

I-A138

平板部材のたわみと断面力に関する解析

日本大学 学生員 井手 康夫

日本大学 正 員 澤野 利章

日本大学 正 員 木田 哲量

1. はじめに スラブ等の平板部材の実用設計を行う場合においては、部材をストリップと呼ばれる細長い梁状の細片に分割し、梁の初等理論を適用するのが一般的である。しかし、スラブが平板部材である以上、部材に外力が加わると、その力は2方向に伝達され、平板の特性であるねじれモーメントを生じる結果となる。つまり、初等理論によって解析されたストリップの変位、断面力から実際の設計対象部材の動的挙動を精密に再現するには限界があるといえる。そこで、本研究では4辺単純支持の境界条件をもつ平板部材を基本モデルとして、部材の断面力を近似的に算定する場合において、ある幅をもつストリップを切り出し、梁の初等曲げ理論、薄板理論による数値解析ならびに静的荷重載荷実験を実施して、理論解析の妥当性や対象部材の効率的なモデル化に関する基礎的資料を示すことにする。

2. 解析手法

2.1 解析モデル 解析の対象とした基本モデル(4辺単純支持)の概要を図-1に、基本モデルから切り出した相対2辺単純支持、他辺自由な境界条件にある供試体(ストリップ)の諸元を表-1に示す。静的載荷実験では、表-1にしたがった等方性のアクリル板を供試体使用する。載荷荷重は、部分等分布荷重(載荷幅 1×1 cm)とし、基本モデルおよび供試体に作用させるものとする。なお、解析条件として用いた供試体のポアソン比、ヤング係数は材料実験により算出したもので、数値計算に用いる諸係数は以下の値とする。

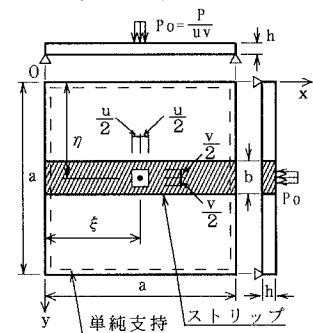


図-1 モデル概要図

表-1 供試体(ストリップ)の諸元

供試体名	幅 b (cm)	辺長比 λ b/a	荷重載荷位置 (mm)		載荷荷重 P (kgf)
			ξ	η	
No. 1	5	0.05	500	25	1.5 (0.1毎)
No. 2	25	0.25	500	125	4.0 (1.0毎)
No. 3	35	0.35	500	175	5.0 (1.0毎)
No. 4	50	0.50	500	250	8.0 (1.0毎)
No. 5	100	1.00	500	500	10.0 (2.0毎)
基本モデル	100	1.00	500	500	10.0 (2.0毎)

解析モデルの支間長 $a=100$ cm, モデルの厚さ $h=1$ cm荷重載荷幅 $u=v=1$ cm, ポアソン比 $\nu=0.39$ ヤング係数 $E=28,544$ kgf/cm²

2.2 梁の初等曲げ理論による解析手法 梁幅方向の影響を考慮せずに供試体を単なる矩形断面梁(全断面有効)として初等曲げ理論により解析値を算出した。

2.3 薄板理論による解析手法 薄板理論による解析については、供試体を等方性板として扱い、Kirchhoff によって提案された近似理論によって数値計算を行う。なお、相対2辺単純支持され、他の2辺が各種の境界条件をもつ板の解析値は、Navier の2重 Fourier 級数解と Levy の1重 Fourier 級数解の和によって算出する。

表-2 最大応力の比較と最大たわみ

また、数値計算の簡略化を図るため、供試体の境界条件による2つ中心線 $x=a/2$, $y=b/2$ に関する対称性、逆対称性を考慮して1/4領域を1要素として数値計算を行った。

3. 解析結果および考察 $P=10$ kgf 載荷の基本モデルにおける x 方向の最大応力 σ の実測値と各供試体の載荷点直下で等価な応力を生じさせるような推定荷重 P_1 が作用した場

供試体名	推定荷重 P_1 (kgf)	応力 σ (kgf/cm ²)			たわみ w(mm)
		実測値	梁理論	薄板理論	
No.1	1.1	28.83	33.00	29.62	20.85
No.2	4.0	25.59	24.00	27.68	13.13
No.3	5.0	25.23	21.43	27.45	11.67
No.4	7.0	29.15	21.00	31.89	12.00
No.5	8.0	28.70	12.00	27.50	5.77
基本モデル	10.0	28.57		29.00	3.73

キーワード：梁理論，薄板理論，ストリップ

連絡先：〒275-8575 千葉県習志野市泉町1-2-1 Tel 0474(74)2460

合の中央点での実測値と解析値の最大応力の比較と最大たわみを表-2に、中心線($y=b/2$)における支間方向の応力の実測値および全断面有効として梁理論を適用した No.5 の解析値、薄板理論による基本モデルの解析値を図-2に示す。表-2より中央点における応力の実測値と薄板理論による解析値との差は10%以下であり、全ての供試体に対して極めて良好に近似していることが確認できる。これに対し推定荷重にばらつきが生じているが、梁理論による解析値は最大で60%の差を生じており、部材幅が大きくなるほど実測値を過小評価するという傾向が認められる。次に図-2において、中央点以外の座標における応力に着目すると、部材幅 b が小さくなるほど基本モデルの同座標における応力に比べて増大するといえる。

3.1 応力による荷重係数 k の算定 前述のような推定荷重 P_i を算定するために荷重載荷点における応力に着目し、 P_i のパラメーターである荷重係数 k ($=P_i/P$)を求める。この結果から得られた実測値と解析値の k の比較を表-3に、 k と辺長比 λ の関係を図-3に示す。なお、実測値による荷重係数 k は実験より得られた推定荷重より算出したものであり、多少の差を生じる結果となる。したがって解析値における k については、薄板理論による基本モデルの応力 σ ($=29.00\text{kgf/cm}^2$)の解析値を基にし、荷重10kgfが載荷した場合の各供試体における応力 σ_0 を算出して、その比($k=\sigma/\sigma_0$)により求めた。図-3より薄板理論による k の値は、実測値と比べて5~10%程度の差となっており、精度良く評価できることがわかった。つまり、この k を用いて部材中央点の応力の再現が可能であるといえる。一方、梁理論により求めた k は辺長比のオーダーが0.25を超えると実測値より大きくなる傾向にあり、その適用が妥当でないということがわかる。

3.2 たわみによる荷重係数 k の算定 次に応力による荷重係数 k の算定法と同様にして、たわみによる荷重係数 k を求める。なお、解析値における k については薄板理論による基本モデルのたわみ w の解析値と荷重10kgfが載荷した場合の各供試体におけるたわみ w_0 (解析値)の比($k=w/w_0$)により算出して表-4、図-4に示す。表-4の梁、薄板理論による解析結果は実験結果に類似しており、中央点における最大たわみに対して両理論の解析結果の信頼性は高いと判断できる。

4. まとめ

①応力に関しては、辺長比 λ が0.25以上の部材に対しては梁理論の適用には限界があり、薄板理論の適用が必要であることが確認できた。

②たわみに関しては、基本モデル程度のたわみであるならばどちらの理論でも、同程度のたわみが求められることがわかった。

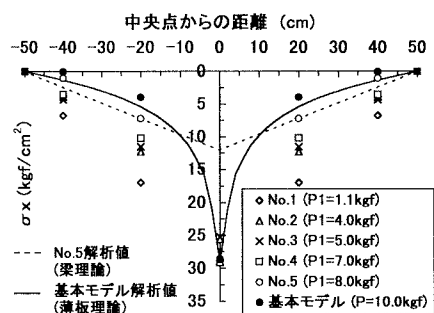


図-2 応力分布曲線($y=b/2$ 軸上)

表-3 応力による荷重係数 k の比較

供試体名	辺長比 λ b/a	応力による荷重係数 k		
		実測値 P_i/P	梁理論 σ/σ_0	薄板理論
No.1	0.05	0.11	0.10	0.11
No.2	0.25	0.40	0.48	0.42
No.3	0.35	0.50	0.68	0.53
No.4	0.50	0.70	0.97	0.64
No.5	1.00	0.80	1.93	0.84

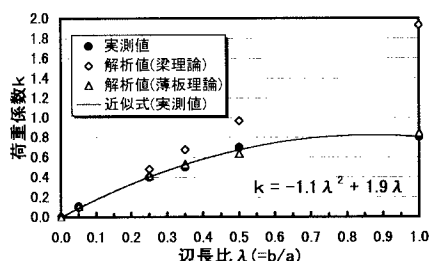


図-3 荷重係数 k (応力)ー辺長比 λ 曲線

表-4 たわみによる荷重係数 k の比較

供試体名	辺長比 λ b/a	たわみによる荷重係数 k		
		実測値 P_i/P	梁理論 w/w_0	薄板理論
No.1	0.05	0.02	0.02	0.02
No.2	0.25	0.10	0.12	0.12
No.3	0.35	0.20	0.17	0.16
No.4	0.50	0.20	0.24	0.22
No.5	1.00	0.60	0.47	0.50

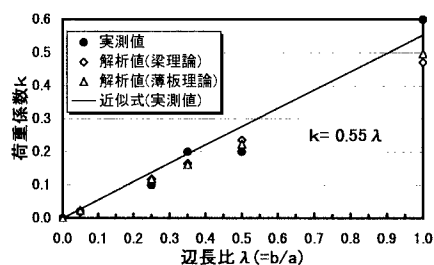


図-4 荷重係数 k (たわみ)ー辺長比 λ 曲線