

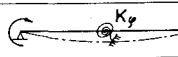
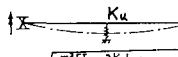
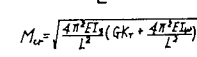
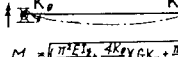
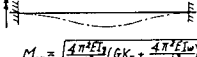
1. まえがき

本研究は、著者らが行なった文献1)の研究を円弧状の初期不整を有する並列桁へ拡張するのである。まず、座屈モードの考察から曲げおよびねじりに関する基準バネ剛性値を導き、横桁の剛性評価を行なう。そして、中間拘束を受けるはりの耐荷力に関する数値計算結果より、初期不整を有する場合、バネ拘束点で固定点としての条件は満足されないが、拘束ばりの耐荷力は固定点間座屈に相当する強度まで向上することを示す。なお、用いた記号は全て横倒れ座屈解析に用いられるものを使用し、その説明は割愛する。

2. 伝達マトリックス法によるはりの解析

表-1 基準拘束バネ定数の定義

本研究では、はりの初期不整を円弧状に仮定して解析を行なう。曲がりばりすなわち、初期不整ばりの状態ベクトルに関する1階の常微分方程式は文献2)より $\frac{d}{dz} V = GV$ として与えられる。上式をルンゲクッタ法を用いて数値積分すると格間伝達マトリックス F がえられ、この F を用いたはりの伝達マトリックス解析により、円弧状の初期不整を有するはりの荷重・変形挙動を求める。なお、解析は弾性挙動に限定し、非線形項として強軸回りの曲げモーメント M_x の高次項のみ考慮するものとする。

	不完全拘束状態	完全拘束状態	基準拘束バネ定数
ねじり拘束	 $M_{\theta} = \sqrt{\frac{\pi^2 E I_y}{L^2} (G K_T + \frac{2 K_{\theta} L}{\pi^2} + \frac{\pi^2 E I_{\omega}}{L^2})}$	 $M_{\theta} = \sqrt{\frac{4 \pi^2 E I_y}{L^2} (G K_T + \frac{4 \pi^2 E I_{\omega}}{L^2})}$	$K_{\theta 1} = \frac{3 \pi^2 G K_T}{4 L} \left\{ 1 + \frac{2 \pi^2}{4 \pi^2} \right\}$
変位拘束	 $M_{u1} = \sqrt{\frac{\pi^2 E I_y}{L^2} \left(\frac{2 K_u L}{\pi^2} (G K_T + \frac{\pi^2 E I_{\omega}}{L^2}) \right)}$	 $M_{u1} = \sqrt{\frac{4 \pi^2 E I_y}{L^2} (G K_T + \frac{4 \pi^2 E I_{\omega}}{L^2})}$	$K_{u1} = \frac{3 \pi^2 E I_y}{16 L^3} \left\{ 1 + \frac{4 \pi^2}{\pi^2 + 4 K^2} \right\}$
たわみ角拘束	 $M_{\theta 1} = \sqrt{\frac{\pi^2 E I_y}{L^2} \left(\frac{4 K_{\theta} L}{\pi^2} (G K_T + \frac{\pi^2 E I_{\omega}}{L^2}) \right)}$	 $M_{\theta 1} = \sqrt{\frac{4 \pi^2 E I_y}{L^2} (G K_T + \frac{4 \pi^2 E I_{\omega}}{L^2})}$	$K_{\theta 1} = \frac{3 \pi^2 E I_y}{8 L} \left\{ 1 + \frac{4 \pi^2}{\pi^2 + 4 K^2} \right\}$

3. 基準拘束バネ定数の定義

ねじり拘束バネ定数 K_{θ} なるバネが n 個配置されているはりの座屈時のポテンシャルエネルギー Π_B は

$$\Pi_B = \frac{1}{2} \int_0^L \left\{ E I_y (u'')^2 + E I_{\omega} (\varphi'')^2 + G K_T (\varphi')^2 - 2 M_x u' \varphi' \right\} dz + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n K_{\theta} (\varphi_i)^2 \quad (1)$$

にて与えられる。両端が単純支持され、等曲げ M_0 のみが作用する2軸対称I形ばりを考える。バネ拘束されているはりの面外変位 u およびねじり角 φ として、 $\sin$ の半波長を仮定し、バネが等間隔に配置されている場合を考えると、式(1)より、次の座屈モーメントをえる。

$$M_{cr} = \sqrt{\frac{\pi^2 E I_y}{L^2} \left\{ G K_T + \frac{(n+1) K_{\theta} L}{\pi^2} + \frac{\pi^2 E I_{\omega}}{L^2} \right\}} \quad (2)$$

上式で与えられる拘束ばりの座屈モーメントとバネ拘束点で節を有する場合の座屈モーメント ($n+1$ 次の座屈モーメント) を等しくするバネ定数を導くと

$$K_{\theta n} = \frac{(n+1)^2 - 1}{(n+1)^2} \cdot \frac{\pi^2 G K_T}{L} \left\{ 1 + \frac{(n+1)^2 + 1}{(n+1)^2} \cdot \frac{\pi^2}{\chi^2} \right\} \quad (3)$$

L : 固定点間距離 χ : ねじり定数比

をえる。 n による $K_{\theta n}$ 値の変化は小さいので、 $n=1$ を基準拘束バネ定数と定義する。同様にして横変位拘束基準バネ定数 K_u 、横たわみ角拘束基準バネ定数 K_{θ} を求めると表-1をえる。

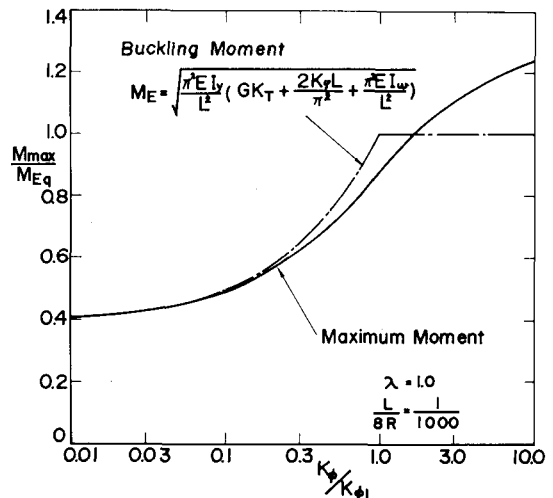


図-1 固定点間距離の概念の拡張

4. 数値計算結果および考察

図-1は、ねじり拘束バネ定数と最大曲げモーメントの関係を表わしたもので、バネ定数比が大きくなるにつれ、最大曲げモーメントも大きくなる。また、点線は式(2)から求まる座屈強度および固定点間座屈強度を示す。初期不整ばりの変形モードを図-3に示すが、これより、 $K_\phi \geq 2K_{\phi 1}$ ならば、ねじり拘束点で固定点としての条件($u = \phi = 0$)は満足されないが、拘束ばりの耐力力は固定点間座屈強度より大きくなることがわかる。

図-2は、ねじり拘束バネを有するはり(図-1の $K_\phi = 2K_{\phi 1}$)の作用モーメントと補剛力の関係を示す。

図より、固定点間座屈強度 M_{Eq} 近傍をのぞけば、作用モーメントの増加とともに、バネに生じる補剛力はわずかに増加するにすぎないことがわかる。 $M_0/M_{Eq} < 0.9$ なる場合、必要とする補剛力は塑性設計ばりあるいは柱の補剛の場合と同様2%程度で十分と思われる。

図-3は、図-1の無次元化した拘束バネ定数の値が0.1, 1.0および10.0なる場合の変形モードを示す。ただし、拘束バネ定数比が0.1なる場合の作用モーメントはそれ以外の場合の半分である。図より、面内変形にはバネ拘束の影響をほとんど受けないが、中央部でバネ拘束されるねじり角は拘束の効果が大きくあらわれることがわかる。

図-4は初期変形量 $u_0/L = L/8R$ と固定点間座屈強度を満足させるに必要なねじり拘束バネ定数の関係を示す。図より、 $K_\phi \geq 2K_{\phi 1}$ ならば初期不整量に関係なく、最大強度は固定点間座屈強度より大きくなることがわかる。

図-5は、 $K_\phi = 2K_{\phi 1}$ なる場合の拘束点数と最大曲げモーメントの関係を示したものである。図より拘束点数に関係なく、最大強度は、固定点間座屈強度より大きな値となっていることがわかる。このことより、等曲げを受けるはりを等間隔にねじり拘束すれば、固定点間座屈の概念が初期不整ばりにも適用できることがわかる。

5. まとめ

初期不整ばりはバネ拘束点で固定点としての条件を満足しないが、拘束ばりの最大強度は、いわゆる固定点間座屈強度より大きな値となることがわかった。また、初期不整ばりに固定点間座屈の概念を適用させるに必要な剛度と補剛力について検討を行った。なお、初期不整を有する並列桁全体としての耐荷挙動と固定点間座屈との関連性については現在検討中である。

参考文献

- 1) 西田進, 吉田博, 福本秀士: 横桁による並列主桁の横補剛効果, 土木学会論文報告集, No. 268, pp. 23~31.
- 2) Fukumoto, Y. and Nishida, S.: Ultimate Load Behavior of Curved I-Beams, Proc. of ASCE, Vol. 107, No. ETR, pp. 367~385.

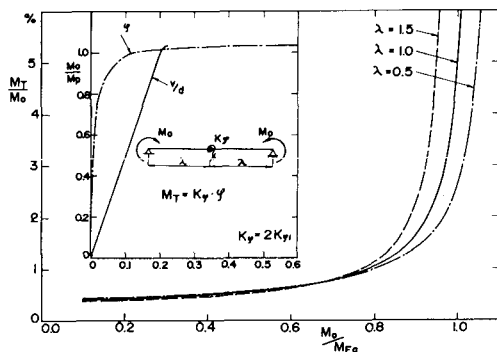


図-2 作用モーメントと補剛力の関係

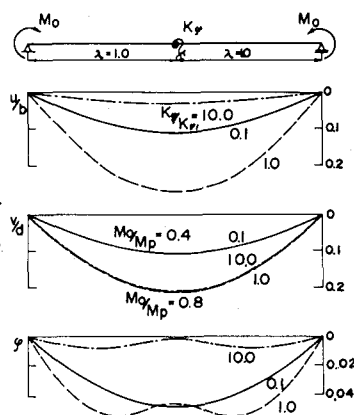


図-3 初期不整ばりの変形モード

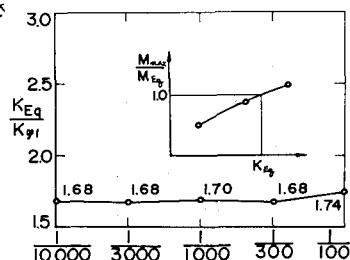


図-4 初期不整量と等価バネ定数

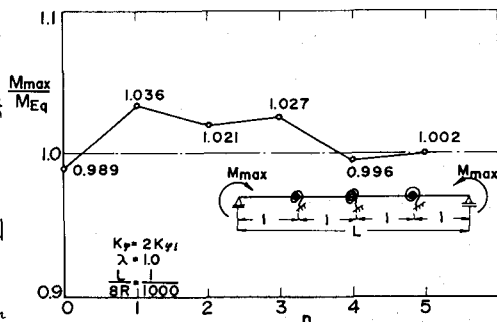


図-5 最大強度と拘束点数の関係