液体空気利用エネルギー貯蔵システムにおける 蓄冷槽のシミュレーション*

荒木 秀文^{*1}, 中原 貢^{*2}, 千野 耕一^{*1}

Simulation of Heat Transfer in the Cool Storage Unit of a Liquid Air Energy Storage System

Hidefumi ARAKI^{*3}, Mitsugu NAKABARU and Kooichi CHINO

^{*3} Power & Industrial Systems R & D Laboratory, Hitachi, Ltd.,
7-2-1 Omika, Hitachi, Ibaraki, 319-1221 Japan

An energy storage system that stores energy in the form of liquid air is studied. In this system, the cool storage unit is the most important unit. From the viewpoint of safety and economy, it is most promising to store cold as sensitive heat of solids such as pebbles or concrete. To grasp temperature variation of the solid cool storage unit, a simulator was developed that calculates unsteady heat transfer between supercritical gas flow and solid material. Comparison of the calculation result with an experimental result showed that the temperature variation of the metal cool storage medium was accurate within 11%. For the concrete cool storage unit, the calculation result showed that with less pitch of the tube, a smaller quantity of medium was required. The minimum quantity was 3 times that of concrete, simply estimated from heat capacity of concrete and air. The volume required for concrete cool storage was less than 1/100 of that of reservoirs for a pumped-hydro power station having a drop of 500 m.

Key Words: Energy Storage, Liquid Air, Gas Turbine, Numerical Simulation, Cool Storage Unit

1. 緒 言

昼夜の電力需要量の格差が年々増大し、電力貯蔵設備の必要性がますます高まっている。一方、大規模な電力貯蔵設備である揚水式水力発電設備の立地点には限りがあるため、エネルギー貯蔵密度が大きく、かつ常圧で貯蔵可能な⁽¹⁾、「液体空気利用エネルギー貯蔵システム」を研究している⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

本システムでは、昼間の発電時に、液体空気の保有する冷熱を回収して蓄冷槽に貯蔵すると、夜間の空気液化動力を通常の液化サイクルの約 1/3 程度まで大幅に低減できる効果がある。従来、低温の蓄冷方式としては、都市ガスのボイルオフガス処理用⁽⁷⁾や、ガスホルダー冷却用⁽⁸⁾として、炭化水素や混合アルコールの潜熱を用いる方式が実証されている。しかし、これら液体冷媒を用いる方式は、蓄冷する温度レベルが冷媒の凝固点に依存し、150[K]前後と比較的高いため、本システムのように沸点約 78[K]の液体空気の冷熱を貯蔵する用途には、適用できない。

そこで、液体空気から常温までの広い温度レベルの

冷熱を貯蔵可能な、固体の顕熱を利用した蓄冷方式を検討している。この時、固体蓄冷材と熱交換する超臨界圧力の空気は、擬臨界温度と呼ばれる特異点で比熱が最大となる等、特殊な物性値変化を示す。また、蓄冷材内部では、径方向の熱伝導があり、蓄冷材と空気の熱交換に影響する。

本研究では、固体の顕熱を利用した蓄冷方式の成立性を確認するため、円筒形蓄冷材と、その内部を流れる超臨界圧気体の非定常伝熱挙動のシミュレータを開発し、金属製の蓄冷材による超臨界圧力窒素の冷却実験結果と比較検討するとともに、コンクリート製蓄冷槽内の温度変化を評価し、配管ピッチが、必要な蓄冷材物量に及ぼす影響について検討した。

記号表

a : 温度伝導率 [m²/s]
d : 管内径 [m]
f : 管摩擦係数 [-]
h : 比エンタルピ [J/kg]
Nu : ヌセルト数 [-]
P : 圧力 [Pa]
 ΔP_i : セル i の圧力損失 [Pa]
Pr : プラントル数 [-]

* 原稿受付 1999年10月5日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所電力・電機開発研究所(〒319-1221 日立市大みか町7-2-1)。

^{*2} (株)日立製作所電力・電機開発研究所。

E-mail: hidefumi_araki@pis.hitachi.co.jp

Δr : 径方向分割幅 [m]
 Re : レイノルズ数 [-]
 S : 体積あたり入熱量 [W/m³]
 T : 温度 [K]
 Δt : 時間刻み幅 [s]
 u : 速度 [m/s]
 W_{AIR} : 空気質量 [kg]
 W_{min} : 最低必要コンクリート質量 [kg]
 W_{sim} : 数値シミュレーションで求めた
 コンクリート質量 [kg]
 Δx : 軸方向分割幅 [m]
 y : 液化率 [-]
 ρ : 密度 [kg/m³]
 添字
 AIR : 空気
 CON : コンクリート
 gas : 気体状態
 i : セルの位置 [-]
 liq : 液体状態
 n : 現在の時間ステップ数 [-]
 sc : 超臨界圧力状態

2. 蓄冷槽の作用と評価手法

2.1 全体システムと蓄冷槽の作用 液体空気利用エネルギー貯蔵システムの構成例を図1に示す。夜間や休日等の空気液化時(以下、夜間)では、空気を LNG 等の冷熱で予冷し、余剰電力を利用して圧縮機で超臨界圧力まで圧縮してから蓄冷槽に供給する。蓄冷槽では、予め回収・貯蔵してある冷熱により、高圧の空気を、液化可能な温度まで冷却する。この低温高圧の空気を膨張弁により断熱自由膨張させ、ジュール・トムソン効果によって液体空気を生成し、タンクに貯蔵する。

Fig. 1 Example of liquid air energy storage system

平日の昼間等の発電時(以下、昼間)には、貯蔵タンク内の液体空気をポンプで加圧した後、蓄冷槽で冷熱を回収してから燃焼器に供給する。通常の GT では、空気圧縮機の動力が大きく、出力の 50~60%を消費するが、液体空気を加圧するポンプの動力は非常に小さく、空気圧縮機の動力に相当する電気出力が増加し、電力を貯蔵した効果が得られる。

蓄冷槽の作動温度条件として、昼夜の低温端温度差を 20[K]とした場合の一例を、図2の上部に示す。夜間に、温度 300[K]、圧力 5[MPa]の超臨界圧力の空気を流入させ、蓄冷材と熱交換させて、100[K]で放出させる。超臨界圧力の空気が必要な理由は、膨張時に、大きな液化率を得るためである。一方、昼間には、ポ

Fig.2 Concept of sensible heat thermal storage in cool storage unit

ンプで 5[MPa]まで加圧した液体空気を、80[K]で供給し、280[K]で放出する。昼間に、夜間の放出温度より 20[K]低い温度で供給するのは、温度プロフィールを初期状態に戻すためである。図2の下部には、蓄冷材の温度プロフィールの模式図が示してある。グラフの横軸は蓄冷材の流れ方向位置を示し、縦軸は蓄冷材の代表温度を示す。左下の実線が夜間の液化開始時の温度分布を示し、右上の実線が昼間の発電開始時を示す。これらの線に囲まれた部分の面積が蓄冷される熱量に相当し、必要な蓄冷材の物量は、図中に示した流れ方向の長さ L に対応する。

さて、図3に、圧力 5 [MPa]の超臨界圧空気の比熱と密度の温度変化を示すが、擬臨界温度と呼ばれる点で特異な変化を示している。このため、空気の比熱が大きい温度領域では、他の温度領域と比べて必要な冷熱量が多くなることが予想される。また、蓄冷材の流れ方向の温度プロフィールは、各点での熱流束に依存

するが、熱流束は蓄冷材の表面温度と蓄冷材内部の温度分布によって決定される。従って、実際の形状に対

Fig.3 Temperature variation of density and specific heat of supercritical air (5MPa)

する温度プロフィールと、必要な蓄冷材物量を求めるには、空気の物性値の温度変化と、蓄冷材内部での伝熱を考慮した数値シミュレーションが必要である。

2.2 蓄冷槽の想定仕様と評価手法 固体蓄冷材としては、体積あたりの熱容量や、温度伝導率の面からは、鉄や銅などの金属が優れているが、熱容量あたりの材料価格や、大型蓄冷槽の施工性を考慮すると、コンクリートや砂利などが有利となる。そこで、蓄冷槽の構造として、図4に示すような、鋼製配管内を高圧空気の流路とし、その周囲にコンクリートの蓄冷材を充填したものを想定して評価する。このように蓄冷材を管外に配置した場合、高価な耐圧部材の物量を低減できる利点がある。

耐圧配管内を流れる超臨界圧力の空気は、質量、エネルギー、運動量の各保存式に対応する(1)~(3)式を、

軸方向一次元連立差分方程式として解く。

$$\frac{\rho_i^{n+1} - \rho_i^n}{\Delta t} + \frac{(\rho u)_i^n - (\rho u)_{i-1}^n}{\Delta x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{(\rho h)_i^{n+1} - (\rho h)_i^n}{\Delta t} + \frac{(\rho u h)_i^n - (\rho u h)_{i-1}^n}{\Delta x} = S_i \quad (2)$$

$$P_i = P_{i-1} - \Delta P_i \quad (3)$$

(3)式の圧力損失は(4)式と(5)式の blasius の式⁽⁹⁾を用いて評価した。

$$\Delta P_i = f \frac{\Delta x}{d} \cdot \frac{\rho_i u_i^2}{2} \quad (4)$$

$$f = \frac{0.3164}{Re_i^{1/4}} \quad (5)$$

蓄冷材の温度分布は二次元の円筒体系を仮定するが、軸方向の伝熱の寄与が相対的に小さいので軸方向の熱伝導は無視し、径方向のみ(6)式で示される非定常熱伝導階差式⁽¹⁰⁾を解いて求める。また、隣接する空気配管との間は断熱条件とした。

$$T_i^{n+1} = \frac{a\Delta t}{(\Delta r)^2} \left(1 + \frac{1}{2i} \right) T_{i+1}^n + \frac{a\Delta t}{(\Delta r)^2} \left(1 - \frac{1}{2i} \right) T_{i-1}^n + \left\{ 1 - \frac{2a\Delta t}{(\Delta r)^2} \right\} T_i^n \quad (6)$$

超臨界圧条件では、擬臨界温度付近で熱伝達が促進／劣化させられることが知られており、水や二酸化炭素などについては、相関式が提示されている。空気に対しては、相関式が未整備のため、擬臨界温度付近でも亜臨界流の熱伝達相関式を用いて評価する。

3. 計算手法の検証

計算手法を検証するため、図5に示す実験装置による超臨界流体の冷却実験結果⁽³⁾と、本研究のシミュレーション結果とを比較した。蓄冷材は、実験装置として加工性が良く、物性値が精度良く知られていること

Fig.4 Configuration of solid cool storage unit and numerical simulation model

Fig.5 Schematic of test apparatus

Tab.1 Experimental conditions

Items		Case 1	Case 2
Cool Storage Medium	Material	SUS-304	Cu
	Size	60[mm] O.D. × 2[mm] I.D. × 1[m] Length × 4	
	Weight [kg]	85.9	96.4
Nitrogen	Pressure [MPa]	5	
	Flow Rate [NLM]	100	97

から、表 1 に示すように、ステンレスおよび銅の極太パイプを用いた。

超臨界流体は、入手の容易さと、氷やドライアイスにより配管を閉塞させる心配が無い、窒素を用いた。実験方法は、まず、断熱容器に液体窒素を注入し、蓄冷材全体を液体窒素温度まで冷却してから、液体窒素を全て排出する。次に、蓄冷材の流路内に常温、5MPa の超臨界圧窒素を連続して供給し、蓄冷材の温度変化を測定する。冷却された超臨界圧窒素は膨張弁で断熱自由膨張させて液化させる。

古くから知られている Linde や Claude、Heylandt の空気液化サイクル⁽¹¹⁾では、外部の冷熱源が存在しないため、膨張弁入り口での空気温度は比較的高く、液化率は 20% に満たない。本システムで想定している、圧力 5[MPa]、温度 100[K] という、液化率が 80% を超える条件での空気や窒素の液化実験は、前例が見られなかった。そこで、実機で想定している温度、圧力条件で、窒素の液化率を実験的に測定し、理論値と比較検証した。図 6 に、膨張弁入り口での窒素温度と、液化率の測定結果を示す。窒素の液化率は、浮き子式液位計で測定するに加え、出入り口の窒素流量の差からも導出した。これら両者の値はほぼ一致し、ガス流量計測と液位計測がそれぞれ正確に実施されていることが確認できた。実線で示した液化率の理論値は、(7) 式で示す膨張弁前後の流体のエンタルピバランスから

Fig.6 Comparison between experimental and theoretical values of liquefaction ratio

導出したが、

$$h_{sc} = y h_{liq} + (1 - y) h_{gas} \quad (7)$$

これら測定値が理論値に近いことを確認した。図では、液化率が高い領域では、測定値が理論値を 10% 程度下回っている。原因としては、試験体と計量容器を接続する配管内での熱損失による再気化が考えられる。

図 7 は、入り口からの距離 $x=0.25[m]$ および $x=3.75[m]$ の点における蓄冷材素材温度の時間変化の比較である。測定値と計算値を示したが、計算では、流体と蓄冷材の熱伝達相関式として、Dittus-Boelter による次式(8)と、

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (8)$$

$$n = \begin{cases} 0.4 & (\text{流体を加熱する場合}) \\ 0.3 & (\text{流体を冷却する場合}) \end{cases}$$

Colburn による次式(9)

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (9)$$

を比較して用いた。これらの式は同形であるが、式(8)は物性値の評価に混合平均温度を用い、式(9)は物性値の評価に膜温度(算術平均温度)を用いる。超臨界圧流体の場合は温度によって物性値の変化が激しいため、導かれる熱伝達率が異なる。温度が擬臨界温度近傍で熱伝達率が最大となるため、(擬臨界温度 < 膜温度)の場合には、膜温度を用いる Colburn 式の方が熱伝達率が大きくなり、(混合平均温度 < 擬臨界温度)の場合には、Dittus-Boelter 式のほうが熱伝達率が大きくなる。その結果、図 7 の結果も、温度が高い上流側では Colburn 式の方が温度上昇速度が大きく、温度が低い下流側では Dittus-Boelter 式の方が温度上昇が速い。液化終了時刻($t=3400[s]$)までの温度変化カーブは、Colburn 式の方が実験結果と良く一致している。

(a) Case 1: Stainless Steel

(b) Case 2: Copper

Fig.7 Comparisons of experimental and calculated temperature variation in metal cool storage medium

液化終了時刻までの温度変化幅の実験と計算の偏差は、Colburn 式の場合 11%であり、蓄冷材の必要物量を評価するには十分な精度である。

ステンレスと銅では、熱伝導率が数 10 倍異なるが、流体と壁面の熱抵抗と比較して、素材中の熱抵抗が小さいため、蓄冷材の内壁面と外壁面の温度差は小さく、ステンレスで最大 4[K]、銅では最大 0.1[K]程度という計算結果が得られた。コンクリートなど、金属よりも熱伝導率が小さい物質を使用した場合は、蓄冷材の径方向の温度差が大きくなり、伝熱挙動への影響が現われると推測する。

4. コンクリート製蓄冷槽の評価

蓄冷材の経済性には、超臨界圧空気の流路となる鋼製配管と、コンクリートなどの蓄冷材の体積比が大きく影響する。配管の内径、厚さ、ピッチなどの組み合わせは種々考えられるが、第一段階の評価として、図 8 に示すように、鋼製配管の内径を固定し、配管と配管のピッチを変化させた場合の影響を比較する。鋼製配管の管材は、熱抵抗や熱容量として作用するが、材料や肉厚に依存するのでこれらの作用は除外した。解析メッシュの分割数などを表 2 に示す。

想定したコンクリートは、低温での健全性を考慮した高性能減水材入りのコンクリート⁽⁶⁾であり、低温で

Fig.8 Inside diameter and pitch of tube in concrete cool storage unit

Tab.2 Calculation parameters of concrete cool storage unit

Items		Condition
Cool Storage Medium	Pitch [mm]	18, 30, 42, 54, 66, 78, 90, 102, 114
	I.D. [mm]	6
	Unit Weight [kg/m]	0.54(Pitch=18mm) to 22.43(Pitch=114mm)
Mesh Division (Radial × Axial)		3 × 600(Pitch=18mm) to 19 × 25 (Pitch=114mm)
Inlet Air Pres. [MPa]		5.0
Inlet Air Temp. [K]		Night : 300 / Day : 280
Inlet Air Flow Rate [kg/h]		10.8 (≡ 1.9 m/s at 300 K)
Operation Hours [h]		Night : 6.0 / Day : 6.0
Heat Transfer Eq.		Colburn

Fig.9 Initial temperature profile in concrete cool storage unit, and inlet / outlet temperature of air

の比熱や熱伝導率などの物性値は、実測値を使用した。常温での比熱は、「珪岩質骨材コンクリート」⁽¹²⁾とほぼ一致し、低温になるにつれ直線的に減少する。熱伝導率は、「珪岩質骨材コンクリート」より約 1.2 倍大きく、温度に対する依存性はほとんど見られなかった。

蓄冷槽の初期温度条件および流入・流出する空気の温度境界条件は、図 9 に示す値を想定した。ピッチにより、軸方向長さあたりの蓄冷材質量が異なるため、横軸は蓄冷材の質量に換算した軸方向位置で表示してある。初期状態の保有エンタルピを同一にするため、ピッチに関わらず、入り口から蓄冷材質量換算

100[kg]の部分は温度が連続的に 300[K]から 90[K]まで低下する初期条件とした。また、空気の流出温度と、蓄冷終了時の蓄冷材温度を制御するため、次の条件を付加してある。

- (i) 夜間運転時、空気を蓄冷材で冷却する際、空気が 100[K]まで温度低下したら、それ以上熱交換はしない。
- (ii) 昼間運転時、空気で蓄冷材を冷却する際、空気が 280[K]まで温度上昇したら、それ以上熱交換はしない。
- (iii) 昼間運転時、蓄冷材温度が 90[K]まで冷却したら、それ以上熱交換はしない。

図 10 に、ピッチ=42[mm]および 90[mm]の場合の、液化運転時および発電時における温度プロファイルの時間変化を示す。縦軸の温度は、各ピッチとも径方向の空間平均温度である。図によると、想定した流量の空気を 6[h]にわたり冷却するのに必要なコンクリートの質量はそれぞれ 645[kg]および 895[kg]であり、ピッチが小さいほうが必要な質量が少ない。理由は、運転時間中の蓄冷材の各位置の温度変化幅が異なるためである。径方向も含めた蓄冷材の熱量がすべて移動するには、蓄冷材内部の径方向の熱伝導が進行して蓄冷材内部の温度差が小さくなる必要があり、ピッチが大きい方が伝熱に時間がかかり、緩やかな(水平に近い)温

Fig.10 Temperature profiles in concrete cool storage unit in case pitch=42mm (top) and pitch=90mm (bottom)

Fig.11 Ratios of W_{sim} :concrete weight computed by numerical simulation to W_{min} :minimum concrete weight calculated using Eq.(10).

度分布の曲線となる。蓄冷材の径方向温度差は、ピッチ=42[mm] の場合は最大 6~8[K]であり、ピッチ=90[mm]の場合は最大 20~30[K]であった。

また、図 10 で、液化運転開始時と発電終了時では、温度分布が一致していない。理由は、蓄冷材の温度が 100~150[K]となる領域が多いが、液化運転時には 300[K]の空気を供給しているに対し、発電時には 80[K]の空気が供給され、蓄冷材との温度差が小さく、伝熱量が小さくなるためである。この現象は、ピッチが大きく温度変化が遅い場合に顕著となるが、これを緩和するには、初期条件の液化運転開始時の温度プロファイルを、現状想定値よりさらに緩やかにする必要があり、必要な物量は増加する。

さて、動的な数値シミュレーションではなく、(10)式に示す静的な熱量バランスにより、理論上の最低必要コンクリート質量 $W_{min}[kg]$ を求める。同式で、 $h[J/kg]$ で示した比エンタルピーの上の添え字は温度[K]を示し、下の添え字は物質名(コンクリートまたは空気)を示す。 $W_{AIR}[kg]$ とは、蓄冷材と熱交換する空気の合計質量である。

$$W_{min}(h_{CON}^{300} - h_{CON}^{90}) = W_{AIR}(h_{AIR}^{300} - h_{AIR}^{100}) \quad (10)$$

この熱バランスから求めた最低必要コンクリート質量 $W_{min}[kg]$ と、本研究の動的シミュレーションから求めた必要質量 $W_{sim}[kg]$ との比を図 11 に示す。この比 (W_{sim}/W_{min})は、本研究の条件のうち最大のピッチでは、6 倍近いが、ピッチが小さくなるにつれ、約 3 倍まで緩やかに減少する傾向が見られる。即ち、容量 1[kWh]の液体空気利用エネルギー貯蔵システムにおいて、必要な空気質量が 3.6[kg]の場合、熱容量が釣り合うコンクリート質量は 10.5[kg]であるが、実際には少なくとも 31[kg]が必要となる。落差 500[m]、発電効率 80%の揚水式発電に必要な貯水池容量を 1.8[m³/kWh]とすると、コンクリート製蓄冷材の体積は 1/140 程度で良

いことになり、立地面での制約を大幅に緩和できる。

5. 結論

液体空気利用エネルギー貯蔵システムにおける蓄冷槽の伝熱挙動を模擬するため、超臨界圧気体の流れと、固体蓄冷材との非定常伝熱挙動のシミュレータを開発し、以下の結論を得た。(1)金属製の蓄冷槽を用いた実験結果とは、熱伝達率の相関式に Colburn の式を用いて評価した場合、温度変化が 11%の偏差で一致した。(2)コンクリート製蓄冷槽に対して、空気流路のピッチが異なる場合の評価を実施し、ピッチが小さいほどコンクリートの必要量が少なく、本研究の条件のうち最小ピッチでは、単純に熱容量から計算したコンクリート質量の 3 倍であった。(3) 落差 500[m]の揚水式発電の貯水池容積と比較して、コンクリート製蓄冷材の体積は 1/100 以下で良く、立地面での制約が大幅に緩和できることを確認した。

参考文献

- (1) E. M. Smith, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol.191 (1977) 289-298
- (2) 千野・荒木、機講論、No.97-1 (1997) 116-117
- (3) 千野・荒木、機論、64-619, B (1998) 884-889
- (4) 荒木ほか 2 名、機講論、No.98-1 (1998) 425-426
- (5) 荒木ほか 2 名、機講論、No.99-1 (1999) 433-434
- (6) 木藤ほか 2 名、機講論、No.99-1 (1999) 435-436
- (7) 下川床 ほか2名、化学装置、40-6 (1998) 51-55
- (8) 久角 ほか3名、日本機械学会 動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集、4 (1994) 203-207
- (9) 日本機械学会、熱交換器の熱的設計法 (1996) 35-36
- (10) 日本機械学会、伝熱工学資料(改訂第3版) (1975)
- (11) 平田・頼実、蒸留工学ハンドブック (1966) 599-606
- (12) 日本機械学会、伝熱工学資料(改訂第4版) (1986)