

Lateral Buckling Analysis of Continuous Beams by an Equivalent Simple Beam Approach

| | |
|-------|---|
| メタデータ | 言語: jpn 出版者: 公開日: 2017-10-03 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: Yoshida, Hiroshi, Masuya, Hiroshi メールアドレス: 所属: |
| URL | https://doi.org/10.24517/00011690 |

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial-ShareAlike 3.0 International License.



等価単純ばりを用いた連続ばりの横倒れ座屈解析

吉田 博*・梶谷 浩*

Lateral Buckling Analysis of Continuous Beams by an Equivalent Simple Beam Approach

Hiroshi YOSHIDA and Hiroshi MASUYA

A large number of studies have been done on the lateral buckling strength of simple beams. However, the general characteristic of lateral buckling of continuous beams or continuous beams supported in the lateral direction is not yet clear because the analysis is complicated.

In this study, a beam element between the restraint points against lateral displacement and rotation is isolated from a continuous beam or a continuous beam supported in the lateral direction, so that this isolated beam is restrained from adjacent members on the slope of lateral displacement and the rate of rotation angle. This restraint beam by elastic springs replaced the adjacent members, this is the equivalent simple beam may be used in this paper.

By means of the equivalent simple beam, an approximate analysis is presented to evaluate the lateral buckling strength of continuous beams or continuous beams supported in the lateral direction.

The following results are obtained in this study :

- (1) the elastic buckling strength of continuous beams can be easily calculated with satisfactory accuracy ; and
- (2) the equivalent simple beam approach may be applicable to the inelastic buckling strength analysis of continuous beams.

1. ま え が き

本研究は連続ばりおよび連続的に横支持されたはりの横倒れ座屈強度をそれと等価な単純ばりとして取り扱い、連続ばりおよび連続的に横支持されたはりの座屈強度の近似算定法を提案するものである。以後、連続ばりに連続的に横支持されたはりを含めて、連続ばりと呼ぶことにする。

I形ばり、H形ばりおよびプレートガーダーなどの曲げ部材は、強軸まわりの曲げに対して効果的に抵抗するように設計される。さらに、これらの薄肉断面部材は、局部座屈および横倒れ座屈を起こさないように設計される必要がある。局部座屈の防止に関しては、フランジや腹板の幅厚比制限および補剛材の配置方法が従来の研究により明らかにされている。横倒れ座屈

の防止に関しては、一般の設計においてそれを拘束するような横桁、横構、対傾構などの取り付け位置を支持点とし、この間を単純ばりとした横倒れ座屈強度を設計の基準としている。そして、断面形状、残留応力、初期変形、荷重状態および境界条件などの要因事項を中心として、特に単一部材に対して十分検討がなされている^{1),2)}。これに対し、連続ばりやラーメンのような骨組構造物の面外座屈解析は単一部材に比べ煩雑であるため、一般的な座屈特性は十分には明らかにされていないのが現状である。その一般的座屈特性を明らかにすることが、今後の横倒れ座屈に関する研究の一つの課題であると考えられる。

連続ばりの横倒れ座屈解析として、有効長さの概念を用いた弾性近似解析は、Salvadri^{3),4)}を始めとして、

*土木工学科

Nethercot および Trahair^{5),6),7)}, さらに Kitipomchai⁸⁾により進められてきたが, はりの荷重状態に適合しない荷重修正係数を用いていること, 荷重載荷位置の拘束状態が限定されていること, 非弾性解析への応用性が乏しいことなどの問題点がある。また, 連続ばりの実験例^{9),10)}も少いようである。

骨組構造物の一部材に着目した場合, その部材は隣接部材により拘束されていると考えられる。本研究ではまず連続ばりの一部を取り出し, そのはりの両端が弾性拘束を受ける単純ばりと考え, その端拘束力の変化による座屈強度特性を検討する。次に, 連続ばりの一部材を取り出し, それに隣接する部材を拘束ばねにモデル化し, そのばねによる弾性拘束を受けるはりを連続ばりと等価なものと仮定する。その等価単純ばりを用いて連続ばりの横倒れ座屈解析を行ない, 連続ばりの全体座屈解析との比較によりその妥当性を検討し, 連続ばりの近似座屈強度算定法を提案する。

2. はりの座屈強度に及ぼす端拘束の影響

通常, 連続ばりやラーメンは, 部材の途中で, 横桁, 横構, 対傾構等で横支持されており, その点では, 部材の横変位および回転が完全に拘束されていると考えられる。したがって, 横支持点間を取り出した一つの部材は, 隣接部材から横方向変位に対するたわみ角および断面のねじり率に対する弾性拘束を受けることになる。そこでエネルギー法の一手法である Rayleigh-Ritz の方法を用いて, これら弾性拘束を有するはりの近似座屈解析を行ない, 横変位のたわみ角およびねじり率に対して拘束されたはりの弾性横倒れ座屈強度に及ぼすはり端の拘束の影響を検討する。

(1) 端拘束を有するはりの全ポテンシャルと横倒れ

座屈強度

図1に示す単純ばりを考える。断面の図心に原点をとり, 水平方向に x 軸を, 鉛直下向きに y 軸を, そして部材軸方向に z 軸をとる。単純ばりの両端には, ばね定数 k_θ の横変位のたわみ角に対する拘束ばねと, ばね定数 k_ϕ のねじり率に対する拘束ばねが存在するものとする。両端での拘束ばね定数 k_θ および k_ϕ はそれぞれ等しいものとする。一般にこのような弾性拘束を受ける薄肉断面ばりの座屈の全ポテンシャルは, 次式のように表わされる。

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2} \int_0^L [EI_x(v'')^2 + EI_y(u'')^2 + EI_\omega(\phi'')^2 \\ & + GK_T(\phi')^2 \\ & + 2M_{ox}v'' - 2M_{ox}u'\phi' \\ & + M_{ox}\beta_0(\phi')^2] dz + \frac{1}{2}k_\theta(u'_{z=0})^2 + \frac{1}{2}k_\theta(u'_{z=L})^2 \\ & + \frac{1}{2}k_\phi(\phi'_{z=0})^2 + \frac{1}{2}k_\phi(\phi'_{z=L})^2 \end{aligned} \quad (1)$$

ここに, E は縦弾性係数, G はせん断弾性係数, I_x および I_y は x および y 軸まわりの断面 2 次モーメント, I_ω はそり 2 次モーメント, K_T は St. Venant のねじり定数, M_{ox} は外力による x 軸のまわりの曲げモーメント, u, v および ϕ は x, y 方向変位および z 軸まわりのねじり角であり, 記号 (') および (") は z に関する 1 階および 2 階微分を表わしている。また,

$$\beta_0 = \frac{1}{I_x} \int_A y(x^2 + y^2) dA - 2y_b \quad (2)$$

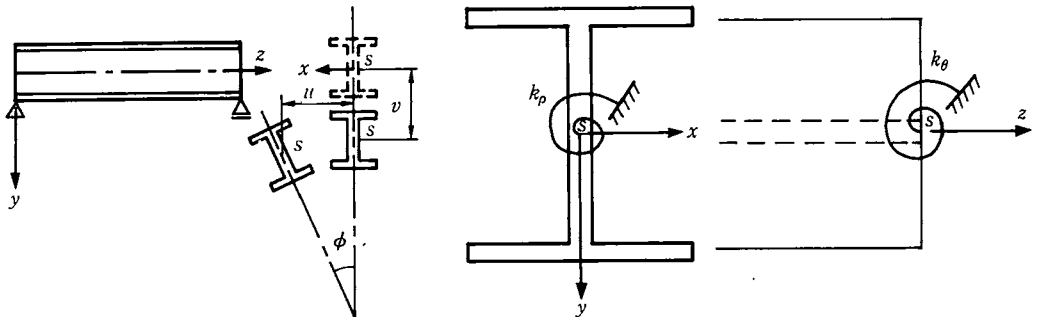


図1 はり端における弾性拘束

であり、 x_0 および y_0 はせん断中心の x および y 座標である。本研究では 2 軸対称断面のみを対象としているので、 $x_0=y_0=0$ および $\beta_0=0$ である。また、ここでははりは一様曲げのみを受けるものとし、 $M_{ox}=M_o$ とする。

横変位のたわみ角およびねじり率に対する弾性拘束を受けるはりは、両端において、横変位およびねじりについて単純支持と固定の中間の状態にあると考えられる。このようなはりの横倒れ座屈強度の近似値を求めるため、横変位 u およびねじり角 ϕ に対して次式のような座屈形を仮定する。

$$u = A_1 \sin\left(\frac{\pi z}{L}\right) + A_2 \left\{1 - \cos\left(\frac{2\pi z}{L}\right)\right\} \quad (3)$$

$$\phi = B_1 \sin\left(\frac{\pi z}{L}\right) + B_2 \left\{1 - \cos\left(\frac{2\pi z}{L}\right)\right\} \quad (4)$$

ここに、 A_1 、 A_2 、 B_1 および B_2 は定数である。これらの変位関数を用いて座屈に関するポテンシャルを求め、全ポテンシャル停留の原理より、弾性拘束を有するはりの横倒れ座屈条件が得られる。これを一様曲げモーメント M_o について解くと、次のような座屈モーメント、 $M_{eq,cr}$ が得られる。

$$M_{eq,cr} = \frac{\beta - \sqrt{\beta^2 - 4\alpha\gamma}}{2\alpha} M_{o,cr} \quad (5)$$

ここに、 $M_{o,cr}$ は単純ばりの一様曲げ座屈モーメント

$$M_{o,cr} = \frac{\pi}{L} \sqrt{EI_y GK_T \left(1 + \frac{EI_\omega}{GK_T L^2}\right)} \quad (6)$$

であり、 α 、 β および γ は次式で表わされるものである。

$$\alpha = (9\pi^2 - 64)^2 (K^2 + \pi^2) \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \beta = & (K^2 + \pi^2) \{-16(4K^2 + \pi^2)(9\pi^2 + 36K_\theta - 16) \\ & - 9\pi^2(K^2 + \pi^2 + 4K_\rho)(9\pi^2 + 36K_\theta - 16) \\ & + 384(9\pi^2 - 16)(K^2 + \pi^2) - (9\pi^2 - 16)^2(4K^2 \\ & + 16\pi^2) - 1296\pi^2(K^2 + \pi^2 + 4K_\rho) + 128(9\pi^2 \\ & - 16 + 36K_\theta) \times (K^2 + \pi^2)\} \quad (8) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \gamma = & \{9\pi^2(K^2 + \pi^2 + 4K_\rho)(4K^2 + 16\pi^2) \\ & - 256(K^2 + \pi^2)^2\} (9\pi^2 - 16 + 36K_\theta) \quad (9) \end{aligned}$$

なお、 K はねじり定数比と呼ばれるものであり、 K_θ と

K_ρ は、たわみ角の拘束ばね定数 k_θ とねじり率の拘束ばね定数 k_ρ を無次元化して表わしたものであり、それらはねじり剛度 GK_T 、弱軸まわりの曲げ剛度 EI_y 、そり剛度 EI_ω およびはり長 L を用いて次式で表わされる。

$$K = \sqrt{\frac{L^2 GK_T}{EI_\omega}} \quad (10), \quad K_\theta = \frac{k_\theta L}{EI_y} \quad (11), \quad K_\rho = \frac{k_\rho L}{EI_\omega} \quad (12)$$

(2) 端拘束を受けるはりの座屈強度特性

連続ばりなどの横支持点間から取り出した一つの部材の両端での拘束状態は、横変位およびねじりに対して単純支持 ($u=u''=\phi=\phi''=0$) と固定 ($u=u'=\phi=\phi'=0$) の中間の状態にあると考えられる。ここでは、この中間の状態を端拘束ばねを用いて、その座屈特性の検討を行う。

解析に用いた断面は図 2 に示す 2 つの断面である。断面 1 (W 8 × 31) は I_y/I_x が比較的大きいものであり、断面 2 (W 12 × 36) は I_y/I_x が比較的小きなものである。

図 3 は一様曲げを受けるはりについて、横変位につ

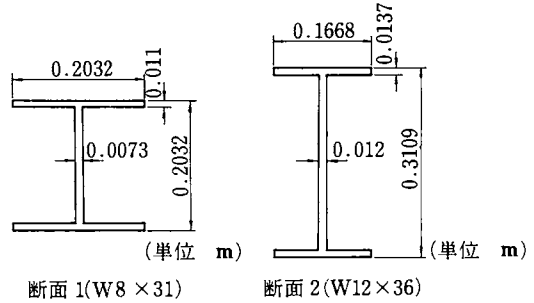


図 2 解析に用いた断面

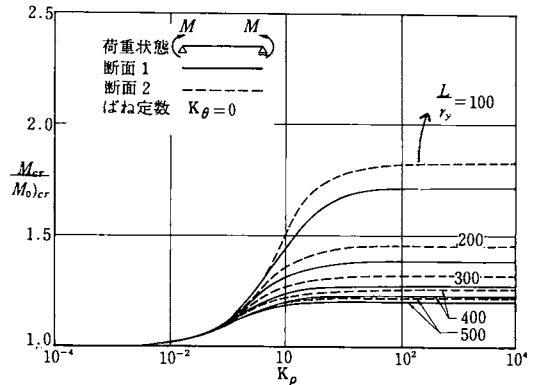


図 3 座屈強度に及ぼす端拘束の影響 (一様モーメント、 $K_\theta = 0$)

いは単純支持 ($K_\theta=0$) され、ねじりに対しては単純支持の状態より固定の状態への変化に対応する座屈荷重の変化を示したものである。縦軸は座屈モーメント M_{cr} を端拘束のない一様曲げの座屈モーメント $(M_0)_{cr}$ で無次元化したものであり、横軸は無次元化されたねじり率の拘束ばね定数 K_θ である。実線は断面 1 を破線は断面 2 を表わしており、細長比 L/r_y が 100, 200, 300, 400 および 500 のそれぞれについて示されている。断面形状の違いによる座屈強度比の相違は比較的小さいが、細長比が小さいほど端拘束の影響により座屈強度比が増加している。

図 4 は図 3 と同様、一様曲げを受けるはりについて、ねじりについては単純支持 ($K_\theta=0$) され、横変位に対して単純支持の状態から固定の状態への変化に対応する座屈強度比の変化を示したものである。横軸には無次元化されたたわみ角の拘束ばね定数 K_θ を用いている。細長比および断面形状による相違は小さいが、座屈強度比の K_θ に対する変化は図 3 と比べ大きい。

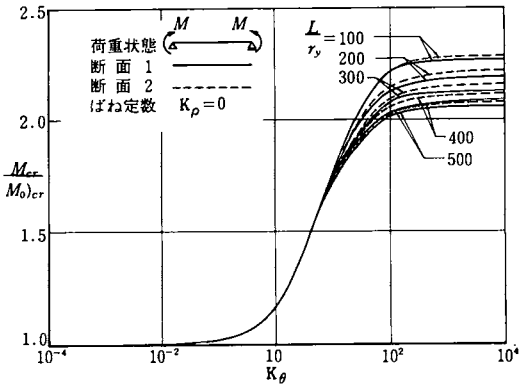


図 4 座屈強度に及ぼす端拘束の影響 (一様モーメント, $K_\theta=0$)

図 5 は一様曲げを受けるはりについて、横変位が固定支持 ($K_\theta=\infty$) され、ねじりが単純支持の状態から固定の状態への変化に対応する座屈強度比の変化を示したものである。この場合、図 3 と同様の傾向が見られるが、細長比の大きな場合には、 K_θ に対する座屈強度比の変化はほとんど認められない。

図 6 は一様曲げを受けるはりについて、ねじりが固定支持 ($K_\theta=\infty$) され横変位が単純支持の状態から固定の状態への変化に対応する座屈強度比の変化を示したものである。細長比および断面形状による座屈強度

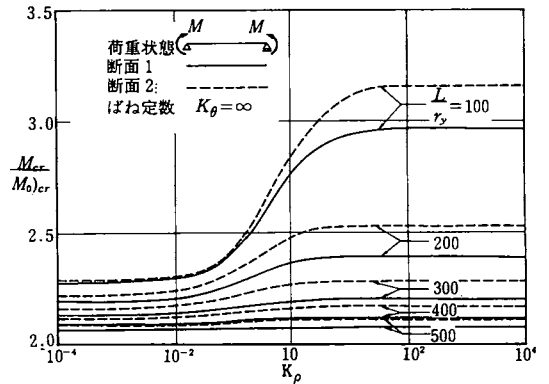


図 5 座屈強度に及ぼす端拘束の影響 (一様モーメント, $K_\theta=\infty$)

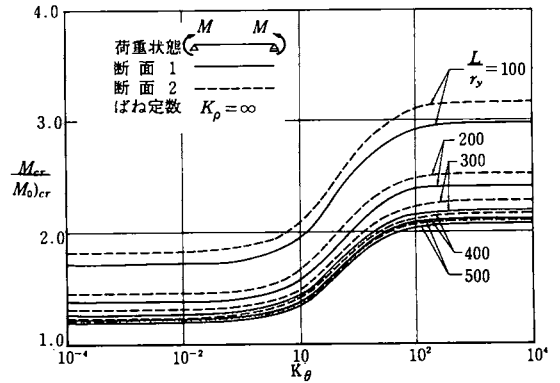


図 6 座屈強度に及ぼす端拘束の影響 (一様モーメント, $K_\theta=\infty$)

比の変化の相違はほとんど認められない。

各種の境界条件に対する一様曲げを受けるはりの座屈モーメントは、近似的に次のように表わすことができる¹¹⁾。

$$M_{cr} = \frac{\pi}{k_y L} \sqrt{EI_y GK_T \left\{ 1 + \frac{\pi^2 EI_\omega}{GK_T (k_z L)^2} \right\}} \quad (13)$$

ここに、 k_y および k_z は各種境界条件より定まる有効長さ係数である。細長比 $L/r_y=100$ の場合について、弾性拘束の限界値に対応する有効長さ係数と式 (13) で与えられる座屈強度およびこれらの限界値に対し式 (5) から得られる近似座屈強度を式 (6) で無次元化して表 1 に示す。これらはよく一致を示しており、さらに、伝達マトリックス法^{13),14)}より得られた座屈強度比ともよい一致が確かめられている。一様曲げを受けるはりに対しては、このエネルギー法による座屈強度算定式の妥当性が確かめられたと考えられる。

表1 各種境界条件における $M_{eq}cr$ と M_{cr}

| 境界条件 $z=0, z=L$ | k_y | k_z | $\frac{M_{cr}}{M_0cr}$ | K_θ | K_ρ | $\frac{M_{eq}cr}{M_0cr}$ |
|---------------------------------|-------|-------|------------------------|------------|----------|--------------------------|
| $u=u''=\phi=\phi''=0$ | 1.000 | 1.000 | 1.000 | 0.0 | 0.0 | 1.000 |
| $u=u''=\phi=\phi'=0$ | 0.883 | 0.492 | 1.703 | 0.0 | ∞ | 1.722 |
| $u=u'=\phi=\phi''=0$ | 0.432 | 1.000 | 2.304 | ∞ | 0.0 | 2.275 |
| $\bar{u}=\bar{u}'=\phi=\phi'=0$ | 0.492 | 0.492 | 3.056 | ∞ | ∞ | 2.972 |

次に、中央集中荷重を受けるはりの伝達マトリックス法^{13),14)}による解析結果を示す。これはエネルギー法による座屈強度の算定において、式(3)および(4)で仮定した横変位 u およびねじり角 ϕ を用いると、誤差が大きいことが確かめられたからである。

図7は横変位が単純支持され、ねじりが単純支持の状態から固定の状態への変化に対応する座屈強度比の変化を示したものである。傾向としては一様曲げの場合と同じといえ、細長比の違いによる座屈強度比の相違が大きいことがわかる。

図8はねじりが単純支持され、横変位が単純支持の状態から固定の状態への変化に対応する座屈強度比の変化を示したものである。断面形状および細長比に関係せず、座屈強度比の変化はほぼ同じものとなっている。

以上より、はりの座屈強度に与える弾性端拘束の影響をまとめると、以下のようになる。

- 1) ねじり率に対する拘束を受ける場合、座屈強度比は細長比による違いが大きい。特に、細長比が小さいほど端拘束の違いによる座屈強度比の変化は大きい。
- 2) 横変位のたわみ角に対する拘束を受ける場合、

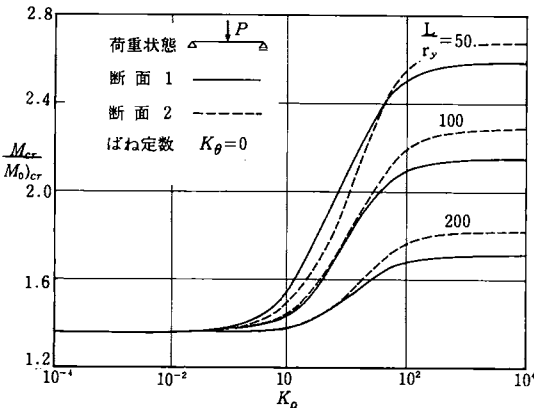


図7 座屈強度に及ぼす端拘束の影響 (中央集中荷重, $K_\theta = 0$)

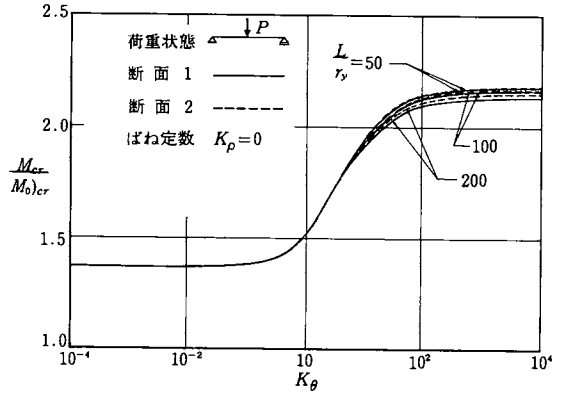


図8 座屈強度に及ぼす端拘束の影響 (中央集中荷重, $K_\rho = 0$)

断面形状による座屈強度比の違いがわずかに認められるが、一般に用いられるはり部材では無視できる程度のものであると考えられる。

- 3) 無次元化された弾性拘束ばね定数 K_θ および K_ρ を用いた座屈強度式(5)は、端拘束を受ける一様曲げ座屈強度をよく近似している。
- 4) 無次元化拘束ばねは、各種の荷重状態のほりにも適用できる。

3. 等価単純ばりによる連続ばりの座屈解析

連続ばりの横支持点間からとり出した一つの部材の両端における隣接部材からの拘束ばね定数 k_θ および k_ρ の定義を行ない、それを無次元化した拘束ばね定数 K_θ および K_ρ を用いた連続ばりの座屈解析法を示す。

(1) ばね定数の定義

図9に示す2径間連続ばりにおいて、支点上では横変位およびねじりが完全に拘束されているものとする。2つのスパンは、支点Bで互いに横変位のたわみ角およびねじり率に影響を及ぼし合っている。これをはりの両端に存在する弾性ばねとして表現してみる。

図9(c)に示す単純ばりのB端にモーメント M_{yB} が作用する場合の点Bのたわみ角とモーメントの関係から、はりの横変位のたわみ角に対する拘束ばね定数を求める。B端でのたわみ角は次式で表わされる。

$$\theta_B = \left(\frac{dx'}{dz} \right)_{z=L} = \frac{M_{yB} L_1}{3EI_y} \quad (14)$$

これより、はりのたわみ角に対する拘束ばね定数は次式のように表わされる。

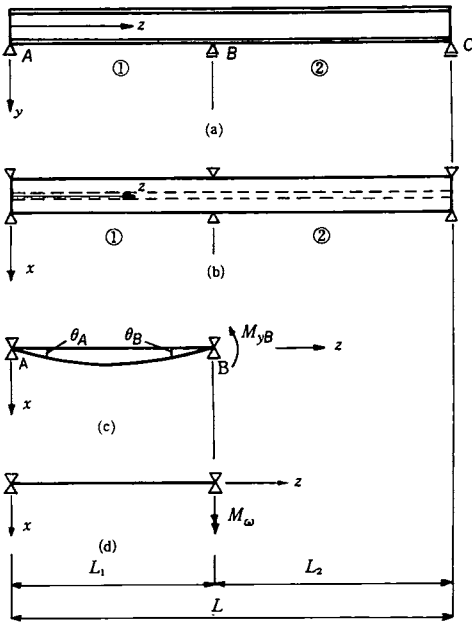


図9 2径間連続ばりと等価単純ばり

$$k_{\theta} = \frac{3EI_y}{L_1} \tag{15}$$

上式を弱軸曲げ剛性 EI_y および隣接部材長 L_2 を用いて無次元化すると

$$K_{\theta} = \frac{k_{\theta}L_2}{EI_y} = 3 \frac{L_2}{L_1} \tag{16}$$

と表わされる。支点Aが横変位に対して固定の場合は、同様にして次式のように表わされる。

$$K_{\theta} = \frac{4L_2}{L_1} \tag{17}$$

実際の横方向に連続的に支持されたはりでは、 K_{θ} は $3L_2/L_1$ と $4L_2/L_1$ の間の値を有することになる。

次に、図9 (d) に示すはりの右端にそりモーメント M_{ω} が作用する場合のそりモーメントとねじり率の関係より、はりのねじり率に対する拘束ばね定数を求める¹⁵⁾。部材軸に沿って分布ねじりモーメント m_z が作用する場合のねじり角 ϕ に対する微分方程式は

$$EI_{\omega}\phi''' - GK_T\phi'' = m_z \tag{18}$$

と表わされ、この一般解は、

$$\phi = A_0 + A_1Z + A_2 \cosh cz + A_3 \sinh cz$$

$$- \frac{m_z - z^2}{2GK_T} \tag{19}$$

で表わされる。ここに、 $C = \sqrt{GK_T/EI_{\omega}}$ であり、 $m_z=0$ とはり端での境界条件 $\phi(0) = \phi(L_1) = \phi''(0) = \phi''(L_1) = 0$ より解は

$$\phi = \frac{M_{\omega}}{EI_{\omega}C^2 \cosh CL_1} \{1 + (1 - \cosh CL_1) \frac{Z}{L_1} - \cosh CL_1\} \tag{20}$$

となる。これより、はりのねじり率に対する拘束ばね定数は

$$k_{\phi} = \frac{1}{\phi} M_{\omega} = \frac{C^2 L_1 EI_{\omega} \sinh CL_1}{CL_1 \cosh CL_1 - \sinh CL_1} \tag{21}$$

と表わされる。上式をそり剛性と隣接部材長 L_2 を用いて無次元化すると

$$K_{\phi} = \frac{k_{\phi}L_2}{EI_{\omega}} = \left(\frac{K_1^2 \sinh K_1}{K_1 \cosh K_1 - \sinh K_1} \right) \left(\frac{L_2}{L_1} \right) \tag{22}$$

と表わされる。ここに、 $K_1 = CL_1$ である。同様にして支点Aがねじりに対して固定の場合には

$$K_{\phi} = \frac{K_1(\sinh K_1 - K_1 \cosh K_1)}{2 \cosh K_1 - K_1 \sinh K_1 - 2} \left(\frac{L_2}{L_1} \right) \tag{23}$$

と表わされる。

(2) 連続ばりの弾性および非弾性解析

まえがきでも述べたように Nethercot および Trahair, Kitipornchai により、弾性近似解析が有効長さの概念を用いてなされている。しかし、はりの荷重状態に適合しない荷重修正係数を用いていること、非弾性域での座屈解析への応用への困難性、荷重載荷位置の拘束状態の限定などの問題点がある。本節では、端拘束ばねを有する等価単純ばりを用いて連続ばりの近似弾性および非弾性座屈強度を求め、連続ばりの全体座屈解析結果との比較により、その妥当性を検討する。

図10 (a) に示すように、全長の細長比 $L/r_y = 200$ の連続ばりのスパン①の中央に集中荷重 P が作用する場合のモーメント図を(b)図に示す。図11はその座屈荷重 P を降伏荷重 P_y で無次元化して図示したものである。図中、実線は連続ばり全体を伝達マトリックス法

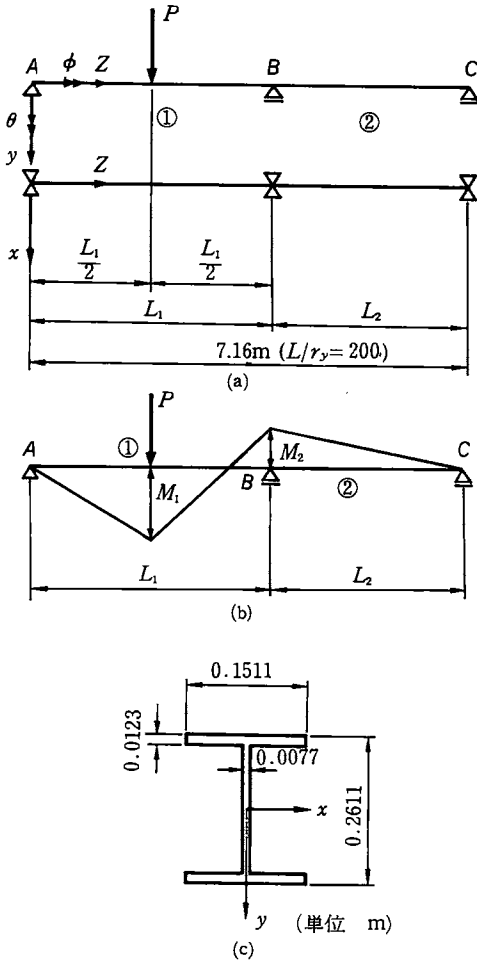


図10 2径間連続ばりおよび断面形状

を用いて解析したものであり、破線ははり①が座屈スパンではり②が拘束スパンと考えたときの等価単純ばりによる解析結果であり、一点鎖線ははり②が座屈スパンではり①が拘束スパンと考えたときの解析結果である。等価単純ばりによる解析結果より、スパン長比 $L_2/L_1=6.5$ を境界として、 $L_2/L_1 \geq 6.5$ の場合座屈支配スパンが②であり、 $L_2/L_1 \leq 6.5$ の場合座屈支配スパンが①であることがわかる。また、全体解析による座屈荷重との誤差は、すべての範囲にわたって5%以内である。

図12は図10の連続ばりの解析結果より、 $L_2/L_1=1.0$ 、 $L_2/L_1=3.0$ および $L_2/L_1=7.0$ の3つのケースについて、横変位 u の座屈モードを示したものである。実線は連続ばりの全体解析より得られたものであり、破

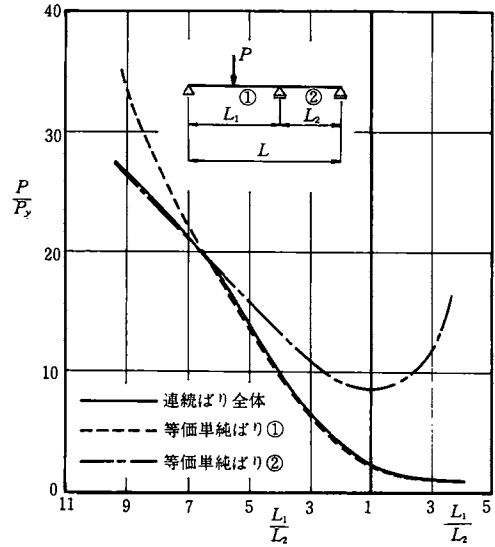


図11 2径間連続ばりと等価単純ばり

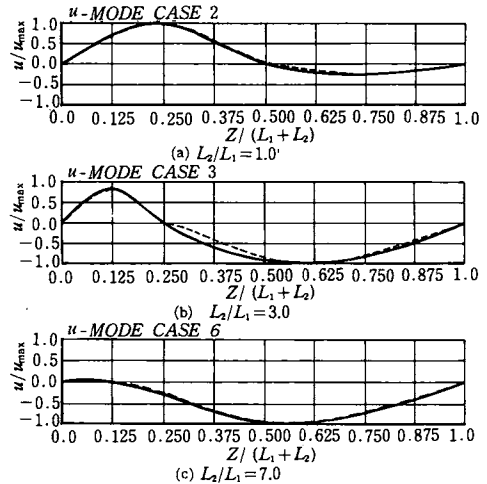


図12 2径間連続ばりの横変位の座屈モード

線は等価単純ばり解析より得られたものである。いずれのケースでも、座屈支配スパンでの等価単純ばり解析によるモードは、全体解析によるものとよく一致していることが確かめられた。

図13の図中に示されるように、集中荷重 P が作用する点でねじりおよび横変位が拘束されるはりで、スパン②の長さ $(1-a)L$ を一定とし、スパン①の長さ aL を変化させた場合の座屈荷重の変化を、横軸にスパン①の長さのパラメータ a を、縦軸に無次元化された座

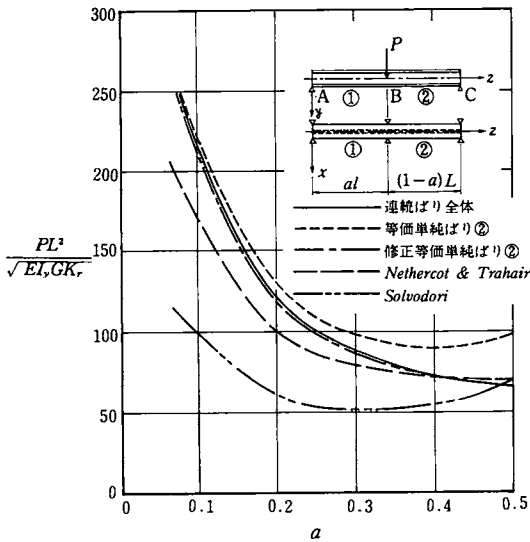


図 13 荷重作用点が拘束を受けるばりの座屈強度

屈荷重をとって図 13 に示した。図には連続ばりの全体解析結果を実線で、はり②を座屈スパンとしはり①を拘束スパンとしたときの等価単純ばりによる解析結果を破線で、後述の修正等価単純ばりによるものを一点鎖線で、Nethercot and Trahair によるものを長い破線で、さらに、Salvadri によるものを 2 点鎖線で示してある。スパン①がスパン②に比べ短い場合は、等価単純ばりとしての解析結果は全体解析の結果とよく一致しているが、スパン①が長くなりスパン②と同程度の長さになつていけば、全体解析値より等価単純ばりによる座屈荷重は大きくなっている。これは、スパン①自身も座屈状態に近づき、拘束剛性が低下するためと考えられる。そこで次式で表わされるような修正拘束ばね定数を導入する。

$$\bar{K}_\theta = K_\theta \left(1 - \frac{M}{M_{cr}}\right) \quad (24), \quad \bar{K}_p = K_p \left(1 - \frac{M}{M_{cr}}\right) \quad (25)$$

ここに、 M は拘束スパンの最大曲げモーメントであり、 M_{cr} は拘束スパンを単純ばりと考えた場合の弾性座屈モーメントである。 M が M_{cr} に近づくと拘束ばね定数 \bar{K}_θ および \bar{K}_p は 0 に近づくことになる。この修正拘束ばね定数を用いた等価単純ばりによる解析結果は全体解析結果とよく一致している。Salvadri によるものは、拘束スパン①の影響を無視し、スパン②を単純ばりとして取り扱っているために、全体解析結果との大きな差が認められる。Nethercot and Trahair

によるものは、スパン②の両端で受ける拘束が等しいとしているため、全体解析結果とは一致していない部分が多い。

図 14 の図中に示すような 2 径間連続ばりのスパン①の中心で集中荷重が作用し、スパン比 L_1/L_2 を $2/3$ とし、連続ばり全体の細長比を変化させた場合の弾性座屈解析と非弾性座屈解析について述べる。断面は図 15 (a) に示すものを用い、図中に示す残留応力を考慮した。また、非弾性解析¹⁴⁾においては、図 15 (6) に示すような鋼材の応力-ひずみ関係を用いた。図 14 において、横軸は連続ばり全長の細長比を、縦軸は座屈荷重を降伏荷重で無次元化してとってある。図中、連続

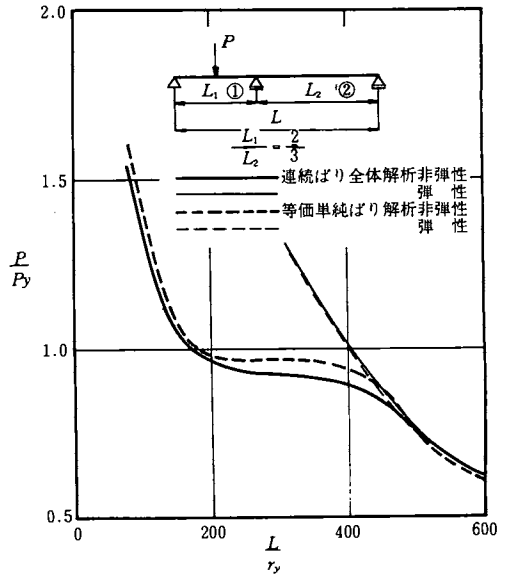


図 14 連続ばりの非弾性座屈強度

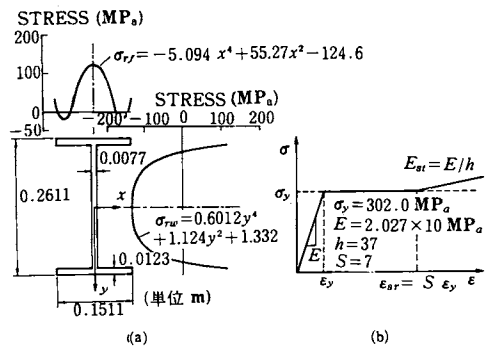


図 15 解析に用いた断面、残留応力および応力-ひずみ関係

ばりの全体の非弾性解析結果を太い実線で、弾性解析結果を細い実線で、等価単純ばりを用いた非弾性解析結果を太い破線で、弾性解析結果を細い破線で示してある。弾性解析では細長比によらず、等価単純ばりとしての解析結果は全体解析結果とよく一致している。非弾性解析結果においては、断面の一部に降状が始まり、ひずみ硬化域に至るまでは、両者に差異が認められるが、違いは最大で7%であった。非弾性域での違いの原因は、拘束スパンの降状による弱軸曲げ剛性およびそり剛性の低下による拘束ばね剛性の低下であると考えられる。

4. 結 論

連続ばりおよび連続的に横支持されたはりから支持点間を取り出したはりを、端拘束を有する単純ばりとして取り扱い、端拘束による座屈特性の解明、連続ばりへの適用性の検討を行なった結果、次のような結論を得た。

- (1) 端拘束を受けるはりの一様曲げ座屈強度は、無次元化された弾性拘束ばね定数 K_θ および K_ϕ を用いた簡易式で良好な近似値が得られる。
- (2) 等価単純ばりを用いた比較的簡易な解析で連続ばりの近似横倒れ座屈強度を得ることができる。
- (3) 座屈支配部材が明瞭でない場合には、修正された弾性拘束ばね定数を用いることにより、精度よく座屈荷重を推定できる。
- (4) 等価単純ばりは非弾性横倒れ座屈解析へも適用できる。しかし、拘束スパンの降状による拘束ばね定数の評価になお検討が必要である。

なお、本研究には金沢大学電子計算機センターのM170 Fを使用した。

参 考 文 献

- 1) 久保全弘：鋼薄肉断面桁の曲げによる横倒れ座屈強度と耐荷力に関する研究，名古屋大学博士論文，1980年3月
- 2) 西田進：薄肉ばりの変形挙動と横倒れ座屈強度に関する研究，名古屋大学博士論文，1979年1月
- 3) Salvadori, M. G.: Lateral Buckling of Eccentrically Loaded I-Columns, Trans. of ASCE, Vol. 121, pp. 1163-1178, 1956
- 4) Salvadori, M. G.: Lateral Buckling of Beams of Rectangular Cross-Section under Bending and Shear, Proc. 1st U. S. National Congress of Applied Mechanics, pp. 403, 1951
- 5) Nethercot, D. A., N. S. Trahair: Lateral Buckling Approximation for Elastic Beams, The Structural Engineer, Vol. 54, No. 6, pp. 197, June, 1976
- 6) Trahair, N. S.: Elastic Stability of Continuous Beams, Journal of the Structural Division, ASCE., Vol. 95, No. ST6, Proc. Paper 6632, pp. 1295, June, 1969
- 7) Nethercot, D. A., K. C. Rockey: The Lateral Buckling of Beams having Discrete Intermediate Restraints, the Structural Engineer, Vol. 50, No. 10, pp. 391, oct., 1972
- 8) Dux, P. F., S. Kitipornchai: Buckling Approximations for Laterally Continuous Elastic I-Beams, Univ. of Queensland, Research Report No. CE11, April, 1980
- 9) Yoshida, H., D. A. Nethercot, and Trahair, N. S.: Analysis of Lateral Buckling of Continuous Beams, IABSE Proceedings, No. P-3, pp. 1-14, 1977
- 10) 伊藤, 服部, 福本: 連続ばりの横倒れ耐荷力に関する実験的研究, 第36回土木学会年次学術講演会概要集, I-142, pp. 283-284, 1981年10月
- 11) 福本啓士, 西野文雄共訳: 鋼構造部材と骨組—強度と設計—, Galambos 著, 九善, pp. 154-158, 1970年10月
- 12) 小堀為雄, 吉田博: 鋼構造設計理論, 森北出版, pp. 141-173, 1977年7月
- 13) 山森広一, 吉田博: 伝達マトリックス法による門形ラーメンの面外座屈解析, 土木学会論文報告集, No. 275, pp. 1-11, 1978年11月
- 14) 吉田博, 井本芳宏: 拘束をうけるはりの弾性および非弾性横倒れ座屈解析, 土木学会論文報告集, No. 208, pp. 1-12, 1972年12月
- 15) 山崎徳也, 彦坂照: 構造解析の基礎, 共立出版, pp. 111-120, 1978年3月