

建設用タワークレーンの耐震性に関する基礎的研究

大幢勝利¹・河尻義正²・鈴木崇伸³

¹正会員 労働省産業安全研究所 研究員 (〒204 東京都清瀬市梅園 1-4-6)

²正会員 労働省産業安全研究所 建設安全研究部長

³正会員 工博 東洋大学助教授 工学部環境建設学科 (〒350 埼玉県川越市鯨井 2100)

阪神・淡路大震災において、建設用タワークレーンが大きな被害を受けたが、その中には落下・転倒したものもあり、昼間時であれば作業員の安全ばかりでなく現場周辺にも大きな影響を及ぼしたと思われる。しかし、建設用タワークレーンの耐震性についてはあまり検討されていないため、何らかの耐震対策を行う必要がある。そこで本研究では、建設用タワークレーンの耐震・免震設計基準を作るための基礎資料を得ることを目的として、模型のタワークレーンに対する振動実験と、簡易な剛体振り子モデルによる自由振動解析を行った。その結果、実験値と解析値は固有振動数の点でよく一致しており、簡易なモデルによりタワークレーンの振動特性をある程度把握できることがわかった。

Key Words : rigid-body pendulum, crane, eigen value analysis, mode of vibration, earthquake-resistant design

1. はじめに

阪神・淡路大震災において、建設用タワークレーンが大きな被害を受けた。その中には、ジブの折れ曲がりや建物とのつなぎ材の破損、あるいはマストが転倒したものもあり、この地震が昼間時に発生した場合には作業員の安全が問題となることに加え、現場周辺にも大きな被害を及ぼすものと思われる。現在、建設用タワークレーンに対しては、クレーン構造規格¹⁾により地震による水平荷重として鉛直荷重の20%を見積もることが規定されている。しかし、地震によりこのような重大な被害が発生したことはこれまでに無く、新たに何らかの耐震対策を行う必要がある。

そこで、建設用タワークレーンの耐震設計・免震設計基準を作るための基礎資料を得ることを目的として、模型のタワークレーンに対する振動実験を行い鉛直面内と水平面内の運動を調べた。さらに、タワークレーンを簡易な剛体振り子モデルに置き換えて自由振動解析を行い、模型実験の結果と比較・検討した。

2. 被害状況

阪神・淡路大震災時に、阪神地区では約100台のタワークレーンが使用されていた。そのうち、写真-1に示すようにジブが折れたもの、転倒・落下したものも含め、



写真-1 被災したタワークレーン

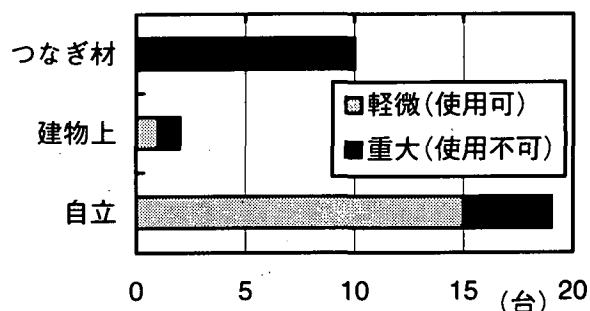


図-1 被災したクレーンの自立方法と損傷の程度

約 30 台のクレーンが何らかの被害を受けていた²⁾。

図-1 に被災したタワークレーンの据付方法と損傷の程度を示す。図-1 のように据付方法は、1)建設中の建物との間につなぎ材を取り付ける、2) 建設中の建物上に固定する、3)地盤上から自立する、の主に 3 種類に分類される。その中で、被災総数は自立の場合に最も多かった。また、損傷の程度でみると、自立の場合には軽微な損傷の割合が高かったが、つなぎ材を取り付けた場合には、被災したクレーンの全てが重大な被害を受けていた。

これらの被害は、地震動とタワークレーンが共振したことにより発生したと考えられる。しかし、タワークレーンの振動特性についてはほとんど明らかにされていないのが現状である。そこで、以下に示す模型実験と自由振動解析を行い、その結果を比較し共振の可能性について検討した。

3. 実験方法

実際に転倒したタワークレーンの寸法比約 1/30 の模型を製作し、これに対し振動実験を行った。クレーンの主要構造部材であるマストとジブは複雑なトラス構造であるが、簡易な模型として曲げ変形のみを考慮して設計し、円筒状の亚克力パイプを用いて製作した。模型と実物の振動数比 t_v は、 m_v を質量比、 k_v をマストのバネ定数比とすると、

$$t_v = \sqrt{m_v/k_v} \quad (1)$$

で表せるが、曲げ変形のみを考慮したため質量比により $t_v = 1/6$ となった。

この模型を図-2 に示すように振動試験機で水平方向に加振し、タワークレーンの鉛直面内の運動と水平面内の運動を調べた。実験では、(a)ジブの向きと同じ方向、(b)ジブと直角方向に、周波数を 0.5~20Hz まで等振幅で上昇させながら加振した。その際、クレーン各部に加速度計を設置して測定を行い、共振する振動周波数およびクレーンの挙動を調べた。

4. 解析方法

建設用タワークレーンの構造は、1)マストがスレンダー、2)クレーン本体が重くトップヘビー、3)重心がマストの芯からずれている、4)マストは曲げ変形が主体、5)3 次元の運動を行う、などの特徴がある。これを、図-3 に示すようにクレーン本体を剛体とし、この剛体がマストによりバネ支持されているものとしてモデル化した。この剛体振り子モデルに対し、鉛直面内と水平面における 2 自由度の運動を考える。

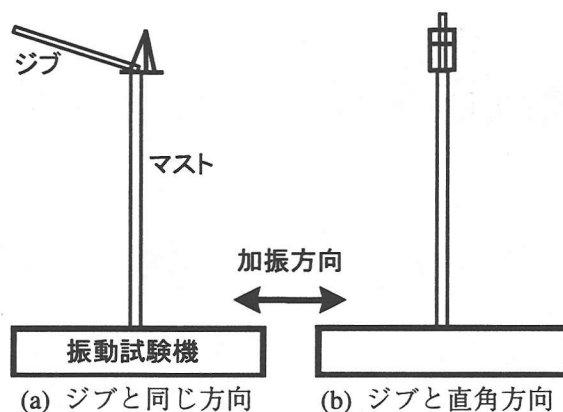


図-2 実験概要

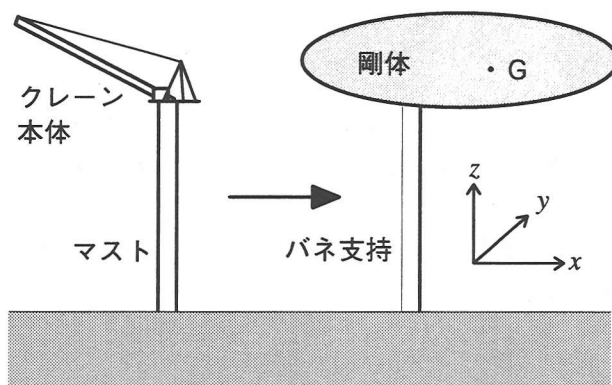


図-3 剛体振り子モデル

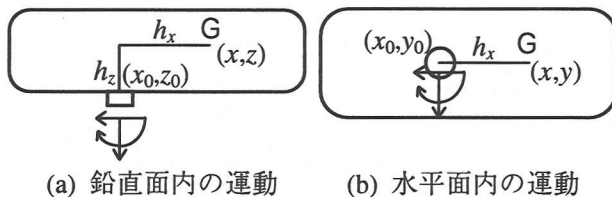


図-4 剛体振り子の運動

(1) 鉛直面内の運動（縦振れ）

図4 (a)に示すように剛体支点の座標を (x_0, z_0) 、剛体の回転角を θ 、剛体支点からみた重心座標を (h_x, h_z) とすると、全体系での重心座標と速度は次のように表すことができる。

$$\text{全体系での重心座標} \quad \begin{cases} x = x_0 + h_z \sin \theta + h_x \cos \theta \\ z = z_0 + h_z \cos \theta - h_x \sin \theta \end{cases} \quad (2)$$

$$\text{速度} \quad \begin{cases} \dot{x} = \dot{x}_0 + \dot{\theta}(h_z \cos \theta - h_x \sin \theta) \\ \dot{z} = \dot{z}_0 + \dot{\theta}(-h_z \sin \theta - h_x \cos \theta) \end{cases} \quad (3)$$

このとき、運動エネルギー T とポテンシャルエネルギー U は、以下ようになる。

$$T = \frac{I_{y0}}{2} \dot{\theta}^2 + \frac{m}{2} (\dot{x}^2 + \dot{z}^2) \\ = \frac{1}{2} (I_{y0} + mh_x^2 + mh_z^2) \dot{\theta}^2 + \frac{m}{2} (\dot{x}_0^2 + \dot{z}_0^2) \\ + m\dot{\theta}(-h_x\dot{z}_0 + h_z\dot{x}_0) \quad (4)$$

$$U = \frac{6EI}{l^3} x_0^2 - \frac{6EI}{l^2} x_0\theta + \frac{2EI}{l} \theta^2 + \frac{EA}{2l} z_0^2 \quad (5)$$

ここで、

- I_{y0} : 剛体支点における剛体の y 軸周りの回転慣性モーメント
- m : 剛体の質量
- E : バネ (マスト) の弾性係数
- I : バネの y 軸周りの断面 2 次モーメント
- l : バネの長さ
- A : バネの断面積

$L = T - U$ より、次のラグランジェ関数を用いて導いた運動方程式が求められる。

$$\begin{pmatrix} I_{y0} + mh_x^2 + mh_z^2 & mh_z \\ mh_z & m \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{x}_0 \end{pmatrix} \\ + \begin{pmatrix} 4EI/l & -6EI/l^2 \\ -6EI/l^2 & 12EI/l^3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta \\ x_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6)$$

これより、次の振動数方程式が得られる。式(7)の 2 つの実根 $\omega_1 < \omega_2$ が、鉛直面内運動の 1 次、2 次の固有振動数である。

$$\omega_\theta^2 = \frac{4EI}{l(I_{y0} + mh_x^2)}, \quad \omega_x^2 = \frac{12EI}{ml^3} \quad \text{として、}$$

$$\omega^4 - \left\{ \omega_\theta^2 + \omega_x^2 \left(1 + \frac{h_z(h_z + l)}{I_{y0}/m + h_x^2} \right) \right\} \omega^2 + \frac{1}{4} \omega_\theta^2 \omega_x^2 = 0 \quad (7)$$

θ, x_0 について振動モード形を求めマトリックス表示すると、以下ようになる。

$$[\phi] = \begin{pmatrix} A_1 & A_2 \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \quad A_n = \frac{1 - \omega_n^2 / \omega_x^2}{l/2 + h_z \omega_n^2 / \omega_x^2} \quad (n=1,2) \quad (8)$$

(2) 水平面内の運動 (横振れ)

図 4 (b) に示すように剛体支点の座標を (x_0, y_0) 、剛体の回転角を ϕ 、剛体の重心位置と支点の距離を h_x とすると、全体系での重心座標と速度は次のように表すことができる。

$$\begin{array}{l} \text{全体系での} \\ \text{重心座標} \end{array} \quad \begin{cases} x = x_0 + h_x \cos \phi \\ y = y_0 + h_x \sin \phi \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{array}{l} \text{速度} \end{array} \quad \begin{cases} \dot{x} = \dot{x}_0 - h_x \dot{\phi} \sin \phi \\ \dot{y} = \dot{y}_0 + h_x \dot{\phi} \cos \phi \end{cases} \quad (10)$$

このとき、運動エネルギー T とポテンシャルエネルギー U は、以下ようになる。

$$T = \frac{I_{z0}}{2} \dot{\phi}^2 + \frac{m}{2} \dot{y}^2 \\ = \frac{1}{2} (I_{z0} + mh_x^2) \dot{\phi}^2 + \frac{m}{2} \dot{y}_0^2 + mh_x \dot{\phi} \dot{y}_0 \quad (11)$$

$$U = \frac{3EI}{2l^3} y_0^2 + \frac{GJ}{2l} \phi^2 \quad (12)$$

ここで、

- I_{z0} : 剛体支点における剛体の z 軸周りの回転慣性モーメント
- G : バネのせん断弾性係数
- J : バネの z 軸周りの断面 2 次極モーメント
- I : バネの x 軸周りの断面 2 次モーメント

4.(1) と同様に、 $L = T - U$ より、次のラグランジェ関数を用いて導いた運動方程式が求められる。

$$\begin{pmatrix} I_{z0} + mh_x^2 & mh_x \\ mh_x & m \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\phi} \\ \ddot{y}_0 \end{pmatrix} \\ + \begin{pmatrix} GJ/l & 0 \\ 0 & 3EI/l^3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \phi \\ y_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (13)$$

これより、次の振動数方程式が得られる。式(14)の 2 つの実根 $\omega_1 < \omega_2$ が、水平面内運動の 1 次、2 次の固有振動数である。

$$\omega_\phi^2 = \frac{GJ}{I_{z0}l}, \quad \omega_y^2 = \frac{3EI}{ml^3} \quad \text{として、}$$

$$\omega^4 - \left\{ \omega_\phi^2 + \omega_y^2 \left(1 + \frac{mh_x^2}{I_{z0}} \right) \right\} \omega^2 + \omega_\phi^2 \omega_y^2 = 0 \quad (14)$$

4.(1)と同様に、 ϕ, y_0 について振動モード形を求めマトリックス表示すると、以下のようになる。

$$[\phi] = \begin{pmatrix} B_1 & B_2 \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \quad B_n = \frac{\omega_y^2 / \omega_n^2 - 1}{h_x} \quad (n=1,2) \quad (15)$$

5. 実験結果と解析結果の比較

クレーン模型の固有振動数に対する実験結果と、式(7)、(14)による解析結果を表-1に示す。表-1より、実験ではジブ方向（鉛直面内）に加振した場合に、0.83、5.9、17.7Hzで共振していた。また、ジブと直角方向（水平面内）に加振した場合には、0.83、3.3、5.9Hzで共振していた。

鉛直、水平面内とも2次の振動数で若干実験結果の方が大きくなっているが、これは、模型を製作する際に接合部近辺を過剰に剛にしたためと考えられる。この影響を除けば、実験結果と解析結果はほぼ一致していると考えられ、簡易な計算で固有振動数を求められることがわかった。

次に、振動モード形を実験と式(8)、(15)による解析から求めたが、それを図化すると図-5のようになる。実験での重心の変位 x_0 および y_0 は、マスト上端で測定した加速度振幅より求めた。また、クレーン本体の回転角 θ および ϕ は、ジブの先端と付け根で測定した加速度振幅の差より求めた。

図-5では、重心の変位 x_0 および y_0 を基準化して表したが、回転角は全ての場合において解析より実験の方が大きくなった。これは、ジブに生じる加速度により回転角を求めたためであり、剛体の運動とは別にジブ自身が振動したため先端での加速度が非常に大きくなり、その結果クレーン本体の回転角を大きく見積もることになったと考えられる。このため、ジブの振動の影響を取り除けば実験結果と解析結果は近づくと考えられるが、写真-1のようにジブの折れ曲がりも報告されているため、ジブの振動を考慮した解析も行う必要がある。

6. おわりに

建設用タワークレーンの固有振動数および振動モード形を模型実験により調べ、それを簡易な剛体振り子モデルを用いて解析した。その結果、固有振動数は実験と解析でほぼ一致しており、簡易な計算で求められることがわかった。しかし、振動モード形はジブの振動の影響があるため、これを考慮した解析を行う必要があると考えられる。

また、本解析結果から、対象としたタワークレーンは阪神・淡路大震災で問題となった1Hz（模型では振動数

表-1 実験と解析での固有振動数の比較

解析結果 Hz				実験結果 Hz			
鉛直面内		水平面内		ジブ方向加振		直角方向加振	
ω_1	0.83	ω_1	0.86	1次	0.83	1次	0.83
ω_2	5.6	ω_2	2.9	2次	5.9	2次	3.3
				3次	17.7	3次	5.9

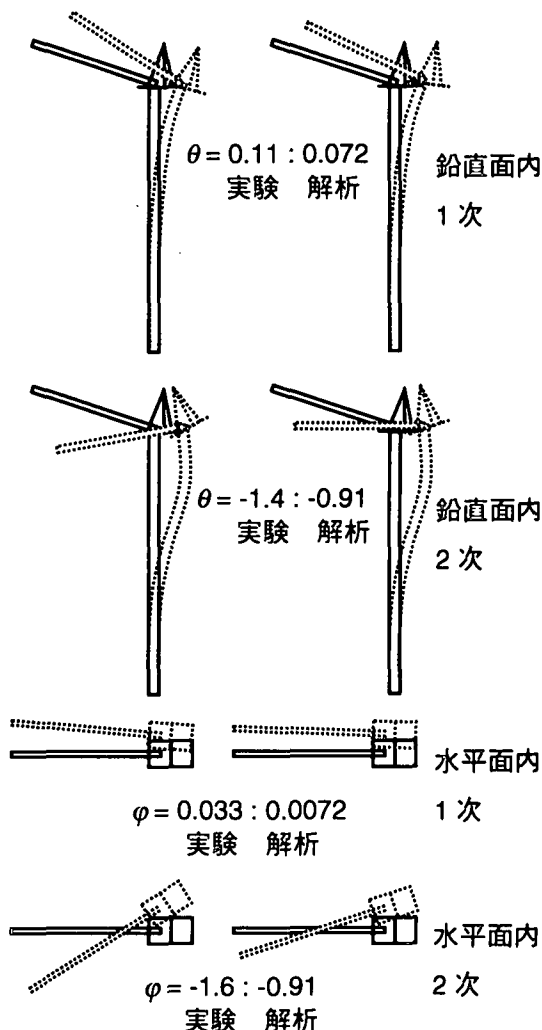


図-5 実験と解析での振動モード形の比較

比より6Hz)前後の固有振動数を持つと推定され、地震動と共振し転倒したのと考えられる。このため、現在のクレーン構造規格で定められている0.2Gより大きな水平荷重を見積もるか、あるいは修正震度法やつなぎ材による免震等の耐震対策を考える必要がある。

参考文献

- 1) 労働省安全衛生部編；平成8年度版安衛法便覧，労働基準調査会，1996。
- 2) 橋内；兵庫県南部地震によるクレーンの被害状況，クレーン，35-3，pp.7-14，1997。