

# 第4章 計画・設計

## 第1節 計画・設計手順

### § 17 計画・設計手順

計画・設計は、以下の手順で実施する。

- (1) 設計下水温度・水深検討
- (2) 融雪側熱負荷設計
- (3) 採熱側熱交換器設計
- (4) システム設計
- (5) 概算工事費

#### 【解説】

ここでは、本技術の導入決定後の計画・設計の一連の流れを整理している。導入決定後は、図 4-1 のフローに沿って計画・設計を行うことで本技術を適切な規模で導入することが出来る。(1)～(5) については、§ 18～§ 22 に詳細を記載する。

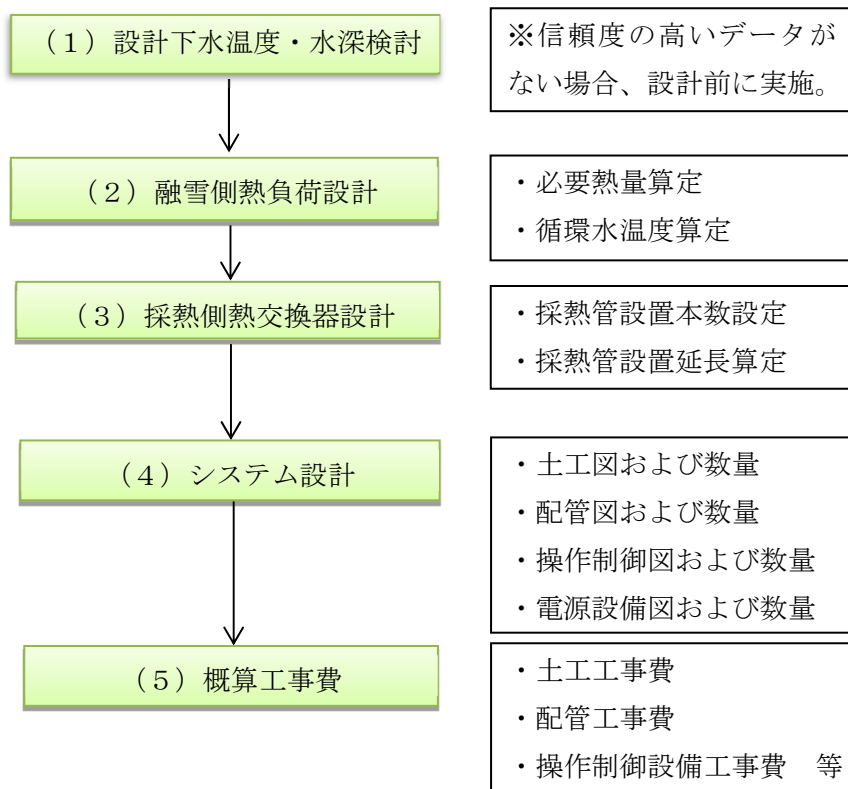


図 4-1 計画・設計フロー※本技術導入決定後のフロー

## 第2節 設計下水温度・水深検討

### § 18 設計下水温度・水深検討

設計に用いる下水条件として以下のものを現地調査で把握・推計する。

- (1) 下水温度および流量調査
- (2) 下水流量による下水水深の推計

#### 【解説】

##### (1) 下水温度および流量調査

本技術の設計に先立ち、表 4-1 に示す内容で対象管路において調査を行う。

下水の利用量には日間変動、週間変動、月間変動がある。また、下水温度も管路に流入する区域の利用状況によって日間変動、週間変動、月間変動がある。そのため、設計用にその水深を把握するためには、融雪負荷のピーク月（例：1月、2月）の下水温度および下水水深の推移データを測定する必要がある。計測期間は、平年並みの気候であれば2週間程度、平年と比べて気候変動が大きい期間を含む場合は1ヶ月間程度を確保することが望ましい。

設計では、実測した期間の計測値の下水温度および下水水深とするのが望ましい。また、計画段階で十分な計測期間が取れなかった場合や、計測期間中に降雪がなかった場合には下水処理場の月別、日別データ等を元に設定する場合もある。なお、排除方式が合流式の場合、雪融け後の排水が管路に流入してきて温度低下する場合もあるが、降雪中に急激な下水温度低下や水深変化が見られない場合は、その値を排除した最小値で設定するなど、本技術に必要な設計条件の抽出も必要である。

この調査結果をもとに、管路内設置型熱交換器の本数、設置延長が決定する。具体的な検討方法については、第4章第4節に記述する。

表 4-1 管路内調査項目

項目	内容	方法	調査目的
下水温度	融雪負荷ピーク月の下水温度の推移	温度計の設置による計測	設計下水温度の決定
下水流量※	融雪負荷ピーク月の下水流量の推移	流速計または水深計の設置による計測	設計下水水深の決定

##### (2) 下水流量による下水水深の推計

採熱地点における流量または流速データおよび管路仕様（勾配、管径、粗度係数等）に基づき、下水水深を推計する方法として図 4-2 に下水水深の推計イメージ、下水流量  $Q$  (m<sup>3</sup>/s) および流速  $V$  (m/s) の算定式を式 4-1、式 4-2 に示す。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。

$$Q=A \cdot V \quad \dots \dots \dots \text{式 4-1}$$

Q : 下水流量 (m<sup>3</sup>/s)  
 A : 水流断面積 (m<sup>2</sup>)  
 V : 平均流速 (m/s)

$$V=\frac{1}{n}R^{\frac{2}{3}}I^{\frac{1}{2}} \quad \dots \dots \dots \text{式 4-2}$$

n : 粗度係数 (-)

※コンクリートの場合 0.013、樹脂管の場合 0.010 を標準とする。

R : 径深 (m)

I : 勾配 (-)

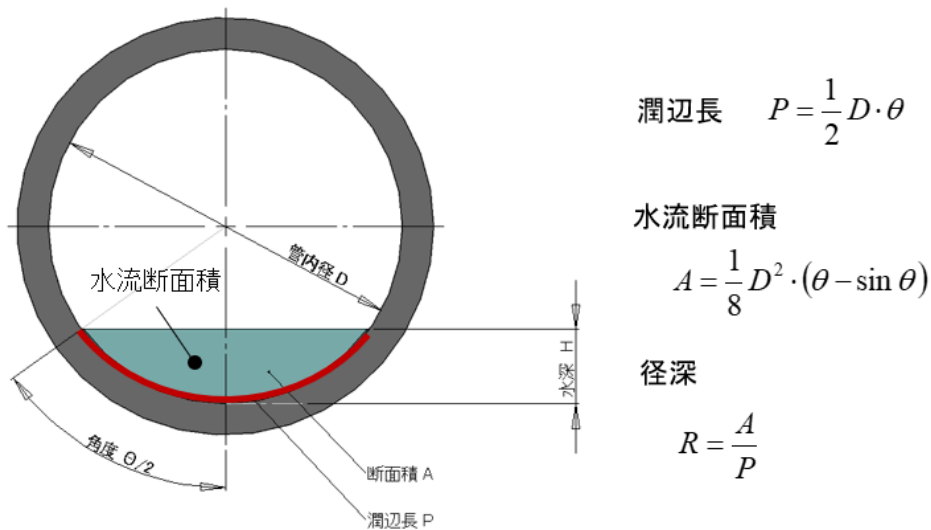


図 4-2 管路仕様に基づく下水水深の推計

### 第3節 融雪側熱負荷設計

#### § 19 融雪側熱負荷

融雪側熱負荷および熱源水の行き戻り温度の計算は、以下の算定方法を用いる。

- (1) 単位面積当たりの必要熱量算定
- (2) 全体必要熱量算定
- (3) 採用する舗装種類
- (4) 放熱管材質
- (5) 放熱管口径
- (6) 放熱管間隔
- (7) 放熱パネル面積および放熱管長さ
- (8) 放熱パネルあたりの循環量
- (9) 全体循環量
- (10) 放熱管平均通水温度算定
- (11) 放熱による温度低下算定
- (12) 熱源水温度算定
- (13) 熱交換器からの放熱管行き温度 (採熱還り温度)

#### 【解説】

- (1) 単位面積当たりの必要熱量算定

算出に当たっては「路面消・融雪施設等設計要領」より以下の式 4-3～式 4-10 を用い、融雪の必要熱量  $q_1$  と凍結防止の必要熱量  $q_2$  のいずれか大きいほうを採用する<sup>5)</sup>。設計条件の設定にあたり、不明な点については「路面消・融雪施設等設計要領」を参照すると良い。

(融雪に必要な熱量)

$$q_1 = 1/\eta \cdot (q_s + q_n) \dots \dots \dots \text{式 4-3}$$

$q_1$  : 融雪熱量(W/m<sup>2</sup>)

$\eta$  : 熱効率(一般に土工部 0.8～0.9、橋梁部 0.65～0.75)

$q_s$  : 顕熱(W/m<sup>2</sup>)

$q_n$  : 融解熱(W/m<sup>2</sup>)

$$q_s = 2.78(c \cdot \Delta\theta \cdot h_s \cdot \rho_s) \dots \dots \dots \text{式 4-4}$$

$$q_n = 2.78(J \cdot h_s \cdot \rho_s) \dots \dots \dots \text{式 4-5}$$

※定数 2.78 は、熱流束 J/cm<sup>2</sup> を W/m<sup>2</sup> に変換するために、10,000 cm<sup>2</sup>/m<sup>2</sup> を 3,600 J/W・h で除した数値

$c$  : 雪の比熱(2.1 J/g・°C)

$\Delta\theta$  : 雪温を 0°C まで高める温度(雪温の絶対値：設定外気温)(°C)

$h_s$  : 設計時間降雪深(cm/h)

$\rho_s$  : 雪の密度(g/cm<sup>3</sup>)

$J$  : 雪の融解潜熱(334 J/g)=定数

(凍結防止に必要な熱量)

$$q_2 = 1/\eta \cdot A_Y \cdot (q_e + q_i) \dots \dots \dots \text{式 4-6}$$

$q_2$  : 凍結防止熱量(W/m<sup>2</sup>)

$\eta$  : 熱効率(一般に土工部 0.8~0.9、橋梁部 0.65~0.75)

$A_Y$  : 路面上に積雪がなく、蒸発と対流輻射熱による熱損失のある部分の面積と全面積の比

$q_e$  : 気化熱(蒸発熱)(W/m<sup>2</sup>)

※0°C付近での気化熱は無視できる程度に小さいので  $q_e=0$  とする。

$q_i$  : 対流輻射熱(W/m<sup>2</sup>)

ここで、 $q_i$  は次式 4-7 で表される。

$$q_i = (\alpha_c + \alpha_Y) \cdot (T_m - T_a) \dots \dots \dots \text{式 4-7}$$

$\alpha_c$  : 対流による表面熱伝導率(W/m<sup>2</sup>・°C)

$$\alpha_c = 5.8 + 4.0u \text{ (風速 } u \leq 5 \text{ m/sec の時)} \dots \dots \dots \text{式 4-8}$$

$$\alpha_c = 7.14V^{0.78} \text{ (風速 } u > 5 \text{ m/sec の時)} \dots \dots \dots \text{式 4-9}$$

$\alpha_Y$  : 輻射※による表面熱伝導率(W/m<sup>2</sup>・°C)

※輻射(熱)…物体から貯まった熱が放出されること

$$\alpha_Y = 5.41/(T_m - T_a) \cdot \{[(273 + T_m)/100]^4 - [(273 + T_a)/100]^4\} \dots \dots \dots \text{式 4-10}$$

$t_m$  : 路面温度 (°C)

$T_a$  : 気温 (°C)

$V$  : 管内流速 (本技術採用時は 15A のとき、0.7 m/s を推奨)

## (2) 全体必要熱量算定

「路面消・融雪施設等設計要領」より全体必要熱量は以下の式 4-11、式 4-12 で算出する。

$$Q_a = (q \cdot A + q_1) / 1000 \dots \dots \dots \text{式 4-11}$$

$Q_a$  : 全体必要熱量 (kW) ※1000 は W→kW への単位換算値

$q$  : 単位面積当たり必要熱量 (W/m<sup>2</sup>) ※ $q_1$ 、 $q_2$  の大きいほうの値

$A$  : 融雪面積 (m<sup>2</sup>)

$q_1$  : 熱源水配管 (送水管) からの損失熱量 (W)

(熱源水配管からの損失熱量)

$$q_1 = Q_r \cdot \rho_w \cdot C_w \cdot \Delta t_2 \dots \dots \dots \text{式 4-12}$$

$Q_r$  : 全体の循環流量 (m<sup>3</sup>/s)

$\rho_w$  : 熱源水の密度 (kg/m<sup>3</sup>)

$C_w$  : 熱源水の比熱 (J/kg°C)

$\Delta t_2$  : 送水管からの温度低下量 (°C)

※「路面消・融雪施設等設計要領」P.164 より送水温度 20°C未満で 0.2°C

### (3) 採用する舗装種類

表 4-2 は、車道融雪に一般的に用いられる舗装材と実証研究で採用した舗装の熱伝導率を整理したものである。従来技術に比べて比較的低温の熱源で融雪をおこなう本技術の場合、選択する舗装種類と舗装構成（被り厚）が放熱量に大きく影響を与える。

本ガイドラインは、実証研究の成果を反映した融雪設備を対象とするため、ここでは実証研究の設計で採用したコンクリート舗装の熱伝導率を採用して設計する。

表 4-2 本ガイドラインで用いる舗装材と一般的な舗装材の熱伝導率

舗装種類	熱伝導率 (W/m <sup>2</sup> ℃)	数値の根拠
アスファルト	1.4	「路面消・融雪施設等設計要領」 記載の 1.2～1.6 の中間値
コンクリート	1.6	「路面消・融雪施設等設計要領」 記載の 1.4～1.8 の中間値
高熱性能コンクリート ※骨材に珪石・珪砂を使用	<u>2.1</u>	実証研究における設計値 ※実証施設の平均値 2.4W/m <sup>2</sup> ℃

### (4) 放熱管材質

放熱管材質は、耐久性、経済性、施工性、送水温度などを考慮して決定する<sup>5)</sup>。放熱管には樹脂管と金属管があるが、本ガイドラインで想定している下水熱の設計温度は 7.5～12℃と融雪施設の熱源としては低温であるため、熱伝導率の高い金属管を採用することが望ましい。

金属管ではステンレス鋼管（SUS 管）と炭素鋼鋼管（SGP 管）が用いられることが多い<sup>5)</sup>。本技術は、設置想定場所が車道部であり、放熱管の腐食等により熱源水が漏水した場合の対応が難しいことから、より耐腐食性能が高い SUS 管を使用することを標準とする。表 4-3 に SUS 管の熱伝導率を示す。

表 4-3 本ガイドラインで採用する放熱管材の熱伝導率

管 種	熱伝導率 (W/m <sup>2</sup> ℃)
ステンレス鋼管 (SUS304)	16.0

(路面消・融雪施設等設計要領より一部抜粋)

### (5) 放熱管口径

放熱管の口径は表 4-4 のとおり 10A～20A が一般的である<sup>5)</sup>。本ガイドラインでは施工性、経済性、配管損失の有無、汎用性等の面から 15A を標準とする。

表 4-4 放熱管の特徴

項目	10A	15A	20A
経済性	安い ←		→ 高い
施工性	良い ←		→ やや良い
汎用性	やや劣る	汎用性有り	汎用性有り
その他	閉塞し易い	施工例が多い	循環流量が増える

#### (6) 放熱管間隔

放熱管間隔は一般的に 150mm～200mm であり、この範囲で実用上支障のない程度に均一な融雪が可能とされている<sup>5)</sup>。本ガイドラインの下水設計温度は一般的な融雪で用いられる循環温度(概ね 10℃以上 20℃未満)と比べると低温(10℃前後)であるため、放熱量を確保しやすいように 150mm を標準とする。

標準の放熱管設置間隔：150mm

#### (7) 放熱パネル面積および放熱管長さ

一般的な融雪施設は 1 パネル 10～20 m<sup>2</sup>、1 パネルあたりの放熱管長さは、一般的には 100 m 程度である<sup>5)</sup>。これは、放熱管長が短いとパネル数が増えて循環流量が多くなるために循環ポンプの規格が大きくなり、長すぎると配管摩擦損失の増大によって循環ポンプ出力が大きくなるためである。

本ガイドラインでは、「路面消・融雪施設等設計要領」に則って 150 mm ピッチ、15 m<sup>2</sup>/パネル、1 パネルあたりの放熱管長 100 m を標準とする(構成イメージ：図 4-3)。なお、本技術では循環水温度が従来技術より低いため、パネル内の放熱量を平均化するために放熱管を図 4-4 のように折り返して配置することが望ましい。

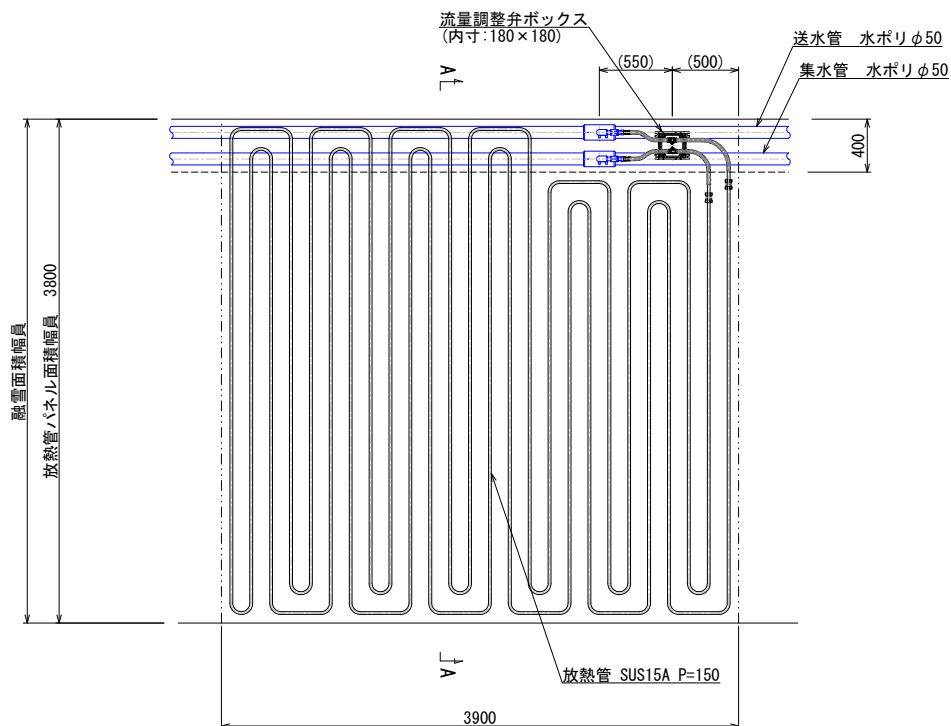


図 4-3 放熱パネルの構成パターン例（実証研究施設の例）



図 4-4 本ガイドラインで推奨する放熱管敷設パターンとメリット

(8) 放熱パネルあたりの循環量

放熱パネルあたりの循環量は、放熱管の口径と管内設計流速より算出する。管内設計流速は表 4-5 による。

表 4-5 管内設計流速

放熱管の口径	10A	15A	20A
管内推奨流速 (m/s)	0.6~0.8	0.7~0.9	0.8~1.0

(路面消・融雪施設等設計要領)

低温の熱源水で融雪する場合、単位時間あたりの循環流量が多い方がより多くの熱を供給できる。一方、循環流量が多いと配管摩擦損失が増えてポンプ出力が大きくなり、ヒートポンプレスのメリット



トが低下する。実証研究では高熱性能舗装の特性を活かし、15A の放熱管の推奨流速の最小値 0.7m/sec を採用して、配管摩擦損失を抑制している。

(9) 全体循環量

全体の循環量は、「路面消・融雪施設等設計要領」に記載されている式 4-13、式 4-14 より求める。

$$q_r = \pi \cdot d^2 \cdot V / 4 \quad \dots \dots \dots \text{式 4-13}$$

- $q_r$  : 1 パネル当たりの熱源水循環量 (m<sup>3</sup>/s)
- $d$  : 放熱管の内径 (SUS15A の場合、0.0177 m)
- $V$  : 管内流速 (本技術採用時は 15A のとき、0.7 m/s を推奨)

$$Q_r = q_r \cdot n \quad \dots \dots \dots \text{式 4-14}$$

- $Q_r$  : 全体の熱源水循環量 (m<sup>3</sup>/s)
- $n$  : 放熱管パネル数 (パネル)

(10) 放熱管平均通水温度算定

放熱管平均通水温度 $\bar{t}$ は、図 4-5 の条件イメージより、「路面消・融雪施設等設計要領」の式 4-15、式 4-16 にて算定する。

$$\bar{t} = q_u \frac{l_1 + l_2}{2\lambda} + q \frac{a'}{2\pi\lambda_p l} \cdot \ln \frac{d_o}{d_i} + t_m \quad \dots \dots \dots \text{式 4-15}$$

- $q$  : 単位面積当り必要熱量 (W/m<sup>2</sup>)
- $q_u$  : 上部放熱量 (W/m<sup>2</sup>) ※必要熱量  $q_1 \times \eta$
- $t_m$  : 路面温度 (0°C) ※降雪中の路面温度
- $a'$  : 1 ユニット当り放熱管面積 (本ガイドライン標準は 15 m<sup>2</sup>)
- $\lambda_p$  : 放熱管の熱伝導率 (SUS 管 16 W/m°C)
- $l$  : 1 ユニット当り放熱管長さ (m)  
標準 15.0 m<sup>2</sup> : 15.0 ÷ 0.15 (150mm ピッチ) = 100 m
- $d_o$  : 放熱管外径 (SUS 管 0.0217 m)
- $d_i$  : 放熱管内径 (SUS 管 0.0177m)
- $p$  : 放熱管ピッチ (標準 0.15m)
- $l_1$  : 放熱管中心から路面までの最長距離 (m)
- $l_2$  : 放熱管中心から路面までの最短距離(m)

$$l_1 = \sqrt{l_2^2 + \left(\frac{p}{2}\right)^2} \quad \dots \dots \dots \text{式 4-16}$$

- $\lambda$  : 舗装の熱伝導率 (本ガイドラインの設計値=2.1 W/m°C)

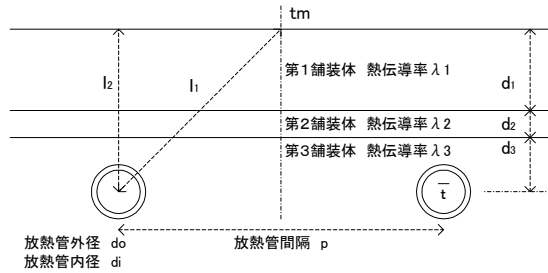


図 4-5 放熱管平均通水温度の算定に必要な各種条件のイメージ図

※舗装体の種類が変わらない場合は、 $\lambda = \lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3$ 、 $d = d_1 + d_2 + d_3$

(参考：放熱管埋設深度の考え方)

実証研究では 280 mm の設計コンクリート舗装厚に対し、表層から管芯で 87 mm (コンクリートの純被り厚 75 mm 以上) の位置に放熱管を配置 (埋設) した。設計舗装厚がこれより薄い場合の放熱管敷設位置は、コンクリート標準示方書の鉄筋保護のための被り厚の考え方から検討しておくが良い。

(1 1) 放熱による温度低下算定

放熱による温度低下  $\Delta t_1$  は、式 4-17 により算定する。

$$\Delta t_1 = \frac{qa'}{q'\rho_w C_w} \quad \dots \dots \dots \text{式 4-17} \quad (\text{「路面消・融雪施設等設計要領」})$$

- q : 単位面積当り必要熱量 (W/m<sup>2</sup>)
- a' : 1 ユニット当り放熱管面積 (15.0 m<sup>2</sup>)
- q' : 1 ユニット当り送水量 (SUS 管 0.0001721 m<sup>3</sup>/s)
- $\rho_w$  : 熱源水の密度 (1043 kg/m<sup>3</sup>) ※
- C<sub>w</sub> : 熱源水の比熱 (3677 J/kg・°C) ※

※5°Cのときのエチレングリコール 40%濃度の一例

(参考：熱源水の密度・比熱)

融雪システムは外気温が 0°C 以下になる地域で使われることが多いため、一般的に熱源水には不凍液が用いられる。不凍液は、種類によって密度・比熱の性状が異なるほか、温度によっても密度・比熱が変化する性質を有する<sup>5)</sup>。そのため、本技術を設計する際には、平均通水温度に近い温度の密度・比熱を採用して算定を行うことが必要である。

(1 2) 熱源水温度算定

路面で設計必要熱量を放熱するための熱源水の放熱管入口温度は式 4-18 で算定する。算定方法の詳細は、「路面消・融雪施設等設計要領」を参照とする。また、採熱管行き温度となる放熱管還り温度は式 4-19 で算定する。

$$t_1 = \bar{t} + \frac{1}{2}\Delta t_1 \quad \dots \dots \dots \text{式 4-18}$$

$$T_b = \bar{t} - \frac{1}{2}\Delta t_1 \quad \dots \dots \dots \text{式 4-19}$$

- $t_1$  : 放熱管入口温度 (°C)
- $\bar{t}$  : 放熱管平均通水温度 (°C)
- $\Delta t_1$  : 放熱による温度低下 (°C)
- $T_b$  : 放熱管還り温度 (°C) = 採熱管行き温度

(1 3) 熱交換器からの放熱管行き温度 (採熱還り温度)

熱源機器からの放熱管行き温度 (採熱還り温度) は、放熱管入口に到達するまでの送水中の温度低下を見込んだ値とする。「路面消・融雪施設等設計要領」では送水温度 20°C 未満で熱源機器から放熱管入口に達するまでの温度低下を 0.2°C を見込むとしている。これを踏まえると、放熱管行き温度 (採熱還り温度) は式 4-20 のとおりとなる。

$$T_a = t_1 + \Delta t_2 \quad \dots \dots \dots \text{式 4-20}$$

- $T_a$  : 放熱管行き温度 (°C) = 採熱管還り温度
- $t_1$  : 放熱管入口温度 (°C) ※式 4-18 より
- $\Delta t_2$  : 送水管からの温度低下 (0.2°C)

## 第4節 採熱側熱交換器設計

### § 20 採熱側熱交換器設計

採熱側の熱交換器は以下の内容で設計する。

- (1) 設計水深と採熱管本数
- (2) 採熱管敷設延長

式 4-21 により決定する。

$$L = \frac{Q}{N \pi D U} \frac{1}{\ln(T - T_a) - \ln(T - T_b)} \dots\dots\dots \text{式 4-21}$$

- L : 採熱管敷設延長 (m)
- N : 採熱管本数 (本)
- D : 採熱管外径 (m)
- Q : 熱交換量 (W)=全体必要熱量  $Q_a$
- U : 総括熱伝達係数 ( $W/m^2\text{°C}$ )
- T : 下水温度 ( $\text{°C}$ )
- $T_b$  : 採熱管行き温度 ( $\text{°C}$ )
- $T_a$  : 採熱管戻り温度 ( $\text{°C}$ )

#### 【解説】

本節では、採熱管の本数、敷設延長を決定する。

- (1) 設計水深と採熱管本数

#### ①設計水深と採熱管本数

採熱管本数は、適用する管路内径と § 18 の調査結果による下水の設計水深を元に決定する。設計水深は、§ 18 の調査結果を踏まえて、システム運転期間の最小水深以上の水深を設定する。

本技術に適した下水管（円管）については、下水管内径と設計水深、および採熱管の本数の関係を示した早見表である表 4-6 を元に決定する。早見表に該当しない場合は、下水水深から採熱管を水面下に設置可能な状況の位置関係を別途図面等で確認し、設置本数を決定すれば良い。

表 4-6 下水管内径、下水深さと採熱管本数の早見表

管内径	水深		採熱管本数
	mm	%	本
1000	90	9.0	16
	150	15.0	24
	220	22.0	32
1500	110	7.3	24
	160	10.7	32
	220	14.7	40
2000	130	6.5	32
	170	8.5	40
	230	11.5	48
	300	15.0	56

②採熱管内流速の妥当性確認

採熱管本数を決めるにあたり、1本あたりの適正な平均流速が妥当な範囲に入っているか確認しておくことも必要である。採熱管1本あたりの適正な平均流速は0.6 m/s～1.5 m/sである。採熱管平均流速がこの範囲にない場合は、放熱設備（融雪側熱負荷）、採熱設備（採熱本数）いずれかの規模を見直す。

熱源水の全体循環流量  $Q_{all}$  ( $=Q_r$ ) を採熱管本数で除すると採熱管1本あたりの流量は式 4-22 より、平均流速は式 4-23 より求めることができる。

$$Q_p = Q_{all} / N \quad \dots \dots \dots \text{式 4-22}$$

$$V_p = Q_p / S_p \quad \dots \dots \dots \text{式 4-23}$$

$Q_p$ ：採熱管平均流量(m<sup>3</sup>/s)

$V_p$ ：採熱管平均流速(m)

N：採熱管本数（本）

$S_p$ ：採熱管流路断面積( $S_p = 0.25 \times 0.014 \times 0.014 \times \pi$  : m<sup>2</sup>)

平均流速が0.6 m/sより遅い場合、採熱システムの採熱性能（総括熱伝達係数）が設計値以下になる可能性がある。例としては、放熱設備（融雪側熱負荷）に対して、採熱設備（採熱本数）の規模が大きすぎる場合である。この場合、片押し方式の採熱から、折り返し方式の採熱に変更して採熱延長を見直す等の検討も必要になる。

一方、平均流速が1.5 m/sより速い場合は採熱管の揚程が大きくなり、循環ポンプの消費電力が大きくなる可能性がある。例としては、放熱設備（融雪側熱負荷）に対して、採熱設備（採熱本数）が少なすぎる場合である。この場合、採熱システムを2つに分けて採熱延長と採熱本数を見直す等の検討も必要になる。

(2) 採熱管敷設延長

採熱管敷設延長は、冒頭に示した式 4-21 によって求めれば良い。以下に、式 4-21 の導出等について解説する。なお、本節に示す熱交換理論式の詳細については、「伝熱工学資料 第5版」に記載されているため、これを参照すると良い。

①熱源水の温度変化と熱交換量の関係式

採熱管を流れる熱源水の温度変化（採熱管行き温度  $T_b$  (°C) と採熱管還り温度  $T_a$  (°C) の差) および熱源水循環量  $Q_r$  (m<sup>3</sup>/s) より、総熱交換量  $Q$  は式 4-24 で計算できる。

$$Q = \rho C_p Q_r (T_a - T_b) \quad \dots \dots \dots \quad \text{式 4-24}$$

- $Q$  : 総熱交換量(W)= $Q_a$
- $\rho$  : 熱源水の密度 (kg/m<sup>3</sup>)
- $C_p$  : 熱源水の比熱 (J/(kg°C))
- $Q_r$  : 熱源水循環量 (m<sup>3</sup>/s)
- $T_b$  : 放熱管還り温度=採熱管行き温度 (°C)
- $T_a$  : 放熱管行き温度=採熱管還り温度 (°C)

熱源水で用いられることが多い不凍液の密度、比熱については、種類や濃度によって異なるためメーカーのカタログ値を参照する。この総熱交換量は、下水から熱源水に伝えられる熱量である。この熱量については下水と熱源水の対数平均温度差  $\Delta T_L$ (°C)を用いて、熱交換器の理論式から用いて以下の式 4-25 で計算できる。総括熱伝達係数は、実証研究で実証された目標値  $U = 90 \text{ W/m}^2\text{°C}$ を標準とするが、現場状況に応じた数値で設定する。

$$\Delta T_L = \frac{(T - T_a) - (T - T_b)}{\ln(T - T_a) - \ln(T - T_b)} \quad \dots \dots \dots \quad \text{式 4-25}$$

- $\Delta T_L$  : 下水-熱源水対数平均温度差(°C)
- $T$  : 下水温度(°C)

$$Q = UA \Delta T_L \quad \dots \dots \dots \quad \text{式 4-26}$$

- $A$  : 熱回収管接触面積(m<sup>2</sup>)
- $U$  : 総括熱伝達係数( $U = 90 \text{ W/m}^2\text{°C}$ )

式 4-26 で熱回収管接触面積  $A$  は、下水と接触する採熱管の外表面積の総和として定義され、式 4-27 で計算できる。採熱管外径は、実証研究で用いられた採熱管の外径 0.017 m を標準とするが、現場状況に応じた値で設定する。

$$A = N \pi D L \quad \dots \dots \dots \text{式 4-27}$$

- N : 採熱管本数 (本)
- D : 採熱管外径 (D=0.017 m)
- L : 採熱管敷設延長(m)

以上から採熱管敷設延長は式 4-21 を用いて計算できる。

$$L = \frac{Q}{N \pi D U} \frac{1}{(T - T_a) - (T - T_b)} \ln \frac{(T - T_a) - \ln(T - T_b)}{\dots \dots \dots} \quad \text{式 4-21} \times \text{再掲}$$

## 第5節 システム設計

### § 21 システム設計

システム設計では、融雪側熱負荷・採熱側熱交換器設計を踏まえ、以下の内容を検討する。

- (1) 融雪設備
- (2) 採熱設備
- (3) 循環設備
- (4) 操作・制御設備
- (5) 電源設備

#### 【解説】

融雪側熱負荷ならびに採熱側熱交換器の設計により、融雪面積・採熱管本数ならびに延長、システム全体に必要な循環流量が求められる。これを踏まえ、各設備について以下のシステム設計を行う。

#### (1) 融雪設備

融雪設備は、交通量に合わせて舗装設計を行う。設計にあたっては、各自治体の舗装マニュアル等を参考に舗装構成・路盤・鉄網および縁部補強鉄筋・目地等の設計を行う。このとき、コンクリート版厚、目地設計が融雪側熱負荷の設計値と整合が取れるかチェックを行う。

#### (2) 採熱設備

採熱設備では、採熱延長決定後に採熱管固定バンドならびに上下流のヘッダー形状ならびに各ヘッダーの損傷防止ならびに流下阻害の軽減のためのヘッダーカバーの設計を行う。

採熱管固定バンドは、下水管の取付管と重ならないように設計を行う。実証研究では約 2m 間隔でステンレス製の採熱管固定バンドを設置した（写真 4-1）。ここに嵌合フレームで固定した採熱管を敷き、押さえバンドでさらに上から固定した（写真 4-2）。

ヘッダーは熱源水配管から採熱管を分岐する部分である。分岐構造は、ヘッダー部付近の構造物の配置を踏まえて設計する。また、ヘッダー部は増水で流れが強くなると折損しやすいリスクがある。これを防止するためヘッダーカバーも設計する。実証研究では、ステンレス製カバーでヘッダーを全て覆う構造としている（写真 4-3、写真 4-4）。



写真 4-1 採熱管固定バンド



写真 4-2 採熱管固定状況



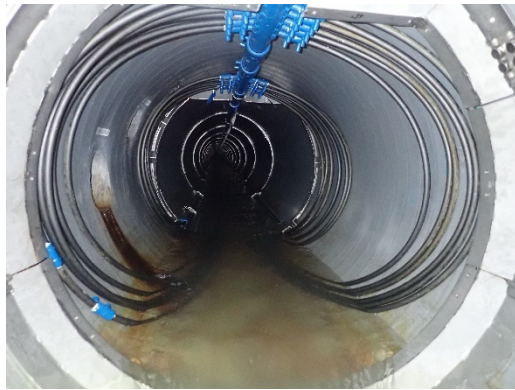


写真 4-3 ヘッダー部カバー前

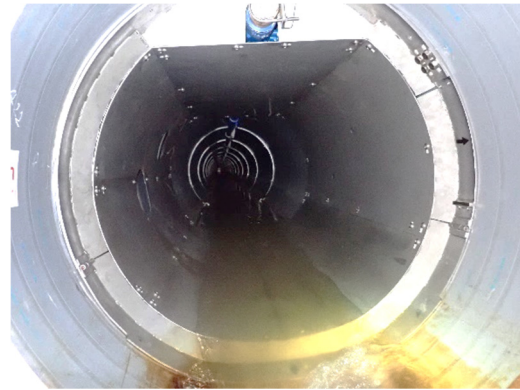


写真 4-4 ヘッダー部カバー後

### (3) 循環設備

#### ①熱源水配管ルート設計

循環設備の設計にあたり、最初に採熱管・放熱管の位置関係から熱源水配管の行き還りルートを設定する。熱源水配管の管径は一般的に 50A～100A が多く、この管径での推奨流速は 1.0～1.5m/s 程度となっていることから、これを考慮して配管設計を行うと良い。

#### ②配管摩擦損失算出

採熱管・放熱管・熱源水配管ルートのなかで最も配管延長が長くなる系統に流れる各部分の循環流量から、「路面消・融雪施設等設計要領」記載の以下の式 4-28、式 4-29 を用いて配管摩擦損失を決定する。

・採熱管、放熱管、熱源水配管の摩擦損失水頭

$$h_m = f \times L/d \times V^2/2g \quad \dots \dots \dots \text{式 4-28}$$

- $h_m$  : 配管の摩擦損失水頭 (m)
- $f$  : 配管摩擦損失係数(実用上、樹脂管 0.03、鋼管 0.04 とする)
- $V$  : 流速 (m/sec)
- $L$  : 流速が一定である区間長さ (m)
- $D$  : 管内径 (mm)

・屈曲部の損失水頭

$$h_b = V^2/2g \times n \quad \dots \dots \dots \text{式 4-29}$$

- $V$  : 管内平均流速 (m/sec)
- $n$  : 屈曲等の箇所数

損失水頭計算に加え、使用している熱源水の比重や安全率等を加え、全損失水頭は以下の式 4-30 により求める<sup>5)</sup>。

$$\Sigma h = (h_m + h_b) \times \rho_w \times 1.2 \quad \dots \dots \dots \text{式 4-30}$$

$\Sigma h$  : 全配管損失(m)

$h_m$  : 採熱管、放熱管、熱源水配管の配管摩擦損失の総和(m)

$h_b$  : 屈曲部損失(m)

$\rho_w$  : 熱源水比重 (水 1.0、不凍液 1.04~1.05)

1.2 : 安全率

### ③循環ポンプ選定

算出した全配管損失と循環流量をもとに、ポンプメーカー等の性能曲線を参考に必要なポンプ規格を決定する。

### (4) 操作・制御設備

操作・制御設備は、選定したポンプ規格に合わせて設計する。また、制御方法については効率良い運転を行うために、降雪センサや路面温度センサ、外気温センサなどを設置して気象条件に適した運転制御をおこなう<sup>5)</sup>。

実証研究では、**図 4-6** に示す路面温度と降雪の 2 要素で運転制御を行い、路面温度の条件に応じて間欠運転と連続運転となるようにした。また、本実証研究施設の下水管は合流式であることを考慮し、融雪水等の流入によって下水温度が路面温度を下回ったときには舗装を冷やさないように一時停止する制御も組み入れている。

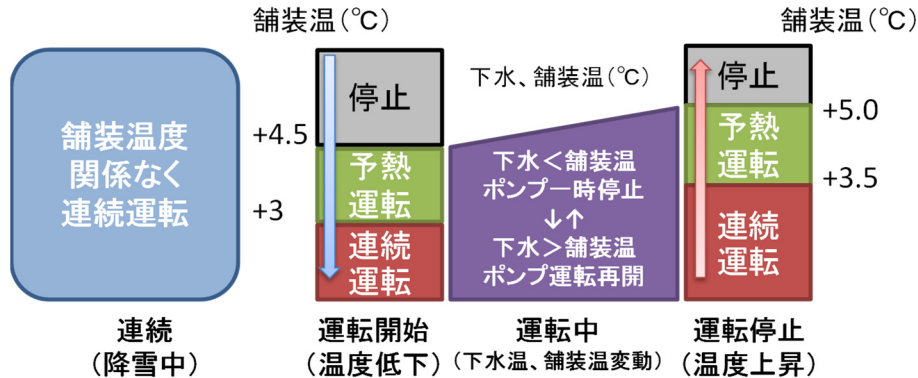


図 4-6 実証研究施設の運転条件

### (5) 電源設備

電源設備は、選定したポンプ出力に応じた設備とする。契約形態は、各電力会社の融雪用プランから選択すると良いが、近年は電力自由化により多くの電力小売業者が参入して様々な料金プランを設定している。よって、各地域で期待される運転時間と導入可能な電力プランを事前に調査したうえで、適した料金プランを選定すると良い。

## 第6節 概算工事費

### § 22 概算工事費

概算工事費は、システム設計で定まった設備内容に沿って算出する。

#### 【解説】

概算工事費は、完了したシステム設計を参考に概算数量を積み上げ、その内容に応じて算出する。算出にあたって、積算単価の公表資料があるものはそれを用い、積算単価がないものについては設計図をもとに三社見積を行うなどして、適正価格となる工事費を算出する。