吸水性高分子ゲルを用いた水蒸気排気式氷蓄熱およびこれを用いた冷房システムの提案[†]

山本 協子・亀山 秀雄

東京農工大学工学部 物質生物工学科^{††}

今後進むと思われるフロン規制に応じた無フロン系の冷房システム、同時に現在強く要求されている夜間電力の利用技術として、吸水性高分子ゲル-水蒸気排気式の氷蓄熱装置およびこれを用いた冷房装置を新たに提案した。高分子ゲルを用いると水を疑似固体として扱えるためシート状にするなどして水の単位体積当りの表面積を大きくできる。ゲル中の水を作動媒体として、0.2~0.6 kPaの減圧下でその一部を蒸発させることによりその蒸発の潜熱を直接水の凝固熱として貯蔵する。試算によれば、蓄冷熱のエネルギー効率は5~10に、また、本氷蓄熱槽と空気との直接熱交換による冷房方式のエネルギー効率は運転条件に依存して2~4になる。本実験に用いた高分子ゲルによる蓄冷熱容量はおよそ222 kJ/l-gelである。

緒 言

近年、わが国では民間の空調、特に冷房用の電力需要が急増しており、同時に1973年に始まる石油危機以来進行した産業界の構造変化や省エネルギー努力と相まって、電力利用の昼夜間、および季節格差が拡大している^[4]。この格差を低減し、発電設備の日および年平均負荷率を向上する目的で、夜間電力エネルギーの貯蔵、蓄熱や、熱駆動型ヒートポンプを利用した冷房システムの実用化が進められている^[9, 12, 13]。蓄熱技術には、顕蓄、潜熱、濃度差、化学反応利用の各方法があり、高温蓄熱、低温蓄熱ともに実用化されつつある^[1, 4, 7, 10]。中でも水-氷の潜熱を利用した氷蓄熱が注目されている^[6, 9, 14]。

しかし、現在の氷蓄熱技術は、いずれもフロン系の冷媒を用いる冷凍機を使い、冷媒と水の間の熱交換により製氷を行っている。また、製氷および解凍の方法は種々工夫されてきているが、現在なお、いかにして製氷・解凍時の伝熱速度を低下させずに氷充填率をあげるかが重要な課題となっている。この様な氷蓄熱を利用した冷房装置は国内外の多くのメーカーにより開発され^[6, 12]、そのエネルギー効率(COP)は2.5前後の値で実用化の段階に入っている。しかし、水表面からの水蒸気の蒸発による蒸発潜熱を利用した製氷法はまだ見あたらない。

一方蓄熱材として本報で提案する高吸水性高分子は、衛生用品や調湿材、建設用資材として現在広く使われて

いる材料である^[8]。吸水性高分子中の水の性質については筏が報告しており^[2]、融点を示さない結合水、0°Cの融点の自由水およびその中間の半結合水があり、結合水および半結合水は合わせて高分子の10~100wt%, 他は自由水であることが知られている。

ここでは、このような吸水性高分子を用いると通常の水を疑似固体として扱えることに注目した。すなわち、この高分子を使用すると例えばシート状にするなどゲルの形状を研究することにより、水の表面積を広げる工夫が可能となり、水の飛沫を伴わない効率的な蒸発が行われ、しかも充填密度が大で圧損が小の充填層を形成できると考えて、以下の検討を行った。

以下では吸水性高分子をWAP (Water Absorbable Polymer)、十分に吸水した吸水性高分子をWAPG (WAP gel) ということにする。

1. 実 験

1.1 試料および方法

[試料]: 試料容器にアクリルアミド系の吸水性高分子(N-アクリロイルピロリジンの架橋ポリマー: 三井東圧製 M-100, 0.1~0.7mmの碎石状粒子)を実験に応じて0, 1.5または3gとり、これに脱イオン水6~25gを加え12時間以上放置し、ゲル状に膨潤したものをそのまま試料とした。また、氷核物質を加える場合には、ゲル状の試料にAgI(和光純薬製: 試薬化学用、粉末状)を0.03g以下の少量入れて、軽くかき混ぜた状態のまま、実験に供した。

[装置および方法]: Fig. 1に実験装置を示す。試料

[†] 1990年7月5日受理

^{††} 〒184 小金井市中町2-24-16

Fig. 1 Experimental apparatus

管は外径40mm、高さ50mmで、中央に外形5mmの熱電対管を持つ内容積約30mlのパイレックス製容器であり、上部に摺合わせジョイント接続部を持つ。試料管に試料を充填し、所定位置にCA熱電対(図中②③④)を取り付けた後、断熱材として脱脂綿を15~40mmの厚さに巻いた。その外側をアルミ箔およびビニル袋で巻いて氷浴に入れ、外部を0℃に保った。試料管上部はバルブおよび液体窒素トラップ(図中⑨)を介して排気量100 ml/minの真空ポンプに接続してある。従って試料の見かけの蒸発面積は試料管の断面積9.98cm²となる。なお、試料管上部から圧力センサ(同⑪)の間には内径3mm、長さ約20cmのガラス管に相当する圧力抵抗が、また、圧力測定部から液体窒素トラップまでの間には内径3mm、長さ約100cmの肉厚ゴム管に相当する圧力抵抗がある。

本実験における温度および圧力の測定精度はそれぞれ±0.2℃、および、±60Paである。排気による水の蒸発量はトラップ⑨に捉えられた水の重量測定により求めたが、この重量は試料重量の減少量と実験誤差範囲内で等しいことを確認している。

2. 実験結果および考察

2.1 高分子ゲル上の水蒸気圧

Fig. 2は純水および、高分子ゲルを試料として、十分にガス抜きを行った後、試料上の過冷却水、および氷の平衡蒸気圧を測定した結果である。図中実線は過冷却の液体の水の蒸気圧、点線は氷の蒸気圧曲線である。蒸気圧の測定値は過冷却水および氷のいずれの場合にもゲルがやや低めの値を示してはいるが、ほぼ同一曲線上にあり、実験誤差範囲内で純水の蒸気圧と良い一致を示している。すなわち、本実験のゲル濃度における水蒸気圧は純水のそれに等しいと見なして良い。

2.2 排気に伴う温度変化

Fig. 3 a, b, c に排気にともなう温度および圧力変化の

Fig. 2 Vapor pressures above water and gel

代表的な例を示した。Fig. 3aは、純水の場合であり、排気と同時に試料温度は下がり、約40分の過冷却の後に氷が生成しはじめる。この試料の場合は約110分ではほぼ全体が凍り、その後は顕熱変化による温度低下を示す。この間、約15mmの厚みの試料の上部および下部の温度差は最大で2℃程度であった。この図の場合には140分で排気を止めているのでその後は氷浴からの熱の流入で温度が上昇している。

この140分の排気にともなって蒸発した水蒸気量(図中 dw)は、1.61gであり、これに相当する蒸発熱4.03kJは氷の生成、試料部の顕熱変化および、断熱材を通して氷浴への冷熱の移動(放熱)の和に相当する。なお、この実験で試料管中の残存量は8.39gであり、この量に相当する凝固熱は2.72kJである。

Fig. 3bは高分子ゲルの場合であり、a図の場合に比べて過冷却が大きい。しかし試料が水のみの場合には、水の中の気体の溶解状態などに依存して過冷却温度は大きく異なり、排気開始前のガス抜きが不十分な場合には過冷却がほとんど見られない場合もあるし、逆にガス抜きが十分な場合には過冷却が大きくなる等、不安定性要素が大きい。これに対して高分子ゲル内の水はガス抜きを行った水に相当して、バルク内部からの動的な蒸発は少なく、飛沫を伴わない水蒸気のための蒸発が起こるものと考えてよい。Fig. 3cはゲル状の試料に氷核物質としてAgIを少量加えた場合であり、過冷却は小さく抑えられ、平均的に高い温度で蒸発させることができるために、水の重量が17.2gと多いにもかかわらずほぼ110分で凍結が完了している。このように氷核物質の添加により、高温で安定な蒸発が可能となる。また、この図からゲル中の大部分の水の凝固点はほぼ0℃であり、凍結終了部に近づくとなだらかな凝固点降下を示すことが確認された。さらに、これらの実験から、ゲルの厚み、断熱の条件や、ポンプの排気能力が本実験と同程度であれば約100~150

Fig. 3 3-a, -b, -c Temperature and pressure changes during evacuation

分で凍結が完了することが示された。

2.3 排気に伴う圧力変化

Fig. 3 には排気に伴う圧力センサ部 (Fig. 1 ⑩) の圧力変化も示してある。センサは排気経路途中にあり、排気の進行中には蒸発面の境膜および排気経路の抵抗のために、水およびゲル表面の蒸気圧を直接示しているものではないが、温度変化に応じた圧力変化をモニタできる。

Fig. 4 にはこの圧力変化と試料表面の温度の関係を示した。図には多くの実験データの重なりを避けるために純水および WAPG について各 2 つの実験から得られた値を示してある。図のように実験によって温度測定位置の

Fig. 4 Pressure at the gauge under evacuation

微妙な差異などに起因して測定値にやや幅があるが、AgI を添加したゲルの場合も含めて多くの実験値はこの範囲にあり、これらの結果からは、ゲルの蒸発面の境膜抵抗が純水に比べて桁違いに大きいと考える根拠は見あたらない。

以上の結果から、本実験の範囲内では、吸水性高分子ゲルの表面からの水の蒸発は純水の表面からの静かな蒸発とほとんど同様に扱うことができ、しかも流動性の小さなゲルを用いれば水の単位体積当りの表面積が大きい蓄熱槽を形成することができる利点があると考えられる。

3. 吸水性高分子ゲル-水蒸気排気式氷蓄熱装置を用いた冷房装置の提案

3.1 モデルおよび概要

以上の結果に基づいて、吸水性高分子を用い、フロンを使わないことを原則として、①吸水性高分子ゲル表面からの水分蒸発による効果的な氷製造の可能性、②空気と氷との直接熱交換による冷房の可能性、があると判断したのでここに本方法を提案する。

Fig. 5 に本装置の概念図を示す。WAPG Tank は十分に吸水した高分子を、例えばシート状にするなど体積当りの表面積が大きくなるように、また、圧力損失が少なく、タンク内の温度分布が小さくなるような工夫を施して充填する。

夜間には電力を利用して減圧下でポンプを運転し、ゲル中の水を一部蒸発させ、その蒸発熱で残りの水分の約 90% を氷にする。蒸発した水分は水冷または空冷のコンデンサーで凝縮させる。この間シャッター S1, S2 および S5 は閉じ、S3 および S4 は開とする。昼間は S1 および S2 を開き、他は閉じて冷房室の空気との直接接触により解凍、冷房を行う。S5 は冷房運転の終了後に一時開き、必要に応じて凝縮水をタンクに戻す。

3.2 理論および試算

蓄冷熱 Fig. 6 に本装置の夜間の蓄熱段階における

- ① electric work
 ② compressor ⑥ filter
 ③ condenser ⑦ room air out
 ④ air ⑧ blower
 ⑤ room air in S1~S5 shutters

Fig. 5 Proposed air conditioner with WAPG tank

熱および水蒸気の流れを示した。夜間の運転開始前に系内の空気を排気して気相は水蒸気の雰囲気とする。夜間電力 We により、0.25~0.60 kPa の減圧下で WAPG タンクの水の一部を蒸発させる。この時 WAPG タンクは蒸発潜熱 λ_e を奪われ、一時的過冷却状態を経て 0°C の氷を生じる。蒸発した水蒸気は、例えば 15°C (水蒸気圧 1.70 kPa) の水冷の冷却器で凝縮する。

凝縮器における水蒸気凝縮温度を T_2 、温度 T_2 の水 1 kg が 0°C まで冷却され、さらに 0°C で再び蒸発するまでの間に生成する氷の重量を WIS [kg] とすれば、

$$\text{水 1 kg の蒸発熱} = \text{水 1 kg の } T_2 \sim 0^\circ\text{C の顕熱変化} \\ + WIS \text{ kg の水の生成熱}$$

が成立するので、水の蒸発潜熱、凝固熱、比熱をそれぞれ、 LV, LS [kJ/kg], C_p [kJ/kg·°C] として (1) 式が得られ、これにより蓄積される冷熱量 Hi [kJ] は (2) で表わせる。

$$LV \times 1 = C_p \times (T_2 - 0) \times 1 + LS \times WIS \text{ [kJ]} \quad (1)$$

$$Hi = LS \times WIS \text{ [kJ]} \quad (2)$$

いま T_2 を 15°C、 LV, LS, C_p をそれぞれ 2503 kJ/kg, 333 kJ/kg, および 4.2 kJ/(kg·°C) とし、蓄熱中の熱損失を考慮しない場合には、 WIS は 7.33 kg となる。すなわち 1 kg の水を 0°C で蒸発させるとき、0°C の水 7.33 kg が生成し、これにともない蓄積される冷熱量 Hi は 2.44×10^3 kJ となる。いま、水 1 kg の蒸発後にゲル中に残存する水の

Fig. 6 Heat balance at night

うち 90% が氷結すると仮定すれば、9.14 kg の水を含むゲルにより 2.44×10^3 kJ の蓄冷熱ができることになる。ここで 1 kg の水を含むゲルの体積を 1.2 l とすると、ゲル単位体積当りの蓄冷熱量 Hiv は、222 kJ/l-WAPG となる。すなわち

$$Hiv = Hi \{ (1 + WIS/0.9) \times 1.2 \} \text{ [kJ/l-WAPG]} \quad (3)$$

の関係が成立する。

蓄冷熱のエネルギー効率 (COPC) 水蒸気 1 kg を 1 秒間に断熱圧縮するための動力 We' [kW] は下記のように与えられる³⁾。

$$We' = \frac{N}{\eta_{EA}} \left(\frac{r}{r-1} \right) \left(\frac{8.31}{Mh} \right) T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right)$$

$$n = (r-1) / (r \cdot \eta_E)$$

ここで、 P_1, P_2 は、それぞれ圧縮前後の圧力、 r は水蒸気の定圧比熱と定容比熱の比 (=1.31)、 Mh は水の分子量、 η_E は圧縮機効率、 η_{EA} は断熱効率、 N は圧縮段数である。

水蒸気 1 kg を断熱圧縮するための動力 We [kW·s] は

$$We = We' \text{ (kW)} \times 1 \text{ (s)}$$

となり、蓄冷熱のエネルギー効率 $COPC$ を次式で定義する。

$$COPC = Hi / We \quad (4)$$

いま、 $\eta_E = 0.8$ 、 $\eta_{EA} = 0.8$ 、 N を $P_2/P_1 = 5$ 当り 1 段とすれば、0°C ($P_1 = 0.61$ kPa) → 15°C ($P_2 = 1.70$ kPa) の場合、水蒸気 1 kg 当り $We = 235.6$ kW·s になる。

前項の計算によれば水 1 kg の蒸発によって 2.44×10^3 kJ の蓄冷熱ができるので、

$$COPC = 2.44 \times 10^3 \text{ kJ} / 235.6 \text{ kW} \cdot \text{s} = 10.4$$

となる。実際には P_1 をいくらにとるかというのは排気速度や過冷却状態のゲルの温度にも依存する。

蒸発温度および凝縮温度を変えた場合の $COPC$ の変化を Fig. 7 に示した。図から、凝縮温度が 15°C の場合には平均蒸発温度が -5°C ~ 0°C の時、 $COPC$ は 6~10、凝縮温度が 30°C の場合でも過冷却を小さく抑えることができれば、 $COPC$ は 4~5 の間の値をとることになり、十分によいエネルギー効率が得られると判断できる。また、昼間の冷房運転時には氷蓄熱槽には常に氷が残存す

Fig. 7 COP of the heat storage (COPC)

る状態で運転し、次回の蓄熱運転時に過冷却を生じない工夫をすることが重要である。

なお、このような計算はWAPG槽および、凝縮器の気密性が十分に保たれ、空気の漏れによる圧縮機動力の損失がないとした場合であり、このシステムでは、気密性の維持に関する技術が重要なポイントとなると思われる。

冷房装置としてのエネルギー効率(COPA) 本装置はシート状のゲルの多段充填槽を蓄熱槽とすることを想定しているため、冷房は空気との直接熱交換方式としてコンパクトな装置の設計を行うのが望ましい。

冷房室に要求される温度、湿度範囲は、その部屋における作業状況によって異なるが、例をあげればFig. 8のような快適範囲として示される⁴⁾。

本冷房装置では蓄熱槽の温度は0°Cで一定であるので、調温・調湿に関しては一定時間内に冷房室の全空気の内何割を蓄熱槽に通して蓄熱槽から何度で取り出すが空調の鍵となる。

Fig. 9は日中の冷房運転時の熱および空調空気の流れを示したものである。

単位時間当りに冷房室の湿り空気重量1の内Wairが蓄熱槽へ取り込まれ、蓄熱槽との直接熱交換によって温度T1になると同時にWair中の水蒸気を蒸気圧差dhに相当する分だけ槽内で凝縮させ、T1における飽和蒸気圧hの冷空気となり残部1-Wairの冷房室空気と混合される。すなわち、冷房室からの取り出し空気の温度をT1+dT、および水蒸気圧をh+dhとすると、冷房室に戻される空気の温度TRおよび水蒸気圧HRはそれぞれ

$$\begin{aligned} TR &= (1 - W_{air}) \cdot (T1 + dT) + W_{air} \cdot T1 \\ &= (T1 + dT) - dT \cdot W_{air} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} HR &= (1 - W_{air}) \cdot (h + dh) + W_{air} \cdot h \\ &= (h + dh) - dh \cdot W_{air} \end{aligned} \quad (6)$$

となり、TRおよびHRは冷房室の許容温度および湿度

Fig. 8 Comfortable area for light works⁴⁾

Fig. 9 Air conditioning: the daytime stage

範囲内となる条件を満たさねばならない。

このような制限からdT, dh, T1, Wairの諸値が決められるが、蓄熱槽からの取り出し温度T1が低く設定できれば、dT, dhは大きく取れることになり、蓄熱槽への循環空気量は少なくてすむことになる。

いま、単位時間当り

$$\begin{aligned} \text{空調の熱出力} &= \text{冷房室外部からの熱流入量} \\ &\quad + \text{冷房室内部の発生熱量} \end{aligned} \quad (7)$$

と定義して、冷房室の湿り空気の単位重量、単位時間当りの空調の熱出力をH、空気の比熱をCpaとすると、

$$H = 1 \cdot W_{air} \cdot C_{pa} \cdot dT \quad (8)$$

また、dhに相当する凝縮水の重量Whは、水および空気の平均分子量をそれぞれMhおよびMairとし、圧力の単位をPaとれば

$$Wh = 1 \cdot W_{air} \cdot (Mh / Mair) \cdot (dh / 10^5) \quad (9)$$

これに相当する凝縮熱Δλは水の凝縮潜熱をLVとすれば、

$$\begin{aligned} \Delta\lambda &= Wh \cdot LV \\ &= LV \cdot W_{air} \cdot (Mh / Mair) \cdot (dh / 10^5) \end{aligned} \quad (10)$$

となる。

さらに、冷房空気の単位重量、単位時間当りについて、

Fig. 10 COPA changes for the cases of $COPC=10$

蓄冷熱時の損失も含めた総エネルギー損失を ΔH とすると、蓄熱槽で消費される全冷熱量は $H + \Delta H + \Delta \lambda$ となる。したがって単位冷房出力当りに消費される冷熱量 W は

$$W = (H + \Delta H + \Delta \lambda) / H \quad (11)$$

となり、 $a = \Delta H / H$ とおけば (8), (9), (10) の関係から、

$$W = 1 + a + (LV / (10^5 \cdot C_{pa})) \cdot (Mh / Mair) \cdot (dh / dT)$$

いま、 $LV = 2.47 \times 10^3 \text{ kJ/kg}$, $C_{pa} = 1 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$, $Mh = 18$, $Mair = 29$ とすると、

$$W = 1 + a + 1.53 \times 10^{-2} \cdot (dh / dT) \quad (12)$$

となる。

単位冷房出力当りに必要な冷熱量 W を得るためのポンプ動力 WC は $COPC$ と次の関係にある。

$$WC = W / COPC$$

また、単位冷房出力当りに必要な空気輸送のプロア動力を WB 、全冷房システムのエネルギー効率を $COPA$ とすると

$$COPA = 1 / (WB + WC) \quad (13)$$

と表わせる。したがって、 $COPA$ は次式となる。

$$COPA = 1 / \{ WB + (1 + a + 1.53 \times 10^{-2} \cdot (dh / dT)) / COPC \} \quad (14)$$

冷房装置としてのエネルギー効率の試算 冷房室の要求温度を 25°C とする。冷房室からの取り出し空気温度、相対湿度を 27°C , 40% (1.42 kPa) とする。この点は Fig. 8 で○印で示した点に位置する。単位時間当りの冷房室からの取り出し空気全量 1 のうち、 $Wair$ を蓄熱槽に導き、温度が 5°C で、 5°C の飽和蒸気を含む空気として残部 $(1 - Wair)$ と混合する。

ここで、 $Wair = 0.09$ とすると、式 (5), (6) から混合空気温度は 25°C 、この時の蒸気圧は 1.37 kPa となり、 25°C における相対湿度は 43% になる。

この条件を前項の $COPA$ の計算に適用して試算した。

$$T1 = 5^\circ\text{C} \quad (\text{蓄熱槽出口空気温度})$$

Fig. 11 COPA changes for the cases of $COPC=5$

$h = 0.87 \text{ kPa}$ (5°C における飽和蒸気圧)

$dT = 22^\circ\text{C}$ ($= 27 - 5^\circ\text{C}$)

$dh = 0.55 \text{ kPa}$ ($= 1.42 - 0.87 \text{ kPa}$)

$COPC = 10$, $a = \Delta H / H = 0.05$ とした時、

$WB = 0 \sim 0.2$ に対して、 $COPA = 6.7 \sim 2.9$

という値が得られる。

ここで、 a を決定するのは蓄熱槽の断熱性であり、 WB は蓄熱槽内および配管の圧損に依存する値である。これらは現在に至る空調関係技術の経験から上記の値の範囲内に納まるものと考えられ、また、納め得る設計をすべきであるとされている。

Fig. 10, Fig. 11 は $COPC$ をそれぞれ 10, および 5, $a = 0.05$ とし、 dT を $15 \sim 25^\circ\text{C}$, WB を $0 \sim 0.2$ と変化した場合の dh と $COPA$ の関係を計算したものである。 $COPC$ は先に検討したように過冷却の程度や、水蒸気の凝縮温度に依存する値であるが、 $5 \sim 10$ として設定できると考えられる。 dT および dh は前述のように冷房の設定条件に依存するパラメータであり、Fig. 8 を参照すれば通常はこれらの図の範囲内で変化するものと考えられる。先の計算例の位置を Fig. 10 および Fig. 11 に○印で示した。 $COPA$ は $COPC = 10$ の場合には $6.7 \sim 2.9$, $COPC = 5$ の場合には $3.3 \sim 2.0$ となる。

Fig. 12 には $dT = 22^\circ\text{C}$, $dh = 0.665 \text{ kPa}$ として、 $COPC$ を $5 \sim 10$, および a を $0 \sim 0.1$ に変化した場合の WB と $COPA$ の関係を示した。

このように、 $COPA$ は、 $COPC$ と同時に WB にも特に大きく依存する。

なお、 $dT = 22^\circ\text{C}$, $dh = 0.55 \text{ kPa}$ の上記計算例では、冷房出力 1 kJ 当りに要する冷熱量 W は 1.43 kJ であり、この冷熱量を蓄熱するに要する WAPG の体積は 6.44 ml となる。

Fig.12 Relation between WB and COPA

結 言

今後進むと思われるフロン規制に対応し、同時に現在強く要求されている電力の夜間利用技術の1つとして、吸水性高分子-水蒸気排気式の氷蓄熱装置、およびこれを用いた冷房システムを提案した (Fig. 5). この蓄冷熱システムのエネルギー効率 (COP) は5~10となり (Fig. 7), 蓄冷熱も含めた冷房の全過程のエネルギー効率 COPA は蓄冷熱のエネルギー効率, および冷房のプロア動力比や, 冷房室温度, 湿度などの運転条件に依存して2~4の値になるという試算結果を示した (Figs. 10, 11, 12).

以上の結果から, 本提案は今後さらに実用機への開発を進める価値があるものと考えられる.

本研究は, 当研究室で, (株) 三井東圧より吸水性高分子の新用途開発についての相談を受けて始まったものであり, 高分子試料の提供も受けた. ここに記して御礼申し上げる.

Nomenclature

α	$= \Delta H / H$	[-]
COPA	= COP of the air conditioner	[-]
COPC	= COP of the ice production	[-]
C_p	= specific heat of water	[kJ/(kg·°C)]
C_{pa}	= specific heat of air	[kJ/(kg·°C)]
dh	= difference in water vapor pressures of the air at the inlet and outlet of the WAPG tank	[Pa]
dT	= temperature difference between inlet and outlet air of the WAPG tank	[°C]
H	= out put work of the air conditioner per unit weight of air to be conditioned	[kJ/(h·kg)]
H_i	= amount of heat stored by evaporation of unit weight of water	[kJ]

H_{iv}	= amount of heat stored in WAPG	[kJ/l]
HR	= water vapor pressure of the inlet air of the air-conditioned room	[Pa]
h	= water vapor pressure of the air at the outlet of the WAPG tank	[Pa]
LS	= latent heat of solidification of water	[kJ/kg]
LV	= latent heat of vaporization of water	[kJ/kg]
Mh, M_{air}	= (mean) molecular weights of water and air, respectively	[kg/kmol]
N	= number of compression stage	[-]
P_1/P_2	= compression ratio	[-]
T_1	= temperature of the air at the outlet of the WAPG tank	[°C]
T_i	= temperature of evaporation	[°C]
T_2	= temperature of water vapor condensation	[°C]
TR	= temperature of the inlet air of the air-conditioned room	[°C]
W	= ratio of the total consumption of the stored heat to H	[-]
W_{air}	= ratio of the air sent to the WAPG tank to the total mass of the air conditioned	[-]
WB	= ratio of the work of the blower to H	[-]
WC	= ratio of the work of the compressor to H	[-]
We	= electric work of the compressor	[kW·s]
Wh	= weight of water condensed in the WAPG tank per unit weight of air conditioned	[kg/kg]
WIS	= weight of ice formed	[kg]

r	= ratio of specific heat at constant pressure to the heat at constant volume	[-]
ΔH	= total energy loss of the air conditioning including the loss during the heat storage per unit weight of air	[kJ/(h·kg)]
$\Delta \lambda$	= heat of water condensation released at the WAPG tank per unit weight of air	[kJ/(h·kg)]
η_E	= efficiency of the compressor	[-]
η_{EA}	= efficiency of adiabatic compression	[-]
λ_e	= heat of evaporation during ice formation	[kJ/kg]

Literature cited

- 1) Iida, Y.: Preprint for the 19th Autumn Meeting of the Soc. of Chem. Engrs., Japan, p.64 (1986)
- 2) Ikada, Y.: Preprint for the Meeting on the Study on Polymer and Water, Japan Polymer Association, p.1, (1980)

- 3) Kagaku Kogaku Kyokai (ed.): "Kagaku Kogaku Benran", Kaitei 5th print ver. p.424
- 4) idem: *ibid.*, Kaitei 5th print ver. p.644
- 5) Kameyama, H.: *Energy and Resources*, **10**, 486 (1989)
- 6) Kentiku Setubi (ed.): "Tokusyu/ Kori Tikunetsu Sisutemu no Jiturei", *The magazine of building equipment*, **40**, 33-61 (1989)
- 7) Kosaka, M.: *J. of the Soc. of Mechanical Engineers*, **82**, 231 (1979)
- 8) Masuda, Y.: "Koukysuisei Porima", Kyoritsu Shuppan Sya, Japan, (1987)
- 9) Nihei, T.: *The Energy Conservation*, **41**, 3 (1989)
- 10) Ozawa, T., M. Kamimoto, R. Sakamoto, Y. Takahashi and K. Kanari: *Bulletin of the Electrotechnical Laboratory*, **43**, 289 (1979)
- 11) The energy conservation ed.: "Syuu Tokusyu/ Kori Tikunetu Hiito Ponpu", *The energy conservation*, **41**, 14-26 (1989)
- 12) Yamada, A., Y. Koseki, R. Takahashi, K. Ehara and J. Kaneko: Preprints for the 20th Autumn Meeting for the Soc. of Chem. Engrs., Japan, p.645 (1987)
- 13) Yamagishi, K.: *The Energy Conservation*, **41**, 61 (1989)
- 14) Yanagihara, T.: *ibid.*, **39**, 2 (1987)

Proposal of an Air Conditioner with an Ice-Storage Apparatus Utilizing an Organic Polymer Gel and a Vacuum Pump

Kyoko Yamamoto and Hideo Kameyama

Div. of Chem. & Biol. Sci. and Tech., Tokyo Univ. of Agri.
-and Tech., Tokyo 186

Key Words : Energy, Heat Storage, Ice, Organic Polymer Gel, Water Vapor Compression, Air Conditioning, Coefficient of Performance

A low-temperature-heat storage apparatus that stores the heat of water evaporation in the form of ice produced in a kind of organic polymer gel (WAPG) was proposed. An air conditioner with the above heat storage apparatus was also proposed (Fig. 5). The surface area of water can be spread by the use of WAPG in a thin sheet type. Part of the water contained in WAPG is vaporized at 0.2 to 0.6 kPa to change the remaining part of the water into ice. It was shown that the water vapor pressure above the polymer gel was the same as that above pure water. The heat stored in a liter of WAPG was around 222 kJ. From calculation, the coefficient of performance of heat storage (COPC) was 5 to 10, depending on the temperatures of vaporization and condensation (Fig. 7). The coefficient of performance of the air conditioner (COPA) was calculated for various operating parameters such as COPC temperature and vapor pressure changes of the air-conditioned room, work of the blower and total energy loss. The proposed air conditioner can be operated at a COPA of 2 to 4 (Figs. 10, 11, 12).