

冷媒加熱式ルームエアコン用バーナの開発

Development of Burner for Room Air Conditioner

エアコン製作所 山 神 勝 治*¹ 岡 田 有 二*¹
技術本部 前 野 政 司*² 伊 東 昭*²

ヒートポンプ式ルームエアコンの性能向上は著しく、寒冷地区でのエアコンの需要が増加傾向にある。しかし暖房運転時に外気温度の低下による能力の減少、除霜時の快適性等で改善の余地が残されている。当社はこの問題の解決を図るため、灯油燃焼ガスによる冷媒加熱式ルームエアコンのバーナについて、制御範囲が業界トップクラスの30～100%まで安定燃焼可能なバーナを開発した。

Heat pump room air conditioners have improved remarkably, and the demand for air conditioners is increasing in cold areas. However, some problems still remain, such as a decline in heating performance due to changes of outside temperature and inadequate comfort during defrosting. In order to solve these problems, MHI has recently developed a burner of air conditioners which use kerosene, whose burning range has a flame stability of 30 to 100%, the best in the industry.

1. ま え が き

ルームエアコンの普及率が向上し、またその性能の向上により販売地域も東北、北陸等の寒冷地へ拡大する傾向にある。

一方、性能が向上したとはいえ、外気温度の低下による能力の低下、着霜による能力の低下更に除霜時の暖房運転停止による室温低下のため、厳寒期においては快適性で改善の余地がある。

冷媒加熱式ルームエアコンは、暖房運転時に冷媒加熱用熱交換器内部での灯油の燃焼熱から熱を冷媒側へ伝達してヒートポンプの熱源としている。このため外気温度の影響がなく能力の低下がない。またルームエアコンが使用温度限界を -10°C としているのに対し、 -20°C まで高暖房能力を発揮できる等の特長がある。

今回、冷媒加熱式ルームエアコンの心臓部であるバーナに気化式バーナを採用し、燃焼範囲を業界トップクラスの30～100%まで安定燃焼可能なバーナを開発した。

2. 冷媒加熱式エアコンの概要とバーナの目標値

2.1 ユニットの構造

冷媒加熱式ルームエアコンは室外機と室内機から構成され、室内機は通常のルームエアコンと全く同じものである。

室外機は通常のエアコンの冷房運転のための、圧縮機・室外熱交換器・送風機・電装品・配管に加え、冷媒加熱部であるバーナ及び冷媒加熱用熱交換器で構成される。

室外機の据付スペースの最小化、サービス性等を考慮し、エアコン機能部品の上部に横型燃焼方式のバーナと冷媒加熱用熱交換器を配置するようにした。

2.2 冷媒回路の構成

冷媒回路の構成を図1に示す。

冷房運転時、冷媒は圧縮機により高温・高圧のガスとなり、室外熱交換器にて放熱・凝縮し液体となり、キャピラリチューブにて減圧し、逆止弁 V_1 を通り室内機に送られる（このとき電磁弁は閉のため、冷媒加熱用熱交換器へは流れない）。

室内機へ送られてきた冷媒は室内熱交換器で吸熱・蒸発しガスとなって、四方弁・逆止弁 V_2 ・アキュムレータを通り、圧縮機に戻る。

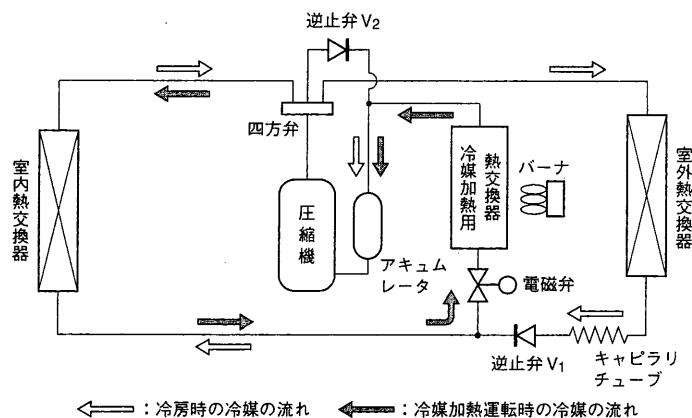


図1 冷媒加熱式ルームエアコンの冷媒回路 冷媒加熱運転時は、室外熱交換器の代りにバーナにより灯油を燃焼させ、その熱を利用する。
Refrigerant circuit of room air conditioner with kerosene burner

暖房シーズンにおいて冷媒加熱運転を開始するときは、冷媒が冷房運転等で室外熱交換器にたまり込んでいるため、そのまま燃焼を開始すると冷媒不足となり冷媒や冷凍機油が過熱・劣化する。

このため運転開始時は、室外熱交換器の冷媒を室内熱交換器に回収し、冷媒の過熱や冷凍機油の劣化を防止するため90秒間冷房サイクルで圧縮機を運転する。その後バーナの燃焼を開始させる。

冷媒は圧縮機・四方弁を通り室内熱交換器で放熱・凝縮され液体となって電磁弁（このとき電磁弁は開となっており、また逆止弁があるため室外熱交換器へは流れない）を通り、冷媒加熱用熱交換器でバーナにより加熱・蒸発しガスとなり、圧縮機に戻る。このとき、圧縮機は気体循環ポンプの役目を果たす。

このサイクルをモリエル線図上に表すと図2になる。ここで実線は冷媒加熱運転時の状態を示し、破線は通常のヒートポンプ運転時の状態を示している。

2.3 バーナの概略開発仕様と目標値

冷媒加熱エアコン用バーナの概略開発仕様と目標値を表1に示す。

2.4 バーナ開発の技術課題

冷媒加熱式ルームエアコン用バーナの開発において、発停頻度を減少させ暖房フィーリングの向上を図るため、燃焼範囲の拡大

*¹ 技術部ハウジングエアコングループ

*² 名古屋研究所冷熱システム研究室

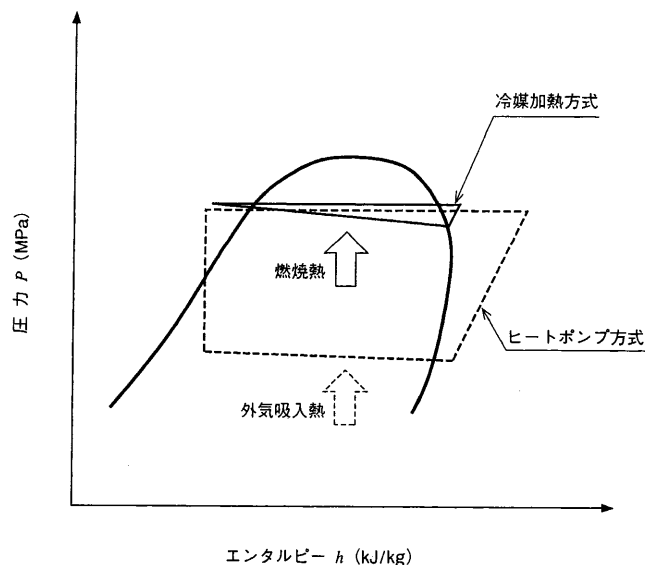


図2 暖房サイクルのモリエール線図上での比較 冷媒加熱式ルームエアコンでは灯油の燃焼熱を利用するため、ヒートポンプ方式のように暖房能力が外気温度に依存しない。
Comparison of heating cycle in which with kerosene burner and heat pump cycle

表1 冷媒加熱式ルームエアコンの概略開発仕様とバーナの目標値
Specification and performance aim in burner

開発仕様	使用燃料	JIS 1号灯油
	暖房出力 (kW)	5.7
	燃焼範囲 (kW)	1.7~5.7
	熱効率 (%)	90 以上
目標値	燃焼範囲 (l/h)	0.2~0.67 (30~100 %)
	CO ₂ (%)	8.2 以上
	CO/CO ₂	0.02 以下

(注1) 暖房出力及び熱効率は JIS S 3031 (石油燃焼機器の試験方法 通則) の下記の計算式により算出する。

(1) 暖房出力: Q_0 (kW)

$$Q_0 = [H_1 - (L_1 + L_2 + L_3)] G / 860$$

ここに、

H_1 : 燃料の低発熱量 (kcal/kg)

L_1 : 乾排ガスの保有熱量 (kcal/kg)

L_2 : 不完全燃焼による損失熱量 (kcal/kg)

L_3 : 排ガス中の保有熱量 (kcal/kg)

G : 燃料消費量 (kg/h)

(2) 熱効率: η (%)

$$\eta = Q_0 / (G \cdot H) \times 100$$

(注2) CO/CO₂ の目標値はエアコン暖房用石油燃焼機器検査基準による。(財団法人 日本燃焼器具検査協会制定)

(0.2~0.67 l/h) 及び全燃焼範囲で安定燃焼させる必要がある。

これらから以下の点が技術課題として挙げられる。

- (1) 最大燃焼時の混合気の噴き出し流速過大による炎の吹飛び、また低燃焼時の混合気の噴き出し流速の低下による逆火
- (2) 安定燃焼させるための1次・2次の燃焼空気量の適正配分化

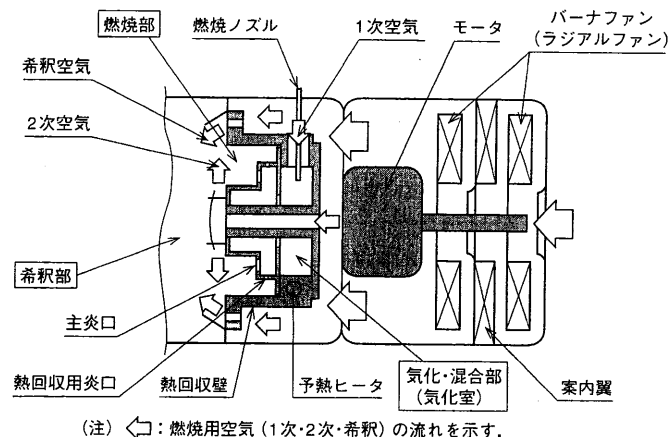
3. バーナの基本設計

3.1 基本構造

図3にバーナアセンブリ概略図を示す。

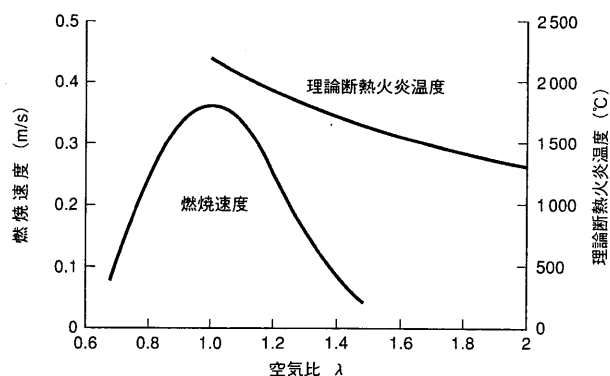
バーナは燃焼空気供給装置(バーナファン)と燃焼器(バーナ)から構成され、バーナは大きく以下の部位から成る。

- (1) 気化・混合部
- (2) 燃焼部(炎口部)



(注) ◀: 燃焼用空気(1次・2次・希釈)の流れを示す。

図3 バーナアセンブリ概略図 2段ラジアルファンによってバーナ各部に空気が供給される。
Structure of burner assembly



空気比λは次のように計算される。

$$\text{空気比 } \lambda = \frac{\text{供給空気量}}{\text{理論空気量}}$$

図4 灯油の理論断熱炎温度と燃焼速度 燃焼速度は、 $\lambda = 0.9 \sim 1.0$ で最大(約0.4 m/s)となる。
Flame temperature and burning velocity

(3) 希釈部

バーナファンから送られた空気は次の部位に供給される。

- 1次空気(予混合用): 気化・混合部
- 2次空気: 燃焼部
- 希釈空気: 希釈部

(注) 希釈空気は燃焼ガスと空気を混合させガス温度を低下させる。

3.2 空気比の決定

図4に空気比λと燃焼ガス温度(断熱炎温度)及び燃焼速度の関係を示す⁽¹⁾⁽²⁾。

燃焼ガス温度を熱交換器の保護及び効率を考慮して、全体の空気比 λ_{all} を1.8(CO₂ 8.2%)とした。吹飛び防止のため、炎口下流の燃焼部断面積を炎口面積より十分大きくし、予混合気の流速を低下させ、燃焼速度の速い空気比 $\lambda_1 = 1.0$ で1次燃焼させる。

その後2次空気を供給し、空気比 $\lambda_2 = 1.4$ で2次燃焼させる構造とした。2次空気は燃焼部に渦流(再循環流)を形成し、炎を安定させる役割も兼ねる。

以上から、空気比1.8、熱効率90%とすると、供給空気量は最大燃焼時10.7 Nm³/hとなる。

各空気の配分は圧力損失で調整した。

表2に各部の圧力損失を示す。

全体の圧力損失は最大燃焼時40 mmAq以下を目標とし、各必

表2 圧力損失と流量割合
Pressure drop and flow ratio

箇所	流量割合 (%)	圧損 (mmAq)
1次空気	気化室入口	16.3
	炎口まで	18.2
	炎口部	5.5
計	55.6	40.0
2次空気	流量調整オリフィス	23.0
	その他	17.0
計	23.3	40.0
希釈空気	計	21.1
計	21.1	40.0

要空気量が供給された際、圧力損失がバランスするよう流路を決定した。

3.3 気化・混合部（気化室）

燃料の気化・混合は気化室で行われる。

気化室は円筒状で、周囲に予熱ヒータを埋込んだ。運転開始時に気化面を3 minで灯油の蒸発温度付近の270℃まで昇温できるように、ヒータの出力は650 Wとした。

また、1次空気及び燃料は気化室に接線方向に供給し、旋回流により混合気を攪拌して均一な混合気を得られるようにした。

気化室内の気流解析結果を図5に示す。

この結果から、気化室内には旋回流が形成され、均一な混合気の形成を得られることが分かる。

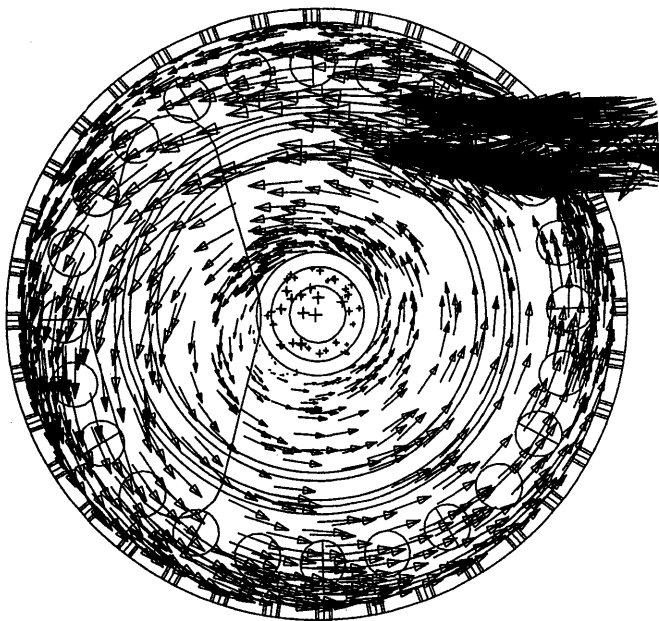


図5 気化・混合室内気流解析結果 接線方向に流入した1次空気が旋回流を形成している。
Result of computational fluid dynamics for pre-mixing room

3.4 燃 焼 部

燃焼部は複数の炎口から成る。通常運転中の消費電力低減を図るため、燃焼部周囲に熱回収壁を設け、燃焼の熱の一部を燃料の気化に利用した。熱回収を確実なものとするため、炎口は主炎口と熱回収用炎口とに分離し、熱回収用火炎を熱回収壁に対向させるようにした。

灯油の気化に必要な熱量は最大燃焼時（灯油流量0.67 l/h）で

顕熱、潜熱を合すると95 Wである。熱回収用火炎の熱量の10%が熱回収可能と仮定し、熱回収用火炎の熱量は灯油の気化に必要な熱量の10倍の950 Wと決定した。最大燃焼時の全発熱量は6.3 kWであり、熱回収用火炎の熱量950 Wは15%に当る。熱量の分配は炎口の面積比によって行うこととし、その面積比を85:15とした。

3.5 低燃焼時逆火対策

低燃焼時は予混合気噴き出し速度が低下し、逆火の発生する可能性がある。

そこで最小燃焼時の炎口部における予混合気噴き出し速度が、灯油の燃焼速度より十分速くなるように炎口直径を設計し、逆火を防止した。

同時に炎口上流に穴径φ0.7のパンチングメタルを挿入し、消炎距離を利用した逆火防止プレート（フレイムアレスタ）を設けた。

3.6 バーナファン

供給空気量は最大10.7 Nm³/hである。このときバーナ、通風路形状からバーナファンの必要静圧は40 mmAqとなる。またスペースの関係からファン径はφ130 mmとした。ファンモータにはACサイリスタモータを利用することにし、回転数は最大2800 rpmとした。

この場合、1段ファンでは静圧が20 mmAqまでしか出ず、2段ファンとした。ファン形式は比速度から最も効率のよいラジアルファンとした。

3.7 燃料供給系統

燃料供給量は燃焼量制御に応じ、30~100%まで変化させる。

燃料供給ポンプにはプランジャ式電磁ポンプを使用した。供給量の調整はコイルに電圧を印加する時間（パルス幅）とその周波数によって可能であるが、本バーナでは制御の簡便性からパルス幅を一定とし、周波数の調整により燃料供給量を30~100%まで可変させた。

プランジャ式ポンプを使用するため、燃料供給の間欠性から脈動燃焼を起こす可能性が危うされる。

パルス幅が小さいほど周波数は高くなり、燃料供給の間欠性が軽減されるので、本ポンプの最大使用周波数である25 Hzにおいて100%の燃料供給量となるパルス幅7 msでポンプを駆動させた。

4. 開 発 結 果

4.1 一次試作バーナについて

前述の試作バーナについて、燃焼試験を行った結果を、表3に示す。

なお、空気量は灯油消費量と排ガス測定から、設定した空気比となるようにして燃焼させた。

本試作バーナにおいて、低燃焼量時（30%）には火炎が炎口に付着気味となるものの、予混合気噴き出し流速低下による逆火は、逆火防止プレート等により生じていない。

また、電磁ポンプによる灯油供給に起因する間欠的燃焼も、設定したパルス幅及び周波数では発生せず、低燃焼量においてもほぼ安定した火炎が形成されている。

しかし本試作バーナでは、内部の圧力損失が計画値よりも大きく、想定したファン静圧まで圧力損失を低減する必要がある。

また、炎口部において一部輝炎が発生する箇所があり、空気量配分の不具合及び1次空気と気化灯油との混合不足が考えられるため、以降に示す改善を行った。

表3 試作バーナ試験結果

Designed values and test result of prototype burners

	空気比 λ			必要静圧 (mmAq)	CO ₂ (%)	CO/CO ₂	NO (ppm)
	1次	(1次+2次)	全空気比				
計画値	1.0	1.4	1.8	40	8.2	<0.02	—
一次試作	0.74	1.0	1.8	104	8.2	0.00059	49
二次試作	1.0	1.4	1.8	55	8.2	0.0016	37

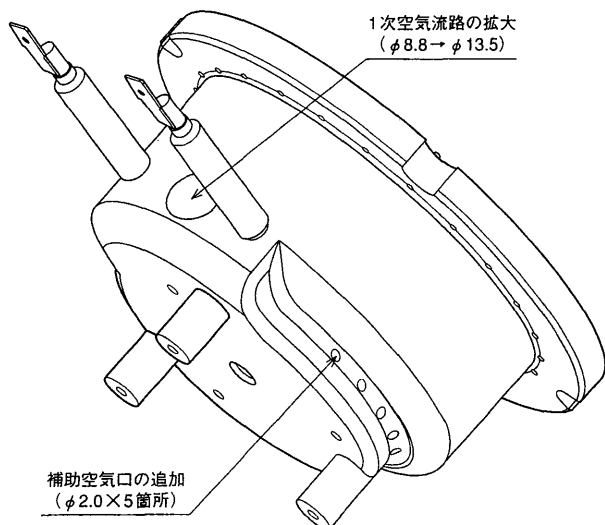


図6 二次試作バーナ 1次空気流路の拡大と補助空気穴の追加を行った。
Prototype burner for 2nd try

4.2 改善点及び結果

4.2.1 空気量配分の改善

前述した静圧及び輝炎の問題では、特に1次空気側の圧力損失が計画値よりも大きく、必要静圧が増大し1次空気が不足したことが原因と推定される。よって、この1次空気量を増加させる目的から、図6に示すような変更を行い二次試作バーナを作製した。改善点として、1次空気流路の拡大（ $\phi 8.8 \rightarrow \phi 13.5$ ）を行い、また輝炎の発生部位が特定位置であることから、灯油気化後の混合が促進されるよう、気化室部分に補助空気口を設ける構造とした。これらによって1次予混合気の空気比をほぼ $\lambda = 1$ としている。また全体の空気比は当社の設定と同様に $\lambda = 1.8$ としている。

4.2.2 二次試作バーナの燃焼試験結果

空気流路の改善を行った二次試作バーナの燃焼試験結果は表3に、また燃焼状況は図7に示す。

必要静圧は計画値よりも大きいものの、一次試作と比較すると約50%低減されており、空気量配分についてもほぼ計画どおりに改善されている。

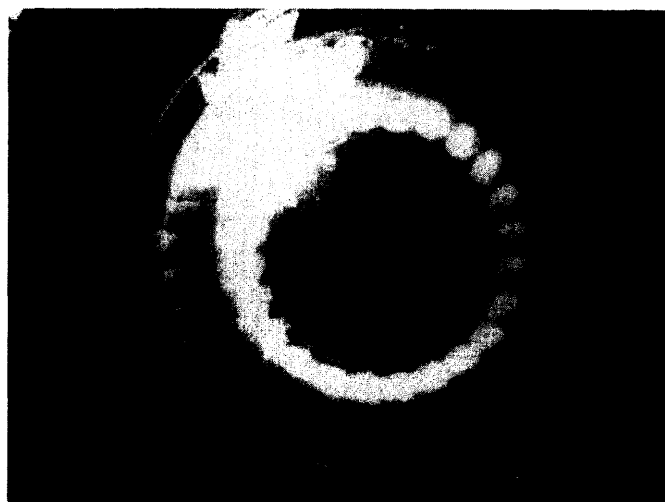


図7 バーナ燃焼状況 定格燃焼時の火炎状況を示す。バーナ軸方向に主炎口を配し、半径方向には熱回収用の火炎を形成している。
Photograph of combustion

また、部分的に発生していた輝炎についても改善が見られ、定格時にはほぼ青炎燃焼している。ただし、低燃焼量時において、混合気流速の低下に起因すると思われる1次予混合気、2次空気の混合不足から、輝炎が発生する傾向にある。そこで低燃焼量時には、1次空気量及び混合気流速の増加を目的として、全体の空気比 λ を2.0~2.2と増加させ、安定した青炎燃焼が得られるよう改善している。

5. ま と め

寒冷地においても高い暖房能力を有する冷媒加熱式ルームエアコン用として、最小時30%まで容量制御が可能な灯油だきバーナを開発した。

特に最小燃焼量の低下については逆火の可能性が危ぐされたが、空気流速等の適正化により解決した。また、試作バーナにて問題となった輝炎の発生については、空気流路及び空気量配分の改善によって解決した。

ユニットとして考えた場合には熱交換器と組合せた熱効率が問題となるが、今後は本バーナを用い、この熱交換器を含めた冷媒加熱エアコンユニットについて、目標とする熱効率90%を得られるように検討を進めていきたい。

参 考 文 献

- (1) 野間口ほか、液体燃料の予混合燃焼特性、三菱電機技報 49724 (1975)
- (2) 水谷幸夫、燃焼工学 第2版、森北出版 (1989)