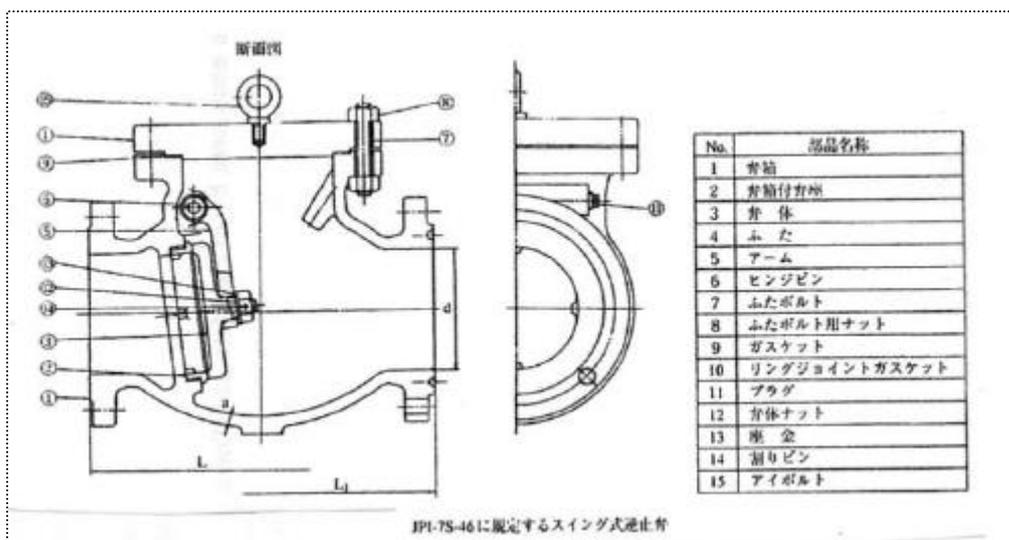


【整番】 FE-06-TM-010	【標題】 スイングチェッキの水撃関連情報
分類：流れ(過渡流れ)／種別：技術メモ	作成年月：H16.6／改訂：Ver0.0 (H18.7) 作成者：N.Miyamoto

全5枚



1. スラミングについて⁽¹⁾

遠心ポンプの吸込・吐出ラインを考える。例えば停電などでポンプが停止すると、逆流がおきてポンプが長時間逆回転してモータ/軸受け/シールなどに障害をおきたり、吐出ラインが空になって再度、排気/充水を行うはめになるので、半ば常識としてポンプ吐出口には逆止弁を設けられている。しかし、逆止弁設置には常にスラミング(slamming)の問題が付きまとっている。通常、流速が下がってゼロ近くなると逆止弁は完全に閉じて逆流は起きないと思いがちであるが、実際はそのあと逆流がおきてから閉じられることが多い。そして、

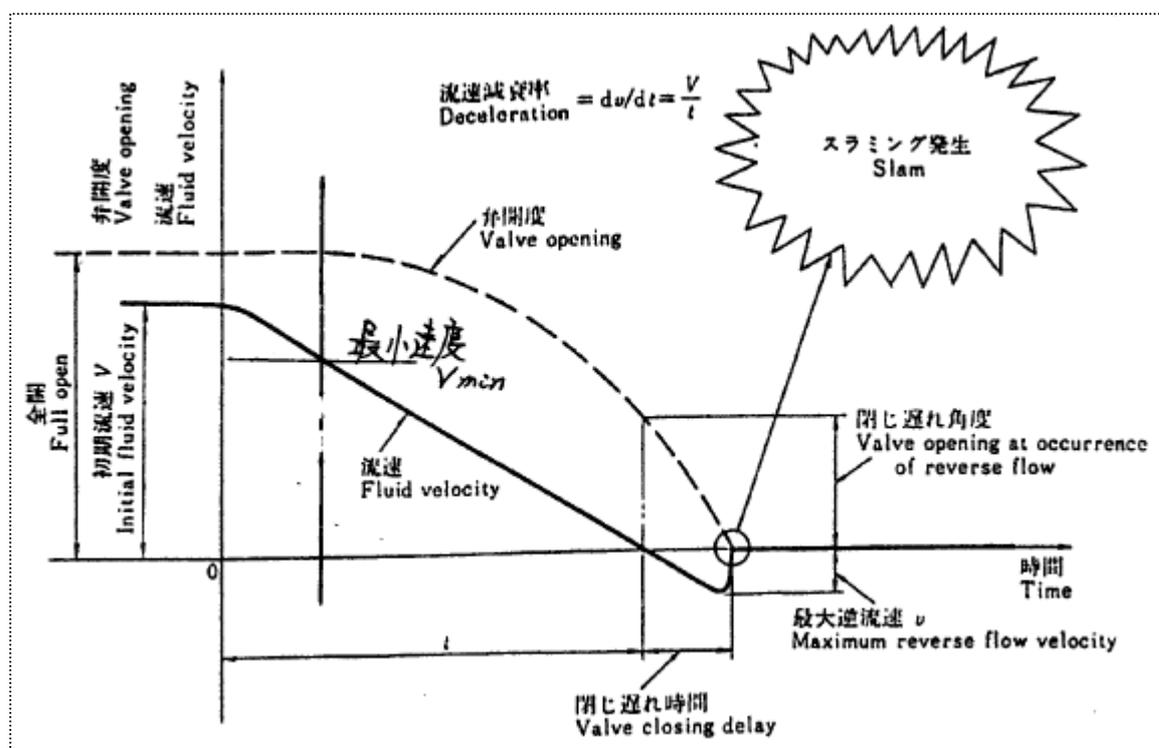
- 吐出ラインの流速降下即ち減速度(dV/dt)が大きく、
- 弁体が閉じ遅れを起ししやすい形状/構造になっている

とき、弁閉止直前の逆流速度が大きくなって深刻な水撃がおきる。これをスラムあるいはスラミングと称している。次頁にその様子を示す。流速が最小流速 V_{min} まで下がるとバルブは閉じ始める。 V_{min} は全開を維持する限界の流速である。更に流速が落ちて流速ゼロになっても、弁体の動きには遅れがあつて全閉にならない。そしてある程度、逆流(負の流速)が進んでやっと全閉する。この場合、流れは瞬時遮断に近いのでチェッキの出口側で急激な圧力上昇が起きてこれが下流に伝播する。問題は**弁体の閉じ遅れ**にある。その閉じ遅れは、例えば吐出ラインの実揚程が高くて停止時の減速度が大きい場合、あるいは弁体が軽量で流れに押されて垂れ下がりにくい場合に、著しくなる。詳しくは文献(1)など参照のこと。

スラミングの回避には次の2つの方法がある。

- ・ **急閉鎖方式**-----例えばバネ式チェッキ(スモレンスキーチェッキなど)、ダブルドアチェッキ、チルティングチェッキなど
- ・ **緩閉鎖方式**-----たとえば緩閉バイパス付きチェッキ、重錘レバー付きチェッキ、ダッシュポット付きチェッキなど

急閉鎖方式は、減速度(dV/dt)に応じて弁の閉止速度を速くして閉じ遅れを少なくするもの。一方、緩閉鎖方式は、弁閉止を緩慢にして閉止の瞬間のショックを緩和するもの。スラミング回避についてはいろんな製品/アイデア/特許がある。



2. 水撃計算に必要なスイングチェックのデータ

通常使用されるチェックにはリフト式とスイング式の2つのタイプがある。いずれも構造はシンプルで前者は 50A 以下の小口径に、後者は 80A 以上の中程度の口径に使われているが、50A 以下の小口径ラインで水撃が問題になることは稀であろうから、水撃計算の対象になるのは主にスイングチェックである。Flow-master の水撃解析では、定常計算にも用いられる開度－圧損関係(曲線)以外に、

最小流速(Minimum Velocity) : 弁が全開(full open)から閉じ始める流速 (図 1 参照)

特性作動時間(Characteristic Operating Time) : 全開から全閉までの時間

が必要になる^②。ただこれらのデータをどのように組み合わせるかは示されていない。多分最小流速で開閉を判定し特性作動時間と全系の計算から得られる減速度を用いた反復計算から弁全閉時の逆流速度と圧力上昇を求めるのではないかと想像される。

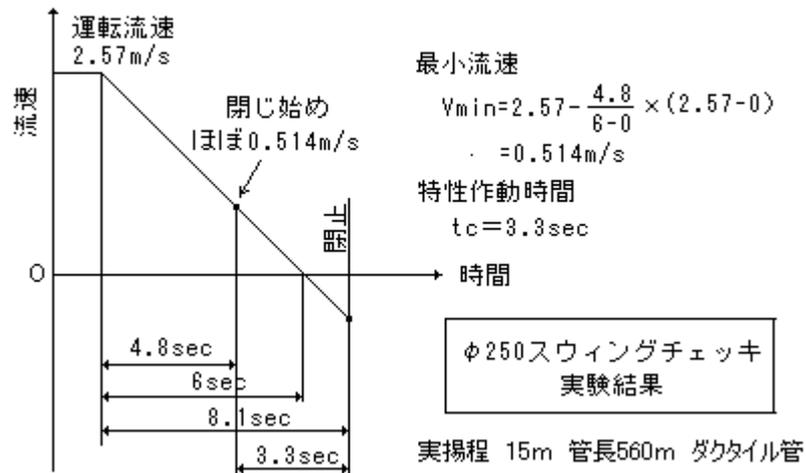
さて、任意のスイングチェックについて最小流速と特性作動時間をどう設定するか？

最小流速は、弁の重量/構造/形状および流体密度によってきまる (例えば【注 1】参照)。特性作動時間は「弁の重量/構造/形状および流体密度」と「モデル全系から決まる減速度」を用いた動特性式を解いて得られる (例えば【注 2】参照)。これらのデータは弁の重量/構造/形状を必要とするので、本来バルブベンダーのテリトリーにあり、最小流速については実験/解析によって、特性作動時間についてはユーザー指定の減速度を入力した解析によって求め、その結果をユーザーにサプライする形になると思う。しかし、中小ベンダーの場合、最小流速/特性作動時間ともでてこない可能性が高い。その場合は、【注 1】および【注 2】に準じて、プラント側で計算せざるを得ないであろう。

文献(1)に、最小流速/特性作動時間関連のデータ^③が記載されているので、多少メーキングして図 1 に示す。このデータは 15m 実揚程を持った $\phi 250$ ポンプ吐出ラインにおける通常の遠心ポンプ出口に設置されたスイングチェックの計測データである。もし、これに近い条件のスイングであれば参考になると思う。概略計算であればそのまま使用してもよいだろう。なお、ポンプにフライホイールをつけると

特性作動時間は 8.9sec とかなり遅れる。この遅れはフライホイールの慣性によって減速度(dV/dt)が低下したことによるものである。減速度の影響は大きいようである。【注 2】によって特性作動時間を求めるときは、チェッキの代わりに適当な圧損要素を付けて吸込・吐出ラインのポンプトリップ解析を行い、チェッキ取付け予定位置の減速度を求めて、これをそのまま使用すればよいと思う。チェッキの圧損は大きく影響しないだろう。

図 1 チェッキ弁閉止後の圧力上昇



【注 1】 逆止弁の最小流速の推算法 (次頁の図参照)

文献(4)によれば、逆止弁の全開を保持する流速は次式で得られる。

$$V_{MIN} \text{ (or } V_{open}) = \left\{ (1/\rho) K_{WT} / (K_{VEL} + K_{\Delta P}) \right\}^{0.5} \text{ ----- (i)}$$

$$K_{WT} = (WT_{ARM}/2 + WT_{DISC}) L B \sin(\tau + \beta)$$

$$K_{VEL} = A^*(h + z/2) \cos \tau$$

$$K_{\Delta P} = (\pi/4) D_d^2 L (K_b \tau)^{-3}$$

ここで、 V_{MIN} = 弁体を安定させるために必要な最小のチェッキ入口流速 (m/s)

V_{open} = 弁をちょうど全開の状態までに開くためのチェッキ入口流速 (m/s)

ρ = 流体比重量 (kg/m³)

K_{WT} = 弁体の重量によって生じるモーメント係数(浮力効果を含む)

K_{VEL} = 流体力によって生じるモーメント係数

$K_{\Delta P}$ = 差圧/バックシートによって生じるモーメント係数

WT_{ARM} = アームの重量(N)、 WT_{DISC} = ディスクの重量(N)

L = ヒンジ中心から弁体中心までの距離(m)、 B = 浮力補正係数(水の時 0.9)

τ = 配管中心線に直交する軸からの弁体の傾き角(度)

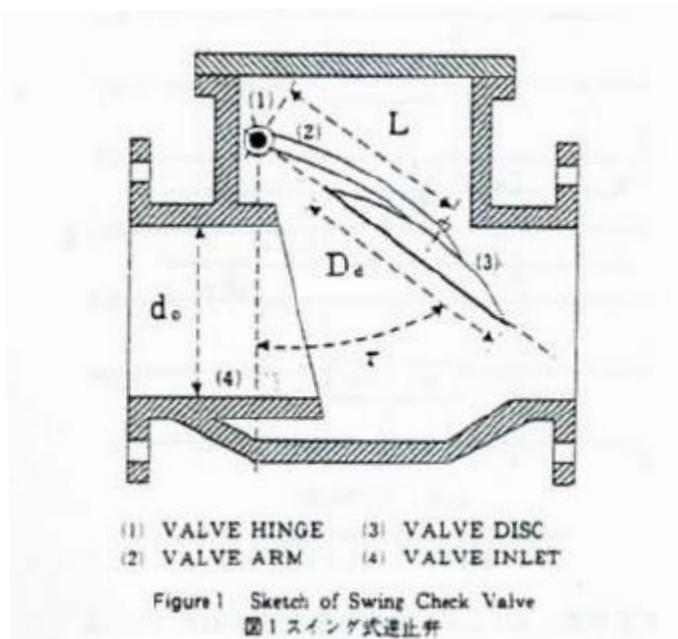
β = 配管中心線自身の水平面からの傾き角(度)

A^* = 吹出口の衝撃に有効な弁体の面積(m²)、 h = 吹出面からヒンジまでの高さ(m)

z = 流れの吹出口に突き出ている弁体の長さ(m) ($z > 0$)、 D_d = 弁体の直径(m)

K_b = 差圧/バックシート力の影響係数 (V_{MIN} に対しては 0.035、 V_{open} = 0.025)

なお、 $(K_b \tau)^{-3}$ は入り口流速と差圧を相関させるために用いられるもの。



ヒンジピン廻りのモーメントには、ピン廻りの摩擦モーメントを無視すれば、

時計廻りの重量による M_{WT} 、反時計廻りの流体力/差圧による $(M_{VEL} + M_{\Delta P})$ の2つがあり、これがバランスした位置で弁体は静止する。従って

$$M_{WT} = M_{VEL} + M_{\Delta P}$$

$$K_{WT} = (K_{VEL} + K_{\Delta P}) \rho V^2 \rightarrow \text{これを变形して(i)式が得られる。}$$

なお、全開位置でのバランスになるので、 $\tau = \tau_{\max}$ (通常 $60 \sim 85^\circ$) とする。

ここでは、 K_b の違いで V_{\min} と V_{open} の2つの基準流速が与えられているが、Flowmaster でいう最小流速 V_{\min} は V_{open} の方ではないかと思われる。 V_{open} は全開を保持しうるギリギリの流速であって、実際の弁入口流速がこれをこえると弁は閉じ方向になると解される。

【注2】 スイングチェッキの動特性式は、上記の結果を利用して次式で与えられる。

$$(I_c + I_a)(d^2 \tau / dt^2) = S(K_{VEL} + K_{\Delta P}) \cdot \rho (V_{\min} - \alpha t)^2 - K_{WT}$$

ここで I_c = 弁体の慣性モーメント (N·m)、

I_a = 流体による弁体廻りの付加質量による慣性モーメント (N·m)

S = 符号。 $(V_{\min} - \alpha t) > 0$ のとき + (プラス)、 $(V_{\min} - \alpha t) < 0$ のとき - (マイナス)

α = 減速度 (流速減衰率)。チェッキのないラインのポンプトリップ解析に拠る。

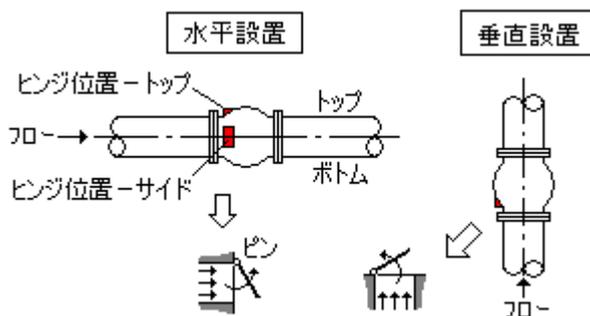
この式で $(V_{\min} - \alpha t)$ は時刻 t のときの流速である。ここでは、 $(K_{VEL} + K_{\Delta P})$ は $(V_{\min} - \alpha t)$ の正負即ち流れの如何によらず大きく変化しないと仮定しているが、実際の解析に際しては確認する必要がある。

この微分式を【 $t = 0$ 、 $\tau = \tau_{\max}$ 】から数値的に解いていって弁が全閉に至るまでの時間 t と全閉直前の流速(逆流速度)を求める。全閉の至るまでの時間 t が Flow-master の特性作動時間になる。

3. スイングチェッキの取付位置の影響

文献(5)によれば、スイングチェッキの場合、その取付位置によって水撃の大きさが変わる。その内容を簡単に紹介しておく。

	ヒンジピン位置	自重による閉鎖力	水撃圧(max)	弁体閉鎖時の流速
水平設置	トップ近く	0.439G	2.9 kg/cm ²	-0.25 m/s
	サイド近く	0.083G	17.5 kg/cm ²	-0.52 m/s
垂直設置	---	0.828G	1.7 kg/cm ²	-0.23 m/s



上記の表は実験結果を示している。水平設置のチェックで、弁体をピン支持するヒンジの位置がサイド近くにある場合は、ヒンジの位置がトップ近くにある場合および垂直設置の場合にくらべて逆流速度が大きく、水撃圧力が著しく高くなる。これは自重による閉じ動作が殆ど働かず、閉じ遅れ(スラミング)が起きたからである。自重による閉鎖力はサイドヒンジの方がかなり小さくなっている。従って、水撃現象の緩和上、スイングチェッキを水平に設置する場合、ヒンジピンは上に取り付けるのがよい。また垂直設置は総じて水平設置より水撃が少ない。ただし、弁座にかかる閉鎖力は高い。

追記) 文献(4)の原典の内容は、まだ確認していない。最小流速計算のパラメータ z, h の定義は不明確なので検討する。【注 2】の考えはもう少し洗う必要がある。これらが確定した時点で推奨指針を作る。

(引用文献)

- (1) 「逆止め弁のスラミング」 宮本ほか (エハラ時報 No.128 (1984-4.7))
- (2) Flow-master manual transient-ST Valve 4.2 Check Valve
- (3) 「実験プラントによるウォーターハンマの実験」 宮本、中島 (クボタ技報第1巻 第1号)
- (4) 「Predicting Minimum Velocities for Swing Check Valves with Large Disc Angle 和訳」 古賀 (バルブ技報)
- (5) 「チェックバルブ付の渦巻ポンプにおけるウォーターハンマについて」 寺前 (日立評論 第33号 第5号)

なお、(4)の原本は下記。

「Predicting Minimum Velocities for Swing Check Valves with Large Disc Angle」 by Rahmeyer et al
PVP vol.236 Valves, Bolted Joints Pipe supports, and Restraints(1992)