

FEM 解析に基づく船用バルブ軽量化の研究

伊飼 通明*、綾 威雄*、天田 重庚**

A Study on the Weight Reduction of Marine Valves by FEM Analysis

By

Michiaki Ikai, Izuo Aya, Shigeyasu Amada

Abstract

The standard rules of JIS for Marine gate valves are faced to be replaced with new ISO rules. The main difference between these rules is the flange distance which is required to be shorter in ISO rules. The new distance might make their stiffness low. If such change is introduced, it will lead to redesign almost all marine valves. And it is also anticipated to need much time for their redesign. Until now, the simplified calculation method has been used to design marine valves. It is difficult, however, to design more precisely those valves by this simple method. So the possibility to design them by a computer using a FEM program for the weight reduction was surveyed.

The displacement and the stress of marine gate valves were analyzed by FEM, and the effects of a circumferential rib and vertical ribs were investigated. And the effect of bonnet flange on the displacement was also investigated. Finally, the effect of the wall thickness of the body on the weight reduction was examined.

The conclusions obtained from above FEM analysis are as follows;

- (1) Partial change of the wall thickness is effective not to lower the wall strength, and a circumferential rib is effective to keep displacements small.
- (2) The body weight can be reduced about 10 % by thinning wall thickness.

目次

1. 緒言

2. バルブ設計の現状

3. FEM 解析

3.1 解析モデル

3.2 解析手法

3.3 FEM 解析の精度

* 大阪支所

** 群馬大学

原稿受付 平成3年8月5日

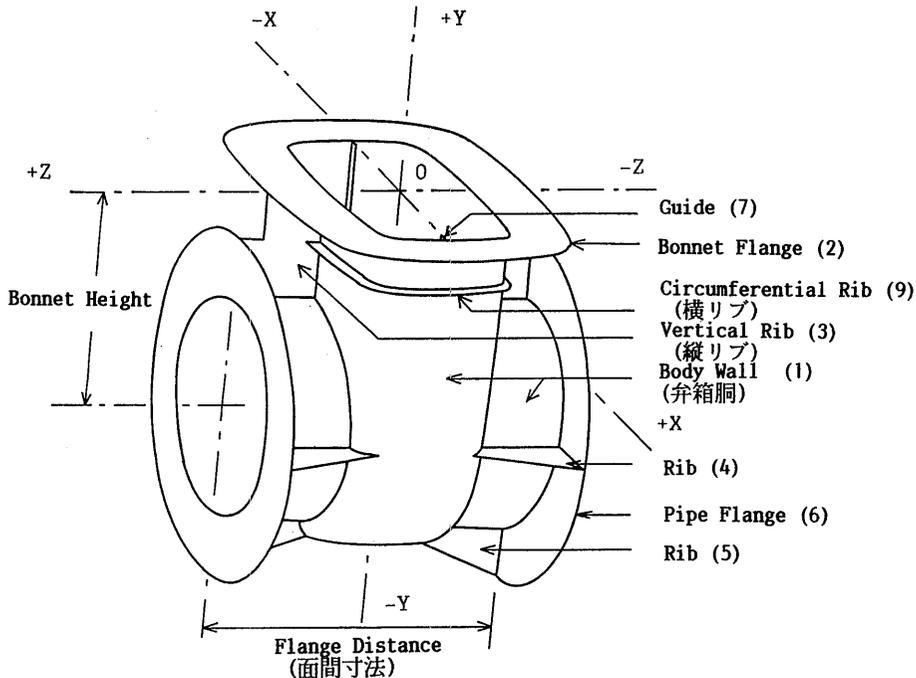


図-1 弁箱の各部名称

4. 軽量化の検討

4.1 リブの機能

4.2 弁箱の強度

4.3 補強方法

(1) 横リブによる補強

(2) 弁箱胴の部分的補強

4.4 変形解析

4.5 ボンネットフランジの形状変更

(1) 形状変更による変形抑止効果

(2) 形状変更による補強効果

4.6 軽量化の効果

5. 簡易計算法の改良についての検討

6. 結言

1. 緒言

産業界全般において国際的な規格の統一が叫ばれ、船用バルブ業界においても ISO に基づいた JIS 船用バルブの再規格化が重要な課題となっている。JIS 弁と ISO 弁の大きな相違点の一つにフランジ間の面間寸法がある。例えば、呼び圧力 10kgf/cm^2 (0.98

(2)

MPa)、呼び径 200mm の船用仕切弁の場合、JIS 規格弁の 320mm の面間寸法に対して ISO 規格弁は 292mm と著しく短縮している。この値をそのまま JIS 規格弁に導入すると管フランジがボンネットフランジに接触するおそれがあり、これを避けるためにボンネット高さを増加させる必要がある。この変更は弁箱全体の剛性を弱くし、強度の低下を招くことが懸念されている。しかし、ISO 規格導入に伴う船用仕切弁の新規規格を制定するに際して、各呼び径、各呼び圧力ごとに設計見直しを行うのは大変な作業であり、船用仕切弁の合理的設計法を確立しておく必要がある。そこで本報告では合理的設計法確立の一環として、船用バルブ業界からの要望が強い軽量化を主目的に、船用仕切弁の数値設計の可能性を調べた。

2. バルブ設計の現状

我国の船用バルブの設計は簡易計算法⁽¹⁾を用いるとともに長年の経験と試行錯誤を経て形状が決定されて来た部分が多い。簡易計算法は板・梁理論に基づいたものであり、これを用いて仕切弁の軽量化を図るには構造が複雑すぎると考えられ、現状の仕切弁にまだ

十分に軽量化の余地が残されていると思われる。一方、最近各分野で設計に利用されるようになった数値解析であるが、バルブの解析については仕切弁を10数個にソリッド分割して解析した報告⁽²⁾、バタフライ弁の弁体についての数値解析の報告⁽³⁾などが見られるだけで、あまり研究がなされていない⁽⁴⁾。著者の一人は、船用仕切弁について有限要素法 (FEM) を用いて数値解析を行い、弁箱の強度と変形特性を調べた⁽⁵⁾。しかし船用バルブ業界において、簡易計算法に替えてFEMプログラムにより船用バルブを設計するには、プログラム使用の習得に時間がかかる等の問題点も指摘されている。船用仕切弁の社会的ニーズはというとON-OFF弁としての使用には有効であるが、同じ呼び径に比して重量が重い等の欠点が指摘され、急速にバタフライ弁に取って替わろうとしている。仕切弁は全開時の流体抵抗がきわめて小さいことや閉鎖時の気密性が高い等の長所をもっており、なお有用な弁であると考

える。従って、船用仕切弁の設計を見直す際には軽量化を見過ごすことはできない。

3. FEM 解析

3.1 解析モデル

解析対象として、船用鑄鉄仕切弁のPN10-200、PN10-350及びPN10-500型を選んだ。これらのバルブはISO規格に従って設計されたものである。仕切弁は弁箱と弁ふたの部分から構成されている。弁ふたは矩形断面で一方向に広く開いた単純な構造であるが、弁箱は他の配管等との接続部であり、また流れを止切るといった重要な役割を担っている。また、弁箱はバルブ重量のかなりの部分を占め、弁箱の軽量化の手法がそのまま弁ふたの軽量化に利用できると考えられるので、弁箱部分について解析を行った。図-1にバルブの各部名称を、図-2にPN10-200型の主要寸法を、そして図-3にその要素分割の例を示す。また、表-1

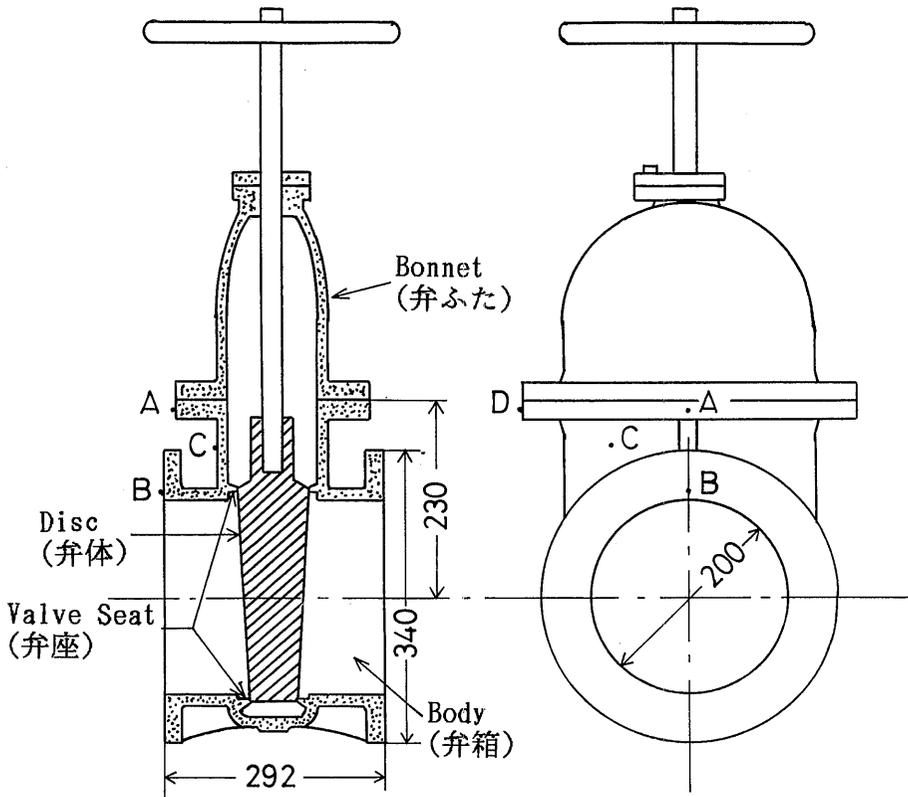


図-2 船用仕切弁の形状と主要寸法 (PN10-200)

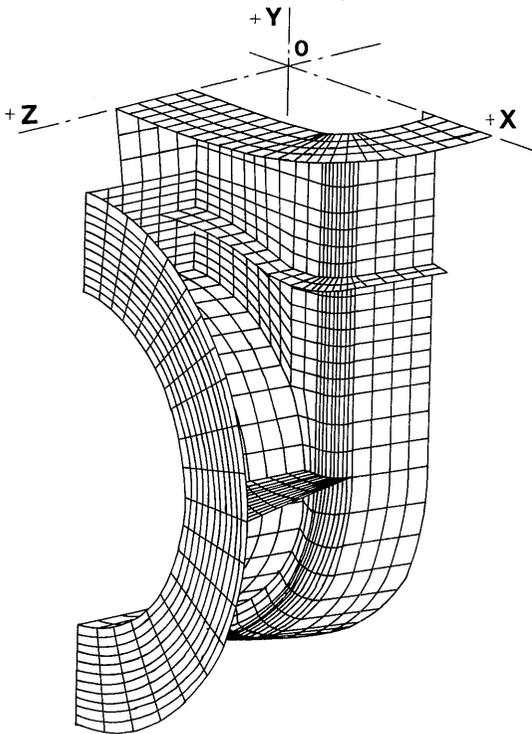


図-3 要素分割例

表-1 各バルブの主要寸法

	PN10-200	PN10-350	PN10-500
面間寸法	292	381	457
フランジ高さ	230	340	440
フランジ外径	340	505	570
呼び径	200	335	480

(mm)

に各バルブの主要寸法を示す。解析に用いたバルブの材質はFC20であり、物性値としてヤング率 $E=98 \text{ GPa}$ ($1.0 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$)、ポアソン比 $\nu=0.3$ を採用した。

3.2 解析手法

対称性から弁箱の1/4をモデル化して解析を行った。要素数は約600から1200、節点数は約650から1250の間である。応力は厚み方向に対して外壁面、肉厚中央部、内壁面の3点において計算した。解析にはFEMソフトであるNISA IIの静解析ソフトを用いた。この静解

(4)

析ソフトは線形/非線形構造解析が可能であり、線形解析では複合材料等の異方性材料も扱うことができる。要素タイプについては2次元及び3次元シェル要素、3次元ソリッド要素等を選ぶことができる。船用仕切弁は厚さが均一な平板の集合体であるので、本解析では3次元薄肉シェル要素を用いて計算を行った。計算機はSUN3-60Cを用いた。

3.3 FEM解析の精度

解析値の精度を既存の水圧試験⁽⁶⁾で得た変位のデータと比較するため、同じ条件(管フランジに盲フランジを付けた状態)、同じ圧力 $P=0.49(5)$ 、 $0.98(10)$ 、 1.57 MPa (16 kgf/cm^2)で解析を行い、圧力による弁箱の変形の特徴を調べた。図-4はPN10-200型のバルブについて図-1のZOY断面での弁箱の変形を示したものである。管の空洞部分では、計算値がないので管フランジ上の値を採用している。圧力が $0.49(5)$ 、 0.98 MPa (10 kgf/cm^2)では、実験値と計算値とが比較的近い値となっているが、 1.57 MPa (16 kgf/cm^2)では計算値と離れており、圧力が大きくなるほど離れる傾向にある。これは盲フランジを含めて、一体ものとして計算したことによる誤差と考えられる。一方、XOY断面での変形はZOY断面の変形量の約1/5以下の値である。特に、弁座付近での値は小さく、従って漏れに影響しないので、バルブの設計にあたってこの方向の変形はあまり重要ではないものと考えられ、Z方向の変形を主として調べた。

4. 軽量化の検討

バルブの軽量化を図る場合、基準として応力については安全率8以上、変形量については従来のバルブの変形量以内として弁箱の設計を行った。

弁箱の構造は矩形断面の箱に円筒形のものが入った形をしている。各端部にはボンネットフランジと管フランジを有し、これで弁箱の剛性を持たせている。そして各フランジ間にリブを挿入し、負荷の分散をして全体の剛性の向上を図っている。弁箱の軽量化を図るにあたって最も注意しなければならないのは変形による漏れである。漏れの原因となる弁箱全体の変形を決定づける主因子として(1)弁箱の肉厚(2)弁箱胴の断面形状(3)ボンネットフランジ(4)リブなどが指摘されている⁽⁷⁾。そこで、まずFEM解析値の精度の検討を行い、軽量化による補強の際に必要なと考えられる(4)リブについての強度変形解析を行った。そして安全率を考

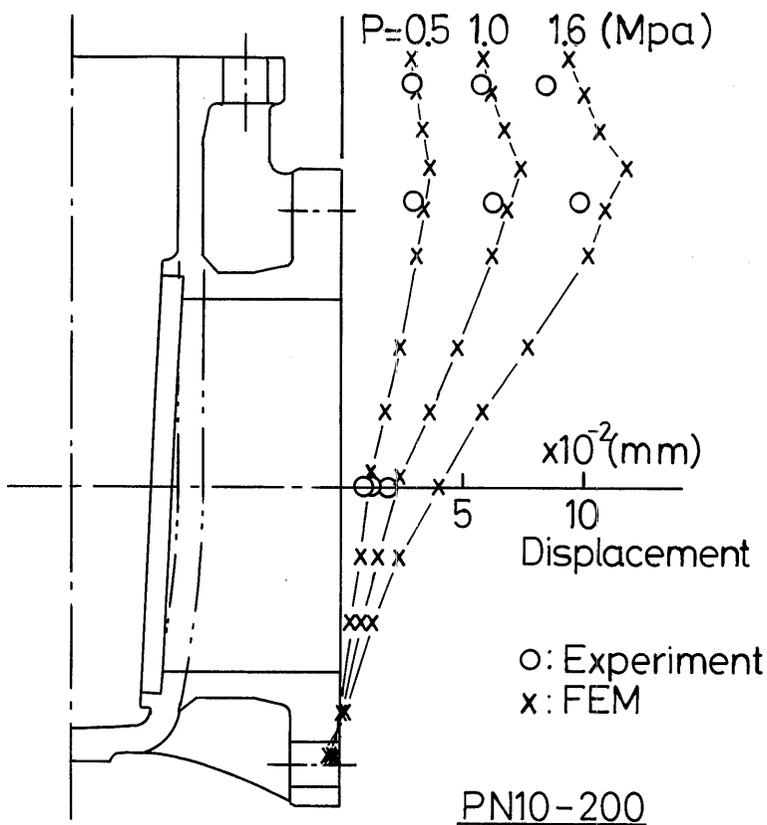


図-4 ZOY断面での弁箱の変位

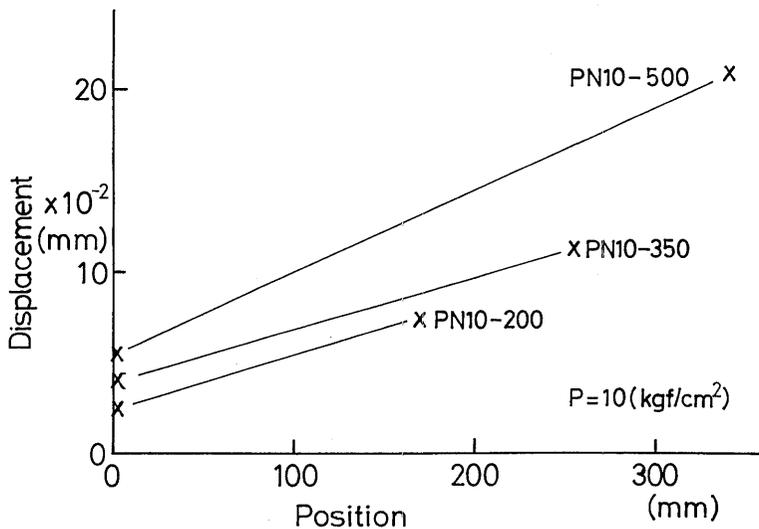


図-5 管フランジ軸の中心からの変位

慮しつつ軽量化のために(1)弁箱の肉厚、変形抑止のために(3)ボンネットフランジの形状変更の解析を行い、補強方法を検討しつつ軽量化を図った。(2)の弁箱胴の断面形状については今後検討したい。

4.1 リブの機能

バルブの漏れは弁座の変形から生じ、弁箱の変形は直接弁座を変形させる恐れがある。バルブの変形量と漏れの程度を表すにはバルブの呼び径との関係を考える必要がある。そこで各バルブについて、管フランジ軸の中心から管フランジ上部までのZ方向の弁箱の変形量を示したものが図-5である。この変形量は弁座の変形量に比例し、図に示した線の傾きが大きいことは弁体と弁座上部での隙間が大きいことを意味し、漏れの原因になる。従って、図の線の傾きを小さくするためリブ等で補強する必要がある。その意味からPN10-350型は漏れにくいと言える（この型のみ弁箱に横リブを有しているためであろう）。

リブには縦リブ（フランジに垂直に挿入されているもの）と横リブ（矩形断面部分に水平に一回りしているもの）がある。縦リブの効果については詳しい報告⁽⁶⁾があるが、横リブについてはほとんど見当たらない。PN10-350型原設計バルブ（原型）は縦、横両方のリブをもっている。縦リブは管フランジ上に4つあり、特にZ方向の変形に影響を及ぼすボンネットフランジ直下の縦リブについて調べた。ボンネットフランジ直下の縦リブと横リブの変形抑止効果について調べてみたのが図-6である。図は両リブのない場合、ボンネットフランジ直下の縦リブを加えた場合、それに両リブのある原型の解析値と実験値について、ZOY断面での各変位を示してある。両リブにより変形は約60%減少している。その内訳は約50%が縦リブの効果であり、残り約10%が横リブの効果である。リブの変形抑止効果が大きいことが分かる。

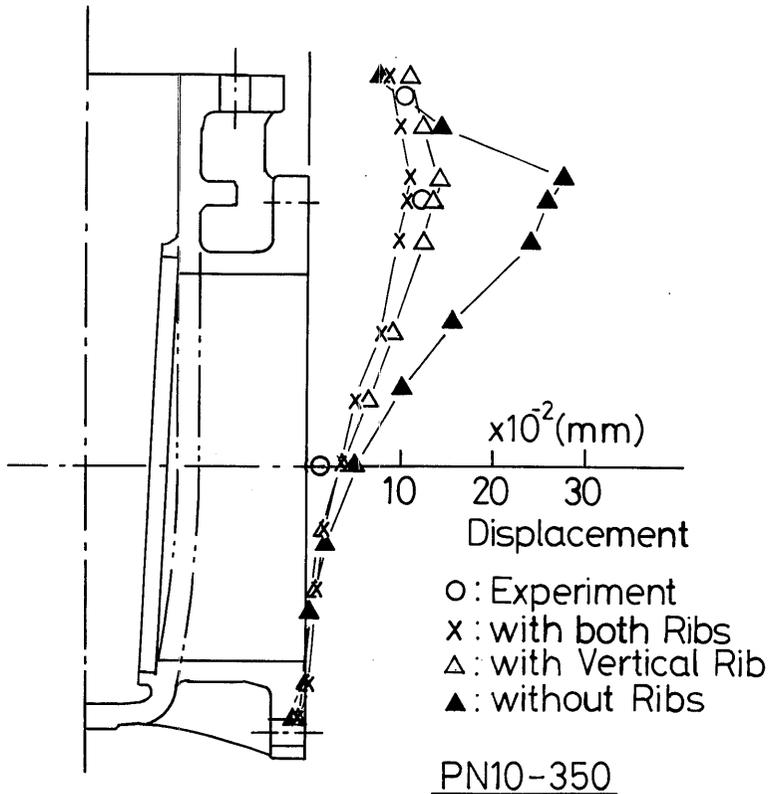


図-6 各リブの効果

4.2 弁箱の強度

次に弁箱の軽量化を図るにあたって問題となる強度について、矩形断面の簡単な構造体ですでにその傾向を把握しており⁽⁹⁾、それを基に弁箱の軽量化のための最適形状の検討を行った。

弁箱を軽量化するにあたっては、弁箱重量のかかりの部分占める弁箱胴を軽量化するのが効果的であると考えられる。そこで最適肉厚を求めるべく、通常の薄肉円筒の強度を支配する周方向応力 σ_n を求めた。数

値解析で得られた結果は X 方向の応力 σ_x 、Z 方向の応力 σ_z とせん断応力 τ_{xz} であるので、これらの値から下記の式で周方向応力を求めた。図-7 にその関係を示す。

$$\sigma_n = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_z \sin^2 \theta - 2\tau_{xz} \sin \theta \cos \theta$$

まず、周方向応力が大きいと予想される⁽¹⁰⁾ ポンネットフランジの下、約50mmを調べた。図-8 はその位置での弁箱胴断面部分における外壁面に生じる周方向応力の計算結果である。解析は弁箱胴肉厚を14mm(原型)から6mmの範囲で段階的に変えて行った(鋳鉄は肉厚によってヤング率が多少異なるが、ここでは一定値として扱った)。同様に、図-9 は内壁面に生じる周方向応力を示している。周方向応力は弁箱胴肉厚が10mm以下になると急に大きくなっている。図-8、9 から、最も大きな応力が生じるのは内壁面のコーナー部であることが分かる。このコーナー部での各肉厚に対する最大周方向応力の安全率を表したのが表-2である。弁箱胴の安全率は一般に8以上の値⁽¹¹⁾が取られているので、この結果からは弁箱胴の肉厚を11mmまで薄くすることが可能である。

次に上記の周方向応力を越える応力の有無を調べるため、このコーナー部での周方向応力の縦方向(Y方向)分布を示したのが、図-10である。この図から最

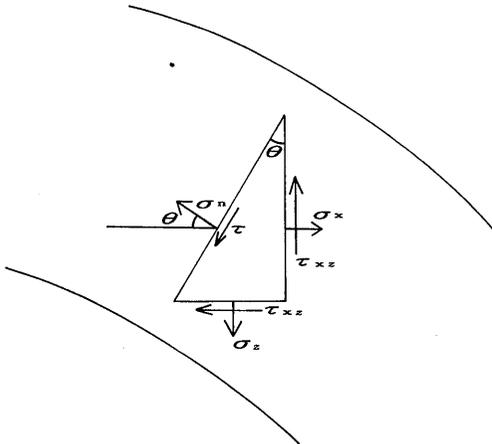


図-7 弁箱胴における応力作用

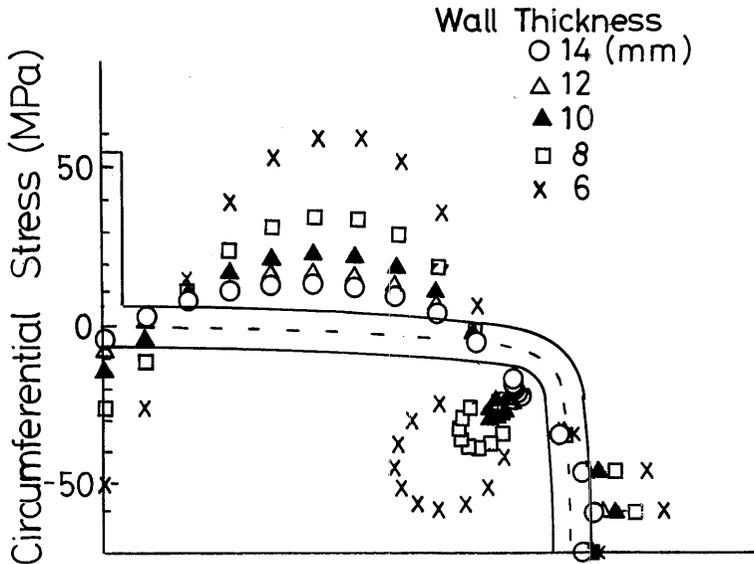


図-8 弁箱胴の周方向応力分布 (外壁)

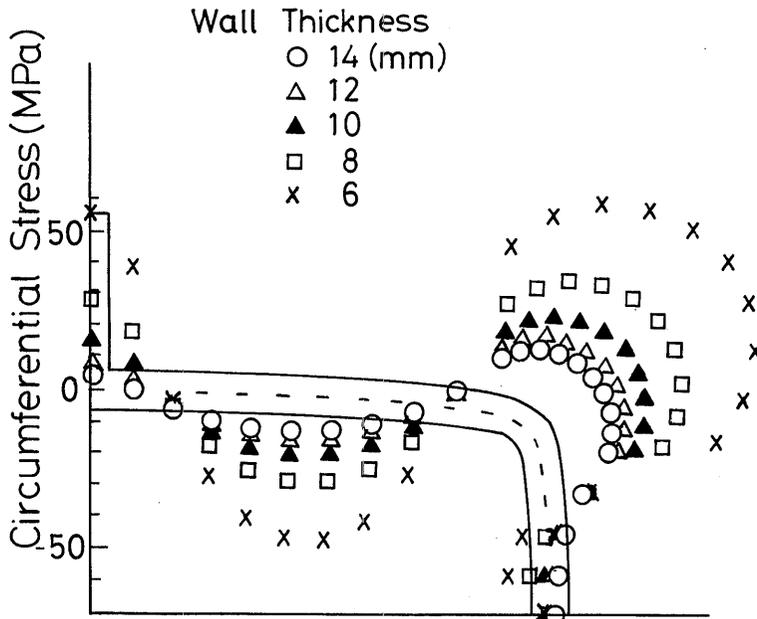


図-9 弁箱胴の周方向応力分布（内壁）

も大きい周方向応力は、ボンネットフランジから100mmの位置で発生していることが分かる。なお、ボンネットフランジの下100mmでコーナー部以外の部分及び弁箱胴における応力は上記コーナー部の値より大きな値は生じないことを確認した。弁箱胴の肉厚が11mmの場合、安全率が8を切る部分が出るため、弁箱胴の肉厚を12mm以上にするか、あるいはコーナー部に何らかの補強をする必要がある。

4.3 補強方法

(1) 横リブによる補強

補強の方法としてまず考えられるのがリブの挿入である。コーナー部の補強として横リブを挿入する。最大周方向応力が現れるボンネットフランジの下100mmの位置に横リブを挿入した計算結果が図-11である。横リブは肉厚6mm、幅10mmにとった。結果は安全率が8以下の部分がまだ残った。横リブはリブ近傍のみへの補強効果を持つので、弁箱胴全体の剛性を向上させるには、数個の横リブを弁箱胴に分散挿入する方法が考えられる。しかし、複数のリブの挿入は、軽量化の点から、またリブが疲労の原因となると考えられている点から、好ましくないと考える。

(8)

表-2 弁箱胴の肉厚による安全率の変化

Wall Thickness of Valve Body	Circumferential Stress	Safety Factor
14 (mm)	28.2 (MPa)	10.6
12	33.5	8.9
11	37.3	8.0
10	42.2	7.1

(注) FC20の曲げ強さを300MPaとする

(2) 弁箱胴の部分的補強

横リブによる補強には限界があることが判明したので、次にコーナー部の一部の肉厚のみ厚くする補強を考える。コーナー部の肉厚を12mmから14mmの範囲で段階的に変えて解析を行った。図-12はその結果を示したものである。この図から、コーナー部の肉厚は13mm以上あれば、すべての部分で安全率が8以上となることが分かる。従って、横リブを挿入するより、最大応力が現れるコーナー部の肉厚を厚くする方が弁箱胴の補強にとって効果的であると言える。

4.4 変形解析

前項までバルブ軽量化の検討を行ってきたが、ここで再びバルブ解析のもう一つの要素である変形につい

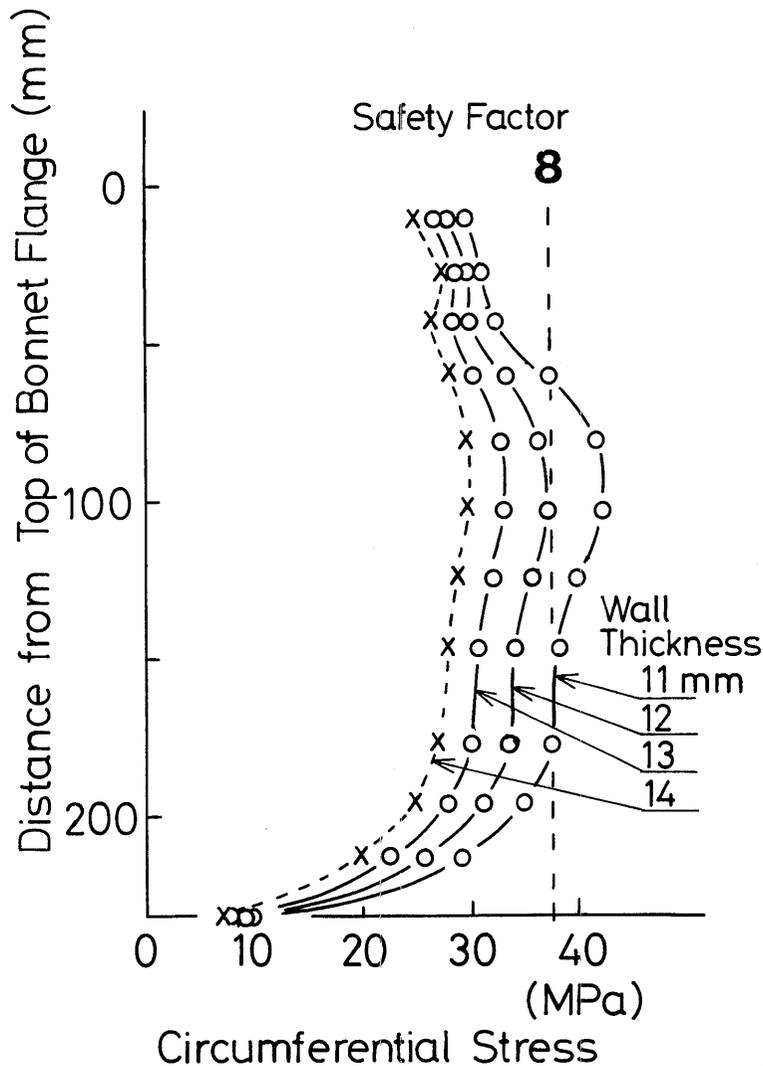


図-10 各肉厚に対するコーナー部の周方向応力分布

て検討しなければならない。というのは、バルブは強度的に問題がなくても、軽量化を図ったことにより弁箱の変形量が増加し、漏れが生じることが懸念されるからである。弁箱の変形についてはいくらまでなら漏れない、あるいは許容されるかと言った明確な数値がないため、原型の弁箱の変形量を許容範囲と考え、弁箱の変形を抑える形状変更を試みた。バルブの漏れは弁座の変形に起因するが、この弁座の変形は弁箱の変形により生じるので、まず弁箱の変形量を調べた。軽量化を図った際の弁箱の肉厚が変形に及ぼす影響

を見たのが図-13である。図はボンネットフランジから50mmの位置での弁箱の変位を示してある。弁箱の肉厚が変形に及ぼす傾向を見るために安全率8以下の肉厚についても含めて示してある。弁箱の変形はZ方向(図面上垂直方向)に膨らむ傾向にあり、肉厚6、8mmの値を見るとその膨らみをボンネットフランジ直下の縦リブで抑えているのが良く分かる。この断面は弁座に近いため、漏れ防止の観点からは弁箱の肉厚は10mm以上あるのが望ましい(先に求めた強度の面からは肉厚11mm以上)と言えるが、原型(肉

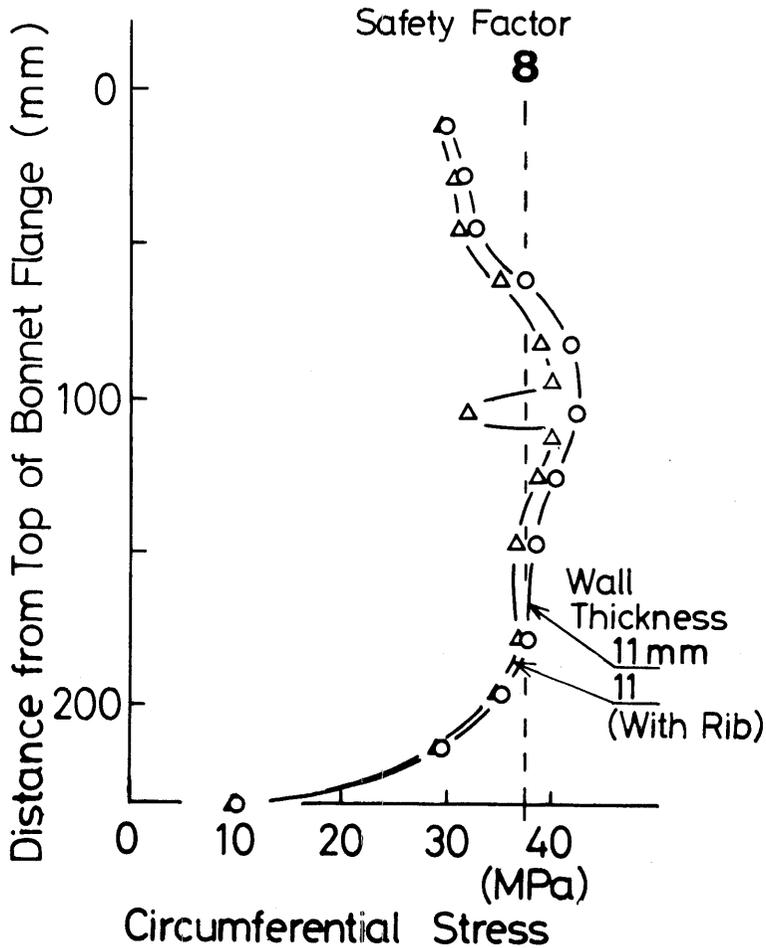


図-11 横リブを有する場合の周方向応力分布

厚14mm)よりわずかではあるが変形量が増加している。従って、変形量を抑える必要がある。

4.5 ボンネットフランジの形状変更

そこでボンネットフランジを有効に利用するために形状変更を考える。ボンネットフランジの短辺側については弁箱胴周りの変形と応力にほとんど影響を与えないことが分かっているので⁽⁵⁾、ボンネットフランジの短辺側を狭くし、長辺側を広くする形状変更を行い、変形を小さくすることを検討する。ボンネットフランジの形状変更を取り上げた理由は、それがリブの役割も担っており、形状変更によってはボンネットフランジ直下の縦リブを通して補強効果が働き、変形を小さ

くした弁箱胴の強度を上げることも期待できると考えたためである。図-14はボンネットフランジの原型と段階的な形状変更を行った内容を示している。補強のためにボンネットフランジの重量が増えては意味がなくなるので、ボンネットフランジの重量を一定に保ちつつ、ボンネットフランジの長辺側の幅をタイプIについては15mm、タイプIIについては30mm 広くし、短辺側についてはそれぞれ15mm、30mm 狭くする形状変更を行った。長辺側の幅を30mm までとしたのは、これ以上幅を広くするとボンネットフランジ全体の幅が面間寸法より長くなるという不都合が生じるからである。なお、設計にあたってはボンネットフランジのボルト穴については考慮に入れていない。

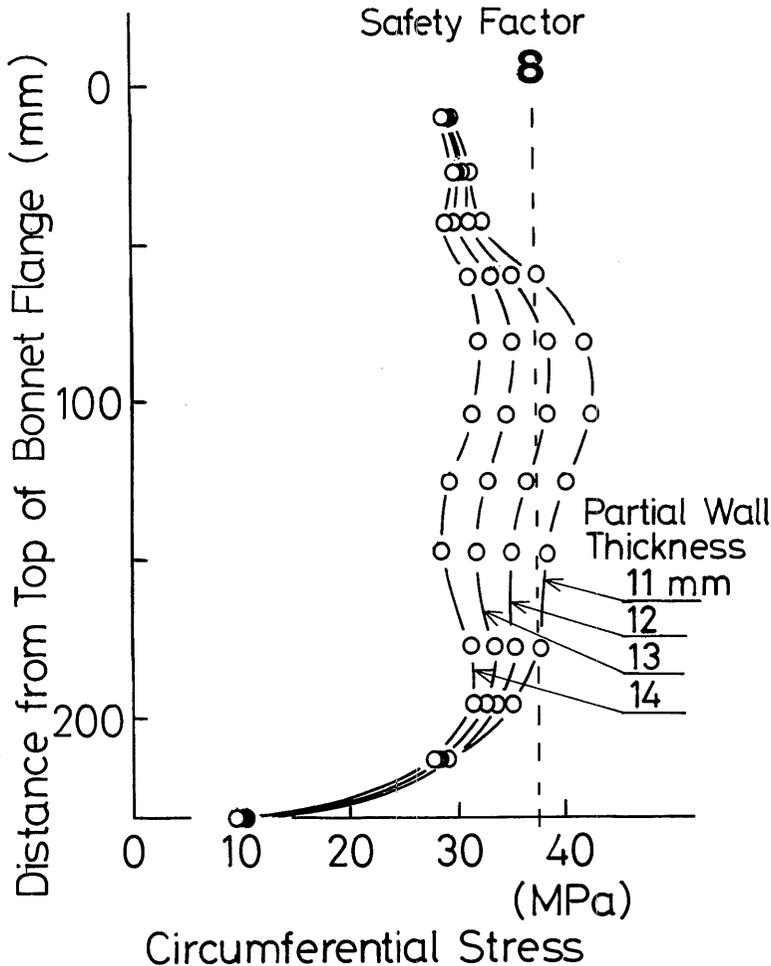


図-12 コーナー部の肉厚を変えた場合の周方向応力分布

(1) 形状変更による変形抑止効果

ボンネットフランジの形状変更を行った結果について、直接漏れに関係のある弁座近傍の変形量について求めた。弁座上の変形方向によって漏れ特性が異なってくると考えられるので弁座上の7点での3方向の変形量について求めた。図-15はその結果である。変形の向きは図-1の+/-と一致させてある。この図には3つのタイプの弁箱について示してある。一つは原型の弁箱(肉厚14mm)、4.3.(2)項で行った改良型(肉厚11mmでコーナー部12mm)、及びボンネットフランジの形状変更タイプII(肉厚11mm、コーナー部12mm)である。Z方向の変形が最も漏れに影響すると考えら

れるので、まずZ方向の変形について考えてみる。4.3.(2)項で行った弁箱胴のコーナー部を補強した場合、変形量は原型のものより増加している。従って、弁箱胴のコーナー部補強に変形の抑止効果まで期待するのは難しいと考えられる。しかし、弁箱胴のコーナー部補強の弁箱に、ボンネットフランジの形状変更を加えたタイプIIではZとY方向の変形抑制効果がよく表れている。これらの形状変更によってもX方向の変形は大きくなっているが、漏れは弁座と弁体のすきま(Z方向)から生じると考えられ、弁座と弁体が平行関係にあるX方向の変形は漏れに直接影響がないと考えられる。つまり、弁箱胴のコーナー部補強だけでは変

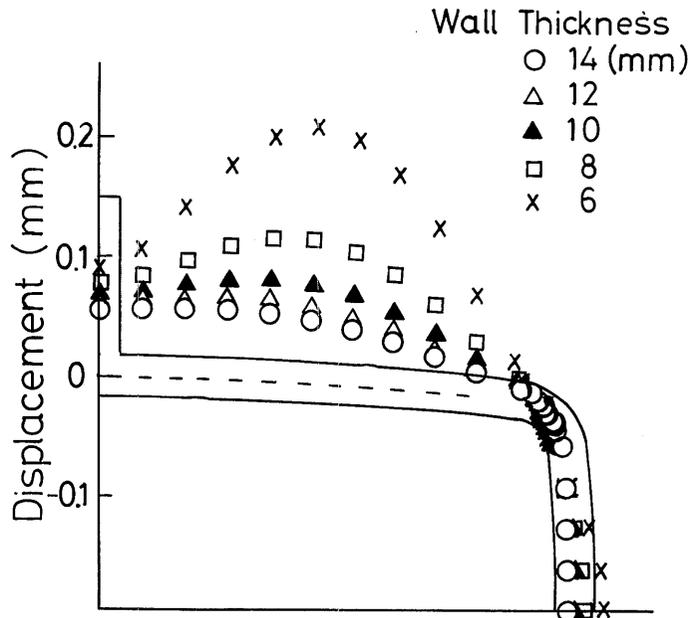


図-13 各肉厚による弁箱胴の変位

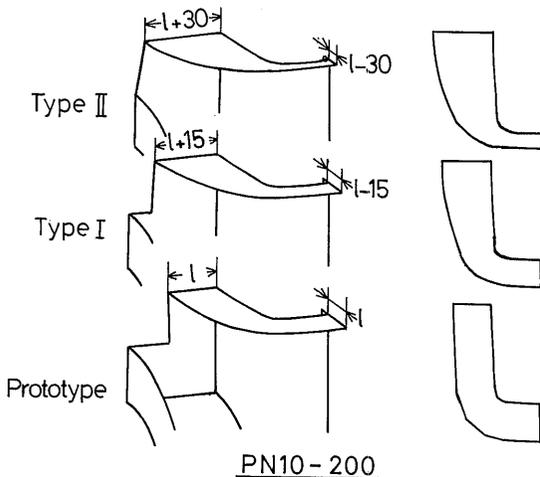


図-14 ボンネットフランジの段階的形狀変更

形を十分に抑えることはできないが、ボンネットフランジの形状変更やリブをうまく利用すれば効果的な変形抑止が期待できる。

(2) 形状変更による補強効果

次にボンネットフランジの形状変更が及ぼす弁箱胴への補強効果について調べた。補強効果は4.3.(2)項で

(12)

調べた最大周方向応力(図-12)がどの程度低く抑えられるかを見るとよく分かる。そこでボンネットフランジの形状変更のタイプIIについて、図-12と同じコーナー部における周方向応力の縦方向分布を示したのが図-16である。パラメーターはコーナー部の肉厚11mm~13mmで示している。コーナー部以外の弁箱胴の肉厚は11mmである。弁箱胴全体の肉厚が11mmの場合、安全率が8以下の場所があり、やはりコーナー部の補強が必要である。図-12におけるコーナー部の部分的補強の場合、肉厚12mmでは安全率が8以下の場合があったが、ボンネットフランジの形状変更の結果、コーナー部の肉厚12mmにおいても安全率が8以上となった。従って、ボンネットフランジの形状変更は弁箱胴の補強にも効果があることが分かった。

4.6 軽量化の効果

以上弁箱の軽量化を図ってきた効果について調べた。軽量化の割合を要素面積、肉厚、それに鋳鉄の比重7.2を用い、弁箱各部分ごとの重量を求めた。その結果を表-3に示す。解析は弁箱の1/4で行ったが、本表の値は弁箱全体の重量を示している。表は弁箱胴肉厚14mm(原型)と軽量化を図った弁箱胴肉厚11mmコーナー部12mmの二つのケースについて重量%で比較して

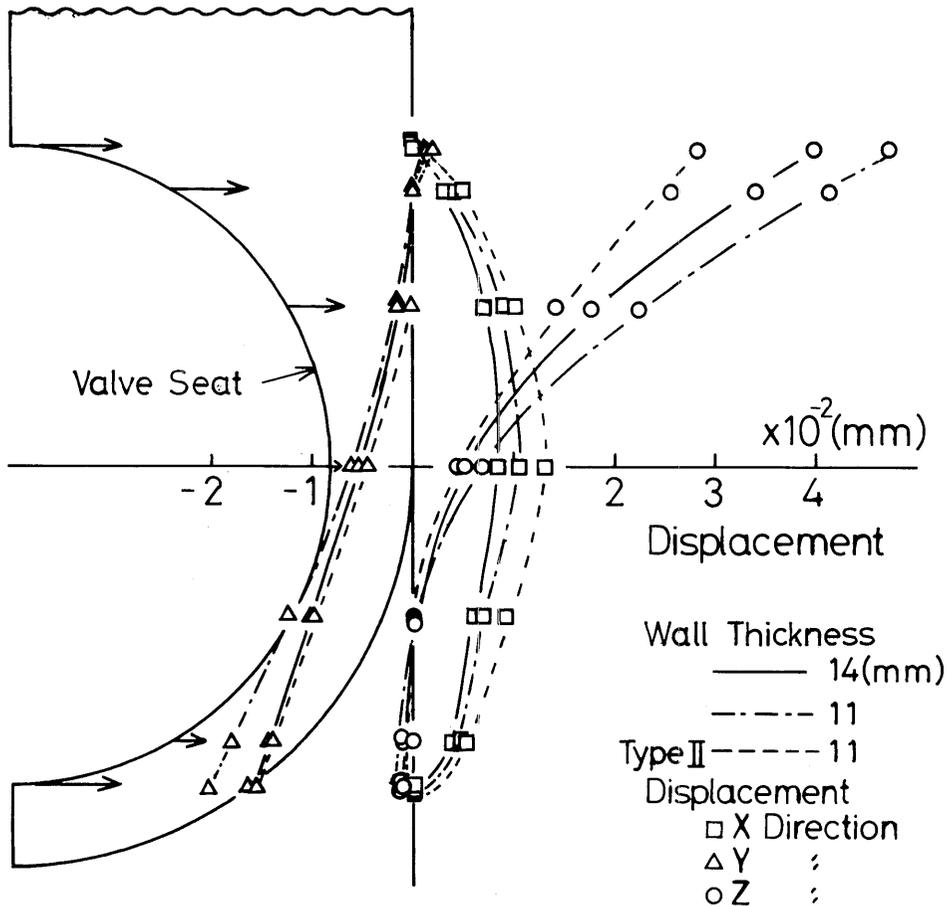


図-15 弁座付近での3方向の変位

ある。軽量化の結果、弁箱の重量は約10%軽くできることが分かった。産業界が期待している20%程度の軽量化をするには、大きな重量比を占める両フランジの肉厚、特に全重量の34%を占める管フランジの軽量化が重要であると考え、管フランジはJISフランジ規格により規定されており、そのことも考慮に入れる必要がある。さらに詳細な弁箱胴の最適肉厚を求めるには、腐れしるを考慮することも必要と考える。

5. 簡易設計法の改良についての検討

FEMプログラムを用い船用弁の軽量化を検討してきたが、中小の船用バルブメーカーがFEMプログラムを利用するには問題点がなくはない。従来のバルブの設計法に比べて、FEMプログラム使用の習熟に時

間がかかる、インプットデータ作成の労力やソフト購入の費用などの点が問題点として挙げられる。では従来から使用されてきた簡易計算法でバルブの軽量化が図れるかという点、やはりバルブを詳細に設計するには無理がある。そこで従来からの簡易計算法の問題点、つまりその精度についてPN10-200のバルブを用いて調べた。まずFEMによって計算された変形量と簡易計算法による変形量⁽¹⁾⁽²⁾とを比較する。表-4はそれぞれの方法により計算した変形量と実験値を示している。計算位置は図-2に示されるA、Bの2点で、実験値を得た位置とほぼ同一である。実験データはFEMによる値にかなり近い値になっているが、簡易計算法による値は実験値からずれている。特に管フランジのB点では差異が大きい。このことは、簡易計算

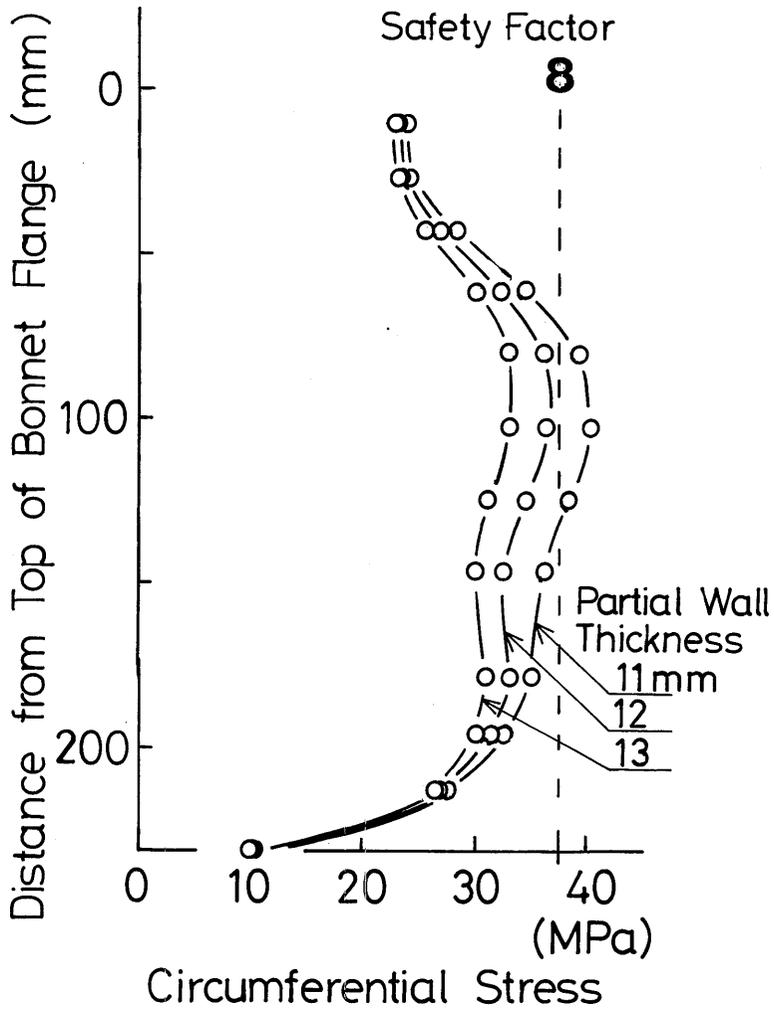


図-16 TypeII (図-14参照) における周方向応力分布

表-3 軽量化による弁箱各部の重量変化

Part of Fig.1	Original Valve			After Weight Reduction		
	Thickness	Weight	%	Thickness	Weight	%
(1) Valve Body	14 mm	28.3kg	46.5%	11 mm	22.2kg	40.6
(6) Pipe Flange	26	20.4	33.6	26	20.4	37.3
(2) Bonnet Flange	24	7.8	12.8	24	7.8	14.2
(4) Rib	14	1.4	2.3	14	1.4	2.6
(3) Vertical Rib	14	1.3	2.2	14	1.3	2.4
(7) Guide	16	0.88	1.4	16	0.88	1.6
(5) Rib	14	0.71	1.2	14	0.71	1.3
Total		60.9	100%		54.8	100%

表-4 各計算による変位

Position	Simplified Model (mm)	Experiment (mm)	FEM (mm)
A	0.05	0.057	0.055
B	0.02	0.047	0.040

表-5 各計算による応力

Position	Simplified Model (MPa)	Experiment (MPa)	FEM (MPa)
C1	22.3	11.4	18.5
C2	—	—	17.0
D1	38.0	—	6.67
D2	—	9.71	7.34
A	62.4	23.5	12.4

法の精度を上げるには何らかの修正係数が必要であることを示唆している。

次に強度について調べてみる。周方向応力について FEM と簡易計算法による値⁽⁴⁾と比較するため、図-2 の A、C、D の 3 点について、周方向応力を計算した。これらの位置は実験計測点と多少離れているため、FEM による応力値は簡易計算法と実験の両方の位置で求め、その値を表-5 に示す。それぞれの位置における簡易計算法による値は実験計測値と FEM 値よりかなり大きな値となっている。簡易計算法によりバルブ設計を行うには、強度の面から見ても修正係数が必要であろう。

簡易計算法には付加すべき修正係数を各口径のバルブごとに表あるいはグラフで示すことができれば、簡易計算法によりバルブを設計することができるようになり、FEM に頼らなくても軽量化が可能になると考えられる。しかし、膨大な比較計算を必要とする修正係数の整備は今後の課題と考えている。

6. 結 言

船用仕切弁の FEM 解析を行い以下の結果を得た。

- (1) 仕切弁の軽量化に伴う強度の低下に対しては、弁箱胴のコーナー部肉厚を厚くすることによる補強で対処し、変形量の増加を抑制する方法としては、ボンネットフランジの形状変更あるいは横リブの挿入が効果的である。
- (2) 弁箱の重量は、バルブの強度を従来どおりに保った場合（安全率8）、弁箱胴の肉厚を変更することによっておよそ10%の軽量化が可能である。

参考文献

- (1) (財)日本船舶標準協会、船舶標準化技報 No.39 (1980)、p. 37.
- (2) U. Krieg, "Die Anwendung der Methode der finiten Elemente zur Beanspruchungsanalyse von Schiebergehäusen", 3R International (DEU) (1989-11).
- (3) Zdarek, J., 2nd Int. Conf. of Creep Fracture Eng. and Mat., Part2(1984), p. 1357.
- (4) 大山康郎、「バルブの強度解析—主として仕切弁の弁箱の強度と変形について—」、バルブ技報、Vol. 1、No.2(1986)、p. 24.
- (5) 天田重庚、「PN10-200型船用仕切弁の FEM による三次元変形・応力解析」、日本機械学会成果報告書、(1987)、p. 165.
- (6) 日本船舶標準協会、「鑄鉄仕切弁 (ISO 形) の性能報告書」、(1980)。
- (7) 上野義郎、秋山三郎、「仕切弁の弁箱形状と内圧による変形」、配管装置、No. 12(1982)、p. 54.
- (8) D. Ganapathi Rao, et al, Computers & Structures, Vol. 22, No. 4 (1986), p. 725.
- (9) 伊飼通明、他、「船用バルブの軽量化に向けた FEM 解析」第45回日本船用機関学会講演会 (1989)、p. 91.
- (10) 伊飼通明、他、「ISO 規格船用仕切弁の FEM 解析」、第53回船研講演会 (1989)、p. 74.
- (11) 小西義雄、「船体付鑄鋼仕切弁計算書第4編」。
- (12) 栖原、西部造船学会、Vol. 22 (1961)。