

下水熱交換パイプの採熱特性

HEAT EXTRACTION PROPERTIES OF A SEWER HEAT EXCHANGE PIPE

福原輝幸¹・友田尚貴²・松間福太郎³

Teruyuki FUKUHARA, Naoki TOMODA, Fukutaro MATSUMA

¹ 正会員 工博 福井大学教授 工学部建築建設工学科 (〒910-8507 福井県福井市文京 3-9-1)

² 正会員 国土交通省 北陸地方整備局 (〒951-8505 新潟県新潟市白山浦 1-425-2)

³ 正会員 東洋熱工業株式会社 (〒104-8324 東京都中央区京橋 2-5-12)

Sewage thermal energy is a kind of untapped one that we can easily obtain in a big city. To apply sewage heat to road heating in winter, a heat extraction test was carried out using a heat exchange pipe sank in fluid in a mimic sewer pipe. A longitudinal temperature profile of heat carrier fluid was measured along the heat exchange pipe. The extracted heat increased as the flow rate of sewage or of heat carrier fluid (heat exchange fluid) became high. A quasi-Nusselt number, N_{uq} was proposed to predict the overall heat transfer coefficient of the heat exchange pipe. The value of N_{uq} was normalized by the overall heat transfer coefficient, and the heat conductivity and diameter of the heat exchange pipe. As a result, the following relation, $N_{uq} = 2.483 \times 10^{-3} R_{eh}^{0.34} R_{es}^{0.2} P_r^{0.4}$ was obtained, where R_{eh} and R_{es} are the Reynolds number of heat exchange pipe and sewage and P_r is the Prandtl number.

Key words : sewage, heat exchange, heat transfer, quasi-Nusselt number

1. はじめに

自然・未利用エネルギー活用に関する研究は、自然と向き合う土木工学において、今後益々推進されるべき分野であろう。その対象となるエネルギーは太陽熱、風力、河川水熱、湖沼水熱、下水熱、地中熱等が挙げられる。特に、陸地面積の約 60% が雪国である日本では、冬期融雪のために電気、重油などのエネルギーおよび地下水などの自然資源が大量に消費されている。そこで、CO₂ 排出量削減や地下水保全のために、地中熱や風力発電による新融雪技術が取り入れられている^{1)~4)}。これらはすべて小規模分散型のオンサイト熱利用である。従って、今後新融雪技術の展開を図るためには、利用可能なローカルエネルギーの調査と、その場所に適したエネルギーの利用技術開発が必要となろう。

下水熱は地表より数 m の深さから容易に採取できる廃熱・未利用熱であり、これまでに終末処理水を一次側熱源としたヒートポンプによる地域冷暖房やビル空調の事例がある⁵⁾⁶⁾。しかしながら下水熱の直接利用（生

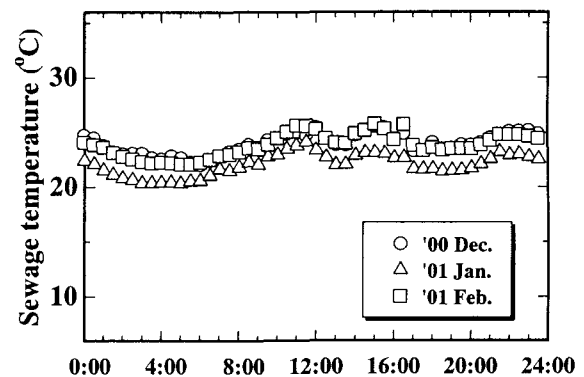


図 - 1 2000 年 12 月から 2001 年 2 月の
月平均下水温度の日変化 (福井市内)

水熱利用)に関する研究は、数少ない。その主な理由は、地域偏在性および夾雑物付着などが挙げられるが、下水熱調査が十分でないことにも起因する。場所によっては図 - 1 に示すように、冬期でも 20 °C を下回らないような下水が存在しており⁷⁾、都市域、工場や住宅密集地での下水熱利用の可能性が示唆される。その一例として、生

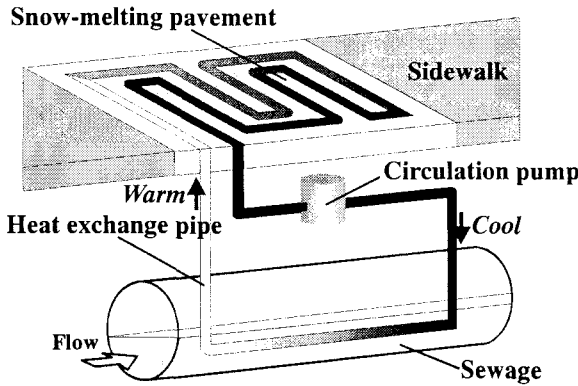


図 - 2 下水熱による路面融雪システム概要図

下水熱を利用した金沢市の歩道融雪⁷⁾があり、平成10年以降、安定的に機能している。

従来より筆者らは、図-2のような下水熱によるロードヒーティングシステムを構築するために、設計上重要となる熱交換パイプの下水採熱評価を行っている^{8),9)}。

本論文では、下水と熱交換パイプ内流体との間の熱移動を規定する熱貫流率の評価方法を提案し、その結果を示す。

2. 熱交換パイプの採熱理論

(1) 熱交換流体と下水流体との間の熱移動

図-3は、下水中に設置された熱交換パイプによる下水熱採集を、微小な dx 区間(下水の流下方向)について、模式的に示したものである。

熱交換パイプ内を循環しながら、下水熱を採取する流体を熱交換流体と呼称する。熱交換パイプを横切る熱貫流フラックス密度 e (W/m^2)は、熱交換流体温度 T_h と下水温度 T_s の温度差に、熱交換パイプの熱貫流率 α_0 (W/m^2K)を乗じたバルク式で表す。すなわち、

$$e = \alpha_0(T_s - T_h) \quad (1)$$

熱貫流率 α_0 は以下で述べる理論によって、3.の採熱試験から得られる熱交換流体温度の流下方向分布を、最も良好に再現する値が採用される。

熱交換流体および下水の熱エネルギー方程式は、式(2)および式(3)のようにそれぞれ与えられる。

・熱交換流体

$$(\rho c)_h \frac{\partial T_h}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_h \frac{\partial T_h}{\partial x} \right) - (\rho c)_h V_h \frac{\partial T_h}{\partial x} + e \eta_h \quad (2)$$

・下水

$$(\rho c)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) - (\rho c)_s V_s \frac{\partial T_s}{\partial x} - e \eta_s \quad (3)$$

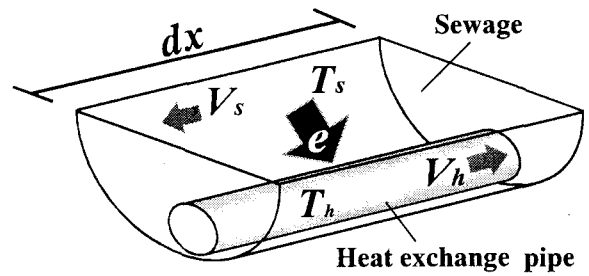


図 - 3 下水熱採取模式図

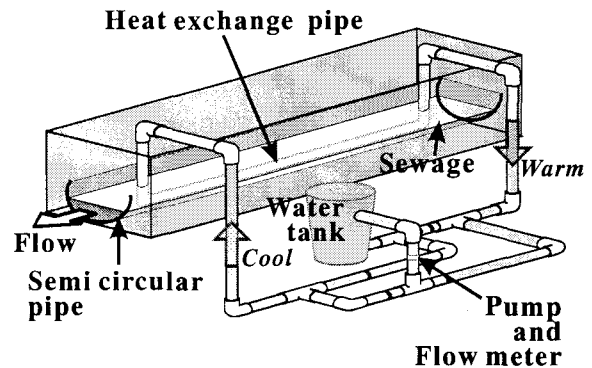


図 - 4 採熱試験装置概要図

式(2)および式(3)の右辺第1項は熱伝導、第2項は流体の移動に伴う顕熱、第3項は熱交換流体と下水との間の熱移動を表す。両式において、 (ρc) : 体積熱容量、 λ : 熱伝導率、 V : 流速、 η_h : 熱交換流体微小要素体積に対する熱交換パイプ周囲面積の比、 η_s : 下水微小要素体積に対する熱交換パイプ外側周囲面積の比である。また、添字 h は熱交換流体を、 s は下水を、それぞれ表す。

(2) 採熱量

熱交換パイプを通して得られる採熱量 E は、熱交換流体の流入水温 T_{in} および流出水温 T_{out} を用いて、式(4)のように与えられる。

$$E = (\rho c)_h Q (T_{out} - T_{in}) \quad (4)$$

ここに、 Q : 熱交換流体の循環流量である。

(3) 境界条件

境界条件は、熱交換パイプの上・下流端において以下のようになる。

$$\left. \begin{aligned} x = 0 & : T_h = T_{in} \\ x = l & : T_s = T_0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ここに、 l : 熱交換パイプ長、 T_0 : 熱交換パイプ上流端の下水温度である。

以上より、式(1)を式(2)および式(3)に代入し、式(5)の境界条件を与え、式(2)と式(3)を同時に解くことで、 T_h および T_s の流下方向分布が、さらには式(4)を用いて採熱量 E が、それぞれ計算される。

表 - 1 測定項目および測定箇所

測定項目	測定の地点または方法	測定数
熱交換パイプ入口より		
熱交換流体温度	0.0, 1.2, 2.4, 3.9, 5.4, 7.1, 8.4, 9.6(m)	8
熱交換パイプ入口より		
下水温度	0.0, 1.2, 2.4, 3.9, 5.4, 7.1, 8.4, 9.6(m)	8
熱交換流体流量	フローセル流量計	1
下水流量	三角堰	1

表 - 2 試験ケース

ケース	V_h (m/s)	H_s (m)	Q_s (l/min)	V_s (m/s)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)
A	0.68	0.048	200.6	0.55	3.0	7.9
B	1.02	0.048	200.6	0.55	3.0	7.3
C	1.36	0.048	200.6	0.55	3.0	6.8
D	0.68	0.065	495.2	0.73	3.1	8.1
E	1.02	0.065	495.2	0.73	3.0	7.5
F	1.36	0.065	495.2	0.73	3.1	7.2
G	0.68	0.092	980.1	0.89	3.0	8.3
H	1.02	0.092	980.1	0.89	3.1	7.8
I	1.36	0.092	980.1	0.89	2.9	7.2

3. 採熱試験の装置および方法

(1) 試験装置

熱交換パイプの熱貫流率の特性を調べるために、採熱試験を行う。採熱試験装置の概要を示したものが図 - 4 である。装置は管内径 0.3 m の半円形塩化ビニル製模擬下水管、管長 10 m で管内径 0.025 m の SUS316 製溝付き熱交換パイプ、一定な冷水温流体を作るためのタンクおよび循環ポンプから構成される。図 - 4 に示されるような半円開口部は、開断面による振れを防ぐために補強され、そこに模擬下水（地下水）を流す。下水管および熱交換パイプは、幅 0.5 m、高さ 0.3 m、流下長さ 12 m の可変勾配水路内に設置される。

下水流量 Q_s は水路の上流にある三角堰によって計測される。熱交換流体の循環流量は、循環パイプに設けられた最小目盛 1 l/min のフローセル流量計により、計測される。

(2) 試験方法

採熱試験は、福井大学構内水理実験室において周囲温度変化の小さい夜間に行われる。冷水はタンク内に氷を投入し、攪拌することによって温度制御される。流下勾配 $I=0.004$ で設置された下水管内を約 11°C の冷温水が流速、 $V_s=0.55$ m/s, 0.73 m/s および 0.89 m/s で流下する。

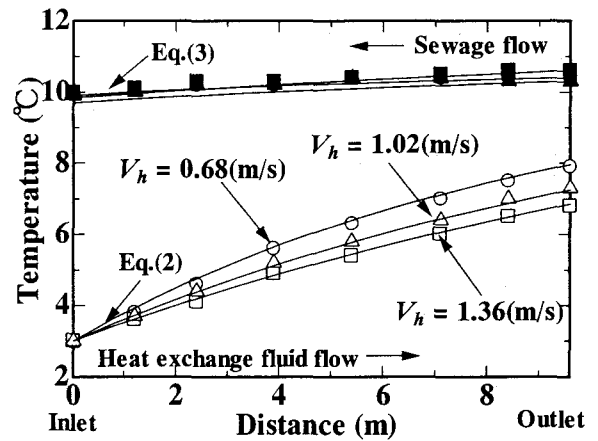


図 - 5 熱交換流体温度分布および下水温度分布 ($V_s=0.55$ m/s)

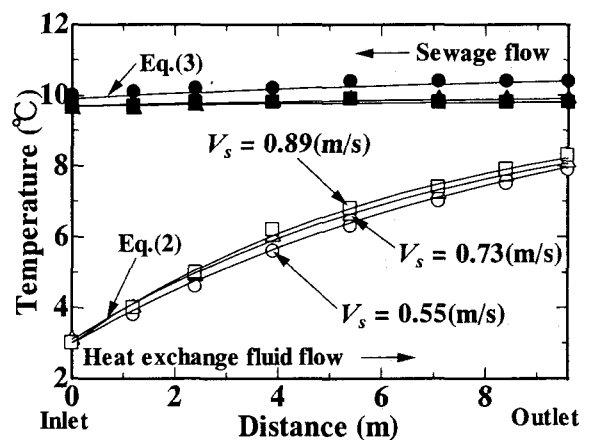


図 - 6 熱交換流体温度分布および下水温度分布 ($V_h=0.68$ m/s)

熱交換パイプ内には約 3°C に制御された冷水が、流速 $V_h=0.68$ m/s, 1.02 m/s および 1.36 m/s で流入する。

測定項目および測定箇所は表 - 1 に示すように、4 項目 18 測点である。各点における温度は熱電対とデータロガーを用いて、1 分間隔で自動計測される。下水温度は、下水管中央の半水深 ($H_s/2$) の位置における断面中央と下水管壁との中間で得られた値である。

表 - 2 に試験ケースを示す。ケース (A, B, C) は V_s が 0.55 m/s、ケース (D, E, F) は V_s が 0.73 m/s、ケース (G, H, I) は V_s が 0.89 m/s である。他方、ケース (A, D, G) は V_h が 0.68 m/s、ケース (B, E, H) は V_h が 1.02 m/s、ケース (C, F, I) は V_h が 1.36 m/s である。なお、表中には水深 H_s および流量 Q_s も示される。

採熱試験は熱交換流体流量および流入水温が一定であることを確認した後、30 分間にわたり行われる。

4. 採熱試験結果

(1) 熱交換流体温度

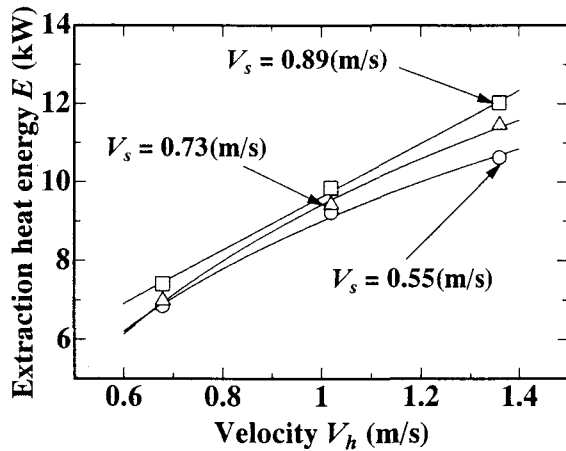


図-7 熱交換流体流速と採熱量の関係

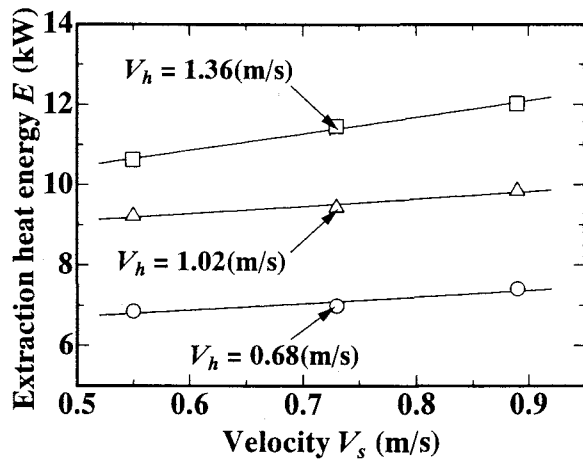


図-8 下水流速と採熱量の関係

下水流速を一定 ($V_s = 0.55$ m/s) とし、熱交換流体流速 V_h を変化させた場合の熱交換流体温度分布および下水温度分布を、図-5 に示す。同図において中空プロット (○, △, □) は熱交換流体、中塗りプロット (●, ▲, ■) は下水流体温度を表す。また、実線は式(2)および式(3)による計算値である。熱交換流体温度 T_h は、 V_h に関係なく同じような温度上昇を呈し、その上昇率 dT_h/dx は、熱交換パイプの入口に近いほど大きい。また、 T_h の上昇率は V_h が大きいほど小さくなるので、 $V_h = 0.68$ m/s で $T_{out} = 7.9$ °C、 $V_h = 1.02$ m/s で $T_{out} = 7.3$ °C、 $V_h = 1.36$ m/s で $T_{out} = 6.8$ °C となり、 T_{out} は順次低下する。

次に、熱交換流体流速を一定 ($V_h = 0.68$ m/s) とし、下水流速 V_s を変化させたときの温度 T_h および T_s の流下方向分布を図-6 に示す。 V_s の増大とともに T_{out} も上昇し、結局 $V_s = 0.55$ m/s で $T_{out} = 7.9$ °C、 $V_s = 0.73$ m/s で $T_{out} = 8.1$ °C、 $V_s = 0.89$ m/s で $T_{out} = 8.3$ °C となる。

(2) 採熱量特性

採熱量特性として図-7 に熱交換流体流速 V_h と採熱量 E との関係を示す。図-8 に下水流速 V_s と E の関係を示す。

表-3 熱貫流率

ケース	α_0	ケース	α_0	ケース	α_0
A	640	D	744	G	826
B	733	E	849	H	942
C	814	F	930	I	1058

Unit : W/m²K

図-7 より、同じ V_h でも V_s が大きいほど採熱量 E は増大することが分かる。また、 V_h の増大に伴う E の増加は、 V_s が大きいほど直線的になる。

図-8 より、同じ V_s でも V_h が大きいほど採熱量 E は増大することが分かる。また、 V_s の増大に伴う E の増加率 (勾配) は、 V_h が増すにつれて大きくなる。

5. 熱貫流率特性

(1) 擬似ヌセルト数

式(1)より得られた α_0 を表-3 に示す。ケース(A, B, C)の比較、ケース(D, E, F)の比較およびケース(G, H, I)の比較より、 V_s が一定のとき α_0 は V_h に比例して増大することが分かる。また、ケース(A, D, G)の比較、ケース(B, E, H)の比較およびケース(C, F, I)の比較より、 V_h が一定のとき α_0 は V_s に比例して増大することが知れる。

次に、上述した熱交換流体流速 V_h および下水流速 V_s と熱貫流率 α_0 の関係を、ヌセルト数 N_u と同じ様な無次元表示を用いて考察する。本来、 N_u は壁と流体の間の対流熱伝達率 h 、代表長さ l 、および流体の熱伝導率 λ を用いて、 $N_u = hl/\lambda$ として定義される。

ここでは、熱伝達率 h の代わりに熱貫流率 α_0 、代表長さとして熱交換パイプ内径 d 、および熱交換パイプの熱伝導率 λ_p を用いて、 N_{uq} と表現する。すなわち、

$$N_{uq} = \frac{\alpha_0 d}{\lambda_p} \quad (6)$$

本論文では、 N_{uq} を擬似ヌセルト数と呼称する。

今までの結果に基づけば、採熱量は下水および熱交換流体の両流速に依存することから、 N_{uq} と熱交換流体レイノルズ数 R_{eh} および、下水レイノルズ数 R_{es} の関係をそれぞれ調べることにする。 R_{eh} と R_{es} は、流速 V_h と V_s および熱交換パイプの径深と下水流れの径深を用いて、各々定義される。

N_{uq} と R_{eh} の関係を図-9 に、 N_{uq} と R_{es} との関係を図-10 にそれぞれ示す。図-9 より N_{uq} は下水流速 V_s に無関係に R_{eh} の 0.34 乗に、また図-10 より N_{uq} は熱交換流体流速 V_h と無関係に R_{es} の 0.20 乗に、それぞれ比例することが分かる。すなわち、

$$N_{uq} \propto R_{eh}^{0.34} \quad (7)$$

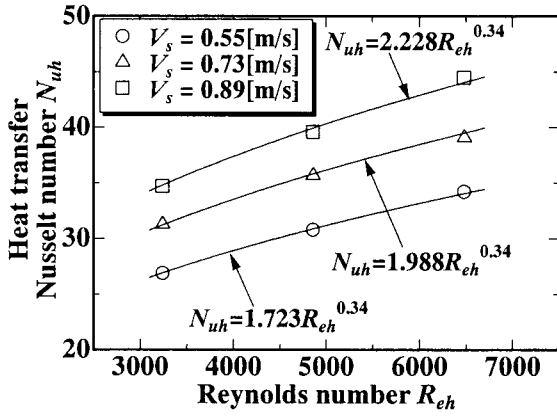


図-9 熱交換流体レイノルズ数と擬似ヌセルト数の関係

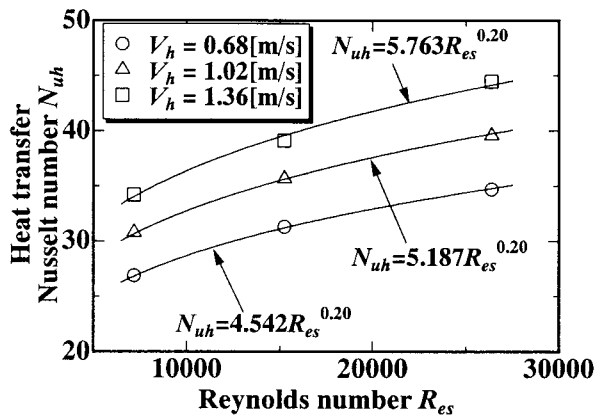


図-10 下水レイノルズ数と擬似ヌセルト数の関係

$$N_{uh} \propto R_{es}^{0.20} \quad (8)$$

R_{es} のべき数(0.20)よりも R_{eh} のべき数(0.34)が大きいことから、本試験の範囲内 ($3300 \leq R_{eh} \leq 6500$, $7100 \leq R_{es} \leq 26000$) において、 N_{uh} は R_{es} よりも R_{eh} により変化しやすい。

(2) 熱貫流率特性モデル

ここでは 5. (1) の結果、すなわち図-9 および図-10 の関係を統一的に表現するためのモデルを提案する。乱流の熱伝達に関して Kármán¹⁰⁾、Sieder and Tate¹¹⁾ および Lubarsky and Kaufman¹²⁾ らは、ヌセルト数とレイノルズ数およびプラントル数 P_r ($= c_p \mu / \lambda$, c_p : 流体の定圧比熱, μ : 流体の粘性係数) の関係を、理論的および実験的に導いている。もしここで、熱貫流率が熱交換パイプの熱伝導よりも周囲流体との熱伝達に支配されやすいと仮定すれば、熱伝達率と同様に熱貫流率も Lubarsky and Kaufman¹²⁾ に従って、レイノルズ数およびプラントル数のべき乗則として表現できる可能性がある。その際、 N_{uq} は熱交換流体および下水の流れの状態と関連付けて、求めることにする。

以下に2つのモデルを検討する。

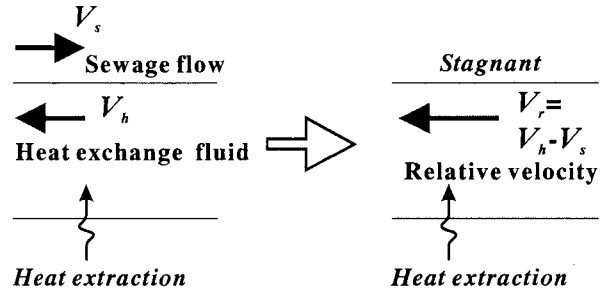


図-11 モデル1の概要図

モデル1: 下水中の水粒子を移動座標の基準とした時の、熱交換流体と熱交換パイプ内壁との対流熱伝達によって熱貫流率が規定されるとするモデル

これは、流速 V_s で流れる下水 (図-11の左図参照) を、 $V_s = 0$ とみなした時の熱交換流体の流速 $V_r (= V_h - V_s)$ を用いてレイノルズ数 $R_{er} (= V_r d / \nu)$ を表し、 N_{uq} を求めようとするモデルである (図-11の右図参照)。円管乱流の熱伝達に関する Dittus and Boelter の実験式¹³⁾ と同じような表現に従うと、 N_{uq} は次式で表わされる。

$$N_{uq} = 4.149 \times 10^{-4} R_{er}^{0.73} P_r^{0.4} \quad (9)$$

モデル2: 熱交換パイプの熱貫流率は、熱交換パイプ内壁と熱交換流体との対流熱伝達および下水流れと熱交換パイプ外壁との対流熱伝達によって規定されるとするモデル

このモデルでは、式(7)および式(8)によって示されたように、 N_{uq} は $R_{eh}^{0.34}$ および $R_{es}^{0.20}$ にそれぞれ比例するという結果を用いて、 N_{uq} と R_{eh} および R_{es} の関係を以下のように表現する。

$$N_{uq} = 2.483 \times 10^{-3} R_{eh}^{0.34} R_{es}^{0.2} P_r^{0.4} \quad (10)$$

モデル1による N_{uq} の結果を図-12に、モデル2による結果を図-13に示す。図中の実線はそれぞれ式(9)および式(10)であり、プロットは実験値である。両モデルと実験値を比較すると、明らかにモデル2の方が実線とプロットの間のはらつきは小さい。従って、モデル1は単純であるが精度は低く、今回の採熱試験の範囲内においては、熱交換流体と下水流れの熱伝達を考慮したモデル2の方が好ましいと言える。

なお、熱貫流率 α_0 を定式化した式(11)に従えば、熱交換流体と熱交換パイプ間および下水と熱交換パイプ間の熱伝達に比べて十分小さいものであった。

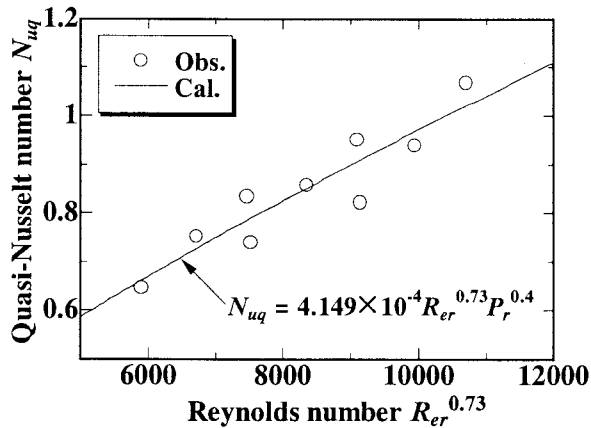


図 - 12 モデル1による擬似ヌセルト数

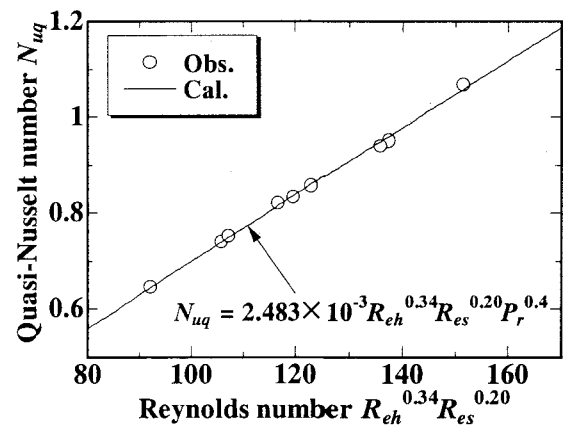


図 - 13 モデル2による擬似ヌセルト数

$$\alpha_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{h_s}} \quad (11)$$

ここに、 h_h ：熱交換流体の熱伝達率、 h_s ：下水の熱伝達率、 δ_p ：熱交換パイプの厚さ (=0.8mm) である。

6. 結論

本研究では下水熱を利用したロードヒーティングの設計の前段として、熱交換パイプによる下水熱採取性能を評価するために、採熱試験によって熱交換パイプの熱貫流率の特性を調べた。

本研究によって得られた知見を、以下に列挙する。

- (1) 熱交換流体温度および下水温度は、本論文で提示された熱移動方程式(式(2)および式(3))で計算できる。
- (2) 採熱量は熱交換流体流速および下水流速の増加に伴って増加するものの、採熱量に及ぼす両流速の影響は、前者の方で相対的に大きい。換言すれば、熱貫流率は下水流速よりも熱交換流体流速によって変化しやすい。
- (3) 熱貫流率を評価するために擬似ヌセルト数を導入した。擬似ヌセルト数は熱貫流率を熱交換パイプの熱伝導率と内径で無次元表示され、熱交換流体レイノルズ数の0.34乗に、下水レイノルズ数の0.2乗にそれぞれ比例し、式(10)のように表現できる。

今後は現地でのレイノルズ数を調査し、式(10)の適用範囲について検討を行う。

謝辞：本研究を進めるに際して、金沢市役所城北水質管理センターより幸町無散水消融雪装置に関する貴重な情報を頂いた、記して謝意を表します。

参考文献

- 1) 森山和馬, 林拓男, 田中雅人: 地中熱利用のBHES融雪システム, 自然・未利用エネルギーによる雪寒対策技術シンポジウム論文集, pp.9-14, 1999.
- 2) 福原輝幸, 坂本信弘, 石野圭史郎, 森井和弘: 国道9号道の駅での地中熱利用の融雪設備施工事例自然・未利用エネルギーによる雪寒対策技術シンポジウム論文集, pp.31-34, 1999.
- 3) 植村祥一, 尾楠雅樹: 福井工事事務所管内に於ける融雪システム施工事例について, 自然・未利用エネルギーによる雪寒対策技術シンポジウム論文集, pp.43-50, 1999.
- 4) 三浦真紀, 高橋敏彦: 風力エネルギーによる道路消融雪について, 自然・未利用エネルギーによる雪寒対策技術シンポジウム論文集, pp.67-74, 1999.
- 5) 下水熱利用促進研究会編: 最新下水道 未利用エネルギー活用の手引き, 山海堂, 1994.
- 6) 建設省土木研究所: 新熱源を利用した道路消融雪技術の検討, 土木研究所資料第3749号, pp.10-11, 2000.
- 7) 日月 栄: 下水熱による無散水融雪システムについて, 自然・未利用エネルギーによる雪寒対策技術シンポジウム論文集, pp.81-84, 1999.
- 8) 松間福太郎: 熱交換用ワンダーコイルの下水熱採取能力, 福井大学工学部卒業論文, 2001.
- 9) 松間福太郎, 福原輝幸: 溝付きステンレスパイプの下水熱採取能力評価, 第56回年次学術講演会講演概要集第七部, pp.228-229, 2002.
- 10) Kármán, T. von.: Über laminaire und turbulente Reibung, Angew. Math. Mech., Vol. 1, pp.233-252, 1921; also NACA Tech. Mem. 1092, 1946.
- 11) Sieder, E. N., and C. E. Tate: Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes, Ind. Eng. Chem., Vol. 28, pp.1429, 1936.
- 12) Lubarsky, B., Kaufman: Review of Experimental Investigations and S. J. of Liquid-Metal Heat Transfer, NACA Tech. Note 3336, 1955.
- 13) Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K., Univ. Calif. (Berkeley) Pub. Eng., Vol. 2, pp.443, 1930.

(2004.9.30 受付)