MAR. 1973

RIIS-RR-21-3

UDC 621.874 : 624.042.8

産業安全研究所研究報告

RESEARCH REPORT OF
THE RESEARCH INSTITUTE OF INDUSTRIAL SAFETY

RR-21-3

クレーン構造部の動的荷重について

―巻上げの際の衝撃荷重―

袴塚禎三・河尻義正・粂川壮一

労働省産業安全研究所
MINISTRY OF LABOUR
THE RESEARCH INSTITUTE OF INDUSTRIAL SAFETY

クレーン構造部の動的荷重について

——巻上げの際の衝撃荷重——

袴塚禎三*
河尻義正**
粂川壮一*

On the Dynamic Loads Imposed on Crane Structures

——Shock loads at load lift up——

Teizo HAKAMAZUKA*, Yoshimasa KAWAJIRI**, Sōichi KUMEKAWA*

It is generally supposed that some causes of cnane accidents are breaking of hooks or similar tools. And the failures occur by shock-load and fatigue. To prevent these failures, the observation of the load behaviours are necessary.

Standing of the view, we measured the load behaviours in overhead-travelling crane practically. The measurements are on strains or accelerations of crane-structure and load which is instantaniously lift from floor up. On the otherhand, in carrying out analysis to these phenomenum, an analogue computor was used. That is, we consider the load lifting behaviour as mechanical system which have damped 2 mass points and 2 springs. One spring is non-linear, another is linear. [Fig-3]

The equilibrium of forces yields the equations as follows.

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1=\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}t+x_2-x_{02}-x_1\right)^2k_1'+c_1\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}+\dot{x}_2-\dot{x}_1\right)-m_1g+E \\ m_2\ddot{x}_2=-k_2x_2-c_2\dot{x}_2-\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}t+x_2-x_{02}-x_1\right)^2k_1'-c_1\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}+\dot{x}_2-\dot{x}_1\right)-m_2g \end{cases}$$

$$\text{when}\quad \frac{r}{nf}\dot{\varphi}t+x_2-x_{02}-x_1\geqq 0$$

where m_1=mass of load

m_2=equivalent mass of trolley and girder

x_1, x_2=vertical displacement of load, trolley

x_{02}=predisplacement of x_2

φ=rotated angle of motor

r=radius of winding drum

n=reduction ratio of pulley block

f=rednction ratio of gears

k_1', k_2=spring constant of wire-rope system, girder block (at center)

E=force for floor to support the load

c_1, c_2=coefficient of viscous resistance

The result of simulation are very similar to the practice measurings.

* 機械研究部 Mechanical Section, ** 土木建築研究部 Construction Section

1. 緒　　言

機能向上あるいは生産費の低減等の目的のためにクレーンの構造部は軽量化が要求され，それに応じた構造形式や材料等について各方面から検討されている。なかんずく，クレーン本体の強度については実動荷重の測定とともにこれに基づいた疲れ強さという観点から研究が進められている。しかし，同時に使用されるフックその他のつり具については同じ負荷がかけられるにもかかわらずあまり検討されていない。ことに補助的なつり具は手作業を伴うことが多く，取り扱いやすさという点から軽量小型であることが要望されているが，反面，これにかかる衝撃的な荷重は，クレーン本体よりも苛酷な条件下にあることが予想される。しかるに，その取り扱い方の多様性とか強度に影響する他の要素の複雑さなどの理由によって，この安全性に対する検討はあまり進められていない。クレーンの事故例をみると，つり荷の落下による死亡事故は毎年跡を絶たず，クレーン事故死の約37%に及び，この中でつり具の破損によるものが大きな割合を占めている。このような事故の対策から考えても，まずつり具にかかる応力を確実に把握することが肝要と考えられる。もともとつり具にかかる荷重は，クレーン本体の挙動に依存するもので，クレーン本体の動応力を測定することが，とりも直さずつり具にかかる荷重を求めることになると考えられる。以上のような観点から構造部に関する動荷重の解析実験を行なった。

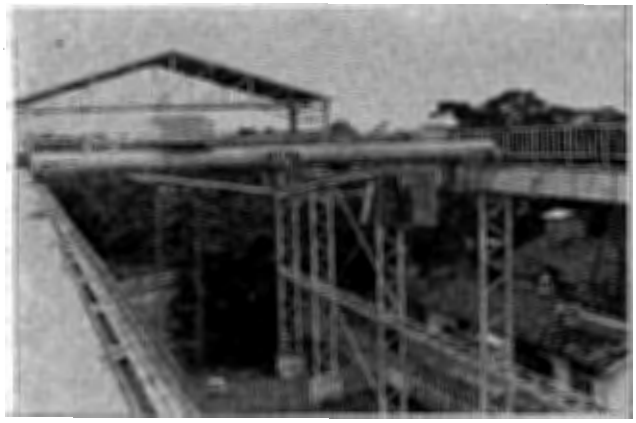


Fig.1　The whole view of the overhead-travelling crane used in test
実験に使用したクレーンの全景

2. 実験の方法

クレーンには多くの種類がありその構造の差異により応力の発生状態も異なるであろうが，対象として一般的な天井クレーンを考える。この種クレーンにて高い衝撃応力が発生すると予想されるのは，荷崩れ，荷の転倒，横引き，衝撃などの異常運転による場合はもちろんであるが，正常な使用状態でも，たとえば地切りとかレールの継目通過などにおいてかなり大きいこ

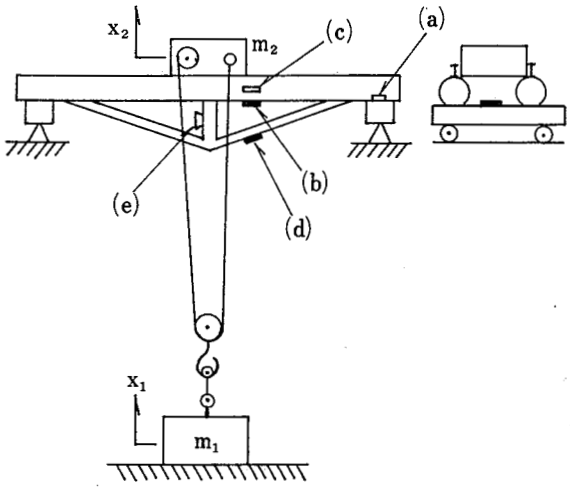


Fig.2　Schematic diagram of the crane used
使用したクレーンの機能図

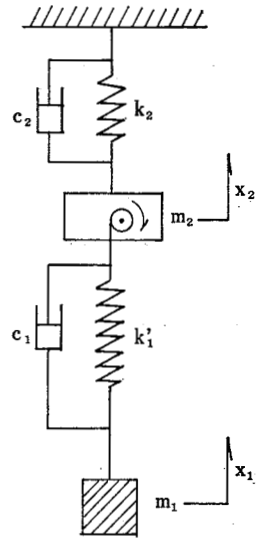


Fig.3　The equivalent system representation for Fig. 2. diagram.
図2に相応する物理モデル

とが知られている。これらのうち，地切りの際の衝撃荷重がとくに顕著であるので，これについて解析を行なった。このような地切りの動作を解析する方法として，**Fig.2** に示すこれらの系を **Fig.3** のような物理モデルに置き換えて考え，そのバネ質点系の運動をアナログ計算機により解析し，実クレーンによる実測値と比較した。またこれに先だってこれらの理論的考察に必要な各部材の特性値を実クレーンについても実測した。

実験に使用したクレーンは，当研究所に設置されている屋外の天井クレーンで，クレーンガーダーは約560φのパイプ構造のもので，これにガーダーロッドが取り付けてある。仕様の概略は **Table 1** のとおりである。〔**Fig.** 1 参照〕

Table 1 The specifications of overhead-travelling crane.
天井クレーンの仕様

Rated load		5 ton.
Span		13 m
Lift		12.5 m
Hight (to top of travelling rail from F.L.)		12 m
Hoisting	Speed	12 m/min.
	Motor	11.3 kW
Traversing	Speed	40 m/min.
	Motor	2.6 kW
Travelling	Speed	100 m/min
	Motor	5.7 kW
Wire-rope		JIS No.6 6×37 Z, A, 12.5φ

3. アナログ計算機によるシミュレーション

3.1 シミュレートする系

実験は **Fig.** 2 に示すように，地上に置いたコンクリートブロックをガーダー中央にて急速につり上げるもので，この状態を **Fig.** 3 の等価システムに置き換えて考え，このバネ—質点系の運動アナログ計算機によって解を求めてみた。

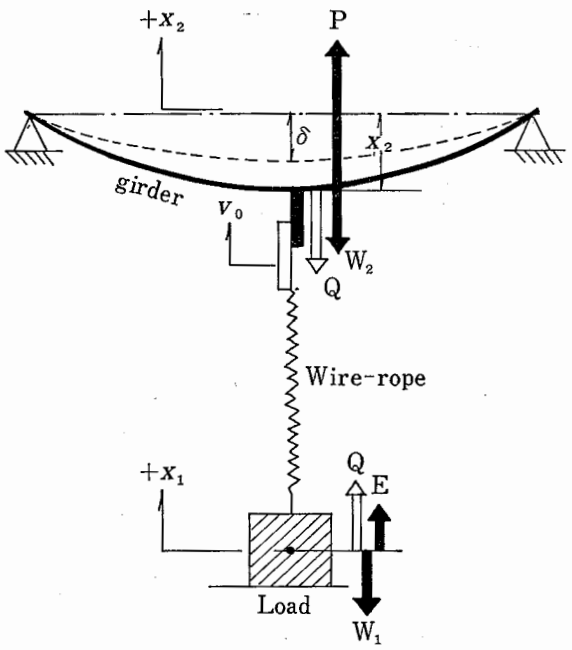


Fig.4 Mechanical model representation of dynamic characteristics of loads
動的荷重を示す機械モデル

いま，この系の各部に加わる力を考えてみるに，

P：ガーダーのたわみによる復元力
F_2：ガーダー中央に及ぼす外力和
Q：ワイヤロープの伸びによるつり荷に及ぼす力
F_1：つり荷に及ぼす外力和（上向き＋）
W_1：つり荷の重力
W_2：ガーダーの重力
E：つり荷に対する床の支持力（地切り後は0となる。上向き＋）

とすると，まず

$$\begin{cases} F_1 = Q - W_1 + E \cdots\cdots (1) \\ F_2 = P - Q - W_2 \cdots\cdots (2) \end{cases}$$

と考えられる。

ここで

φ＝電動機の回転角
r＝ドラムの有効半径
n＝滑車減速比
f＝減速機減速比
α＝初期時（$t=0$）におけるワイヤロープの巻上げ量
m_1＝つり荷質量
m_2＝クラブ＋ガーダーの質量
x_1＝つり荷の垂直方向変位

x_2＝クラブの垂直方向変位（ガーダー中央部の変位）

δ＝m_2 の重量によるクラブの変位（　〃　）

k_1'＝ワイヤロープのバネ常数

k_2＝ガーダー部のたわみバネ常数

c_1＝ワイヤロープ系の粘性抵抗係数

c_2＝ガーダー部系の粘性抵抗係数

g＝重力加速度

とすると

$$F_1=m_1\ddot{x}_1 \quad \cdots\cdots(3)$$

$$F_2=m_2\ddot{x}_2 \quad \cdots\cdots(4)$$

$$P=-k_2x_2-c_2\dot{x}_2 \quad \cdots\cdots(5)$$

$$Q=\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}t+\alpha+x_2-\delta-x_1\right)^2k_1'+c_1\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}+\dot{x}_2-\dot{x}_1\right) \quad \cdots\cdots(6)$$

$$W_1=m_1g \quad \cdots\cdots(7)$$

$$W_2=m_2g \quad \cdots\cdots(8)$$

(1)，(2)に(3)～(8)を代入して

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1=\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}t+\alpha+x_2-\delta-x_1\right)^2k_1'+c_1\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}+\dot{x}_2-\dot{x}_1\right)-m_1g+E \quad \cdots(9) \\ m_2\ddot{x}_2=-k_2x_2-c_2\dot{x}_2-\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}t+\alpha+x_2-\delta-x_1\right)^2k_1'-c_1\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}+\dot{x}_2-\dot{x}_1\right)-m_2g \quad \cdots\cdots(10) \end{cases}$$

ただし　$\frac{r}{nf}\dot{\varphi}t+\alpha+x_2-\delta-x_1\geqq 0$

の連立方程式が得られる。

3.2　つり荷が地面を離れるまでの状態

いま，ワイヤロープが巻き始められて緩みがちょうどなくなったとき，つまり張られ始めた瞬間（この時刻を $t=0$ とする）からつり荷が地面を離れる（この時刻を $t=\tau$ とする）までの間の運動を考えてみると，

$x_1\equiv 0$　であるから　$\dot{x}_1=\ddot{x}_1=0$　となり，かつ $\alpha=0$ であるので(9)式および(10)式はつぎのようになる。

$$E=-k_1'\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}t+x_2-\delta\right)^2-c_1\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}+\dot{x}_2\right)+m_1g \quad \cdots\cdots(11)$$

$$m_2\ddot{x}_2=-k_2x_2-c_2\dot{x}_2-k_1'\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}t+x_2-\delta\right)^2-c_1\left(\frac{r}{nf}\dot{\varphi}+\dot{x}_2\right)-m_2g \quad \cdots\cdots(12)$$

(11)式は床の支持力を与える式で，地切りの条件は同式において $E=0$ とおくことによって与えられる。

また(12)式はガーダーの運動を示す式で，初期条件は

$$\dot{x}_2(0)=0,\quad \ddot{x}_2(0)=0$$

で与えられる。

これから地切りの瞬間（$t=\tau$）の x_2，$\dot{x}_2$，$\ddot{x}_2$ を求めてみる。まず各係数につぎの実測値を与える。

$m_1=2,128,000$	g
$m_2=6,000,000$	g
$k_2=0.835\times10^{10}$	dyne/cm
$g=980$	cm/sec²
$\frac{r}{nf}\dot{\varphi}=20.3$	cm/sec
$k_1'=0.1310\times10^{9}$	dyne/cm²
$c_1=2.259\times10^{6}$	g/sec
$c_2=6.5\times10^{6}$	g/sec
$\delta=-0.724$	cm

……(13)

さらに，つぎのようにスケールの変換を行なえば

$$x_1=\frac{1}{10}X_1 \qquad \dot{x}_1=8\dot{X}_1 \qquad \ddot{x}_1=640\ddot{X}_1$$
$$x_2=\frac{1}{10}X_2 \qquad \dot{x}_2=8\dot{X}_2 \qquad \ddot{x}_2=640\ddot{X}_2 \quad (14)$$
$$t=\frac{1}{80}T$$

(12)式はつぎのようになる。

$$\ddot{X}_2=-0.1977X_2-0.031\cdot\frac{1}{100}(2.54T+X_2+7.24)_2-0.01225\dot{X}_2-0.00623(2.54+\dot{X}_2)-1.531 \quad \cdots\cdots(15)$$

ただし，初期条件　$\ddot{X}_2(0)=0$，$\dot{X}_2(0)=0$

この方程式に対するアナコンのブロック線図は**Fig. 5** のようになり，これを解くと **Fig.6** が得られる。

さて，つり荷が地面を離れる瞬間は，(11)式において $E=0$ と置くことによって与えられるので，その係数に前記の値を代入し，(14)の変換をすると

$$-0.031\cdot\frac{1}{100}(2.54T+X_2+7.24)^2-0.00623(2.54+\dot{X}_2)=0.495 \quad \cdots\cdots(16)$$

(15)式の解で，(16)式を満足する時点は，**Fig. 6** に示す点線の瞬間で，これよりこの瞬間の X_2，$\dot{X}_2$，$\ddot{X}_2$ および T を求めると

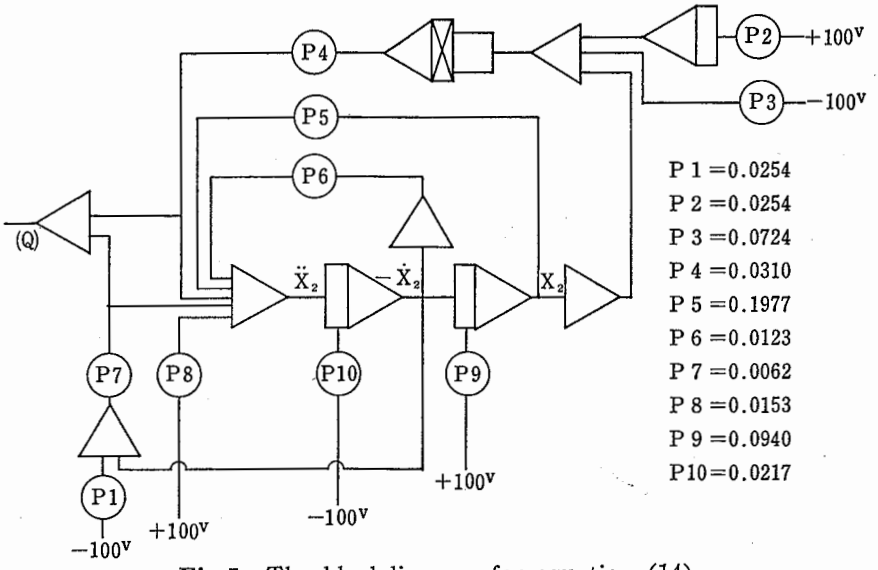


Fig.5 The blockdiagram for equation (14)
方程式(14)に対するブロックダイヤグラム

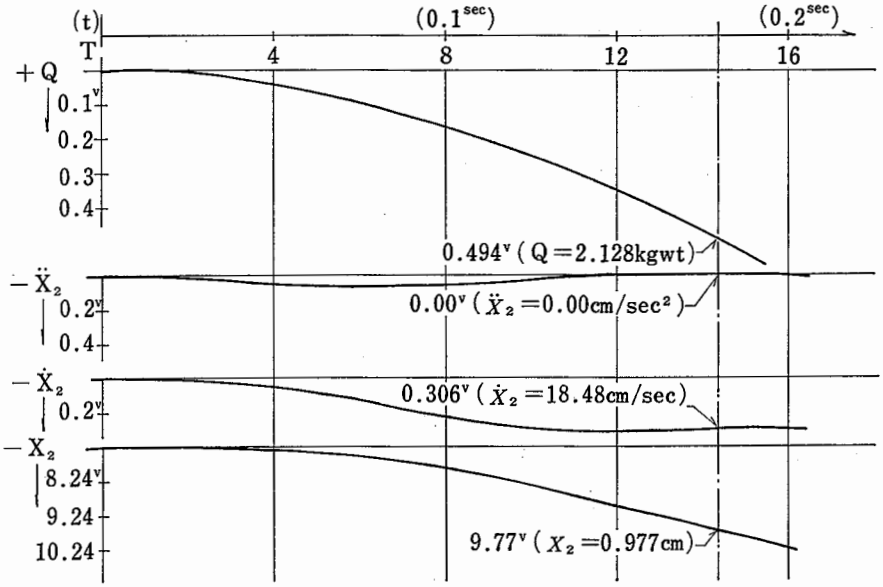


Fig.6 The solution of equation (14)
微分方程式(14)の解図

$$\left.\begin{aligned} X_2&=9.77\\ \dot{X}_2&=0.306\\ \ddot{X}_2&=0.00\\ T&=14.4 \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(17)$$

となる。このとき，

$x_2=0.977$(cm)，　$\dot{x}_2=18.48$(cm/sec)，

$\ddot{x}_2=0.00$(cm/sec²)，　$\tau=0.181$(sec)……(18)

であり，これが続いて起こる運動の初期条件となる。

3.3　つり荷が地面を離れてからの状態

つり荷が地面を離れた瞬間からは床面の支持力はなくなるので，連立方程式(9)，(10)において $E=0$ とすればよい。またαはそれまでにロープが巻上げられた量であるので $\alpha=\frac{r}{nf}\dot{\varphi}\tau$ にて示される。

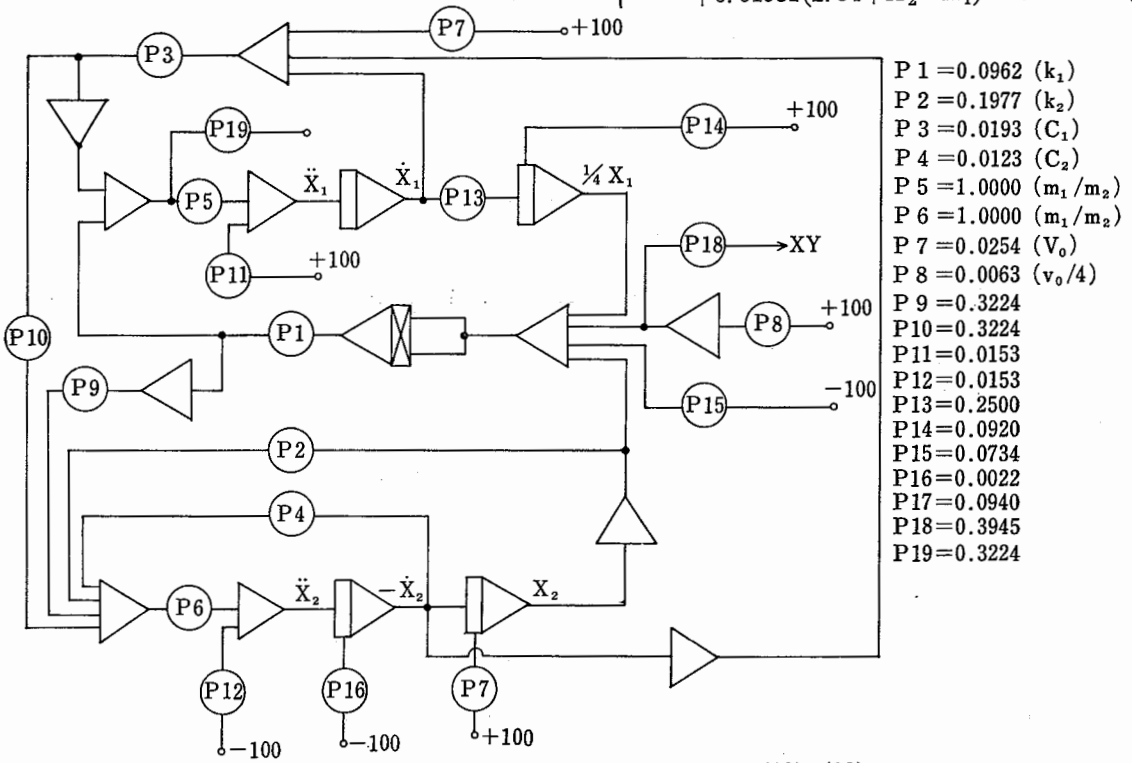
$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1=\left\{\dfrac{r}{nf}\dot{\varphi}(t+\tau)+x_2-\delta-x_1\right\}^2 k_1' \\ \qquad +c_1\left(\dfrac{r}{nf}\dot{\varphi}+\dot{x}_2-\dot{x}_1\right)-m_1 g \cdots\cdots\cdots\cdots (19) \\ m_2\ddot{x}_2=-k_2x_2-c_2\dot{x}_2-\left\{\dfrac{r}{nf}\dot{\varphi}(t+\tau)+x_2-\delta-x_1\right\}^2 k_1' \\ \qquad -c_1\left(\dfrac{r}{nf}\dot{\varphi}+\dot{x}_2-\dot{x}_1\right)-m_2 g \cdots\cdots\cdots\cdots (20) \end{cases}$$

ただし

$$\left\{\frac{r}{nf}\dot{\varphi}(t+\tau)+x_2-\delta-x_1\right\}\geqq 0$$

にて表わされる。これに数値 (13) および (18) の τ $=0.181$ を代入し(14)の変換をすると

$$\begin{cases} \ddot{X}_1=0.0962\dfrac{1}{100}\{2.54(T+14.4)+X_2-X_1+7.24\}^2 \\ \qquad +0.01931(2.54+\dot{X}_2-\dot{X}_1)-1.531 \cdots\cdots (21) \end{cases}$$



P 1 =0.0962 (k_1)
P 2 =0.1977 (k_2)
P 3 =0.0193 (C_1)
P 4 =0.0123 (C_2)
P 5 =1.0000 (m_1/m_2)
P 6 =1.0000 (m_1/m_2)
P 7 =0.0254 (V_0)
P 8 =0.0063 ($v_0/4$)
P 9 =0.3224
P10=0.3224
P11=0.0153
P12=0.0153
P13=0.2500
P14=0.0920
P15=0.0734
P16=0.0022
P17=0.0940
P18=0.3945
P19=0.3224

Fig.7 The blockdiagram for equations (19) (20)
方程式(19), (20)に対するブロックダイヤグラム

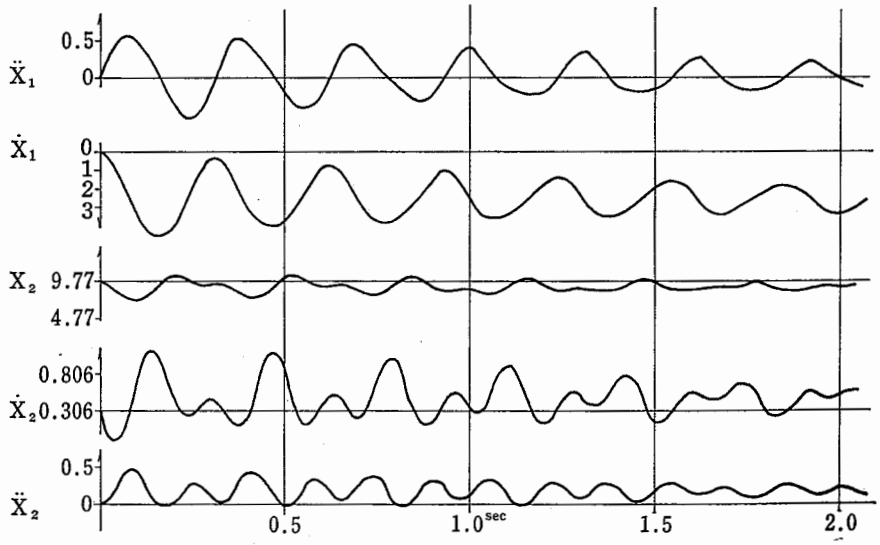


Fig.8 Solutions of $\ddot{X}_1$, $\dot{X}_1$, X_2, $\dot{X}_2$, $\ddot{X}_2$ for equatios (21), (22)
方程式(21), (22)の解

$$\begin{cases} \ddot{X}_2 = -0.1977 X_2 - 0.3324 \times 0.0962 \dfrac{1}{100} \\ \quad \{2.54(T+14.4)+X_2-X_1+7.24\}^2 \\ \quad -0.01225\dot{X}_2 - 0.01931 \times 0.3324(2.54 \\ \quad +\dot{X}_2-\dot{X}_1) - 1.531 \end{cases} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (22)$$

初期条件　$\dot{X}_1(0)=0$　　$\ddot{X}_1(0)=0$

また(18)より，$X_2(0)=9.77$　　$\dot{X}_2(0)=0.306$

$\ddot{X}_2(0)=0.00$

この連立方程式のアナコン解析のブロック線図は **Fig.7** のようになる。

これを上記初期条件のもとに解くと **Fig.8**, **Fig.9** の解がえられる。

また **Fig.7** の P17 は x_2 の初期値，P01 は k_1'を，P02 は k_2 をそれぞれ表わすものである。これらの値が変わると，系の運動状態が著しく変わってくる。その状態をみるために，アナログコンピューターの各ポテ

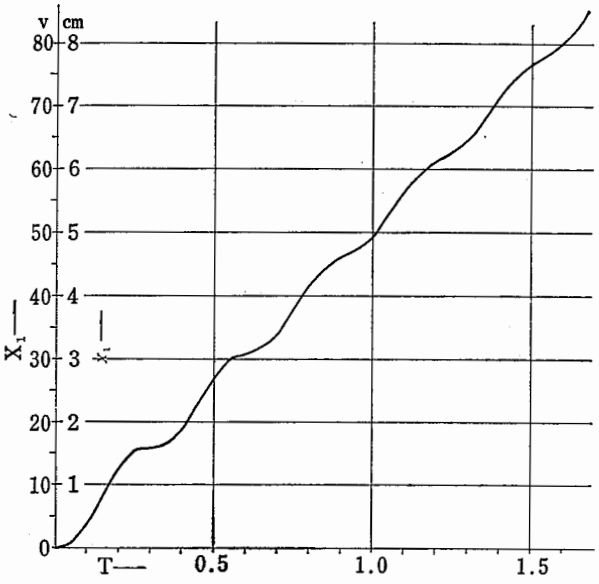


Fig.9 Solution of X_1 for equations (21), (22)
方程式(21), (22)の X_1 の解

Table 2 P values in Fig. 10
図-10のPの値

	P01	P02	P10	P02	P17
A	(100%) 0.096	0.023	0.005	0.190	0.094
B	(110%) 0.106	0.034	〃	〃	0.108
C	(120%) 0.115	0.037	〃	〃	0.114
D	(162%) 0.156	0.050	〃	〃	0.100
E	(188%) 0.180	0.058	〃	〃	0.100

Table 3 P values in Fig. 11
図11のPの値

	P02	P09	P01	P10	P17
A	(89%) 0.175	0.023	0.096	0.005	0.094
B	(102%) 0.200	〃	〃	〃	〃
C	(127%) 0.250	〃	〃	〃	〃
D	(152%) 0.300	〃	〃	〃	〃
E	(177%) 0.350	〃	〃	〃	〃

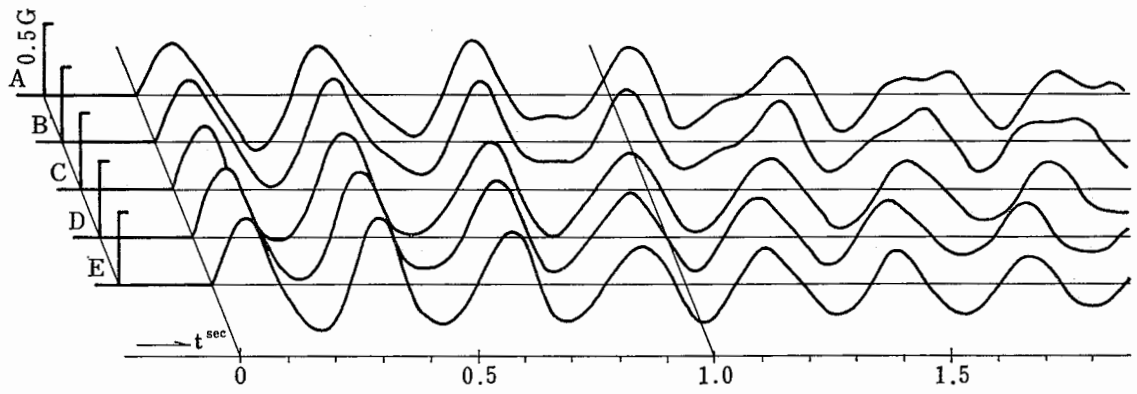


Fig.10 $\ddot{x}_1$ on varied k_1' (see Table 2)
k_1' の異なった場合の $\ddot{x}_1$ (表2参照)

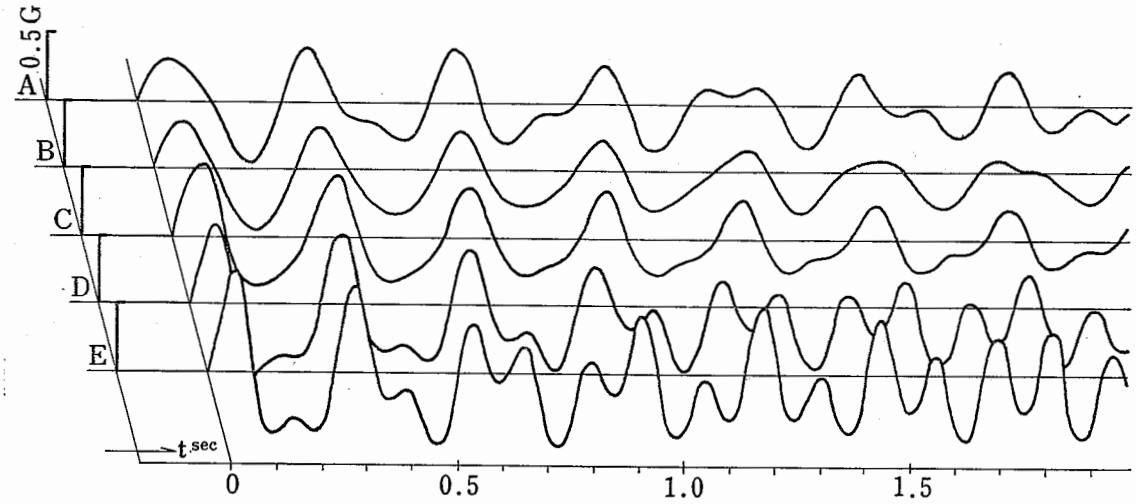


Fig.11 $\ddot{x}_1$ on varied k_2 (See Table3)
k_2 の異なった場合の $\ddot{x}_1$（表3参照）

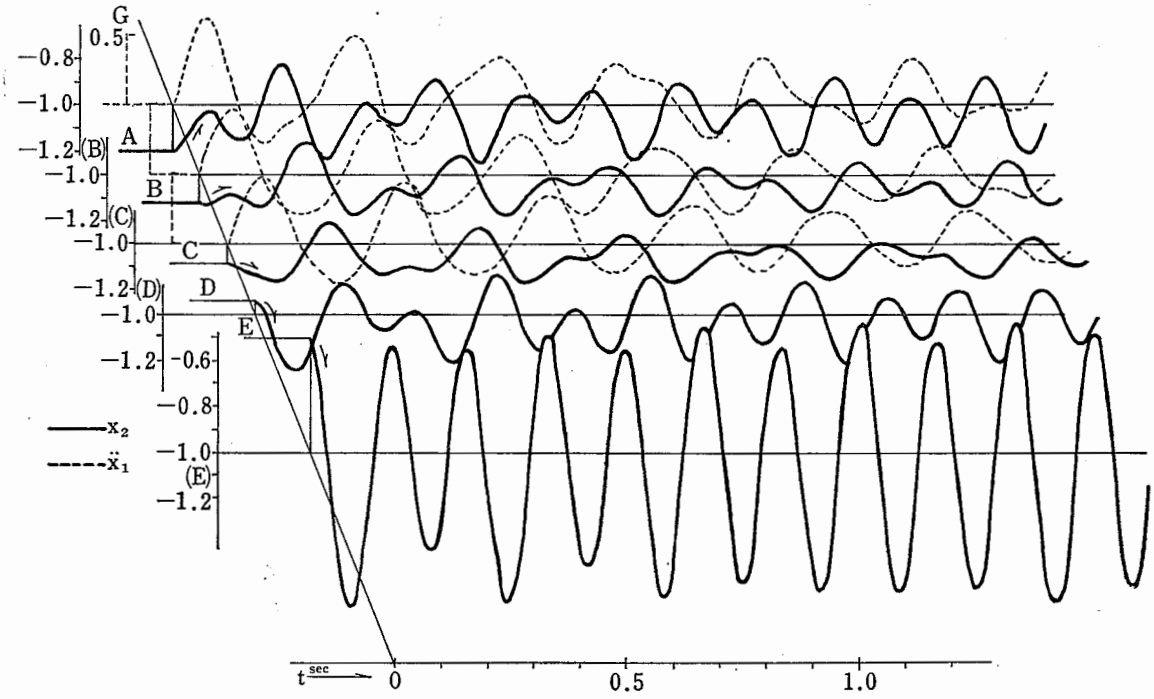


Fig.12 $\ddot{x}_1$, x_2 on varied $x_2(0)$ (See Table4)
$x_2(0)$ の値の異なった場合の $\ddot{x}_1$, x_2（表4参照）

Table4 P values on Fig. 12
図12のPの値

	P17	P03	P02	P13	P05
A	(128%) 0.120	0.023	0.096	0.005	0.196
B	(119%) 0.112	〃	〃	〃	〃
C	(115%) 0.108	〃	〃	〃	〃
D	(100%) 0.094	〃	〃	〃	〃
E	(53%) 0.050	〃	〃	〃	〃

ンションに異なる値を与えて解を求めてみる。**Fig.10** はP01に **Table2** の値を与えたときの $\ddot{X}_1$ の変化を示す。**Fig.11** は k_2に異なる値を与えた場合で，各ポテンションには **Table3** の値を与えた。また **Fig.12** は x_2 の初期値による変化で **Table4** に示す値をポテンションに与えた結果である。

4. 測　　定

4.1 クレーンガーダー系のバネ常数の測定

4.1.1 ガーダーの撓みの実測

荷をつった場合のガーダーのたわみを測定し，これよりバネ常数を算出した。たわみはガーダーより重錘のついたピアノ線を下げ，重錘の変位量をダイヤルゲージにて読み取った。その結果を **Fig.13** に示す。図中のA線はガーダー中央部，B線は運転室側サドル部，C，D線はこれと反対側のサドル部の垂直変位・荷重線図である。A，B，Cはつり荷をガーダー中央D線はクラブ（荷重）を出来るだけサドル側に接近させておいてつった場合である。

4.1.2 ガーダーの撓みの算定

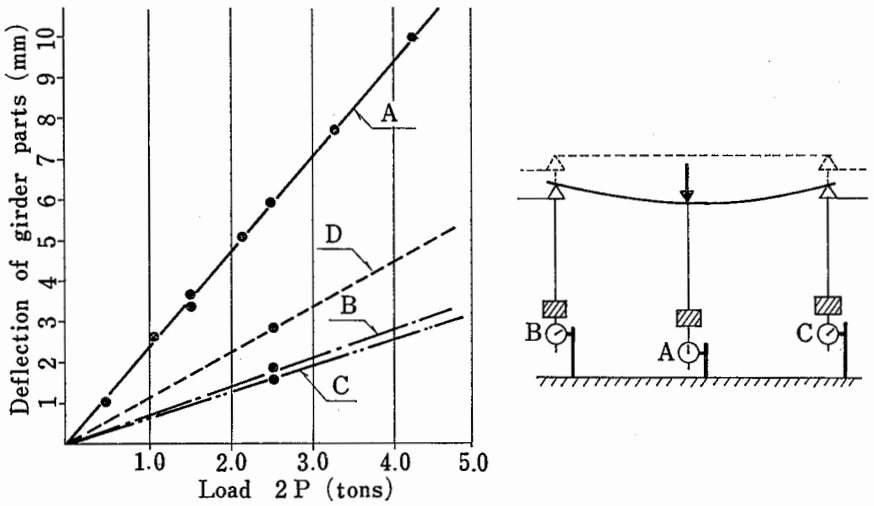


Fig.13 Vertical displacements of girder parts for a static load provided
静荷重によるガーダーのたわみ

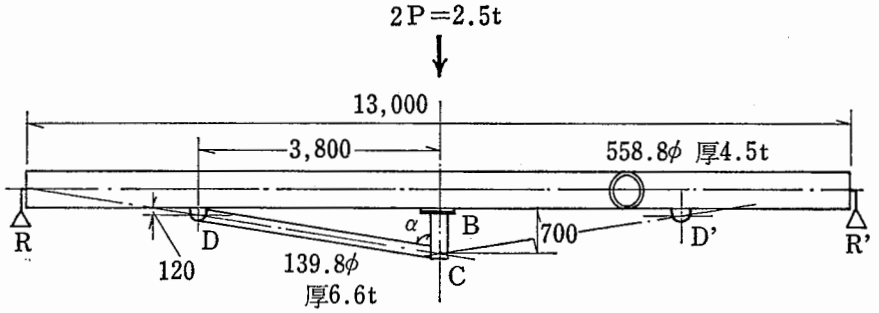


Fig.14 The Structure of crane-girder
クレーンガーダーの構造

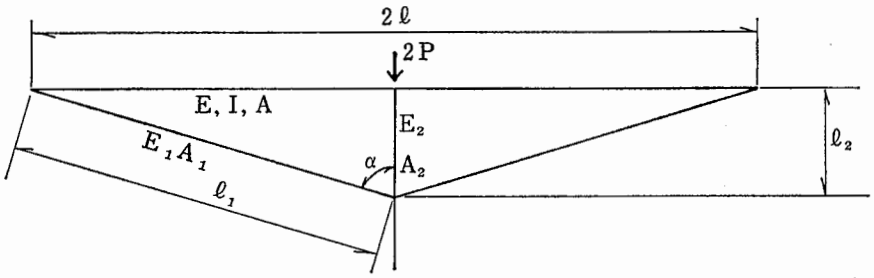


Fig.15 Schematic diagram of crane-girder (in Castigliano method col.)
クレーンガーダーの模式図（カスティリアーノの定理による）

ガーダーの構造は **Fig.14** のように主体は 588.8ϕ のパイプで，これに 139.8ϕ のパイプスティが取り付けられている。左右対称で，かつ，CD，CD′ の延長が梁の材軸と支点 R，R′ で交っていることを考え合わせ，**Fig.15** のような模式図に置き換えて考える。この図においてカスティリアーノの定理を用いて考える。

スパンの中点に $2P$ なる荷重が作用するときの，斜材に生ずる張力を X として，これを不静定量とする。

a. 斜材のひずみエネルギー（引張力 X による）

$$2\frac{X^2l_1}{2EA_1}=\frac{X^2l_1}{EA_1}$$

b. 垂直材のひずみエネルギー（圧縮力　$2X\cos\alpha$）

$$\frac{2X^2\cos^2\alpha\cdot l_2}{2EA_2}=\frac{X^2l_2\cos^2\alpha}{EA_2}$$

c. 上弦材のひずみエネルギー

i．曲げエネルギー（中央集中荷重 $2P-2X\cos\alpha$）

$$\frac{2(P-X\cos\alpha)^2(2l)^3}{48EI}=\frac{(P-X\cos\alpha)^2l^3}{3EI}$$

ii．圧縮エネルギー（圧縮力　$X\sin\alpha$）

$$\frac{X^2\sin^2\alpha\cdot 2l}{2EA}=\frac{X^2l\sin^2\alpha}{EA}$$

iii．せん断エネルギーは他に比べて微小なので省略する。

d. 全ひずみエネルギー

$$\Phi=\frac{1}{E}\left\{X^2\cdot\frac{l_1}{A_1}+X^2\cdot\frac{l_2\cos^2\alpha}{A_2}+(P-X\cos\alpha)^2\cdot\frac{l^3}{3I}+X^2\cdot\frac{l\sin^2\alpha}{A}\right\}$$

e. $\dfrac{\partial\Phi}{\partial X}=0$ より

$$X\frac{l_1}{A_1}+X\frac{l_2\cos^2\alpha}{A_2}-(P-X\cos\alpha)\cos\alpha\frac{l^3}{3I}+X\frac{l\sin^2\alpha}{A}=0$$

$$\therefore\quad X\left(\frac{l_1}{A_1}+\frac{l_2\cos^2\alpha}{A_2}+\frac{l^3\cos^2\alpha}{3I}+\frac{l\sin^2\alpha}{A}\right)=P\frac{l^3\cos\alpha}{3I}$$

$$X=\frac{\dfrac{l^3\cos\alpha}{3I}}{\dfrac{l_1}{A_1}+\dfrac{l_2\cos^2\alpha}{A_2}+\dfrac{l^3\cos^2\alpha}{3I}+\dfrac{l\sin^2\alpha}{A}}\cdot P$$

これに　$l=1300\,\mathrm{cm}$

$l_1=657.34\,\mathrm{cm}$

$l_2=97.94\,\mathrm{cm}$

$A=78.34\,\mathrm{cm}^2$

$A_1=27.60\,\mathrm{cm}^2$

$A_2=38.15\,\mathrm{cm}^2$

$\cos\alpha=0.149$

を代入すると，$X=4.583P$ となる。

X による斜材の伸びを Δl_1 とすると

$$\Delta l_1=\frac{Xl_1}{EA_1}=\frac{4.583Pl_1}{EA_1}$$

Δl_1 の鉛直成分が求めるガーダーのたわみ δ であるから

$$\delta=\frac{4.583Pl}{EA_1\cos\alpha}$$

$P=1,250\,\mathrm{kg}$ および上記の各数値を代入して

$$\delta=0.4362\,\mathrm{cm}$$

ここで実測の結果をみると **Fig.13** における $A-\dfrac{B+C}{2}$ がガーダーのたわみ δ と考えられる。$2P=2.500\,\mathrm{kg}$ で実測値 δ の値は 4.3mm であり，上記計算値とよく一致している。

アナログコンピューターシミュレーションに使用するガーダーのバネ常数は，走行ガーダーのたわみもクレーンガーダーのそれに含ませて考え，**Fig.13** における A 線が示す値を採用し，

$$k_2=8.520\,\mathrm{kg/cm}$$

とした。

4.2　巻ワイヤロープ系のバネ常数の測定

フックと地上のつり荷を連結したまま，微動巻上げ

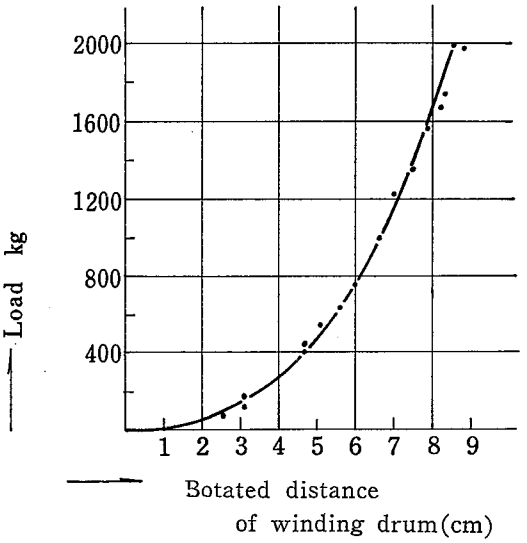


Fig.16　Spring constant of wire-rope system
ワイヤロープ系のバネ常数の測定

下げを行ない，荷重計の読みと巻胴の回転量を静的に記録した。その結果を **Fig.16** に示す。これによると，ワイヤロープ系の伸び・荷重線図は極めて二次曲線に近似している。このときバネ常数 k_1' は

$$k_1'=\frac{Q}{\delta_1^2}\qquad\begin{cases}Q\text{（荷重）：2128 kg 重}\\ \delta_1\text{（ロープ系の伸び）：4.0 cm}\end{cases}$$

$$k_1'=133.5\,\text{kg 重/cm}^2$$

となる。

また，巻上時の巻胴は **Fig.21**～**Fig.22** に示すように等速回転とみなされる。そうすると，巻上時の図より，つり荷が地面を離れるまでの時間（ロープに荷重がかかり始めてから）は約0.21秒であり，逆に巻下しの状態で，つり荷が床に着き始めてから完全に着地するまでの時間は約0.18秒である。これもバネ常数は二次曲線的に変化するものとして

$$k_1'=135.2\,\text{kg 重/cm}^2$$

が得られた。

$$\begin{cases}Q=2128\,\text{kg 重}\\ \delta_1=\dfrac{V}{2}\left(\dfrac{0.18+0.21}{2}\right)\text{cm}\\ V=\dfrac{D\cdot\pi}{T}=40.68\,\text{cm/sec}\end{cases}$$

以上より，計算には，k_1' として前者の値を採用した。

4.3 クレーンによる実測

4.3.1 衝撃荷重の実測の方法

衝撃荷重の実測は，**Fig.2** に示したようにクレーンガーダーの中央真下につり荷を置き，これを定格速度で巻上げ，地切りを行なった。ワイヤロープは十分緩ませておいてから巻上げ，つり上げの瞬間には定格速度に達するようにした。そして上記の操作中に各部材に生ずるひずみ，荷重，加速度等を測定した。つり荷は上部にU型のつり金具のついたコクンリートブロックで，重量は2.128トンである。これをシャックルおよびロードセルを介してフックと連結した。

測定は，**Fig.2** に示した測定箇所すなわちガーダー中央下面および側面，ガーダースティ部，ガーダースティ支柱部，サドル中央上面，つりフック内側部等について抵抗線ひずみゲージを貼付して，それぞれのひずみを測定した。また，クラブフレームに加速度検出器を取り付けその上下方向の加速度を，同様にしてつり荷の上下方向加速度をも記録した。つり荷の荷重はフックとつり荷間にロードセルを連結して検出した。

計測は動的抵抗線ひずみ計を使用し，その出力を電磁オッシログラフに記録した。動ひずみ測定器のゲージ電圧は約2V，5000Hz±5％で，応答周波数特性は0～1,000Hz 内で偏差10％以内のものである。電磁オッシログラフのガルバノメーターの固有振動数は 500 Hz で現象 0～300Hz の範囲内で感度一様（±5％）の特性を有するものである。荷重計および加速度計も同じひずみ計を利用したもので，加速度計の応答周波数特性は 0～120Hz 内で平たんで偏差1％以内である。

4.3.2 実測の結果と考察

Fig.17～**Fig.20** はつり荷をクレーン中央にて巻き上げて地切りを行なった際の荷重・加速度・ひずみ等を示すオッシログラフ図である。**Fig.18** は **Fig.17** の動作に続いて巻き上げ途中にて停止させた場合，**Fig.19** は巻き下ろして着地させた場合の記録である。

これらの記録図の中で，①は荷重計にかかった負荷を，②はつり荷の垂直方向の加速度を，③はフック内側面のひずみを，④はガーダースティの軸方向のひず

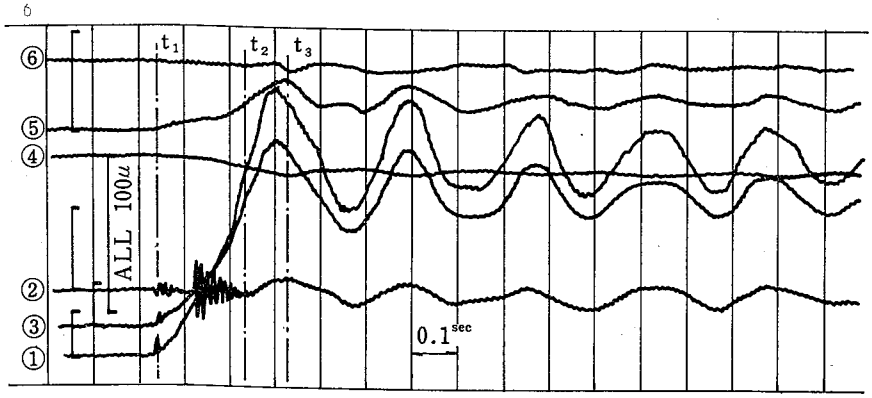


Fig.17 Oscillogram when load is lifted up from floor
地切りの際のオッシログラフ

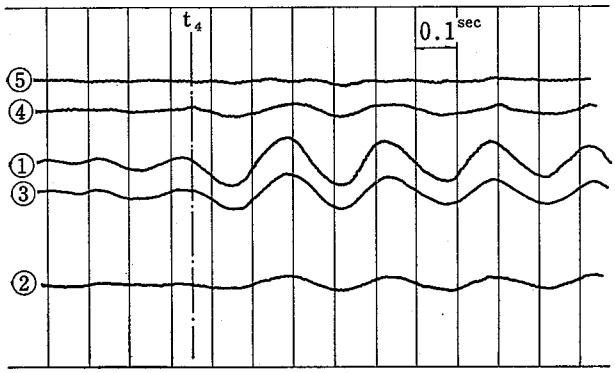


Fig.18 Oscillogram when load is hold in lifting
巻上停止の際のオッシログラフ

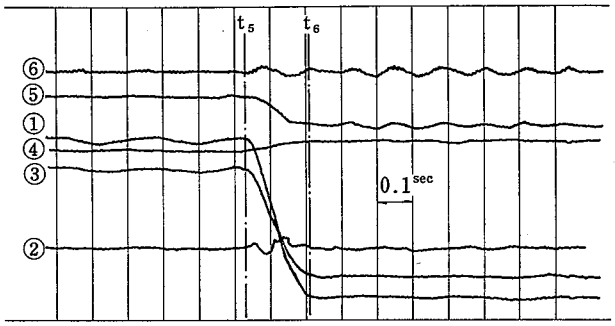


Fig.19 Oscillogram when load is put on floor
着地の際のオッシログラフ

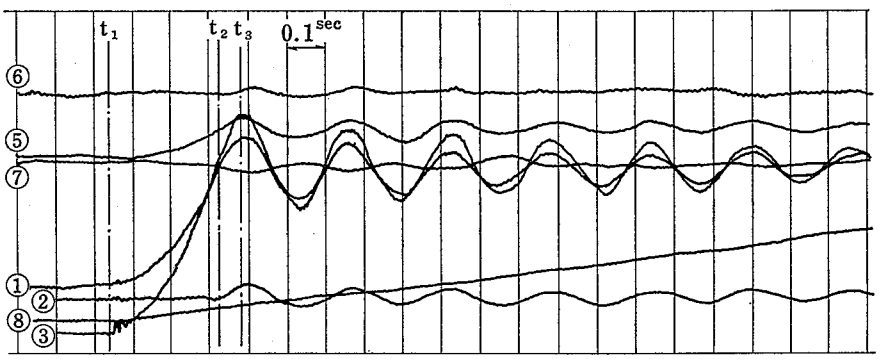


Fig.20 Ocsillogram when load is lifted up from floor
地切りの際のオッシログラフ

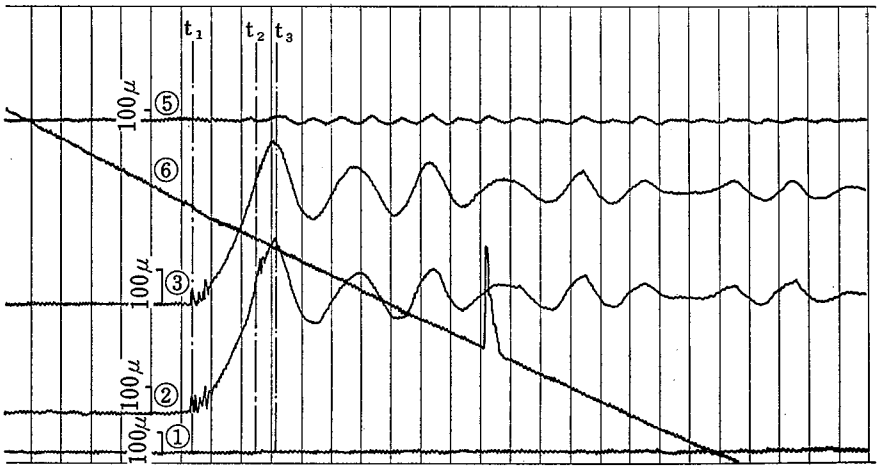


Fig.21 Oscillogram when load is lifted up from floor at girder-center
ガーダー中央にて地切りの際のオッシログラフ

みを，⑤はクレーンガーダーの下面のひずみを，⑥はクラブのサドル上の加速度を，⑦はサドル上面の応力を，⑧は巻胴の回転量を示すものである。また，これらの図で t_1 点はワイヤロープに張力が掛り始めた時点，t_2 はつり荷が床面から離れる時点を，t_3 は最大衝撃荷重の働いた点を，t_4 はつり上げ途中で停止させ始めた点，t_5 はつり荷が地面に着き始めた点，t_6 はつり荷が床上に完全に置かれた時点を示すものである。

Fig.21，**Fig.22**，**Fig.23** はいずれも巻き上げ地切りの際のオッシログラフ図であるが，**Fig.22**，**Fig.23** はつり荷の位置がクレーンガーダーの中央でなく，中

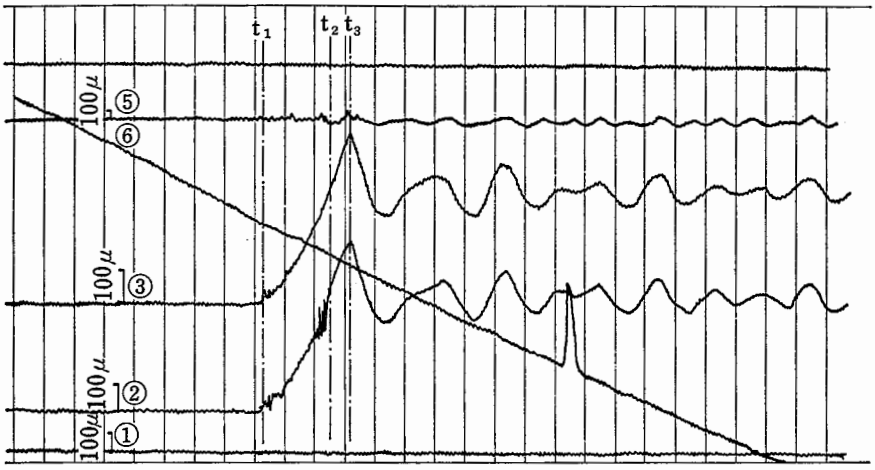


Fig.22 Oscillogram (Load is lift up from floor, where is 1/2 to center off)
オッシログラフ（ガーダーセンターから 1/2 離れた点の地切り）

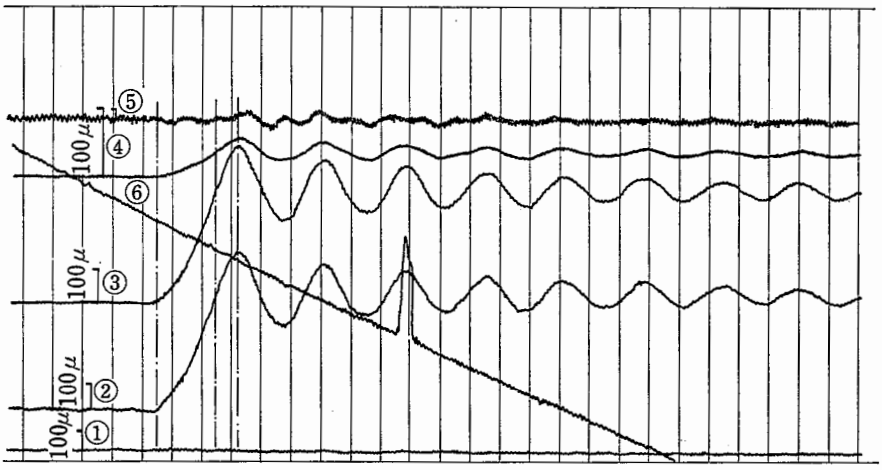


Fig.23 Oscillogram (Load is lift up from floor where is 3/4 to center off)
オッシログラフ（中心から 3/4 離れた点での地切り）

央より約1/2，3/4 それぞれ離れた地点で巻上げ作業を行なったものである。これらの図で②は荷重計，③はフック内側面のひずみを，④はクレーンガーダーの応力を，⑤はクラブのサドルの加速度を，⑥は巻胴の回転量を示すものである。

以上の図に示す結果のワイヤロープ系にかかる荷重と，**Fig.8** の計算による $\ddot{X}_1$ とは極めて近似している。またつり上げ後の最大振幅や，振動荷重の周期・減衰の状態も近似している。これより，前に述べた計算法によって，地切りの際の衝撃動荷重は算定できると思われる。

この実験では，また，ワイヤロープ系には静荷重の約 135% の衝撃荷重が加わっており，続いて振動が減衰するまで相当長い時間繰返し荷重が働いていることがみられる。このような繰返し荷重は巻き上げ途中で停止させた場合も発生している。

5. 結　　言

以上のアナログ計算機によるシミュレートおよび実測結果より，巻上げの際の衝撃荷重はワイヤロープ系，およびクレーンガーダー系のバネ常数が大きな因子であり，とくに前者が大きな影響を与えているようである。

今回の供試クレーンにおいては，つり具の衝撃荷重は本体に生ずる応力にほぼ比例している。しかし，揚

程の小さなクレーンではロープ系のバネ常数が今回の場合と大きく異なるので，また異なった現象も予想される。これについて実測の必要性はあるが，いずれも一回のつり上げ動作にて，十数回の繰返し荷重が加わるから，フック等の疲労強度を考える際には注意しなければならないことである。また運転操作の面でもつり上げ，地切り前のいったん停止は玉掛の確認のためばかりでなく，大きな衝撃荷重を防ぐためにも必要なことであると考えられる。いずれもつり上げ地切りの衝撃荷重のクレーン本体やつり具に及ぼす影響は大きいことが認められる。

(47.8.31 受理)

産業安全研究所研究報告　RIIS-RR-21-3

昭和48年3月1日　発行

発行所　労働省産業安全研究所
〒108　東京都港区芝5丁目35番1号
電話 03-453—8441（代）
印刷所　新日本印刷株式会社

UDC 621.874：624.042.8

クレーン構造部の動的荷重について

——巻上げの際の衝撃荷重——

袴塚禎三・河尻義正・粂川壮一

産業安全研究所報告 RIIS-RR-21-3, 1～14 (1972)

天井クレーン巻上時の衝撃荷重を吊具を主として実測した。

また，これらの衝撃荷重の発生は，クレーンを2質点と粘性抵抗をもった2バネの振動系によるものと考え，その連立運動方程式をアナログ計算機により解いた。その結果，実測値とよく近似した解が得られた。

(図23，表4)

UDC 621.874：624.042.8

On the dynamic loads imposed on crane structures

——Shock loads at load lift up——

by Teizo Hakamazuka, Yoshimasa Kawajiri, Sōichi Kumekawa

Research Report of the Research Institute of Industrial Safety RIIS-RR-21-3, 1～14 (1972)

The shock loads, mainly, on hook are measured when the load is lift up on over-head travelling crane.

And, we supposed that these shock loads are due to the vibration of system which have 2 mass and 2 damped springs.

These simultaneous equations of motions are solved by the analogue computer, the results are generally equal to measureds practically.

(23 Figures, 4 Tables)