるので、電力供給の立場から見ると電源設備の負荷率をも改善することになるので、深夜時間帯には電力料金を特別に優遇する電力会社も多く、運転経費の節減が図れると同時に、国家的にも設備の有効利用として寄与することになるので、この方式の活用が望まれる。

しかしながら蓄熱そうを設けることによって、熱源システム設計がやや複雑になってくるほか、熱源系と熱媒系とが二分され、それぞれにポンプおよび配管が必要で、これらの運転スケジュールとそうの大きさ、熱源機器選定に関連を持ってくる。これらの問題は2.3節に述べたとおりであるが、これが案外めんどろな感をいだかせる結果になり、蓄熱式の採用をためらわせる要因になっているようである。

しかも蓄熱そう内の水流の動態、熱の拡散、移動およびそうよりの熱損失については、そうの構造・形状とくに地中はり(梁)空間利用のそうは連通管の配置・大きさ・水温等によってそれぞれ異なるものと思われる。すなわちそうの効率というようなものがあり、それらは、熱効率・容積効率・温度効率に分解して考えることができる。

熱効率は、そうの熱損失による熱量の入力と出力の割合。

容積効率は、そう内水流のデットスペースの割合。

温度効率は、そう内温度むらのために熱源で供給した温度とそうから取り出すことのできる温度との温度差。

しかし、現在のところ未解明のファクタが多く、先覚者の残された経験値を利用させていただくことにして、以下設計手順を述べる。

なお蓄熱そうを有するシステムの負荷と熱源容量の概念、基本配管システムを図3.3、3.4に示す。また設計フローチャートを図3.5に示す。

(1) 空調時間帯における冷暖房負荷を1時間ごと(または2時間ごと)に計算し、空調時間帯の冷暖房負荷の積分値を求める。

(2) 上記の計算は非常に計算量が多いので、省力と計算精度向上の目的から電算機による負荷計算が一部の営業所では実用に入っている。これは昭和46年に当社商品研究所で開発・完成したもので、プログラムの内容については省略するが、アウトプットの一例を、表3.1に示す。

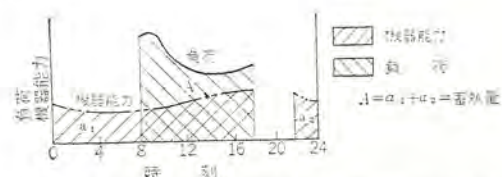


図 3.3 蓄熱そうのある熱源機器能力と負荷の関係(暖房時)
Relation between the capacity of heat source apparatus with heat storage and the load

(3) 空調が間欠運転される場合は、非空調時の蓄熱負荷（正確に求めることは困難であるが、文献(2)にも一方法が出ている）を求める。

(4) 蓄熱そう許容容積をチェックする。地中はり空間利用の場合は通常有効水深 1.2~1.7 m ぐらいになるはずである。

(5) まず冷房について熱源運転パターンを概定する。深夜電力をフルに利用する場合は夜間優先運転とし、深夜料金時間帯いっぱいを使用し不足分を昼間に延長する。これに対して昼間空調時間帯い

っぱい熱源機器を運転する場合、不足分を空調運転起動前に繰上げ運転開始するが、大略目安としては 20 時間前後の運転で計画する（図 3.6 参照）。

(6) 熱源機器能力は 1 日中でも変動があるので、上記時間帯の能力の積分値を出す必要があり、ここでも機種選定に当たってめんどろさが出てくる。そこで筆者らは当社の CRAH 形および AWH 形の能力線図より、表 3.2 に示す能力比および能力乗数を求め、負荷計算日の外気条件においての能力積分値を算出する方法を案出し、機種選定を行なうことにした（出入口水温を空調系の要求より決定しておく）。

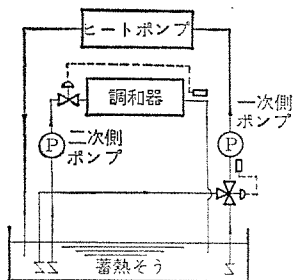


図 3.4 基本配管系統
Basic piping system.

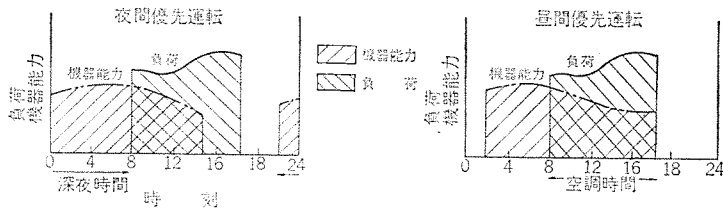


図 3.6 夜間優先運転と昼間優先運転
Priority night operation and priority daytime operation.

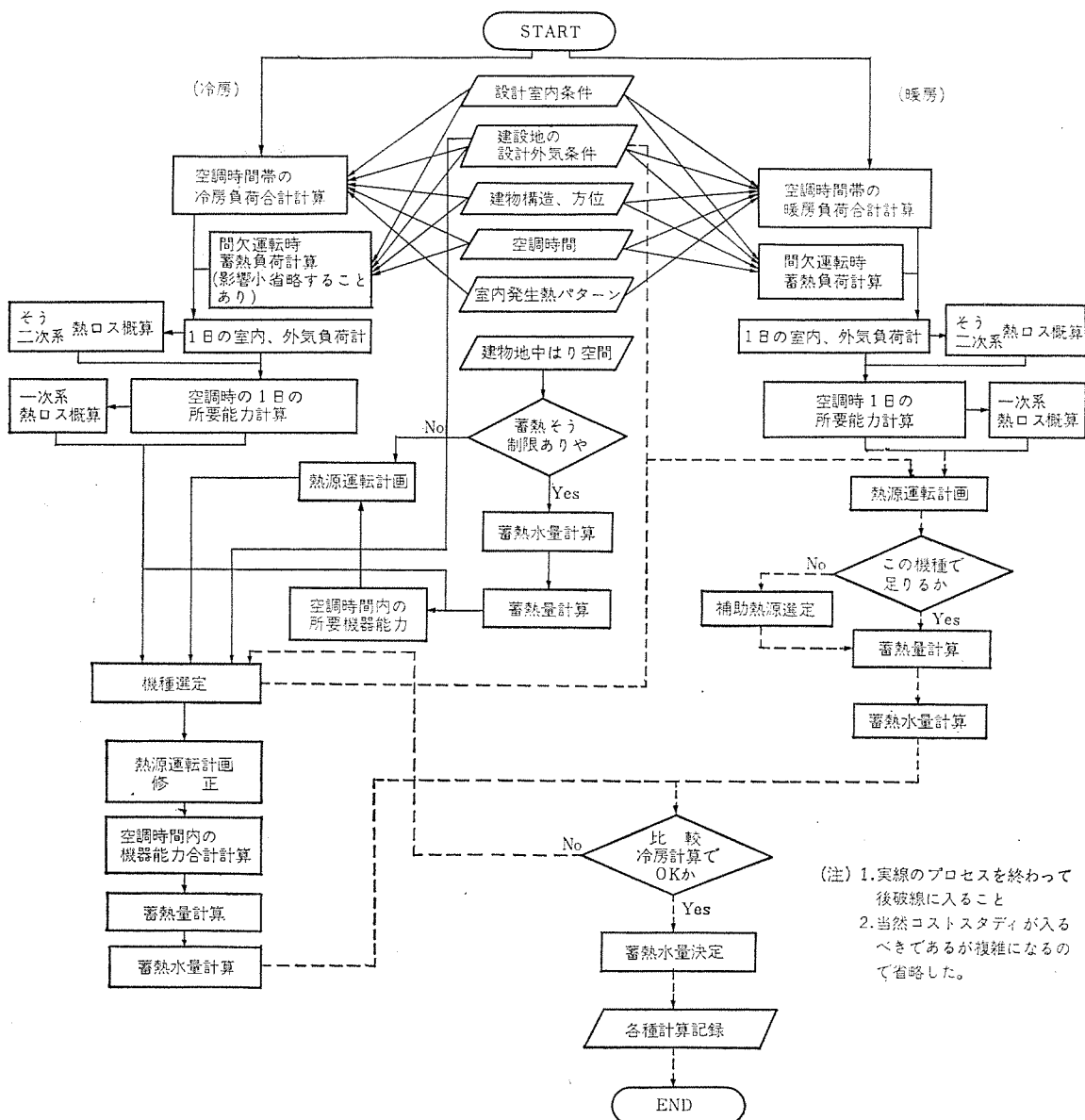


図 3.5 蓄熱式空気熱源ヒートポンプ機種選定プロセス
Selection process of the kind of heat pump apparatus resorting to heat storage type air heat source.

表 3.1 アウトプット例
Example of output.

***** SECTION 1 *****

***** SECTION 2 *****

***** SECTION 3 *****

***** SECTION 4 *****

***** SECTION 5 *****

***** SECTION 6 *****

***** SECTION 7 *****

***** SECTION 8 *****

***** SECTION 9 *****

***** SECTION 10 *****

***** SECTION 11 *****

***** SECTION 12 *****

***** SECTION 13 *****

***** SECTION 14 *****

***** SECTION 15 *****

***** SECTION 16 *****

***** SECTION 17 *****

***** SECTION 18 *****

***** SECTION 19 *****

***** SECTION 20 *****

***** SECTION 21 *****

***** SECTION 22 *****

***** SECTION 23 *****

***** SECTION 24 *****

***** SECTION 25 *****

***** SECTION 26 *****

***** SECTION 27 *****

***** SECTION 28 *****

***** SECTION 29 *****

***** SECTION 30 *****

***** SECTION 31 *****

***** SECTION 32 *****

***** SECTION 33 *****

***** SECTION 34 *****

***** SECTION 35 *****

***** SECTION 36 *****

***** SECTION 37 *****

***** SECTION 38 *****

***** SECTION 39 *****

***** SECTION 40 *****

***** SECTION 41 *****

***** SECTION 42 *****

***** SECTION 43 *****

***** SECTION 44 *****

***** SECTION 45 *****

***** SECTION 46 *****

***** SECTION 47 *****

***** SECTION 48 *****

***** SECTION 49 *****

***** SECTION 50 *****

***** SECTION 51 *****

***** SECTION 52 *****

***** SECTION 53 *****

***** SECTION 54 *****

***** SECTION 55 *****

***** SECTION 56 *****

***** SECTION 57 *****

***** SECTION 58 *****

***** SECTION 59 *****

***** SECTION 60 *****

***** SECTION 61 *****

***** SECTION 62 *****

***** SECTION 63 *****

***** SECTION 64 *****

***** SECTION 65 *****

***** SECTION 66 *****

***** SECTION 67 *****

***** SECTION 68 *****

***** SECTION 69 *****

***** SECTION 70 *****

***** SECTION 71 *****

***** SECTION 72 *****

***** SECTION 73 *****

***** SECTION 74 *****

***** SECTION 75 *****

***** SECTION 76 *****

***** SECTION 77 *****

***** SECTION 78 *****

***** SECTION 79 *****

***** SECTION 80 *****

***** SECTION 81 *****

***** SECTION 82 *****

***** SECTION 83 *****

***** SECTION 84 *****

***** SECTION 85 *****

***** SECTION 86 *****

***** SECTION 87 *****

***** SECTION 88 *****

***** SECTION 89 *****

***** SECTION 90 *****

***** SECTION 91 *****

***** SECTION 92 *****

***** SECTION 93 *****

***** SECTION 94 *****

***** SECTION 95 *****

***** SECTION 96 *****

***** SECTION 97 *****

***** SECTION 98 *****

***** SECTION 99 *****

***** SECTION 100 *****

表 3.2 三菱電機空気熱源 ヒートポンプチャ― CRAH および
AWH 形 能力乗数表 (大阪地方において)
Mitsubishi air heat source heat pump chiller.

No.	時刻	冷 房		暖 房		運転パ ターン
		能力比	能力乗数	能力比	能力乗数	
24	18時	1.037	25,340	1.087	24,617	業務深夜時間帯
23	19時	1.048	24,303	1.058	23,528	
22	20時	1.058	23,255	1.038	22,470	
21	21時	1.068	22,197	1.023	21,432	
20	22時	1.075	21,129	1.016	20,409	
19	23時	1.082	20,054	1.000	19,393	
18	24時	1.088	18,972	0.978	18,393	
17	1時	1.095	17,884	0.967	17,415	
16	2時	1.100	16,789	0.956	16,448	
15	3時	1.104	15,689	0.946	15,492	
14	4時	1.107	14,585	0.932	14,546	業務標準時間帯
13	5時	1.106	13,478	0.912	13,614	
12	6時	1.099	12,372	0.900	12,702	
11	7時	1.083	11,273	0.893	11,802	
10	8時	1.063	10,190	0.939	10,909	
9	9時	1.042	9,127	1.000	9,970	
8	10時	1.025	8,085	1.062	8,970	
7	11時	1.014	7,060	1.092	7,908	
6	12時	1.006	6,046	1.108	6,816	
5	13時	1.000	5,040	1.154	5,708	業務標準時間帯
4	14時	1.001	4,040	1.154	4,554	
3	15時	1.005	3,039	1.154	3,400	
2	16時	1.011	2,034	1.138	2,246	
1	17時	1.023	1,023	1.108	1,108	
0	18時		0		0	

注 1) 能力比に対する時刻とはその時刻の 0 分から 59 分 59 秒までの時間を示す。

(例) 18 時は 18 時 00 分～18 時 59 分

2) 計算例 22 時～8 時業務用特約深夜時間帯運転の暖房能力乗数は
20,409(22 時の乗数)－10,909(8 時の乗数)＝9,500
すなわち基準時(9 時)の能力に 9,500 を乗ずるとこの時間帯の機器能力合計が出る。

3) 本表は暖房時外気条件により除霜による能力減をあらかじめ修正してある。

4) ついでながら能力比を見ればわかるが、冷房は 1 日の変動最大が 10.7 %、暖房は 29.2 %と差が大きい。

(7) 次の式により蓄熱量を計算する。

$$Q_S = \sum_{h_1}^{h_2} q_a - \sum_{h_1'}^{h_2'} q_m \quad (3.1)$$

ただし Q_S : 蓄熱容量 (kcal/day)

$\sum_{h_1}^{h_2} q_a$: 空調運転開始 h_1 時より終了時 h_2 時までの間の全空調装置負荷 (配管系および蓄熱そうの熱損失を含む) (kcal/day)

$\sum_{h_1'}^{h_2'} q_m$: 熱源と空調器が同時運転をする時刻 h_1' 時から h_2' 時までの熱源容量の累計 (kcal/day)

ここで、蓄熱そうや配管系が未定の段階においては一応表 3.3 の値を見込むことにした。

(8) 蓄熱そう所要水量を次の式より計算する。

$$V_S = Q_S / \Delta t_S \times \rho \times 1000 \quad (3.2)$$

ただし V_S : 蓄熱所要水量 (m^3)

Δt_S : 蓄熱利用温度差 (deg)

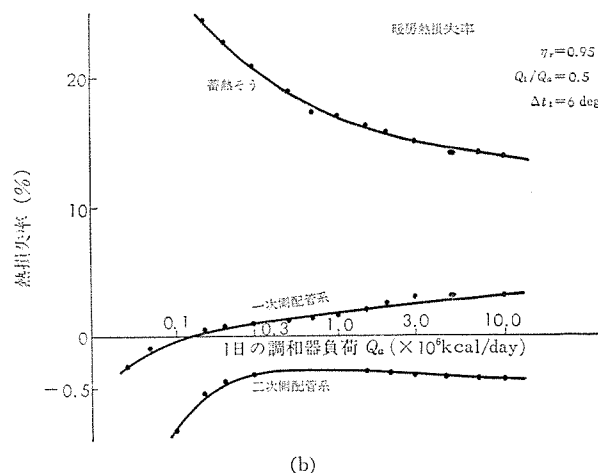
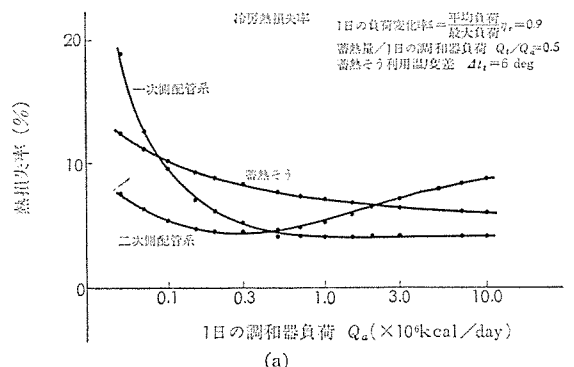
$$\Delta t_S = (t_0' - t_1) - \Delta t_l \quad (3.3)$$

ただし t_0' : 空調機よりそうへの還水温度 ($^{\circ}C$)

t_1 : 熱源機器へそうから供給する水温 ($^{\circ}C$)

Δt_l : そう内温度むらによる温度効率 (熱源出入口温度差 $\times 1/2$ といわれているが、1.5 deg をとった)

表 3.3 蓄熱式 ヒートポンプシステムの諸熱損失概略値
Approximate values of various heat loss of heat storage heat pump system.



熱損失率設計 データ

	蓄熱そう熱損失率	二次系配管ポンプ損失率	一次系配管ポンプ損失率
冷 房	8 %	8 %	5 %
暖 房	17 %	3 %	0 (放熱と熱取得が相殺)

注 1) 上記の値は 1 日の空調負荷 (外気負荷を含む) に加算する % としこれを熱損失率と呼ぶことにする。

2) ただし一次側の数値は負荷にかかわらず 1 日の熱源機器能力合計より控除する % とする。

ϕ :蓄熱効率 (50~80%といわれているが、70%をとることにした)

(9) (4)で求めたそう許容容積と比べて間に合えばよいが、もし不足する場合は熱源運転時間を短くして、熱源機器を大きいものに変更する。すなわち式 (3.1)(3.2) より

$$\sum_{h_1}^{h_2} q_m = \sum_{h_1}^{h_2} q_a - V_s \times \Delta t_s \times \phi \times 1000 \quad (3.4)$$

が求められるので選定し直す。

(10) 次に暖房について冷房で選定した熱源機器の基準時能力を求め、運転パターンを決定し、もし24時間をこえる運転による場合は次の式により補助ヒータの容量を決める。

$$\frac{\sum_{h_1}^{h_2} q_a - \sum_{h_1}^{h_2} q_m}{\text{深夜電力時間}} = Q_H = 860 W \quad (3.5)$$

ただし Q_H :ヒータ容量 (kcal)

W :ヒータ容量 (kW)

(11) (7)および(8)と同様の操作に準じ蓄熱水量を計算する。

(12) もし(4)で求めた蓄熱そう許容量を超過するときは今一度機種を上げて、(5)からもう一度やり直して機種選定をする。

このように機種選定は Try & Error で行なわれるややめんどうな手順をふむことを覚悟せねばならない。

以上は地中はり空間利用の蓄熱そうを有するヒートポンプシステムの機種選定について述べたが、鉄板製のそうを利用する場合については、その位置によってポンプ動力が少なくてすむことがあるし、その熱ロスについても仕様がわかれば比較的正確に求められるとともに、蓄熱効率についても水流をピストン流とすることによって90~95%として求めて差しつかえない。鉄板製のそうでは一般に許容容積の制限が出てくることが多いので、機種選定に当たっては、まず蓄熱量を求めた後に機種選定を行なうことになる。

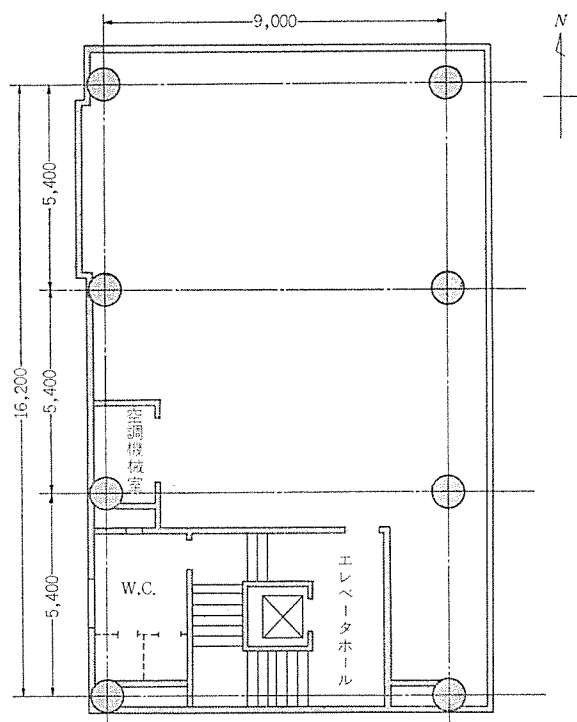
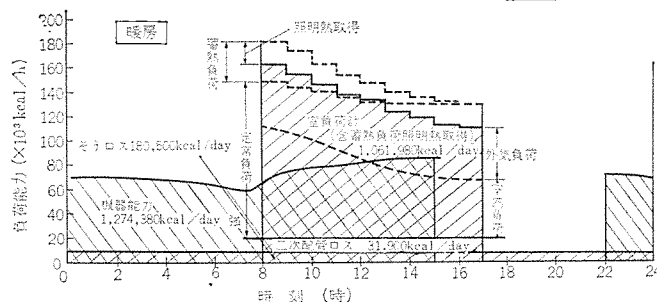
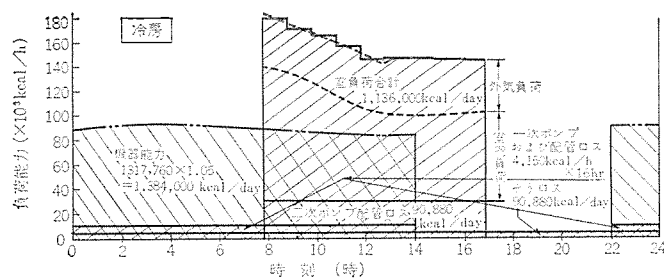
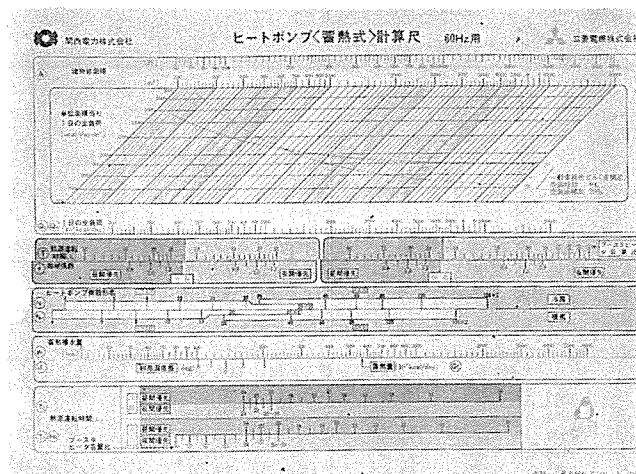


図 3.7 基準階平面図 (設計例)
Plan of standard floor (example of design).

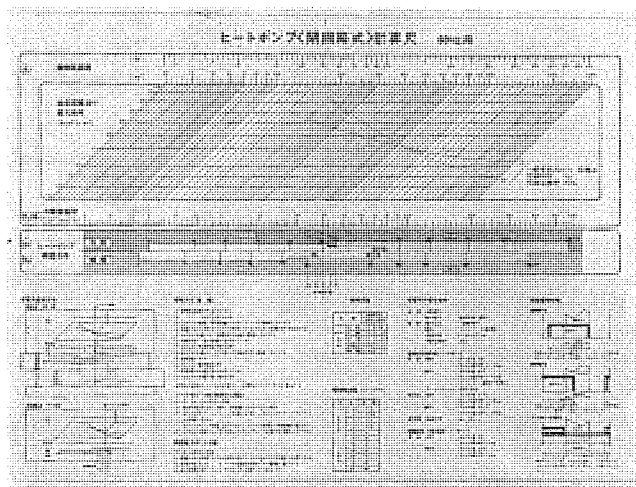


- 注 1) 暖房時外気条件による除霜時能力減退は計算済とする。
2) 0.2人/空調 m² の事務所ビルで 25 m³/人 h の外気を入れることで計算したが外気負荷が以外に大きいファクタを占める。ロスナイ利用により特に暖房時負荷軽減が期待できる。
3) 本計算には暖房時日射熱取得は考慮していない。

図 3.8 例題による負荷と機器容量の関係
Relation between load and machine capacity in reference to examples.



(a) 表面 (蓄熱式)



(b) 裏面 (閉回路式)

図 3.9 ヒートポンプ 計算尺
Heat pump slide rule.

表 3.4 機種選定計算例 Calculation.

(i) 空調負荷計算 (電算機による空調負荷計算のまとめ)

時 間 帯	冷 房 負 荷 (kcal/h)			暖 房 負 荷 (kcal/h)				
	室 内 負 荷	外 気 負 荷	計	損 失 負 荷	外 気 負 荷	照明 回 収 熱	間欠運転による蓄熱 負 荷	計
0800~0900	106,000	40,000	146,000	79,000	51,000	-13,490	29,170	145,680
0900~1000	95,000	43,000	138,000	75,500	50,000	-15,350	25,400	135,550
1000~1100	87,000	45,000	132,000	72,500	49,000	-17,580	21,900	125,820
1100~1200	87,000	46,000	123,000	70,000	48,000	-18,140	19,130	118,990
1200~1300	73,000	46,000	119,000	67,500	47,000	-18,410	16,620	112,710
1300~1400	74,000	46,000	120,000	66,500	46,000	-18,500	14,430	108,430
1400~1500	74,000	46,000	120,000	66,000	45,500	-18,600	12,250	105,450
1500~1600	73,000	46,000	119,000	66,000	46,000	-18,600	10,980	104,380
1600~1700	74,000	45,000	119,000	67,500	46,500	-18,600	9,570	104,970
	合計(kcal/day)		1,136,000				合計(kcal/day)	1,061,980

(ii) 機種所要能力 (kcal/day)

	建物負荷	そ う 熱 損 失	二次配管ポンプ損失	合 計
冷 房	1,136,000	8 % 90,880	8 % 90,880	1,317,760
暖 房	1,061,980	17 % 180,500	3 % 31,900	1,274,380

(iii) 機種選定

冷房時夜間優先 19 h (22 時~17 時) 運転する機種を選定する

時 刻	22 時	17 時	差 19 h
熱 源 能 力 乗 数	21,129	1,035	差 20,106

$$\text{蓄熱そうに供給すべき能力} = \frac{1,317,760}{20,106} = 65,541 \text{ kcal/h}$$

$$\text{一次系配管およびポンプ損失 5 \%} = \frac{3,279 \text{ kcal/h}}{\text{計 } 68,820 \text{ kcal/h}}$$

$$\text{AWH-40 形 ヒートポンプチャラー能力 } 83,000 \text{ kcal/h}$$

[ただし 電源 60 Hz 外気温度 (13 時の設計外気温) 33.6°C DB]
冷水出口温度 5°C 冷水量 461 l/min のとき

(iv) 冷房時熱源運転時間

$$\text{所要能力乗数(運転時間に相当する)} = \frac{1,317,760}{83,000 \times \frac{1}{1+0.05}} = 16,670$$

$$\begin{aligned} \text{熱源の停止時刻の能力定数(夜間優先)} \\ &= 22 \text{ 時(起動時刻)能力乗数} - \text{所要能力乗数} \\ &= 21,129 - 16,670 = 4,459 \rightarrow 14 \text{ 時} \end{aligned}$$

運転時間 22 時~14 時の 16 h 運転となる
(もし、昼間優先の場合は熱源停止時刻より逆に起動時刻を求める)

(v) 冷房時所要蓄熱水量

熱源の蓄熱運転時刻	22 時	8 時	差 10 h
同上時刻の能力乗数	21,129	10,190	差 10,939

蓄熱熱量

$$\begin{aligned} \text{熱源供給量} &= 83,000 \times 1 / (1 + 0.05) \times 10,939 = 864,700 \text{ kcal/day} \\ \text{そう熱損失} &= 90,880 \times 10 / 24 = 37,800 \text{ kcal/day (-)} \\ \text{蓄熱熱量} &= 826,900 \text{ kcal/day} \end{aligned}$$

$$\text{蓄熱そう利用温度差} = (5 - 14.5) - 1.5 = 8 \text{ deg}$$

[ただし、熱源出口水温 5°C 調和器出口水温 14.5°C]
そう温度効率 1.5 deg

蓄熱そう容積効率 70 % とする

$$\text{そう所要水量} = \frac{826,900}{8 \times 0.7 \times 1,000} = 147.6 \text{ ton}$$

(vi) 暖房熱源運転時間

冷房計算で選定した機種 AWH-40 の暖房能力 75,000 kcal/h

[ただし、外気温度 (9 時の設計外気温度) 0°C DB
温水出口温度 45°C 温水量=冷水量=461 l/min]

$$\text{所要能力乗数(運転時間に相当)} = \frac{1,274,380}{75,000} = 16,992$$

[ただし、一次ポンプの熱取得と一次配管熱損失は相殺される]
ものとした

$$\text{熱源停止時刻の能力乗数} = 20,409 - 16,992 = 3,417 \rightarrow 15 \text{ 時}$$

運転時間 22 時~15 時の 17 h 運転となる

(vii) 暖房時所要蓄熱水量

熱源の蓄熱運転時刻	22 時	8 時	差 10 h
同上時刻の能力乗数	20,409	10,909	差 9,500

蓄熱熱量

$$\begin{aligned} \text{熱源供給量} &= 75,000 \times 9,500 = 712,500 \text{ kcal/day} \\ \text{そう熱損失} &= 180,500 \times 10 / 24 = 75,200 \text{ kcal/day (-)} \\ \text{蓄熱熱量} &= 637,300 \text{ kcal/day} \end{aligned}$$

$$\text{蓄熱そう利用温度差} = (45 - 35.5) - 1.5 = 8 \text{ deg}$$

[ただし 熱源出口水温 45°C 調和器出口水温 35.5°C]
そう温度効率 1.5 deg

蓄熱そう容積効率 70 % とする

$$\text{そう所要水量} = \frac{637,300}{8 \times 0.7 \times 1,000} = 113.9 \text{ ton}$$

(viii) 蓄熱そう

冷房および暖房の所要量の大きい値をとり 147.6 ton → 150 ton の水量をたくわえる大ききとする

(ix) まとめ

機種(ヒートポンプチャラー)	AWH-40 形 1 台
冷房運転	22 時~14 時 夜間優先 16 h 運転
暖房運転	22 時~15 時 夜間優先 17 h 運転
蓄熱そう水量	150 ton

3.3 蓄熱式空気熱源ヒートポンプ機種選定の例題 (図 3.7)

所在地大阪、地上 6 階、塔屋 3 階、延 1,278 m²、空調面積 929 m²、東北面のみ窓あり窓面積率 40 %、SC 構造の事務所ビル (執務時間 8 時 30 分~16 時 30 分、空調時間 8 時~17 時) の空調のための蓄熱式空気熱源ヒートポンプ機種選定を行なう。表 3.4 にその計算を、図 3.8 に計算結果を図示した。

3.4 蓄熱式空気熱源ヒートポンプ暖冷房簡易機種選定法

機種選定のプロセスは前述したように結構めんどろな手数がかることになる。しかし空調負荷の形態は千差万別であって、すべてをカバーすることは困難であるので、取りあえず筆者らは 60 Hz 地区事務所ビル用の機種選定図表を開発し、計画設計段階で機種、運転時

間および蓄熱水量概算を求められるようにしたが、このたびこれが 50 Hz 地区をも加えて計算尺化されたことは喜ばしい限りである (図 3.9)。

使用方法については省略するが、機種、運転パターンおよび蓄熱水量の三つの組合せによって、迅速に幾とおりかの組合せが求められるが、建築を含めた系として今後は次のようなことが望まれる。

4. ヒートポンプ活用のための関連設備

エネルギーの高効率利用の観点から、また年間空調の普及に伴い、機器の高効率運転を維持するためにも機器選定はリミットデザインを望まれるが、建築を含めた系として今後は次のようなことが望まれる。

(1) 建物は防熱構造とし、外乱の影響をできるだけ局限する。

(2) 間欠運転を行なう建物ではなるべく熱容量の少ない構造体とする。

(3) 給排気系にはロスナイ等全熱交換器を導入して、外気負荷の軽減に努める。特に在室者密度の高い建物では暖房時の全熱交換による負荷軽減効果は著しいものがある。(外気冷房時はバイパスする)

(4) 本文では触れなかったが、特に中間期および冬期の熱回収を図る。

熱回収式ヒートポンプを採用しない場合でも、排気はできるだけ空気熱源ヒートポンプの外気側熱交換器を通じて排気できるようダクト系を工夫する。これによって通常常にC.O.P.は向上し、特に暖房時のC.O.P.の向上および着霜防止の効果は大きい。ただし、油煙のあるちゅう(厨)房排気は熱交換器を汚損し、熱通過率を低下させることになるので注意を要する。

(5) 寒冷地において夜間ヒートポンプのC.O.P.が1.5以下になるような所では、夏期は夜間優先運転とし、冬期は昼間優先として、深夜時間帯は深夜ヒータを活用し、蓄熱するほうが有利である。

(6) 昇温器使用の場合、水温をヒートポンプ温水温度より上げる場合は昇温器系を別系統とし、ヒートポンプ系に高温水が戻らないように設計の要あり。

5. む す び

本文では主として、空気熱源ヒートポンプ、しかも今後エネルギー供給設備の効率的利用にも役立つ蓄熱式空気熱源ヒートポンプ機器の機種選定の一考察について述べたが、蓄熱そうに関しては未解明のファクタも多分にあり、これが定量的解析が望まれるとともに、蓄熱負荷を加味した負荷計算手法の普及、特に電算機が必ずしも利用し難いケースなしとせず、このような場合の簡易計算手法が望まれる。

なお間欠運転を避け、終日運転による建築物(軀)体への蓄熱の経済性をも追及する必要があると思われるので、先覚諸賢のご指導を仰ぎたい。

本稿執筆に当たり、関西電力(株)営業部および総合技術研究所関係各位の絶大なるご支援を厚くお礼申上げるとともに、社内商品研究所および冷熱装置部 広島営業所駐在員のご協力を謝す。

参 考 文 献

- (1) 空調衛生工学会：空調調和設備の実務の知識，P.164
- (2) 井上：空調調和ハンドブック，P.77～83
- (3) 空調衛生工学会：空調負荷計算に関するシンポジウムテキスト
- (4) 笠置，大槻：電子計算機による冷暖房熱負荷計算，三菱電機技報，45，No. 9，P.1,157 (昭46)

ヒートポンプとビル排熱利用

小原 英一*・山下 紀夫*

Heat Pumps and Utilization of Waste Heat in Buildings

Consumer Products Research Laboratory

Eiichi Ohara・Norio Yamashita

In the present condition of extreme atmosphere pollution, the air conditioning system of full electric operation has begun to diffuse for the purpose of reducing the bad effect of kinetic sources for room air heating on the air and to stabilize the electric power consumption throughout the day and night. Since the heat pump is in use for heating, to ensure the efficient operation of the device, a method to recover and utilize the waste heat of the building has been worked out.

This article gives brief description of the principle how to make the use of waste heat by using the heat recovery system with a heat pump and also explains how effective it is.

1. ま え が き

冷暖房空調用の熱源として、現在、ガスまたは石油を利用する場合が多いが、これらは、大気汚染という公害問題の一因となっている。従来、空調環境が人間の居住空間の快適性を旨としたのに反し、今や人類の破滅への道である大気汚染の一因になっていることは、非常にゆゆしきことであり、ぜひ検討されねばならない問題である。

また、酸化燃焼による公害の一因とされている自動車の排気が問題視されており、法的な規制がしだいにきびしくなっている。この排気浄化のために種々の手法が検討されているが、最も完全な方法として電気自動車が登場した。このことは、空調方式が酸化燃焼方式から全電気方式へ変遷する課程と非常に類似している。さらに、エネルギー資源の問題がある。つまり、エネルギー消費は経済の発展とともにますます増大する一方であり、エネルギー資源をほとんど海外に依存している日本においては、非常に大きな問題でありエネルギーの有効な利用がなされねばならない。空調用のエネルギー消費は、環境改善の発展とともにますます大きくなるであろう。このことは、生活水準の向上が環境改善の要求をしているからである。また、昼夜間の電力需要のバランスを保つためにもエネルギーの有効利用が必要である。

このような問題から、全電気方式による空調方式が採用されはじめた。

今まで、電気による空調、ことに暖房方式は経済性の面からガスや石油に比べて劣っているために敬避されがちであった。つまり、「公害・安全・衛生」という面よりも経済性が優先されてきたことが、現在の大気汚染の問題となって現われてきた。このようなことは、生活水準の向上とともに「公害・安全・衛生」という面がしだいに重要視されてくることによりますます全電気方式の空調が採用されるようになるであろう。全電気方式の空調システムとしてはヒートポンプによるシステムがある。これは熱のポンプであり、熱の移動には非常に適したシステムである。

エネルギーの有効利用については、建物から排出される熱をふたたび利用することによりエネルギーの消費量を減少する、つまり、自然の熱を循環することによりエネルギーの有効利用を計ろうとするものである。これは「熱回収システム」と言われる。熱回収システムは具体的

的に1960年頃から米国において実用化されてきているが、最近、室内照度が増大し、照明器具から発生する熱が照度増大にもなっている増加し、空調負荷に与える影響が大きくなってきたことから、この照明発熱を熱回収の対象とすることが考えられた。この方式は、空調照明方式として近年急激に発達する歩を早めている。この空調照明方式は、空調面ばかりでなく、照明器具として、照度増大時に現われる種々の問題点を同時に解決することも可能なため、照明器具としての研究も進められている。

また、高層化・巨大化する最近のビルでは、空調負荷のアンバランスが生じ、各ゾーンごとの空調を行なう必要がある。照明の照度アップにより、インテリヤゾーンでは、暖房負荷が減少し、照度の大きさによっては冷房負荷ともなり得るが、ペリメータゾーンでは、外気と接する外壁とか窓とかの影響によって、照明器による暖房負荷の減少はあっても、負荷としては暖房負荷が存在する。つまり、空調負荷がアンバランスになっていることにより各ゾーンごとに、空調パターンが異なるという結果を生じている。このとき、冷房負荷からの取得熱を暖房負荷空間に移動することによりエネルギーの有効利用を計ることでもある。

本文では、全電気式空調方式であるヒートポンプシステムの有効性と、熱回収システムについて概説する。

2. ヒートポンプの熱源

ヒートポンプシステムの熱源としては、成績係数を大きくするために温度が高いこと、熱量が豊富であること、これらが安定していること、入手が容易であることが必要である。この条件を満たすものとして地下水が多く利用されてきたが、地盤沈下の公害問題の発生により、地下水利用が規制されるようになり、空気熱源の利用が多くなってきた。また、環境改善からの照度増加のために生じる照明器具の発熱とか、室内事務機器の発生熱を利用する熱回収の概念が経済性の観点からたい頭してきた。その他、熱源を太陽熱・地熱・海水・河川に求める例が見られる。

2.1 水熱源

水熱源としては、ほとんどが地下水利用であり、安定な熱源として従来その利用度は高かったが、取水制限が行なわれ、その利用は縮小され指定地域外においてのみ利用されている。しかし、温度・熱量とも十分であっても水質が悪い場合には空調設備に悪影響をお

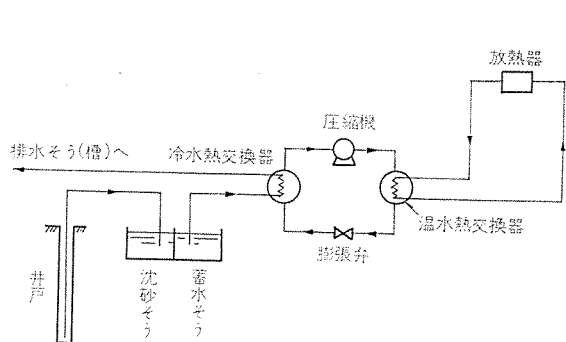


図 2.1 地下水熱源のヒートポンプシステム
Well-water-source heat pump system.

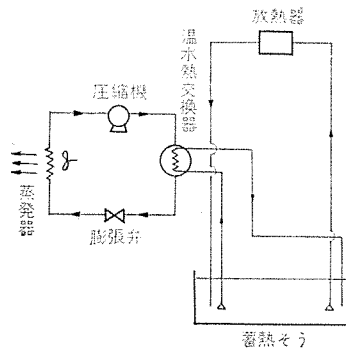


図 2.2 空気熱源のヒートポンプシステム
Air-source heat pump system.

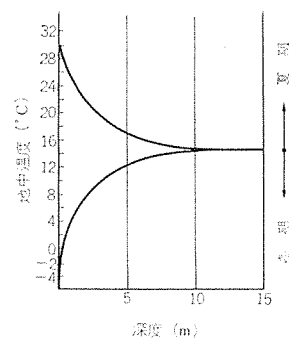


図 2.3 地中温度 (東京)
Ground temperature (Tokyo).

よばすので利用することができない。たとえば、塩化物の含有は鉄を侵食し、鉄分は酸化鉄として、また、アルカリ土類が多い場合にも、配管系統に悪影響を与える。

地下水のかわりに海・河・湖の水も使えるが温度・水質の点でその利用例は少ない。たとえば、海水の利用は温度的には関東以西の太平洋岸で 12~17°C であり熱源として非常に有利であるが、防食・貝類・微生物の問題があり建設費が高くなる。河川水は、外気温の影響が大きく安定した熱源になり得ない。また、河川汚染のため水質も問題である。図 2.1 に地下水熱源のヒートポンプシステムを示す。

2.2 空気熱源

空気熱源の熱量は豊富であるが、温度の変化が大きいばかりでなく、要求暖房負荷とヒートポンプ能力が温度変化に対して逆の作用つまり、温度が低くなると暖房負荷が大きくなるにもかかわらず、ヒートポンプ能力はそれにつれて低下するために、寒冷地方での利用は困難である。実際の設計にあたっては、暖房期間中の大気平均温度を選んで、不足分は蓄熱とか補助熱源を利用する。蓄熱そう(槽)を備えた空気熱源のヒートポンプシステムを図 2.2 に示す。

2.3 地熱熱源

地中温度は、図 2.3 に示すように 10 m 以上の深度における不易層では比較的安定している⁽¹⁾。この地熱は安定な熱源として非常に有効ではあるが、熱交換器を深井戸に投入するか、地中に埋設する必要がある。この地熱利用における定常状態での熱取得量 Q は式(2.1)にて示される。

$$Q = \frac{2\pi\lambda l(\theta_2 - \theta_1)}{\log r_2/r_1} \quad (2.1)$$

ここに Q : 熱取得量 (kcal/h)
 λ : 土の熱伝導率 (kcal/m·h·deg)
 l : パイプコイルの長さ (m)
 θ_2 : 地中温度 (°C)
 θ_1 : パイプ温度 (°C)
 r_2 : 熱源の半径 (m) $\approx 100r_1$
 r_1 : パイプの半径 (m)

この方式は熱交換器が地中に埋設であるために設備費が高くなる。

2.4 太陽熱熱源

建物の南面とか屋根などに集熱器を設け、太陽熱を集熱してヒートポンプの熱源として利用することができる。太陽熱の利用は、天候・時刻などにより日射量が大きくかわるので集熱・蓄熱方法は十分に検討する必要がある。板状集熱器の集熱量 q は式(2.2)にて表わされる。

$$q = \tau a I - U_c(t_c - t_0) \quad (2.2)$$

ここに q : 集熱量 (kcal/m² h)
 I : 集熱面に直角な日射量 (kcal/m² h)
 t_0 : 外気温度 (°C)
 t_c : 集熱面温度 (°C)
 τ : ガラス おおいの透過率
 a : 集熱面表面の吸収率
 U_c : 総括熱伝達率 (kcal/m² h deg)
 (ガラス板2板、集熱面温度 20°C のとき $U_c = 2.4$ kcal/m² h deg)

3. 熱回収システム

エネルギーの有効利用が、エネルギー資源の枯渇と空調コストの両面から求められている。このエネルギー資源の枯渇は MIT リポートによれば、石油は現在の消費伸び率 7% でいくと西暦 2000 年まではなんとか大丈夫だという程度の埋蔵量しかない。この現状においてエネルギー資源の転換、たとえば、原子力・太陽エネルギー・地熱・潮力などへの転換と、有効利用が大きな課題となる。エネルギー有効利用を計るシステムの一つとして熱回収システムがある。これは、廃熱の有効利用であり、いわゆる熱エネルギーの循環を行なうことであり、ヒートポンプの発展がエネルギー有効利用の手段をますます有利なものとした。以下に熱回収システムについて概説する。

3.1 熱回収

従来、建物内に発生する余剰熱は外気に放出していた。この余剰熱を回収し空調に利用するのが熱回収システムである。最近、ますます高層・巨大化するビルにおいては、室内の熱負荷のアンバランスが生じ、たとえば、外気とか日射に影響される外周部領域と、外周部領域に囲まれ外気に影響されない内部領域で熱負荷のアンバランスが生ずる。このことは、内部領域では冷房負荷であり外周部領域では暖房負荷という現象になる。この現象は、室内照明の照度の増大が一つの大きな原因である。また TV スタジオがあるような特殊な建物では、スタジオと事務所ゾーンで熱負荷のアンバランスが生ずる。このアンバランスをバランスすることは余剰熱を暖房に利用することにより可能である。

図 3.1 に熱バランス特性を示す。この図において回収熱量と暖房負荷がバランスする外気温度 T_B (これを平衡温度という) では、回収熱量で暖房負荷を満足することができる。この平衡温度より外気温度が高い場合には、暖房負荷より回収熱量のほうが多くなる。この熱量は蓄熱することにより有効に利用することができる。

たとえば、図 3.1 の“A”部分の熱量は蓄熱することにより、暖房負荷の大きい“B”部分の熱供給として利用することができる。

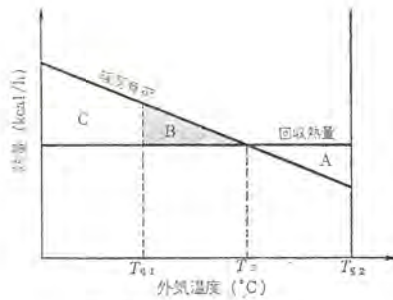


図 3.1 熱バランス特性
Heat balance.

すなわち、外気温度が T_{q1} 以上であれば暖房負荷は回収熱量でまかなうことができる。“C”部分の暖房負荷には、補助熱源を利用することにより熱を補給する。この熱源として蓄熱そうの利用がある。蓄熱そうは深夜電力を利用して夜間に蓄熱し、さらに、図 3.1 の“A”部分の熱をも蓄熱して、“B”部分で放熱することもできる。

以上のように、回収熱量は蓄熱方式と併用することにより有効に利用することができる。ところで、熱負荷のアンバランスは一般の事務所ビルにおいては、照度の増大がその一つの要因ではあるが、建物内で発生する熱源は照明器のほか一般事務機械・動力機械・変圧器・人体・排気などがある。したがって、回収熱量としては、居室空間以外の機械室などについても考慮する必要がある。

3.2 回収熱源

回収熱源としては、熱発生源であればなんでも対象になるが、一般事務用ビルにおいては、人体・照明器具・事務機械・送風機・トランス・エレベータ機械、などが対象になる。その他排水・排気の保有熱の回収を行なうことができる。

3.2.1 人体発熱

在室人体からの発熱は作業状態・室温によって変わる。人体発熱の設計値を表 3.1 に示す⁽³⁾。実効発熱量の計算式を式 (3.1) に示す。

$$Q_m = q_m \cdot A_a \cdot C \cdot \varepsilon_m \quad (3.1)$$

ここに Q_m : 人体からの全熱量 (kcal/h)

A_a : 空調面積 (m^2)

C : 人体の設計密度 (人/ m^2)

ε_m : 居住率 ≤ 1.0

q_m : 1 人当たり人体発熱量 (kcal/h)

3.2.2 照明器具発熱

図 3.2 に示すように、空調負荷である電力密度は、照度の増大により比例的に増大する。設計照度が 1,000 lx の場合には、20~38 W/m^2 もの電力密度となり、空調負荷として非常に大きな要因となる。この照明器具よりの発熱量 Q_l は式 (3.2) で示される。

$$Q_l = A_a \cdot W_0 \cdot \varepsilon_h \cdot 0.86 \quad (3.2)$$

ここに Q_l : 全照明発生熱量 (kcal/h)

A_a : 空調面積 (m^2)

W_0 : 電力密度 (W/m^2)

ε_h : 照明点灯率 (≈ 0.9)

3.2.3 事務機械発生熱

コンセント負荷として存在する事務機械などの発生熱としては、印刷機械がその大部分を占める。この印刷機械よりの発生熱量 Q_c は式 (3.3) で計算される。

表 3.1 人体からの発熱設計値 (kcal/h・人) Heat gain from people.

作業状態	室 温 例	全発熱量	28(°C)		27(°C)		26(°C)		24(°C)		21(°C)	
			SH	LH	SH	LH	SH	LH	SH	LH	SH	LH
静 庫	劇場	88	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23
軽 作 業	学 校	101	45	56	49	52	53	48	61	40	69	32
事務所業務	事務所、ホテル	113	45	68	50	63	54	59	62	51	72	41
立ったり、座ったり、歩いたり	銀行	126	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
座 業	レストラン	139	48	91	56	83	62	77	71	68	81	58
潜 居 作 業	工場の軽作業	189	48	141	56	133	62	127	74	115	92	97
普通のダンス	ダンスホール	215	56	159	62	153	69	146	82	133	101	114
歩 4.8(km/h)	工場重作業	252	68	184	76	176	83	169	96	156	116	136
ボーリング	ボーリング	365	113	252	117	248	121	244	132	233	153	212

注: SH 顕熱, LH 潜熱

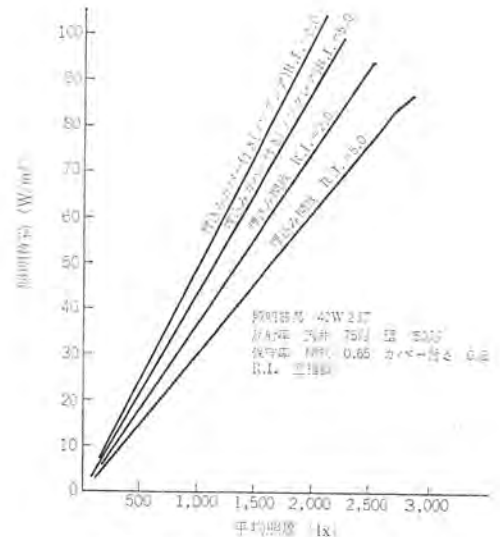


図 3.2 けい光灯による照明負荷
Heat gain from fluorescent light.

$$Q_c = 860 \times W_m \times \zeta \times h_c \quad (3.3)$$

ここに Q_c : 機械よりの発生熱量 (kcal/h)

W_m : 定格消費電力 (kW)

ζ : 負荷率 ($\approx 0.8 \sim 0.9$)

h_c : 運転率 (≈ 0.9)

3.2.4 送風機発生熱

送風機の所要動力 P_f は式 (3.4) にて示され、ファンがモータと同じ空間にある場合には、送風機の発生熱量 Q_f は、 $860P_f$ (kcal/h)

$$P_f = \frac{Q \times P_T}{102 \eta_T \times 3600} \quad (3.4)$$

ここに P_f : 送風機の所要動力 (kW)

Q : 風 量 (m^3)

P_T : 全 圧 (mmAq)

η_T : 全圧効率

3.2.5 トランスの発熱

トランスの発熱は無負荷損と負荷損よりなる全損失による。したがって、ある出力における発生熱量 W_H は式 (3.5) で示される。

$$W_H = \frac{1 - \eta}{\eta} \times W_S \times 860 \quad (3.5)$$

ここに W_H : トランス発生熱量 (kcal/h)

W_S : 出 力 (kW)

η : 出 力 W_S (kW) における効率

3.2.6 エレベータ機械の発熱

エレベータの巻上電動機の所要容量 P は式 (3.6) で示される。

$$P = \frac{WVF}{6120\eta} \quad \text{.....(3.6)}$$

ここに P : 電動機の所要容量 (kW)
 W : 最大積載荷重 (kg)
 V : 速度 (m/min)
 F : 釣合いおもり係数 (乗用のとき 0.6)
 η : 巻上機効率 (歯車なし式 0.8~0.85)

これより発生熱量 Q_e は式 (3.7) で示される。

$$Q_e = \varepsilon_e \times 860 \times P \quad \text{(kcal/h)} \quad \text{.....(3.7)}$$

ここに ε_e : 負荷率 (0.25~0.35)

P : 電動機の所要容量 (kW)

3.3 熱回収システム

熱回収システムは、建物内での熱平衡を成立させるものであり、できるだけ有効に余剰熱を要求側に運搬することが必要である。この熱エネルギーの運搬のフローチャートを図 3.3 に示す。このフローチャートに示されるように、余剰熱は直接に、あるいはヒートポンプによって要求側に運搬される。

さらに、ヒートポンプを利用することによって昇温が可能であり、蓄熱そうを利用することによって蓄熱が可能であり、このようなシステムを採用することによって、より有効な熱回収システムを得ることができる。この熱回収システムははじめヒートポンプを利用しないシステムが紹介された。

それは、Goodman により 1940 年に Run Around 方式として紹介された⁽³⁾。この Run Around 方式は、図 3.4 に示されるように高温側の熱を冷媒により低温側に移動し放熱するシステムであり、回収熱を直接要求側に運搬するシステムである。さらに Goodman は、ヒートポンプを利用したシステムとしてホットガスによるヒートシステムを紹介している。このシステムは除湿方式として一般に知られている。一般に、ヒートポンプを利用した熱回収システムは 7 種類に分類される。

(1) 空気熱源 ヒートポンプ

このシステムは図 3.5 に示されるように建物の排気を直接ヒートポンプの熱源とするもので、地下水供給が不可能である地域などに用いられる空気熱源ヒートポンプのシステムに有効であり、空調機排気とか駐車場排気などが利用できる。このとき、排気熱配分構成から設置場所、大きさ、ダクトの関係を考慮する必要がある。

(2) 水-水 ヒートポンプ (開放式)

このシステムは図 3.6 に示される。これは、最も基本的なシステムであるが、大気汚染の激しい地域では冷却塔から汚染水が空調器内に流入するので、冷却水の水処理を十分に行なう必要がある。

(3) 水-水 ヒートポンプ (熱交換式)

このシステムは図 3.7 に示されるように開放式のシステムに熱交換器を付加したものであり、大気汚染による影響を少なくするために、空調器系統と冷却系統を分離し、それぞれを熱交換器によって結合している。このため熱効率は低下する。

(4) 水-水 ヒートポンプ (蒸発冷却式)

このシステムは図 3.8 に示されるように、冷却系統が開放式であることが原因で生じた大気汚染の影響をなくするために、冷却系統を密閉回路とした。しかし、蒸発冷却塔が高価であるために小容量に用いられる程度である。

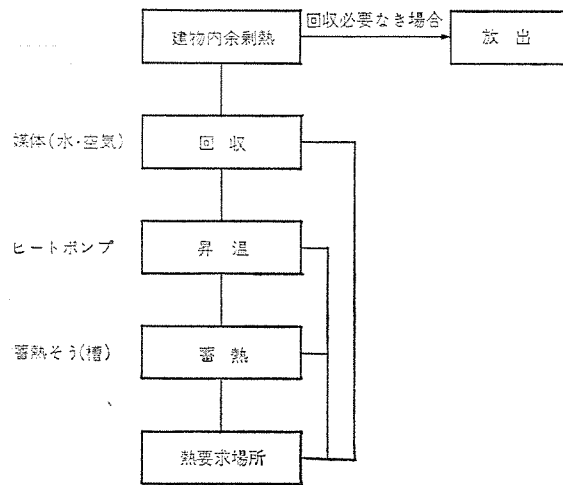


図 3.3 熱回収 システム フローチャート
Flow-chart of heat recovery.

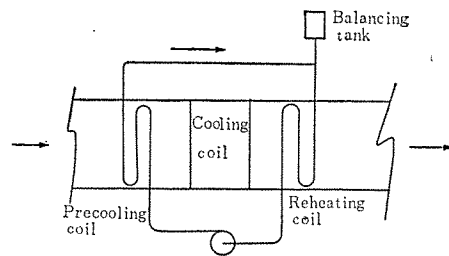


図 3.4 Run Around 方式
Run Around system.

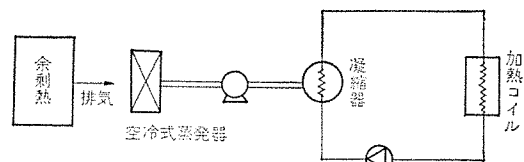


図 3.5 空気-水 ヒートポンプ
Air-to-water heat pump.

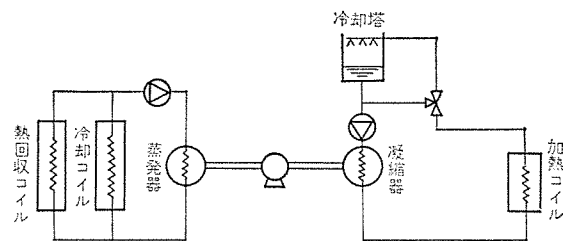


図 3.6 水-水 ヒートポンプ (開放式)
Water-to-water heat pump (open loop system).

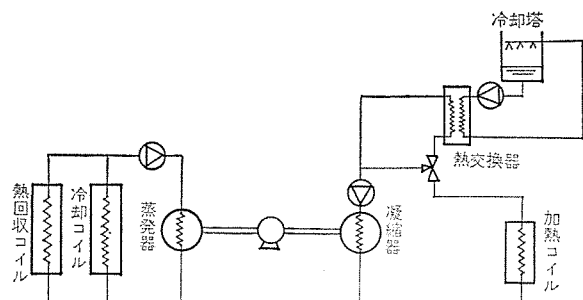


図 3.7 水-水 ヒートポンプ (熱交換式)
Water-to-water heat pump (heat exchange system).

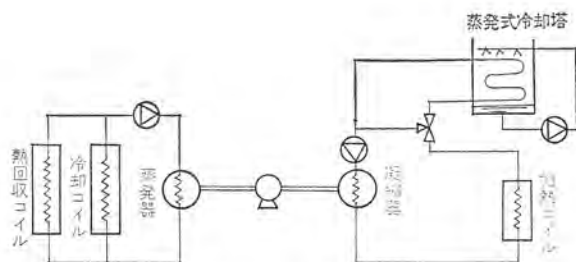


図 3.8 水-水ヒートポンプ (蒸発冷却式)
Water-to-water heat pump (Evaporative cooling system).

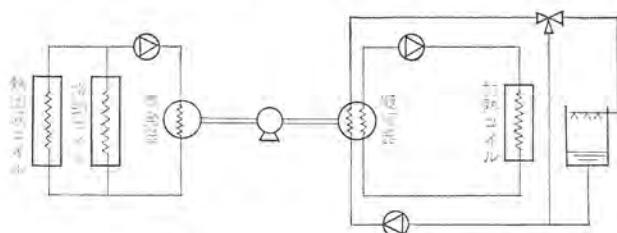


図 3.9 水-水ヒートポンプ (二重凝縮式)
Water-to-water heat pump (Double bundle type condenser system).

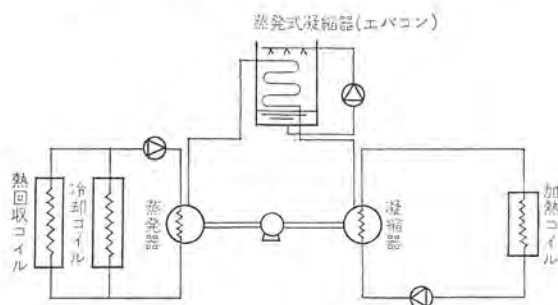


図 3.10 水-水ヒートポンプ (エバコン式)
Water-to-water heat pump (Evaporative condenser system).

(5) 水-水ヒートポンプ (二重凝縮式)

このシステムは図 3.9 に示すように凝縮器をダブルバンドル形にしたものである。これは、図 3.9 に示される熱交換式のものを一体化したもので、熱交換式の欠点である熱効率の低下をできるだけ小さくしたものである。したがって大気汚染による空調器への悪影響が少ない。

(6) 水-水ヒートポンプ (エバコン式)

このシステムは図 3.10 に示されるように蒸発式凝縮器を利用したもので、熱効率はよいが、冷媒配管を伴うので設置場所を選択する必要がある。

(7) 水-水ヒートポンプ (カスケード式)

このシステムは図 3.11 に示される。クーリングマシンは、建物の冷房負荷を満足するために運転され、回収熱が暖房負荷以下のときはすべてヒーティングマシンにより取りだされ、回収熱が多すぎるときは、冷却塔により放熱する。このシステムは温水温度を上げることができるので、温度的に有利である。

このようなヒートポンプを用いたシステムは以上のように分類されるが、熱回収システムとして紹介された最も古いものの一つである。オクラホマのガス電気会社のシステムを図 3.12 に示す。これは N. Hill によって紹介され、現在のシステムをほとんど含んでいる⁽⁴⁾。このシステムでは、ヒートポンプの利用熱源として照明 (4 W/ft²) 人体 (1 人/100 ft²)、モータ (エアハンドリングユニットなど) 電子計算機、便所の排気 (76 F より 48 F に冷却)、晴天日の日射量が利用されている。

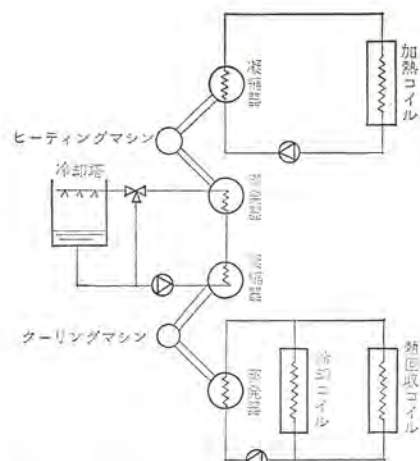


図 3.11 水-水ヒートポンプ (カスケード式)
Water-to-water heat pump (cascade system).

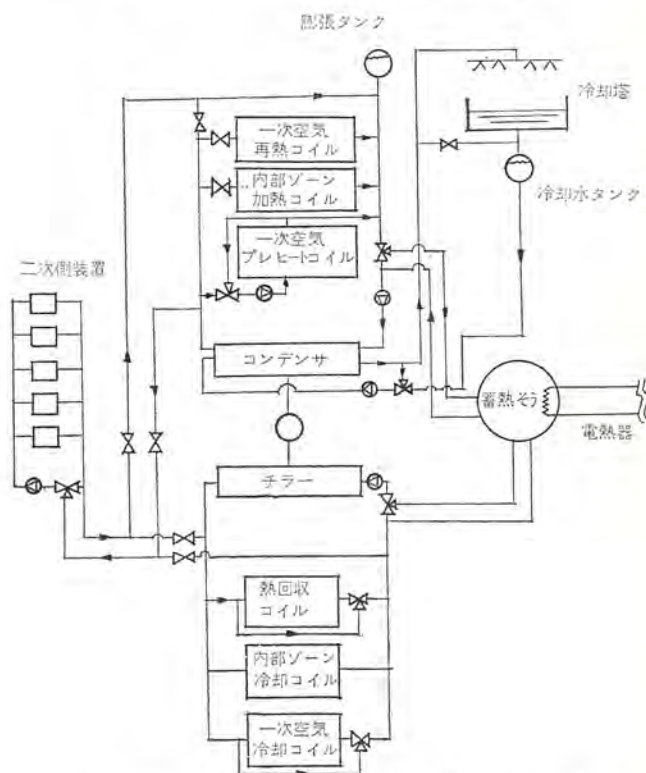


図 3.12 熱回収システム (オクラホマのガス電気会社)
Example of heat recovery system.

現在、ビルディングの空調システムとして大いに普及しつつある、地中埋設の蓄熱そうを備えた熱回収システムの一例を図 3.13 に示す⁽⁵⁾。ヒートポンプを用いたシステムで蓄熱そうがある場合には、蓄熱水温が比較的低温であるために、大容量の水そうを要するので、開放式蓄熱そうが一般的である。

回収熱源の対象である内部発生熱として照明熱のウェイトが大きいことはすでに述べたが、照明熱を利用した熱回収システムの一例を図 3.14 に示す⁽⁶⁾。このシステムでは、“A” 領域の照明熱を“B” 領域の暖房に利用することができる。

4. む す び

エネルギー枯渇問題などから発生したエネルギー有効利用と公害・安全性・衛生などの観点から、文化生活の発展とともに、全電気式熱回収システムによる空調システムが、ますます発展するものと思われる。

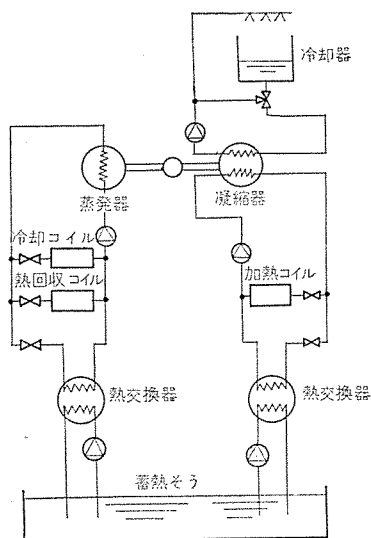


図 3.13 蓄熱そう(槽)を用いた熱回収システム
Heat recovery system utilizing storage tank.

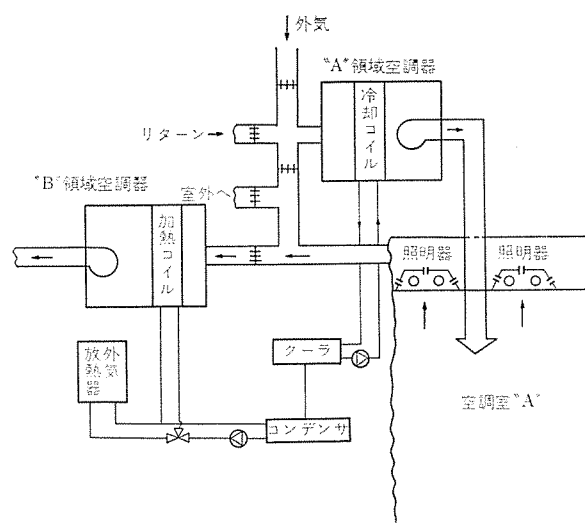


図 3.14 照明熱利用の熱回収システム
Heat recovery system utilizing the heat from the lights.

る。さらに、システム効率を向上するために、制御システムの発展が同時に期待される。なお、本論文では述べなかったが、熱回収システムについて、その経済性を検討する必要があることは言うまでもない。

以上、ヒートポンプシステムとビル廃熱利用について概説したが、今後の空調システムになんらかのご参考になれば幸いである。

参考文献

(1) 渡辺ほか：建築設備ハンドブック(4版)，(昭45)，朝倉

- (2) 井上：空気調和ハンドブック，(昭42)，丸善
- (3) Goodman：Air Conditioning Manual，(1940)
- (4) N. Hill：Heat Pump Reclaim System Prove New Design Approach，HPAC Sep. (1960)
- (5) 井上ほか：熱回収方式に関するケーススタディ，空衛誌，46，5 (昭47)
- (6) E. R. Ambrose：Heat Pumps and Electric Heating，(1966)，John Wiley & Sons, Inc.

多段式オープン ショーケースのエアカーテン

山崎 起助*・清水 誠*
渡部 富士夫**Characteristics of Air Curtain
in Multiple-Shelf Display Case

Mitsubishi Electric Corp., Consumer Products Research Laboratory

Kisuke Yamazaki・Makoto Shimizu

Nihon Kentetsu Co., Ltd.

Fujio Watabe

In displaying articles at medium temperatures as is the case of dairy products or processed food stuff, multiple-shelf display cases are chiefly used in the super market and other stores of quantity sales and they are on the increase. These display cases have a large aperture to be subjected to the influence of surroundings. They are equipped with air curtain to insulate the interior air from the atmosphere by blowing out cold air from the top of the case. This also serves for holding the inside temperature as well as reducing the amount of frost formed on the chiller.

The characteristics of the air curtain, however, are little known for the present. Herein is a report on the result of studies made on the judgement of the performance of the air curtain by referring to the number of ventilations of the air in the case and of the room air as a principal factor affecting on the air curtain.

1. ま え が き

近年、冷凍食品および食品の冷蔵は鮮度の保持、料理の簡易さなどにより、時代にマッチした食品として普及の増大は著しいものがある。それらの商品を大量に扱い、販売するスーパー・ストアなどにおいてオープンショーケースの需要がとみに増大してきた。

なかでも多段式オープンショーケースは限られた売場面積のなかで、利用可能な空間を有効に利用して多くの商品を陳列して、床面積あたりの売り上げ額を増大させるために有効な機種として、急速に需要が増加している。

多段式オープンショーケースは、他のショーケースと異なり、高さ方向に大きな開口部があり、このため庫内冷気の漏れ、室内空気の庫内への侵入が大きく、庫内温度の上昇あるいは冷却器への着霜量を増大させるなどの悪影響をおよぼしやすい。この悪影響を最小限にとどめるため、当社製品には、室内とショーケース庫内とをエアカーテンによってシャ断する方法がとられている。このエアカーテンのシャ断効果を向上させることによって、オープンショーケースの性能向上に大きく寄与することができる。しかるにエアカーテンの性能の向上をはかるためには、その特性をは(把)握する必要があるが、現状では不明の点が多く設計の指針となるものが定められていない。

ここでは、多段式オープンショーケースのエアカーテンのシャ断性能に影響をおよぼす諸要因を分析し、これら要因についての組合せをいろいろと変化させ、室内空気のショーケース庫内へ侵入する量を少なくするには、どのような要因があるか、また、それらの組み合わせはどうかについて実験を行ない、設計の方向づけについての探りを入れたものである。

2. 実験の方法および装置

2.1 供試体

図2.1に実験の供試体とほぼ同形な多段式縦形オープンショーケース(ADV-12 HCS)の外観図を示す。そして図2.2にその断面形状および正面一部分の概略図を示す。この多段式オープンショーケース(以



図 2.1 多段式縦形オープンショーケース
Multiple deck display case.

後単にショーケースとする)は、おもに酪農製品および加工食品などの商品を陳列するときに使用される機器で、周囲条件は30°C、60% RH、周囲風速0.3 m/s以下で、庫内温度は $5 \pm 3^\circ\text{C}$ 、吹出し冷風温度約4°Cの中温用である。

エアカーテンは図2.2に示すように、ガードエア吹出口およびコールドエア吹出口から吹出される二重エアカーテンである。そして各吹出口は風の整流を行なうための整流格子をそなえ、庫内の冷気は、手すりの内側にある吸込口から吸込まれるが、吸込口の外側の部分から吸い込まれる冷気は冷却器をバイパスしてガードエアとなり、内側から吸込まれる冷気は冷却器を通過するときさらに冷やされ、その一部はたな後方の庫内背面にある背面吹出し口から吹出されて、たな上の食品を冷却しながらたな前方に進み、その前端から庫内に落下する。また他の一部はエアカーテンのコールドエアとなる。

ガードエアカーテンはコールドエアのエアカーテンを保護すると同時に、庫内への室内空気の侵入をコールドエアカーテンとともに防ぐ役割をしている。そしてコールドエアの外側にあって室内空気と常に接しているため高温・多湿になりやすく、これが直接冷却器にあたると、冷却

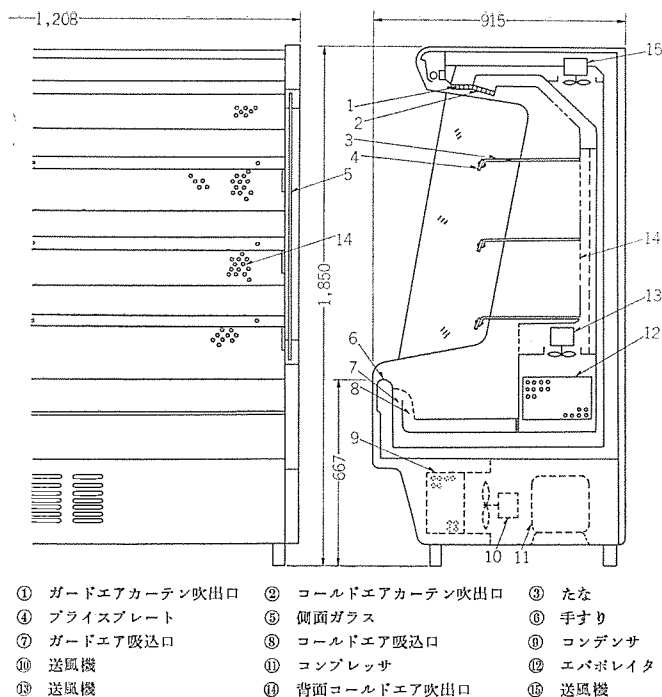


図 2.2 実験機の概略図
Experimental model.

器の負荷を増大あるいは着霜量を増大させるために冷却器をバイパスするようにしている。ショーケース両サイドの前半面は、陳列されている商品の見通しをよくするため透明な板ガラスがはめこまれている。供試体および ADV-12 HCS は冷却器・凝縮器および圧縮器の冷却系が内蔵されているが、凝縮器・圧縮器が別置形の機種もあり、これらの機種についてもエアカーテン系に関しては同様に扱うことができる。

供試体の概略寸法は高さが 1,850 mm、間口の開口部長さが 1,100 mm、エアカーテンの吹出口から吸込口までの開口部高さが約 1,100 mm で、エアカーテンの厚さをきめる吹出口の幅はガードエア、コールドエアともに 60 mm である。

2.2 実験の概要

実験はエアカーテンによって室内空気の庫内への侵入量を最小限にするように、その特性を改良しようとするを目的として、エアカーテンに影響を与える要因を求め、またそれらの要因の組合せについて行なっている。

室内空気が庫内へ侵入する割合を測る方法として、庫内に炭酸ガスを吹き込み、その炭酸ガス濃度の減衰カーブから庫内空気が室内空気と入れかわる割合を換回数として求め、その値をエアカーテンの良否を判定する指標とした。

エアカーテンの特性に影響をおよぼす要因は非常に多くの項目にわたっており、どの要因をおさえるかをきめるために実験をⅠとⅡに分けて検討した。

実験Ⅰでは表 2.1 に示す要因および項目について検討を行なった。すなわち、

(1) 底部負荷の積み方は、上方から落下するエアカーテンおよび背面吹出口からの冷気が吸込口に吸引されるとき、この付近にある負荷によって妨げられたり、冷気が負荷に当たってショーケース外へあふれ出る効果をみようとするものである。

(2) 冷気いつ(溢)流防止板は、手すりをオーバーフローする冷気の

表 2.1 実験Ⅰ(試験仕様)
Experimental program I.

実験 No.	項目	仕 様					
		(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
1	実験機	A	無	有	A	A	A
2	底部負荷の積み方	B	無	有	A	A	A
3	冷気いつ(溢)流防止板	A	有	有	A	A	A
4	エアカーテン吹出角度	A	無	有	B	A	A
5	ブライスプレートを案内板に	A	無	有	A	B	A
6	上たな位置を引き込む	A	無	有	A	A	B
7	コールドエア増加	A	無	無	A	A	A
8	実験 No. 2 と 4 の組み合わせ	B	無	有	A	B	A
9	実験 No. 8 の無負荷状態	無	無	有	A	A	A
10	実験 No. 1 の無負荷状態	無	無	有	A	A	A

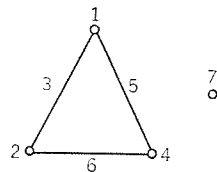
仕様の図解

- (1) 底部負荷の積み方 図 3.1 参照
(2) 冷気いつ流防止板に 図 3.2 参照
(3) コールドエアの絞り 図 3.1 参照
(4) エアカーテン吹出角度 図 3.3 参照
(5) ブライスプレートを案内板 図 3.4 参照
(6) 上段たな位置 図 3.5 参照

表 2.2 実験Ⅱ(L₈直交配列表)
Experimental program II (L₈ orthogonal array).

要因	1	2	3	4	5	6	7
実験 No.	A	B	A × B	C	A × C	B × C	D
21	1	1	1	1	1	1	1
22	1	1	1	2	2	2	2
23	1	2	2	1	1	2	2
24	1	2	2	2	2	1	1
25	2	1	2	1	2	1	2
26	2	1	2	2	1	2	1
27	2	2	1	1	2	2	1
28	2	2	1	2	1	1	2

要因	要因記号	水準 1	水準 2
ブライスプレート幅 W (mm)	A	30	60
ブライスプレート間げき G (mm)	B	30	60
ブライスプレート傾き θ (度)	C	18	30
吸込風量 V (比)	D	1	0.7



いつ流防止の効果をみるために、

(3) コールドエア絞りは、コールドエアカーテンの風量の増減によるシャ断効果をみるために、

(4) エアカーテン吹出し角度は、コールドエアカーテンの吹出し角度を水平から前方に向くように傾斜させたときの室内空気と庫内冷気のシャ断効果をみようとするものである。

(5) ブライスプレートの案内板は、たなの前端にあり、商品名あるいは価格を表示するためのプレートで、これにエアカーテンのガイドあるいは分流の働きを持たせるために。

(6) 上段たな位置は、上段のたなの前端がコールドエアカーテンの吹出し角度が真下を向いているときには、エアカーテンの流れに非常に接近するので、このたなの位置を前後にずらし接近の効果をみよ

うとするものである。

これらの要因についての概略的な効果をこの実験Ⅰでとらえ、要因効果がはっきりしており、定性的にも説明のつく要因をのぞいて、さらに検討を要する要因について実験Ⅱでとりあげ、 L_8 直交配列表にしたがって実験計画を組み要因効果の分析を行なった。

実験Ⅱでとりあげた要因は表 2.2 に示すように、プライスプレートの幅、プライスプレートとたな板との間げき(隙)幅、プライスプレートの傾きおよびコールドエアの吹出風量の増減である。底部負荷の積み方についての要因は、その積み方によって冷気は多量に室内側にいつ流し、他の要因に比べてははっきりした効果を示しているため実験Ⅱの要因には入れなかった。この効果は従来からも指摘されており⁽¹⁾、底部負荷の高さは図 3.1 の中で示す(B)のように、すくなくとも吸込口の高さ以下に保つこと、吸込口付近に負荷を密接して置かないように勧めている。

2.3 室内空気侵入量の算定

エアカーテンの働きは室内空気の庫内への侵入をできるだけ少なくすることであり、その性能を冷却器への着霜量の多少によって判定する方法もあり、実際の運転状況にあった方法ともいえるが、性能を比較するためには室内空気の温度・湿度あるいはショーケースの運転を一定に保っておく必要がある。しかもこのような状況を長時間保つことは困難で、状況の変化による着霜量の変化が直接誤差となり、また実験に長時間要するので、本実験では「炭酸ガスの濃度減衰カーブから換気回数を求める」測定法を採用した。

この方法はオープンショーケースの庫内に一定量の炭酸ガスをガスボンベから給入し、炭酸ガス給入停止後の庫内の炭酸ガス濃度は、室内空気の庫内への侵入によりうすめられるため時間経過とともに減少する。この減衰カーブから次式によって換気回数を求める。

$$-V \cdot dC_t = Q \cdot (C_t - C_0) \cdot dt \quad (2.1)$$

ただし、 Q : 室内空気侵入量 (m^3/h)

V : ショーケース内有効空間容積 (m^3)

C_t : t 時刻における庫内の CO_2 濃度 (%)

C_0 : 室内の CO_2 濃度 (%)

t : 時間 (h)

式 (2.1) を初期条件 $t=0$ のときの庫内の CO_2 濃度 (%) を C_1 とし積分すると、次の式でまとめられる。

$$N = \frac{1}{t} \cdot \log_e \frac{C_1 - C_0}{C_t - C_0} \quad (2.2)$$

ただし、

$$N = Q/V \quad (2.3)$$

式 (2.3) の N は換気回数で、室内空気が1時間当たり庫内に侵入する量を庫内の有効空間容積で割った値である。

時間的に変化する実測濃度を、時間を横軸にとり片対数グラフにプロットするとほぼ直線になり、この直線のこう(勾)配から式 (2.2) にしたがって換気回数 N を求める。

その他の測定として、図 2.3 に概略を示すシュリーレン装置によって諸要因を変えたとき、ショーケースのエアカーテンの気流状態がどのように変化するか、あるいは背面吹出しのコールドエアがどのような流れ状態になっているかを観測した。

2.4 L_8 直交配列

表 2.2 に L_8 直交配列表⁽²⁾および要因の割り付けを示す。主効果となる要因は4要因で、交互作用はプライスプレートの幅(A)×プライスプレートの間げき(B)を線番3に、プライスプレートの幅(A)×プライスプレートの傾き(C)を線番5に、プライスプレートの間げき(B)×プライスプレートの傾き(C)を線番6に出るようにして、吸込み風量の増減(D)は他の要因とは交互作用がないものとして独立な線番7に割り付け

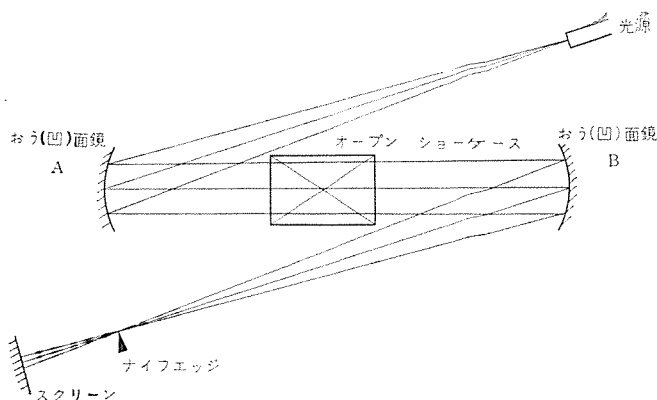


図 2.3 シュリーレン装置による気流観測
Flow pattern observation by the method of schlieren apparatus.

た。この L_8 直交配列表にしたがって各要因を組み合わせて実験を行ない、各実験 No. について2回ずつ換気回数を求めて、各要因についての分散分析を行ない主効果および交互作用の大きさを計算した。このようにして各要因の水準によって主効果および交互作用が定まると、実験にない要因水準の組み合わせについての換気回数も、つぎのようにして推定することができる。推定値を $\hat{\mu}$ 、要因効果を $\hat{X}$ で表わせば

$$\hat{\mu} = \hat{A} + \hat{B} + \hat{C} + \hat{D} + \hat{A} \times \hat{B} + \hat{A} \times \hat{C} + \hat{B} \times \hat{C} - n\bar{T} \quad (2.4)$$

となる。式 (2.4) で要因効果が小さく、 F 検定をして有意にならないものについては0とおき、この分を誤差項にプールする。 n は $\hat{\mu}$ を求めるために用いた要因の数から1を引いた数である。 $\bar{T}$ は実験の全平均である。

推定値 $\hat{\mu}$ について95%の信頼限界の幅は

$$\pm \sqrt{F_{81}(0.05) \cdot \left(\frac{1}{n_e} + \frac{1}{r} \right) \cdot V_e} \quad (2.5)$$

の式によって求める。ここに、 n_e は有効反復数で式 (2.6) によって定義され、 r は実験の繰返し回数、 $F_{81}(0.05)$ は自由度1, 8に対する危険率5%の F 値、 V_e は誤差分散である。

$$n_e = \frac{\text{全実験数}}{\hat{\mu} \text{ に無視しない要因の自由度の和}} \quad (2.6)$$

3. 結果および検討

3.1 実験Ⅰ

実験Ⅰは室内空気侵入量に影響すると思われる各種の要因を設定し、それぞれの要因がどの程度、室内空気侵入量に影響するかを把握するために行なった実験である。設定した要因の組合せについては、表 2.2 に示す。この実験によって各要因は室内空気の庫内への侵入に関して次のようなことがわかった。

(1) 底部負荷の積み方

図 3.1 に示されているように、ショーケースの底部に陳列される冷蔵商品の積み方に関するものである。

図中において、破線で示されている(A)のように吸込口の近くに、しかも吸込口よりかなり高く冷蔵商品が積まれる場合(実験 No. 1)と、実線で示されている(B)のように吸込口の近くは吸

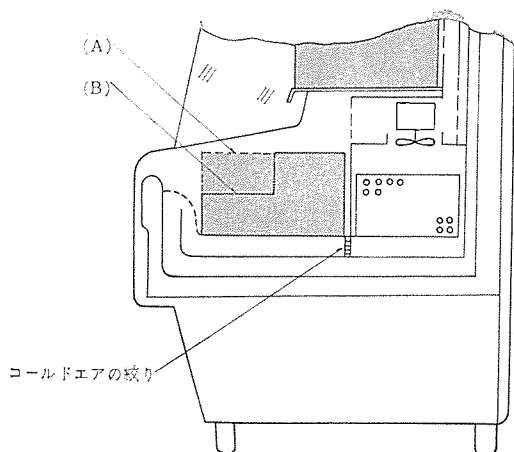


図 3.1 底部負荷の積み方
Load setting pattern in bottom of the model.

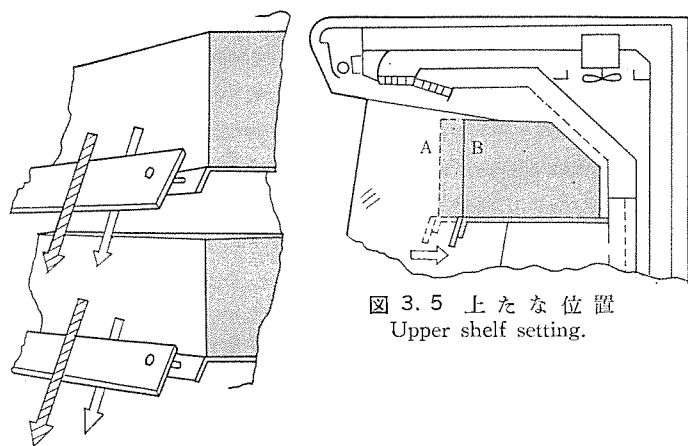


図 3.4 プライスプレートを案内板に
Price plate used for guide plate.

込口の高さより高くならぬよう、手前の冷蔵商品の一部を取り除いた場合（実験 No. 2）の室内空気の侵入量は、後者の方が少なく、(A)のように吸込口付近で吸込口をふさぐような冷蔵商品の陳列方法は、庫内の冷気を室内にあふれさせ、極端な場合には陳列されている冷蔵商品の品温を適冷温度以上に高めてしまうおそれがあり、避けるべき陳列方法である。

(2) 冷気いつ流防止板

図 3.2 に示されているように、ショーケースの底部に多くの冷蔵商品を貯蔵する No. 1 の負荷の積み方で、冷気いつ流防止をはかるため冷気いつ流防止板を上乗せした場合（実験 No. 3）の室内空気の侵入量は、冷気いつ流防止板をつけない実験 No. 1 とほぼ同程度になった。

この場合の冷気いつ流防止板の上端は、底部負荷上面の高さより約 5 cm 低くなっている。この冷気いつ流防止板の上端を底部負荷上面より 5 cm 高くして別に行なった実験では、実験 No. 1 よりさらに減少している。このことから、手すり上に冷気いつ流防止板を設けることは底部負荷上面と手すり上端の相対的な高さ関係を変えることであり、手すりの高さが底部負荷上面に比べて低い場合には、冷気は吸込口の上方を越えて室内にあふれ出る量がふえる。その見返りとして吸込口ではその量に見合った室内空気を吸込む。

したがって底部の冷蔵商品の上面高さが手すり高さより常に低くするように、商品を陳列することが望ましい。

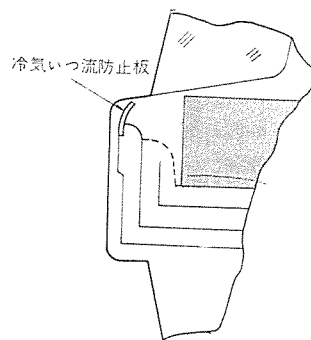


図 3.2 冷気いつ(溢)流防止板
Overflow stopper.

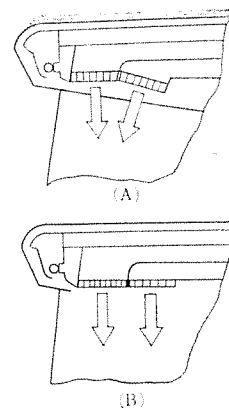


図 3.3 エアカーテン吹出角度
Air jet lattice setting angle.

(3) エアカーテンの吹出角度

図 3.3 に示すように、エアカーテンの吹出口はガードエアとコールドエアの吹出口からなる二重エアカーテン方式である。

図中(B)はガードエアとコールドエアがともに鉛直下向きで平行に吹出されるように、吹出口をともに水平に配置させた。一方(A)は、水平なガード吹出口に対してショーケースの前方に傾けてコールドエア吹出口を配置させた。実験の結果、(B)（実験 No. 4）の場合は(A)（実験 No. 1）に比べて、室内空気の侵入量はやや減少する。

エアカーテンの吹出角度は、その吹出口、たなおよび吸込口などの配置を考慮して、室内空気の侵入量が少なくなるように決定する必要がある、またこの種の二重カーテン方式においては、ガードエアとコールドエアの混合も問題となるので、この混合をも最少限にとどめるようなガードエアおよびコールドエアの角度を選定する必要がある。

(4) プライスプレートを案内板に

図 3.4 に示すように、たな前端部に接して取り付けられているプライスプレートをたな前端部とプライスプレート間に、ある間げきをもたせるようにして取りつけた。このためにプライスプレートは、エアカーテンの一部が、この間げきを下降するときの方向案内板的な働きをするものである。

このように、プライスプレートを案内板にした場合（実験 No. 5）の室内空気侵入量は、たなにプライスプレートが密接している場合 No. 1 より減少している。

このような形のプライスプレートを取り付けることによって、ガードエアは室内側に、コールドエアはプライスプレートとたな前端の間げきを降下するようになり、エアカーテンの流れは分離する傾向となる。この結果、下降中におこる両者の混合が減少するために、吸込口で吸込まれる冷気は比較的に室内空気侵入量の少ない状態になると考えられる。

(5) 上たなを引き込む

図 3.5 において、破線で示されている上たな位置(A)では、たな先端が下方に吹出されるコールドエアの下降経路に非常に接近している。一方、上たなを引き込めた(B)位置では、この経路からかなりはずれている。

結果としては両者の室内空気侵入量の大きな差は認められず、(A)位置程度での下降経路への近接はあまり問題とならないようである。（実験 No. 6）

(6) コールドエアの風量増加

エアカーテンのコールドエア吹出口および背面コールドエア吹出口より吹

出されるコールドエアの総風量を、70%増加させた実験 (No. 7) の室内空気侵入量は、風量を増加させない実験 No. 1 に比べてわずかに増加しているが、この実験範囲内のコールドエアの増減では室内空気侵入量に顕著な差は現われていない。しかし、両者の混合は乱気を起こし、外部から室内空気を呼び込むことになるので風量の設定には注意しなければならない。

(7) No. 2 と No. 5 の組み合わせ

No. 7 までの実験から、明らかに侵入量の減少した「底部負荷の積み方」(実験 No. 2) と「プライスプレートを案内板」とする(実験 No. 5) との両者を組み合わせた実験 No. 8 の結果は、その室内空気侵入量は実験 No. 2 および No. 5 のそれぞれの単独実験における値より減少し、両者の減少量の和ほどではないが効果は大きい。

(8) 無負荷状態

この実験は、これまでの実験と異なり、各たなおよび底部に積まれていたすべての負荷を取り除いた無負荷状態における実験である。この状態でプライスプレートを案内板とした場合(実験 No. 9) と、そうでない場合(実験 No. 10) の両者の室内空気侵入量は、ほぼ同等であった。

このことは負荷のある場合には、プライスプレートを案内板にすることにより室内空気侵入量の減少効果を生ずるが、無負荷状態ではそのような顕著な効果が現われないことを示し、オープンショーケースの冷蔵能率(運転費をも含めて)は、無負荷試験の数値では代替できないことを現わしている。

3.2 実験 II

実験 I の侵入量に影響を与える要因探索実験で、明らかにされた室内空気侵入量の減少に寄与する要因は

(1) 手すりに冷氣いつ流防止板を設ける。(底部負荷上面より手すりの上端高さを十分高くする)。

(2) プライスプレートを案内板にする。

の二つが大きなものであった。

手すりの高さについては、買物客の陳列商品の取り出しやすさ、およびショーケースに陳列される商品の量とのかねあいから決まるものである。

実験 II は、プライスプレートの案内効果に着目して、図 3.6 に示されているように、プライスプレートの幅 (W) (要因 A)、プライスプレートとたなの間げき (G) (要因 B)、プライスプレートの傾き (θ) (要因 C) およびコールドエアの風量 (θ) (要因 D) によって、室内空気侵入量がどの程度影響されるものか、表 2.2 の実験計画で解析実験を行った。

解析の結果、室内空気侵入量に影響するおもな要因の寄与率は下記のような関係となった。

要因 (A) × 要因 (B)	31 (%)
要因 (B)	21 (%)
要因 (D)	13 (%)
要因 (C)	10 (%)

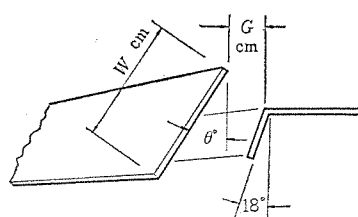


図 3.6 プライスプレートの要因
Price plate setting pattern

室内空気侵入量が最も少なくなる水準の組み合わせは

$(A_2), (B_1), (C_2), (D_2)$

となったが、要因 (D_2) は風量が少なく(水準 D_1 の約 70%)、ショーケースの最上たなの品温が高まり、商品を冷蔵保持できない温度となるため、実用上の組み合わせは風量大の D_1 となるので実用上の最良の組み合わせは

$(A_2), (B_1), (C_2), (D_1)$

となり、推定室内空気侵入量 μ は

$$\mu = 60.1 \pm 3.1 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

となる。最良組み合わせとなった実験 No. 26 の平均値は、62.1 (m³/h) と推定範囲に収まっている。この最良組み合わせについて確認実験として数回実験した結果、その平均値は 60.8 (m³/h) となり、実験 No. 5 を下回る良好な結果を得られた。

この結果と従来のものとを比較すると室内空気の侵入量は約 20% 減少しており、これが室内空気侵入による冷却器の負荷の低減および冷却器への着霜量の減少につながっており、除霜時間間隔を長くすることが可能となって、冷蔵商品の鮮度保持、ショーケース運転能率の向上に大きく寄与することになる。

3.3 エアカーテンの流態

図 2.3 に概略図を示すシュリーレン装置によって、エアカーテンの流態、庫内冷氣の流態あるいは庫内冷氣のいつ流状態を写真撮影し、前述した要因の働きを流態の面から観測したものである。

図 3.7 はエアカーテンの吹出口付近で、内側の流れがコールドエアで、外側の流れはガードエアである。この 2 本の流れは吹出口より約 200 mm のところから混合しはじめている。ショーケースの内側背面から吹出された冷氣の一部は負荷の上面に沿って流れ、負荷の前端からあふれるように負荷の面に沿って流下している。図 3.8 および図 3.9 はショーケースの中たな付近で、図 3.8 はプライスプレートとたな前端との間げきを 30 mm にした場合で、エアカーテンの流れは後傾したプライスプレートの表面に沿って流れるようになり、中間でふくらんでいる。図 3.9 はプライスプレートを従来のようにたな前端に密接させ、上述の間げきを 0 mm にした場合で、プライスプレートの影響をほとんど受けずに流れている。この両者の流態から明らかにように、プライスプレートとたな前端との間げきを設けた場合には、負荷前面を

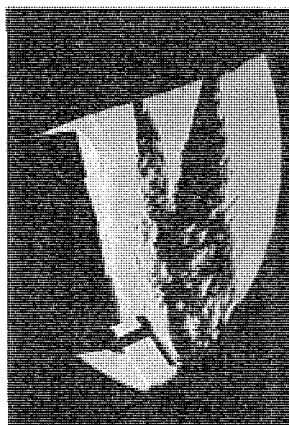


図 3.7 シュリーレン写真 1
(吹出口付近)
Schrieren photograph 1
(around air jet outlet).



図 3.8 シュリーレン写真 2
(中段たな付近, プライスプレート間げき = 30 mm)
Schrieren photograph 2 (around center shelf, price plate gaps are 30 mm).

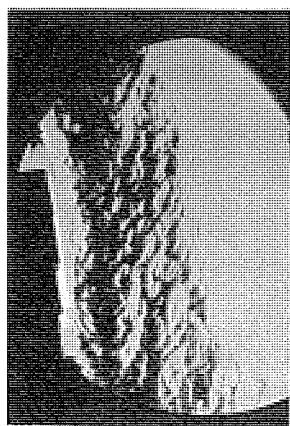


図 3.9 シュリーレン写真3
(中段たな付近、プライスプレート間
げき=0mm)
Schlieren photograph 3 (around
center shelf, price plate gaps
being zero).



図 3.10 シュリーレン写真4 (吸込口付近)
Schlieren photograph 4 (around air
inlet).

流下する背面より吹出された冷気の層が厚くなり、冷蔵商品を保護している様子が観測される。図 3.10 は吸込口付近で、上方から落下してくる冷気の多くは吸込口に吸い込まれるが、一部は手すりを越えて室内に流出している。3.1 節の(2)で述べたいつ流防止板はこのあふれる冷気を防止する作用をしており、このために室内空気の侵入量が減少している。

3.4 エアカーテン気流速度分布

エアカーテンのガードエアとコールドエアの気流速度分布を図 3.11 に示す。吹出口付近ではガードエアとコールドエアとははっきりと分れた速度分布をもつが、プライスプレートをたな前端に密接した場合のパターン(A)は、吹出口から遠ざかるにしたがって二つの流れは合流し、一つの流れパターンとなり、いっぽうプライスプレートをたな前端からはなしてコールドエアの主流の中に入れると、これによる分流効果が現われ、はじめにプライスプレートの間げきを通過したコールドエアはつぎの段の間げきにも一部通過している様子が見られる。また最大速度をもつ位置はプライスプレートをたな前端に密接した場合には、たな前端近くにあり、間げきをもうけた場合には、たな前段より外側に移動してたな上の冷蔵商品は厚い冷気流で保護されている。この傾向は図 3.8 および図 3.9 のシュリーレン写真でも確認されているとおりである。

図 3.11 において、各測定ラインごとの風速は徐々に増加している傾向がみられるが、これは冷気の温度が周囲温度よりも約 25 deg 低く、比重差によって加速されるためと、背面吹出口からの冷気の合流と、エアカーテン中への室内空気の侵入によるものと思われる。

以上のように、ここで扱ってきた室内空気の庫内への侵入による熱負荷は、このような多段式オープンショーケースでは、全熱負荷の 70～80% と非常に大きなウェートを占めているので、この室内空気の侵入量を低減させることは、ショーケースの冷却性能の向上に大きく寄与する。

今回の実験からはつぎの要点をとらえることができた。すなわち、

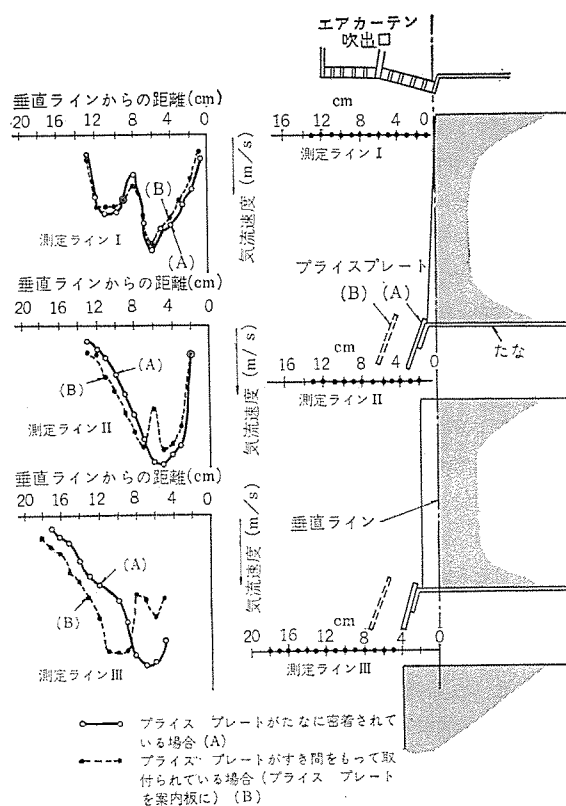


図 3.11 エアカーテン気流速度分布
Air velocity distribution patterns in air curtain.

底部負荷の適切な積み方がなされていないと冷却性能の低下につながる。プライスプレートとそのたな前端部の間に間げきを設けることによって室内空気の侵入量は減少し、たな上に置かれた商品を完全に冷気で包むことができ、この効果によって多少底部負荷の積み方が適正でなかったとしても、冷却性能の低下を従来に増してカバーすることができる。

4. む す び

スーパー・ストアなどの商店にあつては先にも述べたように、床面積の有効利用、単位面積あたりの売り上げ額の増大などによって、多段式オープンショーケースは今後さらに低温のもの、あるいはたな数の多いもの、幅の広いもの、温度範囲の雑居するものなど各種の工夫がこらされて発展すると思われ、エアカーテンもますますその重要度を増すことになるう。

今回は中温用のもので、比較的冷気しゃ断の容易なものについての研究であつたが、今後の要求にしたがつた課題と、解明不十分な課題に対して、エアカーテンの有効利用による冷蔵・冷凍効率の向上、あるいは運転経費の低減のために研究を進めていく予定である。

参 考 文 献

- (1) 半田, 小島, 館: 三菱電機技報, 40, 350 (昭 47)
- (2) 田口: 実験計画法 上, 丸善

新形オープンショーケース

半田 文男*

館 梅里**・小島 照男**

New Models of Mitsubishi Open Type Display Cases

Mitsubishi Electric Corp., Head Office Fumio Handa
Nihon Kentetsu Co., Ltd. Bairi Tachi・Teruo Kojima

With the progress of sales technique in super markets and grocer's stores in general, display cases used there have come to meet many requirements. They are betterment of display effect, elevation of quality preservation, labor saving in the handling and taking care of goods, and increase in the kinds of apparatus to permit various arrangements.

To meet the requirements, Mitsubishi has developed a new series of open type show cases with refrigerators of separate installation, and another new series of self contained refrigerated display cases. This article introduces their outlines.

1. ま え が き

オープンショーケースの需要は、昭和40年約1万台のものが、昭和48年には6万台をこえる著しい伸長をとげ、今後も年率30%以上の成長が期待されている。

このマーケットの要望にこたえるため、1) 商品力の向上、2) 製品系列の充実、3) 工事・保守管理上の改善を重点ポイントに、別置形の新シリーズを開発した。

また、内蔵形においても別置形と同様、商品力の向上、系列の充実化を計った。

2. オープンショーケース(別置形)新シリーズの開発

開発のねらいは、次の3点を重点に行なった。

2.1 商品力の向上

(1) 楽しいショッピングの環境作り

セルフサービスによる販売方式を前提とし、よりいっそうの購買欲をさそうべく木目基調を主眼にデザイン(図2.1)の向上を行なった。また、商品の展示効果の増大を計るため、切目なく照明を取付けてある。

(2) 陳列商品の品質保持

ルーパの押出成型化によりエアカーテンを完全にし、ウレタン注入発泡(泡)による断熱効果の増大を計った。なお、標準的な設置条件は、

周囲温度27°C・55%・風速0.3 m/s以下である。

また、衛生的な庫内を保つため、庫内底をFRP化し、排水処理を迅速確実にし、清掃の容易化を計った。

(3) 使いやすさ

使用上の便宜は、買物客側とショーケース使用者側の双方を考慮しなければならない。前者の立場では、使い勝手の点で特に商品の取出しやすさを、人間工学上から検討し、ショーケース前面の高さ・奥行き・たなの高さを決めている。

また後者の立場では、価格表示や宣伝上の便宜のため表示レール(図2.2)などをとりつけた。(実用新案出願)

貯蔵商品の運搬動線の省力化に対して、ロールインケースを開発した。フゴンガード(図2.1)は、両者の立場に立つての工夫といえる。

2.2 製品系列の充実

陳列商品数の増大と高度な販売技術を取り入れたレイアウト形成による売上効率向上のために、多種多様の製品が必要となった。したがって、貯蔵商品系列ごとに数種類の製品系列をつくり、温度管理の面でも、冷凍能力の調整で貯蔵品に最適な温度調整が可能な機種、さらには、省力化機器など豊富な機種数となった。しかも、これら多種多様の機種が、部品のモジュール化とその組合せで生産し、合理化を行なっている。

2.3 工事・保守管理の容易化

労働力不足および人件費の高騰のため、工事関係者の間では、工

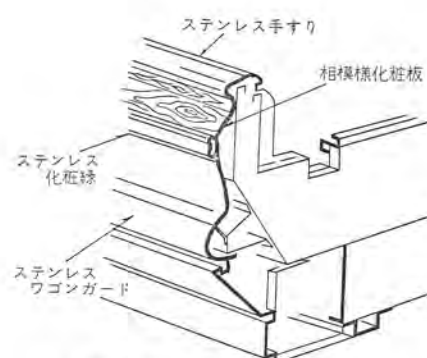


図 2.1 前面パネル外観図
Exterior view of front panel.

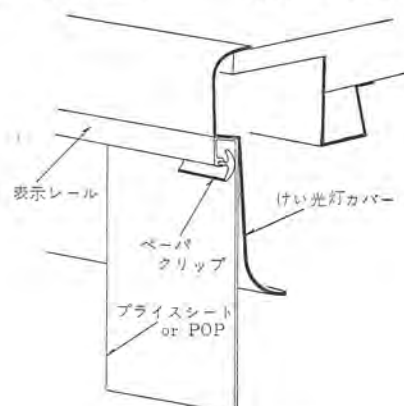


図 2.2 表示レール
Indication rail.

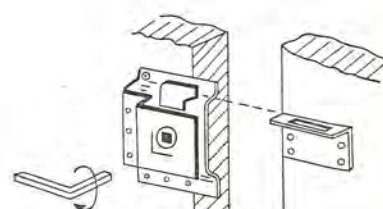


図 2.3 ハンドルロック
Handle lock.

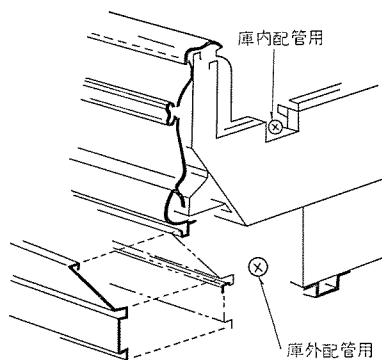


図 2.4 配管位置図
Piping position.

期短縮・経費削減は大きな問題であり、これらを背景に工事の簡易化が、ショーケースに要求され、それにこたえた。

(1) 連結作業の容易化

ハンドロック方式(図 2.3)を採用し、ショーケース連結作業がワンタッチで行なえる。

(2) 大きな配管スペース

前面カバー背面に余裕あるスペースを取ったため、庫外配管工事が容易で、配管断熱工事も簡単に行なえる(図 2.4)。庫内配管の場合は、冷却室の左右の切欠部を配管できる設計を行なった(図 2.4)。工事の都合で、庫内・庫外配管の自由な選択ができる。

(3) 排水処理

ドレンエルボにより、ドレン排出口が前後左右いずれも適応でき、工事しやすい設計を行なっている。

(4) 保守点検の容易化

(a) 簡単に取りはずせるすの子を取ると、冷却器・冷却器用ファンが露出するので、保守・点検が簡単である。

(b) 配線は、前面カバー内の端子板に集められており、電磁接触器等もショーケースに取付けてあり、配電盤との複雑なやりとりが不要。

(c) F.R.P.の採用で、冷却室・ドレンみぞ・穴などの清掃が、非常に簡単となった。

3. 別置形オープンショーケース各機種の紹介

最近の貯蔵品種は広範にわたり、ショーケースもおのおのの貯蔵品に適したものが必要である。

貯蔵品の代表的なものをあげれば、青果物・乳製品・牛乳・精肉・加工肉・鮮魚・塩干物・練物・佃煮・漬物・豆腐・清涼飲料・冷凍食品・冷菓などがある。

新シリーズの系列は、これら貯蔵品販売に適した形状、および販売効率を上げるための各種のレイアウトに適応可能なように種々の観点から検討された。

ショーケース本体(側板含まない状態)の幅寸法は、2,440 mm および 1,830 mm の 2 系列がある(図 3.1)。

3.1 青果用

陳列商品のボリューム感を出すため、鏡が取付けてあるのが特長で、ACU-HG(図 3.2)、ACU-THG・AC-HG・AC-THG・ACM-HG の 5 種類(図 3.3)の系列がある。

(1) ACU-HG 形は、鏡上部前方から冷気を吹出す上部吹出方式を採用してあるので、商品を山積みしても均等に冷却される。また、鏡には曇り止めの工夫がされている。

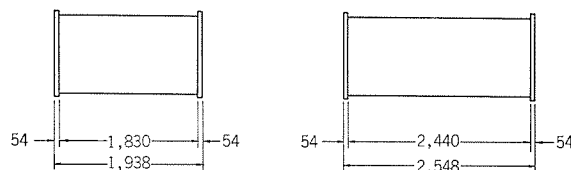


図 3.1 ケース寸法図
Outline dimensions of case.

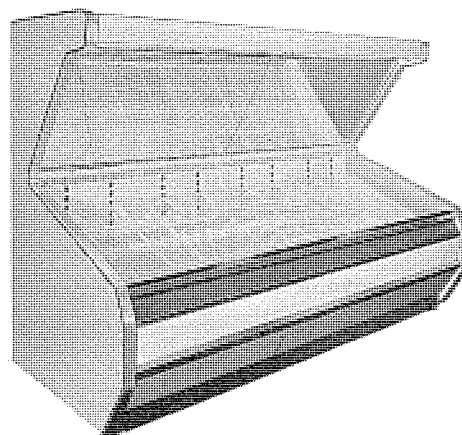


図 3.2 ACU 形中温ケース
Type ACU medium temperature case.

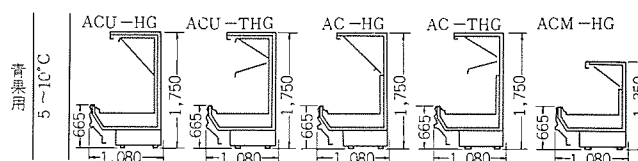


図 3.3 AC 形製品外形図
Outline of type AC product.

(2) AC-HG 形は、背面吹出しのため、冷凍能力が少なくすみ、経済的なケースである。

(3) ACU-THG, AC-THG 形は、鏡前部にたな 1 段を取付けてあるので、陳列面積が大きくなっている。

(4) ACM 形は、店舗の壁面以外にレイアウトされることを考慮し、ケース越しに店内が見通せるよう背面高さを 1,350 mm にしてある。

(5) 青果用 ACU, AC 形と多段形はん(汎)用機種 AD 形とは、前面高さ 665 mm, 全高 1,750 mm, 奥行 1,080 mm に統一されており、レイアウト上の便宜がなされている。

(6) 青果用ケースは、風速が早すぎると、未包装品は乾燥してしまうので、風速の調整、加湿装置の取付け等の工夫がなされている。

3.2 中温用平形

精肉・加工肉・鮮魚・酪農品・水物・塩干物・練製品等、非常に多くの用途に使われている。

KC-HG(図 3.4)、KCS-HG の 2 種類がある。

(1) KC-HG 形は、貯蔵品を平面的に並べる可動すの子が取り付けられ、精肉用等では、すの子を上げて 1~2 段の陳列とし、酪農品等の場合は、これを下げて貯蔵量を増すことができる。庫内温度も、精肉貯蔵に適するように冷却器の設計を行なった。

(2) KCS-HG 形は、図 3.5 のごとく KC 形と外形寸法はまったく同じで、背面にとびらをもち、冷却器室の下にストックをそなえている。これは商品のストックを可能にする。

3.3 中温用多段形

フロアスペースの有効的な利用法という点から、多段形ケースが、今後ますます需要が増加する。

AD-HG形(図3.6)、ADV-HG形(図3.7)、ADH-HG形(図3.8)の3種類の系列がある。

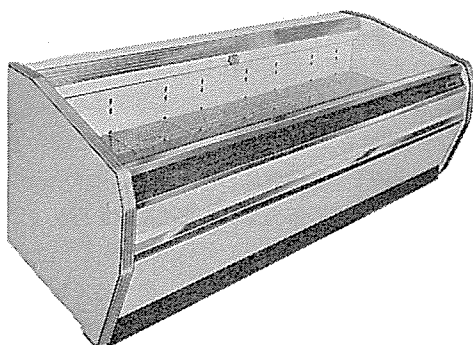


図 3.4 KC 形 中 温 ケース
Type KC medium temperature case.

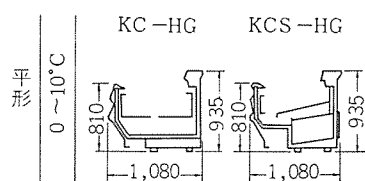


図 3.5 KC 形 中 温 外 形 図
Outline of type KC medium temperature.



図 3.6 AD 形 中 温 ケース
Type AD medium temperature case.



図 3.7 ADV 形 中 温 ケース
Type ADV medium temperature case.

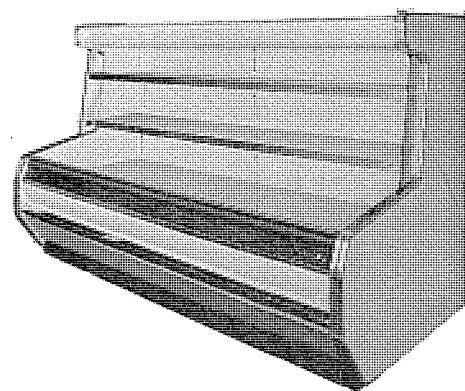


図 3.8 ADH 形 中 温 ケース
Type ADH medium temperature case.

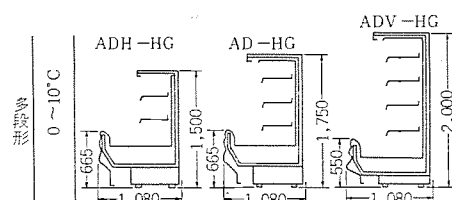
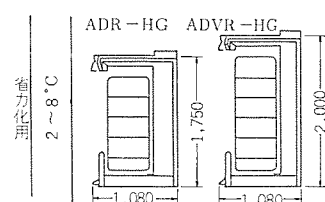


図 3.9 AD 形 製品外形図
Outline of type AD product.



図 3.10 ADR 形 製品外形図
Outline of type ADR product.



(1) 全高は図3.9のごとく、ADH形1,500mm、AD形1,750mm、ADV形2,000mmと段階的に取りそろえてあり、前高は、ADH形、AD形が665mmで統一され、ADV形は、550mmといっそうの陳列効果を高めている。

(2) たなも図3.9のごとく2枚・3枚・4枚と順次ふえるので、店舗レイアウトに変化をもたせることができる。AD形・ADV形は、上部吹出方式を採用している。

(3) 従来平形で販売されていたブリパックされた精肉・鮮魚もフロアスペースの有効利用という面から多段形へ移行しつつあるので、これら商品を適温で保持できるように冷却器の設計を行なっている。

3.4 中温用省力化機器

商品陳列の手間の省力化という主旨で、商品をカートにのせたままショーケースにはめ込むロールインケースは、今後の販売技術革新に大いに役立つ機種である。ADR-HG形・ADVR-HG形(図3.10)の2種類の系列がある。

(1) 冷気は背面および上部から吹出し、吸込は背面下部にある。

(2) カートのたなは、貯蔵品によって高さを調整できるようになっており、6インチのキャスタが取り付けられている。

3.5 中温用および低温用両面形

両面形は、いわゆるアイランドとして広く使用されているケースである。中温用としてRC-HG・RCW-HGの2種類、低温用としてRC-LG・RCW-LGの2種類の系列がある。

外形寸法は図3.11、3.12のとおり、中温用・低温用とも同一外形寸法で統一されている。

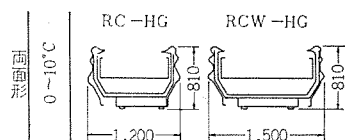


図 3.11 RC形製品外形図
Outline of type RC product.

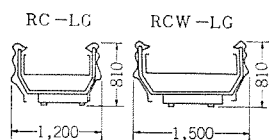


図 3.12 RC形低温ケース製品外形図
Outline of type RC low temperature case product.

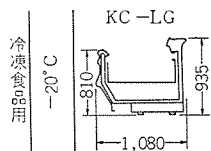


図 3.13 KC形低温ケース製品外形図
Outline of type KC low temperature case product.

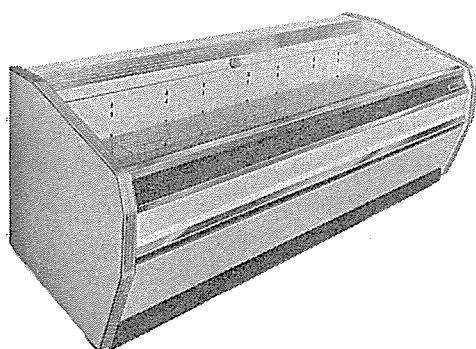


図 3.14 KC形低温ケース
Type KC low temperature case.

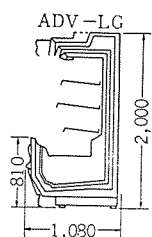


図 3.15 ADV形低温ケース外形図
Outline of type ADV low temperature case.

(1) RC形は奥行1,200 mm, RCW形は1,500 mm, 前高は810 mmで統一されている。

(2) 低温用では、吹出ルーバの角度、吹出風速と吸込風速の関連調整により、吸込側品温の保持に留意し性能向上を計った。

(3) デフロストヒータの容量をアップし、デフロスト時間の短縮を計り、取付位置の選定に当たっては、ドレンパン部の残氷防止を考慮して配置した。

(4) RCW形は中央仕切をなくし、従来の2パス方式から1パス方式にし、陳列スペースを広くした。

3.6 低温用平形

平形としてKC-LG形(図3.13, 3.14)があり、外形寸法は、中温用KC-HGとまったく同一であるが、特に低温用としての熱交換器は特に工夫をしてある。

3.7 低温用多段形

ショーケースの多段形への移行は、低温用についても同じであり、ADV-LG(図3.15)を開発した。

(1) エアカーテンは3層とし、それぞれ温度・風速を異にし、庫内に近づくほど風速を早め、温度を低くしている。

(2) 低温のため空気中の水分が霜となり、風路抵抗となるので、除霜用のヒータ、メーンクーラへの霜付き防止、除霜時の水滴の処理等に留意をした。

3.8 その他

店内レイアウト上不可欠な非冷ケース、コーナケース、エンドケースも、各種系列として取りそろえた。

4. 内蔵形オープンショーケース

スポット形として、レイアウトの変動に即応できる内蔵形オープンショーケースの需要は別置形と同様に増大している。ここに、新製品の概要

を述べる。

4.1 中温用多段形

従来他社に先がけAD-HCE形を発売し、好評を得たが、さらに商品力を向上し、市場の要望にこたえるため、ADV-12HCS・ADV-18HCSの2機種を開発した(図4.1, 4.2)。

(1) 従来の標準形は設置条件27°C, RH50%であったが、顧客の範囲を拡大するため一般のクロースドタイプと同一の30°C, RH60%の周囲条件の下で使用に耐えられるものとした。

(2) 冷却器を通るコールドエアと、外気の状態のガードエアの2層のエアカーテンを採用することにより(図4.3)、小さな動力で冷却能力の向上、冷気保持をより確実にした。なお、このエアカーテンの研究には、当社商品研究所の協力を得て気流観測を行なってその成果を確かめた。

(3) 外形寸法は図4.3のとおりで、従来品より全高を高くし、たな1段増加した。また、奥行は売場面積当たりの効率を高めるため、915 mmとせばめている。なお、各たなの間隔は、牛乳1,000 ccパックを収納できるようにしてある。

(4) 上部照明は陳列効果を高めている。

(5) 排水は、蒸発さらによって強制蒸発しているので、処置が容易となった。



図 4.1 ADV-12HCS形
Type ADV-12HCS.

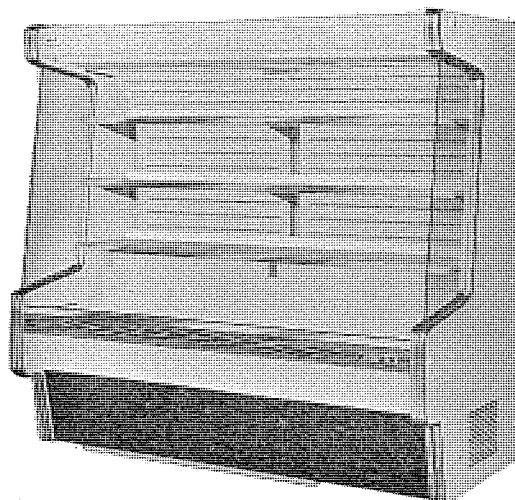


図 4.2 ADV-18HCS形
Type ADV-18HCS.

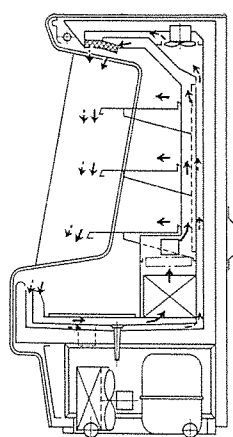
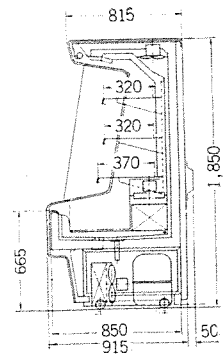
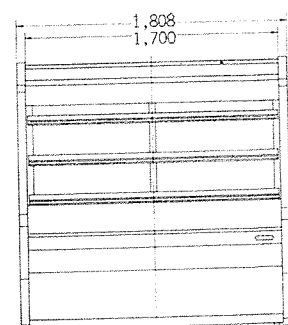
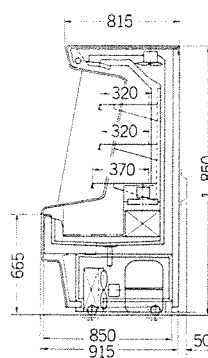
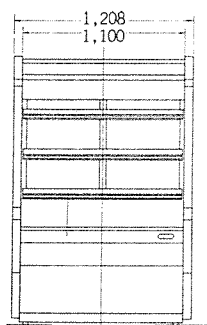


図 4.3 ADV 形内蔵式外形図
Outline of type ADV self contained system.



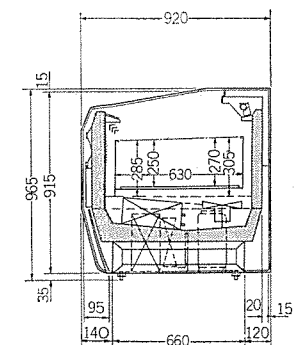
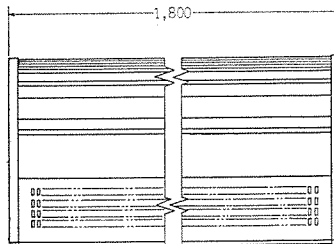
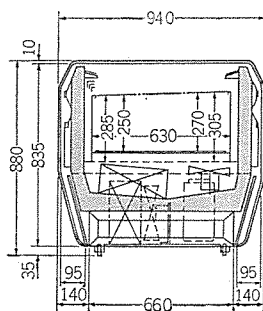
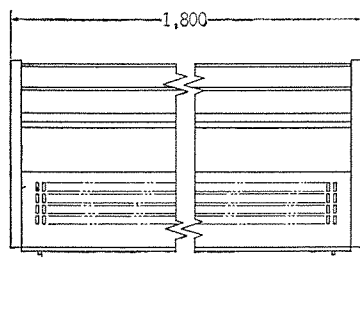
(a) ADV-12 HCS

(b) ADV-18 HCS

外形寸法	幅 1,208×奥行 915×高さ 1,850 mm
陳列面積	1.5 m ²
性能	周囲温度 30°C (湿度 60%) 周囲風速 0.3 m/s 以下 使用温度 5±3°C
外装	高級仕上銅板製メラミン樹脂焼付塗装
内装	高級仕上銅板製メラミン樹脂焼付塗装
断熱材	発泡(泡)ポリスチレンおよびグラスウール
照明	けい光灯 (20 W 2灯)
電源	冷凍装置 三相 200 V 庫内ファン・照明灯 単相 100 V 50/60 Hz
冷却器	クロスフィンチューブ強制通風式
冷凍機	空冷式コンデンシングユニット 0.75 kW
除霜装置	完全自動霜取 (オフサイクル式)
露付防止	コードヒータ使用
制御機器	自動温度調節器, 照明灯スイッチ, 霜取用タイマ
付属品	ドレンパン, すのこ, ナイトカバー

外形寸法	幅 1,808×奥行 915×高さ 1,850 mm
陳列面積	2.4 m ²
性能	周囲温度 30°C (湿度 60%) 周囲風速 0.3 m/s 以下 使用温度 5±3°C
外装	高級仕上銅板製メラミン樹脂焼付塗装
内装	高級仕上銅板製メラミン樹脂焼付塗装
断熱材	発泡(泡)ポリスチレンおよびグラスウール
照明	けい光灯 (40 W 2灯)
電源	冷凍装置 三相 200 V 庫内ファン・照明灯 単相 100 V 50/60 Hz
冷却器	クロスフィンチューブ強制通風式
冷凍機	空冷式コンデンシングユニット 1.1 kW
除霜装置	完全自動霜取 (オフサイクル式)
露付防止	コードヒータ使用
制御機器	自動温度調節器, 照明灯スイッチ, 霜取用タイマ
付属品	ドレン, すのこ, ナイトカバー

図 4.4 ADV 形内蔵式仕様一覧
List of specifications for type ADV self contained system.



キャビネット	外箱 高級仕上銅板白色メラミン樹脂焼付塗装 内箱 高級仕上銅板白色メラミン樹脂焼付塗装
ユニット	冷凍装置 1,500 W 200 V 三相 50/60 Hz 熱動安全器, 起動コンデンサ, 電源コード
性能	冷却方式 強制空冷式 庫内温度 -20°C±2°C (室内 30°C にて日光の直射を受けず) 湿度 60% 周囲風速 0.3 m/s 以下
内容積	全内容積 586 l 有効内容積 304 l
照明	温度調節 自動温度調節器にて調節 けい光灯 点灯式
付属品	ナイトカバー 3枚, すのこ 3枚, 仕切板 2枚, 高級隔測温度計
製品重量	約 230 kg

キャビネット	外箱 高級仕上銅板白色メラミン樹脂焼付塗装 内箱 高級仕上銅板白色メラミン樹脂焼付塗装 上面 塩化ビニール銅板 (カウンタ)
ユニット	冷凍装置 1,500 W 200 V 三相 50/60 Hz 熱動安全器, 起動コンデンサ, 電源コード
性能	冷却方式 強制空冷式 庫内温度 -20°C±2°C (室内 30°C にて日光の直射を受けず) 湿度 60% 周囲風速 0.3 m/s 以下
内容積	全内容積 586 l 有効内容積 304 l
照明	温度調節 自動温度調節器にて調節 40 W+20 W けい光灯 点灯式
付属品	ナイトカバー 3枚, すのこ 3枚, 仕切板 2枚, 高級隔測温度計
製品重量	約 230 kg

図 4.5 KC-18 LCS 形仕様図
Specification of type KC-18 LCS.

図 4.6 KC-18 LCS 形仕様図
Specification of type KC-18 LCS.

(6) 凝縮器の前面には, 清掃を容易とする取りはずしの簡単なフィルタがあるので, 凝縮器の目づまりが防げる。

(7) 図 4.4 は概略仕様を示す。

4.2 低温用両面形および平形

冷食・アイスクリームの販売用として, 両面形 RC-18 LCS・平形 KC-18 LCS を開発した。

(1) RC, KC 形とも内部構造はまったく同じで, 外側の変化により, 両面形・平形の 2 種類が構成されている。

(2) 押込み式のファン取付けおよびガイドにより幅広いエアカーテンを 1 個のファンで行なっている。

(3) 人間工学上の設計から, 前高は 870 mm とし, これは冷凍内蔵形オープンケースとしては商品が取出ししやすい。

(4) 200 V の電源ですべてが作動するので、運転費が安い。なお、KC 形の照明は 100 V 電源である。

(5) 機械室内にナイトカバーが収納できるスペースがある。

(6) KC 形は、カウンタの下に照明を内蔵しているので、庫内をいっそう引き立たせている。

(7) おもな仕様は、図 4. 5, 4. 6 のとおりである。

5. む す び

オープンショーケース新シリーズは、図 5. 1 のように共通部品の組合せにより多種多様の製品系列を構成させ、どの機種にも共通してデザイン向上、商品力アップを計り、工事サービス面の省力化を行なった。また、性能面でも、従来より過負荷な温度にも耐えられる製品とした。

今後は、スーパーマーケットおよび一般小売店の販売技術の進歩をリー

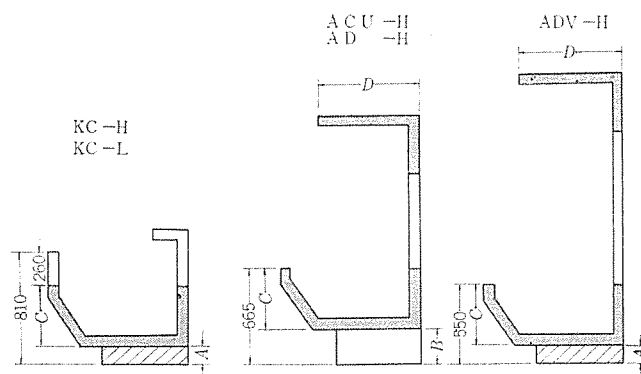


図 5. 1 別置式オープン製品構成図
Separately installed type open product constitution.

ドするような機種を開発し、いっそう三菱オープンショーケースのイメージをアップさせたい。



特許と新案

張力制御装置

発明者 浅野 哲 正

この発明は、電磁粒子式クラッチ・ブレーキを使用した張力制御装置に関するものである。

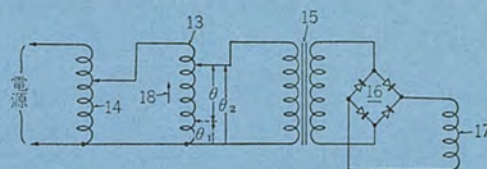
一般に張力は巻径に応じて変化するので、この種の張力制御装置では、巻径の変化に応じて電磁粒子式クラッチ・ブレーキの励磁電流を調整している。ところで電磁粒子式クラッチ・ブレーキの伝達トルク T と励磁電流 I との関係は、 $T=KI^r$ ($r=1.2\sim 1.8$) で表わされるが、従来ではこの T と I との関係を直線とみなして制御しているので、正確な定張力制御を行なうことができない。

この発明は、最大巻径 D_2 のときに要求されるトルクを得るに必要な励磁電流 I_2 と、最小巻径 D_1 のときに要求されるトルクを得るに必要な励磁電流 I_1 との比 $\left(\frac{I_2}{I_1}\right)$ が $\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{\frac{1}{r}}$ に等しくなることに着目し、この関係を保つように制御して正確な定張力制御を達成する

ものである。

図はこの発明装置の一実施例を示す。図中 (14) は張力設定用の電圧調整器、(13) は巻径に応動する電圧調整器、(17) は電磁粒子式クラッチ・ブレーキの励磁コイルである。電圧調整器 (13) は最小巻径で θ_1 、最大巻径で θ_2 となる。この θ_1 、 θ_2 は動作範囲 θ = 一定の条件において、 $\frac{\theta_2}{\theta_1} = \frac{I_2}{I_1}$ となるように設定されている。

(特許第 585475 号) (中林記)



ミ シ ン

考案者 堂 脇 恭 三

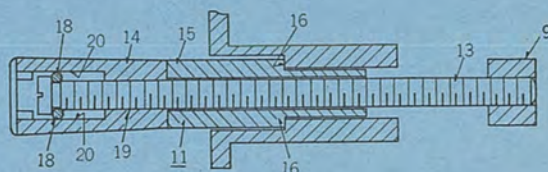
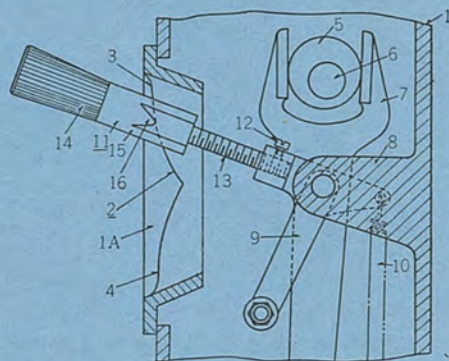
この考案はミシンにおいて、特に縫い目調節つまみにかかる負荷を均一にして、振動による縫い目調節つまみのゆるみを防止した縫い目調節装置に関するものである。

図 1 において、(2) はカム部で、ミシンアーム (1) の前壁の開ロ部 (1A) に縦方向に平行の 1 対の前進縫い、および後進縫いのカム片 (3)、(4) を有している。(9) は腕部 (8) に回動自在にすう (枢) 着されたほぼ T 字形の案内テコで、この案内テコ (9) の横部片の一端はばね (10) により常に 1 方向へ引張られている。(11) は縫い目調節装置で、一端は案内テコ (9) にねじ (12) でかん (嵌) 合固着され、かつ他端は開口部 (1A) より外部に突出している。

図 2 はこの縫い目調節装置 (11) を示し、(13) は一端を案内テコ (9) に連結し、かつ他端を開口部 (1A) より外部に突出した調節ねじ、(14) は筒状体の縫い目調節つまみで、一部が調節ねじ (13) にねじこまれている。(15) は筒状体の縫い目指示体で、調節ねじ (13) に遊合され、かつ一端が縫い目調節つまみ (14) に接している。また、この縫い目指示体 (15) の他端は軸方向に山形の突起 (16) を有し、この突起 (16) をカム部 (2) 面にしゅう (摺) 動させるようになっている。

すなわち、調節ねじ (13) のねじ込みによって縫い目指示体 (15) をカム部 (2) に対して押圧する。(18) はゴム等の軟質材、(19) は調節ねじ (13) とら (螺) 合する縫い目調節つまみ (14) に設けた雌ねじ部、(20) は雌ねじ部 (19) の径よりも大きな内径の穴で、調節ねじ (13) の一端と縫い目調節つまみ (14) の穴部 (20) との間に、軟質部材 (18) がはめこまれている。

したがって、縫い目調節つまみ (14) を回動させると、縫い目調節つまみ (14) 内周と軟質材 (18) 外周を適当な摩擦抵抗を保持しながらしゅう動し、突起 (16) はカム部 (2) をしゅう動して任意の布送り量を選択する。この考案では、縫い目調節つまみにかかる負荷が常に均一となり、振動による縫い目調節つまみのねじのゆるみがなくなり、常に任意の位置に保持された布送り量が一定となる効果を有する。(実用新案第 940933 号) (上林記)



追尾レーダ方式

発明者 山内 信治

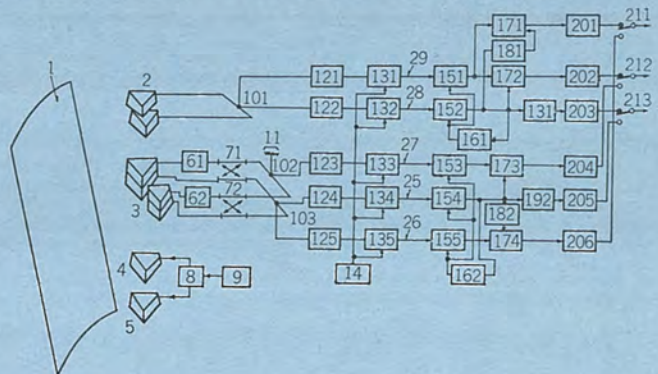
この発明は、目標の捕捉を容易にするためにファンビームを使用し、しかもこのファンビームのままに追尾できるようにした追尾レーダ方式に関するものである。

図中(1)は水平方向には直線で、垂直方向には放物線となっている筒状のパラボラ反射鏡、(2)は粗受信一次ふく(幅)射器で、2ビームモノパルス方式の粗受信系に接続される。これはファンビームで目標を待受けて目標の捕捉を行なう。(3)は精受信一次ふく射器で、4ビームモノパルス方式の精受信系に接続される。これは粗受信系による目標捕捉の後、目標を精度良く追尾する。(4)、(5)は粗および精の送信一次ふく射器、(211)、(212)、(213)は精粗受信系の自動切換えスイッチである。

仰角方向のビーム幅は精粗両受信系ともに狭く、全体として方位角方向に広いファンビームを形成しており、このファンビームを振ることなく目標の捕捉が達成される。追尾方式としては、方位角方向は位

相モノパルス方式、仰角方向は振幅モノパルス方式が採用されており、ファンビームのままに追尾を行なうことができる。

この発明は、目標の位置が予想できず、しかも目標が高速で移動する場合に特に有効である。(特許第578957号)(中林記)



極低温装置のリード線

発明者 岩本 雅民・佐藤 隆・金関 直弥

この発明は超電導マグネットを冷却し、収納する極低温装置のリード線に関するものである。

極低温装置には液体ヘリウムが入れているが、それに対する浸入熱量は、超電導マグネットの励磁電流を供給する電流リード線から伝わって浸入してくる熱量が一番大きい。そのためこの発明は、リード線の浸入熱量によって蒸発した冷たいヘリウムでリード線を冷却し、浸入熱量を軽減するものである。

図においてリード線の軸となる導体(6)は、室温部に近い部分(高温部)では直径が大きく、また液体ヘリウム面に近い部分(低温部)では直径が小さくなっている。この断面積の変化は軸となる導体(6)の電気固有抵抗が高温部では大きく、また低温部では小さくなることに対応している。このようにすることによって、軸となる導体(6)上におけるジュール発熱の分布をほぼ一定にすることができる。

らせん状に巻き付けられたコイル(7)は、リード線の軸となる導体(6)の直径の大きい部分に対してはコイルの巻き直径 d の小さいものを、また軸となる導体(6)の直径の小さい部分に対しては、コイルの巻き直径 d の大きいものを使用しているため、包囲する円筒(8)は単一直径のパイプで十分である。蒸発したヘリウムガスは、矢印(13)にしたがってらせん状に巻きつけられたコイル(7)の部分の流れ、コイル(7)を冷却するので、冷却されたコイル(7)は、その軸となる導体(6)との良好な熱伝導性によって、軸となる導体(6)における伝導熱量およびジュール発熱を冷却し、リード線の浸入熱量は軽減される。

その結果、極低温装置への浸入熱量は大幅に少なくなり、極低温装置の冷却機系を小さくすることができる。

(特許第637514号)(小藤田記)



人工衛星の熱制御用塗料の紫外線劣化

高橋 一郎*・児玉 峯一*
尾形 善弘**・金山 清**・玉木 律子**
植田 剛夫***

Ultraviolet Degradation of Thermal Control Coatings for Spacecraft

Manufacturing Development Laboratory Ichiro Takahashi・Minekazu Kodama
Central Research Laboratory Yoshihiro Ogata・Kiyoshi Kanayama・Ritsuko Tamaki
Kamakura Works Takao Ueda

In order to operate spacecraft in the space normally for a long period of time, thermal control is an extremely important problem. The most general method of a thermal control system is the use of thermal control coatings. In the application of the coatings referred to, space environment, degradation by ultraviolet radiation in particular, must be taken into consideration. This report gives brief discussion of questions arising in the estimation of ultraviolet degradation of the thermal control coatings. It also reports a result of a study made on the effect of the constituent elements of paint and coating conditions given to the degradation through the experiment regarding the most general thermal control coatings in a type of dispersing inorganic white pigment in organic binder.

1. ま え が き

宇宙空間において、人工衛星を長期間にわたって正常に作動させるために、熱制御はきわめて重要な問題であり、実用衛星の長寿命化、熱的要求の高度化に伴い、ソフトウエア、ハードウエアの両面にわたってさらに新しい確実な技術の開発が要求されている。

熱制御の方式としては、一般に、衛星と宇宙空間との熱的結合、および衛星内部の各部間での熱的結合の調節により所要の温度範囲を得ようとする受動形と、受動形を基本としてサーマルレーパ、ヒートパイプなどの制御要素の使用により、さらに高度の制御を行なう能動形とに大別される。熱放射が、伝熱の支配的なモードとなる宇宙空間にあってはいずれの場合にも、放射特性を定めるコーティングが熱制御上、基本的に重要な役割を果すこととなる。

熱制御に使用されるコーティングは、要求される太陽光吸収率 α_s 、赤外放射率 ε の特性にしたがって、塗料・表面処理・テープなどから選択されるが、宇宙空間での環境に対する耐性を考慮した場合、材料の選定が重要な問題である。コーティングに劣化を生ずる要因としては、高真空・紫外線・陽子・電子・宇宙じん(塵)などがあるが、一般の地球をまわる衛星の場合、紫外線照射による塗料の特性の劣化、これに伴う熱制御系の性能の低下が最も大きな問題であり、現在までに多数の地上における実験、および軌道上での研究が続けられている。

当社では昭和44年以来、多数の衛星熱制御用材料の熱的特性について測定・研究を行なってきたが、ここでは白色塗料の紫外線による劣化挙動を調べた。ここで取り上げた種類の白色塗料については、その構成成分が劣化挙動に及ぼす効果を系統的・統一的に解釈しようとする試みは従来行なわれていないように思われる。また、この種の塗料では塗装条件のわずかな違いが塗膜の光学的特性に微妙な影響を及ぼすことが考えられる。本実験はこのような点に関する理解を深める目的で行なったものである。

2. 研究の現況

熱制御用塗料の紫外線劣化については、打上実験および地上における模擬実験を含めて、これまでに数多く行なわれている。打上実験は、熱制御用塗料の宇宙環境下における劣化についての直接的な知見が得られる点で重要であり、表2.1に、今までに米国で実施された打上実験例のいくつかを示す⁽¹⁾。さらに、これらの実験で用いられた塗料(いずれも白色)の劣化の度合いについては、図2.1に人工衛星OSO I⁽²⁾、II⁽³⁾に用いられた酸化チタン(TiO₂)/エポキシ系のSkyspar A423を、図2.2にPegasus I⁽⁴⁾に用いられた酸化亜鉛(ZnO)/シリコン系S-13およびLunar Orbiter Iに用いられたB1056(S-13改良品)を、また図2.3にLunar II、IIIに用いられたケイ酸カリ処理の酸化亜鉛/シリコン系S-13Gを、それぞれ示した。いずれも1,000時間前後の太陽光暴露により、太陽光吸収率 α_s の変化 $\Delta\alpha_s$ が0.1以上に達することが図からわかるが、A423、S-13については $\Delta\alpha_s$ の値が大きだけでなく、地上での模擬実験結果と著しく異なることが、当時問題になった。これに対して、酸化亜鉛/ケイ酸カリ系の白色塗料についても多くの打上実験がなされたが、OSO IIに用いられたZ-52、Pegasus II⁽⁴⁾に用いられたZ-93はそれぞれ3,000時間、1,200時間の太陽光暴露に対して光学的劣化が認められず、きわめて安定な塗料であることがわかった。

このような打上実験に対して、一方では地上での模擬宇宙環境下における実験も、実験が比較的容易であることから、数多く行なわれている。しかし、模擬宇宙環境の設定には、熱制御用塗料の紫外線劣化実験に特有な技術的な問題がある。その重要な問題の一つは、真空中で紫外線劣化した塗料を大気にさらすと、太陽光吸収率 α_s の劣化がかなり回復することである。このことは、劣化した塗料の α_s は、塗料試片を真空チェンバに収めたまま測定しなければならないことを意味する。既出Pegasus Iの酸化亜鉛/シリコン系S-13の打上実験結果が、紫外線劣化に関して地上でのそれと大きな差をみせたのは、実はこのときの地上実験で、劣化後の試片の α_s (実際に

表 2.1 熱制御用塗料の打上実験
Coatings tested during flight on various thermal control experiments.

衛星名	寿命 (month)	塗料組成 (ピグメント/バインダ)	塗料名	Δa_s /Hour
OSO I	16	1) TiO_2 /epoxy 2) TiO_2 (rutile)/silicone	Skyspar A 423 (Andrew Brown Paint Co.) Thermatrol-A 100 (Lock Heed)	0.22/1,000
OSO II	16	1) TiO_2 /silicone 2) ZnO /silicone 3) ZnO /silicone 4) Spodumene/sodium silicate 5) Zirconium silicate/potassium silicate 6) Zirconium/potassium silicate 7) SnO_2 /silicate 8) ZnO /potassium silicate 9) TiO_2 /epoxy 10) Sb_2O_3 /potassium silicate	S-8 (IITRI) Z-52 (IITRI) Skyspar A 423 (Andrew Brown Paint Co.)	no effect/3,000
Mariner IV	7	1) ZnO /potassium silicate	Z 93 (IITRI)	
Pegasus I	6	1) TiO_2 (rutile)/silicone 2) ZnO /silicone	S-13 (IITRI)	0.18/1,800
Pegasus II	6	1) ZnO /potassium silicate 2) ZnO /silicone	Z 93 (IITRI) S-13 (IITRI)	no effect/1,200
Pegasus III	6	1) ZnO /potassium silicate 2) ZnO /silicone	Z 93 (IITRI) S-13 (IITRI)	
Lunar Orbiter I		1) ZnO /silicone 2) K_2SiO_3 - ZnO /silicone	B 1056 (Boeing Co.) S-13 G (IITRI)	0.14/900 0.14/900
Lunar Orbiter II		1) K_2SiO_3 - ZnO /silicone	S-13 G (IITRI)	0.09/500
Lunar Orbiter III		1) K_2SiO_3 - ZnO /silicone	S-13 G (IITRI)	
Surveyor I		1) Plasmco clay	(Hughes Air craft company)	

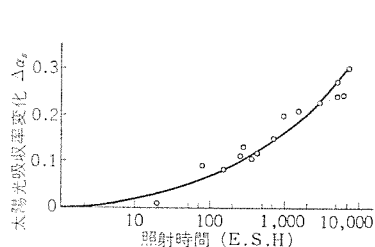


図 2.1 TiO_2 /エポキシ塗料の太陽光吸収率の変化 (OSO I 打上実験)
Change in solar absorptance of titanium dioxide/epoxy coatings (OSO I flight data).

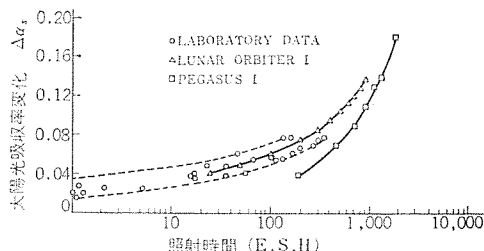


図 2.2 ZnO /シリコン塗料の太陽光吸収率の変化 (地上実験データおよび打上実験データ)
Change in solar absorptance of zinc oxide/silicone coatings (laboratory data and flight data).

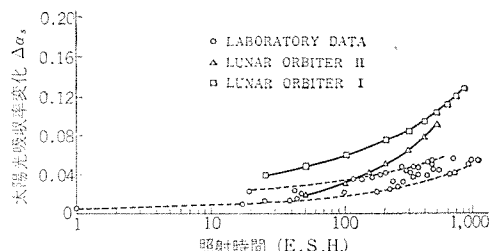


図 2.3 S-13 G の太陽光吸収率の変化 (地上実験データおよび打上実験データ)
Change in solar absorptance of S-13 G (laboratory data and flight data).

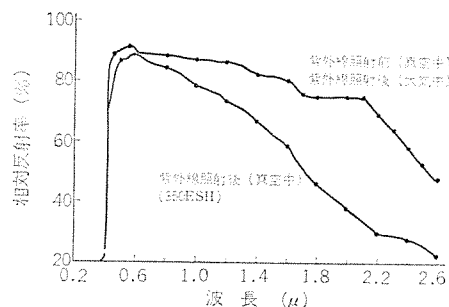


図 2.4 ZnO /シリコン塗料の分光反射スペクトル
Reflectance spectra of zinc oxide/silicone coatings.

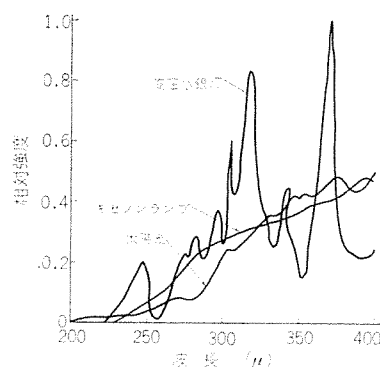


図 2.5 太陽光および照射光源の波長分布
Spectral distribution of the sun and ultraviolet source.

は反射率 ρ_λ の測定を大気中で行なったためであることがのちに判明した。事実、真空中でこの測定を行なえば S-13 の劣化が明確に示される (図 2.4)。なお、紫外線劣化が大気中で回復する現象は、酸化スズ (SnO_2) ピグメントにも認められている⁽⁵⁾。

宇宙環境模擬のもう一つの主要な問題は、塗料の紫外線劣化が紫外線の波長に大きく依存することである。したがって、実験にあたっては、太陽光模擬光源として単に紫外領域 (通常、波長 0.4μ 以

下) での積分強度に基づいた太陽光換算時間 (ESH; Equivalent Solar Hour) を考慮するだけでは不十分で、紫外領域におけるスペクトル強度が、太陽光のそれとできるだけ近い光源を選択する必要がある。この点からみれば、たとえば、一時よく使われていた水銀ランプは不適當であり、最近ではキセノンランプによって代わられてい

る。これらのランプの紫外領域でのスペクトルを太陽光と比較して、図 2.5 に示す。なお、紫外線劣化現象の波長依存性については、既出の Skyspar A 423, S-13, Z-93 などの各塗料⁽⁶⁾、酸化チタン/エポキシ系塗料⁽⁷⁾などについての報告がある。

3. 実験方法

衛星熱制御用塗料の紫外線照射実験を行なうにあたっては、2 章でも指摘したように紫外線照射のみならず、紫外線劣化後の塗料の太陽光吸収率 α_s の測定も試料を真空中に保持したまま行なうことにした。

3.1 装置

紫外線照射に用いた装置を図 3.1 に示す。装置は紫外線照射光源と真空排気系とから構成されており、それらの仕様は表 3.1 に示すとおりである。

(1) 光源部

光源には、キセノンランプを使用した。その発光スペクトルを図 2.5 に示す。試料面上での紫外線強度を所定の値に設定するため、紫外線強度測定装置を用いた。キセノンランプの出力変動が $\pm 20\%$ もあったので、ランプ出力は光電子増倍管を用いて常時モニタした。

(2) 排気系

排気系は、基本的にはイオンポンプで排気される 1"φ ステンレス配管系である。油回転ポンプ・油拡散ポンプ系は、試料取付け直後の予備排気にのみ使用した。真空度は試料に紫外線を照射している場合でも 10^{-7} ~ 10^{-8} torr に保たれた。試料は $20 \times 20 \times 1$ の板状で、試料温度測定用熱電対をはきんで冷却用銅ブロックに取付けられ、試料ホルダとともに石英管内に収められている。劣化後の α_s を求める場合にも、真空を破らずに α_s 測定装置に装着できる。

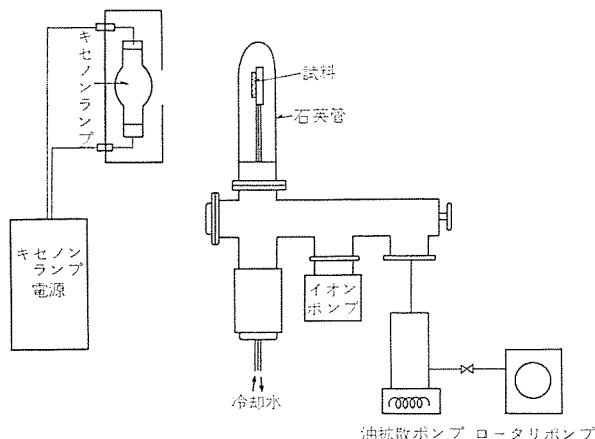
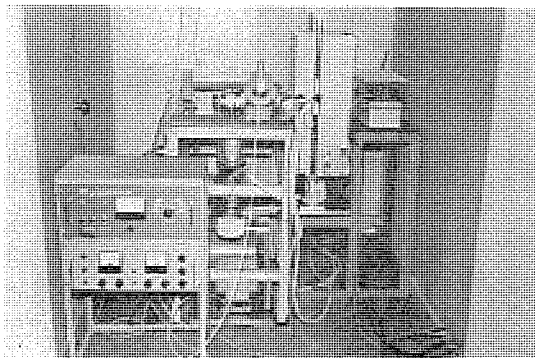


図 3.1 紫外線劣化装置
Ultraviolet vacuum test facilities.

表 3.1 紫外線劣化装置の仕様
Specification of ultraviolet vacuum test facilities.

区 分	構 成	仕 様
光源系	キセノンランプ	UXL-3000 D (ウシオ電機) 定格入力: 2.4 kW 輝度: 46,000 sb 標準色温度: 6,000°K
	紫外線強度測定装置	紫外線強度計: IL 200 (ウシオ電機) 受光器: PT 100 (セレン光電ダイオード) 波長特性: 220~660 mμ
	紫外線モニタ	光電子増倍管: HTV-R 213 (浜松テレビ) 波長特性: 200~700 mμ
排気系	試 料 部	試料片: $20 \times 20 \times 1$ (受光面: 18×18) 本熱電対 (0.3 φ cc) による温度測定 石英製外管: $30 \phi \times 1$ 軸方向位置可変 (ストローク: 20)
	排 気 系	イオンポンプ: 8 l/s (NEVA 911-000C) 配管: 1" ステンレス管, 銅ガasket 真空度: 1×10^{-8} torr (試料装てん(填)せず) 5×10^{-9} torr (試料装てん, UV 照射) 粗引き: 油回転ポンプ, 油拡散ポンプ系による

3.2 紫外線照射実験

試料面上での紫外線強度を所定の値に設定するのに、次のような校正法を用いた。

いま、紫外線強度測定装置の検出器（実際には光電ダイオード）に波長 λ の光が入射したとすれば、それに対応する検出器出力電流 I_λ は次式で与えられる。

$$I_\lambda = D_\lambda P_\lambda \quad (3.1)$$

ここに、 P_λ は入射光エネルギー、 D_λ は単位入射光エネルギー当たりの検出感度係数である。 P_λ は光源の発光スペクトル相対強度 S_λ に比例するものであり、比例定数を k とすれば次式が得られる。

$$P_\lambda = k \cdot S_\lambda \quad (3.2)$$

ところで、キセノンランプの照射光が実質的に $\lambda = \lambda_1 \sim \lambda_2$ の波長範囲にあるものとすれば、このうち太陽光を模擬すべき紫外線成分の光エネルギーは $\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} P_\lambda d\lambda$ であり、一方、検出器出力電流として最終的に得られる読みは $\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} I_\lambda d\lambda$ である。したがって、後者を知って前者を求めるための校正係数 R は次式で定義される。

$$R = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} P_\lambda d\lambda}{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} I_\lambda d\lambda} \quad (3.3)$$

式 (3.3) に式 (3.1), (3.2) 両式を代入すれば、 R として結局、次式を得る。

$$R = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} S_\lambda d\lambda}{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} S_\lambda D_\lambda d\lambda} \quad (3.4)$$

この数値計算を実行するにあたって、 S_λ , D_λ などの値は便宜的にカタログ値を用いた。また、紫外線領域としては $0.2 \sim 0.4 \mu$ の波長範囲を選んだ。

以上のような校正法にしたがい、試料面上での紫外線強度を太陽光の紫外線強度 (13 mW/cm^2) と同等 (1 ES) および 7 倍 (7 ES) に設定した。また、前述のキセノンランプの出力変動は、モニタ (光電子増倍管) 出力から計算により補正した。

劣化した試料の太陽光吸収率 α_s の測定は、試料を石英管に収めたまま真空を破らずに行なう必要があることはすでに述べたが、この場合、石英管による光の反射、吸収に基づく測定誤差を無視する

ことはできない。このため各試料について、試料を石英管内に装着する前後での α_{80} を測定し、補正係数を半実験的に求めた。

紫外線照射実験は、紫外線強度の影響を調べる実験以外は 7 ES で行なった。照射後の α_s 測定は、50, 100, 200, 500, 700 ESH で行なった。照射中の試料温度は、水冷によって 25~40°C に調整した。

700 ESH 照射後、大気中で α_s を測定し、劣化回復現象を観測した。

3.3 α_s 測定

試料の紫外線照射前後における α_s は、図 3.2 に示す分光反射率計を用いて測定した。装置は積分球と分光・検出器とから構成され

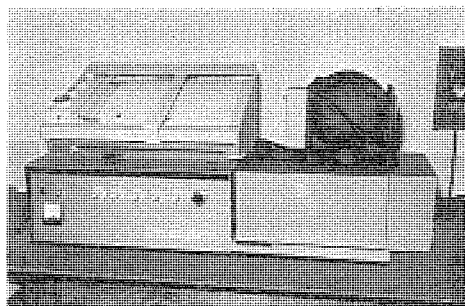


図 3.2 分光反射率計
Spectrophotometer with integrating sphere reflectance attachment.

表 3.2 分光反射率計の仕様
Specification of spectrophotometer with integrating sphere.

区 分	仕 様
分光検出器	形 名 ベックマン DK-2A 形 測定波長域 0.25~2.5 μ 光 源 水素放電管 (0.25~0.35 μ) タンタラムランプ (0.35~2.5 μ) 分光形式 シングルビーム, Littrow 形プリズム分光器 検 出 器 光電子増倍管 (0.25~0.7 μ) pbs セル (0.7~2.5 μ) 記 録 比例記録方式
積 分 球	形 式 エドワード形 (自作品) 寸 法 内径: 200 ϕ 入光部: 18 $\times$ 26 試料部: 34 ϕ 検出器部: 39 ϕ 入射角: 20° 内面コーティング 約 1t の MgO ベースを下地とし MgO 層を約 2t 吹付け

ており、その仕様は表 3.2 に示すとおりである。試料は、試料ホルダに装着したまま積分球の中へそう入し、分光反射率 ρ_λ を測定する。この ρ_λ と既知の太陽光スペクトル定数 $H_\lambda^{(s)}$ とから、次式により α_s が求められる。

$$\alpha_s = 1 - \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \rho_\lambda H_\lambda d\lambda}{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} H_\lambda d\lambda} \dots\dots\dots (3.5)$$

ここで、 $\lambda_1=0.25 \mu$, $\lambda_2=2.5 \mu$ とした。

ρ_λ あるいは α_s の測定に伴う誤差は、各種の補正を施したうえで $\pm 5\%$ 以内におさえることができた。式 (3.5) の数値計算および補正計算は電子計算機を使って行なった。

3.4 試 料

最も一般的な熱制御用塗料は、無機の白色ピグメントを有機のバインダに分散させたものである。この形式のものは古くから用いられており、米国においてはすでにいくつかのものが市販されている。本実験に用いた塗料を表 3.3 に示すが、すべてこの形式の塗料である。Cat-a-lac White および DC 92-007 は米国の市販品であり、M-1, M-3 は当研究所で作製した塗料である。

試料は次のようにして作製した。基板に 20 $\times$ 20 $\times$ 1 μ のアルミ板を用い、塗装はスプレーガンを用いて行なった。基板の前処理、使用したプライマ、塗装用気体、硬化条件、塗膜表面状態および膜厚も表 3.3 に示した。

試料の最適膜厚を得るために、M-1, M-3 について異なる膜厚の試料の α_{80} を求めた。図 3.3 に示すように、膜厚が 200 μ 付近までは膜厚の増加とともに α_{80} は減少し、それ以上では一定となる。このことより、照射実験用試料の膜厚は約 200 μ とした。

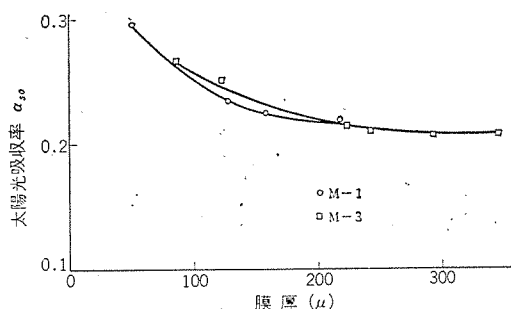


図 3.3 塗料膜厚と太陽光吸収率の関係
Relation between solar absorptance and thickness of coatings.

表 3.3 実験に用いた塗料 Test coatings.

塗 料				基 板 前 処 理	プ ラ イ マ	塗 装 用 気 体	硬 化 条 件	塗 膜 面	膜 厚 μ
名 (メーカ)	試片番号	ピグメント	バインダ						
Cat-a-lac White (Finch Paint & Chemical Co.)	#1	酸化チタン	エポキシ樹脂 (アミン硬化)	トリクロロエタン 洗浄	Cat-a-lac Corrosion Inhibited Primer	空 気	大気中 室温 三日間以上	拭散面	220
D 92-007 (Dow Corning)	#1	酸化チタン	シリコン樹脂 (一液形)	トリクレン脱脂 アルカリ洗浄	SHI 4094	空 気	大気中 室温 五日間以上	光沢面	250
	#2	酸化チタン	シリコン樹脂 (一液形)	トリクレン脱脂 アルカリ洗浄 加熱乾燥 布による拭拭	SHI 4094	窒 素	大気中 室温 三日間以上	光沢面	126
M-1 (当所試作品)	#28	酸化亜鉛 SP 500 (New Jersey Zinc Co.)	シリコン樹脂 (二液形) RTV 102 (信越化学)	イソプロパノール 脱脂 布による拭拭	プライマ-S	窒 素	大気中 室温 三日間以上	拭散面	217
M-3 (当所試作品)	#15	酸化亜鉛 SP 500 (New Jersey Zinc Co.)	シリコン樹脂 (二液形) RTV 106 (信越化学)	イソプロパノール 脱脂 布による拭拭	プライマ-A	窒 素	大気中 65°C 4 時間以上	光沢面	227

4. 実験結果

紫外線照射実験にさきだって、試料を 10^{-8} torr の真空中に約1, 2日間放置したが、真空中に放置したことによる塗料の光学的特性の変化はほとんど認められなかった。また紫外線照射により劣化した塗料を、大気にさらしたときの回復現象も実験的に確認している。

4.1 分光反射率の紫外線照射による変化

塗料の紫外線照射による分光反射率 ρ_λ の変化および劣化塗料の大気開放による ρ_λ の変化を、塗料ごとに代表的な例を図4.1~4.5に示した。

各塗料とも、紫外線照射による紫外領域での ρ_λ の変化はほとんど認められなかった。しかし、可視および赤外領域では、ピグメントに酸化チタン (TiO_2) を用いた Cat-a-lac White および DC 92-007 は、図4.1~4.3に示すように、ともに $0.4\sim 1.5\mu$ で著しい ρ_λ の減少を示し、ピグメントに酸化亜鉛 (ZnO) を用いた M-1, M-3 では、図4.4, 4.5に示すように、 ρ_λ の減少は $1.5\sim 2.5\mu$ で著しく現われた。

劣化した塗料の大気開放による回復現象を、図4.1~4.5に示す。各塗料とも、可視領域 ($0.4\sim 0.7\mu$) での ρ_λ の回復はあまりみられないが、赤外領域 ($0.7\sim 2.5\mu$) での ρ_λ の回復は著しく、ほぼ紫外線照射前の値に戻った。

4.2 太陽光吸収率の紫外線照射による変化

分光反射率の測定値から、式(3.5)によって太陽光吸収率 α_s を求めた結果を表4.1に示す。また、紫外線照射時間による α_s の変化を図4.6に示す。各塗料とも、照射時間とともに α_s の増加を示

した。

Cat-a-lac White は、わずか 196 ESH の紫外線照射により太陽光吸収率 α_s が 0.33_g 増加し、劣化幅、劣化速度ともに大きな値を示した。劣化試料の表面は、図4.7に示すように褐色を帯びた。

DC 92-007 は、Cat-a-lac White と同じ酸化チタンピグメントを用いているが、劣化の度合は Cat-a-lac White に比べ少なかった。また、DC 92-007 の作製条件の違いによる効果をみると、#1, #2 に関して、太陽光吸収率の初期値 α_{s0} は #1 が小さいが、550 ESH の紫外線照射後の α_s は、#1 が 0.51₁ ($\Delta\alpha_s=0.29_9$)、#2 が 0.50₄ ($\Delta\alpha_s=0.27_7$) と逆転した。

ピグメントに酸化亜鉛を用いた M-1, M-3 は、 α_{s0} の値に差はなかったが、550 ESH の紫外線照射後の α_s は、M-1 が 0.51₆ ($\Delta\alpha_s=0.29_7$)、M-3 が 0.46₁ ($\Delta\alpha_s=0.24_6$) と大きく異なった。

表4.1 紫外線劣化データ
Ultraviolet degradation data.

塗料試片	初期値 α_{s0}	劣化値		回復値 $-\Delta\alpha_s$
		$\alpha_s(550\text{ ESH})$	$\Delta\alpha_s(550\text{ ESH})$	
Cat-a-lac White #1	0.38 ₄	0.72 ₂ (196 ESH)*	0.33 ₈ (196 ESH)*	0.04 ₈ (5日)**
DC 92-007 #1	0.23 ₁	0.52 ₃	0.29 ₂	0.17 ₉ (6日)**
DC 92-007 #2	0.24 ₁	0.51 ₈	0.27 ₇	0.07 ₁ (1日)**
M-1 #28	0.21 ₉	0.51 ₆	0.29 ₇	0.03 ₂ (2日)**
M-3 #15	0.21 ₅	0.46 ₁	0.24 ₆	0.06 ₁ (1日)**

* Cat-a-lac White は劣化が激しいので、196 ESH で実験を中止した。

** 劣化塗料の大気中放置日数。

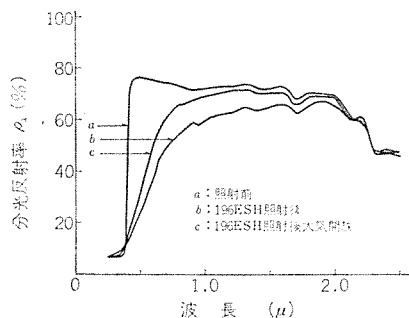


図4.1 Cat-a-lac White #1の分光反射スペクトル
Reflectance spectra of Cat-a-lac White #1.

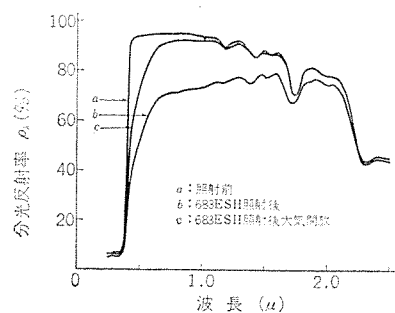


図4.2 DC 92-007 #1の分光反射スペクトル
Reflectance spectra of DC 92-007 #1.

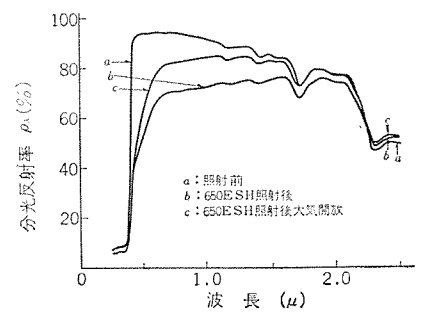


図4.3 DC 92-007 #2の分光反射スペクトル
Reflectance spectra of DC 92-007 #2.

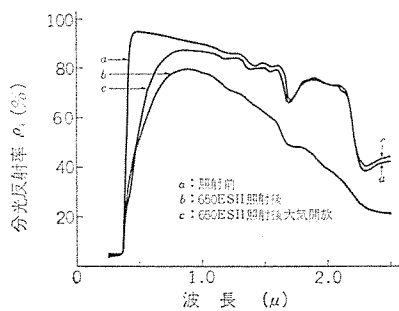


図4.4 M-1 #28の分光反射スペクトル
Reflectance spectra of M-1 #28.

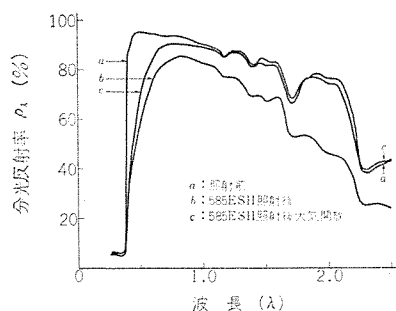


図4.5 M-3 #15の分光反射スペクトル
Reflectance spectra of M-3 #15.

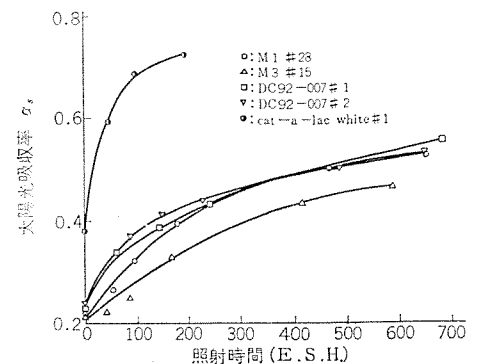


図4.6 太陽光吸収率の紫外線照射による変化
Increase in solar absorptance of thermal control coatings vs. ultraviolet exposure.

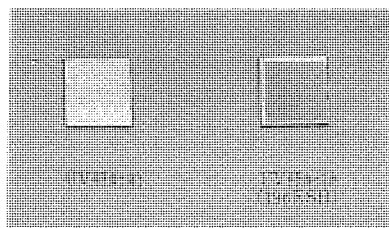


図 4.7 劣化表面 (Cat-a-lac White)
Degradated surface (Cat-a-lac White).

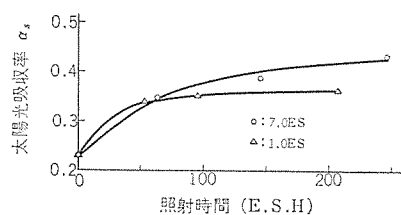


図 4.8 劣化に及ぼす紫外線照射強度の影響 (DC 92-007 #1)
Effect of ultraviolet intensity on degradation of coatings
(DC 92-007 #1).

なお、以上の実験は、紫外線照射強度が7 ESで行なったものであるが、紫外線劣化におよぼす照射光強度の影響を調べるため、1 ESでの劣化実験を行なった。その結果、図 4.8 に示すように同一の ESH 値に対して、7 ES の場合が劣化幅にして 20~30 % 大きい。しかし、その再現性については十分確認していない。

5. 考 察

4 章で述べたように、各塗料は特有の劣化挙動を示す。一般に、この種の熱制御用塗料の光学的性質（初期特性から劣化挙動まで含めて）は、ピグメントにより大きく左右されることが知られている。本実験で得られた結果はピグメントの効果に加えて、バインダ成分、さらに試料作製条件の違いも無視できないことを示している。

5.1 ピグメントの影響

熱制御用塗料に用いられているピグメントの紫外線劣化は、次のようなものであると考えられている。紫外線はピグメントの表面近くで吸収され、自由電子と正孔の対をつくり、さらに酸素の引きぬき反応を生じる。その結果、荷電担体、結晶欠陥、格子ひずみなどによる各種の色中心を生じ、ピグメントの吸収率が增大する。しかもピグメントによって色中心の吸収スペクトル強度が異なるために、各ピグメントはそれぞれ特有の劣化挙動を示すのである。

Cat-a-lac White, DC 92-007 はピグメントに酸化チタン (TiO_2) を用いている。これらの塗料は図 4.3~4.5 からわかるように、 0.4μ 付近に一つの吸収端を持っており、これより短波長の光を吸収する。この実験結果は、酸化チタンのバンドギャップエネルギーが 3.0 eV (0.415μ 相当) であることからうなずける。

酸化チタン/エポキシ塗料の紫外線劣化の波長依存性については、Olson らの報告があり⁽⁹⁾、また、Arvensen もこの種の塗料の波長依存性を調べた。 0.35μ の紫外線照射の場合は可視・赤外領域に劣化を示して塗料は灰白色を帯び、 0.25μ の紫外線を照射した場合は 0.415μ の吸収端付近に大きな劣化を生じ、塗料は黄色となった。この相違は、酸化チタンに 0.339μ のより高いエネルギーレベルの吸収があり、吸光係数が 0.35μ の 10^5 cm^{-1} から、 0.25μ の 10^6 cm^{-1} へと増加する⁽¹⁰⁾ためである。

Cat-a-lac White, DC 92-007 ともに 0.4μ 付近が最も大きく劣化し、劣化試料は褐色を呈した。Arvensen の実験結果と考えあわせ

ると、ピグメントは 0.3μ 以下の紫外線により、大きく劣化したと思われる。

M-1, M-3 のピグメントは酸化亜鉛 (ZnO) である。酸化亜鉛のバンドギャップエネルギーは 3.2 eV (0.305μ 相当) であり、この吸収の吸光係数は $2 \times 10^5 \text{ cm}^{-1}$ である。図 4.6 および図 4.7 に示すように、酸化亜鉛を用いた塗料は 0.305μ より短波長の光を強く吸収する。しかし、Arvensen らは酸化亜鉛の紫外線劣化にも波長依存性があり、短波長の紫外線ほどより大きな劣化を示すことを認めている⁽⁶⁾。酸化亜鉛は酸化チタンと異なり、 0.35μ および 0.25μ のいずれの紫外線照射の場合でも、この波長領域に特別な吸収はなく、吸光係数が 0.35μ で $2.5 \times 10^5 \text{ cm}^{-1}$ 、 0.25μ で $3.5 \times 10^5 \text{ cm}^{-1}$ とほとんど変わらないため、可視領域 1μ 以上の赤外領域がともに劣化する。ただし、赤外領域の劣化は、 0.25μ の紫外線照射の場合の方がより大きいことを報告している⁽⁶⁾。

M-1, M-3 塗料ともに、 $0.37 \sim 0.8 \mu$ の可視と $1.0 \sim 2.5 \mu$ の赤外の二つの波長領域に劣化を示した。しかし、赤外領域に特別大きな劣化が認められ、酸化チタンと同様 0.3μ 以下の紫外線が大きく作用していると考えられる。

4 章で述べたように、すべての塗料系は空気にふれることにより劣化が回復し、特に赤外領域で顕著であった。この回復現象はピグメントの紫外線劣化に酸素が影響しているためと考えられ、この節の最初に述べた、紫外線による酸素の引きぬき反応が劣化の原因であるという説を支持するものである。回復現象は、酸素がピグメントと反応し、光の吸収基を減少させるためと考えられる。

5.2 バインダの影響

Cat-a-lac White と DC 92-007 は同じピグメントであるが、異なるバインダが用いられている。DC 92-007 のバインダはメチルシリコン樹脂であり、 0.2μ 以上の紫外・可視領域に吸収はない⁽¹¹⁾。これに対して、Cat-a-lac White のバインダにはアミン硬化エポキシ樹脂が用いられており、アミンは褐色エポキシ樹脂はうすい黄色を呈していることからわかるように、紫外・可視領域に吸収が存在する。このために α_{30} は大きな値を示したと考えられる。紫外線劣化後の ρ_λ も DC 92-007 のそれとは異なり、かなり長波長側より ρ_λ の減少を示し、また長期間の大気中放置後も劣化の回復は少なかった。このことから、劣化はピグメントのみならずバインダ自身にも生じていると考えられる。

M-1, M-3 については、バインダがメチルシリコン樹脂であり、 α_{30} はともに等しく、かつ低い値を示す。しかし、劣化幅 $\Delta\alpha_s$ はかなりの違いがあり、この原因としては、硬化形式、硬化触媒、プライマ、あるいは生成された塗膜の表面あらさなどの違いが、間接的にピグメントの劣化に影響を及ぼしたためと考えられる。

5.3 作製条件の影響

3 章で述べたように、塗料の膜厚は α_{30} の値に影響を及ぼす。すなわち、M-1, M-3 の場合には、膜厚が 200μ 付近までは膜厚の増加とともに α_{30} の値は減少し、それ以上では α_{30} はほぼ一定の値におち着く。また、DC 92-007 の場合も #1 (膜厚 250μ) と #2 (126μ) とに関して同様な傾向がみられる。ただし、#1 と #2 とでは膜厚だけでなく、作製条件も異なるので単純に比較できない。いずれにしても、 α_{30} が一定値を示す条件を満たし、かつ、熱伝導・接着性などの要求を考え合わせると、最適の膜厚は $180 \sim 200 \mu$ 程度と考えられる。

作製条件が劣化幅 $\Delta\alpha_s$ に及ぼす影響は、DC 92-007 の例にみら

れる。すなわち、#2の $\Delta\alpha_s$ は#1に比べて小さく、これは#2の前処理・塗装条件などを改良したための効果と考えられる。

6. む す び

衛星熱制御用塗料の紫外線劣化実験を行なった結果、塗料の構成成分や塗装条件の違いにより、特長的な劣化挙動を示すことが明らかになった。ここで行なった検討は初期的な段階に属するものであり、塗料の種類、塗膜作製条件、劣化光源および測定上の問題などについてさらに詳細な検討を行なわねばならない。

検討の段階がさらに進めば、紫外線に加えて、陽子・電子などの影響も複合された条件下での劣化挙動を調べる必要がある。このような宇宙環境の模擬を進展させることは、熱制御方式の信頼性の向上に寄与するものと考えられる。

参 考 文 献

- (1) C. B. Neel : AIAA paper, No. 67-329 (1967)
- (2) C. B. Neel : ISA Transaction, 3, 2 (1964)
- (3) B. D. Pearson Jr. : Progress in Astronautics and Aeronautics, 18 (1966)
- (4) E. F. Schafer : AIAA paper, No. 66-419 (1966)
- (5) V. N. Filimonov : Optika i Spektra, 5, 709-710 (1958)
- (6) J. C. Arvensen : AIAA paper, No. 67-340 (1967)
- (7) W. E. Spicer : NASA SP-71 (1964)
- (8) F. S. Johnson : J. Meteorology, 11, 431 (1954)
- (9) R. L. Olson : NASA SP-55 (1965)
- (10) Von Hippel : Physica and chemistry of Solid, 23, 779 (1962)
- (11) 中島, 有我 : けい素樹脂, 日刊工業新聞 (昭45)

自動仕分装置

正 田 茂 雄*

吉 田 修 己**

Automatic Sorting Conveyor System

Manufacturing Development Laboratory

Shigeo Masada

Head Office

Osami Yoshida

Automatic sorting conveyor system has been developed with the object of rationalizing sorting work in the field of circulation of articles. A target being made for a small or medium general purpose system, a device, in the scale of sorting one hundred kinds and having a capacity of handling about ten thousand pieces a day, has been designed. The system consists of a position signal generating device, a destination input device, a standard inspection device and control equipment. The control system is of MELMIC unique to Mitsubishi. From the viewpoint of general purposes the method of reading out of the destination resorts to human effort. If the use is limited to a particular purpose, automatic reading system is applicable to providing a capacity of handling 8,000 pieces per hour. It is scheduled to develop automatic reading-out system to meet purposes in future.

1. ま え が き

今日、企業コストの合理化は、生産部門・流通部門すべてを含めた企業全体のシステムを一新しなくては達成できないといわれている。この背景には、生産過程における合理化は先が見えてきた、ということのほかに、従来、暗黒大陸と称されてきた物流の分野が、新利潤源を含んだ魅力的な分野であることが、実証されつつある点をあげることができる。

この物流のサブシステムに、品物を行先別に分けたり、種類別にまとめたりする“仕分け”の分野がある。この作業は、ネクタイから自転車まで、と称されるように、扱う物の多種多様性と、品名・行先等が手書文字であるための自動読取りのむずかしさが相まって、自動化・合理化のしにくい分野となっている。

一方、近年、労働力の伸び率は年々低下し、就学期間の延長によって労働人口の構成が変わり、労働力不足による賃金の高騰も加わり、高価な労働力の時代を招き、この分野の合理化が急がれている。

2. 自動仕分装置と、その方式

この仕分けの分野において、自動化・合理化を図ろうとするものが自動仕分装置であり、定義づけると次のように表わすことができる。

各種の搬送装置により順次送られてくる物を、その物に付加されている仕分先情報、または、外部から与えられる仕分情報により自動的に所定の仕分先に仕分搬送する装置。

したがって、次のような機能を備えたものであるといえる。

- (1) 仕分けられる物への仕分先情報の付加
- (2) 仕分先情報の読取と一時記憶
- (3) 仕分先への搬送
- (4) 仕分口での仕分

実際のシステムでは、仕分けられる物の性質（形・重量・大きさ・材質・取り扱いやすさ・安定性）や、仕分ける情報の種類（品種別・行先別等）、処理速度・価格・設置環境などによって、さまざま

の形となり、すべての物に適用できる一般的な方式は存在しないと考えられている。これを、仕分機構・搬送機構をコントロールする制御という面から分類すると、次の3種にまとめられる。

(1) シフトレジスタ方式

この方式は、各品物に電氣的に対応づけてレジスタを設け、これに各品物の仕分先情報を保持させ、品物の搬送に同期させてパルスを発生させ、これによりレジスタの内容を電氣的に順次シフトし、仕分口に対応するレジスタの内容をチェックし、仕分の要否を判定して制御指令を送出する方法で、シフトパルスの誤動作により全レジスタの内容がシフトする欠点をもつ。

(2) エスコート方式

スラットコンベヤや、トリコンベヤに適用され、記憶素子としては磁気記録板が使われる。これは、品物を搬送するコンベヤ自体、または、コンベヤに取り付けられる記憶媒体に仕分先信号を記録し、これを品物と同期して搬送させ、各仕分口で記憶媒体の内容を読みとり、仕分の要否を判定し制御信号を送り出す方式である。

(3) 移動距離監視方式

この方式は、前二者がハード的な面に重点を置いているのに対し、ミコン等を使って電氣的に演算処理する点が特長である。コンベヤの位置信号、または、距離信号を受けて仕分口までの距離を算出し、電氣的に仕分口までの距離を監視して仕分口を制御する。

3. 装置の開発

3.1 基本的仕様の選定

今回、われわれは装置を開発するにあたり、実用性とはん用性を重点指標に定めた。今日、大きなシステムの自動化されたものはよく見られるが、需要層の多くは、中形ないし小形のシステムにあるように思われる。設置されるシステムが小さくローカル的に処理できるもの、設置時は小さいが順次拡張されていくもの、工場における工程間の接続、生産ラインへの部品の自動供給等の場合である。

このような点から、基本的な仕様として次のようなものを決めた。

- (i) 仕分種類：100種程度
- (ii) 処理能力：10,000点/day以下

- (iii) 価 格： 500 万円程度
- (iv) 導入に際し、ハード的な変更の少ないこと
- (v) 経済的・技術的 拡張性に富むこと
- (vi) 信頼性の高いこと

3.2 制御方式 (MELMIC による移動距離監視方式)

われわれは、制御装置がすべての仕分搬送機構に適応できるはん用制御装置として、MELMIC による移動距離監視方式を提案した。この方式は、図 3.1 に示すごとく、次の 5 点から構成されている。

- (1) 位置信号発生装置
- (2) 仕分情報入力装置
- (3) 仕分物通過検出装置
- (4) 仕分口制御機構
- (5) MELMIC 系

位置信号発生装置は、搬送コンベヤ上の任意の 1 点に対し絶対値のカウンタ値を発生する。MELMIC は、仕分物通過検出装置からの情報を受け、基点から仕分口までの距離を算出し、現在のカウンタ値を加えて記憶する。MELMIC は、絶えず位置信号をセンシし、記憶内容と位置信号を比較し、一致した場合に該当する仕分口を動作させてメモリをクリアする。この方式は次のような利点を有している。

- (1) 電氣的に演算処理をするから、大きなシステムでも制御できる。
- (2) 構成要素が少なく簡単なため、信頼度が高い。
- (3) コンベヤ等の搬送機械に直接取り付けられる機器が少なく、取り付け作業が容易である。
- (4) 既存設備の改造などにも容易に適応できる。
- (5) ミスが発生しても致命的なトラブルとならない。
- (6) 停電復旧時の再起動が容易である。
- (7) 仕分口が増加しても追加機器が少なく、拡張が容易で、かつ、安価にできる。

MELMIC とは、当社 通信機製作所の開発になるプログラマブル超小形制御装置であり、当システムに用いた理由は次の点にある。

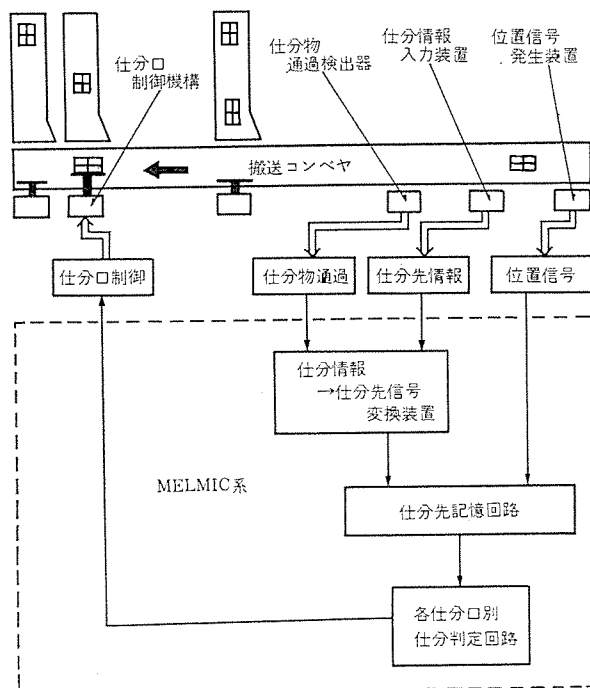


図 3.1 MELMIC による移動距離監視方式
Automatic sorting system with MELMIC applied to.

- (1) ソフトの作成が容易である

記号式 27 種の命令は、わかりやすいソフト構成になっている。

- (2) 1 語 16 ビット、2 個の アキュムレータ

位置信号が 1 語で表現でき、2 個の アキュムレータ は、プログラム、メモリの節約となる。

- (3) ビット演算・特殊命令ができる

とくに、CO 命令は装置の起動、表示灯制御等に有益。

- (4) ROM メモリ が実装できる

外部からの雑音・停電時等によるメモリ破壊がなく、無人運転に有利。

- (5) 信頼性が高い

少ない回路素子はすべて IC 化され、MTBF 15,000 時間を保証している。

3.3 システム構成

制御系に MELMIC を用いた自動仕分システムの構成を、図 3.2、表 3.2 に示す。このシステムは、1 日の処理件数 10,000 点の規模であり、搬送コンベヤの速度は毎分 20 メートル程度でよいことになる。これくらいのシステムにおいて、仕分先情報が手直文字である場合、自動読取りにするのは系統的にみて適当でない。したがって、仕分先情報の読み取りと情報の INPUT は人による方式とし、このために生ずる不都合はシステムでバックアップした。仕分先キーの押し忘れに対しては仕分先読取り区間を設け、距離基準点 A と投入検出点 B の間を被仕分物が通過する間にキー操作がなければ、仕分口番号 0 のソレノイドが動作し読取りミスレーンに分岐されて、投入口へバックさせる。

3.3.1 位置信号発生装置

位置信号は、どれくらいの精度で位置を制御するかという仕分解能が影響する。われわれは、一般的な設備、被仕分物の大きさ等を検討し、50 ミリメートルとした。この精度で仕分種類 100 種程度を考えると、位置信号の最高値は 2^{10} 程度になる。このシステムでは搬送コンベヤ駆動軸にフレキシブルな接続装置を取り付け、ギヤを介して

表 3.1 MELMIC の構成および主要性能
Capability specification of MELMIC.

演算制御ユニット	語長：1 語＝16 ビット 制御メモリ：256 語（最大 512 語まで拡張可能） スクラッチパッドメモリ：224 語内蔵可能 インタフェース用バッファレジスタ：29 語接続可能（外部） アキュムレータ：2 語 ステータスレジスタ：1 語 命令：基本 27 種、間接命令機能付加可能 命令実行時間：4 μ s/1 命令 タイマ内蔵可能 割込み：1 レベル 6 原因内蔵（外部に増設可能）
入出力ユニット	入力：32 点、リレー接点 出力：16 点、リレー接点
デジタルスキャナ	32 点単位で最大 8192 点 接点または、論理レベルインタフェース
データメモリ	256 語単位で最大 8192 語 読出し専用メモリまたはリードライトメモリ
インタフェースレジスタ	1 語単位で最大 29 語 論理レベルインタフェース
紙テープリーダー	読取り速度：1000 字/分
紙テープパンチャ	さん孔速度：1000 字/分
デジタルプリンタ	1 行当たり 8 けた（桁）、12 けた または 20 けた 印字速度：最大 3 行/秒
出力タイプライタ	印字種類：16, 32, 46, 92 印字速度：最大 10 字/秒
ROM 書き込み装置	読出し専用メモリへのプログラム書き込み
RAM 書き込み装置	リードライトメモリへのプログラム書き込み、またはシステムメンテナンス用

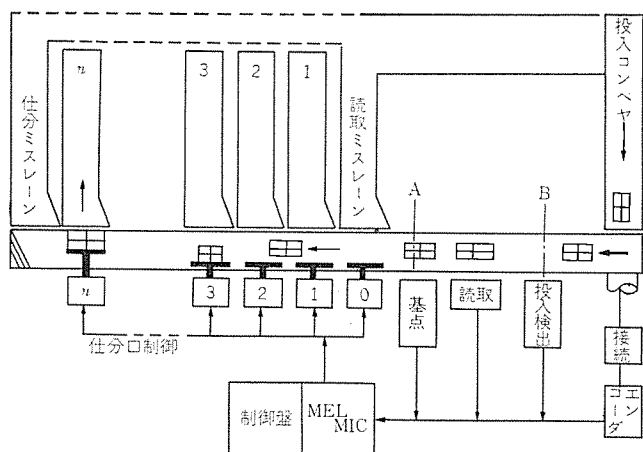


図 3.2 システム構成
Figure of system configuration.

表 3.2 システム構成
System configuration.

自動仕分装置	位置信号発生装置—(シャフト エンコーダ, ドライバ回路)
	投入 検出 装置—(光電スイッチ, スタンド)
	基点 検出 装置—(光電スイッチ, スタンド)
	仕分情報入力装置—(操作卓 or 記号読取装置)
	制 御 盤—(表示盤, 制御スイッチ)
	MELMIC 系—(演算制御ユニット, スキャナユニット)
	搬送 仕 分 装 置—(搬送コンベヤ, 仕分ソレノイド)

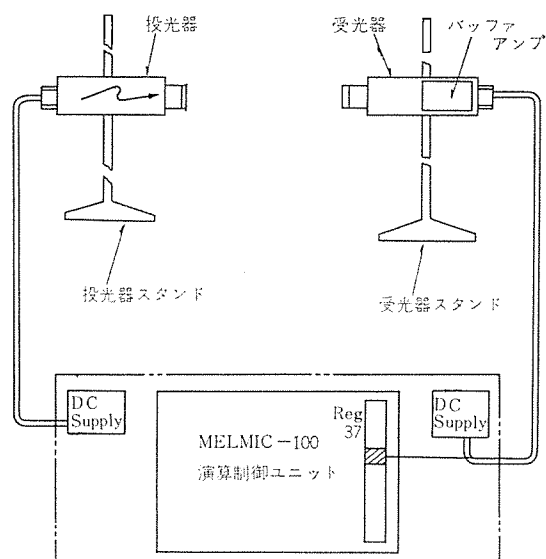


図 3.3 投入(基点)検出器
Optical sensor.

シャフトエンコーダを回している。

3.3.2 投入・基準点検出器

投入検出器は、仕分先読取区間に品物が到着したことを表わし、基準点検出器は品物が距離計算の基点に有ることを表わす。検出は、品物の多様性・精度を検討、光電式を採用した。両検出器の間には、先に述べたインタロックが施されている。検出器は、回転角・高さ・仰角が自由に換えられるスタンドに固定する方法ではん用性をもたせた。

3.3.3 仕分情報入力装置

先に述べたように仕分先情報の読み取りは人間が行なう。装置盤

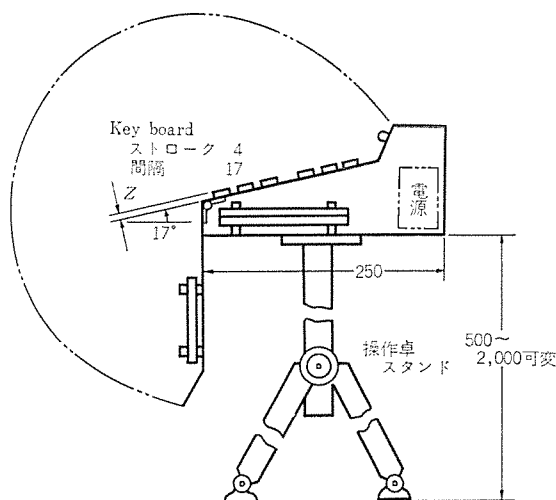


図 3.4 操作卓
Keyboard box.

面に設けられたキーを押して制御系へ情報を INPUT する。装置の始動時、および人であるために生ずる情報の先読み(形・色等の感覚から前もってわかるもの)等のために、複数のバッファを備えるほか、次のような点にも留意した。本装置で用いた物の概略を、図 3.4 に示す。

- (1) 盤面の配置、キーの大きさ、ストローク等の操作性
- (2) 操作ミスの修正が容易
- (3) いろいろなシステムに対応できるための盤面の自由度
- (4) 可搬性と、メンテナンスの容易な構造

3.3.4 制御盤

この盤は、制御系の本体である MELMIC 関係の収納機構と、システム全体の起動・停止・システムチェック等のボタンを備えている。表示灯付き押しボタンは合計4個配置され、電源 ON/OFF, MELMIC スタート/ストップ、コンベヤスタート/ストップ、システムチェック/レディーの切換えを行ない、起動後の MELMIC はボタンの状態を読んでルーチンを変更する。

MELMIC に装備できるメモリはアキュムレータのほか、レジスタ7ワード、レジスタと同等に扱うことができるスクラッチパッドメモリ224ワード、そして、データメモリユニットである。移動距離監視方式において必要なメモリ数は、搬送コンベヤ上に乗り得る品物の数の整数倍であり、目標としているシステムではスクラッチパッドメモリのみで十分である。1個の品物を仕分けるために必要なメモリは2ワードであり、仕分先情報、仕分口の動作すべきカウント値がワード単位でメモられている。入出力点数は、仕分口の数にシステム上必要な点数を加えた数で、合計512点までスキャナユニットのケース内に収まる。

表 3.3 MELMIC 系構成
Specification of MELMIC system.

MELMIC 系	M-100 演算制御装置	……中央処理装置
	M-111 レジスタカード	……演算用メモリ
	M-112 スクラッチパッドメモリ	……データメモリ
	M-130 スキャナキャビネット	……入出力インタフェース
	M-131 入力スキャナカード	……入力インタフェース
	M-132 出力スキャナカード	……出力インタフェース
	M-133 入力リレーユニット	……入力接点受け渡し
	M-134 出力リレーユニット	……出力接点受け渡し
	スキャナキャビネット電源	
	リレーユニット用電源	

3.4 制御プログラム

われわれの提案した MELMIC による方式では、制御プログラムの長さに最高 512 ワードの制約条件は付くが、この条件さえ満たせば、プログラムの長さより制御内容を充実させるほうが賢明である。言語は記号式言語（アセンブラ）のレベルであるが、ミニコンに見られるアセンブルの段階はなく、メモリへのローディングと同時にハード的になされる。

3.4.1 プログラムの循環方式

仕分装置の制御内容を大きく分けると、次の二つである。

(1) 基準点通過検出で、被仕分物の情報を“アキ”のメモリに記憶する。

(2) 位置信号をセンシし、記憶内容と一致すれば仕分口を動作させる。

このいずれに優先度を付けるかにより、インタラプト方式とフリーに流れる方式に分かれる。この問題は、仕分口の動作を 1 個ずつ行なうか、ワード単位にまとめてパターンとして処理するか、という点とも関連し、後者のパターン処理とインタラプト方式が重なると損失は最も大きい。われわれは、この点を検討し、仕分段階でミスをするより記憶ずみの品物を完全に仕分けるほうがよいと判断し、フリーに流す方式とした。

3.4.2 制御内容

図 3.5 は、制御内容をフローチャートに表わしたものである。起動後イニシャライズルーチンとして、全メモリ、レジスタ、バッファ関係がクリアされる。システム READY の情報（制御盤スイッチボタンの情報センシ）でジャンプ先が三とおりに分岐する。

- (1) 被仕分物到着、メモ作業を要する場合
- (2) 被仕分物が基準点を通過中
- (3) 被仕分物の到着なく、仕分口動作を要する場合

被仕分物の到着は、品物が基準点検出器の光をしゃ（遮）断することにより判断されるが、到着の瞬間か通過中であるかの判断はできない。

このため、ソフト的に処理し、メモ作業が終了すればメモ完了のパターンをセットし、そのパターンを参照してメモルーチン、仕分口センスルーチンへの分岐を行なう。

メモルーチンでは、品物到着時の位置信号を読み取り一時記憶するとともに、仕分先情報入力装置のバッファ内容を読み取って解読し、基準点と仕分口間の距離を計算する。位置信号は、ミスを少なくするために GRAY コードが採用されており、BINARY への変換ルーチンへジャンプした後、先の計算結果に加算する。アキのメモリは偶数番地のみセンシし、記憶またはクリアは 2 ワード単位で行なわれている。

仕分口制御・仕分口センスのルーチンでは、まず、位置信号を読み取りコード変換後、記憶内容と比較する。一致した場合は次のメモリから仕分先情報を取り出し、解読して制御指令を発する。

このプログラムの中で使用ひん（頻）度の高い、いわゆる、サブルーチン的なものはコード変換のみである。GRAY コードは、1 カウントの変化が 1 ビットの変化で示され、シャフトエンコーダ等に利用すると記号板と読取接点とのずれから生ずるミスカウントが少ない。コードの変換は GRAY の上位ビットから“H”レベルのビット数をかぞえ、奇数で H、偶数で L を並べていく方法でなされる。

3.5 装置の実際と性能

図 3.6 は、斜行スラットコンベヤ式搬送仕分機構に、MELMIC 方式を結合させたモデルシステムの全景である。このモデルでは建屋の開

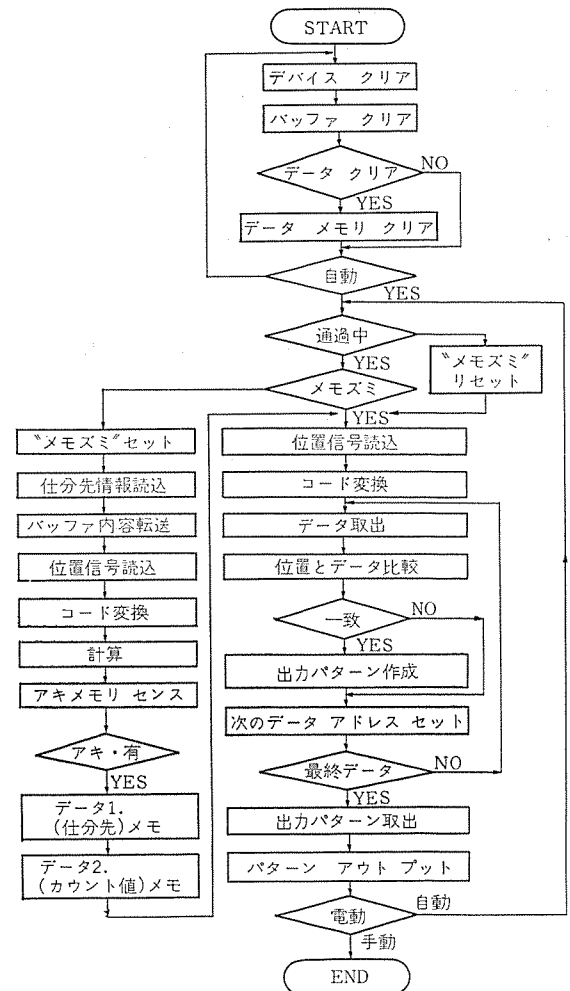


図 3.5 フローチャート
Flow chart.

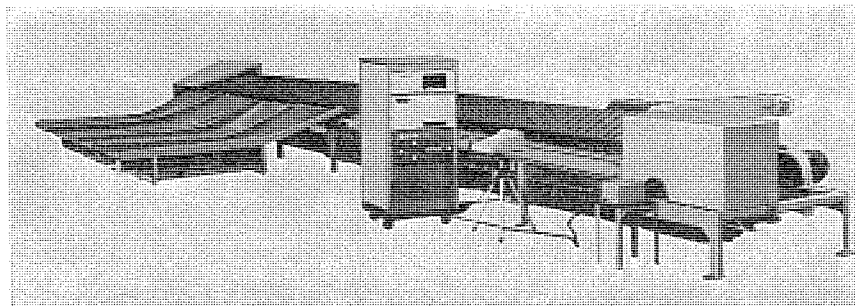


図 3.6 自動仕分装置全景
Exterior view of automatic sorting conveyor system.

係から仕分口3個しか装備されていないが、仕様は計画どおりとなっている。おもな仕様は次のとおり。

搬送設備形式： 斜面 スラット コンベヤ
スラット 形状： 有効幅 600, ピッチ 100
傾斜角度 27°, 上面 ステンレス 鋼板張り
チェーン 速度： 14 m/min~40 m/min
処理能力： 2,500 個/hour
仕分種別数： 任意 (100 以下)
機 長： 1,400×仕分種別数+3,000

この場合の制御 プログラム の長さは、次のようなものである。

イニシャライズ： 30 ワード
分岐判定： 11 ワード
メモルーチン： 50 ワード
仕分口制御： 115 ワード
コード 変換 25 ワード

処理に要する時間は、メモ作業 5.2 ms, 仕分口制御(最悪状態) 8.5 ms であり、搬送速度が 120 m/min となっても仕置分解能 50 mm を満足する。データメモリにデータメモリユニットを使用するならば仕分種類 180 種、処理能力 18,000 個/hour まで、このシステムが適応できる。

3.6 信頼性の検討

このシステムに使用した部品を設計時の最大仕様で検討した場合に、次のような値となるが、通常の用途では、さらに寿命は長くなることになる。

シャフトエンコーダ 平均寿命 10^7 回転

コンベヤ 速度 120 m/min 駆動軸直径 0.5 m ギヤ比 1/8

1 日10時間運転 平均寿命 1,600 日 約5年間

MELMIC 系 MTBF 15,000 時間 約5年間

光源(基点検出) 定格の 80% で使用して 7,000~10,000 時間
約4年間

4. む す び

われわれは、はん用性のある自動仕分装置を目標に開発をすすめてきたが、本当の意味での“自動仕分”が、いかにむずかしいものであるか痛感した。仕分けるよりも以前の段階、すなわち、仕分装置に適応できる仕分先情報を、いかに付加するか、現在の流通システムを乱さずに適応できる方法は何か、という問題である。

もちろん、記号化されたものを検出して仕分ける方法はすでに開発済みであり、本方式と結合して完全無人化を図ることはやさしい。問題は、百貨店、郵便小包等の手書文字の場合である。このような場合、仕分作業のみに人員を投入したり多額の投資は許されない。したがって、商品の在庫管理・自動発注等の物流システム等と結合し、売場での領収書の発行段階で仕分先情報をインプットするような方法を考えなくてはならない。このように、他の目的のために、すでに制御用のコンピュータが使用されている場合には、そのコンピュータにより行なわせることも可能である。

末筆ながら、本装置の開発に積極的なご協力を賜ったオリエンタルチェーン工業株式会社のかたがたに、深く感謝いたします。

参 考 文 献

- (1) 日経ビジネス, 昭 46-10-18 日号
- (2) 省力化のための自動仕分装置と、その応用, 省力と自動化, P 82~92 (昭 46-10)
- (3) コンベヤ搬送制御システム, 三菱電機技報, 45, No. 10, P 1351~1360 (昭 46)
- (4) Automated Sorting, Modern Material Handling, P 32~43 (March, 1971)
- (5) 郵便の自動化, 計測と制御, 8, No. 2, P 39~45 (昭 44-2)

イミダゾール触媒によるエポキシ樹脂硬化反応の速度論的解析

岡橋 和郎*・林 修*・柴山 恭一**

Kinetics of Curing Reaction of Epoxy Resins with Imidazole

Manufacturing Development Laboratory Kazuo Okahashi・Osamu Hayashi・Kyôichi Shibayama

To elucidate the curing reaction of epoxy resin with imidazole, investigation has been made from the standpoint of the velocity of reaction. Bisphenol A type epoxy resin, cycloaliphatic epoxy resin and model compound phenyl glycidyl ether were used as starting materials with 2-ethyl-4-methyl-imidazole as a catalyst which has both the secondary amine and the tertiary amine in the molecular structure. As a result, a rate equation has been introduced and it has been found that curing reaction takes place in two steps-the first step is the second order reaction and the second step is the first order reaction. Especially in the second step, it has been made known that the mechanism of the ring opening reaction is activated via complex of bimolecular in this transition state.

1. ま え が き

エポキシ樹脂は電気・電子部品材料として広い用途を有しており、電気部品の注型・埋込み・封入・含浸・積層・接着剤・成形材料・絶縁ワニスなど、その応用面は多岐にわたっている。しかも、電気工業用に消費されるエポキシ樹脂は、最近急激に増加し、需要構成比では塗料につぐ大きな需要分野を形成し、1971年度におけるエポキシ樹脂総需要量23,000トンの約25%を占めており、今後も高い成長性を期待されている。

エポキシ樹脂は硬化剤によって特性が大幅に変化し、用途による選択が重要なことはよく知られている。硬化剤の種類はアミン系・酸無水物系・有機金属化合物系など非常に多いが、もっとも需要が多いのはアミン系硬化剤である。この硬化剤系とエポキシ樹脂との硬化反応を知ることは、エポキシ樹脂を電気部品材料へ適用する場合に発生する種々の問題を解決する際に非常に有効である。

エポキシ樹脂とアミン類との反応を硬化機構から大別すると第1・第2アミン類による付加反応と、第3アミン類による開環重合反応の2種類になる。これらについては、赤外吸収スペクトルや反応速度論的研究が数多く報告されている⁽¹⁾。最近、イミダゾール化合物をエポキシ樹脂の硬化剤、あるいは硬化促進剤として用いると優秀なエポキシ樹脂硬化物が得られることが報告され⁽²⁾、電気部品への適用研究も活発に行なわれている。

しかし、イミダゾール類、特に、分子内部に第2アミンと第3アミンの両者を有する2-エチル-4-メチル-イミダゾール(以下2E4MZと称する)と、エポキシ樹脂との硬化反応機構については、赤外吸収スペクトルと核磁気共鳴の手法を用いて研究されているが⁽³⁾、反応速度論的な研究はされていない。そこでまず、分子中に水酸基を含まず、かつゲル化現象を生じない簡単なエポキシ化合物として、フェニールグリシジルエーテル(以下PGEと称する)を用いて、2E4MZとの反応性を速度論的取扱いにより解明し、ついで、実用的エポキシ樹脂と2E4MZとの反応性を速度論的に取扱い、硬化反応機構を解明したので報告する。

2. 実験と結果

2.1 試料

分子内部にエポキシ基を1個有する簡単なエポキシ化合物としての

PGEは、bp 107~108°C/8 mmHg、エポキシ価0.67 eq/100 gのものを使用した。実用的エポキシ樹脂としては、ビスフェノールA形のエポコート828(シェル化学社製、エポキシ価0.526、以下ビスAエポキシと称する)およびビロシクロヘキセンジオキサイド(商品名チソノックス206、チソ社製、エポキシ価1.32、以下シクロエポキシと称する)の2種類を用いた。2E4MZは四国化成社製のものを使用し、PGE 0.67モルに対して0.073モル、0.10モル、0.13モル添加した。実用的エポキシ樹脂については、ビスAエポキシ100g、シクロエポキシ100gに対して3gの2E4MZを添加した。

2.2 実験方法

試料を所定温度で反応させ、各時間ごとに取り出した反応生成物についてエポキシ基の定量を行ない、エポキシ基反応率の変化を調べた。反応温度はPGEについては40°C、50°C、60°Cであり、ビスAエポキシについては30°C、40°C、50°C、60°Cであり、シクロエポキシについては110°C、130°C、150°Cで行なった。エポキシ基の定量はVolhard法⁽⁴⁾により行なった。また、ビスAエポキシ、シクロエポキシのゲル化時間はゲル化時間自動測定器⁽⁴⁾により行なった。反応はすべて無溶媒で行なった。

2.3 実験結果

PGEと2E4MZとの反応におけるエポキシ基反応率と時間との関係を図2.1、2.2、2.3に示す。また、ビスAエポキシと2E4MZ、シクロエポキシと2E4MZとの反応におけるエポキシ基反応率と時間と

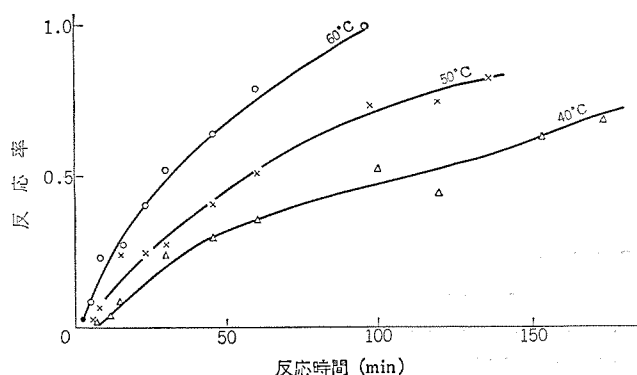
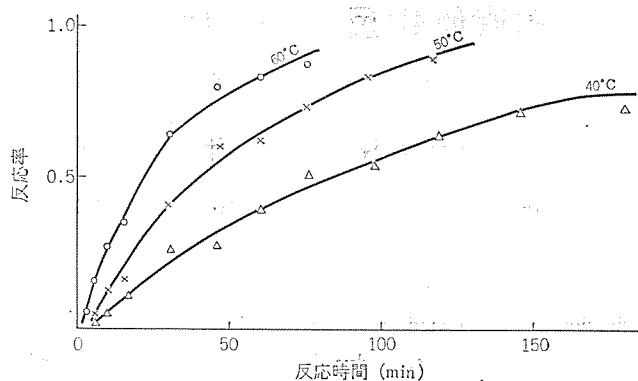
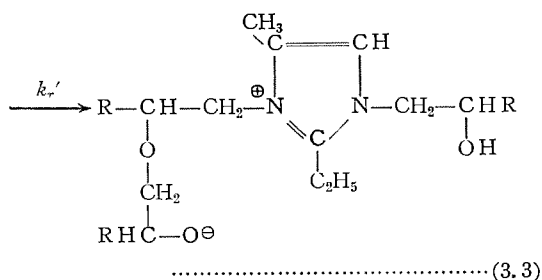


図 2.1 PGE と 2E4MZ との反応率～時間曲線におよぼす反応温度の影響(無溶媒, PGE: 0.67 モル, 2E4MZ: 0.073 モル)
Reaction of PGE with 2E4MZ (PGE: 0.67 mol, 2E4MZ: 0.073 mol).





式 (3.1) は、2E4MZ 分子中の第2アミンの活性水素によるエポキシ基への付加反応である。式 (2.1) で生成した付加生成物が真の触媒となり、エポキシ基を開環させる反応が式 (3.2) である。式 (3.2) で生成したアルコキシドイオンが、式 (3.3) のように他のエポキシ基を攻撃してアニオン重合により反応が進行する。ここで、

- [E]: PGE の濃度
- [Z]: 2E4MZ の濃度
- [Z]₀: 2E4MZ の初濃度
- [I]: 2E4MZ と PGE との付加生成物の濃度
- [A]: アルコキシドイオンの濃度
- t: 反応時間

k_a, k_r, k_r' : 式 (2.1), 式 (2.2), 式 (2.3) の反応速度定数
とすると、次の反応速度式が成立する。

$$-d[E]/dt = k_a[E][Z] + k_r[E][I] + k_r'[E][A] \dots\dots\dots (3.4)$$

ここで式 (3.2) および式 (3.3) の反応は、第3アミンによるエポキシ基の開環重合反応の開始反応、および生長反応に相当するから、 $k_r = k_r'$ とおくと式 (3.4) は次式のようになる。

$$-d[E]/dt = k_a[E][Z] + k_r[E]([I] + [A]) \dots\dots\dots (3.5)$$

([I] + [A]) は 2E4MZ の濃度に関するものであるから、式 (3.5) は次式のようになる。

$$-d[E]/dt = k_a[E][Z] + k_r[E]([Z]_0 - [Z]) \dots\dots\dots (3.6)$$

PGE と 2E4MZ との反応初期は、付加反応が主であるから式 (3.6) の第2項は第1項に比べてその寄与が小さいので、無視できると仮定すると、付加反応速度式は次式のようになる。

$$-d[E]/dt = k_a[E][Z] \dots\dots\dots (3.7)$$

したがって、 k_a は付加反応の速度定数である。反応後期は開環反応が主であるから、式 (3.6) の第1項は第2項に比べてその寄与が小さいので無視できると仮定し、かつ、 $[Z] \neq 0$ であるので、開環反応速度式は次式のようになる。

$$-d[E]/dt = k_r[Z]_0[E] \dots\dots\dots (3.8)$$

したがって、 k_r は開環反応の速度定数である。

以上のように、反応速度式 (3.4) は若干の仮定を設定することにより、 k_a, k_r を別々に求めることができる。

- ここで、 a : エポキシ基の初濃度 (mol)
- b : 2E4MZ の初濃度 (mol)
- x : t 分後のエポキシ基の減少量 (mol)
- t : 反応時間 (min)

とすると、式 (3.7) は

$$\ln[b(a-x)/a(b-x)] = k_a(a-b)t \dots\dots\dots (3.9)$$

となり、式 (3.8) は

$$\ln(1-x/a) = k_r b t \dots\dots\dots (3.10)$$

となる。

3.1.2 反応速度定数

PGE と 2E4MZ との反応において、エポキシ基反応率～時間曲線

の結果を式 (3.9), 式 (3.10) によりプロットすると、図 2.1 の場合は図 3.1 と図 3.2 のようになり、図 2.2 の場合は図 3.3 と図 3.4 のようになり、図 2.3 の場合は図 3.5 と図 3.6 のようになる。

図 3.1, 3.3, 3.5 は反応率を式 (3.9) によりプロットしたものであるが、反応初期は実線で示すように直線であり、反応が進むにつれて、 $\log(b/a \cdot a-x/b-x)$ の値が急激に増加している。この急増点は 2E4MZ と PGE との反応において、2E4MZ の活性水素原子が消費されたときの理論的な反応率と一致している。たとえば、PGE 0.67 モル、2E4MZ 0.073 モルを 60°C で反応させた場合の急増点は 4～5 分であり (図 3.1)、このときの反応率は 8～10 % になる (図 2.1) ので、理論反応率の 10.9 % とほぼ一致していることがわかる。

図 3.1, 3.3, 3.5 の実線の切れ目は、活性水素原子が消費されたときの理論反応率における $\log(b/a \cdot a-x/b-x) \sim$ 反応時間の値である。すなわち、 $\log(b/a \cdot a-x/b-x) \sim$ 反応時間において、実線は原点を通る直線であり、しかも、活性水素原子の理論反応率と一致するところから、反応初期は第2アミンのエポキシ基への付加反応であり、かつ、二次反応であることがわかった。

この急増点以降の反応率～時間曲線を式 (3.10) によりプロットすると、図 3.2, 3.4, 3.6 に示すように直線になる。すなわち、反応後期においては、2E4MZ の PGE 付加生成物としての第3ア

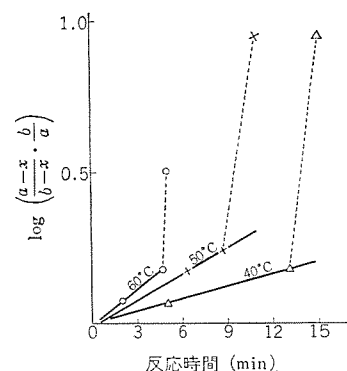


図 3.1 $\log\left(\frac{a-x}{b-x} \cdot \frac{b}{a}\right) \sim$ 反応時間
(PGE: 0.67 モル, 2E4MZ: 0.073 モル)
 $\log\left(\frac{a-x}{b-x} \cdot \frac{b}{a}\right) \sim$ Reaction time
(PGE: 0.67 mol, 2E4MZ: 0.073 mol).

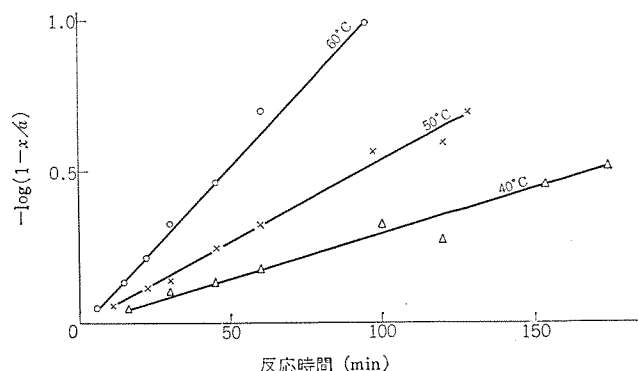


図 3.2 $-\log\left(1-\frac{x}{a}\right) \sim$ 反応時間
(PGE: 0.67 モル, 2E4MZ: 0.073 モル)
 $-\log\left(1-\frac{x}{a}\right) \sim$ Reaction time
(PGE: 0.67 mol, 2E4MZ: 0.073 mol).

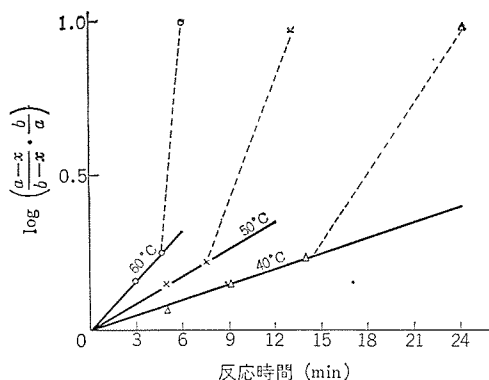


図 3.3 $\log\left(\frac{a-x}{b-x} \cdot \frac{b}{a}\right) \sim$ 反応時間
(PGE : 0.67 モル, 2E4MZ : 0.10 モル)
 $\log\left(\frac{a-x}{b-x} \cdot \frac{b}{a}\right) \sim$ Reaction time
(PGE : 0.67 mol, 2E4MZ : 0.10 mol).

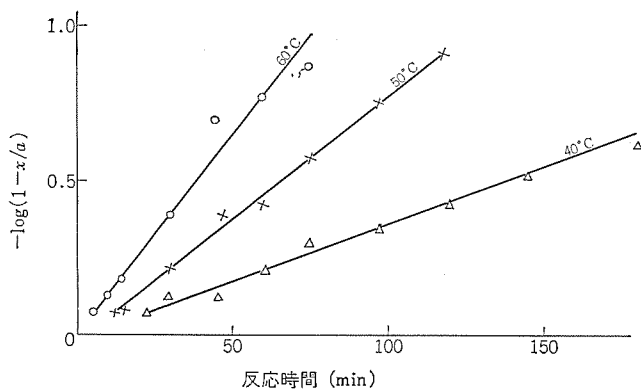


図 3.4 $-\log\left(1-\frac{x}{a}\right) \sim$ 反応時間
(PGE : 0.67 モル, 2E4MZ : 0.10 モル)
 $-\log\left(1-\frac{x}{a}\right) \sim$ Reaction time
(PGE : 0.67 mol, 2E4MZ : 0.10 mol).

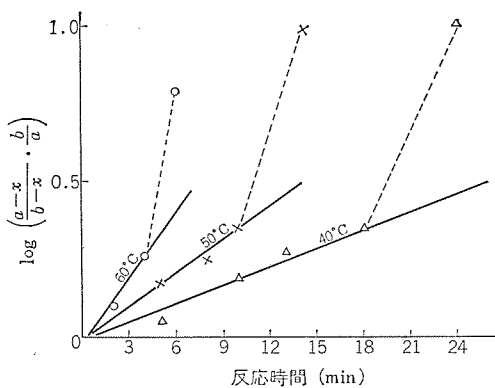


図 3.5 $\log\left(\frac{a-x}{b-x} \cdot \frac{b}{a}\right) \sim$ 反応時間
(PGE : 0.67 モル, 2E4MZ : 0.13 モル)
 $\log\left(\frac{a-x}{b-x} \cdot \frac{b}{a}\right) \sim$ Reaction time
(PGE : 0.67 mol, 2E4MZ : 0.13 mol).

ミと PGE との反応は開環反応であり、かつ、一次反応であることがわかった。

そこで、付加反応速度定数 k_a 、開環反応速度定数 k_r を式 (3.9)、式 (3.10) により求めた結果を表 3.1 に示す。 k_a は 2E4MZ の濃度が増加するにつれて増加しており、反応の第 1 段階が付加反応であることを証明している。 k_r は 2E4MZ の増加に伴い減少してお

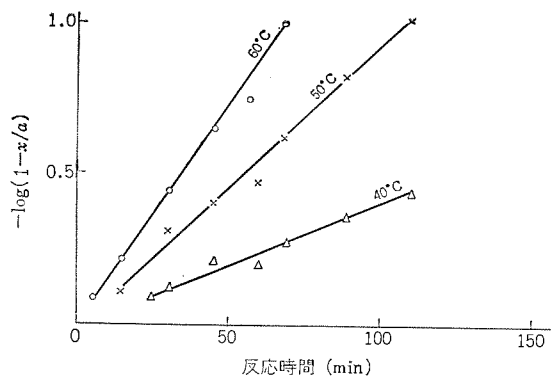


図 3.6 $-\log\left(1-\frac{x}{a}\right) \sim$ 反応時間
(PGE : 0.67 モル, 2E4MZ : 0.13 モル)
 $-\log\left(1-\frac{x}{a}\right) \sim$ Reaction time
(PGE : 0.67 mol, 2E4MZ : 0.13 mol).

表 3.1 PGE と 2E4MZ との反応における反応速度定数
(k_a : 付加反応, k_r : 開環反応)

Rate constant of the reaction between PGE and 2E4MZ
(k_a : the second order rate constant, k_r : the first order rate constant).

温度 (°C)	モル比 $k_a(\text{mol}^{-1} \cdot \text{min}^{-1})$ $k_r(\text{min}^{-1})$	PGE : 2E4MZ =0.67 : 0.073	PGE : 2E4MZ =0.67 : 0.10	PGE : 2E4MZ =0.67 : 0.13
60	$k_a \times 10$	1.57	2.47	3.03
	$k_r \times 10$	3.37	3.08	2.65
50	$k_a \times 10$	1.08	1.44	1.47
	$k_r \times 10$	1.75	1.70	1.65
40	$k_a \times 10$	0.54	0.68	0.83
	$k_r \times 10$	0.95	0.85	0.71

表 3.2 PGE と 2E4MZ との反応における活性化エネルギー
(E_a) と活性化エントロピー (ΔS^{0*})

Activation energy (E_a) and activation entropy (ΔS^{0*}) of the reaction between PGE and 2E4MZ.

$E_a(\text{kcal/mol})$ $\Delta S^{0*}(\text{cal/mol} \cdot \text{deg})$	モル比	PGE : 2E4MZ =0.67 : 0.073	PGE : 2E4MZ =0.67 : 0.10	PGE : 2E4MZ =0.67 : 0.13
付加反応における E_a		11.1	13.4	13.5
開環反応における E_a		13.2	13.2	13.8
分岐時間の E_a		12.7	14.4	13.9
付加反応における ΔS^{0*}		-39.0	-31.4	-30.7
開環反応における ΔS^{0*}		-31.2	-31.4	-30.1

り、さらに、 k_r と反応率との関係を調べてみると、各反応時間に対するいずれの反応率に対しても一定の k_r 値を示した。このことから、開環反応は 2E4MZ の初濃度や重合率に影響されずに、2E4MZ の PGE への付加生成物による量的因子に左右されているものと考えられる。

次に、Arrhenius の式

$$k = A \exp(-E_a/RT) \quad \dots\dots\dots (3.11)$$

を用いて、おのおのの濃度における k_a 、 k_r の対数を絶対温度 T の逆数に対してプロットすると直線になった。これより求めた付加反応における活性化エネルギー E_a 、および開環反応における活性化エネルギー E_a を表 3.2 に示す。PGE と 2E4MZ との反応では、付加反応・開環反応のいずれの場合も 13 kcal/mol 前後の値を示した。

3.1.3 反応機構

PGE と 2E4MZ との反応は 2 段階で起こり、反応初期は二次反

応であり、反応後期は一次反応であることはすでに述べたが、さらに詳細に検討するために、活性化エントロピー(ΔS^{0*})を求めてみた。 ΔS^{0*} はEyringの式(3.12)により求めた。

$$k = e \left(\frac{KT}{h} \right) \exp \left(\frac{\Delta S^{0*}}{R} \right) \exp \left(\frac{-E_a}{RT} \right) \quad (3.12)$$

ここで K : ボルツマン 定数
 T : 絶対温度
 h : プランク の定数
 R : 気体定数
 E_a : 活性化エネルギー
 k : 速度定数

である。速度定数については付加反応速度定数 k_a 、開環反応速度 k_r の 60°C の値より求めた。その結果を表3.2に示す。エポキシ基と第2アミンとの反応は $\text{Sn}2$ 機構であることはよく知られており⁽¹⁾、PGEと2E4MZとの反応における初期段階の付加反応も、 ΔS^{0*} が $-31 \sim -39 \text{ cal/mol}\cdot\text{deg}$ と非常に小さいこと、および、速度式が二次であることから、 $\text{Sn}2$ 機構により反応が進行することは確実であると考えられる。塩基性触媒(本研究の場合は2E4MZのPGEへの付加生成物)によるエポキシ基の開環反応については、Boydらの2分子錯体機構⁽⁵⁾、酒井らによる3分子錯体機構⁽⁶⁾があり、定説はない。PGEと2E4MZとの反応の第2段階である開環反応は、2E4MZの第2アミンによるPGEへの付加生成物が塩基性触媒となって反応が進むことはすでに述べたが、この場合の遷移状態は反応速度式(3.6)に2E4MZ分子を含んでいること、 ΔS^{0*} が付加反応の場合と同様に $-30 \sim -31 \text{ cal/mol}\cdot\text{deg}$ と非常に小さいこと、無溶媒反応であることの三つの理由により、図3.7に示すような2分子錯体機構による遷移状態を経て反応が進行するものと考えられる。

次に付加反応と開環反応との境界点(分岐時間 t_c と呼ぶことにすると、反応温度(絶対温度 T で表わす)との間に Arrhenius 式

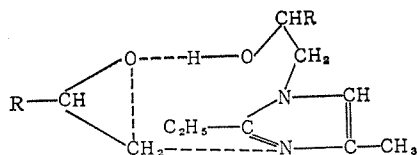


図 3.7 開環反応における遷移状態の分子構造
Activated complex in the transition state.

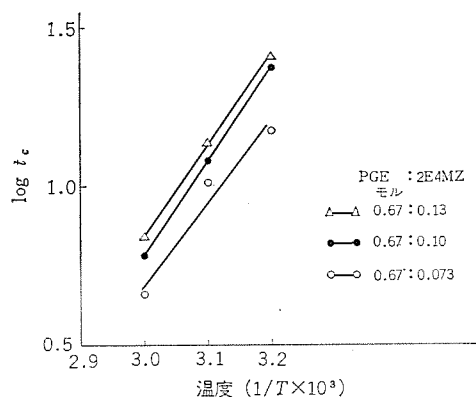


図 3.8 二次反応と一次反応との分岐時間(t_c)と反応温度との関係(PGEの場合)
The logarithm of the border-line time between the second order reaction and the first order reaction~Reaction time (about PGE).

を適用できるものと仮定し、次式により

$$t_c = B \exp(-E_a/RT) \quad (3.13)$$

プロットすると図3.8に示すように直線関係が得られ、これより求めた活性化エネルギー E_a は表3.2に示すようになった。(Bは定数であり、Rは気体定数である。)分岐時間 t_c の活性化エネルギーは、付加および開環反応速度の活性化エネルギーとほぼ同じである。このことにより、付加反応から開環反応への移行が容易に起きるものと考えられる。

3.2 エポキシ樹脂と2E4MZとの反応

3.2.1 反応速度定数

ビスAエポキシと2E4MZ、およびシクロエポキシと2E4MZとの反応において、エポキシ反応率~反応時間曲線の結果を式(3.9)、式(3.10)によりプロットすると、ビスAエポキシの場合は図3.9、3.10のようになり、シクロエポキシの場合は図3.11のようになった。

ビスAエポキシの場合、 $\log(b/a \cdot a-x/b-x)$ と反応時間との間には、反応温度が低いほど、2E4MZの活性水素原子が消費されたときの理論的な反応率の時点まで直線関係が成立する範囲が広がっており、反応後期はいずれの温度においても直線関係が成立しており、PGEの場合と同様に反応初期は二次反応、反応後期は一次反応であることがわかる。

シクロエポキシの場合は、活性水素原子が消費されたときの理論的な反応率が非常に小さいので、式(3.6)における第1項を無視し、第2項の開環反応速度式を適用すると、図3.11のように直線関係が成立し、一次反応であることがわかった。

ビスAエポキシ、シクロエポキシの速度定数 k_a 、 k_r を式(3.9)、式(3.10)により求めた結果を表3.3、3.4に示す。これらの結果を Arrhenius の式によりプロットするといずれも直線関係が成立した。これにより求めた活性化エネルギーを表3.5に示す。PGEの場合に比べ

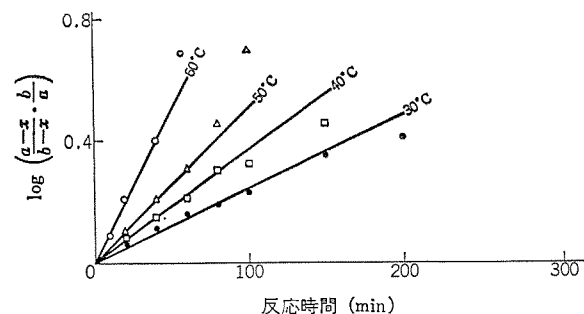


図 3.9 ビスAエポキシと2E4MZとの反応における
 $\log \left(\frac{a-x}{b-x} \cdot \frac{b}{a} \right)$ ~ 反応時間

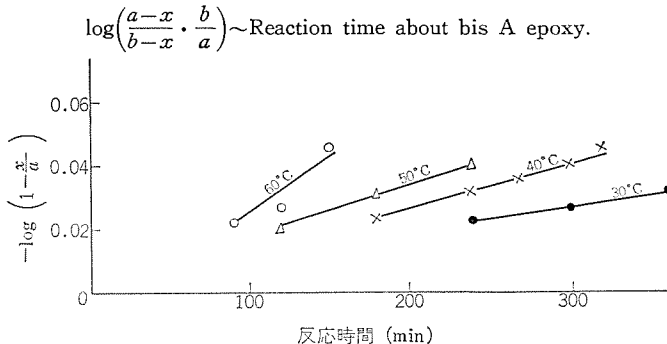


図 3.10 ビスAエポキシと2E4MZとの反応における
 $-\log \left(1 - \frac{x}{a} \right)$ ~ 反応時間
 $-\log \left(1 - \frac{x}{a} \right)$ ~ Reaction time about bis A epoxy.

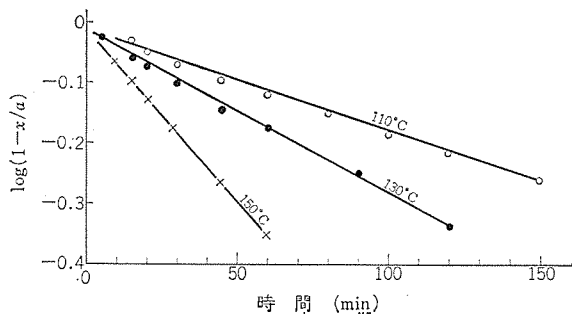


図 3.11 シクロエポキシと 2E4MZ との反応における $\log(1-\frac{x}{a}) \sim$ 反応時間

$\log(1-\frac{x}{a}) \sim$ Reaction time about cyclo epoxy.

表 3.3 ビス A エポキシと 2E4MZ との反応における反応速度定数 (k_a : 付加反応, k_r : 開環反応)

Rate constant of the reaction between bis A epoxy and 2E4MZ (k_a : the second order rate constant, k_r : the first order rate constant).

温度 (°C)	30	40	50	60
k_a, k_r				
$k_a \times 10^2$ (mol ⁻¹ ·min ⁻¹)	1.16	1.62	2.42	4.33
$k_r \times 10^2$ (min ⁻¹)	0.63	1.27	5.34	19.9

表 3.4 シクロエポキシと 2E4MZ との反応における反応速度定数 (k_r : 開環反応)

Rate constant of the reaction between cycloepoxy and 2E4MZ (k_r : the first order rate constant).

温度 (°C)	110	130	150
k_r (min ⁻¹)			
$k_r \times 10$	1.31	2.34	4.22

表 3.5 エポキシ樹脂と 2E4MZ との反応における活性化エネルギー (E_a) と活性化エントロピー ($\Delta S^{0\ddagger}$)

Activation energy (E_a) and activation entropy ($\Delta S^{0\ddagger}$) of the reaction between epoxy resins and 2E4MZ.

エポキシ樹脂	ビス A エポキシ	シクロエポキシ
E_a (kcal/mol)		
$\Delta S^{0\ddagger}$ (cal/mol·deg)		
付加反応における E_a	6.02	—
開環反応における E_a	10.5	9.44
分岐時間の E_a	6.50	—
付加反応における $\Delta S^{0\ddagger}$	-56.8	—
開環反応における $\Delta S^{0\ddagger}$	-40.4	-48.5

て, k_a, k_r とともに低い値を示した。さらに, 式 (3.12) より, 活性化エントロピー $\Delta S^{0\ddagger}$ を求めた結果も表 3.5 に示してあるが, PGE の場合より低い値を示した。このことはビス A エポキシ, シクロエポキシなどのエポキシ樹脂の分子骨核中に含まれている水酸基が大きな影響を与えているものと考えられる。

さらに, 分岐時間 t_c についても図 3.12 に示すように直線関係が成立し, PGE の場合と同様に考察できる。

3.2.2 ゲル化点における反応率

エポキシ樹脂の開環重合において福井ら⁽⁷⁾は“開始速度と生長速度は等しい”, “官能基の反応性は等しい”, “分子内反応は起こらない”の三つの仮定を設けて反応率と官能基との関係が式 (3.14) のようになることを示している。

$$\rho c^2 = \frac{[I]_0}{f(f-1)[M]_0} \quad (3.14)$$

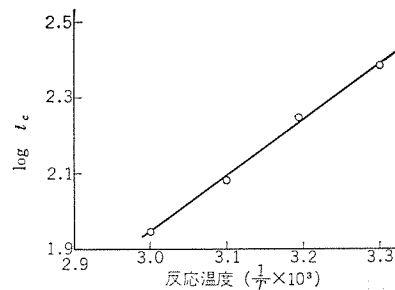


図 3.12 二次反応と一次反応との分岐時間 (t_c) と反応温度との関係 (ビス A エポキシの場合)

The logarithm of the border-line time between the second order reaction and the first order reaction ~ Reaction time (about bis A epoxy).

ここで $[I]_0$: 2E4MZ の初濃度

$[M]_0$: エポキシ基の初濃度

f : 官能基数

ρc : ゲル化点直前の反応率

である。ビス A エポキシの場合には 70°C, 66 分でゲル化し, その直前の反応率が 24% であり, 式 (3.14) より求めた理論的な反応率 22% にほぼ等しい。(図 2.4 に示した反応温度, および 80°C 以上の反応温度では, ゲル化直前の反応率はいずれも 18% 以下であった)。

そこで, 反応性の等しくない二つのエポキシ基を有するシクロエポキシの ρc より官能基 f を求め, シクロエポキシのエポキシ基の反応性を調べると次のようになる。すなわち, 図 2.5 から, シクロエポキシのゲル化直前の反応率 ρc は 55% であるから, 式 (3.14) より官能基 f は 1.09 になる。このことは, ゲル化点までは図 3.13 に示すシクロエポキシの A 印の末端エポキシ基が反応の大部分を占めていると推定される。

3.2.3 分子量分布

エポキシ樹脂の開環重合において, 福井ら⁽⁷⁾は前節のゲル化点直前の反応率と官能基数との関係の場合と同様の仮定を設けて, ゲル化点までの分子量分布を統計的に考察し, 式 (3.15) のような分子量分布式を示している。

$$M_{pv} = \frac{f(fP-P)|\nu|^{P-1}}{P!(fP-P+1-\nu)|\nu|} \cdot \alpha^{P-1} \cdot \rho^{\nu+P-1} \cdot (1-\rho)^{fP-P+1-\nu} \cdot e^{-\nu\alpha\rho} \quad (3.15)$$

ここで M_{Pv} : 分子量分布

P : 単量体単位の数

f : 単量体の官能基数

ρ : 反応率

ν : ポリマー中の生長末端の数

$\alpha = f \cdot [M]_0/[I]_0$

$[M]_0$: エポキシ基の初濃度

$[I]_0$: 2E4MZ の初濃度

である。この式により求めた各反応率におけるビス A エポキシの場合の分子量分布を図 3.14 に示す。反応が進行するにつれて構造単位

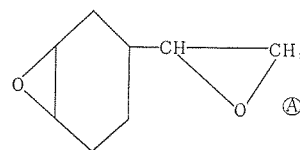


図 3.13 シクロエポキシの分子構造 (A が末端エポキシ基)
Molecular structure of cycloaliphatic epoxy resins
(A is terminal epoxy group).

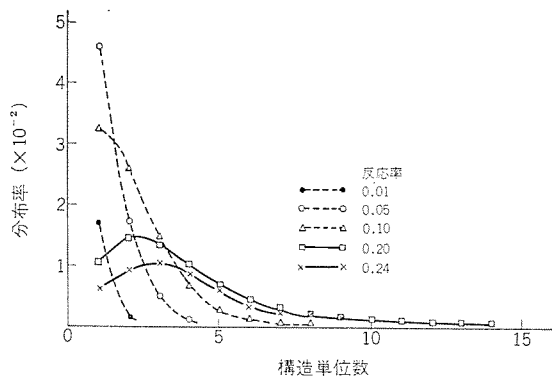


図 3.14 ビス A エポキシと 2E4MZ との反応における分子量分布
Molecular size distribution in the reaction of the bis A epoxy with 2E4MZ.

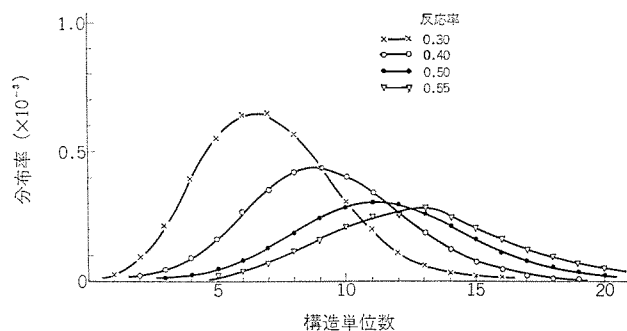


図 3.15 シクロエポキシと 2E4MZ との反応における分子量分布
Molecular size distribution in the reaction of the cycloaliphatic epoxy with 2E4MZ.

数, すなわち分子量が大きくなっていく過程がよくわかる。ゲル化点直前の反応率 24% において最大に存在する分子構造単位数は 3 量体であり, 低重合体の存在割合が多い。このことはゲル化時の反応率が低いという結果と考え合わせるとエポキシ基の大部分は, ゲル化後の分子間反応であると考えられる。

シクロエポキシと 2E4MZ との反応の場合は, 3.2.1 節の考察からシクロエポキシの官能基数を 1 として取扱ってもよいと考えられる。官能基数 1 の場合の分子量分布については Flory⁽⁶⁾によって統計的に考察されており, 式 (3.16) のようになることが示されている。式中の記号については式 (3.15) と同じである。

$$M_{PP} = \frac{[I]_0 (\alpha\rho)^{P-1}}{P!} \cdot e^{-\alpha\rho} \quad \dots\dots\dots (3.16)$$

この式により求めた各反応率におけるシクロエポキシの場合のゲル化点までの分子量分布を図 3.15 に示す。反応が進行するにつれて構造単位数は増加している。ゲル化点直前の反応率 55% の時点におい

て, 最大に存在する分子構造単位数は 13 量体であり, ビス A エポキシの場合に比較してかなり重合していることがわかる。

4. む す び

簡単なエポキシ化合物として PGE, 実用的エポキシ樹脂としてビス A エポキシとシクロエポキシを用いて, 分子内部に第 2 アミンと第 3 アミンの両者を有する 2E4MZ との反応性について, 反応速度式を誘導して, 速度論的観点より検討し, 次の結論を得た。

(1) 反応の初期段階は第 2 アミンによるエポキシ基への付加反応であり, 二次反応である。反応の後期段階は 2E4MZ のエポキシ基への付加生成物による開環反応であり, 一次反応である。

(2) 活性化エネルギーについては, PGE の場合は付加反応, 開環反応ともに 13 kcal/mol 前後であるが, エポキシ樹脂の場合は PGE の場合より低く, 付加反応で 6 kcal/mol, 開環反応で 10 kcal/mol 前後である。

(3) PGE の場合, 付加反応は SN2 機構であり, 開環反応は図 3.7 に示す 2 分子錯体を経て反応が進行する。しかし, エポキシ樹脂の場合は水酸基の影響が大きく, 遷移状態は複雑である。

(4) 付加反応と開環反応との分岐時間の対数は絶対温度の逆数に比例する。これより求めた活性化エネルギーは, 付加および開環反応の活性化エネルギーとほぼ同じである。

(5) ゲル化点における反応率の統計的理論から, ビス A エポキシの場合はゲル化まで二つのエポキシ基が反応に寄与しているが, シクロエポキシの場合は, ゲル化までに二つのエポキシ基のうち末端エポキシ基がほとんど消費されていると考えられる。

(6) 統計的取扱により求めた分子量分布において, ビス A エポキシの場合ゲル化直前に最大に存在する構造単位数は 3 量体であるが, シクロエポキシの場合は 13 量体である。

参 考 文 献

- (1) 垣内: エポキシ樹脂, (昭 47 年), 昭晃堂
- (2) 特公 昭 41-754
- (3) A. Farkas, P. F. Strohm: J. Appl. Polymer Sci., 12, 159 (1968)
- (4) 未発表
- (5) D. R. Boyd, E. R. Marle: J. Chem. Soc., 105, 2,117 (1914)
- (6) 酒井, 石井: 工化誌, 62, 413 (昭 38)
- (7) K. Fukui, T. Yamabe: J. Polymer Sci., 2, 3,743 (1964)
- (8) Flory P. J.: J. Ame. Chem. Soc., 62, 1,561 (1940)

内鉄形送油式変圧器の巻線内油流分布と温度分布

伊奈 照夫*・日野 孝一*・篠原 秀雄*

Oil Flow and Temperature Distribution in Forced-Oil Core-type Transformers

Itami Works

Teruo Ina・Koichi Hino・Hideo Shinohara

High temperatures are objectionable in transformers for several reasons. The first of these is their effect on the insulating materials, which are subject to gradual deterioration at temperatures of about 100 deg. cent. and to rapid destruction at temperatures greatly in excess of that figure. The temperature distribution in the winding is governed by the oil flow distribution, and the oil flow distribution has been obtained by simultaneous arrangement of the hydrodynamical equation and the continuity equation. The calculated result has been attested by experiments.

This article describes the results of study and development, based on the basic research, to seek for winding construction of higher cooling efficiency by suppressing the local temperature rise.

1. ま え が き

変圧器の寿命を決定する一つの因子として、温度による絶縁物の劣化があげられる。絶縁物の劣化速度は、その種類によっても異なるが、温度が8°C上昇するごとに約2倍になるといふ、いわゆる「8度則」⁽¹⁾のデータが発表されており、温度上昇が高いと、変圧器の寿命を急激に低下させる。特に、最も問題になるのは、絶縁物が接触している巻線の局所最高温度である。しかし、変圧器巻線内部の局所的な温度上昇を、実際に測定するには、かなりの困難を伴うので、抵抗法による巻線平均温度上昇を測定し、その値から局所的な最高温度を推定している。すなわち、「電気学会規格 JEC-168、変圧器」によれば、抵抗法で測定された巻線平均温度と局所最高温度との差を、自冷式の場合で 15 deg、送油式の場合で 10 deg と考え、局所最高温度が絶縁物の許容温度以下になるように、巻線の平均温度上昇を規定している。たとえば、周囲温度 25°C の場合の巻線最高温度は、

自冷式……25+55+15=95°C

送油式……25+60+10=95°C

となり、従来の経験から 95°C で連続運転した場合に、30 年程度の寿命は十分期待できるとしている。

変圧器の温度上昇は、その発生損失・循環油量・巻線構造・放熱器などによって左右されるが、特に、巻線内の油流速の低下は局所的な温度上昇に直接つながるものである。そこで、当社では内鉄形送油式変圧器の巻線内の油流分布について実験・解析を行ない、さらに、それに基づいて巻線内の温度分布の計算を行ない、局所的な温度上昇を防止するとともに、より冷却効率の高い巻線構造を得る研究を行ってきた。ここでは、これら研究成果の一部を紹介する。

2. 巻線内の油流分布

2.1 解 析

内鉄形送油式変圧器の巻線構造断面の一例を、図 2.1 に示す。冷却油は、電動ポンプによって巻線下側から巻線内へ強制的に押し込まれ、巻線を冷却した後、タンク上部から放熱器へ導かれて冷却される。図 2.1 に示す高圧巻線のように、巻線外側に絶縁円筒が巻

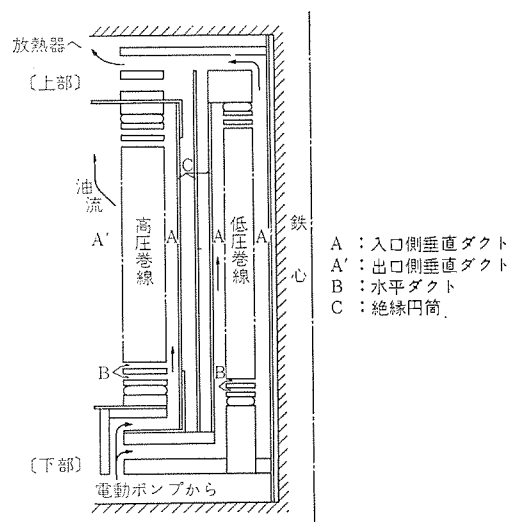


図 2.1 内鉄形送油式変圧器の巻線断面
Cross section of forced oil core-type transformer.

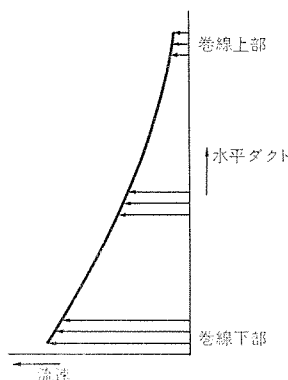


図 2.2 高圧巻線の油流分布
Oil flow distribution in HV winding.

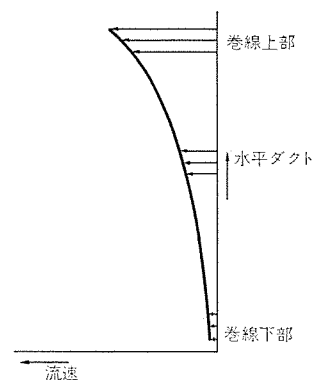


図 2.3 低圧巻線の油流分布
Oil flow distribution in LV winding.

かれていない構造の油流分布は、一般に、図 2.2 に示すように、巻線の下部に多くの油が流れ、上部になるほど、流体抵抗が増大するために流れにくい傾向にある。それに対し、図 2.1 に示す低圧巻線のように、出口側垂直ダクトの断面積がある程度小さい構造の

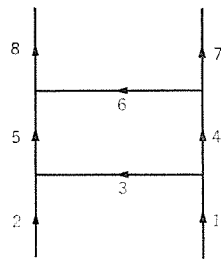


図 2.4 油流モデル
Flow pattern.

油流分布は、一般に、図 2.3 に示すように、高圧巻線の場合とは全く逆で、上部ほど多くなる。これは、巻線上部の出口側垂直ダクトで、いわゆる霧吹現象と同じような吸出し作用が生ずるために、巻線上部の油流速が大きくなると考えられる。

このように、円板状に巻かれた巻線内の油流分布は、一般に悪く、したがって、巻線の温度分布も均一にならないで冷却効率が低下する。まず、このような油流分布を理論的に解明してみよう。図 2.4 に示す油流モデルは、巻線内の油の流れを線で表わしたもので、各部の流れは、矢印の方向を正とし、逆に流れる方向を負とする。この図で、番号 3 から出発して 3 → 5 → 6 → 4 → 3 の向きに、閉ループを一周すると、流体損失の和が零になる式 (2.1) が得られる。次に、ダクトの分岐合流部では、流入流量と流出流量が等しいという連続の式 (2.2) が成り立つ。

$$\begin{aligned} & \lambda_3 \frac{v_3^2}{d_3} + \lambda_5 \frac{v_5^2}{d_5} - \lambda_6 \frac{v_6^2}{d_6} - \lambda_4 \frac{v_4^2}{d_4} \\ & + \zeta_{35} \frac{v_3^2}{2g} + \zeta_{56} \frac{v_5^2}{2g} + \zeta_{64} \frac{v_6^2}{2g} + \zeta_{43} \frac{v_4^2}{2g} = 0 \dots\dots\dots (2.1) \\ & \left. \begin{aligned} Q_1 &= Q_3 + Q_4 \\ Q_5 &= Q_2 + Q_3 \\ Q_6 &= Q_5 + Q_6 \\ Q_4 &= Q_6 + Q_7 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2.2) \end{aligned}$$

- ただし、 λ_i : 摩擦損失係数⁽²⁾
 ζ_{ij} : 分岐合流損失係数⁽³⁾
 l_i : ダクトの長さ
 d_i : ダクトの相当直径
 v_i : 流速
 Q_i : 流量
 g : 重力加速度
 i, j : 添字

式 (2.1), (2.2) の関係を、各閉ループ・各分岐合流部について表わし、連立させることによって、巻線内の油流分布を求めることができる。式の形から明らかなように、これらの式は、連立高次方程式になるので、Computer を使用して Newton-Raphson⁽⁴⁾法によって解を求めた。

なお、各巻線を通る油流量は、ポンプから送り出された後、巻線の下側で、三相変圧器の場合には U, V, W 相に分かれ、各相においても、高圧巻線と低圧巻線とに分かれるが、各巻線内を通る流体損失が等しくなるように、それぞれの巻線を通る。

2.2 実験装置および方法

巻線内の油流分布を測定するため、図 2.5 に示すような測定モデルを製作した。これは、巻線の縦断面を模擬した流路で、水平ダクト数が、3, 6, 9 の Zig-Zag 構造である。⊗印は流速測定位置、○印は静圧測定位置を示す。油は、矢印で示すように、油流バリア

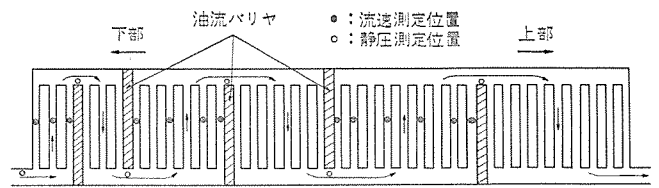


図 2.5 測定モデル (Zig-Zag 巻線構造)
Testing model (Zig-Zag winding).

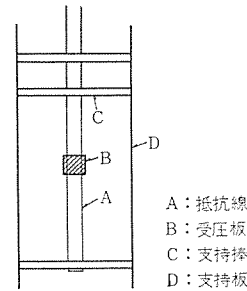


図 2.6 ひずみ形流速計
Strain gauge type flow meter.

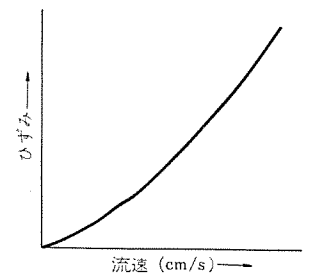


図 2.7 校正曲線
Calibrated curve.

によって Zig-Zag 状に流れ、モデル内の油の流れを直接観察できるように、モデル上面には透明アクリル板を用いた。

各部の流速は、水平ダクト内にそう入したひずみ(歪)形流速計で測定した。これは、図 2.6 に示すような素子で、1 cm/s から 1 m/s 程度までの流速測定が可能である。特に、変圧器巻線内のように、測定すべき位置が機器の内部にあって、そう入するダクトの寸法が割合に小さく、低流速の場合に適している。測定原理は、抵抗線 A に取り付けられている受圧板 B が、流れによって力を受け、その際の抵抗線のひずみから、流速を測定するものである。図 2.7 に流速—ひずみの校正曲線を示す。受圧板 B に働く力は、流速の自乗に比例するので、ひずみ—流速の関係も、ほぼ放物線で表わされる。

流体損失は、モデル上面の静圧測定孔で、各 Zig-Zag 流路入口—出口間の静圧差を測定し、ダクト断面積の違いによる動圧差を補正して求めた。

2.3 実験結果と計算結果との比較

水平ダクト数が 3, 6, 9 で、全流量を変化させた場合の油流分布についての実験結果と計算結果との比較を、図 2.8—2.10 に示す。縦軸は、各水平ダクトを通る流量 (Q_i) と全流量 (Q_0) との比である。横軸は水平ダクトを示し、○, △, ×印は実測値、実線は計算値である。

実測値・計算値ともに上部側の水平ダクトほど、多くの油が流れることを示し、その傾向は、全流量が増加するほど、また、水平ダクト数が多くなるほど、著しくなっている。水平ダクト数が 3 の場合には、各ダクトにほぼ平均流量 (30~40%) が流れる。水平ダクト数が 6 になると、1 番目の水平ダクトには平均流量のほぼ 1/2、6 番目の水平ダクトには 2 倍程度の油が流れる。さらに、水平ダクト数が 9 になると、油流分布はさらに悪くなり、下部の水平ダクト (1~6 番目) には、平均流量の 1/2 程度しか流れず、上部のダクトでは、平均流量の 3 倍以上が流れる。このような油流分布は、一般に、出口側垂直ダクトの断面積が小さい場合である。これは、巻線上部の出口側垂直ダクトで、水平ダクトからの合流による速度増加と流体損失増加のため、急激な静圧低下を生じて水平ダクトの油を吸引するからである。この吸出し作用は、垂直ダクト内の流速が増加するほど大きく、また、最上部付近のわずかな水平ダクトにのみ作用するの

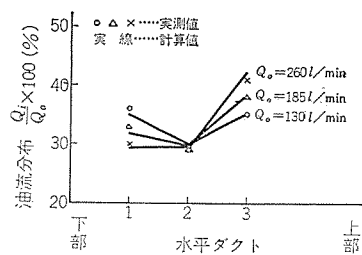


図 2.8 油流分布 (水平ダクト数…3)
Oil flow (Horizontal duct…3).

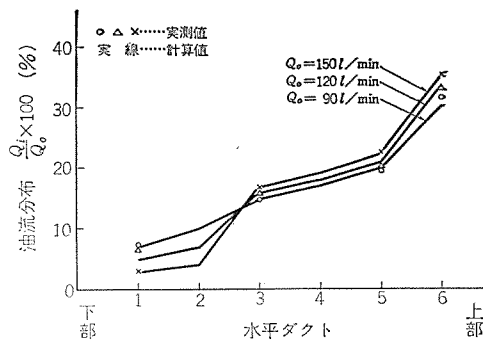


図 2.9 油流分布 (水平ダクト数…6)
Oil flow (Horizontal duct…6).

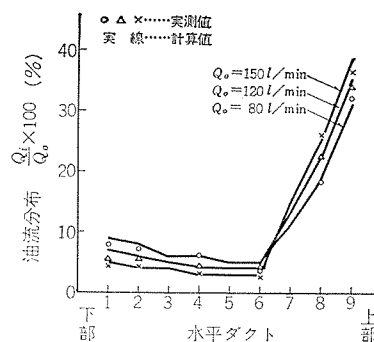


図 2.10 油流分布 (水平ダクト数…9)
Oil flow (Horizontal duct…9).

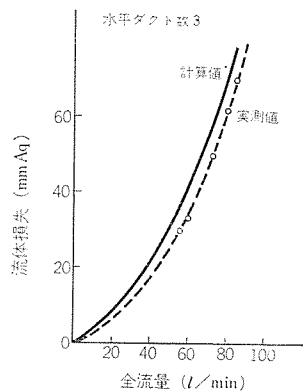


図 2.11 流体損失 (水平ダクト数…3)
Pressure drop (Horizontal duct…3).

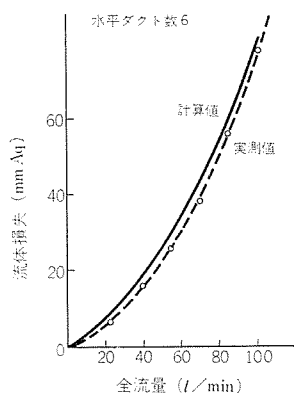


図 3.12 流体損失 (水平ダクト数…6)
Pressure drop (Horizontal duct…6).

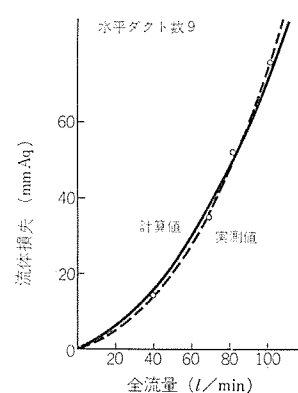


図 2.13 流体損失 (水平ダクト数…9)
Pressure drop (Horizontal duct…9).

で、全流量および水平ダクト数が増加するほど、油流分布は悪くなる傾向にある。

次に、流体損失についての実験結果と計算結果との比較を、図 2.11～2.13 に示す。図中の破線は実測値、実線は計算値を示す。全流量の増加に対して、ほぼ放物線状に増加し、水平ダクト数が 3、6、9 と変化しても、流体損失はほとんど変化していない。これは、流体損失のうち、垂直ダクトから水平ダクトへ分岐する際の曲がりの損失が大きく、他の直線部の摩擦損失や合流損失が小さいので、流体損失は水平ダクト数によっては、あまり変化しないと言える。

以上の結果から、巻線を油流パリアによって、数分割して油を流す Zig-Zag 巻線構造では、従来の分割しない巻線構造と比較して、油流分布が均一になり、かつ、水平ダクトを流れる平均流量も増加するので、冷却効率が向上するが、その反面、流体損失が巻線の分割数にほぼ比例して増加する欠点がある。

3. 巻線の温度上昇

巻線の油からの温度上昇 Δt は、その発生損失・絶縁紙厚さ・油流分布などによって左右され、図 3.1 に示すように、絶縁紙の熱抵抗による温度差 Δt_p と、油流の熱抵抗による温度差 Δt_o との和で表わされる。

$$\Delta t = \Delta t_p + \Delta t_o \quad (3.1)$$

絶縁紙の熱抵抗による温度差 Δt_p は、式 (3.2) で表わすことができる。

$$\Delta t_p = q \frac{p_i}{\lambda_p} \quad (3.2)$$

ただし、 q : 油に接触した巻線表面の単位面積あたりの発生損失 (以下、熱流束とする)

p_i : 絶縁紙の厚さ

λ_p : 絶縁紙の熱伝導率

Δt_p は、式 (3.2) から明らかなように、熱流束 q と絶縁紙厚さ p_i とに比例する。一般に、高圧巻線では絶縁紙厚さ p_i が厚くて、 $\Delta t_p = 4 \sim 8 \text{ deg}$ 程度、低圧巻線では薄くて $\Delta t_p = 2 \sim 4 \text{ deg}$ 程度であり、巻線の温度上昇に占める割合は 20～30 % 程度である。

また、油流の熱抵抗による温度差 Δt_o は、次式で表わすことができる。

$$\Delta t_o = \frac{q}{\alpha} \quad (3.3)$$

ただし、 α : 熱伝導率

巻線内の油流速は、一般に、垂直ダクト内では 50 cm/s 以下、水平ダクト内では 20 cm/s 以下で、流れの状態はすべて Re 数が 1,000 以下の層流と考えられる。変圧器油のように、 Pr 数が大きい流体は、粘性の影響がつよく、速度助走区間は短く、逆に温度助走区間は長くなる。このような流れの場合には、式 (3.3) の熱伝導率 α には、強制層流対流の発達した流れの平均熱伝導率を示す H. Hausen の実験式 (3.4) を用いることができる。

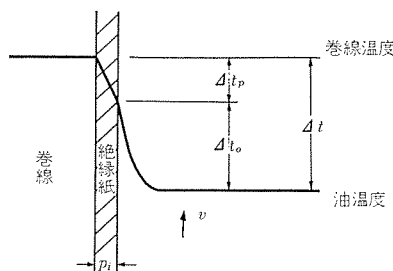


図 3.1 巻線と油の温度差
Temperature drop by paper and oil film heat resistance.

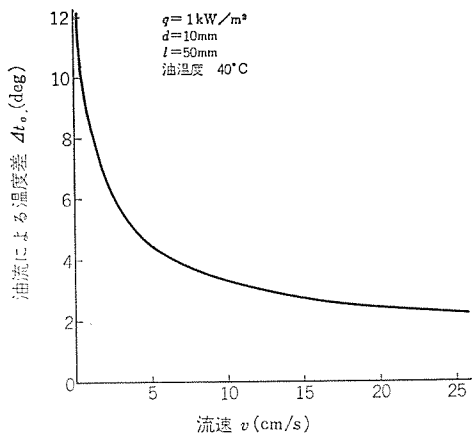


図 3.2 油流による温度差
Temperature drop by oil film.

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} \left\{ \frac{0.0668 \frac{d}{l} R_e P_r}{1 + 0.04 \left(\frac{d}{l} R_e P_r \right)^{2/3}} \right\} \dots\dots\dots (3.4)$$

ただし、 λ : 油の熱伝導率

R_e : レイノルズ数

P_r : プラントル数

図 3.2 に熱流束 $q=1\text{ kW/m}^2$ 、ダクト相当直径 $d=10\text{ mm}$ 、ダクト長さ $l=50\text{ mm}$ 、油温度 40°C の場合の流速 v と温度差 Δt_o との関係を示す。式 (3.3)、(3.4) からわかるように、温度差 Δt_o は近似的に流速の $1/3$ 乗に反比例し、流速がある程度大きくなると、流速の変化に対して温度差 Δt_o の変化は小さくなる。したがって、流速を必要以上に大きくするのは、温度差 Δt_o の低下に対して効果が少なく、逆に流速の小さいところで流速を少しでも増加させると、温度差 Δt_o は急激に減少する。

温度差 Δt_o は、以上に述べたように、流速によっても変化するが、その他にも式 (3.3)、(3.4) からわかるように、 d 、 l によっても変化する。図 3.3 に熱流束 $q=1\text{ kW/m}^2$ 、流速 $v=5\text{ cm/s}$ 、ダクトの長さ $l=50\text{ mm}$ 、油温度 40°C の場合について、ダクトの相当直径 d と温度差 Δt_o との関係を示す。 Δt_o は、 d が増加するほど大きくなり、 d のほぼ $1/3$ 乗に比例する。また、図 3.4 に熱流束 $q=1\text{ kW/m}^2$ 、流速 $v=5\text{ cm/s}$ 、ダクト相当直径 $d=10\text{ mm}$ 、油温度 40°C の場合の、ダクトの長さ l と温度差 Δt_o との関係を示す。この場合も、温度差 Δt_o は、 l の増加に伴い大きくなり、 l のほぼ $1/3$ 乗に比例する。したがって、これらのことより、ダクト寸法 d 、 l の大きい巻線ほど、温度差 Δt_o が大きくなることがわかる。一般に、高圧巻線は、 d 、 l が大きく、しかも、前項の絶縁紙による温度差 Δt_p も大きく、それに対して低圧巻線はいずれも小さいので、高圧巻線内の油流速を低圧巻線内の油流速より速くすべきである。つまり、変圧器内の各巻線の温度がほぼ一定になるように冷却するのが望ましいから、絶縁紙厚さ・ダクト寸法の大きい高圧巻線に多くの油を流したほうがよい。この油流の熱抵抗による温度差 Δt_o は、巻線の温度上昇の $70\sim 80\%$ と大きく占め、巻線内の温度分布を決定する大きな因子である。

2項で求めた巻線内の油流分布に基づき、式 (3.1)～(3.4) を適用することによって、各巻線の温度分布を求めることができる。

巻線を冷却する場合、局所温度上昇を押えて巻線内の温度分布がほぼ一定になるように冷却するのが望ましい。つまり、巻線内の温度分布に最も寄与するのが巻線内の油流分布であるから、均一な油

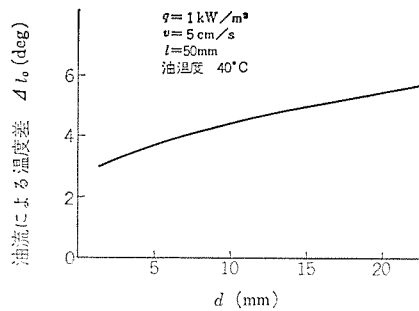


図 3.3 油流による温度差とダクト相当直径
Temperature drop by oil film vs. duct equivalent diameter.

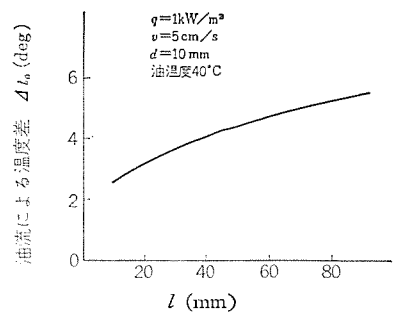


図 3.4 油流による温度差とダクト長さ
Temperature drop by oil film vs. duct length.

流分布が得られるような巻線構造にするのがよい。

そこで巻線の冷却状態を表わすために冷却効率 η を導入する。これは、巻線内の油流分布を均一にしたときを 100 として式 (3.5) のように定義する。

$$\eta = \frac{N \Delta t_m}{\sum_{i=1, N} \Delta t_i} \times 100 \dots\dots\dots (3.5)$$

ただし、 Δt_m : 巻線内の油流分布を均一にしたときの平均巻線温度上昇

Δt : 実際の油流分布の巻線温度上昇

N : 巻線数

4. 巻線構造と温度分布

前項で巻線内の温度分布は、その油流分布によって大きく左右されることを述べた。しかも、巻線内の油流分布は、その巻線構造によって変化するので、巻線構造と温度分布との関係について考察する。

図 4.1 に一例として水平ダクト数 50、熱流束 1.3 kW/m^2 の巻線に油量 40 l/min を流した場合の油流分布と温度分布を示す。実際は油流分布、破線は温度分布を表わす。図に示すように、巻線の外側に絶縁円筒が巻かれなくて、出口側垂直ダクトの断面積が大きい巻線構造では、2.1 節で述べたように、巻線下部の水平ダクトに多くの油が流れて平均流量の 2 倍以上にも達する。そして、上部の水平ダクトほど流体抵抗が増加するので、油流量は減少し、巻線最上部では平均流量の $1/10$ にもなる。したがって、温度は巻線下部が低く、上部になるにつれて高くなり、巻線最上部で最高になる。式 (3.5) を用いて冷却効率を求めると、 $\eta=75\%$ になる。

図 4.2 には、図 4.1 の巻線の外側に絶縁円筒を巻いた場合の、油流分布と温度分布とを示す。実線は油流分布、破線は温度分布で

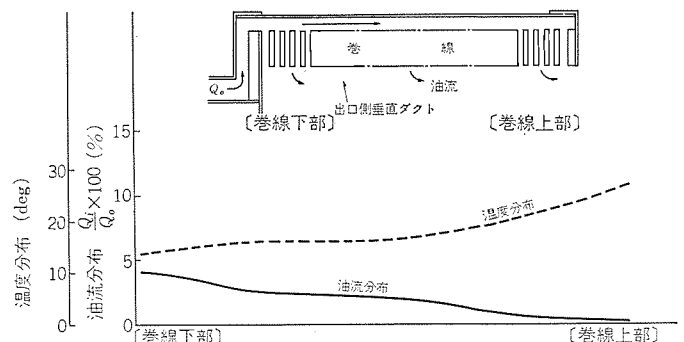


図 4.1 巻線の油流分布と温度分布 (1)
Oil flow and temperature distribution in winding (1)

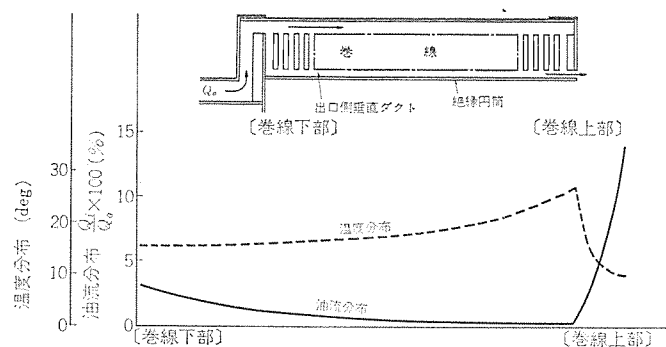


図 4.2 巻線の油流分布と温度分布 (2)
Oil flow and temperature distribution in winding (2).

ある。油流分布は、図 4.1 の場合とは全く逆で、巻線の最上部に多くの油が流れて平均流量の 5 倍以上にもなり、巻線中央部から上部にかけて流速が低下する。これは、2.3 節で述べたように、出口側垂直ダクト内の静圧が急激に低下することによる吸出し作用のためである。そのため、温度分布は巻線下部から中央部にかけて高くなり、水平ダクトの油流量が最小になる部分で温度が最高になり、巻線最上部では、はよい流速のために温度は低下している。冷却効率を求めると、 $\eta=70\%$ である。

送油式変圧器においては、巻線下部と上部との油温度差が 1～3 deg 程度と小さく、また、油流分布も巻線構造によっては、巻線最上部に多くの油が流れるので、必ずしも巻線最上部が最高温度になるとは限らない。なお、図 4.1, 4.2 における巻線最高温度と平均温度との差は、6～8 deg 程度である。

図 4.1, 4.2 に示すような巻線構造では、一般に、油流分布・温度分布が悪く、したがって冷却効率 η も小さい。

変圧器容量が増加すると、より冷却効率の高い巻線構造が要求されるので、そのため、巻線を油流バリアによって数分割して、油を Zig-Zag 状に流す Zig-Zag 巻線構造が用いられるようになった。これは、2.3 節でも述べたように、水平ダクト数が少なくなれば、油流分布がより均一になり、また、各水平ダクトの平均流量も増加するので、冷却効率は非常に高くなる。しかし、その反面、流体損失が分割数にほぼ比例して増加するので、従来の巻線構造と比較して 10～20 倍程度にもなる。しかも、巻線構造が複雑になるので、作業性は悪くなる。

当社では、これらの欠点を補うためにさらに検討を行なった結果、次に示すような結論を得た。

(1) 垂直ダクト断面積の大きさが適当な巻線構造

図 4.1 の巻線構造は、図 4.2 の構造と比較すると、出口側垂直ダクト寸法を十分に大きくした場合であり、両者の油流分布は逆になっている。このことから、出口側垂直ダクト寸法を適当に選ぶことによって、ほぼ均一な油流分布を得られることが推定される。図 4.2 に示す巻線構造では、出口側垂直ダクト内の静圧の急激な低下による油の吸出し作用が、巻線内の油流分布を悪くする主要原因である。

この吸出し作用は、出口側垂直ダクト内の流速の増加に伴って大きくなるので、出口側垂直ダクトの寸法を適当に大きくして吸出し作用を減少させ、吸出し作用と流体抵抗のバランスをとれば、ほぼ均一な油流分布が得られるであろう。

図 4.3 に、出口側垂直ダクトの幅 D を変化させた場合の巻線内の油流分布を示す。 D の増加に従って巻線下部の油流速は増加し、巻線上部では低下し、 D が適当な大きさになると、ほぼ均一な油流

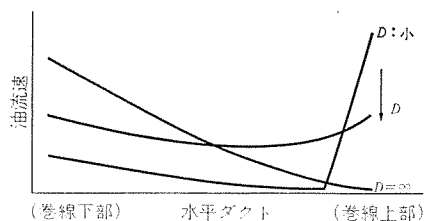


図 4.3 垂直ダクト幅と油流分布
Oil flow vs. vertical duct width.

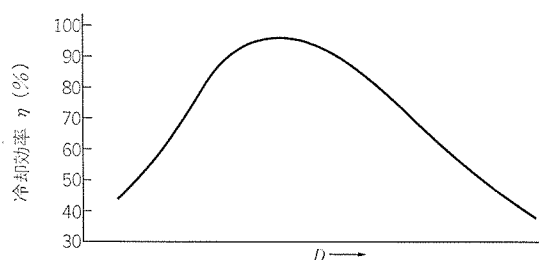


図 4.4 垂直ダクト幅と冷却効率
Cooling efficiency vs. vertical duct width.

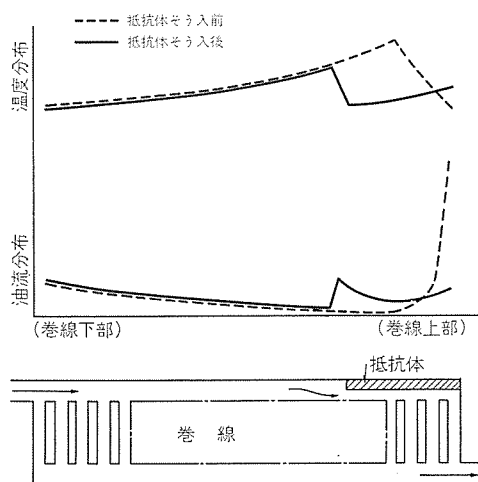


図 4.5 垂直ダクト内に抵抗体をそう入した巻線構造
Fluid-resistance-inserted winding.

分布になる。

図 4.4 に冷却効率 η と、出口側垂直ダクトの幅 D との関係を示す。 D の値によって油流分布が変化し、適当な大きさのときにほぼ均一な油流分布になるので、冷却効率は最大になって 90 % 以上の高い値が得られる。この点より D が増加しても減少しても冷却効率は低下し、温度分布は悪くなる。最適な垂直ダクト寸法は、水平ダクト数・全流量などによって異なるが、水平ダクト寸法の 1.5～3.5 倍程度である。

(2) 垂直ダクト内に抵抗体をそう入した巻線構造

均一な油流分布が得られる他の方法として、図 4.5 に示すように、入口側垂直ダクト内に抵抗体をそう入することが考えられる。図中の破線は抵抗体そう入前、実線は抵抗体そう入後の油流分布および温度分布を示す。出口側垂直ダクトの断面積が小さい巻線構造では、巻線中央部から上部にかけての水平ダクトで油流速が減少するので、この部分の油流速を増加させる必要がある。抵抗体をそう入することにより、垂直ダクト内の抵抗が増加するため、水平ダクト

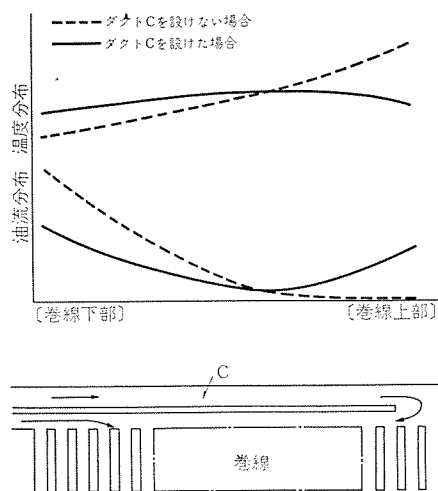


図 4.6 巻線上下部から油を供給する巻線構造
2-flow type winding.

へ分岐しやすくなる。したがって、巻線最上部の速い流速は減少し、油流分布は均一になる。図では、抵抗体の厚さを一定にしているが、厚さを数段変化させたり、傾斜させることにより、より均一な油流分布を得ることができる。この方法によっても、90%以上の冷却効率が得られ、また、流体損失の増加も10%程度である。

(3) 巻線上下部から油を供給する巻線構造

冷却効率を高めるもう一つの巻線構造として、図 4.6 に示すように、巻線上下から油を供給するものがある。出口側垂直ダクトの寸法が大きい巻線構造では、一般に、巻線上部の水平ダクトほど油流速が小さくなり、この部分の冷却を改善する必要がある。そのため、別に垂直ダクト C を設け、ダクト C より巻線上部に油を供給する。ダクト C の断面積を変化させることによってダクト C を通る油流量を調節することができ、巻線上部の油流速を高めることができる。この巻線構造の油流分布と温度分布とを図 4.6 に示す。図中の破線はダクト C を設けない場合、実線はダクト C を設けた場合で、冷却効率は 90%以上が得られる。

以上、(1)、(2)、(3)に示した巻線構造は、90%以上の高い冷却効率が得られ、また、流体損失の増加も少なく、作業性も従来の巻線構造とあまり変わらない。(1)、(2)の構造は、高圧・低圧巻線のどちらにも適用でき、(3)は、巻線の外側に絶縁円筒が巻かれない最外层巻線（主に高圧巻線）に適用できる。

5. む す び

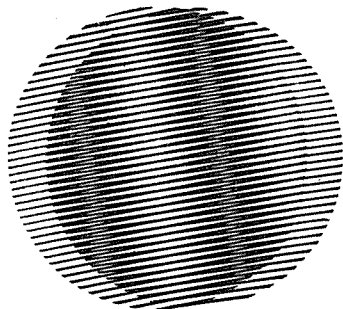
内鉄形送油式変圧器について、巻線内の油流分布を流体損失の和が零の式 (2.1) と連続の式 (2.2) とを連立させて求め、これを実験によって検証した。それに基づき、巻線内の温度分布を求めて冷却効率の高い巻線構造の検討を行なった。

この結果、水平ダクト数が多くなると、円板巻線内の油流分布は悪くなるので、これを良くするために、Zig-Zag 巻線構造が採用されている。しかし、1) 垂直ダクト断面積の大きさが適当な巻線構造、2) 垂直ダクト内に抵抗体をそう入した巻線構造、3) 巻線上下部から油を供給する巻線構造、などを採用することによってもほぼ均一な油流分布になり、高い冷却効率が得られることがわかった。そして、Zig-Zag 巻線構造では、流体損失の大幅な増加、あるいは工作性が悪くなることを考えあわせると、1)、2)、3) の巻線構造は、よりすぐれたものと言えよう。

当社においては、内鉄形送油式変圧器の巻線構造として、以上の検討結果を十分に反映させた、局所温度上昇を抑え、より冷却効率の高い巻線構造を採用している。

参 考 文 献

- (1) A. Thomas : Thermal Evaluation and Loading of Oil-Immersed Distribution Transformers (1971)
- (2) 板谷 : 水力学
- (3) 佐藤 : 機学誌, 66, 537 (昭 38)
近江 : 機学誌, 72, 609 (昭 44)
- (4) 谷本 : 実用数値計算法 (昭 42) 森北
- (5) Giedt(横堀ほか訳) : 基礎伝熱工学 (昭 43) 丸善



新製品紹介

三菱 PG 形ディーゼル発電セットの発売

表 1 PG 形 ディーゼル 発電設備の仕様・諸元

諸 元		機 種	PG-18	PG-35	PG-70
発 電 容 量 (連続／1時間) kVA	50 Hz		15/17.5	30/35	60/70
	60 Hz		17.5/20	35/40	70/80
電 圧 V	50 Hz		200		
	60 Hz		220		
相 数		三相 3 線式（コンセントタップ付き）			
運 転 方 式		・全自動運転方式 ・停電により自動起動、商用電源から発電機電源に自動切換え ・復電により商用電源に切換え、自動停止 ・盤面から押しボタンによる手動起動・停止可能			
起 動 時 間		停電から負荷投入まで 10 秒以内			
保 護 装 置		過速度・低油圧・高水温・断水・発電機過負荷			
寸 法 mm	間 口	1,070	1,300	2,060	
	奥 行	700	700	800	
	高 さ	1,478	1,478	1,250	
重 量 kg		750	800	1,500	
発 電 機	力 率		0.8		
	励 磁 方 式		静止自動式		
	回 転 数 rpm	50 Hz	3,000		
		60 Hz	3,600		
カ ッ プ リ ン グ 方 式		ギヤ増速	エンジン直結	ギヤ増速	
エ ン ジ ン	形 式		2 DR 50 P	4 DQ 50 P	6 DS 30 P
	出 力（連続） PS/rpm	50 Hz	21/2,250	43/3,000	78/2,085
		60 Hz	24/2,700	47/3,600	91/2,500
	冷 却 方 式		水道冷却		
	冷 却 水 量 t/h		0.5	0.6	1.2
	燃 料		軽 油		
	燃 料 タ ン ク 容 量 l		36	36	50
	運 転 時 間 h		約 4	約 3	約 2.5
	起 動 装 置		直流モータ（DC 24 V） 予熱せん(栓)の常時通電、潤滑油ブライミング方式採用		
	バ ッ テ リ 容 量 Ah×個数		50×2	70×2	70×2
	充 電 方 式		浮動充電方式（急速充電方式併用）		
	潤 滑 油 量 l		4.5	6	8.5
	吸 気 装 置		吸気サイレンサ付		エアクリーナ付
	ジ ン	排 気 装 置		マフラ付	
防 振 装 置		ゴム防振式			
計 器 類		回転計・油圧計・水温計・油温計・スタータスイッチなど			
警 報 装 置		起動渋滞（48 T）	スタータ 20 秒駆動後起動しない場合	警報	
		油圧低下（63 Q）	油圧 1.5 kg/cm ² まで低下時	警報または停止	
		過 速 度（12）	過速度 115％で作動	警報または停止	
		高 水 温（49 W）	冷却水温 95℃ まで上昇時	警報または停止	
		断 水（63 W）	冷却水給水側で水圧が 0.1 kg/cm ² まで低下時	警報または停止	
外 観		パッケージ形		パッケージなし	
設 備 場 所		屋内定置形			
起動できるかご形誘導 電動機の最大出力 kW	じか入れ（全電圧）	5.5	11	22	
	入－△（減電圧）	11	22	45	

運転に必要な機器をすべてパッケージ内に収納し、運搬・据付け・運転等が、きわめて簡略化された画期的な全自動のパッケージ形発電セットのシリーズを完成し、仕込み生産にはいった。

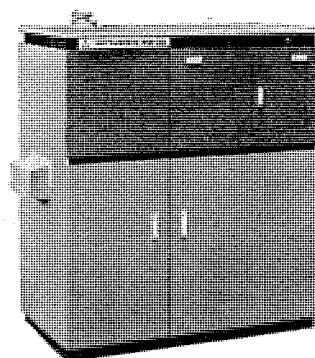
煙探知器または、停電感知から10秒以内に起動し、送電できるなど数々の特長を備えており、新建築基準法の防災避難設備用電源や一般の非常用の予備電源としてその活躍が期待されている。

■ 特 長

- (1) 外観が美しく騒音、振動が少ない。
- (2) 特別な発電機室がいらす、据付面積が非常に小さい。
- (3) 停電検知から10秒以内に電源切替まで行ない、復電によりエンジンは自動的に停止する。
- (4) 運搬が容易でかつ現地据付工事が大幅に減少する。冷却水と排気用の配管を行なうだけ。
- (5) 複巻自動励磁方式の採用により大きなIMを起動できる。

■ 仕 様 (前ページ参照)

[長崎製作所]



PG-35 形 ディーゼル 発電設備

高速天井クレーン衝突防止用の新検出装置2機種を開発

当社は、昭和46年に天井クレーンの衝突防止装置として、従来の光電管式に代わる超音波式を開発し、以来、労働安全の面でも大いに寄与してきたが、従来方式で対向するクレーンが個々に警報あるいは制動用の出力を得るには、図1のように、専用反射器側からは制御出力が得られないために、対向するクレーン一対について検出装置を2セット必要とする欠点があった。

(1) 今回、改良開発した超音波式〈SONO-GUARD〉RU-9600形は、上記の欠点を解消するもので、超音波が本体→反射器→本体……と周回するシンガラウンド方式を採用して、図2(a)のように、送受信部をもつ同一ユニット2台の1セットでもって、いずれの側でも制御出力が得られるようにするとともに、クレーン個々に異なった距離設定をも可能とした理想形であり、クレーン作業現場の実状にあった性能と経済性を兼備したものである。

(2) いっぽう、上記の超音波式の改良と併行して開発したマイクロ波式の〈SONO-GUARD〉RM-9900形は、マイクロ波の光に似た直進性と指向性を利用して、図3(a)のように、一対の検出装置を幾何学的に対向させて位置関係をつくり、相互間の距離を設定して、接近時に検出しようとした、新方式の検出装置である。最大検出距離は30mと大きいので、超高速度天井クレーンの衝突防止用として最適である。

なお、マイクロ波発振器は、それ自体でマイクロ波を送信するとともに、受信波もとれ出せる送受信特性を持っているので、対向するクレーン一対について検出装置が1セットでよいことは、前記のRU-9600形と同様である。

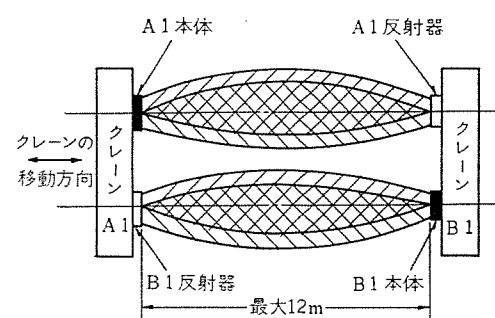


図1 従来形 (RU-9500 形) の動作原理図

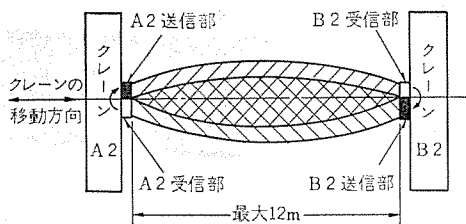


図 2 (a) RU-9600 形超音波式 SONO-GUARD の動作原理図

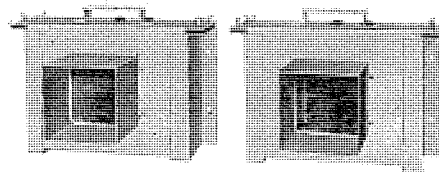


図 2 (b) RU-9600 形超音波式 SONO-GUARD の外観

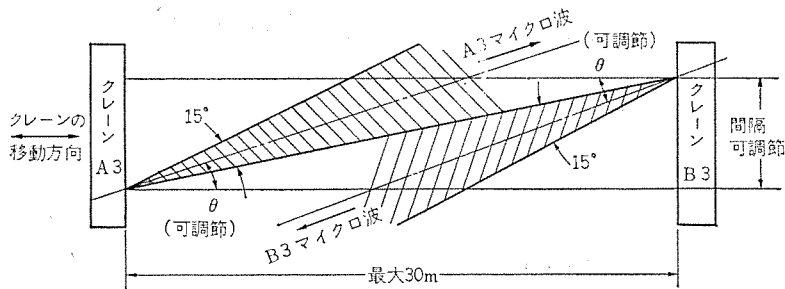


図 3 (a) RM-9900 形マイクロ波式 SONO-GUARD の動作原理図

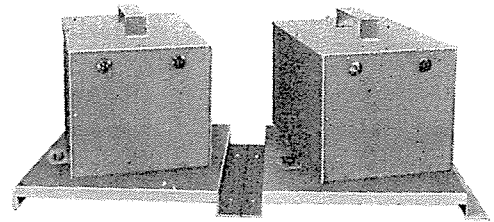


図 3 (b) RM-9900 形マイクロ波式 SONO-GUARD の外観

表 1 新形 SONO-GUARD の主要定格表

形 名	RU-9600 形		RM-9900 形
	本 体	反 射 器	
発 振 周 波 数	41 $\pm$ 2 kHz		10.525 GHz $\pm$ 10 MHz
最大検出距離 m	12 (12 $\sim$ 8 可調節)		30 (30 $\sim$ 10 可調節)
検 出 対 象	専用反射器		相手側ユニット
最大検知応答遅れ	0.6 秒		
検 知 出 力	2 ab	2 ab	2 ab $\times$ 2
電 源	AC 100/200/220 V (50/60 Hz)		
最大消費電力 VA	15	15	25
送 受 信 素 子	円筒形チタン酸バリウム系振動子		ガン発振器

[京都製作所]

本社・営業所・研究所・製作所・工場所在地

本 社 東京都千代田区丸の内2丁目2番3号(三菱電機ビル) (電) 100 (電) 東京 (03) 218局2111番

大阪営業所	大阪市北区梅田町8番地(西阪神ビル) (電) 530	(電) 大阪 (06) 343局1231番
名古屋営業所	名古屋市中村区広井町3丁目88番地(大名古屋ビル) (電) 450	(電) 名古屋 (052) 565局3111番
静岡出張所	静岡市伝馬町16の3番地(明治生命静岡支社) (電) 420	(電) 静岡 (0542) 54局4681番
福岡営業所	福岡市中央区天神2丁目12番1号(天神ビル) (電) 810	(電) 福岡 (092) 72局2111番
長崎出張所	長崎市丸尾町7番8号(長崎底曳会館) (電) 852	(電) 長崎 (0958) 61局6101番
札幌営業所	札幌市中央区北2条西4丁目1番地(北海道ビル) (電) 060-91	(電) 札幌 (011) 212局3711番
仙台営業所	仙台市大町1丁目1番30号(新仙台ビル) (電) 980	(電) 仙台 (0222) 21局1211番
富山営業所	富山市桜木町1番29号 (電) 930	(電) 富山 (0764) 31局8211番
広島営業所	広島市中町7番32号(日本生命ビル) (電) 730	(電) 広島 (0822) 48局5311番
岡山出張所	岡山市駅前町1丁目9番地(明治生命館) (電) 700	(電) 岡山 (0862) 25局5171番
高松営業所	高松市鶴屋町2番1号 (電) 760	(電) 高松 (0878) 51局0001番
新潟営業所	新潟市東大通1丁目2番地23号(北陸ビル) (電) 950	(電) 新潟 (0252) 45局2151番
東京商品営業所	東京都千代田区丸の内2丁目2番3号(三菱電機ビル) (電) 100	(電) 東京 (03) 218局2111番
関東商品営業所	大宮市大成町4丁目298番地(三菱電機大宮ビル) (電) 330	(電) 大宮 (0486) 65局3211番
大阪商品営業所	大阪市北区堂島北町8番地の1 (電) 530	(電) 大阪 (06) 344局1231番
名古屋商品営業所	名古屋市中村区広井町3丁目88番地(大名古屋ビル) (電) 450	(電) 名古屋 (052) 565局3111番
福岡商品営業所	福岡市中央区天神2丁目12番1号(天神ビル) (電) 810	(電) 福岡 (092) 72局2111番
札幌商品営業所	札幌市中央区北2条西4丁目1番地(北海道ビル) (電) 060-91	(電) 札幌 (011) 212局3777番
仙台商品営業所	仙台市大町1丁目1番30号(新仙台ビル) (電) 980	(電) 仙台 (0222) 21局1211番
北陸商品営業所	金沢市小坂町西97番地 (電) 920	(電) 金沢 (0762) 52局1151番
広島商品営業所	広島市中町7番32号(日本生命ビル) (電) 730	(電) 広島 (0822) 48局5311番
高松商品営業所	高松市鶴屋町2番1号 (電) 760	(電) 高松 (0878) 51局0001番
東京機器営業所	東京都港区北青山1丁目2番3号(青山ビル) (電) 107	(電) 東京 (03) 404局0336番
大阪機器営業所	大阪市北区堂島北町8番地の1 (電) 530	(電) 大阪 (06) 344局1231番
名古屋機器営業所	名古屋市中村区広井町3丁目88番地(大名古屋ビル) (電) 450	(電) 名古屋 (052) 565局3111番
静岡機器営業所	静岡市小島2丁目1番22号 (電) 420	(電) 静岡 (0542) 82局2061番
浜松機器営業所	浜松市海老塚町479の1 (電) 430	(電) 浜松 (0534) 54局4121番
中央研究所	尼崎市南清水字中野80番地 (電) 661	(電) 大阪 (06) 491局8021番
生産技術研究所	尼崎市南清水字中野80番地 (電) 661	(電) 大阪 (06) 491局8021番
商品研究所	鎌倉市大船2丁目14番40号 (電) 247	(電) 鎌倉 (0467) 44局6111番
神戸製作所	神戸市兵庫区和田崎町3丁目10番地の1 (電) 652	(電) 神戸 (078) 671局5041番
伊丹製作所	尼崎市南清水字中野80番地 (電) 661	(電) 大阪 (06) 491局8021番
三田工場	三田市三輪町父々部85番地 (電) 669-13	(電) 三田 (07956) 3局4371番
赤穂工場	赤穂市天和651番地 (電) 678-02	(電) 赤穂 (07914) 3局2221番
長崎製作所	長崎市丸尾町6番14号 (電) 850-91	(電) 長崎 (0958) 61局6211番
稲沢製作所	稲沢市菱町1番地 (電) 492	(電) 稲沢 (0587) 32局8111番
和歌山製作所	和歌山市岡町91番地 (電) 640-91	(電) 和歌山 (0734) 36局2111番
鎌倉製作所	鎌倉市上町屋325番地 (電) 247	(電) 鎌倉 (0467) 44局1111番
通信機製作所	尼崎市南清水字中野80番地 (電) 661	(電) 大阪 (06) 491局8021番
北伊丹製作所	伊丹市瑞原4丁目1番地 (電) 664	(電) 伊丹 (0727) 82局5131番
熊本第一工場	熊本市奄田町弓削720番地 (電) 862	(電) 熊本 (0963) 38局7211番
熊本第二工場	熊本県菊池郡西合志町御代志997 (電) 861-11	(電) 熊本 (09624) 2局0151番
名古屋製作所	名古屋市中区矢田町18丁目1番地 (電) 461	(電) 名古屋 (052) 721局2111番
旭工場	尾張旭市下井町下井 (電) 488	(電) 尾張旭 (05615) 3局5101番
福岡製作所	福岡市西区今宿青木690番地 (電) 819-01	(電) 福岡今宿 (09295) 6局0431番
福山製作所	福山市緑町1番8号 (電) 720	(電) 福山 (0849) 21局3211番
相模製作所	相模原市宮下1丁目1番57号 (電) 229	(電) 相模原 (0427) 72局5131番
姫路製作所	姫路市千代田町840番地 (電) 670	(電) 姫路 (0792) 23局1251番
静岡製作所	静岡市小島3丁目18番1号 (電) 420	(電) 静岡 (0542) 85局1111番
中津川製作所	中津川市駒場町1番3号 (電) 508	(電) 中津川 (05736) 6局2111番
大船製作所	鎌倉市大船5丁目1番1号 (電) 247	(電) 鎌倉 (0467) 44局6111番
郡山製作所	郡山市栄町2番25号 (電) 963	(電) 郡山 (0249) 32局1220番
群馬製作所	群馬県新田郡尾島町大字岩松800番地 (電) 370-04	(電) 尾島 (02765) 2局1111番
藤岡工場	藤岡市本郷字別所1173番地 (電) 375	(電) 藤岡 (02742) 2局1185番
京都製作所	京都府乙訓郡長岡町大字馬場小字図所1番地 (電) 617	(電) 京都 (075) 921局4111番
長野工場	長野市大字南長池字村前 (電) 380	(電) 長野 (0262) 43局1101番
札幌営業所	札幌市中央区北2条東12丁目98番地 (電) 060	(電) 札幌 (011) 231局5544番

次 号 予 定

三菱電機技報 Vol. 47 No. 6

配線用しゃ断器および制御器特集

《特集論文》

- 最近の永久ヒューズ付きしゃ断器
(ウルトラブレーカ)
- 永久ヒューズを使用したコントロールセンタ
- SCB 4000 形システムブレーカ
- 低圧配電における短絡保護協調
- 最近の漏電しゃ断器の諸性能
- 三菱標準制御器の系列と適用
- 電磁開閉器・接触器の技術動向と海外規格への
適応
- 制御用継電器の適用と信頼性

- 永久ヒューズと電磁開閉器の組合せ
- 誘導電動機の保護継電器
- 漏電リレーとその応用
- 最近のタイムスイッチとその動向

《普通論文》

- パターン処理システム(Ⅲ)——レゾリユーションを用いた定理の証明プログラム——
- ガラスレーザ加工機
- 半導体レーザ

《技術解説》

- オージェ電子分光法とその応用

三 菱 電 機 技 報 編 集 委 員 会

委員長	正 木 茂 雄	常任委員	湊 武 雄
副委員長	神 崎 邇	"	武 藤 正
常任委員	上 田 重 夫	"	吉 松 誠 一
"	宇 佐 見 重 夫	委 員	武 田 忠 夫
"	北 川 和 人	"	田 附 和 夫
"	古 賀 亨	"	中 尾 致 一
"	外 野 範 吾	"	南 日 達 郎
"	塚 本 信 雄	"	林 昇 寿
"	福 家 章	"	待 鳥 正
"	堀 謙 二 郎	"	若 宮 佐 三
"	牧 野 六 彦		(以上 50 音順)

昭和 48 年 5 月 22 日印刷 昭和 48 年 5 月 25 日発行「禁無断転載」定価 1 部 金 200 円(送料別)

編集兼発行人

東京都千代田区丸の内 2 丁目 2 番 3 号

正 木 茂 雄

印刷所

東京都新宿区市谷加賀町 1 丁目 12 番地
(郵便番号 162)

大日本印刷株式会社

印刷者

東京都新宿区市谷加賀町 1 丁目 12 番地

高 橋 武 夫

発行所

東京都千代田区丸の内 2 丁目 2 番 3 号 (郵便番号 100)

三 菱 電 機 株 式 会 社 内

「三菱電機技報社」

(電話) (03) 218 局 2323 番

発売元

東京都千代田区神田錦町 3 丁目 1 番地 (郵便番号 101)

株式会社 オーム社書店

(電話) (03) 291 局 0912 番 振替口座 東京 20018 番