

帯水層蓄熱システムの運用実績評価と無次元
揚水温度を指標とした長期安定運用手法の構築

2024年9月

崔 林 日

帯水層蓄熱システムの運用実績評価と無次元
揚水温度を指標とした長期安定運用手法の構築

2024年9月
大阪市立大学大学院
工学研究科
(さい りんにち)
崔 林 日

目次

第1章 緒論	1
1.1 背景	2
1.2 帯水層蓄熱システム(Aquifer Thermal Energy Storage=ATES)	4
1.3 帯水層概要	5
1.4 本研究に関わる既往研究	6
1.4.1 日本の既往研究	6
1.4.2 海外の既往研究	8
1.5 本論文の目的	10
1.6 本論文の構成	11
参考文献	12
第2章 熱源機モデルの高精度化を目的とした回帰係数の検討	15
2.1 序論	16
2.2 ターボ冷凍機モデル回帰係数の検討	16
2.2.1 ターボ冷凍機モデルの概要	16
2.2.2 ターボ冷凍機単体シミュレーションモデルについて	18
2.2.3 回帰係数の決定方法の検討	18
2.2.4 回帰係数作成手順見直し	30
2.2.5 回帰係数見直し後のシミュレーション結果	32
2.3 冷却塔モデル	36
2.3.1 空気調和・衛生工学便覧冷却塔設計理論式による計算方法	36
2.3.2 Modelica Buildings Library (MBL) に内蔵されているモデルを用いた計算方法	40
2.4 まとめ	43
参考文献	44
第3章 蓄冷設備モデルの構築と高効率運用手法の検討	45
3.1 序論	46
3.2 蓄冷設備の実証施設概要	46
3.3 蓄冷設備モデル	48
3.3.1 ターボ冷凍機蓄冷方式(HPS方式)の概要	48
3.3.2 フリークーリング蓄冷方式(FGS方式)の概要	48
3.4 蓄冷設備モデルの機器仕様	49
3.4.1 機器仕様と使用したModelica Buildings Libraryモジュール	49
3.4.2 設備モデルのパラメータ	50

3.5	蓄冷設備モデルシミュレーション結果	52
3.5.1	モデル妥当性検討	52
3.5.2	最適制御方法検討	60
3.5.3	モデル妥当性検討結果と最適制御方法検討結果の比較	66
3.6	まとめ	70
	参考文献	71
第4章	運用実績に基づく省エネ性能評価・不平衡蓄熱量評価	73
4.1	序論	74
4.2	実証設備・基本設計概要	74
4.2.1	基本設計状況	74
4.2.2	神戸市和田岬付近の地盤状況	77
4.2.3	実証設備概要	79
4.2.4	ATES 運転に用いる4種の運転モード	81
4.3	省エネ性能評価と不平衡蓄熱量の評価	82
4.3.1	建物側日積算負荷の推移	83
4.3.2	建物側熱源設備の性能評価	83
4.3.3	不平衡蓄熱量の評価	84
4.3.4	運転性能結果まとめ	85
4.3.5	他熱源との省エネ効果比較	89
4.4	まとめ	92
	参考文献	93
第5章	無次元揚水温度を指標とした長期安定運用手法の提案	95
5.1	序論	96
5.2	年間積算蓄熱量・積算揚水体積を平衡状態にして運用するモデル	96
5.2.1	不平衡蓄状態を解消する必要性について	96
5.2.2	熱収支平衡・物質収支平衡制御方法	97
5.2.3	不平衡蓄状態を解消ための制御方法	99
5.3	Doughty らの揚水温度予測モデル	100
5.4	揚水体積と揚水温度の関係	101
5.4.1	揚水温度の観測値	101
5.4.2	無次元化した揚水温度観測値	103
5.4.3	揚水開始時無次元揚水温度に対する休止期間の影響	105
5.5	不平衡蓄熱量割合について	106
5.6	熱収支平衡・物質収支平衡の評価	107
5.7	積算蓄熱量・揚水体積不平衡の運用改善方法	110

5.7.1	本設備での運用改善方法	110
5.7.2	一般的 ATES に適用可能な運用方法	112
5.8	まとめ	114
	参考文献	114
第 6 章 総括		115
6.1	総括	116
謝辞		119

記号表

記号	単位	表記
A	m^2	空気の流れに直角方向の塔断面積
c_l	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	空気の比熱
c_w	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	水の比熱
C_w	$\text{J}/(\text{m}^3\cdot^\circ\text{C})$	水の容積比熱
COP	-	成績係数
G	$\text{kg}(\text{DA})/\text{s}$	空気流量
$G_{RC,k}$	$\text{J}/\text{シーズン}$	シーズン k の低温井不平衡蓄熱量
$G_{RH,k}$	$\text{J}/\text{シーズン}$	シーズン k の高温井不平衡蓄熱量
$G_{S,k}$	$\text{J}/\text{シーズン}$	シーズン k の建物側積算蓄熱量
$G_{SC_i,k}$	$\text{J}/\text{シーズン}$	シーズン k の低温井側積算還水蓄熱量
$G_{SC_P,k}$	$\text{J}/\text{シーズン}$	シーズン k の低温井側積算揚水蓄熱量
$G_{SE,k}$	$\text{J}/\text{シーズン}$	シーズン k の熱源井側積算揚水蓄熱量
$G_{SH_i,k}$	$\text{J}/\text{シーズン}$	シーズン k の高温井側積算還水蓄熱量
$G_{SH_P,k}$	$\text{J}/\text{シーズン}$	シーズン k の高温井側積算揚水蓄熱量
$G_{SS,k}$	$\text{J}/\text{シーズン}$	シーズン k の夏期の熱量
$G_{SW,k}$	$\text{J}/\text{シーズン}$	シーズン k の冬期の熱量
$\Delta G_{R,k}$	GJ	地中熱不平衡蓄熱量
h	$\text{kJ}/(\text{kg}(\text{DA}))$	空気の比エンタルピー
h_1	$\text{kJ}/(\text{kg}(\text{DA}))$	入口空気の比エンタルピー
h_2	$\text{kJ}/(\text{kg}(\text{DA}))$	出口空気の比エンタルピー
h_l	$\text{kJ}/(\text{kg}(\text{DA}))$	飽和空気の比エンタルピー消費電力
h_{l1}	$\text{kJ}/(\text{kg}(\text{DA}))$	冷却水出口の比エンタルピー
k	-	シーズン番号
K_a	$\text{kg}/(\text{m}^3\cdot\text{s})$	エンタルピー基準総括容積伝熱係数
L	kg/s	水流量
m_{ch}	kg/s	冷水質量流量
P	W	消費電力
PLR	-	負荷率
P_{cd}	kWh	冷却水ポンプ消費電力量
P_{ch1}	kWh	凝縮器ポンプ消費電力量
P_{ch2}	kWh	蒸発器ポンプ消費電力量
P_{CT}	kWh	冷却塔ファン消費電力量

P_{hp}	kWh	ターボ冷凍機消費電力量
P_{ref}	kW	定格消費電力
P_{well}	kWh	熱源井ポンプ消費電力量
P_{wr}	kW	メーカー提供ターボ冷凍機消費電力
P_{wrPred}	kW	シミュレーションターボ冷凍機消費電力
Q	W	冷却熱量
Q_{con}	W	冷却排熱量
$Q_{C,i,k}$	m ³ /シーズン	シーズン k の低温井側積算還水体積
$Q_{C,P,k}$	m ³ /シーズン	シーズン k の低温井側積算揚水体積
$Q_{H,i,k}$	m ³ /シーズン	シーズン k の高温井側積算還水体積
$Q_{H,P,k}$	m ³ /シーズン	シーズン k の高温井側積算揚水体積
$Q_{i,k}$	m ³ /シーズン	シーズン k における積算還水体積
Q_{max}	W	最大冷却熱量
$Q_{p,k}$	m ³ /シーズン	シーズン k における積算揚水体積
$Q_{p,t}$	m ³ /s	時間 t における揚水体積
Q_{ref}	W	定格冷却熱量
Q_{st}	kWh	蓄熱量
Q_{set}	W	設定冷却熱量
$Q_{w1,k}$	m ³ /シーズン	シーズン k の冬期暖房運転期間中積算揚水・還水体積
$Q_{w2,k}$	m ³ /シーズン	シーズン k の冬期暖房と低外気併用運転期間中積算揚水・還水体積
$Q_{ws,k}$	m ³ /シーズン	シーズン k の夏期冷房運転期間中積算揚水・還水体積
$SCOP$	-	システム COP
t	s	時間
T_0	°C	初期地中温度
t_{chws}	°C	冷水出口温度
t_{chwr}	°C	冷水入口温度
t_{cws}	°C	冷却水出口温度
t_{cwr}	°C	冷却水入口温度
$t_{chwsset}$	°C	冷水出口設定温度
$T_{C,i,k}$	°C/シーズン	シーズン k の低温井側平均注水温度
$T_{C,P,k}$	°C/シーズン	シーズン k の低温井側平均揚水温度

$T_{H,i,k}$	°C/シーズン	シーズン k の高温井側平均注水温度
$T_{H,p,k}$	°C/シーズン	シーズン k の高温井側平均揚水温度
$T_{i,t}$	°C	時間 t における注水温度
$T_{i,c1}$	°C	冬期低温井戸注水温度
$T_{i,c2}$	°C	冬期暖房と低温外気併用運転期間における低温井戸注水温度
$T_{i,k}$	°C	シーズン k の平均注水温度
$T_{p,H}$	°C	冬期高温井戸揚水温度
$T_{p,t}$	°C	時間 t における揚水温度
$\overline{T_{p,k}}$	°C	シーズン k の平均揚水温度
$\overline{T_{p,H}}$	°C	夏期冷房期間中の平均揚水温度
$\overline{T_{p,H1}}$	°C	冬期暖房期間中の平均揚水温度
$\overline{T_{p,H2}}$	°C	冬期暖房と低温外気併用運転期間における平均揚水温度
$T^*_{p,k}$	°C	シーズン k の無次元平均揚水温度
$T^*_{p,t}$	°C	時間 t における無次元平均揚水温度
Δt	s	時間刻み
U	NTU	移動単位数
V	m ³	充填物容積
Z	m	塔の有効高さ
η_m	-	ターボ冷凍機圧縮機効率
ϵ_k	-	シーズン k の熱回収率
$\epsilon_{C,k}$	-	シーズン k の低温井戸の熱回収率
$\epsilon_{H,k}$	-	シーズン k の高温井戸の熱回収率

第 1 章 序論

1.1 背景

20世紀半ば以降に見られる地球規模の気温の推移は、図1-1のように2020年度時点で工業化以前（1850年～1900年）と比べ約1.1℃上昇している。地球気温の上昇、すなわち現在問題となっている地球温暖化の支配的な原因は、人間活動による温室効果ガスの増加である可能性が極めて高いと考えられている。大気中に含まれる二酸化炭素などの温室効果ガスには、海や陸などの地球の表面から地球の外に向かう熱を大気に蓄積し、再び地球の表面に戻す性質（温室効果）があり、大気中の温室効果ガスの濃度は人間活動による化石燃料の使用や森林の減少などにより、急激に増加した。

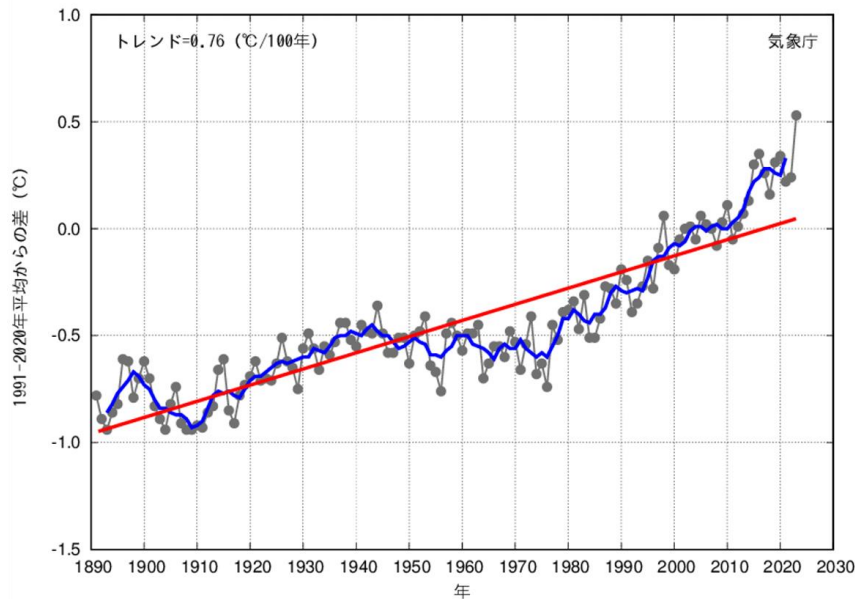


図1-1 世界の地上気温の経年変化^[1-1]

日本政府は、2050年カーボンニュートラルを実現するため、再生可能エネルギー熱や未利用熱をカーボンニュートラル燃料の一つとして位置づけ、2025年までに100か所の脱炭素先行地域を創出する方針を打ち出している。また、2011年に発生した震災による電力供給不足の経験を背景にエネルギー政策の見直しを行っており、省エネルギー社会の推進、再生可能エネルギー、未利用エネルギーの活用などが重要視している。このような背景により温室効果ガス量削減のため、再生可能エネルギーの利用を促進する活動が各地で行われているが石油に比べその利用率は依然として低く、まだ促進対策が必要である。

日本ではエネルギーの需要密度の高い大都市域の大部分が、沖積平野に位置している。その地下にある帯水層は熱的な利用価値が高く、筆者らは、2016年には兵庫県高砂市で、2017年には大阪市うめきた地区において、実用を想定した大規模な帯水層蓄熱実験を行い、夏冬を跨いで70%以上^[1-2]の熱回収率が得られることなどを明らかにしている。帯水層を巨大な蓄熱槽に見立てて冬期暖房時の冷排熱を蓄熱し夏期冷房で利用し、また夏期冷房時の温排熱を蓄熱し冬期暖房に利用することで季節を跨ぐ熱の有効利用が可能となり、省エネ・熱の

第1章 序論

循環利用・水資源保全・環境保全に貢献できる。

図 1-2 に示すように、地下 10~15m より深いところでは、年間を通じて地中温度は一定であり、年平均気温とほとんど等しい値となっており、気温変化に影響されない保温された領域が形成されている。この特性を利用して、効率的に熱エネルギーを冷暖房の熱源として利用する帯水層蓄熱空調システムが注目されている。

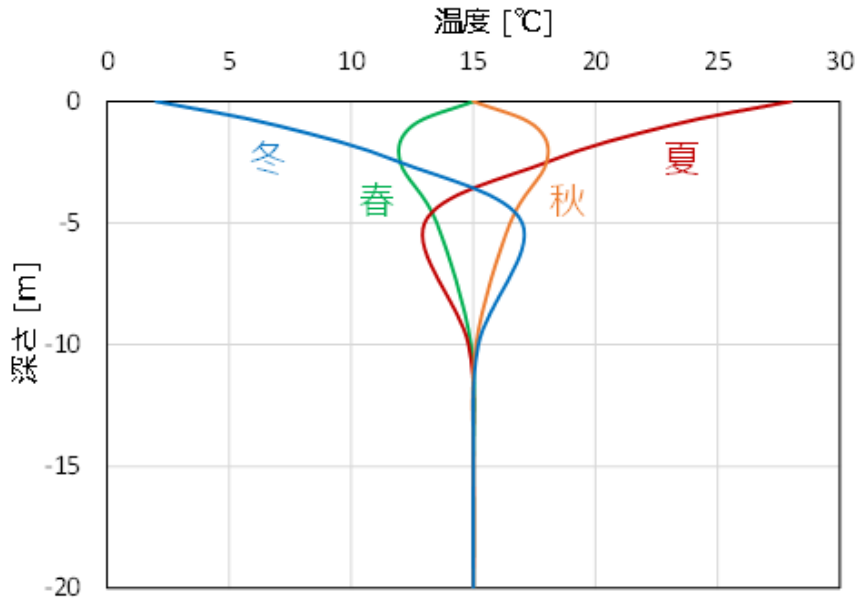


図 1-2 年間の地中温度と深さ関係^[1-3]

世界における帯水層蓄熱システム（以降 ATES と略す）の利用状況を俯瞰すると以下のようである。世界に先駆けて 1960 年代に上海で帯水層蓄熱システム^{[1-4][1-5]}が構築された。その後、オランダでは良質の帯水層資源、先進的な熱源井構築技術、適切な気候条件などを利用して ATES は約 2,500 件近くプロジェクトがあり、世界の 85%のシェア^[1-6]を示している。図 1-3、図 1-4 で示されているようにオランダでは 2010 年には 1200 件、2018 年には 2000 件の導入実績がある。

一方、中国では、1960 年代半ばには、北京・杭州・西安等 10 都市で広く使用されていたが、1980 年代後半から 1990 年代前半にかけて、工業政策の見直し・水資源の不足・地下水利用技術基礎研究の不足などにより、ATES プロジェクトは停滞^{[1-9][1-10]}してしまった。

日本では、1950 年代の経済発展期に地下水を大量に利用したことで地盤沈下が発生しており、そのリスクを回避するために多くの地域で揚水規制が行われ、現在に至っている。そのため、ATES の利用は少なく、これまでに 7 例^[1-11]しか報告されていない。しかし、地下水利用時にリスク評価を行い適切に利用すれば、地盤沈下リスクは回避できると考えられる。例えば武野^[1-12]らは地下水を汲み上げた後、全量を還水する前提であれば、地盤の力学特性に応じて地下水位変動量が 2m 以内(大阪市うめきた地区の地盤条件)の条件では、地盤沈下の影響が極めて小さく ATES の適用に支障ないことを明らかにしている。

第1章 序論

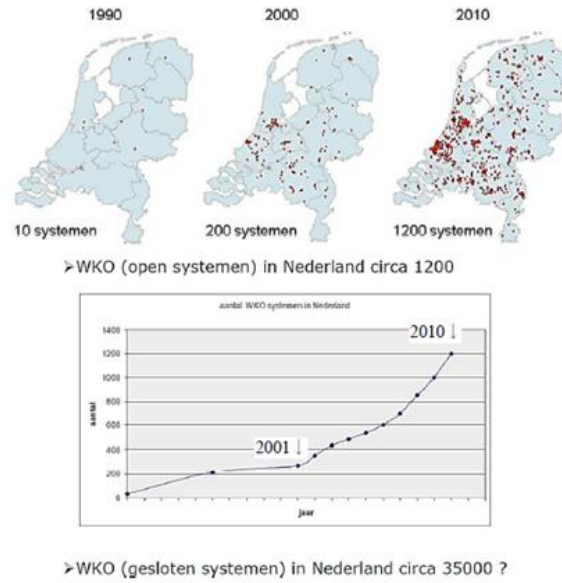


図 1-3 オランダにおける帯水層蓄熱空調システムの普及状況^[1-7]

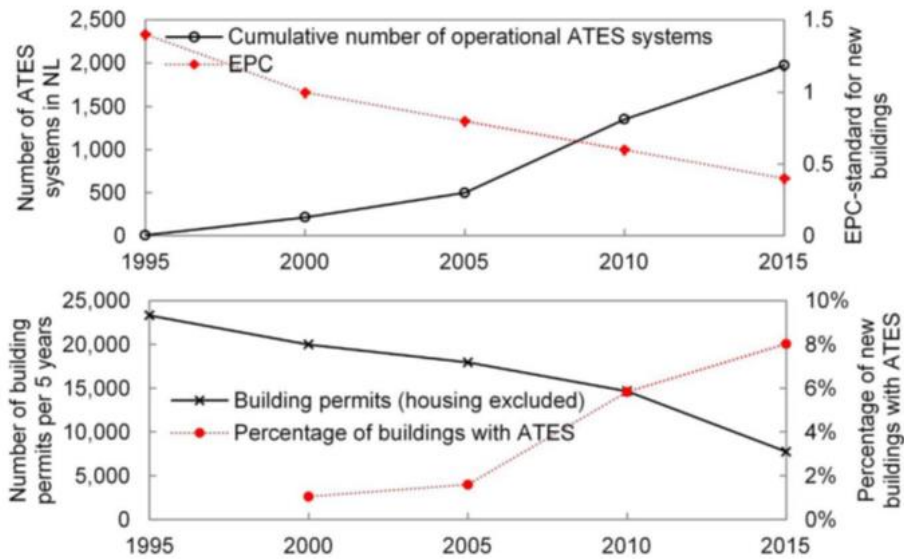


図 1-4 帯水層蓄熱空調システムの導入数の推移^[1-8]

1.2 帯水層蓄熱システム (Aquifer Thermal Energy Storage = ATES)

ATES は、建物で発生する冷・温排熱を建物地下に存在する帯水層に蓄熱し、時期をずらして蓄熱した地下水を汲み上げて冷暖房の熱源として利用する空調システムである。帯水層蓄熱空調システムの代表的な運転方法である季節間蓄熱運転時の運転概要を図 1-5 に示す。冬期には、地下水を汲み上げて暖房の熱源として利用し、その際に発生する冷排熱を帯水層に蓄熱する。夏期には、冬期の蓄熱分を汲み上げて冷房の熱源として利用し、その際に

発生する温排熱を帯水層に蓄熱して冬期に利用する（季節間蓄熱利用）。このように、このシステムは地中熱を利用して、かつ従来は大気中に捨てられていた冷温排熱を帯水層に蓄熱して活用することで、省エネルギー効果が期待できるシステムである。また、夏期に着目すると、冷房の際に発生する温排熱を大気中に排出せず、帯水層に蓄熱して活用する為、ヒートアイランド対策にも貢献できる技術であると言える。

先に述べたのは季節間の蓄熱利用であるが、帯水層蓄熱には日単位の蓄熱利用も可能である。夜間の安価な電力を用いて帯水層に蓄熱し、負荷の大きくなる昼間に採熱して利用する（昼夜間蓄熱利用）ことで電力負荷平準化にも貢献できる。

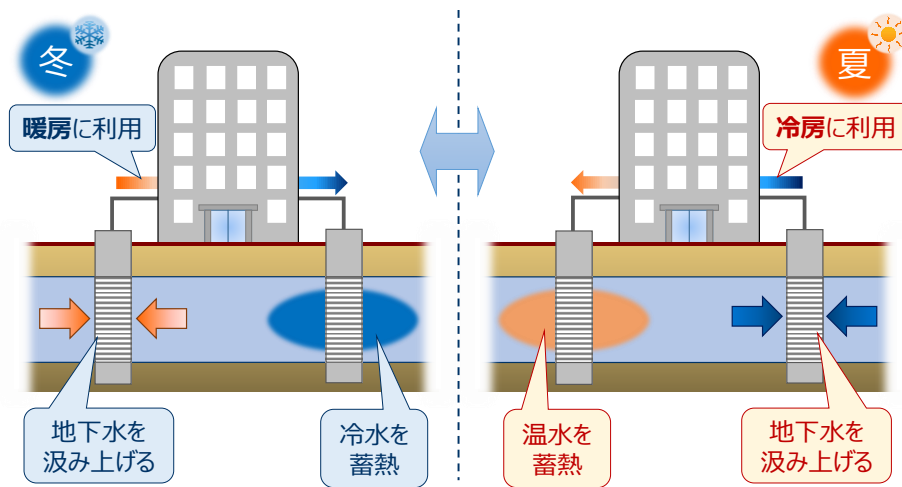


図 1-5 ATES の運転概要

1.3 帯水層概要

帯水層とは、土粒子などの間隙が地下水によって飽和している比較的透水性の高い地層のことである。図 1-6 に示すように、帯水層は不圧帯水層と被圧帯水層の 2 つに大別される。不圧帯水層とは、地表下の層中に存在する地下水面を上面とする帯水層のことである。被圧帯水層とは、上下を透水性の乏しい難透水層に挟まれた自由水面を持たない帯水層のことである。不圧帯水層には、土粒子・水・空気が存在し、水位変動や毛細管現象、地表面からの蒸散や日射などを考慮する必要があるため一般に解析が困難とされる。また、実用面でも水質悪化の影響を受けやすく熱損失も大きいことから、ATES では、被圧帯水層が用いられることが殆どである。本研究においても、被圧帯水層を対象とした ATES に関して研究を行った。

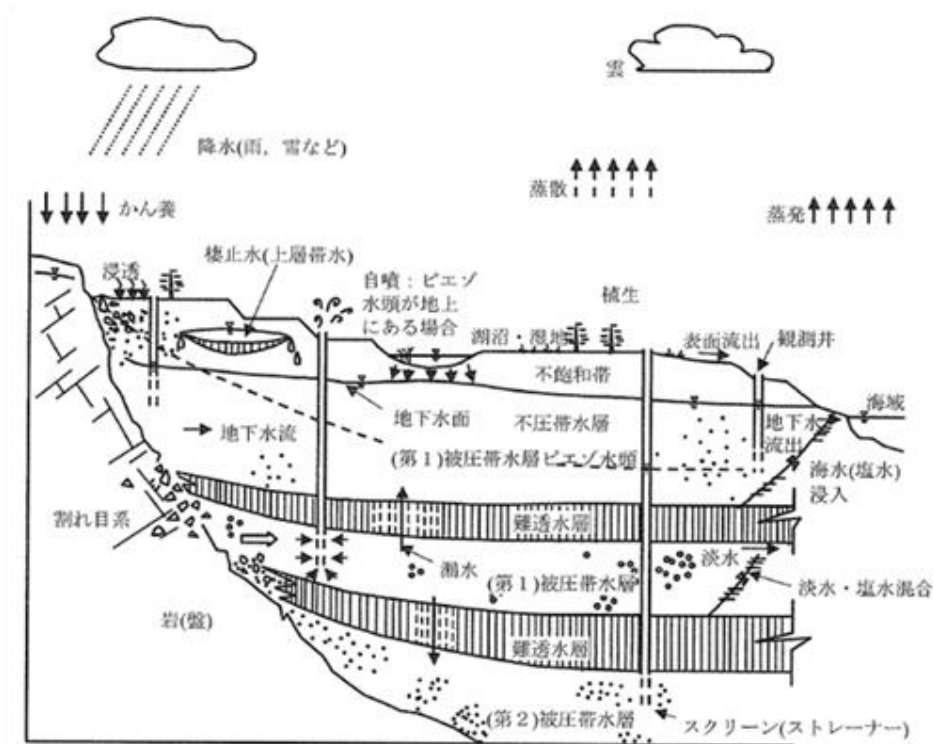


図 1-6 帯水層の概念図^[1-13]

1.4 本研究に関わる既往研究

これまで日本または海外で行われた ATES に関する既往研究について調査した結果及び、筆者の所属する研究室で行われてきた ATES に関する既往研究について以下に示す。

1.4.1 日本の既往研究

国内においては、山形大学の横山、梅宮^{[1-14]~[1-16]}らの研究が ATES の研究の始まりである。横山らは、山形市に図 1-7 に示すように 2 本の熱源井を含む蓄熱実験設備を構築し、季節間蓄熱利用を想定した実験を行った。8 年間の蓄熱実験の結果を図 1-8 に示す。ATES の蓄熱性能を評価する上で重要な指標である熱回収率（注入熱量に対する回収熱量の割合）は、1 年目の 23% からサイクルを重ねることで、8 年目には 63% まで向上したと報告している。このように熱回収率が大幅に向上した要因として以下の 4 点を挙げている。

<熱回収率向上の要因>

- ① 注入水量の増加。
- ② サイクルの積み重ねにより帯水層の蓄熱領域の温度場が上昇。
- ③ 蓄熱井戸の断熱施工を行い、揚水ポンプおよび揚水管をストレーナ直上まで下げ、二重管にし、揚水管にウレタン断熱材を巻き付けることで、熱損失が低減。
- ④ 鉄コロイド $[\text{Fe}_3\text{O}_3 \cdot n\text{H}_2\text{O}]$ の影響

鋼管で構成された配管から鉄イオンが溶出し、化学反応や鉄バクテリアによる生物学反

第1章 序論

応によって酸化され鉄コロイドが生成され、井戸の目詰まりが発生する。逆洗すると井戸近傍の鉄コロイドは破壊、除去され、サイクルを繰り返すことで井戸の遠方に透水性の悪い鉄コロイドがドーナツ状に形成される。この鉄コロイドが地下水流を抑制する働きをすることで蓄熱性能が向上できる。

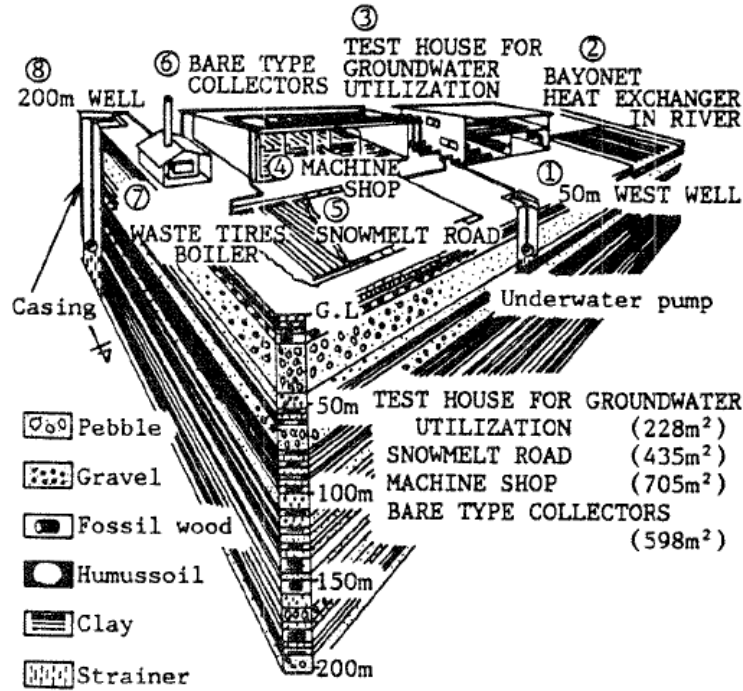


図 1-7 野外実験場鳥観図^[1-15]

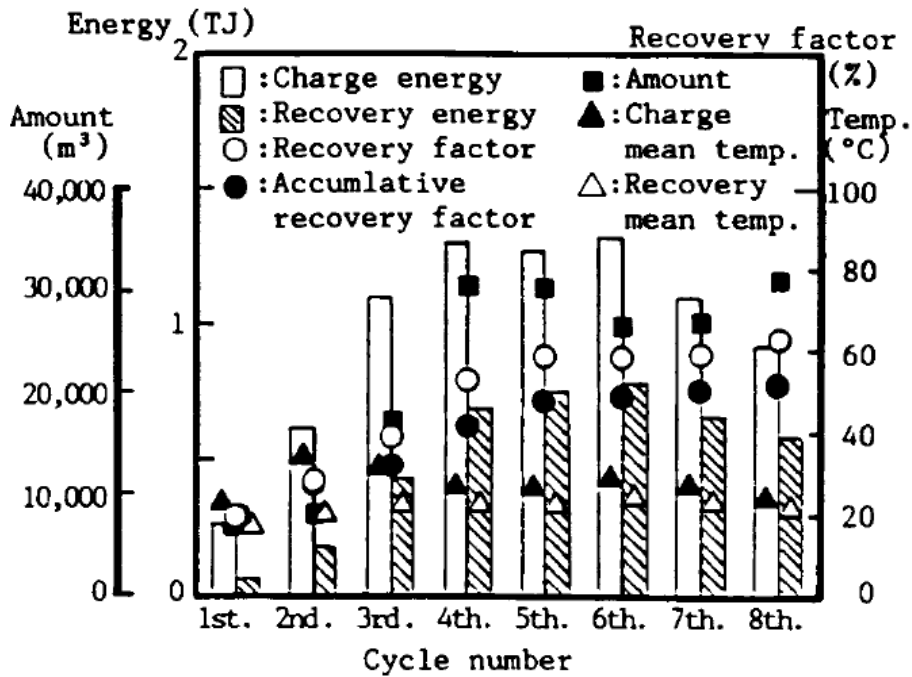


図 1-8 地下帯水層蓄熱法実験結果^[1-15]

第1章 序論

山本ら^[1-17]は帯水層蓄熱の導入に向けて、Modelica 言語を用いたシミュレーションツール (Dymola) と Modelica Buildings Library^[1-18]を用いて帯水層に二次側の建築設備を合わせた ATES 全体のモデルの構築を行った。そして、省エネルギー化が期待される季節間蓄熱を対象に、蓄熱温度や運転方法などの諸条件が省エネルギー効果に与える影響について検討し、システムの最適な運用方法及びその省エネルギー効果について明らかにした。複数の検討ケースについて1年間のシステムシミュレーションを行い、ATES の導入効果について把握した。夏期の冷水利用においては直接利用と熱源水利用を併用することが有効であることなど ATES に適した熱利用方法に関する知見を得た。他方、冷房負荷が暖房負荷より大きい場合に温熱蓄熱量が冷熱蓄熱量より大きく、熱量の不均衡を正すための対応策が必要であることも確認したが、地中熱量の年間収支平衡を可能とする運用については未検討であった。

大東ら^[1-19]は、山本らのモデルに冷却塔を加え、地中蓄熱量の年間熱収支平衡を実現するために冬期に冷却塔を用いる蓄熱法を検討し、省エネに期待できる運用方法に取り組んだ。地中蓄熱量の年間収支平衡をするためには、まず、積算体積を平衡させる必要があると認識し、その手法としては揚水温度と注水温度の温度差を変更することと、冬期に冷却塔を用いて冷水を製造することで冬期蓄熱量を増すことにより、夏期の冷房負荷と平衡させる運用方法について基礎的検討を行なった。ただし、冬期外気温度が低い時にインバーターボ冷凍機を使用して蓄冷する方法などは提案されていない。

1.4.2 海外の既往研究

Bozkaya ら^[1-20]の論文では環境とエネルギーが持続可能であるために、ATES 運用する際に守るべき規定を提示している。その規定の一つが蓄熱量平衡問題である。オランダでは ATES を使用する際に政府の法規制があり、ATES が数多く導入される場所では積算蓄熱量平衡を守るよう求めている。例えば、建物の冷房負荷または暖房負荷の不均衡が発生する際に、長期間運用を続けると最終的に冷熱と温熱が干渉し、熱源井が使用できなくなる。そのため、オランダ政府は ATES を使用する際には5~10年以内に蓄熱量平衡を0~15%以下に維持するよう規制している。Bozkaya らは、積算蓄熱量平衡を維持するために、外気温度が4°C以下の場合には AHU を起動して直接利用を行い、温水井の熱を排出する。また、夜間の外気温度が低い時に ATES 運用をせず、直接外気冷房を行うことにより、ATES の分担する建物負荷を縮小し、ATES が賄う負荷を軽減する運用方法を提案した。その結果、年間で消費電力量を19.3MWhを低減し、COPを26.4%向上した。

Hecht-Mendez^[1-21]らは、ATES を持続的に利用するためには、地下水が枯渇してはならないが、幸いなことに、ATES システムは同時に地下水を揚水し、注水させるので、実質的には地下水を排出することはない。持続可能性とはエネルギー蓄熱を目的とした地下水利用の継続について以下の2つ問題がある。1つ目の問題は、廃止された ATES による温度のランダムな分布の可能性であり、ATES の利用と自然の地下水の流れの変化は、将来の ATES

第1章 序論

利用に深刻な影響を及ぼす。2つ目の問題は、地下における水質変化による化学反応と塩分の再分布による地下水の機能への潜在的影響である。蓄えられたエネルギーは完全に回収することはできないだろう。これは、熱負荷の需要と供給の不均衡、隣接システムによる周辺地下水の流れ、粘土層との熱伝導、帯水層の不均一性による流れの変化、蓄熱の分散と拡散が原因である。Hecht-MendezらはATESの蓄熱特性について様々なシミュレーションを行い、その結果は積算蓄熱量・揚水体積が平衡せず地下に不平衡分の熱が残したままATESを停止し放置すると、自然の熱伝導・地下水流速などで拡散のみに依存したら、初期の状態に戻るのに数十万年かかると記載している。廃棄されたATESの影響が地下に残る時間は建物の寿命より長いので、土地を長く使い続ける前提で地下の熱影響を管理しなければならない。したがってATESは利用時にできるだけ積算蓄熱量と揚水体積の平衡を維持するよう運用すべきであると記載されているが、具体的に運用方法までは提示していない。

Martin Bloemendal^[1-22]らは、オランダの既設のATES運転データと研究当時に未実行であるがATES計画中のデータを用いて、事前に蓄熱量平衡のシミュレーションを行った。その結果、75年後には温水井と冷水井の熱が干渉されるとして問題を指摘している。その対策としては、熱源井周辺の温度分布を知ることが積算蓄熱量平衡の対策を考える第一歩になると述べているが、具体的な方法までは言及していない。

Martin Bloemendal^[1-23]らはオランダで実導入された331箇所のATES(蓄熱温度25°C以下)の運転データに基づき、熱回収率に影響を与える要因のうち蓄熱量・地下水流速による熱の拡散範囲などについて分析し、最大蓄熱回収率を達成するために必要な建物側負荷・帯水層深さ・熱源井距離などの条件について分析した。その結果、熱回収率を最適化のためには、スクリーン長さ L と熱半径 R_{th} の比 (L/R_{th}) の設計値が環境流速により異なることが分かった。環境流速が0の場合は L/R_{th} は0.5~3という比較的広い最適値が存在するが、環境流速が40m/Yearを超える場合は最適 L/R_{th} は0.25~0.75範囲であった。なので、ATES計画するには積算蓄熱量、スクリーンの長さなどを考慮することができて、ATESの基本設計をする際の最適化設計支援を行う。オランダでは帯水層の厚みが大きい(25m~250m)ので建物負荷に合わせてスクリーン長さを変更することが可能であるが、日本では帯水層の厚さが小さいところにもATESを設置しなければならない。したがって、帯水層厚さを無駄なく利用できるように粘土層と帯水層の構造に合わせて細かく区分したスクリーンを設置し、熱回収率を極力大きくする工夫が必要である。

Mariene Gutierrez-Neri^[1-24]らは、高温帯水層蓄熱システム(HTES、蓄熱温度60°C~100°C)の熱回収率に関する感度解析を行った。蓄熱効率 R_a 数に相関するので基本設計時にはスクリーン位置と長さ及び温度差などのパラメータを建物負荷に合わせて組み合わせができると記載しているが、低温帯水層蓄熱システム(蓄熱温度25°C以下)に関する熱回収率などに言及していない。

Olaf van Pruissen^[1-25]らはターボ冷凍機が年間を通じて良好な性能で運転できることを保証するためには、熱収支平衡を取ることが非常に重要であることを示し、地域冷暖房に接続

された ATES において、運用するには他の熱源との平衡を取ることによって熱収支平衡を実現する設計手法を示した。さらに、冬期外気温度が低い時には外気を直接建物内に導入し、ATES を使用せず、冷房をするのも全体熱平衡の柔軟性として重要であることを示した。帯水層の蓄熱量を超える熱負荷は ATES には使用せず、別の熱源で賄うようにしている。

以上のように、ATES 運用における積算蓄熱量の不均衡問題は研究の途上にあり、実用に即した具体的な方案の提案が求められている。

1.5 本論文の目的

ATES を長期間に渡り性能を低下させることなく運転を継続するためには、年間積算蓄熱量・揚水体積の平衡を維持する必要がある。大阪・東京など日本の大都市の多くは温暖地域に立地しており、オランダのような寒冷地で暖房負荷が冷房負荷より大きい現象とは異なり一般に業務ビルの冷房負荷が暖房負荷より大きく、冷房時の温排熱量が暖房時の冷排熱量よりも多くなる不均衡が生じる。ATES において、この不均衡を考慮せず単純に運用すると、還水・揚水による蓄熱量・揚水体積の不均衡が生じ、冷水あるいは温水の蓄熱塊が拡大し続けるため、持続可能な ATES 利用はできない。

このような事態を回避するために、オランダでは ATES を導入する際に、5-10 年以内に積算蓄熱量を 0~15%以内に平衡するように規制がある^[1-20]。

日本では ATES を利用する際に積算蓄熱量・揚水体積に関する規制はないが、ATES を長期間・安定的に運転するためには、各熱源井の年間積算蓄熱量と揚水体積を平衡に保つ必要がある。ATES では年間積算蓄熱量・揚水体積の両方について平衡を取らなければ以下の問題が発生するだろう。

(1)年間積算揚水体積の不均衡時の障害

年間積算揚水体積を平衡させなければ、徐々に揚水体積に偏りが生じ、一方の蓄熱塊だけが大きく広がり、やがてもう一方の熱源井まで到達し熱干渉により熱回収率が小さくなる。このことから年間積算揚水体積を平衡させなければならない。

(2)年間積算蓄熱量の不均衡時の障害

年間積算蓄熱量を平衡させなければ、蓄熱エリアの帯水層の温度の年平均値が上昇または下降する。これにより ATES を利用する熱源設備の効率低下や周辺の帯水層への熱汚染が発生し、さらに生物の生態にも影響を与える可能性がある。

1.4 に述べたように、日本・海外では ATES 運用における積算蓄熱量の不均衡問題の研究はされているが、実用に即した具体的な方策の提案・運用方法などについて言及されていないので、本研究では既往研究の成果を引用しながら、ATES の長期間運用に非常に大事な積算蓄熱量・揚水体積平衡を維持する運用方法について研究した。

本研究では、積算蓄熱量・揚水体積を平衡する手段として、冬期の冷水製造法について着目し、高効率な冷水製造方法を探すために、冷却塔を用いたフリークーリング蓄冷方式とターボ冷凍機蓄冷方式の蓄冷設備モデルを構築・比較検討し、最終的に 2 方式の優劣を評価し

た。また、4年に渡り ATES を運用し測定した詳細な実績データを示すとともに、省エネルギー性能や、不平衡蓄熱量などを詳細に分析した。最後に、冷水・温水積算蓄熱量・揚水体積の平衡を実現し、ATES を長期間に渡って性能を低下させることなく持続的に運用できる運用方法を提案し、具体的運用手順をまとめたフローチャートを提示した。

1.6 本論文の構成

本論文は以下のように構成されている。

第1章：緒論

日本ではエネルギーの需要密度の高い大都市域の大部分が、沖積平野に位置している。大都市の地下には帯水層のポテンシャルが高く、エネルギーの需要密度の高いところと近いので、熱的な利用価値が高い。ATES を長期間・安定的に運転するには、積算蓄熱量・揚水体積平衡を維持するのが重要である。積算蓄熱量・揚水体積を平衡する手段に関する日本・海外既往研究調査を行い、既往研究では言及されていない、ATES の長期間安定運用するために積算蓄熱量・流量平衡を維持する手段及び長期間実績運転データの性能評価・問題点について示し、冷水・温水積算蓄熱量・揚水体積の平衡を持続可能な具体的な運用方法の提案と手順を提示するなど本研究の目的を示した。

第2章：熱源機モデルの高精度化を目的とした回帰係数の検討

ターボ冷凍機モデル特性同定には、回帰係数算出が必要である。ターボ冷凍機の特性同定に関して既往研究では明確でなかった点について吟味し、高精度な特性同定を得るために回帰係数の決定プロセスについて検討し、必要な要件を明らかにした。また、モデルの適用範囲より広範囲の冷水出口温度範囲を踏まえたデータが非常に重要であることを示した。最後、冷水出口温度変化、低外気温度、部分負荷特性時にもターボ冷凍機の機器特性が正確に再現できるように、回帰係数を同定する方法について検討した。

第3章：蓄冷設備モデルの構築と高効率運用手法の検討

我が国の温暖地域では、一般に業務ビルの熱負荷の冷暖房不平衡の対策として冬期冷水製造方法に注目し、低外気温度・部分負荷率で高性能であるインバータターボ冷凍機蓄冷方式と ATES において初めにすでに提案されたフリークーリング蓄冷設備モデルと比較検討した。さらに、提案する両システムの運用方法や最適制御を考慮し、両者の優劣と外気温度の関係について検討し、高効率な冷水製造方法を探求した。

第4章：運用実績に基づく省エネ性能評価、不平衡蓄熱量評価

世界的には、長期間データに基づいてATES性能評価を詳細に示した文献は報告されていない。本章では長期間（4サイクル）に渡り測定した詳細実績データを示すとともに、性能を分析することは非常に重要と考え、詳細性能分析結果を示した。また、長期間・安定運用において不平衡蓄熱量が残るといった問題点を明らかに示し、不平衡蓄熱量の改善策は非常に重要な課題であることを示した。

第5章：無次元揚水温度を指標とした長期安定運用手法の提案

第 1 章 序論

第 4 章で残された不平衡蓄熱量の改善策の手法である無次元揚水温度の考え方について考察し、長期間詳細実績データの分析を通じて、その傾向について分析し、次シーズンの運用方法の指標とする可能性について分析した。また、無次元揚水温度を用いて積算蓄熱量平衡を維持する具体的な運用手法の提案とフローチャートについて提示した。

【第 1 章で用いた参考文献】

- [1-1] https://ondankataisaku.env.go.jp/carbon_neutral/about/
- [1-2] 竹口智也・西岡真稔・鍋島美奈子・中尾正喜・中曾康壽:空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究-(第2報)うめきた地区における熱回収率の実験値と熱分散長の同定値,空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2018, pp.209-212.
- [1-3] 特定非営利活動法人,地中熱利用推進協会,「地中熱利用の概要」,
<http://www.geohpaj.org/introduction/index1/howto> (最終閲覧日: 2024/3/05) .
- [1-4] Wu XB・Ma J・Bink B: Chinese ATES Technology and Its Future Development. Proceedings, 8th International Conference on Thermal Energy Storage. TERRASTOCK 2000, Stuttgart, Germany, 2000 , pp.69-74.
- [1-5] Shanghai Hydrogeology Team: Artificial Replenishment of Groundwater, China Geology Press, 1977.
- [1-6] Paul, F・Bas G・Ingrid S・Philipp B: Worldwide Application of Aquifer Thermal Energy Storage-A Review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 94, 2018, pp.861-876.
- [1-7] Marcel van Vulpen・projectleader Bodemenergie: "Warmte Koude opslag, WKO in Vogelvlucht", Feb, 2012.
- [1-8] Martin BloemendaalNiels: Hartog,Geothermics , 71 (2018) , pp.306-319.
- [1-9] Wu XB.; Ma J: Aquifer Thermal Energy Storage Technology and Its Development in China. Energy Res. Inf. 15, 1999, pp. 8-12.
- [1-10] Wu XB: Development of ground water loop for ATES and ground water source heat Systems. Heat. Vent. Air Cond. 2004, 34, pp.19-22.
- [1-11] 中曾康壽・中尾正喜・西岡真稔・益田晴恵・森川俊英・矢吹綾: 高性能大容量帯水層蓄熱システムの開発(その 1) 揚水・還水切替型熱源井の開発意義と運用実績, 日本地下水学会 2022 年周期講演会,2022, pp.138-143.
- [1-12] 武野航大・大島昭彦・中尾正喜・中曾康壽: 大阪市舞洲の被圧帯水層の地下水位変動による洪積粘土層の繰返し圧密挙動と沈下予測, Kansai Geo-Symposium 2019, 2019.
- [1-13] 佐藤邦明・岩佐義朗編, 地下水理学,丸善株式会社, 2002, p.15.
- [1-14] 横山孝男・梅宮弘道ら: 帯水層を用いた季節間蓄熱利用,日本機械学会論文集, 46 巻 402 号, 1980 年, pp.322-330.
- [1-15] 梅宮弘道・青柳徹: 地下帯水層蓄熱法の基礎研究(蓄熱帯水層における鉄コロイドダムの検証),日本機械学会論文集,57 巻, 542 号, 1991, pp.229-236.

第 1 章 序論

- [1-16] 梅宮弘道・嶋脇勸・小林弘和: 地下帯水層蓄熱法の野外実験 (熱回収率向上と経済評価), 日本機械学会論文集, 54 巻, 497 号, 1988 年, pp.178-184.
- [1-17] 山本真平・西岡真稔・中尾正喜・鍋島美奈子: 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, vol. 42, no. 248, 2017, pp. 1-9.
- [1-18] 大東亮平・西岡真稔・中尾正喜・鍋島美奈子: A-3 空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究-(第 3 報)季節間蓄熱における冬期冷却塔蓄熱と夏期冷水予冷の検討-, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表論文集, 2018 年 3 月.
- [1-19] Wetter・Michael・Zuo・Wangda・Nouidui・Thierry S・Pang Xiufeng: Modelica Buildings library. Journal of Building Performance Simulation. 2014, vol. 7, no. 4, pp. 253-270.
- [1-20] Bozkaya B・Zeiler W: The effectiveness of night ventilation for the thermal balance of an aquifer thermal energy storage. Appl. Therm. Eng. 2018, 146, pp.190-202.
- [1-21] Heacht-Mendez J・Molina-Giraldo N・Blum P・Bayer P: Evaluating MT3DMS for heat transport simulation of closed geothermal systems. Ground Water 2010, 48, pp.741-756.
- [1-22] Bloemendal M・Olsthoorn T・Boons F: How to achieve optimal and sustainable use of the subsurface for aquifer Thermal Energy Storage, Energy Policy 2014, 66, pp.104-114.
- [1-23] Bloemendal M・Hartog N: Analysis of the impact of storage conditions on the thermal recovery efficiency of low-temperature ATEs systems. Geothermics 2018, 71, pp.306-319.
- [1-24] Gutierrez-Neri M・Buik N・Drijver B・Godschalk B: Analysis of recovery efficiency in a high-temperature energy storage system. In Proceedings of the First National Congress on Geothermal Energy, Utrecht, The Netherlands, October 2011, pp. 13-14.
- [1-25] Olaf van Pruissen・Rene Kanmiphuis: Multi agent building study on the control of the energy balance of an aquifer, Presented at IEECB'10-Improving Energy Efficiency in Commercial Buildings, Frankfurt, Germany, April 2010, pp. 13-14.

第 1 章 序論

第2章

熱源機モデルの高精度化を
目的とした回帰係数の検討

2.1 序論

本章では、ターボ冷凍機と冷却塔の基本特性を明らかにして、高精度熱源機単体モデルを構築し、その妥当性を評価した。

ターボ冷凍機モデル特性同定では、メーカーごとにターボ冷凍機特性が異なるため、メーカー値を用いて、メーカーごとに回帰係数算出を行う必要がある。本章では、後述の第3章で必要となるターボ冷凍機を対象とし、モデル特性となる回帰係数を同定することを目的とする。

Hydeman^[2-1]の論文では冷凍機モデル回帰係数に関して同定手順について一応の記述はあるが、同定に必要なメーカー値である Full-load cooling capacity の意味についての明確な記述がなく、本研究で必要とした精度を得るために、検討を加えた。本章では、高精度の熱源機モデルを構築するための回帰係数の決定プロセスについて検討し、必要な要件を明らかにした。

山本らは Hydeman の論文に従い、ターボ冷凍機回帰係数を同定し、定格運転時のターボ冷凍機機器特性を概ね表現できることを確認したが、筆者は山本らの回帰係数では低外気温度・部分負荷率時には機器特性が合わないことを発見した。また、ターボ冷凍機の定格冷水出口温度は、夏期冷房運転時にユーザーが必要とする温度（例えば一般的には7°Cに設定されることが多い）で設定されている。しかし、冬期の低外気温度かつ部分負荷率時には、性能が非常に高くなるインバータターボ冷凍機の特徴を活かすために、冷水蓄冷運転時に冷水出口温度設定は定格温度ではなく、熱源井設定注水温度に合わせて、10°C～13°Cに設定することが必要である。そのため、本章では低外気温度、部分負荷特性時にもターボ冷凍機の機器特性が正確に再現されるよう、また冷水出口温度の変化に応じた特性が再現されるように、Hydeman モデルの回帰係数を同定する方法について検討した。

冷却塔モデルについては空気調和・衛生工学便覧による方法と Modelica Buildings Library^[2-2] (MBL) による方法の2種の方法でシミュレーション検討を行い、メーカー値と比較した。MBL 内の冷却塔モデル YorkCalc については、詳細を示した後、汎用性に関する検討行った結果からの考察を示した。

2.2 ターボ冷凍機モデル回帰係数の検討

2.2.1 ターボ冷凍機モデルの概要

Hydeman モデル (ElectricReformulatedEIR) では、ターボ冷凍機の機器特性は冷水出口温度、冷却水出口温度、部分負荷率を独立変数とした関数によって決定され、ターボ冷凍機の消費電力は各関数と定格消費電力によって算出される。以下に各関数の式を示す。

CAPFT :

CAPFT は蒸発器と凝縮器の出口温度の関数で利用可能な冷却容量を表す曲線である。

$$CAPFT = a_1 + b_1 \cdot t_{chws} + c_1 \cdot t_{chws}^2 + d_1 \cdot t_{cws} + e_1 \cdot t_{cws}^2 + f_1 \cdot t_{chws} \cdot t_{cws} \quad \text{式 2-1}$$

EIRFT :

EIRFT は蒸発器と凝縮器の出口温度の関数で全負荷効率を表す曲線である。

$$EIRFT = a_2 + b_2 \cdot t_{chws} + c_2 \cdot t_{chws}^2 + d_2 \cdot t_{cws} + e_2 \cdot t_{cws}^2 + f_2 \cdot t_{chws} \cdot t_{cws} \quad \text{式 2-2}$$

EIRFPLR :

EIRFPLR は負荷率の関数で効率を表す曲線である。

$$EIRFPLR = a_3 + b_3 \cdot t_{cws} + c_3 \cdot t_{cws}^2 + d_3 \cdot PLR + e_3 \cdot PLR^2 + f_3 \cdot t_{cws} \cdot PLR + g_3 + h_3 \cdot PLR^3 + i_3 \cdot t_{cws}^2 \cdot PLR + j_3 \cdot t_{cws} \cdot PLR^2 \quad \text{式 2-3}$$

PLR :

PLR は CAPFT に対する消費電力 P を表す曲線である。

$$PLR = \frac{Q}{Q_{ref} \times CAPFT(t_{chws}, t_{cws})} \quad \text{式2-4}$$

$$P = P_{ref} \times CAPFT(t_{chws}, t_{cws}) \times EIRFT(t_{chws}, t_{cws}) \times EIRFPLR(t_{chws}, t_{cws}) \quad \text{式 2-5}$$

ターボ冷凍機モデル ElectricReformulatedEIR では、先に述べた関数の回帰係数を基に、機器特性を以下の式により計算している。

$$Q_{max} = Q_{ref} \cdot CAPFT \quad \text{式2-6}$$

$$Q_{set} = c_w \cdot m_{ch} \cdot (T_{ch,in} - T_{ch,set}) \quad \text{式2-7}$$

$$PLR = \frac{Q_{set}}{Q} \quad \text{式2-8}$$

$$P = \frac{Q}{COP_0 \cdot EIRFT \cdot EIRFPLR} \quad \text{式2-9}$$

$$Q_{con} = Q + P \cdot \eta_m \quad \text{式2-10}$$

$$COP = \frac{Q}{P} \quad \text{式2-11}$$

続けて、Hydeman の文献に書かれた回帰係数の決定手順を以下に示す。

手順1: 定格冷却熱量 Q_{ref} ・ 定格消費電力 P_{ref} と全負荷データ (メーカー値の定格値) を用いて、以下の式により、条件 i における冷却熱量 Q_i 、消費電力 P_i に対する仮の $CAPFT_i \cdot EIRFT_i$ を算出する。

$$CAPFT_i = \frac{Q_i}{Q_{ref}} \quad \text{式 2-12}$$

$$EIRFT_i = \frac{\frac{P_i}{Q_i}}{\frac{P_{ref}}{Q_{ref}}} = \frac{P_i}{P_{ref} \times CAPFT_i} \quad \text{式 2-13}$$

手順2：式2-12、式2-13に手順1で求めた $CAPFT_i$ ・ $EIRFT_i$ と各運転状態（全負荷データ）における冷水 $t_{chws,i}$ ・冷却水出口温度 $t_{cws,i}$ を代入し、非線形最小二乗法により式2-1、式2-2の回帰係数（ $a_1 \sim f_1$ 、 $a_2 \sim f_2$ ）を決定する。

手順3：手順2で求めた回帰係数を用いて、式2-1、式2-2により $CAPFT_i$ ・ $EIRFT_i$ を算出する。

手順4：全負荷データ（メーカー値の定格値と部分負荷値）を用いて、手順3で求めた $CAPFT_i$ ・ $EIRFT_i$ と以下の式2-14、式2-15により PLR_i ・ $EIRFPLR_i$ を算出する。

$$PLR_i = \frac{Q_i}{Q_{ref} \times CAPFT_i} \quad \text{式 2-14}$$

$$EIRFPLR_i = \frac{P_i}{P_{ref} \times CAPFT_i \times EIRFT_i} \quad \text{式 2-15}$$

手順5：手順4で求めた PLR_i ・ $EIRFPLR_i$ と各運転状態（全データ）における冷水 $t_{chws,i}$ ・冷却水出口温度 $t_{cws,i}$ を用いて、最小二乗線形回帰法により式2-3の回帰係数（ $a_3 \sim j_3$ ）を決定する。

以上の手順により求めた回帰係数により、ターボ冷凍機の機器特性を表現する。

2.2.2 ターボ冷凍機単体シミュレーションモデルについて

ElectricReformulatedEIRの回帰係数の妥当性を確認するために、ターボ冷凍機単体のシミュレーションモデルを構築した。モデルの運転条件を示す。ターボ冷凍機の定格値は実証設備の仕様に従って入力している。ターボ冷凍機の入力値は以下になる。

- ✓ 凝縮器側： 定格流用 141.5m³/h、冷却水入口温度は 13~33°Cの3度刻み
- ✓ 蒸発器側： 定格流量 120.7m³/h、冷水入口温度は 12°C、冷水出口温度は 7°C

2.2.3 回帰係数の決定方法の検討

(1) 対象メーカー特性の代替として他社製の特性を用いた場合の精度検討

山本らの研究ではターボ冷凍回帰係数を同定する際には2.2.1と同様の方法で回帰係数を

第2章 熱源機モデルの高精度化を目的とした回帰係数の検討

決めて、対象メーカー値との比較を行い、回帰係数の特定精度が高いとの結論としている。対象メーカー値とは、冷却熱量 Q 、消費電力 P と、その時の冷水出口温度 t_{chws} および冷却水出口温度 t_{cws} の4種のデータを1組とするデータ群(以下ではデータセットと呼ぶ)である。

山本らが作成した回帰係数は表 2-1 である。筆者はこの回帰係数を用いて冷水出口温度を定格以外に設定して、シミュレーションを行った際に、実際には運転が可能な条件において冷水出口温度が設定温度まで下がらず、冷却熱量が小さくなってしまいう問題を発見した。山本らは冷水出口温度を定格値のみにして、冷水出口温度変化を考慮しなかったため、定格点以外では精度が低かったと思われた。また、作成した回帰係数を用いてシミュレーションし得られた冷凍能力がメーカーの定格冷凍能力より小さく評価された。以上より、*CAPFT* 回帰係数の作成方法に問題があると考えた。

表 2-1 山本らが作成した回帰係数

回帰係数	<i>CAPFT</i>	<i>EIRFT</i>	<i>EIRFPLR</i>
a	1	3.5883×10^{-1}	-1.4715×10^{-1}
b	0	-3.2200×10^{-2}	2.1152×10^{-2}
c	0	-6.7000×10^{-4}	3.7200×10^{-4}
d	0	1.5551×10^{-2}	1.1057×10^{-1}
e	0	2.1300×10^{-4}	9.3196×10^{-1}
f	0	2.3600×10^{-4}	-2.0370×10^{-2}
g	-	-	-1.0000×10^{-5}
h	-	-	2.0668×10^{-1}
i	-	-	5.2800×10^{-4}
j	-	-	-1.9010×10^{-2}

*CAPFT*の求め方について、ElectricReformulatedEIRの引用元となるHydmanら^{[2-1], [2-3], [2-4]}による研究には記載が無いので、対象とするターボ冷凍機の特長(「対象メーカー値」と略す)の代わりに、簡易的にMBL内からターボ冷凍機メーカーのYork社・Macquay社・Carrier社の冷凍機特性値(表 2-2)を用いて検討する。*EIRFT*と*EIRFPLR*は2.2.1の方法で回帰係数を求めて使用する方法を試みた。冷水・冷却水変流量運転に対応できることを目指して、*EIRFT*と*EIRFPLR*を求める際に用いる対象メーカー値の条件を複数のケースで作成し検討した。

参照したターボ冷凍機の特長値を表 2-2、回帰係数作成ケースを表 2-3 に示す。

第2章 熱源機モデルの高精度化を目的とした回帰係数の検討

表 2-2 参照した MBL ターボ冷凍機モデル特性値

定格値	York 社	Macquay 社	Carrier 社
冷凍能力[kW]	756	703	724
冷水出口温度[°C]	5.56	5.56	5.56
冷却水出口温度[°C]	20.05	29.40	31.44
COP[-]	7.41	7.03	6.04
CAPFT 係数 $a_1 \sim f_1$	9.642889×10^{-1}	-1.336180×10^{-1}	-1.116010×10^{-1}
	2.866413×10^{-2}	6.473161×10^{-2}	-1.058351×10^{-2}
	3.109130×10^{-4}	-1.240446×10^{-2}	-1.829692×10^{-3}
	-5.631322×10^{-3}	9.425649×10^{-2}	9.677921×10^{-2}
	-3.76257	-2.958871×10^{-3}	-2.169221×10^{-3}
	-5.23719	5.765503×10^{-3}	4.99866×10^{-3}
Buidings. Fluid.Chillers.Data ElectricReformulatedEIR	ReformEIRChiller_ York_YS_756kW _7_41COP _Valve	ReformEIRChiller_ McQuayPEH _703kW/7.03 COP_Vance	ReformEIRChiller_ Carrier_23XL_ 724kW_6_04 COP_Vance

表 2-3 回帰係数作成ケース

ケース	説明	方法
ケース 1-1	冷水出口温度 7°C、10°C、冷却水変流量 50% データ	個別
ケース 1-2	冷水出口温度 7°C、10°C、冷却水変流量 50% データ	一括
ケース 2-1	冷水出口温度 7°C、冷却水変流量 50% データ	個別
ケース 2-2	冷水出口温度 7°C、冷却水変流量 50% データ	一括
ケース 3-1	冷水出口温度 7°C データ	個別
ケース 3-2	冷水出口温度 7°C データ	一括

シミュレーションと対象メーカー値の比較結果を図 2-1～図 2-6 に示す。CAPFT を引用したメーカー3社毎に、冷却水流量 100% と 50% の時の COP で比較した。Carrier 社の CAPFT の時のシミュレーション結果について、ターボ冷凍機の冷水入口温度が指定した 7°C まで下がらず COP が大きく評価されたため図から除外した。York 社の CAPFT を用いた場合には、冷却水流量 100%・50% の場合共に再現精度が高いといえる。Carrier 社の CAPFT の場合は冷却水入口温度が低い時、Macquay 社の場合は対照的に冷却水入口温度が高い時、シミュレーション結果と対象メーカー値の間に乖離が見られた。舞洲 ATES の設備モデルでのシミュレーションの際には冷却水温度はそこまで低温にならないと考え、ここでは York 製と

第2章 熱源機モデルの高精度化を目的とした回帰係数の検討

Carrier 製の CAPFT を使用することとした。

しかし、York 製と Carrier 製の CAPFT では、ターボ冷凍機冷水出口温度 13°C、負荷率約 40% の条件でシミュレーションを行ったところ、ターボ冷凍機単体 COP が対象メーカー値と 3~5 程度の差が生じ、また再現精度が低い結果となり、冷水出口温度や負荷率の変化に対応できていないことが分かった。従って、対象メーカーについて CAPFT を作成する必要があると考えた。

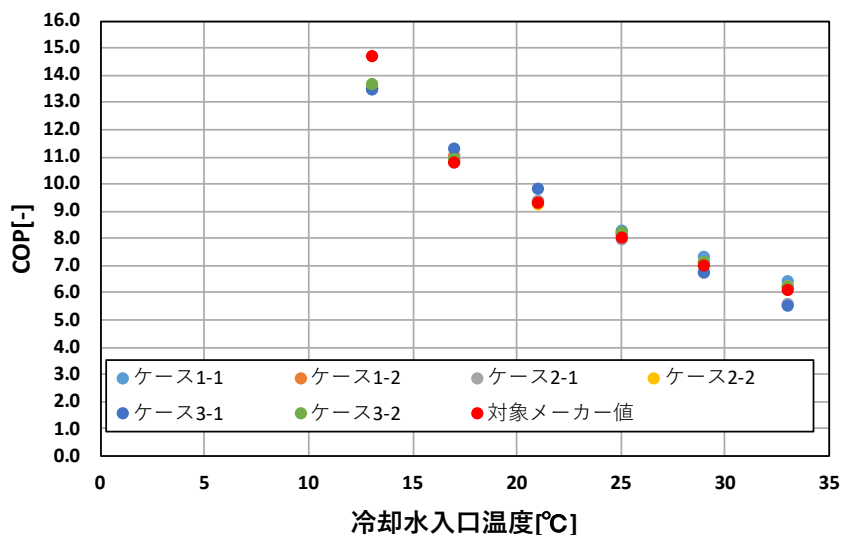


図 2-1 York 社製 CAPFT を使用した場合の COP 比較
(冷却水流量条件：定格流量)

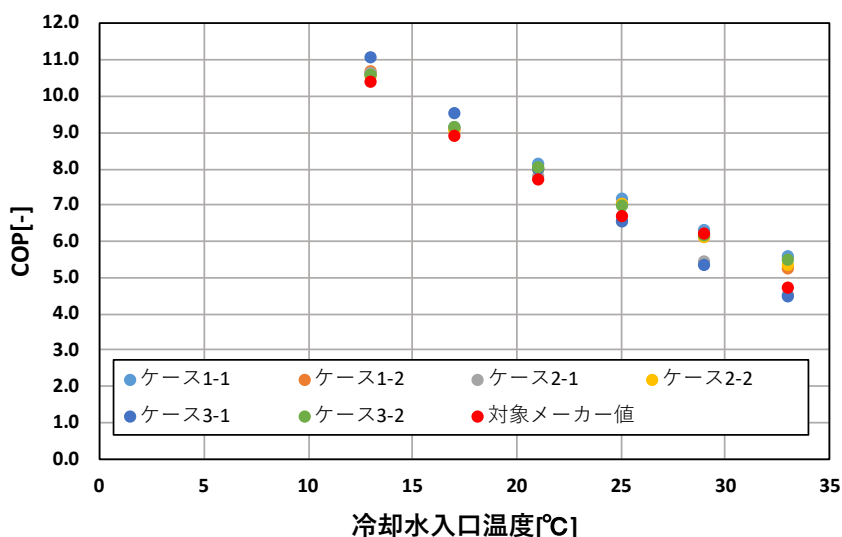


図 2-2 York 社製 CAPFT を使用した場合の COP 比較
(冷却水流量条件：定格の半流量)

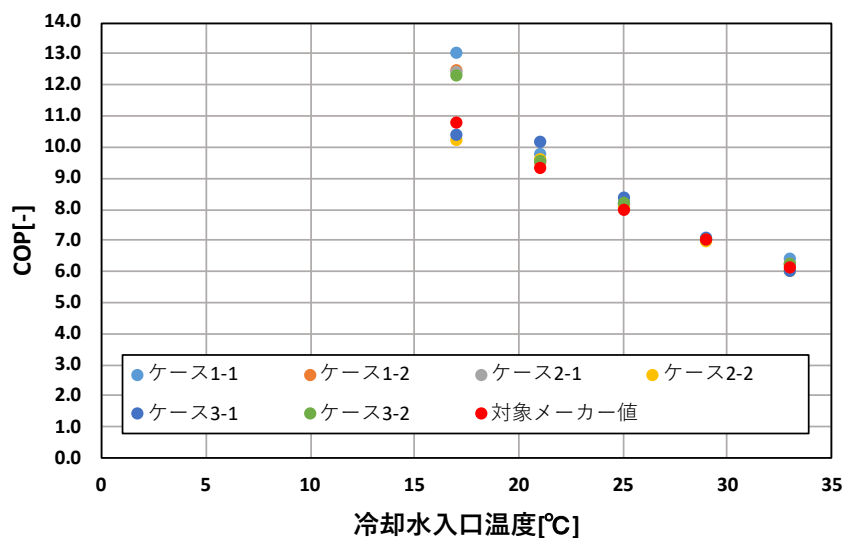


図 2-3 Carrier 社製 *CAPFT*を使用した場合の COP 比較
(冷却水流量条件：定格流量)

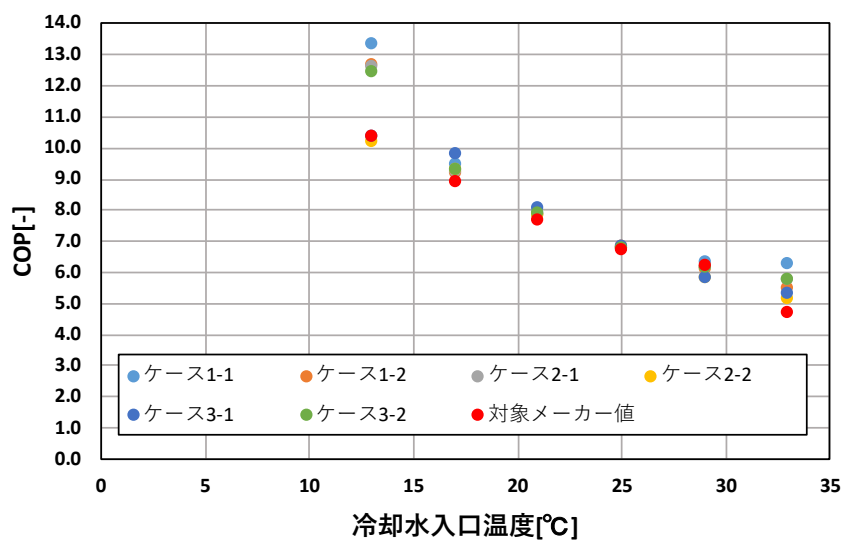


図 2-4 Carrier 社製 *CAPFT*を使用した場合の COP 比較
(冷却水流量条件：定格の半流量)

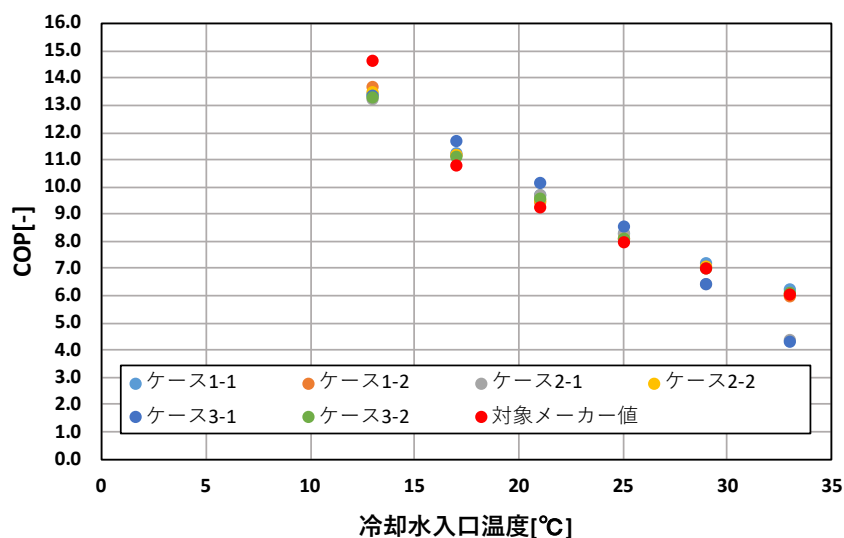


図 2-5 Macquay 社製 CAPFT を使用した場合の COP 比較
(冷却水流量条件：定格流量)

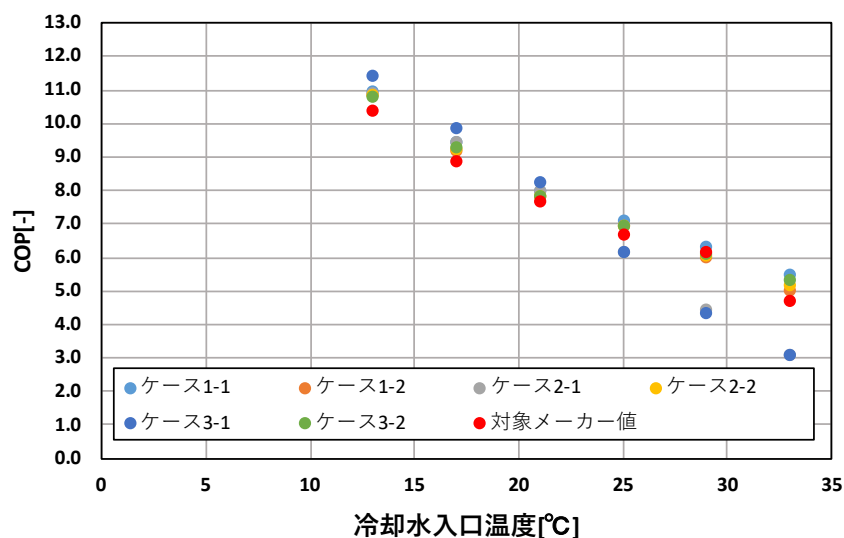


図 2-6 Macquay 社製 CAPFT を使用した場合の COP 比較
(冷却水流量条件：定格の半流量)

(2) Hydeman モデルにおける特性値作成方法の考察

対象メーカーの CAPFT を算出するため、ターボ冷凍機モデル ElectricReformulatedEIR を開発した EnergyPlus の Engineering Reference^[2-5]から説明文を抜粋して、回帰係数の算出方法について考察した。Hydeman による算出方法は以下のように要約される。

Hydeman ら (2002) により作成されたモデル(Chiller:Electric:ReformulatedEIR)では、CAPFT は冷却能力であり、冷水出口温度と冷却水出口温度の 2 つを独立変数とする双二次性能曲

線で表す。したがって、*CAPFT* は定格条件で 1 に等しい。この曲線の結果に基準能力を掛けて、特定の温度動作条件（定格条件外の温度）での全負荷冷却能力（Full-load cooling capacity=冷却水温度の条件で出せる最大能力）を求める。この曲線は定格流量・温度条件で 1 をとるよう、またシミュレーションで取り得る水温の範囲に対して有効であるように設定する。

EIRFT は冷水出口温度と冷却水出口温度の関数である。エネルギー入力対冷却能力比 *EIR*（COP の逆数）の変動をパラメータ化する。この曲線の結果に定格 *EIR*（定格 COP の逆数）を掛けて、特定の温度動作条件（定格条件外の冷水出口温度）での全負荷 *EIR* を求める。この曲線は定格流量・温度条件で 1 をとるよう、またシミュレーションでとり得る冷水出口温度の範囲に対して有効であるように設定する。

EIRFPLR は *EIR* の変動をパラメータ化する。この曲線の結果に定格 *EIR* を掛けて特定の冷水出口温度での *EIR* と部分負荷率を求める。この曲線は部分負荷率が 1 かつ定格冷却水出口温度の時に 1 の値をとるよう設定する。全負荷データと部分負荷データの両方の性能データを使用して作成することを推奨する。bicubic 曲線は、シミュレーションでとり得る冷水出口温度と部分負荷率の範囲に対して有効であるように設定する。」

(3) 回帰係数作成手順

Hydeman の手順に従い、次のステップには回帰係数作成手順を見直した。

Hydeman らは回帰係数の同定手順について記述しているが、同定に必要なメーカー値である Full-load cooling capacity の意味するところが不明確であったため、精度の良い回帰係数を得るまで試行錯誤を重ねることになった。そこで本項では、Hydeman の論文では曖昧であった Full-load cooling capacity の意味について吟味し、「ターボ冷凍機のインバータ入力を定格値（固定^{注1}）にして、最大能力で運転した時の冷却熱量と、その時の冷水出口温度、冷却水出口温度」と、より詳細に定義することにした。同様に、Part load data は「Full-load cooling capacity（詳細定義）より小さい冷却熱量で運転した状態で得られるデータ」とする。

以下では、シミュレーションに必要な冷水出口温度の変化・冷却水変流量の変化に対応できる回帰係数を作成することを目的とし、メーカー値を用いて *CAPFT* を作成する手順についてまとめる。

手順 1： 定格条件でのターボ冷凍機能力・消費電力・周波数を算出する。

実証設備ターボ冷凍機の仕様は、定格条件での冷凍能力 200RT、冷水温度条件 12/7°C、冷却水温度条件 33/38°Cの時に定格周波数は 174.6Hz でインバータ入力は 114.6kW であった。

手順 2： 定格周波数一定の場合の最大能力を算出する。

定格条件での消費電力（or 定格周波数）を一定にした場合の、冷却水入口温度変化によ

第2章 熱源機モデルの高精度化を目的とした回帰係数の検討

るターボ冷凍機最大能力について、算出冷却水入口温度を2°C刻みでターボ冷凍機が運転できる範囲で作成した。

手順3： 冷水出口温度変化によるターボ冷凍機性能を算出する。

本論文で検討するシミュレーションで冷水出口温度の取り得る範囲を踏まえ、冷水出口温度7°C、9°C、13°Cを使用した。冷水出口温度変化により冷凍能力は周波数を定格条件の174.6Hzに設定した場合の最大ターボ冷凍機能力を算出した。

手順4： 手順1～手順3で算出したデータを用いて、回帰分析を利用してCAPFTのパラメータを決定する。

CAPFTを算出する際に最適なデータの組み合わせを検討するため、表2-4に示すいくつかのケースでCAPFTを作成し、次の①～③の順にターボ冷凍機単体シミュレーションを行い分析した。パラメータ作成にあたり使用するメーカーより受領した冷凍能力(Full-load cooling capacity)は以下の表2-5～表2-7である。

- ① 冷水出口温度7°C一定の場合に使用するデータの違いによる検討した。
- ② ①で一番精度が良いケースの選び、冷水出口温度が異なる場合を検討した。
- ③ ②で精度が低い場合はメーカーから提供したすべてデータを使用して冷水出口温度が異なるケースを検討した。

表 2-4 回帰係数作成ケース

ケース	使用するデータ	冷水出口温度設定
ケース1	表2-4と表2-5の共通定格条件のみ使用	7°C
ケース2	表2-4と表2-5の冷凍能力データを使用	7°C
ケース3	表2-4の冷凍能力データを使用	7°C
ケース4	表2-4の冷凍能力データを使用	13°C
ケース5	表2-4～表2-6の冷凍能力データを使用	13°C

第2章 熱源機モデルの高精度化を目的とした回帰係数の検討

表 2-5 冷却水入口温度別の冷凍能力（冷水出口温度 7℃時）

冷却水入口温度[℃]	冷凍能力[USRT]	消費電力[kW]	周波数
33	200	114.6	174
31	215	115.0	174
29	225	113.4	174
27	235	113.3	174
25	245	114.4	174
23	250	111.6	174
21	250	105.1	172
19	233	86.6	163
17	225	75.6	157
15	219	67.4	152
13	211	58.9	145

共通の定格条件:

冷凍能力 200USRT、冷水温度条件：7/12℃、冷却水温度条件：33/38℃、

冷却水流量：140.7m³/h、定格能力のインバータ周波数：174Hz、消費電力 114.6kW

表 2-6 冷却水入口温度別の冷凍能力（冷水出口温度 9℃時）

冷却水入口温度[℃]	冷凍能力[USRT]	消費電力[kW]	周波数
33	230	122.9	174
31	243	122.9	174
29	252	122.0	174
27	261	121.8	174
25	268	120.0	174
23	270	115.6	172
21	252	94.8	164
19	243	82.3	158
17	236	73.5	152
15	228	64.1	147

共通の定格条件:

冷凍能力 230USRT、冷水温度条件：9/14℃ 冷却水温度条件：33/38℃

冷却水流量：160.2m³/h、定格能力のインバータ周波数：174Hz、消費電力：122.6kW

第2章 熱源機モデルの高精度化を目的とした回帰係数の検討

表 2-7 冷却水入口温度別の冷凍能力（冷水出口温度 13°C時）

冷却水入口温度[°C]	冷凍能力[USRT]	消費電力[kW]	周波数
33	280	133.4	172
31	290	133.4	172
29	299	133.4	172
27	300	127.4	170
25	290	111.0	164
23	280	96.5	159
21	270	84.7	153
19	260	73.8	146

共通の定格条件:

冷凍能力 280USRT、冷水温度条件：13/18°C 冷却水温度条件：33/38°C

冷却水流量：190.2m³/h、定格能力のインバータ周波数：172Hz、消費電力：133.4kW

冷水出口温度が 7°C の場合は上記の表 2-4 のケース 1～ケース 3 のデータを使用して負荷率 100% 条件において、冷却水流量を定格値の 100%・50% の場合の、シミュレーション結果と対象メーカー値のターボ冷凍機単体 COP を比較した（図 2-7 と図 2-8）。

負荷率 100% の場合は、冷却水流量 100% かつ冷却水入口温度 13°C の時を除いて、どのケースでも概ねシミュレーション値と対象メーカー値が合う結果となった。冷却水流量 50% の場合はケース 3 の方がシミュレーション値と対象メーカー値がほぼ同じで、3 つのケースの中で精度が最も高かった。

次に、冷水出口温度 7°C の検討において精度が最も高かったケース 3 のデータを用いて、冷水出口温度を 13°C に設定した場合について検討する。冷却水入口温度に対する COP 変化を図 2-9 に示す。冷水出口温度 7°C の場合（図 2-7 と図 2-8）では対象メーカー値とシミュレーション値はほぼ一致したものの、冷水出口温度 13°C ではシミュレーション結果は COP が 2 程度であり、対象メーカー値に比べて非常に小さいことが分かる。この回帰係数の作成方法ではターボ冷凍機の冷水出口温度変化に対応できていないことが分かった。

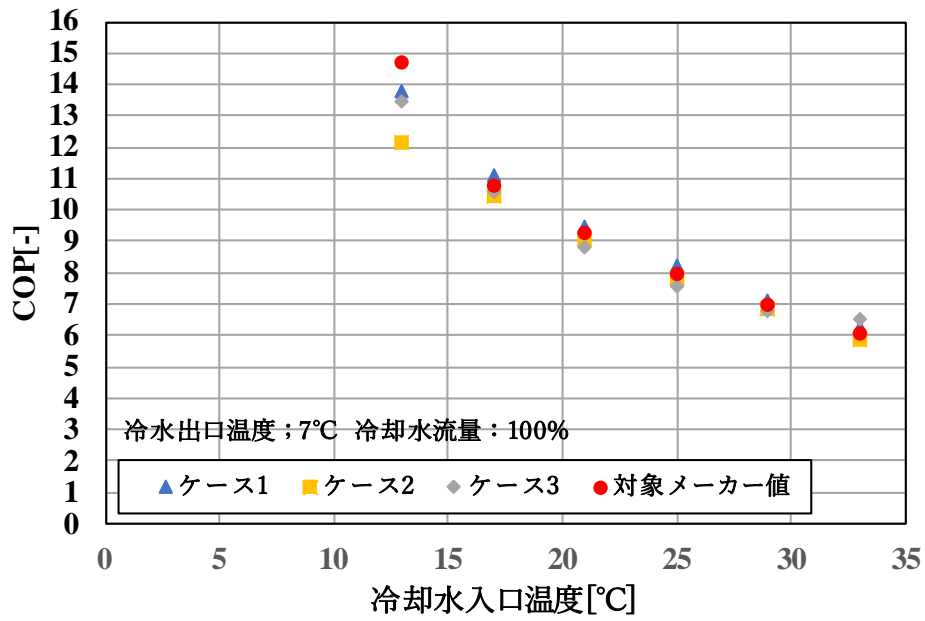


図 2-7 冷却水入口温度別の COP 比較
(冷却水流量 100%、冷水出口温度 7°C)

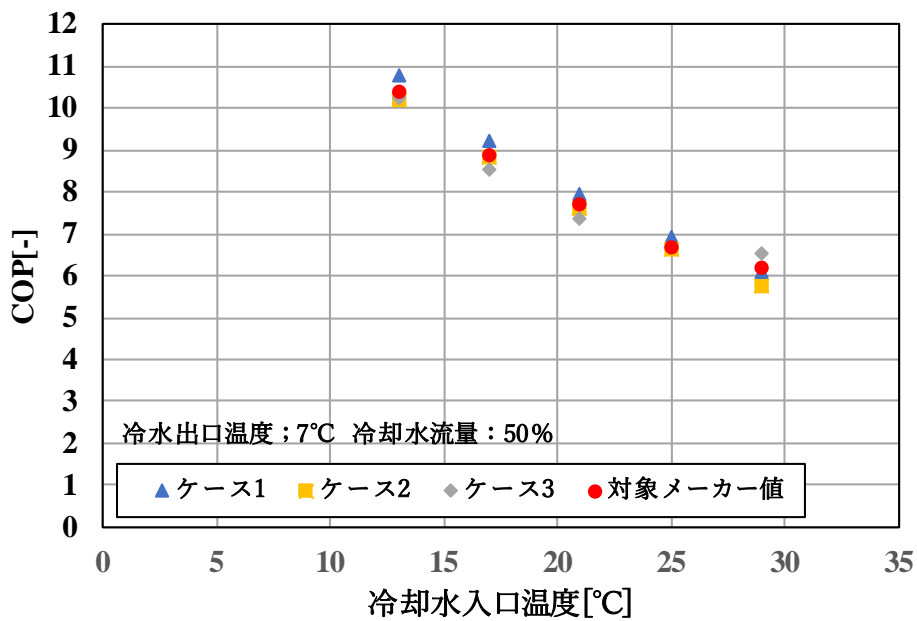


図 2-8 冷却水入口温度別の COP 比較
(冷却水流量 50%、冷水出口温度 7°C)

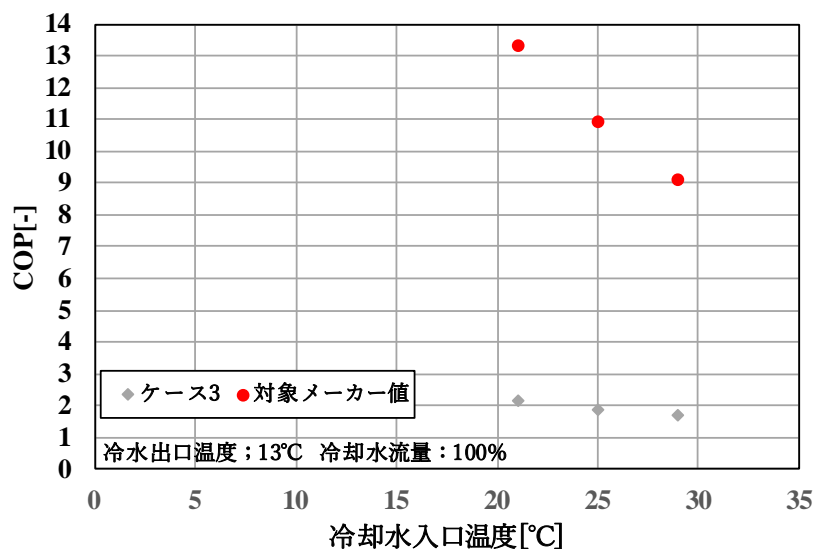


図 2-9 冷却水入口温度別の COP 比較
(冷却水流量 100%、冷水出口温度 13°C)

最後の手順として、冷水出口温度変化にも対応できるように、ケース5を用いて、再度 *CAPFT* を作成し、冷水出口温度 13°C 設定、冷却水流量 100%・50% の条件でシミュレーションを行い、ターボ冷凍機単体 COP をメーカー値と比較した。図 2-10、図 2-11 より対象メーカー値とほぼ一致することから、ターボ冷凍機 *CAPFT* の作成する際には取り得る冷水出口温度範囲のデータを含めて作成する必要があることが分かった。

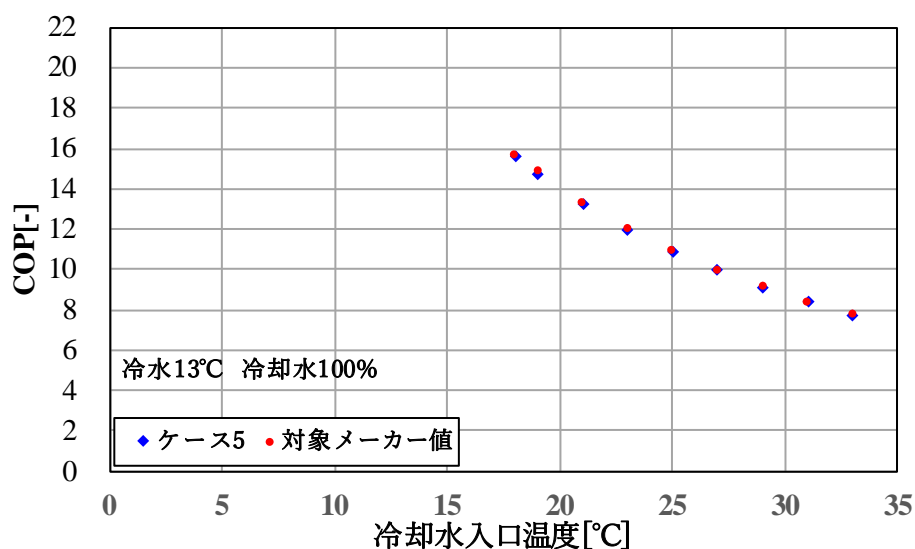


図 2-10 冷却水入口温度別の COP 比較
(冷却水流量 100%、冷水出口温度 13°C)

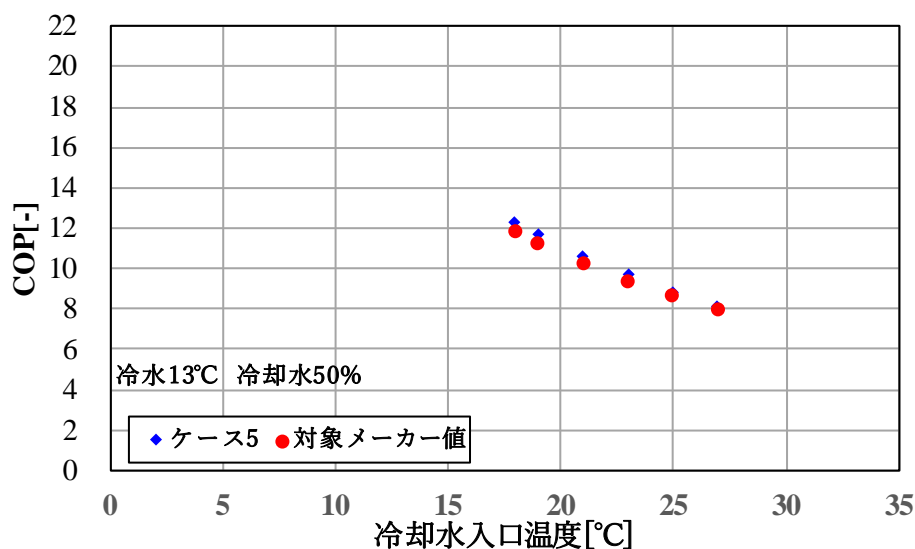


図 2-11 冷却水入口温度別の COP 比較
(冷却水流量 50%、冷水出口温度 13°C)

以上の検討より、*CAPFT* の精度高い回帰係数を求めるには次の 2 点が重要であることが分かった。

- ① ターボ冷凍機の定格条件での定格値の周波数を一定にした場合の、冷却水入口温度変化によるターボ冷凍機が運転可能な最大能力のデータが必要であることに見出した。これは精度の高い回帰係数を作成するのに重要なデータであることが分かった。
- ② ターボ冷凍機の回帰係数を作成する際には、シミュレーションにおいて扱う可能な最低冷水出口温度と最高冷水出口温度の温度範囲に配慮することが重要である。例えばシミュレーションで冷水出口温度が 7°C、13°C が必要な場合はメーカーより 7°C、13°C の Full-load cooling capacity を受領し、ターボ冷凍機の回帰係数を作成する必要がある。

CAPFT と同様に、*EIRFT* と *EIRFPLR* も作成した。

2.2.4 回帰係数作成手順見直し

上記の検討内容を踏まえ、以下に新たに回帰係数の作成手順を整理した。ここでは、外気温度が低い時にインバーターターボ冷凍機が大幅に性能向上する特性を持つ 1 機種について広範な温度・負荷条件の Full-load cooling capacity データセットを 29 個、Part load データセットを 210 個使用した。使用した Full-load cooling capacity データは表 2-4～表 2-6 である。

回帰係数の作成手順は以下である。

手順1：式 2-12 を用いて、冷却熱量 Q_i から $CAPFT_i$ を求める。この $CAPFT_i$ と冷水出口温度 $t_{chws,i}$ および冷却水出口温度 $t_{cws,i}$ を用い、式 2-16 を満足する回帰係数 $a_1 \sim f_1$ を非線形最小二乗法により決定する。なお、手順1では Full-load cooling capacity データセットを用いる。

手順2：式 2-15 を用いて、冷却熱量 Q_i と消費電力 P_i から $EIRFT_i$ を求める。この $EIRFT_i$ と冷水出口温度 $t_{chws,i}$ および冷却水出口温度 $t_{cws,i}$ を用い、式 2-17 を満足する回帰係数 $a_2 \sim f_2$ を非線形最小二乗法により決定する。なお、手順2では Full-load cooling capacity データセットを用いる。

手順3：式 2-18 を用いて Q_i から PLR_i を求める。また、式 2-19 を用いて、 P_i から $EIRFPLR_i$ を求める（式 2-20 で必要である $CAPFT_i$ と $EIRFT_i$ を、本研究では手順1と手順2で決定した回帰係数を用いて式 2-16 と式 2-17 から求めた）。この PLR_i と $EIRFPLR_i$ を用い、式 2-20 を満足する回帰係数 $a_3 \sim j_3$ を非線形により決定する。なお、手順3では Full-load cooling capacity データセットと part load データセットの両方を用いる。文献^[2-11]に従って、手順1と手順2に対して、手順3では、使用するデータセットを変えている。

$$\begin{aligned}
 &CAPFT(t_{chws}, t_{cws}) \\
 &= a_1 + b_1 \cdot t_{chws} + c_1 \cdot t_{chws}^2 + d_1 \cdot t_{cws} + e_1 \cdot t_{cws}^2 + f_1 \\
 &\quad \cdot t_{chws} \cdot t_{cws}
 \end{aligned}
 \tag{式 2-16}$$

$$\begin{aligned}
 &EIRFT(t_{chws}, t_{cws}) \\
 &= a_2 + b_2 \cdot t_{chws} + c_2 \cdot t_{chws}^2 + d_2 \cdot t_{cws} + e_2 \cdot t_{cws}^2 + f_2 \\
 &\quad \cdot t_{chws} \cdot t_{cws}
 \end{aligned}
 \tag{式 2-17}$$

$$PLR_i = \frac{Q_i}{Q_{ref} \times CAPFT(t_{chws}, t_{cws})}
 \tag{式 2-18}$$

$$EIRFPLR_i = \frac{P_i}{P_{ref} \times CAPFT(t_{chws}, t_{cws}) \times EIRFT(t_{chws}, t_{cws})}
 \tag{式 2-19}$$

$$EIRFPLR(t_{cws}, PLR)$$

$$= a_3 + b_3 \cdot t_{cws} + c_3 \cdot t_{cws}^2 + d_3 \cdot PLR + e_3 \cdot PLR^2 + f_3 \cdot t_{cws} \cdot PLR + g_3 \cdot t_{cws}^3 + h_3 \cdot PLR^3 + i_3 \cdot t_{cws}^2 \cdot PLR + j_3 \cdot t_{cws} \cdot PLR^2$$

式 2-20

以上に示した手順1～手順3により算出した回帰係数を表2-8に示す

表 2-8 対象メーカー値に対応する回帰係数

回帰係数	CAPFT	EIRFT	EIRFPLR
a	-3.097761×10^{-1}	2.22385×10^{-2}	4.76623×10^{-2}
b	6.425900×10^{-2}	-8.89860×10^{-3}	2.76029×10^{-2}
c	-5.385300×10^{-3}	-1.03310×10^{-3}	-1.28090×10^{-3}
d	8.157280×10^{-2}	3.61555×10^{-2}	-6.77654×10^{-1}
e	-1.724800×10^{-3}	-1.87600×10^{-4}	8.84833×10^{-1}
f	2.046200×10^{-3}	-9.16000×10^{-5}	4.66576×10^{-2}
g	-	-	2.41000×10^{-5}
h	-	-	1.80256×10^{-1}
i	-	-	-8.39500×10^{-4}
j	-	-	-1.33510×10^{-2}

2.2.5 回帰係数見直し後のシミュレーション結果

2.2.4で示した作成方法から得られた回帰係数をターボ冷凍機モデルに入力し、ターボ冷凍機単体のシミュレーションを行い、対象メーカー値との比較を行った。

(1) 消費電力とCOPの比較

作成したターボ冷凍機モデルの消費電力とCOPを評価した。ここでは、式2-21、式2-22において t_{chws} 、 t_{cws} 、および Q を条件として与えて消費電力 P と成績係数COPを求めている。

$$P = P_{ref} \times CAPFT(t_{chws}, t_{cws}) \times EIRFT(t_{chws}, t_{cws}) \times EIRFPLR(t_{cws}, PLR)$$

式 2-21

$$COP = \frac{Q}{P}$$

式 2-22

ターボ冷凍機のシミュレーション値と対象メーカー値の比較を図 2-12 に示す。シミュレーションの結果と対象メーカー値(計 239 個)の決定係数は 0.99 を超えておりシミュレーション計算値と対象メーカー値の整合性は高い。

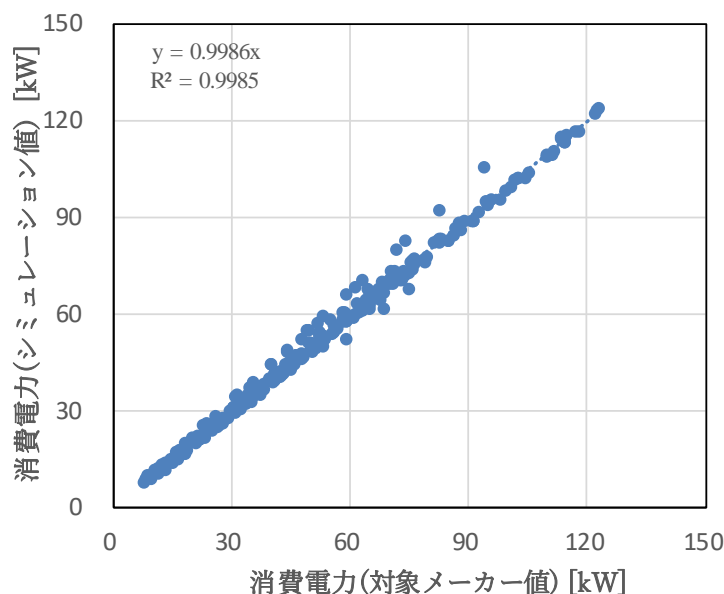


図 2-12 シミュレーション値とメーカー値の消費電力比較

次にターボ冷凍機単体のシミュレーションを行い、COP の比較を行った。単体シミュレーションは以下の条件で行った。

ターボ冷凍機の負荷率は 100%、50%、冷水出口温度は 7°C、13°C、冷却水出口温度は 13°C ~ 38°C、冷却水流量は 50%、100% で検討した。

各条件でのシミュレーション値と対象メーカー値の比較を図 2-13 ~ 図 2-16 に示す。冷水出口温度・負荷率・冷却水流量のいずれの組み合わせ比較においても、COP はほぼ一致しており、作成した特性曲線及び採用したモデルは妥当であることを確認した。低負荷負荷率・低冷却水入口温度の領域では、COP の計測値は不確かさが大きいことが知られている [2-6]。これと関係して、対象メーカー値とシミュレーション値のずれも大きくなったと推察する。

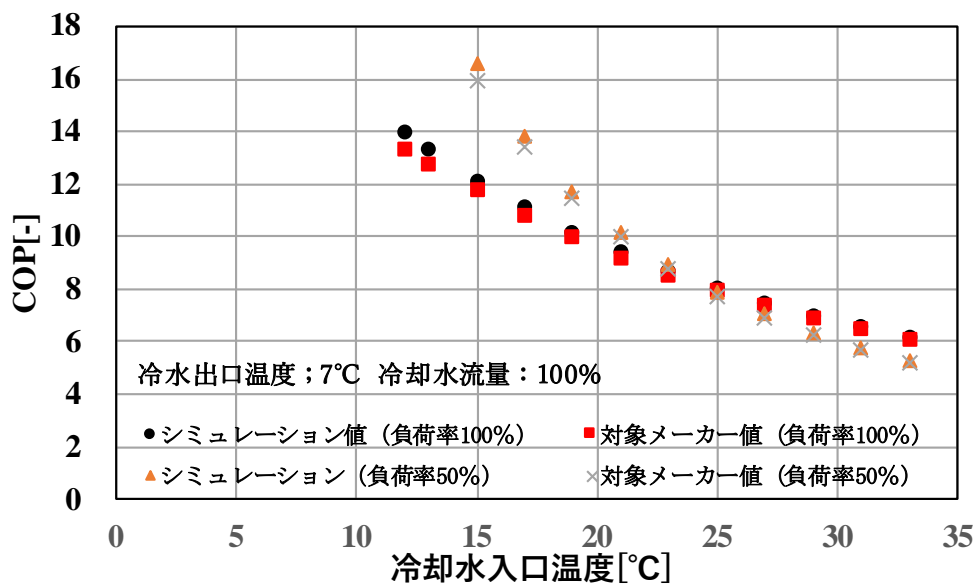


図 2-13 冷却水入口温度別の COP 比較
(冷却水流量 100%、冷水出口温度 7°C)

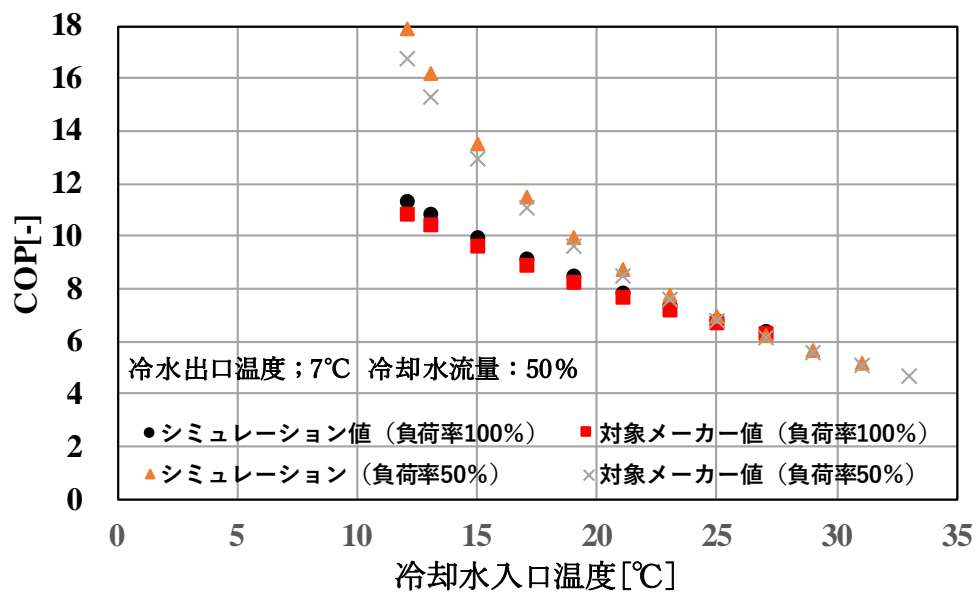


図 2-14 冷却水入口温度別の COP 比較
(冷却水流量 50%、冷水出口温度 7°C)

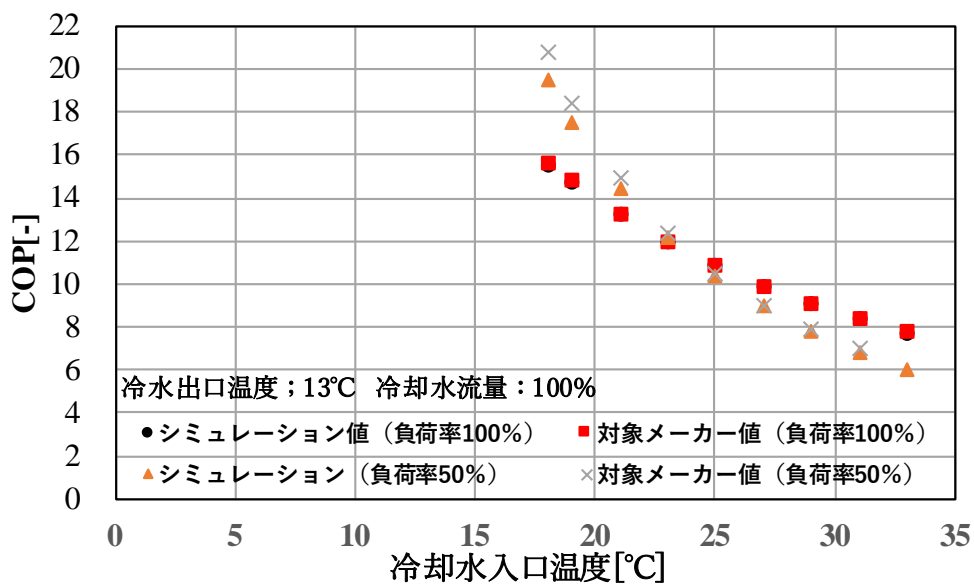


図 2-15 冷却水入口温度別の COP 比較
(冷却水流量 100%、冷水出口温度 13°C)

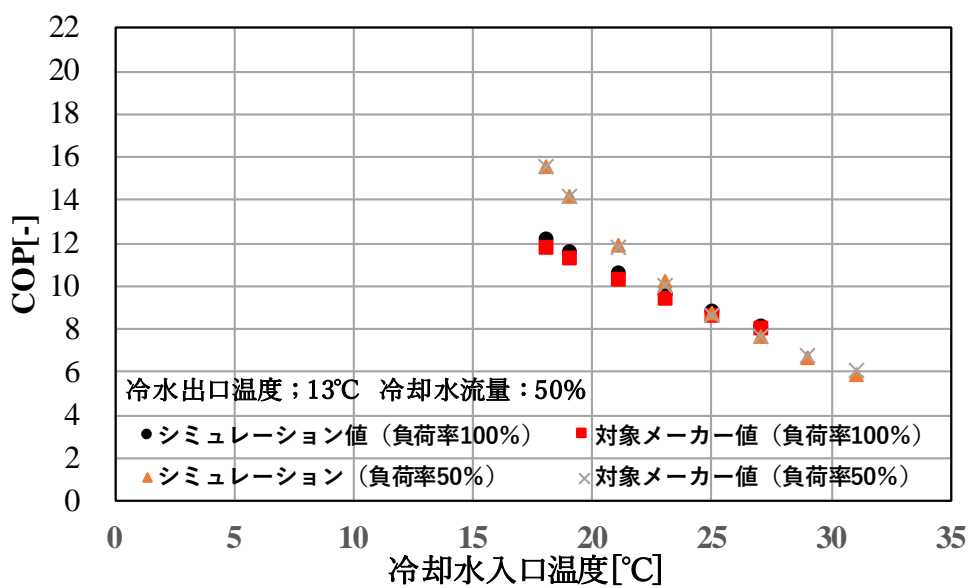


図 2-16 冷却水入口温度別の COP 比較
(冷却水流量 50%、冷水出口温度 13°C)

(2) 代表メーカー値とシミュレーション値の消費電力誤差評価

代表メーカー値とのシミュレーションとの比較を行い、消費電力と COP はほぼ一致していることが確認できた。ここでは消費電力とメーカー値の関係において、式 2-23 にて2乗平均平方根誤差の変動係数 (CVRMSE) ^{注2}と式 2-24 にて平均バイアス誤差 (MBE) ^{注3}を使用して各モデルの誤差を評価し、その結果を表 2-9 に示す。CVRMSE は 4.8%、MBE は 0%になっているため、検討したターボ冷凍機モデルは精度高いことが分かる。ただし、最大誤差は 11%になっているので、今後、データを増やして検討が必要である。

$$CVRMSE = \frac{\sqrt{\frac{\sum_k (P_{wrPred_k} - P_{wr_k})^2}{\sum_k 1}}}{\frac{\sum_k P_{wr_k}}{\sum_k 1}} \quad \text{式 2-23}$$

$$MBE = \frac{\frac{\sum_k (P_{wrPred_k} - P_{wr_k})}{\sum_k 1}}{\frac{\sum_k P_{wr_k}}{\sum_k 1}} \quad \text{式 2-24}$$

表 2-9 シミュレーション値とメーカー値の消費電力誤差評価結果

項目	単位	誤差
CVRMSE	%	4.8
MBE %	%	0.0
最大誤差	%	11.0

2.3 冷却塔モデル

本節では冷却塔のモデルの妥当性について以下の2方法を用いて検討した。

検討1：空気調和・衛生工学便覧の冷却塔設計理論式による計算

検討2：Modelica 内に内蔵されているモデルを用いた計算

2.3.1 空気調和・衛生工学便覧冷却塔設計理論式による計算方法

(1) 計算概要

「第14版空気調和・衛生工学便覧、第2巻」^[2-7]と「空気調和ハンドブック改訂5版」^[2-8]に従って、開放式直交流形冷却塔における性能推定特性式を同定した。図 2-17 に冷却塔性能推定モデルのフロー図を示す。

第2章 高精度熱源機単体モデルの検討

本モデルは、冷却塔の熱交換における移動単位数（NTU）を水空気比で除した値である U/N 値を2種類の方法で算出し、それらの値が合致するように冷却水出口温度を繰り返し計算で算出した。これらの計算はすべてエクセル上で行い、冷却水出口温度の繰り返し計算には Microsoft の Excel によるゴールシークを用いた。

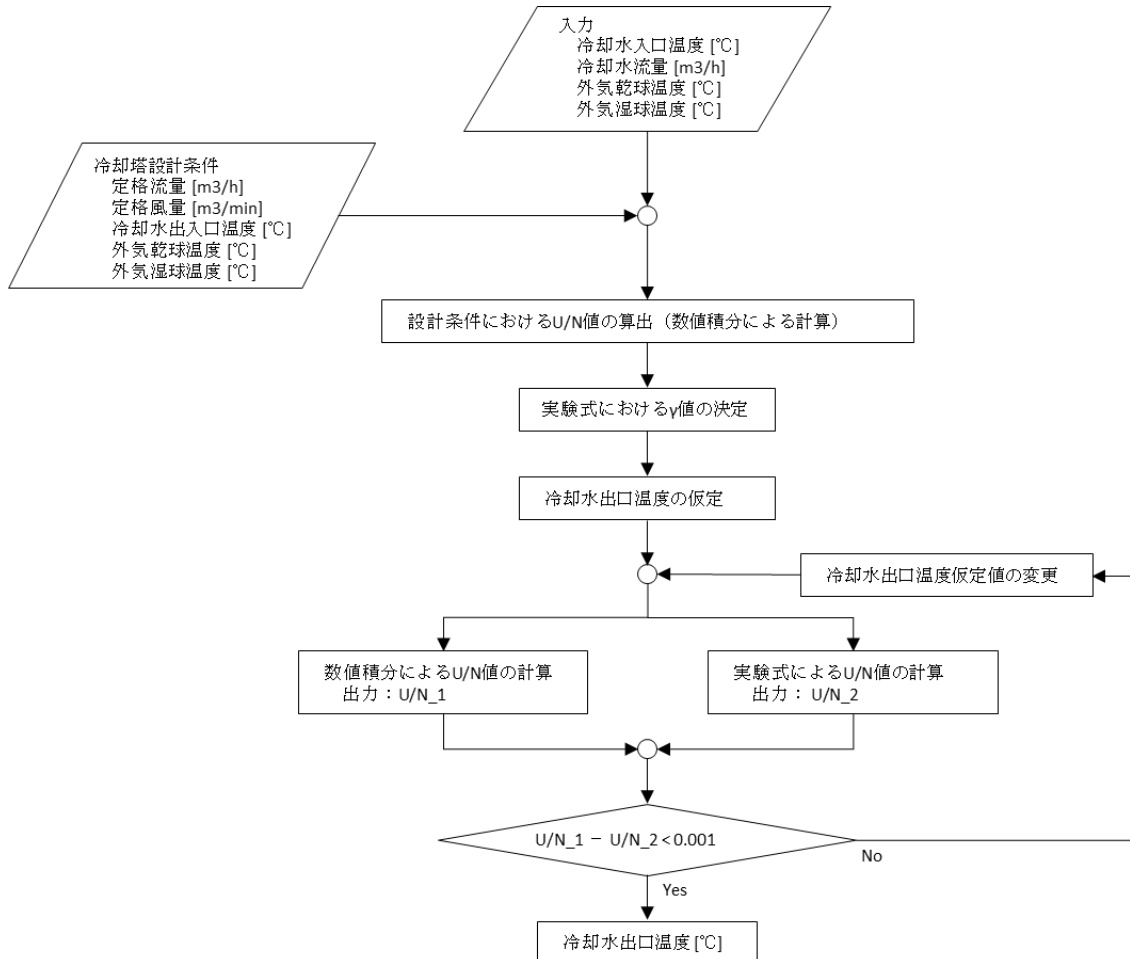


図 2-17 冷却塔性能推定モデルの計算フロー図

(2) 開放式向流形冷却塔の基礎

冷却塔による水の冷却は、一般の熱交換器による冷却と異なり、水と空気の直接接触による熱交換が行われるため、水と空気との温度差に基づく顕熱移動と蒸気圧の差に基づく物質移動が生じる。冷却塔では、冷却水が空気に与える熱量と冷却水の冷却熱量(冷却水から除去される熱量)は等しい。また、冷却水入口水温が高く、冷却水入口水温と冷却水出口温度の差が非常に大きい特殊な用途の冷却塔を除けば、冷却水量に対する蒸発水量は無視できる大きさである。

向流形冷却塔の微小高さ dZ についての熱収支を考えた場合、その熱交換量 dQ は、水温 t_l と同温の飽和空気比エンタルピー h_l と周囲空気比エンタルピー h との差 $h_l - h$ に比例し、

式 2-25、式 2-26 のように表すことができる。

$$dQ = Gdh = -c_w Ldt \quad \text{式 2-25}$$

$$dQ = K_a(h_l - h)dV = K_a(h_l - h)AdZ \quad \text{式 2-26}$$

冷却塔内の水と空気の流動状態は、時間的・空間的に非常に複雑であり、局所で K_a を求めるのは極めて困難であるため、 K_a は一般的に充填物内の全領域で一定とされ、本モデルでもそのようにした。式 2-25、式 2-26 より以下の式が成り立つ。

$$K_a(h_l - h)dV = -c_l Ldt \quad \text{式 2-27}$$

$$\frac{U}{N} = \frac{K_a V}{L} = \int_{t_{cwr}}^{t_{cws}} \frac{-c_l dt}{h_l - h} \quad \text{式 2-28}$$

(3) 開放式直交流形冷却塔の簡易計算^[2-9]

直交流形冷却塔の U/N 値は、向流形冷却塔における U/N 値の式 2-28 と、式 2-29、式 2-30 で表される修正係数 F を用いることで、簡易的に式 2-31 のように求めることができる。

$$F = 1 - 0.106(1 - S)^{3.5} \quad \text{式 2-29}$$

$$S = \frac{h_{l2} - h_2}{h_{l2} - h_1} \quad \text{式 2-30}$$

$$\frac{U}{N} = \frac{K_a V}{L} = \frac{1}{F} \int_{t_{cwr}}^{t_{cws}} \frac{-c_l dt}{h_l - h} \quad \text{式 2-31}$$

(4) 数値積分による U/N 値の計算

本モデルでは式 2-31 の積分計算を、台形則による数値積分から以下のように求めた。ただし、水の比熱 c_w は、 t_{cws} と t_{cwr} の中間の温度における値とした。
 n : 積分区間の分割数($n = 100$)

$$\frac{U}{N} = \frac{1}{F} \int_{t_{cwr}}^{t_{cws}} \frac{-c_l dt}{h_l - h} = \frac{-c_l \Delta t}{2F} \sum_{j=0}^{n-1} \left(\frac{1}{h_{l,j} - h_j} + \frac{1}{h_{l,j+1} - h_{j+1}} \right) \quad \text{式 2-32}$$

$$\Delta t = \frac{t_{cws} - t_{cwr}}{n} \quad \text{式 2-33}$$

ここで、水温 t における湿り空気の比エンタルピー h は、水温に対して線形に変化するとして以下のように計算した。

$$h = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{t_{l1} - t_{l2}} (t - t_{cws}) \quad \text{式 2-34}$$

(5) 実験式により実験式による U/N 値の計算

冷却塔は充填物の材質や形状によって熱の交換性能が変化し、実験的に K_a は式 2-35 で与えられる。この式を変形することで式 2-36 を得た。

式 2-36 中の α 、 β 、 γ は充填物の材質や形状によって決まる定数であり、一般的に α は 0.4 程度、 β は 0.6 程度となる。本モデルでは $\alpha = 0.4$ 、 $\beta = 0.6$ とした。

式 2-31、式 2-36 より、次のように式 2-37 の U/N 値が求められる。

$$K_a = \gamma' \left(\frac{L}{A} \right)^\alpha \left(\frac{G}{A} \right)^\beta \quad \text{式 2-35}$$

$$K_a V = \gamma L^\alpha G^\beta \quad \text{式 2-36}$$

$$\frac{U}{N} = \frac{K_a V}{L} = \gamma L^{\alpha-1} G^\beta \quad \text{式 2-37}$$

本モデルでは、式 2-32 で算出した U/N 値(U/N_1)と式 2-37 で算出した U/N 値(U/N_2)の差が 0.001 以下となるように、冷却水出口温度を変更して繰り返し計算をした。

(6) 対象メーカー値との比較

空研工業(株)製冷却塔の予想能力線図から読み取った参考データと、本モデルでのシミュレーション結果の比較を行った。

横軸に対象メーカー値を、縦軸にシミュレーション結果のグラフを図 2-18 に示す。比較

のために直線 $y = x$ のグラフも表示している。図 2-18 より、本モデルによる冷却水出口温度の計算結果は対象メーカー値に非常に近い値となることが分かる。メーカー値とシミュレーション結果の相関係数は 0.9986 となるため、本モデルの推定精度は十分高いものといえる。

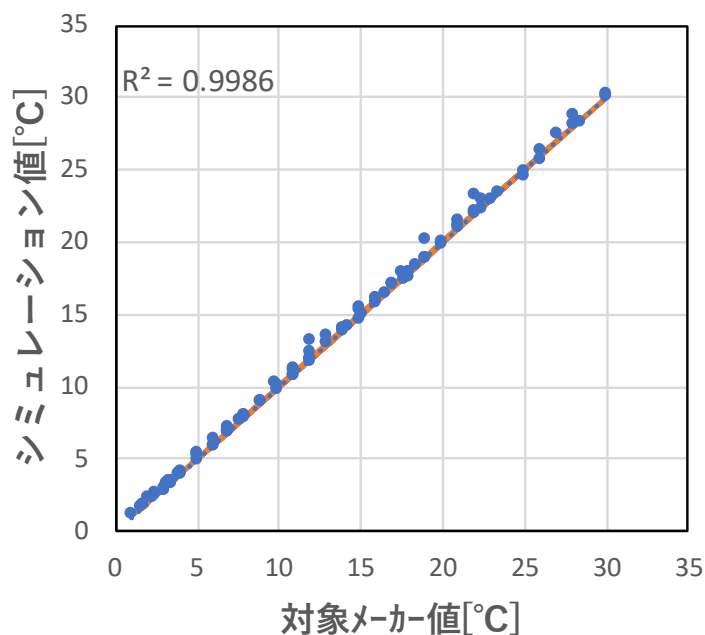


図 2-18 冷却塔出口温度のシミュレーションと対象メーカー値の比較

2.3.2 Modelica Buildings Library (MBL) に内蔵されているモデルを用いた計算方法

以降の検討では、Modelica 言語ベースのモデリング・シミュレーションツールである Dymola を用いた。モデリングの際、設備機器についてはローレンスバークレー国立研究所 (LBNL) の開発する Modelica Buildings Library (MBL) ^[2-2] に内蔵されているものを使用した。MBL 内の冷却塔モデル YorkCalc について詳細を示した後、汎用性に関する検討を行った結果からの考察を示す。

(1) YorkCalc モデルの概要

MBL 内にある既存のモジュール Buildings.Fluid.HeatExchangers.CoolingTowers.YorkCalc を使用した

可変速ファンを備えた定常状態または動的冷却塔のモデルである。熱性能の計算のために設計条件でのアプローチ温度、冷却水出入口温度差、外気湿球温度をパラメータとして与えた。設計外条件でのアプローチ温度は York 社による計算手法を使用した。設計外の条件の場合、モデルは冷却塔出入口温度差と多項式を使用して、ファンが動作しているときのアプローチ温度を計算した。ファン入力信号が最小ファン回転数を下回っているとき、冷却塔

第2章 高精度熱源機単体モデルの検討

は自然対流モードで動作する特性である。それ以外の場合は強制対流モードで動作する特性である。

設定パラメータ及び入力する定格条件は表 2-10、表 2-11 に示す。

表 2-10 冷却塔モデル用設定パラメータ

パラメータ		単位	値
Medium	流体媒質	-	
fraPfan_nominal	設計条件でのファン消費電力を水の質量流量で割った値	W/(kg/s)	275/0.15(デフォルト)
Pfan_nominal	ファン出力	W	デフォルト
fanRelPow	ファンの相対消費電力 (制御信号の関数として設定)	-	デフォルト 制御信号に対する定格値の相対風量 $r_V = \{0, 0.1, 0.3, 0.6, \dots\}$ 相対消費電力は相対風量の3乗
yMin	最小制御信号	-	0.3(デフォルト)
fraFreCon	自然対流状態における冷却能力比	-	0.125(デフォルト)

表 2-11 冷却塔モデル入力条件

パラメータ		単位
m_flow_nominal	定格質量流量	kg/s
dp_nominal	定格圧力損失	kPa
TairInWB_nominal	定格外気湿球温度	°C
TApp_nominal	定格アプローチ温度	K
Tran_nominal	定格	K

(2) 冷却塔モデル特性作成

冷却塔は Modelica Buildings Library (Fluid. Heat Exchangers. Cooling towers. York calc) に実装されているモデルを使用した。冷却塔性能の計算のために設計条件でのアプローチ温度、冷却水出入口温度差、外気湿球温度をパラメータとして与える必要がある。本シミュレーションでは表 2-12 と表 2-13 に示す対象メーカー値である計 96 個のデータを用いて行った。

表 2-12 冷却塔定格条件

冷却水入口温度	37.5°C
冷却水出口温度	32.0°C
外気湿球温度	27.0°C
流量	170.3 m ³ /h

表 2-13 冷却塔シミュレーションで使用した条件

冷却水出口温度[°C]	37.5	25	20	15	10	5
外気湿球温度[°C]	-5~27					
冷却水流量[m ³ /h]	42,85,127,170					

(3) 対象メーカー値との比較

シミュレーション値と対象メーカー値の冷却塔出口温度を比較し図 2-19 に示す。相関係数は 0.9992 と高くほぼ対象メーカーの値と一致していることが分かり、冷却塔のモデルの妥当性を確認できた。本結果より冷却水出口温度が低い (0°Cまで) 条件でも精度が高く、冷却塔性能評価が可能であることを確認した。

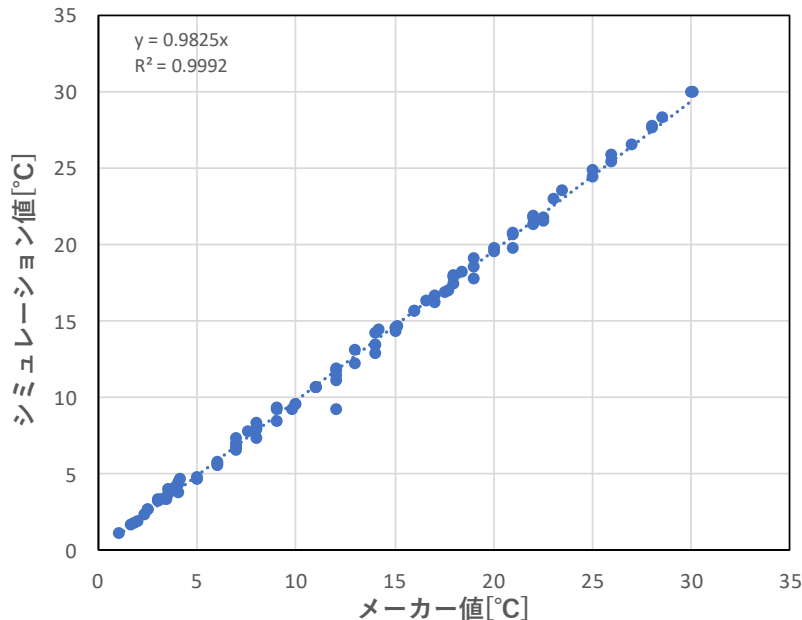


図 2-19 冷却塔出口温度のシミュレーションとメーカー値の比較

2.4 まとめ

本章では、ターボ冷凍機の単体モデルを構築する際の回帰係数に関して算定手順が曖昧であった次の2点について検討し、曖昧であった点を明らかにした。また、対象メーカー値と単体シミュレーション値との比較・評価を行い、高精度熱源機単体モデルが構築できた。

- ① Hydeman 論文では冷凍機モデルの回帰係数に関して算定手順が曖昧であった Full-load cooling capacity の意味について吟味し、必要な要件を明らかにした。山本らではターボ冷凍機同定に必要な対象メーカー値である Full-load cooling capacity を単純にターボ冷凍機の定格値だと考えた。しかし、十分な精度が得られず、パラメータを得るまで試行錯誤を重ねた結果、ターボ冷凍機の定格条件での定格値の周波数を一定にした場合の、冷却水温度変化によるターボ冷凍機が運転可能な最大能力のデータが必要であることに見出した。上記の内容で作成したデータを用いてターボ冷凍機同定に必要な回帰係数を作成することは精度高いモデル回帰係数を作成するのに非常に重要なデータであることが分かった。
- ② ターボ冷凍機特性を作成する際にはモデルを適用する最低冷水出口温度と最高冷水出口温度範囲を考慮し、これを含む対象メーカー値を用いて回帰係数を作成することが重要である。例えばシミュレーションで冷水出口温度が 7°C、13°Cが必要な場合はメーカーより 7°C、13°Cの「Full-load cooling capacity」を受領し、ターボ冷凍機の回帰係数を作成する必要がある。

上記の①と②の検討結果を踏まえて、新たにターボ冷凍機特性に必要な回帰係数を作成し、シミュレーション値と対象メーカー提供値を比較した。その結果、定格点以外も部分負荷率・低冷却水入口温度でも機器特性が再現された。

冷却塔モデルについては2方法でシミュレーション検討を行い、対象メーカー値と比較した。2方法とも対象メーカーの値とシミュレーション値が一致していることが分かり、冷却塔のモデルの妥当性を確認できた。

第3章では、一般に業務ビルの冷房負荷が暖房負荷より大きい傾向があり、冷房時の温排熱量が暖房時の冷排熱量より大きくなる不平衡を生じる大阪など温暖地域に向け蓄冷設備モデルの構築・評価・運用手法などについて提案してゆく。

注記：

注1：インバータターボ冷凍機では、インバータは冷水出口温度、冷却水出口温度が変化すると冷却熱量が定格値になるよう周波数を変化するよう動作するのが一般である。ここでは、動作範囲内で周波数変化を起こさないように運転することを意味する。この運転をすると冷却熱量は定格値より大きくなる場合がある。

注2：CVRMSE は、予測のばらつきを平均値に対してどれだけ大きいかを示す指標である。CVRMSE が低いほど予測のばらつきが小さいことを示し、高いほど予測のばらつきが大きいことを示す。CVRMSE は、異なるデータセットやモデルの予測結果の精度を比較するた

めに使用される。

注 3：予測値と真の値の平均的な差を測る指標である。具体的には、予測値の平均から真の値の平均を引いたものを求める。MBE 誤差が 0 に近いほど、予測値と真の値の平均的な差は小さいことを示す。しかし、MBE 誤差は単一の値であるため、予測値と真の値の間の具体的なケースや傾向を示すことはできない。

【第 2 章で用いた参考文献】

- [2-1] Hydeman Mark・Gillespie Kenneth L: Tools and Techniques to Calibrate Electric Chiller Component Models, 2002, p. 9.
- [2-2] Wetter M・Zuo W・Nouidui T. S・Pang X: Modelica Buildings library. Journal of Building Performance Simulation, 7(4), pp.253-270.
- [2-3] Hydeman Mark・Sreedharan・Priya・Webb・Nick・Blanc・Steve: Development and Testing of a Reformulated Regression-Based Electric Chiller Model, 2002, p.10.
- [2-4] Monfet・Danielle・Zmeureanu・Radu: IDENTIFICATION OF THE ELECTRIC CHILLER MODEL FOR THE ENERGYPLUS PROGRAM USING MONITORED DATA IN AN EXISTING COOLING PLANT. Proceedings of Building Simulation 2011,12th Conference of International Building Performance Simulation Association, 2011, p. 8.
- [2-5] EnergyPlus / Engineering Reference
<https://bigladdersoftware.com/epx/docs/9-1/engineering-reference/chillers.html#electric-chiller-model-based-on-condenser-leaving-temperature>. (最終閲覧日：2024 年 6 月 15 日)
- [2-6] 上田憲治・長谷川泰士・下田吉之:民生業務用熱源システムに おける高効率ターボターボ冷凍機の使用法に関する研究-(第 1 報)インバータターボターボ冷凍機の全作動領域での性能特性評価, 空気調和・衛生工学会論文集, 2008,no.136, pp. 17-25.
- [2-7] 第 14 版空気調和・衛生工学便覧, 第 2 巻, 第 8 章, pp. 261-266.
- [2-8] 井上宇一編, 改訂 5 版 空気調和ハンドブック,丸善株式会社, 2008, pp.204-209.
- [2-9] 藤田稔彦,手塚俊一:強制通冷却塔の熱的性能とその求め方,日本機械学会論文集(B編),49 巻,443 号,1983, pp1521-1529.

第3章

蓄冷設備モデルの構築と 高効率運用手法の検討

3.1 序論

大阪など温暖地域では、一般に業務ビルの冷房負荷が暖房負荷より大きい傾向にある。そのため、冷房時の温排熱量が暖房時の冷排熱量より大きくなる不平衡が生じる。このような不平衡は、大阪などの大都市において ATES 運用を計画する際に考慮すべき重要なポイントである。ATES において、この不平衡を考慮せず単純に運用すると、冷水・温水の還水・揚水による不平衡が生じ、冷水あるいは温水の蓄熱塊が拡大し続けるため、持続可能な地中熱利用はできない。つまり、ATES の運転を長期間運転する場合には年間積算蓄熱量と放熱量のアンバランスを小さくする必要がある。

平成 28 年度環境省委託事業の報告書^[3-1]では積算蓄熱量平衡解消方法としてフリークーリング蓄冷方式（以下では FCS 方式と略す）が提案されていたが、具体的に運用方法については言及されてない。このような背景より本章では 2 章で構築した高精度熱源機単体モデルを活用して、蓄冷設備モデルを構築した。改めて冬期の冷水製造法について焦点を当て、高効率な冷水製造方法を探るために、ATES においてターボ冷凍機蓄冷方式(以下では HPS 方式と略す)を提案し、FCS 方式と比較検討した。この提案の理由は、ATES システムの高い性能を最大限活用しながら、積算蓄熱量を平衡させるためである。さらに、提案する両システムの運用方法や最適制御を考慮し、両者の優劣と外気湿球温度の関係について検討し、高効率な冷水製造方法を探求した。

3.2 蓄冷設備の実証施設概要

本研究ではシミュレーション結果と実証試験との比較を行うため、本設備で実証試験を行い、実証試験での条件でシミュレーションを行い、比較を行った。

実証試験設備はターボ冷凍機 1 台とガス吸収冷温水機 2 台で施設全体の冷暖房供給を行った。実証試験で使用している建物概要を表 3-1 に示す。

HPS 方式と FCS 方式での運用を行うため、既設配管設備を改造してシステム構築を行っている。図 3-1、図 3-2 にシステム系統図を示す。

表 3-1 実証施設の建物概要

建物名称	大阪市舞洲障がいスポーツセンター（アミティ舞洲）
所在地	大阪市此花区北港白津
主用途	オフィス、ホテル、プールなどスポーツ施設を含む複合建物
延べ床面積	14,000m ²

第3章 蓄冷設備モデルの構築と高効率運用手法の検討

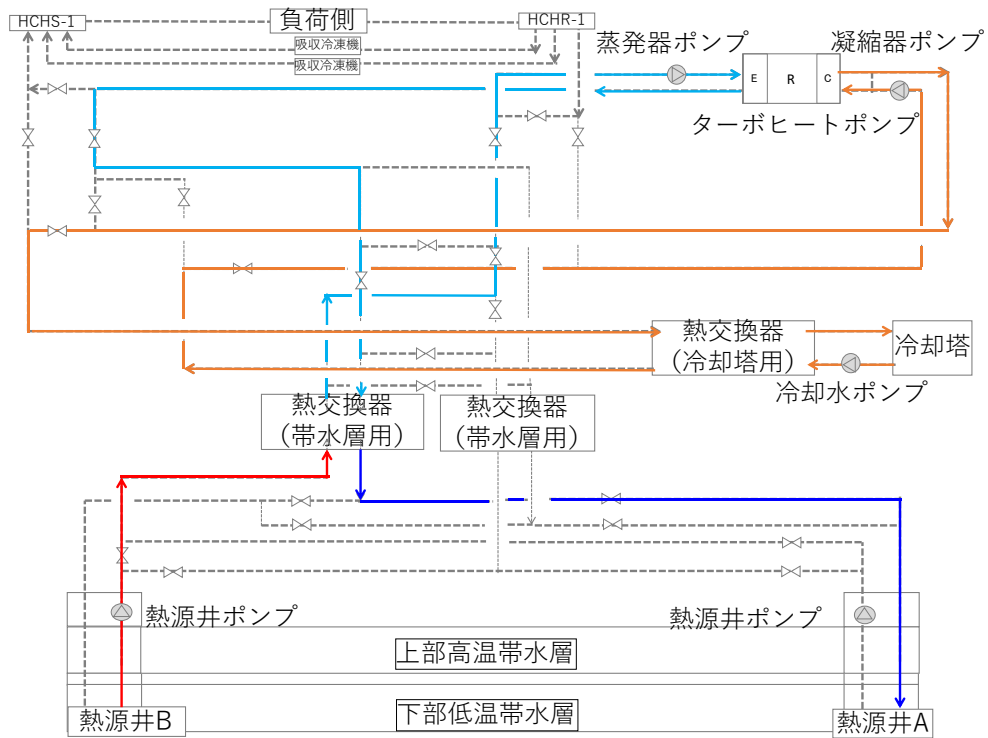


図 3-1 ターボ冷凍機蓄冷方式 (HPS 方式) の運転システム系統図

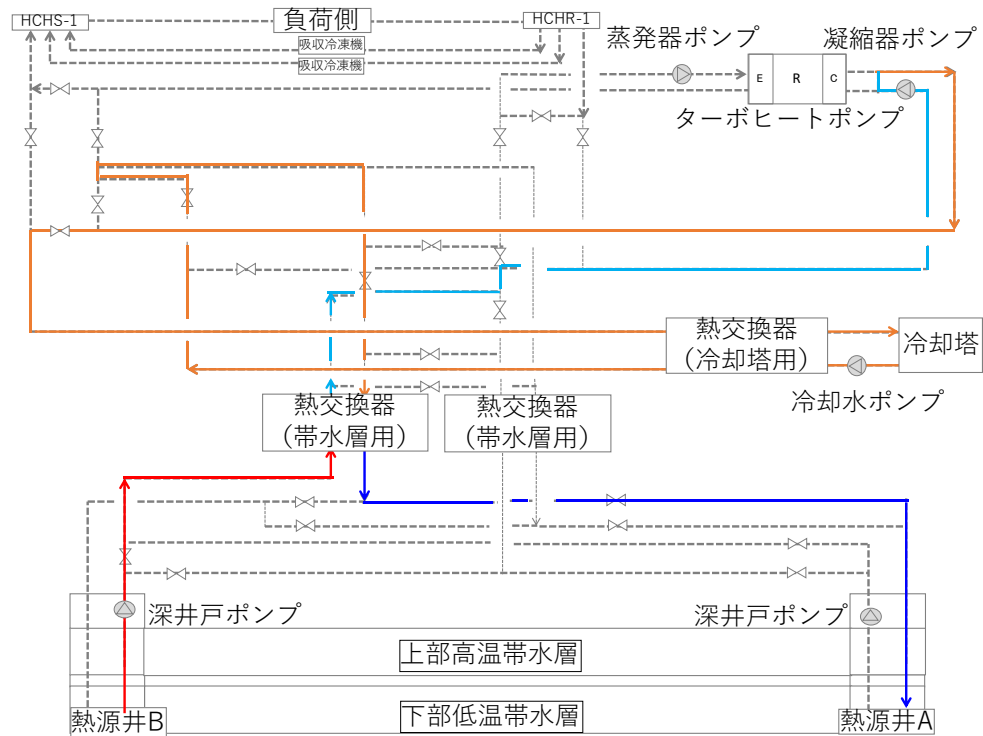


図 3-2 フリークーリング蓄冷方式 (FCS 方式) の運転システム系統図

3.3 蓄冷設備モデル

3.3.1 ターボ冷凍機蓄冷方式（HPS方式）の概要

設備システムの概要を図 3-3 に示す。本設備はターボ冷凍機で冷水・温水供給を行う2管式システムを採用した。冷却塔は開放型のクロスフローであり直接外気と接する循環水がターボ冷凍機の冷水・温水配管に流れて2次側空調機の腐食することを防ぐため、冷却塔用の熱交換器を設けて切り離すようにした。一方、地下水の水質がターボ冷凍機メーカーの水質要求に合わないため、熱交換器を設けて切り離すようにした。そのため、ATESシステムは熱交換器が2つ必要になった。

この運転方法のメリットは、ターボ冷凍機は冷却水入口温度が低くかつ低負荷率領域では高 COP で運転が可能である点と、注水温度の設定(ターボ冷凍機の冷水出口温度設定)や外気温度の影響が小さく蓄熱量の設定が可能である点が挙げられる。ただし、ターボ冷凍機に付属する補機類の運転が必要となり、設備全体の動力が大きくなり、システム COP が低くなる可能性がある。

3.3.2 フリークーリング蓄冷方式（FGS方式）の概要

設備システムの概要を図 3-4 に示す。前述の HPS 方式において、ターボ冷凍機を通さず、配管でバイパスする構成に相当する。熱交換器は冷却塔用と熱源井用の2つを HPS 方式と同様の理由で直列に配置している。この運転方法のメリットは外気湿球温度が低い条件では少ない動力で低温冷水の蓄冷が可能である。但し、低外気温時の凍結防止に配慮する必要があり、また、外気湿球温度が高いと要求する注水温度に制御できないことと蓄熱量が減少するため、適切な温度で蓄冷することができない欠点もある。

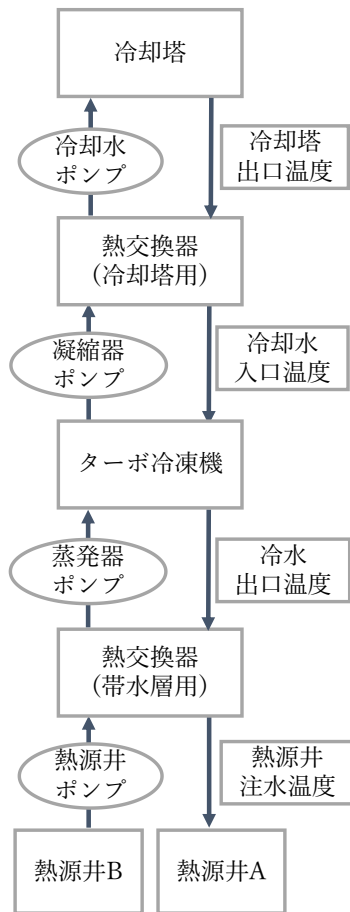


図 3-3 HPS 方式の概要図

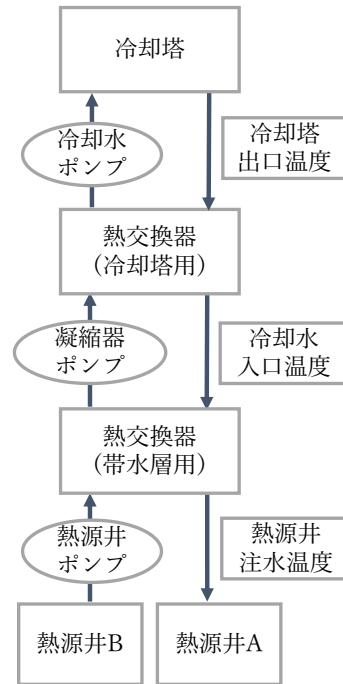


図 3-4 FCS 方式の概要図

3.4 蓄冷設備モデルの機器仕様

3.4.1 機器仕様と使用した Modelica Buildings Library モジュール

シミュレーションで使用する各機器の仕様は、対象とする実設備（舞洲地区の ATES に導入された）の仕様と同等とし、その機器仕様と使用した Modelica Buildings Library を表 3-2 に示す。機器仕様を実設備と同様にした理由は、実設備で行った運転条件をシミュレーションに反映して、蓄冷設備モデルの妥当性を確認するためである。境界条件として、外気湿球温度と帯水層からの揚水温度（熱源井 B より揚水時の温度）を与えてモデルを解いた。以降で示すシミュレーション値は、気象データにおける湿球温度の出現時刻順ではなく、あらかじめ昇順にソートした湿球温度順に沿って行った。FCS 方式での現実の冷却塔運転を考えると、冷却塔は湿球温度のなるべく低い時を選んで運転する方針となろう。上述したシミュレーション方法はこれと対応している。

第3章 蓄冷設備モデルの構築と高効率運用手法の検討

表 3-2 蓄冷設備モデルの機器仕様と使用した Modelica Buildings Library モジュール

機器	仕様		モータ入力	機器	仕様		モータ入力
ターボ冷凍機	能力	200 USRt (703.3 kW)	114.6 kW	熱交換器 (帯水層用)	交換熱量	409.0 kW	-
	蒸発器	入口温度: 12.0°C			高温側条件	19°C / 14°C	
		出口温度: 7.0°C			70.3 m ³ /h		
		流量: 120.7 m ³ /h			低温側条件	13°C / 23°C	
	凝縮器	冷水入口温度: 33°C			70.3 m ³ /h	モジュール	
冷水出口温度: 38°C		流量: 141.5 m ³ /h					
モジュール	Fluid.Chillers.Electric ReformulatedEIR						
深井戸ポンプ	流量	100 m ³ /h	18.5 kW	熱交換器 (冷却塔用)	交換熱量	818.0 kW	-
	揚程	60 mAq			高温側条件	38°C / 33°C	
	モジュール	Fluid.Movers.Flow Controlled_m_flow			140.7 m ³ /h		
凝縮器ポンプ	流量	150.2 m ³ /h	18.5 kW		低温側条件	32°C / 37°C	
	揚程	28 mAq			140.7 m ³ /h		
	モジュール	Fluid.Movers.Flow Controlled_m_flow			モジュール	Fluid.HeatExchangers. DryEffectivenessNTU	
蒸発器ポンプ	流量	127.0 m ³ /h	15.0 kW	冷却塔	能力	1089.0 kW	2.2kW×2
	揚程	27 mAq			冷却水温度	32°C / 37.5°C	
	モジュール	Fluid.Movers.Flow Controlled_m_flow			外気湿球温度	27°C	
冷却水ポンプ	流量	170.4 m ³ /h	15.0 kW		流量	170.3 m ³ /h	
	揚程	20 mAq			モジュール	Fluid.HeatExchangers. CoolingTowers.YorkCalc	
	モジュール	Fluid.Movers.Flow Controlled_m_flow					

3.4.2 設備モデルのパラメータ

冬期冷水製造の設備モデルに使用した各機器について、Modelica Buildings Library の各モジュールに入力した設定パラメータを示す。実証施設の定格条件は表 3-2 を使用した。

表 3-3 冷却塔モジュールの設定パラメータ

パラメータ		単位	値
Medium	流体媒質	-	Water
fraPfan_nominal		W/(kg/s)	275/0.15(デフォルト)
Pfan_nominal	ファン出力	W	デフォルト
fanRelPow	ファンの相対消費電力	-	-
yMin	最小制御信号	-	0.3(デフォルト)
fraFreCon		-	0.125(デフォルト)

第3章 蓄冷設備モデルの構築と高効率運用手法の検討

表 3-4 熱交換機モジュールの設定パラメータ

パラメータ		単位	値
Medium1	流体媒質	-	Water
Medium2	流体媒質	-	Water
configuration	構成	-	CounterFlow
r_nominal	対流熱伝達の比率	-	2/3(デフォルト)

表 3-5 ポンプモジュールの設定パラメータ

パラメータ		単位	値
Medium	流体媒質	-	Water
Per		-	デフォルト
addPowerToMedium		-	false
nominalValuesDefine		-	true
FefaultPressureCurve			

実証施設（アミティ舞洲）の ATES では、冬期冷水製造を行う際に使用したのはターボ冷凍機であるが、このシミュレーションにおいては冷水出口温度を指定できる冷凍機モデル（ElectricReformulatedEIR）を使用した。

表 3-6 ターボ冷凍機モジュールの設定パラメータ

パラメータ		単位	値
Medium1	流体媒質	-	Water
Medium2	流体媒質	-	Water
voll		-	(デフォルト)
per	パフォーマンス	-	※

ターボ冷凍機の運転特性を決定する回帰係数は、第2章で決定したものをを用いた。表 3-7 に再掲する。

表 3-7 ターボ冷凍機モデルに用いる回帰係数（再掲）

回帰係数	<i>CAPFT</i>	<i>EIRFT</i>	<i>EIRFPLR</i>
a	-3.097761×10^{-1}	2.22385×10^{-2}	4.76623×10^{-2}
b	6.425900×10^{-2}	-8.89860×10^{-3}	2.76029×10^{-2}
c	-5.385300×10^{-3}	-1.03310×10^{-3}	-1.28090×10^{-3}
d	8.157280×10^{-2}	3.61555×10^{-2}	-6.77654×10^{-1}
e	-1.724800×10^{-3}	-1.87600×10^{-4}	8.84833×10^{-1}
f	2.046200×10^{-3}	-9.16000×10^{-5}	4.66576×10^{-2}
g	-	-	2.41000×10^{-5}
h	-	-	1.80256×10^{-1}
i	-	-	-8.39500×10^{-4}
j	-	-	-1.33510×10^{-2}

3.5 蓄冷設備モデルシミュレーション結果

本節では改めて冬期の冷水製造法について焦点を当て、冷水蓄冷設備モデルを構築及び高効率な冷水製造方法を探るために、以下に示すモデル妥当性検討と最適制御方法検討の2つの検討課題に分けて分析した。

3.5.1 モデル妥当性検討

(1) シミュレーション条件

本検討では実証試験データとの比較を行い、蓄冷設備モデル妥当性を検討するため、運転条件は実証設備データと同様に設定した。

(a) 外気湿球温度・揚水温度

外気湿球温度と熱源井 B からの揚水温度を境界条件として与えてモデルを解いた。揚水温度は、蓄熱されていない常温井戸である熱源井 B から熱源井 A へ冷水を蓄熱する運転を想定し、熱源井 B の揚水温度を 18.9°C で固定とした。外気湿球温度は大阪の標準年気象データ^[3-2]から計算した外気湿球温度を用いた。冬期 12~2 月の期間で、帯水層蓄熱の運転が停止する夜間 20 時~翌 8 時の 1 時間毎のデータを使用し、比較的温暖な地域での運転も想定してこのデータのうち 16°C 以下のデータ計 1,171 個を入力値とした。用いた外気湿球温度データのヒストグラムを図 3-5 に示す。

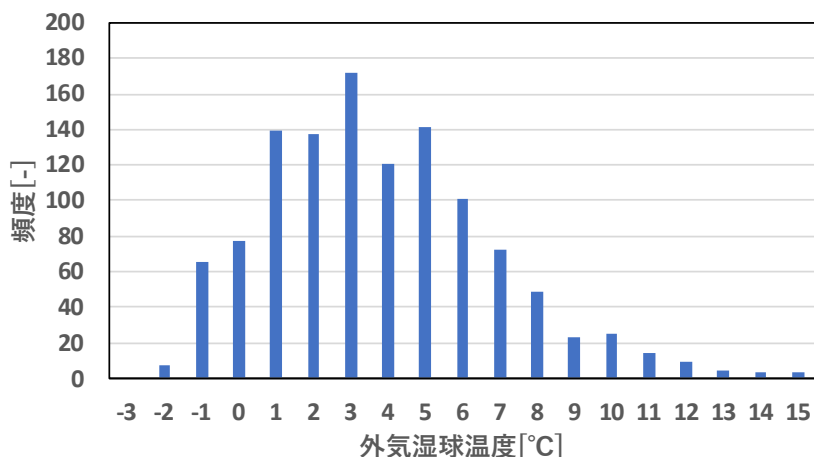


図 3-5 外気湿球温度のヒストグラム
(拡張アメダス気象データ 2000 年版、標準年 (大阪) より)

(b) 運転制御 (冷却塔ファン制御)

冷却塔 1 台につきファンは 2 台あり、FCS 方式では 2 台とも常時稼働した。その理由は、FCS 方式は外気温度の影響を受けやすいためできるだけ短時間に低い温度で蓄熱量を増やすためである。HPS 方式において、ターボ冷凍機が運転できる条件として、冷却塔出口温度を蒸発器出口温度+5°Cになるように冷却塔ファンの台数制御を行うことにした。ただし本研究では、2 台の冷却塔を 2 台分の容量を持つ 1 台の冷却塔としてモデル化した。実設備では 2 台の冷却塔それぞれについてファンの ON/OFF 制御が可能であるが、1 台の冷却塔の負荷率計算結果からファン 2 台の稼働状況へと変換することにした。台数制御については負荷率が 0~0.5 間であれば 1 台運転とし、0.5~1 間であれば 2 台運転とした。

(c) 各部流量

地中自然温度である熱源井 B から揚水し熱源井 A へ冷水を蓄冷する運転を初期条件とし、揚水温度の実績値は初年度地中温度であり、期間中ほぼ一定であるため初期温度の 18.9°C で固定とした。各運転方式のポンプについては実証設備データと同様で表 3-8 に示す流量とした。HPS 方式はインバータターボ冷凍機の低外気温度時にインバータの部分負荷時の高性能運転を目指すために熱源井ポンプ流量は負荷率が 50%となるように設定した。

表 3-8 各運転方式のポンプ流量

項目	冷却水ポンプ (m ³ /h)	凝縮器ポンプ (m ³ /h)	蒸発器ポンプ (m ³ /h)	熱源井ポンプ (m ³ /h)
HPS 方式	140	70	70	45
FCS 方式	140	70	-	70

(d) 運転条件

表 3-9 と表 3-10 に HPS 方式と FCS 方式の運転条件を示す。

表 3-9 HPS 方式の運転条件

運転期間	1月15日～1月18日
1) 湿球温度 15°C以上運転停止, 湿球温度 13°C以下で再運転	
2) 冷却塔ファンは冷却塔出口温度が 19°Cになるように台数制御	

表 3-10 FCS 方式の運転条件

運転期間	1月12日～1月15日
湿球温度 10°C以上運転停止, 湿球温度 8°C以下で再運転	

(2) シミュレーションと実証試験結果の比較

モデルの妥当性を検討するため、実証試験結果とシミュレーションの比較を行った。

(a) 実証試験に基づく2方式の比較

以下に実証試験運転データの結果を示す。

(I) 注水温度

図 3-6 に両蓄冷方式で外気湿球温度の変化による注水温度変化を示す。共通条件として平均注水温度を一定にするため、FCS 方式運転を先にした後、平均注水温度を算出し、注水温度が同様になるように HPS 方式運転時の冷水出口温度設定を行った。FCS 方式運転を先に行う理由は FCS 方式では外気湿球温度の影響が大きく、注水温度に制御できないが、HPS 方式は外気温度の影響が小さく注水温度の設定が可能であるためである。

図 3-6 より FCS 方式運転時の外気湿球温度は 2°C～7°C、平均注水温度は 12.5°C、HPS 方式運転時の外気湿球温度は 0°C～11°C、平均注水温度は 12.5°Cである。HPS 方式は外気湿球温度変化に関係なく注水温度はほぼ一定である。

(II) 1時間あたり蓄熱量と SCOP

図 3-7 に両蓄冷方式の熱源井 A への1時間あたり蓄熱量とシステム COP(以下では SCOP^{注1}と略す)を示す。FCS 方式では外気湿球温度実績データが少なく、HPS 方式と比較できないため、線形近似式を作成して比較を行った。結果、外気湿球温度 9°C以下では FCS 方式の1時間あたり蓄熱量が有利であるが、9°C以上では HPS 方式の方が有利であることが分かる。SCOP 算出は以下の式 3-1、式 3-2 を用いて計算した。HPS 方式運転時の SCOP は外気湿球温度変化に関係なくほぼ一定である。

一方、FCS 方式運転は外気湿球温度の上昇により SCOP が下がる。これは、冷却塔は外気湿球温度が上昇すれば冷却塔能力が下がる特性があるためである。

$$SCOP = \frac{Q_{st}}{P_{cd} + P_{ch1} + P_{well} + P_{CT}} \quad \text{式 3-1}$$

$$SCOP = \frac{Q_{st}}{P_{cd} + P_{ch1} + P_{ch2} + P_{well} + P_{hp} + P_{CT}} \quad \text{式 3-2}$$

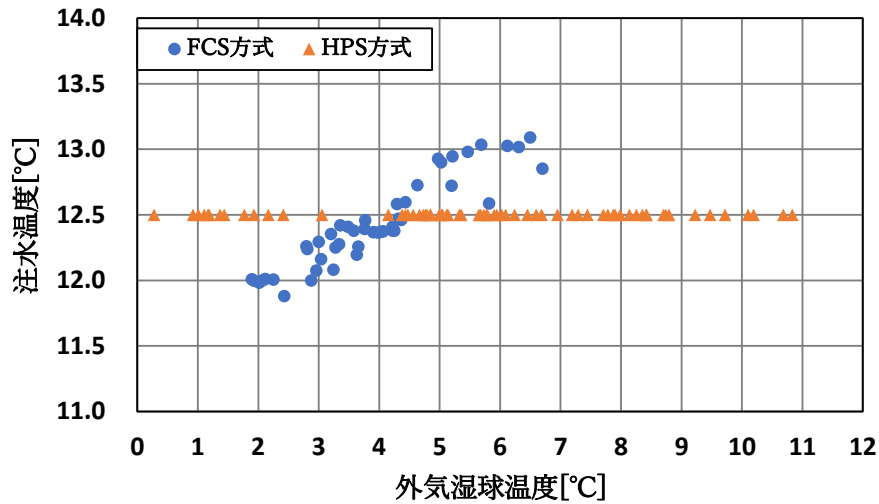


図 3-6 外気湿球温度別の熱源井 A への注水温度 (実証試験)

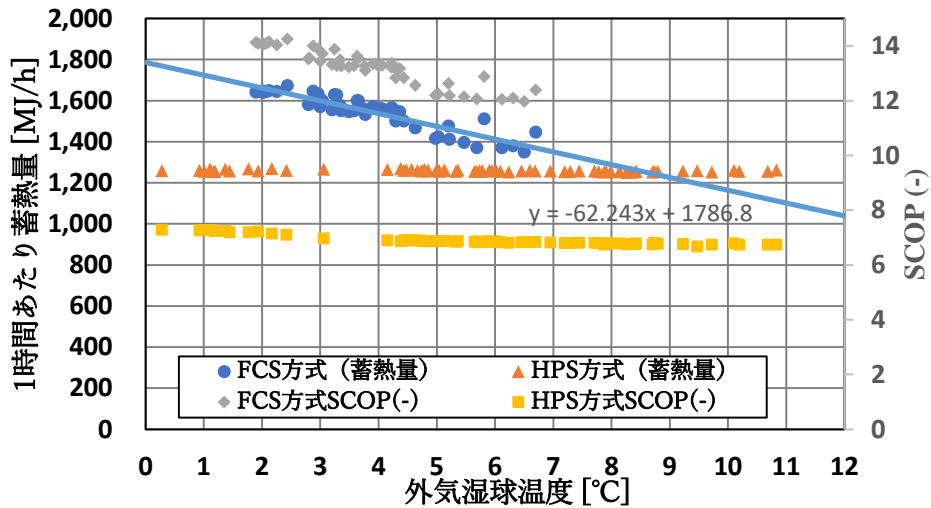


図 3-7 外気湿球温度別の 1 時間あたり蓄熱量と SCOP (実証試験)

(b) シミュレーションに基づく 2 方式の比較

FCS 方式において、外気湿球温度データ 1,171 個(時間)に対する熱源井 A への注水温度の平均値は 12.3°Cであった。比較に際して HPS 方式の注水温度を FCS 方式と同じにするた

め、ターボ冷凍機の冷水出口温度は 12°C に設定した。ターボ冷凍機の運転制約条件として冷却水入口温度が冷水出口温度より 5°C 大きくする設定とした。モデルの妥当性検討では冷水出口温度下限値を 12°C に設定しているため、冷却塔出口温度の 17°C はターボ冷凍機が運転継続できる下限温度である。

各運転方式モデルの注水温度、1 時間あたり蓄熱量、SCOP について以下に結果を示し、比較する。

(I) 注水温度

各運転方式の、外気湿球温度の変化による熱源井 A への注水温度を図 3-8 に示す。FCS 方式は注水温度が外気湿球温度に依存し、外気湿球温度の低温領域で少ない動力で蓄熱量が大きくなるなど有利であるが、外気湿球温度が高くなると注水温度を十分に下げられず、閾値を設けて運転を打ち切る必要があると考えられる。一方で HPS 方式は、外気湿球温度に依存せず一定の注水温度で蓄冷が可能である。なお、FCS、HPS 方式とも注水平均温 12.3°C であり両方式の注水温度を同じとして運転できたことが分かる。モデル妥当性検討では条件としては熱源井ポンプ流量を固定したため、FCS 方式の注水温度は 14°C を超えるような高い温度帯が含まれており、実運用を考えると不自然であるが、以降の分析ではこれを含んでいる。

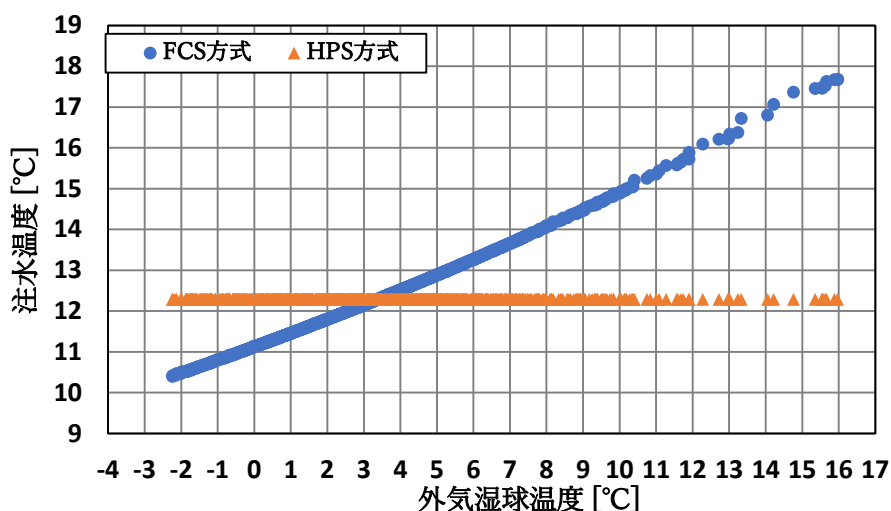


図 3-8 外気湿球温度別の熱源井 A への注水温度(シミュレーション)

(II) 1 時間あたり蓄熱量

図 3-9 に各運転方式の熱源井 A への 1 時間あたり蓄熱量と積算蓄熱量を示す。図 3-9 より、1 時間あたり蓄熱量において外気湿球温度 9°C 以下では FCS 方式が有利であるが、9°C 以上では HPS 方式の方が有利であることが分かる。一方、積算蓄熱量に関しては図 3-8 より平均注水温度は同程度であるが、HPS 方式において、ターボ冷凍機の負荷率を 50% にするために熱源井ポンプ流量を小さくしたため、HPS 方式の蓄熱量が小さくなっ

た。蓄熱量を同じにするならターボ冷凍機蓄冷運転の時間を長くする必要がある。

図 3-10 に実証試験とシミュレーションの1時間あたり蓄熱量の比較を示す。HPS方式において1時間あたり蓄熱量は実績とシミュレーション値はほぼ同じである。FCS方式は実績値がシミュレーションより小さいものの、HPS方式との大小関係が逆転する外気湿球温度は、両者ともに9°C付近とみられ、概ね一致している。

図 3-11 に FCS方式運転時の冷却塔出口温度を示す。図 3-11 より HPS方式運転では冷却塔出口温度一定制御(実証試験は19°C制御、シミュレーションでは17°C制御)に対して、ほぼ設定通りの値になった。実証試験で冷却水出口温度を19°Cにした理由は、実証設備の既設冷却塔ファンはON/OFF制御しかないので、ターボ冷凍機の安定運転のため少し高い温度に設定したためである。しかし、FCS方式に関しては実績運転とシミュレーション条件が同じ(常に冷却塔ファン2台運転)にもかかわらず、実証試験の冷却塔出口温度が高いことが分かる。2章で冷却塔モデルの妥当性を確認したにも関わらず、差異が生じた理由は実際運転時に使用した冷却塔は20年前に導入されたので劣化により性能が低下していたと推定される。この冷却塔の劣化は図 3-10にも表れたような蓄熱量の差の原因にもなると推定される。

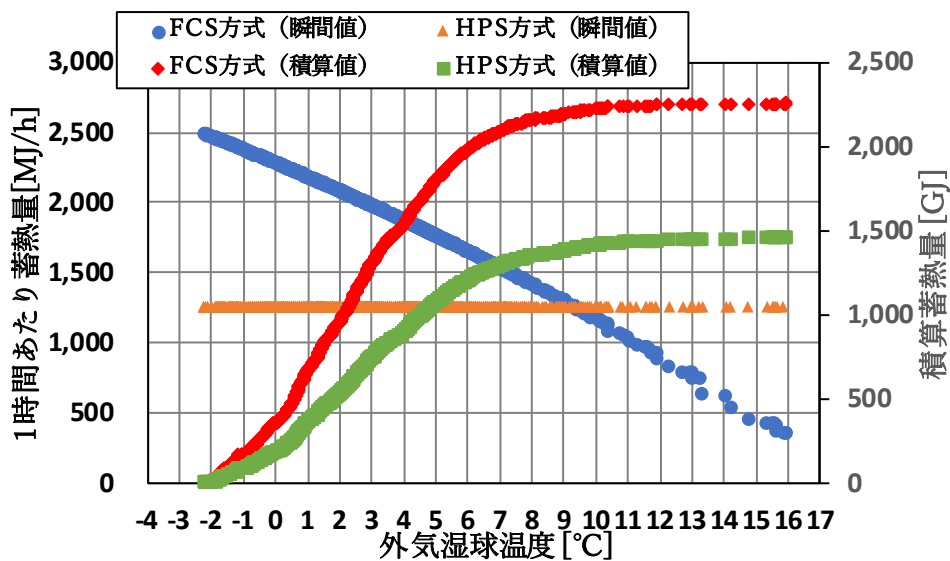


図 3-9 外気湿球温度別の1時間あたり蓄熱量と積算蓄熱量 (シミュレーション)

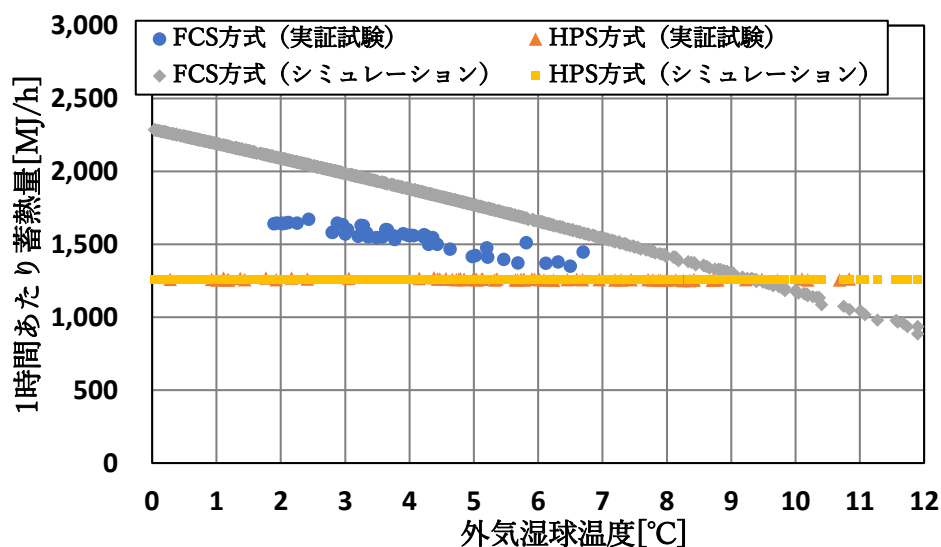


図 3-10 外気湿球温度別の1時間あたり蓄熱量
(実証試験とシミュレーションの比較)

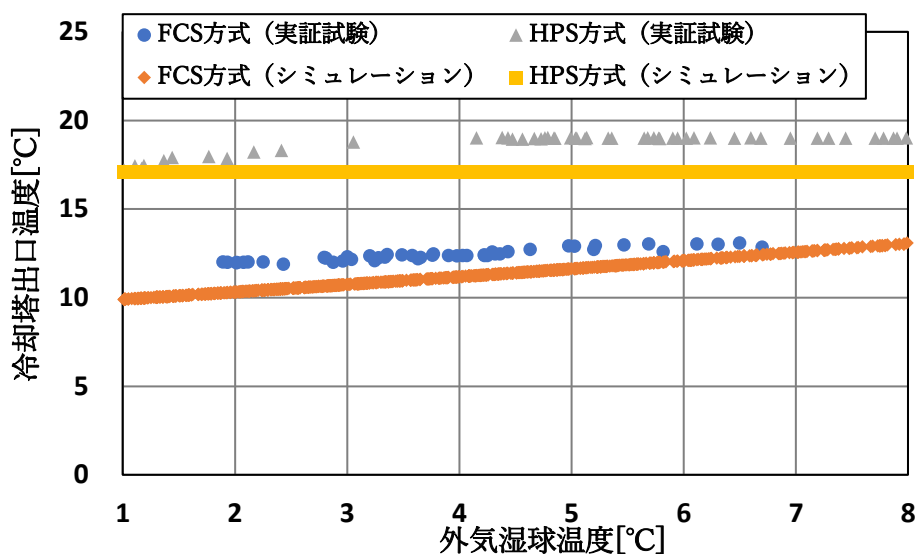


図 3-11 外気湿球温度別の冷却塔出口温度 (実証試験とシミュレーションの比較)

(III) 消費電力と SCOP

図 3-12、図 3-13 に各種運転方式のシミュレーション時の消費電力を示す。図 3-12 より FCS 方式において冷却水ポンプの消費電力の割合が他の補機類の消費電力より多いことが分かる。それは外気湿球温度が低温である期間内になるべく多くの蓄熱を行うような運転方針としたことにより、冷却水ポンプ流量が大きくなったためである。

図 3-13 より HPS 方式において消費電力量の大きな割合を占めているのはターボ冷凍機と冷却水ポンプである。この章で検討した HPS 方式においては冷却水流量が過大であると

考えられるので、冷却水ポンプをインバータ型に変更し、冷却水流量を絞ることで消費電力を削減できる可能性があるので最適制御方法検討で詳細検討した。

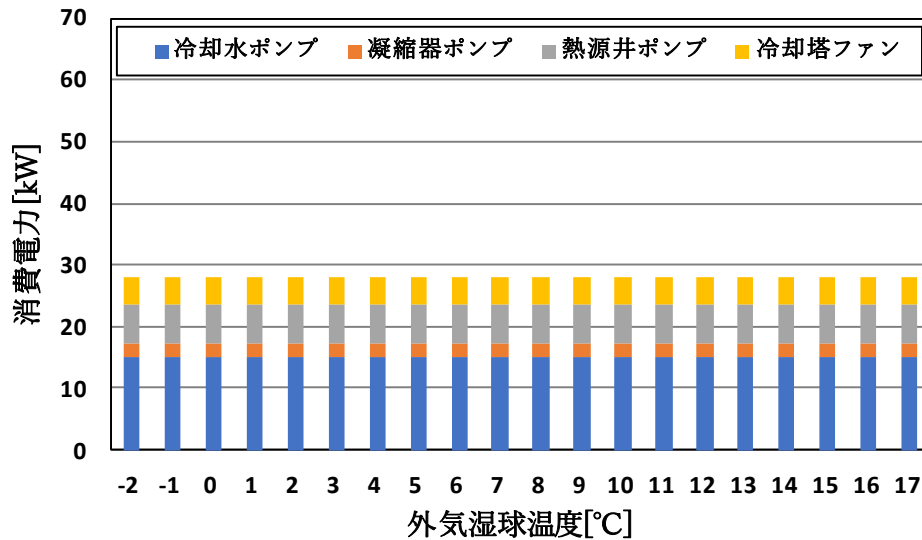


図 3-12 外気湿球温度別の消費電力(FCS方式、シミュレーション)

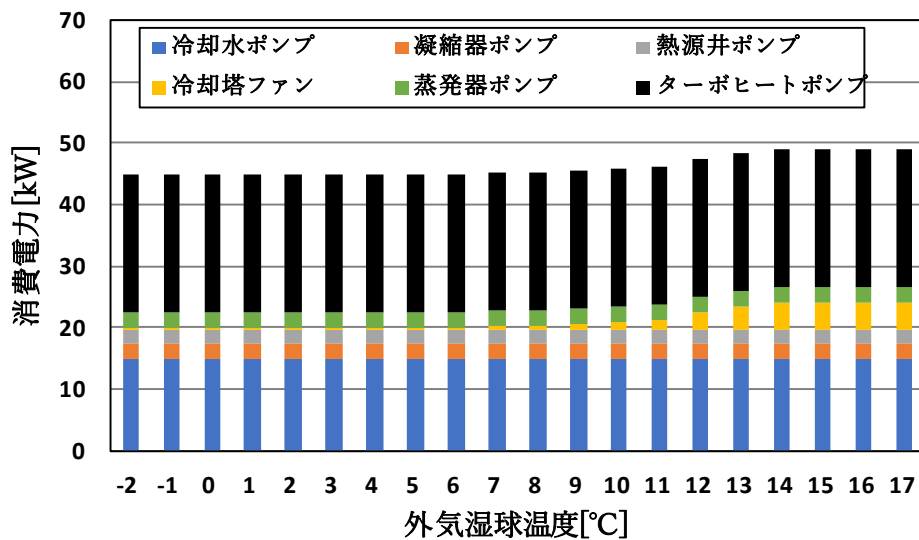


図 3-13 外気湿球温度別の消費電力(HPS方式、シミュレーション)

図 3-14 に各運転方式の SCOP を示す。

HPS 方式運転時の SCOP については、実証試験とシミュレーションは外気湿球温度変化に関係なく、SCOP がほぼ一定である。

一方、FCS 方式運転時の SCOP は、実証試験・シミュレーションとも外気湿球温度の上昇により SCOP が下がる。これは、外気湿球温度が上昇したら冷却塔能力が下がるためであ

る。また、シミュレーション時の SCOP が実証試験値より高くなっているのは冷却塔劣化により能力が減少した一方、設備消費電力が変わらないための影響だと推定される。

モデル妥当性検討では実証試験・シミュレーション結果ともおおむね外気湿球温度 13°C 付近で SCOP の高低が入れ替わる境界温度になっていた。

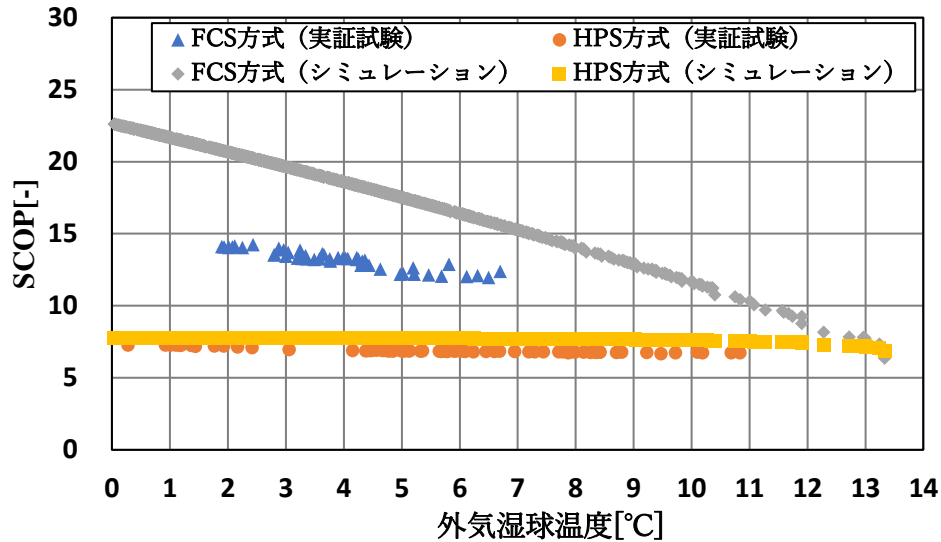


図 3-14 外気湿球温度別の SCOP(実証試験とシミュレーションの比較)

3.5.2 最適制御方法検討

(1) シミュレーション条件

本項では HPS 方式と FCS 方式の最適制御を考慮した運用方法について検討し、両方式を外部条件に合わせて高性能運転手法を検討し、両者の優劣を比較した。

(a) 外気湿球温度、揚水温度

外気湿球温度条件は図 3-5 と同様である。揚水温度は、蓄熱されていない常温井戸である熱源井 B から熱源井 A へ冷水を蓄熱する運転を想定し、18.0°Cで固定とした。

(b) 運転制御

最適制御を想定しているため、使用するポンプ・冷却塔は全てインバータ化にして、以下の制御を行うようにモデル改良を行った。

- ✓ 熱源井ポンプ流量は注水温度 10°C一定にするための変流量制御を行った。
- ✓ 冷却水ポンプ流量 (HPS 方式) は熱交換器出口温度を 14°C一定にするための変流量制御を行った。
- ✓ 冷却水ポンプ流量 (FCS 方式) は熱交換器出口温度を 9.9°C一定にするための変流量制御を行った。
- ✓ 冷却塔ファン (HPS 方式) は冷却塔出口温度を 13.5°C一定にするための冷却塔ファン変風量制御及び台数制御を行った。

- ✓ 冷却塔ファン（FCS方式）は冷却塔出口温度を9.5°C一定にするための冷却塔ファン変風量制御及び台数制御を行った。

(c) 各部流量

各運転方式のポンプについては表 3-11 に示す流量とした。HPS方式ではインバータターボ冷凍機の低外気温度・部分負荷時に高性能運転を目指すために、凝縮器ポンプ・蒸発器ポンプ流量は負荷率が50%となるように設定した。ターボ冷凍機が運転できる最低流量は定格流量の50%である。

表 3-11 シミュレーションにおけるポンプ流量

項目	冷却水ポンプ (m ³ /h)	凝縮器ポンプ (m ³ /h)	蒸発器ポンプ (m ³ /h)	熱源井ポンプ (m ³ /h)
HPS方式	変流量	70	60	変流量
FCS方式	変流量	70	-	変流量

(2) シミュレーションに基づく2方式の比較

最適制御方法検討では最適制御を実施した後の、シミュレーションでの比較を行う。HPS方式、FCS方式どちらでも蓄熱量が1,260MJ/hになるようにシミュレーションを実施した。

(I) 注水温度

各運転方式の、外気湿球温度の変化による熱源井Aへの注水温度を図 3-15 に示す。HPS方式は外気湿球温度の影響を受けず、外気湿球温度変化に関係無く注水温度は10°C一定に保つことができた。一方でFCS方式は外気湿球温度の影響を受けやすいため、外気湿球温度が-5~5°Cの時、注水温度は設定通り10°C一定に保たれているが、外気湿球温度6°C以上で注水温度が高くなった。これは外気湿球温度が上がったことで、設定蓄熱量が1,260MJ/hになるように冷却塔能力を増やそうとしているため、冷却塔ファン・冷却水ポンプが最大能力で運転されたが、それでも冷却能力が不足し、冷却塔出口温度・凝縮器入口温度が上がり、それに伴い注水温度も高くなった。

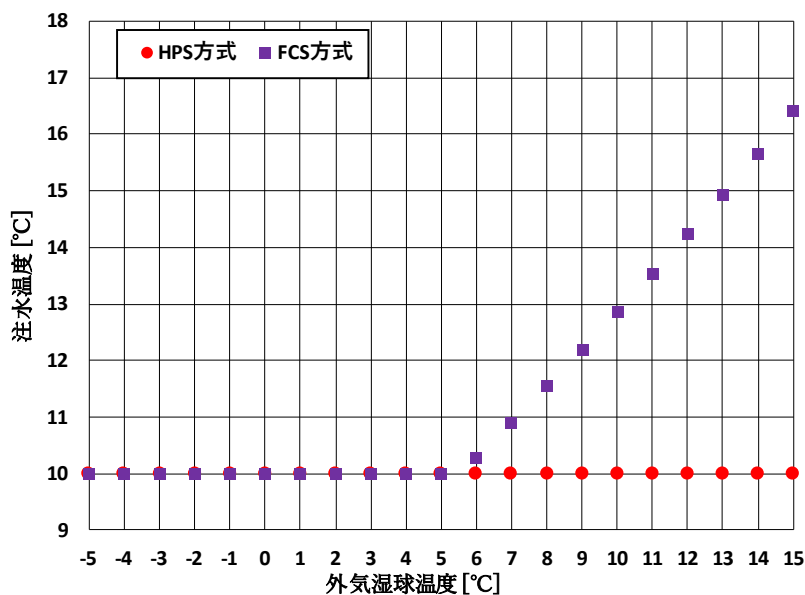


図 3-15 外気湿球温度別の熱源井 A への注水温度(シミュレーション)

(II) 1時間あたり蓄熱量

図 3-16 に各運転方式の熱源井 A への 1 時間あたり蓄熱量を示す。HPS 方式は外気湿球温度に依存せず、蓄熱が可能であるため、外気湿球温度に関わらず設定蓄熱量 1,260MJ/h で運転することができた。一方で、FCS 方式では外気湿球温度に依存するため、外気湿球温度が 4°C 以下は 1,260MJ/h で運転できる。その理由は、蓄熱量を 1,260MJ/h になるように冷却塔ファン変風量制御、冷却水ポンプ変流量制御をしているので、外気湿球温度が 4°C 以下では冷却水ポンプの流量が最小値、冷却塔ファンはほぼ回さず自然空気の流れで運転され、設定通りの蓄熱量になった。逆に外気湿球温度が 4°C を超えると、1 時間あたり蓄熱量は非常に小さくなった。それは、外気湿球温度が上がると冷却塔入口温度が高くなる同時に冷却塔出口温度も高くなるので、冷却塔出口温度を設定温度になるように冷却水ポンプ流量と冷却塔ファンの周波数も上げて冷却塔出口温度を下げるように制御をする。一方、熱源井の注水温度一定制御を行っているため、冷却水ポンプ流量と冷却塔ファンを定格値にしても 1 時間あたり蓄熱量は設定の 1,260MJ/h にならず、外気湿球温度の上昇により 1 時間あたり蓄熱量はどんどん減る結果になった。この問題に関して、FCS 方式では外気湿球温度に運転条件として値を設け、その範囲内で運転すれば、回避できる。

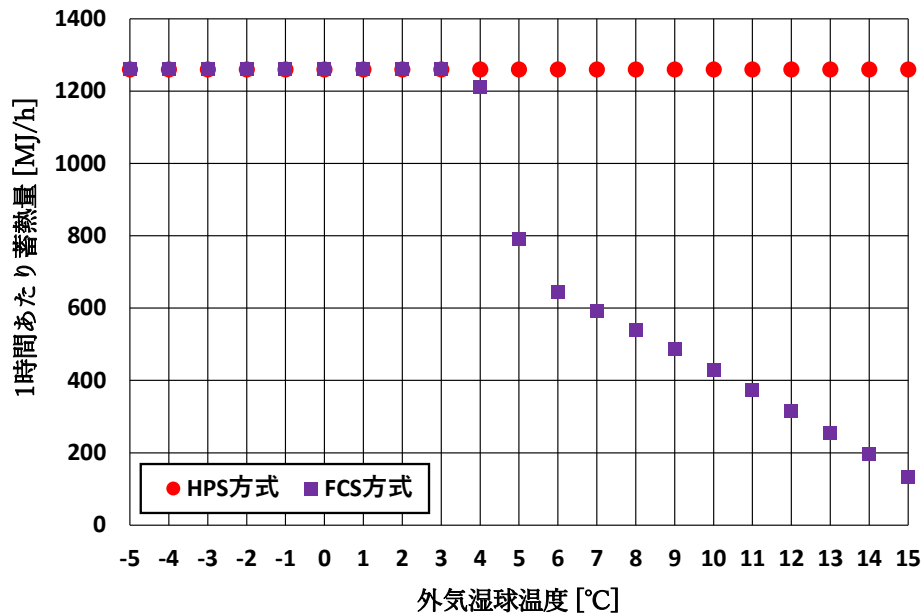


図 3-16 外気湿球温度別の 1 時間あたり蓄熱量 (シミュレーション)

(III) 消費電力と SCOP

図 3-17 に HPS 方式のシミュレーション時の消費電力を示す。図 3-17 より HPS 方式において外気湿球温度 9°C 以上では消費電力が大きくなった。この原因として外気湿球温度 9°C 以上では冷却塔出口温度 13.5°C、凝縮器入口温度 14°C 設定という制御条件は機器の仕様に対して能力を上回る条件であり、冷却水ポンプの消費電力が大きくなったためと考えられる。そこで、消費電力を抑える方法として冷却塔出口温度・凝縮器入口温度を高くし、制御条件を緩和する方法について検討を行った。

冷却塔出口温度・凝縮器入口温度を上げた場合の消費電力内訳を図 3-18 に示す。凝縮器入口温度を上げたことで温度差が大きくなり、冷却水ポンプの流量が小さく、冷却水ポンプの消費電力を小さくすることができた。ただし、凝縮器入口温度を高くしたことによりターボ冷凍機のヘッド差が大きくなり、ターボ冷凍機の消費電力は増加している。

図 3-19 に FCS 方式のシミュレーション時の消費電力を示す。図 3-19 より FCS 方式において外気湿球温度 4°C 以上の時の消費電力が大きくなった。それは冷却塔ファン 2 台運転と冷却水ポンプ流量を増やして、設定 1 時間あたり蓄熱量 1,260MJ/h 目指して制御をしたためであり、冷却塔ファンと冷却水ポンプの消費電力が増えたことが理由である。外気湿球温度 4°C 以下の場合、図 3-16 に示したように 1 時間あたり蓄熱量 1,260MJ/h になり、注水温度一定制御で熱源井ポンプ流量を増やしたため、熱源井ポンプ消費電力が増えている。一方、冷却塔ファンと冷却水ポンプ消費電力が低くなったのは、外気湿球温度が低い場合には自然外気条件で冷却塔能力が大きくなるため、冷却塔ファンを低周波数で運転、冷却水ポンプは低流量で運転したためである。

第3章 蓄冷設備モデルの構築と高効率運用手法の検討

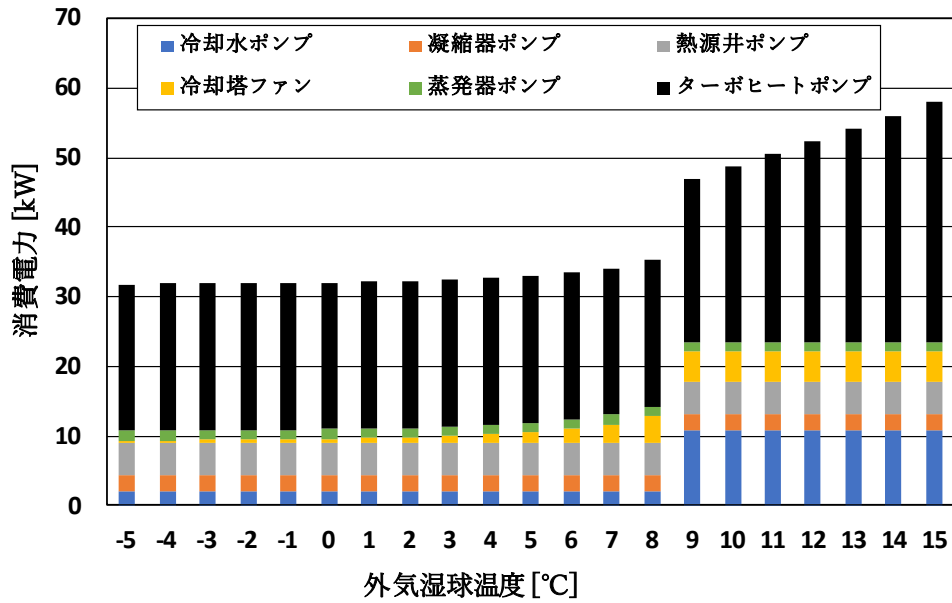


図 3-17 外気湿球温度別の消費電力 (HPS 方式)

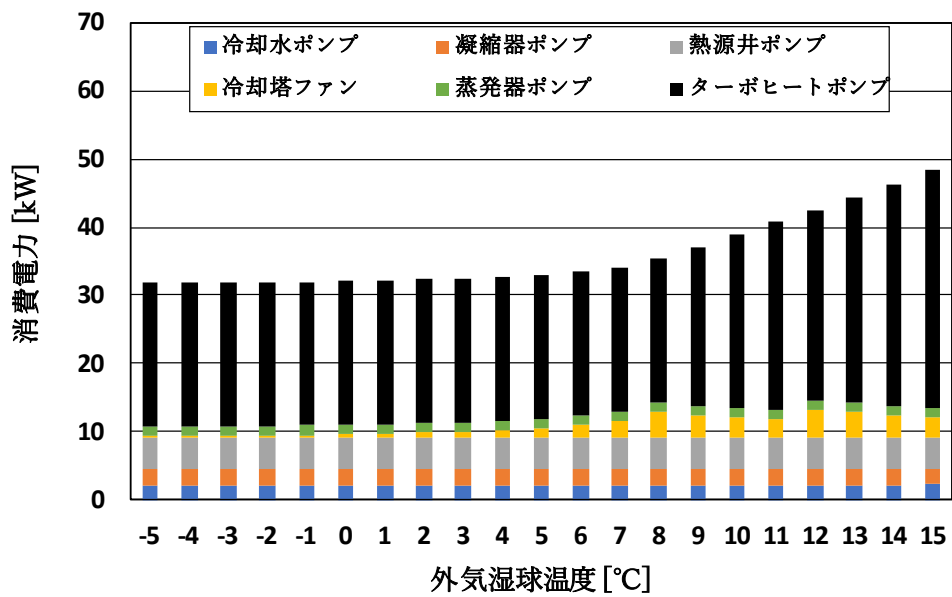


図 3-18 外気湿球温度別の消費電力 (HPS 方式、制御方法変更)

第3章 蓄冷設備モデルの構築と高効率運用手法の検討

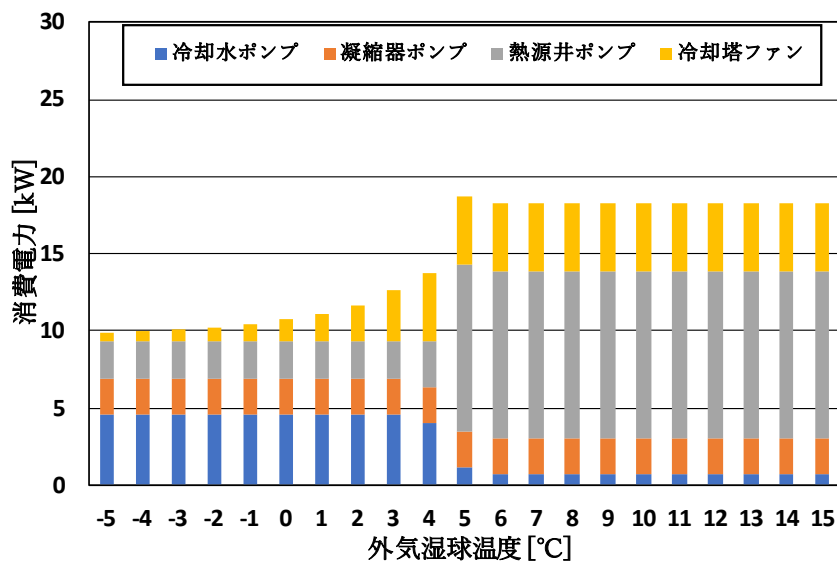


図 3-19 外気湿球温度別の消費電力 (FCS 方式)

図 3-20 に各種運転方式の SCOP を示す。FCS 方式は湿球温度 6°C 以上のとき注水温度一定制御を行ったことで蓄熱量が小さくなり、SCOP も低くなった。注水温度設定を 10°C にし、最適制御を実施した後、両方式の優劣性を比較し、外気湿球温度 6°C 以下の時は、FCS 方式で運転を行う方が省エネになる。12 月～2 月間に湿球温度 6°C 以下 (6°C 含む) の合計時間は 960h で合計時間 1,170h の約 81% になっている。ただし、注水温度設定が下がれば FCS 方式の運用時間が短くなり、HPS 方式の重要性が増した。

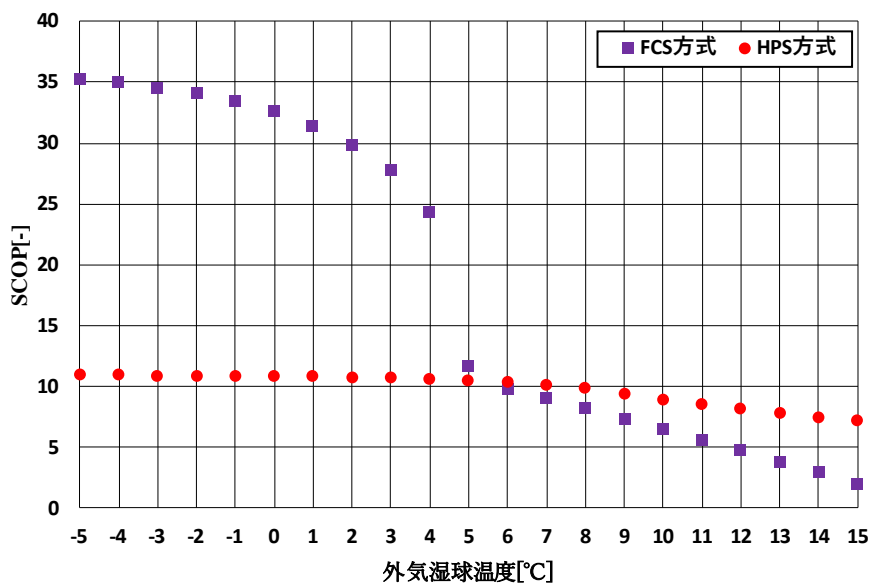


図 3-20 外気湿球温度別の SCOP (FCS 方式と HPS 方式の比較)

3.5.3 モデル妥当性検討結果と最適制御方法検討結果の比較

(1) 両検討条件の比較

モデル妥当性検討と最適制御方法検討の条件の違いを明確するため、表 3-12 と表 3-13 に HPS 方式と FCS 方式の運転条件比較について示す。

表 3-12 HPS 方式のシミュレーション条件

項目	モデル妥当性検討	最適制御方法検討
外気湿球温度[°C]	-2~15	-2~15
揚水温度[°C]	18.9	18
注水温度[°C]	12.3	10
冷却塔出口温度[°C]	17	13.5
凝縮器入口温度[°C]	成り行き	14
冷凍機出口温度[°C]	12	9
熱源井ポンプ[m ³ /h]	48.1	変流量制御
蒸発器ポンプ[m ³ /h]	70	60.3
凝縮器ポンプ[m ³ /h]	70	70.4
冷却水ポンプ[m ³ /h]	70	変流量制御
冷却塔ファン[-]	ON/OFF 制御	インバータ制御
1 時間あたり蓄熱量[MJ/h]	1,260	1,260

表 3-13 FCS 方式のシミュレーション条件

項目	モデル妥当性検討	最適制御方法検討
外気湿球温度[°C]	-2~15	-5~15
揚水温度[°C]	18	18
注水温度[°C]	成り行き	10
冷却塔出口温度[°C]	成り行き	9.5
凝縮器入口温度[°C]	成り行き	9.9
熱源井ポンプ[m ³ /h]	70	変流量制御
凝縮器ポンプ[m ³ /h]	70	70.4
冷却水ポンプ[m ³ /h]	140	変流量制御
冷却塔ファン[-]	ON/OFF 制御	インバータ制御
1 時間あたり蓄熱量[MJ/h]	-	1,260

(2) 両検討結果の比較

(a) HPS 方式における消費電力と SCOP の比較

(I) 消費電力

図 3-21 に HPS 方式で両検討課題の消費電力比較を示す。消費電力内訳について、モデル妥当性検討では各種ポンプ流量は実績データに合うように固定流量で制御し、最適制御方法検討では熱源井ポンプと凝縮器ポンプは注水温度・熱交換器出口温度一定で変流量制御を行う場合のシミュレーション結果である。消費電力の内訳を比較すると、冷却水ポンプを固定速から変流量制御にモデル改良したことにより冷却水ポンプの消費電力を大幅に抑えることができたので合計消費電力が少なくなり省エネになった。

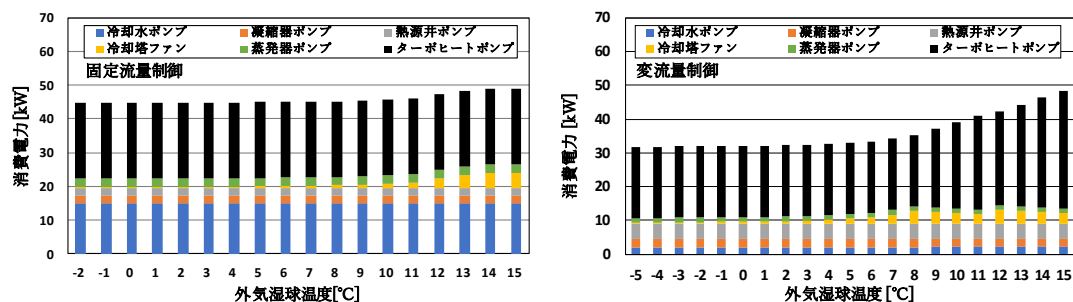


図 3-21 固定流量制御(左)と変流量制御(右)の消費電力比較 (HPS 方式)

(II) SCOP

図 3-22 に HPS 方式の SCOP の比較を示す。SCOP は検討したすべての外気湿球温度において最適制御方法検討の方がモデル妥当性検討より大きいことがわかった。それは蓄熱量が同様な条件で、冷却水ポンプと井戸ポンプの変流量によるポンプ動力の削減で全体消費電力が少なくなったためである。

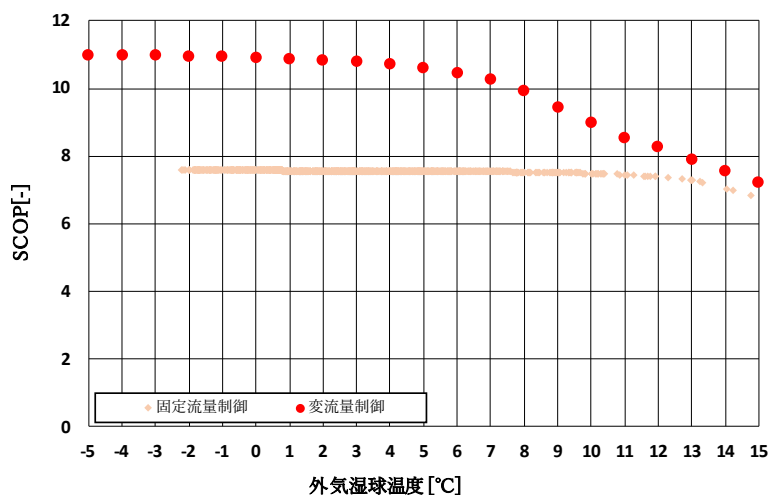


図 3-22 外気湿球温度別の固定流量制御と変流量制御の SCOP 比較 (HPS 方式)

(b) FCS 方式における消費電力と SCOP の比較

(I) 消費電力

図 3-23 の消費電力内訳について、外気湿球温度が-5~4°Cの消費電力内訳を比較すると、HPS 方式と同様に冷却水ポンプを固定速から変流量制御にモデル改良したことにより冷却水ポンプの消費電力を大幅に抑えることができた。それは、最適制御方法検討では蓄熱量の制御をしていることと、冷却水ポンプと冷却塔ファンの制御をしているため、消費電力が小さくなっていることが分かる。しかし、同条件での比較ではないため、今後の展開には蓄熱量を同じに設定した場合の追加検討が必要である。

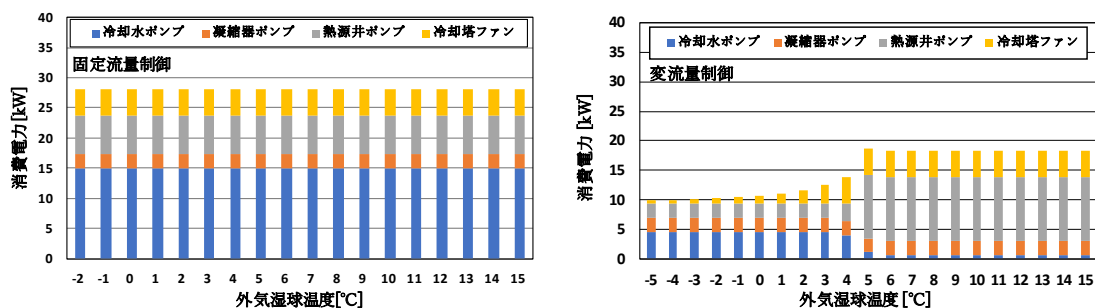


図 3-23 固定流量制御(左)と変流量制御(右)の消費電力比較 (FCS 方式)

(II) SCOP

図3-24のFCS方式のSCOPを示す。SCOPは外気湿球温度が-5~4°Cのとき、最適制御方法検討ではポンプの変流量制御を行ったことでモデル妥当性検討よりもSCOPは5~10ほど大きくなった。しかし、外気湿球温度が5~15°Cのときは注水温度一定で熱源井ポンプの変流量制御をしたため、蓄熱量は小さくなり、モデル妥当性検討と比較してSCOPも小さくなった。

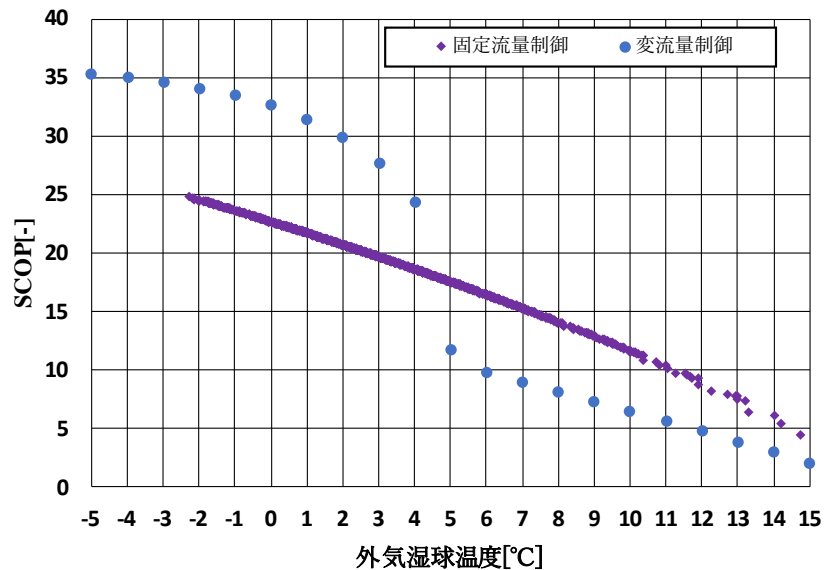


図3-24 外気湿球温度別の固定流量制御と変流量制御のSCOP比較 (FCS方式)

(c) HPS方式とFCS方式の切換温度

図3-25にモデル妥当性(固定流量制御)と最適制御(変流量制御)の両方式の切り替え温度を示す。モデル妥当性検討では外気湿球温度13°Cを閾値として運転を切り替える温度になったが、最適制御方法検討では外気湿球温度6°Cを閾値としてFCS方式とHPS方式の運転を切り替える温度になった。蓄冷設備の補機類がすべてインバータの場合は、外気湿球温度6°C以上の時にHPS方式の方が省エネになった。蓄冷設備の補機類がすべて固定速の場合は、外気湿球温度13°C以上の時にHPS方式の方が省エネになった。この結果をもとに、今後運用方法を計画する際には、蓄冷設備仕様、運用条件により、適宜運用方法を変えながら蓄冷運転の最適化運転を目指すべきである。

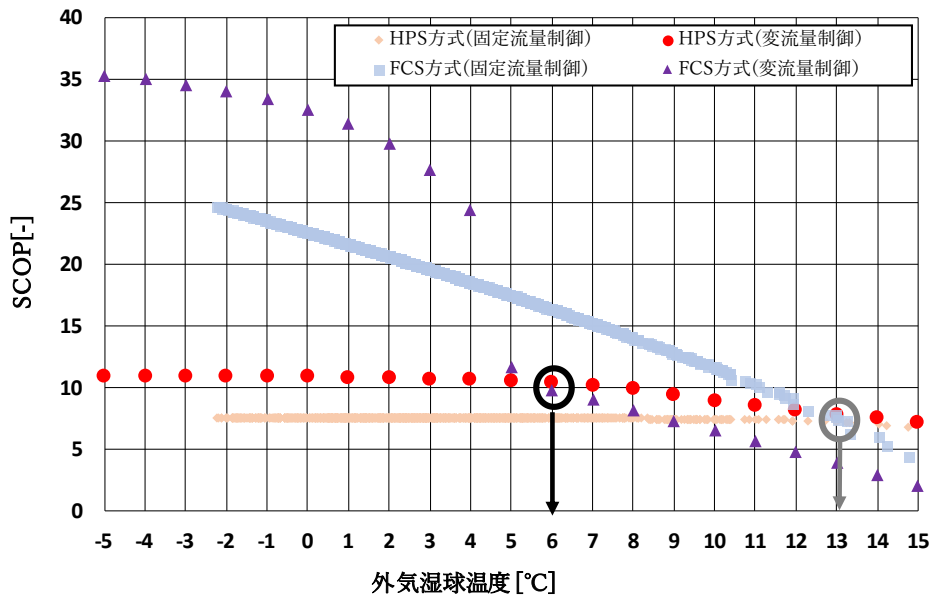


図 3-25 HPS 方式と FCS 方式の SCOP 比較

3.6 まとめ

本章では ATES の長期間持続熱利用に視点を置いて、西日本のように冷房負荷が暖房負荷より多い地域において、冷水・温水の環水・揚水が不平衡とならないように、新たに FCS 方式と HPS 方式を提案して、両システム運用方法について検討・評価した。

- ① 筆者が参画した平成 28 年度環境省委託事業の報告書では、積算蓄熱量平衡の解消方法として、FCS 方式は提案されていたが、具体的な運用方法などについては言及されていない。ATES 利用における問題として両者の優劣を比較して研究はこれまでに類例がない。また、FCS 方式は冬期冷水製造方法としては最適とは限らないので、本章では新たに低外気温度や部分負荷率時に、非常に性能が高いインバーターターボ冷凍機の特性を活用した HPS 方式も提案し、FCS 方式と HPS 方式を併用する蓄冷設備モデルを構築し評価した。
- ② オランダでは暖房負荷が冷房負荷より多い。逆に西日本では冷房負荷は暖房負荷より多い。このように負荷パターンが異なることにより積算蓄熱量は不平衡になるので、積算蓄熱量平衡の対策を取ることが重要である。その対策として、オランダでは負荷が小さい冷房負荷に合わせて ATES を使用している。本章では、オランダで提案されている運用方法とは異なる視点で、負荷の大きい方に合わせて ATES を運転することとし、積算蓄熱量平衡のため、冬期に冷水を補充する運用手法を提案した。新たに、冬期に高効率の冷水製造が可能な FCS 方式・HPS 方式を併用する冷水蓄冷設備モデルを構築した。負荷が大きい方に合わせて ATES を運用することで負荷に対する ATES 割合を増やすことで、運用の効率が高まる。

- ③ 冷水・温水積算蓄熱量・揚水体積の平衡を維持する重要な手法である冬期冷水製造のHPS方式、FCS方式の変流量制御を考慮した運用方法をまとめ、両方式が外部条件に合わせて、低消費電力で運用できる手法を提案した。注水温度設定が10°Cの場合、変流量制御を実施した後、両方式の優劣性を比較し、外気湿球温度6°C以下(運転時間は約70%)では、FCS方式で運転を行う方が省エネになる。ただし、注水温度設定を下げた運用する場合には、FCS方式の運用時間が短くなり、HPS方式の重要性が増す。

注記：

注1：SCOPに含む設備全体動力は表3-2に示したターボ冷凍機圧縮機動力、各種ポンプ動力、冷却塔ファン動力の合計値である。

【第3章で用いた参考文献】

- [3-1] 平成28年度CO₂排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業、「帯水層蓄熱のための低コスト高性能熱源井とヒートポンプのシステム化に関する技術開発」成果報告書、平成28年、pp.65-66.
- [3-2] 日本建築学会編、拡張アメダス気象データ、2000年1月.

第3章 蓄冷設備モデルの構築と高効率運用手法の検討

第4章

運用実績に基づく省エネ性能

評価・不平衡蓄熱量評価

4.1 序論

本章では、神戸市和田岬において、基本設計段階でATES運用方法の計画、ATESの基本運転モードを構築し、基本運転モードで運用した4年（以降4サイクル）に渡り連続測定した冷暖房空調システム詳細実績データを示すとともに、全体設備の省エネ性能評価・不平衡蓄熱量評価について報告した。世界的には、長期間にわたってATESを運用する設備は多く存在するが、長期間運転データに基づいてATESの性能評価を詳細に示した文献は存在しない。日本では平成29年度環境省委託事業^[4-1]の報告書には1年間実際運用された冷暖房運転実績について報告はあったが、その後の運用方法・計画などについて言及されていない。したがって、本章でまとめる長期間運転性能データは今後のATES利用にあたり非常に重要なものとなっている。本章では具体的には建物側の積算負荷の推移、設備全体SCOP、積算蓄熱量、不平衡蓄熱量などのデータを分析の上、運用上の問題点などについても評価する。最後に、4サイクル間の実負荷データを用いて、ガス吸収冷温水機・空冷ヒートポンプとの比較を行い、省エネ・環境面でのエネルギー消費削減効果を評価した。

4.2 実証設備・基本設計概要

4.2.1 基本設計状況

本空調設備は、対象工場における新設設備であったため、以下に当時の基本設計条件・設計手順・ATES運用方法についてまとめた。

(1) ピーク負荷の設定

設計条件に関しては日本国土交通省建築設備設計基準（神戸）^[4-2]を用いて下記の項目を考慮して工場建物情報よりピーク負荷計算^[4-3]を行った。

(a) 内部発熱による熱負荷

本設備で考慮した内部発熱は、照明の発熱、OA機器の発熱、人の発熱の3種類である。照明の発熱、OA機器の発熱については顕熱負荷であり、人の発熱については顕熱負荷と潜熱負荷の両方が含まれる。

(b) 窓から熱負荷

窓からの熱負荷は、貫流熱負荷と日射熱負荷に分けられるが、本検討では貫流熱負荷のみに考慮し、透過日射熱負荷は考慮していない。

(c) 外壁から熱負荷

外壁において、日射は透過しないが表面で吸収され、それが壁体を伝わって熱負荷となる。日射の影響を等価な温度に換算し、外気温度があたかも上昇したかのように表した温度を相当外気温度（以下、SATと記す）という。また、吸収された日射は壁体の熱容量により時間遅れを伴って熱負荷となるが、これは実効温度差（以下、ETDと記す）を用いることで表現した。

(d) 内壁及び天井・床から熱負荷

内壁は日射の影響がなく、単に非空調部との温度差による貫流熱負荷を考えればよい。ま

第4章 運用実績に基づく省エネ性能評価・不平衡蓄熱量評価

た、外壁と比較して熱容量が小さいため、時間遅れを考慮せずに算出することができる。

(e) 外気導入による熱負荷

上記内容を踏まえて負荷計算を行った結果、表 4-1 に負荷計算用室内設定条件、表 4-2 に負荷計算書を示す。表 4-2 に示した通り冷・暖房ピーク負荷はそれぞれ 294USRT (1033kW)、297RT (1044kW) になった。

表 4-1 負荷計算用の室内設定条件

項目	温度 (°C)	湿度 (%)	エンタルピー(kJ/kg)
冷房	28	50	58
暖房	20	14	25

表 4-2 実証設備の建物負荷計算表

項目	冷房 (夏期)								暖房 (冬期)				
	方位	面積	熱通過率	9時		12時		14時		16時		温度差	方位係数
	m2	W/m2K	温度差	冷房負荷	温度差	冷房負荷	温度差	冷房負荷	温度差	冷房負荷	°C		W
N	2671.11	6.28	9	150,971	9	150,971	9	150,971	9	150,971	19.6	1.1	361660
E	218.32635	6.28	22	30,164	10	13,711	9	12,340	8	10,969	19.6	1.1	29561
S	2671.11	6.28	8	134,197	16	268,393	15	251,619	9	150,971	19.6	1	328782
W	218.32635	6.28	5	6,855	9	12,340	20	27,422	26	35,648	19.6	1.1	29561
H	420	6.28	24	63,377	35	92,424	33	87,143	23	60,736	19.6	1.2	62109
B	3907.8	3		0		0		0		0	13.1	1	76788
ガラス窓熱通過													
N		6.3	2	0	5.0	0	5.5	0	4.7	0	19.6	1.1	0
E		6.3	2	0	5.0	0	5.5	0	4.7	0	19.6	1.1	0
S		6.3	2	0	5.0	0	5.5	0	4.7	0	19.6	1	0
W		6.3	2	0	5.0	0	5.5	0	4.7	0	19.6	1.1	0
H		6.3	2	0	5.0	0	5.5	0	4.7	0	19.6	1.2	0
小計				0		0		0		0			0
ガラス窓日射		SC	IG		IG		IG		IG				
N	0	0.96	0	0	0	0	0	0	0	0			
E	0	0.96	0	0	0	0	0	0	0	0			
S	0	0.96	0	0	0	0	0	0	0	0			
W	0	0.96	0	0	0	0	0	0	0	0			
H	0.000	0.96	0	0	0	0	0	0	0	0			
小計				0		0		0		0			
ガラス窓負荷				0		0		0		0			
照明	5.64	W/m2		22040		22040		22040		22040			
人	人数	75	人										
	LH	53	W/人										
		3975	W										
	SH	69	W/人	5,175		5,175		5,175		5,175			
内部発熱	W			191,919		191,919		191,919		191,919			
室内顕熱負荷合計				412,779		565,054		556,709		436,510			888460
補正係数	1.15										補正係数	1	
補正済顕熱	W			474,696		649,812		640,216		501,987			888,460
室内全熱負荷	W			670,590		845,706		836,110		697,881			
単位面積当り負荷	W/m2			172		216		214		179			227
外気温度	°C			30.5		33.0		33.5		32.7			0.4
外気湿度	%RH			58		58		59.14		58			
外気エンタルピー	kJ/kg'			71.415		80.399		83.288		79.275			5.05
外気取入量	m3/h			24000		24000		24000		24000			24000
外気負荷	W			103,633		174,786		197,667		165,884			155,232
単位面積当り負荷	W/m2			27		45		51		42			40
負荷合計	W			774,223		1,020,493		1,033,777		863,765			1,043,692
	W/m2			198		261		265		221			267
	RT			220		290		294		246			297

(2) 冷暖房負荷パターンの設定

本空調設備は新設であるため、冷暖房負荷パターンに関しては日本地域冷暖房手引書^[4]の業務施設を引用してピーク負荷が冷房は 294USRT、暖房は 297USRT になるように調整し、計画運転条件を設定した。図 4-1 に冷房負荷パターン、図 4-2 に暖房負荷パターン、表 4-3 に ATES 計画運転条件を示す。

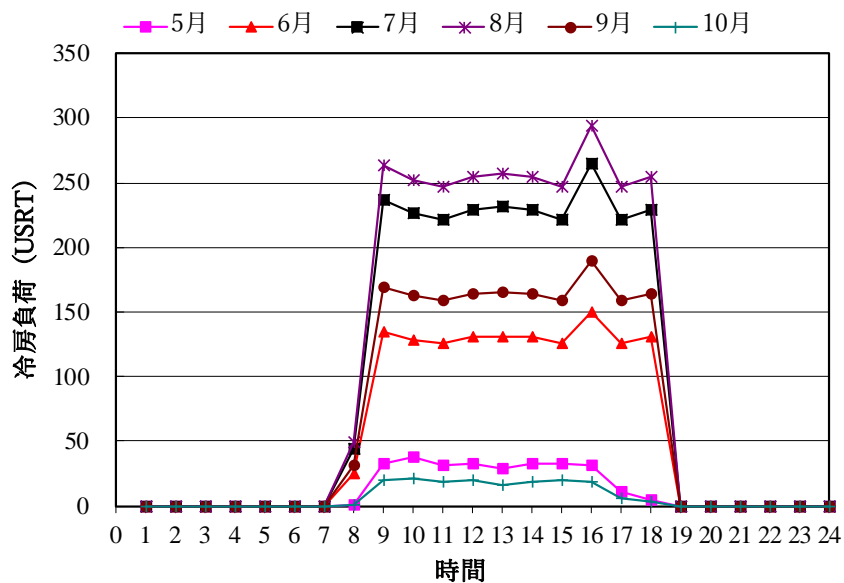


図 4-1 計画時の冷房負荷パターン

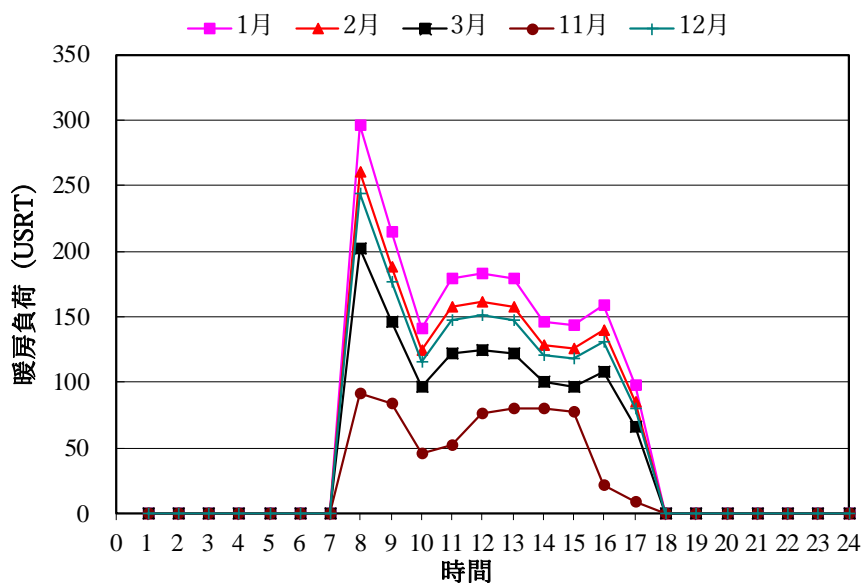


図 4-2 計画時の暖房負荷パターン

表 4-3 ATES 計画時の運転条件

項目	運転時間(h)	運転日数(Day)	合計負荷(kWh)	合計負荷(GJ)
冷房	11	184	928,438	3,342
暖房	10	151	763,816	2,750

(3) ATES 運用方法計画

神戸市は西日本に位置するため、表 4-3 に示したように冷房負荷が暖房負荷より大きいと想定され、ATES を長期間・安定運用するには年間積算蓄熱量の平衡を維持する必要がある。そこで、本設備では積算蓄熱量の平衡を取るために負荷が小さい暖房負荷をすべて ATES で賄うようにして、足りない冷房負荷に関しては外気湿球温度が低い 6、7 月に通常の冷却塔を使用した補助運転にするように計画した。

ATES 運用は冷・暖房運転時に熱源井の初期温度に対し注水温度差を $\pm 5^{\circ}\text{C}$ とし、初期温度 19.8°C に対して暖房運転時には注水温度 15°C 、冷房運転時には注水温度 25°C になるように計画した。

4.2.2 神戸市和田岬付近の地盤状況

大阪平野主要部の旧淀川河谷などでは(神戸和田岬を含む)、良好な帯水層として評価される一定の厚さと広がりを持った網状河川堆積物としての砂礫層が形成されているが、平野縁辺部の山際付近、特に明瞭な断層境界をなす山麓部である生駒断層西麓では、上記の沖積扇状地性デルタに相当する環境が繰り返し生じたため、礫質部分・砂質部分・泥質部分が幾度も繰り返し堆積し、1~2m 程度までの厚さの互層が形成され、それぞれの地層は側方への連続が悪い状況にあるため、上下を海成粘土で挟まれてはいるものの、透水性はそれほど高くなく不安定な帯水層を形成している。^[4-5]

また、和田岬周辺は、大阪湾西部の淡路島沖から北東に延びる大阪湾断層から分岐した断層が付近を通過し、その活動によって地層は変形を被り、地層傾斜が他の地域に比べて大きく、水平に帯水層が分布していない。図 4-3 に示したように、本工場は地盤が非常に複雑であり、粘土層が帯水層間に挟まれていた。したがって、利用できる帯水層の厚さをできるだけ大きく使用するように、スクリーン位置は慎重に決めた。一方、オランダでは^[4-6]、帯水層の厚みは約 20m~150m とされており、本設備では帯水層の厚みは約 7.8m であり、地層状況は大きく異なる。本工場での熱源井構築が進む中で、熱源井 1 と熱源井 2 の距離が 150m しか離れてないにも関わらず、地層状況の違いより揚水量に差異があることがわかった。熱源井を構築した後の揚水試験の結果、高温熱源井(熱源井 2)では $60\text{m}^3/\text{h}$ の揚水が可能であったが、低温熱源井(熱源井 1)では $30\text{m}^3/\text{h}$ しか揚水できなかった。現状の揚水量では暖房負荷を賄うことができないことが判明したため、運転方法を基本設計計画から変更して温度差を大きくして、注水温度を 15°C から 10°C に設定して初期基本計画の見直しを行った。

長期間に渡り ATES の安定運用を目指し、運用開始の 1 年後に、低温熱源井において熱源

井3を新たに1本追加して、図4-4に示すように計3本でATESを運用するよう変更し、700kWレベルの工場冷暖房を行う水量が確保できるようにした。今回の経験より地盤の側方連続性が非常に悪い地域でATESを構築する際には、複数点の地盤調査^{注1}を行い、必要に応じ追加施工する必要があることがわかった。熱源井3本の構築後は地盤沈下や目詰まりによる揚水量低下が発生することはなく運用した。

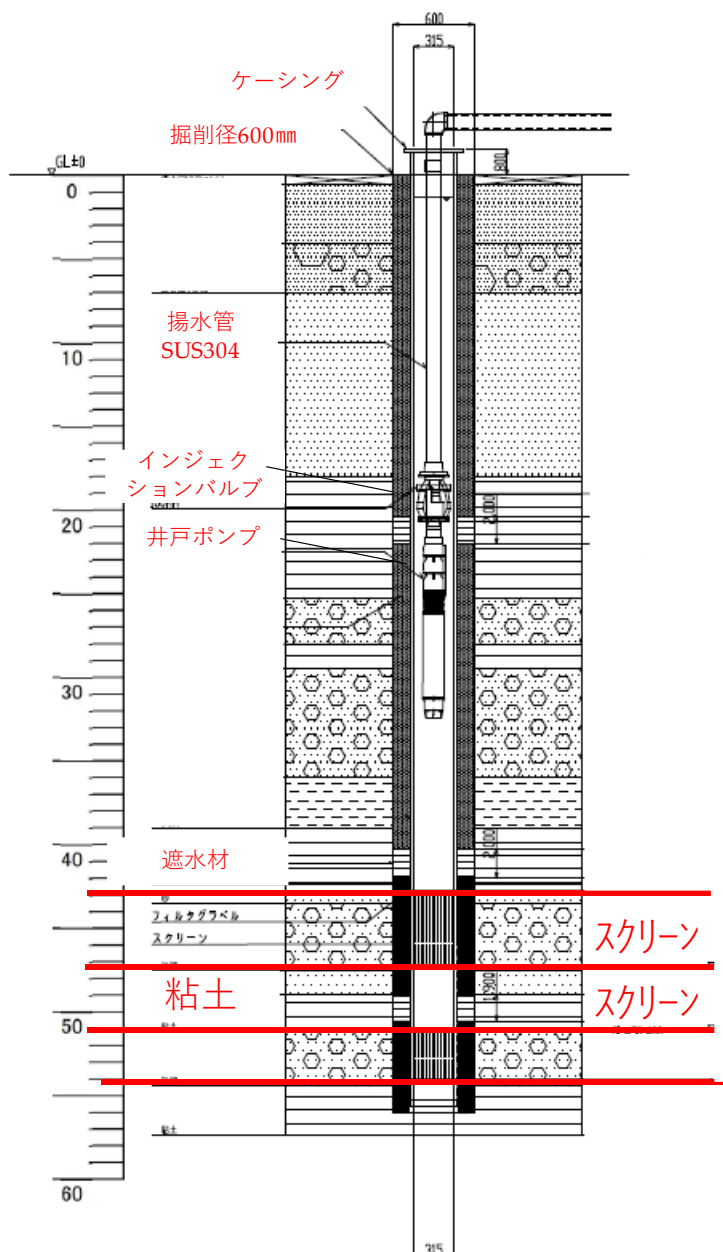


図 4-3 実証設備の熱源井設計図 (スクリーン位置)

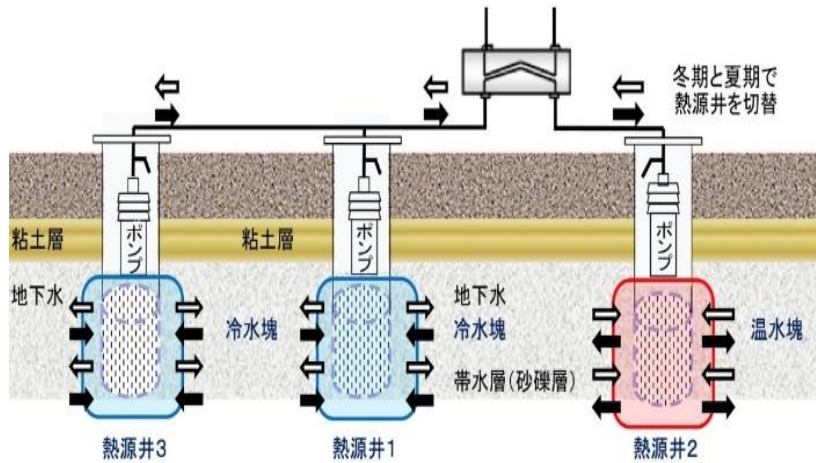


図 4-4 実証設備の低温熱源井（熱源井1，熱源井3）と高温熱源井(熱源井2)

4.2.3 実証設備概要

本設備はターボ冷凍機 2 台(1 台はバックアップ)で全体工場の冷・暖房供給を行った。全体設備システム系統図を図 4-5、建物概要を表 4-4、ATES の熱源設備機器表を表 4-5 に示す。

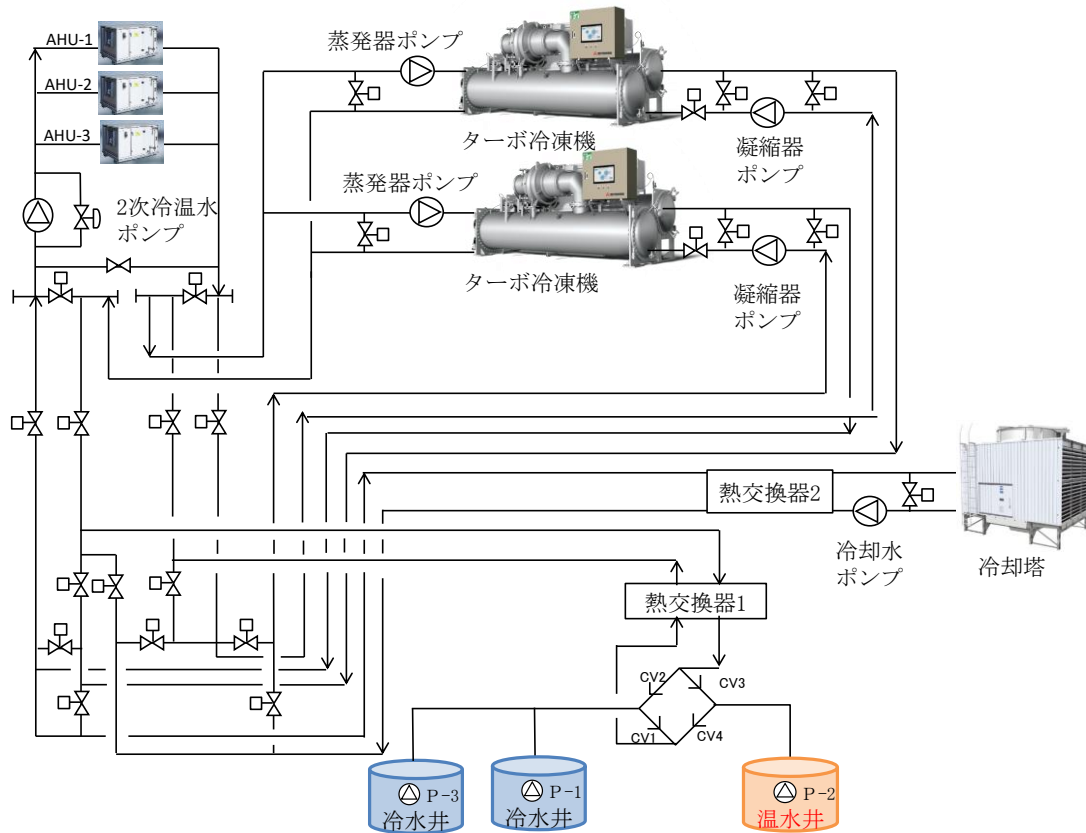


図 4-5 全体設備システムの系統図

表 4-4 実証設備の建物概要

建物名称	三菱重工業神戸造船所 OJ 棟
所在地	神戸市兵庫区和田崎町一丁目1番1号
主用途	インバータターボ冷凍機生産工場
延べ床面積	4,200m ²
運転時間	夏期：08：00～20：00(平日,土) 冬期：08：00～05：00(平日,土) 日・祝日は停止

表 4-5 実証設備の熱源設備機器表

項目	単位	ATES	
熱源機	-	ターボ冷凍機	
冷媒	-	HFO-1233zd ^{注2}	
仕様	-	冷房	暖房
能力	kW	703	866
台数	台	2	2
蒸発器温度	°C	12/7	17/12
蒸発器流量	m ³ /h	121	127
凝縮器温度	°C	33/38	40/45
凝縮器流量	m ³ /h	141	150
消費電力	kW	114.6	127.5
COP	-	6.1	6.8
蒸発器ポンプ	kW	11.0	11.0
凝縮器ポンプ	kW	18.5	18.5
2次冷温水ポンプ	kW	37.0	37.0
冷却水ポンプ	kW	22.0	-
熱源井ポンプ	kW	18.5	18.5
冷却塔ファン	kW	5.5	-

4.2.4 ATES 運転に用いる4種の運転モード

ATESは夏期の冷房時の温排熱量と冬期の暖房時の冷排熱量の違いを考慮せず単純に地中熱利用を行うと、蓄熱量差が生じることにより、冷排熱あるいは温排熱の蓄熱塊が拡大し続けるため、持続可能な地中熱利用はできない。そこで、図4-6に示したATESに必要と考えられる4種の運転モードを構築し、4種の運転モードを組み合わせで運用することで夏期・冬期の積算蓄熱量及び揚水体積の平衡を維持し、エネルギー消費効率を上げるように工夫した。

ATESの基本的運転モードはモード-1とモード-4で行っている。モード-2とモード-3の運転モードは、夏期・冬期の積算熱量平衡を解消することを目的とした蓄冷運転モードであり、第3章で検討された外気湿球温度の条件に応じて全体設備消費電力の一番小さい蓄冷設備モードを選択して運転した。

モード-1：冬期暖房＋冷水蓄冷運転モード：

高温熱源井の地下水をターボ冷凍機の熱源水として利用し、排熱を暖房用温熱として利用する運転モードである。冬期の暖房を行いつつ、低温熱源井に一定温度の冷水を注水するように自動制御し、冷房利用に備え蓄冷する。

モード-2：冬期フリークーリング蓄冷運転モード：

冷却塔により、冷水を低温熱源井に蓄冷する運転モードである。外気温度が十分に低く、冷却塔によりシステムの低温要求温度以下の冷水が得られる場合に冷却塔を利用した蓄冷運転を自動運転で実施し、冷房利用に備え蓄冷する。

モード-3：冬期ターボ冷凍機蓄冷運転モード：

ターボ冷凍機により低温熱源井へ蓄冷する運転モードである。冷房利用に備えて蓄冷し、排熱は冷却塔から大気へ放熱する。外気湿球温度が低い時に大幅に性能が向上するターボ冷凍機の特性を積極的に利用する運転モードである。

モード-4：夏期冷房＋温水蓄熱運転モード：

低温熱源井の地下水をターボ冷凍機の冷却水として利用し、夏期の冷房を行う運転モードである。高温熱源井に一定温度の温水を注水するように自動制御し、冬期の暖房利用に備え蓄熱する。

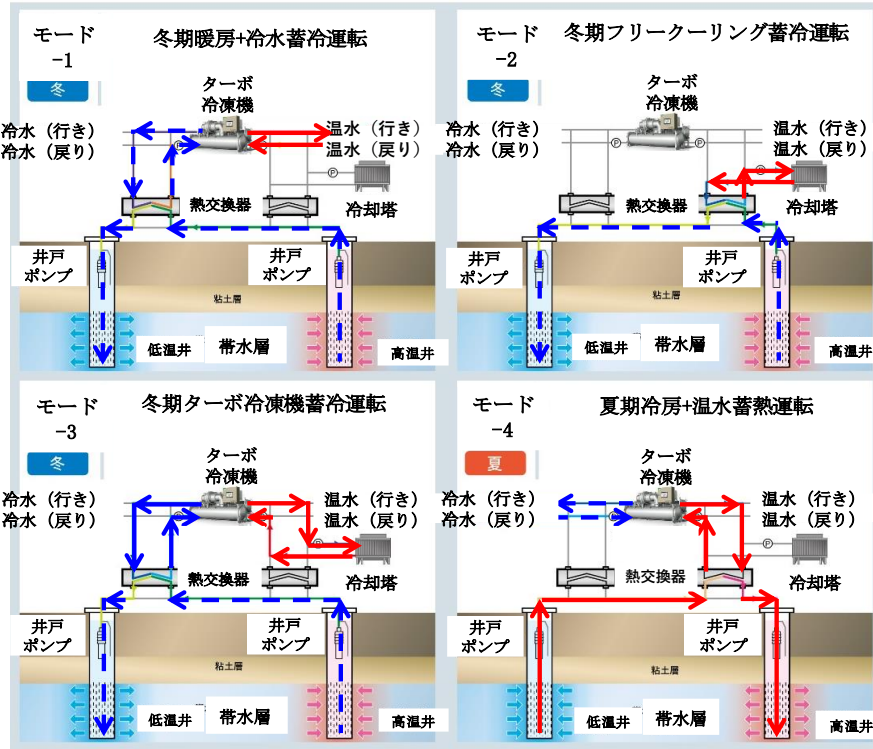


図 4-6 実証設備の熱源システム運転モード図

4.3 省エネ性能評価と不平衡蓄熱量の評価

冬期・夏期を合わせた1年間運転期間を1サイクルと呼ぶ。各サイクルの冬期・夏期をシーズンと呼び、通し番号 k をつける。 k は各年の冬期・夏期につけたシーズン番号である。建物側に対する視点での性能評価として、建物積算負荷・COP（成績係数）^{注3}・システムCOP（以降SCOP）^{注4}・積算蓄熱量・不平衡蓄熱量について、2019年12月~2023年10月までの実証設備の1分間隔で採取したデータ^{注5}を用いて分析した。式4-1~式4-2に運転実績値の評価に用いた諸量の定義を示す。

建物側に対する蓄熱量は式4-1、低温井不平衡蓄熱量は式4-2で定義した。夏期冷房時温水の蓄熱時は $T_{i,t} > T_{p,t}$ であり $G_{S,k}$ は正となり、冬期暖房時冷水の蓄熱時は $T_{i,t} < T_{p,t}$ であるので $G_{S,k}$ は負となる。同一シーズンにおいては揚水体積のシーズン積算値 $Q_{p,k}(=\sum_t Q_{p,t}\Delta t)$ と還水体積のシーズン積算値 $Q_{i,k}(=\sum_t Q_{i,t}\Delta t)$ は同量である。

$$G_{S,k} = C_w \sum_t Q_{p,t}(T_{i,t} - T_{p,t}) \Delta t \quad \text{式 4-1}$$

$$G_{RC,k} = G_{S,k} + G_{S,k-1} + G_{RC,k-2} \quad \text{式 4-2}$$

4.3.1 建物側日積算負荷の推移

図 4-7 に日積算負荷の推移を示す。

図 4-7 より冷房時の最大日（2022年9月15日）積算負荷は9,719kWh、暖房時の最大日（2023年1月25日）積算負荷は11,438kWhで暖房時の最大日積算負荷は冷房時より多い。これは、夏期は連続12時間冷房運転、冬期は連続21時間暖房運転を実施したためである。冷房・暖房とも4サイクル間の負荷変動はほぼ同じで差は小さいことが分かる。

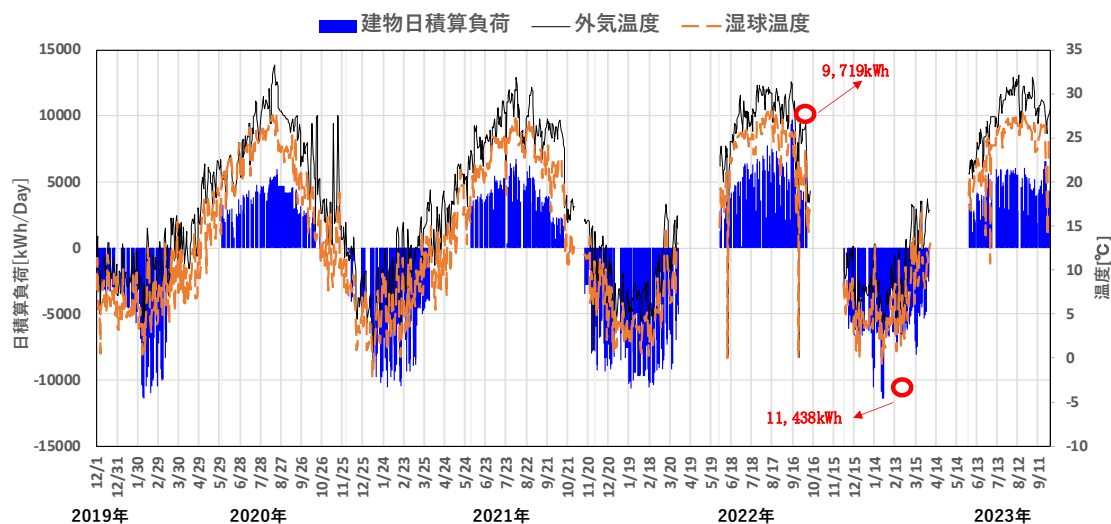


図 4-7 建物側日積算負荷の推移

4.3.2 建物側熱源設備の性能評価

図 4-8 に熱源設備の消費電力と COP・SCOP の推移を示す。図 4-8 より4サイクルの冷・暖房の建物側に対する平均 SCOP は5.0である。4サイクルに渡り暖房平均 SCOP は徐々に上がっていることが分かる。冷房平均 SCOP は1年目を除いてほぼ同じ値で維持されている。1サイクル目の SCOP は冷房で4.9に対して2サイクル目以降は6.1となり、1サイクル目より大幅に向上した。これは、1サイクル目の6、7月冷房時は ATES を使用せず、通常の冷却塔を利用した運転をし、ターボ冷凍機に入る冷却水入口温度が ATES を使用した場合より高くなったこと、さらに冷却水ポンプと冷却塔ファンも運転していたため、その分の消費電力も増えたことが理由である。また、図 4-8 に示すように、2023年度の冷・暖房 SCOP は同一シーズンの期間中（11月除く）であっても時間経過とともに徐々に下がることが分かる。SCOP が低下する原因は、前シーズンの蓄熱量は運転時間の経過により減ることから、揚水温度の温度上昇（冷水揚水時）や温度降下（温水揚水時）が生じた。そのため、ターボ冷凍機の COP が低下し、SCOP も低下したと考えられる。11月は暖房負荷が小さくターボ冷凍機が低負荷率で運転されているため、ターボ冷凍機の機器特性として現れる性能低下が生じたと考えられる。

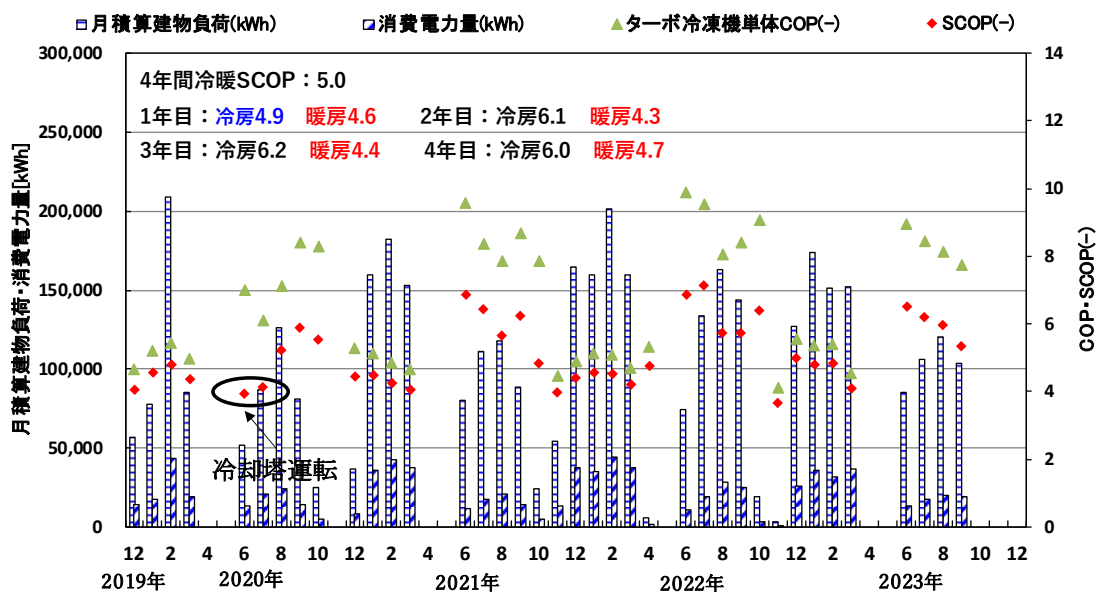


図 4-8 建物側熱源設備の消費電力と COP・SCOP

4.3.3 不平衡蓄熱量の評価

図 4-9 に積算蓄熱量の推移、図 4-10 に経年の不平衡蓄熱量の推移を示す。図 4-9 から、4 サイクルの全期間に渡り冷水と温水の積算蓄熱量平衡を維持できていないことが分かる。冷水積算蓄熱量の方が温水積算蓄熱量より多いが、それは、4.3.1 でも説明したように暖房運転時間が冷房運転時間より多いためである。この現象は当初基本設計時に想定した負荷パターンと逆になった。シーズン 1S の温水積算蓄熱量が他のシーズンに比べ小さいのはシーズン 1S の 6、7 月冷房運転時には ATES を使用せず、冷却塔運転を行ったためである。シーズン 3W の冷水積算蓄熱量は他のシーズンに比べ大きいのはオペレーターの実誤りによる無駄な運転をしたためである。

図 4-10 より毎シーズン冷水積算蓄熱量が残留されている。最終的にシーズン 4S に不平衡蓄熱量が-739GJ に残されており、今後さらに積算蓄熱量平衡を改善する必要がある。

第4章 運用実績に基づく省エネ性能評価・不平衡蓄熱量評価

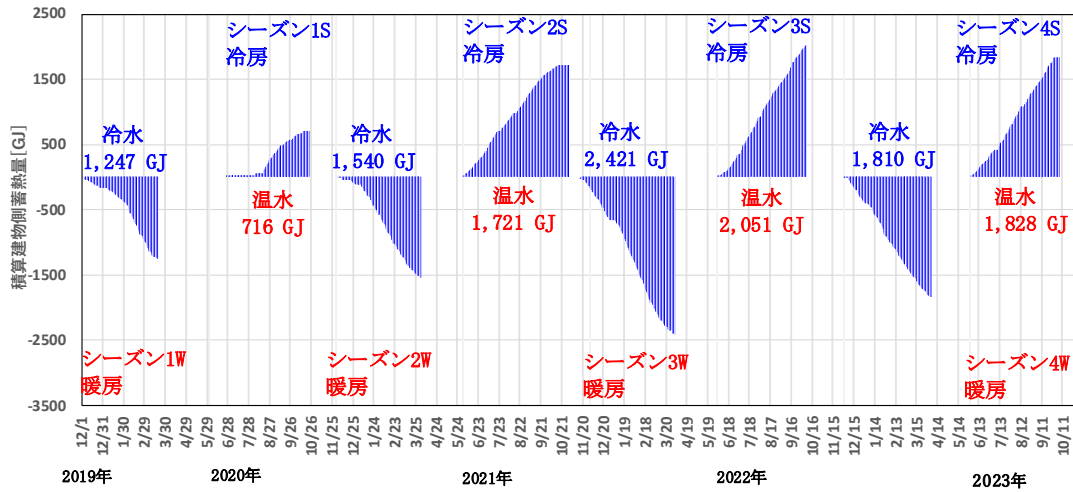


図 4-9 建物側の積算蓄熱量 ($G_{S,k}$) の推移

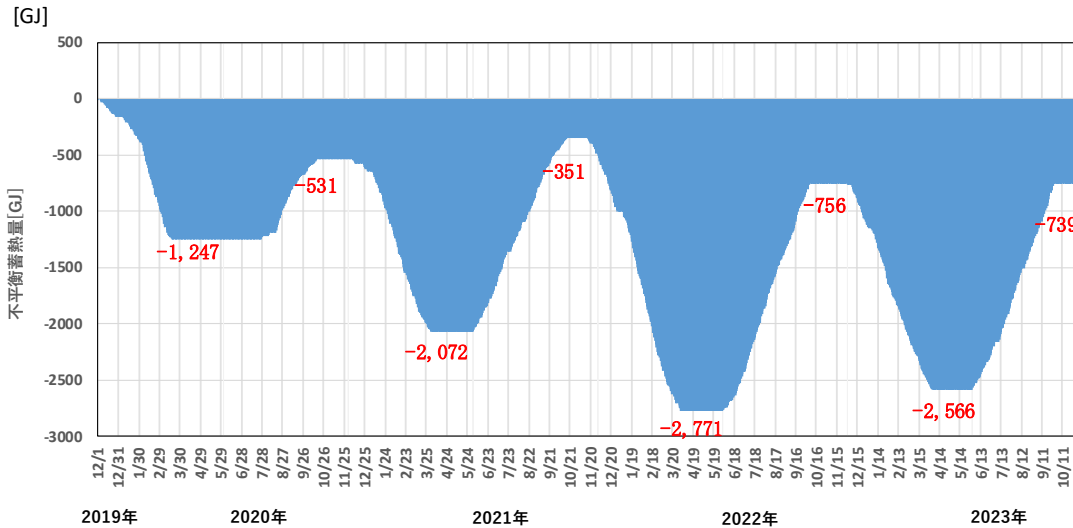


図 4-10 建物側の不平衡蓄熱量 ($\sum_k G_{RC,k}$) の推移

4.3.4 運転性能結果まとめ

表 4-6 ではシーズン毎にシーズン別蓄熱量とシーズン別消費電力を示している。また、連続する冬期・夏期（または夏期・冬期）の4シーズン合計値の蓄熱量と消費電力および、両者の比率である蓄熱量に対する平均 SCOP を示している。蓄熱空調は、非蓄熱空調と比べると、蓄熱時にエネルギーが増加する代わりに、採熱時にエネルギー消費を削減する空調方式であるので、蓄熱時と採熱時の4シーズンを通した評価が必要であるからである。表 4-6 と図 4-11 に詳細運転性能結果について説明する。

(1) シーズン k の不平衡蓄熱量^{注6}

表 4-6 から分かるように1サイクル目はシーズン 1W の冷水積算蓄熱量がシーズン 1S の温水積算蓄熱量より大幅に上回ってしまい、蓄熱量平衡を崩してしまった。冬期蓄熱量と比べて夏期蓄熱量が小さかったので、冷水は冷房時ターボ冷凍機の冷却水の熱源水として消費されることなく低温熱源井に残っていると考えられる。本研究では、これを将来に利用可能な冷水として捉え、熱量の差分を不平衡蓄熱量と称し、-531 GJ とする。シーズン 1S に温水蓄熱量が小さくなってしまった理由は、6、7月期において ATES を使用せず、通常の冷却塔を利用した運転をしてしまった結果、帯水層に蓄熱できなかったことが理由である。

シーズン 1S では高温熱源井において 716 GJ の温水蓄熱を行っているが、シーズン 2W では-1,540 GJ の冷水蓄熱を行っており、冷水蓄熱量は温水蓄熱量と比べ大きいので、シーズン 1S に高温熱源井に蓄熱された温水はシーズン 2W で全て消費されて、さらに足りない分は初期地中温度の地下水が揚水されたと見做すことができよう。

シーズン 2S はシーズン 1S の実績運転データに基づき運用方法を改善し、冷房期の初期からシーズン 2W の低温熱源井に蓄えられた冷水不平衡蓄熱量を使用して ATES で 1,721 GJ の温水蓄熱を行った。その結果シーズン 2S の温水蓄熱量は、シーズン 2W 冷水蓄熱量-1,540 GJ より多くなり、低温井の冷水不平衡蓄熱量はシーズン 2S 終了時には-351 GJ まで大幅に改善した。

しかし、シーズン 3W は-2,421 GJ の冷水蓄熱を行い、シーズン 2S の冷水不平衡蓄熱量 351 GJ を合わせると合計-2,771 GJ になり、今までのシーズンで一番冷水不平衡蓄熱量が多いシーズンとなった。冷水不平衡蓄熱量が多くなった理由はシーズン 3W の工場は稼働されてないにもかかわらず、オペレーターのミスで 2022 年 3 月に 24h 暖房運転を行い、無駄な冷水蓄熱量が蓄えられていたためである。

シーズン 3S、シーズン 4W の冷水・温水蓄熱・払いだしを繰り返し、最終的にシーズン 4S に不平衡蓄熱量が-739GJ に残されており、今後さらに蓄熱量平衡を改善する必要がある。

(2) 各シーズンの蓄熱量と熱回収率、蓄熱量に対する SCOP の関係

1シーズン前の蓄熱量に加え、過去の不平衡蓄熱量が存在する場合の熱回収率として、式 4-3 と式 4-4 のように定義した。残留熱量を、低温井と高温井に分けて定義したので、熱回収率も分けている。

$$\epsilon_{C,k} = \frac{G_{S,k}}{G_{S,k-1} + G_{RC,k-2}} \quad \text{式 4-3}$$

$$\epsilon_{H,k} = \frac{G_{S,k}}{G_{S,k-1} + G_{RH,k-2}} \quad \text{式 4-4}$$

シーズン1Wの冷水蓄熱は、シーズン1Sでの消費が少なく熱回収率は0.57である。シーズン1Wは、それ以前に一切蓄熱を行っていない初年であること、また、シーズン1Sの冷房では、シーズン1Sの冷水を活用していないこと（2020年6、7月）が理由で、1サイクル通算のSCOPは4.7である。シーズン1Sにおいて適正量の温水蓄熱を行っていれば、SCOPは更に高くなる可能性がある。

シーズン1Sの温水蓄熱を用い、シーズン2Wで暖房を行った。シーズン1Sの温水蓄熱量に対して、シーズン2Wの冷水蓄熱量は大きく、熱回収率は2.15である。蓄熱量以上に、揚水を行ったシーズンであり、シーズン後期は初期水温に近い揚水温度であった。そのため、SCOPは4.3となっており、他のシーズンに比べて最も低くなってしまった。それは、シーズン2Wの暖房運転でターボヒートポンプの制御パラメータの設定が良くなかったためである。

シーズン2Wの冷水蓄熱水を用い、シーズン2Sで冷房を行った。シーズン2Wにおいて、適正量の冷水蓄熱を行っており、また、過去の不平衡蓄熱量も残っている条件でシーズン2Sの冷房を行っており、好条件のシーズンである。このため、熱回収率は0.83と高く、また、SCOPは6.1に達している。

シーズン2Sの温水蓄熱を用い、シーズン3Wで暖房を行った。シーズン3Wはオペレーターのミスで2022年3月に無駄な暖房運転を行っており、他のシーズンに比べて最も蓄熱量が多い。そのため、不平衡蓄熱量も一番大きくなり、シーズン2Wとほぼ同じSCOPである。シーズン2W程度ではないが、熱回収率は1.41であり、まだ、蓄熱量以上に揚水を行ったシーズンが続いた。今後、このようなオペレーターのミスがないように対策が必要である。

シーズン3Wの冷水蓄熱水を用い、シーズン3Sで冷房を行った。シーズン3Wでのたくさん残された不平衡蓄熱量を一番多く使って冷房運転を行ったシーズンである。しかし、シーズン3Wの不平衡蓄熱量の影響で、熱回収率はシーズン2Sより低くなった。

シーズン3Sの温水蓄熱を用い、シーズン4Wで暖房を行っている。シーズン4Wは初めに前シーズンに蓄熱された温水蓄熱をすべて使い切れなかったシーズンである。そのため、熱回収率も0.9となり、比較的によく条件のシーズンである。そのため、SCOPは4.7で、暖房シーズンの中で一番高い値である。

シーズン4Sはシーズン4Wの冷水蓄熱を用い、冷房運転を行っている。最終的にシーズン4S終了後に-739GJの冷水不平衡蓄熱量が残っていたが、4サイクル平均冷暖SCOPは徐々に向上している。今後は、残された不平衡蓄熱量を改善しながらさらなる省エネ運転を目指した運用が必要である。

第4章 運用実績に基づく省エネ性能評価・不平衡蓄熱量評価

表 4-6 建物側4年間の運転データ性能結果まとめ

サイクル 番号	年	季節	運転期間	休止 期間	シー ズン	シーズン 別積算 負荷	シーズン 別積算 消費 電力	暖房 シーズン 別日積算 最大負荷	冷房 シーズン 別日積算 最大負荷	暖房 シーズン別 冷水積算 蓄熱量	冷房 シーズン別 温水積算 蓄熱量	シーズン別 積算残留 熱量	暖房 シーズン 別SCOP	冷房 シーズン 別SCOP	サイクル 別冷暖 SCOP
—	—	—	—	Day	—	GJ	GJ	kWh	kWh	[GJ/シーズン]	[GJ/シーズン]	[GJ]	—	—	—
1	2019~2020	冬期	12/2~3/18	138	1W	1,543	338	11,418	—	-1,247	—	-1,247	4.6	—	4.7
	2020	夏期	8/6~10/22	44	1S	1,332	274	—	5,939	—	716	-531	—	4.9	
2	2020~2021	冬期	12/7~3/31	61	2W	1,911	445	10,528	—	-1,540	—	-2,072	4.3	—	4.9
	2021	夏期	6/1~10/16	31	2S	1,518	247	—	6,769	—	1,721	-351	—	6.1	
3	2021~2022	冬期	11/16~3/31	59	3W	2,661	603	10,645	—	-2,421	—	-2,771	4.4	—	5.0
	2022	夏期	6/1~10/7	53	3S	1,919	308	—	9,719	—	2,015	-756	—	6.2	
4	2022~2023	冬期	11/30~4/3	58	4W	2,174	466	11,438	—	-1,810	—	-2,566	4.7	—	5.1
	2023	夏期	6/1~9/28	-	4S	1,493	250	—	6,610	—	1,828	-739	—	6.0	
4サイクル最大値						2,661	603	11,438	9,719	-1,247	2,015	—	4.7	6.2	5.1
4サイクル最小値						1,332	247	10,528	5,939	-2,421	716	—	4.3	4.9	4.7
4サイクル平均値						1,819	366	11,007	7,259	-1,755	1,570	—	4.5	5.8	5.0

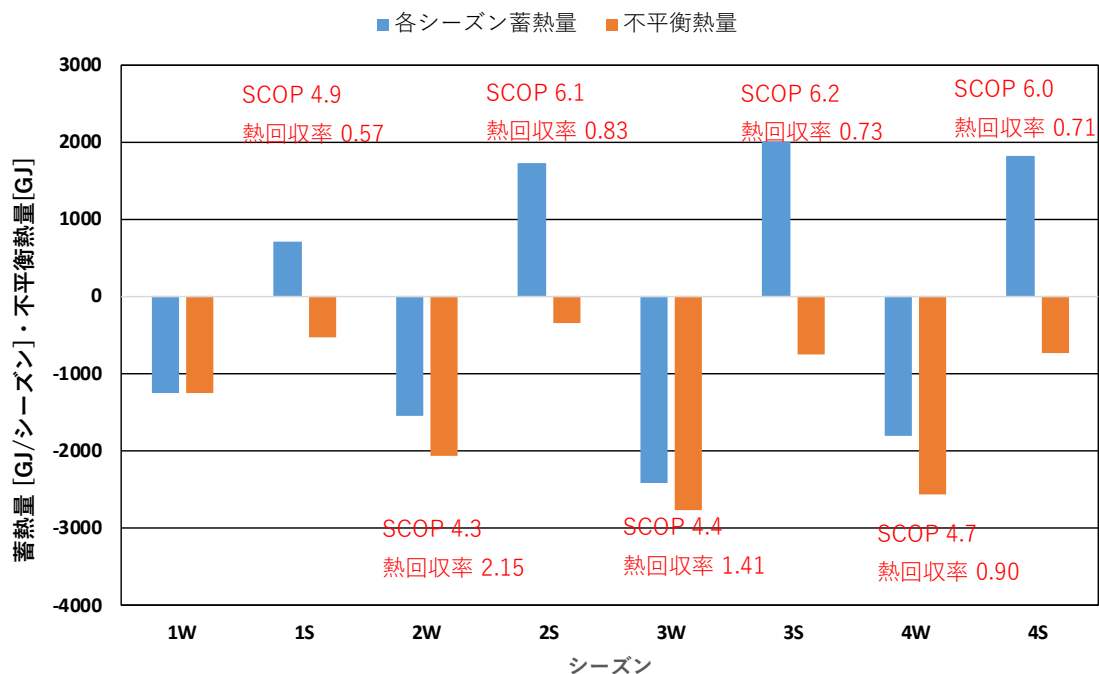


図 4-11 各シーズンの蓄熱量 ($G_{S,k}$) と不平衡蓄熱量 ($\sum_k G_{RC,k}$)

4.3.5 他熱源との省エネ効果比較

本項では4サイクルでの実績負荷データを用いて、通常冷暖房で使用されているガス吸収冷温水機、空冷ヒートポンプとATESを使用した場合のシミュレーションを行い、CO₂削減効果と省エネ効果について分析した。ATESは4サイクルの実績データを使用する。

表4-7にATESシステムと比較対象の従来システムの熱源設備機器表、表4-8に他熱源との省エネ比較条件を示す。

第4章 運用実績に基づく省エネ性能評価・不平衡蓄熱量評価

表 4-7 ATES と従来システムの熱源設備機器表

システム	-	ガス吸収 冷温水機 ^[4-7]		空冷ヒート ポンプ ^[4-8]		ATES	
		冷房	暖房	冷房	暖房	冷房	暖房
仕様	単位						
能力	kW	739	876	180	180	703	866
台数	台	1		5		1	
供給温度（入口/出口）	℃	12/7	54/60	12/7	40/45	12/7	40/45
供給流量	m ³ /h	127	127	31	31	121	150
熱源水温度（入口/出口）	℃	32/37	-	-	-	33/38	17/12
熱源水流量	m ³ /h	210	-	-	-	141	150
消費電力	kW	-	-	54.2	53.9	115	128
ガス使用量	Nm ³ /h	49	81	-	-	-	-
COP	-	1.2	0.9	3.3	3.3	6.1	6.8
蒸発器ポンプ	kW	11	11	3.7	3.7	11	11
凝縮器ポンプ	kW	22	-	-	-	18.5	18.5
2次冷温水ポンプ	kW	37	37	37	37	37	37
冷却塔ポンプ	kW	-	-	-	-	22	-
井戸ポンプ	kW	-	-	-	-	18.5	18.5
冷却塔ファン	kW	7.4	-	-	-	5.5	-

表 4-8 他熱源との省エネ比較条件

項目	適用条件
負荷データ	2019年12月～2023年10月までの4サイクルの実績冷暖房負荷データを用いた。
外気温度・湿度	2019年12月～2023年10月までの測定した外気温度、湿度を用いた。
料金単価	電気従量料金単価：18.07 円/kWh ^[4-9] 13A ガス従量料金単価：120.00 円/Nm ³ ^[4-10]
CO ₂ 排出係数	電気 CO ₂ 排出係数：0.309 kg-CO ₂ /kWh ^[4-11] 13A ガス CO ₂ 排出係数：2.29 kg-CO ₂ /kWh ^[4-12]
原油換算係数 ^[4-13]	電力（昼夜不明）：0.252 kL/1000 kW 都市ガス(13A)：1.16 kL/ 1000 Nm ³

表 4-9、表 4-10 に 4 サイクルの合計運転データを用いてガス吸収冷温水機と空冷ヒートポンプとの ATES の省エネ効果比較を示す。表 4-9 より ATES を利用した場合、4 サイクル

第4章 運用実績に基づく省エネ性能評価・不平衡蓄熱量評価

でガス吸収冷温水機に比べ、原油使用量は約 245KL 削減、CO₂ 排出量は約 581t 削減、ランニングコストは約 29,502 千円削減が見込める。割合的には省エネ率は約 54%、CO₂ 削減効果は約 70%であった。

表 4-10 より ATES を利用した場合、4 サイクルで空冷ヒートポンプに比べ、消費電力量は約 355,692kWh 削減、CO₂ 排出量は約 110t 削減、ランニングコストは約 6,427 千円削減が見込める。割合的には省エネ率と CO₂ 削減効果は共に約 30%であった。

表 4-9 ガス吸収冷温水機と ATES の省エネ効果比較(4 サイクル積算値)

システム	ガス吸収冷温水機	ATES
冷房負荷(kWh)	1,742,630	1,742,630
暖房負荷(kWh)	2,327,227	2,327,227
冷房ガス消費量(Nm ³ h)	109,565	-
暖房ガス消費量(Nm ³ h)	214,010	-
合計ガス消費量(Nm ³ h)	323,575	-
冷房消費電力(kWh)	227,139	299,860
暖房消費電力(kWh)	78,293	521,759
合計消費電力(kWh)	305,432	821,619
合計原油使用量(13A ガス) (kL)	375.3	-
合計原油使用量(電気) (KL)	77	207
合計原油使用量(KL)	452	207
削減量(KL)	-	245
削減率(%)	-	54
ガス 13ACO ₂ 発生量(t-CO ₂)	741	-
電気 CO ₂ 発生量(t-CO ₂)	94	254
合計 CO ₂ 発生量(t-CO ₂)	835	254
CO ₂ 削減量(t-CO ₂)	-	581
削減率(%)	-	70
ガス 13A ランニングコスト (千円)	38,829	-
電気ランニングコスト (千円)	5,519	14,847
合計ランニングコスト (千円)	44,348	14,847
ランニングコスト差 (千円)	-	29,502

表 4-10 空冷ヒートポンプと ATES の省エネ効果比較(4 サイクル積算値)

システム	空冷ヒートポンプ	ATES
冷房負荷(kWh)	1,742,630	1,742,630
暖房負荷(kWh)	2,327,227	2,327,227
冷房消費電力(kWh)	426,781	299,860
暖房消費電力(kWh)	750,530	521,759
合計消費電力(kWh)	1,177,311	821,619
削減量(kWh)	-	355,692
削減率(%)	-	30
合計 CO ₂ 発生量(t-CO ₂)	364	254
CO ₂ 削減量(t-CO ₂)	-	110
削減率(%)	-	30
合計ランニングコスト (千円)	21,274	14,847
ランニングコスト差 (千円)	-	6,427

4.4 まとめ

日本はオランダなどと比べ地盤構造が非常に複雑で帯水層の厚さが薄い。このような地盤構造の条件下で構築した帯水層蓄熱システムを対象として、4 サイクルに渡り測定した詳細実績データを示すとともに、性能を分析した。

- ① ATES の 4 種の標準運転モードを構築し、運転モードによる実証試験データより、シーズンごとの建物側に対する SCOP を評価し、4 サイクルに渡る平均 SCOP が 5.0 に達することを実証した。平成 29 年度環境省委託事業の報告書^[4-1]には 1 サイクルに渡る冷暖房運転を行い、SCOP が 3.8 となった実験報告はあったが、本章では 4 サイクルもの長期間に渡り継続運転したデータを用いて、詳細な性能分析を行い蓄積したデータは非常に重要である。また、4 サイクルの SCOP が第 1 サイクルのみ報告された、既往文献^[4-1]の SCOP より高いことが分かった。さらに、4 サイクルの実運転負荷データを用いて一般的に冷暖房空調システムで良く使われるガス吸収冷温水機、空冷ヒートポンプに比べそれぞれ 54%、30%の省エネになった。
- ② 4 サイクルの実績運用データを分析した結果、何れのシーズンでも蓄熱量平衡が維持できておらず冷水蓄熱量が残留し、4 サイクル終了時点で不平衡蓄熱量が-739GJ となった。ATES の長期間・安定運用において冷水不平衡蓄熱量が残るという問題点が明らかになった。3 章では温水不平衡蓄熱量が残った場合に HPS 方式と FCS 方式を利用した不平衡蓄熱量を解消する方法について提案したが、冷水不平衡蓄熱量の解消対策は提示していない。このまま冷水不平衡蓄熱量を改善できなければ、ATES 運転に支障が出

る可能性があり、不平衡蓄熱量の改善策は非常に重要な課題であることを改めて認識した。

第5章では次のシーズンの運用パターンを4サイクルの実績運転データから予測し、発生した不平衡蓄熱量を改善する具体的運用方法について提案する。

注記：

注1：地盤調査とは、候補地付近の地形・地質概要・地質構造・ボーリング調査によりサンプリング分析・粒子径分布より透水係数を推定し、地盤沈下影響分析・揚水量評価・地層構造図などについて、ATESの適用性を検討する作業を指す。

注2：HFO-1233zd冷媒は、オゾン層破壊係数（ODP）が0及び地球温暖化係数（GWP）が1である環境性に非常に優しい冷媒である。

注3：COPとは消費電力に対する建物負荷の比率であり、数値が大きいほどエネルギー消費効率が高いことを表す。

注4：建物側に対するSCOP=建物負荷/設備全体動力、設備全体動力は表-3に示したターボヒートポンプ圧縮機動力、各種ポンプ動力、冷却塔ファン動力の合計値である。

注5：2020年8月23日～9月9日までは工場の冷暖房供給を行ったがエネルギー管理制御システムの故障で欠測があったため、前後のデータを用いて直線補間した。

注6：不平衡蓄熱量では中間期への熱損失を無視している。

【第4章で用いた参考文献】

- [4-1] 平成29年度CO₂排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業、「帯水層蓄熱のための低コスト高性能熱源井とヒートポンプのシステム化に関する技術開発」成果報告書,平成29年, pp.12-24.
- [4-2] 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修,建築設備設計基準,令和3年版.
- [4-3] 井上宇一編,改訂5版 空気調和ハンドブック,丸善株式会社,2008, pp.35-93.
- [4-4] 地域冷暖房技術手引書,改定第4版, pp.65-71.
- [4-5] 関西地盤情報活用協議会地盤研究委員会,「新関西地盤 -神戸および阪神間-, 関西地盤情報活用協議会, 1998. pp. 270.
- [4-6] Bloemendal M・Olsthoorn T・Boons F: How to achieve optimal and sustainable use of the subsurface for aquifer Thermal Energy Storage. Energy Policy 2014, 66, pp.104-114.
- [4-7] 川重冷熱工業株式会社,吸収冷温水機・冷凍機総合カタログ,Efficio シリーズ, NH-210 型式, https://www.khi.co.jp/corp/kte/product/catalogue/chiller_all/,P41.
- [4-8] 三菱重工サーマルシステムズ株式会社,空冷ヒートポンプチラーMSV2カタグ,60HP, https://www.mhi-mth.co.jp/catalogue/data/705/#target/page_no=17,P17.

- [4-9] 関西電力株式会社, 高圧電力 AL 電気量料金 夏季,
https://biz.kepco.jp/elec/menu/500kw_more/.
- [4-10] 大阪ガス株式会社,料金表 H 1000m3 を超える場合,
https://home.osakagas.co.jp/price/menu/general_rate/index.html.
- [4-11] 関西電力株式会社, 地球温暖化対策の推進に関する法律に基づく当社の CO₂ 排出係数(2021 年度実績)の公表について,
https://www.kepco.co.jp/corporate/notice/notice_pdf/20230201_3.pdf
- [4-12] 大阪ガス株式会社,CO₂ 排出係数,
<https://www.osakagas.co.jp/company/business/service06/index.html>.
- [4-13] クール・ネット東京,
https://www.tokyo-co2down.jp/wp-content/uploads/2021/02/PJ_coefficient.pdf.

第5章

無次元揚水温度を指標とした
長期安定運用手法の提案

5.1 序論

4章では主に建物側の観点より基本設計時の負荷データ分析から ATES 基本設計についてまとめ、その運用計画により運転した長期間実績運転データより省エネ・不平衡蓄熱量について分析した。しかし、初期の基本計画と運用開始後の負荷パターンが異なり、分析対象の施設が西日本に立地するにも関わらず、暖房負荷が冷房負荷より大きくなり、結果的に冷水不平衡蓄熱量が残されていた。このまま、ATES 運用を継続すると長期間運用に支障が出る可能性はあることを再度認識したので、本章では、熱源井側観点より性能分析を行う同時に、今まで運用で残された不平衡蓄熱量問題の改善策について提案した。

長期間・安定運用手法を提案する際に非常に重要な指標となる無次元揚水温度の考え方について考察し、次シーズンの揚水温度を予測する指標とすることの可否について検討した。また、4章で残された不平衡蓄熱量の解消する具体的手順を提示した。

最後として、4章での長期間実績運転データの分析結果より分かったように、基本計画時と実際運用時の負荷パターンが全く異なる可能性があることも考慮し、実務における ATES 運用の際に適用することを目的として、実運用時に生じる種々の事象に対応しつつ積算蓄熱量・揚水体積平衡を維持する具体的な運用手法の提案とフローチャートを提示した。

5.2 年間積算蓄熱量・積算揚水体積を平衡状態にして運用するモデル

ATES を長期間・安定運用を行うためには、各熱源井の年間積算蓄熱量・積算揚水体積を平衡状態にすることが必要である。本節では、2本の熱源井からなる ATES において、熱源井ごとの年間積算蓄熱量・揚水体積を平衡状態で運用するモデルを定式化した。以降、各熱源井の年間積算蓄熱量・揚水体積がバランスする状態にあることを熱収支平衡・物質収支平衡と呼ぶ。

本節では、サイクル毎に実績値に基づき熱回収率を算定し熱回収率に影響するパラメータの分析が必要である。その中で揚水温度の上昇が熱源井の性能に大きい影響を与えるので、本節は初期地中温度に対する熱源井揚水温度・熱回収率・蓄熱量平衡の関係を整理した。

5.2.1 不平衡蓄熱状態を解消する必要性について

ATES では年間積算蓄熱量・揚水体積の両方について平衡を取らなければ以下の問題が発生する。

(1) 年間積算揚水体積の不平衡時の障害について

年間積算揚水体積を平衡させなければ、徐々に揚水体積に偏りが生じ、一方の蓄熱塊だけが大きく広がり、やがてもう一方の熱源井まで到達し熱干渉により熱回収率が小さくなる。このことから年間積算揚水体積を平衡させなければならない。

(2) 年間積算蓄熱量の不平衡時の障害について

年間積算蓄熱量を平衡させなければ、蓄熱エリアの帯水層の温度の平均値が上昇または下降する。これにより ATES を利用する熱源設備の効率低下や周辺の帯水層への熱汚染が発

生し、さらに生物の生態にも影響を与える可能性がある。

5.2.2 熱収支平衡・物質収支平衡制御方法

本項では定常的に年間サイクルの運用を前体とした時に熱収支平衡・物質収支平衡を維持する条件を明らかにした。冬期及び夏期の運用において、それぞれ横軸を揚水・還水体積、縦軸を初期地中温度、揚水温度、注水温度として図 5-1、図 5-2 に変動のイメージ図を示す。

冬期の積算蓄熱量 $G_{SW,k}$ (図 5-1 の網掛け部の面積) は式 5-1 で示す。右辺第一項は式 5-2 であるので $\overline{T_{p,H1}}$ を式 5-3 と置くと、式 5-2 が式 5-4 となった。同様に $\overline{T_{p,H2}}$ も式 5-5 とすると、式 5-1 は式 5-6 となった。

$$G_{SW,k} = \int_0^{Q_{w1,k}} (T_{i,C1} - T_{p,H}) dQ + \int_{w,1}^{Q_{ww,k}} (T_{i,C2} - T_{p,H}) dQ \quad \text{式 5-1}$$

$$= T_{i,C1} \times Q_{w1,k} - \int_0^{Q_{w1,k}} T_{p,H} dQ + T_{i,C2} \times Q_{w2,k} - \int_{w,1}^{Q_{ww,k}} T_{p,H} dQ$$

$$\int_0^{Q_{w1,k}} (T_{i,C1} - T_{p,w}) dQ = T_{i,C1} \times Q_{w1,k} - \int_0^{Q_{w1,k}} T_{p,H} dQ \quad \text{式 5-2}$$

$$\overline{T_{p,H1}} = \frac{\int_0^{Q_{w1,k}} T_{p,H} dQ}{Q_{w1,k}} \quad \text{式 5-3}$$

$$\int_0^{Q_{w1,k}} (T_{i,C1} - T_{p,w}) dQ = T_{i,C1} \times Q_{w1,k} - \overline{T_{p,H1}} \times Q_{w1,k} \quad \text{式 5-4}$$

$$\overline{T_{p,H2}} = \frac{\int_{w,1}^{Q_{ww,k}} T_{p,H} dQ}{Q_{w2,k}} \quad \text{式 5-5}$$

$$G_{SW,k} = T_{i,C1} \times Q_{w1,k} - \overline{T_{p,H1}} \times Q_{w1,k} + T_{i,C2} \times Q_{w2,k} - \overline{T_{p,H2}} \times Q_{w2,k} \quad \text{式 5-6}$$

夏期の積算蓄熱量 $G_{SS,k}$ (図 5-2 の網掛け部の面積) も同様に式 5-7 と表現できる。同様に $\overline{T_{p,C}}$ も式 5-8 とすると、式 5-7 は式 5-9 となった。

$$G_{SS,k} = \int_0^{Q_{ws,k}} (T_{i,H} - T_{p,C}) dQ = T_{i,H} \times Q_{ws,k} - \int_0^{Q_{ws,k}} T_{p,C} dQ \quad \text{式 5-7}$$

$$\overline{T_{p,C}} = \frac{\int_0^{Q_{ws,k}} T_{p,C} dQ}{Q_{ws,k}} \quad \text{式 5-8}$$

$$G_{SS,k} = T_{i,H} \times Q_{ws,k} - \overline{T_{p,C}} \times Q_{ws,k} \quad \text{式 5-9}$$

第5章 無次元揚水温度を指標とした長期安定運用手法の提案

なお、 $Q_{ww,k}$ は式 5-10 である。結果、年間サイクルの式 5-6 と式 5-9 が得られた。次に、年間サイクルの物質収支平衡式は式 5-11、年間サイクルの熱収支平衡式は式 5-12 である。

$$Q_{ww,k} = Q_{w1,k} + Q_{w2,k} \quad \text{式 5-10}$$

$$Q_{ww,k} = Q_{ws,k} \quad \text{式 5-11}$$

$$G_{SW,k} = G_{SS,k} \quad \text{式 5-12}$$

以上より、年間サイクルにおいて熱物質収支平衡・熱収支平衡を維持するための条件を、式 5-6、式 5-9、式 5-11、式 5-12 で定式化した。年間サイクルにおいて、式 5-6、式 5-9、式 5-11、式 5-12 を満足するように、変数 $T_{i,C1}$ 、 $T_{i,C2}$ 、 $T_{i,H}$ 、 $Q_{w,1}$ 、 $Q_{w,2}$ を求めて運用する必要がある。なお、暖房運転期間および低温外気併用運転期間における平均注水温度 $T_{i,C2}$ は、外界気象条件である外気湿球温度によって決まり、施設の立地する地域の平年値などを仮定する必要がある。

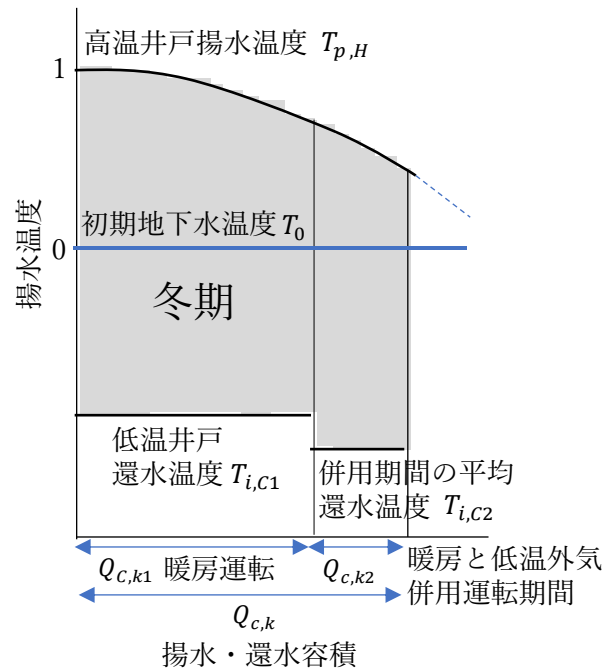


図 5-1 冬期における高温井戸の揚水温度と低温井戸の還水温度

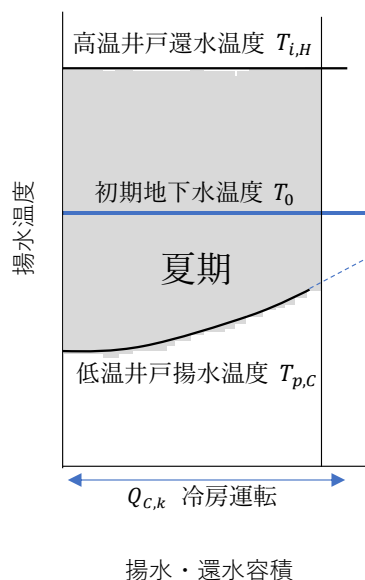


図 5-2 夏期における高温井戸の揚水温度と低温井戸の還水温度

5.2.3 不平衡蓄熱状態を解消ための制御方法

前項では定常的な年間サイクルの運用に必要な熱収支平衡・物質収支平衡を維持する条件を示した。本項では前シーズンまでに積算蓄熱量と揚水体積の不平衡が発生した状態で、不平衡分を次のシーズンにフィードバックして修正する方法を定式化する。

問題の定式化にあたって物質流れと熱の流れの正負について説明する。

蓄熱量は、初期地中温度 T_0 を基準として式 5-13、式 5-14、式 5-15、式 5-15 で評価する。初期地中温度に対して評価するため定式化における物質流れと熱の流れの正負について図 5-3 を用いて説明する。蓄熱量の正負の定義は初期地中温 T_0 を基準温度とし、それより大きい温度の時に温度差は正(高温熱源井は正)、それより小さい温度の時に温度差は負(低温熱源井は負)となる。高温熱源井・低温井にかかわらず還水体積は正の値を、揚水体積は負の値を示す。このように、体積と温度の正負から、熱の正負が決定され、温水還水に伴う高温熱源井への熱の流入は正となる。温水揚水に伴う高温熱源井からの熱の流出は負、低温熱源井への冷水還水に伴う低温熱源井への熱の流入は負、低温熱源井からの冷水揚水に伴う熱の流出は正となる。還水体積は正、揚水体積は負のみの値を示す量として定義する。本研究では、シミュレーション上では蓄熱量に対して、配管・ポンプによる熱損失・機器発熱の影響は考慮していない。

$$G_{SH,P,k} = C_w Q_{H,P,k} (T_{H,p,k} - T_0) \quad \text{式 5-13}$$

$$G_{SC,i,k} = C_w Q_{C,i,k} (T_{C,i,k} - T_0) \quad \text{式 5-14}$$

$$G_{SH,i,k} = C_w Q_{H,i,k} (T_{H,i,k} - T_0) \quad \text{式 5-15}$$

$$G_{SC,p,k} = C_w Q_{C,p,k} (T_{C,p,k} - T_0) \quad \text{式 5-16}$$

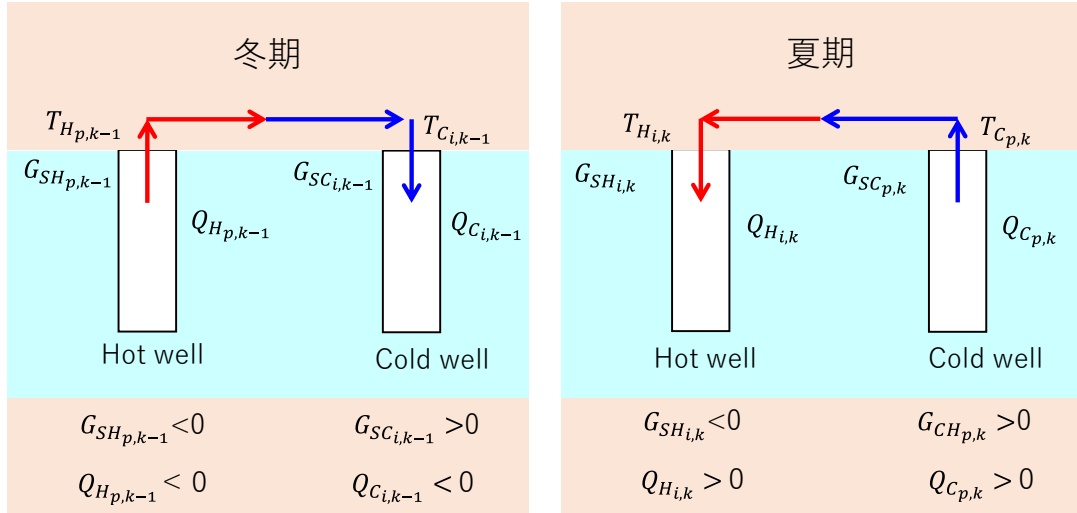


図 5-3 ATES の年間運転サイクル説明図

5.3 Doughty らの揚水温度予測モデル

式 5-17～式 5-20 で示す k は夏期または冬期のいずれかをシーズン k として表記する。1 サイクルは暖房シーズンと冷房シーズンに分けられる。以降に積算蓄熱量・揚水体積平衡式を求めるプロセスにおいて、シーズン k は夏期、冬期どちらを想定してもよい。

Doughty^[5-1]らは各シーズンの熱回収率 ϵ_k は、帯水層に同量の水が還水された後、そこから揚水される時の生産（取り出し）エネルギーと投入エネルギーの比として定義している。水のエネルギー量は、帯水層の初期温度 T_0 を基準として定義される。シーズン k の熱回収率 ϵ_k は式 5-17 で示す。ところで、この式はシーズン $k-1$ の積算還水体積 $Q_{i,k-1}$ とシーズン k の積算揚水 $Q_{p,k}$ が等しく、平均注水温度 $T_{i,k-1}$ がシーズン $k-1$ の期間中で一定値の場合、式 5-18 のように書くこともできる。ここで、平均環水温度 $T_{i,k-1}$ はシーズンを通して常時一定とし、 $T_{p,k}$ は揚水期間中(シーズン k)の平均揚水温度を表す。この条件では、時間 t における無次元揚水温度 $T_{p,t}^*$ は式 5-19 で定義され、そのシーズン平均値を $T_{p,k}$ とする。以上をまとめると、熱回収率 ϵ_k は無次元平均揚水温度 $T_{p,k}^*$ に等しくなり式 5-20 になる。

$$\varepsilon_k = \frac{G_{SE,k}}{G_{SS,k-1}} = \frac{C_w Q_{p,k}(T_{p,k} - T_0)}{C_w Q_{i,k-1}(T_{i,k-1} - T_0)} \quad \text{式 5-17}$$

$$\varepsilon_k = \frac{T_{p,k}^* - T_0}{T_{i,k-1} - T_0} \quad \text{式 5-18}$$

$$T_{p,t}^* = \frac{T_{p,k} - T_0}{T_{i,t-1} - T_0} \quad \text{式 5-19}$$

$$\varepsilon_k = T_{p,k}^* \quad \text{式 5-20}$$

Doughty^[5-1]らは単一熱源井のモデルを対象として還水後の揚水応答シミュレーションによりパラメータスタディーを行い、無次元揚水温度を示した。本研究では、Doughty^[5-1]らの研究で用いられた無次元揚水温度（式 5-19）を用いて、2本の熱源井を用いて揚水・還水をした際の揚水温度と熱回収率の評価を行った。中尾ら^[5-2]はDoughty^[5-1]らの研究に準じ、熱源井間距離の熱干渉がない2本の熱源井について揚水温度のシミュレーションを行い、日本の空調運用期間を考量した場合の無次元揚水温度と熱回収率の関係及び簡易に揚水温度を求める手順を示した。中尾ら^[5-3]は2本熱源井間の熱干渉を考慮した無次元数と揚水温度変化の関係を得て、日本のように土地が狭いところでの適用を考慮し、熱源井距離と熱半径の比より熱回収率を推定する式を得た。中尾らはシミュレーションで無次元揚水温度を求めることができたが、そのデータを用いて今後どのように実運用化に適用するかまでは述べてないので、本研究ではこれを拡張して無次元揚水温度を算定し、次年度以降の運用方法の提案を行い、積算蓄熱量・揚水体積平衡を取るようにした。

5.4 揚水体積と揚水温度の関係

5.4.1 揚水温度の観測値

図 5-4 に、本設備（神戸市和田岬）で運転した 2019 年 12 月～2023 年 10 月までの揚水温度 $T_{p,t}$ について、横軸を各シーズンの還水開始時からの積算揚水体積をとり図化した。2019 年冬期から ATES の運用を開始しており、最初期の揚水温度を初期地中温度とし 19.8°C である。冷房時の温水還水平均温度は 25°C、暖房時の冷水注水温度は 10°C に設定している。その理由は 4 章で説明したように地盤状況が異なり、低温熱源井と比較し、高温熱源井の揚水量が多かったので、地中初期温度と注水温度差を小さくしても十分冷房負荷に賄うことができる一方で、低温熱源井は揚水量が少ないため、暖房負荷に賄うためには初期温度と注水温度差をできるだけ大きくして、運用する必要があったためである。図 5-4 より揚水体積の増加に対する揚水温度の推移は各シーズンで似ている。また、シーズン 1S、2W 以降では各シーズンの平均揚水開始温度はほぼ同じであった。シーズン 1S において平均揚水温度より低い温度で開始された原因は、表 5-1 に示したように ATES 運用を開始した時期が遅く、休止期間が長いためであろう。また、シーズン 2W で平均揚水温度より低い温度で開始され

第5章 無次元揚水温度を指標とした長期安定運用手法の提案

た原因は、シーズン1SのATESによる冷房運転時間が短く、積算揚水体積が少ないことが原因であると推測された。

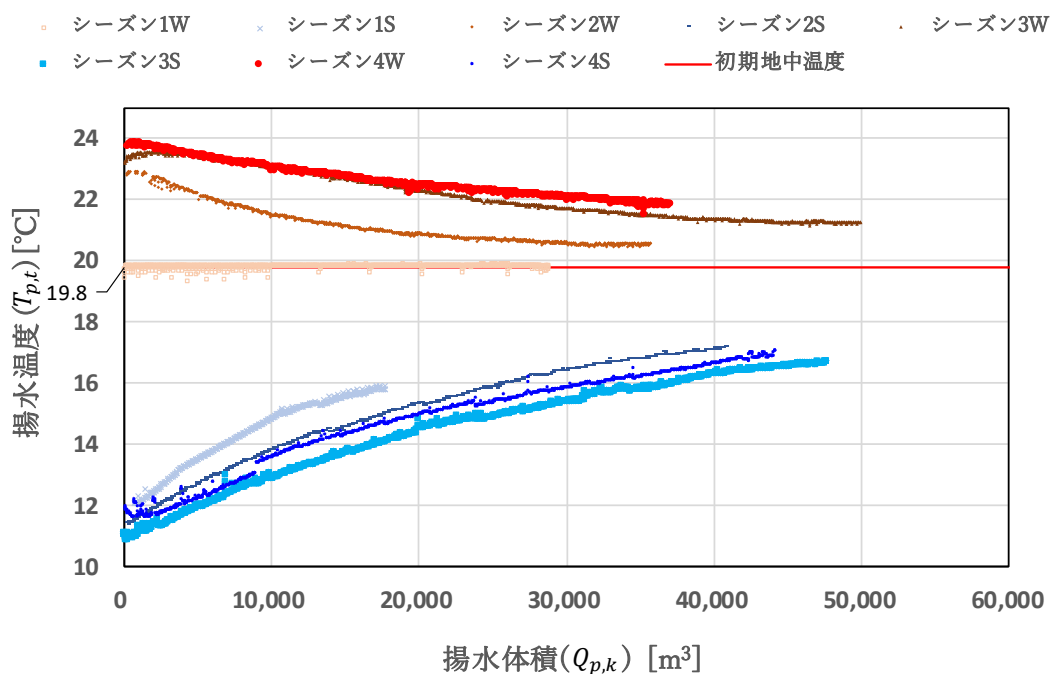


図 5-4 揚水体積変化における実績揚水温度応答の比較

表 5-1 冷暖房期間と休止期間および日数

サイクル 番号	年	季節	シーズン 番号	運転期間	運転 日数	休止 日数
-	-	-	-	-	Day	Day
1	2019~2020	冬期	1W	12/2~3/18	108	138
	2020	夏期	1S	8/6~10/22	79	44
2	2020~2021	冬期	2W	12/7~3/31	117	61
	2021	夏期	2S	6/1~10/16	138	31
3	2021~2022	冬期	3W	11/16~3/31	107	59
	2022	夏期	3S	6/1~10/7	115	53
4	2022~2023	冬期	4W	11/30~4/3	112	58
	2023	夏期	4S	6/1~9/28	97	-

5.4.2 無次元化した揚水温度観測値

式 5-19 で定義された無次元揚水温度を用いて、揚水温度データを無次元化して図 5-5 に示す。シーズン 1W は ATES を使用した運転の最初の年であるので無次元揚水温度は 0 である。各シーズン（シーズン 1S, 2W を除く）の冷房・暖房運転による揚水温度上昇・降下傾向はほぼ同じである。

冬期暖房運転のシーズン 2W~4W まで揚水開始時の値はそれぞれ 0.55 と 0.69、0.74 であり、サイクルを重ねると上昇し、応答形もほぼ同じであった。なお、シーズン 2W の応答の変化は他のシーズンに比べ応答の変化が速かった。その理由は、主に前シーズン 1S の還水体積が小さかったことに起因したと思われる。揚水体積がほぼ同じであるシーズン 2W と 4W を比較すると、揚水開始初期の揚水温度の低下スピードはシーズン 2W の方が早い、揚水体積 10,000m³ からは概ね同じであった。シーズン 2W の初期揚水温度低下スピードが早い理由はおそらくシーズン 1S の温水揚水体積がシーズン 3S より小さいことが理由であると推定する。3 サイクルとも初期段階の揚水温度低下の傾きは少し異なるが、途中からはほぼ同じであることが分かる。

夏期冷房運転のシーズン 1S~4S までの揚水開始時の値はそれぞれ-0.72 と -0.94、-0.88、-0.81 でありそれぞれ異なるが、応答形は似ている。夏期冷房運転において 4 シーズンとも無次元揚水温度の傾きはほぼ同じ傾向であることが分かる。無次元揚水温度はシーズン 4S に比べシーズン 2S, 3S の初期値が低い、5,000m³ 以降では 4 シーズンともほぼ同じであった。

夏期と冬期で同じ指標で応答の形を比較するために夏期の揚水温度の正負を反転して図 5-6 に無次元揚水温度の応答形を比較する。ただし、上記分析でシーズン 1W、1S、2W は他のシーズンに比べ傾向が異なる原因が分かったので図 5-6 では外した。

図 5-6 より各サイクルの揚水温度応答形は夏期・冬期ともほぼ同じであることがわかった。また、無次元揚水開始温度が冬期より夏期の方が高いことが分かる。それは第 4 章で説明したように温水熱源井と冷水熱源井の地盤の違いで熱源井性能に影響されているのではないかと推測した。

第5章 無次元揚水温度を指標とした長期安定運用手法の提案

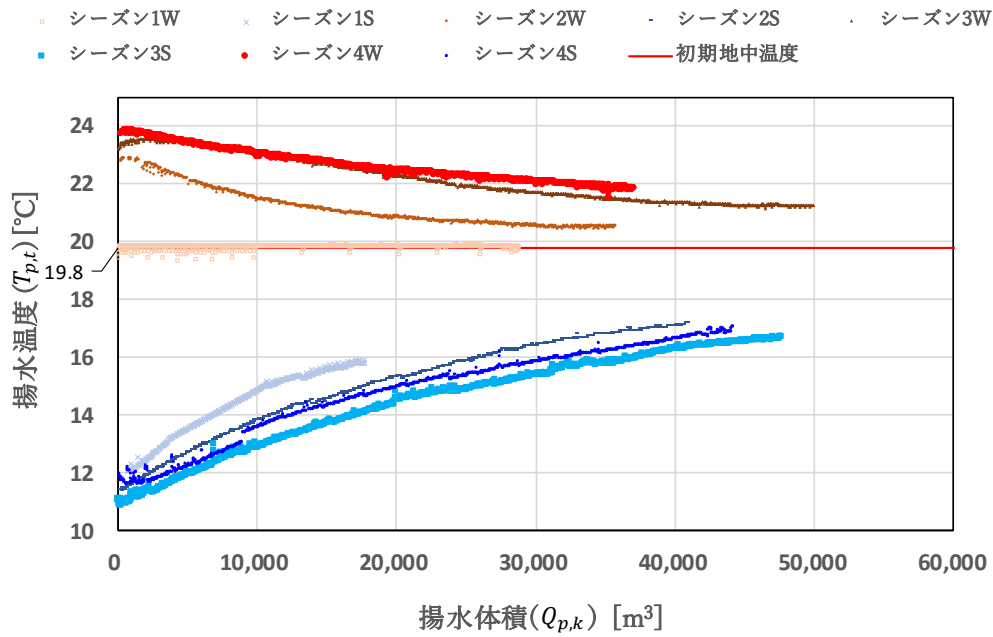


図 5-5 揚水体積変化における無次元揚水温度の応答

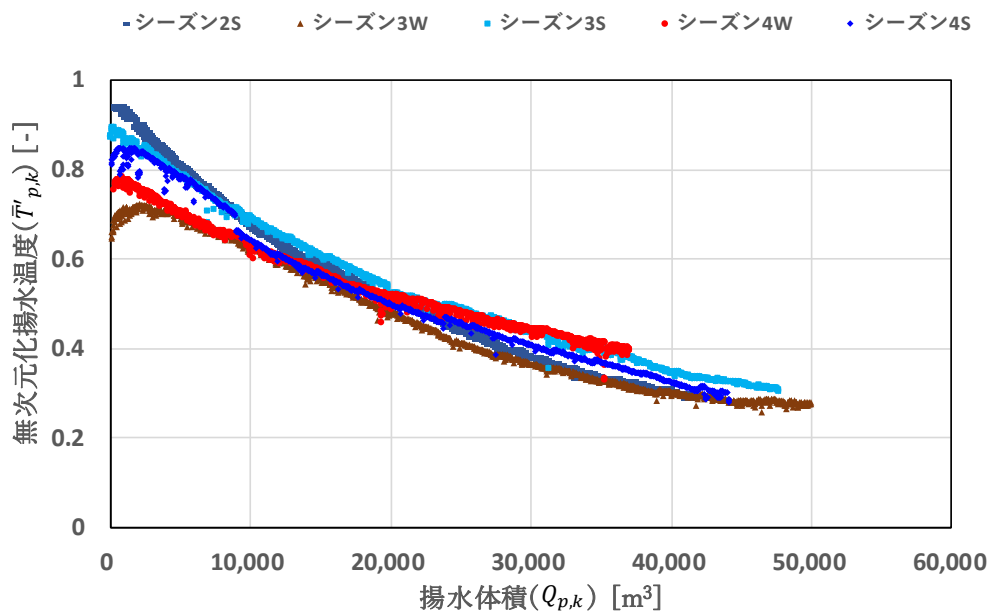


図 5-6 揚水体積変化における無次元揚水温度の応答形の比較

5.4.3 揚水開始時無次元揚水温度に対する休止期間の影響

本項には休止期間が、無次元揚水開始温度にどのように影響するかについて分析した。なお、本設備運転開始時期の第1回目の揚水であるシーズン1Wの無次元揚水温度は0である。表5-2に基準値1(休止期間がない場合の値)との差及びシーズン運転開始までの休止期間の関係、図5-7に休止温度と揚水開始無次元揚水温度差を示す。図5-7よりは休止期間と揚水開始無次元揚水温度差の関係性から外れていたため、休止期間が一番長かったシーズン1Wのデータを除いた分を図5-8に示す。

図5-8よりシーズン3Wを除くと休止期間に長さにより揚水開始無次元揚水温度差が減衰傾向を示している。通常休止期間が短いと帯水層の熱伝導拡散や自然地下水流による影響が小さくなるはずであるので、シーズン1Wと3Wを除くと想定通りである。

なぜ、シーズン1Wと3Wが、異なる結果になっているかは今後、さらなるデータ蓄積を通じて調べる必要がある。

表5-2 シーズン運転開始までの休止期間の関係

サイクル番号	シーズン番号	休止日数	揚水開始無次元揚水温度	基準値との差
-	-	Day	-	Day
1	1W	138	0	0
	1S	44	0.72	0.28
2	2W	61	0.55	0.45
	2S	31	0.94	0.06
3	3W	59	0.69	0.31
	3S	53	0.88	0.12
4	4W	58	0.74	0.26
	4S	-	0.81	0.19

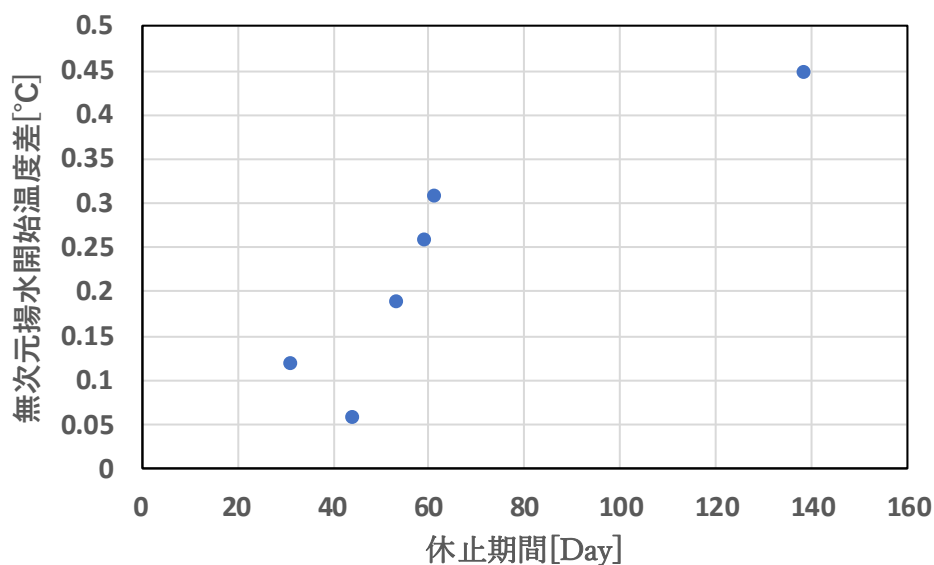


図 5-7 休止期間と揚水開始無次元揚水温度差

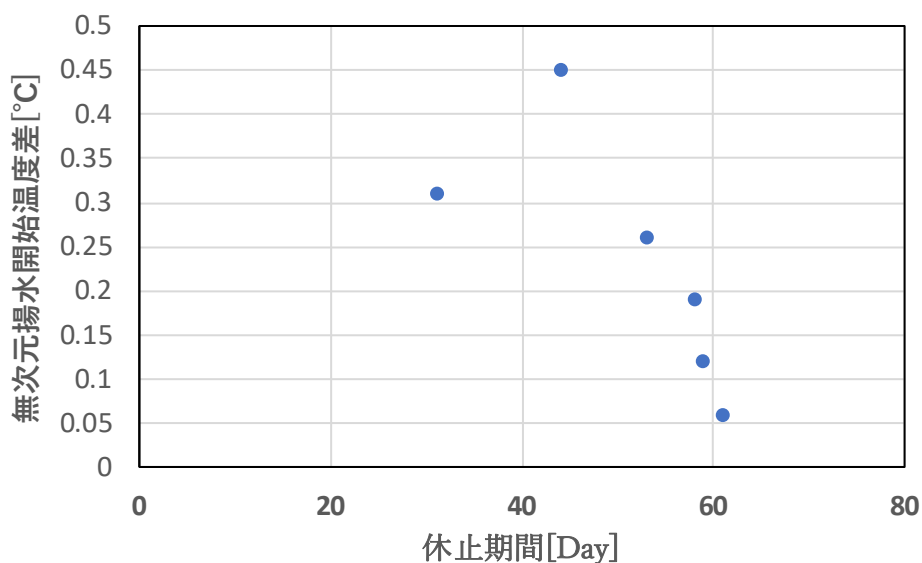


図 5-8 休止期間と揚水開始無次元揚水温度差(シーズン 1W を除く)

5.5 不平衡蓄熱量割合について

図 5-9 に不平衡蓄熱量の割合を示す。不平衡蓄熱量の割合は式 5-21 を用いて算定した。不平衡蓄熱量が 0% の場合、シーズン $k-1$ の揚水蓄熱量 $G_{SE,k-1}$ とシーズン k の環水蓄熱量 $-G_{SS,k}$ が同量であることを示す。不平衡蓄熱量の正負については、プラスの場合は温熱が過剰となること、マイナスの場合は冷熱が過剰となることを示す。

$$\epsilon = \frac{G_{SE,k-1} - G_{SS,k}}{G_{SE,k-1} + G_{SS,k}}$$

式 5-21

オランダ^[5-4]では5サイクル内に不平衡蓄熱量の割合は±15%以内、10サイクル以内に±10%以内に収めるよう求める規制がある。日本ではまだ規制はないが、このような不平衡の運用を続けると ATES を長期間使用できなくなるので、本節ではオランダ基準に従い評価した。図 5-9 に示したようにシーズン6 とシーズン7 以外には全てオランダ基準値を超過している。また、シーズン7 以外は全てマイナスになり、冷水過剰の不平衡状態にあることが分かる。したがって、5サイクル目以降について運用方法の変更により不平衡蓄熱量を解消する試みをおこなった。この方法については、5.7 節で説明する。

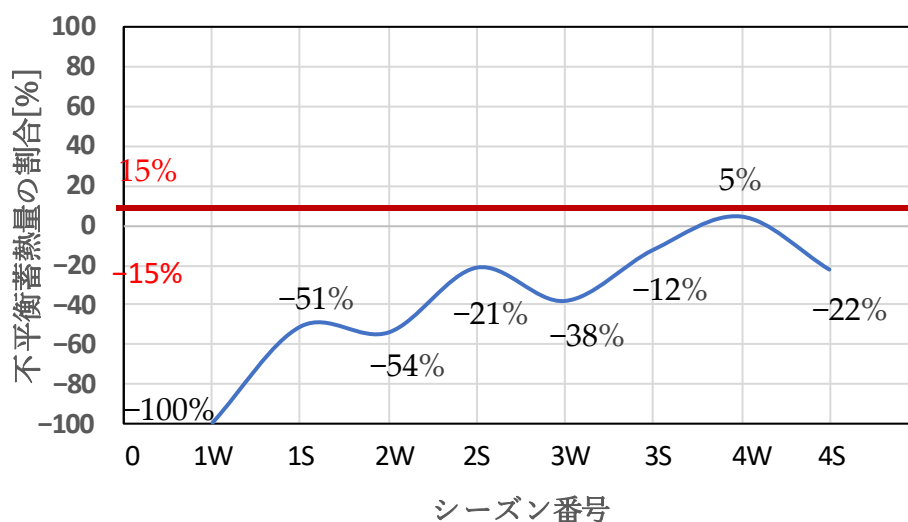


図 5-9 不平衡蓄熱量の割合の推移

5.6 熱収支平衡・物質収支平衡の評価

表 5-3 に低温・高温熱源井の熱収支平衡・物質収支平衡状況を示す。地中熱に対する不平衡蓄熱量 $\Delta G_{R,k}$ は式 5-22 で算定する。地上設備から地中に対しての揚水・注水蓄熱量平衡について地中熱不平衡蓄熱量と呼ぶ。

$$\Delta G_{R,k} = G_{SC_i,k-1} + G_{SH_p,k-1} + G_{SC_p,k} + G_{SH_i,k}$$

式 5-22

冬期暖房運転でシーズン 1W の揚水体積は 28,971m³ で 4 サイクルの中で最も小さかった。シーズン 2W と 4W はほぼ同じであり、シーズン 3W については 4 章で述べたようにオペレーターのミスで 2022 年 3 月に 24h 運転をしたので 4 サイクルの中で最大であった。仮にシ

第5章 無次元揚水温度を指標とした長期安定運用手法の提案

ーズン 3W で 2022 年 3 月に 24h 運転を止めた場合でも揚水体積は約 43,388m³ であり、他のシーズンより大きかった。これはシーズン 3W の工場生産負荷が大きかったため、運転も長時間であったことが理由である。仮に、工場が通常稼働であり、またオペレーターのミスもない状況を想定すれば、シーズン 2W と 4W と同様にシーズン 3W の揚水体積は 36,000m³ 前後であったと推定する。

夏期冷房運転でシーズン 1S の揚水体積は 17,706m³ であり 4 サイクルの中で最小であった。シーズン 2S と 3S、4S の揚水体積は運転時間により若干のバラツキはあるが、40,000m³ を超えており、3 年平均で約 44,000m³ になると推定される。

低温熱源井の 4 サイクル目の夏期運転(4S)終了時点で揚水体積は不平衡状態にあり、不平衡揚水体積は 475m³ である。低温熱源井に対する熱回収率は 1 サイクル目 38% に比べ、4 サイクル目 61% に向上し、蓄熱量・揚水体積が平衡に向かう方向へ運用改善を行った結果熱回収率が向上していることが分かった。

高温熱源井の 4S 終了時点で不平衡揚水体積が 475m³ まで縮小しているが、高温熱源井からの揚水体積が低温熱源井より過剰である状態は解消していなかった。高温熱源井については、シーズン 2W よりシーズン 3W で熱回収率が向上したが、シーズン 4W では低下した。その理由は、シーズン 3W で 3 章に述べたように冬期に無駄の運転をしたことが原因で大量の蓄熱があったが、その後のシーズン 3S において 3W の蓄熱分を消費できなかったためである。

4 サイクル目の夏期運転 4S 終了時点で地中熱不平衡量は -853 GJ となっており、投入熱より回収（放出または冷却）熱が上回っていることが分かる。蓄熱量不平衡状態については 5 サイクル以降運用方法の見直しを行い、平衡状態に戻す必要がある。

第5章 無次元揚水温度を指標とした長期安定運用手法の提案

表 5-3 低温・高温熱源井の熱・物質収支状況

サイクル 番号	年	季節	シーズン 番号	高温熱源井					低温熱源井					地中熱 不平衡熱量 $\Delta G_{R,k}$ GJ
				シーズン別積算 揚水・還水体積 $Q_{p,k} \quad Q_{i,k}$	不平衡 揚水体積	揚水蓄熱量 還水蓄熱量 $G_{SE,k} \quad G_{SS,k}$	不平衡 蓄熱量 $G_{SH,i,k} + G_{SH,p,k+1}$	熱源井 熱回収率 ϵ_k	シーズン別積算 揚水・還水体積 $Q_{p,k} \quad Q_{i,k}$	不平衡 還水体積	揚水蓄熱量 還水蓄熱量 $G_{SE,k} \quad G_{SS,k}$	不平衡 蓄熱量 $G_{SC,i,k} + G_{SC,p,k+1}$	熱源井 熱回収率 ϵ_k	
				$m^3/\text{シーズン}$	m^3	GJ/シーズン	GJ	%	$m^3/\text{シーズン}$	m^3	GJ/シーズン	GJ	%	
1	2019~2020	冬期	1W	-28,790	-28,790	0	0	-	28,790	28,790	-1,288	-1,288	-	-1,288
	2020	夏期	1S	17,706	-11,084	415	415	-	-17,706	11,084	483	-805	38%	-390
2	2020~2021	冬期	2W	-35,675	-46,759	-205	210	49%	35,675	46,759	-1,402	-2,206	-	-1,996
	2021	夏期	2S	40,732	-6,027	922	1,132	-	-40,732	6,027	803	-1,403	57%	-271
3	2021~2022	冬期	3W	-49,916	-55,943	-488	644	53%	49,916	55,943	-2,048	-3,452	-	-2,807
	2022	夏期	3S	47,607	-8,336	978	1,622	-	-47,607	8,336	1,045	-2,406	51%	-784
4	2022~2023	冬期	4W	-36,426	-44,762	-432	1,190	44%	36,426	44,762	-1,476	-3,883	-	-2,693
	2023	夏期	4S	44,107	-655	943	2,132	-	-44,107	655	897	-2,985	61%	-853

5.7 積算蓄熱量・揚水体積不平衡の運用改善方法

4章では4サイクルでの運転データ分析で積算蓄熱量・揚水体積の平衡が崩れていることが分かった。シーズン4Sの終了時点で建物側に対する積算蓄熱量から見ると不平衡蓄熱量は739 GJ、不平衡揚水体積は475m³残っていた。この状態で運転を継続した場合、不平衡蓄熱量・不平衡揚水体積がさらに大きくなり、長期間持続的なATESの運転ができないので、今後の運転方法を見直して改善する必要がある。Olaf Van Pruissen^[5-5]らは、長期に渡り効率を低下させることなくATESを運用するためには冷房・暖房負荷の小さい方に対してATESを使用し、残りは空冷ヒートポンプなどを補助熱源として運用する方法により積算蓄熱量平衡が維持でき、全体設備効率も向上すると述べているが具体的な運用方法までは言及していない。そこで、本章では実績データに基づき運用改善方法について提案した。

5.7.1 本設備での運用改善方法

本項では本設備で発生した特有な問題を重視し、本設備の状況に即して今後の運用改善方法についてまとめた。過去の4サイクルでの運転実績のばらつきをなくした平均的で運用状況（オペレーターミスなどのデータは削除）について表5-4にまとめた。表5-4より冬期は1,519h、夏期は1,276hの運転時間に対して、揚水体積はそれぞれ36,000 m³、44,000 m³であることが分かった。平均無次元揚水温度は4サイクルでの運転実績の平均値を使用した。設定条件に関しては現在の工場負荷条件に対し冬期注水温度10°C、夏期注水温度24.6°Cを設定したため、冬期積算蓄熱量は1,865 GJ、夏期積算蓄熱量は1,776 GJであり、暖房時の冬期積算蓄熱量が多かった。

表5-4 実証設備における4サイクルの平均的運用状況

季節	運転期間	運転時間		積算	揚水体積	実績平均	初期地中	無次元平均	平均	建物側	備考欄
		t		揚水体積	揚水体積	注水温度	温度	揚水温度	揚水温度	蓄熱量	
		day	h	Q _{p,k}	Q _{p,t}	T _{i,k}	T ₀	T _{p,k}	T _{p,k}	G _{RC,AGs,k}	
				m ³ /シーズン	m ³ /h	°C	°C	-	°C	GJ	
冬期	12/1~3/18	110	1,519	36,000	23.7	10.0	19.8	0.494	15.0	1,865	暖房運転
夏期	6/1~10/22	115	1,276	44,000	34.5	24.6	19.8	0.536	22.4	1,776	冷房運転

上述の不平衡状態を改善し、今後は積算揚水体積・積算蓄熱量の両方の平衡を維持するために、以下の手順で運用方法の改善提案を行った。

(a) 積算揚水体積の決定

積算揚水体積の平衡を維持するには夏期と冬期の積算揚水体積を同じにする必要がある。最も単純な方法は小さい方に合わせる方法である。ただし、負荷が小さい方に合わせてATESを運用するとATESの効率は低くなるので、3章で提案した負荷が大きい方に合わせて、最も効率が良い運用方法もある。本項では、積算揚水体積が小さい冬期の揚水体積実績値より36,000m³と定め、次年度1年間をこの計画値を守り一定値で運転する。

第5章 無次元揚水温度を指標とした長期安定運用手法の提案

これにより、夏期積算揚水体積を過去の実績より縮小しなければならないので、ATESで冷房負荷を賄うために注水温度の設定を変更する必要がある。

(b) 注水温度の設定

積算揚水体積を決定した後、夏期・冬期の積算蓄熱量を決定する。本設備では夏期の積算蓄熱量が小さいため、夏期の注水温度を設定する。平均注水温度を決める際には前サイクルの無次元揚水温度を使用し、式 5-23 より平均揚水温度を計算する。その後、冬期の積算蓄熱量が夏期とほぼ同じになるように式 5-24 を用いて冬期の平均注水温度を設定する。

$$T_{p,k} = T_0 - (T_0 - T_{i,k}) \times T^*_{p,k} \quad \text{式 5-23}$$

$$T_{i,k} = T_{p,k} - \frac{G_{SSk}}{c_w \times Q_{p,k}} \quad \text{Or} \quad T_{i,k} = T_{p,k} - \frac{G_{SEk}}{c_w \times Q_{p,k}} \quad \text{式 5-24}$$

上記のように積算揚水体積・注水温度の二つのパラメータを調整した結果、表 5-5 のように次シーズンは、冬期暖房時の設定注水温度は 12.0°C、夏期冷房時の設定注水温度は 27.3°C、積算揚水体積は冬期に合わせ 36,000m³ になるようにした。

表 5-5 第5サイクルの運用方法の提案（暖房運転時間を見直さない場合）

季節	運転期間	運転時間		積算	揚水	設定	初期地中	無次元平均	平均	建物側	備考欄
		t		揚水体積	揚水体積	注水温度					
		day	h	m ³ /シーズン	m ³ /h	°C	°C	-	°C	GJ	
冬期	12/1~3/18	110	1,519	36,000	23.7	12.0	19.8	0.545	15.5	1,782	暖房運転
夏期	6/1~10/22	115	1,276	36,000	28.2	27.3	19.8	0.535	23.8	1,776	冷房運転

表 5-5 に示す運用を行うと、冬期暖房運転時の積算蓄熱量が表 5-4 の値 1,865 GJ より小さくなり、ATES ですべて暖房負荷を賄うことができないことが分かる。補助熱源（空冷ヒートポンプなど）を保有していれば、それを用いて補うが、本工場設備は補助熱源を保有していないので、暖房の運転時間を減らす運用とする。暖房の運転時間を減らした場合その分積算揚水体積も減ることになる。表 5-6 に暖房運転時間を減らした場合の第5サイクルの度運用方法の提案についてまとめた。

第5章 無次元揚水温度を指標とした長期安定運用手法の提案

表 5-6 第5サイクルの運用方法の提案（暖房運転時間を見直した場合）

季節	運転期間	運転時間 t		積算 揚水体積 $Q_{p,k}$	揚水体積 $Q_{p,t}$	設定 注水温度 $\bar{T}_{i,k}$	初期地中 温度 T_0	無次元平均 揚水温度 $\bar{T}'_{p,k}$	平均 揚水温度 $\bar{T}_{p,k}$	建物側 蓄熱量 $G_{RC,k} G_{S,k}$	備考欄
		day	h	m ³ /シーズン	m ³ /h	°C	°C	-	°C	GJ	
冬期	12/1~3/18	110	1,400	34,415	24.6	11.7	19.8	0.545	15.4	1,776	暖房運転
夏期	6/1~10/22	115	1,276	34,415	27.0	27.7	19.8	0.535	24.0	1,776	冷房運転

上記の運用方法の提案は、過去の4サイクルで残された不平衡蓄熱量を考慮していない場合であるので、過去の不平衡蓄熱量を含め全てを解消する方法について検討した。シーズン4S終了時点で合計の冷水不平衡蓄熱量は-739 GJであるので、第5サイクル中の単年度だけで不平衡蓄熱量をすべて解消し、積算蓄熱量平衡を取るのは困難であると考えられる。そこで、本研究では4サイクルを通して積算蓄熱量平衡が崩れたため、これと同じく今後の4サイクルを通して積算蓄熱量を平衡するように、改善のための猶予期間を設定した。改善手段は注水温度の設定変更に依るほかないので、負荷が小さい冷房運転をすべてATESで賄う前提条件下で注水温度設定を行った。不平衡蓄熱量を暖房運転時の積算蓄熱量に加えるのでその分、注水温度の設定を高くした。以上をまとめると、表5-7のような運用方法になる。

表 5-7 今後運用方法の提案（不平衡蓄熱量を考慮した場合）

季節	運転期間	運転時間 t		積算 揚水体積 $Q_{p,k}$	揚水体積 $Q_{p,t}$	設定 注水温度 $\bar{T}_{i,k}$	初期地中 温度 T_0	無次元平均 揚水温度 $\bar{T}'_{p,k}$	平均 揚水温度 $\bar{T}_{p,k}$	建物側 蓄熱量 $G_{RC,k} G_{S,k}$	備考欄
		day	h	m ³ /シーズン	m ³ /h	°C	°C	-	°C	GJ	
冬期	12/1~3/18	110	1,400	34,415	24.6	13.5	19.8	0.545	16.4	1,777	暖房運転
夏期	6/1~10/22	115	1,276	34,415	27.0	28.7	19.8	0.535	24.6	1,776	冷房運転

5.7.2 一般的ATESに適用可能な運用方法

5.7.1 項では本設備で発生した特有な問題点を中心に今後の運用方法について記載したが、本項では一般的ATESにも適用可能な運用方法について再整理した。今後長期間ATESを安定運用するには以下の3項目と図5-10のATES長期安定運転フローチャートを堅守する必要がある。運用開始時には、平均無次元揚水温度について前シーズンの実績値が無いので推定値を用いて計画環水温度を設定するほか無いが、2サイクル目以降は、前サイクルの実績値から得た平均無次元揚水温度を用いて計画注水温度を決めることができる。このように、第2サイクル目以降では、シーズン毎に計画注水温度等を適宜見直しつつ、積算揚水体積・積算蓄熱量の両方の平衡を維持する。

第5章 無次元揚水温度を指標とした長期安定運用手法の提案

- ① 2サイクル目以降は積算揚水体積が小さい方に合わせて ATES を運用することとし、各シーズンの積算揚水体積を算出する。過去の積算揚水体積と比較して小さい方の積算揚水体積を使用する。
- ② 前シーズンの平均無次元揚水温度から、次のシーズンの注水温度を設定する。注水温度は前シーズンの平均無次元揚水温度と積算蓄熱量と積算揚水体積から算定する。
- ③ 冷房・暖房期間で年間積算負荷の小さい方は補助熱源を用いずATESで賄うことにする。補助熱源がある場合は負荷が大きい方について補助熱源で不足分を補うように運用する。補助熱源がない場合は負荷の大きい方について冷暖房期間全体をATESで運用することを諦め、積算蓄熱量に見合った運転時間で運用する。

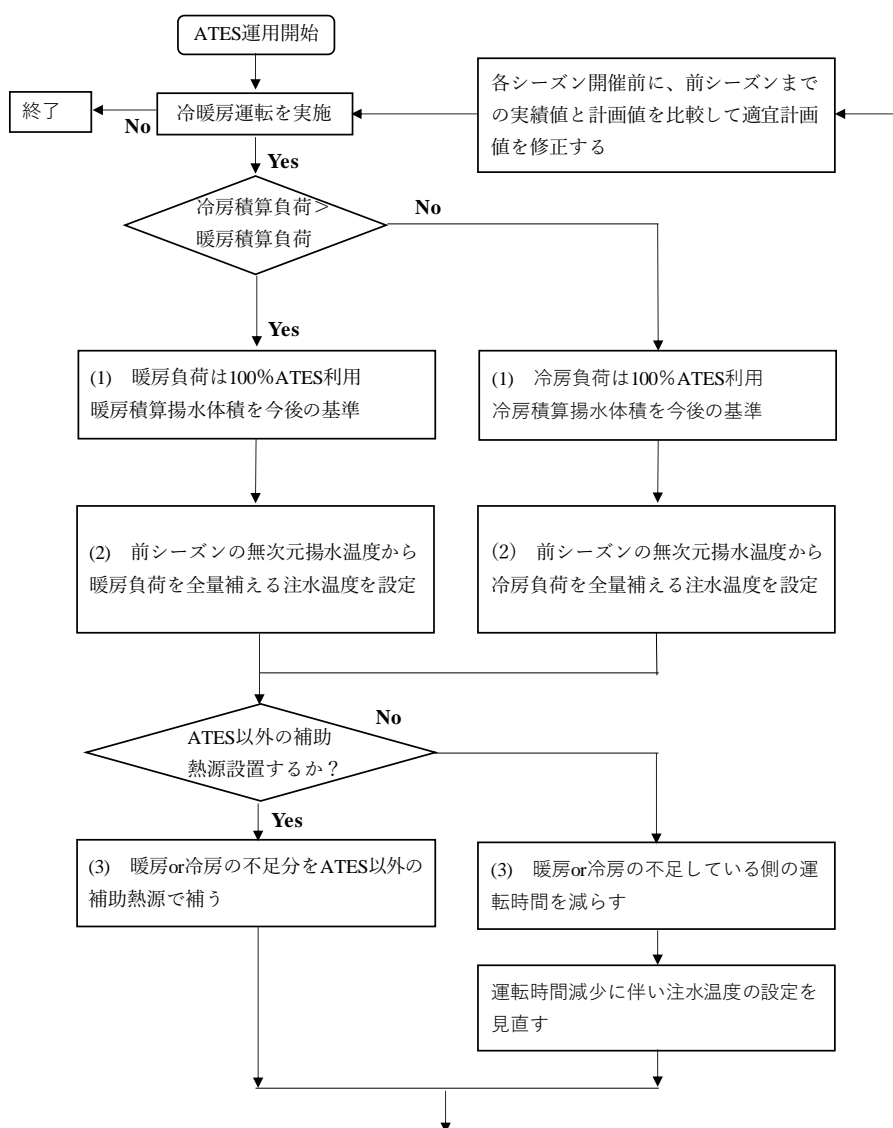


図 5-10 ATES を長期安定運転するための運用フローチャート

5.8 まとめ

本章では、4章での長期間実績運転データ分析結果より残された冷水蓄熱量を解消する方法について検討し、最終的に実務において ATES を運用する際に、積算蓄熱量・揚水体積平衡を維持する具体的な運用手法の提案とフローチャートを提示した。

- ① 本章では Doughty らの無次元揚水温度の考え方をを用いて、実績運転データについてシーズンごとの無次元揚水温度の変化を考察し、初年度を除いて変化傾向がほぼ同様であることを把握し、この無次元揚水温度は初年度を除くと揚水温度の予測に使用できることを確認した。さらに、無次元揚水温度は次のシーズンの運用方法の指標に使えることを示した。
- ② Olaf ら^[5-5]は積算蓄熱量平衡のための運用手法について述べているが、積算揚水体積を平衡させる方法については言及されていない。年間積算揚水体積を平衡させないと、徐々に揚水体積に偏りが生じ、片方の蓄熱塊が大きく広がり、最終的にはもう一方の熱源井まで到達し、熱干渉により熱回収率が低下する。そのため、積算揚水体積の平衡は極めて重要である。本章ではこの点を考慮して、先ず、最初に積算揚水体積を平衡させるよう体積を決定し、次に無次元揚水温度を用いて積算蓄熱量の平衡を取るよう運用する、2段階の手順を踏んだ運用手法を提案し、フローチャートとしてまとめた。

【第5章で用いた参考文献】

- [5-1] Christine Doughty: A dimensionless parameter approach to the thermal behavior of an aquifer thermal energy storage system, *Water resources research*, Vol.18, No.3, June 1982, pp.571-587.
- [5-2] 中尾正喜・西岡真稔・仲西琴音・徳田隆秀: 帯水層蓄熱システム企画のための用水温度予測手法- (第1報) 既往研究の無次元化アプローチと課題, *空気調和・衛生工学会大会, 学術講演論文集*, 2020, pp.169-172.
- [5-3] 中尾正喜・吉信椋太・徳田隆秀・辻裕伸: 帯水層蓄熱システム企画のための用水温度予測手法- (第2報) 熱源井間の熱干渉を考慮したモデル, *空気調和・衛生工学会大会, 学術講演論文集*, 2022, pp.49-52.
- [5-4] Basar Bozkaya, Wim Zeiler: The effectiveness of night ventilation for the thermal balance of an aquifer thermal energy storage. *Applied Thermal Engineering* 146, 2019, pp.190-202.
- [5-5] Olaf van Pruissen, Rene Kamphuis: Multi agent building study on the control of the energy balance of an aquifer, Presented at IEECB'10-Improving Energy Efficiency in Commercial Buildings, 13-14 April 2010, Frankfurt, Germany.

第6章

総括

6.1 総括

日本は2050年にカーボンニュートラル社会を実現することを目指している。しかし、業務や家庭セクターのエネルギー消費は未だ増大傾向にあり、空調用エネルギー消費を削減することが大きな課題のひとつである。このような社会的背景の元で、本研究では、空調設備の大幅なエネルギー化を可能とするATES提案を行い、ATESを長期間・安定的に運転するためには、各熱源井の年間積算蓄熱量と揚水体積を平衡に保つ重要性について示した。また、構築した高精度熱源機単体モデルを冬期冷水蓄冷設備モデルに結合し、ATESにおいてHPSを加え、FCSの比較・評価した。最後、長期間に渡る詳細実績データの性能を分析し、不平衡熱量の問題点を分析し、具体的な運用手法の提案とフローチャートを提示した。

第1章：序論

本研究の背景と目的、ATESに関する既往研究を概観し、本研究の位置づけを明らかとした。積算蓄熱量・揚水体積を平衡する手段に関する日本・海外既往研究調査を行ったが、既往研究では、ATES運用における積算蓄熱量・揚水体積の不平衡問題の研究はされていたが、実用に即した具体的提案・運用方法などについては言及されてなかった。そこで、既往研究の成果を引用しながら、ATESの長期間安定運用するために積算熱量・流量平衡を維持する手段及び長期間実績運転データの性能評価・問題点について示し、冷水・温水積算蓄熱量・揚水体積の平衡を持続可能な具体的な運用方法の提案と手順を提示するなど本研究の目的を示した。

第2章：熱源機モデルの高精度化を目的とした回帰係数の検討

ターボ冷凍機単体モデルを構築する際に既往研究の回帰係数の算定手順が曖昧点について吟味し、必要な要件を明らかにした。主に、ターボ冷凍機の定格条件での定格値の周波数を一定にした場合の、冷却水温度変化によるターボ冷凍機が運転可能な最大能力のデータと適用する最低、最高冷水出口温度範囲を考慮したデータが回帰係数を作成するのに非常に重要であることが分かった。上記の検討結果を踏まえて、新たにターボ冷凍機の回帰係数を作成し、シミュレーションとメーカー値を比較した結果、定格点以外も部分負荷時・低冷却水入口温度条件を含む、広範囲の運転条件に対して高精度なモデルが作成できた。

第3章：蓄冷設備モデルの構築と高効率運用手法の検討

ATESの長期間持続熱利用に視点を置いて、西日本のように冷房負荷が暖房負荷より多い地域において、冷水・温水の環水・揚水が不平衡とならないように、新たにFCS方式とHPS方式を提案して、両システム運用方法について検討・評価した。新たに低外気温度や部分負荷率時に、非常に性能が高いHPS方式を提案し、FCS方式とHPS方式の蓄冷設備モデルを構築し評価した。また、冷水・温水積算蓄熱量・揚水体積の平衡を維持する重要な手法である冬期冷水製造のHPS方式、FCS方式の最適制御を考慮した運用方法をまとめ、両方システムが外部条件に合わせて、高性能で使用できる運用手法を提案した。最適制御を実施した後、両方式の優劣性を比較し、外気湿球温度 6°C 以下、FCS方式の運転を行う方が省エネになることが分かった。

第6章 総括

第4章：運用実績に基づく省エネ性能評価、不平衡熱量評価

地盤構造が非常に複雑で帯水層の厚さが薄い日本で構築した施設を対象として、今までどこの文献にも報告されていない長期間（4サイクル）に渡り測定した詳細実績データを示すとともに、性能を分析することは非常に重要と考え、詳細性能分析結果を示した。4サイクルに渡る平均 SCOP が 5.0 に達することを実証した。さらに、4サイクルの実運転負荷データを用いて一般的に冷暖房空調システムで良く使われるガス吸収冷温水器、空冷ヒートポンプに比べそれぞれ 54%、35%の省エネになることも明らかとした。最後に、どのシーズンでも蓄熱量平衡が維持されておらず、冷水蓄熱量が残留し、4サイクル終了後、-739GJ の不平衡量が残された。ATES の長期間・安定運用において不平衡熱量が残るという問題点を明らかにし、不平衡熱量の改善策は非常に重要な課題であることを改めて認識した。

第5章：無次元揚水温度を指標とした長期安定運用手法の提案

第4章で残された不平衡熱量の改善策として、無次元揚水温度が指標として有用であることについて、長期間詳細実績データの分析を通じて、その傾向について分析し、次シーズンの揚水温度を推定する指標に使えることを示した。積算蓄熱量のみならず、積算熱量・揚水体積の両者ともに平衡させることの重要性を示した。その平衡を図るための運用手法として、積算揚水体積を先に平衡させるようにし、それ以降は、無次元揚水温度を用いて積算蓄熱量平衡を取るような具体的運用手法を提案し、フローチャートを提示した。

第6章：総括

第6章は総括であり、本研究の成果を要約して述べた。

第6章 総括

謝辞

本論文は著者の大阪市立大学大学院工学研究科都市系専攻における研究成果をまとめたものです。

私はこの論文を完成させるにあたり、多くの方々からご支援をいただきまして、こころから感謝申し上げます。

まず、第一に私の指導教員であり、博士後期過程への入学時の研究テーマから在学中と一貫してご指導賜った大阪市立大学 西岡真稔教授に心より感謝申し上げます。本論文をまとめるためには、先生のご指導がなければ、社会人として業務と学校生活の両方のバランスを取りながら、論文を完成することは困難であったと考えます。また、先生のご助言とご指摘によって、より深い洞察と正確性を持った研究ができたことを感謝しています。あらためて厚く御礼申し上げます。

中尾正喜先生には、日々の研究の中で大変お世話になりました。論文テーマの設定、課題、今後の研究内容の説明などいろいろアドバイスいただきました。心からお礼申し上げます。

シミュレーションモデルの作成および解析にあたりあらゆる面で協力いただいた卒業生の仲西琴音様、安田結香様には様々な形でご協力いただきました。皆様に謝意を表します。

副査としてご指導賜った大阪公立大学 機械工学科 環境エネルギーグループ 伊與田浩志教授、工学研究科 都市系専攻 都市リサイクル工学グループ 貫上佳則教授、工学研究科 都市系専攻 地域環境グループ 鍋島美奈子教授には、本論文に対して新たな視点より多くのご意見を賜りました。ここに感謝申し上げます。

社会人としての私の研究に多大なご協力をいただいた三菱重工業株式会社の上田憲治様には社会人博士入学時のアドバイス、運転データの提供や貴重な情報提供、少なからず影響する研究活動に対して寛大なご理解と多大なご支援と賜り、社会人として業務を継続しながら3年間に亘る研究活動を続けることができました。ここに厚く御礼申し上げます。

最後に、3年間に亘り休日の多くを研究活動で、不在であったにもかかわらず、私の研究活動を支え続けてくれる妻孫明月、2人の娘4歳の崔嘉娟、1歳の崔娜温に感謝いたします。私がこの博士論文を完成させることができたのは、家族の暖かいサポートと励ましのおかげです。絶え間ない理解に心から感謝しています。

2024年8月11日 崔林日