

船用玉形弁の正逆流圧力損失の比較と圧力損失低減方法

大阪支所

* 伊飼 通明

(株) 栗本鐵工所 鉄管事業部 畑中 哲夫

1. まえがき

玉形弁は、流れを垂直に閉止することから使用方向(正流)が決められている。しかし、玉形弁も多用途に用いるべく正流だけでなく逆流での使用要望が求められているが、逆流の使用に当たって圧力損失が正流の圧力損失と同程度であるか否かが問題となった。そこで、正逆流の圧力損失の比較実験を行った。また、この正逆流の圧力損失比較実験の結果と数値流体解析から、玉形弁の圧力損失の低減方法を見出した。

2. 正逆流圧力損失の比較

船用玉形弁の構造を図1に示す。船用玉形弁10K-65Aを用いて、正逆流圧力損失の比較実験を行った。その実験結果を図2に示す。図は損失係数で正逆流の抵抗を比較している。損失係数は式(1)で求めている。この実験結果から、弁の開度

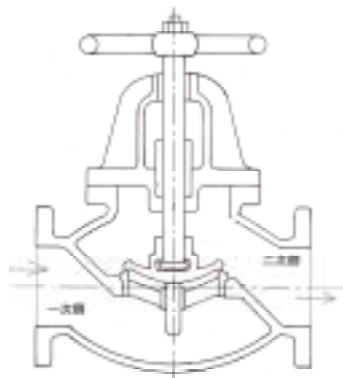


図1 玉形弁の構造

$$P = \zeta \times \frac{\rho V^2}{2} \quad (1)$$

P: 圧力損失(Pa) ρ : 流体密度(kg/m³)

ζ : 損失係数 V: バルブ上流側平均流速(m/s)

100%の場合の正流と逆流の損失係数を比較すると、正流の損失係数は4.09であり、逆流の損失係数は4.56であり、損失係数で逆流が11.4%増加することが解った。

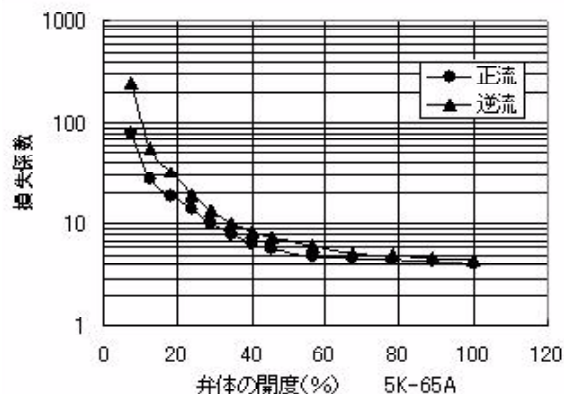


図2 正逆流の圧力損失係数比較

3. 正流の圧力損失の低減方法

図2から弁体が閉じられて行くに従い、逆流の損失係数が正流に対して増加傾向が顕著になっている。これは、損失係数が弁体と弁座の隙間の開口面積に支配されているため、業界一般に正流と逆流では弁体の開度により損失係数の差に変化はないと考えられていたことに反し、2次側の弁内形状を変更することより圧力損失を低減できる可能性を示唆している。そこで、使用ソフトの精度⁽¹⁾を確認の上、圧力損失の低減方法として2次側の弁内形状を変更して圧力損失を低減できる形状を数値流体解析より求める。使用ソフトは有限要素法のANSYS FLOTTRANと有限体積法のSCRYU/Tetraを用いた。

3. 1 弁内2次側形状変更モデル

2次側の弁内形状(図4に示す矢印部分)を流れが滑らかになるように形状変更したモデル化を行

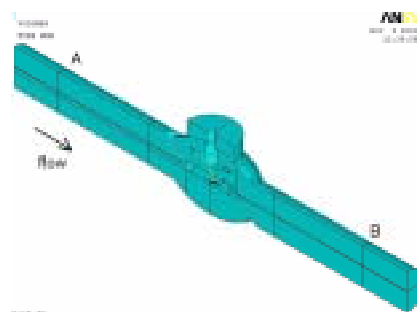


図3 解析モデル

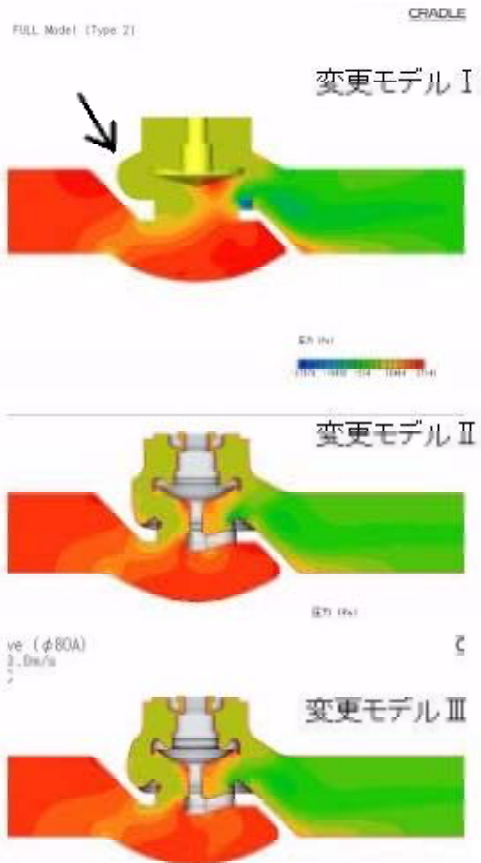


図4 変更モデルの解析結果

表1 各モデルの差圧比較

玉形弁の型	1次側圧力 (Pa)	2次側圧力 (Pa)	差圧 (Pa)	損失 係数
原型	27339	307	27032	6.02
変更モデルⅠ	24064	289	23775	5.29
変更モデルⅡ	22755	367	22388	4.98
変更モデルⅢ	22406	400	22006	4.90

い、流体解析から圧力損失を求めた。解析は船用玉形弁5K-80Aをモデル化し、図3に示す1次側に配管200mm、2次側に配管220mmを設けて行った。モデル化は玉形弁の全体モデルで行い、流入境界の流速は通常船舶で使用される平均流速3m/s(JIS F7101の管内径80の標準流速は2.1m/s程度)を定義し、流出境界の圧力は0Paを定義して解析を行った。図3は、原型弁である。弁体は全開としている。順次2次側の曲線を変更して解析を行った。その結果を図4に示す。それらの結果をまとめたものを表1に示す。結果は、原型の玉形弁に比較して変更モデルⅢが圧力損失にして5026Pa(18.6%)減少し、損失係数で1.12改善されている。

なお、実際の使用では、重量増加につながらないように原型の玉形弁の2次側に図5に示すようなプラスチック(図中の斜線部分)等を埋め込んで使用する方法を考えている。

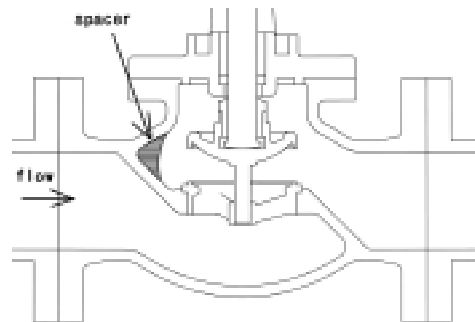


図5 実際の使用方法

3.2 弁内1次側形状変更

変更モデルⅢについて1次側も球状に設計変更したモデルについて解析を行った。しかし、損失係数は5.94となり1次側の形状変更が2次側の形状変更効果を打ち消す結果となった。

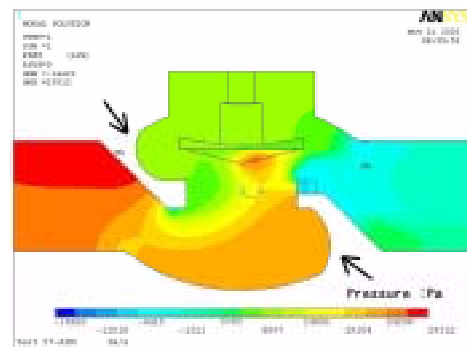


図6 1次側と2次側変更モデル

4. あとがき

玉形弁の逆流時の配管系を設計する場合に約11%の増加を見込んで設計する必要がある。一方、玉形弁の圧力損失を低減することにより配管系の省力化が図れると考える。

参考文献

(1)伊飼通明、畑中哲夫、「ストレーナの流体解析事例と実験による検証」、バルブ技報、VOL51、(2003) 88.