

複合蓄熱システムの運転方策の研究：氷蓄熱システムのシミュレーション構築および運転方法の検討

呉， 濟元

九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻：博士後期課程

住吉， 大輔

九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門：准教授

馮， 元沢

九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻：修士課程

崔， 榮晋

九州大学エネルギー研究教育機構：助教

<https://doi.org/10.15017/2231648>

出版情報：都市・建築学研究. 35, pp.31-39, 2019-01-15. 九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門

バージョン：

権利関係：

複合蓄熱システムの運転方策の研究 —水蓄熱システムのシミュレーション構築および運転方法の検討—

An Operation Method of a Combined Thermal Storage System —Development of a Simulation Model and an Operation Method for the Ice Storage System—

呉 濟元*, 住吉大輔**, 馮 元沢***, 崔 榮晋****

Jewon OH, Daisuke SUMIYOSHI, Yuanze FENG, Youngjin CHOI

Recently, attention has been drawn again to thermal storage systems as a temporary storage place for renewable energy. The aquifer thermal storage system is developed as a new thermal storage system, and it is spreading mainly in Europe. The objective of this research is to grasp the characteristics and to propose suitable operation methods of aquifer storage systems. An ice thermal storage system was introduced into the target building for this research, and placed beside the aquifer thermal storage system. We also developed a simulation model of an ice thermal storage system as a first step of the research. This paper aims to show the accuracy of the simulation and to clarify the appropriate operation method for the heat source system of the target building.

Keywords : Aquifer Thermal Storage System, Ice Thermal Storage System, Water Heat Pump, Simulation

帯水層蓄熱システム, 氷蓄熱システム, 水冷HP, シミュレーション

1. 序論

2018年7月に閣議決定された第5次エネルギー基本計画¹⁾では温室効果ガスの排出量を2030年度に2013年比26.0%削減する目標達成のために引き続き太陽光発電パネルの普及を進めていくことなどが示された。一方で、昼間にしか発電できない太陽光パネルの大量導入は、電力需給のバランスを取るのが難しく、電力需要が少ない中間期には発電した電力が余るなど、電力系統での制約が顕在化しつつあることも指摘された。蓄電システムの導入は一つの有効な解決策と考えられるが、設置コストやエネルギー損失など面でまだ課題も多い。今後は、電力需給バランスを意識した電力需要の分散など時間シフトを含んだエネルギー管理が求められる²⁾。こうした状況の中で、蓄熱システムへの注目が再び集まっている。今までの蓄熱システムは夜間の安価な電力で空調用の冷温熱を蓄え、昼間に利用することで省コストを目指すものであった。しかし今後は、昼間の余剰電力で空調用の冷温熱を蓄え、太陽光による電力が十分に得られない曇

りの時間帯や夜間などに利用することで電力需給の時間シフトを行う調整装置として働くことが期待されている。

蓄熱システムのうち、これまでよく用いられてきたのは、水蓄熱システムと氷蓄熱システムである。水蓄熱システムは、蓄熱槽に冷温水を蓄え、それを空調用に利用するものである。氷蓄熱システムは、ブライントラップを用いて蓄熱槽内に氷を製造し、必要に応じて溶かして冷房に利用するものである。水と氷の相変化による潜熱を利用するため、水蓄熱システムに比べ槽容量を小さくできるメリットがあるが、低温のブラインを作るため効率が低い点がデメリットである。

これらに加えて近年、透水性が比較的高い砂層等の地下水で満たされた地層に冷温水を蓄熱する帯水層蓄熱システムがヨーロッパを中心に普及し始めている。帯水層を蓄熱槽として利用することから容量が大きいメリットがある反面、設置前に地下水の流動状況などを把握することが難しく、期待した効果を得られるか不明瞭な点がデメリットと言える。帯水層蓄熱の場合、夜間に貯めて昼間に使うような日間蓄熱だけでなく、夏に貯めた温水を冬に使うような季節間蓄熱や汲み上げた地下水を直接空調用の熱源水・冷水として利用することも可能であり、運転方法は幅広い。帯水層蓄熱システムに関する既往研

* 空間システム専攻博士後期課程
** 都市・建築学部門
*** 空間システム専攻修士課程
**** エネルギー研究教育機構

究では、藤井³⁾らや伊藤⁴⁾らが昼夜間蓄・放熱運転の実験調査により帯水層蓄熱システムの性能特性を求め、3次元地下水流動・熱移動解析ツールの FEFLOW を用いて地中熱移動数値シミュレーションモデルを構築し、モデルのパラメータ同定を行っているほか、山本⁵⁾らが Modelica 言語を用いた Dymola ツールを用いて円筒形の地中熱モデルを構築し、季節間の帯水層蓄熱システムの利用効果を検討している。しかし、帯水層蓄熱システムを用いた運転方法やその効果については十分に研究がなされていないのが現状である。そのため、本研究では帯水層蓄熱システムの基本的な性能を明らかにし、それに基づく最適な運転方法と他の蓄熱システムとを組み合わせた複合蓄熱システムの運転方策について提案することを大きな目的としている。帯水層蓄熱システムについては、氷蓄熱システムや太陽熱温水パネルによる集熱システムなど他システムとの組み合わせによってより効率的に利用できる可能性がある。

なお、一般的な蓄熱システムの導入目的はピークカットである。多くのオフィスビルでは夏期昼間の最も暑い時間帯に空調用電力が最大となるため消費電力のピークを迎える。電力の基本料金が年間のピーク電力で決まることから、ピーク電力を低減させることは省コストを実現する有効な手段である。そのため蓄熱システムからの放熱をピーク時間帯に実施することでピーク電力を低減させる。本研究で検討する最適な運転方策とは、省エネルギーとピークカットを両立させる運転方法とする。前述の通り、今後は電力需要のコントロールが夏期以外の季節についても求められるため、ここでは全ての季節で省エネルギーとピークカットの両立を考える。

本研究で対象とする建物は、2016年6月に竣工した国内で初めて帯水層蓄熱システムが本格導入されたものである。対象建物には帯水層蓄熱システム他、氷蓄熱システムや井水利用システムが導入されており、これらを組み合わせた際の最適な運転方法を明らかにする必要がある。そこで本報では、研究の第一段階として対象建物に導入された氷蓄熱システムと井水を熱源とする水冷ヒートポンプチラー（以下、水冷HP）のシミュレーションモデルを構築し、その最適な運転方法を検討する。また、検討した運転方法を実際に適用し、実測結果と比較することでシミュレーションの精度を検証する。

2. 対象建物および空調システム概要

2.1 対象建物の概要

表1に対象建物外観と建物概要を示す。対象建物は香川県高松市に位置しており、オフィスビルで利用されている。建物は地上5階、塔屋1階である。

2.2 対象空調システムの概要

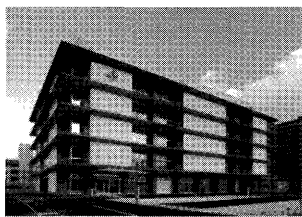
図1に対象空調システムの系統図と表2に熱源機器の

定格仕様を示す。対象空調システムは氷蓄熱システム、水冷HP、帯水層蓄熱システムが導入されている。空調システムはBEMSにより熱源機器ごとに出入口温度、流量、消費電力などのデータを収集している。

氷蓄熱システムはブラインポンプ1台と2台の空冷ブラインヒートポンプチラー（以下、空冷ブラインHP）、氷蓄熱槽が一つのユニットとして導入されている。夏期は毎日夜間に蓄熱槽が満蓄になるように最大10時間蓄熱運転をしている。解氷運転は116kWの速度で10時間運転する。冬期は蓄熱運転を行わず、二次側負荷に応じて空冷ブラインHPを暖房運転する。

水冷HPは汲上井戸から汲み上げた約19℃の地下水を熱交換器1(HEX1)を介して熱源水として利用する。水冷HPも冷暖両方の運転が可能である。水冷HPは帯水層蓄

表1 対象建物外観と概要

	所在地	香川県高松市
	敷地面積[m ²]	14,058.09
	延床面積[m ²]	11,613.3
	建築面積[m ²]	4,278.25
	用途	事務所
	階数	地上5階、塔屋1階、免震ビルト
	構造	S造1階床SRC造免震構造

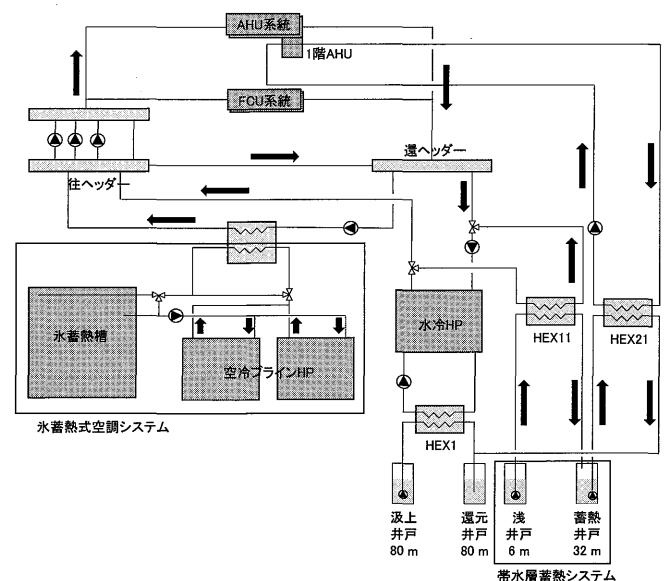


図1 対象空調システムの系統図

表2 熱源機器の定格能力仕様

熱源機器	項目	冷房	暖房
氷蓄熱システム	蓄熱量[MJ]	4176*1	—
	蓄熱能力[kW]	120.1	—
	追いかける能力[kW]	345.0 (461.0*2)	309.2
水冷HP	能力[kW]	182.7	197.9

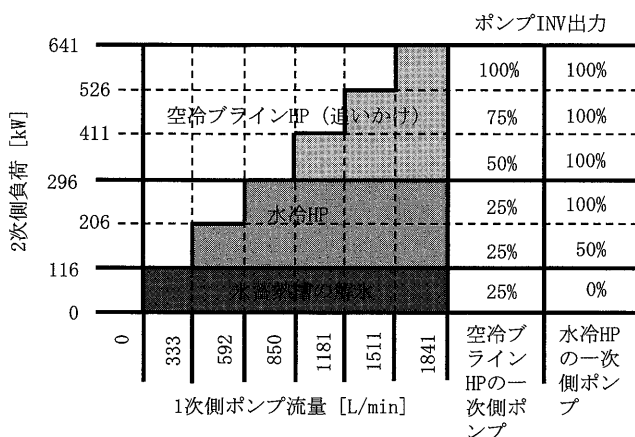
*1 10時間解氷運転の熱量（定格）

*2 ()の数値は単体能力+放熱能力（定格）

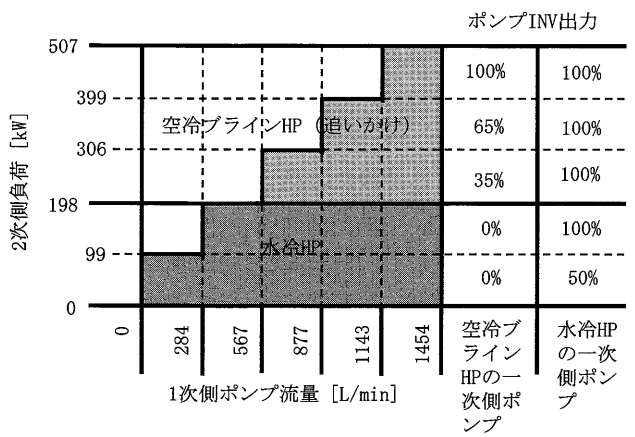
熱システムの熱源機器ともなっている。帯水層蓄熱システムは水冷 HP を運転して蓄熱井戸に蓄熱し、冷温熱が必要な時間帯に HEX21 を介して 1 階に導入されたコンパクト型空気調和機(以下、AHU)に冷温熱を送る。蓄熱井戸から汲み上げた水は熱交換した後、還元井戸に戻す。蓄熱井戸に蓄熱運転を行わなかった場合は約 19°C の地下水を冷房の予冷熱源として直接利用することもできる。

AHU には 2 つのコイルが入っている。1 つは氷蓄熱システムと水冷 HP から送られた冷温水で室内熱負荷を処理するものである。もう 1 つは帯水層蓄熱井戸から送られた冷温水で室内熱負荷を処理するコイルである。

熱源機器・一次ポンプの運転制御について図 2 に示す。冷房運転の場合は二次側負荷に応じて最初に氷蓄熱槽の解氷運転を行い、次に水冷 HP 運転、最後に空冷ブライン HP による追いかけ運転を行う。暖房運転の場合は最初に水冷 HP 運転、次に空冷ブライン HP による暖房運転を行う。一次ポンプの流量は負荷に応じて段階制御される。例えば、冷房運転の場合は二次側負荷が 116 kW 以内であれば氷蓄熱槽の解氷運転で対応し、空冷ブライン HP のポンプ INV 出力 25% で運転する。その時の一次側の流量は 333 L/min である。二次側負荷が 116 kW を越えたら水冷 HP が運転し、二次側負荷に応じて水冷 HP のポンプ INV 出力値を 50%、100% で段階制御する。それによって一



(a) 冷房運転



(b) 暖房運転

図 2 熱源機器・一次ポンプの運転制御

次側の流量は 850 L/min まで増える。二次側負荷が 296 kW 以上になると空冷ブライン HP (追いかけ) 運転を行い、空冷ブライン HP のポンプは二次側負荷に応じて 50%~100% まで段階制御する。それによって一次側の流量は 1841 L/min まで増える。

3. シミュレーションモデルの構築

3.1 シミュレーション概要

Visual Basic 2017 (VB.net) を用いて氷蓄熱、水冷 HP、空冷ブライン HP (追いかけ) の熱源機器モデルを構築し、それぞれの機器モデルを図 2 に示した制御となるよう組み合わせて、図 3 に示す計算フローで全体システムを構成する。蓄熱は、蓄熱時間帯に氷蓄熱槽が満蓄になるまで行う。満蓄に達した場合は蓄熱運転を停止する制御としている。

シミュレーションの計算時間間隔は 1 分であり、時刻ごとの外気温度、二次側の処理負荷を入力値とする。処理負荷は実測データの二次側冷水出入口温度、流量を用いて以下の式 1 で求めたものを用いている。

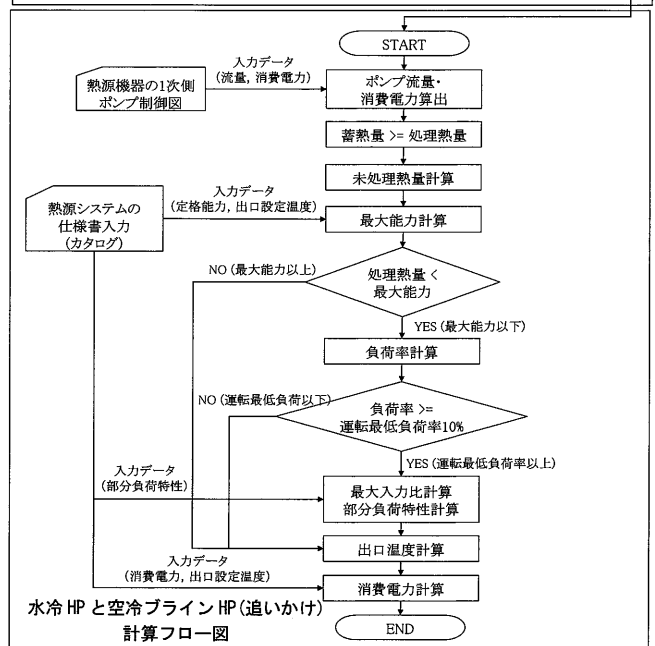
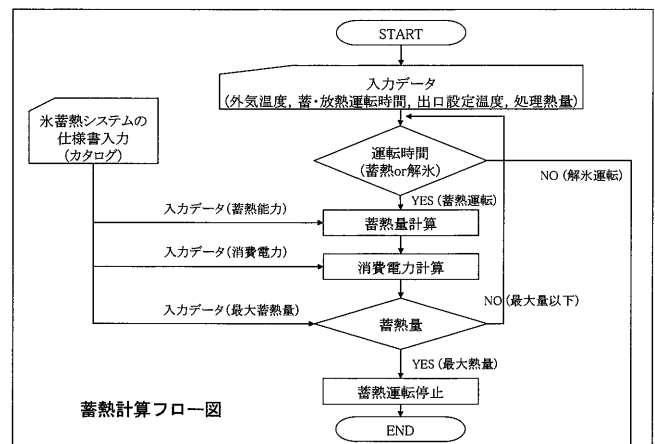


図 3 全体シミュレーションのフロー図

$$\dot{Q}_{heat\ Load} = \dot{m} \times \rho \times c_p \times (T_{in} - T_{out}) \quad (式1)$$

ここで、 $\dot{Q}_{heat\ Load}$: 二次側の処理負荷 [kW], \dot{m} : 冷水の流量 [m³/s], ρ : 冷水の密度 [kg/m³], c_p : 冷水の比熱 [kJ/kg・°C], T_{in} : 冷水の入口温度 [°C], T_{out} : 冷水の出口温度 [°C]

3.2 熱源機器モデル

氷蓄熱、水冷HP、空冷ブラインHP(追いかけ)の各熱源機器モデルはメーカーが提供するカタログ特性を用いてモデルを構築する。

氷蓄熱モデルは空冷ブラインHPの出口温度が-4.5°Cにおけるカタログ特性(表3)に基づいてモデル化している。入力には外気温度、蓄放熱運転設定時間、氷蓄熱槽の最大蓄熱量である。入力された外気温度等から表3を基に比例補完により処理熱量、消費電力、ブラインポンプ消費電力を計算する。氷蓄熱運転COPは式2を用いて計算する。COPは処理熱量と消費電力を割り算して求める。

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Machine}}{W_{Machine}} \quad (式2)$$

ここで、 $\dot{Q}_{Machine}$: 熱源機器の処理熱量 [kW], $W_{Machine}$: 熱源機器の消費電力 [kW], COP : 熱源機器の性能係数 [-]

表3 空冷ブラインHPのカタログ特性(氷蓄熱運転)

空冷ブラインHP 出口温度 (-4.5°C)	外気温度 [°C]			
	15	20	25*1	30
冷凍能力 [kW]	133.6	126.9	120.1	113.3
消費電力 [kW]	31.9	33.4	35.4	38.0
COP [-]	4.2	3.8	3.4	3.0
ブラインポンプ 消費電力 [kW]	蓄熱運転時 : 1.4 解氷運転時 : 10.0			

*1 空冷ブラインHPの氷蓄熱運転時の定格能力

表4 熱源機器モデル計算消費電力の補正係数

	空冷ブラインHP(蓄熱)消費電力の補正係数 [-]	空冷ブラインHP(追いかけ)消費電力の補正係数 [-]	水冷HP消費電力の補正係数 [-]
1月(暖房)	-	0.93	1.1
2月(暖房)	-	0.96	1.02
3月(暖房)	-	0.95	1.18
4月(暖房)	-	0.95	1.1
4月(冷房)	1.21	0.7	1.29
5月(冷房)	1.21	0.7	1.29
6月(冷房)	1.41	0.86	1.29
7月(冷房)	1.26	1.2	1.38
8月(冷房)	1.33	1.23	1.2
9月(冷房)	1.51	1.02	1.29
10月(冷房)	1.36	0.96	1.29
11月(冷房)	1.36	0.96	1.29
11月(暖房)	-	0.83	1.1
12月(暖房)	-	0.83	1.1

水冷HPと空冷ブラインHP(追いかけ)モデルの入力データは冷水出口設定温度、時刻別の処理負荷、冷水入口温度である。その他、水冷HPでは冷却水温度、冷却水流量を空冷ブラインHP(追いかけ)では、外気温度を入力する。モデルの出力データは冷水出口温度、処理能力、消費電力、COPである。水冷HPと空冷ブラインHP(追いかけ)の熱源機器モデルにおいても氷蓄熱モデルと同様にカタログ特性を用いて、外気温度や冷却水温度に応じて最大能力を算出する。氷蓄熱モデルでは、常に定格運転のため最大能力と機器の処理熱量が一致するが、水冷HPおよび空冷ブラインHP(追いかけ)では、冷水出口設定温度が実現されるように部分負荷運転が行われるため、式3により負荷率を求める。熱源機器の処理熱量は、冷水出口設定温度が実現される時の必要熱量としている。なお、冷房運転時は出口温度が3°C以下、暖房運転時は出口温度が60°C以上となる時には緊急停止する設定となっている。

$$\eta = \frac{Q_{Machine}}{Q_{RMax}} \quad (式3)$$

ここで、 η : 負荷率 [-], $Q_{Machine}$: 熱源機器の処理能力 [kW], Q_{RMax} : 熱源機器の最大能力 [kW]

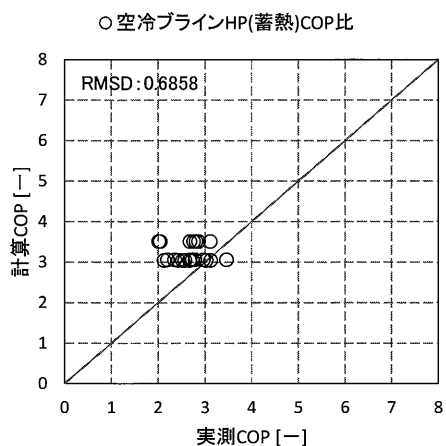
熱源機器モデルのカタログ特性上の消費電力は、最大能力と同様に表から比例補完により決定する方法を取っている。ただし、実測値とカタログ特性上の機器消費電力の乖離が大きいことから、本計算プログラムにおいては表4に示す補正係数を用いて式4に示す補正を行っている。表4に示す数値は、月ごとに実測値を用いて同定したものである。欠損によりデータが得られなかった月は気候条件に近い別の月のデータで代用している。数値は計算結果と実測値のずれを表し、数値が1.0より大きいほどカタログ性能の消費電力より実測値の消費電力の方が大きいことを意味する。

$$\dot{W}_{Machine} = CF \times W_{Machine} \quad (式4)$$

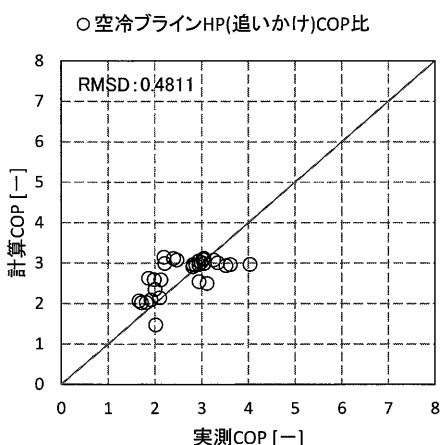
ここで、 $\dot{W}_{Machine}$: 補正係数を与えた熱源機器の消費電力 [kW], CF : 熱源消費電力の補正係数 [-], $W_{Machine}$: カタログ特性上の熱源機器の消費電力 [kW]

3.3 熱源機器モデルの精度検証

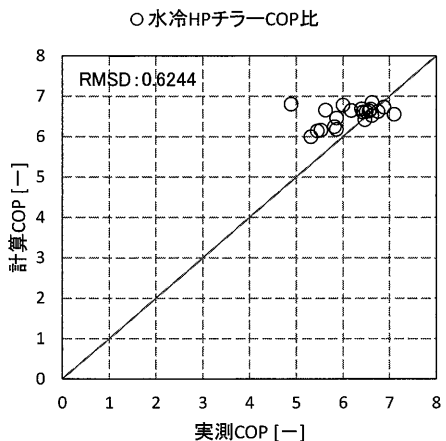
実測データを用いて熱源機器モデルの精度検証を行った。熱源機器モデルの精度検証結果を図4に示す。図4のデータは1時間に1点のプロットとなっている。月単位ではあるが補正係数を設けて計算値を補正しているため、構築した熱源機器モデルの精度は高い。各モデルの平均二乗偏差(RMSD, Root Mean Square Deviation)は、氷蓄熱モデルで0.686、空冷ブラインHP(追いかけ)モデルで0.481、水冷HPモデルで0.624である。



(a) 空冷ブライン HP(蓄熱) 運転



(b) 空冷ブライン HP(追いかけ) 運転



(c) 水冷 HP チラー 運転

図4 熱源機モデルの精度検証

4. 運転方法の検討

1年を夏期(6~9月),中間期冷房(4~5月,10~11月),中間期暖房(11月,4月),冬期(12~3月)に分けてケーススタディを行う。入力データとして,2016年7月~2017年9月の実測データを用いる。実測に合わせて11月10日を冷房から暖房への切り替え日,4月18日を暖房から冷房への切り替え日としている。夏期における二次側負荷の平均推移を図5に示す。二次側の負荷ピーク

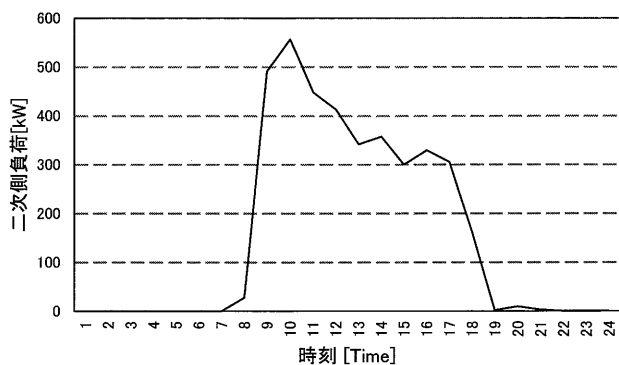


図5 二次側負荷の推移(夏期)

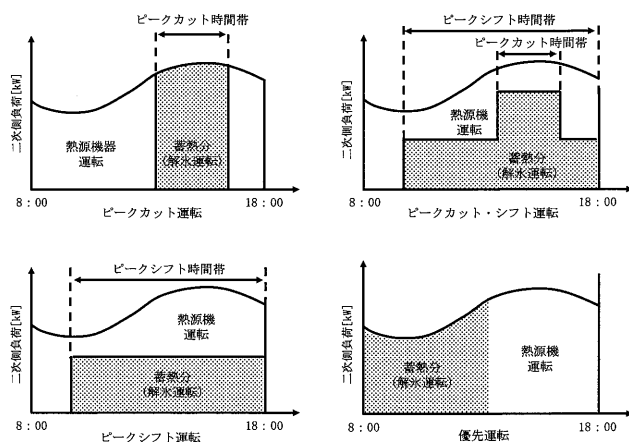


図6 氷蓄熱槽の解氷運転制御モード

時間帯は午前8時~11時に発生している。そのため,午前中を熱源機器運転のピーク時間帯と設定してケース検討を行う。氷蓄熱システムの解氷運転制御モードを図6に示す。解氷運転には4つのモードがある。ピークカット運転はピーク時間帯に解氷速度を速くするものである。ピークシフト運転は空調運転開始から一定の解氷速度で運転する。ピークカット・シフト運転はこれらを組み合わせたもので,ピーク時間帯は解氷速度を速くし,他の時間帯は一定速度で解氷する。優先運転は,空調運転開始からできるだけ解氷を行うものである。

4.1 夏期

夏期のケース設定を表5に示す。実測機関の運転を再

表5 夏期のケース設定

	解氷運転時間帯の最大解氷速度[kW]			解氷運転モード
	08-11時	11-14時	14-18時	
ケース S0*1	300	87	0	ピークシフト 運転
ケース S1	387	387	387	優先運転
ケース S2-A	116	116	116	ピークシフト 運転
ケース S2-B	129	129	129	
ケース S2-C	145	145	145	
ケース S3-A	348	39	39	ピークカット・ シフト運転
ケース S3-B	309	77	77	
ケース S3-C	271	116	116	

*1 実測期間の制御を再現している

現するケース S0 に加えて、ピークカット運転を除く 3 つの運転モードについて、時間帯別に最大解氷速度を設定し電力消費量の違いを検討する。

4.2 中間期(冷房運転)

中間期(冷房運転)のケース設定を表 6 に示す。中間期(冷房運転)では、実測値によると二次側負荷が夏期に比べて小さいため、氷蓄熱槽の蓄熱量を使い切っていない日が多い。ケース I1-A および I1-B は、優先運転として蓄熱を毎日使いきることを狙うケースである。ケース I2-A および I2-B は、蓄熱槽を用いず空冷ブライン HP と水冷 HP のみで運転することで蓄熱における熱損失を削減し、省エネルギーを狙うケースである。

表 6 中間期(冷房運転)のケース設定

ケース	氷蓄熱運転	運転順位	解氷運転モード
ケース I0 ^{*1}	有	氷蓄熱槽(解氷)→ 水冷 HP→空冷ブライン HP(追いかけ)	ピークシフト運転
ケース I1-A	有	氷蓄熱槽(解氷)→空冷 ブライン HP(追いかけ) →水冷 HP	優先運転
ケース I1-B	有	氷蓄熱槽(解氷)→水冷 HP→空冷ブライン HP(追いかけ)	
ケース I2-A	無	空冷ブライン HP(追い かけ)→水冷 HP	停止
ケース I2-B	無	水冷 HP→空冷ブライン HP(追いかけ)	停止

*1 実測期間の制御を再現している

4.3 中間期(暖房運転)と冬期

中間期(暖房運転)と冬期のケース設定を表 7 に示す。中間期(暖房運転)及び冬期は、氷蓄熱運転を行わないため熱源機器の運転順位や熱源機器の運転負荷率を変えたケースを設定している。二次側の処理負荷に応じて 1 台目の熱源機器はそれぞれ設定した負荷率まで稼働させ、1 台目で処理能力が不足する場合は 2 台目の熱源機器を稼働する。なお、1 台目の負荷率を落としたことで処理能力が不足となり、負荷を処理できない場合は次の時刻以降に不足分を処理する計算としている。

表 7 中間期(暖房運転)と冬期のケース設定

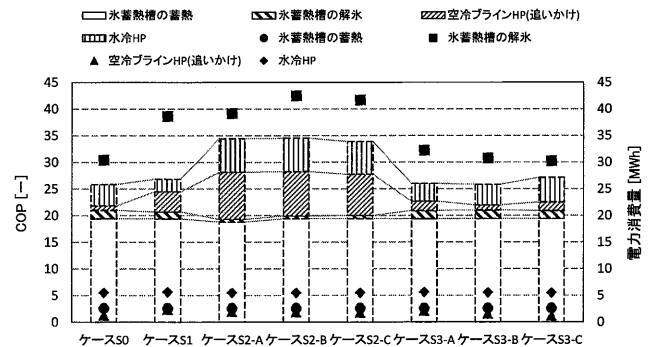
ケース	運転方法
ケース W0 ^{*1}	水冷 HP 負荷率 100%→空冷 HP 負荷率 100%
ケース W1-A	水冷 HP 負荷率 80%→空冷 HP 負荷率 100%
ケース W1-B	水冷 HP 負荷率 60%→空冷 HP 負荷率 100%
ケース W1-C	水冷 HP 負荷率 40%→空冷 HP 負荷率 100%
ケース W2-A	空冷 HP 負荷率 100%→水冷 HP 負荷率 100%
ケース W2-B	空冷 HP 負荷率 80%→水冷 HP 負荷率 100%
ケース W2-C	空冷 HP 負荷率 60%→水冷 HP 負荷率 100%

*1 従来運転

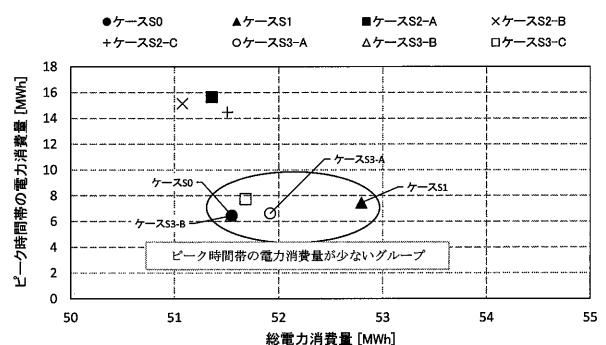
5. 各季節の最適な運転方法

5.1 夏期

夏期の計算結果を図 7 に示す。負荷が大きい夏期は蓄熱を全て使い切るため、夜間の熱源機器の運転状況は全ケースがほぼ同じとなり、氷蓄熱槽の蓄熱運転時の電力消費量と COP もほぼ同じとなっている図 7(a)。一方、ピーク時間帯の解氷速度設定によって蓄熱槽の解氷、空冷ブライン HP(追いかけ)、水冷 HP の電力消費量には違いがある。ピーク時間帯の電力消費量はケース S3-B が最も少なく、次に少ないのはケース S0、ケース S3-A の順である。いずれもピークカット運転としてピーク時間帯に解氷を集中して行うことで、ピーク時間帯の空冷ブライン HP(追いかけ)と水冷 HP の電力消費量を抑えられている。図 7(b)の総電力消費量の計算結果ではケース S1 を除けば、全ケースの総電力消費量は 51~52 MWh に分布しており、総電力消費量はある程度同じである。こうした結果から、ピーク時間帯に氷蓄熱槽の解氷運転を優先としてピークをカットしながら、負荷処理が不足の場合は空冷ブライン HP(追いかけ)運転に比べ、COP が高い水冷 HP 運転を行うことで、空冷ブライン HP(追いかけ)運転を抑える方法が夏期の省エネ運転の重要な運転方法で考えられる。



(a) COP 計算結果



(b) ピーク時間帯の電力消費量と総電力消費

図 7 夏期の計算結果

5.2 中間期

中間期(冷房運転)の計算結果を図 8 に示す。夏期に比べて冷房負荷が小さい中間期は、熱源機器運転順位を変えることでそれぞれの熱源機器の負荷率が大きく変わる。

そのため、ケースごとの COP の差が大きい図 8(a)．図 8(b)の総電力消費量が最も少ないのはケース I2-B である．ケース I1-B はピーク時間帯の電力消費量が最も少ないが、総電力消費量はケース I2-B より 10 MWh 程度高

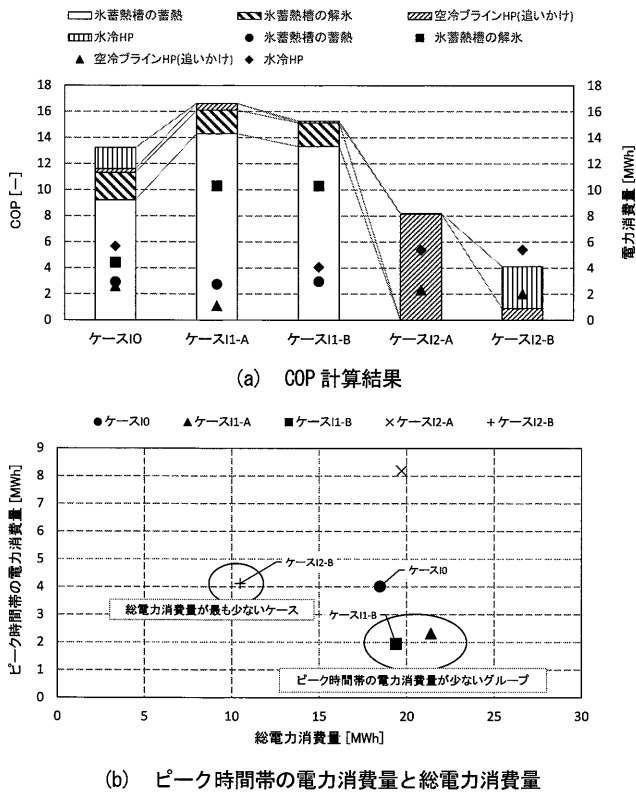


図 8 中間期(冷房運転)の計算結果

い．中間期冷房は負荷が小さいため、夜間に氷蓄熱槽へ蓄熱する必要はなく、COP が高い水冷 HP を優先運転することが省エネルギーに繋がっている．

中間期(暖房運転)の期間平均計算結果を図 9 に示す．水冷 HP を優先運転として負荷率を 40%に設定したケース W1-C では、水冷 HP の COP は他に比べて低いが、空冷ブライン HP の COP は高い．このケースは処理負荷に応じて水冷 HP が負荷率 40%まで運転し、処理負荷が大きい時に空冷ブライン HP を稼働することで、空冷ブライン HP の平均負荷率が上がったためと考えられる．空冷ブライン HP 運転を優先したケース(ケース W2-A~C)では、負荷が小さいときにも空冷ブライン HP が稼働するため平均負荷率が下がり、COP は向上していない．電力消費量の計算結果より総電力消費量、ピーク時間帯の電力消費量ともにケース W1-A が最も少ないが、ケース W0 やケース W1-B との差はほとんど無い．負荷が小さい中間期の暖房運転時は空冷ブライン HP より運転効率が高い水冷 HP を優先運転として稼働すれば良いと言える．

5.3 冬期

冬期の計算結果を図 10 に示す．水冷 HP の COP はケース W1-B が最も高く、次にケース W1-C である．一方、空冷ブライン HP ではケース W1-C が最も高く、次にケース W2-A である．カタログ特性では空冷ブライン HP の暖房時の COP は負荷率 70%程度で最高となる．空冷ブライン HP を優先運転すると負荷率が上がり、負荷率 70%により近くなる．そのため、(ケース W1C, 2A~C)の空冷ブライ

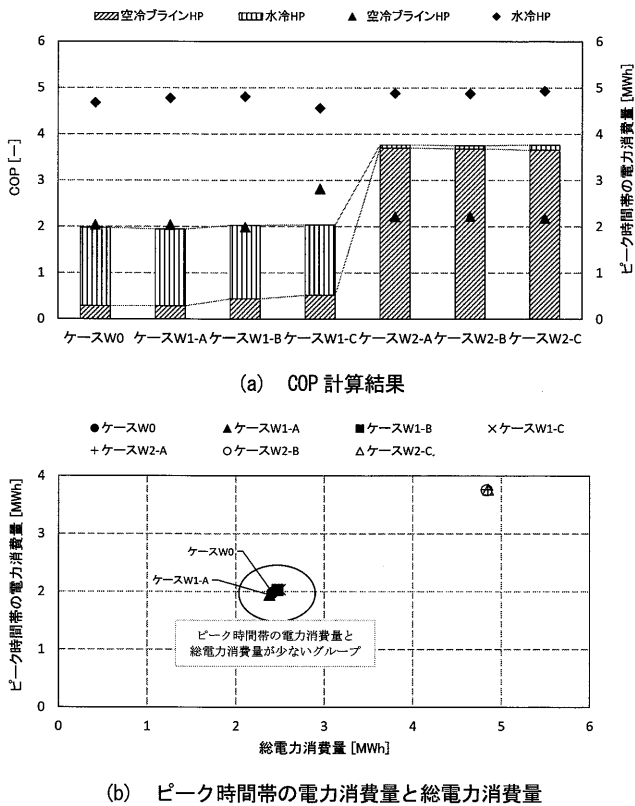


図 9 中間期(暖房運転)の計算結果

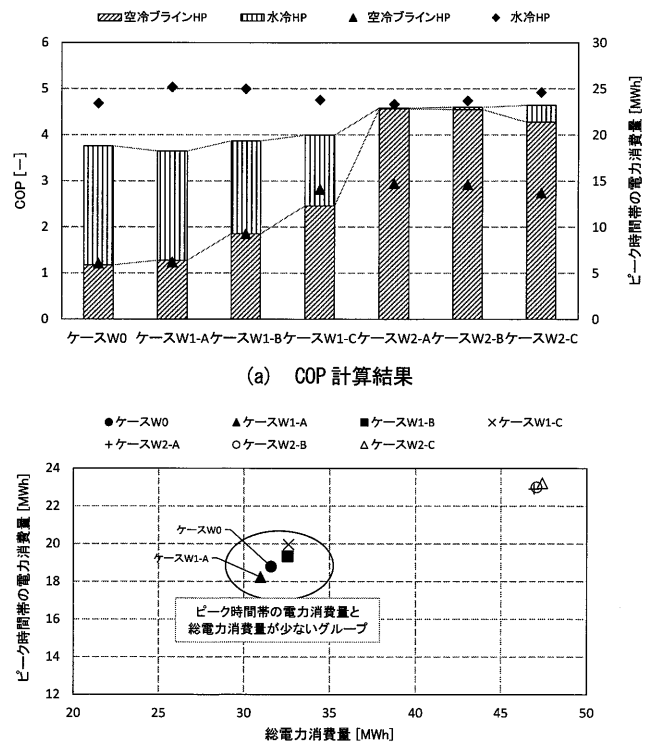


図 10 冬期の計算結果

ンHP の COP が向上している。電力消費量の計算結果より冬期中間期(暖房運転)と同様に、ケース W1-A がピーク時間帯の電力消費量と総電力消費量が最も少ない。ケース W1-A とケース 0 の違いは、水冷 HP の負荷率が 100%を越えたところで空冷ブライン HP を起動する(ケース W0)か、負荷率 80%を越えたところで起動する(ケース W1-A)かの違いである。負荷が大きい暖房期は空冷ブライン HP も稼働させないと負荷を処理できないが、水冷 HP の負荷率を 80%で頭打ちとし空冷ブライン HP を起動させることで、空冷ブライン HP の負荷率が上がり COP が向上する。冬期は負荷が大きく、定格能力が小さい水冷 HP だけでは負荷を処理できないため、空冷ブライン HP の COP を向上させることも重要である。そのため、ケース W1-A が最適なケースとなっている(図 10(b))。

6. 実験による最適運転検証

シミュレーションによって求めた最適な運転制御を実システムに適用し、実際にその性能を確認するため、2017 年 8 月 14 日～9 月 20 日に実測調査を行った。表 8 に実測調査における運転設定を示す。ケース M1 は図 2 に示した従来の制御であり、氷蓄熱槽の解氷運転→水冷 HP 運転→空冷ブライン HP (追いかけ)運転の順で運転する。氷蓄熱槽の解氷運転はピークシフト運転で、解氷速度は 77 kW である。ケース M2 は空冷ブライン HP の優先運転である。氷蓄熱槽の解氷運転→空冷ブライン HP (追いかけ)運転→水冷 HP 運転の順で運転を行う。氷蓄熱槽の解氷運転はケース M1 と同じくピークシフト運転とし、解氷速度を 77 kW で運転する。ケース M1 と M2 の違いは氷蓄熱槽の解氷運転以降に稼働させる熱源機器の順番の違いである。ケース M3 は夏期の最適な運転検討において最も良い結果であったケース S3-B(ピークカット・シフト運転)の設定を用いる。氷蓄熱槽の解氷運転→水冷 HP 運転→空冷ブライン HP (追いかけ)運転の順で運転を行い、氷蓄熱槽の解氷速度はピークカットの時間帯に 309 kW、ピークシフト帯は 77 kW で解氷運転する。

設定通りに解氷運転が行われているかを検証するた

表 8 実測調査における運転設定

	氷蓄熱槽 解氷速度 [kW]			熱源機器運転順位	日程
	08-11 時	11-14 時	14-18 時		
ケース M1 ^{*1}	77	77	77	氷蓄熱槽(解氷)→水冷 HP→空冷ブライン HP(追いかけ)	9 月 11 日～21 日
ケース M2 ^{*2}	77	77	77	氷蓄熱槽(解氷)→空冷ブライン HP(追いかけ)→水冷 HP	8 月 14 日～25 日
ケース M3 ^{*3}	309	77	77	氷蓄熱槽(解氷)→水冷 HP→空冷ブライン HP(追いかけ)	8 月 28 日～9 月 8 日

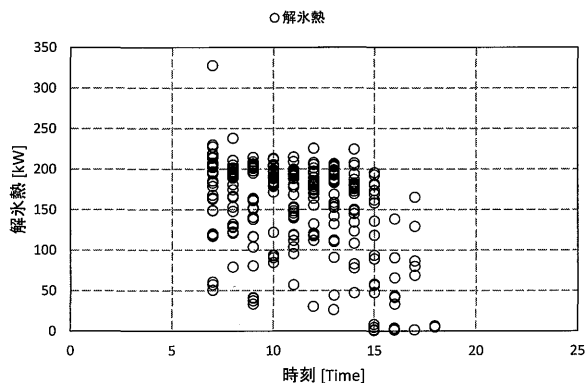
*1 従来運転

*2 氷蓄熱システム優先運転

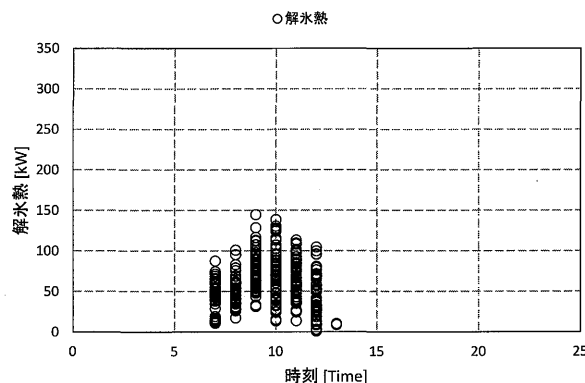
*3 最適運転(ケース S3-B)

め、ケース別に氷蓄熱槽の解氷運転状況を分析した。結果を図 11 に示す。ケース M1 とケース M2 は解氷速度の設定が同じであるが、ケース M2 は二次側負荷に応じてある程度設定通り運転していたのに対し、ケース M1 は解氷速度が設定より速くなっている。解氷運転と同時に追いかけ運転も行われている場合に、解氷速度に影響があるものと考えられる。ケース M3 は設定通りに運転していた。

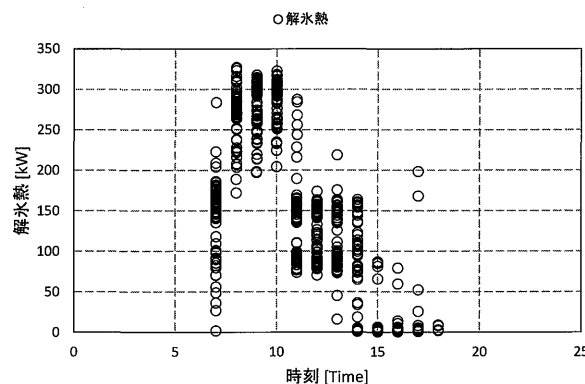
図 12 に全ケースの二次側負荷とピーク時間帯の電力消費量および総電力消費量を示す。ピーク時間帯における解氷速度が速く設定したケース M3 は他のケースよりピーク時間帯の電力消費量が少ない。一方、総電力消費量はどのケースもほぼ同じである。



(a) ケース M1(従来運転)

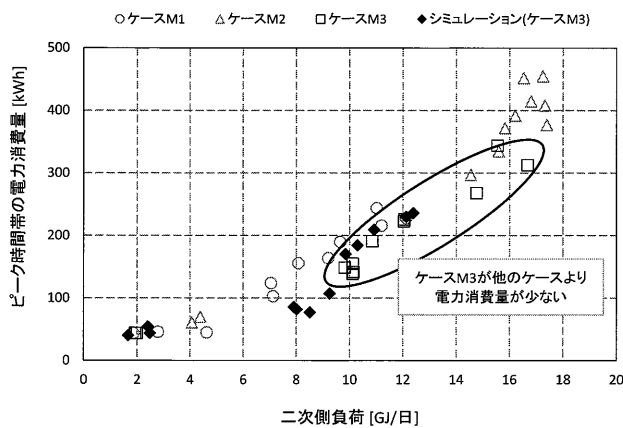


(b) ケース M2(氷蓄熱システム優先運転)

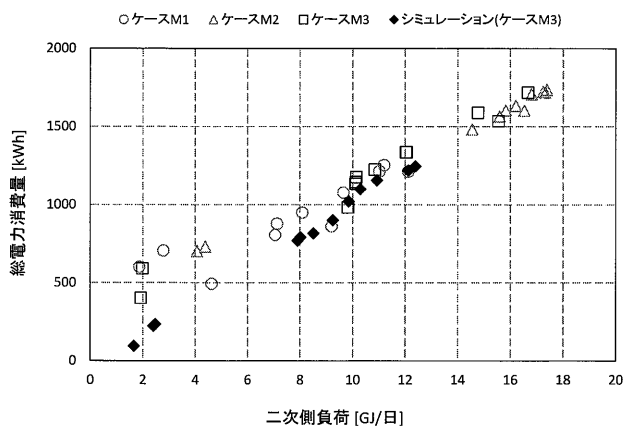


(c) ケース M3(夏期のシミュレーション結果適用)

図 11 ケース別の解氷速度分析



(a) ケース別のピーク時間帯の電力消費量



(b) ケース別の総電力消費量

図 12 電力消費量比較

7. 結論

本研究は国内で初めて帯水層蓄熱システムが空調利用に本格導入された建物を対象に、帯水層蓄熱システムを中心とした省エネルギーとピークカットを両立させる最適な運転方法を提案することを最終目的とするものである。

本報では、その第一歩として氷蓄熱システムを含む熱源システムのシミュレーションモデルを構築し、実測結果との比較による精度検証を行った。また、氷蓄熱システムを中心とした運転方法の検討を行った。

夏期の運転は、氷蓄熱槽の解氷速度を速くしてピーク負荷を落とした運転とすることで、総電力消費量を増加させることなくピーク時間帯の電力消費量を削減することができた。中間期(冷房運転)では、氷蓄熱槽の蓄熱をやめ、効率が高い水冷 HP を優先運転したケースが最も良い結果であった。中間期(暖房運転)と冬期では、効率が高い水冷 HP を優先運転としつつ、負荷率 80% で空冷ブライン HP に切り換えるケースが最良であった。

今後は本研究で構築したシミュレーションをベースに帯水層蓄熱システムのモデルを加え、帯水層蓄熱システムの適切な運用方法について様々な観点から検討を行

う。その際には、太陽光発電や太陽熱温水器、氷蓄熱システムとの組み合わせなどについて検討する予定である。

謝辞

本研究を進めるにあたり、四国電力株式会社、株式会社四電技術コンサルタントの関係の方々にご協力を頂きました。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- 1) 経済産業省：第 5 次エネルギー基本計画，http://www.enecho.meti.go.jp/category/others/basic_plan/pdf/180703.pdf，2018.7（2018 年 09 月 29 日参照）
- 2) 経済産業省資源エネルギー庁：エネルギーの使用の合理化等に関する法律―省エネ法の概要―，2017.1
- 3) 藤井良平：帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究，第 1 報空気調和・衛生工学会学術講演論文集，pp.157-164，2013.9，同論文集，第 3 報，pp.129-132，2014.9
- 4) 伊藤貴之：帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究 - 帯水層揚水温度を予測する集中定数モデルの構築 -，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，pp.271-274，2012.3
- 5) 山本真平：帯水層を利用した蓄熱空調システムの研究 - 季節間蓄熱の直接利用・熱源水利用併用システムの検討 -，空気調和・衛生工学会論文集，No.248，pp.1-9，2017.11

(受理：平成30年10月29日)