

熱源水ネットワークシステムによる温泉地域のエネルギー有効利用に関する研究

—温泉熱と排湯熱を利用した給湯システムのエネルギー消費量削減効果の試算—

STUDY ON EFFECTIVE UTILIZATION OF ENERGY IN THE HOT SPRING AREA BY HEAT SOURCE WATER NETWORK SYSTEM

—ESTIMATION OF ENERGY CONSUMPTION REDUCTION EFFECT

BY THE HOT WATER SUPPLY SYSTEM USING HOT SPRING HEAT AND DRAINAGE HEAT—

地域環境計画分野 大森雅貴

Division of Regional Environmental Planning Masaki OMORI

温泉施設では源泉熱・排湯熱の有効利用にはほど遠い状況である。本研究では温泉街の特徴を活かし温泉熱の面的利用を目的とした「温泉熱利用熱源水ネットワークシステム」を検討する。温泉施設の実測調査結果を踏まえ、熱源水ネットワークシステムの導入効果を試算した。源泉温度 50°C の温泉地域の温泉宿 6 棟で熱源水ネットワークシステムを導入することで、ボイラを用いる既存システムに比べ、一次エネルギー消費量を 16.8GJ/day 削減できることを示した。

In order to use the hot spring heat which is renewable energy, we consider heat source water network system with hot spring heat and drainage heat are used at the community level of the hot spring town unit. In this study, we research basic data and heat demands at the hotels, and build simulation models to calculate the introduction effect of the system. The estimations used measurement results in hotel are carried out. As a result, under the conditions of the heat spring source temperature about 50°C, primary energy consumption of the proposed system is less 16.8GJ/day than the existing local boiler system, and is less 8.9GJ/day than the heat source plant system with networked six hotels.

1. はじめに

1.1 研究背景

温泉大国である我が国では全国に源泉が分布しているが、温泉施設では温泉熱の利用機会は少ない。高温源泉を保有する温泉施設では温泉熱を有効利用せず、大気への放熱や加水により汲上温度を利用温度まで下げることが多い。また浴場の排湯からの熱回収もほとんど行われていない。そこで地域の共有財産である温泉熱を活用する手法の一つとして、温泉街の特徴を活かし温泉熱の面的利用を目的とした「温泉熱利用熱源水ネットワークシステム」を検討する。

温泉熱熱源水ネットワークシステム(図 1)は、2 管(高温側と低温側)セットで埋設され、高温側からヒートポンプ(以下、HP)給湯機用の熱を汲み上げ低温側に戻し、源泉と排湯からの回収熱は低温側から汲み上げる熱源水に与え高温側に戻す。両端は接続されており熱源水は地域を循環する仕組みである。

1.2 研究目的

温泉熱利用熱源水ネットワークシステムの詳細な導入効果を検討するため、温泉施設におけるエネルギー

消費量の実態を把握する必要がある。そのため温泉施設モデルとして、群馬県四万温泉地域の宿泊施設における熱源システムの現状調査を複数建物で行い、使用エネルギー量を把握する。また宿泊施設の実測結果を用いて、熱源水ネットワークシステムのシミュレーションを行い、既存システム・熱源プラントシステムと熱源水ネットワークシステムの一次エネルギー消費量、地域全体の CO₂ 削減量等の比較を行うことにより、温泉熱利用熱源水ネットワークシステムの導入効果と優位性を示すことを目的とする。

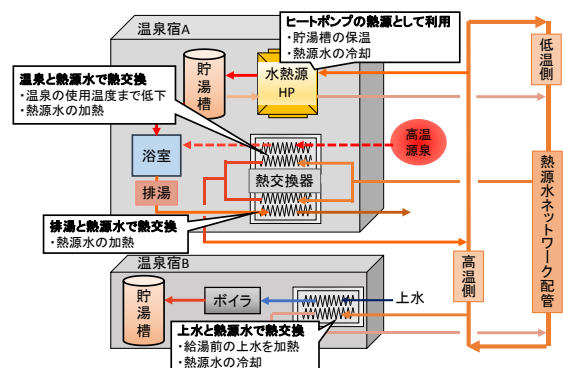


図 1 温泉熱利用熱源水ネットワークシステム概要図

2. 温泉宿の冬期熱利用実態調査

2.1 実測調査概要

シミュレーションで用いる基礎データの収集と温泉宿におけるエネルギー消費量の実態を把握することを目的に群馬県四万温泉にある温泉宿 A・B で実測調査を行う。表 1 に対象施設の概要を示す。温泉宿 A は温泉宿 B の約 5 倍の客室数を持ち、温泉宿敷地内に湯量が豊富な源泉を保有する。温泉宿 B は敷地内の源泉の湯量が少ないため町営温泉を購入している。また源泉温度が低いため、温泉槽や浴槽の温泉を循環加温しており、温泉の湯量が少ない場合には補給水を温泉槽へ供給している。温泉宿 A・B ともに浴場洗い場にあるカラン・シャワーには上水を給湯しており、温泉水を使用することはない。温泉宿 A では使用する湯は全て油焚ボイラで給湯し、温泉宿全体へ供給している。一方、温泉宿 B は給湯需要がある場所に真空温水器があり各所で給湯している。

表 2 に調査概要を示す。2 施設ともに熱源システム周辺と大浴場で使用される熱量を把握することに焦点を当て測定機器を設置する。実測調査は 2014 年 11 月末から 2015 年 3 月中旬まで実測を行い、タンク、ボイラ周辺、配管等にセンサを設置し測定された温度と流量から使用される熱量を算出する。流量計測に関して、温泉宿 A・B ともに計測開始当初の約 2 週間は各計測地点に流量計を設置し計測を行い、それと同時にクランプメーターを用いてポンプの電流を計測する。それ以降は計測開始 2 週間で得た流量と電流の関係を用いて、クランプメーターの計測値から流量を推定する。給湯用上水の流量はポンプの電流計測ができないため、3 月中旬まで継続して計測を行った。また排湯の流量を計測することが困難なため、温泉槽に入った湯量が浴場から排水される量と等しいと仮定をしている。

2.2 実測結果と考察

2.2.1 温泉宿 A の温度計測結果

図 2 に温泉宿 A の温度計測結果(11/27-12/8 の時刻別平均)を示す。上水温度は約 10℃、源泉温度は約 50℃、給湯温度は 60~70℃で推移している。排湯温度は 10 時~12 時の間に温度が下がることが確認でき、浴場の清掃時刻と重なることから、排湯量が少なくなることが考えられる。また清掃時間は時間が決まっていることから、年中同様な温度の推移をすることが予想される。四万温泉地域の源泉温度は約 50℃であること、約 40℃の排湯が浴場から排水として放流されていることが確認できた。

2.2.2 温泉宿 A の熱需要量

本研究の熱需要量は給湯需要量のことであり、式 1 で定義される。図 3 に 11/27-12/8 の期間の代表日の結果より算出した熱需要量を示す。6 時~8 時、16 時~

表 1 対象施設の概要

	温泉宿 A	温泉宿 B
客室数	・ 79 室	・ 15 室
源泉状況	・ 6 源泉を所有 ・ 源泉かけ流し ・ 毎日温泉を張り替え	・ 2 源泉を所有 ・ 湯量が少ないため、町営温泉を購入 ・ 循環昇温
排湯状況	・ 河川へ放流	・ 河川へ放流
給湯設備状態	・ 中央集中給湯方式 ・ 油焚ボイラ使用	・ 個別給湯方式 ・ 真空温水器使用

表 2 調査概要

	温泉宿 A	温泉宿 B
測定期間	2014.11.26~2015.3.17 上水系統以外の流量計測は 2014.12.8 まで	2014.12.8~2015.3.17 上水系統以外の流量計測は 2014.12.22 まで
測定内容	上水系：温度(1),流量(1) 給湯系：温度(1) タンク内：温度(5) 浴槽系：排水温度(5) ポンプ：流量(7),電流(6)	上水系：温度(3),流量(3) 給湯系：温度(10),流量(4) タンク内：温度(3) 浴槽系：排水温度(3) ポンプ：流量(2),電流(6)

※()内数字は設置個数

$$Q_D = C_w G (\theta_h - \theta_w) \quad \text{式 1}$$

$$Q_E = C_w G (\theta_d - \theta_L) \quad \text{式 2}$$

$$Q_H = C_w G (\theta_d - \theta_w) \quad \text{式 3}$$

Q_D : 熱需要量(kW) Q_P : 熱回収可能量 (kW)
 Q_H : 保有熱量(kW) C_w : 容積比熱(kJ/kgK)
 G : 流量(L/s) θ_h : 給湯温度(℃)
 θ_d : 排湯(温泉)温度(℃) θ_w : 給水温度(℃)
 θ_L : 基準温度(℃)

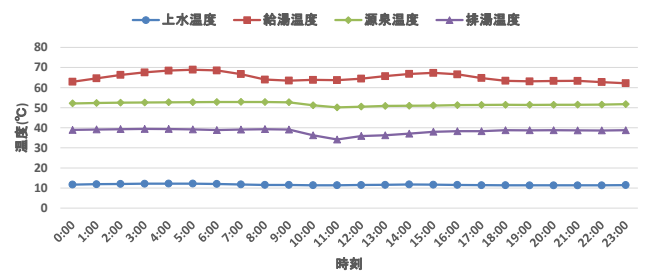


図 2 温泉宿 A 温度計測結果(11/27-12/8 の時刻別平均)

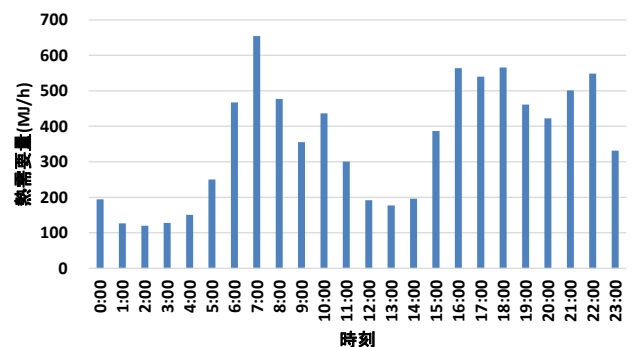


図 3 温泉宿 A の熱需要量(11/27-12/8 の代表日)

22時に値が大きくなっており、厨房や浴場で湯使用が多い時間帯であると言える。図3を日積算すると8,545MJ/dayとなり、一般家庭(大人5人)の12月の給湯負荷を75MJ/day¹⁾とすると、114世帯分の熱需要量となる。図4に計測期間中の温泉宿Aの熱需要量の推移を示す。熱需要量は2月中旬～下旬にかけて上昇傾向にあり、日平均水温は12月下旬まで下がり続け、2月下旬まで約6～8℃の間で推移している。水温が下がるにつれ、熱需要量が増加する傾向が確認できた。また熱需要量の日変動は宿泊客の変動に依存する流量変化によるものと予想される。参考文献²⁾よりシティホテルの熱需要量を8,849MJ/day(冬期, 100室, 男女2人)とすると11月は同程度の熱需要量であるが、2月の熱需要量では最大5割大きい。

2.2.3 温泉宿Aの熱回収可能量

図5に熱回収可能量(11/27-12/7)を示す。式2を用いて熱交換可能な量を算出した。源泉は浴場で使われる45℃、排湯は30℃になるまで熱を回収すると仮定し、計算している。源泉熱回収可能量は約8～12GJ/day、排湯熱回収可能量は約14～19GJ/dayとなり、合計値は熱需要量を大きく上回ることが確認できた。よって、温泉地域の再生可能エネルギー活用による省エネルギー化の手法として、源泉と排湯から熱を回収し、熱源水ネットワークの構築を検討する意義はあると言える。

2.2.4 温泉宿Bの熱需要量

図6に温泉宿Bの熱需要量を示す。流量・温度ともにデータの欠損が多く、1日24時間全ての時刻においてデータの回収できた日が3/12のみであった。7:00, 21:00に熱需要量が非常に大きく、温泉槽に補給水として湯を加えていることが要因である。日積算値は8,145MJ/dayである。温泉宿Bではシャワー給湯だけではなく、温泉槽や浴槽の加温に熱を多く使用しているため、客室数でみる旅館規模が温泉宿Aに比べ1/5程度と小さいが、熱需要量は温泉宿Aの約6割程度あることが確認できた。よって、温泉施設の熱需要は客室数と比例せず、源泉温度が低い、あるいは流量が少ないことによって、熱需要が増大すると言える。

2.2.5 エネルギーフロー

図7, 図8に温泉宿A・Bのエネルギーフロー図(3/3～3/17の代表日)を示す。保有熱量は基準温度を上水温度として算出した熱量である(式3)。源泉の持つ熱エネルギーは温泉宿Aでは63GJ/day、温泉宿Bでは10GJ/dayであり、高温かつ湯量が多い源泉を持つ宿では源泉の持つエネルギーが多いことが確認できた。湯量が少ない温泉宿では、熱需要量の5割の熱回収可能量ではあるが、排湯の熱回収可能量は大きいことが確認できた。温泉宿の源泉の状態に関わらず、排湯の熱回収可能量には期待できる。

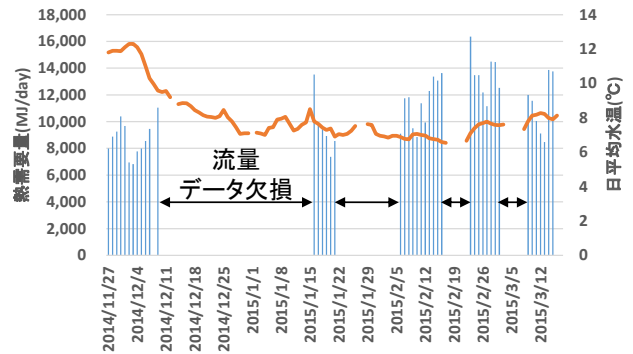


図4 温泉宿Aの熱需要量の推移

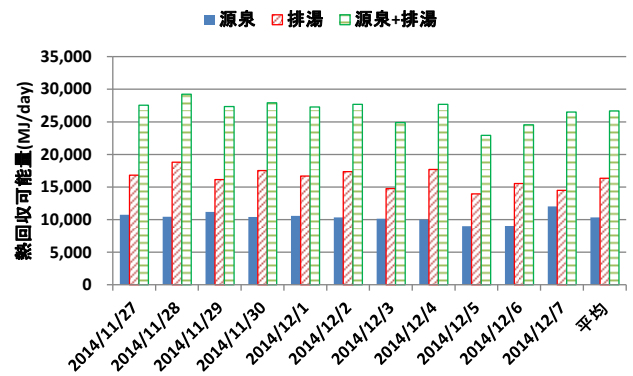


図5 温泉宿Aの熱回収可能量(11/27-12/7)

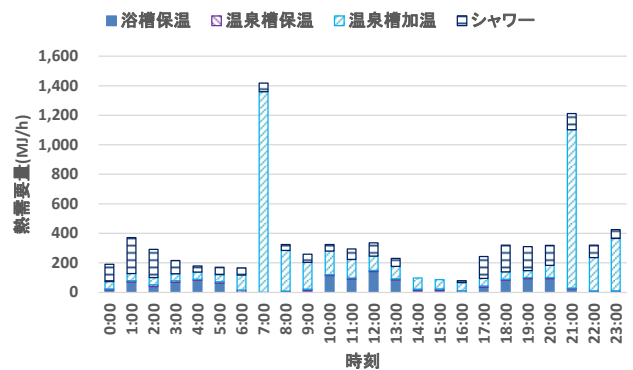


図6 温泉宿Bの熱需要量(3/12)

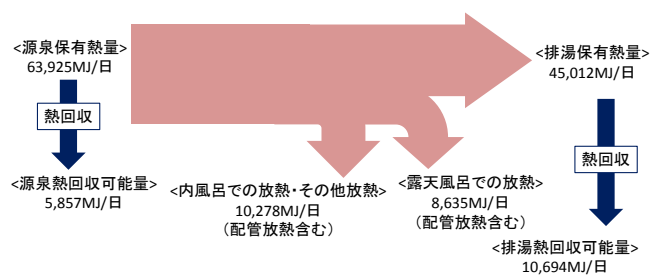


図7 温泉宿Aのエネルギーフロー(3/3-3/17の代表日)

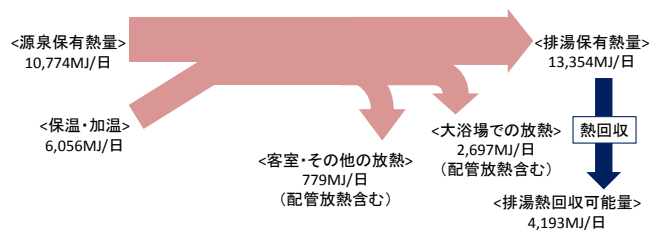


図8 温泉宿Bのエネルギーフロー(3/12)

3. システムシミュレーションの概要

温泉宿 A の実測結果(11/27-12/8)を用いて温泉熱利用熱源水ネットワークシステムを 3~7 棟の温泉宿で導入した場合の効果を試算する。温泉宿の組み合わせは表 3 に示す 4 パターンとし、実測した温泉宿 A を基準として、温泉宿 C は温泉宿 A の 50%規模、温泉宿 D は 70%規模、温泉宿 E は 300%の温泉宿がある想定とする。熱需要量だけでなく、源泉・排湯流量も規模に応じて設定する。表 4 に単純投資回収年数を考慮し、決めたシミュレーションを実施するケースを示す。熱源水ネットワークシステムを導入する温泉宿の設備は、熱需要量に関わらず、給湯は水熱源 HP 給湯機 1 台を用い、源泉用熱交換器(以下、HEX)・排湯用 HEX が各 1 台、熱源水ポンプが HP 用・HEX 用の計 2 台ある想定とする(図 9)。ただし、熱需要規模に応じて能力を設定する。比較対象として既存システムと熱源プラントシステムの試算も行う。既存システムは重油ボイラを使用して給湯する想定とする。熱源プラントシステム(図 10)は、高温の温泉を一度プラントへ送り、プラント内で HP の熱源水と温泉を熱交換し、加熱後の熱源水を給湯に利用する。熱回収した後の温泉と給湯用温水を地域に供給するシステムである。

4. シミュレーションの計算方法・計算条件

本研究では、ダッソーシステムズ社(仏)の物理モデリングシミュレーションツール「Dymola」を用いてモデルの構築を行う。システムを構築する機器類はツール上でモデル化されており、オープンソースライブラリである「Modelica Buildings Library」内の機器モデルを使用する。

4.1 水熱源ヒートポンプ給湯機の設定

HP は加熱能力・給湯温度・上水温度・熱源水入口温度を入力項目とし、温水流量・COP・消費電力・熱源水出口温度を出力する。加熱能力は温泉宿 A:100kW、温泉宿 C:50kW、温泉宿 D:70kW、温泉宿 E:300kW と設定する。熱源プラントシステムの HP はシステムに参加する全温泉宿の給湯需要を賄えるように、加熱能力 100kW の HP を複数台設置する。

4.2 熱交換器の設定

HEX は高温流体入口温度と流量・低温流体入口温度と流量・熱交換量を定格能力として入力し、その入力項目から HEX の熱交換効率が計算される。想定する熱交換器の設定(表 6)で計算された結果をもとに入力項目事項を設定する。

4.3 ポンプの設定

熱源水ネットワークシステムの HP の熱源水ポンプ、HEX の熱源水ポンプの消費電力の計算を行う。熱源プラントシステムは HP の熱源水ポンプの消費電力のみ計算を行う。

表 3 想定する温泉宿の規模

	温泉宿 A	温泉宿 C	温泉宿 D	温泉宿 E
熱需要量	8.5GJ/day	4.3GJ/day	6.0GJ/day	26GJ/day

表 4 シミュレーションを実施するケース

ケース	構成(温泉宿①,②,③…⑦)	熱需要量
温泉宿 3 棟	A, E, E	60GJ/day
温泉宿 4 棟	C, E, E, E	81GJ/day
温泉宿 5 棟	C, A, E, E, E	90GJ/day
温泉宿 6 棟	C, C, D, A, A, A	40GJ/day
温泉宿 7 棟	C, C, D, A, A, A, A	49GJ/day

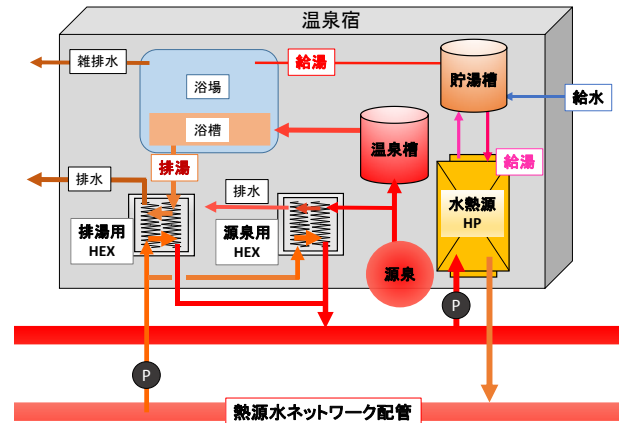


図 9 温泉宿のシステム(熱源水ネットワーク)

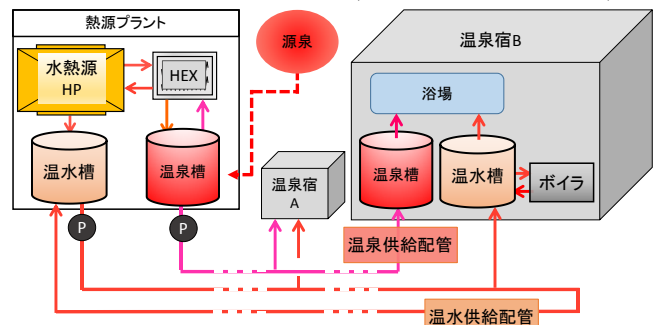


図 10 熱源プラントと温泉宿のシステム

表 5 ヒートポンプの設定³⁾

加熱能力	100kW	50kW	70kW	300kW
熱源水流量	5.8L/s	2.9L/s	4.0L/s	17L/s
・HP 機器特性式				
$COP = a * \theta_{set} * \theta_h + b * \theta_{set} + c * \theta_h + d$ 式 4				
COP :成績係数(-) θ_{set} :給湯温度(°C)				
θ_h :熱源水温度(°C) a,b,c,d :係数				

表 6 熱交換器の設定

		温泉宿 A	温泉宿 C	温泉宿 D	温泉宿 E
排湯用 HEX	熱交換面積	26m ²	13m ²	18m ²	78m ²
	熱源水流量	2.1L/s	1.1L/s	1.5L/s	6.3L/s
	熱通過率	1kW/m ² K ⁴⁾			
源泉用 HEX	熱交換面積	10m ²	5m ²	7m ²	30m ²
	熱源水流量	0.6L/s	0.3L/s	0.4L/s	1.8L/s
	熱通過率	1kW/m ² K ⁴⁾			

4.4 配管の設定

ネットワーク配管(断熱材なし)と地表面の間の土壌の熱抵抗を考慮し、配管内水と管路周囲土壌との間で熱授受を考える。外界条件として土壌温度 15.03°C(実測値参考)を与える。管路内径: 300mm, 管路外形: 344mm, 土壌層外径: 1.6m, 配管熱伝導率: 0.43W/mK, 土壌熱伝導率: 1.89W/mK とする。また熱源プラントシステムの配管は断熱されている想定で、断熱材の周囲の温度を外界条件とし、断熱材熱伝導率は 0.04W/mK とする。

4.5 その他計算条件

熱源水に関して、初期温度は 20°C とし、熱源水温度が 32°C 以下の場合に HEX で熱交換を行う設定とする。貯湯槽の容量は表 7, 熱源水の循環流量は表 8 にそれぞれ示す。貯湯槽の蓄熱を考慮し、HP は給湯負荷に関わらず一定の運転を行う設定とする。ネットワーク配管を循環する熱源水は高温側配管を温泉宿①→温泉宿②→・・・→温泉宿⑦の順に流れ、低温側配管に接続して温泉宿①へ戻る流れとしている。計算は連続 5 日間行い、計算開始から 4 日間を助走期間とし 5 日目の結果を整理する。また入力する実測データは毎日同じデータを用いる。

5. システムシミュレーション結果

温泉宿 6 棟の結果を計算結果の代表として示す。

5.1 熱源水温度(温泉宿 6 棟)

各温泉宿の HP が利用する熱源水温度(図 11)は 26~36°C で推移し、温泉宿①の HP が利用する熱源水温度が低く、温泉宿⑥の HP が利用する熱源水温度が高い結果となり、温泉宿の立地によって熱源水温度が異なることが確認できた。蓄熱を考慮しているため給湯負荷の変動は熱源水温度に影響せず、源泉・排湯流量の変動により温度が変動することが確認された。

5.2 温泉熱投入割合(温泉宿 3 棟~温泉宿 7 棟)

温泉熱投入割合(図 12)は、各温泉宿の源泉・排湯熱回収可能量(源泉・排湯ともに基準温度 30°C と設定)の内、熱源水ネットワークに熱を投入できた割合を示すものである。各ケースの温泉宿①では、熱回収可能量の内の 9 割の熱量を回収し熱源水に与えているが、高温側配管下流に位置する温泉宿は低温側配管の上流に位置することになり、低温側配管の熱源水の温度が高いため熱回収可能量に対する投入熱量の割合は減り、投入割合が 5~6 割となる。また熱源水ネットワークシステムに参加する温泉宿数が増える程、上流と下流の差が大きくなることが確認できた。

5.3 ヒートポンプの COP

HP の COP(図 13)は高い熱源水を利用できる温泉宿の HP ほど COP が高いことが確認できた。今回の試算で、温度が一番低い熱源水を利用する温泉宿①の HP

・ポンプの計算式

$$\eta_{Pmax} = -11.037 \left(\log_{10}(\log_{10}(q_{n,in}))^2 + 18.506(\log_{10}(q_{n,in})) \right) + 73.512 \quad \text{式 5}$$

$$H_{mn} = \left\{ d_1 \left(\frac{q_{n,in}}{q_{\eta max}} \right)^2 + d_2 \left(\frac{q_{n,in}}{q_{\eta max}} \right) + d_3 \right\} H_{\eta max} \quad \text{式 6}$$

$$\eta_{Pn} = \left\{ e_1 \left(\frac{q_{n,in}}{q_{\eta max}} \right)^2 + e_2 \left(\frac{q_{n,in}}{q_{\eta max}} \right) + e_3 \right\} \eta_{Pmax} \quad \text{式 7}$$

$$P_n = \left\{ f_1 \left(\frac{q_{n,in}}{q_{\eta max}} \right)^2 + f_2 \left(\frac{q_{n,in}}{q_{\eta max}} \right) + f_3 \right\} P_{\eta max} \quad \text{式 8}$$

$q_{n,in}$: 入口流量 (m³/s) $q_{\eta max}$: 最高効率点における流量 (m³/s)
 η_{Pmax} : ポンプ最高効率 (%) $H_{\eta max}$: 最高効率点における揚程 (m)
 η_{Pn} : 流量 q_n に対する効率 (%) H_{mn} : 流量 q_n に対する揚程 (m)
 $P_{\eta max}$: 最高効率点における軸動力 (kW) P_n : 流量 q_n に対する軸動力 (kW)
 d, e, f : 回帰係数

・配管の計算式

$$Q_{flow} = G dT \quad \text{式 9}$$

$$dT = HeatPort.T - solid.T \quad \text{式 10}$$

$$G = 2\pi \frac{l}{nSeg} \left(\frac{\lambda_{INS}}{\log \frac{d/2 + d_{INS}}{d/2}} + \frac{\lambda_p}{\log \frac{D_o}{D_i}} \right) \quad \text{式 11}$$

G : 熱コンダクタンス(W/K) Q_{flow} : 熱量(W)
 $solid.T$: 壁体温度(°C) $HeatPort.T$: 外界温度(°C)
 $nSeg$: 分割数(-) λ_{INS} : 断熱材熱伝導率(W/mK)
 λ_p : 配管熱伝導率(W/mK) D_o : 配管外径(m)
 d : 断熱材直径(m) D_i : 配管内径(m)

表 7 貯湯槽の設定

	Hotel A	Hotel C	Hotel D	Hotel E
貯湯槽容量	7m ³	6m ³	6m ³	20m ³
初期水量	5m ³	3m ³	4m ³	10m ³

表 8 その他の設定項目

	3 棟	4 棟	5 棟	6 棟	7 棟
熱源水循環流量	25L/s	32L/s	35L/s	17L/s	20L/s
プラント内の HP・HEX 台数	7	10	11	5	6

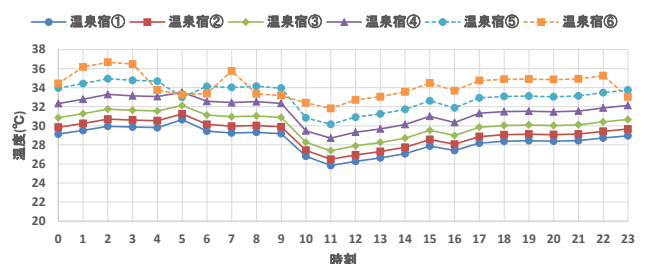


図 11 各温泉宿の HP が利用する熱源水温度

でも COP は 4 を超え、熱源水ネットワークに参加する全温泉宿で効率的な運転ができていると言える。

5.4 一次エネルギー消費量(温泉宿 6 棟)

各システムの一次エネルギー消費量を図 14 に示す。既存システムは給湯需要量をボイラ効率 0.9 で除した値、熱源プラントシステム・熱源水ネットワークシステムは HP・ポンプの消費電力に一次エネルギー換算係数(昼間:9.97GJ/千 kWh・夜間:9.28GJ/千 kWh)を乗じた値である。今回の試算条件では、熱源水ネットワークシステムの導入によって、既存システムより 16.9GJ/day、熱源プラントシステムより 8.9GJ/day それぞれ消費量を削減できる。熱源プラントシステムでは熱回収後の温泉を地域に供給するため、温泉熱を供給温度(45℃)までしか熱回収できない。そのため今回の試算条件である源泉温度 50℃では回収可能な熱が少なく、HP の平均 COP が 3.3 と低くなった。一方、熱源水ネットワークは約 30℃なので、源泉だけでなく排湯からも熱回収できる。このことから源泉温度約 50℃の温泉地域では、熱源水ネットワークシステムの導入が有利と言える。

5.5 二酸化炭素排出量(温泉宿 6 棟)

各システムの CO₂ 排出量を図 15 に示す。A 重油の排出係数 0.0693t-CO₂/GJ、電力の排出係数 0.382t-CO₂/千 kWh を用いて算出している。熱源水ネットワークシステムは既存システムより 2.0t-CO₂/day、熱源プラントシステムより 0.30 t-CO₂/day それぞれ CO₂ 排出量を削減できる。熱源プラントシステム・熱源ネットワークシステムともに CO₂ 排出量を削減できることが確認できた。

6. まとめ

- ・温泉施設の熱需要は客室数と比例せず、源泉温度が低い、あるいは流量が少ないことによって、熱需要が増大することが分かった。
- ・排湯は多くの熱エネルギーを保有した状態で放流されており、排湯からの熱回収を進めて熱源水として活用できる可能性が明らかになった。
- ・熱源水ネットワーク高温側配管の下流に位置する温泉宿ほど熱源水温度が高く、HP の COP が高くなる傾向がある。一方で高温側配管の下流は低温側配管の上流であることから、温泉宿の熱回収可能量に対してネットワークに供給できる投入熱量の割合は小さくなることが分かった。
- ・源泉温度が 50℃程度の温泉地域では、熱源水ネットワークシステムが本研究で比較した他システムより省エネ・省 CO₂ に寄与することを示した。

[あとがき]

この成果は、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託業務の結果、得られたものです。

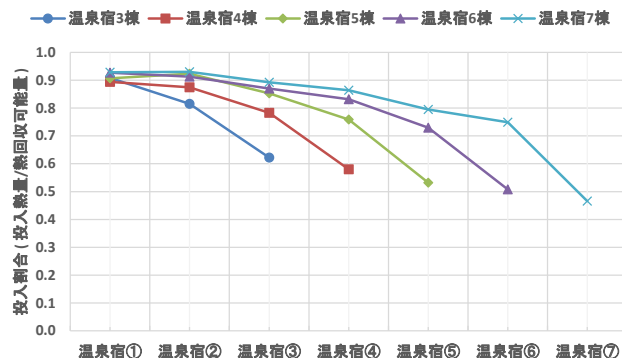


図 12 温泉熱投入割合

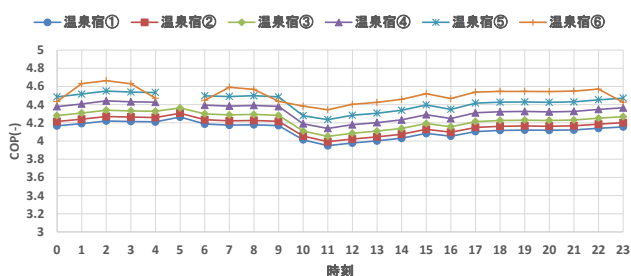


図 13 各温泉宿・プラントの HP の COP(温泉宿 6 棟)

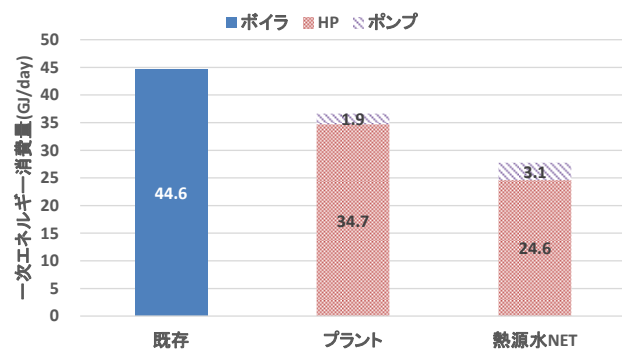


図 14 一次エネルギー消費量(温泉宿 6 棟)

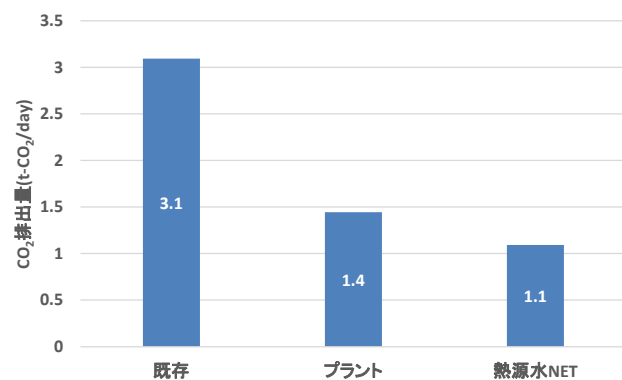


図 15 二酸化炭素排出量(温泉宿 6 棟)

参考文献

- 1) 濱田靖弘ほか「家庭用燃料電池システムの稼働特性と性能評価に関する研究」、『空気調和・衛生工学会論文集』,No.190,2013年1月
- 2) 田中篤ほか「シティホテル客室系統における給湯負荷の予測と機器容量算定法の検討」,日本建築学会環境系論文集,2008年1月
- 3) 株式会社ディンプレックス・ジャパン, ヒートポンプ仕様書
- 4) 脇田翔平ほか「下水熱利用における熱交換器性能の実験的検討(第2報)流下液膜式熱交換器の熱通過率と汚れ」,『空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究会論文集』,2014年3月

討議

討議 [鍋島先生]

温泉宿規模 300%が多く入っているケースは、実際に存在し得るケースなのか。

回答

熱需要規模が 300%の温泉宿は実際に存在することはほとんどない。そのため、温泉宿 6 棟・7 棟の検討では、熱需要規模 300%を除いたケースで試算を行い、現実的な条件に近づけている。熱需要規模 300%を含むケースは、現実的ではないケースであるため、参考程度の結果として扱っている。

討議 [鍋島先生]

温泉宿の立地が想定するケースと異なる場合、結果がどのように変わるか。

回答

本研究では、熱源水が流れる方向に熱需要規模が小さい宿から大きい宿へ順に並んでいる想定であった。熱需要が小さい宿では熱源水の加熱量が小さく、大きい宿では熱源水の加熱量が大きいことがシミュレーション結果で明らかになっている。温泉宿の立地が変わることで熱源水温度の上がり方が変化することが予想される。源泉・排湯の温度や流量が試算したケースと変わらなければ、熱源水の最低温度と最高温度は温泉宿の立地が変化しても変わらないと予想される。

討議 [梅宮先生]

熱源水温度が異なることで生じる不公平さをどう解決するか。

回答

利用する熱源水の温度によって、徴収する料金を変更する方法を提案する。温度が高い熱源水を利用する温泉施設は料金を多く支払い、温度が低い熱源水を利用する温泉施設は低い料金で利用する仕組みである。給湯機におけるカルノーの成績係数 COP_H の定義は式 1 である。実際の給湯機の成績係数は機械的損失などによりはるかに低い値であり、実際の成績係数との比はサイクル効率と呼ばれている。給湯機形式や冷媒の種類によりサイクル効率は異なるが、同じ種類とするとサイクル効率は一定値であるとして給湯機の成績係数は簡易に評価され得る。成績係数の定義より同一給湯能力とすると、エネルギー消費量はカルノー成績係数が大きくなるほど小さくなる。熱源水温度レベルを考慮して熱単価を設定するために、次の課金用 COP_m もエネルギー消費量が $1/COP_m$ に比例することを仮定する。課金用 COP_m を式 2 に示す。例えば、給湯温度 65°C、熱源水温度 30°C の条件を基準熱単価 C_0 とするとその時の COP_m は 9.66 となり、 C_0 は $1/9.66$ となる。

給湯温度 65°C、熱源水温度 35°C の条件の熱単価 C_1 は同様に計算すると $C_0 * 1.17$ となる。給湯温度 65°C、熱源水温度 25°C の条件の熱単価 C_2 は $C_0 * 0.87$ となる。

熱源水の利用に関する単価設定の一例である。また熱源水の加熱に関しても別途検討する必要がある。

$$COP_H = T_c / (T_c - T_e) \quad \text{式 1}$$

COP_H :カルノー成績係数(-) T_c :凝縮絶対温度(K)

T_e :蒸発絶対温度(K)

$$COP_m = T_H / (T_H - T_h) \quad \text{式 2}$$

COP_m :課金用成績係数(-) T_H :給湯絶対温度(K)

T_h :熱源水絶対温度(K)

討議 [西岡先生]

熱源プラントシステムにおいて、ヒートポンプの熱源水温度が 15°C と低いのはなぜか。

回答

システムシミュレーションで用いた源泉温度は約 50°C であった。熱源プラントシステムでは温泉を地域へ供給するため、45°C 程度までしか熱を回収できない。熱源水を加熱する熱量とヒートポンプによって利用される熱量が熱源水温度 15°C で釣り合うためである。源泉温度が 60°C の温泉地域で熱源プラントシステムを導入した場合には、熱源水温度が 40°C 程度まで上げることができることをシミュレーションにより確認している。源泉温度 60°C の温泉地域ではヒートポンプ給湯機で使われる熱量より多くの熱を回収できているため、熱源水温度を上げることができたと考えられる。

討議 [西岡先生]

熱源プラントシステムと熱源水ネットワークシステムは公平に比較されているのか。

回答

本研究のシステムシミュレーションでは、源泉温度や流量は同じ値を使用しているが、熱交換量や熱交換器の能力などは熱源プラントシステムと熱源水ネットワークシステムでは異なる。今回の比較ではある条件を揃えた比較を行っておらず、ある温泉地域にそれぞれのシステムを導入した際の効果を確認するまでに留まっている。熱源水ネットワークシステムでは源泉の熱だけではなく、排湯の熱を利用できるため、源泉温度 50°C の温泉地域でも熱源水の温度を上げることができる。配管の断熱に関しては、熱源プラントシステムは高温の温水と熱回収した後の温泉を供給するため、断熱材が配管に巻かれるが、熱源水ネットワークシステムは配管の断熱をしない設定となっているため、設定が大きく異なる。よって想定しているシステムの条件では、熱交換量の違いや断熱材の有無の違いがあるため、公平な比較とは言えないが、源泉温度 50°C の温泉地域では熱源水ネットワークシステムが有利であることを示した。