

JWVA

水道用仕切弁操作トルク計算基準

JWVA 102-1990

平成2年6月1日 制定

水道バルブ工業会

技術委員会構成表

委員長	大	西	嘉	明	株式会社 栗本鉄工所
副委員長	岡	田	愿	二	株式会社 クボタ
”	松	本	潔	武	前澤工業株式会社
”	渡	辺		清	株式会社 森田鉄工所
委員	芦	住		収	株式会社 栗本鉄工所
”	吉	居	久	光	清水工業株式会社
”	丸	本	芳	男	株式会社 清水合金製作所
”	上	野	恵	司	株式会社 清水鉄工所
”	鈴	木	辰	夫	幡豆工業株式会社
”	矢	部	秀	世	株式会社 丸万茂又
”	須	藤	久	良	宮部鉄工株式会社
”	若	島	宏	毅	若島工業株式会社
幹事	並	木	正	治	水道バルブ工業会

水道用仕切弁操作トルク計算基準

1. 適用範囲

この基準は、内ねじ式及び外ねじ式水道用仕切弁の操作トルク計算について定める。

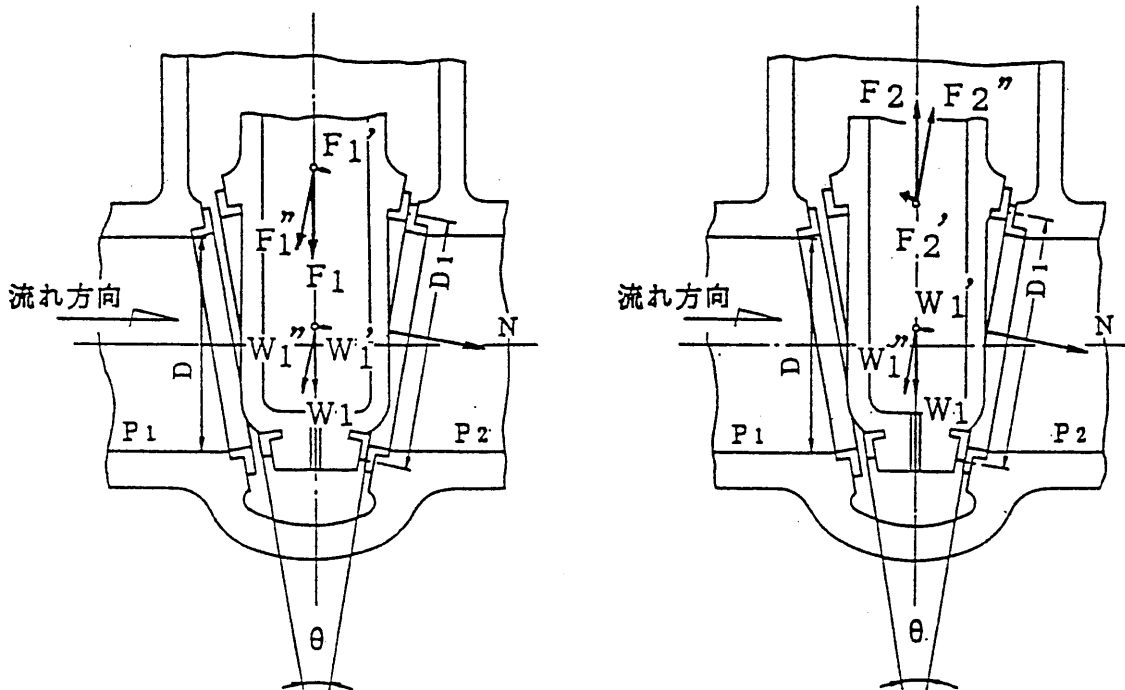
2. 操作トルク計算式

仕切弁の弁体は、弁体の上流側と下流側とに作用する流体圧の差によって、下流側弁箱弁座に押し付けられており、仕切弁の開閉に必要な力は、下流側弁座面に生ずる摩擦抵抗に打ち勝つものでなければならない。

弁座止水面と弁体に加わる荷重との関係は、図1及び図2に示すとおりとなる。

図1 弁体を押し下げる場合

図2 弁体を引き上げる場合



- ここに、 D : 口径 (cm)
 D₁ : 弁座面の平均直径 (cm)
 P₁ : 上流側圧力及び弁箱内圧力 (kgf/cm²)
 P₂ : 下流側圧力 (kgf/cm²)
 ΔP : P₁とP₂との差圧 (kgf/cm²)
 θ : 弁体のくさび角 (度)
 F₁ : バルブを閉止するのに必要な弁体の押し下げ力 (kgf)
 F₂ : バルブを開けるのに必要な弁体の引き上げ力 (kgf)
 W₁ : 弁体、弁体弁座及びめねじこまの水中での重量 (kgf)
 N : 差圧ΔPにより弁体を下流側の弁箱弁座面に垂直に押し付ける力 (kgf)

$$N = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \Delta P$$

F₁、F₂及びW₁の弁座面に垂直方向及び水平方向の分力を各々F₁'、F₂'、W₁'及びF₁"、F₂"、W₁"とすれば

$$F_1' = F_1 \sin \frac{\theta}{2}, \quad F_2' = F_2 \sin \frac{\theta}{2}, \quad W_1' = W_1 \sin \frac{\theta}{2}$$

$$F_1'' = F_1 \cos \frac{\theta}{2}, \quad F_2'' = F_2 \cos \frac{\theta}{2}, \quad W_1'' = W_1 \cos \frac{\theta}{2}$$

仕切弁の開閉に必要な力は、弁体に加わる荷重と弁座止水面の摩擦力とのつり合いから、弁体を押し下げる場合は図1より

$$F_1 \cos \frac{\theta}{2} + W_1 \cos \frac{\theta}{2} = \tan \phi \left(N + F_1 \sin \frac{\theta}{2} + W_1 \sin \frac{\theta}{2} \right)$$

ここに、φ : 弁座の摩擦角 (度)

$$\phi = \tan^{-1} \mu$$

μ : 弁座の摩擦係数

したがって、押し下げ力F₁は

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \Delta P \left\{ \cos \frac{\theta}{2} \cdot \tan \left(\phi + \frac{\theta}{2} \right) - \sin \frac{\theta}{2} \right\} - W_1 \cdots (1)$$

同様に、弁体を引き上げる場合は図2より

$$-F_2 \cos \frac{\theta}{2} + W_1 \cos \frac{\theta}{2} = \tan \phi (N - F_2 \sin \frac{\theta}{2} + W_1 \sin \frac{\theta}{2})$$

したがって、引き上げ力 F_2 は

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \Delta P \left\{ \cos \frac{\theta}{2} \cdot \tan \left(\phi - \frac{\theta}{2} \right) + \sin \frac{\theta}{2} \right\} + W_1 \cdots (2)$$

実際にバルブを開閉するのに必要な力は、弁座止水面の摩擦力とのつり合い条件以外に種々の要素が加わることとなり、その計算式は次のとおりとなる。

2.1 内ねじ式仕切弁操作トルク計算式

(1) バルブを閉止するのに必要な弁体の押し下げ力 : F_1 (kgf)

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \Delta P \left\{ \cos \frac{\theta}{2} \cdot \tan \left(\phi_1 + \frac{\theta}{2} \right) - \sin \frac{\theta}{2} \right\} - W_1$$

ここに、 ϕ_1 : 弁座の摩擦角 (度)

$$\phi_1 = \tan^{-1} \mu_1$$

μ_1 : 弁座の摩擦係数 (運動、水潤滑)

(2) バルブを開けるのに必要な弁体の引き上げ力 : F_2 (kgf)

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \Delta P \left\{ \cos \frac{\theta}{2} \cdot \tan \left(\phi_2 - \frac{\theta}{2} \right) + \sin \frac{\theta}{2} \right\} + W_1$$

ここに、 ϕ_2 : 弁座の摩擦角 (度)

$$\phi_2 = \tan^{-1} \mu_2$$

μ_2 : 弁座の摩擦係数 (静止、水潤滑)

(3) バルブの内圧による弁棒を押し上げる力 : F_3 (kgf)

$$F_3 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} P_1 - W_2$$

ここに、 d_1 : 弁棒の径 (cm)

W_2 : 弁棒及びキャップの重量 (kgf)

(4) バルブを閉止するのに必要な弁体の押し下げ力 F_1 を与えるための弁棒ねじ部のトルク : T_1 (kgf·m)

$$T_1 = \frac{F_1 \cdot d_2 (\beta_1 \ell + \mu_3 \cdot \pi \cdot d_2)}{200 (\beta_1 \cdot \pi \cdot d_2 - \mu_3 \cdot \ell)}$$

ここに、 d_2 : 弁棒ねじの有効径 (cm)

β_1 : ねじ山角度の係数 = $\cos \left(\text{ねじ山角度の} \frac{1}{2} \right)$

$\beta_1 = 0.966$ (Tr ねじの場合)

$= 0.968$ (TW ねじの場合)

ℓ : ねじのリード (cm)

μ_3 : ねじの摩擦係数 (運動、水潤滑)

- (5) バルブを開けるのに必要な弁体の引き上げ力 F_2 を与えるための弁棒ねじ部のトルク： T_2 (kgf·m)

$$T_2 = \frac{F_2 \cdot d_2 (\beta_1 \cdot \ell + \mu_3 \cdot \pi \cdot d_2)}{200 (\beta_1 \cdot \pi \cdot d_2 - \mu_3 \cdot \ell)}$$

- (6) バルブを閉止するのに弁棒つば部の摩擦抵抗に打ち勝つために必要なトルク： T_3 (kgf·m)

$$T_3 = \frac{\mu_4 \cdot d_3}{200} (F_1 + F_3)$$

ここに、 μ_4 ：弁棒つば部の摩擦係数(運動、水潤滑)

d_3 ：弁棒つば部の平均接触直径 (cm)

$$d_3 = \frac{\text{弁棒のつば径} + \text{パッキン箱の穴径}}{2}$$

- (7) バルブを開けるのに弁棒つば部の摩擦抵抗に打ち勝つために必要なトルク： T_4 (kgf·m)

$$T_4 = \frac{\mu_4 \cdot d_3}{200} (F_2 - F_3)$$

- (8) バルブを開閉するのにグランドパッキンの摩擦抵抗に打ち勝つために必要なトルク： T_5 (kgf·m)

- (a) グランド部にナイロンパッキンを使用した場合

$$T_5(a) = \frac{\mu_k \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot h \cdot P_3}{200}$$

ここに、 μ_k ：パッキンの摩擦係数×変換係数(運動)

($\mu_k = 0.02$ とする)

h ：パッキンと弁棒の接触高さ (cm)

P_3 ：パッキンの締付面圧 (kgf/cm²)

(パッキンの締付面圧は耐圧試験圧力の2倍とする)

(b) グランド部にOリングを使用した場合

$$T_5(b) = \frac{K \cdot d_1^2 \cdot n}{200}$$

ここに、K : Oリングの抵抗 (kgf/cm)

(K = 1.3 kgf/cm とする)

n : Oリングの本数

(9) バルブを閉止するのに必要な総トルク : T_s (kgf·m)

(a) グランド部にナイロンパッキンを使用した場合

$$T_s(a) = T_1 + T_3 + T_5(a)$$

$$= \frac{1}{200} \left\{ \frac{F_1 \cdot d_2 (\beta_1 \cdot \ell + \mu_3 \cdot \pi \cdot d_2)}{(\beta_1 \cdot \pi \cdot d_2 - \mu_3 \cdot \ell)} + \mu_4 \cdot d_3 (F_1 + F_3) + \mu_k \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot h \cdot P_3 \right\}$$

(b) グランド部にOリングを使用した場合

$$T_s(b) = T_1 + T_3 + T_5(b)$$

$$= \frac{1}{200} \left\{ \frac{F_1 \cdot d_2 (\beta_1 \cdot \ell + \mu_3 \cdot \pi \cdot d_2)}{(\beta_1 \cdot \pi \cdot d_2 - \mu_3 \cdot \ell)} + \mu_4 \cdot d_3 (F_1 + F_3) + K \cdot d_1^2 \cdot n \right\}$$

(10) バルブを開けるのに必要な総トルク : T_o (kgf·m)

(a) グランド部にナイロンパッキンを使用した場合

$$T_o(a) = T_2 + T_4 + T_5(a)$$

$$= \frac{1}{200} \left\{ \frac{F_2 \cdot d_2 (\beta_1 \cdot \ell + \mu_3 \cdot \pi \cdot d_2)}{(\beta_1 \cdot \pi \cdot d_2 - \mu_3 \cdot \ell)} + \mu_4 \cdot d_3 (F_2 - F_3) + \mu_k \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot h \cdot P_3 \right\}$$

(b) グランド部にOリングを使用した場合

$$T_o(b) = T_2 + T_4 + T_5(b)$$

$$= \frac{1}{200} \left\{ \frac{F_2 \cdot d_2 (\beta_1 \cdot \ell + \mu_3 \cdot \pi \cdot d_2)}{(\beta_1 \cdot \pi \cdot d_2 - \mu_3 \cdot \ell)} + \mu_4 \cdot d_3 (F_2 - F_3) + K \cdot d_1^2 \cdot n \right\}$$

以上より、内ねじ式仕切弁の操作に要するトルクは、 T_s 又は T_o のいずれか大きい方とする。

2.2 外ねじ式仕切弁操作トルク計算式

- (1) バルブを閉止するのに必要な弁体の押し下げ力 : F_1 (kgf)

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \Delta P \left\{ \cos \frac{\theta}{2} \cdot \tan \left(\phi_1 + \frac{\theta}{2} \right) - \sin \frac{\theta}{2} \right\} - W_3$$

ここに、 W_3 : 弁体及び弁体弁座の水中での重量 (kgf)

- (2) バルブを開けるのに必要な弁体の引き上げ力 : F_2 (kgf)

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \Delta P \left\{ \cos \frac{\theta}{2} \cdot \tan \left(\phi_2 - \frac{\theta}{2} \right) + \sin \frac{\theta}{2} \right\} + W_3$$

- (3) バルブの内圧による弁棒を押し上げる力 : F_3 (kgf)

$$F_3 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} P_1 - W_4$$

ここに、 W_4 : 弁棒及びこまの重量 (kgf)

- (4) バルブを開閉するのにグランドパッキンの摩擦抵抗に打ち勝つために必要な推力 : F_4 (kgf)

$$F_4 = \mu k \cdot \pi \cdot d_1 \cdot h \cdot P_3$$

- (5) バルブを閉止するのに必要な弁棒の押し下げ力 : F_5 (kgf)

$$F_5 = F_1 + F_3 + F_4$$

- (6) バルブを開けるのに必要な弁棒の引き上げ力 : F_6 (kgf)

$$F_6 = F_2 - F_3 + F_4$$

- (7) バルブを閉止するのに必要な弁棒の押し下げ力 F_5 を与えるための弁棒ねじ部のトルク : T_6 (kgf·m)

$$T_6 = \frac{F_5 \cdot d_2 (\beta_1 \cdot \ell + \mu_3 \cdot \pi \cdot d_2)}{200 (\beta_1 \cdot \pi \cdot d_2 - \mu_3 \cdot \ell)}$$

- (8) バルブを開けるのに必要な弁棒の引き上げ力 F_6 を与えるための弁棒ねじ部のトルク： T_7 (kgf·m)

$$T_7 = \frac{F_6 \cdot d_2 (\beta_1 \cdot \ell + \mu_3 \cdot \pi \cdot d_2)}{200 (\beta_1 \cdot \pi \cdot d_2 - \mu_3 \cdot \ell)}$$

- (9) バルブを閉止するのにスリーブつば部の摩擦抵抗に打ち勝つために必要なトルク： T_8 (kgf·m)

$$T_8 = \frac{\mu_5 \cdot d_4}{200} (F_5 - W_5)$$

ここに、 μ_5 ：スリーブつば部の摩擦係数(運動、油潤滑)

d_4 ：スリーブつば部の平均接触直径 (cm)

$$d_4 = \frac{\text{スリーブつば径} + \text{ヨークの穴径}}{2}$$

W_5 ：スリーブ及びハンドル車の重量 (kgf)

- (10) バルブを開けるときにヨークとハンドル車間の座金部の摩擦抵抗に打ち勝つために必要なトルク： T_9 (kgf·m)

$$T_9 = \frac{\mu_6 \cdot d_5}{200} (F_6 + W_5)$$

ここに、 μ_6 ：座金部の摩擦係数(運動、油潤滑)

d_5 ：座金部の平均接触直径 (cm)

$$d_5 = \frac{\text{座金の外径} + \text{座金の内径}}{2}$$

- (11) バルブを閉止するのに必要な総トルク： T_s (kgf·m)

$$T_s = T_6 + T_8$$

$$= \frac{1}{200} \left\{ \frac{F_5 \cdot d_2 (\beta_1 \cdot \ell + \mu_3 \cdot \pi \cdot d_2)}{(\beta_1 \cdot \pi \cdot d_2 - \mu_3 \cdot \ell)} + \mu_5 \cdot d_4 (F_5 - W_5) \right\}$$

(12) バルブを開けるのに必要な総トルク : T_0 (kgf·m)

$$\begin{aligned} T_0 &= T_7 + T_9 \\ &= \frac{1}{200} \left\{ \frac{F_6 \cdot d_2 (\beta_1 \cdot \ell + \mu_3 \cdot \pi \cdot d_2)}{(\beta_1 \cdot \pi \cdot d_2 - \mu_3 \cdot \ell)} + \mu_6 \cdot d_5 (F_6 + W_5) \right\} \end{aligned}$$

以上より、外ねじ式仕切弁の操作に要するトルクは、 T_s 又は T_0 のいずれか大きい方とする。

3. 操作トルク計算例

水道用ダクタイトル鑄鉄仕切弁 5種 - 300の計算例を表1、表2に示す。

ただし、内ねじ式はグラント部にOリング、弁棒つば部にナイロン製スラストリングを使用、外ねじ式はグラント部にナイロンパッキンを使用。

表1. 水道用ダクタイトル鑄鉄仕切弁 5種 - 300の操作トルク計算データ

符 号	形 式	形 式	
		内ねじ式	外ねじ式
D1 : 弁座面の平均直径	(cm)	31.7	
P1 : 上流側及び弁箱内圧力	(kgf/cm ²)	20	
P2 : 下流側圧力	(kgf/cm ²)	0	
△P : P1とP2の差圧	(kgf/cm ²)	20	
θ : 弁体のくさび角	(度)	8	
μ ₁ : 弁座の摩擦係数(運動、水潤滑)		0.18	
φ ₁ : 弁座の摩擦角	(度)	10.204	
μ ₂ : 弁座の摩擦係数(静止、水潤滑)		0.20	
φ ₂ : 弁座の摩擦角	(度)	11.310	
W1 : 弁体、弁体弁座及びめねじこまの水中での重量	(kgf)	49.9	—
W3 : 弁体及び弁体弁座の水中での重量	(kgf)	—	47.6
d ₁ : 弁棒の径	(cm)	4.6	
W2 : 弁棒及びキャップの重量	(kgf)	12.8	—
W4 : 弁棒及びこまの重量	(kgf)	—	11.6
d ₂ : 弁棒ねじの有効径	(cm)	4.1	
β ₁ : ねじ山角度の係数		0.966	
ℓ : ねじのリード	(cm)	1	
μ ₃ : ねじの摩擦係数 (運動、水潤滑又は油潤滑)		0.18	0.10
μ ₄ : 弁棒つば部の摩擦係数 (運動、水潤滑) ナイロン製スラストリングを使用した場合		0.11	—
d ₃ : 弁棒つば部の平均接触直径	(cm)	6.2	—
μ _k : パッキンの摩擦係数×変換係数		—	0.02
h : パッキンと弁棒の接触高さ	(cm)	—	7.2

符 号	形 式	内ねじ式	外ねじ式
P ₃ : パッキンの締付面圧	(kgf/cm ²)	—	60
K : Oリングの抵抗	(kgf/cm)	1.3	—
n : Oリングの本数		2	—
μ ₅ : スリーブつば部の摩擦係数 (運動、油潤滑)		—	0.10
d ₄ : スリーブつば部の平均接触直径 (cm)		—	7.65
W ₅ : スリーブ及びハンドル車の重量 (kgf)		—	20
μ ₆ : ヨークとハンドル車間の座金部の 摩擦係数 (運動、油潤滑)		—	0.10
d ₅ : ヨークとハンドル車間の座金の平均 接触直径 (cm)		—	7.7

備考 上記の計算データは、参考値を示す。

表2. 水道用ダクタイトル铸铁仕切弁 5種 - 300の操作トルク計算結果

項目	形式	内ねじ式	外ねじ式
	差圧 ΔP (kgf/cm ²)	20	20
F1 : バルブを閉止するのに必要な弁体の押し下げ力 (kgf)		2833.0	2835.3
F2 : バルブを開けるのに必要な弁体の引き上げ力 (kgf)		3169.4	3167.1
F3 : バルブの内圧により弁棒を押し上げる力 (kgf)		319.4	320.6
F4 : バルブを開閉するのにグランドパッキンの摩擦抵抗に打ち勝つために必要な力 (kgf)		—	124.8
F5 : バルブを閉止するのに必要な弁棒の押し下げ力 (kgf)		—	3280.7
F6 : バルブを開けるのに必要な弁棒の引き上げ力 (kgf)		—	2971.3
T1 : F1を与えるための弁棒ねじ部のトルク (kgf·m)		15.6	—
T2 : F2を与えるための弁棒ねじ部のトルク (kgf·m)		17.4	—
T3 : バルブを閉止するのに弁棒つば部の摩擦抵抗に打ち勝つために必要なトルク (ナイロン製スラストリングを使用した場合) (kgf·m)		10.7	—
T4 : バルブを開けるのに弁棒つば部の摩擦抵抗に打ち勝つために必要なトルク (ナイロン製スラストリングを使用した場合) (kgf·m)		9.7	—
T5(b) : バルブを開閉するのにグランドパッキンの摩擦抵抗に打ち勝つために必要なトルク (Oリングを使用した場合) (kgf·m)		0.3	—
T6 : F5を与えるための弁棒ねじ部のトルク (kgf·m)		—	12.3
T7 : F6を与えるための弁棒ねじ部のトルク (kgf·m)		—	11.1
T8 : バルブを閉止するのにスリーブつば部の摩擦抵抗に打ち勝つために必要なトルク (kgf·m)		—	12.5

項 目	形 式	内ねじ式	外ねじ式
	差圧 ΔP (kgf/cm ²)		
		20	20
T ₉ : バルブを開けるときにヨークとハンドル車間の座金部の摩擦抵抗に打ち勝つために必要なトルク (kgf·m)		—	11.5
T _s : バルブを閉止するのに必要な総トルク (kgf·m)		26.6	24.8
T _o : バルブを開けるのに必要な総トルク (kgf·m)		27.4	22.6

操作に要するトルクは、T_s又はT_oのいずれか大きい方とする。

水道用仕切弁操作トルク計算基準 解説

1. 基準制定の経緯

水道配管には数多くの仕切弁が使用されているが、その操作に要するトルクのデータは少なく、一般的にはピアソン(Pearson)の式を利用して、操作力を計算したり、電動仕切弁の電動機容量を決定していることが多い。

一方、ISO 7259 “Predominantly key-operated cast iron gate valves for underground use” (地下使用の主としてキー操作の鑄鉄仕切弁)において Maximum functional test torque (最大機能試験トルク)が規定された。

このトルク値は、ベルギー及びイギリスなどより提案されたものであり、呼び径300までの最大機能試験のトルク値を規定している。(ISO7259のTable 9 参照)。

また、呼び径350以上のトルクについては、ISO7259の審議過程での資料(1979年7月12日付のISO/TC153/SC1/WG1の資料9ページ)に記載されている。

これらのトルク値と、従来より使用されているピアソンの式による計算トルク値を比較すると、ISO関連の値は呼び径300以上において、ピアソンの式による計算値よりかなり低い値となっている。

このことより水道バルブ工業会技術委員会では、ISO7259の審議に先立ちJIS B 2062(水道用仕切弁)の呼び径50から600迄の各バルブの操作力についての確認をすることとし、弁体の片側に13 kgf/cm²の水圧が加わった状態でISO関連の最大機能試験トルクで閉じたときの弁座漏れについての試験を行ったところ、各バルブ共漏れの全く無いことが確認された。

またさらに、JWVA B 122(水道用ダクタイル鑄鉄仕切弁)の規格の審議に伴い、高圧弁(20 kgf/cm²)について適用の可否を調べるため、実流下でのトルク測定試験を行った結果、呼び圧力20 KのバルブについてもISOの値を採用して何ら支障がないとの結論を得た。

これらの試験結果はISOで規定されたトルク値が実際にバルブを操作するのに必要なトルク値とみなしても支障のないことを示しており、ピアソンの式によるトルク値が必要以上に大きいこととなり、実用的でないという疑問が生じることとなった。

今後仕切弁の操作トルクとしてはISOの最大機能試験トルクが基準になると推察されることから、技術委員会ではピアソンの式を見直し工業会の計算基準を定めることを検討することとし、昭和62年4月から技術委員会9回を開催し、審議・検討を行い「水道用仕切弁操作トルク計算基準」の規格原案を作成したので、平成2年5月理事会において審議のうえ、基準として制定した。

II. 基準の各項について

これ以下に述べる解説の箇条番号は、本文の箇条番号に一致させてある。

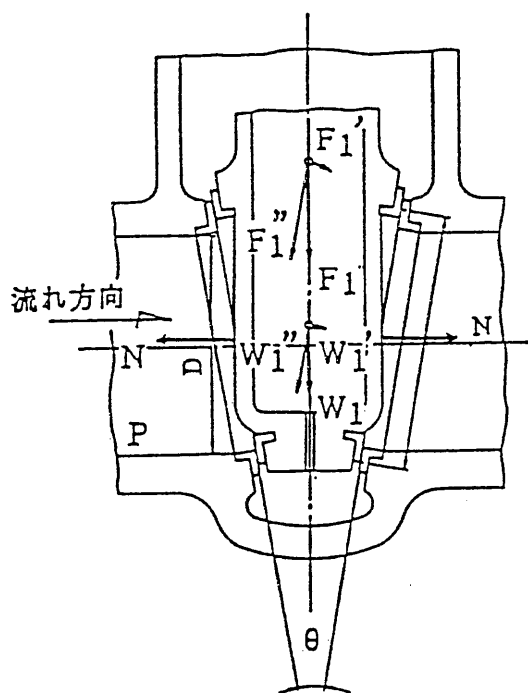
1. 適用範囲

内ねじ式及び外ねじ式のくさび形金属弁座の立形仕切弁について定めた。

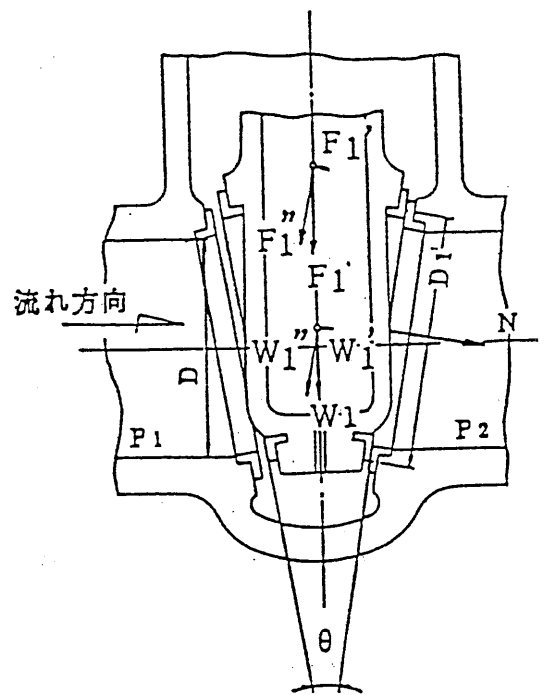
2. 操作トルク計算式

弁座止水面と弁体に加わる荷重について、ピアソンの式と本基準式の考え方の大きな違いは、解説図1及び解説図2のとおりで、解説図1は上流側及び下流側弁座の両方で止水するという考え方であり、弁体に加わる荷重は流体圧Pより求めているのに対し、解説図2は下流側弁座のみで止水し、弁箱内部まで上流側圧力が加わっていることから、弁体に加わる荷重は上流側圧力P1と下流側圧力P2の差によって求めている。

解説図1 ピアソンの式の考え方



解説図2 本基準式の考え方



ピアソンの式では式(1)に相当する押し下げ力F1は

$$F_1 = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} P \cdot \tan\left(\phi + \frac{\theta}{2}\right) - W_1$$

となる。

また、式(2)に相当する引き上げ力F2は

$$F_2 = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} P \cdot \tan\left(\phi - \frac{\theta}{2}\right) + W_1$$

となる。

2・1(1)、2・1(2)、2・2(1)、2・2(2) 弁座の摩擦係数

弁座の摩擦係数 μ_1 、 μ_2 は、バルブの作動状態より、 μ_1 は運動摩擦係数、 μ_2 は静止摩擦係数となりその値を解説表1及び解説表2に示す。

解説表1 弁座の運動摩擦係数

弁座材料		潤滑の状態	運動摩擦係数 μ_1
青銅	青銅	水潤滑	0.18 ~ 0.24

解説表2 弁座の静止摩擦係数

弁座材料		潤滑の状態	静止摩擦係数 μ_2
青銅	青銅	水潤滑	0.20 ~ 0.26

2・1(4)、2・1(5)、2・2(7)、2・2(8) ねじの摩擦係数

弁棒ねじ部は、内ねじ式は水潤滑、外ねじ式はグリース潤滑であり、ねじの摩擦係数 μ_3 は共に運動摩擦となり、その値を解説表3に示す。

解説表3 ねじの運動摩擦係数

接触材料		潤滑の状態	運動摩擦係数 μ_3
弁棒	めねじこま 又はスリーブ		
硬鋼	青銅	水潤滑	0.18 ~ 0.24
		油潤滑	0.10 ~ 0.12
黄銅	青銅	水潤滑	0.18 ~ 0.24
		油潤滑	0.10 ~ 0.12

2.1(6) 弁棒つば部の摩擦係数

弁棒つば部にスラストリングを使用する場合と、使用しない場合の二通りについて定めた。

弁棒つば部の摩擦は、内ねじ式は水潤滑となり、摩擦係数 μ_4 の値をスラストリングの有無により解説表4に示す。

解説表4 弁棒つば部の運動摩擦係数

項 目	接 触 材 料		潤滑の状態	運動摩擦係数 μ_4
	硬鋼 黄銅	鑄 鉄		
スラストリング無	硬鋼 黄銅	鑄 鉄	水潤滑	0.18 ~ 0.24
ナイロン製スラストリング使用	硬鋼 黄銅	ナイロン	水潤滑	0.11 ~ 0.14

2.1(8)、2.2(4) グランド部の摩擦抵抗係数

グランドパッキンは、内ねじ式ではナイロンパッキン又はOリングが使用され、外ねじ式ではナイロンパッキンが多用されている。

ナイロンパッキンの場合、パッキンの締付面圧 P_3 及び μ_k の値(パッキンの摩擦係数×パッキンの締付面圧の半径方向への変換係数)は使用するパッキンの種類、構造、使用リング数及び装着状態によって変わるが、ここでは従来より使用されて来た経験的な数値として、締付面圧は耐圧試験圧力の2倍とし、 μ_k の値を0.02とした。

またOリングの抵抗 K は種々の実験値を参考とし、1.3 kgf/cmとした。

2.2(9) スリーブつば部の摩擦係数及び、ヨークとハンドル車間の座金部の摩擦係数

外ねじ式は弁棒つば部が無く、スリーブつば部とヨークとハンドル車間の座金部に摩擦抵抗が有り、各々の摩擦係数 μ_5 及び μ_6 の値を解説表5に示す。

解説表5 スリーブつば部とヨークとハンドル車間の座金部の運動摩擦係数

接 触 材 料		潤滑の状態	運動摩擦係数	
			μ_5	μ_6
青 銅	鑄 鉄	油潤滑	0.10 ~ 0.12	0.10 ~ 0.12

注) 摩擦係数の値は接触材料、潤滑状態のほかに表面のあらさや硬さなどにより変わるので、これらの条件を考慮し表の範囲内で選定することとした。

本基準に用いた摩擦係数の値はバルブ設計データブックなどを参考にした。

III. 適用上の注意事項

1. 本計算基準は経年変化や、配管に加わる外力などによるトルクアップは考慮しておらず、特に電動操作の場合は電動操作機、電動機出力、トルクスイッチの設定などにおいては、計算トルクに十分な余裕をみる必要がある。
なお、この場合トルクスイッチの設定値は、強度試験トルク(JWWAB 122)を超えない範囲が望ましい。
2. 使用圧力が低い場合には、計算トルクと実用トルクとの差が大きくなる傾向があるため、1と同様に計算値に対し十分な余裕をみる必要がある。

水道バルブ工業会会員名簿

大島工業株式会社	協和工業株式会社	株式会社 クボタ
株式会社 栗本鉄工所	清水工業株式会社	株式会社清水合金製作所
株式会社 清水鉄工所	新和工業株式会社	角田鉄工株式会社
中嶋バルブ工業株式会社	幡豆工業株式会社	富士鉄工株式会社
古川工業株式会社	前澤工業株式会社	株式会社 牧村製作所
株式会社 丸万茂又	宮部鉄工株式会社	株式会社 森田鉄工所
若島工業株式会社		

水道バルブ工業会規格

J W V A

Japan Water Valve Association

水道用仕切弁操作トルク計算基準

平成2年6月23日 印刷

平成2年6月29日 発行

編集発行人 山口 毅

発行所

水道バルブ工業会

〒102 東京都千代田区九段南4-8-9 (日本水道会館内)

電話 東京 (264) 0385
