

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	部材形状と板要素材端の境界条件が冷間成形溝形断面部材の弾性座屈耐力と最大耐力の関係性に及ぼす影響
Title(English)	EFFECT OF MEMBER GEOMETRY AND BOUNDARY CONDITION OF PLATE END EDGES ON RELATIONSHIP BETWEEN ELASTIC BUCKLING STRENGTH AND ULTIMATE STRENGTH OF COLD-FORMED THIN-WALLED STEEL MEMBERS
著者(和文)	三井 和也, 五十嵐 規矩夫, 光廣 日向子, 榎枝 諒祐, 小橋 知季, 桑田 涼平
Authors(English)	Kazuya Mitsui, Kikuo Ikarashi, Hinako Mitsuhiro, Ryosuke Makieda, Tomoki Kobashi, Ryohei Kuwada
出典(和文)	日本建築学会構造系論文集, Vol. 90, No. 833, pp. 843-854
Citation(English)	Journal of Structural and Construction Engineering (Transactions of AIJ), Vol. 90, No. 833, pp. 843-854
発行日 / Pub. date	2025, 7
権利情報	一般社団法人 日本建築学会

部材形状と板要素材端の境界条件が冷間成形溝形断面部材の
弾性座屈耐力と最大耐力の関係性に及ぼす影響EFFECT OF MEMBER GEOMETRY AND BOUNDARY CONDITION OF PLATE END EDGES ON
RELATIONSHIP BETWEEN ELASTIC BUCKLING STRENGTH AND ULTIMATE STRENGTH OF
COLD-FORMED THIN-WALLED STEEL MEMBERS三井和也*¹, 五十嵐規矩夫*², 光廣日向子*³,
槇枝諒祐*⁴, 小橋知季*⁵, 桑田涼平*⁶*Kazuya MITSUI, Kikuo IKARASHI, Hinako MITSUHIRO,
Ryosuke MAKIEDA, Tomoki KOBASHI and Ryohei KUWADA*

In this study, which focuses on thin-walled members subjected to axial compressive forces, column tests and finite element analysis are conducted to elucidate the effects of boundary conditions at plate end edges and member geometry on the ultimate (i.e., post-buckling) strength of thin-walled members. It is found that the boundary conditions at the plate end edges do not influence the ultimate strength of the thin-walled members; however, the rate of increase from the elastic buckling strength to the ultimate strength varies depending on the member geometry.

Keywords: Cold-formed steel columns, Local buckling, Distortional buckling, Boundary condition, Post-buckling strength, Direct strength method
冷間成形圧縮部材, 局部座屈, ゆがみ座屈, 境界条件, 座屈後耐力, ダイレクトストレングスマソッド

1. 序

本研究は圧縮力を受ける薄板部材を対象として、板要素材端の境界条件および部材形状が薄板部材の座屈挙動および弾性座屈耐力と最大耐力の関係性に及ぼす影響を構造実験および有限要素法解析により明らかにすることを目的としている。

1.1. 圧縮力が作用する冷間成形溝形断面部材の既往研究

薄板軽量形鋼部材に代表される冷間成形溝形断面部材（以下、薄板部材と称す）は亜鉛めっき鋼板を冷間成形した建築構造用の形鋼部材であり^{1),2)}、2.3 mm未満の非常に薄い板厚を特徴とする。国内における主要な用途はスチールハウスなどの枠組壁工法建築物におけるパネル部材の枠材、屋根折版や床、壁を支える二次部材、あるいは工作物の構造体として利用されている。一方で、国外の建築物における薄板部材は、二次部材に限定されず、柱部材や梁部材といった構造部材にも利用され、建物規模も倉庫や車庫を中心とした低層建築物から住宅のような中層建築物へと、その利用規模が拡大している。薄板部材の断面形状は一軸/点対称断面面であることが多く、その板厚の薄さも相まって、局部座屈や曲げ座屈といった座屈モード以外にも、ゆがみ座屈や曲げねじれ座屈といった複数の座屈モードが存在する。板厚が薄いという特徴を有する薄板部材の設計の際に

は、局部座屈とゆがみ座屈に対する配慮が特に必要となる^{1),2)}。

局部座屈に対する古典的な設計法では、断面を構成する板要素毎に弾性局部座屈応力度を算定し、その最小応力度に基づき部材設計が行われる^{1),2)}。薄板部材に作用する圧縮応力が弾性局部座屈耐力に到達すると、局部座屈変形に伴う応力再配分によって応力が板要素の支持辺に集中し、耐力が上昇する。この座屈発生後の耐力上昇は座屈後耐力と呼ばれ、板要素の支持辺に集中する応力を等価な応力ブロックに置換するKármánにより提案された有効幅理論によって、座屈後耐力を算出することができる³⁾。Winterは局部座屈が発生する薄板部材の構造実験を基に、Kármánの理論を一般化した有効幅の評価式を示し⁴⁾、設計指針にも採用されている⁵⁾。近年では、板要素の座屈を他の板要素が拘束する板要素の相互拘束効果と呼ばれる影響を考慮し、弾性局部座屈耐力を精緻に評価する研究も行われている⁶⁾⁻¹²⁾。例えばSchaferらは、有限帯板法¹³⁾に基づいた数値解析結果を近似評価し、相互拘束効果を板座屈係数の設計式に直接的に反映させている⁶⁾。Yuらは相互拘束効果を三角関数と多項式を組合わせた変位関数により表現し、応力勾配が弾性座屈耐力に及ぼす影響をRayleigh-Ritz法に基づき理論的に調査している⁷⁾。筆者らも局部座屈波形を一連の変位関数により表現することで相互拘束効果を数式に

*¹ 東京科学大学 環境・社会理工学院建築学系 准教授・博士(工学)
*² 東京科学大学 環境・社会理工学院建築学系 教授・博士(工学)
*³ 東京工業大学 環境・社会理工学院建築学系 元大学院生・修士(工学)
*⁴ 東京科学大学 環境・社会理工学院建築学系 大学院生
*⁵ 千葉工業大学 創造工学部建築学科 准教授・博士(工学)
*⁶ 日本製鉄(株) 鋼構造研究部 修士(工学)

Assoc. Prof., Dept. of Arch. and Build. Eng., Institute of Science Tokyo, Dr.Eng.
Prof., Dept. of Arch. and Build. Eng., Institute of Science Tokyo, Dr.Eng.
Former Graduate Student, Tokyo Institute of Technology, M.Eng.
Graduate Student, Institute of Science Tokyo
Assoc. Prof., Dept. of Arch., Chiba Institute of Technology, Dr.Eng.
Steel Structures Research Lab., Nippon Steel Corporation, M.Eng.

より表現し、断面形状と弾性局部座屈荷重の関係性を Timoshenko の板座屈理論¹⁴⁾に基づいた理論解析により明らかにしている⁸⁾⁻¹⁰⁾。また、隣り合う板要素からの拘束効果を回転ばね要素により表現した力学モデルを使用し、弾性局部座屈に対する板座屈係数の簡便な設計式を理論的に導出するとともに、弾性局部座屈耐力に基づいた座屈後耐力の算定法も提案している^{11),12)}。

弾性ゆがみ座屈耐力に関する研究では、薄板部材のフランジとリップのみを抽出したモデルによって、ウェブのフランジに対する拘束効果を複数の弾性ばねにより表現した研究^{6),15),16)}が実施され、導出された弾性座屈耐力の評価式は国外の設計指針^{5),17)}に掲載されている。近年では、ゆがみ座屈の座屈波形全体を一連の変位関数により表現した研究^{18),19)}も実施され、相互拘束効果を考慮した弾性ゆがみ座屈耐力を略算的に算出できる設計式も導出されている。

1.2. 圧縮力が作用する冷間成形溝形断面部材の国内外の設計体系

前節で述べたように、薄板部材の座屈現象に関する研究は、板要素の相互拘束効果を考慮し、種々の弾性座屈耐力を精緻に評価する研究が数多く行われているが、これは弾性座屈耐力を指標として座屈後耐力（最大耐力）を評価する Direct Strength Method（以下、DSM）が AISI の設計体系⁵⁾に採用されたことが大きな要因の一つである。式 (1.1), (1.2) に DSM で使用する局部座屈およびゆがみ座屈に対する座屈後耐力評価式を、Table 1 に DSM で使用する記号を示す。

○ Local post-buckling strength P_{nl}

$$P_{nl} = \begin{cases} P_{ne} & \text{for } \lambda_l \leq 0.776 \\ \left[1 - 0.15 \left(\frac{P_{crd}}{P_{ne}} \right)^{0.4} \right] \left(\frac{P_{crd}}{P_{ne}} \right)^{0.4} P_{ne} & \text{for } \lambda_l > 0.776 \end{cases} \quad (1.1)$$

○ Distortional post-buckling strength P_{nd}

$$P_{nd} = \begin{cases} P_y & \text{for } \lambda_d \leq 0.561 \\ \left[1 - 0.25 \left(\frac{P_{crd}}{P_y} \right)^{0.6} \right] \left(\frac{P_{crd}}{P_y} \right)^{0.6} P_y & \text{for } \lambda_d > 0.561 \end{cases} \quad (1.2)$$

P_{crd} , P_{crd} は部材と板要素材端が共に単純支持された状態の局部座屈とゆがみ座屈の最小弾性座屈荷重であり、DSM では有限要素法解析 (FEA)、有限帯板法解析²⁰⁾ (FSA) や一般化梁理論²¹⁾ (GBT) といった計算機を使用したシミュレーションから得た弾性座屈荷重 P_{crd} , P_{crd} を直接的に座屈後耐力評価式に使用することができる。シミュレーション結果を直接的に評価式に代入する設計体系が構築された背景としては、有効幅理論による複雑な部材設計法を回避し、部材形状に応じて変化する座屈モードの弾性座屈耐力を精緻に評価することが目的となっている。なお、部材の材料降伏、曲げ座屈や曲げねじれ座屈に対する圧縮応力度 F_n は、式 (1.3) が設定されている。

○ Yielding and Global buckling (Flexural, Flexural-Torsional) stress F_n

$$F_n = \begin{cases} (0.658\lambda_c^2) F_y & \text{for } \lambda_c \leq 1.5 \\ (0.877/\lambda_c^2) F_y & \text{for } \lambda_c > 1.5 \end{cases} \quad (1.3)$$

DSM の設計式 (1.1), (1.2) は、板要素が単純支持された薄板部材の圧縮実験に基づいた統計的処理により設定されているため、ある程度のばらつきの範囲内で、精度よく座屈後耐力を算定できると考えられる。しかし、部材形状に応じて変化する弾性座屈耐力と座屈後耐力の関係性については十分な検討が行われていない。

FSA では、局部座屈およびゆがみ座屈の最小の弾性座屈耐力と座屈半波長を求め、各弾性座屈耐力の最小値を DSM の座屈後耐力評価

Table 1 Symbols related to direct strength method in AISI⁵⁾

P_{ne} : Nominal axial strength [N] ($= A_g F_n$)	A_g : Gross area [mm ²]
P_{crd} : Critical elastic local buckling load [N]	E : Young's modulus [N/mm ²]
P_y : Yield axial strength [N] ($= A_g F_y$)	F_{crd} : Global buckling stress [N/mm ²]
P_{crd} : Critical distortional local buckling load [N]	F_y : Yield stress [N/mm ²]
P_{nd} : Distortional post-buckling strength [N]	P_{nl} : Local post-buckling strength [N]
F_n : Yielding and global buckling stress [N/mm ²]	
λ_l : Slenderness factor of local buckling [-] ($= \sqrt{P_{ne}/P_{crd}}$)	
λ_d : Slenderness factor of local buckling [-] ($= \sqrt{P_y/P_{crd}}$)	
λ_c : Slenderness factor of global buckling [-] ($= \sqrt{F_y/F_{crd}}$)	

式に適用する。つまり、弾性座屈耐力を最小とする座屈半波長と実部材長さが異なる場合、実部材長さによって定まる弾性座屈耐力と弾性座屈耐力の最小値には乖離が生じるため、弾性座屈耐力の最小値に基づいた評価では、適切な座屈後耐力算定が行われない可能性もある。特にゆがみ座屈は座屈半波長が長い^{18),19)}ため、部材長さによっては FSA から求まる弾性座屈耐力と実際の弾性座屈耐力に乖離が生じやすく、薄板部材の断面形状の合理性を損なう可能性や、薄板部材で生じる実現象を正しく反映していない場合も考えられる。

AISI の設計体系に対し、日本の許容応力度に基づく薄板部材の許容圧縮応力度 f_c は式 (1.4) のように規定されている^{1),2)}。

$$f_c = \begin{cases} \frac{1 - 0.24\lambda_c^2}{v_c} & \text{for } \lambda_c \leq 1.3 \\ \frac{1}{v_c \lambda_c^2} & \text{for } \lambda_c > 1.3 \end{cases} \quad (1.4)$$

$$\lambda_c = \sqrt{F/F_{cre}} \quad (1.5)$$

v_c は安全率、 λ_c は圧縮材の基準化細長比であり、 F と F_{cre} は基準強度と圧縮材の弾性座屈応力度である。AISI と同様に、弾性座屈耐力 F_{cre} の算出には FSA 等による固有値解析結果を適用することが可能である。一方、固有値解析に基づき弾性座屈応力度 F_{cre} を算出しない場合、弾性座屈応力度 F_{cre} は曲げ座屈または曲げねじれ座屈の小さい方の座屈応力度を適用し、さらに、ゆがみ座屈の耐力算定が特に困難であることから、短期許容圧縮応力度 f_c の上限値が $0.45F$ と規定されている。すなわち、上限値を $0.45F$ と規定することによって、薄板部材で発生しうる局部座屈やゆがみ座屈を除外している。筆者らは長期許容圧縮応力度 $0.3F$ ($= 0.45F/1.5$) と DSM から算出される設計耐力の関係性を検証しているが²²⁾、国内外設計法の比較検証に留まっており、許容圧縮応力度 f_c の上限値の妥当性は十分に検証できていない。

1.3. 研究目的

圧縮力を受ける薄板部材を対象とした本研究は、板要素材端の境界条件および部材形状が薄板部材の座屈挙動および弾性座屈耐力と最大耐力の関係性に及ぼす影響を明らかにすることを目的として、まず 2 章において、板要素材端の境界条件を主要な変数とした座屈実験を実施する。一方で、座屈実験では初期不整の形状やその最大振幅量、部材で生じうる偏心圧縮といった薄板部材の構造性能に影響を及ぼしうる不確定な事象の影響を排除できないため、3 章では FEA を用いた検討により、実部材において生じうる不確定な事象の影響を明らかにする。最後に 4 章において、部材形状に応じて変化する座屈挙動および、その弾性座屈耐力と座屈後耐力の関係性の検討を行い、薄板部材の座屈後耐力の算定を行う上で考慮すべき部材形状に関する設計変数を座屈モードごとに明らかにする。なお、本

論文では、論文内で実施した実験および解析結果を利用して、上限値である $0.45F$ の妥当性を検証しているが、国内の薄板部材の設計法は弾性座屈耐力と座屈後耐力の関係性が明瞭な設計法ではなく、研究目的と趣旨が異なるため、検証結果は Appendix 1 に記載する。

2. 圧縮力を受ける冷間成形溝形断面部材の座屈実験

本章では、板要素材端の境界条件を単純支持（各板要素の幅方向を軸とする板要素材端の回転を許容）または固定支持（各板要素の幅方向を軸とする板要素材端の回転を拘束）とした薄板部材の座屈実験を実施し、板要素材端の境界条件および部材形状が薄板部材の座屈挙動および座屈後耐力に及ぼす影響を検証する。

2.1. 座屈実験の概要

本章で使用する記号の一覧を Table 2 に示す。本実験で使用する薄板部材は Table 3 に示す基準強度 $F = 280 \text{ N/mm}^2$ の亜鉛めっき鋼板を用いて、プレス機により鋼板を曲げ加工することで作成した冷間成形リップ溝形鋼である。曲げ加工の際には、断面 4 隅の曲げ加工部の最外縁曲げ半径が板厚の 2 倍程度となるように製作している。

板要素材端の境界条件は、Fig. 1(a) に示すようにエンドプレートの有無により設定している。板要素材端の境界条件を単純支持とした試験体にはエンドプレートが溶接されており、各板要素の幅方向を軸とする板要素材端の回転が許容された状態となっている。境界条件を固定支持とした試験体には、板厚 6.0 mm のエンドプレートを TIG 溶接により接合し、板要素材端の回転が拘束された状態となっている。TIG 溶接に際し、材端部のめっきを除去し、開先を設けずに溶接を行ったが、これら事項が座屈挙動に及ぼす影響は微小である。想定する座屈モードは部材形状により調整している。薄板部材の弾性局部座屈耐力に対してはウェブせいに対するフランジ幅の比率 b_f/b_w が¹⁰⁾、弾性ゆがみ座屈耐力に対してはウェブせいに対するリップ幅の比率 d/b_w が支配的な影響因子であるため^{19), 23)}、No. 1 から No. 6 の試験体は Fig. 2 のように、 b_f/b_w および d/b_w を断面形状に関する変数として試験体形状を選定している。ゆがみ座屈の座屈半波長は長く、部材長さ L も座屈挙動に影響を及ぼす因子であるため、部材長

さ L も変数として設定している。No. 1 から No. 6 は板厚を 1.6 mm に設定し、弾性座屈が生じることを想定しているが、非弾性領域における座屈挙動を把握するため、No. 7, 8 では板厚を 3.2 mm としている。『薄板軽量形鋼造建築物設計の手引き』¹⁾ および『軽鋼構造設計施工指針』²⁾ に記載された必要リップ幅 C_{min} 、必要リップ剛性 I_{min} との対応を次項の Table 4 に示す。本研究ではゆがみ座屈を誘導するため、必要リップ幅・剛性を満足しない試験体も設定している。

载荷はアムスラー型試験機により単調軸圧縮载荷を実施している。Fig. 1(b) に示すようにナイフエッジ上の支圧板と試験体を接触させることで軸圧縮力を伝達しているため、エンドプレートを溶接していない試験体であっても、材端断面の反り変形は拘束を受けるが、板要素材端の面外変形や回転は拘束されていない。载荷時には試験体に貼付したひずみゲージの値を読み取り、図心位置と载荷軸を一致させている。载荷装置の境界条件はナイフエッジにより試験体の弱軸周りの曲げ座屈が許容されている。試験体材端からナイフエッジの回転中心までの距離は 27 mm であるため、有効曲げ座屈長さ L_e は板要素材端の境界条件が単純支持の場合は部材長さ L より 54 mm 長く、固定支持の場合はエンドプレートが接合されているため 66 mm 長い。変位計は上下のナイフエッジに 4 箇所ずつ設置し、試験体の軸変形およびナイフエッジの回転を計測している。

板要素材端の境界条件を考慮したエネルギー法 (EM) により算出した局部座屈¹⁰⁾ およびゆがみ座屈¹⁹⁾ の弾性座屈耐力 $\sigma_{cr,EM}$ 、 $\sigma_{cr,d,EM}$ 、両端単純支持として計算した弾性曲げ座屈耐力 $\sigma_{cr,e}$ 、FSA に基づく汎用解析プログラム CUFSM²⁴⁾ から求められる局部座屈およびゆがみ座屈の弾性座屈耐力 $\sigma_{cr,J,FSA}$ 、 $\sigma_{cr,d,FSA}$ の関係性を Table 4 に示す。Fig. 3 は No. 6 (C-89×89×10×1.6) を例として、これら座屈耐力と部材長さの関係性を示している。Table 4 中の太字の数値は、板要素材端の境界条件を座屈実験と同一とした EM から算出される局部座屈、ゆがみ座

Table 2 Test parameters and symbols

L : Member length [mm]	L_e : Effective length [mm]	B_f	b_f	$t = t_m - 2t_p$	b_w	B_w	$L = \lambda_w b_w$
$\sigma_{cr,EM}$: Elastic local buckling stress obtained from EM [N/mm ²]	$\sigma_{cr,d,EM}$: Elastic distortional buckling stress obtained from EM [N/mm ²]	$\sigma_{cr,e}$: Elastic flexural buckling stress of simply supported member [N/mm ²]	σ_{max} : Ultimate (Post-buckling) stress obtained from column test [N/mm ²]	$\sigma_{cr,J,FSA}$: Elastic local buckling stress obtained from FSA [N/mm ²]	$\sigma_{cr,d,FSA}$: Elastic distortional buckling stress obtained from FSA [N/mm ²]	$\sigma_{nl,EM}$: Ultimate local buckling stress obtained from EM [N/mm ²]	$\sigma_{nl,d,EM}$: Ultimate distortional buckling stress obtained from EM [N/mm ²]
$\sigma_{nl,FSA}$: Ultimate local buckling stress obtained from FSA [N/mm ²]	$\sigma_{nl,d,FSA}$: Ultimate distortional buckling stress obtained from FSA [N/mm ²]	unit: mm					

Table 3 Material properties obtained from coupon tests

Nominal thickness	Measured thickness	Plating thickness	Young's modulus	Yield stress	Tensile stress
t_g [mm]	t_m [mm]	t_p [μ m]	E [N/mm ²]	σ_y [N/mm ²]	σ_u [N/mm ²]
1.6	1.61	28.2	192000	380	450
3.2	3.23	24.4	186000	319	442

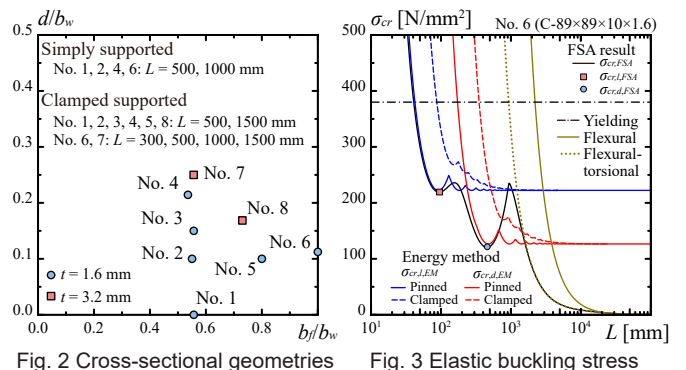
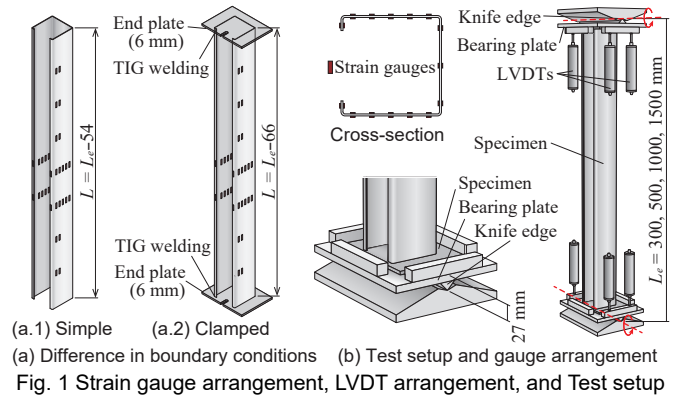


Table 4 List of specimens and summary of test results

$C \times B_e \times B_f \times D \times t$ (Requirement for lip length ¹⁾ /stiffness ²⁾	Name	L_e [mm]	Boundary condition at plate edges	Elastic buckling stresses σ_{cr} [N/mm ²]				Test results	Ultimate buckling stresses σ_{nl}, σ_{nd} [N/mm ²]				Prediction results			
				EM		FSA			σ_{max}	Mode	EM		FSA		$\sigma_{max}/\min\{\sigma_{nl}, \sigma_{nd}\}$	
				$\sigma_{cr,l,EM}$	$\sigma_{cr,d,EM}$	$\sigma_{cr,e}$	$\sigma_{cr,l,FSA}$	$\sigma_{cr,d,FSA}$			$\sigma_{nl,EM}$	$\sigma_{nd,EM}$	$\sigma_{nl,FSA}$	$\sigma_{nd,FSA}$	EM	FSA
C-80×44.5×0×1.6 (NG/NG)	No. 1-05c	500	Clamped	-	170	1541	-	172	220	D	-	198	-	200	1.11	1.10
	No. 1-15c	1500	Clamped	-	163	171			166	D	-	194	-	200	0.85	0.83
	No. 1-05p	500	Pinned	-	163	1541			226	D	-	195	-	200	1.16	1.13
	No. 1-10p	1000	Pinned	-	163	385			168	D	-	194	-	200	0.87	0.84
C-100×55×10×1.6 (NG/NG)	No. 2-05c	500	Clamped	247	387	2934	234	248	227	L	259	287	254	237	0.88	0.96
	No. 2-15c	1500	Clamped	241	297	326			211	L	145	257	143	237	1.46	1.47
	No. 2-05p	500	Pinned	241	316	2934			235	L	257	264	254	237	0.92	0.99
	No. 2-10p	1000	Pinned	240	276	734			230	L	206	249	204	237	1.12	1.13
C-80×44.5×12×1.6 (NG/NG)	No. 3-05c	500	Clamped	385	706	2054	370	414	269	L	291	351	287	295	0.92	0.94
	No. 3-15c	1500	Clamped	380	544	228			170	F	110	325	110	295	1.55	1.55
C-140×75×30×1.6 (OK/OK)	No. 4-05c	500	Clamped	129	3338	6706	119	272	201	L	216	380	210	247	0.93	0.96
	No. 4-15c	1500	Clamped	122	590	745			183	L	168	334	167	247	1.09	1.09
	No. 4-05p	500	Pinned	122	892	6706			187	L	212	370	210	247	0.88	0.89
	No. 4-10p	1000	Pinned	121	400	1677			191	L	194	291	193	247	0.99	0.99
C-100×80×10×1.6 (NG/NG)	No. 5-05c	500	Clamped	225	254	6107	211	139	187	D	253	240	248	180	0.78	1.04
	No. 5-15c	1500	Clamped	218	167	679			157	D	149	197	147	180	1.06	1.07
C-89×89×10×1.6 (NG/NG)	No. 6-03c	300	Clamped	248	498	20699	219	120	226	D	272	315	261	167	0.83	1.35
	No. 6-05c	500	Clamped	237	232	7452			175	D	254	230	247	167	0.76	1.05
	No. 6-10c	1000	Clamped	231	165	1863			153	D	198	195	195	167	0.78	0.92
	No. 6-15c	1500	Clamped	230	145	828			150	D	131	184	131	167	1.15	1.15
	No. 6-05p	500	Pinned	230	127	7452			223	D	252	171	247	167	1.30	1.34
	No. 6-10p	1000	Pinned	230	127	1863			152	D	198	171	195	167	0.89	0.91
C-80×44.5×20×3.2 (OK/OK)	No. 7-03c	300	Clamped	1668	4380	5831	1569	1149	320	L	306	319	306	319	1.05	1.05
	No. 7-05c	500	Clamped	1620	2468	2099			265	L	285	319	285	319	0.93	0.93
	No. 7-10c	1000	Clamped	1600	2101	525			203	F	216	319	216	319	0.94	0.94
	No. 7-15c	1500	Clamped	1597	1902	233			144	F	152	319	152	319	0.95	0.95
C-89×65×15×3.2 (NG/NG)	No. 8-05c	500	Clamped	1228	1019	4005	1162	651	268	D	288	319	288	302	0.93	0.93
	No. 8-15c	1500	Clamped	1204	792	445			193	F	150	313	150	302	1.29	1.29

屈および曲げ座屈の最小弾性座屈耐力である。EM と FSA から求まる弾性ゆがみ座屈耐力に差異が生じているのは、EM は座屈実験と同様に板要素材端の境界条件を固定支持としているのに対し、FSA は AISI に近い単純支持として算出していることが要因の一つである。また、筆者らのゆがみ座屈挙動の定義¹⁹⁾は、ウェブとフランジの接合線が弱軸曲げ方向に移動しないと定義しているのに対し、CUFSM ではウェブとフランジの接合線の弱軸曲げ方向への移動を許容している。この定義の差異によって、弾性ゆがみ座屈耐力の値が変化し、FSA の方が弾性ゆがみ座屈耐力を低く算出する傾向がある。本論文では異なる条件から算出された弾性ゆがみ座屈耐力と座屈実験で確認されるゆがみ座屈耐力の比較も行う。なお、筆者らが提案した弾性座屈耐力評価式は Appendix 2 に示している。

2.2. 座屈実験結果

Table 4 に実験結果の一覧を示す。 $\sigma_{nl,EM}, \sigma_{nd,EM}$ は、板要素材端の境界条件を考慮した EM から求まる弾性座屈耐力を式 (1.1)、式 (1.2) に代入することで求めた局部座屈およびゆがみ座屈の座屈後耐力であり、実際の板要素材端の境界条件と部材長さが反映されている。 $\sigma_{nl,FSA}, \sigma_{nd,FSA}$ は CUFSM から得た局部座屈およびゆがみ座屈の最小弾性座屈耐力 $\sigma_{cr,l,FSA}, \sigma_{cr,d,FSA}$ を式 (1.1)、式 (1.2) に代入した局部座屈およびゆがみ座屈の座屈後耐力である。この算出方法では、板要素材端の境界条件が単純支持となり、各座屈モードの最小座屈耐力を使用しているため、実際の境界条件と部材長さは反映されていない。 σ_{max} と

Mode は座屈実験で確認された最大耐力と目視により判定した最大耐力時の座屈モードであり、L, D, F はそれぞれ局部座屈、ゆがみ座屈、曲げ座屈を意味する。Fig. 4 の縦軸の応力 σ は、Table 3 に示すめっき厚 t_p を除いた全断面積 A_g により算出した値である。横軸は軸方向変位 δ を降伏応力度に対応する変位 δ_y により基準化した値である。載荷終了時の試験体の変形状態も Fig. 4 に示している。最大耐力と短期許容圧縮応力度 f_c の上限値 $0.45F$ との比較は Appendix 1 に示している。

まず、試験体数の多い板要素材端の境界条件を固定支持とした結果について述べる。Fig. 4(a, b) は局部座屈によって最大耐力 σ_{max} を迎えた試験体である。Fig. 4(a) に示す No. 4-15c では、弾性局部座屈耐力到達時に複数の局部座屈波形が部材全体に発現し、剛性が僅かに低下した。局部座屈発生以降も最大耐力まで耐力上昇を続け、耐力劣化域は弱軸方向の曲げ座屈も伴いながら、部材中央の局部座屈変形が進展した。座屈実験から得られた最大耐力は、DSM に基づく座屈後耐力評価結果 $\sigma_{nl,FSA}, \sigma_{nl,EM}$ と良い対応を示す。Fig. 4(b) に示す No. 7-05c の DSM に基づく評価結果 $\sigma_{nl,FSA}, \sigma_{nl,EM}$ は座屈実験の最大耐力と比較し、10% 高い値であるが、概ね評価可能といえる。座屈挙動は部材中央に局部座屈変形が発生するとともに、局部座屈変形によって生じる曲げ座屈変形も同時に生じ、終局状態を迎えている。

Fig. 4(c, d) はゆがみ座屈により最大耐力を迎えた試験体である。座屈実験で確認された最大耐力 σ_{max} は、DSM に基づく座屈後耐力の評価結果 $\sigma_{nl,FSA}, \sigma_{nd,EM}$ より低い値となったが、ゆがみ座屈により最大耐

力を迎える他の試験体では、実験結果が DSM に基づく座屈後耐力の評価結果を上回る結果も見られた。ゆがみ座屈は局部座屈とは異なり、DSM に基づく評価結果 $\sigma_{nd,FSA}$ と $\sigma_{nd,EM}$ の両算定値には差がある。この値の違いはゆがみ座屈の座屈モードの定義の違いと板要素材端の境界条件の違いにより生じている。Fig. 3 に示すように座屈半波長の長いゆがみ座屈では、板要素材端の境界条件の違いによって弾性ゆがみ座屈耐力 $\sigma_{cr,d,EM}$, $\sigma_{cr,d,FSA}$ の値に差が生じやすく、結果的に境界条件を固定支持として求めた $\sigma_{cr,d,EM}$ の方が高い座屈後耐力を算定している。条件が異なる両弾性ゆがみ座屈耐力と実験結果を比較すると、境界条件を固定支持として求めた $\sigma_{cr,d,EM}$ の方が実験結果と近い値を示している。ただし、No. 1 のように、リップの存在しない断面形状のゆがみ座屈の座屈半波長は、局部座屈と同程度の半波長が現れるため、板要素材端の境界条件の違いによる座屈後耐力の算定結果に差は生じにくい。筆者らはゆがみ座屈であっても、フランジ幅がウェブせいの半分程度以下でリップ幅の小さい断面形状では、局部座屈と同様にウェブの座屈によって生じるゆがみ座屈が存在することを指摘している¹⁹⁾。したがって、No. 1 では局部座屈のような短い座屈半波が生じ、局部座屈と類似した座屈挙動を示したと考えられる。

ここで、弾性ゆがみ座屈耐力と最大耐力の関係性を確認する。前述のように、板要素材端の境界条件の違いによって弾性ゆがみ座屈耐力 $\sigma_{cr,d,EM}$, $\sigma_{cr,d,FSA}$ の値に差が生じ、結果として、この弾性座屈耐力に基づき算出される座屈後耐力の算定値にも差が生じている。ゆがみ座屈により最大耐力に至る場合、Fig. 4(d) に示す No. 6-10c のように、DSM で使用する弾性座屈耐力 $\sigma_{cr,d,FSA}$ から耐力上昇し、座屈後耐力を発揮しているように見える。しかし、座屈実験の境界条件は板要素材端が固定支持であるため、DSM で使用する板要素材端の境界条件が単純支持として算定された弾性座屈耐力ではゆがみ座屈は発

現しえない。応力度-変位関係を確認すると、座屈実験と同様の境界条件で算出した弾性座屈耐力 $\sigma_{cr,d,EM}$ 付近で急激に耐力が低下しており、この耐力でゆがみ座屈が発生している。すなわち、部材形状と板要素材端の境界条件によっては、ゆがみ座屈では座屈後耐力が期待できない可能性が示唆される。

Fig. 5 に板要素材端の境界条件が異なる試験体の比較を示す。Fig. 5(a, b) は局部座屈によって最大耐力が決定された試験体である。前述のように局部座屈の座屈半波長は短いため、座屈耐力に差が生じにくく、実験結果からも板要素材端の境界条件の影響は小さい。Fig. 5(c) は座屈半波長の短いゆがみ座屈が生じる試験体であるが、この断面形状も座屈耐力に差が生じにくい。板要素材端の境界条件の影響は小さい。Fig. 5(d) は座屈半波長の長いゆがみ座屈が生じる試験体である。Table 4 に示すように、板要素材端の境界条件の違いにより、弾性ゆがみ座屈耐力に差が生じ、EM に基づく座屈後耐力の評価結果 $\sigma_{nd,EM}$ にも差が生じているが、座屈実験で確認された最大耐力 σ_{max} に違いはない。これは材端板要素の境界条件が異なる場合であっても、部材に発現する座屈波形の形状に差が生じず、同一形状の座屈波形によって最大耐力が決定されたため、材端板要素の境界条件の違いが最大耐力に影響を及ぼさなかったといえる。この検証については別報にて詳細に行う予定である。一方、幾何学的な初期不整や載荷軸と中立軸の僅かなずれといった不確定な要因によって引き起こされた可能性もあるため、3章で FEA による検討を行う。

現行の DSM の設計手順に従った場合、ゆがみ座屈の最大耐力を過度に安全側、あるいは危険側に評価するわけではないが、部材形状によっては、座屈後耐力が発揮されなかった形状も存在するため、ゆがみ座屈が発生する場合において、座屈後耐力を全ての部材形状に期待する設計概念は実現象を正しく反映できていないといえる。

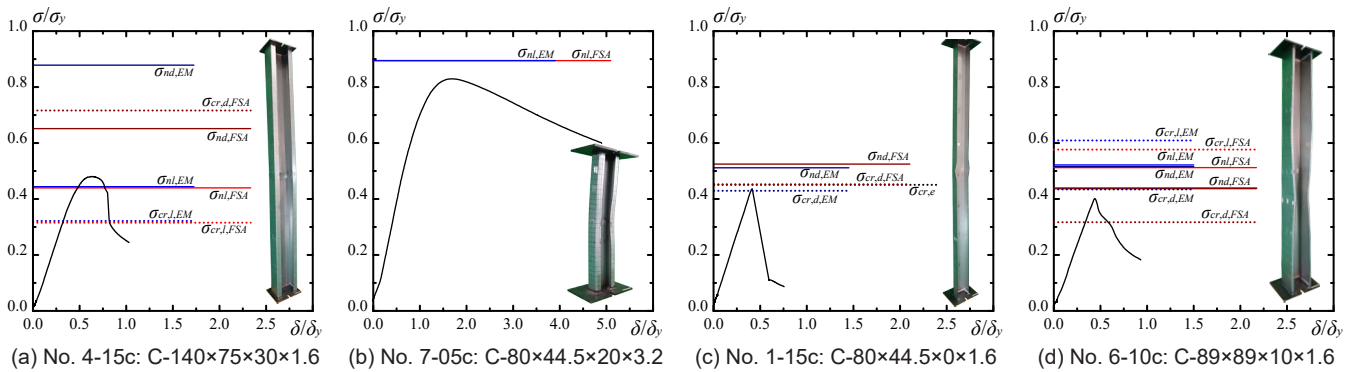


Fig. 4 Comparison of test results and estimated results for members with both plate end edges clamped

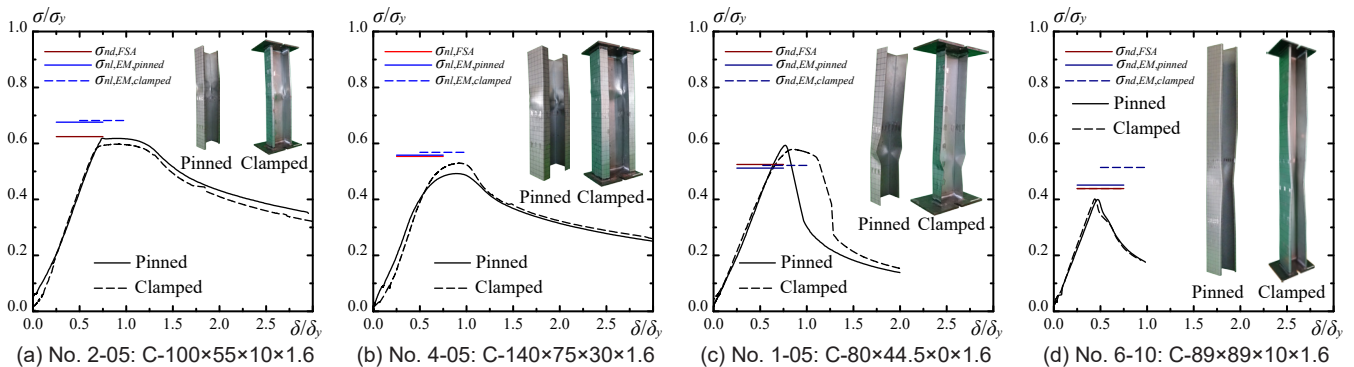


Fig. 5 Comparison of members with clamped plate end edges and members with simply supported plate end edges

3. 圧縮力を受ける冷間成形溝形断面部材の有限要素法解析

局部座屈により最大耐力が決定される試験体では、弾性座屈後も耐力が上昇し、座屈後耐力を発揮すること、ゆがみ座屈により最大耐力が決定される試験体では、部材形状と板要素材端の境界条件によっては、座屈後耐力を期待できない可能性があることが座屈実験により示された。本章では、局部座屈が支配的な座屈モードとなる No. 4-15 とゆがみ座屈が支配的な座屈モードとなる No. 6-10, 局部座屈とゆがみ座屈の弾性座屈耐力が近接する No. 2-15 を例題として用いた FEA を実施し、幾何学的な初期不整および偏心圧縮が最大耐力に及ぼす影響、弾性座屈耐力と最大耐力の関係性を明らかにする。

3.1. 圧縮力を受ける冷間成形溝形断面部材の有限要素法解析概要

座屈固有値解析および弾塑性解析で使用する解析モデルを Fig. 6 に示す。汎用有限要素法解析プログラムは MSC.Marc Mentat 2023²⁵⁾ により行う。薄板部材の解析モデルは 4 節点シェル要素により構成されている。平板部の要素サイズは 2.0×2.0 mm を基本とし、曲げ加工部は 5 等分割とし、既往研究²⁶⁾ で採用された解析モデルよりも細かなメッシュサイズとしている。ヤング係数 E は素材引張試験から得た値とし、ポアソン比 ν は 0.3 としている。弾塑性解析では、素材引張試験を真応力度-対数塑性ひずみ度に変換した材料データを解析モデルに適用し、移動硬化則の構成則を適用している。境界条件は板要素材端の境界条件が単純支持と固定支持の場合で異なる。両境界条件とも薄板部材の図心位置 O と材端の板要素を剛体リンクを介して接合しているが、板要素材端の境界条件が単純支持の場合は、各板要素の幅方向を軸とする板要素材端の回転が許容され、固定支持の場合は、板要素材端の回転が拘束されている。いずれの場合も、弱軸周りの曲げ座屈の発生は許容されている。本解析ではエンドプレートやナイフエッジを再現してないため、部材長さ L と有効曲げ座屈長さ L_e は同一となる。荷重は図心位置に配置された節点に導入し、剛体リンクを介して部材に圧縮応力を作用させている。なお、部材成形時の曲げ加工により生じる曲げ加工部の加工硬化と残留応力は、互いの影響を打ち消し合うことが報告されているため²⁴⁾、本解析においても曲げ加工部の加工硬化と残留応力は考慮していない。

3.2. 初期不整が冷間成形溝形断面部材の座屈挙動に及ぼす影響

薄板部材は初期不整の影響を受けやすく、本研究の座屈実験においても、初期不整による最大耐力への影響が存在したと考える。ゆがみ座屈は初期不整に対する敏感性が特に高いことが報告されているものの^{24), 26)}、初期不整の形状や大きさが弾性座屈耐力と最大耐力の関連性に及ぼす影響を体系的に検討した研究例はないため、本節では初期不整の最大不整量とその形状を変数とした検討を行う。

初期不整形状は Fig. 7 に示す固有値解析から得られた局部座屈とゆ

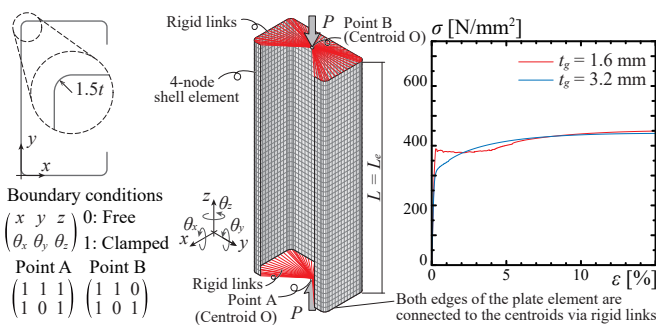


Fig. 6 Overview of FEA model and material data used in FEA

がみ座屈の 1 次固有モードをそれぞれ用いている。これら座屈モードを単独、あるいは混合することで、解析モデルに初期不整を与えている。混合方法は最大振幅により基準化した局部座屈とゆがみ座屈の座屈モードに対し、局部座屈とゆがみ座屈の混合比率 r_l, r_d を乗じ、連成座屈モードを作成している。この時、断面内の局部座屈モードおよびゆがみ座屈モードの方向性 d_l, d_d も考慮している。上記手順によって算出されるウェブまたはフランジに生じた変位 $\delta_{\max,w}, \delta_{\max,f}$ のうち、大きい方の絶対値を座屈モードの最大振幅 δ_{\max} としている。

$$\delta_{\max}/t = \max \{ d_l \cdot r_l \cdot \delta_{\max,w}, d_d \cdot r_d \cdot \delta_{\max,f} \} \quad (3.1)$$

実測による初期不整量の最大値が板厚 t と同程度であることを考慮し²⁶⁾、式 (3.1) により算出される最大振幅 δ_{\max} は板厚 t の 0.0 倍から 1.2 倍までを解析変数として設定している。『薄板軽量形鋼造建築物設計の手引き』では、隣り合う平板部分が構成する角度の $\pm 1.5^\circ$ を寸法許容差として設定している¹⁾。本研究では座屈モードの誘導を意図し、隣り合う板要素のなす角度ではなく、板要素の曲がりによって初期不整形を設定しているため、上記寸法許容差の規定と直接的な対応はない。なお、安定的な解析を実行するため、便宜上、最大振幅 δ_{\max} が板厚 t の 0.0 倍のケースは 0.01 倍として解析を実行している。

Fig. 8 に初期不整が薄板部材の弾塑性挙動に及ぼす影響を示す。変形状態は耐力が最大耐力から 30% 低下した時点の変形状態である。いずれの解析ケースにおいても初期不整の最大振幅の増加に伴い、最大耐力は低下していくが、Fig. 8(a) に示す必要リップ幅・必要リップ剛性を満足する局部座屈が支配的な部材形状の場合、初期不整の最大振幅が最大耐力 σ_{\max} に及ぼす影響はほとんどなく、最大耐力の低下率は緩慢である。また、導入する座屈モードの方向性による最大耐力への影響は、初期不整の大きさや形状に比して小さい。局部座屈またはゆがみ座屈が支配的な座屈モードとなる No. 4-15, No. 6-10 では、初期不整の形状として支配的ではない方の座屈モードを導入した場合であっても、支配的な座屈モードが発現している。ただし、その最大耐力は支配的な座屈モードを導入した場合よりも大きくなる。一方、Fig. 8(c) に示す局部座屈とゆがみ座屈の弾性座屈耐力が近接する No. 2-15 では、導入した初期不整の形状によって発現する座屈挙動が変化し、最大振幅の増加により最大耐力が低下した。

Fig. 8 中の黒点線は 2 章の座屈実験で確認された最大耐力である。板厚に対する最大振幅の比率 δ_{\max}/t を変数とした場合、 δ_{\max}/t が 0.2 から 0.4 程度で概ね座屈実験と同等の最大耐力となる。Schafer らは固有値解析から得られる 1 次座屈モードの最大振幅を板厚の 10% とした初期不整を導入することを推奨しているが²⁴⁾、初期不整形状も解析変数として追加した本研究では、Schafer らの推奨する初期不整量よりもやや大きな振幅量で座屈実験と同等の耐力となる結果が得られた。なお、本節では板要素材端の境界条件を固定支持とした結果を示したが、単純支持の場合であっても同様の傾向が確認された。

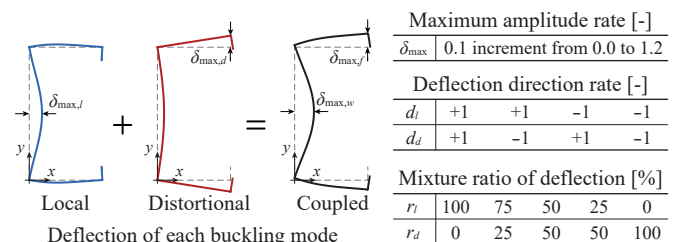


Fig. 7 Shape and amplitude of initial imperfection

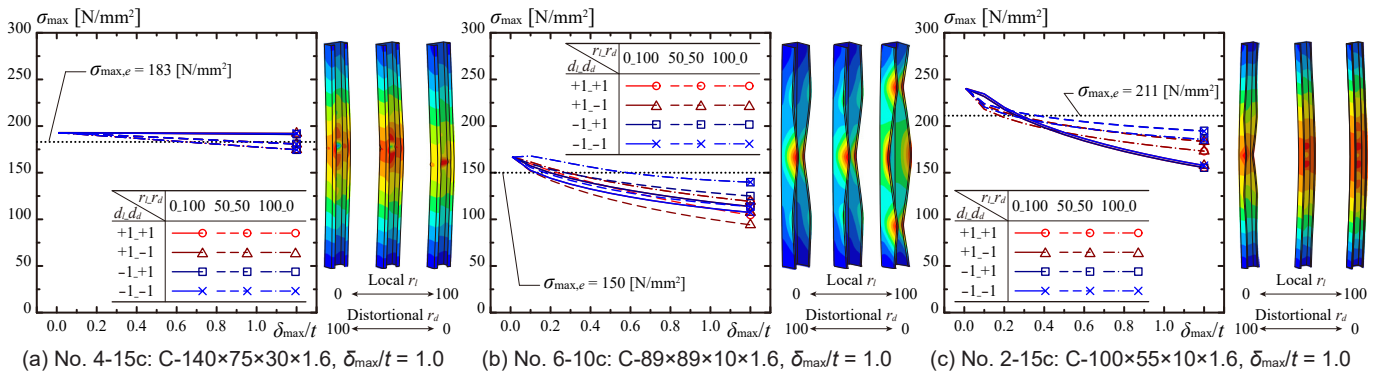


Fig. 8 Effect of shape and amplitude of initial imperfection on ultimate stress and buckling modes

3.3. 偏心荷重が冷間成形薄形断面部材の座屈挙動に及ぼす影響

2章では図心位置と載荷軸を一致させ、断面内に一樣な圧縮応力が作用する座屈実験を実施したが、実構造物の部材において部材の図心と荷重軸が一致し、一樣な圧縮応力が作用することは考えにくく、圧縮部材は図心位置と荷重軸の不一致により生じる偏心圧縮を受ける。さらに、薄板部材の実構造物ではホールダウン金物やウェブに接合された金物を介して、断面内に不均等な応力が作用する状況も考えられる¹⁾。本節では偏心圧縮と最大耐力の関係性を定性的に把握することを目的として、図心位置Oに対して載荷軸A, Bをx軸方向に移動させた検討を行う。この設定はFig. 8に示すように、局部座屈では実験結果に対し僅かに危険側の解析結果を与えるものの、ゆがみ座屈では実験結果に対し僅かに安全側の結果を与える。

Fig. 9にx軸方向に載荷軸を移動させた弾塑性解析結果を示す。縦軸は最大耐力 σ_{max} であり、横軸はx軸方向の偏心量 e をフランジ幅 b_f により除した値である。実線、破線はそれぞれ板要素材端の境界条件が単純支持および固定支持の場合を表しており、板要素材端の境界条件による最大耐力への影響がほとんどないことがわかる。支配的な座屈モードに関わらず、最大耐力が最大となる位置は偏心がない状態($e/b_f = 0.00$)ではなく、ある程度の偏心が発生した状態で生じており、偏心がない状態で支配的となる座屈モードによって、最大耐力が最大となる偏心の方向性が異なる。青線で示す局部座屈が支配的なNo. 4-15は、x軸正方向(リップ方向)に載荷軸が移動した場合、赤線で示すゆがみ座屈が支配的なNo. 6-10はx軸負方向(ウェブ方向)に載荷軸が移動した場合、局部座屈とゆがみ座屈の弾性座屈耐力が近接するNo. 2-15は僅かに載荷軸がリップ方向に移動した場合に最大耐力が最大となる。薄板部材の局部座屈はウェブ板要素が起点となる座屈現象であることから¹⁰⁾、局部座屈が発生する場合はウェブに付加的な圧縮応力が作用するウェブ方向に偏心した場合、最大耐力は低下し、ウェブの圧縮応力が低減するリップ方向に偏心すると増加する。ただし、リップ方向への偏心量が過度に増加すると、リップの局部座屈へと移行するため、最大耐力は低下していく。一方、No. 6-10のゆがみ座屈はフランジ板要素が起点となる座屈現象であるため¹⁰⁾、局部座屈が生じる場合とは逆に、最大耐力はウェブ方向に偏心すると増加し、リップ方向に偏心すると低下する。ただし、No. 6-10の部材形状では偏心が生じた場合でも座屈モードはFig. 9(b)(B)に示すゆがみ座屈となった。局部座屈とゆがみ座屈の弾性座屈耐力が近接する場合は、ウェブ板要素とフランジ板要素がほぼ同時に座屈するため、偏心がない状態と近い偏心量で最大耐力が最大とな

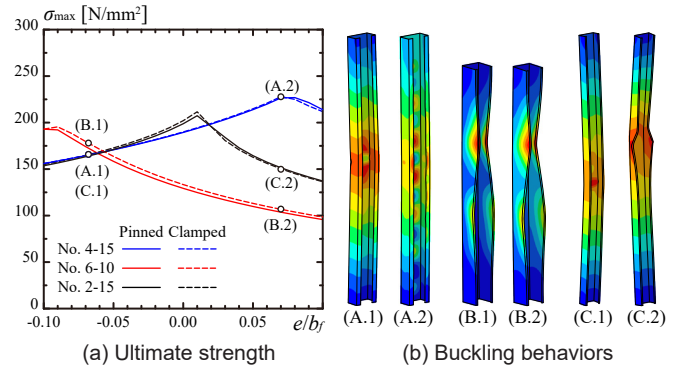


Fig. 9 Effect of eccentricity on ultimate strength and buckling behavior

る。座屈モードは最大耐力が最大となる位置で変化が生じ、ウェブに付加的な圧縮応力が作用するウェブ方向に偏心した場合はFig. 9(b)(C.1)に示す局部座屈が、リップに付加的な圧縮応力が作用するリップ方向に偏心した場合はFig. 9(b)(C.2)に示すゆがみ座屈が生じる。

3.4. 弾性座屈耐力と最大耐力の関係性

2章の座屈実験では、部材形状と板要素材端の境界条件によって、ゆがみ座屈の座屈後耐力が期待できない可能性が示唆された。座屈後耐力は境界条件、応力条件によって板要素の支持辺に集中する応力の範囲が変化することで生じるが³⁻⁵⁾、板要素材端の境界条件の影響は十分な検討は行われていない。本節ではAISIに示される細長比 λ_i, λ_d を変数とした検討により、板要素材端の境界条件に応じて変化する弾性座屈耐力と最大耐力の関係性について定性的な検討を行う。

局部座屈に対する細長比 $\lambda_i (= \sqrt{P_{ne}/P_{crit}})$ は弾性座屈耐力 P_{crit} に対する部材の圧縮耐力 P_{ne} の平方根で、ゆがみ座屈に対する細長比 $\lambda_d (= \sqrt{P_y/P_{crit}})$ は弾性座屈耐力 P_{crit} に対する部材の降伏耐力 P_y の平方根で表現される。すなわち、部材形状を固定した場合、弾性座屈耐力 P_{crit} 、 P_{crd} は一定となってしまうため、本節では降伏応力度を変化させることで、細長比 λ_i, λ_d をおおよそ0.5から2.0の範囲で変化させている。弾塑性解析で使用した材料特性は、降伏応力度の80%で比例限を迎え、0.2%オフセット耐力時に所定の降伏応力度となるラウンドハウス型の応力度-ひずみ度関係をChabocheモデル²⁷⁾により作成している。材料特性のヤング係数 E は205000 N/mm²、ポアソン比 ν は0.3としている。初期不整に関する条件は3.3節と同一である。

Fig. 10に細長比 λ_i, λ_d を変数とした弾塑性解析結果を示す。点線はEMから求められる弾性座屈耐力であり、実線はAISIのDSMの手順に従い求めた局部座屈およびゆがみ座屈の座屈後耐力である。Fig. 10(a)に示す局部座屈が支配的なNo. 4-15は、DSMにおいて座屈後耐

力が期待される領域で、弾性座屈耐力以降も耐力が上昇し、座屈後耐力が発揮されることが確認された。また、DSMに基づく座屈後耐力評価結果との対応も良好であり、座屈発生後も板要素の支持辺が移動しない局部座屈では座屈後耐力が期待できることがわかる。局部座屈が支配的な場合、板要素材端の境界条件が弾性座屈耐力に及ぼす影響はほとんどないため、単純支持および固定支持として算出した弾性座屈耐力に基づいた細長比 λ_d もほとんど同値となる。板要素材端の境界条件の違いにより最大耐力に差が生じていないことから、局部座屈の最大耐力を算定する場合、板要素材端の境界条件に関わらず、単純支持として算出する手法が統一的で合理的である。

Fig. 10(b)に示すゆがみ座屈が支配的なNo. 6-10の解析結果を確認すると、○の凡例で示す板要素材端の境界条件が単純支持の場合は、細長比 λ_d の減少に伴い点線で示す弾性座屈耐力に沿って耐力が上昇し、その後DSMの最大耐力算定値を下回るように沿って変化していく。□の凡例で示す固定支持の場合は、弾性座屈耐力まで最大耐力が到達しておらず、座屈後耐力算定値に対しても下回る結果となっている。ゆがみ座屈の場合は、板要素材端の境界条件の違いによって弾性座屈耐力が変化し、板要素材端の境界条件が固定支持の細長比 λ_d は単純支持の場合に比較小さくなる。一方で、実験結果および解析結果では、板要素材端の境界条件の違いが最大耐力に与える影響はほとんどないことが確認されているため、最大耐力を算定する際に板要素材端の境界条件を反映した弾性座屈耐力を使用すると、適切に耐力評価が行えない可能性がある。この結果を踏まえ、板要素材端の境界条件が固定支持であっても、単純支持の弾性座屈耐力を使用し、細長比 λ_d を再評価した結果を×の凡例で示す。この場合、細長比 λ_d の減少に伴い点線で示す弾性座屈耐力に沿って耐力が上昇し、単純支持の場合と同一の結果が得られた。したがって、ゆがみ座屈が発生する場合も局部座屈と同様に、板要素材端の境界条件に関わらず、単純支持として算出した弾性座屈耐力を座屈後耐力の算定に使用する手法が統一的で合理的であるといえる。

Fig. 10(b)には実験結果も併せて示しているが、板要素材端の境界条件が単純支持の試験体では最大耐力が僅かに弾性座屈耐力を上回っている。ただし、この場合であってもDSMで期待される座屈後耐力を発揮していない。したがって、ゆがみ座屈において確認される最大耐力は座屈後耐力ではなく、最大耐力に影響を及ぼす初期不整や僅かな偏心によって生じる実験結果のばらつきと考えられる。

4. 部材形状に応じて変化する弾性座屈耐力と座屈後耐力の関係

前章では、局部座屈あるいはゆがみ座屈が支配的な部材形状と両座屈モードの弾性座屈耐力が近接した部材形状を例題とした検討を行ったが、検討結果の一般化には至っていない。本章では、座屈実験結果を補完するパラメトリックなFEAを実施し、DSMの設計式との比較検証を通じて、部材形状に応じて変化する局部座屈およびゆがみ座屈の弾性座屈耐力と座屈後耐力の関係性の検討を行う。なお、本章では実験結果も併せて比較しているが、ここでは端部板要素の境界条件が明確に判別できる本論文内の実験のみを示している。

本章で実施するFEAでは、3章で使用した解析モデルを使用し、初期不整に関する条件は3.3節と同一である。解析パラメータはFig. 11(a)に示す部材形状とFig. 11(b)に示す鋼材強度である。断面形状の比率は薄板部材で 사용되는形状¹⁾を概ね包括している。対象とす

る鋼材強度は素材試験から得たSGC400 (Gr. 40)と600 N/mm²級鋼 (Gr. 60)であり、板要素材端の境界条件は単純支持および固定支持としている。本章の検討ではFSAおよびEMから求められる局部座屈とゆがみ座屈の弾性座屈耐力から、AISIのDSMの手順に従い算出した座屈後耐力と座屈実験結果および解析結果の比較を示すが、ここではDSMから求まる局部座屈およびゆがみ座屈の座屈後耐力 P_{nl} , P_{nd} のうち小さい方の値となった結果をグラフに表記している。前章の結果より、EMから求まる細長比 λ_d , λ_d は、板要素材端の境界条件が固定支持であった場合でも単純支持として算出している。なお、座屈モードの判別は最大耐力時の座屈モードを目視により判別しており²⁶⁾、最大耐力時に曲げ座屈が発現した解析結果については除外している。

まず、局部座屈によって最大耐力が決定した結果について述べる。Fig. 12(a)に示すFSAから求められる弾性局部座屈耐力に基づき算出した局部座屈の座屈後耐力を算出した場合、最大耐力時の座屈モードがゆがみ座屈モードとなる結果が、細長比 λ_d が1.0以下の小さい範囲に多く含まれる。ただし、座屈後耐力算定値に対する解析結果の平均値と変動係数はそれぞれ1.000と0.115となり、材料強度に関わらず実用上問題なく局部座屈の座屈後耐力を評価できる。Fig. 12(b)に示すEMから局部座屈の座屈後耐力を求めた場合も評価値に対する解析結果の平均値と変動係数はそれぞれ0.994と0.120と、DSMによる評価と大きな変化はない。一方、細長比 λ_d の値が0.9付近では、黒実線で示す座屈後耐力曲線を大きく下回る解析結果が増加している。これはFig. 12(c)に示すFSAの場合、明瞭な弾性局部座屈耐力が出現せず、座屈後耐力が算出できないのに対し、EMでは明瞭な弾性局部座屈耐力が現れ、座屈後耐力が算出できることに起因する。このように、FSAでは算出できない弾性局部座屈耐力をDSMの座屈後耐力の評価体系に組み込むことにより齟齬が生じている。

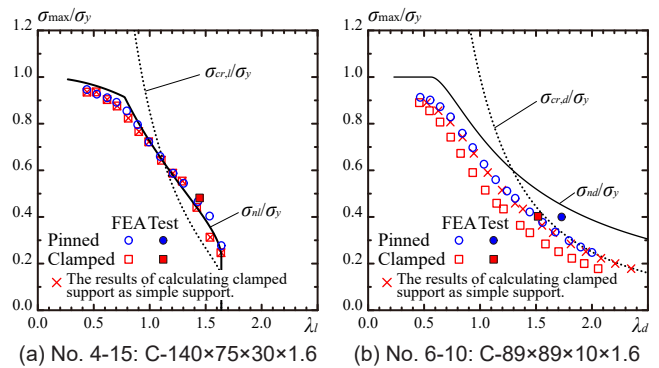


Fig. 10 Relationships between eigenvalue and ultimate strength

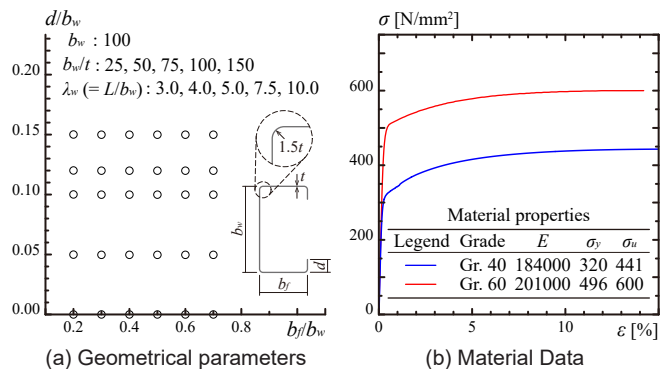


Fig. 11 Parameter settings for FEA

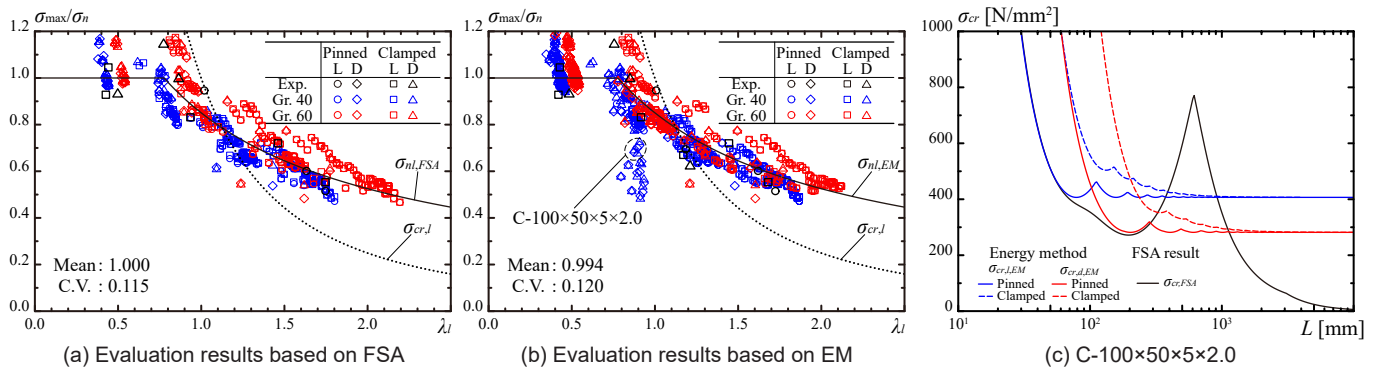


Fig. 12 Comparisons between post-buckling strength of local buckling according to DSM

Fig. 12(a, b) に示すように、局部座屈の弾性座屈耐力から座屈後耐力までの耐力上昇にはある程度のばらつきが生じているが、この耐力上昇率のばらつきの要因について検討を行った事例は存在しない。Fig. 13(a) は局部座屈の座屈後耐力が見込める範囲を対象として、ウェブせい b_w に対するフランジ幅 b_f の形状比率を横軸、弾性座屈耐力に対する最大耐力の比を縦軸とした結果である。形状比率 b_f/b_w の値が 0.5 程度で弾性局部座屈耐力からの耐力上昇率 $\sigma_{\max}/\sigma_{cr,L,EM}$ が最大となり、同一の部材形状比率 b_f/b_w ではウェブ辺長比 $\lambda_w (= L/b_w)$ が小さいほど、耐力上昇率 $\sigma_{\max}/\sigma_{cr,L,EM}$ が大きい。DSM では細長比 λ_d によって一律の座屈後耐力（耐力上昇率）を与えているが、局部座屈の座屈後耐力は部材形状比率 b_f/b_w に依存している。したがって、Fig. 12(a, b) に示す耐力上昇率のばらつきを低減し、耐力評価の精度を上昇させるには部材形状比率を座屈後耐力の設計式に反映する必要がある。

筆者らは部材形状比率を変数とした弾性局部座屈耐力の評価式を座屈係数による表記によって提案している^{8), 10)}。すなわち、部材形状比率と同様に、座屈係数も耐力上昇率 $\sigma_{\max}/\sigma_{cr,L,EM}$ との関係性があると考えられる。事実、有効幅理論^{3), 5)}では座屈係数に基づく座屈後耐力の評価が行われており、Appendix 2 に示す筆者らが提案した座屈係数によっても同様に評価が実施できると考えられる。Fig. 13(b) は EM から算出したウェブに対する座屈係数 $k_{w,d}$ と耐力上昇率 $\sigma_{\max}/\sigma_{cr,L,EM}$ の関係性を示した結果であり、Fig. 13(a) と同様の傾向が見出せる。前述のように、局部座屈の座屈後耐力では、ウェブ辺長比 λ_w との相関性が確認されるが、これは局部座屈の発生後、曲げ座屈に移行することが要因であり、ウェブ辺長比が大きくなるほど細長比が増加し、弾性局部座屈耐力と曲げ座屈耐力の耐力差が小さくなるため、結果として弾性局部座屈耐力からの耐力上昇率が小さくなっている。AISI の DSM において、局部座屈の最大耐力は式 (1.1) に示す曲げ座屈耐力との関係性によって決定されているため、局部座屈の座屈後耐力を精緻に評価するには、ウェブ辺長比から算出される細長比の影響を加味することが必要である。

次に、ゆがみ座屈の座屈後耐力を比較した結果について述べる。FSA から求められる弾性ゆがみ座屈から座屈後耐力を評価した結果を Fig. 14(a) に示す。座屈後耐力算定値に対する解析結果の平均値は 0.881 と局部座屈の算定結果に比較し、座屈後耐力の算定結果はやや危険側の評価を与え、局部座屈が発生した場合であっても、ゆがみ座屈の座屈後耐力によって評価された結果が多く含まれている。ただし、変動係数は 0.185 であり、その値は大きくない。Fig. 14(b) に示す EM からゆがみ座屈の座屈後耐力を算定した場合も FSA と同等

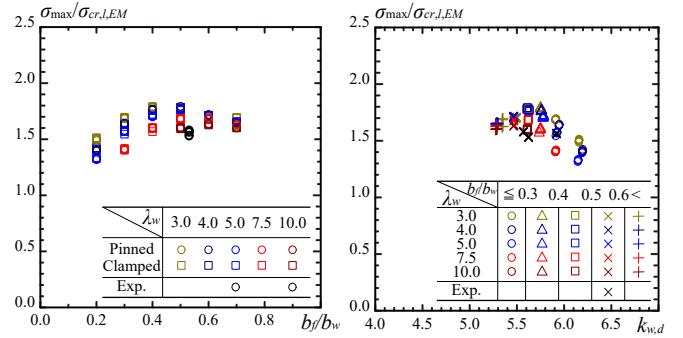


Fig. 13 Effect of profiles and buckling coef. on post-buckling strength

の評価結果であるが、細長比 λ_d が 1.0 以下の一部の解析ケースでは座屈後耐力を過大に評価している。この結果は Fig. 13(c) に示すように、弾性ゆがみ座屈耐力を EM では FSA より大きく算定するため生じている。前述のように、筆者らのゆがみ座屈挙動の定義¹⁹⁾は、ウェブとフランジの接合線が弱軸曲げ方向に移動しないと定義しているのに対し、FSA ではウェブとフランジの接合線の弱軸曲げ方向への移動を許容している。この定義の差異によって、EMの方が弾性ゆがみ座屈耐力を大きく算出する傾向があり、結果として細長比 λ_d が小さくなるため、EMによる算定結果は危険側の評価結果を与えやすい。

Fig. 10(b) に示すゆがみ座屈が支配的な No. 6-10 の解析結果では、座屈後耐力が確認されなかったが、Fig. 14(b) には座屈後耐力が確認された解析結果が存在する。ここでは本章で実施した解析結果を用いて、座屈後耐力発揮の有無と部材形状の関係性を考察する。

Fig. 15(a) はゆがみ座屈の座屈後耐力が見込める範囲を対象として、フランジ幅 b_f に対するリップ幅 d の形状比率を横軸、弾性座屈耐力に対する最大耐力の比を縦軸とした結果である。形状比率 d/b_f およびウェブ幅厚比 b_w/t は、リップによるフランジ板要素への面外拘束の度合を表している¹⁹⁾。形状比率 d/b_f が大きいほど、ウェブ幅厚比 b_w/t が小さいほど、最大耐力は弾性ゆがみ座屈耐力を下回り、座屈後耐力が期待できないことが確認できる。局部座屈と同様に、DSM では部材形状に関わらず、細長比 λ_d に応じた座屈後耐力を一律で与えているが、ゆがみ座屈の最大耐力は形状比率 d/b_f およびウェブ幅厚比 b_w/t に依存し、ゆがみ座屈の最大耐力の設計には、これら変数の影響を考慮すべきである。筆者らが提案した弾性ゆがみ座屈に対する座屈係数の評価式には¹⁹⁾、これら形状比率が変数として含まれており、最大耐力の評価に活用可能であると考えられるため、Fig. 15(b) では EM から算出したウェブに対する座屈係数 $k_{w,d}$ と弾性座屈

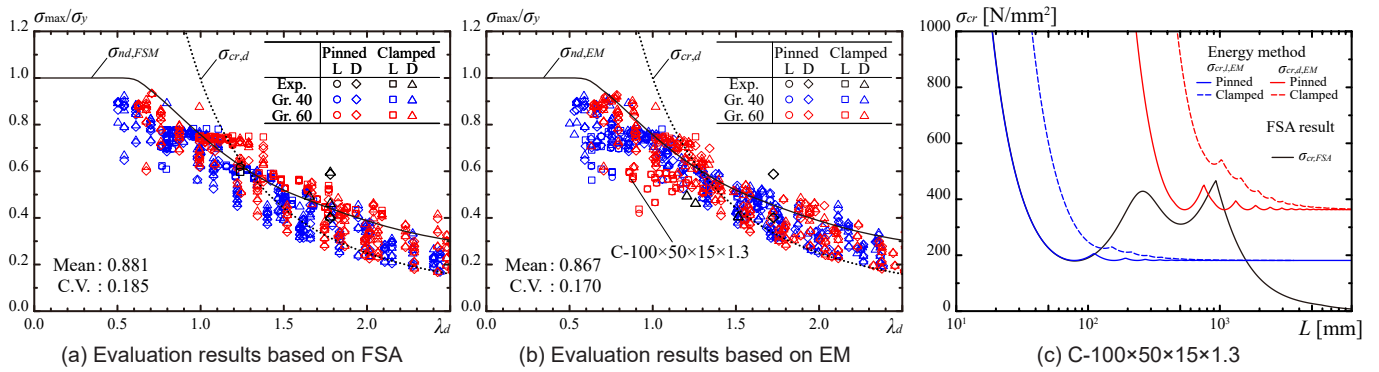


Fig. 14 Comparisons between post-buckling strength of distortional buckling according to DSM

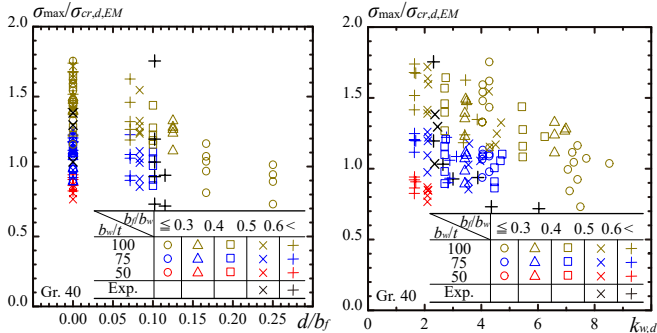


Fig. 15 Effect of profiles and buckling coef. on post-buckling strength

耐力に対する最大耐力の比の関係性を示している。ウェブ幅厚比 b_w/t の値で 25 毎に色分けされた解析ケースを確認すると、ウェブ座屈係数と耐力上昇率の間には相関性が見出せる。ウェブ幅厚比の値が低下するほどゆがみ座屈は発生しやすくなるため¹⁹⁾、ゆがみ座屈が発生しやすい部材形状ほど座屈後耐力が低下するといえる。国内の薄板部材に対する設計体系において、ゆがみ座屈の最大耐力に対する設計式は規定されておらず、DSM による最大耐力の評価が採用されている AISI においても部材形状が反映された設計式は規定されていない。Fig. 15(b) は座屈係数に内包された部材形状に基づくゆがみ座屈の最大耐力設計の可能性を示唆する結果であるため、今後は別報にて、最大耐力設計法の構築を行う予定である。

5. 結

本研究では、圧縮力を受ける冷間成形溝形断面部材を対象として、板要素材端の境界条件および部材形状が薄板軽量形鋼の座屈挙動に及ぼす影響を検証した。まず、座屈実験から得られた知見をまとめる。

- 1) 局部座屈が発生する場合、座屈半波長が短く、板要素材端の境界条件の違いが弾性局部座屈耐力に及ぼす影響は小さいため、DSM に基づく局部座屈の座屈後耐力の評価結果 $\sigma_{nl,FSA}$, $\sigma_{nl,EM}$ に大きな違いは生じない。座屈実験においても同一形状の座屈波形によって最大耐力が決定されるため、境界条件の影響はほとんど確認されない。DSM に基づく座屈後耐力の算定値は座屈実験で確認された最大耐力と良い対応を示した。
- 2) 局部座屈と同様、同一形状の座屈波形によって最大耐力が決定されるため、板要素材端の境界条件がゆがみ座屈の最大耐力に及ぼす影響はほとんど無い。FSA から求めた弾性ゆがみ座屈に基づいた座屈後耐力により、ゆがみ座屈の最大耐力の評価を行った場合、

実験結果を概ね評価可能である。ただし、部材形状によっては座屈後耐力を発揮せず、ゆがみ座屈に座屈後耐力を期待する設計概念は実現象を正しく反映できていない可能性がある。

次に、有限要素法解析による検討から得られた知見をまとめる。

- 3) 必要リップ幅・必要リップ剛性を満足するような局部座屈が支配的な断面形状では、初期不整の最大振幅が最大耐力に及ぼす影響は小さく、初期不整形や最大振幅の影響はほとんどない。ゆがみ座屈が支配的な断面形状では、初期不整形に関わらず、初期不整の最大振幅の増加に伴い、著しい最大耐力の低下が生じる。
- 4) 薄板部材では最大耐力が最大となる状態は必ずしも偏心が無い状態ではない。偏心が無い状態で生じる座屈モードに応じて、最大耐力が増加する、あるいは低下する偏心の方向が異なる。
- 5) FSA から求められる弾性局部座屈耐力に基づき、局部座屈の座屈後耐力を DSM により算出すると、座屈後耐力算定値に対する実験および解析結果の平均値と変動係数は 1.000 と 0.115 となり、材料強度に関わらず局部座屈の座屈後耐力を評価できる。
- 6) 局部座屈の弾性座屈耐力に対する座屈後耐力までの耐力上昇率 $\sigma_{max}/\sigma_{cr,LEM}$ は部材形状比率とウェブ座屈係数 $k_{w,d}$ との関係性が確認され、部材形状比率 b_f/b_w の値が 0.5 程度で弾性局部座屈耐力からの耐力上昇率が最大となり、同一の部材形状比率 b_f/b_w ではウェブ辺長比 $\lambda_w (= L/b_w)$ が小さいほど、耐力上昇率が大きい。
- 7) FSA から求められる弾性ゆがみ座屈耐力に基づき、ゆがみ座屈の座屈後耐力を DSM により評価すると、平均値と変動係数が 0.881 と 0.185 なる。局部座屈に比較し、座屈後耐力の算定値は危険側の評価となるものの、ばらつきの少ない評価を与える。
- 8) DSM のゆがみ座屈に対する設計では部材形状に関わらず、細長比 λ_d に応じた座屈後耐力を一律で与えているが、ゆがみ座屈の最大耐力はフランジ幅比率 b_f/b_w およびウェブ幅厚比 b_w/t に依存しており、フランジ幅比率が小さいほど、ウェブ幅厚比が大きいほど、弾性ゆがみ座屈耐力を下回り、座屈後耐力が期待できない。

AISI の DSM では、細長比に応じた一律の耐力上昇率によって薄板部材の座屈後耐力設計を行うが、本研究の成果により、弾性座屈耐力から座屈後耐力までの耐力上昇率は、部材形状比率によって変化し、ゆがみ座屈により最大耐力が決定される場合には弾性ゆがみ座屈耐力にも到達しない部材形状比率が存在することが確認された。

高効率な鋼材利用を目的に開発された薄板部材の利点を構造設計により最大限に発揮させるべく、最大耐力時に発生する座屈モードを識別し、高精度に薄板部材の最大耐力を予測可能な座屈係数に基づいた設計式の構築を行うことが今後の方針である。

謝辞

本研究は日本鉄鋼連盟 教育助成事業および JSPS 科研費 24K17390 の助成を受けたものです。ここに記して感謝の意を表します。

参考文献

- 1) Guide for Designing Cold-formed Steel Structures 2nd Edition, Gihodo Shuppan Co., Ltd., 2014 (in Japanese)
薄板軽量形鋼造建築物設計の手引き 第2版, 技報堂出版, 2014
- 2) Architectural Institute of Japan (AIJ): AIJ Recommendations for Design and Fabrication of Light Weight Steel Structures, 2024. 3 (In Japanese)
日本建築学会: 軽鋼構造設計施行指針, 2024. 3
- 3) T.V. Kármán, E.E. Sechler, L.H. Donnell: The Strength of Thin Plate in Compression, Transactions ASME, Vol.54, pp. 53–56, 1932, DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4021738>.
- 4) G. Winter: Strength of Thin Steel Compression Flanges, Journal of Structural Engineering, ASCE, pp. 527–576, 1946
- 5) North American Specification for the Design of Cold-Formed Steel Structural Members 2020 Edition, American Iron and Steel Institute (AISI), 2020
- 6) B.W. Schafer, T. Peköz: Laterally braced cold-formed steel flexural members with edge stiffened flanges, ASCE Journal of Structural Engineering, Vol. 125, Issue 2, pp. 118–127, 1999. 2, DOI: [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9445\(1999\)125:2\(118\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9445(1999)125:2(118)).
- 7) C. Yu, B.W. Schafer: Stress gradient effect on the buckling of thin plates, in: 17th International Specialty Conference on Cold-Formed Steel Structures, 17th International Specialty Conference on Cold-Formed Steel Structures, pp. 47–69, 2004. 10
- 8) K. Mitsui, K. Ikarashi: Buckling Strength and Behavior of Elastic Local Buckling for Cold-formed Channel Members under Compression, Journal of Structural and Construction Engineering (Transactions of AIJ), Vol. 86, No. 790, pp. 1685–1692, 2021. 12, DOI: <https://doi.org/10.3130/aajs.86.1685>. (In Japanese)
- 9) K. Mitsui, K. Ikarashi: Elastic critical local buckling load and behavior of local buckling for cold-formed lipped channel steel member under compression, Japan Architectural Review, Vol. 7, Issue 1, 2024. 1, DOI: <https://doi.org/10.1002/2475-8876.12432>
- 10) K. Mitsui, K. Ikarashi, T. Kobashi, R. Kuwada: Elastic critical local buckling stress in cold-formed lipped channel and hat sections under uniform compression, Thin-Walled Structures, Vol. 191, 111064, 2023. 10, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2023.111064>.
- 11) T. Kobashi, K. Ikarashi, N. Simizu: Elastic Local Buckling Strength and Maximum Strength of Cold Formed Steel Members with Different Plate Width on Adjacent Plate Elements, Journal of Structural and Construction Engineering (Transactions of AIJ), Vol. 83, No. 749, pp. 1051–1061, 2018. 7, DOI: <https://doi.org/10.3130/aajs.83.1051>. (In Japanese)
- 12) T. Kobashi, K. Ikarashi, N. Simizu: Elastic Local Buckling Strength and Maximum Strength of Rectangular Section Members which were Loaded Compression and Bending, Journal of Structural and Construction Engineering (Transactions of AIJ), Vol. 84, No. 755, pp. 97–107, 2019. 1, DOI: <https://doi.org/10.3130/aajs.84.97>. (In Japanese)
- 13) S. Ádány, B.W. Schafer: A full modal decomposition of thin-walled, single-branched open cross-section members via the constrained finite strip method, Journal of Constructional Steel Research, Vol. 64, Issue 1, pp. 12–29, 2008. 1, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jcsr.2007.04.004>.
- 14) S.P. Timoshenko, J.M. Gere: Theory of Elastic Stability 2nd Edition, McGraw-Hill Book Inc., New York, 1961
- 15) S.C.W. Lau, G.J. Hancock: Distortional Buckling Formulas for Channel Columns, Journal of Structural Engineering, Vol. 113, Issue 5, pp. 1063–1078, 1987. 5, DOI: [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9445\(1987\)113:5\(1063\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9445(1987)113:5(1063)).
- 16) B. W. Schafer: Local, Distortional, and Euler Buckling of Thin-Walled Columns, Journal of Structural Engineering, Vol. 128, No. 3, pp. 289–299, 2002. 3, DOI: [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9445\(2002\)128:3\(289\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9445(2002)128:3(289)).

- 17) Standards Australia. Cold-formed steel structures AS/NZS 4600:2018, Sydney, Australia, 2005.
- 18) D.C.T. Cardoso, G.C. de Salles, E. de M. Batista, P.B. Gonçalves: Explicit equations for distortional buckling of cold-formed steel lipped channel columns, Thin-Walled Structures, Vol. 119, pp. 925–933, 2017. 10, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2017.08.014>.
- 19) K. Mitsui, K. Ikarashi, T. Kobashi, R. Kuwada: Strength and Behavior of Elastic Distortional Buckling for Cold-formed Channel Member under Compression, Journal of Structural and Construction Engineering (Transactions of AIJ), Vol. 87, No. 791, pp. 139–148, 2022. 1, DOI: <https://doi.org/10.3130/aajs.87.139>. (In Japanese)
- 20) CUFSM, Elastic buckling analysis of thin-walled members by finite strip analysis, CUFSM v5.04; 2020, <https://www.ce.jhu.edu/CUFSM/>.
- 21) D. Camotim, C. Basaglia, N.F. Silva, N. Silvestre: Numerical analysis of thin-walled structures using Generalised Beam Theory (GBT): recent and future developments, Computational Technology Reviews, Vol. 1, 2010, DOI: <https://doi.org/10.4203/ctr.1.11>
- 22) H. Mitsuhiro, K. Ikarashi, K. Mitsui, T. Kobashi, R. Kuwada: A Study on the Allowable Stress Design Method for Cold-Formed Channel Steel Cross Sections, AIJ Summaries of Technical Papers of Annual Meeting, pp. 1077–1078, 2021. 7. (In Japanese)
光廣 日向子, 五十嵐 規矩夫, 三井 和也, 小橋 知季, 桑田 涼平: 薄板軽量溝形断面部材の許容応力度設計法に関する一検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1077–1078, 2021. 7
- 23) I. Iwamoto, M. Kimura, T. Ogawa: Study on Lip Stiffening Effect of Thin Plate Elements: Post Buckling Strength, Journal of Structural and Construction Engineering (Transactions of AIJ), Vol. 66, No. 548, pp. 153–158, 2001. 10, DOI: https://doi.org/10.3130/aajs.66.153_3. (In Japanese)
- 24) B.W. Schafer, Z. Li, C.D. Moen: Computational modeling of coldformed steel, Thin-Walled Structures, 48, pp.752–762, 2010, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2010.04.008>.
- 25) MSC Software: Marc 2023 Feature Pack 1, Volume A–B: Theory and User Information–Element Library, 2024
- 26) K. Mitsui, A. Watanabe, T. Kobashi, K. Ikarashi: Effect of Geometrical Imperfection on Analytical Buckling Strength of Cold-Formed Lipped Channel Steel Member under Compression, Journal of Structural and Construction Engineering (Transactions of AIJ), Vol. 86, No. 779, pp. 157–167, 2021. 1, DOI: <https://doi.org/10.3130/aajs.86.157>. (In Japanese)
- 27) J.L. Chaboche, G. Rousselier: On the Plastic and Viscoplastic Constitutive Equations–Part I: Rules Developed With Internal Variable Concept, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 105, Issue. 2, pp. 153–158, 1983. 5, <https://doi.org/10.1115/1.3264257>

Appendix 1. 許容圧縮応力度の制限と部材形状の関係性

『薄板軽量形鋼造建築物設計の手引き』¹⁾ (以下、手引きと称す) に基づいた薄板部材の最大耐力評価手法の妥当性を検証する。『薄板軽量形鋼造建築物設計の手引き』¹⁾ (以下、手引きと称す) に基づいた薄板部材の最大耐力評価手法の妥当性を検証する。手引きによる最大耐力設計法は、単純支持板の理論を基に部材設計を行うものであるため、座屈モードごとに弾性座屈耐力と座屈後耐力の関係性を分析する本論文とは、耐力評価法に関する考え方が異なっている。一方で、国内の現設計体系の妥当性を検証することは意義のある検証と考え、その検証結果を本節に記載する。一方で、国内の現設計体系の妥当性を検証することは意義のある検証と考え、本節においてその検証結果を記載する。

Fig. A.1 および Fig. A.2 は手引きに掲載される必要リップ幅 C_{min} に対するリップ幅 D の比率を指標として、局部座屈またはゆがみ座屈によって決定される最大耐力と許容圧縮応力度の上限値 $0.45F$ の関係性を示している。薄板部材に対する国内の設計体系では、固有値解析に基づき弾性座屈応力度を算出しない場合、ゆがみ座屈の耐力算定が困難であるため、短期許容圧縮応力度 f_c は基準強度 F の 45% ($0.45F$) が上限として規定されているが、この規定値と局部座屈およびゆがみ座屈の最大耐力との関係性については検証が行われていない。Fig. A.1 では、基準強度 F を座屈実験および解析で用いた降伏応力度 σ_y に読み替え、縦軸は最大荷重 P_{max} を全断面積を有効とした降伏軸力 P_y で除した値としている。結果に示すように、全断面積を有効とした降伏軸力で局部座屈およびゆがみ座屈の最大耐力を評価すると、必要リップ幅 C_{min} に対するリップ幅 D の比率に関わらず、短期許容圧縮応力度 f_c を下回る部材形状が確認できる。特に、Fig. A.1(b) のゆがみ座屈によって決定される場合には、短期許容圧縮応力度 f_c を大きく下回る部材形状も存在する。手引きでは、座屈発生後も応力を負担できる有効幅を設定し、この有効幅から算出される有効断面積に基づいて最大耐力の設計が行われる。Fig. A.2 は Fig. A.1 の縦軸を最大荷重 P_{max} を有効断

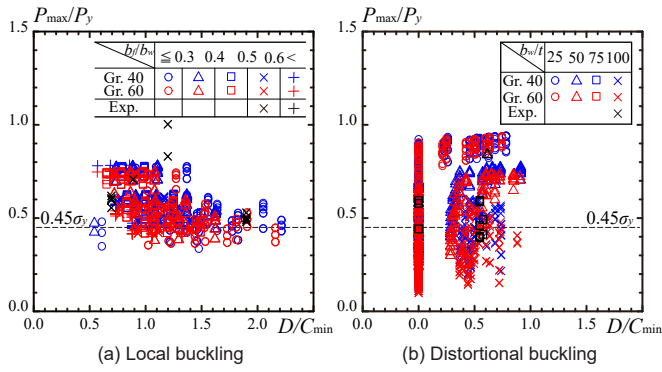


Fig. A.1 Result of evaluation of ultimate strength by gross area

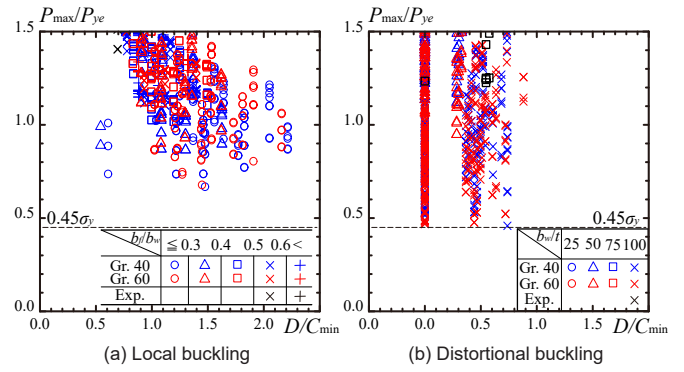


Fig. A.2 Result of evaluation of ultimate strength by effective area

面積から算出される降伏軸力 P_{ye} で除した値としている。有効断面により最大耐力を評価すると、特に局部座屈により最大耐力が決定される場合では過度に安全側の評価となる部材形状が存在するものの、各座屈挙動によって決定される最大耐力の下限値は短期許容圧縮応力度 f_c を上回っている。

これまで示したように、局部座屈およびゆがみ座屈の最大耐力は許容圧縮応力度の上限値 $0.45F$ を大きく上回る部材形状も存在する。現状の国内の設計体系では、許容圧縮応力度の上限値 $0.45F$ に対する最大耐力の余裕度を考慮することができないが、部材形状を変数とした最大耐力の設計式を確立することで、高精度で高効率な薄板部材の設計につながると思われる。

Appendix 2. 局部座屈およびゆがみ座屈の弾性座屈耐力式^{10), 19)}

エネルギー法により導出した部材形状および境界条件の変化を考慮した局部座屈とゆがみ座屈の弾性座屈耐力式を示す。数式中の m, n は局部座屈およびゆがみ座屈の座屈半波長である。数式表現は本研究で使用した記号を用いている。評価式中の r_f, r_s, r_t は溝形断面部材の断面形状比率を表し、それぞれフランジ幅比率 $r_f = b_f/b_w$ 、リップ幅比率 $r_f = d/b_w$ 、ウェブ幅厚比 $r_t = b_w/t$ である。

◆ 弾性局部座屈耐力 $\sigma_{cr,LEM}$ に対する評価式

$$\sigma_{cr,LEM}(m) = r^{1/3} \left[\cos\left(\frac{\theta_u}{3} + \frac{2\pi}{3}\right) + \cos\left(\frac{\theta_u}{3} - \frac{4\pi}{3}\right) \right] - \frac{C_2}{3} \quad (\text{A2.1})$$

$$r = \sqrt{(q/2)^2 + |(q/2)^2 + (p/3)^3|} \quad (\text{A2.2})$$

$$\theta_u = \cos^{-1}(-q/2r) \quad (\text{A1.3}) \quad C_i = c_i/c_3 \quad (i=0, 1, 2) \quad (\text{A2.4})$$

$$p = C_1 - C_2^2/3 \quad (\text{A1.5}) \quad q = C_0 - C_1C_2/3 + 2C_2^3/27 \quad (\text{A2.6})$$

$$c_0 = \begin{vmatrix} m_{l,1} & m_{l,3} & m_{l,5} \\ m_{l,3} & m_{l,7} & m_{l,9} \\ m_{l,5} & m_{l,9} & m_{l,11} \end{vmatrix} \quad (\text{A2.7})$$

$$c_1 = \begin{vmatrix} m_{l,1} & m_{l,3} & -m_{l,6} \\ m_{l,3} & m_{l,7} & -m_{l,10} \\ m_{l,5} & m_{l,9} & -m_{l,12} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} -m_{l,2} & m_{l,3} & m_{l,5} \\ -m_{l,4} & m_{l,7} & m_{l,9} \\ -m_{l,6} & m_{l,9} & m_{l,11} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} m_{l,1} & -m_{l,4} & m_{l,5} \\ m_{l,3} & -m_{l,8} & m_{l,9} \\ m_{l,5} & -m_{l,10} & m_{l,11} \end{vmatrix} \quad (\text{A2.8})$$

$$c_2 = \begin{vmatrix} m_{l,1} & -m_{l,4} & -m_{l,6} \\ m_{l,3} & -m_{l,8} & -m_{l,10} \\ m_{l,5} & -m_{l,10} & -m_{l,12} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} -m_{l,2} & m_{l,3} & -m_{l,6} \\ -m_{l,4} & m_{l,7} & -m_{l,10} \\ -m_{l,6} & m_{l,9} & -m_{l,12} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} -m_{l,2} & -m_{l,4} & m_{l,5} \\ -m_{l,4} & -m_{l,8} & m_{l,9} \\ -m_{l,6} & -m_{l,10} & m_{l,11} \end{vmatrix} \quad (\text{A2.9})$$

$$c_3 = - \begin{vmatrix} m_{l,2} & m_{l,4} & m_{l,6} \\ m_{l,4} & m_{l,8} & m_{l,10} \\ m_{l,6} & m_{l,10} & m_{l,12} \end{vmatrix} \quad (\text{A2.10})$$

・ 板要素材端の境界条件が単純支持の場合

$$m_{l,s,1} = \frac{\pi^2}{2} \left[3 \left(\frac{m}{\lambda_w} \right)^2 + 16 \left(\frac{\lambda_w}{m} \right)^2 \right] \quad (\text{A2.11}) \quad m_{l,s,2} = \frac{3\pi^2}{2} \quad (\text{A2.12})$$

$$m_{l,s,3} = -\frac{8\pi}{3r_f} \left(\frac{m}{\lambda_w} + \frac{\lambda_w}{m} \right)^2 \quad (\text{A2.13}) \quad m_{l,s,4} = -\frac{8\pi}{3r_f} \quad (\text{A2.14})$$

$$m_{l,s,5} = 2m_3 \quad (\text{A2.15}) \quad m_{l,s,6} = 2m_4 \quad (\text{A2.16})$$

$$m_{l,s,7} = \frac{\pi^2}{2r_f^2} \left[\left(\frac{m}{\lambda_w} + \frac{\lambda_w}{m} \right)^2 + 2r_f \left(\frac{mr_f}{\lambda_w} + \frac{\lambda_w}{mr_f} \right)^2 + \frac{4r_f}{3} \left(\frac{m\pi r_f}{\lambda_w} \right)^2 + 8r_f(1-\nu) \right] \quad (\text{A2.17})$$

$$m_{l,s,8} = \frac{\pi^2}{2r_f^2} \left(1 + 2r_f^3 + \frac{4\pi^2 r_f^3}{3} \right) \quad (\text{A2.18})$$

$$m_{l,s,9} = \frac{\pi^2}{r_f^2} \left[\left(\frac{m}{\lambda_w} + \frac{\lambda_w}{m} \right)^2 + 0.7698r_f \left(\frac{mr_f}{\lambda_w} + \frac{\lambda_w}{mr_f} \right)^2 \right] \quad (\text{A2.19})$$

$$m_{l,s,10} = \frac{\pi^2}{r_f^2} (1 + 0.7698r_f^3) \quad (\text{A2.20})$$

$$m_{l,s,11} = \frac{2\pi^2}{r_f^2} \left\{ \left(\frac{m}{\lambda_w} + \frac{\lambda_w}{m} \right)^2 + r_f \left[0.3779 \left(\frac{mr_f}{\lambda_w} \right)^2 + 18.66 \left(\frac{\lambda_w}{m\pi r_f} \right)^2 + 1.279 \right] \right\} \quad (\text{A2.21})$$

$$m_{l,12} = \frac{2\pi^2}{r_f^2} (1 + 0.3779r_f^3) \quad (\text{A2.22})$$

・ 板要素材端の境界条件が固定支持の場合

$$m_{l,c,1} = \frac{\pi^2}{2} \left[\frac{3(m^4 + 6m^2 + 1)}{\lambda_w^2} + 16\lambda_w^2 + 8(1+m^2) \right] \quad (\text{A2.23}) \quad m_{l,c,2} = \frac{3\pi^2(1+m^2)}{2} \quad (\text{A2.24})$$

$$m_{l,c,3} = -\frac{8\pi}{3r_f} \left[\frac{m^4 + 6m^2 + 1}{\lambda_w^2} + \lambda_w^2 + 2(1+m^2) \right] \quad (\text{A2.25}) \quad m_{l,c,4} = -\frac{8\pi(1+m^2)}{3r_f} \quad (\text{A2.26})$$

$$m_{l,c,5} = 2m_3 \quad (\text{A2.27}) \quad m_{l,c,6} = 2m_4 \quad (\text{A2.28})$$

$$m_{l,c,7} = \frac{\pi^2}{2r_f^2} \left\{ \frac{m^4 + 6m^2 + 1}{\lambda_w^2} \left(1 + 2r_f^3 + \frac{4\pi^2 r_f^3}{3} \right) + \lambda_w^2 \left(1 + \frac{2}{r_f} \right) + 2(1+m^2) [1 + 2\nu r_f + 2(1-\nu)(r_f + 2r_t)] \right\} \quad (\text{A2.29})$$

$$m_{l,c,8} = \frac{\pi^2(1+m^2)}{2r_f^2} \left(1 + 2r_f^3 + \frac{4\pi^2}{3r_f^3} \right) \quad (\text{A2.30})$$

$$m_{l,c,9} = \frac{\pi^2}{r_f^2} \left[\frac{m^4 + 6m^2 + 1}{\lambda_w^2} (1 + 0.7698r_f^3) + \lambda_w^2 \left(1 + \frac{0.7698}{r_f} \right) + 2(1+m^2)(1 + 0.7698r_f) \right] \quad (\text{A2.31})$$

$$m_{l,c,10} = \frac{\pi^2(1+m^2)}{r_f^2} (1 + 0.7698r_f^3) \quad (\text{A2.32})$$

$$m_{l,c,11} = \frac{2\pi^2}{r_f^2} \left[\frac{m^4 + 6m^2 + 1}{\lambda_w^2} (1 + 0.3779r_f^3) + \lambda_w^2 \left(1 + \frac{1.890}{r_f} \right) + 2(1+m^2)(1 + 0.6393r_f) \right] \quad (\text{A2.33})$$

$$m_{l,c,12} = \frac{2\pi^2(1+m^2)}{r_f^2} (1 + 0.3779r_f^3) \quad (\text{A1.34})$$

◆ 弾性ゆがみ座屈耐力 $\sigma_{cr,d,EM}$ に対する評価式

$$\sigma_{cr,d,EM}(n) = \frac{0.9(m_{d,1} + m_{d,2} + m_{d,3})}{m_{d,4} + m_{d,5} + m_{d,6}} \quad (\text{A2.35})$$

・ 板要素材端の境界条件が単純支持の場合

$$m_{d,s,1} = \frac{\pi^2}{12} \left(3 \left(\frac{m}{\lambda_w} \right)^2 + 4 \left(\frac{m\pi}{\lambda_w} \right)^2 \left\{ r_f^3 + r_t^3 [1 + 12(1-\nu^2)r_f^2 r_t^2] \right\} + 24(1-\nu)(r_f + r_t) \right) \quad (\text{A2.36})$$

$$m_{d,s,2} = \left(\frac{3\pi r_f}{4} \right)^4 \left\{ \left(\frac{mr_f}{\lambda_w} \right)^2 \left[0.2268r_f + r_f^3 \left[\frac{\pi^2}{12r_f^2} + 4r_f^2(1-\nu^2) \right] \right\} + \frac{r_f}{32} \left(\frac{\lambda_w}{m} \right)^2 + \frac{1}{4\pi} [\nu(\pi-4)r_f + \pi(1-\nu)(r_f + 2r_t)] \right\} \quad (\text{A2.37})$$

$$m_{d,s,3} = \left(\frac{3\pi r_f}{4} \right)^2 \left\{ \left(\frac{m\pi}{\lambda_w} \right)^2 \left[0.5373r_f^3 + \frac{\pi r_f}{3} + 8(1-\nu^2)r_f^2 r_t^2 \right] - (\pi-2)\nu r_f + 2(1-\nu)(2r_f + \pi r_t) \right\} \quad (\text{A2.38})$$

$$m_{d,s,4} = \frac{\pi^2 [3 + 4\pi^2 (r_f^3 + 3r_f^2 r_t + r_t^3)]}{12} \quad (\text{A1.35}) \quad m_{d,s,5} = \left(\frac{3\pi r_f}{4} \right)^4 \left(0.2268r_f^3 + r_f^3 r_t + \frac{\pi^2 r_f^3}{12} \right) \quad (\text{A2.39})$$

$$m_{d,s,6} = \left(\frac{3\pi r_f}{4} \right)^2 \left(5.303r_f^3 + 2\pi^2 r_f^2 r_t + \frac{\pi^3 r_f^3}{3} \right) \quad (\text{A2.40})$$

・ 板要素材端の境界条件が固定支持の場合

$$m_{d,c,1} = \frac{\pi^2}{12} \left[\frac{m^4 + 6m^2 + 1}{\lambda_w^2} \left\{ 3 + 4\pi^2 [r_f^3 + 12(1-\nu^2)r_f^2 r_t^2 + r_f^3] \right\} + 3\lambda_w^2 + 6(1+m^2) [1 + 4(1-\nu)(r_f + r_t)] \right] \quad (\text{A2.40})$$

$$m_{d,c,2} = \left(\frac{3\pi r_f}{4} \right)^4 \left\{ \frac{m^4 + 6m^2 + 1}{\lambda_w^2} \left[0.2268r_f^3 + \frac{\pi^2 r_f^3}{12} + 4(1-\nu^2)r_f^2 r_t^2 \right] + \frac{\lambda_w^2}{32r_f} + \frac{1+m^2}{4\pi} [\nu(\pi-4)r_f + \pi(1-\nu)(r_f + 2r_t)] \right\} \quad (\text{A2.41})$$

$$m_{d,c,3} = \left(\frac{3\pi r_f}{4} \right)^2 \left\{ (m^4 + 6m^2 + 1) \left(\frac{\pi}{\lambda_w} \right)^2 \left[0.5373r_f^3 + \frac{\pi r_f}{3} + 8(1-\nu^2)r_f^2 r_t^2 \right] - (1+m^2) [(\pi-2)\nu r_f - 2(1-\nu)(2r_f + \pi r_t)] \right\} \quad (\text{A2.42})$$

$$m_{d,c,4} = \frac{\pi^2(1+m^2) [3 + 4\pi^2 (r_f^3 + 3r_f^2 r_t + r_t^3)]}{12} \quad (\text{A2.43})$$

$$m_{d,c,5} = (1+m^2) \left(\frac{3\pi r_f}{4} \right)^4 \left(0.2268r_f^3 + r_f^3 r_t + \frac{\pi^2 r_f^3}{12} \right) \quad (\text{A2.44})$$

$$m_{d,c,6} = (1+m^2) \left(\frac{3\pi r_f}{4} \right)^2 \left(5.303r_f^3 + 2\pi^2 r_f^2 r_t + \frac{\pi^3 r_f^3}{3} \right) \quad (\text{A2.45})$$