

目次

座屈および圧壊挙動を考慮した 防撓パネルの最適設計に関する研究

平成9年3月

広島大学大学院工学研究科

柳原 大輔

目次

第1章 緒論	1
1.1 緒言	1
1.2 研究の沿革	3
1.2.1 圧縮を受ける矩形板の座屈・塑性崩壊挙動に関する研究	3
1.2.2 圧縮を受ける防撓パネルの座屈・塑性崩壊挙動に関する研究	3
1.2.3 船体構造の最適設計に関する研究	5
1.3 本論文の目的と構成	6
第2章 防撓パネルの圧壊挙動の解析理論	8
2.1 緒言	8
2.2 解析的手法による防撓パネルの弾性大たわみ解析	8
2.2.1 弾性大たわみ解析の基礎式	8
2.2.2 防撓パネルの弾性座屈強度	11
2.3 有限要素法による弾塑性大たわみ解析の基礎式	12
2.3.1 応力～変位関係式	12
2.3.2 仮想剛性の導入	13
2.3.3 要素剛性方程式	13
2.4 結論	14
第3章 薄板防撓パネルの圧壊挙動	15
3.1 緒言	15
3.2 解析対象	15
3.2.1 ダブルスパンモデル	15
3.2.2 モデル寸法および材料定数	19
3.2.3 初期たわみ	20
3.2.4 残留応力	21
3.3 弾性座屈強度	22

3.4	圧壊挙動	25
3.4.1	解析方法	25
3.4.2	flat-bar 付き防撓パネルの圧壊挙動	25
3.4.3	angle-bar 付き防撓パネルの圧壊挙動	30
3.5	初期たわみの影響	35
3.6	アスペクト比の影響	43
3.7	溶接残留応力の影響	43
3.8	結言	44
第4章 厚板防撓パネルの圧壊挙動		46
4.1	緒言	46
4.2	解析対象	46
4.2.1	初期たわみ	47
4.2.2	残留応力	49
4.3	圧壊挙動	50
4.3.1	モデル F1 の圧壊挙動	50
	(1) 非対称な全体初期たわみの場合	50
	(2) 対称な全体初期たわみの場合	54
4.3.2	モデル F2 の圧壊挙動	54
	(1) 非対称な全体初期たわみの場合	54
	(2) 対称な全体初期たわみの場合	57
4.4	防撓材の初期変形の影響	58
4.5	パネルアスペクト比の影響	60
4.6	防撓材の h/t_w の限界値	61
4.7	結言	62
第5章 防撓パネルの最終強度推定式		63
5.1	緒言	63
5.2	DNV の防撓パネルの最終強度推定式	65
5.2.1	最終強度推定式	65
5.2.2	FEM 解析結果と推定結果との比較	67
5.3	ダブルスパンモデルに基づく最終強度推定式	70
5.3.1	最終強度推定式	70
	(1) 基礎方程式	70
	(2) 圧壊条件	73

5.3.2	FEM 解析結果と推定結果との比較	75
5.4	結言	77
第 6 章 座屈および圧壊挙動を考慮した防撓パネルの最適設計		79
6.1	緒言	79
6.2	弾性大たわみ挙動の感度解析および再解析	80
6.2.1	解析法	80
6.2.2	解析結果	80
6.2.3	再解析解の精度に関する考察	82
6.3	初期降伏とたわみ制約を考慮した防撓パネルの最適設計	87
6.3.1	最適化法	87
6.3.2	目的関数と制約条件	87
6.3.3	軟鋼パネルの最適化	89
6.3.4	軟鋼パネルと高張力鋼パネルの最適解の比較	93
6.4	最終強度を考慮した防撓パネルの最適設計	97
6.4.1	目的関数と制約条件	97
6.4.2	高張力鋼 パネルの最適化	98
6.4.3	軟鋼パネルと高張力鋼パネルの最適解の比較	106
6.5	結論	106
第 7 章 総括		108
謝辞		112
参考文献		113
本論文に関連した発表論文		118
Appendix A 弾性大たわみ解析基礎式における諸係数		119
Appendix B 初期たわみの簡易推定式		122
Appendix C FEM 解析とダブルスパンモデルの適用性の検証		124
C.1	FEM 解析の適用性の検証	124
C.2	ダブルスパンモデルの適用性の検証	127
Appendix D 残留応力を考慮した防撓パネルの最適化		129

第1章 緒論

1.1 緒言

構造物の設計の目的は、その建造および使用期間にわたって安全性と機能を保持し、かつ低コストとなるように構造部材寸法や部材配置を決定することにある。特に船体や橋梁のような大型の輸送機器や公共構造物では、建造コストが高く、また破損リスクが甚大であることから、合理的な構造強度の評価とこれに基づく構造の最適化が不可欠となる。

船体や橋梁は、基本的に多数の防撓パネルで構成された箱桁構造となっている。これらの構造物の全体強度の安全性を考える上で最も重要な荷重は、波浪や積載荷重による縦曲げモーメントである。縦曲げモーメントが作用すると、上フランジあるいは下フランジには面内圧縮力が作用する。したがって、縦強度上は、これらの上下のフランジを構成する防撓パネルの面内圧縮荷重下における座屈・塑性崩壊強度の検討が特に重要になる。このため、防撓パネルの座屈および圧壊挙動に関する研究は、これまでに数多く行われており、その成果は設計基準に取り入れられている。

一般に、防撓パネルの座屈には、防撓材間のパネルの局部座屈、防撓材の局部的な振れ座屈、さらに防撓材とパネルが一体となった全体座屈がある。船体構造においては、防撓パネルは、防撓材間の局部座屈がまず発生するような寸法を有している。したがって、防撓パネルの終局的な圧壊は、局部座屈後の全体座屈により生じると考えられる。しかしながら、現在の所、船級協会ルールでは、主要強度部材に局部座屈が発生することは許容されていない。したがって、作用荷重が設計荷重以下の大きさであれば、パネルに局部座屈が生じることはなく、極論すれば、座屈後の挙動に関する検討も必要ないことになる。また、以上を背景に、船体構造の最適化に関するこれまでの研究では、パネルに局部座屈を許容しない条件の下に最適化が行われている。

ところで、近年、船体の広い範囲に高張力鋼が使用されるようになり、パネルの板厚は減少している。その結果、応力度の上昇と相まって座屈が発生し易くなっている。このような薄板パネルにおいて高張力鋼の性能を最大限に引き出し、船体の

軽量化をさらに推し進めていく目的で、降伏や疲労が問題にならない範囲でパネルの局部座屈の発生を許容する座屈許容設計の概念が検討され始めている [1-4]。座屈許容設計では、全体座屈強度を含めて局部座屈後の挙動を正確に把握しておく必要がある。また設計思想としては、弾性座屈後の初期降伏を基準とする許容応力度設計と、防撓パネル全体としての終局限界状態（最終強度）を基準として、この限界状態に達する確率が一定水準以下になるよう安全率を定める限界状態設計の両者が可能である。後者の場合には、局部座屈後の挙動の究明と共に、全体座屈強度の合理的な定式化が必要となる。

既述のように、防撓パネルの座屈および圧壊挙動については、過去数多くの研究が行われてきている。しかしながら、座屈許容設計を適用するためには、さらに以下の諸点についての検討が必要である。まず、従来の研究では、パネルの局部座屈強度を推定するに当たり、安全側の仮定として、防撓材の接合線に沿って周辺単純支持条件が仮定されている。実際には、防撓材の振り剛性によって局部座屈強度は上昇すると考えられ、防撓材との連成を考慮した局部座屈挙動の検討が必要である。一方、全体座屈強度については、パネルの局部座屈後の有効幅の低下を考慮した最終強度の推定法がいくつか提案されている。しかしこれらの基礎となった実験や解析は、横強度部材で挟まれた単一の防撓パネルについて行われている。現実の連続した防撓パネル構造では、隣接する複数のスパンにわたって全体座屈が生じると考えられ、隣接スパン間の相互影響を考慮した全体座屈挙動の解明が必要である。また、構造最適化に当たっては、弾性大たわみ挙動や最終強度を考慮した最適化が必要になることは言うまでもない。

以上の観点から、本研究では、船体構造などに用いられる連続防撓パネルについて、FEMによる弾塑性大たわみ解析を行い、パネルと防撓材間の相互影響、隣接スパン間の相互影響、さらに溶接初期不整の影響に注目して、防撓パネルの座屈・塑性崩壊挙動の性質を明らかにする。つぎに、その結果を基に、防撓パネルの最終強度の簡易推定式を提案する。さらに、座屈許容設計の立場から、局部座屈後の弾性大たわみ挙動と最終強度を考慮した防撓パネルの最適設計を行う。ここでは、許容応力度設計法に基づいて初期降伏を制約条件とする場合と、限界状態設計法に基づいて、最終強度に対する制約を設ける場合のそれぞれを検討する。なお、限界状態設計法では、本来、信頼性に基づく最適化を行うべきであるが、本研究では、基本的な場合として確定論的な最適化を行う。本論文の構成および内容については、後出の 1.3 節で説明する。

1.2 研究の沿革

1.2.1 圧縮を受ける矩形板の座屈・塑性崩壊挙動に関する研究

一般に、船体や橋梁の防撓パネルは、面内圧縮に対してまず防撓材間の矩形板に局部座屈が発生する寸法を有している。面内圧縮荷重を受ける矩形板の座屈・塑性崩壊挙動に関しては、これまでに膨大な数の研究成果が報告されている。ここでは、主として船体構造を対象とした研究の中から、主要な研究成果をまとめる。

Faulkner [5] は、矩形板の座屈後の有効幅について、初期たわみ、残留応力さらに境界条件の影響を含めて考察し、最終強度推定のための有効幅の算定式を提案している。また Soares [6] は、Faulkner の有効幅の算定式を基準として、これに溶接残留応力や初期たわみなどの不確定量の影響を表すモデル不確定係数を乗じた最終強度算定式を導いている。

上田ら [7] は、圧縮を受ける正方形板を対象として、FEM による弾塑性大たわみ解析を行い、最終強度に対する初期たわみと残留応力の影響を調べている。また、初期たわみ量を考慮した正方形板の最終強度の簡易推定式を導いている。上田ら [8-10] は、さらに溶接初期不整を有する矩形板の弾性および弾塑性大たわみ挙動を、解析的手法と FEM を用いて系統的に解析し、最終強度と初期たわみ波形の関係を明らかにしている。その結果、弾性座屈する薄板の場合には、1つのたわみ成分が座屈後安定に成長した後で降伏が始まり圧壊に至るのに対し、厚板の場合には、初期たわみの曲率最大の位置から降伏が始まり、ほとんど波形変化がない状態で圧壊する事を明らかにしている。また、これらの結果を基に最終強度の推定式を提案している。

矢尾ら [11] は、面内荷重を受ける矩形板を対象として、弾性大たわみ解析解と剛塑性機構解析解を用いて、最終強度後の挙動も含めた全挙動を精度よく追跡できるモデルを提案している。また遠藤ら [12] も、同様の考え方に基づく矩形板の座屈・塑性崩壊挙動の簡易推定式を導いている。

なお、以上の研究では、板の面外変形に対する境界条件として周辺単純支持条件が仮定されている。

1.2.2 圧縮を受ける防撓パネルの座屈・塑性崩壊挙動に関する研究

つぎに、面内圧縮を受ける防撓パネルの座屈・塑性崩壊挙動に関する研究について調べた結果を示す。

Smith ら [13] は、実機寸法の防撓パネル試験体について座屈崩壊試験を実施している。また、防撓材を梁要素で表し、パネル部分は、防撓材のフランジとして考慮して圧壊挙動を解析する手法を提案している。パネルの部分には、別途 FEM 解析

を行って得られた平均圧縮応力～平均圧縮ひずみ関係を材料の応力～ひずみ関係として与える。また、全体座屈を解析するにあたり、隣接スパン間の相互影響を考慮できるように、隣接するスパンの 1/2 ずつの範囲について解析するダブルスパンモデルを用いている。そして実験結果との比較より、解析法の有効性を示している。

上田ら [14-16] は、flat-bar 付き防撓パネルについて、実験および弾塑性大たわみ解析を行い、座屈に対してと同様に、最終強度に対しても、パネルのみが局部崩壊する場合と防撓材を含めて防撓パネル全体が崩壊する場合とを分ける防撓材の限界剛比が存在することを明らかにしている。さらに、最終強度と限界剛比の算定式を示している。

Carlsen[17] は、防撓パネルの最終強度の簡易計算法について考察し、防撓材を局部座屈後のパネルの有効幅部分をフランジとして持つ梁と見なして Perry-Robertson 式を適用することにより、最終強度を良好な精度で推定できることを示している。また、防撓パネルの圧壊モードを、パネルの局部座屈が要因となって防撓材が曲げの引張側となり崩壊する形式 (Plate induced failure) と、防撓材の座屈が要因となってその頂部が圧縮側となる曲げ変形で崩壊する形式 (Stiffener induced failure) に分類している。そして、それぞれの崩壊形式について得られた推定値の内、低い方の値を最終強度としている。また、Plate induced failure の場合、パネルの座屈により断面中立軸位置が防撓材側にシフトする影響を考慮すべきことを提唱している。但し、連続した防撓パネルでは、上記の二つの崩壊形式が、隣接するスパン間で互いに連成しあって生じると考えられ、推定法の妥当性に関しては、さらに検討が必要と言える。なお、DNV 規則 [18] の防撓パネルの最終強度推定式は、Carlsen の研究結果に基づいている。

以上の研究では、防撓材が振り座屈を生じない寸法を有するものとして、防撓材の振り座屈、および防撓材の振り座屈とパネルの局部座屈の連成は考慮されていない。これに対し、Murray [19] は、flat-bar 防撓材の局部座屈に関連して、パネルとの連成を考慮した塑性関節機構を仮定し、この崩壊モードに対する塑性解析より、flat-bar 付き防撓パネルの圧壊挙動の性質を調べている。

また田中ら [20,21] は、弾性大たわみ解析解と Murray の方法を応用した剛塑性機構解析解とを組み合わせ、flat-bar 付き防撓パネルの、防撓材の局部座屈を考慮した最終強度の簡易推定法を提案している。そして、実験結果との比較から解析法の有効性を示している。

Caridis [22-23] は、パネルと flat-bar 防撓材の両者をパネルとしてモデル化し、差分法を適用して弾塑性大たわみ解析を実施している。この解析では、防撓材の曲げ振り挙動が正確に考慮されている。また、Panagiotopoulos [24] は、flat-bar 付き防撓パネルについて FEM による弾塑性大たわみ解析を実施し、防撓材の曲げ振り変

形の影響を含めて防撓材とパネルの相互影響について論じている。Ronalds [25] は、同じく flat-bar 付き防撓パネルを対象に、パネルと防撓材の連成を考慮した弾塑性大たわみ解析を行っている。

flat-bar 防撓材以外の防撓材を取り扱った例として、Hu [26] は、tee-bar 付き防撓パネルについて FEM による弾塑性大たわみ解析を行い、パネルとの連成を考慮して防撓材の曲げ振り座屈について調べている。矢尾ら [27] は、防撓材の振り剛性の影響を考慮したパネルの弾性座屈強度の推定式を導き、flat-bar, angle-bar, tee-bar のいずれの防撓材の場合も、高い精度でパネルの弾性座屈強度を推定できることを示している。また Ghavami [28] は flat-bar, angle-bar および tee-bar 防撓材を取り付けた防撓パネル試験体について、座屈崩壊試験を行い、試験結果を各種コード算式による計算結果と比較している。

以上の [20-28] の研究が示すように、近年、防撓材とパネルの相互影響を考慮した防撓パネルの最終強度の研究が進められてきている。しかしながら、これらの研究では、いずれも基本的に防撓パネルの局所的な圧壊のみを対象としている。すなわち、防撓材の曲げを伴う、全体座屈の影響が考慮されていない。防撓パネルの圧壊挙動をより正確に調べるためには、防撓材とパネルの局部座屈の連成を考慮すると同時に、Smith ら [13] が提案したダブルスパンモデルを適用し、全体座屈の連成をも考慮した検討が必要と言える。

1.2.3 船体構造の最適設計に関する研究

船体構造は多数の部材で構成され、さらに座屈強度、疲労強度などの様々な強度的要件を満たさねばならないため、その最適化問題は、設計変数、制約条件の数とも大規模となる。また、制約条件、目的関数は一般にいずれも非線形となり、非線形計画法を適用する必要がある。

船体構造設計の最適化に関する初期の研究として、北村ら [29]、信川ら [30] の一連の研究があげられる。信川らは、船体構造を縦強度部材と横強度部材からなる立体骨組構造に置き換えて、各種船舶について構造最適化を行っている。最適化法には、SUMT 法 (Sequential Unconstrained Minimization Technique) を用いている。Pedersen ら [31] は、同じく立体骨組構造に FEM を適用し、SLP 法 (Sequential Linear Programming) を用いて二重底構造の最適化を行っている。さらに最近では、乗数法 [32]、ニューラルネット [33]、また板厚などの離散変数の表現が容易な遺伝的アルゴリズム [34,35] を用いた船体構造の最適化例が示されている。

既述のように、これらの船体構造の最適化は、現在の船級協会の規定に基づいて行われており、パネルの座屈は許容されていない。これに対し、大坪ら [2] は、防撓

パネルの全体座屈を限界状態と定義し、信頼性評価に基づいて防撓パネルの最適設計を行っている。そして、限界状態に対して一定の安全率を確保した上で、パネルの局部座屈を許容できる可能性を示している。最終強度の推定には、DNV 規則 [18] の推定式を用いている。

1.3 本論文の目的と構成

本論文では、船体を構成する連続した防撓パネル構造に縦曲げによる面内圧縮荷重が作用する場合について、FEM による弾塑性大たわみ解析を行い、パネル・防撓材間の相互影響と隣接スパン間の相互影響を含めて、防撓パネルの圧壊挙動を詳細に調べる。さらにその結果を基に、防撓パネルの最終強度の簡易推定式を提案すると共に、これを用いて、座屈許容設計の立場からの防撓パネルの最適設計を行う。本論文の構成は以下の通りである。

第1章では、まず、本研究が行われた背景について述べた。続いて1.2節では、本論文の研究内容に関連した防撓パネルの圧壊挙動と船体構造の最適化に関する従来の研究について調査した結果を示した。また、1.3節では本研究の目的と構成について述べる。

第2章では、防撓パネルの圧壊挙動の解析のための基礎理論を示す。2.2節では解析的手法に基づく弾性大たわみ解析の基礎式を導出する。具体的には、仮想仕事の原理を適用して、複数の防撓材を有する防撓パネルの平衡方程式を導く。2.3節では、本研究で行う FEM 解析に用いる要素のひずみ～変位関係、応力～ひずみ関係について述べた後、増分型剛性方程式を導出する。本要素を用いた解析では、材料および幾何学的非線形性の両非線形性が考慮されている。

第3章では、防撓材間のパネルに弾性座屈が生じる薄板防撓パネルを対象として、FEM による弾塑性大たわみ解析を行い、弾性座屈強度と圧壊挙動の性質を調べる。防撓材形状として、flat-bar および angle-bar 防撓材を取り上げる。3.2節では、本研究の一連の解析で用いるダブルスパンモデルについて説明する。3.3節では、防撓パネルの弾性座屈固有値解析を行い、パネルの局部座屈応力に対する防撓材の影響を調べる。3.4節では、正弦波モードの初期たわみを有する防撓パネルについて弾塑性大たわみ解析を行い、2次座屈の影響を含めて圧壊挙動の性質を調べる。3.5から3.7節では、薄板防撓パネルの圧壊挙動に対するパネルの初期たわみ波形の影響、溶接残留応力の影響およびパネルのアスペクト比の影響について考察する。

第4章では、防撓材間のパネルに弾塑性座屈が生じる厚板防撓パネルを対象として弾塑性大たわみ解析を行い、溶接初期不整やアスペクト比の影響を含めて、その圧壊挙動の性質を調べる。ここでは、flat-bar 防撓材のみを対象とする。4.2節では、

解析モデルと初期不整について述べる。4.3 節では、厚板防撓パネルの圧壊挙動を、全体および局部初期たわみと溶接残留応力の影響を含めて明らかにする。4.4 節では、初期たわみの形状と大きさを系統的に変化させて、圧壊挙動に対する初期たわみの影響を明らかにする。4.5 節では、圧壊挙動に対するパネルアスペクト比の影響を調べる。また 4.6 節では、flat-bar 防撓材の設計において重要となる、振り座屈防止のための深さ・板厚比 h/t_w の限界値について調べる。

第 5 章では、第 3 章および第 4 章の FEM 解析で得られた知見をもとに、防撓パネルの最終強度推定式を導出する。5.2 節では、まず、DNV 規則の最終強度推定式を取り上げ、FEM 解析結果との比較より、その適用性を調べる。DNV 規則では、シングルスパンの挙動に基づいて最終強度を推定している。これに対し 5.3 節では、隣接スパン間の相互影響を考慮したダブルスパンモデルに基づく最終強度推定式を新たに導出し、FEM 解析との比較より、その適用性を調べる。

第 6 章では、座屈許容設計の立場から、局部座屈後の弾性大たわみ挙動と最終強度を考慮した防撓パネルの最適設計を行う。6.2 節では、弾性大たわみ挙動の感度解析と再解析について述べる。6.3 節では、局部座屈後の初期降伏とたわみについて制約条件を課した防撓パネルの最適設計を行う。6.4 節では、限界状態設計法の考え方を導入して、初期降伏強度と同時に最終強度に対する制約を設ける。すなわち、初期降伏後、圧壊に至るまでに一定の余剰強度を有することを制約条件に加える。最終強度の計算には、第 5 章で導く推定式を用いる。最適化は、軟鋼パネルと高張力鋼 (HT) パネルのそれぞれについて行う。最適化法には、SLP 法 (逐次線形計画法) を用いる。

第 7 章では、本論文における研究結果をまとめて総括する。

第2章

防撓パネルの圧壊挙動の解析理論

2.1 緒言

本章では，1方向に面内圧縮を受ける防撓パネルの座屈・崩壊挙動を解析するための基礎式を示す。

はじめに2.2節では，解析的手法に基づく防撓パネルの弾性大たわみ解析の基礎式を導く。本解析法は，第6章の弾性大たわみ挙動を考慮した防撓パネルの最適設計において用いる。

2.3節では，幾何学的非線形性および材料非線形性を考慮した弾塑性大たわみ解析のためのシェル有限要素の定式化を行う。第3章および第4章では，本有限要素を用いて，防撓パネルの圧壊挙動を解析する。

2.2 解析的手法による防撓パネルの弾性大たわみ解析

本節では解析解の定式化に当たって，パネル部分の応力およびひずみ成分を Airy の応力関数を用いて表す。防撓材については，パネルとのひずみの連続性を考慮して，荷重方向応力のみを考慮する。つぎに，仮想仕事の原理を適用して防撓パネルの平衡方程式を導く。また，得られた平衡方程式から弾性座屈応力を導く。

2.2.1 弾性大たわみ解析の基礎式

Fig. 2.2.1 に示すような等間隔で配置された N 本の補強材を有する片面防撓パネルが，一様な面内圧縮変位を受ける場合の弾性大たわみ挙動を考える。パネルの長さ，幅，および板厚をそれぞれ， a ， b および t_p とし，防撓材は高さ h ，板厚 t_w の flat-bar type とする。境界条件は周辺単純支持とし，各辺は直線を保ちながら面内変位すると仮定する。荷重は断面の図心に作用するものとする。また初期たわみを考え，残留応力の影響は無視する。

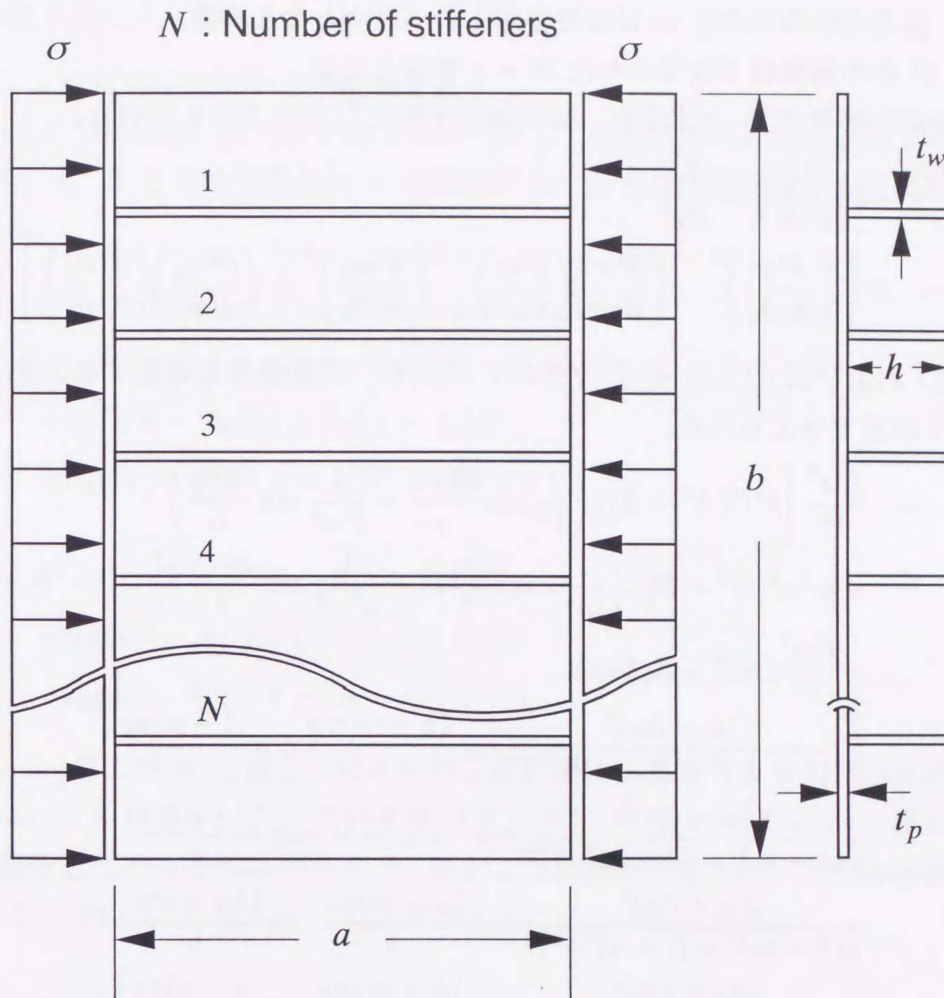


Fig.2.2.1 Stiffened panel under inplane compression

防撓パネルの全たわみ w および初期たわみ w_0 を次式のように仮定する。

$$w = A \sin \frac{k\pi x}{a} \sin \frac{l\pi y}{b} + B \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad (2.2.1)$$

$$w_0 = A_0 \sin \frac{k\pi x}{a} \sin \frac{l\pi y}{b} + B_0 \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad (2.2.2)$$

ここで A, B はそれぞれ全体座屈モードと局部座屈モードのたわみの大きさを表す係数であり, A_0, B_0 は各モードの初期たわみの大きさを表す係数である。全体座屈モードとしては, 板全体に1半波 ($k = l = 1$) を仮定する。局部座屈モードについて, 長さ方向の半波数 m は弾性座屈応力が最小となる波数とし, 幅方向の半波数 n は N 本の補強材で仕切られた $N + 1$ 半波とする。

板部の応力関数を F とすると, 板の適合条件式は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^4 F}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 F}{\partial y^4} \\ &= E \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) - \left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \right) \left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \right) \right\} \quad (2.2.3) \end{aligned}$$

式 (2.2.1) および式 (2.2.2) を式 (2.2.3) に代入し, 荷重条件を考慮すると応力関数 F が以下の式で与えられる。

$$\begin{aligned} F &= \frac{E\alpha^2}{32} \left[k^2 l^2 (A^2 - A_0^2) \left(\frac{1}{k^4} \cos \frac{2k\pi x}{a} + \frac{1}{l^4 \alpha^4} \cos \frac{2l\pi y}{b} \right) \right. \\ &\quad \left. + m^2 n^2 (B^2 - B_0^2) \left(\frac{1}{m^4} \cos \frac{2m\pi x}{b} + \frac{1}{n^4 \alpha^4} \cos \frac{2n\pi y}{b} \right) \right] \\ &\quad - \frac{E\alpha^4}{4} (AB - A_0 B_0) \times \\ &\quad \left[\frac{(kn - lm)^2}{\{(k - m)^2 + (l - n)^2 \alpha^2\}^2} \cos \frac{(k - m)\pi x}{a} \cos \frac{(l - n)\pi y}{b} \right. \\ &\quad \frac{(kn - lm)^2}{\{(k + m)^2 + (l + n)^2 \alpha^2\}^2} \cos \frac{(k + m)\pi x}{a} \cos \frac{(l + n)\pi y}{b} \\ &\quad \frac{(kn + lm)^2}{\{(k - m)^2 + (l + n)^2 \alpha^2\}^2} \cos \frac{(k - m)\pi x}{a} \cos \frac{(l + n)\pi y}{b} \\ &\quad \left. \frac{(kn + lm)^2}{\{(k + m)^2 + (l - n)^2 \alpha^2\}^2} \cos \frac{(k + m)\pi x}{a} \cos \frac{(l - n)\pi y}{b} \right] \\ &\quad - \frac{y^2}{2} \sigma \quad (2.2.4) \end{aligned}$$

ここで α はパネルアスペクト比 (a/b) を表し, σ は平均圧縮応力を表す。式 (2.2.1), (2.2.2) および (2.2.4) を次式に代入すれば板の応力成分とたわみ係数 A および B の関係が得られる。

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} - \frac{Ez}{1 - \nu^2} \left\{ \frac{\partial^2}{\partial x^2} (w - w_0) + \nu \frac{\partial^2}{\partial y^2} (w - w_0) \right\} \\ \sigma_y &= \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} - \frac{Ez}{1 - \nu^2} \left\{ \frac{\partial^2}{\partial y^2} (w - w_0) + \nu \frac{\partial^2}{\partial x^2} (w - w_0) \right\} \\ \tau_{xy} &= - \frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y^2} - \frac{Ez}{(1 + \nu)} \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} (w - w_0) \quad (2.2.5) \end{aligned}$$

一方、板と防撓材の接合線上 ($y = y_i$) で、たわみと荷重方向のひずみの連続条件を考慮すると、防撓材の応力 σ_s は次式で表される。

$$\sigma_s = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} - \nu \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} - Ez \frac{\partial^2}{\partial x^2} (w - w_0) \Big|_{y=y_i} \quad (2.2.6)$$

ここで、 z は板の中央面からの距離を表す。

式 (2.2.5) および式 (2.2.6) の応力成分に対して仮想仕事の原理を適用すると、たわみ係数 A 、 B と平均圧縮応力 σ の関係が次のような非線形連立方程式の形で求められる。

$$\begin{aligned} & \alpha_1(A^2 - A_0^2)A + \alpha_2(A^2 - A_0^2) + \alpha_3(A - A_0)A \\ & + \alpha_4(A - A_0) + \alpha_5\sigma A + \alpha_6(AB - A_0B_0)B \\ & + \alpha_7(AB - A_0B_0) + \alpha_8(A - A_0)B \\ & + \alpha_9(B^2 - B_0^2)A + \alpha_{10}(B^2 - B_0^2) = 0 \end{aligned} \quad (2.2.7)$$

$$\begin{aligned} & \beta_1(B^2 - B_0^2)B + \beta_2(B - B_0) + \beta_3\sigma B \\ & + \beta_4(AB - A_0B_0)A + \beta_5(A - A_0)B \\ & + \beta_6(A^2 - A_0^2)B + \beta_7(A - A_0)A = 0 \end{aligned} \quad (2.2.8)$$

ここで、 α_i および β_i は構造寸法と材料定数に関する係数であり、その具体的な形を Appendix A に示す。式 (2.2.7) および式 (2.2.8) を Newton-Raphson 法により解けば、荷重とたわみの関係が求まる。板および防撓材の応力は、たわみ係数 A 、 B を式 (2.2.5) および式 (2.2.6) に代入することにより求められる。

2.2.2 防撓パネルの弾性座屈強度

防撓パネルが面内荷重を受ける場合、防撓材の曲げ剛性 EI とパネルの曲げ剛性 Db の比 $\gamma = EI/Db$ が、限界剛比 γ_{\min}^B 以下では全体座屈が、また γ_{\min}^B 以上では、防撓材で仕切られたパネルのみの局部座屈が生じる。全体座屈応力 σ_B^O と局部座屈応力 σ_B^L は、式 (2.2.7) および式 (2.2.8) において初期たわみをゼロとおいた時に、ゼロでない A あるいは B が存在する条件より、以下のように求められる。

$$\sigma_B^O = -\frac{\alpha_4}{\alpha_5} \quad (2.2.9)$$

$$\sigma_B^L = -\frac{\beta_2}{\beta_3} \quad (2.2.10)$$

2.3 有限要素法による弾塑性大たわみ解析の基礎式

本節では、シェル要素を用いた有限要素法による弾塑性大たわみ解析の基礎式を示す。本論文の弾塑性大たわみ解析には、都井ら [36] によって定式化が示されている次数低減積分法に基づく双1次4節点アイソパラメトリックシェル要素を用いる。この要素を用いた本研究の解析は、以下の特徴を有する。すなわち、材料非線形性に関しては、Von Mises の降伏条件を塑性ポテンシャルとする塑性流れ理論を適用する。また、幾何学的非線形性に関しては Updated Lagrangian Approach による増分手法を適用し、各ステップにおける Updated Kirchhoff 応力増分を Euler 応力の Jaumann 微分形に変換している。この応力変換に際しては、板厚方向の直応力がゼロとなる条件より板厚方向の直ひずみを決定している。さらに、面内回転変形に抵抗する仮想剛性およびアワーグラスモードの発生に対処する仮想剛性を導入している。

2.3.1 応力～変位関係式

Updated Green ひずみの増分 $\{\Delta\epsilon^*\}$ は、変位増分に関する線形成分 $\{\Delta\epsilon\}$ と、非線形成分 (2次項) $\{\Delta\bar{\epsilon}\}$ とに分けることができる。

$$\{\Delta\epsilon^*\} = \{\Delta\epsilon\} + \{\Delta\bar{\epsilon}\} \quad (2.3.1)$$

上式において、右辺第1項の線形成分はマトリックス表示により、次式の様になる。

$$\{\Delta\epsilon\} = [B]\{\Delta\delta'\} \quad (2.3.2)$$

ここで、 $\{\Delta\delta'\}$ は要素座標系で表された節点の変位増分を表し、座標変換マトリックス $[L_0]$ を用いれば、全体座標系での節点変位 $\{\delta\}$ に対して、 $\{\delta'\} = [L_0]\{\delta\}$ となる。

Updated Green ひずみ増分 $\{\Delta\epsilon^*\}$ と Updated Kirchhoff 応力増分 $\{\Delta\sigma^*\}$ の関係は、応力～ひずみマトリックス $[D]$ を用いて次のように表示できる。

$$\{\Delta\sigma^*\} = [D]\{\Delta\epsilon^*\} \quad (2.3.3)$$

一方、ひずみ増分が小さい場合、Updated Kirchhoff 応力増分は、次式の関係を用いて、Jaumann 応力増分へ変換できる。

$$\{\Delta\sigma^J\} = \{\Delta\sigma^*\} + [D']\{\Delta\epsilon^*\} \quad (2.3.4)$$

ここで、各増分段階で平面応力が保持されるためには、 $\Delta\sigma_z^J = 0$ が満足されなければならない。この条件より $\Delta\epsilon_z^*$ を消去すると、次式のひずみに関する変換マトリックスが得られる。

$$\{\Delta\varepsilon^*\} = [A]\{\Delta\varepsilon\} \quad (2.3.5)$$

上式と式 (2.3.2), (2.3.3) を用いて応力～変位関係が求められる。

2.3.2 仮想剛性の導入

通常の微小変形の解析においては、要素の面内回転剛性を評価しないことによる問題は生じない。しかし、大たわみ解析においては、ある節点を囲む要素が極めて同一平面に近い状態になった場合、この回転自由度に対して剛性マトリックスが特異になる。また、一点積分法により、要素の剛性マトリックスを評価する場合に、アワーグラスモードが発生し、計算の実施に困難をもたらすケースが生じる。この2点に対して、都井らはつぎのような仮想剛性を導入している。すなわち、まず、面内回転剛性の対処に関して、つぎのように仮想応力 R_θ を定義する。

$$R_\theta = \alpha\{T_\theta\}^T\{\delta'\} \quad (2.3.6)$$

ここで、 α は処罰エネルギーの大きさを決定するパラメータであり、 $\{T_\theta\}$ は面内回転剛性に対する仮想ひずみと節点変位の関係を表すマトリックスである。一方、アワーグラスモードに対する仮想応力 $\{Q\}$ を次式のように定義する。

$$\{Q\} = [C][B_H]\{\delta'\} \quad (2.3.7)$$

ここで、 $[B_H]$ はアワーグラスモードによる仮想ひずみと節点変位を表すマトリックスであり、 $[C]$ は、仮想ひずみと仮想応力の関係を表すマトリックスで、仮想剛性の大きさを決めるパラメータを含んでいる。

2.3.3 要素剛性方程式

上記の仮想剛性を考慮し、Updated Lagrangian approach による増分形仮想仕事の原理を適用すれば、要素剛性方程式は次式で与えられる。

$$[L_0]^T\{[K_0] + [K_G] + [K_H] + [K_T]\}[L_0]\{\Delta\delta\} = \{\Delta f\} + \{f_r\} \quad (2.3.8)$$

ここで、 $[K_0]$ は線形のひずみ増分と応力のなす仮想仕事項に対応する剛性マトリックスであり、次式で表される。

$$[K_0] = S^{(n)} \int [B]^T [A]^T [D] [A] [B] dz' \quad (2.3.9)$$

$S^{(n)}$ は n ステップでの要素面積を表す。 $[K_G]$ は初期応力がひずみ増分の2次の項によってなす仮想仕事の項に対応する剛性マトリックスであり、次式で表される。

$$[K_G] = S^{(n)} \int [G]^T [\sigma_0] [G] dz' \quad (2.3.10)$$

ここに,

$$[\sigma_0] = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y \end{bmatrix} \quad (2.3.11)$$

また, $[G]$ は次式によって定義されるマトリックスである。

$$\begin{Bmatrix} \partial(\Delta w')/\partial x' \\ \partial(\Delta w')/\partial y' \end{Bmatrix} = [G] \{\Delta \delta'\} \quad (2.3.12)$$

$[K_H]$ はアワーグラスに抵抗する仮想剛性で次式で与えられる。

$$[K_H] = [B_H]^T [C] [B_H] \quad (2.3.13)$$

$[K_T]$ は面内回転変位自由度に抵抗する仮想剛性マトリックスであり, シェルの板厚を t とすればつぎのようになる。

$$[K_T] = \{T_\theta\} S^{(n)} t \alpha \{T_\theta\}^T \quad (2.3.14)$$

$\{\Delta f\}$ は外力増分ベクトルであり, $\{f_r\}$ は不平衡力修正ベクトルで, 次式で表わせる。

$$\begin{aligned} \{f_r\} = \{f\} - S^{(n)} \int [L_0]^T [B]^T \{\sigma\}^{(n)} dz' \\ - [L_0]^T [B_H]^T \{q\}^{(n)} - [L_0]^T [T_\theta] R_\theta^{(n)} \end{aligned} \quad (2.3.15)$$

式 (2.3.8) の要素の剛性方程式を全要素に渡って足し合わせると, 全体の剛性方程式が導かれる。

2.4 結論

本章では, 次章以降で実施する防撓パネルの弾性および弾塑性大たわみ解析のための基礎式を示した。

まず, 2.2 節では, 仮想仕事の原理を適用して, 解析的手法に基づく弾性大たわみ解析のための基礎式を導いた。

つぎに, 2.3 節では, 防撓パネルの弾塑性大たわみ解析に用いるシェル有限要素の定式化を示した。本要素は, 次数低減積分法に基づく 4 節点アイソパラメトリックシェル要素であり, 幾何学的非線形性と材料非線形性の両非線形性を考慮している。

第3章 薄板防撓パネルの圧壊挙動

3.1 緒言

本章では、防撓材間のパネルに弾性座屈が生じる薄板防撓パネルを対象として、FEMによる弾塑性大たわみ解析を行い、弾性座屈強度と圧壊挙動の性質を調べる。解析には、隣接するスパンの相互影響を考慮するため、ダブルスパンモデルを使用する。また、パネル、防撓材ともシェル有限要素でモデル化して、両者の相互影響を考慮する。防撓材形状としては、flat-bar および angle-bar 防撓材を取り上げる。

3.2 節では、まず、本研究を通じて圧壊挙動の解析に用いるダブルスパンモデルについて、その必要性和解析にあたっての境界条件の与え方について述べる。次に、本章の解析モデルの寸法および材料定数と、解析モデルに考慮する初期たわみと溶接残留応力について説明する。

3.3 節では、防撓パネルの弾性座屈固有値解析を行い、パネルの局部座屈応力に対する防撓材の影響を調べる。

3.4 節では、残留応力を無視し、さらに正弦波モードの初期たわみを有する場合について防撓パネルの弾塑性大たわみ解析を行い、圧壊挙動の基本的性質を調べる。周辺単純支持された薄板矩形パネルについては、パネルに局部座屈が生じた後に、たわみモードがより高次のモードに再び変化する2次座屈現象の発生が指摘されている [37,38]。防撓パネルにおけるこのような2次座屈の発生についても注目して考察する。

3.5 から 3.7 節では、薄板防撓パネルの圧壊挙動に対するパネルの初期たわみ波形の影響、溶接残留応力の影響およびパネルのアスペクト比の影響について考察する。

3.2 解析対象

3.2.1 ダブルスパンモデル

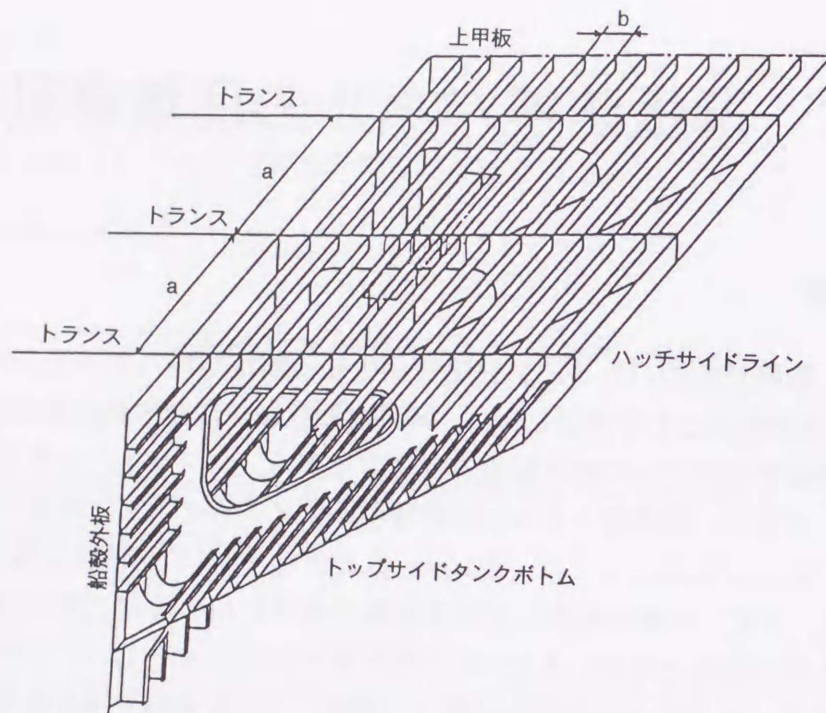


Fig.3.2.1 Upper deck structure of bulk carrier

Fig. 3.2.1 に、防撓パネル構造の一例として bulk carrier の上甲板の図を示す。図のように、船体の主要部材は、トランス材などの大型横部材で仕切られた連続パネルに多数の縦防撓材（ロンジ材）が配置されて、縦曲げによる面内荷重を支える構造になっている。このような連続防撓パネルに面内圧縮荷重が作用すると、パネルの局部たわみと同時に、ロンジ材には隣接するスパンにわたる柱としての座屈変形が生じる。Fig. 3.2.2 に Smith ら [13] の座屈実験で生じた全体座屈変形の様子を示す。一般に船体構造では片面防撓材が用いられるため、このような全体座屈が生じると、片側のスパンではパネルが曲げの圧縮側となり、反対側のスパンでは逆に防撓材が曲げの圧縮側となって、隣接するスパンの挙動は同一ではなくなる。したがって、スパン間の相互影響を考慮するためには、両スパンにまたがる範囲について崩壊挙動を解析せねばならない。

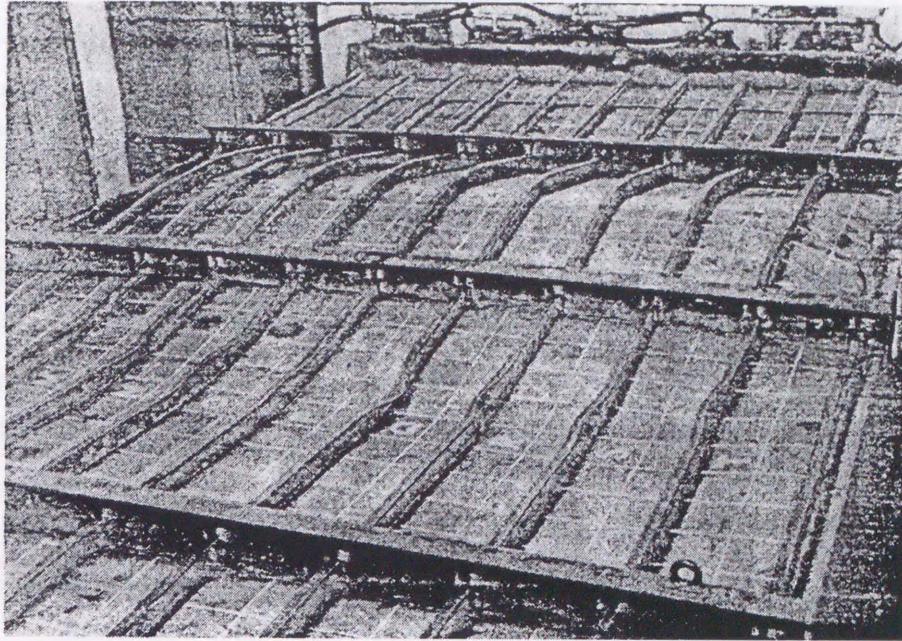
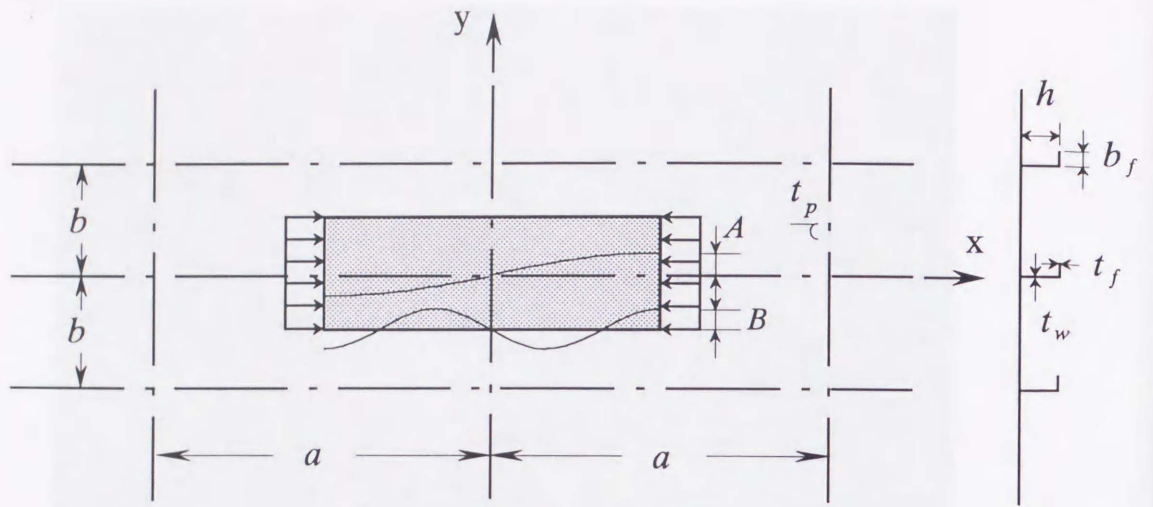


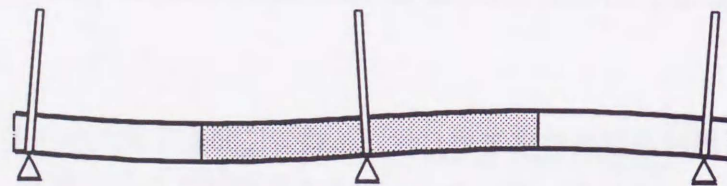
Fig.3.2.2 Overall collapse of continuous stiffened plate [13]

ところで、防撓材を隅肉溶接で取り付ける場合に発生するパネルの初期たわみは、いわゆる痩せ馬モードになっている。このような初期たわみの場合、パネルの細長比やアスペクト比によらず基本的には各スパンで奇数波成分が卓越した変形が面内圧縮荷重のもとで成長することが知られている [8]。すなわち各スパンで、スパン中央について対称な変形が成長する。したがって、Fig. 3.2.3(a) に示すように各スパンの $1/2$ づつの領域を取り出し、両端面に対称条件を課すことで、変形の追跡が可能である。一方、幅方向については、一般に等間隔で防撓材が設置されており、さらに各防撓材間では、幅方向に対称なたわみ変形が生じると考えてよい。したがって、防撓材を挟んで防撓材間隔の $1/2$ づつの範囲を取り出して解析することができる。

以上の考察の下に、本研究では、Fig. 3.2.3(a) の網掛け部分が示す領域について弾塑性大たわみ解析を行う。以下、この解析モデルをダブルスパンモデルと呼ぶことにする。圧縮荷重は、 $x = \pm a/2$ の断面に一樣な強制変位を増分型で加えて負荷する。これは、圧縮の各段階における断面の力学的中性軸に荷重を増分型で加えることに相当する。一方、 $y = \pm b/2$ の非載荷辺は、隣接パネルとの連続性を考慮して、幅方向に一樣な面内変位が生じるものとする。



(a) Modeling of a rectangular stiffened plate



(b) Double span model

Fig.3.2.3 Stiffened plate member under thrust

なお、Fig. 3.2.3(b) の全体座屈モードの変形に対しては、 $x = 0$ の位置にあるトランス材の振り剛性が防撓材の回転を拘束する可能性がある。そこで、Fig. 3.2.1 に示すようなトランス材のウェブ（板厚 11 mm）を考慮した予備解析を行った。ウェブの境界条件はフランジ位置で単純支持とした。その結果、ウェブの剛性による最終強度の増加は数 % 程度であった。そこで以下の解析では、トランス材の接合線に沿って回転を自由とする。またこの接合線に沿ってたわみをゼロとする。

3.2.2 モデル寸法および材料定数

薄板防撓パネルの圧壊挙動の解析では、パネル幅 b とパネル板厚 t_p は、 $b = 800$ mm, $t_p = 10$ mm に固定し、アスペクト比 a/b と、防撓材形状、および溶接初期不整を変化させる。

Table 3.2.1 に、解析モデルの断面寸法を示す。断面形状として flat-bar および angle-bar の2種類を取り上げ、同じ断面2次モーメントを有する3つのケースを考える。防撓材間のパネルのアスペクト比は3.0と5.0の2つの場合を考える。モデル名称の2番目の数字は、パネルのアスペクト比を表している。angle-bar 防撓材の寸法は、市販材より選んだ。いずれの防撓材も、パネル座屈に関する限界剛比以上の曲げ剛性を有しており、パネルの弾性座屈は防撓材で仕切られた局部座屈モードで生じる。なお、angle-bar の断面寸法は、防撓材の振り座屈を防止するための DNV のルール要求 [39] を満たしているが、flat-bar モデル F13~F33 は、これを満たしていない。

Table 3.2.1 Dimensions of stiffened plates

Model		stiffener	a	h	t_w	b_f	t_f	h/t_w	I_s cm ⁴
CASE 1	F13	flat-bar	2400	195	10	-	-	19.5	619
	F43	flat-bar	2400	156	19.5	-	-	8.0	617
	F45	flat-bar	4000	156	19.5	-	-	8.0	617
	A13	angle-bar	2400	150	12	90	12	12.5	619
	A15	angle-bar	4000	150	12	90	12	12.5	619
CASE 2	F23	flat-bar	2400	322	10	-	-	32.2	2790
	F53	flat-bar	2400	237.5	25	-	-	9.5	2791
	F55	flat-bar	4000	237.5	25	-	-	9.5	2791
	A23	angle-bar	2400	250	12	90	16	20.8	2790
	A25	angle-bar	4000	250	12	90	16	20.8	2790
CASE 3	F33	flat-bar	2400	395	20	-	-	19.8	10300
	F63	flat-bar	2400	367	25	-	-	14.7	10298
	F65	flat-bar	4000	367	25	-	-	14.7	10298
	A33	angle-bar	2400	400	11.5	100	16	34.8	10300
	A35	angle-bar	4000	400	11.5	100	16	34.8	10300

$b=800$, $t_p=10$, length in mm

I_s : Moment of inertia of stiffener

そこで、モデル F13～F33 と断面 2 次モーメントが同一で、上記の要求を満足するモデル F43～F63 についても解析を行う。なお、モデル F1～F3 では、アスペクト比は $a/b = 3.0$ に固定する。

いずれの解析モデルでも、材料は HT32 を想定して、材料定数を以下のように選ぶ。

$$\begin{aligned} E &= 21,000\text{kgf/mm}^2, & \nu &= 0.3 \\ \sigma_Y &= 32\text{kgf/mm}^2, & H'_k &= 323\text{kgf/mm}^2 \end{aligned}$$

応力～ひずみ関係は bi-linear とし、上記のように移動硬化係数 H'_k を与える。

3.2.3 初期たわみ

初期たわみは、Fig. 3.2.3 に示すような防撓材を含めた全体座屈モードのたわみ w_{s0} と、防撓材で仕切られたパネルのみの局部座屈モードのたわみ w_{p0} の和で表す。すなわち、

$$w_0 = w_{s0} + w_{p0} \quad (3.2.1)$$

まず、全体モードの初期たわみ w_{s0} は次の式で与える。

$$w_{s0} = A_0 \sin \frac{\pi x}{a} \quad (3.2.2)$$

たわみ係数 A_0 は板厚の 1/100 とする。

次に、局部たわみモード w_{p0} に関しては、モデル F13～F33 では基本的な単一正弦波モードの場合のみを考える。これ以外では、単一正弦波モードと実測初期たわみ波形に基づく痩せ馬モードの 2 つの場合を考える。正弦波モードの場合、 w_{p0} は次式で表される。

$$w_{p0} = B_0 \sin \frac{n\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b} \quad (3.2.3)$$

長さ方向の半波数 n には、周辺単純支持パネルの座屈半波数、すなわち $a/b = 3.0$ で $n = 3$ 、 $a/b = 5.0$ で $n = 5$ を用いる。たわみ係数 B_0 は板厚の 1/100 とする。一方、痩せ馬モードについては、文献 [40] に示されている船体上甲板に関する実測結果に基づく理想初期たわみ波形を用いる。ただし一般に溶接による初期たわみは、長さ方向に奇数半波の成分が卓越するため、ここでは、次式のように奇数波成分のみを考慮する。

$$w_{p0} = \left| \sum_n B_{0n} \sin \frac{n\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b} \right| \quad (n = 1, 3, 5, 7, 9, 11) \quad (3.2.4)$$

Table 3.2.2 Coefficients of hungry-horse mode initial deflection

a/b	B_{01}/t_p	B_{03}/t_p	B_{05}/t_p	B_{07}/t_p	B_{09}/t_p	B_{011}/t_p
3.0	0.05341	0.01435	0.00534	0.00152	0.00000	-0.00034
5.0	0.05145	0.01590	0.00816	0.00454	0.00246	0.00117

たわみ係数 B_{0n} は、パネル板厚 t_p に対する比として Table 3.2.2 のように与えられる。

なお、ロンジ材およびトランス材で仕切られた 4 つのパネルの初期たわみ量がすべて同じ場合は、対称な局部たわみ変形しか生じないため、4 つのパネルのたわみを 1% ずつ変化させて解析する。

防撓パネルでは、上記のようなパネルの初期たわみに伴って防撓材にも初期振れが生じると考えられる。そこで、以下の解析では、パネルの初期たわみと同時に、正弦波モード、痩せ馬モードのそれぞれに対して、防撓材に次式の初期振れを与える。

$$v_{s0} = \begin{cases} -z \frac{\partial w_{p0}}{\partial y} \Big|_{y=b/2} & \text{SINE MODE} \\ z \frac{\pi}{b} B_{01} \sin \frac{\pi x}{a} & \text{HUNGRY HORSE MODE} \end{cases} \quad (3.2.5)$$

ここで、 z は、パネルと防撓材の接合線からの垂直距離を表す。正弦波モードでは、防撓材がパネルと垂直を保つ形で初期振れが生じるとしている。痩せ馬モードでは、パネルの初期たわみの 1 半波成分の大きさに基づいて 1 半波モードで与えている。

3.2.4 残留応力

防撓材の隅肉溶接による残留応力は、一般に、パネル内および防撓材内とも、溶接線近傍では引張、そこから離れた場所では圧縮となる。この残留応力場は、防撓パネル全体として自己平衡条件を満足している。また、幾何学的非線形性を考慮した大たわみ解析を実施するに当たっては、構造全体の 3 次元の平衡条件を満足した残留応力場を再現する必要がある。そこで、引張残留応力が生じる部分に固有ひずみを増分的に与えて弾塑性大たわみ解析を行い残留応力場を再現する。その後、面内圧縮荷重を負荷する。

引張残留応力が生じる部分の幅は溶接に際しての 1 パスの最大入熱量に比例すると言われている。矢尾ら [41] は、佐藤・寺崎の結果 [42] に基づいて、隅肉溶接で甲板に生じる引張残留応力が生じる部分の幅 b_t を与える次式を提案している。

$$b_t = t_w/2 + 0.26 \Delta Q_{\max} / (2t_p + t_w) \quad (3.2.6)$$

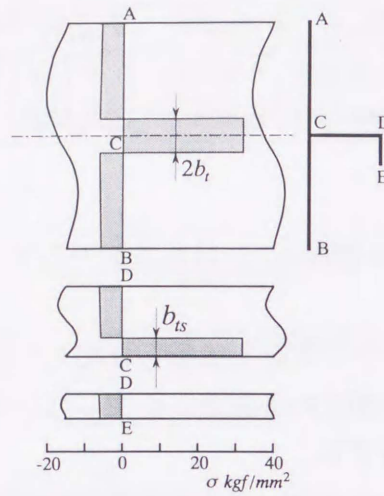


Fig.3.2.4 Welding residual stress distribution produced by analysis (A23, CASE 3)

ここに、 ΔQ_{\max} は溶接入熱量を表すが、上式はこの入熱が、パネルの両側および防撓材ウェブにそれぞれの板厚に比例して流れると考えて導かれている。従って、防撓材部分で引張残留応力が生じている部分の幅 b_{ts} は、次式で近似出来ることになる。

$$b_{ts} = (t_w/t_p) \times 0.26\Delta Q_{\max}/(2t_p + t_w) \quad (3.2.7)$$

式 (3.2.6) および式 (3.2.7) より、 b_t が与えられた時の b_{ts} は次式で求められる。

$$b_{ts} = (t_w/t_p) \times (b_t - t_w/2) \quad (3.2.8)$$

本解析では、いずれのモデルでも溶接入熱量を $\Delta Q_{\max} = 6646.15\text{Cal/cm}$ とする。一例として、モデル A23 で再現された残留応力場を Fig. 3.2.4 に示す。図中の応力は板厚方向の平均値を表しており、パネルの板幅方向あるいは防撓材のウェブ深さ／フランジ幅方向にほぼ一様な直線分布となっている。

3.3 弾性座屈強度

始めに、モデル F13～F43 およびモデル A13～A33 について弾性座屈固有値解析を行い、パネルの局部座屈強度に対する防撓材の影響を調べた。Table 3.3.1 に、各モデルの弾性座屈応力 σ_{cr} と、防撓材間のパネルを周辺単純支持した時の弾性座屈

Table 3.3.1 Results of calculation for stiffened plate model

Model		$\sigma_{cr}/\sigma_{cr}^p$	E_T/E	σ_{iy}/σ_Y	σ_u/σ_Y
CASE 1	F13	1.098	0.552	0.573	0.655
	A13	1.582	0.693	0.639	0.729
	F43	1.517	0.669	0.675	0.756
CASE 2	F23	0.979	0.495	0.512	0.613
	A23	1.539	0.725	0.643	0.754
CASE 3	F33	1.621	0.682	0.654	0.732
	A33	1.415	0.737	0.645	0.781

σ_{cr} : Elastic buckling strength of stiffened plate
 σ_{cr}^p : Elastic buckling strength of unstiffened plate
 σ_{iy} : Initial yielding strength
 σ_u : Ultimate strength
 E_T : Tangential modulus after elastic buckling

応力 σ_{cr}^p ($=11.9 \text{ kgf/mm}^2$) の比を示す。この場合、座屈モードはアスペクト比に対応してパネル、防撓材とも長手方向に3半波で生じる。Fig. 3.3.1 に、モデル F23 および A23 において、たわみが最大となる断面の座屈モードを示す。

まず、flat-bar 付き防撓パネルの結果を見ると、モデル F13 では、防撓材の振り剛性が接合線でパネルの回転を拘束するため、 σ_{cr}^p に比べて、座屈応力は約 9.8% 上昇している。これに対し、モデル F23 では、座屈応力は逆に低下している。これは、防撓材の深さ・板厚比 (h/t_w) が大きいために3辺支持1辺自由の板としての座屈応力 ($=8.1 \text{ kgf/mm}^2$) が σ_{cr}^p よりも低くなるためである。一方、 h/t_w が大きく振り剛性が大きいモデル F33 と F43 では、座屈応力はそれぞれ約 62% および約 52% に上昇している。このことは flat-bar 付き防撓パネルにおいても、 h/t_w が小さく振り剛性が大きいと、パネルの局部座屈強度の大幅な上昇が期待できることを示している。

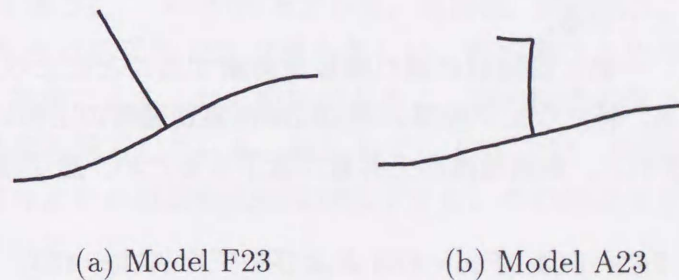


Fig.3.3.1 Elastic buckling mode

Table 3.3.2 Buckling behaviour for stiffened plates

Model	m	$\sigma_{cr}/\sigma_{cr}^p$	CASE 1		CASE 2		CASE 3	
			m'	2nd.B.	m'	2nd.B.	m'	2nd.B.
F43	3	1.517	3	-	3	-	3	-
F53	5	1.731	3	yes	5	-	3	-
F63	5	1.741	3	yes	5	-	3	-
A13	3	1.582	3	-	5	-	3	yes
A23	3	1.539	3	yes	3,5	yes	3	yes
A33	3	1.415	3	yes	3	-	3	yes
F45	7	1.512	5	-	7	-	-	-
F55	7	1.662	7	-	7	-	-	-
F65	7	1.682	7	-	7	-	-	-
A15	7	1.486	7	-	7	-	-	-
A25	7	1.442	5	yes	7	-	-	-
A35	7	1.376	5	yes	7	-	-	-

2nd.B. : 2ndry-buckling

m : Number of buckling waves in longitudinal direction obtained by elastic eigen-value analysis

m' : Number of buckling waves in longitudinal direction obtained by elasto-plastic large deflection analysis

σ_{cr} : Elastic buckling strength of stiffened plate

σ_{cr}^p : Elastic buckling strength of unstiffened plate

angle-bar 付き防撓パネルでは、フランジの水平曲げ剛性によって防撓材の振り剛性が大きいため、局部座屈応力は約 41%~58% 上昇している。また、同じく水平曲げ剛性によって、ウェブとフランジの接合線の横変位が拘束されるため、ウェブにはパネルの座屈変形に引っ張られる形で板としての変形が発生する。座屈応力の上昇率は、モデル A13 のように h/t_w の小さい防撓材の方が大きい。これは、 h/t_w の低下と共に、ウェブの板としての変形が生じにくくなり、パネルの座屈に対する拘束が増加するためである。

以上の結果から、一般に防撓材の振り剛性を考慮することにより、パネルの局部座屈応力は上昇する。特にウェブ板厚の増加は局部座屈強度の上昇に効果的である。ただし h/t_w が大きいと、座屈強度の上昇量が低下するため、適切な h/t_w を選ぶ必要がある。

つぎに、モデル F43~F63, F45~F65 およびモデル A13~A33, A15~A35 の防撓パネルの弾性座屈応力 σ_{cr} を Table 3.3.2 に示す。表中、 m は、パネルの座屈半波

数を表している。 m は、周辺単純支持パネルの場合 ($a/b = 3.0$ で 3 半波, $a/b = 5.0$ で 5 半波) よりも増加する傾向にある。これは、振り剛性の大きな断面形状を持つ防撓材が含まれており、これによって、載荷辺が単純支持、非載荷辺が固定の矩形板の圧縮座屈モード ($a/b = 3.0$ で 5 半波, $a/b = 5.0$ で 7 半波) に近づくためである。この結果から、防撓材の振り剛性が大きい場合、座屈応力の増加と共に、座屈モードにも変化が現れることが明らかとなった。

3.4 圧壊挙動

ここでは基本的な場合として、モデル F13~F43 およびモデル A13~A33 の防撓パネルについて圧壊挙動を解析し、圧壊挙動に対する防撓材の断面形状の影響を調べる。ここでは $a/b = 3.0$ とし、正弦波の局部初期たわみを仮定する。また溶接残留応力は考慮していない。

3.4.1 解析方法

弾塑性大たわみ解析は、2.3 節で述べたシェル有限要素を用いて行う。有限要素には板厚方向に 10 点の降伏判定点を設け、各判定点が降伏条件を丁度満足して降伏するよう荷重増分を調節する。降伏条件には Mises の降伏条件を用いる。また荷重の負荷方法および境界条件は、3.1 に述べた通りである。

3.4.2 flat-bar 付き防撓パネルの圧壊挙動

Fig. 3.4.1 に、モデル F13~F43 の平均応力~平均ひずみ関係を示す。平均応力 σ と平均ひずみ ε は、降伏応力 σ_Y と降伏ひずみ ε_Y でそれぞれ無次元化している。細い点線は、パネルのみを周辺単純支持したときの平均応力~平均ひずみ関係を表す。縦軸には、各モデルの弾性座屈応力を示している。また Table 3.3.1 に、各モデルの弾性座屈応力から初期降伏応力までの範囲における面内剛性 E_T の平均値、初期降伏強度 σ_{iy} および最終強度 σ_u を示す。

E_T の値が示すように、いずれのモデルも、座屈後、面内剛性が低下する。その低下は、 h/t_w の大きいモデル F23 が最も著しい。面内剛性と初期降伏強度の間には相関が見られ、座屈によるたわみ変形が大きく、面内剛性の低下が大きいモデルほど、初期降伏強度も低下している。特にモデル F23 では、防撓材の座屈によって、パネル単独の場合よりも初期降伏強度が低下する。その他のモデルでは、初期降伏強度は上昇している。

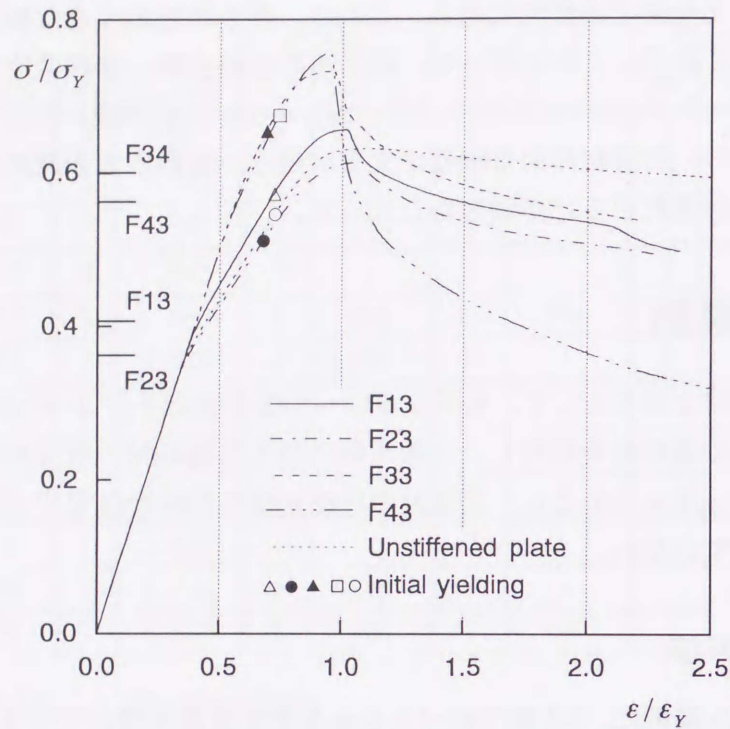
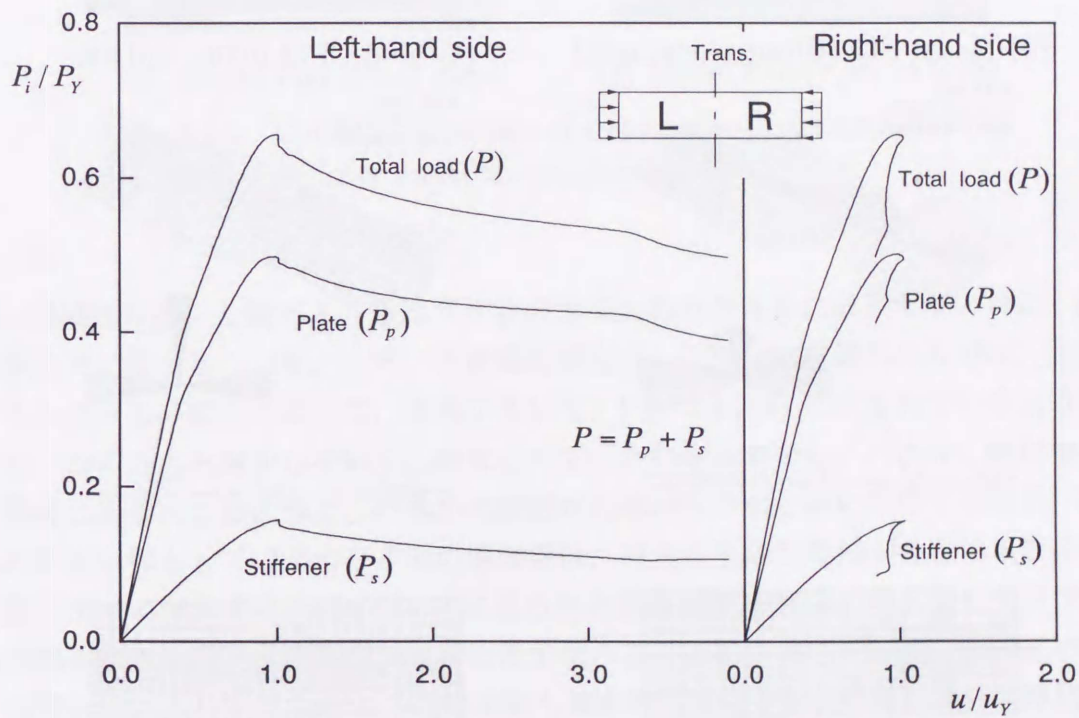


Fig.3.4.1 Stress-strain relationship of rectangular plates with flat-bar stiffener under thrust

つぎに最終強度と最終強度後の挙動について考察する。まずモデル F13 に注目すると、最終強度はパネル単独の場合 ($\sigma_u^p/\sigma_Y = 0.631$) に比べて約 4% 上昇しているが、その後、耐力は急激に低下する。これは最終強度に達した直後に 2 次座屈 [37,38] が発生したことによる。この現象を、Fig. 3.4.2 により説明する。

Fig. 3.4.2(a) は、モデル F13 のトランス材を挟んで左右のパネルごとに、荷重～変位関係を求めた結果である。曲線 P が、全断面塑性荷重で無次元化した全作用荷重を表し、曲線 P_p および P_s は、パネル、防撓材のそれぞれへの作用荷重の無次元化値を表す。横軸は、圧縮変位を降伏変位で無次元化している。一方、Fig. 3.4.2(b)～(d) は、モデル F13 の最終強度時 ($\sigma/\sigma_Y = 0.66$)、最終強度後 ($\sigma/\sigma_Y = 0.54$)、および最終計算ステップ ($\sigma/\sigma_Y = 0.50$) におけるたわみ波形とパネルおよび防撓材の降伏域の拡がりを示している。変形図は、上から全体の鳥瞰図、横断面の変形、および左右のパネル中央線とパネル・防撓材接合線の変形を表している。降伏域の図で各要素の中に示す縦線は、要素表面からの降伏を、また横線は要素裏面からの降伏を表し、線の数が降伏した層の数を表す。

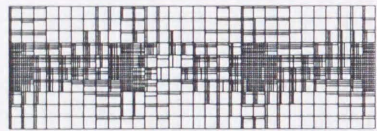
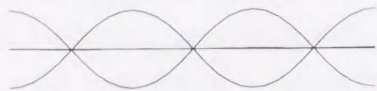
Fig. 3.4.2(a) に示す左側パネルにおいて、最終強度直後に、ほぼ一定の平均ひずみの中で耐力が低下する様子が認められる。これは、圧縮強制変位を受ける矩形パネルに2次座屈が発生する時見られる現象であり [37], Fig. 3.4.2(b) と Fig. 3.4.2(c) の比較からも、たわみモードが、荷重方向3半波モードから、より波長の短い5半波モードに変化する様子が分かる。このようなたわみモードの変化をさらに具体的に示したのが Fig. 3.4.3 である。同図は、左側パネルについて、パネル中央線のたわみを三角級数に展開して求めたたわみ成分と圧縮応力の関係を表す。 W_{ij} は、荷重方向 i 半波、幅方向 j 半波のたわみ成分の大きさを表す。降伏によって3半波のたわみモードで最終強度に達した後、すぐに、3半波成分 W_{31} が減少し始め、代わって5半波成分 W_{51} が急増している。このことから、モデル F13 では、最終強度後、2次座屈が発生したことが分かる。



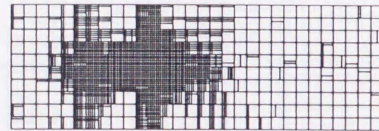
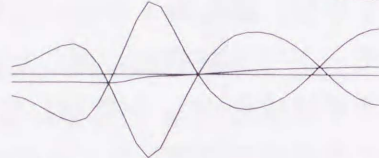
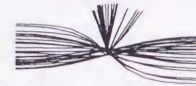
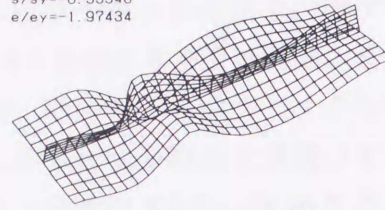
(a) Load-displacement relationship of Model F13

Fig.3.4.2 Collapse behaviour of rectangular plates with flat-bar stiffener under thrust

STEP 124
 $s/s_y = -0.65538$
 $e/e_y = -0.99257$



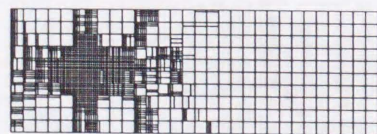
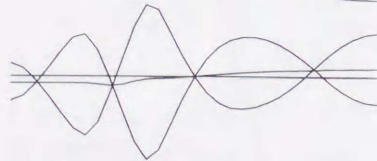
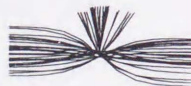
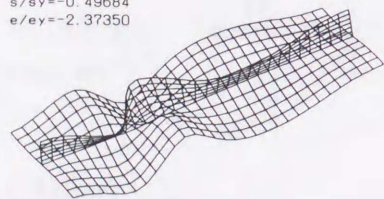
STEP 600
 $s/s_y = -0.53548$
 $e/e_y = -1.97434$



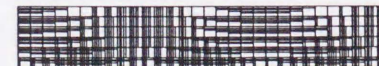
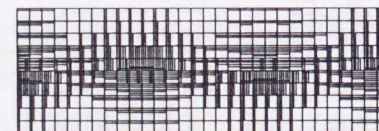
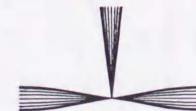
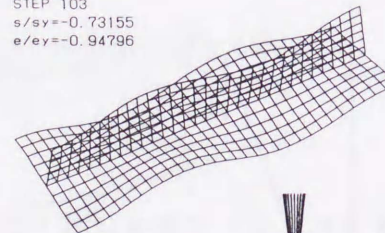
(b) Model F13 (Ultimate strength)

(c) Model F13 ($\sigma/\sigma_Y = 0.54$)

STEP 900
 $s/s_y = -0.49684$
 $e/e_y = -2.37350$



STEP 103
 $s/s_y = -0.73155$
 $e/e_y = -0.94796$



(d) Model F13 (Final step)

(e) Model F33 (Ultimate strength)

Fig.3.4.2 Collapse behaviour of rectangular plates with flat-bar stiffener under thrust

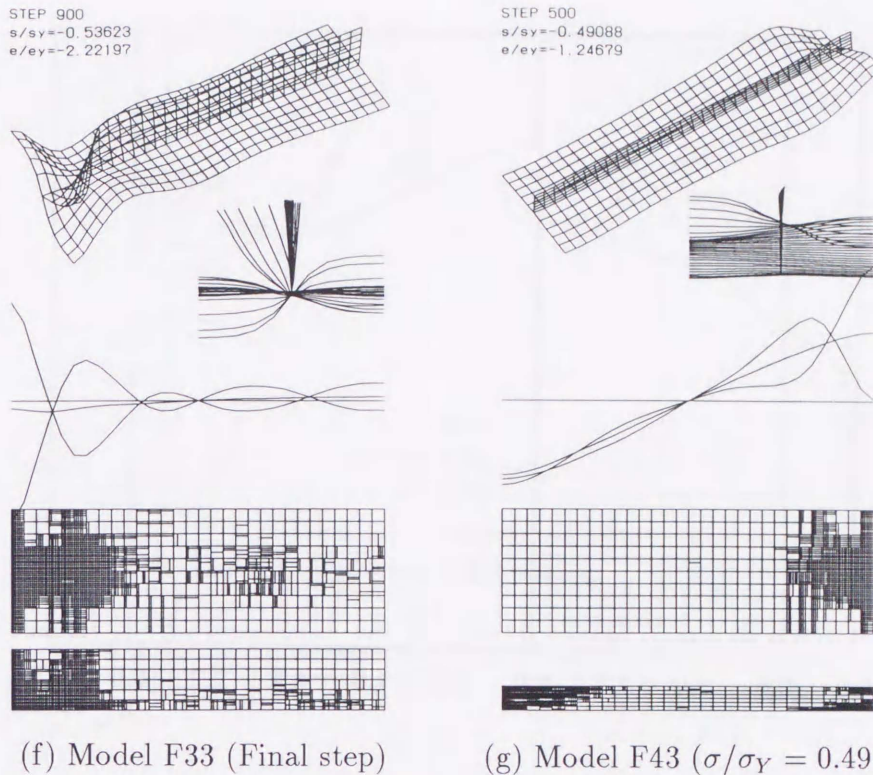


Fig.3.4.2 Collapse behaviour of rectangular plates with flat-bar stiffener under thrust (continued)

最終強度後，左側パネルでは5半波成分のたわみがさらに成長すると共に，耐力が徐々に低下していく。一方，2次座屈が発生していない右側パネルでは，左側パネルの耐力の低下によって，除荷が生じて，Fig. 3.4.2(a)に示されているように応力，ひずみとも減少していく。結果として，たわみは減少し，パネル，防撓材とも弾性に戻る。このように，パネルの変形が左側パネルの一部に集中する結果，防撓パネル全体としての平均ひずみの増加率は，パネル全体に変形が分布する最終強度前に比べて減少する。Fig. 3.4.1に見られる最終強度直後の平均応力～平均ひずみ曲線の急激な勾配の変化は，耐力自体の低下と，上記のような変形の局所化の2つの理由による。モデル F23 の圧壊挙動も基本的に同様であるが，防撓材の座屈強度が低いことにより，最終強度もパネル単独の場合より低下している。

つぎに，Fig. 3.4.2(e), (f) に，モデル F33 の最終強度時 ($\sigma/\sigma_Y=0.73$) と最終計算ステップ ($\sigma/\sigma_Y=0.54$) におけるたわみ波形と降伏域の分布を示す。同様に，Fig. 3.4.2(g) に，モデル F43 の最終強度を過ぎて最終ステップに至る中間段階 ($\sigma/\sigma_Y=0.49$) の結果を示す。モデル F33 では左側のパネル中央に変形が集中して，

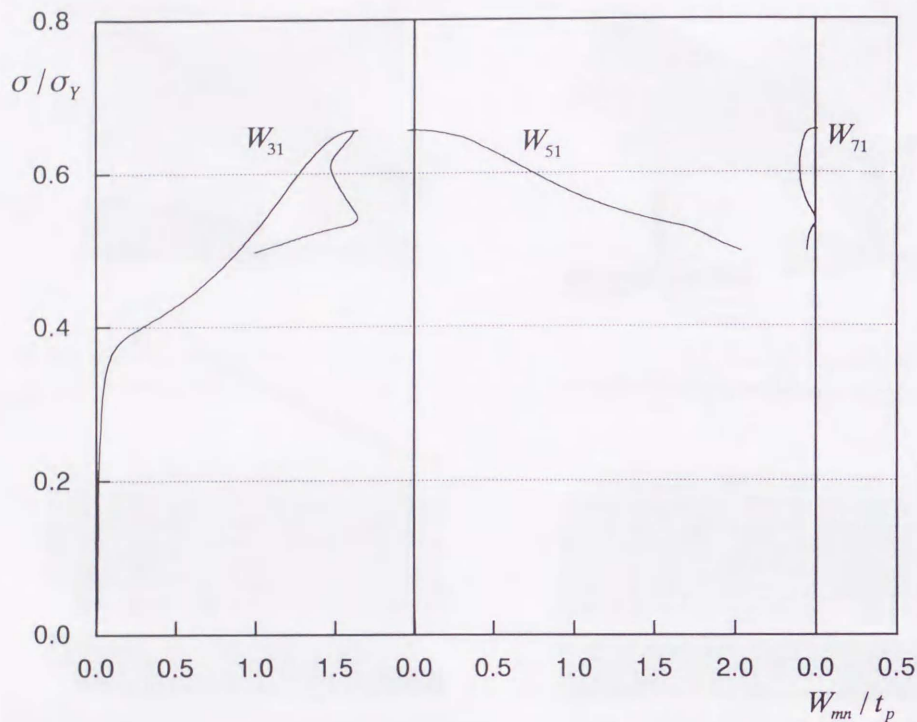


Fig.3.4.3 Average stress-deflection component relationships at the left-hand side panel of Model F13

防撓材が局所的に振れる圧壊モードが生じる。このモードは、モデル F33 と t_w/t_p , h/t_w の値が比較的近い防撓パネル試験体について行われた田中ら [20] の実験結果と一致している。最終強度は、モデル F43 の方が F33 より大きい。これは、モデル F33 では、Fig. 3.4.2(e) のようにウェブに板としての圧壊が生じるためであり、最終強度の点では、モデル F43 のように stocky な断面形状が効果的である。しかしこのことは、最終強度後の耐荷力の点で逆に不利に作用する。これは、stocky な防撓材ほど、Fig. 3.4.2(g) のような全体座屈が発生しやすいためであり、パネルと防撓材が連成した局部圧壊を生じるモデル F33 の方が、全体たわみの成長が小さい分、モデル F43 より耐荷力が大きい。

3.4.3 angle-bar 付き防撓パネルの圧壊挙動

Fig. 3.4.4 に、angle-bar 付き防撓パネルの平均応力～平均ひずみ関係を示す。angle-bar は、パネルと防撓材の接合線回りの回転に対する振り剛性が大きい。そのため、パネルに局部座屈が生じた後も、たわみの成長が拘束され、flat-bar 防撓材に

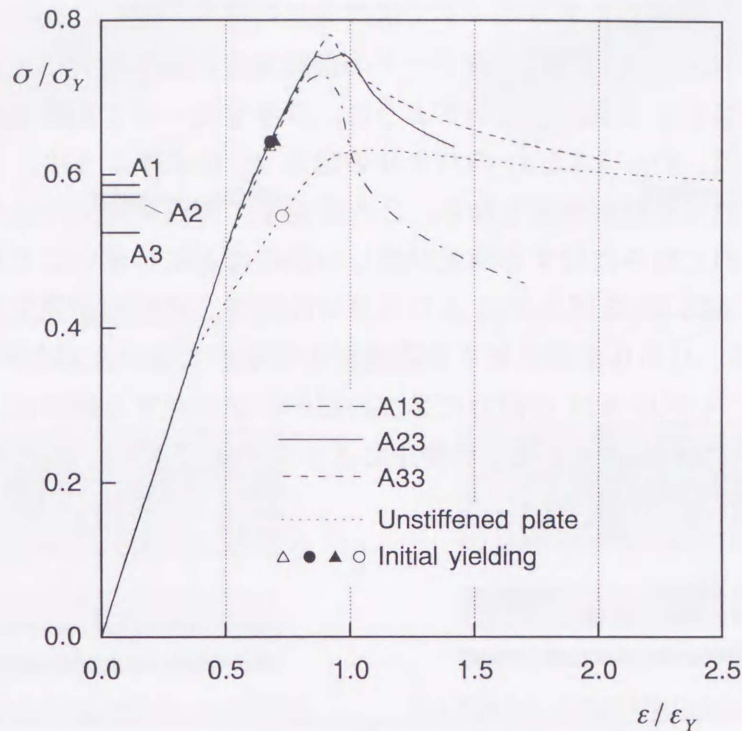


Fig.3.4.4 Stress-strain relationship of rectangular plates with angle-bar stiffener under thrust

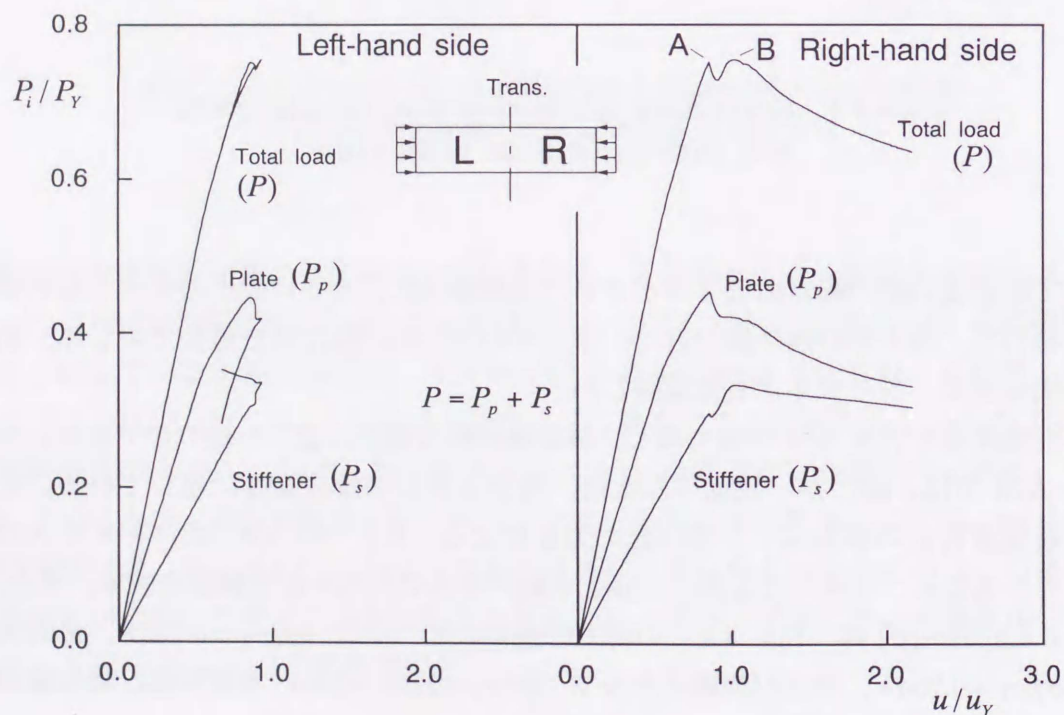
比べて座屈後の面内剛性の低下が小さい。初期降伏は、A13～A33のすべてのモデルにおいて、防撓材の接合線付近で、ウェブのたわみが腹になる部分で生じる。初期降伏強度は、各モデルともほぼ等しい。

最終強度はモデル A33 が最も高く、最終強度後の耐力の低下も緩やかである。モデル A23 では、耐力が一旦低下した後、再び上昇して最終強度に達している。この最終強度付近の挙動は、2次座屈の発生による。Fig. 3.4.5(a) は、モデル A23 のトランスウェブを挟んだ左側パネルと右側パネルの荷重～変位関係を表す。また、Fig. 3.4.5(b)～(d) は、Fig. 3.4.4 の耐力の最初のピーク点 ($\sigma/\sigma_Y=0.753$)、最終強度 ($\sigma/\sigma_Y=0.754$)、および最終ステップ ($\sigma/\sigma_Y=0.63$) における変形図と降伏領域の拡がりを示している。

Fig. 3.4.5(a) の右側パネルの平均応力～平均ひずみ関係に注目すると、耐力の最初のピーク（点A）の付近で、パネル耐力 P_p が急激に低下している。これは、モデル F13 と同様にパネルに2次座屈が発生したためである。Fig. 3.4.6 に、平均圧縮応力とパネルの局部たわみ成分の関係を示す。荷重方向3半波の成分 W_{31} が減少

し、5半波成分 W_{51} が増加している。モデル F13 の2次座屈挙動との相違は、モデル F13 では、3半波のたわみモードで最終強度に達した後に2次座屈が発生したのに対し、モデル A23 では、3半波モードの最終強度に達する前にたわみモードが変化し、パネルは Fig. 3.4.5(c) に示すように、5半波モードで最終強度に達する点である。その結果、Fig. 3.4.5(a) のパネルの耐力 P_p が示すように、パネルについては、2次座屈強度が最終強度となる。2次座屈は、周辺単純支持よりも周辺固定のようにパネルのたわみに対する拘束が厳しい条件ほど生じ易いことが知られている [38]。モデル A23 がモデル F13 よりも早い段階で2次座屈が発生したのは、モデル A23 の方が、パネル変形に対する防撓材の拘束が大きいためと考えられる。

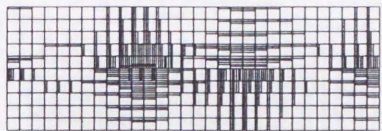
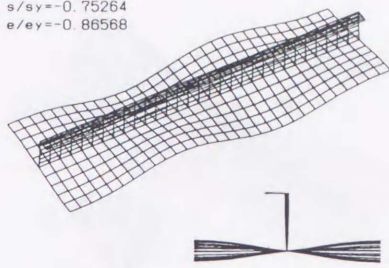
Fig. 3.4.4 で、モデル A23 の耐力に2つのピークが存在する理由は、つぎのように説明できる。すなわち、2次座屈の発生によって Fig. 3.4.5(a) のパネルの耐力 P_p



(a) Load-displacement relationship of Model A23

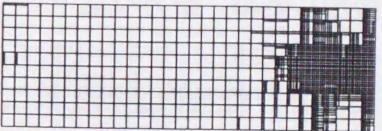
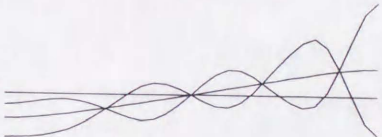
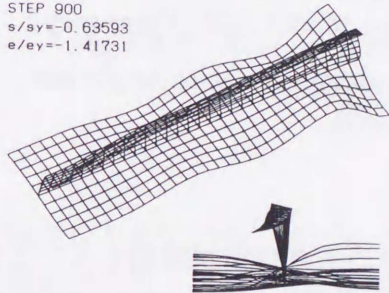
Fig.3.4.5 Collapse behaviour of rectangular plates with angle-bar stiffener under thrust

STEP 108
 $s/s_y = -0.75264$
 $e/e_y = -0.86568$



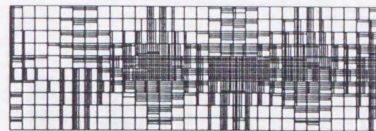
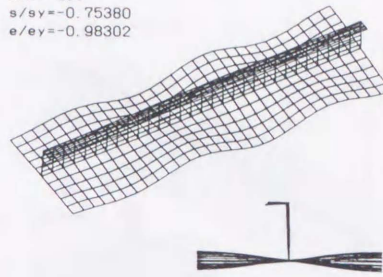
(b) Model A23 ($\sigma/\sigma_Y = 0.753$)

STEP 900
 $s/s_y = -0.63593$
 $e/e_y = -1.41731$



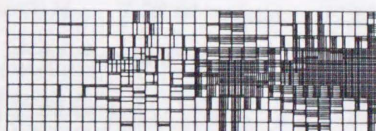
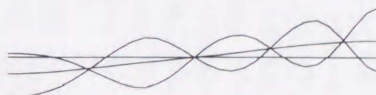
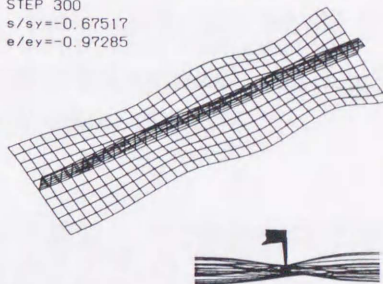
(d) Model A23 (Final step)

STEP 200
 $s/s_y = -0.75380$
 $e/e_y = -0.98302$



(c) Model A23 (Ultimate strength)

STEP 300
 $s/s_y = -0.67517$
 $e/e_y = -0.97285$



(e) Model A13 ($\sigma/\sigma_Y = 0.68$)

Fig.3.4.5 Collapse behaviour of rectangular plates with angle-bar stiffener under thrust

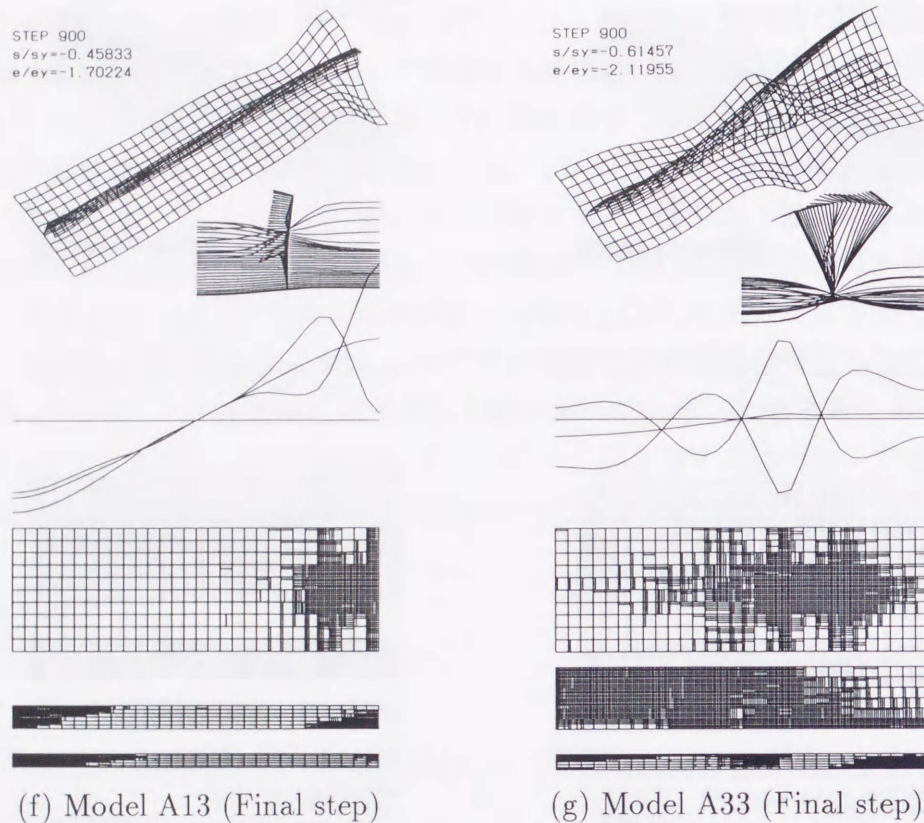


Fig.3.4.5 Collapse behaviour of rectangular plates with angle-bar stiffener under thrust (continued)

は減少するが、同図の P_c が示すように、防撓材の荷重負担が増加することによって、防撓パネルとしての耐力はやや持ち直す。しかし、やがて防撓材にも降伏が拡がって耐力が頭打ちになると、防撓パネルとしての最終強度に達することになる。Fig. 3.4.5(a) の点Aと点Bのいずれのピークが最終強度を与えるかは、2次座屈後のパネルの耐力の低下量と、防撓材の残存強度の大きさに依存する。

最終強度後、Euler 座屈モードの全体たわみが増加し始め、耐力は低下して行く。この過程で、変形および降伏領域は、Fig. 3.4.5(d) のように、スパン中央に集中していく。同時に、左側パネルの局部変形は減少していき、除荷の進行と共に左側は柱としての挙動を示すようになる。angle-bar 付き防撓パネルでは、このような全体座屈モードの変形が生じるため、最終強度後の耐力低下が大きいことに注意を要する。

モデル A13 でも、3半波から5半波への2次座屈が生じた。モデル A23 と同様に、2次座屈は3半波モードの最終強度に達する前に生じたが、モデル A23 より防撓材断面積が小さく2次座屈後の防撓材の耐力の上昇が小さいため、2次座屈強度

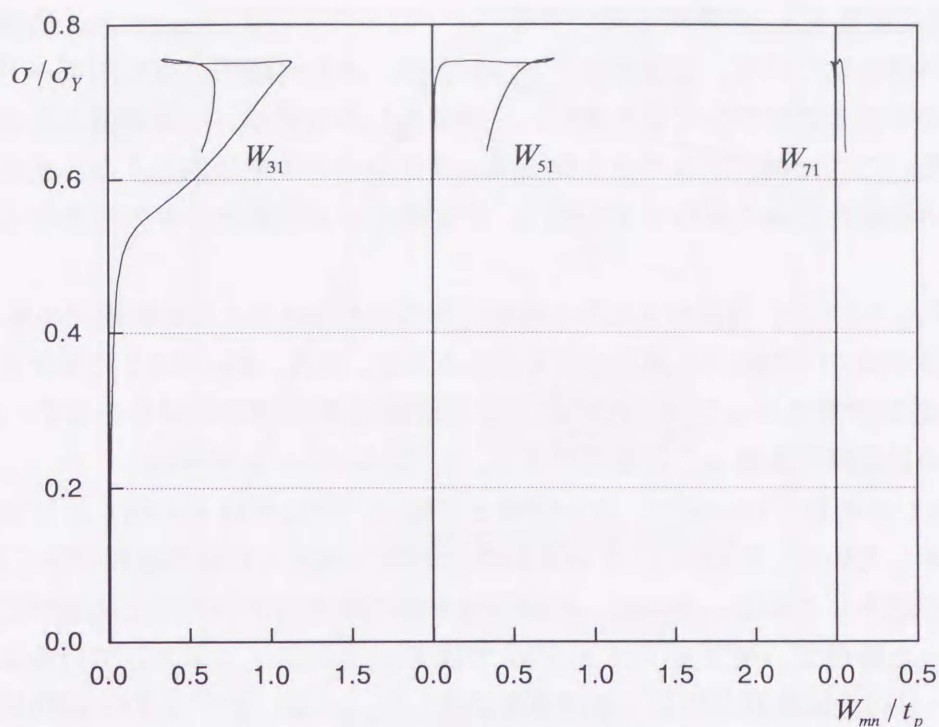


Fig.3.4.6 Average stress-deflection component relationships at the left-hand side panel of Model A23

が最終強度を与えている。モデル A33 でも、3半波モードで最終強度に達する前に2次座屈が発生し、この2次座屈強度が最終強度となっている。ウェブの剛性が低いために、最終強度後は、Fig. 3.4.5(g)のような防撓材の振り変形とパネルの局部変形が進行し、全体座屈変形は大きく生じていない。その結果、降伏域は防撓材を含めた左側パネルの広い範囲に生じており、モデル A13, A23 と比べて、最終強度後の耐力の低下は緩やかである。

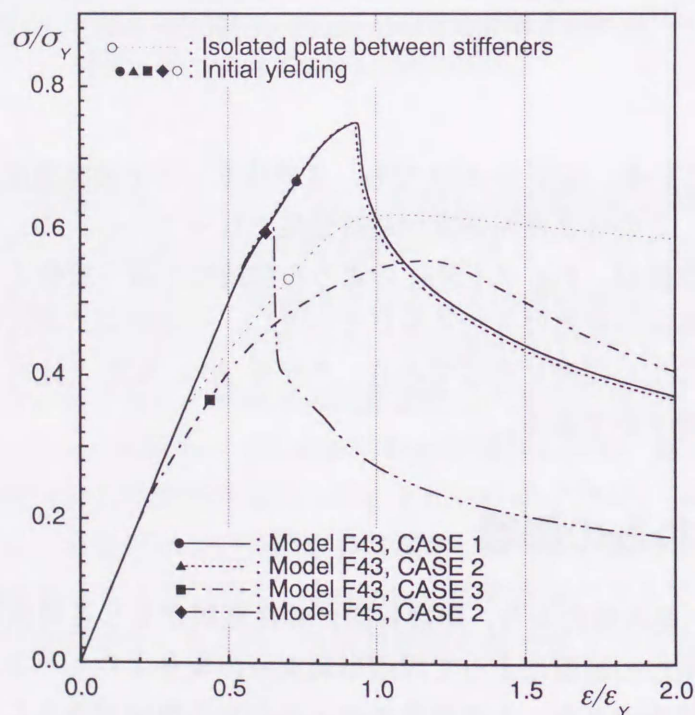
3.5 初期たわみの影響

3.4 節で行った一連の解析より、防撓材間に弾性座屈が生じる薄板防撓パネルでは、防撓材の振り剛性の影響によって周辺単純支持の場合よりもパネルの弾性座屈強度が上昇し、座屈モードも、より高次のモードになる傾向があることが明らかとなった。また、初期座屈後、2次座屈が発生して、これによって最終強度に至る場合のあることが判明した。しかし、以上の解析はすべて、周辺単純支持パネルの座

屈モードと同じ正弦波初期たわみを仮定した場合である。ここでは、より現実的な DNV 規則による h/t_w の制約を満たすモデル F43~F63 および angle-bar 防撓材付きの防撓パネルについて、正弦波モード、および、より実際的な痩せ馬モードの初期たわみのそれぞれについて解析を行い、初期たわみ形状が、圧壊挙動に及ぼす影響を調べる。ここでは、アスペクト比 $a/b = 3.0$ のパネルを対象とする。また正弦波モードの初期たわみの場合を CASE 1、痩せ馬モード初期たわみの場合を CASE 2 とする。

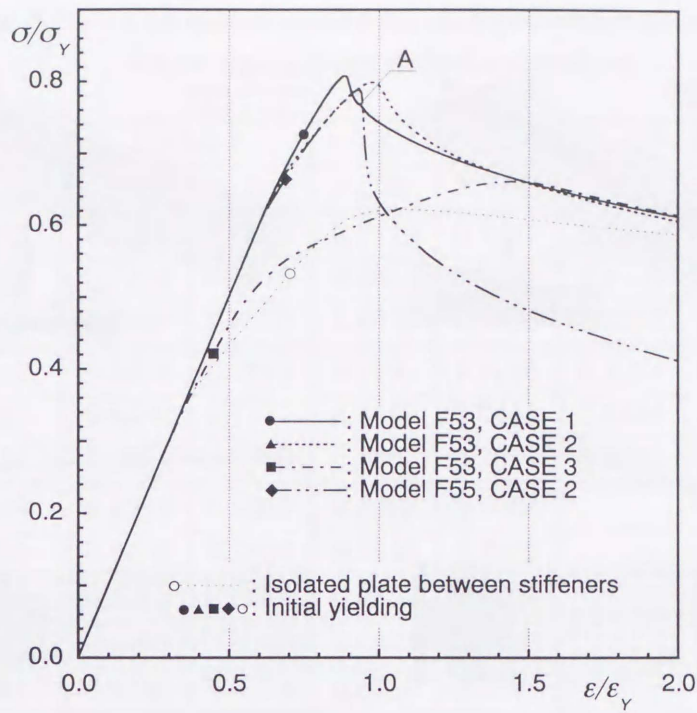
まず、Fig. 3.5.1 に、弾塑性大たわみ解析で得られた flat-bar 付き防撓パネル F43, F53 および F63 の平均応力~平均ひずみ関係を示す。また、Fig. 3.5.2 にモデル F53 と F63 の最終計算ステップ (CASE 2) での変形図と降伏域の拡がりを示す。また、各モデルの初期降伏強度 σ_{iy} と最終強度 σ_u を Table 3.5.1 に示す。

Fig. 3.5.1 のそれぞれの図で、太い実線と点線は、それぞれ CASE 1 と CASE 2 の結果を示している。CASE 1, 2 いずれの場合も、パネルに局部座屈が生じた後、面内剛性が低下している。その後、初期降伏を経て降伏域がパネルと防撓材にある程度広がった時点で、モデル F43 と F53 では Fig. 3.5.2(a) に示されているような Euler モードの全体座屈が生じて最終強度に達した。一方、モデル F63 は防撓材の曲げ剛性が大きいため全体座屈は生じないが、 h/t_w が大きく振り強度が低いため、

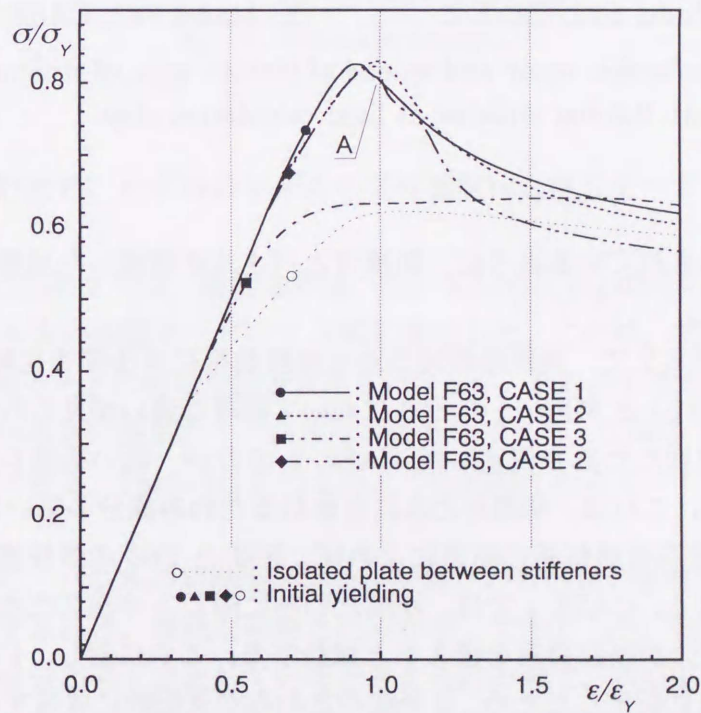


(a) Model F43 and F45

Fig.3.5.1 Average stress-average strain relationship of stiffened plates with flat-bar stiffener under thrust

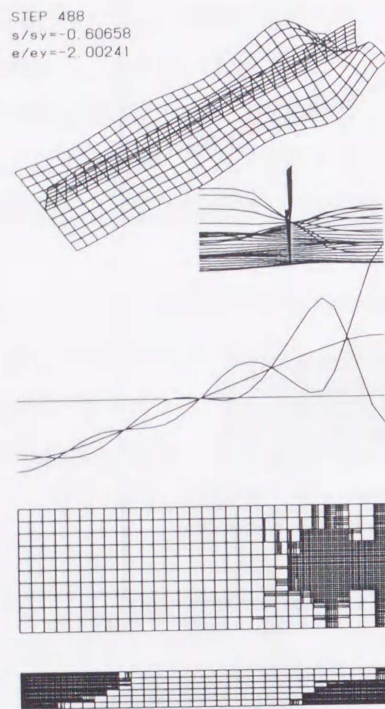


(b) Model F53 and F55

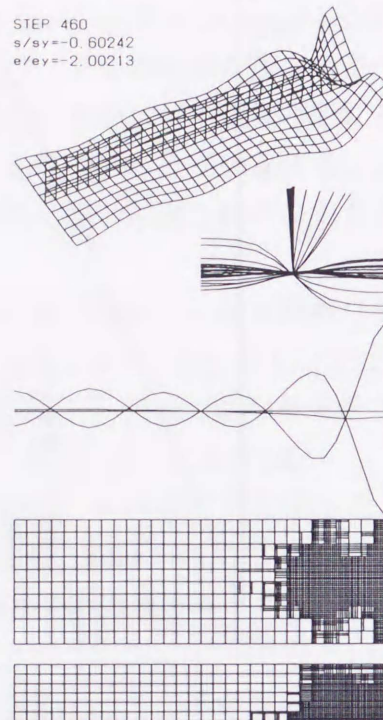


(c) Model F63 and F65

Fig.3.5.1 Average stress-average strain relationship of stiffened plates with flat-bar stiffener under thrust (continued)



(a) Model F53, CASE 2



(b) Model F63, CASE 2

Fig.3.5.2 Deflection mode and spread of yielded zone of stiffened plates with flat-bar stiffener at final calculation step

Fig. 3.5.2(b) に示されているように、防撓材とパネルが連成した局部崩壊によって最終強度に達した。

CASE 1 と CASE 2 で、局部座屈発生から最終強度に至る間を比較すると、Fig. 3.5.1(b) のモデル F53 と同図 (c) の F63 において顕著な違いが見られる。すなわち、痩せ馬モードの初期たわみを仮定した CASE 2 の方が、低い荷重レベルで面内剛性が低下し始める。これは、初期たわみに含まれるたわみ成分の違いによる。Table 3.3.2 に示した座屈固有値解析の結果によれば、F53 と F63 の弾性座屈モードは長さ方向 5 半波となる。CASE 2 では、初期たわみに同じ 5 半波のたわみ成分が含まれており、この成分が座屈荷重を越えると成長する。これに対し、CASE 1 では初期たわみを 3 半波に仮定したため、3 半波のたわみが支配的に成長する。その結果、たわみ半波の波長が長い CASE 1 の方が、CASE 2 よりも面内剛性が高くなっている。Table 3.3.2 に、各 CASE で与えた初期たわみに対して大たわみ解析により得られたモデル F43~F63 の座屈半波数 m' を示す。CASE 2 は初期たわみに座屈モ

Table 3.5.1 Calculated results for stiffened plates obtained by elasto-plastic large deflection analysis

Model	CASE 1		CASE 2		CASE 3	
	σ_{iy}/σ_Y	σ_u/σ_Y	σ_{iy}/σ_Y	σ_u/σ_Y	σ_{iy}/σ_Y	σ_u/σ_Y
F43	0.6682	0.7498	0.6719	0.7497	0.3658	0.5584
F53	0.7259	0.8076	0.6683	0.7981	0.4215	0.6613
F63	0.7344	0.8252	0.6943	0.8222	0.5230	0.6402
A13	0.6370	0.7210	0.6191	0.7146	0.4264	0.5491
A23	0.6389	0.7477	0.6109	0.7415	0.5067	0.6377
A33	0.6390	0.7749	0.6363	0.7601	0.5411	0.6389
F45	0.6293	0.6357	0.5968	0.6063	-	-
F55	0.6696	0.7827	0.6640	0.7879	-	-
F65	0.6815	0.8208	0.6754	0.8219	-	-
A15	0.6073	0.6769	0.6073	0.6757	-	-
A25	0.6389	0.7375	0.6028	0.7395	-	-
A35	0.6390	0.7742	0.5870	0.7597	-	-

σ_{iy} : Initial yielding strength

σ_u : Ultimate strength

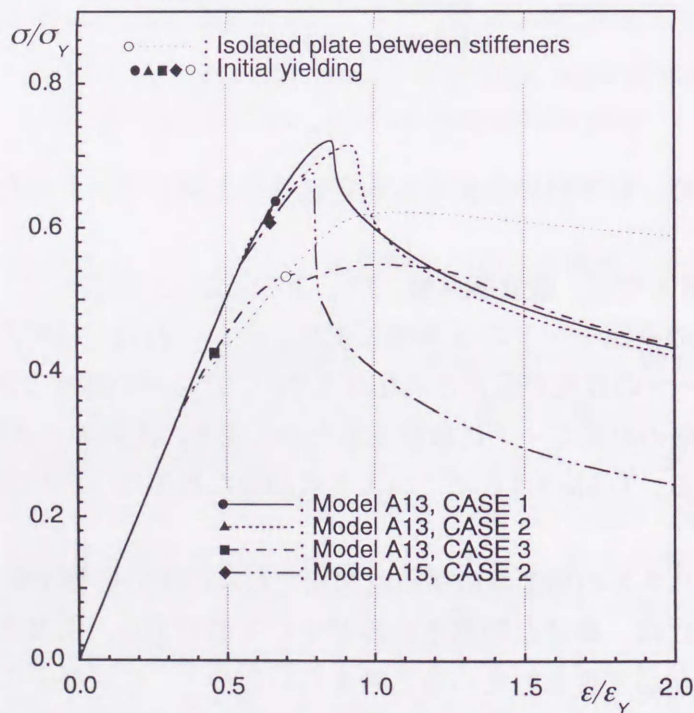
ード成分を含むため、いずれのモデルも固有値解析と同じモードのたわみが生じている。

ところで、CASE 1 では、最終強度後、Fig. 3.5.1(b), (c) の点Aで、たわみモードが3半波から本来の座屈モードの5半波に変化した。これは、初期たわみの影響で本来の初期座屈モードの成長が阻害されたパネルが、たわみの増加と共にエネルギー的により安定な本来の座屈モードに移行するためであり、広義の2次座屈 [37,38] と見なすことができる。Table 3.3.2 にこのような局部たわみモードの変化の有無を併せ示す。

以上のように、パネルの局部座屈挙動は初期たわみ形状の影響を受ける。ただし、現実の防撓パネルには、複雑な初期たわみが生じており [40]、初期座屈モードに相当するたわみ成分が必ず含まれていると考えられるので、CASE 2 の結果がより現実に近いと考えられる。言い換えれば、現実の複雑な初期たわみの場合、防撓材の振り剛性によって決まる座屈モードに等しい初期たわみ成分を含むと考えられるため、その成分が初めから成長し、CASE 1 や、3.4 節での解析のように、単一の正弦波成分の初期たわみの場合に比べて、2次座屈は発生しにくい。

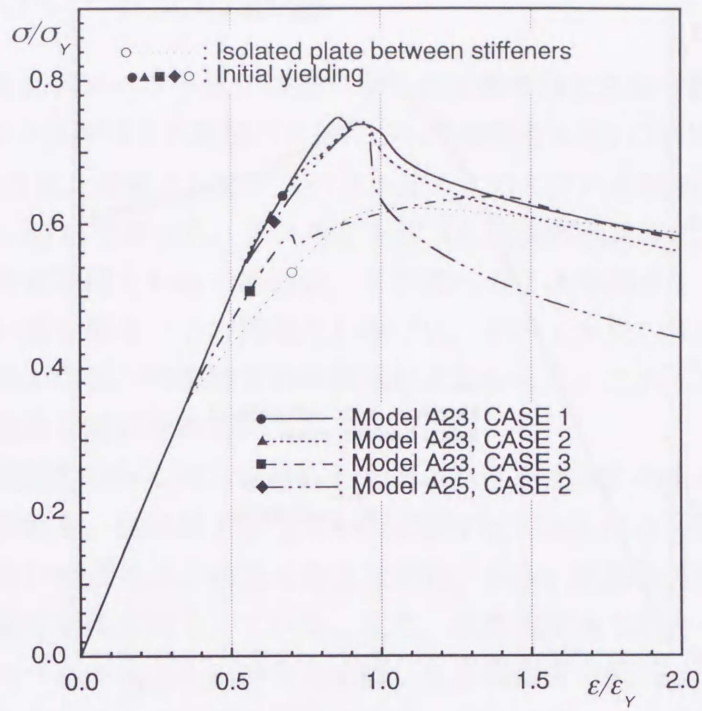
Fig. 3.5.3 に示す angle-bar 防撓材の場合についても、同様の結果が得られている。なお、Fig. 3.5.3 で CASE 1 の挙動が 3.4.3 節の結果と若干異なるのは、3.4.1 節で説明した降伏判定条件を計算効率を上げるために、緩くしたためである。しかし基本的な圧壊挙動には差異はない。

次に、痩せ馬モードの初期たわみの場合について、初期たわみの大きさと最終強度の関係を調べた。初期たわみ量が板厚の 1/20 程度と小さい場合、モデル F43 と F53 の CASE 1, 2 の比較からも分かるように、最終強度は正弦波初期たわみを仮定した場合大差はない。そこで JSQS で決められた許容値である 6mm の初期たわみを与えて解析を行った。Fig. 3.5.4 にモデル F53 の平均応力～平均ひずみ関係を示す。また、Fig. 3.5.5 に 6mm の初期たわみを与えた場合の最終強度時の変形図を示す。Fig. 3.5.5 から分かるように、初期たわみが隣接スパン間で同方向であり、かつ大きな値であるため隣接パネル間の拘束が大きくなり、防撓材とパネルの接合線上で固定に近い境界条件となっている。このため座屈後の剛性低下は初期たわみが小さい場合と比べて小さい。しかしながら Fig. 3.5.4 において両者の最終強度の差は小さい。この様に薄板パネルで、防撓材を含めた全体崩壊をする場合、最終強度がこの崩壊モードに支配されるため、最終強度に対する初期たわみの影響は小さい。

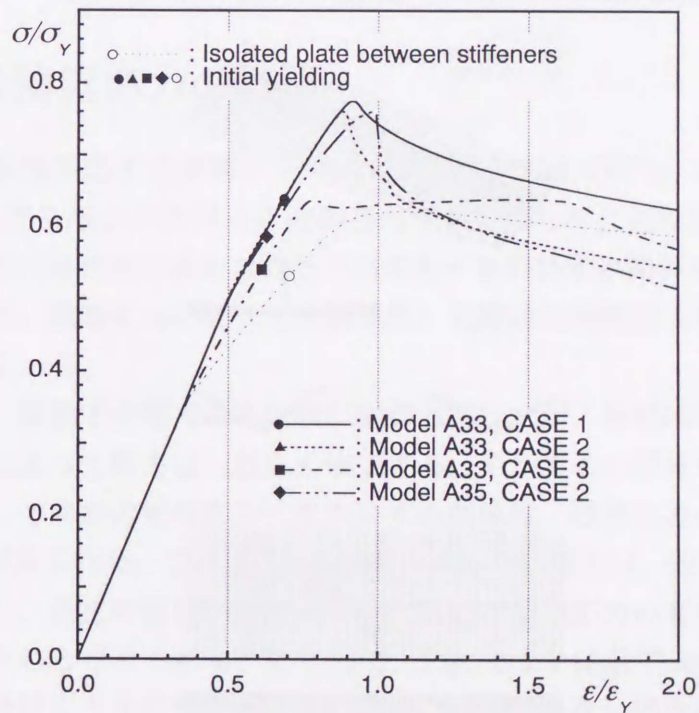


(a) Model A13 and A15

Fig.3.5.3 Average stress-average strain relationship of stiffened plates with angle-bar stiffener under thrust



(b) Model A23 and A25



(c) Model A33 and A35

Fig.3.5.3 Average stress-average strain relationship of stiffened plates with angle-bar stiffener under thrust (continued)

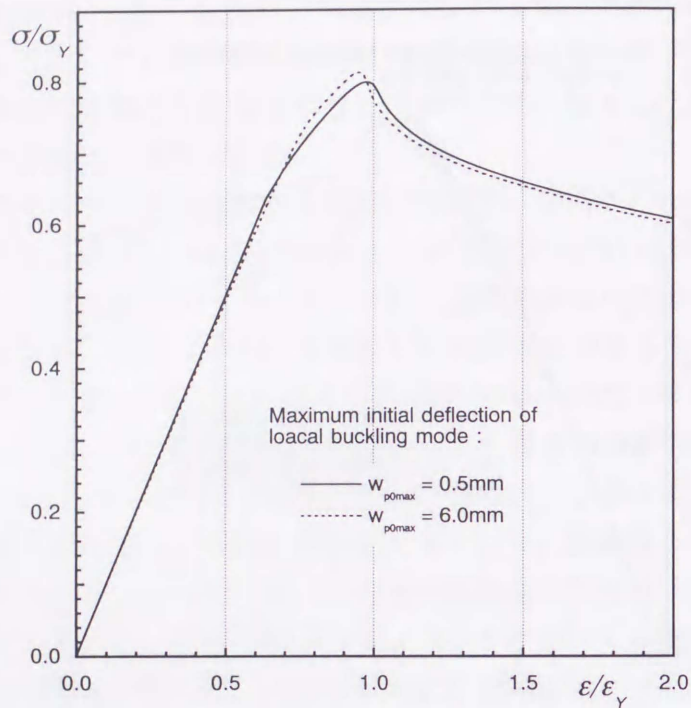


Fig.3.5.4 Average stress-average strain relationship of stiffened plates with flat-bar stiffener under thrust (Model F53)

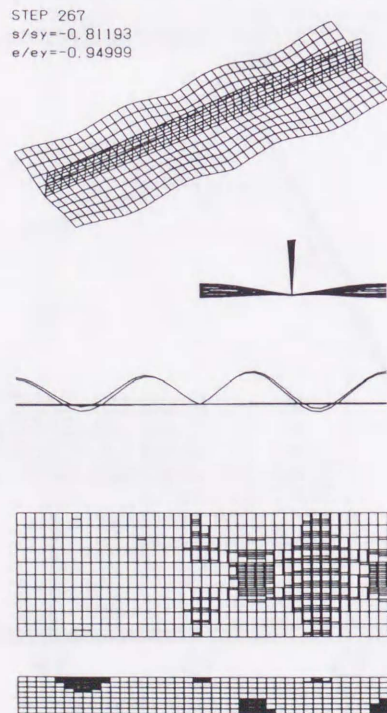


Fig.3.5.5 Deflection mode and spread of yielded zone of stiffened plates with initial deflection of hungry-horse mode (Model F53, $w_{p0max} = 6\text{mm}$, Final step)

3.6 アスペクト比の影響

次に、パネルのアスペクト比が防撓パネルの圧壊挙動に及ぼす影響を調べるため、パネルアスペクト比が 5.0 の防撓パネルについて弾塑性大たわみ解析を行った。Table 3.3.2 に示すように、対象としたアスペクト比 5.0 のモデルの局部座屈モードは、すべて 7 半波 ($m=7$) であった。アスペクト比 3.0 の場合と同様に、CASE 1 の 5 半波モードの正弦波初期たわみの場合は、7 半波への 2 次座屈が生じる場合があったが、現実に近い痩せ馬モードの初期たわみでは、すべて本来の座屈モードである 7 半波の局部座屈が生じ、明確な 2 次座屈は起きなかった。これらの傾向は、アスペクト比 3.0 の場合と同じである。

CASE 2 の初期たわみに対して得られたアスペクト比 5.0 の各モデルの平均応力～平均ひずみ関係を、前出の Fig. 3.5.1 および Fig. 3.5.3 に 3 点鎖線で示す。アスペクト比が大きいほどスパンが長くなるために、Euler 座屈荷重が低下する。このため、最終強度は全体に低下している。また、最終強度後の耐力の低下も急激になる。パネルアスペクト比 3.0 の場合と比較した最終強度の低下は、防撓材の細長比の大きいモデル F45 において特に顕著である。これに対し、モデル F65 は、防撓材の局部的な振り崩壊で崩壊に至るため、モデル F63 との最終強度の違いは小さい。

3.7 溶接残留応力の影響

最後に、溶接残留応力の影響について考察する。前出の Fig. 3.5.1 および Fig. 3.5.3 にパネルアスペクト比が 3.0 の防撓パネルに対して、正弦波初期たわみと共に、溶接残留応力を与えて求められた平均応力～平均ひずみ関係を CASE 3 として 1 点鎖線で示す。残留応力によって座屈強度、初期降伏強度および最終強度は、いずれも低下している。

初期降伏後、板幅中央部では降伏域は広がって行くが、板幅端部の引張残留応力域の弾性剛性によって耐力はしばらく増加する。やがてこの部分も降伏すると最終強度に達する。その後の平均応力～平均ひずみ関係は、残留応力のない場合に漸近していく傾向が見られる。これは、最終強度に達した状態では、残留応力の影響が基本的には消滅し、以後の変形状態および応力状態が初期応力の有無に関わらず、ほぼ同じになるためと考えられる。ところで、Fig. 3.5.3 に示す angle-bar 付き防撓パネルでは、残留応力を考慮することによって、考慮しない場合に比べ早い段階で 2 次座屈が生じた。この様に、残留応力が存在すると 2 次座屈が発生しやすいのは、同じ圧縮荷重で比較すると、防撓材の溶接線付近の引張残留応力域では圧縮応力度が低く、逆に、パネル中央部の圧縮残留応力域では圧縮応力度が高いため、パネル

の座屈に対する防撓材部分の拘束が相対的に厳しくなるためである。

3.8 結言

本章では、防撓材間のパネルに弾性座屈が生じる薄板防撓パネルを対象として、弾塑性大たわみ解析を行い、圧壊挙動の性質を調べた。得られた主な知見は、以下の通りである。

- (1) 防撓材の振り剛性の効果により、防撓パネルの局部座屈強度は、周辺単純支持パネルの場合より上昇する。flat-bar でも、板厚を増して振り剛性を高めることにより、大幅な座屈強度の上昇が期待できる。また防撓材間のパネルの座屈モードは、より高次のモードになる傾向がある。
- (2) 同一の断面 2 次モーメントを有する防撓材について比較すると、パネルに局部座屈が発生した後の防撓パネルの面内剛性は、振り剛性に対応して上昇する。ただし angle-bar では、フランジがその水平変位拘束するだけの水平曲げ剛性を有しているならば、ウェブの板としての曲げ剛性がパネルの座屈強度や面内剛性に支配的に影響する。
- (3) 座屈モードと異なる特定の半波数の初期たわみを仮定した場合、初期たわみが本来の座屈モードの発生に抵抗するため、座屈強度や座屈後の面内剛性が高めとなる。また、座屈発生後、本来の座屈モードにたわみモードが変化する広義の 2 次座屈が生じる場合がある。ただし、現実の痩せ馬モードの初期たわみは、多数の正弦波成分の和となっており、この場合、その中の座屈モードに対応したたわみ成分が成長するため、2 次座屈は生じにくい。
- (4) 薄板パネルの場合、パネルの初期たわみモードが最終強度に与える影響は小さい。
- (5) 最終強度後、全体たわみの発生の有無に関わらず、防撓パネルの変形はトランスの左右どちらかの側で集中的に進行し、残った側には除荷が生じる。最終強度後の平均応力～平均ひずみ曲線の勾配の低下は、耐力自体の低下と、このような変形の局所化の 2 つの理由による。
- (6) flat-bar やウェブ深さの大きい angle-bar のように、防撓材が局部的に圧壊する防撓材では、全体座屈モードのたわみはあまり成長しない。全体座屈は、angle-bar や、 h/t_w の小さい stocky な断面形状の防撓材の場合、また、パネルのア

スペクト比が大きくスパンが長い場合ほど生じやすい。この場合、最終強度後の耐力の低下は急である。

- (7) 隅肉溶接による残留応力により、座屈強度と最終強度は低下する。ただし、最終強度後の挙動に対する残留応力の影響は小さく、たわみの増加と共に、残留応力が存在しない場合の挙動に漸近する。

第4章 厚板防撓パネルの圧壊挙動

4.1 緒言

本章では、実船の主要強度部材として用いられている、防撓材間のパネルに弾塑性座屈が生じる厚板防撓パネルを対象として弾塑性大たわみ解析を行い、溶接初期不整やアスペクト比の影響を含めて、その圧壊挙動の性質を調べる。ここでは、flat-bar防撓材のみを対象とする。

4.2 節では、解析モデルと初期不整について述べる。実船の防撓パネルの挙動をできるだけ忠実に再現するため、パネルの局部初期たわみとして、実船計測に基づく痩せ馬モードの初期たわみ波形を仮定する。全体座屈モードの初期たわみについては、隣接スパンで防撓材が互いに逆向きの初期たわみを有する場合（非対称初期たわみ）と同一方向の場合（対称初期たわみ）の2種類を考える。

4.3 節では、厚板防撓パネルの圧壊挙動を、全体および局部初期たわみと溶接残留応力の影響を含めて明らかにする。4.4 節では、初期たわみの形状と大きさを系統的に変化させて、圧壊挙動に対する初期たわみの影響を明らかにする。

4.5 節では、圧壊挙動に対するパネルアスペクト比の影響を調べる。また4.6 節では、flat-bar防撓材の設計において重要となる、振り座屈防止のための深さ・板厚比 h/t_w の限界値について調べる。本節の結果は、第6章での防撓パネルの最適設計における設計制約条件の一つに用いる。

4.2 解析対象

Table 4.2.1 に、基準解析モデルとするモデル F1 および F2 の寸法を示す。いずれも実船の bulk carrier の上甲板より選んだものである。 β_p および λ は、それぞれ、防撓材間（ロンジ材間）のパネルの細長比 ($\beta_p = b/t_p \sqrt{\sigma_Y/E}$)、およびパネルの半幅部分をフランジとして持つ防撓材の細長比 ($\lambda = a/\pi r \sqrt{\sigma_Y/E}$) を表す。モデル F1 の方が F2 に比べて細長比が大きく、座屈しやすい寸法を有している。アスペクト比 a/b はモデル F1 が 4.5、モデル F2 が 4.3 である。なお、Table 4.2.1 の

Table 4.2.1 Cross-section geometries of stiffened plating

	a	b	t_p	h	t_s	h/t_s	β_p	λ	σ_{cr}^p/σ_Y	σ_{cr}^s/σ_Y
F1	3380.0	750.0	14.0	220.0	14.0	15.7	2.09	0.728	0.697	0.813
F2	3440.0	800.0	19.0	330.0	25.0	13.2	1.64	0.424	0.869	0.956

$$\beta_p = \frac{b}{t_p} \sqrt{\frac{\sigma_Y}{E}} : \text{Local plate slenderness}$$

$$\lambda = \frac{a}{\pi r} \sqrt{\frac{\sigma_Y}{E}} : \text{Stiffener slenderness}$$

σ_{cr}^p : Elastoplastic buckling strength of simply-supported plate between stiffeners

σ_{cr}^s : Elastoplastic buckling strength of stiffener with full plate flange

r : Radius of gyration of cross section

a, b, t_p, h, t_s : in mm

$$E = 21000 \text{kgf/mm}^2$$

$$\sigma_Y = 32 \text{kgf/mm}^2$$

σ_{cr}^p は、防撓材間のパネルを周辺単純支持パネルと仮定して弾性座屈固有値を求め、これに Johnson の塑性修正を行った座屈応力を表す。また、 σ_{cr}^s は、細長比 λ の防撓材の Euler 座屈応力より同様の手法で求めた弾塑性座屈応力を表す。

なお、解析はダブルスパンモデルについて行う。また材料は、3.2.2 節と同じ HT32 材とする。

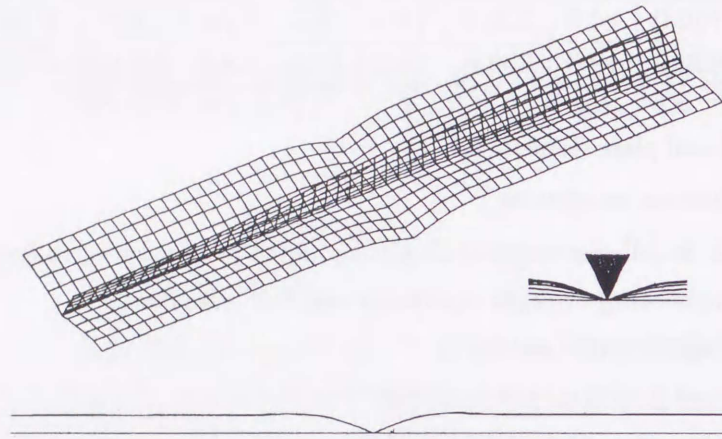
4.2.1 初期たわみ

パネルの局部初期たわみとして、式 (3.2.4) の痩せ馬モードの初期たわみを仮定する。Table 4.2.2 に、モデル F1 と F2 のアスペクト比に対する初期たわみ係数 B_{0n} と最大初期たわみ量 w_{p0max} の比を示す。 w_{p0max} は、上田らによる溶接初期たわみの簡易推定式 [44] により推定する。この際必要となる隅肉溶接の脚長は、パネルと

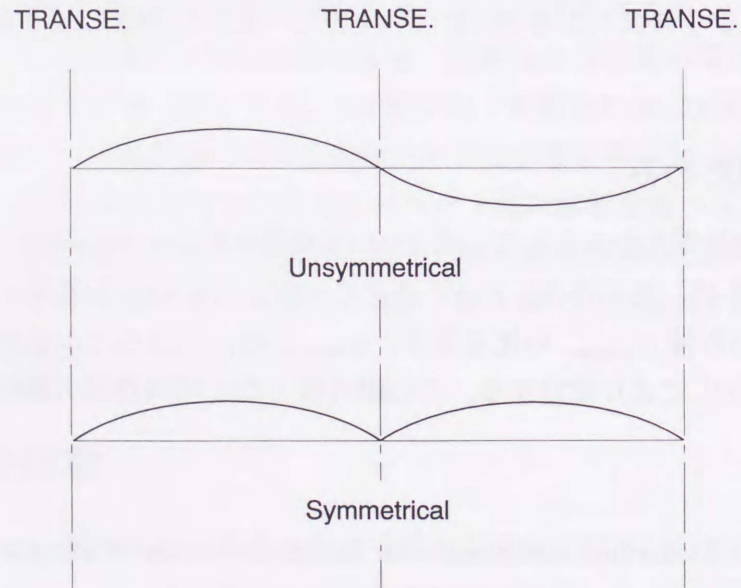
Table 4.2.2 Deflection coefficients for initial deflection of hungry-horse mode

	B_{01}/w_{p0max}	B_{03}/w_{p0max}	B_{05}/w_{p0max}	B_{07}/w_{p0max}	B_{09}/w_{p0max}	B_{011}/w_{p0max}
F1	1.2345	0.3815	0.1957	0.1090	0.0588	0.0280
F2	1.2405	0.3671	0.1712	0.0806	0.0318	0.0067

w_{p0max} : Maximam initial deflection of local plate



(a) Assumed initial deflection of hungry-horse mode



(b) Initial deflection of stiffeners

Fig.4.2.1 Initial deflection mode

防撓材の板厚の薄い方の 70% とする。Appendix B に、上田らの推定式と本研究で用いたその他の計算条件を示す。

なお、ロンジ材およびトランス材に関して完全に対称な痩せ馬初期たわみの場合、数値計算上の誤差がなければ、解析では対称な変形しか現れない。そこで、ロンジ材およびトランス材で仕切られた 4 つのパネルの初期たわみ量を 1% ずつ変化させる。また、ロンジ材には、式 (3.2.4) のパネルの局部初期たわみの 1 半波成分 ($m = 1$) に直交する次式の初期振れ変形 v_{s0} を与える。

$$v_{s0} = z \frac{\pi}{b} B_{01} \sin \frac{\pi x}{a} \quad (4.2.1)$$

ここで、 z は、パネルとの接合線からの垂直距離を表す。Fig. 4.2.1(a) に、モデル F1 の局部初期たわみ形状を示す。

つぎに、解析部分全体にわたる全体座屈モードの初期たわみとして、以下の 2 種類を考える。

$$w_{s0} = A_0 \sin \frac{\pi x}{a} \quad (4.2.2)$$

$$w_{s0} = A_0 \left| \sin \frac{\pi x}{a} \right| \quad (4.2.3)$$

Fig. 4.2.1(b) に示すように、式 (4.2.2) はトランス材を挟んで非対称な初期たわみの場合、式 (4.2.3) は、対称な場合である。式 (4.2.2) のモードは、オイラー座屈モードに一致するため、安全側の仮定と言えるが、溶接による初期たわみの発生を考えた場合、現実の初期たわみは式 (4.2.3) のモードに近いと考えられる。そこで、それぞれの場合について解析し、全体初期たわみ形状が圧壊挙動に及ぼす影響を調べる。

初期たわみ量 A_0 については、各船級規則に最大許容値が与えられている。例えば DNV 規則ではスパン a の 1.5/1000 倍とされており、モデル F1 と F2 の場合、いずれも約 5mm となる。しかし実際の初期たわみはこれより十分小さいと予想されるため、ここでは A_0 を 1.0mm と $0.0015a$ mm の間より選択する。

4.2.2 残留応力

溶接による残留応力は、3.2.4 節で述べた方法によって再現する。ただし、式 (3.2.6) および (3.2.7) で用いる溶接入力量 ΔQ_{max} (Cal/cm) は、式 (4.2.4) に示す CO₂ 半自動溶接の場合の隅肉脚長 f と入熱量の関係の実験式 [45] より推定する。

$$\Delta Q_{max} = 78.8 f^2 \quad (4.2.4)$$

脚長 f は、4.2.1 節に述べたように板厚より決定する。

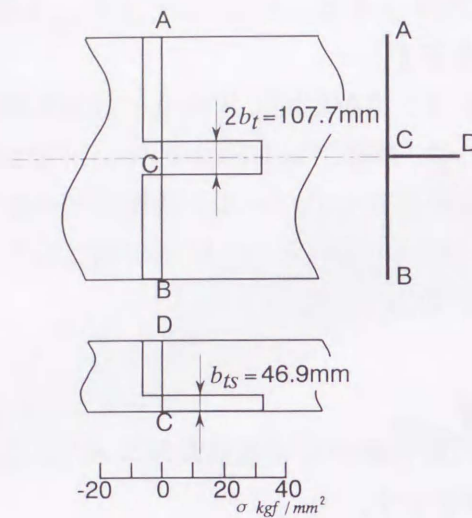


Fig.4.2.2 Welding residual stress produced by FEM analysis (Model F1)

一例として、モデル F1 で再現された残留応力場を Fig. 4.2.2 に示す。図中の応力は板厚方向の平均値を表しており、パネルの板幅方向あるいは防撓材のウェブ深さ方向にほぼ一様な直線分布となっている。

4.3 圧壊挙動

モデル F1 および F2 に対する弾塑性大たわみ解析の結果を示す。FEM による解析方法は 3.4.1 に述べた通りである。

4.3.1 モデル F1 の圧壊挙動

はじめに、モデル F1 の解析結果を示す。全体初期たわみの最大値 A_0 は、1mm とし、非対称モードと対称モードのそれぞれの場合について解析した。

(1) 非対称な全体初期たわみの場合

Fig. 4.3.1 に、非対称モードの全体初期たわみを有するモデル F1 について得られた平均応力～平均ひずみ関係を実線で示す。平均応力 σ と平均ひずみ ε は圧縮を正とし、それぞれ降伏応力 σ_Y と降伏ひずみ ε_Y で無次元化している。図中の σ_{rc} は、

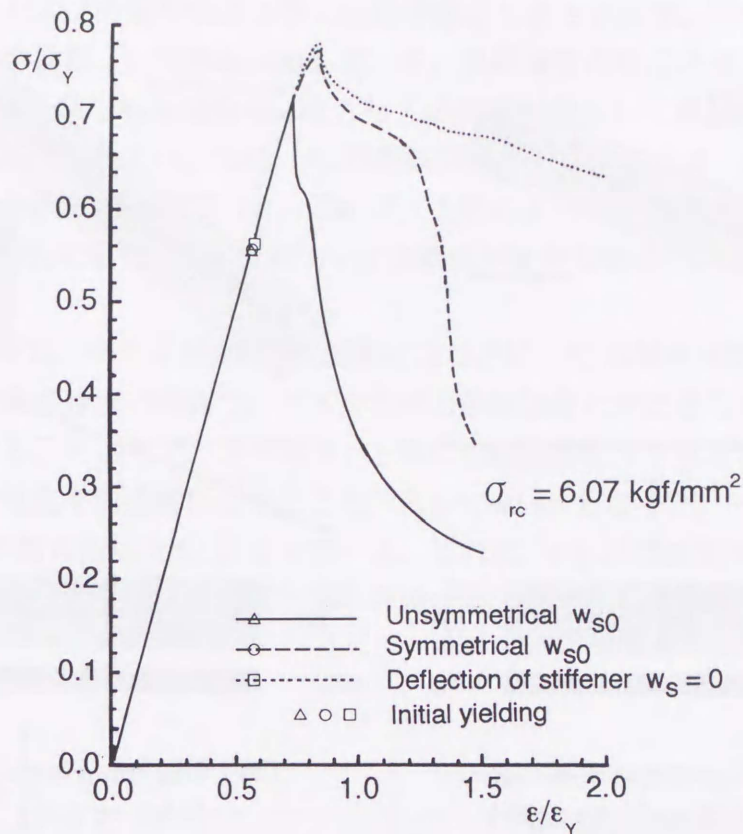


Fig.4.3.1 Average stress-average strain relationship of Model F1

パネルおよび防撓材の圧縮残留応力の大きさを示している。一方、Fig. 4.3.2(a) と Fig. 4.3.2(b) は、最終強度時 ($\sigma/\sigma_Y=0.73$) と最終計算ステップ ($\epsilon/\epsilon_Y=1.5$) での変形と降伏域の分布を示している。変形図は、いずれも変位を6倍に拡大している。降伏域の図で、各要素内の縦線は要素表面からの降伏を、また横線は裏面からの降伏を表し、線の本数が降伏した層の本数を表す。図には、左右のスパンの中央断面における荷重方向の節点力の分布も併記している。

荷重の上昇と共に、痩せ馬モードのたわみが成長して行き、やがて Fig. 4.3.2(a) に示すように、トランス材の近傍でパネルが降伏し、さらに左側スパン中央で、防撓材の圧縮残留応力域が全面降伏した時点で全体座屈が発生して最終強度に達している。パネルには局部座屈は発生せず、痩せ馬モードのたわみがそのまま成長する形で圧壊している。最終強度後、左側スパンで Fig. 4.3.2(b) のように防撓材にトリッピングが発生すると耐荷力が急激に低下する。

Fig. 4.3.3 は、左右のスパンごとに作用圧縮荷重 P と圧縮変形 u の関係性を求めた結果である。曲線 P は、全断面に作用する圧縮荷重を表し、 P_p および P_s は、そ

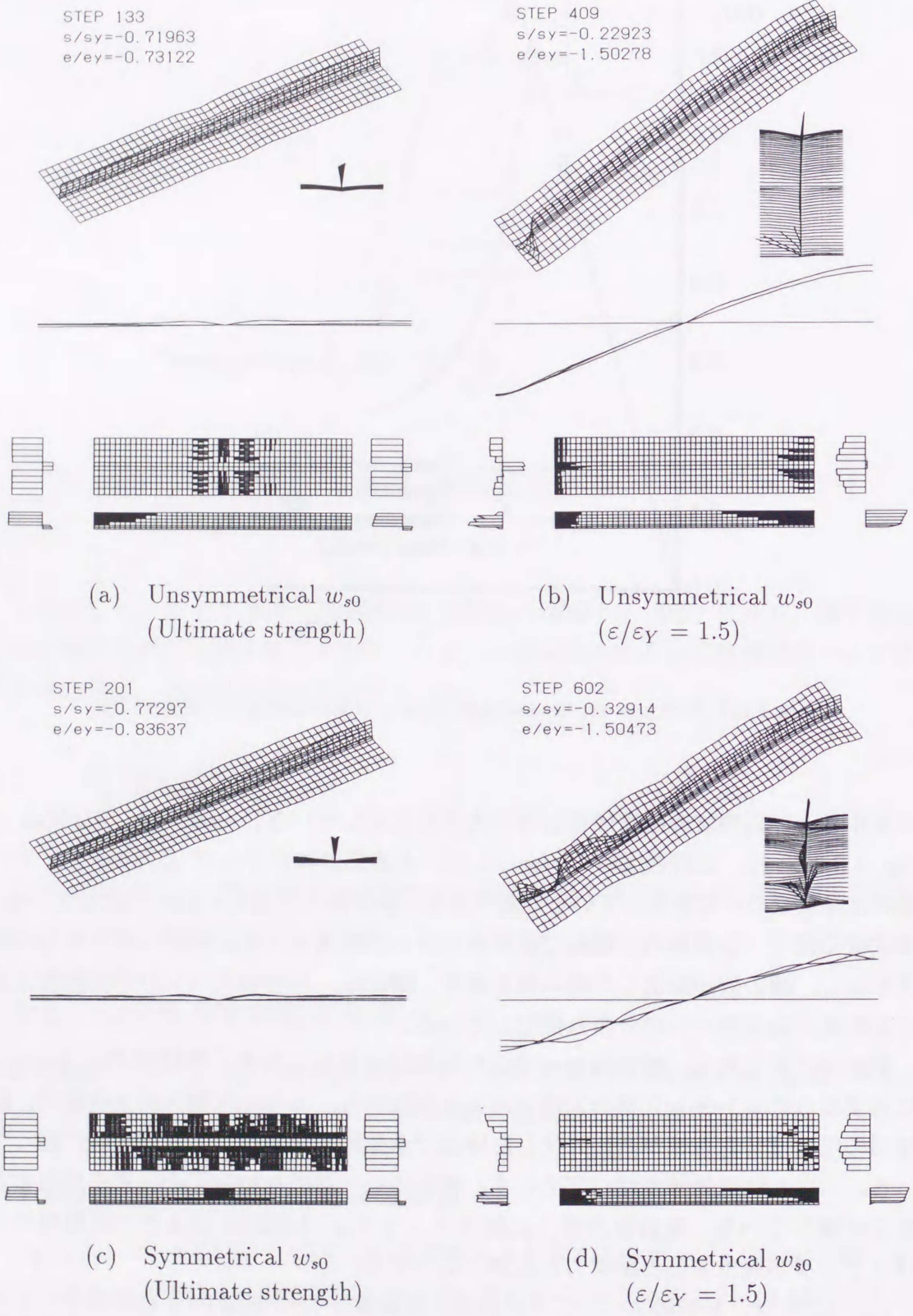


Fig.4.3.2 Collapse behaviour of Model F1

れぞれパネルおよび防撓材断面に働く圧縮荷重の大きさを表す。いずれも防撓パネルの全断面降伏荷重 P_Y で無次元化している。最終強度の時点から、左右のスペンで P_s の増加が正負逆転しており、柱としての座屈が発生して最終強度に達したことを示している。左側スペンでは、 P_s は最終強度後、増加するが、ある程度増加したところで、急激に低下している。これは、上述のようにトリッピングが生じたためであり、最終的に耐荷力は、点線で示す全断面が有効な場合の約 60% に低下している。

右側スペンでは、パネルが曲げの圧縮側になるため、 P_p は最終強度後も増加する。このことは、最終強度の時点で、パネル自体の最終強度にまだ達していなかったことを示している。ところで、モデル F1 と同じ圧縮残留応力を与えて周辺単純支持パネルの最終強度を別途解析したところ、 $P_p/P_Y=0.49$ となった。一方、Fig. 4.3.3 では P_p/P_Y の最大値は 0.63 となっている。これは、Fig. 4.3.2(b) の鳥瞰図から分かるように、痩せ馬モードの初期たわみの場合、右側スペン中央部のパネルは、防

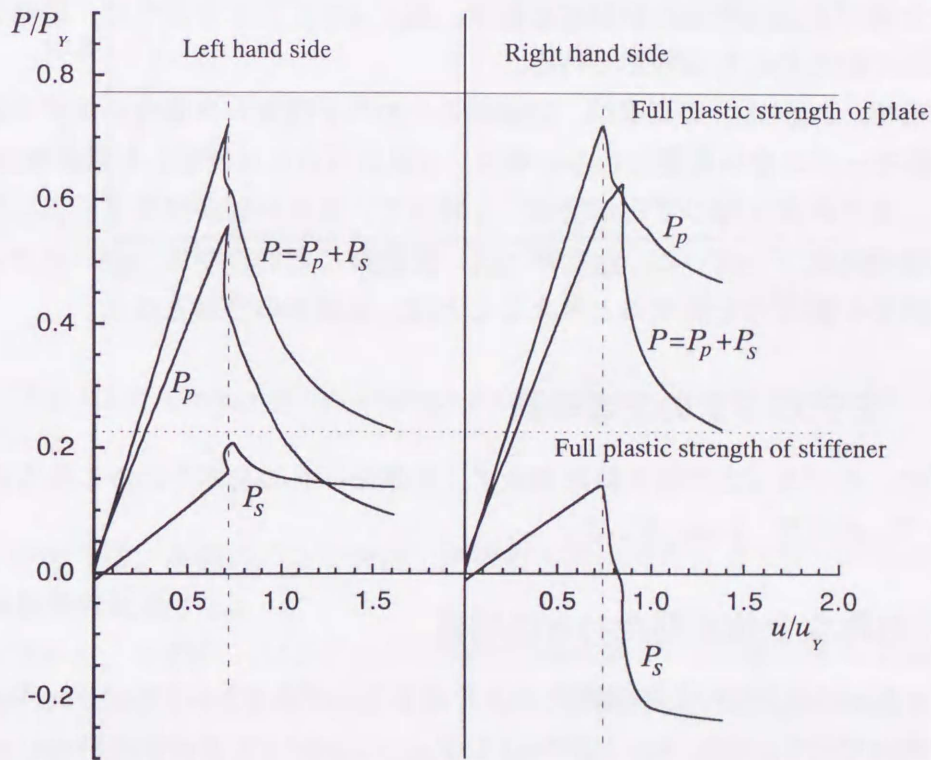


Fig.4.3.3 Average stress-average strain relationship of separated parts of Model F1 with Unsymmetrical w_{s0}

撓材との接合線で固定に近い境界条件になっているためと考えられる。このように、やせ馬初期たわみの影響によって、パネル部の最終強度は周辺単純支持の場合より上昇する。

(2) 対称な全体初期たわみの場合

Fig. 4.3.1 に、トランス材を挟んで対称な全体初期たわみを与えた場合のモデル F1 の平均応力～平均ひずみ関係を破線で示す。また、最終強度時 ($\sigma/\sigma_Y=0.77$) と最終計算ステップ ($\varepsilon/\varepsilon_Y=1.5$) での変形と降伏域の分布を、Fig. 4.3.2(c) および Fig. 4.3.2(d) に示す。

このケースでは、荷重の上昇と共に局部たわみ変形は増加するが、オイラーモードの全体たわみはほとんど増加しない。その結果、Fig. 4.3.2(a) と Fig. 4.3.2(c) の比較から分かるように、非対称モードの初期たわみの場合に比べて、局部たわみ変形が大きくなる。やがてトランス材近傍の防撓材部分と、パネルのほぼ全域に降伏が広がった時点で、最終強度に達する。非対称モードの初期たわみの場合に比べて、パネル全体が有効に荷重を負担する結果、Fig. 4.3.1 に示すように、最終強度、最終強度後の耐荷力とも上昇している。

ところで、Fig.4.3.1 の点線は、防撓材のたわみを拘束した場合の解析の結果である。対称モードの全体初期たわみの場合、点線の場合とほぼ等しい最終強度を示す。ただし、ある程度圧縮ひずみが増加した時点で、全体座屈が発生すると、以後、耐荷力は急激に低下している。したがって、防撓材にたわみが生じない場合と最終強度後も同等の耐荷力を有すると考えることは、危険側の評価となる。

4.3.2 モデル F2 の圧壊挙動

つぎに、モデル F2 の解析結果を示す。全体モードの初期たわみの最大値 A_0 は、モデル F1 と同様、1mm とした。

(1) 非対称な全体初期たわみの場合

Fig. 4.3.4 に非対称な全体初期たわみを有するモデル F2 の平均応力～平均ひずみ関係を実線で示す。また、Fig. 4.3.5(a) と Fig. 4.3.5(b) に、最終強度時 ($\sigma/\sigma_Y=0.82$) と最終計算ステップ ($\varepsilon/\varepsilon_Y = 2.5$) における変形と降伏域の分布を示す。

モデル F2 は、モデル F1 に比べて板厚が厚いため、圧縮残留応力が大きく、また座屈強度も高い。そのため、 $\sigma/\sigma_Y=0.75$ 付近で、圧縮残留応力域のほぼ全域がまず降伏する。以後、剛性が低下して、全体たわみが急速に成長し始め、やがて、Fig.

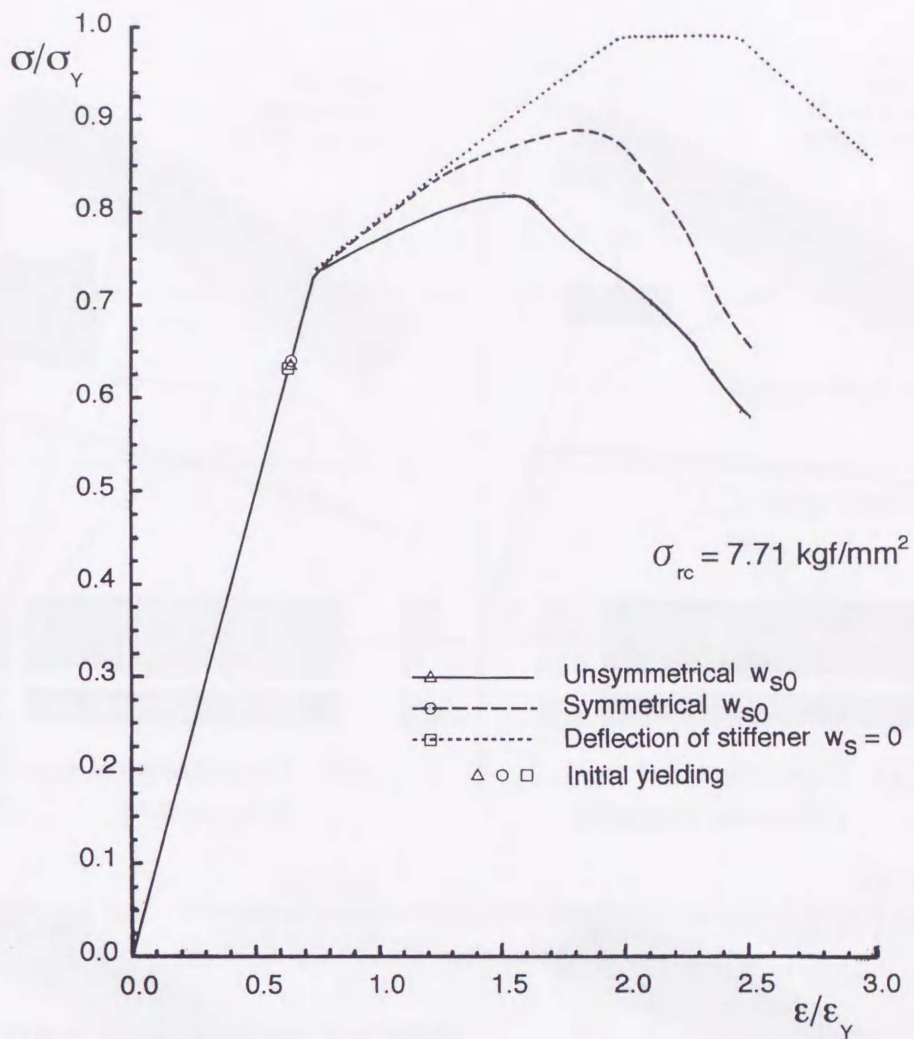


Fig.4.3.4 Average stress-average strain relationship of Model F2

4.3.5(a) のように、左側スパン中央部で防撓材の溶接線付近まで降伏が広がった時点で、最終強度に達する。

Fig. 4.3.6 に、左右のスパンごとに求めた圧縮荷重 P と圧縮変形 u の関係を示す。左側スパンでは、防撓材の圧縮荷重 P_s が、防撓材の全断面塑性強度に達した直後に振り座屈が生じて最終強度に達したことが分かる。右側スパンのパネル部では、最終強度後、 P_p がパネル自体の降伏荷重をやや越えたところで最大耐力を示している。モデル F1 と同様に、周辺単純支持の場合の最終強度より高い耐荷力を示している。

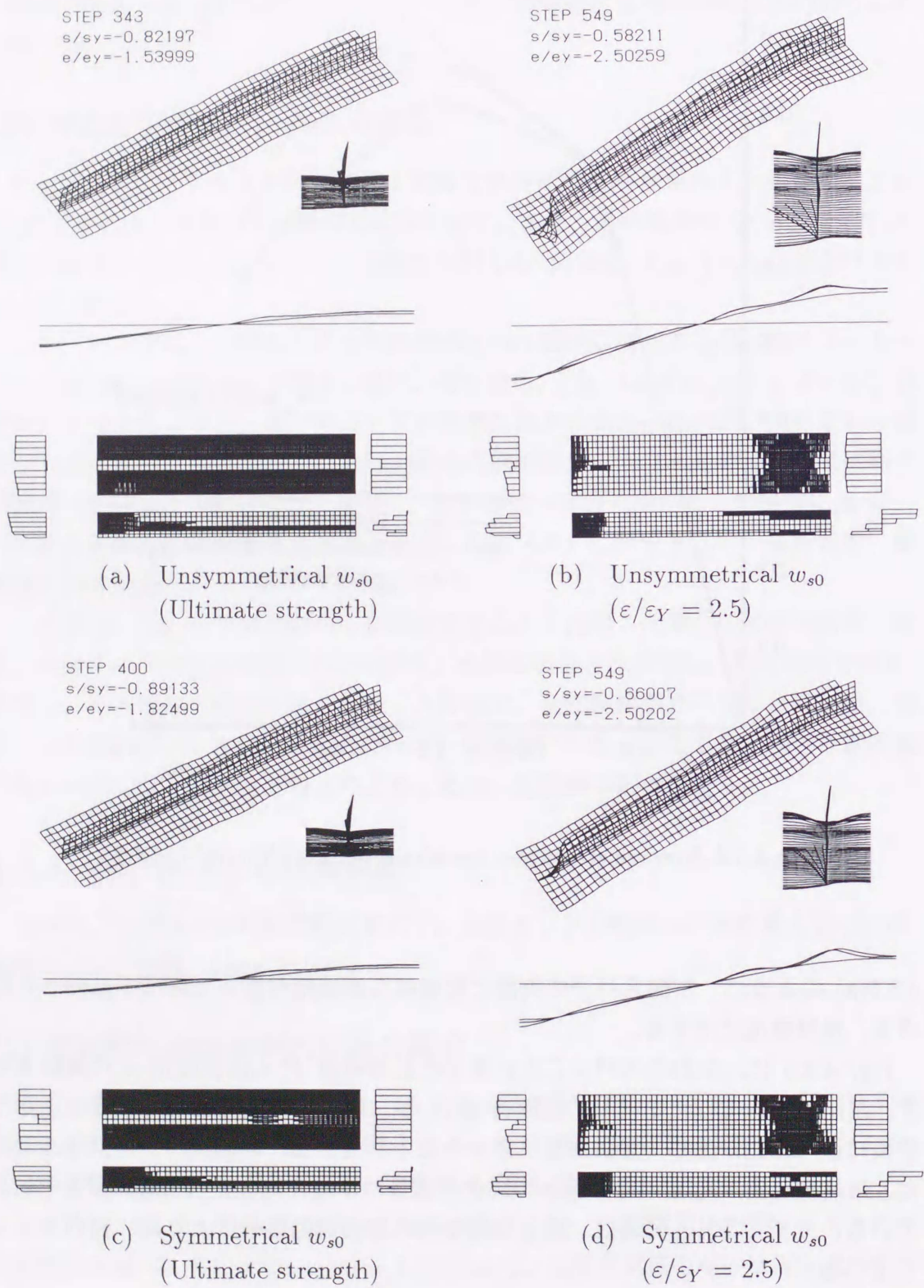


Fig.4.3.5 Collapse behaviour of Model F2

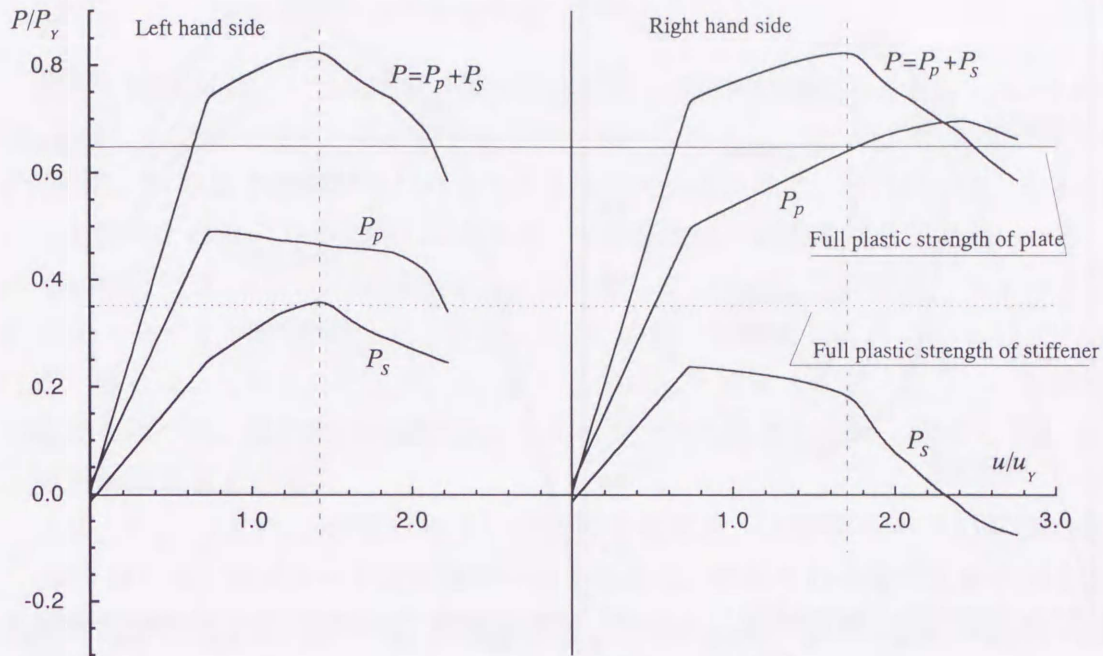


Fig.4.3.6 Average stress-average strain relationships of separated parts of Model F2 with unsymmetrical w_{s0}

(2) 対称な全体初期たわみの場合

モデル F2 に対称な全体初期たわみを与えた場合の平均応力～平均ひずみ関係を Fig. 4.3.4 に破線で示す。また、最終強度時 ($\sigma/\sigma_Y=0.89$) と最終計算ステップ ($\epsilon/\epsilon_Y=2.5$) での変形と降伏域の分布を、Fig. 4.3.5(c) および Fig. 4.3.5(d) に示す。Fig. 4.3.4 の破線と実線の比較から分かるように、モデル F1 の場合と同様、対称な全体初期たわみを与えたことによって、オイラー座屈モードのたわみの成長が抑えられ、非対称な初期たわみの場合よりも、最終強度、最終強度後の耐荷力とも上昇している。

一方、Fig.4.3.4 の点線は、防撓材のたわみが生じないとした場合の結果である。Fig. 4.3.1 のモデル F1 では、対称な初期たわみを仮定すると、点線の場合に近い最終強度に達したが、モデル F2 の最終強度は、点線の場合よりかなり低い。これは、 $P/P_Y = 0.75$ 付近でパネルの広い範囲が降伏したことによって、モデル F1 に比べて全体たわみが生じやすくなるためと考えられる。

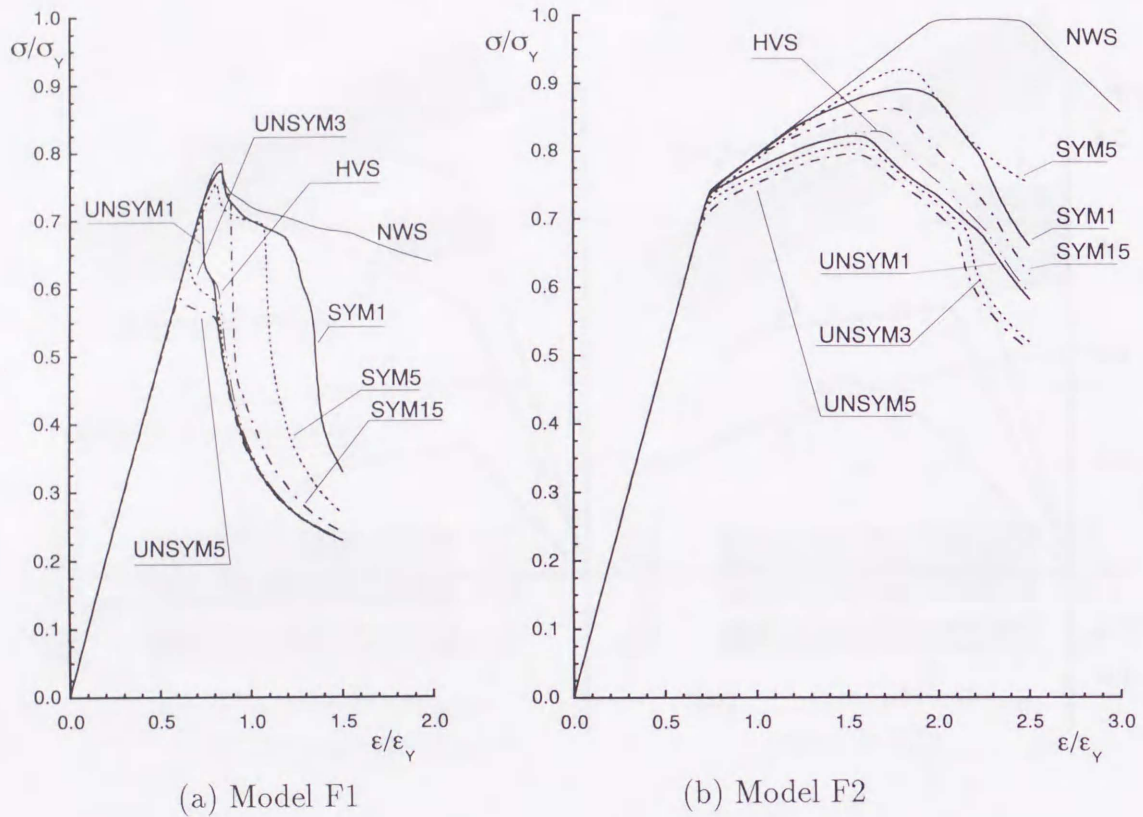


Fig.4.4.1 Influence of initial deflection of overall buckling mode on collapse behaviour of stiffened plates under thrust

4.4 防撓材の初期変形の影響

以上の結果より、連続防撓パネルの圧壊挙動に、全体モードの初期たわみ形状が大きく影響することが明らかとなった。ここでは、初期振れの影響を含めて、防撓材の初期変形が圧壊挙動に及ぼす影響を調べる。

Fig. 4.4.1 にモデル F1 と F2 のそれぞれについて、初期たわみ w_{s0} と、初期振れ v_{s0} を種々変化させて得られた平均応力～平均ひずみ関係を示す。解析は以下のケースについて行った。

UNSYM1 : 式 (4.2.2), $A_0=1.0\text{mm}$

UNSYM3 : 式 (4.2.2), $A_0=3.0\text{mm}$

UNSYM5 : 式 (4.2.2), $A_0=5.0\text{mm}$

SYM1 : 式 (4.2.3), $A_0=1.0\text{mm}$

- SYM5 : 式 (4.2.3), $A_0=5.0\text{mm}$
 SYM15 : 式 (4.2.3), $A_0=0.5\text{mm}$ (左側スパン), $A_0=1.0\text{mm}$ (右側スパン)
 HVS : 式 (4.2.2), $A_0=1.0\text{mm}$, 防撓材の初期振れを式 (4.2.1) の 1/2 倍
 NWS : 防撓材のたわみを拘束

記号 UNSYM は、トランス材を挟んで非対称な全体初期たわみを表し、 $A_0=5.0\text{mm}$ は、DNV の全体初期たわみの最大許容値 (スパンの 1.5/1000 倍) にほぼ相当する。SYM は、対称な全体初期たわみを与える場合である。また、SYM15 は、左右のスパンで初期たわみの方向は同じであるが、その最大値が異なる場合である。一方、すべての解析で式 (4.2.1) の初期振れ v_{s0} を考慮しているが、この値は、モデル F1 で 5.1mm、モデル F2 で 4.6mm となり、DNV の最大許容値 (スパンの 1.5/1000 倍) に近い値となっている。そこで、 v_{s0} を 1/2 倍にした解析 (HVS) を行い、初期振れの影響を調べた。既に前出の図に示した解析ケースも含まれるが、改めて Fig. 4.4.1 に解析結果をまとめる。

まず、Fig. 4.4.1(a) のモデル F1 の結果を見ると、非対称モードの初期たわみ (UNSYM) は、座屈モードに形状が一致するため、初期たわみ量が大きくなるほど最終強度が低下する。しかし、最終強度後、全体たわみが増加した時点の耐荷力はいずれの場合もほぼ一致している。一方、対称モードの初期たわみ (SYM) の場合は、4.3 節でも述べたように、最終強度は、防撓材のたわみを拘束した場合 (NWS) に近い値まで達する。ただし、最終強度後に、左右のスパンの塑性域の拡がりの違い等によって何らかの非対称性が現れ、全体たわみ成分が成長すると一気に耐荷力が低下する。このことは、初期たわみ量が左右のスパンで異なる SYM15 のケースで特に顕著である。したがって、対称モードの初期たわみの場合、最終強度は非対称モードに比べて高いが、最終強度後の挙動は一般に不安定で、耐荷力は大きく期待できないことが分かる。

Fig. 4.4.1(b) のモデル F2 の場合も、基本的にモデル F1 と同じ傾向が見られる。ただし、モデル F1 に比べて圧縮残留応力が大きく、最終強度に対する降伏の影響が大きいため、耐荷力に対する初期たわみの影響は相対的に低下している。

防撓材の初期振れを 1/2 にした HVS のケースでは、モデル F1, F2 のいずれの場合も最終強度および最終強度後の耐荷力がわずかに上昇している。これは、初期振れの減少によって、防撓材の振り強度が上昇するためと考えられる。

4.5 パネルアスペクト比の影響

つぎに、パネルのアスペクト比 a/b を変えた解析を行い、アスペクト比が圧壊挙動に及ぼす影響を調べた。パネルおよび防撓材の断面寸法は、モデル F1 あるいは F2 と同じとし、スパンのみ変化させた。したがって、実質的に、柱としての細長比を変化させたことになる。また、溶接入熱は、板厚から決めるため、溶接残留応力とパネルの局部初期たわみ量はモデル F1, F2 とほぼ同一である。全体モードの初期たわみの最大値は、いずれのアスペクト比の場合も 1.0mm とした。

Fig. 4.5.1(a) に、モデル F1 と同じ断面で、 $a/b=3.0, 4.0$ の場合の平均応力～平均ひずみ関係を示す。実線が非対称な全体初期たわみを与えた場合、破線が対称な初期たわみの場合である。また、細かい実線は、モデル F1 で防撓材のたわみを拘束した場合の結果を表す。いずれの全体初期たわみ形状の場合も、アスペクト比が大きいほど、柱としての細長比が増加するため、最終強度、最終強度後の耐荷力とも低下している。

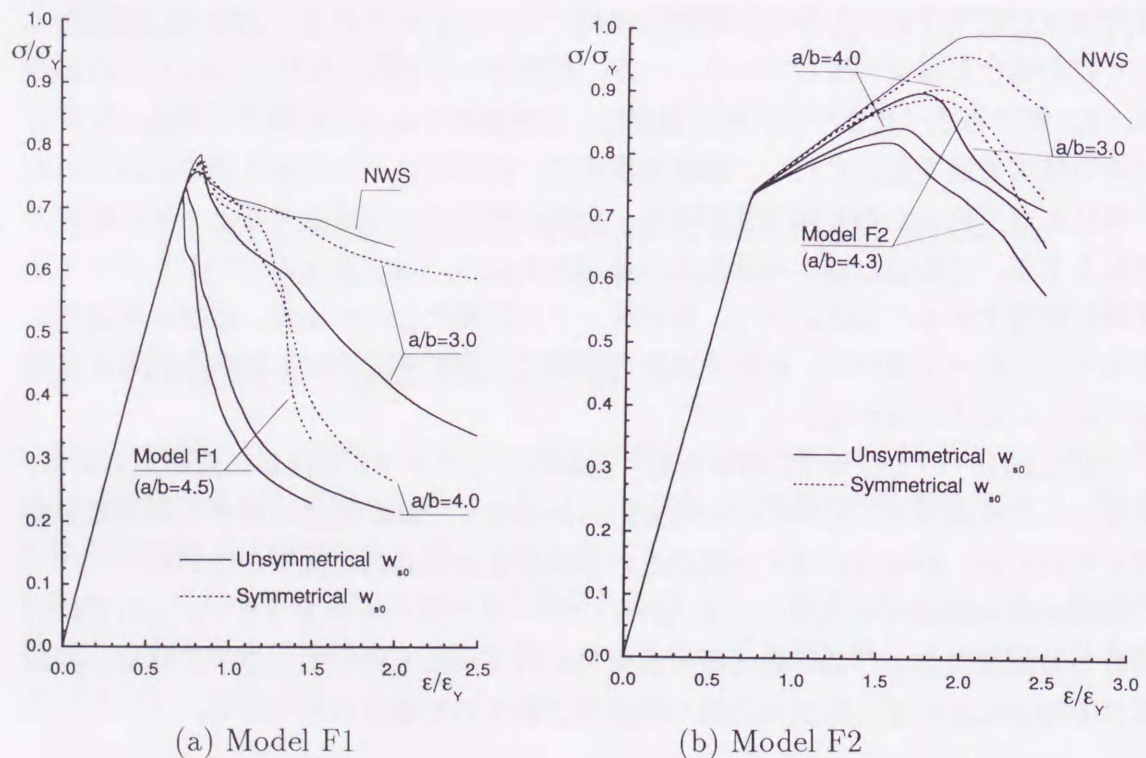


Fig.4.5.1 Influence of aspect ratio of stiffened plates on their collapse behaviour under thrust

$a/b=4.0$ では、対称な全体初期たわみの場合、最終強度後しばらくは、全体たわみのない場合とほぼ同じ耐荷力を示す。しかしながら、ある程度圧縮変形が進んだところで、モデル F1 と同様、全体座屈が発生する。これに対し、 $a/b=3.0$ では、対称な初期たわみを仮定すると、解析した圧縮ひずみの範囲では、全体たわみのない点線の場合とほぼ等しい耐荷力を有している。以上の挙動は、Fig. 4.5.1(b) のモデル F2 についても同様である。このことから、本研究で取り上げた防撓パネルの場合、 a/b が 3.0 ないしこれ以下で、かつ対称な全体初期たわみを有する場合であれば、全体たわみを拘束した場合と同等の耐荷力を期待できることが明らかとなった。したがって、パネルと防撓材の局所的な圧壊挙動を解析すれば、防撓材としての圧壊挙動を評価できることになる。しかしながら、現実には、以上のような完全に対称な初期たわみはあり得ず、また荷重の偏心や目違い等も存在する。したがって、圧壊挙動の解析では、基本的には、非対称な初期たわみと全体座屈の発生を考慮しておく必要がある。このことは、特に最終強度後の耐荷力を検討する場合に重要である。

4.6 防撓材の h/t_w の限界値

flat-bar 防撓材は、振り剛性が小さいため、各船級規則では、振り座屈を防止するための、 h/t_w に関する上限を設けている。NK 規則では $h/t_w \leq 15$ となる。また、DNV 規則では、Perry-Robertson 式に基づく座屈強度算式 [18] を用いる場合に、降伏強度を基準強度に用いることのできる条件として $h/t_w \leq 0.4\sqrt{E/\sigma_Y}(=10.0)$ を、また、全断面塑性強度を適用できる条件として $h/t_w \leq 0.3\sqrt{E/\sigma_Y}(=7.7)$ を規定している。

モデル F1 と F2 の h/t_w は、Table 4.2.1 に示したように、それぞれ 15.7、および 13.2 となり、NK 規則は概ね満たしているが、DNV 規則は満たしていない。しかしながら、本解析結果によると、モデル F1 の場合、前出の Fig. 4.3.2(a) に示したように、最終強度の時点では振り変形はほとんど生じておらず、降伏強度に等しいほぼ一様な圧縮応力が作用している。またモデル F2 の場合は、Fig. 4.3.6 に示したように、防撓材はその全断面塑性強度に等しい耐荷力を有している。これらの結果から、DNV の基準は、やや安全側過ぎると判断される。田中ら [20,21] も flat-bar 防撓パネルの局部崩壊強度の解析に基づいて、同様の見解を示している。これらの結果から、 $h/t_w=15.0$ 程度まで許容することが可能と考えられる。

4.7 結言

本章では、flat-bar 防撓材を有する厚板防撓パネルに面内圧縮荷重が作用する場合について弾塑性大たわみ解析を実施し、連続防撓パネルの圧壊挙動に関する以下の知見を得た。

- (1) 厚板防撓パネルでは、基本的にオイラーモードの全体座屈が生じて最終強度に達する。パネルの局部座屈変形は薄板パネルに比べて小さく、痩せ馬モードの初期たわみがそのまま成長する形でたわみが増加する。その結果、防撓材との接合線では固定に近い境界条件となり、パネル部の耐荷力は周辺単純支持の場合より上昇する。
- (2) 防撓材が曲げの圧縮側に当たるスパンで、防撓材がほぼ全面降伏した時点で最終強度に達する。DNV 規則が定める flat-bar 防撓材の捩り座屈防止のための h/t_w の上限値はやや厳しすぎる。本解析例では、 $h/t_w = 15$ 程度でも、捩れ座屈を生じることなく全面降伏に達した。
- (3) 防撓パネルの最終強度は、防撓材を含めた全体初期たわみ形状の影響を大きく受ける。非対称な初期たわみ波形の場合、対称な初期たわみに比べて最終強度、最終強度後の耐荷力とも低下する。ただし、対称な全体初期たわみの場合も、最終強度後、何らかの非対称性が生じた時点で一気に全体座屈を生じるため、設計上は、非対称な初期たわみを考慮した強度検討が必要である。

第5章

防撓パネルの最終強度推定式

5.1 緒言

第3章および第4章では、FEMを用いて薄板および厚板防撓パネルの圧壊挙動を解析した。その結果、薄板防撓パネルで防撓材のウェブの深さ・板厚比が大きく、パネルと防撓材が連成した局部的圧壊で最終強度に至る場合を除いて、基本的にパネルが局部座屈後、隣接スパンにまたがる全体座屈モードの変形が生じて最終強度に達することが明らかとなった。本章では、このような知見に基づいて、実設計に有効な防撓パネルの最終強度の簡易推定式を導出する。

現在、各船級協会では防撓パネルの最終強度の推定式を規定しているが、DNV規則を除いては、周辺単純支持を仮定した矩形パネルの最終強度と防撓材の降伏強度との和で防撓パネルの最終強度を評価している。これに対しDNV規則 [18] では、Fig. 5.1.1 に示すような防撓パネルの単位構造を考え、これが面内圧縮荷重を受けた

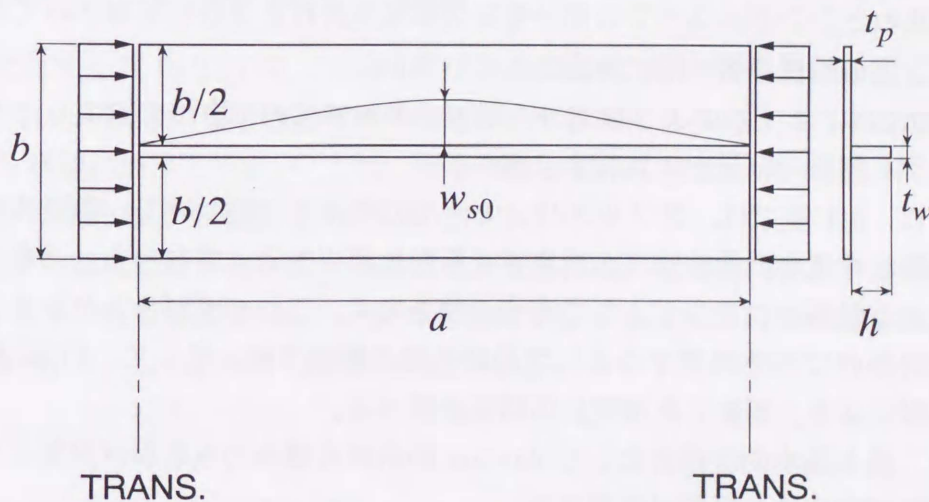


Fig.5.1.1 Stiffened plate unit

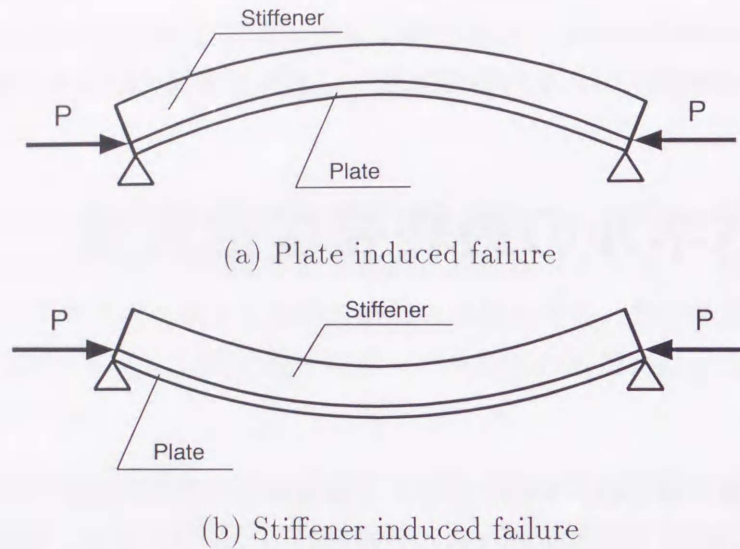


Fig.5.1.2 Overall buckling mode

場合の圧壊モードを Fig. 5.1.2 のように、パネルが曲げの圧縮側となって崩壊する Plate induced failure と、防撓材が曲げの圧縮側となって崩壊する Stiffener induced failure に分類している。そして、初期降伏強度を基準として、最終強度の安全側の推定式を示している。さらに、各モードの最終強度の内、低い値を設計強度としている。このように全体座屈モードの圧壊を具体的に考慮している点で、現時点で最も合理的な最終強度の推定式であると言える。ただし、これらの推定式はトランス材で挟まれたシングルスパンの部分を周辺単純支持柱と見なして導かれており、隣接スパン間の相互影響は陽に考慮されていない。

5.2 節では、まずこのような DNV 規則の最終強度の推定法を説明し、その適用性を FEM 解析の結果との比較より調べる。

つぎに、5.3 節では、ダブルスパンモデルの考え方に基づいて、隣接スパン間の相互影響を考慮した最終強度の推定式を新たに導出する。すなわち、パネルの局部座屈後の有効幅をフランジとして有する柱を考え、これがダブルスパンモデルと同様の境界条件で全体座屈するとして最終強度を推定する。そして、FEM 解析結果との比較により、提案した推定法の精度を調べる。

なお、最も基本的な場合として flat-bar 防撓材の場合のみを検討対象とする。また、溶接残留応力の影響は無視する。

5.2 DNV の防撓パネルの最終強度推定式

5.2.1 最終強度推定式

DNV 規則の防撓パネルの最終強度推定法は、Perry-Robertson 式（以下 P-R 式）の考え方に基づいている。P-R 式は、初期たわみを有する両端単純支持柱に軸圧縮力が作用する場合の最終強度を、その初期降伏強度をもって安全側に評価するもので、柱の最終強度の実用的推定法として、多くの構造設計規則で用いられている。

いま、シングルスパンの防撓パネルを考え、その周辺は単純支持されていると仮定する。このパネルから、Fig. 5.1.1 に示すような単位構造を取り出すと、これは両端単純支持された柱と見なすことができる。DNV 規則では、このような単位構造の圧壊モードを、Fig. 5.1.2 に示すように、パネルの局部座屈に起因して防撓材が曲げの引張側となって崩壊する Plate induced failure（以下、PI 崩壊）と、防撓材が座屈してその頂部が曲げの圧縮側となり崩壊する Stiffener induced failure（以下、SI 崩壊）に分けている [18]。

船体構造の防撓パネルでは、PI 崩壊、SI 崩壊のいずれも、パネルに局部座屈が生じた後に発生する。パネルに局部座屈が起きると、たわみの増加によって強度に寄与するパネルの有効部分は減少する。そこで、PI 崩壊、SI 崩壊のそれぞれについて、このパネルの局部座屈後の有効幅 b_e を、パネル細長比 $\beta = (b/t_p)\sqrt{\sigma_Y/E}$ の関数として次式のように与えている。

$$\frac{b_e}{b} = \frac{1.8}{\beta} - \frac{0.8}{\beta^2} \leq 1.0 \quad \text{PI 崩壊} \quad (5.2.1)$$

$$\frac{b_e}{b} = 1.1 - 0.1\beta \leq 1.0 \quad \text{SI 崩壊} \quad (5.2.2)$$

PI 崩壊に対する式 (5.2.1) は、Faulkner の有効幅の式 [5] を安全側に修正した式となっている。SI 崩壊の場合は、パネルが曲げの引張側になるため、パネルの圧縮応力度は PI 崩壊に比べて小さい。このことを考慮して、式 (5.2.2) の b_e は、式 (5.2.1) の b_e より実用的な β の範囲で大きな値となる。

以上の有効断面を持った柱の全体座屈を次に考える。なお、防撓パネルの全断面積に対する平均圧縮応力を σ_D 、上記の有効断面を有する有効断面の平均圧縮応力を σ_x とすると、 σ_D と σ_x の間には次の関係がある。

$$\sigma_x = \sigma_D \frac{bt_p + A_s}{b_e t_p + A_s} \quad (5.2.3)$$

ここで A_s は防撓材の断面積を表す。

いま、Fig. 5.1.2 の両端単純支持柱に、最大たわみが $w_{0\max}$ の正弦一半波の初期たわみが存在しているとする。このとき、有効断面の作用応力 σ_x と最大たわみ w_{\max}

の関係は、以下の式で与えられる。

$$\frac{w_{\max}}{a} = \frac{w_{0\max}}{a} \frac{1}{1 - \frac{\sigma_x}{\sigma_E}} \quad (5.2.4)$$

ここで σ_E は、有効断面の柱の Euler 座屈応力を表す。柱に生じる最大モーメントを M_{\max} とすれば、 M_{\max} は、最大たわみ w_{\max} に作用荷重を乗じたものになる。このことから、柱に生じる最大圧縮応力 σ_{\max} は次式で与えられる。

$$\sigma_{\max} = \sigma_x + \frac{w_{0\max}}{1 - \frac{\sigma_x}{\sigma_E}} \frac{(b_e t_p + A_s) \sigma_x}{I_e} z_{\max} \quad (5.2.5)$$

ここで、 z_{\max} は、有効断面の中立軸から断面内で圧縮応力が最大となる点までの距離を表し、PI 崩壊では、パネル中央面までの距離、SI 崩壊では防撓材頂部までの距離となる。また、 I_e は有効断面の断面 2 次モーメントを表す。ここで、P-R 式の考え方を適用して、式 (5.2.5) の σ_{\max} が、降伏応力 σ_Y に達する時、Fig. 5.1.2 のモードの圧壊が生じると仮定する。この時の全断面積に対する平均圧縮応力を最終強度 σ_u と定義すると、 σ_u は次の式で与えられる。

$$\frac{\sigma_u}{\sigma_Y} = \left(\frac{b_e t_p + A_s}{b t_p + A_s} \right) \frac{1 + \delta + \eta - \sqrt{(1 + \delta + \eta)^2 - 4\delta}}{2\delta} \quad (5.2.6)$$

ここで

$$\delta = \frac{\sigma_Y}{\sigma_E} \quad \eta = \frac{(b_e t_p + A_s) w_{0\max}}{I_e} z_{\max}$$

なお、SI 崩壊では、防撓材の振れ座屈の影響を考慮するため、 $h/t_w \geq 0.4\sqrt{E/\sigma_Y}$ の場合は、降伏強度 σ_Y を別途定められる防撓材の有効軸圧縮強度 σ_T に置き換えて、式 (5.2.6) の σ_u を求める。

式 (5.2.6) の、最大初期たわみ $w_{0\max}$ は以下のように定める。上述のように、パネルに局部座屈が生じると、パネルの有効幅の減少により中立軸が防撓材側に移動する。このため、荷重の作用点が全断面の図心に作用し続けるとすれば、局部座屈によって、パネルが圧縮側となる偏心曲げモーメントが作用することになる。この偏心曲げの影響を考慮するため、PI 崩壊では、中立軸の移動距離を本来の防撓材の初期たわみ w_{s0} に足し込んで、これを見かけの初期たわみ量とする。一方、SI 崩壊の場合は、局部座屈によって z_{\max} が逆に減少するが、PI 崩壊に比べて中立軸の移動が少ないことを考慮し、また安全側の仮定として、 w_{s0} をそのまま最大初期たわみ量 $w_{0\max}$ として用いる。したがって、

$$w_{0\max} = \begin{cases} w_{s0} + z_p \left(\frac{b t_p + A_s}{b_e t_p + A_s} - 1 \right) & \text{PI 崩壊} \\ w_{s0} & \text{SI 崩壊} \end{cases} \quad (5.2.7)$$

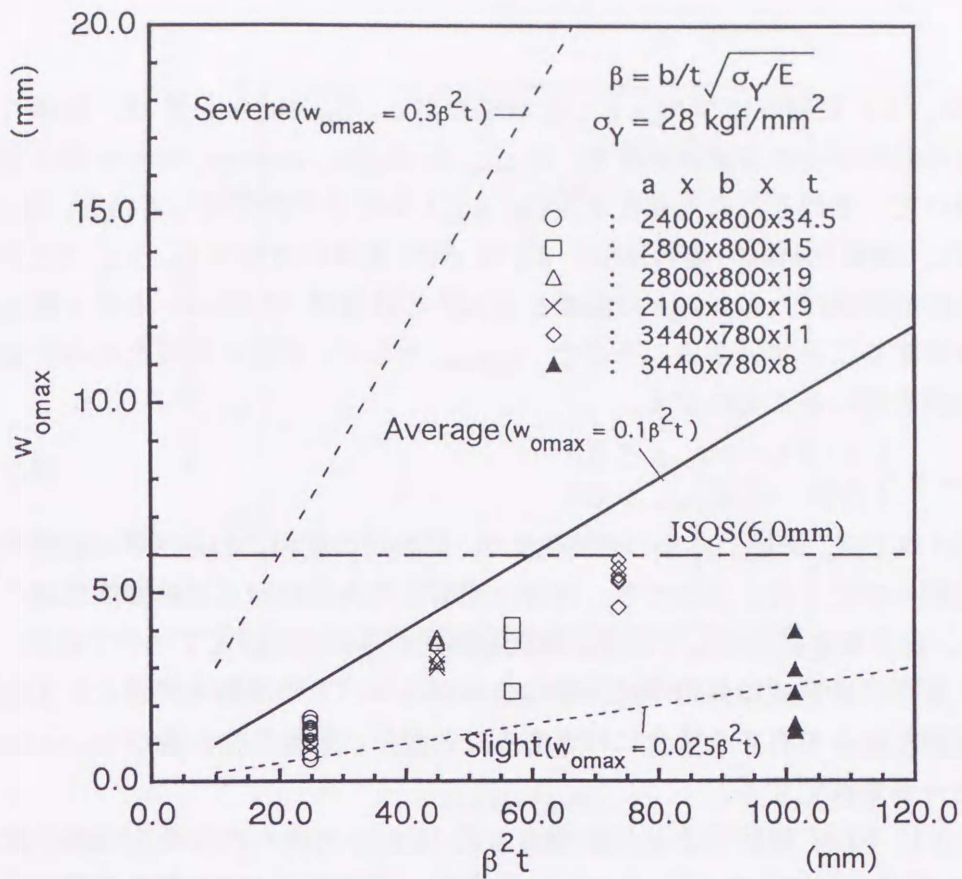


Fig.5.2.1 Maximum initial deflection for rectangular plates measured in ships

ここで、 z_p は、全断面に対する中立軸からパネル中央面までの距離を表す。全体初期たわみ w_{s0} には、防撓材の真直度の許容値である $0.0015a$ (a : スパン長) を用いる。

5.2.2 FEM 解析結果と推定結果との比較

式 (5.2.6) による最終強度の推定値を FEM 解析の結果と比較する。解析モデルは 3.2.1 節で説明したダブルスパンモデルとする。モデル形状は flat-bar 防撓材を有するアスペクト比 3.2 および 4.5 の防撓パネルで、防撓材間のパネルの細長比を $\beta = 1.64 \sim 4.46$ とする。防撓材寸法は $h/t_w = 10, 15$ とする。またパネルの初期たわみは式 (3.2.4) で与えられる痩せ馬モードとする。なお、基本的な場合として、残留応力の影響は無視する。

パネルの最大初期たわみ w_{p0max} は以下のように与える。Fig. 5.2.1 は、矢尾ら [40] による実船の甲板パネルの最大初期たわみ量 w_{p0max} の計測結果を、パラメータ $\beta^2 t$

($\beta = b/t\sqrt{\sigma_Y/E}$) に対してプロットした結果である。Smith ら [43] は、自身らの初期たわみの計測データを統計処理し、 w_{p0max} を Slight, Average, Severe の3つのレベルに分けて、それぞれの大きさを、Fig. 5.2.1 中に示す式で表している。Slight と Severe は、初期たわみの確率分布の3%と97%限界に対応する。Fig. 5.2.1 から、矢尾らの計測値は、Average の直線と JSQS の許容値 (6.0mm) とを上限とする範囲に分布することが分かる。そこで、 w_{p0max} として、実船の初期たわみの上限に当たる次式を用いることにする。

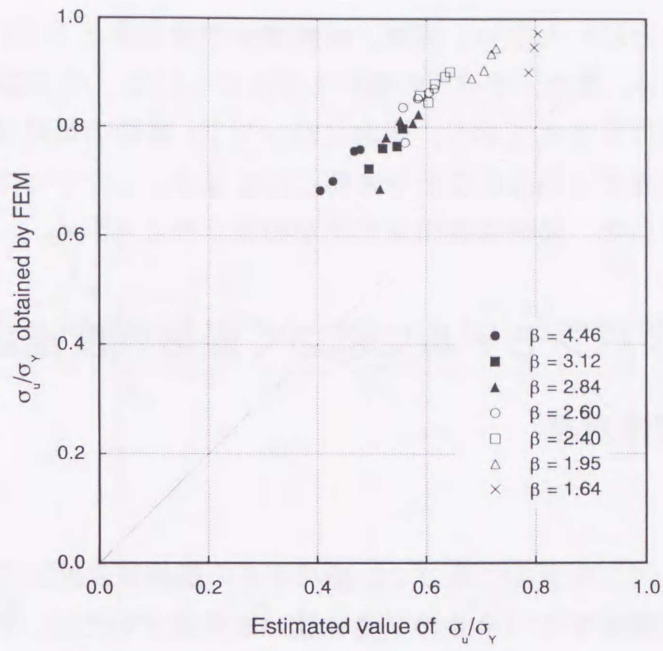
$$w_{p0max} = \begin{cases} 0.1\beta^2 t_p & w_{p0max} \leq 6.0 \\ 6.0 & w_{p0max} > 6.0 \end{cases} \quad (5.2.8)$$

一方、第4章では、防撓パネルの最終強度が、防撓材の初期たわみ形状の影響を受けることを明らかにした。すなわち、対称な初期たわみ形状ほど最終強度は高くなる。しかし、安全側の仮定としては非対称な初期たわみ形状を仮定すべきであり、さらに DNV 規則の推定式は周辺単純支持のシングルスパンの挙動を前提としており非対称な初期たわみを有する場合に相当することから、最大たわみ量が $w_{s0} = 1\text{mm}$ の非対称モードを仮定する。

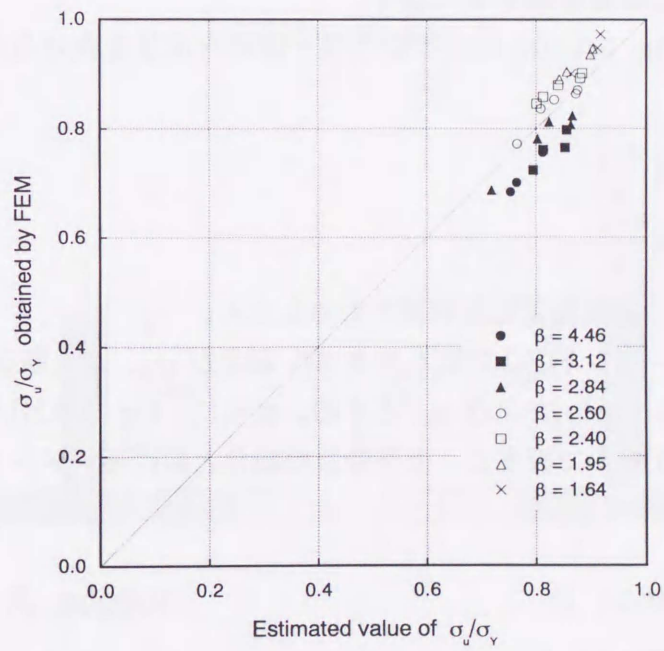
Fig. 5.2.2 に FEM 解析による最終強度と式 (5.2.6) で得られた推定強度の比較を示す。PI 崩壊を仮定した Fig. 5.2.2(a) の場合、推定値は FEM 解析結果に比べてかなり低めになっている。これは、前章までに示したように、片側スパンに PI 崩壊モードの変形が増加しても、最終的に隣接スパンの防撓材が降伏して SI 崩壊が生じなければ、圧壊には至らないことが第一の理由である。今一つの理由は、式 (5.2.7) に示した中立軸の移動による偏心曲げモーメントの影響を過大に評価しているためと考えられる。すなわち、式 (5.2.6) では、荷重は全断面の図心に作用するとし荷重作用点は移動しないとしている。しかしながら FEM 解析では、スパンの中央断面に一樣な圧縮変位を加えるため、圧縮荷重は常に断面の中立軸上に作用し、式 (5.2.7) で考慮したような偏心曲げは発生しない。現実の防撓パネルは、FEM 解析の条件に近いと考えられる。

一方、SI 崩壊を仮定した Fig. 5.2.2(b) では、FEM 解析結果と推定値は、比較的良い一致を示している。これは、最終的に防撓材の降伏が引き金になって圧壊するというこれまでの結果を裏付けている。しかしながら、細長比 β が大きい薄板パネルの場合ほど、推定値は FEM 解析結果よりも大きくなり、危険側の推定を与えている。これは、薄板パネルの場合ほど、パネルが曲げの圧縮側となる隣接スパンの局部座屈後の剛性の低下が大きい、この影響が考慮されていないためと考えられる。

以上のように、隣接パネル間の相互影響を考慮しない DNV 規則の推定式では、PI 崩壊、SI 崩壊のいずれを仮定する場合も、連続防撓パネルの圧壊モードを正確



(a) PI failure



(b) SI failure

Fig.5.2.2 Comparison of ultimate strengths estimated by Perry-Robertson formula with that obtained by FEM

にモデル化しているとはいえない。実際、最終強度の推定値と FEM 解析結果の一致は必ずしも良くない。また、すべての解析モデルについて、PI 崩壊の方が、SI 崩壊よりも低い最終強度を与えており、規則に沿って PI 崩壊の最終強度を設計強度に取る場合、安全側過ぎる強度評価を与えることになる。したがって、隣接パネル間の相互影響を考慮した、最終強度の定式化が必要と考えられる。

5.3 ダブルスパンモデルに基づく最終強度推定式

5.3.1 最終強度推定式

(1) 基礎方程式

ここではダブルスパンモデルに基づく防撓パネルの最終強度推定式を導く。まず、トランス材を挟んで隣接するパネルの挙動の違いを考慮するため、Fig. 5.3.1(a) に示すように、ダブルスパンモデルの領域を、有効断面の異なる梁 AB と梁 BC に分ける。それぞれの梁の断面は一様とする。また、圧縮荷重 P は断面 A と断面 C のそれぞれの中立軸に作用するものとする。以下、梁 AB に関する諸量を添字 1 で、また梁 BC に関する諸量を添字 2 で表す。

初期たわみは、Fig. 5.3.1(a) に示すような一般的な形状を表せるよう、以下の式で与える。

$$w_{01} = a_0 \sin \frac{\pi x_1}{a} \quad (5.3.1)$$

$$w_{02} = b_0 \sin \frac{\pi x_2}{a} \quad (5.3.2)$$

$a_0 = -b_0$ の場合は、連続な正弦波初期たわみとなる。

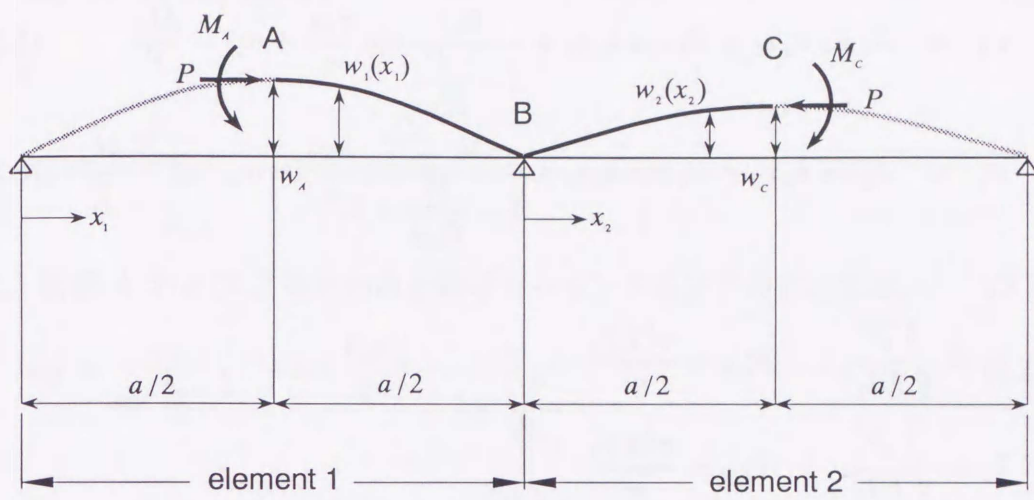
断面 A の曲げモーメントおよびたわみを M_A および w_A 、また断面 C の曲げモーメントおよびたわみを M_C および w_C とする。さらに、Fig. 5.3.1(b) に示す 2 つの梁の図心間の偏心量を δ で表すと、上下の力の釣合と曲げモーメントの釣合から以下の 2 式が得られる。

$$R_B = 0 \quad (5.3.3)$$

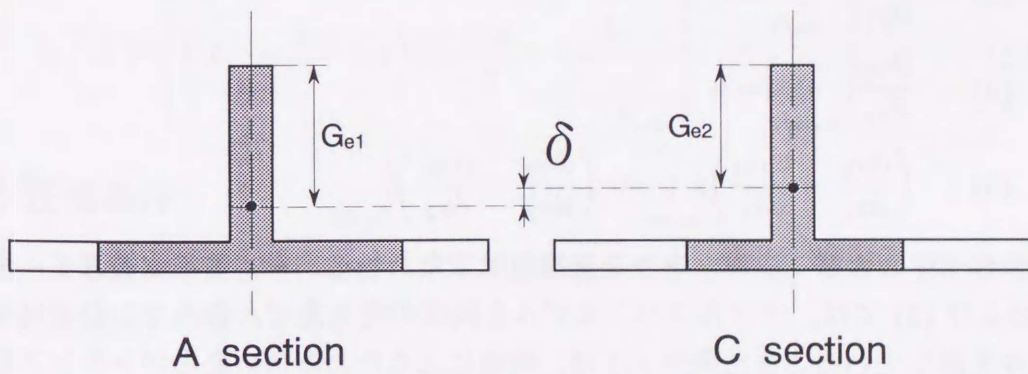
$$M_A - M_C - P(w_A - \delta) + Pw_C = 0 \quad (5.3.4)$$

一方、梁 AB のたわみ $w_1(x_1)$ について以下の式が成立する。

$$M_1 = Pw_1 - Pw_A + M_A, \quad EI_1 \frac{\partial^2 (w_1 - w_{01})}{\partial x_1^2} = -M_1 \quad (5.3.5)$$



(a) Defomation mode



(b) Effective cross-section

Fig.5.3.1 Double span model

同様に梁 BC について,

$$M_2 = Pw_2 - P(w_A - \delta) + M_A, \quad EI_2 \frac{\partial^2(w_2 - w_{02})}{\partial x_2^2} = -M_2 \quad (5.3.6)$$

これらの式より, w_1 および w_2 が以下の式で与えられる。

$$w_1 = A_1 \sin k_1 x_1 + B_1 \cos k_1 x_1 + \frac{a_0}{1 - \frac{P}{P_{cr1}}} \sin \frac{\pi x_1}{a} + w_A - \frac{M_A}{P} \quad (5.3.7)$$

$$w_2 = A_2 \sin k_2 x_2 + B_2 \cos k_2 x_2 + \frac{b_0}{1 - \frac{P}{P_{cr2}}} \sin \frac{\pi x_2}{a} + w_A - \delta - \frac{M_A}{P} \quad (5.3.8)$$

ここで,

$$k_1 = \sqrt{\frac{P}{EI_1}}, \quad P_{cr1} = \frac{\pi^2 EI_1}{a^2}$$

$$k_2 = \sqrt{\frac{P}{EI_2}}, \quad P_{cr2} = \frac{\pi^2 EI_2}{a^2}$$

また, A_1, A_2 および B_1, B_2 は, 未定乗数である。

ここで以下の境界条件を考える。

$$\begin{aligned} (1) \quad & w_1|_{x_1=a/2} = w_A \\ (2) \quad & w_1|_{x_1=a} = 0 \\ (3) \quad & w_2|_{x_2=0} = 0 \\ (4) \quad & \left. \frac{\partial w_1}{\partial x_1} \right|_{x_1=a/2} = 0 \\ (5) \quad & \left. \frac{\partial w_2}{\partial x_2} \right|_{x_2=a/2} = 0 \\ (6) \quad & \left. \left(\frac{dw_1}{dx_1} - \frac{dw_{01}}{dx_1} \right) \right|_{x_1=a} = \left. \left(\frac{dw_2}{dx_2} - \frac{dw_{02}}{dx_2} \right) \right|_{x_2=0} \end{aligned} \quad (5.3.9)$$

境界条件 (2) および (3) は, トランス材位置でたわみを拘束することを表す。条件 (4) および (5) では, ダブルスパンモデルと同様の考え方で, 各スパンの中央で対称条件を課している。また条件 (6) は, 荷重によるたわみ角の変化がトランス材位置で連続するための条件である。これらの境界条件から式 (5.3.7) および式 (5.3.8) の未定乗数が以下のように求められる。

$$A_1 = \frac{-\frac{\pi}{k_2 a} (\rho_1 a_0 + \rho_2 b_0) \sin \frac{k_1 a}{2} \cos \frac{k_2 a}{2} - \delta \sin \frac{k_1 a}{2} \sin \frac{k_2 a}{2}}{\cos \frac{k_1 a}{2} \sin \frac{k_2 a}{2} + \left(\frac{k_1}{k_2} \right) \sin \frac{k_1 a}{2} \cos \frac{k_2 a}{2}} \quad (5.3.10)$$

$$B_1 = A_1 \cot \frac{k_1 a}{2} \quad (5.3.11)$$

$$A_2 = \left(A_1 \cot \frac{k_1 a}{2} + \delta \right) \tan \frac{k_2 a}{2} \quad (5.3.12)$$

$$B_2 = A_1 \cot \frac{k_1 a}{2} + \delta \quad (5.3.13)$$

ここで,

$$\rho_1 = \frac{\frac{P}{P_{cr1}}}{1 - \frac{P}{P_{cr1}}} \quad \rho_2 = \frac{\frac{P}{P_{cr2}}}{1 - \frac{P}{P_{cr2}}}$$

また, 断面 A および C のたわみと曲げモーメントは以下の式となる。

$$w_A = \frac{A_1}{\sin \frac{k_1 a}{2}} \left(1 - \cos \frac{k_1 a}{2} \right) + \frac{a_0}{1 - \frac{P}{P_{cr1}}} \quad (5.3.14)$$

$$w_C = \left(A_1 \cot \frac{k_1 a}{2} + \delta \right) \left(\frac{1 - \cos \frac{k_2 a}{2}}{\cos \frac{k_2 a}{2}} \right) + \frac{b_0}{1 - \frac{P}{P_{cr2}}} \quad (5.3.15)$$

$$M_A = P \left(\frac{A_1}{\sin \frac{k_1 a}{2}} + \frac{a_0}{1 - \frac{P}{P_{cr1}}} \right) \quad (5.3.16)$$

$$M_C = P \left\{ \left(A_1 \cot \frac{k_1 a}{2} + \delta \right) \sec \frac{k_2 a}{2} + \frac{b_0}{1 - \frac{P}{P_{cr2}}} \right\} \quad (5.3.17)$$

(2) 圧壊条件

以上の基礎式を用いて, 防撓パネルの最終強度を推定する。推定に当たっての基本的仮定は以下の通りである。

- (1) 安全側の強度を推定することを目的として, $a_0 = -b_0$ の非対称な初期たわみを仮定する。
- (2) パネルの局部座屈後, 梁 AB, BC の一方では SI 崩壊, 他方では PI 崩壊が生じる。例えば, $a_0 = -b_0$ ($b_0 > 0$) の初期たわみの場合, 梁 AB では SI 崩壊が, また梁 BC では PI 崩壊が生じる。

(3) パネルの局部座屈後の有効幅 b_e は、DNV 規則の式 (5.2.1) あるいは式 (5.2.2) により与えられる。

(4) 局部座屈後の有効断面を持つ Fig. 5.3.1 の梁モデルにおいて、SI 崩壊が起きるスパンの中央断面で防撓材頂部の圧縮応力が降伏応力に達した時、圧壊が生じる。

仮定 (1) に従って、 $a_0 = -b_0$ ($b_0 > 0$) となる全体初期たわみを仮定すると、局部座屈後の全体曲げ変形により、断面 A で防撓材頂部の圧縮応力が最大となる。したがって、仮定 (4) より、圧壊条件は次の式で与えられる。

$$\Gamma = \sigma_Y - \left(\frac{P}{A_{e1}} - \frac{M_A}{Z_{e1}} \right) = 0 \quad (5.3.18)$$

ここで、 A_{e1} および Z_{e1} は、SI 崩壊を生じる梁 AB のパネル座屈後の有効断面積と断面係数をそれぞれ表す。曲げモーメント M_A には、式 (5.3.16) および式 (5.3.10) から分かるように、隣接するスパンの有効断面の違いとこれに起因する図心間の偏心の影響が含まれており、スパン間の相互影響が考慮されている。ただし、圧壊荷重 P を求めるには、適当な繰り返し計算を必要とする。本研究では、Newton-Raphson 法を用いる。最終強度 σ_u は全断面積 A を用いて次式で与えられる。

$$\sigma_u = \frac{P}{A} \Big|_{\Gamma=0} \quad (5.3.19)$$

ところで、仮定 (3) で述べた式 (5.2.1) および式 (5.2.2) の DNV 規則の有効幅 b_e は、周辺単純支持パネルの最終強度から求められたものであり、防撓材の影響は考慮されていない。一方、第 3 章で明らかになったように、防撓パネルの局部座屈強度は、特に薄板パネルの場合、防撓材の振り剛性の効果によって周辺単純支持の場合より上昇する。したがって、より正確には防撓材の振り剛性を考慮する必要がある。しかしながら、実用的な厚板防撓パネルの場合は、第 4 章で示したように、一般に痩せ馬モードの初期たわみがあるままの形で成長するため、パネルの局部強度に対する防撓材の影響は小さい。この場合、パネルは防撓材との接合線で、むしろ固定に近い条件で圧壊する。そこで、厚板防撓パネルに対する安全側の強度として、周辺単純支持パネルの有効幅を用いることにした。薄板防撓パネルへの適用性については、推定値を FEM 解析結果と比較して検討する。

なお、式 (5.3.18) は、防撓材の初期たわみがトランス材を挟んで対称な場合にも適用可能なモデルである。しかしながら、FEM 解析によれば、対称な初期たわみを与えた場合、曲げモーメントが最大になる場所がトランス材 (Fig. 5.3.1 の断面 B) の付近であることが多く、スパン中央を降伏判定点とする式 (5.3.18) は適用できない。したがって、降伏判定点をシフトさせる必要がある。しかし、この場合の左右

のスパンの有効幅の推定法や、トランス材付近の応力の評価法については、現時点では十分な知見が得られていないため、ここでは、仮定 (1) のように非対称な初期たわみを仮定した。対称な初期たわみの場合への拡張は、今後の課題としたい。

5.3.2 FEM 解析結果と推定結果との比較

Fig. 5.3.2 に、式 (5.3.19) による推定値と FEM 解析結果を比較した結果を示す。解析対象は、5.2.2 節の DNV 規則の最終強度推定式の評価に用いたモデルと同じである。式 (5.3.19) による推定値は FEM 解析結果と全般により相関を示している。また安全側の強度を与えている。このことは、圧壊の基準として初期降伏強度を用いていることから合理的な結果といえる。また、SI 崩壊を仮定した DNV 規則の推定式では、薄板パネルの場合、PI 崩壊モードで崩壊する隣接スパンの面内剛性の低下を考慮していないために危険側の最終強度の推定値を与えた (Fig. 5.2.2(b))。しかし、Fig. 5.3.2 では、薄板パネルの場合も、安全側となっており、隣接スパンの影響が考慮されていることが分かる。しかしながら、厚板パネルについては、Fig. 5.2.2(b) の DNV の推定式の方がむしろ精度の良い推定値を与えてる。これは以下の理由によると考えられる。

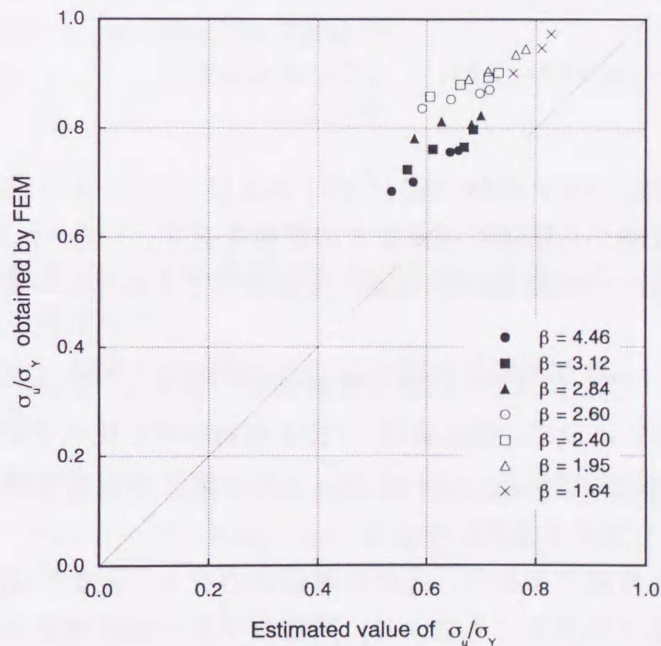


Fig.5.3.2 Comparison of ultimate strengths estimated by present formula with that obtained by FEM

瘦せ馬モードの初期たわみを有する厚板防撓パネルでは、4.3.1 節の Fig. 4.3.2 に見られるように、パネルの局部座屈変形は小さく、瘦せ馬モードのたわみがほぼそのままの形状で成長して、パネルの圧壊は、初期たわみの曲率が最大となるトランス材付近で生じる。この場合、スパン中央では Fig. 5.3.1 に示したようなパネルの有効幅の低下による中立軸の移動は、ほとんど生じていないと考えるのが妥当である。式 (5.3.19) では、中立軸の移動を考慮しているために、SI 崩壊モードのスパンに対して過大な偏心曲げモーメントを加えたことになり、DNV の推定値より安全側の強度を与えたと考えられる。

また薄板パネルの場合についても、例えば 3.5 節の Fig. 3.5.5 に見られるように、最終強度の時点ではトランス材を挟んで両側のスパンに同程度のパネルの座屈変形が生じており、PI 崩壊モードのパネルのみに式 (5.2.1) の有効幅を適用するのは、SI 崩壊モードのパネルに対する相対的な偏心量をやはり過大に評価していると考えられる。

以上の考察に基づいて、厚板防撓パネルに対しては Fig. 5.3.1 の偏心量 δ をゼロとし、また薄板防撓パネルに対しても δ を小さめの値に修正することにする。具体的には、次式により δ を評価する。

$$\delta = \eta |G_{e1} - G_{e2}| \quad (5.3.20)$$

$$\eta = \begin{cases} 0 & \beta \leq 2.3 \\ 0.3\{1 - \cos \pi(\beta - 2.3)\} & 2.3 < \beta < 3.3 \\ 0.6 & \beta \geq 3.3 \end{cases}$$

ここで G_{e1} と G_{e2} は、DNV 規則の式 (5.2.1) および (5.2.2) より求められる各スパンの有効断面の中立軸から防撓材頂部までの距離を表す。一方、 η は、偏心量 δ に対する修正係数であり、FEM 解析の結果に推定値ができるだけ一致するよう、試行錯誤的に定めた。

式 (5.3.20) を用いて式 (5.3.19) により最終強度を推定し、FEM 解析結果と比較した結果を Fig. 5.3.3 に示す。推定値は、FEM 解析結果と比べて安全側にあり、かつ極めて良い相関を示している。これより、上記の修正の妥当性が確認された。以下の解析では、この修正 δ を用いる。

なお、残留応力を考慮する場合、圧縮の残留応力を σ_{rc} とすれば、式 (5.3.18) の σ_Y を $\sigma_Y - \sigma_{rc}$ に置き換えることにより、同様の手法で最終強度を推定できると考えられる。ただし、このような問題への拡張については、前述の対称な初期たわみの場合と同様、今後の課題とする。

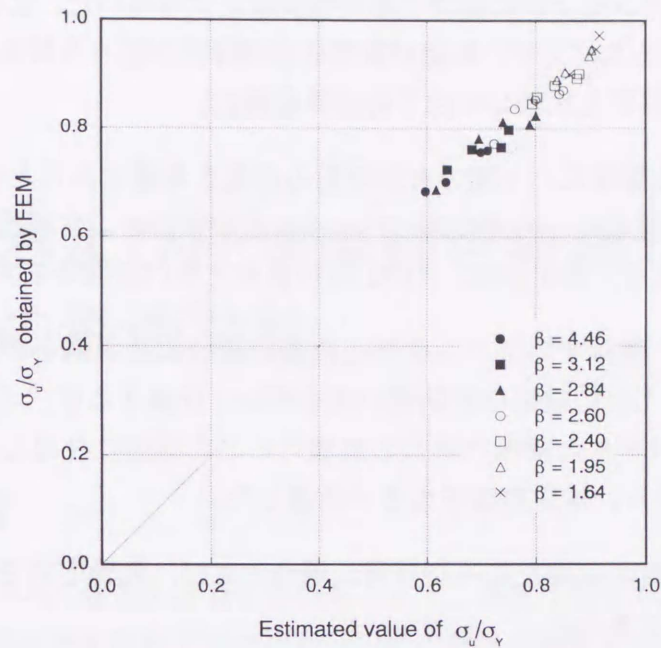


Fig.5.3.3 Comparison of ultimate strengths estimated by present formula (after modifying δ) with that obtained by FEM

5.4 結言

本章では、前章までの FEM 解析で得られた知見をもとに、防撓パネルの最終強度の簡易推定法を導出した。

5.2 節では、DNV 規則の最終強度推定法を用いて防撓パネルの最終強度を推定し、以下の知見を得た。

- (1) PI 崩壊を仮定すると、過度に安全側の最終強度の推定値を与える。FEM 解析によれば、このモードが単独で生じる場合は一般になく、SI 崩壊を仮定する必要がある。
- (2) SI 崩壊は PI 崩壊に比べて実際の崩壊モードに近いと、推定値は FEM 解析結果と比較的良好な相関を示す。ただし、薄板パネルに対して危険側の推定を与える傾向がある。これは、SI 崩壊を生じるスパンの隣のスパンで生じる PI 崩壊の影響を無視するためであり、スパン間の相互影響を考慮する必要がある。

5.3 節では、以上の結果を考慮して、隣接スパンの圧壊モードと有効断面の相違を考慮したダブルスパンモデルに基づく最終強度推定式を導いた。この推定式では、SI 崩壊モードの生じるスパンで、防撓材頂部に初期降伏が起きる時を最終強度とする。推定値を FEM 解析と比較して以下の知見を得た。

- (1) 局部座屈による隣接スパン間の有効断面の相違を考慮することにより、PI 崩壊と SI 崩壊の連成による連続防撓パネルの最終強度を、合理的に推定することができる。また、推定値は、FEM 解析結果と良い相関を示す。
- (2) 本推定法では、隣接するスパンの図心位置の違いによる偏心の影響を考慮する。偏心量は、DNV 規則の有効幅の式を用いて計算するが、これに FEM 解析結果の厚板パネルと薄板パネルの崩壊モードの相違に注目した修正係数を乗じることにより、推定精度を大きく改善した。

なお、今後、防撓材の初期たわみが対称な場合および、残留応力を考慮する場合への拡張を行う予定である。

第6章

座屈および圧壊挙動を考慮した防撓パネルの最適設計

6.1 緒言

近年、防撓パネル構造の軽量化を目的として、降伏や疲労が問題にならない範囲でパネルの局部座屈を許容する座屈許容設計の概念が検討され始めている [1-4]。本章では、このような座屈許容設計の立場から、局部座屈後の弾性大たわみ挙動を考慮した防撓パネルの最適設計を行う。具体的には、Fig. 2.2.1 に示すような面内圧縮荷重を受ける船体上甲板の1防撓パネルを取り上げ、弾性座屈後のたわみ、応力および最終強度を制約条件に考慮した最小重量設計を行なう。防撓材として、flat-bar を考える。弾性大たわみ挙動の解析には、2.2 節に示した理論を用いる。また、最適化手法には SLP 法 (Sequential Linear Programming Method, 逐次線形計画法) を用いる。

6.2 節では、最適化に必要な弾性大たわみ挙動の感度解析と再解析について述べる。感度解析は、弾性大たわみ挙動の解析解を設計変数で直接微分して行う。再解析には、Taylor 級数展開法を適用する。

6.3 節では、初期降伏とたわみ量に対して制約条件を課した防撓パネルの最適設計を行う。ここでは、強度的制約として初期降伏強度のみを考え、初期降伏後、最終強度に至るまでの余剰強度については考えない。たわみ制約は、防撓材間の局部たわみと、防撓材を含むパネル全体のたわみの両者について考慮する。最適化は軟鋼パネルと高張力鋼 (HT) パネルのそれぞれについて行う。

6.4 節では、第5章で得られた最終強度推定式を用いて、初期降伏強度と共に最終強度を制約条件に考慮した防撓パネルの最適化を行う。すなわち、初期降伏後も一定の余剰強度を有することを制約条件に加える。たわみ制約は、局部たわみについては考慮するが、全体たわみに関する制約は、全体座屈による最終強度に関する

制約に置き換える。6.3 節と同様に、軟鋼パネルと HT パネルのそれぞれについて最適化を行う。

なお Fig. 2.2.1 は、シングルスパンの防撓パネルを考慮しており、前章までのダブルスパンモデルとは異なる。しかしながら、本章で制約条件とする初期降伏が生じる作用荷重のレベルでは、隣接スパンにまたがる全体座屈変形は小さく、シングルスパンモデルとダブルスパンモデルの挙動の差異は小さい。そこで、シングルスパンの防撓パネルを解析対象とする。

6.2 弾性大たわみ挙動の感度解析および再解析

6.2.1 解析法

一般に最適設計では、設計変数の変化に対する応答の変化率の計算（感度解析）と、応答の変化量の推定（再解析）が必要となる。ここでは 2.2 節で求められた防撓パネルの弾性大たわみ挙動の感度解析と再解析について述べる。

設計変数 b_i に対する全体および局部たわみの大きさをそれぞれ A , B とする。 b_i が Δb_i だけ変化したときのたわみ A' , B' は Taylor 級数展開により次式のように表せる。

$$A' = A + \frac{\partial A}{\partial b_i} \Delta b_i + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 A}{\partial b_i^2} \Delta b_i^2 + \frac{1}{6} \frac{\partial^3 A}{\partial b_i^3} \Delta b_i^3 + \cdots + \frac{1}{n!} \frac{\partial^n A}{\partial b_i^n} \Delta b_i^n + \cdots \quad (6.2.1)$$

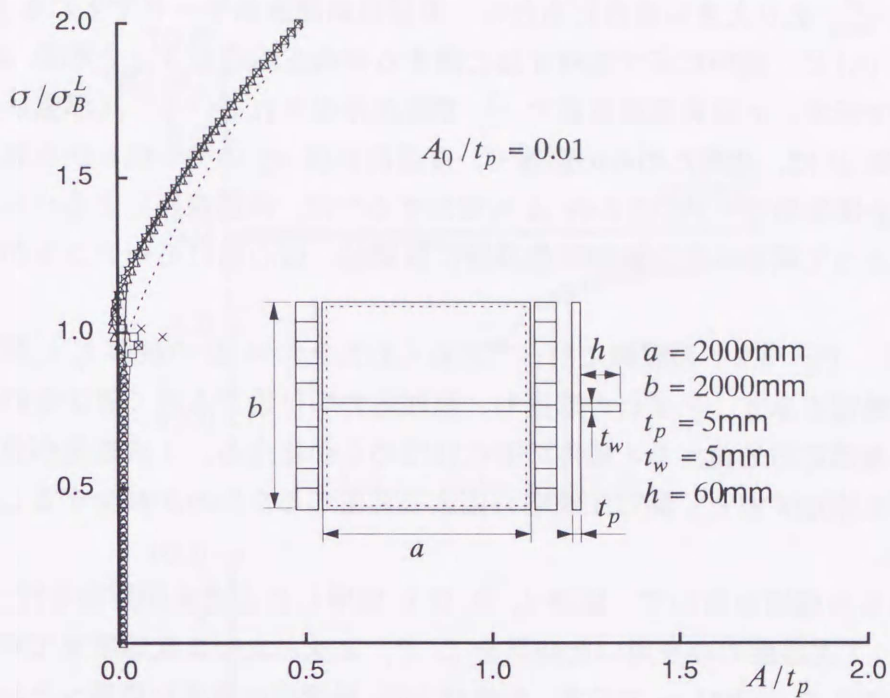
$$B' = B + \frac{\partial B}{\partial b_i} \Delta b_i + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 B}{\partial b_i^2} \Delta b_i^2 + \frac{1}{6} \frac{\partial^3 B}{\partial b_i^3} \Delta b_i^3 + \cdots + \frac{1}{n!} \frac{\partial^n B}{\partial b_i^n} \Delta b_i^n + \cdots \quad (6.2.2)$$

上式の b_i に関する n 次微係数を、 A あるいは B の b_i に関する n 次感度と呼ぶ。これらのたわみ感度は、作用応力 σ を一定値として、式 (2.2.7) および式 (2.2.8) を b_i で直接偏微分することにより求められる。応力の感度は、式 (2.2.5) および式 (2.2.6) を設計変数 b_i で微分した後、たわみ感度を代入して求められる。

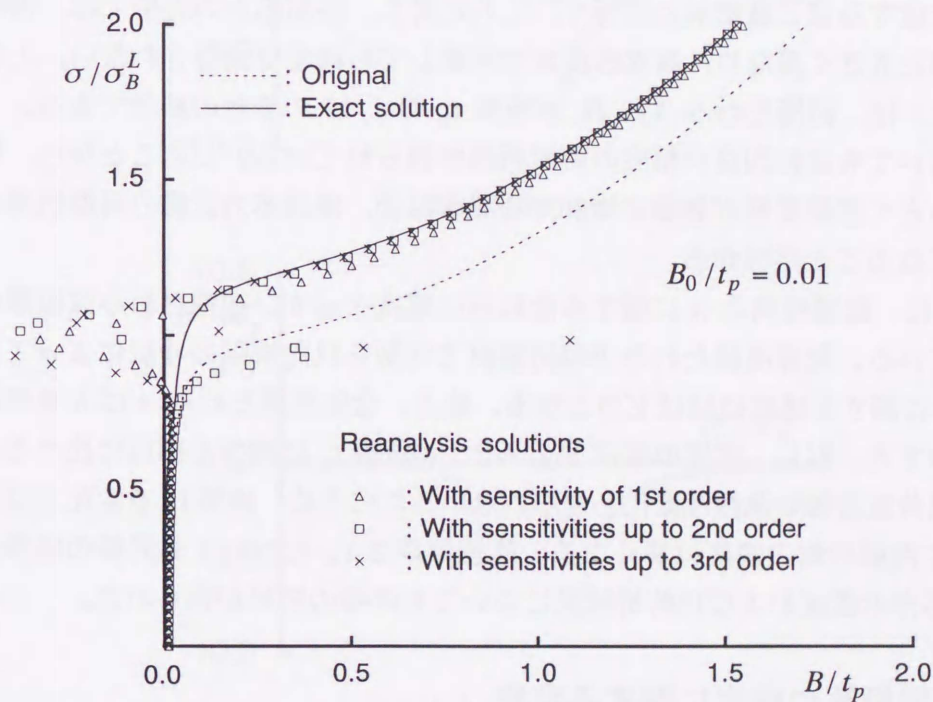
再解析には、近似法の一つである Taylor 級数展開法を用いる。すなわち、 n 次感度まで考慮する場合は、式 (6.2.1), (6.2.2) において n 次感度の項で打ち切って A' , B' を推定する。

6.2.2 解析結果

局部座屈後の弾性大たわみ挙動におけるたわみの感度の性質と、感度を用いた再解析の精度を調べる目的で、Fig. 6.2.1(a) に示す中央に一本の防撓材を有する片面防撓パネルの感度および再解析を行った。初期たわみ A_0 および B_0 はいずれも板厚



(a) Deflection of local buckling mode, A



(b) Deflection of local buckling mode, B

Fig.6.2.1 Relationship between average stress and deflection
 ($A_0 = B_0 = t_p/100$)

t_p の $1/100$ とした。解析モデルは、パネルに対する防撓材の曲げ剛比が座屈に対する限界剛比 γ_{\min}^B より大きい場合にあたり、座屈は局部座屈モードで生じる [14]。Fig. 6.2.1(a), (b) に、図中に示す部材寸法に関する平均圧縮応力 σ とたわみ A , B の関係を破線で示す。 σ は局部座屈応力 σ_B^L で無次元化されている。局部座屈モードのたわみ係数 B は、初期たわみの影響で、座屈固有値 σ_B^L のやや低めから急増する。この時、全体座屈モードのたわみ A も増加するのは、局部座屈によるパネルの剛性の低下によって断面の中立軸が防撓材側に移動し、偏心曲げモーメントが働くことによる。

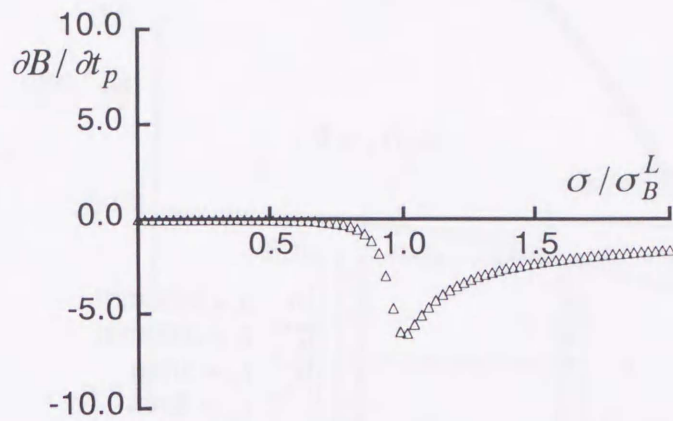
Fig. 6.2.2 に、Fig. 6.2.1 の破線に沿って求められたたわみ B の板厚 t_p に関する 1 次から 3 次感度を示す。いずれの感度も、座屈応力の付近で大きく値が変動している。しかし座屈応力を越えると感度の変化はなめらかになる。1 次感度が負であるのは、板厚を増加すると、同じ圧縮応力によって生じるたわみが減少することを意味している。

次に、これらの感度を用いて、板厚 t_p を 10% 増厚したときの再解析を行った。Fig. 6.2.1 に、1 次感度のみを用いた結果を Δ で、2 次および 3 次感度まで考慮した結果をそれぞれ \square および \times で示す。実線は 10% 増厚後の厳密な荷重～たわみ関係を表す。座屈応力から離れた箇所では、再解析解は厳密解とよく一致しており、高次の感度を考慮するほど厳密解に近づく。これに対し、座屈応力の近傍では、再解析解は厳密解と大きく異なり、高次感度まで考慮しても精度は改善されない。ところで Fig. 6.2.3 は、初期たわみ A_0 , B_0 が板厚 t_p の $1/10$ の場合の結果である。1 次感度のみ用いても比較的良い精度の再解析解が得られている。このことから、初期たわみが小さく座屈変形が急激に増加する場合ほど、座屈応力近傍の再解析解の誤差が大きくなることが分かる。

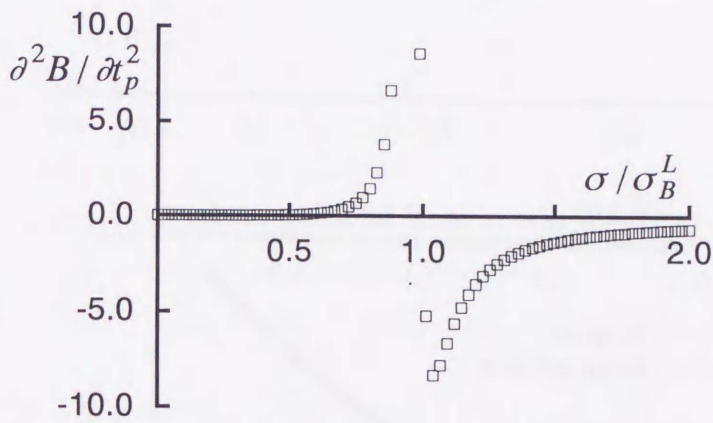
Fig. 6.2.4 に、防撓材高さ h に関するたわみの感度を示す。初期たわみは板厚の $1/100$ としている。局部座屈たわみ B は防撓材で仕切られた板部の寸法によって決まるため、 h に関する感度はほぼゼロとなる。他方、全体座屈たわみ A は h を増加するほど減少する。但し、感度の値は Fig. 6.2.2 の板厚 t_p に関する感度に比べると小さく、座屈荷重近傍の急激な変化も見られない。このため、板厚 t_p を変化させる場合に比べて再解析解の精度は高くなる。防撓材厚さ t_w についても同様の結果が得られた。応力の感度および再解析結果についても同様の結果が得られた。

6.2.3 再解析解の精度に関する考察

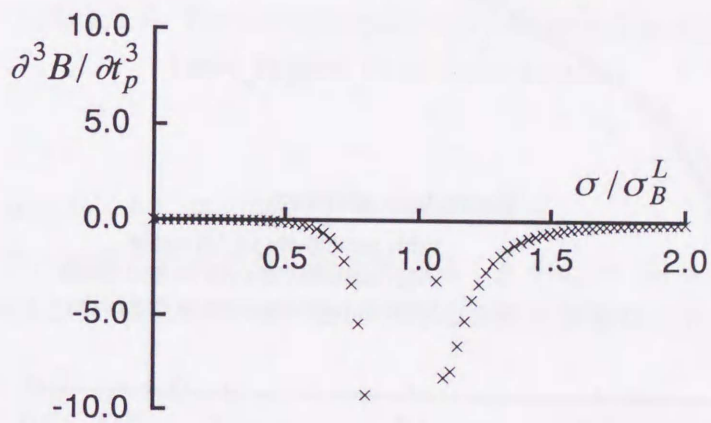
板厚 t_p が設計変数の場合、作用応力一定の条件でたわみ感度を求めると、座屈応力の近傍で再解析解の精度が低下し、特に初期たわみが小さい場合に誤差が著しい



(a) 1st-order sensitivity

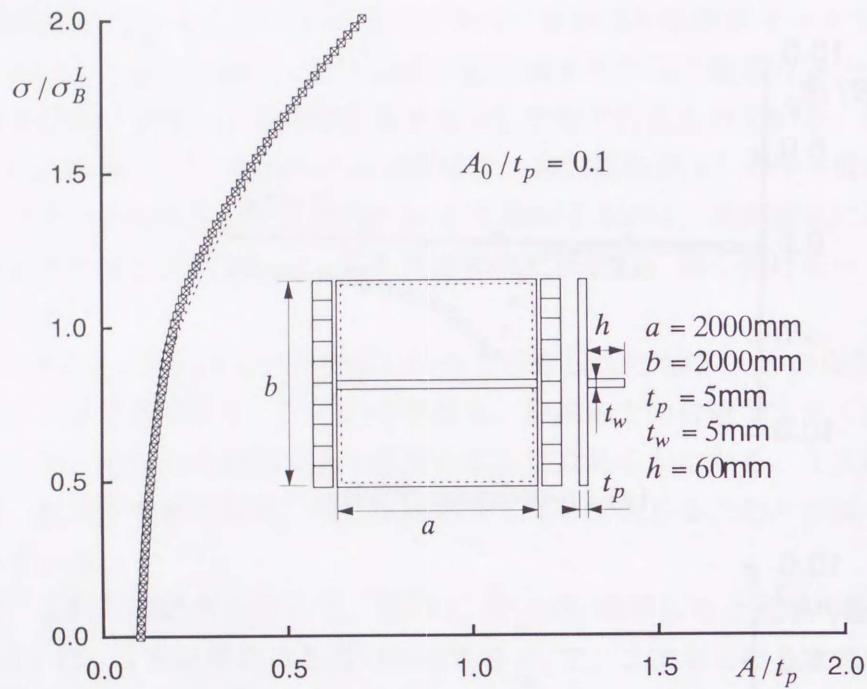


(b) 2nd-order sensitivity

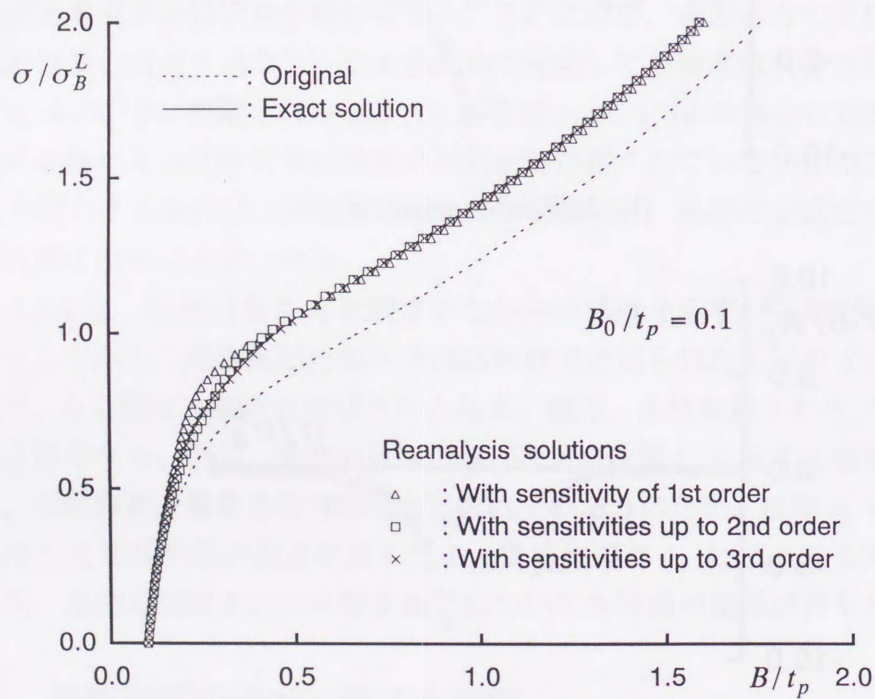


(c) 3rd-order sensitivity

Fig.6.2.2 Sensitivities of deflection of local buckling mode with respect to panel thickness

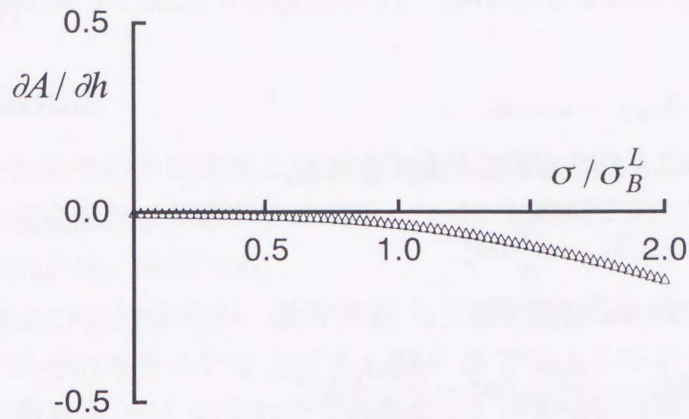


(a) Deflection of local buckling mode, A

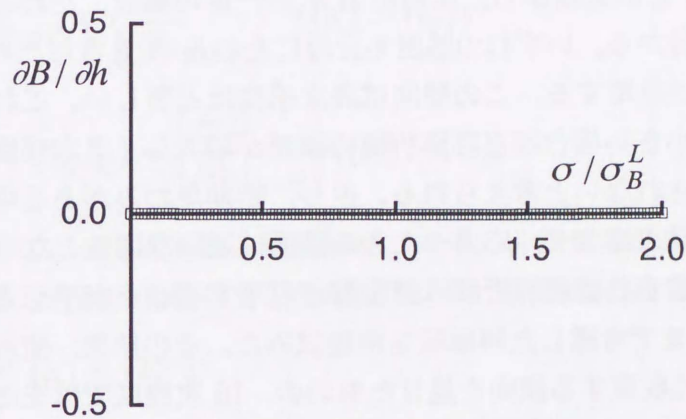


(b) Deflection of local buckling mode, B

Fig.6.2.3 Relationship between average stress and deflection
 ($A_0 = B_0 = t_p/10$)



(a) Overall buckling mode



(b) Local buckling mode

Fig.6.2.4 First-order sensitivities of buckling deflection with respect to stiffener height

ことが明らかになった。その理由について考察する。

簡単のため、初期たわみのない無補強平板 ($h = t_w = A_0 = B_0 = 0$) を考える。式 (2.2.7) および式 (2.2.8) から、この場合の後座屈挙動は次式で表される。

$$\alpha A^2 + \beta_0 t_p^2 - \sigma = 0 \quad (6.2.3)$$

ここで、

$$\alpha = \frac{\pi^2 E}{16} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{a^2}{b^2} \right) \quad \beta_0 = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)b^2} \left(\frac{a}{b} + \frac{b}{a} \right)^2$$

座屈応力 σ_{cr} は、上式で $A = 0$ とおいて求められる。

いま、板厚 t_p を Δt_p 変化させた時に、同じ作用応力 σ によって生じるたわみを A' で表す。すなわち、

$$\alpha A'^2 + \beta_0(t_p + \Delta t_p)^2 - \sigma = 0 \quad (6.2.4)$$

式 (6.2.3), (6.2.4) から σ を消去すると次式を得る。

$$A' = \sqrt{A^2 - \frac{2}{\alpha}\beta_0 t_p \Delta t_p - \frac{\beta_0}{\alpha}\Delta t_p^2} \quad (6.2.5)$$

上式を Δt_p について Taylor 展開すると、

$$A' = A - \frac{\beta_0 t_p}{\alpha A} \Delta t_p - \frac{\beta_0 \sigma}{2\alpha^2 A^3} \Delta t_p^2 - \frac{\beta_0^2 \sigma t_p}{2\alpha^3 A^5} \Delta t_p^3 - \frac{3\beta_0^2 \sigma (\sigma + 4\beta_0 t_p^2)}{8\alpha^4 A^7} \Delta t_p^4 + \dots \quad (6.2.6)$$

すなわち、式 (6.2.1) との比較から、作用応力 σ が一定の場合、たわみ感度は無限次数存在することが分かる。いずれの感度も分母にたわみ A を含むため、座屈応力 ($A = 0$) の近傍で値が急増する。この傾向は高次感度ほど著しい。これらの性質ために、初期たわみが小さい場合ほど再解析解の誤差が増大し、3次感度まで考慮しても特に精度が改善されないと考えられる。但し、初期たわみがある場合には、たわみがゼロとなる特異点はなく、応力～たわみ関係は連続な関数となるため、かなり高次の感度まで考慮すれば再解析解は厳密解に収束することが予想される。そこで、10次の感度微分まで考慮した再解析を別途試みた。その結果、使用する次数の増加と共に再解析解は収束する傾向を見せたものの、10次程度ではまだ十分な収束は得られなかった。

ところで式 (6.2.3) において、たわみ A を一定にして板厚 t_p を Δt_p 変化させた時の作用応力を σ' で表すと、

$$\alpha A^2 + \beta_0(t_p + \Delta t_p)^2 \sigma' = 0 \quad (6.2.7)$$

式 (6.2.3), (6.2.7) から A を消去すると次式が得られる。

$$\sigma' = \sigma + 2\beta_0 t_p \Delta t_p + \beta_0 \Delta t_p^2 \quad (6.2.8)$$

この式から、たわみを一定とした再解析では、作用応力の2次感度まで考慮すれば厳密解に一致することが分かる。実際に、板厚の1/100の初期たわみを与えた解析でも、2次感度まで考慮するとほぼ厳密解に等しい再解析解が得られた。

以上のことから、作用応力一定の条件で再解析を行なう場合、十分な精度の再解析解を得るには、一回の再解析における Δt_p を初期たわみに応じた値に制限する必要がある。すなわち、初期たわみが小さい場合には、 Δt_p を小さく抑えて、これを逐次繰り返して所定の設計変更量に対する解を求めるのが有効と考えられる。

6.3 初期降伏とたわみ制約を考慮した防撓パネルの最適設計

6.3.1 最適化法

座屈後のたわみや応力は荷重に対して非線形な関数となるため、これらを制約条件に考慮する最適設計は非線形計画問題となる。この解法として本研究では、逐次線形計画法（SLP 法）を用いる。

目的関数および制約条件が、設計変数 b_i に関する非線形な関数 $F(b_i)$ および $\{C(b_i)\}$ でそれぞれ与えられるとする。SLP 法では、このような目的関数と制約条件を、ある設計点 $\{b_i^*\}$ のまわりで線形化し、次のような線形計画問題に置き換える。

$$F \simeq F|_{b_i=b_i^*} + \left\{ \frac{\partial F}{\partial b_i} \Big|_{b_i=b_i^*} \right\}^T (\{b_i\} - \{b_i^*\}) \quad (6.3.1)$$

$$\{C\} \simeq \{C|_{b_i=b_i^*}\} + \left[\frac{\partial C}{\partial b_i} \Big|_{b_i=b_i^*} \right] (\{b_i\} - \{b_i^*\}) \quad (6.3.2)$$

但し、線形化によって得られる最適解が、本来の非線形曲面から著しく外れることを抑えるため、各設計変数の変化量に以下のような制約を設ける。

$$\{b_i^{*L}\} \leq \{b_i\} \leq \{b_i^{*U}\} \quad (6.3.3)$$

ここで $\{b_i^{*U}\}$ と $\{b_i^{*L}\}$ はそれぞれ、設計変数の移動範囲の上限値と下限値を表す。このような区分的線形計画問題に関する最適解を求め、これを次のステップでの設計点とする。この操作を繰り返して最適解を求める。

防撓パネルの最適設計の場合、たわみや応力を制約条件に考慮すると、既述のように座屈応力近傍で線形化による誤差が大きくなる。そこで本研究では、式 (6.3.3) の上下限値を、初期たわみの大きさに応じて決定する。また、線形計画問題の解法にはシンプレックス法を用いる。

6.3.2 目的関数と制約条件

Fig. 2.2.1 の防撓パネルの最小重量設計に当り、設計変数として板厚 t_p 、防撓材板厚 t_w 、防撓材高さ h および防撓材本数 N の4つを選ぶ。パネルの長さ a と幅 b は一定とする。したがって、目的関数は次のパネル断面積 A_r となる。

$$A_r = bt_p + Nt_w h \longrightarrow \min. \quad (6.3.4)$$

制約条件として、以下の3ケースを考える。

CASE 1

$$A \leq 0.1t_p, \quad B \leq t_p, \quad \sigma_B^L \leq \sigma_B^O, \quad t_{\min} \leq t_p$$

$$t_{\min} \leq t_w, \quad h \leq 15t_w, \quad t_p \leq t_w$$

CASE 2

CASE 1 の制約条件 + $\sigma_e \leq \sigma_Y$

CASE 3

CASE 1 の制約条件 + $\sigma \leq 0.8\sigma_B^L$

CASE 1 では、座屈許容設計を意図して局部座屈たわみ B を板厚 t_p まで許容している。全体たわみ A は、あまり増加すると全体座屈による圧壊の危険が増すため、板厚 t_p の 1/10 以内に抑えている。さらに第3の条件で、式 (2.2.9) の全体座屈強度 σ_B^O を局部座屈強度 σ_B^L 以上に高めて、座屈が起きる場合も局部座屈であることを要求している。第4および第5の条件はそれぞれ、 t_p と h/t_w の下限値を与えている。第6の条件は、第4章で明らかにした防撓材の捩れ座屈を防止するための h/t_w の条件であり、第7の条件は船体の断面2次モーメントを得るための現実的な要求事項を示している。

CASE 1 では、降伏に対して何等制約を設けていないが、CASE 2 では、パネル内部に選んだ複数の降伏判定点で、相当応力 σ_e が降伏応力を越えない条件を加えている。FEM 解析結果によれば、flat-bar 付き防撓パネルのパネル部の初期降伏は、Fig. 6.3.1 に示す座屈1半波分の板の隅部、辺中央および板中央のいずれかの位置の表面で生じる。具体的な位置は、パネルの細長比や初期不整に依存する。一方、全

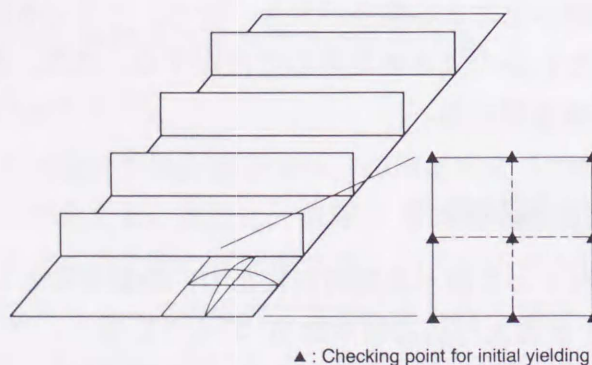


Fig.6.3.1 Checking points for initial yielding of plate

体たわみによる初期降伏は、たわみの大きいパネル中央部ほど起きやすい。そこでパネル中央の幅方向に Fig. 6.3.1 に示す降伏判定域を複数域設けて降伏を判定する。防撓材の降伏についても同様に制約条件を課す。

CASE 3 では圧縮応力 σ が局部座屈応力に達しないことを要求しており、事実上座屈を許容しない設計に当たる。

いずれの CASE でも防撓材本数 N を 1 から 1 本ずつ変化させ、他の設計変数を連続変数と見なして最適設計を行う。

6.3.3 軟鋼パネルの最適化

始めに、長さ $a = 5\text{m}$ 、幅 $b = 10\text{m}$ の軟鋼パネルの最小重量設計を行う。降伏応力 σ_Y は 26kgf/mm^2 とする。また板厚の下限值 t_{\min} は 15mm とし、初期たわみ係数 A_0, B_0 は、いずれもパネル板厚 t_p の $1/100$ に仮定する。設計荷重は 5000tonf とする。

Fig. 6.3.2 に CASE 1 の制約条件に対して求められた最適解と防撓材本数の関係を示す。図の下部の黒丸は最適点においてアクティブな制約条件を表している。たわみ A, B に関する制約条件を見ると、局部座屈モードのたわみ B が板厚まで達するのは防撓材が 3 本までで、これより本数が増すと、全体たわみ A に関する制約が効いて、 B は板厚以下となる。したがって、局部座屈を許容するためには、座屈後の偏心による全体たわみに対する制約も同時に緩める必要がある。

N を増加させるほど、防撓パネル全体としての曲げ剛性を効果的に高めることができる。そのため、全体たわみ A に対する制約を満足しつつ、パネル板厚 t_p を減らすことができ、結果として断面積 A_r も減少する。 $N \leq 14$ の範囲で常に $t_w = t_p$ が最適であるのは、防撓材の場合、同じ断面積であれば h を増して t_w を減らす方が剛性的に有利なため、制約条件 $t_p \leq t_w$ の下限値をとることによる。この様に、 N の増加と共に t_p, t_w の最適値は減少するが、やがて下限値 15mm に達すると、以後 t_p はそのまま t_w だけが增加している。これは次の理由による。 N が増加すると、防撓材間のパネル幅が小さくなり局部座屈強度が上昇する。一方、防撓材は常に限界剛比以上の剛性を持たねばならない。このため、 h を増す必要があるが、この時 $h \leq 15t_w$ の制約条件が効いて、 t_w も同時に増加するわけである。 h, t_w および N がすべて増加する結果、 t_p が下限値に達して以後は、断面積 A_r は増加する。すなわち、最小断面積を与える防撓材本数 $N (=12)$ が存在する。この N の値は板厚の下限値に依存し、下限値を上げるほど、最適本数は減少する。

なお、 h が N が 1 から 2 にかけて急増するのは、防撓材間隔が減ったことでパネルのアスペクト比が大きくなり、局部座屈の半波数 m が増加することによる。つま

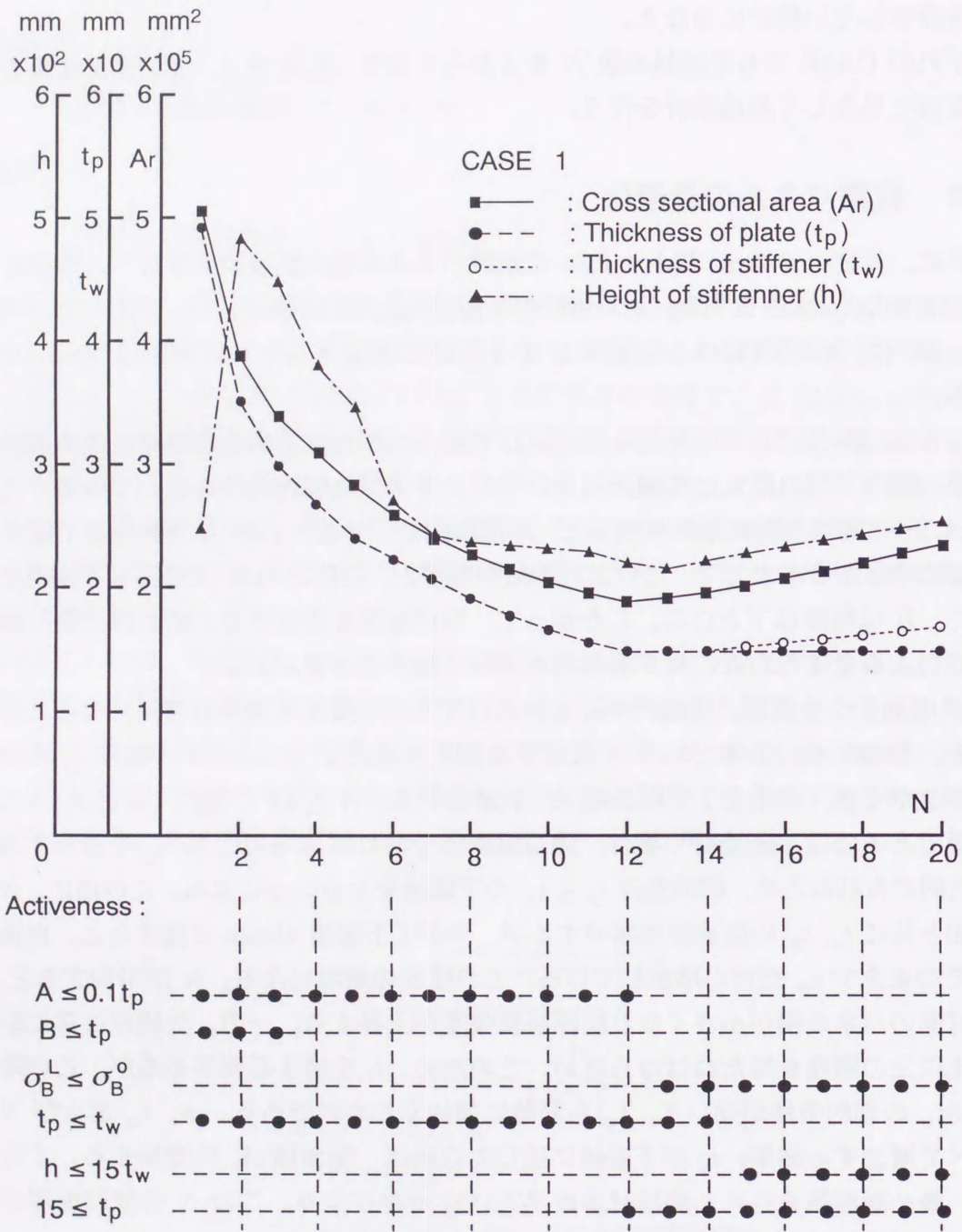


Fig.6.3.2 Optimum solutions and active constraints (CASE 1)

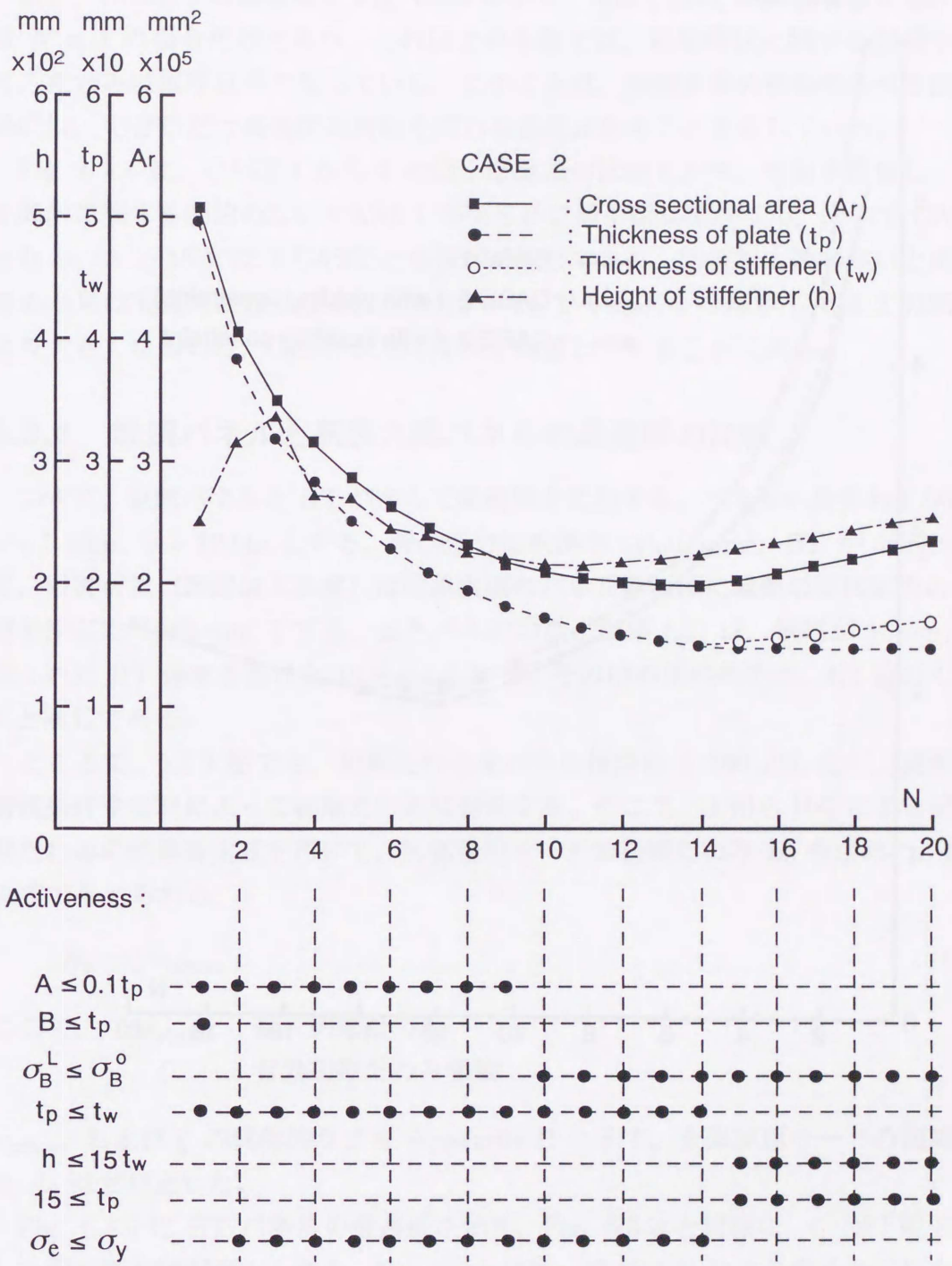


Fig.6.3.3 Optimum solutions and active constraints (CASE 2)

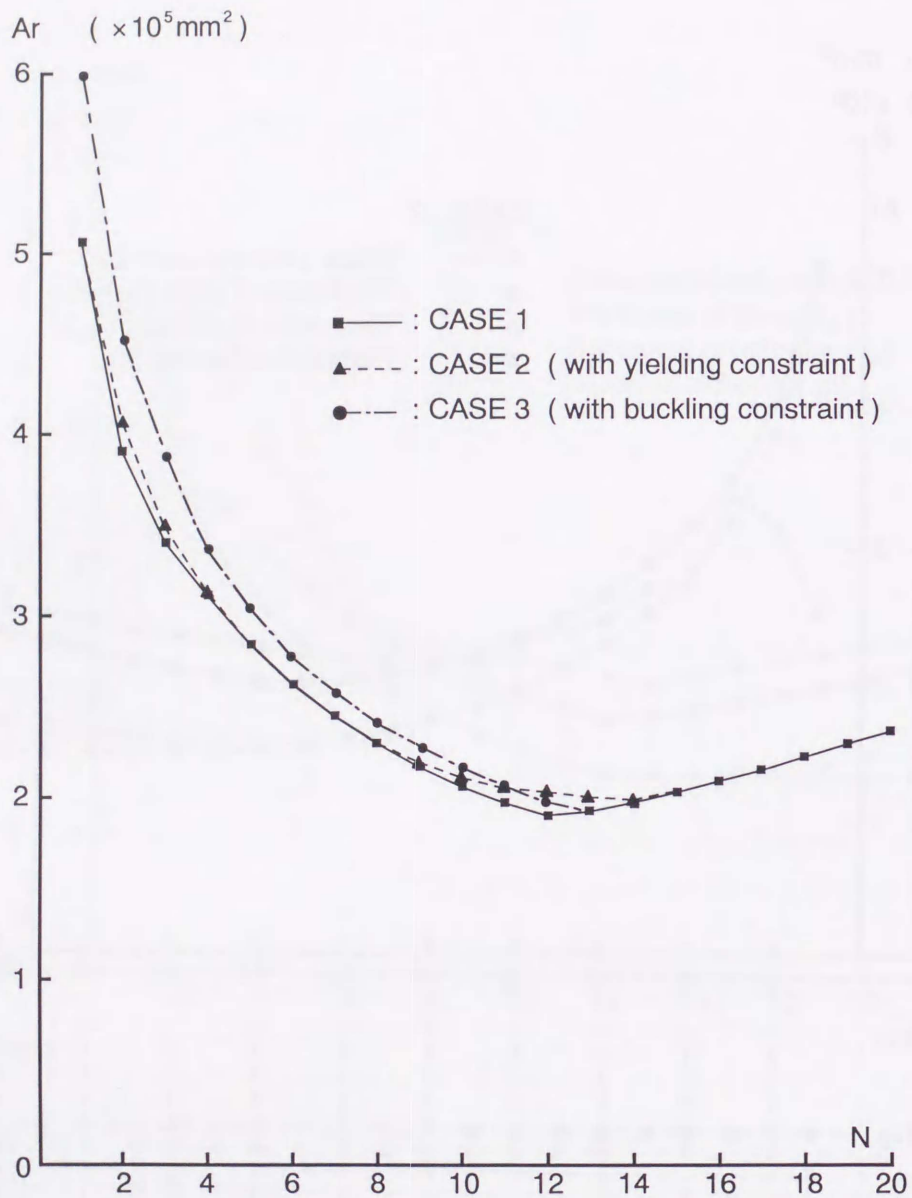


Fig.6.3.4 Comparison of minimum cross-sectional area for different constraints

り座屈波長が短くなるため、 t_p を減じても局部たわみを抑えることができるが、あまり減じすぎると、全体たわみが大きくなるため、これを効果的に抑えるため h が増加する。

次に、CASE 2 の最適解を Fig. 6.3.3 に示す。局部たわみ B が許容値に達するのは $N = 1$ の場合だけであり、これ以上の本数では、初期降伏に関する制約が効いて、たわみは板厚以下になっている。このことは、座屈許容の有効性を引き出すためには、できるだけ高強度の材料を用いる必要があることを示している。

Fig. 6.3.4 に、CASE 1 から 3 の最小断面積の比較を示す。座屈を許容し、しかも降伏に関する制約のない CASE 1 が明らかに最小断面積を与え、次いで CASE 2 となる。 $N \geq 15$ では 3 CASE とも値が一致しており、防撓材本数が多いと座屈許容の効果は実質的になくなる。 $N = 12 \sim 14$ で CASE 2 の解が CASE 3 の断面積より大きくなるのは、CASE 3 では降伏を無視していることによる。

6.3.4 軟鋼パネルと高張力鋼パネルの最適解の比較

つぎに、軟鋼パネルと HT パネルで最適解を比較する。パネルの長さおよび幅は、 $a = 5.13\text{m}$ 、 $b = 12.6\text{m}$ とする。降伏応力は軟鋼が 24kgf/mm^2 、HT が 36kgf/mm^2 で、設計荷重（許容最大荷重）は対象実機のパネル断面積に軟鋼の降伏応力の 0.87 倍を乗じた 6940 tonf とする。またパネルの最小板厚 t_{\min} は、軟鋼が 15mm 、HT はこれに HT 係数を掛けた 10.8mm とする。その他の制約条件は、4.2 節の CASE 2 と同じである。

ところで、6.3.3 節では、初期たわみをパネル板厚の $1/100$ としたが、実際には溶接条件や材料によって初期たわみは変化する。そこで、上田ら [44] による溶接初期たわみの簡易推定式を用いて、局部座屈モードの初期たわみ B_0 を求めた。 B_0 は次式で与えられる。

$$B_0 = \zeta w_{p0\max} \quad (6.3.5)$$

ここで、 $w_{p0\max}$: 最大初期たわみ
 ζ : 有効初期たわみ係数

$w_{p0\max}$ および ζ の具体的な式を Appendix B に示す。全体座屈モードの初期たわみ A_0 はゼロとした。

Fig. 6.3.5 に HT パネルの最適解を示す。Fig. 6.3.2 と同様に、 t_p が下限値に達した所で断面積が最小となる。Fig. 6.3.5 には、式 (6.3.5) により求めた初期たわみ B_0 の値も示されている。 N が増加するほど防撓材間隔が狭まるため、初期たわみは減少している。この初期たわみの大きさは、 t_w にも依存し、防撓材が厚肉で、溶

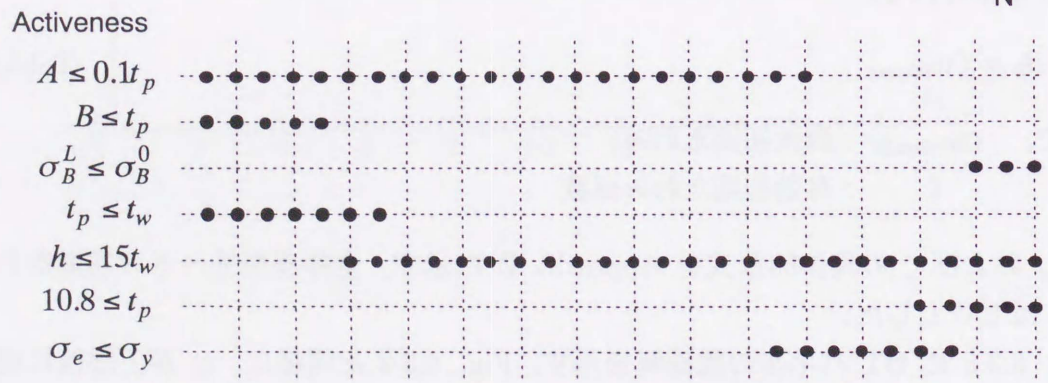
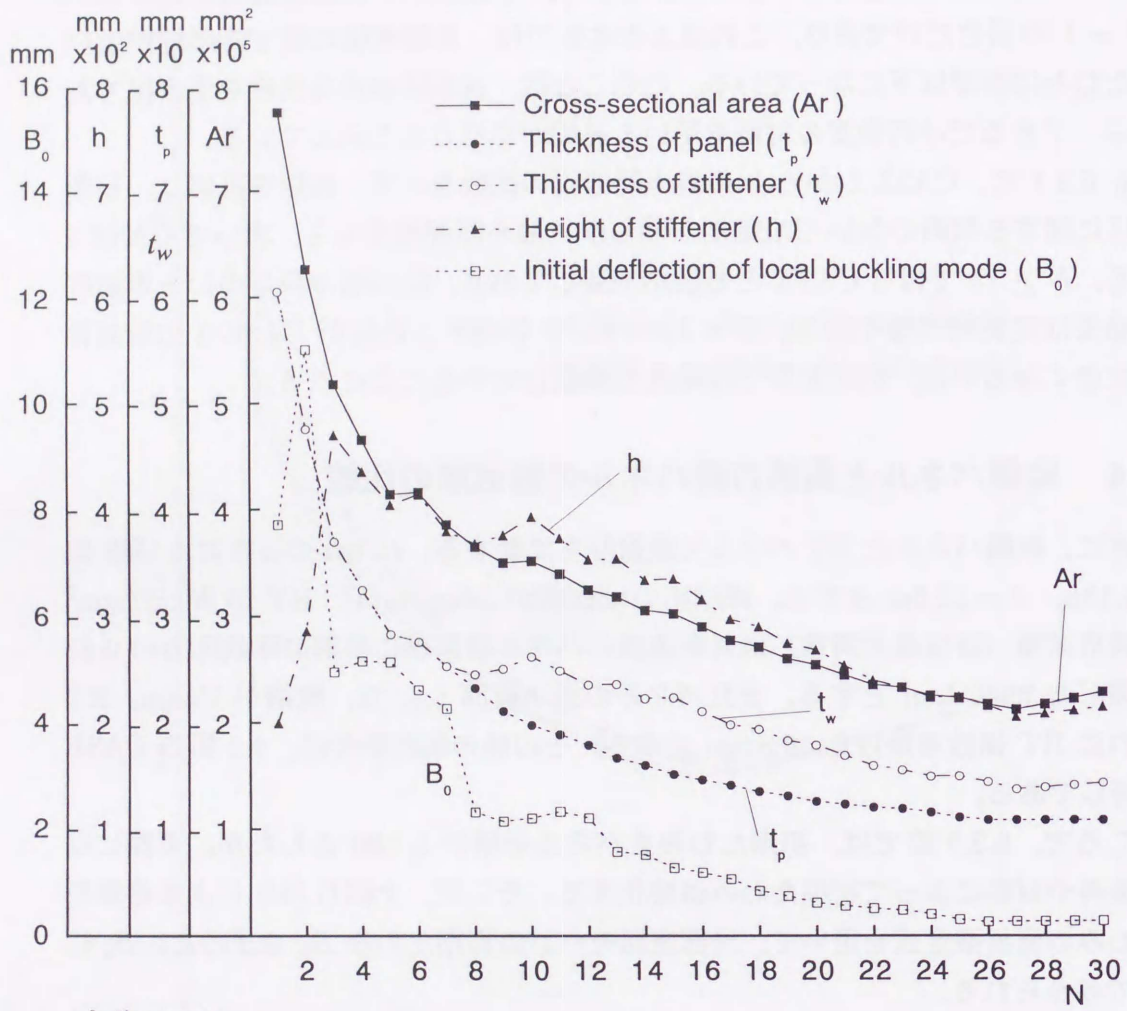


Fig.6.3.5 Optimum solutions and active constraints (HT panel)

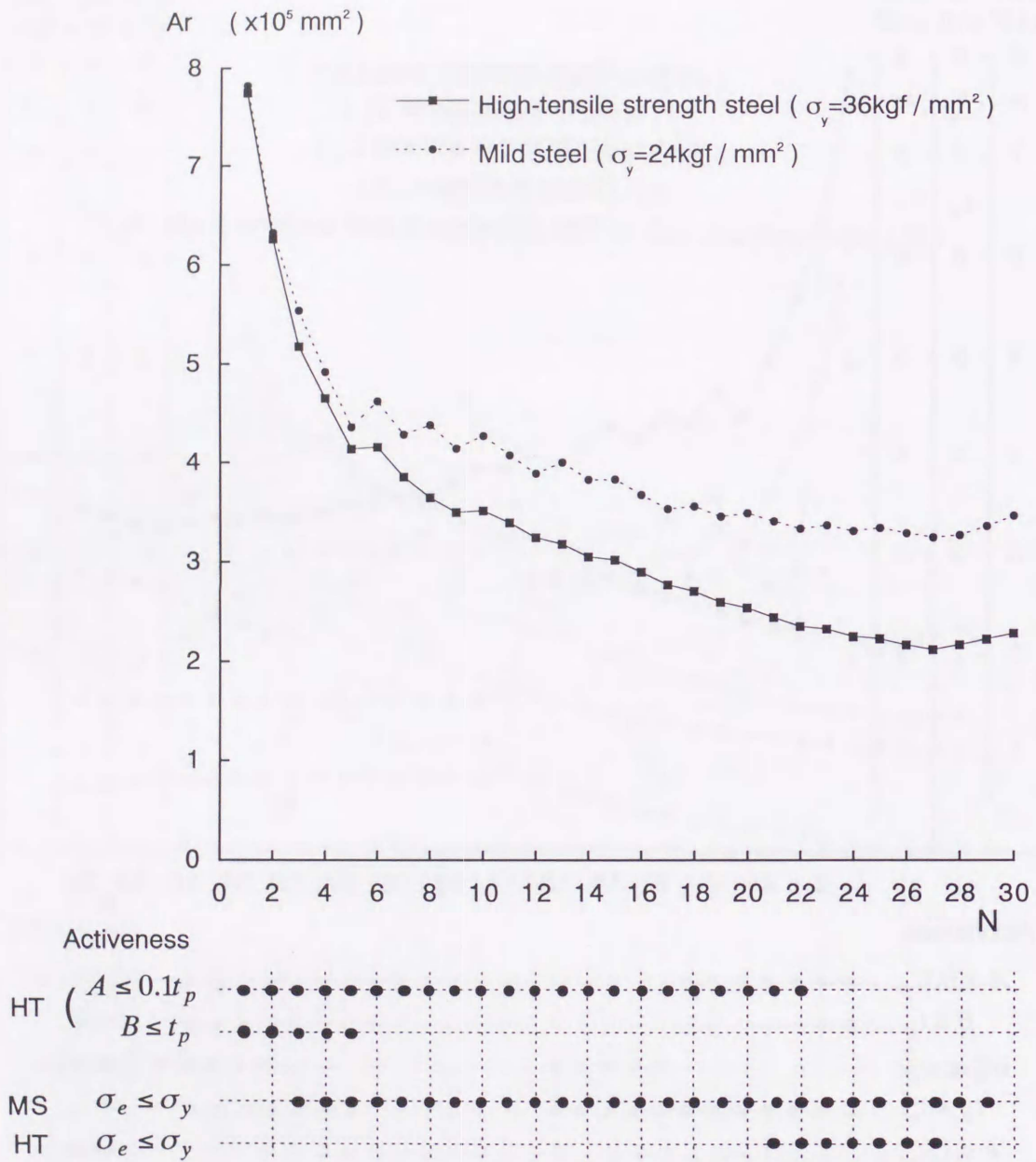


Fig.6.3.7 Comparison of minimum cross-sectional area between HT and MS panels

接による角変形がパネルのより内側から生じる場合ほど小さくなる。Fig. 6.3.5 で $t_w \geq t_p$ となる範囲は、この理由による。すなわち、防撓材を厚肉にして初期たわみを抑えることも、たわみ制約の下では、構造の軽量化に有利である。

次に軟鋼パネルの結果を Fig. 6.3.6 に示す。HT パネルと比べて、降伏制約が、アクティブとなっている。 $N = 14$ で防撓材高さ h が増加するのは、 t_p の減少による全体座屈強度の低下を補うためである。軟鋼パネルの方が $t_p = t_w$ となる範囲が広いのは、 t_p を大きくしてパネルの曲げ剛性を高めるのが、座屈後の初期降伏強度を高める上で効率的であるためと考えられる。なお、本解析では、 $N \geq 15$ において t_w が t_p の3倍以上に達する結果になった。そこで、現実的な制約として、新たに $t_w \leq 2t_p$ の制約を追加している。

最後に Fig. 6.3.7 に軟鋼パネルと HT パネルで断面積を比較した結果を示す。明らかに、HT パネルの方が軽量化されている。但し、全体たわみの制約が効いて、局部座屈モードのたわみは余り生じていない。したがって、全体たわみの制約を緩めれば、さらに軽量化が可能である。しかし余りこの制約を緩めると、全体座屈による圧壊の危険が増す。したがって、最終強度に対して一定の安全性を確保するためには、つぎに述べるような、初期降伏強度と同時に最終強度を考慮した最適化が必要となる。

6.4 最終強度を考慮した防撓パネルの最適設計

6.4.1 目的関数と制約条件

ここでは、6.3 節の最適化問題に、最終強度に関する制約を加えて防撓パネルの最適設計を行う。設計変数には前節と同様に、 t_p, t_w, h および N の4つを選ぶ。したがって、目的関数は前節と同様に以下の式で与えられる断面積 A_r となる。

$$A_r = bt_p + Nt_w h \longrightarrow \min. \quad (6.4.1)$$

また、制約条件として以下のものを考える。

- (1) $P_u \geq \xi P_d$ ($\xi = 1.2, 1.5$)
- (2) $B \leq t_p, \sigma_B^L \leq \sigma_B^O, \sigma_e \leq \sigma_Y$ for $P = P_d$
- (3) $t_{\min} \leq t_p, t_{\min} \leq t_w, h \leq 15t_w, t_p \leq t_w$

ここで (1) の制約条件は、防撓パネルの最終強度 P_u が、設計荷重（許容最大荷重） P_d の ξ 倍以上であること、すなわち、設計荷重に対して、1.2 倍あるいは 1.5 倍以上の最終強度を有することを要求している。安全率 ξ は本来ならば、信頼性解析に

より決定すべきであるが、ここでは ξ を確定値として与える。また最終強度 P_u は、ダブルスパンモデルに基づく式 (5.3.18) および式 (5.3.19) により推定する。(2) の制約条件は、設計荷重 $P = P_d$ において、局部たわみが $B \leq t_p$ の範囲内で座屈を許容することを示す。但し、全体座屈による圧壊を (1) の条件で防止しているため、6.3.2 節で考慮した全体たわみ A に関する制約条件は取り除く。これにより、最終強度に対する安全率を、より合理的に考慮した設計が可能となる。(3) の条件は、6.3.2 節で述べた板厚および、防撓材の深さ・板厚比に関する側面制約条件を表す。

6.4.2 高張力鋼 パネルの最適化

はじめに HT パネルを対象として最適設計を行った。Fig. 6.4.1 と Fig. 6.4.2 に、 $\xi=1.5$ と 1.2 の場合の最適解をそれぞれ示す。また Fig. 6.4.3 に、最終強度に関する制約条件を考慮しない Fig. 6.3.5 の最適解と断面積を比較した結果を示す。

Fig. 6.4.3 より、まず $\xi=1.5$ の場合 (OPT1)，防撓材本数 N が増加するほど断面積 A_r は減少するが、 N が 14 を越えた辺りから断面積はほぼ横ばいになり、最終強度を考慮しない最適解 (OPT3) に比べて断面積が大きくなっている。これは以下の理由による。OPT3 では、最終強度ではなく全体たわみ量に対して制約条件を設けたことになる。言い換えれば、剛性に対して制約を設けた。この場合、 N を増加させるほど、防撓パネルの全体曲げ剛性を効果的に高めることができるため、6.3.3 節で説明したように板厚の下限値によって決まる最小断面積に達するまでは断面積 A_r を減らすことができた。これに対し OPT1 では、防撓パネルは、設計荷重の 1.5 倍の最終強度を有する必要がある。一般に、 N が増加すると、局部座屈強度、全体座屈強度とも上昇して、崩壊はいわゆる塑性崩壊に近づく。すなわち、最終強度は全断面降伏強度 (降伏応力 $\sigma_Y \times$ 断面積 A_r) に漸近する。この場合、必要断面積は、 N や断面形状とほぼ無関係に、最終強度と降伏応力によって決定する。その結果、 N の大きな範囲では、OPT3 に比べて相対的に断面積が大きくなるわけである。なお、OPT1 において断面積が最終強度の制約条件から決まることは、Fig. 6.4.1 で制約条件 $P_u \geq \xi P_d$ がすべての N についてアクティブになっていることから分かる。つぎに、Fig. 6.4.3 で $\xi=1.2$ の場合 (OPT2) を見ると、最終強度に対する要求が OPT1 に比べて緩くなった分、断面積も OPT1 より減少している。 N が 20 を越えた辺りから断面積がほぼ一定になる理由は、OPT1 と同様である。また、最終強度の制約を緩めたことにより、局部たわみに関する制約条件 $B \leq t_p$ がアクティブとなる N の範囲が OPT1 に比べて広がっている。このことは、局部座屈をどの程度まで許容するかを決める上で、最終強度に対する安全率 ξ が、重要な設計パラメータになることを示している。この安全率 ξ を合理的に定めるためには、強度と荷重

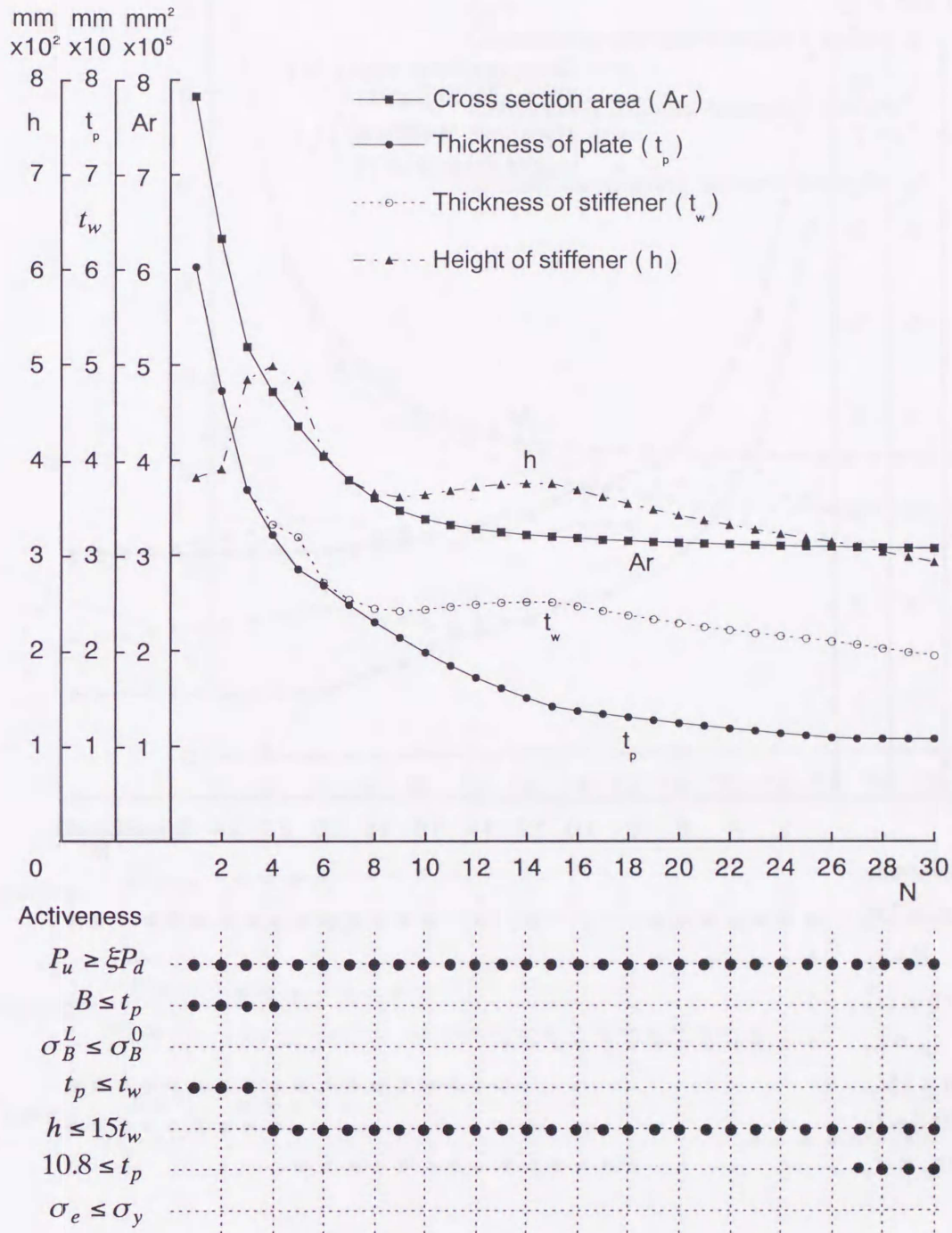


Fig.6.4.1 Optimum solutions and active constraints with considering ultimate strength ($\xi=1.5$, HT panel)

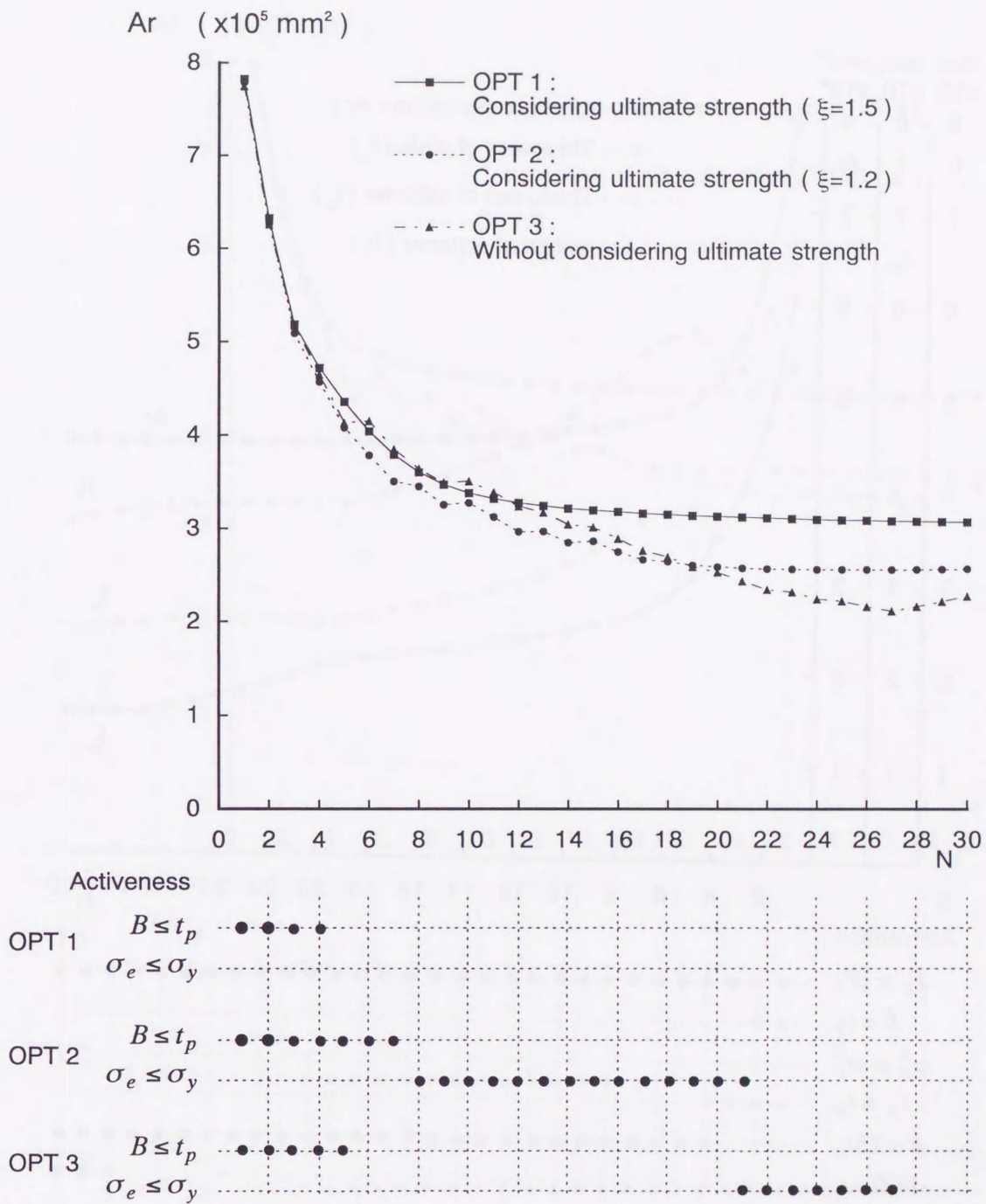


Fig.6.4.3 Comparison of minimum cross-sectional area of HT panel

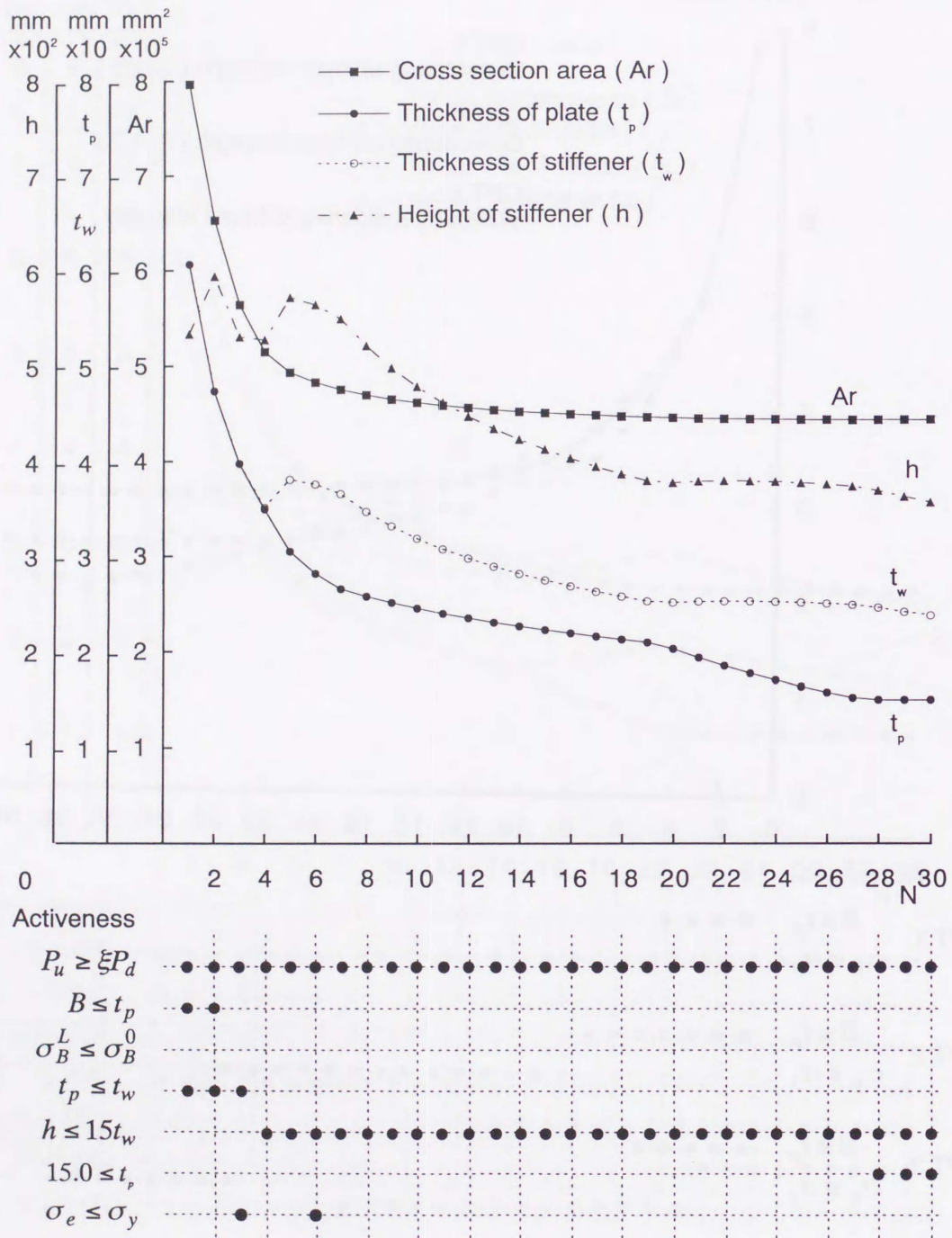


Fig.6.4.4 Optimum solutions and active constraints with considering ultimate strength ($\xi=1.5$, MS panel)

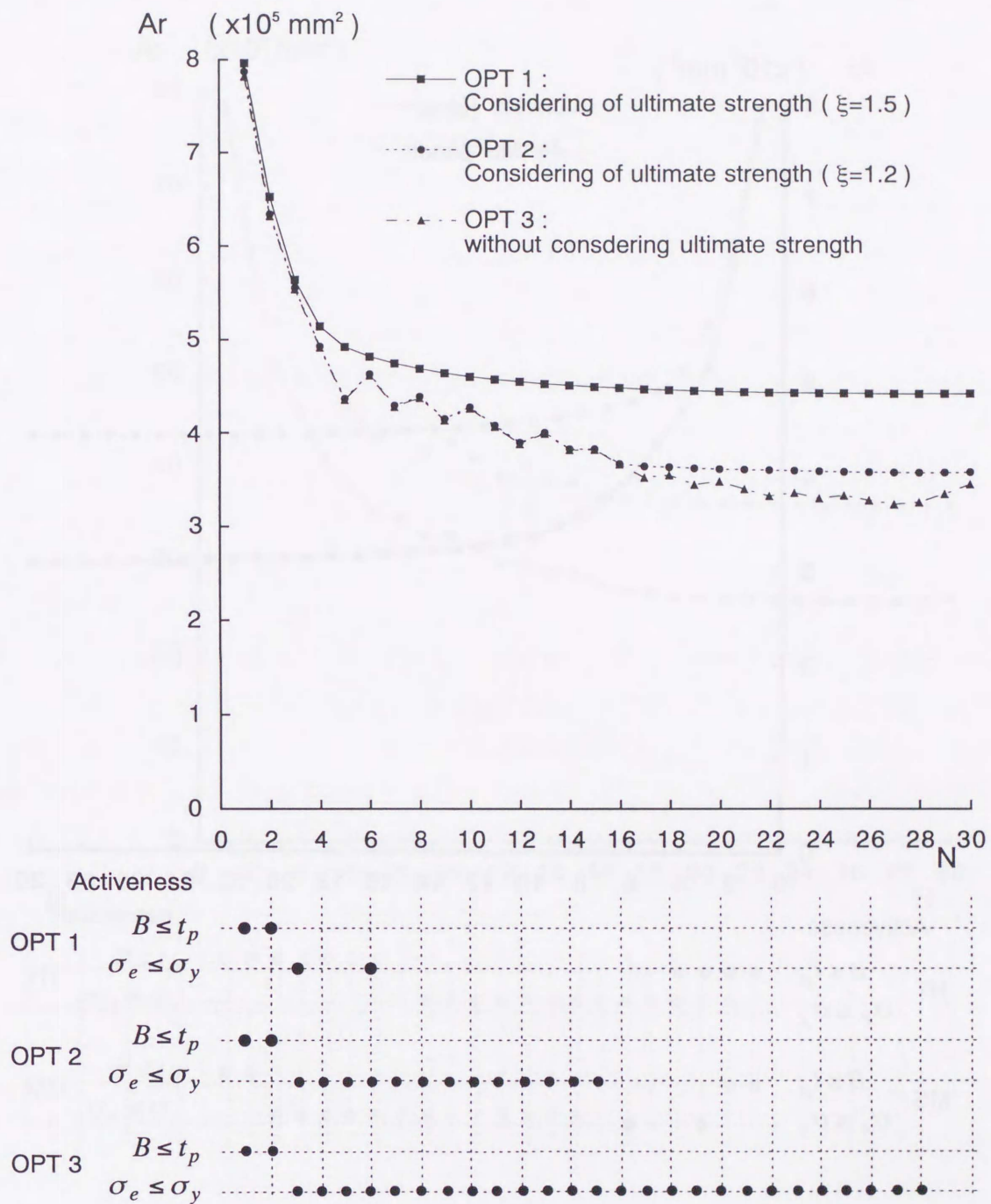
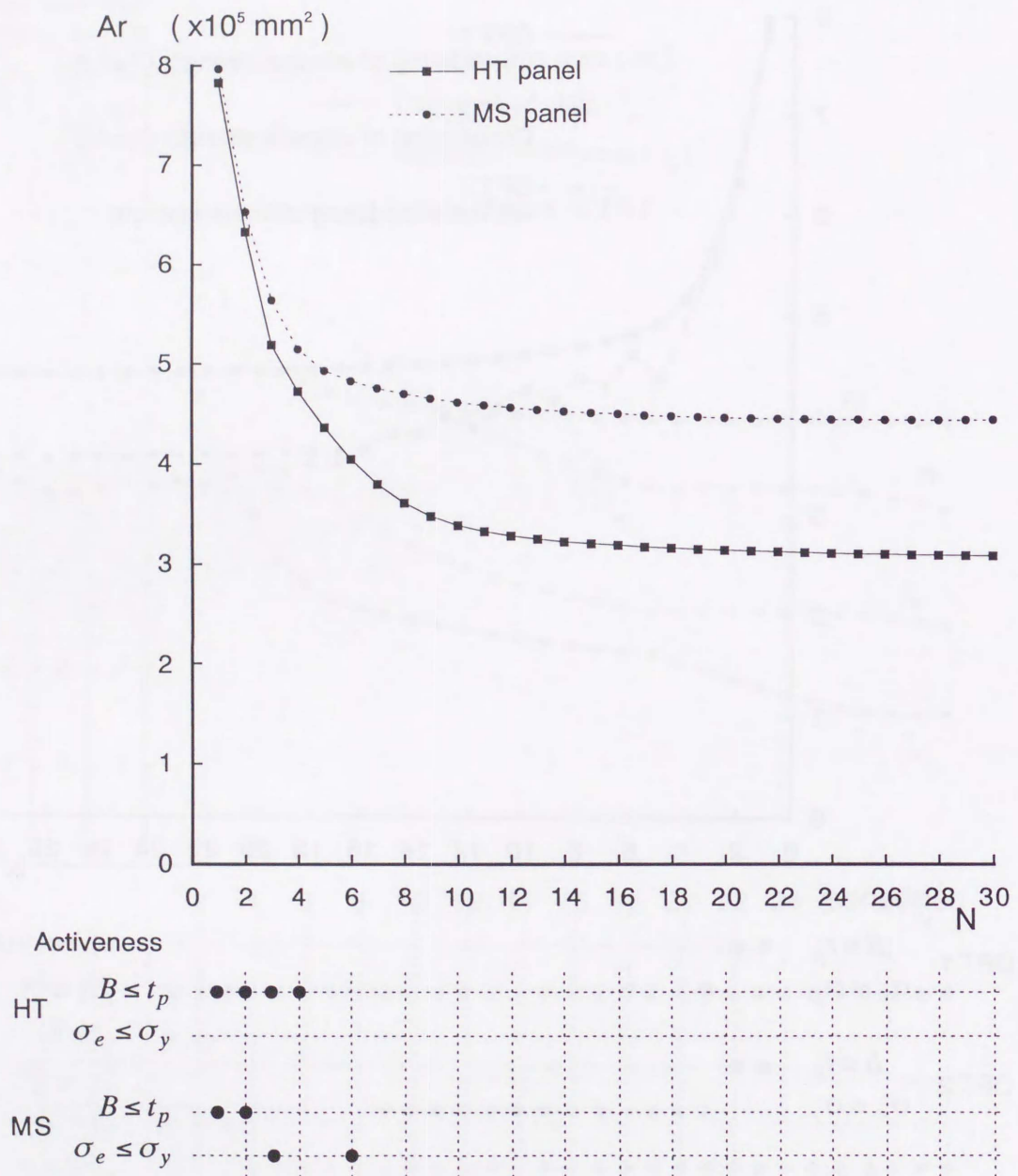
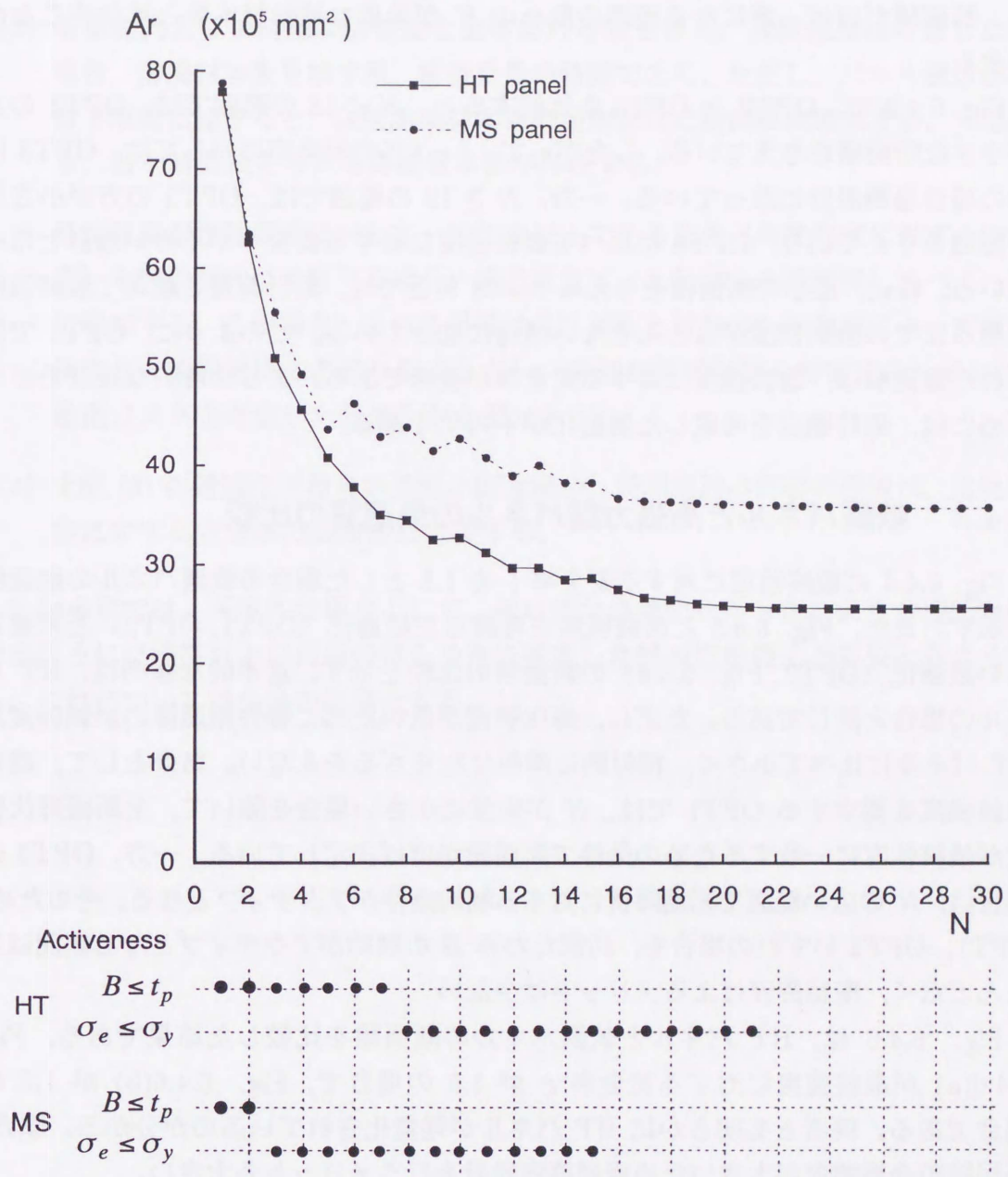


Fig.6.4.5 Comparison of minimum cross-sectional area of MS panel



(a) $\xi=1.5$

Fig.6.4.6 Comparison of minimum cross-sectional area between HT and MS panels



(b) $\xi=1.2$

Fig.6.4.6 Comparison of minimum cross-sectional area between HT and MS panels (continued)

の不確定性を考慮した信頼性解析が必要である。なお、一般に、 N が増えると、溶接線が長くなり、溶接コストが増加する。その意味で、 $\xi=1.2, 1.5$ のいずれの場合も、断面積がほぼ一定になる範囲の最小の N が最適な補強材本数と見なすことができる。

Fig. 6.4.3 で、OPT2 と OPT3 を比較すると、 $N \leq 18$ の範囲では、OPT2 の方が小さな断面積を与えている。したがって、 $\xi=1.2$ の安全率に対しては、OPT3 はこの場合過剰設計になっている。一方、 $N \geq 19$ の範囲では、OPT3 の方が小さな断面積を与えており、OPT2 に比べて最終強度に対する安全率が小さい設計となっている。特に、最小の断面積を与える $N=28$ 付近では、設計荷重を越えて最終強度に至るまでの余剰強度がほとんどない構造になっている。このように、OPT3 で得られた最適解は、最終強度に対する安全率が曖昧である。より合理的な設計を行うためには、最終強度を考慮した最適化が不可欠である。

6.4.3 軟鋼パネルと高張力鋼パネルの最適解の比較

Fig. 6.4.4 に最終強度に対する安全率 ξ を 1.5 とした場合の軟鋼パネルの最適解を示す。また、Fig. 6.4.5 に最終強度を考慮した最適化 (OPT1, OPT2) と考慮しない最適化 (OPT3, Fig. 6.3.6) の断面積の比較を示す。基本的な傾向は、HT パネルの場合と同じである。ただし、降伏強度が低いために弾性座屈後の余剰強度が HT パネルに比べて小さく、相対的に厚板にならざるをえない。結果として、高い最終強度を要求する OPT1 では、 N が非常に小さい場合を除いて、全断面降伏強度が最終強度に一致するための条件で断面積がほぼ決定している。一方、OPT2 の場合は、 N の広い範囲で初期降伏に対する制約条件がアクティブとなる。そのため、OPT1, OPT2 いずれの場合も、局部たわみ B の制約がアクティブとなる範囲はほとんどなく、座屈許容によるメリットは少ない。

Fig. 6.4.6 は、HT パネルと軟鋼パネルの断面積を比較した結果である。Fig. 6.4.6(a) が最終強度に対する安全率 ξ が 1.5 の場合で、Fig. 6.4.6(b) が 1.2 の場合である。両者とも明らかに HT パネルが軽量化されているのが分かる。また、座屈後の余裕強度が大きいいため座屈許容設計を行うメリットも大きい。

6.5 結論

本章では、座屈許容設計の立場から、弾性大たわみ挙動と最終強度を考慮した防撓パネルの最小重量設計を行い、以下の知見を得た。

- (1) 座屈許容によりパネル重量を軽減できるが、初期降伏に関する制約条件によって、その効果は、軟鋼パネルに比べ高強度である HT パネルの方が大きい。
- (2) 挙動制約として初期降伏強度と全体たわみ量を考え、最終強度は考慮しない場合、防撓材本数を増す程、構造重量を軽減できる。ただし、パネル板厚が許容下限値に達すると、以後防撓材本数の増加と共に断面積は増加する。すなわち、最小断面積を与える防撓材本数が存在する。
- (3) 最終強度が設計荷重に対して一定比率以上である条件（最終強度に対する安全率）を挙動制約に考慮する場合、構造重量は、上記 (2) の最適解に比べて一般に増加する。この場合、最小断面積は設計荷重と材料の降伏強度によって概ね決まり、断面形状にあまり依存しない。最適な断面形状を特定するためには、建造コストを考慮した最適化が必要である。
- (4) 上記 (3) の最適化で得られる最小断面積や、局部座屈の許容の程度は、最終強度に対する安全率の設定値に依存する。

なお本章では、基本的な場合として、確定的な最適化を行った。より合理的な設計を行うには強度および荷重のばらつきを考慮した信頼性最適化が必要と考えられる。これについては今後の課題とする。

第7章 総括

本研究では、船体や橋梁に用いられる連続した防撓パネル構造に縦曲げによる面内圧縮荷重が作用する場合について、FEMによる弾塑性大たわみ解析を行い、パネル・防撓材間の相互影響と隣接スパン間の相互影響を含めて、防撓パネルの圧壊挙動を詳細に調べた。さらにその結果を基に、防撓パネルの最終強度の簡易推定式を提案すると共に、これを用いて、座屈許容設計の立場からの防撓パネルの最適化を行った。本論文はこれらの研究成果をまとめたものである。

本研究で得られた成果をまとめると、以下の通りである。

第1章では、まず、本研究が行われた背景について述べた。続いて本論文の研究内容に関連した防撓パネルの圧壊挙動と船体構造の最適化に関する従来の研究について調査した結果を示した。さらに、本研究の目的と構成について述べた。

第2章では、1方向に面内圧縮を受ける防撓パネルの座屈・塑性崩壊挙動を解析するための基礎式を示した。はじめに、解析的手法に基づく弾性大たわみ解析の基礎式を導出した。次に、防撓パネルの弾塑性大たわみ解析に用いるシェル有限要素の定式化を示した。

第3章では、防撓材間のパネルに弾性座屈が生じる薄板防撓パネルを対象として、FEMによる弾塑性大たわみ解析を行い、弾性座屈強度と圧壊挙動の性質を調べた。その結果得られた主な知見は、以下の通りである。

- (1) 防撓材の振り剛性の効果により、防撓パネルの局部座屈強度と座屈後の面内剛性は、周辺単純支持パネルの場合より上昇する。flat-barでも、板厚を増して振り剛性を高めることにより、座屈強度と面内剛性の上昇が期待できる。また防撓材間のパネルの座屈モードは、より高次のモードになる傾向がある。
- (2) 防撓材間の矩形パネルにおいて、座屈モードと異なる半波数の正弦波初期たわみを仮定すると、初期座屈後、本来の座屈モードにたわみモードが変化する2次座屈が生じる場合がある。ただし、現実の痩せ馬モードの初期たわみは、多数の正弦波成分の和となっており、2次座屈は生じにくい。またこれらの初

期たわみモードの違いが最終強度に与える影響は小さい。

- (3) 最終強度後、全体たわみの発生の有無に関わらず、防撓パネルの変形はトランスの左右どちらかの側で集中的に進行し、残った側には除荷が生じる。
- (4) flat-bar やウェブ深さの大きい angle-bar では。全体座屈モードのたわみはあまり成長しない。全体座屈は、stocky な断面形状の防撓材の場合や、パネルのアスペクト比が大きくスパンが長い場合ほど生じやすい。この場合、最終強度後の耐力の低下は急である。
- (5) 溶接残留応力により、座屈強度と最終強度は低下する。ただし、最終強度後の挙動に対する残留応力の影響は小さい。

第4章では、実構造物で一般に使用される、防撓材間のパネルに弾塑性座屈が生じる厚板防撓パネルを対象として弾塑性大たわみ解析を行い、溶接初期不整やアスペクト比の影響を含めて、その圧壊挙動の性質を調べた。その結果、以下の知見を得た。

- (1) 厚板防撓パネルでは、基本的に隣接するスパンにまたがるオイラーモードの全体座屈が生じて最終強度に達する。パネルの局部座屈変形は小さく、痩せ馬モードの初期たわみそのまま成長する形でたわみが増加する。その結果、防撓材との接合線では固定に近い境界条件となり、パネル部の耐荷力は周辺単純支持の場合より上昇する。
- (2) 防撓材が曲げの圧縮側に当たるスパンで、防撓材がほぼ全面降伏した時点で最終強度に達する。本研究の解析では、DNV 規則が定める振り座屈防止のための h/t_w の上限値を越えた防撓材でも、振れ座屈を生じることなく全面降伏に達した。
- (3) 防撓パネルの最終強度は、防撓材を含めた全体初期たわみ形状の影響を大きく受ける。非対称な初期たわみを与えると、全体座屈モードと一致するため、最終強度、最終強度後の耐力とも低い。対称な全体初期たわみの場合も、最終強度後、何らかの非対称性が生じた時点で一気に全体座屈を生じるため、設計上は、非対称な初期たわみを考慮した強度検討が必要である。

第3章および第4章で行った解析の結果、薄板防撓パネルで防撓材のウェブの深さ・板厚比が大きい場合を除いて、隣接スパンにまたがる全体座屈モードの変形が生じて最終強度に達することが明らかとなった。第5章では、このような全体崩壊

を仮定した DNV 規則による最終強度推定式の適用性を調べた。次に、隣接スパンの相互影響を考慮した防撓パネルの最終強度の簡易推定式を新たに導出し、FEM 解析結果との比較より、その精度を調べた。その結果、以下の知見が得られた。

- (1) DNV 規則による最終強度推定式において、PI 崩壊を仮定すると、過度に安全側の最終強度の推定値を与える。SI 崩壊は PI 崩壊に比べて実際の崩壊モードに近いと見られるため、推定値は FEM 解析結果と比較的良好な相関を示す。ただし、隣接スパンで生じる PI 崩壊の影響を無視するため、薄板パネルに対して危険側の推定を与える傾向がある。
- (2) 以上の結果を考慮して、PI 崩壊と SI 崩壊の連成による連続防撓パネルの最終強度を、合理的に推定することができるダブルスパンモデルに基づく最終強度推定式を導いた。この推定値は、FEM 解析結果と非常に良好な相関を示す。

第 6 章では、座屈許容設計の立場から、局部座屈後の弾性大たわみ挙動および最終強度を考慮した防撓パネルの最適設計を行った。強度的制約として、初期降伏強度と最終強度を考え、初期降伏強度は、2 章で導出した弾性大たわみ解析式から求め、最終強度は 5 章で導出した推定式より求めた。この結果以下の知見を得た。

- (1) たわみの感度は座屈荷重近傍で大きく値が変化する。そのため、この感度を用いた再解析解は、座屈荷重近傍で乱れる。ただし、初期たわみが大きいと乱れは減少する。SLP 法を用いた最適化では、この性質を考慮して、1 ステップ当たりの設計変数の変化量を定める必要がある。
- (2) 座屈許容によりパネル重量を軽減できるが、初期降伏に関する制約条件によって、その効果は、軟鋼パネルに比べ高強度である HT パネルの方が大きい。
- (3) 挙動制約として初期降伏強度と全体たわみ量を考え、最終強度を考慮しない最適化では、最小断面積を与える防撓材本数が存在する。この最適本数は、パネル板厚の許容下限値に依存する。
- (4) 最終強度を考慮した最適化では、構造重量は、上記 (2) の最適解に比べて一般に増加する。この場合、最小断面積は設計荷重と材料の降伏強度によって概ね決まり、断面形状に余り依存しない。また、この最適化で得られる最小断面積や、局部座屈の許容の程度は、最終強度に対する安全率の設定値に依存する。

今後解決を図るべき問題として、下記のものが残っている。

- (1) 第5章で提案した最終強度推定式を、防撓材の初期たわみが対称な場合、および溶接残留応力を考慮する場合に適用できるように拡張する必要がある。また、flat-bar 防撓材以外の断面形状に適用可能にする必要がある。この場合、angle-bar のような非対称断面を持つ防撓材では、防撓材の捩り変形の影響を考慮する必要がある。
- (2) 第6章では、最終強度に対する安全率を与え、確定的な最適化を行ったが、より合理的な設計を行うには強度および荷重のばらつきを考慮した信頼性最適化が必要である。また、評価関数を構造重量に限定したが、建造コストを考慮したコスト最適化を行う必要もある。

謝辞

本研究は、広島大学工学部教授、矢尾哲也博士、広島大学工学部助教授、藤久保昌彦博士の指導のもとで、同学部エンジニアリングシステム教室構造強度研究室の教職員ならびに、卒業生、研究室学生の方々からの数々の御協力を得て行われたものである。

特に矢尾哲也教授ならびに藤久保昌彦助教授には研究の計画、実施、結果の検討など本研究の全般にわたって終始たえまない御指導と御鞭撻を賜った。

また、本研究をまとめるに当たり、広島大学工学部教授、藤谷義信博士、藤本由紀夫博士、信川寿博士、矢島浩博士から有益な御指示と御討論を賜った。

本研究の期間中、広島大学工学部生であった古垣鉄也氏（小松製作所）に御協力を頂いた。また、広島大学大学院に在学していた大野禎久氏（日本テレコム）、久間康充氏（三菱重工）、広島大学大学院生、入沢真生氏にも御協力を頂いた。

さらに広島大学工学部助手、山本元道氏には計算機の使用において多大な御協力を頂いた。

同学部エンジニアリングシステム教室の事務の職員の方々にも多大の御協力を頂いた。

本研究は、以上の方々を始め多数の方々の御協力を得てはじめてなしたものであり、本論文を終えるにあたり、これらの方々から心からの謝意を表します。

参考文献

- [1] 上田幸雄, 富田康光, 梅崎一夫, 永野博介, 川本要次, 西村信一, 楠葉貞治: ”繰り返し軸圧縮荷重を受ける薄板防撓板の座屈許容設計 (その1)”, 日本造船学会論文集, 第170号, 1991, pp. 503-512.
- [2] 大坪英臣, 福村 勝: ”信頼性評価に基づく構造物の最適設計に関する研究—防撓板における局部座屈許容設計の位置づけ—”, 日本造船学会論文集, 第170号, 1991, pp.493-502.
- [3] Ueda, Y., Rashed, S.M.H. and Addel-Nasser, Y.: ”On Buckling Accepted Design of Ship Structures Utilizing High Tensile Steels,” J. Soc. Naval Arch. of Japan, Vol. 171, 1992, pp. 343-354.
- [4] 関西造船協会: ”超高張力鋼の船体構造への適用—コンテナ船の試設計—”, 関西造船協会, 構造・強度研究会報告, 第1報 (1992), pp. 38-48.
- [5] Faulkner, D.: ”A Review of Effective Plating for Use in the Analysis of Stiffened Plating in Bending and Compression”, J. of Ship Reserach, Vol. 19, No. 1 (1975), pp.1-17.
- [6] Soares, C.G.: ”Design Equation for Compressive Strength of Unstiffened Plate Elements with Initial Imperfections”, J. Construct. Steel Research 9, 1988, pp.287-310.
- [7] 上田幸雄, 安川 度, 矢尾哲也, 池上 博, 大南亮一: ”圧縮を受ける正方形板の最終強度に関する研究 (第1報) —初期たわみおよび溶接残留応力の影響について—”, 日本造船学会論文集, 第137号, 1975, pp. 315-326.
- [8] 上田幸雄, 矢尾哲也, 中村和博: ”溶接初期不整を有する矩形板の圧壊強度に関する研究 (第1報) —初期たわみ波形および初期たわみ量の影響—”, 日本造船学会論文集, 第148号 (1980), pp. 222-231.

- [9] 上田幸雄, 矢尾哲也: "溶接初期不整を有する矩形板の圧壊強度に関する研究 (第2報) -初期たわみ波形および溶接残留応力の影響-", 日本造船学会論文集, 第149号 (1981), pp. 306-313.
- [10] 上田幸雄, 矢尾哲也, 中長啓治, 田中義照, 半田和久: "溶接初期不整を有する矩形板の圧壊強度に関する研究 (第3報) -複雑な初期たわみを有する矩形板の圧壊強度の推定法", 日本造船学会論文集, 第154号 (1983), pp. 345-355.
- [11] Yao, T., Fujikubo, M. and Nie, C.: Buckling/Plastic Behaviour of Plates under Inplane Cylind Loading, Structural Dynamics-Eurodyn'93, Moan et al. (eds), Balkema (1993), pp. 787-794.
- [12] 遠藤久芳, 田中義照: "局部座屈する防撓板の弾塑性挙動解析 (その1) -圧縮を受ける矩形板の弾塑性挙動解析法-", 日本造船学会論文集, 第172号 (1992), pp. 427-436.
- [13] Smith, C.S.: "Compressive Strength of Welded Steel Ship Grillage", Trans. of RINA, Vol. 117 (1975), pp. 325-359.
- [14] 上田幸雄, 矢尾哲也, 菊本仁司: "補強材の最小剛比について", 日本造船学会論文集, 第140号 (1976), pp. 199-204.
- [15] 上田幸雄, 矢尾哲也, 片山正孝, 中峰政則: "補強材の最小剛比について (第2報)", 日本造船学会論文集, 第143号 (1978), pp. 308-315.
- [16] 上田幸雄, 矢尾哲也, 中峰政則, 中村和博: "補強材の最小剛比について (第3報)", 日本造船学会論文集, 第145号 (1979), pp. 176-185.
- [17] Carlsen, C.A.: "Simplified Collapse Analysis of Stiffened Plates", Norwegian Maritime Research, Vol. 5, No. 4 (1977), pp. 20-36.
- [18] DNV: "Buckling strength analysis of mobile offshore units", Classification Notes, No. 30, 1995.
- [19] Murray, N.W.: "Buckling of Stiffened Panels Loaded Axially and in Bending", The Structural Engineer, Vol. 51, No. 8 (1973), pp.285-301.
- [20] 田中義照, 遠藤久芳: "防撓材の局部座屈を伴う防撓板の圧縮強度", 日本造船学会論文集, 第164号 (1988), pp.456-467.

- [21] 田中義照, 遠藤久芳: "防撓材の局部座屈を伴う防撓板の圧縮強度 (第2報) - 防撓材の溶接初期不整の影響 -", 日本造船学会論文集, 第169号 (1991), pp.391-402.
- [22] Caridis, P. A. and Frieze, P. A.: "Flexural-Torsional Elasto-plastic Buckling in Flat Stiffened Plating Using Dynamic Relaxation. Part 1: Theory", Thin-Walled Structures, 6 (1988), pp.453-481.
- [23] Caridis, P. A. and Frieze, P. A.: "Flexural-Torsional Elasto-plastic Buckling in Flat Stiffened Plating Using Dynamic Relaxation. Part 2: Comparison with Test Results and Other Formulations", Thin-Walled Structures, 7 (1989), pp.37-72.
- [24] Panagiotopoulos, G. D.: "Ultimate Torsional Strength of Flat-bar Stiffeners Attached to Flat Plating Under Axial Compression", Marine Structures, 5 (1992), pp.535-557.
- [25] Ronalds, B.F.: "Local Buckling Interaction Between Plating and Attached Stiffeners", Vol. 67, No. 16/15 (1989), pp. 291-299.
- [26] Hu, S.Z.: "Numerical Study of Tripping Behaviour of Stiffened Plates", Proc. of 2nd Canadian Marine Dynamics Conference, Vancouver (1993).
- [27] 矢尾哲也, 藤久保昌彦, 梶 春, 上山誠司: "板の圧壊挙動を表す簡易解析モデルの開発とその応用", 日本造船学会論文集, 第178号 (1996), pp. 439-449.
- [28] Ghavami, K.: "Experimental Study of Stiffened Plates in Compression up to Collapse", J. Constructional Steel Research, 28 (1994), pp.197-221.
- [29] 北村勝英: "船体構造の最適設計に関する研究 (第3報) -タンカーの縦強度部材の最適設計-", 日本造船学会論文集, 第132号 (1972), pp. 129-141.
- [30] 信川 寿: "船体の立体強度計算による最適設計について (I)", 西部造船学会報, 第46号 (1973), pp. 129-141.
- [31] Pedersen, P.T. and Nielsen, N.J.R.: "Structural Optimization of Ship Structures", Computer Aided Optimal Design: Structural and Mechanical Systems, Carlos et al. (eds), Springer-Verlag (1986), pp. 921-942.

- [32] Nobukawa, H, Kitamura, M. Zhou, G. : "Application of Multiplier Method to Ship Structural Optimization - in view of the Discrete Values of Standard Plate Thickness-", J. Soc. Naval Arch. Japan, Vol.176 (1994), pp. 291-299.
- [33] 岸 光男, 有馬正和, 前田朝樹 : "神経回路モデルによる船体中央断面の離散的最適設計", 関西造船協会, 第 214 号 (1990), pp. 11-16.
- [34] 岡田哲男, 根木 勲 : "遺伝的アルゴリズムによる船体構造最適設計", 日本造船学会論文集, 第 171 号 (1992), pp. 259-266.
- [35] Nobukawa, H. and Zhou, G: "Discrete Optimization of Ship Structures with Genetic Algorithms", J. Soc. Naval Arch. Japan, Vol.179 (1996), pp. 293-301.
- [36] 都井 裕, 弓削康平, 川井忠彦 : "構造要素の衝突圧壊強度に関する基礎的検討 (その 1) -有限要素法による超大変形解析-", 日本造船学会論文集, 第 159 号 (1986), pp. 248-257.
- [37] 矢尾哲也, 藤久保昌彦, 高 在用 : "初期たわみを有する薄板の 2 次座屈に関する研究", 日本造船学会論文集, 第 176 号, (1994), pp.309-318.
- [38] 矢尾哲也, 藤久保昌彦, 高 在用, 山本元道 : "2 次座屈が板の座屈・塑性崩壊挙動に及ぼす影響に関する研究", 日本造船学会論文集, 第 177 号, (1995), pp.347-355.
- [39] Det Norske Veritas: "Rules for the Design Construction and Inspection of Offshore Structures, 1982.
- [40] Yao, T., Nikolov, P.I. and Miyagawa, Y.: "Influence of Welding Imperfections on Stiffness of Rectangular Plate under Thrust, Mechanical Effects of Welding", (Eds.) Karlsson, L., Lindgren, L.-E. and Jonsson, M., Springer-Verlag (1992), pp.261-268.
- [41] 矢尾哲也 : "船体構造部材の圧壊強度に関する研究", 大阪大学学位論文, 1980.
- [42] 佐藤邦彦, 寺崎俊夫 : "構造用材料の溶接残留応力, 溶接変形に及ぼす溶接諸条件の影響", 溶接学会誌, 第 45 号, 第 1 巻 (1976), pp.42-50.
- [43] Smith, C.S., Davidson, P.C., Chapman, J.C. and Dowling, P.J. : "Strength and Stiffness of Ships Plating under In-plane Compression and Tension", The Royal Institution of Naval Architects, W6(1987), pp. 277-296.

- [44] 上田幸雄, 中長啓治, 森山修司: "溶接初期不整を有する矩形板の圧壊挙動に関する研究 (第4報)", 日本造船学会論文集, 第140号, (1986), pp.282-294.
- [45] 松岡一祥, 吉井徳治: "角回し溶接継手の残留応力", 日本造船学会論文集, 第180号, (1997), pp.753-761.

本論文に関連した発表論文

- [1] 藤久保昌彦, 柳原大輔, 矢尾哲也: "後座屈挙動を考慮した防撓パネルの最適設計に関する研究", 関西造船協会誌, 第 219 号, (1993), pp.123-133.
- [2] 矢尾哲也, 藤久保昌彦, 谷口浩一, 柳原大輔: "幾何学的非線形構造応答の感度解析および再解析", 西部造船会会報, 第 88 号, (1994), pp.157-167.
- [3] Fujikubo, M., Yao, T., Yanagihara, D., and Balu Vargese: "Optimal Design of Stiffened Panel Considering Post-Buckling Behavior", Proc. Int. Conf. for New Ship Technology into 21st Century, Shanghai, China, (1994), pp.291-298.
- [4] 矢尾哲也, 藤久保昌彦, 柳原大輔, 大野禎久: "防撓パネルの圧壊挙動に関する研究 (第 1 報)", 日本造船学会論文集, 第 178 号, (1995), pp.451-462.
- [5] 矢尾哲也, 藤久保昌彦, 柳原大輔: "面内圧縮荷重を受ける連続防撓パネルの座屈・塑性崩壊挙動に関する研究", 西部造船会会報, 第 92 号, (1996), pp.263-274.
- [6] 矢尾哲也, 藤久保昌彦, 柳原大輔, 久間康充: "防撓パネルの圧壊挙動に関する研究 (第 2 報)", 日本造船学会論文集, 第 180 号, (1996), pp.435-446.

Appendix A

弾性大たわみ解析基礎式における諸係数

$$\begin{aligned}
 \alpha_1 &= \frac{\pi^3 E}{64} \left\{ \left(\frac{k^4}{a^4} + \frac{l^4}{b^4} \right) b t_p + \left(2 \frac{k^4}{a^4} \sum_{i=1}^N \cos^2 \frac{2l\pi i}{n} + N \nu^2 \frac{l^4}{b^4} \right) h t_w \right\} \\
 \alpha_2 &= \frac{\pi^2 E k^3 c h t_w}{8 a^4} (\cos k\pi - 1) \sum_{i=1}^N \cos \frac{2l\pi i}{n} \sin \frac{l\pi i}{n} \\
 &\quad - \frac{\pi^2 E \nu k l^2 c h t_w}{16 a^2 b^2} \left(-\cos k\pi + \frac{1}{3} \cos 3k\pi + \frac{2}{3} \right) \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n} \\
 \alpha_3 &= 2\alpha_2 \\
 \alpha_4 &= \frac{\pi^3 E b t_p^3}{48(1-\nu^2)} \left(\frac{k^2}{a^2} + \frac{l^2}{b^2} \right)^2 + \frac{\pi^3 E k^4 h t_w}{2 a^4} \left(c^2 + \frac{h^2}{12} \right) \sum_{i=1}^N \sin^2 \frac{l\pi i}{n} \\
 \alpha_5 &= \frac{\pi k^2}{4 a^2} \left\{ \left(\sum_{i=1}^N \cos \frac{2l\pi i}{n} - N \right) h t_w - b t_p \right\} \\
 \alpha_6 &= \frac{\pi^3 E t_p}{64 b^3} (f_1 + f_2 + f_3 + f_4) \\
 &\quad + \frac{\pi^3 E h t_w}{32 b^4} \left[\{ (\alpha^2 c_1 - \nu c_5)^2 + (\alpha^2 c_4 - \nu c_8)^2 \} \sum_{i=1}^N \cos^2 \frac{(l-n)\pi i}{n} \right. \\
 &\quad \left. + \{ (\alpha^2 c_2 - \nu c_6)^2 + (\alpha^2 c_3 - \nu c_7)^2 \} \sum_{i=1}^N \cos^2 \frac{(l+n)\pi i}{n} \right] \\
 \alpha_7 &= \alpha_8 \\
 &= -\frac{\pi^2 E c k^2 h t_w}{8 a^2 b^2} \left\{ (\alpha^2 c_1 - \nu c_5) \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n} \cos \frac{(l-n)\pi i}{n} \right. \\
 &\quad \left. + (\alpha^2 c_3 - \nu c_7) \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n} \cos \frac{(l+n)\pi i}{n} \right\} \\
 &\quad \times \left\{ \frac{\cos(2k-m)\pi - 1}{2k-m} + \frac{\cos m\pi - 1}{m} \right\}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \{(\alpha^2 c_2 - \nu c_6) \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n} \cos \frac{(l+n)\pi i}{n} \\
& + (\alpha^2 c_4 - \nu c_8) \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n} \cos \frac{(l-n)\pi i}{n}\} \\
& \times \left\{ \frac{\cos(2k+m)\pi - 1}{2k+m} - \frac{\cos m\pi - 1}{m} \right\} \\
\alpha_9 & = \frac{\pi^3 E h t_w m^2 k^2}{32a^4} \sum_{i=1}^N \cos \frac{2l\pi i}{n} \\
\alpha_{10} & = \frac{\pi^2 E c h t_w k m^2}{8a^4} (\cos k\pi - 1) \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n} \\
& - \frac{\pi^2 E \nu c h t_w k^2 n^2}{16a^2 b^2} \left\{ \frac{\cos(k+2m)\pi - 1}{k+2m} + \frac{\cos(k-2m)\pi - 1}{k-2m} \right\} \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n}
\end{aligned}$$

$$\beta_1 = \frac{\pi^2 E}{64} \left\{ N \left(2 \frac{m^4}{a^4} + \nu^2 \frac{n^4}{b^4} \right) h t_w + \left(\frac{m^4}{a^4} + \frac{n^4}{b^4} \right) b t_p \right\}$$

$$\beta_2 = \frac{\pi^2 E b t_p^3}{48(1-\nu^2)} \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)^2$$

$$\beta_3 = -\frac{t_p m^2}{4a^2}$$

$$\beta_4 = \frac{\pi^2 E t_p}{64b^3} (f_1 + f_2 + f_3 + f_4)$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{\pi^2 E h t_w}{32b^4} \left[\{(\alpha^2 c_1 - \nu c_5)^2 + (\alpha^2 c_4 - \nu c_8)^2\} \sum_{i=1}^N \cos^2 \frac{(l-n)\pi i}{n} \right. \\
& \left. + \{(\alpha^2 c_2 - \nu c_6)^2 + (\alpha^2 c_3 - \nu c_7)^2\} \sum_{i=1}^N \cos^2 \frac{(l+n)\pi i}{n} \right]
\end{aligned}$$

$$\beta_5 = \frac{\pi E c h t_w k m^2}{4a^4} (\cos k\pi - 1) \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n}$$

$$- \frac{\pi E \nu c h t_w k^2 n^2}{8a^2 b^2} \left\{ \frac{\cos(k+2m)\pi - 1}{k+2m} + \frac{\cos(k-2m)\pi - 1}{k-2m} \right\} \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n}$$

$$\beta_6 = \frac{\pi^2 E h t_w k^2 m^2}{32a^4} \sum_{i=1}^N \sin \frac{2l\pi i}{n}$$

$$\beta_7 = -\frac{\pi E c h t_w k^2}{8a^2 b^2} \left[\{(\alpha^2 c_1 - \nu c_5) \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n} \cos \frac{(l-n)\pi i}{n} \right.$$

$$+ (\alpha^2 c_3 - \nu c_7) \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n} \cos \frac{(l+n)\pi i}{n} \left. \right\}$$

$$\times \left\{ \frac{\cos(2k-m)\pi - 1}{2k-m} + \frac{\cos m\pi - 1}{n} \right\}$$

$$\begin{aligned}
& + \{(\alpha^2 c_2 - \nu c_6) \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n} \cos \frac{(l+n)\pi i}{n} \\
& + (\alpha^2 c_4 - \nu c_8) \sum_{i=1}^N \sin \frac{l\pi i}{n} \cos \frac{(l-n)\pi i}{n} \} \\
& \times \left\{ \frac{\cos(2k+m)\pi - 1}{2k+m} - \frac{\cos m\pi - 1}{m} \right\}
\end{aligned}$$

$$\alpha = a/b \quad c = \frac{1}{2}(t_p + h)$$

$$\begin{aligned}
c_1 &= (l-n)^2 \frac{(kn-lm)^2}{\{(k-m)^2 + (l-n)^2 \alpha^2\}^2} \\
c_2 &= (l+n)^2 \frac{(kn-lm)^2}{\{(k+m)^2 + (l+n)^2 \alpha^2\}^2} \\
c_3 &= (l+n)^2 \frac{(kn+lm)^2}{\{(k-m)^2 + (l+n)^2 \alpha^2\}^2} \\
c_4 &= (l-n)^2 \frac{(kn+lm)^2}{\{(k+m)^2 + (l-n)^2 \alpha^2\}^2} \\
c_5 &= (k-m)^2 \frac{(kn-lm)^2}{\{(k-m)^2 + (l-n)^2 \alpha^2\}^2} \\
c_6 &= (k+m)^2 \frac{(kn-lm)^2}{\{(k+m)^2 + (l+n)^2 \alpha^2\}^2} \\
c_7 &= (k-m)^2 \frac{(kn+lm)^2}{\{(k-m)^2 + (l+n)^2 \alpha^2\}^2} \\
c_8 &= (k+m)^2 \frac{(kn+lm)^2}{\{(k+m)^2 + (l-n)^2 \alpha^2\}^2}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
f_1 &= \frac{(kn-lm)^4}{\{(k-m)^2 + (l-n)^2 \alpha^2\}^2} \\
f_2 &= \frac{(kn-lm)^4}{\{(k+m)^2 + (l-n)^2 \alpha^2\}^2} \\
f_3 &= \frac{(kn+lm)^4}{\{(k-m)^2 + (l+n)^2 \alpha^2\}^2} \\
f_4 &= \frac{(kn+lm)^4}{\{(k+m)^2 + (l-n)^2 \alpha^2\}^2}
\end{aligned}$$

Appendix B

初期たわみの簡易推定式

上田, 中長ら [44] によれば, ロンジ材およびトランス材により囲まれた1パネルに生じる溶接初期たわみの最大値 $w_{p0\max}$ と 圧壊強度に対する有効初期たわみ係数 ζ はそれぞれ次式により推定できる。

$$w_{p0\max} = \sum_k \left\{ (-1)^{(k-1)/2} \frac{\frac{2b'}{\pi k} \delta_{0x} + \frac{2\pi b'^4}{15a^3} k^2 \delta_{0y}}{\frac{\pi^4 b'^4}{60a^4} k^4 + \frac{\pi^2 b'^2}{3a^2} k^2 + 2} \right\} \quad (\text{B},1)$$

$$k = 1, 3, 5, 7, 9, \dots$$

ここで,

$$\delta_{0x} = \{1 - (t_s + 2f)/b'\} \delta_f$$

$$\delta_{0y} = \{1 - (t_s + 2f)/a\} \delta_f$$

$$\delta_f = c_1 \chi^n e^{-c_2 \chi}$$

$$\chi = I/(t_p \sqrt{vt_p}) \times 10^{-3}$$

I : 溶接電流 [A]

v : 溶接速度 [cm/min]

c_1, c_2, n : 鋼種, 溶接法などにより異なる定数

f : すみ肉脚長 [mm]

b' : 防撓材間のパネル幅

$$\zeta = \begin{cases} 1 & \beta \leq 1.0 \\ 1 - \frac{2}{3} \left(1 - \frac{1}{K}\right) (\beta - 1) & 1.0 \leq \beta \leq 2.5 \\ \frac{1}{K} & 2.5 \leq \beta \end{cases} \quad (\text{B},2)$$

ここで

$$\beta = \frac{b'}{t_p} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$$

$$K : \begin{cases} \text{座屈モード波数 } m & (\text{座屈モード波数が奇数の場合}) \\ \text{座屈モード波数 } m + 1 & (\text{座屈モード波数が偶数の場合}) \end{cases}$$

本研究の解析では、

$$I = 300\text{A}, \quad v = 15\text{cm/min}$$

とし、また n , c_1 , c_2 には次に示す値を用いた。

	n	c_1	c_2
MS	1.6	0.36	2.8
HT	1.9	0.48	2.8

Appendix C

FEM 解析とダブルスパンモデルの適用性の検証

C.1 FEM 解析の適用性の検証

2.3 節で述べた有限要素法を用いた解析が、実際の崩壊現象をどの程度再現できるかを調べる。Fig. C.1 に示す防撓パネル構造は、ISSC で行われた座屈崩壊試験で用いられた試験体である。降伏強度はパネル部分が $\sigma_{Yp} = 45.07\text{kgf/mm}^2$ ，ロンジ材およびトランス材が $\sigma_{Ys} = 36.17\text{kgf/mm}^2$ である。

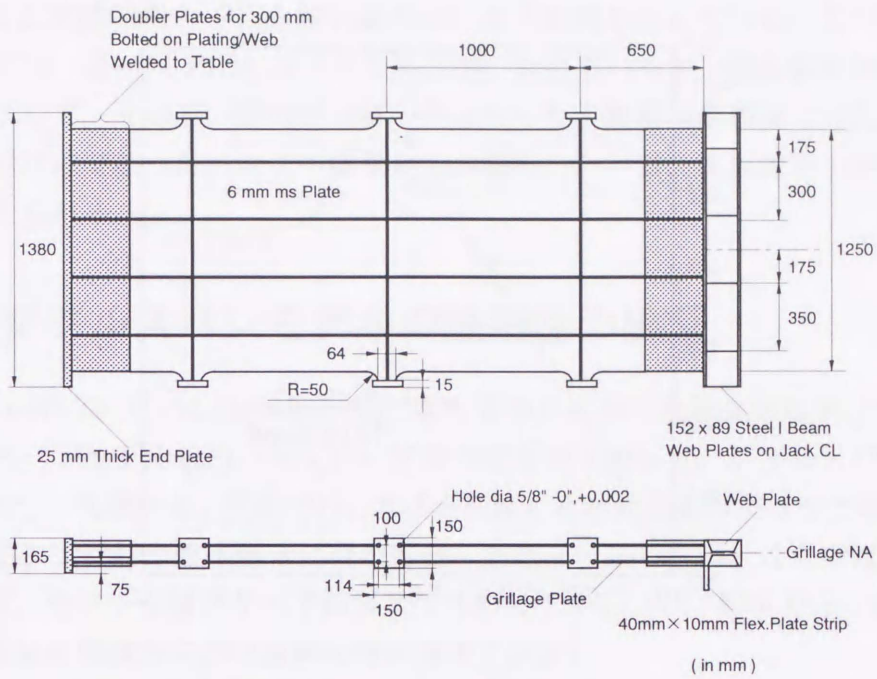
解析は、Fig. C.2 で示すように、パネルとロンジ材ウェブに関しては、シェル要素に分割して、ロンジ材フランジおよびトランス材に関しては梁要素を用いた。また、Fig. C.1 の網掛け部分で示す端部の板厚は 20mm とした。

初期不整には、初期たわみと溶接残留応力を考えた。初期たわみは、パネル部分に関しては、式 (3.2.4) で示す痩せ馬モードで表し、その最大値が 1mm となるようにした。ロンジ材を含めた全体初期たわみは、式 (4.2.2) で示す非対称モードとし、その最大値を 0.1mm とした。残留応力に関しては、引張の残留応力域が与えられていたため、その部分に固有ひずみを増分的に与え再現した。圧縮荷重は、一様な強制変位を与え、荷重載荷辺とトランス材位置でたわみを拘束した。

Fig. C.3 に、実験および解析で得られた平均圧縮応力～平均圧縮ひずみ関係を示す。平均圧縮応力 $\bar{\sigma}_a$ と平均圧縮ひずみ $\bar{\epsilon}_a$ は以下の式で与えられる。

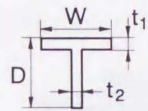
$$\bar{\sigma}_a = \frac{P}{A_p \sigma_{Yp} + 4A_s \sigma_{Ys}}, \quad \bar{\epsilon}_a = \frac{A_p + 4A_s}{A_p \epsilon_{Yp} + 4A_s \epsilon_{Ys}} \frac{u'}{L'}$$

ここで、 u' と L' は板厚 6mm 部分の圧縮変位と初期長さを表している。また、 A_p および A_s はパネルとロンジ材の断面積を表し、 ϵ_{Yp} および ϵ_{Ys} は、パネルおよびロンジ材の降伏ひずみを表している。 P は圧縮荷重である。Fig. C.4 に解析で得られた、最終計算ステップでの変形と降伏域の拡がりを示す。



① Longitudinals: 1"x3" Admiralty Long Stalk T Bars

② Frames: 64mmx127mm T Bars



D = 76.2 mm

D = 127 mm

W = 25.4 mm

W = 64 mm

① t₁ = 4.445 mm

② t₁ = 6.6 mm

t₂ = 6.35 mm

t₂ = 13.4 mm

A = 464.5 mm²

A = 1613 mm²

Fig.C.1 Details of ISSC test specimen

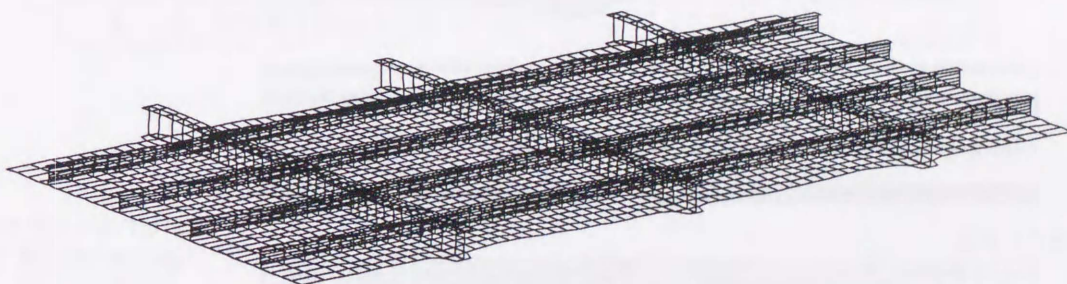


Fig.C.2 FEM model

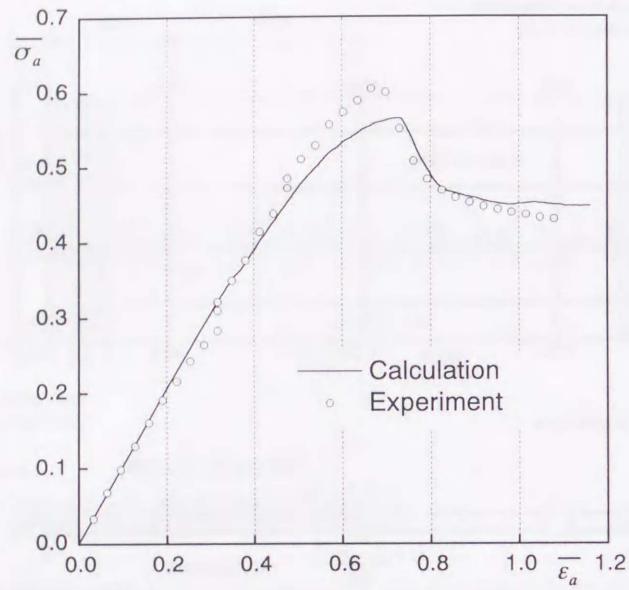


Fig.C.3 Average stress-average strain relationship of stiffened plate

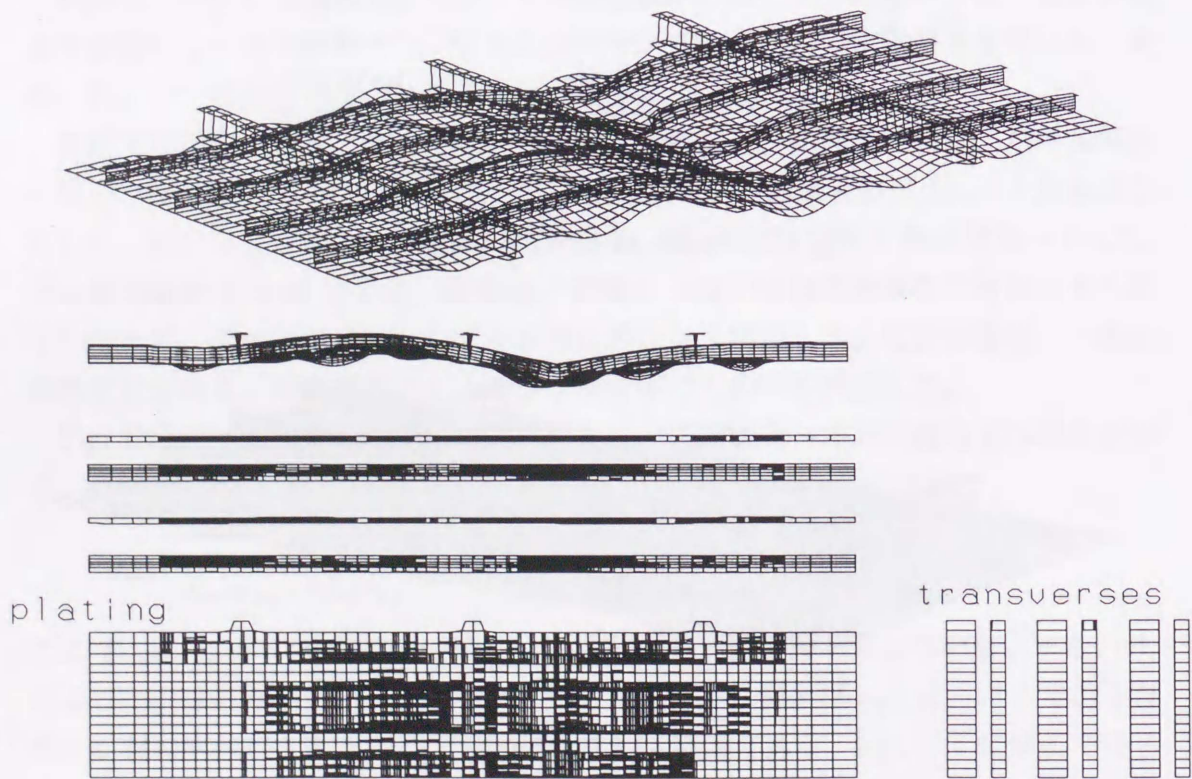


Fig.C.4 Deflection mode and spread of yielded zone obtained by calculation

Fig. C.4 からスパン間の全体座屈が生じて崩壊していることが分かる。また、Fig. C.3 を見ると実験結果と FEM 解析結果は、良い相関を示している。この実験モデルに対しては、様々な FEM コードで解析が行われているが、最終強度後、耐力が急激に低下して、その後、耐力がほぼ一定になった実験結果を再現できたのは、本解析コードだけであった。以上の結果から本解析コードは、実現象を十分に再現できると考えられる。

C.2 ダブルスパンモデルの適用性の検証

次に、Smith の行った tee-bar 防撓材を有するパネルの座屈崩壊試験 [13] の結果とダブルスパンモデルを用いた FEM 解析の結果を比較して、ダブルスパンモデルの適用性について調べる。実験では、水圧を想定した横荷重を作用させた場合や、形状の異なるロンジ材が数本置きに取り付けられたモデルもある。ここでは、横荷重を考慮せず、全ロンジ材がすべて同形状であるモデルについて解析を行った。Table C.1 に試験体の形状ならびに材料の降伏強度を示す。

解析は、3.2.1 節で説明したダブルスパンモデルを用いて、パネルおよびロンジ材ともシェル要素で分割して行う。初期不整については、文献 [13] に示している値を用いた。なお解析においては、トランス材を無視した。

Table C.1 Dimension of test structures [13]

Model	Plating				Longitudinals				
	a	b	t_p	σ_Y	h	t_w	b_f	t_f	σ_Y
2b	1524.0	304.8	7.9	26.9	114.3	5.4	44.7	9.5	28.5
3b	1524.0	304.8	6.4	26.1	77.2	4.7	27.9	6.4	23.2
7	1524.0	609.6	6.3	30.1	115.1	5.2	45.2	9.5	31.7

length in mm stress in kgf/mm²

- a : Length of span between transverse frame
- b : Breadth of plate between longitudinal stiffener
- t_p : Thickness of plate
- h : Height of longitudinal stiffener
- t_w : Thickness of web of longitudinal stiffener
- b_f : Breadth of flange of longitudinal stiffener
- t_f : Thickness of flange of longitudinal stiffener

Table C.2 に実験および解析から得られた最終強度を示す。また、Fig. C.5 に解析より得られたモデル 3b の変形図を示す。両者の最終強度の差は、数 % 程度であり、また Fig. 3.2.2 に示すモデル 3b の実験結果と同様の全体座屈が生じているのが分かる。以上の結果から、ダブルスパンモデルを用いた解析の適用性を証明できたと考えられる。

Table C.2 Ultimate strength obtained by experiment and calculation

Model	σ_{uexp}	σ_{ucal}	$\sigma_{ucal}/\sigma_{uexp}$
2b	22.79	21.64	0.95
3b	15.19	14.89	0.978
7	18.6	17.45	0.938

stress in kgf/mm²

σ_{uexp} : Ultimate strength obtained by experiment
 σ_{ucal} : Ultimate strength obtained by calculation

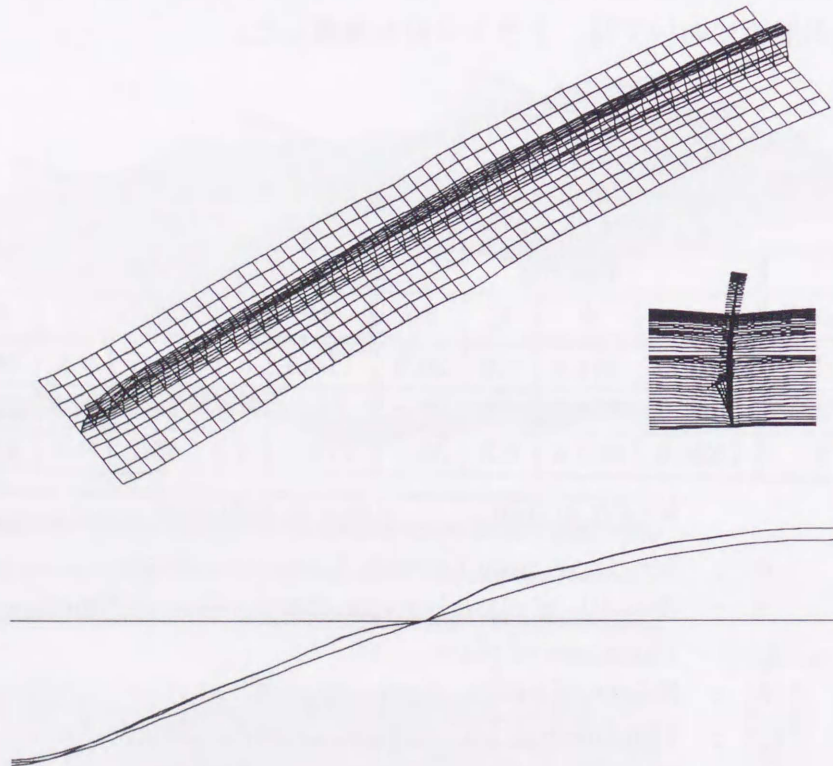


Fig.C.5 deflection mode of Model 3b obtained by calculation

Appendix D

残留応力を考慮した防撓パネルの最適化

6.3 節および 6.4 節では、溶接による残留応力を無視した最適化を行ったが、実際の防撓パネルにおいてその影響は大きい。5.3 節で示した最終強度推定式では、残留応力の影響を考慮するにまで至らなかったが、2.2 節で示した、弾性大たわみ基礎式においては、その影響を考慮することは可能である。そこで、6.3 節で行った最終強度を考慮しない最適化問題に、残留応力の影響を考慮してみる。

今、Fig. D.1 に示すような残留応力がパネルおよび防撓材に生じているとする。ここで、パネルおよび防撓材のそれぞれの部材内で、平衡条件を満足しているとする。この時、パネルおよび防撓材の圧縮残留応力 σ_{rcp} および σ_{rcs} は以下の式で与えられる。

$$\sigma_{rcp} = \frac{\mu_p}{1 - \mu_p} \sigma_Y \quad \sigma_{rcs} = \frac{\mu_s}{1 - \mu_s} \sigma_Y \quad (D,1)$$

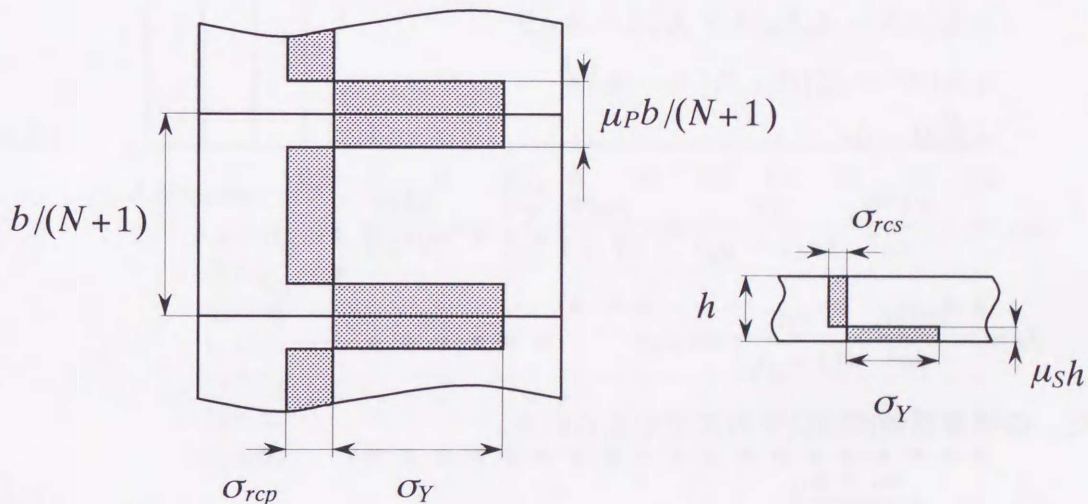


Fig.D.1 Distribution of welding residual stress

ここで、引張の残留応力域 μ_p および μ_s は、式 (3.2.6)~(3.2.8) で求められた b_t および b_{ts} を用いて次のように求められる。

$$\mu_p = 2b_t(N+1)/b \quad \mu_s = b_{ts}/h \quad (D,2)$$

b は N の防撓材が取り付けられた防撓パネルの幅を表す。なお、溶接入熱量 ΔQ_{max} は、式 (4.2.4) で与えられ、脚長 $f = 0.7t_p$ とする。ここで、パネルおよび防撓材の残留応力の分布関数を $f(y)$ および $h(z)$ とすると、式 (2.2.5) および (2.2.6) で示した σ_x および σ_s は次のようになる。

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} - \frac{Ez}{1-\nu^2} \left\{ \frac{\partial^2}{\partial x^2}(w-w_0) + \nu \frac{\partial^2}{\partial y^2}(w-w_0) \right\} - f(y) \\ \sigma_s &= \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} - \nu \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} - Ez \frac{\partial^2}{\partial x^2}(w-w_0) \Big|_{y=y_i} - h(z) \end{aligned} \quad (D,3)$$

上式と式 (2.2.5) の応力成分に対して仮想仕事の原理を適用すると以下の式が得られる。

$$\begin{aligned} &\alpha_1(A^2 - A_0^2)A + \alpha_2(A^2 - A_0^2) + \alpha_3(A - A_0)A \\ &\quad + \alpha_4(A - A_0) + \alpha_5\sigma A + \alpha_6(AB - A_0B_0)B \\ &\quad + \alpha_7(AB - A_0B_0) + \alpha_8(A - A_0)B \\ &\quad + \alpha_9(B^2 - B_0^2)A + \alpha_{10}(B^2 - B_0^2) \\ &\quad + \alpha_{11}A = 0 \end{aligned} \quad (D,4)$$

$$\begin{aligned} &\beta_1(B^2 - B_0^2)B + \beta_2(B - B_0) + \beta_3\sigma B \\ &\quad + \beta_4(AB - A_0B_0)A + \beta_5(A - A_0)B \\ &\quad + \beta_6(A^2 - A_0^2)B + \beta_7(A - A_0)A \\ &\quad + \beta_8B = 0 \end{aligned} \quad (D,5)$$

$$\alpha_{11} = -\frac{\pi k^2 b t_p}{4a^2} \frac{\sigma_Y}{k\pi(1-\mu_p)} \sin \frac{\mu_p k\pi}{N+1} \sum_{i=1}^{N+1} \cos \frac{2ki\pi}{N+1}$$

$$\beta_8 = -\frac{m^2 b t_p}{4a^2} \frac{\sigma_Y}{\pi(1-\mu_p)} \sin \mu_p \pi$$

また、弾性座屈強度は以下の式で与えられる。

$$\sigma_B^O = -\frac{\alpha_4 + \alpha_{11}}{\alpha_5} \quad (D,6)$$

$$\sigma_B^L = -\frac{\beta_2 + \beta_8}{\beta_3} \quad (D,7)$$

次に、以上の式を用いて防撓パネルの最適設計を行う。設計変数および目的関数に関しては、第6章と同様にする。また、制約条件は6.3.2節で説明したCASE 2を用いる。材料の降伏応力は $\sigma_Y = 26\text{kgf/mm}^2$ とし、設計荷重は5000 tとする。

Fig. D.2 に得られた最適解と防撓材本数の関係を表す。ここでは、圧縮残留応力 σ_{rcp} も同時に示す。また、Fig. D.3 に、Fig. 6.3.3 に示した残留応力を考慮しない最適化から得られた断面積との比較を行う。

Fig. D.2 を見ると、 $N \geq 2$ の範囲で、初期降伏に関する制約がアクティブとなっている。ここでの解析では、溶接入熱量をパネル板厚 t_p の関数で与えたため、パネル板厚を減じることにより圧縮残留応力を減じることができ、初期降伏強度を上げ

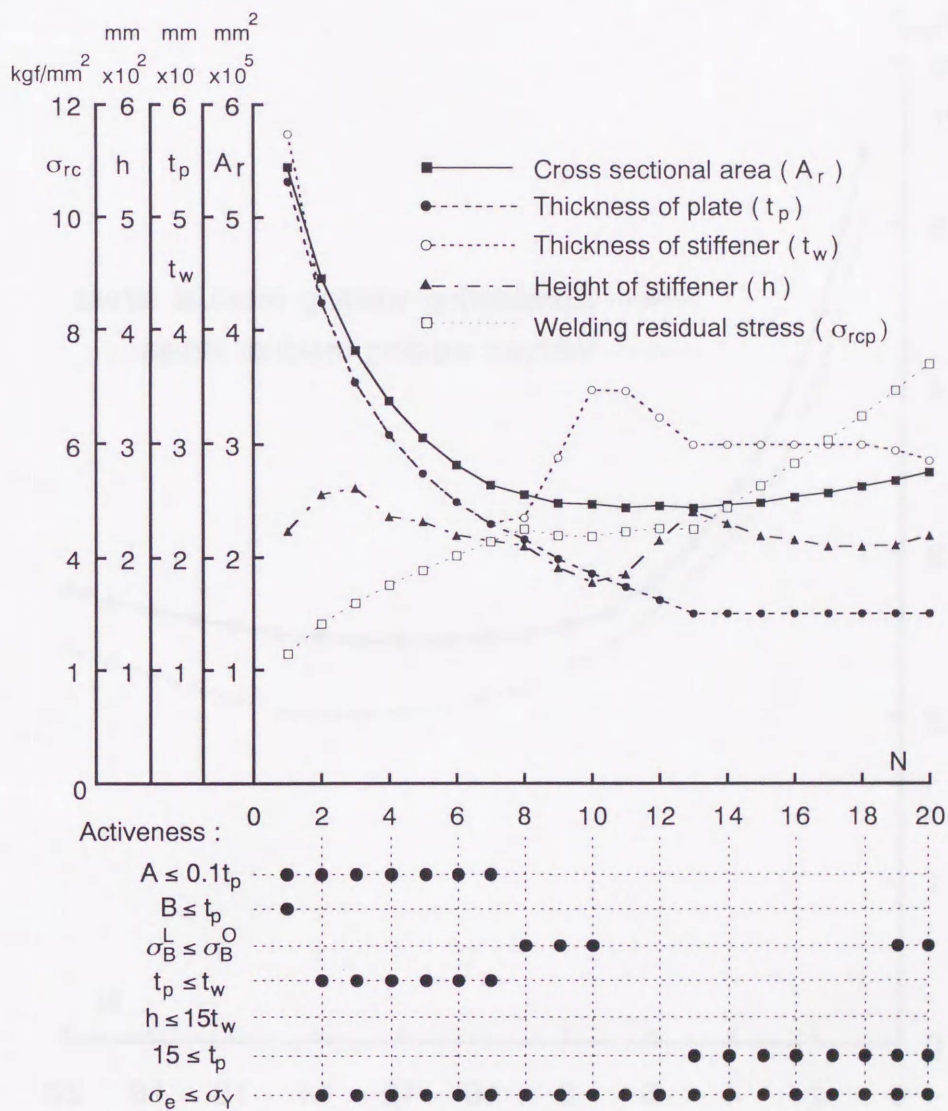


Fig.D.2 Optimum solutions of stiffened panel with considering welding residual stress

ることができる。その結果、 $N = 8$ では、減少した t_p を補うために防撓材板厚 t_w が増加する。 N の増加と共に断面積は減少していくが、 t_p が下限値に達した時点で Fig. 6.3.6 と同様に断面積が最小になる。

Fig. D.3 を見ると、残留応力を考慮すると、圧縮残留応力の影響により、残留応力を考慮しない場合に比べて断面積は大きくなる。これは、防撓材間隔が狭くなり、圧縮残留応力が大きくなる N の多い範囲で特に顕著となる。この結果から、残留応力を考慮した最適化が必要であると言える。今後、残留応力を考慮した最終強度推定が可能となれば、最終強度を考慮し、かつ残留応力を考慮した最適化についても行う予定である。

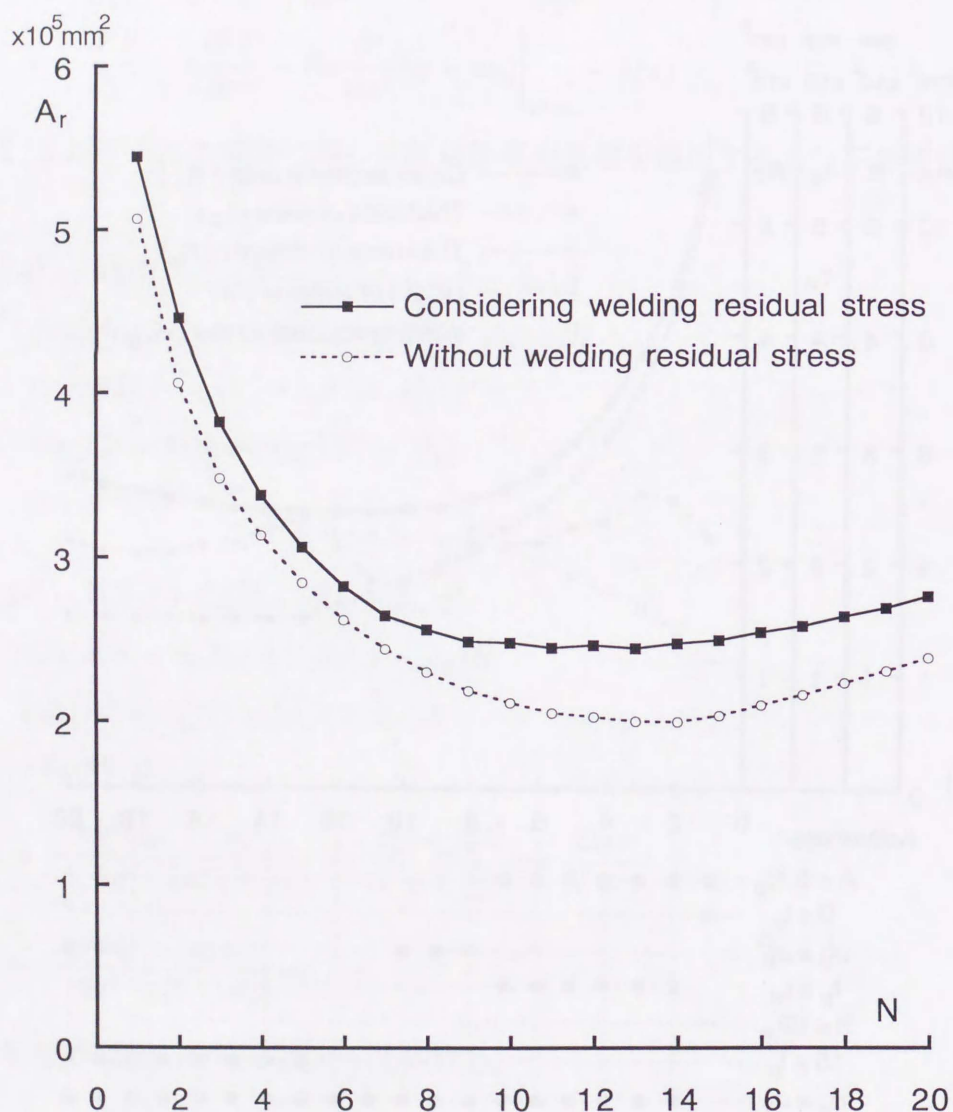


Fig.D.3 Comparison of minimum cross-sectional area