

# L型6分力計の試作に関する研究

李 明珠\*・田尻功郎・佐藤邦夫・伊佐 務・端 俊一\*\*

Development of L-Shaped Six Component Force Transducer

Mingzhu LI, Isao TAJIRI, Kunio SATO, Tsutomu ISA and Shun-ichi HATA

## 1. 緒 言

農作業における作業機の力学的研究には、作用する力を測定して特性を究明することが必要であり、そのために、古くから分力計に関する研究も共に行われた。1920年代に油圧式6分力計が試作されたが、その後、歪ゲージが分力計に用いられ始めた<sup>1)2)</sup>。近年では歪ゲージの著しい発達により、8角形分力計<sup>3)</sup>、軸方向分力計<sup>4)</sup>など各種のものが使用されてきた。現在では流体力学、構造力学など異なった分野の研究において2, 3の用途に応じた高精度の分力計が製作され、汎用性も有する6分力計が市販されるまでになっている。しかしこれらは測定する力の大きさに限度があり、プラウなどに生ずる大きい作用力に対しては、特別に製作しなければならない。また複雑な機構による摩擦要因を含んでいたり、あるいは6分力を個々に出力させることにより、ゲージの使用が非常に複雑になり、著しく高価なものになっている。構造が簡単なものとしては、ビームを使用した分力の測定がある<sup>5)</sup>。特にプラウビームのようにL型をしたビームにおいては、ゲージ間隔によって生ずる歪の差異などを利用することにより、6分力を求めることができる<sup>6)</sup>。しかし6分力相互間の干渉による測定誤差が生じ、精度に問題がある。干渉を考慮したものとしては、小さな作用力に対してモデルプラウ用に作られたビーム型6分力計や大型容量のものがある<sup>7)8)</sup>。

筆者らは、省力化を目的としたロータリプラウなどの作業機の研究を行うために、簡単で精度が良い6分力計を必要とした。そこでビームによる方法を考慮して実際

の作業機などに用いるためのL型6分力計を試作した<sup>9)</sup>。この方式は、構造が極めて簡単であり、検出部の曲げ歪と分力相互間の干渉を考慮した歪とで構成される式を連立させて計算により6分力を求めるものである。

本報告では、特に長方形断面を有するビームを対象にして、プラウなどの作業機に生ずる作用力を測定限度の目安にし、主にL型6分力計の較正と既知の力の復元について検討した。

## 2. L型6分力計の原理

物体に作用する複雑な力は、単一の力と偶力によって表すことができ、またそれらは任意に設定された点に変換により移動させることができる。従って任意の点で求めた力と偶力から物体に作用する力を求めうる。

図1の模式図における直角座標系で、軸方向ベクトルを  $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$  の6分力とし、L型ビームにおける検出部1, 2, 3の位置を  $l_1 \sim l_6$  で表すと、各検出部におけるモーメントは(1)式ようになる。それ故(1)式の左辺のモーメントが得られれば、(1)式を解くことにより6分力が求められる。しかしモーメントは、曲げ歪の測定によって求めなければならない、検出部の一方向の曲げ歪は、他方向のモーメントの干渉を受ける。その原因は、わずかではあるが検出部が複雑に変形することに起因する。そこで各検出部の曲げ歪 ( $\epsilon$ ) を(2)式のようにおく。ただし  $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$  ( $i=1 \sim 6$ ) を感度係数とする。(2)式に(1)式を代入して整理すると(3)式を得る。

(2)式における  $\epsilon$  の添え字は、主になるモーメントの添え字を表す、他のモーメントの項は干渉である。ここで主になるモーメントの係数、 $\beta_1, \beta_2, \alpha_3, \alpha_4, \beta_5, \gamma_6$  を主感度係数と称することにする。また  $\epsilon$  の添え字

昭和56年10月31日 受理

\* 中華人民共和国吉林農業大学農業機械系教官

三重大学大学院農学研究科農業機械学専攻研究生

\*\* 北海道大学農学部農業工学科

$$\begin{aligned}
 M_{1x} &= M_x - l_3 F_y + l_2 F_z \\
 M_{1y} &= M_y + l_3 F_x - l_1 F_z \\
 M_{2x} &= M_x - l_4 F_y + l_2 F_z \\
 M_{2y} &= M_y + l_4 F_x - l_1 F_z \\
 M_{3y} &= M_y + l_5 F_x - l_6 F_z \\
 M_{3z} &= M_z - l_2 F_x + l_6 F_y \\
 M_{3x} &= M_x - l_5 F_y + l_2 F_z \\
 M_{1z} &= M_{2z} = M_z - l_2 F_x + l_1 F_y
 \end{aligned}
 \quad \dots (1)$$

$$\begin{aligned}
 \epsilon_{1y} &= \alpha_1 M_{1x} + \beta_1 M_{1y} + \gamma_1 M_{1z} \\
 \epsilon_{2y} &= \alpha_2 M_{2x} + \beta_2 M_{2y} + \gamma_2 M_{2z} \\
 \epsilon_{1x} &= \alpha_3 M_{1x} + \beta_3 M_{1y} + \gamma_3 M_{1z} \\
 \epsilon_{2x} &= \alpha_4 M_{2x} + \beta_4 M_{2y} + \gamma_4 M_{2z} \\
 \epsilon_{3y} &= \alpha_5 M_{3x} + \beta_5 M_{3y} + \gamma_5 M_{3z} \\
 \epsilon_{3z} &= \alpha_6 M_{3x} + \beta_6 M_{3y} + \gamma_6 M_{3z}
 \end{aligned}
 \quad \dots (2)$$

$$\begin{aligned}
 \epsilon_1 &= \alpha_1 M_x + \beta_1 M_y + \gamma_1 M_z + (\beta_1 l_3 - \gamma_1 l_2) F_x \\
 &\quad + (\gamma_1 l_1 - \alpha_1 l_3) F_y + (\alpha_1 l_2 - \beta_1 l_1) F_z \\
 \epsilon_2 &= \alpha_2 M_x + \beta_2 M_y + \gamma_2 M_z + (\beta_2 l_4 - \gamma_2 l_2) F_x \\
 &\quad + (\gamma_2 l_1 - \alpha_2 l_4) F_y + (\alpha_2 l_2 - \beta_2 l_1) F_z \\
 \epsilon_3 &= \alpha_3 M_x + \beta_3 M_y + \gamma_3 M_z + (\beta_3 l_3 - \gamma_3 l_2) F_x \\
 &\quad + (\gamma_3 l_1 - \alpha_3 l_3) F_y + (\alpha_3 l_2 - \beta_3 l_1) F_z \\
 \epsilon_4 &= \alpha_4 M_x + \beta_4 M_y + \gamma_4 M_z + (\beta_4 l_4 - \gamma_4 l_2) F_x \\
 &\quad + (\gamma_4 l_1 - \alpha_4 l_4) F_y + (\alpha_4 l_2 - \beta_4 l_1) F_z \\
 \epsilon_5 &= \alpha_5 M_x + \beta_5 M_y + \gamma_5 M_z + (\beta_5 l_5 - \gamma_5 l_2) F_x \\
 &\quad + (\gamma_5 l_6 - \alpha_5 l_5) F_y + (\alpha_5 l_2 - \beta_5 l_6) F_z \\
 \epsilon_6 &= \alpha_6 M_x + \beta_6 M_y + \gamma_6 M_z + (\beta_6 l_5 - \gamma_6 l_2) F_x \\
 &\quad + (\gamma_6 l_6 - \alpha_6 l_5) F_y + (\alpha_6 l_2 - \beta_6 l_6) F_z
 \end{aligned}
 \quad \dots (3)$$

を  $i(i=1\sim 6)$  を用いて表し、 $\epsilon_{1y}=\epsilon_1$ 、 $\epsilon_{2y}=\epsilon_2$ 、 $\epsilon_{1x}=\epsilon_3$ 、 $\epsilon_{2x}=\epsilon_4$ 、 $\epsilon_{3y}=\epsilon_5$ 、 $\epsilon_{3z}=\epsilon_6$  とおく。

これらの6個の式は、 $\epsilon=f(F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z)$  で表され、線型1次結合の形である。(3)式の左辺の曲げ歪は、測定により得られるので、あらかじめ感度係数を較正により求めておけば、任意に設定した位置での6分力は、この連立方程式を行列式で解くことにより求められる。これらの分力は、前述したように力ベクトル  $F_0$  と偶力ベクトル  $M_0$  に合成できる。しかし  $F_0$  と  $M_0$  の方向は、必ずしも一致するものではない。

次に、物体に作用する合力とその作用線に垂直な面上における合偶力を求めるためには、 $F_0$  と  $M_0$  を含む平面上で、 $M_0$  を  $F_0$  の方向の偶力  $M$  と  $F_0$  に垂直な方向の偶力  $M'$  に分ける(図2)。更に、前述した平面に垂直な平面上において、 $F_0$  から距離  $e(e=|M'|/|F_0|)$  の点  $O'$  に、 $F_0$  と平行に、互に大きさが等しく方向が逆である2つの

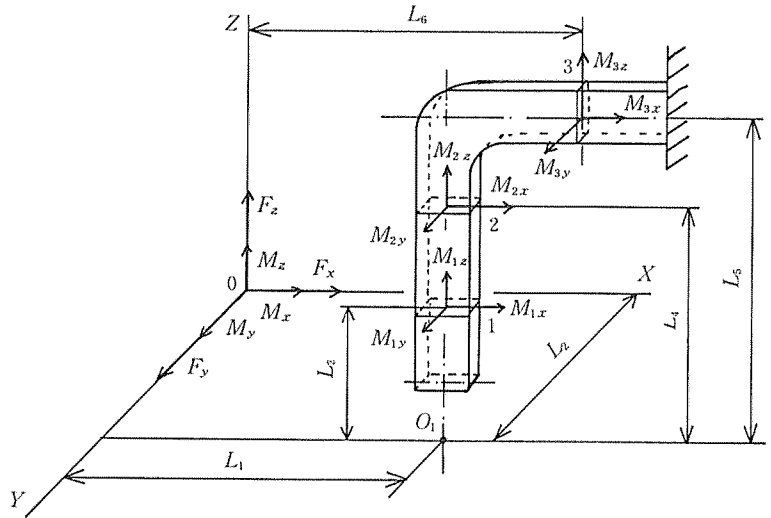


図1 L型6分力計の原理

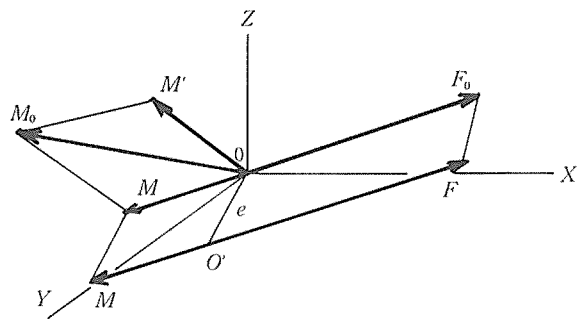


図2 空間力の変換

ベクトル  $F$  をとる。即ち、 $M'$  が相殺される側で、一方の  $F$  を  $F_0$  と同じ方向、同じ大きさにとり、 $M$  を  $F$  の位置に移せば、 $F$  と  $M$  が物体に作用する合力と合偶力になり、またその方向が作用線となる。

### 3. 分力計の試作

分力計の精度を向上させるためには、ゲージ間隔をできるだけ大きく設定することが必要であるが、曲げやねじりによって検出部の変位が大きくなり、干渉を助長する恐れがある。またビームの断面を大きくすると出力歪の感度が低下する。それ故ビームの剛性が重要な設計要素になる。断面の決定に対しては、12インチプラウのビームを参考にすると共に、L型ビーム先端の近傍で仮定した抵抗着力点に、仮想荷重を作用させて、角柱のねじれ角を考慮して先端の変位をおよそ0.5~1mm以内にとどめるようにした。また検出部に生ずる歪の大きさ

を概算し、製作の便宜を検討しながら材質及び長方形断面の寸法を決定した。その際ブラウのけん引力として約300 kgf、横方向分力として150 kgfを目安においた。特に、断面の形は、大きい力に対して正方形にとると小さな荷重の方向に対する出力歪が小さくなる恐れがあるので、長方形断面を採用することにした。試作した6分力計の寸法を図3に示した。主な諸元は次の通りである。

- ビーム断面： 幅70 mm、厚さ31 mm
- 材質： SS41P
- 概略寸法： 縦530 mm、横388 mm
- ゲージ間隔： 100 mm (ゲージ位置1と2の間隔)
- 150 mm (ゲージ位置1と3の間隔)

本体の製作では、鋼板を溶断して機械加工をほどこした。ただし、検出部は寸法的に余裕を持って溶断し削り出しをした。更に、検出部には研磨仕上げをほどこした。尚ゲージの貼り方は、4ゲージ法<sup>10)11)</sup>に基づくことにした。

#### 4. 分力計の較正

分力計の較正即ち感度係数  $\alpha_i$ ,  $\beta_i$ ,  $\gamma_i$  を求めるためには、6箇所の検出部にストレインゲージを貼る必要がある。その配置と(3)式における  $\varepsilon_1 \sim \varepsilon_6$  の対応を図4に示した。また4ゲージ法によるゲージ位置とブリッジ回路との関係の一例を図5に示した。ゲージは120  $\Omega$ 、ゲージファクタ2.1のものを使用した。

##### 4.1 較正装置及び実験方法

分力計の較正における実験は、較正装置を用いて行った(写真1)。較正装置は、等辺山形鋼及びみぞ形鋼で剛に作った。900×900×1,300 (mm) の立体構造の枠組、ワイヤーロープ付ロードセル、ネジ式負荷調整装置、ストレインメータ(共和電業 K. K. PCA-50CT)、自動平衡指示計(共和電業 K. K. SLW)、電磁オシログラフより成っている。

実験においては、枠組に設置したネジ式負荷調整装置により、ブラウに作用する力の方向の軸荷重(負の値の  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ) をロードセルを介して与えた。

##### 4.2 較正方法

感度係数は、各検出部の歪と6分力 ( $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ,  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ ) の関係を表す(3)式を満足させる係数である。このためには、(2)式において分力計にいろいろな方向からいろいろな大小のモーメントを与えて、多重回帰により係数を求める方法と、分力計に1軸方向のモーメントのみ与えて、単回帰により係数を求める方法がある。

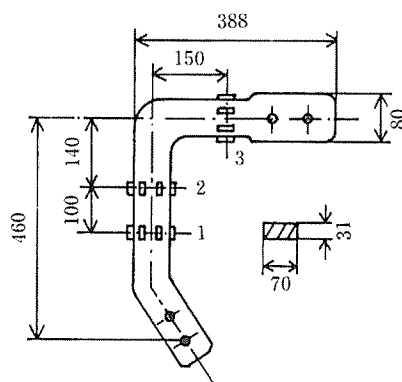


図3 6分力計の形状

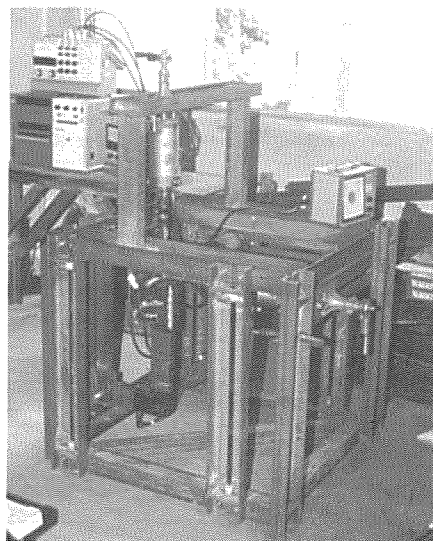


写真1 較正装置

メントのみ与えて、単回帰により係数を求める方法がある。

##### 4.2.1 単回帰法による感度係数の較正

単回帰法に基づいて感度係数を求める場合には、(2)式の各式において、求めようとする係数以外の係数にかかわるモーメントが理論上0になる着点と方向を選定して力を作用させる。即ち、基本的には単一の力と単一のモーメントを対応させて感度係数を決定する。例えば、 $\alpha_1$ ,  $\beta_1$ ,  $\gamma_1$  を求めようとするれば、図1のビームの下端(ビーム垂直部の中心線上、 $O_1$ 点)に、Y軸と平行に較正荷重  $F_y$  を作用させる。このとき、断面1での3軸方向のモーメントは各々

$$M_{1x} = -l_3 F_y, \quad M_{1y} = 0, \quad M_{1z} = 0$$

従って(2)式により

$$\epsilon_1 = -a_1 l_3 F_y$$

この式を最小2乗法で単回帰して  $a_1$  を求めると、

$$a_1 = - \frac{\sum_{i=1}^n (l_3 F_{yi}) \cdot \epsilon_{1i}}{\sum_{i=1}^n (l_3 F_{yi})^2} \quad \dots(4)$$

になる。

次に、X軸に平行に、 $F_x$  をビームの下端 ( $O_1$ 点) に加えると、断面上での各モーメントは、

$$M_{1y} = l_3 F_x, \quad M_{1x} = M_{1z} = 0$$

となる。

従って、次式を得る。

$$\epsilon_1 = \beta_1 l_3 F_x$$

$$\beta_1 = \frac{\sum_{i=1}^n (l_3 F_{xi}) \cdot \epsilon_{1i}}{\sum_{i=1}^n (l_3 F_{xi})^2} \quad \dots(5)$$

$\gamma_1$  に関しては、 $M_{1x} = M_{1y} = 0$  になるようには較正荷重を加えがたい。そこでビームの下端よりY軸に平行に長さ  $l_2$  の腕を出し、その腕にX軸と平行に正の較正荷重  $F'_x$  を  $O_2$  点 (図8) に加えると、

$$M_{1x} = 0, \quad M_{1y} = l_3 F'_x, \quad M_{1z} = -l_2 F'_x$$

ただし  $l_2$  は負である。それ故、

$$\epsilon_1 = \beta_1 l_3 F'_x - \gamma_1 l_2 F'_x$$

$$\gamma_1 = \frac{\sum_{i=1}^n (\beta_1 l_3 F'_{xi} - \epsilon_{1i}) l_2 F'_{xi}}{\sum_{i=1}^n (l_2 F'_{xi})^2} \quad \dots(6)$$

を得る。他の係数も同様な方法で求めることができる。図6(a)のように較正荷重を作用させれば、 $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5, \beta_6$  が得られ、図6(b)では、 $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6$  が得られ、図6(c)では、 $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4, \gamma_5, \gamma_6$ 、図6(d)では、 $\alpha_5, \alpha_6$  が求められる。

較正は、25~300 kgf の範囲の較正荷重で行った。

4・2・2 多重回帰法による感度係数の較正

多重回帰による方法<sup>12)13)14)</sup> においては、(2)式の各式において、2軸又は3軸方向のモーメント ( $M_{jx}, M_{jy}, M_{jz}, j=1\sim 3$ ) を多数変化させてそれぞれの式における係数  $a_i, \beta_i, \gamma_i$  を求める。例えば、 $a_1, \beta_1, \gamma_1$  を求める一般的な多重回帰式は、一例として次の様に表す。

$$\epsilon_{1i} = a_1 + \alpha_1 M_{1xi} + \beta_1 M_{1yi} + \gamma_1 M_{1zi} \quad (i=1\sim n) \quad \dots(7)$$

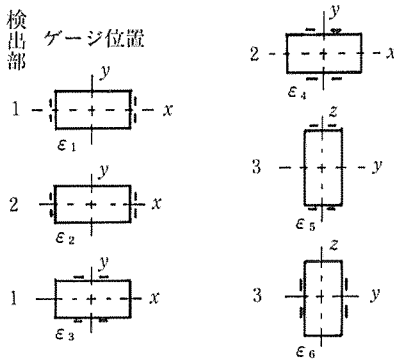


図4 歪ゲージの配置

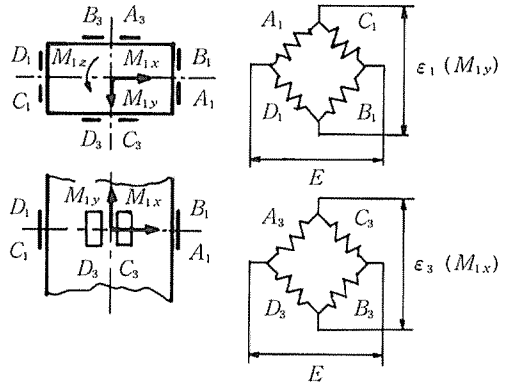


図5 4ゲージ法

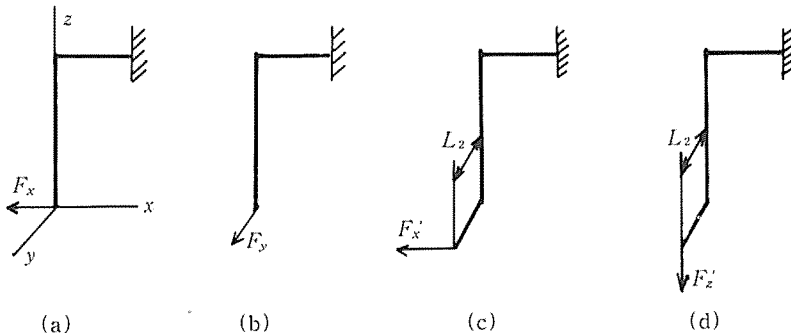


図6 軸荷重の負荷方法

この式で、 $a_1$ は回帰定数、 $\alpha_1, \beta_1, \gamma_1$ は回帰係数、 $M_{1x}, M_{1y}, M_{1z}$ は独立変数、 $\varepsilon_1$ は従属変数である。多重回帰で推定値  $a_1, \alpha_1, \beta_1, \gamma_1$  を求めるためには、毎回与えたモーメント  $M_{1x}, M_{1y}, M_{1z}$  を計算し、歪  $\varepsilon_1$  を測定して(4)式によりまず次の様なデータ行列  $X$  を作成する。 $X^{-1}$ と  $X$ により行列  $A$  を求める。

$$X = \begin{bmatrix} 1 & M_{1x11} & M_{1y12} & M_{1z13} & \varepsilon_{11} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & M_{1xn1} & M_{1yn2} & M_{1zn3} & \varepsilon_{1n} \end{bmatrix} \quad \dots (8)$$

$$A = X^{-1} X \quad \dots (9)$$

(9)式において4回掃き出しを行うと第5列で  $a_1, \alpha_1, \beta_1, \gamma_1$  が求められる。従って多重回帰による方法で求めた感度係数を用いて6分力を求める場合には、(3)式の右辺に  $a_i (i=1\sim 6)$  を加えた式において計算しなければならない。

独立変数であるモーメントは、主に単一軸荷重による単一モーメント、単一軸荷重による複数のモーメント、複数の荷重による複数のモーメント、任意の方向の荷重によるモーメント及び偶力などがある。ここでは、任意の方向の荷重や偶力によるモーメントは、実験装置の都合上取扱わない。本実験での較正荷重の着力点は、主に  $x=0 (l_1=0), y=0 (l_2=0), z=0 (l_3=23.18 \text{ cm})$  を基本に、 $y=6 (l_2=-6 \text{ cm}), y=10 (l_2=-10 \text{ cm})$  の点である(正の値は図1の  $O_1$  を原点とする)。即ち前述した様にビーム下端 ( $O_1$ ) から腕を出して  $l_2$  を 0, -6, -10 cm に設置した点である(図8,  $O_1$ )。荷重を3軸方向に同時に作用させた場合の組合わせ範囲は、 $F_x=25\sim 300 \text{ kgf}, F_y=25\sim 150 \text{ kgf}, F_z=25\sim 100 \text{ kgf}$  の範囲で、各種組合わせを行って負の荷重を与えた。

#### 4.3 較正結果

単回帰及び多重回帰による較正結果をそれぞれ図7と表1, 表2に示した。図7においては、各検出部における真の歪  $\varepsilon$  と較正荷重によって与えたモーメント  $M$  との関係を示す。特に、勾配の正、負を明瞭にするため、歪とモーメントの符号が同じである場合は正の勾配に採り、異なる場合は負の勾配で示した。すなわち、図7の  $\varepsilon-M$  においては、 $M_y$  のモーメントは負であり、その他のモーメント  $M_x, M_z$  は正である。なお、較正荷重の与え方は、単回帰による較正方法で述べた方法と同じである。特に、 $M_z$  を与える場合は、原点  $O_1 (0, 0, 0)$ 、 $l_3=23.18 \text{ cm}$  のところに  $l_2=-10 \text{ cm}$  の腕を出し(原

点  $O_2$ )、 $F_x$ (負)を与えたとき( $M_z=-l_2 F_x$ )の各検出部の歪から、原点  $O_1$  に  $F_x (F_x=F_x)$  を与えたときの各検出部の歪を差し引いた値によって  $M_z$  による歪を算出した。その際歪の符号に十分留意した。

表1は、単回帰法による感度係数の値を表したものであり、これらの値は、回帰式の勾配(図7の勾配)である。

表2は、多重回帰法によって求めた感度係数である。較正荷重の与え方は、単一荷重で、単一モーメントを負荷する方法と、単一荷重で複数のモーメントを負荷する方法を採用した。多重回帰では、3軸方向の荷重やモーメントを同時に与えて係数を求める方法が通例であるが、実際に行った結果、本較正装置では、単一荷重を単軸方向で正確に引張ることは出来るが、3軸方向へ同時に正確に引張ることは非常にむづかしいことが分かった。このことは、3軸方向へ同時に引張って得た歪を用いて多重回帰を行った結果を検討した際、出力歪が幾分か小さざることから判明した。この実験から一部の成果は得られたが、後の考察において更に詳しく述べることにする。

## 5. 考 察

感度係数較正結果の表1, 2において、基本的に重要な係数は、主感度係数  $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \alpha_3, \alpha_4, \gamma_6$  である。これらの値は、較正前におよその値を算出できる。干渉がない場合のビーム表面の歪は、 $\varepsilon = M / EZ$  ( $M$ :モーメント、 $E$ :ヤング率で  $2.0 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$  とする、 $Z$ :断面係数)で表され、 $1/EZ$  が感度係数に相当する。従って、 $\beta_1, \beta_2, \beta_3$  に対応した位置の断面形を考慮して  $1/EZ$  の値を求めると、 $19.75 \times 10^{-9} / \text{kgf}\cdot\text{cm}$  となる。 $\alpha_3, \alpha_4, \gamma_6$  に対しては、 $44.60 \times 10^{-9} / \text{kgf}\cdot\text{cm}$  である。これらの値は較正結果の主感度係数にかなり近い値である。その違いは、前者の  $\beta_1, \beta_2, \beta_3$  に対しては平均5.2%、後者の  $\alpha_3, \alpha_4, \gamma_6$  に対しては平均5.8% (最高7.7%) である。計算に用いたヤング率の値が  $2.0\sim 2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$  の範囲内であったとしても約8%以下である。以上より主感度係数に対しては、単回帰と重回帰の両者ともほぼ妥当な実験値を得たと思われる。なお、3軸方向に同時に3個の軸荷重を与えたときのデータと単一軸荷重によるデータを組合わせて多重回帰した結果、 $\beta_1=18.96, \beta_2=18.22, \beta_3=18.42, \alpha_3=40.65, \alpha_4=40.70$  (単位:  $10^{-9} / \text{kgf}\cdot\text{cm}$ ) を得た。  $1/EZ$  に対しては最大8.9%の違いである。これは同時に軸荷重を加えたときのデータを組込むと違いが大きくなることを意味する。

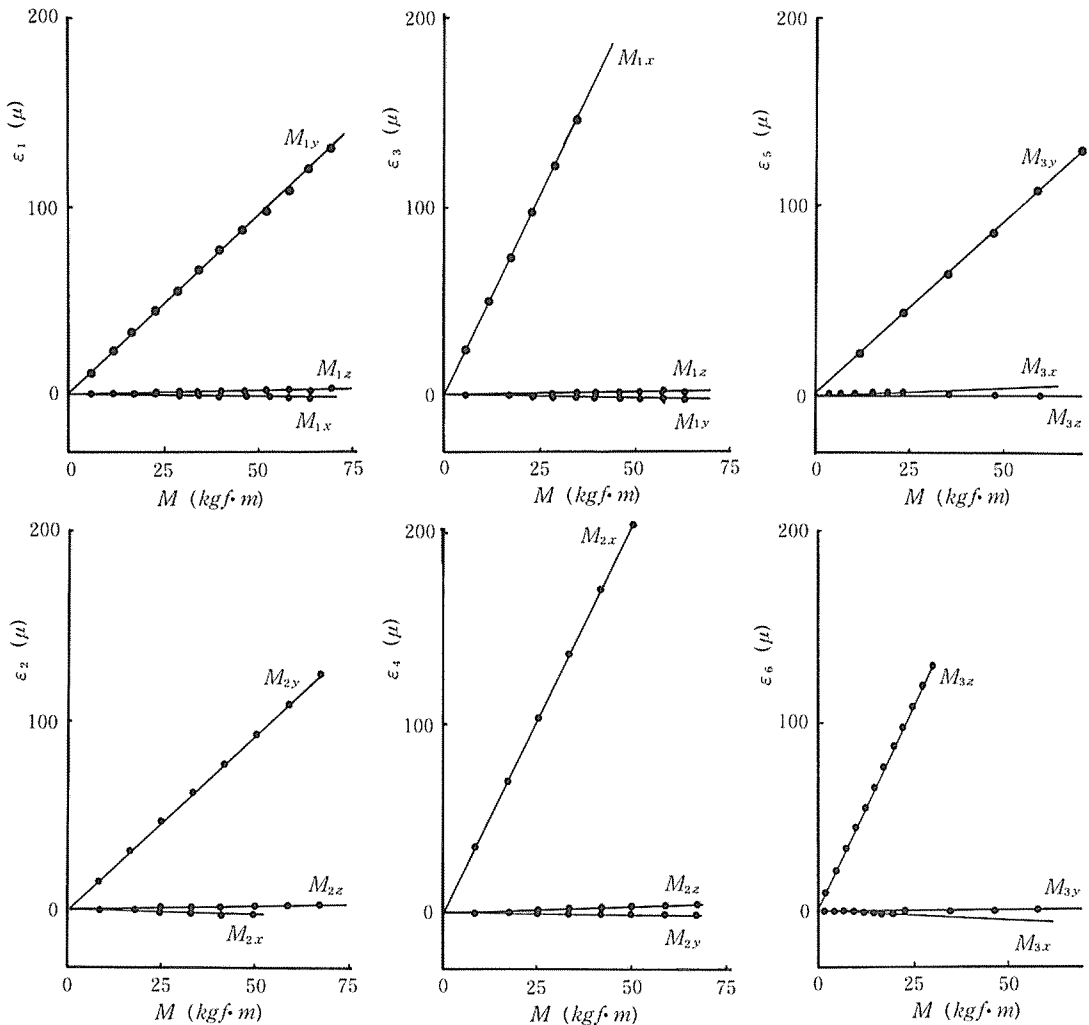


図7 検出部における歪とモーメントの関係

次に、主感度係数に対する干渉係数  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4, \alpha_5, \alpha_6$  (ビーム断面に平行なねじれモーメントによる干渉) の割合は、 $\alpha_5$  を除いては平均値 3.4~4% である。3.4% は多重回帰、4% は単回帰による割合の値である。 $\alpha_5$  は両者において約 7% になっている。それゆえ、ねじれによる干渉は検出位置 3 の  $\varepsilon_5$  において最も著しいことが分かる。主感度係数に対するねじれ以外の変形による感度係数 ( $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \gamma_5, \gamma_6$ ) の割合は  $\gamma_5$  以外で平均値 0.8~1% (前者、多重回帰) であり、 $\gamma_5$  ( $\varepsilon_5$  の測定位置) では約 3.2% であった。

以上において干渉の最も生じやすい位置は前述した  $\varepsilon_5$  測定位置である。また、最も干渉を受けにくい位置は、 $\varepsilon_3$  測定位置で、主感度係数に対する干渉係数の割

合は約 0.4~2.8% である。ただし、干渉項の係数は小さい程良いが、係数間の比較では十分でなく、係数が小さくても発生するモーメントがほかに比べて相対的に大きいときには分力としての干渉度は大きくなる。このことは分力を測定するときの分力計の設置方向にも関係してくる。

単回帰による係数と多重回帰による係数は校正結果では  $\alpha_1, \alpha_6$  以外は約 1% の違いである。これは基本的にはできるだけ小さくて同じ値に近づくことが望ましいが、多重回帰では、回帰定数  $a$  を設定しているのもので、その影響もありうる。 $a$  の値(歪)は、極めて小さい方がよい。表 2 において最高 0.45  $\mu$  である。この値は  $M_{2y}$  に換算すると 24 kgf·cm であり、無負荷のとき計算上は残るが、

実験における測定誤差なども含まれると思われる。

単回帰の方法あるいは多重回帰の方法で求めた感度係数が妥当な値であるかどうかは、既知の任意の力を任意の点に作用させて検出部の歪を測定し、(3)式を行列表式で解き、6分力を復元して見ることにより検討できる。これには任意の点に、3軸方向に同時に荷重を加える方法と、単一荷重を任意の方向に加える方法がある。後者は較正装置のロードセル固定用枠組に力の方向または分力を測定する装置が必要になる。前者は較正の際に行った方法であるが前述した様な問題があった。ビーム下端  $O_1$  から距離  $l_2$  ( $-10$  cm) の点  $O_2$  で  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  を各軸方向同時に、まっすぐに引張るわけであるが、ロードセルの他端を枠組に固定すると、 $O_2$  での着力点で軸荷重相互の干渉が生じ、所定の力を発生させることがかなり困難であった。従って、さらに不都合なことには、枠組に軸方向以外の力が生じ、これが  $O_2$  に力とモーメントとなって作用するので、枠組固定端での力を測定しないと  $O_2$  での正確な軸方向の荷重を定めることがむずかしい。それゆえ、例えば  $200$  kgf の3軸方向の荷重 ( $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ) を同時に加えても、これらはおよその値であり、固定端からのモーメントは不明である。3軸同時に引張って測定した歪により単回帰による係数(表1)を用いて  $O_2$  で復元したところ、 $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  は  $200$  kgf に対して十数パーセントの違いが生じ、 $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$  は  $100 \sim 500$  kgf $\cdot$ cm の範囲で違いが生じた。これは誤差も含まれるが、多くは固定端からのモーメントであると思われる。 $O_2$  と固定端との距離を考慮すれば固定端で生じていた

と想定されるおよその荷重が分かり、ある程度理解ができた。以上の事柄より、3軸同時に引張って生じた歪を用いた復元は困難であった。そこで次のような方法を考えて復元を試みた。 $O_2$  に単一の軸方向荷重を加えることは、比較的容易であり、較正の際に行っている。そこで任意の点において、単一の軸荷重による出力歪に、他の方向の単一軸荷重による干渉の歪を用いて元の出力歪を修正し、(3)式に代入することにより6分力を求めることにした。従って3軸方向の荷重による修正歪を用いたときには、その点における3分力が復元される。その点から離れた任意の仮想着力点ではその3分力に対応した6分力が求められる。すなわち、(3)式のモーメント  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$  も検討できることになる。軸荷重の3分力のみでの復元は(3)式において各モーメントが0に復元されなければならないが、この際には3分力の復元が相当正確にできないと、残りの歪により各モーメントが生じてくる。従って着力点以外の点(仮想した着力点)で復元した方が都合がよい。特に  $O_2$  の点では、 $l_1 = 0$  になり、(3)式において  $F_z$  の影響が無視されることになることがわかった。以上のような軸荷重及び歪の重ね合せにより、 $50$  kgf,  $100$  kgf,  $100 \sim 300$  kgf の3軸方向の荷重を  $O_2$  の点に与え、修正した歪を用いて(3)式により  $O_3$  点(図8)で復元した。座標と分力計との関係は、 $O_3$  を原点  $(0, 0, 0)$  とすれば、 $l_1 = 10$ ,  $l_2 = -20$ ,  $l_3 = 23.18$  (cm) である。復元の結果を表3に示した。検定荷重  $50$  kgf,  $100$  kgf では3軸方向から計算上で同時に同じ大きさの負荷を作用させた。一部の荷重は、計算上同時に大小異なる荷重

表1 単回帰法による感度係数 (単位:  $10^{-9}$  /kgf $\cdot$ cm)

i	1 ( $\epsilon_1$ )	2 ( $\epsilon_2$ )	3 ( $\epsilon_3$ )	4 ( $\epsilon_4$ )	5 ( $\epsilon_5$ )	6 ( $\epsilon_6$ )
$\alpha$	- 0.3274	- 0.4219	41.9400	41.1700	1.3250	- 1.4840
$\beta$	18.8100	18.8000	- 0.2064	- 0.1493	18.3300	0.1102
$\gamma$	0.8572	0.9789	1.1540	1.6540	0.5816	42.8200

表2 多重回帰法による感度係数 ( $a_1$ : 歪 $10^{-9}$   
単位:  $10^{-9}$  /kgf $\cdot$ cm)

i	1 ( $\epsilon_1$ )	2 ( $\epsilon_2$ )	3 ( $\epsilon_3$ )	4 ( $\epsilon_4$ )	5 ( $\epsilon_5$ )	6 ( $\epsilon_6$ )
$a_1$	-448.9	145.33	21.66	61.11	-216.2	-134.4
$\alpha$	- 0.1486	- 0.4624	41.930	41.150	1.250	- 0.5721
$\beta$	18.720	18.820	- 0.2019	- 0.1394	18.310	0.0963
$\gamma$	0.8545	0.9669	1.1540	1.650	0.580	42.820

表3 6分力の検定

荷重	検定荷重 作用点, $O_2$ (kgf)	検定荷重 作用点, $O_3$ (kgf), (kgf·cm)	復元荷重 単回帰係数使用 復元点, $O_3$	誤差 (%)	復元荷重 多重回帰係数使用 復元点, $O_3$	誤差 (%)
Fx	- 50	- 50	- 45.6	8.8	- 45.9	8.2
Fy	- 50	- 50	- 53.4	6.8	- 53.4	6.8
Fz	- 50	- 50	- 44.1	11.8	- 45.9	8.2
Mx	0	- 500	- 452.6	9.5	- 487.3	2.5
My	0	- 500	- 568.3	13.7	- 572.8	14.6
Mz	0	1,000	1,052.2	5.2	1,001.1	0.1
Fx	-100	- 100	- 97.2	2.8	- 94.7	5.3
Fy	-100	- 100	- 104.2	4.2	- 104.5	4.5
Fz	-100	- 100	- 97.4	2.6	- 96.8	3.2
Mx	0	-1,000	-1,027.7	2.8	-1,017.5	1.8
My	0	-1,000	-1,080.5	8.1	-1,045.8	14.6
Mz	0	2,000	2,134.0	6.7	-1,969.7	1.5
Fx	-300	- 300	- 303.0	1.0	- 296.2	1.3
Fy	-150	- 150	- 153.9	2.6	- 154.4	2.9
Fz	-100	- 100	- 101.6	1.6	- 96.4	3.6
Mx	0	-1,000	-1,115.7	11.6	-1,017.6	1.8
My	0	-1,000	- 942.1	5.8	-1,092.2	9.2
Mz	0	4,500	4,812.0	6.9	4,515.6	0.3

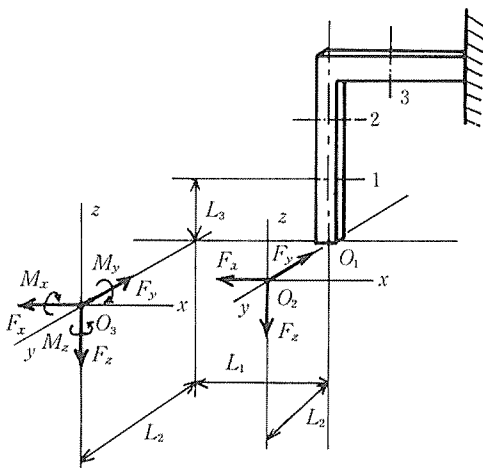


図8 軸荷重の検定図

すなわち  $F_x = -300$  kgf,  $F_y = -150$  kgf,  $F_z = -100$  kgf を負荷した。これらは12インチブラウの分力に相当すると予想される検定荷重である。

復元の結果、誤差の平均値は5.3%であり、単回帰による係数を用いたときの復元誤差は5.7%、多重回帰の係数を用いて復元した誤差は4.7%であった。また、全軸荷重の復元誤差は4.7%、全モーメントの復元誤差は5.8%であった。それゆえ、多重回帰による感度係数の決定方法が単回帰による方法より幾分優れており、軸荷重の復元より、モーメントの復元の方が誤差が生じやすいことがわかった。特に単回帰による方法では、モーメントの誤差が平均6.5%であり、多重回帰では平均5.1%であった。

以上より、本L型6分力計の6分力の復元は約5~7%の誤差以内で可能であると思われる。特にブラウに作用する様な分力に対しては約3~5%以内の誤差で6分力の測定ができるものと思われる。

本研究における計算処理は、三重大学計算センターのFACOM 230-38 S 電子計算機を用いて行った。

## 6. 論 議

検出部の歪は、分力相互の干渉の結果生ずる歪である



が、干渉を考慮せずに、(2)式の主感度係数のみで6分力を求めてみると、 $F_x$ 、 $F_y$ 、 $M_z$ は、数パーセントの誤差で復元できるが、 $F_z$ 、 $M_x$ 、 $M_y$ は十数パーセント以上の誤差を生じた。特に $F_z$ の誤差の影響が著しいので、干渉を考慮する必要があることが確かめられた。しかし、 $F_x$ 、 $F_y$ が、検出部1, 2の曲げ歪から求められるように、検出部3のほか、その軸上で検出部4を設定すれば、前述の $F_z$ の誤差はかなり少なくなり、 $M_x$ 、 $M_y$ の精度も向上するものと思われる。また本研究のほか、4箇所あるいは5箇所の検出部を持つ場合に関して、干渉を考慮して調べてみることも研究対象になる。

ゲージ設定位置に関しては、それが着力点よりかなり離れていても、6分力測定は可能であるが、一般には干渉が著しいとき感度係数のわずかな違いによってもモーメントの影響が特に著しくなると思われる。それゆえ、検出部3は、できる限り力の作用点に近いところに設置することが望ましい。断面形に関しては、測定しようとする力のおよその大きさによって、測定可能な断面にする必要がある。軸荷重の大きさの範囲が広い場合には正方形断面にすると小さな荷重に関しては感度が低下する。しかし、特にねじれを受けやすい検出部3では、許される限り正方形に近い方が望ましいと思われる。

較正の際の軸荷重の加え方は、できる限り正確な荷重を加えなければならない。特に、同時に3軸方向の荷重を負荷するためには較正装置に工夫を必要とする。

単回帰、多重回帰における相関係数は、 $r=0.98$ 以上となり十分であるが、多重回帰の際、 $a$ の値ができるだけ小さい方がよい。その値は、小さな荷重を測定するとき、分力に影響する。また干渉歪が大きくなり非線形になれば $a$ が大きくなるので力の測定範囲が限られることになる。従って出力歪の感度に応じて許される限り、ビームの変形は少ない方が望ましい。

検出部1, 2のゲージ間隔は、両歪の差が増大するように大きくした方がよいが、検出部2のゲージはL型の角に生ずる応力集中の影響を受けないところに設定しなければならない。

角の変形が複雑になることもあるのであらかじめ実験または計算に基づいて歪を検討することにより、角の影響を検討する必要もあると思われる。

## 7. 摘 要

L型6分力計は、分力による干渉を考慮した歪に基づ

いて6分力を求めるものである。本分力計では、L型をしたビームにおいて3箇所の検出部を有し、各検出部では、2軸方向の曲げ歪が個々に測定される。その曲げ歪は、その点における3軸方向のモーメントにそれぞれ感度係数を乗じた歪の和によって構成される。そこで、分力による干渉を考慮した歪と測定された歪を等しくすることにより、6分力に関する6個の式ができるので、これらを解けば6分力が求められる。それゆえ感度係数を求める較正が最も重要になる。

較正方法は、単一荷重と単一モーメントを対応させて係数を求める単回帰に基づく方法と、2個以上の軸方向モーメントを用いて、多重回帰により較正を行う方法がある。両者の方法により感度係数を求めて比較検討をすると共に、その係数を用いて、既知の3軸方向の力が求められるかどうかを検討した。その結果次のようなことが明らかになった。

1. 干渉を考慮した歪のうち、主になるモーメントの感度係数(主感度係数)は $1/EZ$ に近い値となり、その違いは約5.5%であった。

2. 主感度係数に対する他の感度係数の割合は、平均約3.7%であった。ビーム断面に平行なねじれモーメントに関しては、その割合は、最大7%で、検出部3がねじれに影響されやすいことがわかった。

3. 単回帰で求めた係数と多重回帰で求めた係数との違いは、 $\alpha_1$ 、 $\alpha_6$ を除いてほとんどなかった。

4. 既知である3軸方向の軸荷重を与えて、計算により検定したところ、復元誤差の全平均値は5.3%であった。単回帰による係数を用いたときの復元の誤差は5.7%、多重回帰のそれは4.7%であり、多重回帰による係数を用いた較正の方が優れていることが明らかになった。

5. 軸荷重の復元の誤差は平均4.7%、モーメントの復元の誤差は平均5.8%であり、後者の方が誤差が生じやすいことがわかった。特に単回帰による方法では、モーメントの誤差は平均5.1%であった。

6. 本分力計の荷重測定範囲は、約300 kgfで、約5~7%以下の精度で6分力を求めることができる。ただし、大きい荷重に対しては、ビームの曲げ剛性が大きくなる方向に分力計を設置した方がよい。

なお、分力計の主な諸元は次の通りである。

ビーム断面： 幅70 mm、厚さ31 mm

材質： SS 41 P

概略寸法： 全長530 mm、幅388 mm

ゲージ間隔： 100 mm, 150 mm

農業における近代化の一翼を荷なう農業機械化は、重要な課題でもある。これに関して、最も基本的な耕うん整地作業での省力化・省エネルギーは、再検討を要すると思われる。特に作業機の力学研究においては、6分力計の必要性は大きい。そこで簡単な構造のL型6分力計を試作し、検討した結果、研究に使用できる分力計を開発した。この分力計により、筆者らが行っているロータリプラウの研究が一層発展した。

なお、試作研究の過程で報告した較正結果は、真の歪の4倍の値に基づいたものであり、その後修正と検討を重ねた。さらに本研究において多数の事柄を理解すると共に、一層精度の良い6分力計を作ることができる可能性を見い出した。

終りに臨み、本研究に関して多大の協力を賜った三重大学農学部の松本栄一技官、激励して頂いた農業機械学科の諸先生及び職員各位、さらに分力計の製作に関し多大の協力を賜った高北農機株式会社、ならびに暖かい御配慮を賜った三重大学教官、職員各位に対し、心より深く感謝の意を表する次第である。

#### 参 考 文 献

- 1) WILLIAM, R.G. and GLEN, E.V.: Soil Dynamics in Tillage and Traction. Agriculture Handbook. No-316, 1968
- 2) CLYDE, A.W.: Measurement of Force on Soil Tillage Tools. Agr. Engin. Vol. 17. No. 1, 1936
- 3) GODWIN, R.J.: An Extended Octagonal Ring Transducer for Use in Tillage Studies. J. Agr. Engin. Res. 20, 347-352, 1975
- 4) O'DOHRTY, M.J.: A Dynamometer to Measure the Forces on a Sugar Beet Topping Knife. J. Agr. Engin. Res. 20. 339-345, 1975
- 5) Heinrich, J.: Untersuchungen Über das Pflügen mit Rautenkörpern, Grundl. Landtechnik, S. 1 bis 36, Bd. 31, 1981
- 6) 谷口哲司：プラウ抵抗のビーム検出による測定，北海道支部会報，第14号，1973
- 7) 端 俊一：モデルプラウの6分力測定，農業機械学会第38回総会講演要旨，1979
- 8) 端 俊一，南部 悟，宮本啓二：走行ベネトロメータとプラウ抵抗に関する研究，農業機械学会第40回総会講演要旨，1981
- 9) 李 明珠，伊佐 務：L型6分力計の試作，農業機械学会第40回総会講演要旨，1981
- 10) T. ボトマ：ひずみゲージ理論と応用，共立出版株式会社
- 11) 渡辺 理：ひずみゲージとその応用，日刊工業新聞社
- 12) 小林龍一：相関・回帰分析入門，日科技連
- 13) 福田治郎：応用統計入門，日刊工業新聞社
- 14) 戸川隼人：マトリックス法とコンピューター，培風館

#### Summary

L-shaped six component force transducer was developed to measure six component forces on the basis of bending strains being interfered with the components. The component transducer has three sections for measuring. Two bending strains at each section are measured independently in axial directions.

To continue, it is necessary to define the general theme; The bending strain on each side of the beam consists of three portions. It is expressed by a equation summing these portions. Each portion is the strain that is brought about by a moment with a coefficient of sensitivity in each axial direction.

Consequently, the one equation is concerned in three coefficients. When the measured strains are equal to the compound strains in consideration of interference, six equations bring about six component forces. They will be obtained by a solution of these equations.

Then, it is most important that calibration is performed with accuracy as to the coefficients of sensitivity. There are two methods in calibration. One of them is linear regression that is used to determine the coefficients on the basis of relation of the strain and one moment. The other is multiple regression. It depends on relation of the strain and two or three moments. We obtained 18 coefficients of sensitivity by both methods, and investigated the coefficients to compare the two cases.

On the other hand, the known forces can be restored to the original state by the calculation using equations with

coefficients. So, we explored restorable possibility as to six known forces in three axial directions. The following matters were made clear as a result.

1. Main coefficient of sensitivity is nearly equal to  $1/EZ$  among three coefficients in each equation, and the difference to the calculated values is 5.5%. E: modulus of elasticity, Z: section modulus.

2. The values of coefficients on interfering strains among three portions are 3.7% of the main on an average. It becomes clear that twisting moment on L-shaped beam interferes remarkably in bending strains of measuring section 3 in comparison with other sections. Preceding ratios to the main are at most 7%.

3. There is a shade of difference between coefficients by linear regression and ones by multiple regression without  $\alpha_1, \alpha_6$ .

4. We librated the three known forces in each axial direction at the point being apart from L-shaped beam end. Then, we calculated to reconstruct these forces on the basis of measured bending strains and simultaneous equation. The average of error in unit load is 5.3% on all reconstructions with both methods.

In these cases, the reconstructions depending on coefficients by multiple regression are better than ones of linear regression. Its difference is about 0.8% on an average.

5. The reconstruction of moments is more difficult than that of axial forces. The difference of error is about 1%.

6. The measuring limit is about 300 kgf on this transducer, and we can obtain six component forces under 5-7% error as to accurate values. It will be better for the user to attach this transducer to measuring apparatus in consideration of the axial directions. It will be selected on the basis of greater flexural rigidity to estimated large force.

Then, main specifications are as follows: Cross section of the beam is  $70 \times 31$  mm. Material is SS41P. Approximate dimension is  $530 \times 388$  mm. Distance of gage setting is 100 mm and 150 mm.