

ボックスガーダーに関する実験

Experiment on Box Type Girders

種 田 元 治*
Motoharu Taneda

内 容 梗 概

主桁がダブルウェブプレートガーダーで補桁のないいわゆるボックスガーダー式天井クレーンが最近みられるようになってきたが、このガーダーの負荷能力、剛性、破損状態などを調べるために実物大(スパン 10m, ガーダーの深さ 0.6m, デッキの幅 0.4m, 腹板の間隔 0.3m)の模型実験を行った。模型としては上面デッキおよび両側腹板の長さ方向に水平スチフナーを入れたもの(ガーダー2)と入れないもの(ガーダー1)の2個を使用した。実験としてはガーダーの両端を支持してスパン中央部の内側腹板上に集中荷重を加え、ガーダーの撓み、板面の応力分布などを測定し、最後にガーダーを破損させた。またスパン中央部付近の板面の局所的な凹凸も破損前後において測定した。その結果、(1)板面の応力分布は概して不規則であつたが、ガーダーの撓み、座屈荷重、破損荷重および破損後のガーダー板面の形状などはそれらの計算値によく一致し、(2)ガーダー1と比較してガーダー2では水平スチフナーの効果が明瞭に現われ、(3)本実験に用いた程度の寸法比のボックスガーダーでは偏心荷重による振りはガーダーにたいした悪影響を及ぼさないものと考えられることなどがわかつた。

1. 緒 言

近時、橋梁にボックスガーダーが多く用いられ始め、種々の点で好成績を収めており、わが国でもこれに関する実験が各所で行われている。

一方クレーン(主として天井クレーン)においても主桁がボックスガーダーで補桁のないいわゆるボックスガーダー式クレーンがみられるようになってきたが、このガーダーは従来のワーレンガーダーに比し振り剛性の増大、重量の軽減、工数の低減あるいは美観の向上など数々の利点を有している。このクレーンには第1図に示すようにA, B二種の形式がある。形式Aは横行レールが2枚の腹板の中央にあるものでアメリカで多く用いられているが、形式Bはレールが内側の腹板の上にあるもので実用例は前者に比して非常に少ない。形式Bはガーダーに加わる荷重が偏心しているためにガーダーに振りを生ずる欠点はあるが、一形式Aに比較して

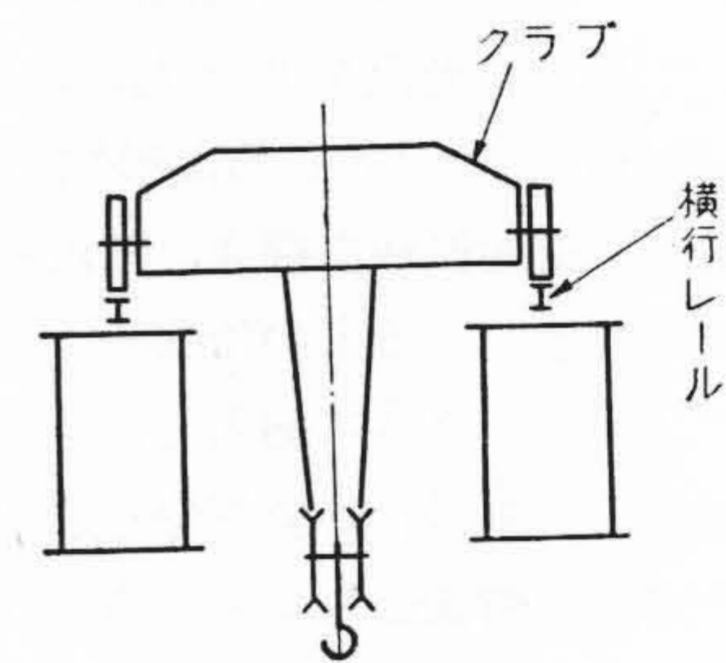
(1) 横行レールが腹板の上にあるので、形式Aの場合のようにレールの下側にあたる部分に補強を入れる必要がないこと

(2) ガーダーが横行レールより内側に出ないので、横行歯車、巻胴などの配置が楽になりクラブを小さくしうること

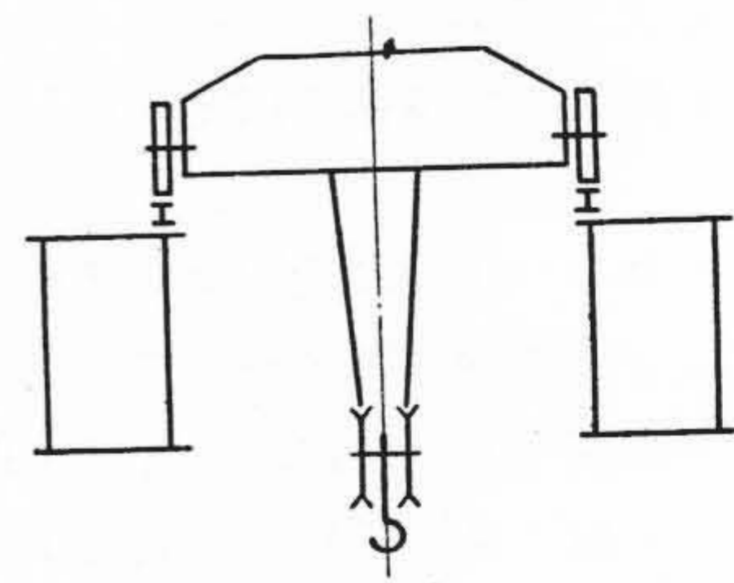
(3) 上面デッキの一部を歩道、走行電動機台として使用しうること
などの利点がある。

今回形式Bの負荷能力、剛性、破損状態などを調べるために実物大の模型を作りその破損実験を行ったので、その結果について述べる。

* 日立製作所亀有工場



(a) 形式 A



(b) 形式 B

第1図 ボックスガーダー式クレーンの形式

2. 研究 方 法

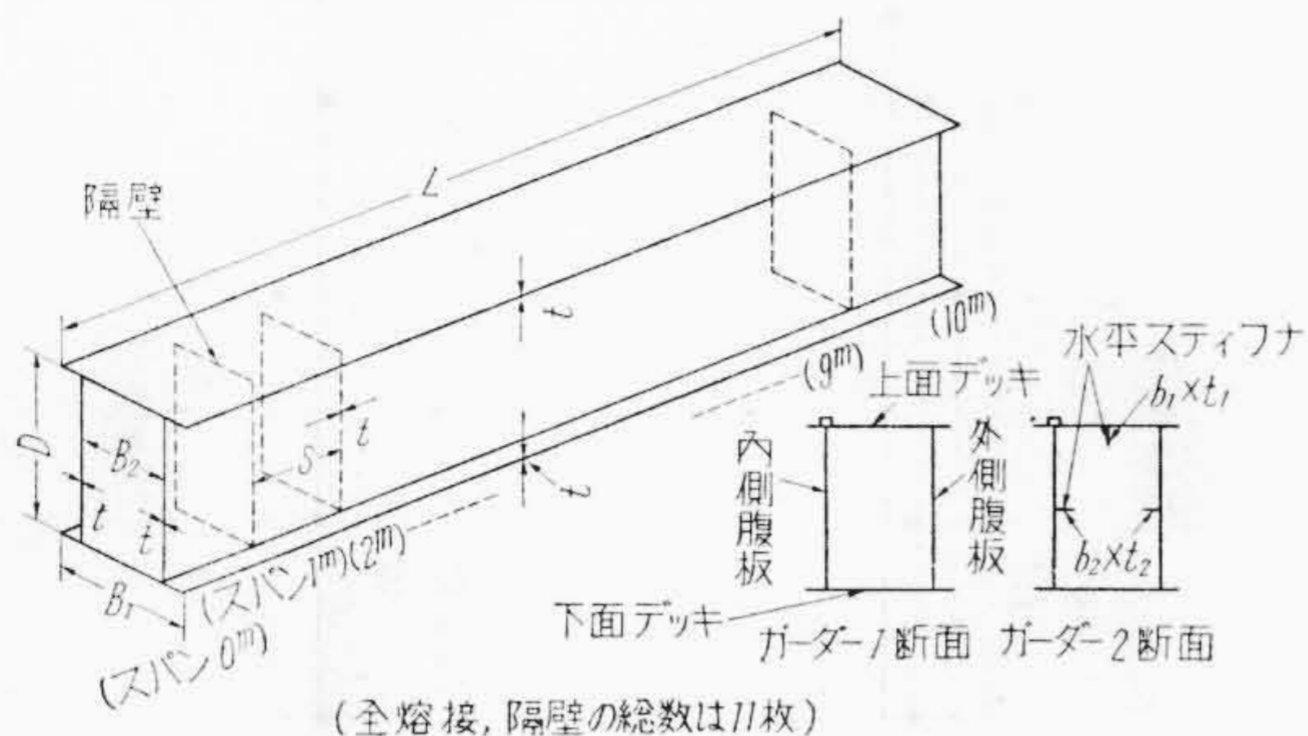
2.1 実験用ガーダー

実験用ガーダーとしてはガーダー1およびガーダー2の2個を使用した。これらの構造および寸法の概略をそれぞれ第2図および第1表に示す。第2図にみるように、ガーダー2がガーダー1と異なる点は上面デッキおよび両腹板の中央に長さ方向のスチフナーを挿入したことであり、そのほかの構造はガーダー1とまったく同一である。第2表はガーダー各部素材の材料試験結果の平均値である。

第1表 実験用ガーダーの仕様

(単位 mm)

	スパン L	ガーダーの深さ D	デッキの幅 B ₁	腹板の間隔 B ₂	隔壁の間隔 S	肉厚 t	水平スチフナーの大きさ	
							デッキ b ₁ ×t ₁	腹板 b ₂ ×t ₂
ガーダー 1	10,000	600	400	300	1,000	4.5	—	—
ガーダー 2	10,000	600	400	300	1,000	4.5	125×4.5	50×6

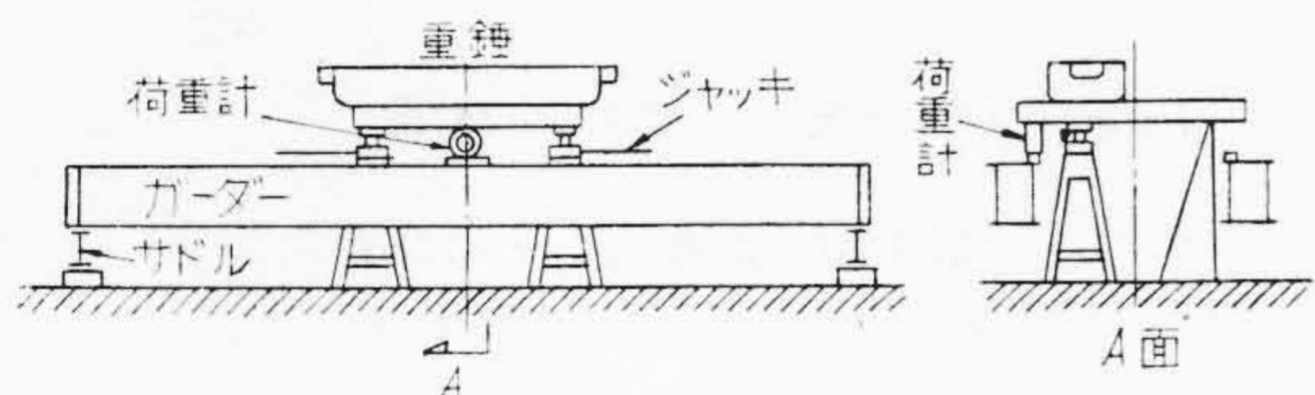


第2図 実験用ガーダーの概略図

第2表 材料試験結果 (単位kg/mm²)

弾性限	比例限	降伏点	抗張力	縦弾性係数
21.7	19.8	31.5	41.9	20,000

弾性限は試験片の標点距離が 0.005% の永久伸びを生ずるときの応力をさす。



第3図 負荷装置

2.2 負荷装置

負荷装置の概略を第3図に示す。同図にみるようにガーダーの両端をサドルで支持し、スパン中央の内側腹板上に集中荷重を加えた。同図に示すジャッキを上下することにより荷重は連続的に変化しうるようにした。

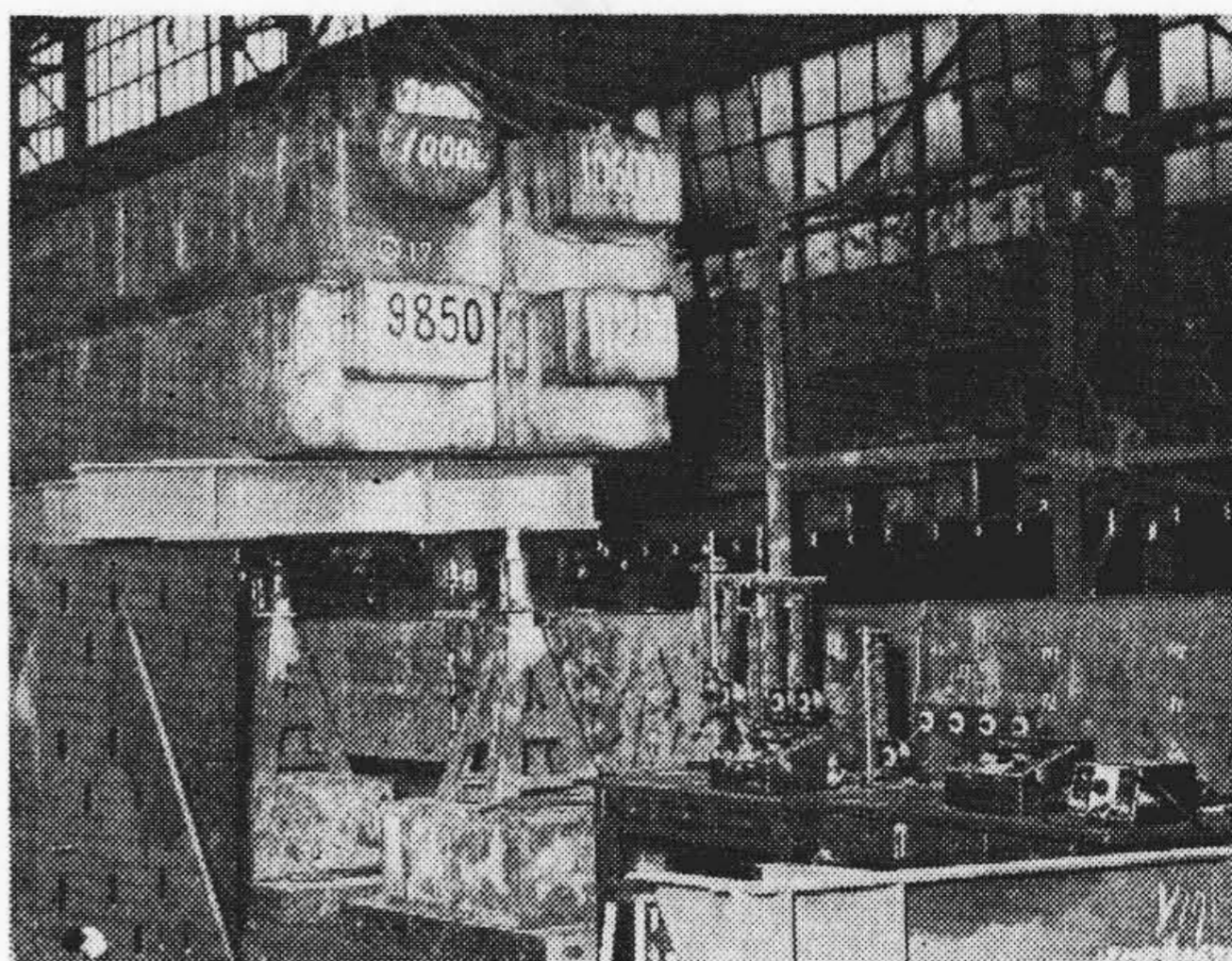
2.3 測定方法

ガーダーの外表面の応力を電気抵抗線歪計により主としてスパン中央部付近で測定した。ストレインゲージとしてはおもにロゼットゲージを使用した。その測定点は各ガーダーについて約 100 点とした。またスパン全長にピアノ線を張つて負荷時のガーダーの撓みを測定した。ガーダー板面の局部的凹凸が応力分布に与える影響やガーダーの破損前後における凹凸の変化などを調べるために、スパン中央部付近の板面の凹凸を深さマイクロメーター、ストレートエッジを併用して測定した。

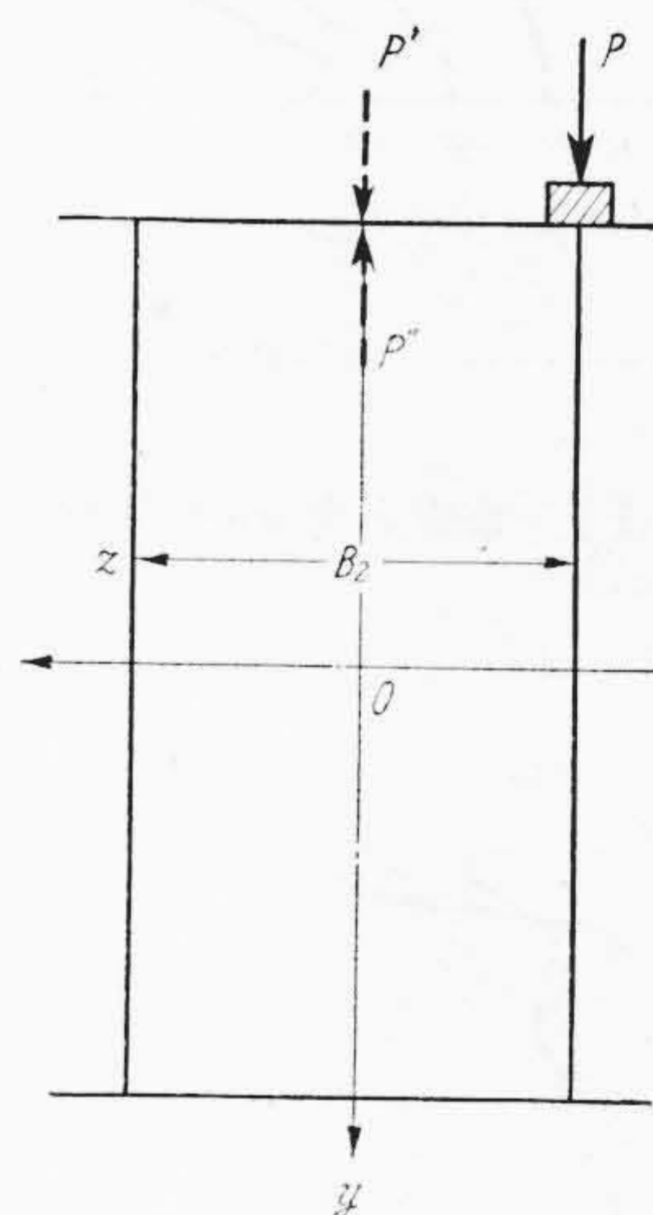
第4図は実験状況を示したものである。

2.4 理論計算上の仮定

後述する各種理論計算値はすべてガーダーの両端を単



第4図 実験状況



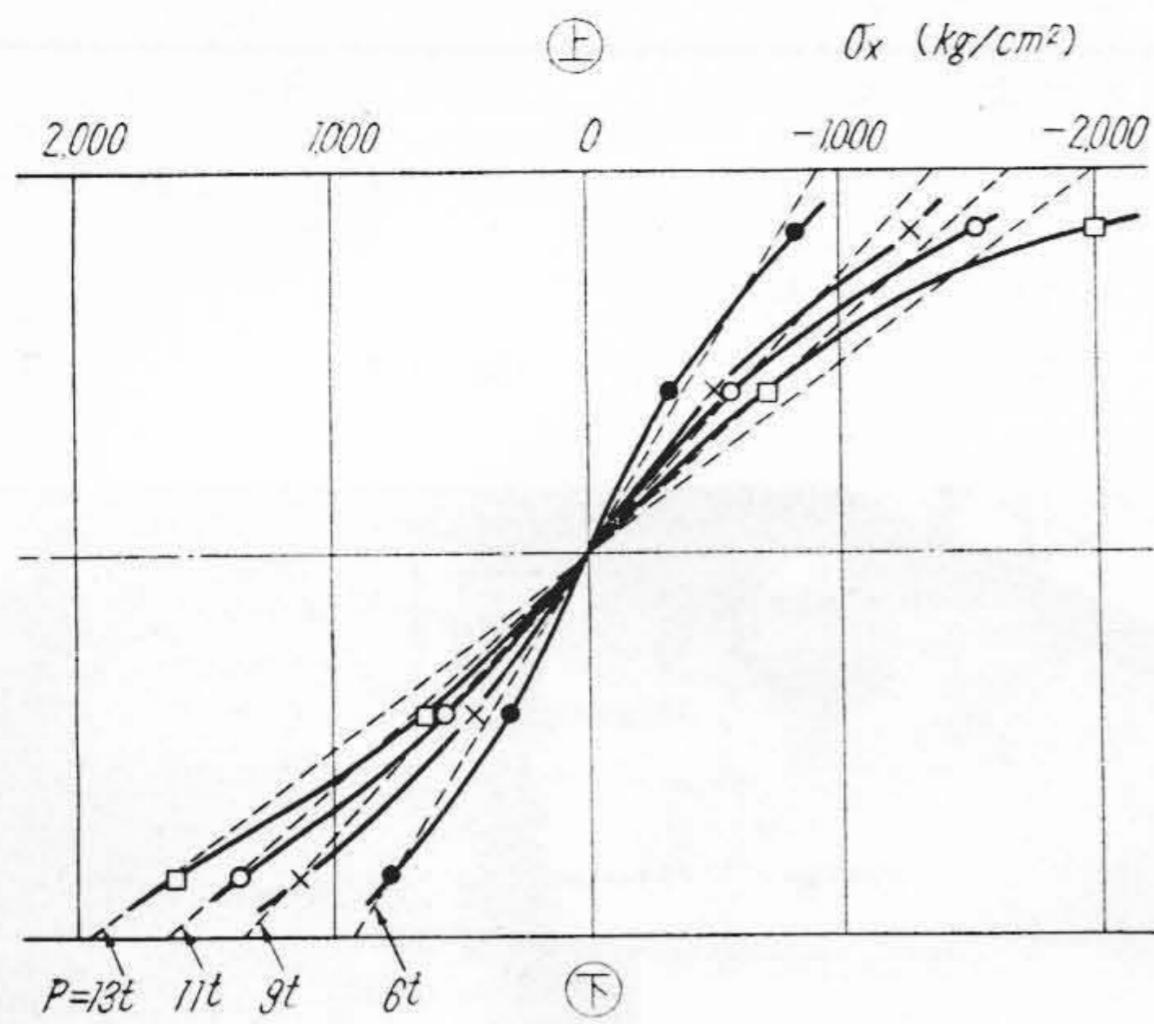
第5図 ガーダーのスパン中央部の断面

純支持と仮定して求めたものである。ガーダーの応力分布に及ぼす剪断遅れの影響は考慮しなかつた。また内側腹板上に加わる集中荷重 P を、第5図に示すようにガーダー断面の重心線に加わる力 P' (大きさは P に等しい) と P'' (大きさは P に等しい)、P によつて生ずる偏心モーメント P''B₂/2 とに分解し、P' はガーダーに曲げを、また P''B₂/2 はガーダーに撓りを生ずるものと考えた。

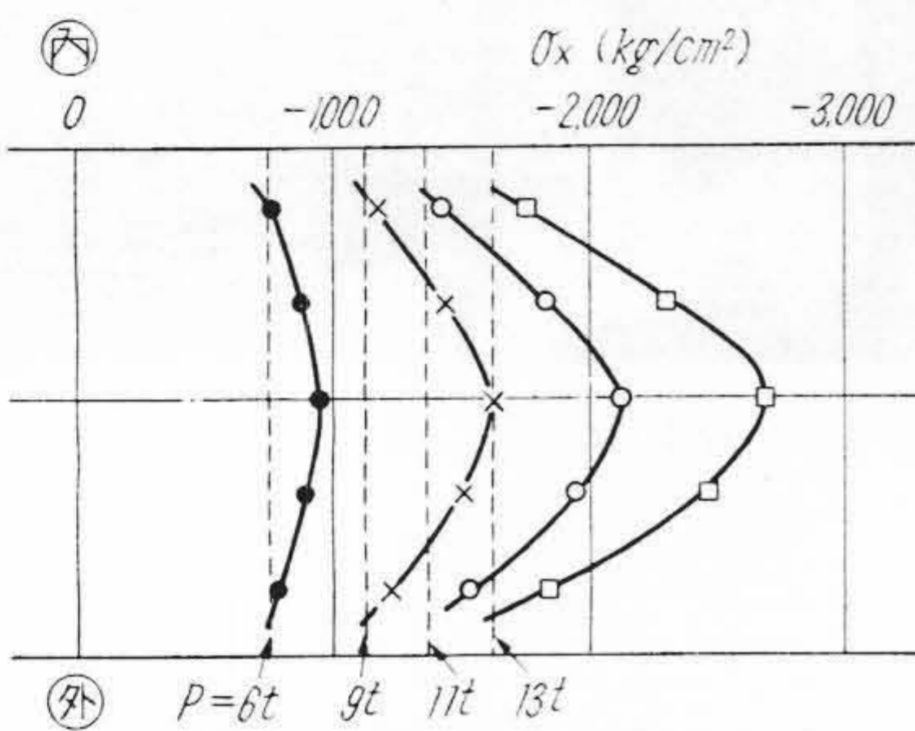
3. 実験結果および検討

3.1 板面の応力分布

実験用ガーダーの構造上、応力分布は板の外表面につ



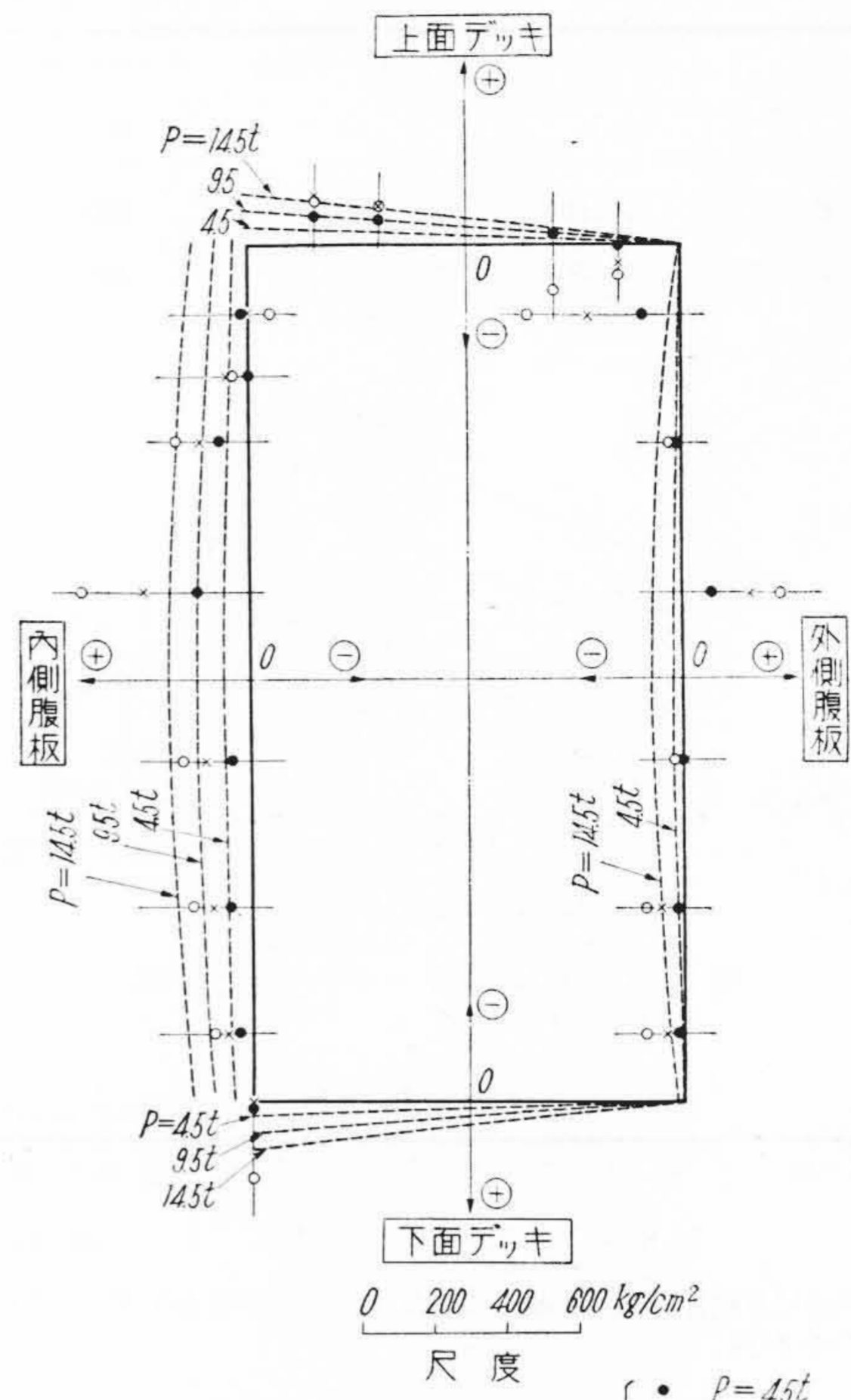
(a) 外側腹板スパン中央より右側200mmの位置



(b) 上面デッキスパン中央より1070mmの位置

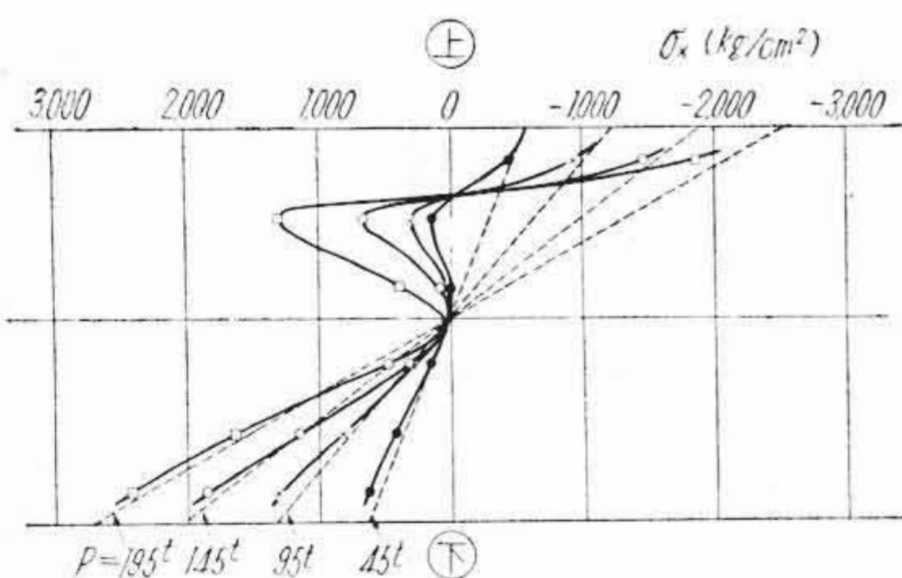
計算値----- 実験値 { ● P=6t ○ 11t
× 9t □ 13t

第6図(その1) 垂直応力 σ_x の分布(ガーダ-1)

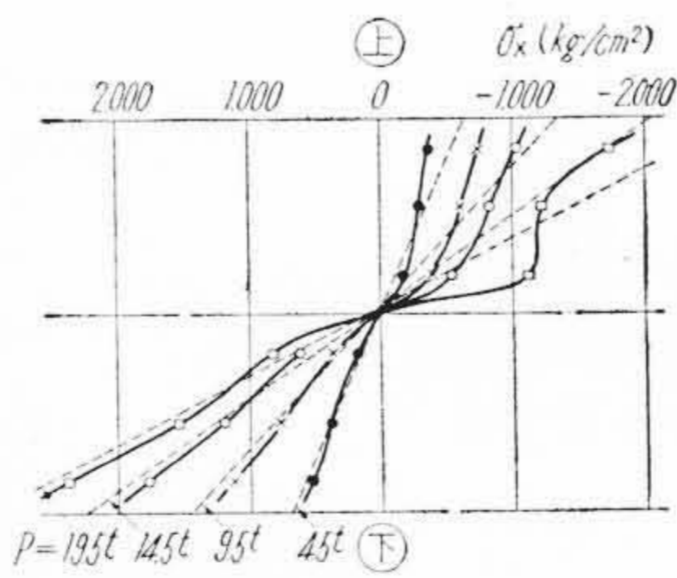


ガーダ-2スパン中央より右側500mmの断面

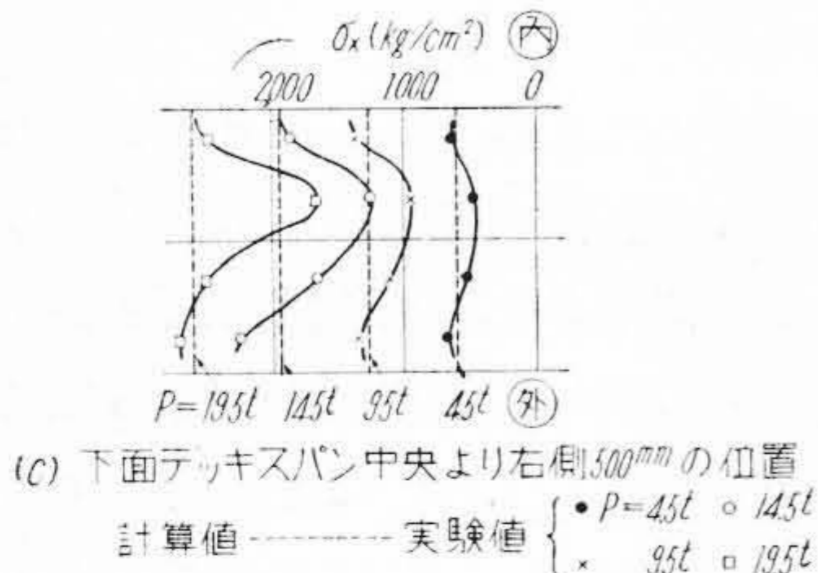
第7図 剪断応力 τ の分布



(a) 外側腹板スパン中央より右側500mmの位置



(b) 内側腹板スパン中央より右側89mmの位置



(c) 下面デッキスパン中央より右側500mmの位置

計算値----- 実験値 { ● P=45t ○ 145t
× 95t □ 195t

第6図(その2) 垂直応力 σ_x の分布(ガーダ-2)

第7図はガーダ-長手方向に垂直な断面上で板厚方向と直角に生ずる剪断応力 τ についてのものである。 τ の符号についてはガーダに加わっている偏心振りモーメントによつて生ずる応力の方向を正とした。また τ の計算値は曲げによる剪断応力 τ_1 と偏心振りモーメントによる剪断応力 τ_2 の代数和として求めたものであるが、 τ_1 、 τ_2 としては次に示す式から計算した値を用いた。すなわち薄肉断面の剪断流れについての慣用計算法⁽¹⁾により

$$\tau_1 = \frac{Q}{I} \int_0^u y \, du$$

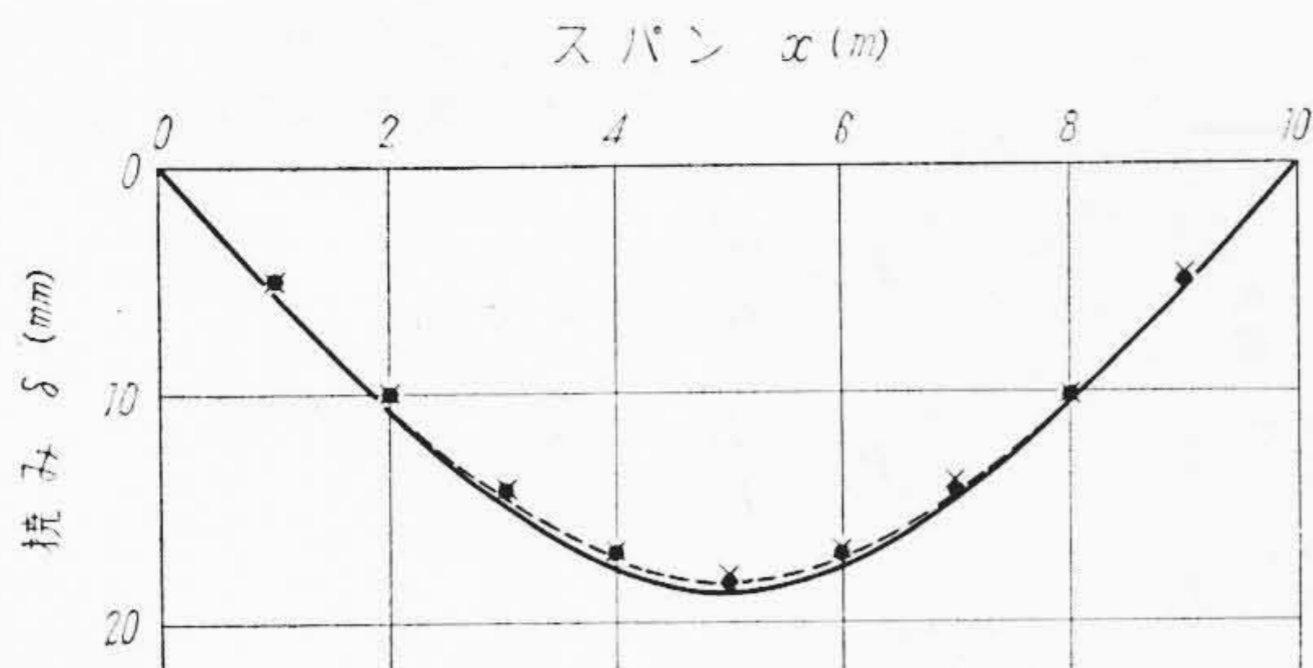
ここに

Q: 剪断力

I: ガーダ-の断面二次モーメント

u: 曲げによる剪断応力が0の点(たとえばデ

いてしか測定することができなかつたが、その一例を図示すれば第6図および第7図のとおりである。第6図はガーダ-長手方向の垂直応力 σ_x についてのものであり、



	計算値	実験値
デッキの最外端におけるもの	-----	×
デッキの最内端におけるもの	—————	●

ガーダー 2. $P=9,500 \text{ kg}$

第8図 上面デッキの撓み曲線

デッキの中央部) から τ_1 を求めようとする点まで板厚の中心線に沿って測った長さ

y : τ_1 を求めようとする点の y 座標(第5図)

また薄肉閉断面についての薄膜類似法⁽²⁾により

$$\tau_2 = \frac{M_t}{2B_2Dt}$$

ここに

M_t : 振りモーメント

である。

第6図にみるように σ_x の実験値は計算値に比較的一致している部分もあるが概して不規則な分布を呈しており、またこの分布の傾向は荷重の増加とともにさほど変化していない。実験値は板の周辺に近い部分ほど計算値に近くなる傾向があること、あるいは腹板においては引張側よりも圧縮側の不規則性が大きいことなどから、この応力分布の不規則性は板の局部的凹凸による二次応力が板の表面に現われたためと推定される。実験用ガーダーの肉厚に比べて実物の肉厚はいくぶん大きいので、この局部的凹凸は実際には小さくなるものと考えられるが、この不規則性がガーダーの疲労強度に及ぼす影響は今後検討する必要があると考えている。

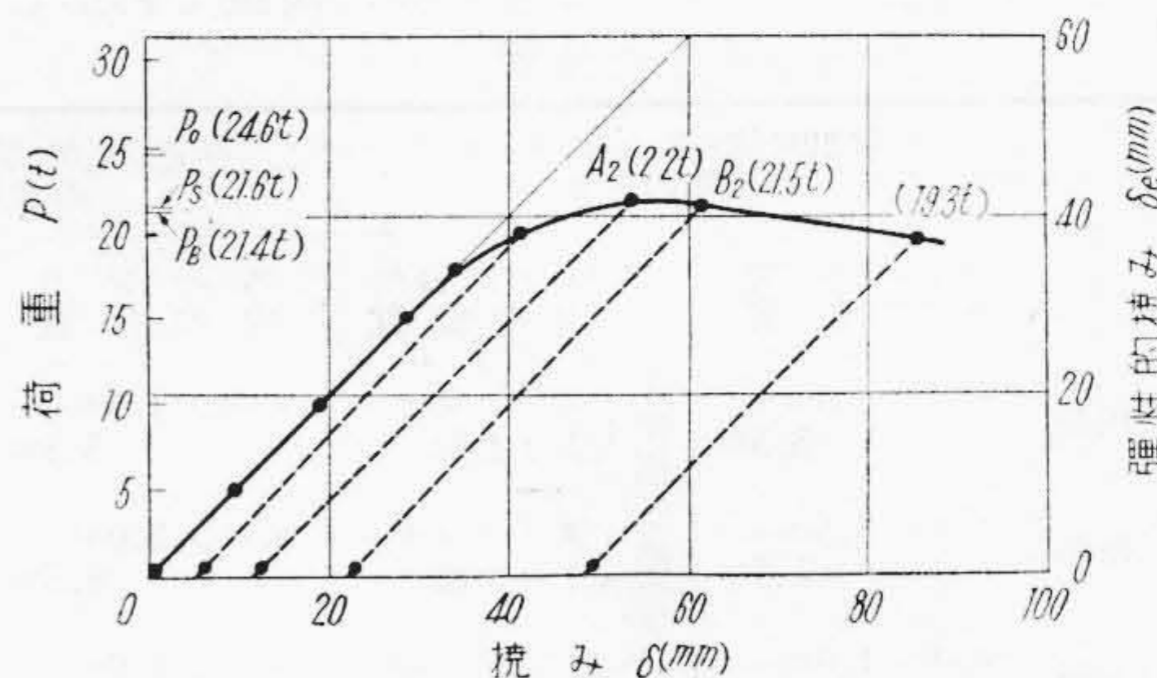
第7図の τ の実験値にもかなりのばらつきがあるが、 τ の絶対値は σ_x の絶対値に比し小さいのでそれだけ誤差も大きいものと思われる。

3.2 ガーダーの撓み

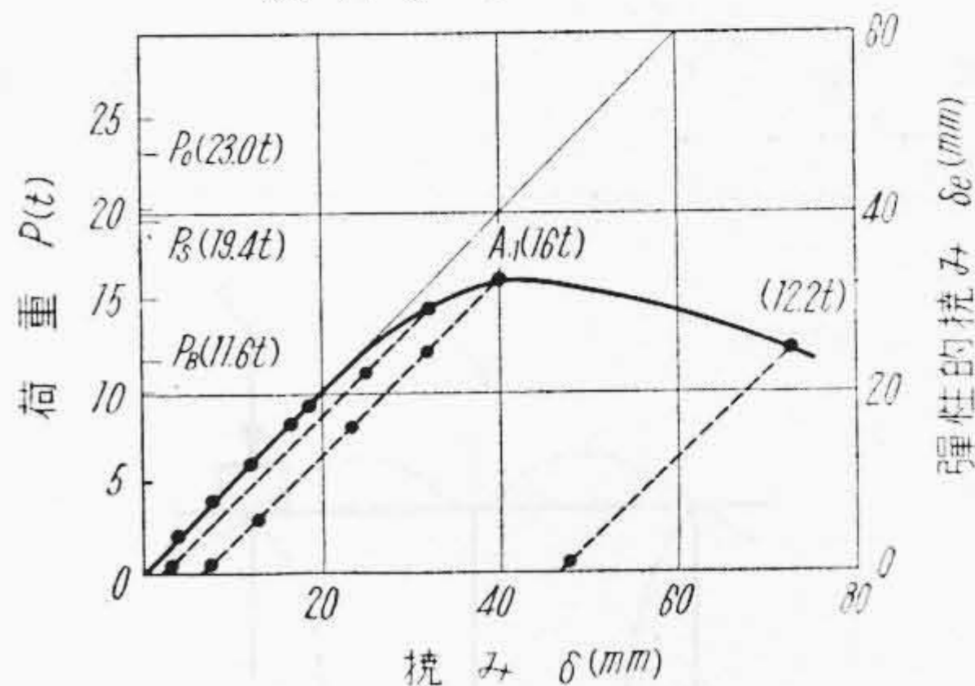
上面デッキの撓み δ の一例をガーダー2について示せば第8図のとおりである。計算値は薄膜類似法⁽²⁾により偏心振りモーメントを考慮して得たものである。すなわち計算値を δ_e とすれば、

$$\delta_e = \frac{Px(3L^2 - 4x^2)}{48EI} \pm \frac{PB_1(B_2 + D)x}{16B_2D^2tG}$$

- { +: デッキの最内端におけるもの
- { -: デッキの最外端におけるもの



(a) ガーダー 2



(b) ガーダー 1 (●実験値)

第9図 上面デッキ中央部の撓み (デッキの最外端におけるもの)

ただし

x : ガーダーの支持端よりスパン方向に測った長さ

E : 縦弾性係数

G : 横弾性係数(810,000kg/cm²と仮定)

同図にみるように実験値は計算値によく一致している。

3.3 ガーダーの破損

3.3.1 破損現象

スパン中央における上面デッキの撓み δ と荷重 P との関係を図示すれば第9図のとおりである。同図は一例としてデッキの最外端における撓みを示したものである。図中の破線は途中で荷重を0にもどしたときの経路を示したものであり、この破線と δ 軸との交点の位置はそのときの永久変形量を表わしている。第9図に記した記号 δ_e , P_s , P_0 および P_B はすべて計算値であり、次のようなものである。

δ_e : 撓みの弾性的理論値(3.2節に示した式において $x=L/2$ とした値)

P_s : スパン中央部の上面デッキの長手方向応力が降伏点に達するときの荷重

P_0 : スパン中央断面の各部の長手方向応力が一様に降伏点に達すると考えたときの荷重

すなわち

$$\delta_e = \frac{PL^3}{48EI} \pm \frac{PB_1L(B_2 + D)}{32B_2D^2tG}$$

第 3 表 ガーダー 2 各板面に肉眼でわかる程度の凹凸の生じた位置

		荷重 22t(第9図(a)のA ₂ 点)の状態のとき		荷重 21.5t(第9図(a)のB ₂ 点)の状態のとき	
		スパン方向の位置	スパンに直角方向の位置	スパン方向の位置	スパンに直角方向の位置
腹板	内側	スパン 3.0m~5.5m	圧縮側 (スチフナーより上部)	スパン 3.0m~5.5m	圧縮側 (スチフナーより上部)
	外側	スパン 3.5m~5.5m	圧縮側 (スチフナーより上部)	スパン 3.0m~6.5m	圧縮側 (スチフナーより上部)
デッキ	上面	スパン 4.0m~5.5m	外側フランジの部分	スパン 4.0m~5.5m	全 面
	下面	なし	なし	なし	なし

{ +: デッキの最内端におけるもの
-: デッキの最外端におけるもの

$$P_s = \frac{4Z}{L} \sigma_y - \frac{W}{2}$$

$$P_0 = \frac{4H}{L} \sigma_y - \frac{W}{2}$$

ただし

σ_y : 降伏点

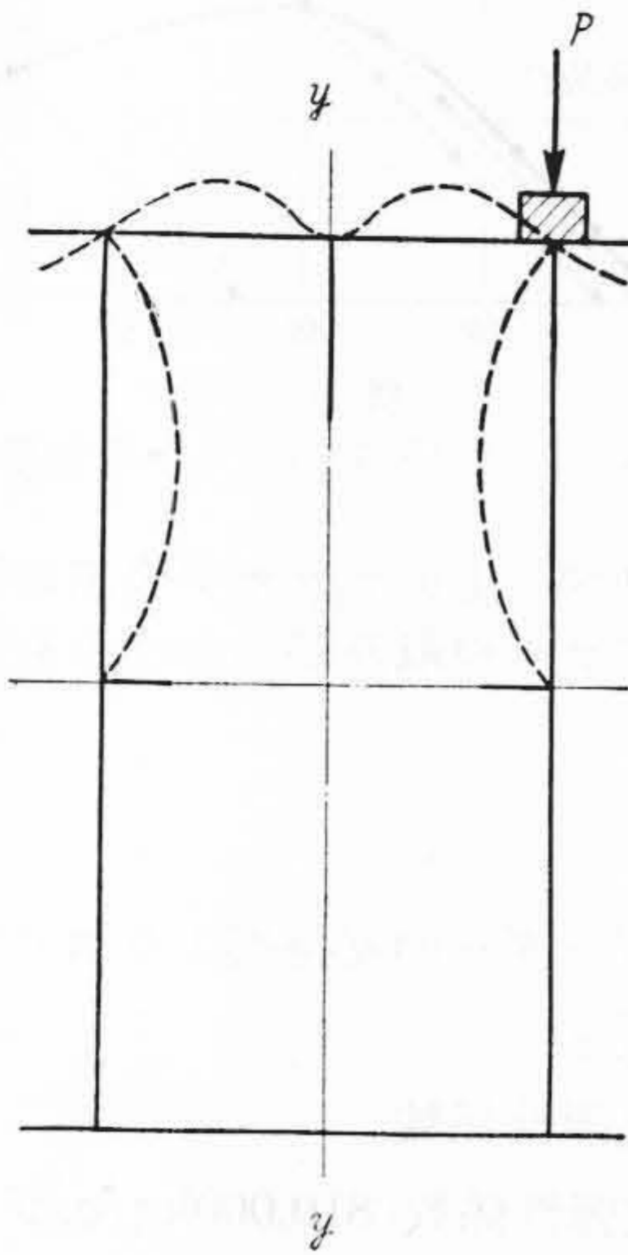
W : ガーダーの自重 (ガーダー 1 902 kg, ガーダー 2 993kg)

Z : ガーダーの断面係数

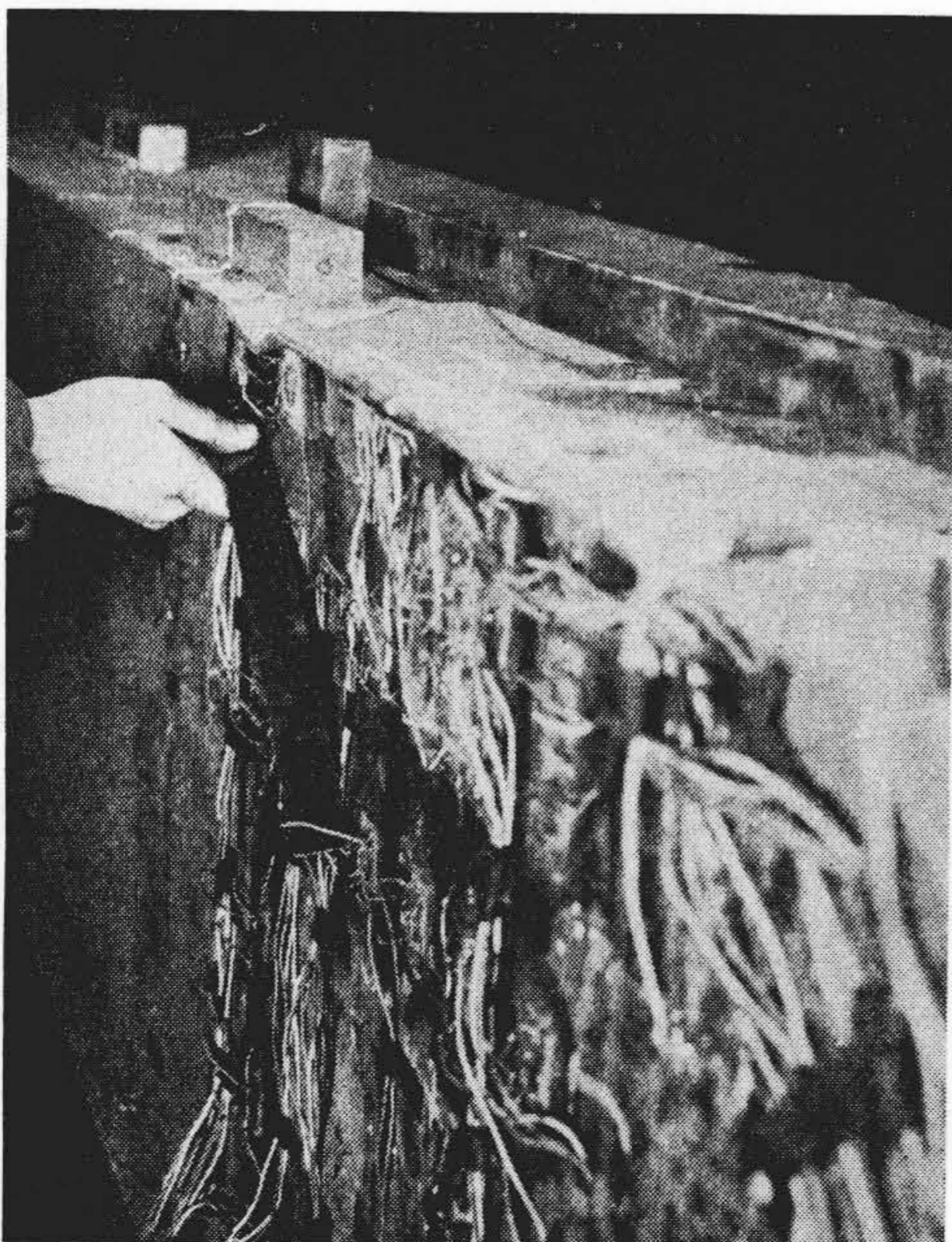
H : ガーダーの塑性断面係数

P_B はガーダーの座屈予想荷重であり、次のような考え方をして求めたものである。今ガーダーの隔壁、水平スチフナーおよび腹板 (あるいはデッキ) で仕切られる各部分をそれぞれ周辺単純支持の 1 枚の矩形板と考え、これらの各板は負荷時にも降伏しないものと考え、集中荷重 P を次第に増していった場合、それらの各板の中のあるものが計算上まず最初に座屈することになる。このときの集中荷重 P を座屈予想荷重 P_B とした。計算上まず最初に座屈する箇所は、ガーダー 1 ではスパン中央部の上面デッキ (単純圧縮による座屈) となり、ガーダー 2 ではスパン中央部の腹板の圧縮側 (曲げによる座屈) となつた。なお各板の座屈応力の計算に当つては剪断応力は垂直応力に比べ非常に小さいので無視した。ガーダー 1, 2 とも座屈予想荷重 P_B が降伏荷重の計算値 P_0 よりも小さくなつた。

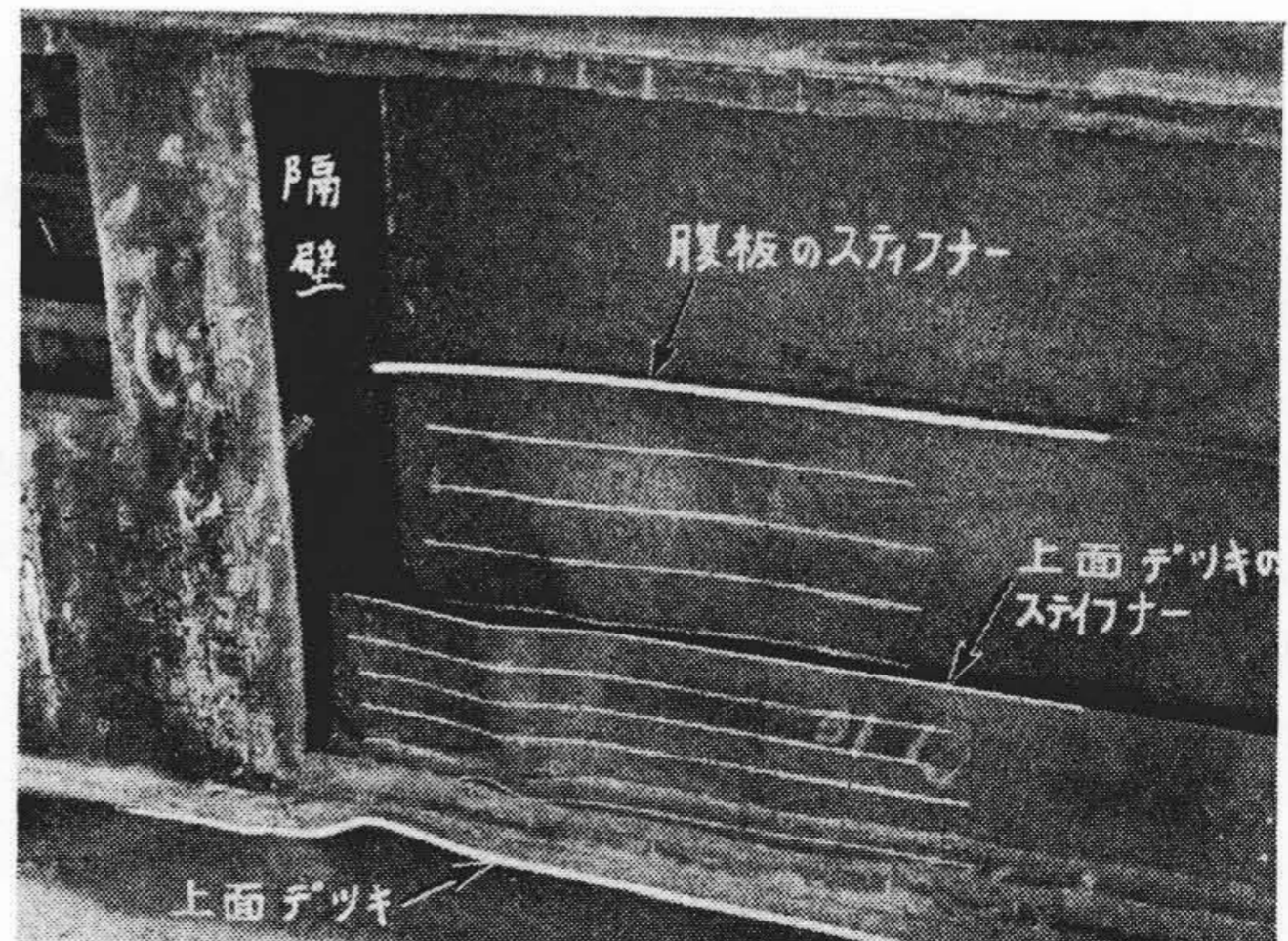
まず第 9 図 (a) にみるようにガーダー 2 においては、荷重が約 15 t までは撓み δ は弾性的理論値 δ_e によく一致して増加したが、 P_s 以下の荷重 18 t あたりから永久変形が増加した。最大安定荷重は 22 t (A₂点) であり、このとき初めてガーダー中央部の上面デッキ



第 10 図 ガーダーの垂直断面における変形状態



第 11 図 ガーダー 2 の変形状態



第 12 図 ガーダー 2 上面デッキのスチフナー付近の変形状態

第4表 ガーダー1各板面に肉眼でわかる程度の凹凸の生じた位置

		荷重 16t (第9図(b)のA ₁ 点)の状態のとき	
		スパン方向の位置	スパンに直角方向の位置
腹板	内側	スパン 0.5m~9.0m	圧縮側および引張側の一部
	外側	スパン 0.5m~9.5m	圧縮側および引張側の一部
デッキ	上面	スパン 1.0m~8.5m	全 面
	下面	なし	なし

および内外腹板の圧縮側に肉眼でわかる程度の凹凸を生じた。この状態から荷重を0にもどしてもその凹凸はほとんどそのまま残留した。A₂点以後は撓み量の増加とともにかけうる荷重は減少する傾向を示し、中央部圧縮側各面の凹凸は顕著に増大していった。A₂点およびB₂点の状態において各面に凹凸の生じた位置を表示すれば第3表のとおりである。なお内側腹板の変形は外側腹板の変形よりもやや大きかったが、第10図に示すように垂直断面についてみれば凹凸の生ずる傾向はy-y軸に対してほぼ対称であった。第11図にガーダー2の変形状態を示す。第12図は実験終了後スパン中央部付近の腹板を切り開いて上面デッキのスティフナー部分の変形状態を写し出したものである。スティフナーはデッキに千鳥溶接してあったので、その溶接していない部分がデッキ、スティフナーとも大きく変形していることがわかる。

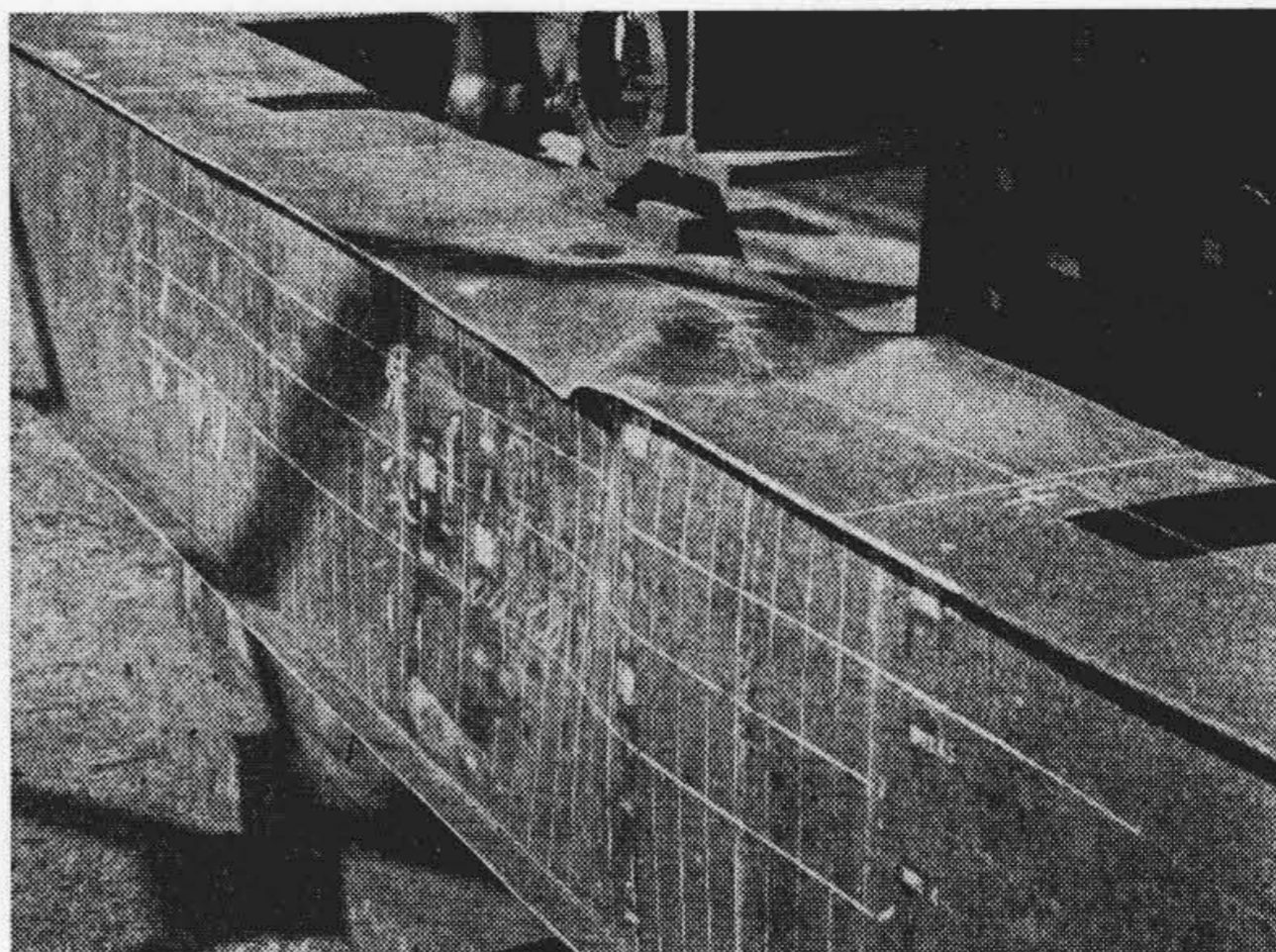
次に第9図(b)にみるように、ガーダー1もガーダー2とほぼ同様な過程をたどったが、特にガーダー2と相違した点は

- (1) 最大荷重 16 t (A₁点)に達する前早くも 14tの荷重で上面デッキの中央部に急に大きい凹凸を生じたこと
- (2) 第4表に示すように、A₁点における凹凸はスパン全長にわたって大きく広がったこと(しかし荷重を取り除いた後はスパン中央部を除いてその凹凸はほとんど消滅した)
- (3) 腹板の凹凸が引張側まで進行したこと

などであった。第13図はガーダー1の変形状態を示したものである。

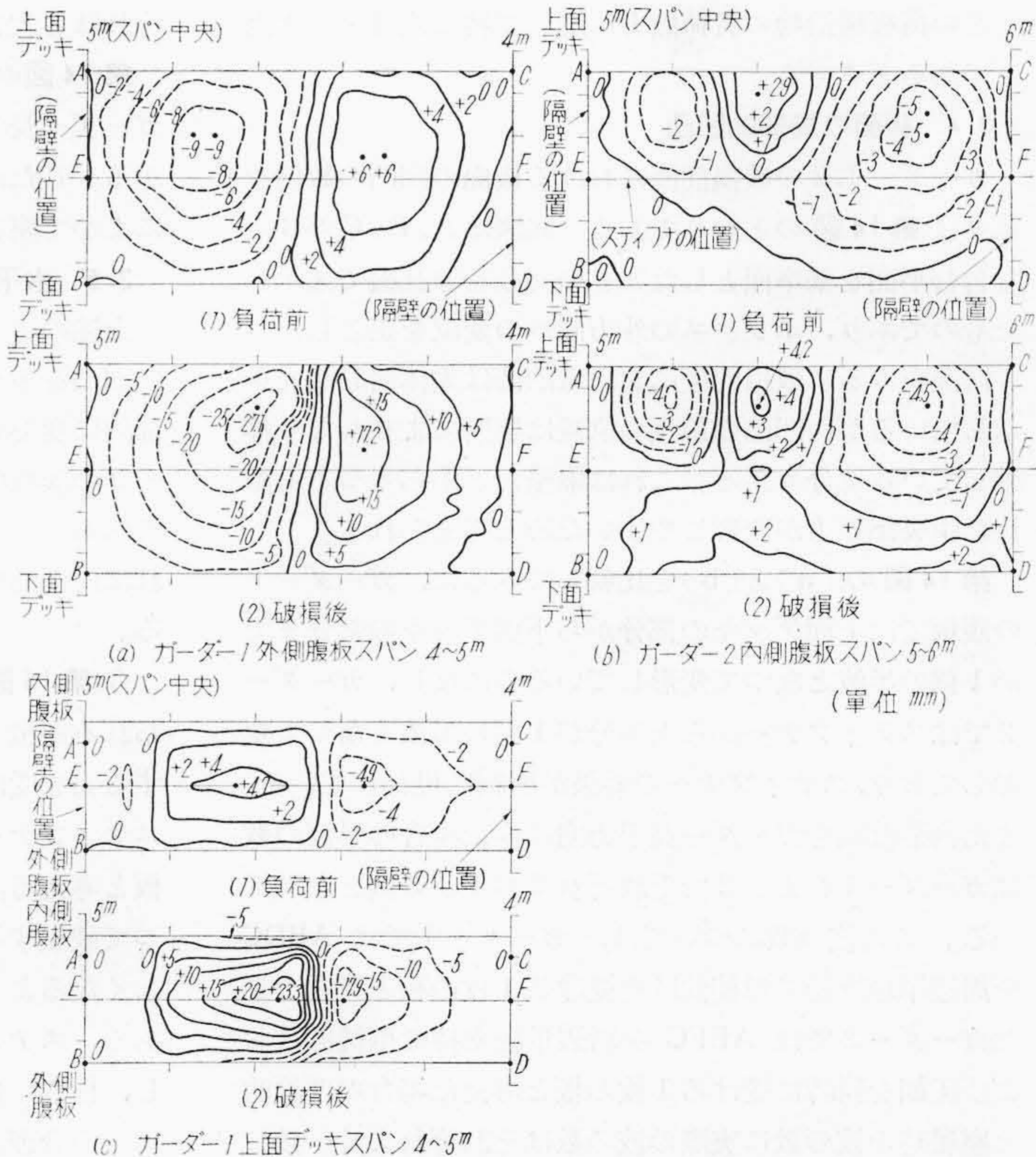
3.3.2 検討

第9図をみるにガーダー2の最大負荷能力 22 t はその座屈予想荷重 P_B (21.4 t)によく一致しているが、ガーダ



第13図 ガーダー1の変形状態

ー1の最大負荷能力16 tはそのP_B(11.6 t)よりもかなり大きい値となつている。実際にガーダー1の板面に座屈が発生したときの荷重は明確には求まらなかったが、前述のようにガーダー1の上面デッキに初めて肉眼でわかるような大きい凹凸を生じたのは荷重が14 tのときであり、また上面デッキ中央部付近のひずみと荷重との関係が急に直線的でなくなつた点も11~12 tであつたので、これらのときをガーダー1の座屈の初期と考えればP_Bは実際値とよく一致することになる。



第14図 板面の局部的凹凸等高線図

またガーダー1の上面デッキ中央部分を周辺単純支持の単純圧縮を受ける板と考え、Kármánの有効幅の仮定を用いてその板の破損荷重 P_{ult} を計算⁽³⁾すれば

$$P_{ult} = \left(\frac{4Z}{L} \frac{\pi \sqrt{E\sigma_y}}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \frac{t}{B_2} - \frac{W}{2} \right) \times \frac{L/2}{L/2 - L/20} = 15.8 \text{ t}$$

ただし

ν : ポアソン比(0.3と仮定)

となり、この値はガーダー1の最大負荷能力16tによく一致した。したがってガーダー1は上面デッキが単純圧縮を受ける板として座屈はしたけれども強度は16tまで達したと考える。この点ガーダー2の方は破損の原因である腹板の座屈が曲げ座屈でありまた座屈応力が降伏応力にかなり近かつたので、座屈荷重と強度との差がほとんどなかつたのではないかと考える。

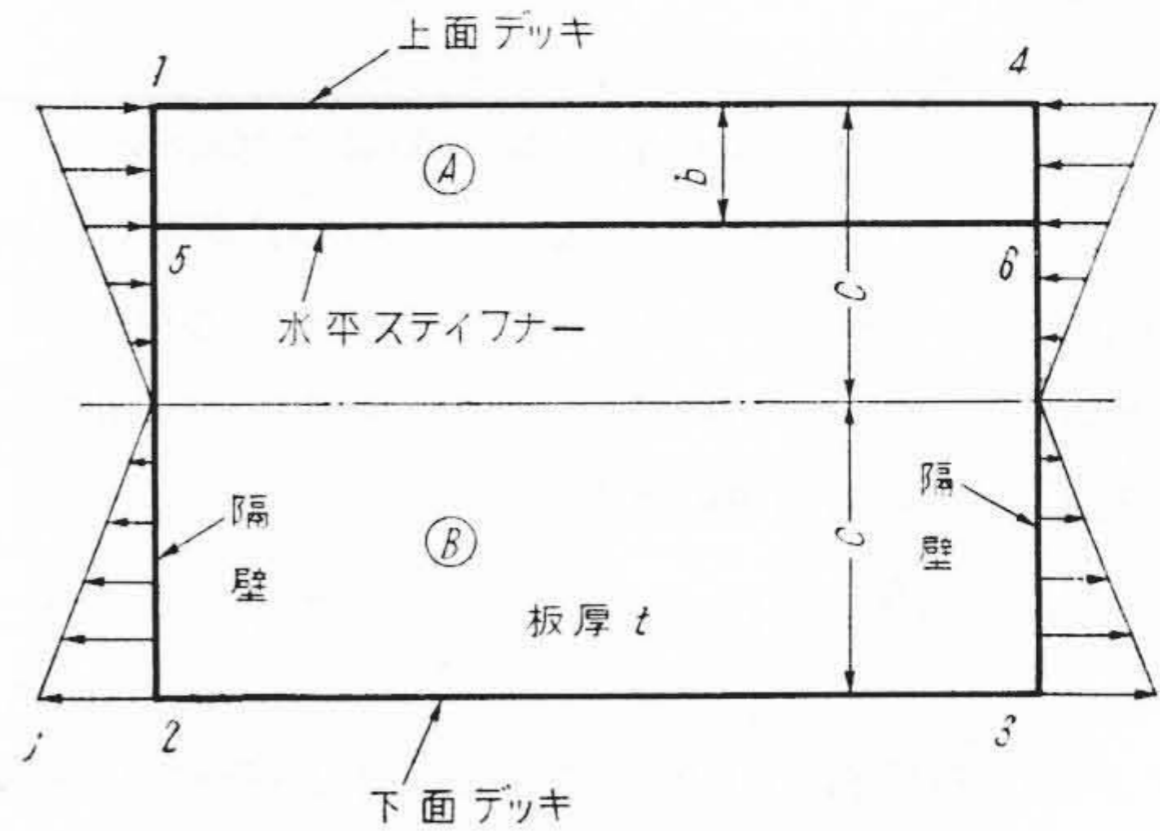
第9図をみるにガーダーはAなる破損荷重以下の負荷ではその負荷能力を低下することはないが、いつたんAなる荷重を加えて撓みがある限度を越すと、その後は負荷能力はAなる荷重よりは低下している。この現象は座屈を考慮する必要のないソリッドな断面を持つ梁と異なり、いつたん破損したボックスガーダーなどの薄板構造物の負荷能力に関して特に注目すべき点であると考えられる。

3.4 板面の局部的凹凸

ガーダー1,2の破損前後における板面の凹凸の数例を示せば第14図のとおりである。同図はA, B, Cの3点を含む平面を基準面としたときの凹凸を等高線で図示したものであり、ボックスの外方向への変位を正とした。

同図をみるに破損前後における凹凸は大體同じ傾向を示しているが、凹凸の頂点の位置は場所によりかなり移動している部分もある。これは隔壁などからもつとも離れた中央部の方が変形しやすいためと考えられる。

第14図の(a)と(b)を比較してみるに、ガーダー1の腹板では上面デッキの部分から下面デッキの部分までが1個の半波となつて変形しているのに反し、ガーダー2ではスチフナーから上半分が1個の半波となつて変形しており、スチフナーの効果が明瞭に現われている。また両隔壁間をガーダー長手方向にみた場合の半波の数はガーダー1および2でそれぞれ2および3個となっている。この波の数については、ガーダー1ではABDCを周辺単純支持で単純曲げを受ける1枚の板と考え、またガーダー2ではAEFCを周辺単純支持で単純曲げおよび圧縮を同時に受ける1枚の板と考えた場合の理論的な座屈時の波の数に実際の波の数はそれぞれよく一致していることが知られた。したがってこのことからガー



第15図 曲げを受ける腹板のスチフナーの位置

ダーの座屈計算を行うに当つて、隔壁やスチフナーで仕切られる部分を1枚の板と考えて計算してもおおむね妥当であろうと考える。

次に第14図(c)をみるに、ガーダー1の上面デッキはガーダー長手方向に2個の半波となつて変形しているが、理論上は3個の半波にもつとも座屈しやすいはずである⁽⁴⁾。この相違の原因としては腹板が2個の半波で大きく変形したこと、また上面デッキの一部分に荷重伝達のレールを溶接したことなどが考えられる。なお上面デッキの理論上の座屈荷重は半波の数が2と3の場合でそれほど大きい差はない⁽⁴⁾。

第14図の破損後の状態をみると、波の節線はいずれもガーダー長手方向におおむね垂直となつていことがわかる。したがってガーダー中央部の各板は明らかに剪断によつて座屈したものではないといえる。

3.5 水平スチフナーの合理的な位置

上述のようにガーダー1の腹板はその引張側まで大きい凹凸を生じたが、ガーダー2の腹板は圧縮側のみが局部的に変形したにすぎなかつた。これはもちろんガーダー2の腹板中央部に水平スチフナーが入っているためであるが、このスチフナーをある程度上部へ移動させれば局部的な凹凸はさらに小さくなるものと考えられる。

今第15図に示すように、隣接した2枚の隔壁で仕切られる腹板1234が両端に曲げモーメントによつて生ずる力を受けているものとする。この腹板において水平スチフナーより上部Aおよび下部Bをそれぞれ1枚の板と考える。スパン中央部のように腹板が曲げ座屈によつて破損するような場合には、板A, Bの座屈応力が等しくなるような位置bにスチフナーをおけば合理的である。スチフナーは負荷時にも剛で変形しないものとし、板A, Bはともに周辺単純支持と仮定し、スチフナーの合理的な位置を求めてみる。

一般に板Aの座屈応力 σ_{crA} (座屈時の第15図1, 4点

の圧縮応力)は近似的に

$$\sigma_{crA} = \left\{ \left(\frac{b}{c} \right)^3 + 3 \left(\frac{b}{c} \right)^2 + 4 \right\} \frac{\pi^2 E \left(\frac{t}{b} \right)^2}{12(1-\nu^2)} \dots\dots\dots(a)$$

ただし

2c : 腹板の高さ

で与えられ, また板③の座屈応力 σ_{crB} (座屈時の5,6点の圧縮応力)は近似的に

$$\sigma_{crB} = \left\{ \left(\frac{2 - \frac{b}{c}}{1 - \frac{b}{c}} \right)^3 + 3 \left(\frac{2 - \frac{b}{c}}{1 - \frac{b}{c}} \right)^2 + 4 \right\} \times \frac{\pi^2 E \left(\frac{t}{2c - b} \right)^2}{12(1-\nu^2)} \dots\dots\dots(b)$$

で与えられる^{(5),(6)}。板①と③が同じ座屈強度を有するものとすれば次式が成立する。

$$\sigma_{crB} = \sigma_{crA} \frac{c - b}{c} \dots\dots\dots(c)$$

(a), (b), (c)式より

$$b/c = 0.40$$

すなわち腹板上辺から腹板高さの20%の位置にスティフナーを入れるのがもつとも理想的である。

なおガーダーの端に近い部分の腹板は曲げモーメントによる座屈強度よりも剪断力による座屈強度の方が弱い場合が多いので, このような部分ではスティフナーを腹板の中央に置く方がよいと考えられる。

3.6 偏心荷重による振りの影響

第6図および第7図をみてわかるように振りによる剪断応力は曲げによる垂直応力よりもかなり小さい。またガーダーの撓みについては, 第8図にみるように振りのために起る内外端の撓みの差はスパン中央で全体の撓みの数パーセント(計算値)にすぎない。また前述のように腹板あるいは上面デッキに実際に生じた変形は垂直応力によつて座屈するときの形状とほぼ同一であり, かつ内側腹板とともに外側腹板もかなり大きく変形している。したがつて以上のようなことから本実験に用いた程度の寸法比のボックスガーダーでは偏心荷重による振りはガーダーに大した悪影響を及ぼさないものと考えられる。

前述したガーダーの弾性時の撓みあるいは座屈荷重などの実験値はおおむねそれらの計算値によく一致しており, またガーダーの中央部付近においても内, 外腹板にはほぼ同程度の曲げ応力が生じているので, ガーダーの設計計算を行うにあつては2.4節で述べた仮定をそのまま用いてもおおむね妥当であろうと考える。

4. 結 言

本研究の結果として得られたことを要約すれば次のとおりである。

- (1) ガーダー板面の応力分布は概して不規則であつたが, これは板の局部的凹凸が原因であると推定される。
- (2) ガーダーの弾性時の撓みは計算値によく一致した。
- (3) ガーダーの座屈荷重, 破損荷重などはおおむねそれらの計算値に一致した。
- (4) いったん破損現象を起したボックスガーダーでは再負荷に対してその負荷能力が破損前よりも低下する。
- (5) 破損後のガーダー板面の形状は理論的な座屈時の波の形状によく一致した。
- (6) ガーダー2には水平スティフナーの効果が明瞭に現われた。すなわちガーダー2の負荷能力はガーダー1の負荷能力よりも40%近く高くなり, また破損時ガーダー板面に凹凸の生じた範囲はガーダー1に比較してごくせまかつた。
- (7) 純曲げを受ける腹板に1本の水平スティフナーを入れる場合には, 腹板上辺からその高さの20%の位置に入れるのが座屈に対して理論上最も効果的である。
- (8) 本実験に用いた程度の寸法比のガーダーでは偏心荷重による振りはガーダーに大した悪影響を及ぼさないものと考えられる。
- (9) 偏心荷重を受けるボックスガーダーの計算に際しては, 2.4節で述べた仮定を用いてもおおむね妥当と考える。

終りに本研究を遂行するにあたりたえず懇切な御指導を賜つた日立製作所亀有工場研究課長小堀博士, 江川主任, 宮本主任, 平栗設計部長, 大西輸送機械設計課長, 村田主任の諸氏, および実験, 数値計算などに種々協力された八木氏に深く感謝の意を表す。本論文には名井明氏の実験値を借用させていただいた部分も多く, あわせて同氏に厚く御礼申し上げる。

参 考 文 献

- (1) 倉西正嗣: 応用弾性学, 42(昭-30共立出版社)
- (2) S. Timoshenko・J. N. Goodier: Theory of Elasticity, 298(1951 Mc Graw-Hill Book Co., Inc.)
- (3) チモシエンコ: 挫屈理論, 268(昭-29コロナ社)
- (4) チモシエンコ: 挫屈理論, 223(昭-29コロナ社)
- (5) チモシエンコ: 挫屈理論, 236(昭-29コロナ社)
- (6) 鋼構造計算規準・同解説, 86(昭-29日本建築学会)