

バス冷房について

Bus Cooler

市川道夫*
Michio Ichikawa

内 容 梗 概

近年、車両冷房の中で列車、電車ならびに乗用車の冷房の普及は、めざましいものがある。これらの車両冷房と同様な時期に開発を始めたバス冷房は、前三者に比べ、冷房の普及が遅れている。しかしバス冷房は、高速道路の完成や、東京オリンピックの開催によって、急速に普及するものと考えられる。

日立製作所においては、すでに、数社にバス冷房装置を納入し好評を得ている。本文はこれら既納のバス冷房装置の冷却能力、構造、ぎ装上の諸点について記述したものである。

1. 緒 言

米国においては、戦前から車両冷房はかなり普及していた。わが国において、車両冷房が急速に普及を始めたのは昭和32年以降である。

すなわち、軌道交通においては昭和32年、近畿日本鉄道で戦後始めて冷房装置付特急電車が登場し、続いて日本国有鉄道の特急列車、電車に冷房装置が取付けられた。現在では日本国有鉄道のみならず大手の私鉄の特急電車には、ほとんど冷房装置が取付けられるようになった。

一方、路面交通においても同じころより一部の大形乗用車に対して冷房装置が取付けられるようになり、昭和35年より“セドリック”“トヨペット”などの国産中形車に対しても、積極的に冷房装置が取付けられて乗用車の冷房は著しく普及してきた。

バスにおいては、前記の列車、電車ならびに乗用車の冷房を開始した時期と同じころに冷房装置付バスの登場をみたが、その普及はきわめて少ない現状である。しかし、高速道路の完成とともに長距離急行バスが運行されることになり、これらのバスには冷房装置が取付けられる傾向が多くなってくるとともに、近く開催される東京オリンピックの乗客輸送には、冷房車の必要が強く叫ばれている。このような情勢から、冷房車の生産は急速に増加するものと考えられる。

日立製作所においては、昭和32年に日産自動車と協同してバス冷房の実験車を完成し、各地を走行して冷房負荷、冷房装置の諸問題に検討を加え、バス冷房に関する種々の資料を得た。

これらの実験結果を基にして、実際の営業車に冷房装置をぎ装したが、その代表的なものには、国際観光自動車株式会社の“プリンス号”、近畿日本鉄道株式会社の“やまと号”ならびに、防長交通株式会社の観光バスなどがある。

いずれも好結果を得て、将来のバス冷房の発達に対しての貴重な資料が得られた。

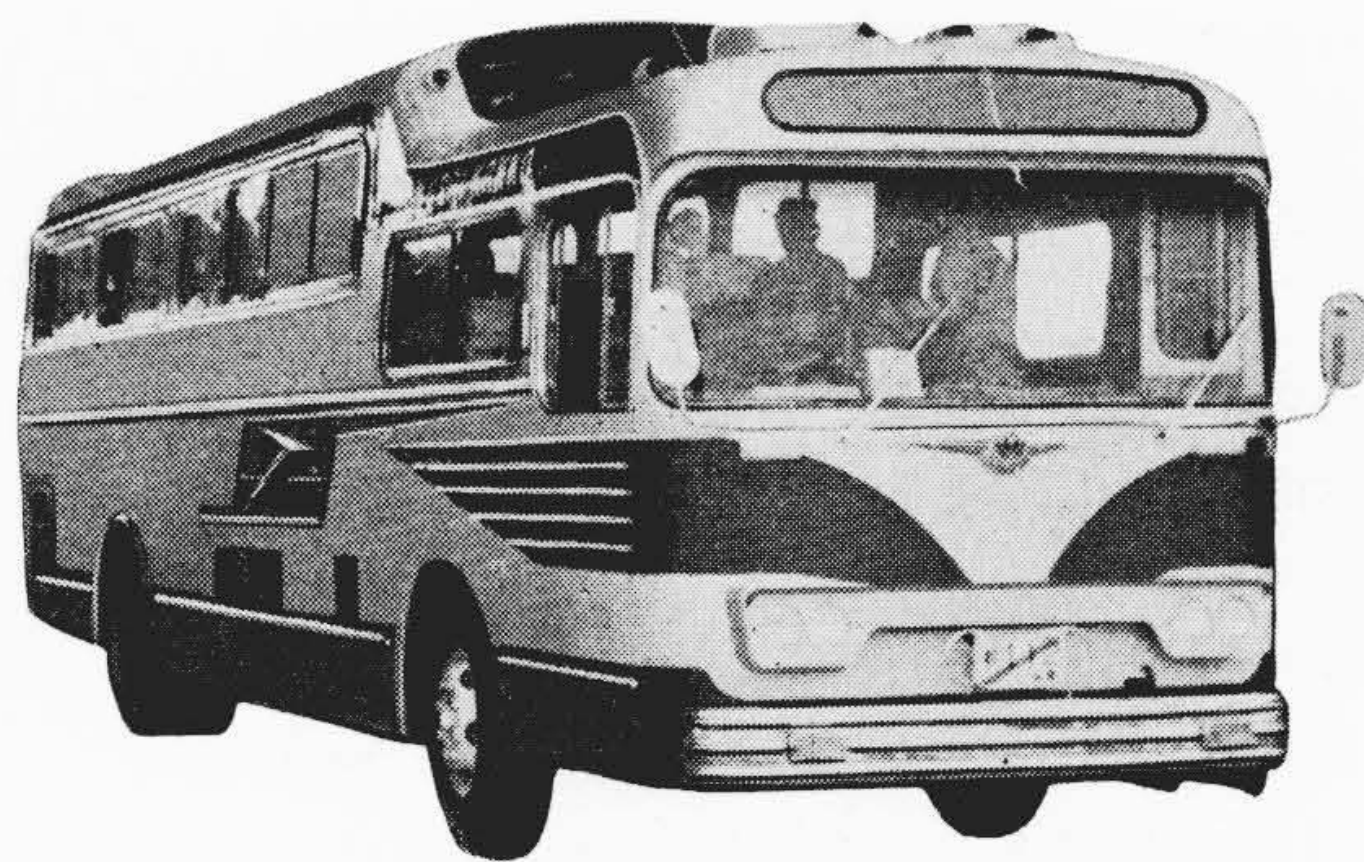
本文においては、これらの代表的なバス冷房装置の冷房能力、構造ならびに、走行試験の結果などについて記述する。

2. バス冷房の歴史

1934年、米国のYellow Truck and Coach社が、初めてバス冷房装置を製作した。この冷房装置は、バスの後部車体に取り付けられ、その駆動にサブエンジンをを用いたものである。また1936年には氷を使った車内冷房も試みられたが、いずれも好評をうるには至らなかった。

当時のバス冷房装置が不評のおもな原因は、バスの車体構造が、

* 日立製作所栃木工場



第1図 “プリンス号” 外観

冷房装置をぎ装するに適していなかったと考えられる。

1937年に至り、リヤエンジンバスが登場してからは、バス冷房装置を車体の床下に取り付けるようになり、性能のよい冷房車が生産されるようになった。

1938年には、冷房車が28台生産され、以後、生産台数が増加して、戦前、700台、1952年には4,000台の多きに達した。

わが国では昭和23年より、バス冷房の研究が始まり、翌年には日本国有鉄道、西日本鉄道、東京芝浦電気ならびに日立製作所が、冷房装置付バスの試作車を完成し、引続いて営業車が生産され、昭和34年までに、冷房車の数は21台に達し、年とともに冷房車の生産台数は増加しつつある現状である。

3. バスの冷房負荷について

バスの冷房負荷の考え方は、本質的には、一般建造物の冷房負荷と異なる点はないが、次のような点に考慮を払う必要がある。

- (1) 車内の気積が小さい割合に、多数の乗客を収容する。
- (2) 車内が狭い割合に、輻射熱、伝導熱が多く、冷房負荷が大きくなる。
- (3) 車内の気積が小さい割合に、冷房負荷が大きいため、送気量も多くなり、したがって、車内の気流の速度が大きい。
- (4) 車高が低く、車幅が狭いため、車内の温度分布が不均一になりやすい。

次に、冷房負荷の計算を行うにあたって、車内の温湿度条件、新鮮空気の採取量を決定せねばならない。

快適な車内の温湿度は、個人個人によって相違するが、Hans.H. Brehmによれば、温度26°C、湿度55%を推奨している。標準の外気の温湿度は、わが国では一般に、温度32°C、湿度68%を採用している。

また、新鮮空気の採取量は、1人当り11 m³/h必要であるとされている。

以上の前提条件に基づいてバスの冷房負荷の計算を行ってみる。

計算の対象車として第1図の“プリンス号”を選定する。このバスは、昭和34年に完成したもので、日立製作所が納入したバス冷房装置がぎ装されている。

第2図に“プリンス号”の車体寸法ならびに座席配置を示す。

このバスは非常に大形のもので、いすゞ自動車株式会社の標準形と比較すると第1表のようになる。

第2表は車体の防熱の状況と壁の面積、第3表は計算を行うための設定諸元を表記したものである。

以上の諸条件より冷房負荷を計算すると、次のような値となる。

乗客から発生する熱量：

4,200 kcal/h

乗客が必要とする新鮮空気の冷却熱量：3,540 kcal/h

車体壁面からの伝導熱量：3,151 kcal/h

窓ガラスからの輻射熱量：2,920 kcal/h

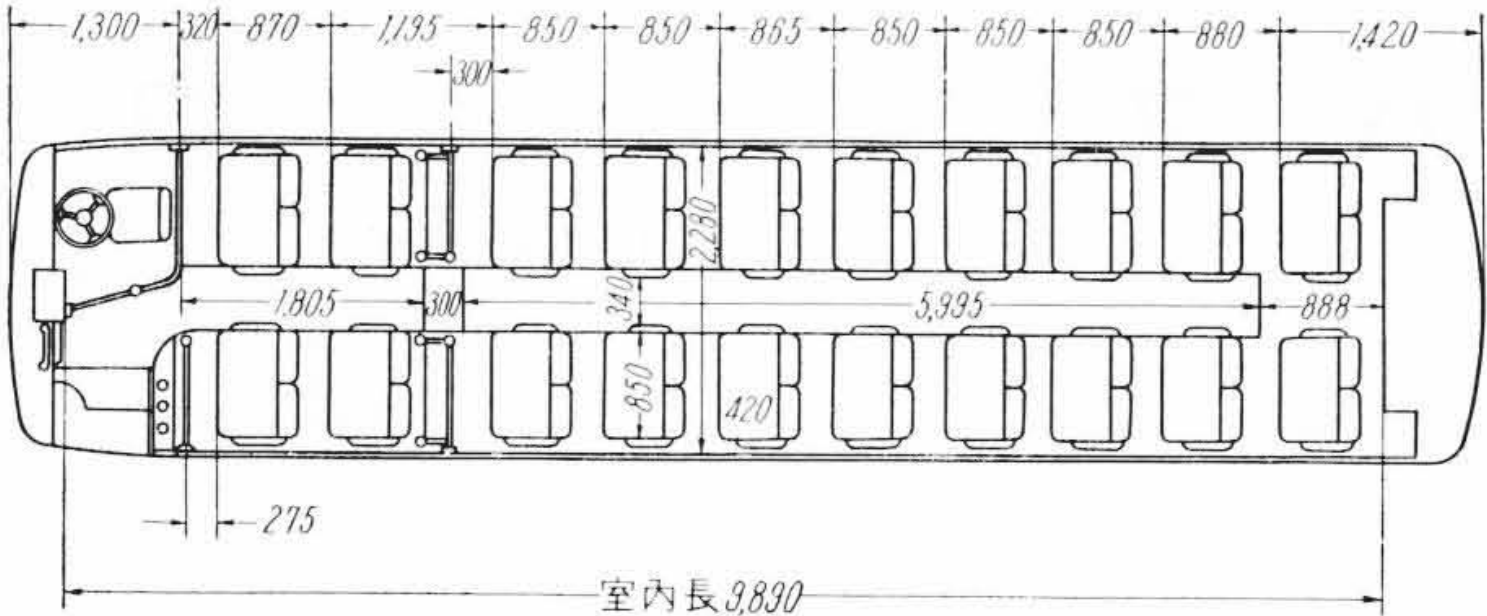
窓ガラスからの伝導熱量：329 kcal/h

その他：280 kcal/h

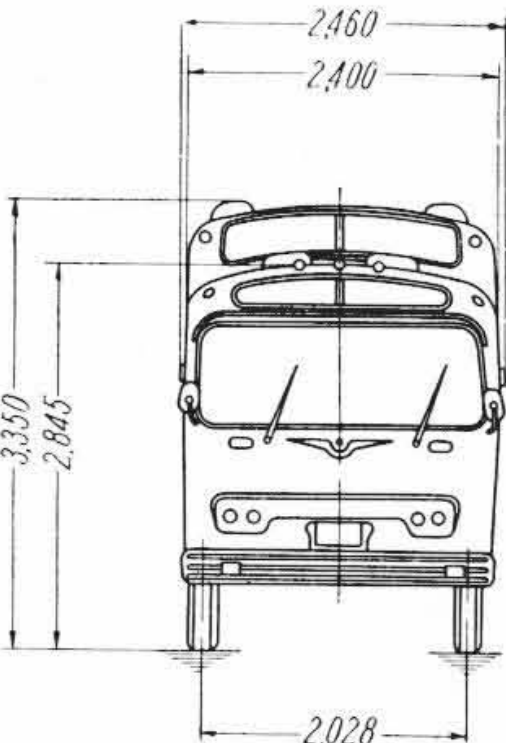
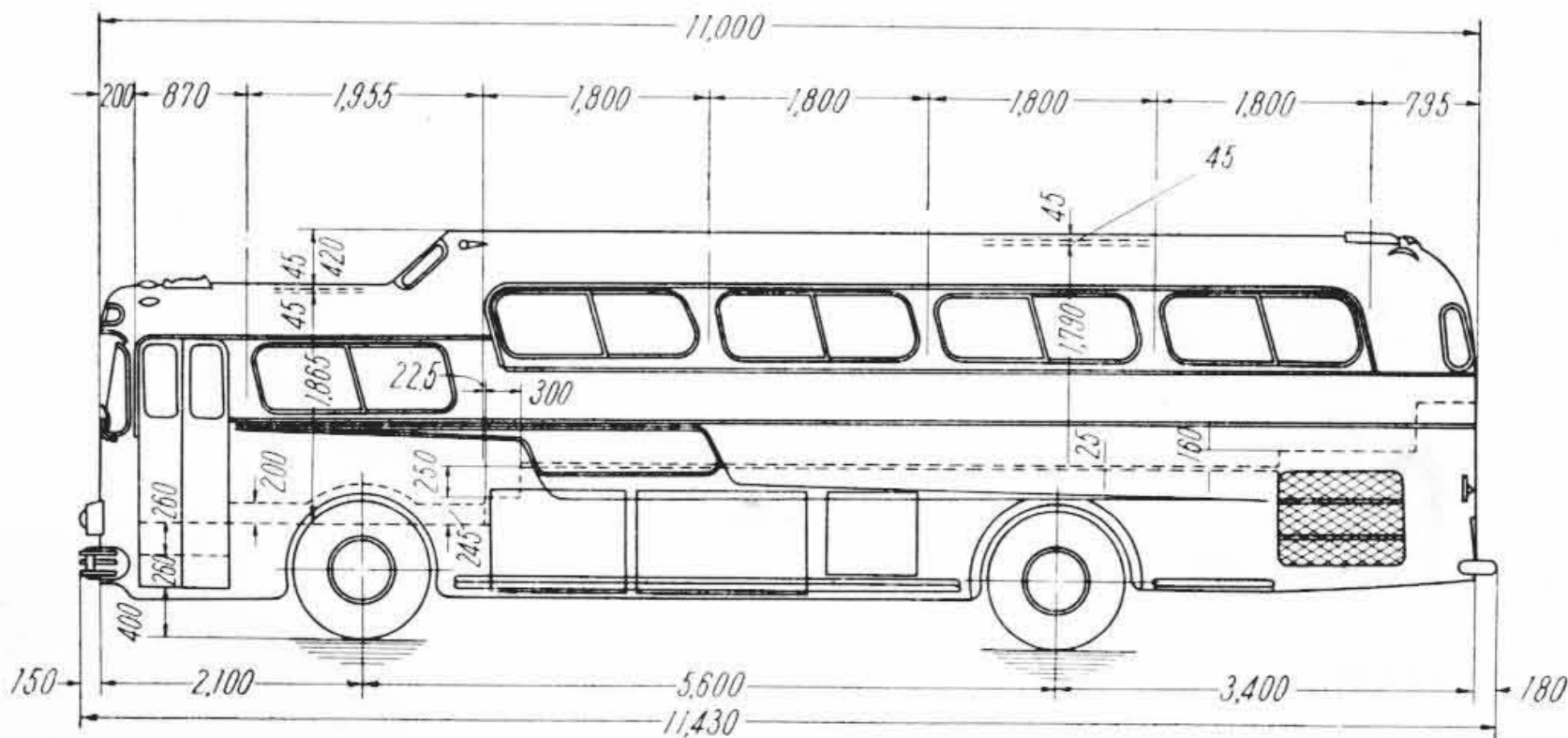
合計 14,420 kcal/h となる。すなわち、このバスの冷房負荷は、

第1表 BH-162 形“プリンス号”と BC-151 形
リヤエンジンバスの比較

形	式	BC-151	BH-162
車 体 重 量 (kg)		8,235	10,680
定 員 (人)		49+30+2=81	40+0+2=42
車 体 総 重 量 (kg)		12,690	13,210
外 法 寸 法 (m)	長 さ	10.400	11.430
	幅	2.490	2.490
	高 さ	4.015	3.350
客 室 寸 法 (m)	長 さ	9.190	9.890
	幅	2.280	2.280
	高 さ	1.910	1.865 1.790
空車荷重分布 (kg)	前 輪	2,195	2,710
	後 輪	6,040	7,970
積車荷重分布 (kg)	前 輪	4,055	3,775
	後 輪	8,635	9,435
積 車 フ ロ ン ト (%)		32.0	28.5
輪 距 (m)	前 輪	2.016	2.002
	後 輪	1.820	1.820
形 式 (年 式)		BC151P (59)	BH162P (59)
原 動 機 の 形 式		DH100	DH 100 T (ターボ チャージャー付)
排 気 量 l		10.179	10.179
軸 距 (m)		5.335	5.600
オーバードライブ前 (m)		1.980	2.100
オーバードライブ後 (m)		2.755	3.400
タ イ ヤ サ イ ズ		10.00-20-14P	11.00-20-14P
積車時タイヤ 荷重割合 (%)	前 輪	90.7	75.1
	後 輪	96.6	93.8
最 大 傾 斜 角 (左右)		370	370
エ ン ジ ン 懸 吊		横	縦
最 高 速 度 (km/h)		101	109(オーバードライブ付)
最 小 回 転 半 径 (m)		9.3	10.2
最 高 出 力 (PS/rpm)		180/2,300	230/2,300
最 大 ト ル ク (kg-m/rpm)		65/1,200	81/1,600
機 関 重 量 (kg)		820(860)	855(895)
バ ッ テ リ 2 (個)		N150-12 12V 150A	8D 12V 200A



第2図
“プリンス号”寸法図



14,420 kcal/h である。米国の文献によると、40 人乗バスの冷房負荷は、約 12,000 kcal/h (4 RT) と示されているから、この計算は、大体一致していることがわかる。

一般に、冷房装置をぎ装するようなバスは大きさ、構造ともに、“プリンス号”と相違がない。したがって、バスの冷房負荷を左右するおもな要素は、乗客数であるといえる。

ここで、乗客数に応じたバスの冷房負荷を計算し、これを列記すると

第2表 車体壁面構成要素と壁表面積

		面積 (m ²)	構 成
屋 根	ガ ラ ス	1.23	6 m/m 合せガラス (熱線吸収)
	剛体接統面	5.31	52S (1.2 t) 鉄材, ハードボード (3.5m/m)
	断 熱 面	24.27	52S (1.2 t) パラマウントグラスウール (40m/m) ハードボード (3.5m/m)
側 面	右 ガ ラ ス	4.9	5 m/m 強化ガラス (ミガキ) (熱線吸収)
	右 剛体接統面	1.65	52S (1.2 t) 鉄材, ハードボード (3.5m/m)
	右 断 熱 面	11.74	52S (1.2 t) パラマウントグラスウール (40m/m) ハードボード (3.5m/m)
	左 ガ ラ ス	4.97	5 m/m 強化ガラス (ミガキ) (熱線吸収)
	左 剛体接統面	1.81	52S (1.2 t) 鉄材, ハードボード (3.5m/m)
	左 断 熱 面	11.51	52S (1.2 t) パラマウントグラスウール (40m/m) ハードボード (3.5m/m)
前 面	ガ ラ ス	1.59	10m/m 合せガラス (ミガキ) (熱線吸収)
	剛体接統面	0.72	52S (1.2 t) 鉄材, ハードボード (3.5m/m)
	断 熱 面	4.1	52S (1.2 t) パラマウントグラスウール (40m/m) ハードボード (3.5m/m)
	ガ ラ ス	1.01	5 m/m 強化ガラスおよび 6m/m 合せガラス (熱線吸収)
後 面	剛体接統面	0.66	52S (1.2 t) 鉄材, ハードボード (3.5m/m)
	断 熱 面	4.33	52S (1.2 t) パラマウントグラスウール (40m/m) ハードボード (3.5m/m)
床	断 熱 面	25.9	18m/m ベニヤ板および 5m/m リノリウム, ロンリウム

第3表 設 定 諸 元

項 目	単 位	数 量
車 外 温 度	℃	32
車 外 湿 度	%	68
車 内 温 度	℃	26
車 内 湿 度	%	55
水平面の受ける輻射熱量	kcal/hm ²	900
垂直面の受ける輻射熱量	kcal/hm ²	250
人体から発生する熱量	kcal/h	100
新 鮮 空 気 の 摂 取 量	m ³ /h	11

40 人乗バス： 14,420 kcal/h
60 人乗バス： 18,280 kcal/h
80 人乗バス： 22,160 kcal/h
となる。

しかし現実の問題として、冷房装置をぎ装するバスでは、冷房装置をぎ装することによって、車の重量が増加する。

したがって、80 人乗バスの場合には、冷房装置をぎ装すると、車体の制限重量をこえてしまうので、乗客を 10 名程度減ずる必要があるから、冷房装置付バスの最大乗客数は、70 人が限度と思われる。

以上のことから、冷房装置付バスの最大冷房負荷は 20,220 kcal/h となり冷房装置の冷房能力は約 21,200 kcal/h (7 RT) を計画すれば十分である。

4. バス冷房装置の駆動方式

冷房装置を駆動する方式には、バスの主エンジンから直接動力を得る主エンジン方式と、冷房装置を駆動する目的で搭載された小形エンジンから動力をうるサブエンジン方式の二とおりがある。

この両者を比較すると、次のようになる。

(1) 主エンジン方式

おもにリヤエンジンバスに適した方式である。すなわち、エンジン主軸にプーリまたは、そのほかの駆動機構を取付け、冷房装置に動力を伝達する方法である。

この方式では冷房装置の重量は軽く、駆動機構も簡単であるが、乗用車のように、車体抵抗の割合にエンジン出力の大きい場合は支障はないが、バスでは、エンジン出力に余裕が少ないから、次のような欠陥が生じる。

(a) 冷房装置を駆動するトルクのためにバスの加速性能が低下する。

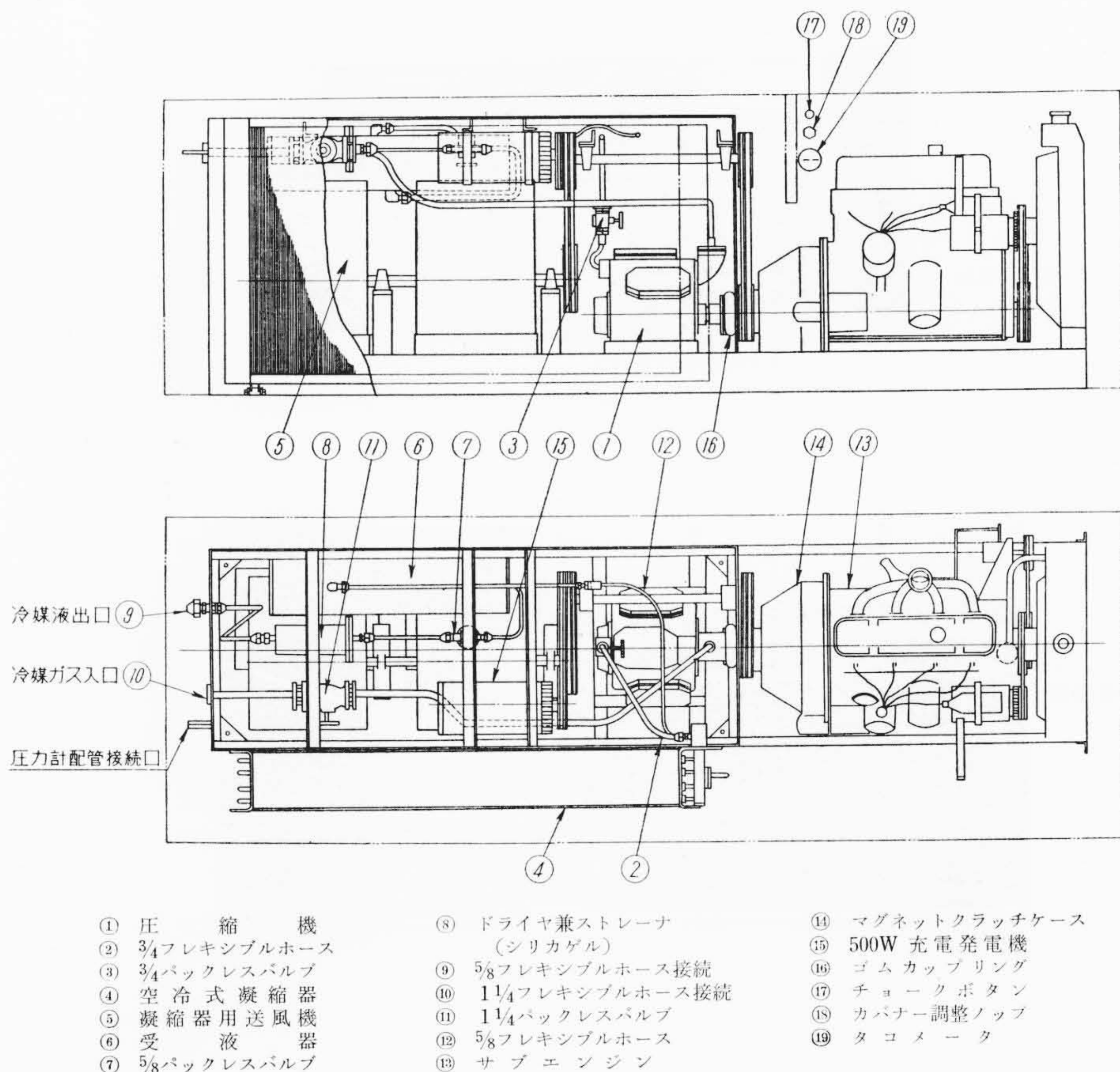
(b) エンジンの走行出力が減ずるから、登坂速度が低下する。

(c) 常にエンジンを高出力で運転することになるため、エンジンの過熱が起きやすい。

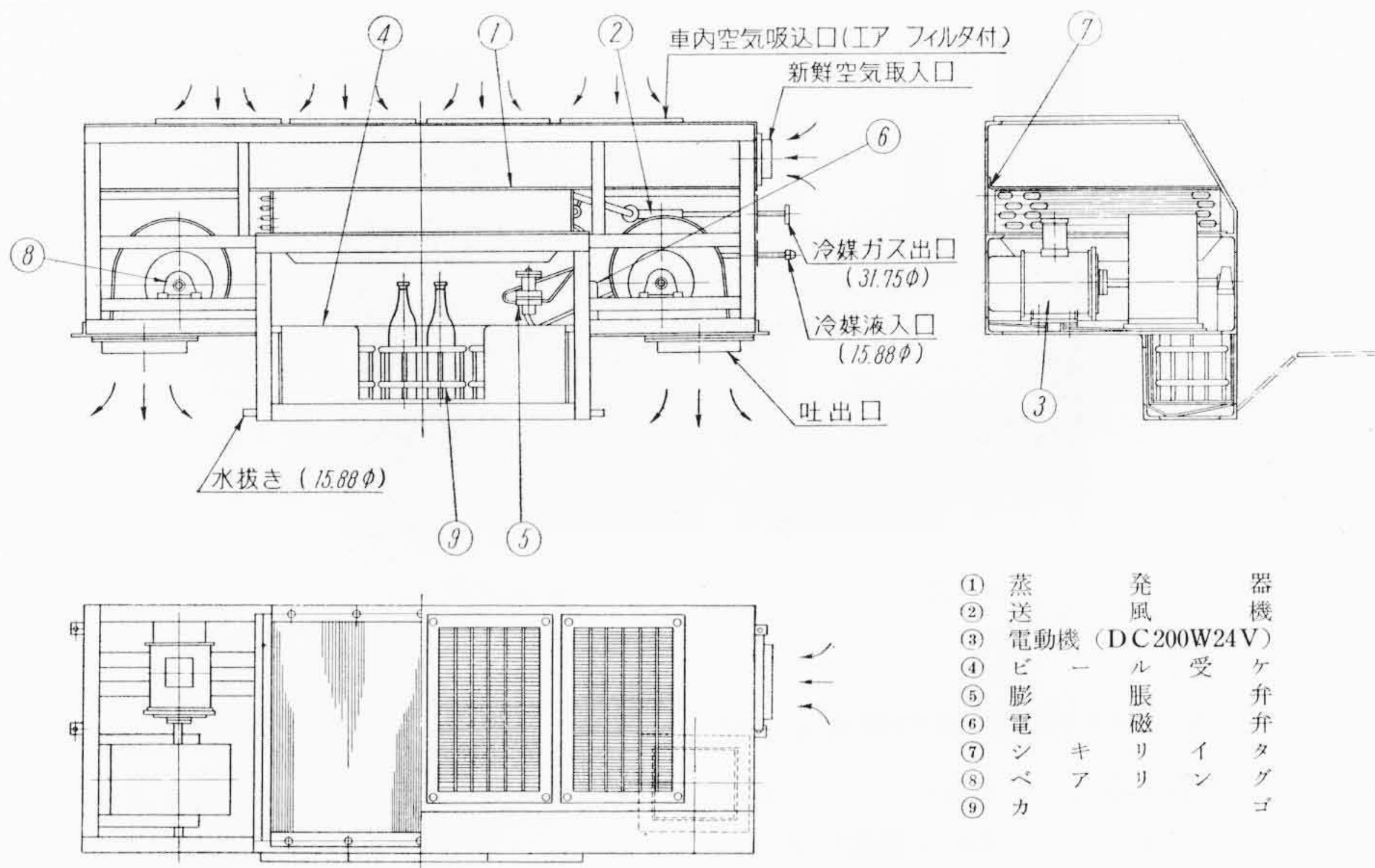
(d) 駐車時に車内の冷房を行うために、エンジンを高い回転数で運転する必要がある。また、バスの走行時のエンジン回転数によって、冷房能力が左右されるから、市内を走行する場合は、発進、停止の回数が多くなり、常に、希望する車内の温湿度をうることはむずかしい。

(2) サブエンジン方式

この方式は、リヤエンジンバス、アンダーフロアエンジンバス



第3図 “プリンス号” のコンデンシングユニット構造図

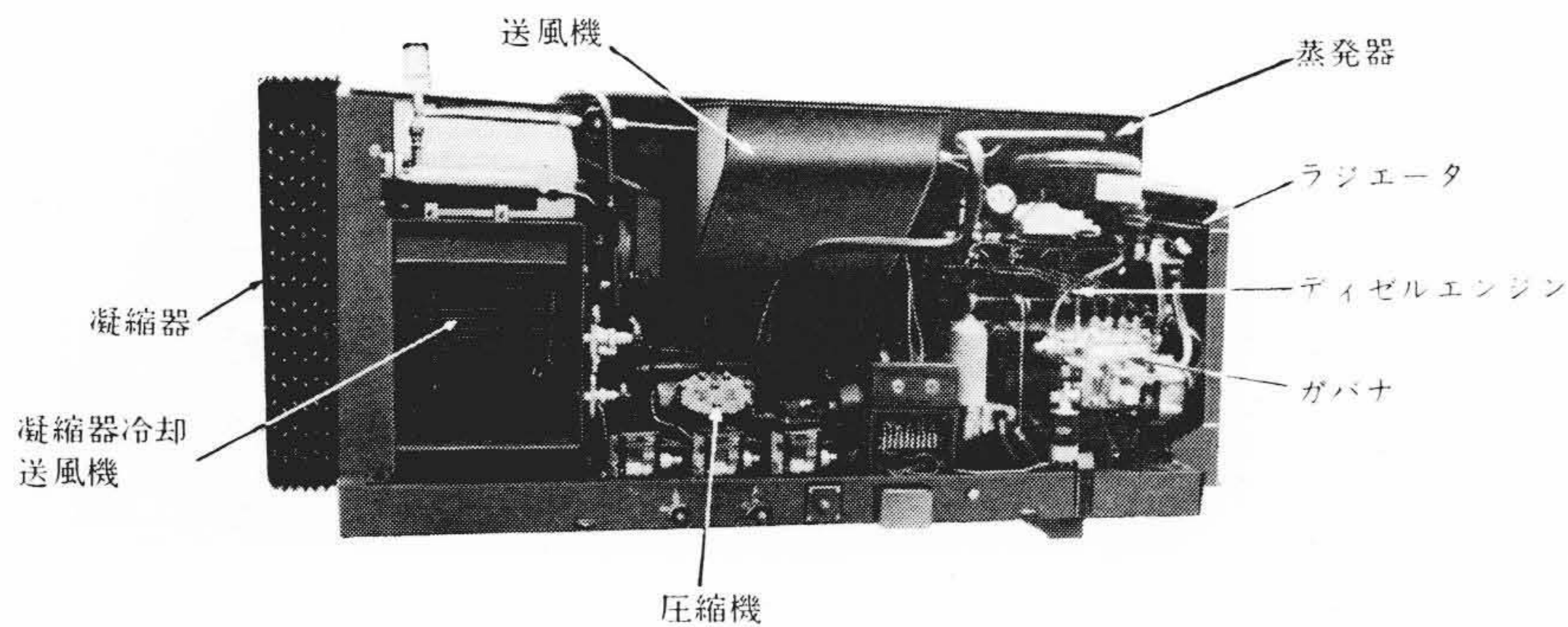


第4図 “プリンス号” のクーリングユニット構造図

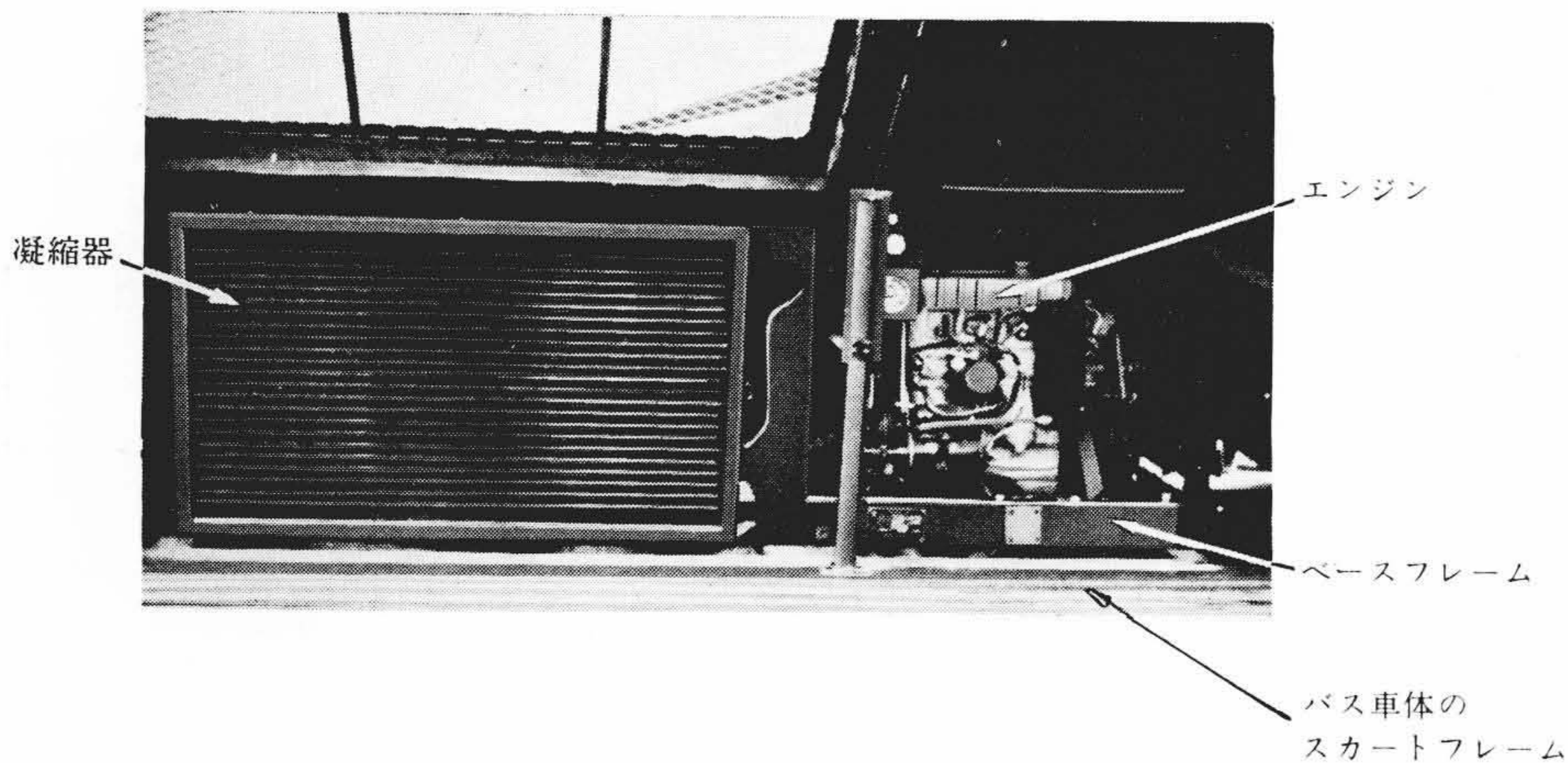
など冷房装置を取付けることのできる大形バスのいずれにも適した冷房装置の駆動方法である。

この方式では、冷房装置にサブエンジンを搭載するため重量が増加し、電気系統、燃料系統の二本立などで保守が多少複雑となり、サブエンジンの冷却などでぎ装上のやりにくい点もあるが、冷凍機を最適な条件で運転できるからバス冷房の目的は、完全に達成される。

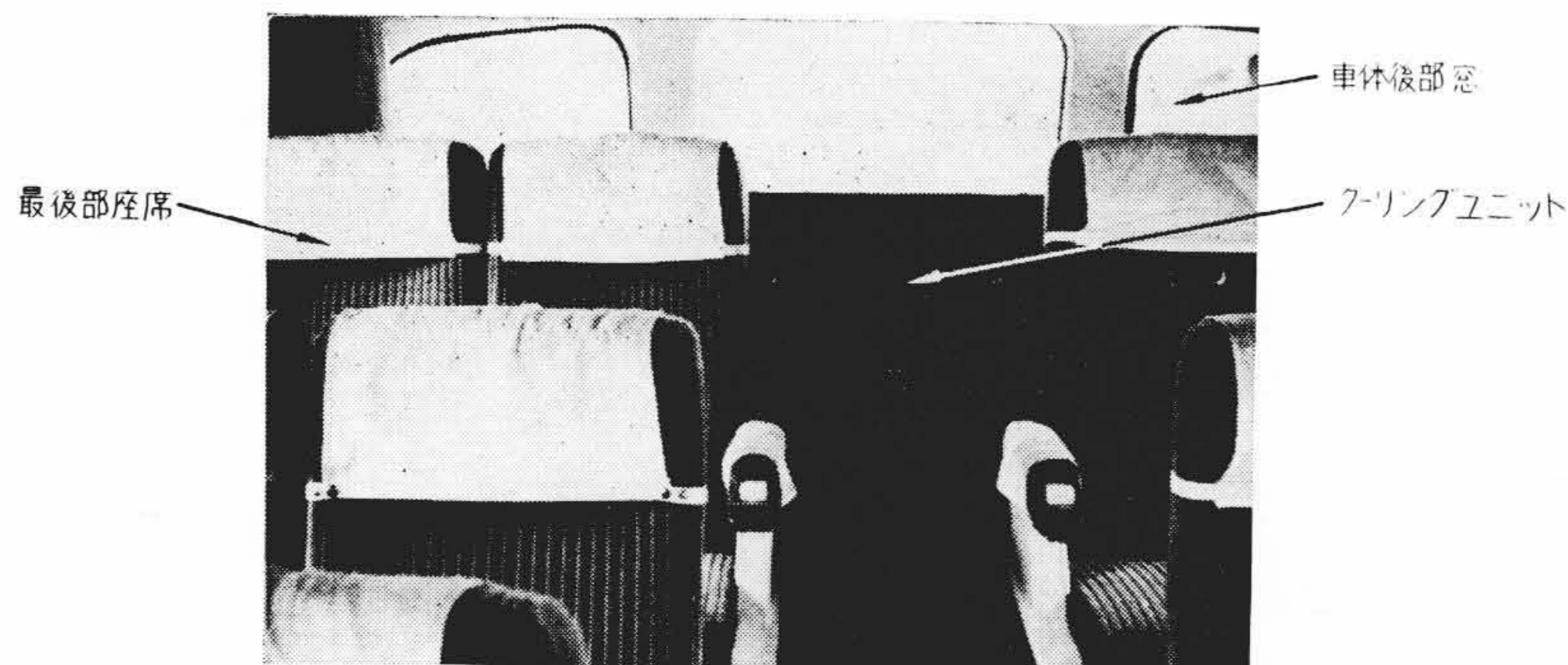
当社では、この両方式を十分検討した結果、バス冷房装置の駆動方式は、サブエンジン方式を採用することにした。



第5図 “やまと号”の冷房ユニット



第6図 “プリンス号”のコンデンシングユニット



第7図 “プリンス号”のクーリングユニット

5. バス冷房装置の構造とぎ装

冷房装置をぎ装するような大形バスは、おもにリヤエンジンバスと、アンダフロアエンジンバスの2機種に限られている。

リヤエンジンバスにぎ装する冷房装置は、コンデンシングユニットとクーリングユニットからなるスプリット式のものが適しており、アンダフロアエンジンバスでは、冷房機器を一括して取りまとめたパッケージ式のものが適している。

第3図は“プリンス号”のコンデンシングユニットの構造図、第4図は同じくクーリングユニットの構造図である。この2機器をゴムホースの冷媒配管で接続し、冷房装置として車体にぎ装する。

第5図は“やまと号”の冷房ユニットである。前者は、リヤエンジンバス用の冷房装置、後者は、アンダフロアエンジンバス用冷房装置の例を示したものである。

リヤエンジンバスに冷房装置をぎ装するには、パネの機器配置の関係から、コンデンシングユニットは第6図のように、車体の進行

方向左側面、または右側面の床下にぎ装することが適当である。コンデンシングユニットを床下にぎ装すると、車の前輪および懸垂機構が障害となり、サブエンジンのラジエータの通気が悪くなる。したがって、ラジエータにファンのシュラウドを付けてファンの吸入量を多くするとともに、前輪の懸垂機構部の車体フレームに通気口を設け、ラジエータの吸気を容易にする必要がある。また、コンデンシングユニットの凝縮器部をおおう車の外板は、風の抵抗の少ないエキスパンドメタルを使用し、凝縮器の冷却空気の通過を容易にし、さらに、ラジエータならびにエンジンからの熱風が凝縮器に吸入されることのないように、凝縮器外周をゴムパッキングでシールする必要がある。

このようなことは、われわれが“プリンス号”の冷房装置のぎ装時に体験したことで、冷房装置の製作者から車体の製作者に助言し車体設計の当初から考慮を必要とするところである。

このほかに、冷房装置の防振の問題がある。“プリンス号”の場合は車体のフレームが強固であったので防振ゴムを使用せずに、直接、車体へコンデンシングユニットを取付けても支障はなかったが、車によってはコンデンシングユニットを防振ゴムを介して、車体にぎ装するような考慮も必要となる。

クーリングユニットは、第7図の“プリンス号”の例のように車体の最後部にぎ装することがよい。

このように配置された2機器を、ぎ装作業が容易なゴムホースをもっ

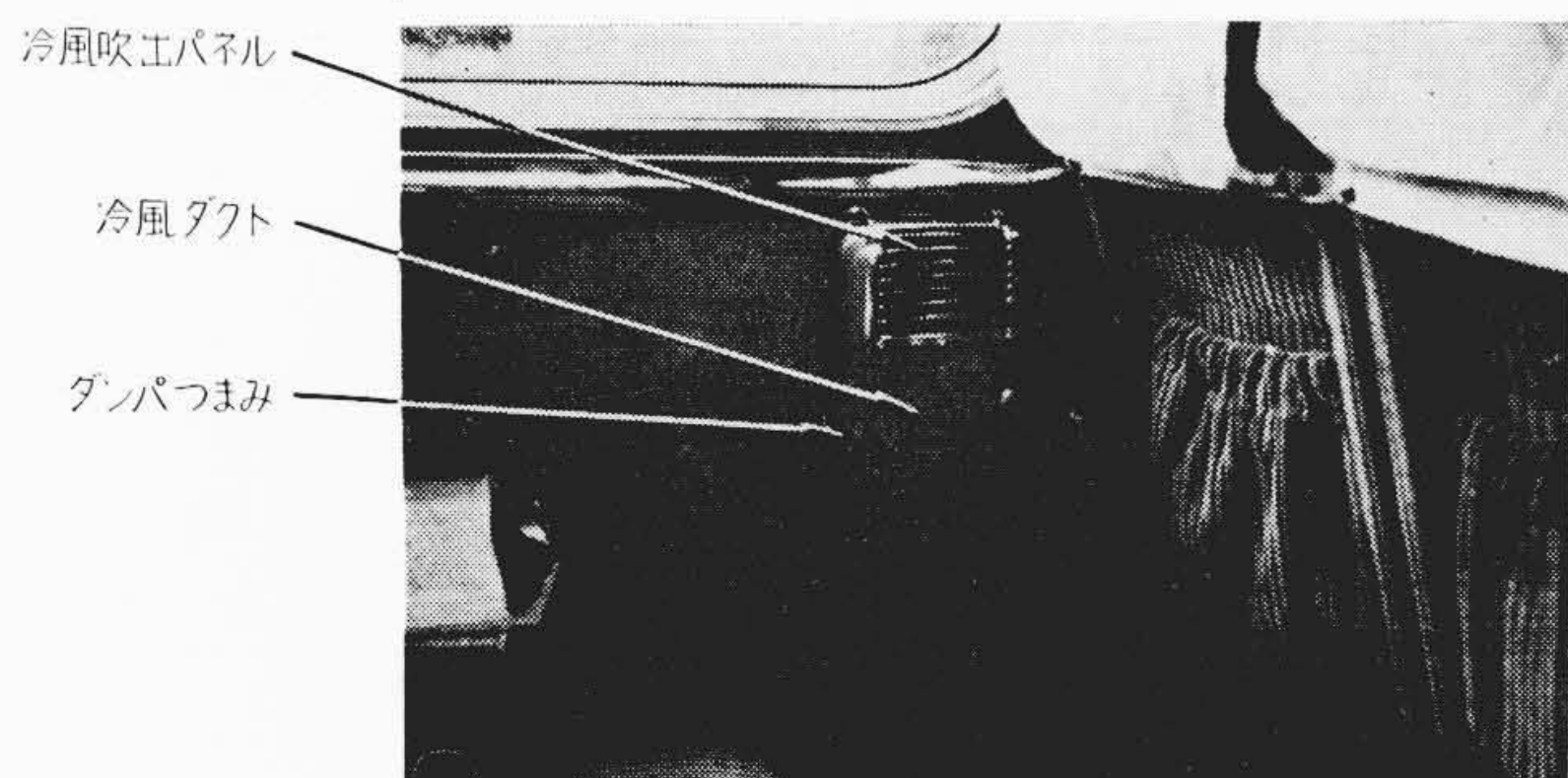
て配管する。

冷房装置の電気系統は集中的に結線し、冷房装置の運転、停止、ならびに監視は運転手席で行うことができる。

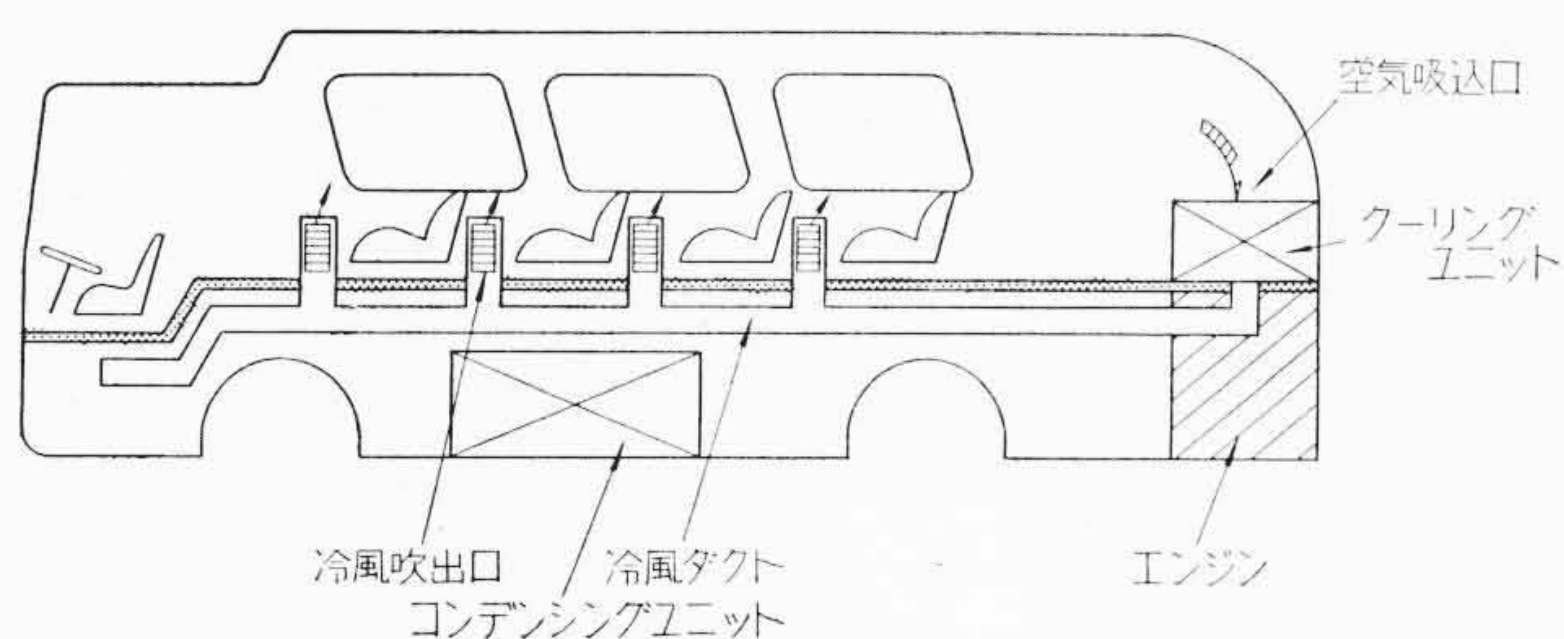
第8図、第9図は、“プリンス号”の冷風ダクトの状態を示したもので、クーリングユニットより、いったんだクトを床下に導き、各座席の窓側面に立上げて車内に冷風を吹き出すようにしてある。

一般の車では、床下よりも天井中央に一本のダクト、または天井の両隅部に2本のダクトを設け、これより冷風を吹き降すようなものが多い。この場合はクーリングユニットの送風機吹出口は上向きの構造になっている。

アンダフロアエンジンバスは、エンジンが車の中央床下にあるため、コンデンシングユニットとクーリングユニットに分離した冷房装置をぎ装するよりも、むしろ第5図の“やまと号”の冷房ユニットのような形式のものを車の最後部座席の下側にぎ装することが適している。したがって第10図に示すように冷房ユニットを車の中にすべり込ませることが、簡便なぎ装方法である。



第8図 冷風ダクト (プリンス号)

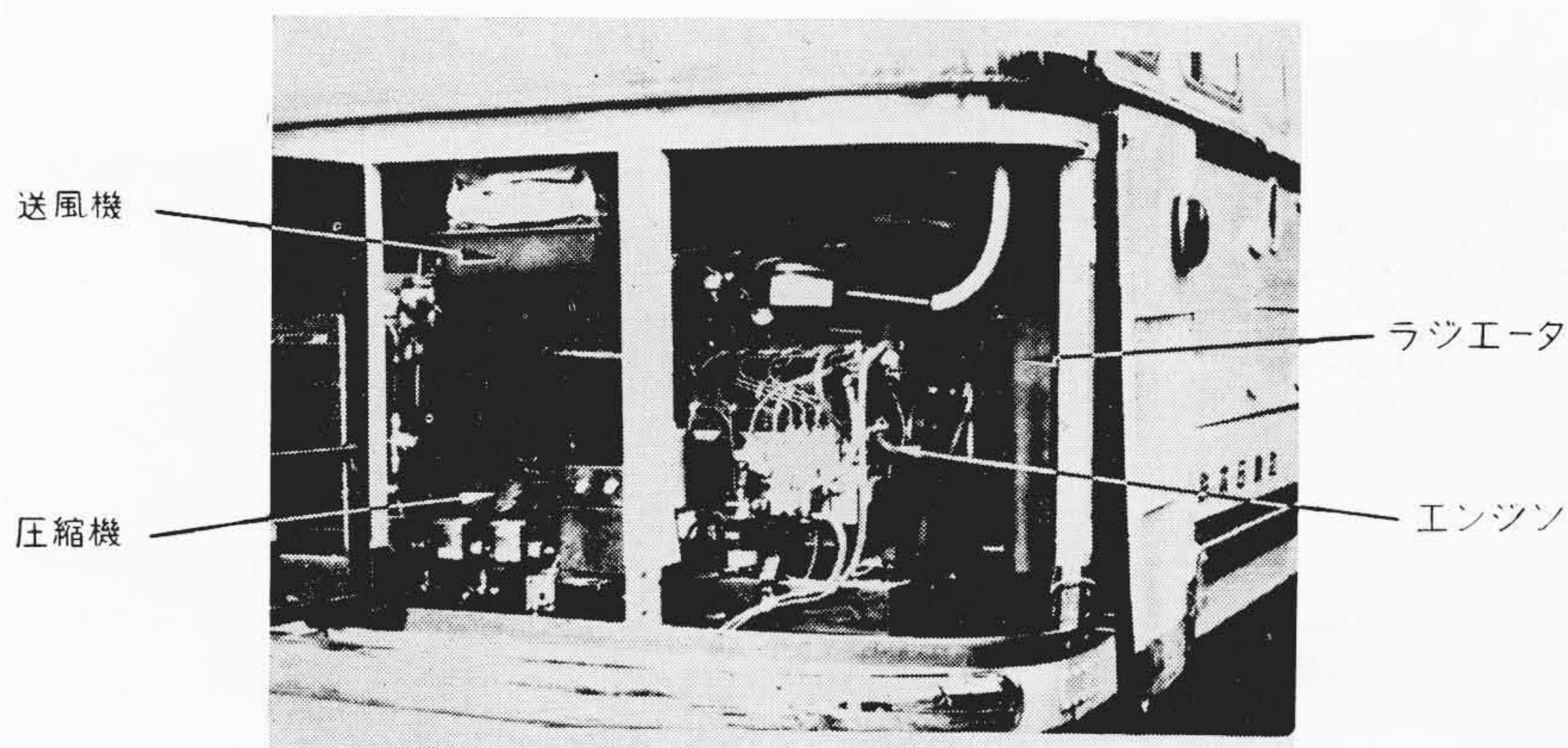


第9図 冷風ダクトとクーリングユニットの関係(プリンス号)

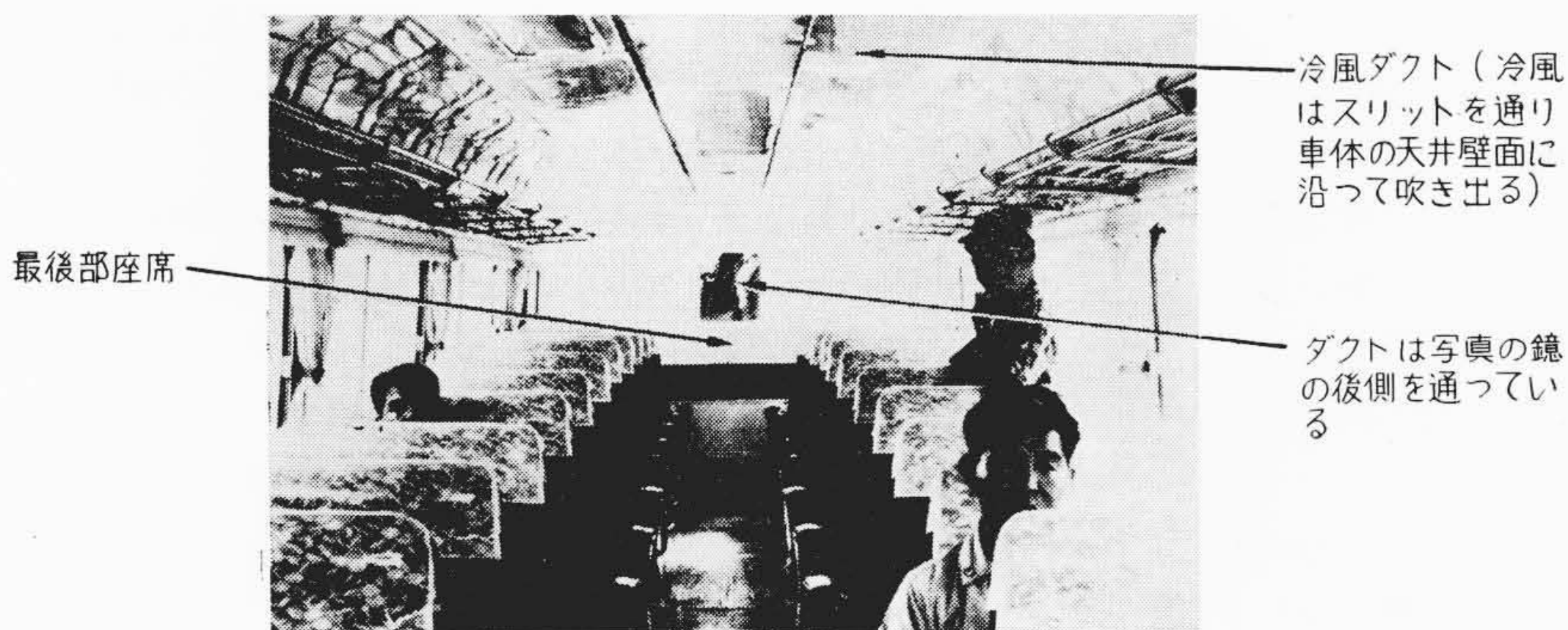
このような冷房ユニットになると、サブエンジンのラジエータ、および凝縮器の冷却空気は車の後部両側面より吸い込み、車の後方に排気する方法を採るため、前記のコンデensingユニットのように、エンジンの熱がショートサーキットすることはない。

“やまと号”の冷房ユニットのサブエンジンには、ディーゼルエンジンを用いているから、燃料系統、電気系統もバス本体と一本化することができた。

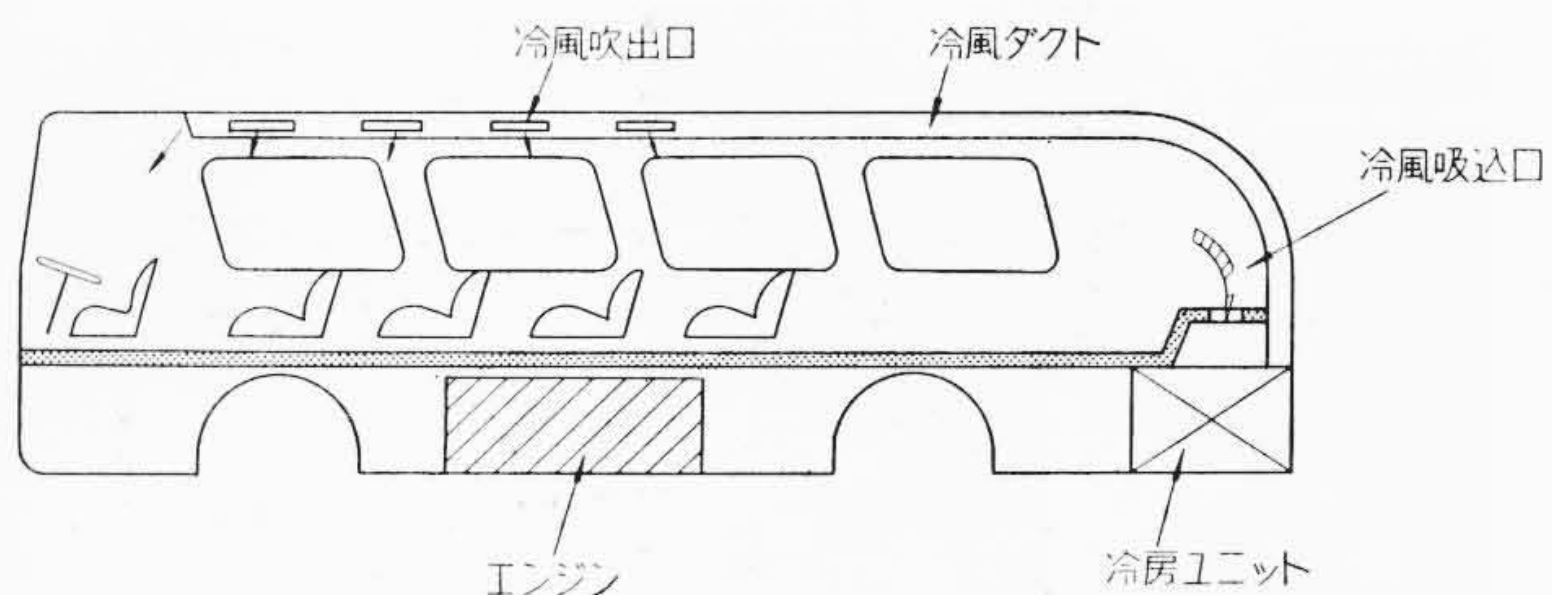
このようなことからサブエンジンには、今後ディーゼルエンジン



第10図 “やまと号”の冷房ユニット



第11図 冷風ダクト (やまと号)



第12図 冷風ダクトと冷房ユニットの関係 (やまと号)

を採用する方向に進んでいる。

“やまと号”のダクトは第11図、第12図に示すように冷房ユニットから防熱したキャンバスダクトとつながり車の天井に取り付けられ、冷風は天井ダクトの側面スリットを通して、各座席に吹き降すようになっている。

以上のように、バス冷房装置は車の構造によって寸法構造も相違するが、今後ともリヤエンジンバスには、コンデensingユニットとクーリングユニットからなるスプリット式の冷房装置、アンダフロアエンジンバスには、パッケージ式の冷房装置が製作され、ぎ装されるものとする。

6. 冷房装置の機器の仕様と構造

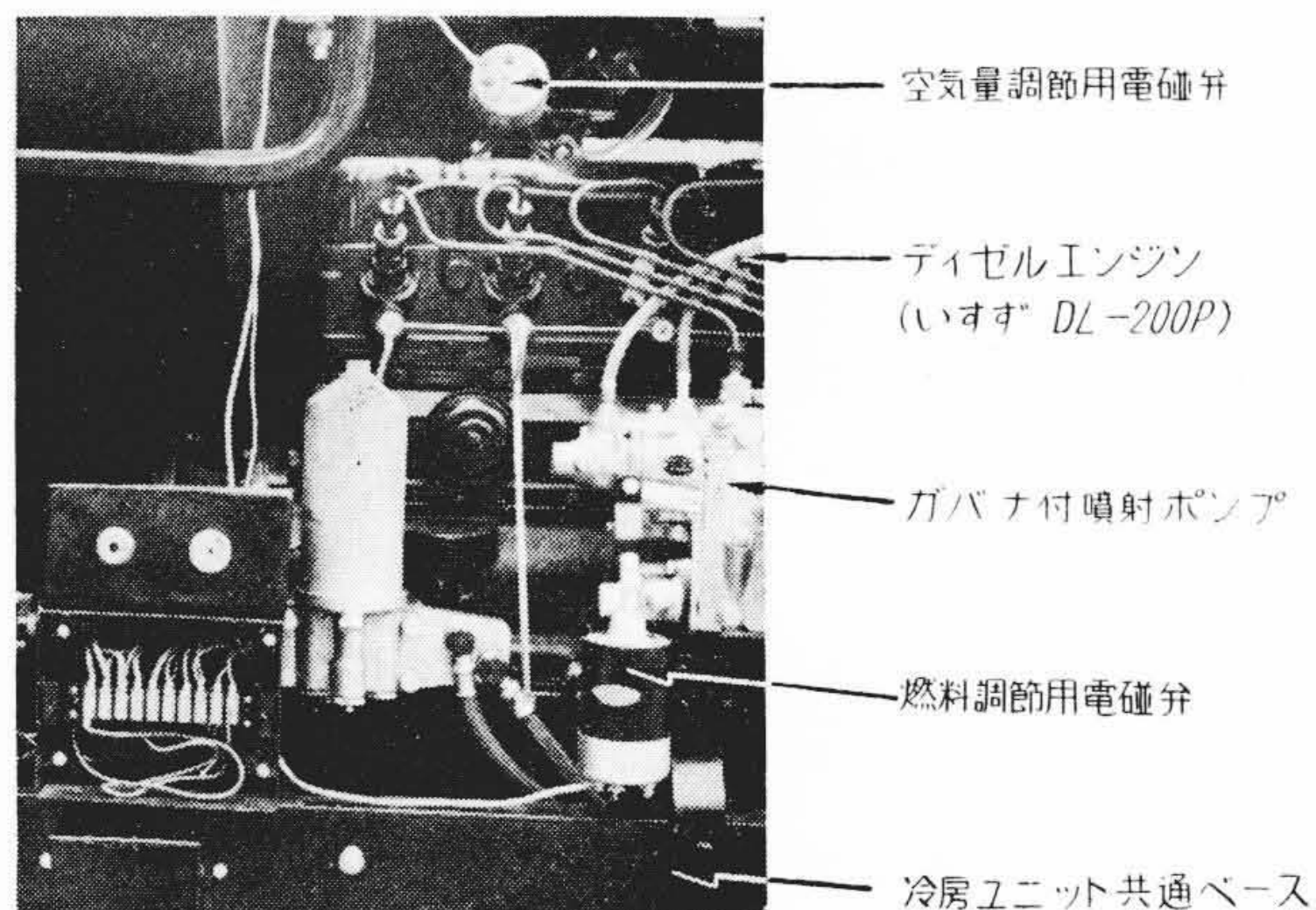
(1) サブエンジン

冷房装置の駆動用ガソリンエンジンとしては、日産自動車株式会社製のエンジンを用いる場合は、310-C形エンジン(988 cc, 17馬力), 310-E形エンジン(1,189 cc, 19.5馬力)などが適している。圧縮機は、2,000 rpm で運転するように設計してあるから、エンジンにガバナを取付け、常に2,000rpm 前後の回転数で運転する。

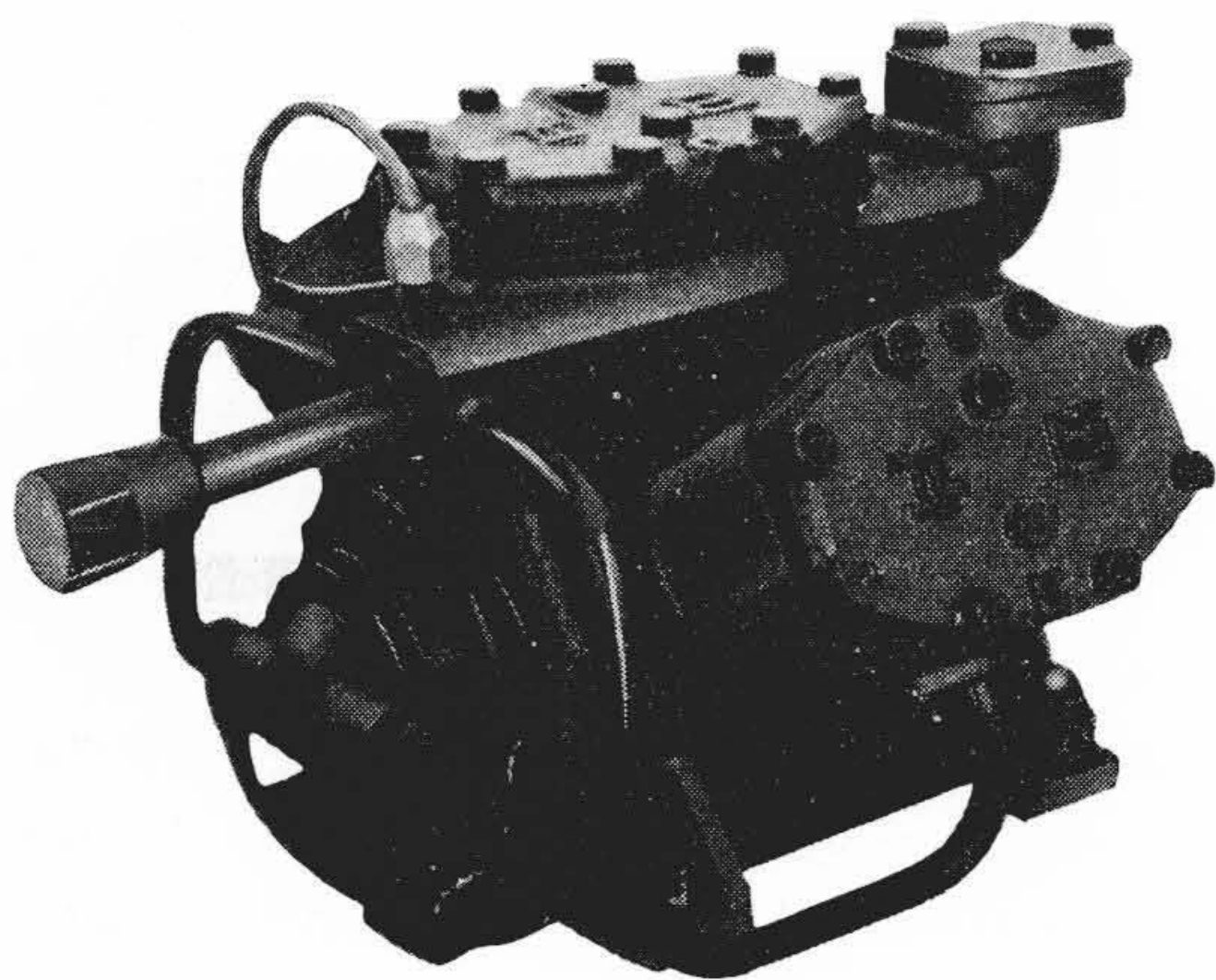
ディーゼルエンジンとしては、いすゞ自動車株式会社製の DL-200 P (26馬力) が適している。このエンジンは、いすゞの“エルフ”に搭載しているため、他社の同種類のエンジンに比べ2,000 rpm 以上の回転数を出しうるもので、ガソリンエンジンと同様ガバナを取付け、2,000 rpm で運転する。

冷房装置を駆動するに要する動力は、冷房能力が18,000 kcal/h (6 RT) 級の冷房装置では13~14馬力、21,000 kcal/h (7 RT) 級の冷房装置では17~18馬力程度である。このようにサブエンジンの出力に余裕はあるが、冷房装置に組み込んで車体にぎ装すると、ラジエータの冷却不足、エンジンのオイル冷却不足を起しやすい。これを防ぐためには、あらかじめラジエータ、オイルパンの面積を大きくし、風量の多いファンを取付け、ときにはオイルクーラを取付けねばならない。

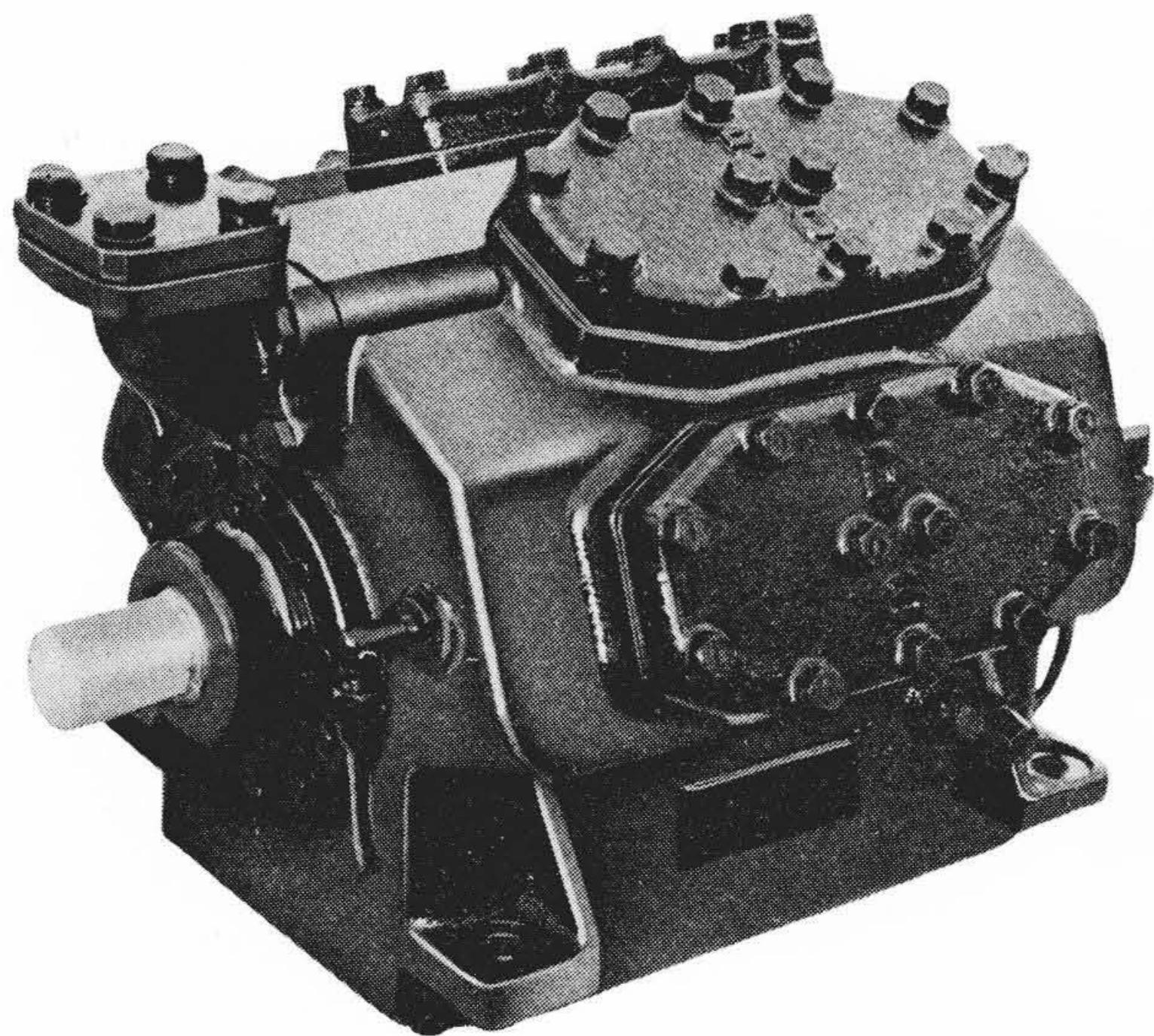
電装品、気化器類は、標準品をそのまま使用してもなんら支障はないが、サブエンジンのエアクリーナの空気は、エンジン周囲から直接吸気するよりは、車内、または、車体に設けたエンジン吸気ダクトから直接取り入れる



第13図 ディーゼルエンジン速度制御写真



第14図 6気筒圧縮機



第15図 8気筒圧縮機

ほうがよい。主エンジンのエアクリーナを共用して、サブエンジンの空気を取ると、車が加速したときにサブエンジンの吸気量が減少することがあるので、エアクリーナは個々にわけておかねばならない。

ディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンよりも同一回転数で騒音が高くなることは避けられない。したがってサブエンジンにディーゼルエンジンを採用したときは、停車時にエンジンの回転数を下げ、エンジン騒音を少なくし、周囲に対して影響を少なくするように考慮を払う必要がある。第13図はディーゼルエンジ

第4表 圧縮機の仕様

形 式		FVW6-AL	FVW8-AL
気 筒 径	mm	50	50
衝 程	mm	35	35
気 筒 数		6	8
気 筒 容 積	cc/rev	412	550
最 高 回 転 数	rpm	2,500	2,500
給 油 方 式		ギヤポンプ使用	
軸 封 装 置		メカニカルシール	

ンの回転数を制御する機構である。

エンジンから冷房装置への動力伝達には、電磁クラッチを用いると、エンジンの始動が容易になり、同時に、冷房装置の保護装置と電磁クラッチを連動させ、冷房装置が安全に運転が行える。

(2) 圧縮機

冷房装置の圧縮機は、占有体積が小さく、重量が少なく、振動も少ないことが必要であるから、高速回転数で運転し、かつ、トルクの脈動の少ない小形多気筒圧縮機が望ましい。第4表は圧縮機の仕様であり、第14図、第15図は圧縮機の外観を示す。

この圧縮機は長時間の連続運転に十分耐え、部品交換を必要としない安全度の高い設計を行い、定格回転数は2,000 rpmであり、エンジンとは、ゴムカップリングで直結する。圧縮機側カップリングにはベルトみぞを設け、2本のベルトにより凝縮器冷却用送風機とダイナモへ動力を伝達する。

(3) 凝縮器

一般に空冷式凝縮器は、アルミニウムフィン付パイプのものを使用するが、日立製作所では小形軽量で効率のよいアルミブレイジングのコンパクト形凝縮器の研究を行い、良好な成績結果が得られたので、防長交通株式会社納以降の冷房装置から、この種の凝縮器を採用している。

(4) 蒸発器

蒸発器は、アルミニウムフィン付パイプのものを使用する。バス冷房装置の蒸発器は、一般の冷房機と相違して構造が制限されるから伝熱面積の決定、クーリングユニット内部の部品配置ならびに風速分布について特別に考慮を払った。

(5) 送風機

凝縮器を冷却する送風機は、風量が多くなければならず、反面寸法的に小形の体積に取りまとめねばならぬためシロッコファンを用いた。

吸気は車体側面より取入れ凝縮器を通して、送風機に吸込まれる。排気は動力伝達軸に直角に吹付けるようにすることが望ましい。排気を路面に吹付けるように製作した例もあるが、このような場合は、砂じんをまき上げて好ましくない。“やまと号”の冷房ユニットでは排気が車体後方になるから砂じんの問題は生じない。

クーリングユニットの送風機は、車内ダクトに抵抗があるため、静圧は12~15 mmAq程度必要であり、その構造上、直流電動機を直結して運転する。この電動機には速度制御用の抵抗器を結線し、所要の風量を得るようにしている。

この場合は、送風機の騒音を70 phon以下に押えることができて、車内の会話には支障をきたすことはなかった。

冷房ユニットの場合は、ダクトを通してサブエンジンと送風機の騒音が車内に浸入したため、送風機の内壁、ならびに冷房ユニットと車内を結ぶキャンバスダクト内に吸音材をはり付けて騒音の吸収を計った。

(6) 冷房装置の仕様

冷房装置の代表的な例を第5表、第6表および第7表に示す。

第5表 コンデンシングユニットの仕様

機 器	項 目	国際観光自動車株式会社納	防長交通株式会社納
圧 縮 機	気筒径×衝程×数	50mm×35mm×6	50mm×35mm×6
	定格回転数	2,000 rpm	2,000 rpm
	吐出容積	49.6 m ³ /h	49.6 m ³ /h
	冷凍容量	15,000 kcal/h	17,000 kcal/h
	動力伝達方式	エンジンに対してクラッチおよびカップリングで直結する。	
凝 縮 器	形 式	フィン付パイプ形強制空冷式	アルミコンパクト形強制空冷式
受 液 器	形 式	横形シエル式	横形シエル式
	冷 媒	R-12 (8 kg)	R-12 (8 kg)
送 風 機	形 式	#1 1/2両吸込シロッコファン	#1 3/4両吸込シロッコファン
	定格回転数	1,100 rpm	1,215 rpm
	風 量	40m ³ /min	120m ³ /min
	静 圧	11mmAq	7 mmAq
	駆動方式	ベルト掛	ベルト掛
	台 数	2	1
エンジン	形 式	ダットサンC形 1,000	ダットサンE形 1,200
	定格回転数	2,000 rpm	2,000 rpm
マグネットクラッチ	静的伝達トルク	11 kg-m	11 kg-m
ダイナモ	発電能力	D.C. 24V 500W	D.C. 24V 500W

第5, 6表はコンデンシングユニットとクーリングユニットからなるスプリット式冷房装置の仕様であり, 第7表はパッケージ式冷房ユニットの仕様である。

第6表 クーリングユニットの仕様

機 種	項 目	国際観光自動車株式会社納	防長交通株式会社納
蒸 発 器	形 式	フィン付パイプ形強制通風式	フィン付パイプ形強制通風式
送 風 機	形 式	#1 1/4片吸込シロッコファン	#1 1/2片吸込シロッコファン
	風 量	20 m ³ /min	22.5m ³ /min
	静 風 圧	16mm水柱	25mm水柱
	回 転 数	約1,420 rpm	約1,300 rpm
	数 量	2	2
送風機用電動機	種 類	直流分巻電動機	直流分巻電動機
	電 圧	D.C. 24V	D.C. 24V
	出 力	200W	200W
	回 転 数	約1,420 rpm	約1,420 rpm
	数 量	2	2
電 磁 弁		5/8 P.T. D.C. 24V 16W	5/8 P.T. D.C. 24V 16W
膨 脹 弁		6.5R.T自動温度式膨脹弁	6.5R.T自動温度式膨脹弁
付 属 品	ビール冷却箱	ビールビン1ダース入	かん入ビール48個分

(7) 冷凍サイクル

第16図に冷房装置の冷凍サイクルの一例を示す。

冷凍サイクルの機器は, 機能的には一般冷房機となら異なる点はないが, 冷房装置を運転せず車を炎天下に駐車しておくと, 車内は非常に高温となり, このまま冷房運転を開始すると, 冷房装置は過負荷運転となる。その結果, 凝縮圧力が上昇し, エンジンが過負荷となって, エンストを起し, 冷房装置の運転ができなくなる。

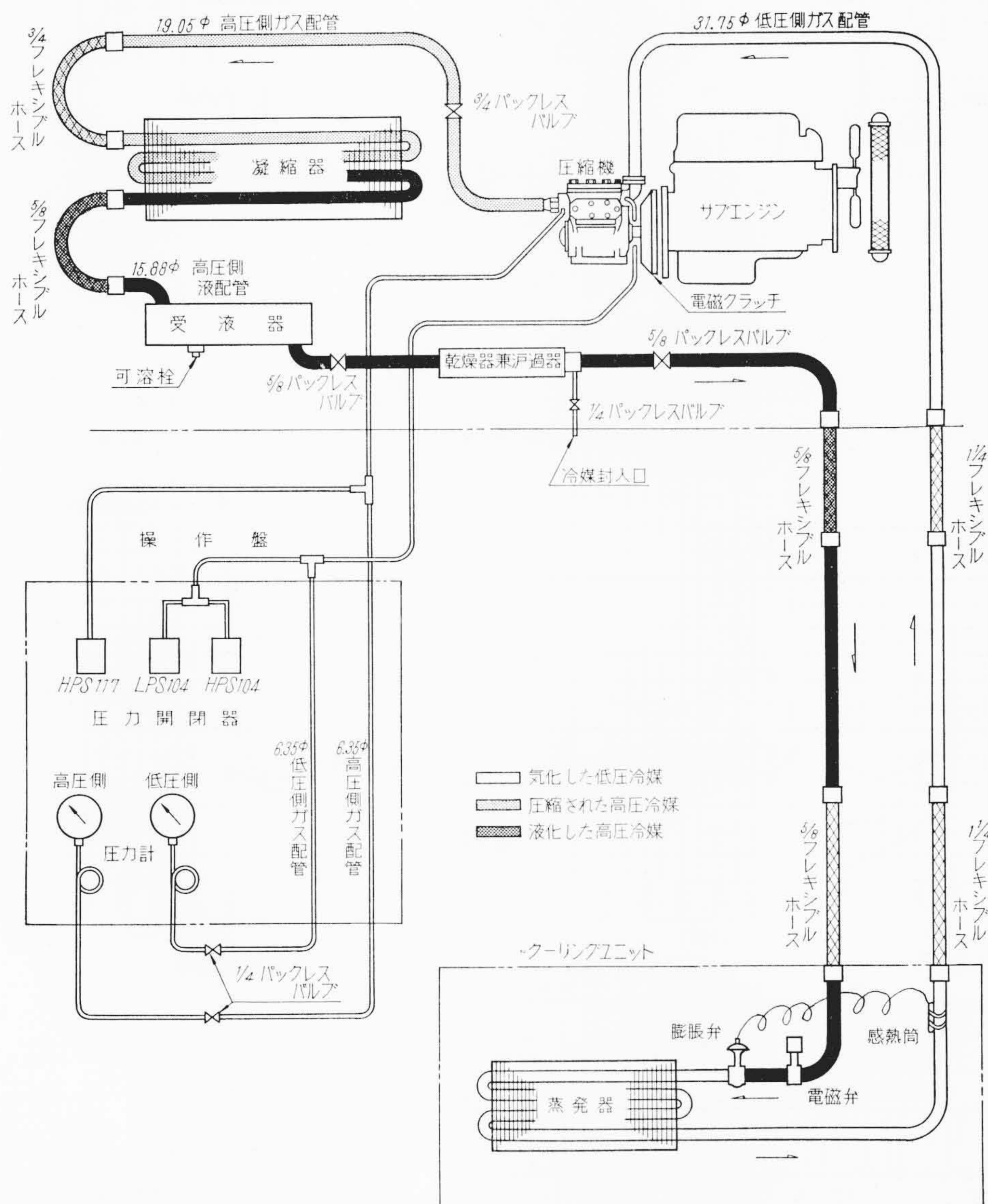
このため冷凍サイクルには, 一定蒸発圧力以上になると, 冷房運転を制御する保護装置が取り付けられている。

この装置は, 膨脹弁の手前に電磁弁を設け, これと低圧圧力開閉器を直列に結線し, 仕様の蒸発圧力より 0.5 kg/cm² 程度低下すると電磁弁を開き, 仕様の蒸発圧力に達すると電磁弁が閉じる構造になっている。冷房装置の運転当初は, 仕様の蒸発圧力以下で断続的に冷房運転を継続し, 車内の冷却を始め, 仕様の蒸発圧力以下で安定すると, 電磁弁は開放のままとなり, スムースな冷房運転が行われる。

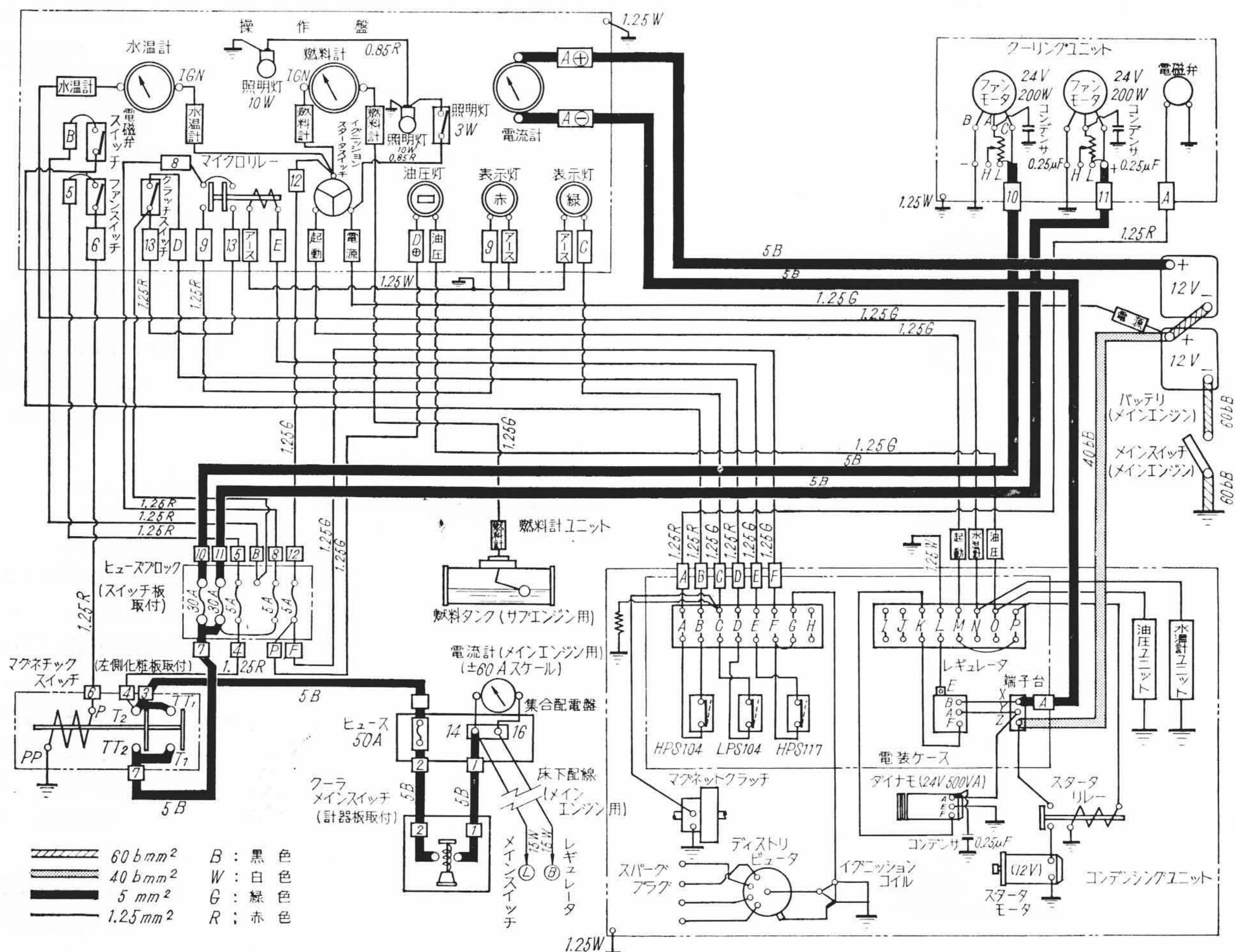
(8) 電気回路

冷房装置の電気回路の一例を第17図に示す。図のように, サブエンジンを使用したスプリット式の冷房装置は, 主電源 D.C. 12V 2個のバッテリーより D.C. 24Vの電源をうる。このためエンジンの電装品を除いては, D.C. 24Vの電装品を採用し, バッテリ相互の電圧のアンバランスが大きくなることを避けている。

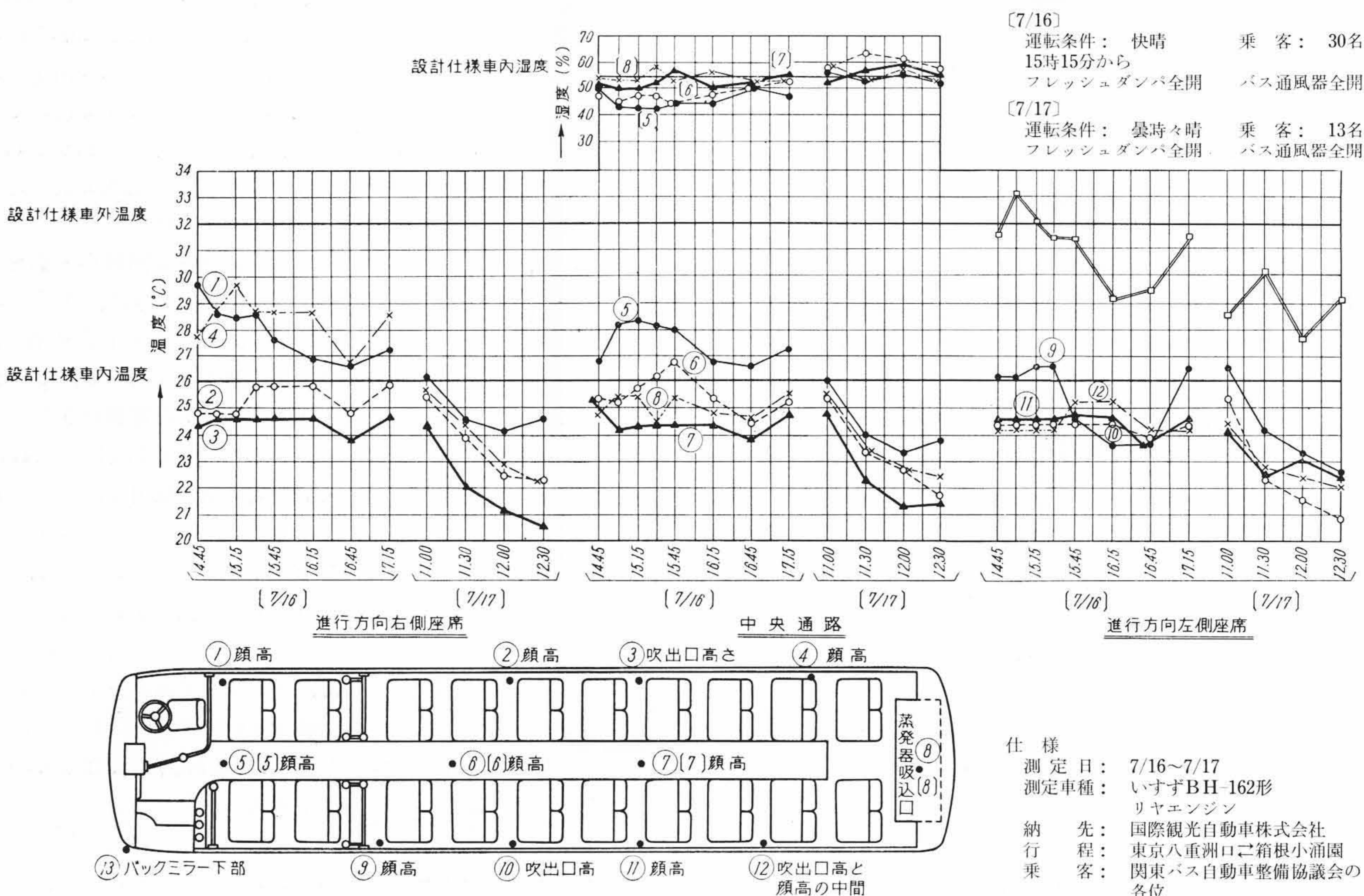
バッテリーが負担する電力としては, 主エンジンおよび車内の電力のほか, クーリングユニットの送風機用電動機 0.2 kW 2台をはじめとし, 電磁クラッチ, 表示灯, 電磁弁などがあり, 冷房装置用電力を合計すると, 約 0.72 kW になる。この冷房装置用電力を, 主エンジンのダイナモのみで負担することはできぬから, 主エンジンに 1 kVA



第16図 バス冷房装置配管図



第 17 図 バス 冷 房 電 気 回 路



第 18 図 実 車 走 行 試 験 デ ー タ

第7表 冷房ユニットの仕様

機 器	項 目	近畿日本鉄道株式会社納
圧 縮 機	気筒径×衝程×数	50mm×35mm×6
	定格回転数	2,200 rpm
	吐出容積	54.6m ³ /h
	冷凍容量	18,600kcal/h
	動力伝達方式	エンジンに対してクラッチおよびカップリング直結
凝 縮 器	形 式	フィン付パイプ形強制空冷式
受 液 器	形 式	横形シエル式
	冷 媒	R-12(8 kg)
凝 縮 器	形 式	# 3吸込シロッコファン
	風 量	130 m ³ /min
	駆動方式	ベルト掛
蒸 発 器	形 式	クロスフィン付パイプ形
送 風 機	形 式	# 1 $\frac{3}{4}$ 両吸込シロッコファン
	風 量	43m ³ /min
	静 止	11 mmAq
	駆動方式	ベルト掛
エンジン	形 式	いすずDP 200 P
	定格回転数	2,200rpm (1,800 rpm に減速可能)
マグネットクラッチ	静的伝達トルク	11kg-m

のダイナモを取付け、冷房装置に 0.5 kVA のダイナモを取付け、両方のダイナモより、バッテリーに並列充電する。

このような回路になっているから、中間期には、バスの主エンジンが運転されていれば、主エンジンのダイナモのみで、車内の換気に必要な送風機用電動機の電力が負担でき、非常に便利である。

冷房装置の配線で注意を要する点は配線容量である。操作回路ならびに動力回路においても、線間電圧降下を考慮して配線しないと操作回路が働かなかつたり、必要な動力伝達が行われなかつたりする。

7. 走 行 試 験

ここで、冷房車の走行試験の一例を紹介する。

第18図は“プリンス号”によって、東京駅八重洲口と箱根小涌園ホテル間の往復コースによって走行試験した結果を線図に取りまとめたものである。第18図に記載されていない結果は第8表に取りまとめた。

往路は、八重洲口より江の島海岸を経て箱根に達するコースであった。当日の天候は快晴で走行試験の実施には、最適な条件であった。

帰路は箱根より国道一号線を通り都内に至るコースであった。当日の天候は、やや曇りで走行するに従って、外気温度が低下し、車内温度も安定した値が得られなかった。

第18図のように車内温度は、外気温度に影響を受けて変化しているから、バスの冷房負荷と冷房装置の冷却能力は、ヒートバランスしていることがわかる。車内は、前にも述べたように均一な温度分布になることはむずかしく、運転席付近位置①⑤⑨の温度は特に高く、外気温度⑩と非常に相似した変化を示している。

この温度変化は、運転席のフロントガラスからの輻射熱の影響によるものと、冷風の循環が悪いことを示し、さらに運転席後部天井の吸出式通風器による冷風のショートサーキットにも原因があると考えられる。

このような温度分布の不均一を避けるためには、今後の設計として、運転席周辺に多量の冷気を排出するようにダクトを作り、かつ、前側の席から後側の席に向うに従って、ダクトからの冷風量を減少せしめ、車内を循環する気流の速度を一様にする必要がある。

ここで、測定位置④の温度が高い値を示しているのは、誤ってダ

第8表 走行時の測定結果

7/16 快晴					
時 刻 (h・m)	外 気 (°C)	バス速度 (km/h)	高 圧 (kg/cm ²)	低 圧 (kg/cm ²)	エンジン 水 温 (°C)
14.45	31.6	40	12.1	1.8	86
15.00	33.1	35	12.3	1.8	88
15.15	32.1	42	12.7	1.8	88
15.30	31.6	45	12.7	1.7	88
15.45	31.6	50	12.7	1.8	88
16.15	29.1	35	12.5	1.8	86
16.45	29.6	40	12.2	1.8	83
17.15	31.6	40	12.0	1.8	86

7/17 曇り時々晴					
時 刻 (h・m)	外 気 (°C)	バス速度 (km/h)	高 圧 (kg/cm ²)	低 圧 (kg/cm ²)	エンジン 水 温 (°C)
11.00	28.6	50	11.5	1.3	83
11.30	30.1	50	11.0	1.6	83
12.00	27.6	60	10.1	1.5	83
12.30	29.1	45	10.2	1.4	78

クトの出口を閉切ったために起った現象である。

車内の湿度は50% 前後の値で快適のはずであるが、乗客の一致した意見として乾燥しすぎる傾向にあるから、やや湿度を上昇させることがよいと思う。

冷房負荷について考察すると、走行試験時の冷房負荷の計算値は13,620 kcal/h となる。この値は冷房装置の運転圧力条件から得られる冷房能力とほぼ同様な値となり、前述した冷房負荷の計算方法により得られた冷房負荷で、冷房装置の冷房能力の決定を行えば、仕様の車内の温湿度条件が得られることがわかった。

8. 結 言

以上、記述した事項を要約し、また将来に対する希望を述べると、次のようになる。

(1) 冷房装置は、第18図に示すような走行試験結果をうることができ、納入後、顧客の間で好評を得ている。しかし車内の温度分布冷房装置のぎ装などの細部については、今後さらに、車体メーカーと協同して改良、改善する必要がある。

(2) 冷房装置はすでに研究段階を過ぎ、実用化の段階にはいつているから、コンパクトでかつ軽量の装置に取りまとめるためには、車体の設計が中心になった開発方針に移行する必要がある。

このためにも、標準車に対する冷房装置の製作が必要であり、これによって冷房装置の価格も下り、数多くの冷房車の完成が期待できる。

(3) 冷房装置の冷房能力は、7 RTを最大として、6 RTとの二種類で、冷房装置を計画すれば、一般のバスの冷房を十分実施することができる。

(4) バス冷房装置の駆動方式としては、主エンジン方式よりサブエンジン方式がすぐれていることがわかる。これに伴い、サブエンジンはガソリンエンジンよりもディーゼルエンジンを採用する機運にあり、将来すぐれた性能を有する小形高速ディーゼルエンジンの開発が望まれる。

本文を終るにあたり、冷房装置の開発に対し、ご指導ご協力をいただいた関係会社の各位に、紙上より厚く感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 衛生工業協会：衛生工業便覧
- (2) 日本機械学会：第115回空気調和の応用に関する講習会資料
- (3) 日本機械学会：第119回熱および熱力学に関する講習会資料
- (4) 東京大学 内田教授著：空気調和の基本計画