種々の外力を受ける船用玉形弁の安全性評価*

伊 飼 通 明** 綾 威 雄***

Safety Evaluation of Marine Globe Valves Subjected to Various Forces

By M. Ikai *¹, I. Aya*²

*1: Ship Equipment Group of Osaka National Maritime Research Institute

*2: Ship Equipment Group of Osaka National Maritime Research Institute

The safety of ship valves requires confirmation only by pressure shell tests, but ship-mounted valves are subject not only to pressure but to various forces applied through pipes during ship construction and operation. We therefore investigated the safety of type 5K-80A valves by experiments and numerical analyses. The results may be summarized as follows: (1) The vertical force that can cause leakage from the valve seat is less than the corresponding horizontal force, but the critical value of vertical force is much smaller than the force exerted on an actual valve. (2) The pressure test showed a safety factor of 21.6, which is far greater than the factor of 8 required by the design standard. (3) Operating torque increases, rather than decreases, the safety of a marine globe valve.

1. はじめに

従来、ダクタイル鋳鉄製船用玉形弁は、JISF規格が未制定であるために鋳鉄（FC200）製船用玉形弁のJISF規格寸法をそのまま適用し、材質をダクタイル鋳鉄（FCD400）として製造されてきた。従って、材質面から見れば既存のダクタイル鋳鉄製玉形弁の強度は十分にあると言える。一方、産業界からダクタイル鋳鉄製船用玉形弁の新規格制定の要望が出されたが、新規格制定に際しては、ISO規格採用の適否と軽量化の可能性を明らかにしておく必要性が出てきた。著者らは、船用玉形弁のJISF規格をISO規格に整合させるため、内圧

（耐圧）実験結果を基に安全性¹⁾の確認を行い、船用弁の最適設計^{2) 3)}を行ってきた。しかし、船用弁は、内圧だけでなく建造時や航行時に配管を通して種々の外力及び操作トルクを受ける。そこで、船用弁の設計上、これらの外力の影響を考慮する必要があることを目的として、強度実験と強度解析を行った。

2. 強度実験

船舶はブロック建造されており、各ブロック間の接続時にはすでにブロック内に設置された配管系同士も接続されるが、配管軸間に誤差が生じる場合もある。この誤差（ズレ）を強制的に接続すると配管系の弱い部分である弁に外力が集中することになる。今回、造船所等への調査結果を参考に、弁に接続された長さ3mの水平配管の端部に、284N程度の直交する水平及び垂直方向の外力が作用する場合について実験を行った。

*原稿受付 平成16年4月7日

**正 会 員 海上技術安全研究所大阪支所
(交野市天野が原町3-5-10)

***非 会 員 海上技術安全研究所大阪支所
(交野市天野が原町3-5-10)

図1 玉形弁の構造

図2 実験装置のレイアウト

船舶内の配管系は通常、Uボルト等により止められており、弁を含めた配管系はかなり自由度があるが、実験は最も条件の厳しい船体付・燃料タンク付弁等を模擬して行った。図1に玉形弁（5K-80A、面間寸法280mm）の構造を示す。実験装置は、呼び径をすべて80とした管、弁を用い、図2に示すように固定部分に短管（長さ150mm）を設け、玉形弁の一次側を固定端に接続した。そして、玉形弁の二次側に長さ3mの配管を設け、配管の端部に外力を作用させた。

実験に用いたのは、ISO規格に適合した船用玉形弁であり、材質はFCD400である。図3は実験装置を軸方向から見たものである。実験は外力を水平あるいは垂直方向に作用させて行った。これらの外力により生じる変位は、3m配管端部でレーザ

水平方向外力

垂直方向下向き外力

垂直方向上向き外力

■ は主測定面を示す。

図3 玉形弁への外力付加方法

ー変位計（分解能 $2\mu\text{m}$ ）により計測を行った。弁外壁側に生じる応力は、弁箱胴の片側に主として24点、直角3軸型ロゼットゲージを貼り計測を行った。

2.1 変位実験 弁の用途は、流体を制御し、あるいは閉止することである。全閉時に漏れが発生すると弁としての機能が果たせない。また、配管系の設計上からも水平方向、垂直方向外力に対しての漏れ条件を知っておく必要がある。そこで、まず外力による玉形弁の閉止機能が損なわれる限界を調べた。変位実験は、玉形弁に水平方向（図1に示す）と垂直方向にそれぞれ個別に外力を作用させて行った。

2.1.1 変位に対する評価 図4に計測結果を示す。この結果から、外力を作用させた場合、垂直方向上向きと下向きでは差異は見られなかったが、垂直方向の変位は水平方向に比較して大きく変位し易いことが解る。これは、玉形弁の場合、図1に示すように、水平方向に配置されている「た

図4 弁作用モーメントと配管端部変位の関係

表1 漏れと変位の関係

	3m配管先端部での変位(mm)	モーメント(N・m)	弁座からの漏れ状況
垂直方向	36.3	2360	漏れが発生
水平方向	40.6	2910	漏れなし

な」がリブの役目をし、水平方向外力に対して弁箱を变形しにくくしているためと考えられる。

2.1.2 漏れに対する評価 玉形弁は、垂直方向に大きく変位することが解ったが、配管がどの程度変位すれば、弁座から漏れが生じるかは明らかでない。そこで、垂直方向変位量に対して弁座から漏れが発生する時点を求めるために実験を行った。一次側に圧力1.03MPaを作用させ、上向きに変位を与えて、弁座からの漏れを調べた。なお、各フランジ間にはパッキンが入っている。その結果をまとめて表1に示す。実験結果から、垂直方向変位の方が漏れ易く2360N・mのモーメントが作用した時点で漏れが発生し、水平方向変位では2910N・mのモーメント、変位で約40.6mm 変位しても漏れが発生しなかった。造船所等への調査から通常の使用状態では852N・m (284N×3m) 程度の外力が作用すると考えられるので、外力による弁座からの漏れはあまり考慮しなくて良いと考えられる。

2.2 外力作用実験

2.2.1 内圧負荷実験 まず、基本である玉形弁の強度実験を行った。玉形弁に圧力を負荷し、玉形弁の弁箱胴表面に発生する応力を計測した。図5は、内圧1.03MPa (JISF7400に規定する弁箱水

*同じ位置での左の値は背面側の値

図5 内圧負荷時の主応力値

表2 内圧負荷時の安全率

弁箱上の位置	内圧負荷実験	
	主応力値(MPa)	安全率
E1	8.60	—
E2	18.5	21.6
E3	9.36	—
E4	7.46	—

圧検査の試験圧力、1998年に1.1MPaに改定)を作用させたときの玉形弁の各歪みゲージによる計測点での主応力値を示している。弁箱に発生する主要な主応力値として玉形部と上部円筒部付け根のE1, E2, E3と玉形部と1次側円筒部付け根のE4の4点を選び、この4点について求めた値を表2に示す。内圧負荷時には、玉形部と上部円筒部付け根の正面部のE2点でもっとも大きな主応力値18.51MPaが発生し、玉形弁の材質がダクタイル鋳鉄 (FCD400) であることよりこのときの安全率は21.6 (400MPa/18.5MPa=21.6) である。この値は業界の推奨値¹⁾である安全率8を大きく超えており、内圧負荷実験から判断すると本規格の玉形弁はオーバーデザインと判断でき、設計変更により軽量化を図ることが可能と考えられる。しかし、配管等からの外力を考慮せず、内圧実験のみから弁の安全性の評価が可能かが問題である。

2.2.2 水平外力負荷実験 配管接続点における軸のズレを強制的に接続すると玉形弁に水平方

向あるいは垂直方向に外力が作用するため、まず配管からの水平方向外力が作用する場合の玉形弁に発生する応力の計測実験を行った。図6は配管に水平方向外力が作用したときの各部での主応力値を示す。玉形部と1次側円筒部付け根のE4では、大きな主応力（18.3MPa）が発生している。このときの安全率は21.8であり、業界の推奨値¹⁾である安全率8を大きく超えている。

2.2.3 垂直外力負荷実験 次に配管を通して玉形弁に作用する垂直方向外力について実験を行った。玉形弁の構造は上部に弁ふたが付いており、上下非対称であることから、垂直方向外力は、上向きと下向きの両方向について外力作用実験を行った。その結果を表3に示す。垂直方向下向き外力では、玉形部と上部円筒部付け根のE1とE3に大きな主応力が発生している。一方、垂直方向上向きでは、玉形部と上部円筒部付け根正面部のE2に大きな主応力が発生している。ともに安全率は20以上あり、強度上問題はない。

2.2.4 合成応力による安全性評価 実験装置は内圧と外力を同時に作用させることができない。しかし、実験に用いた玉形弁は内圧、外力作用ともに同じ玉形弁を用いており、直角3軸型ロゼット

図 6 水平方向外力作用時の主応力値

表 3 外力作用時の安全率

弁箱上の位置	外力作用実験					
	水平方向外力		垂直下向き外力		垂直上向き外力	
	主応力値 (MPa)	安全率	主応力値 (MPa)	安全率	主応力値 (MPa)	安全率
E1	2.53	—	16.9	23.7	-8.81	—
E2	5.73	—	-3.80	—	13.2	30.3
E3	1.89	—	15.3	26.1	-9.11	—
E4	18.3	21.8	0.51	—	0.27	—

ゲージの3方向のそれぞれの歪みゲージの値を加算することにより、内圧、水平方向外力及び垂直方向外力が同時に作用した場合の合成応力を求めることが可能である。そこで、内圧負荷時の値と外力作用時の値を加算して主応力値を求めたのが表4である。この表から、内圧負荷時に水平方向及び垂直方向下向きの外力が作用すると玉形部と上部円筒部付け根のE1、E3と玉形部と1次側円筒部付け根のE4で大きな主応力が発生し、安全率は20を下回り17から18の値となっている。一方、内圧負荷時に水平方向及び垂直方向上向きの外力が作用するとE2、E4で大きな主応力が発生し、特にE2では安全率は10.7の値となり、業界の推奨値¹⁾である安全率8に近い。内圧のみの負荷時に安全率が21.6あったものが、内圧負荷と同時に外力が作用すると安全率が10.7まで低下している。このことから、配管等からの外力を考慮せずに内圧実験のみから安全性評価を行うには問題があることが解る。

2.3 操作トルクに対する安全性評価 操作トルクが玉形弁に応力を発生させることから、操作トルクの影響について強度実験を行った。まず、内圧無負荷で、弁体を閉めた時の操作トルクが、弁体を通して弁箱胴に発生する応力について調べた。実験では、圧力無負荷の状態では、19.6N・mの操作トルクを作用させた時の弁箱胴各部に発生する応力を計測した。その実験結果を表5に示す。玉形部と上部円筒部付け根正面部のE2において最も大きな値4.03MPaが得られた。次に、この操作トルクを作用した状態で、内圧0.734MPa (JISF7400規定されている弁座水漏れ検査の試験圧力、1998年に0.8MPaに改正)を負荷し、弁箱胴に発生する応力を計測した。図7は、操作トルクのみの弁箱胴での発生応力である。図8は、操作トル

表 4 内圧+外力作用時の安全率

弁箱上の位置	外力作用実験			
	内圧+水平+垂直下向き		内圧+水平+垂直上向き	
	主応力値 (MPa)	安全率	主応力値 (MPa)	安全率
E1	22.5	17.7	-0.08	—
E2	12.0	33.2	37.3	10.7
E3	21.8	18.3	0.16	—
E4	22.0	18.2	20.4	19.5

図7 操作トルク作用時の主応力値

表5 内圧＋外力＋操作トルク作用時の安全率
(MPa)

	操作トルク	内圧実験	内圧＋操作トルク
E1	1.38	5.37	3.19
E2	4.03	12.6	3.59
E3	3.28	6.17	3.13
E4	0.07	4.78	3.84

より相当低い値になると推定される。このことから、内圧＋水平方向外力＋垂直方向上向きの外力に操作トルクが作用してもE2では表4のE2での発生応力である37.31MPaよりかなり低い値になると考えられ、操作トルクが作用しても発生応力は全体的に下がると考えられる。従って、玉形弁に対して操作トルクは玉形弁の強度上安全側に働くものと考えられる。

3. 軸方向外力の安全性評価

波浪による航行中の船体に作用する外力は、甲板上に設置された直管ラインに対して軸方向外力を作用させる。この軸方向外力を逃がすために大口径ラインには伸縮継手が、小口径ラインにはUベンドが設けられている。しかし、機関室等にある多くの中小配管系はこのような軸方向外力を逃がす工夫はされていない。そこで、軸方向外力の影響についても調べる必要があるが、軸方向外力作用実験が困難であることから玉形弁に軸方向外力が作用すると玉形弁のどの部分に応力が集中するかを定性的に調べるためにFEM解析（FCD400のヤング率:15000kgf/mm²，ポアソン比：0.27）を行った。FEMモデルは実験装置と同じ3mの配管に玉形弁を付けたモデルとした。ただし、配管、玉形弁とも一体ものとした構成モデルである。実際にどの程度の軸方向外力が作用するかは調査できなかったため、定性的に外力の影響を調べるために軸方向圧縮外力作用として配管端部に2mmの圧縮変位を与えて計算を行った。その結果を図9に示す。配管系全体に圧縮応力が発生しているのにもかかわらず、玉形弁と上部円筒部付け根の正面部のE2において引張応力が集中している。E2は、内圧＋水平方向外力＋垂直方向上向き外力が作用

図8 操作トルク＋内圧作用時の主応力値

クを作用させた状態で内圧0.734MPaを負荷させたときの弁箱胴での発生応力である。弁箱胴の真ん中に設置されている「たな」が操作トルクにより押されるために、「たな」の上側では圧縮応力が発生し、下側では引っ張り応力が発生している。表5に内圧を負荷して操作トルクを作用させた時の各点での発生応力を示す。操作トルクを作用させると1次側では流体の流れが閉止状態になるために内圧が負荷され、2次側では流体が開放されているために無負荷状態となる。このために玉形部と上部円筒部付け根のE1と同正面部のE2では発生応力が低くなり、また玉形部と上部円筒部付け根のE3と玉形部と1次側円筒部付け根のE4では内圧負荷状態でも発生応力が低くなる現象が見られた。弁座水漏れ試験のために内圧は0.734MPaであるが、内圧が1.03MPaであっても操作トルクの作用によりE2では内圧無負荷となり、発生応力値18.51MPa

図9 軸方向圧縮外力作用時の主応力値

図10 軸方向外力引張作用時の主応力値

したときに最も大きな応力が発生した位置であり、軸方向外力の作用によりさらに安全率の低下を引き起こすと考えられ、定性的にはあるが軸方向外力も設計上十分に考慮する必要があることが解る。次に、軸方向引張外力作用として配管端部に2mmの引張変位を与えた場合の解析結果が図10である。玉形部と1次側円筒部付け根のE4に引張応力の集中が見られたが、他の外力により大きな応力が発生し易いE2には応力の集中は見られなかったことから定性的には軸方向圧縮外力作用ほどには問題がないと考えられる。

4. まとめ

5K-80Aの船用玉形弁に作用する外力の影響を実験及び解析から検討し、以下の結果を得た。

(1) 外力が作用した場合の弁座からの漏れは、水平方向外力に比較し、垂直方向外力が作用した場合の方が変位し易く、2360N・m程度のモーメントで漏れが発生した。通常の使用状態では852N・

m (284N×3m) 程度が作用すると考えられるので、外力による弁座からの漏れはあまり考慮しなくてよいと考えられる。

(2) 玉形弁の設計基準である内圧負荷実験から、玉形部と上部円筒部付け根の正面部のE2での安全率は21.6であり、業界の推奨値である8を大きく超えているが、さらに外力として水平方向、垂直方向上向きの外力が同時に作用するとE2での安全率が10.7にまで下がり、弁の設計時には外力を考慮して設計する必要がある。

(3) 外力としての操作トルクは、玉形弁の安全率を低下させるのではなく、玉形弁の弁箱胴の強度の安全側に働く。

参考文献

- 1) 小西, 船舶標準化技報, No.39 (昭55-3), 38.
- 2) 伊飼ほか2名, 船舶標準, NO. 213 (平8-8), 1.
- 3) 伊飼ほか6名, バルブ技報, 11 巻2号 (平8-10) 12.