

図 2-3-7 杭番号①の表層ケーシングに対する 2 回目の引き抜き作業条件

なお、下部走行体の重心は X-X'軸上にあると考え、すなわち X-X'軸からの水平距離はゼロと見なす。

次に、上部構造体について検討する。ブームの起伏角は 62 度である。ブームの重心はメーカに問い合わせたところ、根元の支点より 14.39m の位置にあることがわかっている。

この根元にある支点は旋回中心から水平に 0.9m、地上から 1.84m の位置にある。従って、ブームの起伏と旋回を考慮した重心の水平距離(x_3)は式(2-11)の通り求めることができる。

$$x_3 = (0.9 + 14.39 \times \cos 62) \times \cos 19.5 = 7.22 \quad (2-11)$$

フロントフレームの重心は根元支点より 8.87m の位置にある。この支点は旋回中心より 1.26m、地上より 1.42m である。従って、フロントフレーム重心までの水平距離(x_4)は式(2-12)の通り求まる。

$$x_4 = (1.26 + 8.87 \times \cos(62 - 10)) \times \cos 19.5 = 6.34 \quad (2-12)$$

クレーバの重心はフロントフレームの根元から 11.30m の位置にあると仮定し、その重心の水平距離(x_5)を式(2-13)で求めた。

$$x_5 = (1.26 + 11.30 \times \cos(62 - 10)) \times \cos 19.5$$

$$= 7.75 \quad (2-13)$$

次に各重心の鉛直距離を計算する。本体関係の重心については鉛直距離が旋回の影響を受けないため値は諸元にある通りであり変更はない。

ブームの重心の鉛直距離(y_3)は、支点の高さとその支点からの鉛直距離成分を計算すればよく、式(2-14)の通り求まる。

$$y_3 = (1.84 + 14.39 \times \sin 62)$$

$$= 14.55 \quad (2-14)$$

フロントフレームの重心の鉛直距離(y_4)は同様にして式(2-15)の通り求まる。

$$y_4 = (1.42 + 8.87 \times \sin(62 - 10))$$

$$= 8.41 \quad (2-15)$$

ケリーバの重心の鉛直距離(y_5)は同様にして式(2-16)の通り求まる。

$$y_5 = (1.42 + 11.3 \times \sin(62 - 10))$$

$$= 10.32 \quad (2-16)$$

本体、ブーム、フロントフレーム及びケリーバの配置より重心(G_x , G_y)を計算すると、表 2-3-4 のとおり水平距離 G_x は X-X' 軸より 0.58m, そして鉛直距離 G_y は地上より 4.42m である。

表 2-3-4 アース・ドリルの部位の質量と重心位置 (X-X' 軸回りの検討, つり荷を除く)

名称	質量 w (t) ①	水平距離 ¹⁾ x(m) ②	モーメント ①×②	鉛直距離 ¹⁾ y(m) ③	モーメント ①×③	
本体	66.7	-2.16	-143.94	1.54	122.59	
本体の内訳	上部構造体	15.2	$x_1=0.62$	-9.42	2.00	30.40
	カウンターウエイト	39.8	$x_2=3.38$	-134.52	2.00	79.60
	走行体 (走行体に直交成分)	21.7	0	0	0.58	12.59
ブーム	7.0	$x_3=7.22$	50.54	$y_3=14.55$	101.85	
フロントフレーム	14.6	$x_4=6.34$	92.56	$y_4=8.41$	122.79	
ケリーバ	7.3	$x_5=7.75$	56.58	$y_5=10.32$	75.34	
合計	95.6	$G_x=0.58$	55.74	$G_y=4.42$	422.57	

1) x は旋回中心殻の距離, y は地表面からの距離である。

2.3.3 静的転倒とつり荷の必要降下高さ

先のX-X'軸回りに対する前方安定度(θ_{sfCl})を計算する. 図2-3-8はX-X'軸に直交するY-Y'面に投影したアース・ドリルの状況を概念的に示す. θ_{sfCl} は転倒方向が履帯に直交した向きであることを考慮して式(2-17)により計算する.

$$\theta_{sf-Cl} = \tan^{-1} \left(\frac{L_s - G_x}{G_y} \right) \quad (2-17)$$

ここで, L_s は旋回中心から履帯側転倒支点までの距離であり, 安定度に補助吊りした表層ケーシングの質量を考慮していない.

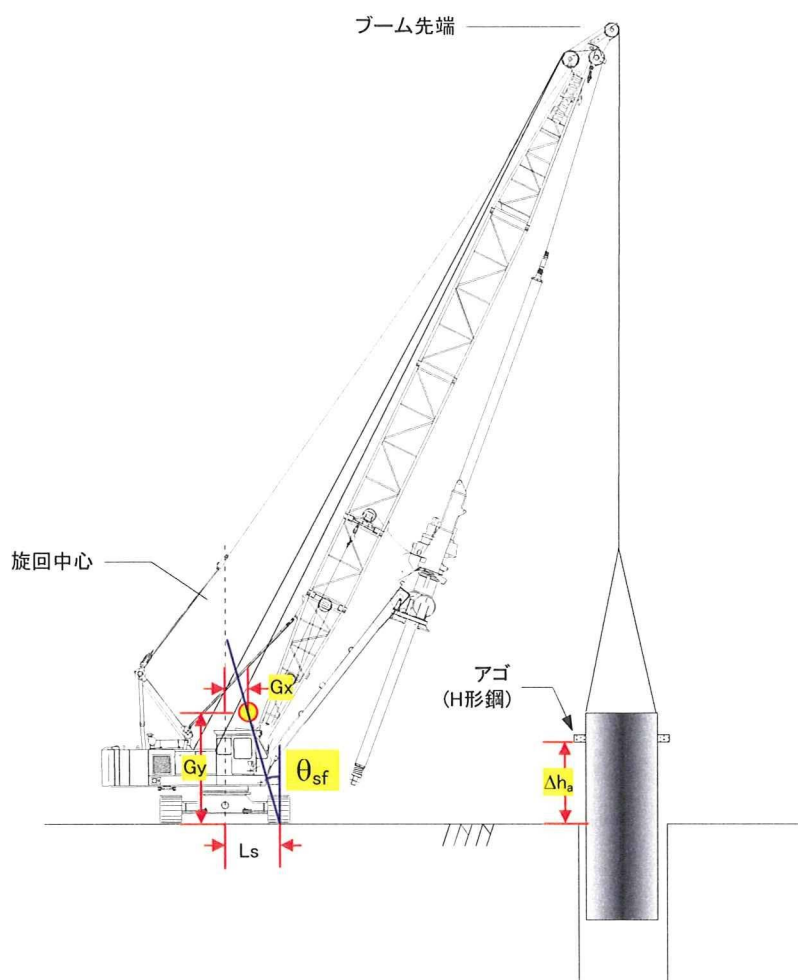


図2-3-8 X-X'軸(図2-3-7参照)回りの安定度の検討

式(2-18)に値を代入すると、 θ_{sf-c1} は次式の通り求まる。

$$\begin{aligned}\theta_{sf-c1} &= \tan^{-1}\left(\frac{1.92-0.58}{4.42}\right) \\ &= 16.9\end{aligned}\tag{2-18}$$

そして、機体が θ_{sf-c1} 傾斜した時に生じるブーム先端の鉛直変位(Δh_{c1})は式(2-19)により求められる。

$$\begin{aligned}\Delta h_{c1} &= 28 \times \{\sin 62 - \sin(62 - 16.9)\} \\ &= 4.89\end{aligned}\tag{2-19}$$

Δh_{c1} の値は転倒に必要な表層ケーシングの降下高さと同値である。すなわち表層ケーシングが接地する以前に、機体が 16.9 度傾いてしまうと、重心は支点の外側に移動するため、たとえつり荷が接地しても転倒に至る。そして、この傾斜に必要な表層ケーシングの降下高さは 4.89m であることがわかった。

前述の通りオペレータは転倒前の作業について次の通り述べている。

「転倒前に表層ケーシングを約 2m つり上げたが、機体の傾斜を感じて(ウインチを巻下げて)降下させようとしたところ間に合わずに転倒した。」

当時のつり上げた高さ(Δh_a)は約 2m であったことから、 Δh_{c1} は Δh_a よりも大きい(式(2-20)参照)。

$$\Delta h_{c1} > \Delta h_a\tag{2-20}$$

従って、本ケースでは表層ケーシングが 2m つり上げられた状態で傾斜しても、アゴ(H形鋼)が接地すると傾斜は停止する。すなわち、機体は傾斜するが転倒には至らないということが本検討より明らかになった。

なお、本検討では機体が傾斜を始めた時点からパイプが接地するまでの間に回転が加速することにより生ずる運動エネルギーは考慮していない。すなわち、上記の検討は静的な釣り合いに基づいて得られた静的転倒に必要なつり荷の降下高さである。従って、回転運動エネルギーを考慮した動的な限界降下高さは先の値よりも小さくなる。次節ではこの動的な限界降下高さについて検討する。

2.3.4 動的転倒とつり荷の限界降下高さ

本項では、つり荷の表層ケーシングが接地するまでの間に、機体に生じた回転運動エネルギーを考慮し、転倒に必要な限界降下高さを検討する¹¹⁾。先に図2-3-8に示した表層ケーシングを補助吊りしているアース・ドリルをモデル化し、その動的転倒プロセスを図2-3-9のように仮定した。

プロセスは4段階に分類した。1)と2)を1次プロセスと称し、このプロセスはつり荷が接地する前までのものである。3)と4)は接地後のプロセスであり、これを2次プロセスと呼ぶ。

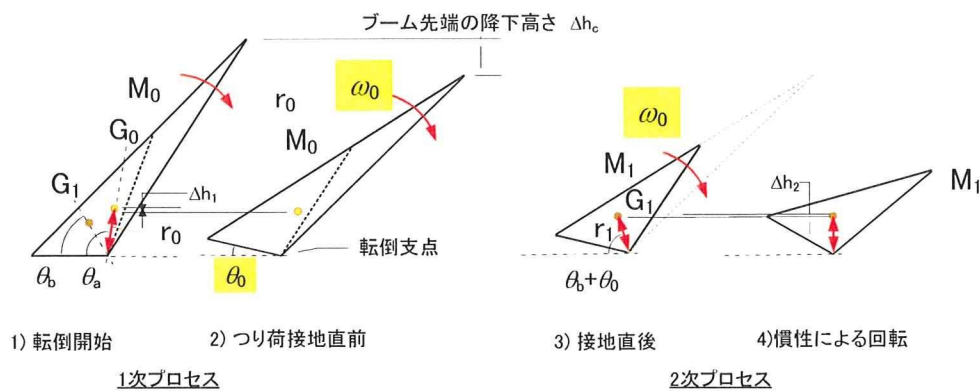


図2-3-9 動的転倒プロセスのモデル化

1)ではつり荷を含む機体の全質量が M_0 であり、重心 G_0 は転倒支点の外側(向かって右側)にある。従って、転倒モーメントが安定モーメントよりも大きく、転倒を開始する。この時、転倒支点から G_0 までの距離を r_0 とする。

2)ではつり荷が接地する直前までの転倒(回転)を示す。傾斜角は θ_0 に増加し、その時の角速度は ω_0 である。傾斜により、位置エネルギー(Δh_1)が角速度 ω_0 の運動エネルギーに保存される。その関係は式(2-21)の通り表される。

$$M_0 g \Delta h_1 = \frac{1}{2} M_0 r_0^2 \omega_0^2 \quad (2-21)$$

ここで、 g は重力加速度である。

3)ではつり荷が接地した後の転倒を示す。全質量はつり荷を除いた値 M_1 に変わる。これに伴って重心とその距離がそれぞれ G_1 と r_1 に変わる。従って、接地前後の運動量は保存されない。しかし、角速度は「2」と「3」で連続すると仮定し、角速度 ω_0 が2次プロセスの運動を継続させる。すなわち、1次プロセスの慣性力により2次プロセスの転倒が継続する。

4)では ω_0 の運動エネルギーが再び位置エネルギー(Δh_2)に保存され、その関係は式(2-22)

で表される.

$$M_1 g \Delta h_2 = \frac{1}{2} M_1 r_1^2 \omega_0^2 \quad (2-22)$$

Δh_1 は幾何学的関係からそれぞれ式(2-23)の通り表すことができる.

$$\Delta h_1 = r_0 \times \{\sin \theta_a - \sin(\theta_a + \theta_0)\} \quad (2-23)$$

ここで, θ_a は重心 G_0 と転倒支点を結ぶ直線と水平面のなす角度である.

また, 機体重心 G_1 が転倒支点の直上に移動し, これを超えると転倒する. すなわち, 重心が転倒支点の直上に移動するために必要な位置エネルギー(Δh_{req})が Δh_2 の値がより大きくなるとアース・ドリルは動的に転倒する(式(2-24)参照).

$$\Delta h_2 > \Delta h_{req} \quad (2-24)$$

転倒に必要な最小エネルギーを幾何学的関係から求め, Δh_2 に代入すると式(2-25)の通り表される.

$$\Delta h_2 = r_1 \times \{1 - \cos(\theta_b + \theta_0)\} \quad (2-25)$$

ここで, θ_b は重心 G_1 と転倒支点を結ぶ直線と水平面のなす角度である.

式(2-21)と式(2-22)をそれぞれ ω_0 について解くと, 式(2-26)の関係が得られる.

$$\Delta h_2 = \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 \Delta h_1 \quad (2-26)$$

得られた式(2-26)に式(2-23)と式(2-25)を代入すると式(2-27)が得られる.

$$r_0 \times \{1 - \cos(\theta_b + \theta_0)\} = r_1 \times \{\sin \theta_a - \sin(\theta_a + \theta_0)\} \quad (2-27)$$

式(2-27)を $\sin \theta$ について解くと式(2-28)の関係が得られる.

$$\sin \theta_0 = \frac{V - \sqrt{V^2 - UW}}{U} \quad (2-28)$$

ここで, U, V, M は次式の通りである.

$$U = B^2 + 1 \quad (2-29)$$

$$V = AB \quad (2-30)$$

$$W = A^2 - 1 \tag{2-31}$$

$$A = \frac{r_1 \sin \theta_a - r_0}{r_1 \sin \theta_a - r_0 \cos \theta_b} \tag{2-32}$$

$$B = \frac{r_0 \sin \theta_a + r_1 \cos \theta_b}{r_1 \sin \theta_a - r_0 \cos \theta_b} \tag{2-33}$$

その結果、ブーム先端の降下高さ(Δh_c)はブームの長さ(L_j)と初期起伏角(θ)を用いて、式(2-34)の通り得られる。

$$\Delta h_c = L_j \times \{ \sin \theta_j - \sin(\theta_j + \theta_0) \} \tag{2-34}$$

この Δh_c は動的転倒に必要な表層ケーシングの限界降下高さと同義である。

式(2-28)から式(2-34)に関する計算を、ソフトウェアMathcad13を用いて行った。なお、本計算を行う重心等の条件は以下の表 2-3-5 の通りである。なお、その他の条件については前述の定義に従った。

- 1)機体質量(M_1)を 95.60t とし、機体とつり荷の合計質量(M_0)は 106.10t とする。
- 2) M_0 の重心(G_0)と転倒支点を結ぶ直線が水平面となす角(θ_0)は 89.3度を 90.0度とし、地表の傾斜や斜め引き抜きによって機体は限界を超えたものとする。
- 3) M_1 の重心(G_1)との角度(θ_1)は 73.1度とした。

表 2-3-5 動的転倒計算における機体条件

プロセス	1次プロセス	2次プロセス
質量(t)	$M_0=106.10$	$M_1=95.60$
重心 (上段：旋回中心からみた重心, 下段：転倒支点からみた重心), (m)	$G_0=(1.84, 6.61)$ $(-0.08, 6.61)$	$G_1=(0.58, 4.42)$ $(-1.34, 4.42)$
転倒支点から重心までの距離(m)	$r_0=6.61$	$r_1=4.61$
転倒支点と重心を結ぶ線と水平面のなす角(deg)	$\theta_0=89.3$ $\cong 90.0$	$\theta_1=73.1$

これらの値を図 2-3-10 に示すプログラムに代入した結果、動的転倒に必要な機体傾斜角(以下、動的転倒角(θ)と呼ぶ)は 0.106 ラジアンと得られた。この値を用いてブーム先端における鉛直変位量を計算した結果、その値は 1.537m となった。この値が動的転倒に必要なつり荷の限界降下高さ(Δh_c)である。

$$\Delta h_c=1.537m \tag{7-27}$$

この Δh_c の値はオペレータが当時つり上げた高さ($\Delta h_d=2\text{m}$)よりも小さく、動的転倒に必要な条件を満足する。従って、表層ケーシングのつり上げ高さが動的転倒に必要な限界降下高さよりも大きかったために、アース・ドリルの傾斜は止まることなく完全な転倒に至ったものと考えられる。

Mathcad13を用いた動的転倒の計算プログラム

1. アースドリルの機体条件

転倒開始時(吊りに接地前)

機体とつり荷の全質量(M0) 全重心と転倒支点を結ぶ直線to水平線のなす角(qa)

$$M0 := 106.1 \quad qa := \frac{90 \cdot 3.14159}{180}$$

支点から重心までの距離(r0) r0 := 6.61

慣性による転倒(吊りに接地後)

機体質量(M1) 全重心と転倒支点を結ぶ直線to水平線のなす角(qb)

$$M1 := 95.6 \quad qb := 73.09 \cdot \frac{3.14159}{180}$$

支点から重心までの距離(r1) r1 := 4.61

2. 予備計算式

$$Aa := \frac{r1 \cdot \sin(qa) - r0}{r1 \cdot \sin(qa) - r0 \cdot \cos(qb)} \quad Bb := \frac{r0 \cdot \sin(qb) + r1 \cdot \cos(qa)}{r1 \cdot \sin(qa) - r0 \cdot \cos(qb)}$$

$$U := Bb^2 + 1 \quad Vv := Aa \cdot Bb \quad Ww := Aa^2 - 1$$

計算結果(機体条件を代入)

$$U = 6.538 \quad Vv = -1.751 \quad Ww = -0.446$$

3. 動的転倒角(qo)の計算式

$$qo := \text{asin} \left(\frac{Vv + \sqrt{Vv^2 - U \cdot Ww}}{U} \right)$$

計算結果(予備計算の結果を代入)

$$qo = 0.106$$

4. 動的転倒に必要なブーム先端の降下高さ(Dhc)

ブーム長さ(Lj)と初期ブーム起伏角(qj)の設定

$$Lj := 28 \quad qj := 62 \cdot \frac{3.14159}{180}$$

Dhcの計算式

$$Dhc := Lj \cdot (\sin(qj) - \sin(qj - qo))$$

計算結果

$$Dhc = 1.537$$

図 2-3-10 Mathcad13 による動的転倒角の計算

2.4. まとめ

2.4.1 転倒原因と問題点

アース・ドリルの転倒原因とその施工における問題点は以下の通りと考えられる。

(1) 外力的要因

1) 転倒モーメントの過大

表層ケーシングとアース・ドリルの間の距離が離れていたにもかかわらず、無理な引き抜きを行ったために転倒モーメントが安定モーメントを上回り転倒した。

2) 安定限界を超えた引き抜き荷重

事故当時の補助吊りは安定限界付近で引き抜くティッピング行為が行われていた。作業半径が大きい条件であったために、引き抜き荷重は定格荷重を上回るとともに、限界(転倒)荷重よりも大きな値であった。

3) 引き抜きと旋回の同時作用

表層ケーシングの引き抜き時に、つり上げと同時に右旋回が行われた。この右旋回は水平分力を生じさせ、表層ケーシングと孔壁の間に生じる摩擦を増加させた。その結果、引き抜き荷重が増加し、転倒モーメントを増加させた。さらに、水平分力は機体に反作用として左に旋回させようとする力、すなわち旋回モーメントを与えた。従って、同時旋回による負荷が機体を一層、不安定化させたと考えられる。

なお、同時旋回を行った理由は杭番号①の西側に存在した作業員詰め所との衝突を避けるためであり、現場敷地内の設備配置と作業位置の関係にも問題があったようである。

4) 引き抜き荷重の不確定要素

表層ケーシングの引き抜き荷重には、不確定な要素が存在する。その理由は、ケーシングと孔壁の間に生ずる摩擦や、敷鉄板等の周辺物体との衝突、ならびに斜め吊りによる負荷の影響が複雑なためである。そのため、引き抜き作業には、過荷重による転倒の危険がある。

(2) 耐力的要因

1) 機体斜め方向に対するつり上げと不安定性(1)

杭番号①に対する引き抜きが機体の側方から 19.5 度旋回した方向、すなわち斜め方向でのつり上げであったために、ティッピング時の接地圧力は 1 つの車軸に集中し、これが支点となる。

一方、下部走行体に対して平行な向きでのつり上げでは、両車軸が支点となる。また、直交する向きでのつり上げでは片側の履帯全体が支点となり、接地圧力は均等に生じる。従って、つり上げが平行して行われる場合と直交して行われる場合には、機

体が比較的安定する。しかしながら、斜め方向のつり上げに時にティッピングさせると、全周方向に対する傾斜の自由度が生じるため、機体はより不安定となる。

2) 機体斜め方向に対するつり上げと不安定性(2)

つり上げ時の支点が一つの車軸に集中すると、地盤に働く接地圧力も増加する。この接地圧力の増加は地盤を沈下させる。敷鉄板が敷設された場合は、その値を低減されるものの、生じた沈下は機体を傾斜させる。本来は認められていないティッピング行為は限界的な安定状態で行われる。そのため、沈下増分が僅かであっても、これにより生じた機体の傾斜増分が転倒の引き金となる場合もある。

3) 引き抜きに必要なつり上げ高さ

クレーン作業では荷のつり上げ高さを地切り程度で抑えることによって、転倒を防止することができる。その理由は、たとえ機体が安定を失っても、すぐに荷を接地させることにより、発生する傾斜は最小限に抑えられるためである。従って、クレーン作業では方法を改善することによって、転倒を防止することができる。

しかしながら、削孔に挿入された表層ケーシングを引き抜く場合には6m程度のつり上げを必要とする。すなわち、過荷重の場合は荷が接地するまでの間に6mの降下を必要とし、機体には大きな傾斜が生じる。この傾斜の値が機体に備わる安定度よりも大きくなると、静的な釣り合いによる転倒条件を満足する。

これに加えて、傾斜増加に伴って機体に生じる回転運動エネルギーは限界傾斜角を減少させる。すなわち、動的安定限界は静的安定限界よりも低くなる。従って、表層ケーシングの引き抜きでは、つり上げ高さが必然的に大きくなることによる安定上の問題がある。

4) 敷鉄板による地盤養生と移動荷重の分散性

本災害と直接的に関係しなかったが、一般的な施工上の問題として、支持地盤の養生問題がある。敷鉄板による接地圧力の分散効果は、その相対的な荷位置により変動する。アース・ドリルやくい打機等の大型基礎工事事業用機械は現場内を移動して施工する。この移動時に生ずる圧力の分散効果と変動レベルは安定性を左右する要因となる。

5) 潜在的な現場地盤の不安定性

セメント安定処理した表層土の一軸圧縮強さを調査した結果、その値には大きな差が見られた。処理が不十分な箇所では期待した支持力が得られず、アース・ドリルの安定性は減少する。

また、本件も含めて都市部の工事では旧建築物の解体を伴う場合が多く、表層付近の土質や強度が不明確となる場合も多い。さらに、現場は建築物の支持に杭基礎を必要とする強度条件の地盤である。以上のことから、基礎工事には支持地盤の不安定性による転倒の危険も潜在すると考えられる。

(3) 作業計画の不備等による要因

1) 引き抜き作業に対するアース・ドリルの不正使用

アース・ドリルによる補助吊り作業はマニュアルに記述された使用方法である。しかし、この補助吊り作業とは工事用品(表層ケーシング, 鉄筋, トレミー管)を削孔へ吊り込む作業のことであり, 引き抜きに使用してはいけない。

2.4.2 再発防止対策について

同種災害の再発防止には以下のような対策の実施が必要と考えられる。

1) 適切な機械を使用した引き抜き作業の実施

アース・ドリルによる表層ケーシングの引き抜きは補助吊り作業として認められていない。従って、引き抜きには適切な機械と設備を用意し、作業することが必要である。

2) 補助吊り作業に用いるアース・ドリルの安全性の向上

補助吊り作業におけるつり荷の質量は場所打ち杭の長尺化と大口径化により増加している。アース・ドリルの構造的な安全性と転倒に対する安定性を確保するためには、過負荷防止装置を装備する移動式クレーンと同等な性能を有することが望ましい。

3) 補助吊り作業に関する事前計画の策定

補助吊り作業に関するつり荷の質量と作業半径を事前に検討し、アース・ドリルの配置を明らかにする。必要な補助吊り性能を満足する機種を選定する。特に、作業半径は安定性を左右する重要な要因であるため、機械配置の検討においては同時並行する作業への影響も考慮することが必要である。

質量 100t を超える大型機械の安定確保は極めて重要な問題であり、機体の安定度、補助吊りの荷重と作業半径ならびに支持地盤の安定性に関する検討が必要である。定量的な検討に基づいた安全性の向上も必要である。

4) 定格荷重を超える補助吊りの禁止

定格荷重は限界荷重に対して 1.27 倍以上の安全率が考慮された値である。従って、定格荷重を超えるつり荷を吊っても限界荷重以下であれば転倒しない。実際の現場作業では限界状態を利用したティッピング行為も行われているように聞く。しかしながら、定格荷重を超えた補助吊り作業は突発的な不安定問題の発生に対する余裕を減少させるため危険である。補助吊り作業は定格荷重以内で行わなければならない。

5) 引き抜き作業におけるつり上げの安全確保

削孔に挿入された長尺な表層ケーシングの引き抜きでは、つり上げ高さが大きいことによる特有の危険要因が存在する。従って、引き抜き作業を行う場合は安定に関する余裕を十分に確保することが必要である。

6) アース・ドリルに関する安定度の確認

車両系建設機械構造規格では、くい打機の安定度を定めているが、アース・ドリルについては特に定めていない。しかしながら、実施する作業と機械の構造的な類似性を考えると、同様な安定度の要件を備えることが転倒防止上必要と考えられる。なお、安定度を国際的に比較すると、使用条件や数値に違いも見られる。閾値と安全レベルの関係については、今後研究による解明が必要である。

7) 履帯に生じる接地圧力の検討

アース・ドリルを含む基礎工事用の機械は大型であり自重が 100t を超えるものも珍しくない。設置地盤の支持力は機械の安定を左右する重要な要因である。設計上の外力、

すなわち接地圧力については、通常の使用範囲である機体の安定度に基づいて計算されている。しかしながら、今回の事例では斜め方向に対する補助吊りがティッピング状態で行われた。その結果、1つの車軸が支点となり、圧力は集中した。すなわち、想定外の接地圧力が地盤に働いた。従って、接地圧力の最大値は、補助吊りの限界荷重と機体質量の和がティッピング状態の履帯に働いた時の値であることをふまえ、支持地盤の安定性を検討する必要がある。

8) 設置地盤の養生の実施

支持地盤の養生にはその効果を左右する変動要因が存在する。一つは浅層混合によるセメント安定処理であり、その強度は処理方法に起因したバラツキを生じやすい。目標強度を得るために確実な処理を実施するとともに、適切な余裕を見込むことが必要である。また、敷鉄板による圧力の分散効果は相対的な載荷位置の関係に左右される。分散効果を高めるとともにこの変動を小さくするためには、隣り合う敷鉄板を架橋するように重複配置させることが有効である。なお、敷鉄板の敷設方法の違いが接地圧力の分散効果に与える影響は設置地盤の支持力条件にも関連するため、今後研究による解明が必要である。

9) 安定設置と支持力安全率に関する検討

今回の災害では設置地盤の支持力不足が転倒の直接的な要因とはならなかったが、過去の災害には設置地盤の不安定性に起因したものも多く見られる。労働安全衛生規則ではくい打機、くい抜機及びボーリングマシンに対する脚部の沈下防止を義務づけている。同種の基礎工事用機械であるアース・ドリルにおいても、沈下防止措置が安全上必要である。

安定設置に必要な沈下量の閾値や支持力安全率については、定量的な基準が定められていないが、当研究所の安全資料¹⁰⁾では、移動式クレーンの安定設置に必要な支持地盤の安定要件を述べており、この中で支持力安全率の値を提案している。荷をつり上げた状態にある移動式クレーンはトップヘビーな構造を有するため、支持地盤の破壊によってアウトリガーに生じる沈下量と沈下速度の違いが安定性を左右する。機体と地盤の相互作用による転倒メカニズムと両要因の不確実性を考慮した検討がなされており、脆性的な破壊により急激な沈下の可能性がある地盤の支持力安全率を3.0以上、延性的な破壊による緩慢な沈下を生じる地盤の支持力安全率は1.5以上とすることを提案している。従って、補助吊り作業における基礎工事用機械は移動式クレーンとの類似するものであり、両閾値に基づいた措置が安全上有効と考える。

なお、基礎工事用機械は補助吊り作業時における安定性のほか、現場内を自走して移動する際の安定性も検討する必要がある。現場地盤の平坦性と支持力に関する安定自走の要件については未解明な問題であり、今後研究により解明される必要がある。

10) 基礎工事の安全化

施工現場の地盤養生については、安定要件の基準化を求める声も聞かれる。特に都市

部の工事では古い建築物の解体後に新築される場合が多く、埋め戻し等によって土質条件や埋設物の状態，ならびに表層地盤の支持力は不明確な場合も多い。しかしながら，現場地盤の養生基準は明確でなく，十分な費用は積算されていない現状がある。基礎工事の安全化には，定性的な注意に加えて定量的な基準を示し、事業者が具体的な対策を講じられるようにすることも必要と考えられる。

2.5. 参考文献

- 1) 杭基礎施工便覧：(社)日本道路協会, pp.2-15, 2006.
- 2) 安衛法便覧Ⅰ平成19年度版：労働調査会, pp.959-962, 2007.
- 3) 基礎工事業の安全作業手順<場所打ち杭編>：(社)建設業労働災害防止協会, pp.4-21, 2001.
- 4) セメント系固化剤による地盤改良マニュアル(第二版)：(社)セメント協会, pp.49-87, 2000.
- 5) 安衛法便覧Ⅰ平成19年度版：労働調査会, pp.1544-1545, 2007.
- 6) 移動式クレーン, 杭打ち機械等の支持地盤養生マニュアル：(社)日本建設機械化協会, pp.9-22, 2000.
- 7) 安衛法便覧Ⅱ平成19年度版：労働調査会, pp.513, 2007.
- 8) 基礎工事機械 安全 第一部 くい打ち機の要求事項, 日本工業規格, JISA8509-1-2007, 2007.
- 9) 地盤調査法：(社)地盤工学会, pp.345-353, 1999.
- 10) 土質試験の方法と解説：(社)地盤工学会, 2000.
- 11) 玉手 聡：移動式クレーンの安定設置に必要な地盤の支持力要件, 産業安全研究所研究資料, NIIS-SD-No.22(2006), 2006.
- 12) 堀 智仁, 玉手 聡：敷鉄板の載荷位置と地盤支持力に関する模型実験, 平成21年度土木学会全国大会, 2009.

第3章 くい打機のモデル化と実験装置の開発

本研究では、現場内を自走するくい打機の転倒危険性を明らかにするために、その実験的な解明を行った。この実験では新たに、くい打機の小型模型を開発し、遠心場走行実験を行った。従って、くい打機のモデル化とその実験装置の開発は、本研究における重要なテーマに位置づけられる。

平成19年度にくい打機の第一段階の小型模型を試作し、これを用いたパイロットスタディーを行った。遠心場において模型を走行させて、実大と同様な挙動を再現することが可能かを検討した。

遠心力を小型模型に与えることにより実機と同レベルの接地圧力が再現される。そのため小型模型は遠心力に対して必要十分な強度を有する必要がある。また、動的实验に関する相似則を満足させるために、重心等を一致させた物理モデルとする必要がある。さらに、実大と同じ速度を再現できる走行性能を与える必要があった。

平成19年度は第一段階の模型を開発し、これを用いた性能確認実験を行った。その結果、モデル化における問題点を明らかにできた。平成20年度は、この問題を解決するために大がかりなハード面の改修を行った。これにより実験の精度が高められ、データを効率的に蓄積することができた。

平成21年度は前年度(平成20年度)の実験結果を詳細に検証し、後述するいくつかの項目について小規模な改善を行った。また、過去2年間に実施した一連の実験によって、小型模型は損傷を受けていたため部材等の交換も併せて実施した。その結果、平成21年度は実験システムをさらに高度化することができ、信頼性の高いデータを蓄積することができた。

本章では、現場内を自走するくい打機のモデル化とこれを再現するために開発した小型模型の概要を紹介し、次いで、今年度に改善した部分を述べる。そして、実験方法および用いた実験装置を整理し、模型地盤に与えた条件とその評価、ならびに機械側条件について述べる。

3.1 小型くい打機械模型の作製

3.1.1 くい打機のモデル化

くい打機の小型模型を遠心場走行実験用に作製するにあたって、図3-1-1に示すくい打機を参照して模型を開発することとした。表3-1-1にモデル化の元にしたくい打機実機の諸元を示す。この機械は全装備重量が542.02kN(55.3t)であり、この種の機械としては中型のものと言える。

各部の重心座標はフロントスプロケットで支持された履帯の接地面、すなわち転倒支点からの距離であり水平距離 x は車体後方を正とし、鉛直距離 y は上方を正とした。

機体全体の重心(G_x , G_y)より得られた安定度は8.2度である。機体重量を履帯の全接地面積で除して得られる平均接地圧力は101kPaである。

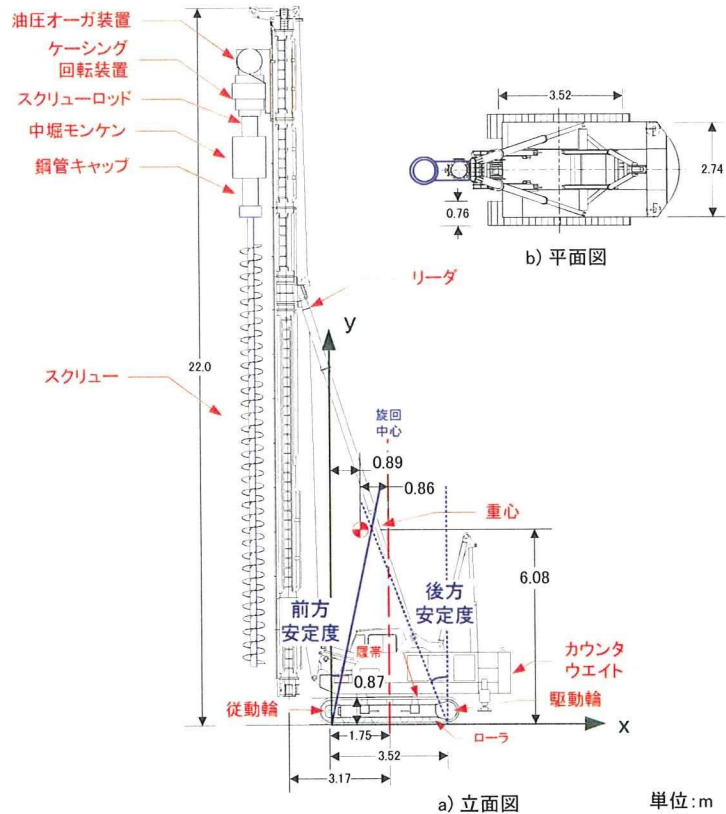


図 3-1-1 モデル化に用いたくい打機の概略図

表 3-1-1 モデル化したくい打機の実機の諸元(近畿イシコ(株)M50B)

	各部の名称	重量(kN)	水平距離 x , (m)	鉛直距離 y , (m)	水平モーメント (kN・m)	鉛直モーメント (kN・m)	長さ(m)
下部 走行体	機体合計重量	336.24	2.58	1.43	868.17	482.17	
	追加ウエイト	0.00	4.30	2.20	0.00	0.00	0
リーダー 一部	リーダー合計重量	99.27	-1.42	9.99	-140.77	992.14	20.5
	チェーン ASSY	7.53	-1.75	19.70	-13.17	148.27	22
	圧入引き抜き駆動装置	27.44	-2.25	19.20	-61.74	526.85	2.3
アース オーガ 類	油圧オーガ装置	14.70	-2.45	18.60	-36.02	273.42	1
	ケーシング回転装置	2.94	-2.45	17.80	-7.20	52.33	0.5
	スクリーロッド	0.98	-2.45	17.80	-2.40	17.44	0.6
	スクリーロッド-2.5m	1.96	-2.45	16.25	-4.80	31.85	2.5
	中堀モンケン	29.40	-2.45	16.45	-72.03	483.63	1.5
	鋼管キャップ	9.80	-2.45	15.20	-24.01	148.96	1
	スクリー600-2m	3.63	-2.45	14.00	-8.88	50.76	2
	スクリー600-5m	8.13	-2.45	10.50	-19.93	85.41	5
	合計	542.02			477.21	3293.23	
	重心座標	$G_x=0.89m, G_y=6.08m$		安定度	8.2 度		
	履帯幅(m)	0.76		設置面積(m ²)	5.35		
	履帯長(m)	3.52		平均接地圧力 (kPa)	101		
	実機トレッド(m)	2.74		走行速度(km/h)	1.6 (45cm/sec)		

3.1.2 模型の構成と諸元

模型の重心と安定度を明らかにするために、模型を構成する部材の質量とその重心位置を調査した。表 3-1-2 は模型を構成する部材の名称とその質量，ならびに各部材中心までの水平距離(x)と鉛直距離(y)を示す。なお，座標の原点は図 3-1-1 と同様に，前輪車軸の接地面を原点とした。x は機体後方側を正とし，y はリーダー上端方向を正とした。

機体のみ合計質量 (M) は，3102.8g であり，全体の重心位置(G_x, G_y)は(5.4cm, 14.5cm)である。

表 3-1-2 模型の構成部材と質量分布

部材名称		質量(g)	水平距離 ¹⁾ x(mm)	鉛直距離 y(mm)	
下部走行体	筐体	1230.0	70.0	27.0	
	バッテリー	130.3	128.0	105.0	
	制御ボックス	333.9	43.0	90.0	
	キャッチホーク	54.1	-31.0	33.0	
	ギアボックス	376.5	130.0	63.0	
	動力モーター部	210.0	159.0	107.0	
上部構造体	リーダー部	3点支持棒(2本)	61.3×2	65.0	230.0
		リーダー(上部)	312.0	-57.0	615.0
		リーダー(下部)	291.0	-57.0	235.0
	アース	載荷板	42.4	-72.0(= x_b)	830.0(= y_b)
	オーガ類	付加質量	m (変数)	-102.0(= x_a)	840.0(= y_a)
合計(付加質量を除く)		3102.8(=M)	54.0(= G_x)	145.0(= G_y)	
履帯幅(mm)		30.0	設置面積(mm ²)	8400.0	
履帯長(mm)		140.0	平均接地圧力 ²⁾ (kPa)	90 (at 25g 場)	
実機トレッド(mm)		115.0	標準走行速度(km/h)	1.6 (444mm/sec)	

- 1) 前輪を原点とした各部材重心までの距離
- 2) 付加質量を含まない場合の値

表 3-1-3 実機と模型における主要諸元の比較

	くい打機						
	実物 ¹⁾			1/25 模型 ²⁾			
重量と重心距離 ³⁾	重量(kN)	水平 x(m)	鉛直 y(m)	重量(N)	水平 x(mm)	鉛直 y(mm)	
下部走行体	336.24	2.58	1.43	22.9	84.7	53.5	
上部構造体	リーダー部	134.24	-1.61	12.42	7.1	-36.4	397.6
	アースオーガ類	71.54	-2.45	16.00	0.4	-7.2	830.0 ⁴⁾
合計重量	542.02kN			30.4N (25g 場では 760N)			
接地圧力(kPa)	101			90			
走行速度(km/h)	1.6 (=444mm/sec)						

- 1) アースオーガ類に施工機械を含む
- 2) アースオーガ類に付加質量を含まない
- 3) 前輪を原点とした各部材重心までの距離
- 4) 載荷板をリーダーの上端にセットした場合

くい打機の実機と模型の主要諸元の比較を表 3-1-3 に示す。1g 場における走行模型の自重は 30.4N である。しかし、25g の遠心場では自重が 25 倍に増加する。これによって、遠心場模型の履帯面に働く接地圧力は実機と等しく再現することができる。従って、小型模型の筐体は 760N の自重を支持可能な強度を有しなければならない。

動的実験の相似則を満足するためには、走行速度が実機と小型模型において等しく再現する必要がある。従って、小型模型は 25g の遠心場で 444mm/sec の速度で自走可能な動力性能を備える必要がある。

写真 3-1-1 は小型模型の外観を示す。機体に対する相対的な重心位置を実機と小型模型の間で等しく再現できるように、モーター、減速機ならびにバッテリー等の部材を配置した。

写真 3-1-2 は動力モーター部を示す。最大回転数が 4 万回転の小型モーターを 2 個搭載する。2つのモーターは左右の履帯を独立して駆動する。モーター軸にはピニオンギアが備わり、後述するスパーギアに接続する。ピニオンギアの歯数は 20 である。ピニオンギアの下部には検知盤が備わる。検知盤は軸対象な位置に切り欠き部が設けられている。センサーで単位時間における切り欠き部のカウント数から回転数を計算しこれを、後述する制御ボックスにて演算処理して走行速度をフィードバック制御する。

写真 3-1-3 は制御ボックスである。前述のモーター回転数に関する制御するための電子回路が備わる。さらに、走行模型はワイヤレスで走行が操作される。そのため走行に係わる命令信号の送受信を行うための電子回路も備わる。

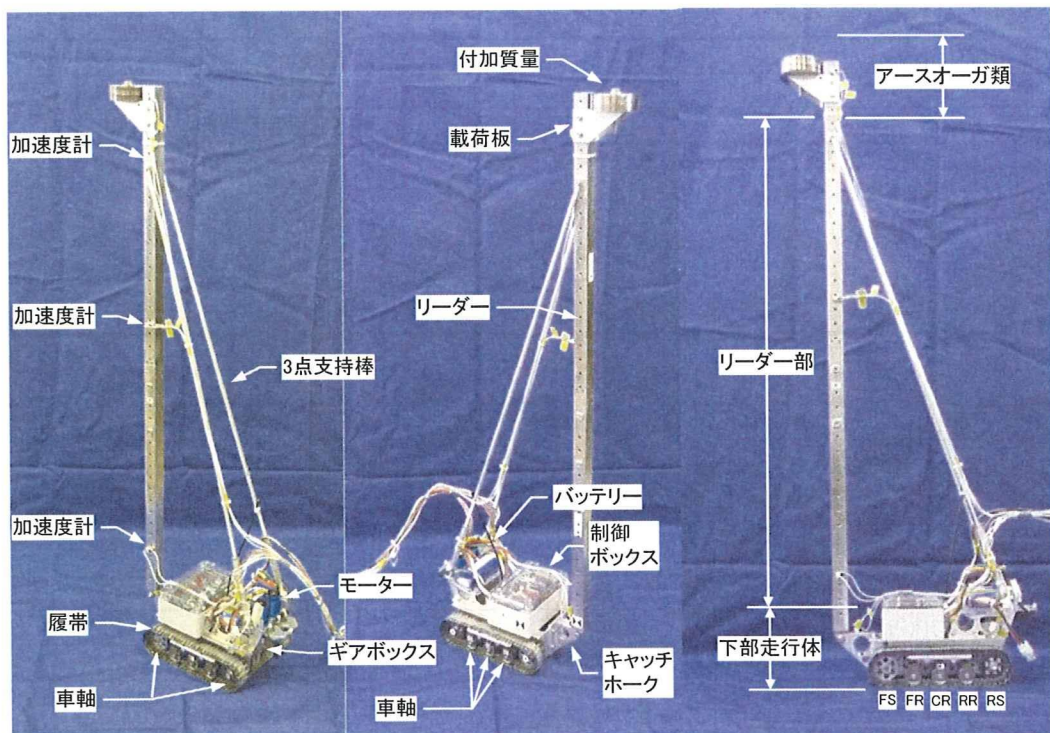


写真 3-1-1 作製したくい打機模型