

論文

移動式起重機全域穩定性電腦輔助分析

劉國青¹ 傅建彰² 康淵² 劉仁捷² 王子彬²

¹ 勞動部勞動及職業安全衛生研究所

² 中原大學機械工程學系

摘要

本文探討移動式起重機吊掛作業中的穩定性，首先根據國際標準及國家法規以兩個支撐點構成的傾覆線為基準計算安定度，根據計算結果，提出兩個延伸的議題，其一是當斜坡、風荷重及吊桿旋轉同時作用時，根據線性疊加的計算以組合負荷作業安全公式計算吊桿旋轉限速；以及另一個水中舉升物體發生危險的議題。本文第三個探討的議題是四個支撐點喪失其一時，因為其相鄰的兩個支撐點之一為下一個可能失去反作用力之支撐點，因此構成兩條傾覆線，實際上臨界安定度的安定力矩等於傾覆力矩的那條傾覆線。由於移動式起重機結構複雜，模擬起重機吊掛之動作有各種變化的姿態，必須以電腦軟體輔助建模得到起重機各種姿態下的重量分布，以方便進行分析。本文以外伸撐座支撐，以吊桿相同側兩支撐座反作用力恰巧為零時之負荷作為傾覆條件，經由全域吊掛模擬計算傾覆荷重，得到吊掛作業之等荷重線，據以推斷出吊掛作業之在起重機四周的主要危險及次危險區域。

關鍵字：移動式起重機、安定度、額定荷重、吊掛模擬

民國 103 年 6 月 10 日投稿，民國 104 年 3 月 10 日修改，民國 104 年 4 月 11 日接受。

通訊作者：康淵，中原大學機械工程學系，電子信箱：yk@cycu.edu.tw。

緒言

移動式起重機發生事故的主因為傾覆，從勞委會網站蒐集重大職業災害資料，統計我國96年至102年起重機相關重大職災事故共51件，固定式起重機21件，移動式起重機30件，其中有傾覆9件、被撞6件、物體飛落5件、感電2件、人員墜落8件，傾覆佔了30%[1]。

移動式起重機傾覆事故的發生，是由於起重機的穩定性不足所導致，在複雜的吊掛環境情況及對應的操作方式下，穩定性將決定作業的安全，因此，在利用移動式起重機吊掛重物時，必須結合環境的條件，對影響移動式起重機穩定的因素進行分析，再針對其因素提出相應的措施。

移動式起重機以往經由試驗方法檢測額定荷重及安定度，近年在設計中採用動態模擬方法，使用電腦輔助模擬對起重機在各種情況下承受荷載進行仿真模擬，藉此計算吊掛作業時的危險作業區域、額定荷重及安定度。

本文探討移動式起重機穩定性的判定方法，以仿真分析軟體模擬起重機吊掛情況，求出起重機全域之極限荷重，得以檢討在吊掛全方位範圍之額定荷重，同時本文也提出組合負荷及水中吊掛之數學模型及物理意義，以供作業時使用者提高操作的安全性。

探討穩定性分析及測試之標準及法規

美國機械工程學會的標準ASME B30.5[2]定義移動式起重機傾覆荷重（Tipping load）為到達靜力平衡時所能承受之最大荷重，額定荷重（Rated load）為傾覆荷重減去吊臂重量的影響除以安全係數 n ：

$$P \leq (T - 0.1F) / n \quad (1)$$

式中 P 為額定荷重， T 為傾覆荷重， F 為吊

臂重量產生的力矩除以作業半徑， n 為安全係數被建議為1.25，因此根據其規定的傾覆荷重如下所示：

$$T = 1.25P + 0.1F \quad (2)$$

中華民國國家標準CNS 6426 B1216[3]定義安定度為安定力矩總和與傾覆力矩總和之比值，其計算式表示如下：

$$K = \text{安定度} = \frac{\sum \text{安定力矩}}{\sum \text{傾覆力矩}} \quad (3)$$

其中安定力矩包括車體重量及任何位於傾覆線內的部件重量產生之力矩，傾覆力矩為吊物重量及任何位於傾覆線外的部件重量產生之力矩，其傾覆線（Tipping line）定義為起重機翻倒支點的連線。

安定度測試（Stability test）目的在於以實驗方法檢查起重機吊掛靜態負荷時，未發生傾覆現象，國際標準ISO 4310[4]規定，起重機由外伸撐座支撐時，以額定荷重測定，其根據理論力矩平衡，在達到極限的起重狀態下，安定度必須滿足 $K \geq 1$ 。但江及高[5]認為這樣不能滿足實際吊掛條件的安定度要求，因為安定度 K 值只要小於1時，起重機立即傾覆，為了作業安全，必須有一定的安全裕度，使安定力矩越大表示起重機越穩定，因此一般取 $K \geq 1.5$ 為安全係數。

安定度之基本分析

1. 平面吊掛

以力矩平衡安定度 $K=1$ 時，求前方及後方吊掛的傾覆荷重（ W_4 ），如圖1所示。起重機於前方領域作業時，翻倒支點在前外伸撐座，吊桿及吊具組皆為傾覆力矩，只有車體重量為安定力矩，以安定度 $K=1$ 時計算極限荷重（ W_4 ），如圖1所示：

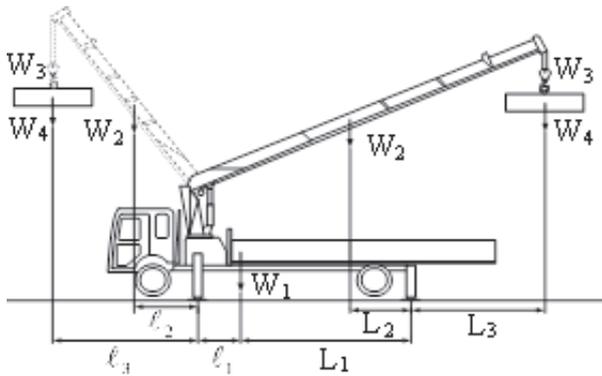


圖1 前後方吊掛作業

$$\frac{W_1 l_1}{W_2 l_2 + (W_3 + W_4) l_3} = 1 \quad (4)$$

式中 W_1 =車體重量， W_2 =吊桿重量， W_3 =吊具組重量， W_4 =極限荷重， l_1 =車體重心至翻倒支點水平距離， l_2 =吊桿重心至翻倒支點水平距離， l_3 =吊物重心至翻倒支點水平距離。

起重機在後方作業時，翻倒支點變為後外伸撐座，後方吊掛以安定度 $K=1$ ，計算其極限荷重 (W_4)，如下所示：

$$\frac{W_1 L_1 + W_2 L_2}{(W_3 + W_4) L_3} = 1 \quad (5)$$

式中 L_1 =車體重心至翻倒支點水平距離， L_2 =吊桿重心至翻倒支點水平距離， L_3 =吊物重心至翻倒支點水平距離。

因為 L_2 及 l_2 ， L_3 及 l_3 分別很相近，因此假設 $L_2=l_2$ ， $L_3=l_3$ ，但是 $L_1>l_1$ ，且吊桿重心無超出翻倒支點，屬於穩定力矩，比較式(4)及式(5)後，得到在相同作業半徑下，後方吊掛之極限荷重 (W_4) 較前方大。

2. 斜坡吊掛

起重機在斜坡上作業除了安定度還需考慮滑動問題，如圖2所示，保持靜力平衡，沿斜坡下滑力之總和必須小於或等於摩擦力之總和，其式表示如下：

$$(R_1 + R_2) \sin\theta \leq f (R_1 + R_2) \cos\theta \quad (6)$$

式中 R_1+R_2 外伸撐座與地面之反作用力， f =靜摩擦係數，將(6)式簡化如下：

$$\tan\theta \leq f \quad (7)$$

已知支撐點與路面的摩擦係數，根據上式可以計算出地面最大傾斜角度，例如：鋼與乾柏油路面之摩擦係數 f 為0.2代入(7)式，得到 θ 為11.3度，此起重機處於靜止狀態，實際加上吊桿及物體之離心力及風荷重等外力，實際地面允許傾斜角度必須更小於此值。

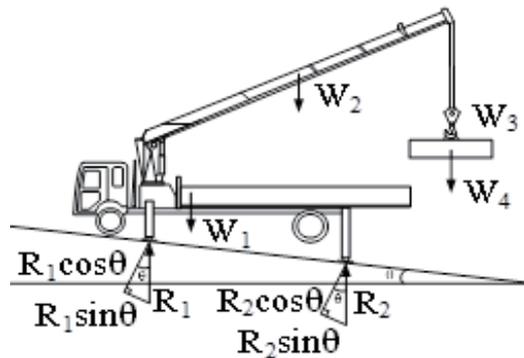


圖2 斜面摩擦力

因此依照勞工安全衛生設施規則[6]第116條規定，禁止停放於有滑落危險之斜坡，起重機總體重量總和所造成的下滑力必須小於外伸撐座及輪胎對地面的摩擦力。

若以輪胎支撐時，輪胎對於路面附着係數[7]因不同路面狀況而有所差異，其摩擦係數如附表1所示：

附表1 輪胎與路面摩擦係數[7]

表面	峰值(μ_p)	滑動值(μ_s)
瀝青與混凝土(乾)	0.8-0.9	0.75
瀝青(濕)	0.5-0.7	0.45-0.6
混凝土(濕)	0.8	0.7
碎石路	0.6	0.55
泥土路面(乾)	0.68	0.65
泥土路面(濕)	0.55	0.4-0.5
積雪路面	0.2	0.15
結冰路面	0.1	0.07

3. 旋轉離心力

吊桿以等轉速旋轉時，吊桿本身及物體會產生離心力 F_1 、 F_2 ，如圖3所示，吊桿必須在緩慢的限速下旋轉，因離心力作用，物體旋轉半徑變為 $r_2 + \ell \sin\phi$ 。

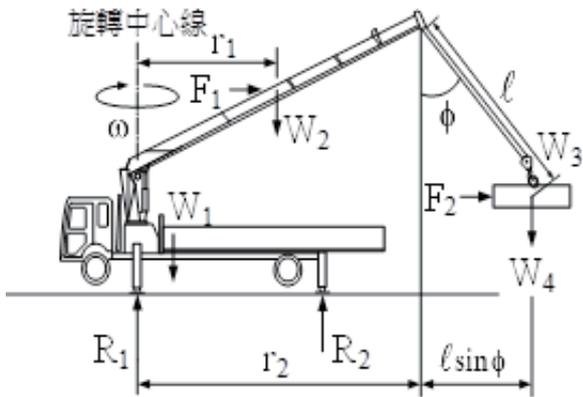


圖3 旋轉離心力

吊桿離心力計算如下：

$$F_1 = m r_1 \omega^2 = \frac{W_2 \cdot V_1^2}{g \cdot r_1} \quad (8)$$

式中 F_1 =吊桿離心力， m =吊桿質量， ω =吊桿轉速， W_2 =吊桿重量(N)， g =重力加速度， V_1 =吊桿切線速度， r_1 =吊桿重心至旋轉中心距離。

物體離心力計算如下：

$$F_2 = \frac{(W_3 + W_4) \cdot V_2^2}{g \cdot (r_2 + \ell \sin\phi)} \quad (9)$$

式中 r_2 =作業半徑， ϕ =物體偏離角度， ℓ =吊桿末端至吊物重心距離。

當起重機位於斜坡上作業時，重力所造成之下滑力加上離心力必須小於或等於最大靜摩擦力，計算如下：

$$(R_1 + R_2) \sin\theta + (F_1 + F_2) \cos\theta \leq f (R_1 + R_2) \cos\theta \quad (10)$$

4. 風荷重

在起重機將物體自地面捲上過程中，受到風力作用時，將風力以等效的集中負荷力作用於車頭、吊桿、物體之重心，如圖4所示，進行吊掛模擬。根據移動式起重機安全檢查構造標準[8]，風荷重計算如下：

$$W_{air} = qCA \quad (11)$$

式中 $q=89 \cdot \sqrt[4]{h}$ 為速度壓(N/m²)，其 h 為自地面起算之受風面高度(m)，高度未滿16m者，以16m計， C 為風力係數， A 為受風面積(m²)。

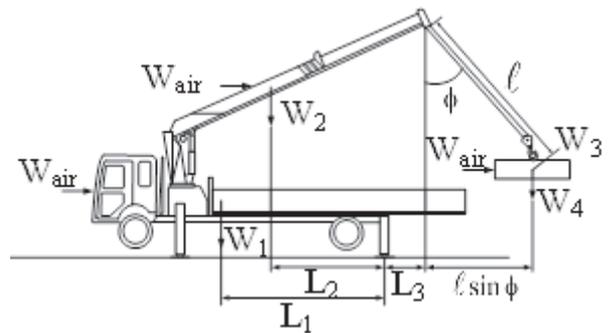


圖4 風荷重作用

風荷重作用使得吊重物體之重心偏移，以安定度 $K=1$ ，求得極限荷重(W_4)，計算如下：

$$\frac{W_1 L_1 + W_2 L_2}{(W_3 + W_4) (L_3 + \ell \sin\phi)} = 1 \quad (12)$$

式中 ϕ =物體偏離角度， ℓ =吊桿末端至吊物重心距離。以最大風力計算極限荷重，再以此荷重和安全係數求得額定荷重。

5. 組合負荷作業之安全條件

包含地面傾斜角、風荷重及吊桿旋轉速度之組合負荷，作業中三種負荷各消耗一部分的穩定度，根據如圖5所示的線性疊加原理，即任一作用負荷達到極限值時皆會造成失穩的危險，因此計算公式如下：

$$\frac{\theta}{\theta_{max}} + \frac{W_{air}(V)}{W_{air}(V_{max})} + \frac{F(\omega)}{F(\omega_{max})} = \frac{1}{n} \leq 1 \quad (13)$$

式中 θ 及 θ_{max} 分別為路面傾斜角度及限制的

坡度， $W_{air}(V)$ 為風荷重， V_{max} 為限制作業之風速， $F(\omega)$ 為吊桿旋轉慣性力， ω_{max} 為限制轉速， n = 安全係數，作業場地常被限制最大傾斜角度 $\theta_{max} = 3^\circ$ ，最大風速限制為 $V_{max} = 10m/s$ 。

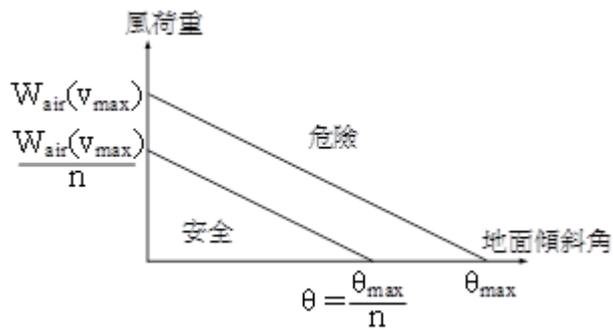


圖5 作業安全條件

式(13)表示任一條件不可超過極限值，且任一條件處於界限值時，其餘兩個條件必須為零，才能達到安全條件。

起重機於斜坡上吊掛作業時會受到下滑力及風荷重環境的作用力影響，綜合三種因素，在斜坡上作業受到風力作用時，吊桿旋轉速度須降低至扣除斜度及風荷重所消耗掉的安定度百分比。

6. 水中吊掛

實際案例[9]如圖6所示，一台小客車掉落水中，接連著第一台較小型移動式起重機吊掛時，小汽車才出水起重機就傾覆而落入水中，第二台中型移動式起重機實施吊掛時也傾覆掉落水裡，隨後以第三台大型起重機吊掛前一台中型起重機出水時，本身也產生了傾斜。

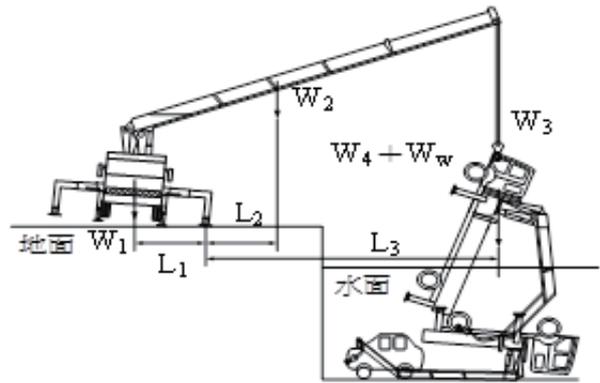


圖6 水中吊掛作業

分析此案例發生的原因，是因為物體（車體）沉於水中時受到浮力作用，雖有體積大小相同的水量流進車體容積內，在水中時並無影響，當物體吊離水面時，瞬間喪失本身浮力卻又增加了內容積之水重，因而超過了極限荷重。

因此吊掛物體沉於水中時，因為受到浮力向上的作用力，經試吊沒問題，其作業安定度 $K_0 > 1$ ，計算物體在水中時的安定度：

$$\frac{W_1 L_1 - W_2 L_2}{(W_3 + W_4 - B) L_3} = K_0 \quad (14)$$

式中 B = 浮力。物體一旦離開水面時，浮力消失，又增加內容積之水重，其安定度有三種情形：

$$\begin{aligned} &> 1 \\ \frac{W_1 L_1 - W_2 L_2}{(W_3 + W_4 + W_w) L_3} &= 1 \\ &< 1 \end{aligned} \quad (15)$$

式中 W_w = 物體容積內之水重。比較式(14)

及式(15)，得到臨界條件如下：

$$(K_o - 1)(W_3 + W_4) \geq W_w + B \quad (16)$$

如上式所示，水重及浮力之和要小於等號左項之值才安全。離水餘裕荷重 W_c 被定義為物體離開水面還擁有可增加的吊掛能力，為式(16)等號兩側相減，根據(16)式得到：

$$W_c = (K_o - 1)(W_3 + W_4) - (W_w + B) \quad (17)$$

以物體容積內最大空間來計算 W_w 及 B ，餘裕荷重能力 W_c 隨 K_o 愈大而正比例增加，並隨物體內容積大小或正比例減少。

因此在吊掛水中物體時，必須以被吊物體容積值及起重機本身額定能力限制吊重，而不能光以在水中試吊物體結果為根據。

荷重分析之全域模擬

我國危險性機械及設備安全檢查規則第24條[10]，依規定之作業範圍，以原製造廠設計額定荷重1.25倍之荷重置於吊具上實施吊升、旋轉及走行等動作三次以上，過程中所有裝置必須動作正常，且無異常噪音。

本文以吊桿伸出長度，施加負荷於吊鉤處，模擬吊桿之運動，當其中有一支撐點反作用力為零時，求得傾覆荷重，將其除以安全係數作為其額定荷重。

在靜力平衡中以外伸撐座反作用力為零當作起重機傾覆之條件，模擬時吊桿保持水平，在吊鉤處施加負荷，吊桿順時針旋轉一周，記錄外伸撐座之反作用力，觀察其變化，找出吊掛時反作用力最小之區域，表示在此區域安定度最小。

本文以積載型移動式起重機為分析例，其起重機廠牌型號為GW-0775的積載型起重機(3.8噸)，搭配在某公司型號為CM 1214A大

貨車(5.34噸)，包括車輛和起重機的設計詳圖及機器參數均獲得製造廠商之提供，因此本文以3D繪圖軟體SolidWorks建立相等尺寸模型，將起重機匯入運動分析軟體MSC.ADAMS進行仿真模擬。

本文的分析，模擬於吊鉤處施加負荷3公噸，吊桿以車頭0度基準順時針旋轉360度，得到外伸撐座反作用力，如圖7所示。

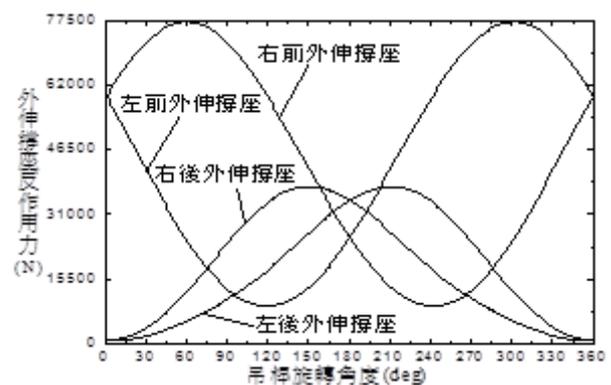


圖7 外伸撐座反作用力

分析結果吊桿在0度及360度之車頭區域，左右後外伸撐座反作用力皆趨近於零，車頭作業區域範圍30度內為安定度最不足之位置，第二不穩定區域為120度及240度，證明了旋轉作業時，會經過不穩定區域。

依照起重機所設計之尺寸及重量匯入ADAMS軟體，以相反側外伸撐座反作用力等於零時為基準，模擬時吊桿伸至最大長度，分別施加負荷於吊鉤0.5公噸、1.0公噸、1.5公噸、2.0公噸、2.5公噸、3.0公噸、3.5公噸，並將吊桿從最大76度降至水平，相反側外伸撐座反作用力降到零，紀錄其傾覆點，並以車頭為基準順時針每5度旋轉模擬一次，得到對應之作業半徑。

將所有傾覆點之作業半徑位置連線後，得

到全域等荷重曲線如圖8所示。

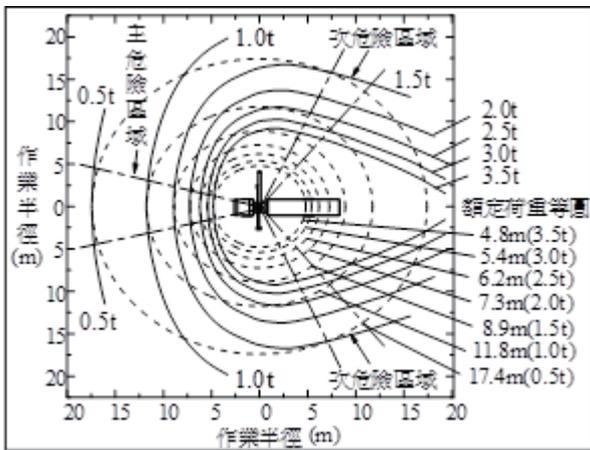


圖8 全域等額定荷重圖

由全域等額定荷重圖得到車頭前方作業區域最小，側方次之，後方區域的荷重最大，而吊桿以旋轉動作吊重時，轉至車頭前方最危險，是主危險區域，側方120度為次危險區域。最後以吊桿旋轉中心為圓心，最小傾覆距離為半徑，繪製等圓，表示在此圓為吊掛之最小範圍。

在吊掛作業中，吊重旋轉過程常會因為所進入區域的安定度不足，而造成傾覆，尚圖證明了在日本起重機協會（Japan Crane Association, JCA）積載型汽車起重機的安全操作要點[11]中所指出的，除了在正前方之外，在側方領域旋轉時，會經過一特別容易傾覆不穩定之區域。

每一台起重機的形狀構造及重心位置不同，為了使各個作業角度皆能在滿足安定度條件下安全作業，須經由荷重模擬，求得所有作業區域的傾覆負荷，再除上1.25的安全係數，得到全域額定荷重。

將模擬結果，進一步整理成起重機不同吊桿長度及作業半徑的吊掛荷重，如圖9所示，此表示方式即製造商所提供的額定負荷規格

圖，因為在這個位置被認為是穩定性最差的作業位置，因此提供給操作者，規定在全域中不超過此值是安全的。

但根據本文分析結果，顯然並非如此。全域在正前方的主危險區域相同半徑所能吊掛的重量最小，在側面吊掛區域是次危險區所能吊掛的重量為次小。

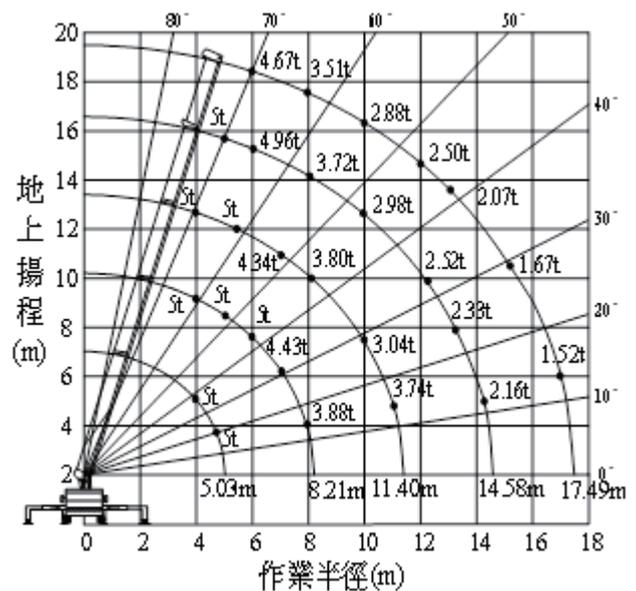


圖9 側向吊掛荷重

結論與建議

1. 以穩定性分析結果得到，移動式起重機吊掛作業最危險區域為車頭正前方區域其所能吊掛重量最小，其次為兩側120度之區域。
2. 路面狀況之摩擦係數在起重機免於滑動時能夠應付的路面坡度下作業，旋轉速度、側風強度與路面坡度組合公式，使旋轉速度下降至路面斜度及風力荷重消耗掉之安定度百分比。
3. 移動式起重機水中吊物時務必注意物體在水中和離水後相差了浮力及車體空間之容積水重，作業時不可只作水中試吊，將會

發生一離開水面後的吊重陡升。

誌謝

本研究承蒙行政院勞工委員會勞工安全衛生研究所102年度研究計畫(IOSH-1023073)經費支持，謹此致謝。

參考文獻

- [1] 行政院勞工委員會。北區、中區、南區勞動檢查所，職災案例，2007-2013。
- [2] ASME B30.5 - Mobile and Locomotive Cranes; 2004.
- [3] 中華民國國家標準。CNS 6426 B1216，起重機剛結構部分之計算標準；2006。
- [4] ISO 4310 Cranes - Test code and procedures; 2009.
- [5] 江海燕、高金花：汽車起重機穩定性影響因素分析。現代機械月刊2009；1：50-1。
- [6] 行政院勞工委員會。勞工安全衛生設施規則；2009。
- [7] JJ. Taborek. Mechanics of Vehicles. Machine Design 1957; May 30-Dec 26.
- [8] 行政院勞工委員會。移動式起重機安全檢查構造標準；2005。
- [9] http://v.youku.com/v_show/id_XMjUzNjA4ODQ4.html：不可思議的吊車。
- [10] 行政院勞工委員會。危險性機械及設備安全檢查規則；2011。
- [11] 日本起重機協會（Japan Crane Association, JCA）。積載型汽車起重機的安全操作要點。

Research Articles

Computer-aided-analysis for Global Stability of Mobile Cranes

Kuo-Ching Liu¹ Chien-Chang Fu² Yuan Kang² Jen-Chieh Liu²
Tzu-Ping Wang²

¹ Institute of Labor, Occupational Safety and Health, Ministry of Labor

² Department of Mechanical Engineering, Chung Yuan Christian University

Abstract

This study investigates the stability of lifting operation for a mobile crane. First of all, in accordance with international standards and national regulations to calculate stability grades basing on the tipping line composed by two supporting points of the crane. Proposed two extend topics, one of which is simultaneous occurrence of wind blow and crane rotate on a slope, estimation of rotating speed limitation for a boom should base on the linear superposition principle of combined load operating security equations. The other will be the danger of lifting submerged stuff. The third issue discussed in this article is the condition of losing anyone of four supporting points. In fact, this condition should be taken as the critical stability. Because the two adjacent supporting points beside the losing reaction point could create a tipping line, this means that the stability moment equal to overturning moment. Due to the complex structure of mobile cranes, there are various changes in postures at simulating of crane lifting operation. It must apply computer-aided modeling to obtain the distribution of weight under various postures of crane to facilitate analysis. This study uses extended legs to be supports, and applies the load of boom with the reaction force of opposite side supporting legs at zero as overturning condition. Utilizing the global lifting simulation to calculate the overturning load, the equal load line of crane lifting operation will be obtained and according to deduce primary and secondary dangerous zone.

Keywords: Mobile cranes, Stability, Rated load, Lifting simulation

Accepted 11 April, 2014

Correspondence to: Yuan Kang, Department of Mechanical Engineering, Chung Yuan Christian University,

E-mail: yk@cycu.edu.tw