

国土技術政策総合研究所資料

TECHNICAL NOTE of
National Institute for Land and Infrastructure Management

No. 804

August 2014

B-DASH プロジェクト No. 5

管路内設置型熱回収技術を用いた下水熱利用 導入ガイドライン（案）

B-DASH Project No. 5
**Guideline for introducing utilization of heat from sewage
with a pipeline-based heat recovery technology**

国土交通省 国土技術政策総合研究所

National Institute for Land and Infrastructure Management
Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism, Japan

B-DASHプロジェクト No. 5

管路内設置型熱回収技術を用いた下水熱利用導入ガイドライン

国土技術政策総合研究所 下水道研究部 下水処理研究室

B-DASH Project No. 5

Guideline for introducing utilization of heat from sewage

with a pipeline-based heat recovery technology

Wastewater and Sludge Management Division, Water Quality Control Department

National Institute for Land and Infrastructure Management

概要

本ガイドラインは、下水道事業におけるコスト縮減や再生可能エネルギー創出等を目指し、下水道革新的技術の1つである「管路内設置型熱回収技術を用いた下水熱利用技術」について、下水道事業者や民間事業者が導入検討する際に参考にできる資料として策定したものである。

キーワード : 下水熱利用、管路内設置型熱回収技術、製管工法

Synopsis

This Guideline for introducing utilization of heat from sewage with pipeline-based heat recovery technology, which is one of sewage high technologies, is designed to reduce sewage service costs, create renewable energy and support Japanese enterprises' overseas water business expansion.

Key Words : Heat recovery from sewage, Pipeline-based heat recovery technology, Spiral liner method

はじめに

我が国の下水道は、国民生活に不可欠な社会資本として、76%まで普及が進んできており、水洗トイレが普及するとともに川や海の水質の改善につながっている。しかし、その一方で、大量に発生する汚水の浄化には大きな電力を要し、それだけで我が国の総電力消費量の0.7%近くを占めている。これは、下水処理場の維持管理費を押し上げる要因ともなっている。

また、下水や汚泥の処理に伴い温室効果ガスが排出されるため、地方公共団体の公共事業の中でも最大級の温室効果ガス排出源となっている。今後、下水道の未普及地域の解消や高度処理化など、排出を増加させる要因が引き続き見込まれることから、地球温暖化防止に一定の役割を果たそうとする我が国において、その削減が急がれる。

さらに、下水汚泥や下水の持つエネルギー価値やリン等資源のポテンシャルに期待が高まっており、省エネ・省資源のみならず、積極的にエネルギー・資源を創出する取組も始まっている。

下水を排除・処理する一過性のシステムから、集めた物質等を資源・エネルギーとして活用・再生する循環型システムへと転換することが「下水道ビジョン2100」（平成17年）でも打ち出されているが、潜在的なポテンシャルに対して実際に活用されている割合はわずかであり、優れた新技術が開発されても、まだ実績が少ないため導入に慎重な下水道事業者も多い状況である。

このため、国土交通省下水道部では、優れた革新的技術の実証、普及により下水道事業におけるコスト縮減や再生可能エネルギー等の創出を実現し、併せて、本邦企業による水ビジネスの海外展開を支援するため、「下水道革新的技術実証事業（B-DASH プロジェクト※）」を平成23年度から開始し、国土技術政策総合研究所下水道研究部が実証研究の実施機関となっている。

本ガイドライン「管路内設置型熱回収技術を用いた下水熱利用導入ガイドライン」で示す技術は、従来、老朽化した下水管路の更生工事に利用されていた製管工法に併せて熱回収管を一体的に設置するものであり、下水管路の長寿命化や耐震化対策と同時に下水管路内で未処理下水からの熱回収が可能となる革新的な技術である。実証研究により、従来技術と比較してコスト縮減や温室効果ガス排出量削減に効果があることが実証されている。

本ガイドラインは、国土技術政策総合研究所委託研究（管路内設置型熱回収技術を用いた下水熱利用に関する実証研究 受託者：積水化学・大阪市・東亜グラウト共同研究体 実施期間：平成24～25年度）において実施した成果を踏まえ、下水道事業者が革新的技術の導入を検討する際に参考にできる資料として策定したものであり、これらの優れた技術が全国そして海外にも普及されることを強く願うものである。

技術選定から実証研究施設の設置、実運転による実証を踏まえたガイドラインの策定までを2年間という短期間でまとめるにあたり、大変なご尽力をいただいた評価委員会および検討会の委員各位をはじめ、実証研究に精力的に取り組まれた研究体各位等全ての関係者に深く感謝申し上げます。

（※B-DASH プロジェクト：Breakthrough by Dynamic Approach in Sewage High Technology Project）

国土交通省国土技術政策総合研究所 下水道研究部

目 次

第 1 章 総 則

第 1 節	目的	
§ 1	目的.....	1
第 2 節	ガイドラインの適用範囲	
§ 2	ガイドラインの適用範囲.....	3
第 3 節	ガイドラインの構成	
§ 3	ガイドラインの構成.....	4
第 4 節	用語の定義	
§ 4	用語の定義.....	6

第 2 章 技術の概要と評価

第 1 節	技術の概要	
§ 5	技術の目的.....	8
§ 6	技術の概要.....	10
§ 7	技術の特徴.....	15
§ 8	採熱設備の特徴.....	18
§ 9	技術の適用条件.....	22
§ 10	導入シナリオ例.....	24
第 2 節	実証研究に基づく技術の評価	
§ 11	技術の評価項目.....	25
§ 12	技術の評価結果.....	26

第 3 章 導入検討

第 1 節	導入検討手法	
§ 13	導入検討手順.....	30
§ 14	基礎調査.....	31
§ 15	熱需要側に関する情報の把握.....	32
§ 16	採熱側に関する情報の把握.....	35
§ 17	周辺情報の把握.....	39

§ 18	基礎調査のまとめ（検討モデルの構築）	40
§ 19	導入効果の検討.....	41
§ 20	導入の判断.....	50
第 2 節 導入効果の検討例		
§ 21	試算条件.....	51
§ 22	導入効果の検討結果.....	54

第 4 章 計画・設計

第 1 節 計画・設計の手順		
§ 23	計画・設計手順.....	57
第 2 節 現地調査・施設計画		
§ 24	現地調査・施設計画.....	59
§ 25	熱負荷計算（詳細）	60
§ 26	下水管路内調査.....	61
§ 27	熱源水配管ルート検討.....	62
§ 28	ヒートポンプ設置に係る検討.....	63
§ 29	導入効果の検証（再検証）	64
§ 30	導入計画書のとりまとめ.....	64
第 3 節 基本システム設計		
§ 31	基本システム設計.....	65
§ 32	ヒートポンプ選定.....	66
§ 33	熱交換器延長設計.....	67
§ 34	熱源水循環ポンプ選定.....	68

第 5 章 維持管理

第 1 節 システムの管理		
§ 35	システムの維持管理の要点.....	69
§ 36	システムの運転管理.....	70
§ 37	システムの保守管理.....	71
参考文献.....		72

資料編

I. 導入検討 (FS) の詳細	73
1. 空調の場合 (東京)	
1. 1 管路内設置型 (100kW 規模)	
1. 2 管路内設置型 (500kW 規模)	
1. 3 空気熱源方式 (100kW 規模)	
1. 4 管路外設置型 (100kW 規模)	
1. 5 建設費の設定	
1. 6 設定単価	
2. 給湯の場合 (東京)	
2. 1 管路内設置型 (100kW 規模)	
2. 2 管路内設置型 (500kW 規模)	
2. 3 ボイラー方式 (100kW 規模)	
2. 4 建設費の設定	
2. 5 設定単価	
II. 実証研究結果	102
1. 年間運転結果	
(1) 外気温度, 下水温度	
(2) ヒートポンプ運転状況	
2. 気象条件の運転への影響	
(1) 外気温度	
(2) 降雨	
(3) 水深	
3. 付着・汚れの運転への影響	
4. 下水熱利用による下水温度への影響	
5. 平均システム COP (SCOP) の設定	
6. 粗度係数	
III. 問い合わせ先	116

第1章 総 則

第1節 目 的

§1 目 的

本ガイドラインは、下水道事業における大幅なコスト縮減や省エネルギー・創エネルギー効果の増大に寄与するため、下水道革新的技術実証事業（B-DASH プロジェクト）の革新的技術の1つである「管路内設置型熱回収技術を用いた下水熱利用技術」（以下、本技術とする）について、実証研究の成果を踏まえて、技術の概要、導入検討、計画・設計および維持管理等に関する技術的事項について明らかにし、もって導入の促進に資することを目的とする。

【解 説】

下水道革新的技術実証事業（B-DASH プロジェクト）は、新技術の研究開発および実用化を加速することにより、下水道事業における大幅な省エネルギー・創エネルギー効果やコスト縮減を実現し、併せて、本邦企業による水ビジネスの海外展開を支援するため、国土交通省が実施しているものである。

B-DASH プロジェクト全体の概要は、図 1-1 に示すとおりである。各実証事業においては、国土技術政策総合研究所からの委託研究として、実証研究を実施している。

平成 23 年度は、[1]水処理技術（高度処理を除く）、[2]バイオガス回収技術、[3]バイオガス精製技術、[4]バイオガス発電技術に係る革新的技術を含むシステムについて公募を行い、2 件の実証研究を採択・実施し、平成 25 年 7 月にガイドライン案を策定している。

平成 24 年度は、[5]下水汚泥固形燃料化技術、[6]下水熱利用技術（未処理水の熱利用に限る。）、[7]栄養塩（窒素）除去技術（水処理に係る技術は除く）、[8]栄養塩（りん）除去技術（水処理に係る技術は除く。回収技術を含むことは可。）に係る革新的技術について公募を行い、5 件の実証研究を採択・実施している。

平成 25 年度は、[9]下水汚泥バイオマス発電システム技術（低含水率化技術、エネルギー回収技術、エネルギー変換技術を組み合わせたシステム技術）に係る革新的技術について公募を行い、2 件の実証研究を採択・実施している。

本技術は、[6]管路内設置型熱回収技術を用いた下水熱利用に係る革新的技術であり、学識経験者で構成される「下水道革新的技術実証事業評価委員会」（以下、評価委員会とする）において、「管路外設置型熱回収技術を用いた下水熱利用技術で構成された従来技術よりも高機能な技術であり、実証研究が行われた結果、当初の技術開発については一定の成果が得られた」と評価されている。本ガイドラインは、下水道事業における大幅な省エネルギー・創エネルギー効果やコスト縮減を実現するため、評価委員会で評価された本技術の実証研究の成果を踏まえ、本技術の導入の促進に資することを目的として、国土技術政策総合研究所において策定するものである。このため、本ガイドラインでは、地方公共団体等の下水道事業者が本技術の導入を検討する際に参考にできるように、

技術の概要と評価，導入検討，計画・設計および維持管理等に関する技術的事項についてとりまとめている。

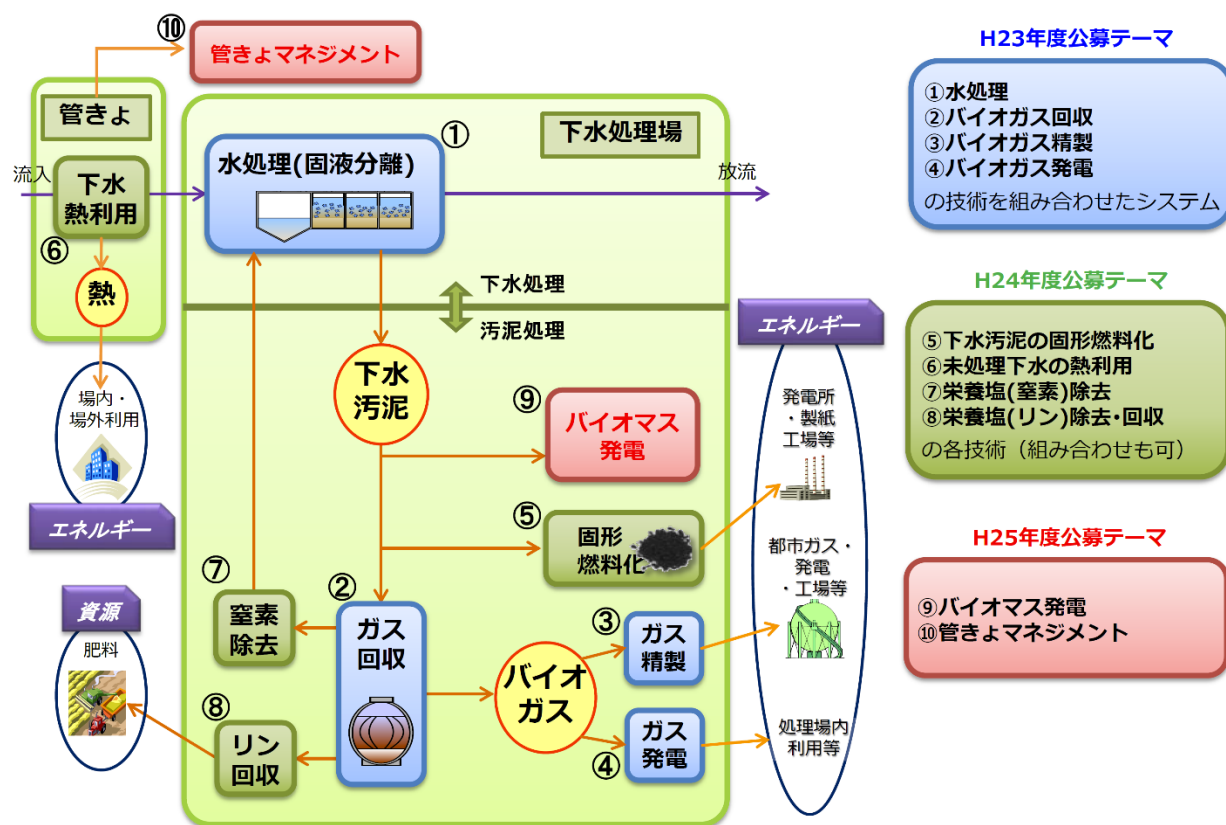


図1-1 下水道革新的技術実証事業（B-DASHプロジェクト）の概要（全体）

第2節 ガイドラインの適用範囲

§2 ガイドラインの適用範囲

本ガイドラインは、本技術のシステム全体についての、下水道施設およびヒートポンプ等の熱源設備を対象とした導入検討、計画・設計および維持管理に適用する。

【解 説】

本ガイドラインは、下水道施設およびヒートポンプ等の熱源設備の新・増設あるいは既設施設・設備の更新に際して、本技術の導入を促進することを目的として、本技術の導入検討、計画・設計、維持管理の参考となるようにとりまとめたものである。

本技術のシステム全体を導入する場合に、本ガイドラインは適用される。

本ガイドラインは、地方公共団体等の下水道事業者および関連する民間企業等に利用されることを想定して策定している。

第3節 ガイドラインの構成

§3 ガイドラインの構成

本ガイドラインは、総則、革新的技術の概要と評価、導入検討、計画・設計、維持管理および資料編から構成される。

【解説】

本ガイドラインは、図 1-2 に示す構成からなる。

各章の内容は、以下のとおりとする。

(1) 第1章 総則

第1章では、目的、ガイドラインの適用範囲、ガイドラインの構成、用語の定義について記述する。

(2) 第2章 技術の概要と評価

第2章では、革新的技術の目的、概要、特徴、適用条件、導入シナリオ例について整理する。また、実証研究で得られた成果に基づく革新的技術の評価結果を示す。

(3) 第3章 導入検討

第3章では、革新的技術の導入を検討する際に必要な手順、手法を整理するとともに、導入効果の検討例を示す。

(4) 第4章 計画・設計

第4章では、導入検討の結果として、革新的技術の導入効果が期待できると判断された場合に、導入に向けてより具体的に計画・設計を進めるための方法について整理する。

(5) 第5章 維持管理

革新的技術を導入した場合において、下水道管理者や施設管理者等が実施すべき維持管理の具体的方法について整理する。

その他、資料編として、導入検討（FS）の詳細、実証研究結果、問い合わせ先等に関する資料を示す。

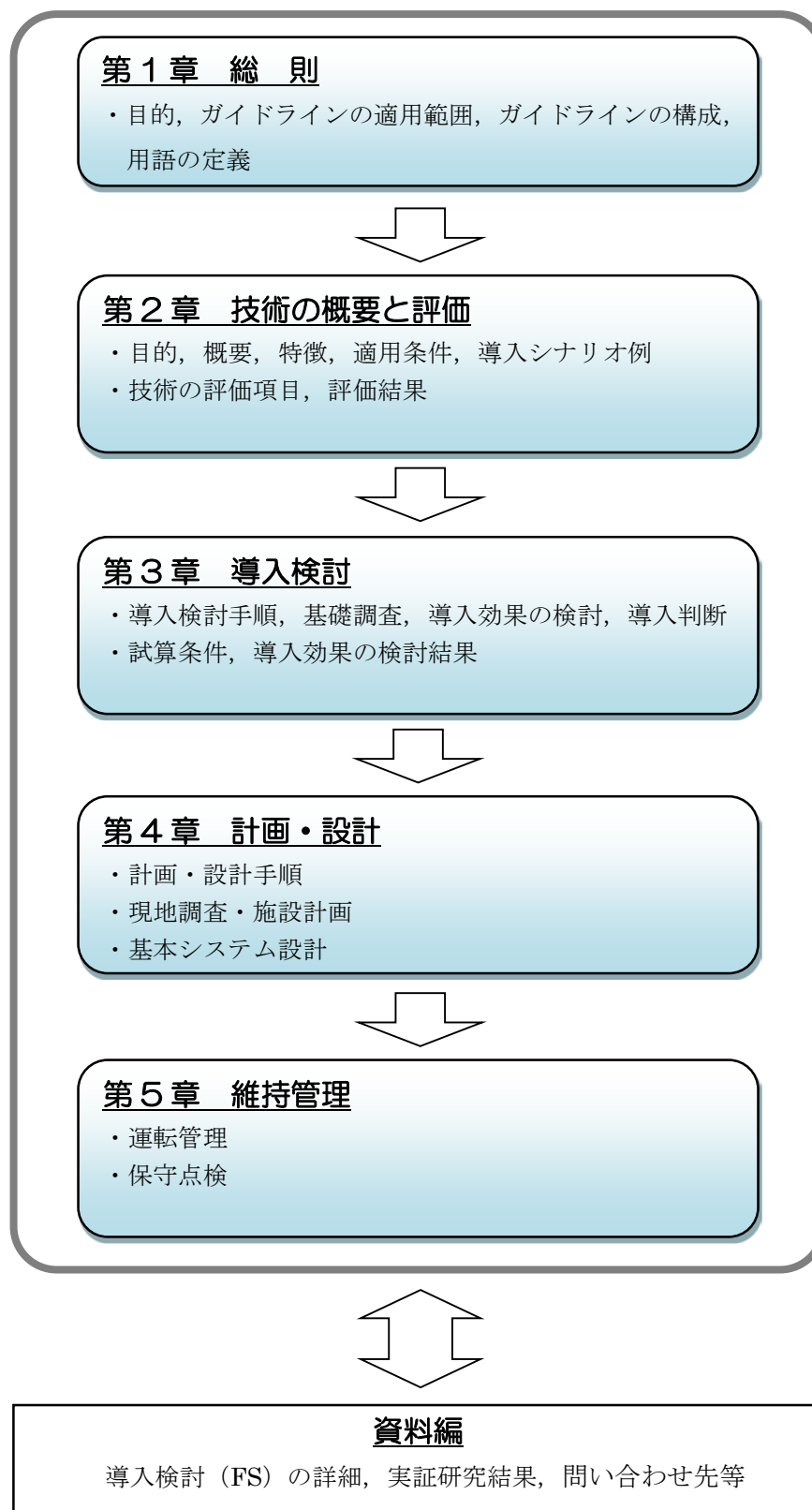


図1-2 本ガイドラインの構成

第4節 用語の定義

§4 用語の定義

本ガイドラインで取り扱う用語は、以下に示すように定義する。なお、下水道施設の基本的な用語に関しては「下水道施設計画・設計指針と解説 2009 年版（以下、設計指針とする）」（社団法人日本下水道協会）、「下水道用語集 2000 年版」（社団法人日本下水道協会）、「合流式下水道改善対策指針と解説 2002 年版」（社団法人日本下水道協会）に準拠する。

（1） 処理水

下水のうち、終末処理場において処理したものをいう。

（2） 未処理水

下水のうち、処理水以外のものをいう。

（3） 下水熱

下水を熱源とする熱をいう。

（4） 下水熱利用

公共下水道に下水熱回収設備を設け、当該下水を熱源とする熱を利用することをいう。

（5） 管路内設置型熱交換器

下水管（更生管）内部に熱回収管が設置されたものをいう。

（6） 熱源水

熱回収を行う媒体をいう。具体的には、水もしくは不凍液（ブライン）である。

（7） 熱源水配管

管路内設置型熱交換器とヒートポンプの間に配置される管をいう。熱源水配管内を熱源水が循環する。

（8） 採熱設備

下水から熱を回収する設備で、下水管路内に設置された管路内設置型熱交換器と熱源水配管からなる。

（9） 冷温水

ヒートポンプと熱負荷の間を循環する媒体をいう。具体的には、水が用いられる。

（10） 冷温水配管

ヒートポンプと熱負荷の間に配置される管をいう。冷温水配管内を冷温水が循環する。

（11） 熱源設備

採熱設備で回収した熱を熱負荷に適したより高い温度に、または低い温度にする設備をいう。ヒートポンプ、熱源水循環ポンプ、冷温水循環ポンプおよび冷温水配管からなる。また、クッションタンクや貯湯槽を用いることがある。

（12） 熱負荷設備

空調負荷、給湯負荷および融雪負荷等の熱負荷を消費する設備をいう。具体的には空調でのファンコイルユニット、給湯での出湯機器、融雪での融雪パネル等をいう。

(13) ヒートポンプ COP

ヒートポンプのエネルギー消費効率の目安として使われる係数をいう。ヒートポンプでのエネルギー消費量 1 kW あたりの冷却・加熱能力を表した値である。

(14) システム COP (SCOP)

ヒートポンプおよび熱源水循環ポンプを含むシステム全体のエネルギー消費効率の目安として使われる係数をいう。システム全体でのエネルギー消費量 1 kW あたりの冷却・加熱能力を表した値である。SCOP 算定にあたっては、冷温水循環ポンプの消費電力は含まない。

第2章 技術の概要と評価

第1節 技術の概要

§5 技術の目的

本技術の目的は、下水管路内に（更生工法による）管路更生工事と同時に熱交換器を設置し、回収した下水熱を空調、給湯または融雪に用いることにより、熱需要家にとっては従来の熱利用技術と比較してコスト削減やエネルギー消費量削減、下水道管理者にとっては温室効果ガス排出量削減や地域環境貢献を図るものである。

【解説】

これまでの温室効果ガスの排出による地球温暖化の問題に加え、東日本大震災を契機としたエネルギー需給の問題から、省エネルギーおよびエネルギーの有効活用は、喫緊に対応すべき課題となっている。

下水、河川水、地下水の温度は夏には外気温に比べて低く、冬には高くなる。また、地中の温度は季節による変動が小さく、常に外気との温度差がある。これらの温度差は高効率のヒートポンプや熱交換器により冷暖房等のエネルギー源として安定的に利用することができる。

下水熱はこのような温度差エネルギーの1つであるが、他の温度差エネルギーと利用と比べて以下のようなメリットが挙げられる（他の温度差エネルギー、原理の説明は§6に記述する）。

- 下水熱は他の温度差エネルギーと比べ都市内に安定的かつ豊富に存在していることから、都市域に多く存在する熱需要家との需給のマッチングの可能性が高い。
- 河川水、地下水は環境影響の観点から取水制限について考慮する必要があるが、下水を利用することによる環境影響は小さい。
- 下水道のストックを活用して社会に貢献できる。

このように下水熱利用は温度差エネルギー利用技術の中でも特に多くのメリットを有するため、注目されてきたが、管路外設置型熱回収技術（詳細は§7参照）では、下水を取水し、熱利用するための専用取水設備および専用熱交換器が必要となる。

一方、本ガイドラインの対象技術である「管路内設置型熱回収技術」は、下水管路の耐震化または老朽化対策に併せて図2-1に示すように下水管路内に熱交換器を設置することで専用取水設備が不要となり、低コストでの建設および維持管理、ならびにエネルギー消費量や温室効果ガス排出量の削減を図るものである。

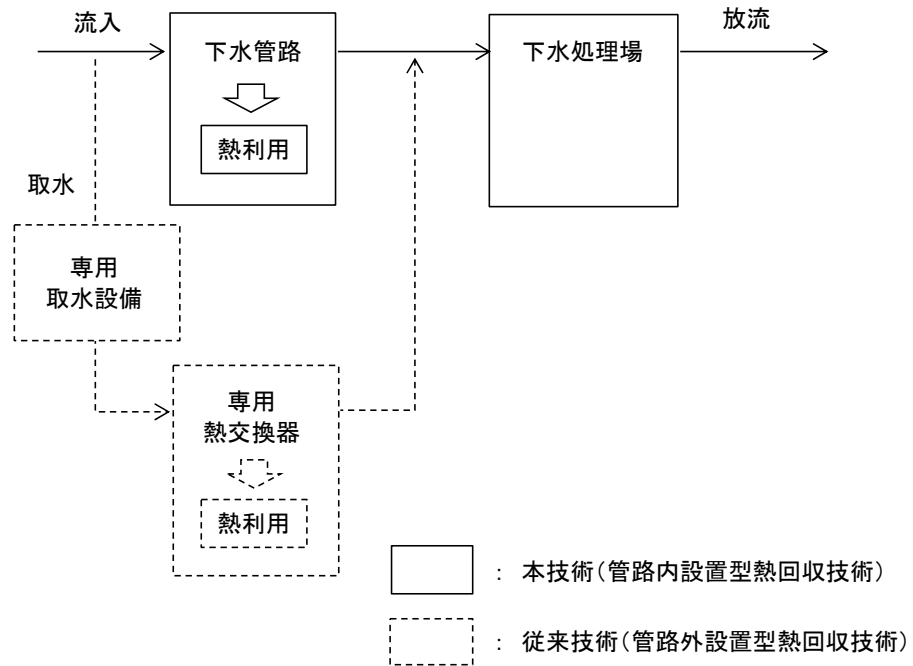


図2-1 本技術および従来技術の適用箇所

§6 技術の概要

本技術は、採熱設備、熱源設備および熱負荷設備からなる。但し、熱負荷設備に関する事項（設計手法等）は本ガイドラインの対象外とする。

採熱設備の管路内設置型熱交換器は、下水管路内を流れる未処理水と熱源水が熱交換する原理を用いており、空調、給湯および融雪用途に用いられる。

【解 説】

(1) システムの構成

本技術は、採熱設備、熱源設備および熱負荷設備で構成されるシステム（下水熱利用システム）である（図2-2）。各設備の配置については図2-3に模式図で示す。

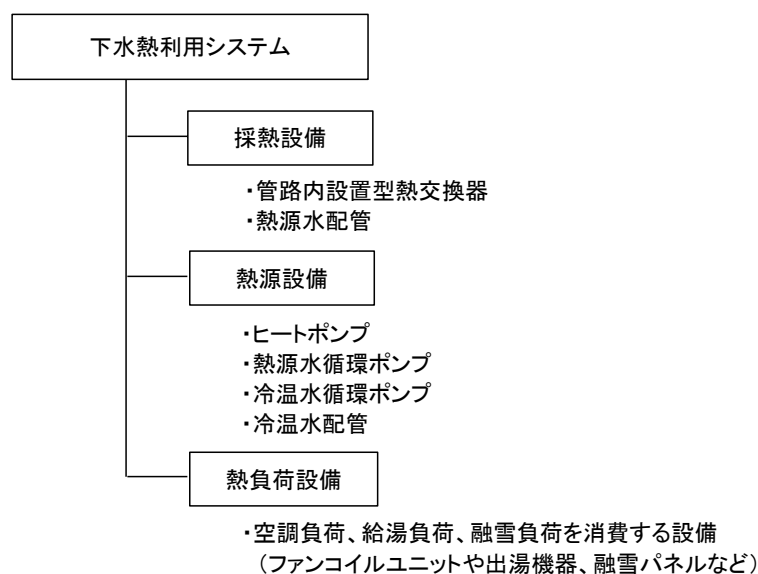


図2-2 本システムの構成

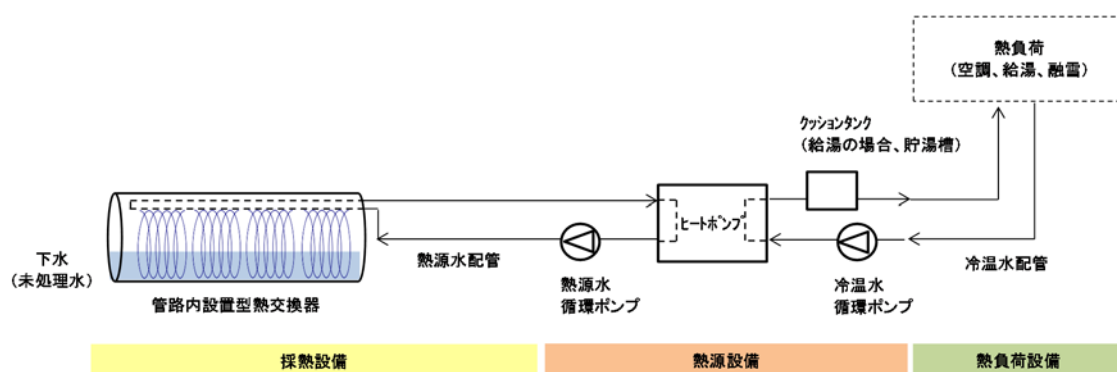


図2-3 本システムにおける各設備の配置

(2) システムの原理

下水温度は、年間を通して安定しており、夏場は外気温度より低く、冬場は高いという特性がある（図 2-4）。そのため下水と外気の温度差を活用し、ヒートポンプを組み合わせることにより、回収された下水熱は、冷暖房等の熱源として高効率で利用することができる（図 2-5）。

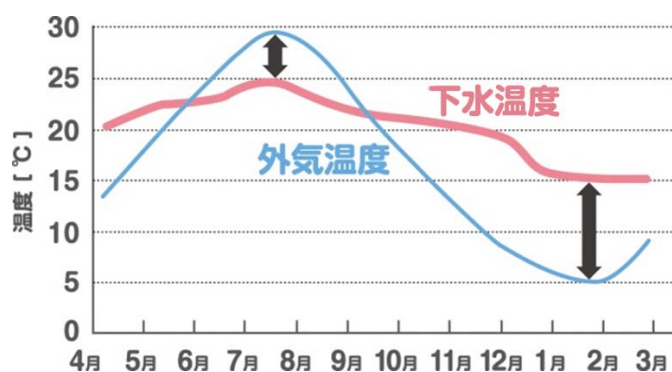


図2-4 下水温度と外気温度の例

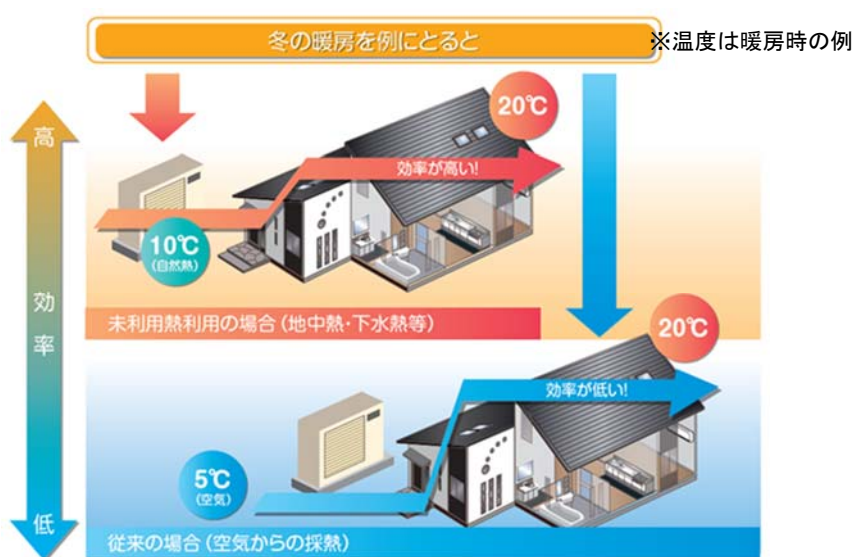


図2-5 下水熱利用方式と空気熱源方式の効率比較

ヒートポンプは、熱が高温側から低温側へ移動するという熱力学第二法則と、物資を圧縮すると高温になり、膨張させると低温になるという原理を用いている。暖房や給湯での利用の場合、図 2-6 に示すように、下水からの回収熱量と電力量の合計がヒートポンプの出力となる。このとき、投入した電力 1 に対し、4 の仕事を行ったことになり、ヒートポンプ COP (成績係数) は 4 となる。

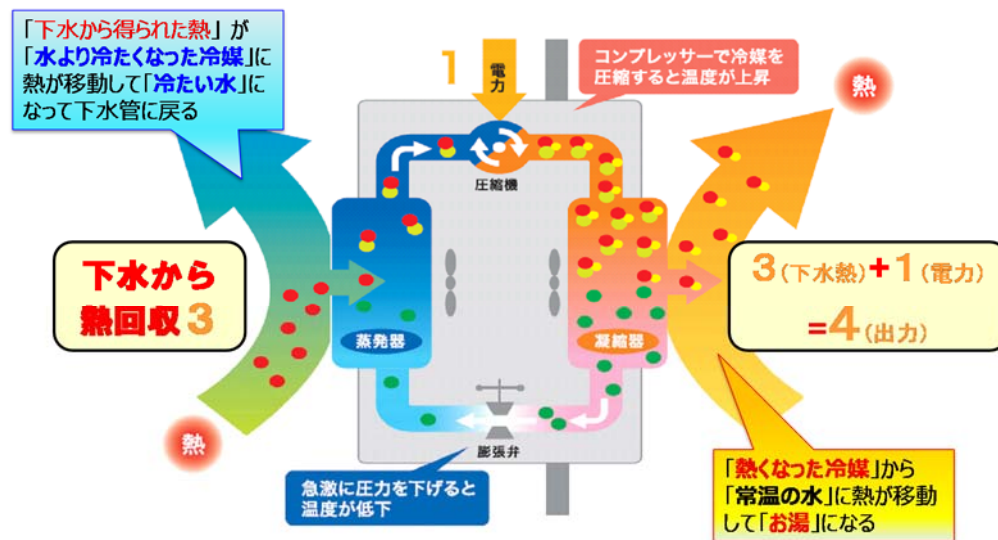


図2-6 ヒートポンプの原理

(出典：一般財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター)

次に、図2-7を用いて、ヒートポンプを含めたシステム全体での熱の移動（暖房利用時）について説明する。

低温（7℃）で下水管路内に設置された熱回収管へ投入された熱源水は、熱源水よりも高温（例えば 15℃）の下水と熱交換することで、12℃まで温度上昇する。温度上昇した熱源水が、図2-7で示したように、ヒートポンプ内部で膨張により低温（12℃以下）になった冷媒と熱交換することで再び7℃に温度低下し、熱源水配管内を循環する（最大空調負荷時に熱源水側で利用する温度差が5℃となるように設備の設計を行った場合）。

一方で、ヒートポンプ内部では、熱源水から回収した熱を熱負荷側へ伝える（放出する）ために、冷媒を圧縮して高温（50℃以上）にし、冷温水（ヒートポンプへの投入温度 45℃）と熱交換する。これにより、冷温水を 50℃まで温度上昇させ、熱負荷へ供給される仕組みである（最大空調負荷時に冷温水側で利用する温度差が 5℃となるように設備の設計を行った場合）。後述の給湯や融雪の場合は熱負荷側の温度域が異なるものの、原理は空調利用における暖房の場合と同様である。

冷房の場合は、圧縮と膨張のサイクルが逆になり、冷温水から熱を回収し、熱源水へ熱を放出する。

ヒートポンプの原理やヒートポンプシステム設計に関する詳しい解説は、業務用ヒートポンプ給湯システム設計ガイドブック（一般財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター）等を参照のこと。

※温度は暖房時の例

(ヒートポンプでの利用温度差5℃)

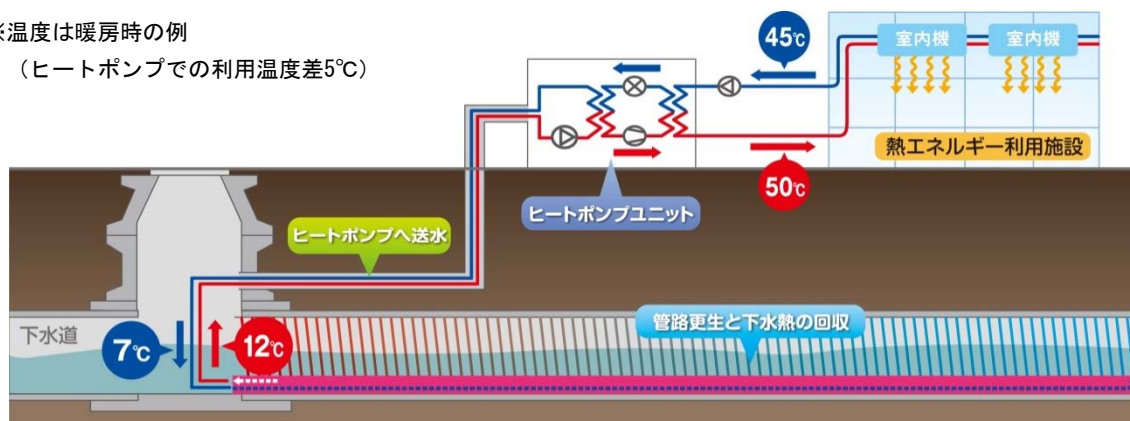


図2-7 システム全体での熱の移動（暖房時の例）

(3) 利用用途

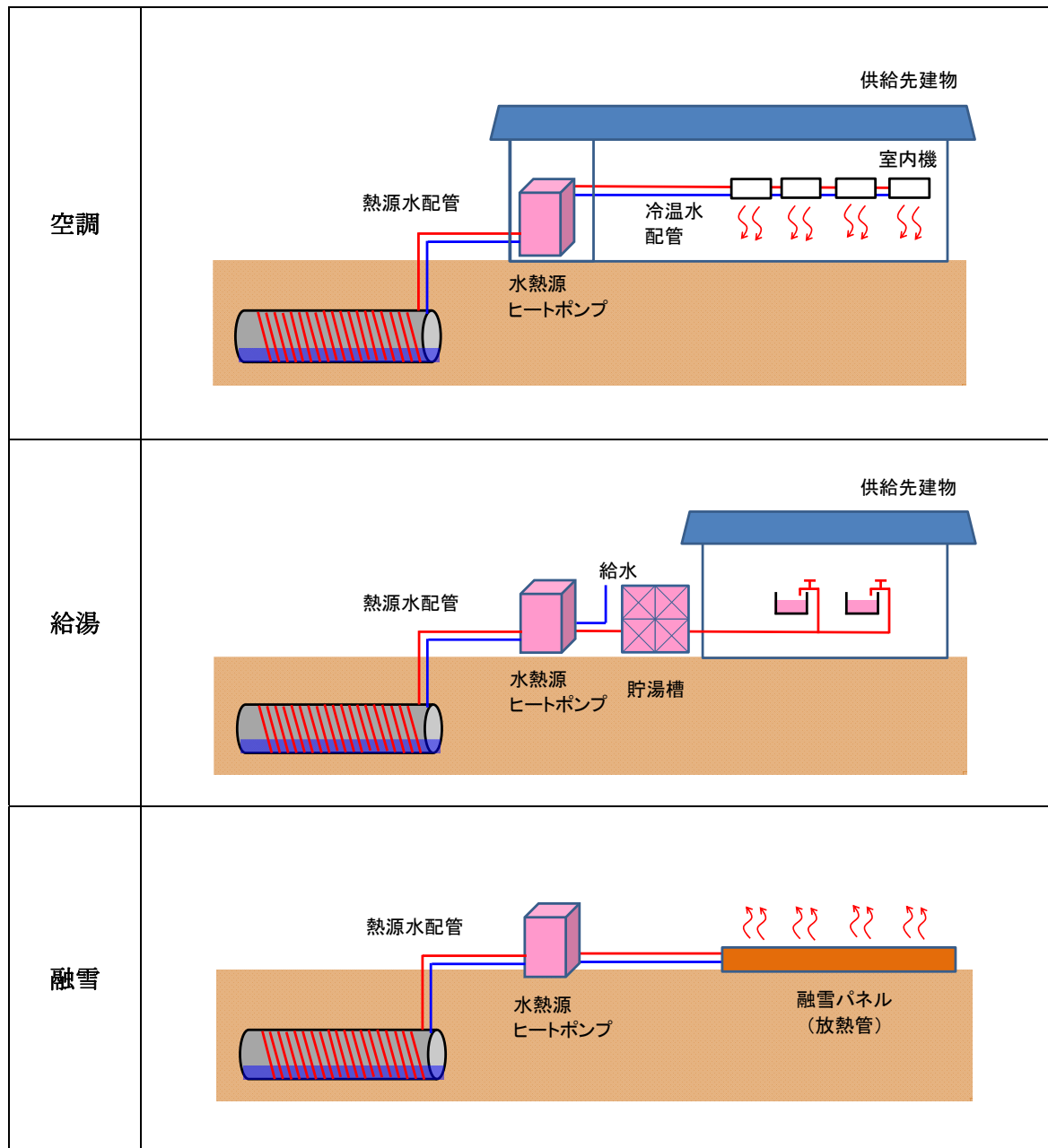
本システムの利用用途としては、空調、給湯および融雪がある（表 2-1）。いずれの利用用途の場合においても、水熱源ヒートポンプを含む採熱側の構造は同じである。

空調利用の場合、ヒートポンプでつくられた冷温水は、冷温水配管を介して、室内機（ファンコイルユニット等）で冷温水が使用され、温度低下して再びヒートポンプに戻る循環構造である。

給湯利用の場合、ヒートポンプでつくられた温水は貯湯槽に貯められ、そこから末端（蛇口）に供給される。

融雪利用の場合、ヒートポンプでつくられた温水は放熱管（融雪パネル）に供給され、使用される。温水が放熱管（融雪パネル）で使用された後、温水は温度低下して再びヒートポンプに戻る循環構造である。

表2-1 下水熱利用の用途（システム構成模式図）



§7 技術の特徴

本技術は、従来の管路外設置型熱回収技術と比べて、以下の特徴を有する。

- (1) 建設費、維持管理費の縮減が可能である。
- (2) エネルギー消費量削減、温室効果ガス排出量削減が可能である。
- (3) 都市部に面的に布設された下水管路を利用するため、広域に導入が可能である。

【解説】

従来技術の管路外設置型熱回収技術（図 2-8）は、処理場やポンプ場の近傍にて、下水管路外に設けた大規模な専用熱交換器（シェルアンドチューブ方式）を用いて、下水と熱源水を熱交換させて、ヒートポンプを介して空調や給湯に利用するものであり、処理場やポンプ場近傍での大規模な利用に適している。我が国において管路外設置型熱回収技術が導入された具体的な事例として、幕張新都心や名古屋市等で処理水を熱源とした熱利用が行われている他、東京の後楽一丁目や盛岡西口地区等では、未処理水を熱源とした下水熱利用が行われている（表 2-2）。

表2-2 国内における下水熱利用システムの事例

	下水種類	所在地	熱供給対象	延床面積	供給開始	事業主体
幕張新都心ハイテクビジネス地区	処理水	千葉県千葉市美浜区	オフィスビル ホテル	932,000㎡	平成2年4月	東京電力(株)
後楽一丁目地区	未処理水	東京都文京区後楽	娯楽・業務施設ホテル	242,000㎡	平成6年11月	東京下水道エネルギー(株)
盛岡駅西口	未処理水	岩手県盛岡市	複合ビル テレビ局	56,000㎡	平成9年11月	東北電力(株)
江東区新砂三丁目地区	処理水	東京都江東区	病院、オフィス	62,000㎡	平成14年4月	東京下水道エネルギー(株)
芝浦ソニーシティ	処理水	東京都港区港南	オフィス、会議室、店舗	163,000㎡	平成18年10月	ソニー保険生命(株)

しかしながら、従来技術は、専用取水設備（下水ポンプ、専用管路）が必要となるため、その建設に伴う建設費の増加、また下水ポンプ運転に伴うエネルギー消費量の増加が課題として挙げられる。さらには、専用熱交換器内を未処理下水が流れるため、逆洗作業等の保守点検費（維持管理費）の増加も課題として挙げられる。

また従来技術の下水熱利用は、いずれも下水処理施設・ポンプ場敷地内建築物内とその周辺に限られた熱利用であり、下水処理施設・ポンプ場の周辺以外の場所での適用が困難である。

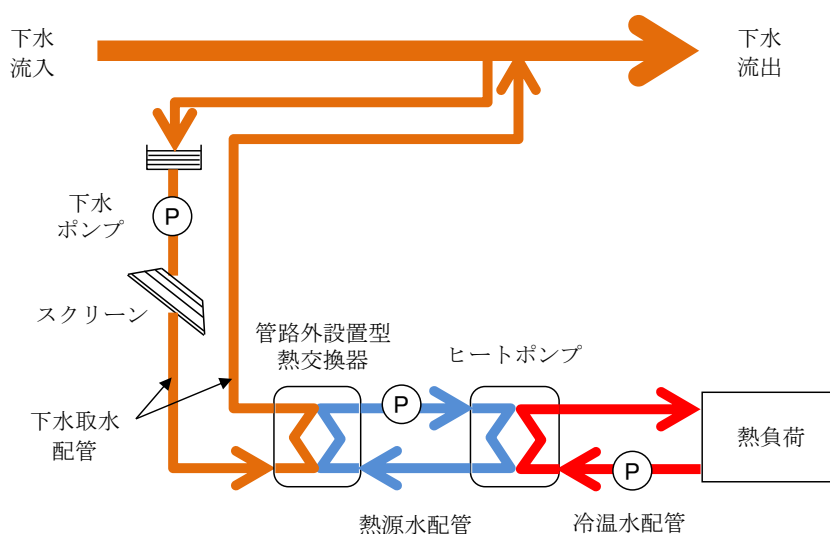


図2-8 従来技術（管路外設置型熱回収技術）

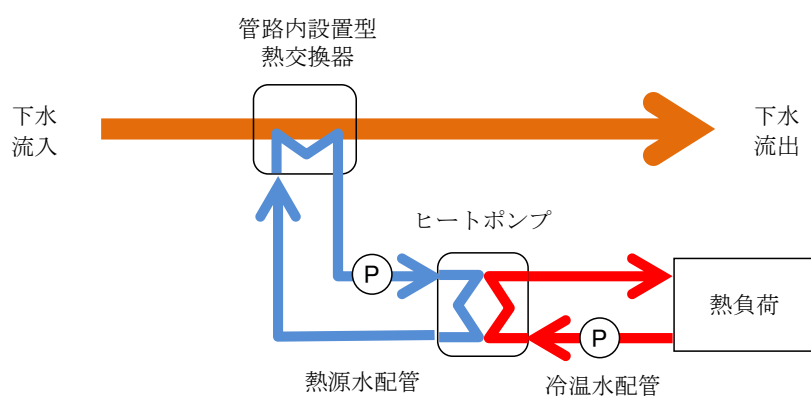


図2-9 本技術（管路内設置型熱回収技術）

これに対し、本技術（図 2-9）は以下のような特徴を有する。

(1) 建設費、維持管理費の縮減が可能である

本技術は、管路更生用のプロファイル（帯状部材）に熱回収管が埋め込まれているため、従来の製管工法と比較して施工コストの大幅な増加はない。これにより、大規模な専用取水設備および専用熱交換器を用いる従来技術（管路外設置熱回収技術）に比べ建設費を削減できる。

また、熱交換器内部を未処理下水が流れるため、逆洗浄作業等の定期的かつ大規模な維持管理作業を必要とする従来技術に比べ、本技術では、下水管路内へ熱回収管（熱交換器）をらせん状に設置し、その配管内部を熱源水が、配管の外側を未処理下水がそれぞれ流れる構造とすることにより、維持管理費を縮減できる。

(2) エネルギー消費量削減，温室効果ガス排出量削減が可能である

下水管路内に設置された熱交換器により，下水管路内で熱交換が可能となるため，管路外への取水ポンプ設置が必要な従来技術に比べ，専用ポンプの動力が不要となる。それにより，エネルギー消費量および温室効果ガス排出量を削減できる。

(3) 都市部に面的に布設された下水管路を利用するため，広域に導入が可能である

処理場やポンプ場近傍に導入が限定された従来技術に比べ，本技術は都市に面的に整備された下水管路を活用することで，需要地と供給地の近接化が図られ，熱輸送に伴う建設費および熱輸送ロスが低減でき，その結果，導入エリアが大幅に拡大できる（図 2-10）。

なお，排除方式については，合流式および分流式のどちらにも導入可能である。



図2-10 下水管路の利用による下水熱利用導入エリア拡大

§8 採熱設備の特徴

採熱設備は、以下の特徴を有する。

- (1) 未処理水と熱回収管が直接触れる構造による効率的な熱回収を実現
- (2) 摩耗性や耐薬品性に優れている
- (3) 流下性能への影響、汚れ・付着による熱交換性能への影響が小さい
- (4) ユニット構造による任意の延長への適用性と均一な熱交換

【解説】

採熱設備の特徴は、以下の通りである。

- (1) 未処理水と熱回収管が直接触れる構造による効率的な熱回収を実現

管路内設置型熱交換器は、老朽化した下水管路の更生工法である製管工法に用いる帯状部材に、熱回収管を埋め込み取り付けたものであるため、専用の保護層（モルタルや FRP 等）が不要となり、下水管路内を流れる未処理水と直接熱交換が可能となる。これにより、効率的な熱回収が可能となる（図 2-11、12）。

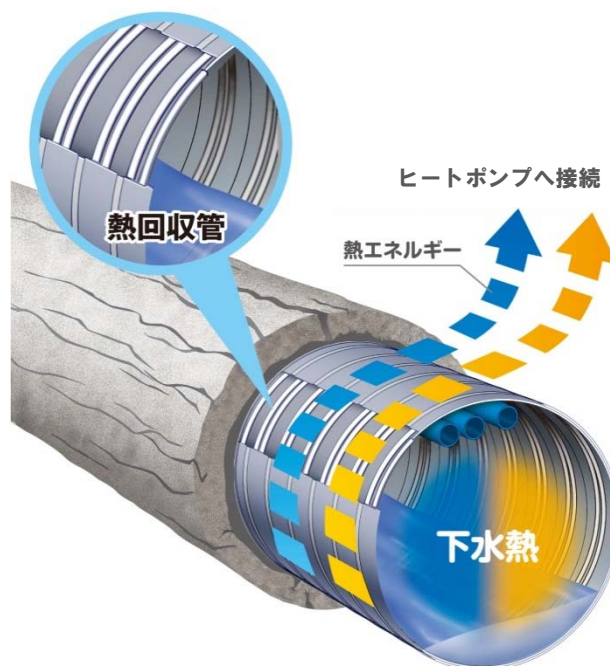
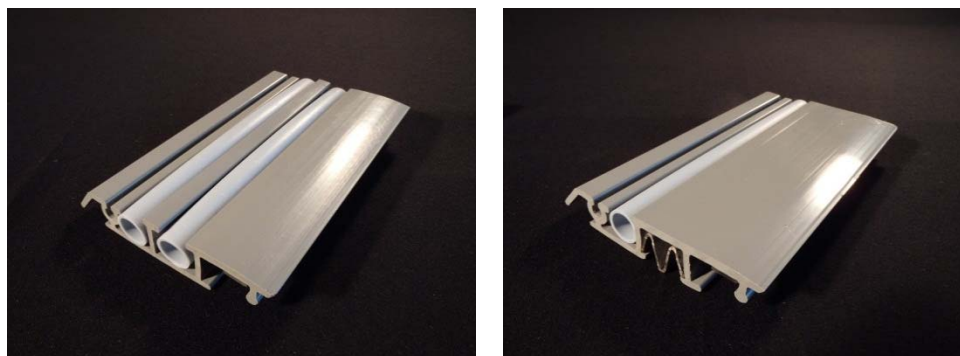


図2-11 採熱設備の概念図



図2-12 熱回収用プロファイル（断面模式図）

また、プロファイル形状は、用途（老朽化対策，耐震化対策等）に応じて2つのタイプがある（図2-13）。補強材の有無による差はあるが，いずれのプロファイルにおいても，従来の製管工法による強度復元と同等の効果が得られることを試験にて確認した。



（二条タイプ）

（一条タイプ）

図2-13 熱回収用プロファイル

（2）耐摩耗性や耐薬品性に優れている

管路内設置型熱交換器は，製管工法用プロファイルの内部に高密度ポリエチレン製の熱回収管が埋め込まれている構造であり，管頂部の配管，接続部を含めすべて樹脂化（ポリエチレン化）を図っている。そのため，耐摩耗性（図2-14）や耐薬品性（表2-3）に優れ，下水道法で定められた流下物に対して長期的に安全である（耐用年数50年※）。

※摩耗（砂等）により想定される50年後の管厚においても，必要な強度を有することを試験にて確認した。

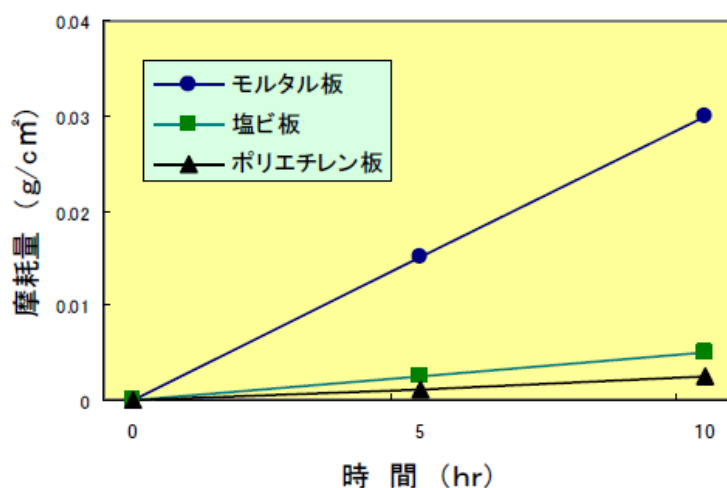


図2-14 ドラム式摩耗試験による比較

（出典： 下水道用ポリエチレン管技術資料 改訂4版（下水道用ポリエチレン管・継手協会））

表2-3 下水道用ポリエチレン管の耐薬品性

(出典： 下水道用ポリエチレン管技術資料 改訂7版 (下水道用ポリエチレン管・継手協会))

薬品名		温度(℃)			薬品名		温度(℃)		
		20	40	60			20	40	60
(酸)									
塩酸	35%	○	○	○	メチルアルコール		○	○	○
硫酸	80%	○	○	○	エチルアルコール		○	○	△
硝酸	25%	○	○	○	ベンゼン		△	△	△
リン酸	50%	○	○	○	トルエン		△	×	×
ふっ(弗)化水素酸	4%	○	○	○	クロロホルム		△	△	×
塩素水		○	—	×	酢酸エチル		○	△	×
酢酸	10%	○	○	○	ガソリン		○	△	×
乳酸		○	○	○	石油	90%	○	△	△
酪酸		○	○	△	グリセリン		○	○	○
(アルカリ)					クレゾール水溶液	100%	○	○	○
か(苛)性ソーダ	60%	○	○	○	(ガス)				
アンモニア水		○	○	○	塩素ガス湿性		×	×	×
(塩)					炭酸ガスその他多くの廃ガス		○	○	○
炭酸カリウム		○	○	○	(その他)				
炭酸バリウム		○	○	○	洗 剤		○	○	○
炭酸カルシウム		○	○	○	漂白剤		△	△	×
過マンガン酸カリ	20%	○	○	○	過酸化水素水	30%	○	○	○
リン酸カリウム		○	○	○	写真現像液		○	○	○
(有機薬品)					海水・塩水		○	○	○
メチレンクロライド		△	△	×	ワイン・酒類		○	○	○
トリクロルエチレン		×	×	×	牛 乳		○	○	○
四塩化炭素		△	×	×	でん(澱)粉糖溶液		○	○	○
アセトン		○	○	—	尿		○	○	○
メチルエチルケトン		○	○	△					

注：濃度表示の無い塩は、飽和水溶液の耐薬品性。

摘 要○：浸食されない。

△：若干浸食されるが注意すれば使用可。

×：使用不可。

(3) 流下性能への影響，汚れ・付着による熱交換性能への影響が小さい

樹脂製熱回収管が製管工法用プロファイル内部に埋め込まれた構造であるため，熱交換器による流下性能への影響がないことが，実証研究により明らかとなっている（資料編Ⅱ 6. 参照）。

また，一年程度の期間内では，熱交換器表面への付着・汚れによる熱交換性能への影響が小さく，清掃により初期性能の回復が可能であることが，実証研究により明らかとなっている（資料編Ⅱ 3. 参照）。

(4) ユニット構造による任意の延長への適用性と均一な熱交換

管路内設置型熱交換器を，図 2-15，16 に示すように管軸方向（延長方向）にユニット分割された構造とすることで，熱交換器内の圧力損失を低減でき，任意の延長へ適用が可能となる。

また，リバーズ配管を設けることで，分割した各ユニットへ同じ流量が分配され，各ユニットで均一な熱回収を行うことができる。これにより，回収熱量の予測等が可能となり，精度の高いシステム設計が可能となる。

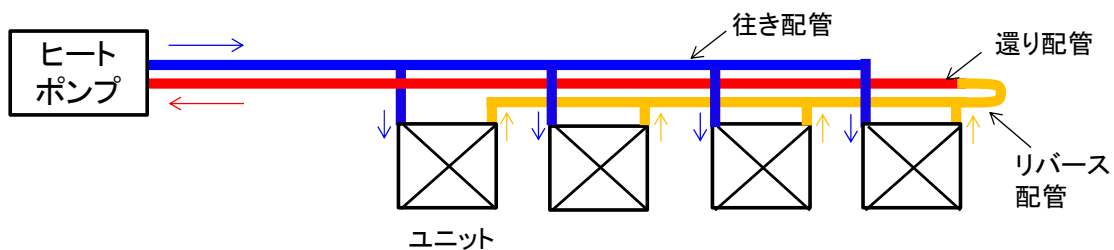


図2-15 ユニット構造（模式図）

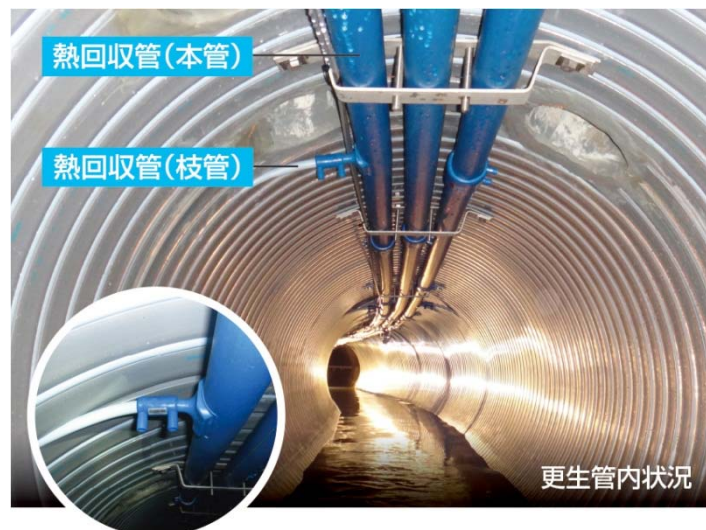


図2-16 ユニット構造（採熱設備の設置状況）

§9 技術の適用条件

本技術は、下水管路の耐震化対策ないし老朽化対策に併せて導入する技術であり、円形の管路形状で管径φ1,000～2,200mmへの適用を基本とする。

【解説】

本技術の導入の前提条件と、適用が効果的である条件を以下に示す。

本技術の導入にあたり、熱需要側で開発や設備更新を計画しており、かつ採熱側で下水管路の製管工法による耐震化対策、老朽化対策を検討している必要がある。また、本技術は合流式^{※1}および分流式で、管径φ1,000～2,200mmの下水管路へ適用できる^{※2}。管路形状としては、円形以外に矩形および馬蹄形にも適用できる^{※3}。

※1 排除方式が合流式の場合、以下の点に留意する必要がある。

- ①管径が大きく管勾配が小さいので、下水管路内に土砂等が堆積し易く、熱交換性能が低下し易い可能性がある。
- ②晴天時と雨天時で下水条件（流速、水深、温度）が大きく変化するため、導入検討時や設計時には下水条件の取扱に注意が必要である（§16 参照）。

※2 但し、管路状況によってはφ1,000～2,200mm以外も施工可能。

※3 但し、矩形、馬蹄形については管路状況等の別途検討が必要。

次に、本技術の適用が効果的である条件と期待される効果について表2-4に示す。熱需要地と対象下水管路が近接しており、熱需要地側の条件として年間を通じた熱需要が見込める場合、採熱側の条件として大口径の管路であり多くの熱を回収できる下水条件（温度、水深、流速）を有している場合には、導入効果が大きい。

表2-4 適用が効果的である条件と期待される効果

	条件		期待される効果
採熱側	下水道の整備が進んでおり, 下水管路と熱需要地が近接		従来の管路外設置型熱回収技術に対し 導入可能エリアの拡大および 熱輸送ロスの低減
	下水温度	空調の場合 冬季：高いほど効果が大 夏季：低いほど効果が大 給湯, 融雪の場合 高いほど効果が大 (B-DASH 実績 冬季 (2 月) 17℃, 夏季 (8 月) 29℃) ※下水温度と外気温の差が 大きいほど効果は大きい。	エネルギーコストの縮減 (省エネ効果) 建設費の縮減 (設置延長低減)
	下水水深	大きいほど効果が大 (B-DASH 実績 下水管径に対し 10%) ※但し, 施工上の制約あり	
	下水流速	速いほど効果が大 (B-DASH 実績 0.4m/s) ※但し, 施工上の制約あり	
熱需要側	年間を通してのシステム稼働率が高い (稼働時間が長い)		ライフサイクルコストの回収年の短縮

§10 導入シナリオ例

本技術の導入によりコスト縮減効果、エネルギー消費量および温室効果ガス排出量の削減効果が得られるシナリオ例を以下に示す。

【解 説】

本技術の導入によりコスト縮減効果、エネルギー消費量および温室効果ガス排出量の削減効果が得られるシナリオ例を具体例とともに以下に示す。

(1) 空調利用の場合

下水管路の耐震化対策あるいは老朽化対策の必要性が高く、かつ多くの熱回収が可能な下水条件（下水温度、水深、流速）を有する箇所の周辺地域において、再開発等によるまとまった熱需要が見込まれる場合に、下水管路の耐震化対策あるいは老朽化対策とあわせて本技術を導入して、下水熱を空調利用に活用する。

このことにより、従来の空気熱源方式と比較して、維持管理費、エネルギー消費量および温室効果ガス排出量の削減が可能となる。

(2) 給湯利用の場合

(1)と同様の下水条件を有する地域の周辺地域において、下水道管理者と熱需要家の合意形成がなされている場合に、下水管路の耐震化対策あるいは老朽化対策とあわせて本技術を導入して、下水熱を給湯利用に活用する。

このことにより、従来のボイラー方式と比較して、維持管理費、エネルギー消費量および温室効果ガス排出量の削減が可能となる。

(3) 融雪利用の場合

(1)と同様の下水条件を有する地域の周辺地域において、自治体内の下水道管理部署と道路施設管理部署の合意形成がなされている場合に、下水管路の耐震化対策あるいは老朽化対策とあわせて本技術を導入して、下水熱を融雪利用に活用する。

このことにより、従来の電熱方式と比較して、維持管理費、エネルギー消費量および温室効果ガス排出量の削減が可能となる。

第2節 実証研究に基づく技術の評価

§ 11 技術の評価項目

本技術の評価項目を、以下に示す。

- (1) 費用（建設費、維持管理費、ライフサイクルコスト）
- (2) エネルギー消費量
- (3) 温室効果ガス排出量
- (4) 熱交換器の維持管理性

【解説】

新技術の導入促進に際しては、各技術の性能指標を定量的に比較し、性能の優れた技術を選定できるように、各技術について、評価項目、評価方法並びに評価結果を設定、提示する必要がある。

本ガイドラインでは、本技術の性能を評価する項目として、(1) 費用、(2) エネルギー消費量、(3) 温室効果ガス排出量について、下水熱の利用規模を基準として示すこととした。また、(4) 熱交換器の維持管理性についても評価を行った。

革新的技術の評価項目とその概要について、以下に示す。なお、費用・エネルギー消費量・温室効果ガス排出量に係る評価の範囲は、熱交換器からヒートポンプまでの区間とし、ヒートポンプから熱負荷設備までの区間は評価の対象外とした。

(1) 費用（建設費、維持管理費、ライフサイクルコスト）

建設費（採熱設備（管路更生を含まない※）、熱源設備（冷温水配管を含まない）に係るコスト）、維持管理費（ヒートポンプ・熱源水循環ポンプに係るエネルギーコストおよび保守点検費）、およびライフサイクルコスト（解体・廃棄費含む）によって評価を行う。なお、エネルギーコストの算出にあたっては、実証研究結果を基に試算した SCOP を用いた。

※本技術は、下水管路の製管工法による耐震対策ないし老朽化対策を行う際に併せて導入する技術であることから、管路更生工事に係る建設費は試算対象外としている。

(2) エネルギー消費量

省エネルギー性を示す指標として、ヒートポンプおよび熱源水循環ポンプの運転に係るエネルギー（電力やガス）の消費量によって評価を行う。なお、エネルギー消費量の算出にあたっては、実証研究結果を基に試算した SCOP を用いた。

(3) 温室効果ガス排出量

環境性を示す指標として、本システムの運転により排出される温室効果ガス排出量および施設の建設・解体により排出される温室効果ガス排出量によって評価を行う。

(4) 熱交換器の維持管理性

熱交換器の維持管理性（保守点検作業や浚渫・清掃作業）によって評価を行う。

§ 12 技術の評価結果

本技術の評価結果を以下に示す。

【解 説】

図 2-17 に示すような空調モデルおよび図 2-18 に示すような給湯モデルにて本技術进行评估する。利用規模としては、東京における 100kW 規模、500kW 規模の 2 ケースを想定する（表 2-5）。評価の前提条件を表 2-6、7 に示す。費用（建設、維持管理、ライフサイクル）、エネルギー消費量および温室効果ガス排出量の算出過程は、§ 19 および資料編 I に示す。

さらに、空調、給湯のそれぞれのケースについて、利用規模で除することで 1kW あたりの費用、エネルギー消費量および温室効果ガス排出量として評価する。

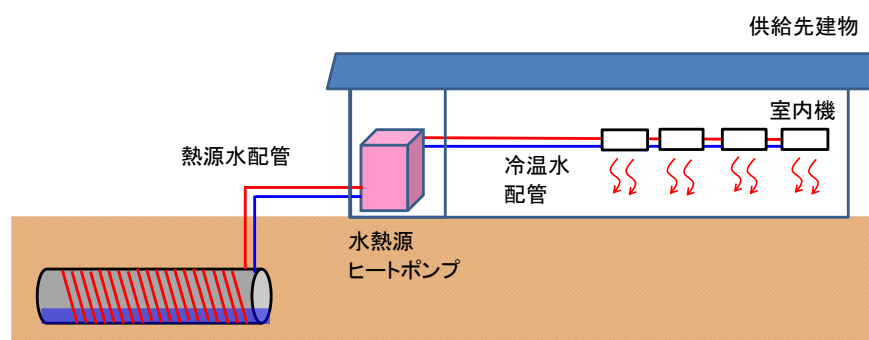


図2-17 革新的技術（管路内設置型熱回収技術）のシステム構成模式図（空調モデル）

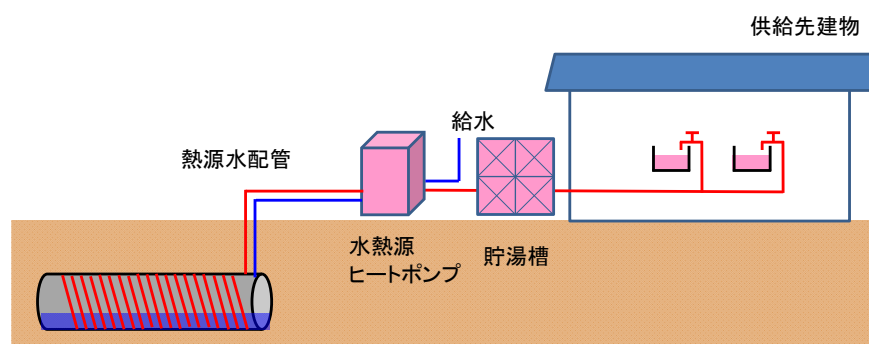


図2-18 革新的技術（管路内設置型熱回収技術）のシステム構成模式図（給湯モデル）

表2-5 評価のケース

ケース No.	用途	利用規模（最大空調負荷）	既設管径
1	空調	100kW	φ 1,200mm
2		500kW	φ 2,200mm
3	給湯	100kW	φ 1,200mm
4		500kW	φ 2,200mm

表2-6 評価の前提条件

項目		条件
地域		東京
下水水深		15%
下水流速		0.4m/s
下水-熱源水対数平均温度差		5℃
稼働時間		24 時間
稼働日数		365 日
電力単価		12 円/kWh（B-DASH 統一単価）
温室効果ガス排出係数		0.55 kg-CO ₂ /kWh（B-DASH 統一係数）
耐用 年数	採熱設備 (管路内設置型熱交換器，熱源水配管)	50 年
	熱源設備 (ヒートポンプ，熱源水循環ポンプ， 貯湯槽)	15 年

表2-7 温度データ

	外気温度	下水温度
	℃	℃
1 月	6.1	16
2 月	6.5	15
3 月	9.4	15
4 月	14.6	20
5 月	18.9	22
6 月	22.1	23
7 月	25.8	25
8 月	27.4	28
9 月	23.8	28
10 月	18.5	25
11 月	13.3	21
12 月	8.7	20

外気温度： 気象庁統計データ平年値（東京，1981～2010 年）

下水温度： 東京下水道エネルギー(株) 後楽一丁目地区パンフレット

(1) 費用, エネルギー消費量, 温室効果ガス排出量 (利用規模 1kW あたり)

費用, エネルギー消費量, 温室効果ガス排出量 (利用規模 1kW あたり) の評価結果を表 2-8 に示す。利用規模の増加により, 利用規模あたりのコスト縮減がわずかに確認されるものの, 大きな差異はない。

表2-8 費用, エネルギー消費量, 温室効果ガス排出量 (利用規模1kWあたり)

ケース No.	No.1	No.2	No.3	No.4
	空調 (100kW)	空調 (500kW)	給湯 (100kW)	給湯 (500kW)
ライフサイクルコスト (千円/kW・年)	25.2	24.1	49.5	45.5
建設費 (千円/kW・年)	12.6	12.2	18.9	16.2
維持管理費 (千円/kW・年)	11.3	10.6	29.4	27.7
解体・廃棄費 (千円/kW・年)	1.26	1.22	1.89	1.62
エネルギー消費量 (kWh/kW・年)	787.4	730.5	2,333.1	2,197.5
温室効果ガス排出量 (ton-CO ₂ /kW・年)	0.54	0.50	1.60	1.51

(2) 費用, エネルギー消費量, 温室効果ガス排出量 (100kW, 500kW 規模での絶対値)

費用, エネルギー消費量, 温室効果ガス排出量 (100kW, 500kW 規模での絶対値) の評価結果を表 2-9 に示す。

表2-9 費用, エネルギー消費量, 温室効果ガス排出量 (100kW, 500kW規模での絶対値)

ケース No.	No.1	No.2	No.3	No.4
	空調 (100kW)	空調 (500kW)	給湯 (100kW)	給湯 (500kW)
ライフサイクルコスト (千円/年)	2,519	12,034	4,952	22,771
建設費 (千円/年)	1,261	6,106	1,834	8,100
維持管理費 (千円/年)	1,132	5,317	2,935	13,860
解体・廃棄費 (千円/年)	126	611	183	810
エネルギー消費量 (kWh/年)	78,739	365,273	233,305	1,098,766
温室効果ガス排出量 (ton-CO ₂ /年)	54.0	250.5	160.0	753.5

(3) 熱交換器の維持管理性

実証研究における施設運転(運転期間:平成 25 年 3 月～平成 26 年 3 月)で以下の点を確認した。但し, 長期的な評価については, 今後継続して確認する必要がある。詳細は、資料編Ⅱ 3. を参照のこと。

- ・熱回収管の腐食や摩耗による破損はなかった。
- ・約 1 年間で約 2mm の付着物(汚れ)が堆積していることが確認されたが, それによる熱交換性能の顕著な低下はなかった。
- ・清掃により初期の熱交換性能の回復が可能であった。

第3章 導入検討

第1節 導入検討手法

§13 導入検討手順

本技術の導入の検討に当たっては、下水道設備およびとりまく地域について現況および課題等を把握し、導入効果の評価を行い、適切な導入範囲および事業形態等について判断する。

【解説】

導入検討にあたっては、導入の目的を明確にした後、図3-1に示される検討フローに従って、必要な情報を収集し、導入効果の概略試算を行い、導入範囲および事業形態等を含めた導入判断を行う。

本検討段階では、現地調査は伴わず、下水道管理者もしくは施設管理者から、必要となる情報を収集し、検討を行う。必要な情報が存在しない場合は、後述の手順に従い推計、試算を行い、検討に用いる。

具体的には、基礎調査において、熱需要側に関する情報（空調負荷、給湯負荷もしくは融雪負荷）および採熱側に関する情報（下水流量、下水温度）を収集し、システム構成の概略を決定し、導入効果の検討を行う。

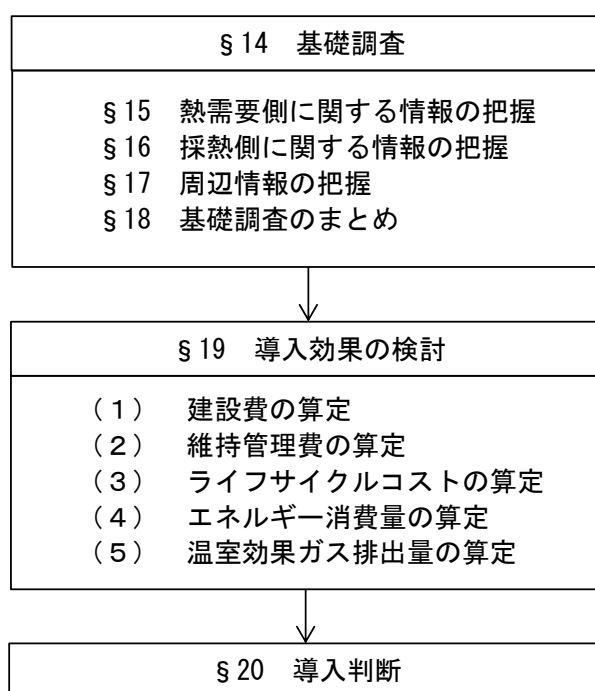


図3-1 導入検討フロー

§ 14 基礎調査

基礎調査では、熱需要側、採熱側に関する情報および周辺情報を把握し、検討モデルを構築する。

【解 説】

本技術の導入効果の検討に先立ち、熱需要側、採熱側に関する情報および周辺情報を把握する。熱需要側の情報としては、概算熱負荷やヒートポンプ容量、設置スペース等を把握する。採熱側の情報としては、下水流量や温度、下水管路条件および設置延長等を把握する。さらに、周辺情報としては、熱源水配管ルートに関する情報を把握する。

最終的には基礎調査のまとめとして、検討モデルを構築する。基礎調査項目とその利用用途については、表 3-1 に示す通りである。

表3-1 基礎調査項目の導入検討における利用用途

	基礎調査で把握する情報		導入検討での利用用途
§ 15	熱需要側	最大熱負荷	・必要回収熱量，熱交換器設置延長および建設費の概算（§ 16，19）
		年間熱負荷	・年間熱負荷を地域毎の成績係数（SCOP）で除することでエネルギー消費量を概算（§ 19）
		ヒートポンプ容量 および設置スペース	・設置場所の仮設定 ・施工可否検討
§ 16	採熱側	下水流量，温度	・導入が効果的であるかの確認（§ 9）
		下水管路状況	・適用条件を満足するかの確認（§ 9）
		設置延長（概算）	・採熱設備規模の仮設定
§ 17	周辺	熱源水配管ルート	・熱源水配管設置場所の仮設定 ・施工可否検討
		関連法令・計画との 整合性	・導入にむけた合意形成

§15 熱需要側に関する情報の把握

熱需要側に関して、以下の情報を把握する。

- (1) 熱負荷（概算）
- (2) ヒートポンプ容量および設置スペース

【解 説】

(1) 熱負荷（概算）

下水熱供給先の熱需要を把握するため、はじめに対象施設の熱利用用途（空調、給湯、融雪）を把握し、次に、その負荷情報（最大熱負荷、年間熱負荷）を収集・整理する。

対象施設の詳細が未定である場合は、施設の延床面積と単位床面積あたりの熱負荷（熱負荷原単位）から最大熱負荷と年間熱負荷を想定する。最大熱負荷と年間熱負荷は、以下の式（3・1）および式（3・2）により算出される。

建物用途別の冷暖房、給湯の最大熱負荷および年間熱負荷原単位の設定例として表3-2および表3-4を示す。

また、冷暖房用の最大熱負荷および年間熱負荷地域補正係数の設定例を表3-3および表3-5に示す。標準的な原単位にこの補正係数を乗じることにより、地域毎の気候の特性を反映する。

$$Q_m = q_m \times A \times \alpha \quad \dots\dots\dots (3\cdot1)$$

ここで、

- Q_m : 最大熱負荷 (W)
- q_m : 最大熱負荷原単位 (W/m²)
- A : 延床面積 (m²)
- α : 最大熱負荷地域補正係数 (－)

表3-2 建物用途毎の最大熱負荷原単位の設定例

		住宅	事務所	店舗	ホテル	病院
冷房	W/m ²	46.5	104.7	139.5	87.2	104.7
暖房	W/m ²	34.9	58.1	93.0	77.9	95.3
給湯	W/m ²	18.6	16.3	23.3	116.3	46.5

（出典： 天然ガスコージェネレーション計画・設計マニュアル2008（日本工業出版））

表3-3 最大熱負荷地域補正係数

	冷房	暖房
北海道	0.8	1.5
東北	0.9	1.3
北陸	1.0	1.1
関東		1.0
東海		
近畿		
中国		
四国		
九州		
沖縄	1.1	0.5

(出典： 低炭素まちづくり実践ハンドブック（国土交通省）)

$$Q_y = q_y \times A \times \alpha \quad \dots\dots\dots (3\cdot2)$$

ここで、

- Q_y : 年間熱負荷 (kWh/年)
 q_y : 年間熱負荷原単位 (kWh/m²年)
 A : 延床面積 (m²)
 α : 年間熱負荷地域補正係数 (－)

表3-4 建物用途毎の年間熱負荷原単位の設定例

		住宅	事務所	店舗	ホテル	病院
冷房	kWh/年・m ²	9.3	81.4	145.3	116.3	93.0
暖房	kWh/年・m ²	23.3	36.0	40.7	93.0	86.0
給湯	kWh/年・m ²	34.9	2.6	26.7	93.0	93.0

(出典： 天然ガスコージェネレーション計画・設計マニュアル2008（日本工業出版）)

表3-5 年間熱負荷地域補正係数

	冷房	暖房
北海道	0.5	2.4
東北	0.7	1.4
北陸	0.9	
関東	1.0	1.0
東海	1.1	0.9
近畿		
中国		
四国		
九州	1.2	0.7
沖縄	1.5	0.07

(出典： 低炭素まちづくり実践ハンドブック (国土交通省))

(2) ヒートポンプ容量および設置スペース

(1) で求められた最大熱負荷に応じたヒートポンプ機器の容量(サイズ) および補機類(熱源水循環ポンプやクッションタンク等)を含めた設置スペースの有無を確認する。

§16 採熱側に関する情報の把握

採熱側に関して、以下の情報を把握する。

- (1) 下水流量
- (2) 下水温度
- (3) 下水管路状況
- (4) 熱交換器設置延長（概算）

【解説】

(1) 下水流量、(2) 下水温度については、表 2-4 を基に、本技術の導入が効果的であるかどうかの判断の目安とする。

(3) 下水管路状況については、§9 を基に、本技術が適用できるかどうかの判断を行う。

(4) 熱交換器設置延長については、採熱設備規模の把握に用いる。

(1) 下水流量

下水熱利用システムで利用可能な下水熱量を把握するため、安定して利用できる下水流量を調査し、月別の平均流量と最低流量を整理する。なお、排除方式が合流式の場合は、安定的に確保できる流量として晴天時の流量を用いる。

時刻別の流量変化については、導入検討段階においては必ずしも把握する必要はないが、既存のデータがあれば可能な限り計画の早期の段階から活用することが効率的である。特に、冷熱負荷のピークとなる2月、温熱負荷のピークとなる8月については、代表日の時刻別流量を把握することが望ましい。

利用可能な下水熱量を把握するための流量把握方法として、取得可能なデータに応じて「採熱地点における既存の流量計測データの活用」、「既存の流量データに基づく流量推計」の2つの方法がある。

1) 採熱地点における既存の流量計測データの活用

放流水やポンプ場における揚水等、採熱地点やその近傍における流量データがある場合には、そのデータを活用する。

そのとき、留意点として、採熱地点とデータが得られている地点の間の距離が離れている場合、両者の間にある下水道幹線の影響により誤差が大きくなることがある。

2) 既存の流量データに基づく流量推計

対象地域内の下水道施設（下水処理場、ポンプ場等）において計測されている下水流量から地域内のマンホールにおける流量を推計する方法である*。

各マンホールにおける下水流量は以下の式(3・3)で表される。また、下水流量推定のイメージは図 3-2 の通りである。

$$G_N = G_L \times \frac{\sum_{m=1}^N F_m}{\sum_{m=1}^L F_m} \dots\dots\dots (3.3)$$

ここで、

- G_N : 推定点（マンホール M_N ）における日平均推定下水流量（ $\text{m}^3/\text{日}$ ）
- G_L : 流量既知点（下水処理施設等）における日平均実測下水流量（ $\text{m}^3/\text{日}$ ）
- F_m : 各マンホール M_m が受け持つ集水域内延床面積（ m^2 ）
- N : 推定点（マンホール M_N ）の集水域内のマンホール数（－）
- L : 流量既知点（下水処理場等）の集水域内のマンホール数（－）

※詳細については「下水熱ポテンシャル（広域ポテンシャルマップ）作成の手引き（案）（国土交通省）」を参照。

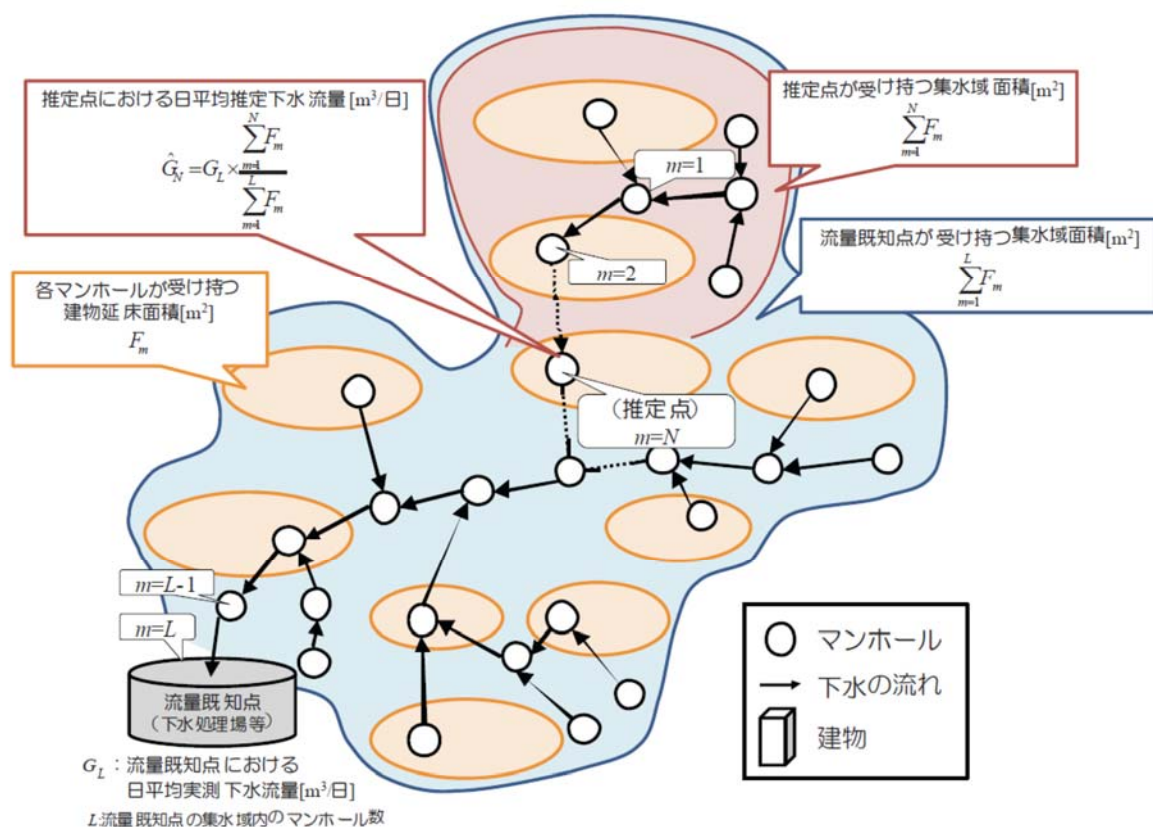


図3-2 既存の流量データに基づく流量推計のイメージ

(2) 下水温度

下水熱利用システムで利用可能な下水熱量を把握するためには、下水流量とともに下水温度を整理する必要がある。熱源設備の仕様を決定する段階においては、下水温度が変動した際の影響について検討するため、特に冬季の最低水温、夏季の最高水温を調査する必要がある。排除方式が合流式の場合は、晴天時の水温を用いる。

下水温度を把握するにあたっては、ポンプ場における揚水等、採熱地点もしくはその近傍における下水温度データがある場合には、そのデータを採熱地点の下水温度とする。但し、スーパー銭湯等高温・多量の排水が想定される施設が採熱地点の近傍に存在する場合、その影響により特異的に採熱地点の下水温度が上昇している可能性がある。また、下水温度データがない場合には、対象エリアが属する処理区内の処理場への流入水温度を調査し、それを採熱地点の下水温度とする。

(3) 下水管路状況

本採熱設備の施工が可能かどうか検討するために、表3-6に示す各項目について、下水道台帳等を利用して調査を行う。そして、§9で示した導入の前提条件に照らし合わせて検討を行う。

表3-6 下水管路状況について把握する項目

	項目	備考
1	排除方式	下水流量、温度データ (§16 (1), (2)) 参照
2	下水管径・管種	適用条件 (§9) 参照
3	布設後年数	更生工事の判断
4	管路近傍の人孔 サイズ、深さ	施工可否の判断
5	関連計画（下水道設備耐震化計画、 下水道長寿命化計画等）	老朽化対策や耐震化対策の必要性の判断※

※管路状況および更生工事の種類（老朽化対策、耐震化対策）によっては、用いる熱回収用プロファイルが異なるため、基礎調査段階で確認を行うこと (§8 参照)。

(4) 熱交換器設置延長（概算）

基礎調査した熱需要側の情報（概算熱負荷）をもとに、採熱側の必要設置延長を算定する。具体的には、§15で求めた最大熱負荷 Q_m (kW) とヒートポンプ COP を用いて、式 (3-4) で必要回収熱量 Q_r (kW) を算出する（暖房負荷または給湯負荷から設置延長を概算する場合）。

一方、冷房負荷から設置延長を概算する場合、式 (3-5) で必要回収熱量 Q_r (kW) を算出する。

$$Q_r = Q_m \times (COP - 1) / COP \quad \dots\dots\dots (3-4)$$

ここで、

Q_m : 最大熱負荷 (kW)

COP : 仮設定するヒートポンプ COP (－)

(経験値より暖房の場合 4.5, 給湯の場合 3.0 と設定)

$$Q_r = Q_m \times (COP + 1) / COP \quad \dots\dots\dots (3-5)$$

ここで,

Q_m : 最大熱負荷 (kW)
 COP : 仮設定するヒートポンプ COP (－)
 (経験値より冷房の場合 4.5 と設定)

次に, 必要回収熱量 Q_r (kW) と図 3-3 に示す単位設置延長あたりの回収熱量 q_r (kW/m) の概算値から, 必要となる設置延長 L (m) を算出する。なお, 利用用途が空調の場合は, 冷房と暖房で比較し, 設置延長 L (m) が大きい方を採用する。

$$L = Q_r / q_r \dots\dots\dots (3\cdot6)$$

ここで,

L : 設置延長 (m)
 q_r : 単位設置延長あたりの回収熱量の概算値 (kW/m)

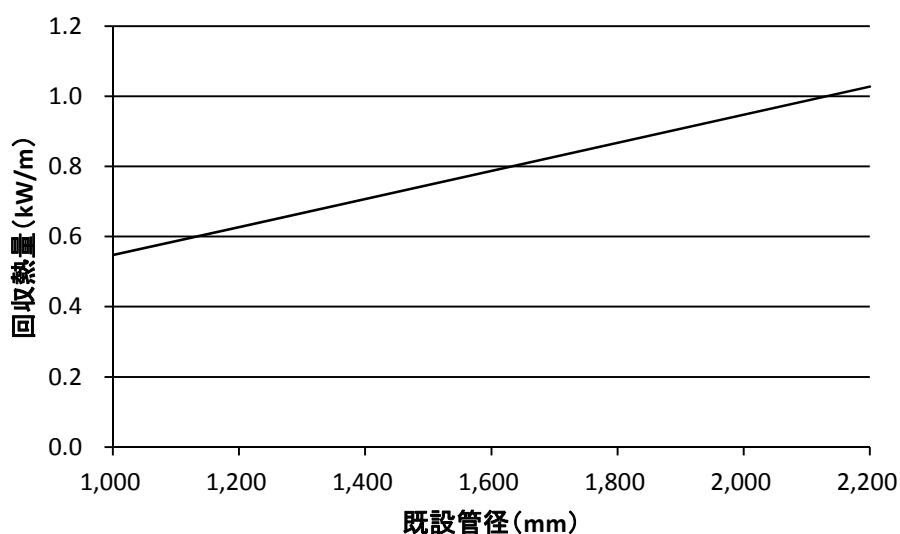


図3-3 各管径における単位設置延長あたりの回収熱量 (概算値)

- ※ 設計時 (第4章) には, より詳細な検討 (計算) が必要である。
- ※ 熱量試算の前提は次の通りとする。一般的な下水道であれば, 以下の水深・流速条件を満たしている。
 - ・下水水深 15%
 - ・下水流速 0.4m/s
 - ・下水-熱源水対数平均温度差 5℃

§ 17 周辺情報の把握

周辺情報として、以下の情報を把握する。

- (1) 熱源水配管ルート
- (2) 関連法令・計画との整合性

【解 説】

(1) 熱源水配管ルート

管路内設置型熱交換器と熱源設備の間に配置される熱源水配管のルートを調査する。ルートの対象箇所の、既設管路（電気、ガス）や支障物の有無を調査する。民間事業者が本基礎調査を行う場合、施設管理者からの提供を受ける。

(2) 関連法令・計画との整合性

当該エリアの整備計画等との整合性を調査する。民間事業者が本基礎調査を行う場合、下水道管理者からの提供を受ける。

§ 18 基礎調査のまとめ（検討モデルの構築）

基礎調査した内容をもとに、調査結果をまとめ、導入検討モデルとして整理する。

【解 説】

基礎調査した内容をまとめ、導入検討モデルを構築する。検討モデルの構築例を以下に示す。

（１）事例１

自治体の下水道関連施設の展示フロアの空調用熱源として利用する。

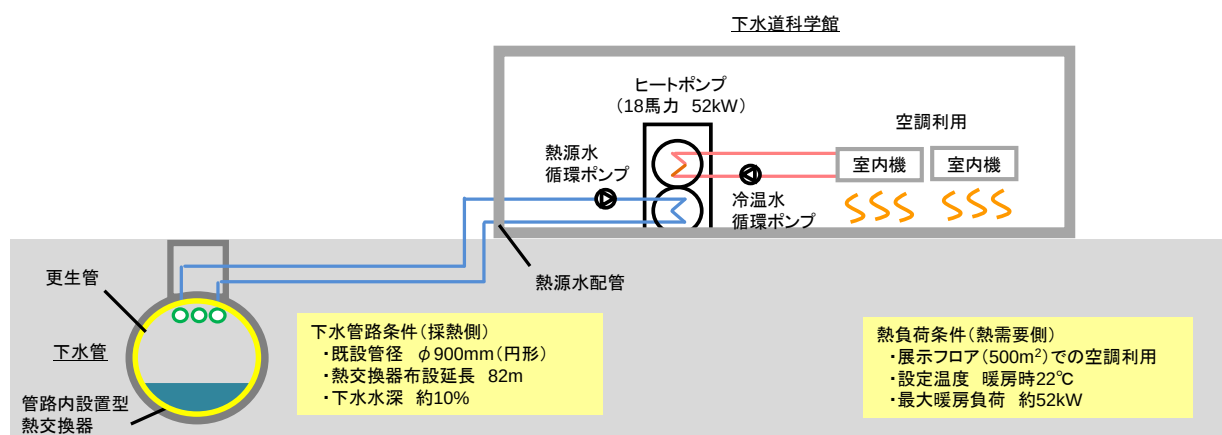


図3-4 大阪市における導入事例（H24年度B-DASH実証事業）

（２）事例２

小規模施設（店舗）の給湯用熱源として利用する。

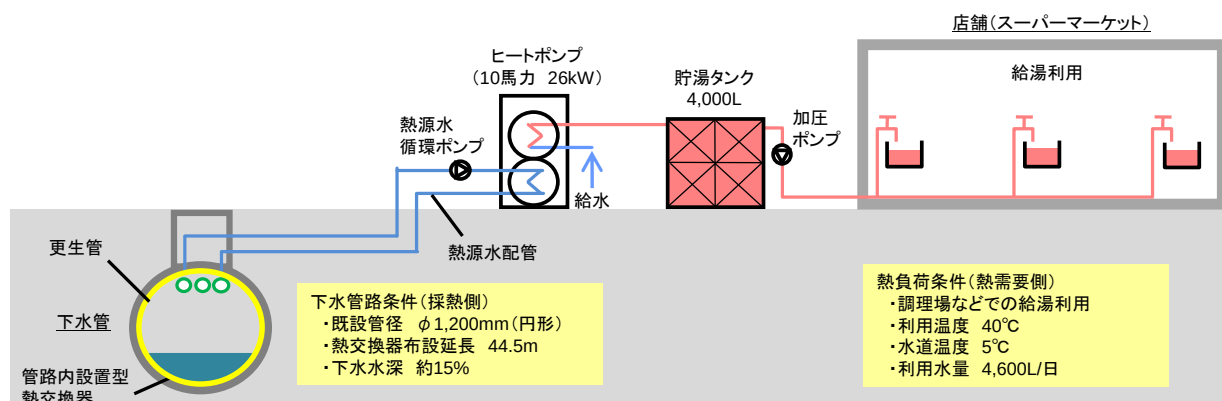


図3-5 仙台市における導入事例

§19 導入効果の検討

本技術の導入により期待される、費用（建設・維持管理、ライフサイクル）、エネルギー消費量および温室効果ガス排出量の削減効果を他の技術と比較して評価する。

【解説】

導入効果の検討に際し、費用関数等を用いて、費用（建設、維持管理、ライフサイクル）、エネルギー消費量、温室効果ガス排出量を算出し、従来技術との比較により削減効果を評価する。

ここでは、代表的な利用用途として1) 空調と2) 給湯を選定し、それぞれについて述べる。

(1) 建設費の算定

1) 空調の場合

利用規模と建設費の関係をまとめた費用関数を図3-6に示す。費用関数は、利用規模100kWおよび500kW規模での試算（資料編I参照）から導いた。試算に用いた原単位については、資料編Iに記載の通りである。但し、本技術は、下水管路の製管工法による耐震対策ないし老朽化対策を行う際に併せて導入する技術であることから、建設費算定に関して、管路更生のコストは含んでいない。

費用関数は、利用規模50～500kWの範囲で建設費を概算する際に用いることができる。上記範囲以外利用規模については、個別に検討を行う必要がある。

なお、図3-6に示した費用関数は管径によらず適用可能である*。

※ある利用規模に対して、採熱設備の下水管径が小さい場合、設置延長が長くなるが、施工単価（延長1mあたり）が低い。一方で、採熱設備の下水管径が大きい場合、設置延長が短くなるが、施工単価が高いため、利用規模あたりの建設費としてはほぼ同等となる。

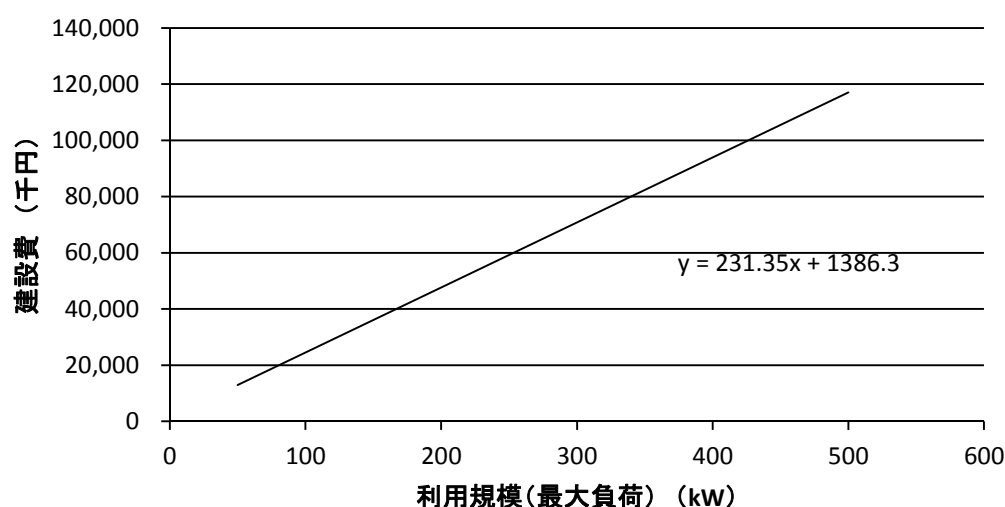


図3-6 利用規模と建設費の関係（下水水深15%の場合）

また，建設費については，初期投資だけでなく，以下の式（3・7）に示す係数を用いて年価を算出する。利用規模と建設費（年価）の関係をまとめた費用関数を図3-7に示す。

$$i(1+i)^n / (1+i)^{n-1} \dots\dots\dots (3\cdot7)$$

ここで，

i : 利子率（割引率）（= 2.3 %）

n : 耐用年数

表3-7 耐用年数

設備	機器	耐用年数
採熱設備	管路内設置型熱交換器	50 年
	熱源水配管	
熱源設備	ヒートポンプ	15 年
	熱源水循環ポンプ	

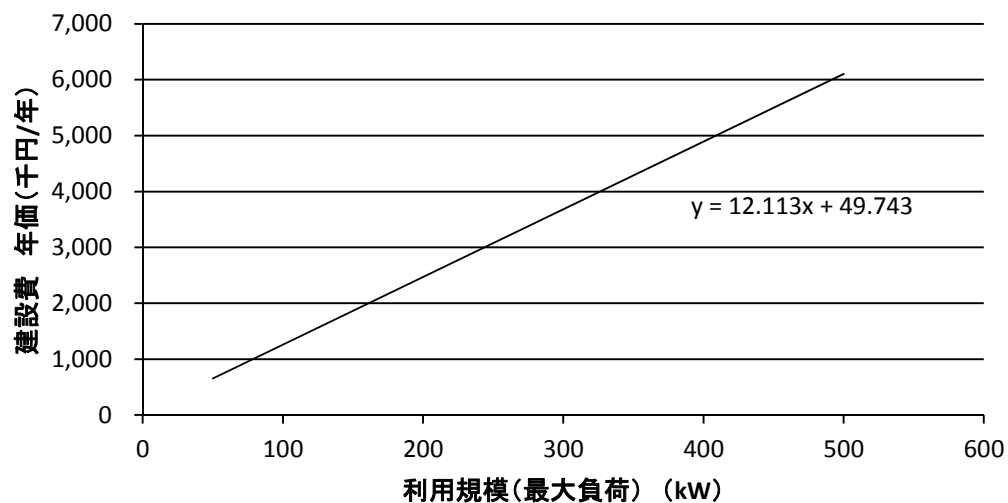


図3-7 利用規模と建設費（年価）の関係（下水水深15%の場合）

2) 給湯の場合

空調の場合と同様に, 利用規模と建設費の関係をまとめた費用関数を図3-8に示す。但し, 1) 空調の場合と同様の理由により, 建設費算定に関して, 管路更生のコストは含んでいない。

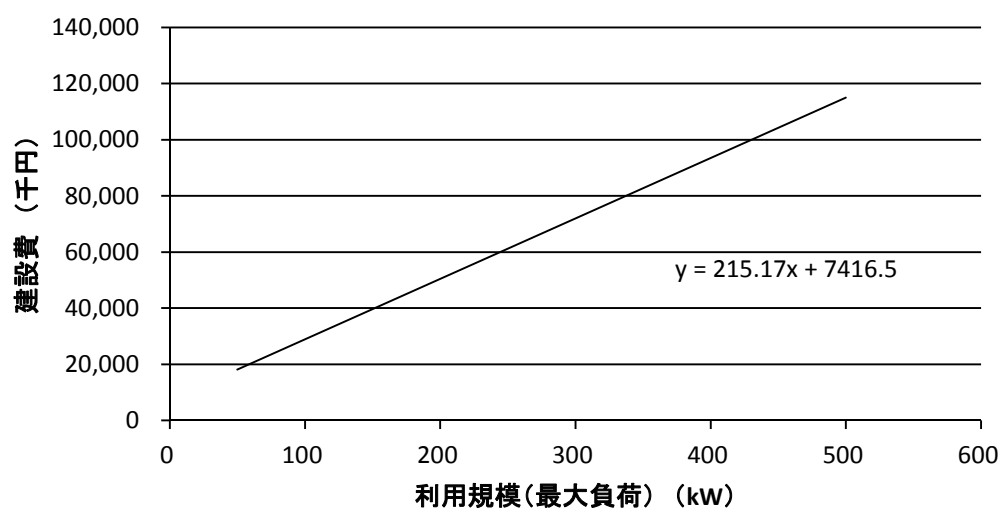


図3-8 利用規模と建設費の関係（下水水深15%の場合）

また, 空調の場合と同様に, 年価を算出する（図3-9）。

表3-8 耐用年数

設備	機器	耐用年数
採熱設備	管路内設置型熱交換器	50 年
	熱源水配管	
熱源設備	ヒートポンプ	15 年
	熱源水循環ポンプ	
	貯湯槽	

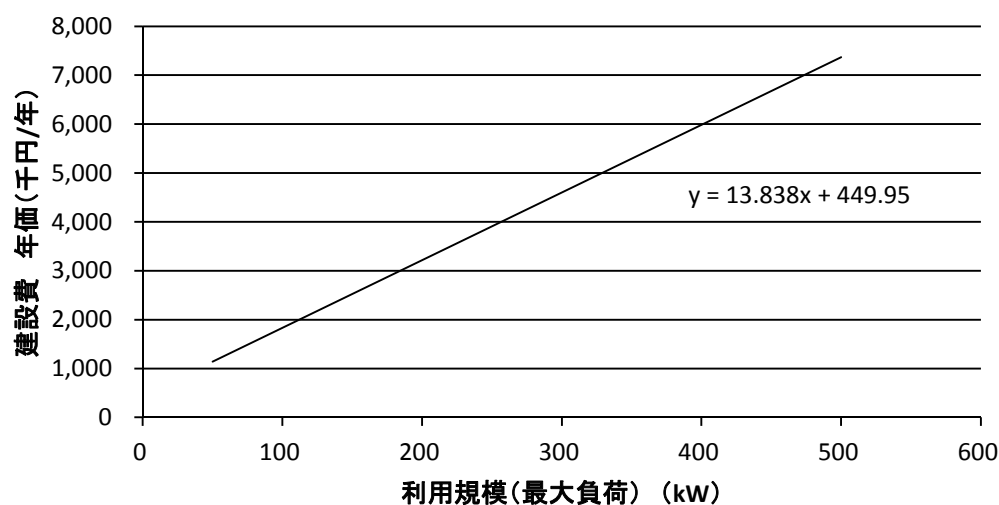


図3-9 利用規模と建設費（年価）の関係（下水水深15%の場合）

(2) 維持管理費の算定

以下の関係式を用いて維持管理費を算出する。維持管理費は、エネルギーコストと保守点検費からなる。

1) 空調の場合

① エネルギーコスト

§ 15 で概算した年間熱負荷（暖房期間、冷房期間それぞれの年間熱負荷）を、暖房期間、冷房期間それぞれの期間平均システム COP（SCOP）で除することで、年間のエネルギー消費量 W （kWh/年）を算出する（式 3・8）。期間平均 SCOP の概算値を表 3-9 に示す。またこの表の地域区分を図 3-10 に示す。本 SCOP は、ヒートポンプと熱源水循環ポンプのエネルギー消費量を考慮したシステム成績係数である。

$$W = W_c + W_w$$

$$= Q_c / SCOP_c + Q_w / SCOP_w \quad \dots\dots\dots (3\cdot8)$$

ここで、

W_c	: 冷房期間のエネルギー消費量 (kWh/年)
W_w	: 暖房期間のエネルギー消費量 (kWh/年)
Q_c	: 年間冷房負荷 (kWh/年)
Q_w	: 年間暖房負荷 (kWh/年)
$SCOP_c$	: 冷房期間平均 SCOP (—)
$SCOP_w$	: 暖房期間平均 SCOP (—)

表3-9 期間平均SCOPの概算値（空調の場合）

地域	運転形態	期間平均 SCOP
区分Ⅰ (札幌)	暖房	3.7
	冷房	4.4
区分Ⅱ (盛岡)	暖房	3.7
	冷房	4.3
区分Ⅲ (仙台)	暖房	3.8
	冷房	4.1
区分Ⅳ (東京)	暖房	3.8
	冷房	3.8
区分Ⅴ (鹿児島)	暖房	3.9
	冷房	3.4
区分Ⅵ (那覇)	暖房	4.1
	冷房	3.3

- ※ 利用規模100kWモデルでのSCOP。利用規模によりSCOPが大きく変動することはないため、概算検討においては、利用規模を考慮する必要はない。ただし、設計時には詳細な検討（計算）が必要。
- ※ 実証研究にて把握した熱交換器の伝熱性能から算定されるヒートポンプのエネルギー消費量と、熱源水循環ポンプのエネルギー消費量（モーター出力に同ヒートポンプの稼働率を乗じて算出）から試算。

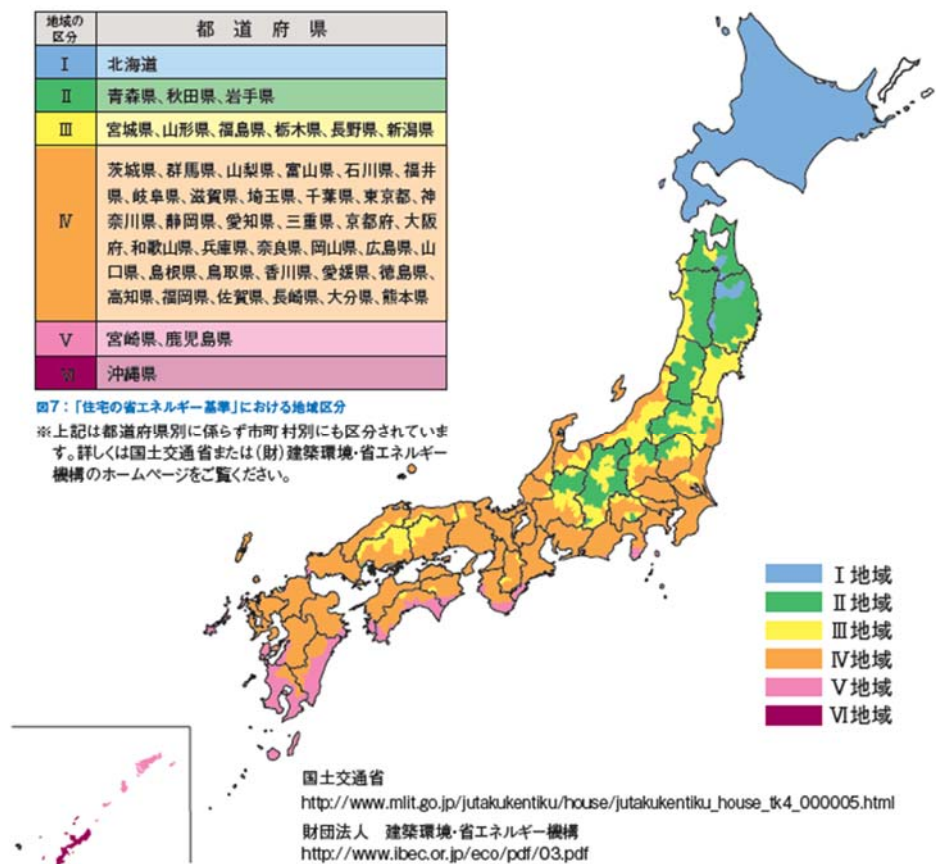


図3-10 地域区分について
(出典： 住宅の省エネルギー基準（一般社団法人日本サステナブル建築協会）)

次に、求めたエネルギー消費量 W (kWh/年) に対して、エネルギー単価 (表 3-10) を乗じて年間エネルギーコスト C_e (円/年) を算出する (式 3-9)。

$$C_e = W \times c \dots\dots\dots (3-9)$$

ここで、

- W : 年間エネルギー消費量 (kWh/年)
- c : エネルギー単価 (円/kWh)

表3-10 エネルギー単価

電力	円/kWh	12 (B-DASH 統一単価)
----	-------	---------------------

② 保守点検費

冷暖房の切り替え作業等に伴うコストとして、年間保守点検費 C_k (千円/年) を式 (3・10) により算定する。ここでは、ヒートポンプの建設費に対し、2%を乗じたものを保守点検費とする。下水管路内での維持管理作業（浚渫、清掃）は考慮していない。

$$C_k = C_h \times 0.02 \quad \dots\dots\dots (3\cdot10)$$

ここで、

C_h : ヒートポンプの建設費 (千円)

③ 維持管理費 (まとめ)

エネルギーコストと保守点検費の和が年間の維持管理費 C_m (千円/年) となる (式 3・11)。

$$C_m = C_e + C_k \quad \dots\dots\dots (3\cdot11)$$

ここで、

C_e : 年間エネルギーコスト (千円/年)

C_k : 年間保守点検費 (千円/年)

2) 給湯の場合

① エネルギーコスト

§ 15 で概算した年間熱需要を、年間平均システム COP (SCOP) (表 3-11) で除することで、年間のエネルギー消費量 W (kWh/年) を算出する (式 3・12)。本 SCOP は、ヒートポンプと熱源水循環ポンプのエネルギー消費量を考慮したシステム成績係数である。

$$W = Q_s / SCOP_s \quad \dots\dots\dots (3\cdot12)$$

ここで、

Q_s : 年間給湯負荷 (kWh/年)

$SCOP_s$: 年間平均 SCOP (－)

表3-11 年間平均SCOPの概算値（給湯の場合）

地域	年間平均 SCOP
区分Ⅰ（札幌）	3.0
区分Ⅱ（盛岡）	3.0
区分Ⅲ（仙台）	3.1
区分Ⅳ（東京）	3.2
区分Ⅴ（鹿児島）	3.3
区分Ⅵ（那覇）	3.4

- ※ 利用規模100kWモデルでのSCOP。利用規模によりSCOPが大きく変動することはないため、概算検討においては、利用規模を考慮する必要はない。ただし、設計時には詳細な検討（計算）が必要。
- ※ 実証研究にて把握した熱交換器の伝熱性能から算定されるヒートポンプのエネルギー消費量と、熱源水循環ポンプのエネルギー消費量（モーター出力に同ヒートポンプの稼働率を乗じて算出）から試算。

次に、求めたエネルギー消費量 W (kWh/年) に対して、エネルギー単価を乗じて年間エネルギーコスト C_e (円/年) を算出する（式 3-13）。

$$C_e = W \times c \quad \dots\dots\dots (3-13)$$

ここで、

- W : 年間エネルギー消費量 (kWh/年)
- c : エネルギー単価 (円/kWh) ※表 3-10 参照

② 保守点検費

年間保守点検費 C_k (千円/年) を式 (3-14) により算定する。ここでは、ヒートポンプの建設費に対し、2%を乗じたものを保守点検費とする。下水管路内での維持管理作業（浚渫、清掃）は考慮していない。

$$C_k = C_h \times 0.02 \quad \dots\dots\dots (3-14)$$

ここで、

- C_h : ヒートポンプの建設費 (千円)

③ 維持管理費（まとめ）

エネルギーコストと保守点検費の和が年間の維持管理費 C_m (千円/年) となる（式 3-15）。

$$C_m = C_e + C_k \dots\dots\dots (3\cdot15)$$

ここで、

C_e : 年間エネルギーコスト (千円/年)

C_k : 年間保守点検費 (千円/年)

(3) ライフサイクルコストの算定

以下の式(3・16)を用いてライフサイクルコストを算出する。ライフサイクルコスト C_l (千円/年) は、建設費(年価)、維持管理費および解体・廃棄費の和で求めるものとする。なお、解体・廃棄費は、建設費(年価)に10%を乗じたものとした。

$$C_l = C_c + C_m + C_w \dots\dots\dots (3\cdot16)$$

ここで、

C_c : 建設費(年価) (千円/年)

C_m : 維持管理費 (千円/年)

C_w : 解体・廃棄費 (千円/年)

(4) エネルギー消費量の算定

(2) で算出したエネルギー消費量 W (kWh/年) を用いる。

(5) 温室効果ガス排出量の算定

(2) で算出したエネルギー消費量 W (kWh/年) に以下の温室効果ガス排出係数 e (0.55 kg-CO₂/kWh) を乗じて、供用段階における年間温室効果ガス排出量 G (kg-CO₂/年) を算出する(式3・17)。

$$G = W \times e \dots\dots\dots (3\cdot17)$$

ここで、

W : 年間エネルギー消費量 (kWh/年)

e : 温室効果ガス排出係数 (0.55 kg-CO₂/kWh) ※B-DASH 統一係数

ライフサイクルにおける温室効果ガス排出量 G_{LC} (kg-CO₂/年) については、建設段階で19.3%、供用段階で80.2%、解体・廃棄段階で0.5%発生する※と考え、次のように表される(式3・18)。

$$G_{LC} = G \times 19.3 / 80.2 + G + G \times 0.5 / 80.2 \dots\dots\dots (3\cdot18)$$

ここで、

G : 供用段階における年間温室効果ガス排出量 (kg-CO₂/年)

※出典： 下水道におけるLCA適用の考え方(国土技術政策総合研究所)

§ 20 導入の判断

評価結果を踏まえて、本技術の導入について判断する。

【解 説】

費用（建設費，維持管理費，ライフサイクルコスト），エネルギー消費量，温室効果ガス排出量等の項目において，その他の方式（従来型の下水熱利用技術や空気熱源方式，地中熱利用技術等）と比較を行い，本技術の導入による効果について検討を行う。総合的な導入効果の評価を行うことにより，導入の判断を行う。

導入効果が見込めないと判断された場合は，利用規模やモデルの見直しを行い，再度導入検討を行う。

第2節 導入効果の検討例

§ 21 試算条件

本技術と従来技術を比較する上での試算条件を以下に示す。

【解 説】

各ケースにおける試算条件を表 3-12 および表 3-13 に、比較方式のシステム構成模式図を表 3-14 および表 3-15 に示す。

表 3-12 試算の前提条件

項目			ケース No.1	ケース No.2
地域			東京	東京
利用用途			空調	給湯
下水水深			15%	15%
下水流速			0.4m/s	0.4m/s
下水-熱源水対数平均温度差			5℃	5℃
利用規模（最大熱負荷）			100kW	100kW
耐用 年数	革 新 的 技 術	採熱設備 (管路内設置型熱交換器, 熱源水配管)	50 年	50 年
		熱源設備 (ヒートポンプ, 熱源水循環 ポンプ, 貯湯槽等)	15 年	15 年
	従 来 技 術	空気熱源ヒートポンプ	15 年	—
		管路外設置型設備 (専用熱交換器, 下水配 管, ヒートポンプ, 熱源 水循環ポンプ等)	15 年	—
		ボイラー	—	15 年

表 3-13 エネルギー単価および温室効果ガス排出係数

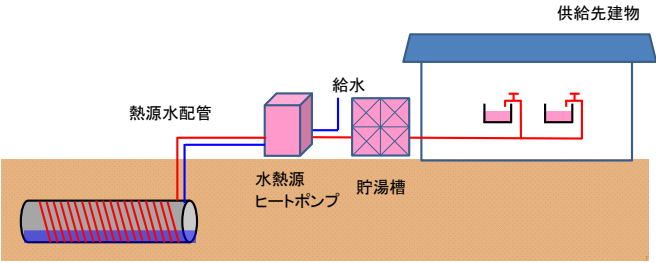
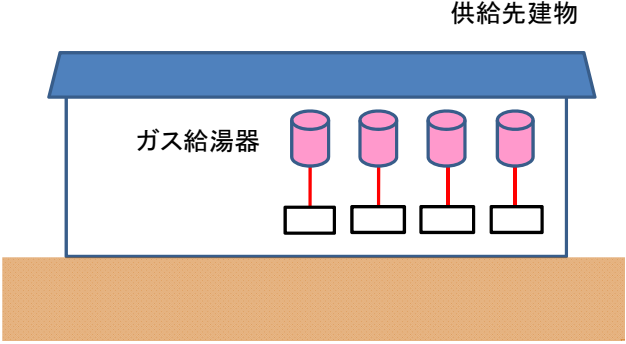
	エネルギー単価※	温室効果ガス排出係数※
電力	12 円/kWh	0.55 kg-CO ₂ /kWh
都市ガス	80 円/m ³ N	2.08 kg-CO ₂ /m ³ N

※B-DASH 統一の値

表3-14 ケースNo. 1（空調）の比較方式

方式	システム構成模式図
①管路内設置方式 (本技術)	供給先建物 室内機 熱源水配管 冷温水配管 水熱源 ヒートポンプ
②空気熱源方式	供給先建物 室内機 空気熱源 ヒートポンプ 冷温水配管
③管路外設置方式	供給先建物 室内機 熱交換器 オート ストレーナー 下水 配管 熱源水 配管 水熱源 ヒートポンプ 冷温水 配管

表3-15 ケースNo. 2（給湯）の比較方式

方式	システム構成模式図
①管路内設置方式 （本技術）	
②ボイラー方式	

§ 22 導入効果の検討結果

本技術の導入により期待される効果を、コスト削減、温室効果ガス排出量削減、省エネルギー効果等について、従来技術との比較により評価する。

【解 説】

§ 19 で示した導入効果の算定方法に基づき、従来技術と比較した際の導入効果算定結果（導入検討結果）を以下、表 3-16 に示す。また、それぞれを図示したものを、空調利用（ケース No.1）については図 3-11～13 に、給湯利用（ケース No.2）については図 3-14～16 に示す。本技術および従来技術の詳細な試算方法については、資料編 I に示す。

評価の結果、本技術を導入することで従来技術に比べ、空調の場合 18～25%，給湯の場合 75% のエネルギー消費量削減効果（省エネルギー効果）があることが分かる。また、建設費では空気熱源方式やボイラー方式といった従来技術に比べ、コスト増となるものの、ライフサイクルコストについては、空調の場合 10～41%，給湯の場合 22%と、全ての従来技術に対して削減効果があることが確認できる。

表3-16 導入検討の検討結果

	空調（ケース No.1）			給湯（ケース No.2）	
	管路内設置 方式	空気熱源 方式	管路外設置 方式	管路内設置 方式	ボイラー 方式
ライフサイクルコスト (千円/年)	2,519	2,786	4,270	4,952	6,344
建設費 (千円/年)	1,261	1,135	2,356	1,834	477
維持管理費 (千円/年)	1,132	1,537	1,678	2,935	5,819
エネルギーコスト (千円/年)	945	1,252	1,146	2,800	5,819
保守点検費 (千円/年)	187	285	533	135	0
解体・廃棄費 (千円/年)	126	114	236	183	48
エネルギー消費量 (kWh/年)	78,739	104,345	95,462	233,305	929,403 (72,736m³N)
温室効果ガス排出量 (ton-CO ₂ /年)	54.0	71.6	65.5	160.0	188.6

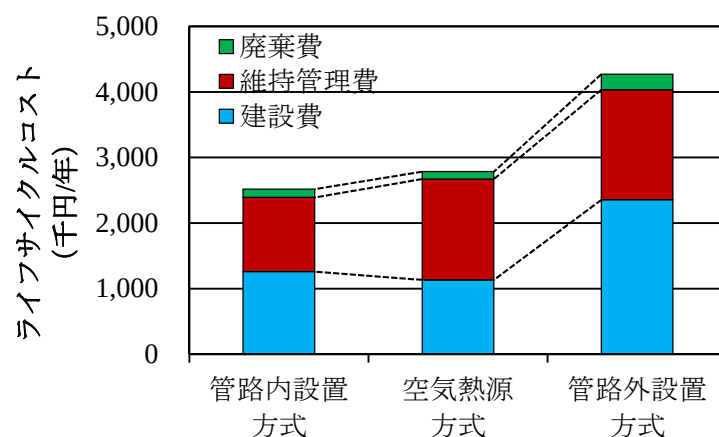


図3-11 建設費，維持管理費，廃棄費の比較（ケースNo.1：空調）

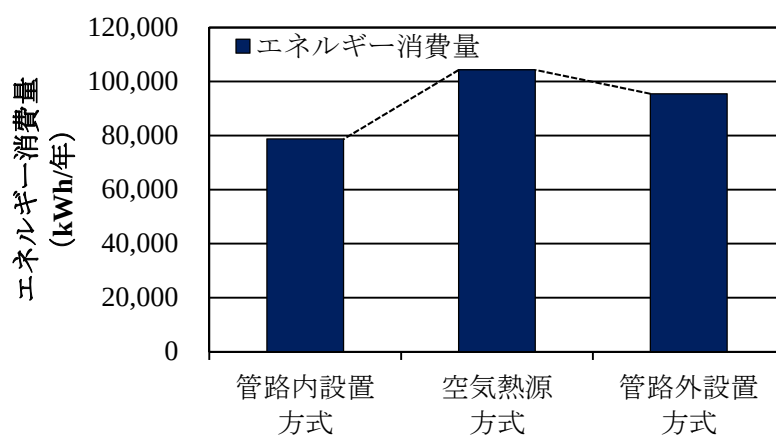


図3-12 エネルギー消費量の比較（ケースNo.1：空調）

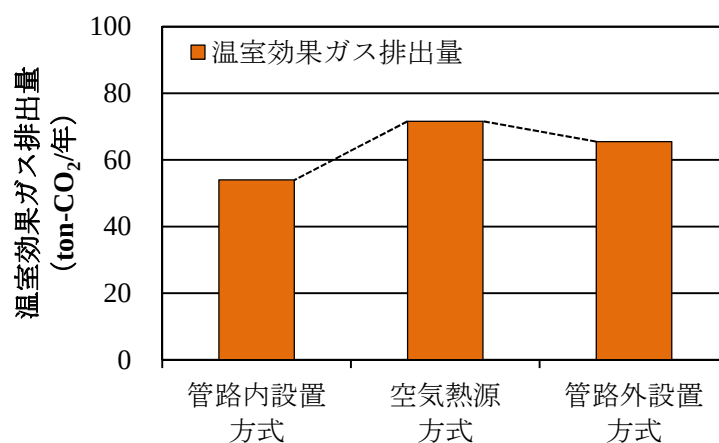


図3-13 温室効果ガス排出量の比較（ケースNo.1：空調）

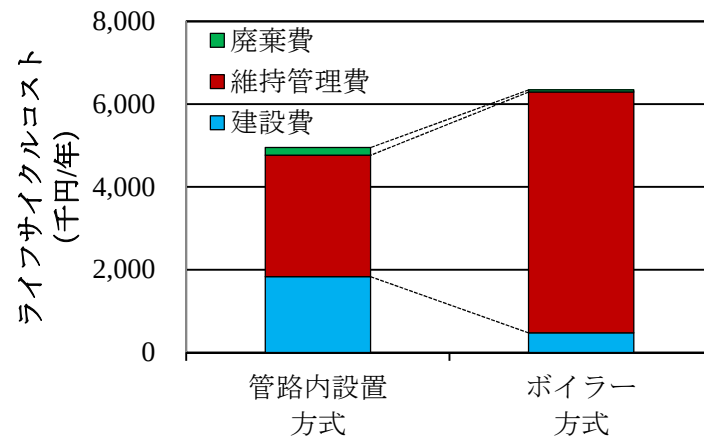


図3-14 建設費，維持管理費，廃棄費の比較（ケースNo. 2：給湯）

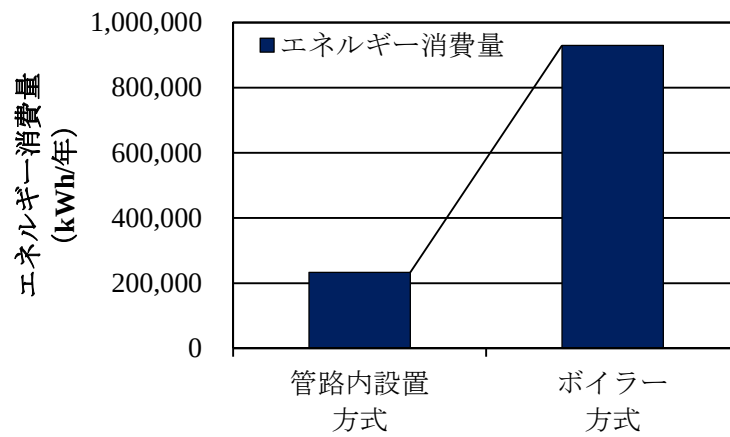


図3-15 エネルギー消費量の比較（ケースNo. 2：給湯）

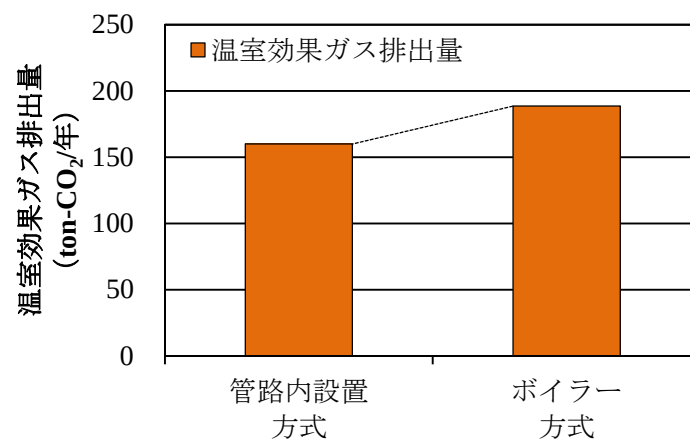


図3-16 温室効果ガス排出量の比較（ケースNo. 2：給湯）

第4章 計画・設計

第1節 計画・設計の手順

§ 23 計画・設計手順

導入設備の計画・設計は、現地調査・施設計画、基本システム設計の順序で行う。

【解説】

導入検討において、最も導入効果が見込まれるとして選定された導入シナリオに沿って、現地調査・施設計画および基本システム設計を行う。計画・設計手順の全体フローを図4-1に示す。

現地調査・施設計画においては、実際に管路内調査を行い、設計に必要な詳細なデータを入力する。同様に、熱負荷についても、詳細な負荷計算を行う。

次に基本システム設計においては、現地調査・施設計画より導かれた諸元を基に、ヒートポンプおよび熱源水循環ポンプの仕様（機器容量）、管路内設置型熱交換器の設置延長を決定する。

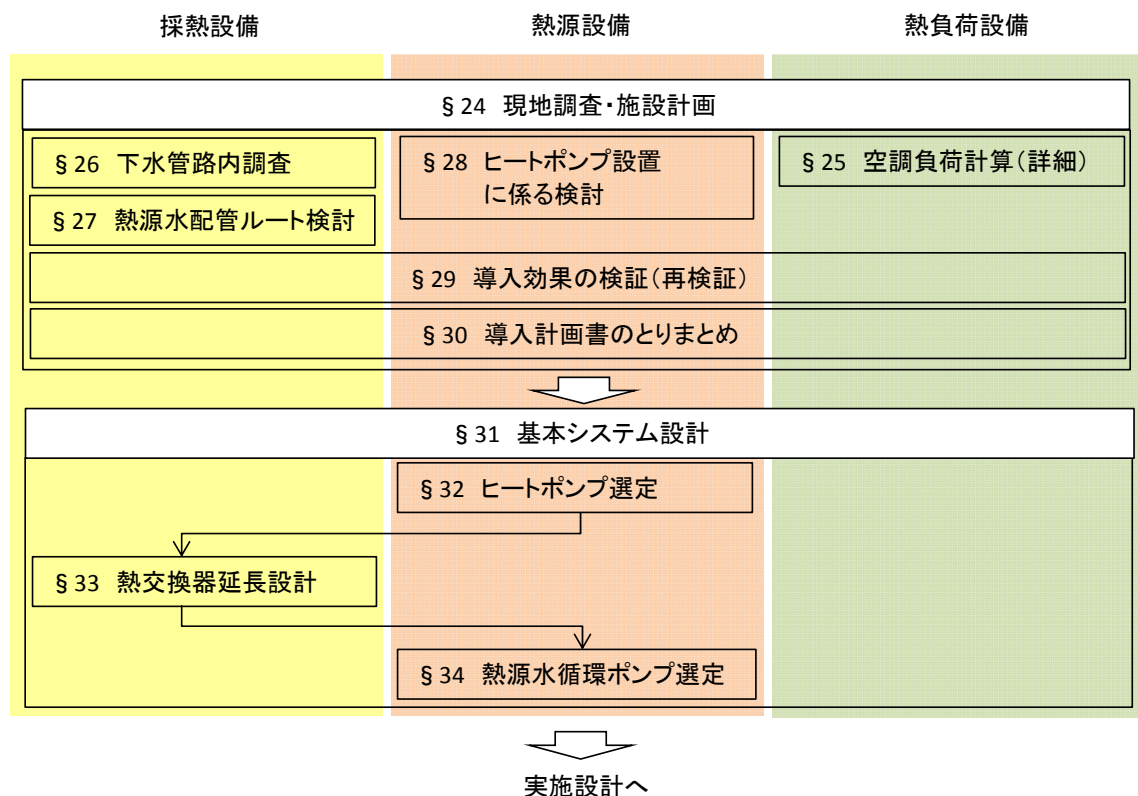


図4-1 導入設備の計画・設計の手順

現地調査（§ 25～28）において把握する各情報の基本システム設計への利用用途については，表4-1に示す。

表4-1 現地調査項目の基本システム設計における利用用途

	現地調査項目，内容		基本システム設計での利用用途
§ 25	詳細な熱負荷計算	最大熱負荷	・ ヒートポンプ選定（§ 32）
		年間熱負荷	・ FS の精度向上による効果再確認（§ 29）
§ 26	下水管路内調査	下水温度	・ 熱交換器延長設計（§ 33）
		下水流量	・ 熱交換器延長設計（§ 33）
		その他状況	・ 施工方法検討
§ 27	熱源水配管ルート検討	熱源水配管ルートおよび延長	・ 熱源水循環ポンプ選定（§ 34） ・ 施工方法検討
§ 28	ヒートポンプ設置に係る検討	配置，構造および適用法令	・ ヒートポンプ選定（§ 32） ・ 施工方法検討

第2節 現地調査・施設計画

§ 24 現地調査・施設計画

現地調査では、熱負荷設備、採熱設備および熱源設備について、現況および導入課題等を把握する。調査する項目は以下の通りである。

【解説】

熱負荷設備、採熱設備および熱源設備について、現地調査を行い、施設計画を策定する。第3章で実施した机上検討の追加作業として、詳細な現地調査により設計に必要となる熱負荷設備や管路状況の詳細を把握する。

熱負荷設備については、導入検討時の概算計算（§ 15）に比べ、より詳細な計算（各用途における便覧に準拠）を行い、最大熱負荷および月別熱負荷を算出する。

採熱設備については、管路内設置型熱交換器、熱源水配管の設計・施工に必要な現地調査を行う。管路内設置型熱交換器については、設計時に必要となる、熱負荷ピーク月（例：2月および8月）の下水温度、水深を調査する。さらには、施工検討のために管路内状況を調査する。熱源水配管については、試掘等で支障物有無を調査し、配管ルートを決定する。

熱源設備については、ヒートポンプ設置に係る配置・構造の検討、さらには適用法令の確認を行う。

§ 25 熱負荷計算（詳細）

熱負荷計算に関するマニュアルもしくは便覧を用いて、対象の熱負荷設備の詳細な計算を行う。

【解 説】

ここでは、一例として詳細な空調負荷計算について解説する。計算にあたっては、空調負荷計算に関するマニュアルもしくは便覧に基づいた専用の負荷計算ソフト（Micro Peak 等）を用いて、熱利用先（建物）の最大熱負荷、月別熱負荷を算出する。

計算に必要な情報については、適宜現地調査や設計図書の照査を行い、把握する。

この計算結果を用いて、ヒートポンプの容量および管路内設置型熱交換器の設置延長が決定される。なお具体的な決定方法は、§ 32 および § 33 に記述する。

表4-2 空調負荷計算の入力条件の例（一部のみ記載）

項目	入力内容
物件名	A 老人福祉センター
所在地	A 市
都道府県	A 県
建物構造	普通コンクリート
夏季外気最高温度（℃DB）	34.6
冬季外気最高温度（℃DB）	-1.1
階数	B1
部屋数	1
部屋用途	事務所
天井版有無	なし
外気取入れ方式	普通換気扇
天井高	5.3
屋根・非空調天井面積（m ² ）	階上室 515
非空調天井面積（m ² ）	土間床 515
外壁長さ（m）	北 -19 東 -2 南 -17 西 -19
外壁窓面積（m ² ）	北 30
非空調内壁長さ（m）	北 25 東 17 南 27
冷房時機器発熱量（W）	10,000
エアコン使用時間帯	9～17 時
内部発熱スケジュール	9～17 時 いずれも 100% (照明, 在室人員, 内部発熱)

§ 26 下水管路内調査

設計に用いる下水温度および下水流量（水深・流速）を現地調査にて把握する。また，施工検討のために管路および人孔状況を調査する。

【解 説】

本システムの基本設計および施工検討に先立ち，表 4-3 に示すように実測や目視等による対象管路および人孔の調査を行う。

熱負荷ピーク月（例：2 月，8 月）の下水温度および下水水深の月平均値を調査により把握する。それぞれ 1 ヶ月間以上のデータを採取することが望ましいが，困難な場合は，冷暖房等の最大熱負荷のうち，熱交換器の延長（容量）を決定する最大負荷となる，対象月の下水温度および水深データを採取する。

この調査結果を用いて，熱負荷ピーク時における運転温度域，管路内設置型熱交換器の設置延長が決定される。なお，具体的な検討方法については，§ 33 に記述する。

施工検討については，下水管路の既設管径や曲がり，取付管状況等を調査する。基本的には従来の管路更生工法と同等であるため，「管きょ更生工法における設計・施工管路ガイドライン（案）（公益社団法人日本下水道協会）」を参照のこと。

表4-3 管路内調査項目

項目	内容	方法	調査目的
下水温度	熱負荷ピーク月 （例：2 月，8 月） の月平均温度	温度計の設置による計測	下水-熱源水温度差の決定
下水流量※	熱負荷ピーク月 （例：2 月，8 月） の月平均流量	流速計および水位計の設置による計測	（水位）下水との接触面積の算定 （流速）熱性能の設定
管路および人孔状況	既設管径， 人孔の形状・寸法， 本管内の突起物や 障害物等	管きょ更生工法における 設計・施工管理ガイドライン（案）（公益社団法人日本下水道協会） 参照	施工方法（可否）検討

※水深計測による下水流量の推計

採熱地点における水深計測データおよび管路仕様（勾配，管径等）に基づき下水流量を推計する方法を以下に示す。下水流量 Q (m³/s) および流速は図 4-2 において以下の式 (4・1)，(4・2) で表すことができる。なお，粗度係数とは水路底や壁の「粗さ」を示す指標であり，管路の材質に応じて決められた値を設定する。

$$Q = A \times V \dots\dots\dots (4\cdot1)$$

ここで,

A : 水流断面積 (m²)

V : 流速 (m/s)

$$V = (1/n) \times R^{3/2} \times I^{1/2} \dots\dots\dots (4.2)$$

ここで,

n : 粗度係数 (—)

R : 径深 (m)

V : 勾配 (—)



図4-2 管路仕様に基づく下水流量の推計

§ 27 熱源水配管ルート検討

熱源水配管の配管ルート検討を行い決定する。また、設置後の所有、維持管理区分について検討する。

【解 説】

熱源水配管の設計に先立ち、下水管路および熱源設備周辺の設計図書(電気、ガス等)の照査や、埋設物管理者および道路管理者等との協議、場合によっては試験掘りを行い、配管ルートを決する。

また、官民境界や設置後の所有、維持管理区分、占有許可申請の必要性について検討を行う。

決定された配管ルートを踏まえ、熱源水循環ポンプが選定される。なお、具体的な選定方法は § 34 に記述する。

§ 28 ヒートポンプ設置に係る検討

ヒートポンプ設置に係る配置，構造および適用法令に関する検討を行う。

【解 説】

ヒートポンプ機械と補機類（熱源水循環ポンプ，クッションタンク，制御盤）をあわせたスペースとして，ヒートポンプ機械スペースの2倍程度のスペースを確保する。また，ヒートポンプ機械の機器周辺には，保守管理に必要なスペースとして，ヒートポンプメーカーの推奨スペースを確保する※。この際，機械の搬入および搬出に要するスペースも考慮して，設置場所を決定する（図4-3）。なお，ヒートポンプ機械と補機類の設置スペースが必ずしも接する必要はない。

屋内に設置することが多いため，上記の配置検討とともに，建物の構造図面や構造計算等の確認もあわせて行う。

また，ヒートポンプの設置に関しては，規模によって高圧ガス法の適用を受けるため，届出有無等の確認を行う。

※出典： 公共建築工事標準仕様書（機械設備工事編）p.181 第3章（国土交通省）



図4-3 機械室の調査（例）

§ 29 導入効果の検証（再検証）

施設計画の検討に基づき、導入効果について再検討を行い、第3章で試算した導入効果の再検証を行う。

【解 説】

§ 25～28 で示した現地調査により、熱負荷設備、採熱設備および熱源設備の詳細を把握することができる。これを基に、第3章で検討を行った導入効果の再検証を行い、当初想定した導入効果が発現されるか確認を行う。

現地調査の結果、当初想定 of 導入効果が得られないことが分かった場合は、必要に応じて熱需要側、採熱側で再度協議を行い、熱需要側および採熱側で見直し等の対策を講じる必要がある。

§ 30 導入計画書のとりまとめ

施設計画と計画上の留意点、導入効果の検証結果をまとめ、導入計画書を作成する。

【解 説】

§ 29 で再検証した導入検討内容（導入効果）を基に、導入計画書を取りまとめ、熱需要側、採熱側で共有化を図る。

導入計画書としては、現地調査結果、施設計画の検討に加え、導入効果の検証結果も含めてとりまとめる。

第3節 基本システム設計

§31 基本システム設計

基本システム設計では、ヒートポンプ選定、熱交換器延長設計および熱源水循環ポンプ選定を行う。

【解説】

本技術の基本システムを設計するにあたっては、次の項目を考慮して定める必要がある。

●下水流量，下水温度の変動による影響

⇒ 現地調査で把握した上下限および変動パターンを反映

(熱負荷ピーク月の月平均下水温度，利用時間帯における最低水深を用いた設計)

●熱需要側の負荷変動の影響

⇒ 現地調査（熱負荷計算）で把握した最大熱負荷および変動パターンを反映

●熱需要側，採熱側の状況に応じた最適な下水熱利用方法

⇒ ゾーニングした対象設備へ導入した場合の効果を再度試算し検証

§ 32 ヒートポンプ選定

以下の点に留意し、ヒートポンプを選定する。

【解 説】

§ 25 で求めた詳細な熱負荷（最大熱負荷）を用いて、必要となるヒートポンプの容量を決定し、機器選定を行う。下水熱利用に用いるヒートポンプの選定としては、下水温度域（10～30℃程度）で高い能力（COP）を発揮するヒートポンプの選定が望まれる。

また、ヒートポンプの仕様には、ヒートポンプや熱源水・冷温水循環ポンプの運転制御を行う制御盤を設ける。運転管理に必要な温度データや流量データは、このヒートポンプ制御盤に集約し、管理することが望ましい。

(参考)

ヒートポンプの加熱能力 Q_h (kW) および冷却能力 Q_c (kW) と消費電力、回収熱量の間には以下の関係式が成立する。

$$Q_h = Q_r + Q_e \quad \dots\dots\dots (4\cdot3)$$

ここで、

Q_r : 回収熱量 (kW)

Q_e : 消費電力 (kW)

$$Q_c = Q_r - Q_e \quad \dots\dots\dots (4\cdot4)$$

ここで、

Q_r : 放熱量 (kW)

Q_e : 消費電力 (kW)

§ 33 熱交換器延長設計

エネルギー収支計算を行い、熱源設備と採熱設備（管路内設置型熱交換器）のエネルギー収支のマッチングを図り、管路内設置型熱交換器の延長を決定する。

【解 説】

§ 25 で詳細に求めた熱負荷と、§ 26 で詳細に調査した下水管路情報（温度、流量、取付管状況等）を用いて、必要となる熱交換器の延長を設計する。具体的には、ヒートポンプ性能を検討した上で、下水温度（例：2 月平均）に対して目標の下水－熱源水対数平均温度差（例：5℃）を設定し、下水流量（流速、水深）から必要となる熱交換器の延長を決定する。

設計に際しては、資料編Ⅱに示す実証研究（外気温度や降雨等の気象条件が運転へ及ぼす影響についての調査）により得られた知見を基に、以下の点に留意し、熱交換器の延長設計を行う。

- 外気温度の日間変動による下水温度変動は小さいため、外気温度を設計へ考慮する必要はない。
- 水深上昇は性能を向上させる要因となるため、利用時間帯における最低水深を用いて設計を行う。
- 冬季の降雨による温度低下は、性能を低下させる要因となるため、暖房負荷や給湯負荷を基に設計を行う際には、降雨や降雪の影響を含めた最低下水温度を用いる。

§ 34 熱源水循環ポンプ選定

熱源水配管の全揚程を計算し，熱源水循環ポンプを選定する。

【解 説】

§ 27 における熱源水配管ルートの検討の検討結果を用いて，以下に示す **Weston 公式** を用いて熱源水配管における圧力損失 h (m) を把握する。本公式は，一般に管径 100mm 程度までの内面が滑らかな配管に適応可能とされている。

算出した圧力損失（全揚程）に対して，余裕（例：20%）を考慮したポンプ容量を選定する。ポンプ選定に用いる熱源水流量は，熱源水配管内平均流速，熱交換器内平均流速およびユニット数から算定する。

循環ポンプとしては，渦巻方式等が推奨される。

$$h = \{ 0.0126 + (0.01739 - 0.1087 \times d) / \sqrt{v} \} \times (L/d) \times v^2 / (2g) \cdots \cdots (4.5)$$

ここで，

- L : 配管延長 (m)
- d : 配管内径 (m)
- v : 配管内平均流速 (m/s)
- g : 重力加速度 (m/s²)

第5章 維持管理

第1節 システムの管理

§ 35 システムの維持管理の要点

本技術のシステム全体を良好に維持していくためには、運転管理を行うことおよび計画的に保守点検を行うことが必要である。

【解 説】

本システムを良好に維持していくためには、運転管理と保守点検の両面からの取り組みが必要となる。

運転管理面では、管理基準を設定し、運転状態を監視することが重要である。定期的な把握によって、異常を早期に発見することが可能となる。

保守点検面では、計画的に保守点検を行うとともに、点検結果に基づいて長期補修計画を立案し、予防保全を図ることが必要である。

§ 36 システムの運転管理

運転管理は、測定、分析および解析を行い、適正な運転が行われているかを確認する。

【解 説】

表 5-1 に示すように、熱源水、冷温水の出入口温度および流量を計測し、管理基準を満たしているかを確認する。各測定機器からの情報は、ヒートポンプ制御盤にて集約されるため、運転管理は制御盤を用いて行う。日常的に運転管理を行い、良好な運転状態を維持できるような取り組みを行う。

表5-1 測定項目と測定内容

測定対象	測定項目	測定方法	測定頻度	管理基準
熱源水	出入口温度	測温抵抗体 (Pt100Ω)	連続	設定値通りに制御できていること (出入口温度から熱交換性能を算出し、設定した性能で運転ができていることを確認する)
	流量	電磁流量計	連続	設定流量以上であること
冷温水	出入口温度	測温抵抗体 (Pt100Ω)	連続	設定値通りに制御できていること (熱源水に同じ)
	流量	電磁流量計	連続	設定流量以上であること

§ 37 システムの保守管理

保守点検は、以下に示される項目に対して、定期的に異常の有無の確認を行う。

【解 説】

必要となる保守点検内容を表 5-2 に示す。ヒートポンプの年次点検については、保守管理上実施することが望ましい。

また、実証研究の範囲内では、下水管路内の保守管理については、通常の下水管路の保守管理以上の特別な保守管理は不要と考えられるが、より長期的な影響については更なる検討が必要である※。想定されるリスクとその対処方法については、表 5-3 に示す。

※平成 25 年度実証事業において、約 1 年間の運転を連続して行った結果、熱回収管表面への付着物の堆積による熱交換性能の著しい低下等の影響はないことを確認した。

表5-2 点検内容

対象	点検項目		点検頻度			
			日	週	月	年
ヒートポンプ	ヒートポンプ年次点検					○
	圧力	冷媒圧力	○			
		冷温水圧力（出入口）	○			
	温度	冷媒温度			○	
		冷温水温度（出入口）	○			
熱源水 循環ポンプ	ポンプ出入口圧力		○			
	電流値		○			
冷温水 循環ポンプ	ポンプ出入口圧力		○			
	電流値		○			

表5-3 想定されるリスクと対処方法

想定されるリスク	対処方法
流下物との接触による熱交換器等の破損	該当部分の熱回収管等（該当ユニット）の交換
高圧洗浄による破損	（従来の製管工法同様）高圧洗浄時の扇型ノズルの使用を遵守
汚れ・付着による熱交換性能の低下	管内浚渫、清掃
新規の取付管接続	該当部分の熱回収管の改造

参 考 文 献

- ・ 気象庁：過去の気象データ検索（東京，大阪）
（URL: <http://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/index.php>）.
- ・ 下水道用ポリエチレン管・継手協会：下水道用ポリエチレン管技術資料，2011 年 7 月.
- ・ 国土交通省：公共建築工事標準仕様書（機械設備工事編）.
- ・ 国土交通省：低炭素まちづくり実践ハンドブック，2013 年 12 月.
- ・ 国土交通省：下水熱ポテンシャル（広域ポテンシャルマップ）作成の手引き（案），2014 年 3 月.
- ・ 国土交通省国土技術政策総合研究所：下水道における LCA 適用の考え方，2010 年 2 月.
- ・ （社）日本エネルギー学会：天然ガスコージェネレーション計画・設計マニュアル 2008，2008 年 4 月.
- ・ （社）日本下水道協会：下水道用語集 2000 年版，2000 年 1 月.
- ・ （社）日本下水道協会：合流式下水道改善対策指針と解説 2002 年版，2002 年 6 月.
- ・ （社）日本下水道協会：下水道施設計画・設計指針と解説 2009 年版，2009 年 10 月.
- ・ （公社）日本下水道協会：管きょ更生工法における設計・施工管理ガイドライン（案），2011 年 12 月.
- ・ （一社）日本サステナブル建築協会：住宅の省エネルギー基準，2011 年 11 月.
- ・ 東京下水道エネルギー（株）：下水温度と外気温度の例
（URL: <http://tse-kk.co.jp/sewageheat/index.shtml>）.
- ・ 東京下水道エネルギー（株）：後楽ポンプ場熱供給事業パンフレット.
- ・ （一財）ヒートポンプ・蓄熱センター：ヒートポンプの原理
（URL: <http://www.hptcj.or.jp/study/tabid/102/Default.aspx>）.
- ・ （一財）ヒートポンプ・蓄熱センター：業務用ヒートポンプ給湯システム設計ガイドブック，2012 年 3 月.
- ・ Deutschen Bundesstiftung Umwelt: Energie aus Kanalabwasser - Leitfaden für Ingenieure und Planer, November, 2005.

※50 音順

資 料 編

I. 導入検討（FS）の詳細	73
II. 実証研究結果	102
III. 問い合わせ先	116

I. 導入検討（FS）の詳細

1. 空調の場合（東京）

1. 1 管路内設置型（100kW 規模）

（1）試算前提

空調負荷条件については、以下表 I-1-1～表 I-1-3 および図 I-1-1 に示すように、最大暖房負荷を 100kW、最大冷房負荷 56kW とする。

表 I-1-1 空調負荷条件（管路内設置型、100kW規模）

最大負荷		
冷房	kW	56
暖房	kW	100
年間負荷		
冷房	MWh	100.0
暖房	MWh	200.2

表 I-1-2 月別空調負荷（管路内設置型、100kW規模）

	種別	気温	下水温度	時間負荷	日運転時間	月運転日	月運転時間
		℃	℃	kWh	時間/日	日/月	時間/月
1 月	暖房	6.1	16	74.0	24	31	744
2 月	暖房	6.5	15	63.2	24	28	672
3 月	暖房	9.4	15	53.6	24	31	744
4 月	暖房	14.6	20	7.4	24	30	720
5 月	冷房	18.9	22	3.4	24	31	744
6 月	冷房	22.1	23	8.1	24	30	720
7 月	冷房	25.8	25	26.0	24	31	744
8 月	冷房	27.4	28	61.6	24	31	744
9 月	冷房	23.8	28	30.5	24	30	720
10 月	冷房	18.5	25	6.0	24	31	744
11 月	暖房	13.3	21	24.0	24	30	720
12 月	暖房	8.7	20	54.0	24	31	744

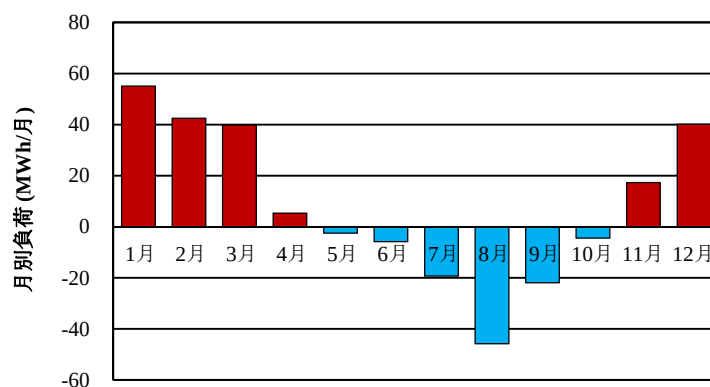


図 I-1-1 月別空調負荷（管路内設置型、100kW規模）

表 I-1-3 試算の前提条件（管路内設置型，100kW規模）

項目		条件
地域		東京
利用用途		空調
下水水深		管径に対して 15%
下水流速		0.4m/s
下水-熱源水対数平均温度差		5℃
電力単価		12 円/kWh
温室効果ガス排出係数		0.55 kg-CO ₂ /kWh
耐用 年数	採熱設備 (管路内設置型熱交換器，熱源水配管)	50 年
	熱源設備 (ヒートポンプ，熱源水循環ポンプ)	15 年

(2) 費用（建設費，維持管理費，ライフサイクルコスト）

1) 建設費

§ 19 に示す方法で建設費を算定する。この場合，建設費（初期投資）は表 I-1-4 に示すように，24,521 千円となる。なお，本技術は，下水管路の製管工法による耐震対策ないし老朽化対策を行う際にあわせて導入する技術であることから，建設費に管路更生費は含めていない。また，建設費には国等からの補助金は見込んでいない。

表 I-1-4 建設費の内訳（管路内設置型，100kW規模）

	数量	単位	単価		建設費	備考
管路内設置型熱交換器	136	m	100	千円/m	13,600	既設管径 φ 1,200mm（更生管径 φ 1,100mm） 数量は更生管延長
熱源水配管	50	m	30	千円/m	1,500	HDPE 50A
水熱源ヒートポンプ	2	台	4,669	千円/台	9,338	18hp
熱源水循環ポンプ	1	台	83	千円/台	83	渦巻ポンプ 2.2kW
合計					24,521	

次に，熱交換器および熱源水配管の耐用年数を 50 年，ヒートポンプ，循環ポンプ等の機器類の耐用年数を 15 年として，年価を算出すると，1,261 千円/年となる。上記建設費（初期投資）とあわせてまとめると表 I-1-5 のようになる。

表 I-1-5 建設費（管路内設置型，100kW規模）

	評価結果	備考
建設費（千円）	24,521	
年価（千円/年）	1,261	

2) 維持管理費

まず、エネルギーコスト C_e については、月別の空調負荷と下水温度から年間のエネルギー消費量 (kWh/年) を算出し、そこに電力単価 12 (円/kWh) を乗じ、945 千円/年と試算できる。

なお、エネルギー消費量の算出にあたっては、§ 19 に示す通り、年間熱負荷を冷暖房各期間の平均システム COP で除して、年間のエネルギー消費量を概算することができる。

$$\begin{aligned} C_e &= 78,739 \text{ (kWh/年)} \times 12 \text{ (円/kWh)} \\ &= 945 \text{ (千円/年)} \end{aligned}$$

次に、保守点検費 C_k については、ヒートポンプ設備の建設費に 2% の比率を乗じて、187 千円/年と試算する。

$$\begin{aligned} C_k &= 9,338 \text{ (千円)} \times 0.02 \\ &= 187 \text{ (千円/年)} \end{aligned}$$

それらを合計して、維持管理費 C_m は 1,132 千円/年となる (表 I-1-6)。

$$\begin{aligned} C_m &= 945 \text{ (千円/年)} + 187 \text{ (千円/年)} \\ &= 1,132 \text{ (千円/年)} \end{aligned}$$

表 I-1-6 維持管理費 (管路内設置型, 100kW 規模)

	評価結果	備考
維持管理費 (千円/年)	1,132	エネルギーコスト + 保守点検費

3) ライフサイクルコスト

§ 19 に示す方法でライフサイクルコストを算定する。建設費と維持管理費の試算結果より、ライフサイクルコスト C_l は、表 I-1-7 に示す通り 2,519 千円/年となる。

$$\begin{aligned} C_l &= 1,261 \text{ (千円/年)} + 1,132 \text{ (千円/年)} + 126 \text{ (千円/年)} \\ &= 2,519 \text{ (千円/年)} \end{aligned}$$

表 I-1-7 ライフサイクルコスト (管路内設置型, 100kW 規模)

	評価結果	備考
ライフサイクルコスト (千円/年)	2,519	建設費 + 維持管理費 + 解体・廃棄費

(3) エネルギー消費量

(2) で算出した通り、年間のエネルギー消費量は 78,739 (kWh/年) となる (表 I-1-8)。

表 I-1-8 エネルギー消費量 (管路内設置型, 100kW規模)

	評価結果	備考
エネルギー消費量 (kWh/年)	78,739	

(4) 温室効果ガス排出量

年間エネルギー使用量に、CO₂ 排出量原単位 (0.55 kg-CO₂/kWh) を乗じて、供用段階における温室効果ガス排出量 G を算出すると 43.3 (ton-CO₂/年) となる。

$$\begin{aligned}
 G &= 78,739 \text{ (kWh/年)} \times 0.55 \text{ (kg-CO}_2\text{/kWh)} \\
 &= 43.3 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}
 \end{aligned}$$

したがって、ライフサイクルにおける温室効果ガス排出量 G_{LC} は、表 I-1-9 に示す通り 54.0 (ton-CO₂/年) となる。

$$\begin{aligned}
 G_{LC} &= (43.3 \times 19.3 / 80.2) + 43.3 + (43.3 \times 0.5 / 80.2) \\
 &= 54.0 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}
 \end{aligned}$$

表 I-1-9 温室効果ガス排出量 (管路内設置型, 100kW規模)

	評価結果	備考
温室効果ガス排出量 (ton-CO ₂ /年)	54.0	

1.2 管路内設置型（500kW 規模）

（1）試算前提

空調負荷条件については、以下表 I-1-10～表 I-1-12 および図 I-1-2 に示すように、最大暖房負荷を 500kW，最大冷房負荷 279kW とする。

表 I-1-10 空調負荷条件（管路内設置型，500kW規模）

最大負荷

冷房	kW	279
暖房	kW	500

年間負荷

冷房	MWh	500.2
暖房	MWh	1,001.3

表 I-1-11 月別空調負荷（管路内設置型，500kW規模）

	種別	気温	下水温度	時間負荷	日運転時間	月運転日	月運転時間
		℃	℃	kWh	時間/日	日/月	時間/月
1 月	暖房	6.1	16	370.0	24	31	744
2 月	暖房	6.5	15	315.9	24	28	672
3 月	暖房	9.4	15	268.1	24	31	744
4 月	暖房	14.6	20	37.1	24	30	720
5 月	冷房	18.9	22	17.0	24	31	744
6 月	冷房	22.1	23	40.6	24	30	720
7 月	冷房	25.8	25	130.1	24	31	744
8 月	冷房	27.4	28	308.1	24	31	744
9 月	冷房	23.8	28	152.5	24	30	720
10 月	冷房	18.5	25	30.2	24	31	744
11 月	暖房	13.3	21	120.2	24	30	720
12 月	暖房	8.7	20	270.2	24	31	744

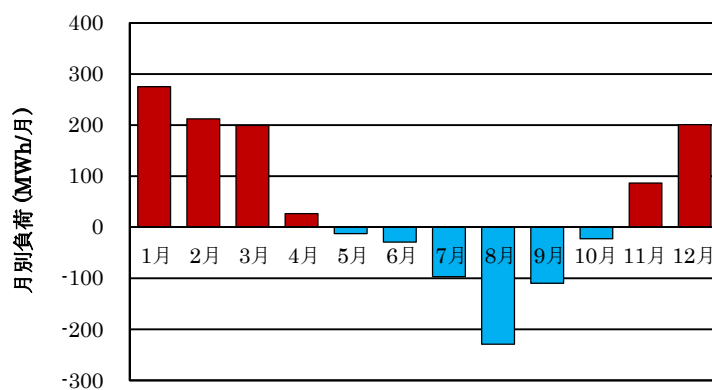


図 I-1-2 月別空調負荷（管路内設置型，500kW規模）

表 I-1-12 試算の前提条件（管路内設置型，500kW規模）

項目		条件
地域		東京
利用用途		空調
下水水深		管径に対して 15%
下水流速		0.4m/s
下水-熱源水対数平均温度差		5℃
電力単価		12 円/kWh
温室効果ガス排出係数		0.55 kg-CO ₂ /kWh
耐用 年数	採熱設備 (管路内設置型熱交換器，熱源水配管)	50 年
	熱源設備 (ヒートポンプ，熱源水循環ポンプ)	15 年

(2) 費用（建設費，維持管理費，ライフサイクルコスト）

1) 建設費

§ 19 に示す方法で建設費を算定する。なお，1. 1 管路内設置型（100kW）と同様に管路更生費は算定対象外とする。また，建設費には国等からの補助金は見込んでいない。この場合，建設費（初期投資）は表 I-1-13 に示すように，117,060 千円となる。

表 I-1-13 建設費の内訳（管路内設置型，500kW規模）

	数量	単位	単価		建設費	備考
管路内設置型熱交換器	420	m	160	千円/m	67,200	既設管径 φ 2,200mm（更生管径 φ 2,000mm） 数量は更生管延長
熱源水配管	100	m	30	千円/m	3,000	HDPE 50A
水熱源ヒートポンプ	10	台	4,669	千円/台	46,690	18hp
熱源水循環ポンプ	1	台	170	千円/台	170	渦巻ポンプ 7.5kW
合計					117,060	

次に，熱交換器および熱源水配管の耐用年数を 50 年，ヒートポンプ，循環ポンプ等の機器類の耐用年数を 15 年として，年価を算出すると，6,106 千円/年となる。上記建設費（初期投資）とあわせてまとめると表 I-1-14 のようになる。

表 I-1-14 建設費（管路内設置型，500kW規模）

	評価結果	備考
建設費（千円）	117,060	
年価（千円/年）	6,106	

2) 維持管理費

まず、エネルギーコスト C_e については、月別の空調負荷と下水温度から年間のエネルギー消費量 (kWh/年) を算出し、そこに電力単価 12 (円/kWh) を乗じ、4,383 千円/年と試算できる。

なお、エネルギー消費量の算出にあたっては、§ 19 に示す通り、年間熱負荷を冷暖房各期間の平均システム COP で除して、年間のエネルギー消費量を概算することができる。

$$\begin{aligned} C_e &= 365,273 \text{ (kWh/年)} \times 12 \text{ (円/kWh)} \\ &= 4,383 \text{ (千円/年)} \end{aligned}$$

次に、保守点検費 C_k については、ヒートポンプ設備の建設費に 2% の比率を乗じて、934 千円/年と試算する。

$$\begin{aligned} C_k &= 46,690 \text{ (千円)} \times 0.02 \\ &= 934 \text{ (千円/年)} \end{aligned}$$

それらを合計して、維持管理費 C_m は表 I-1-15 のようになる。

$$\begin{aligned} C_m &= 4,383 \text{ (千円/年)} + 934 \text{ (千円/年)} \\ &= 5,317 \text{ (千円/年)} \end{aligned}$$

表 I-1-15 維持管理費 (管路内設置型, 500kW規模)

	評価結果	備考
維持管理費 (千円/年)	5,317	エネルギーコスト +保守点検費

3) ライフサイクルコスト

§ 19 に示す方法でライフサイクルコストを算定する。建設費と維持管理費の試算結果より、ライフサイクルコスト C_l は、表 I-1-16 に示す通り 12,034 千円/年となる。

$$\begin{aligned} C_l &= 6,106 \text{ (千円/年)} + 5,317 \text{ (千円/年)} + 611 \text{ (千円/年)} \\ &= 12,034 \text{ (千円/年)} \end{aligned}$$

表 I-1-16 ライフサイクルコスト (管路内設置型, 500kW規模)

	評価結果	備考
ライフサイクルコスト (千円/年)	12,034	建設費+維持管理費 +解体・廃棄費

(3) エネルギー消費量

(2) で算出した通り，年間のエネルギー消費量は 365,273 (kWh/年) となる (表 I -1-17)。

表 I -1-17 エネルギー消費量 (管路内設置型, 500kW規模)

	評価結果	備考
エネルギー消費量 (kWh/年)	365,273	

(4) 温室効果ガス排出量

年間エネルギー使用量に，CO₂ 排出量原単位 (0.55 kg-CO₂/kWh) を乗じて，供用段階における温室効果ガス排出量 G を算出すると 200.9 (ton-CO₂/年) となる。

$$\begin{aligned}
 G &= 365,273 \text{ (kWh/年)} \times 0.55 \text{ (kg-CO}_2\text{/kWh)} \\
 &= 200.9 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}
 \end{aligned}$$

したがって，ライフサイクルにおける温室効果ガス排出量 G_{LC} は，表 I -1-18 に示す通り 250.5 (ton-CO₂/年) となる。

$$\begin{aligned}
 G_{LC} &= (200.9 \times 19.3 / 80.2) + 200.9 + (200.9 \times 0.5 / 80.2) \\
 &= 250.5 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}
 \end{aligned}$$

表 I -1-18 温室効果ガス排出量 (管路内設置型, 500kW規模)

	評価結果	備考
温室効果ガス排出量 (ton-CO ₂ /年)	250.5	

1. 3 空気熱源方式 (100kW)

(1) 試算前提

1. 1 管路内設置型 (100kW) に同じ。

(2) 費用 (建設費, 維持管理費, ライフサイクルコスト)

1) 建設費

§ 19 に示す方法で建設費を算定する。この場合, 建設費 (初期投資) は, 表 I-1-19 に示すように, 14,263 千円となる。

表 I-1-19 建設費の内訳 (空気熱源方式, 100kW規模)

	数量	単位	単価	建設費	備考
空気熱源ヒートポンプ	2	台	7,132 千円/台	14,263	22.5hp
合計				14,263	

次に, ヒートポンプの耐用年数を 15 年として, 年価を算出すると, 1,135 千円/年となる。上記建設費 (初期投資) とあわせてまとめると表 I-1-20 のようになる。

表 I-1-20 建設費 (空気熱源方式, 100kW規模)

	評価結果	備考
建設費 (千円)	14,263	
年価 (千円/年)	1,135	

2) 維持管理費

まず, エネルギーコスト C_e については, 月別の空調負荷と外気温度から年間のエネルギー消費量 (kWh/年) を算出し, そこに電力単価 12 (円/kWh) を乗じ, 1,252 千円/年と試算できる。

なお, エネルギー消費量の算出にあたっては, 年間熱負荷を冷暖房各期間の平均システム COP (例: 暖房期間 2.7, 冷房期間 3.4) で除して, 年間のエネルギー消費量を概算することができる。

$$\begin{aligned}
 C_e &= 104,345 \text{ (kWh/年)} \times 12 \text{ (円/kWh)} \\
 &= 1,252 \text{ (千円/年)}
 \end{aligned}$$

次に, 保守点検費 C_k については, ヒートポンプ設備の建設費に 2% の比率を乗じて, 285 千円/年と試算する。

$$\begin{aligned}
 C_k &= 14,263 \text{ (千円)} \times 0.02 \\
 &= 285 \text{ (千円/年)}
 \end{aligned}$$

それらを合計して, 維持管理費 C_m は表 I-1-21 のようになる。

$$C_m = 1,252 \text{ (千円/年)} + 285 \text{ (千円/年)}$$

$$= 1,537 \text{ (千円/年)}$$

表 I-1-21 維持管理費（空気熱源方式，100kW規模）

	評価結果	備考
維持管理費（千円/年）	1,537	エネルギーコスト ＋保守点検費

3) ライフサイクルコスト

§ 19 に示す方法でライフサイクルコストを算定する。建設費と維持管理費の試算結果より、ライフサイクルコスト C_l は、表 I-1-22 に示す通り 2,786 千円/年となる。

$$C_l = 1,135 \text{ (千円/年)} + 1,537 \text{ (千円/年)} + 114 \text{ (千円/年)}$$

$$= 2,786 \text{ (千円/年)}$$

表 I-1-22 ライフサイクルコスト（空気熱源方式，100kW規模）

	評価結果	備考
ライフサイクルコスト (千円/年)	2,786	建設費＋維持管理費 ＋解体・廃棄費

(3) エネルギー消費量

(2) で算出した通り，年間のエネルギー消費量は 104,345 (kWh/年) となる（表 I-1-23）。

表 I-1-23 エネルギー消費量（空気熱源方式，100kW規模）

	評価結果	備考
エネルギー消費量 (kWh/年)	104,345	

(4) 温室効果ガス排出量

年間エネルギー使用量に，CO₂ 排出量原単位 (0.55 kg-CO₂/kWh) を乗じて，供用段階における温室効果ガス排出量 G を算出すると 57.4 (ton-CO₂/年) となる。

$$G = 104,345 \text{ (kWh/年)} \times 0.55 \text{ (kg-CO}_2\text{/kWh)}$$

$$= 57.4 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}$$

したがって，ライフサイクルにおける温室効果ガス排出量 G_{LC} は，表 I-1-24 に示す通り 71.6 (ton-CO₂/年) となる。

I. 導入検討 (FS) の詳細

$$\begin{aligned} G_{LC} &= (57.4 \times 19.3 / 80.2) + 57.4 + (57.4 \times 0.5 / 80.2) \\ &= 71.6 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)} \end{aligned}$$

表 I -1-24 温室効果ガス排出量（空気熱源方式，100kW規模）

	評価結果	備考
温室効果ガス排出量（ton-CO ₂ /年）	71.6	

1. 4 管路外設置型 (100kW 規模)

(1) 試算前提

1. 1 管路内設置型 (100kW) に同じ (但し, オートストレーナ, 下水配管, 下水循環ポンプ, 専用熱交換器, 熱源水配管, ヒートポンプおよび熱源水循環ポンプの耐用年数は 15 年とする)。

(2) 費用 (建設費, 維持管理費, ライフサイクルコスト)

1) 建設費

§ 19 に示す方法で建設費を算定する。この場合, 建設費 (初期投資) は表 I-1-2 に示すように, 29,606 千円となる。なお, 建設費には国等からの補助金は見込んでいない。

表 I-1-25 建設費の内訳 (管路外設置型, 100kW規模)

	数量	単位	単価		建設費	備考
オートストレーナ	1	台	2,850	千円/台	2,850	
下水配管	100	m	25	千円/m	2,500	配管用炭素鋼管 125A
下水循環ポンプ	1	台	165	千円/台	165	水中ポンプ 5.5kW
専用熱交換器	1	台	14,450	千円/m	14,450	シェルアンドチューブ式 170kW
熱源水配管	20	m	11	千円/m	220	配管用炭素鋼管 65A
水熱源ヒートポンプ	2	台	4,669	千円/台	9,338	18hp
熱源水循環ポンプ	1	台	83	千円/台	83	渦巻ポンプ 2.2kW
合計					29,606	

次に, 各設備の耐用年数を 15 年として, 年価を算出すると, 2,356 千円/年となる。上記建設費 (初期投資) とあわせてまとめると表 I-1-26 のようになる。

表 I-1-26 建設費 (管路外設置型, 100kW規模)

	評価結果	備考
建設費 (千円)	29,606	
年価 (千円/年)	2,356	

2) 維持管理費

まず, エネルギーコスト C_e については, 月別の空調負荷と下水温度から年間のエネルギー消費量 (kWh/年) を算出し, そこに電力単価 12 (円/kWh) を乗じ, 1,146 千円/年と試算できる。

なお, エネルギー消費量の算出にあたっては, 年間熱負荷を冷暖房各期間の平均システム COP (例: 暖房期間 3.2, 冷房期間 3.1) で除して, エネルギー消費量を概算することができる。

$$\begin{aligned}
 C_e &= 95,462 \text{ (kWh/年)} \times 12 \text{ (円/kWh)} \\
 &= 1,146 \text{ (千円/年)}
 \end{aligned}$$

次に, 保守点検費 C_k については, オートストレーナ, 専用熱交換器 (シェルアンドチューブ

式) およびヒートポンプの建設費に 2%の比率を乗じて、533 千円/年と試算する。

$$C_k = (2,850 + 14,450 + 9,338) \text{ (千円)} \times 0.02 \\ = 533 \text{ (千円/年)}$$

それらを合計して、維持管理費 C_m は表 I-1-27 のようになる。

$$C_m = 1,146 \text{ (千円/年)} + 533 \text{ (千円/年)} \\ = 1,678 \text{ (千円/年)}$$

表 I-1-27 維持管理費（管路外設置型，100kW規模）

	評価結果	備考
維持管理費（千円/年）	1,678	エネルギーコスト +保守点検費

3) ライフサイクルコスト

§ 19 に示す方法でライフサイクルコストを算定する。建設費と維持管理費の試算結果より、ライフサイクルコスト C_l は、表 I-1-28 に示す通り 4,270 千円/年となる。

$$C_l = 2,356 \text{ (千円/年)} + 1,678 \text{ (千円/年)} + 236 \text{ (千円/年)} \\ = 4,270 \text{ (千円/年)}$$

表 I-1-28 ライフサイクルコスト（管路外設置型，100kW規模）

	評価結果	備考
ライフサイクルコスト (千円/年)	4,270	建設費+維持管理費 +解体・廃棄費

(3) エネルギー消費量

(2) で算出した通り、年間のエネルギー消費量は 95,462(kWh/年)となる（表 I-1-29）。

表 I-1-29 エネルギー消費量（管路外設置型，100kW規模）

	評価結果	備考
エネルギー消費量（kWh/年）	95,462	

(4) 温室効果ガス排出量

年間エネルギー使用量に、CO₂ 排出量原単位（0.55 kg-CO₂/kWh）を乗じて、供用段階における温室効果ガス排出量 G を算出すると 52.5（ton-CO₂/年）となる。

$$G = 95,462 \text{ (kWh/年)} \times 0.55 \text{ (kg-CO}_2\text{/kWh)}$$

$$= 52.5 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}$$

したがって、ライフサイクルにおける温室効果ガス排出量 G_{LC} は、表 I -1-30 に示す通り 65.5 (ton-CO₂/年) となる。

$$G_{LC} = (52.5 \times 19.3 / 80.2) + 52.5 + (52.5 \times 0.5 / 80.2)$$

$$= 65.5 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}$$

表 I -1-30 温室効果ガス排出量（管路外設置型，100kW規模）

	評価結果	備考
温室効果ガス排出量 (ton-CO ₂ /年)	65.5	

1. 5 建設費の設定

表 I-1-31～表 I-1-34 に各設備の建設費原単位を示す。管路内設置型熱交換器やヒートポンプについては、管路状況や設計により異なるため、個別ケース毎に対応する。目安として各規模における建設費の例を示す。

建設費については、国等からの補助金適用により自治体や民間事業者の負担の更なる縮減が可能である。

表 I-1-31 管路内設置型熱交換器の建設費原単位

名称	単位	原単位	備考
管路内設置型熱交換器 建設費	式	個別対応	(建設費の例) 100kW 規模の場合 13,600 千円/式 500kW 規模の場合 67,200 千円/式

表 I-1-32 熱源水配管の建設費原単位

名称	単位	原単位	備考
熱源水配管 建設費	式	個別対応	(建設費の例) 100kW 規模の場合 1,500 千円/式 (PE 管 50A)

表 I-1-33 ヒートポンプの建設費原単位

名称	単位	原単位	備考
ヒートポンプ 建設費	式	個別対応	(建設費の例) 100kW 規模の場合 9,338 千円/式

表 I-1-34 熱源水循環ポンプの建設費原単位

名称	単位	原単位	備考
熱源水循環ポンプ 建設費	式	個別対応	(建設費の例) 100kW 規模の場合 83 千円/式

1. 6 設定単価

表 I -1-35 FSに用いた単価設定

項目		単位	単価 (千円)	仕様	出典根拠
熱交換器	管路内設置型熱交換器	m	100	既設管径 ϕ 1,200mm (更生管径 ϕ 1,100mm)	実証結果より試算
	管路内設置型熱交換器	m	160	既設管径 ϕ 2,200mm (更生管径 ϕ 2,000mm)	実証結果より試算
	オートストレーナ	台	2,850	ϕ 80 逆洗式	市場調査
	管路外設置型熱交換器	台	14,450	シェルアンドチューブ式 170kW	市場調査
配管	下水配管	m	25	配管用炭素鋼管 (白) 125A	市場調査
	熱源水配管	m	30	HDPE 50A	実証結果より試算
	熱源水配管	m	11	配管用炭素鋼管 (白) 65A	市場調査
ポンプ	下水循環ポンプ	台	116	水中ポンプ 3.7kW	市場調査
	下水循環ポンプ	台	165	水中ポンプ 5.5kW	市場調査
	熱源水循環ポンプ	台	83	渦巻ポンプ 2.2kW	市場調査
	熱源水循環ポンプ	台	170	渦巻ポンプ 7.5kW	市場調査
ヒートポンプ	水熱源ヒートポンプ	台	4,669	18hp	市場調査
	空気熱源ヒートポンプ	台	7,132	22.5hp	市場調査

2. 給湯の場合 (東京)

2. 1 管路内設置型 (100kW 規模)

(1) 試算前提

給湯負荷条件については、以下表 I-2-1～表 I-2-3 および図 I-2-1 に示すように、日給湯量を 36,400L/日、給湯温度を 60℃とする。

表 I-2-1 給湯負荷条件 (管路内設置型, 100kW規模)

建物種別	-	ホテル
月運転時間	時間/月	30
日給湯量	L/日	36,400
給湯温度	℃	60
ヒートポンプ運転時間	時間	24
貯湯温度	℃	60

運転負荷	kW	100
貯湯槽容量	L	8,254

表 I-2-2 月別給湯負荷 (管路内設置型, 100kW規模)

	種別	気温	下水温度	時間負荷	日運転時間	月運転日	月運転時間
		℃	℃	kWh	時間/日	日/月	時間/月
1月	給湯	6.1	16	96.7	24	31	744
2月	給湯	6.5	15	106.7	24	28	672
3月	給湯	9.4	15	92.9	24	31	744
4月	給湯	14.6	20	88.1	24	30	720
5月	給湯	18.9	22	79.3	24	31	744
6月	給湯	22.1	23	79.0	24	30	720
7月	給湯	25.8	25	70.6	24	31	744
8月	給湯	27.4	28	69.5	24	31	744
9月	給湯	23.8	28	74.9	24	30	720
10月	給湯	18.5	25	79.3	24	31	744
11月	給湯	13.3	21	90.2	24	30	720
12月	給湯	8.7	20	93.2	24	31	744

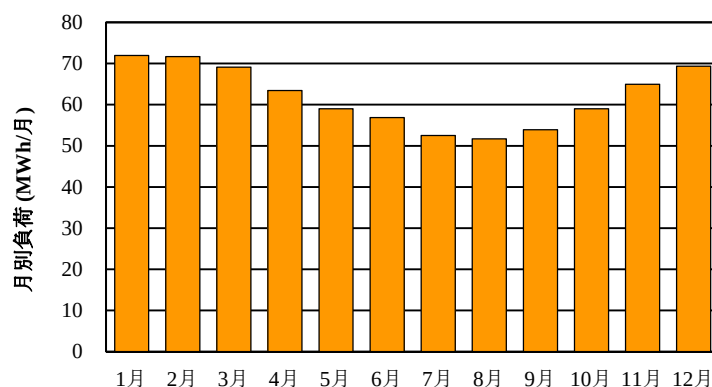


図 I-2-1 月別給湯負荷 (管路内設置型, 100kW規模)

表 I -2-3 試算の前提条件（管路内設置型，100kW規模）

項目		条件
地域		東京
利用用途		給湯
下水水深		管径に対して 15%
下水流速		0.4m/s
下水-熱源水対数平均温度差		5℃
エネルギー単価		（電力）12 円/kWh （ガス）80 円/m ³ N
温室効果ガス排出係数		（電力）0.55 kg-CO ₂ /kWh （ガス）2.08 kg-CO ₂ /m ³ N
耐用 年数	採熱設備 (管路内設置型熱交換器，熱源水配管)	50 年
	熱源設備 (ヒートポンプ，熱源水循環ポンプ，貯湯槽)	15 年

（２） 費用（建設費，維持管理費，ライフサイクルコスト）

１） 建設費

§ 19 に示す方法で建設費を算定する。なお， 1. 1 管路内設置型（100kW）と同様に管路更生費は算定対象外とする。この場合，建設費（初期投資）は表 I -2-4 に示すように，28,933 千円となる。

表 I -2-4 建設費の内訳（管路内設置型，100kW規模）

	数量	単位	単価		建設費	備考
管路内設置型熱交換器	116	m	100	千円/m	11,600	既設管径 φ 1,200mm（更生管径 φ 1,100mm） 数量は更生管延長
熱源水配管	50	m	30	千円/m	1,500	HDPE 50A
水熱源ヒートポンプ	3	台	2,250	千円/台	6,750	12.5hp， 36,400L/日
熱源水循環ポンプ	1	台	83	千円/台	83	渦巻ポンプ 2.2kW
貯湯槽	1	台	9,000	千円/台	9,000	9m ³
合計					28,933	

次に，熱交換器および熱源水配管の耐用年数を 50 年，ヒートポンプ，循環ポンプ等の機器類の耐用年数を 15 年として，年価を算出すると，1,834 千円/年となる。上記建設費（初期投資）とあわせてまとめると表 I -2-5 のようになる。

表 I-2-5 建設費 (管路内設置型, 100kW規模)

	評価結果	備考
建設費 (千円)	28,933	
年価 (千円/年)	1,834	

2) 維持管理費

まず、エネルギーコスト C_e については、月別の給湯負荷と下水温度から年間のエネルギー消費量 (kWh/年) を算出し、そこに電力単価 12 (円/kWh) を乗じ、2,800 千円/年と試算できる。

なお、エネルギー消費量の算出にあたっては、§ 19 に示す通り、年間給湯負荷を平均システム COP で除して、年間のエネルギー消費量を概算することができる。

$$C_e = 233,305 \text{ (kWh/年)} \times 12 \text{ (円/kWh)} \\ = 2,800 \text{ (千円/年)}$$

次に、保守点検費 C_k については、ヒートポンプ設備の建設費に 2% の比率を乗じて、135 千円/年と試算する。

$$C_k = 6,750 \text{ (千円)} \times 0.02 \\ = 135 \text{ (千円/年)}$$

それらを合計して、維持管理費 C_m は 2,935 千円/年となる (表 I-2-6)。

$$C_m = 2,800 \text{ (千円/年)} + 135 \text{ (千円/年)} \\ = 2,935 \text{ (千円/年)}$$

表 I-2-6 維持管理費 (管路内設置型, 100kW規模)

	評価結果	備考
維持管理費 (千円/年)	2,935	エネルギーコスト + 保守点検費

3) ライフサイクルコスト

§ 19 に示す方法でライフサイクルコスト C_l を算定する。建設費と維持管理費の試算結果より、ライフサイクルコストは、表 I-2-7 に示す通り 4,952 千円/年となる。

$$C_l = 1,834 \text{ (千円/年)} + 2,935 \text{ (千円/年)} + 183 \text{ (千円/年)} \\ = 4,952 \text{ (千円/年)}$$

表 I-2-7 ライフサイクルコスト（管路内設置型，100kW規模）

	評価結果	備考
ライフサイクルコスト (千円/年)	4,952	建設費＋維持管理費 ＋解体・廃棄費

(3) エネルギー消費量

(2) で算出した通り，年間のエネルギー消費量は，233,305 (kWh/年)となる（表 I-2-8）。

表 I-2-8 エネルギー消費量（管路内設置型，100kW規模）

	評価結果	備考
エネルギー消費量 (kWh/年)	233,305	

(4) 温室効果ガス排出量

年間エネルギー使用量に，CO₂ 排出量原単位（0.55 kg-CO₂/kWh）を乗じて，供用段階における温室効果ガス排出量 G を算出すると 128.3（ton-CO₂/年）となる。

$$\begin{aligned}
 G &= 233,305 \text{ (kWh/年)} \times 0.55 \text{ (kg-CO}_2\text{/kWh)} \\
 &= 128.3 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}
 \end{aligned}$$

したがって，ライフサイクルにおける温室効果ガス排出量 G_{LC} は，表 I-2-9 に示す通り 160.0（ton-CO₂/年）となる。

$$\begin{aligned}
 G_{LC} &= (128.3 \times 19.3 / 80.2) + 128.3 + (128.3 \times 0.5 / 80.2) \\
 &= 160.0 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}
 \end{aligned}$$

表 I-2-9 温室効果ガス排出量（管路内設置型，100kW規模）

	評価結果	備考
温室効果ガス排出量 (ton-CO ₂ /年)	160.0	

2. 2 管路内設置型 (500kW 規模)

(1) 試算前提

給湯負荷条件については、以下表 I-2-10～表 I-2-12 および図 I-2-2 に示すように、日給湯量を 182,000L/日、給湯温度を 60℃とする。

表 I-2-10 給湯負荷条件 (管路内設置型, 500kW規模)

建物種別	-	ホテル
月運転時間	時間/月	30
日給湯量	L/日	182,000
給湯温度	℃	60
ヒートポンプ運転時間	時間	24
貯湯温度	℃	60

運転負荷	kW	500
貯湯槽容量	L	41,270

表 I-2-11 月別給湯負荷 (管路内設置型, 500kW規模)

	種別	気温 ℃	下水温度 ℃	時間負荷 kWh	日運転時間 時間/日	月運転日 日/月	月運転時間 時間/月
1月	給湯	6.1	16	483.6	24	31	744
2月	給湯	6.5	15	533.4	24	28	672
3月	給湯	9.4	15	464.7	24	31	744
4月	給湯	14.6	20	440.4	24	30	720
5月	給湯	18.9	22	396.5	24	31	744
6月	給湯	22.1	23	395.0	24	30	720
7月	給湯	25.8	25	353.2	24	31	744
8月	給湯	27.4	28	347.7	24	31	744
9月	給湯	23.8	28	374.3	24	30	720
10月	給湯	18.5	25	396.7	24	31	744
11月	給湯	13.3	21	451.2	24	30	720
12月	給湯	8.7	20	465.8	24	31	744

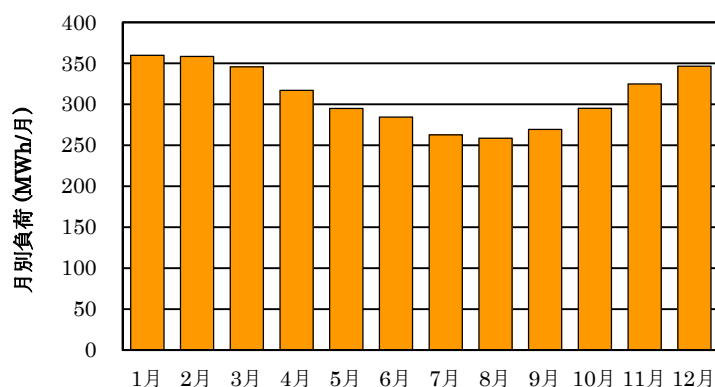


図 I-2-2 月別給湯負荷 (管路内設置型, 500kW規模)

表 I-2-12 試算の前提条件（管路内設置型，500kW規模）

項目		条件
地域		東京
利用用途		給湯
下水水深		管径に対して 15%
下水流速		0.4m/s
下水-熱源水対数平均温度差		5℃
エネルギー単価		（電力）12 円/kWh （ガス）80 円/m ³ N
温室効果ガス排出係数		（電力）0.55 kg-CO ₂ /kWh （ガス）2.08 kg-CO ₂ /m ³ N
耐用年数	採熱設備 （管路内設置型熱交換器，熱源水配管）	50 年
	熱源設備 （ヒートポンプ，熱源水循環ポンプ，貯湯槽）	15 年

（２） 費用（建設費，維持管理費，ライフサイクルコスト）

１） 建設費

§ 19 に示す方法で建設費を算定する。なお，1. 1 管路内設置型（100kW）と同様に管路更生費は算定対象外とする。この場合，建設費（初期投資）は表 I-2-13 に示すように，136,599 千円となる。

表 I-2-13 建設費の内訳（管路内設置型，500kW規模）

	数量	単位	単価		建設費	備考
管路内設置型熱交換器	360	m	160	千円/m	57,600	既設管径φ2,200mm（更生管径φ2,000mm） 数量は更生管延長
熱源水配管	100	m	30	千円/m	3,000	HDPE 50A
水熱源ヒートポンプ	15	台	2,250	千円/台	33,750	12.5hp，182,000L/日
熱源水循環ポンプ	3	台	83	千円/台	249	渦巻ポンプ 2.2kW
貯湯槽	1	台	42,000	千円/台	42,000	42m ³
合計					136,599	

次に，熱交換器および熱源水配管の耐用年数を 50 年，ヒートポンプ，循環ポンプ等の機器類の耐用年数を 15 年として，年価を算出すると，8,100 千円/年となる。上記建設費（初期投資）とあわせてまとめると表 I-2-14 のようになる。

表 I-2-14 建設費 (管路内設置型, 500kW規模)

	評価結果	備考
建設費 (千円)	136,599	
年価 (千円/年)	8,100	

2) 維持管理費

まず、エネルギーコスト C_e については、月別の給湯負荷と下水温度から年間のエネルギー消費量 (kWh/年) を算出し、そこに電力単価 12 (円/kWh) を乗じ、13,185 千円/年と試算できる。

なお、エネルギー消費量の算出にあたっては、§ 19 に示す通り、年間給湯負荷を平均システム COP で除して、年間のエネルギー消費量を概算することができる。

$$C_e = 1,098,766 \text{ (kWh/年)} \times 12 \text{ (円/kWh)} \\ = 13,185 \text{ (千円/年)}$$

次に、保守点検費 C_k については、ヒートポンプ設備の建設費に 2% の比率を乗じて、675 千円/年と試算する。

$$C_k = 33,750 \text{ (千円)} \times 0.02 \\ = 675 \text{ (千円/年)}$$

それらを合計して、維持管理費 C_m は 13,860 千円/年となる (表 I-2-15)。

$$C_m = 13,185 \text{ (千円/年)} + 675 \text{ (千円/年)} \\ = 13,860 \text{ (千円/年)}$$

表 I-2-15 維持管理費 (管路内設置型, 500kW規模)

	評価結果	備考
維持管理費 (千円/年)	13,860	エネルギーコスト + 保守点検費

3) ライフサイクルコスト

§ 19 に示す方法でライフサイクルコスト C_l を算定する。建設費と維持管理費の試算結果より、ライフサイクルコストは、表 I-2-16 に示す通り 22,771 千円/年となる。

$$C_l = 8,100 \text{ (千円/年)} + 13,860 \text{ (千円/年)} + 810 \text{ (千円/年)} \\ = 22,771 \text{ (千円/年)}$$

表 I-2-16 ライフサイクルコスト（管路内設置型，500kW規模）

	評価結果	備考
ライフサイクルコスト (千円/年)	22,771	建設費＋維持管理費 ＋解体・廃棄費

(3) エネルギー消費量

(2) で算出した通り，年間のエネルギー消費量は，1,098,766(kWh/年)となる（表 I-2-17）。

表 I-2-17 エネルギー消費量（管路内設置型，500kW規模）

	評価結果	備考
エネルギー消費量 (kWh/年)	1,098,766	

(4) 温室効果ガス排出量

年間エネルギー使用量に，CO₂ 排出量原単位（0.55 kg-CO₂/kWh）を乗じて，供用段階における温室効果ガス排出量 G を算出すると 604.3（ton-CO₂/年）となる。

$$\begin{aligned}
 G &= 1,098,766 \text{ (kWh/年)} \times 0.55 \text{ (kg-CO}_2\text{/kWh)} \\
 &= 604.3 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}
 \end{aligned}$$

したがって，ライフサイクルにおける温室効果ガス排出量 G_{LC} は，表 I-2-18 に示す通り 753.5（ton-CO₂/年）となる。

$$\begin{aligned}
 G_{LC} &= (604.3 \times 19.3 / 80.2) + 604.3 + (604.3 \times 0.5 / 80.2) \\
 &= 753.5 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}
 \end{aligned}$$

表 I-2-18 温室効果ガス排出量（管路内設置型，500kW規模）

	評価結果	備考
温室効果ガス排出量 (ton-CO ₂ /年)	753.5	

2. 3 ボイラー方式 (100kW 規模)

(1) 試算前提

1. 1に同じ (但し, ボイラーの耐用年数は 15 年とする)。

(2) 費用 (建設費, 維持管理費, ライフサイクルコスト)

1) 建設費

§ 19 に示す方法で建設費を算定する。この場合, 建設費 (初期投資) は表 I-2-19 に示すように, 6,000 千円となる。

表 I-2-19 建設費の内訳 (ボイラー方式, 100kW規模)

	数量	単位	単価		建設費	備考
ボイラー	1	台	6,000	千円/台	6,000	
合計					6,000	

次に, ボイラーの耐用年数を 15 年として, 年価を算出すると, 477 千円/年となる。上記建設費 (初期投資) とあわせてまとめると表 I-2-20 のようになる。

表 I-2-20 建設費 (ボイラー方式, 100kW規模)

	評価結果	備考
建設費 (千円)	6,000	
年価 (千円/年)	477	

2) 維持管理費

まず, エネルギーコスト C_e については, 年間給湯負荷をボイラーのエネルギー変換効率 (例: 0.8) で除して, 年間のエネルギー消費量を算出すると 929,403 (kWh/年) となり, これを $1\text{m}^3\text{N}=46\text{MJ}$ としてガス消費量に換算し, そこにガス単価 80 (円/ m^3N) を乗じ, 5,819 千円/年と試算できる。

$$\begin{aligned}
 C_e &= 929,403 \text{ (kWh/年)} \div 0.8 \times 80 \text{ (円/}\text{m}^3\text{N)} \\
 &= 5,819 \text{ (千円/年)}
 \end{aligned}$$

次に, 保守点検費 C_k については, ボイラー方式の場合 0 千円/年と試算する。

$$C_k = 0 \text{ (千円/年)}$$

それらを合計して, 維持管理費 C_m は 5,819 千円/年となる (表 I-2-21)。

$$C_m = 5,819 \text{ (千円/年)} + 0 \text{ (千円/年)}$$

$$= 5,819 \text{ (千円/年)}$$

表 I-2-21 維持管理費（ボイラー方式，100kW規模）

	評価結果	備考
維持管理費（千円/年）	5,819	

3) ライフサイクルコスト

§ 19 に示す方法でライフサイクルコストを算定する。建設費と維持管理費の試算結果より、ライフサイクルコスト C_L は、表 I-2-22 に示す通り 6,344 千円/年となる。

$$\begin{aligned} C_L &= 477 \text{ (千円/年)} + 5,819 \text{ (千円/年)} + 48 \text{ (千円/年)} \\ &= 6,344 \text{ (千円/年)} \end{aligned}$$

表 I-2-22 ライフサイクルコスト（ボイラー方式，100kW規模）

	評価結果	備考
ライフサイクルコスト (千円/年)	6,344	建設費＋維持管理費 ＋解体・廃棄費

(3) エネルギー消費量

(2) で算出した通り、年間のエネルギー消費量は 929,403 (kWh/年) となり、ガスに換算すると 72,736 (m³N/年) となる (表 I-2-23)。

表 I-2-23 エネルギー消費量（ボイラー方式，100kW規模）

	評価結果	備考
エネルギー消費量 (kWh/年) (ガス消費量 (m³N/年))	929,403 (72,736)	46 MJ/m³

(4) 温室効果ガス排出量

年間エネルギー使用量に、CO₂ 排出量原単位 (2.08 kg-CO₂/ m³N) を乗じて、供用段階における温室効果ガス排出量 G を算出すると 82.9 (ton-CO₂/年) となる。

$$\begin{aligned} G &= 72,736 \text{ (m³N/年)} \times 2.08 \text{ (kg-CO}_2\text{/m³N)} \\ &= 151.3 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)} \end{aligned}$$

したがって、ライフサイクルにおける温室効果ガス排出量 G_{LC} は、表 I-2-24 に示す通り 188.6 (ton-CO₂/年) となる。

I. 導入検討 (FS) の詳細

$$\begin{aligned} G_{LC} &= (151.3 \times 19.3 / 80.2) + 151.3 + (151.3 \times 0.5 / 80.2) \\ &= 188.6 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)} \end{aligned}$$

表 I -2-24 温室効果ガス排出量（ボイラー方式，100kW規模）

	評価結果	備考
温室効果ガス排出量（ton-CO ₂ /年）	188.6	

2. 4 建設費の設定

1. 5 建設費の設定と同様に、表 I-2-25～表 I-2-29 に各設備の建設費原単位を示す。

表 I-2-25 管路内設置型熱交換器の建設費原単位

名称	単位	原単位	備考
管路内設置型熱交換器 建設費	式	個別対応	(建設費の例) 100kW 規模（給湯量 36,400L/日）の場合 11,600 千円/式 500kW 規模（給湯量 182,000L/日）の場合 57,600 千円/式

表 I-2-26 熱源水配管の建設費原単位

名称	単位	原単位	備考
熱源水配管 建設費	式	個別対応	(建設費の例) 100kW 規模の場合 1,500 千円/式

表 I-2-27 ヒートポンプの建設費原単位

名称	単位	原単位	備考
ヒートポンプ 建設費	式	個別対応	(建設費の例) 100kW 規模の場合 6,750 千円/式 ※利用温度 60℃

表 I-2-28 熱源水循環ポンプの建設費原単位

名称	単位	原単位	備考
熱源水循環ポンプ 建設費	式	個別対応	(建設費の例) 100kW 規模の場合 83 千円/式

表 I-2-29 貯湯槽の建設費原単位

名称	単位	原単位	備考
貯湯槽 建設費	式	個別対応	(建設費の例) 100kW 規模の場合 9,000 千円/式 ※貯湯槽容量 9m ³

2. 5 設定単価

表 I-2-30 FSに用いた単価設定

項目		単位	単価 (千円)	仕様	出典根拠
熱交換器	管路内設置型 熱交換器	m	100	既設管径 ϕ 1,200mm (更生管径 ϕ 1,100mm)	実証結果より試算
	管路内設置型 熱交換器	m	160	既設管径 ϕ 2,200mm (更生管径 ϕ 2,000mm)	実証結果より試算
配管	熱源水配管	m	30	HDPE 50A	実証結果より試算
ポンプ	熱源水循環ポンプ	台	83	渦巻ポンプ 2.2kW	市場調査
ヒートポンプ, ボイラー	水熱源ヒートポンプ	台	2,250	12.5hp	市場調査
	ボイラー	台	6,000	給湯量 36,400L/日	市場調査

Ⅱ. 実証研究結果

1. 年間運転結果

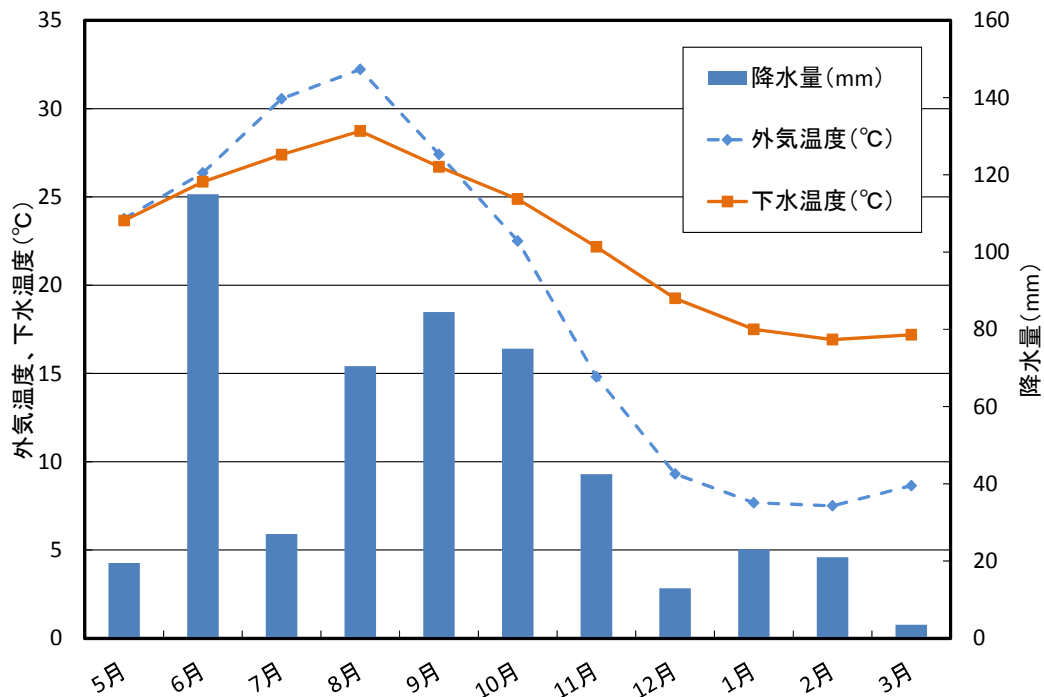
(1) 外気温度，下水温度

各月の下水温度，外気温度の月平均値および降水量の月積算値を図Ⅱ-1-1に示す。

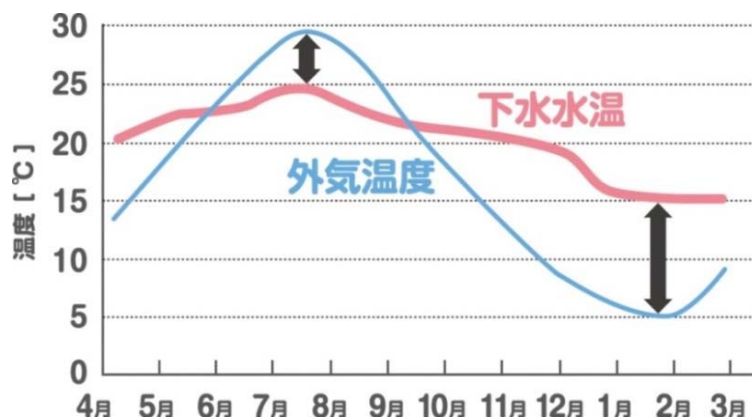
下水温度は，実証施設における分配槽からの取水時の下水温度であり，空調システム稼働時間（9:00～17:00）における月平均値である。外気温度は，気象庁ウェブサイト（<http://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/index.php>）より引用した大阪市における外気温度であり，空調システム稼働時間（9:00～17:00）における月平均値である。降水量については，同じく気象庁ウェブサイトより引用した大阪市における降水量であり，空調システム稼働時間（9:00～17:00）における月積算値である。

図Ⅱ-1-1から分かるように，8月（冷房ピーク）の外気温度は32.2℃，下水温度は28.7℃であり，両者に3.5℃の差がある。2月（暖房ピーク）の平均外気温度は7.5℃，下水温度は16.9℃であり，9.4℃の差がある。

当初，基本システム設計段階で参照していた東京都における下水温度と外気温度の差（図Ⅱ-1-2）と比較すると，夏季は想定より1.5℃小さく，冬季は想定通りであった。



図Ⅱ-1-1 下水温度，外気温度（月平均値）および降水量（月積算値）



図Ⅱ-1-2 下水温度，外気温度（月平均値）（東京都）
（出典： 東京下水道エネルギーウェブサイト）

（２） ヒートポンプ運転状況

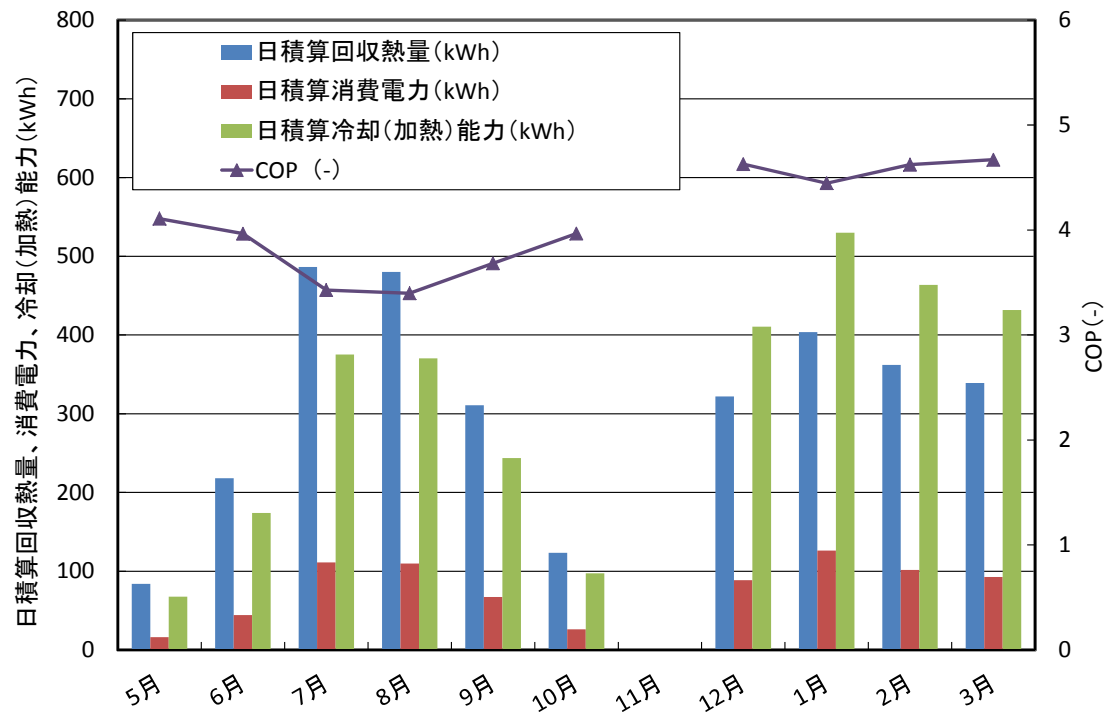
各月の日積算回収熱量，消費電力，冷却（加熱）能力，ヒートポンプ COP の月平均値を図Ⅱ-1-3に示す。

回収熱量は，熱源水出入口温度差と熱源水流量から求まる回収熱量であり，空調システム稼働時間（9:00～17:00）における日積算値の月平均値である。消費電力は，ヒートポンプに設置した積算電力計により計測したヒートポンプ消費電力量であり，空調システム稼働時間（9:00～17:00）における日積算値の月平均値である。冷却能力は，回収熱量からヒートポンプ消費電力量を引いたもの，加熱能力は回収熱量とヒートポンプ消費電力量を足したものである。ヒートポンプ COP は，冷却（加熱）能力をヒートポンプ消費電力量で除したものである。

下水温度変化に伴い熱源水温度が変化した結果，最終的にヒートポンプ COP が変化していることが確認できる。これは，暖房時は熱源水温度が上昇すれば加熱 COP（暖房時のヒートポンプ COP）が上昇し，冷房時は熱源水温度が低下すれば冷却 COP（冷房時のヒートポンプ COP）が上昇するというヒートポンプの運転特性によるものである。

その結果，ヒートポンプ COP は，年間を通して 4 以上のヒートポンプ COP（当初目標）を達成している。

実証研究においては，実験的に様々な条件で運転を行ったことから，上記 COP を直接用いるのではなく，実証研究で把握できた管路内設置型熱交換器の伝熱性能を用いて，代表地域毎，用途毎のシステム COP を設定した（§ 19 および資料編Ⅱ 参照）。



図Ⅱ-1-3 日積算回収熱量，消費電力，冷却（加熱）能力，COP（月平均値）

2. 気象条件の運転への影響

(1) 外気温度

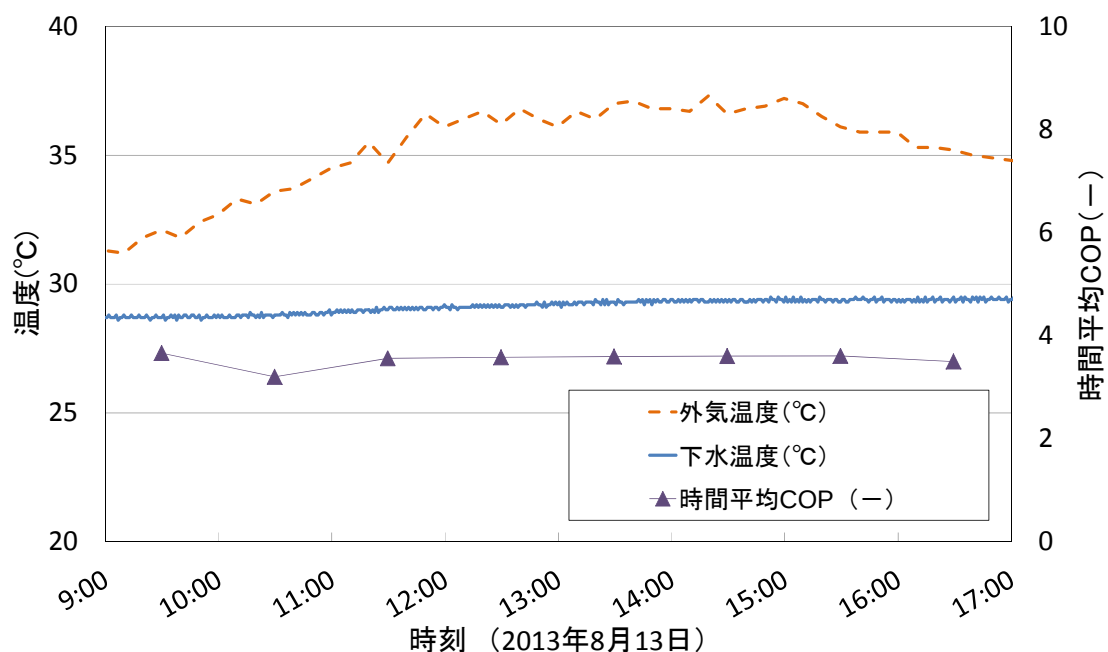
夏季および冬季のある 1 日における外気温度、下水温度および時間平均ヒートポンプ COP の推移を図Ⅱ-2-1、図Ⅱ-2-2 に示す。夏季の例として 2013 年 8 月 13 日のデータ、冬季の例として 2014 年 1 月 19 日のデータを示す。

夏季は、空調システム稼働時間内に外気温度が 31.2℃から 37.3℃まで上昇しているのに対し、下水温度は 29℃付近で推移している。この結果、熱源水温度が同じ領域で推移し、時間平均 COP についても同じ領域で推移していることが分かる。

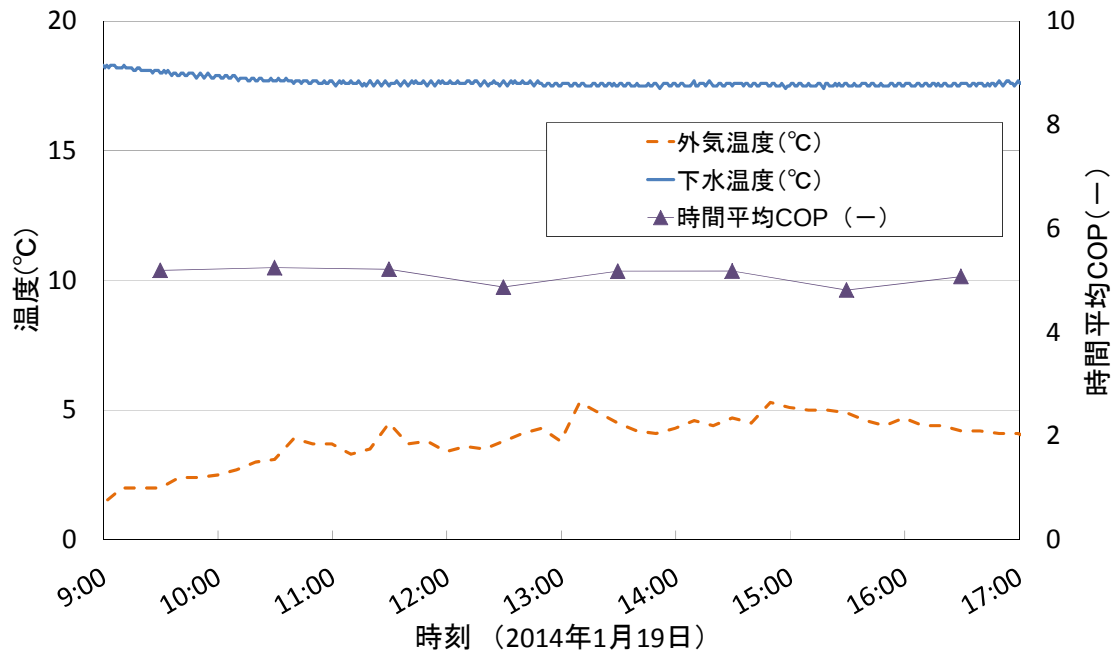
冬季は、空調システム稼働時間内に外気温度が 1.4℃から 5.3℃まで上昇しているのに対し、下水温度は 18℃付近で推移している。この結果、熱源水温度が同じ領域で推移し、時間平均 COP についても同じ領域で推移していることが分かる。

夏季、冬季ともに、外気温度の日間変動によらず下水温度は同じ領域で推移しており、その結果、ヒートポンプ COP に大きな変動がないことが分かる。とくに、夏季は下水温度と外気温度の差が大きいことから、同時期の外気温度を用いる空気熱源方式に比べて、外気温度の日間変動の影響は小さいといえる。したがって、ヒートポンプ運転は外気温度の日間変動の影響を受けにくいことが確認できた。

以上より、システム設計時には外気温度の影響を考慮する必要はない。



図Ⅱ-2-1 日間の外気温度、下水温度とヒートポンプ COP (夏季)



図Ⅱ-2-2 日間の外気温度、下水温度とヒートポンプ COP (冬季)

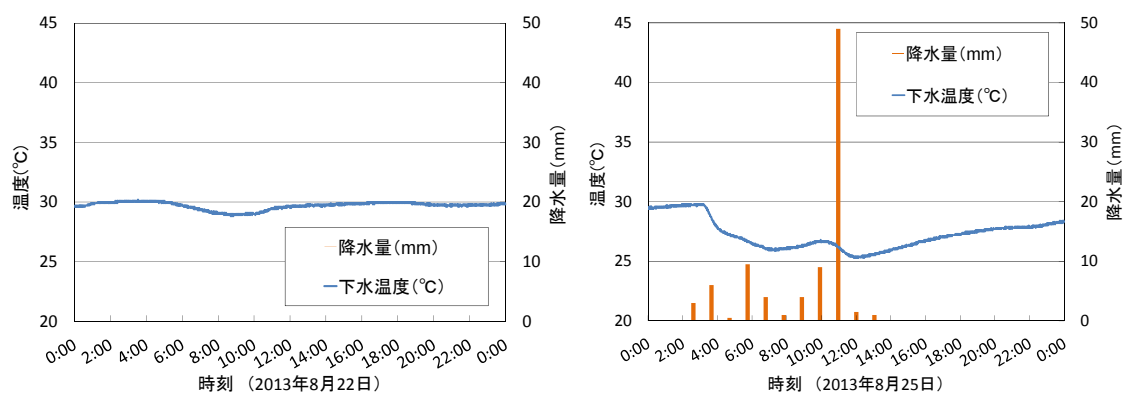
(2) 降雨

1) 夏季

夏季の降雨と運転の関係を図Ⅱ-2-3に示す。

晴天時として2013年8月22日、雨天時として8月25日のデータを示す。8月25日は、時間あたり最大で約50mmの降水量が記録されており、12:00における比較で、晴天時の下水温度に対し、約4℃低下している。これに伴い、空調システム稼働時間(9:00～17:00)平均で熱源水入口温度が36.8℃(晴天時)から32.8℃(雨天時)まで低下し、結果として日平均COPが3.3(晴天時)から3.7(雨天時)まで0.4上昇することが確認できた。

このように、冷房期間においては、降雨の影響が性能向上につながる。冷房期間は降雨量、回数ともに多いため、本システムのメリットであるといえる。



図Ⅱ-2-3 日間の降水量、下水温度とヒートポンプCOP（夏季）
（左図：晴天日、右図：雨天日）

2) 冬季

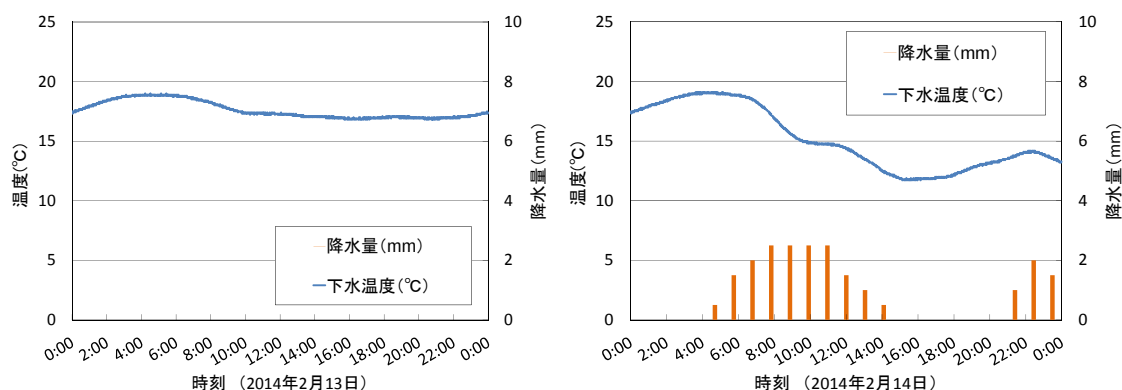
冬季の降雨と運転の関係を図Ⅱ-2-4に示す。

晴天時として2014年2月13日、雨天時として2月14日のデータを示す。2月14日は、時間あたり最大で約2.5mmの降水量が記録されており、12:00における比較で、晴天時の下水温度に対し、約5℃低下している。これに伴い、空調システム稼働時間(9:00～17:00)平均で熱源水入口温度が12.6℃(晴天時)から9.6℃(雨天時)まで低下し、結果として日平均COPが5.0(晴天時)から4.9(雨天時)まで0.1低下することを確認した。

このように、暖房期間においては、降雨の影響が性能低下につながるが、暖房期間は降雨量、回数ともに少なく、システム運転性能への大きな影響はないと考える。

以上より、影響は小さいものの、降雨が運転に与える影響を確認することができた。但し、検討する地域によっては、冬季の降雪や雪解け水の影響も想定されるため、地域特性を考慮し、確実に下水温度調査を行い、設計に反映する必要がある。具体的には、降雨や降雪の影響を含めた月平均下水温度(例:2月,8月)を調査し、その温度と目標の下水-熱源水対数平均温度差設定から本熱交換器の設置延長を決定する。

また、局所的な豪雨や豪雪については、その際に空調システム運転が停止することがないように、熱源水の不凍液濃度設定やヒートポンプ側での運転温度設定を行う必要がある。



図Ⅱ-2-4 日間の降水量、下水温度とヒートポンプ COP (冬季)

(左図:晴天日, 右図:雨天日)

Ⅱ. 実証研究結果

(3) 水深

本実証施設（合流式）は処理場内分配槽より一定流量のみ取水しているため、気象条件などにより下水水深が変化することはないが、実際の管路では排除方式や降雨、地域特性によって水深変動が予想される。そこで、実証施設において強制的に水深を変動させ、運転への影響を調査した結果を表Ⅱ-2-1に示す。

冷房ピーク時の2013年8月中旬に、下水水深を30%（更生径に対し）から65%に増加させた。それに伴い、熱源水入口温度が約4℃低下し、ヒートポンプCOPが日平均で3.3から3.5に上昇することが確認できた。これは、下水と熱回収管が接触する面積が増大することで、小さい下水-熱源水対数平均温度差で同じ熱量（ヒートポンプ稼働に必要な熱量）を回収できるようになったためである。

このように実管路では水深増加によるヒートポンプCOPの上昇が期待できるが。なお、実証施設では、貯留により水深を増加させているため、流速が低下しており、流速による負の影響が反映されたCOPとなっている点に留意する必要がある。

以上の検討より、降雨による下水温度変動と同様に、水深変動も運転に影響を及ぼす因子であることが分かる。設計においては、利用時間帯における最低水深（例：日平均汚水量）を用いる必要がある。

表Ⅱ-2-1 水深変動とCOP

	水深 30% (2013 年 8 月 11 日)	水深 65% (2013 年 8 月 13 日)
下水温度	29.2℃	29.1℃
日平均 COP	3.3	3.5

3. 付着・汚れの運転への影響

(1) 管路清掃前後の熱交換性能の評価

熱交換器表面に付着する汚れの運転への影響を調査した。具体的には、研究開始から約1年が経過した2014年3月に下水管路内清掃を実施し、熱回収管やプロファイル表面に堆積していた付着物、汚れを除去した。その上で、清掃前後における熱交換性能の差異を検証した。

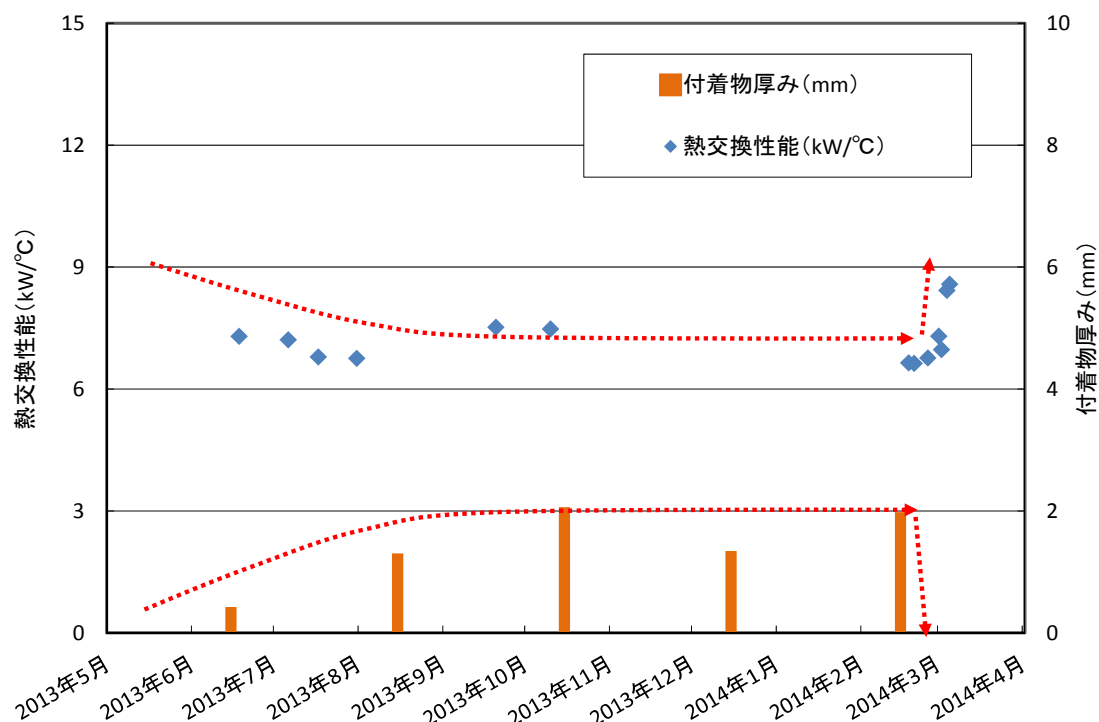
ここで、下水-熱源水対数平均温度差 1°C あたりに回収できる熱量として熱交換性能($\text{kW}/^{\circ}\text{C}$)を定義する。本性能が低下すると、同じ熱量を回収する(ヒートポンプを稼働させる)のに大きな温度差が必要となり、暖房時を例にとると、熱源水の温度域が低下しヒートポンプCOPが低下する。

管路内清掃による検証の結果、清掃前後の性能差は13%であり、付着・汚れにより13%程度性能が低下していたと考えられる。また、清掃後の管路内状況、事前のラボ実験結果より、清掃後の熱交換性能は初期性能(約100%)に復元していると考えられる。

(2) 経時変化

次に、研究期間における付着・汚れの経時変化を調査した。熱交換器表面への付着の厚みは約1年の運転を経過した後でも2mm程度であり、減少することもあった。本実証施設特有の環境(屈曲したS字管路、最大 0.4m/s の流速、貯留条件での実験実施)を考慮すると、実際の下水管路での付着物厚みはさらに小さいと想定される。

付着物と熱交換性能の関係を図Ⅱ-3-1に示す。研究期間内において実験的に下水水深を増加させ、さらにはヒートポンプ運転台数を変化させていることから、同じ指標(熱交換性能)で比較することができないため、赤色破線で推定線を示している。付着厚みの増加に伴いわずかに熱交換性能が低下しているが、その後はある一定の値(約 $7\text{kW}/^{\circ}\text{C}$)で推移しており、時間変化とともに低下しつづけることはないと考えられる。但し、より長期的な経時変化の影響については実証できておらず、今後の検討課題である。



図Ⅱ-3-1 熱交換性能の推移

※2013年5月に1度目の管路内清掃実施

2014年3月に2度目の管路内清掃実施

以上の検討より、付着・汚れによる熱交換性能への影響がわずかながらあること（13%）が確認されたため、設計時に予め付着・汚れによる低減係数（10～20%）を考慮する必要がある。

一方、ドイツなどにおける金属製熱交換器の実績では、付着・汚れによる低減は約50%とされており、熱交換器表面の清掃後においても、本来の性能の80%程度までしか復元しないとされている（出典：Energie aus Kanalabwasser – Leitfaden für Ingenieure und Planer（Deutschen Bundesstiftung Umwelt））。したがって、設計においては、運転管理（清掃の頻度など）によるが30～40%の低減係数を見込んで設計が行われている。

本技術（管路内設置型樹脂製熱交換器）は、付着・汚れによる低減係数が小さいこと、清掃により初期性能に近い値に復元することが、ドイツでの金属製熱交換器の実績と比べた際の違いとして挙げられる。

4. 下水熱利用による下水温度への影響

実証施設（既設管径 $\phi 900\text{mm}$ ，日平均汚水量 $0.01\text{m}^3/\text{s}$ ）における下水温度低下は，暖房運転時（最大回収熱量：約 40kW ）において 1°C 以下であった。冷房運転時（最大回収熱量：約 120kW ）は，下水流量を実験的に増加させた影響（流量 $0.05\text{m}^3/\text{s}$ ）もあり，さらに小さい温度変化（上昇）となった。

§ 9 に示した通り，基本的な適用条件は既設管径 $\phi 1,000\text{mm}$ 以上の下水管路となるため，実証条件以上の下水流量になると考えられる。したがって，下水温度変化は，実証施設で確認された温度変化と同等，もしくはそれ以下であると予想される。

複数の採熱地点が集中した際の大幅な温度変化も懸念されるが，本技術の適用を想定する下水幹線等では流量が多いと考えられ，本技術が下水温度（特に下水処理）に与える影響は小さいと考えられる。

5. 平均システム COP (SCOP) の設定

実証研究にて把握した熱交換器の伝熱性能から，利用規模 100kW において各地域で算定されるヒートポンプのエネルギー消費量と，熱源水循環ポンプのエネルギー消費量（モーター出力に同ヒートポンプの稼働率を乗じて算出）から試算した結果（空調，給湯）を表Ⅱ-5-1 および表Ⅱ-5-2 に示す。

$$SCOP_h = Q_h \div (Q_{eh} + Q_{ep})$$

ここで，

$SCOP_h$: 暖房期間の平均システム COP (SCOP) (-)

Q_h : 暖房期間積算加熱能力 (kWh)

Q_{eh} : ヒートポンプの暖房期間積算エネルギー消費量 (kWh)

Q_{ep} : 熱源水循環ポンプの暖房期間積算エネルギー消費量 (kWh)

$$SCOP_c = Q_c \div (Q_{eh} + Q_{ep})$$

ここで，

$SCOP_c$: 冷房期間の平均システム COP (SCOP) (-)

Q_c : 冷房期間積算冷却能力 (kWh)

Q_{eh} : ヒートポンプの冷房期間積算エネルギー消費量 (kWh)

Q_{ep} : 熱源水循環ポンプの冷房期間積算エネルギー消費量 (kWh)

$$Q_{ep} = W_p \times t_p \times \alpha$$

ここで，

W_p : 熱源水循環ポンプのモーター出力 (kW)

t_p : 熱源水循環ポンプの稼働時間 (= 24 時間/日×期間中の日数)

α : ヒートポンプの稼働率 (%)

表Ⅱ-5-1 期間平均SCOPの概算値（空調の場合）

地域	運転形態	期間平均 SCOP
区分Ⅰ (札幌)	暖房	3.7
	冷房	4.4
区分Ⅱ (盛岡)	暖房	3.7
	冷房	4.3
区分Ⅲ (仙台)	暖房	3.8
	冷房	4.1
区分Ⅳ (東京)	暖房	3.8
	冷房	3.8
区分Ⅴ (鹿児島)	暖房	3.9
	冷房	3.4
区分Ⅵ (那覇)	暖房	4.1
	冷房	3.3

- ※ 利用規模100kWモデルでのSCOP。利用規模によりSCOPが大きく変動することはないため、概算検討においては、利用規模を考慮する必要はない。ただし、設計時には詳細な検討（計算）が必要。
- ※ 実証研究にて把握した熱交換器の伝熱性能から算定されるヒートポンプのエネルギー消費量と、熱源水循環ポンプのエネルギー消費量（モーター出力に同ヒートポンプの稼働率を乗じて算出）から試算。

表Ⅱ-5-2 年間平均SCOPの概算値（給湯の場合）

地域	期間平均 SCOP
区分Ⅰ（札幌）	3.0
区分Ⅱ（盛岡）	3.0
区分Ⅲ（仙台）	3.1
区分Ⅳ（東京）	3.2
区分Ⅴ（鹿児島）	3.3
区分Ⅵ（那覇）	3.4

- ※ 表Ⅲ-5-1同様に、利用規模100kWモデルでのSCOP。

6. 粗度係数

本実証施設の直線区間（自然流下条件，延長約 30m）において，取水流量を 30～500m³/h で変化させ，それぞれの条件における下水水深および流速の測定を行った。そこから，それぞれ粗度係数を計算した結果を表Ⅱ-6-1 に示す。

その結果，管路内設置型熱交換器の粗度係数は，0.0074～0.0111 となり，従来の製管工法における粗度係数と同等であることが確認できた。

表Ⅱ-6-1 実証施設における粗度係数計測

n	1	2	3	4	5
水深（mm）	81	100	186	190	272
流速（m/s）	0.35	0.35	0.58	0.58	0.93
粗度係数	0.0097	0.0111	0.0096	0.0097	0.0074

Ⅲ. 問い合わせ先

本技術ガイドラインに関する問い合わせは、下記をお願いします。

国土交通省 国土技術政策総合研究所	下水道研究部 下水処理研究室 〒305-0804 茨城県つくば市旭 1 番地 TEL: 029-864-3933 FAX: 029-864-2817 URL: www.nilim.go.jp/lab/ecg/index.htm
----------------------	---

本書は、下水道革新的技術実証事業(B-DASH プロジェクト)により国土交通省国土技術政策総合研究所が下記の企業・団体に研究委託を行い、その成果を取りまとめたものです。

<実証研究者 連絡先>

積水化学工業株式会社	環境・ライフラインカンパニー 技術・開発センター 〒105-8450 東京都港区虎ノ門 2 丁目 3 番 1 7 号 TEL: 03-5521-0551 FAX: 03-5521-0599 URL: http://www.sekisui.co.jp/index.html
大阪市	建設局 下水道河川部 水環境課 〒559-0034 大阪市住之江区南港北 2 丁目 1 番 1 0 号 TEL: 06-6615-7675 FAX: 06-6615-7690 URL: http://www.city.osaka.lg.jp/kensetsu/
東亜グラウト工業株式会社	開発事業部 〒160-0004 東京都新宿区四谷 2 丁目 1 0 番 3 号 TEL: 03-3355-1531 FAX: 03-3355-3107 URL: http://www.toa-g.co.jp/index.php

国土技術政策総合研究所資料

TECHNICAL NOTE of NILIM

No. 804

August 2014

編集・発行 ©国土技術政策総合研究所

本資料の転載・複写の問い合わせは

〒305-0804 茨城県つくば市旭 1 番地

企画部研究評価・推進課 TEL 029-864-2675