

C-1 台車側枠強度について

齋田 信幸* 飯島 弘**

The Strength Calculation for Side Frames of C-1 Trucks

By Nobuyuki Saida and Hiroshi Iijima

Kasado Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Entering the licence agreement with the National Malleable and Steel Casting Company in 1952 for the production of C-1 Trucks which are finding an excellent demand for use with the express freight cars in America. The side frame of C-1 Truck is designed in integral diamond type, but in its designing, the Company's engineers were confronting difficulty since there had been no theoretically established methods, available for the calculation of its strength. Then, in an effort to find such method, the writers tried the calculation on the assumption that the frame is of the Lahmen construction, and examined how the result of calculation would agree with the measured values. To their satisfaction the comparison verified all-round accord between the two, and in addition, the writers could assure that the construction, assumed to be of the Lahmen type, was rational when viewed in the light of strength.

〔I〕 緒 言

1952年8月日立製作所は米国 National Malleable & Steel Casting Company と技術提携を行い、米国の鉄道において急行貨車用台車として定評ある同社の主製品“C-1台車”の製作権を獲得した。現在ナショナル C-1台車としては数種類のものが用途別、容量別に標準化されているが、これを国内用あるいは南方諸地域への輸出用として考える場合容量、軌間などの条件が異り、加うるに材料、製造法の差異などもあるので新にこれらの条件に合せて設計する必要に迫られる。ナショナル社の設計法に関しては詳細はわからぬが、知りえた範囲では経験的なものも少なくないようである。したがってこれらの問題を解明し設計法を確立すべく、日立製作所笠戸工場において C-1台車を製作しこれについて性能的、強度的立場から各種検討を進めて来た。

車輛の高速化に伴い、台車重量軽減に対する要求は最近非常に大きなものとなっており、したがって強度計算の合理化も絶対的な要望となつて来ている。この観点から C-1台車を眺めるとき、揺枕、車輪車軸、バネ類など

大部分の部品について大体強度計算式が確立されているのに、独り側枠だけは重量的に非常に大きな割合を占めるにもかかわらず判然とした計算法は確立されていない。これは単に C-1台車のみに限らず、一体鑄鋼の菱形側枠を持つた貨車用あるいは産業車輛用台車に共通した問題である。

こゝにおいて C-1台車に関する研究題目の一つとして側枠強度の問題を取り上げたが、一部結果がまとまつたのでこれを報告する。

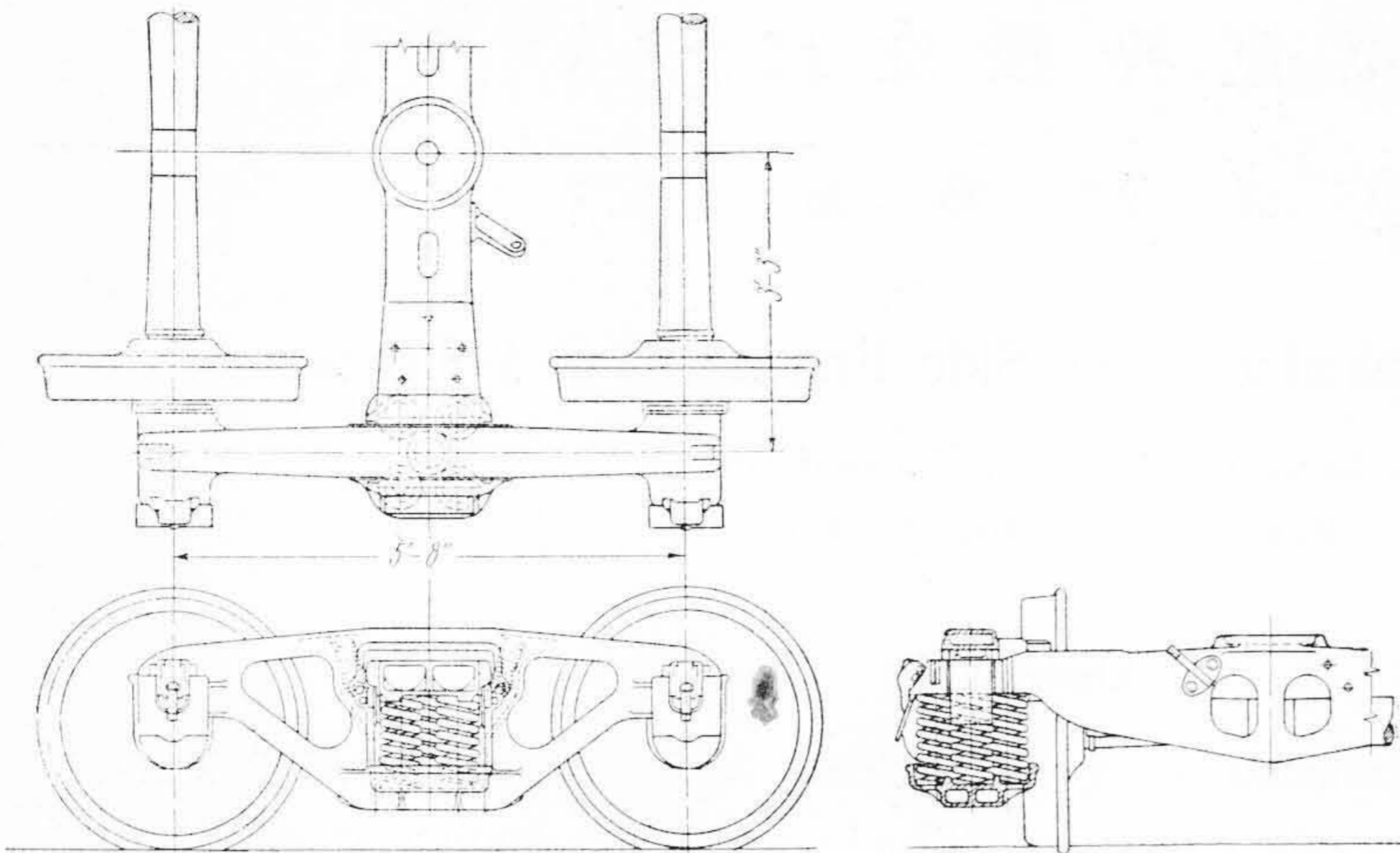
〔II〕 C-1台車の構造

本論に先立ち C-1台車の構造概略について説明するが、第1図(次頁参照)はナショナル C-1台車構造図、第2図(次頁参照)は上述の研究目的で製作した C-1台車である。これらからわかるように、本台車は一体鑄鋼側枠と揺枕の間に枕バネとしてコイルバネを取付け、これに第3図(次頁参照)にその詳細を示すごときスナツバを併用した形のものである。

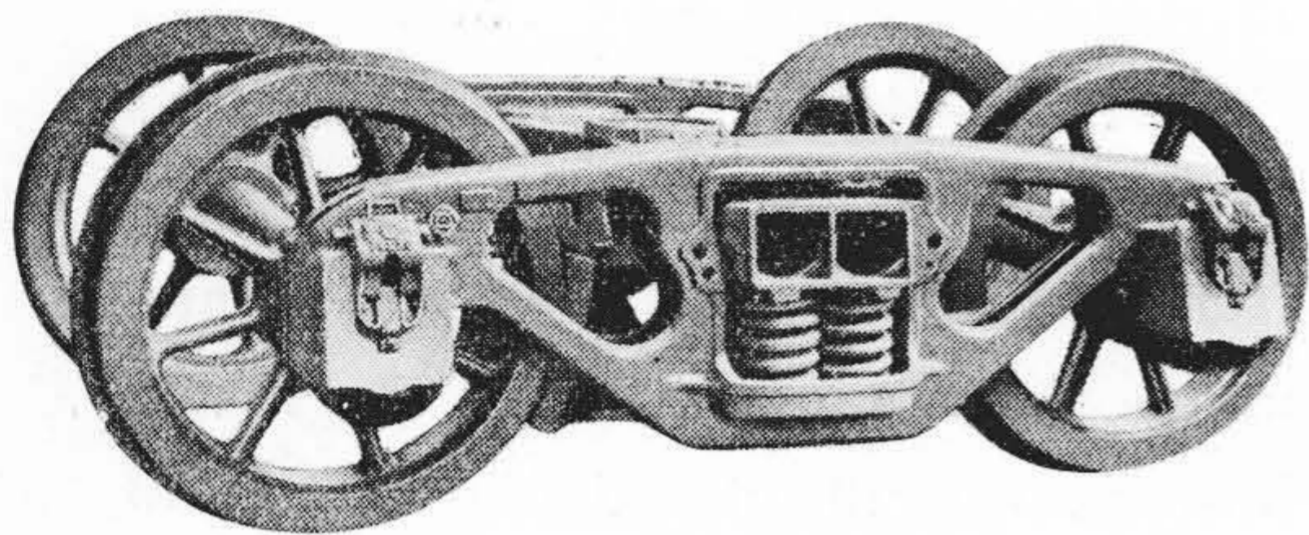
C-1台車の特長を簡単に述べれば下記のごとくである。

(1) 枕バネは柔いコイルバネで適当なスナツバと併

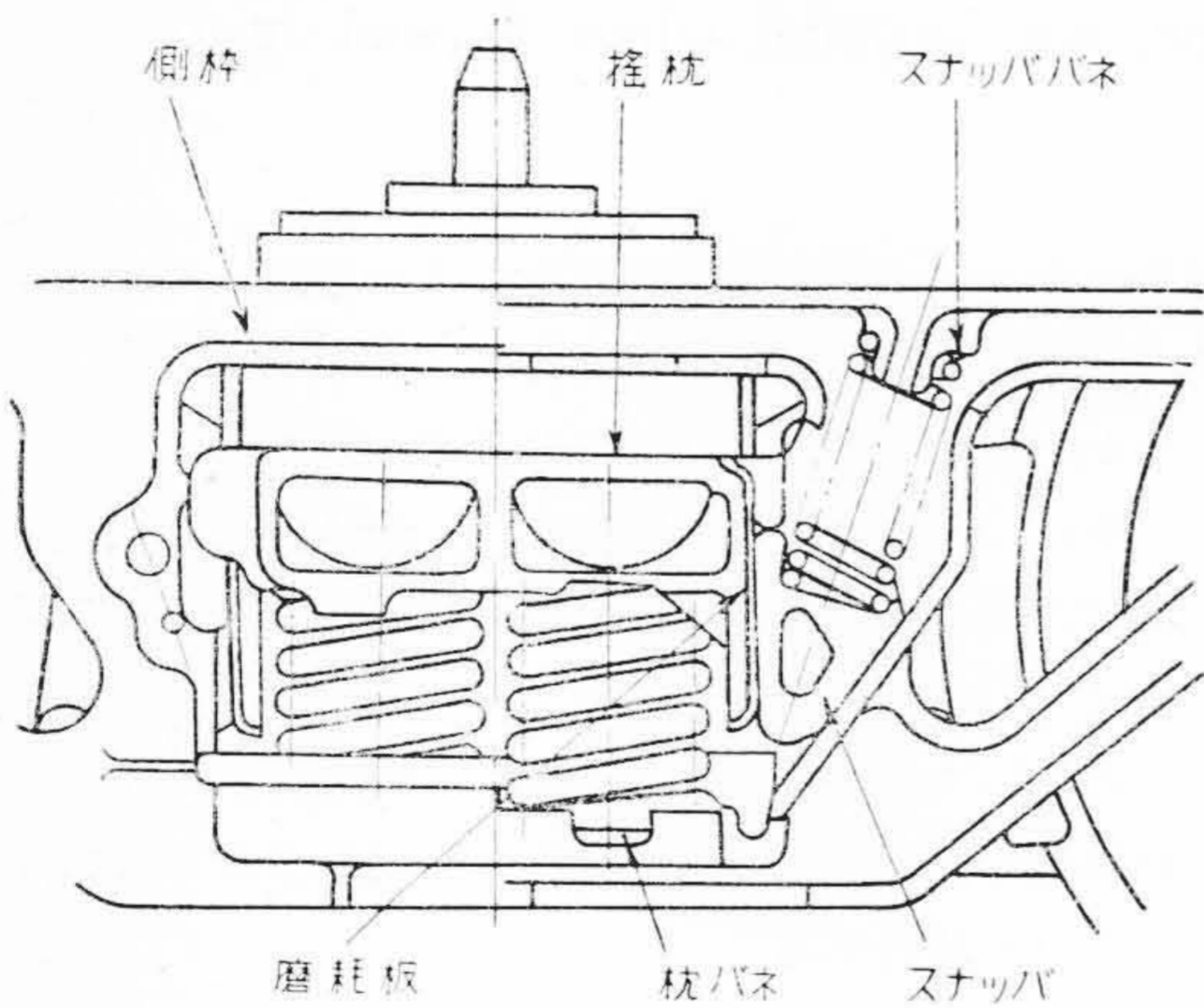
* ** 日立製作所笠戸工場



第 1 図
5"×9" ナショナル C-1 台車
Fig. 1.
5"×9" National C-1 Truck



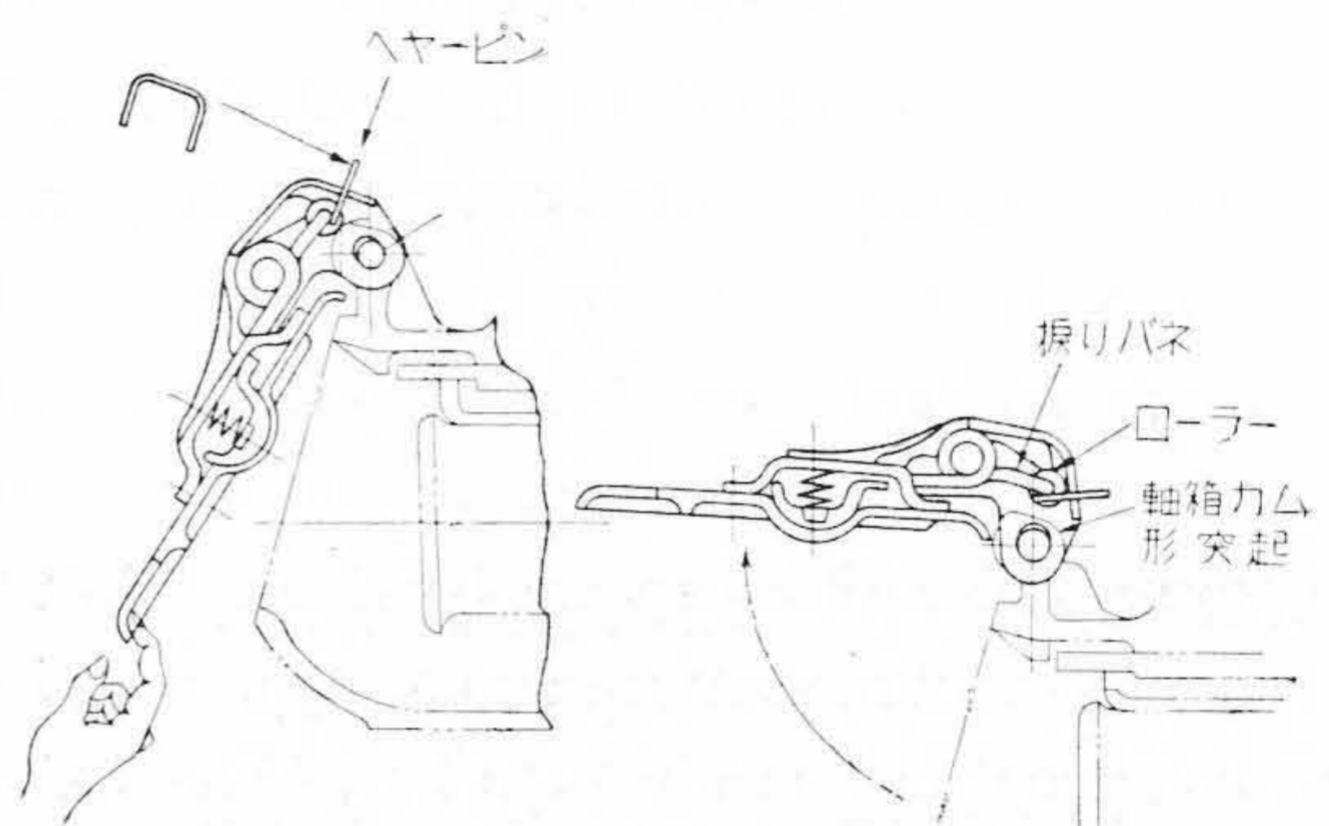
第 2 図 日立 C-1 台車
Fig. 2. Hitachi C-1 Truck



第 3 図 スナツバ装置
Fig. 3. Snubber Device

用してあるので、高速運転においても優秀な振動特性を示す。最近の AAR (Association of American Railroads) の試験においては 90 miles/h の速度で完全な走行性能を示している。

- (2) スナツバは側枠についており、構造簡単で外部からの点検が容易で、かつスナツババネのバネ常数は低いものが使つてあるので揺枕の摺板が磨耗しても減衰力は変化しない。
- (3) 側枠、揺枕をはじめ軸箱蓋、スナツバなど鑄鋼



第 4 図 軸箱蓋開閉機構
Fig. 4. Mechanism of Axle Box Lid

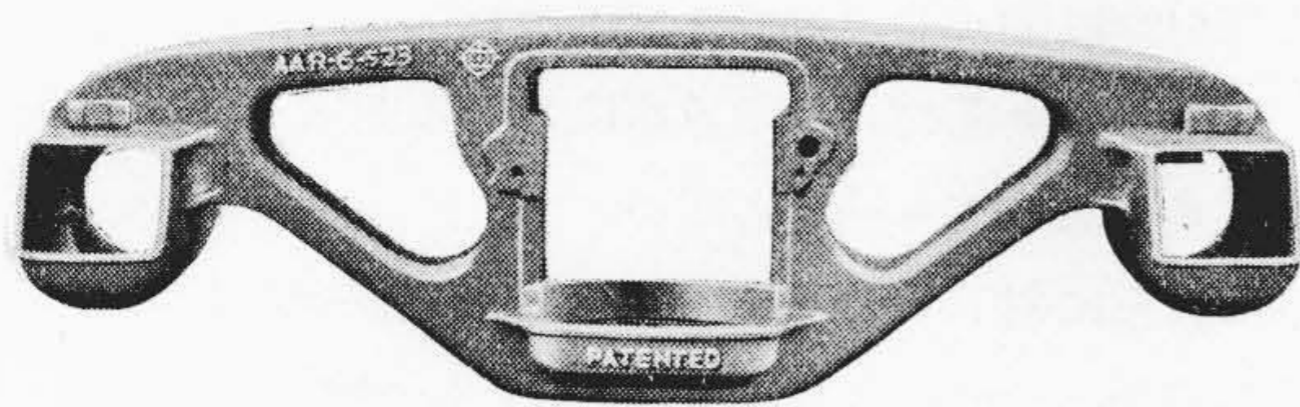
品は鑄放の儘で組立を行い一切の機械加工を行わない。

- (4) 車軸と側枠が常に直角を保つような構造になっている。
- (5) 軸箱蓋は振りバネを利用した特殊機構で、開閉容易であり、しかも閉つた際軸箱との接触は確實である。第 4 図にその開閉機構を示す。
- (6) 車輪車軸の交換作業が容易である。

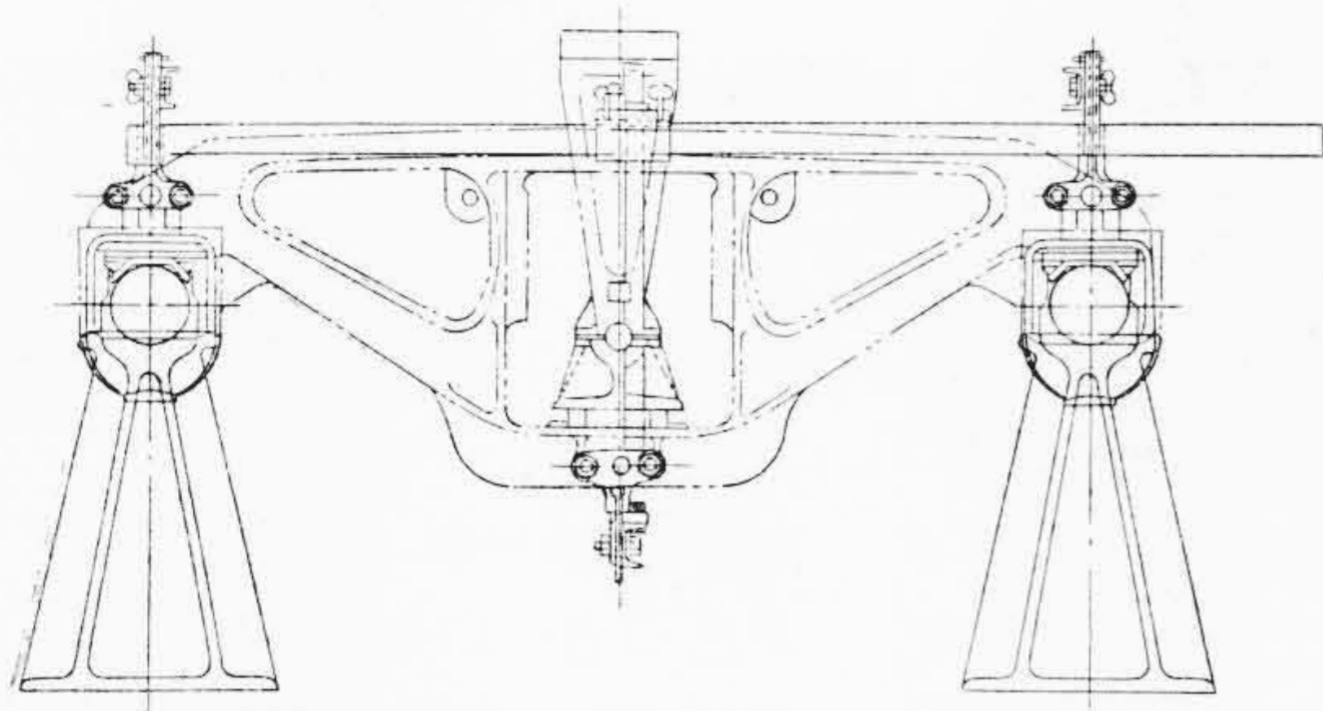
【III】 米国における側枠強度試験

C-1 台車側枠は第 5 図に示すごとき一体鑄鋼菱形側枠で、水平下側部材はバネ受を兼ねているので幅広くなつており、また垂直部材はスナツバを仕込むため特殊な形状を呈している。

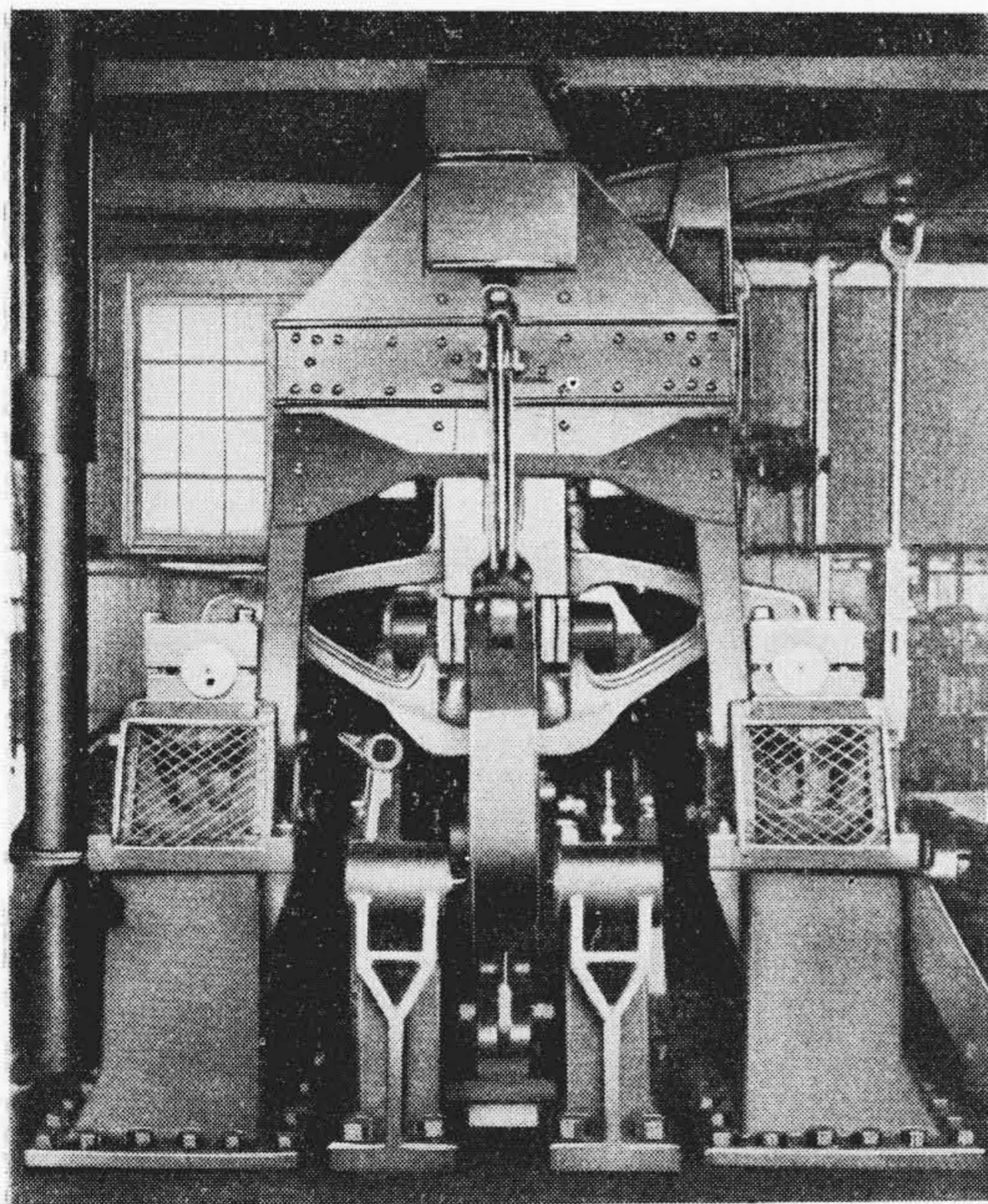
ナショナル社においてはこの側枠の強度計算法としてトラス構造と考へた計算を採用しているようであるが、トラスとして取扱う場合は各節点をピン接手と考へるため、曲げモーメントが算出されない。したがつて計算応力は実際よりも相当低いと考へられるので、新設計に際して AAR では相当大きな荷重による静的試験および考



第5図 C-1 台車側枠
Fig. 5. Side Frame of C-1 Truck



第6図 静的荷重試験機
Fig. 6. Static Loading Tester for Side Frame



第7図 動的荷重試験機
Fig. 7. Dynamic Loading Tester for Side Frame

えられる各種荷重に対する動的試験を行つてその安全性を確認することを規定している。第6図は AAR 指定の静的荷重試験機で、これに依り試験荷重に対する応力、撓みさらに破壊荷重を測定するものである。この試験機は上下方向のみならず、左右方向荷重に対しても測定で

第1表 AAR 試験荷重

Table 1. AAR Test Load

荷重の種類	上下方向	左右方向
測定装置の零調整のための初期荷重	5,000 lb	5,000 lb
最大歪測定時附加荷重	2.25C	0.6C
最大永久歪測定時荷重	4.50C	1.2C
弾性限界荷重(最小)	4.25C	—
破壊荷重	12.50C	—

(註) C: 軸負担荷重

きるもので、試験荷重は第1表のごとく規定されている。第7図は同じく AAR 指定の動的荷重試験機であるが、これは7種類の荷重条件をその大きさを変えて与えるもので、Illinois 州 Granite 市の American Steel Foundries Co. と New York Depew の Symington-Gould Co. の二箇所に設置されている。

[IV] 側枠強度計算理論

上述のごとくナショナル社では簡単にトラス計算で設計し、実物に対して各種試験によりその安全性を確認しているが、我国においてはこれら試験装置を設置するのも簡単なことでなく、したがつて台車重量軽減の線に沿わんとすれば、精度の高い強度計算法が絶対的に要求されるに至る。

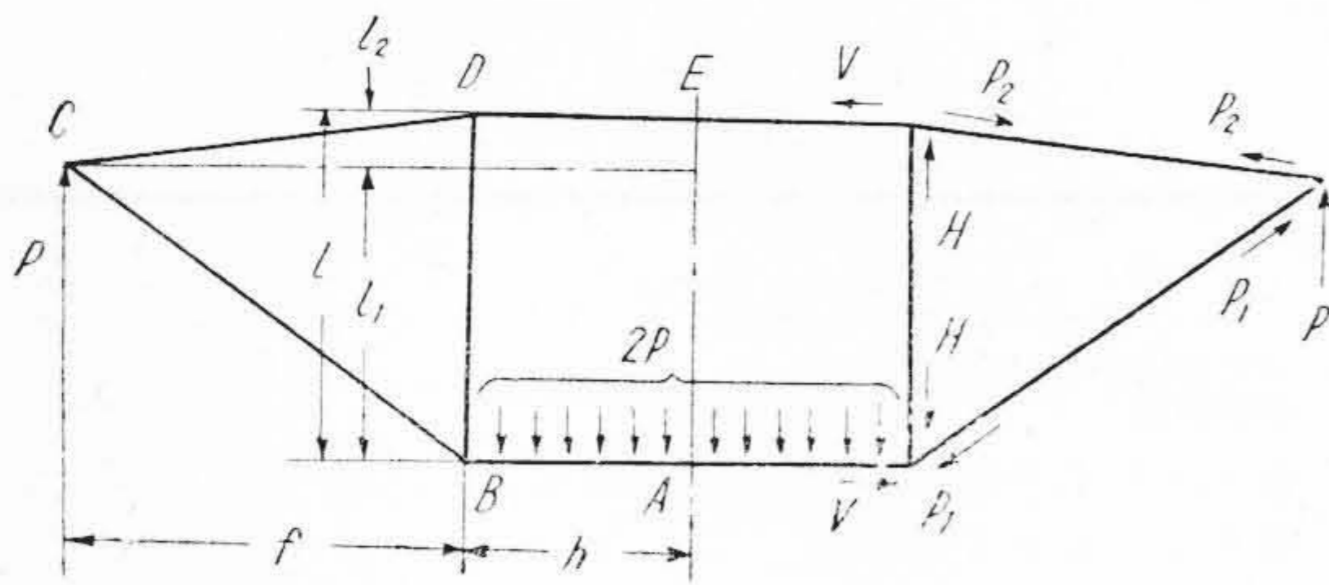
こゝにおいて一体鋳鋼側枠をラーメン構造として取扱つた計算を試みた。たゞしこの場合は計算が少々複雑になるので、できれば今少し簡略にと考え、一つの仮定をおいた場合についても計算を試みたので、比較のためこれらのラーメン計算法とトラス計算法とをともに以下に述べる。

(1) トラス計算法

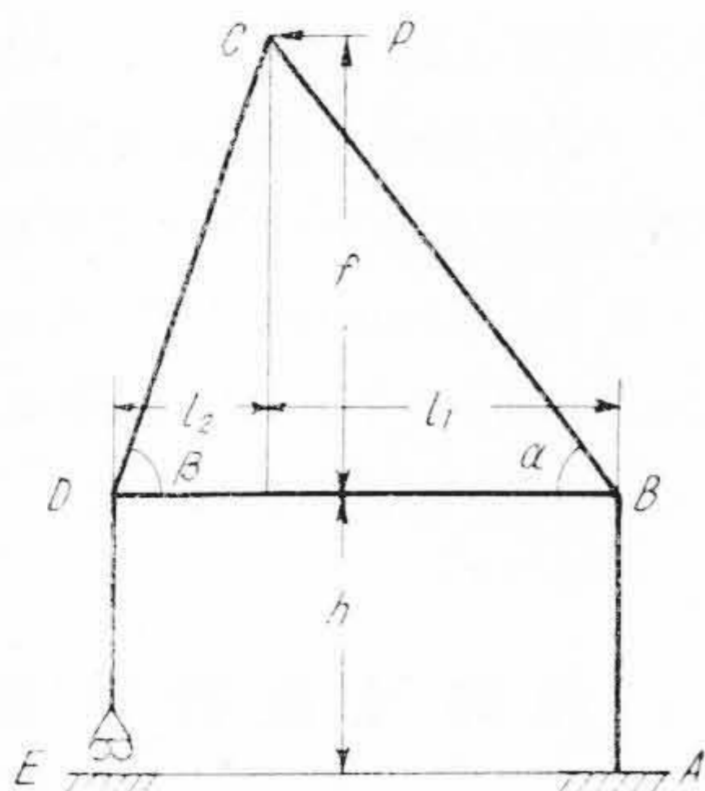
側枠各部材を第8図(次頁参照)のごときトラス構造として考える。各寸法を図示の記号で表わし、バネ受部分荷重を $2P$ 、軸受部抗力を P とするとき、各部材に働く軸力は各節点における力の平衡を考えてつぎのごとく計算される。

$$\left. \begin{aligned}
 \text{部材 } AB: \text{ 引張} & V = \frac{f}{l_1+l_2} P \\
 \text{部材 } BC: \text{ 引張} & P_1 = \frac{\sqrt{l_1^2+f^2}}{l_1+l_2} P \\
 \text{部材 } CD: \text{ 圧縮} & P_2 = \frac{\sqrt{l_2^2+f^2}}{l_1+l_2} P \\
 \text{部材 } BD: \text{ 引張} & H = \frac{l_2}{l_1+l_2} P \\
 \text{部材 } DE: \text{ 圧縮} & V = \frac{f}{l_1+l_2} P
 \end{aligned} \right\} \dots\dots(1)$$

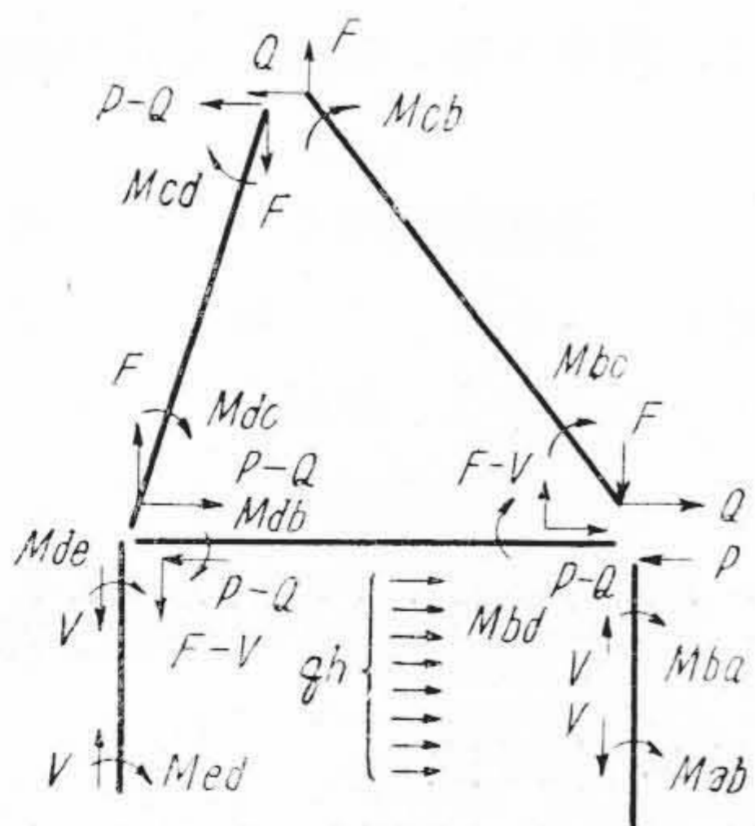
なお A 点には $Ph/2$ の曲げモーメントが働く。



第 8 図 側 枠 符 号 説 明 図 (1)
Fig. 8. Notations for Calculation of Side Frame (1)



第 9 図 側 枠 符 号 説 明 図 (2)
Fig. 9. Notations for Calculation of Side Frame (2)



第 10 図 側 枠 符 号 説 明 図 (3)
Fig. 10. Notations for Calculation of Side Frame (3)

(2) ラーメン計算法 (I)

側枠構造は対称ラーメンと考えられるので、その半分をとり寸法符号を第 9 図のごとくに定める。また各節点において第 10 図のごとく各部材を分解し、符号を下記のごとく定める。

- P: 軸受部における抗力
- Q: 部材 BC 端に働く水平力
- F: 部材 BC 端に働く垂直力
- V: 部材 AB における垂直力

しかるとき他の部材に働く水平力、垂直力は各節点における力の平衡から図示のごとく定まる。

部材端に働く曲げモーメントはたとえば、

M_{ab} = 部材 AB の A 点における曲げモーメントのごとく定め他も同様とする。

これらに対して撓角法を適用して計算せんとするものであるが、一般に部材 PQ に関する一般撓角式⁽¹⁾は

$$\left. \begin{aligned} M_{pq} &= K_{pq}(2\phi_p + \phi_q - 3\mu_{pq}) - C_{pq} \\ M_{qp} &= K_{pq}(2\phi_q + \phi_p - 3\mu_{pq}) + C_{pq} \end{aligned} \right\} \dots (2)$$

ここに

M_{pq}, M_{qp} : 上述のごとく部材 PQ の P 点, Q 点における曲げモーメント

$$\left. \begin{aligned} \phi_p &\equiv 2E\theta_p \\ \phi_q &\equiv 2E\theta_q \\ \mu_{pq} &\equiv 2ER_{pq} \end{aligned} \right\} \dots (3)$$

ただし E: 部材の弾性係数 (一定)

θ_p, θ_q : P 点, Q 点における撓角 (節点角)

R_{pq} : 部材 PQ の部材回転角 (部材角)

$$K_{pq} \equiv \frac{I_{pq}}{l_{pq}}$$

ただし I_{pq} : PQ 部材断面の慣性モーメント

l_{pq} : PQ 部材長 (節点間距離)

C_{pq} : 荷重項と呼ばれ、部材 PQ にかかる荷重状態により異なる⁽¹⁾。

各部材に対しこれらの関係を適用すれば

$$\left. \begin{aligned} \theta_a = \theta_e &= 0 \\ R_{bc} = R_{cd} = R_{bd} &= 0 \\ C_{bc} = C_{cd} = C_{bd} = C_{de} &= 0 \\ C_{ab} &= qh^2/12 \end{aligned} \right\} \dots (4)$$

ここに q_{ab} : 部材 AB の単位長さ当り分布荷重なるから、各部材端曲げモーメントはつぎのごとくなる。

$$\left. \begin{aligned} M_{ab} &= K_{ab}(\phi_b - 3\mu_{ab}) - qh^2/12 \\ M_{ba} &= K_{ab}(2\phi_b - 3\mu_{ab}) + qh^2/12 \\ M_{bc} &= K_{bc}(2\phi_b + \phi_c) \\ M_{cb} &= K_{bc}(2\phi_c + \phi_b) \\ M_{cd} &= K_{cd}(2\phi_c + \phi_d) \\ M_{dc} &= K_{cd}(2\phi_d + \phi_c) \\ M_{bd} &= K_{bd}(2\phi_b + \phi_d) \\ M_{db} &= K_{bd}(2\phi_d + \phi_b) \\ M_{de} &= K_{de}(2\phi_d - 3\mu_{de}) \\ M_{ed} &= K_{de}(\phi_d - 3\mu_{de}) \end{aligned} \right\} \dots (5)$$

各節点における曲げモーメントの平衡よりつぎの関係がある。

$$\left. \begin{aligned} M_{ba} + M_{bc} + M_{bd} &= 0 \\ M_{cb} + M_{cd} &= 0 \\ M_{db} + M_{dc} + M_{de} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots (6)$$

また各部材における曲げモーメントの平衡よりつぎの関係がある。

$$\left. \begin{aligned} M_{ab} + M_{ba} - qh^2/2 &= 0 \\ M_{bc} + M_{cb} + Fl_1 - Qf &= 0 \\ M_{cd} + M_{dc} + Fl_2 - (P-Q)f &= 0 \\ M_{bd} + M_{db} - (F-V)(l_1+l_2) &= 0 \\ M_{de} + M_{ed} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots (7)$$

これらの関係式を連立に解けば未知の各力および曲げモーメントを求めることができる。

これが求めれば各部材軸力はつぎのごとくに求まる。

$$\left. \begin{aligned} \text{部材 } AB: & V \\ \text{部材 } BC: & Q \cos \alpha + F \sin \alpha \\ \text{部材 } CD: & (P-Q) \cos \beta + F \sin \beta \\ \text{部材 } BD: & P-Q \\ \text{部材 } DE: & -V \end{aligned} \right\} \dots\dots (8)$$

(3) ラーメン計算法 (II)

ラーメン計算法 (I) の場合は計算が少々複雑なので簡略計算を考える意味でつぎの仮定をおいてみる。

(1) 各部材はそれぞれ K の値が異なるのであるがこれを一定とする。

$$K_{ab} = K_{bc} = K_{cd} = K_{bd} = K_{de} \equiv K_0 (= \text{const})$$

(2) 部材 AB にかゝる荷重は等分布荷重であるがこれを中央における集中荷重とする。

$$P \equiv qh$$

この場合は (6) 式は変らぬが (5) 式と (7) 式はつぎのごとく変化する。

$$\left. \begin{aligned} M_{ab} &= K_0(\phi_b - 3\mu_{ab}) \\ M_{ba} &= K_0(2\phi_b - 3\mu_{ab}) \\ M_{bc} &= K_0(2\phi_b + \phi_c) \\ M_{cb} &= K_0(2\phi_c + \phi_b) \\ M_{cd} &= K_0(2\phi_c + \phi_d) \\ M_{dc} &= K_0(2\phi_d + \phi_c) \\ M_{bd} &= K_0(2\phi_b + \phi_d) \\ M_{db} &= K_0(2\phi_d + \phi_b) \\ M_{de} &= K_0(2\phi_d - 3\mu_{de}) \\ M_{ed} &= K_0(\phi_d - 3\mu_{de}) \end{aligned} \right\} \dots\dots (9)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{ab} + M_{ba} - Ph &= 0 \\ M_{bc} + M_{cb} + Fl_1 - Qf &= 0 \\ M_{cd} + M_{dc} + Fl_2 - (P-Q)f &= 0 \\ M_{bd} + M_{db} - (F-V)(l_1+l_2) &= 0 \\ M_{de} + M_{ed} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots (10)$$

この場合も (9), (10) および (6) 式により未知の各力および曲げモーメントが求まるが、計算は相当簡単になる。これが求めれば前と同様に (8) 式から各部材軸力は求まる。

[V] 実験および検討

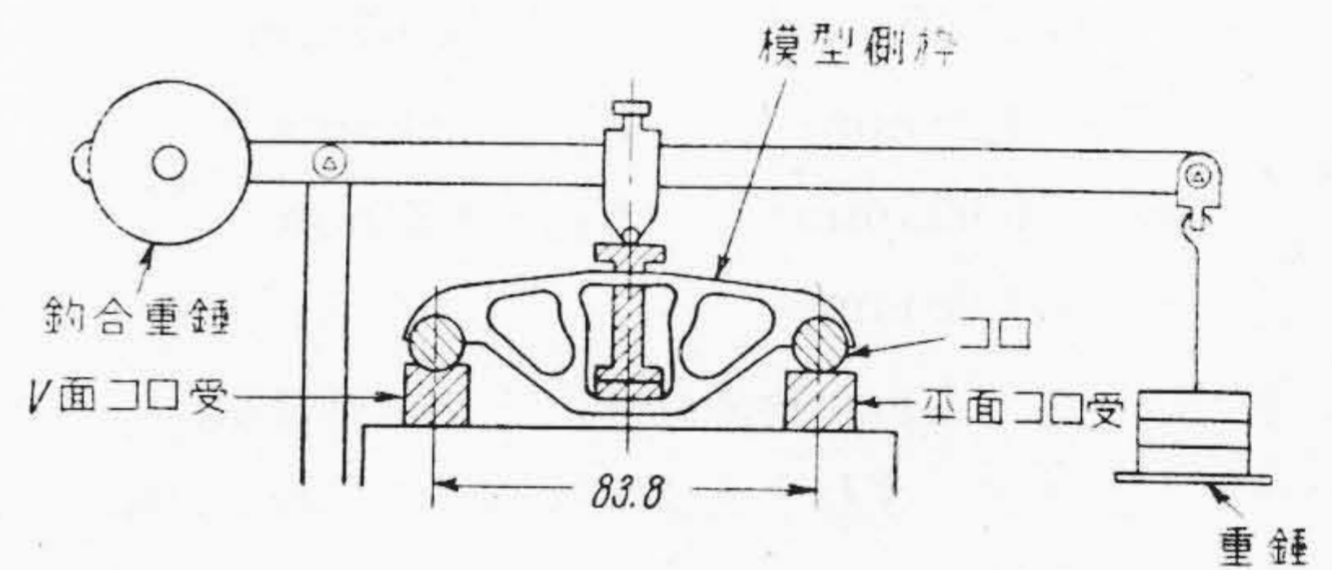
上述の計算を検討すべく下記実験を行つた。

(1) 二次元光弾性実験

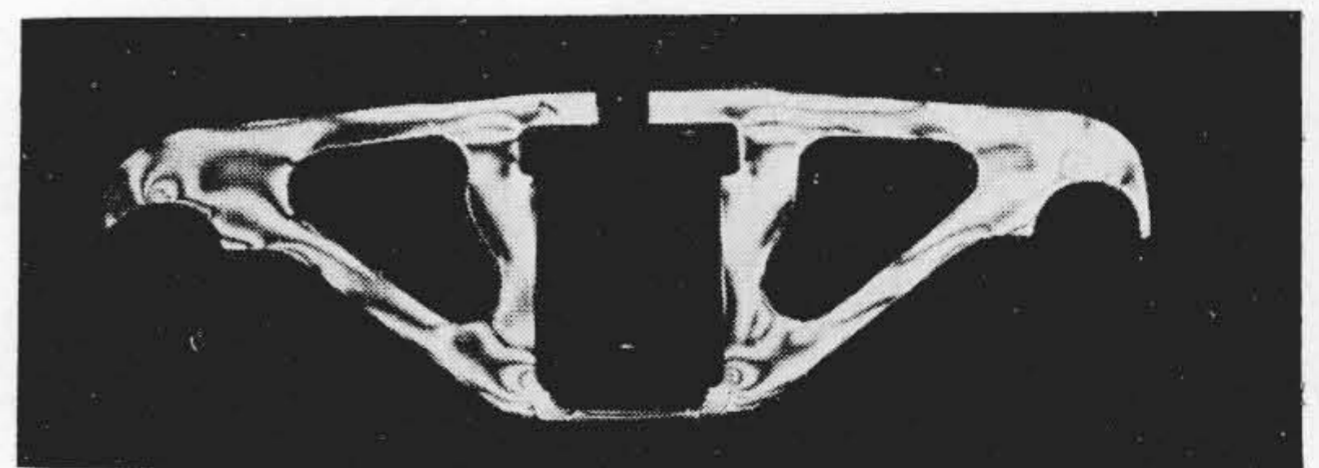
実物実験と計算との比較が終局の目的であるが、実物実験において応力分布状態を連続的に調べるには、測定点を数多くとらねばならぬので、まず基礎実験として、次元は異なるが応力分布状態を連続的に把握できる二次元光弾性実験を行つた。

試験用模型は理研製フェノライト(光弾性感度0.77)厚さ 5.75 mm のものを用いて、ナショナル社標準の 5"×9" C-1 台車側枠の約 1/20 大きさのものとしたが、軸箱部下側部は測定せんとする部材応力にあまり大きく影響しないと考え実験の便宜上取除いた。

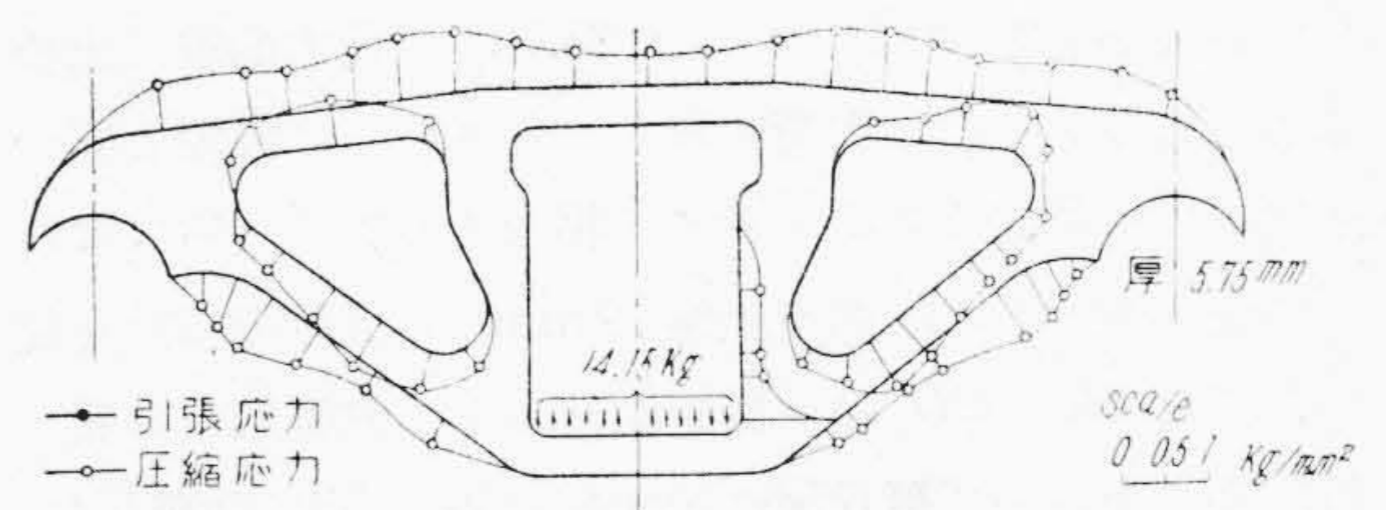
実験装置は第11図のごとくで、荷重としては模型の強度から制限され、最大 14.15 kg まで加荷したが、このときの縞写真は第12図のごとくである。第13図はこれから求めた部材周辺応力分布図である。



第11図 二次元光弾性実験装置
Fig.11. Testing Device for Two-dimensional Photo Elastic Study



第12図 二次元光弾性実験縞写真
Fig.12. Isochromatic Fringe Photograph of Side Frame



第13図 応力分布図 (1)
Fig.13. Diagram of Stress Distribution (1)

これを見ると、大体左右両側における応力分布は対称的になっており、平行部から曲線への変り目には応力集中現象があり、また写真がうまく撮れず応力を具体的に読みとることはできなかつたが、部材 AB には非常に大きな応力を発生していることがわかる。

この部材周辺応力分布図から、部材 BC, CD の平行部分について軸力と曲げモーメントを計算し、さらに試験条件に対し上述のトラス計算および二種のラーメン計算で数値計算をして、これらの関係を比較したのが第14図である。

ただしこの場合の計算諸元はつきのごとくである。

$2P = 14.15 \text{ kg}$	$2qh = 14.15 \text{ kg}$
$l_1 = 23.99 \text{ mm}$	$l_2 = 3.1 \text{ mm}$
$h = 11.25 \text{ mm}$	$f = 30.65 \text{ mm}$
$K_{ab} = 1.98 \text{ mm}^3$	$K_{be} = 0.585 \text{ mm}^3$
$K_{cd} = 0.923 \text{ mm}^3$	$K_{bd} = 2.22 \text{ mm}^3$
$K_{de} = 1.98 \text{ mm}^3$	

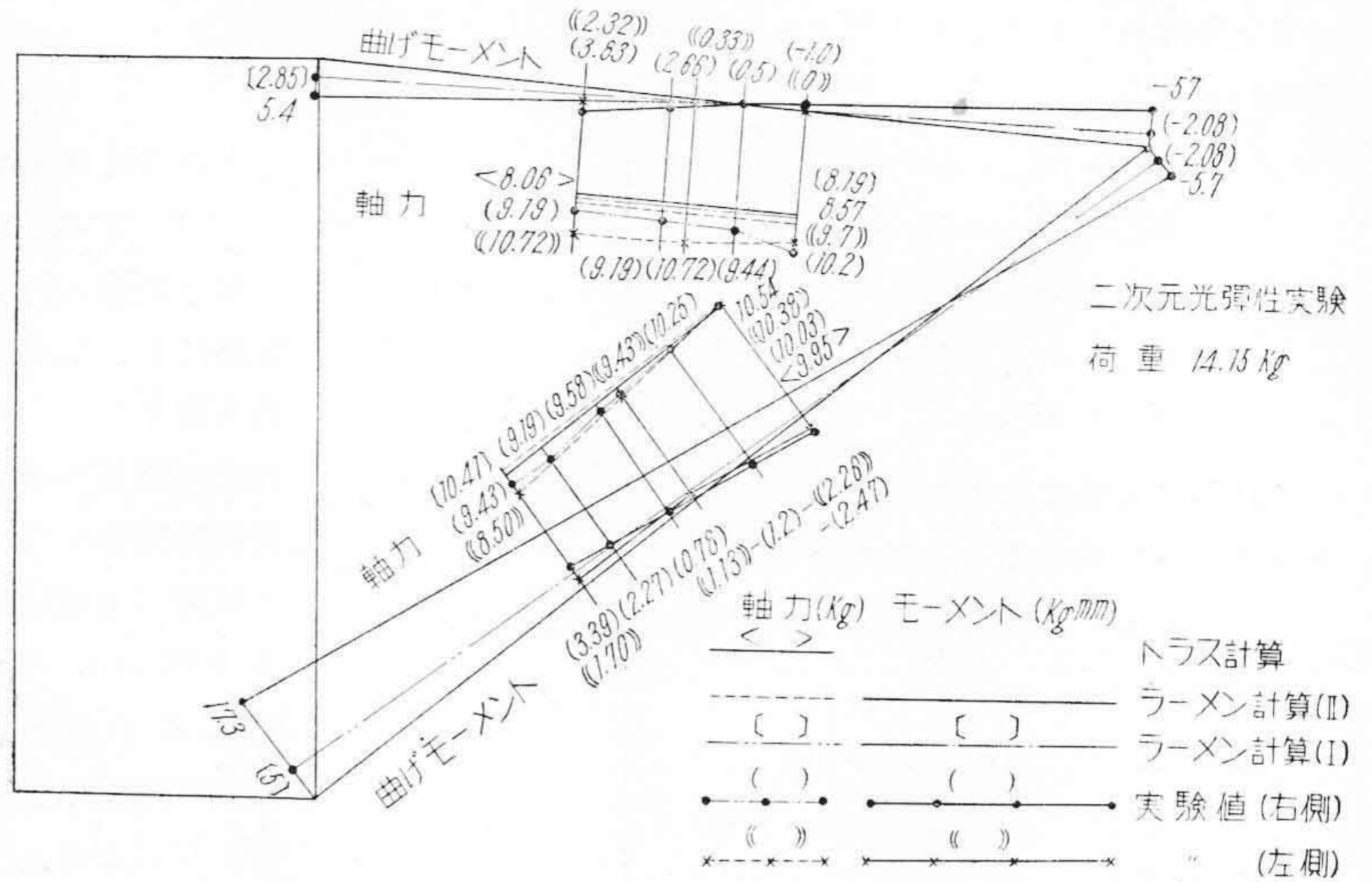
軸力についてこれを眺めれば、トラス計算法、二種のラーメン計算法いずれも大体実験結果と一致した値を示している。曲げモーメントは、トラス計算法の場合は勿論 0、ラーメン計算法(I)の場合は実験値と大体一致しているが、簡略計算として考えてみたラーメン計算法(II)の場合は、実験値より相当大きな値となつている。この差異は、計算式を検討すると部材 AB の長さが大になる程著しくなることがわかる。

(2) 実物実験

二次元光弾性実験に依り大体の応力分布傾向がわかり、また計算も大体実験と一致しそうな見透しがついたので、実物実験を行つた。

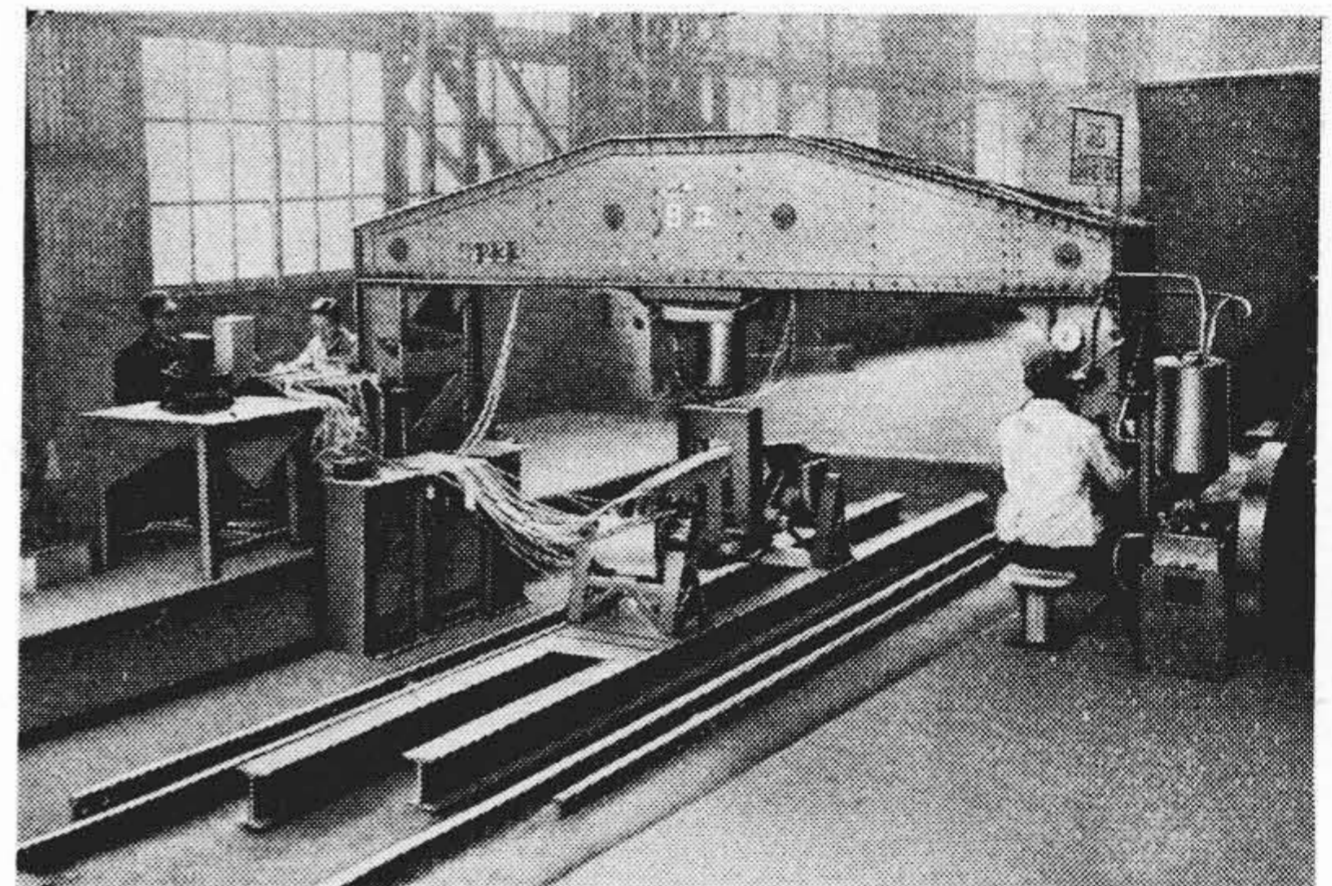
実験要領は第15図および第16図に示すごとくで、試験装置として AAR 試験装置に準拠したものを作つた。加荷装置には油圧式台車静荷重試験機を利用したが、これの容量が公称 30 t なので、25.7 t の最大荷重で止めざるをえなかつた。加荷に際し、バネ部には実際と同一条件にする目的でコイルバネに相当する木片を置いた。

測定方法としては標点距離 9mm の抵抗線歪計を使い、部材 BC, CD の一様断面部および曲線部への変り目に重点をおいて第17図に示す合計 27 箇所に貼布した。この場合基礎実験により大体の応力分布傾向が判明しているため測定は右半部のみとし、左半部に対しては荷重



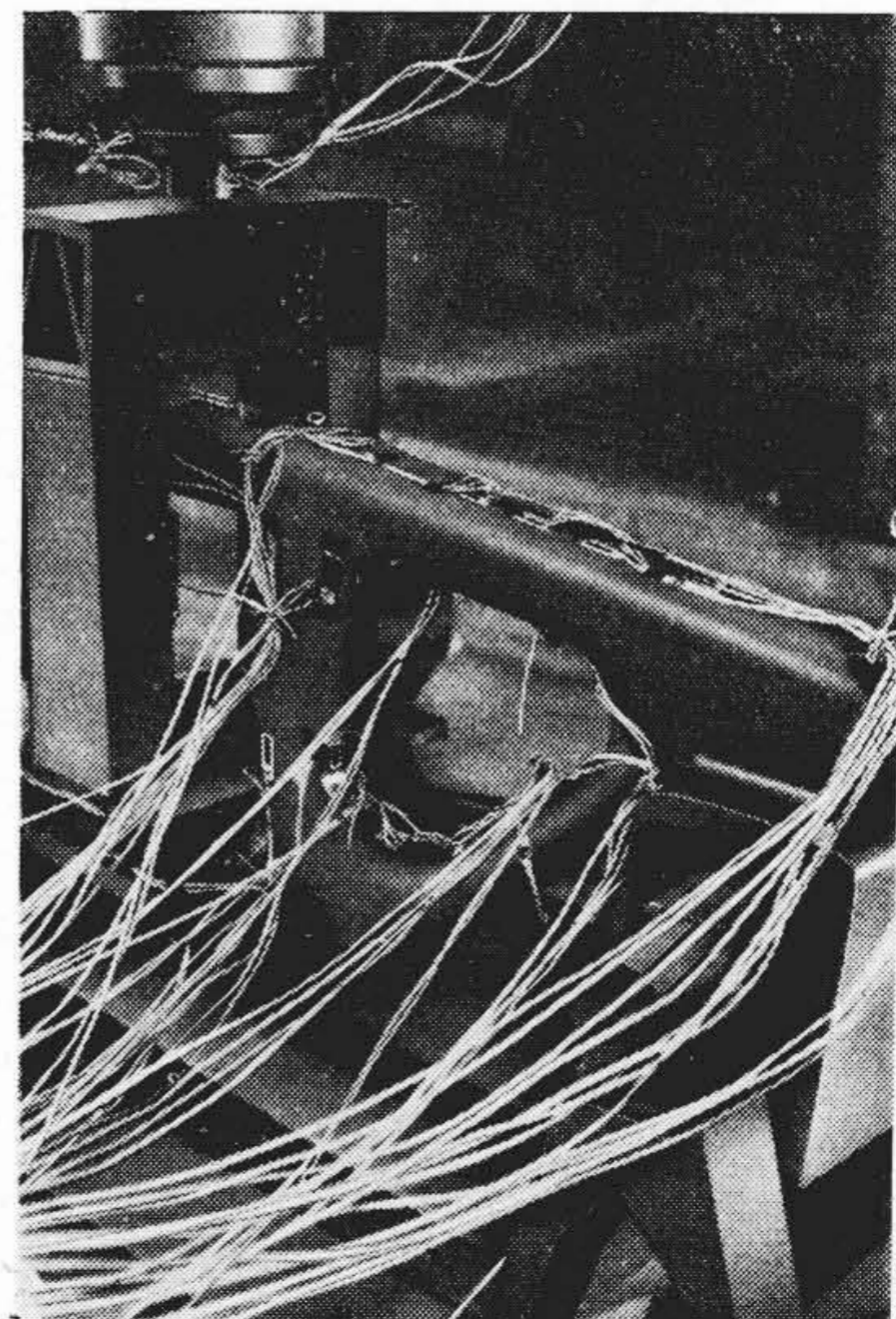
第14図 計算と実験の比較(1)

Fig. 14. Comparison Diagram between Calculation and Experiment (1)



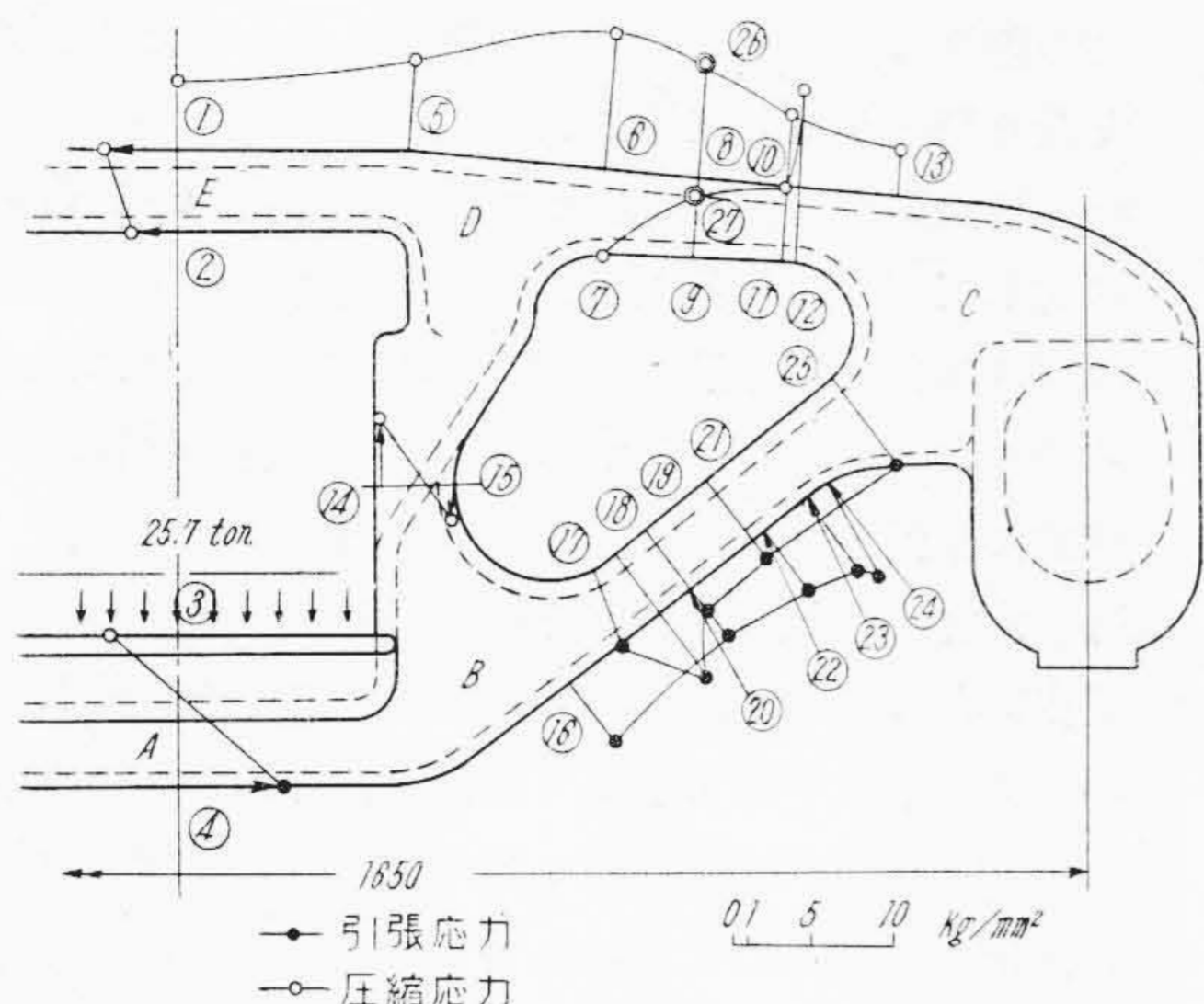
第15図 側枠荷重試験(1)

Fig. 15. Loading Test Side Frame (1)



第16図 側枠荷重試験(2)

Fig. 16. Loading Test Side Frame (2)



第17図 応力分布図 (2)
Fig. 17. Diagram of Stress Distribution (2)

の左右均等を確認する意味で、⑧⑨の相当点②⑦のみを測定した。ただし測定はいずれも第17図において紙面に直角な面について行った。

応力測定結果を見れば、②⑦の測定応力はそれぞれ⑧⑨の値とほとんど一致し、荷重は左右均等であることがわかる。

応力集中状態を把握すべく、部材の平行部とこれから曲線部への変わり目について応力測定を行ったわけであるが、最大応力は応力集中により約 11 kg/mm^2 となっている。また応力集中は平行部応力の (2~2.5倍) 程度となつて表われている。応力集中現象は曲線部の形状によつて当然異つて来るものであるが、今回は日立製作所笠戸工場製のC-1台車側枠について調べたのみで一般的検討までは行わなかつた。

また二次元光弾性実験の場合非常に大きな応力を示した部材ABは 6.5 kg/mm^2 程度になつてはいるが、これは実物ではバネ受を兼ねた構造になつて断面積および断面係数が大きくなつてはいることによるものである。

最大応力 11 kg/mm^2 は 25.7 t の静的試験荷重についてであり、これは実際応力に換算して考えねばならない。台車が運行される場合側枠が受ける上下方向最大振動加速度は、条件が悪くても $0.5g$ (g =重力の加速度) 以下と考えられるので、今回のC-1台車の場合側枠の上下方向最大荷重は 15 t になる。したがつて試験結果を換算すると、最大応力は 6.4 kg/mm^2 となる。実際の場合側枠にはこの他に左右方向荷重も働くので、これとの合成応力を問題にすべ

きであるが、今回は装置の関係でこれに対する検討はできなかつた。しかし上下方向荷重に対する応力のみから考えても、今回のC-1台車側枠は強度的余裕がありそうに思える。

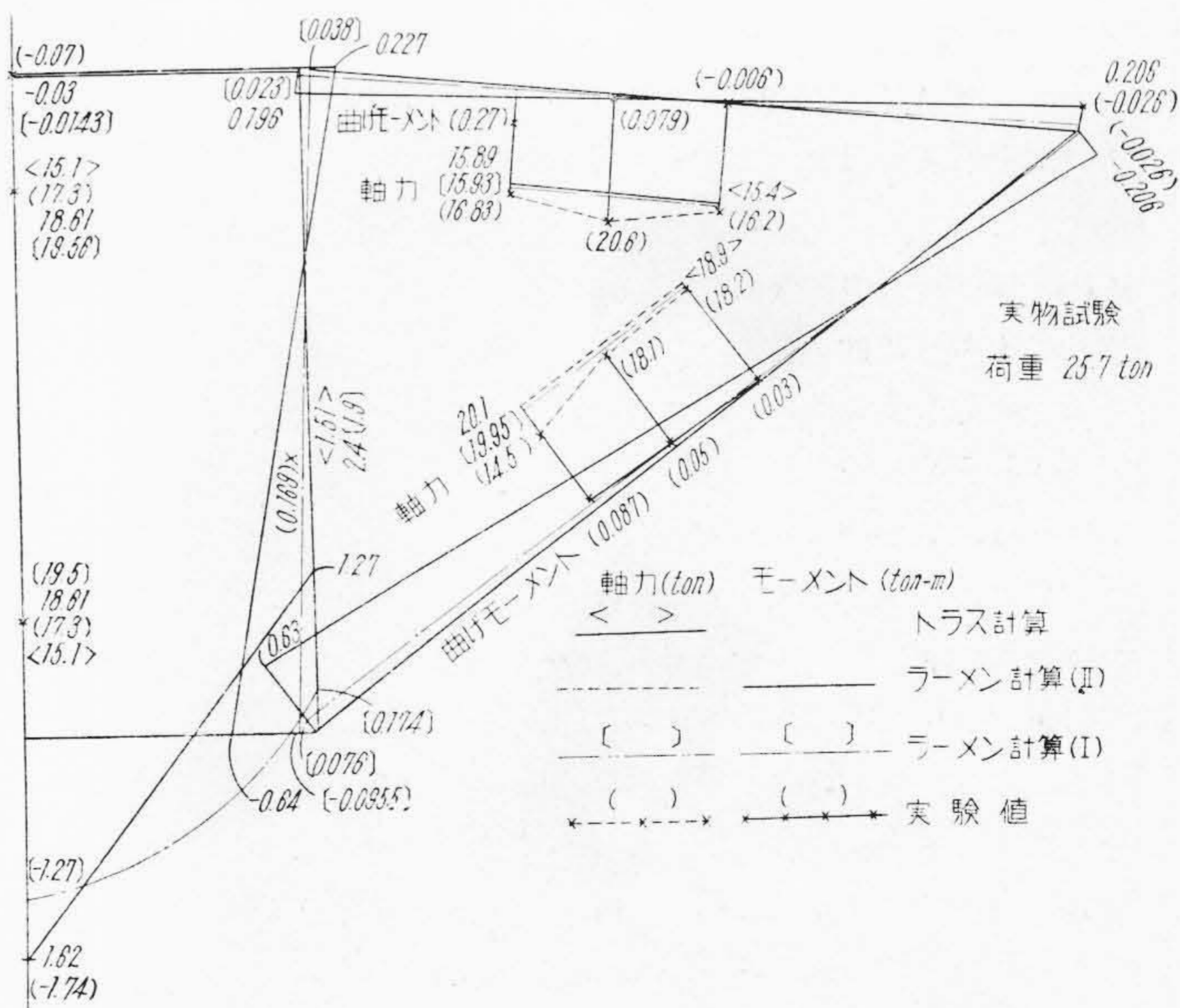
この場合も二次元光弾性実験のときと同様に、部材周辺応力から軸力と曲げモーメントを計算し、さらに試験条件に対しトラス計算および二種のラーメン計算法で数値計算し、これらの関係を比較すると第18図のごとくなる。

ただしこの場合の計算諸元はつぎのごとくである。

$$\begin{aligned} 2P &= 25.7 \text{ t} & 2qh &= 25.7 \text{ t} \\ l_1 &= 450 \text{ mm} & l_2 &= 60 \text{ mm} \\ h &= 225 \text{ mm} & f &= 600 \text{ mm} \end{aligned}$$

この場合部材 AB, BD は三次元的に断面が変化しているため、慣性モーメントは長さ方向に変化し K の計算には問題があるが、一応部材 AB では A 点、部材 BD では大体平均と考えられる断面について計算した。この影響を調べるため部材 AB, BD の K の値をある程度変化させて計算してみたが、部材 BC, CD の一様断面部分におよぼす影響は少いようである。

第18図について眺めるにこの場合も二次元光弾性実験の場合と同様、軸力はトラス計算、二種のラーメン計算法いずれも大体実験結果と一致しており、曲げモーメントはトラス計算法の場合は勿論 0、ラーメン計算法 (I) の場合は実験値と大体一致しているが、簡略計算として考えてみたラーメン計算法 (II) の場合は実験値より相



第18図 計算と実験の比較 (2)

Fig. 18. Comparison Diagram between Calculation and Experiment (2)

当大きな値を示している。

また部材 BD では軸力による応力よりは曲げモーメントによる応力の方が大きく出るが、この部材は上述のごとくスナツバを仕込むため断面係数は中央で小で両端に行くにしたがつて大となるような構造になつていて、この構造は曲げモーメントの変化に順応し強度的に合理性があるといえる。

〔VI〕 結 言

以上の結果を要約すればつぎのごとくになる。

- (1) 側枠をラーメン構造として取扱つたラーメン計算法 (I) は一様断面で応力集中の影響の無い部分において、上下方向荷重に対し実際に近い値を与えるものであることがわかつた。実験の数が少ないので断定はできぬが、この計算法は単に C-1 台車に限定せず、近似の一体鋳鋼製台車側枠についても応用できると考えられる。
- (2) トラス計算法の場合、軸力は実際に近い値を与えるが、曲げモーメントは出てこない。実際はこれによる応力も考慮せねばならぬが、今回の C-1 台車の場合、曲げモーメントによる応力は軸力による応力に対し 4 割見当であることがわかつた。
- (3) ラーメン計算法を簡略化せんとして考えたラーメン計算法 (II) は、軸力は大体実際に近い値を与えるが、曲げモーメントは実際の値より大きく出過ぎ、

この差異は部材 AB の長さが著しく大きくなると大となり精度が落ちてくる。

- (4) 日立製作所笠戸工場で作つた今回の C-1 台車に対して考えられる上下方向最大荷重に対する応力は 6.4 kg/mm^2 見当である。左右方向荷重に対する解析は未解決であるが、この C-1 台車側枠は強度的に未だ余裕があると考えられる。
- (5) 本文に詳述したごとく部材 AB はバネ受のため頑丈になつており、部材 BD はスナツバを仕込むため断面係数は中央で小さく端部に行くにつれて大きくなつてはいるが、これらは強度的に眺めた場合合理的な構造であることがわかつた。

今回は装置の関係で上下方向荷重についてのみ強度的検討を行つたが、実際の場合側枠にはこの他に左右力がかかるわけで、この両者による合成最大応力をおさえてはじめて思い切つた重量軽減は行いえるものである。したがつてこれに関しては今後の問題として考えて行き度いと思つている。

なお性能的な問題は今回の C-1 台車を動的台車試験機に載せ、各種条件で試験して振動解析をする予定である。最後に本研究に御指導戴いた九大石橋教授、実験に種々御協力戴いた日立製作所笠戸工場の関係の各位に深甚なる謝意を表す次第である。

参 考 文 献

- (1) 鷹部屋：不静定応力理論とその応用



「日立」綴込用ファイル

写真に見られますような姉妹誌「日立」綴込用の堅牢優美なファイルが出来、発売されております。

特に綴込みには特殊な金具を用いて簡単に綴込み出来るよう工夫されており皆様から好評を博しております。

◎価格 1組 1箇年分綴込用

特価送料共 ¥ 220



◎発売所

日 立 評 論 社

東京都千代田区丸ノ内1丁目4番地

(新丸の内ビルディング7階)

振替口座 東京 71824