

IMITSUBISHI DENKI GIHO

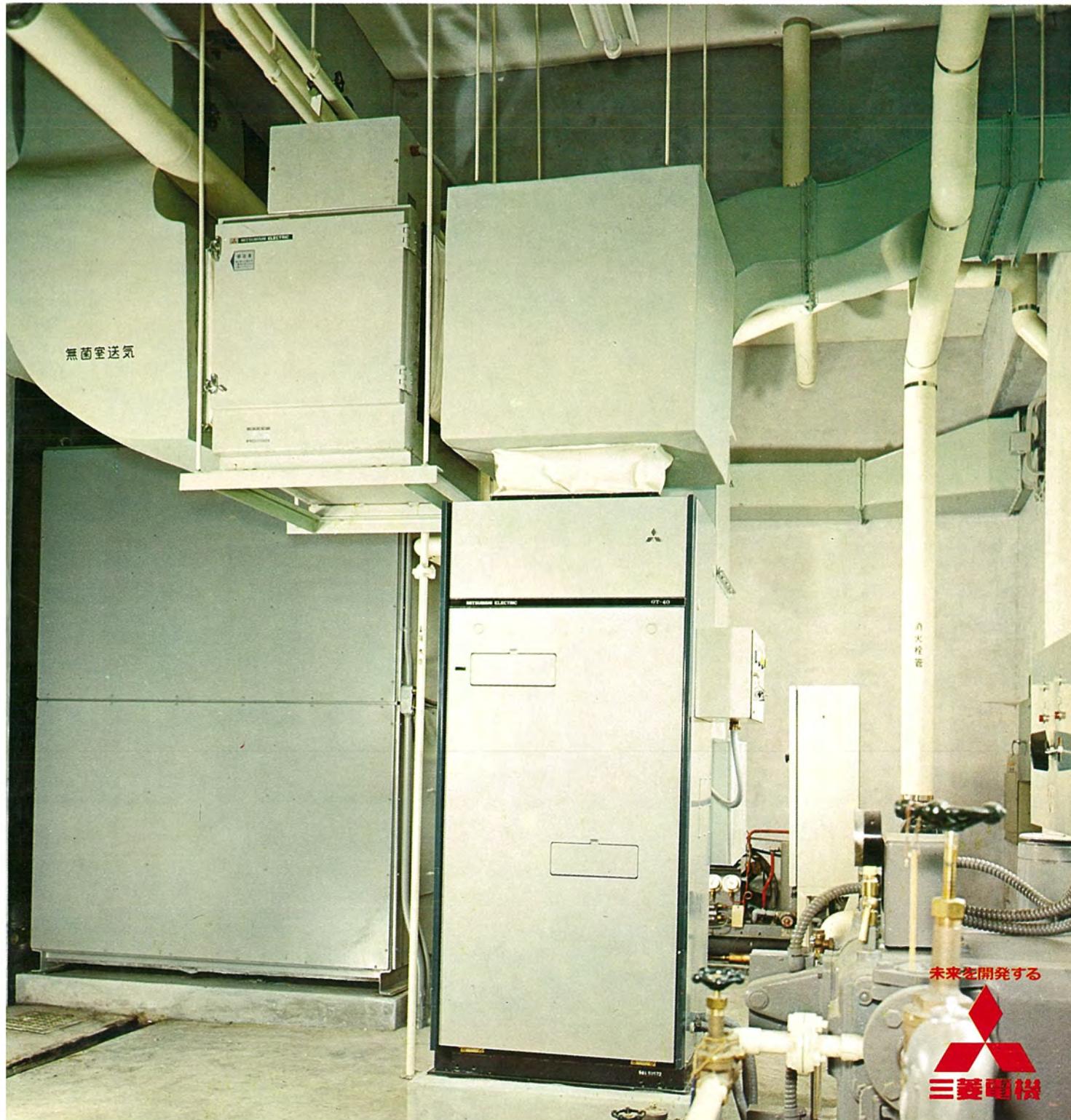
三菱電機技報

Vol. 46 March 1972

空調と冷凍特集

3

福島県立会津工業試験所醸造課納め 酒醸用恒温恒湿室用空調機



未来を開拓する
三菱電機



空調と冷凍特集

目次

《特集論文》

わが国における地域冷暖房空調方式の今後のありかた	柳町政之助	285
マルチセントラル空調システム	貝瀬俊朗・徳永龍	290
空気熱源式ヒートポンプ(パッケージエアコンディショナ)	玉山穏	296
空気熱源水熱媒ヒートポンプユニットの暖房時の運転特性	岩崎善彦・河原隆夫	300
ヒートポンプチラーユニットAWH形	江本浩徳・八尋裕一	305
ブライン式ヒートポンプ	保坂征宏・水野久隆	310
マンションにおける室内温度の立ち上がりシミュレーション	小原英一・山崎起助	313
往復式冷凍圧縮機の環状吐出弁の運動	川面恵司・二川暁美・佐保和生・大門啓治	319
密閉形圧縮機技術	越桐喜一・高田宏・標博雄・戸崎保弘・田中満	325
低温倉庫用パッケージエアコンディショナ	丸山忍	331
冷蔵・冷凍クーリングユニット	相良泰一	334
舶用超低温コンデンシングユニット	保坂征宏・山口一由樹	339
低温用小形コンデンシングユニット	石田武徳・古川博一	342
低温用小形クーリングユニット	古川博一・丸山佳宏	347
最近のオープンショーケース	半田文男・小島照男・館梅里	350

《普通論文》

火力発電所運転員訓練用シミュレータ	石橋賢悟・佐藤孟生・横田史郎・井塚秀弥・神成勝利	359
低騒音変圧器	神谷友清・山内敦・平井正好・伊奈照夫	366
山陽新幹線用配電盤および保護継電装置	新名昭吉・菅井英介・前田耕二・玉田猛	375
直流シーム溶接	山本利雄・奥田満夫・稻田幹夫・馬場利彦・原且則	389
《新製品紹介》		396

三菱大電力高速リカバリーダイオード(形名:SR 200 T-24)発売・電子ジャーと電気炊飯器を一体化した画期的新製品
「三菱ジャー炊飯器」発売

《ニュースフラッシュ》

英・豪両政府共同計画の150インチ反射形天体望遠鏡の建設に参加

《特許と新案》

グライング・カートリッジ形テープレコーダ・写真暗室用けい光放電灯・合成変成器

《表紙》

表紙1 福島県立会津工業試験所醸造課納め 酒醸用恒温恒湿室用空調機

この空調機は +15°C RH 70% の無菌空気を供給している。産業用空調機器として標準仕様のGT形エアコンは、+5°~+43°C の広い空調範囲によりさらにその適用分野を広めている。空気清浄には電気集じん機(クリネヤ)を使用している。

表紙2 三菱パッケージエアコン

表紙3 三菱冷凍機〈Wシリーズ〉

表紙4 三菱非破壊検査用FD-210形超音波探傷器



**SPECIAL EDITION: AIR CONDITIONERS AND REFRIGERATORS****CONTENTS****SPECIALLY COLLECTED PAPERS**

Selection of Systems for Future Regional Air Conditioning in this Country.....	M. Yanagimachi...	285
Multi-Central Air Conditioning System.....	T. Kaise • R. Tokunaga...	290
Air Source Heat Pump (Packaged Air Conditioner).....	S. Tamayama...	296
Operation Performance of Air-to-Water Heat Pump Units.....	Y. Iwasaki • T. Kawahara...	300
Air-to-Water Heat Pump Units Model AWH.....	H. Emoto • Y. Yahiro...	305
Brine-to-Water Heat Pumps.....	Y. Hosaka • H. Mizuno...	310
Simulation of Air-Conditioned Rooms in Many Storied Residences.....	E. Ohara • K. Yamazaki...	313
Dynamic Behavior on Ring Discharge Valve of Refrigeration Compressor.....	K. Kawamo • A. Futakawa • K. Saho • K. Daimon...	319
Hermetic Compressor Techuique.....	Y. Koshigiri • H. Takada • H. Shimegi • Y. Tozaki • M. Tanaka...	325
Packaged Air Conditioners for Low Temperature Warehouses.....	S. Maruyama...	331
Cold Storage Cooling Units.....	T. Sagara...	334
Super-low Temperature Condensing Units for Fishing-Boats.....	Y. Hosaka • K. Yamaguchi...	339
Small Condensing Units for Low Temperature Application.....	T. Ishida • H. Furukawa...	342
Small Storage Coolers for Frozen Food.....	H. Furukawa • Y. Maruyama...	347
Recent Open Cases in Food Merchandising.....	F. Handa • T. Kojima • B. Tachi...	350

TECHNICAL PAPERS

Thermal Power Plant Training Simulator.....	K. Ishibashi • T. Satô • S. Yokota • S. Izuka • K. Kannari...	359
Low Sound Noise Level Transformers.....	T. Kamiya • A. Yamauchi • M. Hirai • T. Ina...	366
Switchboard and Relay Protection System for the New Sanyo Trunk Line.....	S. Niina • E. Sugai • K. Maeda • T. Tamada...	375
Direct Current Seam Welding.....	T. Yamamoto • T. Okuda • M. Inada • T. Baba • K. Hara...	389

NEW PRODUCTS

396

NEWS FLASH

399

PATENT AND UTILITY MODEL

357

COVER :

An Air Conditioner used for Brewing delivered to Aizu Industrial Laboratory, Fukushima Prefectural Institution
 The air conditioner supplies germfree air at the temperature of +15°C and RH 70 %. Industrial air conditioners, type GT, designed for a standard specification, have a wide range of conditioning the air at the temperature ranging from +5°C to +43°C, enabling the apparatus to be applicable to various fields. For them are used Cleanair the device to purify the air.

「三菱電機技報」アブストラクト

UDC 628.8(52-0)

わが国における地域冷暖房空調方式の今後のありかた
柳町政之助

三菱電機技報 Vol. 46 No. 3 P285~289

現在新規開発あるいは再開発の市街地の建物に対する冷暖房空調用の熱量供給方式として、ガスまたは石油を燃料とする大容量のボイラープラントを持つ、いわゆる地域冷暖房空調方式が最適であるかのように主張し、あるいは宣伝する動きが活発であるが、筆者は第一次エネルギーの有効利用の面からも、公害・安全・衛生・省力の面からも、全電化個別式ヒートポンプ冷暖房空調方式が、わが国今後の地域冷暖房空調方式として最も優秀であり価値あるものとして、その速くなる育成・普及・発展を請い願うとともに、筆者が日本におけるヒートポンプ冷暖房の先駆者として、数々の実績を示して、全電化個別式ヒートポンプの実現には、今後の期待にまつことを強調した。

UDC 628.84: 697.94

マルチセントラル空調システム
貝瀬俊朗・徳永 龍

三菱電機技報 Vol. 46 No. 3 P290~295

最近の建物では、照明その他の機器による室内発生熱が多くなっており、冬期でも冷房運転を行なう必要がでてきている。また、部分負荷で運転する機会も多く、そのため従来の方式では経済的に不利である。さらに都市公害の面からも公害を発生しない、また使えない空調方式の開発が要望されている。そこで、水冷空気式の小形ヒートポンプエアコンを使用して室内発生熱の回収を行なわせ、かつ循環水閉回路方式を採用したマルチセントラル空調システムを東京の柳町研究所（所長柳町政之助）と共同開発したので発表する。また、このシステムに使用する運転範囲の広い小形ヒートポンプエアコンの仕様、構造、性能などについて紹介する。

UDC 628.84: 697.94

空気熱源式ヒートポンプ・（パッケージ・エアコンディショナ）
玉山 学

三菱電機技報 Vol. 46 No. 3 P296~299

空気を熱源とするヒートポンプ式冷暖房機が、最近我が国においても大気汚染の問題、電力需要の年間平均化、運転経費、保守管理などの面で見なされてきているが、ここに新たに冷媒回路にHi/Re/Liシステムを採用した床置形5.5kWの製品を開発したのでその特長、仕様について概要を紹介する。

UDC 697.71: 697.97

空気熱源水熱媒ヒートポンプユニットの暖房時の運転特性
岩崎善彦・河原隆夫

三菱電機技報 Vol. 46 No. 3 P300~304

新しく開発したCRAH形ヒートポンプユニットは、冷媒サイクルの制御に過冷却制御を採用し、水側熱交換器に二重管式を採用した。温水温度も最高55°Cまで安定して得られ、室内側熱交換器も容量を小さくでき、総合設備費の低減がはかれた。また、性能的にも低い水温、低い外気温においても着霜は少なく運転ができる。騒音については機器自身よりもブロック壁等をつけることにより相当低く維持することもできる。また、一般住宅は冷暖房用としてCRAHを適用される場合、据付けについては風のショートサイクル、ポンプ音の伝ば等について注意しなければいけない。

UDC 628.84

ヒートポンプチラーエュニット

江本活徳・八尋裕一

三菱電機技報 Vol. 46 No. 3 P305~309

最近の空調においては、ヒートポンプを使用するシステムが注目され種々の形式のヒートポンプユニットが開発、発表されている。特に空気を熱源とする「空対空（Air to Air）」「空対水（Air to Water）」ヒートポンプの伸びは目ざましく、今後のヒートポンプの主流となるものと考えられる。

本文では、空気を熱源として冬は温水、夏は冷水を作るヒートポンプチラーエュニットのうち、20HPから120HPまでの大容量シリーズについて、その仕様、構造、性能などについて紹介する。

UDC 628.84

ブライイン式ヒートポンプ
保坂征宏・水野久隆

三菱電機技報 Vol. 46 No. 3 P310~312

重油だきボイラによる大気汚染の問題からこれに代る冬期の暖房方式として空気熱源ヒートポンプがクローズアップされてきた。空気熱源ヒートポンプは電気を動力源として1台のユニットで冷房も暖房もできる理想的な空調機である。

空気熱源ヒートポンプにはいろんな形式があるが、当社ではこのたび最もユニークな形式であるブライイン式ヒートポンプを開発した。本形式の特長は空気と冷媒の熱交換にブライインまたは水を熱媒体として使用したことで、これにより運転の安定化、フロストの減少などのメリットが得られる。

UDC 628.86: 697.11

マンションにおける室内温度の立ち上がりシミュレーション
小原英一・山崎起助

三菱電機技報 Vol. 46 No. 3 P313~318

最近、高層マンションにおける暖房設備は不可欠なものとなり、そこでの居住環境の快適化に対する欲求も高度化して、定常時の空温の制御のみならず、室内温度の立ち上がり時間も考慮して空調機の制御・選択を行なう必要性が高まってきた。本文では、高層マンションの居室において、空気熱源ヒートポンプを用いて暖房するときの空温立ち上がり状況を、電子計算機によってシミュレートして、建物における中間階と最上階では熱特性の相違による機器の選択、制御をどのようにすれば、経済的で快適な環境が得られるかについて述べ、空調の設定、建物の建設に際しての参考に供する。

UDC 621.51: 621.5.01: 621.317.35

往復式冷凍圧縮機の環状吐出弁の運動
川面恵司・二川暁美・佐保和生・大門啓治
三菱電機技報 Vol. 46 No. 3 P319~324

往復式冷凍圧縮機の環状吐出弁を対象に、空気およびアンモニア運転時の弁運動における吐出側圧力、回転数、弁ばねのねね定数、および最大弁揚程の影響を調べ、理論計算値との比較を行なった。計算では流量係数および抗力係数は弁揚程に依存するとみなして、また反発係数および粘性減衰係数は弁揚程に関係なく一定とみなして、反復試行法によって実験値と計算値がよく一致する諸定数を選定した。この結果、弁運動における運転条件の影響や、弁が弁圧および弁受けに衝突する速度と運転条件および構造上の諸因子との関連がはつきれた。また、空気運転時の物理的諸定数を用いてNH₃ガス中の弁運動を推定し得ることが判明した。

「三菱電機技報」アブストラクト

UDC 621.51

密閉形圧縮機技術

越桐喜一・高田 宏・標 博雄・戸崎保弘・田中 満

三菱電機技報 Vol. 46・No. 3・P325～330

高度に発展しつつある冷凍・空調産業、その冷凍サイクルの心臓とも言える圧縮機は、数十Wから十数kWまで現在密閉形となっており、さらに拡大の基調にある。故障率の低いこと、サービスフリー、低騒音など数々の特長のある密閉形圧縮機を高性能・高信頼性で製作するには、数多くの基礎的技術がその背景として必要である。本論文では、当社が製作している密閉形圧縮機および関連技術の一端を説明する。



UDC 628.84:697.94

低温倉庫用パッケージエアコンディショナ

丸山 忍

三菱電機技報 Vol. 46・No. 3・P331～333

近年、我国における食生活の内容も多様化・高度化してきており、それに伴ない果実・野菜・畜産物などの消費量も急激に伸びてきている。このような傾向の中で、生産量が自然環境に大きく支配される果実・野菜などの生鮮食品の供給の安定化と流通過程の合理化のために、コールドチェーンの推進が叫ばれその一環として生産地・消費地とともに低温倉庫が建設される傾向にある。

これらの冷却装置にパッケージエアコンディショナが使用されるようになってきたため低温倉庫用パッケージエアコンディショナを開発したので、その概要を述べ大方の参考に供し



UDC 621.565

冷蔵・冷凍クーリングユニット

相良泰一

三菱電機技報 Vol. 46・No. 3・P334～338

大形冷蔵庫用冷凍設備の省力化として、当社はすでに2年前よりC級、B級クラス冷蔵庫の機械室・冷却室の機能を一体化したパッケージ形冷蔵クーリングユニット《A C L形》を発表して数多くの実績を重ねてきたが、今回さらに一步進んで、-30℃以下のS A級冷蔵庫用としても同じような考え方によるパッケージ形冷凍クーリングユニット《A C S形》を完成したので、ここにあわせて《A C L-B形》、《A C S形》パッケージの概要を紹介する。



UDC 621.565: 629.124.72

船用超低温コンデンシングユニット

保坂征宏・山口一由樹

三菱電機技報 Vol. 46・No. 3・P339～341

わが国は世界第一の水産国であるが、近年とみにその資源が減少し漁獲量の伸び悩みが目立ちはじめた。これを補う方法として漁獲物の鮮度を良好にすることが行なわれるようになり、こんにちでは多くの船に冷凍設備が積載されている。

一方、人手不足と人件費の問題から省力化、合理化についても諸々の検討がなされている。

このような情勢にかんがみ、当社では船用省力化冷凍機の開発を計画し、このたび船用超低温コンデン



UDC 621.574

低温用小形コンデンシングユニット

石田武徳・古川博一

三菱電機技報 Vol. 46・No. 3・P342～346

冷凍食品の普及に伴う低温分野の需要増大に備えて、小形二段圧縮コンデンシングユニット(5.5, 7.5, 11kW)を含む新系列小形コンデンシングユニット(2.2～15kW)を開発した。

構造面では高速多気筒形式による部品の共通化、軽量化および小形化により生産性、サービス性の合理化を計りしかも低温装置運転性において一段と安定性を発揮できる凝縮冷媒液による潤滑油冷却方式等いくつかの新方式を採用している。この論文は特長、構造および本シリーズを使用するときの注意について述べている。



UDC 621.565.923

低温用小形クーリングユニット

古川博一・丸山佳宏

三菱電機技報 Vol. 46・No. 3・P347～349

冷凍食品を主とした低温需要の伸長著しい最近の傾向に対処できるよう工事の短縮化と性能の安定化を計るために密閉圧縮機・空冷凝縮器・強制通風式蒸発器・ホットガスによる自動除霜を含む制御箱、安全装置を一体化とし、庫内温度-15～-25℃までを使用範囲とした冷凍食品などの貯蔵用クーリングユニットを開発完了したので仕様、構造、特長について説明する。



UDC 621.565

最近のオープンショーケース

半田文男・小島照男・館 梅里

三菱電機技報 Vol. 46・No. 3・P350～356

流通機構の発展・変革にともなって、店舗当たり集中的な多量販売が行なわれるスーパー等の出現を見た。その食品部門の主要な販売用具としてオープンショーケースが脚光をあびた。ここにその主要な機種を紹介する。さらに最近、商品陳列の効率化をし、拡販を目指すため壁面空間まで最大限に活用して、売物面積当たりの売上げをアップする要求を満足するため、壁面形多段ケースの需要がのびてきた。その性能概要、検討事項、実用上の注意点の一部をあげ、販売面において顧客の理解を深めていたたくうえでの参考に供したいと考えた。



UDC 621.311.22-5.001.85

火力発電所運転員訓練用シミュレータ

石橋賢悟・佐藤孟生・横田史郎・井塚秀弥・神成勝利

三菱電機技報 Vol. 46・No. 3・P359～365

今回当社は、東北電力㈱に新仙台火力発電所1号ユニットをモデルにして、そのプラント全体を模擬した火力発電所運転員訓練用シミュレータを製作納入した。これはわが国で二番目のもので、当社の2号機である。この装置により新規火力発電所の起動・停止操作訓練をはじめ、事故時の対応操作等実機では不可能な訓練が可能である。シミュレータシステムは、IC・トランジスタ式アナログ計算機とリレーロジックによる実時間、アナログ方式である。



「三菱電機技報」アブストラクト

UDC 621.314.22-758

低騒音変圧器

神谷友清・山内 敦・平井正好・伊奈照夫

三菱電機技報 Vol.46 No.3 P366~374

公害対策基本法にのっとり、昭和43年6月に「騒音規制法」が制定され、工場・事業場・建設工事に伴って発生する相当範囲にわたる騒音について規制が行なわれている。しかも、電力需要の増大とともに変圧器の単器容量が増大し、発変電所等が都市周辺に設置される傾向の中で変圧器から発生する騒音が関係者の中で注目されており、その防音対策も日夜進歩しつつある。ここでは、当社における変圧器の防音対策を述べるとともに、最近、製作・納入した低騒音変圧器について紹介する。



UDC 621.316.3: 621.316.925

山陽新幹線用配電盤および保護継電装置

新名昭吉・菅井英介・前田耕二・玉田 猛

三菱電機技報 Vol.46 No.3 P375~388

山陽新幹線新大阪-岡山間が完成し、当社もその電源設備用変電機器を新大阪-新伊川間の変電所、区分所、補助区分所等に納入した。今回の設備は東海道新幹線と異なり超高压受電方式、ATき電方式の採用、変形ウッドブリッジ変圧器の開発、新システムに対する保護継電装置の開発等新技術が多数使用されているが、ここには制御装置としての配電盤、保護継電装置について記述した。



UDC 621.791.76

直流シーム溶接

山本利雄・奥田滝夫・稲田幹夫・馬場利彦・原 旦則

三菱電機技報 Vol.46 No.3 P389~395

溶接速度と溶接品質の向上および電源容量の低減を目的として、三相整流式シーム溶接機を開発した。本文では試作機の概要を述べるとともに、直流シーム溶接および交流シーム溶接の溶接速度の限界について理論的考察を加えた。また、試作機を用いて高速シーム溶接の実験を行ない、溶接現象を解明するとともに、最高溶接速度について計算値との対比を行なった。実験の結果から、直流シーム溶接は従来の交流シーム溶接に比べて速いシーム溶接が可能であり、とくに0.8mm以下の板厚に対してその効果が著しく、板厚0.5mmの軟鋼板で交流シーム溶接の約2.5倍の溶接速度が得られることを明らかにした。



わが国における地域冷暖房空調方式の今後のありかた

柳町政之助*

Selection of Systems for Future Regional Air Conditioning in this Country

Yanagimachi Laboratory Masanosuke YANAGIMACHI

There is a trend, in relation to regional air conditioning en bloc for buildings in cities under development or redevelopment, to believe in that a boiler plant working on gas or oil to supply heat is best suited as a heat source. However, the author of this article advocates, from the viewpoints of public hazard, safety, sanitation and labor saving, that a fully electrified individual heat pump type air conditioning system is the most excellent and worthy of recommendation among others as the project in future. He calls for the fostering, prevalence and development of this system without delay, by making a report, as a forerunner of the heat pump air conditioning in Japan, a number of actual installations with desire on the days when the concept is materialized.

1. まえがき

現在新規開発あるいは再開発の市街地の建物に対する冷暖房空調用の冷熱量供給方式として、ガスまたは石油を燃料とする大容量のボイラープラントを持ついわゆる地域冷暖房空調方式が、最適であるかのごとく主張し、あるいは宣伝する動きが活発であるが、筆者は第一次エネルギーの有効利用の面からも、公害・安全・衛生・省力等の面からも、全電化個別式ヒートポンプ冷暖房空調方式が、わが国の今後の地域冷暖房空調方式として、最も優秀であり価値あるものとして、その速かなる育成・普及・発展を願い願う次第である。

ここで市街地といふのはもっぱら公共施設・商業施設・業務施設・住宅施設よりなり、工場施設はいっさい含まない地域とする。またこの地域内の建物の居室は、すべて建築物管理法令による程度の環境を維持すること、すなわち最低限度あるいはそれ以上の能力ある暖冷房空調装置を具備するものとする。

近年の都市あるいは市街地に供給されるエネルギーは、大別して電力・ガス・石油類の三者であり、その用途は、動力・照明・通信・交通・暖冷房空調・給湯・厨房調理・乾燥等であって、電力は、これらの用途のすべてに対してよく適応することができる唯一のものであるが、ガスおよび石油類は、都市エネルギー用途の大半を占める動力・照明・通信用には不適当であり、暖房ならびに給湯用には従来多く使用されているが、公害と安全との点に欠点があり、冷房用として利用できないことはないが、暖房の場合以上に煙害・熱害・安全・経済等の点に難がある。ガス・石油類の有利と認められるのは、現在ではほとんど厨房調理用のみであって、これも今後の電化厨房調理の研究開発と料金制度の検討によって、操作的にも経済的にもガスに比べて見劣りない程度に達することは必ずしも難事ではなく、電気調理品がこの域に達すると、ガス・石油類には公害と危険性との欠点のみが残されて改善の余地は皆無である。

建物が暖冷房を採用する場合には必ず冷凍機を必要とし、それが電動冷凍機であれば容易に熱ポンプとして暖房に利用し、すこぶる経済的にしてかつ衛生的なる一種の電気暖房・電気空調とすることが可能となるが、暖房のみで冷房を採用しないとなると、暖房のみのために、熱ポンプ式を採用することは設備費の点から難色があるが、新開発あるいは再開発の市街地域の建物は、幸い全部が暖冷房

を採用することになるのでこの点問題はない。

近年暖冷房空調の需要が多くなるにつれて、暖冷房空調用エネルギーとしての適・不適をめぐって、電力とガス・石油類との間に生じた商戦と紛争とは、米国においてさえも大衆を惑わし、その判断を困難ならしめたいわゆる電気一ガス論争をまき起こしたが、公害が大きくクローズアップするにいたって、ようやく目ざめ、電化に傾く兆候が見えてきたようである。

わが国における暖冷房空調の潜在需要は、気候風土の関係上する膨大なるものがあり、70年代の終期には暖冷房空調用エネルギー消費量は、市街地の全エネルギー消費量の35%にも達するものと予想される点もあり、その普及も急速に増大するの間に当たって、以上のとき混乱を続けることは国家にとっても重大なる損失であり、市民にとっても誠に不幸なことである。さりとて現在の都市に対して、ただちに建物の暖冷房空調装置の電化改変を強いることは、不可能事であるから、新設の建物に対してのみ電化を適用するより他に方法はないかに考えられたが、新開発あるいは再開発の市街地計画に対しては、市街地用エネルギーとして公害・安全・経済等の点において最も有利なる電力一本に決定すれば、市街地計画に対してもすこぶる容易となり、市街地完成の大きな一因となること確実である。

次に暖冷房空調用エネルギーとして、電力がガス・石油類等に対していかに有利であるかの抜本的検討を行ない、結論を提出し、もって混乱紛争を未然に防止することに役立てようとするものである。またヒートポンプの発達の過程とその将来性についてのべるものである。

2. 地域冷暖房空調方式と全電化ヒートポンプ
冷暖房空調方式

ここで地域冷暖房空調設備には、大別して二つの方式があることを注意したい。一つはいわゆる地域冷暖房空調設備と称せられるもので、地域内の各建物には、冷凍機およびボイラのごとき冷熱源機器は設備せず、これらの冷熱源機器は、一括してセントラルプラントに大容量の機器を設置し、ここで発生した冷水を冷房用に、蒸気または温水を暖房用または給湯用として、往復4管あるいは6管の配管を布設して各建物に送り、冷暖房を行なうものであり、他の一つは現行のように各建物には専用の冷熱源装置を設備するが、冷房は電

動冷凍機により、暖房はボイラや燃料を使用することなく、冷房用の電動冷凍機をヒートポンプとして使用し、熱源として室内発生熱量の利用（冬期の冷房）できるものは、これを極力利用し、これが熱源として不足の場合には外気熱をも利用するし、なお不足の場合は電熱を使用する全電化の冷熱源装置を設置するもので、セントラルプラントの発電所よりの電力供給を受けて冷熱を作り、冷暖房あるいは給湯を行なうもので、これも一種の立派な地域冷暖房給湯装置である。

地域冷暖房装置で、冷熱量の発生に使用されるエネルギーを電力によるものと都市ガスによるものとに大別し、（重油は公害の問題があるので取りあげないことにする）、さらにこれを各システムに分類して、各建物における冷暖房負荷に対する所要冷熱源用エネルギーを、これらエネルギーの供給源である発電所とガス製造所とにおける究極の第一次エネルギーの消費量を比較検討することによって、問題点を解明するものである。

2. A 全電化個別ヒートポンプ方式

電力によるものは、海岸または河口付近に設けられた発電所において、重油またはLNGを使用して発電された電力を地域内の各建物に送電し、各建物には電動冷凍装置を設置し、これを蓄熱熱ポンプ運転方式として暖房および冷房を行ない、夏期の冷房の排熱は冷却塔により外気中に放散し、冬期に冷房を必要とする場合、その排熱の全部もしくは一部を暖房の熱源に利用するものである。使用する電動冷凍装置は、建物の種類・性質・規模等によって異なるが次の4種にわけることができる。

A1 建物内部の発生熱量が多く、暖房期にも部分的に冷房を必要とする場合、その冷房の排熱をもって温水をつくり、これを暖房に利用するもので、特に暖房用熱源の他よりの補給を必要としないもの、設置する冷凍機は遠心式が適している。蓄熱そう（槽）は複そう式とする必要がある。近代的事務所建築、映画館・劇場・商店街・地下街等の建築物に適する。

A2 A1とまったく同一性格の建物でA1と異なるところは、A1の場合冷凍装置は集中式で大容量の遠心式となり、専用の機械室を必要とするが、A2においては建物の各室内に設置する暖冷房機ごとに小型の冷凍機を内蔵し、これが必要に応じて暖房用にも冷房用にも自動切換運転ができるものであり、これらの暖冷房機を一連の往復循環水配管で連絡してなる新空調方式（MY空調方式、参考文献参照）で、冷房の排熱は、夏は循環水配管系に設けた空冷式冷却機によって外気に放熱し、冬期はこの排熱をA1のごとくそのまま暖房用に利用するのではなく、暖房用に働く暖房機の熱ポンプの熱源として利用するもので、したがってA1の場合には暖房用に熱ポンプ用動力は不要であるが、A2の場合には冷房用と暖房用との動力を必要とする点に差異がある。ただしA1、A2の所要動力量に大差はない。A2の最大の利点は、冷凍装置が分散されるために特別の機械室ならびに取扱い技術者が不要となること、暖冷房機・空調機の配置にゾーニングを考慮する必要のないこと、テナントの必要に応じてそのテナントの負担において早出・残業等が他室に関係なく自由に行なえること、冷凍機が各冷暖房空調機ごとに内蔵されているため、全装置を必ずしも单一の配管網に連絡しなくともよく、各階ごとに分割設置しそうる容易である等にある。この場合蓄熱そうは必要であるが单そうにてよろしく、高層ビルの場合には各階別に装置を分割配置すれば、蓄熱そうも小さく分割ができる各階に設置が可能となる。10階以上の高層、特に30～50階級の超高層ビル

に最適のものである。

A3 内部発生熱量があって、暖房期にも冷房の必要はあるが、その排熱のみでは暖房用に不足する場合があり、このため外気熱源の補給を必要とするもの。A1と同じく複式蓄熱そうを必要とし、冷凍機はレシプロ圧縮機、スクリュー圧縮機が適している。従来の低照度事務所建築等に適する。

A5 夏は冷房のみ、冬は暖房のみで、暖房熱源はすべて外気によるもので、冷凍機はA3と同じくレシプロ圧縮機・スクリュー圧縮機が適当で、蓄熱そうがあれば経済的運転ができるものである。集合住宅・校舎建築等に適する。

以上のごとく電力による建物群に対する中央機械室を設ける必要はなく、各建物ごとに適当な電動冷凍機を設置すればよく、発電所よりのあるいは変電所よりの電力供給によって暖冷房が行なわれるものである。

2. B 中央プラント式地域冷暖房方式（ガスによる）

地域冷暖房空調設備では一定地域内の建物群に対して、単数もしくは複数の中央機械室を設け、この機械室には冷房用の冷水をつくる熱動式冷凍装置と、その排熱を捨てる冷却塔と、冷暖房用の蒸気を作るボイラ設備と、暖房用の蒸気または温水を冷水とともに各建物に送水循環するためのポンプ装置を設け、屋外には中央機械室と各建物とを連絡する配管網を設け、暖房期でも冷房を必要とする建物があるため、少なくとも冷水・温水の往復4管式配管系が要求され、給湯も考慮に入れると5あるいは6管の配管系となる。

したがって暖房期間に冷房負荷があっても、その排熱はその建物ではなく利用されることなく、中央機械室に返送され冷却塔によって外気中に廃棄され、暖房用の熱量は改めて蒸気または温水で供給されることになり、かつ蓄熱運転が不可能であり、すこぶる不経済な一大欠点を有するものである。各建物は単に中央機械室よりの冷水の供給をうけて冷房を行ない、蒸気または温水の供給を受けて暖房を行なう普通一般の冷房装置となる。各建物の冷暖房用エネルギー消費量については、建物の種類・大小・性格等による差異は少なく、むしろ中央機械室における熱動冷凍装置の種類によって、冷房用エネルギーに変化があり、暖房用エネルギーについては大した変化はない。いずれにしても蓄熱運転ができないと同時に冬期の冷房用排熱がほとんど利用されてない欠点がある。大なる不安定の先行投資を必要とすることも欠点の一つである。

ただし従来普通の暖冷房装置すなわち各建物ごとに冷熱源設備として、暖房用にはボイラ、冷房用には電動冷凍機を持つ冷暖房装置を有する建物群方式と、中央プラント式地域冷暖房方式との比較では、中央プラント方式のほうが種々の点でまさることは確かであり、これがために、一般には中央プラント式地域冷暖房方式が最も有利であると宣伝もされ、多数の人々にもそれを過信させられている状態であるが、各建物ごとに冷熱源設備を持つ建物でも、上述の全電化熱ポンプ冷暖房方式の場合には、優劣転倒して、全電化個別熱ポンプ冷暖房方式が断然優秀となるものである。その理由は以下順を追って解明しよう。

B1 ガスだき蒸気ボイラを設け、冷水は蒸気動吸式冷凍装置により、暖房用の蒸気はボイラよりそのまま、温水は蒸気によりつくるもので送水ポンプの運転は電動となる。

B2 ガスだき高圧蒸気ボイラを設け、冷水は二重効用式蒸気動吸式冷凍装置により、暖房はB1と同様でポンプの運転は蒸気駆動もありうる。

表 2.1 システム別冷暖房総合効率比較
Comparison of overall efficiencies of air conditioning classified according to system.

	冷熱発生システム	COPc	COPh	一次エネルギー所要量 kcal	
				冷房用	暖房用
全電化個別ヒートポンプ方式 A	A 1 冬は内部発熱を熱源として、夏はエアタールコンデンサへ排熱	1.280	1.344	781	744
	A 2 冬は内部発熱を熱源とし、夏はエバコンクリア使用の MY システム	1.440	1.120	693	893
	A 3 冬は内部発熱と外気または夜間電力を熱源とし、夏はエアタールコンデンサへ排熱	1.280	0.960	781	1,040
	A 4 冬は外気熱源、夏はエアタールコンデンサへ排熱	1.120	0.800 0.960	893	1,250 1,040
都市ガスによる地域冷暖房方式 B	B 1 ガスボイラと吸収式冷凍機	0.445	0.684	2,247	1,462
	B 2 ガスボイラと二重効用式、吸収式冷凍機	0.600	0.684	1,667	1,462
	B 3 ガスボイラと復水蒸気タービンターボ冷凍機	0.441	0.684	2,268	1,462
	B 4 ガスボイラと背圧蒸気タービンターボと吸収式冷凍機との組合せ式	0.523	0.684	1,912	1,462
	B 5 ガスタービンターボと排熱ボイラと吸収式冷凍機との組合せ式	0.783	0.684	1,277	1,462
	B 6 ガスエンジン駆動冷凍機と排熱ボイラと吸収式冷凍機	1.313	0.684	762	1,462

注) 電力においては、発電所より需要端にいたる発送電の総合効率を 32%、都市ガスにあっては、ガス製造所より地域中央プラントにいたるガス供給の効率を 95% と仮定した。

表 2.1 使用の一例として、全電化個別ヒートポンプ方式の A 3 すなわち冬は内部発熱と外気または夜間電力を熱源とし、夏はエアタールコンデンサへ排熱するものと、都市ガスによる地域冷暖房方式の B 3 すなわち冬はガスボイラによる蒸気または温水での給熱、夏は復水蒸気タービン、駆動のターボ冷凍機による冷水供給するもの上について 1,000 kcal の冷房負荷に対する所要第一次エネルギー量は

A 3 が冷房用に 781 kcal、暖房用に 1,040 kcal 計 1,821 kcal

B 3 が冷房用に 2,268 kcal、暖房用に 1,462 kcal 計 3,730 kcal を必要とすることがわかる。

$3,730 + 1,821 = 2$

なお成績係数の計算については一例を示せば

A 3 の場合

$$COPc = 1.280 = 0.32 \times 4.0^{(1)}$$

$$COPh = 0.960 = 0.32 \times 3.0^{(1)}$$

B 3 の場合

$$COPc = 0.441 = 0.95 \times 0.8^{(2)} \times 0.684^{(3)} \times 0.9^{(4)}$$

$$COPh = 0.684 = 0.95 \times 0.8^{(2)} \times 0.9^{(4)}$$

(1) はヒートポンプの成績係数

(2) はガスボイラの熱効率

(3) は復水蒸気タービン駆動ターボ冷凍機の熱効率

(4) は中央プラントから需要建物にいたる住外冷熱水配管の輸送効率

(3) の熱効率 0.684 の構成は

$$0.85 \times 0.28 \times 0.72 \times 4.0 = 0.684$$

0.85 はボイラよりタービンにいたる間の圧力損失と熱損失

0.28 は蒸気のラノキンサイクルの熱効率

0.72 はタービンの有効効率

4.0 はターボ冷凍機の成績係数

B 3 ガスだき高圧蒸気ボイラを設け、冷水は復水蒸気タービン駆動の遠心式冷凍機により、暖房は B 1 とまったく同様である。ポンプ運転は B 2 と同じ。

B 4 ガスだき高圧蒸気ボイラを設け、冷水は背圧蒸気タービン駆動の遠心式冷凍機と、タービンよりの排蒸気を利用する蒸気駆動吸収式冷凍機との組合せ式冷凍装置により、暖房およびポンプ運転については B 2 と同じ。

B 5 冷水はガスタービン駆動の遠心式冷凍機と排熱蒸気ボイラで、タービンよりの廃熱利用により発生した蒸気をもって運転する吸収式冷凍機との組合せ冷凍装置により、暖房の場合は冷房需要減退のた

めにタービンの廃熱量が暖房所要量より少なくなる場合に備え、排熱ボイラに補助ガスだき装置を設けて必要なだけ、蒸気を発生するものでその他は B 2 と同じ。

B 6 B 5 のガスタービンの替わりにガスエンジンを使用するもので、その他はまったく B 5 と同じ。

以上で電力によるもの 4、ガスによるもの 6、計 10 種のシステムに分類したが、各システムの負担する暖房負荷と冷房負荷に対する所要エネルギーを求めるにあたって、各システムの動作係数 (COP) あるいは成績係数の値を求めて比較するのが、最も簡便であり近道である。

表 2.1 は全電化個別式ヒートポンプ冷暖房空調方式と、都市ガスによる地域冷暖房空調方式における冷熱発生システムによる、冷熱発生用所要第一次エネルギー量を算出する際の各システムの成績係数（熱効率に相当するもの）と、1,000 kcal の冷房・暖房負荷に対する所要第一次エネルギー量とを示すもので、COPc は冷房用成績係数、COPh は暖房用成績係数を表わすものである。

今後の新建築は照明の向上につれて内部発生熱量は増大する傾向にあるから、熱回収システムを利用できるヒートポンプ空調方式は、エネルギーの有効利用の最たるものといえよう。

暖冷房負荷のほかに一般用給湯負荷があるが、これも蓄熱熱ポンプ式給湯装置としてガスによるものと比較するとき、電気のほうは多少の見劣りはあるが、安全・衛生・省力等の点ではるかにすぐれているので全電化として問題はない。ただし厨房・洗たく等に要する 50°C 以上の高温水に対してはガスにおよばないが、これも蓄熱熱ポンプ式給湯装置で熱源に排湯の利用を講ずれば、50°C~60°C 程度までは有利に加熱ができるから、残りの真に必要になる加熱を電熱で補給すれば、これも完全電化することができる。

上述のように全電化ヒートポンプ冷暖房空調方式にあっては、電動冷凍機のみで冷熱双方が、同時に別々にも発生利用することができるのみならず、同一量の冷暖房負荷に対する発電所における第一次エネルギー（油類または LNG）の所要量は、都市ガス使用の熱動冷凍機とボイラとの組合せの普通空調方式のガス製造所における第一次エネルギーの所要量の約 1/2 であり、かつまた実際の冷暖房空調装置においては、ヒートポンプ方式では冬期の部分冷房することにより、その排熱を暖房に利用するいわゆる熱回収作用によって大きく暖房用熱量を節約しうるため、特に熱回収作用の不可能なる都市ガス使用の熱動冷凍機と、ボイラの組合せ方式の中央プラントよりの冷熱供給をうける地域冷暖房空調方式と比較すると、年間の冷暖房空調のための第一次エネルギーの所要量は約 1/2.5~1/3 となる。

冷暖房空調用の所要エネルギー量を方式別により、ガス製造所と発電所まで掘りさげて比較されたものがほとんど見あたらないので、筆者が検討してみると以上のように大差があることが判明した。

同一目的を果たすために今後ますます世界的に貴重とされる第一次エネルギーを、2 倍も 3 倍も消費・濫費するがごときは国策上看過することのできない重大問題ではないか。この点からいっても今後の冷暖房空調方式は、全電化ヒートポンプ方式とすることが合理的であるといえる。なお 2~3 倍の第一次エネルギーを消費すれば経済的にはもちろん、排煙公害、ガス配管網の危険等が増大する欠陥があることに注意する必要がある。

もっか建設省・通産省あるいは自治体等において都市ガス使用の地域冷暖房空調装置の建設に対して、公害防止の観点からなんらかの優遇措置を講じて、その発展に寄与せんとの計画があるようであ

るが、優遇措置はむしろ全電化ヒートポンプ冷暖房方式に向くべきものではあるまいか、識者の再考をこい願う次第である。

3. ヒートポンプのわが国における発達について

冷凍機はヒートポンプとして冷却と加熱との両作用を同時にまつものであり、その原理も比較的簡単であるが、わが国に冷凍機が初めて出現以来、昭和1年にいたるまで約30数年間に製氷冷蔵をはじめとして産業用冷凍装置等に多数の冷凍機が製作、設置、稼動され、優秀なる冷凍学者・冷凍技術者も多数輩出しが、だれひとりとして冷凍機が加熱機として利用できることに気付かなかつたことは、時勢のしからしむることもあったように思われるが、いささかうかつた感があった。

製氷・冷蔵あるいは工業用冷却等の操作に当たっては、所要動力を極力少なくすること、すなわち COPc (冷却時の成績係数) を大にするには、凝縮温度をさげるよう訓練されたために、ついに加熱利用の方途を発見することができなかつたのであらう。

冷凍機が一種の加熱機であることと、その利用法についてわが国で初めて発表提唱されたのは、京都大学工学部教授 大塚要博士が、大正15年6月発行の工業の大日本誌上に、『燃料節約の一策として冷凍機を暖房機として利用するの議』と題する論文であった。さすが熱工学の大家の論文、じゅんじゅんとしてわかりやすく比較的単近の例を引いてその実用性を強調されたものであった。

筆者も大正2年からその年まで約13年間も暖房・冷凍関係の技術家として大いに勉強に努めたつもりであったが、ご多分にもれず大塚博士の論文を見るおよんで初めてヒートポンプに開眼し、その時からヒートポンプのファンになった次第で、冷凍機使用の冷房装置が行なわれたのがちょうど大正12~13年ごろからだったので時期も適していたようであった。

冷房用の電動冷凍機を暖房用加熱機に利用するとき、暖房用熱量すなわち加熱熱量を得るには冷却熱量が必要であつて、この場合には冷却熱量を熱源量と称する。ヒートポンプ暖房には熱源がなければならぬこと、熱量の温度はできるだけ高く、同時に暖房用熱媒体の温度はできるだけ低いことが COPh を大にするゆえんであることがわかる。

これがヒートポンプ式暖房装置の実施計画上もっともたいせつなことであり、温水なら40°C前後、温風なら30°C前後で、室内状態は平均ふく(幅)射温度20°Cで、かつ室内空気温度も20°C程度に保持できるような暖房装置にしなければならない。かつまたそれが冷房装置として好結果をもたらし得るものでなければならぬ。

熱源の温度はできるだけ高いことが望ましいので、普通には地下水の利用ができるばその水温は15~20°C前後で、かつ変化が少なく最適であり、ついで室内に発生する熱量を熱源に利用するいわゆる熱回収方式も熱源温度はほぼ地下水の場合と同程度であるが、これらの熱源が得られない場合には外気を熱源とするが、外気温度は要暖房時には最低で東京・大阪等で0°C前後となるので、COPh の値が小となり、外気温度が-10°C以下となる地方では、最低温度期間はむしろ直接電熱を使用するほうが有利となる場合もある。外気は熱源として温度は低く、熱伝達が悪くかつ含有水分が熱交換器表面に霜となって付着する悪現象をまぬがれない欠点があるが、どこでも多量に得られる利点があり-5~-10°C程度までは利用可能である。

冷房の場合にも経済的冷房装置とするには、COPc の値をできる

だけ大とすることで、加熱側温度すなわち放熱側温度あるいは凝縮温度は低く、冷却側温度は高いことが望ましい。

放熱側温度を低く運転する最適の方法は地下水利用であつて、地下水利用のできない場合には河川水の利用もあるが一般的でなく、多くは外気が使用される。外気温度は冷房負荷の最大時期に最高となるのであるが、これらの関係をできるだけ COPc の値を最大とするよう、冷房装置の設計に細心の注意を払う必要がある。

暖冷房共に同一の冷凍機を利用するため両時期における所要冷凍能力が同程度となることが望ましいが、幸いわが国の気候は、北海道を除き大体において同一の冷凍機で間に合わすことができる。

以上のような理由で、ヒートポンプ冷暖房装置としては地下水利用が最も有利に経済的であり、かつ全装置の設計もきわめて容易であるし、わが国の各都市地方ともに地下水に恵まれていたために、まず最初に地下水利用のヒートポンプ式冷暖房装置が行なわれた。

わが国における地下水利用のヒートポンプ式冷暖房装置の出現は昭和7年にはじまり、昭和9年には第2回目の装置、昭和12年には京都電灯本社ビル、延床面積11,000 m²の近代的事務所建築の全館に対する完全なる電化ヒートポンプ式冷暖房装置が完成され、すこぶる好結果をあげることに成功した。その後太平洋戦争のために中断していたが、昭和27~28年ごろから、ようやく回復してヒートポンプ式冷暖房装置も設置されだしたが、一般的の冷暖房装置の発達がおう(正)盛となるにおよんで、地下水を有するに任せて無統制に濫費した結果、地盤沈下等の公害発生のために地下水使用禁止制度の厄にあい、都市内での地下水利用のヒートポンプ式冷暖房装置の設置はほとんど不可能となつたが、地下水利用のできる地方では大いに希望がもてる次第である。

終戦後に筆者の設計によって完成した地下水利用のヒートポンプ冷暖房空調装置としては、新大阪ビル・倉敷市庁舎・名古屋大学豊田講堂・NHK第二新館等がおもなものである。

外気を熱源とするわが国最初のものとして、NHK福岡放送会館が昭和32年に完成し、35年完成のNHK広島放送会館でも室内発生熱回収と外気熱源とにより、冷房能力100トンターボ冷凍機2台を使用し、この装置の特長としては、冬期は夏期に使用する冷却塔を熱源塔とし、水の代わりにトリエチレンジリコール溶液を不凍液として水滴と空気との直接接触による熱交換を行なわせ、着霜・除霜のわざらわしさを避けたこと、トリエチレンジリコールの濃縮を室内空気への給湿と結びつけたこと、外気熱源操作にもかかわらず2台のターボ冷凍機を使用し、直列運転としたこと等であった。

放送施設でなくとも、近代的建築あるいは商業建築等では照明度の増大著しく、そのため室内発熱のみで暖房用熱源として十分な場合が出現するようになった。

昭和45年に一部完成した日本銀行本店営業所ビル(延床面積新旧合計118,000 m²、冷凍能力900トンターボ冷凍機2台)は照明電力有効床面積1 m²当たり一般事務室35ワット、特別事務室54ワット、1階営業室86.4ワット、2階営業室63ワットでサーモペン窓ガラスの保温性と相まって、暖房用熱源として十二分であり、本暖房期の最寒期においても、むしろ一部の屋上排熱を行なうほどであった。

空気熱源ヒートポンプとなると COPh の値は低くなるが、その期間平均値が3を確保でき、かつ夜間電力の利用が可能なる装置であれば、公害の少ない燃料油、あるいは都市ガスを燃料とするボイラ設備による暖房経費に見劣りのない結果が得られる。

小事務所建築・住宅群等の建築物に対するヒートポンプ冷暖房装置

は、すべてこの外気熱源方式となるであろう。

昭和43年筆者の考案発表になるMY式空調方式も、まったく新しい一種の電動ヒートポンプ冷暖房方式で、将来性のあるものであります。三菱電機が筆者と共に共同研究で開発したマルチセントラルシステムがある。国内では東京芝浦、高砂熱学が同様のものを製作しているが、米国においては3社、American Standard, York, Singer、英國においては1社Temperatureがすでに2~3年以前より製作販売を行なって実績をあげているようである。また西独にも1社があるようである。

4. む す び

筆者は50年以上の永きにわたって暖冷房空調装置の設計施工に従事し、ほとんどあらゆる方式の装置を手掛けてきたが、特にヒートポンプ方式冷暖房装置の実現、発展には貢献したものと自負している。筆者の経験からすれば、今後のわが国における暖冷房空調装置は蓄熱熱ポンプ式冷暖房空調方式で、しかも全電化したものが、経済・公害・安全・清潔・簡単等の点においてもっとも理想的なものであるという結論に達した。

この全電化ヒートポンプ冷暖房空調方式は、従来の冷暖房方式に比較して技術的にも、経済的にも高度の優秀性が徐々に解明されるにいたり、今後実行に際してもなんら困難な点はない。中央プラントによる地域冷暖房となると大なる先行投資を必要とし、中央プラントの位置、共同溝の築造、ガスパイプラインの敷設、ガス中継貯そうの建設など、種々の問題点がある。

全電化となると今後は無人運転が容易となるので、夜間の連続運

転が可能となり、夜間も室内温度を適度に保持することができる結果、ことに暖房期には普通方式に行なわれる早朝の昇温操作の必要がなくなり、暖房装置の容量が大幅に減少しうるのみならず、夜間電力の活用も可能となる一大利点が発生する。

全電化ヒートポンプ式空調装置にも多種多様のシステムがある。技術の進歩につれてますます複雑化する方向に進む傾向にあるが、これはもっと簡単に、かつ好結果をあける方式の開発が必要である。ヒートポンプの今後の発展にはかつ(刮)目に値するものがあることは必至である。

参 考 文 献

- (1) 柳町：ヒートポンプ式暖房装置について、衛生工業協会誌、第12巻、6号
- (2) 柳町：熱源として井水を使用した可逆冷凍式暖房法による世界最大の冷暖房装置、日本冷凍協会誌、冷凍第157号
- (3) 柳町：京都電灯(株)に設置せるヒートポンプ式冷暖房装置の実績について、衛生工業協会誌、第14巻、7号
- (4) 柳町：NHK 広島放送会館に設置された空気熱源の蓄熱熱ポンプ式冷暖房装置について、空気調和衛生工学、第38巻、6号
- (5) 柳町：NHK 放送センター空調装置の遠方制御・自動制御・自動温湿度記録設備について、空気調和衛生工学、第40巻、2号および4号
- (6) 柳町：今後の空気調和装置について、空気調和衛生工学、第43巻、4号、第44巻、1号および11号

マルチセントラル空調システム

貝瀬俊朗*・徳永龍*

Multi-Central Air Conditioning System

Shizuoka Works Toshiro KAISE・Ryu TOKUNAGA

Much heat is generated inside the buildings of presentday because of lighting and other electric installations. Sometimes it comes to need cooling of the room air even in winter, and the operation of an air conditioner at a partial load is often found inevitable. This makes it uneconomical to set up the conventional machines. In addition care should be exercised to design the apparatus with no worry of public hazard in future. A multi central air conditioning system, then, has been developed in cooperation with Yanagimachi laboratory in Tokyo to recover the heat generated inside the rooms by using a small heatpump air conditioner of a water to air system and also working on a closed circuit of circulation water system.

This article describes the specification, construction and performance of a small heatpump air conditioner of a wide operation range going together with this system.

1. まえがき

最近の各分野における技術の進歩とともに、産業・経済の発展もめざましいものがある。それにより、われわれの生活環境も大きく変わってきてている。空調技術の面においても同様で、夏は冷房、冬は暖房といった両一的なものでは、もはや快適な空気調和を行うことはできなくなっている。すなわち、大都市への集中化、建築技術の向上などにより、霞ヶ関ビルをはじめ貿易センタービル、京王プラザホテルなどビルの超高層化とともに建築材料の改良、建築構造の変化あるいは室内照度の上昇、電子計算機その他の事務機械の増加などにより、冬期や春秋の中間期には一部は冷房、一部は暖房運転を行なわなければならないよう、きめのこまかい運転が要求されてきている。

一方、都市公害の立場からみると、水と大気汚染は限界に達していると思われ、空調機器に対してもクリーリングタワーの腐食、水冷式凝縮器の腐食によるパンク事故などが多発している。そして、今後ますます増加の傾向にある空調用エネルギー消費は、建物の全エネルギー消費の40~50%にまで達するだろうと言われている。このように膨大なエネルギーを、特に暖房用エネルギーを石油に頼っていては、重大な状態に陥ることは容易に予想される。したがって、公害に侵されないだけでなく、公害を発生しない空調方式が開発されなければならない。

また、このような膨大なエネルギーの供給および需要の面からみると、夏期の日中冷房期間中は電力不足となっており、これを夜間電力の利用などにより平均化する必要がある。また、今後の建物においてますます増加する傾向にある換気負荷は、これを処理するためには余分の空調機器を必要とし、いわばエネルギーのむだ使いをしていくことになる。この換気による負荷は、全空調負荷の30~40%にまで達している。したがって、この換気負荷および上記に述べた照明などの内部発生熱の回収をいかにうまく処理するかが、経済上の重要なポイントとなる。

そしてさらに空調を行なう建物の多様性である。ホテル・病院・貸ビルなどの部分使用、マンションとよばれる高層住宅の出現による生活様式のちがいや、生活時間帯の複雑さなどにより冷・暖房の選択

や、空調使用時間帯がまちまちになってきている。

このような時代の中で各種の空調方式が考えられてきているが、特に最近では、制御および熱回収の容易さなどから、小形の水式ヒートポンプエアコンによる空調方式が見直されている。当社でもこのような要求に答えるべく、"マルチセントラル空調システム"を東京の柳町研究所(所長柳町政之助)と共同開発し、同時に本システムに使用するヒートポンプ式エアコン"マルチセントラルエアコン"を開発したので、その特長・仕様・構造などについて紹介する。

2. マルチセントラル空調システム

マルチセントラル空調システムとは、水式ヒートポンプエアコン・全熱交換器・蒸発式冷却塔・蓄冷熱槽(槽)・補助冷熱源などを、小形ダクト・水配管その他の制御機器をたくみに組合わせ、空気回路・水回路から熱回収を行なわせるようにしたのである。したがって、このシステムは原則としては、冷房・暖房運転が同時に要求されるような建物に適用される。

次に、本システムの空気および水回路について、その構成機器と作用について述べる。

(1) 空気回路

図2.1に本システムの空気回路の一例を示す。これは天井内を吸込チャンバ方式とした例で、室内循環空気は天井面に設けられた吸込口より天井内へ吸込まれ、そこに据付けられたマルチセントラルエアコンの後面吸込口より吸込まれ、ここで調和され、きわめて短い簡単なダクトにより天井面から吹出される。

換気については、室内排気空気は小形の排気ダクトにより全熱交換器に送られる。ここで排気空気は吸気ダクトより送られてきた新鮮外気と全熱量、すなわち顯熱と潜熱の両者を熱交換し、熱回収を行ない換気負荷を大幅に軽減する。この全熱交換器は、この熱交換作用の他に吸気と排気は互いに混合しないものでなければならない。たとえば当社のロスナイエレメントなどがそれにあたる。全熱交換器を出た排気空気は、まだいく分利用熱量を残しているので、蒸発式冷却塔へ送られ、さらにここで循環水回路へ熱回収され、建物の外部へ排出される。

一方、新鮮外気は吸気ダクトにより導入され、全熱交換器に送ら

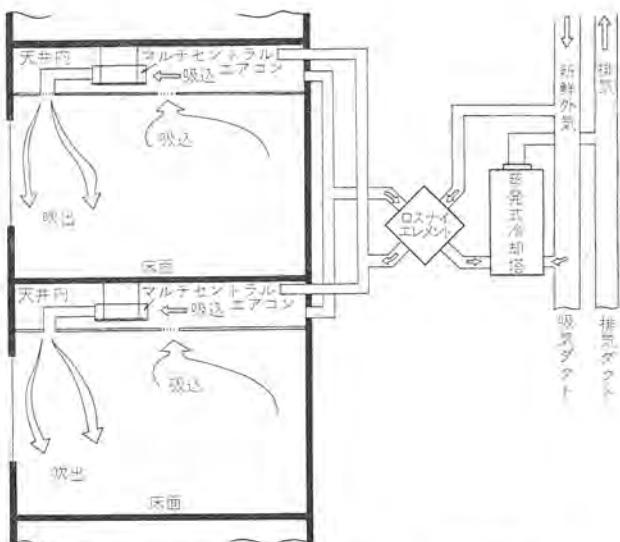


図 2.1 マルチセントラル 空調 システム 空気回路
 Air ducting and equipment of multi-central air conditioning system.

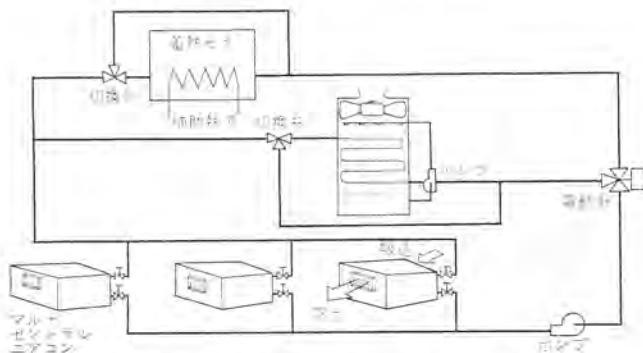


図 2.2 マルチセントラル 空調 システム 水回路
Water piping and equipment of multi-central air conditioning system.

れ、上記に述べたように排気空気と全熱を交換し、ダクトにより天井内に吹出される。ここでマルチセントラルエアコンに吸い込ませ、外気処理を行なわせるようにしてもよく、また直接室内に吹出すようにしてもよい。また、新鮮外気の一部は蒸発式冷却塔にも送られる。

室内への吹出方式はこのほかに、天井内を、吹出しチャンバーとする通気天井吹出方式にてもよく、この場合は床下暖房が実現できる。

また、ペリメータゾーンの負荷変動に対しては、マルチセントラルエアコンの電子サーモにより、ある一定温度以下になれば暖房、以上になれば冷房運転を自動的に行なわせるようにして解決できる。

(2) 水回路

図2.2に水回路の一例を示す。必要に応じ各室にマルチセントラルエアコンを設置し、これらを共通の水配管で接続する。そして循環水は常に、ある一定温度範囲内に保たれるようコントロールさせる。このとき循環水は、冷房運転中のエアコンには冷却水として、暖房運転中のエアコンには熱源水として作用することになる。そして、冷房運転中のエアコンは、循環水に放熱し水温を上昇させ、暖房運転中のエアコンは、水温を下降させることになる。したがって照明その他の機器による発生熱は、冷房運転を行なっているエアコンによって熱回収されることになる。冷房運転中のエアコンが多くなると、水温は除々に上昇してくるので、一定温度以上になったら、蒸発式冷却塔を運転し大気へ放熱する。また、暖房運転中のエアコンが多くなると、水温は除々に下降してくるので、一定温度以下になったら、補助熱源

にて加熱する。冷暖房運転の熱収支がバランスすれば、水温は安定し、外部よりのエネルギーはまったく不要となる。ここで蒸発式冷却塔と補助熱源について説明する。

蒸発式冷却塔は、それ自身も公害に侵されない耐食性のものであると同時に、エアコンへの循環水が大気に汚染されない構造のものである。すなわち、循環水回路を大気に開放しない閉回路システムを完成させるものである。

補助熱源は、蓄冷熱そう（槽）（本図例では蓄熱のみの場合であるが、蓄冷を行なわせるようにしてもよく、それはシステム全体から決定されることである。蓄冷も行なわせるためにはエアソースのヒートポンプチラーなどが考えられる。）と一体にし、熱源としては電熱ヒータを利用し、公害防止や夜間電力による経済性、電力使用の平均化を計る。たとえばボイラなどを使っても小形ですむので大気汚染は軽減される。地下水が利用できるところではこれを利用する。この蓄熱そうは補助用として使用するので小形のものでよい。

3. マルチセントラル空調システムの特長

以上に述べた本システムの特長を次に示す。

(1) 公害を出さない、公害に侵されない

小形ヒートポンプエアコンをはじめ補助熱源を含め全電気式とすることで、大気を汚染することができない。また蒸発式冷却塔使用による循環水閉回路システムなので、大気による循環水の汚染がなく、公害に侵されない。

(2) 冷・暖房運転がいつでもできる

運転範囲の広い エアコン（マルチセントラル エアコン）を使用することにより、中間期はもとより冬期でも必要に応じて冷・暖房運転をすることができる。また、個別方式なので、早出・残業時など、他の室に關係なく冷・暖房運転ができる。

(3) 効率のよい熱回収で経済的

マルチセントラル エアコンの使用により室内発生熱を回収し、さらに排気熱を全熱交換器(ロスナイ エレメント)と蒸発式冷却塔により回収せよようにしてるので、むだがなく経済的である。

(4) 保守・修理が容易である

小形分散方式のため、万一エアコンが故障しても、そのものだけを修理・交換すればよいので簡単であり、システム全体にはほとんど影響がない。

(5) 建築費・設備費の低減が計られ、建物の有効利用ができる大きな中央機械室が不要であり、タクト・蓄熱なども小形にできるので、デッドスペースが有効に利用できる。また建築強度的に有利である。配管の断熱工事もドレン配管と、特に出口水温が、低くなるような使い方をする場合の環管だけでよく、往管は設計水温により不要かまたは簡単な工事ですむ。

(6) 維持管理・空調費の算出が容易である

専門の取扱い技術者が不要となり、人件費の節約ができる。また多くのテナントがある場合には、個々の電力計の積算量により費用の算出ができる明確である。

(7) 増設・配置換えも容易である

小形のため据付け、あるいは間仕切り変更による配置換えも容易である。また水配管をあらかじめ用意しておけばテナントの希望により、あとからエアコンを設置することも容易にできる。

4. マルチセントラル エアコン

4.1 特長

マルチセントラル 空調システムは以上述べたように、従来の空調システムにはない、かずかずの特長を持った空調システムである。したがって、当システムに用いるマルチセントラルエアコンも、当然従来のエアコンとはちがった性能を要求される。下記にマルチセントラルエアコンの特長を述べる。

(1) 運転範囲が広い

冷・暖房とも、標準水量において、入口水温10°C~45°C (GTH形は10°C~40°C) の範囲で運転できる。

(2) 熱効率が良い

全電気式ヒートポンプであるから、熱効率のよい(成績係数が高い)運転ができる。

(3) 制御が自由である

要求に応じて冷暖房が自由にできる。また個別制御のみならず、中央制御(遠隔制御)も可能である。

(4) 据付け占有面積が少ない

(5) 保守・管理が容易である

(6) 運転音が静かである

(7) 信頼性が高い

4.2 種類と用途

マルチセントラルエアコンは、天井埋込み形として縦形(薄形)と横形、それぞれ2機種、床置形として小形3機種、大形(パッケージ)4機種あり、システムの設置される状況に応じて、それぞれ適当な機種を選択できるようになっている。下記に各機種の概要と、そのおもな用途を述べる。

(1) 天井埋込み縦形

奥行290mm(MBH-25Tの場合)の薄形設計で、超高層ビルをはじめとする大規模ビルのペリメータゾーンに沿って、ぴったりと設置できるようになっている。空気系統はエアコンの吸込口と、天井面の

表 4.1 マルチセントラルエアコン仕様

Specification of multi-central air conditioner.

項目	天井埋込み形				床置形							
	MBH-25T-L	MBH-40T-L	MBH-25T	MBH-40T	MGH-25T	MGH-40T	MGH-50T	GTH-50	GTH-80	GTH-100	GTH-150	
外形寸法	高さ mm	470	470	700	700	745	810	810	1,770	2,200	2,200	2,320
	幅 mm	740	890	1,041	1,341	790	1,210	1,210	1,100	1,100	1,300	1,700
	奥行 mm	768	886	290	350	281	331	331	520	635	635	797
分割できる高さ	mm	—	—	—	—	—	—	—	1,589+200	1,403+542 +300	1,403+572 +300	1,470+545 +350
外装	マンセル N-2	マンセル N-2	マンセル 5Y7/1(上、前パネルツヤ消し)	—	—	—	—	—	—	—	—	ソフトブルーハンマートン
性能	冷房能力(入口水温30°C) cal	2,100/2,350	3,350/3,750	2,100/2,350	3,350/3,750	2,100/2,350	3,350/3,750	4,200/4,700	13,500/15,000	20,000/22,500	27,000/30,000	41,000/45,000
	暖房能力(入口水温20°C) cal	2,500/2,800	4,000/4,500	2,500/2,800	3,500/4,500	2,500/2,800	4,000/4,500	5,000/5,600	13,500/15,000	20,000/22,500	27,000/30,000	41,000/45,000
電気特性	電源	三相 200V 50/60Hz	三相 200V 50/60Hz	三相 200V 50/60Hz	三相 200V 50/60Hz	三相 200V 50/60Hz	三相 200V 50/60Hz	三相 200V 50/60Hz	三相 200V 50/60Hz	三相 200V 50/60Hz	三相 200V 50/60Hz	
電出	全入力	冷房 kW	0.95/1.1	1.5/1.8	0.95/1.1	1.5/1.8	1.92/2.4	4.7/5.7	6.65/7.65	8.4/10.3	12.7/16.2	
	暖房 kW	1.0/1.2	1.6/1.9	1.0/1.2	1.6/1.9	1.0/1.2	1.6/1.9	2.1/2.5	4.1/5.0	6.80/7.95	8.4/10.4	12.5/15.6
電動機	始動電流 A	19/17	36/32	19/17	36/32	19/17	36/32	49/45	115/105	147/138	174/151	147/138
送風機	送風機 kW	0.75	1.2	0.75	1.2	0.75	1.2	1.5	3.75	5.5	7.5	5.5×2
冷媒回路	空気側熱交換器	クロスフィン式	クロスフィン式	クロスフィン式	—	—	—	—	—	—	—	クロスフィン式
	水側熱交換器	乾式二重管式	乾式二重管式	乾式二重管式	乾式二重管式	乾式二重管式	乾式二重管式	乾式二重管式	乾式シェル&チューブ式	乾式シェル&チューブ式	—	乾式シェル&チューブ式
送風装置	冷媒	R-22	R-22	R-22	—	—	—	—	—	—	—	R-22
送風機形式	シロッコファン	シロッコファン	シロッコファン	シロッコファン	ライシフロー ファン	シロッコファン	シロッコファン	—	—	—	—	シロッコファン
風量(強・中・弱)m³/min	9, 7.5/11, 9	15, 13/16, 14	7/10	12/15	10, 9, 8	15.5, 14, 12	20, 18, 15	40/45	62/70	80/90	125/140	—
最大機外静風圧 mmHg	4	3	0	0	10, 9, 8	16, 14, 12	20, 17, 15	20	30	40	50	—
接続管径	3/4 B	3/4 B	3/4 B	3/4 B	—	—	—	1B(ドレン 3/4 B)	—	—	—	1/4 B(ドレン 1B)
冷却水	水量 m³/h	0.47/0.53	0.74/0.85	0.47/0.53	0.74/0.85	0.47/0.53	0.74/0.85	0.95/1.05	2.7/3.1	4.0/4.5	5.3/6.0	8.0/9.1
	運転可能入口水温 °C	10~45	10~45	10~45	—	—	—	—	—	—	—	10~40
	水頭損失 mAq	0.6/0.8	2.0/2.2	0.7/0.9	1.8/2.3	0.7/0.9	1.8/2.3	0.75/0.95	4/5	1.6/1.9	2.7/3.4	4.5/5.7
製品重量 kg	79	105	79	105	74	104	108	260	340	450	720	—

注) 1. この仕様は改良のため予告なく変更することがある。

2. 詳細についてはお問い合わせ下さい。

フィルタ付きグリルをごく短いキャンバスクで接続し、吹出しは天井内を吹出しチャンバとする方法をとっている。

(2) 天井埋込み横形

高さが470mmであるから、天井内スペースに余裕のない中小ビルやマンション・ホテル・病院・学校・アパート・寮などには最適である。空気系統は天井内を吸込チャンバとし、吹出しはエアコンの吹出し口と、天井面のアネモディューザや吹出しグリルを短いダクトで接続する方法をとっている。

(3) 小形床置形

奥行281mmの薄形設計で、デザイン的にもマンションやオフィスビルの役員室、個人住宅などの洋間・和室にもしっかりと調和する。吹出し口は斜め方向で、可動ルーバにより上下・左右に風向き変更可能で、風量も強・中・弱3段切換可能である。

(4) 大形床置形

構造は当社のパッケージ形空調機とほぼ同一で、主として業務用や大会議室・講堂・体育館・食堂のような広いへやの空調に適している。またダクト接続も可能であるから、応用範囲もいっそう広くなる。



図 4.1 MBH-25T-L 形外観
Exterior view of model
MBH-25T-L.



図 4.2 MGH-25T 形外観
Exterior view of model
MGH-25T.

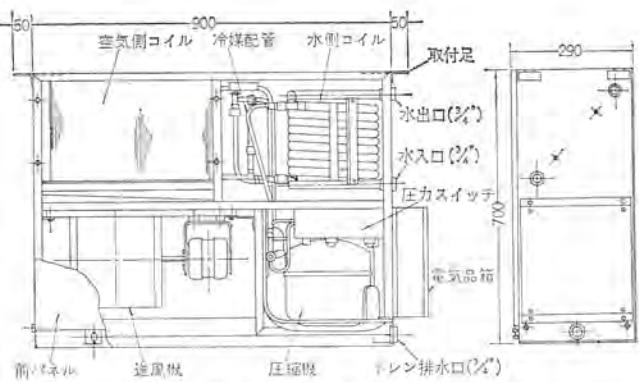


図 4.3 MBH-25 T 形 内部構造
Interior view of model MBH-25 T.

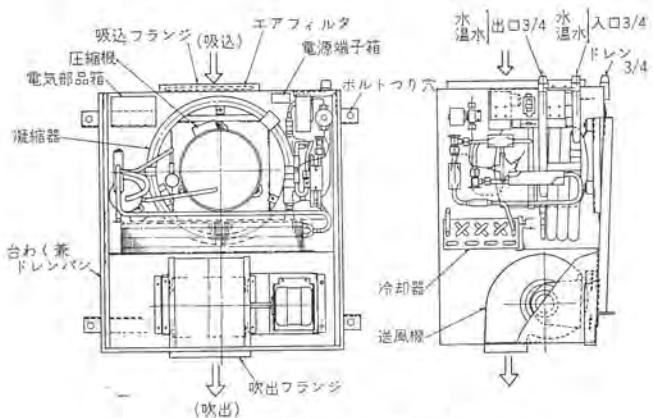


図 4.4 MBH-25 T-L 形 内部構造
Interior view of model MBH-25 T-L.

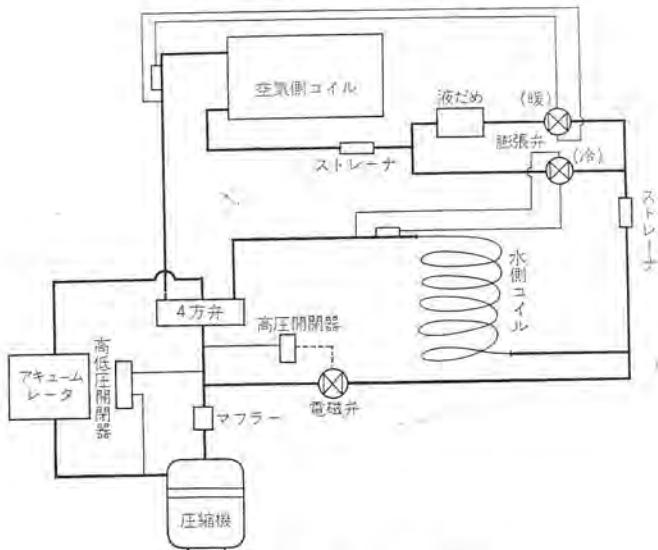


図 4.5 MBH 形 冷媒回路
Refrigerant piping of model MBH.

4.3 仕様・外観

表 4.1 はマルチセントラルエアコンの仕様一覧、図 4.1, 4.2 は外観を示す。

4.4 機能・構造

マルチセントラルエアコンの構成機能部品は、一般的の水式ヒートポンプエアコンとほぼ類似している。図 4.3, 4.4 は天井埋込み縦形・横形の内部構造図である。下記におもな項目についてその概要を述べる。

(1) 冷媒回路および熱交換器

マルチセントラルエアコンは、従来の水式ヒートポンプエアコンが主として井水専用のため、その運転水温範囲が 13°C~24°C 程度なのにに対し、

10°~45° と非常に広範囲であるから、冷媒回路および熱交換器にもそれなりのくふうがこらされている。図 4.5 は天井埋込み形エアコンの冷媒回路図を示す。

(a) 圧縮機

従来と同様のレシプロ式全密閉形圧縮機を使用している。大形 (GTH 形) のみは、クランクケースヒータを装備している。

(b) 水側熱交換器

従来の湿式二重管式すなわち二重管の外側を冷媒、内側を水が流れる方式にすると、暖房低温で万一水量減少や断水になった場合、保護装置が正常に作動しなければ、循環水は凍結・膨張して内管を破壊し、冷媒回路に侵入する。そうなれば圧縮機を含めた冷媒回路は再生困難になるので、当エアコンでは、乾式二重管式熱交換器 (GTH-80 以上は乾式シェル & チューブ式) を採用した。乾式の場合は万一凍結しても、外管が先に破壊するので、冷媒回路に水が侵入するようなことはない。なお内管には熱伝達率の大きい銅製インサフィン管を、外管も水による腐食防止のため銅管を使用している。

(c) 空気側熱交換器

最も一般的な銅管、アルミフィンより成るクロスフィン形を使用している。また高水温時の運転を楽にするために、いくぶん大きめに設計してある。

(d) 紋り装置

通常小形エアコンの場合は毛細管を使用するが、広範囲の水温に追従できないため、当エアコンでは特殊封入形の膨張弁 (GTH 形は過冷却制御弁) を使用している。

(e) バイパス装置

上記の各対策を行なってもなお、暖房過負荷時の運転は苦しくなるから、高圧圧力を感知して自動的に電磁弁によりバイパスを行なうようになっている。大形 (GTH 形) では、バイパスのほかに制水弁により水温を感知して水量調整も行なっている。

(2) 送風機

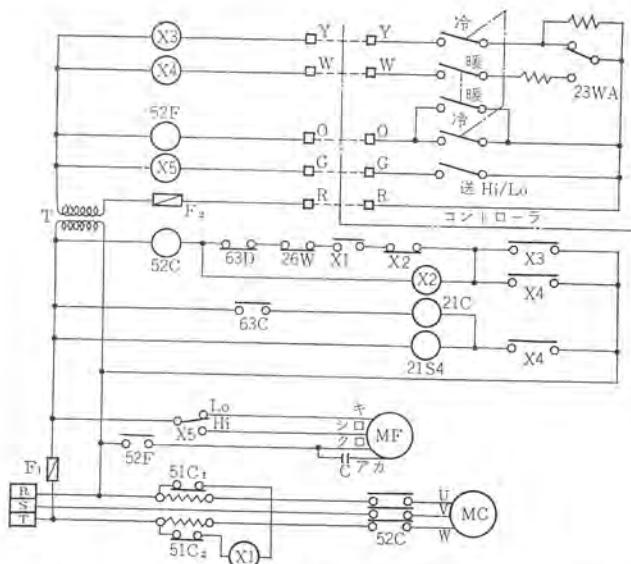
騒音を抑え、高い静風圧をうるために大形シロッコファンを採用した (MGH-25 のみはラインフローファン)。天井埋込み形の場合は、風量は 2 段切換えで強のとき機外静風圧が 4 mmAq とれるようになっている。床置形は 3 段切換えである。

(3) 保護装置

マルチセントラルエアコンの保護装置は、高低圧スイッチ、圧縮機のモータプロテクタ、凍結防止サーモスタットについて、すべて自動復帰でしかも自己保持回路を形成しているから、断続運転から圧縮機を保護することができる。このほか、前に述べたバイパス装置や制水弁も、保護装置とみなすことができる。さらにあとに述べる冷暖自動切換え回路においては、停電再起動防止回路や保護装置の作動を示す異常表示ランプも備わっている (天井埋込み形の場合)。

(4) 電気回路と室温制御

床置形は手元操作が容易であるから、これを標準仕様とし、集中制御も特殊仕様としてできるようになっている。一方天井埋込み形は、各エアコンごとに、サーモスタットを内蔵する冷暖房、切換えのリモートコントローラを標準付属品としている。前に述べた冷暖自動切換え方式は特殊仕様で、高感度サーミスタを感温部とする電子サーモスタットを内蔵した、壁埋込み形のリモートコントローラを使用する。電子サーモスタットの ON・OFF の作動温度差は 1 deg, 冷暖房切換え間隔は 5 deg である。さらにこの場合は、1 台のリモートコントローラで多数のエアコンを同時に制御することも可能である。図 4.6 は天井埋込み形



記号	名 称	記 号	名 称
MC	压缩機用電動機	X1	補助起電器(過電流)
MF	送風機用電動機	X2	補助起電器(自己保持)
52C	電磁接触器(圧縮機)	X3	補助起電器(冷房)
52F	電磁接触器(送風機)	X4	補助起電器(暖房)
51C _{1,2}	過電流遮断器(圧縮機)	X5	補助起電器(強,弱風)
63D	高低圧開閉器(圧縮機)	F _{1,2}	ヒューズ
63C	高圧開閉器(電動機)	T	受圧器
26W	温度調節器(過熱防止)	C	運転コンデンサ(送風機)
23WA	温度調節器(自動起停)	---	コントローラ接続端
21S4	電磁弁(四方)	---	端子盤
21C	電磁弁(マイナス)		

図 4.6 MBH 形 電気回路
Electric wiring of model MBH.

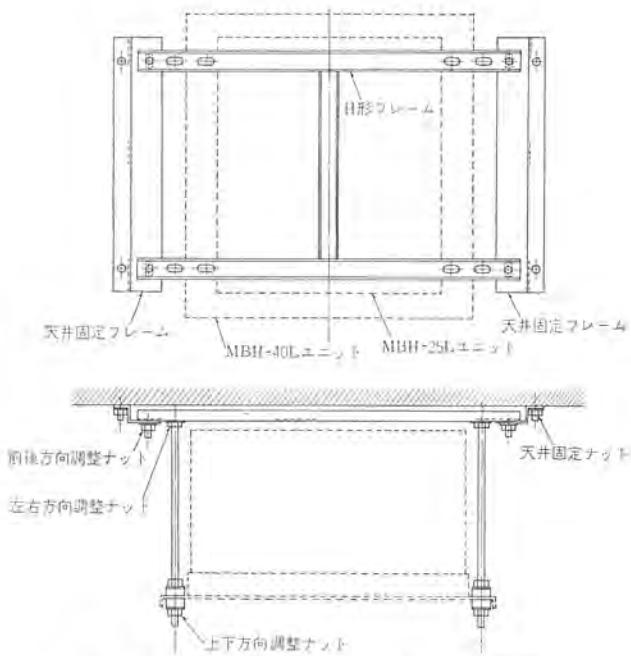


図 4.7 MBH-25 T-L, 40 T-L 形 つり架機構
Installation of models MBH-25 T-L, 40 T-L.

エアコンの電気回路図を示す。手元操作回路はすべて 24 V, 低電圧回路の安全設計となっている。

(5) つり架機構

天井埋込み横形 (MBH-25 T-L, 40 T-L) を例にとって、簡単に説明する。図 4.7 に示すように、あらかじめ固定された天井固定フレームと H 形フレーム (本体付属品) を、埋込みボルト (12φ) に天井固定ナットで締付けておく。しかる後にユニットを H 形フレームに取付ければ、天井固定フレーム・H 形フレームにはそれぞれ長穴があけて

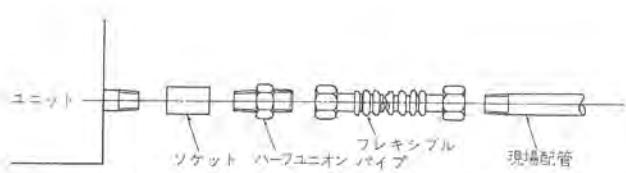


図 4.8 MBH-25 T-L, 40 T-L 形 水配管要領
Water pipe connection of models MBH-25 T-L, 40 T-L.

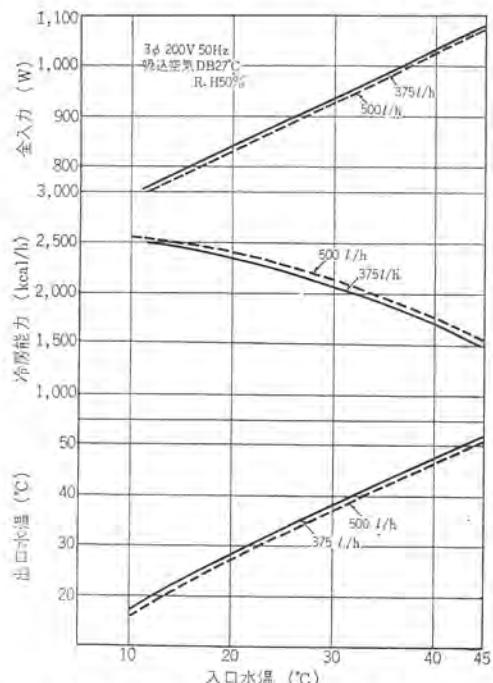


図 4.9 MBH-25 T 形 冷房特性曲線
Cooling performance curves of model MBH-25 T.

あるから、前後方向調整ナット・左右方向調整ナットをゆるめれば、ユニットは前後左右方向に自由に動かすことができる。また上下方向は 4 本の上下方向調整ナットを調整することによって動かせ、水平をだすのもきわめて容易にできる。さらに H 形フレームは、MBH-25 T-L, MBH-40 T-L 両用になっているから、いずれのユニットも同一のフレームを使用して取付けることができる。

(6) 水配管

水配管も天井埋込み横形を例にとって説明する。図 4.8 に示すようにユニットの水出入口、ドレン出口に、ソケット・ハーフユニオン・フレキシブルチューブ (それぞれ希望部品) を現場にて取付ければ、フレキシブルチューブの伸縮作用と前記のつり架機構とにより、少々の配管位置のずれは容易に調整できる。なお特殊仕様として クイック ジョイント方式の配管もできるようになっている。

(7) サービス

天井埋込み横形については水配管・電気品・吸込口とも、すべて同一方向となっており、電源、リモコン配線、電気品のサービス、空気抜き、エアフィルタ、空気コイルの清掃などの作業は、すべて一方向より行なうことができる。なお電気品は、エアコンを天井につり架したまま、ボックスごと下方に取出すことができる所以、サービスはいっそうやすくなる。さらに空気抜弁は手動式が標準であるが、特殊仕様として、自動空気抜弁も取付けられるようになっている。

4.5 特 性

図 4.9, 4.10 は、MBH-25 T 形 エアコンの 50 Hz における全入力と冷暖房能力、出口水温の変化を、横軸に入口水温をとり、水量を パラメータとして表わしたものである。マルチセントラルシステムは従来

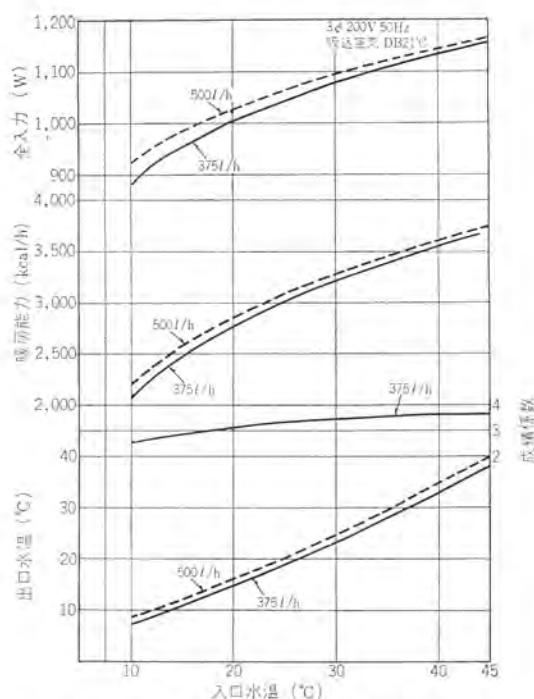


図 4.10 MBH-25 T 形暖房特性曲線
Heating performance curves of model MBH-25 T

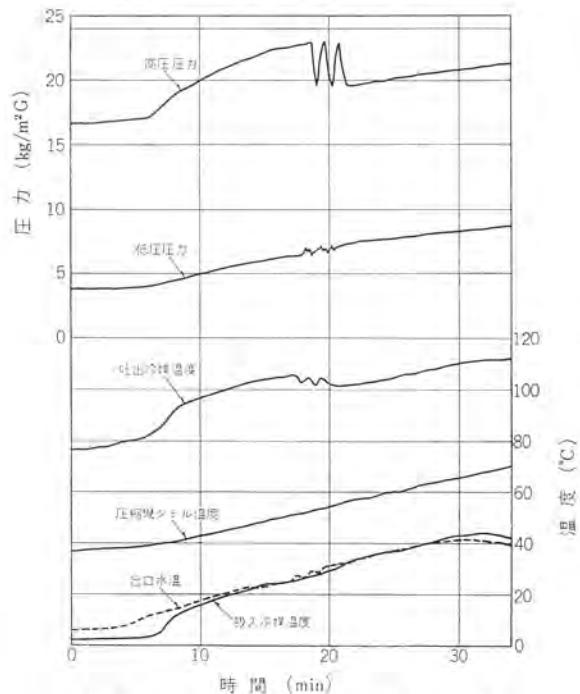


図 4.11 MGH-25 T 暖房運転特性 (60 Hz)
MGH-25 T operation characteristic curves of heating cycle.

のシステムとは異なり、中間期はもちろん冬期でさえも冷暖房が共存することから、必然的にその水量も冷暖房にかかわらず、一定となる場合が多いと考えられるので、特性曲線もそれに応てじ冷暖房とも同一水量で表わしている。なおこの場合空調機の特性により、暖房能力に比べ、冷房能力が少なくなるのはやむをえない。

図 4.11 に MGH-25 T 形の暖房時の運転特性を示す。これは、室内温度を一定（暖房時高温条件 27°CDB）として、入口水温を 10°C～45°C まで変化させた場合（図では便宜上出口水温で表わしている）の運転特性で、このように水温が広範囲に変化しても十分運転できることがわかる。図で出口水温が 27°C 前後で、高圧圧力その

他に変化がみられるのは、冷媒のバイパス装置が作動したことを示している。このバイパス装置が動作すると、高圧圧力は急激に下がり低圧圧力は上昇する。さらに水温が上がるにつれ、各部の温度は徐々に上昇するが時間とともに安定する。マルチセントラル エアコンは、入口水温が 10°C～45°C の範囲まで運転可能であるが、システムを設計する場合には、能力・成績係数・運転特性などの点で、入口水温を 20°C～30°C の範囲にとることを推奨する。

5. マルチセントラル空調システム実施例

図 5.1 に、各種のマルチセントラル エアコンを組合せ使用した例を示す。

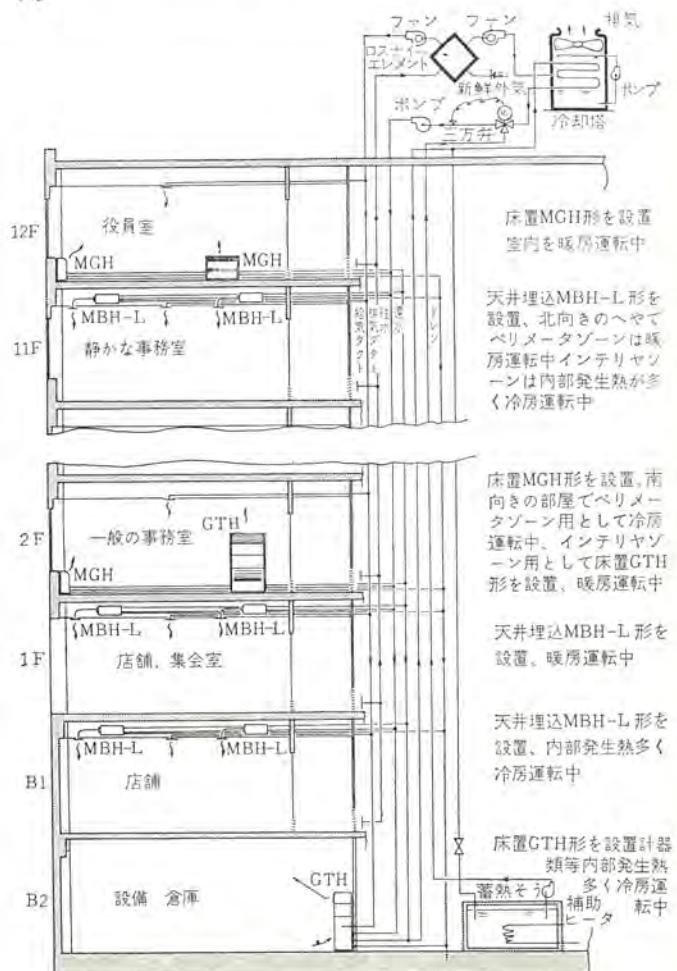


図 5.1 マルチセントラルエアコンの組合せ使用例
Application of multi-central air conditioner.

6. む す び

以上、マルチセントラル 空調 システム、およびこれに使用するヒートポンプ エアコン である マルチセントラル エアコンについて、その概略を述べた。実際の応用にあたっては、建物の規模・種類などにより組合せる機器、経済性などを十分検討する必要がある。しかしながら、都市公害や電力利用の面、制御性などからみて、今後の空調方式としてご参考になれば幸いである。

参 考 文 献

- (1) 柳町：今後の空気調和装置について、空気調和、衛生工学, 43, 4; 44, 1

空気熱源式ヒートポンプ(パッケージエアコンディショナ)

玉山 敏*

Air Source Heat Pump (Packaged Air Conditioner)

Shizuoka Works Satoshi TAMAYAMA

A heat pump type air conditioner using air as a heat source is now thought better of recently in this country because the other conventional machines are liable to cause the air pollution. Uniform load of electric power throughout a year, relatively inexpensive operating cost and advantage in the maintenance and control of this air conditioner are another talking point. Now a floor mounting type unit rated at 5.5 kW using a Hi/Re/Li system has been developed. This article is introduction to the outline of its features and specification.

1. まえがき

空気を熱源とするヒートポンプは、わが国において十数年前より製品化されていたが、その特性として室外空気を熱源としているため、外気温度が低いとき暖房能力が極度に低下したり空気中の水分が氷結し、霜取り運転がひん繁で暖房運転ができなくなるものが多かった。しかし最近大都市において、公害を出さない、大気汚染の影響を受けない冷暖房機、電力需要の年間平均化、運転経費が比較的安い、操作および保守が容易なことから、その特長が見なされ再開発が進められている。

今回開発した空気を熱源とするヒートポンプは、米国ウェスチングハウス社にて開発されたHi/Re/Liシステムを採用したことにより、熱交換器が高効率で使用されるため、低外気温度でも暖房能力が極度に低下することなく、また高成績係数で安全・経済的な運転ができる。このHi/Re/Liシステムを採用した空気熱源式ヒートポンプとして、当社ではすでにスプリット天井つりタイプのGUH-30、GUH-50形を生産しているが、このたび床置形の5.5 kW GAH-80形を開発したので、本文ではその概略について述べる。

2. Hi/Re/Liシステムとヒートポンプ

Hi/Re/Liシステムは、冷媒制御回路の新しい考え方を具体化したもので、特に空気熱源ヒートポンプに適用した場合、熱源温度の広範囲な変化に対し安全で信頼性の高い運転が可能となる。Hi/Re/Liシステムの説明の前に、これまでの通常のシステムについて述べる。

2.1 通常のシステムとその問題点

通常の冷媒回路の冷媒制御装置は、温度式膨張弁か毛細管である。毛細管は固定された絞り装置であり、一つの操作状況ではもっとも有利であるが、この状況からはずれると操作は不可能となる。温度式膨張弁は、過熱度(スーパーヒート)を一定とするように冷媒の流れを調節する冷媒制御装置であるが、しかしどちらの制御装置も圧縮機を液バックから保護するため、冷媒はスーパーヒートさせる必要がある。圧縮機はガスを圧縮するように作られているため、液が戻ってくると弁や連接棒を破損する原因となり、また、クランクケース内の油を薄め潤滑機構にトラブルを起こす原因となる。蒸発器はスーパーヒートのため、一部伝熱面積が冷媒の蒸発に対して有効に働かず、またこの蒸発ガスのスーパーヒートは高い吐出ガス温度の原因となり、油の劣化の原因となる。外気温度が低くなりすぎると膨張弁を制御する圧力差が不十分となり、蒸発器では次第に冷媒がなくなり能力の減少、蒸

発器の氷結、油戻り不良による圧縮機の故障などが起こる。また凝縮器へは液冷媒がたまり、有効に凝縮器が作用しないばかりでなく、暖房運転のとき霜取りのため逆サイクルへ切換えた場合、圧縮機へ多量の液冷媒が戻り、圧縮機を損傷する原因となる。

2.2 Hi/Re/Liシステム

Hi/Re/Liシステムは、これらの点を改善し、高度の信頼性と運転性能の向上をはかったものである。

図2.1にHi/Re/Liシステムを採用したGAH-80の冷媒回路を、図2.2に暖房運転時のモリエル線図を示す。冷媒制御装置は毛細管や温度式膨張弁を用いず、過冷却制御弁(図2.3)をアクニュームレーダ

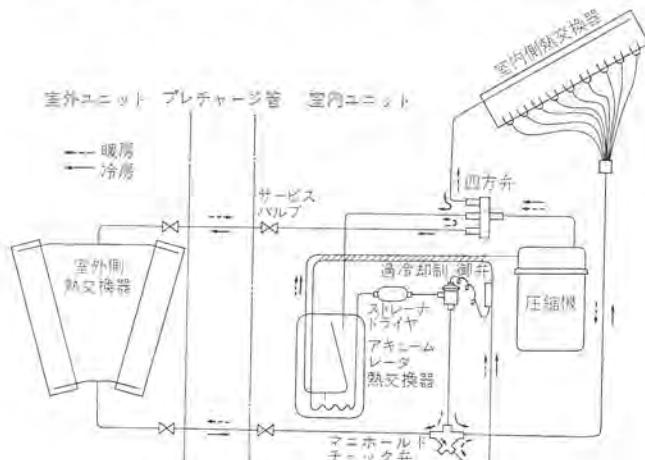


図2.1 GAH・GVH-80形冷媒配管系統
Refrigerant cycle of models GAH・GVH-80

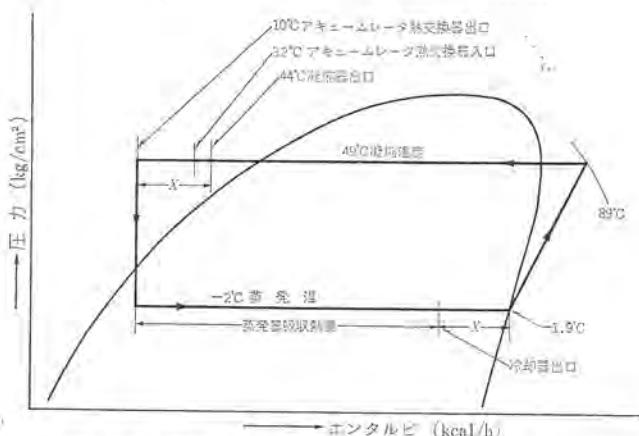


図2.2 GAH・GVH-80形暖房運転時の冷凍サイクル
Pressure-enthalpy diagram of models GAH・GVH-80.

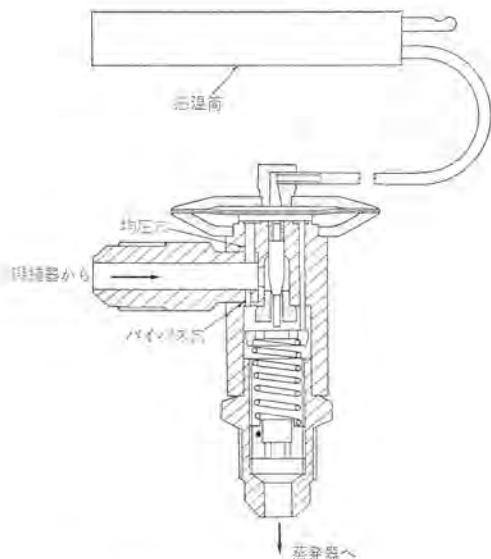


図 2.3 過冷却制御弁
Sub-cooling control valve.

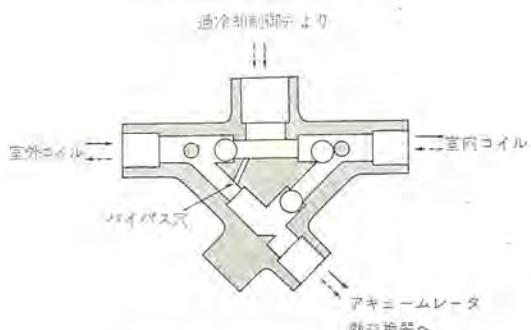


図 2.4 マニホールドチェック弁
Manifold check valve.

熱交換器と一緒にして用いている。過冷却制御弁は、凝縮器からの液冷媒温度が 5 度過冷却されるように作動し、凝縮器に液はたまらない。凝縮器からの液冷媒は、吸込配管部の熱交換器を通り、さらにアキュームレータ熱交換器で冷却され、過冷却制御弁で低圧の液ガス混合冷媒となり、蒸発器へ流入する。蒸発器では負荷と関係なしに、蒸発量以上の液冷媒が流入し、蒸発器内の流量が多くなり、全表面積が湿った状態となるので、最適の熱交換が行なわれる。アキュームレータ熱交換器は、蒸発器からの液ガス混合状態の冷媒を分離し、液冷媒は熱交換器にて加熱され蒸発し、U字管の上部より飽和ガスとして圧縮機へ導かれる。油はU字管の下部の油戻穴より冷媒液とともに吸込まれ、吸込配管部の熱交換器にて加熱され、液は蒸発し油のみ圧縮機へ戻る。図 2.4 に示すマニホールドチェック弁は、ヒートポンプにおいて 1 個の過冷却制御弁で、冷房運転および暖房運転を可能とすると同時に、液冷媒の流れを熱交換器・ストレナードライア過冷却制御弁に対して常に一定方向とする作用と、冷房運転のとき、内部のバイパス穴は能力の増加と同時に、運転・停止時の圧力バランスを早くし、さらに、もしも過冷却制御弁が故障しても最少量の冷媒を流し、圧縮機が損傷しないようにする機能をもっている。

2.3 Hi/Re/Li システムの特長

この Hi/Re/Li システムを、空気式ヒートポンプに応用した場合の特長につき述べると、

(1) 過冷却制御弁は、凝縮器出口の液冷媒が常に一定の過冷却状態となるよう、冷媒の循環量を制御しているので、凝縮器は最大限にガス冷媒の凝縮のために用いられ、常に伝熱面積を生かすこと

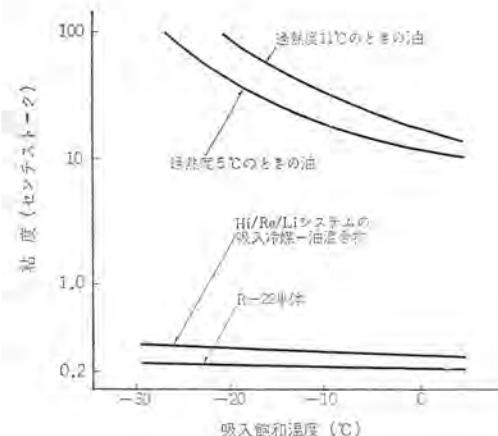


図 2.5 冷凍機油の粘度と温度
Oil viscosity in R-22 suction lines.

ができる。

(2) 蒸発器出口の冷媒は、一部液冷媒を含んだ状態であるので、今までのシステムにおけるように、冷却器の一部をスーパヒートのために使用する必要がなく、熱交換的に損失がないので、凝縮器が最大限に生かされることとあいまって、特に低外気温度暖房運転のときでも、能力の極端を低下およびひん繁な霜取り運転は少ない。

(3) スーパヒートの必要がないことから、圧縮機の吐出ガス温度が低く、冷媒や冷凍機油の劣化を防止し、さらに伝熱面積を有効に用いられることから、圧縮機の吐出ガス圧力も下げることができる。

(4) アキュームレータ熱交換器を備えているため、圧縮機の吸込ガスは常に乾き、ガス冷媒状態で液バックすることはない。したがって液バックによる圧縮機の損傷はない。

(5) 冷房または暖房へと、運転サイクルを切換えるとき、または霜取り運転が行なわれるとき、凝縮器へたまっている液冷媒は少なく、かつアキュームレータ熱交換器があるため、大量の液冷媒が圧縮機へ戻ってくることはない。

(6) アキュームレータ熱交換器は、暖房・冷房サイクル運転時の過剰な冷媒をため、かつ運転条件が変化した場合でも、速かに冷媒循環量を調整することができるので、圧縮機へ冷媒がたまるようなことはない。

(7) マニホールドチェック弁は、フィルタドライヤ内の液冷媒の流れ方向を一定にしているので、良好なフィルタ効果が得られ、各サイクルに切換えた際に、ゴミが一度戻ってくることはない。

(8) 蒸発器から圧縮機への油戻りは、一般に低温になるとガス密度の低下と油粘度の増加により困難となるが、Hi/Re/Li システムでは吸込ガスに液冷媒が混合しているので、油は冷媒に溶け低粘度の液とともに容易にアキュームレータに戻るので、特にセパレートのヒートポンプにおいては有利である。図 2.5 に油の粘度と温度を示す。

3. GAH-80 形ヒートポンプ

3.1 構造・仕様

Hi/Re/Li システムを内蔵した GAH-80 形ヒートポンプの形式は、リモートタイプとした。これは当社の 3.75 kW 以上の機種においては、室内側ユニットへ圧縮機を組み込んで、騒音は比較的問題となっておらず、またメンテナンスの点で圧縮機が室内側にあるほうが便利であることによる。ゆえに装置の構成は、圧縮機を内蔵した床置形の室内ユニット GAH と、熱交換器と送風機よりなる室外ユニット GVH と、これら両者を接続するプレチャージ管より構成される。室内ユニット・

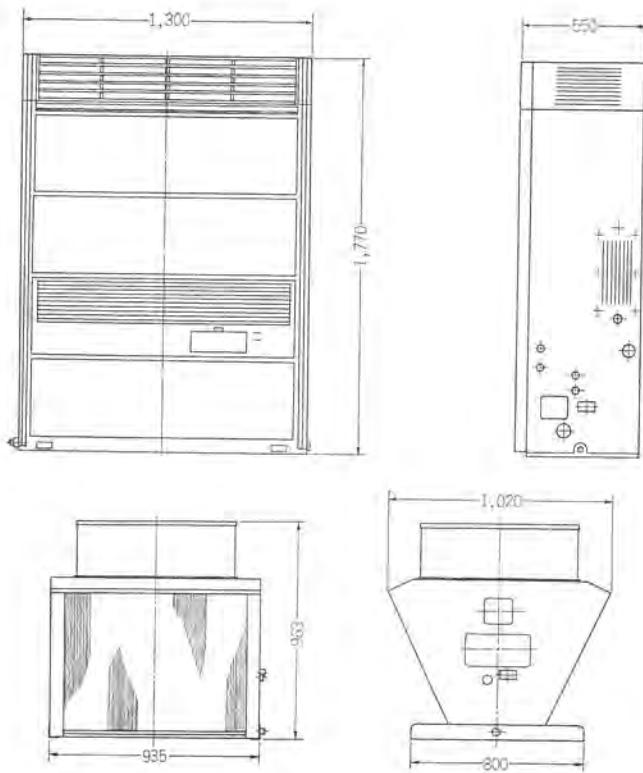
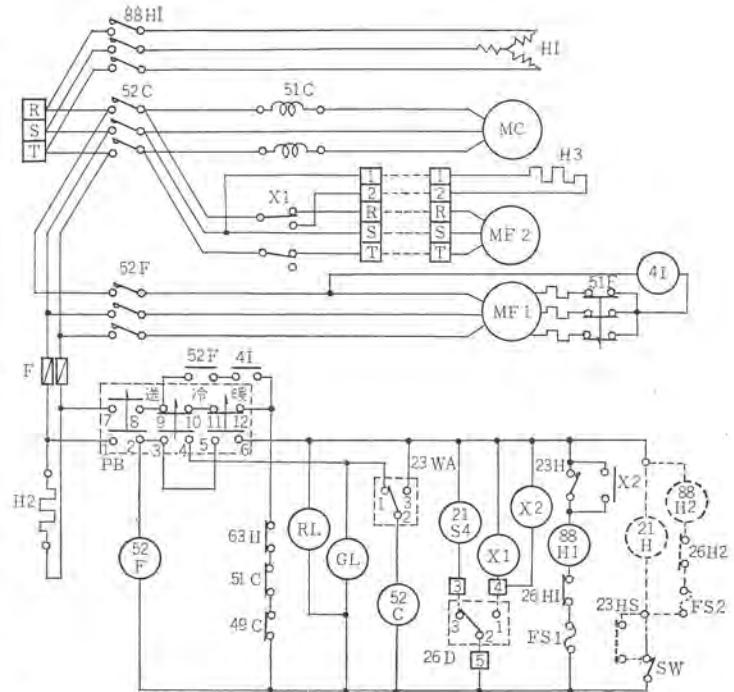


図 3.1 GAH・GVH-80 A 外形
Outline of GAH・GVH-80 A.

表 3.1 GAH・GVH-80 形 仕様一覧
Specifications of models GAH・GVH-80.

		形名	GAH-80 A
周 波	数	Hz	50/60
外 形	高 度	mm	1,770
寸 法	幅	mm	1,300
	奥 行	mm	550
外 装	分離できる高さ	mm	1,589+200
性 能	冷 房 能 力	kcal/h	16,000/18,000
	暖 房 能 力	kcal/h	16,000/18,000
電 気	電 源		三相 200 V
	全 入 力	kW	7.5/9.0
電 气	冷 房	A	29/30
	全 電 流	%	75/87
特 性	暖 房	kW	6.7/7.8(14.2/15.3)
	全 電 流	A	27/26(49/48)
	力 率	%	72/87(84/92)
	始 動 電 流	A	152/140
冷媒回路	圧縮機 形式×個数		全密閉×1
	圧縮機電動機×個数	kW	5.5×1
	室内側熱交換器		クロスフィン
	室外側熱交換器		クロスフィン
	冷媒制御機器		過冷却制御弁
	冷媒	kg	R-22
送風機	送風機 形式×個数		シロッコファン×2
	風 量	m³/min	55/65
	機外静風圧	mmAq	0 10 20 30 40
	電動機出力	kW	0.75 1.5
保 譲 装 置			高圧開閉器可溶せん(栓) 過電流遮断器 インスターナルサーモ(送)オートカット
重 量	kg		315
除じん(塵)装置			サランハニカム紙エアフィルタ
空冷凝縮器	形名		GVH-80 A
外 形	高 度	mm	984.4
	幅	mm	1,020.4
	奥 行	mm	935
	形 式		床置式
送風装置	送風機 形式×個数		プロペラファン×1
	風 量	m³/min	138/166
	最大機外静風圧	mmAq	0
	電動機出力	kW	0.4
重 量	kg		115



記号	名 称	記号	名 称	記号	名 称
MC	圧縮用電動機	49C	熱動温度開閉器 (圧縮機)	H2	電熱器 (クランクケース)
MF1	送風機用電動機 (室内側)	63H	圧力開閉器(高圧)	H3	電熱器 (コードヒータ)
MF2	送風機用電動機 (室外側)	X1	補助繼電器 (室外送風機)	PB	押しボタンスイッチ
H1	電熱器(補助電熱器)	X2	補助繼電器 (室外送風機)	SW	スイッチ (加熱切換)
52C	電磁接触器(圧縮器)	23WA	温度調節器 (自動発停)	26H1	温度開閉器 (過熱防止)
52F	電磁接触器 (室内送風機)	23H	温度調節器 (辅助電熱器)	FS1	温度ヒューズ
88H1	電磁接触器 (補助電熱器)	26D	温度調節器 (辅助電熱器)	F	ヒューズ
51C	過電流遮断器 (圧縮機)	21S4	電磁弁(四方)	GL	表示灯(冷房運転)
51F	熱動過電流遮断器 (室内送風機)	4I	インタロック继電器	RL	表示灯(暖房運転)

図 3.2 GAH・GVH-80 形 電気回路図
Schematic wiring diagram of models GAH・GVH-80.

室外ユニットの外観は、すでに43年度より生産販売しが好評を得ているGA・GAC-80形と同じである。(図3.1)

表3.1にGAH・GVH-80形の主仕様を示す。

3.2 電気回路

電気回路を図3.2に示す。電気回路は、操作が容易なようにボタンを押すだけで自動運転するよう、万全の保護装置・保護回路を組んである。保護回路は、停電や高圧スイッチなど保護装置が作動した場合、押しボタンをOFFにして再度運転しなければならない自己保持回路としてあるので、安全である。

運転は送風のボタンを押すと52Fがはいり、室内側送風機が運転される。さらに冷房のボタンを押すと、温度調節器23WAがはいりていれば52Cがはいり、圧縮機と室外送風機がはいり、冷房運転にはいる。暖房運転は、暖房のボタンを押すと21S4の四方弁が作動し、冷媒回路を切り換える、暖房運転を行なう。このとき室内側の吸入空気温度が低い場合には、23Hの温度開閉器が閉じ、補助電熱器がはいる。

3.3 デフロスト機構

空気式ヒートポンプは、室外空気を熱源として外気より熱を奪うため、空気中の水分が0°C以下になると、室外側熱交換器へ霜状に凍りつき、空気の流れを妨げるので、これを取り除かなければならぬ。この霜取り機構として、冷媒回路を冷房サイクルに切換えて、室

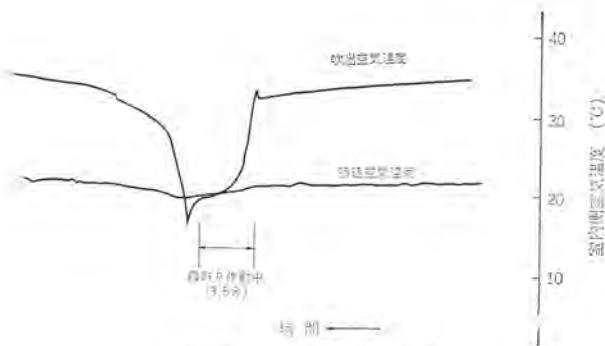


図 3.3 霜取り運転データ
Defrosting operation data.

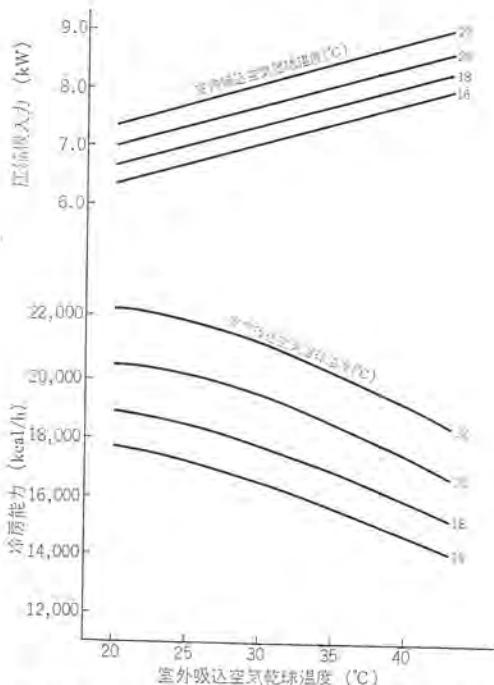


図 3.4 GAH・GVH-80 形冷房能力線(60 Hz)
Cooling performance curves of models GAH・GVH-80.

外熱交換器を凝縮器として作動させる逆サイクル霜取り方式をとっている。

霜取り運転中は、室外側の送風機は停止するが、霜取り時間を短くするため室内側の送風機は運転する。この霜取り運転中に、室内側に冷風が吹き出さないように、補助電熱器がはいり、吹出空気温度が吸入空気温度より下がらないようにしてある。(図 3.3)

3.4 性能

図 3.4 に冷房能力線、図 3.5 に暖房能力線を示す。空気式ヒートポンプの暖房能力は、外気を熱源としているため、外気温度が低く

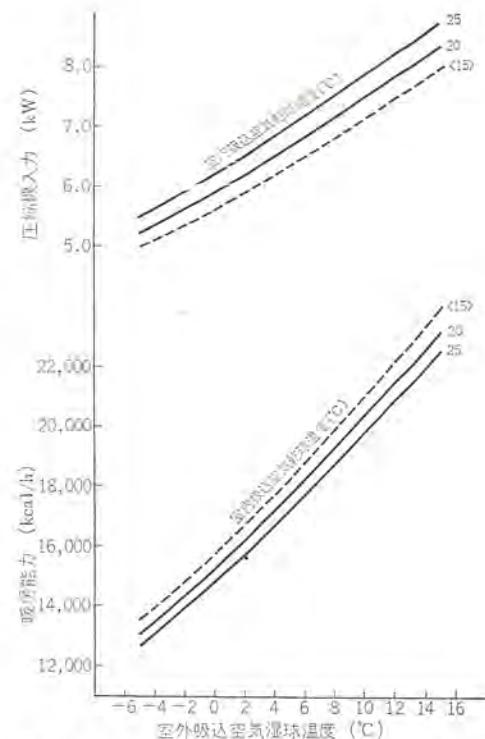


図 3.5 GAH・GVH-80 形暖房能力線(60 Hz)
Heating performance curves of models GAH・GVH-80.

なると暖房能力は小さくなる。一方室内負荷は外気温度と室内温度の差に比例するので、外気温度が下がると大きくなるので室温は下がり、寒くなる。これを避けるためには、外気温度が低い場合の能力にて機種を選定するか、補助電熱器を取り付けておく必要がある。GAH-80 形には、7.5 kW の補助電熱器を組み込んでおり、室内側吸入空気温度が 17°C 以下の場合は、補助電熱器がはいる。この補助電熱器は、デフロスト運転のとき冷風吹出し防止用としても使用するので、必ず電源に接続しなければならない。

4. むすび

Hi/Re/Li システムを空気式ヒートポンプに用いた場合の特長と、このシステムを応用して、開発した GAH-80 形空気式ヒートポンプの概略を記述したが、空気を熱源とするヒートポンプは、公害のない空調機として今後大いに伸ばしていくため、さらに、多くの機種の拡大をはかるとともに、より信頼性の高い製品を開発していく予定である。また、負荷計算、機種の選定、据付などヒートポンプの場合には、むずかしい面もあるので、これらソフト面でも、今後精力的にかためてゆかなければならないと考えている。

各方面からの種々のご指導・ごべんたつをいただければ幸いである。

空気熱源水熱媒ヒートポンプユニットの暖房時の運転特性

岩崎 善彦*・河原 隆夫*

Operation Performance of Air-to-Water Heat Pump Units

Wakayama Works Yoshihiko IWASAKI・Takao KAWAHARA

A newly developed type CRAH heat pump unit is provided with a subcool control for the refrigerant cycle and also with a double tube type heat exchanger on the water side. Hot water is available at a temperature as high as 55°C, and then this dispenses a large sized indoor heat exchanger, resulting in economy in the overall installation cost. The set is operated with little frost even at a low water temperature and a low atmospheric temperature. Noise can be held sufficiently low through effective sound insulation, and proper care is necessary to avoid a short cycle of exhaust air and the propagation of pump noise when the unit is applied to domestic air conditioning.

1. まえがき

水を媒体とした冷暖房システムは、個別制御の容易さ、負荷変動時の追従性等のデラックスさをメリットとして、最近では中小ビル・住宅にまで普及している。エネルギー源としても取扱容易かつ清潔な電気のみを使用し、ヒートポンプの成績係数が高いゆえに維持費も灯油並みに安くなり、1台の機械で冷暖房ができるエアソースヒートポンプがクローズアップされている。

ヒートポンプ式暖房としての今までの通念は暖まりがおそい、外気温の低いときに能力が少なくて使えないというものであった。蓄熱方式をとれば暖房の立ち上がりも解決できるが、水を媒体としたヒートポンプチラーは、温水の出口温度が低いために室内側熱交換器の容量を

大きくしなければならず、結局は設備費の増大につながる等の問題があった。

三菱CRAH形ヒートポンプは広い外気条件で使用でき、また、温水の出口水温は最高55°Cまで得られるもので、50°C以上の温水を室内側熱交換器へ供給できるため、設備費的にも相当安くなつた。

CRAH形ヒートポンプチラーについては、本誌45, No.9(昭和46年)に詳説したので、今回は暖房特性・デフロスト特性・騒音データおよび据付上の注意事項について述べる。

2. CRAH形ヒートポンプユニットの概略

CRAH形ヒートポンプユニット仕様について表2.1、機器構成を図2.1に示す。熱源用としての空気側熱交換器(クロスフィンチューブ)と、

Specifications of air to water heatpump unit.

表2.1 空対水ヒートポンプユニット仕様一覧

形名		単位	CRAH-4	CRAH-5	CRAH-8	CRAH-10	CRAH-15	CRAH-20
本体	塗装色				マンセル 10B 8/2 マンセル 5 PB 5/8 ツートンカラー			
	幅	mm	900	900	1,000	900	1,980	2,650
	奥行	mm	890	890	1,400	1,500	1,120	1,120
性能	高さ	mm	1,510	1,510	1,700	1,800	2,120	2,143
	冷却能力	kcal/h	6,400	10,400	14,700	20,800	29,400	41,600
電源	加熱能力	kcal/h	7,700	12,800	18,200	26,000	36,400	52,000
					三相 200V 50/60Hz			
圧縮機	形式×台数	台			全密閉×1			全密閉×2
	形名		VD-030	VD-046	VD-072	VD-090	VD-072	VD-090
空気側熱交換器	起動方式				直入起動			
	最大起動電流	A	54.1/46.6	91.6/79.0	147.1/128.4	188.2/165.4	171.6/152.8	215.9/192.7
送風機	回転数	rpm	2,878/3,485	2,900/3,400	2,850/3,420	2,910/3,500	2,850/3,420	2,910/3,500
	電動機容量	kW	2.5	3.75	5.5	7.5	5.5×2	7.5×2
交換器	冷凍能力 RT	法定	1.28/1.55	2.10/2.40	3.0/3.6	3.85/4.62	3.0/3.6×2	3.85/4.62×2
					プレートフィンチューブ式			
制御方式	形式×台数	台			プロペラファン 40cm×4	プロペラファン 40cm×6 プロペラファン 40cm×8 プロペラファン 40cm×10		
	出力	W			50×4	50×6	50×8	50×10
接続(メスRTネジ)	形式				チューブインチューブ式			
	接続(メスRTネジ)		11/4 B	11/2 B		2 B		
冷却能力	システム				Hi/Re/Li			
	媒質				R-22 (CHC LF 2) チャージ済			
冷媒	冷媒				過冷却調整弁			
	媒質				冷凍機油 スニッジ 3G			
冷媒	冷媒				自動切換			
	切換				温度感知ホットガス自動切換弁			
デフロスト方式	デフロスト方式					ハイアンドエンドコントロール		
	暖房負荷制御					卷線保護サーモ	凍結防止サーモ	
保証装置	保証装置				高低圧圧力開閉器	過電流遮断器		
	品重量	kg	300	325	700	720	1,200	1,470

※ 冷却能力、加熱能力はおのおの下記の条件におけるものである

1. 溫度条件

冷却能力

外気温度 35°C

加熱能力

外気温度 7°C

冷水入口温度 11°C

冷水入口温度 41°C

冷水出口温度 7°C

冷水出口温度 45°C

2. 電源周波数 60Hz (50Hzでの能力は85%となる)

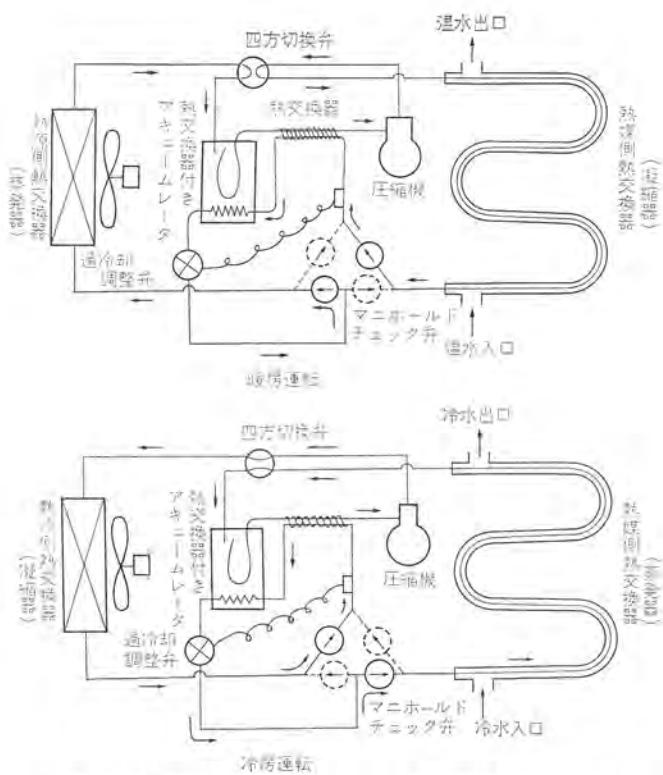


図 2.1 CRAH 形ヒートポンプユニット機器構成およびサイクル
System and refrigerant cycle of type CRAH heat pump unit.

熱媒用としての水側熱交換器（二重管式）を一つの膨張弁、圧縮機にて連結し、圧縮機より出た吐出ガスを冷暖房により空気側熱交換器、あるいは水側熱交換器のいずれかに供給し、膨張弁を経てもう一つの熱交換器へ供給して圧縮機へ戻すように切換える四方切換弁、および膨張弁の流れを冷暖房にかかわらず一定方向を維持するマニホールドチェック弁、圧縮機に冷媒液を吸い込ませないようにする熱交換器付きアキュームレータよりなっている。

CRAH 形ヒートポンプの特長の一つに、熱交換器間の冷媒流量制御に凝縮器の冷媒液過冷却度制御方式を採用している。すなわち一般的の冷媒制御は冷却器出口の冷媒の過熱度により制御しているが、CRAH 形では凝縮器の滞留液量により制御していることである。冷媒制御を高圧側で行なった場合には、低圧側の冷媒の状態として冷却器出口でも未蒸発液が十分多くとる冷凍サイクルを組むことができる。また、圧縮機に冷媒液を吸い込まないように、圧縮機の吸入の手前に熱交換付きアキュームレータを取付けて、安定した運転を得るようにしている。

3. 暖房用温水温度と凝縮温度

ヒートポンプで得られる最高温水温度は、凝縮圧力と吐出ガス温度により制約され、従来のヒートポンプでは 45~48°C であった。

CRAH 形ヒートポンプユニットでは、冷媒制御に凝縮冷媒液の過冷却度制御方式、および熱交換器に完全な向流形を採用したため、温水の出口温度が 55°C まで得られるようになった。すなわち高い温水温度を得ても凝縮圧力の著しい上昇はなく、また、吐出温度も許容される範囲内で運転させている。

冷媒制御に凝縮液の過冷却度制御を適用することは、凝縮器内における液冷媒液量を規制することで、運転条件にかかわらず凝縮作用をつかさどる伝熱面積を有效地に維持することである。

熱交換器としても従来は図 3.1 に示すシェルアンドチューブ式であ

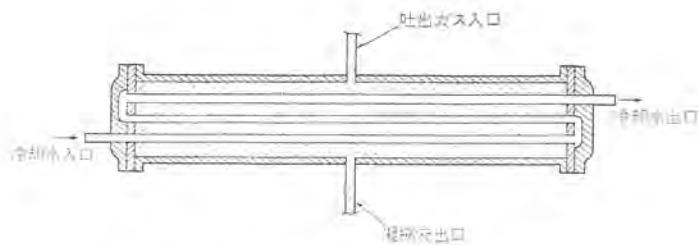


図 3.1 シェルアンドチューブ式熱交換器構造
Construction of shell and tubes type heat exchanger.

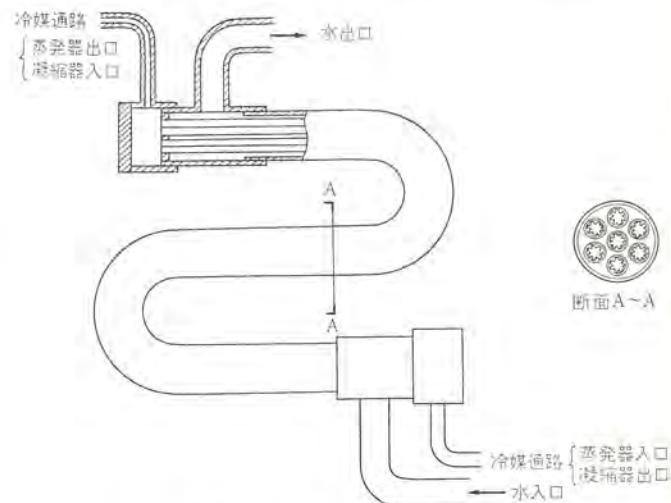


図 3.2 二重管式熱交換器構造
Construction of double tubes type heat exchanger.

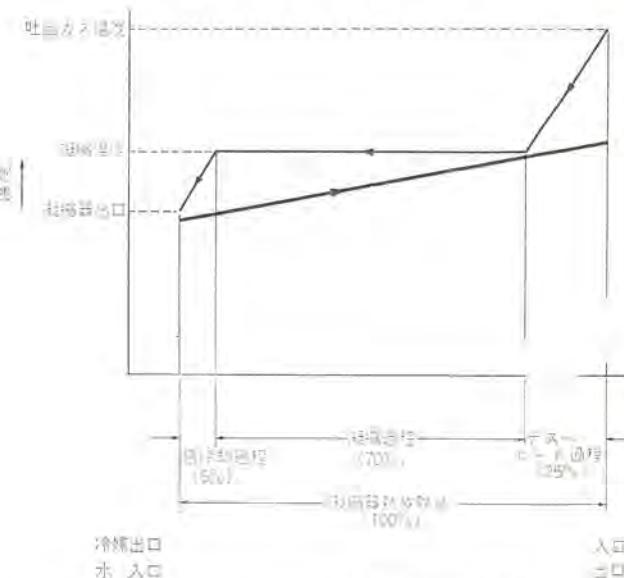


図 3.3 凝縮器内での冷媒および水の温度変化
Temperature change of refrigerant and water in condenser.

ったが、CRAH では図 3.2 に示すように二重管方式で、かつ冷媒と水とを完全に向流をさせている。

凝縮器内での冷媒および水の温度変化については図 3.3 に示す。すなわち、二重管方式では、デス-バヒート分（吐出ガスが凝縮温度まで下がる頭熱分）の伝熱が最後の水温の上昇に有効に利用される。これはデス-バヒート区域はガス流速が十分大きく、また水温と過熱域分との温度差が十分大きいため、有効な熱伝達が得られる。シェルアンドチューブ式熱交換器であればデス-バヒート・凝縮過冷却の過程が一緒になり、また高温ガス部分の流速がないため全体の伝熱効率が

低下し、凝縮冷媒温度と水との温度差を確保するために凝縮温度と出口水温の差が大きくなる。

凝縮温度と出口水温の関係について実際の機器でシェルアンドチューブ式、二重管式で冷媒制御の異なるものについての比較した一例を図3.4に示す。

すなわち凝縮圧力を一定とした場合、CRAHはシェル式の一般的なものに比べて温水温度が2~3degほど高くとれる。また温水温度を高くするには凝縮圧力をあげればよいが、このまま高くとると吐出ガス温度の上昇が問題である。CRAHはHi/Re/Liシステムで冷媒制御に過冷却度をとらえ、吸入ガスのスーパーヒートを極力押えているので吐出温度の上昇も少なく、凝縮圧力をさらに若干上げることができ、高い温水出口温度が得られる。

すなわち温水出口温度55°C、外気温度10~15°Cで凝縮温度は57~58°Cである。

なお、モリエル線図についての解析を図3.5に示す。

図3.4よりわかつることは、CRAHは出口水温と凝縮温度の差が

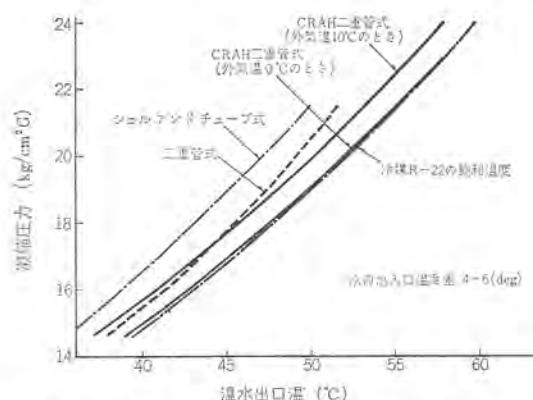


図3.4 凝縮器構造による凝縮温度と出口温度との関係
Relation between condensing temperature and leaving water temperature in each condenser.

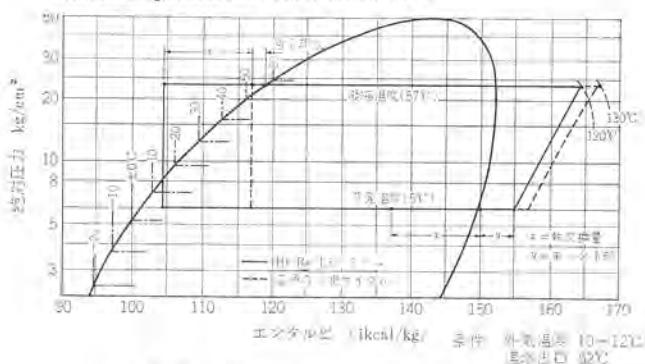


図3.5 CRAH形ヒートポンプの暖房サイクル
Heating cycle of type CRAH heatpump.

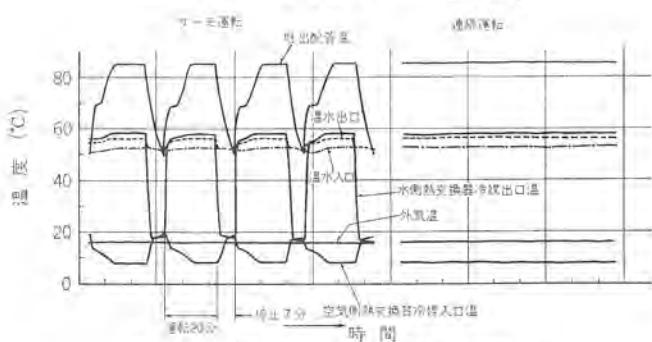


図3.6 CRAH-20の運転特性 (暖房時)
Operation performance of CRAH-20 (Heating).

広範囲にわたって少くなり安定していることがわかる。

図3.6にCRAHの暖房運転例で、外気温度15°C (暖房運転の限界) の場合の各部温度の変化を示す。

4. 着霜と除霜性能

CRAH形ヒートポンプは、着霜検知は外気温度と蒸発温度との開き (すなわち、外気温度に対し蒸発温度はある一定の差だけ低い温度に維持されているが、着霜が進むと単位温度差での熱伝達が低下するので、圧縮機容量とバランスした熱伝達を得るために蒸発温度がさらに低下する) を検知し、除霜は逆サイクル (着霜している空気側熱交換器を一時的に凝縮器として働かせ、凝縮熱で霜をとかし、霜がなくなれば冷媒の温度が上昇するので、この温度を検知して復帰させる) 方式を採用している。

一般に、除霜は気象条件では-6°C以下、および相対湿度60%以下では少なく、0°C近辺が一番問題であると言われているが、熱媒として水を利用しているCRAH形ヒートポンプの場合には、外気条件以外に水温の低いとき、たとえば蓄熱そうの水温の低いときも高圧側が低くなり、間接的に低圧側も低くなり、外気温に対し蒸発温が低くなりすぎて結霜しやすくなる。

結霜の成否は温度・湿度条件のみでなく、クロスフィンのフィンピッチ、あるいは通過風速等により大きく影響を受ける。

図4.1はCRAH5において外気0°C近辺湿度80%において温水入口10°Cに維持 (蓄熱そうのあるときのブレーキング時を想定した)

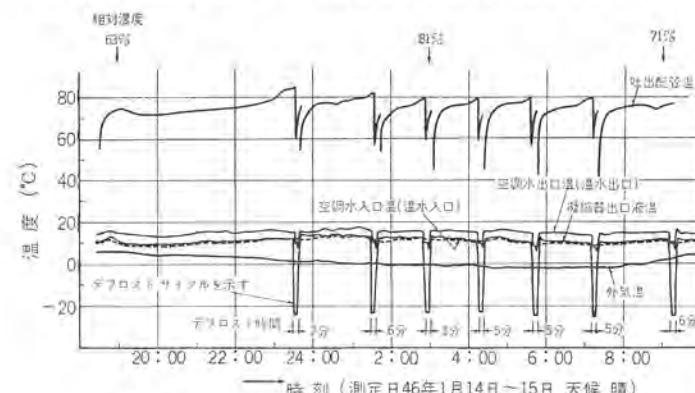


図4.1 低い水温におけるデフロストサイクルの状況
Defrost cycle at low water temperature.

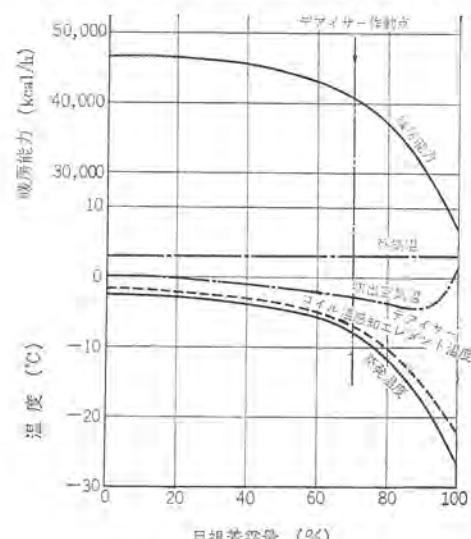


図4.2 着霜が性能に及ぼす影響
Influence of frost on performance.

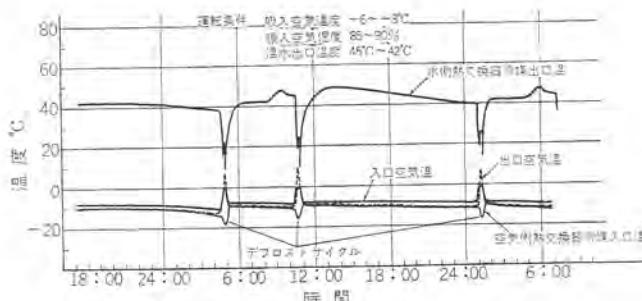


図 4.3 CRAH-5 の実験室での運転特性
Operation performance of CRAH-5 in a test room.

したときの除霜サイクルをみたものである。約1.0~1.5 h に1回程度で約3~7分程度の除霜運転をしており、温水温度が低くても効率よく十分にフルアップできることを示している。

着霜は外気温度が4°C程度から着霜はじめ、湿度70%程度の外気では除霜を含めた能力は、除霜を考慮しないものに比べ能力低下は大きいところで5%程度である。

着霜と蒸発温度、暖房能力の低下の度合については図4.2に示す。着霜はラインの奥行き方向に全面的に付着するが、空気吸込口正面面積の着霜量を基準にし、目視であるが60~70%程度着霜するまで性能低下は少なく、70%を限界として急激に性能が低下していく。この点の温度低下をとらえて除霜運転に入るようにしている。

図4.3に実験室での低い外気温度における運転性能について、各部温度変化を示す。

5. 騒音特性としゃ音効果

騒音問題は、普通、主観的・感情的因素により左右されやすく、これを物理的な測定だけで判断することはむずかしく、対策は設置場所周辺の環境に応じて行なわなければならない。

5.1 CRAH形ヒートポンプユニットの騒音分布例

CRAH形ヒートポンプユニットの騒音は、プロペラファンを効率の良いところで運転させるよう、空気側熱交換器の正面面積を大きくして通過静圧損失を小さくし、マルチファン方式を採用し、低騒音化を計っている。一例としてCRAH-5形の騒音特性、および防音したときの騒音変化について実験した。

図5.1にCRAH-5形の騒音特性について示す。これによれば騒音は高さ方向にはほとんど変化がないが、水平方向には、自然減衰等もあり、若干低下している。

5.2 しゃ音効果

現地の据付け条件が悪い場合、しゃ音壁を設けて騒音低下を図ることができる。しゃ音壁の効果は材質、吸音材の有無、大きさ等により異なる。材質としては鋼板・ブロック・ベニヤ板・亜鉛引小波板などが考えられるが、ベニヤ板と亜鉛引小波板は効果がうすく、鋼板・ブロックが効果的である。鋼板・ブロックで囲った場合の騒音分布について図5.2に示す。鋼板1.6tとブロックではほとんど大差がない。騒音分布は高さが増すほど騒音は増加しており、しゃ音壁上端付近の騒音分布は円形となっている。地面に近い部分も連続的な円弧を描いており、壁からの透過音はあまりない。このことからしゃ音壁の高さを増す効果は大きいが、風のショートサイクルについて考慮しなければいけない。(図6.1参照)

片側だけしゃ音した場合の騒音分布については図5.3に示す。しゃ音壁のあるほうは相当に低下するが、壁の反対側は逆に反射音

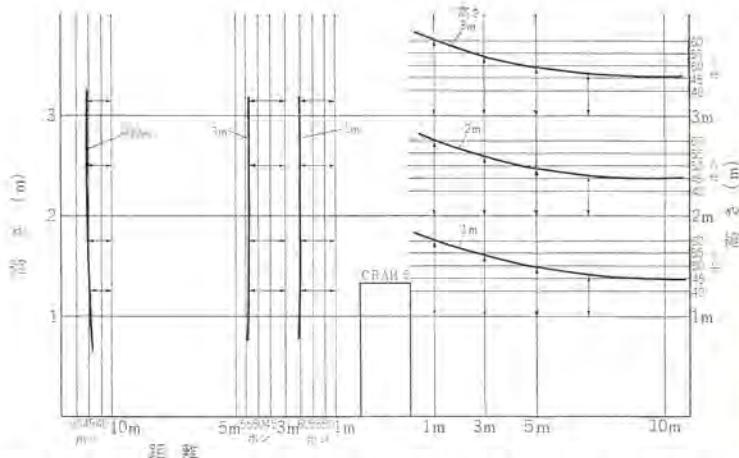


図 5.1 CRAH-5 騒音特性一距離による減衰と高さ方向の変化
Sound performance curves of type CRAH-5.

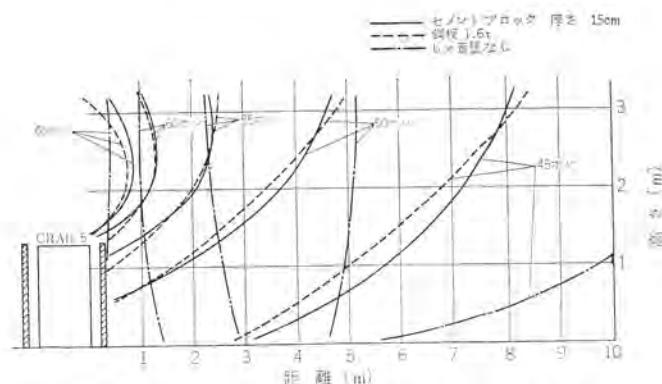


図 5.2 セメントブロックおよび鋼板で四面しゃ音した場合の騒音分布 (左右対称)
Sound distribution.

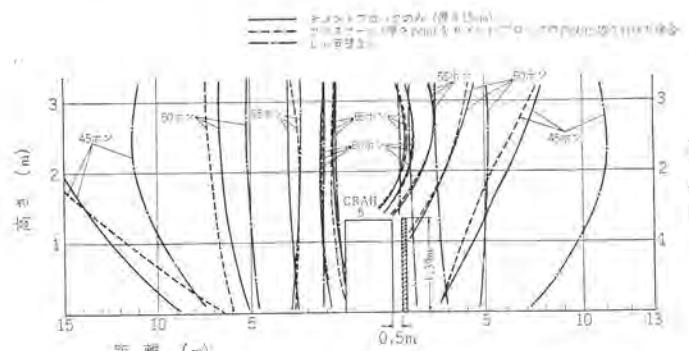


図 5.3 セメントブロックで片側しゃ音した場合の騒音分布
Sound distribution when a block wall used.

の影響が強く、しゃ音なしよりも2~3ホン騒音は増加している。

6. 据付上の問題点

CRAHは1台で冷温水が得られるため、マンションあるいは一般住宅などの冷暖房用として使用されるケースが多くなっており、据付上の一般的な注意事項を記す。

6.1 暖房時の立ち上がり性能

ヒートポンプは朝などの始動時は外気温が低いためにヒートポンプの性能も悪く、また、水温も低いために室内の暖まりが遅い。この対策としてそう(槽)にヒートポンプ運転、あるいはヒータにより温水を蓄熱しておき、その外気温におけるヒートポンプでの能力不足分は蓄熱分でカバーするか、あるいはそうのない場合には、ヒートポンプを連続運

転して建物自身を暖めておく必要がある。

蓄熱をもつたのはマンション等の中間階では重量、スペース的に問題があるため、連続運転、あるいはタイマで建物そのものに蓄熱する考え方で運転すべきと思われる。

そうを設備しない場合には、ヒートポンプの起動停止のショートサイクルにつきシステム上(負荷と水量)十分注意する必要がある。

6.2 軽負荷時のショートサイクルの防止

一般住宅はそれほどでもないが、マンションなどは配管実長が短いためシステム中の水量が少ない。このため負荷が軽くなる(たとえば夜間など)とヒートポンプがひん繁な起動停止をくり返し、圧縮機が故障する原因になるので、システム中の水量、循環水量、水温制御の温度幅を十分検討して機器の選定をする必要がある。

CRAHとしての運転最少時間は、大略、運転5分以上、停止3分以上、サイクル15分以上が必要である。

6.3 外気処理上のスペース

熱源としての空気を処理するためのスペースを十分とった据付けをする必要がある。これは空気取入口に壁などのある場合、空気の取入れのじゃまになり風量不足をきたし、容量不足あるいは着露しやすくなる。このためヒートポンプのファンが外気の取入れに影響しない程度のスペースをとる必要がある。

また、たとえばマンションのように上部に天井のある場合には、外気の吐き出しを容易にし、かつ吐き出しと取入れがショートサイクルをしないように吹き出しダクトを設けなければならない。この場合、美観上高さ方向には各階とも同じ位置に据付ける場合が多いので、下階の吐き出した空気を上階に吸入させないように注意する必要がある。

ダクトについては、静圧損失の大きいものはやはり風量不足をきたすので、規定の損失以内になるものにする必要がある。CRAHの許容抵抗損失は機種により若干異なるが、大体1mmH₂Oの範囲である。

6.4 騒音について

騒音については、機器自身の騒音と循環ポンプの騒音が配管を伝わり、室内で発生するものと二とおりが考えられる。

機器の発生騒音については、騒音特性としゃ音効果の項で述べているが、CRAHの周囲をブロック等で囲うことにより相当減音させられるが、高すぎると外気のショートサイクルがあるので、その場合に

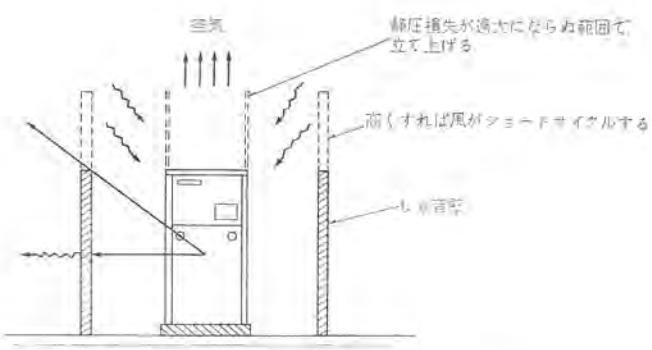


図 6.1 しゃ音壁と風のショートサイクルの関係
Relation between sound insulation wall and air short cycle.

は吹き出しダクトを立ち上げる(図6.1)とか対策が必要である。集合住宅において各戸につけた場合、集合音による近隣への影響について検討しておく必要がある。

もう一つのポンプが配管を伝達する音については、やっかいなものであるが、ポンプと配管のつなぎにフレキシブルジョイントをつなぐか、あるいはポンプ回転数を変えるなどの施工が必要である。

6.5 その他

据付けについては保守についての配慮が必要である。すなわち部品のサービス性については、機器設計の段階で十分考慮されているが、サービス用の機器(真空ポンプ・溶接工具など)の搬入、据付けについての配慮が必要である。特にマンションなど高階に据付けるものについては、重量物の搬入などが問題となるため、あらかじめその経路について建物自身に機器具装備等検討しておく必要がある。

7. む す び

以上でCRAH形ヒートポンプの運転特性の一例について述べたが、従来のヒートポンプに比べて圧縮機等を過酷な運転状態にさせなくとも高い温水が得られるようになっている。

今後はさらにシステムよりみたヒートポンプ冷暖房につき、アプリケーションを含め総合的に検討を進めていきたい。

空気熱源式ヒートポンプを利用される需要家各位の参考になれば幸いである。

ヒートポンプ チラーユニット AWH 形

江本 浩徳*・八尋 裕一*

Air to Water Heat Pump Units Model AWH

Nagasaki Works Hironori EMOTO・Yûichi YAHIRO

In the latest technique of air conditioning a system using heat pumps are in the limelight of the circles. Various types of heat pump units have been developed and made public. Of them those operate on air as a heat source such as air-to-air units or air-to-water units have made great strides especially. They are considered to play a leading part in the future heat pump.

This article describes the specification, construction and performance of heat pump units coming under a series of large capacity ones ranging from 20 HP to 120 HP which use air as a heat source and work on making hot water in winter and cold water in summer.

1. まえがき

近年都市の過密化に伴う種々の公害が各分野で問題にされ、なかでも重油たきボイラ・自動車などの排気による大気ガス汚染が、その急激な需要増加に比例して公害度を高めており、何らかの法的規制も予想される。暖房用として広く一般に利用されている重油ボイラについても例外ではなく、今後の使用に制限を受けるわけである。

また、最近のわが国の電力については、盛夏の電力需要が供給量を上回りそうな状態となっており、電力事情の危機が叫ばれ、夏冬・昼夜平均して電力を使用できないか各方面にて検討が進められている。

以上の背景から公害のない冷暖房装置として、また電力を夏冬にわたって効率よく利用するヒートポンプが注目され、種々の形式のユニットが開発・発売されており、今後その需要が増大するものと推察される。



図 1.1 ヒートポンプチラーユニット外観 (AWH-60)
Exterior view of AWH-60.

表 2.1 仕様一覧 Specifications of air to water heat pump units.

項目	形名	AWH-20	AWH-40	AWH-60	AWH-80 B	AWH-120 B
電源				三相 200 V 50/60 Hz		
性能	冷房能力 (※1)	kcal/h	42,800/47,700	85,500/95,500	115,000/133,000	150,000/176,000
	暖房能力 (※2)	kcal/h	41,500/49,000	83,000/98,000	112,000/136,000	149,000/183,000
	騒音 (※3)	ボルト	72	73	73	74
外形寸法	高さ	mm	3,000	3,090	3,150	3,450
	幅	mm	2,900	3,425	4,160	4,200
	奥行	mm	1,830	2,070	2,070	2,230
	分離高さ (上+下)	mm	1,550+1,450	1,640+1,450	1,700+1,450	1,850+1,600
塗装	色			マンセル N 7 (グレー)		
圧縮機	形式			密閉式		
	形名×台数		MX-4 L×1	MX-8 L×1	MZ-6 L×1	MZ-8 L×1
	電動機容量	kW	14/15	28/30	42/45	56/60
	起動方式			スターデルタ方式		
	容量制御装置			標準品には付属せず		
送風機	形式			有圧換気扇		
	台数		4	8	10	10
	電動機容量	kW	0.4 kW×4	0.4 kW×8	0.4 kW×10	0.75 kW×10
	風量		430/500	870/1,010	1,070/1,270	1,190/1,400
水側熱交換器				シェルアンド U チューブ式		
空気側熱交換器				プレートフィン式 (空冷式)		
冷媒	種類			R-22		
	冷暖切換			止弁切換 (手動)		
冷凍機油				スニップ 4 GS		
除霜				温水散水方式		
保護装置				高圧圧力開閉器、低圧圧力開閉器、溶せん、過電流遮断器、凍結防止開閉器、吐出ガス温度サーモ (以下は AWH-60, 80, 120 のみ)、安全弁、油圧閉閉器、巻線保護器等		
高圧ガス書類	届出書	届出書	届出書	申請書	申請書	申請書
作業主任者	不要	不要	不要	不要	不要	不要
製品重量	kg	2,500	4,200	5,400	7,600	9,000
運転重量	kg	2,700	4,500	5,800	8,100	9,550
取付可能部品 (別売品)				防振台床、容量制御装置、冷温水サーモ		

※ 1. 冷房能力は外気温 35°C、冷水 12°C 入、7°C 出のときのものである。

※ 2. 暖房能力は外気温 7°C、温水 40°C 入、45°C 出のときのものである。

※ 3. 騒音はユニットから 1m 離れて、1.5m 高さの点で測定したもの (A スケール)。

この仕様表は機器の改良のため変更することがある。

され、特に無尽蔵の空気を熱源とするヒートポンプはその主流となるものと思われる。

本文では、空対水 (Air to Water) 方式で、レシプロ冷凍機を使用した 20 HP から 120 HP までの大容量ヒートポンプチラーエニット AWH 形について紹介する。これは空気を熱源として、冬は温水、夏は冷水を作るが、必要な機器・配管・配線をコンパクトにまとめたユニット形のヒートポンプである。

2. 仕様

ヒートポンプチラーエニット AWH 形の概略仕様を表 2.1 に示す。

3. 特長

(1) 公害ゼロ

冷凍サイクルを利用して無尽蔵の空気から採熱し、水側熱交換器（凝縮器）で温水を作るヒートポンプであり、暖房用のボイラは不要で大気汚染の心配なく暖房運転ができる。

(2) 電力の有効利用

電力を直接熱として利用するのではなく、熱を運搬する動力として利用するわけで、成績係数は 2.5～3.5 と大きくなる。また、蓄冷熱（槽）を併用することにより、安い深夜電力を利用しランニングコストを下げることも可能である。さらに、夏冬の電力需要のアンバランス解消の一助ともなる。

(3) スペースの有効利用

1 台の機械で冷房・暖房ができるわけで、ボイラ・煙突・油貯蔵庫などの設備はいっさい不要であり、建物のスペースの有効利用ができる。AWH 形は一般に屋上に設置されることが多く、従来のクーリングタワー用のスペースを流用する程度でよく、機械室は不要。

(4) 工事費の低減

工場でワンユニットにまとめあげているので、現地での冷媒配管工事・防熱工事・配線工事は不要で、冷温水配管・ドレン配管・除霜用配管・電源接続だけである。ボイラ・油タンク・クーリングタワーなどの据付工事・配管工事は不要となり設備工事費を低減できる。

(5) 作業主任者不要

AWH 形シリーズ 5 機種とも必要な機器をコンパクトにパッケージ化し、冷媒回路の工事はすべて工場で完了しており、高圧ガス取締法で規定する「ユニット形」に該当し、作業主任者は不要である。

(6) 自動運転

保護・制御機器を完備し、また三菱電機 Hi/Re/Li システムを採用して運転の信頼性を高めており、自動運転をおこなう。運転操作は非常に簡単であり、遠方操作もできる。

4. 構造および性能

4.1 冷媒系統

図 4.1 に AWH 形の配管系統を示すが、これは冷房運転時のもので、空気側熱交換器は空冷コンデンサとして作用し大気に放熱する。一方、水側熱交換器はチラーとなり冷水を作る。（暖房時は逆にバルブを切換えて空気側熱交換器をクーラとして使い、空気から採熱し、水側熱交換器はコンデンサとなり温水を作る）

圧縮機から出た高温高圧ガスは切換弁を通って空気側熱交換器で凝縮し、受液器に流入する。受液器を出た冷媒波はポンプダウン用止弁、液ラインストレーナドライ、液ライン電磁弁を通りアキュームレータ内のコイルで過冷却され、冷房用膨張弁を通って減圧され、水側熱交換器

に流入する。ここで冷水と熱交換し、蒸発した冷媒ガスはアキュームレータで液とガスを分離し、ガスのみが受液器内の熱交換器を経由して圧縮機に吸込まれる。

4.2 構造

AWH 形は図 1.1、図 4.1 に示すように「送風機室」と「機械室」に二分割する構造で「送風機室」には送風機・空気側熱交換器・除霜装置を収納し、「機械室」には圧縮機・水側熱交換器・受液器・アキュームレータ・切換弁・膨張弁・制御盤・操作盤などを組込んである。工場から分割して出荷された各ユニットは現地で搬入時に一体

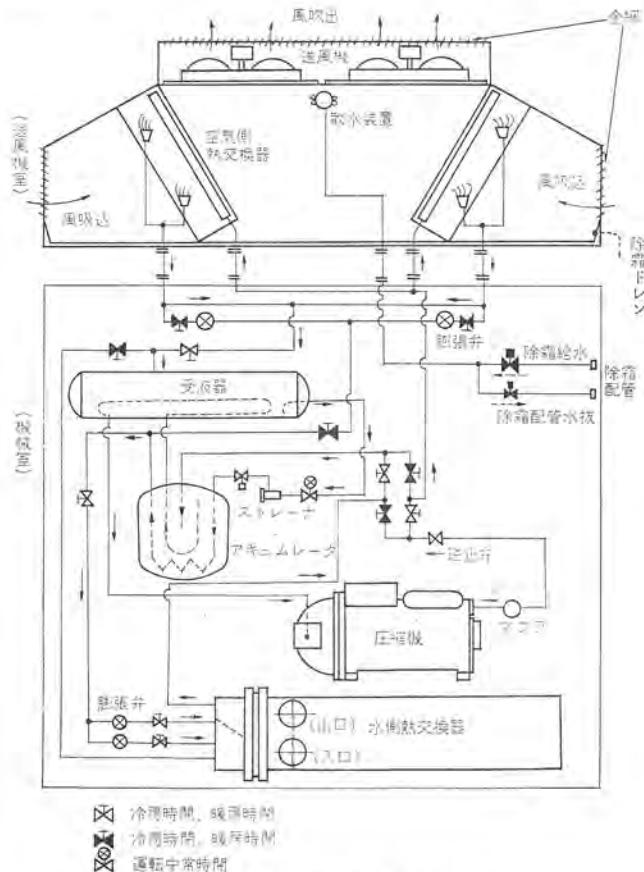


図 4.1 配管系統（冷房運転時を示す）
Cooling cycle of heatpump unit.

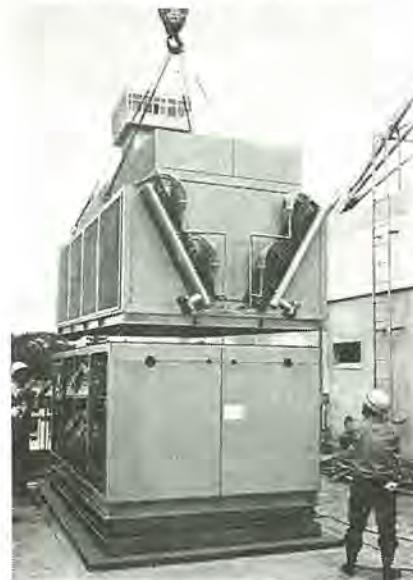


図 4.2 搬入・組立状況 (AWH-60)
Assembly of AWH-60.

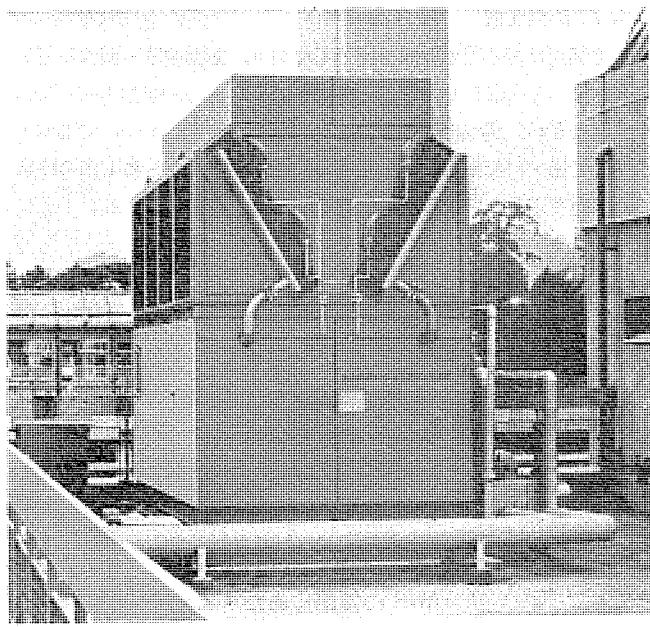


図 4.3 現地据付状況 (AWH-60)
Exterior view of AWH-60 installed.

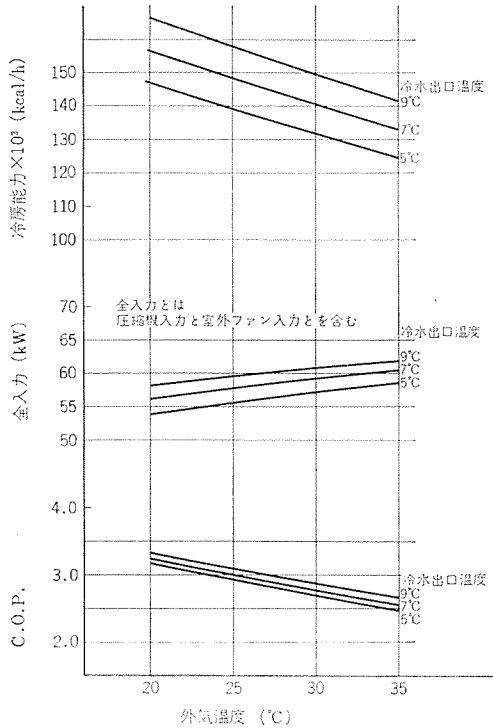


図 4.4 AWH-60 能力線図 (60 Hz) (冷房運転)
Cooling performance curves of AWH-60.

に組み立てられるが、作業が容易な構造をとっている。(図 4.2 に搬入、組立状況を示すが「送風機室」は地上のレッカーチー車で吊り上げられている)。据付け後、付属の冷媒配管(フランジ式)で送風機室と機械室とを接続する。

4.3 防振台床

AWH 形は一般に屋上に据付けられることが多いが、振動や音の伝播(播)が特に問題となる場合には、別売品として用意している防振台床の上にユニットを据付け、水配管などにはフレキシブルチューブを使用し、AWH 全体を浮かせることができる。

4.4 サービス

ユニット正面は操作盤・計器盤などがあり、主サービス面となっている。圧縮機・制御盤の保守・点検、バルブの冷暖切換もこの正面から

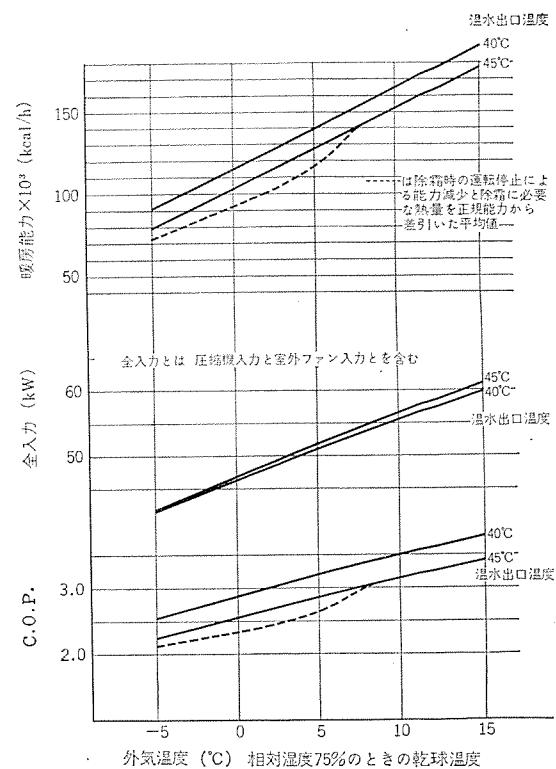


図 4.5 AWH-60 能力線図 (60 Hz) (暖房運転)
Heating performance curves of AWH-60.

おこなえるようになっている。裏面は冷温水・除霜給水・除霜ドレッサ・電源の接続面となっている。また送風機室内部のサービスについてはマンホールを設けてある。

4.5 性能

図 4.4 に冷房時、図 4.5 に暖房時の性能を AWH-60 形を例にとって示す。冷房時の最低冷水出口温度は 3°C、暖房時の最高温水出口温度は 48°C である。

なお、暖房能力線図の破線は仮想の能力で除霜時間中ユニットが停止するロス、除霜に温水を使用するロスを 1 時間当たりに換算してユニットの正規能力から差引いたもので、参考用として示してある。

5. 構成機器

5.1 圧縮機

密閉式の圧縮機で各ユニットに 1 台使用している。吐出ガス温度サーモ・巻線保護サーモ・過電流继電器・内蔵安全弁などで保護されている。モータの起動方式はスターデルタを標準としている。また電源については、200 V を標準としているが 400 V の注文にも応じている。AWH 形は蓄熱そうと組み合わせて使用されることが多いため容量制御装置なしであり、100%~0% 運転を標準としているが、必要な場合には多段の容量制御が可能である。

5.2 水側熱交換器

乾式シェルアンド U チューブ式熱交換器で、冷媒と水の流れ方向は暖房時に対向流、冷房時には並行流となるように配置されている。また、熱交換器は熱絶縁を工場で実施しており、現地での防熱作業は不要である。(軟質塩化ビニルスポンジ)

5.3 空気側熱交換器

プレートフィン式熱交換器で空冷式である。熱交換器は分割し、直射日光を受けないよう、また除霜のスプレーが容易なように傾斜して取付けてある。

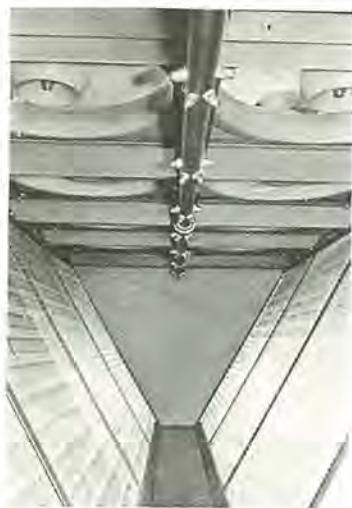


図 5.1 送風機室内部
Interior view of fan section.

5.4 送風機

空気熱源のヒートポンプ用送風機としては、大風量・低騒音・小動力のものが望ましいわけであるが、AWH形では小形の有圧換気扇を多数使用している。これは低騒音を目的としているが併せて風量の容量制御も考慮している。すなわち、冷房時の外気温度低下の際凝縮圧力を一定値以上に保つためと夜間の騒音低減のためである。

送風機取付部の周囲にはカバーを設け、風のショートサイクルと騒音の横方向への拡散を防止している。

5.5 アキュームレータ

アキュームレータに入る凝縮器からの液冷媒は、内蔵の熱交換器で吸込ガスと熱交換し、過冷却される。同時に吸込ガスは液とガスを分離させられガスだけが圧縮機に吸い込まれる。したがって蒸発器は常に湿った状態に保たれ効率を高めている。一方、油は油戻し管を通して圧縮機へ戻る。

5.6 制御盤

ユニットの運転に必要な電気品すべてを内蔵しており、電源を接続するだけで運転可能である。遠方操作も可能なように、操作用ボタン・表示灯などの端子を設けてある。

表 6.1 保護・制御機器一覧

名 称	作 動
保 護 機 器	異常高圧のとき機械を停止
	異常低圧のとき機械を停止
	油圧異常低下のとき機械を停止
	異常高圧のとき高圧ガスを低圧側へ逃がす。(圧縮機内蔵)
	異常高温のとき冷媒ガスを噴出する
	吐出ガス温度が異常高溫のとき機械を停止
	圧縮機モータの巻線温度が異常上昇したとき機械を停止
	冷房運転時、冷水温度低下のとき機械を停止
	冷温水流量が減少したとき機械を停止
	圧縮機モータの電流値が異常に大きいとき機械を停止
	送風機モータの電流値が異常に大きいとき機械を停止
	制御回路の電流値が異常に大きいとき機械を停止
制 御 機 器	高圧圧力に応じて送風機を分離運転させる。(冷房のみ)
	冷水温度が高すぎるとき圧縮機をアンロード運転
	温水温度が低くすぎるとき圧縮機をアンロード運転
	霜を検知して除霜装置を作動させる。(低圧圧力開閉器と兼用)

※印は作動時に表示灯が点灯するものを示す。

5.7 除霜装置

除霜装置は温水散水方式を採用しており、制御装置・温水用電磁弁・スプレーを内蔵している。温水給水・除霜ドレン・配管水抜の配管をすればよい。除霜開始は低圧スイッチにて検出しタイマーで散水・水切・乾燥・再起動のスケジュールが組んでおり、さらに1回の除霜では除霜完了しない場合は数回繰返す回路も組まれている。

6. 電 気 回 路

手軽に運転操作ができるようにしてあり、操作用スイッチは冷房・暖房切換え、遠方・手元切換え、起動ボタン、停止ボタンそしてリセットボタンだけである。切換スイッチをいずれかにセットし、起動ボタンを押すとまず送風機が2段階に順次起動し、その間圧縮機が連動して運転を始める。あとは制御装置・保護装置により自動運転を続ける。停止の際は停止ボタンを押すと送風機・圧縮機は同時に停止する。保護装置が作動したときはそれぞれの表示灯が点灯して明示する。

7 AWH の使用にあたって

7.1 据付場所

AWH形の据付にあたって必要なことは、運転・取扱上必要な面積が確保されていること、およびユニットに対して適切な環境であることの二つである。

(1) 据付面積——ユニットの床面積だけでなく、据付作業、組立作業、配管・配線作業などに加えて、保守・点検・サービスおよび風吸込のスペースとして、ユニットの周囲に少なくとも1.5mのスペースを確保する必要がある。

(2) 環境——極端に湿度の高い場所、周囲温度が非常に高い場所、じんあいの多い場所などは好ましくない。

7.2 基礎

(1) ユニットの据付場所・位置が決定したら、基礎をのせる床や地盤の強度は十分かどうか検討し、不足ならば対策を講ずる。

(2) 基礎はユニットの運転重量に十分耐えるコンクリート、または鋼製のものであること。

(3) コンクリートの場合、基礎の上面は据付前に必ずモルタルで水平に仕上げること。

表 6.1 保護・制御機器一覧

Protective devices and controllers.

名 称	作 動
保 護 機 器	異常高圧のとき機械を停止
	異常低圧のとき機械を停止
	油圧異常低下のとき機械を停止
	異常高圧のとき高圧ガスを低圧側へ逃がす。(圧縮機内蔵)
	異常高温のとき冷媒ガスを噴出する
	吐出ガス温度が異常高溫のとき機械を停止
	圧縮機モータの巻線温度が異常上昇したとき機械を停止
	冷房運転時、冷水温度低下のとき機械を停止
	冷温水流量が減少したとき機械を停止
	圧縮機モータの電流値が異常に大きいとき機械を停止
	送風機モータの電流値が異常に大きいとき機械を停止
	制御回路の電流値が異常に大きいとき機械を停止
制 御 機 器	高圧圧力に応じて送風機を分離運転させる。(冷房のみ)
	冷水温度が高すぎるとき圧縮機をアンロード運転
	温水温度が低くすぎるとき圧縮機をアンロード運転
	霜を検知して除霜装置を作動させる。(低圧圧力開閉器と兼用)

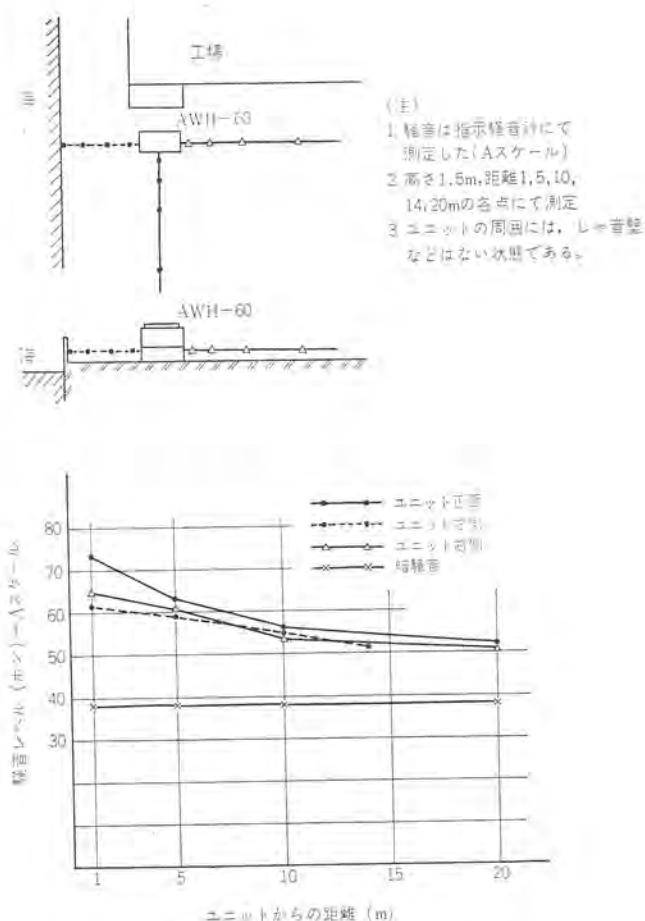


図 7.1 AWH-60 騒音実測データ
Operation data-noise of AWH-60.

7.3 騒音

AWH 形については、屋外に据付けられ年間運転すること、夜間電力をを利用して蓄冷熱運転をするよう夜間の運転を計画されることが多いことなどから、特に騒音について注意する必要がある。

ユニットの騒音は 1m 離れて、高さ 1.5m の点の値を仕様表に示したが、この騒音値で運転して問題ない場合もあるが、騒音防止条例や据付場所の状況などからクレームが予想される場合には対策を講じておく必要がある。

(1) しゃ音——静かにしたい場所へ騒音が伝ばしないようにユニットのまわりにしゃ音壁を設けるのは、最も簡易で有効な方法である。特に高いビルや、一方のみしゃ音すればよい場合に効果がある。なお、風吸込スペースとして壁とユニットの距離は 1.5m 以上とし、壁の高さとユニット高さの差は 0.5~1m にする。

(2) 密閉——AWH 全体を建物の中に入れて風の出入口には消

騒音レベル	地上				屋上				機械室	
	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩
A スケール	37.5	46	36	42.5	52	60.5	51	57	82	84
B スケール	44	52	42	49	58	66	58	64	88	88
C スケール	49	56	47	52	62	69	62	67	91	91

注)

1. 騒音は指示騒音計にて測定した(Aスケール)
2. 高さ 1.5m、距離 1.5, 10, 14, 20m の各点にて測定
3. ユニットの周囲には、しゃ音壁などはない状態である。
4. 機械室⑨⑩のデータは参考用である。(しゃ音壁の反響があるため)

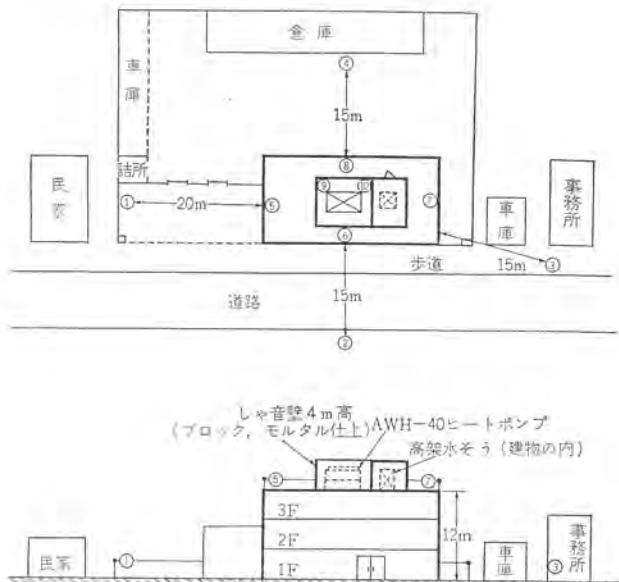


図 7.2 AWH-40 騒音実測データ
Operation data-noise of AWH-40.

音装置を設け、ユニットの音が外部に出てこないようにする方法もある。ただ、この場合は AWH ユニットの送風機は取りはずしてしまい、風圧のある別置きの送風機で風を誘引することになる。(現組込の有圧換気扇では消音装置や風の通路の抵抗を満足することができないため)

図 7.1, 7.2 に参考用として騒音実測データを示す。

8. むすび

現在、各種、各形式のヒートポンプユニットが開発・発表され、ヒートポンプ時代の始まりを感じる。ヒートポンプについてはユニットサイド、フィールドサイドに問題とすべき点が多々あり、双方から改良を加えることにより、次第に一般に普及してゆくものと思われる。

以上、ヒートポンプチラーユニット AWH 形について概要を紹介したが、需要家各位の参考になれば幸いである。

ブライン式ヒートポンプ

保坂 征宏*・水野 久隆*

Brine to Water Heat Pumps

Nagasaki Works Yukihiko HOSAKA・Hisataka MIZUNO

Heat pumps operating on air heat source have come to the front to take the place of oil firing boilers which pose the problem of air pollution, playing a part of a heating system in winter. They are considered ideal air conditioners as the same unit functions as a cooler and a heater. There are various types in the air heat source pumps. Mitsubishi has now developed the most unique model of a brine to water heat pump. It has a feature of using brine or water as cooling medium to exchange heat between air and refrigerant. This insures the stability in the operation and reduction of the frosting.

1. まえがき

重油だきボイラによる大気汚染の問題から、これに代わる冬期の暖房方式として、空気熱源ヒートポンプが急速にクローズアップされてきた。空気熱源ヒートポンプは、空気を熱源として1台のユニットで冷房も暖房もできる理想的な空調機であり、しかも、その動力源は電気であるため公害がなく、取扱いが簡単であるなど、種々のメリットを有している。

空気熱源ヒートポンプでは、冬期は冷たい外気から熱を奪って(採熱)これを暖かい部屋へ供給(排熱)し、夏期は涼しいへやより熱を奪って暑い外気へ捨てるわけであるが、この採熱あるいは排熱方法の違いにより、Air to Air, Air to Water, Water to Water, Brine to Waterなどいろいろの形式がある。

当社ではこのたび、これらの形式のなかでもユニークな存在であるBrine to Water(ブライン式)ヒートポンプを開発したので、その概略を紹介する。

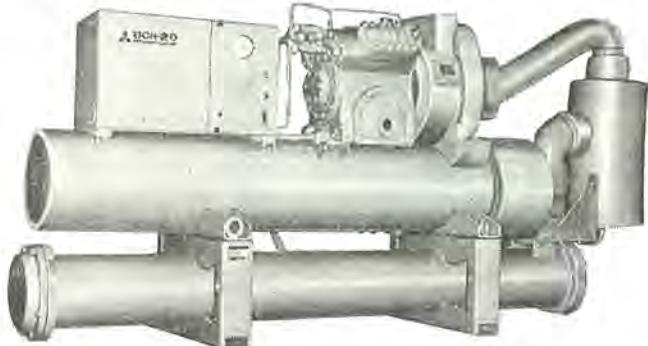


図 1.1 BCH 形ヒートポンプ
Model BCH heat pump.

2. ブライン式ヒートポンプ

Air to Air, Air to Waterなどの形式では、蒸発する冷媒あるいは凝縮する冷媒と空気の直接熱交換により、採熱あるいは排熱を行なうが、ブライン式では、まず冷たいブラインと空気の熱交換によりブラインを暖め、次に暖まったブラインと蒸発する冷媒との熱交換により採熱を行ない、また暖い水と空気との熱交換により水を冷却し、この水と凝縮する冷媒との熱交換により排熱を行なう。つまり空気と冷媒の間に、ブラインあるいは水を熱の媒体として介在させている

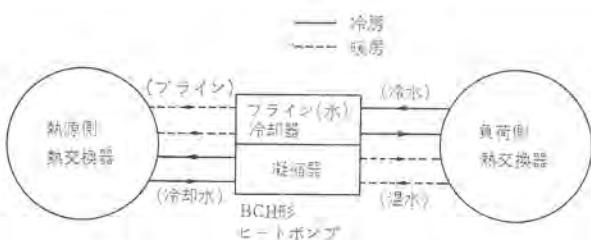


図 2.1 ブライン式ヒートポンプにおける水配管
Water piping of brine to water heat pump system.

わけであるが、これにより下記のような特長が生れる。

(1) 冷房・暖房の切り換えは、水配管の切り換えを行ない、冷媒回路は年間を通して不变である。

(2) 冷媒回路は冷凍機本体だけに小さくまとまっているので、運転が安定している。また、冷媒の相手側がいずれも熱容量の大きなブラインや水であるため、負荷や外気の条件が変化しても、その変化は緩和されて冷凍機へ伝達される。この意味でも運転は安定している。

(3) 热源側熱交換器と冷凍機本体は分離して設置できる。屋上に重量物を設置できない場合や、機械室をまとめる場合は有利である。設置の方法は、従来からのクーリングタワー使用チーリングユニットと同様である。

(4) 冷凍機本体はユニット形であるため、法定 20 トンを越えるものであっても作業主任者を必要としない。

(5) 热源側熱交換器におけるブライン(水)一空気の熱交換の場合は、Air to AirあるいはAir to Water形式に比べて、熱交換器表面と空気との温度差が小さくなるので、冬期におけるフロスト(霜付き)の機会がそれだけ少くなり、またフロストした場合でもデフロストが容易である。このことは、フロストによる暖房能力減少の割合が小さいことを意味している。

3. ブライン式ヒートポンプの構成

ブライン式ヒートポンプは、次の三つの部分より構成される。

- (1) 热源側熱交換器
- (2) 冷凍機本体 (BCH 形)
- (3) 負荷側熱交換器

熱源側熱交換器は、ブラインあるいは水と空気との熱交換器で、オープンタイプとクローズドタイプがある。オープンタイプは、通常のクーリングタ

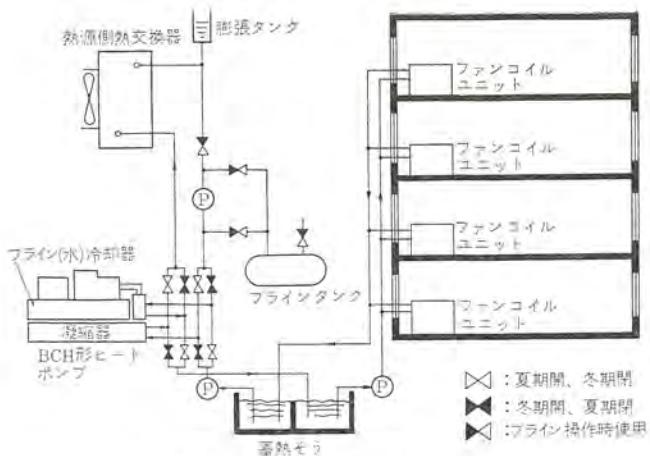


図 3.1 ブライン式ヒートポンプのスケルトン
Brine to water heat pump system.

を夏期は放熱、冬期は採熱に使用するもので、冬期の放熱を基準に容量の選定を行なう。このタイプの場合は、冬期のフロストは問題ないが、ブライン濃度が変化するため若干の保守が必要である。

一方、クローズドタイプは、フィンチューブあるいはプレートフィンコイルのチューブ内にブライン(水)を流し、その外側にファンで風を送る方式であるため、ブライン性状の変化がなく保守は不要である。熱交換器のコストアップはさけられないが、今後はこの方式が主流となろう。

ブライン式ヒートポンプに使用する冷凍機は、形式的にはブライン冷却装置である。本機については次項で詳述するが、ヒートポンプとしての特別の機能、たとえば圧縮機吐出ガス利用温水加熱機構(特許出願中)や、ブライン冷却器の防食機構等も備えている。

負荷側熱交換器は、あらためて述べるまでもなく通常のファンコイルユニットあるいはエアハンドリングユニットである。

空気熱源ヒートポンプにおける蓄熱そうは、いわゆる補助熱源としての機能を有する。すなわち、空気熱源の場合は、負荷とヒートポンプ能力が逆特性になるという欠点を有するため、外気温度が低下して暖房能力が不足した場合やウォーミングアップ(起動)時に蓄熱そうの水を利用する。また、安価な深夜電力が利用できる場合は、夜間に蓄熱することによりランニングコストを低下させることもできる。

4. BCH 形ヒートポンプチラー

4.1 構成

密閉形圧縮機・横形シェルアンドチューブ凝縮器・乾式ブライン(水)冷却器・アキュームレータ・制御箱などより構成されたユニットである。冷媒回路・電気回路は工場で完成しているので、現地据付では水配管と電源接続のみ行なえばよく、きわめて簡単である。

4.2 仕様

20トン(15kW)から120トン(90kW)まで、6機種をシリーズ化している。

4.3 ブライン

ブライン式ヒートポンプに使用するブラインは、腐食性のないこと、低価格であることが必要である。このため実用されているのは、エチレンクリコール系のブライン(防食処置をしたもの)である。ブライン濃度は、設置場所の最低外気温度より約15°C低い凍結温度となるように選ぶ。この濃度はシーズンを通して一定であることが必要で、もし薄くなつた場合は補充して再調整する必要がある。

制御箱

コンタクタ・リレー・温湿度・発停サーモなどの制御機器のほか、高低圧開閉器・凍結防止開閉器・油圧開閉器などすべての保護機器を収納している。

圧縮機

油上りや液バックの心配がないメンテナンスフリーの半密閉圧縮機である。また吐き出しがス温度保護サーモ・巻線温度保護サーモなど最新の保護装置を備えている。

三菱Hi/Re/Liシステム

ユニット状態のガスが、冷却器からこのアキュームレータへ帰ってくる。この余分の液は、アキュームレータの内部で凝縮器からの高圧液冷媒から熱を奪って蒸発する。アキュームレータ底部にたまつた油はドロフトにより油戻し管を通って圧縮機へ吸込まれる。

このシステムの特長は
1. 冷却器全体が常にウェットの状態に保たれるので冷却効率が最大である。
2. 圧縮機の吸入ガスは常に乾いた状態で吸入され、液バックが防止される。

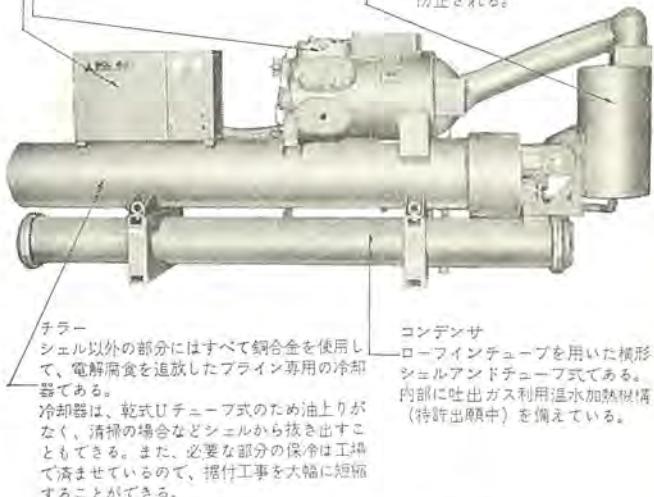


図 4.1 BCH 形ヒートポンプの構成
Composition of model BCH.

表 4.1 BCH 形仕様
Specifications of model BCH.

形 名		BCH-20	BCH-30	BCH-40	BCH-60	BCH-80	BCH-120
電 源		三相、200-220 V, 50/60 Hz					
圧縮機		半密閉形					
電動機容量		14/15	20.5/22	28/30	42/45	56/60	84/90
起動方式		直入			パートワインディング		
コンデンサ		シェルアンドチューブ					
接続(FPネジ)		2	2 ¹ / ₂	2 ¹ / ₂	3	4	4
チラー		シェルアンドチューブ(乾式)					
接続(ビックトリック)		2	2 ¹ / ₂	2 ¹ / ₂	3	4	4
空気側熱交換器							
当社手配外							
制御方式		全自动(Hi/Re/Liシステム)					
容量制御(%)		100, 50, 0	100, 67, 0	100, 50, 0	100, 67, 0	100, 75, 0	100, 67, 0
冷媒		R22(チャージ済)					
冷媒機油		スニソ4G(チャージ済)					
保護装置		高低圧開閉器、溶栓、過電流遮断器、凍結防止開閉器(以下BCH-60以上のもの)、安全弁、油圧開閉器、巻線保護サーモ、吐出温度サーモ					
外形寸法 (mm)	高さ	1,208	1,227	1,280	1,340	1,435	1,555
	幅	2,672	2,692	2,683	3,547	3,596	3,619
	奥行	600	600	640	776	825	825
製品重量(kg)		780	875	985	1,390	1,860	2,490

※1. 400/440 V 電源にても製作いたします。

※2. ヤード方式にても製作いたします。

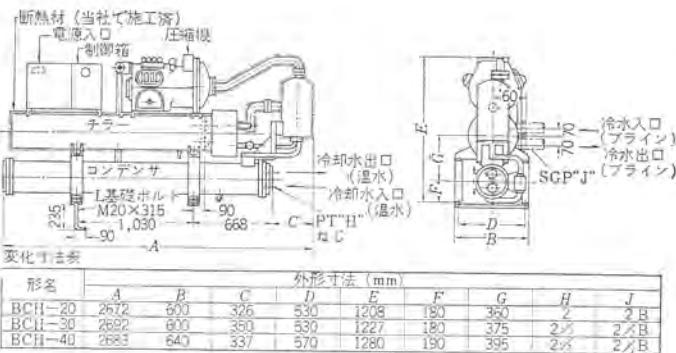
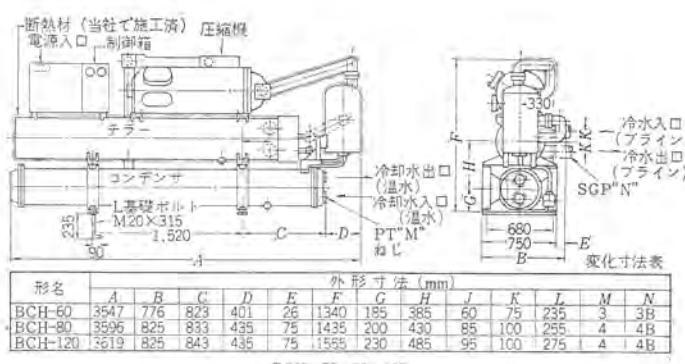


図 4.2 外形寸法



BCH-60・80・120
Outline dimensions.

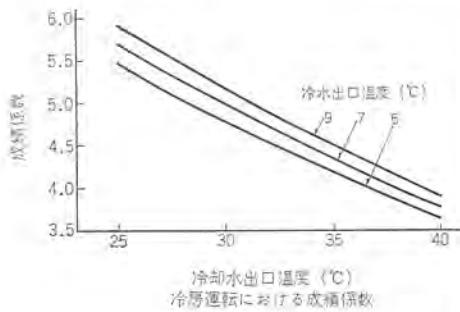


図 5.1 BCH 形の成績係数 (オーブンタワー使用)
C. O. P. of model BCH (open type tower used).

4.4 外形寸法
図 4.2 参照。

5. 成績係数

ヒートポンプの経済的な性能は成績係数 (C. O. P.) によって示される。成績係数とは、外部から与えた仕事 (の熱当量) に対する利用する熱量の割合をいう。電気を直接熱に変えるヒータなどでは、入力以上の熱量を得ることは不可能 (成績係数=1 である) であるが、ヒートポンプでは、冷熱源からくみ上げた熱量とこれをくみ上げるに要した熱量の合計を高熱源へ供給するため、暖房成績係数は必ず1以上を示し、通常 2.5~3.5 程度である。

ブライン式ヒートポンプにおける成績係数の特長は、

(1) 熱源側熱交換器がクローズドタイプの場合は、空気と蒸発 (凝縮) 温度との温度差が若干大きくなり、成績係数が低下することは

否めない。しかし、空気とブライン温度との温度差は小さいので、フロストが少なく、フロストによる成績係数の低下は小さい。

(2) オープンタイプの場合、夏期は潜熱を利用して冷却水を冷却するので、水温が低く成績係数は特にすぐれている。冬期はクローズドタイプの場合と大差ない。

6. むすび

空気熱源ヒートポンプには、今のところいろいろな形式があり、それぞれに特長を有しているが、生れてまだ間がないため、各形式に対する一般的な評価は確立されていない段階にある。

ブライン式ヒートポンプは、現在発表されている形式のなかでは最もユニークな存在であり、われわれはそのメリットを高く評価しているので、今後ともその発展のために微力を尽したいと考えている。

マンションにおける室内温度の立ち上がりシミュレーション

小原英一・山崎起助*

Simulation of Air-Conditioned Rooms in Many Storied Residences

Consumer Products Research Laboratory

Eiichi OHARA・Kisuke YAMAZAKI

Facilities of air conditioning have become indispensable to many storied residences of late. There has been a high degree of desire for the comfort in the living conditions. It has gone so much as that it is necessary to make selection of air conditioners as well as their control in consideration of not only the regulation of room temperature in ordinary time but also of the rising time of the room temperature.

In this article is described, in the air conditioning of many storied residences, if an electronic computer is used to simulate the state of room air temperature rising in the rooms where air heat source pumps are in use and to work on the selection and control of the apparatus according to the difference in the heat characteristics of middle stories and the top story, what economical and comfortable conditions will be made available. The paper is aimed at to serve as a reference in setting up air conditions in constructing buildings.

1 まえがき

最近、高層マンションにおける暖房設備は不可欠のものとなり、そこで居住環境の快適化に対する欲求も高度化し、定常時における室温のコントロールのみならず、空調機の運転をはじめてから設定温度に達するまでの立ち上がり時間を、適当な時間内におさえるために機器を選択あるいはコントロールする必要性が強くなってきた。

公報の面から、多くのシステムが検討されるが、排気ガスのない経済性の高い熱源機器として、さらにマンションの夏季の熱特性から冷房も必要になることから空気熱源ヒートポンプが注目されており、今後その成長が期待されている。

高層マンションのような集合コンクリート住宅では、中間階中央部のように上下左右が他の住戸に囲まれている住戸と、最上階端部のように多面が外気と接している住戸とを比較すると、両者の空調負荷にはかなり大きな差がある。空調機器を選択して設置するとき、この差をどのように考慮すべきかは常に生ずる問題である。

このような空調機器を選択するうえでの問題点を含め、空調環境の快適化を経済的に実現することはわれわれの課題であり、電子計算機を用いた空調環境のシミュレーションは建物の熱負荷の計算、動的な室内温度の変動、いろいろな空調機器システムの経済性や、ランニングコストの経済計算などの問題を検討するうえで有力な手段である。

ここでは高層マンションの一住戸を例にとり、その住戸が中間階中央部および最上階端部にある場合を想定して、空気熱源ヒートポンプを用いて暖房するとき、住戸における暖房スペースの変化、外気温度の変化、ヒートポンプの室内側・室外側の条件変化による能力の変動、および暖房用補助ヒータを一時的にインプットする場合など、室内温度の立ち上がり状況が時間的にどのように推移するかを、電子計算機を用いて検討した。

2. 住戸の概要

図2.1は計算例に用いた住戸の間取り図を示すが、この住戸における暖房スペースの中心は台所を含むリビングキッチン（床面積約22m²）で、ふすまをへだてて和室8畳がある。両室は南に面しており、

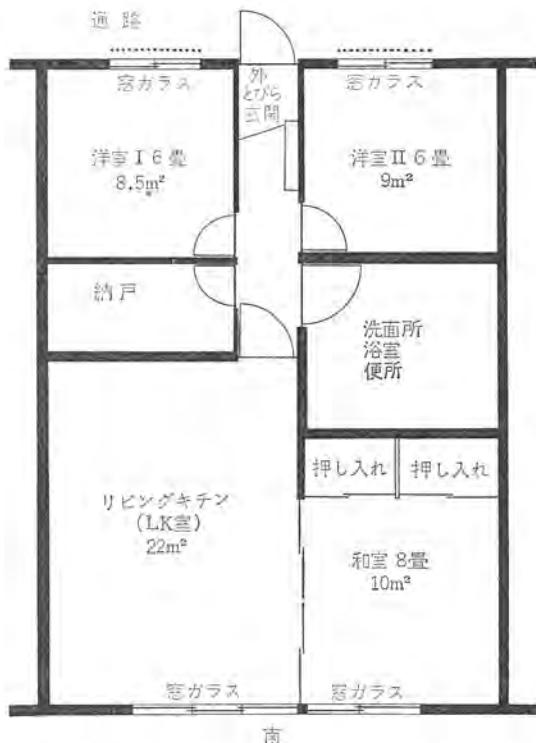


図2.1 高層マンション住戸間取りの一例
Sample of the plan in a many storied residence.

北側には廊下をはさんで東西に6畳相当の洋室I・IIが2室並んでいる。リビングキッチンと洋室Iの中間に物置、和室と洋室IIの中間に洗面所・脱衣所・浴室・便所のスペースがある。

空調機は空気熱源ヒートポンプ（セパレート式）で、標準暖房能力および冷房能力が約6,300 kcal/h、補助ヒータ3kWをもつエアコンとする。

室内側ユニットは住戸のほぼ中央に位置して、各室に冷温風をダクトにより分配して冷暖房を行ない、リターンエアは各室のドア下部にあるガリを通ってヒートポンプにもどる。

暖房スペースは、リビングキッチン・和室・洋室I・IIの2室・廊下および洗面所のスペースの一部である。

3. 計 算

3.1 計算の基礎式

暖房室内からの熱の収支を図3.1に示すようにモデル化して、ヒートバランスの基礎式を求める。ただし、熱流の方向は図3.1の矢印で示す方向を正とする。

室内にインプットされる熱量は、ヒートポンプの能力、蓄熱器の能力、電熱ヒータの能力などの空調機器による熱量、および室内機器から発生する熱量、人体から発生する熱量、日照により窓から直接室内に加えられる熱量など空調機器以外から室内に加えられる熱量の総和(Q)で、時間的に変化する値で与えることができる。このようにして室内に加えられた熱量の一部は、室内空気を暖め(Q_1)、一部は換気によって直接外気に放散(Q_2)され、さらに、暖められた室内空気は、熱伝達によって壁の室内側表面に熱(Q_3)を与えることになる。

壁の温度は熱伝導によって上昇し、その熱の一部は壁内部にたくわえられ(Q_4)、壁室外側表面から熱伝達によって外界に熱を放散(Q_5)する。以上のように、室内に与えられる熱のヒートバランスをモデル化して式に表わすと、つぎのようになる。

$$\begin{aligned} Q &= Q_1 + Q_2 + Q_3 \\ &= C_A \frac{dT_R}{dt} + C_E (T_R - T_0) + \alpha_1 A_R (T_R - T_W) \quad \dots \dots (3.1) \\ Q_3 &= Q_1 + Q_5 \\ \alpha_1 A_R (T_R - T_W) &= C_W \frac{dT_W}{dt} + \alpha_0 A_R (T_W - T_0) \quad \dots \dots (3.2) \end{aligned}$$

上式で、 T_0 はある地方、ある季節の1日の外気温度で、時間的に変化する値である。 T_R 、 T_W は時間的に変化する室内空気の温度および壁の温度である。 C_A は室内空気の熱容量、 C_E は換気の熱容量で、 C_A に1時間あたりのそのへの換気回数をかけた値である。加温あるいは除湿によってせん(潜)熱量が変化するときは、これらの熱容量を時間的に変化する値として扱うことができる。 α_1 は室内空気と壁との室内側壁表面熱伝達率、 α_0 は壁の熱伝導による熱伝達と壁の室外側表面と外界空気との熱伝達を考慮した室外側熱伝達率である。

実際の住戸は、モデルのような単純な構成ではなく、いろいろな構成要素からできているので、熱伝達率および壁表面積をつぎに述べるように換算して単純化する。

へやの壁は、天井・床・東西南北の壁ごとに、材質・窓・間仕切りなどの構成が異なり、また、その壁の外表面は外気・空調あるいは

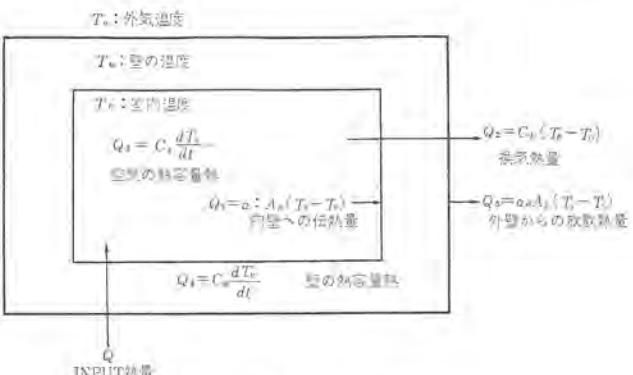


図 3.1 热 収 支 モ デ ル
Heat Balance model.

は非空調室のように接する状態が異なり、このため壁を通して外界へ放散される熱量もちがってくる。

高層マンションのようなコンクリート住宅では、コンクリート壁の熱容量にくらべて、とびら・間仕切り・窓ガラスなどの熱容量は小さく、無視することができる。壁にたくわえられる熱量はすべてコンクリート壁によるもので近似させ、へやの熱伝達表面積(A_R)をコンクリート壁の表面積とし、この値を面積換算の基準値とする。いっぽう、室内空気から壁を通して外界に放散する熱については、とびら・間仕切りおよび窓ガラスからの熱ロスは大きく、コンクリート壁からの熱ロスに比較して無視することはできないので、 A_R を基準とした室外側熱伝達率 α_0 を式(3.3)によって換算する。

$$\alpha_0 = \frac{1}{A_R} \sum_{j=1}^n K_j \cdot \alpha_j \cdot A_j \quad \dots \dots (3.3)$$

式(3.3)の K_j は壁の外表面が、外気・空調室・非空調室に接する状況によって定める「重み係数」である。 $\alpha_j \cdot A_j$ は壁面構成要素すなわち、コンクリート壁・間仕切り・とびら・窓ガラス・天井・床などの各表面積 A_j と、壁面構成要素の熱伝導による熱伝達および壁と外気との熱伝達を考慮した熱伝達率 α_j との積である。

C_W は壁の熱容量で、壁にたくわえられる熱量は $C_W \cdot dT_W/dt$ となり、壁の温度が変化しているとき壁内部の温度分布も変化するので、 T_W は時間的に変化する壁内部の温度分布の関数である。ここでは簡単のため、 T_W を壁の平均温度を用いて近似し、壁内の温度分布からのずれは、室温の立ち下がり温度の実測値から換算して温度分布補正值を求めて補正した。このような近似によって、壁の温度は $\varepsilon \cdot T_W$ となるが、 ε は定数であるから見かけ上熱容量を補正したことになり、壁にたくわえられる熱量は

$$Q_4 = \varepsilon \cdot C_{W0} \frac{dT_W}{dt} \quad \dots \dots (3.4)$$

で表わされる。ただし、 C_{W0} は壁の構造によって定まる熱容量で、定数である。

3.2 計算条件

検討の対象としたマンションは東京に建築されており、東京・1月・晴れの外気条件のもとに、午前6時から暖房をはじめ、午後11時に暖房を停止するパターンを想定して、室内温度および壁面温度の変化状況をシミュレートする。

暖房は便宜上、リビングキッチン+和室=暖房床面積32 m²をAスペース、リビングキッチン+和室+洋室I・II室+廊下+洗面所の一部=暖房床面積約65 m²をBスペースとして、この二つについて検討する。

Aスペースを暖房する場合、Aスペース以外にはダンパーなどで温風を送らないようにするが、完全な締切りが期待できないことや、各室からのリターンエアの混合などによって、このスペースに入る実質的な熱量はヒートポンプ能力の80%であると仮定す。

Bスペースを暖房する場合、ほとんどの熱量がこのスペースに入ると考えられるが、暖房しない部分への熱ロスを考慮して、実質的にこのスペースに入る熱量はヒートポンプ能力の95%であると仮定す。

隣りの住戸に接する壁の熱容量は、隣りの住戸が同様に空調されていると仮定すれば、この面からも壁に熱が与えられるので、見かけ上壁の厚さは半分になるものとする。外気に接する壁あるいは非空調室に接する壁については、このような換算はしない。したがって、中間階中央部の住戸は、最上階端部の住戸にくらべて外気に接する壁面が少ないので、かなり熱容量は小さくなる。

暖房に寄与する壁の熱容量は、夜間、暖房を止めてから朝までの

室温立ち下がり温度の実測値と、シミュレーションによる立ち下がり温度の推定値とを比較したが、壁材の重量に比熱をかけた実質熱容量で計算した値は、実測値よりかなり高い室内温度となり、式(3.4)

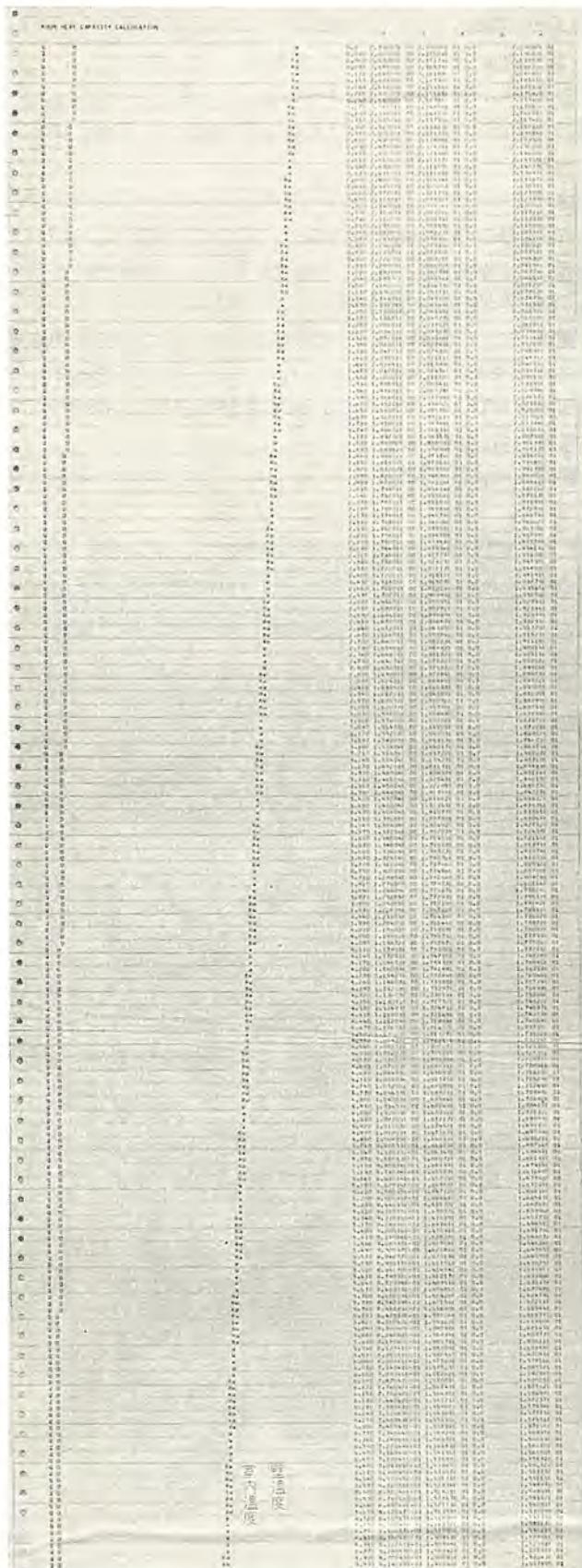


図 3.2 室温立ち下がり状況 (中間階中央, A スペース)
Decreasing room air temperature (center of middle story, A space)

で定義した温度分布の補正値を $1/2$ にすると、推定値と実測値はよく一致した。このため、コンクリート住宅の場合、暖房に寄与する見かけ上の熱容量は、実質熱容量の半分に補正することにした。

このように壁の熱容量の換算を行なうと、中間階中央部の住戸の壁の熱容量は最上階端部の住戸の約 80 % となった。

室内空気の換気回数は 0.5 回としたが、住戸内での空気の循環は暖房 スペースのみならず、住戸全体で行なわれていることになる。

定常時における暖房の室内温度は 22°C で、温度の制御範囲は $\pm 2^{\circ}\text{C}$ として、暖房開始温度から 24°C になるまでヒートポンプを運転する。 24°C になってヒートポンプがオフすると、室温は低下し、 20°C 以下になるとヒートポンプが再び運転するものとする。また、補助ヒータはある一定時間運転するものとする。

3.3 計算例

暖房開始時の室内温度と壁面温度は、室温の立ち下がり状況から定めるが、図 3.2 は、中間階中央部の A スペースにおいて、午後 11 時に室温を 22°C に保ったのち暖房を停止してから、翌朝午前 6 時まで自然放熱するときの室温立ち下がり状況を示す図で、午前 6 時における室内温度は約 15°C である。壁の温度は、暖房停止時には、暖房を開始してから十分時間が経過しており、室温とほぼ同じ温度と仮定している。立ち下がり時には壁面温度と室内空気温度とはほとんど一致して降下する。

最上階端部の午前 6 時における室内温度および壁面温度は、中間階中央部より約 3°C 低く、 12°C である。このときの外気温度は約 2°C である。

暖房開始時を午前 6 時、そのときの温度をそれぞれ 15°C 、 12°C としてヒートポンプと補助ヒータをいろいろな条件で運転して、暖房を行なったときの室内空気温度と、その温度に到達するまでの時間との関係を表 3.1 に示す。

表 3.1 によって暖房室内温度の立ち上がり状況をみると、中間階中央部の A スペースでは、ヒートポンプ能力の 80 % (約 $4,500 \text{ kcal/h}$)、補助ヒータなしで暖房するとき、室温が 15°C から 20°C になるまでの時間はわずか 5 分である。

最上階端部の A スペースでは、ヒートポンプ能力の 80 %、補助ヒータなしで暖房するとき、室温が 12°C から 19°C になるまでの時間は

表 3.1 室内温度の立ち上がり時間比較
Comparison of rising time of room temperatures.

(単位 分)

暖房スペース	住戸の位置 (ヒートポンプ能力+) ヒータ	INPUT 能力 kcal/h $=4,520$ $=6,840$	初期温度 °C 15	室内空気温度 °C					図番号	
				18	19	20	21	22		
A (32 m ²)	中間階中央部	0.8 Q $=4,520$ 0.8 Q+3kW $=6,840$	15	1	2	5	35	83	図 3.3	
	最上階端部	0.8 Q $=4,520$ 0.8 Q+1.5kW $=5,810$ 0.8 Q+2.0kW $=6,240$ 0.8 Q+3.0kW $=6,840$	39	116 (180以上)	3	6	51	115 (ヒータ off)		図 3.5
			12	3	4	26	24 (ヒータ off)			図 3.6
				2	3	5				
B (65 m ²)	中間階中央部	0.95 Q+1.5kW $=6,890$ 0.95 Q+2.0kW $=7,320$ 0.95 Q+3.0kW $=8,180$ 0.95 Q+4.0kW $=9,040$	15	2	3	9	74	138		図 3.7
	最上階端部	0.95 Q+3.0kW $=8,180$ 0.95 Q+4.0kW $=9,040$	12	7	84	166 (180以上)	49 (180以上)	109 (180以上)	60 (180以上)	図 3.8
				4	23	100	110			

1時間56分、20°Cになるまでは3時間以上を要する。補助ヒータ3kWをヒートポンプ能力に加えて暖房するときは、約5分で20°Cになり、補助ヒータを2kWにすると26分で20°C、1.5kWにすると51分で20°Cに到達する。

中間階中央部のBスペースでは、ヒートポンプ能力の95%に補助ヒータ3kW(合計約7,900kcal/h)で暖房するとき、室温が15°Cから20°Cになるまでの時間は約4分で、2kWにすると約5分、1.5kWにすると約9分を要する。

最上階端部のBスペースでは、ヒートポンプ能力の95%と補助ヒータ3kWで暖房するとき、12°Cから19°Cになるまでの時間は1時間24分で、20°Cになるまでの時間は2時間46分である。補助ヒータを4kWにすると、19°Cになるまでの時間は23分、20°Cになるまでは1時間40分となり、ヒータを1kW大きくすると立ち上がり時間は大幅に短くなる。

暖房室内温度の時間的な変化状況を表わす計算例を、図3.3～3.8に示す。各図には、外気温度(O)・室内温度(R)・壁温度(W)・インプット熱量(Q)のカーブを示し、右側には、各時刻におけるそれらの詳細値がアウトプットされている。時間きざみは0.01時間、グラフの目盛範囲は、左端のIがO点を示し、温度については、右側のアウトプット数値のところまで最大25°C、熱量については、最大10,000kcal/hである。

図3.3は、中間階中央部のAスペースにヒートポンプ能力の80%をインプットするときの室温変化状況を示す。図で、室内温度は暖房開始時から10分程度で急速に15°Cから20°Cまで上昇し、それ以後は壁面温度とほぼ平行してゆっくりと上昇している。

図3.4は、図3.3と同じ条件に、補助ヒータ3kWを運転初期に立ち上がりのため、1時間だけ加えたときの室内温度の変化状況を示す。

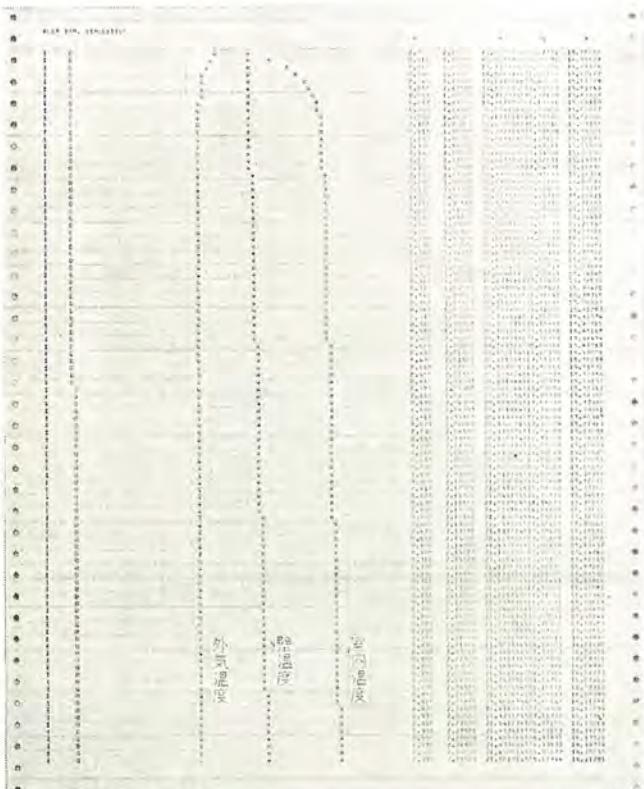


図3.3 室温立ち上がり状況(中間階中央、Aスペース、0.8Q)
Rising room air temperature (center of middle story A space, 0.8Q)

このときのインプット熱量は約6,850kcal/hである。室内温度は25分で暖房上限温度24°Cになり、このときヒートポンプが停止して補助ヒータだけとなり、室温が20°C以下になるとヒートポンプが運転をはじめ室温は24°Cまで上昇する。このような室温の上下サイクルは約7.2分で数回繰り返し、1時間たってヒータがオフになるとヒートポンプは連続運転して、室温は22°Cからゆっくりと上昇する。

図3.5は、最上階端部のAスペースに、補助ヒータなしで、ヒートポンプ能力の80%がインプットされる場合、室温が12°Cから18°Cまで約30分要する。

図3.6は、図3.5の条件に、補助ヒータ3kWを運転初期から1時間だけ加えた場合で、室内温度は12°Cから20°Cまで約5分で上昇し、1時間後にヒータがオフになると、そのときの室温22°Cから19°Cまで下り、以後はゆっくりと上昇する。

図3.7は、中間階中央部のBスペースにヒートポンプ能力の95%と補助ヒータ3kWの熱量7,900kcal/hがインプットされる場合で、室内温度は15°Cから20°Cになるまで約4分で上昇し、以後ゆっくりと推移して、1時間後には22°Cになる。

図3.8は、最上階端部のBスペースにヒートポンプ能力の95%と補

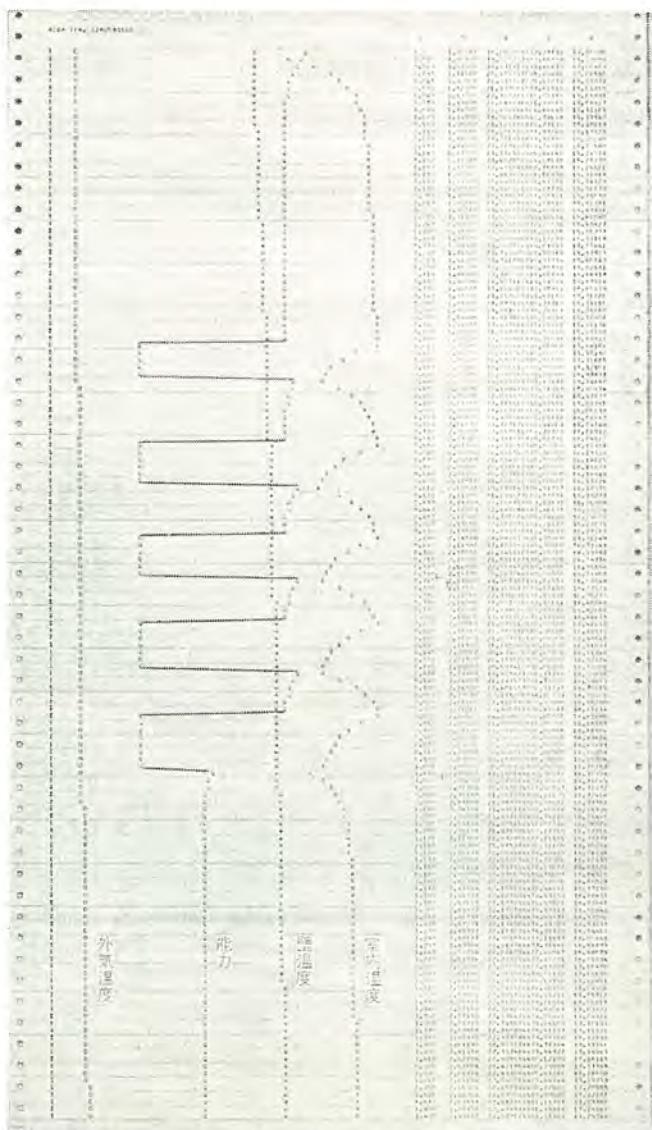


図3.4 室温立ち上がり状況(中間階中央、Aスペース、0.8Q+3kW)
Rising room air temperature (center of middle story A space, 0.8Q+3kW)

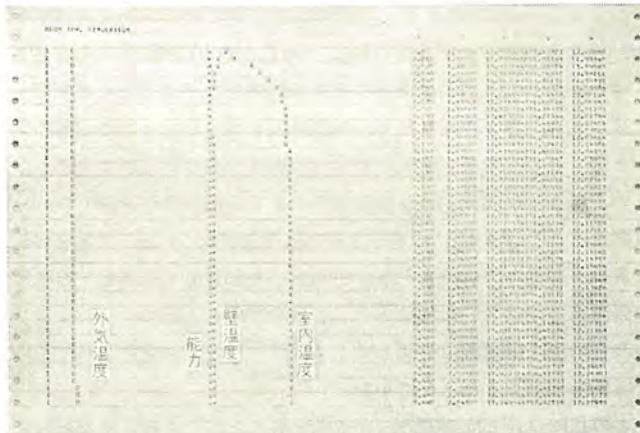


図 3.5 室温立ち上がり状況(最上階端, A スペース, 0.8 Q)
Rising room air temperature (edge of top story, A space, 0.8 Q).

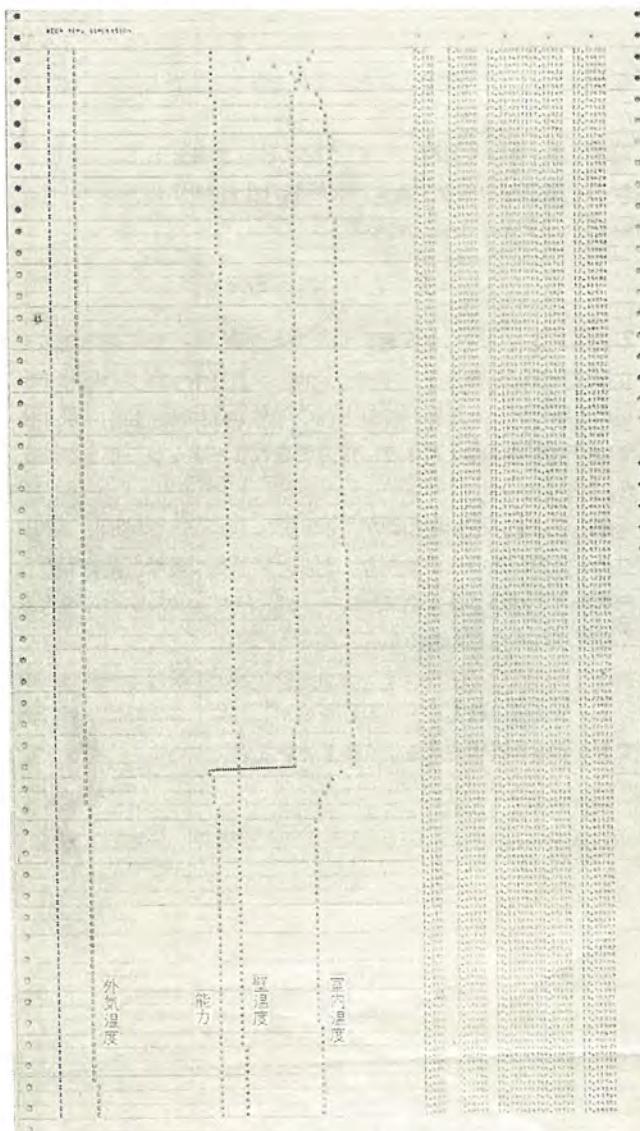


図 3.6 室温立ち上がり状況(最上階端, A スペース, 0.8 Q+3 kW)
Rising room air temperature (edge of top story, A space, 0.8 Q+3 kW).

助ヒータ3 kW がインプットされる場合で、室内温度は12°C から18°C まで、約7分で上昇し、30分後には18.4°C になる。

図3.2～3.8の室内温度の変化状況をみると、暖房開始から10分程度で室内温度は急速に上昇するが、以後はゆっくりと上昇し、

マンションにおける室内温度の立ち上がりシミュレーション・小原・山崎

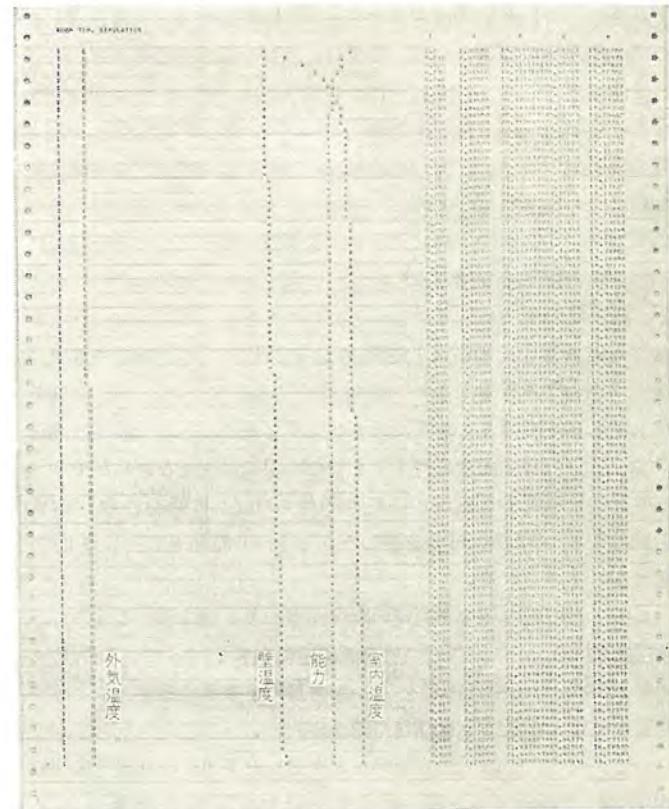


図 3.7 室温立ち上がり状況(中間階中央, B スペース, 0.95 Q+3 kW)
Rising room air temperature (center of middle story, B space, 0.95 Q+3 kW).

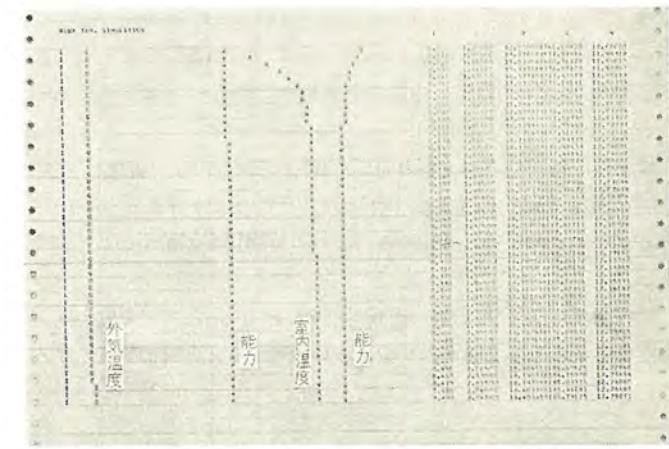


図 3.8 室温立ち上がり状況(最上階端, B スペース, 0.95 Q+3 kW)
Rising room air temperature (edge of top story, B space, 0.95 Q+3 kW)

暖房のインプット熱量が放散熱量にくらべて大きいときには立ち上がり時間は短く、放散熱量よりあまり大きくないときには室内暖房温度に達するまで非常に長くかかるが、これにわずかの熱量をプラスするだけで室温立ち上がり時間を大幅に短縮することができる。

コンクリート壁は熱容量が大きいため、壁面温度はゆっくりと上昇し、図3.4のように暖房能力が熱放散量よりかなり大きな場合でも1時間半で約2.5°C 上昇するだけである。

4. 計算結果の検討

高層マンションにおいては、中間階中央部のように上下左右を他の住戸で囲まれている住戸と、多面が外気と接する壁をもつ最上階端部の住戸とでは熱放散あるいは壁の熱容量などの熱特性にかなりの

差があり、これが室内温度の立ち上がり時間に大きな影響を与えるので、空調機器の選定に際して十分な注意を払う必要がある。

室内温度の立ち上がり状況についてみると、リビング・キッチン・和室を合わせた A スペース（暖房床面積約 32 m²）では、空気熱源ヒートポンプ機の暖房能力の 80%（約 4,500 kcal/h）が、目的の室内を暖房するために使われる熱量とすれば、中間階中央部では室内温度は 5 分で 15°C から 20°C まで上昇しており、暖房機の能力としては十分で、このときの暖房床面積 1 m²あたりの暖房能力は 140 kcal/m²h である。最上階端部では同じ熱量が与えられるとき、12°C から 19°C まで 7 deg 上昇させるのに 1 時間 56 分を要する。中間階中央部で、同じ 7 deg 上昇させるのに 1 時間 23 分を要しており、同じ温度差を上昇させるに要する時間にあまり大きな差はないが、最上階端部では、所定の暖房温度に達するまでの時間には大きな遅れがある。この遅れを補償するためヒートポンプの能力のほかに補助ヒータ 1.5 kW を加えると、1 時間 56 分を要した立ち上がり時間を 6 ~ 7 分に短縮することができる。

このように室内温度を所定の暖房温度に早く到達させるためには、暖房開始時から 10 分程度の室温が急速に立ち上がっている間に、補助ヒータなどの補助熱量を、ベース熱量に上乗せすることによって容易に可能となることは注目に値する。

リビング・キッチン・和室・洋室 2 間などを含めた B スペース（暖房床面積約 65 m²）を暖房するとき、ヒートポンプ能力の 95% と補助ヒータ 3 kW の熱量（約 7,900 kcal/h）がインプットされるとすれば、床面積 1 m²あたりの暖房能力は 121 kcal/m²h となり、中間階中央部では 15°C から 19°C まで 4 deg 上昇するのに約 2 分である。最上階端部では 12°C から 19°C まで 7 deg 上昇するのに 1 時間 24 分を要している。中間階中央部の補助ヒータを 3 kW から 1.5 kW にしても約 3 分であり、この場合、中間階中央部では補助ヒータは不要であろう。

最上階端部での立ち上がり時間を短くするために、補助ヒータを 3 kW から 4 kW にすると 12°C から 19°C まで上昇するのに約 23 分となり、3 kW のときにくらべて約 1 時間程度短縮することができる。

室内温度の変化状況は、暖房開始時から 10 分間ほどで室内空気温度は急激に上昇するが、20 分くらい経過すると非常にゆっくりと

した上向きカーブをたどり、壁面の温度上昇とほぼ平行に推移する。補助熱源を効果的に使うためには、はじめの 10 分間程度を容量いっぱい使用して、あとは徐々にその補助熱量を下げるよう制御すれば、立ち上がり時間は短く、補助熱源をオフしたときの室温の低下を防ぐこともでき、安定な暖房室内温度を保つことができよう。

いっぽう、夜間における自然放熱による室温の低下を防ぐため、夜間、ヒートポンプの間けつ運転あるいは小熱量ヒータなどで熱を補給するのも有効な方法であろう。中間階中央部と最上階端部との初期室内温度の差は 3°C 程度であり、この温度差を上記の方法によって補償すれば、中間階中央部と最上階端部での室温の立ち上がり特性はほぼ等しくすることができる。

この点については建築的にも考慮することができる。すなわち、中間階中央部と最上階端部の住戸における壁と外界との熱伝達率に差があり、これが、夜間自然放熱による室温の立ち下がり状況に影響をおよぼし、朝の暖房開始時における初期室温に差があるので、最上階端部の住戸では外気と接する壁面を断熱して室温の低下を防ぐことによって中間階中央部と同様な室温立ち上がり状況にすることができる。

ここで扱った空気熱源ヒートポンプ機に近い機種として、GUH-30 があり、標準の冷房能力および暖房能力は 6,300/7,100 kcal/h で、補助ヒータ 3 kW をそなえている。

5. む す び

東京にあるマンションを仮定して、空気熱源ヒートポンプ機の立ち上がり特性を検討した結果、従来ヒートポンプの立ち上がりの遅れを指摘される場合があったが、補助熱源の効果的な使用、建物の最上階についての断熱の向上により、十分要求にこたえられることがわかった。

今後、マンションの高層化はいっそう進み、都市公害の防止、冷暖房の必要性の認識のたかまりなどから、無公害であり、騒音も許容値内におさえられてきた空気熱源ヒートポンプは、マンションへの導入も多く考慮されると思われる。

われわれはこのプログラムでマンションの冷暖房に最適な制御方法の検討と、冷暖房の確実性・快適性を検討し、施主および使用者の満足できる環境を提供できるようにしたいと考えている。

往復式冷凍圧縮機の環状吐出弁の運動

川面 恵司*・二川 晓美*・佐保 和生*・大門 啓治**

Dynamic Behaviors on Ring Discharge Valve of Refrigeration Compressor

Central Research Laboratory

Keishi KAWAMO・Akemi FUTAKAWA・Kazuo SAHO

Nagasaki Works Keiji DAIMON

With a ring discharge valve of refrigerator compressor of reciprocating type taken up as an object, study has been made on discharge manifold pressure, rotating speed, spring constant and the maximum lift all of which affect on the valve motion in air and ammonia operation; comparison has been made between these values experimentally obtained and theoretical ones. In the calculation, assumptions were made that the flow coefficient and lifting-force coefficient depend on the valve lift, and also that the coefficient of restriction and the viscous damping factor are definite independent of the valve lift. Based on the concept various constants making the experimental and calculated values identical were set up by a repeated trial method. As a result, the effect of operating conditions on the valve motion was clarified, and the valve speed at which the valve impinges against the valve port and valve stop was obtained in connection with the operating conditions and constructional factors of the compressor. Also it has been made clear that the valve motion in NH_3 gas can be estimated by using physical constants obtained in the air operation.

1. まえがき

往復式冷凍圧縮機の自動弁は、その動作の適否によって圧縮機の性能が大きく左右され、また圧縮機の稼動時には、非常にはげしい運動を繰返すので、弁の強度設計上の観点からも、その運動状況を十分に握しておくことが重要である。

弁運動に関する研究としては、M. Castagliola⁽¹⁾が弁前後の圧力差にもとづく流れの式と弁の運動方程式をクラクの回転角の関数として表わすことにより弁運動を理論的に検討したのをはじめとして、多くの研究者⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾によって種々の圧縮機を対象に理論的、実験的検討がなされている。また、弁運動を理論的に検討する場合、流量係数、抗力係数、反発係数、粘性減衰係数などの物理的諸定数を選定する必要があり、これに関して実験的検討あるいは弁運動の実験結果と計算結果の比較による検討が種々なされている^{(5)~(12)}。しかし、これらの物理的諸定数は弁の寸法、形状および弁揚程などに依存するので^{(4)~(7)}、これらの報告の結果を用いて弁の運動状態を定量的には握るには種々な困難な問題を生じる。

そこで筆者らは往復式冷凍圧縮機の環状吐出弁の運動について、吐出側圧力、弁ばねのねかた(剛)さ、回転数、最大揚程、使用ガスなどをパラメータとして、運転条件をかなり広範囲に変えて実験するとともに、Castagliolaと同様の数学的モデルを設定して弁運動を解析し、計算結果と実験結果を対比して物理的諸定数を選定することにより弁の運動状況を検討した。さらに弁が弁座あるいは弁受けに衝突する速度と運転条件や構造上の諸因子との関係や、使用ガスが弁運動におよぼす影響などについても検討した。

2. 理 論

2.1 仮 定

弁運動を解析するにあたり、以下の仮定を設ける。

- (1) 弁の振動系は、弁および線形のねかたさを有する弁ばねで構成される粘性減衰を有する1自由度の振動系とみなす。
- (2) 弁揚程は弁座および弁受けにより限定されるとする。

(3) 圧縮および吐出行程中のシリンダ内のガスの過程は断熱変化とみなす。

(4) 弁と弁座のすき(隙)間のガスの流れは一次元の定常流とみなし、ピストン速度はガス中の音速に比べて十分小さく、ガスは共振現象を起こさないと考える。

(5) 流量係数および抗力係数は弁揚程に依存するとみなす。

2.2 基礎方程式

図2.1に往復式冷凍圧縮機の概略を示す。同図に示す環状吐出弁の運動に関する基礎方程式について以下に述べる。

(1) 流れの式

圧縮行程では、ガスの状態変化の式は、仮定(3)より

$$pv^k = \text{一定} \quad \dots \dots \dots (2.1)$$

で与えられる。ただし、 v はそれぞれ任意の時刻におけるシリンダ内のガスの圧力、比体積であり、 k はガスの比熱比である。

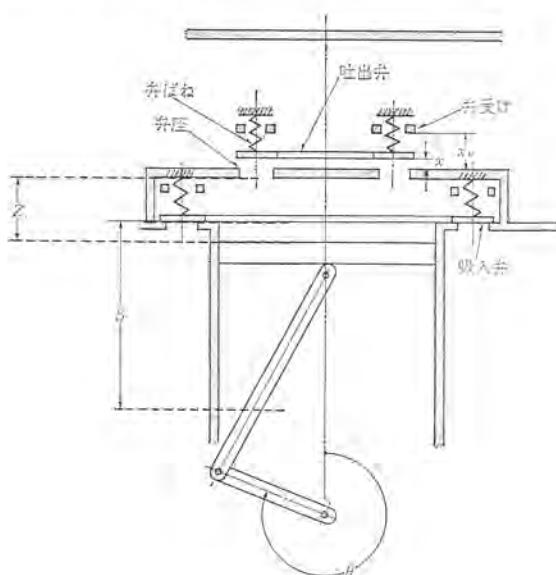


図2.1 圧縮機の概略図
Schematic diagram of compressor

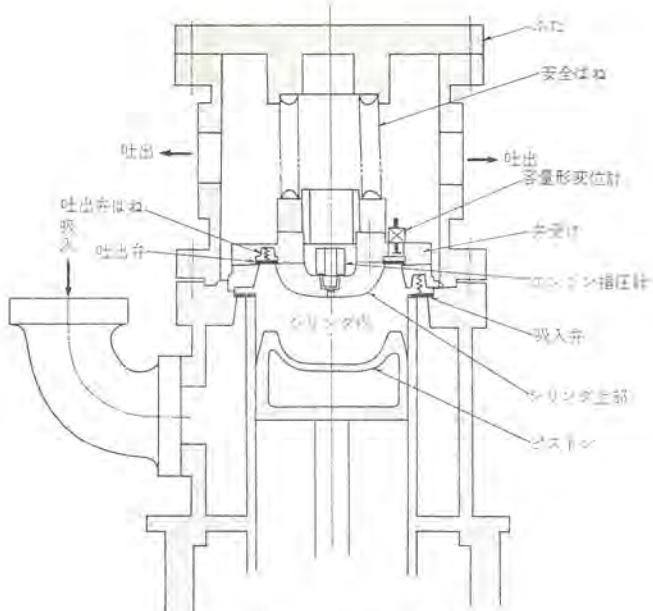


図 3.1 供試圧縮機の構造断面
Cross section of compressor used for experiment.

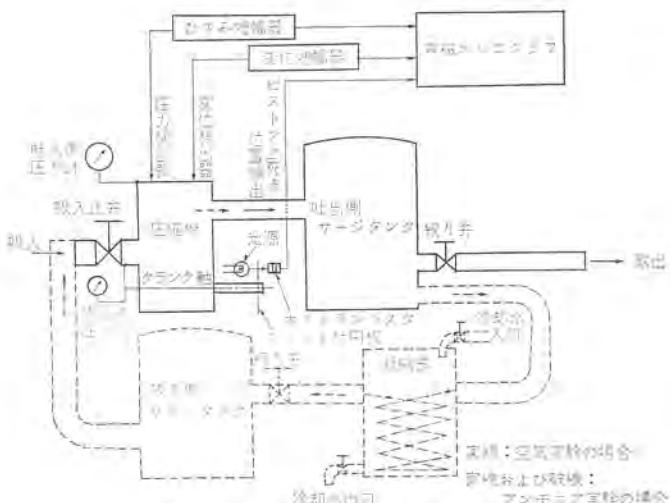


図 3.2 弁運動測定装置の概略
Schematic diagram of valve motion measuring system.

(3) ピストンの位置

図3.2に示すように、圧縮機のクランク軸端にスリットを設けた円板を取り付け、ホトランジスタによりピストンの上死点の位置を検出するようにした。

3.3 実験条件

本実験で選定した条件はつきのとおりである。

(1) ガス

使用ガスは空気とアーティアとした。

(2) 叶出侧压力

吐出側圧力は、空気運転の場合には、絞り弁を調節して0, 2, 4, 6 atg に設定した。またアンモニア運転の場合には、絞り弁、冷媒封入量、凝縮器の冷却水量を調節して11.7 atg としを。

(3) 弁ばねのかたさ

ばね定数が 2.35, 4.51 および 8.09 kg/mm の 3 種類の弁ばねを用いた。

(4) 回転数

614, 720, 828 および 935 rpm の 4 段階の回転数を選定した。

(5) 弁の板厚と最大弁揚程

弁の板厚を 1.5, 1.8 および 2.1 mm に変えて、最大弁揚程を 1.55, 1.85 および 2.15 mm の 3 段階に変化させた。

4. 結果と検討

4.1 計算結果と実験結果の比較

弁運動の計算結果と実験結果の適合度を検討する場合、流量係数、抗力係数、反発係数、粘性減衰係数などの物理的諸定数を適切に選定する必要がある。本計算ではこれらの諸定数をパラメータとして反復試行を繰り返し、実験結果と対比させたので、以下にその概要を述べる。

(1) 流量係数と抗力係数

流量係数 K_c および抗力係数 C_d については、W. Upfold⁽¹⁰⁾が実験により $K_c=0.73$ 、 $C_d=0.264$ の値を求め、弁運動の計算ではこれらの値は弁揚程に関係なく一定として取り扱った報告やこれらの値は弁揚程や弁の寸法、形状に依存し、弁運動の計算ではこれを考慮すべきであるとした M. Wambsganss ら^{(4)~(9), (11), (12)}の報告などがある。本検討ではこれらの係数は弁揚程に依存するとみななし、流量係数については竹中の実験⁽¹³⁾および N. Dollezel の式⁽⁴⁾にもとづいた付録に示す式を、また抗力係数については弁揚程に一次的に依存するとみなした付録に示す式⁽⁵⁾を用いて計算した。

(2) 反発係数と粘性減衰係数

反発係数に関しては、W. Upfold⁽¹⁰⁾が実験から 0.2 ± 0.05 の値を求めている。また粘性減衰係数については、M. Castagliola ら^{(1), (3)}はこれを無視し得るとみなして解析しているが、M. Wambsganss⁽⁶⁾は弁運動の解析ではこれを考慮すべきであると報告している。そこで筆者らはこれらの影響を考慮して弁運動を解析し、反発係数は $0.15 \sim 0.6$ の範囲で 0.05 おきに、また粘性減衰に関する係数 ζ は $0 \sim 0.6$ の範囲で 0.025 おきにおのの変化させて検討したところ、反発係数が大きく、粘性減衰係数が小さいほど弁の振動は増大し、反発係数が 0.20 、粘性減衰に関する係数 ζ が 0.35 の場合、計算結果は実験結果とすべての運転条件に対してよく一致した。

図4.1～図4.5に空気運転時における弁運動の実験結果と計算結果を対比して示す。図4.1と図4.2にはそのときのシリンダ内圧力の変化の同様な結果も併記した。図4.1～図4.5にみられるように、物理的諸定数を上記のように選定することにより、計算結果を各運動条件に対する実験結果によく一致させることができた。本検討では流量係数および抗力係数は付録に示すように仮定したが、これらの値は弁の運動状態に大きな影響をおよぼすので、その一般性についてはさらに詳細な検討が必要であると考えられる。

4.2 弁運動における運転条件の影響

(1) 吐出側圧力の影響

図4.1と図4.2に、回転数614 rpm、弁揚程2.15 mm、弁ばね定数4.51 kg/mmの条件で、吐出側圧力を2atgと6atgとした場合の弁の運動状況の一例を示す。吐出側圧力が小さい場合には、図4.1のように、弁は大きな振幅で振動し、吐出行程中に数回弁受けに衝突するが、吐出側圧力を増大させると、弁の押し下げ力が増大し、弁運動はしだいに抑制され、図4.2にみられるように、開口時に弁が弁座に衝突した後は、比較的小さな振幅で振動しながら徐々に閉じる傾向がある。

(2) 回転数の影響

図4.3は図4.2の実験条件で、回転数を614 rpmから828 rpm

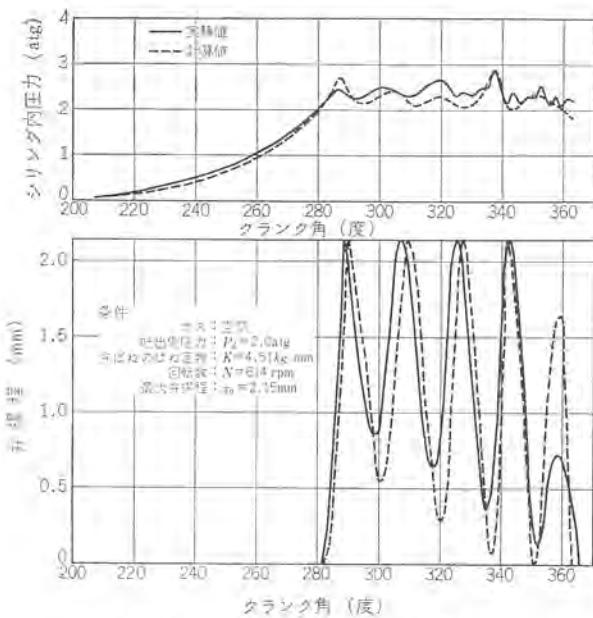


図 4.1 実験結果と計算結果の比較 (1)
Experimental-theoretical correlation (1)

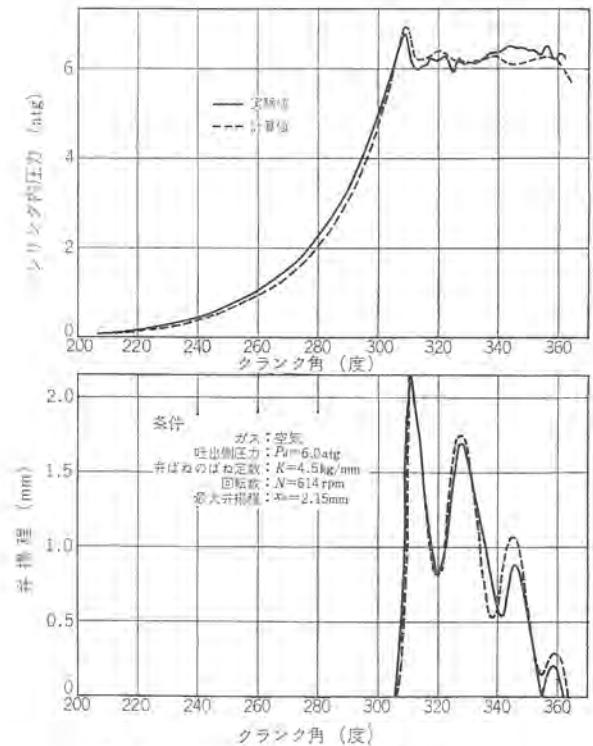


図 4.2 実験結果と計算結果の比較 (2)
Experimental-theoretical correlation (2).

に変化させた場合の弁運動の一例である。両図より、回転数の増加とともに弁の振幅はしだいに減少することがわかる。

(3) 弁ばねのばね定数の影響

図 4.4 は 4.2 の実験条件で、弁ばねのばね定数を 4.51 kg/mm から 2.35 kg/mm に減少させた場合の弁運動の一例である。ばね定数が減少すると弁の振動系の周期が増大するので、吐出行程における弁の振動回数は減少し、ばね定数が極度に低い場合、すなわち弁ばねのない場合には、吐出行程中に弁が弁受けに停留し閉じ遅れ現象を生じる。逆にばね定数を増大すると、弁の振動系の周期が減少するため、弁の動振が増大する傾向がみられる。

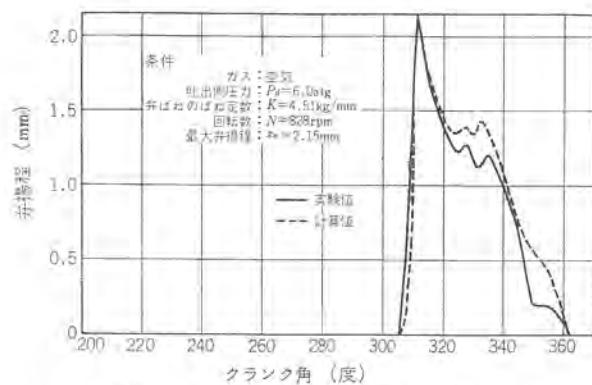


図 4.3 実験結果と計算結果の比較 (3)
Experimental-theoretical correlation (3).

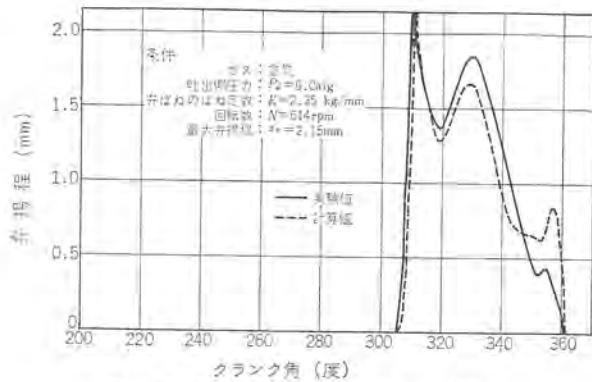


図 4.4 実験結果と計算結果の比較 (4)
Experimental-theoretical correlation (4).

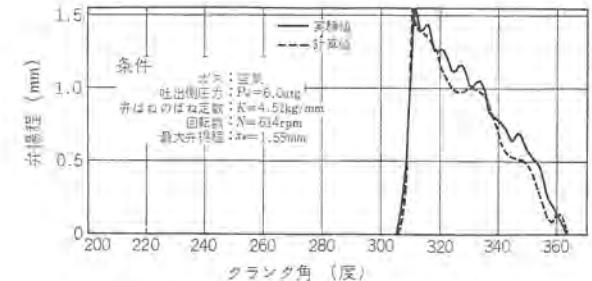


図 4.5 実験結果と計算結果の比較 (5)
Experimental-theoretical correlation (5).

(4) 最大弁揚程の影響

図 4.5 は図 4.2 の実験条件に対して、弁の板厚を増加させて最大弁揚程を 2.15 mm から 1.55 mm に減少させた場合の弁の運動状況の一例である。この場合弁の重量も同時に変化しているが、最大弁揚程を減少させ、同時に弁重量を増加させると、本実験範囲では、弁の振動は減少する傾向がある。

4.3 弁の弁座および弁受けへの衝突速度

弁運動の計算結果から、本検討範囲では開口時に弁が弁受けに衝突する速度のほうが、弁の閉じ終りに弁座へ衝突する速度よりも大きいことが判明した。弁が弁受けあるいは弁座へ衝突する速度は弁の寿命に大きな影響をおよぼすので⁽³⁾、この衝突速度におよぼす諸因子の影響を十分に握し、できるだけ衝突速度を小さくすることが重要である。

図 4.6 は最大弁揚程 2.15 mm 、弁ばねのばね定数 4.51 kg/mm の条件で運転した場合に、弁の弁受けへの衝突速度と吐出側圧力の関係を回転数をパラメータとして示したものである。吐出側圧力が 12 atg までの範囲では、吐出側圧力および回転数が高いほど、弁が弁

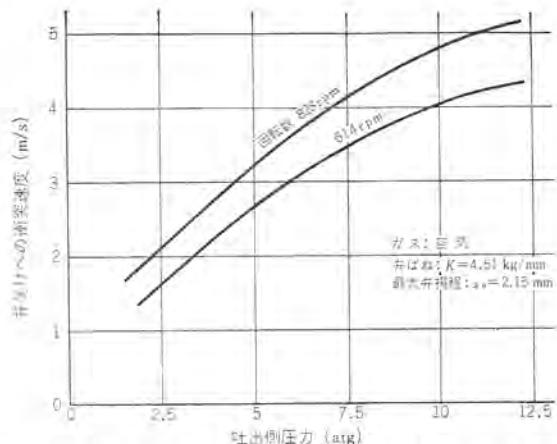


図 4.6 弁受けへの衝突速度と吐出側圧力との関係
Relation between impact velocity at stop and discharge manifold pressure.

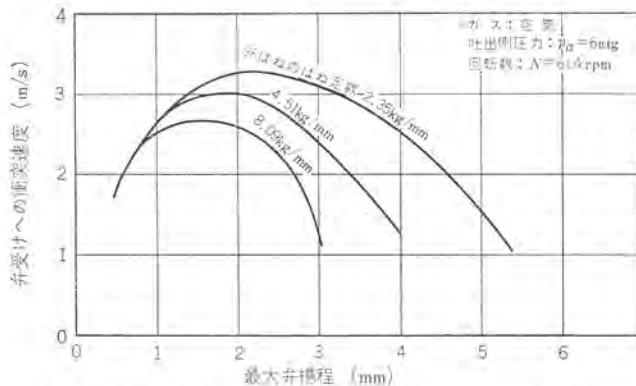


図 4.7 弁受けへの衝突速度と最大弁揚程との関係
Relation between impact velocity at stop and max. valve displacement.

受けへ衝突する速度は増大する。

図 4.7 は回転数 614 rpm, 吐出側圧力 6 atg の条件で運転した場合に、弁の弁受けへの衝突速度と最大揚程の関係をばね定数をパラメータにして示したものである。図 4.7 にみられるごとく、最大弁揚程が 6.0 mm までの範囲では、最大弁揚程が 1.6 mm～2.4 mm の場合に、衝突速度は最大になり、最大弁揚程が 0.7 mm 以下では、衝突速度はばね定数の相違にほとんど影響されないが、0.7 mm 以上の最大弁揚程では、ばね定数の相違が大きな影響をおよぼし、とくに最大弁揚程が大きい場合には、弁ばねのばね定数いかんによつては開口時に弁が弁受けに衝突しなくなる。

以上の結果から、所定の運転条件で、圧縮機の効率を低下させることなく、弁が弁受けへ衝突する速度を緩和し得るような弁ばねのばね定数および最大弁揚程を選定することができる。

4.4 弁運動におよぼす冷媒の影響

以上は空気運転時における弁運動に関する検討結果であるが、つぎにアンモニアガスを用いた場合の弁運動について検討する。

図 4.8 は一例として回転数 614 rpm, 最大弁揚程 2.15 mm, 弁ばねのばね定数 4.51 kg/mm, 吐出側圧力 11.7 atg の条件に対する実験結果と計算結果を比較して示したものである。本計算では、流量係数、抗力係数、反発係数、粘性減衰係数は空気運転の場合と同じ値を用いた。図 4.8 から明らかなように、計算結果は実験結果と比較的よく一致していることがわかる。回転数、吐出側圧力、弁ばねのばね定数などを変えた場合についてもほぼ同様の結果が得られたので、空気運転の場合の諸定数を用いてアンモニア運転の場合の

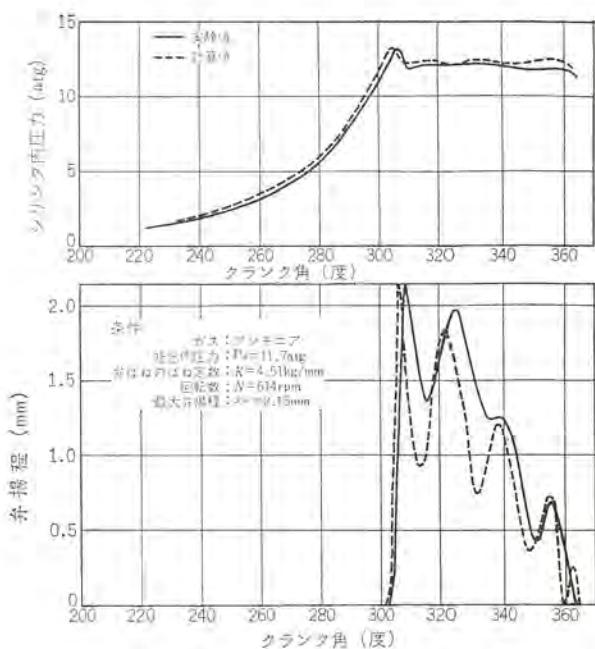


図 4.8 アンモニア運転時の弁運動
Valve motion in NH₃ gas.

弁の運動状態をほぼ推定し得るとみなしてさしつかえないと考えられた。

5. むすび

往復式冷凍圧縮機の環状吐出弁の運動におよぼす吐出側圧力、回転数、弁ばねのばね定数および最大弁揚程の影響を空気およびアンモニアガス中で実験的に調べ、同時に理論計算値との比較検討を行なった。本検討で得られた結果を要約すればつぎのようになる。

(1) 流量係数、抗力係数は弁揚程に依存するとみなした付録に示す式を用い、反発係数を 0.2、粘性減衰に関する係数 μ を 0.35 に選定すると、計算結果はすべての実験結果とよく一致した。

(2) 本実験条件の範囲では、吐出側圧力および回転数が高く、かつ弁ばねのばね定数および最大弁揚程が小さいほど、弁の振動は小さくなる。

(3) 開口時に弁が弁受けに衝突する速度は、閉じ終り時に弁が弁座に衝突する速度よりも大きい。また弁受けへの衝突速度は吐出圧力および回転数が高いほど大きく、ある弁ばねのばね定数に対しこの衝突速度が最大になる弁揚程が存在する。

(4) アンモニアガスを用いた場合の弁運動は、空気運転に対する物理的諸定数を用いてほぼ推定することができる。

なお、本検討では、物理的諸定数は計算結果と実験結果と対応させて選定したが、とくに流量係数および抗力係数は弁の寸法、形状や圧縮機の弁まわりの構造に依存し、これらの値は弁運動に大きな影響をおよぼすので、これらの諸定数の一般性についてはさらに詳細な検討が必要であると考えられる。

以上、往復式冷凍圧縮機の吐出弁の運動におよぼす諸因子の影響が定量的に明らかになり、これらの結果より冷凍機の性能および信頼性の向上に寄与することのできる種々の基礎的知見が得られた。

参考文献

- (1) M. Castagliola : Jr. Appl. Mech., 17, No. 4, 415 (1950)
- (2) J. Maclare : Proc. Inst. Refrig., 227, (1953/1954)

- (3) S. Steindel : Archiwum Budowy Maszyn, 11, No. 2, 311 (1964), あるいは冷凍, 42, No. 474, 333 (1967)
- (4) N. Dollezel : ibid
- (5) M. Frenkel : ibid
- (6) M. Wambganss, R. Cohen : Proc. XII Inst. Congr. Refrig. 8, No. 4, 209 (1967)
- (7) M. Wambganss, R. Cohen : Proc. XII Inst. Congr. Refrig. Paper No. 3, 39 (1967)
- (8) J. Payne : Thesis 68-6342, University of Purdue, (1967)
- (9) 鍾口(金), 鍾口(健) : 冷凍, 40, No. 449, 234 (1965)
- (10) R. Upfold : Thesis, University of New South Wales, (1967)
- (11) G. Lorentzen : Refrig. Engng. (1952)
- (12) 宝谷, 長岡 : 冷凍, 34, No. 384, 760 (1959)
- (13) 竹中, 山根, 岩水 : 日本機械学会論文集, 29, No. 207, 1766 (1963)

付 錄

(1) 流量係数の式

$$\left(\frac{2x}{b_0}\right)_{C_r} > \frac{2x}{b_0} :$$

$$K_C = \beta_1 \left(\frac{2x}{b_0} \right) \left[2 \left(\frac{2x}{b_0} \right)_{C_r} - \left(\frac{2x}{b_0} \right) \right]$$

$$\left(\frac{2x}{b_0}\right)_{C_r} < \frac{2x}{b_0} :$$

$$K_C = \beta_3 \left[0.2 + \left(\frac{2x}{b_0} \right) \right]^{-\beta_2}$$

ここで, β_1 , β_2 , β_3 および $(2x/b_0)_{C_r}$ は以下の式で与えられる。

$$\beta_1 = \frac{\beta_3}{x_j} \cdot \frac{[0.2 + x_j]^{-\beta_2}}{\left[2 \left(\frac{2x}{b_0} \right)_{C_r} - x_j \right]}$$

$$\beta_2 = 1.14 - 0.77 \left(\frac{b_0}{b} \right)$$

$$\beta_3 = 0.05 + 0.56 \left(\frac{b_0}{b} \right)$$

$$\left(\frac{2x}{b_0}\right)_{C_r} = 0.0014 \times 4.93^{b/b_0}$$

なお, b_0 , b はそれぞれ弁座孔幅および弁の幅であり, x_j は次の式で与えられる。

$$x_j = \frac{(1+\beta_2) \left(\frac{2x}{b_0} \right)_{C_r} - 0.2 + \sqrt{\left\{ (1+\beta_2) \left(\frac{2x}{b_0} \right)_{C_r} - 0.2 \right\}^2 + 0.8 \left(1 + \frac{\beta_2}{2} \right) \left(\frac{2x}{b_0} \right)_{C_r}}}{2 + \beta_2}$$

(2) 抗力係数の式

$$C_D = \frac{A_D}{A_v} (1 - K_D x)$$

ここで, A_D は弁座孔の面積であり, K_D は抗力係数が弁揚程に一次的に漸減する割合を表わす係数で, 実験結果と計算結果との比較により選定する。

密閉形圧縮機技術

越桐喜一*・高田宏*・標博雄*・戸崎保弘*・田中満*

Hermetic Compressor Technique

Shizuoka Works Yoshikazu KOSHIGIRI・Hiroshi TAKADA・Hiroo SHIMEGI
Yasuhiro TOZAKI・Mitsuru TANAKA

In the refrigeration and air conditioning industry, the compressor is a heart to the operation of refrigerating cycle. Nowadays, the compressors of the capacity ranging from fractional horsepower till ten-odd integral horsepower are built hermetically sealed. The range of these series are now expanding upwards. They have merits of the low rate of failure, maintenance free and low noise. To build these machines with high performance and high reliability, it has to be backed up by a good many items of basic technical know-how.

This article describes in brief Mitsubishi hermetic compressors and correlated technique with them.

1. まえがき

三菱電機における密閉形圧縮機の製造は、戦前からの長い歴史を有し、戦後もいち早く他社に先がけて当時の米占領軍からの冷蔵庫の注文を多数受けて納入して以来二十数年、蓄積された技術と一部米国ウェスチングハウス社との技術提携により、常に新製品開発と技術改良に努力してきた。この間にあって早くから2極圧縮機の研究開発を手がけ、4極圧縮機から2極圧縮機への全面的な切り換えを行ない、現在90Wから7.5kWまでの圧縮機をそれぞれ特長ある構造を生かしたシリーズとして連ね、各種法規・規格に十分適合し、ユーザの要求の多様性に応じた多種類の特長ある圧縮機の供給を行ない、要望にこたえている。また常に製品開発と改良、品質保証に努めており、その背景となる基礎、周辺、関連技術については当社中央研究所・商品研究所、ならびに一部、外部メーカーおよび機関の強力な援助のもとに確立がなされている。本報告はそれら技術の概要の紹介であるが、それに先立ってまず製品の紹介をする。

2. 製品一般紹介

2.1 仕様概要

表2.1に示すとく前記90W～7.5kWの圧縮機を主としてVA, VBないしVR, VC, VDの五つの製品系列で連ねており、それぞれ冷蔵庫用・小形空調機用・中形空調機用・大型空調機用と概略使い分けられている。また電源については標準の単相100V・200V、三相の200V以外に、あとに示すように、輸出向け、住宅機器用あるいは車両冷房装置用として特殊電圧仕様のものも製作しており、幅広い電圧周波数保証範囲と合わせ、標準化と多様化の併立を可能とし、顧客の多様な要求に応じられるようにしてある。

2.2 構造および特長

2.2.1 VA系列

主として冷蔵庫用に使用されている圧縮機で、構造は図2.1に示すとくシリンダブロックとフレームが別物となっており、4本のボルトで両者が締結されている。ブロックの両側には減衰度が高く、かつしゃ音効果の大きい吸入側・吐出側とも2段の鉄物マフラーを備えている。ガス圧縮機構はスコッティヨークである。2極圧縮機の一般的特長の小形軽量という以外に、特にすぐれた点を1～2あげる。

表2.1 密閉形圧縮機概要一覧
Hermetic compressors, general specification.

用途	形名	称呼W	電源	冷却能力kcal/h	効率kcal/h·cc	冷媒	動機式
低温用	VA-065 R	90	単相 100V 50/60Hz	66	16.9	R-12	CSIR
	VA-065 U	90	単相 110V 50/60Hz	66	16.9	R-12	CSIR
	VA-065 V	90	単相 200/240V 50Hz	※55	14.1	R-12	CSIR
	VA-085 R	100	単相 100V 50/60Hz	87	18.5	R-12	CSIR
	VA-085 U	100	単相 110V 50/60Hz	87	18.5	R-12	CSIR
	VA-085 V	100	単相 200/240V 50Hz	※70	14.9	R-12	CSIR
	VA-090 R	110	単相 100V 50/60Hz	95	20.2	R-12	CSIR
	VA-110 R	130	単相 100V 50/60Hz	112	21.5	R-12	CSIR
	VA-110 U	130	単相 110V 50/60Hz	112	21.5	R-12	CSIR
	VA-110 V	130	単相 200/240V 50Hz	※94	18.1	R-12	CSIR
高温用	VB-180 R	500	単相 100V 50/60Hz	1,780	140.2	R-22	PSC
	VB-180 S	500	単相 200V 50/60Hz	1,780	140.2	R-22	PSC
	VB-190 R	600	単相 100V 50/60Hz	2,180	147.3	R-22	PSC
	VB-190 S	600	単相 200V 50/60Hz	2,180	147.3	R-22	PSC
	VB-240 R	750	単相 100V 50/60Hz	2,770	155.6	R-22	CSR
	VB-240 S	750	単相 200V 50/60Hz	2,770	155.6	R-22	PSC
	VB-240 T	750	三相 200V 50/60Hz	2,770	155.6	R-22	IR
	VR-160 R	500	単相 100V 50/60Hz	2,060	186.2	R-22	PSC
	VR-190 R	600	単相 100V 50/60Hz	2,650	193.0	R-22	PSC
	VR-240 R	750	単相 100V 50/60Hz	2,930	178.1	R-22	CSR
空調用	VC-375 S	1,200	単相 200V 50/60Hz	4,550	144.9	R-22	CSR
	VC-375 T	1,200	三相 200V 50/60Hz	4,550	144.9	R-22	IR
	VC-475 T	1,500	三相 200V 50/60Hz	5,560	148.7	R-22	IR
	VD-024 T	2,000	三相 200V 50/60Hz	7,200	135.8	R-22	IR
	VD-030 T	2,500	三相 200V 50/60Hz	9,100	144.4	R-22	IR
	VD-036 T	3,000	三相 200V 50/60Hz	11,000	147.1	R-22	IR
	VD-048 T	3,750	三相 200V 50/60Hz	14,700	144.7	R-22	IR
	VD-054 T	3,750	三相 200V 50/60Hz	16,000	142.6	R-22	IR
	VD-060 T	4,500	三相 200V 50/60Hz	18,300	145.2	R-22	IR
	VD-072 T	5,500	三相 200V 50/60Hz	21,700	145.1	R-22	IR
	VD-090 T	7,500	三相 200V 50/60Hz	27,100	144.9	R-22	IR

(1) 低騒音・低振動かつ高性能である

入念に設計された吐出・吸入弁構造により、ポンプ本体の振動・騒音が非常に小さくなっています。さらに体積効率がたいへん良く高性



図 2.1 VA 形圧縮機
Cutaway view of type VA compressor.

能である。またシリンダブロックと反対側の位置のフレームにカウンタマスを設け、支持バネと吐出配管をポンプ本体重心付近にセットすること(これらは特許として申請されている)、および支持バネ・吐出配管のサージング、クラク軸カウンタマスの量を吟味することにより、運転中はもとより起動停止時における振動騒音が著しく小さくなっている。

(3) 高信頼性である

加工精度・異物水分の非常にきびしい管理、使用材質の吟味に加えて前記の構造的特長もあって、非常に低い不良率で生産されている。また開発時における超過酷加速寿命試験によるほかに、ぬきんでたすぐれた耐久性、および量産品の定期的なサンプリングチェックによる品質保証は十分にいき届いている。

2.2.2 VB 系列

主として小形空調用圧縮機として開発されたもので、構造は図2.2に示すとくVA系列と同様ガス圧縮部が上方にあり、下方のモータハウジングで完全に包み保護すると同時に、上部のシリンダハウジングと4本のSTネジで締結されている。ガス圧縮機構はピストンコンロッドタイプでシリンダの両側に、厳密に理論的に設計された板金製の消音器を備え、全体のポンプ構造を特許構造のヘリカルスプリングを使ってのコンパクトな、しかも柔らかい支持でケース内に納めている。また全体のポンプの高さを小さくするため、クラク軸のカウンタマスをシリンダハウジング内のデッドスペースを利用して納め、さらに電源端子との内部接続部は特許構造のクラスタを利用して3本一緒にガラス端子にしっかりと締結し、信頼性を確保している。このほか特筆すべき点を要約するところである。

(1) オールアルミダイカスト構造

シルバーコンプレッサというペットネームの本コンプレッサは、ピストン・コンロッド・シリンダハウジング・モータハウジングなど主要部品は、すべて成形的に吟味された材料を使用してアルミダイカストで製作され、高生産性・軽量化に役立っている以外、機能的にも、その放熱特性の良さが生かされて、軸受耐久性向上や吐出ガス温度の低下に役立ち、著しく信頼性を高めている。

(2) 体積効率が良い

ユニークな弁形状設計と吸入ガスのスパヒートを押えて、かつ吸入抵抗の小さい消音器の採用を技術的に可能にしたため、小さなストロークボリュームで著しく大能力が発揮でき、すなわち体積効率が良い。

(3) 低騒音・低振動

VA系列での考え方を本機にも適用し、さらに前述の支持バネ、結合消音器の特長、ケースの固有振動数を吟味した設計の付加もあり、VA系列同様著しく騒音振動が低く、当社ルームクーラ超静音“静と力”的原動力となっている。本機もVA同様多くの特許がある。

2.2.3 VC 系列

主として中形空調用圧縮機として開発されたもので、構造は図2.3に示すとく、ガス圧縮部分を下方に、モータをクラクケースの上部に焼きバメしてある。ガス圧縮機構は、ピストンコンロッドタイプでVD系列と同一のシリンダ径として、部品の共通化をはかっている。おもな特長をつぎに示す。

(1) 静謐な運転

吸入管からケース内にはいったガスは、モータのエアギャップとロータの通風孔を通って、クラクケース部に設けられた吸入マフラーにはいり、そこからシリンダヘッド・吸入弁を通ってシリンダにはいるため、吸入の音は十分に減衰消音されケース内の気性共鳴も少なく静かである。またケースは厚さ4.0mmの特殊深絞り鋼板を使いしゃ音をはかっている。吐出側はクラクケースと一体の鋳物マフラーで、高周波騒音と脈動を減衰している。さらにクラクケースは、ピストンコンロッド部分を密閉しているため、コンロッドの機械音をしゃ音し、特許構造により内部に油がたまらないで油をかきまわす音が発生せず、また同時にむだな動力を消費しない構造となっている。

(2) 高い耐久性

クラク軸は特殊ダクタイル鋳鉄で、軸径を太く余裕のある設計をしてあるので、過酷な使用条件でも磨耗はほとんどなく寿命は長い。したがって軸受部のすきま増大による騒音発生がない。モータは吸入ガスの通路になっており、積極的に冷却されるので温度上昇は低く、絶縁物の劣化がないので寿命が長い。

2.2.4 VD 系列

主としてパッケージ形空調用圧縮機として開発されたもので、構造は図2.4に示すとく、きわめてコンパクトに設計されており、2.0kWから7.5kWまで部品の共通化をはかり、加工上もグループテクノロジーの活用により、高い生産性が上げられるよう工夫された構造となっている。たとえばシリンダ径とクラク軸径はすべて同一寸法に統一されており、容量はシリンダ数とストロークの数種類の組み合わせにより、容易に希望する容量の圧縮機が得られる。シリンダ数は、現在までに2、3、4、5シリンダまで連続的系列を構成している。つ



図 2.2 VB 形圧縮機
Cutaway view of type VB compressor.



図 2.3 VC 形圧縮機
Cutaway view of type VC compressor.



図 2.4 VD 形圧縮機
Cutaway view of type VD Compressor.

ぎに特長を示す。

(1) 低振動・低騒音

シリンダの配列は回転中心に等角度に星形配列をなしており、クラシク軸はシングルスローであるためトルク変動が小さく、上下一対の中振りバネと回転トルク方向の一対の支持バネによって、柔らかい特殊サスペンションシステムとなっているため、精密に計算されたカウンタマスとともに振動を小さくし、エアコンの静かな運転を可能にしている。各シリンダヘッドに特殊シールのナットで接続された吐出マフは共鳴形のドーナツ状をしたものもあり、小形で消音効果がきわめてよい。また脈動が少ないため、ヒートポンプ用としても室内コイルに騒音を与える適している。

(2) 耐パンピング性 その他

弁はリング弁で吸入弁・弁抜・吐出弁・弁ストップを1本のリベットでかしめた構造で高い弁効率をもたせてあるとともに、さらバネを介してシリンダトップに取り付けてあるので、パンピング時に衝撃圧力を逃がす構造となっている。エアコンの冷媒充てん量が多い場合にはクラシクケースヒータを使用し、冷媒の寝込みを防止している。クラシクケースヒータは特殊シーザヒータで可とう(撓)性があり、ケース下部にはめてバネでケースとの接触をよくしている。特許取得数も多い。

2.3 その他

以上概略述べてきた以外に、当社では空調用として回転式圧縮機も製作しており(表2.1、VR系列)、電動機技術を生かして各種異電圧、輸出用圧縮機、また特殊用途として新幹線空調装置に代表される車両冷房装置用圧縮機をも系列として生産しているので、これらについては項をあらためて説明する。今後ともユーズ各位のご指導、ご叱責と自主研究によりすぐれた製品を数多く世に送り出すよう努力する所存である。

3. 車冷用圧縮機

当社における車両用空調装置の歴史は古く、昭和26年ごろ開発した国鉄向けマイケル41形1等寝台車に始まったが、当時は電動機と圧縮機をベルトで接続した開放形であった。その後の研究により昭和37年には“夢の超特急”国鉄新幹線用空調機の開発にあたり、全密閉形で2極電動機を使用したC31A形圧縮機の開発に成功した。

表3.1 車冷用密閉形圧縮機概要一覧

これは当社技術陣の金字塔を打ち立てたものである。現在生産している空調用圧縮機はすべて全密閉2極であるが、使用条件のきびしい車両用として、国内ではじめて軽量小形の全密閉2極圧縮機の開発の成功とその採用により、現在の新幹線用空調機が完成したのである。

その後、空調機の発展とともに現在では国鉄をはじめ、各私鉄でも空調設備をした車両がふえてきたので、車冷用空調機に使用する圧縮機について紹介する。

車冷用圧縮機の一覧は表3.1に示す。

3.1 国鉄関係

3.1.1 東海道新幹線(ユニットAV-57、圧縮機C31A)

16両編成の新幹線ひかり号は175台の空調機(圧縮機350台)を積載し、時速200kmで運行している。C31A形圧縮機は0.75kW(一相220V 60Hz)であるから、ひかり号1編成には263kW(350馬力)の空調機が使用されることになる。したがって、車冷圧縮機は軽量小形(特に高さの低いもの)が要求されるわけであるが、車両そのものが一種の振動体であるため、振動や衝撃にも耐え風雨に強い防水形として信頼性の高いものにしなくてはならない。また、電源事情が特殊のため、電圧や周波数の変動が大きく、大きなサイジング電圧が作用したり、瞬間に電源が切れる場合もある。このため電動機や電源ターミナル・配線などには特別な考慮を必要とし、特に潤滑面にむずかしい問題がある。

長い実績と性能のよいC31A形圧縮機も生産開始後10年が過ぎたので、新しいVC形圧縮機の開発を考えている。

3.1.2 気動車(ユニットAU13・14、圧縮機D6N)

九州・東北・北海道地区などには、ディーゼル発電機を積載した気動車が多く走っているが、エンジンの排気ガスによる不快感が問題のため、空調機が使用されている。トンネル内ではエンジンの排気ガスによる温度上昇により、凝縮圧力が上昇したり、空気熱交換器などをつまらせるなどむずかしい問題があるが、これにはD6N形圧縮機(1.1kW三相400/440V 50/60Hz)が使用されている。これもC31Aと同様近くVC形圧縮機にバトンタッチをしたいと考えている。

3.1.3 国鉄通勤車(ユニットAU75、圧縮機VD-090Y-Z)

45年夏に東京の山手線と大阪の快速電車各1編成に試験的に取

Hermetic compressors for car use.

形名	称W	呼電源	冷却能力kcal/h	効率kcal/h·cc	冷媒	電動機形式	用途
C31A	750	単相220V 60Hz	2,460	134.4	R-22	CSR	国鉄(新幹線)
D6N	1,100	三相400/440V 50/60Hz	3,100	69.8	R-22	IR	国鉄(気動車)
D6KV	1,100	三相190V 60Hz	3,100	69.8	R-22	IR	阪神
D10B	1,900	三相220V 60Hz	4,220	58.2	R-22	IR	小田急
G4B	5,500	三相200V 60Hz	14,000	45.8	R-12	IR	国鉄(編成列車)
K1	7,500	三相200V 60Hz	21,800	47.6	R-12	IR	国鉄(寝台車)
VC-215N-Z	750	単相220V 60Hz	2,460	135.2	R-22	CSR	国鉄(新幹線)
VC-265Y-Z	1,100	三相400/440V 50/60Hz	3,100	139.8	R-22	IR	国鉄(気動車)
VC-375T-Z	1,200	三相200V 50/60Hz	4,550	144.9	R-22	IR	近鉄、小田急
VC-475T-Z	1,500	三相200V 50/60Hz	5,560	148.7	R-22	IR	(小田急)
VD-030	2,500	三相200V 60Hz	9,100	144.4	R-22	IR	小田急、京阪
VD-030	2,500	三相400/440V 50/60Hz	9,100	144.4	R-22	IR	国鉄、京成、西武
VD-048	3,800	三相440V 60Hz	14,700	144.7	R-22	IR	国鉄(高速車両)
VD-058	3,750	三相200V 60Hz	14,000	82.6	R-12	IR	国鉄(編成列車)
VD-072	5,500	三相200V 60Hz	21,700	145.1	R-22	IR	京浜
VD-090	7,500	三相440V 60Hz	27,100	144.9	R-22	IR	国鉄(通勤車)西部

り付け、性能試験・実用テストをした結果、当社のユニットは大変良い成績であった。このユニットに使用している圧縮機は全密閉形では当社最大のもので、パッケージ用を一部改造して車両用として十分の信頼性を持つよう変更している。主要な変更点は中づり方式から固定式として、耐振性能は鉄道車両部品の振動試験方法(JISE 4031)に合格することを確認した。さらに通勤電車の負荷特性から液バックに対する保護装置として、圧縮機内に一種のアクヒュームレータをつけてある。

3.1.4 特急寝台車(ユニットAU76, 圧縮機VD-030Y-Z)

従来この種の編成列車には半密閉形の圧縮機が使われていたが、メンテナンスフリーの一環として新14系寝台車より全密閉形圧縮機を使用し、軽量化と信頼性を向上している。この圧縮機は車冷用主力機種として多種のユニットに適合するよう設計されている。

3.2 私鉄関係

3.2.1 小田急(ユニットCU-12, 圧縮機VD-030T-Z)

電車冷房を取り入れたのは私鉄の中でも早く、ロマンスカーを手はじめに最近では通勤車にもユニットクーラをつけ乗客のサービスに一役買っている。

そのほか京阪・京成にも納入しており、今後ますます需要が増加するものと思われる。

3.2.2 近鉄(ユニットAU-14, 圧縮機VC-375T-Z)

46年夏より当社の冷房装置を設置したが、これにはVC-375T-Z形圧縮機が使用されている。

3.2.3 阪神(ユニットMAU-13H, 圧縮機D6KV)

特急車(通勤車)に45年より冷房装置を付けることになり、当社のD6KVを取り付け好評である。

3.3 その他

三菱電機の車冷の優秀性は国内各社で認められ、全国新幹線網による山陽・東北・上越・成田新幹線などの高速車両をはじめ、国内各私鉄、各国からの引合いもあり、今後さらに研究を進め、信頼ある圧縮機を作るべく努力している。

4. 対米輸出圧縮機の技術的問題点

最近は各社ともドルショックのため静観状態にあるが、一時的に米国からの引合いに対し積極的であった。ここでは圧縮機を米国に輸出する場合の技術的問題点について紹介する。

4.1 米国メーカの圧縮機評価法

圧縮機を米国に輸出するためには、まず品質面においてメーカーの要求を満足させる必要がある。起動・騒音などの性能面では日本の場合より比較的要求はゆるく、国内向けのものでまったく問題ない。しかし圧縮機の耐久性に対する考え方はきわめてきびしく、そこで実施される加速寿命試験に合格するためには、材料・製造工程において従来に増して厳重な管理が要求される。つぎに米国冷凍機メーカーの加速寿命試験について紹介する。

表 4.1 加速寿命試験条件
Accelerated life test condition.

項目	条件	
	I	II
巻線温度 °C	125	137
凝縮温度 °C	54.4	68.3
蒸発温度 °C	-23.3	-23.3
運転時間 h	2,000	4,000

(1) A 社

低温用途の小形密閉形圧縮機に対して、表4.1の2種類の加速寿命試験をユニットにセットして行なわれる。

(2) B 社

低温用途の小形圧縮機に対して、つぎのような考え方で加速寿命試験を実施している。すなわち、まず米国での平均的使用条件における圧縮機温度を測定し、それを基準温度とする。そして10°C法則を適用して、基準温度で保証すべき運転時間に相当する加速条件を設定して試験するものである。

以上のような試験が正しかどうかは別にして、商談を成立させるためには、これらの加速寿命試験に合格してメーカーを満足させなければならない。

4.2 UL 規格

米国へ輸出するためにはUL認可をとらねばならない。圧縮機に関するUL規格は従来存在せず、UL内部規格が適用されていたが、1971年7月1日にStandard for Safety Sealed (Hermetic Type) Motor-Compressor, UL-984として発行された。この規格に基づくULのおもな試験項目はつぎのようなものがある。

- (1) Hydrostatic strength tests
- (2) Locked rotor test
- (3) Limited short circuit test
- (4) Vibration test
- (5) Compatibility test
- (6) Accelerated aging test
- (7) Outer enclosures (Plastic)
 - (a) Flammability
 - (b) Impact at room temperature
 - (c) Impact at low temperature
 - (d) Elevated temperature test
 - (e) Thermal aging
 - (f) Crush resistance
 - (g) Abnormal test
 - (h) Water absorption
 - (i) Electrical resistance
 - (j) Heat deflection
 - (k) Hot-wire ignition test

5. 回転式圧縮機

回転式圧縮機の機構については種々考えられているが、今日冷凍・冷房用として比較的小形の全密閉形に実際に採用されているのは、下記の2形式である。

- (1) ローリングピストンタイプ
- (2) スライディングベーンタイプ

それぞれ長所・短所があり、一概にどちらの機構が良いとはいえないが、当社では技術面・製造面・経済面など各方面について比較検討した結果、ローリングピストンタイプが、小形全密閉形回転圧縮機として有利であると判断し、開発を進め、すでに量産されている(図5.1)。

回転式圧縮機の長所・短所については、すでにいろいろと述べられているが、現実問題として通説どおりにいかない面も多々ある。以下長所・短所について開発過程で経験した点を中心にして述べる。

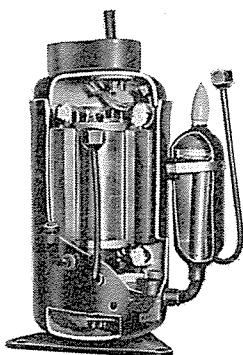


図 5.1 VR 形圧縮機
Cutaway view of type VR compressor.

5.1 長所

(1) 成績係数が良い。これは構造上トップクリアランスがほとんど0であり、かつ冷媒の抵抗損失が少ないなどの理由による。一般的にレシプロより 10~15% 良い。

(2) 振動が小さい。回転式の場合往復質量がほとんどないため、ほぼ完全につり合いをとることができ。したがって、レシプロのような中づり構造は不要で固定式にすることができる。しかし、振動を完全に0にすることはできないため、結果的には、外部に伝達される振動はレシプロよりは大きくなる。したがって、防振ゴム・配管などについての検討は要する。

(3) 小形・軽量である。上述のごとく固定式にすることができる、さらに回転運動を往復運動に変換する機構がないため、部品点数が少ないと、などの理由で小形・軽量にすることができる。その結果、コストを大幅に低下させることも可能である。

5.2 短所

(1) 高度の加工精度・組立精度を要する。しゃう(摺)動部各部のクリアランスを均一に、しかも小さく保ないと性能に決定的な悪影響をおよぼし、さらに摩耗など異常な状態となる。したがって長所で述べた成績係数が良い、ということも、この条件が満たされてはじめて達せられるのであり、回転式として市販されているものの中には、レシプロ並み、あるいはそれ以下のものもある。

(2) 材料面での要求がきびしい。構造上シェル内が高温・高圧になること、上述のごとく摩耗の発生しやすいことなどから有機材料・金属材料に対する要求がきびしい。

表 6.1 関連基礎技術
Basic technology items correlated.

用途	今後の動向	課題	関連基礎技術
低温用	1. 冷凍冷蔵庫の大形化による圧縮機出力アップ	a. オイルクーラなどを廃止して自然空冷式にすること b. 大形機種(1/6, 1/4 及)の低騒音化	a. 耐熱絶縁材料 b. 耐熱冷凍機油 c. ロンタミ関係 d. 热回路解析 e. 加速寿命試験
	2. 安全性の強化	a. 無接点化	a. 半導体応用
高温用	1. 低騒音化	a. 圧縮機騒音をしゃ音できるよう耐熱性の向上	低温用1項と同じ
	2. ヒートポンプの採用	a. 冷暖両用圧縮機	a. 低分離温度耐熱冷凍機油 b. 弁運動の解析
	3. 据付性向上、低価格化のための小形軽量化	a. 耐熱性の向上 b. 片持軸受	a. 潤滑、摩耗 b. 新構造材料

(3) 生産ラインの再検討。レシプロとはまったく生産形態が異なるため、加工精度面も含め、新たな設備投資を必要とする。したがって前述したコストの大幅低減は、この点を考えると、一般にいわれているようにいかない面もある。

6. 関連基礎技術

冷凍空調用圧縮機は過去において密閉化、2極化、回転式の増加、新材料の出現、新冷媒の出現などによって著しい進歩を遂げてきたが、今後もよりいっそう小形・軽量・高品質・高信頼性・低価格化のための努力は永遠に続けられよう。今後の密閉形圧縮機の動向と関連基礎技術についてまとめると、表 6.1 のようになる。

7. 信頼性加速寿命試験

圧縮機開発試験の一つとして、信頼性加速寿命試験がある。寿命試験条件はつぎのようにして決めた。市場において使用経歴が明確な圧縮機の劣化、および故障のパターンを調査する。その結果圧縮機の市場における平均寿命(M.T.T.F) および確率密度関数のパラメータ m 、さらに圧縮機の寿命に大きく影響をおよぼしている因子(ストレス)を、見出すことができる。このストレスの強さを加速寿命試験の度合に応じて過酷にし、しかもパラメータ m が市場における実際の数値と等価と考えられるように試験条件を選定する。このときの平均寿命(M.T.T.F) を算定し、市場における平均寿命と比較し、どの程度の加速寿命試験を知ることができる。以上のとくして求めた加速寿命試験条件により寿命試験を行なうが、その方法として信頼性管理手法を用いる。すなわち該圧縮機の加速状態における平均寿命、または5年後の累積不良率を設定する。定時間打切り寿命試験方式を採用し、試験台数および試験時間を決める。寿命試験の結果途中で発生した故障台数と時間から平均寿命を修正し、さらに平均寿命の信頼限界を求める。以上の結果を市場の条件に直し市場における圧縮機の平均寿命を算出することができる。

以上のとく圧縮機の信頼性加速寿命試験を実施しているが、前に実施した例について述べる。加速寿命試験条件における5年後の累積不良率を5%と仮定した。このときパラメータ m は既知であるので、平均寿命は求めることができる。一定時間打切り方式を採用して、試験時間2,000時間、試験台数32台を決める。ただし、一定時間内の最大故障数は1台以内とした。この試験では、2,000時間以内に故障の発生が認められなかったため、5年後の累積不良率は設定よりもかなり低いことがわかった。市場条件では、この値の数分の一であるから、この圧縮機の市場における平均寿命(M.T.T.F) は、数百年であることがわかった。当社ではこのほか、機械的・化学的・電気的それぞれの面から加速寿命試験の検討推進をしており、市場からの情報のフィードバックと合せて、信頼性の向上につとめている。

8. コンピュータの利用

コンピュータは主として圧縮機設計の技術計算に利用しているが、開発工程管理・品質保証・市場情報・サービス体系にも導入しつつある。利用しているコンピュータにはMCCのIBM-360、静电のMELCOM-3100、および手近において簡単な計算ができる卓上電子計算機などがある。

まず設計における利用状況としては、技術計算が主体であり、現在ストックされているおもなプログラムを分類するとつぎのとおりである。

	IBM	MELCOM	卓上電子計算機
モータ関係			
力学関係			
消音器			
性能関係	十件程度	二十数件	三十数件
熱関係			
データ解析			

内訳はモータの設計が圧倒的に多い。この理由はベルトインモータとして圧縮機ポンプ部分の負荷とのマッチングを極限までつきつめて、小形・軽量・コストダウンに相当の努力を費やしている結果であろう。モータの設計は従来より実績データをベースに線輪要因を仮定して、特性計算の結果が要求値に合えば良いとする試行錯誤方式であるが、最近は逆に一定の条件の基に要求特性をインプットすれば、モータのハードウェアが決定できるプログラムが開発されている。力学関係はトルク計算、弁・バネ・耐圧部分の応力計算、軸受・振動・ローダリ形のベーチ運動の計算などである。

消音器関係は、圧縮機の騒音低下に著しい成果を上げたプログラムであり、L形回路を補正している。アウトプットは周波数を行として、減衰量を横軸にしてプロットされる形式としているのでその処理が簡単となっている。

データ解析については、圧縮機の性能・騒音などについて多くの因

子を組み合わせた実験データをL-8、L-9などの直交表で解析するためのものである。なお卓上電子計算機には約100件を収めたプログラムライブラリが付属されており一般計算に利用している。

つぎに開発工程管理は、試作試験の負荷状況を握り均等化・適正化を企画するとともに、推進上問題が予測されるときは事前にこれをは握り処置をはかり、もって開発の円滑化能率化を意図したもので、予算面の管理の自動化も考えて立案中である。品質保証・市場情報・サービス体系については、客先からの品質情報の蓄積と分析を行ない、信頼性の予測を製造部へフィードバックするシステムで関係先の協力を得て計画中である。そのほか全般的にコンピュータプログラムは急激に増加しており、設計の内容の質の向上、設計のスピードアップ、間接人員の省力、生産性向上に役立っている。

9. む す び

以上密閉形圧縮機の製品および関連技術、問題点の概要を述べたが、実際製品として完成され、高信頼性・廉価なものとなるための前提としての生産設計、標準化、顧客に高い信頼感を与えるための技術的ビフォーアサービス、またテクニカルブレークスルーとしての新製品開発など、技術の関与する分野は多いが、今後ますます研究開発を進めて、需要家の期待にこたえるようにしたい。

低温倉庫用パッケージエアコンディショナ

丸山 忍*

Packaged Air Conditioners for Low Temperature Warehouses

Shizuoka Works Shinobu MARUYAMA

Recently the dietary life in Japan has been diversified and turned to higher grade in substance. This has brought about sharp increase in the consumption of fruit, vegetables and livestock products. It is now a trend to provide low temperature warehouses at both the producing centers and places of consumption to stabilize the supply of and rationalize the circulation of perishable foods by transporting them in a frozen state. Under the circumstances, packaged air conditioners are now in use to facilitate the business but new and much more powerful units than the old models have been developed by Mitsubishi to lower the storage temperature down to 0°C. The article describes them for reference to the enterprise.

1. まえがき

近年、果実・野菜などの生鮮食品の供給の安定化と、流通過程における鮮度と品質の保持、腐敗・変質による数量的ロスの排除などの目的から、低温貯蔵と低温輸送の連携からなるコールドチェーンが、わが国でも推進され、低温倉庫の建設が生産地・消費地ともに盛んになってきている。これらの低温倉庫用の冷却装置には、従来コンデンシングユニットと直膨式のファンコイルの組合せが多く使用されてきたが、最近はこれにかわって

- (1) 工場量産品で品質が安定しており、信頼性が高い
- (2) 据付工事が簡単で工期を短縮できる
- (3) 操作・保守が容易である
- (4) サービスがゆきとどいている

などの理由から、パッケージ形を使用することが多くなってきた。

当社では、このすう勢に対応して、今まで GT-L 形低温用パッケージエアコンを製作してきたが、今回これらに加えて、新たに庫内温度が 0°C まで使用可能で、除霜についても十分な考慮をはらい、顯熱比もさらに大きくとって、果実・野菜の乾燥をより少なくするよう配慮した低温倉庫用パッケージエアコンとして、GT-C 形パッケージエアコンを開発し、低温機種の充実を計ったので、その概要について紹介する。

2. 概要および仕様

GT-C 形パッケージエアコンの外観を図 2.1 に示す。冷媒回路には、圧縮機への液戻りの問題を含めて、信頼性の高い運転ができる上で、好評を得ている Hi/Re/Li システム⁽¹⁾を採用した。

冷却器は、庫内温度が 7°C 以下では着霜現象が生ずるので、除霜機構が必要となるが、リバース方式が他の方式に比較して、除霜時間が一番短時間で済み、冷却性能を最大限に利用できるため、これを採用した。冷却器のフィンピッチは、4.2 mm として着霜時に極端な風量の減少の起きないようにしている。

風量は、吸入一吹出空気温度差を少なくして、庫内温度をできる限り均一にするためと、顯熱比を大きくとって果実・野菜の乾燥をおさえるために、標準のパッケージエアコンに比較して約 2 倍の風量となっている。

構造的には、庫内設置を標準据付けとして、倉庫壁面に密接して



図 2.1 GT-100 C 形パッケージエアコン
Model GT-100 C packaged air conditioner.

表 2.1 GT-C 形パッケージエアコン仕様
Specification of model GT-C packaged air conditioners.

		形名	GT-100 C	GT-150 C
外形寸法 mm	高さ × 幅 × 奥行	2,030 × 1,750 × 990	2,120 × 2,040 × 990	
	分割できる高さ	—	—	
外 性 能	冷 却 能 活冷房能力 kcal/h	16,000/17,000	23,000/25,000	
電 気 特 性	電 源 V	三相 200 V	50/60 Hz	
	全電流 A	65/63		
	始動電流 A	220/200	170/160	
	圧縮機形式 × 個数	全密閉 × 1	全密閉 × 2	
冷媒回路	電動機出力 kW	7.5	5.5 × 2	
	凝 縮 器	2 重管式		
	冷 却 器	クロスフロー式		
	冷 媒 制 御 機 器	Hi/Re/Li システム (サブクーリングコンロールバルブ)		
	冷 媒	R-22		
送風装置	送風機形式 × 個数	両吸込シロッコファン × 2		
	風量 m ³ /min	210	300	
	標準機外静風圧 mmAq	10	10	
	電動機出力 kW	5.5	5.5	
冷却水	水 量 t/h	水温 18°C 水温 32°C	1.8 7.0	2.2 8.5
	水頭損失 m·Aq	水温 18°C 水温 32°C	0.5 9.5	0.5 4.0
保 護 装 置	操作スイッチ 表示ランプ 圧 力 計	高低圧開閉器・インターナルサーモ・可溶 せん(栓)・過電流遮断器・操作回路ヒューズ 押しボタン式 (OFF, FAN, COOL) 運転表示 (緑色)		
運 転	ア フ タ ー 温 度 調 節 器	高低圧連成形 × 1 高低圧連成形 × 2 サブシナニカム機 取付可		
	クランクケースヒータ容量 W × 個数			
製 品 重 量	kg	600	750	

据付け、庫内を有効に利用できるように前面吸込形式とした。

低温倉庫用では、長期間にわたる使用の間には、微細なじんあいによる冷却器の汚れが生ずることが考えられるために、図2.1に示すエアフィルタのすぐ後ろに冷却器を配置して、冷却器の洗浄を容易にし、送風機電動機はパッケージエアコン上部に取付けて、Vベルトの張りの調整を容易にするなど、保守・サービス性の向上を計っている。仕様を表2.1に示す。

3. 除霜

3.1 除霜方式

低温用パッケージエアコンの冷却器における冷媒の蒸発温度は、0°C以下となるので、冷却器に着霜することは不可避的な現象であるが、パッケージエアコンの冷却性能を最大限に発揮させるために、冷却器についての霜をいかに短時間のうちに除去するかということは、重要な問題である。

除霜の方法としては、1) オフサイクル方式、2) 水スプレー方式、3) ホットガス方式、4) リバース方式などが考えられるが、つぎに述べる理由からリバース方式を採用した。

(1) オフサイクル方式

機構は、簡単な利点はあるが、除霜に要する時間がかかること、および庫内温度が低い場合には、ますますこの傾向が強まり、除霜中に庫内温度が上昇してしまう欠点がある。

(2) 水スプレー方式

スプレー用の水ポンプが必要となること、水を冷却器に一様に散布することがむずかしく、除霜しにくい個所が出てくると同時に、多量の水を散布するので、その処理に細心の注意が必要であることなどの制約を受け、構造が複雑となること。

(3) ホットガス方式

除霜に利用できる熱量は、圧縮機電動機の消費電力であるために、庫内温度が低い場合は、圧縮機電動機の入力も減少しているので、除霜に利用できる熱量は少なく、除霜に要する時間がかかるようになる欠点がある。

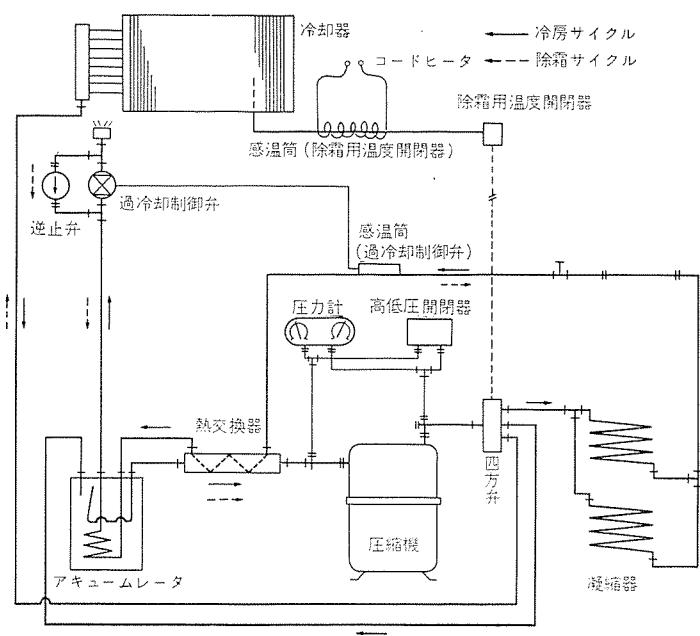


図3.1 GT-100C 冷媒回路図
Refrigerant cycle of model GT-100C.

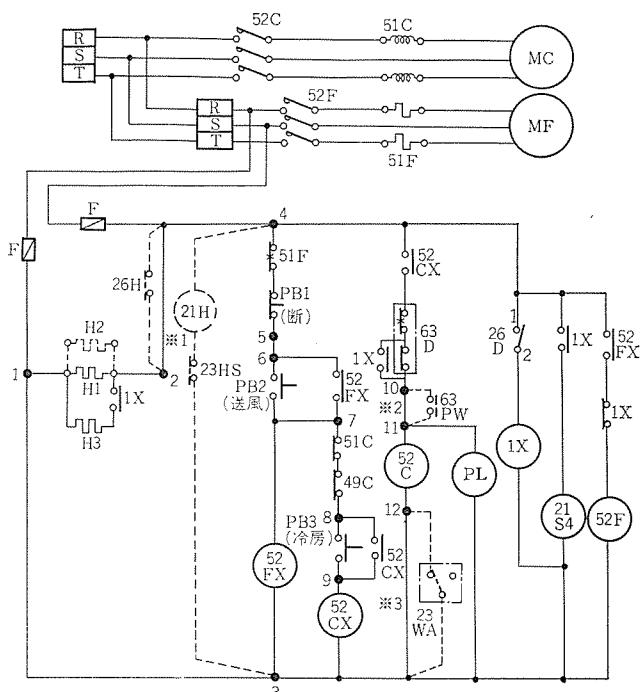
(4) リバース方式

この方式は、機構がやや複雑になるくらいはあるが、除霜時にはヒートポンプと同様な冷媒回路を構成するので、除霜に利用できる熱量は、凝縮器で冷媒が水から取得する熱量と、圧縮機電動機の入力電力の加算されたものとなってきわめて大きいものとなる。このため前述の3方式に比較すれば、短時間で除霜することとなり、パッケージエアコンの冷却能力を最大限に発揮できるものである。

3.2 除霜機構

GT-100C形パッケージエアコンの冷媒回路を図3.1に、電気配線を図3.2に示す。

冷却器の霜の付着量の感知装置として、ガスチャージ式の温度開閉器を使用し、温度開閉器の感温筒を冷却器 フィンの間にそう入して、フィン温度が-8°Cまで低下したときに除霜を開始するようにしている。図3.2で温度開閉器の感温筒が-8°Cまで低下するとその接点26Dが閉路し、補助繼電器コイル1Xを励磁する。これにより、そのa接点は、閉路して四方弁21S4を励磁する。このとき、送風機電動機用電磁接触器52Fのコイルに直列に接続されている補助繼電器1Xのb接点は開路するので、52Fの回路は開いて、除霜中に送風機の運転を停止することとなる。



略符号説明

注1. 上は配線系統図を示す。実線部分は標準、破線部分は準標準を示す。準標準部品の配線は個々の説明書を参照のこと

2. ※1は26H、※2は63PW、※3は23WAを取付けるとき取りはずすこと。

	圧縮機用電動機	52 FX	補助繼電器(送風)	※1~12	12点端子盤
MC			温度開閉器(霜取)		
MF	送風機用電動機	26 D			
52 C	電磁接触器(圧縮機)	21 S 4	四方弁		
52 F	電磁接触器(送風機)	PB 1~3	押しボタンスイッチ	26 H	温度開閉器(過熱防止)
51 C	過電流繼電器(圧縮機)	PL	表示灯(冷房運転)	H 2	電熱器(凍結防止)
51 F	過電流繼電器(送風機)	H 1	電熱器(クランクケース)	21 H	電磁弁(加湿制御)
49 C	熱動温度開閉器(圧縮機)	H 2	23 HS		湿度調節器
63 D	圧力開閉器(高低圧)	H 3	23 WA		温度調節器(自動停機)
52 CX	補助繼電器(冷房)	1 X	補助繼電器(霜取)	63 PW	圧力開閉器(冷却水圧)

図3.2 GT-100C 電気配線図
Schematic wiring diagram of model GT-100C.

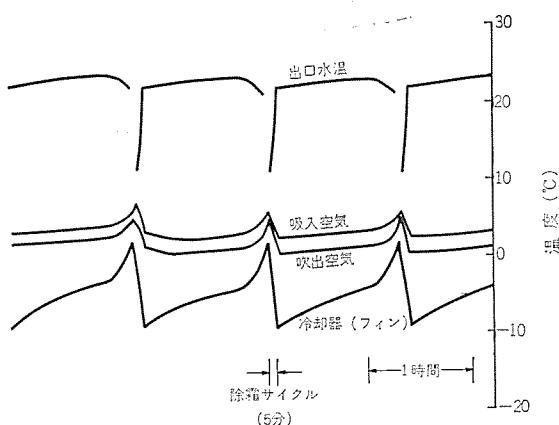


図 3.3 GT-100 C 運転データ
Operation data of model GT-100 C.

四方弁 21 S 4 が励磁されたことにより冷媒の流れは、図 3.1 の破線の矢印に示すように切り換えられ、冷却器と凝縮器は、その作用を互いに交換して冷却器の除霜を行なう。除霜サイクル中の絞り作用は、図 3.1 に示すように、過冷却制御弁に並列に接続された逆止弁にその作用を持たせている。なおこのとき、低圧圧力が、高低圧開閉器 63 D の低圧設定圧力以下に低下する場合があるので、除霜サイクル中は、高低圧開閉器 63 D の低圧側接点を補助繼電器 1 X の a 接点で短絡し、高低圧開閉器 63 D が作動しないようにしてある。冷却器の霜がすべてとけると、冷却器のフィン温度は 0°C 以上となるので、温度開閉器 26 D がこれを感知して、その接点を開路する。これにより、除霜サイクルは終了して冷却サイクルに復帰する。温度開閉器 26 D の感温筒の冷却器フィンそう入部分以外の箇所には、電熱器（コードヒータ）H 3 を巻き付けて、温度開閉器 26 D が冷却器フィン以外の個所の温度を感知して、作動することのないようしている。図 3.3 に運転データを示す。除霜サイクルは約 5 分で完了していることがわかる。

4. 特 性

図 4.1 に、GT-100 C 形において吸入空気湿球温度を変化させたときの冷却水出口温度、パラメータとした吸入圧力・吐出圧力の特性を示し、図 4.2 に同じく、GT-100 C 形の吸入空気湿球温度をパラメータとした吐出冷媒温度・圧縮機シェル温度・吸入冷媒過熱度の特性を示す。GT-150 C 形においても、同様な特性が得られた。

これら二つの特性曲線より明らかなように、高い吸入空気湿球温度まで安定した運転状態を示している。

このことは、本機が低温倉庫用以外にも顕熱比の大きい冷房負荷の用途（たとえば、紡績工場・織物工場などの冷房）に使用できることを示しており、広い用途に使用可能であるとともに、低温倉庫を常温から所定の温度まで冷却するにさいして、特別な考慮を払わずに運転できることを示すものである。

5. 特 長

(1) Hi/Re/Li システムの採用

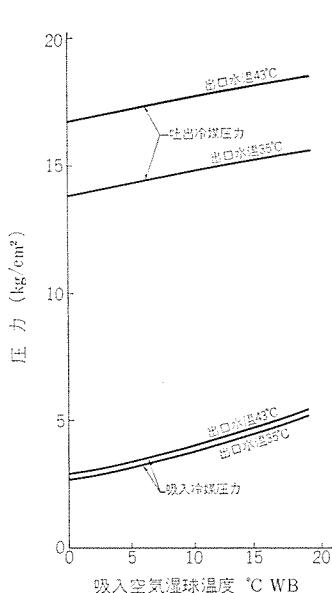


図 4.1 GT-100 C 圧力特性
Pressure characteristics of model GT-100 C.

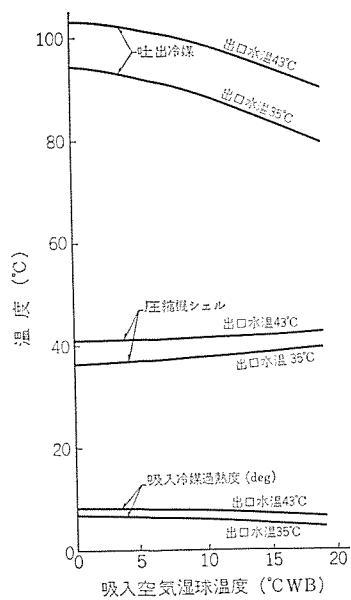


図 4.2 GT-100 C 溫度特性
Temperature characteristics of model GT-100 C.

冷媒回路に Hi/Re/Li システムを採用したことにより、広い吸入空気温度範囲にわたって、安定した特性が得られた。

低温でも、圧縮機への液戻りの心配はなく、冷媒回路は高い信頼性のもとで運転する。

(2) リバース方式の除霜機構

除霜は、低温用パッケージエアコンにとって大きな問題であるが、これにリバース方式を採用したことにより、除霜に要する時間は短時間で済み、したがってパッケージエアコンの冷却能力を最大限に発揮できる。

(3) 高顕熱比負荷への適用

高い吸入空気温度まで安定した運転状態が得られるので、高顕熱化の冷房負荷に使用できるなど広い範囲で運転が可能である。

(4) サービス性

あらゆるサービスは前面から実施可能とともに、冷却器の洗浄、送風機 V ベルトの調整などの保守を容易な構造として、サービス性・保守性の向上を計っている。

6. む す び

低温用パッケージエアコンのいっそうの充実を計るために、今回、GT-C 形低温倉庫用パッケージエアコンを開発し、その仕様・構造・特性について概要を紹介したが、扱いやすい製品を提供できたものと確信している。

低温用パッケージエアコンを利用される需要家各位の参考になれば幸いである。

参 考 文 献

- (1) 中村ほか：三菱電機技報、44, No. 4, 488 (昭 45)

冷蔵・冷凍クリーリングユニット

相良泰一*

Cold Storage Cooling Units

Nagasaki Works Taiichi SAGARA

As a means of labor saving with the refrigerating equipment of large cold storage rooms, Mitsubishi has introduced to the market since two years ago packaged cooling units, model ACL in which a machine room and a refrigerating space of classes B and C refrigerators are built integrated. A good many successful results have been reported about them.

Now, going a step further, new packaged cooling units have been worked out based on the concept of class A refrigerators producing a temperature below -30°C and named model ACS. This article describes the outline of model ACS and model ACL-B together.

1. まえがき

近年のわれわれ食生活における高度化、多様化を維持していくためには、生産地における能率的な生産体制とともに、流通面における合理化、保蔵体制が強くさけねばならない。

こうした情勢の下で建設される冷蔵庫の施工方法についても、冷凍設備に必要な個々の機器部品を現場において、搬入・組立・配管・配線していく従来の方法に代わって、新しい省力的な工法が要求されてくるのは必至であろう。

われわれはすでに2年前より、C級・B級クラス冷蔵

庫の機械室・冷却室の両方の機能を一体化したパッケージ形冷蔵クリーリングユニット(ACL形)を発表して、数多くの実績を重ねてきたが、さらに一步進んで -30°C 以下の SA 級冷蔵庫用としても同じような考え方によるパッケージ形冷凍クリーリングユニット(ACS形)を完成したので、ここにあわせて ACL-B形(ACL形の最新モデル、以下 ACL形と略す) ACS形パッケージの概要を紹介する。

表 1.1 標準仕様一覧 (ACL-B形)
Standard specification (type ACL-B).

項目	形名	単位	ACL-20 B	ACL-25 B	ACL-30 B	ACL-40 B
電源			三相 200/220 V 50/60 Hz			
外寸法	高さ	mm	2,105	2,105	2,105	2,105
	幅	mm	2,300	2,300	2,930	3,230
	奥行	mm	1,280	1,280	1,460	1,660
庫内温度範囲			-5°C ~ $+10^{\circ}\text{C}$			
性能	冷却能力	kcal/h	23,400/27,200	30,000/34,900	35,000/40,800	46,600/54,500
	全入力	kW	17.0/22.1	22.4/29.7	26.4/35.3	32.7/43.0
圧縮機	形式 × 台数		密閉形圧縮機×1			
	形式名		MX-4 L	MX-6 S	MX-6 L	MX-8 L
	起動方式		直入起動			
	電動機容量	kW	14/15	17/19	20.5/22	28/30
		W	200	200	200	200
	容量制御	%	100, 50, 0	100, 67, 0	100, 67, 0	100, 50, 0
	冷凍能力	法定トン	8.1/9.8	10.5/12.6	12.2/14.7	16.2/19.6
凝縮器	形式 × 台数		シェルアンドチューブ式×1			
	冷却水量 (32°C)	m ³ /h	11.2/14.0	14.4/18.0	16.8/21.0	24.0/30.0
	水頭損失 (32°C)	mAq	1.1/1.5	1.7/2.4	2.2/3.1	3.2/4.7
空気冷却器			プレートフィン式			
送風機	形式 × 台数		シロッコファン×2			
	風量	m ³ /min	333/400	430/520	500/600	666/800
	機外静風圧	mmAq	15	15	15	15
	電動機容量	kW	7.5	11	11	15
除霜装置	形式		ホットガスバイパス方式			
	制御		圧力開閉器+タイマ			
	種類		R-22			
	冷媒制御方式		Hi/Re/Li方式			
	冷凍機油		スニソ 4 GS			
温度調節器			付属			
配管寸法	冷却水入口		2 $\frac{1}{2}$ B	2 $\frac{1}{2}$ B	2 $\frac{1}{2}$ B	2 $\frac{1}{2}$ B
	冷却水出口		2 $\frac{1}{2}$ B	2 $\frac{1}{2}$ B	2 $\frac{1}{2}$ B	2 $\frac{1}{2}$ B
	除霜フレン		1 B	1 B	1 B	1 B
	機械室フレン		1/2 B	1/2 B	1/2 B	1/2 B
保護装置	高圧側開閉器		20 kg/cm ² G カットアウト 手動復帰			
	低圧側開閉器		0.0 kg/cm ² G カットアウト 手動復帰			
	吐出温度サーモ		120°C カットアウト 90°C カットイン			
	溶栓		75°C 溶解			
	過電流保護器		125% カットアウト			
	圧縮機		125% カットアウト			
	送風機		125% カットアウト			
製品重量	kg		1,600	1,750	2,000	2,300
運転重量	kg		1,640	1,800	2,060	2,375
取付可能機器			スターデルタ起動器 断水開閉器			

※ 冷却能力は庫内空気 0°C 80% クーリングタワー使用の場合

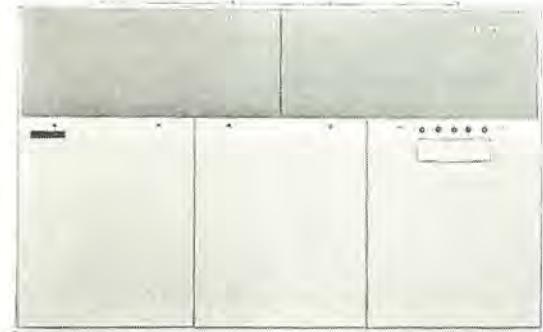


図 1.1 冷蔵クリーリングユニット(ACL-B形)
Model ACL-B cooling unit.

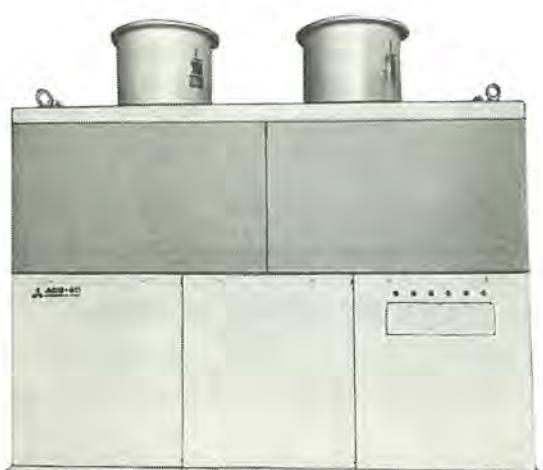


図 1.2 冷凍クリーリングユニット(ACS形)
Model ACS cooling unit.

表 1.2 標準仕様一覧 (ACS 形)
Standard specification (type ACS).

項目	形名	単位	ACS-25	ACS-40	ACS-50
電源			三相 200/220 V 50/60 Hz		
外形寸法	高さ	mm	2,782	2,782	2,982
	幅	mm	2,730	3,050	3,610
	奥行	mm	1,430	1,580	1,730
分離可能高さ		mm	2,050+732	2,050+732	2,050+932
庫内温度範囲			-40°C ~ -20°C		
冷却能力	kcal/h		15,700/18,800	23,200/28,000	31,300/37,600
圧縮機	形式 × 台数		密閉形二段圧縮機 × 1		
	形名		MZ-31	MZ-42	MZ-62
	起動方式		スターデルタ起動		
電動機容量	kW		18/19	28/30	35/37
	W		250	250	250
容量制御	%		100~50~0		
冷凍能力	法定トン		4.6/5.5	8.5/10.3	9.1/11.0
凝縮器	形式 × 台数		シェルアンドチューブ × 1		
	冷却水量 (32°C)	m³/h	10/15	13/18	18/24
	水頭損失	mAq	1/1.7	1/1.7	1/1.5
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		
	風量	m³/min	240/300	350/440	480/600
	機外静風圧	mmAq	30	30	30
電動機容量	kW		1.5×2	2.2×2	3.7×2
除霜制御			ホットガスバイパス		
冷媒制御方式			圧力開閉器+タイマ		
冷凍機油			R-22 (チャージ済)		
温度調節器			Hi/Re/Li システム		
断熱材			スニソ 3 GS (チャージ済)		
冷却水入口			付属		
冷却水出口			ウレタンフォーム		
除霜ドレン			2B	2½B	2½B
機械室ドレン			2B	2½B	2½B
	高低圧側開閉器		1½B	1½B	1½B
保護装置	低圧側開閉器		1/2B	1/2B	1/2B
油圧開閉器			20 kg/cm² カットアウト 手動復帰		
卷線保護サーモ			庫内温度により設定 手動復帰		
吐出温度サーモ			1.1 kg/cm² カットイン 0.8 kg/cm² カットアウト		
溶栓			105°C カットアウト 83°C カットイン		
過電流圧縮機			150°C カットアウト 90°C カットイン		
離電器送風機			75°C 溶解 7.2φ 口径		
安全弁			125% カットアウト		
製品重量	KG		125% カットアウト		
			中間冷却器液封防止		
			2,200	2,700	3,000

(注) 冷却能力は庫内温度 -25°C クーリングタワー使用の場合である

2. ユニットの特長と構成

(1) 庫外設置形

ACL 形・ACS 形ともに、図にみるように圧縮機・凝縮器・空気冷却器・送風機等、必要な機器いっさいをコンパクトにパッケージしたユニットで庫外に設置して、電源・冷却水の接ぎこみ、および吸込み・吐出しダクトとの接続をすませれば、すぐに冷却が開始できる。

ユニットは庫外に設置されるため、ユニットの風通路とユニット機械室側（常温部分）との間は、完全に断熱保冷が施されている。

ACL 形で、庫内温度がプラスサイドの場合、ユニットを庫内に設置している例はあるが、庫内温度がマイナスサイドであれば、凝縮器冷却水の凍結という点を解決しなければならないことはもちろんであるが、さらに ACS 形が使われる庫内温度 -30°C くらいの運転条件では、冷凍機は成績係数 COP=1.5 程度の値で運転されており、このことは、圧縮機入力の無効分（圧縮機の発熱）が冷却能力（冷蔵庫負荷）に対して無視できない値であることを意味しており、この種のユニットを庫内に設置することは実用的でない。

(2) 冷媒回路

図に示すように ACL 形・ACS 形ともに空気冷却器と圧縮機との間の吸入ラインに、Hi/Re/Li 式アキュームレータを設けている点が大

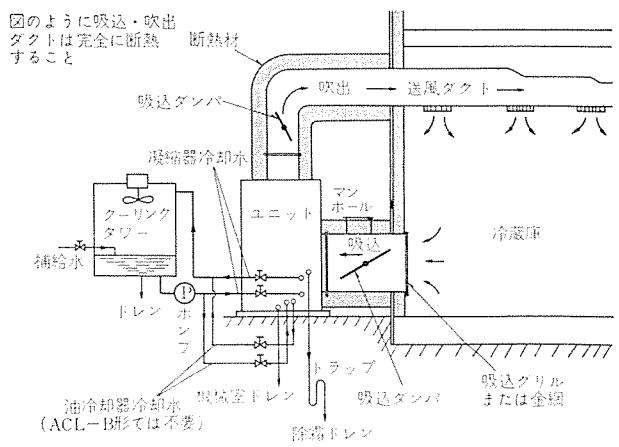


図 2.1 ユニット配置 (ACL-B 形, ACS 形)
Arrangement of cold storage room and cooling unit.

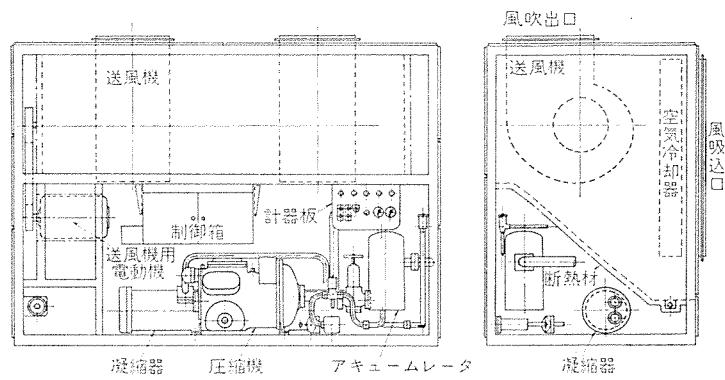


図 2.2 ACL-B 形 冷蔵クーリングユニット 内部構造
Interior construction of model ACL-B cooling unit.

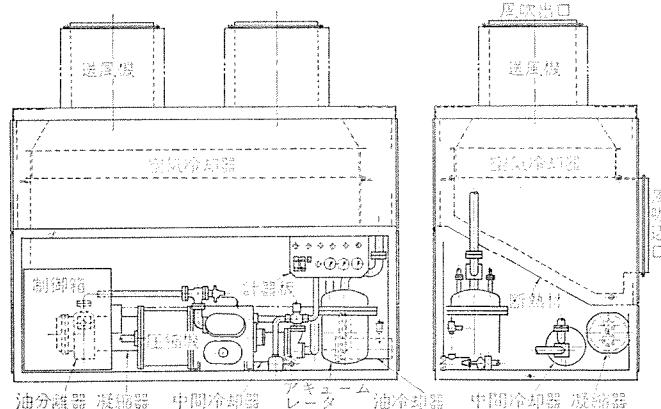


図 2.3 ACS 形 冷凍クーリングユニット 内部構造
Interior construction of model ACS cooling unit.

きな特長である。これによって低温運転における圧縮機への液バク防止と、蒸発器（空気冷却器）を常に満液状態で運転するという相反する条件を解決するとともに、高圧液冷媒のサブクールが得られている。さらに重要な点は、次に述べるデフロスト運転時のアキュームレータの役割である。

(3) デフロスト

この種のユニットでは、デフロスト運転の成否と、方式の選定が重要なポイントになる。デフロスト方式としては、散水式と冷媒の凝縮放熱を利用する方式に大きく分けられるが、後者の冷媒の凝縮熱を利用する方式では、凝縮した冷媒を処理（再蒸発）する熱源によって、完全リバースサイクル式、補助加熱源・加熱媒体を使う方式、あるいは通常の冷却運転時に熱源をたくわえておくサーモバンク式などに分類

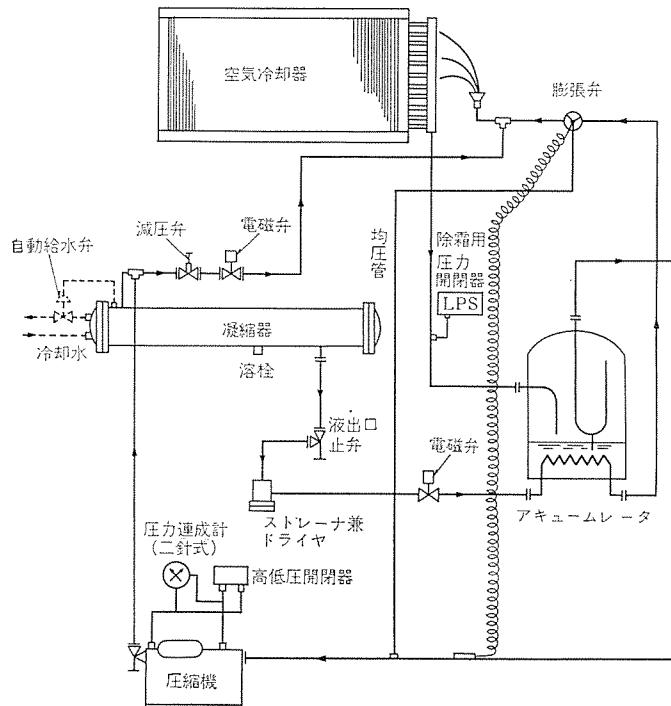


図 2.4 冷媒配管系統（冷蔵 クーリングユニット ACL-B 形）
Refrigerant cycle of model ACL-B.

できる。しかし、これらの方は、この場合には採用が不可能であったり、装置が複雑になったりして適当でない。

ACL 形・ACS 形では、最も単純な方法であるホットガスバイパス方式を採用し、十分なデフロスト効果をあげている。すなわち、デフロスト運転時には、液ラインの電磁弁を閉じることによって、圧縮機吐出ガスを直接バイパスラインを経て、空気冷却器とドレンパンに送りこみ、ここで凝縮した冷媒液を、アキュームレータで受けている。再蒸発の加熱源としては、付加的熱源や加熱媒体は使用せず、圧縮機での圧縮過程におけるモータ発熱・圧縮熱を利用するだけである。

この単純な方式は、小形の全密閉圧縮機を使った装置等では、使用例があるが、大形の装置では今までうまくゆかず採用されていなかった。この点をすこし考察してみよう。

デフロストに要する時間があまり長くなることは、その方式が採用できないことを意味し、ふつう 30~40 分程度をデフロスト運転にあてているのが実情である。本方式の場合、単位時間当たりの加熱量は、圧縮機の電気入力だけであるから、空気冷却器の着霜量を仮定して、デフロストに必要な総熱量を、単位時間当たりの加熱量で割って所要時間を求めると、ACS 形の最も着霜がきびしい条件でも、十分実用になることがわかる。また、実際のデフロストの様子を観察すると、霜を完全にとかしてしまうだけの熱量の供給がなくても、冷却管表面あるいはフィン表面と霜の固着がまずとかされると、あとは重力によって霜はかたまりとなって空気冷却器をはなれる。

したがって、熱源としては、圧縮機への電気入力だけで十分な値を持っており、あとは、この熱を圧縮機から空気冷却器まで運ぶ手段、すなわちデフロスト運転時の冷媒循環量の問題だけである。

従来のこの方式の欠点は、圧縮機からデフロストに必要な熱をくみ上げるのに液バックをおそれて循環冷媒の顯熱だけを利用していた点にある。そのため、デフロスト運転の時間の経過とともに、冷媒循環量が減少していく、デフロストの効きが悪くなっていくという重大な欠点であった。

ACL 形・ACS 形では、この点を改良して、圧縮機からの熱のく

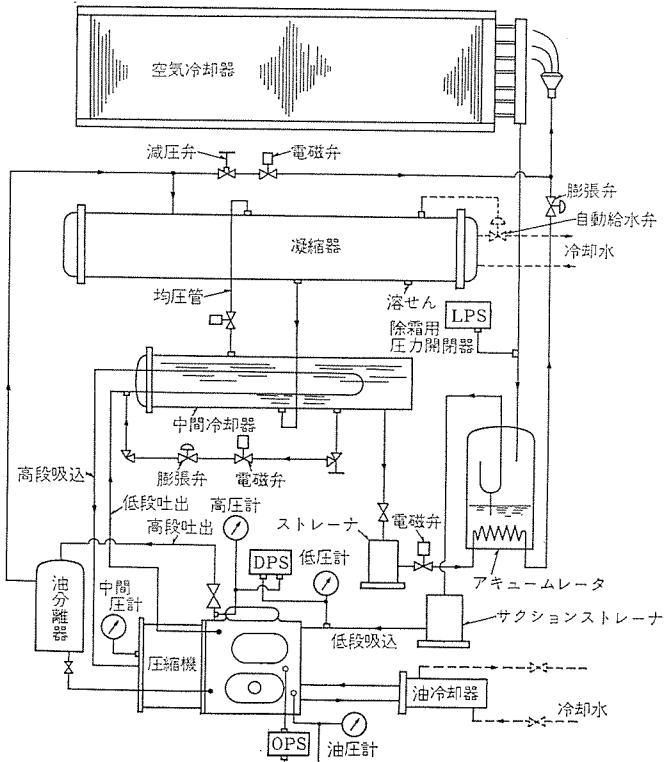


図 2.5 冷媒配管系統（冷凍 クーリングユニット ACS 形）
Refrigerant cycle of model ACS.

み上げを、主として冷媒潜熱のかたちでくみ上げる。すなわち、デフロスト運転時に圧縮機へ戻す冷媒を、圧縮機を破損しない程度に、積極的に適量の液冷媒として戻してやる方法である。こうすれば、冷媒循環量を常に最大に保つことができ、循環冷媒は加熱源である圧縮機の電気入力を、蒸発潜熱としてくみ上げて、空気冷却器において凝縮潜熱として放出する。

この適量の液を圧縮機へ戻すという重要な役割をなっているのが前に述べたアキュームレータに設けられたブリードチューブである。したがって、ブリードチューブのサイズ・長さならびにアキュームレータの液収容積の決定が非常に重要である。

なお注意すべき点として、冬期凝縮器冷却水の水温が異常に低くなると、デフロスト運転時にバイパスすべきホットガスが、凝縮器で凝縮てしまい、デフロストの効きが悪くなることがあるので、冷却水回路には、自動給水弁・温度調整弁を設けておく必要がある。

（4）ユニットの断熱保冷

ACL 形・ACS 形ともにユニットを庫外（常温）に置いて、ユニットの内部を庫内の冷風が循環するわけであるから、侵入熱の防止と並んでユニットのわく構造部材、あるいはパネルが冷えて外表面に着霜・結露が生じないように十分な処置が施されている。

ACL 形では、防水皮膜をつけた軟質のウレタンフォーム・ACS 形では硬質ウレタンフォームのスラブ材を、スプレータイプの接着剤をつかって、必要個所に接着被覆してある。

（5）圧縮機

ACL 形には密閉単段 MX 形、ACS 形には密閉二段 MZ 形を使用している。いずれも密閉形でコンパクトなため、パッケージ化に適した高性能機である。

（6）送風機

ACL 形ではシロッコファンを使用し、ファン軸が断熱壁を貫通して、駆動電動機・ベルト等は常温部にある。

ACS形では、電動機直結軸流ファンを吹出し風通路に内蔵している。したがってファンスピードの変更はできないので、吸込み・吐出ダクトの設計は、ファンの特性に合わせて、十分慎重に行なうべきである。

いずれの場合でも、送風機電動機入力は最終的には庫内熱に変わるわけであるから、庫内負荷に含めて計算する必要がある。

(7) 空気冷却器

ACL形では、フィンピッチ7mmのクロスフィン形クーラを垂直にたてて使用している。ACL形が使われる温度範囲では、庫内収容物の種類によって、潜熱負荷が大きいもの小さいものによって、小風量形・大風量形と仕様が分かれ、それに応じて空気冷却器の大きさが変えられる融通性をもたせてある。

ACS形では、フィンピッチ10mmのクロスフィン形クーラを水平において使用しているが、ホットガスバイパスデフロスト方式では、クーラの垂直・水平はデフロスト性能には影響はない。

(8) ユニット外形

ACL形・ACS形とも、空調パッケージ並みの小形化を図っているため、ACL形では一体荷造輸送が可能である。ACS形では、ユニット天井のファン部分のみを分割して発送し、現地でこれを締めつけるだけでよい。

ダクトとの接続は、ACL形・ACS形とも後吸込み・上吹出しで、接続用相フランジが付属している。

(9) 運転制御装置

運転操作盤には、送風機・圧縮機・緊急除霜の各押しボタンと、庫内用温度調節器（2ステップサーモ）および表示ランプがあり、起動押しボタンを押せばあとは全自动運転を行なう。すなわち、温度調節器の設定に従って、0-50-100%の容量制御を行なうとともに、空気冷却器の着霜が進むと自動的にデフロスト運転にはいり、完了とともに冷却運転に復帰する。

デフロスト運転のシーケンサとしては、デフロスト時期の検知には圧力スイッチを、デフロスト運転時間設定・乾燥時間設定には、それぞれ時間タイマを使用している。

圧縮機保護には高低圧圧力開閉器のほか、シリンダヘッドカバーに吐出温度サーモを設けて過熱運転に対する保護を行ない、ACS形ではさらに電動機巻線保護サーモを取付けている。

なお、運転にあたっては、全機種とも作業主任者は不要である。

(10) 用途

使用温度範囲でいえば、ACL形が庫内温度-5°C~+10°C、ACS形で-25°C~-40°Cをカバーすることができるが、ACL形の場合、特殊仕様として空気冷却器の大きさ、風量の大小を選定することによって、冷蔵品種類に最適の温湿度による冷蔵が可能である。すなわち、お茶の冷蔵等の潜熱負荷の大きい低湿度における冷蔵が要求される場合には、小風量形、あるいは逆に青果物等の除湿を嫌

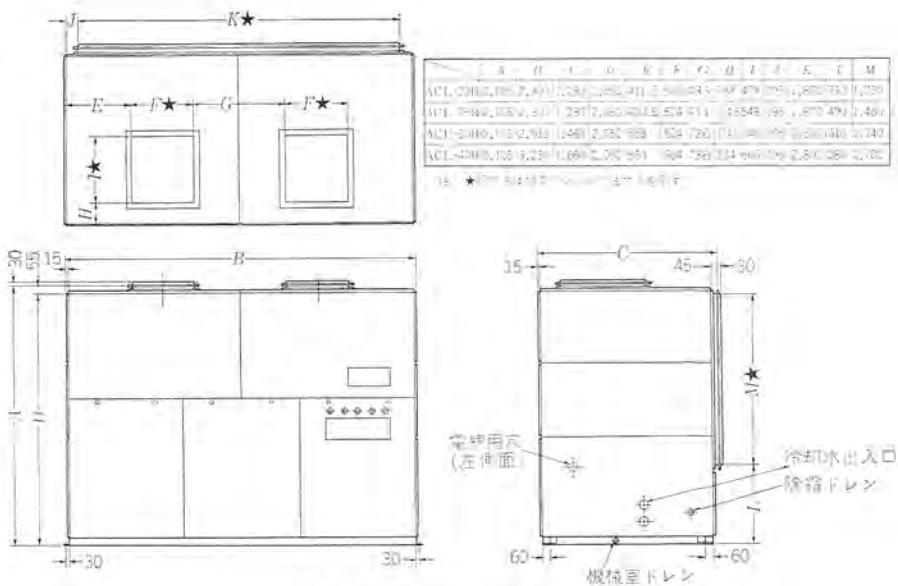


図 2.6 外形寸法 (ACL-B 形)
Outline dimensions of model ACL-B.

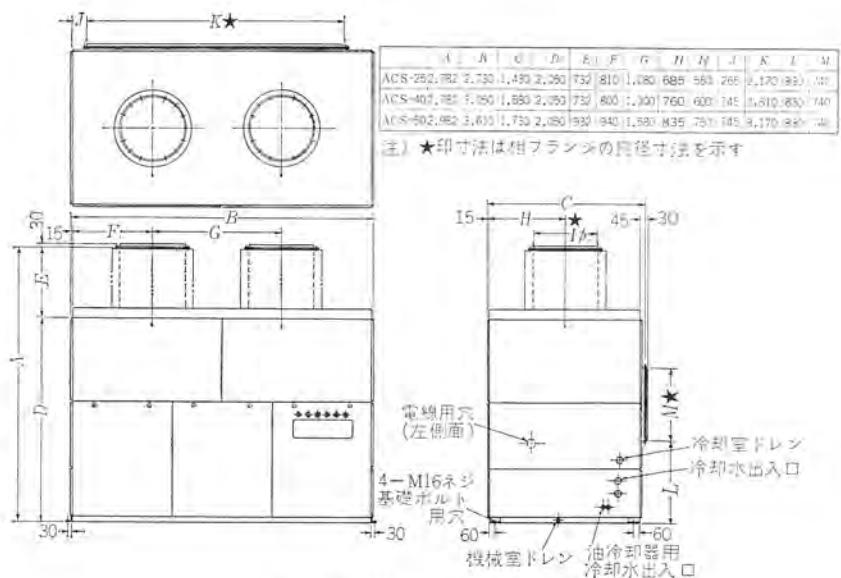


図 2.7 外形寸法 (ACS 形)
Outline dimensions of model ACS.

この表はあくまでも一例の目安を示すもので、実際の所要能力については正しく庫内の負荷計算をする必要がある。

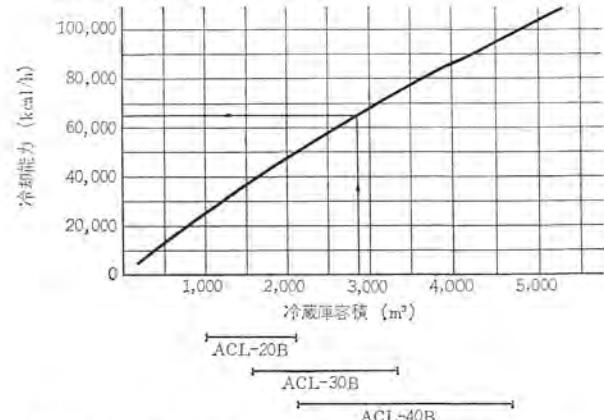


図 2.8 冷蔵庫の大きさと所要能力の目安 (ACL-B 形)
Capacity selection chart for model ACL-B.

この表はあくまでも一応の目安を示すもので、実際の所要能力については正しく冷蔵庫の負荷計算をする必要がある。

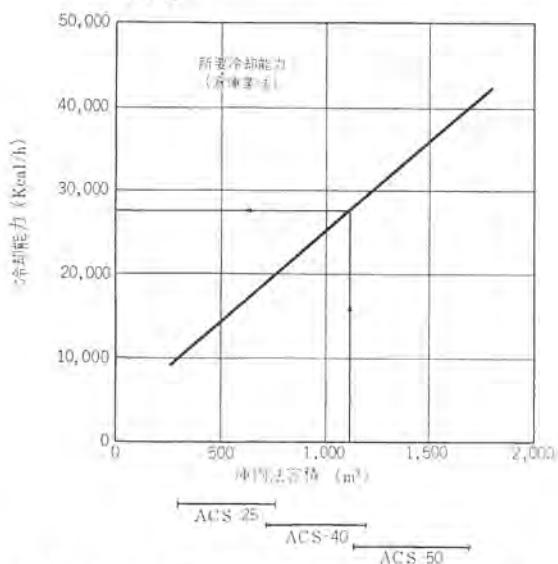


図 2.9 冷蔵庫の大きさと所要能力の目安 (ACS 形)
Capacity selection chart for model ACS.

う冷蔵においては、大風量形が適している。

ACS 形が使われる温度範囲では、絶対湿度そのものが非常に小さいため湿度は問題にされないが、冷蔵以外に凍結用として使用する場合には、フィンピッチ・風量等を変更することができる。

冷蔵庫の大きさと所要能力 (機種選定) の大体の目安としては、図のようになる。冷凍設備のパッケージ化とともに、冷蔵庫自体の規格化 (フレハブ化) の傾向は、今後ますます進むものと思われるが、数千トンクラスまでの大型冷蔵庫の施工方法としても、このようなパッケージ形ユニット複数台を、各階にあるいはローカルに配置する使い方

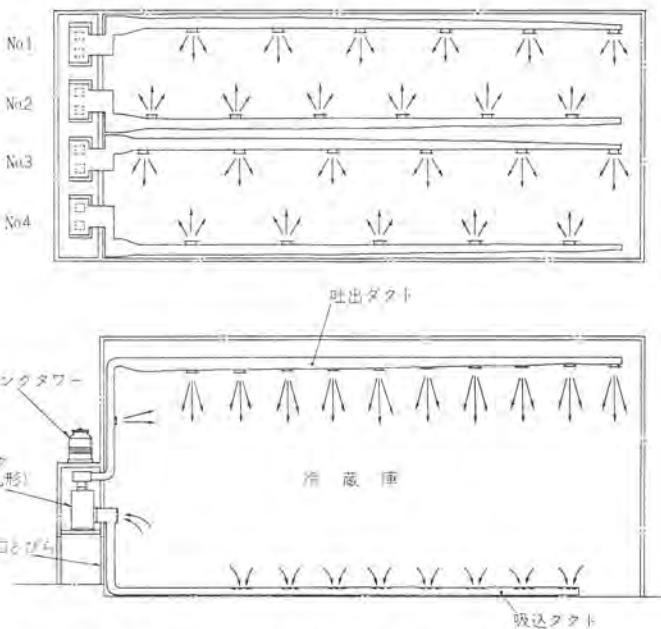


図 2.10 大形冷蔵庫施行例 (ACL 形ユニットを使用したお茶冷蔵庫)
Example of large cold warehouse using model ACL cooling unit.

は、従来のセントラル方式に比べて、格段の省力化・経済性をもたらすものであり、このような用途を考慮して遠方操作形ユニット・屋外設置形ユニット、あるいは集中運転制御盤が用意されている。

図に ACL 形 4 台を使用したお茶冷蔵庫の施工例を示す。

このほかパッケージ形の特長を生かした使い方として、既設冷蔵庫の冷凍設備の更新用、あるいは容量をふやす、庫内温度を下げる等の補強・バックアップ用として、既設設備をいじらずにすむ点で、大いにパッケージ形の威力を発揮する。

舶用超低温コンデンシングユニット

保坂 征宏*・山口 一由樹*

Super-low Temperature Condensing Units for Fishing-boats

Nagasaki Works Yukihiko HOSAKA・Kazuyuki YAMAGUCHI

Japan ranks the first in the world as a marine products country. It is, however, conspicuous that the resources are decreasing and catches are hardly increasing. As a means to promote the fishery business by reducing the loss, the idea of maintaining the freshness of perishables with refrigeration equipment on board ships is becoming popular. On the other hand, the shortage of labor and the rise of personnel expenses are so crucial problems that labor saving and rationalization of work are seriously studied. In view of the above, Mitsubishi has been planning to develop refrigerators in which labor saving is fully taken into account. The Company has now completed condensing units model SLU for marine use to produce low temperature.

1. まえがき

四面を海に囲まれたわが国にとって魚は最大のたんぱく源でありこれをとる漁業は昔から良く発達した。こんにちわが国は世界第一の水産国であり、わが国の漁船が世界の漁場で活躍していることは衆知のとおりである。

ところで、このような漁業の発達とうらはらに近年とみに資源が減少し漁獲量の伸び悩みが目立ちはじめた。その根本的な原因およ

び対策はともかく、これを補う方法として漁獲物の鮮度を良好にすることが行なわれるようになり、大・中形の遠洋漁船はもとより15～20トンクラスの小型漁船にまで冷凍設備がとり入れられるようになった。

一方わが国産業界全体の問題である人手不足と人件費の高騰は漁船の場合も例外でなく、この対策として各関係方面でいろんな角度から省力化、合理化の検討がなされている。

このような情勢にかんがみ、漁船用冷凍機を製作する当社でも省力化冷凍機の開発を計画しこのたび舶用超低温コンデンシングユニット〈SLU形〉として完成したのでここにその概略を紹介する。

2. 漁船冷凍設備の概況

わが国ではじめて冷凍設備を積載した漁船は明治40年建造の有漁丸(137トン、冷蔵運搬船)で、漁船冷凍設備は以来60数年の歴史を有している。この間遠洋漁業の発達あるいは鮮度と魚価の関係が強調されるようになって急速に発達し、こんにちでは年間400隻以上の冷凍設備積載船が建造されている。船の大きさは、大は1万トンを越える運搬船から小は20トン未満のはえなわ・底引船まで、また冷凍能力は500冷凍トンから2冷凍トンまでさまざまである。

これらの漁船では凍結あるいは冷蔵の装置に冷凍機を使用しておりその冷却温度は魚類により異なっている。たとえばまぐろの場合が最も低いが、要求温度は年々下っており最近では凍結温度-60°C近くになっている(図参照)。さけ・ますやいかでは凍結-30～

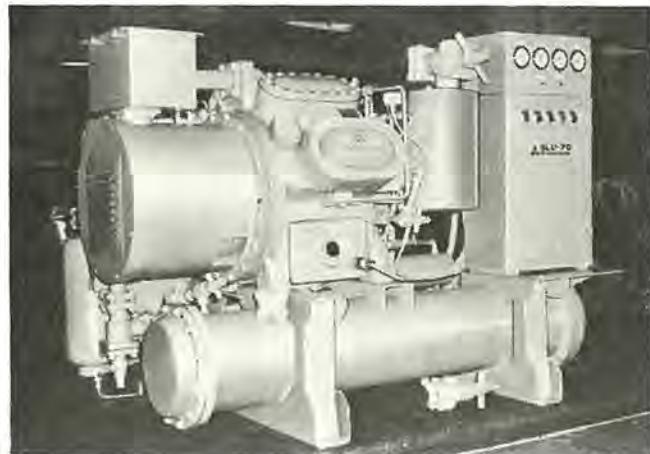


図 1.1 舶用超低温コンデンシングユニット(SLU形)
Super-low temperature condensing unit (model SLU).

表 2.1 最近10年間の漁船冷凍設備施工隻数
The number of fishing boats with refrigeration equipment constructed for past 10 years.

漁種 年 度	総 計					50トン未満					50～100トン					100～200トン					200トン以上																					
	計	官 公 船	運 搬 船	か ま 船	底 船	さ ま 船	ま 船	そ の 他	計	官 公 船	運 搬 船	か ま 船	底 船	さ ま 船	ま 船	そ の 他	計	官 公 船	運 搬 船	か ま 船	底 船	さ ま 船	ま 船	そ の 他	計	官 公 船	運 搬 船	か ま 船	底 船	さ ま 船	ま 船	そ の 他										
昭和36	404	2	23	265	38	12	1	63	102	-	-	86	-	1	1	14	111	-	1	39	11	11	-	49	9	-	1	2	6	-	-	182	2	21	138	21	-	-	-			
37	278	6	4	189	34	15	-	30	29	-	-	27	-	-	-	-	2	114	1	-	55	15	15	-	28	15	1	-	11	3	-	-	-	120	4	4	96	16	-	-	-	
38	419	5	3	353	29	26	-	3	58	-	-	56	-	-	1	-	1	66	-	1	38	1	25	-	1	176	-	-	160	15	-	-	-	119	5	2	99	13	-	-	-	
39	286	5	4	197	49	26	4	1	66	-	-	61	-	-	5	-	-	46	1	-	18	5	21	-	1	74	1	-	56	13	-	4	-	100	3	4	62	31	-	-	-	
40	218	8	4	105	60	35	5	1	56	-	-	43	-	-	13	-	-	47	-	-	13	12	22	-	-	62	2	-	39	16	-	4	1	53	6	4	10	32	-	1	-	
41	314	6	0	173	88	20	25	2	106	-	-	104	-	-	2	-	-	31	-	-	8	4	18	1	-	76	3	-	26	31	-	15	1	101	3	-	35	53	-	9	1	
42	450	9	7	213	156	41	21	3	89	-	-	78	-	-	9	-	-	2	70	1	-	33	-	32	4	-	112	3	-	25	79	-	5	-	179	5	7	77	77	-	12	1
43	485	15	3	226	150	79	10	2	15	-	-	6	4	5	-	-	161	1	-	81	2	74	3	-	154	2	-	29	119	-	4	-	155	12	3	110	25	-	3	2		
44	456	11	0	180	128	113	6	18	6	1	-	2	1	-	1	-	1	179	1	-	37	23	112	-	6	98	1	-	12	83	-	2	-	173	8	0	129	21	-	4	11	
45	435	3	1	261	97	55	2	16	13	-	-	3	-	-	6	-	-	4	181	1	-	114	10	49	-	7	79	-	-	14	61	-	2	-	164	2	1	130	26	-	-	5

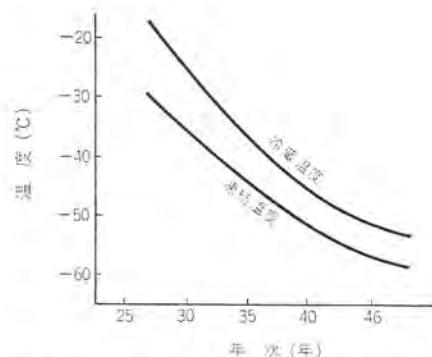


図 2.1 まぐろ漁船冷却温度の推移
Transition of cooling temperature of tunny fishing boat.

-35°C, 冷蔵 -20~-25°C である。

これらの庫内温度によって冷凍設備も変わってくる。すなわち、庫内が -20~-25°C 程度までなら単段圧縮方式でもよいがそれ以下になると 2 段圧縮方式となる。また、冷媒としてアンモニアを使用できるのは庫内が -55°C 前後までで、それより低い場合はフロン-22 を使用する。一方、自動化・安全性の面からみても冷媒はフロンのほうがよいので、最近はアンモニアに代ってフロン-22 を採用する船がふえてきた。

3. 船用超低温コンデンシングユニット (SLU 形)

3.1 構成

冷凍装置に必要な機器としては圧縮機、電動機、凝縮器、受液器、膨張弁、冷却器、中間冷却器、サクションストレーナー、制御装置などがあり、従来はこれらをそれぞれに手配し、現地へ集めたあと狭い船内へ装置に組み上げるという作業方法がとられてきた。

船用 SLU 形はこれらの機器のうち工場で可能な限りのユニット化を行なって、据付・運転・保守の省力化を計ったものである。図に示すようにオーバーハングモータ付き 2 段圧縮機、横形シェルアンドチューブ凝縮器、中間冷却器、油分離器、油冷却器、サクションストレーナー、制御箱などより構成されている。

3.2 仕様

船用 SLU 形には容量別に 60 形、70 形があり、使用圧縮機はそれぞれ MA-42 M 形、MA-62 M 形である。これらの圧縮機は密閉

表 3.1 仕様
Specifications.

項目		形名	船用 SLU-60 H	船用 SLU-70 H
電源	呼び	冷凍能力 50/60 Hz (法定トン)	三相 200/220 V 50/60 Hz	
	形	式	14.8/17.8	15.9/19.0
圧縮機	名	開放形オーバーハング		
	形	MA-42 M	MA-62 M	
	名	4-2	6-2	
	電動機容量	50/60 Hz (kW)	42/45	52/55
	起動方式		Y-△	
凝縮器	形	式	シェルアンドチューブ	
	水配管接続		2 1/2 B	
制御装置	形	式		
保護装置	形	式		
容量制御 (%)	形	式		
冷媒	冷凍機油	冷凍機油	JIS #150相当品	
	封入量 (l)	封入量 (l)	35	
配管接続	冷媒液側	冷媒液側	銅管 34 φ (1B)	
	冷媒ガス吸込側	冷媒ガス吸込側	銅管 89.1 φ (3B)	
	油冷却器水側	油冷却器水側	銅管 21.7 φ (1/2 B)	
製品重量 (kg)			1,900	2,200

形と酷似したモーターオーバーハング構造(特許出願中)を有しており、従来の直結あるいは V ベルト駆動方式に比べて画期的に小型・軽量である。概略仕様を表 3.1 に示す。

3.3 特長

(a) 工場で可能な限りのユニット化を行なっているので、現場における据付・運転・保守の省力化ができる。

(b) 従来の圧縮ユニットのスペース内に設置できるため、これまでの凝縮器、インタクター、油分離器、制御箱等のスペースがあき、他の目的に利用できる。

(c) 船用としての特殊性たとえばローリング、ピッキング、防水構造、海水凝縮器などはもちろん考慮してあり、さらに圧縮機の起動にスターテルタ方式を採用して発電機の負担を軽くしている。

(d) サクションストレーナーは熱交換器兼用形であるため液パックによるトラブルを少なくすることができる。



図 3.1 船用 SLU 形 (裏面)
Model SLU unit (back).

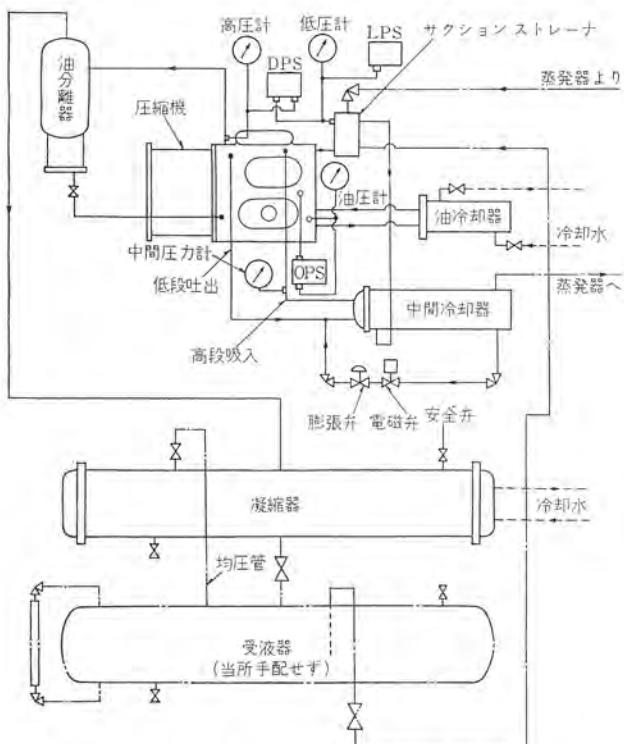


図 3.2 構成機器および系統
Composition and flow diagram.

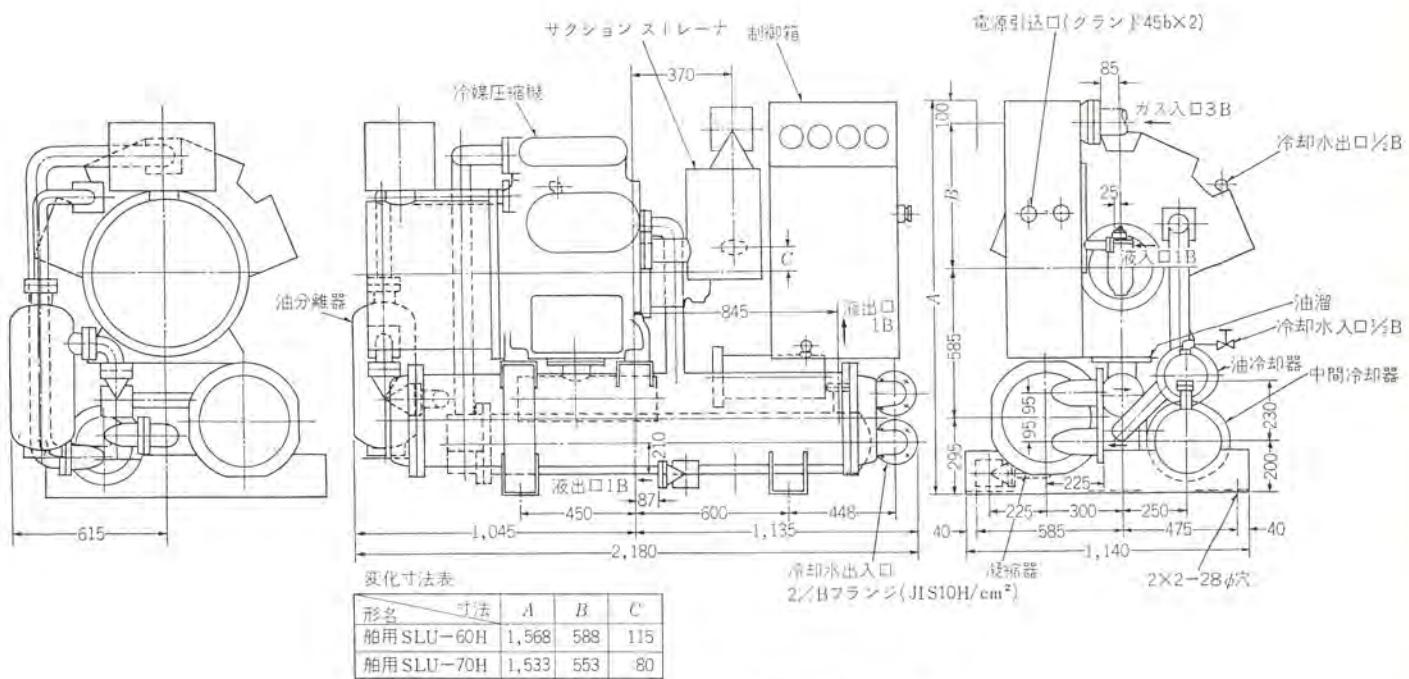


図 3.3 外形寸法

Outline dimensions.

3.4 外形寸法

図 3.3 に示す。

4. む す び

漁船冷凍設備の省力化、合理化は好むと好まざるとにかくわらず

時代の要請として取り組まねばならない。その実現にはまだ多くの困難が予想されるが、われわれとしてはこの SLU 形を皮切りに船主、造船所、設備業者等の理解と協力を得てさらにすぐれた省力化冷凍機の実現に努力してゆきたい。

低温用小形コンデンシングユニット

石田 武徳*・古川 博一*

Small Condensing Units for Low Temperature Application

Wakayama Works Takenori ISHIDA・Hirokazu FURUKAWA

Demand for installations in the low temperature field is increasing as frozen foods have become popular. To provide for it a new series of small condensing units covering 2.2~15 kW capacity and including small two stage units rated at 5.5, 7.5 and 11 kW have been developed. In their construction are employed a number of new system to rationalize the production and servicing such as using common parts and building the assembly lightweight and compact through the design adopting high speed multicylinder structure. In addition an oil cooler system working on liquid of condensing refrigerant is taken up to insure stability by far in the operation of low temperature apparatus.

This article describes the features, construction and caution in the operation of the units.

1. まえがき

当社では戦前から B, H, R, T 形と称する低速小形開放単段式冷媒圧縮機系列を製作しており、その後 L2, N2K, E2K, P4, P4K, HV4 といった 0.2~15 kW の圧縮機を市場に送ってきたが、近年冷凍食品の普及をはじめとして低温需要の伸長が著しく増大しました多様化してきている。

これに対応してこのたび 2.2 kW~15 kW までの間を冷媒 R12, R22 および R502 を使用し、単段圧縮方式のほかに小形ではわが国最初のコンパクト、コンパウンド形二段圧縮式もふくむ蒸発温度 -10~ -65°C までカバーする、39 機種の低温用コンデンシングユニットの新系列 (W シリーズ) の開発を完成了。以下本シリーズの特長と構造について述べ、二段圧縮式を使用したときの低温装置設計・工事上の留意すべき点等を紹介する。

2. 機種構成

表 2.1 にこのシリーズの機種構成を示す。開放形圧縮機は密閉形圧縮機に比べて駆動用 V ベルトの調整、軸封装置の漏れ発生等での欠点はあるが、このクラスの容量での需要は根強く実際問題としてベルト車の変更による能力変化可能、50 Hz 電源地区での能力低下がない、環境汚染に起因する凝縮器冷却管破損時水分による電動機損傷がない、冷媒 R22 による単段高圧縮運転が比較的低い蒸発温度まで可能である、電気以外の動力源で駆動可能である等、その特長

が多い。なかでも冷媒回路中に電動機がないので、水分・異物の混入が電気絶縁に影響をおよぼすことがなく、手慣れた配管工事で可能なため、コンデンシングユニットといいう冷媒設備から見れば半完成品に適していることもかわれている。

一方、近年コンデンシングユニットを使用した冷凍装置の販売範囲が広域的になるに従い、保守点検が問題にされ、同形式である程度数のまとまる装置には開放形に比較して多少工事に慎重を要するが、密閉形に移行してきている。とくに密閉形は冷媒による電動機冷却を採用しているため、低温域 (たとえば蒸発温度 -40°C) における冷媒循環量の少ない場合は吸入ガスの過熱度が大きくなり⁽¹⁾、高圧縮比による高吐出ガス温度と相まって冷媒 R22 の単段使用は機械の長寿命を約することはできなく、冷媒 R502 がこの両方をある程度カバーできるので、この R502 を使用した密閉単段圧縮機もこのシリーズに含めている。

表 2.2 は S8W-37L 形に使用している WA-2S 形密閉圧縮機に冷媒 R12, R22 および R502 をそれぞれ入れ換えて、その冷媒循環量を比較したものであり、R502 の場合の循環量が R22 に比べても多いことが電動機冷却の際の吸入ガス過熱の比較的少ない理由である。図 2.1 は R12, R22 および R502 を過熱度 0 deg として凝縮温度をパラメータにしたときの、吸入圧力飽和温度に対する吐出ガス温度を理論的に求めたものである。

低温用冷媒 R502 も単段圧縮式では蒸発温度 -40°C 前後で、吐出ガス温度・クランクケース油温・電動機冷却の点で限界があり、この

表 2.1 W シリーズコンデンシングユニットの機種構成

Model selectors of W series condensing units.

圧縮機形式	開放形			密閉形			開放形			
	水冷式			空冷式			水冷式			
	冷媒	R12	R22	R22 二段	冷媒	R12	R502	R22	R502	
2.2 kW	C6W-22L	—	—	S6A-22L	—	—	S6W-22L	—	—	
3.7	C6W-37L	C7W-37L	—	S6A-37L	S8A-37L	—	S6W-37L	S8W-37L	—	
5.5	C6W-55L	C7W-55L	C7W-55U	S6A-55L	S8A-55L	S7A-55U	S6W-55L	S8W-55L	S7W-55U	
7.5	C6W-75L	C7W-75L	C7W-75U	S6A-75L	S8A-75L	S7A-75U	S6W-75L	S8W-75L	S7W-75U	
11 *	C6W-110L	C7W-110L	C7W-110U	S6A-110L	S8A-110L	S7A-110U	S6W-110L	S8W-110L	S7W-110U	
15	—	C7W-150L	—	—	S8A-150L	—	—	S8W-150L	—	
使用蒸発温度範囲 °C	-10~-30		-25~-65		-10~-30		-10~-40		-25~-65	

* 密閉形は 10.8 kW である。

表 2.2 各種冷媒の冷媒循環量の比較
Comparison of circulating refrigerant flow rate with the same compressor on R 12, R 22 and R 502.

冷媒	蒸発温度 °C	冷凍能力 kcal/b	冷媒循環量 kg/h	圧縮比
R 12	-10	5,800	200	3.87
	-20	3,500	127	5.6
	-30	2,000	76	8.45
	-40	1,000	40	13.2
R 22	-10	10,300	268	3.82
	-20	6,500	178	5.54
	-30	3,660	104	8.3
	-40	1,660	51	12.9
R 502	-10	11,200	400	3.56
	-20	6,700	270	5.05
	-30	3,800	161	7.4
	-40	1,800	81	11.3

注) 1. 押しのけ量が同一の圧縮機を上記 3 種類の冷媒で運転したとき
2. 凝縮温度 35°C

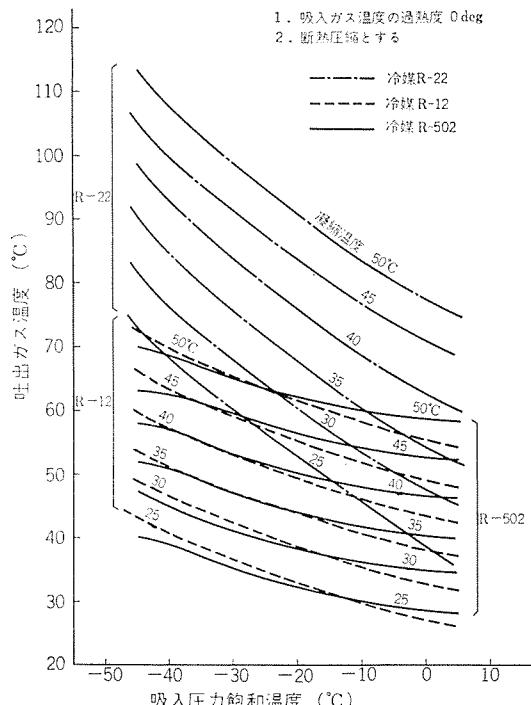


図 2.1 各種冷媒の吸入圧力飽和温度と吐出ガス温度
Discharge temperature of various refrigerants.

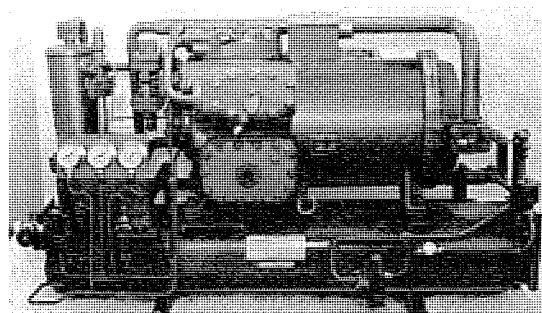


図 2.2 S 7 W-110 U 形コンデンシングユニット
Model S 7 W-110 U condensing unit.

温度以下 -65°C の蒸発温度まで R 22 の二段圧縮式が上記 3 点の限界を伸ばすことが可能である。図 2.2 に水冷式密閉形二段圧縮式コンデンシングユニット (S 7 W-110 U) の外観を示す。

さらに大気および水の環境汚染の影響を受けない空冷式凝縮器使用密閉コンデンシングユニットも、15 kW まで準備され、これについても単段 R 12, R 502 および二段 R 22 が本シリーズ中に含まれている。

3. 特長

本シリーズの共通的特長を説明する。

(1) 小形軽量であること

ユニットの搬入・据付けに際しての要求にこたえて、従来機(当社)と比較してユニット高さは平均 88 %、据付面積は平均 80 %に小形化され、重量も平均 75 %に軽量化された。本シリーズの容量のものは多くスーパーマーケットに用いられ、売り場面積の有効利用のため機械室の縮小化をせまられ、二段・三段積可能な本シリーズはこの用途に適している。

(2) 部品の共通化

高速多気筒形式により 2.2~15 kW までの本シリーズを 2 種類の主要部品(ピストン・連接棒・弁関係等)で 21 機種の開放形・密閉形、単段・二段用等の圧縮機を構成しており、基礎部品の標準化による生産性・サービスの合理化を計っている。

(3) 各冷媒ごとのシリーズ化

数種類の冷媒の組合せによるシリーズ化でなく、単一冷媒で一連の容量をカバーしているため、用途により最適な冷媒で容量が選定できる。

(4) 油上がりが少ない

低温用装置で圧縮機からの潤滑油持ち出し(油上り)が多くなると、冷却の効率も悪くなるが、低圧機器側からの油の返送が困難になる。

本シリーズには全機種に圧縮機停止中にのみ通電する クランクケースヒータと特殊構造の逆止弁を、吸入室と クランクケース の仕切りの間に入れて起動時の異常発泡(泡) (フォーミング現象)を押えており、運転中は特殊ピストリングおよび クランクケース と同一熱膨張率を有する鋳鉄製ピストンの採用により、油上りを少なくしている。

(5) コンパウンド形二段圧縮機の採用

1 台の圧縮機の中に高段・低段両方の圧縮機構を持ついわゆるコンパウンド形二段圧縮機の採用により、従来の圧縮機 2 台組合せによる装置に比べ、圧縮機の油面管理が不要となった。

また クランクケース 内は中間圧方式の採用のため、蒸発温度が -65°C でも大気圧以上に保持できて安定した性能が得られるだけでなく、開放形の場合は軸封部からの真空運転による空気侵入のおそれがまったくない。

(6) 二段圧縮式には中間冷却器および膨張弁の付属

最適な中間冷却器とその膨張弁を選定し付属しているので、コンデンシングユニットと蒸発器の間の液管と、吸入配管その他制御機器を取り付ける単段圧縮式の基本配管工事と、同じ要領で小形ながら安定した二段圧縮装置が得られる。

4. 構成機器

4.1 圧縮機

本シリーズには、表 4.1 に示す 8 機種の開放形および 13 機種の密閉形の冷媒圧縮機を使用している。5.5 kW の開放形および密閉形のコンパウンド形二段圧縮機は、わが国では最小容量のものである。

このシリーズの圧縮機の特長および構造は、下記のとおりである。

(1) 吸入・吐出弁はいずれも フラッパ弁で従来の リング弁形式の

表 4.1 Wシリーズ用圧縮機仕様

Specifications of W series compressors.

形名	形式	单段・二段 圧縮の区別	使用冷媒	気筒径 mm	行程 mm	気筒数	回転数 50/60 Hz rpm	押しつけ量 50/60 Hz m³/h	電源	電動機定格出力 R 12/R 22 kW	油量 (スニゾ3GS) l	潤滑方式
WA-2	開放形	单段	R 12	50	45	2	1,750	18.5	—	2.2/3.7	2.2	
WB-2				60	50	2	1,750	29.7		3.7/5.5	3.2	はねかけ
WB-3				60	50	3	1,750	44.5		5.5/7.5	3.4	
WB-4				60	50	4	1,750	59.4		7.5/11	5.0	強制
WB-6				60	50	6	1,750	89		11/15	9.8	
WB-21		二段	R 22	60	50	2+1	1,750	29.7+14.8		5.5	3.4	はねかけ
WB-31				60	50	3+1	1,750	44.5+14.8		7.5	5.0	強制
WB-42				60	50	4+2	1,750	59.4+29.6		11	9.8	
WA-2 SF	密閉形	单段	R 12	50	52	2	1,450/1,730	17.8/21.2	三相 200/220 V 50/60 Hz	2.2	2.7	
WB-2 SF				60	60	2	1,450/1,730	29.5/35.2		3.7	5.2	はねかけ
WB-3 SF				60	50	3	1,470/1,760	37.4/44.8		5.5	6.5	
WB-4 SF				60	60	4	1,470/1,760	59.8/71.6		7.5	7.8	強制
WB-6 SF				60	50	6	1,470/1,760	74.8/89.5		10.8	11.7	
WA-2 SH		密閉形	R 502	50	52	2	1,450/1,730	17.8/21.2		3.7	2.1	
WB-2 SH				60	60	2	1,450/1,730	29.5/35.2		5.5	5.0	はねかけ
WB-3 SH				60	50	3	1,470/1,760	37.4/44.8		7.5	6.5	
WB-4 SH				60	60	4	1,470/1,760	59.8/71.6		10.8	7.8	強制
WB-6 SH				60	50	6	1,470/1,760	74.8/89.5		15	11.7	
WB-21 S	二段	R 22	R 22	60	50	2+1	1,470/1,760	24.9/29.8+12.5/14.9		5.5	6.5	はねかけ
WB-31 S				60	60	3+1	1,470/1,760	44.9/53.7+14.9/17.8		7.5	7.8	強制
WB-42 S				60	50	4+2	1,470/1,760	49.9/59.7+24.9/29.8		10.8	11.7	

ものに比べて運転音が小さく、体積効率がすぐれている。とくに吸入弁は2枚重ねにして疲労強度および衝撃の緩和を計っており、その効果は大きい。

(2) 4気筒・6気筒の開放形および密閉形圧縮機の油ポンプは、可逆式ペーンポンプで音が小さく、回転方向を選ばないのでとくに密閉形圧縮機に適している。

(3) 3章(4)項でも記したように、油上がりが少ない構造になっており、安定運転後の凝縮器液出口から抜き取った冷媒中に含む油量は従来品(当社)に比べて1/10以下である。また起動時のクランクケース圧力の急変による寝込み冷媒の沸騰によるオイルポンピングは、避けられなかったが、本シリーズの圧縮機は停止中、大出力のヒータで周囲温度より約30deg 加熱しておき、冷媒の油中への溶け込みを最小限に抑え、起動時の発泡による吸入室への油の侵入は逆止弁で止めている。逆止弁は正常運転時は蒸発器から運ばれた油をクランクケースに戻す通路にある。なお別にクランクケース上部から吸入室に通ずる細孔により双方の圧力バランスを取っている。したがって起動時数分間は逆止弁を閉じられ、この細孔部のみからピストン側面部からのプローバイガスが流れるので、一時的に吸入圧よりクランクケース内圧が高くなり、油面での発泡を抑え、安定後逆止弁が全開する。この効果が起動時の油上がりを非常に少なくしている。

(4) ピストン・接続棒およびクランク軸などの軸受は、需要家の取扱いに関するレベルを考慮して十分余裕をとり、粘度・流动点の低い潤滑油の採用で蒸発器からの油が返りやすい装置設計を可能にした。

(5) 4気筒・6気筒の開放形および密閉形圧縮機には、バイパス方式の容量制御装置が取付け可能で、逆止弁・バイパス弁および電磁三方弁より成っている。密閉圧縮機に容量制御を採用する場合、冷媒循環量減少による内蔵電動機の冷却効果が減少し、100%負荷運転時と蒸発温度の使用限界が異なるので注意を要する。したがって容

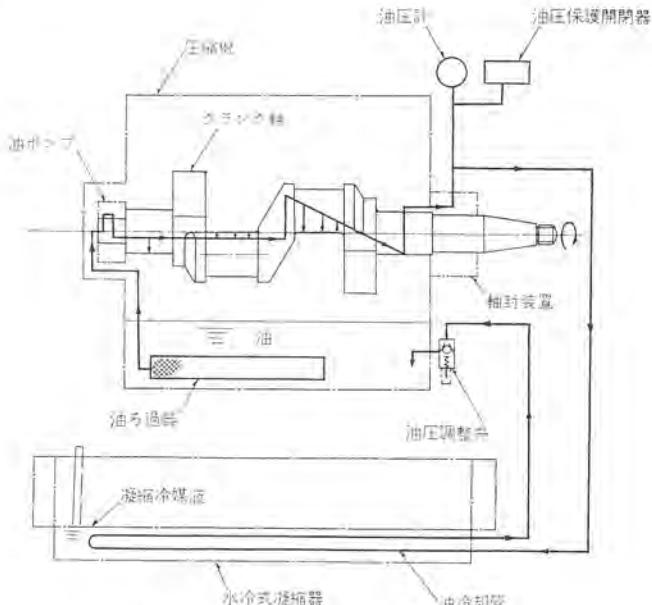


図 4.1 WB 形 圧縮機潤滑油循環系統
Lubricating oil-circulation of model WB compressors.

量制御機構付きの密閉冷凍装置では、蒸発器の冷媒を受液器に回収するいわゆるポンプダウン回路は一般に採用しない。

4.2 凝縮器

水冷式はローフィンチューブを用いた横形 シェルアンドチューブ式の受液器兼用の凝縮器であり、油ポンプ付きの圧縮機を持つユニットには、すべて凝縮器の液だめ部に油冷却管を内蔵している。図4.1にその回路系統図を示す(特許出願中)。一般に凝縮器の容量設計は、蒸発温度の使用範囲の最大のところで決定されるが、圧縮機の油温はむしろ冷媒循環量の少ない低い蒸発温度での高圧縮時に上昇する。したがって本方式で冷却すれば凝縮器を有効に使うことになり、従

来の水を通す方式に比べて水あかの付着による伝熱効率の低下もなく、安定した冷却効果が得られる。試験結果では、11 kW の冷媒 R 22 単段圧縮式コンデンシングユニット (C 7 W-110 L 形) の蒸発温度 -30°C、凝縮温度 35°C、吸込ガスの過熱度 35 deg で、この方式による油冷却器を使用した場合、クランクケース油温は 50°C になるのに対し、油冷却器を使用せず直接に油圧調整弁を介して圧縮機に返したとき、同条件で 73°C となり、その効果は非常に大きいことがわかる。とくに冷媒 R 22 の単段圧縮における開放形コンデンシングユニットの -30°C 付近の安定した運転も可能にした。

空冷式凝縮器は、プレートフィン付き熱交換器と送風機に大風量の有圧換気扇を用い、伝熱面積を小さくしてスーパーマーケット等の設置面積の制約をうける用途に合致するように設計されており、多段積にして専用機械室に設置される（実用新案出願中）。この場合の油冷却器は、圧縮機から取り出した油配管を凝縮器用プレートフィン付き熱交換器の一部で空気冷却している。

4.3 油分離器

本シリーズの圧縮機は、油上がりが少ないとこはすでに述べたとおりである。単段機ではそれゆえ油分離器を付属せず、二段機にのみ油分離器を付けている。油分離器は吐出ガス脈動の整流作用もあるが、分離作用と油返送作用がその本来の目的である。油上がりの多い圧縮機での分離効率は容易に上げ得るが、少ない機械では分離効率の上昇は非常に困難である。この油分離器に採用した分離機構は拡大による流速低下と衝突による分離効果をねらったもので、返送機構は鋼製フロートによる自動返送弁を用い、連続的に少量ずつ油が入ってきても確実に間接的に圧縮機へ油を返送する機構を用いている（実用新案出願中）。これにより返送管の温度により手でも作動状態が確認可能となり、小さな異物のニードル部かみ込みにより、閉止不可能となり高圧ガスがクランクケース低圧側に漏れることができなくなつた。

4.4 保護装置

本機は圧縮機には高低圧圧力開閉器、凝縮器には可溶せんを取り付け、その他に過電流リレー・油圧保護開閉器、さらに密閉形圧縮機には、巻線温度開閉器（インターナルサーモスタット）を保護装置として備えている。

4.5 サブクーラと中間膨張弁（二段圧縮式のみ）

二段圧縮式コンデンシングユニットには二重管直膨式のサブクーラと、サブクーラおよび低段吐出ガスのデス-ペヒート用の自動温度式中間膨張弁、電磁弁ならびにサイトグラスを付属している。膨張弁の感温筒はサブクーラを出て低段吐出ガスに噴射されデス-ペヒートされた高段吸入配管表面に密着されて過熱度を調整している。

5. 二段圧縮装置設計・工事上の注意点

本シリーズのコンパウンド式二段圧縮式コンデンシングユニットの出現により、従来の単段圧縮式コンデンシングユニットとほぼ同要領で蒸発温度 -65°C までの装置が得られるようになったが、二段装置ゆえに設計・工事上とくに注意しなければならない点がある。

(1) 二段圧縮式コンデンシングユニットは、低段・高段押しのけ量比にもよるが、総押しのけ量が同一の R 22 密閉形 11 kW 二段圧縮式コンデンシングユニット S 7 W-110 U 形と、R 502 密閉形 15 kW 単段圧縮式コンデンシングユニット S 8 W-150 L 形の冷凍能力を、吸入圧力飽和温度について示すと図 5.1 のごとくなり、二段圧縮式を使用したほうが有利な蒸発温度は凝縮温度 35°C では、-28°C 以下のときといえる。なお押しのけ量比を変化させた場合の 1 冷凍トン当たり必要

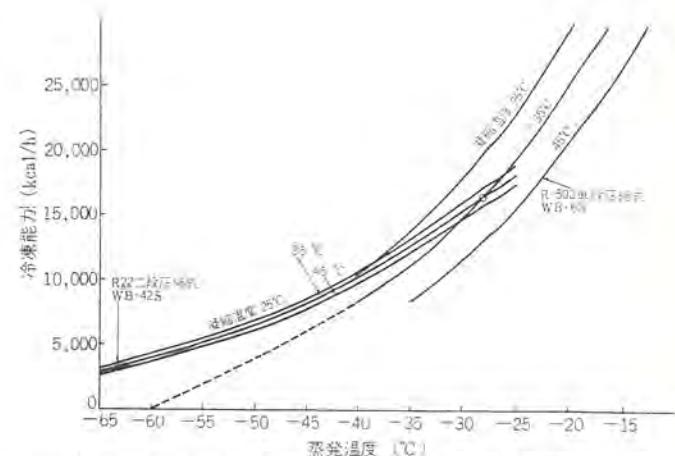


図 5.1 同一総押しのけ量圧縮機の二段圧縮と単段圧縮の能力比較

Refrigeration capacity of two stage vs. one stage compressor with the same total displacement.

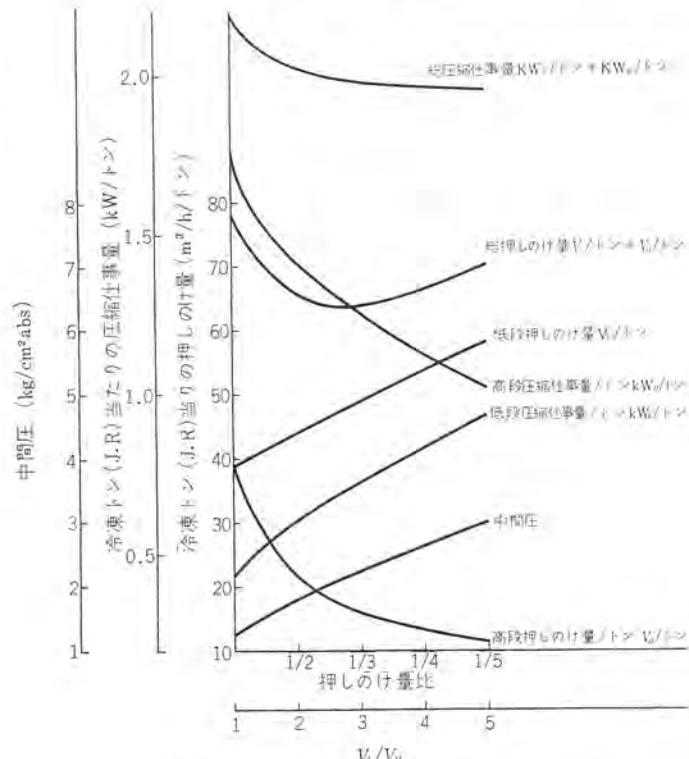


図 5.2 押しのけ量比の影響
Effects of the displacement ratio regarding displacement and power.

な押しのけ量の変化について蒸発温度 -57°C、凝縮温度 32°C の条件で図 5.2 のごとくなり、本シリーズに採用している押しのけ量比 2:1 および 3:1 ではその差はあまりあらわれない⁽³⁾。

また当然のことであるが、単段機の冷凍能力は凝縮温度の影響を大きく受けるが、二段機はその影響をあまり受けないためクーリングタワーおよび空冷凝縮式にも適していると言える。

このように両者に差があるので機種選定には慎重を要する。

(2) 現在市場に出てる膨張弁のカタログの容量表はそのほとんどが過熱度 0 deg として記載されており、二段圧縮式を使用するときは当然、液は数十度の過冷却が行なわれており、カタログの容量表より大きい実際容量を持つことになる。図 5.3 には数社のカタログ等に示されている膨張弁の過冷却度による膨張弁の容量増加割合を過冷却度 0 deg のとき 1.0 として示す。このことを知らないため

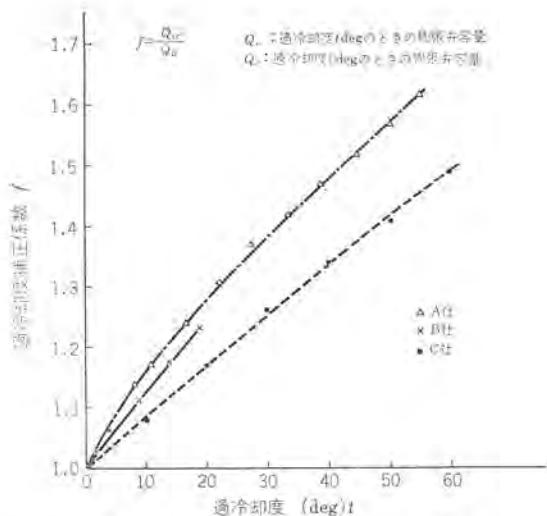


図 5.3 過冷却度と膨張弁容量の関係

Relation between superheat and expansion valve capacity

に過大膨張弁を選定している例を多く見る。

(3) 本シリーズの二段圧縮式コンデンシングユニットの蒸発温度の使用限界は $-25\sim-65^{\circ}\text{C}$ で設計されているので、これより高温高負荷で使用のときは、吸入圧力調整弁の使用が必要である。

(4) クランクケースが中間圧になっているため、ときには油圧計が低段吸入圧力計の読みより 7 kg/cm^2 ぐらい高くなるが、異常ではない。油圧計が中間圧に対し 1.5 kg/cm^2 程度高くなるように油圧調整弁を調整する。中間圧は圧縮機を停止した直後の油圧計の読みがそれである。

(5) 低温用膨張弁の特性、負荷変動の大きさから蒸発器からの液戻り、油戻りの対策を必要とし、十分な大きさのサクションアキューム

レータおよび液ガス熱交換器を、蒸発器と圧縮機吸入口の間に設置したほうが機械の損傷を防げるうえに、過熱度を小さくして蒸発器全体を有効に利用可能となる。

(6) 単段機でも直射日光下などでは液管の断熱が施されるが、二段圧縮式は液管に霜が付くぐらいに低温まで過冷却されているので必ず断熱を施す注意が必要である。

(7) 初めて二段圧縮式を使用して割り合い多い失敗は、真空引き不十分による冷媒回路中のアイススタック（冰結）である。冷媒 R 22 は R 12 と異なり液相よりも気相での冷媒の水分溶解度が小さく、 -50°C の気相で 8 ppm のため吸入配管中のサクションストレーナなどの氷結が多いようである。高性能真空ポンプと装置の加熱により十分な乾燥を要する。また低圧側は大気圧以下で使用されるから、漏れ場所があると大気を吸い込み危険なので断熱施工前に厳重に調べる必要がある。

6. む す び

昭和 50 年度から冷凍食品の品温 -18°C 維持規制の情勢にあり、今後も冷凍機の応用範囲とそれに伴う需要は飛躍的に伸びるであろう。本シリーズはすでに量産化に移行しやすい好評を博しているが、今回は製品紹介と使用上の要点について簡単に説明した。今後とも業界の動向を反映し、顧客の要求にマッチする製品となるよういっそこの研究・改良を重ねて充実化を計って行きたい。

参 考 文 献

- (1) H. Soumerai : ASHRAE Journal, 1, 38 (1964)
- (2) S. F. Reason (権利譲) : 冷凍, 40, 88 (昭 40)
- (3) H. Soumerai : Refrigerating Engineering, 6, 749 (1953)

低温用小形クーリングユニット

古川博一*・丸山佳宏*

Small Storage Coolers for Frozen Food

Wakayama Works Hirokazu FURUKAWA・Yoshihiro MARUYAMA

Demand for low temperature storage has been markedly increased recently for the preservation of frozen food. To cope with it small storage coolers have been developed with the following features. Integrated in the apparatus are an hermetically-sealed compressor, an air-cooled condenser, a forced ventilation type evaporator, a control box including an automatic defrosting device with hot gas and a safety device so as to insure the reduction of the time for construction work and to stabilize the performance. By the use of this cooler, it is feasible to lower the temperature in the storage down to $-15^{\circ}\text{C} \sim 25^{\circ}\text{C}$.

This article explains the specification, construction and advantages of the unit.

1. まえがき

最近の経済発展と都市への人口集中化、食品衛生管理の規制強化と輸送事情の悪化および物価の安定策などいろいろの社会情勢変化により、冷凍食品の需要が大幅に増加している。

これらの条件を背景に低温用貯蔵庫の建設は、生産地・消費地とともに一段と活発になってきており、今後小形冷凍装置としては、従来のコンデンシングユニットとファンコイルユニットクーラの組合せによる現地工事方式では、工期や人手の点で不経済であり、パッケージクーラに移行しつつある。

当社においても、現地据付・冷媒配管工事を省力化したパッケージクーラは冷蔵クーリングユニットの名称すでに開発されているが、このたび -25°C シリーズ冷凍食品貯蔵用冷凍クーリングユニット(HC-L形)を開発したので、この概要について紹介する。

2. 特長

(1) 現地における冷媒配管・気密耐圧・冷媒充てん(填)・機器作動調整などの工事の必要がないため、据付けが容易で設備工期の短縮、工事の省力化、工費の節減が計れるため冷凍設備能力の拡大が計れる。

(2) 庫内冷却が強制通風式で、庫内温度が均一となり、庫内の冷却速度が速く、冷媒R-502を使用しているため、単段圧縮機でも過熱運転することなく、庫内温度 -25°C まで冷却でき常に安定した運転ができる。

(3) 除霜は急速ホットガス自動除霜方式であるため、除霜時の庫内温度、品温上昇がきわめて低く、貯蔵冷凍食品の品質を低下させない。

(4) 運転制御装置・保護装置をすべて備えているので、運転管理がきわめて容易で安全である。

3. 仕様

従来の高温用シリーズ6機種に、新開発の低温シリーズ2機種が加わり、ますます需要家の利用に供していくことになった。高温用シリーズの説明はすでに述べられている⁽¹⁾ので割愛し、ここでは低温用シリーズの概略仕様を表3.1に示す。表に示すように凝縮器の冷却方式は現地設置工事省力化の見地から強制通風空冷式である。また図

表3.1 標準仕様
Standard specifications.

形 名		HC-08 LA 形	HC-15 LA 形
寸法	高さ mm	415	500
	幅 mm	660	860
	奥行 mm	800	1,035
外装		アクリル焼付け仕上	同左
重量 kg		約 85	約 120
性能	周波数(標準) Hz	50/60	50/60
	冷凍能力(標準) kcal/h	580/650	1,200/1,350
	風量 m ³ /min	15/18	28/30
冷凍サイクル	電源	三相 200 V	三相 200 V
	圧縮機	密閉形 0.75 kW	密閉形 1.5 kW
	送風機(冷)	プロペラファン 25cm 25W	プロペラファン 30cm 50W
	送風機(暖)	プロペラファン 25cm 25W	プロペラファン 30cm 50W
	凝縮器	強制通風式クロスフィン形	強制通風式クロスフィン形
	蒸発器	強制通風式クロスフィン形	強制通風式クロスフィン形
	冷媒	R-502	R-502
保護装置	過電流继電器	1	1
	圧力開閉器	1	1
	ヒューズ	3	3
	圧縮器インタークーラーサーモ	—	1
制御機器	庫内温度調節器	1	1
	除霜用温度調節器	2	2
	電磁弁	2	2
	電磁接触器	2	2
	電磁繼電器	2	2
庫内温度調節範囲		$-15^{\circ}\text{C} \sim -25^{\circ}\text{C}$ (庫内温度調節器付き)	$-15^{\circ}\text{C} \sim -25^{\circ}\text{C}$ (庫内温度調節器付き)
除霜方式		ホットガス、ヒータ方式	同左
使用温度条件		$5^{\circ}\text{C} \sim 35^{\circ}\text{C}$ (外気)	$5^{\circ}\text{C} \sim 35^{\circ}\text{C}$ (外気)
その他		警報ブザー付き	警報ブザー付き

* 冷凍能力は外気 32°C 、湿度80%、庫内 -25°C のときの値を示す。

3.1に外形寸法、図3.2にHC-15 LA形の電気系統を示す。なおHC-08 LAの電気系統図は、圧縮機内蔵熱動温度開閉器(49 C)が付属しないほかはHC-15 LAと同様である。冷凍冷蔵庫への据付け方法は図3.3に示すとおり床面積のいらない壁貫通式である。

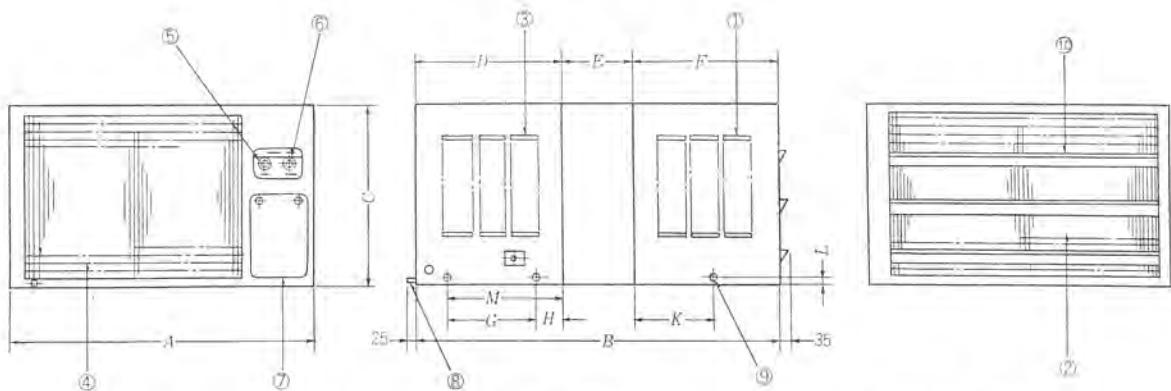


図 3.1 外形寸法
Outline dimensions.

变 化 尺 法 表		
	HC-08 LA	HC-15 LA
A	660	860
B	800	1,035
C	415	500
D	350	430
E	125	150
F	325	455
G	—	250
H	—	100
K	125	200
L	10	18
M	125	—

- ① 冷却器用庫内空気吸込口
- ② 冷気吹出口
- ③ 涼縮器用外気吸込口
- ④ 涼縮器（空気吹出し）
- ⑤ 温度調節器（庫内制御）
- ⑥ 温度開閉器（霜取り）
- ⑦ 点検ふた
- ⑧ ドレン排水口（16φ ホース締め手）
- ⑨ 据付け用ねじ穴（M8 ねじ）
- ⑩ 風向板

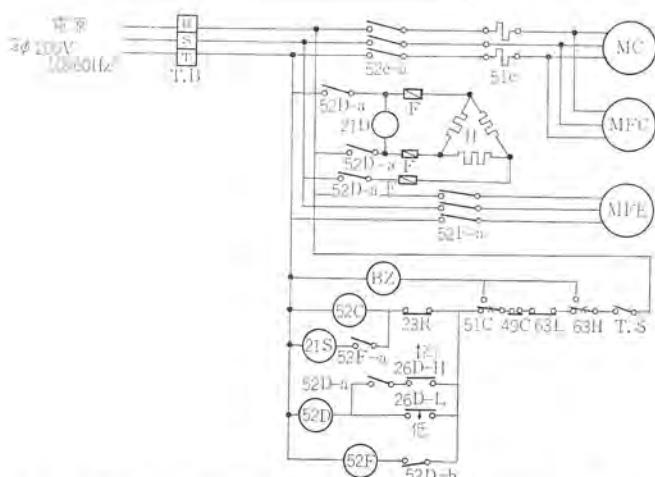


図 3.3 壁貫通据付け
Side panel penetration mounting.

記号	名称	記号	名称
M. C	圧縮器	21 S	液圧防歟電磁弁
M. F. C.	凝縮器用送風機	63 H	高圧圧力スイッチ
M. F. E.	冷却器用送風機	63 L	低圧圧力スイッチ
52 C	電磁開閉器(圧縮機)	51 C	過電流继電器
52 F	電磁接触器(送風機)	T. S	運転スイッチ
52 D	電磁接触器(除霜用)	B. Z	警報ブザー
23 R	庫内温度調節器	T. B	端子台
26 D. L	除霜用温度調節器(開始用)	F	ヒューズ(1A)
26 D. H	除霜用温度調節器(終了用)	H	電熱器(ドレンパン)
21 D	除霜用電磁弁		

図 3.2 HC-15 LA 形電気系統
Connection diagram of model HC-15 LA.

4. 冷凍装置

ユニットの冷媒系統を構成している機器類は図4.1に示され、また運転冷凍サイクルは図4.2に示されているが、このサイクルの特長は、蒸発圧力と凝縮圧力の比(圧縮比)が10と冷蔵ものより2.5倍も大きいこと、また2極電動圧縮機を使用しているため、シェル外への放熱が小さいなどによる吐出ガス温度・シェル下温度(油温)・コイル巻線温度上昇によるユニット寿命の低下、事故を防ぐため、蒸発器を大きく設計して蒸発温度を上げて循環量を増し、過熱度をより小さく保ち、圧縮機を冷やしてやるように、またオイルクーラによりシェル

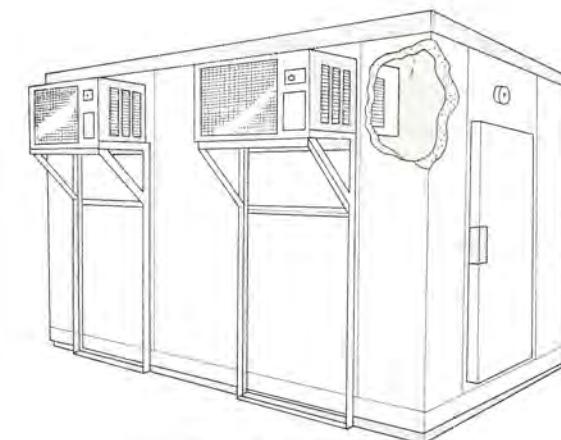
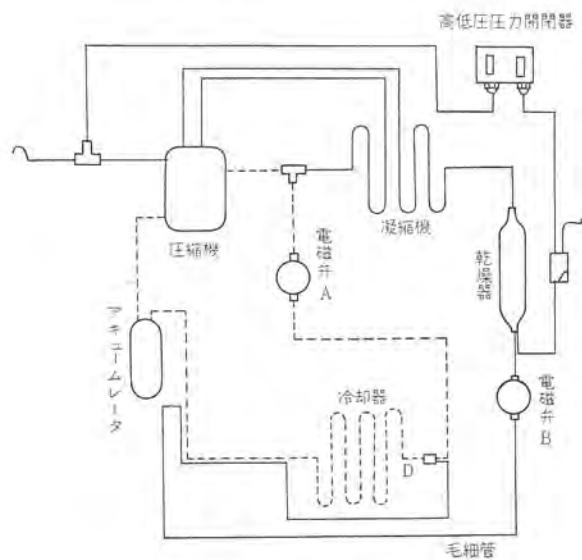


図 3.3 壁貫通据付け
Side panel penetration mounting.



主回路はホットガス回路を示す

図 4.1 冷媒配管
Refrigerant piping.



図 4.2 HC-15 LA 冷凍サイクル
Pressure-enthalpy diagram of model HC-15 LA.

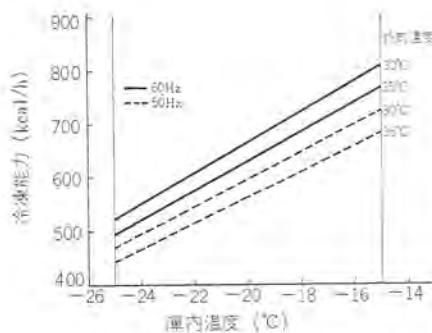


図 4.3 HC-08 LA 形性能曲線
Performance curves of model HC-08 LA.

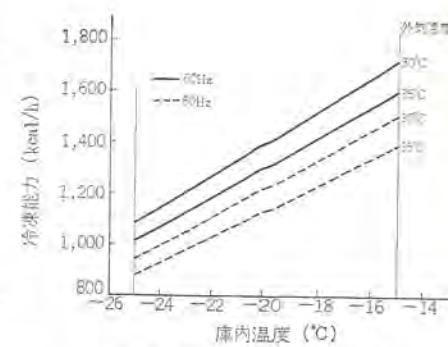


図 4.4 HC-15 LA 形性能曲線
Performance curves of model HC-15 LA

下温度が上昇しないように、さらに圧縮機へ凝縮器用送風機より送られる風が当たるようにしていることである。この結果、各温度は十分低く保つことができた。さらにこのサイクルのもう一つの特長は、キャビラリーチューブを使用しているので、ブルダウン時に蒸発圧力・凝縮圧力の変動はきわめて小さいため凝縮容量を小さくできること、起動性能も膨張弁方式に比べ良いこと、またキャビラリと吸入管を熱交換させ冷却器を湿り状態で使用し、冷却器で蒸発できなかった湿り部分で高圧液を冷却し、冷凍能力を増大させると同時に蒸発温度を下さしでも上げ圧縮比を小さくし、さらに過熱運転をできるだけ避けるようにしたことである。このほか高圧液ラインに電磁弁をつけ、ユニット停止中電磁弁を閉じ冷却器へ冷媒がねこむのを防ぎ、さらにサクションアキュームレータにより完全に起動時の液バックを防止していることである。なおこの冷凍サイクルを構成している機器類の説明については割愛する。冷凍能力については図 4.3, 4.4 に示す。

5. 除 霜

除霜方式はホットガス自動デフロストのため、除霜時間が約8~10分でこの間の庫内温度上昇は7deg, 品物(ASHRAE standard 13-53規格)温度上昇は1deg以下で冷凍食品を貯蔵するには非常に良い除霜方式である。以前に特殊用途としてヒータデフロスト方式の、のり種網用クリーニングユニットを作成したが、このときの除霜効率は下記の計算値となりホットガス方式による冷却管内部加熱の100%近い効率に比べると問題にならなかった。

$$\text{除霜効率} = \frac{\text{除霜に使用された熱量}}{\text{除霜時に与えた熱量}} \times 100$$

のりクリーニングユニットの場合 (ヒータデフロスト)

除霜時間 28 分, 除霜量 2,200 cc, ヒータ容量 1.1 kW

$$\text{除霜効率} = \frac{C_1 \times G_1 \times \Delta t_1 + 80 \times G_1 + C_2 \times G_2 \times \Delta t_2}{H \times T \times 860}$$

ここに C_1 : 霜の比熱 (kcal/°C kg)

G_1 : 除霜量 (kg)

H : ヒータ入力 (kW)

G_2 : 冷却器重量 (kg)

C_2 : 冷却器の平均比熱 (kcal/°C kg)

T : 除霜時間 (h)

Δt_1 : 除霜開始, 融解時の霜の温度差 (°C)

Δt_2 : 除霜開始, 終了時の冷却器温度差 (°C)

$$\text{除霜効率} = \frac{0.5 \times 2.2 \times 30 + 80 \times 2.2 + 0.12 \times 13.2 \times 35}{1.1 \times \frac{28}{60} \times 860} \times 100 = 60\%$$

この他ホットガスデフロストの場合均一に速く除霜ができるため、除霜時間が短く除霜中の貯蔵庫壁よりのヒートリックを小さく抑え、2段がまえの温度上昇防止策がとれることである。本機の除霜サイクルは図 4.1 の点線に示されるとおりで、このサイクルの特長は、除霜時高圧液ラインに設けた電磁弁(B)が閉となりキャビラリを通過して冷却器へ冷えた液を流さず除霜効果を上げていることである。この試験結果を簡単に示せば、バイパス管表面温度(C)は電磁弁が閉じていても開いていても約78°Cと同じであるが、冷却器表面温度(D)は電磁弁(B)が開いていれば、バイパスより流れてくるガスにキャビラリより流れてくる低温液が混入するため47°Cと低下し、閉じていれば65°Cと、高い温度を示す。この結果同一時間内に除湿する量は、閉のとき2,450 cc、開のとき1,760 ccとなり、電磁弁閉のほうが約30%除湿効果の良いことがわかる。さらに吸入ラインにアキュームレータを設け、除霜時に極端に液バックすることなく圧縮機へ適切な状態で冷媒が戻るよう、アキュームレータ容量および油返送用細孔を決定した。

除霜制御回路は電気系統図3.2に示されるとおりであるが、除霜開始は冷却器への着霜が多くなり、熱貫流率が低下し吸入管温度がある一定温度まで下がったときに、除霜開始用サーモの感温部がこれを感知し、26D-Lの接点が閉回路となって除霜を開始しホットガスを流す。ホットガスが流れ冷却器表面温度が、霜がなくなり6~8°Cになったとき、終了用サーモがこれを感知し、26D-Hの開回路(このとき26D-Lも開回路となっている)となって除霜を終了する。なお終了用サーモ温度設定値には水切時間も考慮してある。この他ホットガスデフロストをすることにより、特に低温域でR502を使用する場合、冷凍運転時の油戻りが問題となるので除霜時に高温のガスを多量に冷却器内に流すことは非常に有利である。

6. む す び

以上低温用小形クリーニングユニットの仕様・性能などについて簡単に説明したが、今後さらに試験研究を重ね日本の気候にマッチした空冷式凝縮器の使用温度限界の拡大をはかるとともに、ユニット2台並列運転における干渉距離の影響、応用範囲拡大等の研究をし、新しい時代の省力機種HC形クリーニングユニットのシリーズ充実化もはかり、需要家各位のご期待にそいたい。

参 考 文 献

- (1) 米田、丸山: 三菱電機技報 44, 545 (昭45)

最近のオープンショーケース

半田文男*
小島照男**・館梅里**

Recent Open Cases in Food Merchandising

Mitsubishi Electric Corp., Head Office Fumio HANNA
Nihon Kentetsu Co., Ltd. Teruo KOJIMA・Bairi TACHI

With the development and change of circulation mechanism, there came out super-markets where quantity sales are made in each of stores. As principal installations of sales of foods, open show cases were limelighted. Herein are introduced various models in current use. Recently demands for wall facing multi-shelves show cases are increasing, as they satisfy the aim of increasing the sales by improving the efficiency of displaying the commodity per wall space to the possible maximum.

This article describes for the reference to the circles, the performance, items for study and remarks for practical application partially regarding the show cases so that the information will be received with full understanding by the purchasers.

1. まえがき

近年、流通機構の整備とともに、商品の多量販売を旨とするスーパー等の進出が目立っており、オープンショーケースの需要がとみに増加してきた。

ここに当社が開発した製品の概要を紹介し、さらに急激に伸長している内蔵式多段形オープンケースについて述べる。販売の増大をもくろむこれら店舗が、あらゆる空間を生かし、商品を陳列して床面積当たりの売上を増す手段として、この形のケースの需要が発生してきたものである。これについては検討した構造上・性能上の問題、および使用上の要注意点についても述べることとした。

2. 各種オープンショーケースの紹介

(1) KC形中温ショーケース

乳製品・加工肉（ハム・ソーセージ）等をはじめ、精肉その他の生鮮食品を入れる目的で設計されたもので、図2.1のような外形・構

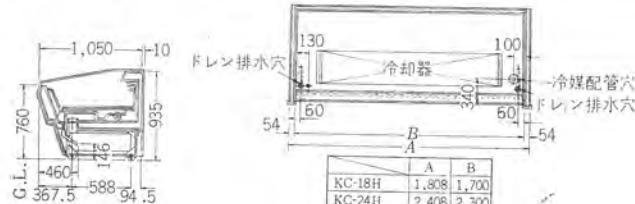
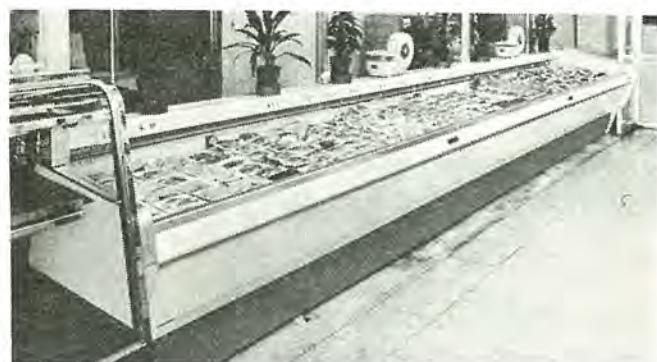


図2.1 KC中温ケース外観
Medium temperature show case, model KC.

造をとっている。

最近肉用は従来1日で売り切れる考えであったものが、数日ケースの中に保管するため、-2°C～+1°Cくらいを要求されるようになつた。所要冷凍能力のアップによってこれを満足できる設計になっている。

精肉は従来バラ売りであったものが、包装パッケージ売りに変わり、温度保持が可能になった点が原因とみられる。

KC形の貯蔵庫付きとしてKCS形も準備されているので、用途によってお勧めいただきたい。

(2) KC形低温ショーケース

冷凍食品を主として販売するケースとして開発され、図2.2のとおりの仕様構造である。冷凍食品の普及とともに需要が急上昇している。

他社に比べ前面高さが低く、商品が取り出しやすく考慮されてい

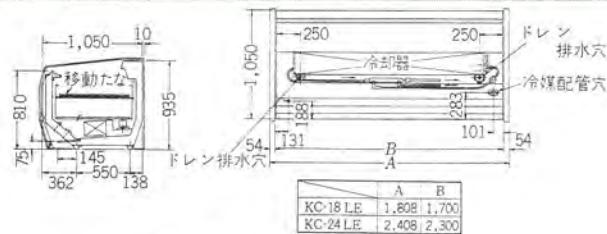


図2.2 KC低温ケース外観
Low temperature show case, model KC.

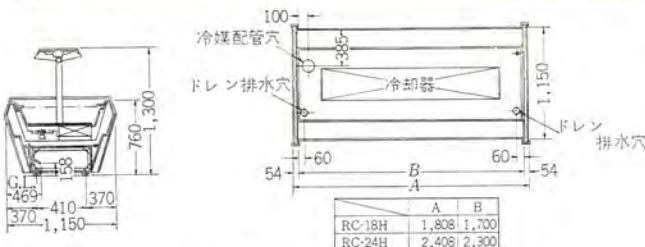


図 2.3 RC 中温 ケース外観
Medium temperature show case, model RC.

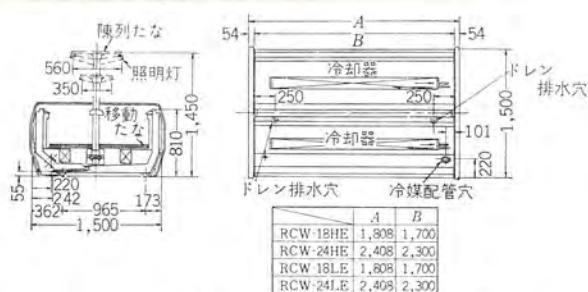


図 2.4 RCW 中温 ケース・低温 ケース外観
Medium temperature show case and low temperature show case, model RCW.

表 2.1 けい光灯の演色効果
Color rendition effect of fluorescent light.

けい光ランプ名	当社形名	実験例	実験結果				
			果実	野菜	鮮魚(青身)	鮮魚(赤身)	精肉
昼光色	FL-D	A	×	○	○	×	×
昼光色ハイデラックス	FL-D-SDL	B	○	◎	◎	○	○
印刷用	FL-W-EDL	C	○	◎	○	○	○
白色	FL-W	D	×	×	×	×	×
白色ハイデラックス	FL-W-SDL	E	○	○	○	◎	◎
温白色	FL-WW	F	×	×	×	×	○
温白色ハイデラックス	FL-WW-DL	G	◎	○	×	○	○

記号 ◎……最も演色性が良いもの

○……使用されても問題ないと思われるもの

×……極力使用を避けられたほうが良いと思うもの

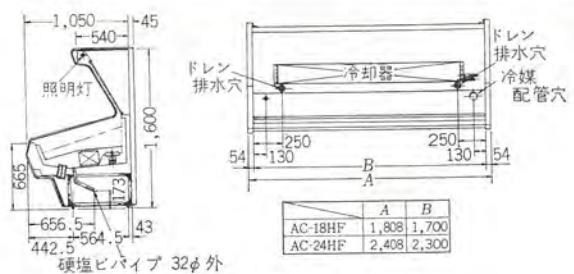


図 2.5 AC 中温 ケース外観
Medium temperature show case, model AC.

る。天井からスポットライトで照明されることがよく行なわれているが、200 ルックス当たり約 1°C の温度上昇があると考えてよく、あまり強烈な照明はさけるべきである。

(3) RC 形 中温 ショーケース

貯蔵品は KC 形に準ずる物が主で、図 2.3 のごとく外形・仕様が設計され、ユニークな幅狭い両面サービス形のケースであり、価格的にも魅力のある製品である。

販売速度の早い商品を陳列し、顧客は両サイドから自由に品物を買物かごに移すことができて、客さばきを早くできる点でメリットを有している。

(4) RCW 形 中温 ショーケース

前項 RC 形の幅広形であり、図 2.4 のごとく奥行 1,500 m/m をもち、図のような構造をしている。通路幅の広い店に設置し、RC 形以上に客さばきをスピードアップするためのケースであり、商品陳列の場合数段すぐれたものとなり、客の購買意欲を刺激することになる。

中央の陳列だなは工場に準備され、客先の注文によって取付け出荷するもので、たなしが標準品である。

(5) RCW 形 低温 ショーケース

KC 形低温 ケースと同様に、冷凍食品の販売用として使用され、図 2.4 のごとく高温用のものとまったく同じ構造である。たなには照明をつけているが、昼光色ハイデラックスを使用している。表 2.1 のごとくすべてのものに対し演色効果が良くなっているが、商品に合わせ適切なランプを使用するといっそう効果的である。

(6) AC 形 中温 ショーケース

果実・野菜等の青果物を展示販売するケースで、図 2.5 に仕様・構造が示されている。

一般には簡単な包装品・バラ売品とが交差して陳列されており、風は低速にして、下部からわき出すような冷気と、上部からの吹出しによって乾燥をさけつつ冷やすことを考慮している。

新鮮さをさらに保つうえにおいて水を散布することが良く、ショーケース下部に散水装置を内蔵して、隨時散水して新鮮度を保つことに

している。包装・バラの陳列の両者を考え、散水は完全霧状を理想とする。

背面の鏡は客を引つけると同時に、品物の量感を出し、かつ前に立った人は写らず、庫内商品のみが客から見えるよう工夫している。

(7) AD 形 中温ショーケース

酪農品を販売することが主体で、牛乳・バター・マーガリン等を収容し冷却する。図 2.6 のような仕様であり、酪農品の販売が上昇し

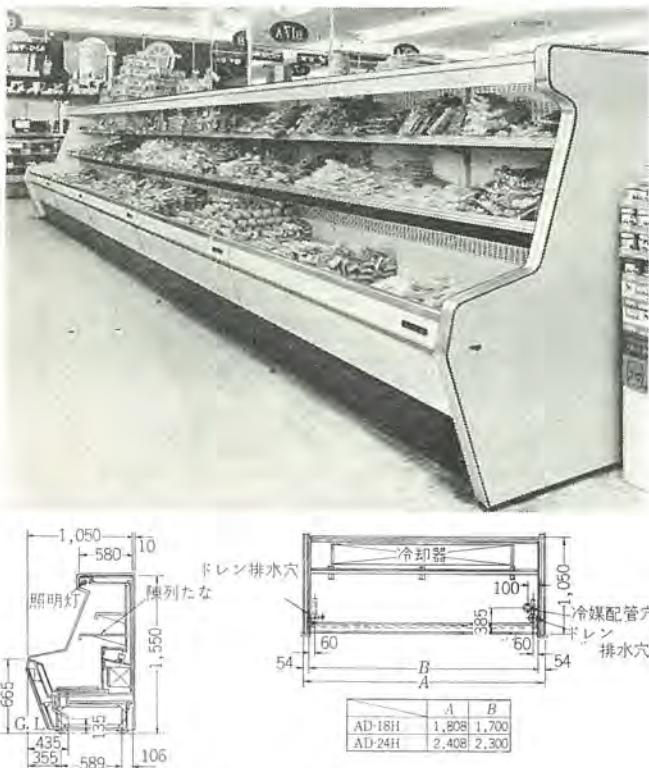


図 2.6 AD 中温ケース外観
Medium temperature show case, model AD.

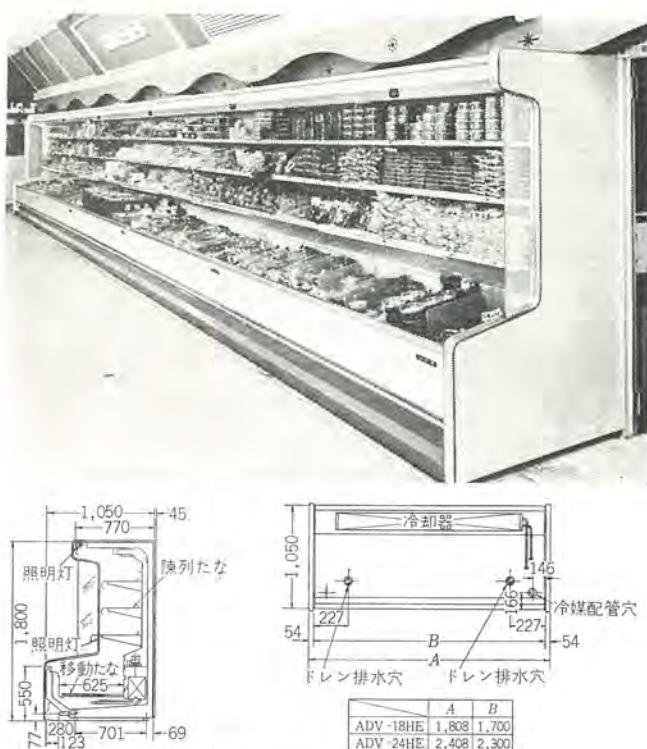


図 2.7 ADV 中温ケース外観
Medium temperature show case, model ADV.

ている昨今、壁面を利用しての立体陳列を行ない、売場面積当たりの売上向上を企図した製品である。

たなは自在たなで、陳列商品の高さに応じ調整するよう工夫されている。使用上の要点は、後述の内蔵式多段オーブンに準ずるので、これを参考とされたい。

(8) ADV 形 中温ショーケース

図 2.7 に示すとく AD 形ケースの特長である多量陳列を、さらに強調した背の高いスタイルが ADV 形であり、壁面の 100% 利用をねらったものと言える。

3. 使用の条件

オーブンショーケースの性能は、周囲温度と湿度に大きな影響を受けるので、店舗内の空調はショッピングの快適な環境づくりとともに、ショーケースの性能と非常に密接な関係がある。この点を考慮して空調の施工がなされることが望ましい。

結論として周囲条件 27°C, RH 50% 以下が保持できる空調が満足され、オーブンケースもはじめて満足な性能を発揮できるのである。また、使用者側としてもロードライン以上に負荷を入れない、ドレンの完全な処理、デフロストの十分な実施等の保守点検を良く行なっていただくこと、庫内温度が安定後に貯蔵品を入れるなどを心がけていただくことがたいせつである。

4. AD 多段形内蔵式ショーケース

次に上記の別置式オーブンショーケースとは別に、内蔵式の AD 形ケースを 3 機種すでに市場に送り出しているので、この製品について若干のべる。

形名 AD-12 HCE-08, AD-12 HCE-11, AD-18 HCE-11

表 4.1 AD 形各機種の仕様一覧
List of specifications of show cases, model AD.

	AD-12 HCE-08	AD-12 HCE-11	AD-18 HCE-11
外 形 尺 法	幅 1,200×奥行 1,050×高さ 1,585 mm	幅 1,800×奥行 1,050×高さ 1,585 mm	幅 1,800×奥行 1,050×高さ 1,585 mm
陳 列 面 積	1.5 m ² (上たな 0.3, 中たな 0.5, 下たな 0.7)	2.3 m ² (上たな 0.4, 中たな 1.1)	2.3 m ² (上たな 0.8, 下たな 1.1)
性 能	周囲温度 27°C 濡度 50% 庫内温度平均 5~6°C	周囲温度 30°C 濡度 70% 庫内温度平均 5~6°C	周囲温度 27°C 濡度 50% 庫内温度平均 5~6°C
外 装	高級仕上鋼板メラミン樹脂焼付塗装		
内 装	高級亜鉛引き鋼板透明エポキシクリヤ焼付塗装		
断熱材	発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)	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 呼称容量 0.75 kW	空冷式コンデンシングユニット 呼称容量 1.1 kW	空冷式コンデンシングユニット 呼称容量 1.1 kW
除霜装置	完全自動霜取り (霜取りヒータ付き)		
霜付防止ヒータ	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, 霜取りタイマー		
付属品	ドレンパン, すのこ, ナイトカバー		

※ 1. 周囲風速 0.3 m/s 以下

※ 2. at 32°C, RH 68% の場合, 庫内温度平均 7~8°C

at 27°C, RH 50% の場合, 庫内温度平均 3~4°C



図 4.1 AD-12 HCE-08・
AD-12 HCE-11 外観
Show cases AD-12 HCE-08
and AD-12 HCE-11.

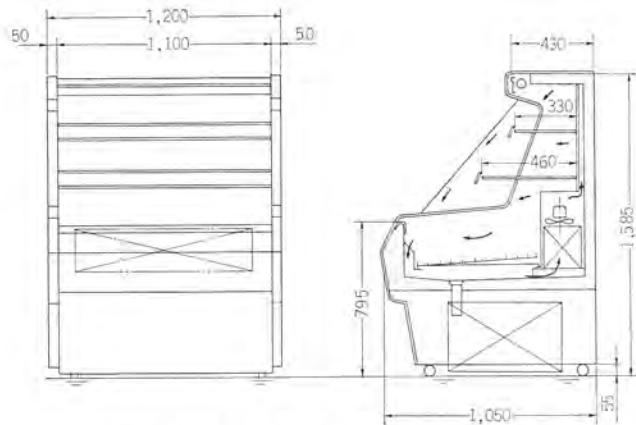


図 4.3 AD-12 HCE-08・AD-12 HCE-11 外形
Show cases AD-12 HCE-08 and AD-12 HCE-11.

4.1 各機種の性能

(1) 周囲条件

周囲条件は周温 27°C, 関係湿度 50% (W.B 19.5°C) とした。さらに周囲温度 32°C, 関係湿度 68% (W.B 27°C) も考え、前者を標準形、後者を強力形の条件とした。

また、貯蔵品を上記条件下で 10°C 以下に保持することを要件とし、周囲風速は一般的オーブンショーケースの制限範囲である 0.3 m/s 以下におさえることにした。

(2) 負荷貯蔵量

牛乳パック詰めのもので表示すると下表のとおりである。

(3) 負荷温度

(1) の周囲条件にて負荷を (2) に示す数だけ入れて冷却した場合、次のとおりの成績を得た。その性能は所期の目的を達成したといえる。さらに将来において今回の経験・データを生かし、高能率の

表 4.2 負荷貯蔵量
Load storage volume.

機種	AD-12 HCE-08	AD-12 HCE-11	AD-18 HCE-11
上段	42 個 (500 cc)	同左	66 個 (500 cc)
中段	84 個 (500 cc)	同左	132 個 (500 cc)
下段	112 個 (500 cc 28) 1,000 cc 84	同左	172 個 (500 cc 44) 1,000 cc 132
計	238 個	238 個	374 個

表 4.3 負荷温度 (AD-12 HCE-08 標準)
Load temperature (AD-12 HCE-08)

At 27.5°C RH 48% 50 Hz

負荷温度	上段	中段	下段
最高温度	7.7°C	9.1°C	8.0°C
最低温度	3.0°C	2.2°C	2.3°C
平均	5.3°C	4.4°C	4.6°C
周辺空気温度	5.4°C	7.4°C	7.1°C



図 4.2 AD-18 HCE-11
外観
Show case, AD-18
HCE-11.

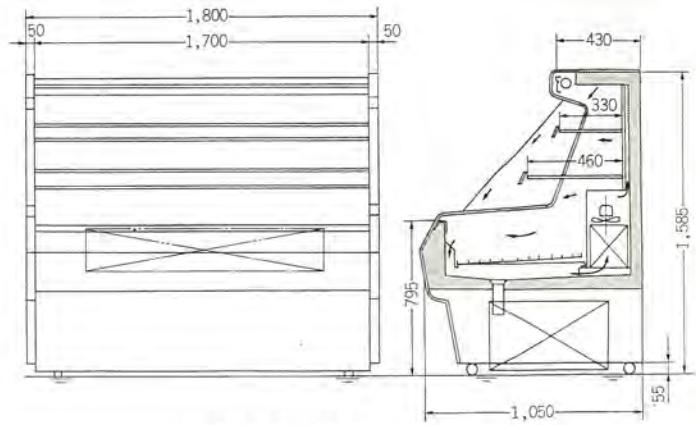


図 4.4 AD-18 HCE-11 外形
Show case AD-18 HCE-11.

ものにしたいと考えている。

4.2 各ディメンションの決定

各部寸法は各種ショーケースの調査、図 4.5 のごとき人間工学的な決定、吹出冷気の自然落下角度等から判断し、高さ 1,585 mm、奥行 1,050 mm が決定された。幅 1,200 mm・1,800 mm はサイドパネルを含め、この寸法をとることにした。

前面の傾斜角度は、実験的に求められた点もあるが、冷気の理論的落下角度に非常に近く好結果をもたらしている。

4.3 検討事項

(1) 吹出冷気のジェット気流による方向転換

たな前面にプライスカード入れをかねた板をとりつけ、たなどの間にスリットをもうけた。(図 4.6)

表 4.4 負荷温度 (AD-12 HCE-11 強力)
Load temperature (AD-12 HCE-11)

At 32°C RH 68% 50 Hz

たな 負荷温度	上 段	中 段	下 段
最高温度	7.7°C	7.0°C	8.2°C
最低温度	0.5°C	0°C	0°C
平均	4.0°C	3.0°C	4.0°C
周辺空気温度	1.3~6.5°C	0~8.5°C	0~7.9°C

表 4.5 負荷温度 (AD-18 HCE-11 標準)
Load temperature (AD-18 HCE-11)

At 27°C RH 62% 50 Hz

たな 負荷温度	上 段	中 段	下 段
最高温度	8.5°C	8.0°C	7.6°C
最低温度	2.8°C	0.8°C	0.2°C
平均	5.0°C	3.4°C	3.3°C
周辺空気温度	2.5~7.5°C	-1.0~6.8°C	0.8~5°C

注) 空気温度の高い点は各段の前線部で平均品温より 0.1~5.5°C 高い。平均的には 2.5°C 程度の差である。



図 4.5 ディメンションの人間工学的解析
Human engineering analysis of dimensions.

これによっておさえられた冷気はスリットから急下降する。この気流によって上部から板をのりこえ前面に吹出す冷気が下方にひきつけられ、図 4.6 のような冷気の流れにかわり、吹きこぼれが少なくなった。

しかも前面のプレートは、プライスカード入れとしても利用できるので商品メリットの追加ともなった。(実用新案申請中)

(2) 吹出風量の各段の配分

各種吹出量を変化させて検討した一例であるが、図 4.7 のごとく上部吹出しも含めて風を送った場合、上段前部の冷えが悪化する。

独立したエアダクトから上部吹出冷気を出していないため、風量が少なく、吸込口まで到達しないで拡散してしまう点と、上部吹出気流により、上たなの自然冷気降下を圧迫してしまうことにあると考えられる。

最終的には上部吹出しをなくして、各たな背面よりの吹出しとし、その風量は図 4.8 のような比率にした場合、冷気の前縁がそろい吸込口に吸込まれるようになった。

下部吹出風量を多くすると冷気は前方に押し出され、上段からの冷気流れは吸込口に入らず外部にもれてしまう。

(3) 吹出しダクト内の風の調整

前項のように各たなに風を配分するため、ダクト内に風量調整板を設けた。図 4.9 のごとく調整板にスリット A をもうけ、上方に風を送るのであるが、スリット通過後に渦流を生じ、吹出孔からこれが近い位置にあると、外側から吸込む現象さえ生ずる。

そのため調整板位置からスリットまでの距離は、スリットの幅 A を考慮し、理論的に渦流を生じない位置に吹出口がくるように決定されている。さらに、ダクト上部は天井近くまでのびているが、天井まで吹出口をとりつけると、天井に冷気が当たり図 4.6 のごとくなつて、天井に着露を外気巻込みによって発生したりする。

上部に図 4.11 のような袋小路を設けると、これによって圧力ダムの作用を行ない、冷気の吹出しが前方に流れて好結果を得た。

4.4 貯蔵品の陳列方法

前項までに述べたごとく、冷気の自然落下を利用して冷却しているので、貯蔵品の陳列のしかたによって冷却の状態に差を生ずる。

要点を列記すれば次のとおりである。

(1) 上たな、中たなの陳列は両側板と商品との間を 2cm 以上あけること。(両側板が冷気より高い温度であることと、冷気が貯

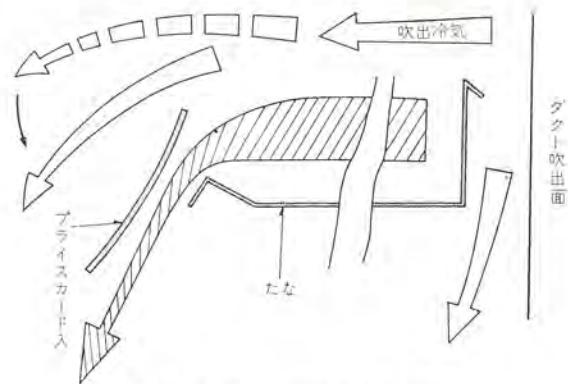


図 4.6 吹出し冷気の方向転換
Change of direction of blowing out cool air.

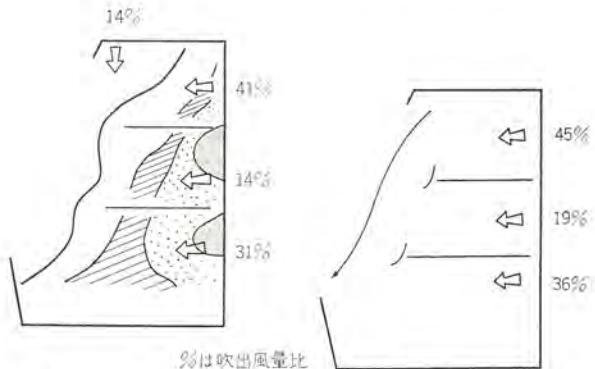


図 4.7 上部吹出しありの冷気流れ状態
Cool air stream blown out from the top and from the sides.

図 4.8 上部吹出しなしの冷気流れ状態
Cool air stream blown out from the sides only.

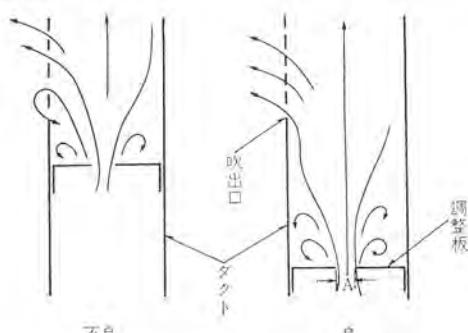


図 4.9 ダクト内の調整板位置
Position of regulation board in duct.

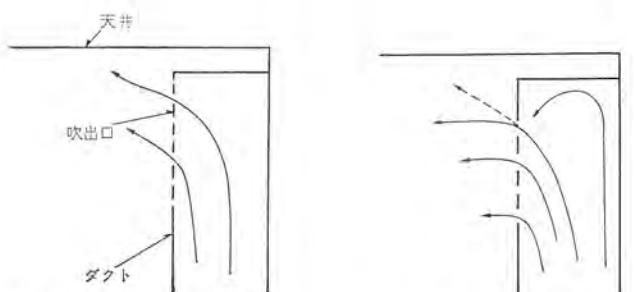


図 4.10 吹出口の不良例
Example of poor flow output port.

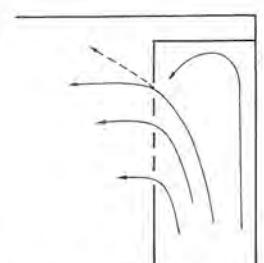


図 4.11 吹出口の良好例
Example of good flow output port.

貯蔵品の側面を流れないと、両側の貯蔵品の温度が下らない。)

(2) 冷気の吹出口をふさがないよう、吹出ダクトから貯蔵品までの距離をとりすぎまをあけること(図 4.12)。(吹出口を部分的

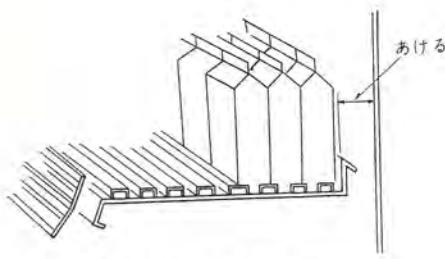


図 4.12 背面すきまのとり方
Clearance at the back.

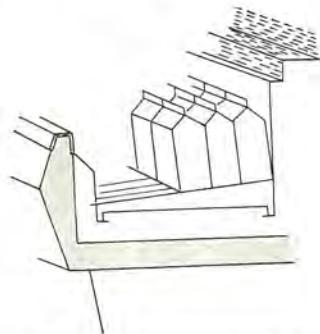


図 4.13 貯蔵品を奥に移動
Moving storage goods deeper inside.

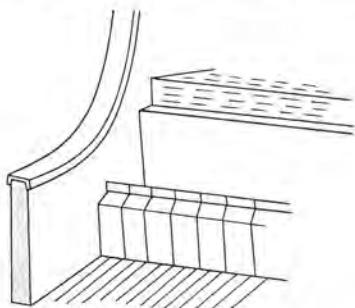


図 4.14 下段の側・背面はすきなしに
Side of lower shelf, no clearance in the back.

にふさぐと、その部分から冷気の吹出しがなく貯蔵品が冷えないことと、他の吹出部の吹出風速が速くなり冷気の自然の流れをくずしてしまった。ダクトとたなの間のギャップをとるためたなの後面にガードを設けた。)

(3) 貯蔵品が少なくなったとき、奥のほうへ貯蔵品を移して陳列すること(図4.13)。(たな前面のほうは冷気温度が奥に比べ高くなっているので、奥のほうが冷えやすい。)

(4) 下段の陳列は貯蔵品と背面、面側板の間にすきをあけないで陳列すること(図4.14)。(下段の庫内壁は冷気のたまりにより、冷気同様に冷えているのと底板のバイパスを通しての循環が多くなり、前方の貯蔵品の冷えが悪化する。)

(5) 上段・中段と同じく下段も、商品が減った場合は後方にうつし貯蔵すること。また、庫内の横方向の幅一杯にひろげて貯蔵品をならべること(図4.15, 4.16)。(後方にうつす理由は上段・中段の場合とまったく同じである。横にひろげて陳列するのは各貯蔵品に均等に冷気が当たり、良く冷えるためである。冷気の吹出方向に直線に重ねてならべると奥のものは冷気が当たり冷え、次のものからは冷えが悪くなる傾向にある。)

(6) 吸込口をふさがないこと(図4.17)。(これはオープンケースのすべてにいえることで、冷気が吸込口をのりこして前方にあふれてしまう。この不足分を他の吸込口からフレッシュエアの形で吸込んで

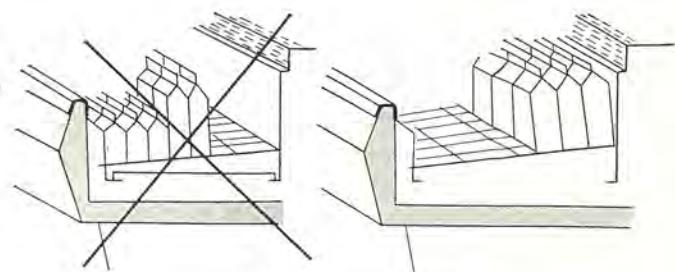


図 4.15 貯蔵例の比較
Comparison of storage examples.

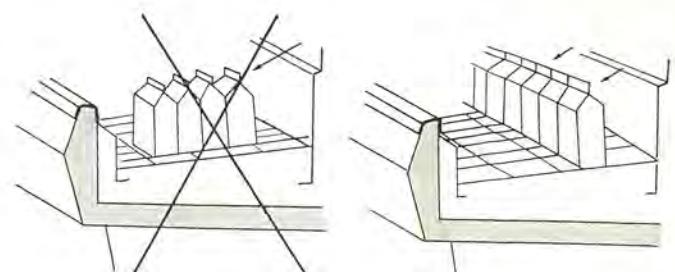


図 4.16 貯蔵例の比較
Comparison of storage examples.

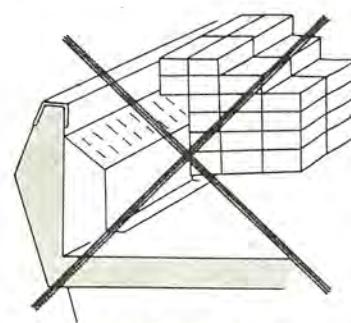


図 4.17 貯蔵不良例
Example of poor storage.

しまうので、冷却負荷は大となり結果として冷えを悪くすることになる。)

(7) ロードラインより上に貯蔵しないこと。(冷気の吹出速度を一定にし、その自然落下によって冷やそうとしているとき、途中で吹出通路をふさがれると速度は速くなり、他の部分に吹出し、冷えが不均一になる。)

(8) 積みかさねて貯蔵する場合、奥を高く、手前を低くするようにかさねること。(前にのべた冷気の落下角度に合った積み方が理想的で、このような積み方であれば、冷気の流れをさまたげずよく冷える。)

5. AF形内蔵式ショーケース

AD形内蔵式ショーケースの市場反響をもとに、クローズ部分とオープン部分を組合せたユニークで廉価な製品として、新しく発売したAF形内蔵式ショーケースを紹介する。

形名 AF-300 LG

5.1 性能

(1) 周囲条件

周囲条件は周温30°C、関係湿度60% (W. B 24°C)とした。これは一般的のクローズド形ショーケースなみの周囲条件に合わせてはん(汎)性を持たせた。しかしながら本製品は下段にオープン部分を有するた



図 5.1 AF 形 外観
Exterior view of model AF.

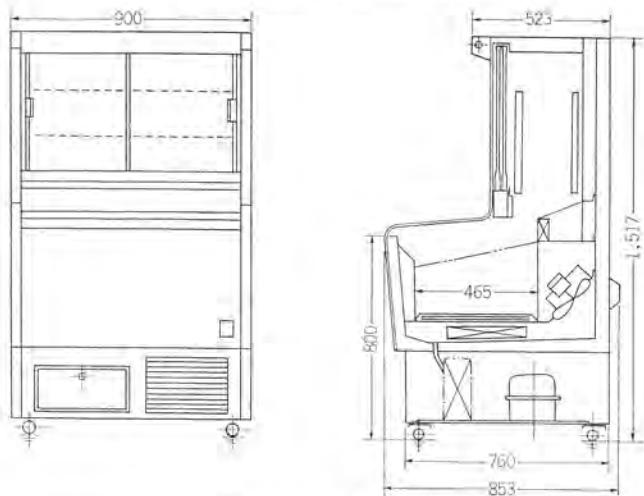


図 5.2 AF 形 外形
Outline of model AF.

め周囲風速は、一般の オープンショーケース と同じように、0.3 m/s 以下とした。

(2) 除霜

貯蔵品を所定温度に保持するには、使用者が ショーケース の保守管理を十分実施する必要があることは、他の ショーケース と同様である。

特に霜付きは、周囲条件の変化によって時々刻々変わるため オープンショーケース は一般に除霜用 タイマ を調整し、周囲条件に合わせて使用することが望ましい。しかしながら除霜用 タイマ が、周囲条件に合わせて使用されることはほとんどないため、除霜のトラブル を起こす原因となることが多い。

したがって、この製品の除霜は、冷却器への霜の付着量による冷却器の温度変化を検知し作動する除霜 サーモ 方式を取り入れて、この問題を解消してある。なおこの検知温度は、冷却器への負荷変動時の影響も合わせ検討し設定してある。

5.2 特長

この製品は、スーパーから小規模な商店でも使用できるよう製作されている。したがってスーパーにおいては コンドラエンドケース および スポットケース としても使用でき、一般商店においては今までのクローズ形に代わりいっそうの展示効果を發揮する。さらにクローズド部分を有するため、一般の オープンショーケース と比べ維持費も安く据付面積も小さいので、店内を有効に活用できるものである。

6. むすび

(1) はじめに別置式の概要をのべ、その間に肉用 ケース の客先要求の変化、照明の影響、両面サービスの有用性、けい光灯の演色性、青果用 ケース の散水効果、壁面空間の活用等についてふれた。

それぞれの問題について考慮された ショーケース であることが、理解いただければ幸せである。

(2) 使用条件が性能におよぼす影響の大きいことから、空調条件も合わせ考えていただかないと、ショーケース として十分な働きをもつことができない。今後の ショーケース 設置と、空調設備の考えの一部をのべたつもりである。

(3) 壁面多段 オープンケース の仕様決定に当たっての経緯の一部、検討点の数例をあげたが、ほとんど冷気循環の問題に関連している。今後の オープンケース の ポイント はこの辺の追求にしほられると考える。

(4) 使用上の点では使い方による影響得失が大きいので、ユーザの理解を深める要があり、これらの PR に努力をはらいたい。



特許と新案

グラインダ

考案者 入江厚

この考案はグラインダに関するもので、砥石の交換を容易にするとともに、歯車へ潤滑剤を簡単に供給できるように改良したものである。

図において、(3)はモータ軸、(7)はスピンドル、(10)はこれに固着された歯車で、軸(3)とスピンドル(7)を連結する。歯車(10)には、かさ歯車(12)とスリット(14)が設けられている。砥石(21)は砥石、(22)はこれをスピンドル(7)に取付けるねじで、砥石(21)はこれをはずすことにより交換される。(15)はストップである。これはグラインダの運転時には鎖線位置にあり、砥石(21)の交換時には実線位置へ押し込まれる。実線位置ではスリット(14)に入り込んでスピンドル(7)を回り止めし、ねじ(22)をはずす操作を容易にする。(18)はストップ(15)に取付けられた潤滑剤受である。これはグラインダの運転時にかさ歯車

(12)から飛ぶ潤滑剤をため、砥石(21)の交換時にこれをかさ歯車(12)に供給する。(実用新案第908189号)(中林記)

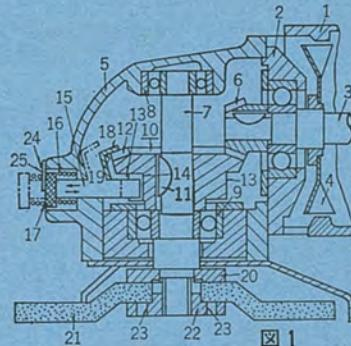


図1

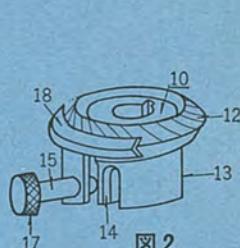


図2

カートリッジ形テープレコーダ

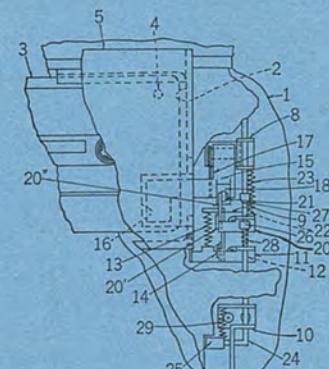
考案者 上村達雄

この考案はカートリッジ形テープレコーダにおいて、その上ぶた開閉とカートリッジの飛び出し機構に関し、操作レバーの単一的な操作により上ぶたを開き、カートリッジを簡単に取り換えるようにしたものである。

すなわち、図1においてカートリッジ装てん(填)部(2)のおう(凹)所にカートリッジ(3)が装てんされ、このカートリッジの装てん部を上ぶた(5)でおおうようにしている。上ぶた(5)にはこれを開方向に押圧するばね(6)が関連させられ、カートリッジ(3)の底面には、ばね(17)によりカートリッジ(3)を押し上げるように作用する押し出しレバー(15)が当接されている。また上ぶた(5)と押し出しレバー(15)とには、それぞれこれらをロックする開閉レバー(11)とロックレバー(20)とが係合され、この開閉レバー(11)とロックレバー(20)とには、それぞれこれらをロック方向に引くばね(13)と(23)とが関連されている。さらに開閉レバー(11)とロックレバー(20)に関連して操作かん(杆)(24)が備えられている。

そして、カートリッジ(3)を取り換える場合には、図1の状態からまず操作かん(24)を下方に一段引く、これによって操作かん(24)に関連している開閉レバー(11)のロックが解除され、図2の状態からさらに操作かん(24)を下方に引くと、操作かん(24)に関連しているロックレバー(20)のロックが解除され、押し出しレバー(15)がばね(17)の働きによってカートリッジ(3)を図3のように押し上げる。

カートリッジ(3)を取り換えたあとは、上ぶた(5)を閉めれば、押



特許と新案

し出しレバー(15)はカートリッジ(3)に押されて、またこれについてロックレバー(20)、開閉レバー(11)、操作かん(24)がそれぞれのばね

(23)、(13)および(29)によって元位置に復帰する。

(実用新案第904704号)(桜本記)

写真暗室用けい光放電灯

発明者 土井貞春・山崎均

この発明は、カラー写真用フィルムの製造あるいは現像等を行なう暗室の照明に適する色けい光放電灯に関するもので、その目的は、カラー写真用フィルムの最も感光しにくい520m μ 付近の波長光のみを放射するけい光放電灯を提供する点にある。

すなわち、この発明のけい光放電灯は、図1に示すように、管球(1)の内壁面に顔料層(3)を介してけい光体層(2)を設けたものであり、上記けい光体として図2に示すように、約470~620m μ に発光スペクトルを持つけい光体を使用し、また上記顔料として硫化カドミウム-亜鉛と、アルミ酸コバルトとから成り、アルミ酸コバルトを全体の30~70重量%の範囲にしたものを使用し、かつ上記顔料層の塗布厚を1.0~4.5mg/cm²の範囲にして、図3に示すように520m μ 付近と650m μ 以上の波長光を透過させることによって、図4に示すように、カラー写真用フィルムの最も感光しにくい520m μ 付近の波長光を、多量に放射する優秀な放電灯を得ている。

(特許第587181号)(大須賀記)

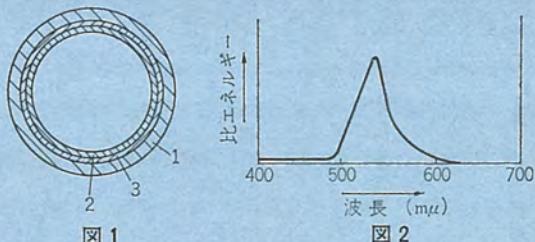


図1

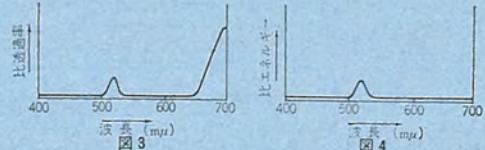


図2

図3

図4

合成変成器

考案者 小野達男・横山栄一・野口肇

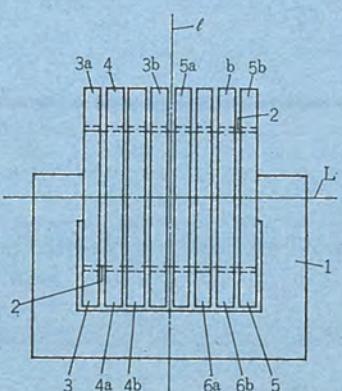
この考案は、たとえば同一電圧系統の多回路の電流を合成して多回路の電力量を一度に計測するのに使用される合成変成器に関するもので、特に複数の一次コイルのそれぞれと共通の二次コイルとの間の漏れインダクタンスを均一化し、誤差特性をそろえようとするものである。

図はこの考案による合成変流器を示す。図中、(1)は鉄心、(2)は共通の二次コイル、(3)(4)(5)(6)は一次コイルで、それぞれ分コイル(3a)(3b)、(4a)(4b)、(5a)(5b)、(6a)(6b)を直列に接続して構成される。これら各分コイルは、すべて二次コイル(2)上に巻軸Lに沿って巻かれている。各分コイルと二次コイルとの間の漏れインダクタンスは、中央線lに近い分コイルほど小さく、それから離れた分コイルほど大きくなる傾向がある。

この考案では、中央線lに近い分コイルと、それから遠い分コイルとを直列接続して各一次コイルを構成しているので、各一次コイルと

二次コイルとの間の漏れインダクタンスは平均化され、誤差特性がそろえられる。

(実用新案第900679号)(中林記)



火力発電所運転員訓練用シミュレータ

石橋 賢悟*・佐藤 孟生*・横田 史郎*
井塚 秀弥**・神成 勝利**

Thermal Power Plant Training Simulator

Head Office Kengo ISHIBASHI・Takeo SATÔ・Shirô YOKOTA
Kamakura Works Syûya IZUKA・Katsutoshi KANNARI

A thermal power plant training simulator for the sake of operators, modeled fully after the Shin Sendai thermal power unit No. 1 of the Tohoku Electric Power Co., has been built and delivered to the said public utility. This is the second apparatus of the kind in this country and is the second one of Mitsubishi Electric Corp., make. With this simulator it is capable of training the operators how to start up and shut down the new powerful thermal power plant, and also how to control the station in an emergency, which is by no means possible with the actual installations. The simulator is of a real time analog system working on an analog computer with IC and transistors operational amplifiers and relay logics.

1. まえがき

電力需要の伸びに伴い、新鋭火力発電所が方々で建設されている。今日、高度の知識と技術を持った火力発電所の運転員の育成が望まれている。しかし最近の火力発電所設備は、発電コストの低減・省力化等をめざし、発電技術の向上にささえられ、大容量化・自動化的傾向にある。大容量化の傾向はベースロード運転により、起動・停止の機会を少なくしており、自動化の傾向は運転員の介入する機会を少なくし、火力発電所の基本的な操作から運転員を遠ざけている。このような状態で、火力発電所の運転員の育成、運転技術の維持・向上は困難なことである。

火力発電所運転員訓練用シミュレータは、実機による運転訓練の困難を解決する目的で製作されたもので、1号機を東京電力(株)に納入し、さらにこのたび2号機を東北電力(株)に納入した。

シミュレータシステムとしては、1号機と同様のアナログ計算機とリレーロジックによる実時間・アナログ方式である。

モデルプラントは、東北電力新仙台火力1号ユニットで、主機は、350MWタンデムコンパウンド形タービン発電機と重油専焼の強制循環ボイラよりなっている。

2. 模擬の概要

シミュレータは各方面で多種多様な形で利用されているが、本質は、情報の範囲で問題にしている対象と同じふるまいをさせることである。訓練用シミュレータの場合は、同じふるまいをさせる以上に人間の感覚にうつたえる手段が同じでなければならない。

訓練用シミュレータに必要な機能を分析すると、

- (1) 操作機能：実機を操作しているような感じを与えることで、視覚・触覚に対して同じにする。
- (2) 表示機能：実機と同じ手段により対象の系の状態を示すことで、視覚・聴覚に対して同じにする。
- (3) 模擬機能：実機と同じふるまいをする系である。
- (4) 訓練機能：偶発の事故、外乱を入意的に与えられる。
- (5) 監視機能：訓練生の操作、対象の状態をすべて監視できる。

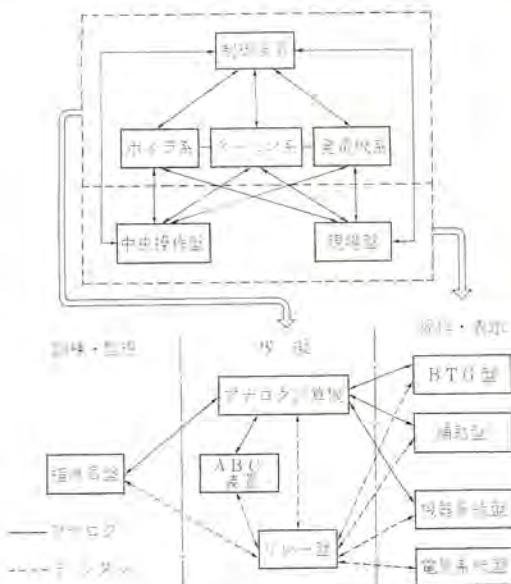


図 2.1 火力発電所運転員訓練用シミュレータの構成
Conception of thermal power plant training simulator.

これらを火力発電所運転員訓練用シミュレータに対応させたのが図2.1である。

2.1 模擬思想

火力プラントは、エネルギーの媒介物質（水）に熱エネルギーを与える過程を、媒介物質の状態量（圧力、温度）を検出し、これにより熱伝達過程を制御し、さらにエネルギー流体の流れを制御しているシステムともいえる。

火力発電所運転員訓練用シミュレータは、この点に注目し、ボイラ・タービン・発電機および主要補機と主管系統につき、主としてエネルギーフロー法を用いて模擬してある。このエネルギーフロー法に基づいたシミュレータ全体のブロック図を図2.2に示す。また各サブシステムでは、エネルギーバランスを中心に熱伝達、物質の状態量変化等を、モデルプラントのデータを基に伝達関数表現し、これの線形化により構成してある。その一例をボイラの熱配分系統で示すと、図2.3のデータから次の式を得る。

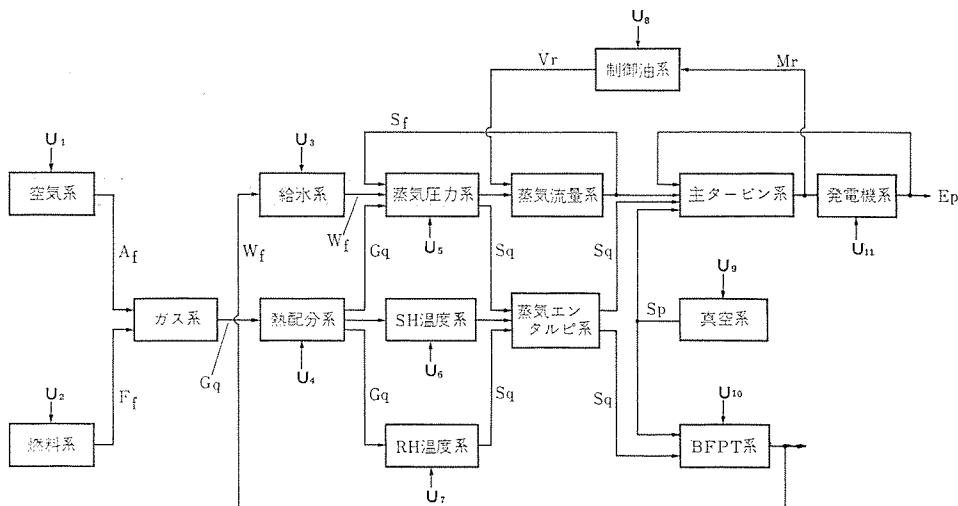


図 2.2 シミュレータブロック 図
Simulator block diagram.

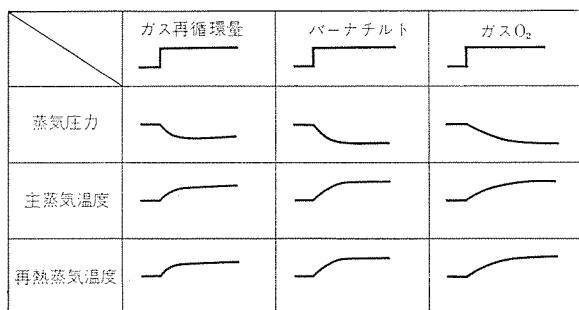


図 2.3 ボイラ特性の代表例
Typical boiler response.

$$\begin{bmatrix} \text{火炉吸熱量} \\ \text{S H 吸熱量} \\ \text{R H 吸熱量} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} \\ G_{31} & G_{32} & G_{33} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \text{ガス再循環量} \\ \text{バーナチルト} \\ \text{ガス O}_2 \end{bmatrix}$$

2.2 アナログ模擬

火力プラント全体を考えると非常に多くの変数があり、これら全体が複雑に関連しあっており、また模擬の必要な変数の変域も、起動から定格までと広範囲で、さらに非線形特性であるため、全体の正確なアナログモデルを作ることは非常に困難である。しかし訓練用として考える場合、その全部が必ずしも必要ではなく、したがって本シミュレータでは、重要な訓練に支障のない限りブロックを簡略化してある。

(1) 空気系統：空気の流れに従い、操作に対する空気の状態変化を指示計・記録計への表示項目の範囲である ドラフト・流量について模擬してある。操作量 u_1 は、FDF・ベーン・ダンパ類の操作量を表わす。

(2) 燃料系統: 軽油・重油の流れに従い、圧力・流量を模擬してある。操作量 u_2 は、燃料ポンプ・燃料制御弁・しゃ断弁・バーナ弁・電動弁等の操作量を表わす。

(3) 給水系統：給水の流れに従い、流量を模擬してある。操作量 u_3 は、電動給水ポンプ・給水制御弁・再循環弁等の操作量を表わす。

(4) 熱配分系統: 燃焼ガスの熱エネルギーの配分を、火炉・過熱器・再熱器に分けて模擬してある。操作量 u_4 は、バーナルト・ガス再循環量等の操作量を表わす。

(5) 蒸気圧力系統：蒸気ドームでの熱収支により蒸気圧力を算定

擬してある。操作量 u_5 は、ドレン弁・安全弁の操作量を表わす。

(6) 過熱器温度系統：過熱器を分布定数で表わし、過熱器内の温度上昇過程を模擬してある。操作量 u_6 は、スプレー弁の操作量を表わす。

(7) 再熱器温度系統: 高圧排気温度と再熱器での温度上昇分で、再熱蒸気温度を模擬してある。操作量 u_7 は、スプレー弁の操作量を表わす。

(8) タービン制御油系統：高圧制御油圧とタービン回転数に比例したインペラ油圧、および操作量で各部の油圧を模擬してある。操作量 u_8 は、ガバナ・ロードリミッタ等の操作量を表わす。

(9) 復水器真空系：蒸気流量と循環水およびエゼクタで模擬してある。操作量 u_9 は、エゼクタ系統の弁・循環水ポンプ等の操作量を表わす。

(10) BFPT 統系：補助蒸気のエンタルピと BFPT 蒸気流量および復水器真空で模擬してある。操作量 u_{10} は、調整弁・手動変速装置・給水指令等の操作量を表わす。

(11) 発電機系統：タービン回転数と励磁系および系統状態で模擬してある。操作量 u_{11} は、界磁調整器・界磁しゃ断器・系統電圧・系統負荷の操作量を表わす。

2.3 シーケンス模擬

本シミュレータで模擬したシーケンスは、次の4種類である。

- (1) ユニットインターロック 系統
 - (2) 電源系統の模擬
 - (3) しゃ断器模擬
 - (4) 機械機構の動作模擬

(1) ユーティリティック系

実機の インタロック のうち, a) 模擬しても訓練効果の期待できないもの (例: ユニットトリップにいたる保護 リレー) は, 極力集約または省略し, b) 計算機から指令される インタロック 条件は省略し, c) その他の インタロック は, ほぼ実機どおりの インタロック シーケンス を構成している。油圧・流量などの設定値が インタロック 条件となるものの大半は, その条件確立までの操作手順にて条件を作っているが, それでは模擬しきれないものは アナログ 量を模擬し, その アナログスイッチ によっている。

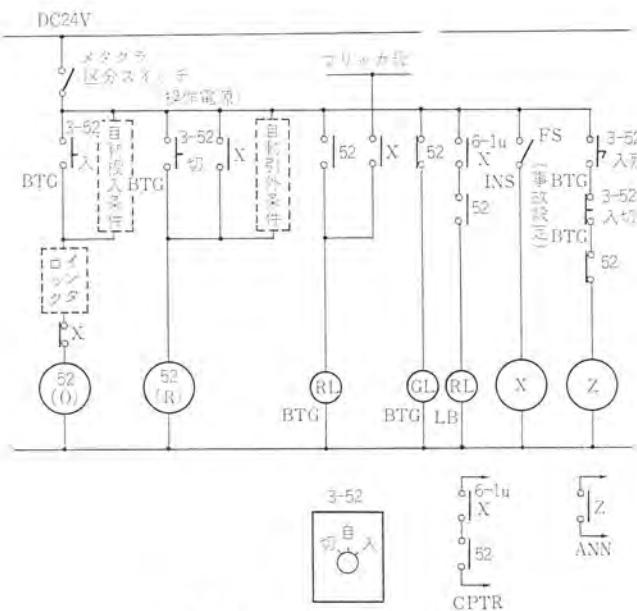


図 2.4 メタクラ 回路の基本 シーケンス
Typical diagram of metal clad switch gear.

(2) 電源系統の模擬

実プラントでは補機モータの電源は、動力電源と操作電源があり、本シミュレータではこれを別々に模擬している。動力電源は、しゃ断器 インタロックを通って、その補機母線まで動力電源が充電していることの模擬であり、操作電源は、各しゃ断器の投入・引きはずしを行なう電源で、各しゃ断器を電磁リレーで模擬しているから、実際にはリレー作動用電源である。

(3) しゃ断器模擬

実機のメタクラおよびロードセンタのしゃ断器は、機械的ラッチ機構を有し投入および引きはずしコイルをもっているから、本シミュレータではラッチリレーで模擬している。コントロールセンタのコンタクタは補機の種類もあわせ考慮して、a) 補機の種類(電動弁・電磁弁・補機モータの別), b) 事故設定回路の有無, c) 瞬停防止回路の有無、などきめの細かい模擬をしている。

(4) 機械機構の動作模擬

実機にはタービントリップ機構のように機械機構が存在するが、本シミュレータではそれらの動作も電磁リレーで模擬している。

図2.4にリレー回路の一例としてメタクラ補機を模擬した基本回路を示す。52とあるのがメタクラしゃ断器のオン・オフを模擬したリレーで、メタクラ補機のオン・オフはメタクラ母線電圧確立を模擬した6-1 UXと52のAND条件で模擬している。Xはトリップ条件で、指導員盤からのトリップ指令により動作する。

3. 設備概要

火力発電所運転員訓練用シミュレータは、中央操作室の運転員の訓練を中心に、これと現場の運転員の協調により訓練が進められることを意図して、図3.1に示すように中央操作室・現場模擬室・指導員室・計算機室に分けて、それぞれのシミュレータ機器が設置している。

3.1 中央操作盤

ボイラ・タービン・発電機の制御を行なうのに必要な操作器具、および運転状態をつかむのに必要な指示計・記録計をBTG盤と補助盤の2面にまとめてあり、BTG盤は両側面ドア付き閉鎖ベンチ形、補

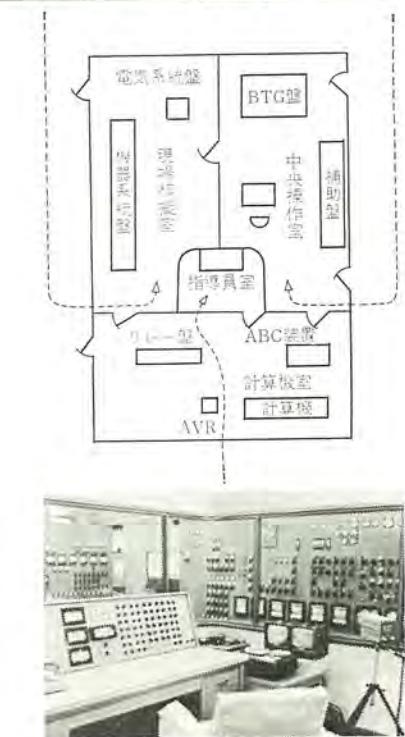


図 3.1 シミュレータの機器配置
Apparatus arrangement of the simulator.

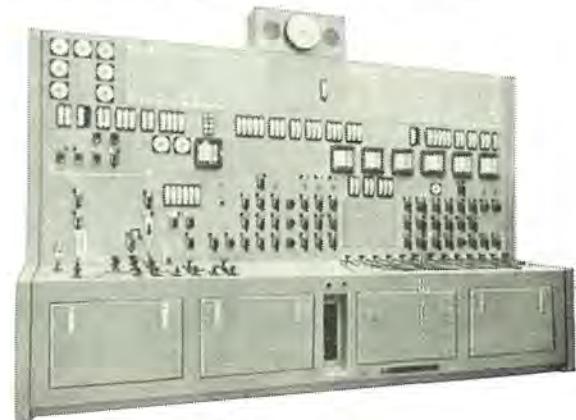


図 3.2 BTG盤
Boiler turbine generator board

助盤は両側面ドア付き閉鎖垂直自立形である。これらの盤の取付品の形状・色・配列などすべて、モデルプラントの新仙台1号ユニットのBTG盤・補助盤と同様に作ってある。図3.2と図3.3にそれぞれの盤の外観を示す。

外観はモデルプラントに似たものとなっているが、シミュレータにおいては、信号はすべてアナログ計算機およびリレー盤との間で授受される。そのため、指示計および記録計の入力はアナログ計算機の演算電圧(0~±10V)で与えられる。したがって指示計や記録計は普通の直流計器であって、目盛のみが必要に応じて圧力・温度・流量などの物理的な意味に目盛られている。

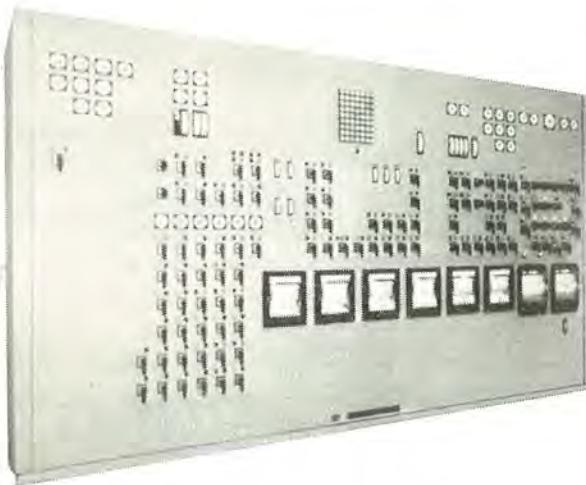


図 3.3 補助盤 Auxiliary board.

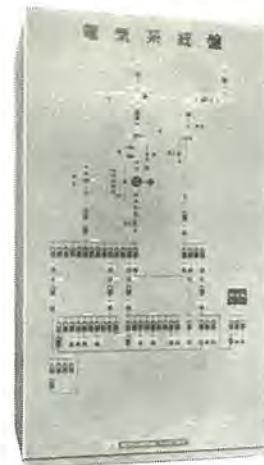


図 3.6 電気系統盤
Switch gear board.

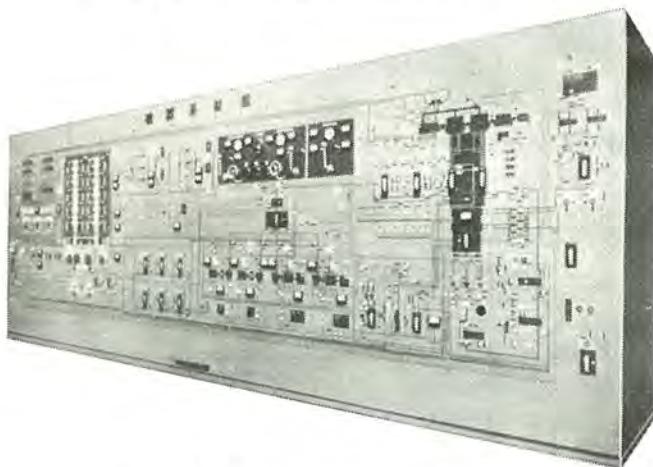


図 3.4 機器系統盤 Local board.



図 3.7 アナログ電子計算機 (EA 7270形)
Electronic analog computer for simulator
(type MELCOM-EA 7270).

盤面には、現場操作機器の制御スイッチ、バルブやダンパを模擬したスイッチやランプおよび訓練用の弁開閉器具が取付けられていて、これらの操作信号は、中央操作盤の場合と同じく計算機に接続されている。また計算された結果は圧力・流量・温度・レベルなどの信号となり、盤面のメータに表示される。その他バーナ操作を模擬した部分、実物大に作られたタービン前面台および給水ポンプタービン前面台などが装着され、操作器具が取付けられている。

(2) 電気系統盤

大きさは縦 2.1 m、横 1.2 m の盤で図 3.6 にその外観を示す。盤面には所内の電気系統が模擬されており、メタクラ、ロードセンタのしゃ断器のそう入・引出しを模擬するスイッチが設けられていて、各補機の操作電源のオン・オフができる。また、しゃ断器の投入の状況を示すランプ、および発電機系統の保護継電器系統がグラフィック表示されている。

3.3 アナログ電子計算機

シミュレータにおける計算機の役割は、実プラントにおけるボイラ・タービン・発電機・補機などの圧力・流量・温度などの動特性を、連続的に実時間動作で同じようなふるまいをするように模擬することである。実プラントにおける上記主要機器の特性を数学モデルであらわし、これと等価な電気信号演算をする、シミュレータの最重要部分である。

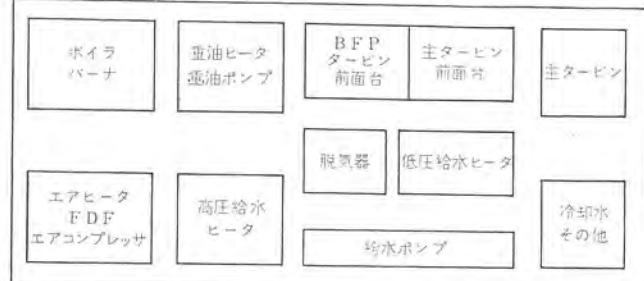


図 3.5 機器系統盤の系統配置
Arrangement of symbols on local board.

しかし発電機の同期検定器は、実機に用いられる物と同一の物を使用しており、系統側は実系統の AC 100 V 50 Hz をそのまま使い、発電機側はアナログ計算機からの発電機周波数に相当する直流の演算電圧を、DC/AC 変換器で発電機周波数に比例した交流に変換して使用している。

3.2 現場模擬盤

火力発電所のほとんどすべての機器、およびこれらを接続するパイプ・バルブなどの配管系統を色わけして、グラフィック表示した機器系統盤と、火力発電所の電気系統をグラフィック表示した電気系統盤よりなり、いずれも本シミュレータ特有のものである。

(1) 機器系統盤

大きさは縦 2.1 m、横 6 m の盤で図 3.4 にその外観を、図 3.5 に各系統の配置をそれぞれ示す。

電源	ブランク	電源	ブランク	電源	ブランク	電源	ブランク	電源	ブランク
SYN回路	ブランク								
演算制御盤	出力選択盤								
モータ ポテンショ	カードフレーム								
モータ ポテンショ	カードフレーム								
ブランク									
電源	カードフレーム								
電源	カードフレーム								
連結盤	連結盤	連結盤	連結盤	連結盤	連結盤	連結盤	連結盤	連結盤	連結盤

図 3.8 演算要素実装
Arrangement of computing elements.

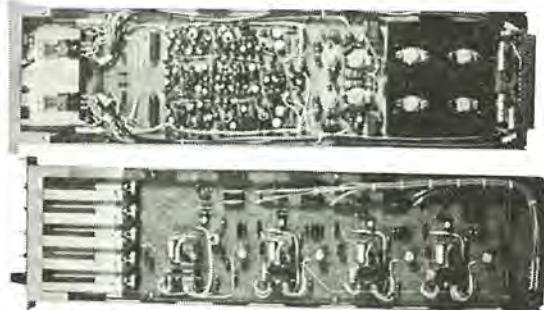


図 3.9 演算要素カード
Computing element.

表 3.1 演算要素仕様一覧
Performance of computer elements.

名称	項目	仕様
演算増幅器	回路方式	リニア IC 使用, 全シリコントランジスタ式
	出力	±10 V 30 mA
	増幅器利得	150 dB Typ.
	周波数特性	5 MHz Typ. (Open loop gain)
	ドリフト	±5 μV/8 hr Typ.
	直線性	±0.01% 以下
	出力短絡保護	自動復帰
電圧比較器	増幅器	リニア IC 使用専用増幅器
	感動電圧	±5 mV でも感動
	精度	±0.1%
	インピーダンス精度	±0.5%
乗除算要素	回路方式	全トランジスタ式 1/4—2乗除算 自動温度補償形
	精度	±0.15% Typ. (乗算)
	周波数特性	100 kHz — 3 dB Typ.
	機能	乗算, 除算, 二乗, 開平方
モータポテンショ	形式	22 回転精密巻線形
	抵抗	5 kΩ
	分解能	0.26% 以下
モータポテンショ	形式	1 回転精密巻線形
	駆動	直流サーボモータ (減速機構付き)
	分解能	0.03%
1 演算インス	抵抗器	精密金属皮膜抵抗
	コンデンサ	ポリカーボネートまたはポリスチレン
	偏差	±0.5% 以内
カ器開閉用	回路	演算増幅器と組合せて使用
	精度	±0.5% 以内
シグナルボーメータ	けた数	3けた (0.1% 値まで)
	精度	±0.02% Typ.
	指示値	数字直読

実プラントにおいて、ボイラ・タービンなどの各部分に、流量計・圧力計・温度計などの検出点があり、自動または手動によるバルブ・スイッチなどの操作により各部が制御されていて、これらの入出力点が中央操作室、または現場の各機器に表示または取付けられている。

シミュレータにおいても、訓練生による BTG 盤・補助盤または機器系統盤での、制御のための操作信号を計算機の入力群とし、動特性模擬の計算の結果を前記各盤に送り、指示計・記録計・ランプ・アンシェーテなどに出力表示するものである。

また訓練用シミュレータの特長として、指導教官による外乱も、指導員盤よりの入力として同時に計算をする。そして、適切な訓練のために、計算機による計算結果を、上記各盤に送ると並列に、指導員盤の指示計・ランプにも表示している。

こうした本格的な演算のためには電子計算機が用いられる。本シミュレータにおいては、

- (1) コストパフォーマンスがよいこと
 - (2) 操作入力と表示記録出力が極端に多いこと
 - (3) 動作時定数がばらついていて、演算が並列であること
 - (4) 伝達関数形の部分的変更追加が容易であること
- などの点を考慮し、アナログ電子計算機を採用した。

以下の計算機は EA 7270 形 IC・トランジスタ式高性能・はん用アナログ電子計算機を基本とし、実動率が高いことが要求されること、シミュレータとして特殊な機能を要求されること、などを検討して一部修正を加えて信頼性第一に設計した専用機である。

図 3.8 は 5 架構成のその外観である。高さ 1,800 mm、幅 3,800 mm、奥行 750 mm であり、増設も可能である。正面からみて左端の架には共通電源・演算制御盤・モータポテンショメータその他の特殊演算パネルが収容されている。右 4 架は、標準はん用計算機のパッケージ部分をなくしたもので、電源・演算増幅器・ポテンショメータ・電圧比較器・関数乗除算要素・関数発生要素・積分要素・加算要素・特殊演算要素と出力選択盤および演算フレームなどが実装されている。

各要素は保守性を高めるため、すべて何種類かのカードに標準化し、伝達関数の部分的変更が容易であるように、しかも信頼性を高くするため、演算フレームは電源・信号ラインの 2 重になっていて要素間の接続は、接せん(栓)式で固定配線になっている。図 3.9 はカード外観の例である。

このシミュレータに使用している演算要素の数は、現時点で、高性能演算増幅器 222 台、専用演算増幅器 84 台、関数乗除算要素が 16 台、関数発生要素 8 台、ポテンショメータ 495 台その他となっている。これらは将来なお増設が可能である。

要素の仕様のばっさりを表 3.1 に示す。演算インピーダンス精度を除いては非常に高精度であることがわかるが、さらにシステム精度向上のために、全積分器入力に補正係数を入れて、通常なら演算インピーダンスの数の平方根倍に精度が悪くなるところを、逆に演算プロックの精度を演算インピーダンスの精度よりもよくしてある。さらに、演算スケールの変換についても、ハーフロード以上での値が電圧 0 V 付近の演算になるような変換を一部に採用し、システムとしての演算精度が向上するように考えられている。これらの設定の安定度については、係数ポテンショメータにすべて多回転の巻線可変抵抗としてあるうえ、特殊な回路構成で設定値は直読で、変更は容易で安定である。

また、日常の保守点検、および故障時の不具合個所の早期発見に便利なように、独特のチェックシステムを採用しており、ワンタッチでシステムチェックモードにすることができる、この状態で出力選択盤のスイッ

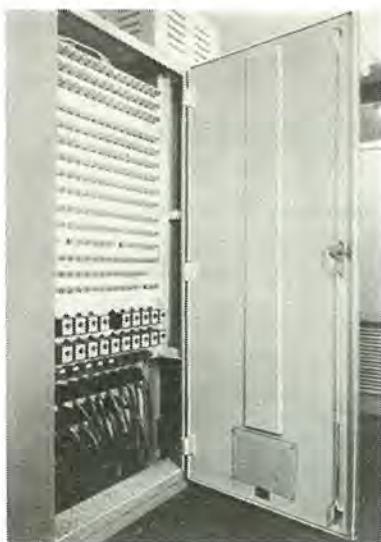


図 3.10 リレー盤
Relay logic unit.

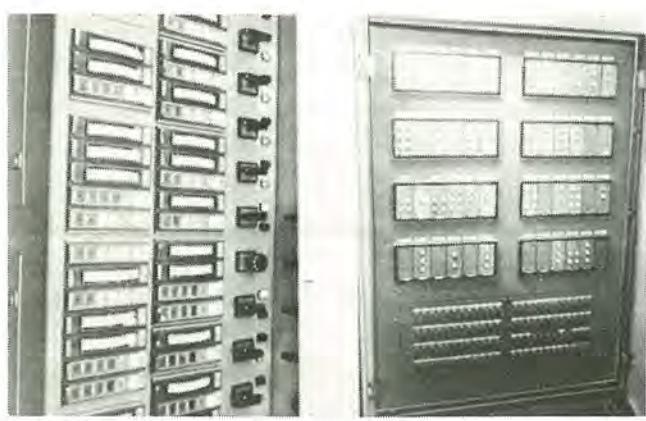
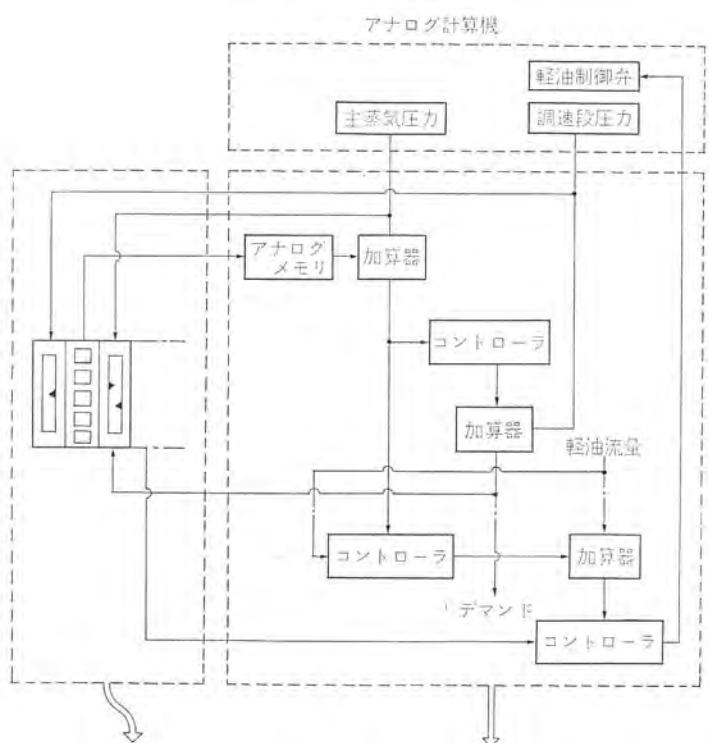


図 3.11 ABC 装置
Automatic boiler control unit.

チで不具合カード、不具合部品が検出できる。標準カード化されているため、予備カードとの交換で、万一のダウン時も短時間で簡単に復旧可能である。

3.4 リレー盤

所内の高・低圧しゃ断器、実プラントに匹敵する各種 インタロック、その他油圧および機械的な動作を模擬するためのリレー約 800 個を収納している。模擬対象に応じて電磁リレー、磁気保持リレー、タイマリレーなど各種リレーが使われている。高さ 1.9 m、横幅 1.6 m、奥行 0.56 m の盤 2 面で構成され、前後面は両開きとびらとし、保守点検の容易性を考慮してある。

3.5 ポイラ制御装置

自動燃焼制御装置をはじめとする、自動ボイラ制御装置 (ABC 装置) は、アナログ計算機で模擬できるが、操作に際し実機の感覚を重視して、実用機の ABC 装置を使用した。これは図 3.10 に示すように、BTG 盤に取り付けの指示計・操作ユニットはモデルプラントに合わせた外観としてある。制御系統についても一部分簡略化してあるだけで、ほとんどモデルプラントと同様である。

ボイラの運転状態は、アナログ計算機から ABC システムキャビネットに信号が送られ、さらに ABC システムキャビネットから指示計ユニットに信号が送られて指示する。操作量は操作ユニットから ABC システムキャビネットへ、そしてアナログ計算機に操作量または制御量が送られる。リレー信号についても同様に、リレー盤とシステムキャビネット間の信号の授受となる。

3.6 指導員盤

訓練用シミュレータに特有のもので、ホットスタートかウォームスタートとか、海水温度、復水器真空など各種の運転条件を設定したり、訓練計画に従って事故を作つておくか、または発生させるかしたり、能率的に訓練を行なうためにプラントの状態を短時間に加速移行せたり、プラントの状態および訓練生の操作のモニターのための装置である。保守時のことを考えてアナログ計算機側にも演算制御機能があるが、通常は演算モードは指導員盤の演算制御スイッチで行なう。

図 3.12 は指導員盤の外観で、高さ 1,150 mm、幅 1,750 mm の自立机である。この盤には、各種初期条件用および故障外乱設定用のポテンショメータ約 60 個、同じくスイッチ (表示灯つき) 約 60 個、主蒸気圧力・温度・発電機出力などの固定指示計 6 個、任意量の選択指示計、モード制御スイッチと加速スイッチ各 1 式および誤操作表示の赤ランプ群が収容されている。

表 3.2 は指導員盤の機能一覧である。



図 3.12 指導員盤
Instructor's desk.

表 3.2 指導員盤機能一覧
Function of instructor's desk.

名 称	機 能
定数設定部 (事故のアナログ量設定を含む)	バーナ温度などボイラ燃料系統設定 ドームレベル、排ガス損などボイラ系統設定 MSV 蒸気温度、復水器真空などタービン系統設定 需給過不足など発電機と系統の設定 その他の補機系統の設定
事故プログラム部	FDF, GRF など主要補機の停止 系統事故など外乱印加 AVR 界磁自動追従停止など条件設定
指示計部	重油流量、主蒸気流量・圧力・温度・発電機出力およびガス O_2 などの選択指示
訊操作表示部	同期併入、主バーナなど条件が満たされないと操作すれば点灯
モード制御部	S, H, R, H 蒸気温度、圧力、加速減速スイッチ Operate, Freeze など演算制御スイッチ 過負荷表示 電源制御

指導員室は 3 方をガラスでかこまれ一段と高くなっている。BTG 盤・補助盤のある中央操作模擬室と、機器系統盤・電気系統盤のある現場模擬室の計器、ランプ、訓練生の操作状況をみることができ、指導員室とこれらへやを結ぶ、手もとのペーパング装置により適切な指導をするようになっている。

3.7 付属設備

(1) 定電圧装置

シミュレータシステムに安定化した電源を供給するためのもので、入力電圧が特殊で AC 440 V、出力は AC 200 V で容量は 10 kVA である。

(2) ペーパング装置

実プラントにおける運転指令装置の模擬をするもので、ハンドセット電話器およびスピーカからなる相互通話器と、その内容を指導員室でモニターするスピーカの系統と、中央操作室から中継などに連絡する電話の系統と、指導員室から訓練生のいる両方の模擬室への指示系統とからなっている。

4. 訓練内容

本シミュレータにより運転員に対して行なわれる訓練の内容について述べる。

4.1 起動・停止操作訓練

(1) 起動態様は、コールド、ウォーム、ホット、ベリーホットの起動。停止についてはこれらに対応する停止操作手順の訓練

(2) 起動・停止過程におけるボイラ・タービン・発電機および補機についての、主 インタロックシーケンスに関する操作訓練

(3) 起動・停止過程におけるボイラ・タービン・発電機および補機についての、運転諸量・制限値に関する操作訓練

4.2 事故時操作訓練

(1) ユニットトリップ時の処置および再起動操作訓練
(2) 主要補機トリップまたは故障時の対応操作訓練

(3) 予備機のある補機のスタンバイ運用訓練

(4) 計器および警報による異常への握と、その対応操作訓練

4.3 通常運転操作訓練

(1) 自動化装置の自動・手動切換操作訓練

(2) 基準負荷変更に伴う操作訓練

(3) 復水器・空気予熱器の洗浄、または清掃のための片肺運転操作および逆洗操作訓練

(4) 蒸気条件を変更しての運転操作訓練

4.4 高効率運転操作訓練

(1) 低 O_2 運転訓練

(2) 復水器性能向上操作訓練

5. 運転例

図 5.1 に負荷減少時の特性を示す。条件としては、ABC 装置はすべて自動でガバナ運転中にガバナの操作により負荷を変更したときのデータである。

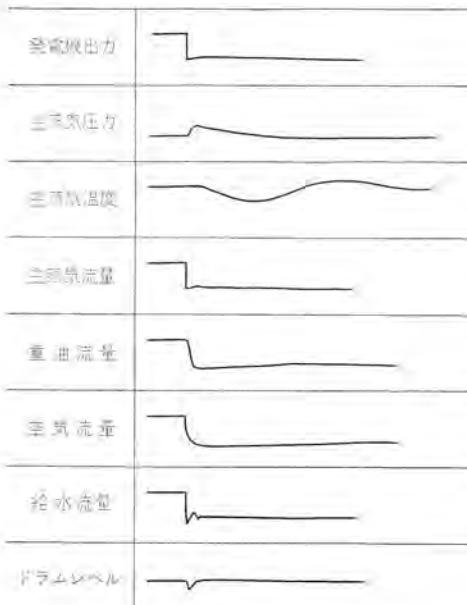


図 5.1 記録チャートの一例
Example of recorder chart.

6. むすび

東北電力(株)に納入の火力発電所運転員訓練用シミュレータについて、模擬の概略とその設備概要について述べた。

東京電力(株)納めの 1 号機ならびにこのたびの実績をとおして、火力発電所運転員訓練用シミュレータのあるべきがたが確立されたと思う。

最後に本シミュレータの製作にあたって、種々ご指導をいただいた東北電力(株)の関係者各位、ならびに火力プラントのデータを提供くださった三菱重工(株)の方々に感謝いたします。

参考文献

- 1) 船橋：火力発電所運転訓練用シミュレータ、火力発電、18, No. 2, 23 (昭 42)
- 2) 柴谷・桑田・持田・三田村・石橋：火力発電所運転訓練用シミュレータ、三菱電機技報、41, No. 9, 1, 117 (昭 42)

低騒音変圧器

神谷 友清*・山内 敦*・平井 正好*・伊奈 照夫*

Low Sound Noise Level Transformers

Itami Works Tomokiyo KAMIYA・Atsushi YAMAUCHI・Masayoshi HIRAI・Teruo INA

Based on the basic low on the measures against the public hazard, regulations for sound noises were set up in Japan in June, 1969 to aim at controlling sound noises generated by factories, job sites and construction works. On the other hand, with the increase in the demand for electric power, the unit capacity of a transformer enlarges so much that sound noises generated by it give considerable annoyance to the people living near the power station or substation when the installations are in surroundings of cities. Then counter-measures for the prevention of sound noises are earnestly studied.

This article describes the measures taken by our company and low sound noise level transformers built according to them.

1. まえがき

経済および産業の発展に伴なって、副次的に発生する公害（騒音・廃液・ばい（煤）煙等）が社会問題として大きくクローズアップされるようになり、住みよい生活環境を保全するために、公害対策基本法が昭和42年8月3日に制定された。騒音公害に対しては、同法に基づいて昭和43年6月10日に騒音規制法が制定され、同12月1日から施行されており、これに基づく具体的な規制基準値および規制基準に合致しない場合、立入検査・罰則等は政令および地方条例によって定められている。

「特定工場等において発生する騒音の規制に関する基準」は、昭和43年11月27日に厚生省・農林省・通産省・運輸省告示第1号として制定されており、この基準値を表1.1に示す。

この表に見られるとおり、騒音に対する規制は、従来に比べて非常にきびしく、電力設備については、発電所から発生する騒音の防止対策が重要な問題になっている。このような情勢に対応するために、各電力会社・重電機メーカーからなる騒音委員会が昭和44年に設立され、このほど電気技術指針 JEAG 5001-1971「発電所等における騒音防止対策指針」が発行された。同指針は、第1章が「発電所等の騒音レベル測定法」、第2章が「発電所等の騒音とその防止対策」、第3章が「発電所等の騒音とその防止対策」となっている。

表 1.1 騒音の規制基準
Limited values of noise level.

時間の区分	昼 間	朝 夕	夜 間
第 1 種 区 域	45~50 ホン	40~45 ホン	40~45 ホン
第 2 種 区 域	50~60 ホン	45~50 ホン	40~50 ホン
第 3 種 区 域	60~65 ホン	55~65 ホン	50~55 ホン
第 4 種 区 域	65~70 ホン	60~70 ホン	55~65 ホン

備考 第1種区域：良好な住居の環境を保全するため、特に静穏の保持を必要とする区域

第2種区域：住居の用に供されているため、静穏の保持を必要とする区域

第3種区域：住居の用にあわせて商業・工業等の用に供されている区域であって、その区域内の住民の生活環境を保全するため、騒音の発生を防止する必要がある区域

第4種区域：主として工業等の用に供されている区域であって、その区域内の住民の生活環境を悪化させないため、著しい騒音の発生を防止する必要がある区域

当社では変圧器から発生する騒音に関しては、今まで数多くの低騒音変圧器の製作を手がけてきた経験を生かして、騒音防止対策に万全を期すると同時に、さらに基礎研究として、けい素鋼帯の磁気ひずみ現象の研究、低騒音ファンの開発を行なっている。その研究成果の一部は本誌にも発表されているので、ここでは変圧器の騒音についてその概要を述べるとともに、ここ数年来重点的に研究・開発してきた低騒音形送油風冷式冷却器を中心に、変圧器の防音対策について述べる。

2. 変圧器の騒音対策

変圧器から発生する騒音は、変圧器本体から発生するものと、冷却器から発生するものがある。

変圧器本体から発生する騒音は、けい素鋼帯の励磁音が主であり、その励磁音は磁化の変化に付随するけい素鋼帯の長さの変化、すなわち磁気ひずみによる振動と、けい素鋼帯の積層間あるいは鉄心の継ぎ目に働く磁気吸引力による振動によって発生する音である。これらの振動あるいは励磁音が、油中あるいはタンク板を伝わって外部に騒音として放散される。

油入風冷式・送油風冷式変圧器では、冷却器に取り付けられた冷却扇から発生する騒音もかなり大きく、変圧器本体から発生する騒音と、冷却扇から発生する騒音とが加算されるため、油入自冷式変圧器と比べて騒音値が約2ホンぐらい高くなる。まったく防音対策を施さない変圧器の騒音レベルは、JEM-1118「変圧器騒音レベルの基準値」に定められており、表2.1にその値を示すが、油入風冷式・送油風冷式変圧器では、変圧器本体の防音対策とあわせて、冷却器から発生する騒音の対策が重要な問題である。

変圧器本体の騒音を低減するには、けい素鋼帯から発生する振動・騒音を小さくする方法と、防音壁で変圧器の一部あるいは全体をおおう方法がある。けい素鋼帯から発生する振動・騒音は、磁気ひずみと磁気吸引力によるものであることは、周知のことであるが、磁気吸引力による振動は、鉄心を強固に締め付けることによってかなり低減できるので、あまり問題にならない。磁気ひずみによる振動は、ひずみエネルギーが非常に大きいために容易に押えることができなく、一般に変圧器本体から発生する騒音は、この磁気ひずみによるものがほとんどである。けい素鋼帯の磁気ひずみは、磁束密度の閑数で与えられ、磁束密度の増大に伴って、その磁気ひずみ量も

表 2.1 油入変圧器の騒音レベル基準値

Noise levels for oil immersed transformers.

- A………油入自冷、油入水冷、送油水冷、送油自冷式変圧器
 B………油入風冷式変圧器
 C………送油風冷式変圧器

等 動 容 量 (2 卷 線) kVA									騒音 レベル ポン	
規 格			階 級							
70 号 以 下		100 号			140 号 以 上					
A	B	C	A	B	C	A	B	C		
300									56	
500									58	
700									60	
1,000									62	
1,500									63	
2,000									64	
3,000									65	
4,000			1,000						66	
5,000			1,500						67	
6,000			2,000						68	
7,500			3,000						69	
10,000	2,667								70	
12,500	5,333		4,000						71	
15,000	6,667		6,000	1,333					72	
—	10,000		10,000	2,667					73	
20,000	13,333		12,500	4,000					74	
25,000	16,667	12,500	15,000	5,333					75	
30,000	20,000	16,667	20,000	13,333					76	
40,000	26,667	20,800	25,000	16,667	6,667				77	
50,000	33,333	25,000	30,000	20,000	16,667				78	
60,000	40,000	41,667	40,000	26,667	25,000				79	
80,000	53,333	50,000	50,000	33,333	33,333				80	
100,000	66,667	66,667	60,000	40,000	41,667	40,000	26,667	25,000	81	
	80,000	83,333	80,000	53,333	50,000	50,000	33,333	33,333	82	
	106,667	100,000	100,000	66,667	66,667	60,000	40,000	41,667	83	
				80,000	83,333	80,000	53,333	50,000	84	
				106,667	100,000	100,000	66,667	66,667	85	
							80,000	83,333	86	
							106,667	100,000	87	
								133,333	88	
								166,667	89	
								200,000	90	
								250,000	91	
								300,000	92	
								400,000	93	
								500,000	94	

備考 1. 表記以外の kVA に対する騒音レベル基準値は、その kVA にもっとも近く、かつ大きい表記 kVA に対する騒音レベルを適用する。

2. 油入自冷風冷二重定格の変圧器の自冷定格における騒音レベルの基準値は

(1) 電気的諸特性が自冷定格を主として定められたものについては、自冷容量 (kVA) について上表の値を適用する。

(2) 電気的諸特性が風冷定格を主として定められたものについては、風冷容量 (kVA) のままで上表 A 棚の値を適用する。

3. その他の二重、三重定格の変圧器についてはその最大容量 (kVA) についてのみ上表 C 棚の値を適用する。

増大するので、騒音レベルを低減するには、磁束密度を下げる方法も一つの有効な手段として採用されている。磁束密度を低減すると、0.1 Wb/m²あたり 2~3 ポンの騒音低下が期待できるが、磁束密度の約 3/4 乗に逆比例して変圧器が大きくなり、それだけ高価になるため、経済的見地からわざかでも騒音低減を必要とする場合にのみ使用されるのが普通であり、磁束密度の低減量はせいぜい 10% 程度である。そこで、磁束密度を下げないで、磁気ひずみの小さいけい素鋼帯を使用し、しかも鉄心組立時に生ずる曲げ応力等によって、磁気ひずみの増大を防止するのが、変圧器の騒音を低減するうえでの根本対策であると考えられる。当社では、伊丹製作所と中央研究所とが共同して、けい素鋼帯の磁気ひずみ現象を解明するために数年来基礎研究を続けており、さらに鉄鋼メーカーと協力して、磁気ひずみの小さいけい素鋼帯の開発に力を注いでいる。これらの研究成果は逐次製品に適用されているが、大きな減衰量を得るために、防音壁で変圧器の一部、あるいは全体をおおう方法が有効である。防音壁の種類は、その構成によって、組立式鉄板防音壁（一重・二

重防音壁）、組立式コンクリートパネル防音壁およびコンクリート防音壁等に分類でき、当社においては、変圧器の容量・騒音仕様値によってそれらを使い分けている。

2.1 組立式鉄板（一重・二重）防音壁

変圧器本体を組立式鉄板（二重）防音壁でしゃ（遮）音した場合の概略構成を図 2.1 に示すが、鉄板 1 枚でしゃ音したものの一重防音壁、2 枚でしゃ音したもの二重防音壁と称する。この防音壁の減音量は、ブッシングおよび油配管の貫通構造によって異なるが、一重防音壁では 5~20 ポン程度、二重防音壁では 15~25 ポン程度の減音量を得ることができ、大容量変圧器では 65~75 ポン、中小容量変圧器では 55~65 ポンの騒音仕様の場合に用いている。

図 2.2 は、組立式鉄板（二重）防音壁で本体をしゃ音した変圧器の一例である。冷却器の冷却扇から発生する騒音は、防音風どう（洞）を取り付けてしゃ音しており、風取入口の断面積を十分に大きくし、しかも全体の寸法をコンパクトにするために、冷却器を傾斜させている。また、冷却器を傾斜させることによって、風の流れをス

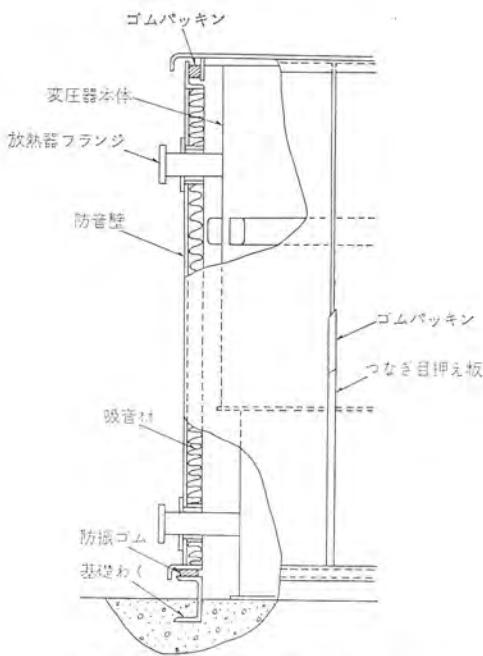


図 2.1 組立式鉄板防音壁
Steel panels mounted on sides of a transformer.

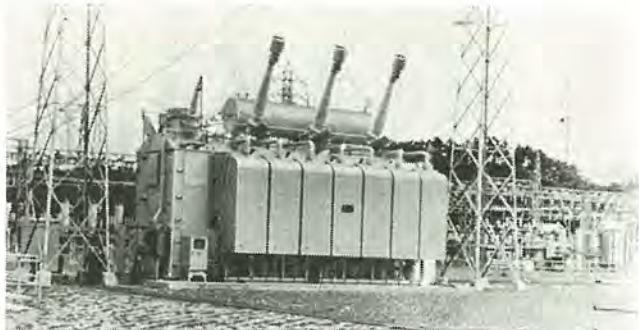


図 2.2 低騒音変圧器 (300/300/90 MVA)
Low noise level transformer 300/300/90 MVA.
Three phase 250/17/22 kV 60 Hz.
noise level (guaranteed) : 70 dB(A).

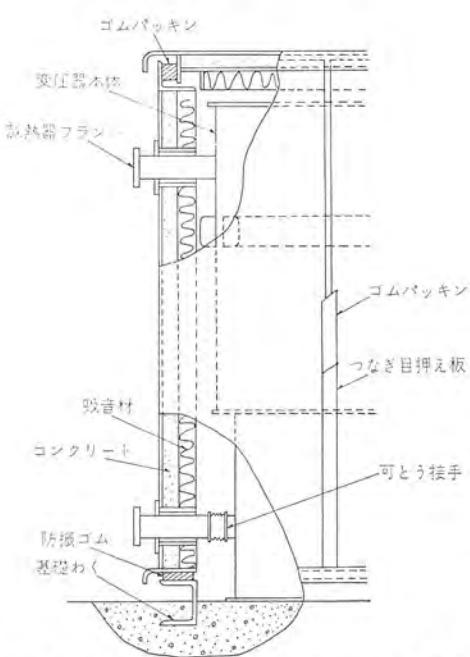


図 2.3 組立式コンクリートパネル防音壁
Concrete panels mounted on sides of a transformer.

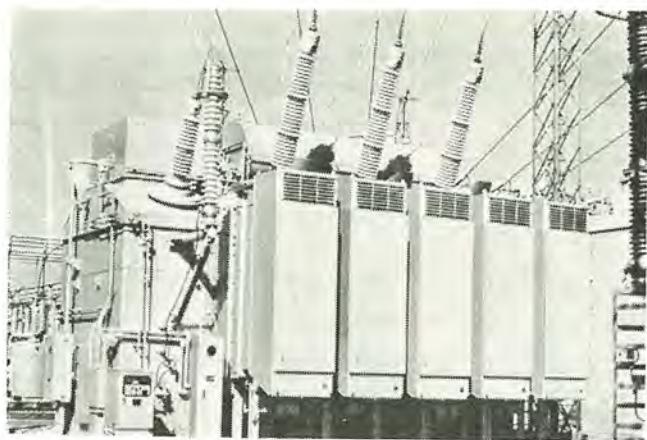


図 2.4 低騒音変圧器 (150 MVA)
Low noise level transformer 150 MVA.
Three phase 154/77 kV 60 Hz.
noise level (guaranteed) : 60 dB(A).

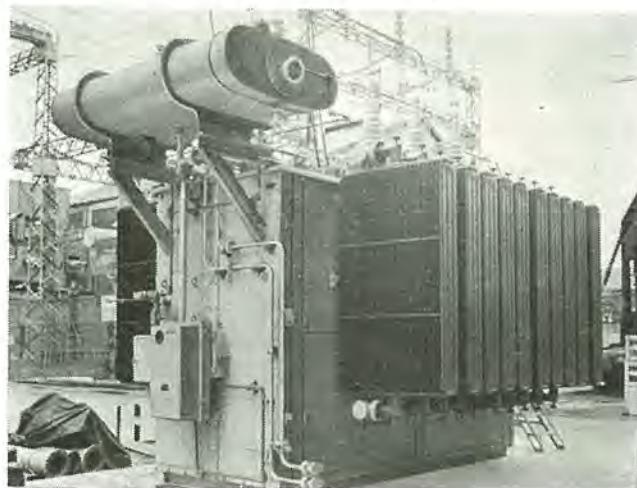


図 2.5 低騒音変圧器 (15 MVA)
Low noise level transformer 15 MVA.
Three phase 64.5±7.5/6.9 kV 60 Hz.
noise level (guaranteed) : 55 dB(A).

ムースにしている。

2.2 組立式コンクリートパネル防音壁

組立式コンクリートパネル防音壁は、鉄板とコンクリートをは(貼)り合わせ、さらに内面に吸音材をはり付けたもので、その概略構成を図 2.3 に示す。コンクリートパネルで変圧器全面をさえぎったものを全閉形と称し、組立てやすさを主眼において変圧器側面だけをしゃへいしたものを簡易形と称している。鉄板にコンクリートをはり合わせてはいるため、組立式鉄板防音壁と比べて防音壁のびびり振動が小さくなり、15~30 ホンの減音量を得ることができる。組立式コンクリートパネル防音壁は、大容量変圧器で 65~70 ホン、中小容量変圧器で 50~60 ホンの騒音仕様の場合に用いている。

図 2.4 は、変圧器本体を組立式コンクリートパネル防音壁でしゃ音し、低騒音形送油風冷式冷却器と組み合わせたものである。図 2.5 は、組立式コンクリートパネル(簡易形)防音壁と自冷式放熱器を組み合わせたものである。

2.3 コンクリート防音壁

コンクリート防音壁は、大容量変圧器で 55~65 ホン、中小容量変圧器で 45~55 ホンの騒音仕様の場合に用いている。図 2.6 にコンクリート防音壁の概略構成を示すが、変圧器本体をほとんど完全にしゃへいしており、変圧器本体と冷却器との間には伸縮緩ぎ手を設けて、本

体の振動が外部へ伝達しないようにしているので、コンクリート厚さによっても異なるが、30～40ホンの減音量を得ることができる。

図2.7は、コンクリート防音壁と自冷式放熱器とを組み合わせた低騒音変圧器であり、図2.8は、変圧器本体をコンクリート防音壁でしゃへいし、低騒音形送油風冷式冷却器を防音壁周囲に取り付けたも

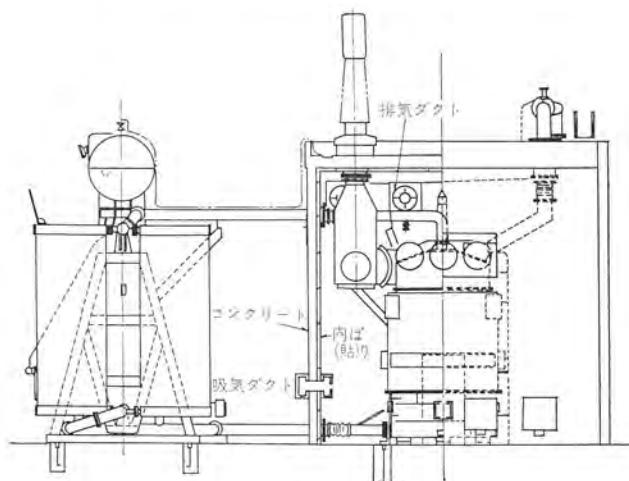


図2.6 コンクリート防音壁
Concrete walls enclosing a transformer.

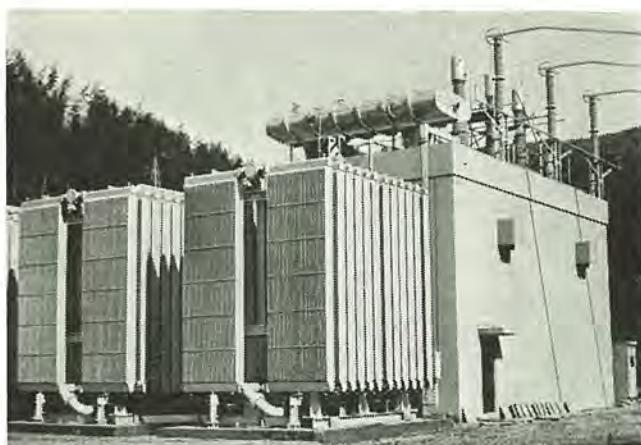


図2.7 低騒音変圧器 (180/120/120 MVA)
Low noise level transformer 180/120/120 MVA.
Three phase 220±20/110/66 kV 60 Hz.
noise level (guaranteed) : 55 dB(A).

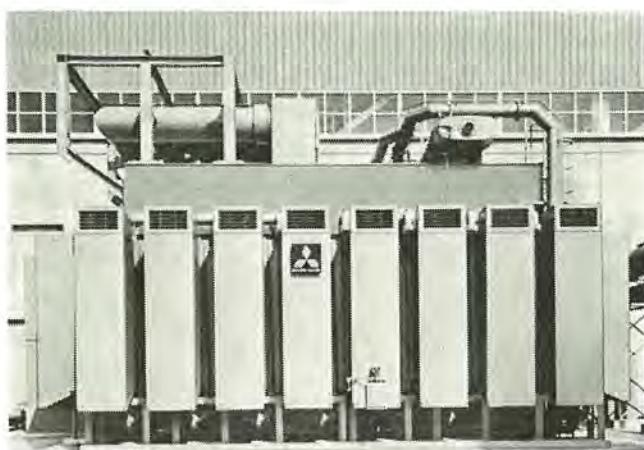


図2.8 低騒音変圧器 (420 MVA)
Low noise level transformer 420 MVA.
Three phase 16.6/150.5-147-143.5 kV 50 Hz.
noise level (guaranteed) : 65 dB(A).

のである。コンクリート防音壁と低騒音形送油風冷式冷却器を組み合わせたタイプの低騒音変圧器の場合には、変圧器本体からコンクリート防音壁を透過してくる騒音は、冷却器から発生する騒音と比べてかなり低くできるので、冷却器から発生する騒音も、それと同等の騒音レベルまで下げて、変圧器全体の防音対策を行なっている。

3. 送油風冷式冷却器の低騒音化

油入風冷式・送油風冷式変圧器では、冷却器に取り付けられた冷却扇から発生する騒音がかなり大きく、その防音対策は、変圧器本体の騒音と冷却器の騒音を同等のレベルに設計するのが経済的である。一般に、変圧器本体の騒音と冷却器の騒音を同等のレベルに設計するのが経済的である。冷却扇から発生する騒音を減少させるためには、羽根形状を流線形にすると、羽根とケーシングとの間で発生するうず（渦）を少なくして低騒音化を図る基本的な方法と、羽根回転数を下げて冷却扇から発生する騒音を低下させる方法と、冷却器に適当な防音風どうを設けて減音させる方法、さらにそれらを組み合わせた方法がある。防音風どうを取り付ける場合、冷却扇から発生する騒音レベルは、出力と静圧の増大にともなって増加するので、風の通路断面積を十分に大きくして風損の増加を極力抑え、冷却扇にかかる負担をできるだけ軽減しなければならない。また、低騒音化対策として回転数を下げたり、防音風どうを設けると、これに伴って冷却効果も低下するので、油の温度上昇を規定値に押えるためには冷却器台数を増加しなければならない。

3.1 冷却扇から発生する騒音

冷却扇から発生する騒音は、羽根が一定点を通過するごとに羽根に与えられる衝撃が原因になるものと、局部的にたとえば羽根の先端、ケーシングの端、冷却フィンの端等から発生するカルマンうずの脱落によるものとがある。前者によって発生する騒音の基本周波数は、羽根数と回転数との積になり、次式で与えられる。

$$f_0 = \frac{1}{60} \times n \times N \quad \dots \dots \dots (3.1)$$

ここに

f_0 : 基本周波数 (Hz)

n : 羽根数

N : 回転数 (rpm)

実際の冷却扇の騒音には、この基本周波数の整数倍の周波数が含まれる。後者のカルマンうずの脱落によるものは、White noiseとなって現われるが、一般にその周波数成分は低周波域が多い。冷却扇から発生する騒音のスペクトラムは、基本的には前述のような周波数成分からなるが、冷却扇の種類・方式・出力によって異なる。当社



図3.1 FT-76形冷却扇
FT-76 cooling fans.

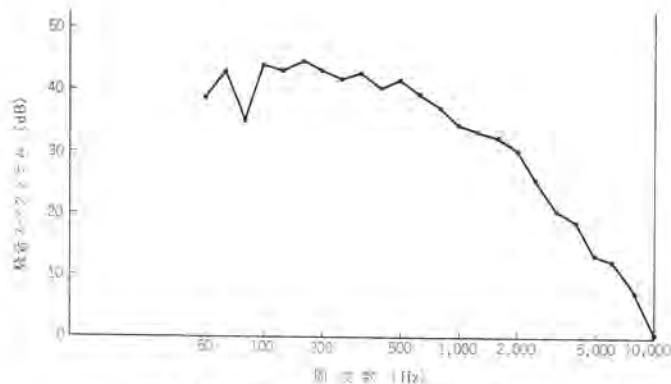


図 3.2 FT-76 形 冷却扇の騒音スペクトラム
Noise spectrum of FT-76 cooling fans.

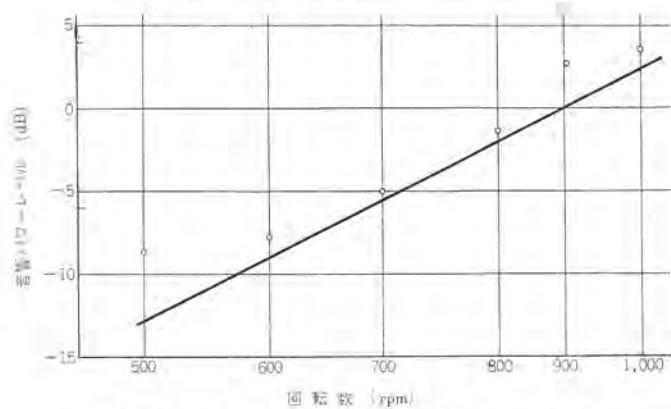


図 3.3 FT-76 形 冷却扇の回転数と音響パワーレベル
Sound power level of FT-76 fan versus fan revolution.

では、変圧器用の送油風冷式冷却器に図 3.1 に示すような FT-76 形と称する 4 枚羽根の大形 ファンを使用している。FT-76 形冷却扇の騒音スペクトラムを図 3.2 に示す。

冷却扇から発生する騒音の全エネルギーをデシベルで表示した音響パワーレベル PWL は、冷却扇の出力を $L(\text{kW})$ 、静圧を $P_s(\text{mmAq})$ とすると、Beranek はつぎのような実験式を与えていた。

$$PWL = 77 + 10 \log L + 10 \log P_s \quad \dots \quad (3.2)$$

ここに PWL : 音響パワーレベル (dB)

L : 冷却扇の出力 (kW)

P_s : 静圧 (mmAq)

冷却扇の回転数と音響パワーレベルとの関係は、式 (3.2) に冷却扇の相似則を適用することによって得られる。すなわち、出力 $L(\text{kW})$ は回転数の 3 乗に比例し、静圧は回転数の 2 乗に比例するので、つぎの関係式を得ることができる。

$$PWL_2 = PWL_1 + 50 \log (N_2/N_1) \quad \dots \quad (3.3)$$

ここに PWL_1 : 回転数 N_1 のときのパワーレベル (dB)

PWL_2 : 回転数 N_2 のときのパワーレベル (dB)

回転数とパワーレベルとの関係について FT-76 形冷却扇での実測値を図 3.3 に示すが、ほぼ回転数の 5 乗に比例する。式 (3.3) から冷却扇の騒音レベルを低減するには、回転数を下げることが非常に有効な手段であることがわかる。回転数を下げるに、風量は回転数の 1 乗に比例して低下するので、冷却器の冷却効率が落ちる。この対策として冷却器台数を増して変圧器油の温度上昇を規定値に抑えるが、一般に変圧器用の送油風冷式冷却器では、冷却効率は風量の約 2 分の 1 乗に比例するので、冷却器台数の増加量はあまり大きくはならない。また、冷却器台数を増せば、全体の騒音レベルも上がるが、冷却器台数を増すことによって、騒音レベルが増大する割合

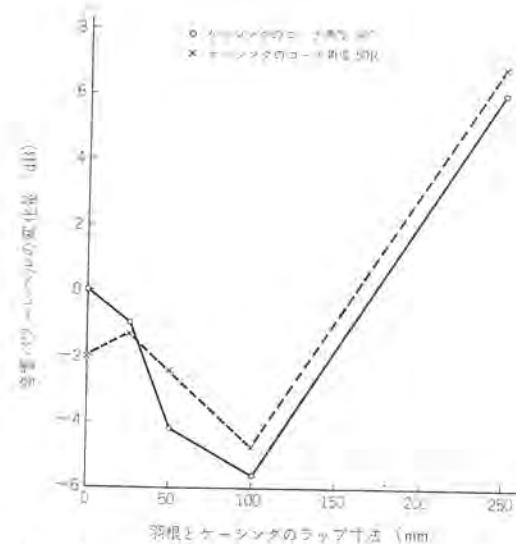


図 3.4 羽根とケーシングのラップ寸法と音響パワーレベルの変化量
Sound power level versus lapped length.

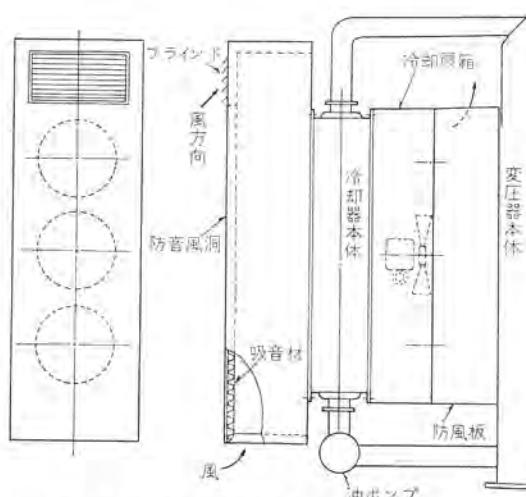


図 3.5 低騒音形送油風冷式冷却器の構造
Assembly of low noise cooler.

よりも回転数を下げるにによって、騒音レベルが低減する割合のほうがはるかに大きく、冷却器全体から発生する騒音レベルは、かなり低減できる。当社では、回転数を下げる方法と、後に述べる防音風どうと組み合わせて良い成果を得ている。

この他、冷却扇から発生する騒音レベルを下げるには、羽根形状の改良、ケーシング構造の工夫、冷却扇モータからの振動防止等の対策が考えられる。特に、ケーシング構造によっては、ケーシングと羽根との間に生ずるうずのために騒音レベルがかなり上昇することがあるので、冷却扇の取り付けには注意しなければならない。FT-76 形冷却扇を使って羽根とケーシングのラップ寸法を変えた場合と、ケーシングを 50 R のペルマウス形状にした場合の騒音レベルの変化量を実測した結果を図 3.4 に示す。ケーシングをペルマウス形状にしても騒音レベルはほとんど変わなかったが、ケーシングとのラップ寸法を変えると、騒音レベルが大きく変ることがわかった。FT-76 形冷却扇では、ラップ寸法が 100 mm のときに最低の騒音レベルになり、それ以上でもそれ以下でも騒音レベルは増加するという結果が得られた。

3.2 防音風どう(洞)による低騒音化

送油風冷式冷却器の騒音対策としては、冷却扇自体から発生する騒音を下げることが最も有効な手段であるが、冷却扇の羽根形状等

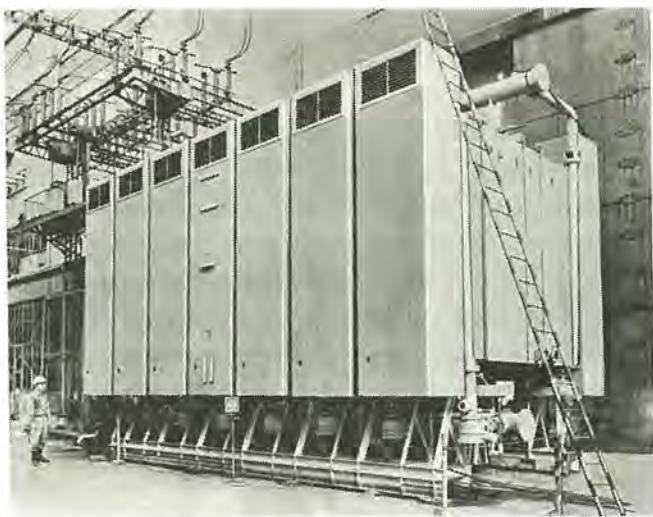


図 3.6 別置形低騒音冷却器群
Assembly of separately mounted low noise coolers.

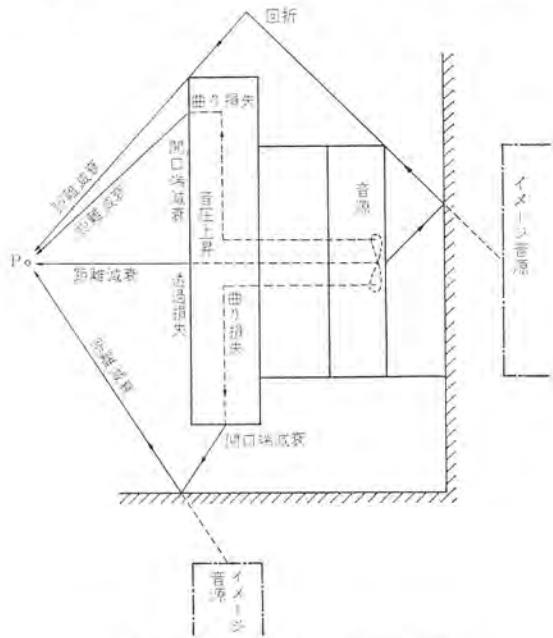


図 3.7 騒音エネルギーの伝ば(播)経路
Propagation paths of noise.

の改良による低減量、あるいは回転数を下げるによる低減量に
はある程度の限界があり、さらに低騒音化を必要とする場合には、
冷却器に適当な防音風どうを取り付けて騒音を下げる方法を併用す
るのが効果的である。図3.5は、当社で採用している防音風どう付
き冷却器の概略構造を示す。図3.6は、別置形冷却装置として、送
油風冷式冷却器14台(片面7台)に防音風どうを取り付けて工場内
で組み立てたものを示す。図3.5に示すように、風の取り入れ口を上
方と下方に設けて風の通路断面積をできるだけ大きくするとともに、
全体の構成がコンパクトになるように考慮されている。また、上方と
下方に騒音エネルギーを分散させ、各経路において直角曲りによる減
音効果、あるいは開口端反射による減音効果も上げている。風どう
内面には、吸音効果のよい吸音材をはりつけている。図3.5に示す
防音風どうを取り付けた場合、冷却扇から発生する騒音の伝ば(播)
経路は、図3.7に示すように、4とおりの経路が考えられる。冷却
扇から発生した騒音レベルが風どう内で上昇し、その後、風どう
の板を透過して点Pに到達する経路①、風取入口(下部)から放射し
た騒音が大地で反射して点Pに到達する経路②、風取入れ口(上部)

から放射された騒音が点Pに到達する経路③、冷却扇から変圧器本体側に放射されてタンク側面で反射し、冷却器の上方を回折して点Pに到達する経路④に分類することができる。この場合、各経路を伝わって点Pに到達する音圧レベルは、つぎのように求められる。

$$(SPL)_2 = (SPL)_0 + BUL - BL_2 - WL_2 - R_2 \dots \dots \dots (3.5)$$

$$(SPL)_3 = (SPL)_0 + BUL - BL_3 - WL_3 - R_3 \dots \dots \dots (3.6)$$

ここに $(SPL)_0$: 冷却扇から発生する騒音の音圧レベル (dB)

$(SPL)_i$: 各経路を伝わって点 P に到達する騒音の音

圧レベル (dB)

BUL: 風どう内の音圧上界 (dB)

TL_m : 板の透過損失 (dB)

DF: 回折による減衰量 (dB)

BL_t : ダクトの直角曲りによる減衰量 (dB)

WL_t：ダクトの開口端反射による減衰量 (dB)

R_i ：距離による減衰量 (dB)

i：各経路のサフィックス

騒音の各伝ば経路における減衰量の計算は、防音壁の設計、防音間壁の設計、あるいは発変電所の防音設計に必要な計算式と共に通ずるところが多く、後述の「防音設計の概要」の項で詳述したうちからそれらの式を引用する。点Pの総合音圧レベル(SPL_P)は、各経路を伝わってくる騒音の和であり、次式から求められる。

ここで、音圧レベル(SPL_P)は、音の物理的な量をデシベルで表示したものであり、われわれの必要とする騒音レベルは、騒音の周波数成分を考慮して補正した騒音値(A特性)——である。したがって、防音風どうを取り付けた場合の騒音レベルを求めるには、各周波数ごとの音圧レベルを式(3.8)から求め、各周波数ごとに定められたA特性——の補正係数(表3.1)を差し引いた後、おのおのの値を加算して騒音レベルを求めなければならない。すなわち、点Pの騒音レベル(NL_P)は、次式から求める。

$$(NL)_P = 10 \log \sum_{i=1}^{\infty} \log^{-1} \frac{(SPL)_{Pi} - A(i)}{10} \dots \dots \dots \quad (3.9)$$

ここに $(NL)_P$: 点 P の騒音 レベル

$(SPL)_{P(i)}$: 点 P における各周波数ごとの音圧レベル(dB)

$A(i)$ ：各周波数ごとの補正係数 (dB) 表 3. 1

表 3.1 A 特性の補正係数
Correcting values of A-line versus sound frequencies.

周波数 Hz	特性 A dB	周波数 Hz	特性 A dB
16	-56.7	630	-1.9
20	-50.4	800	-0.8
25	-44.6	1,000	0
31.5	-39.2	1,250	+0.6
40	-34.5	1,600	+1.0
50	-30.2	2,000	+1.2
63	-26.1	2,500	+1.2
80	-22.3	3,150	+1.2
100	-19.1	4,000	+1.0
125	-16.1	5,000	+0.5
160	-13.2	6,300	-0.1
200	-10.8	8,000	-1.1
250	-8.6	10,000	-2.4
315	-6.5	12,500	-4.2
400	-4.8	16,000	-6.5
500	-3.2	20,000	-9.2

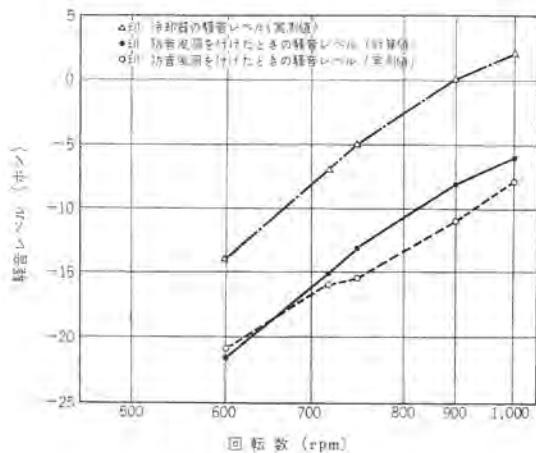


図 3.8 低騒音形送油風冷式冷却器の騒音レベル
Noise level of cooler versus fan revolution.

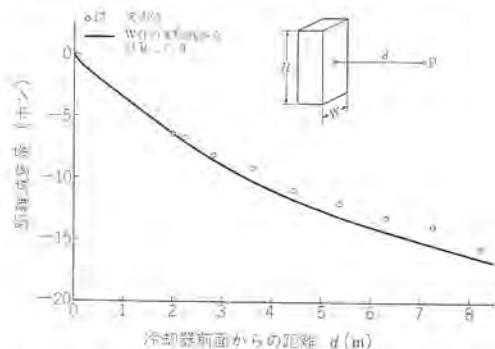


図 3.9 低騒音形風冷式冷却器から発生する騒音の距離減衰
Sound attenuation with distance from a cooler.

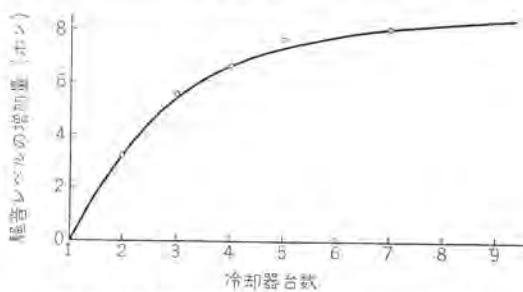


図 3.10 冷却器台数と騒音レベルの増加量
Noise level amplified by the number of coolers.

以上に述べた防音風どうの設計手順に基づいて計算した値と、低騒音形送油風冷式冷却器単体で騒音測定を行なった結果との比較を図 3.8 に示す。同図の中で△印で示す値は、防音風どうを取り付けない場合に、冷却扇の回転数を変えた場合の騒音レベルの変化量である。

3.3 冷却器群の騒音レベル

変圧器用冷却器の取付台数は、図 3.6 で一例を紹介したように、大容量変圧器では 10~20 台にもなる場合がある。冷却器台数を増加すれば、当然のことながら騒音レベルも増大するが、防音設計をする場合に、どの程度騒音レベルが上がるかをあらかじめ予測しておかなければならぬ。一般に、騒音を発生する機器を k 台設置した場合の騒音レベル NL は、次式から求められる。

$$NL = 10 \log \sum_{i=1, k} \log^{-1} \frac{(NL)_i}{10} \quad (3.10)$$

ここで、 $(NL)_i$ では、 i 番目の機器から発生する騒音レベルから、距離減衰を差し引いた騒音レベルである。低騒音形送油風冷式冷却器の場合、冷却器からの距離による減衰量は、4 章で述べる Westing-

house 社 (W 社) の実験式から求めることができるが、実物の冷却器を広場に設置して測定した結果を図 3.9 に示す。実測結果は、ほぼ W 社の実験式と一致した。ただし、この実測結果は、冷却器單体を広い場所に設置した場合の距離減衰であって、図 3.6 で示すように、冷却器を近接して 2 台以上設置する場合には、おのおのの冷却器から発生する騒音の干渉、あるいは隣りの冷却器面での反射等があるので、冷却器 1 台を設置した場合の距離減衰の様相とは異なると考えられる。そこで、冷却器の設置台数を変えて騒音レベルがどのように変化するかを実測した。その結果を図 3.10 に示すが、同図から冷却器台数が 6 台ぐらいまでの冷却器群の騒音レベルは、距離減衰を考慮しないで、単に冷却器台数に比例すると考えてよいので、つぎの簡略式から騒音レベルの増加量 ΔNL を求めることができることがわかった。

$$\Delta NL = 10 \log k \quad (3.11)$$

7 台以上の冷却器を設置した場合の騒音レベルの増加量 ΔNL は、冷却器台数に比例しないで、ほぼ 8~9 ポンの増加量となることもわかった。

4. 防音設計の概要

前項までに防音壁の種類およびその構造と、送油風冷式冷却器の低騒音化について述べたが、発電所等の総合的な騒音対策においては、政令および地方条例によって規制される規制基準値が、敷地境界線上での騒音レベルであるので、当然のことながら、変圧器から境界線までの距離による減衰を考慮した防音対策を考えなければならない。そこで、発電所等の総合的な騒音対策に必要な実用的な式と、変圧器の防音設計に必要な基礎式の一部について述べておく。

4.1 距離による減衰

距離による減衰は、騒音エネルギーが距離の増加とともに拡散される騒音エネルギー密度の低下する割合を示すもので、変圧器からの距離による減衰を示すものにつきの W 社の実験式がある。

$$R = 4.4 + 20 \log \frac{D}{\sqrt{WH}} \quad (4.1)$$

ここで

R : 距離による減衰量

W : 騒音源の大きさ (幅)

H : 騒音源の大きさ (高さ)

D : 騒音源からの距離

式 (4.1) をグラフ化したものを図 4.1 に示すが、変圧器のように音源が大きいものでは距離が近くなると、式 (4.1) は成立しないので、その一部を実験結果から補正したものである。この実験式は、図 3.9 で示したように、変圧器以外のものでも、音響的に変圧器

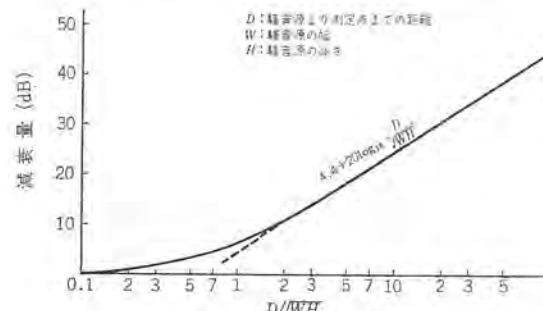


図 4.1 距離減衰
Sound attenuation with distance from transformer

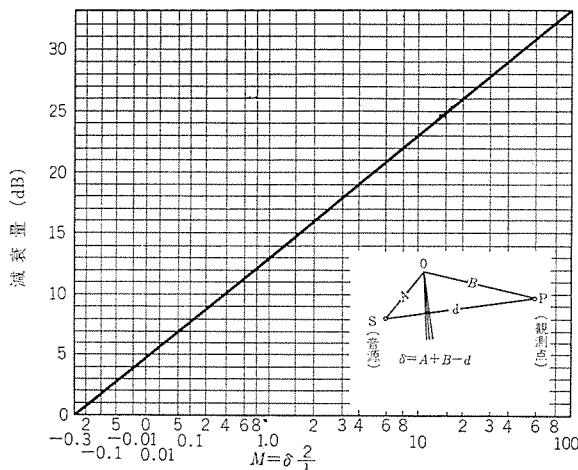


図 4.2 防音囲壁の回折による減衰 (神大, 前川教授の実験式)
Sound attenuation due to diffraction with a wall.

と同等と見なされるものの距離減衰の計算に適用できる。

4.2 防音囲壁による減衰

防音囲壁は比較的容易に施工ができる、特に既設の変圧器の防音対策には、変圧器自体の改造をほとんど必要としないので、有効な方法である。ただし、防音囲壁によるしゃ音は、囲壁内面で音を反射させてある特定方向に騒音を拡散して防音囲壁方向の騒音を減衰させるものであるから、適用にあたってはこの点を考慮しなければならない。防音囲壁には 1 方向、2 方向、3 方向しゃへいのものがあるが、おのの騒音のしゃへいの方向性および減衰量が異なる。1 方向しゃへいの防音囲壁の減衰量は、図 4.2 から求めることができる。同図より減衰量を求めるには、パラメータ M を次式

$$M = \frac{2}{\lambda} (A + B - d) \quad \dots \dots \dots \quad (4.2)$$

から求め、それに対応する減衰量を読み取る。ここに

M : パラメータ

A : 音源から回折点までの距離

B : 回折点から受音点までの距離

d : 音源と受音点との距離

λ : 音の波長

防音囲壁による減衰には距離による減衰を含まないので、実際の減衰量は防音囲壁による減衰量と、距離による減衰量を加算したものである。

4.3 防音壁によるしゃ音

変圧器等の防音建屋あるいは防音壁に必要なしゃ音量は、変圧器の騒音値からたとえば境界線上の保証騒音値を差し引き、さらに境界線までの距離による減衰を考慮して、その減衰値を差し引いたものである。防音壁を設計する場合、変圧器を防音壁でしゃへいすることによって、防音壁内面での音の反射あるいは残響等によって内部の音圧レベルが上昇するので、見かけ上の変圧器の騒音レベルが上がることに注意しなければならない。この現象を音圧上昇またはビルドアップと称している。

防音壁のしゃ音量（一般に、透過損失という）は、壁の表面密度が大きいほど大きくなり、いわゆる重量法則（Mass law）に従うもので、一重（単一）防音壁の透過損失 TL_m は、次式から求められる。

$$TL_0 = 20 \log m \times f - 42.5 \quad \dots \dots \dots \quad (4.3)$$

$$TL_m = TL_0 - 10 \log (0.23 TL_0) \quad \dots \dots \dots \quad (4.4)$$

ここに m : 面積密度 (kg/m^2)

f : 周波数 (Hz)

TL_0 : 垂直入射波に対する透過損失 (dB)

TL_m : ランダム入射波に対する透過損失 (dB)

式 (4.3), (4.4) からわかるように、単一壁の場合に面積密度 m を 2 倍にしても透過損失は約 5 dB しか増えない。これに反し、壁を複合壁にしてその間を十分に広くとるか、あるいはそこに適当な吸音材をそう入すれば、単一壁の複数倍の効果が得られる。実際には独立の空間と考えられるほど間隔を十分にとることは不可能であり、また構造上複合壁相互を振動的に完全に絶縁することも困難なため、壁数そのままの倍率にはならないが、単一壁と比べてはるかに効果的である。

防音壁内部での音圧上昇は、内面形状が複雑な場合には音の反射がいを握るのがむずかしく、あらゆる形状の室内についてあてはまる計算式は現時点では見あたらないようであるが、筆者らは長方体の室内的音圧上昇を求める計算式を残響の式から導いたので、その導入過程について述べる。

室内の形状としては各辺の長さが L_x , L_y , L_z の長方体である場合を考える。室内的音源から発音はじめてから t 秒後までに室内的 1 点で観測される音線の個数は、音の伝ば速度を $C(\text{m}/\text{s})$ で表わすと、観測点を中心とする半径 Ct の球の中に含まれる音響画像の個数に等しい。一方、一つの音響画像ができるごとに室の影像も一つできるから、室内的音のエネルギー分布が一様で、音響画像が多数存在する場合には、求める音響画像の個数 N は、 Ct を半径とする球の体積を室の体積 $V = L_x L_y L_z$ で割った値に等しい。すなわち、

$$N = \frac{4\pi}{3V} (Ct)^3 \quad \dots \dots \dots \quad (4.5)$$

また、音の平均反射回数 \bar{n} は、次式で表わされる。

$$\bar{n} = \frac{Ct}{2} \left(\frac{1}{L_x} + \frac{1}{L_y} + \frac{1}{L_z} \right) = \frac{CtS}{4V} \quad \dots \dots \dots \quad (4.6)$$

$$S = 2(L_y L_z + L_z L_x + L_x L_y) \quad \dots \dots \dots \quad (4.7)$$

次に、室の平均吸音率を a とすれば、1 回反射するごとにエネルギーは $(1-a)$ 倍になる。したがって、伝ば距離 $r = Ct$ の音線によって得られるエネルギー密度 E_r は、次式で与えられる。

$$E_r = \frac{E_1}{(Ct)^2} \times (1-a)^{\bar{n}} \quad \dots \dots \dots \quad (4.8)$$

ここに E_1 : 音源から単位距離の点での自由空間中のエネルギー密度

室内で点音源が発音はじめてから t 秒後に他の 1 点で単位時間に増加する音のエネルギー密度は、

$$\frac{dE}{dt} = E_r \frac{dN}{dt} = \frac{CW}{V} (1-a)^{\frac{CS_t}{4V}} \quad \dots \dots \dots \quad (4.9)$$

である。ここに、 $W = 4\pi E_1$ は音源のエネルギー量である。したがって、 t 秒後におけるエネルギー密度は、

$$E = \frac{CW}{V} \int_0^t (1-a)^{\frac{CS_t}{4V}} dt \\ = E_1 - \frac{4\pi E_1}{S \ln(1-a)} \left[1 - \exp \left\{ \frac{CS \ln(1-a)}{4V} t \right\} \right] \quad \dots \dots \dots \quad (4.10)$$

になる。これが、室内的音のエネルギー密度の成長の式であり、十分に時間が経った後には、

$$E(\infty) = E_1 \left(1 - \frac{4\pi}{S \ln(1-a)} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (4.11)$$

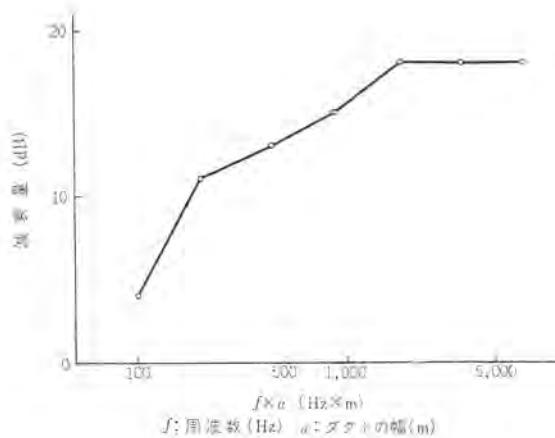


図 4.3 ダクトの直角曲りによる減衰
Sound attenuation due to bend of ducts.

になる。室内的音圧上昇は、自由空間中のエネルギー密度 E_1 と、十分に時間が経った後のエネルギー密度 $E(\infty)$ との比で与えられるので、音圧上昇 BUL は、

$$BUL = 10 \log \left\{ 1 - \frac{16\pi}{2.3S} \log(1-a) \right\} \quad (4.12)$$

で与えられる。ここに、室内的平均吸音率 a を

$$a = \frac{\sum a_i S_i}{\sum S_i} \quad (4.13)$$

で表わす。ただし、

S_i : 各面の面積

a_i : 各面の吸音率

式(4.12)は、長方体室内的音圧上昇の計算式であるが、変圧器のタンク面と防音壁面の空間が広い場合には、タンク面と防音壁面で囲まれた室内と考えて、式(4.12)から音圧上昇を求めれば、実用上十分な値が得られる。また、音圧上昇の式からわかるように、内面の吸音率が小さい場合には非常に大きな音圧上昇になるので、防音壁の内面には吸音率の高い吸音材を内張りして室内的音圧上昇を抑える工夫が必要である。

4.4 ダクトにおける減衰

防音建屋等においては、内部換気のために換気孔あるいは換気ダクトを設けるのが普通であるが、これらの換気孔からの騒音漏れを防止する必要があり、種々の消音装置が取り付けられる。消音装置の減衰量の計算は、その形状によって種々の計算式あるいは計算図表が多くの文献に発表されているので、ここでは前述した防音風どうの設計に必要なダクトの直角曲りによる減衰と、開口端反射による減衰について述べる。

ダクトの直角曲りによる減衰は、ダクトの曲り部分における音の反射あるいは干渉による減音効果を表すもので、吸音材の内張り方法、音の周波数、ダクトの幅等によって減音効果が異なる。図 4.3

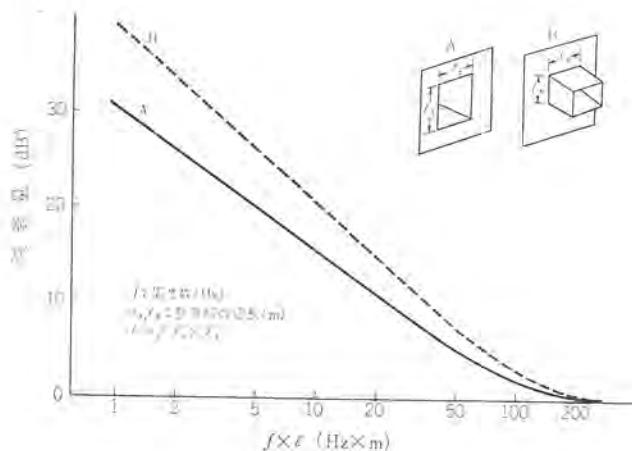


図 4.4 開口端反射による減衰
Sound attenuation due to reflection at the end of a duct.

に全面に吸音材を内張りした場合の減衰量を求める図表を示す。

次に、ダクトが広い空間に開放されているとき、波長の長い音は開口端において大部分が反射してもどり、開口から外部に放射する量は少なくなる。これを開口端反射による減衰と称しているが、開口端の寸法と音の波長とに関係して減衰量は理論上図 4.4 のようになる。減衰量は、周波数の低いほど、また開口寸法の小さいほど大きい。開口端にグリルやエアディフューザーが取り付けられていてもほとんどその影響はない、ダクトの寸法を考えればよい。

この他、ダクトの長さが長い場合には、直線部分でもかなりの減音効果があるので、その減衰量を考慮する必要がある。

5. む す び

当社における低騒音変圧器の防音対策と、送油風冷式冷却器の防音風どうの設計について紹介したが、騒音に対する一般の認識が深まるとともに、発電所等の騒音規制もますますきびしくなる傾向にあり、変圧器の騒音対策にもよりいそそうの研究が必要である。特に、変圧器から発生する騒音エネルギー自体を減少させる対策等の基礎研究と、運搬および組立が簡単で、しかも経済的な防音構造の開発が重要な課題であると考えられる。当社においては、今までに数多くの低騒音変圧器の納入実績を有しているが、その経験を生かしてよりすぐれた低騒音変圧器を生み出すように努力したい。

参 考 文 献

- (1) 土屋、岡田：三菱電機技報 43, No. 7, 1,969 (昭44)
- (2) 木村ほか：変圧器の設計工作法
- (3) 竹内、齊藤：音響工学入門
- (4) 飯野：防音設計
- (5) 日本音響材料協会：騒音対策ハンドブック
- (6) 電気技術指針：JEAG-5001 (1971)

山陽新幹線用配電盤および保護継電装置

新名 昭吉*・菅井 英介**・前田 耕二**・玉田 猛**

Switchboard and Relay Protection System
for the New Sanyo Trunk Line

Head Office Shoukichi NIINA

Kobe Works Eisuke SUGAI・Kouji MAEDA・Takeshi TAMADA

The New Sanyo Trunk Line has been partly completed between Shin Osaka and Okayama. Mitsubishi has delivered electric apparatus for power supply to the substations, sectioning posts and sub-sectioning posts between Shin Osaka and Shin Ikawa. The apparatus supplied this time differ from those delivered to the New Tokaido Trunk Line. On the new project are employed extra-high voltage receiving system and A.T. feeding system. And further, there are many achievements of new technique such as development of modified Wood-bridge transformers and protection relay equipment in answer to the new system. This article deals with switchboards and protective relay scheme as control facilities.

1. まえがき

山陽新幹線新大阪一岡山間 160 km のうち、新大阪一伊川間の新六甲変電所、新伊川き電区分所、新塚本き電区分所、新西宮補助き電区分所、新須磨補助き電区分所の計 5 か所の変電設備機器を納入した。

今回の設備の特長としてそのおもなものは、

- (1) 超高圧 (275 kV) 受電方式の採用
- (2) AT き電方式、方面別異相き電方式の採用
- (3) 変形 ウッドブリッジ 結線変圧器の開発
- (4) 超高圧系およびき電系へのガスしゃ断器の採用
- (5) 超高圧受電線保護用 パイロット 繼電装置の開発
- (6) AT き電線保護継電装置の開発

等がある。制御監視方式としては東海道新幹線と同じく、東京の中央制御所から集中遠方制御される完全無人変電所として、特にメンテナンスフリーの精神を生かし、運転信頼度の確保を主眼として設計された。

2. 配電盤

2.1 基本条件

(1) 図 2.1 は新六甲変電所の配電盤正面写真である。設計の基本条件としては下記を考慮している。無人変電所としての限界内における制御の簡易化を主眼とする一方、誤操作の場合にも、運転に支障が生じないよう完全な機器相互間のインターロックを設ける。

(2) 機器本体の故障時、事故時における予備機器(回線)への迅速なる切替え運動を実施する。

(3) 操作・保守の簡易化、および夜間単線運転を考慮して配電盤を上り線、下り線に 2 分割する。

(4) 保守の省力化に対応の機動検測車による検測可能なカプラを取付ける。

制御の基本条件

2.1.1 操作方法

(a) 単独操作……他の機器との電気運動に関係なく、機器本体の操作開閉器によっておこなう操作、ただし断路器は関係しゃ断器



図 2.1 新六甲変電所配電盤 (前面)
Switchboard of substation (front view).

の開放等を条件とする。

- (b) 直接操作……集中制御に関係なく他の機器との電気運動により、配電盤の操作開閉器によっておこなう操作。
- (c) 遠方操作……集中制御装置からの指令により、他の機器からの電気運動によって行なう操作。
- (d) 試験操作……集中制御装置と関係なく、試験のための回路構成とその電気運動により、配電盤の操作開閉器または自動運動によって行なう操作。
- (e) 自動運動……機器の制御に定められた条件によって、自動的に行なう電気運動。
- (f) 自動遠方制御……被制御所相互間または被制御所の条件によって、集中制御装置を介して自動的に行なう電気運動。

2.1.2 機器の応動表示

- (a) 組合せ操作をしない場合……機器が開放状態で緑色灯を、閉合状態で赤色灯をそれぞれ点灯する。
- (b) 組合せ操作をする場合
- (c) 組合せ機器がすべて開放状態で緑色灯を、閉合状態で赤色

灯を、待機状態で白色灯をそれぞれ点灯する。

(ii) 切換シャンクは動力操作断路器(89 S)が閉合し、「自動運動」記憶中の状態で赤色灯を、89 S、切換シャンク(52 SA, 52 SB)がすべて開放中で緑色灯を、89 S閉合中で「自動運動」記憶していない場合白色灯を、それぞれ点灯する。

(c) 切換開閉器が「単独」の場合(単独操作中)は制御所への機器表示は行わない。

2.1.3 指令の記憶および解除

(a) 指令の記憶……「遠方操作」「直接操作」および「試験操作」の場合、与えられた操作指令は一たん記憶するものとする。ただし、つぎの場合は指令を受けつけないものとする。

- (i) 被制御所の保護運動における故障鎖錠リレーが動作中の場合の「入」指令
- (ii) 被制御所の操作運動における指令記憶条件が満足されていない場合の「入」指令
- (iii) 保安鎖錠入の場合の「入」指令
- (b) 指令記憶の解除……つぎの場合は指令の記憶を解除する。
 - (i) 逆指令を受けた場合
 - (ii) 機器が応動した場合。ただし「自動運動」の場合を除く
 - (iii) 指令を受けてから一定時間(約5~10秒)を経過したとき。ただし「自動運動」の場合を除く
 - (iv) 他の機器から指令の解除をうけた場合

2.1.4 保安鎖錠

(a) 保安鎖錠を行なう動力操作断路器はつぎのとおりとする。

- (i) 受電用動力操作断路器(89 R)
- (ii) き電用動力操作断路器(89 FL)
- (iii) き電用(共用)動力操作断路器(母線側)(89 FZB)
- (iv) き電用(区分所延長用)動力操作断路器(89 F)
- (v) き電用(補助き電区分所き電区分用)動力操作断路器(89 F)

(b) 保安鎖錠の指令は被制御所ごとに一括して与えるものとする。

(c) 保安鎖錠「入」の指令は、鎖錠母線の無加圧によるものとする。

(d) 保安鎖錠「切」の指令は、鎖錠母線に所定の電圧(直流正極100V)を印加することによる。

(e) 保安鎖錠「入」の指令をうけた場合は、開放中の断路器はただちに、閉合中の断路器は開放した場合、自動的に鎖錠するものとする。

(f) 保安鎖錠「入」の状態にある場合における保安鎖錠「切」の指令は、(d)によるほか、それぞれの断路器ごとに与えることができるものとする。この場合、断路器が閉合されるか、断路器の切操作を行なうか、または一定時間後(約30秒可調整)経過することにより、自動的に保安鎖錠「入」の状態になるものとする。

2.1.5 保護の基本条件

(1) 警報

(a) 共通切換開閉器(43 A)が「直接操作」の場合は、保護装置の動作により「ベル警報」を行なうものとする。

(b) 警報回路は、被制御所ごとに1回路を標準とし、警報停止は引きボタン開閉器の操作により行なうものとする。

(2) 故障表示

(a) 保護装置が動作した場合は、故障表示器により表示するも

のとし、故障鎖錠リレーが動作した場合もこれに準ずる。なお、各保護リレーごとに動作表示器を設けて、その動作を表示するものとする。

(b) 故障表示器表示素子の復帰は手動復帰とする。継続故障の場合および故障鎖錠リレーが動作状態にある場合は、表示素子復帰後もひきつづき残留表示を出し、故障消滅または、故障鎖錠リレーの復帰により、残留表示は自動的に復帰する。

(3) 故障鎖錠

(a) 故障鎖錠は対象機器の保護に関係あるシャンクまたは断路器の投入回路を行なうものとする。

(b) 故障鎖錠の解除は、盤において引きボタン開閉器により一括して行なうものとする。

(4) 連絡シャンク(隣接変電所との)

(a) 連絡シャンクの種類はつぎによる。

- (i) き電線開放(CH 1)
- (ii) き電線故障(CH 2)
- (iii) AT故障(CH 3)
- (iv) 地震(EK)

(b) 切換設備が正常でない場合の連絡シャンクは、切換設備の両



図 2.2 新六甲変電所配電盤(保護継電盤)
Switchboard of substation (protection relay panel)

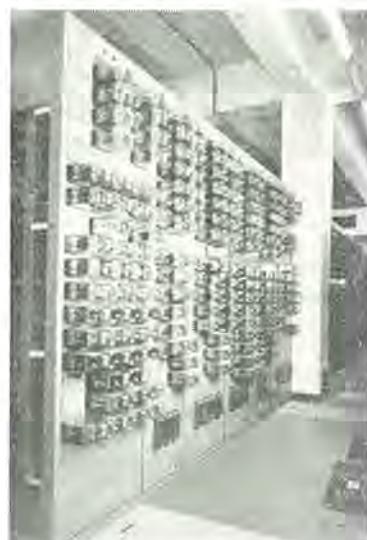


図 2.3 新六甲変電所配電盤(補助継電盤)
Switchboard of substation (auxiliary relay panel).

端が無加圧となるように、送信または延長を行なう。

2.2 變電所用配電盤

新六甲変電所用配電盤写真を図2.1~図2.3に、また単線接続を図2.4に示す。

制御および保護運動

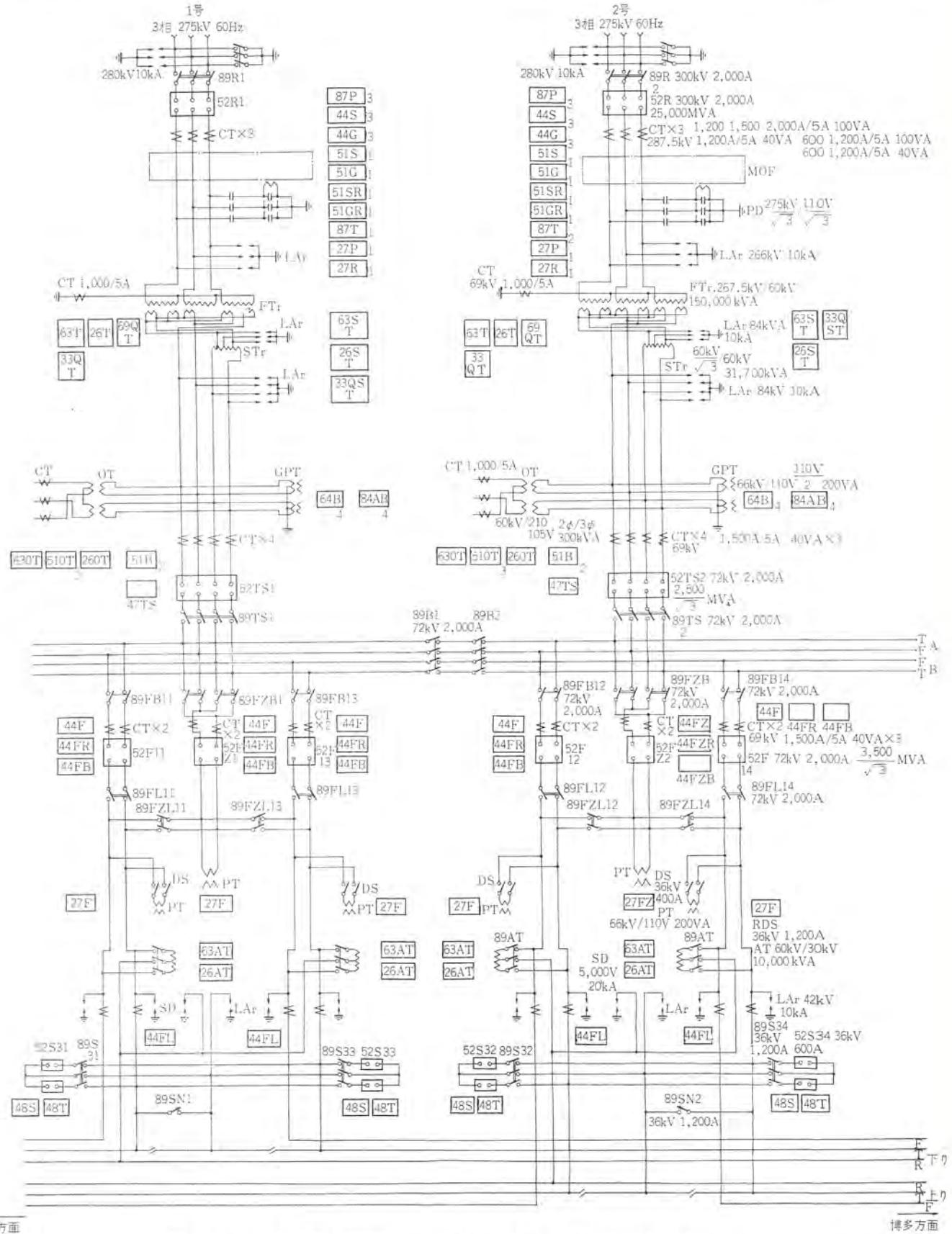


図 2.4 新六甲変電所単線接続

Skeleton diagram of Shinrokko substation.

表 2.1 新六甲変電所操作連動

Operation list of Shinrokko substation.

機器種別	記号	切換開閉器								操作方法						集中制御装置への表示表示内容の組合せ		保安錠錠	記事	
		単独	直接	単独	試験	手動	停止	停止	選択	自動	自動	単独	直接	遠方	試験	切	入	待機表示	有	個別解錠
		直接	遠方	直接	直接	自動	使用	運動	選択	遠方	運動	操作	操作	操作	操作	表示	表示	無	無	
受電変圧器盤										43CS 43RS										
										43P										
					43R															
受電用レシーサ	52R	43									○						入	切		
受電用動力断路器	89R	43									○						入	入	有	有
					43TS															切表示は集中制御装置内で処理以下同じ
変圧器二次用レシーサ	52TS	43									○						入	切		
変圧器動力断路器	89TS	43									○						入	入	無	
直列コンデンサ制御盤										43C										
直列コンデンサ短絡開閉器	52C	43									○	○								
き電盤					43F															
										43FS										
き電用レシーサ	52F	43									○	○					入	切		
き電用動力断路器	89F	43									○						入	入	有	
き電盤(共用)					43FZ															選択指令继電器記憶中遠方直接操作で共用レシーサ操作可能、常用レシーサ操作不能、表示も同じ
										83FZ										
き電用レシーサ選択指令继電器	83FZ											○	○				入			
き電用(共用)外線側動力断路器	89FZL	43									○						入		無	
き電用(共用)母線側動力断路器	89FZB	43									○	○					入	入	有	有
き電用レシーサ	52FZ	43									○						入	切		
き電盤(切換)					43S															
切換用レシーサ	52S-A	43									○	○					自動遠動記憶			
切換用レシーサ	52S-B										○	○					あり	なし		
切換用動力断路器	89S	43									○						入	入	無	
受電変圧器盤					43A															
保安錠錠	86DS											○					入			
保安錠錠個別解錠													○							一定時間のみ解錠
故障錠錠解錠	86												○							
警報停止	AS												○							
その他																				
空気圧縮機						43					○	○								
蓄電池制御盤						43					○	○								
所内電源切換											○									
空気調和装置											○									
炭酸ガス消火装置						43					○	○								

表 2.2 変電所保護運動

Protection list of Shinrokko substation.

故 障 種 別	表 示				開放するしゃ断器断路器	閉合する開閉器		
	配電盤		集中制御装置					
	30による表示	故障鎖錠の有無	表示内容	補助符号の有無				
送電線故障（主保護）	87 P		HA	有	52 R, 52 TS, 全 52 F			
送電線故障地絡（後備保護）	44 G		HA	有	52 R, 52 TS, 全 52 F			
送電線故障短絡（後備保護）	44 S		HA	有	52 R, 52 TS, 全 52 F			
変電所内地絡	51 GR		HA	有 ⑩	52 R, 52 TS, 全 52 F			
変電所内短絡	51 SR		HA	有 ⑩	52 R, 52 TS, 全 52 F			
表示線故障	16 W		LA	有				
受電停電	27 R		RV		52 R, 89 R (27 F にて開放, 全 52 F, 89 F)			
超高压ガスしゃ断器ガス圧力低下（1段）	63 G 1		LA	有 ⑩				
超高压ガスしゃ断器ガス圧力低下（2段）	63 G 2	有	HA	有 ⑩	52 R, 89 R			
超高压ガスしゃ断器温度不良	26 G 1		LA	有 ⑩				
超高压ガスしゃ断器操作圧力低下（1段）	63 Q 1		LA	有 ⑩				
超高压ガスしゃ断器操作圧力低下（2段）	63 Q 2		HA	有 ⑩	52 R, 89 R			
き電用変圧器故障	87 T		HA	有 ⑩	52 R, 52 TS, 全 52 F			
き電用変圧器故障	63 T	有	HA	有 ⑩	全 52 F			
き電用変圧器故障	26 T		LA	有 ⑩				
き電用変圧器故障	69 QT		LA	有 ⑩				
き電用変圧器故障	33 QT		LA	有 ⑩				
き電用変圧器過負荷	51 T		HA		52 R, 52 TS, 全 52 F			
昇圧用変圧器故障	63 ST	有	HA	有 ⑩				
昇圧用変圧器故障	26 ST		LA	有 ⑩				
昇圧用変圧器故障	33 QST		LA	有 ⑩				
制御用変圧器故障	63 OT		HA		52 R, 52 TS, 全 52 F			
制御用変圧器故障	26 OT		LA					
制御用変圧器過負荷	51 OT		HA		52 R, 52 TS, 全 52 F			
き電母線地絡	64 B		HA	有 ⑩	52 R, 52 TS, 全 52 F			
き電母線短絡	51 B		HA	有 ⑩	52 TS, 全 52 F			
き電母線異相混触	84 AB		HA	有 ⑩	52 R, 52 TS, 全 52 F			
変圧器二次しゃ断器欠相	47 TS		HA	有	52 TS, 89 TS			
順次投入回路渋滞	48 R		LA					
き電線外線故障	44 F		HA		52 F			
き電線再閉合失敗	79 F				52 F, 89 F			
単巻変圧器故障	63 AT		HA	有 ⑩	52 F, 89 F			
単巻変圧器故障	26 AT		HA	有 ⑩	52 F, 89 F			
き電線ケーブル故障	51 CB		HA	有	52 F, 89 F			
切換故障	48 S	有	CA		89 S			
ガスしゃ断器ガス圧力低下（1段）	63 GL 1		LA					
ガスしゃ断器ガス圧力低下（2段）	63 GL 2	有	HA	有 ⑩	当該しゃ断器 断路器			
軌道回路故障	48 T		CA	有				
故障鎖錠	86							
連絡しゃ断受信	85 FR				当該しゃ断器 断路器			
連絡しゃ断装置故障	85 F		HA	有				
火 灾	28		28					
自動消火装置故障	28 F		LA					
直流制御電源故障	80 B 1		LA	有 ⑩				
直流制御電源故障	80 B 2		LA	有 ⑩				
所内電源停電	27 C		LA	有				
空気圧力低下	63 A		LA	有				
空気圧縮機長時間運転	63 AL		LA					
圧縮空気	63 V		LA					
空気圧縮機過負荷	49 A		LA					
直列コンデンサ故障	60 C		HA	有		52 C		

り、常時は1回線のみで受電し、1回線は受電端断路器まで加圧された状態で予備状態となっている。

受電用しゃ断器(52R)および同用動力断路器(89R)は、変圧器二次しゃ断器(52TS)および受電線接地用断路器(89RLG)の開放を条件に「入」指令がくれば89R-52Rの順に閉路し、「切」指令がくれば52R-89Rの順に閉路する。

1回線受電のとき、表示線リレー(87P)動作により、52R, 52TS, 52Fが開放した場合、一定時限後(0.2秒～2秒可調整)に他回線に連動切換えし、他回線52R閉合後、89TS, 52TSおよび87P動作により、開放した52Fを順次連動により閉合する。

(2) 変圧器系

変圧器二次用しゃ断器(52TS)および同用動力断路器(89TS)は、き電用(共用)しゃ断器の母線側動力断路器(89FZB)により、き電母線が短絡状態にないこと、母線分離断路器(89B)が閉合中の場合は、他の回線の52TSが閉合中か、すべての52Fが開放していること、89Bが開放中の場合は、当該52TSに接続するすべての52Fが開放していること、および変電電圧が正常であることを条件に「入」指令がくれば、89TS-52TSの順に閉路する。また「切」指令のときには52TS-89TSの順に閉路する。

52R-89Rが開放した場合は、52TS-89TSを連動開放する。

(3) き電系

き電用(常用)しゃ断器

き電用しゃ断器(52F)および同用動力断路器(89FL)の「入」指令記憶条件はつぎのとおりである。

(a) 当該き電用しゃ断器に対する選択指令(共用しゃ断器には操作ボジションがなく、選択により切換えて使用するようになっているため)を記憶していないこと。ただし43が「試験」の場合をのぞく。

(b) 感震器動作(22)の受信がないこと。

(c) 隣接箇所から連絡しゃ断指令の受信がないこと。

(d) 電圧条件として下記が満足されていること。

(i) 外線無加圧のとき。

(ii) すべての52TSが開放中で外線加圧のとき。

(iii) 同方向の一つ以上の52Fが閉合中で外線加圧のとき。

(e) 43が「試験」の場合は、母線側レバー操作断路器(89FB)が開放していること。

52Fおよび89Fの「切」指令記憶条件はつぎのとおりとする。

(a) 当該き電用しゃ断器に対する選択指令を記憶していないこと。ただし43が「試験」の場合をのぞく。

(b) 43が試験の場合は89FBが開放していること。

機器の応動順序はつぎのとおりである。

「入」のとき、89FL-52Fの順に応動する。

「切」のとき、52F-89FLの順に応動する。

共用しゃ断器用外線側動力断路器

共用しゃ断器の外線側動力断路器(89FZL)の操作は選択指令による。

89FZLの「入」指令記憶条件はつぎのとおりとする。

他回線の89FZLおよび52FZが開放していること。

89FZLの「切」指令記憶条件はつぎのとおりとする。

当該52FZが開放していること。

き電用(共用)しゃ断器

き電用(共用)しゃ断器(52FZ)および同用動力断路器(89FZ)

B) の「入」の指令記憶条件は、つぎのとおりとする。

(a) 当該52FZの選択指令を記憶していること。ただし43が「試験」のときをのぞく。

(b) 22動作の受信がないこと。

(c) 隣接箇所から連絡しゃ断指令の受信がないこと。

(d) 当該52FZに組合わされる89FZLが閉合していること。ただし43が「試験」の場合をのぞく。

(e) 電圧条件はつぎの場合であること。ただし「試験」の場合をのぞく。

(i) 外線無加圧のとき。

(ii) 同方向の一つの52Fが閉合中で外線加圧のとき。

52FZおよび89FZBの「切」指令記憶条件は当該52FZの選択指令を記憶していることである。ただし43が「試験」の場合をのぞく。

機器の操作指令はつぎによる。

(a) 「遠方操作」のとき、当該、常用しゃ断器の操作指令。

(b) 「直接操作」のとき、当該、共用しゃ断器の操作指令。

機器の応動順序はつぎによる。

(a) 「入」のとき、89FZB-52FZの順に応動する。

(b) 「切」のとき、52FZ-89FZBの順に応動する。

切換用しゃ断器

図2.4の単線結線き電側でわかるように、セクションでは電源がつき合せとなっているが、列車通過時もセクションを無加圧にできないため切換用しゃ断器により電源の切換えを行なうようになっている。

切換用しゃ断器(52SA, 52SB)および同用動力断路器(89S)の「自動連動」の指令記憶は「切」の指令が与えられるまで記憶する。52SA, 52SB, 89Sの指令記憶条件はつぎのとおりである。

(a) 切換故障および軌道回路故障がない。

(b) 他の切換用しゃ断器に「自動連動」の記憶がない。ただし43が「試験」の場合をのぞく。

(c) 52SAおよび52SBが開放中であること。

(d) 中セクション加圧用動力断路器(89SN)が開放中であること。

ただし43が「試験」の場合をのぞく。

機器の応動順序はつぎのとおりである。

(a) 「自動連動」入で89S応動後、軌道回路と連動となること。(連動入)ただし43が「試験」のときは「自動連動」入で89Sが応動しないで開放のまま錐錠し、連動入となる。

(b) 「自動連動」切で軌道回路との連動をとくとともに、(連動切)52S-89Sの順に応動する。

連動入のとき切換しゃ断器の開閉はつぎのとおりである。

(a) 軌道回路に列車がないとき。下り線では東京方の切換しゃ断器(52SA)は閉合し、岡山方の切換しゃ断器(52SB)は開放していること。上り線では東京方の52SAは開放し、岡山方の52SBは閉合していること。

(b) 軌道回路に列車が進入したとき。下り線では52SAは開放し、52SBは閉合すること。上り線ではその逆とする。

(c) 前、a, bの切換えは軌道回路の列車探知装置と連動する軌道继電器の指令によるものとし、52SAと52SBの切換無電圧時間は、一定時限(0.25秒～0.35秒可調整)とする。

2.3 き電区分所、補助き電区分所用配電盤

き電区分所および補助き電区分所用配電盤を図2.5～図2.7に、

また単線接続を図2.8, 2.9に示す。

制御および保護運動

操作運動を表2.3, 2.4に、また保護運動を表2.5, 2.6に示す。き電区分所は変電所と変電所の中間にあり、常時は両電源がつなぎ合わせになっており、ここで区分されている。したがってその機能としては、前に述べた変電所のセクション部分の切換えと両電源の縁切りのためのしゃ断器と、動力断路器とよりなっている。また補助き電区分所は変電所と、き電区分所の中間にあり、常時は閉路状態となっているが、異常時には適宜切離しを行ない、回路区分をするようになっている。

るようになっている。

2.3.1 き電区分所

切換えしゃ断器回路は変電所と全く同一である。

延長き電の場合……き電用（延長用）しゃ断器（52 FC）および同上動力断路器（89 FCL）は22動作の受信がないこと。連絡しゃ断指令の受信がないこと。および電圧条件として、片方面外線無加圧であること。両方面無加圧のとき、「入」指令により89 FCL-52 FCの順に閉路する。なお「切」の場合は52 FC-89 FCLの順に開路する。



図2.5 き電区分所用配電盤
Switchboard of sectioning post.



図2.6 補助き電区分所用配電盤前面
Switchboard of sub-sectioning post (front view).

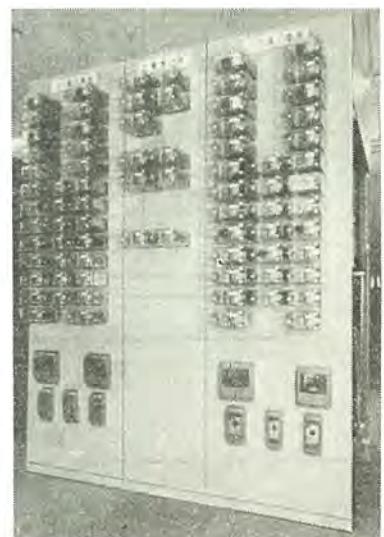


図2.7 補助き電区分所用配電盤後面
Switchboard of sub-sectioning post (back view).

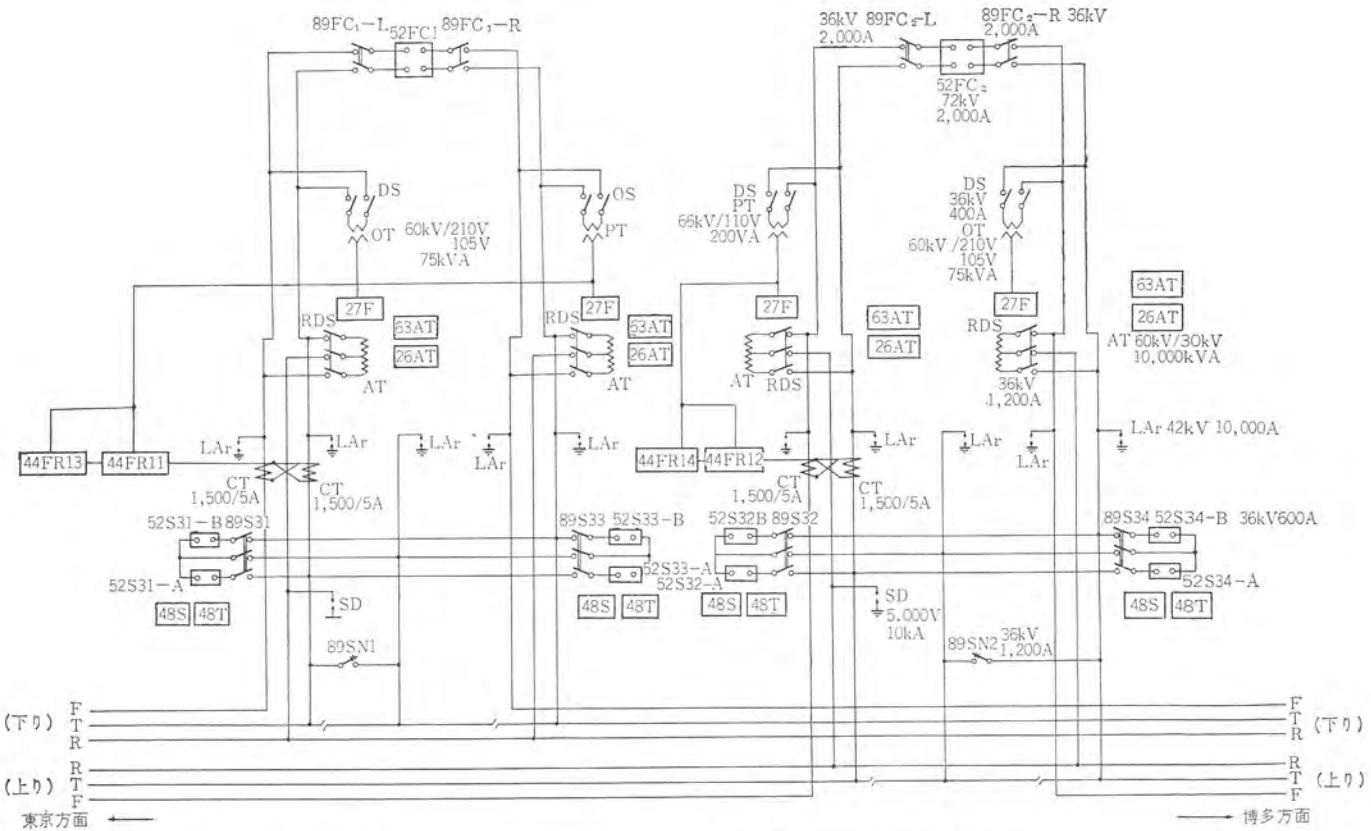


図2.8 き電区分所单線接続

Skeleton diagram of sectioning post.

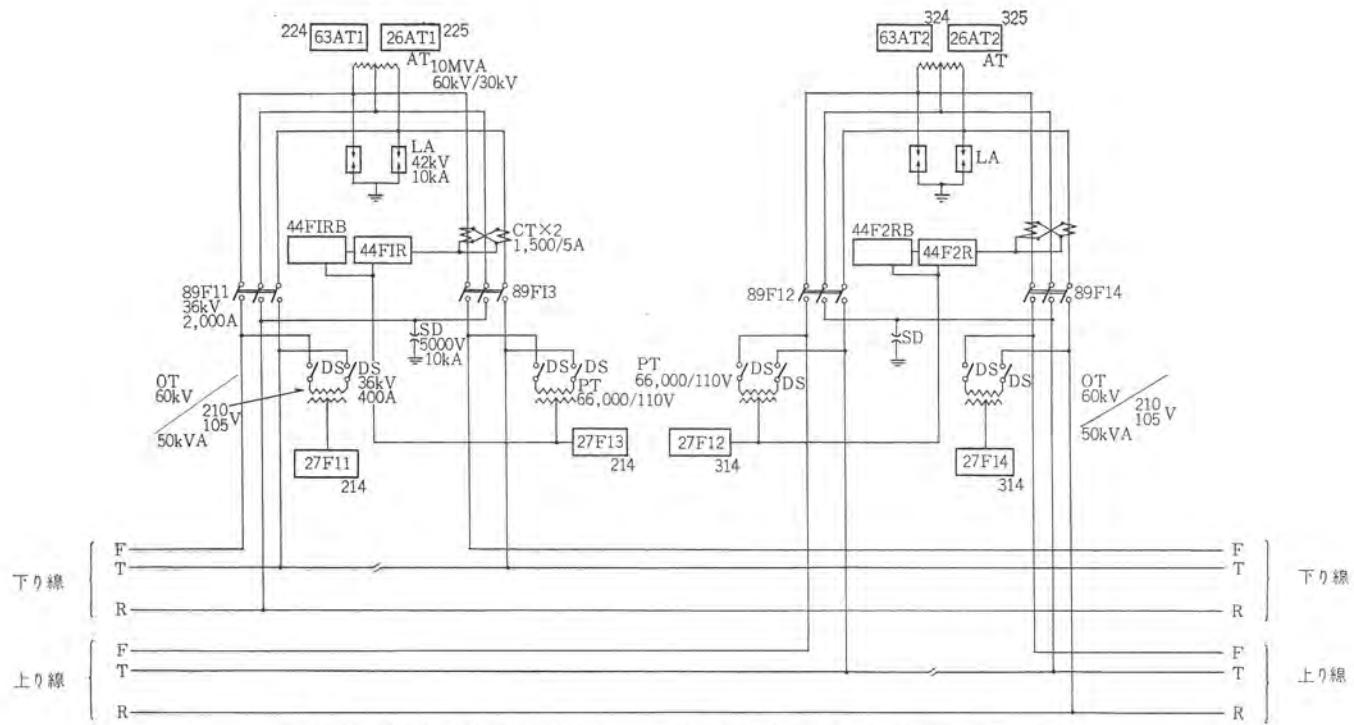


図 2.9 補助き電区分所単線接続 Skeleton diagram of sub-sectioning post.

表 2.3 き電区分所操作連動 Operation list of sectioning post.

機器種別	記号	切換開閉器								操作方法						集中制御装置への表示			保安錠錠		記事
		単独	直接	単独	試験	手動	停止	停止	選択	自動	自動	単独	直接	遠方	試験	切表	入表	待機表	有無	個別解錠	
		直接	遠方	直接	遠方	直接	遠方	自動	使用	連動	選択	遠方	操作	操作	操作	操作	表示	表示	表示	無	個別解錠
き電盤				43 F																	
						43FS															
き電用しゃ断器	52 FC	43								○	○							入	切		
き電用動力断路器	89 FL	43								○	○						入	入	あり	あり	
中セクション加圧動力断路器	89 SN	43								○	○						入	入			切換設備正常の場合は閉合しない
き電盤(切換)				43 S															自動連動記憶		
切換用しゃ断器	52 S-A	43								○	○										
切換用しゃ断器	52 S-B									○	○							あり	なし		
切換用動力断路器	89 S	43								○	○						入	入	なし		
き電盤			43 A																		
保安錠錠																					
保安錠錠個別解錠																					一定時間のみ解錠
故障錠錠解錠	86																				
警報停止	AS																				
その他																					
空気圧縮機						43				○	○										
蓄電池制御盤						43				○	○										
所内電源切換										○											
空気調和装置										○											
炭酸ガス消火装置						43				○	○										

表 2.4 補助き電区分所操作連動

Operation list of sub-sectioning post.

機器種別	記号	切換開閉器								操作方法						集中制御装置への表示 表示内容の組合せ		保安鎖錠		記事	
		単独	直接	単独	試験	手動	停止	停止	選択	自動	自動	単独	直接	遠方	試験	切	入	待機	有	個別解錠	
		直接	遠方	直接	遠方	直接	遠方	自動	使用	運動	遠方	運動	操作	操作	操作	操作	表示	表示	表示	無	
き電盤				43 F																	
本線区分用動力断路器	89 F	43										○	○	○			入		あり	あり	
き電盤			43 A														○				
保安鎖錠																	○				
保安鎖錠個別解錠																	○				一定時間のみ解錠
故障鎖錠解錠	86											○									
警報停止	AS											○									
その他																					
空気圧縮機				43						○	○										
蓄電池制御盤				43						○	○										
所内電源切換										○											
空気調和装置										○											
炭酸ガス消化装置				43						○	○										

表 2.5 き電区分所保護連動
Protection list of sectioning post.表 2.6 補助き電区分所保護連動
Protection list of sub-sectioning post.

故障種別	表示			
	配電盤	集中制御装置	開放するしゃ断器, 断路器	
	30による表示 の有無	故障鎖錠 表示内容	補助符号 の有無	
き電線外線故障	44 F	HA		52 FC
き電線外線再閉合失敗	79 F			52 FC, 89 FCL
単巻変圧器故障	63 AT	あり	HA あり④	52 FC, 89 FCPL
単巻変圧器故障	26 AT	あり	HA あり④	52 FC, 89 FCPL
切換故障	48 S	あり	CA	89 S
ガスしゃ断器ガス圧力低下(1段)	63 GL 1	LA		
ガスしゃ断器ガス圧力低下(2段)	63 GL 2	あり	HA あり	当該しゃ断器, 断路器
連絡しゃ断受信	85 FR			当該しゃ断器, 断路器
軌道回路故障	48 T		CA あり	
火災	28		28	
自動消火装置故障	28 F		LA	
直流制御電源故障	80 B 1		LA あり④	
直流制御電源故障	80 B 2		LA あり④	
所内電源停電	27 C		LA あり	
空気圧力低下	63 A		LA あり	
空気圧縮機長時間運転	63 AL		LA	
圧縮空気漏気	63 V		LA	
空気圧縮機過負荷	63 A		LA	
連絡しゃ断装置故障	85 F		HA あり	
所内電源過負荷	8 A		LA	

故障種別	表示			
	配電盤	集中制御装置		
	30による表示	故障鎖錠の有無	表示内容	補助符号の有無
き電線外線故障	44 F			HA
単巻変圧器故障	63 AT		あり	HA
単巻変圧器故障	26 AT		あり	HA
火災	28			28
自動消化装置故障	28 F			LA
直流制御電源故障	80 B 1			LA あり④
直流制御電源故障	80 B 2			LA あり④
所内電源停電	27 C			LA あり
空気圧力低下	63 A			LA あり
連絡しゃ断装置故障	85 F			HA あり
所内電源過負荷	8 A			LA

2.3.2 補助き電区分所

本線区分用動力断路器(89 F)の「遠方操作」による閉合は次のとおりである。

(a) 「入」の指令記憶により片方面加圧を条件に、隣接当該き電用しゃ断器を開放する連絡しゃ断指令(開放)を送出する。

(b) 89 F の両方面無加圧を条件に、89 F は閉合する。

89 F の「遠方操作」による開放は次のとおりである。

(a) 「切」の指令記憶により、加圧を条件に隣接当該き電用しゃ断器を開放する連絡しゃ断指令(開放)を送出する。

(b) 89 F の両方面無加圧を条件に、89 F は開放する。

89 F の「直接操作」による「入」「切」の操作は両方面無加圧を条件とする。

3. 保護継電装置

今回採用された新システムに対応するための保護継電装置のおもなものについて述べる。

- (1) 275 kV 超高圧受電方式一表示線保護継電装置 (PW)
- (2) 変形 ウッドブリッジ 変圧器一比率差動継電器

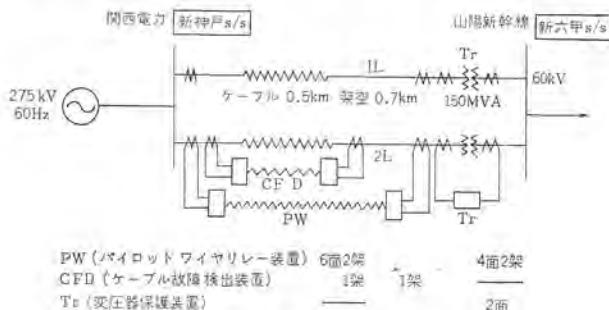


図 3.1 系統構成
Power system diagram.

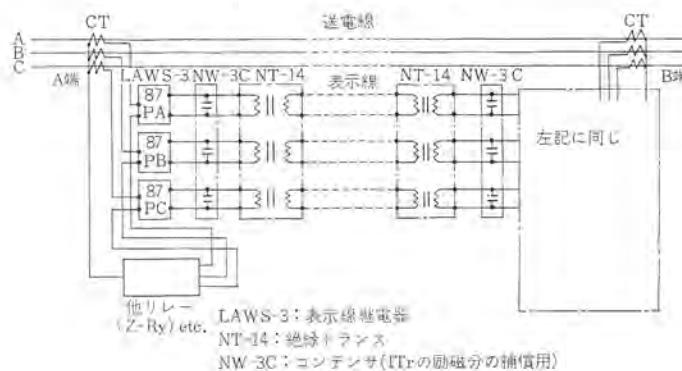


図 3.2 2端子構成
Block diagram.

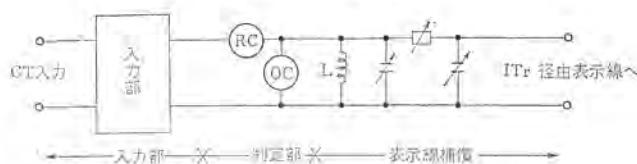


図 3.3 LAWS-3-D形 内部構成
Interior composition of type LAWS-3-D relay.



図 3.4 LAWS-3-D形
各相比較表示線
保護継電器
Type LAWS-3-D phase
comparison carrier relay

(3) AT き電方式一四辺形特性距離継電器

3.1 表示線保護継電装置 (PW)

新幹線新六甲変電所と関西電力(株)新神戸変電所間の 275 kV 超高圧送電線の表示線保護継電装置の系統概要および使用されている主装置を図 3.1 に示す。装置としては下記の保護継電器から構成されている。

主保護

各相比較表示線保護継電方式

後備保護

距離方式

B 装置……同 上

ワイヤ監視 直接監視方式 (新神戸 S/S 監視電源端)

再閉路 1回線受電時連動切換

超高压系統保護は、一般にパイロットリレー方式が採用されているが、従来の送電線は距離が数十 km 以上あるので、ほとんどパイロットリレー方式中の搬送保護継電方式が使用されている。それに対し表示線保護リレー (パイロットワイヤリレー) は長距離送電線には、その表示線布設費用がネックとなり、従来使用されていない。今回短距離重要送電線が出現したことにより、各相比較表示線継電器を用いて表示線保護の持つ利点を生かすことができた。

3.1.1 LAWS-3-D形 各相比較表示線保護継電器

(1) 動作原理および構成

各相電流を標本量に用いた電流循環方式の原理に基づくものであり、その内部構成を図 3.3 に示す。図 3.3 において飽和特性を備えた入力部、高感度極性要素による判定部、リアクタ L と C, R のπ回路による表示線補償部までが、この継電器の内に収納されている。さらにこの継電器を用いた 2 端子の構成機器を図 3.2 に示す。NW-3C は絶縁トランスの L 分補償用のコンデンサ箱、NT-14 は絶縁トランスを示す。絶縁トランスは、当社の他の表示線保護継電器シリーズと共に通し様を考慮して設計されている。

LAWS-3-D 継電器外形を図 3.4 に示す。

(2) 特性 (2端子構成)

最小動作値 TAP 範囲 1.5 A~6.0 A (TAP 値電流 1 端流入にて動作)

表示線こう(亘)長 表示線抵抗往復 1,000 Ω (0.9 φ 表示線使用にて約 18 km 相当)

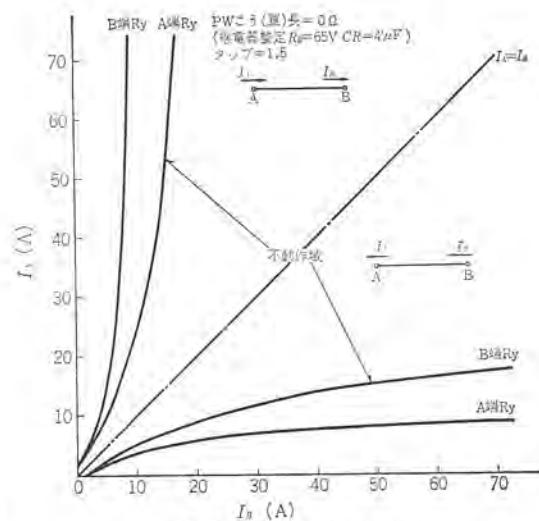


図 3.5 比率差動特性
Ratio differential characteristics.

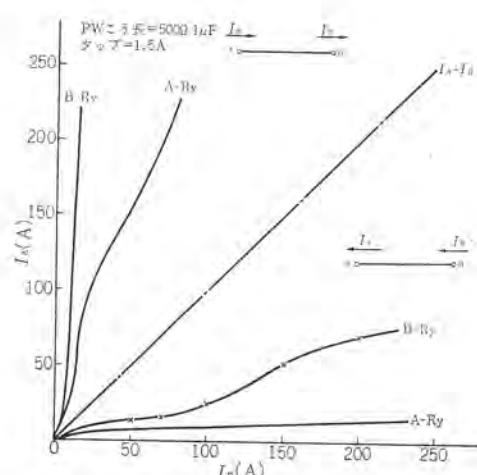


図 3.6 過大入力域の比率差動特性
Ratio differential characteristics of over input region.

動作スピード 200 %入力 25 ms 以下

比率差動特性 図 3.5 に示す。図 3.6 に過大電流域比率差動特性を示す。

3.1.2 後備保護継電器関係

後備保護には超高压送電線に使用されている 1, 2 段四辺形リアクタンス特性, 3 段モード特性の下記距離継電器が使用されている。

$$\begin{aligned} \text{短絡保護 MZS-2 C-D} \quad & \left\{ \begin{array}{l} X_1 = 0.25 \sim 2.5 \Omega \\ X_2 = 0.5 \sim 5.0 \Omega \\ M = 2 \sim 20 \Omega \end{array} \right. \end{aligned}$$

同上位相特性を図 3.7 に示す。

地絡保護 MZG-2-D 整定範囲同上

(1) 表示線監視関係

表示線監視は三相分表示線のそれぞれを監視する直接監視方式を採用した。表示線 1 対には表示線短絡, 断線, 地絡を検出する常時監視リレーを新神戸 S/S に設けている。それぞれの検出感度は, 主継電器の誤不動作以前に検出し, それぞれ両電気所で表示および主継電器トリップ回路ロックする両端検出方式をそなえ, 信頼度向上を計っている。

(2) 装置特長

(a) 図 3.8 に新六甲 S/S のシーケンスブロック図を示したが, 新神戸 S/S には後備保護をさらに 1 組設けて A, B 2 系列化を計っている。

(b) 各相比較表示線継電器の使用により, 単純故障はもとより多重故障において, 完璧に近い保護が可能となっている。

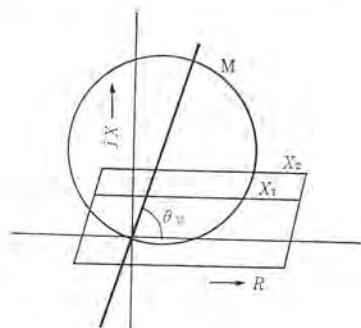


図 3.7 MZS-2 C-D 位相特性
Phase characteristics of type MZS-2 C-D relay

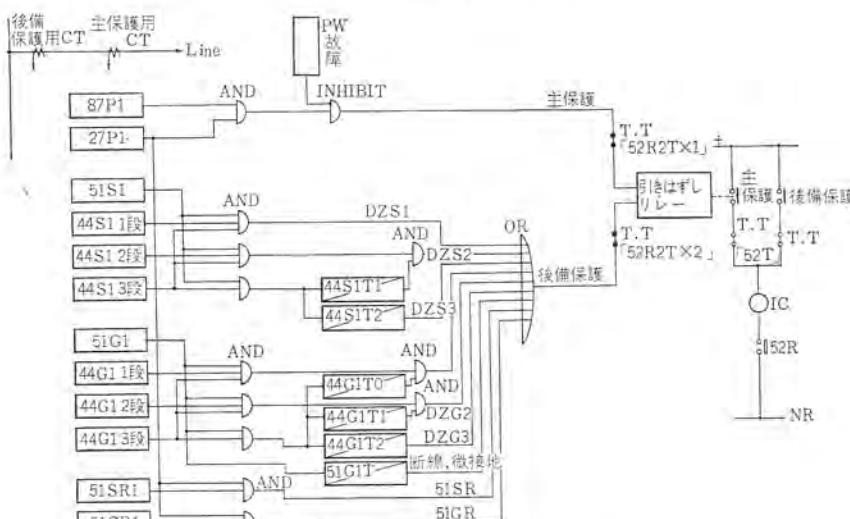


図 3.8 線電方式ブロック
Block diagram of relaying system.

(c) 送電線距離が短いため, 新神戸 S/S 距離継電器リレーはトランシス内部まで見ることになるが, 表示線保護により線路のみの事故検出が可能となる。

(d) 本系統は地絡距離継電器の見るインピーダンスは約 50 % アンダーリレーに見えるが, トランシスとのユニット送電線になっていること, トランシスインピーダンスに比べて送電線インピーダンスが少ないとことにより, 自回線, 他回線補償を不要とすることができる。

(e) 地絡距離継電器の進み相ロック不要

通常二相 G のとき, 進み相側リアクタンスリレーがオーバーリレーするためロックをかけるが, トランシスがあるためにオーバーリレーは関係ない。

(f) 短絡, 地絡距離継電器の地絡優先不要

通常内部単相 G にて内部方向短絡距離継電器が動作することがあるが, 今回工事は単相再閉路を設けていないので, 優先回路の必要はない。

(g) その他新神戸 S/S には, CB 不動作対策の採用, 主保護, 後備保護用の CT 分離により信頼度向上対策案が採用されている。

(h) トランシス線路ユニット送電線

図 3.9 にリレー換算系統を示す。図 3.10 にウッドブリッジトランシスの

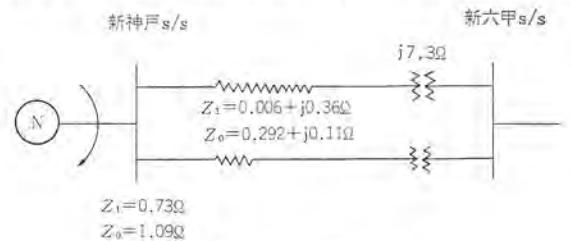


図 3.9 リレー換算系統
Equivalent circuit of relay.

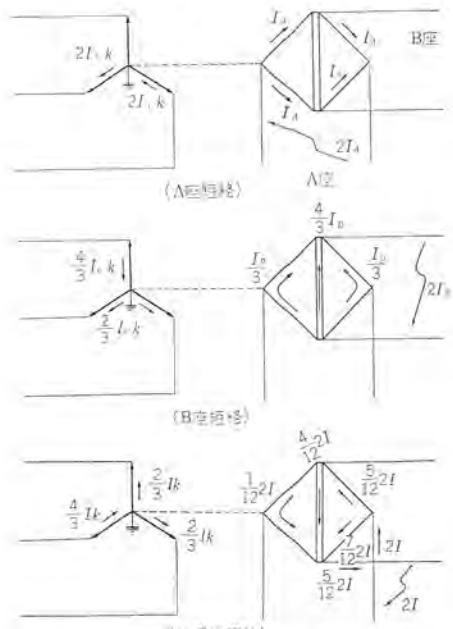
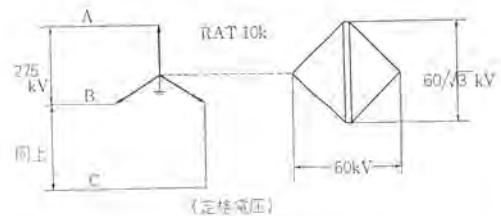


図 3.10 60 kV 側事故時の電流分布
Current of 60 kV faulted

低圧側事故時の電流分布を示す。

3.2 変形ウッドブリッジ変圧器保護

HUB-2-D 形比率差動継電器と付属変流器箱をそれぞれ 2 組用いて保護している。変圧器励磁突入電流波形の分析結果、励磁突入電流の高調波分には内部事故時の基本波に対して、第 2 高調波が多いことに着目し、励磁突入電流が流れているときは、第 2 高調波通過特性を持つろ波器により抑制効果を持たせ、通常の故障電流が流れるとときは、第 2 高調波を除いた差動電流による動作電流を直流通電性要素に加えて、高速動作を行なわせるようにした差動継電器である。図 3.11 に HUB-2-D 内部接続を示す。図 3.12 にその構成を示す。

単巻補償変流器を用いて変形ウッドブリッジ変圧器一次電流と同じ電流を CT 二次より得て差動保護を得るよう構成している。そのベクトル関係を図 3.13 に示す。トランス高圧側電流 I_V は、そのまま B 座電流 I_B とし、A 座電流は、 $I_W - I_V$ により得るように構成している。

図 3.12 において

$$I_B = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \frac{275}{60} I_V$$

$$I_A = \frac{1}{2} \cdot \frac{275}{60} (I_W - I_V)$$

したがって CT 二次電流は

$$I'_B/I'_V = \frac{\sqrt{3}}{2} \times \frac{275}{60} \times \frac{\text{一次側 CT 比}}{\text{二次側 CT 比}}$$

$$I'_A/(I'_W - I'_V) = \frac{1}{2} \times \frac{275}{60} \times \frac{\text{一次側 CT 比}}{\text{三次側 CT 比}}$$

継電器、回路電流はそれぞれ I'_B 、 I'_A であるから

$$\left. \begin{aligned} I'_A/I'_V &= \frac{\sqrt{3}}{2} \times \frac{275}{60} \times \frac{\text{一次側 CT 比}}{\text{二次側 CT 比}} \times \frac{1}{2} \\ I'_A/(I'_W - I'_V) &= \frac{275}{60} \times \frac{\text{一次側 CT 比}}{\text{三次側 CT 比}} \times \frac{1}{2} \end{aligned} \right\} \text{となる}$$

したがって一次側 CT 比 1,200/5、二次側 CT 比 1,500/5 を考えて

$$I'_B/I'_V = 3.18$$

$$I'_A/(I'_W - I'_V) = 1.83$$

ただし、A 座、B 座それぞれの電流は 2 回路の電流を導入しているので、補償変流器の変流比は

$$2I'_B/I'_V = 6.35$$

$$2I'_A/(I'_W - I'_V) = 3.67$$

を採用している。

以上の各装置は変形ウッドブリッジ変圧器の 1/100 の模擬トランス (15 kVA 2 台とステップアップオートトランス 2 台) を製作し、当社 500 kV 模擬送電線を使用し、各応動テストにて十分性能が満足されることが確認された。

3.3 き電線保護用距離継電器

AT 方式き電線保護用として新六甲変電所を中心に KKS-23 B-D 形距離継電器を 36 台納入した。超高速列車負荷を考えると、保護継電器の保護特性は重負荷を対象とするので、保護域を理想的に包含する四辺形特性が望ましいことは言うまでもない。山陽新幹線のき電方式に起因する特殊条件から、特に技術的に考慮した点について述べることにする。

山陽新幹線のき電方式は AT き電方式が採用され、これにより次の 2 点を継電器側で考慮する必要がある。

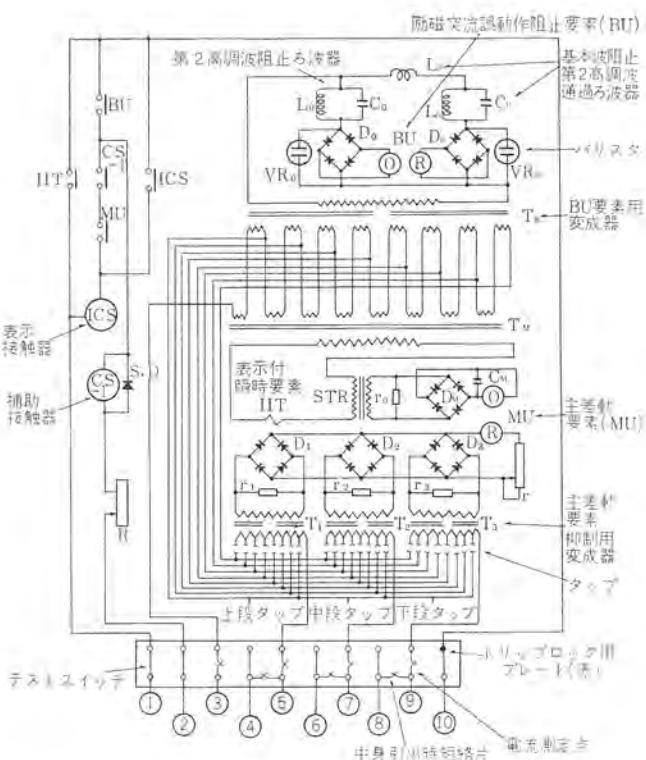


図 3.11 HUB-2-D 形比率差動継電器内部接続
Interior connection of type HUB-2-D relay

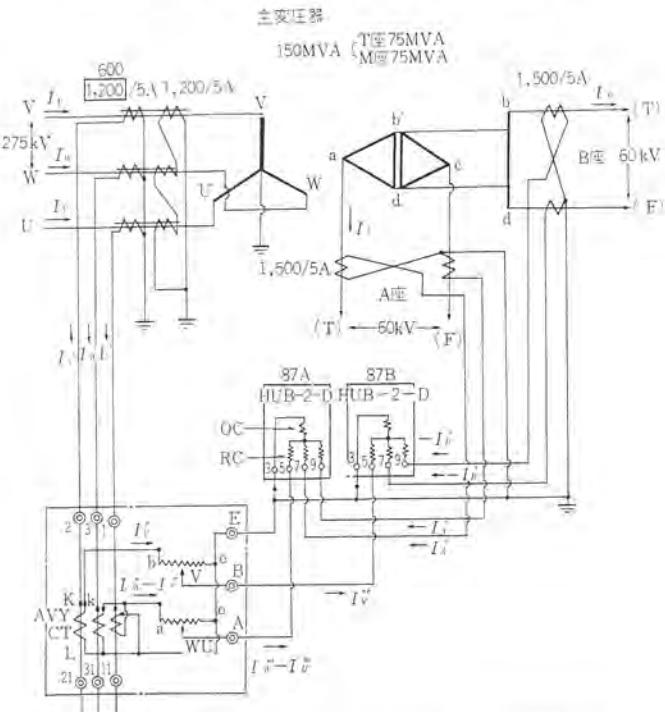


図 3.12 山陽新幹線向け変形ウッドブリッジ変圧器保護方式
Protection of Wood bridge-connected transformer.

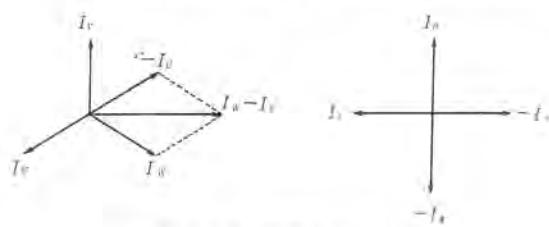


図 3.13 电流位相ベクトル
Vector of current.

- (1) 緊急電器への入力電圧・電流波形が動作特性に与える影響
- (2) 勵磁突入電流が緊急電器の動作特性に与える影響

3.3.1 考慮点

図3.14は緊急電器の特性例で、緊急電器入力電圧、電流がゆがんでも正弦波入力時に比べ、その動作域はオーバーラップしないことが絶対条件である。また、緊急電器入力にゆがみがあったときは、緊急電器の動作をロックしてしまうとか、緊急電器の特性を著しく縮小させてしまうことは、図3.15のように、事故点が遠端で、列車負荷が至近端のような場合を想定すれば、事故電流(正弦波)と負荷電流(ひずみ波電流を含む)が同程度となることが予想されるので望ましくない。したがって、緊急電器の動作特性としては図3.14のようにひずみ波入力時にオーバーラップ(動作域拡大)することなく、若干動作域が縮小する程度で正弦波入力時にほぼ等しいことが要求されることとなる。

理想的な動作特性を付与するためには、緊急電器入力の正弦波分にだけ応答する緊急電器を製作すればよいが、き電線保護の場合には、列車の励磁突入電流、ATの励磁突入電流による誤動作を防止する必要がある。(再閉路時には列車とATの突入電流が加算される。) すなわち励磁突入電流中には正弦波分が含まれているから、単なる正弦波緊急電器であれば、過大励磁突入電流に応答し、不要しゃ断にいたるからである。

図3.16は図3.14の特性をもち、しかも励磁突入電流対策をほどこした保護緊急電器の原理回路方式をブロック図で示す。

図3.16を具体的な事故例をあげて説明する。

(1) 事故時の入力電圧電流が正弦波の場合

入力電流が規定値(1.5 A)以上でHOC₁が動作し、FT_I、FT_Eからの入力で四辺形特性が構成され、入力にひずみ波が含有されているとき応答するひずみ波検出要素NFDが動作していないことを条件にAND1が成立し、瞬時しゃ断指令を出す。

(2) 事故時の入力電圧電流がひずみ波分を含む場合

入力電流が1.5 A以上あればひずみ波成分中の基本波成分で四辺形特性が構成され、NFDが10%以上のひずみ率であることを検出すれば、AND1がロックされる。

このとき緊急電器に印加された電圧が75 V以下であれば27が動作し、AND2より瞬時引きはし指令が出される。

75 V以上ある場合には下記とおりの場合となる。

(a) 遠端事故で列車負荷がき電変電所直下にある場合

最も事故検出が困難な場合である。このときは事故電流も小さい。したがって四辺形条件、NFD条件ができ、27条件が成立していないことからI, AND条件が成立し、約100~150 ms後に時間トリップする。

(b) 励磁突入電流による場合

この場合の電圧は80 V以上残るため、AND1, AND2の条件は成立しない。通常突入電流の減少、電圧の回復の過程をたどり、インピーダンスは急激に四辺形特性の動作域外に出ていくので問題はない。最悪の場合、電圧・電流の回復が著しく遅れ、インピーダンスが約100~150 ms以上四辺形特性内にあれば、I, ANDの条件が成立することになるが、これはき電線の保護のためまえからやむを得ないことである。

3.3.2 特性

2項の考慮点から製作した山陽新幹線用のき電線保護距離緊急電器の仕様および特性は下記のとおりであり、その外観を図3.17に示す。

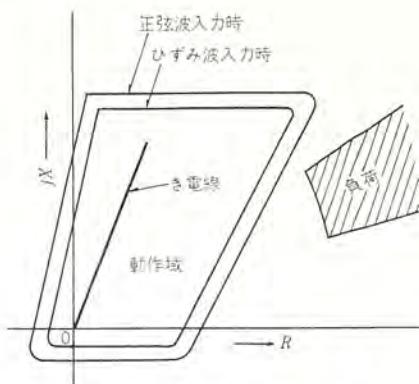


図3.14 緊急電器特性例
Characteristics of AC train feeder relay

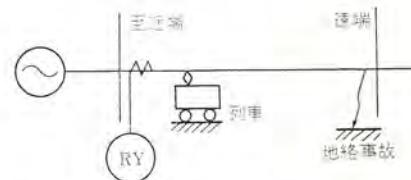


図3.15 事故例 Example of fault.

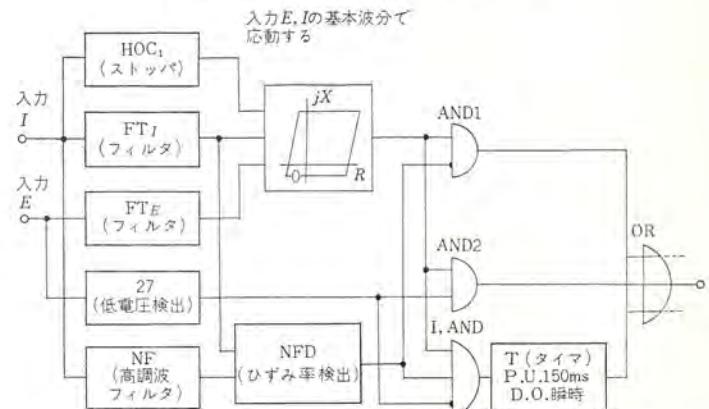


図3.16 原理回路方式
Diagram showing principle.



図3.17 KKS-23 B-D き電線距離保護緊急電器
Type KKS-23 B-D distance relay.

タップ値	X=6, 8, 10, 12, 14, 18, 22, 26, 30, 40Ω
	R=4, 6, 8, 10, 12, 50Ω
E-I特性	5 A以上±5%以内 (実力は最小動作電流値以上 (1.5 A) で±5%以内を満足している)
動作・復帰時間	5 A, 80%事故 (電圧75 V以下) 50 ms以内、電圧75 V以上の事故約150 ms

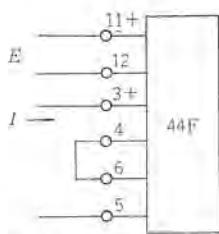


図 3.18 インピーダンスの定義
Definition of impedance.

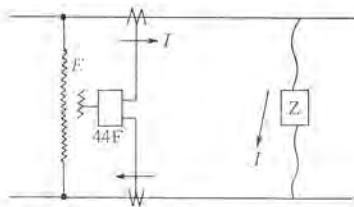


図 3.19 インピーダンスの定義と外部接続
Definition of impedance and exterior connection.

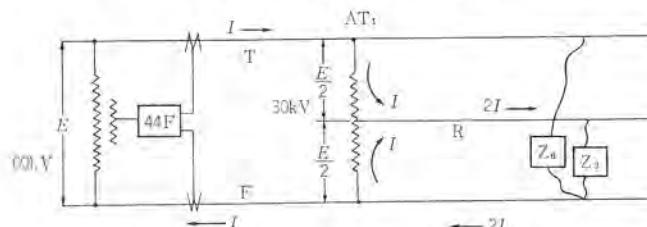


図 3.20 リレー系、60 kV 系、30 kV 系の関係
Relaying system of 60 kV or 30 kV.

復帰速度	約 20 ms
負担	PT 7 VA 以下 CT 2 VA 以下 DC 6 W
電流ひずみ特性	3f 50 %にて約 10 % アンダリーチ 30 %にて約 5 % アンダリーチ 5f 30 %にて約 3 % アンダリーチ
電圧ひずみ特性	3f 5 %にて ±5 %以内
インラッシュ電流	第1波の波高値 30 A にて不動作
温度特性	0~40°C にて 20°C の値の ±5 %以内
直流変動特性	80~120 V にて 100 V のときの ±3 %以内
過電流耐量	100 A 1 秒異常なし
適用	変電所・き電区分所・補助き電区分所とも同一品とし、整定により四辺形特性を変化させて使用する

3.3.3 整定

き電変電所送り出し電圧は 60 kV で列車はオートトランスを介して 30 kV で受電している。このため実系インピーダンスを継電器インピーダンスに換算する場合の係数は下記となる。

(1) 継電器の計測インピーダンスの定義

図 3.18 に示すとおりの接続で、

$$Z_{RY} = \frac{E_R}{I_R}$$

で定義される。

(2) インピーダンスの定義と外部接続

図 3.19 に示した図から

$$E = IZ$$

Z : 継電器設置点から事故点までの全インピーダンス

$I = CI_R$ C : CT 比

$E = PE_R$ P : PT 比

$$Z_{RY} = \frac{E_R}{I_R} = \frac{C}{P} \cdot Z$$

となり、継電器は線路の往復インピーダンスを計測する。

(3) 9L-系、60 kV 系、30 kV 系の関係

図 3.20 から

T-F 事故 (60 kV 系の事故)

$$Z_{RY} = \frac{E_R}{I_R} = \frac{C}{P} \cdot \frac{E}{I} = \frac{C}{P} \cdot Z_0$$

R-F 事故 (30 kV 系の事故)

60 kV 系、30 kV 系の電圧、電流の関係は図 3.20 より

$$\frac{E}{2} = 2IZ_0$$

$$\therefore E = 4IZ_0$$

したがって

$$Z_{RY} = \frac{E_R}{I_R} = \frac{C}{P} \cdot \frac{E}{I} = \frac{C}{P} \cdot 4Z_0$$

これは 30 kV 系の往復インピーダンスの 4 倍のインピーダンスを計測することを示している。

4. む す び

以上で山陽新幹線の変電所・き電区分所・補助き電区分所の配電盤および保護継電装置の概要について記述したが、これらはいずれも主回路機器の新機種開発、新システムの採用に対応するとともに、無人変電所、保守の省力化の前提のもとに、十分なる検討を加え、技術の向上と信頼度の高い機器を納入することができた。これはすべて日本国有鉄道、関西電力株式会社関係各位のご指示とご協力によるものと深く謝意を表するしだいである。

参 考 文 献

- (1) 日本国鉄規格：山陽新幹線変電所用電気運動要項
- (2) トランジスタ式く形特性距離継電器：OHM (昭 38-8)
- (3) 送電線保護継電器—電鉄き電線保護：三菱電機技報 40, No. 4, 664~667 (昭 41)
- (4) 最近の交流き電線保護継電器：電気四学会連合大会, No. 1,228 (昭 44)
- (5) 最近の交流き電線保護継電器：三菱電機技報 44, No. 5 (昭 45)

直流シーム溶接

山本利雄*・奥田滝夫**・稻田幹夫**
馬場利彦***・原且則***

Direct Current Seam Welding

Manufacturing Development Laboratory

Toshio YAMAMOTO・Takio OKUDA・Mikio INADA
Itami Works Toshihiko BABA・Katsunori HARA

Three phase rectification type seam welders have been developed for the purpose of improving the welding speed and the quality of work as well as reducing power source capacity. This article covers the following subjects: outline of a welder built for trial, theoretical consideration made on the limit of welding speed of DC and AC seam welding, experiment of high speed welding by the use of the welder for trial to elucidate the welding phenomena, and comparison made between the result and calculated values. It is also described that, the result of experiment has made it clear that DC seam welding is much faster in operation than the conventional AC welder. Especially in the case of the welding of thin plates below 0.8 mm, the phenomena are so outstanding that a speed as fast as 2.5 times of that of the AC apparatus is made clear with 0.5 mm mild steel plates.

1. まえがき

従来シーム溶接はほとんどが単相交流式で行なわれており、軽合金に対しては一部三相低周波式が用いられていた。しかし、これらの電源方式では溶接電流が半サイクル（三相低周波式では3～5サイクル）ごとにゼロとなるため、この瞬間に溶接ができなくなる。溶接速度が遅い場合は、半サイクルごとに溶接電流がゼロとなることは問題にならないが、溶接速度が速くなると、半サイクルの間に移動する被溶接材の距離が大きくなり、電流値がゼロの瞬間に溶接できない部分ができる。このことはシーム溶接部が気密でなくなることを意味し、したがって単相交流式シーム溶接では気密溶接できる最高溶接速度が存在する。溶接電源として交流の代わりに直流を用いるとこのような制約がなくなり、高速のシーム溶接が可能になると考えられる。

われわれはシーム溶接の高速化および品質の向上を目的として、直流シーム溶接機を試作し、この試作機を用いて種々の溶接実験を行なったので、本文では試作機の概要および溶接実験の結果について述べる。

2. 直流シーム溶接法の特長

まず直流シーム溶接の長所および短所について考察すると、次のようにまとめられる。

(1) 長 所

(a) 高速の気密溶接ができる。

単相交流式のように、周期的に溶接電流がゼロにならず、連續したナゲット（溶融部）が得られるので、高速の気密溶接ができる。あとで述べるように、とくに薄板領域（板厚0.8 mm以下）において著しい効果が得られる。

(b) 溶接ビードの表面がなめらかである。

単相交流式では入熱が脈動するが、直流式で入熱が時間的に一定であるので、溶接したあとのビードがなめらかで外観が美しい。このことはストリップのマッシュシーム溶接などにおいて、ピンチローラの傷を少なくする。

(c) 三相平衡負荷である。

単相交流式では、三相電源の一相から電源をとるため、非平衡負荷になるが、直流式の場合は三相全波整流により直流電流を得ているため、電源に対して三相平衡負荷となる。

(d) 所要電源容量が小さい。

直流電源であるため無効電力がないので、同じ溶接電流を得るために必要なkVAが、交流式の場合に比べて少なくてすむ。たとえば、ふところ深さが750 mmの場合、二次無負荷電圧および二次導体を同じにして、短絡電流を測定すると、直流の場合は交流の場合の約7倍の短絡電流が流れる。したがって、同一溶接電流を得る場合、直流式は交流式の約1/7の電源容量ですむことになる。この傾向はふところ深さが大きいほど、また溶接機のふところ内への磁性体のそう入量が大きいほど著しくなる。

(e) リアクタンスの変化による電流の変動がない。

単相交流式では、溶接機のふところに入る磁性体（鋼板など）の大きさによってリアクタンスが変わり、これに伴って溶接電流が変化するが、直流式ではこのような不都合は生じない。このことは鉄鋼のプロセスラインのごく広幅の鋼板を幅方向に溶接する場合にとくに有利である。

(2) 短 所

(a) 溶接機のコストが高い。

溶接変圧器の二次側で溶接電流を整流するため、大容量の整流素子が必要であることと、制御装置が複雑となるため、溶接機のコストが高くなる。

(b) 制御装置が複雑である。

単相交流式の場合に比べて制御装置が複雑になり、保守・修理に時間を要する。

かつて硫化銅整流素子を使った直流式点溶接機が作られたことがあったが、硫化銅整流素子の内部抵抗の経年変化が著しいこと、素子の値段が高いこと、および整流素子バンクに大きなスペースが必要であることなどの理由で、広く実用するにいたらなかった。しかしシリコン整流素子の開発とその製造技術の発達により、最近では高性能のシリコン整流素子が安価に入手できるようになり、直流式抵抗溶

接機がふたたび見なされるにいたった。

3. 直流シーム溶接機

ここでは、わが社で開発した直流シーム溶接機の概要について説明する。図3.1は試作機の外観である。

3.1 本体および主回路

試作機のおもな仕様は次のとおりである。

電源：三相 400 V 60/50 Hz

定格入力：500 kVA (50% 使用率)

定格二次電流：30 kA

最大加圧力：1,250 kg (5 kg/cm²)

走行台車速度：1~40 m/min

電極：16 t~400 φ, Cr-Cu 製

ふところ深さ：400 mm

溶接機の主回路は、図3.2に示すとおりで、溶接変圧器の一次側をサイリスタにより電力制御し、二次側をダイオードにより整流して直流電源を得ている。

溶接変圧器は一次側をスター結線、二次側をダイヤメトリカル結線し、これにシリコン整流器を直結して、六相半波整流回路を構成している。サイリスタによる電力制御方式は、従来の三相の各相に制御素子（サイリスタあるいはイグナイトロン）を逆並列結線にして組込んだものと異なり、変圧器のスター結線の中心に3個のサイリスタを図3.2のように組込む方式をとった。このことにより部品点数の減少およびゲート回路の簡素化を計ることができる。また、整流器は銅鑄物による水冷フィン2個に、おのの三相分（u, v, wあるいはx, y, z）のダイオードを埋め込んでいる。この水冷フィンは溶接変圧器の近くに配置

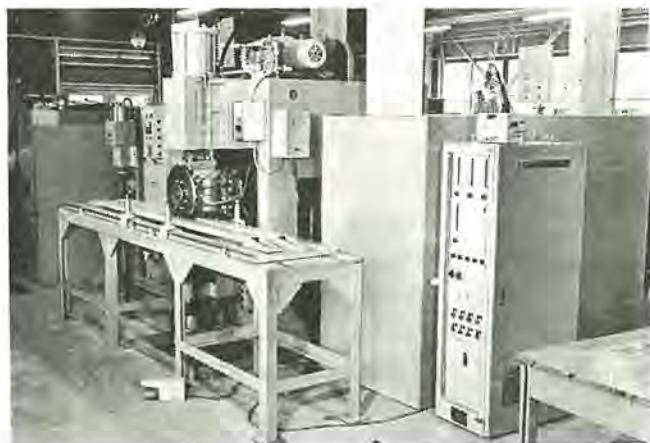


図3.1 試作機の外観
Photograph of the test welder.

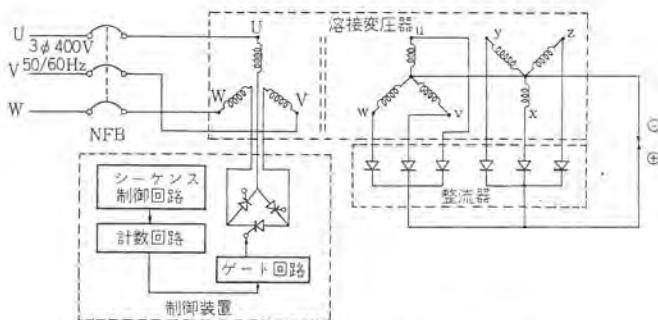


図3.2 三相整流式シーム溶接機の主回路図
Diagram of main circuit for three phase rectifier type seam welder.

されていることと、フィン自体の導体形状が十分大きいため、転流時のリアクタンス効果を小さく押えることができるほか、冷却効果もすぐれているため、ダイオードの温度上昇も低くすることができる。溶接変圧器の二次側でのエネルギー損失には、ダイオードの順方向電圧降下による損失、二次回路の直流抵抗による損失および転流リアクタンス降下による損失があるが、上述のように転流リアクタンス降下を押えることにより、溶接機の効率を向上させている。

なお試作機は、交流と直流のシーム溶接現象を比較するために、単相交流電源も付設させており、二次導体を切換えるだけで、交流シーム溶接機として使用できる。このことにより、溶接機の機械部分を同一にして、交流シーム溶接と直流シーム溶接の比較ができる。

交流電源の仕様は次のとおりである。

電源：一相 400 V 60/50 Hz

定格入力：250 kVA

最大二次電流：27 kA

制御方式：同期式

3.2 制御装置

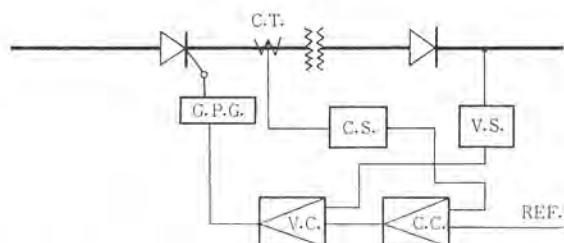
(1) 定電流制御装置

本装置の特長として溶接電流の定電流制御装置を備えている。この装置は図3.3に示すとく、電圧マイケルーポを持つ電流コントローラで、電流設定基準電圧REF.（電流調整用のダイヤルで設定する）と、溶接変圧器の一次側に取付けられたCTにより検出された一次電流の電圧変換値との偏差をCCにより増幅し、次にCCの出力電圧と直流出力電圧の変換値とを突き合わせ、その偏差をVCにより増幅した信号でサイリスタの点弧位相を制御し、主回路電流を制御している。このように、制御システムは、溶接部の電圧・電流の変化を直接検出し、その変化に対して設定電流値を一定に維持する方向に働くので、電源電圧の変動や溶接部の変化による負荷変動などが生じても、溶接部には常に一定の溶接電流を流すことができる。しかも、CCおよびVCの増幅器にはドリフトが少なく、高増幅度をもつICを使用しているため、基準電圧をもつ電流調整ダイヤルによる溶接電流の設定精度は、表3.1の実測値に示すように、被溶接材（軟鋼板）の板厚が0.5 mm~6.0 mmに変化した場合でも、3%以下である。

図3.4は電流調整ダイヤルの目盛と、溶接電流の関係を示したものであるが、図にみるとダイヤル目盛の値と溶接電流とは完全な直線関係にあるので、電流設定が非常に便利である。

(2) デジタル計数装置

制御装置は連続通電・断続通電およびロールスポット溶接の切換がスイッチ操作のみでできるようになっているが、断続通電およびロ-



C.C. : Current controller
C.S. : Current sensor
G.P.G. : Gate pulse generator

V.C. : Voltage controller
V.S. : Voltage sensor

図3.3 定電流制御回路
Block diagram of constant current controller.

表 3.1 被溶接材の板厚による溶接電流の変化
Variation of welding current for different plate thickness.

板厚 mm	電流調整用ダイヤル目盛		
	30 %	50 %	70 %
0.5	13,300 A	21,700 A	29,900 A
1.6	13,200 A	21,500 A	29,900 A
3.2	13,100 A	21,100 A	29,700 A
4.5	13,100 A	21,100 A	29,700 A
6.0	13,100 A	21,100 A	29,700 A

注) 被溶接材: 軟鋼板

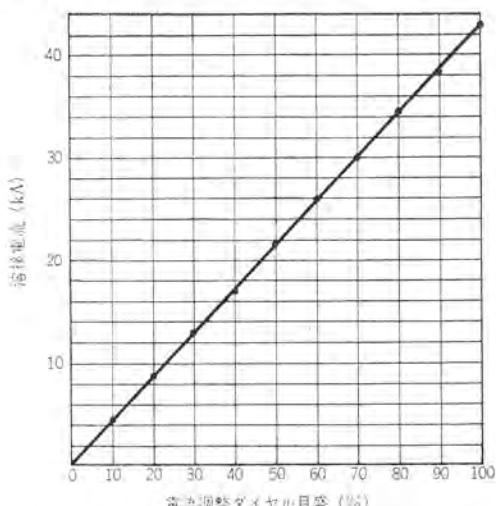


図 3.4 電流調整ダイヤルと溶接電流の関係
Relationship between dial setting and welding current.

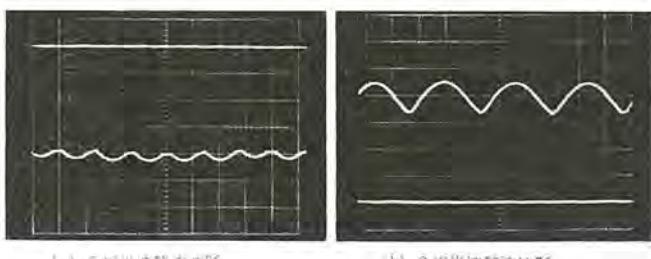


図 3.5 溶接電流波形
Current wave-form of secondary circuit.

ルスポットにおける加熱時間と、冷却時間の制御はデジタルカウンタによって行なっている。したがって現在三相低周波式シーム溶接機などで行なっているアルミニウム合金の高級溶接なども、本装置によつ

て可能である。

(3) 六相半波・三相半波整流切換装置

サイリスタのゲート信号を半分なくすことにより、六相半波整流から三相半波整流に切換えることができる、電流波形の相違による溶接現象の相違などを検討するのに利用できる。

図 3.5 に六相半波・三相半波整流した溶接電流の波形を示している。

4. シーム溶接における最高溶接速度の考察

まえがきのところで述べたように交流電流を用いてシーム溶接すると、ある溶接速度以上では気密溶接が得られなくなる。ここでは各板厚に対するこの限界溶接速度について考察する。

60 Hz の交流電源を用いて連続通電でシーム溶接した場合、その最高溶接速度は半サイクルの通電で1個のナゲットを作る場合に得られる。そして、たとえば気密溶接を得るために、1 cmあたり5個のナゲットが必要であるとすると、この場合の最高溶接速度 v m/min (気密) は

$$v = \frac{2 \times 60 \times 60}{5 \times 100} = 14.4 \text{ (m/min)}$$

となる。同様に加熱時間が1サイクル、冷却時間が1サイクルのパルセーション通電(断続通電)における最高溶接速度は

$$v = \frac{60 \times 60}{(1+1) \times 5 \times 100} = 3.6 \text{ (m/min)}$$

となる。表 4.1 はこのようにして計算した。60 Hz の交流電源における(加熱時間+冷却時間)と単位長さあたりのナゲット数に対する溶接速度の関係を示している。

ところで、気密溶接に必要な単位長さあたりのナゲット数(spot/cm)は各板厚に対して表 4.2 のような値が知られている⁽¹⁾。表に見るごとく、板厚が厚くなるに従って1回の通電で形成されるナゲットの径が大きくなるため、spot/cm の値は板厚が厚くなるほど小さくなっている。

表 4.1 と表 4.2 から考えると、板厚が厚くなるほど速い速度で溶接できることになるが(図 4.1 曲線B参照)、実際には板厚が厚くなると熱時間定数が大きくなり、短い通電時間では良好な溶接結果が得られなくなる。すなわち、板厚が厚くなると電極への熱伝導に時間を要するため(図 4.1 曲線B参照)、“電極との接触面で温

表 4.1 1分間のパルス数、spot/cm と溶接速度の関係
Relationship among pulse/min, spot/cm and welding speed.

(加熱と冷却)時間	1.5サイクル	2サイクル	3サイクル	4サイクル	5サイクル	6サイクル	7サイクル	9サイクル	連続	連続通電におけるナゲット間の距離mm
	1分間のパルス数	2,400	1,800	1,200	900	720	600	514	400	
単位長あたりのスポット数										
個/cm	個/in									
1.57	4	15.29	11.46	7.64	5.73	4.59	3.82	3.28	2.54	45.86
1.97	5	12.18	9.14	6.09	4.57	3.65	3.05	2.61	2.03	36.55
2.36	6	10.17	7.63	5.08	3.81	3.05	2.54	2.18	1.69	30.51
2.76	7	8.70	6.52	4.35	3.26	2.61	2.17	1.86	1.45	26.09
3.15	8	7.62	5.71	3.81	2.86	2.29	1.90	1.63	1.27	22.86
3.54	9	6.78	5.08	3.39	2.54	2.03	1.69	1.45	1.13	20.34
3.94	10	6.09	4.57	3.05	2.28	1.83	1.52	1.31	1.02	18.27
4.72	12	5.08	3.81	2.54	1.91	1.53	1.27	1.09	0.85	15.25
5.51	14	4.36	3.27	2.18	1.63	1.31	1.09	0.93	0.73	13.07
6.30	16	3.81	2.86	1.90	1.43	1.14	0.95	0.82	0.63	11.43
7.09	18	3.39	2.54	1.69	1.27	1.02	0.85	0.73	0.56	10.16
7.87	20	3.05	2.29	1.52	1.14	0.91	0.76	0.65	0.51	9.15
8.66	22	2.77	2.08	1.39	1.04	0.83	0.69	0.59	0.46	8.31
9.45	24	2.54	1.90	1.27	0.95	0.76	0.63	0.54	0.42	7.62

表 4.2 気密溶接に必要な単位長さあたりのスポット数
Spot number per unit length needed for air tight seam welding.

板厚 mm	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0
spot/cm	7.1~9.5	6.3~7.9	5.7~7.1	5.5~6.3	4.7~5.5	4.7~5.5
spot/in	18~24	16~20	15~18	14~16	12~14	12~14
板厚 mm	1.2	1.6	2.0	2.3	2.7	3.2
spot/cm	4.7~5.5	4.3~5.1	3.9~4.7	3.9~4.3	3.5~4.3	3.2~3.9
spot/in	12~14	11~13	10~12	10~11	9~11	8~10

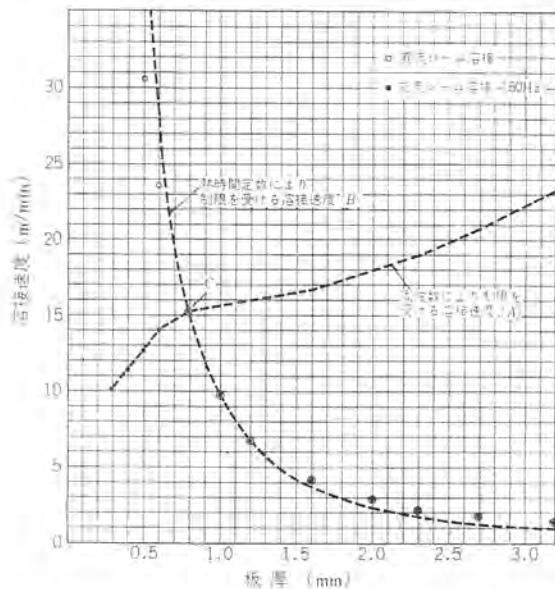


図 4.1 直流シームおよび交流シーム溶接の最高溶接速度の計算値
Calculated values of the maximum welding speed for DC and AC seam welding.

度が低く、被溶接材の中心部で温度が高い”というシーム溶接に必要な温度分布になるのに時間がかかる。これを無視して、厚い板を短い時間で加熱すると、電極と被溶接材の接触面の温度と板の中心の温度とが等しくなり、接合面を溶融させるような溶接電流を流すと表面まで溶融してしまい、電極のピックアップが生じるとともに、被溶接材の表面が著しく汚損される。

このように相反する二つの現象があるため、交流シーム溶接においては、周波数が決ると最高溶接速度を与える板厚が決まる。図4.1は、周波数が60Hzで被溶接材が軟鋼の場合の板厚と最高溶接速度の関係を計算した結果を示している。図4.1においてC点より左の範囲は電源の周波数によって最高溶接速度が制御される領域であり、交流電流の最小通電時間単位1/2サイクルで1個のナゲットができるとし、表4.2のspot/cm値から、その最高溶接速度が計算される。C点より右の領域は被溶接材の熱時間定数によって制限される領域であり、実験結果から1/2サイクルで良好な溶接のできる板厚の上限は0.8mmであること⁽¹⁾、熱時間定数が板厚の2乗に比例すること⁽²⁾および表4.2のspot/cmの値とからその最高溶接速度が計算される。すなわち、図4.2において被溶接材のある点Cが電流の通電バスの接合面における長さAB (spot/cmの逆数) を通過する時間(すなわち加熱時間)は、溶接速度をv(cm/min)とすると、 \bar{AB}/v で与えられる。一方各板厚に対する最小加熱時間 T_c (サイクル)は、板厚0.8tの鋼板の最小加熱時間1/2サイクルを基準にとて、板厚の2乗に比例するとして計算した値を表4.3に示している。各板厚に対する最高溶接速度は、この両者が等しい場合に与えられるから、

$$T_c/60 \times 60 = \bar{AB}/v$$

表 4.3 最高溶接速度の計算値 (60 Hz)
Calculated values of the maximum welding speed.
(m/min)

板厚 mm	最小加熱時間 サイクル	連続通電の最高溶接速度 交流 直流	断続通電の最高溶接速度	
			最小加熱:冷却時間	溶接速度 (m/min)
0.3	0.07	7.6~10.2	54.4~72.5	1/2:1サイクル 2.5~3.4
0.4	0.13	9.2~11.4	35.2~44.0	1/2:1サイクル 3.1~3.8
0.5	0.20	10.2~12.7	25.4~30.5	1/2:1サイクル 3.4~4.2
0.6	0.28	11.4~13.1	20.4~23.3	1/2:1サイクル 3.8~4.4
0.8	0.50	13.1~15.3	13.1~15.3	1/2:1サイクル 4.4~5.1
1.0	0.78	8.4~9.8	8.4~9.8	1:1サイクル 3.3~3.8
1.2	1.12	5.8~6.8	5.8~6.8	1:1サイクル 3.3~3.8
1.6	2.00	3.5~4.2	3.5~4.2	2:1サイクル 2.4~2.8
2.0	3.20	2.4~2.9	2.4~2.9	3:1サイクル 1.9~2.3
2.3	4.10	2.0~2.2	2.0~2.2	4:1サイクル 1.6~1.9
2.7	5.70	1.5~1.8	1.5~1.8	6:1サイクル 1.2~1.5
3.2	8.00	1.1~1.4	1.1~1.4	8:1サイクル 1.0~1.3

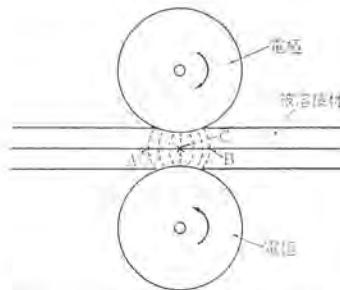


図 4.2 シーム溶接における加熱時間の説明図
Explanation of heating time in seam welding.

$$\therefore v = 3,600 (\bar{AB}/T_c)$$

と計算される。図4.1の●印はこのようにして、曲線Aと曲線Bとから求めた、交流シーム溶接における最高溶接速度の計算値を示している。

加熱・冷却を繰返す断続(パルセーション)通電のシーム溶接についても同様の方法でその最高溶接速度が計算できる。ただし最小冷却時間は1サイクルとしている。なぜならば加熱時間が1/2サイクル、冷却時間が1/2サイクルの場合は、溶接変圧器の一方方向のみ励磁されて鉄心が飽和するためである。

以上の説明から明らかのように60Hzの交流電源による軟鋼板のシーム溶接においては0.8mmの板厚で最高溶接速度の最大値が得られ、その速度は連続通電の場合で15.3m/min、断続通電で5.1m/minである。

次に直流シーム溶接の場合(計算値は図4.1の○印)は、板厚0.8mm以上の領域で熱時間定数のために、最高溶接速度の制限を受けることは交流シーム溶接の場合とまったく同様であり、直流シームによる溶接速度の向上はあまり期待できないが、板厚8.8m以下の薄板領域については、周波数の制限がないため、溶接速度の向上が大いに期待できる。

表4.3の直流シーム溶接の最高速度項には、溶接速度が熱時間定数によってのみ制限を受けるとした場合の値を計算した速度を示しているが、実際の溶接においては、板厚によってあまり変化しない電極と被溶接材の接触抵抗があることおよび、同じ溶接電流(実効値)に対して、交流の場合のせん(尖)頭値が直流の場合より $\sqrt{2}$ 倍(発熱は2倍)高くなることなどを考慮しなくてはならない(後述)。

5. 溶接実験

ここでは軟鋼板のラップシーム溶接における、各板厚に対する交流シーム溶接と直流シーム溶接の最高溶接速度(気密)を比較した実験の結果を述べ、4章の理論溶接速度との対比を行なう。また、軟鋼板のマッシュシーム溶接の実験結果についても述べる。

5.1 被溶接材および実験方法

実験に使用した被溶接材は板厚0.5, 0.8, 1.0, 1.2, 1.6, 2.3および3.2の冷間圧延鋼板(JIS G 3310, SPC-C)であり、溶接の前処理として、防せい(錆)油とそれに付着するちりを布でふき取った。電流の測定は、交流電流については、溶接機の二次側にそう入したトロイダルコイルの出力をC-R積分器で積分した値をメモリスコープに記録して求め、直流電流については、二次導体の1部の抵抗をあらかじめ同軸シャントを使用して求めておき、この部分の電圧降下を直流電圧計で測定して求めた。

試験片の溶接は、被溶接材を図3.1に示す走行台車にクランプし、上部円板電極で台車を駆動して行なった。

実験方法としては、加圧力を一定に保って、溶接速度と溶接電流を種々に変化させて試験片を作成し、ピール(引きはがし)試験、外観試験、引張試験および断面試験の結果から適正溶接条件を求めた。マッシュシーム溶接に対しては、これらの試験のほかに継手厚さの測定およびエリクセン試験を行なった。引張試験の板幅は各板厚とも50mmである。

5.2 ラップシーム溶接

表5.1は溶接条件を選定する過程を示したもので、一例として板厚1.2mmの交流シーム溶接の場合を示している。また、図5.1(a)～(f)は表5.1の断面試験の欄の写真番号に対応した断面マクロ写真である。

溶接速度が6m/min、溶接電流が23,000Aで溶接した試験片(試験番号2)は、外観が美しく、ピール試験では一方の板が他方の板から接合部を残して分離し、引張試験においては母材で破断し、断面試験では図5.1(a)にみるとく連続した接合部が得られており、後述する四つの必要条件を満足している。同一溶接電流で溶接速度を7m/minに増加しても、6m/minの場合とほぼ同様の結果が得られる。図5.1(d)はこの条件で溶接した試験片の横断面写真であるが、下側の板の表面が荒れている。これは、前述のごとく走行台車の駆動を上部円板電極のみで行ない、下部電極は被溶接材によって従動しているので、すべりを生じることによるものである。このことから高速のシーム溶接においては、差動歯車などを使用して、上下両円板電極を駆動する形式のものが好ましいと言える。次に、同じ溶接電流で溶接速度を8m/minにした試験片(試験番号8)は外観試験、ピール試験および引張試験では良好な結果が得られるが、断面試験において図5.1(e), (f)に見られるように接合部に境界線が残っており、接合不良であることがわかる。この速度で溶接電流を増加すると(試験番号9)、表面の荒れが著しくなり良好な結果が得られない。

以上の実験結果から、板厚1.2mmの軟鋼板の交流シーム溶接の最高溶接速度(気密)は7m/minと判定した。

このように、最高溶接速度の判定に対して

- (1) ピール試験……接合部がいずれか一方の板についていた状態ではがれること。
- (2) 引張試験……母材より破断すること。

表5.1 交流シーム溶接における溶接条件と試験結果
Relationship between welding conditions and test results in AC seam welding.

サンプル番号	溶接条件			試験結果			図5.1
	溶接速度 m/min	加圧力 kg	溶接電流 A	外観検査	ピール試験	引張強度 kg	
1			21,000	美しい	合格	—	—
2	6.0	625	23,000	美しい	合格	1,940(母材) (切れ)	(a), (b)
3			25,100	表面荒れ 著しい	合格	—	—
4			21,000	美しい	不合格	—	—
5	7.0	625	23,000	美しい	合格	2,060(母材) (切れ)	(c), (d)
6			23,500	少し表面 が荒れる	合格	—	—
7			20,300	美しい	不合格	—	—
8	8.0	625	23,000	美しい	合格	1,960(母材) (切れ)	(e), (f)
9			24,300	表面荒れ 著しい	合格	—	—

注) 被溶接材: 軟鋼 1.2 mm, 通電形式: 連続通電, 電極幅: 5 mm



図5.1 表5.1に対応した断面マクロ写真(10倍×1/2)
Macrophotographs of test pieces corresponding to table 5.1 (one half of the ten times).

表5.2 直流シーム、交流シームの最高溶接速度と溶接条件
The maximum welding speed and welding conditions in DC and AC seam welding.

板厚 mm	共通条件		最高溶接速度 m/min		溶接電流 A	
	通電形式	加圧力 kg	DC	AC	DC	AC
0.5	連続通電	625	30	12	30,000	23,500
0.8			20	15	30,000	26,700
1.0			15	9	30,000	25,900
1.2			10	7	25,700	23,100
1.6			8	4.5	24,900	21,500
2.3			4	3	26,000	24,300
3.2		750	1.5	1	20,200	18,600

注) 被溶接材: 冷延鋼板、維手形式: ラップ、電極幅: 5 mm

(3) 断面試験……接合部が溶接方向に連続していること。

(4) 外観試験……美しいこと。

の四つの試験を行ない、右に書いた基準をいずれも合格するよう溶接速度をもって、その板厚の最高溶接速度とした。

表5.2は表5.1のごとき過程と上記判定基準とにより求めた、各板厚に対する交流シーム溶接と直流シーム溶接の最高溶接速度とその溶接条件をまとめたものである。

一般にシーム溶接の電極幅は板厚の増加に伴って段階的に大きくなる。

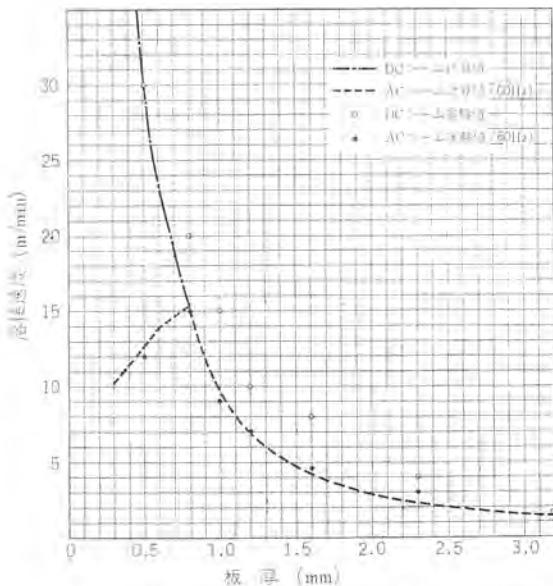


図 5.2 最高溶接速度に対する計算値と実験値の比較
Comparison of measured value with calculated value for maximum welding speed.

するが、この実験においては 4 章で述べた最高溶接速度の計算値との対比を行なうため、電極幅は板厚と無関係に 5 mm とした。このように電極幅を一定としたため、(ナゲット径)/(板厚) の値は板厚が大きくなるに従って小さくなり、板厚が 3.2 mm の場合は、断面試験で連続したナゲットが形成されているにもかかわらず引張試験においてはせん断破断になる。しかし、電極幅を大きくすると、連続した接合部の得られるような溶接条件では、引張試験において母材破断するので、板厚 3.2 mm の最高溶接速度の選定に対しては、引張試験の判定基準を適用していない。

加圧力は、板厚 0.5~1.6 mm に対して 625 kg、板厚 2.3~3.2 mm に対して 750 kg とした。この加圧力は、一般の交流シーム溶接に用いられる加圧力に比べると、板厚が 1.6 mm 以下では大きくなっている。この理由は走行台車を上部円板電極で駆動しているため、加圧力が低いと高速において上部円板電極と被溶接材がすべりを起こすためである。

図 5.2 は表 5.2 の板厚と最高溶接速度の関係をプロットし、4 章で述べた理論溶接速度と比較した図である。図中の○印および●印は直流シームおよび交流シームの最高溶接速度の実験を示し、一点頭線は熱時間定数と単位長さ当たりに必要なスポット数より求めた計算値を示している。

図に見ると、交流シームの計算値と実験値はよく一致しており、4 章で述べたとおり、60 Hz の交流電流では板厚が 0.8 mm のときに実験値も最高溶接速度も最大になっている。一方直流シーム溶接のほうは 0.8 mm 以下の板厚に対しても、板厚の 2 乗には反比例して、最高溶接速度が増加することは 4 章で説明したとおりであるが、板厚が 0.5 mm 以上の範囲で、実験値は計算値よりもかなり高くなっている。この理由は、図 5.2 の直流の計算値は板厚 0.8 mm の交流シーム溶接の実測値を基準にして求めているが、直流電流の場合は同じ溶接電流（実効値）に対してせん頭値が $1/\sqrt{2}$ (発熱は $1/2$) になっていることと、溶接電流自身も小さいことにより、電極と被溶接材のピックアップが少ないためである。また 0.8 mm 以下の板厚において、実験値と計算値の差が少なくなるのは、電極と被溶接材の接触抵抗が板厚によってあまり変化しないため、被溶接



(a) 交流シーム溶接 (断面)
(b) 直流シーム溶接 (断面)

図 5.3 溶接速度 30 m/min における直流シームと交流シーム

溶接の断面写真 (10 倍 $\times 1/2$) 板厚 : 0.5 mm

Macrophotographs of test pieces welded by DC and AC seam welding (one half of the ten times).



(a) 交流シーム溶接

(b) 直流シーム溶接

図 5.4 直流シームおよび交流シーム溶接の外観
Photographs of test pieces welded by DC and AC seam welding.

表 5.3 直流シーム溶接における溶接速度と溶接電流の関係
Relationship between welding speed and welding current in DC seam welding.

板厚 mm	溶接速度 m/min	通電形式	電極幅 mm	加圧力 kg	溶接電流 A
1.0	2.7	連続通電	5	400	14,200~18,600
	8.0			400	23,100~24,800
	15.0			625	29,700~30,400

材自体の熱時間定数が小さくなつても短時間で加熱できなくなるためである。したがつて、0.5 mm 以下の板厚に対しては逆に実験値のほうが計算値よりも低くなると考えられる。

以上のような理由で、直流シーム溶接はすべての板厚領域において交流シーム溶接の場合より速い溶接速度が得られるが、その程度は 0.8 mm 以上の板厚に対しては 1.3~1.7 倍であるが、板厚 0.5 mm では 2.5 倍にも達する。

図 5.3 (a) は、板厚 0.5 mm の被溶接材を最高溶接速度よりも速い 30 m/min の速度で交流シーム溶接した試片の断面写真で、ナゲットがとびとびに形成されているのがわかる。ナゲットのできている部分は交流電流のせん頭値の部分に、またナゲットのできていない部分は電流がゼロとなるところに対応している。この溶接条件において、溶接電流を大きくして、半サイクルごとに形成されるナゲットの長さを大きくしようとすると、表面から著しいチリが発生し、ついには被溶接材の溶融部が円板電極に付着して穴があくようになる。図 5.4 (a) は図 5.3 (a) の外観写真で、交流の半サイクルピッチでビードに波ができる。これに対して、同じ条件で直流シーム溶接したものは、図 5.3 (b) のように連続した接合部が得られており、外観も図 5.4 (b) のごとくおうとう(凹凸)のないなめらかなビードが得られている。

以上のように、板厚が 0.8 mm 以上の熱伝導制限領域では溶接速度が最高溶接速度より速くなると、図 5.1 (e) に示すような連続した接合不良が生じ、0.8 mm 以下の周波数制限領域では図 5.3 (a) に示すような周期的な接合不良箇所を発生する。

表 5.3 は、板厚 1.0 mm の軟鋼板の直流シーム溶接における溶接速度と溶接条件の関係を示したものであるが、溶接速度が速くなる

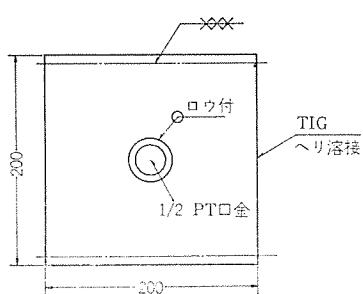


図 5.5 ピロー 試験用試験片の寸法形状
Dimensions of test piece for pillow test.

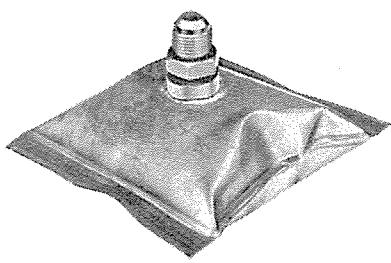


図 5.6 ピロー 試験後の試験片
Test piece after pillow test.

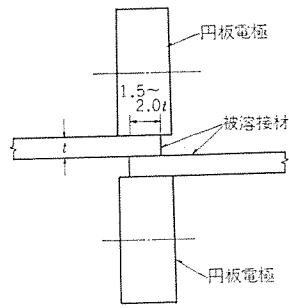


図 5.7 マッシュ シーム 溶接
Mash seam welding.

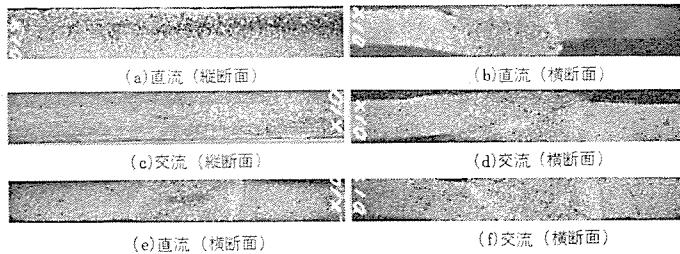


図 5.8 マッシュ シーム 溶接の断面マクロ写真 (10倍×1/2)
板厚: 1.0 mm, 溶接速度: 20 m/min (a~d), 15 m/min (e~f)
Macrophotographs of mash seam welding (one half of the ten times).

表 5.4 マッシュ シーム 溶接の溶接速度と溶接条件
Welding speed and welding conditions in mash seam welding.

板厚 mm	重ね代 min	通電形式	電極幅 mm	加圧力 kg	溶接速度 m/min		溶接電流 A DC	溶接電流 A AC	継手厚さ mm AC	
					DC	AC			山	谷
1.0	1.5	連続通電	10	625	20	20	19,400	24,700	1.40	1.45
					15	15	18,600	23,100	1.17	1.34

に従って、良好な溶接ができる電流の幅が小さくなっている。したがって、高速の直流シームを行なうためには、溶接条件とくに溶接電流の精密な制御の必要であるといえる。

図 5.6 は、図 5.5 に示すような試験片を用いて、ピロー試験した後の写真で、この程度の変形を起こす内圧に対しても漏れは発生しなかった。

以上の実験は電極先端幅がすべて 5 mm の場合であったが、板厚が厚くなるに従って、フリンジング現象により、接合面での電流密度が小さくなり、接合面を溶融させるためには、被溶接材と電極との接触面の電流密度を増加しなくてはならないので、電極との焼付が著しくなる。接合面の電流密度と接触面の電流密度の比は電極幅が大きくなると、1 に近づくので、板厚に応じた電極幅を選ぶことにより、1.6 mm 以上の板厚に対しては、表 5.2 の値よりも速い溶接速度が得られると考えられる。

5.3 マッシュ シーム 溶接

マッシュ シーム 溶接といふのは、図 5.7 のごとく、重ねしろ(代)を板厚の 1.5 倍ぐらいいにしてシーム溶接する方法で、継手部の厚さを薄くしたい場合に用いられる。

表 5.4 は板厚 1.0 mm の軟鋼板のマッシュ シーム 溶接における直流シーム、および交流シームの最高溶接速度とその溶接条件を求める実験の結果を示している。これらの結果は、5.3 節で述べた四つの試験のほかに、エリクセン試験および継手厚さについても考慮して求めたものである。表にみると、板厚 1.0 mm の軟鋼板のマッシュ シーム 溶接の最高溶接速度はともに 20 m/min であり、電源の種類による差は認められなかった。マッシュ シーム 溶接の最高溶接速度が交流のラップ シーム 溶接のそれよりも大きい理由は、溶接中に接合部が

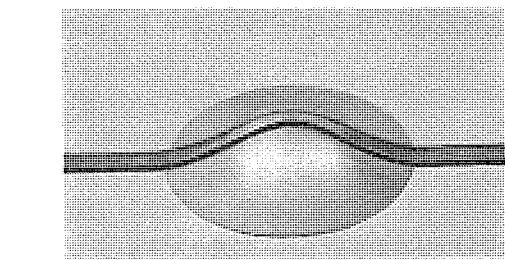


図 5.9 エリクセン 試験後の試験片
Test piece after Erichsen test.

おしつぶされて、電極間の有効板厚が減少することおよび図 4.2 の通電パス \overline{AB} が大きくなるためである。

継手厚さは、交流 マッシュ シーム 溶接では電流の脈動によってビードがおうとつになり、山の部分で板厚の 145 %、谷の部分で 140 %になっているが、直流 マッシュ シーム 溶接の場合はなめらかなビードが得られ、継手厚さは 140 %となっている。

図 5.8 は表 5.4 に対応した断面マクロ写真を示している。溶接速度が 20 m/min では写真 (a)～(d) に示すように継手厚さが多少大きいが、溶接速度を 15 m/min にすると、(e), (f) の断面写真にみると、継手厚さが 120 %程度の美しい継手が得られる。

図 5.9 はエリクセン試験後の試験片の外観写真であり、エリクセン値は母材の 10.3 に対し、接合部は 9.5 で、母材とほぼ同等の絞り性能を有している。

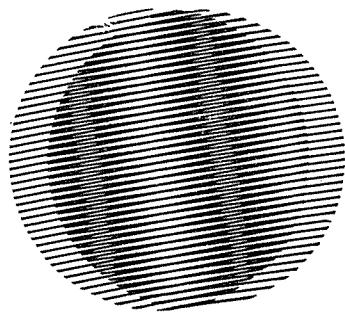
6. む す び

われわれは直流 シーム 溶接機を試作し、その溶接現象や接合部の性質について交流 シーム 溶接と比較検討した結果、すべての板厚とともに 0.8 mm 以下の薄板領域(周波数制限領域)において、直流 シーム 溶接により従来の シーム 溶接よりもかなり高速の溶接が可能になることを明らかにした。今後、種々の工業分野において直流 シーム 溶接が利用され、作業能率および品質の向上にその威力が發揮されることを望む次第である。(昭和 47-1-11 受付)

参 考 文 献

- (1) E. J. Del Vecchio : Resistance Welding Manual (Third Edition), II, 60, RWMA

新製品紹介



三菱大電力高速リカバリー ダイオード (形名 SR 200 T-24) 発売

三菱電機ではこのたび高耐圧大容量 高速リカバリー ダイオード (形名 SR 200 T-24) の開発に成功し、2月下旬より発売をはじめることになった。

高速リカバリー ダイオードは、通常のダイオードに比べ逆回復電荷を非常に小さくした逆回復特性の良いダイオードで、従来順電流定格 10~30 A、逆電圧定格 500 V 程度のものが市販されているが、インバータおよびチョッパ装置の大容量化と高周波化にともない、高耐圧大容量の高速リカバリー ダイオードが要望されるようになり、今回せん頭逆電圧 1,200 V、商用周波数における電流定格 240 A と従来の電圧電流定格を大幅に打破した SR 200 T-24 形を開発したものである。

本品の逆回復電荷は最大 30 マイクロクロンとくわめて小さく、同電流クラスの通常のダイオードの 1/10~1/15 である。

一般にダイオードの逆回復特性を良くするためには、シリコン基体に金などの不純物を拡散する方法がとられるが、この不純物拡散により耐圧が減少し、また順電圧降下が増加するため電流定格が減少する傾向がある。三菱電機ではすでに実績のある高速スイッチングサイリスタの技術をもとに、順電圧降下の増加と耐圧の減少をもたらさないで逆回復特性を向上する新技術を開発した。

また熱疲労による劣化を除去するため、ベーシックエレメント (シリコン基体) は熱膨張係数のほぼ等しいモリブデン電極によって完全に保護し、さらに加圧接触形 (CBE) 構造を採用しているためきびしい断続負荷にも十分耐え得る機構設計を施している。

今回発売するものは、スタッド形で使用上便利なようにスタッド部がアノード極、リード部がカソード極のものとそのまったく逆極性のものと 2 種類ある。また、平形のものも製造可能である。

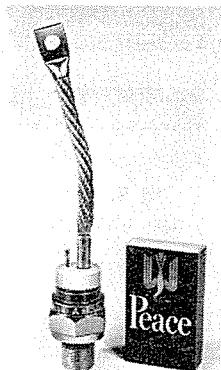
■ 本品の用途

この高速リカバリー ダイオードは、最近脚光をあびている各種のインバータ装置 (非常用電源、電子計算機の定周波定電圧電源、モータ速度制御用可変周波電源など) およびチョッパ装置 (電気自動車のフライホイール ダイオードなど) に用途があり、本品を帰還用およびフライホイール用として静止形インバータおよびチョッパ装置に用いると逆回復電荷が小さいため、装置の効率が増し、転流コンデンサの容量が十分に利用でき、転流時のサージ電圧、電流が小さくできるという利点がある。

さらに、一般の電力用ダイオードは 1 kHz 以上の周波数ではスイッチング損失の増加のため、大幅な電流低減を必要とするが、この高速リカバリー ダイオードは、10 kHz 程度においても低周波における定格電流のほぼ $1/2$ の電流低減率で使用できるので、高周波誘導加熱 (溶解) 装置や放電加工機の高周波電源、高周波整流装置などへの用途も期待されている。

■ SR 200 T-24 の定格特性

耐圧	1,200 V (繰り返し逆電圧)
電流	240 A (商用周波、単相半波)
逆回復電荷	30 マイクロクロン 以下
逆回復時間	2 μ s 以下
順電圧降下	1.8 V (順電流 800 A において)
接合部温度	125°C
形状	スタッド形 (ねじ径 M 20 P 1.5)



電子ジャーと電気炊飯器を一体化した画期的新製品「三菱ジャー炊飯器」発売

当社では、現在爆発的人気を集め高普及が予想される電子ジャーと、電気炊飯器の機能を初めて一体化した、1台二役の本格的保温炊飯器「三菱電子ジャー炊飯器」を開発し、2月中旬よりテスト販売を開始、3月下旬全国いっせい発売する。

三菱電子ジャー炊飯器は、独特の新機構「加圧三重ふた方式」、「蒸気抜弁」等の採用と全面断熱保温機構によって理想的にご飯をたき上げる炊飯機能、および電子保温ヒータ（特殊サーミスタ）による全面均一保温で、長時間たき立てのおいしさを保つ電子保温機能の二つの機能をあわせ持つ、電子ジャー+電気炊飯器の画期的新製品である。

■ 三菱電子ジャー炊飯器の概要

テスト販売価格	13,000円前後
月 産	5,000台
実用新案	15件（出願中）
意匠登録	2件（出願中）

■ 特長

電子ジャー+電気炊飯器……1台で2台分の機能

電子ジャーと電気炊飯器が一体になったので、理想的炊飯→保温を自動的に行ないご飯を移しかえる手間もなく、置場所も1台分ですむ。

ふっくらといっそうおいしいたき上がり

独特の加圧三重ふた方式、蒸気抜弁等の新機構採用と全面断熱保温効果による理想的炊飯でふっくらといっそうおいしいご飯をたきあげます。

電子保温でたきたてのおいしさのまま保温します

電子保温ヒータ（特殊サーミスタ）による全面均一保温でたきたてのおいしさのまま長時間（約20時間）保温します。

今夕炊飯すれば、翌日の昼食までたきたてのおいしさで召し上がっていただけるので、1日1回の炊飯ですみ、手間がかからず経済的でたいへん便利である。

自動保温式

マグネット式自動スイッチの働きにより、炊飯→電子保温は自動的に行なうので、炊飯後保温に切換える手間がいらない。

二重安全装置つきで安全性は完璧

自動温度調節器と温度ヒューズの二重安全装置つきであるので、安心して使用できる。

使いやすく便利な設計

※ 持ち運びに便利なキャリヤハンドル式

※ 外ぶたはワンタッチ開閉式、保温ふたも簡単に取りはずして洗えます。

※ 内釜はたき上げたご飯をほぐす余裕十分、着脱式で簡単に洗え、使いやすく便利な回り止め、水位目盛つき。

※ ワンタッチコードリールつき

※ つゆ受けつきハンドルホルダー

経済的である

電気代は1.6l炊飯（最大量）で1回約4円、電子保温は1時間当たり約50銭とわずか、さらに長時間保温により1日1回炊飯ですむのでたいへん経済的で手間もかからない。

ジャーイチの美しいデザイン／



新製品紹介

■ 仕様

定格	100 V 炊飯 600 W 電子保温 45 W
炊飯容量	1.6 l <0.54 l (約3合)~1.6 l (約9合)>
構造	電子ジャー+電気炊飯器方式 加圧三重ぶた方式、蒸気抜弁つき 自動保温式(炊飯→保温自動式) 電子全面均一保温式 二重安全装置つき(マグネット式自動スイッチ+温度ヒューズ) コードリールつき
付属品	計量コップ、しゃもじつき



NEWS FLASH

英・豪両政府共同計画の 150 インチ 反射形天体望遠鏡の建設に参加

三菱電機では、先ごろ豪州三菱商事を窓口として、英・豪両政府が共同でオーストラリア ニュー サウス ウエールズ 州 サイディング スプリング 天文台に設置する 150 インチ 反射形天体望遠鏡の国際入札に参加したが、このほど同望遠鏡の架台、駆動装置および光学部分組込み工事についての受注が決まり、本プロジェクトのために新しく組織された「英・豪望遠鏡庁 (Anglo-Australian Telescope Board)」との間で正式契約を締結した。受注金額は約 5 億円、円建て円払い契約である。

本プロジェクトは

- (1) 望遠鏡光学系本体
- (2) 架台
- (3) 駆動装置
- (4) 電子計算機
- (5) 建屋
- (6) ドーム

などより構成され、それぞれ個別に入札があり、世界有数の業者に発注されている。たとえば、4 m の主反射鏡は米国 コニンク社の素材により英国のグラブ パースンズ社 (岡山 天体物理観測所の 74 インチ 望遠鏡を製作した会社) に特注されている。

当社の契約は、架台と駆動装置の詳細設計・製作・据付ならびに上記光学系の組込工事を含んだもので、米、英、西独などとの国際競争の結果、当社に受注が決まったものである。

この種の反射形天体望遠鏡で既設のものは、米国のパロマー天文台の 200 インチを筆頭に 120 インチ、100 インチクラスが続き、日本国内では、東京大学の東京天文台 岡山天体物理観測所の 74 インチが最大のものであり、150 インチでは米国のキットピーク天文台とチリに建設中のものがある。

本プロジェクトは、これら既設・既設計のものを参考にさらに改良を加えた世界で最高の性能をねらった天体望遠鏡で、主反射鏡の直径

は 150 インチ (約 4 メートル)、開口比 $f/36$ のクーデ式大望遠鏡であるが、光学系の切換えにより $f/15$ 、 $f/8$ のカセグレン式、 $f/3.3$ のプライム フォーカス式の使用も可能である。従来の望遠鏡は、精密時計により地球の自転と逆の速度で駆動し、大気の屈折による誤差を修正していく方式であったが、本望遠鏡は自動制御の技術を用いて、自動的に目標とする天体を追尾する機構をもっているほか、電子計算機と連動して天体観測上必要なデータ処理もできる機能をもっている。

本望遠鏡の完成は、1973 年秋ごろの予定で、当社関係機器の船積みは本年 11 月である。

天体物理観測の発展の中で、最近の傾向として見のがすことのできない点に望遠鏡の自動化、すなわち運転の自動化およびデータ処理機構 (計算機・周辺機器) の自動化があり、従来、望遠鏡といえば機械専門メーカーの担当分野であったが、これからは電気・電子工業の領域をも含む総合技術の結集を必要としてきており、当社が今回このような電気と機械技術の高度の総合力を要求される新しい分野で、高い国際的評価を受けた背景としては、当社が大形電波望遠鏡の開発や衛星通信地上局向けの大形アンテナシステムの開発・製作・据付において国内・国外を問わず、その技術の優秀性について高評価を得ていることがあげられ、特に本プロジェクトの主体国の一であるオーストラリアにおける衛星通信地上局用の 30 メートル級大形アンテナ 2 基の納入実績が大きくなるをいっていると考えられる。当社で製作した地上局アンテナは、わが国の国際電信電話(株)をはじめとし、上記オーストラリア以外にもメキシコ、マレーシアなどに納めており、また、現在製作中のものとしてはニカラグア、エクアドル向けがあり合計 11 基となる。

当社では、今後とも、光学メーカーと協力し、同種の望遠鏡プロジェクトに積極的に参加していく計画である。

お わ び

本誌 Vol. 46・No. 2 目次に次のような誤りがありましたのでつづしんで訂正いたします。

ペー ジ	正	誤
目 次	阪急電鉄(株)梅田駅向け 三菱 トランバータ の完成	阪神電鉄(株)梅田駅向け 三菱 トランバータ の完成

最近登録された当社の実用新案

名 称	登録日	登録番号	考 案 者	関係場所
冷房装置	45- 7-28	907120	牛越 諒	中津川製作所
電気かみそり	45- 7-28	907121	関根文男	商品研究所
電気かみそり	45- 7-28	907122	福田興司	群馬製作所
機関点火用信号発生装置	45- 8- 8	908172	浅山嘉明	姫路製作所
機関点火用信号発生装置	45- 8- 8	908173	浅山嘉明	姫路製作所
自動切換開閉装置	45- 8- 8	908174	新川成美	福山製作所
しゃ断器	45- 8- 8	908177	竹内義治	伊丹製作所
蛇腹式扉	45- 8- 8	908181	天田守弥・山岡宏司	本社
発電装置	45- 8- 8	908182	木内 修	長崎製作所
継手装置	45- 8- 8	908183	岡野新也	神戸製作所
アンテナ装置	45- 8- 8	908186	浜口道雄・堅田賢二	通信機製作所
保護継電装置	45- 8- 8	908187	寺田 真・阪上正幸	神戸製作所
グラインダ	45- 8- 8	908189	入江 厚	福岡製作所
故障表示装置	45- 8- 8	908189	久保博和	神戸製作所
車輌用表示装置	45- 8- 8	908193	佐藤正通	姫路製作所
ガス電量計	45- 8- 8	908196	泰 卓也・松岡宏昌	中央研究所
継電器の鎖錠装置	45- 8-10	908203	久松章三	神戸製作所
積算計量装置	45- 8-10	908204	林 正之	福山製作所
テレビ脚保持板	45- 8-10	908205	上新久雄・田中克幸	京都製作所
エレベータのガイドレール	45- 8- 8	908171	三矢周夫・田中邦雄	稻沢製作所
アイロン仕上げ台	45- 8- 8	908175	町原義太郎・荒木 黙	群馬製作所
アイロン仕上げ台	45- 8- 8	908176	町原義太郎・荒木 黙	群馬製作所
アイロンベース	45- 8- 8	908178	荒木 黙・高橋 洋	群馬製作所
電気掃除機の塵埃吸入用パイプ	45- 8- 8	908179	武井久夫・加藤 悟 (日比野好伸)	群馬製作所
扉の開閉装置	45- 8- 8	908180	吉川英之	商品研究所
送風機用羽根車	45- 8- 8	908184	新倉宗寿	中津川製作所
吸収式冷暖房装置の蒸発器	45- 8- 8	908185	笠置 紘・山崎起助	商品研究所
食器洗浄機	45- 8- 8	908188	関根文男	商品研究所
アンテナの方向調整装置	45- 8- 8	908191	山内秀男	鎌倉製作所
冷蔵庫扉	45- 8- 8	908192	海野 賢・林久美雄 (吉谷卓郎・青山征毅 白谷貞夫)	商品研究所
膨張式救命いかだの投下装置	45- 8- 8	908194	宇川 彰	相模製作所
ドリンクミキサー	45- 8- 8	908195	服部信道・長嶺 元	群馬製作所
温水器の逆流防止装置	45- 8- 8	908197	宮崎昭信・鶴谷嘉正	群馬製作所
回転体駆動制	45- 8-10	908207	国井郷志・境 国昭	通信機製作所
内燃機関の点火時期調整装置	45- 8-10	908211	大西正義	姫路製作所
電磁石	45- 8-10	908214	田附和夫・石井 明	神戸製作所
トランジスタ直結型ブッシュブル防振回路	45- 8-10	908216	猪崎国男	京都製作所
電力用開閉機器の点検用足場具	45- 8-10	908221	左中英夫	伊丹製作所
開閉器の操作装置	45- 8-10	908222	伊藤利朗・大倉敏幹	中央研究所
電気空気式制御装置	45- 8-10	908223	山地正城	長崎製作所
電気油圧式制御装置	45- 8-10	908224	山地正城	長崎製作所
報知装置	45- 8-10	908225	多田 功・久松章三	神戸製作所
過電流継電器	45- 8-20	908896	江田伸夫	神戸製作所
防音変圧器	45- 8-20	908900	平井正好・白井 满	伊丹製作所
コンデンサ形計器用変圧装置	45- 8-20	908901	塩見 実	伊丹製作所
コンデンサ形計器用変圧装置	45- 8-20	908902	塩見 実・岸田光弘	伊丹製作所
内燃機関点火装置	45- 8-20	908903	三木隆雄・日野利之	姫路製作所
点火時期調整装置	45- 8-20	908904	荒川利弘	姫路製作所
内燃機関の自動進角装置	45- 8-20	908905	荒川利弘	姫路製作所
点火コイル装置	45- 8-31	909974	三木隆雄	姫路製作所
半導体整流装置	45- 8-31	909975	横畠洋志	伊丹製作所

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) (西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) (西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) (西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) (西420)	(電) 静岡 (0542) 54局4681番
福岡営業所	福岡市天神2丁目12番1号(天神ビル) (西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) (西852)	(電) 長崎 (0958) 61局6101番
札幌営業所	札幌市北2条西4丁目1番地(北海道ビル) (西060-91)	(電) 札幌 (011) 261局9111番
仙台営業所	仙台市大町1丁目1番30号(新仙台ビル) (西980)	(電) 仙台 (0222) 21局1211番
富山営業所	富山市桜木町1番29号 (西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) (西730)	(電) 広島 (0822) 47局5111番
岡山出張所	岡山市駅前町1丁目9番地(明治生命館) (西700)	(電) 岡山 (0862) 25局5171番
高松営業所	高松市鶴屋町2番1号 (西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) (西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) (西100)	(電) 東京 (03) 218局2111番
関東商品営業所	与野市上落合後原842番地 (西338)	(電) 与野 (0488) 33局3181番
大阪商品営業所	大阪市北区堂島北町8番地の1 (西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) (西450)	(電) 名古屋 (052) 565局3111番
機器静岡営業所	静岡市小鹿2丁目1番22号 (西420)	(電) 静岡 (0542) 82局2061番
機器浜松営業所	浜松市上西町42の5 (西430)	(電) 浜松 (0534) 63局6121番
福岡商品営業所	福岡市天神2丁目12番1号(天神ビル) (西810)	(電) 福岡 (092) 72局2111番
札幌商品営業所	札幌市北2条西4丁目1番地(北海道ビル) (西060-91)	(電) 札幌 (011) 261局9111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) (西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 (西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) (西730)	(電) 広島 (0822) 47局5111番
高松商品営業所	高松市鶴屋町2番1号 (西760)	(電) 高松 (0878) 51局0001番
東京機器営業所	東京都千代田区丸の内2丁目2番3号(三菱電機ビル) (西100)	(電) 東京 (03) 218局2111番
大阪機器営業所	大阪市北区堂島北町8番地の1 (西530)	(電) 大阪 (06) 344局1231番
中央研究所	尼崎市南清水字中野80番地 (西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 (西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 (西247)	(電) 鎌倉 (0467) 46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 (西652)	(電) 神戸 (078) 67局5041番
伊丹製作所	尼崎市南清水字中野80番地 (西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 (西669-13)	(電) 三田 (07956) 4371番
赤穂工場	兵庫県赤穂市天和651番地 (西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 (西850-91)	(電) 長崎 (0958) 61局6211番
稻沢製作所	稻沢市菱町1番地 (西492)	(電) 稲沢 (0587) 32局8111番
和歌山製作所	和歌山市岡町91番地 (西640-91)	(電) 和歌山 (0734) 23局7231番
鎌倉製作所	鎌倉市上町屋325番地 (西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 (西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 (西664)	(電) 伊丹 (0727) 82局5131番
熊本第一工場	熊本市竜田町弓削720番地 (西862)	(電) 熊本 (0963) 62局7211番
熊本第二工場	熊本県菊池郡西合志町御代志997 (西861-11)	(電) 熊本 (09624) 2局0151番
名古屋製作所	名古屋市東区矢田町18丁目1番地 (西461)	(電) 名古屋 (052) 721局2111番
旭工場	尾張旭市下井町下井 (西488)	(電) 尾張旭 (05615) 3局5101番
福岡製作所	福岡市今宿青木690番地 (西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 (西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 (西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 (西670)	(電) 姫路 (0792) 23局1251番
静岡製作所	静岡市小鹿3丁目18番1号 (西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 (西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 (西247)	(電) 鎌倉 (0467) 46局6111番
郡山製作所	郡山市栄町2番25号 (西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 (西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 (西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岡所1番地 (西617)	(電) 京都 (075) 921局4111番
長野工場	長野市大字南長池字村前 (西380)	(電) 長野 (0262) 27局1101番
札幌営業所	札幌市北2条東12丁目98番地 (西090)	(電) 札幌 (011) 231局5544番
札幌工場		

次号予定

三菱電機技報 Vol. 46 No. 4

照明特集

《特集論文》

- メタルハライドランプの改良
—三菱 BOC ランプの特性向上—
- けい光ランプのけい光塗膜に対する考察
- 紫外線反射膜によるけい光ランプの特性向上
- 3,000 m 深海用照明装置の開発
- 埋込み下面カバーフィルムけい光ランプの温度上昇についての考察
- 赤外可視変換けい光体 LaF₃; Er, Yb 中希土類元素イオン間のエネルギー伝達
- 非常用照明装置とその経済性の検討
- 最近の照明施設の傾向と実施例

《普通論文》

- 110 度偏光ソリッドステート
カラーテレビジョン受信機の開発
- 超電導コイルを用いた磁気浮上式超高速列車
- 最近のコータ用電機品
- パターン処理システム(I) — パターン処理用ミニコンとディスプレイシステム —
- 二、三のプラスチックの耐熱水性

《技術解説》

- 高圧ナトリウムランプ

三菱電機技報編集委員会

委員長	正木茂雄	常任委員	濱武雄
副委員長	神崎遙	〃	武藤正
常任委員	石川理一	委員	北垣成一
〃	上田重夫	〃	田附和夫
〃	宇佐見重夫	〃	中尾致一
〃	北川和人	〃	中村敏行
〃	古賀亨	〃	南日達郎
〃	塚本信雄	〃	秦卓也
〃	福家章	〃	林昇寿
〃	堀謙二郎	〃	待島正
〃	牧野六彦		

(以上 50 頁)

昭和 47 年 3 月 22 日印刷 昭和 47 年 3 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) (03) 218 局 2323 番

発売元

東京都千代田区神田錦町 3 の 1 (郵便番号 151)

株式会社 オーム社書店

(電) (03) 291 局 0912 番 振替東京 20018