トラッククレーンがくい抜き作業をする時の機体の動的挙動*

長谷川 光彦*¹ 里 中 直 樹*² 木 城 和 雄*³

Dynamic Behavior of Truck Cranes in Pile Pulling out Motion
Mitsuhiko HASEGAWA Naoki SATONAKA Kazuo KISHIRO

The behaviors of a truck crane during pile pulling out, tipping and load hoisting are numerically analyzed, using FEM model with nonlinear elements. To verify the analysis, experimental tests are carried out using a scale model.

The numerical results are in good agreement with the experimental data. The differences between the dynamic stress and rope tension for each motion are clarified.

Key Words : Transient Response, Simulation, Nonlinear Vibration, Materials Handling Equipment, Truck Cranes, Box Jib, Pile Pulling out, Tipping, Load Hoisting

1. 結 論

移動式クレーンは主に荷役作業に使用される機械として作られている。しかし、近年くいや矢板を引抜くような土木作業にも多く使用されるようになってきた。そのため、設計時には予想されない思わぬ破壊事故が発生することがある。

通常、くいを引抜くにはウインチで引張り上げるが、急に抜けた直後に大きな振動が生じる。また、抜けないときにはチップングと呼ばれる方法を用いることがある。これは、機体を転倒直前まで倒したあと戻るときの運動エネルギーを利用した動的なくいの抜き方であり、機体の重要な構造部分に衝撃力が作用して破壊・破損することが多く危険で、禁止されている。

このように、くい抜き作業時には機体が大きい振動や運動をするので動的挙動が重要である。しかし、運動が複雑なために、これまで動的解析にほとんど手が付けられておらず、その挙動は不明の点が多い。チップングの場合は事実が隠されるのでなおさらである。

そこで、本研究では箱形ジブを装備したトラッククレーンが通常のくい引抜き作業とチップング作業を行なう場合の動的解析の方法を開発し、それぞれの場合の機体の基本的動的挙動を明らかにし、その特徴を比較検討した。

2. 解析方法

2.1 チップング作業

2.1.1 チップング作業中の運動 図1は通常のくい抜き作業とチップング作業を比較した説明図である。チップング作業の手順は、ウインチによりロープを過剰に巻取り、機体の一部が浮いて転倒に近くなるように傾けて停止する(図1の破線の状態)。その状態から急にウインチのブレーキを開放して、機体を自由落下・回転させ、着地の直前に再びブレーキを瞬間的に作用させる。その時発生する衝撃的荷重によってくいを抜く。

チップング作業において、その前半のブレーキ開放中の運動は剛体回転運動と見なせる。ブレーキ作用後の運動は、アウトリガの浮きと着地の状態、くいの固

a. 通常のくい抜き作業 b. チップング作業

図1 くい抜き作業の比較説明図

* 平成元年9月22日 北陸信越支部信越地方講演会において講演、原稿受付 平成2年2月22日。

*¹ 正員、長岡技術科学大学(〒940-21 長岡市上富岡町1603-1)。

*² 正員、大阪府立工業高等専門学校(〒572 寝屋川市幸町26)。

*³ アルプス電気(株)(〒976 相馬市小泉字沖ノ内16)。

着と引抜かれている状態、ロープの非圧縮性により非線形振動となる。このような運動は、ラグランジュの方程式から運動方程式を求めて⁽¹⁾⁽²⁾非線形性を考慮すれば解析できるが、運動方程式を導く作業に熟練と多くの労力を必要とする。

そこで、ここでは前半の運動と後半の運動を分けて解析する。まず、前半の運動は剛体回転運動であるとして、解析的に解く。後半の非線形振動解析は有限要素法を用い、非線形要素を導入する。振動解析の初期条件は剛体回転運動の解析解より得られる各要素の速度、加速度の値とする。これらの全体の解析の流れを図2に示す。

2.1.2 剛体回転運動の解析 前半の剛体回転運動はアウトリガ接地部を回転中心とする構造全体の回転運動である。この運動解析にあたり図3の剛体回転モデルを用いる。ここで、ブレーキ開放から t_n 秒後に再ブレーキするものとし、その時の機体の重心の位置 θ に関する運動を解析的に求める。初期位置 θ_0 。重心での質量 m によって生ずる支点回りの重力モーメントが支点回りの慣性モーメント J による慣性力と釣り合うことから、重心の運動方程式は次式となる。

$$J\ddot{\theta} = -mg\ell \sin\theta \quad \dots (1)$$

$$J\Delta\ddot{\theta} = -mg\ell (\Delta\theta \cos\theta_0 + \sin\theta_0)$$

ここに $\dot{X}$ 、 $\ddot{X}$ は時間の一階微分 dX/dt および二階微分 d^2X/dt^2 を表す。また、第2式は θ の初期値 θ_0 。近傍での近似式であり、 $\Delta\theta$ はそれらの偏差で、次のようにとっている。

$$\Delta\theta = \theta - \theta_0 \quad \dots (2)$$

式(1)の解は次式で与えられる。

$$\Delta\theta = S(\cos\omega_n t - 1) \quad \dots (3)$$

ここに、

$$S = \tan\theta_0 \quad \dots (4)$$

$$\omega_n = \sqrt{(mg\ell/J)\cos\theta_0} \quad \dots (5)$$

いま、 $t=t_n$ の時の $\Delta\theta$ 、 $\dot{\Delta\theta}$ 、 $\ddot{\Delta\theta}$ から機体の節点 i の変位

u_i 、速度 $\dot{u}_i$ 、加速度 $\ddot{u}_i$ を求めると次式となる。

$$\begin{aligned} u_{xi} &= S(\cos\omega_n t_n - 1)r_i \cos\theta_0 \\ u_{yi} &= S(\cos\omega_n t_n - 1)r_i \sin\theta_0 \\ u_{\theta i} &= S(\cos\omega_n t_n - 1) \\ \dot{u}_{xi} &= -S r_i \omega_n \sin\omega_n t_n \cos\theta_0 \\ \dot{u}_{yi} &= -S r_i \omega_n \sin\omega_n t_n \sin\theta_0 \\ \dot{u}_{\theta i} &= -S \omega_n \sin\omega_n t_n \\ \ddot{u}_{xi} &= S r_i \omega_n^2 \cos\omega_n t_n \cos\theta_0 \\ \ddot{u}_{yi} &= S r_i \omega_n^2 \cos\omega_n t_n \sin\theta_0 \\ \ddot{u}_{\theta i} &= S \omega_n^2 \cos\omega_n t_n \end{aligned} \quad \dots (6)$$

これらのうち、速度と加速度の値を後半の非線形解析の初期値として代入する。

2.1.3 非線形振動の解析 後半の非線形振動解析には図4のような有限要素モデルを用いることとした。クレーン構造部分をラーメン要素により表わし、

図3 チッピング作業中の剛体回転運動解析用モデル

図4 チッピング作業中の非線形振動解析用の有限要素モデル

図2 チッピング作業中の運動解析全体の流れ

さらに構造要素でないカウンタウエイト部、ジブ先端部、くい部の節点の位置にそれらと等価な質量を付加している。

有限要素モデルは剛体回転状態では解析できないので、アウトリガ接地部に仮想的な非線形要素①を導入して、浮いた状態では極めて弱いばね定数で支持し（図5 aのState I）、着地状態ではばね定数を大きな値とする（図5 aのState II）。この折線で表わされる特性の折れ点の位置を決める値 δ は再ブレーキ時のアウトリガが着地するまでの高さに対応しており、チップング作業において重要な作業ファクタである。

また、くいは初め土に固着しているが、土の最大摩擦力 P_{max} を超えると抜けて行く。この現象を表わすためにくいの部分に仮想的な非線形要素②を導入し、固着の状態（図5 bのState III）と摩擦力を受けながら抜けている状態（図5 bのState IV）を取扱うようにする。さらに、この要素においてロープの非圧縮性を考慮し負の反力が生じない状態（図5 bのState V）を併せて取扱うようにする。

さらに、非線形要素②にはくいが断続的に引抜かれる時図5 bの破線に示すようなヒステリシス特性が必要である。そこで、くいが抜けている状態(State IV)において軸力 f が $f < P_{max}$ となる時、その位置でくいを固定させる。すなわち、State IIIの直線をくいのその時の位置に平行移動する。

図5 非線形要素のはね特性

表1 チッピング作業中の非線形要素の状態組合せ

Case No.	State	
	Element①	Element②
1	I	III
2	I	IV
3	I	V
4	II	III
5	II	IV
6	II	V

これらの非線形特性は全て運動方程式の一外力項に等価な外力を加えることにより実現した。二つの非線形要素の状態I IIとIII IV Vの組合せを整理して表1に示す。これらの状態はチップング作業中短時間のうちに変化するので、解析時には状態を判定して状態組合せを求め、非線形要素の定数を決定しなければならない。解析の初期状態はアウトリガが浮いており、くいが固定されて、ロープに張力が作用する状態、すなわち表1のCase No.1である。この後は運動状況により逐次変化してゆくが、最終的にはアウトリガが着地し、くいが少し抜け固定し静止するCase No.5あるいはCase No.6となる。

2.1.4 プログラミングと数値解析 運動方程式の解法はニューマークの β 法を用いた。プログラミング言語はTurbo Pascalを使用し、16bit パーソナルコンピュータによって数値計算を行なった。

2.2 通常のくい抜き作業 通常のくい抜き作業では初めにくいが固定されている状態と、その後抜けて空中に在る二つの状態があり、くいが抜けて空中に移るとき大きな振動を生ずる。そのときの運動を近似的に取り扱い、図6のようにくいの質点に等価外力 F_e を作用させて解析する。その F_e はくい固定時にロープ

図6 通常のくい抜き作業解析用有限要素モデル

図7 通常のくい抜き作業解析用の等価外力モデル

巻上げに伴う荷重の増加部分と、抜けてからのくいの自重部分をモデル化した図7の外力波形を定める。これにより二つの状態変化は考慮しなくてすむので、解析は図6の線形要素のみの有限要素モデルで行なう。ほかにはチップング作業のときと全く同じようにして数値解析を行なうことができる。

3. 実験方法

3.1 クレーンモデル 解析の妥当性を検証するために実験を行なった。文献(1)(2)においては実験に実機を用いたが、このチップング作業においては実機実験は危険であり出来ない。そこで、ここでは図8のようなクレーン縮尺模型を用いた。寸法は実機の約1/40であり、クレーン台車、カウンターウェイト、ジブ、アウトリガ、ウインチ、ロープ、つり荷から構成されている。

このクレーン模型は通常くい抜きおよびチップング作業ができるように作成されている。通常くい抜き作

業が出来るように、ロープ巻上げモータ、減速機、ウインチドラム、シープを取り付けてある。また、チップング作業時に機体が回転でき、さらに回転中心が明確になるように、つり荷側のアウトリガ接地部をピン固定している。

実験に使用したクレーン模型の機体各部の定数一覧を表2に示す。

3.2 計測方法 図8に示すようにジブ下部に歪ゲージを貼付けジブ応力を計測した。台車前後の二か所にポテンシオメータを取付け台車変位を、またロープ下端にロードセルを取付けロープ張力を計測した。

3.3 チップング作業の実験方法 くいには長方形のアルミニウム板 $500 \times 50 \times 1.5$ 、質量 0.07 kg を使った。くいを打込むのは、土の代わりに砂を用いた。くいを砂の中に打込んでおく深さは 120 mm とした。

作成したクレーン模型のウインチにはブレーキの機能がないので、次のようにしてチップング作業を行なわせた。まず、くいを砂の中に打込み、アウトリガの反支点側のアウトリガの足下にチップング高さに等しい厚さ δ のスペーサを挿入する(図8参照)。ウインチでロープを巻取り、ロープのたるみを無くする。つぎに、スペーサを剛体回転高さ h 分だけ厚くしたものにに入れ替えて、そのスペーサを素早く引き、くいを抜く。

4. 解析結果と実験結果の比較検討

4.1 通常くい抜き作業 くいの打込み深さを 120 mm とし実験を行なった結果、ロープの最大張力 P_{max} は約 5 N であったので、解析ではこの値を用いた。この時の解析結果と実験結果の比較を図9に示す。ジブ応力の実験波形は初めほぼ直線的に上昇し、くいが抜けたとたんに約 0.4 秒の周期で大きな減衰振動に移る。解析波形もこの実験波形の特徴を良く表わしている。よって、等価外力を用いる解析方法とその波形がほぼ妥当であるといえる。

4.2 チップング作業の結果 くいの打込み深さを通常くい抜きと同じ値で実験を行ない、 $P_{max} = 5 \text{ N}$ で解析を行なった。剛体回転運動の時間 t_h (剛体回転高さ h) の影響はわずかであった。そこで、 $h=0$ 、 $\delta = 12 \text{ mm}$ の場合について解析結果と実験結果の比較を図10に示す。応力波形、ロープ張力はともに約 0.15 秒の周期で上昇下降をする急峻な波形を繰返している。このような複雑な波形にもかかわらず、解析結果は実験結果におおよそ一致しており、チップング作業の解析方法や用いた近似が妥当であることがわかる。

図8 実験に使用したクレーン縮尺模型

表2 実験モデルの機体各部の定数一覧表

Symbol	Items	Values	Unit
m	Mass of Crane Body	1.51	Kg
m_c	Mass of Counter-weight	0.64	Kg
m_p	Mass of Pile	0.07	Kg
J	Inertia of Crane Body	1.16×10^{-2}	$\text{Kg m}^2/\text{s}$
k_o	Stiffness of Outrigger	4120	N/m
k_w	Stiffness of Wire Rope	5700	N/m
$W \times H$	Width & Height of Jib Section	19×3	mm

5. 考察

5.1 チッピング作業時の動的特性 図10の解析結果に加えて、くいの抜き量の時間変動の結果図11を併せて比較検討した結果、つぎのようなことがわかった。

- (1) ジブ応力とロープ張力は共に二つの山があるが、応力の波形はサイン曲線的に滑らかであるのに対し、ロープ張力の波形は急峻であり、形状が異なる。
- (2) ロープ張力の波形は、ジブ応力のピークを過ぎて谷に近くなった時に間欠的に鋭いピークを生ずる。
- (3) ロープ張力 $T_R > 5N$ のときくい抜きが抜ける。
- (4) くいの抜きのは極めて短い時間中に限られる。
- (5) 抜けた量は約50mmと打込まれた量120mmより少なく、一回のチッピング作業ではくい抜きが完了してない。そのために、作業後のジブ応力もロープ張力も零にもどらず、ある値に留まっている。

いっぽう、ジブの先端の動きを定性的に考察するなら図12の η : large の一点鎖線のようになる。ここに η はジブ先端のたわみ量であり、実線は初期の状態、一点鎖線は回転中の状態を表わす。ジブ先端の運動は初めは x 軸の負方向が主で y 軸方向にほとんど動かないが、その後急に y 軸方向にも運動する。このような運動が原因でロープ張力は初めは零であり、その後急に衝撃的な張力を生じたといえる。

さらに、上述の(2)の挙動から、ロープ張力はジブ

図9 通常くい抜き作業時の解析結果と実験結果の比較

のたわみが最大からある程度戻った時生じていることが分かる。すなわち、ジブ先端の剛体回転速度にたわみ戻り速度分が加わえ合さり速度が大きくなっている時にロープ引張力を生じている。このときのジブの運動エネルギーがくい抜き仕事に利用される。

ジブの曲げ剛性が低い程ロープ張力を生ずるまでの時間は長くなるので、その時のジブ速度は速くなり、したがって衝撃力は高くなる。このことは設計者の経験的知識とも一致する。また、最近ジブの軽量化、長尺化が進み、ジブ先端のたわみは予想外に大きい。一般のジブはたわみ η とジブ長さ l の比が $1/100$ 程度以下であり、天井クレーンの場合の $1/800$ 以上に比べて $1/8$ 以下しかない。そのためにチッピング作業時に特徴的な衝撃力が発生し易くなっているといえる。

対策としてジブの曲げ剛性の強化、ジブ長さの制限があげられるが、これらはクレーンの性能を減ずることにつながり、単純な対策は取れない。

図11 チッピング作業時のくい抜き量の解析結果

図10 チッピング作業時の解析結果と実験結果の比較

図 1.2 ジブ先端の座標の動き検討図

5.2 チッピング作業と通常くい抜き作業の比較

図 9 と図 10 の解析結果はくいの引抜き抵抗力 P_{max} が同じ値であるが、両者を比較するといくつかの違いがある。まず、ジブ応力の最大値は通常くい抜き作業のほうが約 1.6 倍大きい、ロープ張力の最大値は逆にチッピング作業のほうが約 1.8 倍大きい。

実際のチッピング作業では、引抜き抵抗力が通常くい抜き作業より大きい時に行なわれることから、ロープ張力は設計時に予想されない大きい値になることが分かる。しかし、移動式クレーンで使用するロープは安全率 5 と大きく取るように規則⁽¹⁾で定められているので、ロープが直ちに破断する危険は少ない。

いっぽう、チッピング時のジブの応力はロープ張力から予想される値よりはるかに低いばかりか、通常くい抜き時の応力に比べても予想外に小さい値であり、ジブには負担が少ないように見える。この二つの要因から判断すると、チッピング作業によって定格荷重を大きく超える衝撃力がロープに作用しても、それが単純にジブ等を破壊させる原因に結び付けられない。しかし、実際にはジブの先端近傍等の破壊が生じている。

以上の考察より、チッピング作業時のジブ等の破壊の原因とその対策は単純ではないことが分かった。よって、今後さらにジブの応力分布、疲労被害、幾何学的条件についての定量的検討、簡略化された物理モデルによる最適設計的検討が必要である。

6. 結 論

(1) 通常のくい抜き作業中の運動解析は、線形有限要素法を用いた部分に等価外力波形を付加する方法により時間応答解析を行なった。その解析結果はクレーンモデルによる実験結果とほぼ一致し、解析方法が妥当であることを確認した。

(2) チッピング作業については、前半を剛体回転運動にモデル化して理論解析し、後半を非線形振動にモデル化して非線形要素を用いた有限要素法により時間応答解析を行なった。その解析結果はクレーンモデルによる実験結果とほぼ一致し、解析方法が妥当であることを確認した。

(3) チッピング作業の動的挙動は、通常くい抜き作業の場合と比較して短時間の内に複雑な動的挙動を示し、ロープ張力が間欠的に鋭い衝撃力を生ずる。くいはその衝撃力の作用の短い時間に間欠的に抜ける。その原因は、ジブのたわみによりジブの先端の座標は初めは横方向にのみ動くが、その後急に上方向にも動いてロープに衝撃力を与えるためである。

(4) チッピング作業時に生ずるジブ応力の最大値は通常くい抜き作業の場合に比べて約半分と予想に反して小さい。ロープ張力の最大値は逆に倍程大きい、ロープ張力の許容値は十分大きく取られているので問題はない。

今後さらにチッピング作業中のジブの応力分布、疲労被害等を明らかにし、ジブの破壊等をもたらす機構の解明をする必要がある。

参 考 文 献

- (1) 伊藤・長谷川・多田, 機論, 52-475, C (昭51), 885.
- (2) 伊藤・ほか3名, 機論, 51-462, C (昭50), 446.
- (3) 労働省告示, 第81号移動式クレーン構造規格 (昭51) の解説, 68, 日本クレーン協会.