

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

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

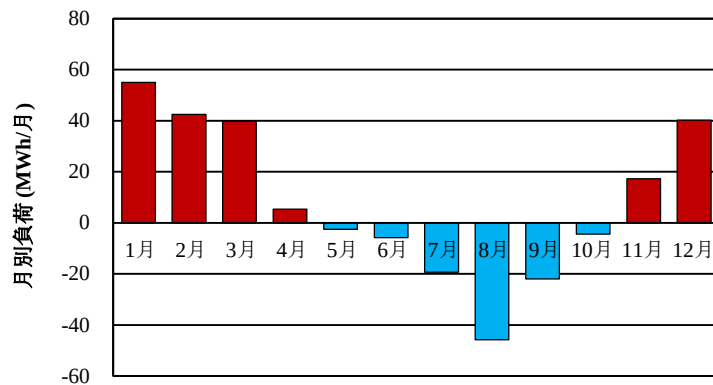


図 I -1-1 月別空調負荷（管路内設置型，100kW規模）

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) コスト（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
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

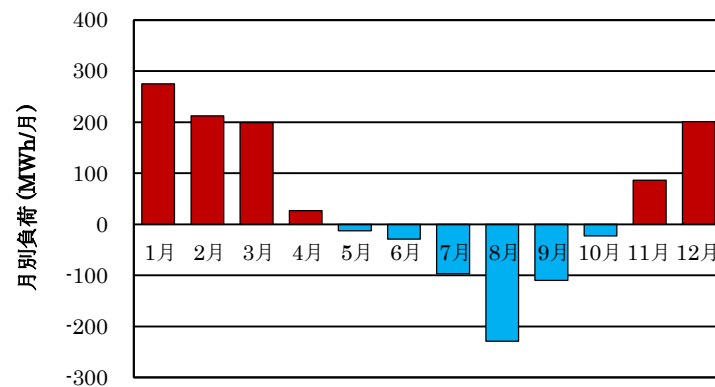


図 I-1-2 月別空調負荷 (管路内設置型, 500kW規模)

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) コスト（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
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) コスト (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）コスト（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。

$$\begin{aligned}
 G &= 95,462 \text{ (kWh/年)} \times 0.55 \text{ (kg-CO}_2\text{/kWh)} \\
 &= 52.5 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}
 \end{aligned}$$

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 -1-30 に示す通り 65.5 (ton-CO₂/年) となる。

$$\begin{aligned}
 G_{LC} &= (52.5 \times 19.3 / 80.2) + 52.5 + (52.5 \times 0.5 / 80.2) \\
 &= 65.5 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}
 \end{aligned}$$

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低減が可能である。

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φ1,200mm (更生管径φ1,100mm)	実証結果より試算
	管路内設置型熱交換器	m	160	既設管径φ2,200mm (更生管径φ2,000mm)	実証結果より試算
	オートストレーナ	台	2,850	φ80 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

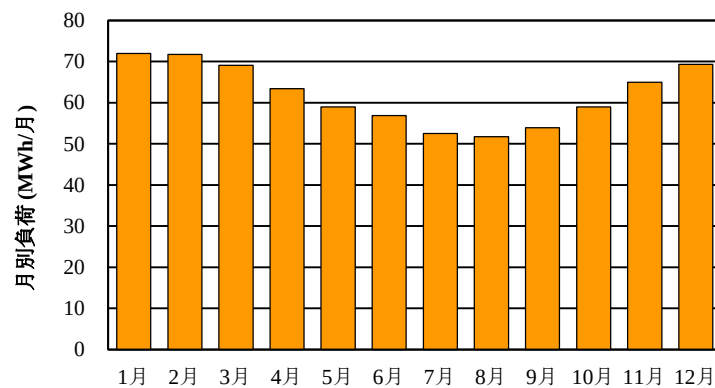


図 I -2-1 月別給湯負荷（管路内設置型，100kW規模）

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） コスト（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
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。

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

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、135 千円/年と試算する。

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

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)。

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

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。

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

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。

$$G = 233,305 \text{ (kWh/年)} \times 0.55 \text{ (kg-CO}_2\text{/kWh)}$$

$$= 128.3 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}$$

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-2-9 に示す通り 160.0（ton-CO₂/年）となる。

$$G_{LC} = (128.3 \times 19.3 / 80.2) + 128.3 + (128.3 \times 0.5 / 80.2)$$

$$= 160.0 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)}$$

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	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	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

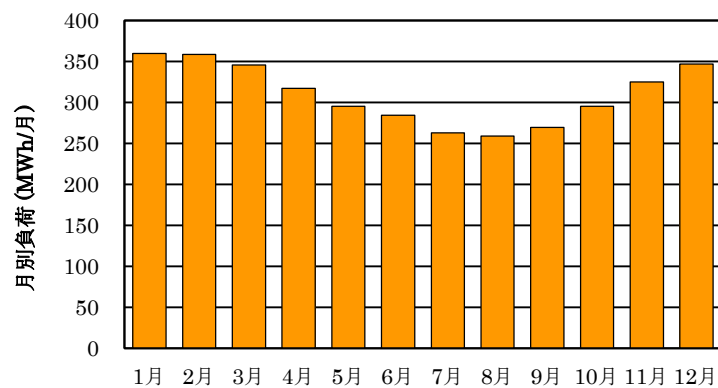


図 I-2-2 月別給湯負荷 (管路内設置型, 500kW規模)

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) コスト（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 φ 2,200mm
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。

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

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、675 千円/年と試算する。

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

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）。

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

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。

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

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) コスト (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。

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

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 (m ³ N/年))	929,403 (72,736)	46 MJ/m ³

(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。

$$\begin{aligned} G &= 72,736 \text{ (m}^3\text{N/年)} \times 2.08 \text{ (kg-CO}_2\text{/m}^3\text{N)} \\ &= 151.3 \text{ (ton-CO}_2\text{/年)} \end{aligned}$$

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φ1,200mm (更生管径φ1,100mm)	実証結果より試算
	管路内設置型 熱交換器	m	160	既設管径φ2,200mm (更生管径φ2,000mm)	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

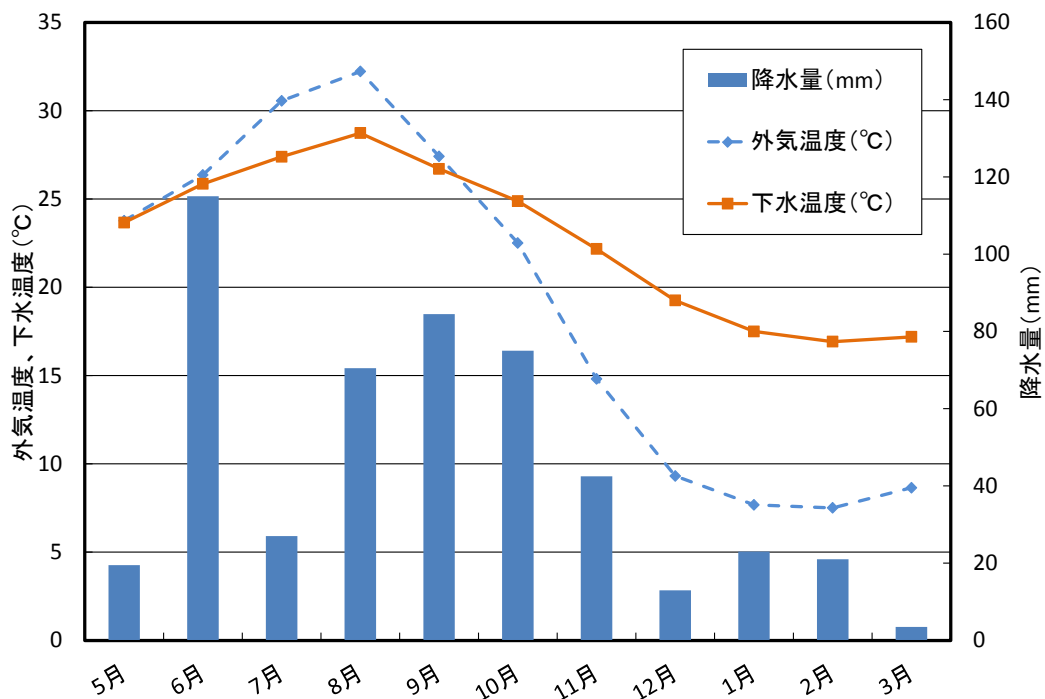
(1) 外気温度、下水温度

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。

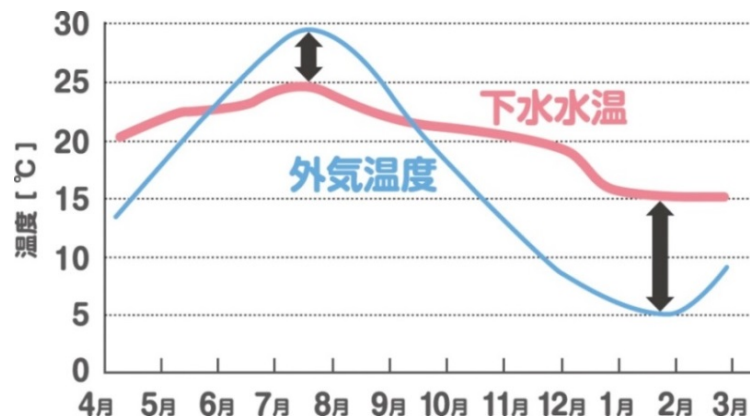
図Ⅱ-1-1から分かるように、8月（冷房ピーク）の外気温度は32.2℃、下水温度は28.7℃であり、両者に3.5℃の差がある。2月（暖房ピーク）の平均外気温度は7.5℃、下水温度は16.9℃であり、9.4℃の差がある。

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）

Ⅱ. 実証研究結果



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

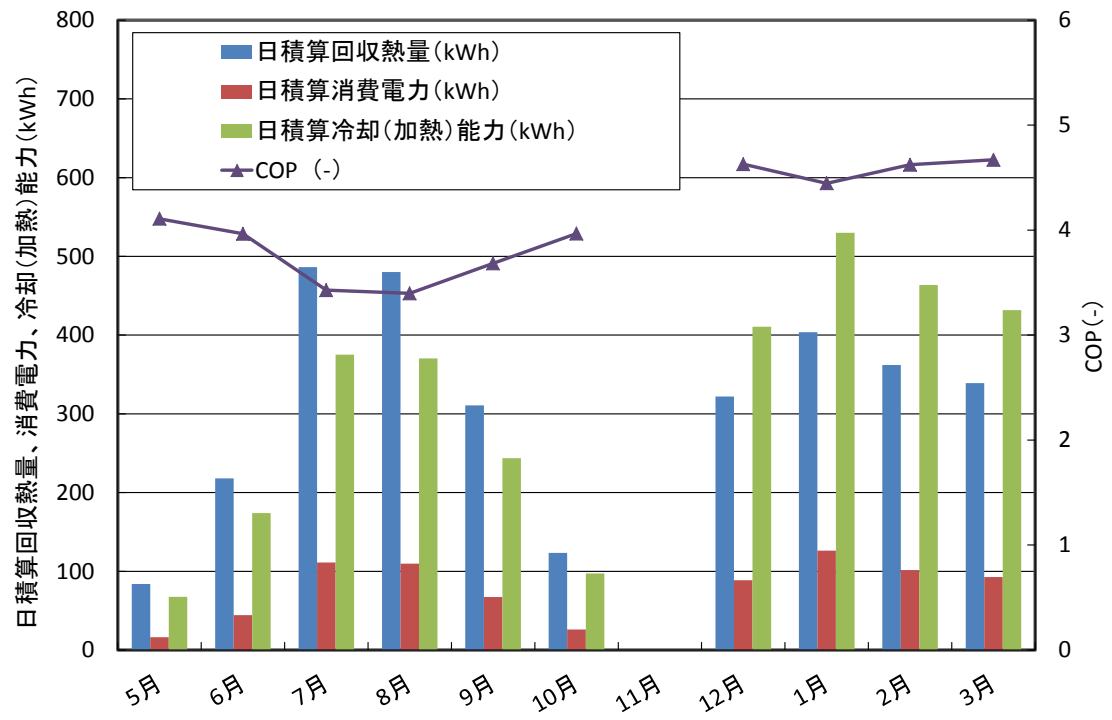
各月の日積算回収熱量，消費電力，冷却（加熱）能力，ヒートポンプ COP の月平均値を図Ⅱ-1-3に示す。

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 日積算回收熱量，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

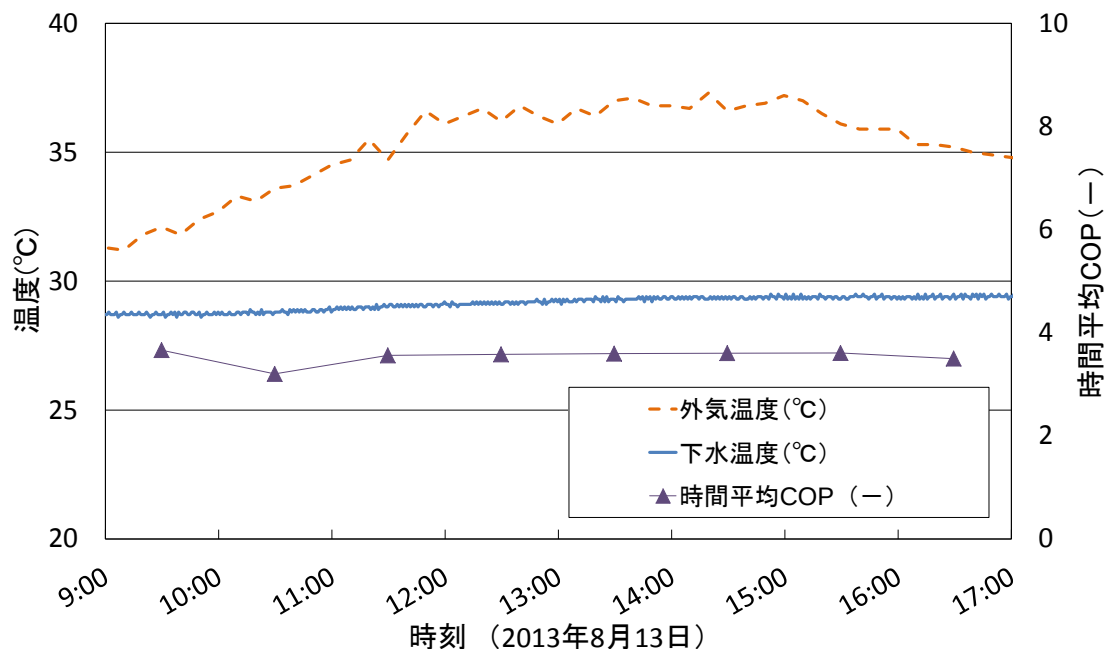
夏季および冬季のある 1 日における外気温度、下水温度および時間平均ヒートポンプ COP の推移を図Ⅱ-2-1、図Ⅱ-2-2 に示す。夏季の例として 2013 年 8 月 13 日のデータ、冬季の例として 2014 年 1 月 19 日のデータを示す。

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。

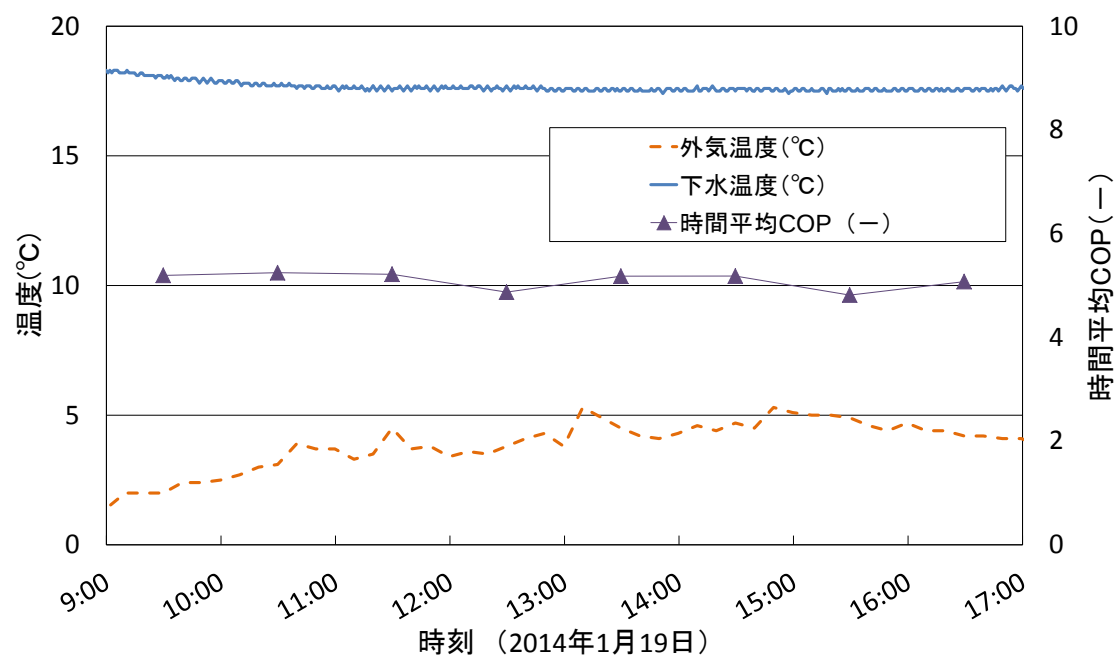
冬季は、空調システム稼働時間内に外気温度が 1.4℃から 5.3℃まで上昇しているのに対し、下水温度は 18℃付近で推移している。この結果、熱源水温度が同じ領域で推移し、時間平均 COP についても同じ領域で推移していることが分かる。

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)

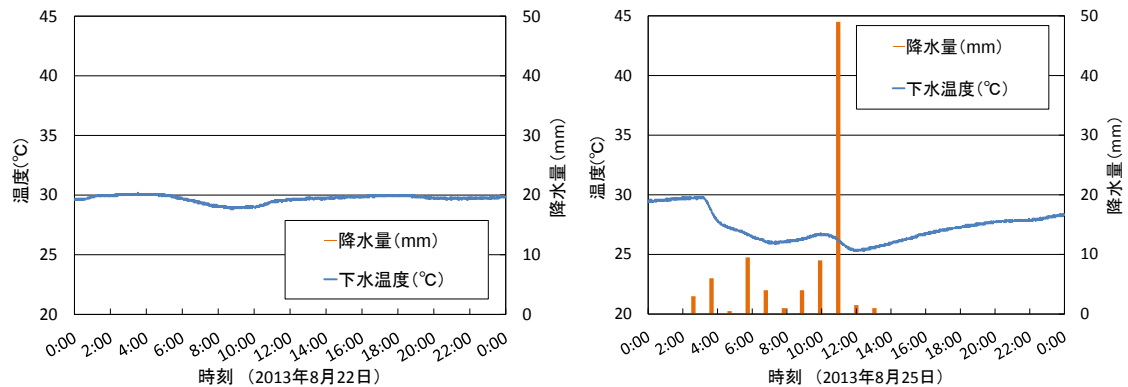
(2) 降雨

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

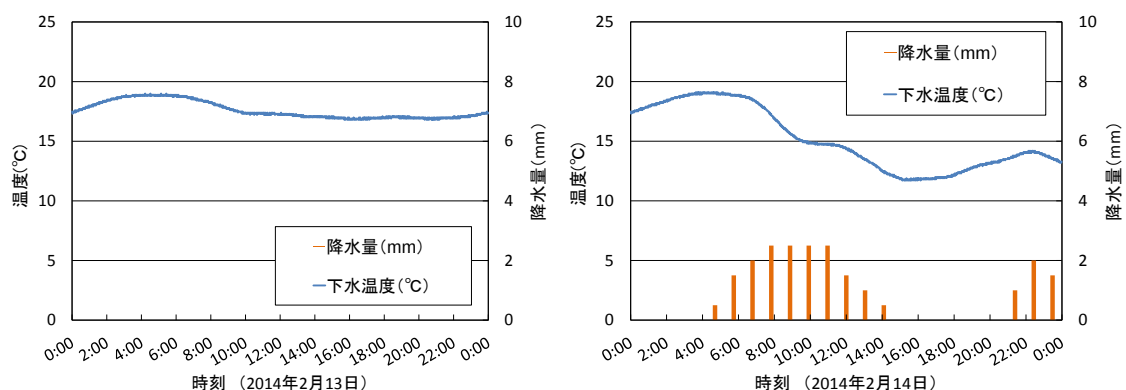
冬季の降雨と運転の関係を図Ⅱ-2-4に示す。

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。

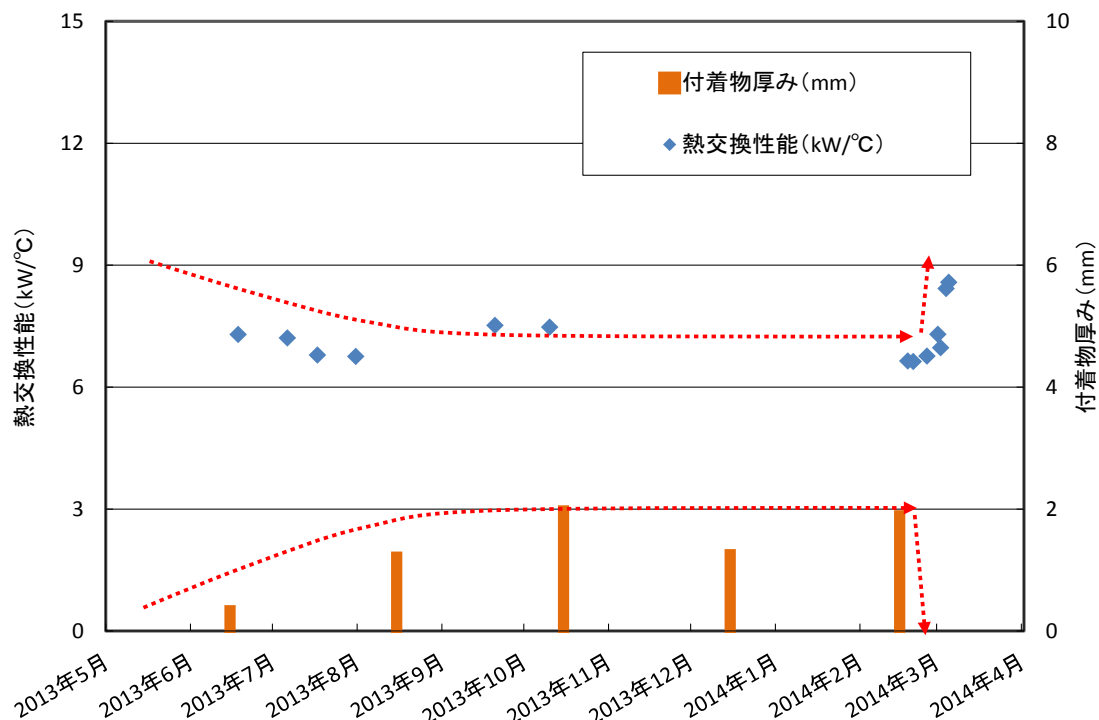
ここで、下水-熱源水対数平均温度差 1°C あたりに回収できる熱量として熱交換性能($\text{kW}/^{\circ}\text{C}$)を定義する。本性能が低下すると、同じ熱量を回収する(ヒートポンプを稼働させる)のに大きな温度差が必要となり、暖房時を例にとると、熱源水の温度域が低下しヒートポンプCOPが低下する。

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