

船用鑄鉄仕切弁の合理的強度設計法の研究
(第1報:弁殻の変形と弁座の漏洩に関する加圧実験結果)

山倉 康隆*・前橋 正雄*・菊地 正晃*・天田 重庚**

Some Researches for Reasonable Design of Cast
Iron Marine Gate Valve
(1st Report: Pressure Tests on the Deformations
of the Shell Body and the Leakages of Valve-seat)

By

Yasutaka YAMAKURA, Masao MAEBASHI,
Masaaki KIKUCHI and Shigeyasu AMADA

Abstract

This paper describes some results of the pressure tests performed on a cast iron marine gate valve, JISF 7363. The strength and the leakage of the shell body under pressure are discussed.

Test was carried out by applying oil pressure inside the assembled valve with the end flanges covered, and the obturator was operated by turning the handwheel. The maximum test pressure was about 2.5 times permissible working pressure, and handwheel torque was 6~14 kgf·m. Strains of the inside and outside surfaces of the body wall, and the deflections of the bonnet flange on the axis of body neck were measured and at the same time leakage of inside pressure oil was checked.

The stress distributions of the shell, the bonnet flange deformations, and the effects of the handwheel operations affecting on them were investigated. Moreover, the calculation formulas of the bonnet flange and valve seats behaviours are examined.

1. ま え が き

日本船舶標準協会が数年前行った船用仕切弁の損傷調査アンケート¹²⁾の結果を見ると、B系とS系ではその割合も大きく異なるが、材質を無視すれば、損傷を起こした弁の使用場所はだざっばに蒸気管(40%)、海水管(35%)で全体の3/4をしめており、損傷発生迄の時間は、引渡し前(約30%)、1年以内(約30%)、1年

以降(約40%)となっている。その内容は主に破損(50%)、腐食(25%)、漏洩(13%)、焼き付き(10%)であり、そのうち腐食と漏洩は経年に比例し増加する傾向があるが、破損と腐食は1年未満のものも多く、特に破損例のうち65%は引渡し前発生であった。その後、同じ様なアンケートは実施されていないが、3年前にあるメーカーが行った独自の調査結果によると、これらの傾向に大きな変化は無いことが指摘されている。このようにアンケート結果からも船用弁に関しては未解決な問題が残されていることが指摘できる。

船用鑄鉄仕切弁にはJISF規格¹¹⁾がある。この規格は旧海軍が開発した優秀な技術が各所に生かされて

* 機関動力部

** 装備部

原稿受付:昭和62年11月20日

おり、長年の使用実績からその優れた性能が実証され、国際的にも高い評価を得てきている。また近年ISO/T C153(国際標準化機構—バルブ専門委員会)により弁の標準化が進められており、国内規格と国際規格との整合の必要から、日本船舶標準協会を中心にISO型鑄鉄仕切弁の試作強度実験¹⁾や強度計算書の作成²⁾等が試みられているが、この強度計算式による値と実験値の間には局部的に著しい差が生じることも指摘されている。一方、船用バルブ工業会をとりまく経済事情から、過剰品質の解消、新材料の採用、軽量化等の要望も強く、より合理的な船用仕切弁を設計するためにも信頼出来る強度解析法の開発が強く望まれている。筆者らは合理的な仕切り弁の簡易解析法の開発に役立つ資料を得ることを目的とし、FEM解析及び加圧実験を実施しこの種鑄鉄仕切り弁の強度と機密性に検討を加えた。本報告は加圧実験の解析結果である。

2. 実験要領

2.1 実験装置

写真-1に実験中の装置を示す。加圧は供試弁平行フランジ両面に、それぞれ幅40mm、肉厚20mmの鋼製スペーサーをいれ、Oリングを介し20mm厚のフランジを蓋にしてボルトで固定、密閉状態にしてアキュムレーター付き油圧ポンプで行った。ポンプ容量は試験圧力

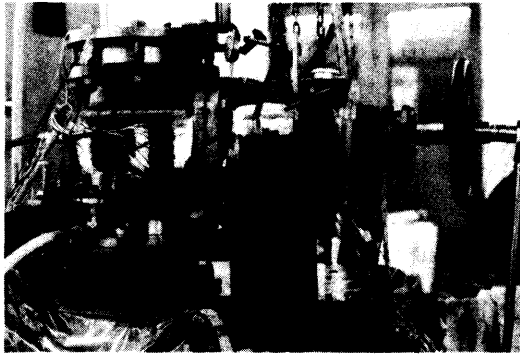


写真-1 実験中の弁

に対し十分余裕を持ち、加圧時に生じた漏洩にも油圧降下はなかった。加圧及び除圧(空気抜き)は、両スペーサー、蓋フランジ及び本体のドレン抜き穴の何れからも可能なように工作しており、両管部及び胴部空間(弁体のある場所)の3箇所は各々独立して加圧、除圧できる構造とした(図19参照)。加圧は弁体をセッ

トした状態で行うため、その複雑な形状から弁内への空気の混入や内圧の不均一は避けられぬと考え、負荷圧力の測定は弁加圧口直前の供給管で行い、弁内の圧力は直接測定していない。システム油はISO粘度VG100相当で、実験中の油温は 24 ± 1 ℃である。

2.2 試験弁

供試弁は商品として製作したJISF7363弁(5K-200)2個で、そのうち1個を予備とした。寸法形状等の詳細は省く(JISF参照)。材質はFC20である。弁座面に逆歪などの修正加工は特に施していないが、他の商品と同様“弁座の当り”具合を見ながら行われる摺合わせ加工等の手仕上げが施されている。鑄肌は良好であるが、歪ゲージの接着部分はエメリーペーパー(01)で仕上げた。加圧試験前に行った試験弁に対する検査は水圧検査を除くJISFに規定された各種検査の他、重量検査、各部寸法検査、弁座の当り検査、弁座のうねりおよび粗さ測定などである。

総重量は99.5kgf、JISF規格上の計算重量の103kgfとの差は約3.5kgfである。操作トルクを6~8kgf・m加え実施した光明丹による弁座面の当り検査は、天井部で強く、管部中心付近の中央部分は広くあたっており、地部は殆どみられない。このときの弁座の重なり量は天井部で約3.2mmで、工業インク(ダイケム)の剝離からは、この値は実験後もほぼ変化がなかった。なお便宜上この時の当りを静的当りと称し、後に内圧を加えて仕切弁を閉じた場合を動的当りと以後呼ぶ。図-1に弁座面のうねり測定結果を弁座側面から投影したように示す。測定は水平面を基準としその相対誤

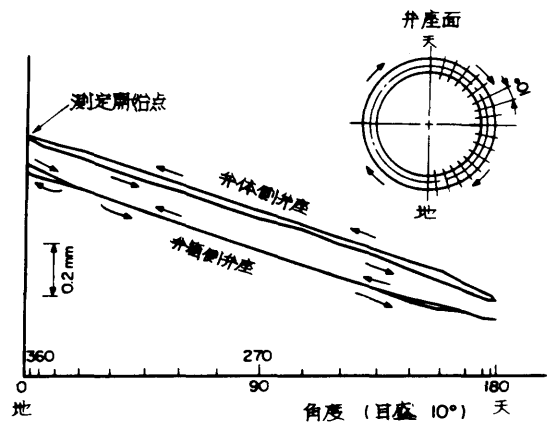


図-1 弁座のうねり

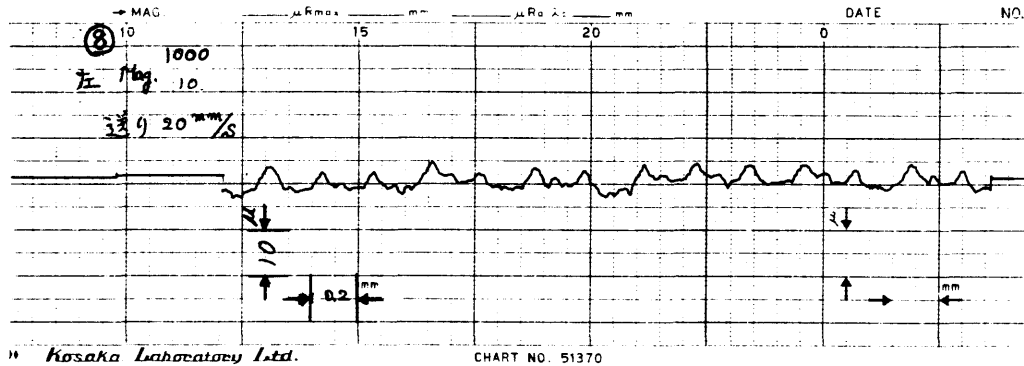


図-2 弁座面のあらかさ(弁体側)

差を測っているため、弁体及び弁箱側の測定点の中心がお互い平行となるように位置を合わせ図示した。従って、この図から弁座面間の角度誤差は解らない。図より弁座面はほぼ平らであるが、天井部へ近づくときややカーブしてくる。弁体側と弁箱側の弁座面の間には図に示すよう、相対的に角度誤差がないと仮定すると天井部はやや凸となり、逆歪を施したような傾向となり当り検査の傾向とも比較的一致する。図-2に弁座面の粗さ測定結果を示す。測定は弁座面の円周を対角線で4等分し各対角線上を中心側から外側へ測定して $H_{max} = 7.0 \sim 7.5 \mu$ であった。その他、本研究には直接関係はないが、参考として本試験弁の各種材料検査を依頼し行った。

2.3 実験方法

実験は負荷圧力と操作トルクを変えて組み合わせ、その間、弁殻壁内外表面（以下それぞれ内壁及び外壁と称す）の歪、及び水平フランジ中央の水平方向（X-X方向）変位（たわみ）をストレインゲージ及びダイヤルゲージで測定した。測定位置を図-3で示す。歪は、水平フランジに平行な方向を円周方向と称し、直角な方向（Z-Z方向）を軸方向と称する。なお、フランジフィレット部に貼付した単軸ゲージは全て軸方向である。ひずみ測定個数は内壁50点、外壁63点、計測機器の能力から弁解放時の計測は弁ふたと弁箱に分けて行い、この間、両計測を通じ弁ふたと及び弁箱の外壁ゲージ63点は重複し測定した。ダイヤルゲージの測定は供試弁自身の移動をチェックするため平行フランジ部にもセットし合計6箇所とした。

2.4 実験条件

負荷条件は $P = 0 \sim 12 \text{ kgf/cm}^2 (0 \sim 0.17 \text{ MPa})$ とし、

$P = 4 \text{ kgf/cm}^2 (0.392 \text{ MPa})$ から $2 \text{ kgf/cm}^2 (0.196 \text{ MPa})$ の間隔で増加し加圧する方法を用い、その間、操作トルクを $T = 0, 6, 8, 11, 14 \text{ kgf} \cdot \text{m} (0, 58.8, 78.4, 107.8, 137.2 \text{ N} \cdot \text{m})$ と変化し加えた。試験弁への初期油の注入は空気の混入をなるべく避けるために姿勢を90度傾けゆっくり行行った。加圧も同様緩やかに上昇、下降し規定の圧力に達して後15~20秒の時間をおき各種測定を行行った。

3. 計測結果

3.1 弁殻内外壁のひずみ測定結果

測定結果は次式より応力を計算し図示した。平面応力 ($\sigma_r = 0$) の場合、応力 σ_t, σ_z と歪の関係はそれぞれ次式で示される。

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} \left(\epsilon_t - \frac{\epsilon_z}{m} \right) \dots\dots\dots(1)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} \left(\epsilon_z - \frac{\epsilon_t}{m} \right) \dots\dots\dots(2)$$

- σ_t : 内外壁内周方向の応力
- σ_z : 軸
- ϵ_t : 〃 円周方向のひずみ
- ϵ_z : 軸〃〃
- E : ヤング率
- ν : ポアソン比 ($= \frac{1}{m}$)

(1), (2)式を変換すると;

$$\sigma_t = E \epsilon_t + \frac{\sigma_z}{m} \dots\dots\dots(3)$$

$$\sigma_z = E \epsilon_z + \frac{\sigma_t}{m} \dots\dots\dots(4)$$

(3), (4)式にそれぞれ(4), (3)を代入し、 $m = \frac{1}{\nu}$ とおき、式を整理すると;

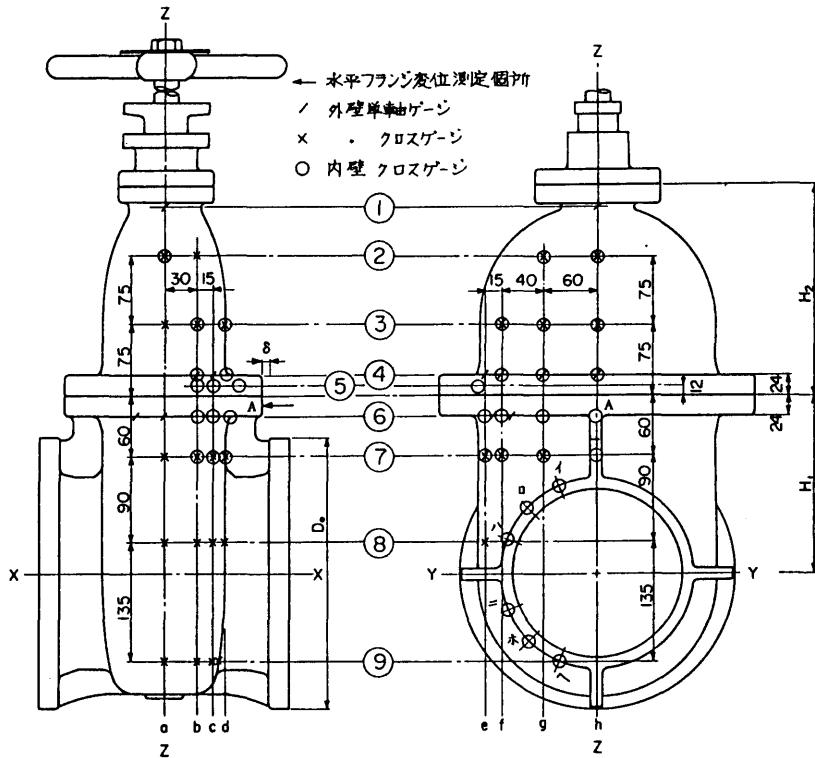


図-3 測定位置

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} (\epsilon_t + \nu \epsilon_z) \quad \dots\dots(5)$$

$$\sigma_z = \frac{E}{1-\nu^2} (\epsilon_z + \nu \epsilon_t) \quad \dots\dots(6)$$

なお、フランジフィレットに相当する位置(1), (4), (6), の軸方向単ゲージの結果はいずれも $\sigma_t = E \epsilon_t$ 式により算出し示した。

3.1.1 表面応力と負荷圧力の関係

図-4 に代表的位置の表面応力と負荷圧力の関係を示す。図に示すように表面応力は場所によって大きく異なっている。隅部内壁や壁部中央外壁のような高い応力値を示したのものの中には負荷圧力の増加に対し、その増加の割合が幾分大きくなる傾向もみられるが、本試験弁の定格圧力 5 kg f/cm² (0.49MPa) の範囲内ではほぼ直線的に増加すると考えられる。なお、圧力の上昇時と下降時で応力値の異なるものが見られるが、これは空気が混入したための影響と思われる。図-5 ~10は弁開放状態で内圧を負荷したときの内壁及び外壁の円周方向の応力分布を各軸方向位置ごとに示した

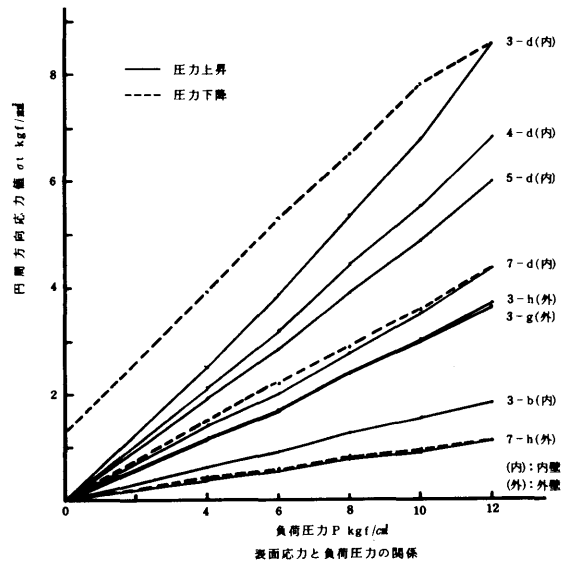


図-4 表面応力と負荷圧力の関係

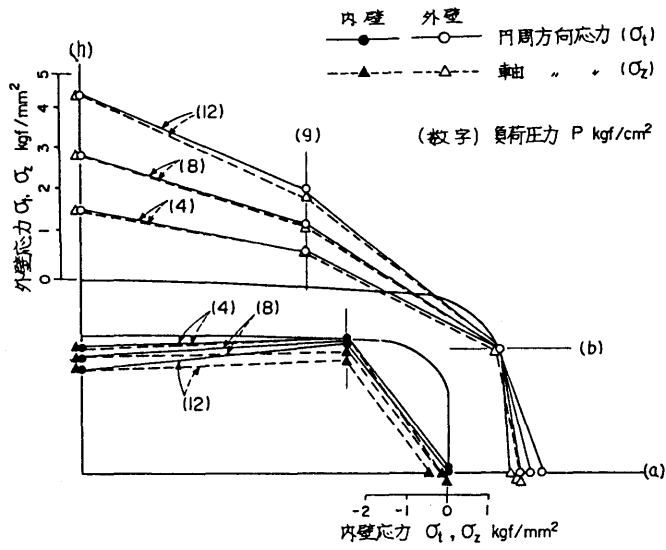


図-5 応力分布 位置②

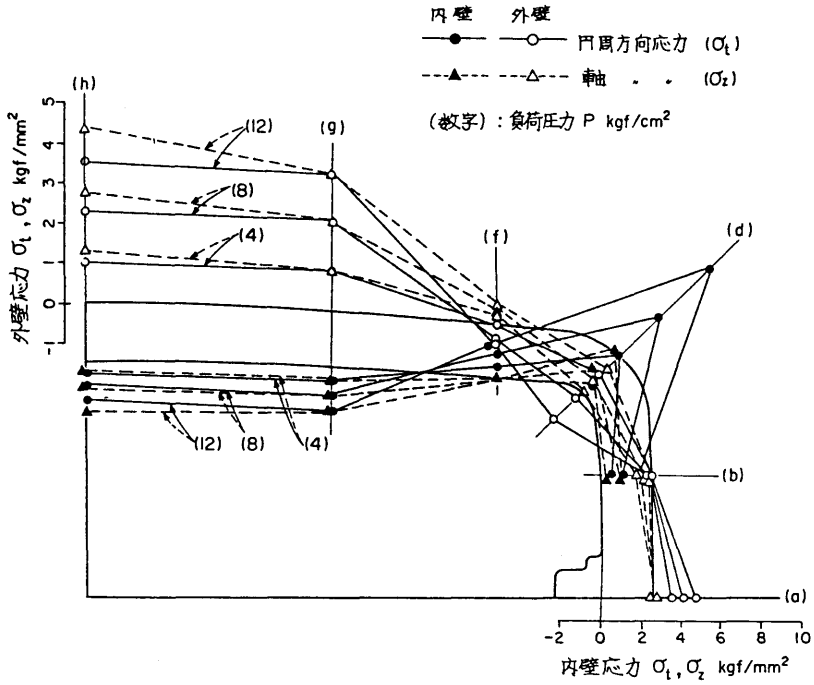
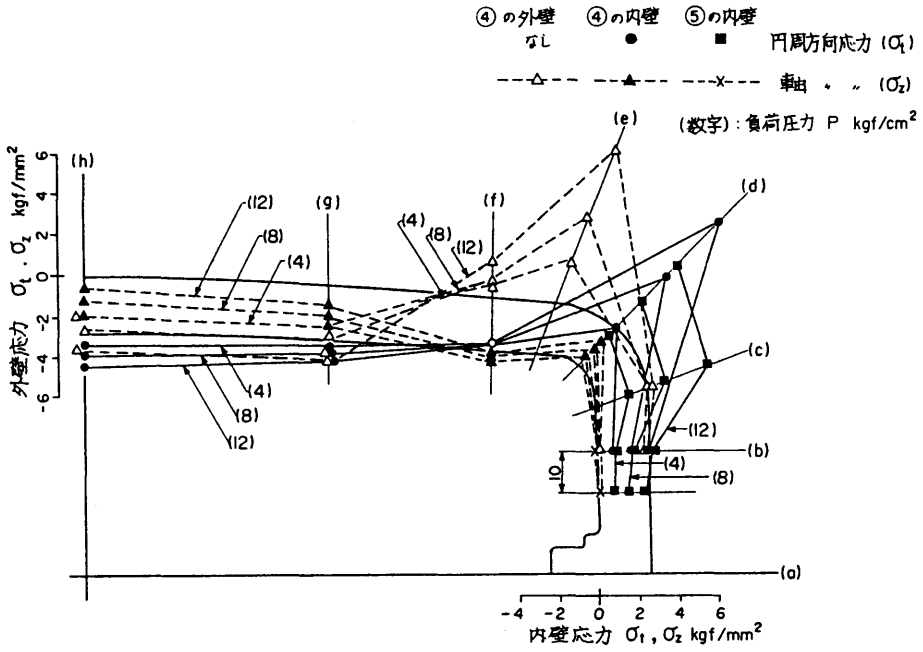
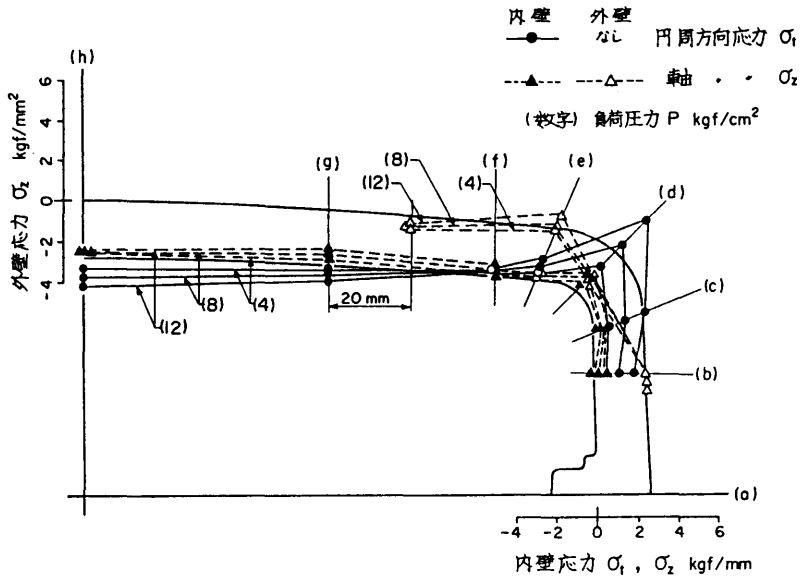


図-6 応力分布 位置③



図一七 応力分布 位置④, ⑤



図一八 応力分布 位置⑥

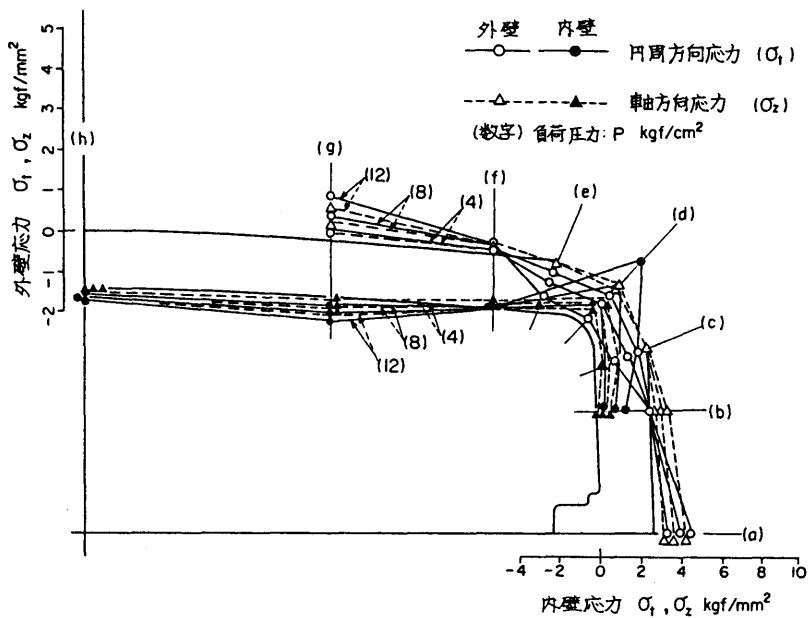


図-9 応力分布 位置⑦

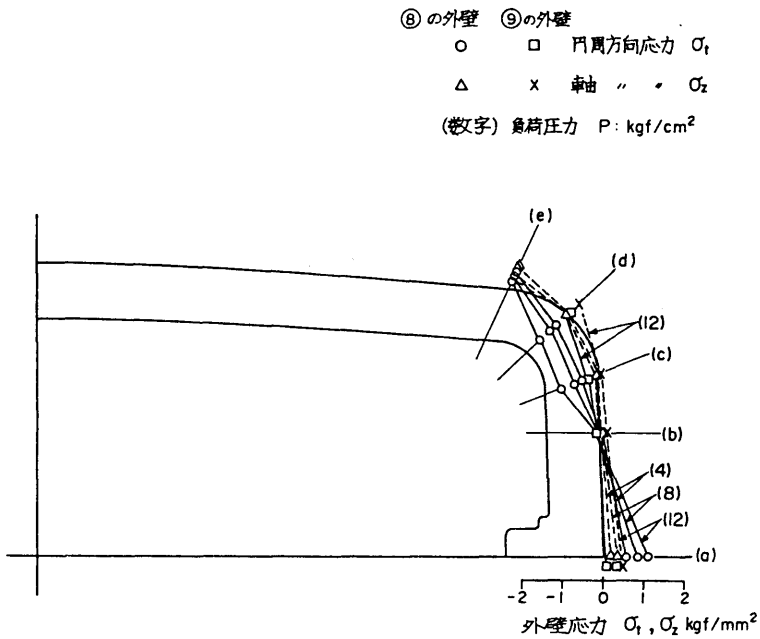


図-10 応力分布 ⑧, ⑨

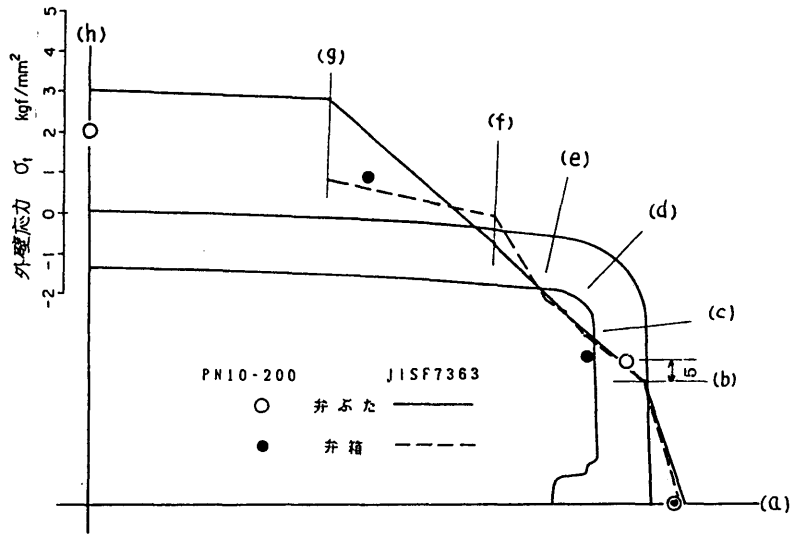


図-11 ISO型弁との比較

もので、 $P=4, 8, 12 \text{ kgf/cm}^2$ (0.392, 0.784, 1.176 MPa) の場合のみ示してある。平坦な壁部では σ_t と σ_z は比較的同じ様な値となっている。

図-11は寸法差が弁殻の表面応力に及ぼす影響を調べるため、日本船舶標準協会等が実施した試作ISO型鋳鉄仕切弁 (PN10-200) の性能試験の結果¹⁾と比較したもので、弁ふた(3)と弁箱(7)の位置における σ_t に

ついて $P=10 \text{ kgf/cm}^2$ (0.98 MPa) の場合を代表例として示した。図中PN10-200の実験値は●印で示し、本実験の結果は測定点を除き、それぞれ実線(弁ふた)と点線(弁箱)で示した。

3.1.2 操作トルクを加えた場合

仕切弁は加圧されると弁殻が変形し、同時に弁箱弁座も管部中心付近を境に外側へ折れ曲がるよう、チュ

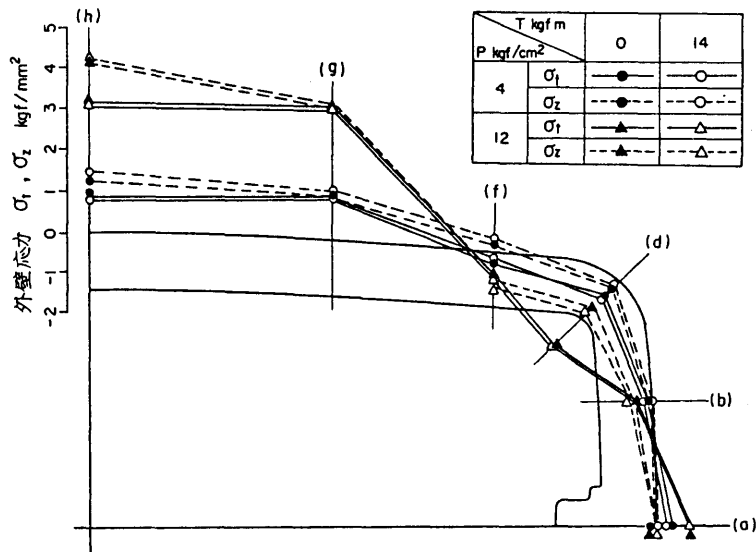


図-12 操作トルクの影響 位置③

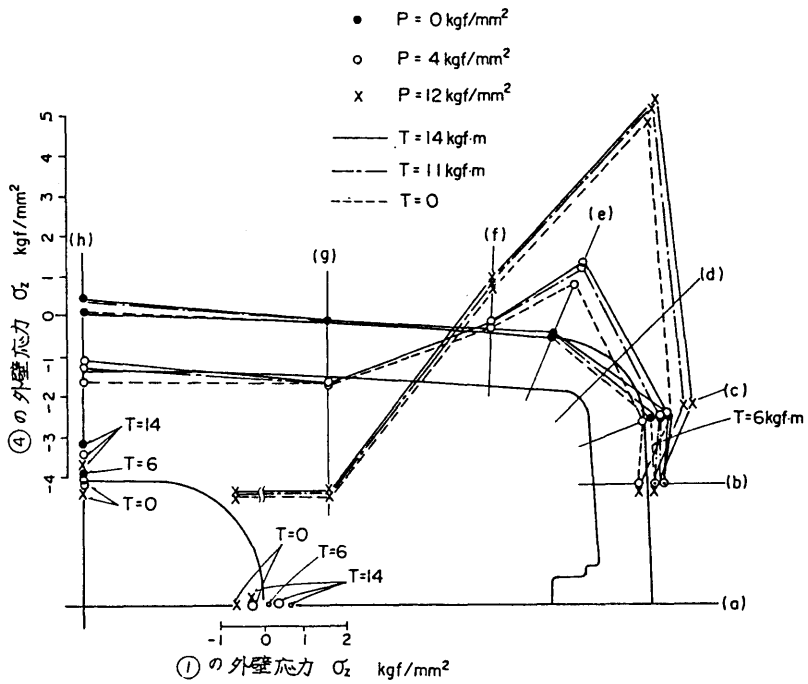


図-13 操作トルフの影響 位置①, ④

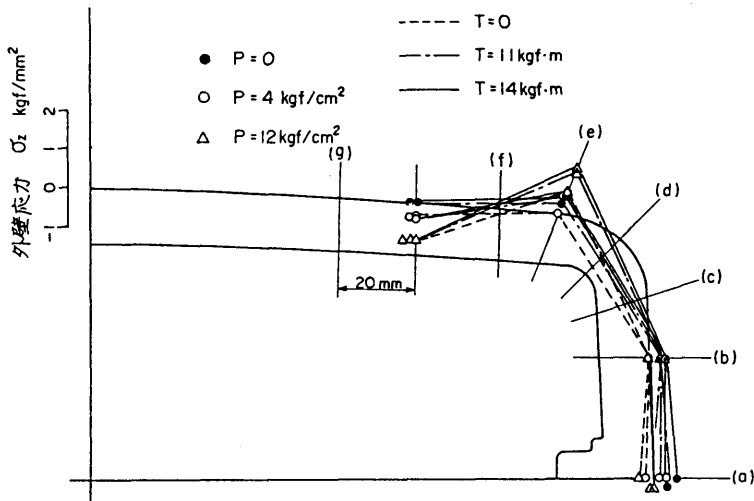


図-14 操作トルフの影響 位置⑥

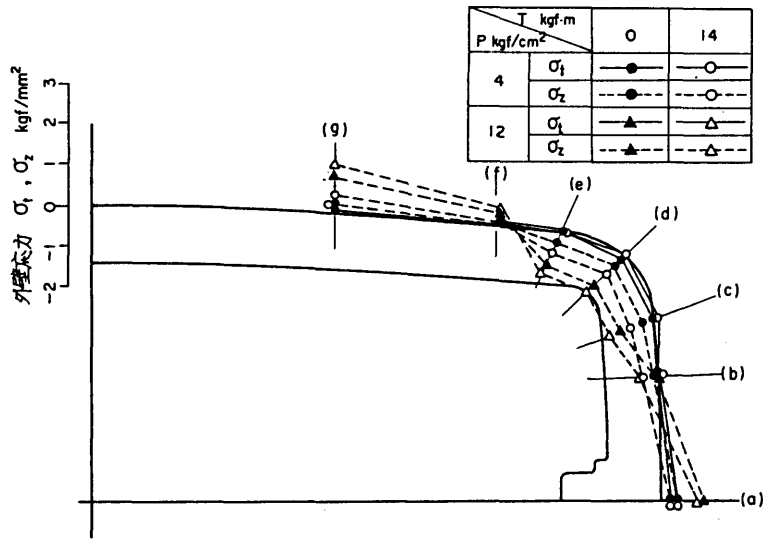


図-15 操作トルフの影響 位置⑦

ーリップ状に変形することが知られている。^{31,6)} その開き具合は内圧の大小によっても異なる。図-12~15は内圧及び操作トルクが弁殻の応力に及ぼす影響を調べるため、操作トルクを加えてくさび状の弁体を弁箱弁座間に押し込んだ場合の外壁の円周方向応力分布である。図中P=0は弁内より作動油を抜き取り空の状態、操作トルクを加えた場合の応力で、このグラフより操作トルクのみ加えた場合の応力分布がわかる。また、T=0は弁を開放し内圧のみ加えた場合で、この状態は前項3.1.1と同じ加圧状態である。PとTを重ねて加えた(P+T)場合は何れも加圧口と反対側の管部の圧力をゼロの状態(図-19のⅡの状態)で計測を行った。図-12~15より全体に操作トルクを加えることにより生じる弁殻の応力増加は小さく、弁ぶた壁部(2)、(3)及び弁箱水平フランジフィレット(6)ではほぼゼロであり、比較的大きな弁ぶたフランジフィレット(1)、(4)及び弁箱壁部(7)でもP=0、T=14 kgf·m (137.2N·m)のとき約0.5kgf/mm²(4.9MPa)、同じくP=12kgf/cm²、T=14 kgf·mのとき約0.7kgf/mm²程度である。また、この傾向は内圧が重畳しても殆ど変わらない。

3.2 弁座背面外壁のひずみ

図-16は弁座の当りが内圧や操作トルクの増減によってその傾向をどのように変化させるかを調べるため、弁座背面の外壁に管中心線に対し放射状にストレング

ージを貼付し(図-3参照)内圧に操作トルクを重畳し加えた時のひずみを測定した結果で、縦軸はゲージ位置、横軸はひずみで示してある。図中、点線は内圧のみ加えた(T=0)の場合、実線は操作トルクのみ加えた(P=0)の場合、一点鎖線は内圧と操作トルクを変化し同時に加えた(P+T)の場合である。3種類のグラフはいずれも(ハ)の位置のひずみが一番大きく、天井と地へ向い小さくなっている。また、P+Tの一点鎖線は点線(T=0)と実線(P=0)を重ねたようなグラフとなっている。

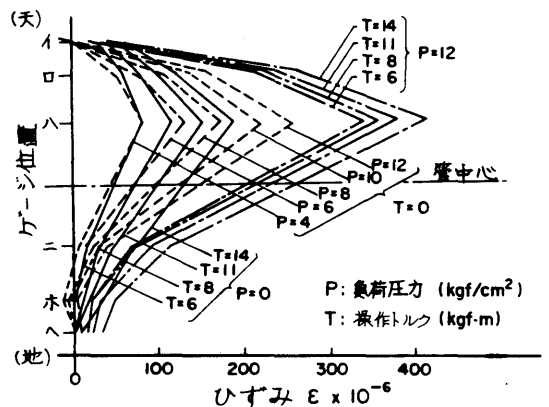


図-16 弁座背面外壁のひずみ

3.3 水平フランジの変位

図-17に弁箱水平フランジ長手方向中央A点の変位 y_A と内圧の関係を示す。図中の3本のグラフはいずれも弁を開いた状態で内圧を加えた場合の結果である。図より y_A の値はほぼ内圧に比例して増加しており、 $P=12\text{kgf/cm}^2$ (1.17MPa) のとき $y_A=10\sim 12.5\times 10^{-2}\text{mm}$ となっている。図-18は内圧と操作トルクを重ね加えた場合である。図中点線は図-19のⅡの状態、すなわち実機使用時に近い加圧状態であり、実線は加圧場所を同じく図-19のⅡ、Ⅲと変化した場合である。この場合、操作トルクの増減はⅠの状態に一度戻して後を行った。

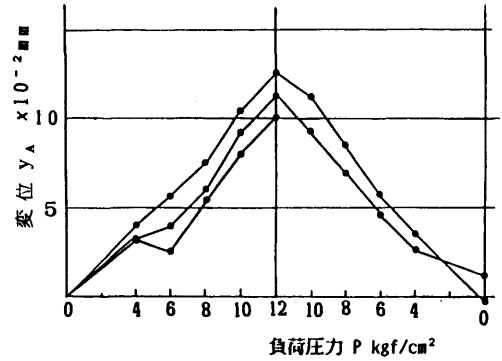


図-17 変位 y_A と負荷圧力の関係

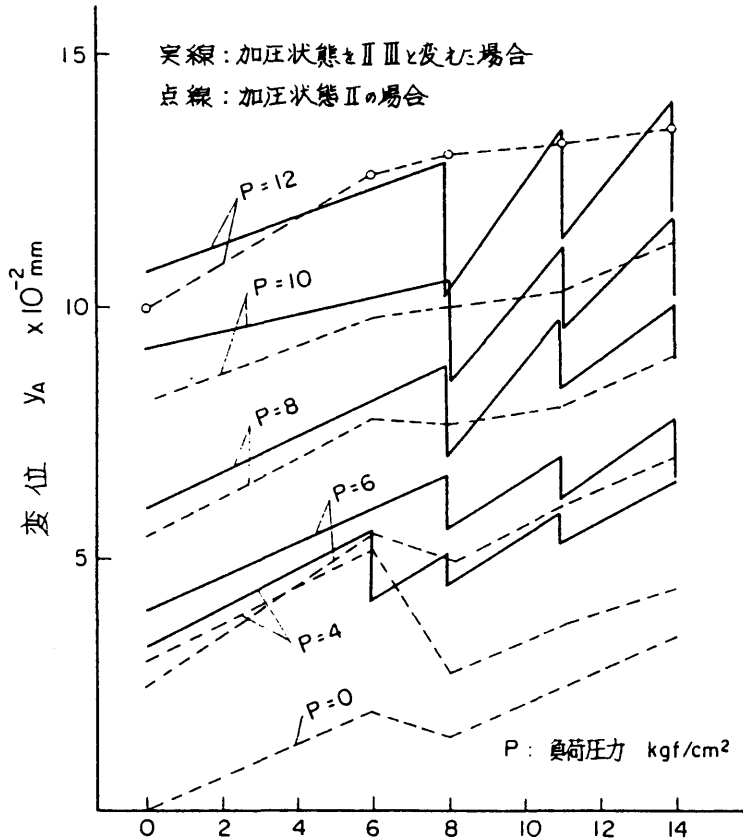


図-18 内圧と操作トルクを重ねし加えた場合の y_A

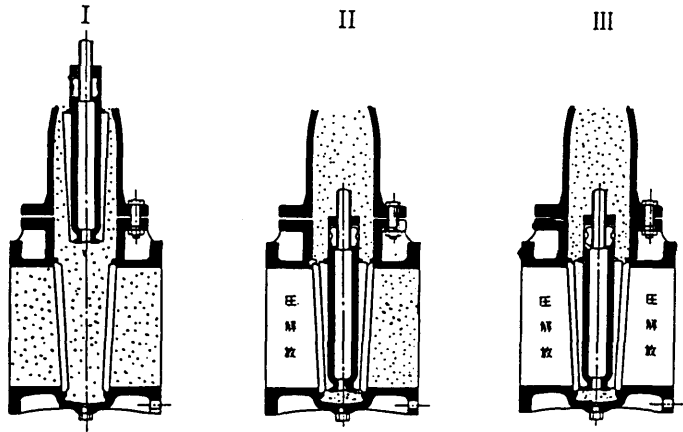


図-19 加压位置と仕切弁の関係

4. 測定結果の検討

4.1 弁殻内外壁の応力分布

4.1.1 円周方向応力分布

図-5~9より全体的な傾向を見ると、弁ふた、弁箱いずれの内外壁とも小口壁は引張応力と、長手壁(X-X)方向へ引っ張られたような傾向がみられ、長手壁と小口壁の面積比により生じる双方の壁が受ける力の差が大きいことを示している。外壁の応力は、壁部は引っ張り応力で隅部は圧縮応力となっており、特に長手壁中央部は比較的高い引張応力となっている。また、内壁の応力は、長手壁は圧縮応力、隅部は高い引張応力と外壁とは逆の傾向を示しており、隅部を支点に両壁が外側に広げられたような傾向となった。次に、長手壁と小口壁を比較すると、弁ふた位置(2)、(3)では内外壁とも長手壁の方が値は大きく、弁箱ではその値も差も弁ふたより小さい。この様な傾向が生じた理由に、弁ふたは平坦な面が比較的大きく、弁箱は弁座部や管部、さらにリブ等の複雑な形状が補強効果となり弁箱壁部の剛性を高めているためと考えられる。

4.1.2 リブの効果

図-9の弁箱長手内壁の圧縮応力は位置がf, g, hと中央部へ向かうに従って値が再び小さくなる傾向を示しており、水平フランジと管部の間にまたがるリブの補強効果が見られるが、この傾向は内圧が高くなる程顕著となっている。

4.1.3 水平フランジのフープ効果

円周方向最も高い引張応力を示した隅部内壁応力 σ_t

の軸方向分布を図-6~9に見ると、例えば $P=12\text{kg f/cm}^2(1.17\text{MPa})$ のとき位置(3)、(4)、(5)ではそれぞれ $\sigma_t=8.7, 9.8, 7.0\text{kg f/mm}^2(85.3, 96, 68.6\text{MPa})$ 同じく弁箱(6)、(7)は $\sigma_t=5, 4.5\text{kg f/mm}^2(49, 41.2\text{MPa})$ といずれもフランジ・フィレット付近が一番高く、フランジ部は壁部より小さくなっており、水平フランジが桶のたがのような働きをしていること(フープ効果)が見られた。

4.1.4 ISO型弁(PN10-200)との比較

比較するISO型弁(PN10-200)はJISF7363の基本寸法を基に設計製作されており、主要寸法は次の通りである。弁ふたの高さ H_2 はJISF7363、ISO型弁が、弁箱フランジ径 D_0 。及

	H_1	H_2	D_0
JISF 7363	210	249	320
ISO 型弁が、弁箱	230	229	340

単位: mm

び管中心から水平フランジまでの高さ H_1 はISO型弁の方がそれぞれ大きく、壁幅その他の寸法はほぼ同じである。これらの寸法差を弁殻の変形という観点から比べると見掛け上の剛性は弁ふた壁はJISF弁が、弁箱壁はISO型弁のほうが低くなる。計測点数、位置などの条件が十分同じではないため大ざっぱに両者の外壁応力を比較する。図-11より、いずれも壁部は引っ張り応力、隅部は圧縮応力とその傾向は一致している。長手壁の応力は、弁ふたh点でJISF弁は約 $3\text{kg f/mm}^2(29.4\text{MPa})$ ISO型弁は約 $2\text{kg f/mm}^2(19.6\text{MPa})$ とJISF弁が、弁箱はg点付近でJISF弁は約 $0.8\text{kg f/mm}^2(7.84\text{MPa})$ ISO型弁は約 $1\text{kg f/mm}^2(9.8\text{MPa})$ とISO型弁の方が幾分大きくなっており、

傾向は見かけ上の剛性差と一致している。小口壁の場合、J I S F 弁の応力値が弁ふたで幾分大きくなっていくが、両者の絶対値が弁ふた上に、その差も約18%程であり、従って、弁箱も含め両者の間に大きな差はないと思われる。隅部近傍の応力は、弁ふたでは両者はほぼ同じ程度の値を示したが、弁箱側では差がある。隅部近傍は形状が複雑な上に、測定応力も引っ張りから圧縮へと大きく変化する位置であるため、ゲージ貼付のわずかな誤差も測定値に大きく影響を及ぼす。弁箱の差にはこの様な誤差の影響も大きいと思われる。

4.1.5 最高応力発生位置

F S 10 K -200 弁の弁箱の破壊試験結果によると、破壊は水平フランジ隅部内壁より発生しているが、亀裂の起点の詳細ははっきりしない。本実験結果を見ると、円周方向では隅部内壁が一番高い応力を示しているが、軸方向では水平フランジのフープ効果などのため、弁ふたでは水平フランジ部（位置(4)）より壁部（位置(3)）の方が高い。一方弁箱も、計測点数が少ないため断定的な判断は無理であるが、弁ふたと同じ様な傾向が考えられる。以上のように本実験結果は破壊試験結果等と大きく食い違う点はないが、最弱断面の位置等を判断するには不十分であり、今後さらに詳細な実験を加え研究を行う事が必要と考える。

4.2 弁座背面外壁のひずみ

4.2.1 弁座の変形

弁座は内圧が加わると管中心線付近から強く外側へ折れ曲がるように天井が開くような変形をする。¹⁰⁾ 図-16を見ると内圧のみ加えた場合（T=0, 点線）は管部中心すぐ上(ハ)のひずみが一番大きく、(イ)(ホ)

(ヘ)はほぼゼロで、内圧が増加すると(ハ)とその前後の位置のひずみが大きくなるのがわかる。これよりひずみゲージの貼付誤差を考慮しても管部中心付近の変形が一番大きいことが予想できる。

4.2.2 静的当りと弁座背面外壁のひずみの関係

同図より操作トルクのみ加えた場合（P=0, 実線）のひずみは前項の壁部やフランジ部に比べて大きい。その分布はT=0の場合（点線）と似て(ハ)が一番大きく(ヘ)はほぼゼロとなっている。また(イ)から(ホ)のひずみの操作トルクに対するひずみの増加割合はそれぞれほぼ一定となっている。T=6, 8 kgf・m (58.8, 78.4 N・m)を加えた場合の弁座面の当りは先の当り検査(2.1項)の結果とほぼ同じと考えられる。故に、このグラフは弁座面の静的当りと背面外壁のひずみ分布の関係を示しているものと考えられる。

4.2.3 動的当りに与える内圧の影響

同図より、操作トルクと内圧を重ねた場合のひずみ（P+T, 一点鎖線）は先と同様(ハ)の位置で一番大きな値となり天井と地で小さい。さらにその大きさは点線（T=0）と実線（P=0）を重ね合わせたようになっている。弁箱弁座の変形（開き角度）は内圧により異なるから、この弁座間に押し込まれるくさび形の仕切弁の押し込み容易さやそのときの弁座面の動的あたりも内圧によって変化することが考えられる。そこで、静的当りと弁座背面外壁のひずみ分布の関係を基に、動的当りに及ぼす内圧の影響を調べる。内圧のみ加えた場合、弁座面に加わる圧力は均一である。故に、P+T（一点鎖線）のグラフがそれぞれ単独に加えた場合のグラフを重ねて得たグラフに全く等しけ

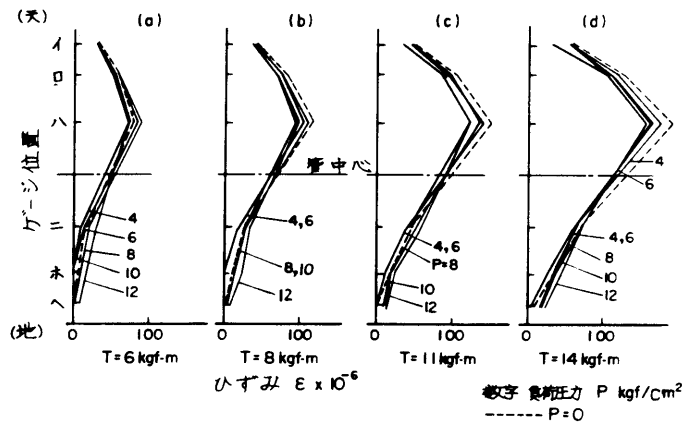


図-20 弁座背面外壁のひずみ、負荷圧力の影響

れば、即ち、一点鎖線＝点線＋実線ならばこの時の動的当りは静的当りとほぼ同じと考えられる。そこでPとTを同時にくわえた一点鎖線からT＝0の点線の値を差し引いて得たグラフをP＝12kg f/cm²以外についてもそれぞれ求め、操作トルクごとにまとめたのが図-20で、P＝0の場合も併せ示してある。図より、ひずみは全体に同じ様な傾向を示している。部分的にみると、(イ)の位置ではP＝10kg f/cm² (0.98MPa) 以下の場合、内圧に関係なく操作トルクの増加に従ってほぼ一定の割合で大きくなっており、P＝12kg f/cm² (1.17MPa) では操作トルクにほぼ関係なく一定となった。他の位置では、操作トルクの増加にたいするひずみの増加な内圧によって異なる。管中心線付近を境として、天井側では操作トルクが大きくなる程内圧を加えた時のひずみとの差は大きくなっている。また、Tを8kg f・m以上加えた場合、内圧が高くなる程ひずみは小さくなる傾向が見られるが、地側では逆に大きく、管部中心付近を境にグラフは交錯しておりPやTとの関係は明瞭でない。このように内圧が動的当りに及ぼす影響は管中心付近を境に天井側と地側で傾向が異なるようであるが、この様な傾向は弁座の変形が一率でなく管中心付近で強く外側へ折れ曲がるように変形することと大きく関係していると思われる。以上から広い範囲の内圧にわたり同じ様な当りを得ることが極めて難しいことがわかる。同様に、増し締めも同様弁座の全周面で同じ様な効果を期待することは困難であろう。

4.3 水平フランジの変形

4.3.1 y_Aと内圧の関係

y_Aの設計目標値は経験的に定格圧力を加えたとき7×10⁻²mm以下に抑えるように決めるのが一般的である。^{注2)} 本供試弁の定格圧力は5kg f/cm² (0.49MPa)であり、この時の測定値は図-18よりy_A≒3～5×10⁻²mmである。そこでy_Aは内圧に比例し、かつP＝12kg f/cm² (1.17MPa) のときy_A＝12.5×10⁻²mmと仮定し定格圧力時の変位をもとめるとy_A＝5.2×10⁻²mmとなり設計目標値を満足している。

4.3.2 操作トルクの影響

図-18を見るとP＝0の時の水平フランジの変位はT＝6～8kg f・m (58.8～78.4N・m) で減少し、前後では操作トルクにほぼ同じ様な傾斜で比例しており、T＝14kg f・m (137.2N・m) のときy_A＝3.5×10⁻²mmとなった。内圧と操作トルクを同時に加えた場合、傾向的にはP＝0の場合とほぼ同様であるが、T＝6～8kg f・m (58.8～78.4N・m) 前後に見られるy_Aの減

(458)

少傾向はP＝4kg f/cm² (0.39MPa) のとき最も大きく、内圧による弁座面の開き量と関係があるようにおもわれる。さらに、試験弁の設計定格値^{注3)}はP＝5kg f/cm² (0.48MPa)、T＝8kg f・m (78.4N・m) であり、比較的定格値に近い条件でy_Aの減少傾向が最も大きくなっている点に注意すると摺合わせ加工等の経験的に行われる現場作業の技術水準が大変高いことが理解できる。

4.3.3 y_Aに及ぼす管部加圧の影響

図-18より、y_Aは加圧する場所を変えると実線で示す様に鋸状に変化する。そして、同一圧力では図-19に示すⅡよりⅢの状態の方が値は常に小さくなっている。上野等はy_A値は管部の寸法形状によっても影響をうけ、弁座面より両端フランジ面までの距離が長い方が変形が小さくなると考察している。本実験から管部の寸法とy_Aの関係を求めることはできないが、弁座の開き量が水平フランジや壁板の寸法や形状だけでなく管部のそれらによっても大きく変化することを示している。ISO規格の整合化は面間寸法を短くする方向に進められているようである。弁座の変形は漏洩問題と密接な関係にあるため管部の寸法形状の取扱は十分注意し慎重に行う必要があろう。

5. 水平フランジの変位計算式について

仕切弁の漏洩性態と密接な関係がある水平フランジの変位の計算に関しては九州大学檜原氏提案の算出式が広く採用されている^{注1)}。この式は水平フランジをラーメンと仮定して、弁座面天井のたわみが実用上水平フランジ長手中央A点のたわみに等しいと考え導かれている。その後日本船舶標準協会は実験結果を基に長手壁板の有効面積(慣性性能率I)の算出方法に改良を加え、同一寸法の弁ではIの値が25%程度大きくなる、即ち、y_Aは逆に小さくなるようにした(図21参照)。便宜上、前者を檜原の式、後者をJISFの式と以後称し、以下にその式の概略を示す;^{注4)}

$$y_A = \frac{(4 + \beta) \cdot P \cdot a_i \cdot c \cdot a^3}{192 \cdot E \cdot (1 + \beta) \cdot I} \dots\dots\dots(7)$$

$$I = I_s + I_f, \quad \beta = a/b, \quad a = a_i + h, \quad b = b_i + h$$

a_i : 長手内壁間の長さ

b_i : 小口内壁間の長さ

c : 長手壁の有効殻板高さ

h : 壁の厚さ

I_f : 水平フランジの慣性性能率

I_s : 壁板の慣性性能率

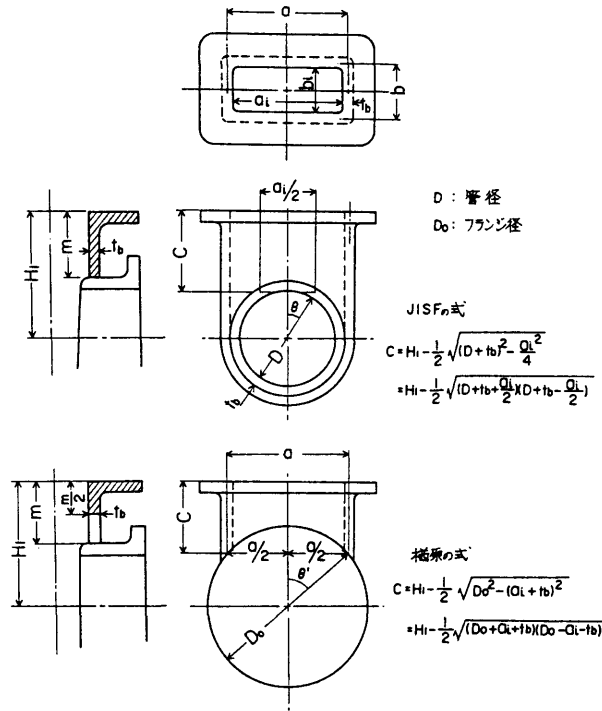


図-21 変位 y_A の計算

この式を用い $P = 12 \text{ kgf/cm}^2$ (1.17MPa) 時の本試験弁の y_A を算出すると、JISFの式では $y_A = 11.5 \times 10^{-2} \text{ mm}$ 、橋原の式は $y_A = 14.6 \times 10^{-2} \text{ mm}$ となり、実験値は両式値のほぼ中間、ややJISFの式に近い値となった。

図-22はFS5K, FSIOK[®], PN10-200, PN10-350, PN16-200, 及びPN16-350の y_A をJISF式及び橋原の式で計算した結果と実験値を示したものである。図に示すように、FS5K及びFS10Kの y_A は、いずれの式による値もバルブの呼び径が大きくなるに従い大きくなるが、その大きくなる割合はゆるやかとなり、FS10Kの場合は一定値に近づく。そして、この二式により計算された y_A の差は呼び径が大きくなるに従い広がる。

次に、実験値とこれら二式の計算値を比較する。但し、比較できる実験データは極めて少ないため一般的な傾向と判断することは無理であり、参考程度と判断する。FS5K及び橋原の論文からの引用以外は全て先同様、文献1, 7からの引用である。

1) FS5Kの実験値はいずれの計算値ともよく合っている。

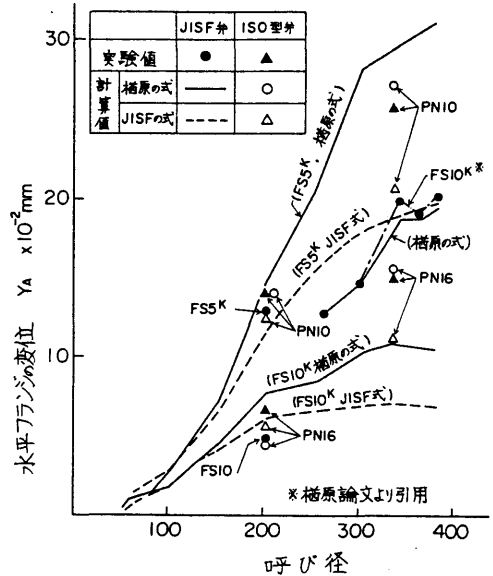


図-22 y_A の計算値と実験値の比較

- 2) FS10Kの実験値^(注5)は楢原の式の計算値より約40%、JISFの式の計算値より約25%値が小さく、この差に関する限り JISF式の値の方が実験値との差は小さい。
- 3) PN10及びPN16の実験値は、PN10-360を除き、いずれの式による計算値よりも大きくなっている。しかし、楢原の式の計算値の差は呼び径にほぼ関係なく約 1.3×10^{-2} mmの以内にあり、一方JISF式の計算値との差は呼び径200の場合は約 1.5×10^{-2} mm、呼び径360では $4.2-5.2 \times 10^{-2}$ mmと呼び径が大きくなると広がる様な傾向が見られた。

楢原の論文はバルブの呼び径以外の寸法が明かでないためJISF式による計算値はない。この論文に示された結果に従えば実験値と楢原の式の計算値は大変良く合っている。

以上の結果のように、楢原の式による計算値はこの程度の鑄鉄仕切り弁(5kgf/cm²、ないし10kgf/cm²で呼び径が150~360ぐらいの仕切り弁)では実験値と比較的良好合う事がわかったが、JISF式の計算値は実験値と比べ全体に小さくなる傾向があり、かつ呼び径が大きくなるとその差は広がる傾向があるなどさらに改良の余地があるように思われる。

6. 安全率について

安全率については材料の許容強度が決っていないこともあり公的な取り決めも、また定説のようなものもなく、各社により異なるようである。

日本船舶標準協会ではJISF規格立案時、FC19材の許容引張応力を約 3.2kgf/mm^2 と推定したため、安全率 $S = (s=19/3.2 \approx 5.9)$ を通してきたと言うことである。その後、JISFの改定により鑄鉄仕切り弁の清流水(静荷重)での最高使用圧力は呼び圧力の1.4倍まで可となった。従ってこれより単純に考えると安全率は $(6 \div 1.4 \approx 4)$ 4となるが、安全率については規格にはないためか、触れておらず、他方、船体付鑄鋼仕切り弁計算書のFC20の許容応力は $250\text{kgf/cm}^2 (= 2.5\text{kgf/mm}^2)$ 、即ち、 $S = 8$ としている。

本実験では最高使用圧力(7kgf/cm²)時の応力が最も高いのは弁ふた位置(3)の内壁で、 $\sigma_t = 5.72\text{kgf/mm}^2$ である。この値を許容強度とすると安全率は $s = 3.5$ となり、JISFの考えるFC20の許容強度を可成りオーバーする。実験例が極めて少ないため、以上の実験から清流水の場合の設計妥当値を直ちに判断することは出来ないが、まえがきに述べたように、実機使用実績で

は蒸気ラインに使用されている同種鑄鉄仕切り弁の弁殻に破壊事故の発生が経験されていることを考え合わせると、本供試弁は強度的に比較的限界に近い設計のように思われる。

7. 機密性能について

7.1 弁座の仕上精度

弁座面の仕上げ精度は機密性能と直接関係があるため各メーカーとも多くの努力を払っている。しかし、この両者の関係を実験的に調べた例は大変少ない。三菱長崎造船所においてFS10K-350弁を用いて行った研究では⁸⁾、弁座面の仕上げ精度が上がると機密性は良くなるが、それも $H_{\max} = 1 \sim 3 \mu$ 程度までであり、それ以上の精度で仕上げることは逆に労力の方が多くなり無意味であると述べている。本試験弁の仕上げ精度は $H_{\max} = 7 \sim 7.5 \mu$ であった。この値は試験弁がFS5K-200と前例に比べ小型でありかつ弁座面のTightnessに必要な弁座面圧も得易いという事を考慮しても、次項の漏洩試験結果などを見ると、幾分粗いように思える。

7.2 漏洩試験

漏れ発生の確認は加圧を油圧ポンプで行っているため、負荷圧力の変動を監視して行うことができず、空気抜き穴からの油の漏れを直接目視により確認し、漏れの発生とした。従って、弁座面からにじみ出るような場合はシステム油の粘度が高いことも重なって、その確認は極めて困難であった。

本試験の結果を表-1に示す。表中○印は漏れ発生無し、×印は常に漏れ有り、△印は時々漏れたりその他疑わしいケース、である。数字は水平フランジの変位で、この値は図-18の点線を読み取った値である。説明の都合上この項では内圧と操作トルクを同時に加えた場合を前項内圧のみ加えた場合の変位と区別するため y_{T+P} と表わし、操作トルクのみ加えた場合($P=0$)の変位を y_T と表す。同じく()の数字は変位 y_{T+P} より y_T を単純に差し引いた値で、この値を y_P で表せば、 y_{T+P} 、 y_T 、 y_P の間の関係は $y_{T+P} = y_T + y_P$ で示せる。以下おおまかに検討を加える。

表より、 $P = 6\text{kgf/cm}^2$ の内圧では、操作トルク $T = 8\text{kgf} \cdot \text{m}$ 以上では漏れはなく、 $P = 8\text{kgf/cm}^2$ の場合も $T = 14\text{kgf} \cdot \text{m}$ に増し締めすると漏れは止まっている。しかし、 $P = 10\text{kgf/cm}^2$ 以上の内圧が加わった場合、本試験範囲内の操作トルクでは漏洩の発生を完全に止めることはできなかった。以上から、本試験弁の場合、 $P = 8\text{kgf/cm}^2$ 以下では増し締めの効果も期待でき、漏

表一 漏洩試験の結果

P kgf/cm ²	T kgf·m				
	0	6	8	11	14
0	0	2.0	1.4	2.4	3.5
4	4.2	() 5.2 (3.2)	() 2.7 (1.3)	() 3.6 (1.3)	() 4.4 (1.0)
6	6.2	/	() 5.0 (3.6)	() 6.0 (3.6)	() 7.0 (3.5)
8	8.3		△ 7.7 (6.3)	△ 8.0 (5.7)	△ 9.0 (5.6)
10	10.4	/	× 10.0 (8.6)	× 10.3 (8.0)	× 11.2 (7.8)
12	12.5		× 13 (11.6)	× 13.2 (10.9)	× 13.5 (10.1)

E 段 (Y_E)F 段 (Y_F)

れの発生はほぼ食い止めることが可能と思われる。また、 y_{T+P} は内圧が一定のとき操作トルクが大きくなるに従い、増加するが、その値は操作トルク及び内圧をそれぞれ単独で加えた時の変位 y_T 、 y_A を合計した値よりは常に小さく ($y_{T+P} < y_T + y_A$)、操作トルクには内圧で広げられる弁座の開き量を抑制するような働きがあると思われる。また、 y_P は $P = 6 \text{ kgf/cm}^2$ の時、 T に拘らずほぼ一定となっているが、 $P = 8 \text{ kgf/cm}^2$ 以上では T の増加に対し逆に減少しており、先に述べた操作トルクの抑制力も大きくなるような傾向を示した。この傾向と先の漏れとの関係を比べると、 y_P は漏れが生じていない $P = 6 \text{ kgf/cm}^2$ 以下ではほぼ一定であり、漏れが生じた $P = 8 \text{ kgf/cm}^2$ 以上では T により変化し、 T が大きくなるほどその値は小さくなっている。以上のように、水平フランジの変位は内圧や操作トルクにより微妙に変化するため、この値から漏洩の発生限界を推定することは現状では困難であるが、操作トルクの影響を差し引いた y_P との間には何がしかの関係があるように思える。

8. ま と め

船用鑄鉄仕切弁 (JIS7363) の加圧実験をおこない、弁殻内外壁表面の応力分布および水平フランジ中央の変位を調べた結果をまとめると;

- 1) 弁殻内外壁応力は本試験範囲内で内圧に比例する。また弁ふたの応力は弁箱応力に比べ全体に大きい、

その円周方向分布は相似で、隅部を支点として両壁が外側へ押し拡げられた様な傾向となった。本試験中最も高い値を示した弁ふた位置(3)の隅部内壁応力は $P = 12 \text{ kgf/cm}^2$ (1.176 Mpa) の時約 $\sigma_t = 9.8 \text{ kgf/mm}^2$ (96 Mpa) となった。また、リップ及び水平フランジはいずれも弁殻の変形を抑制する働きを示した。操作トルクにより生じるフランジフィレットおよび外壁壁板部の応力増加は小さい。

- 2) ISO形弁 (PN10-200) の実験値と比較した結果、管部中心から水平フランジまでの高さ $H1$ の値を大きくすることは長手壁部の変形を大きくし弁の機密性にマイナスとなる。
- 3) 弁座背面外壁のひずみ分布と弁座の静的当りの関係を示し、これより大まかではあるが、動的当りを推定することが可能であるとの知見を得た。
- 4) 内圧のみ加えた場合の水平フランジの変位 y_A は本実験の範囲で内圧に比例し、 $P = 12 \text{ kgf/cm}^2$ (1.17 MPa) のとき $y_A = 10 \sim 13 \times 10^{-2} \text{ mm}$ となった。またこの値は橋原の式および JISF の式の計算値と比較的よく合う。
- 5) 内圧と操作トルクを同時に加えた場合の水平フランジの変位を y_{T+P} とすると、 y_{T+P} は減少することがあり、本実験では定格値に比較的近い $P = 5 \text{ kgf/cm}^2$ (0.49 MPa)、 $T = 6 \sim 8 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ ($58.8 \sim 78.4 \text{ N} \cdot \text{m}$) 近辺で減少は最も顕著となった。また、操作トルクのみ加えた時の水平フランジの変位を y_T とすると、 y_A 、

y_{T+P} , 及び y_T の間には実験範囲内で $y_{T+P} < y_A + y_T$ の関係があり, 操作トルクには内圧による弁座の動きを抑制するような傾向が見られた。

- 6) 弁座の機密性と水平フランジの変位の関係を求めることは大変困難であるが, 本実験の場合, 内圧と操作トルクを同時に加えた場合の水平フランジの変位から操作トルクのみ加えた場合の水平フランジの変位を差し引いた値 $y_P (=y_{T+P} - y_T)$ と油漏れとの間には関係があるような傾向が見られた。
- 7) 加圧側管部への加圧の有無と水平フランジの変位の間にはⅡ-22ⅡよりⅢの状態の方が値は常には小さくなる関係が見られた。この結果より管部寸法と水平フランジの変位との関係をただちに求めることはできないが, 加圧管部の寸法形状も弁座の変形及び漏洩性能と密接な関係があることを示している。

終わりに, 本研究は日本船舶標準協会機関動力部部会配管ぎ装品委員会のご援助を得て実施した。委員長はじめ委員諸兄に多大のご指導及びご援助を頂きました。ここに深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

代表的なもののみ以下に示す;

- 1) 日本船舶標準協会：鑄鉄仕切弁 (ISO形) の性能試験報告書, (1980), pp. 7~8, 34~46, 65~69
 - 2) 日本船舶標準協会：ISO形船用鑄鉄仕切弁の調査及び強度計算書, (1980), P. 41
 - 3) 日本バルブ工業会：バルブ便覧, 日本工業新聞社, (1967), P. 76
 - 4) 日本バルブ工業会：バルブ設計データブック, 日刊工業新聞社, (1969), P. 58
 - 5) 東ほか：ゲートバルブの構造解析, 神戸製鋼技報, vol. 28-2 (1978), pp. 2~8
 - 6) 上野ほか：仕切弁の弁箱形状と内圧による変形, 配管と装置, (1982), pp. 58~59
 - 7) 日本船舶標準協会：鑄鉄弁の試作実験報告書, (1976), pp. 21~24
 - 8) 日本船舶工業標準協会：船用大形仕切弁の改善のための試作実験報告書, (1971), P. 49
 - 9) 鷗戸口ほか：材料力学, 裳華房, (1964), pp. 74~77
 - 10) 文献3)
 - 11) 檜原：JISF7363船用鑄鉄10kgf/cm²仕切弁の漏洩防止法について, 西部造船ぎ装研究会報告書, (1959) pp. 13~14
 - 12) 日本船舶標準協会：JIS船用弁の損傷実態調査報告書, (1976), pp. 3~19
- 注1) 各種耐圧試験がJISFに規定されている (JISF 7363参照)
- 注2) 規格ではないが, 日本船舶標準協会ではこの値で指導しており, ほぼ大多数のメーカーがこの値を設計値として採用している。
- 注3) 操作トルクの設計定格値はメーカーへ問い合わせ得た値である。
- 注4) y の計算式については, 檜原の論文, JISFの計算書, その他それらを引用した文献等にミスプリがあり, かつ使用記号も異なるため, JISF計算書の式(7式)に記号など統一し, 両式の違いを説明する。両式の違いは水平フランジの水平方向曲げ慣性性能率を求める際に, 殻壁部を有効幅とし考慮に入れて計算するが, この壁部の影響をどの様に考慮するかにある。即ち, (7式)に於て, c 及び I の値が図に示す横に異なる。
- 注5) 論文ではFS10K弁となっているが, 図に示したように現在のFS10K弁とは各部の寸法が異なるためか計算値も可成り異なる。