(昭和 63 年 5 月 日本造船学会春季講演会において講演)

補強円筒継手の座屈崩壊強度に関する研究 (第 1 報)

正員 栖 原 寿 郎* 正員 為 廣 正 起**
 正員 藤 久 保 昌 彦** 肥 山 央***
 古 賀 洋 治*** 三 浦 正 博****

Study on Buckling and Collapse Strength of Reinforced Tubular Joints (1st Report)

by Toshiro Suhara, *Member* Masayuki Tamehiro, *Member*
 Masahiko Fujikubo, *Member* Hiromi Hiyama
 Yoji Koga Masahiro Miura

Summary

In order to ensure sufficient structural safety of offshore floating structures under severe environment, it is important to clarify the buckling and collapse strength of joints between structural elements such as columns, lowerhulls, decks and bracings. Especially, joints between columns and bracings are in higher stress-level in waves and their collapse may lead to overall collapse of structures. In general, as columns and bracings, thin-walled tubular members with large diameter are used. So, joints between them are reinforced by several reinforcements such as girders, diaphragms, bulkheads and inserted bracings et cetera.

The purposes of this study are investigation of buckling and collapse strength of several types of reinforced tubular joints and evaluation of effective patterns of reinforcement. In the present paper, as a first step, experimental and theoretical studies on the buckling and collapse behavior of T-type tubular joints reinforced by girders and/or inserted bracings under compression are carried out. Basic mechanism of transference of loads into interior of joints are also investigated and simplified model for calculation of internal forces in ring girders is proposed.

1 緒 言

近年、海底油田開発地域が大水深域へ向うにつれ、半潜水式石油掘削装置や TLP などの浮遊式海洋構造物の需要が増大している。これらの浮遊式海洋構造物は、コラム、ロワーハル、デッキ、ブレース等の構造要素を結合して構成されるが、比較的不静定次数の低いこの種の構造物の場合、巨大な波浪荷重に対する構造強度の安全性を確保する上で、各構造要素間の継手は十分な座屈崩壊強度を有している必要がある。とりわけコラムとブレースとの継手は、全体強度上の応力度が高いだけでなく、近年構造検査の簡素化の要請等を背景としてその数が減らされる傾向にあるため、残された少数の継手には

高い信頼性が要求される。

浮遊式海洋構造物のコラムやブレースにはその優れた流体力学的性質から一般に円筒部材が用いられる。さらにコラムは強度部材であると同時に浮力の分担機能も担っており、固定式ジャケットやジャッキアップ・リグの脚の部材に比べて大径の部材となる。このためコラムとブレースとの継手には、力の有効な伝達のため内部に複雑な補強が施される。小径で厚肉の部材同志からなる無補強円筒継手の強度に関する研究は、今日までに数多く行われている。しかし、補強円筒継手の座屈崩壊強度に関する系統的研究は少なく、効果的な補強法に関する認識も確立していない。

補強円筒継手の場合、相交わる円筒部材のシェル自体の強度は低く、継手の崩壊を防ぐためには、内部の補強部材の座屈崩壊を防止することが第一義的に重要となる。その対策は二つに分けられる。一つは特定の補強部材あるいは特定の箇所に内力が集中することなく、広く継手内部へ荷重を伝達できる補強様式(補強部材形状、

* 東亜大学工学部

** 広島大学工学部

*** 九州大学応用力学研究所

**** 出光エンジニアリング(株)(研究当時、広島大学大学院)

Fig. 1 Reinforced tubular joints in floating offshore structures

Table 1 Reinforcements

	Type - A	Type - B
Brace	Non-inserted type	Inserted type
Sectional reinforcements in column	Ring girder	Diaphragm
Longitudinal reinforcements in column	Vertical girder	Vertical bulkhead

剛性配分)を選ぶ事である。今一つは補強部材毎にその面外剛性を高めるための二次的補強を施す事である。本研究の目的は、以上の視点に立って種々の補強様式を有する円筒継手の荷重の伝達性や座屈崩壊強度を調査し、その基本特性を明らかにすると共に、座屈崩壊強度の面で優れた補強法を見出すことにある。

Fig. 1 にコラムとブレースの継手に対する補強様式の実例を示す。タイプ-Aではブレースはコラムの外面に溶接され、コラム内部は各3枚のリングガーダーと垂直ガーダーで補強されている。タイプ-Bでは、ブレースはコラム内部まで貫入され、これと円形のダイアフラムおよび垂直隔壁で補強されている。今、補強部材をブレースと、コラムの円断面および長手方向補強部材に分類した場合、各補強様式は Table 1 のように整理される。本研究では、Table 1 に示した部材を基本補強部材として、これらの組み合わせを変えた補強様式について検討を行う。継手形状は最も基本的な T 継手とする。本報では、その第一段階として、タイプ-Aのリングおよび垂直ガーダー補強継手を検討対象に取り上げる。リングガーダー補強は外圧に対する効果的な補強法として知られているが、継手補強法としての効果は必ずしも明らかでない。

以下では、まず3種類の T 継手試験体に関する模型実験の結果を示す。次に有限要素法による継手の微小弾塑性解析及び補強ガーダーの座屈解析を行い、ガーダー補

強継手の荷重伝達や、座屈および崩壊強度の基本特性を明らかにする。なお、コラムとブレースの継手には、ブレースから軸力の他、曲げモーメントも作用するが、ここでは最も基本的な軸圧縮力のみ作用する場合を取り上げる。

2 模型実験

2.1 試験模型

リングおよび垂直ガーダー補強継手の試験模型として Fig. 2 の3種類を製作した。モデル-Nはコラム内部に1枚の垂直ガーダーと3枚のリングガーダーを設けたブレース非貫入継手である (N: Non-inserted)。リングガーダーの内、中央の1枚が継手の実補強部材であり、外側の2枚は対象実機のブレースと水平隔壁との距離相当隔てた位置に設けている。Fig. 1(a) では、ブレース固着部は3枚の垂直ガーダーとリングガーダーで補強されているが、模型では製作上の問題より1枚ずつとした。コラムおよび垂直ガーダーの端面には、厚さ 9mm のフランジを取り付け、これを反力壁に固定することとした。

モデル-Iは、モデル-Nにブレース貫入を取り入れると共に、ガーダーウェブの板厚を、モデル-Nで溶接変形が相当生じたことを考慮して 2.3mm から 3.2mm に増厚したものである。また、モデル-Nの応力解析から、Fig. 2(a) の外側2枚のリングガーダーの位置で反力壁に固定しても継手近傍の内力分布にはほとんど影響ないことが明らかとなったため、コラムのスパンはモデル-Nの半分の 1,200mm とした。

モデル-IT では、モデル-Iのガーダーフェイスの断面積を約2倍にすると共に、リングガーダーのウェブの4箇所に対称トリッピングブラケットを設けて、ガーダーの面外剛性を高めている。

材料には基本的に SS 41 材を用いたが、モデル-Iおよび IT のブレースについては、コラムシェルとの上部相貫部でのラメラータを避けるため、耐ラメラータ鋼を使用した。各部材の降伏応力を Table 2 に示す。

2.2 試験方法

実験は九州大学応用力学研究所にて実施した。モデル-Nの実験状態を Fig. 3 に示す。荷重はロードセルを介して油圧ジャッキによりブレース上面に鉛直下向きに負

Table 2 Yield stress

Member	Yield stress (kg/mm ²)
Column	32.0
Brace	Model - N ; 32.0 Model - I, IT ; 50.0
Girder web	30.0
Girder face	38.0

Fig. 2 Models for experiments

Fig. 3 Test set-up

荷した。油圧ジャッキにはモデル -N では 50 ton 容量のものを、モデル -I および IT では 100 ton 容量のものをを用いた。

歪の計測位置を特にモデル -I のガーダー面内について Fig. 4 に示す。ブレースには後の説明の都合上ゲージ番号も記している。ガーダーのウェブおよびコラムシェ

ルの一部には両面に三軸歪ゲージを貼付し、各方向の歪を面内歪成分と曲げ歪成分に分離した。座屈はこれらの歪の変動より判断した。計測歪の総数は、最大 283 点 (モデル -IT) であった。この他、コラムの長手方向の 24 断面について、Fig. 4 (a) に示す治具を用いて崩壊時の断面変形を計測した。

Fig. 4 Measuring positions of strain (Model-I)

Fig. 5 Principal strain distributions in vertical girder

2.3 試験結果および考察

2.3.1 弾性歪分布

座屈前の弾性範囲のガーダーの主歪分布を基に、各継手の荷重の伝達状態を調べる。

Fig. 5 にモデル-NおよびIの垂直ガーダーの主歪分布を示す。Pはブレース荷重を表す。いずれのモデルも垂直ガーダーには、両端固定梁の場合に近い面内歪分布が生じることが分かる。ただし、ブレースを貫入していないモデル-Nのブレース固着部近傍(点A, B)では、溶接変形の影響により曲げ歪が面内歪と同程度ないしそれ以上に生じており、局所的圧壊が懸念される状態にある。モデル-Iにはこのような歪分布の乱れはなく、荷重は貫入ブレースとガーダーとの接合面を介して円滑に伝達されている。

リングガーダーの主歪分布を Fig. 6 に示す。モデル-Nの面内歪はブレース固着部近傍に集中し、荷重の伝達は局所的である。一方、モデル-Iでは荷重はガーダーの全域に伝達され、上半円部から下半円部に向かうにつれ、圧縮域→剪断域→引張域へと変化している。荷重Pが同じ場合について、Fig. 6 (a), (b) のA点の圧

縮主歪の大きさを比較すると、モデル-Iはモデル-Nの約1/3となり、ウェブの板厚がモデル-Nの約1.4倍である点を補正しても、モデル-Iの方が応力度が低下している。なおモデル-IおよびITを比べると、面内歪分布は大差ないが、曲げ歪はモデル-Iの方が小さい。これはトリッピングブラケットが溶接初期変形に起因する面外変形の増加を抑える働きをしたためと考えられる。

2.3.2 座屈崩壊挙動

(1) モデル-N

Fig. 7 にモデル-Nの荷重・変位曲線を、また Fig. 8 にブレースの軸歪の変化を示す。本モデルは荷重約6tonで垂直ガーダーのブレース固着部が圧縮座屈し、約16tonでリングガーダーのブレース固着部が剪断座屈して崩壊に至った。崩壊モードを Fig. 7 に示す。いずれのガーダーもブレースを境に片側のみが崩壊した。Fig. 5 (a) および Fig. 6 (a) の面内歪分布に示された初期の荷重伝達の対称性に反して、座屈および崩壊が片側のみに進行了のは、Fig. 5 (a) および Fig. 6 (a) の曲げ歪分布に見られる両サイドの初期不整の違い、およびプレ

Fig. 6 Principal strain distributions in ring girder

Fig. 7 Load-displacement curve (Model-N)

Fig. 8 Load-strain curve (Model-N, Brace)

ースが、先に座屈した側へ傾斜したことの2つの理由による。後者については、Fig. 8のブレースの軸歪B-1とB-2、およびB-3とB-4が同一面内のガーダーが座屈するまではほぼ一致しているのに対して、座屈と共に差が現われ、ブレースに曲げ変形が生じていることから理解できる。このようにブレース非貫入継手では、ブレースに対する内部補強部材の拘束が弱いため、初期不整等の影響で内部にアンバランスな座屈が起きると、その方向にブレースが倒れて崩壊する危険がある。モデル-NはFig. 1(a)の対象実機よりガーダーの数を減らしたため、この傾向が顕著に現われたと言えるが、実構造でも初期不整による補強部材の座屈強度のばらつきは避け難く、また曲げ荷重も作用することも考えると、一般にブレース非貫入継手では貫入継手に比べて補強部材を多数設けておく必要がある。

以上の両ガーダーの座屈後、継手の剛性は急減し、荷

Fig. 9 Load-displacement curve (Model-I and IT)

Fig. 10 Load-strain curve (Model-I, Ring and vertical girder)

重約 21ton で崩壊した。座屈後の残存強度は約 5ton であった。

(2) モデル -I

Fig. 9 にモデル -I の荷重・変位曲線を丸印付きの実線で示す。また Fig. 10 にリングガーダーの左半円部の R-5 の方向 3, および垂直ガーダーの固定端に近い G-1 の方向 2 の歪の変化を示す。記号 A, B はウェブの表, 裏を表わす。

Fig. 10 のように, リングガーダーには荷重約 55ton で座屈が生じた。左半円部の座屈モードを図中に示す。右半円部は, やや遅れて座屈したが, プレース貫入によってプレースの倒れに対する他部材の拘束が強まるとともに, 座屈側から非座屈側への荷重の再配分が行われたため, 左右両側ともほぼ同じ挙動を示した。この後, 荷重約 70ton で垂直ガーダーにフェイスの面外変形を伴う全体座屈が生じた (Fig. 10)。なお, リングガーダーの下側プレース相関部は, ほぼ同時期に引張および剪断応力下で降伏した。Fig. 11 (a) に, プレースの軸歪の変化を示す。Fig. 4 (a) に場所を示した貫入部 B-7, B-8 では, Fig. 11 (a) のように, リングガーダーの座屈後, 歪の増加が急になっている。これは上半円部の耐荷力が減じた分, 下半円部の荷重負担が増加したことを表わしている。

両ガーダーの座屈後は, コラムシェルの歪が大きく増加し, 荷重約 87ton で崩壊に至った (Fig. 9)。コラムシェルへの荷重の伝達範囲も広がったことにより, モデル -N に比べて両ガーダーの座屈後の残存強度は 15ton 程度まで上昇している。

(3) モデル -IT

モデル -IT の荷重・変位曲線を Fig. 9 に丸印付きの破線で示す。また, Fig. 12 にリングガーダーの R-5 および R-7 の歪の変化を示す。Fig. 12 のように, 荷重約

62ton でまずリングガーダーが座屈した。曲げ歪の増加はプレース相貫部 R-7 で著しく, 符号は R-5, R-7

(a) Model - I

Fig. 11 Load-strain curve (Model-I and IT, Brace)

Fig. 12 Load-strain curve (Model-IT, Ring girder)

Fig. 13 Collapse mode (Model-IT)

で逆転している。すなわち座屈モードは、ブレース相貫部を中心とするトリッピングブラケットで仕切られた局部座屈モードとなっている。この荷重レベルではフェイスの面外変形も認められなかった。Fig. 11(b) にブレースの軸歪の変化を示す。リングガーダーの座屈後の Fig. 4, B-7, B-8 の歪の増加率の変化は、Fig. 11(a) のモデル I ほど大きくなく、トリッピングブラケットにより面外変形が小さく抑えられるため、ガーダーの座屈後の耐力低下も少なかったと判断できる。この後、荷重約 85ton で垂直ガーダーに固定端付近のウェブのみの座屈が生じた。最高荷重は約 99ton であった (Fig. 9)。なお Fig. 9 で、最高荷重を過ぎて荷重が低下した理由は、コラムシェルの下面および Fig. 4 (b) の B-9, B-10 のすぐ下側のブレースシェルに亀裂が生じ、さらにリングガーダーのフェイスの下端が破断したことによる。Fig. 13 に最終変形を示す。

3 理論解析

上記実験より、ガーダー補強円筒継手に対するブレース貫入補強とトリッピングブラケット補強の有効性が明らかとなった。ここでは、ブレース貫入補強を中心に、継手の荷重の伝達特性と座屈崩壊挙動に関する下記の有限要素法解析を行う。

- ・継手全体の弾性および弾塑性解析 (微小変形)
- ・ガーダーの座屈解析

前者の微小変形の全体解析は、弾性応力解析と、後者の座屈解析に必要な応力情報の出力を目的として行ったが、モデル I および IT については、最終崩壊状態まで座屈が起きないとした場合の崩壊強度も解析し、実験で得られた崩壊強度との比較を行った。

3.1 解析法および解析手順

3.1.1 継手全体の微小弾塑性解析

使用した有限要素は次の通りである。まずコラムおよびブレースシェルには、面内剛性を一様歪平面要素で、また曲げ剛性を Bazeley の非適合板曲げ要素で表わした三角形平面シェル要素を用いた。ガーダーウェブと、ブ

レース内部のリップは、一様歪平面要素で、またガーダーフェイスおよびトリッピングブラケットは梁・柱要素でそれぞれ離散化した。

要素の弾塑性剛性行列は塑性節点法により求めた。塑性化の判定は要素の重心点 1 点で行い、塑性条件にはミーゼスの降伏条件に基づく全断面塑性条件を用いた。

荷重はブレース上面に軸圧縮方向に強制変位を加えて負荷した。境界条件はコラムと垂直ガーダーの端面で固定とし、対称性を考慮して 1/4 の部分について解析した。

数値解法には、計算時間の短縮と補強様式の変更に対応する対応の容易さの 2 点からサブストラクチャー法を用いた。この際、継手全体を構成する上で必要最少個の境界節点を有する、コラムユニット、ブレースユニットと言った上位ユニットを、さらにいくつかの下位ユニットの集合として構成する多段階法を採用した。そして塑性化による剛性行列の修正計算は下位ユニットのレベルで、また全体剛性方程式の演算は上位ユニットのレベルで行うことで、計算時間の短縮を図った。Fig. 23 にモデル I および IT の場合の要素分割を概略示す。各四角形に 2 つの三角形要素が含まれる。全自由度は 4046、サブストラクチャー法により縮約した最終的な自由度は 235 である。

3.1.2 ガーダーの座屈解析

全体解析より得た応力分布を基に、ガーダーの座屈固有値解析を行い、座屈時のブレース荷重を計算した。境界条件はガーダー交差部あるいはコラムおよびブレースシェルとの接合面で固定とした。板曲げ要素には Bazeley の要素を使用し、フェイスには曲げ剛性とねじれ剛性を考慮した。なお、全体解析では変形を微小としているので、本解析結果は、最初に座屈する部材に対しての

Fig. 14 Comparison of strain (Model-I, Ring girder)

Fig. 15 Distributions of principal in-plane stress in ring girder

み有意な解である。

3.2 解析結果および考察

3.2.1 弾性応力解析結果と考察

(1) リングガーダーの応力分布

始めにモデル -I のリングガーダーの半径方向と周方向の歪について、計算値と実験値を比較した結果を Fig. 14 に示す。両者は良く一致しており、計算モデルの精度が確認された。

Fig. 15 は、ブレースに圧縮変位を 1mm 加えた時の、モデル -N および I のリングガーダーの主応力分布である。比較のため、モデル -N のガーダー寸法およびコラムのスパンはモデル -I と同一にして計算している。 P は各ケースのブレース荷重である。座屈に特に関係するゾーン A の圧縮応力を比べると、モデル -N の方が圧縮域が広く、同じ荷重に対する応力度は高い。またモデル -N で垂直、リング両ガーダーを 3 枚にした計算によると、同じ強制変位に対する反力はモデル -N の約 3 倍となるものの、ガーダー個々の応力分布およびその値は大差なく、非貫入継手ではガーダーを増しても、荷重の伝達性は改善されない。これらの結果と実験結果から、本論では貫入継手を対象に、以下の解析を進める。

Fig. 16 の丸印はモデル -I の上半円部の応力分布を、周方向の直応力と剪断応力の形で表わしたものである。実験で座屈が起きたゾーン A では剪断応力よりも、圧縮

Fig. 16 Stress distributions (Model-I, Ring girder)

応力が支配的であり、座屈は面内圧縮力とフェイスが圧縮側となる曲げモーメントとの組合せ荷重下で生じたことが判明した。一点鎖線はモデル -IT でトリッピングブラケットを設けた箇所を示している。

(2) ブレース貫入継手の荷重の伝達特性

(2-i) 垂直ガーダーとリングガーダーへの伝達荷重

モデル -I を対象に、垂直ガーダーとリングガーダーに伝達される荷重比を調べる。特に両ガーダーが貫入ブレース内部で交差することが、荷重分担率にどの程度影響するか注目する。

Table 3 は、モデル -I とモデル -I から垂直ガーダー、リングガーダーのいずれか一つ、あるいは両方を取り去った計 4 種類の継手について、ブレース上面を 1mm 圧縮するに要したブレース荷重を示している。貫入ブレースのみのモデル -I-3 に対して得られた $P=2.3 \text{ ton}$

Table 3 Necessary load for unit forced displacement

Model	Reinforcements	Necessary load for unit forced displacement (tonf)
I	BS + VG + RG	36.8
I-1	BS + VG	9.8 (7.5)
I-2	BS + RG	31.6 (29.3)
I-3	BS only	2.3

Note: BS ; Brace Shell
RG ; Ring girder
VG ; Vertical girder

は、コラムシェルのみからの反力である。この 2.3ton をモデル I-1 および I-2 の P から引くと、各ガーダーが単独にある場合、それに伝達される荷重が括弧のように概算できる。これら別個に求めたコラムシェルおよび各ガーダーへの伝達荷重の合計は 39ton となり、モデル I の P (36.8ton) との差は 2ton 程度である。このことから、モデル I の両ガーダーに伝達される荷重に対する互いの交差の影響は小さいことが分かる。各ガーダーには、それぞれとブレースシェルとの接合面の変位に応じた荷重が伝達され、荷重差は相関部のブレースの変形によって吸収されると解釈できる。Table 3 の括弧の数値によるとリングガーダーと垂直ガーダーへの伝達荷重の比は約 4 となる。

(2-ii) リングガーダーへの荷重伝達と補強部材の剛比

リングガーダーへの荷重の伝達性と補強部材の剛性配分の関係性を調べる。

Fig. 17 は、モデル I のリングガーダーに働く境界節点力を示している。その発生機構は次のようである。

- ・ブレース荷重は、断面 AB および CD の剪断力 F_{yb} の形でリングガーダーに伝達され、これに釣り合う形でコラムシェルから反力 F_{yc} が生じる。

Fig. 17 Distributions of boundary nodal forces (Model-I, Ring girder)

- ・これらの断面力 F_{yb} , F_{yc} はリングガーダーに時計回りの回転モーメントを生む。

- ・このモーメントを打消すように、 x 方向の反力 F_{xb} および F_{xc} が生じる。

これらの節点力の内、断面 AB および CD の F_{yb} に注目し、荷重の伝達性を表わす次の伝達度 α を定義する。

$$\alpha = F_2 / F_1 \quad (1)$$

ここで、 F_1 ; 断面 AB での F_{yb} の合力

F_2 ; 断面 CD での F_{yb} の合力

伝達度 α はリングガーダーの面内剛性とブレースの軸剛性の剛比に依存すると考えられる。ブレースの板厚を 0.8mm, 3.2mm, 6.4mm と変えた解析によれば、 α はそれぞれ 0.35, 0.74, 0.85 となる。これより、ブレースがリングガーダーに対して相対的に剛なほど、継手内部への荷重の伝達度が向上することが明らかとなった。後の座屈解析では、この伝達度の座屈強度に及ぼす影響についても調べる。

(3) ブレース貫入継手のモデル化に関する考察

立体板殻構造である補強継手を、力学的に等価で単純な構造にモデル化することは、継手の応力分布や座屈崩壊強度の簡易推定法を得る上で有用である。ここではガーダー補強のブレース貫入継手を Fig. 18(a) のような形にモデル化する第一段階として、ブレースとリングガーダーの構面のモデル化を検討する。すなわち Fig. 18(b) のようにリングガーダーを曲がり梁に、またブレースを 2 本の柱 AC および BD に置きかえる。点 A ~ D はブレースとリングガーダーとの交差面に対応し、柱 AC および BD はそれぞれブレースの半分の軸剛性を有するものとする。この構面への伝達荷重 V は点 A, B に集中荷重の形で負荷する。

Fig. 18 Idealization of T-type tubular joint reinforced by girders and inserted bracings

Fig. 19 Distributed reaction force, f and effective breadth, b_e in curved beam and column model

リングガーダーに働くコラムシェルからの反力 f は次のように評価する。今、Fig. 19(a) のようにリングガーダーを剛体と仮定し、 δ だけ変位させた場合、コラムシェルには周方向に $\sin$ 分布する剪断変位 u_t が生じる。そこで単位長さ当りの反力 f の分布をこの u_t に比例するとして次式で近似する。

$$f = f_0 \sin \theta \quad (2)$$

Fig. 17 の境界節点力 F_{xc} と F_{yc} および図は略すが、コラムシェルの剪断応力も、ブレース相貫部近傍を除いて、ほぼ $\sin$ 分布することを確認している。

次にコラムシェルの有効幅 (Fig. 18(b) の b_e) を検討する。文献 2) では、リング補強円筒の有効幅として次式を与えている。

$$b_e = 1.10\sqrt{Dt} \quad (3)$$

ここで、 D, t : コラムシェルの外径および板厚
式 (3) を適用すると解析モデルの有効幅は 61 mm となる。一方、モデル -I の解析より得たコラムの周方向応力 σ_θ の分布 (Fig. 19 (b)) から有効幅 b_e を求めると例えば $\theta = 58.5 \text{ deg}$ では 99 mm となる。ただしこの値は、要素分割の粗さ、およびリングガーダーのウェブの側から外挿して求めた接合線 A 上の応力が ● 印であることを考慮すると、 b_e を過大に評価していると考えられ、ここでは式 (3) の b_e を採用する。

リングガーダーの曲げおよび剪断歪エネルギーとブレースの軸歪エネルギーを考慮してエネルギー法を適用すると、Fig. 18(b) に示すガーダーの軸力 T 、剪断力 F 、曲げモーメント M が付録のように得られる。

以上の計算モデルで得た、モデル -I のリングガーダーの周方向の応力分布を Fig. 16(a) に、またウェブの平均剪断応力を同図 (b) に破線で示す。FEM 解析結果と比較するため、簡易計算モデルでは Table 3 の 29.3

Fig. 20 Buckling of ring girder (Model-I)

Fig. 21 Buckling of ring girder (Model-IT)

ton (リングガーダーへの伝達荷重) を荷重 V として与えている。計算結果は FEM 解析結果と非常に良く一致しており、上記モデル化の妥当性が検証された。今後は継手全体のモデル化を進め、座屈強度の推定法にも発展させる予定である。

3.2.2 座屈強度

Fig. 20 および Fig. 21 にモデル -I および IT のリングガーダーの座屈モードと座屈時の塑性域を示す。図中

Fig. 22 Effect of breadth of face plate and thickness of brace shell on the buckling load of ring girder

のPは座屈時のブレース荷重を表す。座屈荷重、座屈モードとも2.3.2項の実験結果と良い相関を示している。いずれのモデルでも塑性化はブレース相貫部のA部から始まり、トリッピングブラケットを設けていないモデル-Iでは、B部のフェイスの塑性化と同時に座屈が生じた。このことから、座屈強度を高める上で、フェイスの塑性化を避けることが基本的に重要であることが分かる。

Fig. 22の実線は、モデル-Iのリングガーダーの座屈強度とフェイスの幅 b_f の関係を示したものである。一方、 $b_f=25\text{mm}$ の位置に示した●印は、モデル-Iでブレースの板厚を3.2mmから6.4mmに増厚した場合の結果である。ブレースの剛性の増加により荷重の伝達性が向上するため、上半円部の応力度が低下し座屈強度は上がっている。このように補強継手では、補強部材の剛性配分が座屈強度に影響する。しかしブレースの板厚増は重量の割にその効果が小さく、フェイスの幅を増す方が有効である。

3.2.3 崩壊強度

Fig. 9に、モデル-IおよびITの微小弾塑性解析より得られた荷重・変位曲線を実線および破線で示す。

モデル-Iの実験では、荷重約55tonでリングガーダーの上半円部に全体座屈が生じたが、Fig. 9の2本の実線の比較から、この座屈によってモデル-Iの剛性は大きく低下したことが分かる。これに対し、破線のモデル-ITではトリッピングブラケットとフェイスにより座屈による面外変形が抑えられたため、剛性の低下は少ない。また崩壊強度も解析で得られた塑性崩壊強度と同程度に達している。これらの結果より、トリッピングブラケットを設けたモデル-ITの補強は継手本来の塑性崩壊強度を得る上でほぼ十分な補強であったことが分かる。

Fig. 23はモデル-ITの解析で得られた崩壊時の塑性

Fig. 23 Yielded region at collapse

域の分布である。コラムシェルおよびブレースシェルは1/4の部分を展開して示している。コラムシェルの塑性域は上下のブレース相貫部、固定端およびリングガーダーの塑性域の周辺に分布している。ブレースにはHT鋼を用いていることもあり、コラムシェルとの相貫部、ガーダーフェイスとの結合部など応力集中部のみに塑性域が見られる程度である。これらの塑性域は大半が、垂直、リング両ガーダーに塑性域が相当広がった後、荷重90ton以上で生じたものであり、継手の崩壊強度はガーダーの崩壊強度でほぼ決定する。

リングガーダーには、上下のブレース相貫部に塑性域が生じている。Fig. 17に示したように、断面ABおよびCDのウェブには、弾性状態では圧縮および引張応力が生じた。しかし降伏後は、ブレースの軸方向変位に伴う剪断変形の進行とともに次第に剪断応力が支配的な場となり、崩壊時にはほぼ剪断降伏状態にある。なおブレースの内部はほとんど塑性化していない。これは、Fig. 18(b)のA, B間およびC, D間に当たるこの領域では、4点曲げの梁の中央部と類似の状態にあり、剪断力がほとんど生じないことによる。一方、垂直ガーダーは、固定端およびブレース相貫部で全断面降伏し、両端固定梁の崩壊機構で崩壊している。

なお、最高荷重(100.5ton)での、ブレースに対する各ガーダーの反力(節点力の合力)はそれぞれ59.5tonおよび18.3tonとなりモデル-ITのリングガーダーと垂直ガーダーの強度比は約3:1であった。以上、基本的な塑性崩壊を例に、ガーダー補強継手の崩壊挙動を考察した。

4 結 言

浮遊式海洋構造物の補強円筒継手の座屈崩壊強度を調査検討するために、第一段階として、ガーダー補強継手の荷重の伝達性と座屈崩壊強度に関する実験および理論解析を行い、以下の結論を得た。

(1) 3種類のガーダー補強継手に対する座屈崩壊実験を行い、継手内部への荷重伝達に対するブレース貫入

補強の有効性と、リングガーダーの座屈に対するトリッピングブラケット補強の有効性を明らかにした。

(2) プレース貫入継手は、プレースに対する他部材の拘束が強く、プレースが倒れにくい。結果として、全ての補強部材に本来の強度を期待できる。また、コラムシェルへの荷重の伝達範囲も広がり、ガーダーの座屈後の残存強度が非貫入継手より大となる。

(3) 有限要素法による微小弾塑性解析および座屈解析を行い、継手内部への荷重の伝達性、座屈強度および崩壊強度の各点に関する考察を加えた。また継手のモデル化の基礎検討を行った。

今後は大たわみ解析も実施し、3枚ガーダー、非貫入形式を含めてガーダー補強継手の座屈崩壊強度をより精度良く把握するとともに、その推定法について検討する予定である。また、ダイヤフラム補強など、ガーダー補強以外の補強様式についても検討する予定である。

最後に、試験体の鋼材選定に当たり御助言頂いた新日本製鉄(株)市場開発技術部林暉氏、厚板技術部福田重美氏に感謝致します。また、本研究は広島大学大学院生佐口隆成君、同学部生薄井信宏君(現マツダ)、内田浩勝君(現豊国工業)、記伊雅之君、築地宏君の協力に負うところが多いことを記し、謝意を表します。

本研究の一部は文部省科学研究費、試験研究(1)、(課題名:浮遊式海洋構造物の継手構造の標準化の試み、代表者:東京大学吉田宏一郎教授)の援助を受けて行われたことを付記し、有益な討論を頂いた吉田教授はじめ関係諸氏に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 上田, 藤久保, 三浦: 塑性選点法の開発—塑性節点法の拡張—, 日本造船学会論文集, 第158号(1985), pp. 328—339.
- 2) 日本道路協会: 道路橋示方書, 同解説, (1980).

付録 リングガーダーの応力の計算式

Fig. A-1 のように、有効幅 b_e を有するリングガーダーを考え、その図心までの半径を R で表わす。解析モデルの不静定内力として Fig. A-1 の T_0, M_0 および貫入プレースの軸力 B を選ぶと、リングガーダーの軸力 T 、曲げモーメント M および剪断力 F はそれぞれ次のように表わされる。

(1) $0 \leq \theta \leq \theta_0$

$$T = -T_0 \cos \theta, \quad F = T_0 \sin \theta$$

$$M = -M_0 - T_0 R (1 - \cos \theta)$$

(2) $\theta_0 \leq \theta \leq \pi - \theta_0$

$$T = -T_0 \cos \theta - \frac{1}{2} (V - B) \sin \theta$$

$$+ \frac{f_0 R_0}{4} \{ \cos(\theta - 2\theta_0) - \cos \theta \}$$

Fig. A-1 Curved beam and column model

$$\begin{aligned} & + 2(\theta - \theta_0) \sin \theta \} \\ F &= T_0 \sin \theta - \frac{1}{2} (V - B) \cos \theta \\ & - \frac{f_0 R_0}{4} \{ \sin(\theta - 2\theta_0) + \sin \theta \\ & - 2(\theta - \theta_0) \cos \theta \} \\ M &= -M_0 - T_0 R (1 - \cos \theta) \\ & + \frac{1}{2} (V - B) R (\sin \theta - \sin \theta_0) \\ & + \frac{f_0 R_0 R}{4} \{ 4 \beta \cos \theta_0 - (4 \beta - 1) \cos \theta \\ & - \cos(\theta - 2\theta_0) - 2(\theta - \theta_0) \sin \theta \} \end{aligned} \quad (A-1)$$

(3) $\pi - \theta_0 \leq \theta \leq \pi$

$$T = -T_0 \cos \theta - \frac{1}{2} (V - f_0 R_0 a) \sin \theta$$

$$F = T_0 \sin \theta - \frac{1}{2} (V - f_0 R_0 a) \cos \theta$$

$$M = -M_0 - T_0 R (1 - \cos \theta)$$

$$+ \frac{VR}{2} (\sin \theta - \sin \theta_0)$$

$$+ \frac{f_0 R_0 R}{2} (4 \beta \cos \theta_0 - a \sin \theta)$$

ここで、 $a = \pi - 2\theta_0 + \sin 2\theta_0$, $\beta = R_0/R$, $R_0 = R + e$ コラムシェルからの分布反力 $f (= f_0 \sin \theta)$ の大きさを表わす式 (A-1) の f_0 は、荷重 V と f の釣り合い条件、

$$V - 2 \int_{\theta_0}^{\pi - \theta_0} f \sin \theta R_0 d\theta = 0 \quad (A-2)$$

より次式となる。

$$f_0 = V / R_0 a \quad (A-3)$$

以下、式 (A-1) の不静定内力をエネルギー法により求める。

曲り梁理論に従えば、応力 σ は次式で与えられる。

$$\sigma = \left(T + \frac{M}{R} + \frac{M}{Rk} \frac{y}{R+y} \right) / A \quad (A-4)$$

ここで、 A : リングガーダーの断面積

$$k = - \frac{1}{A} \int_A \frac{y}{R+y} dA: \text{断面係数}$$

y : 図心から測った距離

また剪断応力 τ は、ウェブ (断面積 A_w) に一様に分布すると仮定すると、

$$\tau = F / A_w \quad (A-5)$$

この時、リングガーダーの歪エネルギー U_{RG} は次式と

なる。

$$U_{RG} = 2 \times \left[\frac{1}{2EA} \int_0^\pi \left\{ T^2 + \left(\frac{\mu}{\kappa^2} - 1 \right) \frac{M^2}{R^2} \right\} R d\theta \right. \\ \left. + \int_0^\pi \frac{F^2}{2GA_w} R d\theta \right] \quad (\text{A-6})$$

ここで、 E : ヤング率, G : 剪断剛性率

$$\mu = \frac{1}{A} \int_A \left(\frac{y}{R+y} \right)^2 dA$$

また、ブレースの軸歪エネルギー U_{BS} は

$$U_{BS} = \frac{RB^2}{EA_b} \quad (\text{A-7})$$

ここで、 A_b : ブレースの断面積

したがって、解析モデルの歪エネルギー U は次式となる。

$$U = U_{RG} + U_{BS} \quad (\text{A-8})$$

式 (A-1) を式 (A-8) に代入し、最小仕事の原理、

$$\partial U / \partial T_0 = \partial U / \partial M_0 = \partial U / \partial B = 0 \quad (\text{A-9})$$

を適用すると、不静内力 T_0 , M_0 および B が次のように求められる。

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_0 \\ M_0/R \\ B \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \\ b_{31} & b_{32} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V \\ f_0 R_0 \end{Bmatrix} \quad (\text{A-10})$$

ここで、 $a_{11} = \frac{\pi}{2}(1 + \alpha + 3\lambda)$, $a_{12} = \pi\lambda$, $a_{13} = c\lambda/2$

$$a_{21} = a_{22} = \pi, \quad a_{23} = c/2, \quad a_{31} = a_{32} = c\lambda$$

$$a_{33} = \frac{1}{4} [a + (\alpha + 2\lambda)b - \lambda \{ \sin 2\theta_0 \\ + (\pi - 2\theta_0) \cos 2\theta_0 \}] + 2\tau$$

$$b_{11} = \frac{\lambda}{2} \left\{ \cos \theta_0 - (\pi - \theta_0) \sin \theta_0 + \frac{1}{4} (3 + \cos 2\theta_0) \right\} \\ + \frac{1}{8} (1 - \alpha) (1 - \cos 2\theta_0)$$

$$b_{12} = -\frac{1}{8} \{ (\cos 2\theta_0 - 2)(\pi - 2\theta_0) - \sin 2\theta_0 \} \\ - \frac{\alpha}{8} \{ 2a + (\pi - 2\theta_0) \cos 2\theta_0 + \sin 2\theta_0 \} \\ - \frac{\lambda}{4} \left[2\beta(a + 2\pi \cos \theta_0) \right. \\ \left. - \frac{1}{2} \{ 5a + (\pi - 2\theta_0)(1 - \cos 2\theta_0) \} \right]$$

$$b_{21} = \frac{1}{2} \{ 1 + \cos \theta_0 - (\pi - \theta_0) \sin \theta_0 \}$$

$$b_{22} = \frac{1}{2} (2\beta \pi \cos \theta_0 - a)$$

$$b_{31} = \frac{1}{4} [a + (\alpha + 2\lambda)b - \lambda \{ \sin 2\theta_0 \\ + (\pi - 2\theta_0) \cos 2\theta_0 \}]$$

$$b_{32} = -\frac{a}{8} \{ a + (\alpha + \lambda)b \} + \lambda \beta c \cos \theta_0$$

$$\lambda = \frac{\mu}{\kappa^2} - 1, \quad \alpha = \frac{EA}{GA_w}, \quad \tau = \frac{A}{A_b}$$

$$b = \pi - 2\theta_0 - \sin 2\theta_0$$

$$c = 2 \cos \theta_0 - (\pi - 2\theta_0) \sin \theta_0$$

荷重 V およびこれを式 (A-3) に代入して得られる f_0 を上式に代入すると、 T_0 , M_0 , B が求まる。さらに式 (A-1) および式 (A-4), (A-5) より断面力と応力が求められる。