

Research Reports of the Research Institute  
of Industrial Safety, RIIS-RR-91, 1991  
UDC 621.868.27:621.882.6

杭抜き時にトラッククレーンの旋回サークル部  
ボルトに生じる応力について

前田 豊\*

On the Stress of Bolts of the Slewing Circle  
of a Truck Crane Extracting Sheet Piles

by Yutaka MAEDA\*

*Abstract*; A 30 tonf telescopic jib crane was fractured twice by breaking the bolts connected to its revolving circle. To clarify the cause of the accidents, experiments to measure the stress of those bolts were carried out. This paper describes the circumstances of the accidents and the result of the experiments.

The first accident occurred when the truck crane lifted a girder of a bridge crane as the weight of the load was about 1.5 times as much as the rated load. Although the main cause of this accident might be due to the overload, there were some evidences that the bolts were broken by fatigue failure, but the details were not clarified for lack of sufficient evidence.

After four years of the first accident, the same crane was fractured once again when it was directly pulling out a steel sheet pile. In this time, most of the bolts were obviously broken by the cause of the fatigue failure, but the magnitude of the pull load was unknown for the sheet piles were fixed by the ground. After the first accident, the bolts were replaced from SCM435 to SNCM630 to raise the tensile strength, and were made longer by inserting collars to improve the fatigue strength.

Experiments were carried out as follows: all the bolts installed in truck crane were exchanged to the new bolts for the measurement, and the sides of the bolts had been cut before strain gauges were glued. Then their initial stresses were set at 470 MPa. At first, static stresses were measured when the crane lifted various weights of load. Next, dynamic stresses were measured while the crane pulled a steel sheet pile with a vibro hammer, or extracted it directly, pulled it out till the outriggers detached from the ground, and furthermore, winched up and down to swing the crane itself to see the dynamic effect.

The results of this measurement were: (1) Load concentrations to some bolts located near the web plate of the base carrier were observed both by the static and dynamic stress measurements. (2) The maximum stress was around 700 MPa with the static test. (3) When a vibro hammer was used, the maximum pull load was 1.5 times as much as the rated load, and the stress of bolt was 886 MPa. (4) By swinging the crane, the maximum pull load reached to 1.9 times as much as the rated load, and the stress of bolt reached to 988 MPa.

*Keywords*; Truck Crane, Bolt, Stress, Fracture, Accident Analysis

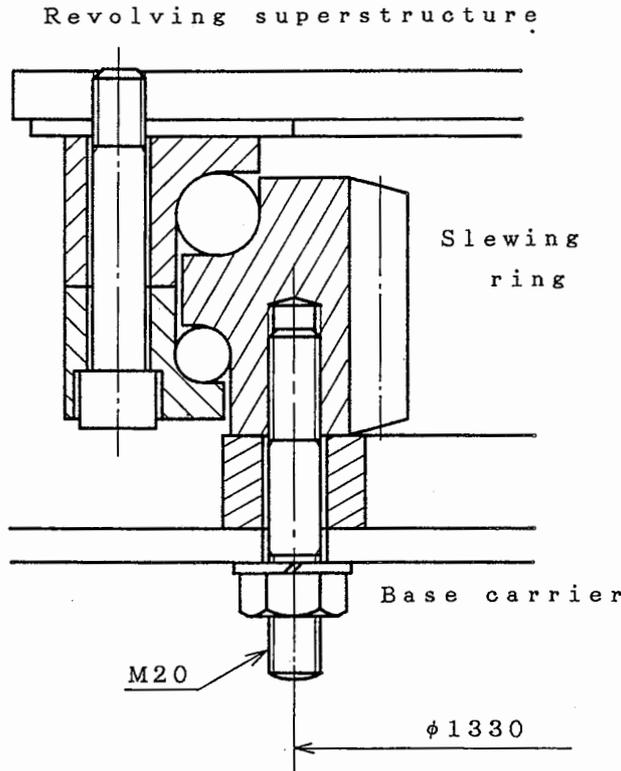


Fig. 1 The structure of the revolving circle when the first accident occurred  
1回目の事故の時の旋回サークルの構造

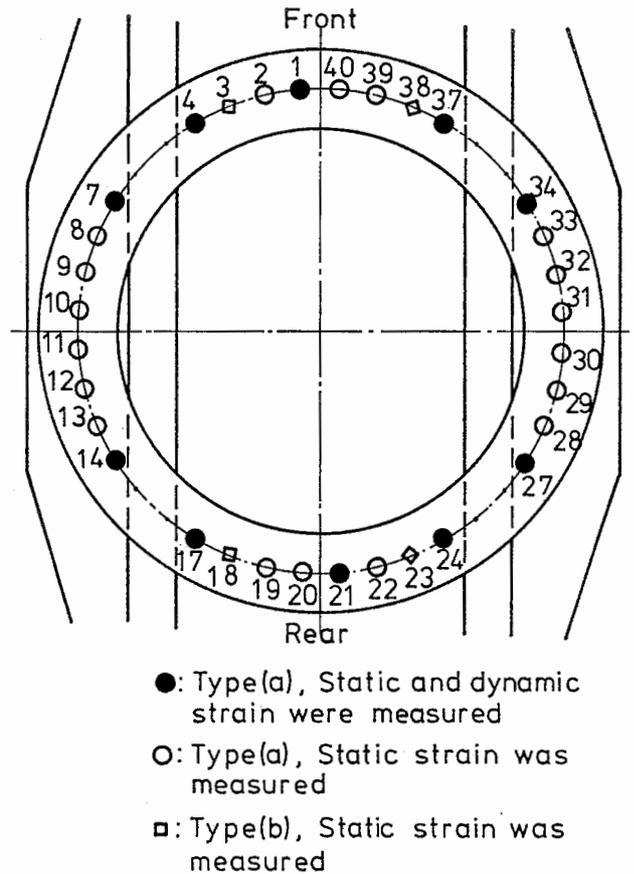


Fig. 2 Arrangement of the stud bolts  
スタッドボルトの位置

### 1. はじめに

トラッククレーンが破壊したことによる事故は、機体の転倒やつり荷に作業者がはさまれる事故などに比べると決して多くはない。しかし、クレーン自体が壊れることを全く想像していない作業者もあり、また機械全体が倒壊するため大事故になりやすく、その影響は非常に大きなものになる。

このような倒壊災害のひとつに、旋回サークル部のボルトの破断による事故がある。旋回サークルとは下部走行体（トラック部分）と上部旋回体（クレーン部分）とをつなぐ部分であり、このボルトの破断は上部旋回体がころげ落ちるといふ大事故になるものである。

ボルト破断の最大の原因が大荷重の負荷と繰り返し荷重の負荷であることは論をまたない。特に、トラッククレーンを用いた杭抜き作業を行う場合は、トラッククレーンが法規制上の移動式クレーンに該当しなくなることもあって、過酷な使われ方をすることがある。

杭あるいは鋼矢板などをクレーンで直接引張る作業は、“素抜き”あるいは“生抜き”などといわれている。このような作業では、クレーンとしての定格荷重を超えて杭を引張るだけでなく、クレーンの後部を持ち上げてからウインチを緩め、後部が下に降りる途中で再び巻き上げを行い、その時の反動を利用して杭に対する大きな引き抜き力を与える、という乱暴な作業が行われていたことがある（現在は行わないように指導されている）。

旋回サークル部のボルトに負荷される荷重は均一でなく、特定の箇所に集中している<sup>1)</sup>ことは、既に明かであるが、上記のような作業により、どの程度の応力が生じているかはこれまで計測されていない。また、一度当該ボルトの破断事故を起こしたクレーンが、その後杭抜き作業中に再度破断事故を起こした例があり、原因解明のため同型機を用いて上述の杭抜き作業等を行わせ、その間の応力計測を実施することとした。以下に事故の状況とともにその計測結

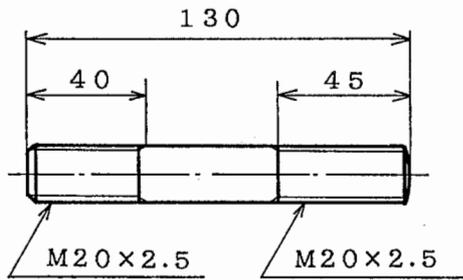


Fig. 3 Feature of the stud bolt broken at the first accident

1回目の事故時のスタッドボルトの形状

果について報告する。

## 2. 事故の概要

### 2.1 一回目の事故

#### 2.1.1 発生状況

某国道バイパスの架橋工事においてトラッククレーンの事故が発生した。事故機は製造後6年10カ月使用された、つり上げ荷重が294 kN (30 tonf) のジブが油圧で伸縮する形式のトラッククレーンである。当日行われていた作業は、門型クレーン（つり荷）を橋脚上から次の橋脚上に移動するというものであり、前日にトラッククレーンを用いて1回約5.3mずつ、合計約10.5mの移動を終えていた。

事故当日もトラッククレーンのアウトリガを張り、クレーンの上部旋回体をトラックの後方に向ける、いわゆる後方づくりでつり上げを開始した。つり上げ地点から5.3m離れた目的地点まで、荷を30 cmほどつり上げたままワイヤロープを巻き上げると同時にジブを倒し、作業半径を伸ばしていくという作業方法がとられた。

目的地点に達したころ、ジブが急に左側に傾きか

けたので、運転者はレバーを操作して止めようとしたが、ばんばんという音とともに運転台が左に回り、上部旋回体が橋げたから約8m下の河原に転落した。運転者はクレーンが横転し始めたとき車台の上に飛び降りて無事であり、幸い人身事故には至らなかった。

事故が発生した時のジブ長さは約20m、作業半径は約9.2mであったと推定されている。この場合、定格総荷重は79 kN (8.1 tonf) になる。つり荷とフック重量の合計は122.0 kN (12.45 tonf) であると推定されているので、約1.5倍の過荷重ということになる。

#### 2.1.2 破壊の状況

Fig. 1に事故機の旋回サークルの構造を示す。旋回サークルは外径が1500 mmの転がり軸受で、外環は36本のボルトで上部旋回体に、内環は32本のスタッドボルトで下部走行体に締結されている。外環のボルトは完全に等間隔に配置されているが、内環のボルトはFig. 2に示すように、旋回中心に対し9°のピッチで等間隔に配置されているものの、そのうち4箇所各2本ずつの位置はトラックのシャーシフレームのウェブ材にあたるためボルトを締結できず、ボルトの本数は32本となっている。

破断したボルトは下部走行体への締結用スタッドボルトに限られており、トラックの前後方向に取り付けられたボルトは植え込み側のねじ部で、トラックの左右方向に取り付けられたボルトはナット側のねじ部で破断しているものが多かった。

ナット側ねじ部で破断したボルトはいずれも破断面が新しく、静的な引張りによるものと推定された。植え込み側の上部ねじ部で破断したボルトのうちトラック前方のものは破面に古い汚れがあり、また、トラック後方のものには疲労破面状の様相を示しているものがあつたが、資料（破面写真）の数が少く、断定はできない。

Fig. 3に下部走行体への締結用スタッドボルトの形状を、Table 1にその事故品の化学成分を示す。設

Table 1 Chemical composition of a stud bolt used when the first accident occurred (wt%)  
1回目の事故の時使用されていたスタッドボルトの化学成分 (wt%)

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
stud bolt	0.35	0.25	0.69	0.018	0.012	1.06	0.22
JIS G4105 (SCM435)	0.33 ~ 0.38	0.15 ~ 0.35	0.60 ~ 0.85	<0.030	<0.030	0.90 ~ 1.20	0.15 ~ 0.30

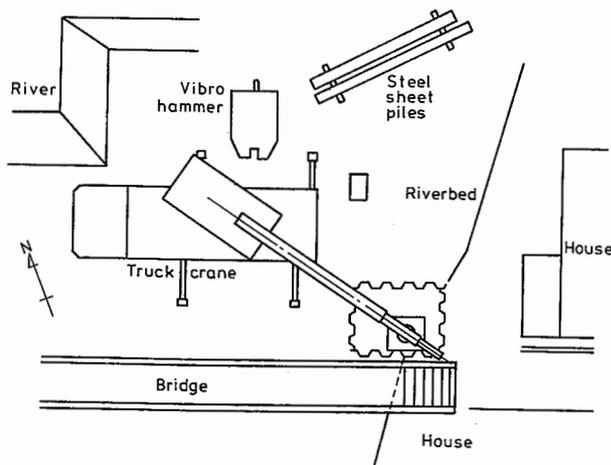


Fig. 4 Situation of the accident  
事故現場の状況

計指定材料は SCM435 (SCM3), 降伏点は 780 MPa (80 kgf/mm<sup>2</sup>) 以上であるとされていたが, 化学成分の値は規格値を完全に満足していた。また, 引張り強さは 950 ~ 970 MPa (97 ~ 99 kgf/mm<sup>2</sup>) であり, これも規格値を満足していた。

### 2.1.3 原因の推定

当日, 過負荷でクレーンを使用したことは原因の一つである。しかし, 単純な引張りに対するボルトの強度は十分に大きく, 定格荷重の 1.25 倍の荷重試験と, 同じく 1.27 倍の安定度試験を行う製造検査を終了しているクレーンが, 数回の過負荷による作業で破壊することは考えにくい。

したがって本事故では, 度重なる過荷重状態での使用か, あるいは特定のボルトへの荷重の集中など, 設計上の予想を超えた負荷によって, 一部のねじに疲労き裂が生じていたためであると考えられる。そして今回の作業により, 残存面積では荷重に耐えられなくなっているいずれかのボルトが切断し, その衝撃で他のボルトも次々と破壊したと思われる。

## 2.2 二回目の事故

### 2.2.1 発生状況

河川への水管橋架設工事現場において, 橋台部分の水切り用鋼矢板の引き抜き作業中に, トラッククレーンが旋回サークル部のボルト破断により倒壊する事故が発生した。事故機は前節に述べたクレーンと同一機で, 前回の事故の 4 年 3 カ月後に再び事故を起こしたものであった。

事故当時の現場の配置を Fig. 4 に, 鋼矢板の配置

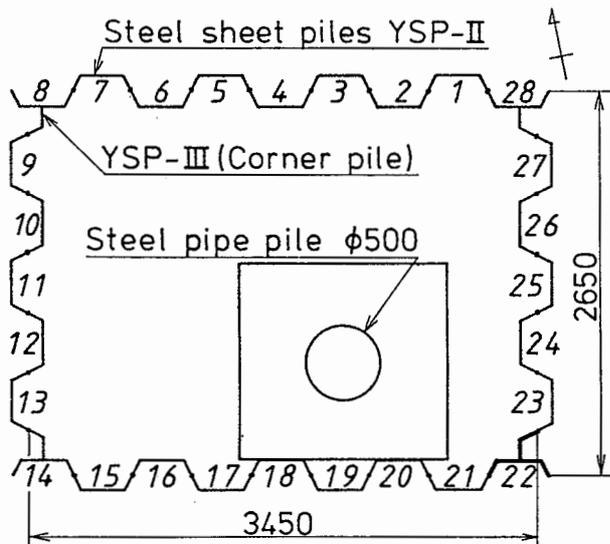


Fig. 5 Location of the steel sheet piles  
鋼矢板の配置

を Fig. 5 に示す。No. 1 ~ No. 13 と No. 23 ~ No. 28 は長さ 5.5m の鋼矢板が, No. 14 ~ No. 22 は 7.5m のものがそれぞれ使用されていた。No. 14 ~ No. 22 が長いのは, 鋼矢板の打ち込み位置に隣接して歩道橋があり, バイブロハンマーがそれに接触しないように, 歩道橋より高い位置で打ち込みを終了するためである。

事故の前日は, 20 トンブりのトラッククレーンのフックにクランプをつるし, No. 1 から No. 3 までの鋼矢板を順次クランプでつかみ, トラッククレーンで直接引き抜くという作業が行われた。このとき引き抜きが容易でなかったため, 翌日は 30 トンブりのトラッククレーンとバイブロハンマーによって作業することとなった。

事故当日は晴れ, 無風状態であった。作業はまず, 30 トンブりのトラッククレーン (事故機) のフックにバイブロハンマーをかけ, No. 4 から No. 21 まで (No. 20 は除く) の鋼矢板に順次振動を与えて緩ませながら引き抜きを行った。

次に No. 20 と No. 28 の引き抜きが行われた。No. 20 は, No. 21 の打ち込みの時, 一緒に深くまで打ち込まれてしまったため, 抜こうとしてもバイブロハンマーでつかむことができなくなってしまっていた。また, No. 28 は民家に近接し過ぎてこれもバイブロハンマーを用いることはできなかった。このため, この 2 本の鋼矢板はクレーンのフックにつるしたクラ

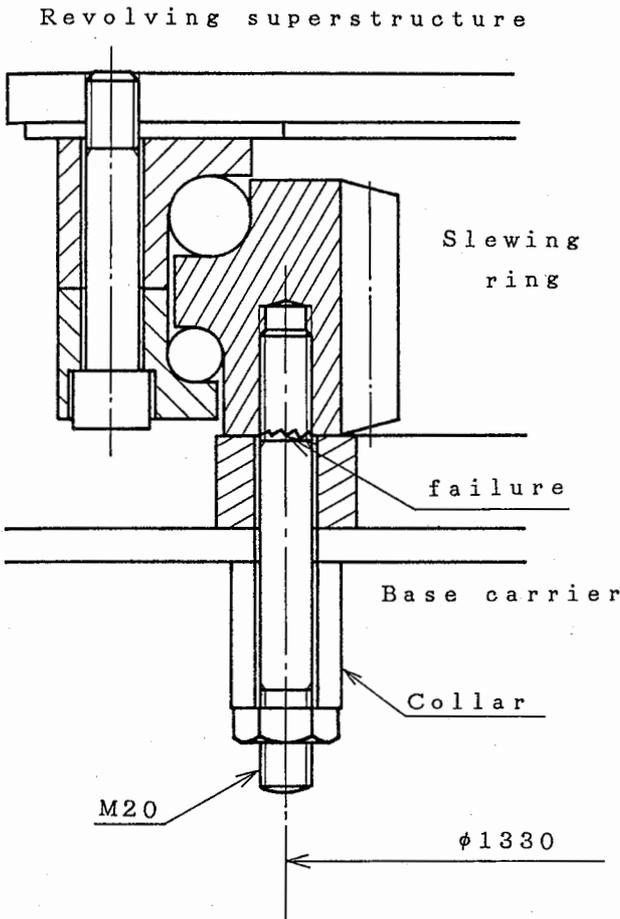


Fig. 6 The structure of the revolving circle when the second accident occurred  
2回目の事故の時の旋回サークルの構造

ンプではさみ、トラッククレーンで直接引き抜くという作業が行われた。

No. 23 から No. 27 は民家の安全のため埋め殺しにし、最後に No. 22 の引き抜きが行われた。これも鋼矢板をクランプではさみ、トラッククレーンで直接引き抜こうとしたところ、バキッという音とともに上部旋回体が倒れてしまった。このためジブにより民家2件の一部と歩道橋の一部を損壊したが、ク

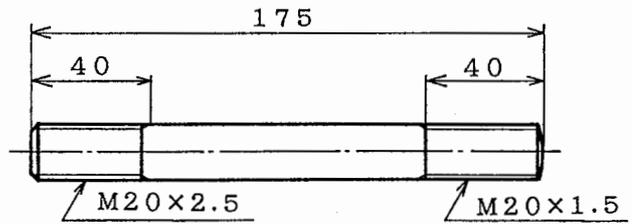


Fig. 7 Feature of the stud bolt broken at the second accident  
2回目の事故時のスタッドボルトの形状

レーンの運転手は運転室内で体を保持していたため無事で、この事故でも人身の被害は出なかった。

事故が発生した時のジブ長さは約 17m、作業半径は約 8m であったと推定されている。この場合、定格総荷重は 103 kN (10.5 トン) になる。抜いていた鋼矢板の重量は 6620N (675 kgf) となるが、6.3m ほど地中に埋まっており、クレーンに加わっていた荷重がどの程度の大きさになるかは明かでない。

### 2.2.2 破壊の状況

Fig. 6 に事故機の旋回サークルの構造を示す。転がり軸受けの部分は Fig. 1 に示した第一回目の事故の時と同じであるが、カラーを入れてスタッドボルトの長さを延ばし、ボルトのバネ定数を小さくすることにより疲労強度の向上が図られている。また、材質も SNCM630 に変えられ、降伏点 (設計値) は 880 MPa (90 kgf/mm<sup>2</sup>) と、前回の事故以後 100 MPa (10 kgf/mm<sup>2</sup>) ほど向上させている。Fig. 7 に下部走行体への締結用スタッドボルトの構造を、Table 2 にその事故品の化学成分を示す。化学成分の値は規格値を完全に満足している。また、引張り強さは 1170 ~ 1200 MPa (119 ~ 122 kgf/mm<sup>2</sup>) であり、これも規格値を満足していた。

今回破断したボルトも下部走行体への締結ボルトに限られていた。ただし、破断位置はすべて植え込み側のネジ部であり、また、ほとんどのボルト破面には明瞭な疲労き裂進展の跡が観察された。

Table 2 Chemical composition of a stud bolt used when the second accident occurred (wt%)  
2回目の事故の時使用されていたスタッドボルトの化学成分 (wt%)

	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo
stud bolt	0.281	0.26	0.45	0.012	0.010	0.05	2.91	2.85	0.54
JIS G4103 (SNCM630)	0.25 ~ 0.35	0.15 ~ 0.35	0.35 ~ 0.60	<0.030	<0.030	<0.30	2.50 ~ 3.50	2.50 ~ 3.50	0.50 ~ 0.70

Table 3 Specifications of the crane used in experiment  
供給機的主要仕様

Maximum rated load	30t
Materials of jibs	High tensile strength steels
Jib	4 sections, box type telescopic jibs. 10.0m ~ 31.0m
Fly jib	2 sections, braces and box jibs. 8.45m, 13.5m
Crane capacity	30.00t×3.3m, 10.25t×8.0m (Jib length 10m) 20.00t×4.8m, 3.20t×14.0m (Jib length 17m) 13.00t×6.5m, 0.65t×22.0m (Jib length 24m) 9.00t×8.5m, 0.50t×27.0m (Jib length 31m)
Wire rope	Non-rotating rope, φ18 mm×135m (Main hoist)
Hoisting rope speed	74 m/min (High), 28 m/min (Low)
Hoisting mechanism	Driven by oil motor (capable of free fall)
Safety devices	Rating capacity limiter, overwinding preventing device, automatic hoisting brake, hoisting drum holding devices, oil pressure relief valves, etc.

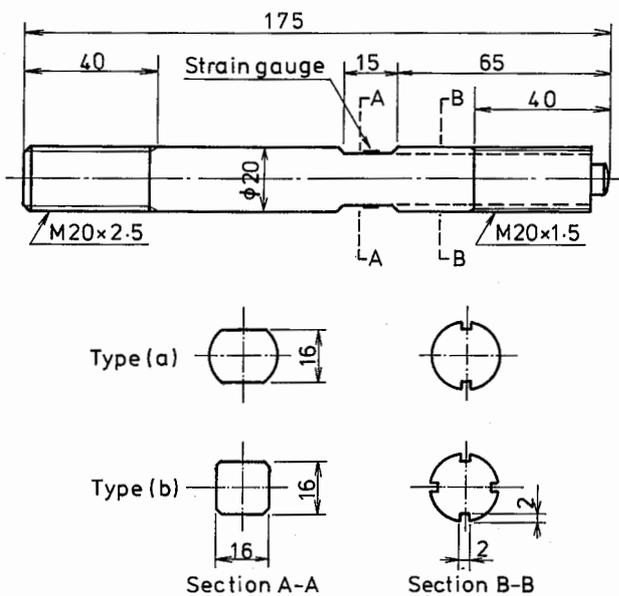


Fig. 8 The bolt used for stress measurement  
応力測定用のボルト

### 2.2.3 原因の推定

本事故では、多くのボルトに疲労の跡があり、今回の作業開始以前にボルトが損傷を受けていたことは明かである。その状態で比較的大きな荷重が負荷されたため、ボルトの残存断面が荷重を支えきれなくなり、ボルトの破断が生じたものと推定される。

当日の作業では、事故発生時点で抜こうとしていた No. 22 の鋼矢板がクレーンから最も遠い位置にあり、また角部の鋼矢板であるため他の鋼矢板の 1.5 枚分の大きさがある。それをパイプロハンマーを使わず直接抜こうとしたのであるから、この鋼矢板がク

レーンに最も大きな負荷を与えたものと考えられる。そしてボルトの残存強度がたまたまこの大きさ以下であったため、No. 22 の鋼矢板を抜いている途中に事故が発生したものと思われる。

前回の事故の後、ボルトの材料と形状を変えて強度の改善を図ったにもかかわらず疲労が生じた原因としては次のものが考えられる。

- ① ボルトでは、材料の静的な強度を上げて、疲労強度の向上はあまり期待できない場合が少なくない。
- ② 前回の事故のため、機体にゆがみが残し、ボルトに曲げなどの荷重が生じた可能性が考えられる。
- ③ クレーンの使用方法が変化した可能性がある。
- ④ クレーンに加わる荷重とボルトの応力との関係が完全に解明されておらず、疲労に対する強度がまだ不足であった可能性がある。

以上には憶測の域を出ないものもあり、事故発生原因が明かでないので、実機を用いた応力計測を行うこととした。

## 3. 応力測定

### 3.1 供試機と計測用ボルト

実験には、事故機と同型で製造後約 10 年間使用された中古機を用いた。同機的主要仕様を Table 3 に示す。

これまで述べたように、二回の事故でのボルトの材質・形状は異なっているが、応力測定の対象としては、二回目の事故の時のボルトを選択した。ただし同ボルトにはひずみゲージを貼る場所もそのリード

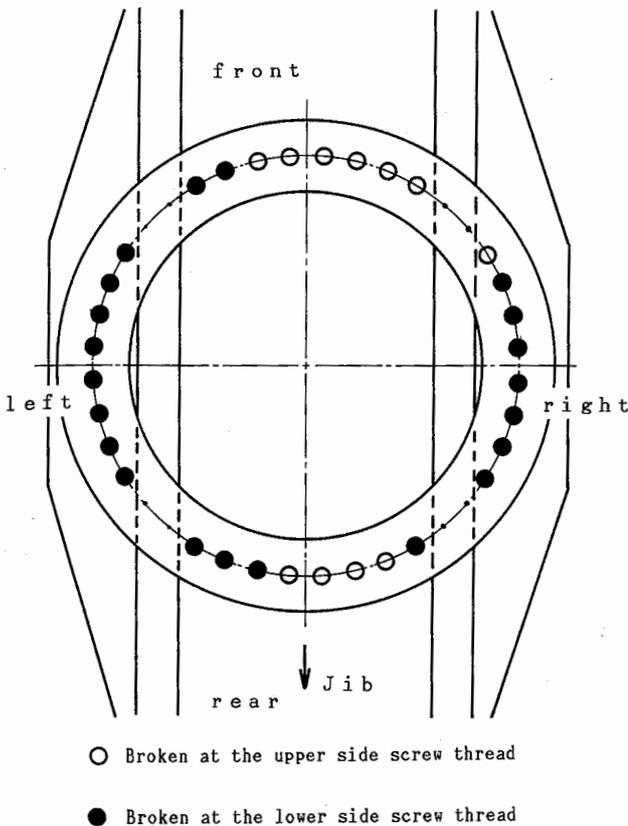


Fig. 9 Position number of the bolts used for the stress measurement  
計測に用いられたボルトの位置の番号

線を引き出す隙間もないため、新たに側面を対称に削ったボルトを製作した。Fig. 8 にその計測用ボルトの形状を示す。

Fig. 8 において側面を削った部分の断面積は、全く削っていないボルトに対してボルト (a) では 89.6% に、ボルト (b) では同じく 79.2% になる。この断面積の減少ため応力の分布状況が変化することも考えられるが、削った部分の長さがボルトの全長に比べて短いので、ボルトの引張りばね定数はほとんど変わらず、応力の分布状況に対する影響は無視できると推定される (個々のボルトの応力の計測値は断面積に反比例すると考えられる)。

ボルト (a) については、その両側面に直交 2 枚ゲージを貼り、曲げ成分を除いて引張り応力を検出するように 1 本のボルト内でブリッジを構成した。また、ボルト (b) については 4 側面にそれぞれ直交 2 枚ゲージを貼り、それぞれの面の引張り応力を計測するようにした。

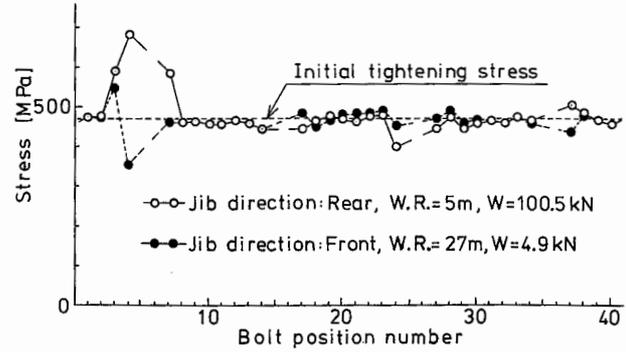


Fig. 10 Relationship between the bolt stress and the position of the bolts when the crane lifts dead weights  
静荷重によるボルト応力とボルト位置の関係

ひずみゲージのリード線は計測用ボルトのナット側ねじ側面に切った溝から引き出して中継プラグに接続した。中継プラグを使用したのは、リード線の着脱を容易にして、下部走行体の下で細かな結線作業を行わなくてもよくするためである。

ひずみゲージを貼りつけた計測用ボルトは、実験前にその全数を引張り試験機で引張り、ひずみ計測値と応力計算値の関係について校正を行った。

### 3.2 初期締め付けと静ひずみ測定

計測の前に、まずクレーンの上部旋回体とジブを取り外し、旋回サークルと下部走行体をつなぐ全スタットボルトを計測用ボルトに交換した。その後上部旋回体を走行体に乗せてナットを仮締めし、ジブを取り付け、最後に本締めを行った。締め付けは静ひずみ計でボルトのひずみを計測しながら行い、軸方向応力の目標値は 480 MPa としたが、平均値は 470 MPa であった。

次にジブの長さを 10m, 17m, 24m, 31m と 4 通りに変え、1.96 kN (0.20 tonf) から 294 kN (30.0 tonf) までのつり荷 (およびフック) をクレーンでつり上げ、ボルトに生じる引張り応力を静ひずみ計により測定した。

Fig. 9 に下部走行体を上から見たときのボルトの配置とその位置番号を示す。

### 3.3 静ひずみ測定の結果

Fig. 10 は標準的な作業状態である後方づりの場合と、荷重がそれと逆向きにかかる前方づりの場合の

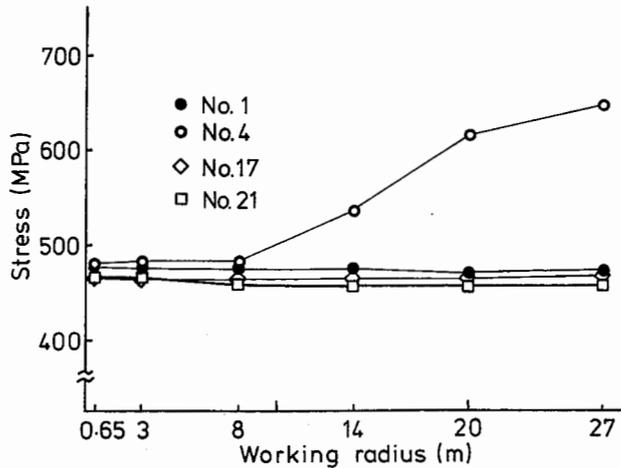


Fig. 11 Stress of bolts vs. working radius under the condition of a constant load  
荷重を一定にしたまま作業半径を変えたときのボルトの応力の変化

ボルトの応力を比較して示したものである。ここで、後方づりは作業半径が 5m, ジブ長さが 17m であり, 荷とフックの重量の合計はクレーンの定格総荷重に相当する 100.5 kN (10.25 tonf) である。また, 前方づりは作業半径が 27m, ジブ長さが 31m, 荷とフックの重量の合計は 4.9 kN (0.50 tonf) である。

この図から, シャーシーフレームのウェブ材に近く, かつ隣接した位置にはボルトが配置されていない 8 か所 (No. 4, 7, 14, 17, 24, 27, 34, 37) のボルトの応力は変動するが, 他のボルトの応力はほとんど変化していないことが分かる。これは, 後方づり (あるいは前方づり) のとき, この 8 本のボルトに荷重が集中するということを示すものであると考えられる。

Fig. 11 は, 同じく後方づりの姿勢で, つり荷とフックの重量の合計を 3.43 kN (0.35 tonf) に保ったまま, 作業半径を 0.65m から 27m まで (ジブ長さは 10m から 31m まで) 変えたときの, 代表的なボルトの応力変化を示したものである。この場合, 回転サークルから上の部分の重量を変えるものはジブ伸張に使われた作動油の重量だけであるので, 回転サークル全体に負荷される外力は, 鉛直荷重がほぼ一定で, モーメントだけが変化する場合に相当する。

Fig. 12 は, これも同じく後方づりの姿勢で, ジブ長さを 17m, 作業半径を 8m に固定したまま, 荷とフックの重量の合計を 3.43 kN (0.35 tonf) から 100.5 kN (10.25 tonf) まで変えたときのボルトの応

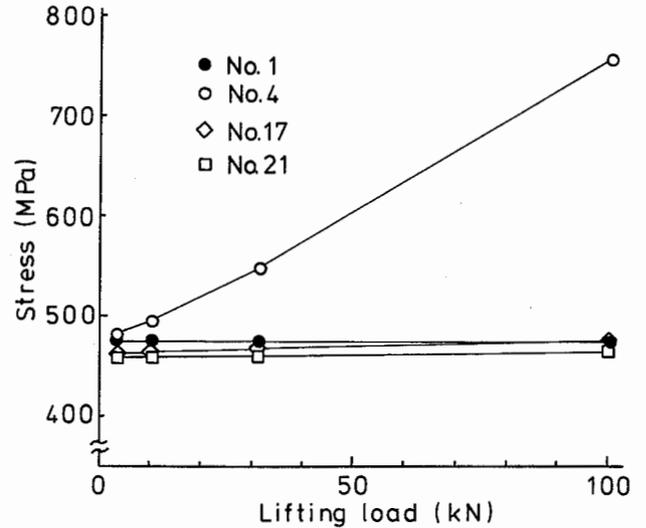


Fig. 12 Stress of bolts vs. lifting load under the condition of constant jib length and working radius  
ジブ長さとして作業半径を一定にしたまま荷重を変えたときのボルトの応力の変化

力変化を示したものである。この場合は, 回転サークル全体に負荷される鉛直荷重とモーメントがともに変化する場合に相当する。両者の変化量は比例する。

これらの図を見ると, モーメントあるいは鉛直荷重が変化した場合, No. 4 の位置のボルトだけが顕著な応力変動を示し, その他のボルトはほとんどその応力を変えていないことが分かる。No. 4 の位置はシャーシーフレームのウェブに隣接し, モーメントに対し引張り側にあたる。また, 同じシャーシーフレームのウェブに隣接した位置でもモーメントに対し圧縮側にあたる No. 17 の位置では応力変動がほとんどない。

### 3.4 動ひずみ計測

動ひずみの場合は, 計測点数が多いと測定・記録が困難であるので, 10 本のボルトを選んで測定を実施した。計測を行ったボルトの位置は既に Fig. 9 に示したとおりである。なお, 動ひずみ測定を行わなかった位置のボルトについても, 静ひずみ測定を行った計測用のボルトを用い, 側面を削っていない通常のものに戻すことはしていない。

クレーンで行った作業は, あらかじめ地中に打ち込んでおいた長さ 10m と 20m の鋼矢板に対する“生抜き”とパイプロハンマーを用いた杭抜きである。ク

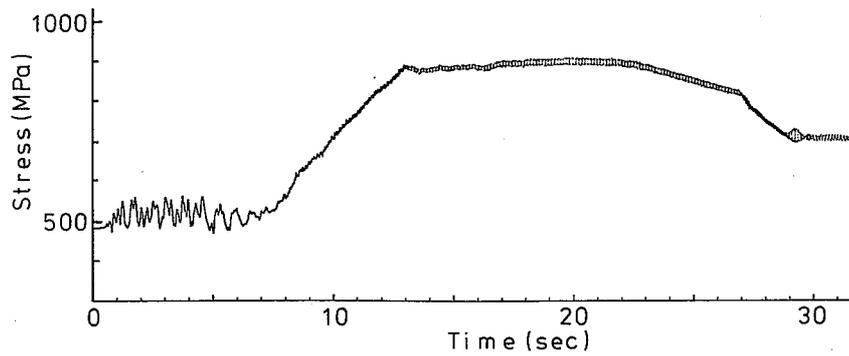


Fig. 13 Typical stress trace of a bolt, while a crane pulled a pile with a vibro hammer  
バイブロを使用した杭抜き作業を行ったときのボルトの応力波形の例

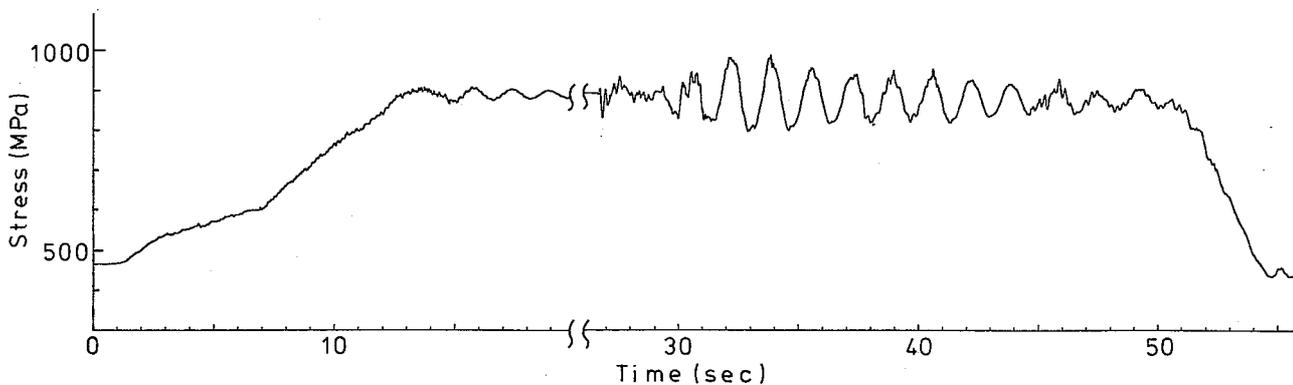


Fig. 14 Typical stress trace of a bolt, while a crane directly pulled a pile using a reaction of its movement  
クレーンの反動を利用して杭抜き作業を行ったときのボルトの応力波形の例

レーンの運転は熟練作業者が行い、後方ぶり、ジブの長さは約 17m、作業半径は 8.02m および 8.16m であった。ただし、生抜き作業は実際に鋼矢板が抜けるまでは行わず、何回か繰り返した後、全く鋼矢板が抜けないまま測定を終了した。

動ひずみ測定の結果は、電圧を A/D 変換後そのまま計算機用 1/2 インチ磁気テープに出力するデジタルデータレコーダーによって記録した。このデータは後に計算機で読み取り、波形の作図と応力スペクトルの計算を行った。

### 3.5 計測結果

Fig. 13 にバイブロハンマーを用いて杭抜き作業を行った場合のボルト (No. 4) の応力波形の例を示す。バイブロ作業の場合、ハンマーの振動を起動あるいは停止する時に共振によると思われる振動が現れるが、それによるボルトの応力の変動はそれほど大き

くない。また、杭の引き抜き中はバイブロハンマーによる振動が継続的に観測されるが、その振動はきわめて小さい。

なお、動ひずみ測定の結果、ひずみ計の構造上、ひずみの絶対値が求められないため、基準状態でのひずみとの差しか計ることはできない。このため、基準状態の絶対ひずみは静ひずみ計測の結果から推定した。すなわち、3.3 節に述べているように、作業半径が 8m 程度まではボルトの応力にほとんど変化がないことから、基準状態の絶対ひずみ値は初期締め付け応力に等しいものと置いた。

また、この作業姿勢におけるクレーンとしての定格総荷重は、100.5 kN であるが、その 1.5 倍程度の力 (最大 151 kN) でバイブロハンマーが引っ張られ、鋼矢板が引き抜かれていた。なお、引き抜き力はクレーンのフックとバイブロハンマーの間にとりつけたロードセルで検出していたが、値の読みとり

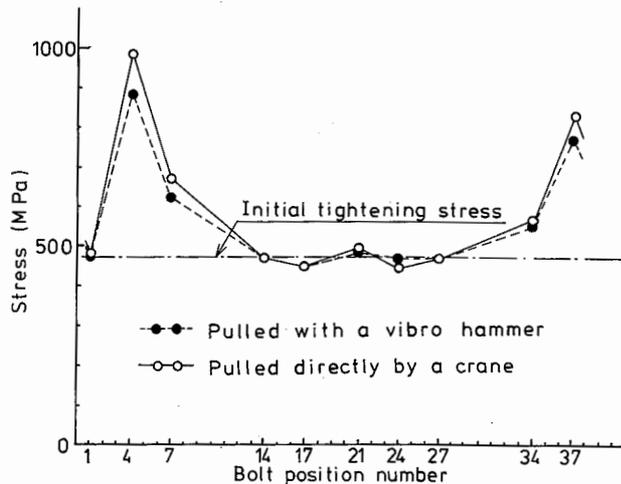


Fig. 15 Relationship between the bolt stress and the position of the bolts while the crane pulled a sheet pile  
杭抜き中のボルト応力とボルト位置の関係

は実験終了後にデータを解析して分かったものである。次に述べる生抜きの際の引き抜き力と比較すると、転倒の一手手前の力で鋼矢板を抜いていたことになる。

Fig. 14 に生抜き作業によって杭抜きを行った場合のボルト (No. 4) の応力波形の例を示す。パイプロ作業に対し生抜き作業の場合、高応力域で比較的振幅の大きな繰り返し荷重が負荷されることが分かる。この測定では生抜きでは杭が抜けず、作業時間もパイプロを用いたときよりも長くなっている。

生抜き作業の場合、クレーンのアウトリガが浮いた状態 (静止状態) での鋼矢板に対する最大引き抜き力は約 150 kN であった。これはパイプロ作業での引き抜き力とほぼ等しい。このことからパイプロ作業でも転倒の直前まで引き抜き力を与えていたと思われる。また、ウインチを操作してクレーンを上下に揺すった状態での最大引き抜き力は 192 kN であり、静止状態に比べると、1.28 倍の大きさであった。

Fig. 15 は、パイプロハンマーを使用して鋼矢板を抜いた場合と、生抜き作業により鋼矢板を抜いた場合について、それぞれのボルトの最大応力値を表したものである。この場合 Fig. 10 と同様に、No. 4 と No. 37 の位置のボルトに荷重が集中していることが分かる。また、パイプロハンマーを使用した場合は 886 MPa、生抜きの場合は 988 MPa という最大応力値を得ることができた。

以上の計測の結果、杭抜き作業では、パイプロハンマーを用いた場合でも、クレーンとしての定格荷重を大きく超えて引き抜くことがあることが判明した。また、生抜き作業では特に大きな荷重となることが明らかになり、疲労限度を大きく超えた応力がボルトに発生しているの、繰り返し作業を行えばボルトの破断事故が発生するものと考えられた。

なお、以上の応力値は、計測用ボルトの、ゲージ貼り付け部についてのものである。この断面積は本来のボルトの約 90% であるので、本来のボルトの応力は得られた値の 1 割減と考えてよい。

#### 4. まとめ

同一のトラッククレーンが旋回サークル部のボルトの破断事故を 2 回起こしたものについて調査し、以下の結論を得た。

- (1) 1 回目の事故は一般の荷づくり作業中のものであり、直接の破壊原因は過荷重であるが、それ以前の繰り返し荷重の負荷による疲労も考えられた。しかし、詳細は不明であった。
- (2) 2 回目の事故は杭抜き作業中のものであり、荷重の大きさは不明であったが、ボルトは明かな疲労破壊の状況を示していた。
- (3) 1 回目の事故の後、ボルトの材料を SCM435 から SNCM630 に変更して強度を上げ、また、被締結部分にカラーを挿入してボルトを長くし、疲労強度の向上をはかる対策が講じられていた。これに対して中古の同型機を用いた応力計測実験を行い、次の結論を得た。
- (4) クレーンで定格荷重までの荷をつり、その時のボルトの静ひずみを測定した結果、引張り力はシャーシーフレームのウェブに隣接した特定のボルトに集中し、その他のボルトは初期締め付け応力からほとんど変動しなかった。
- (5) 上記のボルトのうち、特にカウンタウエイト側のものに引張り応力の増加があり、最高 700 MPa 程度の応力となった。
- (6) 熟練作業員によりパイプロハンマーを用いて杭抜き作業を行わせた結果、最高の引き抜き力は 151 kN であった。これはクレーンとしての定格総荷重の約 1.5 倍に相当する。
- (7) パイプロハンマーを用いた杭抜き作業では、ボルトの引張り応力が最高 886 MPa になった。
- (8) クレーンで杭を引張り、アウトリガが持ち上がった