U.D.C. 621.87：624.023.83

クレーンの軽量化

Weight-saving Construction of Crane

宮本　博*
Hiroshi Miyamoto

内　容　梗　概

材料力学の立場から，クレーンの軽量化に貢献するポイントを次の3項目（1） 荷重の正確な測定 （2） 応力，変形の精密な計算と測定 （3） 許容応力決定のための資料の準備に分類し各項目についてわれわれの研究室で行なった研究について述べた。

1. 緒　　言

構造物の軽量化の一般理論については，たとえば倉西正嗣氏の“構造軽量化の基礎理論”(1)（S37.6.14 日本機械学会，第174回講習会）に述べられている。ここでは，材料力学(構造力学も含む)の立場から，クレーンの軽量化についていかに考え，いかに行動しているかを述べ，ご批判を仰ぎたい。

軽量化のポイントについてはいろいろ考えられるが，材料力学の立場からクレーンの軽量化に貢献するポイントを次のように大別してみた。

（1） 荷重の正確な測定
（2） 応力，変形の精密な計算と測定
（3） 許容応力決定のための資料の準備

これらの事項は一般軽量化の原則であって，クレーンに限ったことではないが，クレーンもまた，一般原則を忠実に守ってはじめて軽量化が実現されるはずである。

これらの事項を十分に検討してはじめて，クレーンの適性材料，合理的な形状が決定され，設計基準が確立されると思う。以下，項を追って，われわれの研究の一端を紹介する。

2. 荷重の正確な測定

最小重量という条件をさぐるのであるから，単純な基準荷重では十分でない。静荷重を対象にしても，機械に加わる作用点，方向，大きさの異なる種々の荷重が，個々に，同時に，あるいはある組合せで，時期を違えて作用するなどのことがあれば，それらを全部知っている必要がある。変動荷重を対象として疲労とか寿命を問題にしようとすると，その大きさやひん度の測定結果とか，基準にできる法則を持っていなければならない。これらは運用条件によって相当の差があるから，できる限り実際に近いものを知る必要がある。変形の限度とか剛性に対する要求もある。

ここでは，衝撃荷重を測定した一例と，実働荷重について紹介する。

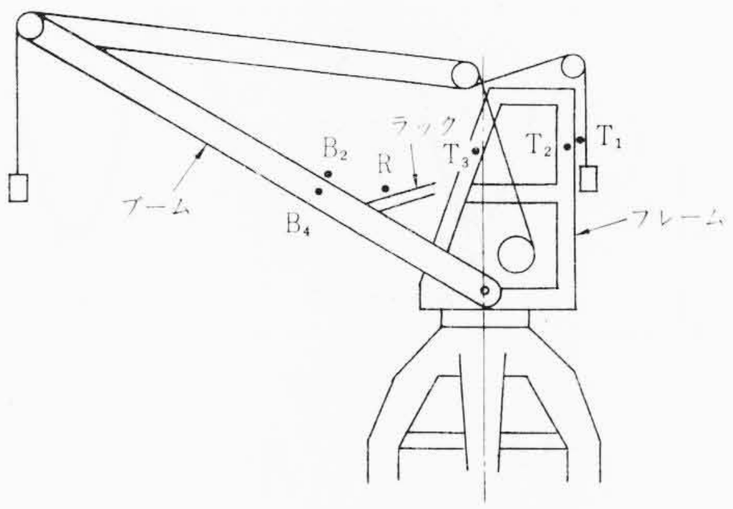
2.1 ふ頭クレーンの巻上運動時の衝撃値について(3)

巻上動作時の衝撃値についての研究である。クレーンを設計する場合，次のような荷重が加わるものとして，強度設計を行なう。

$$P=\varphi P_1+\phi P_2+\Sigma P_3 \quad \cdots\cdots(1)$$

P： 計算に用いる荷重
P_1： 静荷重
P_2： 動荷重
P_3： 風荷重その他
φ： 静荷重係数
ϕ： 動荷重係数

* 日立製作所亀有工場　工博



第1図　ふ頭クレーンの応力測定点

第1表　巻上運動時の衝撃値

	測定個所	フレーム			ブーム		ラック
		T_1	T_2	T_3	B_2	B_4	R
計算値	荷重による静応力	290	90	−70	90	−110	
	衝撃値(全速地切)	1.34	1.34	1.34	1.9	1.35	1.6
測定値	荷重による静応力	230	75	−60	−30	−90	7
	衝撃値 全速地切	1.18	1.19	1.28	2.5	1.28	2
	衝撃値 巻下げブレーキ	1.28	1.16	1.33	2.5	1.3	2
	衝撃値 インチング降下	1.45	1.4	1.4	3	1.47	2.5

衝撃値 $\gamma=\dfrac{\text{荷重時最大応力}-\text{無荷重時応力}}{\text{荷重時静応力}-\text{無荷重時応力}}$，応力の単位 (kg/cm²)

したがって，クレーンの重量を軽減するには，合理的な形をきめることも重要であるが，衝撃の実態をつかみ，各係数を小さくすることも有力な手段の一つである。

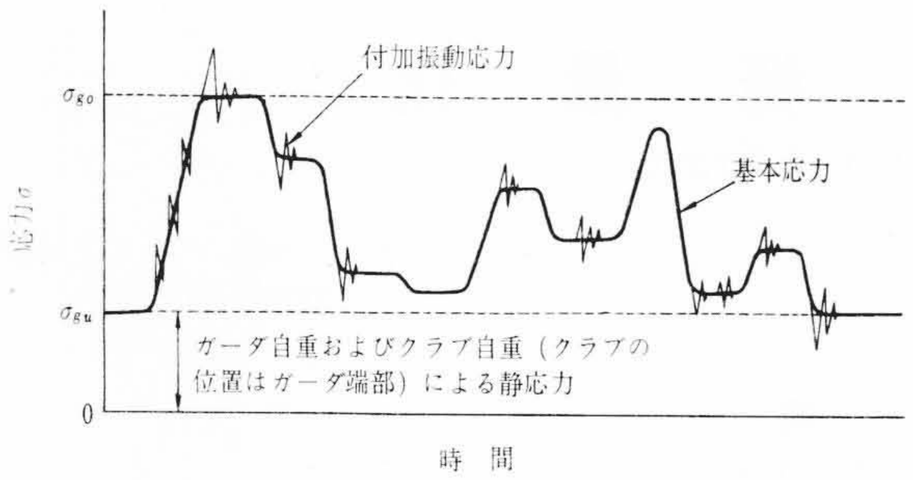
第1図に示す点にストレーン・ゲージをはり，オシログラムをとった。ブームおよびフレームは曲げ応力0および最大の点について測定した。

最大半径で荷重 5t をつって，巻上運動を行なった結果を**第1表**に示す。この結果より次のことがわかる。

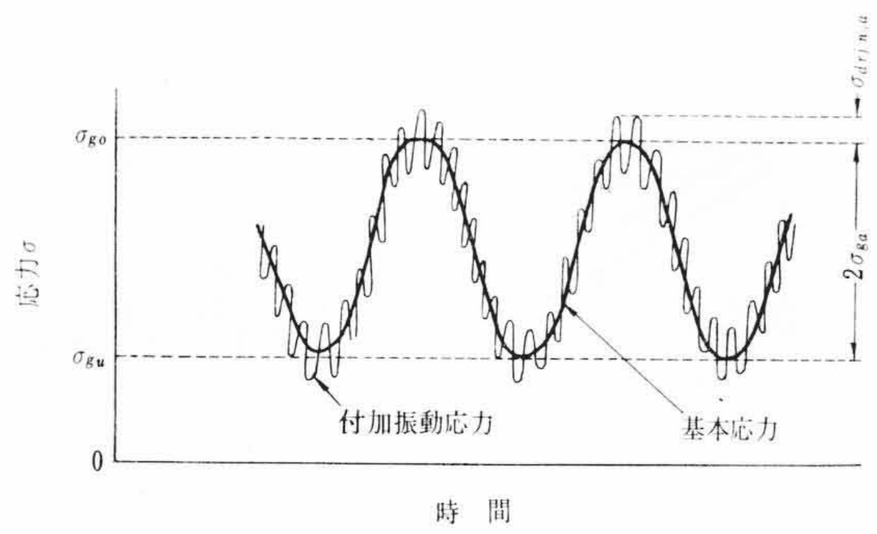
（1） 地切時の衝撃値は，ブームの最大曲げ応力の加わる点，およびラックを除き 1.15～1.28 で比較的小さい。
（2） 巻上時，衝撃値の最大は地切時に起こると考えられていたのに反し，本測定では，インチング降下時に生じ，その値は 1.4～1.45 である。この原因としては，荷重 5t をつった場合の荷重の周期とインチングの周期がともに1秒程度で，共振して大きい衝撃値を示すものと思われる。
（3） ブームの最大曲げ応力の点およびラックは，2～2.5 と大きい衝撃値を示している。

2.2 実　働　荷　重

クレーンの受ける繰返し応力は，大きさの変化する，いわゆる“実働荷重 (service load)”である。したがって，現今の設計で行なわれているように，構造内に生ずる応力をすべて材料の耐久限度



第2図　工場用クレーンガーダの実働応力波形



第3図　重　　畳　　波

以下にとどめるものとすれば，安全ではあるが構造重量が過大となり大幅な軽量化を望むことはできない。外力（または応力）の大きさとその度数を知り，これに対応する材料の疲労強度を元にして設計することが必要である。

このために，航空機，自動車，鉄道車両，船舶，橋梁などにおいて，実働荷重（外力の大きさと度数）を考慮した疲労設計の問題がひん繁に研究され始めた。またこれらに関連した基礎的な研究もさかんになってきた。

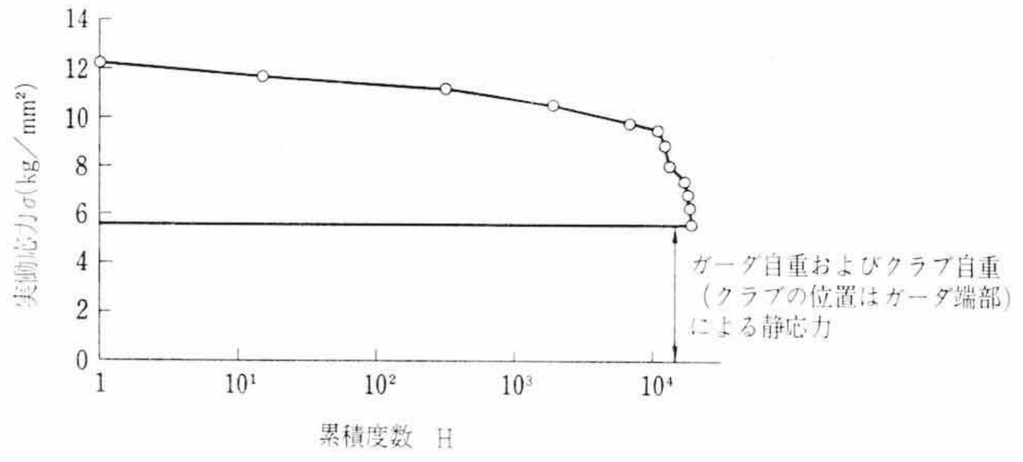
しかし上述のような疲労設計の問題が取り上げられ始めたのは比較的最近のことなので，もちろん今後に残された研究課題は多い。これらの課題の中でおもなものを列挙すると，次のとおりである。

（i）　応力（または荷重）記録計およびひん度計の開発
（ii）　応力度数分布を作成するために，不規則な実働応力波形の各部分を種々の等価応力振幅に置換え整理する方法
（iii）　使用材料の時間強度線図の作成
（iv）　疲労破壊の確率と安全率のとり方
（v）　切欠係数資料の整備
（vi）　実用的な累積損傷理論の確立（Miner's Law）
（vii）　プログラム疲労試験，ランダム疲労試験あるいは実働荷重疲労試験などの実施

クレーンに関してはドイツで O. Svenson 氏と W. Schweer[4]氏が行なった研究がある。この研究は，4台の工場クレーンについて，おのおの 30～70 日間の連続記録で行なっている。

記録した応力の波形を典型化して示すと，**第2図**のようになる。図でみるように，応力はガーダ自重およびクラブ自重による静応力と，つり荷，クラブおよびクレーンガーダの運動によって時間的に変化する応力（変動応力）とからなっている。さらに変動応力は次の二つに分けられる。

（i）　つり荷の上げ，下ろし，クラブの横行，クレーンガーダの走行につれて，ゆるやかに変化する応力（基本応力と名付ける）
（ii）　つり荷の上げ下ろし時の衝撃，横行レールや走行レールの継目における衝撃，あるいは2個のクレーン間の衝突などによって起こる短かい周期の振動応力（付加振動応力と名付ける）



第4図　クレーンガーダの基本応力の度数分布

以上の応力のうちで，付加振動応力が疲労強度に及ぼす影響をまず調べるために，平面曲げ試験を行なっている。試験片は丸穴のあいた丸棒で，これに**第3図**に示すような重畳波を与えた。そこで振幅 $\sigma_{dyn.a}/\sigma_{g.a}$ を 0～1.0 間で種々変えて，2×10^6 回の疲労強度を求めた。この結果からクレーンの場合には，一般に付加振動応力の影響は小さく，付加振動がまったくないとした場合の疲労強度よりも，せいぜい数パーセントしか強度が低下しないといっている。

そこでガーダの実働応力波形のうちで，付加振動応力はすべて除外し，基本応力だけについて**第4図**のような累積度数分布を求めている。

次にこの度数分布を元にし，プログラム疲労試験を行なっている。試験片は中空丸棒（外径 7 mm，内径 1 mm，材質 St. 37，特別な切欠はない）で，これに繰返し曲げを加えたものである。この試験から得られた寿命をクレーンの耐用年数（50 年）と比較して，前述の4台のクレーンガーダの寿命には，いずれもかなりの余裕があるといっている。

3.　応力，変形の精密な計算と測定

普通設計計算に使用されている初等材料力学の式では十分といえない。しかし，構造要素として各種の構造方式があり，また複雑な形状をしている実際のものでは正確な（弾性）応力分布を計算だけで求めるのは多くの場合容易ではない。さらに真の強度や変形限度を推定することはいっそうむずかしい。しかし，理論的には，弾性論，座屈理論，塑性座屈理論，その他によりかなりの部分は解明できるはずである。また電子計算機の導入により，面倒な計算もできるようになった。実験としては，抵抗線ひずみ計と光弾性の併用により応力分布を明らかにすることができる。

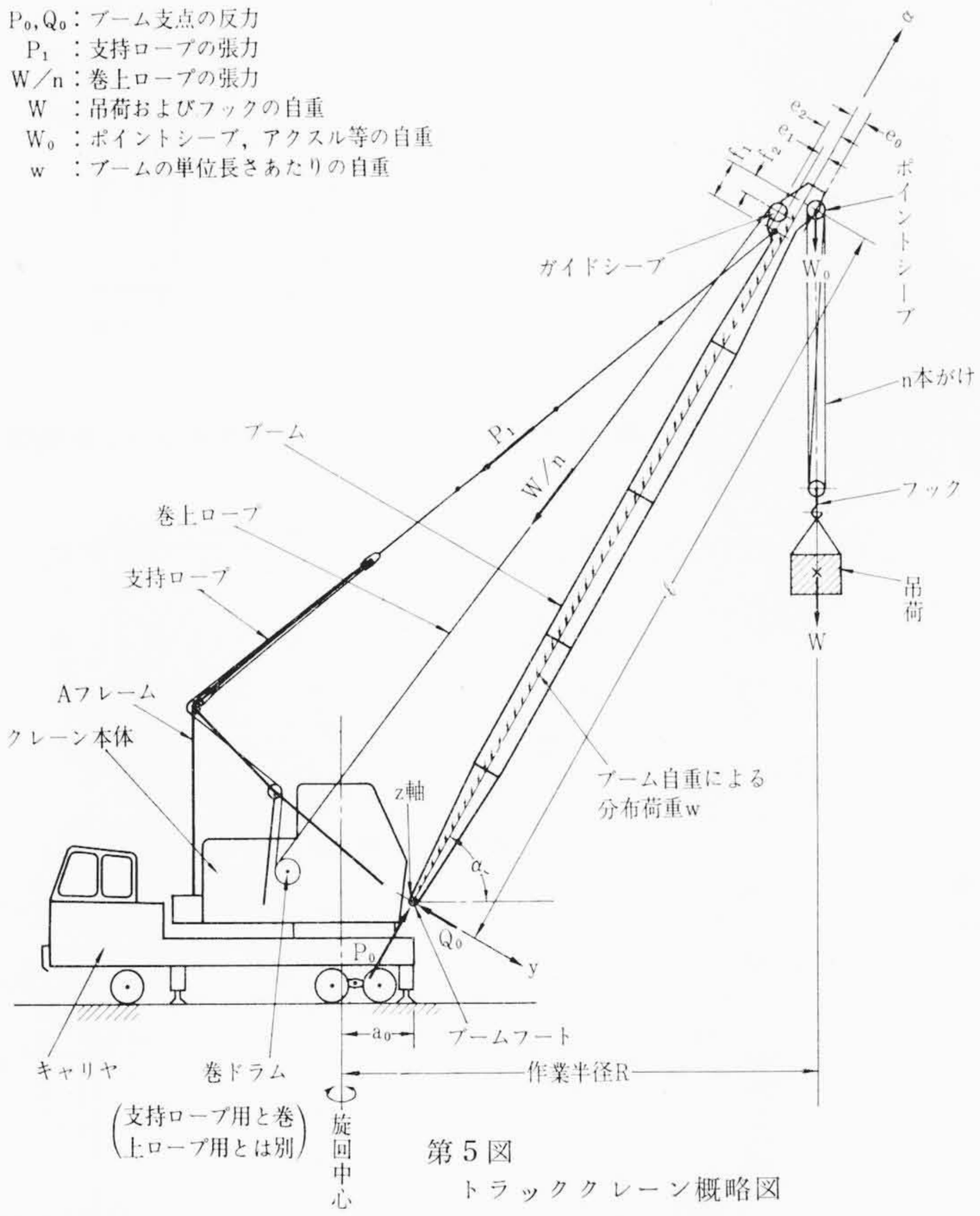
3.1　ブームの軽量化[5]

トラッククレーン用ブーム主材の従来の強度計算は，主として DIN 4114（はがね構造物の座屈計算基準，1952 年）により行なっていた。しかるにこの基準にはブームのたわみが厳密には考慮されていないので，特にロングブームのようにたわみの大きくなる場合には，実状に即さない計算結果が得られる。場合によっては設計上危険側の計算となるため，安全率もかなり大きくとらざるをえない。またこの基準では材料の降伏点を 24 kg/mm² および 36kg/mm² の二つの場合しか取り上げていないので，高張力鋼あるいは超高張力鋼の材料を使用した場合には計算できない。

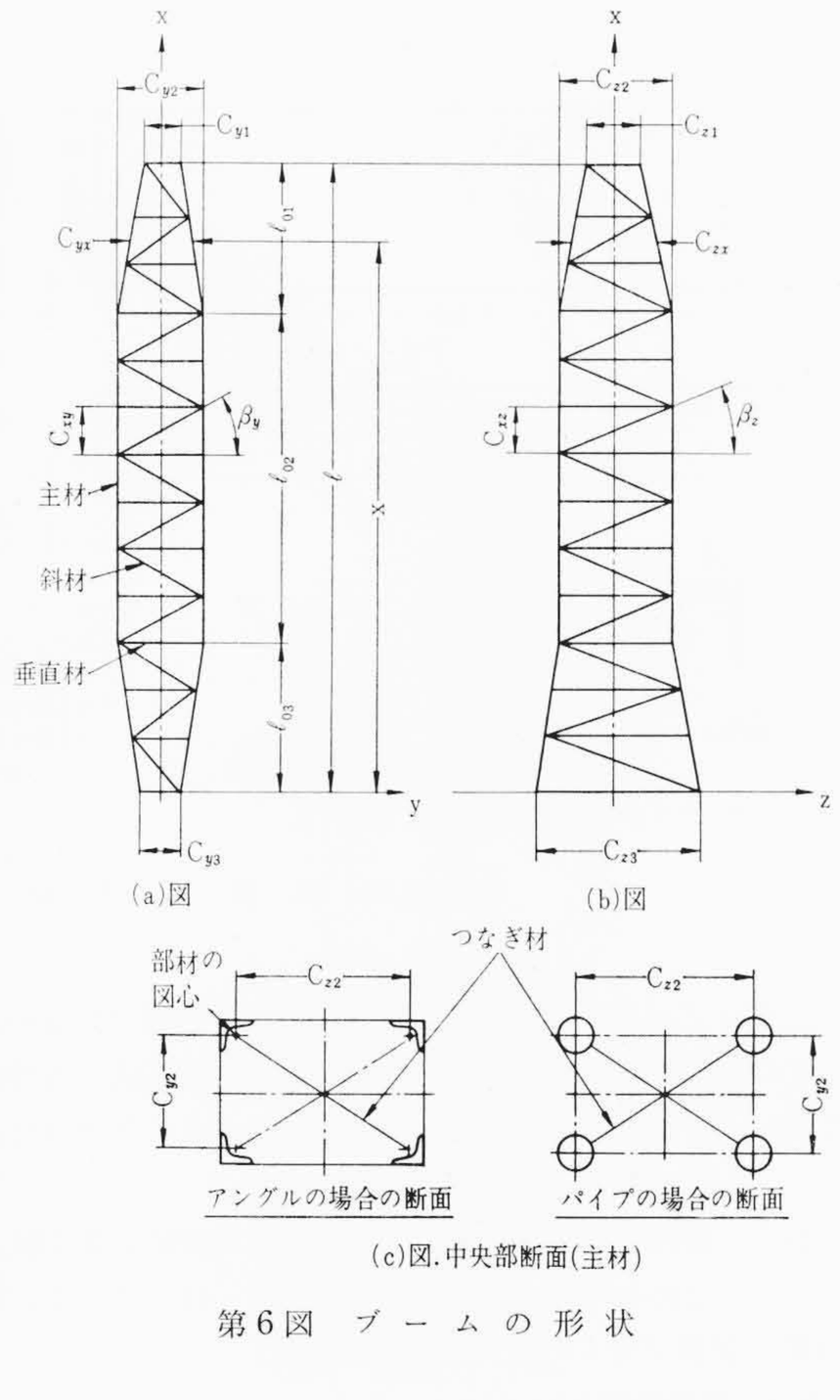
トラッククレーン用ブームは今後ますます長大化し，使用材料も高級になるものと考えられる。そのために，上記のような不備な点をできるだけ厳密に改め，さらにブームに加わる外力も精密に計算できるようにした。またこの計算式の電子計算機用プログラムを組み，主材強度計算基準を作成した。

強度計算法の概要，特に改正した要点を述べる。ブームは立体構

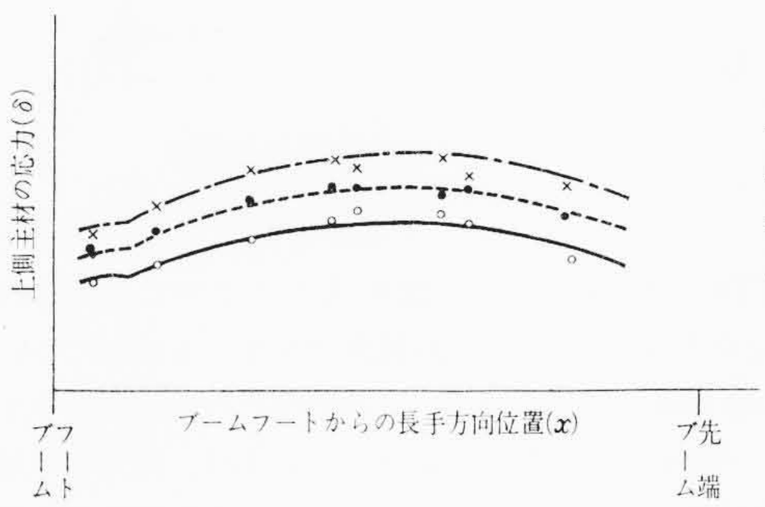
P_0, Q_0：ブーム支点の反力
P_1　：支持ロープの張力
W/n：巻上ロープの張力
W　：吊荷およびフックの自重
W_0　：ポイントシーブ，アクスル等の自重
w　：ブームの単位長さあたりの自重



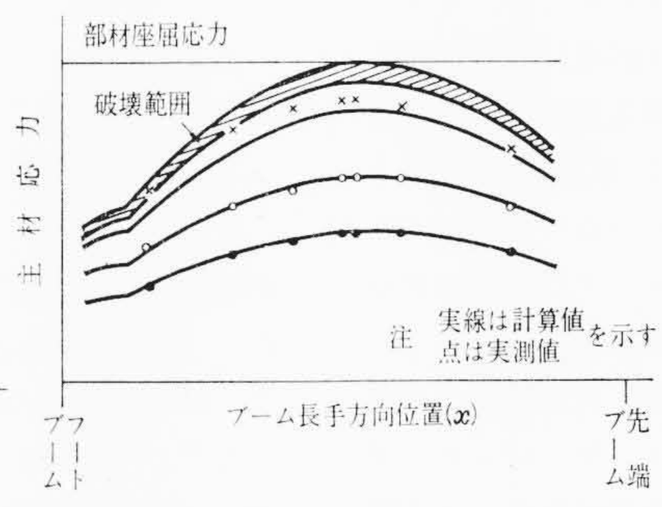
第5図
トラッククレーン概略図



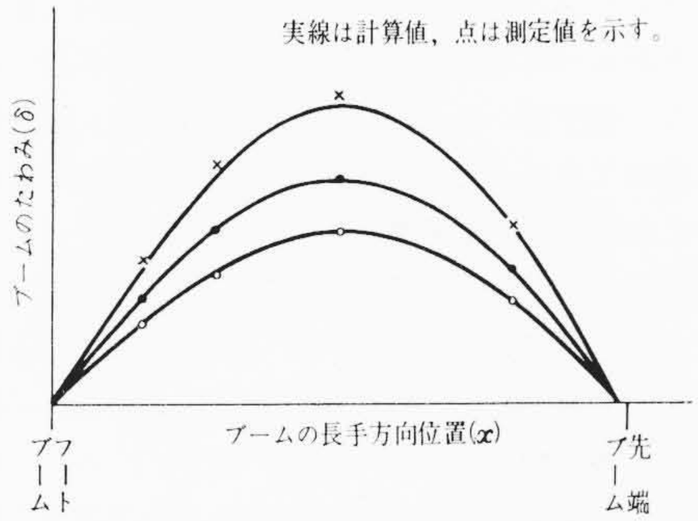
第6図　ブームの形状



第7図　上側主材の静的応力



第8図　破壊試験ブームの主材応力



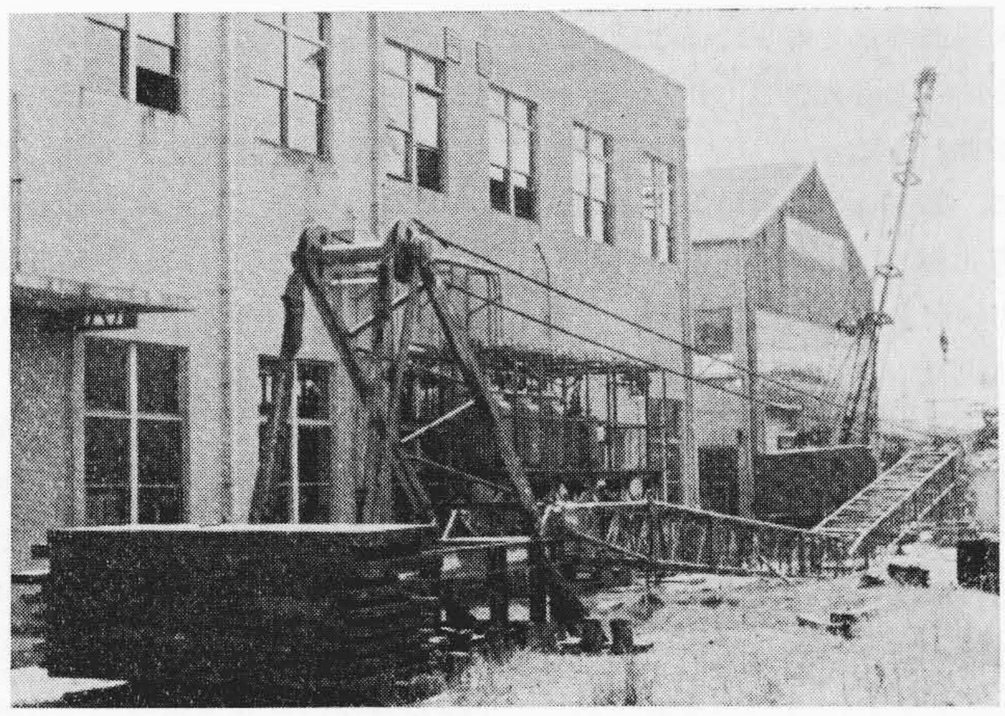
第9図　破壊試験ブームのたわみ

造であるが（第5,6図），これを平面構造に分解して考える。またこれらの平面構造はトラス構造と仮定する。なおここではブームの静的な強度だけを対象とし，疲労強度については取り上げないことにする。荷重が与えられた場合，ブームが次の3種の破壊様式に対していずれも安全であるかどうかを調べればよい。

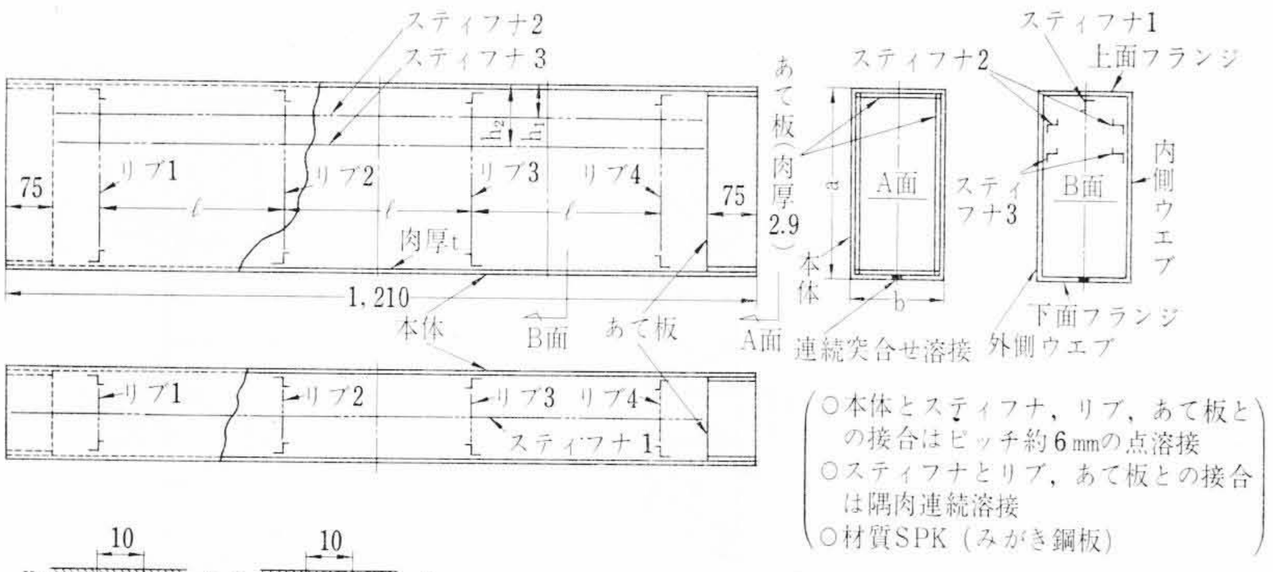
（i）　主材の降伏
（ii）　主材の中の各部材の圧縮座屈
（iii）　平面トラス構造の面内における全体座屈

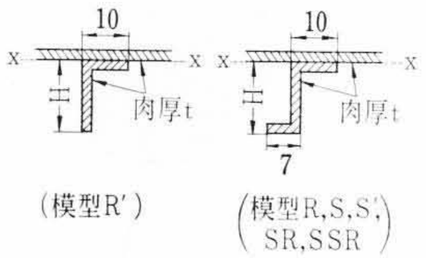
このためには，それぞれブーム主材に生じている応力，部材の圧縮座屈応力およびトラス構造の全体座屈荷重を知る必要がある。

設計手順としては，まずトラッククレーンの仕様としてブーム長さ，つり上能力などが与えられるので，これに基づいてブームの大体の構造(部材配置やロープ，シープの取付位置など)，寸法，材質を仮定する。そうすると外力が計算でき，この外力が作用した場合にブームが，安全かどうかを吟味する。ブームの強度が不足であったり，余裕がありすぎる場合には，はじめに仮定した構造や寸法を適宜変えて繰返し計算を行ない，最終的に安全かつできるだけ軽量なブームの仕様を決定する。以上の計算を手計算で行なうことは多大な時間と費用を要し，事実上不可能となる。このために電子計算機用プログラムを組み，短時間，少費用で所要の計算ができるようにしてある。



第10図　ブームの破壊実験





スティフナおよびリブの寸法図

模型 N ：スティフナ，リブ全部なし。
模型R,R′：リブ全部あり，スティフナなし。
模型 S′ ：スティフナ1,2のみあり。
模型 S ：スティフナ1,2およびリブ1,4のみあり。
模型 SR ：スティフナ1,2およびリブ全部あり。
模型SSR：スティフナ，リブ全部あり。

第12図　模　型　の　概　略　図

上述のブーム主材の強度計算法はかなり精密であるが，なおある程度の仮定を含んでいる。したがってこの計算法の妥当性を実験的に裏付ける研究を行なった。実験としては次の2項目を計画した。

（i）　ブームの応力測定

（ii）　別の荷重装置によるブーム単体の静的破壊実験

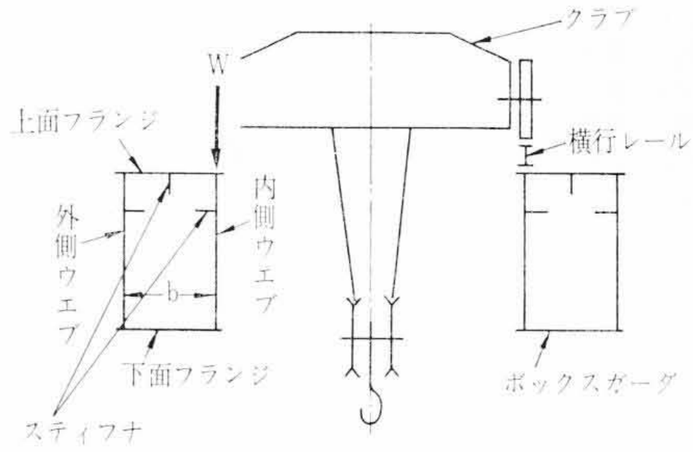
応力，たわみの計算値と実測値はよく一致している。第7, 8, 9, 10図に破壊ブームの状況を示してある。

3.2　薄板構造クレーン

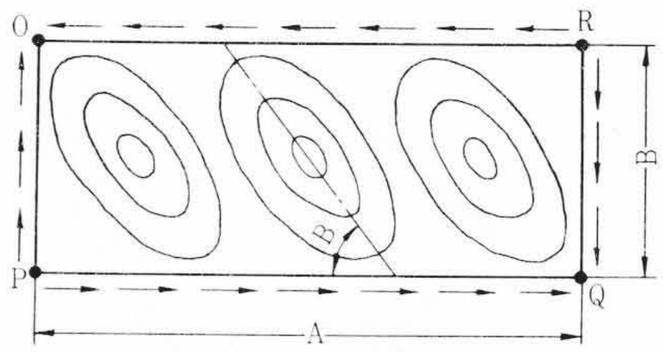
クレーンの構造部分には，以前は形鋼材を組み合せたワーレンガーダがもっぱら使用されていた。しかるに最近は溶接技術の発達により，数年前からこれらの構造部分には，薄板構造が盛んに使用され始めてきた。たとえば天井クレーンにおいては，第11図に示すように主けたが箱形薄板構造で補けたのない，いわゆるボックスガーダ式のものがみられるようになってきた。このガーダが従来のワーレンガーダに比べてすぐれている点としては，製作工数が少なくてすみ，しかもねじり剛性が大きい。このほかに特に大容量（巻上荷重が大体 30 t 以上）の天井クレーンにおいては，ワーレンガーダに比べ，重量がかなり軽減できるという大きな特長がある。さて第11図に示すようにこのボックスガーダには，外力として内側ウエブ上に鉛直方向の集中荷重Wが加わるが，この荷重Wはボックスガーダ断面の重心線上にはない。したがってボックスガーダにはWによる曲げと，大きさ$bW/2$(ここのbは内外ウエブの間隔)のねじりとが加わることになる。このボックスガーダの強さや剛性を増すために，第11図に示すように両側ウエブと上面フランジには普通長手方向のステイフナを取り付け，またそれと直角な方向にはある間隔で隔壁をそう入している。しかしながらこれらの補強方法に関しては現在のところ不明な問題が多い。

そのため，われわれはボックスガーダの強度について一連の実験研究を行なっている。すなわち，ボックスガーダの実物大模型（スパン 10m）2個について破損実験を行ない，最高荷重，剛性などについて調べた[6]。その後引き続き，ボックスガーダの強さを基本的に究明するために，種々の補強をした模型（第12図）に均一曲げと均一ねじりの組合せ荷重を加えて実験を行ない，有効幅理論より検討を行なった[7]。

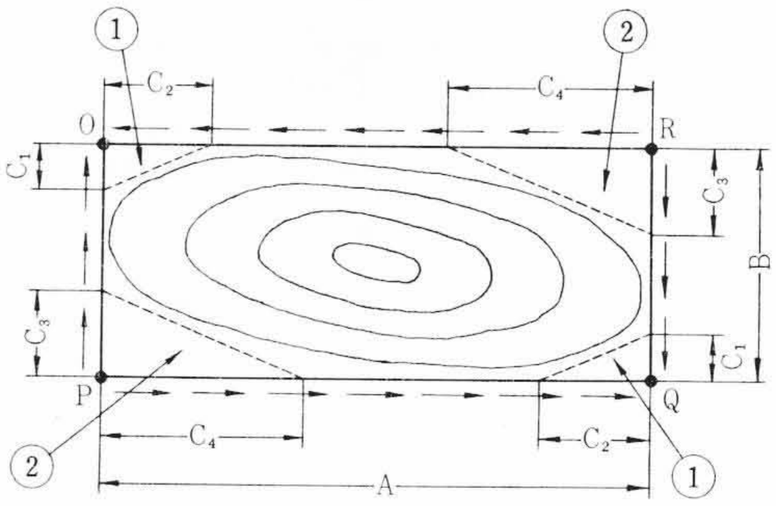
箱形けたが曲げねじりの組合せ荷重を受ける場合，補強材および稜の強さがある程度大であれば，箱形けたの最高荷重は補強材および稜で仕切られる各板部分の最高荷重を知ることにより求めることができる。周辺支持の長方形板が一方向から圧縮される場合の最高



第11図　ボックスガーダ式天井クレーン断面図



第13図　座　屈　時　の　波　形



第14図　最高荷重直前の波形

荷重は Kármán, Timoshenko 氏その他の人々によって求められた。鵜戸口教授と阿部氏は箱形けたが純曲げを受ける場合について，Kármán 氏の有効幅の理論を利用して箱形けたの最高荷重を求めた[8]。一方板が一様せん断を受ける場合については，張力場の理論により最高荷重を求めることができるが，板幅に比し板厚が比較的大きい場合には，この理論は適当でない。クレーン構造部分にしばしば用いられるような板厚が比較的大きい箱形けたに，純ねじりおよび曲げねじり（ただし曲げが比較的大きい場合）を加えたときの最高荷重を，われわれは有効幅の仮定を用いて求めた。この中純ねじりの場合につき，以下に簡単に報告する。

模型に純ねじりを加えた場合には，まずウエブが座屈を起こす。そこでいまウエブにおいて，リブ，スティフナあるいは上下の稜によって仕切られる各部分をそれぞれ1枚の長方形板と考えることにする。モーメントを増加させてゆくと，これらの長方形板のうちの一つが最初に座屈を起こすが，それがどの板であるかは計算により知ることができる。その長方形板の耐えうる最高荷重を求めれば，この荷重に対応するねじりモーメントとして最高ねじりモーメントを求めることができる。

上記の長方形板は，座屈前には，周辺単純支持の一様せん断力を受ける板として考えることができる。周辺に作用するせん断力が大きくなると，板は座屈して第13図に示すように斜め方向に波を生ずる。座屈理論のうえからは，この波の数はふつう1個ではなく，A/B（A, Bは板の長，短辺の長さ）の値によって決まってくる。しかるにせん断力がさらに大きくなってくると，波の傾きβが減少してゆき，それにつれて板の中央部分の波が発達し左右の波はかえっ

て小さくなってゆくことが，実験から明らかとなった。そして模型では，ウエブの中央部分の波の方向が板の対角線の方向(**第10図**のOQ方向）に近づいてゆき，遂に対角線の方向に大きくへこみ，最高モーメントに達した。

そこで長方形板の場合には，**第14図**に示すように，最高荷重に達する直前で波の数は1個になるものと考える。いま**第14図**のような波ができた場合，板に伝わるせん断力は比較的ふくらみの少ない4隅（図の三角形①,②）で分担されるものと考える。しかるとき①の周辺に作用するせん断力の合力は図のOQ方向に引張りを与えることになるが，②の周辺に作用するものはPR方向に圧縮を与えることになる。しかるに板の中央部にはふくらみが生じているので，PR方向の圧縮力を板が分担できる量は少なく，その分担できない分はさらにOQ方向の引張りによって受け持つことになる。

したがって板に伝わるせん断力は遂には**第14図**の2隅①の部分で分担され，これらの周辺ではせん断力の分布が一様になると考える。したがって板の中間部を無視し，2個の三角形①を単純支持の長方形板（長,短辺の長さはそれぞれc_2, c_1）として取り扱うことができる。このような板の座屈応力を計算により求め，この座屈応力がせん断降伏応力τ_yに等しくなると，板に塑性座屈を起こして，最高荷重に達し，同時に模型は最高ねじりモーメントに達するものと考えた。計算の結果，次式を得た。

$$T_{\mathrm{eff}}=\frac{\sqrt{5.34+4\dfrac{(a-h)^2}{l^2}}\,\pi t^2 F}{\sqrt{3(1-\nu^2)}\ (a-h)}\sqrt{E\tau_y}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(2)$$

ここに，　T_{eff}：　模型の最高ねじりモーメント

a：　ウエブの高さ

b：　フランジの幅

$F=ab$：　模型垂直断面において肉厚中央線で囲まれる面積

l：　リブの間隔

h：　ウエブへのステイフナの取付位置（**第12図**）

以上は純ねじりの場合であるが，同様な考え方で曲げねじりの場合にも最高モーメントを求めた。それらの計算値を実験値と比較したものが**第2表**である。両者は数パーセントの誤差範囲でよく一致している。

3.3　電子計算機の活用

天井クレーンの設計における計算を機械化し，それによって

（1）　設計所要手数の節減

（2）　精度の向上

（3）　上記二つのことがらによる原価の低減

を図ることを目的とし，ワーレントラスガーダの部材寸法の決定計算を採りあげた。なお，補けたも垂直荷重の一部を分担するという考え方による計算方法をとって，従来より数%の重量軽減を図ることができた。

4.　許容応力決定のための資料の準備

外力が正確には握できて，応力分布が精密にわかったとき，いかなる材料を採用すべきかを判定するには，材料の種々の場合の強度および性状についての十分な資料を必要とする。かかる資料は，案外十分そろってはいない。規格などは一種の基準値にすぎない。各種の処理によって著しく性状が変化するし，外的条件をすべて網羅したときの数値などはなかなか入手できないので，自分のところで，たんねんに収集または作成すべきものである。本節に関してわれわれのなすべきことはきわめて多岐にわたっている。一例をあげても使用材料の検討，たとえば高張力鋼，アルミ合金の性状，溶接法に関する研究，各種継手方式等々，これらについての地道であるが，たんねんな研究が必要である。

第2表　有効幅の理論による最高モーメントの計算値と実験値との比較

模型番号	破損に至るモーメントの加え方 M：T	計算値／実験値 Meff $(M_{max})_{ex}$	計算値／実験値 Teff $(T_{max})_{ex}$	有効幅（計算値）mm C	有効幅（計算値）mm C_1
N-2	M：O	0.990		42.2	
N-7	M：O	1.022		47.6	
R-1	M：O	1.001		45.2	
R′-I	O：T		0.854		191.6
R′-II	O：T		1.025		190.6
R′-III	O：T		0.940		202.0
N-1	O：T		1.000		143.6
N-3	O：T		0.978		142.6
S′-8	O：T		1.032		145.1
N-5	4：1	1.040	1.040	47.2	
R-2	3：1	1.116	1.116	45.0	
R-3	4：1	1.033	1.033	44.8	
R-4	6：1	1.025	1.025	44.3	
R-5	8：1	1.045	1.045	43.9	

（注）　Meff，Teff：　最高曲げモーメント，最高ねじりモーメントの計算値
$(M_{max})_{ex}$，$(T_{max})_{ex}$：　最高曲げモーメント，最高ねじりモーメントの実験値
（純曲げの場合の計算値は鵜戸口，阿部両氏の式による。）

5.　結　　言

以上，材料力学の立場から，クレーン構造の軽量化に対して，われわれが行なった研究の一端を三つの項目：

（1）　荷重の正確な測定

（2）　応力，変形の精密な計算と測定

（3）　許容応力決定のための資料の準備

に分けて紹介した。

各節の内容は必ずしも上記3項目に従って整然と分類されていないで，一つの研究の中に各項目が混然として含まれているものもある。これは，個々の研究が(1),(2),(3)を実行しつつクレーンの軽量化を目的としたためであってやむを得ないが，ただできるだけ分類に忠実であるよう，首題をクローズアップする努力はしたつもりである。

緒言にも述べたようにクレーンの軽量化もまた構造物軽量化の一般原則をはずれてはならないわけで，特に妙手があるとは思わない。しかしわれわれ研究者として設計者に望むことは，設計者がいたずらに過去の経験を墨守することなく，研究・実験の結果を勇敢に活用してよりよい設計をしていただきたいということである。

参　考　文　献

（1）　倉西正嗣：“構造軽量化の基礎理論”，機学会174回講習会教材（昭 37-6）

（2）　木原和彦：“ふ頭クレーンの応力測定”，日立評論 **44**，628（昭 37-4）

（3）　O. Svenson, W. Schweer: “Ermittelung der Betriebsbedingen für Huttenkrane und Überprüfung der Bemessungsgrundlage”, Stahl u. Eisen, **80**-2, 79 (1960-1)

（4）　豊田：　日立評論 **46**，393（昭 39-2）

（5）　種田元治：“箱形げたに関する実験”，機論集 **24**-143，510（昭 33-7）

（6）　宮本，種田：“曲げよじりを受ける箱形げたの最高荷重”，機学会前刷 No. 105，65（昭 39-4）

（7）　鵜戸口英善，阿部与喜人：“薄肉長方形柱および箱形はりの座屈と強度”，機学誌 **66**-535，1086（昭 38-8）