

4方向接合円形マンホールのエネルギー損失特性とその定式化

松江工業高等専門学校 正会員 ○荒尾 慎司, 非会員 高見 結衣, 小原 拓真, 金長 雄太
J-POWER 正会員 平塚 俊祐, 九州大学 名誉会員 楠田 哲也

1. はじめに

雨水管や合流管はマンホールを介して接続されており、内径90cmの小さいマンホールは約30m間隔で多数設置されている。管路内の雨水がマンホールを通過する際に流水のマンホール壁面への衝突や流水同士の衝突などにより雨水がスムーズに流下できないような状況になると、マンホールでは無視しえないほど大きなエネルギー損失を生じる¹⁾²⁾。道路には十字路交差点や5差路、6差路等の多差路の交差点もあり、そこでの流水のエネルギー損失はより大きくなるものと推察される。十字路交差点下に敷設される4方向接合マンホールにおいては考慮すべき変数が多いため研究例は非常に少ない。

そこで本研究では、4方向接合円形マンホールを対象に、管内径、管内流量を種々変化させた実験を行うことで、管水路圧力流れでの4方向接合円形マンホールのエネルギー損失特性を明らかにし、エネルギー損失係数の算定式を開発する。

2. 4方向接合マンホールでの損失を定式化の際に考慮する構造要因と変数

管水路圧力流れでの4方向接合マンホールのエネルギー損失係数 K_{ei} は、式(1)に示すように14個の無次元数の関数により表される(図-1参照)。なお、以下ではマンホールや管路の形状は円形とし形状の違いまでは考慮しない。

$$K_{ei} = f\left(\frac{b}{D_o}, \frac{y}{D_o}, \frac{D_o}{D_1}, \frac{D_o}{D_2}, \frac{D_o}{D_3}, \frac{Q_o}{Q_1}, \frac{Q_o}{Q_2}, \frac{Q_o}{Q_3}, \frac{S_1}{D_o}, \frac{S_2}{D_o}, \frac{S_3}{D_o}, \frac{\theta_1}{180}, \frac{\theta_2}{180}, \frac{\theta_3}{180}\right) \quad (1)$$

ここに、 b はマンホールの内径、 D_1, D_2, D_3 はそれぞれ流入管1, 2, 3の内径、 D_o は流出管の内径、 y はマンホール底面から水面までの距離、 Q_1, Q_2, Q_3 はそれぞれ流入管1, 2, 3の流量、 Q_o は流出管の流量($Q_o = Q_1 + Q_2 + Q_3$)、 S_1, S_2, S_3 はそれぞれ流入管1, 2, 3と流出管の間の落差、 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ はそれぞれ流入管1, 2, 3と流出管の水平面接合角度である。以下では、流入・流出管との間の落差 S_i は考慮せず、現場で多用される管頂接合とする。本研究では十字路交差点を対象とするため、流入管1と流出管との間の水平面接合角度は $\theta_1 = 180^\circ$ 、流入管2と流入管3では $\theta_2 = \theta_3 = 90^\circ$ とする。実験における4方向接合マンホールのエネルギー損失係数 K_{ei} と圧力損失係数 K_{pi} は、それぞれ

式(2)、式(3)で定義される(図-2参照)。エネルギー損失係数 K_{ei} を算出できれば、式(3)により圧力損失係数 K_{pi} が求められ、マンホール水位を推定することができる。

$$K_{ei} = \frac{\Delta E_i}{V_o^2/2g} \quad (2)$$

$$K_{pi} = \frac{\Delta P_i}{V_o^2/2g} = K_{ei} + 1 - \left(\frac{V_i}{V_o}\right)^2 \quad (3)$$

ここに、下付き添字 i は1のとき流入管1から流出管への流れ方向を、2のとき流入管2から流出管への流れ方向を表す。 ΔE_i はマンホールでのエネルギー損失水頭差、 ΔP_i は圧力損失水頭差、 V_i は流入管の断面平均流速、 V_o は流出管の断面平均流速、 g は重力加速度である。

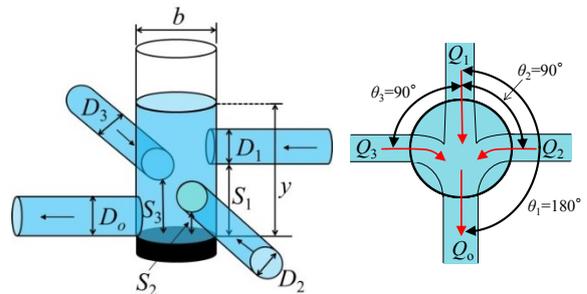


図-1 4方向接合マンホール

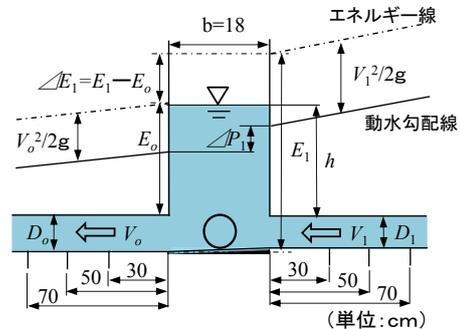


図-2 マンホール部でのエネルギー損失水頭差 ΔE_i (直管の場合)

3. 実験装置および実験方法

(1) 実験装置

本研究で用いている実験装置の概要を図-3に示す。模型は実規模(マンホール径90cm, 管径25cm等)の1/5の縮小模型であり、マンホール形状を円筒として、実物よりも簡易なモデルとしている。マンホール底面には、管内径の1/2に相当するインバートを設置している。

キーワード 雨水管、マンホール、エネルギー損失、浸水、流出解析

連絡先 〒690-8518 島根県松江市西生馬町144 松江工業高等専門学校 環境・建設工学科 TEL:0852-36-5225

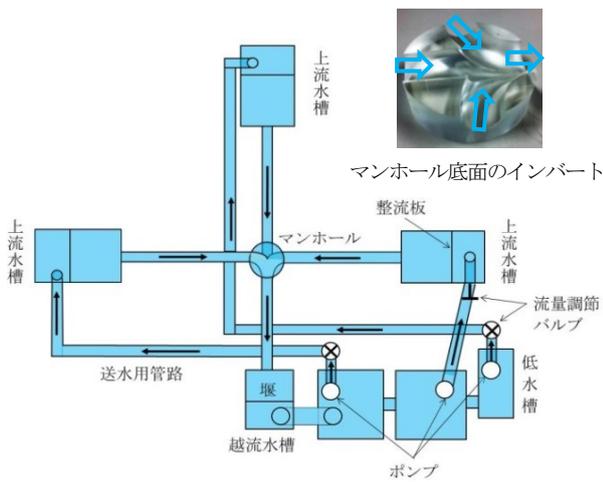


図-3 実験装置の概要 (平面図)

(2) 実験方法

まず、3ヶ所の流量調節バルブにより、管内を管路圧力流れにして流入管3本の流量をそれぞれ所定の流量に設定する。次に、流入管の内壁頂部から水面までの距離をマンホール水深 h とし、それが所定の値になるように流出管末端部の越流水槽内の堰高を調整する。マンホール水深 h は、マンホール外壁に取り付けた4点のメジャーにより測定し、それらの平均値を測定値とする。なお、水深 h は 5cm から 30cm の間で変化させている。さらに、3本の流入管及び流出管にそれぞれ3ヶ所ずつ取り付けたマンノメータによって管内の圧力水頭を測定し、圧力水頭に速度水頭 ($V^2/2g$) を加えたものからエネルギー線を計算することにより、マンホール部でのエネルギー損失水頭差 ΔE_i を求める(図-2 参照)。以下では各流量比における水深比 h/D_0 が 2 以上の損失係数の平均値をそれぞれの流量比における損失係数の代表値とする。

(3) 実験条件

表-1 に管内径(D_1, D_2, D_3, D_0)の組み合わせを示す。また表-2 に示すように、流量比 Q_{lat}/Q_0 ($Q_{lat} = Q_2 + Q_3$) を 6 種設定した。

表-1 管径の組み合わせ

	D_1 (cm)	D_2 (cm)	D_3 (cm)	D_0 (cm)
Type A	5	5	5	5
Type B	5	5	5	6
Type C	4	4	4	6
Type D	3	3	3	6
Type E	3	5	4	6

表-2 流量の設定

流量条件	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5	No.6
流入管1 Q_1 (l/s)	2.00	1.50	1.00	0.67	0.50	0.00
流入管2 Q_2 (l/s)	0.00	0.25	0.50	0.67	0.75	1.00
流入管3 Q_3 (l/s)	0.00	0.25	0.50	0.67	0.75	1.00
流出管 Q_0 (l/s)	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00
流量比 Q_{lat}/Q_0	0.00	0.25	0.50	0.67	0.75	1.00

$$Q_{lat} = Q_2 + Q_3 (Q_1 = 0)$$

実際には3種の流量を任意に設定する必要があり、流量の組み合わせは非常に多くなる。実験条件は少なくな

っても、定式化する際の方向性を見出すことも重要であることから、現実ではそうなるとは限らないが、今回は対向する2本の流入管の流量を同じにした条件下で検討を進める。

4. 実験結果及び考察

(1) 流入管を同一径とした場合

図-4 と図-5 にエネルギー損失係数 K_{ei} と流量比 Q_{lat}/Q_0 の関係を示す。図中の凡例で Type A(5-5-5)の()の中の数字は、左から管路の直径 D_1, D_2, D_3, D_0 を表している。横軸の Q_{lat} は $Q_{lat} = Q_2 + Q_3$ (実験では $Q_2 = Q_3$) と定義している。

図-4 に示す Type A($D_0/D_1 = D_0/D_2 = D_0/D_3 = 1.0$) と Type B ($D_0/D_1 = D_0/D_2 = D_0/D_3 = 1.2$) を比較すると、流量比全体を通して Type B の方が Type A よりも損失係数は見かけ上やや大きくなっている。これは式(2)にも示す通り、損失係数を算出する際にエネルギー損失水頭を流出管の速度水頭で割っていることによる。Type B の方が流出管が 5cm から 6cm に拡大した分だけ、マンホールから流出管へ流れやすくなりエネルギー損失はやや減少することになる。

Type C や Type D のように管径を小さくすると、流量比 Q_{lat}/Q_0 が小さくなるにつれて、つまり流入管1からの流量が多いほど直管流れに関するエネルギー損失係数 K_{ei} は増大する。これは流入管1の内径 D_1 を 5cm から 4cm, 3cm と小さくすることで流入管1からの流入速度(速度水頭)が大きくなり、流入管1からの流入水がマンホールを通過し、流出管6cmの管の中で生じる急拡大による損失が大きくなるためと推察される。

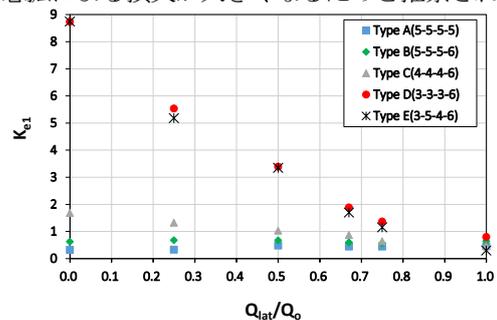


図-4 エネルギー損失係数 K_{ei} と流量比 Q_{lat}/Q_0 の関係

一方、図-5 に示す横流入管2に関するエネルギー損失係数 K_{e2} では、いずれの Type においてもエネルギー損失係数は流量比が1のときに最大、0のときに最小となっている。流量比が0.5より大きい場合、流入管1の流量 Q_1 に比べて横流入管の流量 Q_{lat} が多くなる。そのため流入管1からの流入水の影響は小さくなり、横流入管からの流入水同士が衝突することから、流量比が0.7よりも大きくなると Type C と Type D では速度水頭に相当するエネルギーを失うことから損失係数が大きくなった

と考えられる。横流入管の内径が小さくなると、流入速度が大きくなることで衝突の影響がより大きくなるため、特に Type D($D_2=D_3=3\text{cm}$)は他の Type に比べて損失係数が大きくなる。逆に流量比が 0.5 より小さくなると、流入管 1 の流量 Q_1 が横流入管の流量 Q_{lat} に比べて多くなるため、横流入管からの流入水は流入管 1 からの流入水に押し寄せられ、流下しやすくなることにより、損失係数は小さくなる。また、流量比が 0 から 0.2 付近では損失係数が負の値を示している。この範囲の流量比では流入管 1 からの流入水は横流入管からの流入水に遮られることなく勢い良くマンホール内を流下し、流出管へ流れこむ。このためベルヌーイの定理よりマンホール内の圧力が低下し、それに伴ってマンホール内の水位も低下する。マンホール内の水位が低下したことで横流入管のピエゾ水頭が流出管のエネルギー水頭よりも低くなったため流量比が 0 から 0.2 付近で損失係数が負の値となった。

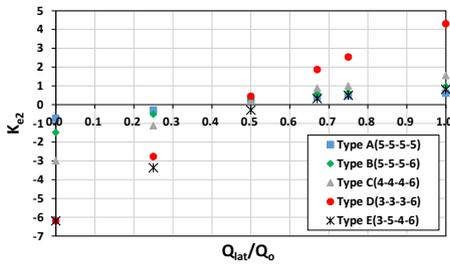


図-5 エネルギー損失係数 K_{e2} と流量比 Q_{lat}/Q_o の関係

(2) 流入管を異径とした場合

図-4 と図-5 に流入管をすべて異径とした場合のエネルギー損失係数 K_{e1} , K_{e2} と流量比 Q_{lat}/Q_o の関係を示す。

図-4 に示す Type D と Type E に関する流入管 1 のエネルギー損失係数 K_{e1} を比較すると、流入管 1 の管径が 3cm で同じであることから流量比 Q_{lat}/Q_o が 0 から 0.5 の範囲では Type D と Type E の損失係数はほぼ同じである。 Q_{lat}/Q_o が 0.5 を超えて大きくなると、管径が異なる Type E の損失係数がやや小さくなった。これは Type E の方が横流入管の管径が 5cm 及び 4cm と Type D の 3cm よりも大きいことから、マンホール底面のインバートの深さと幅が大きく、横流入管からの流入水の下半分の流れがマンホール内を流下しやすくなり、この影響で流入管 1 からの流入水もより流出しやすくなったためと推察される。

図-5 に示す横流入管のエネルギー損失係数 K_{e2} を見てみると、流量比 Q_{lat}/Q_o が 0.5 より小さいとき、流入管の管径が 3cm とすべて等しい Type D に比べて、Type E の損失係数 K_{e2} は同じかやや小さくなった。横流入量が増加するのに伴いインバートの効果が表れた結果だと思われる。 Q_{lat}/Q_o が 0.5 より大きくなると、流入管の内径がいずれも 5cm である Type B の損出係数とほぼ同じ値になった。このように Type E では横流入量が増加するほど、Type B と同じインバートの効果が表れる。

5. エネルギー損失係数の定式化

ここでは、実測値を再現できるように、エネルギー損失係数の算定式として、流入管をすべて同一径とした Type A から Type D の実験結果を基に式(4)~式(10)を新たに提案する。これらの式は関数形が実験結果を表現するように、式(4)~式(10)中の種々の係数と乗数に検討を加えながら決定したものである。

$$K_{e1} = K_0 C_{Q1} C_B + C_{D1} \quad (4)$$

$$K_0 = 0.702 \left(\frac{b}{D_o} \right)^{0.63} \quad (5)$$

$$C_{Q1} = a_1 \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^2 + b_1 \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right) + c_1 \quad (6)$$

$$C_{D1} = \alpha_1 \left\{ \left(\frac{D_o}{D_1} \right)^4 - 1 \right\}^{\beta_1} \left(1 - \frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^{\gamma_1} + \alpha_2 \left\{ \left(\frac{D_o}{D_2} \right)^4 - 1 \right\}^{\beta_2} \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^{\gamma_2} \quad (7)$$

$$K_{e2} = K_0 C_{Q2} C_B + C_{D2} \quad (8)$$

$$C_{Q2} = a_2 \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^2 + b_2 \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right) + c_2 \quad (9)$$

$$C_{D2} = \alpha_3 \left\{ \left(\frac{D_o}{D_2} \right)^4 - 1 \right\}^{\beta_3} \left(\frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^{\gamma_3} + \alpha_4 \left\{ \left(\frac{D_o}{D_1} \right)^4 - 1 \right\}^{\beta_4} \left(1 - \frac{Q_{lat}}{Q_o} \right)^{\gamma_4} \quad (10)$$

ここに、 C_B はマンホール底面のインバートに関する係数で、既往研究より $C_B=0.95$ としている。

定式化はまず、すべての管が同一径である Type A の実測値を基に式(6)と式(9)の 2 次曲線に関わる係数を決定した。このとき式(7) と式(10)の値は 0 である。式(4)と式(5)より、式(11)が得られる。

$$C_{Qi} = \frac{K_{ei}}{1.4946} \quad (11)$$

(1) 係数 a_1, b_1, c_1 と a_2, b_2, c_2 の決定

式(11)を用いて作成した図を図-6 に示す。直管流れ (180°) の損失係数の実測値 K_{e1} と流量比 Q_{lat}/Q_o との関係から式(11)を用いて求めた C_{Q1} の値をプロットした図-6 から式(6)を導出した。また、直管流れに直交する横流入管 (90°) の損失係数の実測値 K_{e2} と流量比 Q_{lat}/Q_o との関係から式(11)を用いて求めた C_{Q2} の値をプロットした図-6 から式(9)を導出した。

以上から a_1, b_1, c_1 と a_2, b_2, c_2 を下記のように決定した。

$$a_1 = 0.1416, b_1 = 0.2409, c_1 = 0.2012$$

$$a_2 = -0.7289, b_2 = 1.6626, c_2 = -0.5167$$

(2) 係数 $\alpha_1 \sim \alpha_4$ と乗数 $\beta_1 \sim \beta_4$ の決定

式(7)は2項の和からなっており、1項目は $Q_{lat}/Q_0=0$ の条件下で Type A~Type Dのそれぞれの K_{e1} の実測値(図-4)と $(D_0/D_1)^4-1$ との関係から α_1 と β_1 を決定し定式化した(図-7(180°))。2項目は $Q_{lat}/Q_0=1$ の条件下で Type A~Type Dのそれぞれの K_{e1} の実測値(図-4)と $(D_0/D_1)^4-1$ との関係から α_2 と β_2 を決定し定式化した(図-8(180°))。また、式(10)も2項の和からなっており、1項目は $Q_{lat}/Q_0=1$ の条件下で、Type A~Type Dのそれぞれの K_{e2} の実測値(図-5)と $(D_0/D_2)^4-1$ との関係から α_3 と β_3 を決定し定式化した(図-7(90°))。2項目は $Q_{lat}/Q_0=0$ の条件下で、Type A~Type Dのそれぞれの K_{e2} の実測値(図-5)と $(D_0/D_2)^4-1$ との関係から α_4 と β_4 を決定し定式化した(図-8(90°))。

以上から $\alpha_1 \sim \alpha_4$, $\beta_1 \sim \beta_4$ を下記のように決定した。

$$\alpha_1 = 0.25, \alpha_2 = 0.1, \alpha_3 = 0.25, \alpha_4 = -0.9$$

$$\beta_1 = 1.3, \beta_2 = 0.45, \beta_3 = 1.0, \beta_4 = 0.65$$

(3) 乗数 $\gamma_1 \sim \gamma_4$ の決定

式(7)と式(10)の流量比に関する乗数 $\gamma_1 \sim \gamma_4$ は、図-4と図-5の Type A~Type Dの実測値にほぼ一致するように決定した。その結果 $\gamma_1=1.7, \gamma_2=1.0, \gamma_3=2.2, \gamma_4=3.3$ が得られた。流入管が同一径の場合の K_{e1}, K_{e2} の計算値(実線)と実測値の比較をそれぞれ図-9と図-10に示す。また、図-11に Type E(3-5-4-6)の実験値と計算値を示す。いずれの条件下でもエネルギー損失係数の計算値は実測値をほぼ再現できている。

6. 結論

本研究で得られた主な知見は下記の通りである。

管路圧力流れにおいて、流入管を3本とも同一径とした4種の管径の条件下で、マンホールで生じるエネルギー損失を実験的に明らかにした。この実験結果を基にエネルギー損失係数の計算式を新たに考案した。この計算式を利用して、各管の内径が異なる場合のエネルギー損失係数を算出した結果、実験結果をほぼ再現できることを示した。

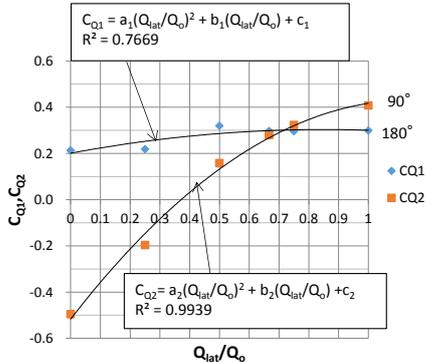


図-6 C_{Qi} と流量比 Q_{lat}/Q_0 の関係

参考文献

- 1) 荒尾慎司, 楠田哲也: 2方向接合マンホール部のエネルギー損失特性—レビューと課題—, 下水道協会誌, Vol.33, No.396, pp.75-86, 1996.
- 2) 荒尾慎司, 楠田哲也: 3方向接合マンホール部のエネルギー損失特性—レビューと課題—, 下水道協会誌, Vol.33, No.397, pp.67-75, 1996.

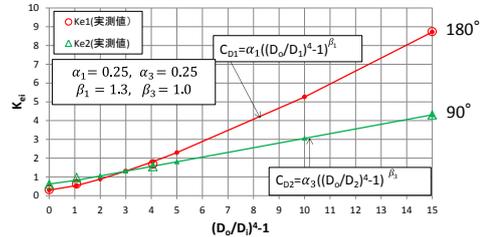


図-7 α_1 と β_1 及び α_3 と β_3 の決定図

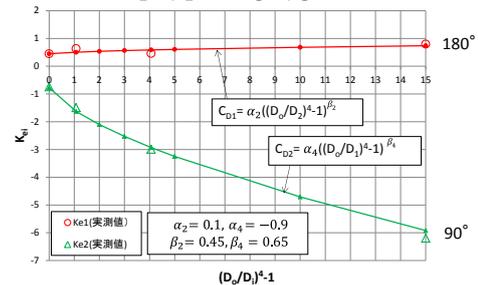


図-8 α_2 と β_2 及び α_4 と β_4 の決定図

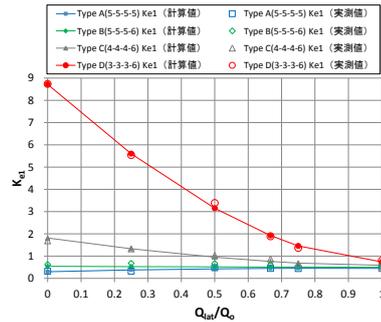


図-9 K_{e1} に関する実測値と計算値の比較

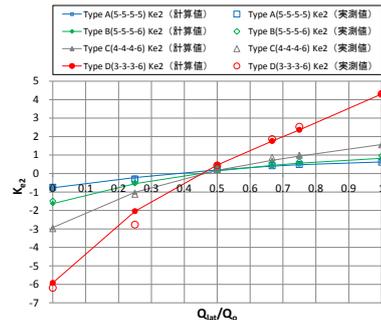


図-10 K_{e2} に関する実測値と計算値の比較

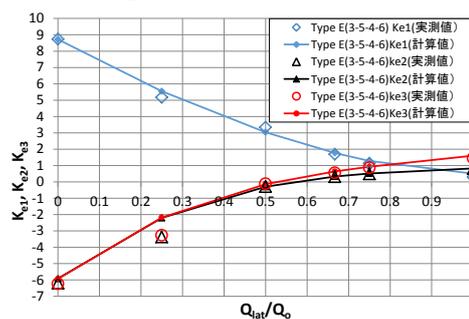


図-11 提案式の異径管での検証結果