

【整番】 FE-06-TM-011	【標題】 水撃対策用空気弁に関する情報
分類：流れ(非定常流れ)／種別：技術メモ	作成年月：H22.1／改訂：Ver0.0(22.10)
	作成者：N.Miyamoto

全 22 枚

空気弁は、送水管路の高所に設けられ**管路の運転/維持**に係わって設置される。即ち管路に水を張っていく時に内部の空気を排出して有害なエアポケットを排除し、管路の水を抜いてゆく時に空気を吸入して排出時間を短縮し負圧トラブルを防止する。



このような**空気弁の吸排気機能**は、**水撃対策**としても有効である。例えば送水ポンプのトリップによってライン圧力が負圧になったとき空気を吸い込んで水柱分離による水撃を回避し、更にその後で吸入した空気を排出して再起動時のトラブルを排除する。

ここでは、水撃対策用途を前提に、空気弁とその適用に関する幾つかの情報を取りまとめた。以下。

1. 空気弁の構造とその作動

(1) 空気弁は、機器の胴部や配管の中途に取り付けられ、安全逃し弁のように一端は機器配管に接続されもう一端は系の外に開放されている。構造的には、弁箱の中に可動なフロート/中子をもっており、その動きによって通気口から系外(通常は大気)に空気を出し入れする。型式としては

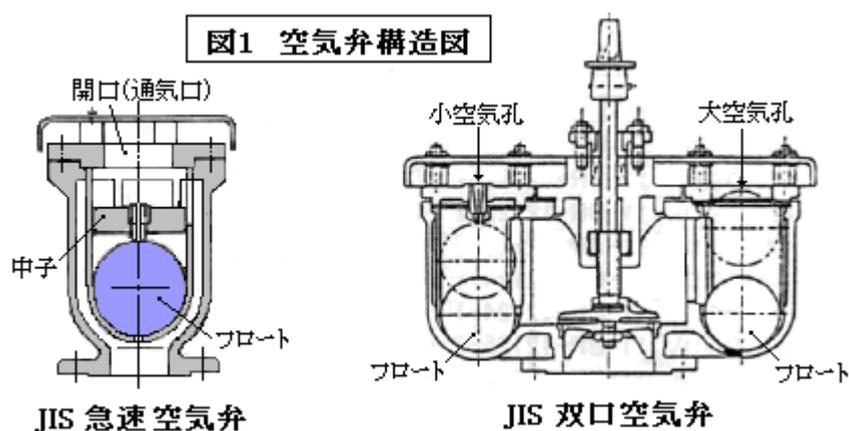
急速空気弁—急速多量吸気、急速多量排気、圧力下の円滑排気

単口空気弁—小空気孔からの吸気/排気、圧力下の排気

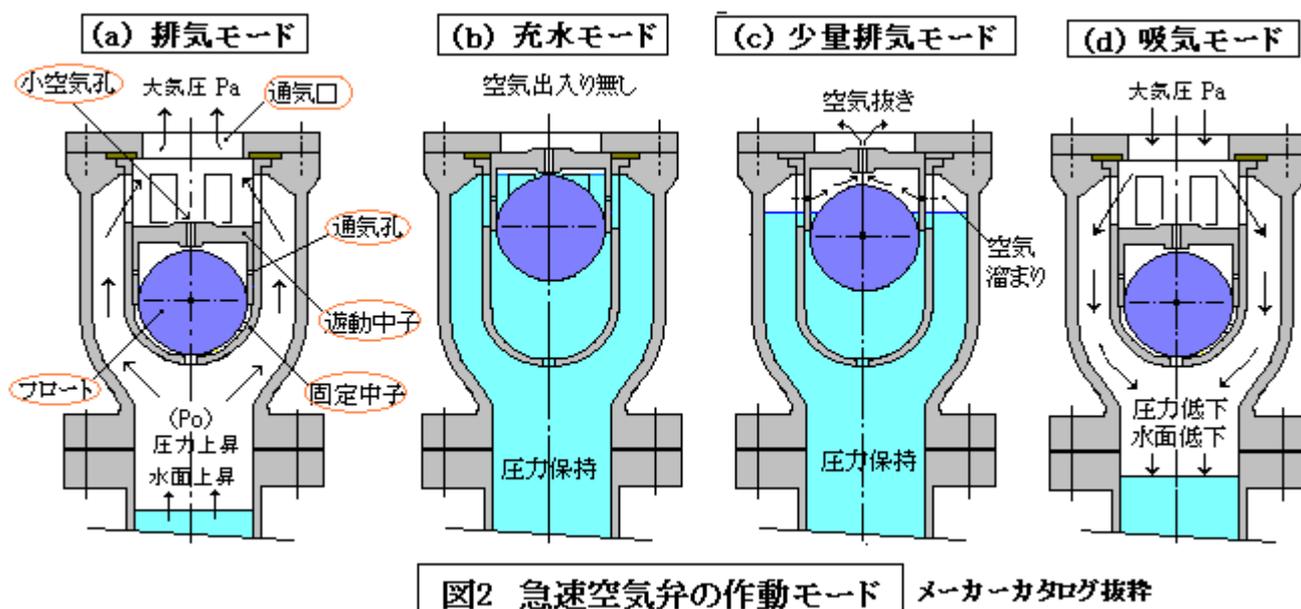
双口空気弁—急速多量吸気、急速多量排気、圧力下の円滑排気

単口空気弁は運転中蓄積される空気を排除するため用いられているようで、水撃時の多量吸気にはマッチしない。故に**水撃対策としては、通常、急速空気弁あるいは双口空気弁が使用されている。**

下図に **JISB2063** 記載の急速空気弁と双口空気弁の構造図を示す。



(2) 例えば急速空気弁の状態には下図のように**4つのモード**(排気・充水・少量排気・吸気)がある。(双口式についても、構造は異なるものの、基本的にこの4つのモード/挙動は同じと思われる。)



以下、急速空気弁を例にとって、通常の運転・維持における各モードを説明してみる。

- (a) 排気モード： 殆ど水の抜けた空管状態から徐々に水を充満させてゆく時のモード。空管状態ではフロートは固定中子の底に着地して遊動中子は下がりきっているので、図のように多量の空気が、固定中子の窓を通して通気口から排気される。
- (b) 充水モード： 排気モード末期になると空気がパージされ弁内に水が進入して、やがて満水近くまで充水する(わずかに空気は残る)。フロートは浮力で遊動中子を押し上げ、上部の通気口と遊動中子の小空気孔を完全に塞いでしまい、漏れのない水封状態になりライン圧力が保持される。
- (c) 少量排気モード： 管路が通水状態にある間は、空気弁は充水モードになっている。しかし長期間になると、管路内に空気が溜まってくる。高所に置かれた空気弁では圧縮された空気が上部に溜まり、水面低下と共に図のようにフロート位置が下がって、遊動中子の小空気孔から排気される。この状態は混入する空気量に左右されて間欠的に起きる。
- (d) 吸気モード： 管路の運転が終わりドレン抜きを行う時に生じるモード。ポンプが止まった状態では管路の最低レベルにあるドレン口で大気圧になるので、それよりも位置の高い管路部分では負圧になり水が抜けない。高所に空気弁があると図のように管路内の負圧を解消する形で大量の空気が吸い込まれる。

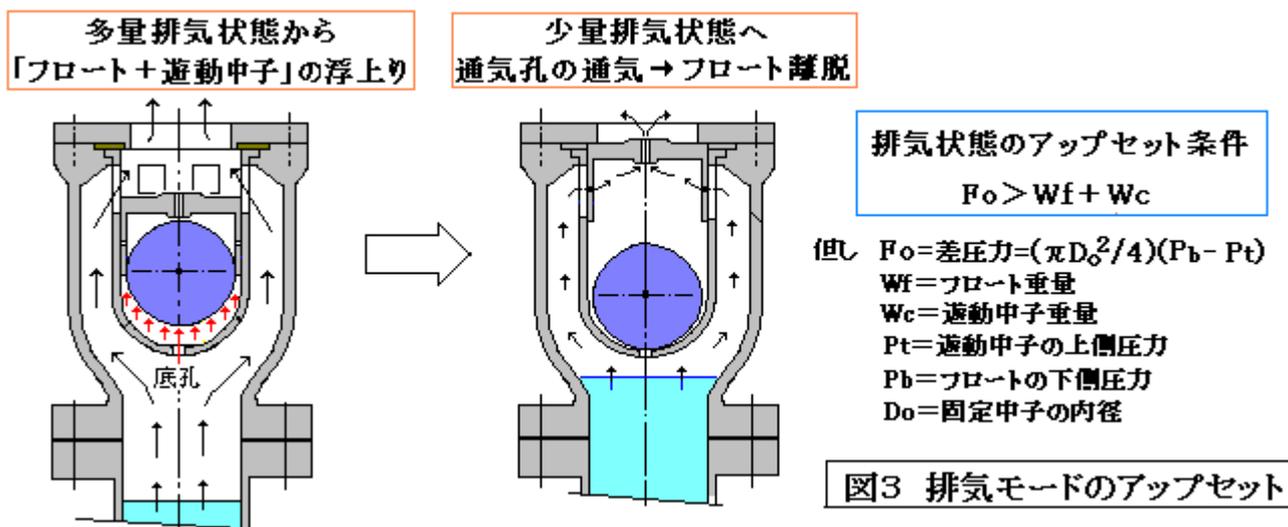
なお、(a)の排気モードには一つの不安がある。図をみればわかるように空気弁の入口側(管路側)の圧力が高くなっているからである。フロートの上下には圧力差があり、

$$[\text{固定中子内側断面に作用する上向き差圧力}] > [\text{フロート自重} + \text{遊動中子自重}]$$

になると、遊動中子+フロートは浮き上がり、浮き上がって通気口を塞いでしまう。

このアップセットの様子を図3に示す。図2(a)の多量排気状態であるが、図3のように上向きの差圧力(朱記)が大きくなると、[遊動中子+フロート]は一体で浮き上がり上昇し始める。そして遊動

中子の通気孔が固定中子の窓にかかると窓から空気が入ってフロートは落下する。遊動中子が通気口を塞いでしまうと、排気は小空気孔からの少量排気モードに変わる。



一度、この状態になってしまうとますます上向き差圧力が強まるので、多量排気に戻ることはない。排気性能は著しく低下するので、このアップセットは深刻である。JISB2063 水道用空気弁では、これについて 4.1.5 作動の項に、以下のように規定している。

(3) 急速(空気弁)は多量排気に際しては、空気弁差圧(h_v)が 9.8KPa(0.098bar)(0.1kgf/cm²)に達するまで、遊動弁体やフロート弁体が排気に拠って吸い上げられ大空気孔を閉塞してはならない。

空気弁差圧 0.1kgf/cm²は、[空気弁取り付け部分の管路圧力-大気圧]を指すと思われるが、水頭差でわずか 1 m であるから、運転スタート時、吐出弁の開操作が早いと少量排気モードになってしまう恐れがあり、よくトラブル種になるのではないかと思える。どうしても操作変更が効かないときは、

遊動中子重量アップ、遊動中子の摺動抵抗アップ、遊動中子通気抵抗アップ
などの対策が考えられると思う。

2. 水撃対策への空気弁の適用

(1) 空気弁の適用全般

急速空気弁あるいは双口空気弁は殆ど構造を変えずに、水撃対策としてよく使用されている。これは空気弁の吸気性能と排気性能を利用したもので、過渡的な管路の負圧化とその後の急激な圧力上昇を抑制し緩和することができる。

ポンプトリップ(動力喪失)や弁の急遮断が起きると流れは失速し、

負圧化→蒸気発生→水柱分離(蒸気キャビティ化)→逆流/圧力回復→水柱再結合(重い水撃)
が起きる(図4の左部分)。この場合、蒸気発生箇所に空気弁を設置すると、

負圧化→蒸気発生→空気吸入(空気キャビティ)→逆流/圧力回復→空気排出/水柱再結合(水撃)
となり、通常では水柱分離/水柱再結合は抑制/緩和傾向になる(図4の右部分)。

なおキャビティ(空洞)とは液相の中にできた気相部分を云う。ここでは、気相が水蒸気のとき蒸気

キャビティ、空気のととき空気キャビティと呼ぶ。レアケースながら空気-蒸気混在もある。

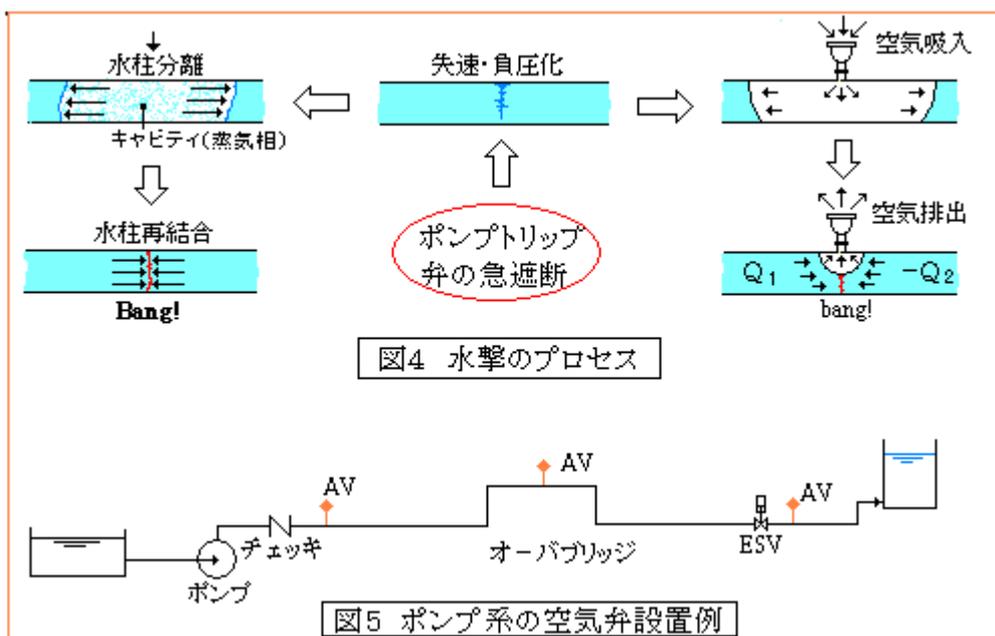


図5にポンプ送水管路における空気弁の設置例を示す。即ち、

- ①ポンプ逆止弁の直後、②オーバブリッジ上、③遮断弁の直後

まず①について。ポンプトリップが起きて第一波の圧力波が管路端に戻ってきたときにポンプ出口近傍に最大の圧力降下(負圧)が発生して蒸気キャビティが広がるが、その後続く逆流によって蒸気キャビティが押し潰されて水柱が再結合することで、この部分に最大クラスの圧力の上昇が起きる。その場合、チェック弁閉止と再結合は同調しているので、チェック弁の2次側に空気弁を設ける。

②について。オーバブリッジ/ラック配管など高所にある管路部分は、位置ヘッド分だけ静圧が低くトリップ時に負圧になり易い。そこで、運転スタート時/運転中の空気抜きも兼ねて、最も高い位置に空気弁を設ける。

③について。送水管路に緊急遮断弁が付くことは殆どないが、例えば管路の切換えなど何らかの事情で弁が急閉すると、弁の後流で流れの失速が起きポンプトリップと同様に分離/再結合が起きる。故に、急閉の恐れのある弁の後流には空気弁を設ける。

(2) 空気弁適用上の問題点

水撃対策としての空気弁適用には、次のようなメリットがある。

- ① ほかの水撃対策(サージタンク/エアチャンバなど)にくらべ設備コストが安い。
- ② 取り付けスペースが余り要らず、設置場所にそれほどの制約がない。
- ③ 構造がシンプルで付帯物がなく、取り扱いが容易である。

これらのメリットは大きく、そのため空気弁には、手間をかけず容易に送水管路の水撃トラブルを一掃できるというイメージが定着している。しかし実際には、以下のような問題点が存在しており、想定外のトラブルになる可能性がある。

- ① 空気弁の設置位置/サイズによっては、空気排出時の再結合によってかなり大きな圧力上昇が発生する恐れがある。
- ② 管内に吸い込まれた空気が残留してポンプの再始動時に副次的な圧力上昇が発生する恐れがある。

まず①について。この水撃は通常のポンプトリップ時の水撃に比べて、かなり発生が遅れるので、本TSでは**遅れ水撃**と仮称する。それは決して特異な現象ではない。例えば図4の右下のポンチを見ればわかるように、空気排出の結果として当然に起きる現象である。その場合の上昇ヘッド ΔH は、

$$\Delta H = (1/2)aU_r/g = \{a/(2gA_c)\} |Q_1 - Q_2| \quad (\text{m})$$

ここで a =圧力伝播速度(音速)(m/s)、 U_r =相対衝突速度(m/s)、 A_c =水柱衝突面積(m²)、 Q_1, Q_2 =空気弁取り付け点の上流側,下流側の流量(m³/s)、 g =重力加速度(9.81m/s²)程度であり、流量 Q_1, Q_2 の大きさに依存する。 Q_1, Q_2 は通常、逆符号を持ち空気キャビティを挟み打ちにし空気弁から追い出す形になるので、もし空気弁開口側の**排気抵抗が大きくて排気速度がスローになれば、 $|Q_1 - Q_2|$ はダウンして圧力上昇は小さくなる筈である。**

排気抵抗をつけるのは容易である。例えば通気口を小さくすればよい。しかしその反面、吸気抵抗はアップして、吸気量が極端に不足すると水柱分離/再結合を防止できなくなる恐れがある。

現実に起きている(あるいは起きると思われる)**遅れ水撃**の例を、**補足1**にまとめてみた。例2~4をみて気付くように、いずれも下流側リザーバの位置レベルが高くて逆流が起き易いことである。故に次のような場合には、遅れ水撃対策を考慮する必要がある。

- ・下流側リザーバが空気弁設置よりも高いレベルにある場合
- ・下流側に他系統のポンプ圧など何らかの背圧が作用している場合

具体的な遅れ水撃対策としては次のようなものがある。

- (i) 吸気用通気口と排気用通気口を分離した改良型空気弁⁽⁴⁾などを採用する。
- (ii) 吸気用の大径空気弁と、排気用の小径空気弁を併置する。
- (iii) 同様に2つの空気弁を併置し排気用の空気弁接続管台にオリフィス挿入。

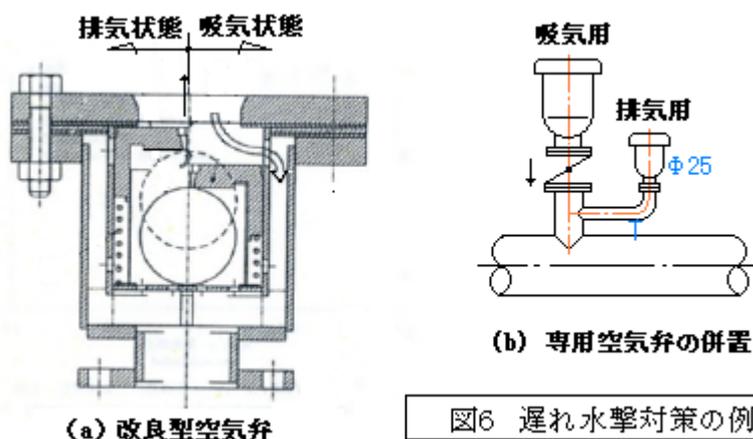


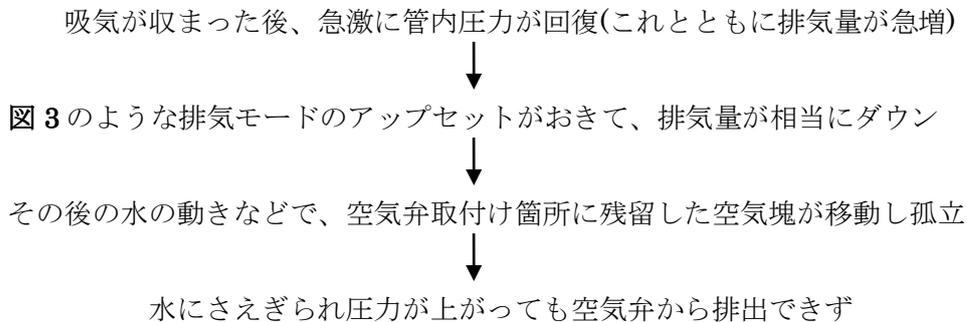
図6 遅れ水撃対策の例

図6(a)に(i)の改良弁の例を示す。吸気の際は図の右側のようにケースの壁穴から空気を入れ、

排気るときは、図の左側のように中子蓋の小さな孔から排気する。詳しくは文献(4)を参照のこと。

図 6(b)に(ii)の併置例を示す。空気は排気用からも吸い込まれるが、大半は径の大きな吸気用から吸い込まれる。排気は吸気用の管台に付けられたチェッキ弁が効いて、専ら径の小さな排気用から行われる。更に、空気弁サイズの最小径以下に絞りたい時には(iii)を採る。

次に②について。 空気塊(空気キャビティ)が管内に残留する可能性については、いろんなパターンが考えられる。例えば、



この残留空気塊は再起動に際して、**空気塊の通過後の水塊の壁面衝突あるいは気体圧縮に伴う異常な圧力上昇**を引き起こすので十分警戒すべきである。TS 作成者も、恐らく混入空気塊に由ると思われる配管支持金具の破損を多々聞いている。気体圧縮に伴う異常圧力上昇については下記 TS を参照のこと。

【FE-06-TC-005 水撃による逆洗ラインの塩ビ管の破損】

(3) 空気弁使用に際しての検討手順と設置上の留意点(3)(5)

空気弁を適用する場合の標準的な検討手順(~解析による設計)は、次のようになる。

- ステップ 1 ポンプトリップなどで水撃が懸念される管路をモデル化して解析する。
- ステップ 2 解析結果で負圧化や水柱分離・再結合が起きているなら、その影響を検討する。
[負圧による非金属管の破損可否、圧力上昇に対し支持強度などのチェック]
- ステップ 3 影響が懸念されるならば、水撃防止緩和策として空気弁を設置した管路モデルの水撃シミュレーションを行い、吸気による水撃緩和や排気による遅れ水撃の度合をチェックし評価する。
- ステップ 4 水撃緩和/遅れ水撃対策によって、水撃圧が許容レベル(例えば最大運転圧力以下)に収まるまで、空気弁の設置形態や容量・個数等の仕様を調整して、ステップ 3 を繰り返す。

今では解析ソフトの普及で水撃計算/シミュレーションは容易であるから、これをフルに活用したい。次項で、空気弁のモデル化や入力データについて述べる。

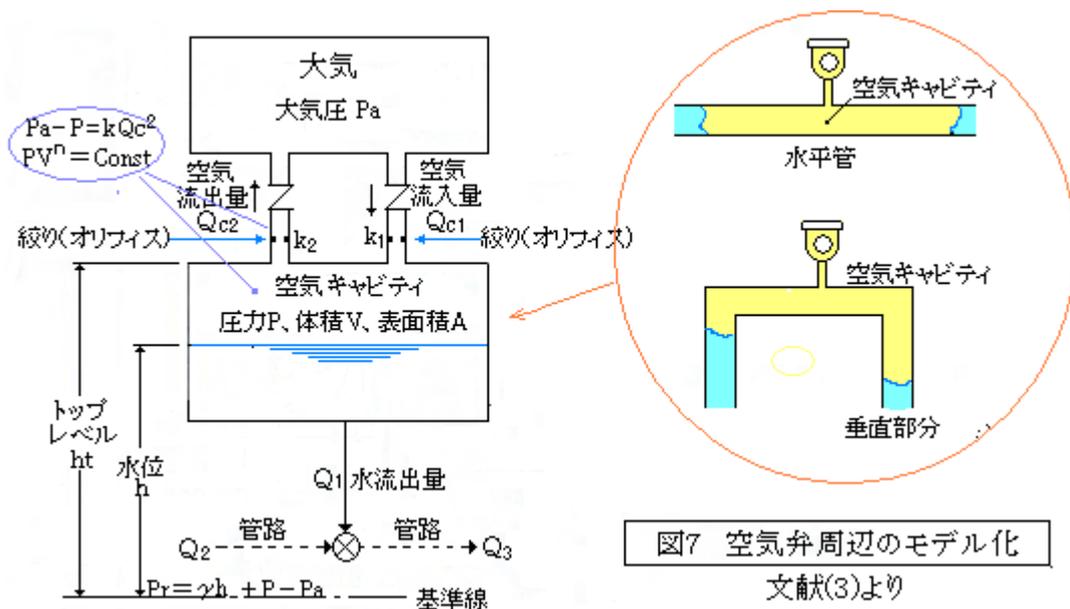
空気弁の設置や設置に伴う運転上の注意事項は、以下のようである。

- (a) 空気吸入不良を考慮にいて、計算上必要な容量に**安全マージン**を加算して、空気弁の容量や個数を設定する。
- (b) 点検用アクセス/保守スペースを確保して、通常の空気弁以上に**点検保守**を行う。

- (c) マンホール内に設置する場合は、空気弁の吸排気のため蓋板に十分な通気穴をとる。またマンホール内の溜まり水が管路内に入り込まないようにする。
- (d) 管路に空気弁を設けた場合は、前述のように管路内に空気が残留する懸念がある。水撃の後では、ポンプ再起動の前に十分に残存空気を排除すべきである。

3. 空気弁設置ラインの水撃計算

(1) 空気弁のモデル化について。図2からわかるように空気弁はフロートの上下によって作動するので液面制御弁のイメージがあるが、実際は弁内から設置近傍の管路内に広がる空気キャビティの消長に依存している。従って通常の空気弁では、管路部分や大気部分も含めて、キャビティ部分～開口～大気を一連の圧縮性流れ空間として図7のようにモデル化している。また圧縮性流れの流体抵抗は、タンクオリフィスとして集中的に扱われる(補足3を参照されたし)。またチェッキ弁を想定して吸気(流入)と排気(流出)を分別する。



定常運転状態を初期状態とすれば、初期状態では空気キャビティ体積は微量で、キャビティ圧力はチャンバの仮想水位を介して管路側圧力と均衡している。そして管路側で圧力降下がおこると、キャビティ圧力もこれに追従して降下して、予め設定された吸気開始圧力を下回ると吸気状態になる。吸気状態では、キャビティ圧力は上昇して仮想水位を下げ、キャビティ体積は増加して管路に流入する。以上は吸気工程である。排気工程では管路側圧力の回復で仮想水位が上昇して、吸気工程と逆工程で排気が起き設定された初期空気キャビティ体積を下回ると弁は閉じられる。

以上の計算プロセスは、大気-空気弁(空気キャビティ)-管路の挙動を、圧縮性流れと仮想水位で関連させることによって可能になっている。多少判り難いが、図7はこの関連を表わすものである。多少のロジックの相違はあるものの、多くの解析ソフトで採られている一般的なモデルとみていい。

管路網流れ解析ソフト Flow-master も、図7と似たモデルを用いている(補足3の Fig.1.2を参照されたし)。Flow-master モデルでは、図2のような少量排気モードも扱える。

なお、図7のような弁モデルには下記のような仮定^③が設定されている。一次元のモデルとしてはこれらの仮定はごく当然であるが、解析結果の解釈に際して念頭にされたし。

- ① 吸入された空気は空気弁周辺管路に留まり集中化している。
- ② 空気キャビティの水面は全体にわたって水平である。
- ③ 空気キャビティの圧力は全体にわたって一様である。
- ④ 空気キャビティの状態はポリトロープ変化する。

(2) 解析モデルと入力データについて。空気弁のモデル化については解析ソフトに組み込まれているので、設計者自身、頭をひねることはなく、管路の解析モデルと入力データに注意を向けたい。

解析モデルの例を図8に示す。検討の第1ステップでは空気弁を付けずポンプトリップにおける水撃解析を行ったが、タンクに行くラック上で水撃が発生した(生産水タンクの水位が高く逆流したことによる)。そこで、その箇所に空気弁要素を加え解析して、遅れ水撃はあるものの総じてライン最大運転圧力を若干越える程度であることを確認している。

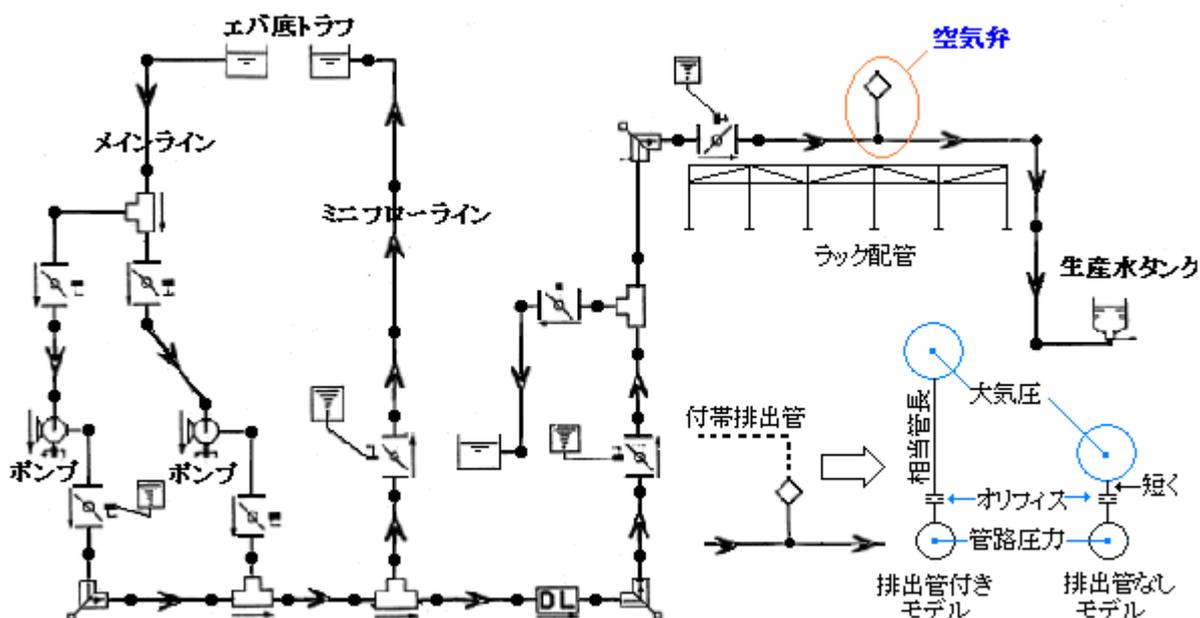


図8 水撃解析モデルの例

このように空気弁付き解析モデルは、通常の水撃解析の延長になるので、特に留意すべき点はない。ただ、空気弁からの排気に随伴して水が噴出することがあるため空気弁2次側に排出管を付けて安全な排出先まで導くケースがある。その場合、この種の配管をモデルに含めても意味がない(敢えてモデルに含めても多分エラーになり計算不可)。問題は、空気弁が作動した時に、この排出管によってキャビティ～大気間の圧縮性流れに、新たに流体抵抗が付加されることである。こんなときは、例えば、図8の右下のように、ごく単純な2つのモデルを作って同一差圧に対する流量を比較して流量が低下した分だけ、モデルのオリフィスの有効穴径を縮小すればよい。精度は劣るがある程度近似できると思う。

入力データに関しては、ソフトによって異なり一概には言えないが、例えば Flow-master の場合、 $\Phi 100$ 程度以下の比較的口径の小さいフロート式空気弁の標準的な入力データは、表1のようになると思う⁽⁶⁾⁽⁷⁾。詳しくは、**補足2**を参照願いたい。

入力マニュアルに精読し、面倒でも不明点は、必ずソフト導入元に質問してクリアにすることが肝要である。

表 1. 空気弁の標準入力データ (Flow-master ベース)

データ名	記号	入力データ
Main Inflow Diameter (吸気側オリフィス有効径)	d_i	空気弁の吸気における差圧・流量関係より、オリフィス有効径を計算して入力する(次項の例題を参照のこと)。
Main Outflow Diameter (排気側オリフィス有効径)	d_o	同上(通常、排気と吸気の流量は異なる、念為)
Bleed Outflow Diameter (小量排気オリフィス有効径)	d_b	小空気孔径の 1/2 程度(大雑把でよい)。
Transition Gas Volume (遷移ガス体積)	V_t	単口の急速空気弁では $V_t=V_i$ とする。
External Gas Volume (外部ガス体積)	V	外部が大気の際は、Not-set(デフォルト値= ∞)のまま。
温度/ガス定数/比熱比	T, R, γ	夫々、標準状態の温度と物性データによる。
ポルトロブ指数	n	通常、断熱変化を想定して比熱比 γ を用いる。
Opening Trigger Pressure (開作動トリガ圧力)	P_{to}	一般に 0.92bar(A)程度。 (空気弁メーカーのコメントに由っている)
Closing Trigger Pressure (閉作動トリガ圧力)	P_{tc}	1.2bar 程度 (JISB2063 では差圧 0.1 kg/cm ² で閉止、ここ多少上目にみて設定)
Vapour Pressure (蒸気圧)	P_v	通常、運転時の水温における飽和蒸気圧でよい。
Characteristic Operating Time (特性運転時間)	t_c	必ず 0 とする。 (実質的に t_c で弁のタイプを指定することになる)
Initial Gas Volume (初期ガス体積)	V_i	小空気孔が塞がれた状態の弁内残留空気量。単口の急速空気弁では 0 とする。双口式ではその V_i 値($\neq 0$)で解が不安定にならないか調べ、時間刻みなどを調整する。
External Gas Pressure (外部ガス圧力)	P_r	通常、大気圧 760mmHg のときの 1.013bar(A)とする。

(3) 参考として、Flow-master の空気弁モデル化とデータ入力についてのガイドランスを補足 2 に示す。

Flow-master では、種々の吸排気弁をガス吸入/放出弁(Gas admission / relief valve)として、総括的に扱っているが、本 TS で扱うのはフロート式弁である。バネや重錘を用いた吸気弁は、機械式弁であるが、入力フォーマットが似ているので、ついつい、こちらのタイプを使ってしまう恐れがある。機械式弁は遅れ水撃をカウントしないので、このミスは実際のトラブルに繋がる恐れがある。要注意!

4. 例題－オリフィス有効径の選定

補足 2 に示す Flow-master の吸排気弁モデルの使用説明をそのまま読むと、“オリフィス径”を通気口や小空気孔の孔径と誤解してしまう恐れがある。これはオリフィス径を、有効径 $d_e = d(C_d)^{0.5}$ とし、 d を physical dia. と称しているからである。physical dia. としては確かに通気口の径がふさわしいのでそれはそれでもいいのだが、空気弁の流体抵抗は通気口に限らず、弁及び管台の全体にわたるので、physical dia. なる d は存在せず、 d_e によって空気弁通過における実際の全抵抗を表わすことになる。プログラムでは、有効径 d_e を用いて断面積 $A = \pi d_e^2/4$ を求め、補足 2 の(1-9)(1-11)式からストレートに実際の吸排気量 m_o を計算している筈である。故に、当該空気弁の差圧・流量曲線から得られる[差圧 dp に対応する体積流量 Q]を用いて、質量流量 $m_o = \rho Q$ (但し ρ = 標準状態の空気密度)を計算し、これを(1-11)式の左辺に代入して $A \rightarrow d_e$ を算定することができる。即ち、亜音速流れにおける有効径 d_e は次の式で計算できる。

$$d_e = (4/\pi)^{0.5} (\rho Q / P_a)^{0.5} / \left\{ \frac{2}{RT} \right\} \left\{ \gamma / (\gamma - 1) \right\} (P_b/P_a)^{2/\gamma} \left\{ 1 - (P_b/P_a)^{(\gamma-1)/\gamma} \right\}^{0.25}$$

ここで、 Q = 差圧 dp における標準状態の体積流量(kg/s)、 ρ = 標準状態の空気密度(kg/m³)

P_a = オリフィスの 1 次側圧力(Pa)(= $P_b + dp$)、 P_b = オリフィスの 2 次側圧力(Pa)(= $P_a - dp$)

R = 空気の気体定数(= 287.1 J/kg/K)、 T = 吸込み温度(K)(= 273 + 20 = 293 K)、

γ = 空気の比熱比(= 1.402)

標準状態とは、通常 20°C、760mmHg(= 1atm = 101320Pa)、相対湿度 65%の状態をいい、差圧・流量曲線のベースになっている(JIS B2063 付属書参照)。下図に、急速空気弁の差圧・流量曲線(例)を示す。

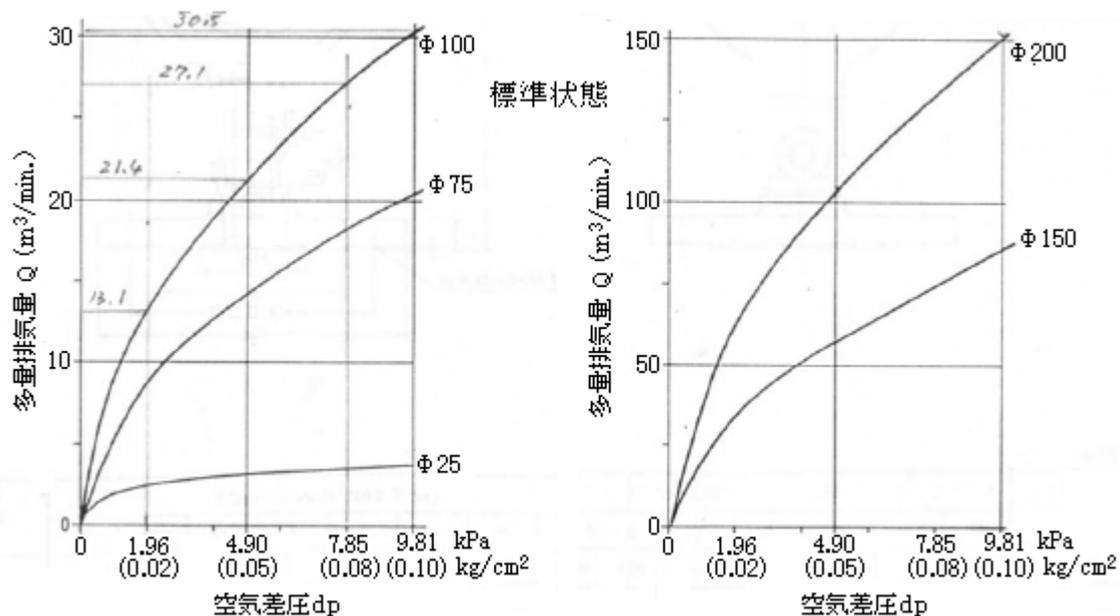


図9 急速空気弁性能(差圧-流量)曲線 (栗本カタログより)

ここで、空気弁 $\Phi 100$ についてオリフィス有効径を求めてみる。図 9 より流量は以下のようになる。但し、空気密度は、近似的に乾き空気として 1.2 kg/m³ とした。

差圧 (kg/cm ²)	排気の場合		吸気の場合(吸気量=0.8 x 排気量)	
	体積流量(m ³ /min)	質量流量(kg/s)	体積流量(m ³ /min)	質量流量(kg/s)
0.02	13.1	0.263	10.48	0.2096
0.05	21.4	0.430	17.14	0.3429
0.08	27.1	0.545	21.68	0.4336
0.10	30.5	0.613	24.40	0.4880

排気ケースで差圧 0.02kg/cm² の場合、 $P_a=101320+9.807 \times 0.02 \times 10^4=103281\text{Pa}$ 、 $P_b=101320\text{Pa}$
 $P_b/P_a=101320/103281=0.981$

$$d_e = (4/\pi)^{0.5} (\rho Q / P_a)^{0.5} / \left\{ \frac{2}{RT} \right\} \left\{ \gamma / (\gamma - 1) \right\} (P_b/P_a)^{2/\gamma} \left\{ 1 - (P_b/P_a)^{(\gamma - 1)/\gamma} \right\}^{0.25}$$

$$= 1.128 \times (0.263 / 103281)^{0.5} / \left\{ \frac{2}{(287.1 \times 293)} \right\} \times \{ 1.402 / 0.402 \} \times (0.981)^{1.42653} \times \{ 1 - (0.981)^{0.28673} \}^{0.25}$$

$$= 1.128 \times 1.59576 \times 10^{-3} / [2.3775 \times 10^{-5} \times 3.48756 \times 0.973 \times 5.4856 \times 10^{-3}]^{0.25} = 1.8 \times 10^{-3} / 0.02579$$

$$= 0.0698\text{m} \rightarrow 69.8\text{mm}$$

また、吸気ケースで差圧 0.02 kg/cm² の場合、 P_a が 大気圧(101320Pa) になり、 $P_b=P_a - dp$ となる。故に、

$$P_a=101320\text{Pa}、P_b=101320-9.807 \times 0.02 \times 10^4=99360\text{Pa}、P_b/P_a=99360/101320=0.981$$

$$d_e = (4/\pi)^{0.5} (\rho Q / P_a)^{0.5} / \left\{ \frac{2}{RT} \right\} \left\{ \gamma / (\gamma - 1) \right\} (P_b/P_a)^{2/\gamma} \left\{ 1 - (P_b/P_a)^{(\gamma - 1)/\gamma} \right\}^{0.25}$$

$$= 1.128 \times (0.2096 / 101320)^{0.5} / \left\{ \frac{2}{(287.1 \times 293)} \right\} \times \{ 1.402 / 0.402 \} \times (0.981)^{1.42653} \times \{ 1 - (0.981)^{0.28673} \}^{0.25}$$

$$= 1.128 \times 1.4383 \times 10^{-3} / [2.3775 \times 10^{-5} \times 3.48756 \times 0.973 \times 5.4856 \times 10^{-3}]^{0.25} = 1.622 \times 10^{-3} / 0.02579$$

$$= 0.0626\text{m} \rightarrow 62.6\text{mm}$$

他のケース/差圧についても、同様に計算する。その結果として、

差圧(kg/cm ²)	排気の場合	吸気の場合
0.02	$d_e = 69.8\text{mm}$	$d_e = 62.6\text{mm}$
0.05	71.0mm	64.2mm
0.08	71.1mm	64.7mm
0.10	71.4mm	65.3mm

傾向的に、有効径 d_e は差圧 dp によって大きく変わることはなく、ほぼ一定にある。また空気弁はどちらかと言えば、0.1kg/cm² 付近で作動することが多いようなので、本ケースでは

排気の場合 $d_e=71\text{mm}$ ----- Flow-master の Main Outflow Diameter (d_o) に該当

吸気の場合 $d_e = 65\text{mm}$ ----- Flow-master の Main Inflow Diameter (d_i) に該当

なお以上の検討では、吸排気の流れを亜音速流として計算している。何故なら、

$$\text{圧力比 } (P_a/P_b) > \left\{ (\gamma + 1) / 2 \right\}^{\gamma / (\gamma - 1)} = 1.201^{3.4875} = 1.89 \quad (\text{逆数は } 0.528)$$

であって、局部チョークが起きないからである。文献によれば、空気弁の圧力比が 1.89 を下回って音速流になることは少ないとされるので、以上のように亜音速流の d_e 式を用いて有効径を設定して何ら差し支えはないと思う。また d_e 値が水撃解析に及ぼす影響は鈍いので特に神経質になる必要はない。

補足 1：空気弁の管内空気排出時の遅れ水撃(例)

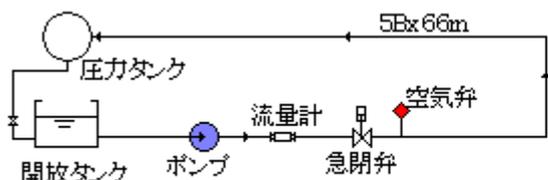
例 1：急閉弁の 2 次側の空気弁の場合⁽³⁾

図 A1-1 のような実験装置で、ポンプ吐出側の弁の 2 次側に空気弁を設けて、弁を急閉したところ、図 A1-2 のような圧力/流速変化が起きた。すなわち、

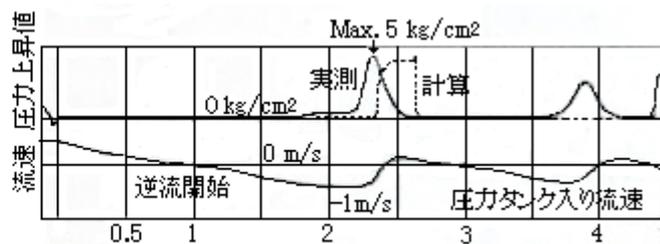
弁の急閉→2 次側流れの失速→空気弁から空気流入→空気キャビティ成長

→圧力タンクからの押し込み(逆流) →空気弁からの空気排出→遅れ水撃 (Max.5 kg/cm²)

なお、初期流速 1m/s、タンク圧力 0.5 kg/cm²G、流入空気量 1%(全水柱に対し)。



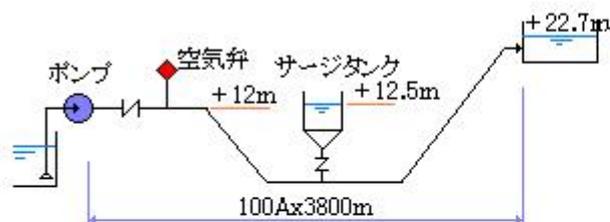
図A1-1 水撃実験フロー [文献(3)より]



図A1-2 圧力/流速時間変化 [文献(3)より]

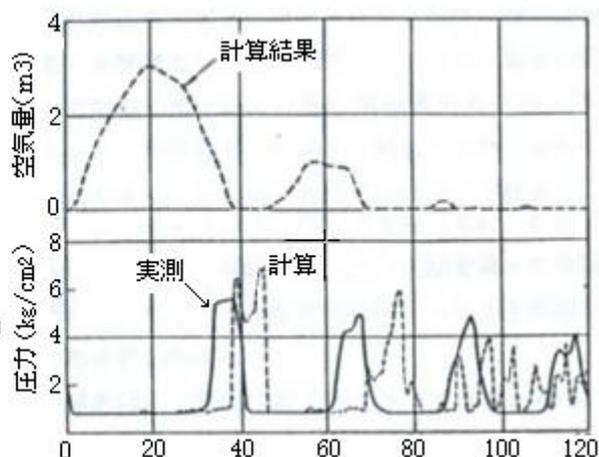
例 2：A ポンプ場のポンプ出口空気弁の場合⁽³⁾

図 A2-1 のような某ポンプ場の送水ポンプ管路で、図 A2-2 のような大きな遅れ水撃が観察された。この管路には水撃防止用にワンウェイサージタンクが設けられておりチェック 2 次側の空気弁は単なる空気抜きである。しかしこのレイアウトでは水柱分離/キャビティに対しサージタンクよりもむしろ空気弁の方が効いて、レベル差 10.7m のリザーバから逆流が起きて遅れ水撃になったようだ。不用意な空気弁の設置例である。



図A2-1 Aポンプ場のフロー
[文献(3)より]

図A2-2 Aポンプ場のトリップ時の圧力変動
[文献(3)より]

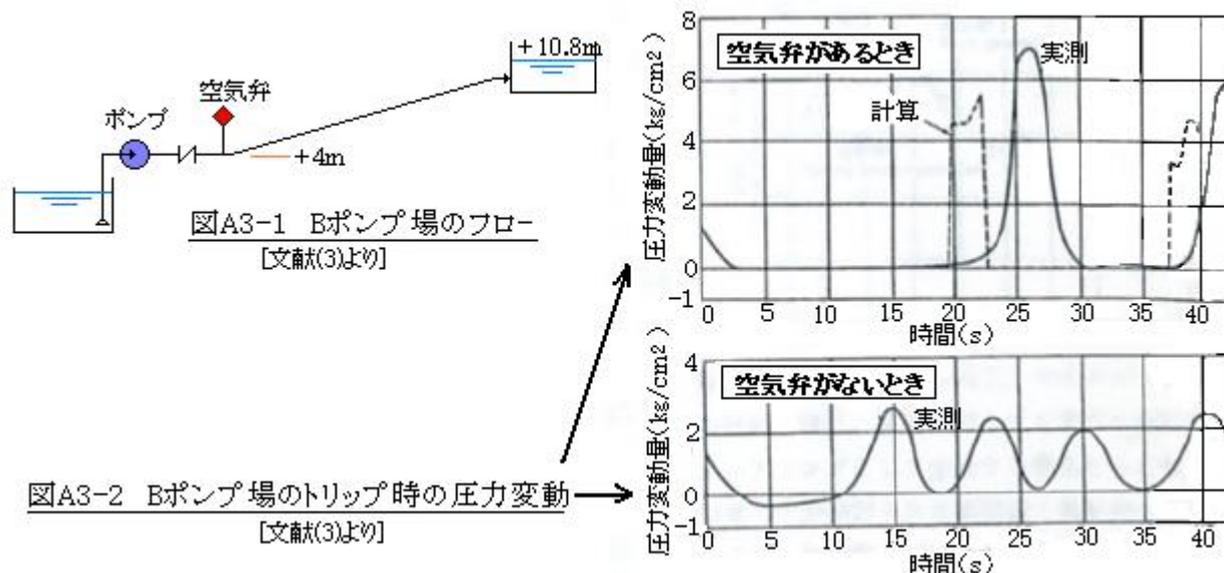


例 3：B ポンプ場のポンプ出口空気弁の場合⁽³⁾

図 A3-1 のような某ポンプ場の送水管路で、図 A3-2 のような現象がおきた。つまり空気弁を取り付けた状態では圧力上昇が 7kg/cm²(定常圧力の 5 倍程度)近くにもなるが、空気弁を取り外すと 2.7 kg/cm²(定常圧力の 2 倍程度)になった。空気弁がなければ水柱分離が起きるが、その規模は小さく、もともと空気弁を付ける必要はなかったことになる。

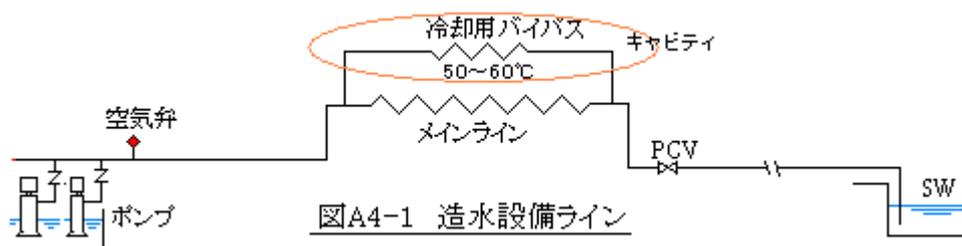
[ただこの場合、空気キャビティか蒸気キャビティの差になるが、流入量が同じであれば後者の方が厳しく空気弁なしの方が圧力上昇は高い。しかし本ケースでは空気弁サイズが大き過ぎて、空気が

十分に吸い込まれ上、排出抵抗が少なくかなりの速度で再結合が起きたと考えられる。]



例4. 中途に高所バイパスを持つラインのポンプ出口空気弁の場合

下図のような造水設備のラインで、全ポンプトリップに際し、ポンプ出口近傍で空気弁の遅れ水撃と思われる圧力上昇(Max.5 kg/cm²)が起きることが、水撃シミュレーションで判明した。ラインは中途に長い高所部分があり PCV で背圧をかけて運転されている。ポンプトリップが起きると冷却用のバイパスラインで水柱分離してキャビティが発生するが、背圧が失われているのでこのキャビティが解消せずバイパスラインの水頭圧+蒸気圧によって、上流の空気弁近くに遅れ水撃を生じるようだ。



補足 2： Flow-master における空気弁モデル化

Flow-master では、空気弁をガス吸入/放出弁(Gas admission / relief valve)と呼んで、空気弁を拡張的に扱ってモデル化している。以下、そのモデル化の内容を紹介する。なお青字部分は TS 作成者メモ。

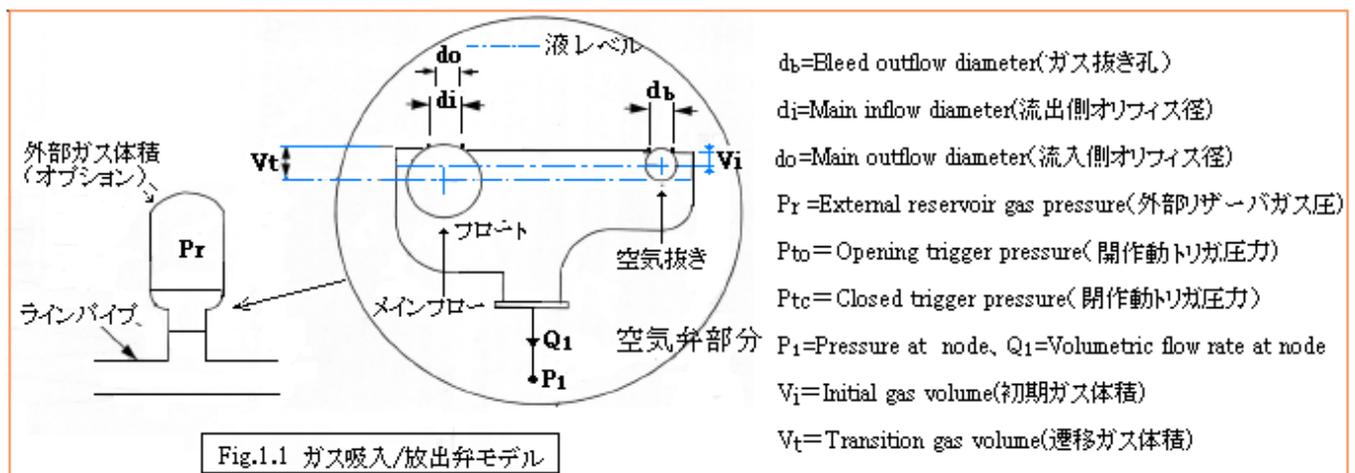
1. あらまし

ガス吸入/放出弁(以下 GARV と略)は、システム内のキャビティ(空洞)と外部リザーバ(大気/加圧装置)の間のガスの流れをモデル化するもので、空気弁、ガスインジェクタ、バキュームブレーカの性能をシミュレーションする。また、システムにできたガス溜まり(但し液レベル一定)もモデル化できる。また更に、システム内の気化空洞の形成と崩壊をモデル化してプライミング解析ができる。

モデル化可能な弁タイプは以下の通り。

- ① フロート作動弁： 単口オリフィス/双口オリフィス、1フロート / 2フロート。
- ② 機械作動弁： スプリング閉止タイプ/カウンターウェイトタイプ

フロート弁は上水/下水設備でよく用いられている。機械作動弁はガス注入や真空防止用などに用いられ吸入機能のみで排出機能は持たない。モデルを Fig.1.1 に示す。この図は双口式を前提にしている。単口の急速空気弁でもこのモデルは成立するが、 $V_i = V_t$ になる。



2. 構成要素「ガス吸入/排出弁」の使用法

接続方法：

この要素では圧力(例えば吸入圧力)を指定するので、別の圧力指定要素ノードに接続することはできない。通常は図 8 のようにパイプ要素間のノードに接続する。

オリフィス径：

この場合、オリフィスは弁の吸入口/排出口を指す。オリフィスの実径ではなく有効径を云い、有効流れ面積を算定するもの。単口のオリフィスの場合、

$$d_e = d(C_d)^{0.5} \quad (\text{ここで } d_e = \text{有効径}, d = \text{実径}, C_d = \text{排出係数})$$

普通、空気弁の流量特性は流量-圧力(差圧)関係曲線で表わされている。有効面積(有効径)はこの曲線から得られた値(流量, 圧力)を、プログラムの中で使われている補足 2 の(1.9)~(1.11)式に代入して得られる。(本文の 4. 例題を参照のこと)

ガス抜きオリフィス(Bleed orifice) :

弁の中にはメインオリフィスと連動して作動するもの、あるいは独立して作動するガス抜きオリフィス(Bleed Orifice、[小空気孔に該当](#))をもっているものと全くこれを持っていないものがある。これら各タイプは、プログラムの中で次のように扱われる。

- (1) 連動タイプ : メインオリフィスが開く前にガス抜きオリフィスは開きメインオリフィスが開くとガス抜きオリフィスは閉じられる。これは、メインオリフィスの作動が $P_c < P_{tc}$ によって制御されるように $V_t = V_i$ を設定することで近似的に扱える。[\(このタイプは単口の急速空気弁に該当すると思う\)](#)
- (2) 独立作動タイプ : メインオリフィス適合として V_t 、ガス抜きオリフィス適合として V_i を設定することで近似的に扱える。[\(このタイプは双口式に該当\)](#)
- (3) 孔無しタイプ : これは、ガス抜きオリフィスの孔径を[最小](#)にし $V_t = V_i$ に設定することでモデル化できる。

外部ガス容積及び圧力 :

空気弁やバキュームブレーカをモデル化するには、このデータアイテムを Not-set にしておく。そうすれば外部ガス圧力に等しい一定圧力が仮定される。もしある容積を定義するのであれば、その圧力に対し必要な初期値を設定する必要がある。この値はオリフィスを通過するガス流量によって変化する。

ガス物性 :

必要に応じてキャビティ内及び外部リザーバ内のガス質量を初期化するために[温度 T](#) 及び特性[ガス定数 R](#) が用いられる。オリフィス通過ガス流量から生じるガス質量変化、及び空気弁システムの液流れによる容積変化によるキャビティ内のガスの圧縮/膨張をモデル化するために[ポリトロープ指数 n](#) が用いられる。またこの指数は、オリフィスを通過するガス流れによる外部リザーバ内のガスの圧縮/膨張をモデル化するためにも用いられる。外部リザーバが定義される場合は、使用されるポリトロープ指数の値は内部キャビティ-外部リザーバのマッチングから調整する必要がある。この場合膨張/圧縮プロセスに等温変化を望むなら、1 を指定し、断熱変化を望むなら、比熱比 γ の値を指定する。[比熱比](#) はオリフィスを通過するガス流れを計算するために用いられる。空気/窒素/酸素/水素では 1.4、炭酸ガスでは 1.3、ヘリウムでは 1.67 である。

トリガー圧力(弁作動の引き金になる圧力) :

[開作動トリガ圧力\(\$P_{to}\$ \)](#) について。フロート式弁の場合、キャビティ体積が遷移体積を上回るときオープントリガ圧力以下の圧力で弁が開く。機械式弁の場合、オープントリガ圧力以下の圧力で弁は開き始め、ガスが内部キャビティに入る。すなわち、

機械式 : $P_c < P_{to} \rightarrow$ 弁開スタート、フロート式 : $P_c < P_{to} \ \& \ V > V_t \rightarrow$ 弁全開

[閉作動トリガ圧力\(\$P_{tc}\$ \)](#) について。フロート式弁の場合、キャビティ体積とは関係なく、オープントリガ圧力以上の圧力で弁が閉じる。これは、ガスの圧力だけで弁を閉じることが可能なケースをモデル化している([本文図 3 のモード](#))。機械式弁の場合はオープントリガ圧力と同じ値に設定する。外部ガス体積が設定されるときは、トリガ圧力はユーザ定義の外部ガス圧力で適用される。その結果

としてリザーバ圧力が変化するなら、弁が同じ差圧で作動するようにトリガ圧力はリザーバ圧力変化と同量で変化する。

蒸気圧力(P_v):

これは局部圧力として適用され、キャビティ容積が非常に大きくその質量が小さい場合にキャビティ部の圧力は P_v に漸近する。弁廻りの液温における飽和蒸気圧に設定すべき。もし液温が変わるなら、 P_v データを Notset にして、流体の温度-飽和蒸気曲線を与えなければならない。

(蒸気/空気混在ケースも有り?)

特性運転時間(t_c):

このパラメータはモデル化される弁のタイプを定義するために用いられる。もしそれが零であればフロート式弁のように瞬間作動(瞬時開/瞬時閉)になる。それが零以外の値であれば、機械式弁のように動的モデルが呼び出される。

運転条件:

弁は圧力基準/体積基準の両者が満足されたとき開く。これは内圧が不足しては弁を閉じておけないことまた液レベルが低下してフロートが効かないことを意味する。

フロート式弁のモデル化:

このタイプを用いる時は特性運転時間(t_c)を零に設定しなければならない。他のデータは Table1.1 参照。ただ、初期ガス容積についてはちょっと問題がある。UK製の典型的な空気弁は、40~50mmの有効オリフィス径の場合、運転中に10~20リットルのガス体積が存在している。これよりサイズが大きくなると、もっとキャビティは大きくなり少なくとも2乗程度に比例すると思われる。ただ平常平常運転ではフロートチャンバにはわずかにガスが残っている程度なので、初期ガス体積(V_i)は小さく設定するのが一般的。ところが、キャビティの最小サイズは解析上の時間ステップに関連している。即ち弁が閉じられている間、次の安定性基準が適用される(これより時間ステップが大きくなると解が不安定化する)。

$$\text{時間ステップ } \Delta t < 0.2V/Q$$

ここで、 V = 現在のキャビティ体積、 Q = 空気弁と節点を共有するコンポーネントの最大体積流量

プログラムユーザは初期ガス体積を設定できるが、弁が開きガスが流入し再びそのガスを放出して閉じた後の残存ガスの最小量は規定できない。然るに、このガス体積は上記の安定基準に準じるので使用できる時間ステップに影響を与える。実際、過渡解析の多くが、このデフォルト値によって過度にダンピング(消沈)してしまう。この状態は、**解の重み係数(weighting factor or relaxation factor)**を**0.5~0.7程度まで増加することで改善**できる。

あるタイプの弁は、非常に小さなガスキャビティを持っているから、解を安定させるには、時間ステップを非常に小さくする必要があるがむしろ、そのときは $V_t=0$ & $V_i=0$ に設定すればよい。ガスポケットの最小ダンピング効果は解消し、弁は P_{t0} 基準のみで開く。もし V_t, V_i が零にできないなら、上記の基準に合致するか、さもなければ時間ステップを減らさなければならない。

機械式弁のモデル化: 割愛

ガスキャビティのモデル化: 割愛

Table 1.1: Data Conditions for Modelling Float-Operated Valves

Symbol	Description	Value
d_i	Main Inflow Diameter	Effective diameter for inflow
d_o	Main Outflow Diameter	Effective diameter for outflow
d_b	Bleed Outflow Diameter	Effective diameter for bleed or minimum if no bleed
V_t	Transition Gas Volume	Volume at which main orifice closes/can open
V	External Gas Volume	NOTSET for 'Atmosphere', or vessel volume
T	Temperature	Mean temperature local to the valve
R	Characteristic Gas Constant	Supplied for Air or as appropriate for the gas used
n	Polytropic Index	Supplied for Isothermal or typically 1.2 for polytropic
γ	Ratio of Specific Heats	Supplied for Air or as appropriate for the gas used
P_{to}	Opening Trigger Pressure	Pressure at which float/valve will fall open ($< P_t$)
P_{tc}	Closing Trigger Pressure	Pressure at which air flow alone would close the valve ($>> P_{to}$)
P_v	Vapour Pressure	As appropriate for the fluid used at local temperature
t_c	Characteristic Operating Time	Zero
	Thermal Capacity (Sub-Form)	NOTSET or as appropriate to valve body
V_i	Initial Gas Volume	Volume at which bleed closes (usually $\leq V_t$)
P_r	External Gas Pressure (Initial)	Supplied for Atmospheric, or equal to initial pressure in vessel

3. パラメータの定義 (Table1.1 参照)

Main Inflow Diameter(d_i) :

外部リザーバから内部キャビティに流入するガスの質量流量を制御する有効径

Main Outflow Diameter(d_o) :

内部キャビティから外部リザーバに流出するガスの質量流量を制御する有効径

Bleed Outflow Diameter(d_b) : ガス抜き孔径

初期キャビティ体積が遷移キャビティ体積以下で、初期キャビティ体積以上のとき、外部リザーバに流出するガス質量を制御する有効径

Transition Volume(V_t) : 遷移体積

キャビティ体積がこれを越えると、メインオリフィスをオープンする体積

External Gas Volume(V_r) : 外部ガス体積

ガスの貯蔵や注入に用いられる外部の容器やタンクの体積。Default が Not-set のままなら一定圧力の無限体積すなわち大気ということになる。

Temperature(T) :

これはキャビティ内のガス物性の計算に用いられるもの Default = $\sim 20^\circ\text{C}$

Characteristic Gas Constant(R) :

状態式 $Pv = RT$ を用いて、キャビティ内や有限の外部リザーバ内の圧力・容積関係を求めるために用いられる定数 Default = 287J/kgK (Air)

Polytropic index(n) : ポリトロップ指数

$Pv^n = \text{Const.}$ で使われるべき乗数。ガスの挙動を特性づける。等温変化では $n = 1$ 、断熱変化では $n = \gamma$ 。 Default = 1

Ratio of Specific Heat(γ) : 比熱比

定圧比熱と定容比熱の比、オリフィス通過の圧縮ガスを計算するために用いられる。

Opening Trigger Pressure(P_{to}) :

フロート式弁では、キャビティ体積>遷移体積なら、この圧力以下で弁開、

Closing Trigger Pressure(P_{tc}) :

フロート式弁では、キャビティ体積によらず、この圧力以下で弁閉、

Vapour Pressure(P_v) :

飽和蒸気圧。流体とその温度について設定される。

Characteristic Opening Time(T_c) : 特性運転時間

機械式弁で用いられる(フロート式では $T_c=0$)。弁が開くときの時間。

Initial Gas Volume(V_i) : 初期ガス体積

メインオリフィス/ガス抜きオリフィスが共に閉じられているとき内部に残留する分

External Gas Pressure(P_r) : 外部ガス圧力

弁オリフィスの外部の圧力すなわち閉じ込め容器あるいは自由空間(大気)の圧力。もし V_r が Not-set なら、この値は解析の間ずっと一定のまま。もし V_r がセットされ P_r が初期にユーザ定義されているなら、リザーバ内のガス容積(初期ガス質量 $m_i - \int dm$)の関数として P_r は変化する。

Cavity Volume(V) : キャビティ体積

初期にユーザ定義されていても、弁内のキャビティから接続節点(ノード)へ流出した液の体積流量の時間積分だけ増加する。

Volumetric Flow Rate(Q_1) : 体積流量

弁の内部から接続節点への液の流量。

Cavity Gas Mass(m_c) :

初期キャビティ体積 V_i によって初期化。オリフィスからキャビティ内に流入するガス質量流量の積分によって変化する。

Gas Mass Flow :

弁内へのオリフィス通過流量(流入のとき+、流出のとき-)。オリフィス有効径、弁リフト及び差圧($P_r - P_c$)の関数。

Valve Lift(ϵ) :

メインオリフィス開の割合。フロート式弁では、節点圧力とキャビティ体積に依存して 0(閉)、1(開)のいずれか。

Gas Valve Status :

弁の “logic state”。操作の現在モード。

4. 解析の説明

• 結合性(Connectivity) :

コンポーネントはその logic state によって圧力指定と流量指定に分かれる。

• 定常状態 :

過渡解析のための定常状態初期化では、このコンポーネントは流量零指定で扱われる。更に $V_i > 0$ の場合は、ガス状態を初期化するために接続節点の計算圧力が用いられる。解析スタート時点では弁は閉じられているものとされる。もしその仮定が計算圧力と矛盾するなら(すなわち $P_c < P_{to}$)、警告が出され、のっけから過渡状態に変化する。

・モデル化アプローチ：

いろいろなタイプの弁(換気/放出/流入/注入弁)が扱える、包括的で多目的モデルが用意されている。圧力と体積のしきい値が弁開の引き金になる。弁要素の動的挙動は“Characteristic Operating Time”で表わされる。これは弁のメカニズムタイプの指標でもある。零の時はフロート式で開閉は瞬時 ON/OFF になる。Fig.1.2 にモデルの概念を示す。

・ガス抜き操作：Bleed operation

ガス抜きオリフィスの第 1 目的は、メインオリフィスが閉じられた後に蓄積されるガスの排出のモデル化である。なお、ガス抜きオリフィスはメインオリフィスよりかなり小さいので、キャビティへのガス流入では、その孔面積は無視される。 $V > V_i$ で瞬時開、 $V \leq V_i$ で瞬時閉。

・バルブ操作：

メインオリフィスは次の条件で開く。

$$P_1 \leq P_{t0} + \rho z g \quad \text{and} \quad V > V_t$$

ここで、 P_1 =位置レベル 0 での節点圧力、 ρ =液密度、 g =重力、 z =節点の位置レベル

t_c が 0 にセットされているなら、フロート式弁になり瞬時開/瞬時閉。次の条件で弁は閉じる。

$$V < V_t \quad \text{or} \quad P_1 > P_{tc} + \rho z g$$

・弁閉一零フロー：弁閉で $m=0$

・弁オープン：

オリフィスが開き、弁のシステム側にガスキャビティが存在すれば、リザーバキャビティのガス流量は次式に支配される(補足 3 参照)。

【音速流れのとき】

$$\text{音速流条件：} \quad (P_a/P_b) \geq \{(\gamma + 1)/2\}^{\gamma/(\gamma-1)} \quad \text{-----}(1.8)$$

$$\text{オリフィス流量：} \quad m_o = A P_a \left[\frac{\gamma}{RT} \right] \left\{ \frac{2}{(\gamma + 1)} \right\}^{(\gamma+1)/(\gamma-1)} 0.5 \quad \text{-----}(1.9)$$

ここで、 P_a =上流圧力、 P_b =下流圧力、 A =全オリフィス面積、 T =温度

m_o =オリフィス通過ガスの質量流量

【亜音速流れのとき】

$$\text{亜音速流条件：} \quad (P_a/P_b) < \{(\gamma + 1)/2\}^{\gamma/(\gamma-1)} \quad \text{-----}(1.10)$$

$$\text{オリフィス流量：} \quad m_o = A P_a \left[\frac{2}{RT} \right] \left\{ \frac{\gamma}{(\gamma - 1)} \right\} (P_b/P_a)^{2/\gamma} \left\{ 1 - (P_b/P_a)^{(\gamma-1)/\gamma} \right\} 0.5 \text{---}(1.11)$$

・オリフィス面積の計算：

P_a 、 P_b 、 A 、 m_o については下記の通り。

$$\text{流入のとき}(P_r > P_c)： \quad P_a = P_r, \quad P_b = P_c, \quad A = A_i = \pi d_i^2/4, \quad m_g = m_o \quad \text{-----}(1.12)$$

$$\text{流出のとき}(P_r < P_c)： \quad P_a = P_c, \quad P_b = P_r, \quad m_g = -m_o, \quad A_o = \pi d_o^2/4, \quad A_b = \pi d_b^2/4 \text{---}(1.13)$$

$$A = A_b \quad (V < V_t \text{ and } V > V_i \text{ で弁開のとき})$$

$$A = \varepsilon A_o \quad (V > V_t \text{ and } V_t = V_i \text{ のとき})$$

$$A = A_b + \varepsilon A_o \quad (V > V_t, \quad V > V_i \text{ のとき})$$

ここで、 P_r =リザーバ圧力、 P_c =キャビティ圧力、 A_i =流入孔面積、 A_o =流出孔面積

A_b =ガス抜き面積、 d_b =ガス抜き孔径、 d_o =流出孔径、 d_i =流入孔径

m_g =リザーバからの流量、

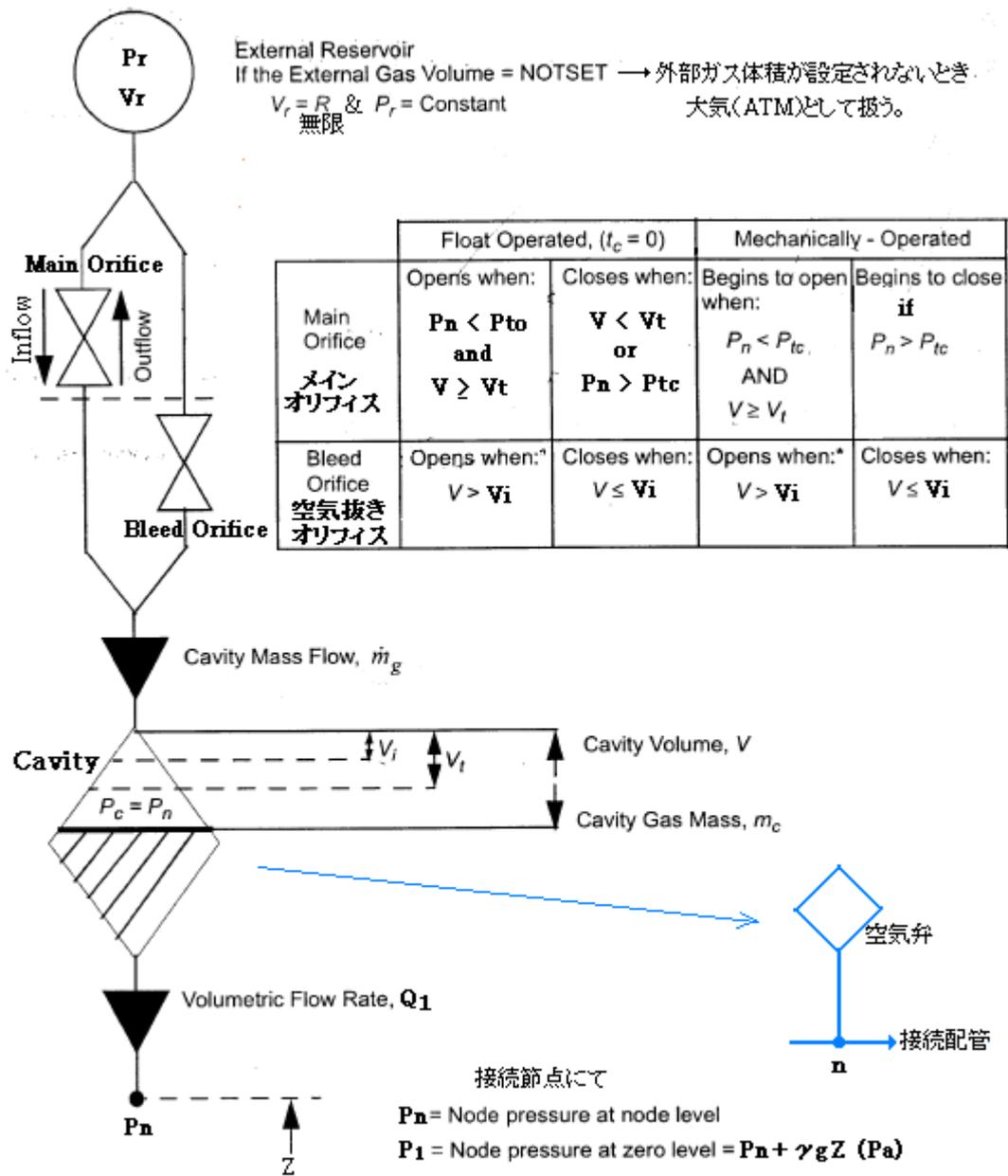


Figure 1.2 Concepts of the Model

・ 圧力/流量式 :

弁閉で、キャビティ体積=0 のとき : 節点への液質量流量 $m_1=0$

キャビティ体積≠0 のとき : $P_1=P_c + \rho g z_n$ (z_n の意味不明、誤植か?)

$$P_c = P_v + C_c(m_c/V)^n$$

特例的に、(a) 弁閉の瞬間、キャビティ体積は零に等しい。

(b) 節点圧力が蒸気圧まで低下すると($V_i=0, P_{to} < P_v$)、 $P_c = P_v$ となる。

ここで、 P_1 = 零レベル($z=0$)の接続節点の圧力、 P_c =キャビティ圧力、 ρ = 流体密度
 z =キャビティレベル(=常に接続節点高さに等しい)の補正(?), g =重力加速度
 P_v =液の飽和蒸気圧、 C_c =初期条件のガスの状態式から計算される定数(下記)

$$C_c = (P_{1,i} - \rho g z_n - P_v)(V_i/m_{c,i})^n$$

m_c =キャビティ質量、 n =ポリトロップ指数、 V =キャビティ体積、 i → “初期”

・キャビティ質量：

$$\text{キャビティ質量 } m_{c,\text{new}} = m_{c,\text{old}} + \delta t(m_{\text{old}} + m_{\text{new}})/2$$

ここで、mは流入につき(1.12)式、流出につき(1.13)式。

・キャビティ体積：

$$\text{キャビティ容量の変化率 } dV/dt = m_1/\rho \quad \text{ここで } m_1 = \text{節点への液質量流量、} \rho = \text{液密度}$$

・リザーバの式：

$$\underline{V_r \text{ がセットされる場合；}} \quad \text{外部リザーバ圧力 } P_r = C_r(m_r)^n + P_v$$

ここで、 P_r =外部リザーバ圧力、 P_v =液の飽和蒸気圧

$$C_r = \text{初期条件のガス状態式から算定される定数} = (P_{r,i} - P_v)/(m_{r,i})^n$$

$$m_r = \text{リザーバの質量} (= m_{\text{total}} - m_c)$$

ここで、外部リザーバ+内部キャビティの初期状態の m_{total} は

$$(P_{r,i}V_r + P_{c,j}V_i)/(RT) \quad \text{で与えられる。}$$

$$P_v = \text{システムの液の(飽和)蒸気圧}$$

$$\underline{V_r \text{ がセットされない場合；}} \quad \text{外部リザーバ圧力 } P_r = \text{一定(ユーザ設定)}$$

5. 計算結果出力

接続節点1の体積流量、キャビティ体積、キャビティガス質量、ガス質量流量、弁リフト、外部リザーバ圧力、ガス弁の状態(下記)

- 0 → 弁閉でキャビティ無し、1 → 弁閉で蒸気キャビティ、2 → 弁閉でガスキャビティ、
3 → ガス抜き作動、4 → 弁開

補足3：空気弁のオリフィス式の導入

通常の空気弁は吸込み側に口径が存在しないが、広い範囲から吸込みがあるので、一応、“タンクオリフィス”と見なせる。タンクオリフィス通過の流量(m_a)は、

$$m_a = C_c C_v m_t = C_d m_t = C_d(\rho_t U_t A) = C_d A(\rho_t U_t) = A_e(\rho_t U_t)$$

ここで、 m_a =実際質量流量、 m_t =理論質量流量、 ρ_t =縮流部密度、 U_t =縮流部流速、 A =孔面積

$$A_e = \text{有効流れ面積} (= C_d A)、C_c = \text{縮流係数、} C_v = \text{速度係数、} C_d = \text{排出係数}(C_d = C_c C_v)$$

有効流れ面積の等価直径(有効直径)を d_e とすれば、 $A_e = C_d A$ の関係より

$$\pi d_e^2/4 = C_d(\pi d^2/4) \rightarrow d_e^2 = C_d d^2 \rightarrow d_e = d(C_d)^{0.5}$$

実際流量 m_a は、テキスト類⁽⁸⁾で与えられている。

$$\text{亜音速流：} m_a = \rho_a A C_c C_v (P_b/P_a)^{1/\gamma} \left[\{2\gamma/(\gamma-1)\} (P_a/\rho_a) \{1 - (P_b/P_a)^{(\gamma-1)/\gamma}\} \right]^{0.5}$$

$$\text{音速流：} m_a = \rho_a A C_c C_v \left[\{2/(\gamma+1)\}^{1/(\gamma-1)} \right] \left[\{2\gamma/(\gamma+1)\} (P_a/\rho_a) \right]^{0.5}$$

亜音速流について、式の導入は文献(5)の7.1項によるものとする。この式を変形する。

$$m_a = \rho_a A C_c C_v (P_b/P_a)^{1/\gamma} \left[\{2\gamma/(\gamma-1)\} (P_a/\rho_a) \{1 - (P_b/P_a)^{(\gamma-1)/\gamma}\} \right]^{0.5}$$

$$=A_e[\{2\gamma/(\gamma-1)\}(P_b/P_a)^{2/\gamma}(P_a/\rho_a)\{1-(P_b/P_a)^{(\gamma-1)/\gamma}\}]^{0.5}$$

ここで $P_a/\rho_a = P_a^2/RT$ であるから、

$$m_a = A_e P_a [\{2/(RT)\} \{ \gamma / (\gamma - 1) \} (P_b/P_a)^{2/\gamma} \{ 1 - (P_b/P_a)^{(\gamma-1)/\gamma} \}]^{0.5} \quad \text{-----(1.10)}$$

プログラムでは、この式を用いて実際流量 m_a を計算している。

音速流については式の導入は次のようになる。

タンクオリフィスの場合のベルヌーイ式： $u^2/2 + \int dp/\rho = \text{const}$ 、

断熱変化 $P/\rho^\gamma = P_a/\rho_a^\gamma$ であるから $\rho = \rho_a(P/P_a)^{1/\gamma}$ 、これを上式に代入/積分して

$$u^2/2 + \{ \gamma / (\gamma - 1) \} (P_a/\rho_a) (P/P_a)^{(\gamma-1)/\gamma} = \{ \gamma / (\gamma - 1) \} (P_a/\rho_a)$$

これを u について解くと、

$$u = [\{2\gamma/(\gamma-1)\}(P_a/\rho_a)\{1-(P/P_a)^{(\gamma-1)/\gamma}\}]^{0.5}$$

限界点(チョーク点)に達したときの圧力 P を P^* とすると、

$$P^*/P_a = \{2/(\gamma+1)\}^{\gamma/(\gamma-1)}$$

であるから、限界点の流速 u^* は、

$$u^* = [\{2\gamma/(\gamma-1)\}(P_a/\rho_a)\{1-2/(\gamma+1)\}]^{0.5} = [\{2\gamma/(\gamma+1)\}(P_a/\rho_a)]^{0.5}$$

また、限界点における密度 ρ^* は、

$$\rho^* = \{2/(\gamma+1)\}^{1/(\gamma-1)} \rho_a$$

実質の質量流量は

$$m_a = C_d \rho^* u^* A = A C_c C_v \{2/(\gamma+1)\}^{1/(\gamma-1)} \rho_a [\{2\gamma/(\gamma+1)\}(P_a/\rho_a)]^{0.5}$$

$A_e = A C_c C_v$ とし、更に上式を変形すると、

$$m_a = A_e P_a [\{ \gamma / (RT) \} \{ 2 / (\gamma + 1) \}^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}]^{0.5}$$

プログラムでは、この式を用いて流量 $m_o (= m_a)$ を計算している。

引用文献)

- (1) 水道用空気弁—ハイブロー空気弁 栗本鉄工カタログ V512-93W
- (2) JISB2063 水道用空気弁
- (3) 「空気弁による水撃防止」 by 中田、三輪ら エバラ時報 第114号(1980)
- (4) 「急吸気・緩排気空気弁の開発」 by 三輪、滝田、大沢 エバラ時報 No178(1998-1)
- (5) 「水撃対策の進歩」 by 里美 水道協会誌 第558号(S56.3)
- (6) 「空気弁のモデル化に関する調査記録」 Hz 宮本 (H16.2.4)
- (7) Flow-master manual “ST Gas Admission Valves”
- (8) 松尾「圧縮性流体力学」7.1, 7.2 (理工学社)