

### 3. ラフテレーンクレーンブームの実働応力測定\*

吉久 悦二\*\*, 吉見 雅行\*\*\*, 前田 豊\*\*\*\*,  
佐々木哲也\*\*, 本田 尚\*\*

Stress Measurements for Wheel Crane Boom under Operating Conditions\*

by Etsuji YOSHIHISA\*\*, Masayuki YOSHIMI\*\*\*, Yutaka MAEDA\*\*\*\*,  
Tetsuya SASAKI\*\* and Takashi HONDA\*\*

**Abstract;** Life extension of various machines is of great concern in recent years. Material fatigue is a major factor that influences the lives of machines. The importance of fatigue strength in structural components therefore increases for construction machines such as mobile cranes. To estimate the fatigue strength of the components of actual mobile cranes, it is necessary to grasp the load history of the cranes under operating conditions.

Two types of stress measurements for the booms were conducted on rough terrain cranes. In the first type, the measurements were made under three typical movements observed in crane operations, in a testing yard. Three typical movements are; a continuous hoisting and slewing, luffing with simultaneous slewing and hoisting with simultaneous slewing. The characteristics in histogram of stress amplitude estimated by Rain Flow Method were investigated and the relationships between speed of movement, or mass of loading and the estimated stress amplitude were analyzed for each type of movement. In the second type, stress measurements were done in a construction material center. The aim of this measurements was to clarify the stress changes on the boom during actual crane operations.

The main results obtained in this study are as follows.

- (1) The stresses on the boom change according to the posture of the crane, the mass of loading and the bending vibrations in the boom. The vibration in the horizontal plane is caused by slewing and that in the vertical plane is caused by lift off and touch down of the load.
- (2) In the case of slow operating speed, the posture of the crane and the mass of loading are the major factors of stress changes on the boom. The amplitudes of these stress changes are much larger than those of stress fluctuations caused by the bending vibrations in the boom.
- (3) At higher operating speed, bending vibration in the horizontal plane has a great influence upon the stress fluctuations. Some of the stress fluctuations in the section near the boom root by slewing are comparable to stress changes by mass of loading and posture shifting. The stress fluctuations by lift off and touch down of the load are smaller than those by slewing.

**Keywords;** Wheel crane, Histogram, Stress amplitude, Boom, Strain measurement

---

\* 平成15年8月 日本機械学会2003年度年次大会, 平成15年12月 日本機械学会第12回交通・物流部門大会において一部を発表した。

\*\* 機械システム安全研究グループ Mechanical and System Safety Research Group

\*\*\* 機械システム安全研究グループ Mechanical and System Safety Research Group

現 産業技術総合研究所 National Institute for Advanced Industrial Science and Technology

\*\*\*\* 研究企画調整部 Research Planning and Coordinating Division

## 1. はじめに

近年の社会情勢を反映して、機械、構造物はより長期間使用される傾向にある。クレーンもその例外ではなく、寿命の延伸には、より適切な保守管理、疲労強度評価が求められる。一般のクレーンの鋼構造部分に対しては疲労強度について規定があり<sup>1)</sup>、天井クレーン、アンローダについては疲労設計の例も示されている<sup>2)</sup>。しかし、移動式クレーンの強度評価は、主として静的な応力に基くもので、動的荷重の影響は一定の係数を掛けて割り増しを行うことで評価されており、疲労に対する定量的な規定がない<sup>3)</sup>。また、クレーン実機の疲労強度評価では、実働状態下での部材の応力変動の把握が重要と考えられるが、その測定結果を報告したものは、定常作業を行う一般のクレーンについても少なく<sup>4,5)</sup>、多様な動作が可能で稼働状態が多岐にわたる移動式クレーンについては見あたらない。

移動式クレーンは、リース等で使用されることもあり、使用状況が個々の機械毎に大きく異なると考えられ、機械によっては頻繁に、かつより過酷な条件下で使用されるものがある。実際に、ブーム等が疲労破壊した例も報告されている<sup>6,7)</sup>。そこで、移動式クレーンの実稼働状態下の応力を明らかにするために、ラフテレーンクレーンを対象として、クレーン実機に実際の作業でよく見受けられる動作を行わせ、動作別にブーム各点の応力変動を調べた。また、建設工事会社の機材センターで機材の移動に使用されているクレーンについて、作業時のブームの応力計測を行った。得られた応力の変動波形の特性、応力の頻度分布について報告する。

## 2. 動作別の負荷測定

### 2.1 使用したクレーンと負荷の測定方法

動作別負荷測定はクレーンメーカーの試験ヤード

で行った。測定に用いたのは、Fig.1に示す箱形4段のブームをもつ25トン級ラフテレーンクレーンである。主要諸元をTable 1に示す。Table 1で定格総荷重はつり荷、つり具及びフックを合わせた質量である。

ブームの応力はブーム軸方向に貼付けた1軸ひずみゲージの出力から求めた。ゲージの貼付け断面をFig.2に示す。1段目（最下段）では根本（A断面とする。以下同様）と起伏シリンダとの結合部の直上（B断面）、2,3,4段目では根本（各々C,D,E断面）である。各段面内での貼付け位置をFig.3に示すが、上板の左右、底板の左右で、いずれも応力集中のない平坦部である（以下では、ブーム根本側から見て、順に1~4chとし、断面の記号と併せて例えばA1のように表記した。）。クレーンの負荷状態は、定格総荷重が機体の安定から制限されるものと機体各部材の

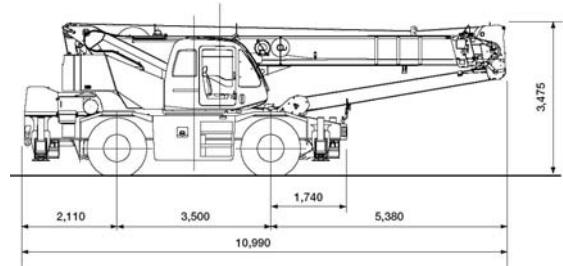


Fig.1 Wheel crane used at the yard  
ヤード内測定に用いたラフテレーンクレーン

Table 1 Specifications of the tested crane  
供試クレーンの主要諸元

Lifting capacity	Boom length	(Load) x (Radius)
	9.32m	25,000kg x 3.5m
	16.42m	19,000kg x 4.0m
	23.52m	12,500kg x 5.0m
	30.62m	7,000kg x 8.0m
Range of boom length	9.32~30.62m	
Maximum lifting height	31.9m	
Maximum working radius	28.2m	

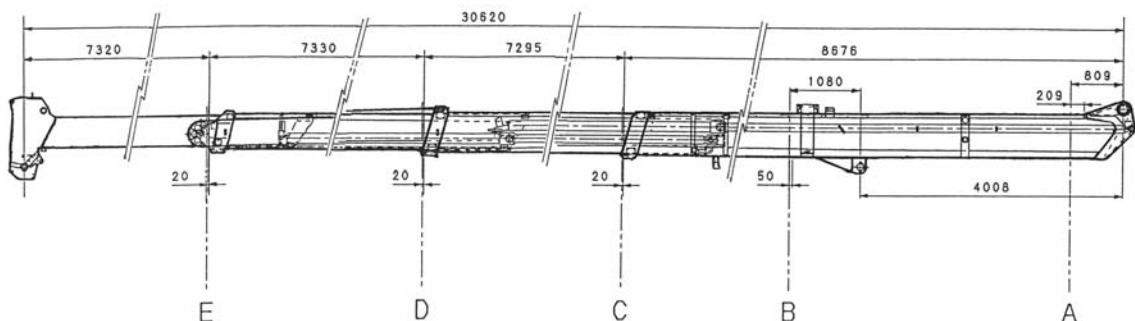


Fig. 2 Cross sections at which strain gauges are glued  
ひずみゲージ貼り付け断面

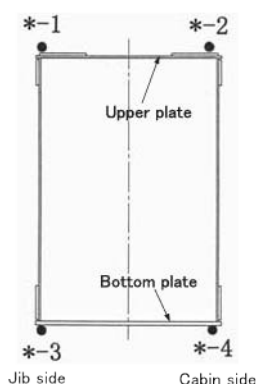


Fig. 3 Strain gauge arrangement in the section of boom (View from the root of boom)  
断面内でのひずみゲージの位置

Table 2 Tested condition of the Movements and Loadings  
ひずみ測定時のクレーンの動作と負荷状態

Boom length	Slewing radius	Load	Basic movement	Luffing with slewing	Hoisting with slewing
30.62m	8.0m	7,000kg	○	—	○
		5,300kg	○	—	○
		3,500kg	◎	—	◎
	20.0m	2,200kg	○	○	○
		1,700kg	○	○	○
		1,100kg	◎	◎	◎
16.42m	4.0m	19,000kg	○	—	○
		9,500kg	◎	—	◎
	10.0m	7,050kg	○	○	○
		3,500kg	◎	◎	◎
9.32m	3.5m	25,000kg	○	—	○
		12,500kg	◎	—	◎
	6.0m	16,300kg	○	○	○
		8,200kg	◎	◎	◎

○: Movement with moderate speed, ◎: with moderate and fast speed

強度から制限されるもの2種類に大別される。測定対象としたクレーンの負荷状態をTable 2に示す。ブーム長さ30.62m (4段ブーム) 及び16.42m (2段ブーム) で、旋回半径の大きい方が前者に相当し、建て方作業で多く見られる。旋回半径が小さい方及びブーム長さ9.32m (1段ブーム) の試験条件は後者に相当し、一般の基礎・土木作業で見られるものである。同一のブーム長さで、各々定格総荷重の100, 50%の2通り (ブーム長さが30.62mの時は、100, 75, 50%の3通り) に負荷する質量を変えた。

クレーンの動作としては、基本動作 (地切り→巻き上げ→旋回 (往き: 正面から側面へ90°左旋回) →停止→旋回 (戻り) →巻き下げ→接地の順に単一の動作を行う動作), 起伏・旋回複合動作 (地切り→起伏\*・旋回 (往き) 同時動作→停止→起伏\*・旋



Fig.4 Stress measurement of the boom  
ブーム部応力の計測

回 (戻り) 同時動作→接地の順に行う動作) 及び巻き上げ・旋回複合動作 (地切り→巻き上げ・旋回 (往き) 同時動作→停止→巻き下げ・旋回 (戻り) 同時動作→接地の順に行う動作) の3種類を選んだ。操作は熟練したオペレーターが行った。したがって、クレーンの動作は円滑で、異常な荷振れ等は見受けられなかった。同一の動作を3回繰り返し (ブーム長さ9.32m, 旋回半径6.0mの場合のみ2回), その間のブーム各点のひずみと同時に、ブーム長さ、起伏角、旋回角、起伏シリンダ圧力を記録した。これらの測定には、クレーンに既設のモーメントリミッター用センサーの出力を利用した。データのサンプリング周波数は100Hzである。また、ひずみのゼロ点は、3回繰り返す各動作の初期姿勢にクレーンが入って、つり荷が完全に接地している状態で調整した (ただし、フックとその直下に設置したロードセルは吊り下げられた状態である。)。Fig. 4にひずみ計測実験の状況を示すが、つり荷はクレーンの検査に用いるウェイトである。なお、中速及び高速2段階の動作速度を設定したが、オペレーターが通常作業の速度、作業を急いだ場合の速度と思われるものを手動で再現したもので、各回の操作速度は若干異なる。

\*各ブーム長さで、旋回半径をTable 2で◎, ○を付した値から、部材強度で決定される試験条件として設定した値までブームを起すか、あるいは逆に伏せる。例えば、ブーム長さ30.62mの時は、旋回半径を20.0mから8.0mになるようにブームを起すか、逆に伏せる。

## 2.2 測定結果及び考察

### 2.2.1 ブームの応力波形

ブーム長さ30.62m (4段ブーム), 旋回半径20.0m, 荷重1.1トン (定格総荷重の50%) で, 基本動作を中速で行った時のブームの各断面の応力時刻歴波形 (ひずみから換算, 以下同様) をFig.5 に示す. 前述したように, 定格総荷重1.1トンの中, ウェイトは接地し, フック, ロードセル等 (合計質量約400kg) はつり上げた状態でひずみのゼロ点を調整している. 荷のつり上げに伴い, 上板側応力 (1chと2ch) は引張, 底板側応力 (3chと4ch) は圧縮となる等, 各部の応力はクレーンの動作に応じて変動している. 最も大きく応力が変化するのは, 地切り及び接地時である. なお, A断面底板側で地切り・接地時の静的な変化以外にほとんど変動が見られないのは, 起伏シリンダによる拘束のためである. 地切りに続く巻き上げ動作時に上板側応力, 底板側応力が各々同位相で変動しているのは, ブームが地切りの際に発生した鉛直方向の曲げ振動下にあるからである. その後の旋回動作時には, 上板側及び底板側の応力が各々逆位相で変動している箇所が多く見られ, ブームには主として水平方向の曲げ振動が起きている. ブーム応力は, これらの曲げ振動による短周期の成分がブーム動作に応じた静的な変化に重畳されたものである.

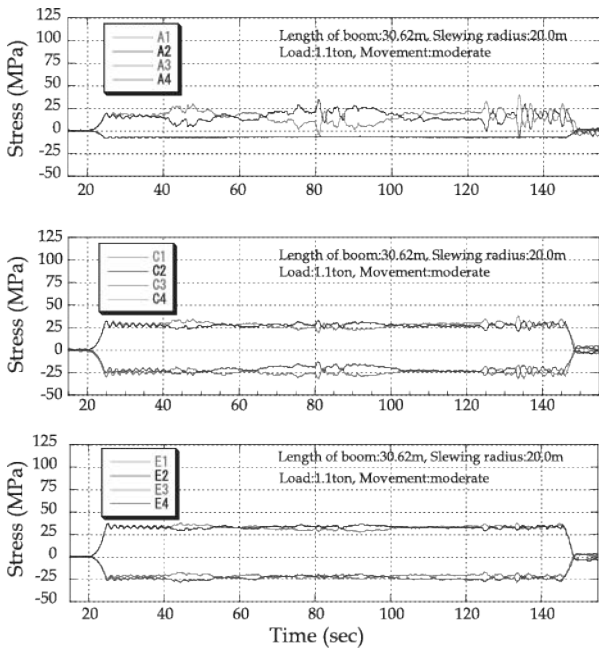


Fig.5 Time series of stresses during basic movement (1.1ton, moderate speed)  
基本動作 (1.1トン, 中速) 時の応力波形

ブームの振動では, 根本が固定され, 先端ほど変位が大きくなる1次モードが卓越していると見られ, ブーム根本に近づくにつれて曲げ振動の影響は大きくなる. 特に, A断面上板では, 水平方向の曲げ振動による応力変動幅に地切り・接地時の変動幅に匹敵するものがある. 一方, ブーム先端に近いE断面では応力変動幅は小さい.

Fig.6に起伏シリンダの圧力, ブーム長さ, 起伏角から算定した巻き上げ荷重の波形を示す. 巻き上げ動作時の鉛直方向曲げ振動による荷重変動は, ひずみゲージによる測定結果と同様に忠実に捉えられている. しかし, 旋回時の水平方向の振動は, 起伏シリンダの圧力センサー等クレーンに既設ものでは捉えることができず, 検出には新たなセンサーが必要となる.

Fig.7にブーム長さ, 旋回半径はそのまま, 荷重のみを2.2トンにした時のA及びE断面の応力波形を示す. 静的応力の変化は, 初期状態で既につり上げられているフック等の質量が荷重に含まれていることを考慮すれば, 加わる荷重にほぼ比例して増加していることが分かる. 手動操作であるために, 荷重1.1トンの時と完全に同一の動作が再現されてはいな

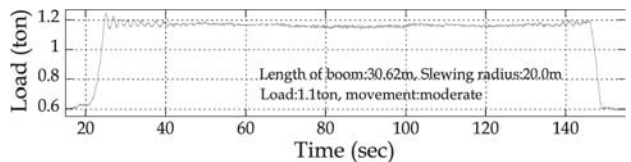


Fig.6 Time series of load during basic movement (moderate Speed) calculated from pressure of derrick cylinder  
起伏シリンダの油圧変化から求めた荷重波形

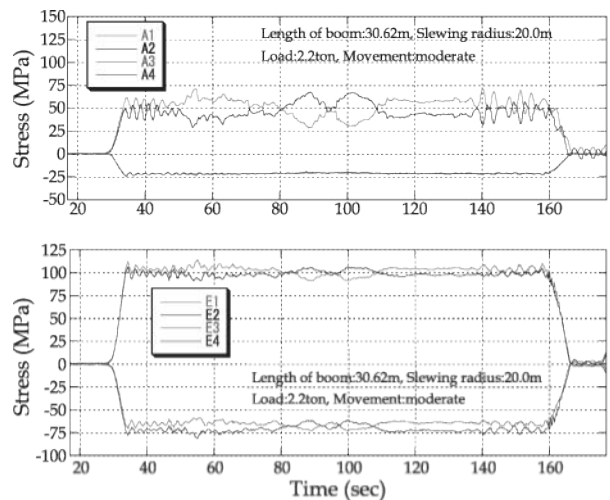


Fig.7 Time series of stresses during basic movement (2.2ton, moderate speed)  
基本動作 (2.2トン, 中速) 時の応力波形

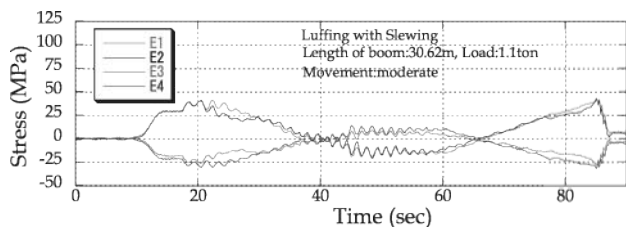


Fig.8 Time series of stresses during luffing with slewing (moderate speed)  
起伏・旋回複合動作（中速）時の応力波形

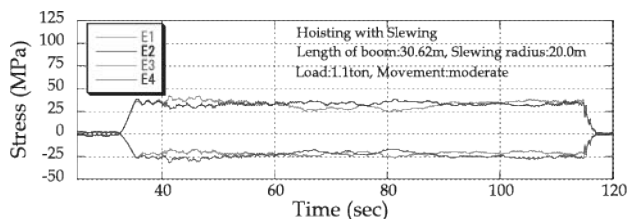


Fig.9 Time series of stresses during hoisting with slewing (moderate speed)  
巻き上げ・旋回複合動作（中速）時の応力波形

いので、必ずしも荷重に比例してはいないが、ブーム曲げ振動による応力変動幅も増加している。同様の傾向は他の姿勢・動作条件下でも観察されており、荷重はブームの応力を支配する基本的因子といえる。

Fig.8は起伏・旋回複合動作を中速で行った場合のE断面の応力波形を示したものである。地切りによるブーム鉛直方向の曲げモーメントの静的変化に加えて、起伏動作に伴って変化するつり荷とブーム自重による曲げモーメントと軸力の静的変化に強く影響され、各チャンネルの応力は正及び負の両領域にわたって大きく変化するものとなっている。起伏及び旋回動作時のブーム曲げ振動による応力変動はこの大きな変化に重ね合わされた形で現れる。ブーム曲げ振動による応力変動を見ると、基本動作と比べて鉛直方向の振動による応力変動が目立つ。ブームの起こしに伴う振動が生じる他に、旋回半径が小さくなるにつれ、水平方向の曲げモーメントが小さくなるためと思われる。

Fig.9に巻き上げ・旋回複合動作を中速で行った場合の応力波形を示す。地切り後の鉛直方向ブーム曲げ振動の影響が顕著な時間は短く、水平方向のブーム曲げ振動による応力変動が基本動作よりも早く現れるが、それ以外に基本動作と大きな違いはない。極めて基本動作と似た波形である。

Fig.10は、Fig.5の場合と同一姿勢、同一荷重の条件下で基本動作を高速で行った場合の応力波形を示したものである。A、C及びE断面共に、地切り時の

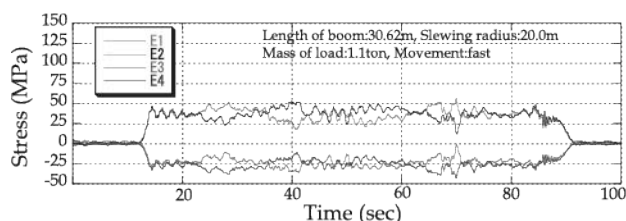
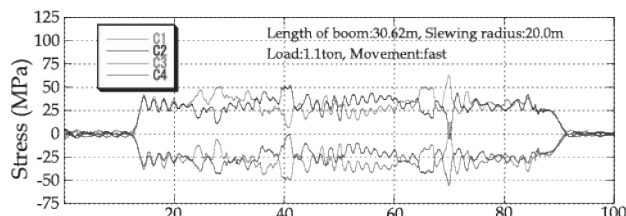
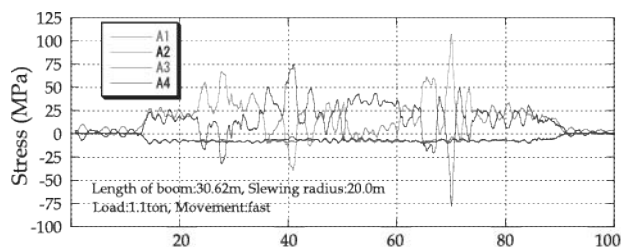


Fig.10 Time series of stresses during basic movement (1.1ton, fast speed)  
基本動作（1.1トン、高速）時の応力波形

静的な応力変化に続いてブームの鉛直方向の曲げ振動、水平方向の曲げ振動に伴う応力変動が順に起きるのは中速動作の場合と同様であるが、ブーム曲げ振動による応力変動は大きくなる。特に旋回時の水平方向の曲げ振動の影響が顕著で、ブームの根本に近づくほど大きな変動が生じているのが明瞭に見られる。ブーム1段目のA断面上板及びブーム2段目のC断面では、地切り・接地に伴う静的な変化を上回る応力変動が見受けられる。このように、ブーム曲げ振動による大きな応力変動が見られるのは複合動作の場合も同様で、ここで行ったような高速動作では、ブームの応力変動を評価する際、曲げ振動、特に旋回に伴って生じる水平方向の曲げ振動による応力変動が無視できない。ブームの根本に近い断面では、その比重はかなり大きなものになるといえる。

## 2.2.2 ブームの応力頻度分布

ブームの応力頻度分布（厳密には振幅の頻度分布、以下同様）は、同一動作を3回繰り返して得られた応力波形について、レインフロー法<sup>8)</sup>を適用して求めた。カウント数は応力の増加側あるいは減少側で1回とした。したがって、通常のカウント数の2倍となっている。また、5MPa以下の微小な応力振幅はノイズとの区別が困難なことから無視した。

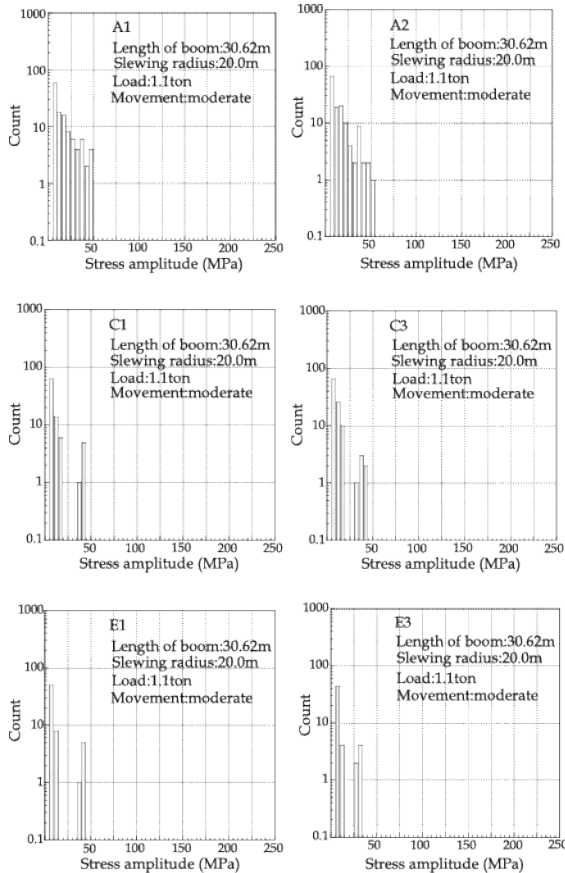


Fig.11 Stress histograms for basic movement (1.1ton, moderate speed)  
基本動作 (1.1トン) 時の応力頻度分布

Fig.11にブーム長さ30.62m(4段ブーム)、旋回半径20.0m、荷重1.1トンで中速の基本動作を行った時の応力の頻度分布を示す。A断面底板では地切り・接地以外ほとんど応力の変化がないので、上板の結果のみを示した。また、短い旋回半径で、機体部材の強度から定格総荷重が制限される場合の一部を除いて、一般に上板同士、底板同士の頻度分布各々に相違がほとんど見られなかった。この場合も相違は小さく、C、E断面では一方の結果を省略した。ブーム先端に近いE断面では、地切り・接地に伴う静的な応力変化を主成分とした応力振幅6カウント分が、ブーム曲げ振動による応力振幅と分離しており、ブーム2段目の根本になるC断面でも同様である。一方、起伏シリンダ結合部よりブーム根本側のA断面では、Fig.5に示したように旋回動作に伴うブームの水平方向の曲げ振動による応力変動に地切り・接地時の応力変化に匹敵するものが多数あるために連続した分布となっており、カウントされる応力振幅の数も多い。なお、上板と底板の応力振幅のレベルが、特にE断面で大きく異なるのは、上板と底板の断面形状

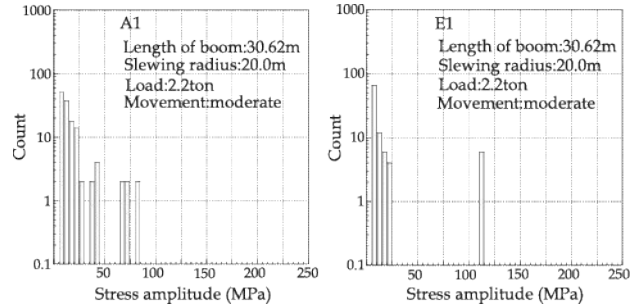


Fig.12 Stress histograms for basic movement (2.2ton, moderate speed)  
基本動作 (2.2トン) 時の応力頻度分布

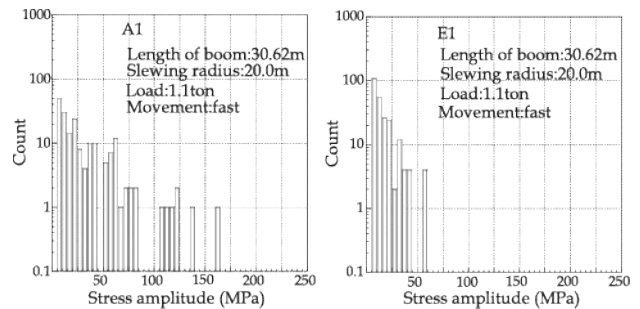


Fig.13 Stress histograms for basic movement (1.1ton, fast speed)  
基本動作 (1.1トン, 高速) 時の応力頻度分布

が異なるためである。

Fig.12は荷重のみを2.2トンに変えた時の頻度分布を示したもので、A、E断面とも荷重の増加により応力振幅が増加している。応力波形の時にも述べたが、応力振幅の大きなものを荷重が1.1トンの時の結果と比較すると、E断面では荷重に比例して振幅が変化している。これは静的な応力変化が支配的であるためである。一方、ブーム曲げ振動による応力変動が無視できないA断面では、振幅は増加してはいるが、荷重に比例していない。手動操作のため、荷重が1.1トンの時と動作に若干の違いが生じ、曲げ振動による応力変動が荷重に比例しなかったためである。

基本動作を高速で行った時の結果を、Fig.13に示す。中速で行う動作と比べて、A、E断面共にカウント数が増加し、振幅の大きなものが見られるようになるが、特にブーム根本に近いA断面でその傾向が顕著なのは、旋回動作に伴ってブームに大きな水平方向曲げ振動が生じるためである。荷重が2.2トンの中速の動作の時と比べると、A断面ではカウント数が多く、約2倍の応力振幅に達するものも見られ、負荷としてはより厳しい。一方、E断面ではカウント数は多くなっているが、振幅を見ると、逆に荷重が2.2トンの時の方に大きなものが生じている。

Fig.14は、起伏・旋回複合動作での頻度分布であ

る。この動作では、地切り・接地以外にブームの起こし、伏せでもブームの曲げモーメント、軸力の変化が生じる。したがって、静的な応力変化に対応するカウントが、基本動作の2倍になる。中速動作の場合は、これらの静的な応力変化を主成分とする応力振幅が高応力振幅側に現れる。地切り・接地時のブームの軸力、曲げモーメントの変化に寄与するのはつり荷の重量である。一方、ブームを起伏させた時の曲げモーメントには、つり荷とブームの重量が

影響するが、ブームの重量は想定している断面より先端側のもののみが寄与するため、ブームの根本側ほどブーム重量の影響が大きくなる（軸力については、伸縮用ワイヤロープ等で支えられるため、必ずしも想定断面より先端側の重量がそのまま加わるわけではない。）。荷重が1.1トンの場合は、**Fig.8**に示したように、ブーム先端に近いE断面でも応力が正・負両領域にまたがっており、ブーム起伏時の応力の変化は、地切り・接地時より大きかった。他の断面も同様である。地切り・接地時の動きは基本動作の場合と同じであり、その際に生じる応力変化は基本動作の場合と変わらない。したがって、基本動作と比べ、より大きな応力振幅が観察された。つり荷の重量を増加させれば、その影響は地切り・接地時のブームの応力変化に直接的に現れ、また、ブーム起伏の際は先端側ほど大きい。荷重が2.2トンの時、応力が正あるいは負の片方の領域内で変化したのは、E断面のみであった。この場合、最も振幅の大きいものは地切り・接地時の応力振幅であり、地切り・接地時に次ぐのは起伏・旋回動作時の振幅とな

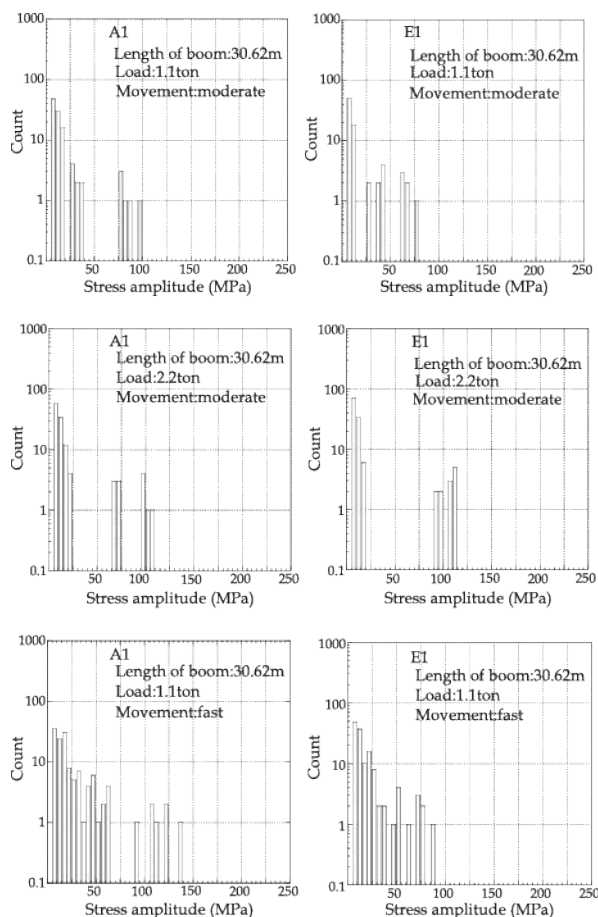


Fig.14 Stress histograms for luffing with slewing  
起伏・旋回複合動作時の応力頻度分布

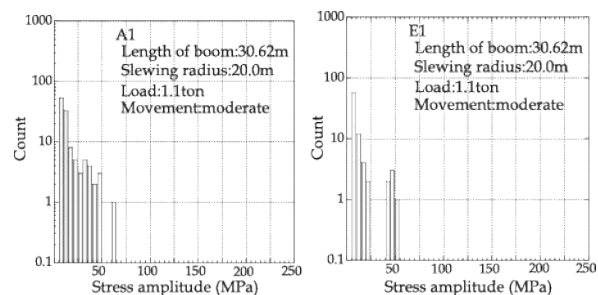


Fig.15 Stress histograms for hoisting with slewing  
巻き上げ・旋回複合動作時の応力頻度分布

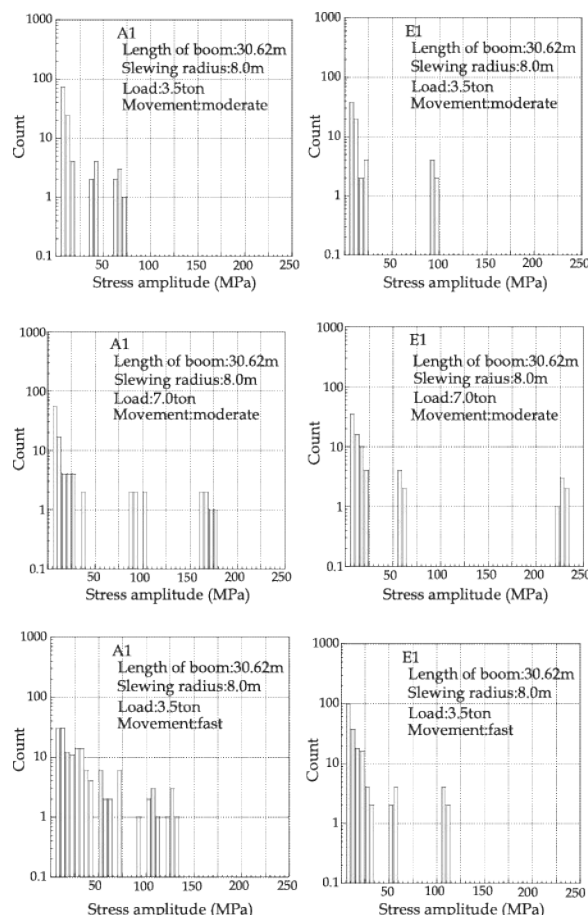


Fig.16 Stress histograms for basic movement (radius:8m)  
基本動作(旋回半径:8m)時の応力頻度分布

る。なお、起伏で可変な旋回半径の範囲は、ここで計測を行ったものよりも大きい。起伏に伴うブームの応力変化は旋回半径の変化する範囲に依存するため、作業によっては、より大きく変化する。高速動作では旋回によるブームの水平方向曲げ振動が生じ、それによる応力変動は、基本動作の場合と同様に中速動作時に見られるものよりも振幅の大きなものが多い。したがって、頻度分布は連続したものとなり、中速動作時より高応力振幅のものが多数見られるようになる。荷重が1.1トン、中速で行った巻き上げ・旋回複合動作時の頻度分布をFig.15に示す。この動作の頻度分布は、他の試験条件の場合も含め、基本動作とほとんど同じである。

ブーム長さは30.62mと同じであるが、旋回半径が8.0mで、機体の各部位の強度から荷重制限が加わる領域で基本動作を行った時の頻度分布をFig.16に示す。中速動作時の頻度分布は、機体の安定から制限が設定される旋回半径20.0mの場合と比較すると、旋回半径が小さいために低く抑えられた水平方向曲げ振動による応力変動と地切り・接地時の荷重の負荷・除荷の応力変化等との差が大きく、ブーム根本のA断面でも連続した分布となっていない。また、応力振幅に高いものが認められる。特に、荷重を定格総荷重(7.0トン)とした時には、巻き上げ・旋回複合動作も含め、E断面で220~230MPaの大きな応力振幅が生じていた。ブーム長さ16.42m(2段ブーム)、旋回半径4.0m、荷重が定格総荷重(19.0トン)の時のA断面でも、同程度の応力振幅が発生していたが、今回の測定で見られた最も高い値である。クレーンブームの材料としては、引張り強さが590MPaクラスの高張力鋼が一般的であり、ブーム上の平坦部でこのような応力振幅が発生していることから、応力集中部では局所的に耐力に近いレベルの応力振幅が発生する可能性がある。

荷重が3.5トンの時のA断面、荷重が7.0トンの時のA及びE断面の応力振幅は、3つの部分に分かれて分布している。中央の6カウント分は、ブームの旋回動作に応じて、応力レベルが増加、減少するために生じたものである。即ち、旋回動作の往きと戻りに応じて、ブーム上板、底板各々の一方の応力が増加と減少、他方が減少と増加を呈する。4段及び2段ブームで旋回半径を小さくした時に、より顕著なものが見られる現象であるが、その原因は明らかではない。最も高応力振幅側の6カウント分は、主にこの変化と地切り・接地時の応力変化から形成され、その結果220~230MPaという高い値になったものである。また、小さな応力振幅はブームの曲げ振動による。

高速動作時には、A,E断面共により高い値の応力振幅が観察され、動作の高速化の影響には無視できないものがある。しかし、旋回半径が小さく、ブームの曲げ

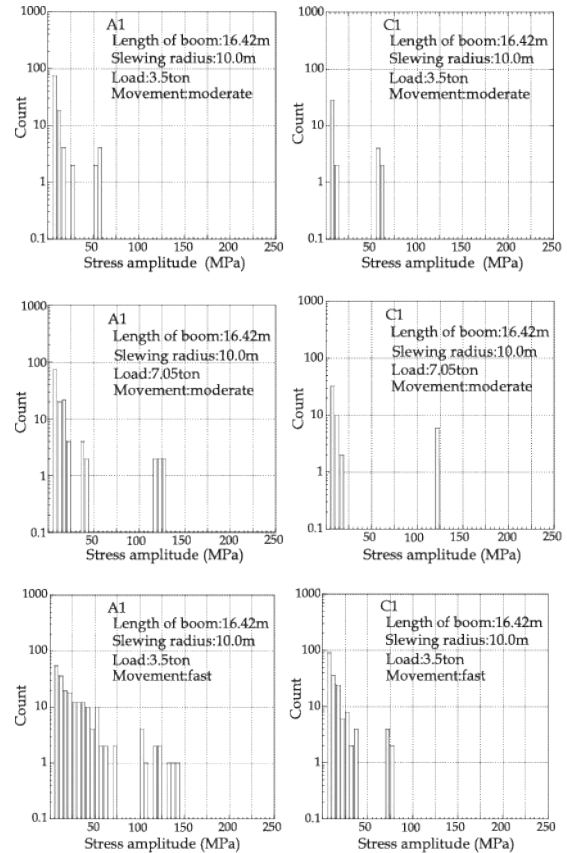


Fig.17 Stress histograms for basic movement (boom length::16.42m, radius:10.0m)  
基本動作(ブーム長さ16.42m, 旋回半径:10.0m)時の応力頻度分布

振動が抑えられるため、旋回半径が20.0mの時ほどは大きくはなく、ブーム根本に近いA断面でも、振幅の値は、荷重を定格総荷100%にした時の値よりも小さくなる傾向にある。

Fig.17は、機体の安定から荷重制限が設定されるブーム長さ16.42m(2段ブーム)、旋回半径10.0mでの基本動作時の頻度分布を示したものである。Fig.16に結果を示した、4段ブーム、旋回半径8.0mの場合と同様に、ブーム長さ30.62m(4段ブーム)、旋回半径20.0mの場合よりブーム曲げ振動の影響は小さく、中速動作時にはA断面でも、動作に応じた静的な応力変化を主成分とする応力振幅6カウント分が分離して現れる。しかし、高速動作時のA断面では、高応力振幅のものは、中速動作で荷重を定格総荷重の100%にした時よりも大きな振幅で、50%の場合の3倍に近い。したがって、4段ブームで旋回半径8.0mの場合と比較して、荷重に対する動作速度の影響は大きい。

ブーム長さが9.32m(1段ブーム)になると、全ての場合で機体強度から荷重が制限される。旋回半径



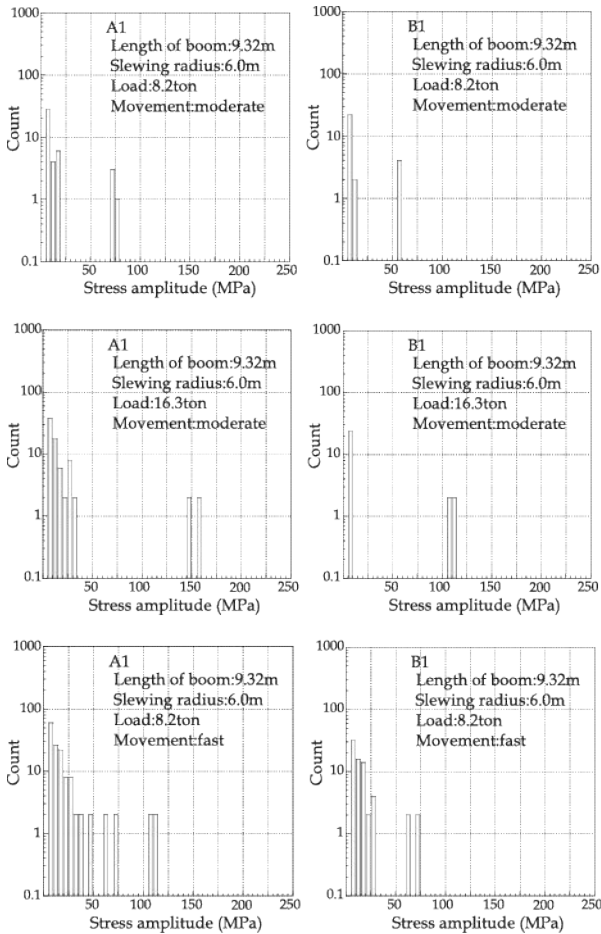


Fig.18 Stress histograms for basic movement (boom length:9.32m, radius:6.0m) 基本動作（ブーム長さ9.32m，旋回半径：6.0m）時の応力頻度分布

6.0mでの基本動作時（動作繰り返し数2回）の頻度分布をFig.18に示す。動作に伴う応力変化と曲げ振動による応力変動は明確に分離でき、曲げ振動のブーム応力変動への影響は小さい。2段ブーム，1段ブームで各々旋回半径を4.0，及び3.5mと小さくした場合には，ブーム曲げ振動の影響は一層小さくなり，応力振幅は荷重や動作による静的な応力変化により強く支配されていた。

### 3. 実作業時の負荷測定

#### 3.1 対象としたクレーンと負荷の測定方法

実作業時の負荷測定は，Fig.19に示す箱形5段ブームを持つ45トンラフテレーンクレーンを対象に行った。ブーム長さは，1段ブーム時で10.2m，5段ブーム時で39.0m，建設会社の機材センター所有で，主に機材の移動作業に使用されている。定格 総荷重

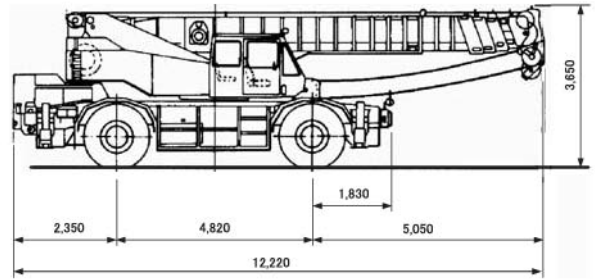


Fig.19 Wheel crane tested under actual loadings 測定対象のクレーン

Table 3 Lifting capacity (ton) 定格総荷重 (トン)

		Boom length (m)				
		10.2	17.4	24.6	31.8	39.0
Working radius (m)	3.0	45.00	28.00	20.00	-	-
	3.5	40.80	28.00	20.00	13.00	-
	4.5	33.50	28.00	20.00	13.00	7.50
	7.2	11.50	19.60	16.60	13.00	7.50
	9.5	-	13.80	12.60	10.60	7.50
	10.0	-	12.45	12.00	10.10	7.50
	14.0	-	6.30	6.15	7.00	5.65
	14.4	-	4.00	5.75	6.60	5.00
	21.6	-	-	1.80	2.65	3.15
	28.8	-	-	-	0.80	1.30
	33.0	-	-	-	-	0.60



Fig.20 Stain measurement points ひずみの測定点

(アウトリガー最大張出時)をTable 3に示す。各列の途中に引かれた横線より上方は定格総荷重が機体の強度により制限される領域，下方は機体の安定から制限される領域である。

ブームの応力は，動作別負荷測定の場合と同様に1軸ひずみゲージを貼り付けて測定した。貼り付け位置をFig.20に示すが，ブーム1段目の起伏シリンダとの結合部直上の断面内で，上板・底板の左右1箇所ずつの計4箇所であり，ブームの根本側から見て，上板右側から時計回りに1~4chとした。同時にクレ

ーンの姿勢、動作を記録するため、クレーンに設置されているモーメントリミッタ用のセンサーの出力から、ブーム長さ、起伏角、旋回角、起伏シリンダの油圧を取り込んだ。データのサンプリング周波数20Hzである。動作別の負荷測定では数Hzを越える高周波の顕著な応力変動は認められなかった。したがって、このサンプリング周波数でも応力変動は十分に評価可能であると考えられる。

測定の開始、終了操作は、クレーン作業の開始前、終了後にクレーンのオペレータが手動で行った。測定開始時の操作を簡略化するため、ひずみのゼロ点調整は各測定毎には行わず、測定機器を設置した直後、クレーンがFig.19に示した姿勢の時に行った。この姿勢は、作業がなく、クレーンが機材センター内の車庫に格納される時のものである。

約20日間の測定期間を設定したが、そのうち、クレーンが比較的頻繁に稼働し、測定が記録できたのは4日であった。測定期間中に行われたクレーン作業は、建築工事用機材(タワークレーン、エレベータの部材)の搬入・搬出のため、アウトリガーを完全に張り出した状態で、旋回、起伏、ブームの伸縮、巻き上げ・下げを行って、横付けされたトレーラへの積み込みや荷下ろしを行うものである。一連の作業で扱われた荷の質量の最大値は、2.0~4.5トンの範囲内であった。

### 3.2 測定結果及び考察

#### 3.2.1 時刻歴測定波形

つり荷の最大質量が約2.0トンの作業についての、ブーム長さ、作業半径(旋回半径)、旋回角及びブーム応力の波形をFig.21, その一部を拡大した図をFig.22に、また、つり荷の最大質量が約4.5トンの作業に対する測定波形をFig.23, その拡大図をFig.24に示す。旋回角は、ブームがクレーンの前方を向いている時を0度とした。

Fig.21はクレーン作業の開始から終了までの間の時刻歴波形を示したもので、途中でブーム長さ、作業半径、旋回角のデータが欠落しているのは、クレーンのエンジンが停止して、センサーの出力が得られなかったためである。したがって、欠落部分でこれらに変化はないといえる。クレーンの動作について見ると、ブームは始動後すぐに31.8m(2.3段目全伸、4,5段目半伸状態)に伸ばされ、作業終了時に縮められるまで、ブーム長さは変わっていない。その間、荷の移動作業のためと考えられる動作(旋回-ブーム伏せ-ブーム起こし-旋回)が少なくとも4回行われており、ブームの伏せ、起こしに伴って、作業半径は約10mから20m(定格総荷重3.3トン)に伸ばされ、また約10mに戻る。

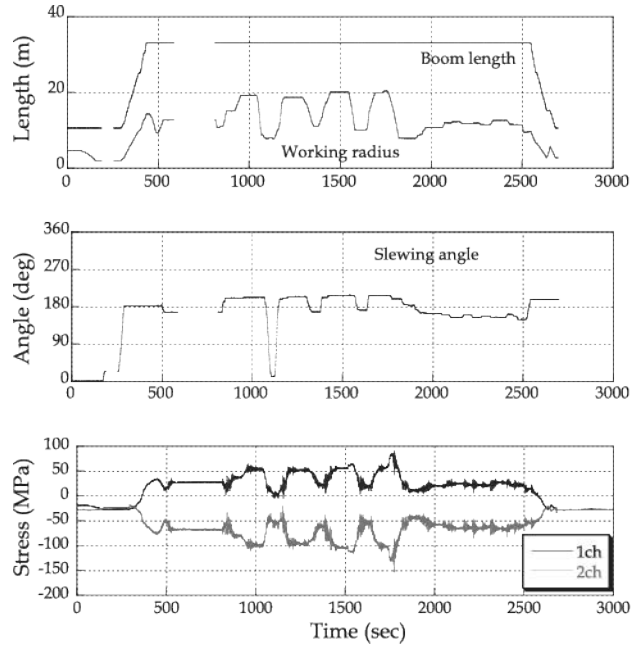


Fig.21 Measured time series during work with loads less than 2.0 ton  
つり荷が2.0トン以下の作業時の時刻歴波形

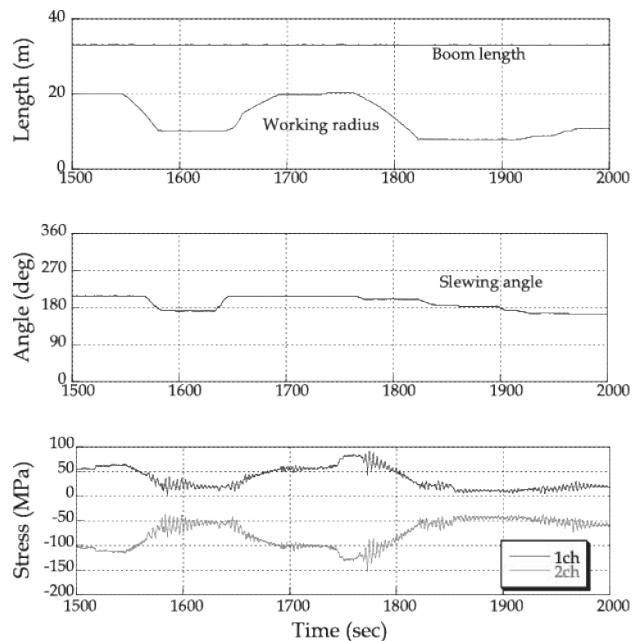


Fig.22 Measured time series (picked up from Fig.21)  
時刻歴波形 (Fig.21の一部を拡大)

Fig.23の動作は、作業時のブーム長さは24.6m(2,3段目のみ全伸)と不変で、荷の移動のための動作が少なくとも7回行われているが、作業半径の変動範囲は最小で5-8m, 最大で8-14m程度と変動しており、多様な作業が行われている。応力変動について見ると、つり荷が製品(タワークレーンやエレベータ)の一部であるため、作業が慎重に行われていること、荷に軽量

のものが多く等のためか、地切り、接地時の静的な応力変化は一部を除いて目立たない。したがって、波形は、主に以下のものが重畳されたものといえる。

- 1) ブームの伸縮に対応したもの
  - 2) 作業に伴うブームの起伏に対応したもの
  - 3) 動作開始・停止時に見られる短周期のもの
- この中で、1), 2)は静的な変化で、クレーンの姿勢から定まるものといえ、応力波形の骨格を形作っている。

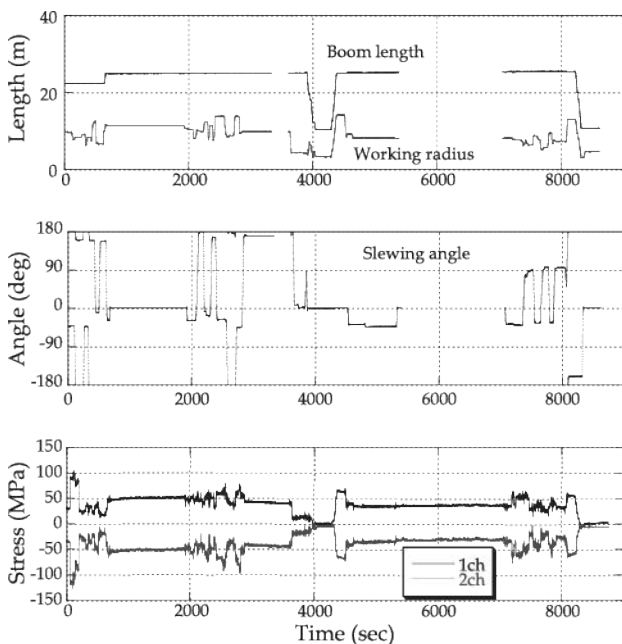


Fig.23 measured time series during work with loads less than 4.5 ton  
つり荷が4.5トン以下の作業時の時刻歴波形

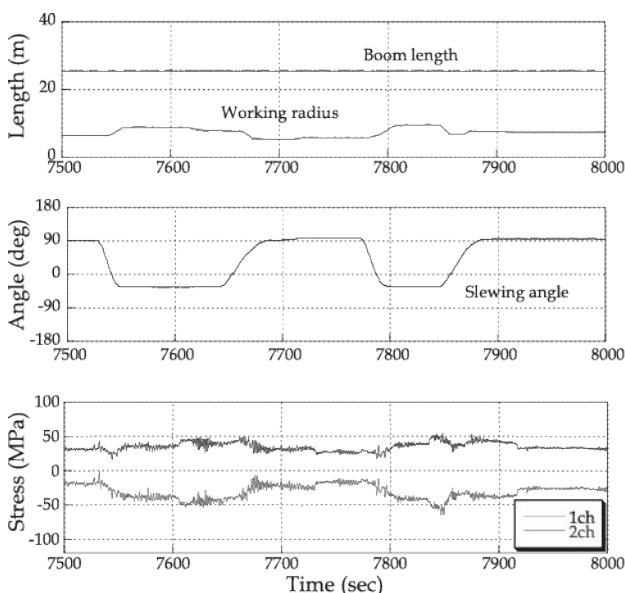


Fig.24 Measured time series (picked up from Fig.23)  
時刻歴波形 (Fig.23の一部を拡大)

3)はブームの曲げ振動の結果生じるものである。Fig.21～Fig.24では、上板、底板各々の2つの測定点(1chと4ch, 2chと3ch)の応力波形が、ブーム曲げ振動による応力変動部分を除いて極めて良く似ていて、重なって見難くなるため、1ch, 2chの結果のみを示し、3ch, 4chは省略したが、動作別応力測定の場合と同様に、ブームの曲げ振動波形では、上板、底板各々の2つの測定点で逆位相の変化を呈していることが多く、旋回動作による水平方向曲げ振動によるものが目立った。しかし、応力波形を拡大したFig.22, Fig.24に見られるように、この場合、その変動幅はそれほど大きくなかった。作業が慎重に行われていること等がその理由と考えられる。

### 3.2.2 ブームの応力頻度分布

Fig.21とFig.23に示した応力波形に対応する応力頻度分布を各々Fig.25とFig.26に示す。応力振幅5MPa以下の値は、測定誤差との区別が難しいため、無視した。慎重なクレーン操作のため、大きな応力振幅はクレーンの姿勢変化等の静的な変化を主成分としたものである。Fig.25で分離して現れた最も大きな応力振幅のものは、クレーン格納姿勢から作動時の姿勢への変化に伴う静的な応力変化にブーム曲げ振動による変動成分が重畳されたものである。また、頻度分布については上板、底板各々の2測定点に対するものは酷似している。同様の傾向はFig.26についても見られる。これら応力頻度分布及び波形観察から分かるように、ここで得られたブーム部の応力の変化の主なものは、

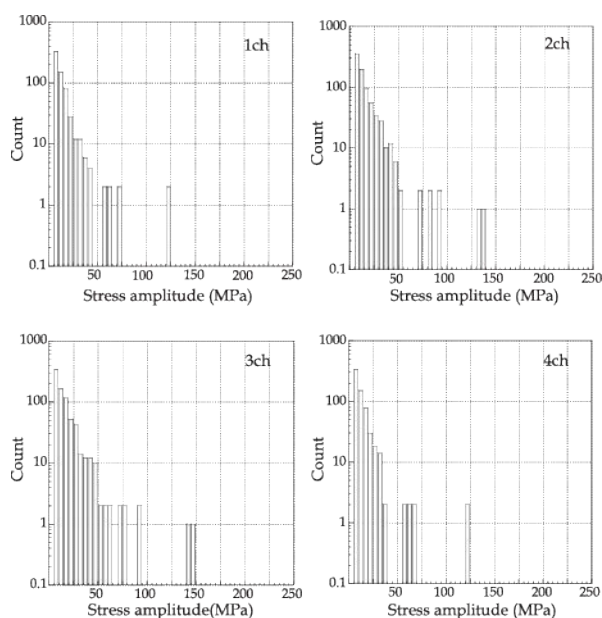


Fig.25 Stress histograms for time series of Fig.21  
Fig.21の時刻歴波形に対する応力頻度分布

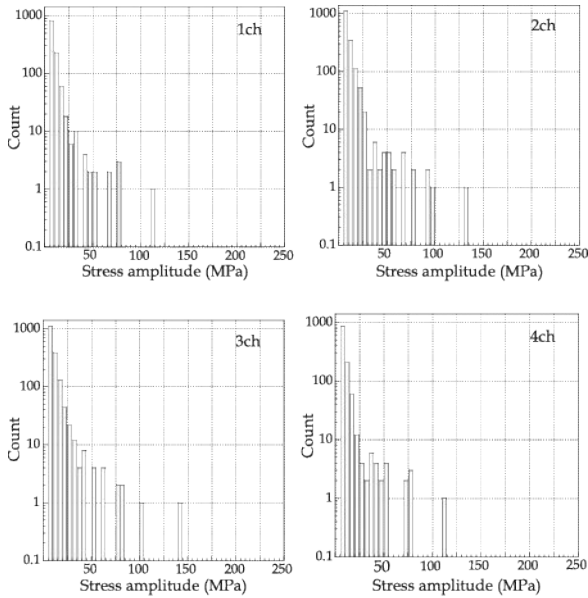


Fig.26 Stress histograms for time series of Fig.23  
Fig.23の時刻歴波形に対する応力頻度分布

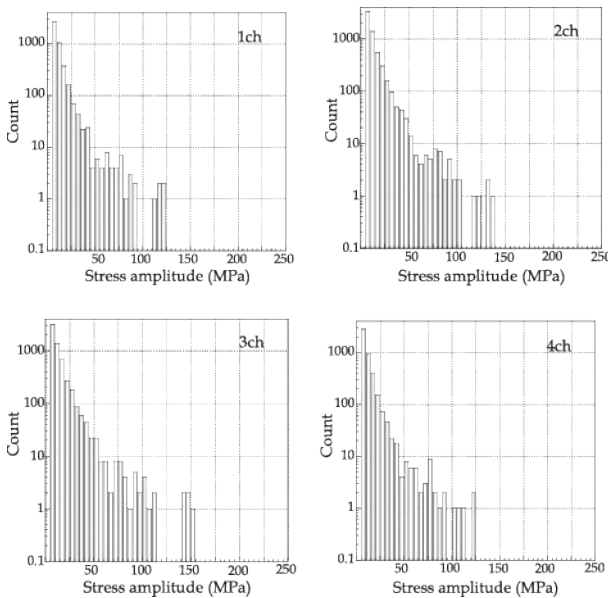


Fig.27 Stress histograms for the whole measurement  
測定全体に対する応力頻度分布

クレーンの姿勢変化によるもので、これに匹敵するようなブーム曲げ振動による応力変動は認められなかった。したがって、大振幅のものの回数は、大きな姿勢の変化の回数により定まる。荷が軽量で且つ製品（タワークレーン、エレベータの部材）であったために、慎重なクレーン操作が行われ、このような結果になったと考えられる。Fig.27に4日間の測定全体（測定回数8回）にわたる頻度分布を示す。クレーンの能力に比べ、つり荷が軽量であることから、100MPa以上の大振幅のもののカウント数は極

く少ない。

#### 4. まとめ

ラフテレーンクレーン稼働中の負荷変動を明らかにするため、ブーム部について、代表的動作別及び現場での実作業時の応力測定を行った。得られた結果をまとめると、以下のとおりである。

- 1) クレーンの動作速度が遅い時の応力変動を支配する主因子は、つり荷の質量やブームの起伏、伸縮等の姿勢変化である。すなわち、ブーム部の応力変動の主なものは、静的な応力変化である。
- 2) 動作速度が高速になると、動作に伴い生じるブーム曲げ振動の応力変動に対する影響は無視できない。地切り等による鉛直方向のものより、旋回動作による水平方向のものの方が大きく、ブーム根本に近い断面では、つり荷質量、ブームの姿勢変化による静的な応力変化をしのぐ振幅のものが観察された。
- 3) モーメントリミッタ（過負荷防止装置）の出力を援用して、クレーンの姿勢や動作からブーム部の応力変動の推定を試みるには、水平方向のブーム曲げモーメントを計測する機構を追加する必要があると思われる。

#### 参考文献

- 1) JIS B 8821-1994クレーン鋼構造部分の計算基準
- 2) 日本鋼構造協会編 鋼構造物の疲労設計指針・同解説, 養賢堂, pp.143-155 (1993)
- 3) 厚生労働省労働基準局安全衛生部安全課編 クレーン等各構造規格の解説, 日本クレーン協会, p.110 (2003)
- 4) 星井 勤, 信太雅人, 原田武重, クレーンの巻上荷重に関する定量的評価法, 日本機械学会論文集C編, 58-555, pp.261-268 (1992)
- 5) 梶本勝也, 池田 博, クレーン構造診断 (2), クレーン, 42-482, pp.15-20 (2004)
- 6) 真殿和美, 移動式クレーンの疲労破損, 日経メカニカル, 522, pp.104-107 (1998)
- 7) 長田和雄, 油圧式トラッククレーン上部旋回体倒壊防止対策 (その二), 港湾防災, 394, pp.14-17 (1997)
- 8) 遠藤達雄, 松石正典, 光永公一, 小林角一, 高橋清文, 「Rain Flow Method」の提案とその応用, 九州工業大学研究報告, 28, pp.33-62 (1974)

(平成 16年8月30日 受理)