

■ 技術報告 ■

空冷小形ガス吸収冷温水機の開発

Development of Air-Cooled Gas Absorption Chiller-Heater

黒 沢 茂 吉*

Shigekichi Kurosawa

1. はじめに

わが国の吸収冷凍機は、水-臭化リチウムの組み合わせを利用して発展してきた。特にこの中で、吸収冷温水機は開発以来、高効率化、小形軽量化、信頼性、利便性といった性能向上などの技術開発により目覚ましい普及を遂げている。現在では、個別ビルや地域冷暖房の冷熱源機器として主要な役割を占め、大規模ビルはもとより中小規模への利用が拡大してきている。また最近ではトータルエネルギーシステムへの導入も進み用途は多岐に渡っている。

この吸収式の技術的側面として、臭化リチウムが化学的に安全かつ無害であること、冷媒として用いられている蒸発潜熱が大きく、この種のシステムでは成績係数が最大であり、かつ器内が真空状態で運転されるので、機器効率、運転取扱い、安全面など機能的に極めて優れた特性を持っていることがあげられる。

吸収冷温水機は、ここ2～3年の技術革新が飛躍的に進み空調用熱源として選択する幅が拡大してきており、これも都市ガスを熱源としたことと密接な関係がある。

さて、我々はこのたび従来、実現が不可能とされていた画期的な空冷ガス吸収冷温水機の開発に世界で初めて成功した。そこで本稿では、1987年夏、当社事業所で実施したフィールドテストの状況を合わせて、その成果を報告する。

2. 空冷化をとりまく環境

中小規模分野におけるチリングユニット (7.5HP～120HP) の空冷化率は1975年に25%あったが、1980年以降は50%を占めるに至っている。吸収式では、空冷化の手段としてアンモニア水を作動媒体とすることが考えられる。この組み合わせにより1970年頃、米国で空冷

吸収チラーが実用化された。しかしアンモニアのもつ毒性、爆発性などの理由により、わが国での実用化は極めて困難な状況にある。そこで空冷化のため、別の作動媒体による研究開発がいくつかのグループで行われた。Hグループでは、R22-TEG-DME (Tetra-Ethylen-Glycol・Di-Methyl-Ether) を媒体とする冷房出力7kwの実験機を試作し、空冷によるヒートポンプの実験に成功している。しかし、一重効用サイクルのため冷房COPは0.55と低く、機内が高圧になるので媒体循環用動力が大きくなる欠点がある。またMグループでは、R22-DMF (Di-Methylformamide) で同様の研究を行ったが実用化に至らなかった。その他、T社では、TFE-NMP (2,2-トリフルオロエタノール、 $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OH}/\text{N}$ -メチル-2-ピロリドン) の作動媒体の研究に着手しており空冷化の道に近いが二重効用サイクルの採用が難しく、精溜器が必要なことや、冷房COPは0.6程度でかつ媒体の価格が高いことから、一部試験的に使用されているにすぎない。したがって空冷熱伝達特性の優れた熱交換器、空気との熱交換方法の研究・開発により、水-臭化リチウム系の空冷化が現状の環境から判断して最も早道であると結論づけたのである。

空冷形ガス吸収冷温水機が実現すると次に示すような効果が期待できる。

- ・経済性：従来の方式に比べ、冷却塔、冷却水ポンプ配管などの付帯工事費が削減する。ランニングコストでは冷却水補給費及び管理費が節約できる。
- ・設置性：設置スペースが少なくなり、各階空調方式への対応が可能となる。
- ・利便性・信頼性：冷却水系のトラブルが皆無となり、機器の信頼性向上につながる。
- ・空冷市場への進出：空冷形のニーズに応えることができる。

さらに大きな市場規模をもつ既築取替需要には、設置性など手間のかからない熱源機として最適である。

*東京ガス(株)トータルエネルギー部空調技術開発総括課長
〒105 東京都港区海岸1-5-20

このように、空冷形は吸収式の新世代の幕開けを象徴するものと言えよう。

3. 空冷化の困難性

二重効用吸収冷サイクルを実用化している唯一の作動媒体の組合せである水一臭化リチウム系を空冷化するには、以下の二つの困難性がある。

3.1 サイクル構成

空冷方式の機械では、一般に空気出口温度40~45℃の場合に冷房サイクル温度（吸収器温度、凝縮器温度）が50~55℃となる。この冷房サイクル温度は、水冷方式の吸収器温度約40℃に比べて10~15℃高いものである。このため溶液濃度が5~8%濃く、また高温再生器の温度が約50℃高くなる。したがって、図-1に示したように作動圧力は大気圧を超えるとともに吸収

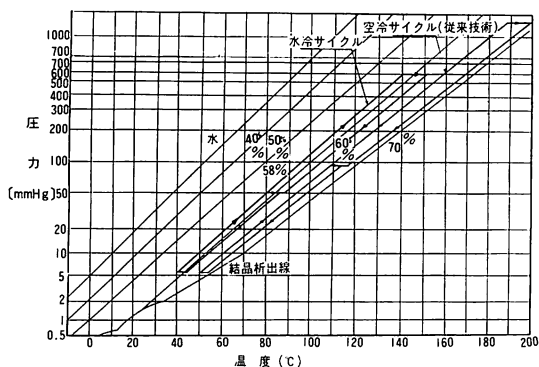


図-1 水冷サイクルと空冷サイクルの比較

液は結晶ラインに近づく結果となり、実用的な限界をオーバーすることになる。

3.2 小型化

冷却水と臭化リチウム水溶液との間で熱交換を行っている水冷式の場合、吸収器の水側熱伝達率は約1200 [W/m²・K]である。また既存のフラットフィンを用いた空冷式の場合、空気側伝熱面積基準で考えると吸収器の空気側熱伝達率は約24 [W/m²・K]となる。この値は、空気側伝熱面積が溶液側伝熱面積に比べ15倍の面積があるとすると溶液側伝熱面積基準で約350 [W/m²・K]に相当する。従って吸収器における実用温度を得るには水冷式吸収器の3倍の伝熱面積が必要のため、大きな吸収器容積が必要とされる。また二重効用の吸収サイクルの冷却熱量は電動空冷方式に比べ、約1.5倍多い。この結果、コンパクトな空冷形を実現するためには、新たな技術開発が必要となる。

4. 水一臭化リチウム系を作動媒体とする二重効用吸収サイクルの空冷化技術

4.1 溶液循環サイクルの特色

水冷式の吸収冷温水機では、多くのメーカーがシリーズフローと呼ばれる溶液循環サイクルを採用している。これは、吸収器からの希溶液を溶液ポンプで高温再生器に送り、その後、圧力差で低温再生器から吸収器へとシリーズに溶液を流す方法である。

我々の開発した空冷小形吸収冷温水機では、図-2に示すパラレルフローと呼ばれる溶液循環サイクルを採用している。これは、吸収器からの希溶液を溶液ポンプにより低温再生器と高温再生器へ2分割して送るもので、各々の再生器で加熱濃縮された後これらを混合し、吸収器に戻すサイクルである。このサイクルはシリーズフローに比べ、低温再生器の温度、圧力、濃度が低くなり、サイクル温度が高めとなる空冷方式には有利なものである。

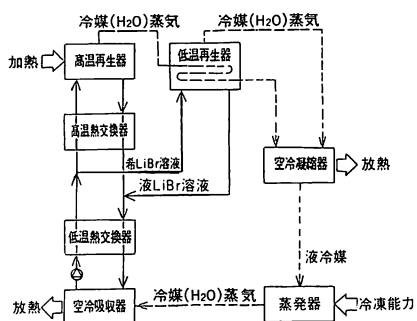


図-2 空冷二重効用吸収冷房サイクル (パラレルフロー) 系統図

4.2 凝縮器の空冷化

水冷式の場合、一般に冷却水出口温度が38℃付近となり、凝縮した冷媒ドレンの温度は42~43℃となる。一方、空冷式にした場合、凝縮熱伝達は一定温度で行われることからある程度の長さをとることにより冷却空気出口温度近くまで冷却できるので、温度的には問題ない。しかし、空気側熱交換面積が大きくなるためフィンの効率を上げて小型化をはかった。

4.3 吸収器の空冷化

吸収器の空冷方式は2つ考えられる。一つは空冷熱交換器と吸収器との間に熱媒体を循環させる間接冷却方式である。これは吸収器の構造として、体積流量の多い冷媒蒸気が蒸発器から吸収器へ流れるための流路を確保しやすいが、熱媒体との熱交換温度差を必要とするため吸収器出口温度が高くなる欠点がある。

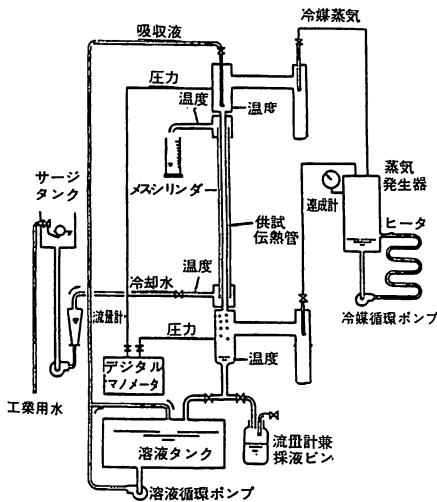


図-3 管内吸収熱伝達実験装置系統図

もう一つは、吸収液と冷却空気とを伝熱面を介して熱交換する方法である。この方法は管内流下液膜吸収を行うとともに、管内につけた空冷フィンにより冷却するものである。

何れの方法においても、冷却空気の出口温度よりも低い吸収器内温度が得られるような熱交換が実現できれば冷却風量を著しく小さくできると同時に、空冷熱交換器の面積も小さくでき、実用的な空冷吸収冷温水機が実現できると考えた。

ここで吸収液は一定蒸気圧力の下でも、その濃度によって平衡温度が異なる。濃度が高い方が平衡温度も高く、約1.8K/%の沸点上昇がある。現状のガス吸収冷温水機の吸収冷房サイクルでは吸収器の出入口で約3~5%の濃度差があり、これは約6~9Kの出入口平衡温度差に相当する。我々はこの出入口平衡温度差に着目して、冷却空気出口温度よりも低い温度の吸収器出口溶液が得られる理想的な向流熱交換が可能な空冷吸収器を開発した。

(1)垂直吸接管

平滑銅管（内径8.73mm×長さ1025mm，内径14.8mm×長さ1625mm）を用いて、臭化リチウム水溶液への水蒸気吸収の際の管内吸収熱伝達について実験を行った。図-3に実験装置を示す。実験装置は供試伝熱管、蒸発器、溶液タンク、循環ポンプなどから構成されたパッチ式である。供試伝熱管は管外を冷却水で冷却する二重熱交換器に構成した。蒸発器は冷媒を循環ポンプで攪拌して、蒸気発生量及び水の蒸発温度が一定になるように電気ヒータで加熱した。

あらかじめ濃度を55%に調整した臭化リチウム水溶

液を溶液タンクに封入して、循環ポンプで攪拌するとともに真空ポンプで十分脱気してから、供試伝熱管内にニードル弁で流量調節して供給した。供試伝熱管内で水蒸気を吸収した溶液は安定するまで溶液タンクに再循環し、安定したら切り換え弁を経由して流量計兼採液びん（容量：1,000ml）に流入させ、流量及び濃度を測定した。

交換熱量 Q [W] は冷却水の入口温度 T_{wi} [°C]，出口温度 T_{wo} [°C]，冷却水量 G_w [kg/s]，比熱 C_p [J/kg·K] を使って、式(1)で求めた。

$$Q = G_w \cdot C_p \cdot (T_{wo} - T_{wi}) \dots\dots\dots(1)$$

垂直吸接管の熱交換は向流熱交換である。実測した溶液の入口温度 T_{li} [°C]，出口温度 T_{lo} [°C]，及び冷却水の入口，出口温度を使って熱交換の対数平均温度差 ΔT_{ln} [K] を式(2)で定義し，熱通過率 K [W/m²·K] を式(3)で求めた。

ここで， d_i ：管内径 [m]

d_o ：管外径 [m]

L ：伝熱管長さ [m] である。

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{li} - T_{wo}) - (T_{lo} - T_{wi})}{\ln \frac{(T_{li} - T_{wo})}{(T_{lo} - T_{wi})}} \dots(2)$$

$$K = \frac{Q}{\Delta T_{ln} \cdot (\pi \cdot d_i \cdot L)} \dots(3)$$

管外の水側熱伝達率 α_o [W/m²·K] は，よく利用されている管の乱流熱伝達の式(4)を使って求めた。

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \dots\dots\dots(4)$$

垂直管内吸収の熱伝達率 α [W/m²·K] は式(5)で求めた。なお，伝熱管壁の熱低抗は無視した。

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{K} - \frac{d_i}{d_o \cdot \alpha_o}} \dots\dots\dots(5)$$

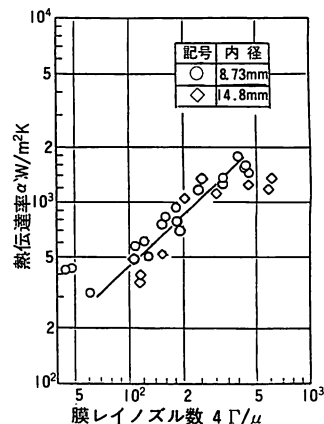


図-4 垂直平滑管内吸収の熱伝達率

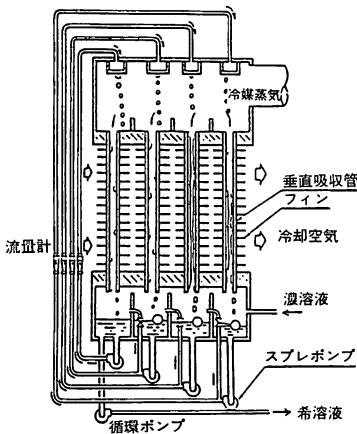


図-5 空冷吸収器の概略構成図

実験条件を入口溶液濃度55 [LiBr%], 入口溶液温度45~55 [°C], 冷却水温度19~32 [°C] とした場合の結果を図-4に示す。

図-4では横軸に膜レイノルズ数 $4\Gamma/\mu$ をとり, 縦軸に熱伝達率 α [W/m²·K] をとった。

ここで, $P=Ge/\pi \cdot di$ [kg/s]

Ge : 流下液膜の平均溶液流量 [kg/s]

di : 管内径 [m]

μ : 粘度 [kg/m·s] である。

この実験結果から, 熱伝達率は膜レイノルズ数の約0.8乗に比例しており, また単位幅あたりの液膜流量 Γ が $\Gamma > 0.4$ [kg/m·s] の条件で, 従来の水平管吸収と同程度の吸収熱伝達率となることがわかった。これは液膜流量がある一定以上の値になると, 液膜が適度に厚いため液膜切れを生じず, 蒸気流による液膜内の対流促進効果が現われるため伝熱性能がよくなると考えられる。さらに平滑管を内面溝付管とすることにより1.5~2倍熱伝達率が上がることがわかった。

表1 空冷吸収器の諸元

項目	仕様	
熱交換形式	4パス直交向流	
吸収器形式	4段散布, 垂直吸収管	
	熱交換器	クロスフィンチューブ形
	伝熱管	内面平滑管, $\phi 14.5 \times 1650$
フィン	アルミスリットフィン	
	132 × 304 × 0.18 / 枚	
伝熱面積	伝熱管	2.26 m ²
	フィン	57 m ²
散布ポンプ	キャンドモータポンプ4台	
冷却ファン	$\phi 410 \times 2$ 台	

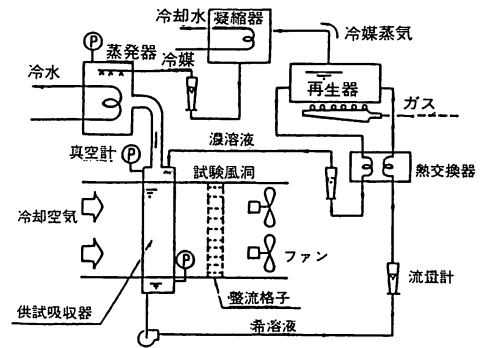


図-6 空冷吸収器実験装置系統図

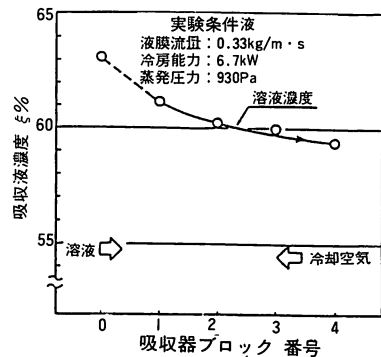


図-7 空冷吸収器の濃度変化

(2) 空冷フィン

プレートフィンに多段のスリットを設けたスーパーサリットフィンを用いた。これは通風抵抗がプレートフィンの1.3倍程度であるにもかかわらず, 熱伝達率が1.8倍も向上したものである。一般に電動エアコンに利用されているものをパイプの口径が大きい垂直吸収管へ適用したもので, 強度等の最適化をはかるとともにチューブ配列を基盤配置として通風抵抗を減らした。

(3) 空冷吸収器

実験に用いた空冷吸収器の概略構成を図-5に, その諸元を表1に示す。空冷吸収器は管内平滑の垂直吸収管とそれに直交するアルミフィンからなる。クロスフィンチューブ形熱交換器である。空冷吸収器は, 冷媒蒸気及び吸収液を供給する上部ヘッダ, それに接続する垂直吸収管及びスプレポンプを取りつけた液溜部を有する下部ヘッダを1ブロックとして, 冷却空気の流れ方向に4ブロック配置されている。

再生器からの濃溶液は, まず冷却空気出口側のブロックに流入し, 垂直吸収管内を流下して冷却空気と熱交換して冷却されるとともに冷媒蒸気を吸収して希釈され, 冷却空気入口側のブロックへ送られる。順次冷

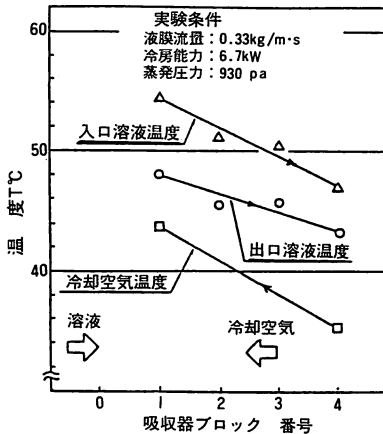


図-8 空冷吸収器の温度変化

却空気入口側のブロックに送られて希釈された吸収液は最終的に溶液循環ポンプにより再生器へ送られる。

以上のように空冷吸収器は4段散布式吸収器を構成している。また冷却空気と吸収温度の関係に着目すると、4パス直交流熱交換方式と考えられる。

空冷吸収器の前面面積寸法は305×1650mmである。スプレポンプのキャピテーション発生防止のため、各段の液溜部にフロート弁を配置して、次段への溶液供給量を制御した。

図-6は空冷吸収器実験装置系統図である。実験は、空冷吸収器を用いて単効用吸収冷房サイクルを組み、試験風洞に置いてその風速から冷却風量を求めた。散布溶液量は浮子式流量計を密度補正して求めた。また、温度測定はシース熱電対を使用した。

図-7は横軸に各ブロック番号をとり、縦軸に各ブロック出口液濃度をとった冷却空気の流れに対する吸収溶液の濃度変化の一例である。実験条件は、冷却空気入口温度35°C、冷房能力6.7kW、冷媒蒸発圧力930Pa、垂直吸収管の単位幅あたりの液膜流量0.33kg/m·sの条件である。実験条件は一般の空冷機の冷房条件に近い。図-7から、冷却空気の出口側のブロックから入口側のブロックに順次溶液濃度が低くなっていることがわかる。すなわち、第1ブロックの約55°Cから第4ブロックの出口約44°Cまで順次温度が低下している。一方、冷却空気は吸収液と熱交換して加熱され、入口温度35°Cから出口温度約44°Cに上昇している。これから、冷却空気と吸収液とは直接向流熱交換していることが確認できた。

なお、各ブロック出入口の溶液の温度差は、垂直吸収管内での冷媒蒸気吸収による溶液希釈にともなう平衡温度の低下のほか、垂直吸収管内の冷媒蒸気吸収に

よる平衡温度の低下、物質移動係数が有限であるために起こる溶液のサブクールなどである。なお、本実験装置特有の問題として、スプレポンプの効率が著しく低いために、スプレポンプにより溶液が加熱されており、各ブロック入口温度は器内平衡温度よりも2～4k高い。

図-8の空冷吸収器の出口溶液温度約44°Cは水冷機のそれに近い値である。

以上の実験の結果、我々が開発した空冷吸収器では、吸収器出口溶液を冷却空気入口温度約35°Cの条件で、水冷吸収器の温度、濃度に近づけることができ、空冷で水一臭化リチウム系二重効用吸収冷房サイクルを実現できるという見通しが得られた。

4.4 蒸発器の高効率化

冷媒側熱伝達面と水側熱伝達面の組合せについて検討した結果、冷媒側形状をピンフィン、水側形状をコルゲートとした伝熱管が最も高い熱伝達が得られることがわかった。熱伝達率としては、内外表面が平滑面のものに比べ1.5倍となる。この高性能伝熱管を用いることにより、7°Cの冷水出口温度を得るのに蒸発器冷媒蒸発温度が4.5°Cであったものを5.5°Cまで上げることができた。これにより蒸発器圧力が730Paから910Paに上がり、空冷吸収器の吸収能力の向上を助けることができる。

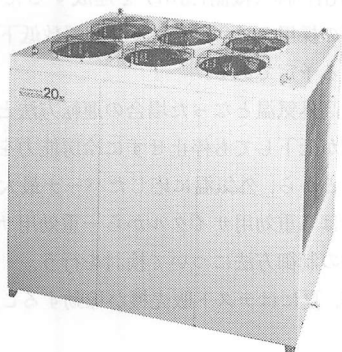
5 試作機によるフィールドテスト

我々は、1987年夏に20RTの試作機をつくり、当社の営業所において実建物の負荷で正常に運転できるかどうかの確認試験を行った。

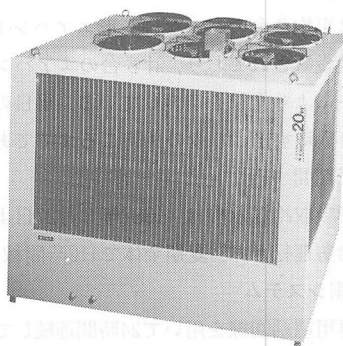
5.1 試作機の仕様

形状及び仕様数値を写1、表2に示す。試作機は冷房時20RT、暖房時5400kcal/hの能力を持ち、冷房時COPは0.92、暖房時効率は82%である。冷房時COP及び暖房時効率はバーナ燃焼効率を含み、高位発熱量基準の値である。空冷ファンは上部設置し、小型ファンを多数組合わせる方が騒音値は小さくなることから写1の形状とした。冷却は上面に付けられた6台のファンで行い、側面の三方向に取り付けられた熱交換器側より外気を吸込む方式となっている。

暖房サイクルについては、低温再生器に取り付けた温水熱交換器により発生冷媒蒸気を凝縮させて温水を得ている。これは、空冷凝縮器、空冷吸収器からの放熱を防ぐため、現在空調用に利用されているガス吸収冷温水機の一部でも同じ方式が採用されている。



写1 空冷小形ガス吸収冷温水機（正面）



写2 空冷小形ガス吸収冷温水機（裏面）

冷房時の能力制御は冷水出口温度が7℃まで下がるとバーナを停止し、その後12℃まで上昇するとバーナを点火するON—OFF制御を採用している。暖房時には、60℃と55℃との間で同様に制御を行っている。なお、冷房時の空冷ファンはバーナ点火と同時に起動し、バーナ停止後一定の希釈運転時間の後に停止するよう制御されている。

5.2 テストサイト

(1) 建物概要

- ・用途 東京ガス鶴見営業所
- ・所在地 神奈川県鶴見区
- ・建築面積 260㎡
- ・延床面積 680㎡
- ・建物高さ 10m
- ・構造 鉄筋コンクリート造り3階建
- ・試験機設置場所 2階部分の屋上

表2 空冷小形ガス吸収冷温水機仕様

項目		単位	仕様	備考
冷房能力		R T kcal / h	20 60,480	70 KW
暖房能力		kcal / h	54,000	62.8 KW
冷水	冷水入口温度	℃	12.5	
	冷水出口温度	℃	7.0	
	冷水流量	m ³ /h	11.0	
	冷水圧力損失	m Ag	5.0	
温水	温水入口温度	℃	55.0	
	温水出口温度	℃	60.0	
	温水流量	m ³ /h	11.0	
	温水圧力損失	m Ag	5.0	
空冷	冷却空気入口温度	℃	35.0	
	冷却空気出口温度	℃	43.3	
	冷却空気風量	m ³ /min	880	
電源	電圧	V	200 / 220	
	相数	∅	3	
	周波数	Hz	50 / 60	
	電源容量	kVA	8.0	
	冷房時消費電力	kW	5.4	
入熱	種別	—	13 A	
	圧力	mmAg	200	
	冷房時消費量	N m ³ /h (13A)	6.0	76.7 kW
	暖房時消費量	N m ³ /h	6.0	76.7 kW
寸法	長さ	mm	2,866	
	幅	mm	1,843	
	高さ	mm	2,430	
重量	運搬重量	kg	1,950	
	運転重量	kg	2,000	

(2) 空調負荷

各階には平均2台のパッケージ形エアハンドリングユニットが設置されており、計6台のエアハンドリングユニットにより全館を空調している。平日の空調時間は、朝の7時すぎより夜の10時ごろまでである。

(3) 運転期間

空冷小形吸収冷温水機は、1987年8月27日より10月9日まで冷房運転され、夏期全体で412時間稼動した。

5.3 計測システム

計測は専用電話回線を用いて24時間連続して行った。通常の計測では1時間毎の積算値及び温度の瞬時値を記録して日表とし、指定した日については、温度の1分毎の計測結果及びバーナの燃焼状態の計測結果からトレンドグラフを作成した。

5.4 フィールドテスト結果

フィールドテストを行った1987年8月27日から10月9日までの間の最高外気温は、8月29日の34.7°Cであった。1987年の夏は例年にない猛暑であったが、一般に冷房用熱源機の容量を決める冷房負荷計算基準では、東京の午後2時に出現する外気乾球温度32.5°C、外気相対湿度63%とされている。

図-9に、9月1日にとったトレンドグラフを示す。外気温は最高で34.1°Cまで上がっているが問題なく作動している。また最高外気温になった時点の空冷吸収器についてみると、吸収器入口溶液温度が56.0°C、吸収器出口溶液温度が39.0°Cなのに対し、冷却空気入口温度が34.1°Cで、冷却空気出口温度が44.0°Cとなっており向流熱交換が予定通り行われていることがわかる。

最終段階において一番の問題点は騒音である。目標

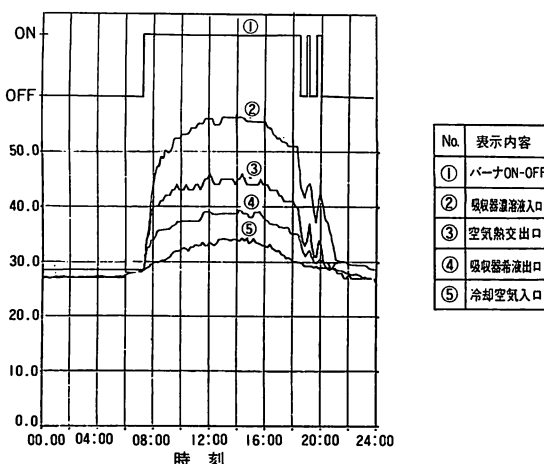


図-9 1987年9月1日のトレンドグラフ

値の65 dB (A) (機側1.5m) を達成するため適切な羽根角度の採用、プロペラファン回転数低下により低減をはかる予定である。

また高外気温となった場合の運転方法として、たとえ効率が低下しても停止せずに冷房能力を出す必要があることから、外気温に応じたバーナ最大入力制御、あるいは二重効用サイクルから一重効用サイクルへの切替等の制御方法について検討を行う。

本年、夏にはテスト販売機が稼動することになっている。

6. おわりに

我々は、水-臭化リチウムを作動媒体とする二重効用サイクルを世界で初めて空冷化することに成功した。空冷化が可能となったのは、冷却空気出口温度より低い温度の吸収器出口溶液が得られる理想的な向流熱交換が可能な空冷吸収器を開発できたことによるものである。また熱交換器の空気側及び溶液側の形状の最適化によりコンパクト化を図った結果、従来水冷形の冷却塔を考慮した設置スペースより半減することになった。

今後は、10、20、30RTをベースにモジュラー設置により150RTまでカバーするシリーズ設計を行い、1988年12月の商品化に向けて準備を進めていく。

本プロジェクトは、1984年にスタートし東京ガス、大阪ガス、東邦ガス、日立製作所の4社共同開発で推進されてきたものである。

引用文献

1. 黒沢 茂吉「ガス吸収冷温水機の技術革新」“冷凍” 昭和62年1月号 VOL.62 No.711 (社) 日本冷凍協会
2. Shigekichi Kurosawa「CURRENT AND FUTURE PERSPECTIVES OF ABSORPTION HEAT PUMPS IN COMMERCIAL APPLICATIONS IN JAPAN」“JAR INTERNATIONAL SYMPOSIUM ; RECENT DEVELOPMENTS IN HEAT PUMP TECHNOLOGY” MARCH 9-10 1988 TOKYO