

UDC 621.868.27:621.882.6:531.781

トラッククレーンの旋回サークル部のボルトの応力について\*

前 田 豊\*\*

On the Stress of Bolts of the Slewing Circle of a Truck Crane

by Yutaka MAEDA\*\*

The slewing circle is a rotating mechanism to make a crane slew. Most of slewing circles are made of large-sized ball bearings, and they are installed by several pieces of bolts onto revolving super structures and also onto base carriers.

The purpose of this study is to clarify the stress distribution of each of the bolts in a slewing circle experimentally. The data will be of use to establish the method to calculate the stress about them.

For this, measurements of the stresses of the bolts of a truck crane of 11 tonf (108 kN) capacity were carried out, and the stress values obtained from the experiment were applied to a model that each of them was divided into such six stress elements as i) initial tightening stress, ii) stress by thrust (vertical) load, iii) stress by a component of moment that would act to overturn the crane to right- or left-side, iv) stress by a component of moment that would act to overturn the crane to forward or backward, v) stress by both of the magnitude of the thrust load and relative position of the bolt to revolving super structure, and vi) stress by both of the magnitude of the moment and relative position.

Measurements were made for the amount of 228 cases, with a combination of varieties of weight, slewing angle, and slewing radius. Measured data were calculated with a digital computer by the least square method, to get factors to explain the stress distribution.

The conclusions in this report are: i) stress concentration was recognized to some specific bolts which were near the web member in the base carrier, and ii) revolving super structure's position has some influence to the stresses of bolts on the base carrier. From these, it was assumed that the surface of the slewing circles is not kept up a flat plane while forces act on a system by bolts and slewing circle.

Keywords: Truck crane, Slewing, Bolt, Stress, Experimental equation, Least square method

---

\*昭和61年3月 日本機械学会関西支部第61期定時総会講演会において発表

\*\*機械研究部 Mechanical Safety Research Division

## 1. 緒 言

旋回サークルとは、クレーンの上部旋回体と下部走行体の間にある回転機構のことである。トラッククレーンには、これに大きなころがり軸受を用い、その外輪と内輪をそれぞれ上部旋回体あるいは下部走行体にボルトで取りつける構造のものが多い。

近年、このうち主として下部走行体側との取りつけに用いられるボルトの破断、あるいはそれによる倒壊事故が増えているが<sup>(1),(2),(3)</sup>、その再発防止対策を講じる上でも、ボルトの応力の値を正しく把握することは必要なことである。

しかし、現在の設計式<sup>(4),(5),(6)</sup>では、旋回サークル・ボルト系をねじ締結体として考慮していないため、初期締付け力が大きいこのボルトの応力を計算することはできない。また、これらの設計式では、旋回サークルのボルト取り付け面が荷重負荷後も平面を保つという仮定をいずれも暗黙裏に認めており、このため、ボルトの応力は Fig. 1 に示すように旋回サークル面内の中立軸からの距離に比例した分布をとるものと仮定されている。

ところが、応力の計測例<sup>(7)</sup>では、定性的にはあるが、機体の剛性により特定の部分に応力の集中があることを示しており、上記の仮定が成立しない可能性がある。

そこで、本研究では、実機のトラッククレーンについて、このボルトの応力分布の状況を把握するため、応力

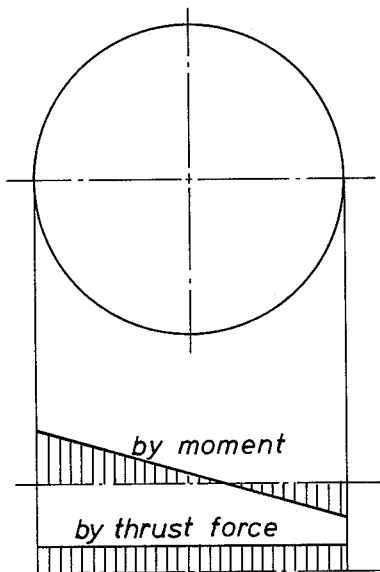


Fig. 1 A model of stress distribution used for design calculations  
設計計算に用いられる応力分布のモデル

の測定を行うこととし、結果の整理に当たっては、機体の剛性により応力集中の程度が影響を受けることが予想されるため、それぞれのボルトが上部旋回体に対してどのような位置に相当するか、また下部走行体のどの部分に取りつけられているか、その両方の影響を同時に考慮できる方式を考えることとした。

また、クレーンは、つり荷の重量、作業半径、旋回角度等を種々に変えるため、それにより旋回サークル・ボルト系に加わる力の大きさ、モーメント及びその方向も種々の値をとる。このため、力（旋回サークル・ボルト系に外から加えられる力の和）を基本的な成分に分解し、ボルトの応力をそれぞれの成分による応力の総和として表わすというモデルを考えることにした。なお、上部旋回体の自重は無視できぬ大きさであり、これを除いた状態でボルトを締めつけることは不可能であるが、以下において初期締めつけ力（又は応力）と言う場合は、自重を除いた場合に相当する仮想的な初期締めつけ力（又は応力）を意味することとする。

## 2. 実験データの解析方法

### 2.1. 記号の意味

$i$  : ボルトの番号 ( $1 \leq i \leq l$ )

$j$  : 計測条件の番号 ( $1 \leq j \leq m$ )、荷重の大きさ、作業半径、旋回角度の組み合わせにより一連の番号を付番したもの。

$k$  : 着目しているボルトが、上部旋回体に対してとっている位置につけた番号。とり得る位置は無限であるが、一定間隔の旋回角度でのみ計測を行うので、有限の値となる。 ( $1 \leq k \leq m$ )

$l$  : ボルトの本数。本計測の場合は32。

$m$  : 全計測回数。本計測の場合は228。

$n$  :  $k$  の最大値。本計測の場合は36。

$M_j$  : 計測条件  $j$  において旋回サークル・ボルト系に加わるモーメントの大きさ。

$X_j$  : 計測条件  $j$  において旋回サークル・ボルト系に加わるモーメントの  $x$  軸まわり成分。(Fig.2参照)

$Y_j$  : 計測条件  $j$  において旋回サークル・ボルト系に加わるモーメントの  $y$  軸まわり成分。(Fig.2参照)

$W_j$  : 計測条件  $j$  において旋回サークル・ボルト系に加わる鉛直荷重。上部旋回体の自重とつり荷の重量の和。

$S$  : 誤差平方の総和

$S_k$  :  $S$  のうち  $\lambda_k$  または  $\mu_k$  を含む項の和

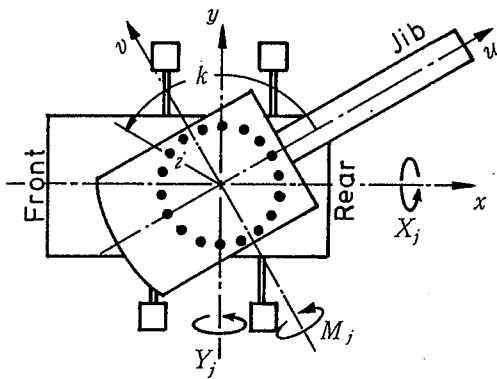


Fig. 2 Directions of moments, and number of bolts  
モーメントのとり方とボルト番号の決め方

- $\alpha_i$ :  $W_j$ によりボルト  $i$  に生じる応力と  $W_j$  との間の比例定数。単位は  $\text{kPa}/\text{N}$
- $\beta_i$ :  $X_j$ によりボルト  $i$  に生じる応力と  $X_j$  との間の比例定数。単位は  $\text{kPa}/(\text{Nm})$
- $\gamma_i$ :  $Y_j$ によりボルト  $i$  に生じる応力と  $Y_j$  との間の比例定数。単位は  $\text{kPa}/(\text{Nm})$
- $\lambda_k$ :  $W_j$ により  $k$  の位置にあるボルトに生じる応力と  $W_j$  との間の比例定数。単位は  $\text{kPa}/\text{N}$
- $\mu_k$ :  $M_j$ により  $k$  の位置にあるボルトに生じる応力と  $M_j$  との間の比例定数。単位は  $\text{kPa}/(\text{Nm})$
- $\bar{\sigma}_i$ : ボルト  $i$  の初期締めつけ応力。  $W_j$  と  $M_j$  がともに 0 の場合の値を言う。
- $\sigma_{ij}$ : ボルト  $i$  に計測条件  $j$  のとき発生する応力の計測値
- $\theta_k$ : ジブ方向から位置  $k$  までの角。

## 2.2 力と構造のモデル化

測定および解析の対象とするボルトは、旋回サークルを下部走行体に取りつけているボルトとする。それぞれのボルトには独立に力がかかるわけではないが、ここでは単純化するため、互いに他のボルトとは独立に応力が生じるというモデルを考える。

ここで以上のモデルを式で表すと、誤差項を  $\epsilon_{ij}$  として、

$$\sigma_{ij} = \bar{\sigma}_i + \alpha_i W_j + \beta_i X_j + \gamma_i Y_j + \lambda_k W_j + \mu_k M_j + \epsilon_{ij} \dots \dots \dots (1)$$

となる。

## 2.3 最小 2 乗法による係数の決定

式(1)に現れる  $\bar{\sigma}_i$  及び各比例定数 ( $\alpha_i$  など) の値を、全ボルトの誤差平方の総和を最小にするという条件から決定する。すなわち、誤差平方の総和を  $S$  とすると、

旋回サークル・ボルト系に負荷される外力としては、完全に静的な力のみを考える。したがって、水平地盤上に設置されたクレーンでは、水平力と旋回モーメントを考慮しないでもよい。この場合、考慮すべき力は、上部旋回体の自重とつり荷の重量による鉛直力とそのモーメント、およびその下部走行体からの反力とモーメントである。

いま、ボルトは一部を除いて円周上に等間隔に配置されているものとし、その本数を  $l$  とする。また、計測は全部で  $m$  とおりについて行うものとし、その中の  $j$  回目の計測値について、 $i$  番のボルトの引張り応力  $\sigma_{ij}$  を、次の (i) から (vi) までによる応力の和として表わすというモデルを考える。

- (i) ボルトの初期締めつけ応力  $\bar{\sigma}_i$
- (ii) 旋回サークル・ボルト系に加わる力の鉛直成分  $W_j$
- (iii) 旋回サークル・ボルト系に加わる力によるモーメントの  $x$  軸まわりの成分  $X_j$
- (iv) 旋回サークル・ボルト系に加わる力によるモーメントの  $y$  軸まわりの成分  $Y_j$
- 以上のうち (ii) から (iv) は下部走行体の剛性の影響を考えるため、ボルト番号  $i$  に応じてそれぞれの応力が決まると考えるものである。このほか、上部旋回体の剛性による影響を考えるため、上部旋回体に対する相対位置  $k$  に応じて応力が決まると考えるものとして、
- (v) 旋回サークル・ボルト系に加わる力の鉛直成分  $W_j$ 、これは (ii) と同じものであるが、 $k$  により応力を決めるという点が異なる。
- (vi) 旋回サークル・ボルト系に加わる力によるモーメント  $M_j$ 、これも  $k$  により応力を決めるものである。

ただし、(vi) については、上部旋回体の重量バランスが左右対称でなければモーメントの  $u$  軸まわりの成分による応力も考慮する必要があるが、本計測の場合はほぼ対称であるのでこの成分については考慮しない。

$$S = \sum_i \sum_j (\bar{\sigma}_i + \alpha_i W_j + \beta_i X_j + \gamma_i Y_j + \lambda_k W_j + \mu_k M_j - \sigma_{ij})^2 \dots\dots\dots (2)$$

となり、求める条件は、1から*l*までの*i*について、それぞれ

$$\frac{\partial S}{\partial \bar{\sigma}_i} = \frac{\partial S}{\partial \alpha_i} = \frac{\partial S}{\partial \beta_i} = \frac{\partial S}{\partial \gamma_i} = 0 \dots\dots\dots (3)$$

が成立し、かつ同時に、1から*n*までの*k*について、それぞれ

$$\frac{\partial S}{\partial \lambda_k} = \frac{\partial S}{\partial \mu_k} = 0 \dots\dots\dots (4)$$

が成立することである。

さて、*j*番目の計測を行う際には、上部旋回体の旋回角度も当然決まっており、したがって下部走行体上*i*番目のボルトが上部旋回体に対してどの位置にあるかも決定される。すなわち、*k*は*i*と*j*によって決定される。その関係を関数*f*を用いて、

$$k = f(i, j) \dots\dots\dots (5)$$

と表すことにする。

次に、式(2)のうち、*k*を含む項の*j*に関する和を*k*に関する和に変換するため、次の関数δを導入する。

$$\delta_{ijk} = \begin{cases} 1 & (k = f(i, j) \text{ のとき}) \\ 0 & (k \neq f(i, j) \text{ のとき}) \end{cases} \dots\dots\dots (6)$$

これにより、*k*を含む項の*j*に関する和が、

$$\sum_j \lambda_k W_j = \sum_k (\lambda_k \sum_j \delta_{ijk} W_j) \dots\dots\dots (7)$$

$$\sum_j \mu_k M_j = \sum_k (\mu_k \sum_j \delta_{ijk} M_j) \dots\dots\dots (8)$$

となる。これを式(2)に代入した後、式(3)を計算すると、その第1式から、それぞれの*i*について、

$$\frac{\partial S}{\partial \bar{\sigma}_i} = 2 \left[ \sum_j \bar{\sigma}_i + \alpha_i \sum_j W_j + \beta_i \sum_j X_j + \gamma_i \sum_j Y_j + \sum_k \left\{ \lambda_k \sum_j (\delta_{ijk} W_j) \right\} + \sum_k \left\{ \mu_k \sum_j (\delta_{ijk} M_j) \right\} - \sum_j \sigma_{ij} \right] = 0$$

となり、これから、

$$m \bar{\sigma}_i + \alpha_i \sum_j W_j + \beta_i \sum_j X_j + \gamma_i \sum_j Y_j + \sum_k \left\{ \lambda_k \sum_j (\delta_{ijk} W_j) + \mu_k \sum_j (\delta_{ijk} M_j) \right\} = \sum_j \sigma_{ij} \dots\dots\dots (9)$$

が得られる。式(3)の第2～第4式からも、同様の式が得られるが、その詳細は省略する。

次に、式(4)を計算するには、*S*のうちλ<sub>*k*</sub>とμ<sub>*k*</sub>を含む項を*S<sub>k</sub>*と置くと、

$$S_k = \sum_i \sum_j \delta_{ijk} (\bar{\sigma}_i + \alpha_i W_j + \beta_i X_j + \gamma_i Y_j + \lambda_k W_j + \mu_k M_j - \sigma_{ij})^2 \dots\dots\dots (10)$$

と書くことができ、次の二式が成立する。

$$\frac{\partial S}{\partial \lambda_k} = \frac{\partial S_k}{\partial \lambda_k} \dots\dots\dots (11)$$

$$\frac{\partial S}{\partial \mu_k} = \frac{\partial S_k}{\partial \mu_k} \dots\dots\dots (12)$$

したがって、式(4)の第1式から、それぞれの*k*について、

$$\sum_i \left\{ \bar{\sigma}_i \sum_j (\delta_{ijk} W_j) + \alpha_i \sum_j (\delta_{ijk} W_j^2) + \beta_i \sum_j (\delta_{ijk} W_j X_j) + \gamma_i \sum_j (\delta_{ijk} W_j Y_j) \right\} + \lambda_k \sum_i \sum_j (\delta_{ijk} W_j^2) + \mu_k \sum_i \sum_j (\delta_{ijk} M_j W_j) = \sum_i \sum_j (\delta_{ijk} \sigma_{ij} W_j) \dots\dots\dots (13)$$

が得られる。式(4)の第2式からも同様の式が得られるが、その詳細は省略する。

ここまでで得られた、それぞれの*i*に対する*l*組の式(8)とその類似の式、及びそれぞれの*k*に対する*n*組の式(13)とその類似の式を連立させると、δ<sub>*ij*</sub>、α<sub>*i*</sub>、β<sub>*i*</sub>、γ<sub>*i*</sub>、及びλ<sub>*k*</sub>、μ<sub>*k*</sub>を未知数とする4*l*+2*n*元の連立方程式となる。この方程式は、α<sub>*i*</sub>がλ<sub>*k*</sub>に、β<sub>*i*</sub>とγ<sub>*i*</sub>がμ<sub>*k*</sub>に干渉して不定になるが、次の3式をこれに連立させることにより解くことができ



を10度ごとのピッチで等間隔に配置しているが、図中X印をつけた4箇所はシャーフレームのウェブ材に当たるためボルトを取りつけられないようになっている。なお、上部旋回体側のボルトにはそのような制約はなく、全周にわたって等間隔に取りつけられるようになっている。

機体につけられていたボルトは植込みボルトで、ナットにより締めつける構造であったが、実験では締め込み作業とひずみゲージのリード線処理の関係で、Fig. 5に示す構造のボルトを製作し、全32本のボルトをこれに交換して計測を実施した。つり上げる荷重は、ボルトの径が小さいことを考慮し、安全のため定格荷重より少ない値に抑え、213kg(フックと玉掛け具のみ)から、4,213kgまでとし、負荷条件は作業半径と旋回角度を変えて合計228通りとした。

計測の手順は以下の通りである。

- ① クレーンを平坦なコンクリート舗装面上に設置し、上部旋回体の重心が旋回中心上に来るように、ジブを63度まで起こす。
- ② ひずみを計測しながらボルトを1本ずつ締めて行き、全体を締め終えた後、ひずみの変動がないことを確認する。
- ③ 作業半径、旋回角度、及びつり荷の重量を種々に変え、荷を地切りした後静止した状態でのボルトのひずみを記録する。

なお、ひずみゲージは、Fig. 5に示すように、直交2枚ゲージを1本のボルトの側面に貼り、ボルト部分のみでブリッジを構成するよう結線して、ボルトの引張り応力のみを検出するようにした。また、ひずみゲージのリード線は中継プラグを用いて容易に着脱できるようにして

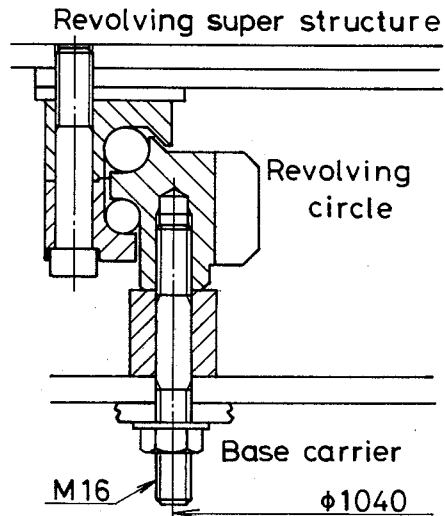


Fig. 3 Structure of a slewing circle  
旋回サークルの構造

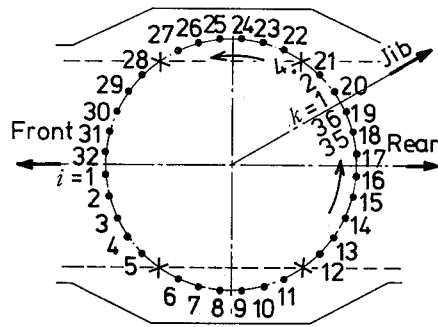


Fig. 4 Arrangements of the bolts on the base carrier  
下部走行体へのボルトの配置

Table 1 Specifications of the crane used in experiment  
実験に用いたクレーンの主な仕様

maximum rated load	11 tonf (108kN)
capacity (jib use only)	11.0 × 3.5 tonf·m
	7.0 × 4.8
	4.0 × 6.8
	0.5 × 18.8
working radius	3.0 - 18.8m
the length of jib	8.0 - 20.0m
the maximum lift	20.5m
weight of jib	3,000 kgf (29.4kN)
weight of revolving super structure	3,760 kgf (36.9kN)
the number of bolts on base carrier	32
diameter of a bolt on base carrier	16mm
diameter of a center pitch of bolts	1,040mm

おき、下部走行体の下で細かな結線作業を行わずとも済むよう工夫した。これはボルト締めつけ作業によるリード線のねじれを除去するうえでも有効な方法であった。

ボルトの締めつけ作業の状況を Photo. 1 に、結線を終えたボルトの状況を Photo. 2 及び Photo. 3 に示す。

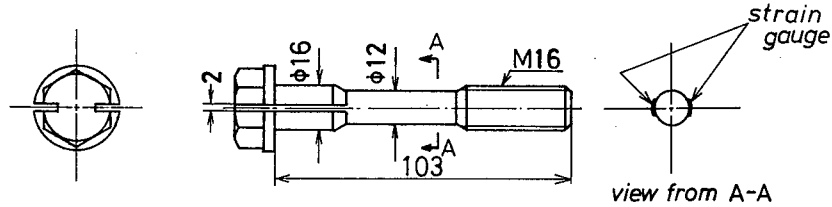


Fig. 5 The bolt used for the measurement of the stress  
応力測定に用いたボルト

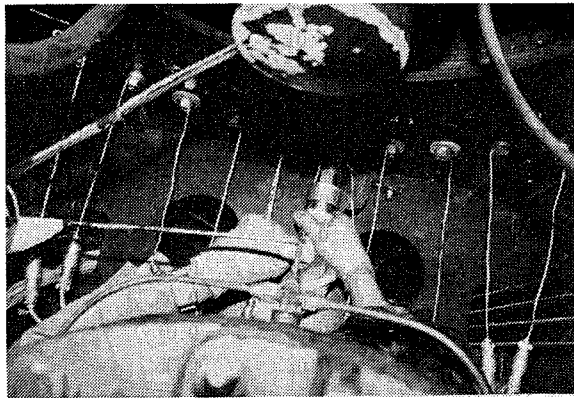


Photo. 1 State of fastening the bolts  
ボルトの締付けの状況

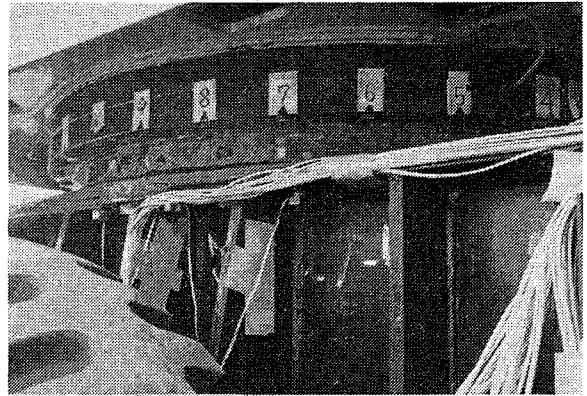


Photo. 3 State of the bolts after wiring (side of the carrier)  
結線を終えたボルトの状況 (トラックの側方)

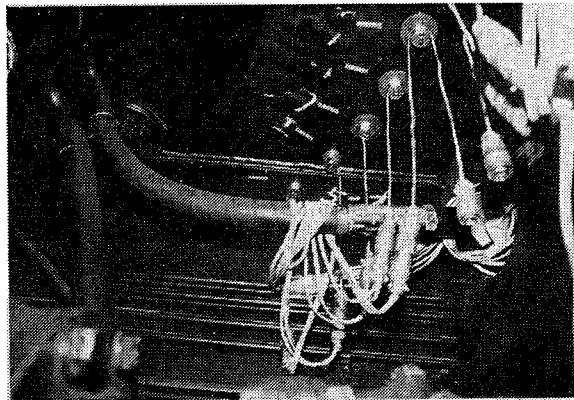


Photo. 2 State of the bolts after wiring (under the carrier)  
結線を終えたボルトの状況 (トラックの下方)

#### 4. 結果

実験及び計算の結果、各係数の値を Table 2 のように得ることができた。これをそれぞれのボルトの位置に対応した極座標グラフに示したものが Fig. 6 から Fig. 10 である。旋回サークル・ボルト系に鉛直力のみが作用する場合は、Fig. 6 と Fig. 9 を、モーメントのみが作用する場合は Fig. 7 又は Fig. 8 と Fig. 10 を組み合わせることにより、応力の変動を予測することができる。

Table 2 の値をもとに計算される値と実測値とを比較すると、その差が大きい場合でも Fig. 11 に示す程度であった。このことから、本報に述べた手法は、旋回サークル部のボルトの応力をよく表すと言える。

また、求められた各係数の値について検討すると、(i) ボルトの初期締めつけ応力  $\bar{\sigma}_i$  は、335MPa から

Table 2 Values determined by experiment and calculation  
実験と計算により得られた値

Angle (deg)	$i$	$\bar{\sigma}_i$ (MPa)	$\alpha_i$ (kPa/N)	$\beta_i$ (kPa/Nm)	$\gamma_i$ (kPa/Nm)	$k$	$\lambda_k$ (kPa/N)	$\mu_k$ (kPa/Nm)
10	1	357	-0.25	0.03	0.26	1	-0.03	0.17
20	2	353	-0.26	0.04	0.15	2	-0.00	0.17
30	3	340	-0.30	0.05	0.11	3	0.03	0.17
40	4	353	-0.34	0.12	0.18	4	0.03	0.14
50	5	359	-0.22	0.24	0.32	5	0.01	0.12
60						6	0.04	0.09
70	6	340	-0.23	0.26	0.16	7	0.05	0.07
80	7	343	-0.26	0.28	0.06	8	0.05	0.04
90	8	345	-0.24	0.18	0.03	9	0.05	0.00
100	9	347	-0.23	0.16	-0.02	10	0.05	-0.01
110	10	335	-0.09	0.17	-0.05	11	0.04	-0.03
120	11	339	-0.07	0.22	-0.16	12	0.04	-0.05
130						13	0.04	-0.07
140	12	341	-0.11	0.19	-0.24	14	-0.01	-0.02
150	13	339	-0.18	0.11	-0.18	15	-0.05	0.09
160	14	344	-0.20	0.06	-0.14	16	-0.07	0.14
170	15	336	-0.19	0.03	-0.11	17	-0.12	0.20
180	16	355	-0.16	0.01	-0.13	18	-0.13	0.20
190	17	347	-0.17	-0.02	-0.14	19	-0.13	0.20
200	18	348	-0.12	-0.04	-0.11	20	-0.13	0.21
210	19	342	-0.17	-0.06	-0.12	21	-0.07	0.12
220	20	344	-0.13	-0.10	-0.13	22	-0.04	0.03
230	21	345	-0.15	-0.16	-0.19	23	-0.03	-0.01
240						24	0.02	-0.05
250	22	346	-0.24	-0.25	-0.16	25	0.03	-0.05
260	23	340	-0.18	-0.15	-0.03	26	0.04	-0.03
270	24	350	-0.16	-0.17	-0.01	27	0.06	-0.00
280	25	347	-0.22	-0.16	0.02	28	0.06	0.02
290	26	350	-0.28	-0.18	0.06	29	0.06	0.05
300	27	360	-0.45	-0.30	0.25	30	0.04	0.08
310						31	0.03	0.10
320	28	347	-0.27	-0.19	0.26	32	-0.00	0.14
330	29	350	-0.25	-0.12	0.22	33	0.02	0.14
340	30	347	-0.39	-0.06	0.18	34	0.02	0.17
350	31	348	-0.29	-0.04	0.19	35	-0.01	0.17
360	32	350	-0.29	-0.01	0.22	36	-0.02	0.17

360MPa の間にばらついているが、これは締めつけ作業時のばらつきを示すものであり、特に問題はない。ただし、締めつけ作業は上部旋回体の自重が作用する状況下で行っているため、そのときの応力は  $\bar{\sigma}_i$  より 5 MPa 程度低くなる。

ii)  $\alpha_i$  は多少の凹凸があるものの、おおよそ -0.2kPa 程度の値を示している。また、 $\lambda_k$  は  $k$  が 16 の付近 (すなわちジブの反対側) で -0.13kPa/N となるほかはその絶対値が 0.06 以下であり、全般に小さい。したがって、鉛直力が下向きに作用することにより、全体と

して鉛直力 1 N につき 0.2kPa から 0.4kPa 程度の引張り応力の減少があることになる。

(iii)  $\beta_i$  と  $\gamma_i$  は単調分布とは言えず、Fig. 7 と Fig. 8 において X 印で示した部分の付近でその絶対値が特に大きくなっている。この部分はボルトを配置しない箇所であり、また、下部走行体の剛性が特に高いところでもある。Fig. 1 に示すモデルのように、応力が回転サークル面内の中立軸からの距離に比例した分布になるとした場合は、Fig. 7 及び Fig. 8 の X 印付近の値が細い点線で示した程度になると想像されるため、実測値で



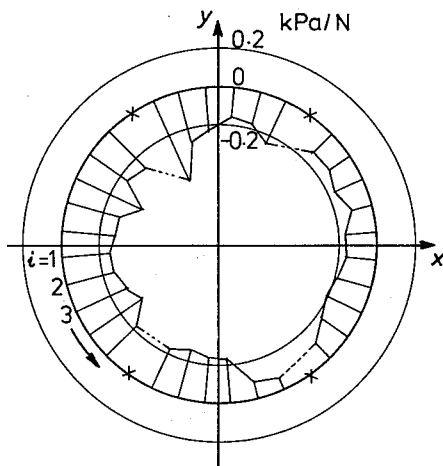


Fig. 6 Distribution of the factor  $\alpha_i$   
係数  $\alpha_i$  の分布

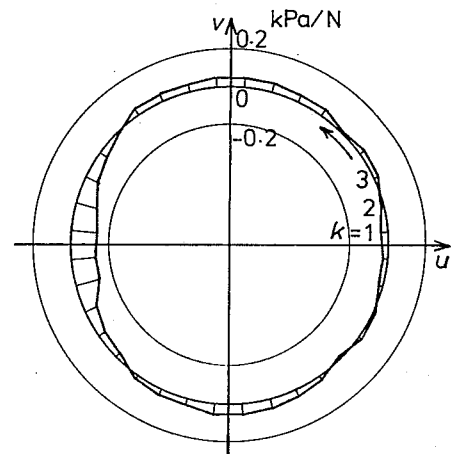


Fig. 9 Distribution of the factor  $\lambda_k$   
係数  $\lambda_k$  の分布

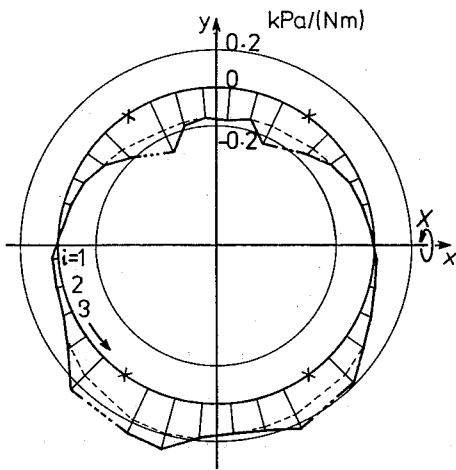


Fig. 7 Distribution of the factor  $\beta_i$   
係数  $\beta_i$  の分布

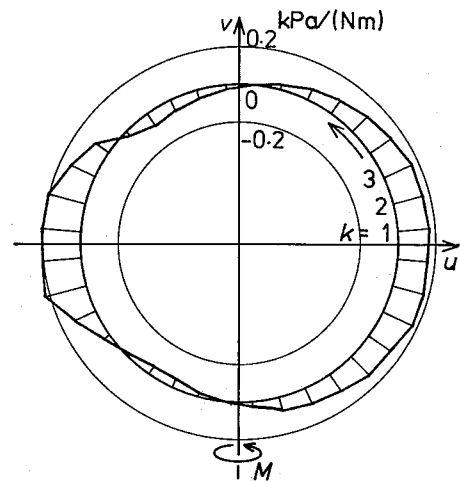


Fig. 10 Distribution of the factor  $\mu_k$   
係数  $\mu_k$  の分布

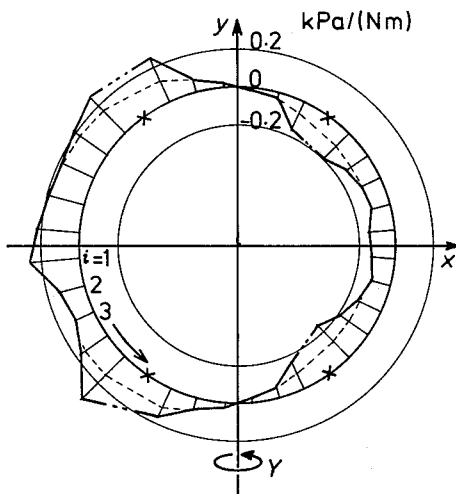


Fig. 8 Distribution of the factor  $\gamma_i$   
係数  $\gamma_i$  の分布

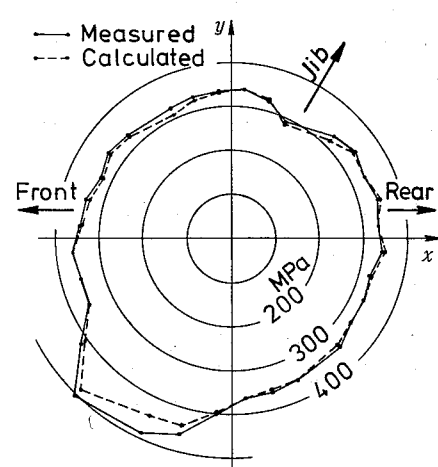


Fig. 11 Comparison between calculated values  
obtained from the experimental equation  
and measured values  
実験式による計算値と実測値の比較

はそれのおよそ2倍の応力集中になる。

(iv)  $\mu_k$ の分布は $k=1$ 付近(ジブ側)と $k=16$ 付近(カウンタウェイト側)で大きくなっており; その中間では0に近い。このことは上部旋回体の剛性により旋回サークルと下部走行体とを結合するボルトの応力が影響を受けていることが考えられる。

$k=1$ 付近で $\mu_k$ が正值(0.2kPa/(Nm)程度)をとるということは、ジブ側への転倒モーメント $M_j$ が作用したときに、ジブ側のボルト( $k=1$ 付近)の引張り応力が増加することを意味する。これは常識とは反対の結論であるが、実際の応力変動はこれに $\beta_i$ と $\gamma_i$ による応力変動を加えたものであるため、計測される値は応力の減少を示すことが多い。

(v)  $\alpha_i$ から $\mu_k$ の値はいずれも0.1から0.3程度の値となっている。力とモーメントのディメンジョンの違いを考えると、旋回サークル・ボルト系に加わる力が、そのまま鉛直力として作用する場合と、中心より1m程度離れてモーメントとして作用する場合とが、同じ程度のボルトの応力変動をもたらすことになる。実際のクレーンでは、力の作用点は旋回中心よりはるかに離れており、したがって、ボルトの応力変動に与える影響としては、モーメントの作用が鉛直力の作用よりはるかに大きくなる。

## 5. 結言

トラッククレーンの旋回サークルを下部走行体と結合する全ボルトについて、その引張り応力を実測し、荷重とそのモーメントによる応力変化の分布状況を示す実験式を求める方法について検討した。

このため、それぞれのボルトの応力を、初期締めつけ応力と、力の鉛直成分、 $x$ 軸まわりのモーメント、及び $y$ 軸まわりのモーメントに比例する部分に分解するほか、上部旋回体に対し一定の位置に相当するボルトの応力がこれも力の鉛直成分とモーメントに比例する部分を有するというモデルを構築し、これによりそれぞれの定数を求めることとした。

モデルと実測値とは最小2乗法により適合させることとしたが、その際、上部旋回体との関係を表現するため、新たに関数 $\delta_{ijk}$ を導入することにより解を求めることができた。

得られた係数を用いて計算した応力の値は、実測値と概ねよく一致しており、モデルが実機の状態をよく表現していると言える。

得られた結果から、モーメントによる応力の変化は、鉛直力による応力の変化よりはるかに大きいこと、及び、特定のボルトに応力の集中があることが判明した。本実験に用いた機種では、応力の集中がない場合に予想される場合に比べ、2倍程度の応力変動があることになった。

以上により、少なくとも本実験に用いた機種では、Fig. 1に示すモデルによる応力計算を行うことは、応力の過小評価につながることを判明した。

(昭和61年2月1日受理)

## 参考文献

- 1) 前田豊, "災害事例分析——トラッククレーンの旋回サークル取付ボルトの切断事故", 産業安全研究所技術資料 RIIS-TN-79-2 (1980)
- 2) 検査アラカルト, クレーン 22〔4〕6791 (1985)
- 3) 前田豊, "トラッククレーンの旋回サークル部のボルト破断", 安全工学 24〔5〕283 (1985)
- 4) Schulz, E., "Ein Beitrag zur praktischen Berechnung von Schrauben- und Nietverbindungen", Fordern und heben 〔6〕481-486 (1964)
- 5) 渡辺貞男, "円形フランジの取付ボルトの強度", クレーン 8〔8〕1235-1242 (1970)
- 6) 秋山稔, "ころがり軸受の工木・建設機械への応用(2)", NSK Bearing J.〔632〕29-33 (1973)
- 7) Pritts, B.A. "Swing Bearing Systems for Cranes and Excavators", SAE paper No.730738 (1973)