

リンクスリーブ弁の放流特性に関する実験的研究

Experimental Study on the Discharge Characteristics of Link Sleeve Valves

松原圭佑* 永瀬敦史* 佐藤隆宏** 米澤宏一** 下田賢文*** 野口尚史*** 平田勝哉***
Keisuke Matsubara Atsushi Nagase Takahiro Sato Koichi Yonezawa Takafumi Shimoda Takashi Noguchi Katsuya Hirata

水道弁として設計されたリンクスリーブ弁をダム放流設備に適用するため、キャビテーション抑制を目的として給気した場合の流量係数、弁下流側の圧力分布と流れの状態、吸込み空気流量の特性、弁内圧力分布および弁内に負圧が生じない許容流速を明らかにする目的で実流試験を行った。その結果から、空気流量については水-空気系のジェットポンプとの類推に基づき、噴流による連行係数と下流管内の逆圧力勾配による帰還流係数を実験的に求めた。また、弁内圧力分布を計測し、弁内圧力水頭と上流側速度水頭が比例関係にあることを確認した。このことから、実用上、弁下流の圧力は負圧であるものの、大気圧に近い状態が保たれ、流量増加は有効水頭の増加により生じるため、弁内に負圧が生じることはないと思われ、流速の許容値は設けなくとも良いと考えられる。

Link sleeve valves were originally designed for waterworks. This study examines the possibility for link sleeve valves to be used as discharge valves in dam spillways. Experiments were conducted to clarify water flow rate, air flow rate and the wall pressure distribution inside the valve and in the pipe downstream from the valve, in addition to flow observation using a high-speed video camera. We should note that, in the present system, air aspiration into the downstream pipe is needed in order to suppress cavitation, noise and vibration. As a result, by an analogy to a jet pump, we determined both the entrainment coefficient of air in the water jet and the returning air flow coefficient due to the reverse pressure gradient in the downstream pipe. The pressure inside the valve is in proportion to the dynamic head. This suggests that, even at high flow velocities exceeding the present experimental range, the pressure inside the valve will increase. Therefore, it is presumed to be unnecessary in actual use to determine a permissible velocity below which the pressure inside the valve becomes negative.

1 緒言

近年、クリーンエネルギーとして水力発電が見直されていることや、大規模水害が増加傾向にあることから、ダム設備の放流弁の需要が増している。その一方で、水力発電所が活発に建設されていた時期と比較して放流弁のサプライヤーは減少しており、放流弁が供給されにくくなっている。そこで、現在でも多くのサプライヤーが存在する水道弁を放流弁としても使用可能であることが明らかになれば、放流設備の新設・更新・維持に資すると思われる。その一方で、放流弁においてはキャビテーションの抑制を目的として弁下流への給気がなされており、過去に複数の研究^{1), 2), 3), 4)}が存在するが、水道弁では給気が行われることはなく、その場合の特性は不明である。こうした社会的課題を解決するため、電気事業共同の研究機関である電力中央研究所と同志社大学流体力学研究室と共同研究を行った。

本研究では、水道弁として設計されたリンクスリーブ弁にキャビテーション抑制を目的として給気を行った場合の流量係数、弁下流側の圧力分布と流れの状態、吸込み空気流量の特性、弁内圧力分布および弁内に負圧が生じない許容流速などを明らかにする目的で実験を行った。

2 実験装置および方法

2.1 実験装置

図1に実験装置の概略を示す。実験装置は上流側手動弁、鋼製上流管、φ80リンクスリーブ弁、空気管付き透明アクリル製T字管および下流直管、鋼製下流側直管および下流側手動弁より構成されており、末端は大気中に開放し貯水槽へ放流する開ループとしている。供試弁の下流直径 D_2 および空気管直径 D_3 は、基準直径（上流側呼び径） D_1 に対し約 $1.3D_1$ （φ105mm）とした。

図2に供試弁の構造を示す。放流弁としてのリンクスリーブ弁は、弁箱、内部コーン、弁棒、リンク機構、スリーブ、シートリング、空気管の主要部品により構成される。水道弁として使用されるリンクスリーブ弁は、スリーブが多孔スリーブとなり、空気管も設けられないが、基本構造に大きな違いはない。⁵⁾

リンクスリーブ弁上流側より流れてきた水は、弁箱と内部コーンの間の環状流路を通過し、スリーブ先端とシートリング間の絞り部から放流される。流量調整は、弁棒およびリンク機構によってスリーブを配管方向へスライドさせ、絞り面積を変化させることによって行う。

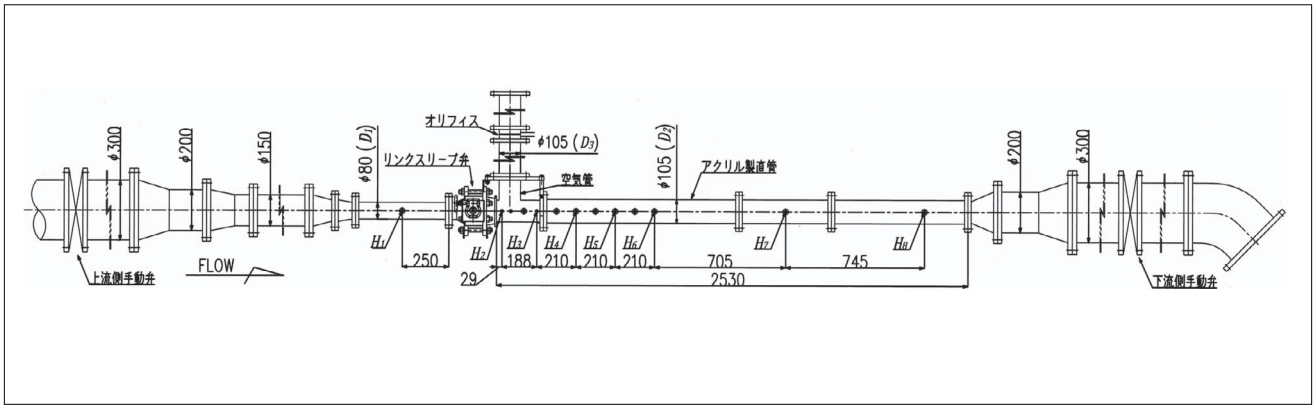


図1 実験装置

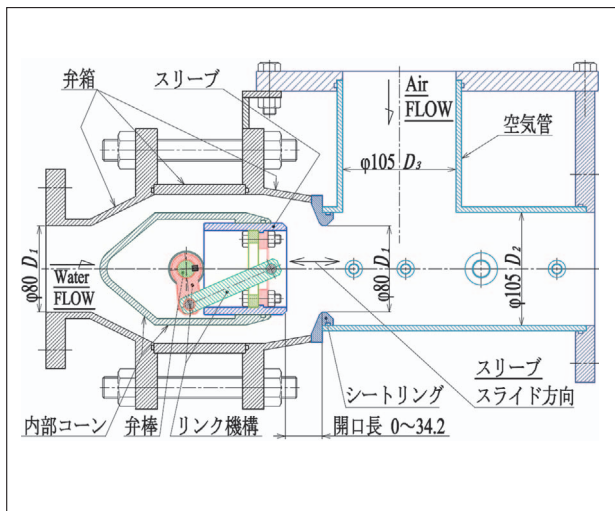


図2 供試弁構造

2.2 実験方法

実験は、各リンクスリーブ弁開度 α に対し有効水頭 H_e を変化させ、上流管路と弁内各部および下流管路の圧力水頭、水流量 Q_w 更に空気流量 Q_a などの測定を行った。

吸込み空気流量の特性については実際に近い試験条件が必要であることが参考文献に記されている。²⁾ このため、今回は参考文献を基に有効水頭 $H_e=3 \sim 72$ m の範囲とした。また、流量係数 C と弁下流側の圧力分布の測定も同条件で行った。弁内圧力分布の試験条件に関しては、参考文献^{3), 6)} を基に、レイノルズ数 Re 範囲を乱流境界層であると考えられる $2.8 \times 10^5 \sim 6.2 \times 10^5$ (上流側平均管内流速 $V_1=4.6 \sim 10.1$ m/s) とした。レイノルズ数 Re は式 (1) によって求めた。

$$Re = \frac{V_1 D_1}{\nu} \quad (1)$$

Re [-] : レイノルズ数

V_1 [m/s] : 上流側平均管内流速

D_1 [m] : 基準直径

ν [m^2/s] : 水の動粘度

有効水頭 H_e の調整は上流側手動弁と、更に上流側へ

接続した水槽戻し弁により行った。各箇所の圧力水頭測定にはフラッシュダイヤフラム式の圧力センサーを用い、上流側の圧力水頭を H_1 、下流側の圧力水頭を供試弁直後から順に $H_2 \sim H_8$ まで計 7 箇所測定した。水流量 Q_w の測定には電磁流量計を使用した。空気流量 Q_a は空気管に接続したオリフィス前後の差圧から計算し、オリフィス孔径 D_f を $\phi 40, 45, 55, 70$ の 4 種類を使用することで、空気管の抵抗を変化させた。弁下流側の流況観察は、給気部 T 字管およびその下流の直管を透明アクリルで製作し、高速ビデオカメラで撮影した映像を用いて行った。

3 実験結果および考察

3.1 流量係数

給気を行った場合の流量係数 C については、放流弁として一般的な基準直径断面積 A_1 に対する値として式 (2) により求めた。

$$C = \frac{Q_w}{A_1 \sqrt{2gH_e}} \quad (2)$$

C [-] : 流量係数

Q_w [m^3/s] : 水流量

A_1 [m^2] : 基準直径 D_1 における断面積

g [m/s^2] : 重力加速度

H_e [m] : 有効水頭

また、有効水頭 H_e を一般的に知られている従来¹⁾の式で求めた場合、流量係数 C の値は弁直後圧力水頭 H_2 の影響を受けることが知られている。³⁾ このため、本論文では従来¹⁾の式に H_2 を加えた式 (3) にて有効水頭 H_e を求めた。

$$H_e = H_1 - H_2 + \frac{V_1^2}{2g} \quad (3)$$

H_1 [m] : 上流側圧力水頭

H_2 [m] : 弁直後圧力水頭

給気した場合のリンクスリーブ弁の流量係数 C は図 3 の通り最大で約 0.6 となるのに対し、給気しなかった場

合は最大約 0.7 となる。この値の差は、給気による管内流動抵抗の増加に起因すると考えられる。

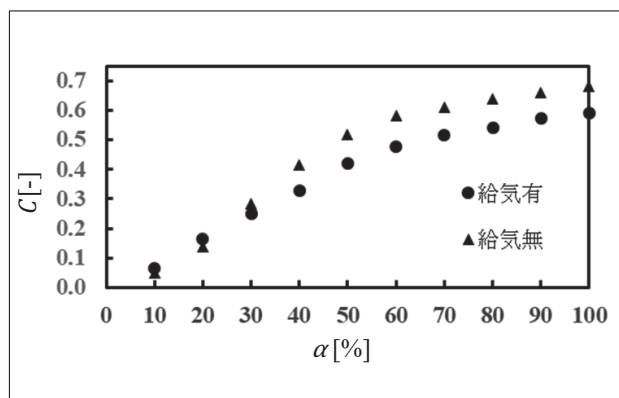


図3 流量係数Cとリンクスリーブ弁開度αの関係

3.2 弁下流側の圧力分布と流れの状態

給気を行った場合のリンクスリーブ弁から噴射される放流水は、弁開度 α によって直径は異なるものの、全ての開度 α において配管中心線に沿う中実円形の噴流となることが実験によって確認された。代表的な流況として、弁開度 $\alpha=100\%$ の場合について、高速度ビデオカメラで撮影した画像を図4に示す。ここで、水流量 Q_w は噴流直径 D_0 における断面積と噴流流速 V_2 の積によって求められるが、リンクスリーブ弁内での圧力損失は無視できるものと仮定し、噴流流速 V_2 を $\sqrt{2gH_e}$ で計算したとき、式(2)および連続の条件から、噴流直径 D_0 は式(4)によって簡単に求められる。

$$D_0 = D_1 \sqrt{C} \quad (4)$$

D_0 [m] : 噴流直径

式(4)によって計算される噴流直径 D_0 の妥当性を確認するため、ピトー管によって噴流流速 V_e を測定し、連続の条件を基に噴流直径 D_e を求め、式(4)による噴流直径 D_0 と比較した。比較した結果を図5に示す。図5の縦軸は実験によって得られた噴流直径 D_e と式(4)による噴流直径 D_0 の差を D_e で除したものであり、噴流直径の乖離の程度を示す。横軸は有効水頭 H_e であり、パラメータは供試弁開度 α とした。図5から、二つの異なる方法で求めた噴流直径の乖離は約 2.5 ~ 4 % であり、式(4)に一定の妥当性があることを確認した。

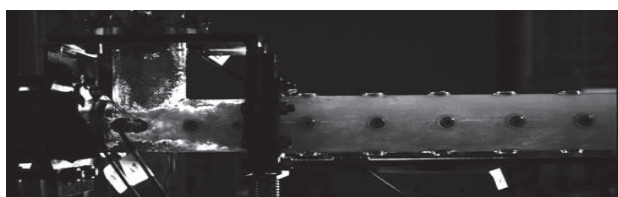


図4 リンクスリーブ弁開度α=100%での下流管内流況

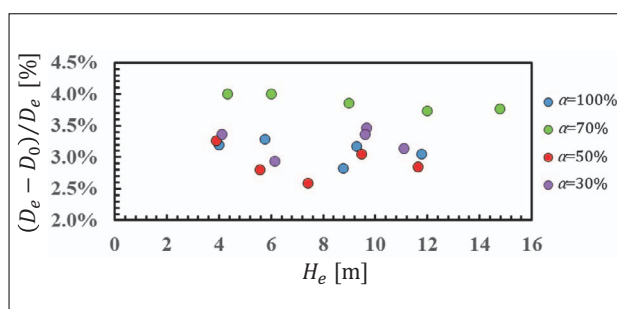


図5 噴流直径の比較

また、下流管内の圧力分布として代表的なものを図6に示す。縦軸は各測点の圧力水頭 $H_2 \sim H_8$ を上流側動圧で除した圧力係数であり、横軸はシートリングを起点とした各測点の配管方向位置 L を基準直径 D_1 で除した値とした。また、弁開度 α とオリフィス孔径 D_f および流量 Q_w を条件パラメータとしている。弁開度 α と流量 Q_w が同一であっても、オリフィス孔径 D_f が小さい方が下流管内圧力係数の値は小さく、下流管内は負圧になりやすいことが確認できる。但し、計測した負圧は最も低い値でも -2.5 kPaG 程度であるため、水理条件などに対して十分な給気を行った場合、下流管内の圧力はキャビテーションの恐れのない程度まで回復することが確認された。また、いずれの条件においても下流管内の圧力分布は流れ方向に対し正の勾配をもち、後述する空気の流れが発生する可能性を示唆している。

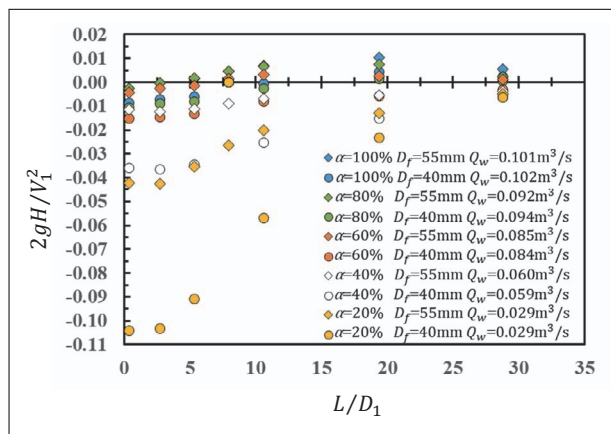


図6 下流管内圧力分布

3.3 吸込み空気流量の特性

放流弁として使用されるゲートなどにおいては、絞り部直後の負圧発生箇所に対し、給気を行うことでキャビテーションの抑制を図っており、その際の空気流量 Q_a は一般的にキャンベルガイトンの式¹⁾にて計算される。

一方で水道弁として用いられているリンクスリーブ弁は、作動流体が上水であるのでキャビテーション抑制のための給気は想定されておらず、低い流速環境で用いられているため、高流速条件における流れの挙動や、給気時の吸込み空気流量の特性は十分に検討されていない。そこで、弁開度 α 、有効水頭 H_e 、オリフィス孔径 D_f などを変化させ、実験的に空気流量 Q_a を明らかにした。

放流弁において給気を行う際には、水を噴射し、Ejector 効果により空気が吸引される。同様な原理を用いた機器としてはジェットポンプが挙げられる。水-空気系のジェットポンプの動作特性は、Henzler, H. J. によって $V_2 > V_{2min}$ の範囲において式 (5) で求められることが実験的に確認されている⁷⁾。

$$Q_a = B(V_2 - V_{2min}) \quad (5)$$

Q_a [m³/s] : 空気流量

B [m²] : 実験定数

V_2 [m/s] : 噴流流速

V_{2min} [m/s] : 連行現象が生じる下限の噴流流速

式 (5) の物理的意味としては、右辺第一項は噴流流速 V_2 に比例して空気連行が生じることを表す。それに対して第二項は空気の帰還流による空気流路の圧力損失および空気と水の間の混合損失が存在するために、空気の吸引の抵抗になることを表しており、吸引空気流量 Q_a を減少する効果がある。図6で示した通り、下流管内は噴流の流れに対し正の勾配をもつ圧力分布となっている。このため、噴流に連行された空気の一部は上流側へ逆流し、帰還流を形成していると考えられる。実験においては実際に管壁に付着した水滴が逆流の様子が目視によって確認された。式 (5) による計算空気量は実験値と良く合致するが、実験定数 B は Henzler, H. J. が使用した試験機のサイズや形状に依存する。これは水理条件によって口径が変化するバルブにとっては扱いために、式 (5) の物理的解釈を基に、実験結果から式 (6) を新たに考案した。式 (6) の第一項は噴流による空気の連行現象として、連行空気流量を噴流速度 V_2 と噴流表面積 S 、連行係数 C_a の積と仮定した。ここで、噴流表面積 S は絞り部から放流されたジェットが下流管内壁に接するまでの間の円錐台表面積として計算した。また、式 (6) の第二項は空気の帰還流による空气管からの吸込空気流量の減少を表しており、空気流量の減少量は帰還流量と比例関係にあると考えられる。帰還流量は下流管内の負圧から求めた流速および、式 (4) で計算した噴流直径 D_0 と下流管直径 D_2 との間の環状面積 S_a 、帰還流係数 h^* の積と仮定した。

$$Q_a = SC_a V_2 - S_a h^* \sqrt{\frac{2(P_a - P_2)}{\rho_a}} \quad (6)$$

S [m²] : 噴流表面積

C_a [-] : 連行係数

S_a [m²] : 噴流直径と下流管直径との間の環状面積

h^* [-] : 帰還流係数

P_a [PaG] : 大気圧

P_2 [PaG] : 弁直後静圧

ρ_a [kg/m³] : 空気密度

式 (6) の妥当性を実験結果から検討したため、以下の通り報告する。実験結果から C_a および h^* を

求めるため、式 (6) を式 (7) のように変形し、 $Q_a / (S_a \sqrt{2(P_a - P_2) / \rho_a})$ と $SV_2 / (S_a \sqrt{2(P_a - P_2) / \rho_a})$ の平面上で一次関数をあてはめた結果、各条件のプロットに概ね一次近似の関係性を確認したことから、 C_a と h^* を定数として仮定し、式 (7) より C_a と h^* の値はそれぞれ 0.068 および 0.036 とした。図7に式 (7) を基に実験結果を整理したグラフを示す。パラメータは弁開度 α とオリフィス孔径 D_f である。

$$\frac{Q_a}{S_a \sqrt{\frac{2(P_a - P_2)}{\rho_a}}} = C_a \frac{SV_2}{S_a \sqrt{\frac{2(P_a - P_2)}{\rho_a}}} - h^* \quad (7)$$

得られた C_a と h^* が実験値の Q_a とどの程度乖離が存在するかを図8で確認した。図8の縦軸は、実験で測定した Q_a と、得られた C_a と h^* から計算した Q_{acal} の差を Q_a で除したもので、実験値と計算値の乖離の程度を表す。横軸は水流量 Q_w とした。図8によると、多くの条件で実験値と計算値は $\pm 10\%$ の精度を得ている。一方で、水流量 Q_w と D_f の値が小さいものほど乖離する傾向にあり、これは図7の $D_f=40$ mm における傾き C_a および切片 h^* の直線から外れるプロットにあたる。このような乖離が生じる要因として、帰還流とは別に、下流管末端から空気の逆流が発生した場合に、逆流空気が空气管からの空気吸込みを阻害していることが考えられる。水流量 Q_w が減少すると下流管内において空気相の割合が増加し、空气管が接続されたT字管と下流管の末端が連通する流況が実験中に確認されている。図9に $\alpha=20\%$ 、 $Q_w=0.024$ m³/s における下流管流況を示す。この条件において、下流管の天側に連続した空気相 (図中の赤枠内の範囲) が断続的に発生し、このスペースを通過して下流管末端から空気が逆流していると推測される。また、オリフィス孔径 D_f が小さいもの程乖離が大きいが、これは図6からも明らかのように下流管内がより負圧になるためであると考えられる。下流管内の負圧が大きいくほど逆流空気の流速は速く、より多くの逆流空気流量になるため乖離が大きくなる要因となる。更に図8の $Q_w=0.021 \sim 0.022$ m³/s における $D_f=40$ mm かつ $\alpha=60\%$ 、 30% (図中の赤囲み部) の P_2 の値はそれぞれ -73 PaG、-327 PaG であるため、乖離値は 30% の方が大きくなると考えられるが、実際には概ね一致する。これについても流況が関係していることが図10と図11から推測される。即ち、水流量 Q_w が同一である場合はリンクスリーブ弁の開度 α が大きいほど噴流流速 V_2 が遅くなるが、 $\alpha=60\%$ では $V_2=9.0$ m/s と遅く、噴流が下流管内で垂下がるため、下流管内天側の空気層がより安定的に生じ、管末端から空気が逆流しやすい状況となる。それに対し、 $\alpha=30\%$ においては噴流流速 $V_2=16.2$ m/s と比較的速く、噴流は下流管中心に存在しているため、天側空気層の出現も断続的であった。このような流況の違いにより、 P_2 に差が存在しているにも関わらず乖離値が一致したと考えられる。

実験結果から C_a および h^* を一定値として定めたが、

前述のように特に図8における水流量 Q_w が少ない範囲では負側の大きな乖離が存在している。これは式(6)を導出した際の仮定が成立していないためと考えられるが、この範囲においては、空気管から吸引される空気の代わりに下流管末端からの逆流空気が給気されている状態であるため、実用上の大きな問題はないと考えられる。この点の詳細な検討に関しては今後の研究課題となる。

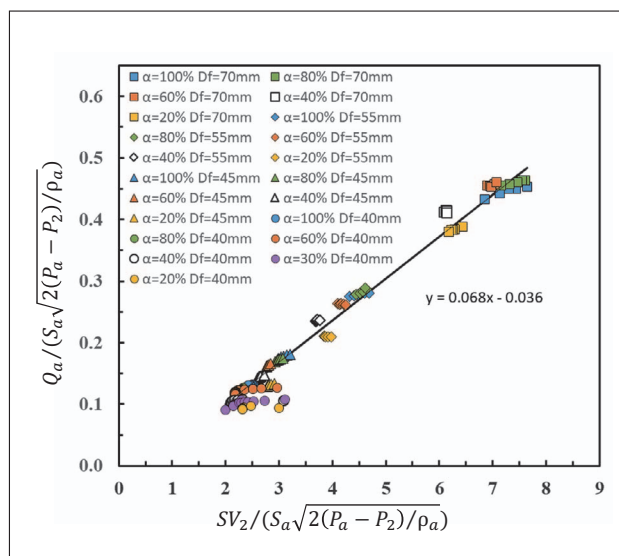


図7 $\frac{Q_a}{S_a \sqrt{2(P_a - P_2) / \rho_a}}$ と $C_a \frac{SV_2}{S_a \sqrt{2(P_a - P_2) / \rho_a}} - h^*$ の関係

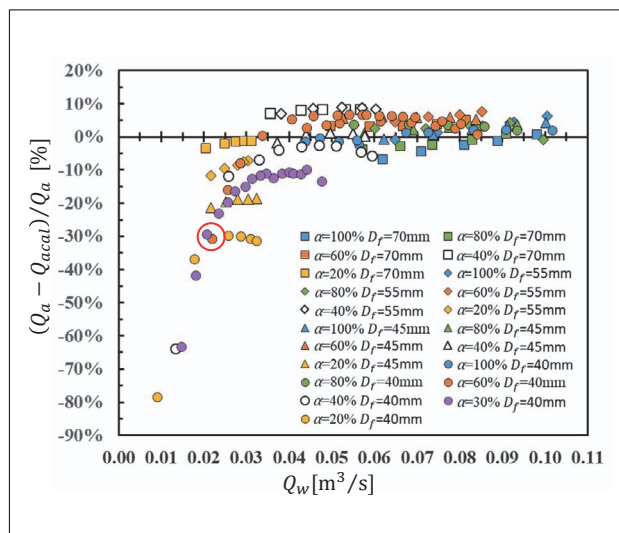


図8 乖離値と水流量 Q_w の関係

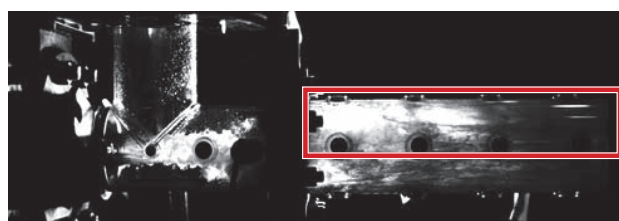


図9 $\alpha=20\%$ $Q_w=0.024 \text{ m}^3/\text{s}$ での下流管内流況

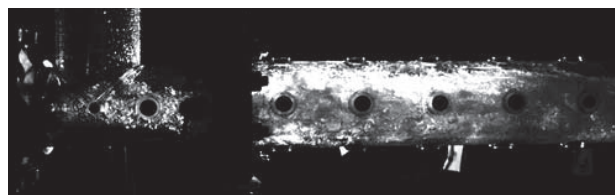


図10 $\alpha=60\%$ $Q_w=0.022 \text{ m}^3/\text{s}$ ($V_2=9.0 \text{ m/s}$)での下流管内流況

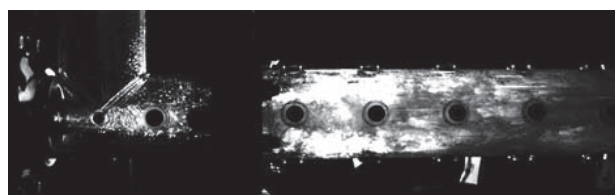


図11 $\alpha=30\%$ $Q_w=0.021 \text{ m}^3/\text{s}$ ($V_2=16.2 \text{ m/s}$)での下流管内流況

3.4 弁内圧力分布および許容流速

水道弁は一般的に6 m/sを上限流速としている場合が多いが、放流弁は条件によって30 m/sを超える流速で使用されることもあり、使用環境が大きく異なる。流体が高速流となる場合は、境界層剥離などによる圧力降下によって弁内でキャビテーションが発生しない構造とする必要があり、そのためには使用条件において局所弁内圧力が負圧とならないことが実用上望ましい。現在、放流弁として使用されているジェットフローゲートやホロージェットバルブなどの放流弁は、弁内の境界層剥離が生じる箇所の圧力水頭 H_i と有効水頭 H_e との関係について調査がなされ、高速流によって弁内に局所的な負圧が生じないことが実験的に確認されている。^{3), 6)} その一方で、水道弁は先述の通り流速の上限值が低いいため、そのような研究は筆者の知る限りなされていない。6 m/sとなるように口径を拡大し使用することも可能ではあるが、その場合は経済性が悪化するという点で課題がある。そこで、リンクスリーブ弁の弁内圧力特性を調べた。

弁内圧力水頭 H_i の測定に使用した供試弁を図12に示す。弁内圧力水頭 H_i の測定箇所は、外側コーン部、内側コーン部、弁棒を内包するボス部、絞り部上流の合計図中29箇所とし、測定の際は弁内流速が最大となるようにリンクスリーブ弁の開度 α を全開にした。また、実用上弁下流部において給気を行うので、弁下流側圧力水頭は負圧であるものの、大気圧に近い値となり、大きく変化しない。そのため、水流量 Q_w を変化させる場合には、上流側圧力水頭 H_1 を変化させた。

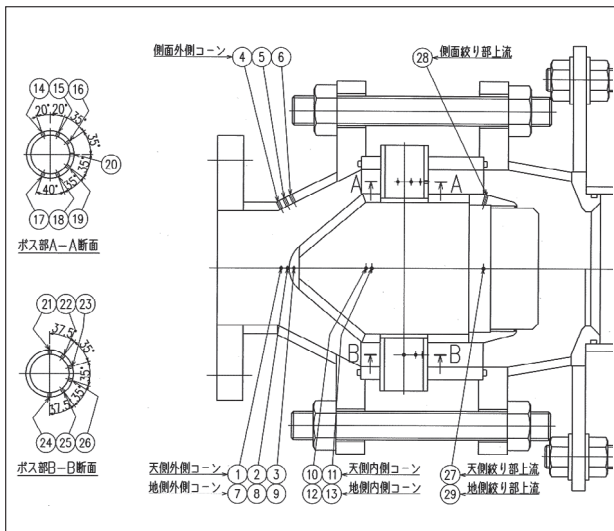


図12 弁内圧力水頭測定用供試弁（平面断面図）

測定した弁内圧力水頭 H_i と上流側速度水頭の関係について、代表的なものを図13に示す。測定した全ての測点の内、測点24のボス部が最も弁内圧力水頭 H_i の小さい箇所であることがわかるが、 $Re=2.8 \times 10^5 \sim 6.2 \times 10^5$ の範囲内においてはいずれの測定点においても弁内圧力水頭 H_i は正圧となっており、この条件においてはキャビテーション発生のおそれはない。これは前述のように給気がある場合のリンクスリーブ弁の最大流量係数が0.6程度であり、常にある程度の抵抗が作用していることが一因だと考えられる。また、本実験は乱流境界層の範囲で行っているため、実験範囲を上回る上流側平均流速 V_1 となった場合でも図13の弁内圧力水頭 H_i と上流側速度水頭が正比例する関係性が継続されることが予想され、流速の許容値は設けなくとも良いと考えられる。

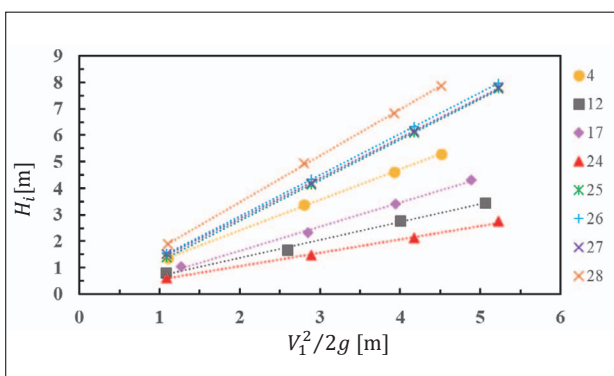


図13 弁内圧力水頭 H_i と上流側速度水頭の関係

4 結言

従来、水道用に用いられてきたリンクスリーブ弁をダム用放流弁に用途を拡大するために、これまで検討されてこなかったキャビテーション抑制のための給気を行った場合の流動特性、高流量係数条件での運転における弁内部の圧力特性を明らかにするために、実験および結果の考察を行った。以下に結果をまとめる。

- (1) 給気を伴うリンクスリーブ弁の流量係数 C は最大で約0.6となった。この値は、給気がない場合の約0.7よりも小さく、これらの差は給気に伴う流動抵抗に起因する。
- (2) リンクスリーブ弁出口における水の流動様式は、開度により直径は異なるものの、中実円形の配管中心線に沿った噴流となる。
- (3) 給気を行う場合のリンクスリーブ弁出口近傍の流動様式はジェットポンプと同様であり、空気流量 Q_a は噴流による連行効果と、空気の帰還流による抵抗の差として決定されることが明らかとなった。また、実験結果から、試験に用いたリンクスリーブ弁の連行係数、帰還流係数を求めた。
- (4) リンクスリーブ弁の出口圧力は負圧であるものの、十分な給気を行うことで圧力回復し、大気圧程度でほぼ一定となるため、弁下流側でのキャビテーション発生のおそれはない。また、出口圧力が大気圧でほぼ一定のため、弁内流速の増加は上流側圧力水頭 H_1 の増加を伴うが、これに対して弁内の圧力降下量は小さく、流速が増しても弁内で負圧やキャビテーションが生じる可能性はほとんどないと予想され、流速の許容値は設けなくとも良いと考えられる。

※なお、本論文は水工学講演会論文集に掲載された下記論文を土木学会の許諾を得て転載している。

「松原圭佑、永瀬敦史、佐藤隆宏、米澤宏一、下田賢文、野口尚史、平田勝哉：リンクスリーブ弁の放流特性に関する実験的研究、水工学論文集、第66巻（2021）」

参考文献：

- 1) Campbell, F. B. and Guuyton, B. : Air Demand in Gated Outlet Works, Proc. of Minnesota international hydraulic convention, I.A.H.R., pp. 529-533, 1953.
- 2) 林栄港、上田幸彦、西村敬一：ジェットフローゲートの水理特性に関する実験的研究、水理講演会論文集21巻、pp. 237-243, 1977.
- 3) 加藤昭美、河本淳：ジェットフローゲートの実験的研究、水門鉄管、No117, pp. 27-41, 1979.
- 4) 貞弘丈佳ほか：トンネル内放流における高压ゲートの給気特性に関する研究、ダム工学、第6巻、23号、pp. 5-15, 1996.
- 5) 技術情報・製品紹介：新形インライン型スリーブ弁〈リンクスリーブ弁〉、クリモト技報、No.67（2018）、pp. 33-34.
- 6) 田中裕、吉田洋治：ホロージェット・バルブの実験的研究、水門鉄管、No115, pp. 17-36, 1979.
- 7) Henzler, H. J. : Modell zur Beschreibung des Sogverhaltens von Strahlsaugern für das Stoffsystem flüssig/gasförmig, ChemieIngenieur Technik, Vol. 52, No.8, pp. 659-661, 1980.

執筆者：

松原圭佑

2015年入社

バルブ設計・開発に従事



永瀬敦史

2005年入社

バルブ設計・開発に従事



佐藤隆宏

(一財)電力中央研究所



米澤宏一

(一財)電力中央研究所



下田賢文

同志社大学 理工学部



野口尚史

同志社大学 理工学部



平田勝哉

同志社大学 理工学部

