

# 木船強度の研究

吉識雅夫・竹鼻三雄・助川政之

(1958年1月28日受理)

## On the Strength of Wooden Ships

Masao YOSHIKI, Mitsuo TAKEHANA and Masayuki SUKEGAWA

(Received Jan. 28, 1958)

**ABSTRACT:** A series of researches were performed to improve the strength and rigidity of wooden ships. These researches are divided into the following five chapters.

### I. The stiffening of outside planks.

In order to unite the disjointed outside planks of wooden ships in a body and to increase the longitudinal stiffness, the authors introduced seam-stopper. This seam-stopper is 20 mm dia. and 15 mm long round plug made of hard wood and is driven into the seams of outside planks. The effectiveness is proved by the proposed theory of laminated beam and by a series of model experiments. For instance, one seam-stopper in each seam with ordinary frame space makes flexural rigidity twice.

### II. The transverse strength calculation.

The effect of rigidity at beam ends, bilge parts and hatch ends on the bending moment and shearing force distribution of the transverse framing were calculated about four types of ships. To minimize the bending moment of the transverse framing, the factor of rigidity  $K$  (ratio of angle change to bending moment) at beam ends must have a suitable finite value. The condition of constraint at hatch ends makes a little influence other than deck beam.

### III. The flexural rigidity of double-timbered frame.

The effects of numbers and pitch of fastening nails on the flexural rigidity of double-timbered frame were calculated and confirmed by a series of experiments. The flexural rigidity changes according to the joining factor  $\mu$  ( $3EI/kl^3$ ). If  $\mu$  is small (tight joint) the efficiency is 70~80%, but  $\mu$  is large (loose joint) the efficiency can not be attained 75% by all means.

### IV. Young's modulus and bearing strength of wood in compression

The bearing strength of wood under compression and the apparent modulus of compression were investigated considering the fine structure of wood. Struc-

tural calculations which are made on the assumed models of fine structures of wood explain the anisotropic behavior of Young's modulus accurately. The compression tests of tracheid simulated models which are made of laminated paper explain quite well for the phenomena of decrease of modulus of compression.

#### V. The strain measurement by wire resistance strain gages.

The method of applying the wire resistance strain gages on wood was studied and the experiments showed that this gage could be applied on wood, even if in wet condition.

A 22-point DC bridge strain measuring apparatus and gage rings are manufactured to measure the strain and slip of wooden joints. Two instances, the determination of point of lift-by-stern in the launching of 8,000 tons cargo ship, and the measurement of dynamic strain distribution in a 21.5 m wooden boat are explained.

### 緒 言

いわゆる西洋型木船の構造についてその強度剛性に再検討を加え、構造部材の合理的な寸法と適当な配置法を求め、木船強度の向上に寄与する目的をもつて一連の研究を行つた。

まず在来型の木船では外板の縦縁が固着せられていないために船体の撓みが非常に大であつて種々の不具合を生ずるので、この点を改良するために外板縦縁をシーム栓によつて補強した模型実験を行い、2枚重ね梁および3枚重ね梁について求めた片持重ね梁の補強理論の結果とよく一致するを確かめ、縦縁の補強が木船構造上すぐれたものであることを確認した。

つぎに木船の横強度の基準計算を行い、各部材の曲げモーメントと剪断力の分布が舷縁部、彎曲部および艀口縁端の剛性によつて如何に変化するかを求めた。

また木船の肋骨は材料採取の関係上大部分二材合せであるが、その有効曲げ剛性について従来研究せられていないので、固着釘の寸法、本数を変えて実験を行い有効剛性を求める計算と比較し、二材合せ肋骨寸法の設計資料を求めた。

木材のヤング係数の異方性と面圧特性とを木材の微細構造によつて説明し、木材面圧の理論的強度解析を行つた。

なお抵抗線歪計を木材に応用する場合について検討し、その使用上の注意事項を述べ木材応力測

定の二、三の基礎実験の結果を紹介し、あわせて実用例について述べた。

本論文は以上の研究を5章に分けて、次の順序でまとめたものである。

- I. 木船外板縦縁の補強
- II. 木船の横強度
- III. 二材合せ肋骨の強度
- IV. 木材のヤング係数と面圧特性
- V. 抵抗線歪計による木材応力の計測

#### I. 木船外板縦縁の補強

木船の撓みは鋼船に比較して非常に大で、使用材料のヤング係数の相違だけでは説明し得ないことは以前から知られているところである。このことは船の運用上に種々の障害を起す原因となるから、従来その改良のために各種の提案<sup>1),2)</sup> がなされたが未だ有効なものはないようである。これらの提案は主として鋼板を用いて船底部、舷縁部または肋骨相互間を固めるものであるが、鋼板と木材との接合工作法の困難その他の理由で広く採用されていない。また合板、積層材と合成樹脂接着剤を使用して外板を斜二重張などにした所謂輕構造形式は外板の剛性を増加し、撓みを減少させるには有効であるが、一般の木造船工場で漁船・貨物船等に全面的に採用することは現状では困難のようである。

在来形式の木船において撓みが大となる原因は

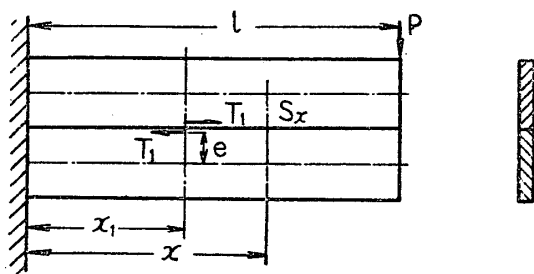
縦強力部材の横縁接手の剛性が非常に低いこと、並びに幅の狭い外板間の縦縁が相互に固着せられていないことによると考えられる。横縁の剛性の小さいことは局部的の応力分布の乱れに関係するが、縦縁の無固着の結果は各外板が肋骨との固着釘を介してのみ力を及ぼし合い重ね梁に近い状態で縦縁相互のずれを起し、船の深さを梁の深さとした一体梁となり得ないために曲げ剛性が非常に低下するのである。

著者等はこのような重ね梁に近い外板一肋骨構造の曲げ剛性を増加させるために、外板の縦縁相互のずれに対して抵抗する部材を挿入する方法を考え模型実験によつて曲げ剛性の増加を実証することが出来たので、その概要をここに紹介し大方の御批判を仰ぎ木船強度の向上に寄与しようと意図するものである。

### 1.1 片持重ね梁の補強理論

#### 1.1.1 車知1個の場合

第1.1図に示す片持2枚重ね梁（スパン  $l$ 、自由端の集中荷重  $P$ 、各部材の断面積、断面係数、断面二次モーメントを夫々  $A, Z, I$  とする）に、固定端から  $x_1$  の距離において縦縁に車知を1個入れたときを考える。車知の位置における縦縁相互のずれを  $S_1$ 、車知にかかる力を  $T_1$ 、重ね梁の曲げ剛性の有効率（2枚の板が完全に一体の梁となつたときの曲げ剛性に対する百分比）を  $\eta$  とし、これらを車知のかたさ  $k$ （車知を縦縁に入れたときの車知の抵抗力とずれとの関係曲線を直線とみなしたときの傾斜で、変形1cm当りの荷重 kg で示す）に対して求めることとする。



第1.1図 片持2枚重ね梁（車知1個）

車知の反力  $T_1$  は各部材の中立軸から距離  $e$  の点に加わるものとする。固定端より任意の距離  $x$  における縦縁の相対ずれ  $S_x$  は外力  $P$  による一材当りの曲げモーメント  $M_x/2$ 、反力  $T_1$  によ

る偏心曲げモーメント  $T_1 e$ 、および  $T_1$  による直接力等によつて生ずる上材下縁の縮みと下材上縁の伸びの和となり式 (1.1) に示される。ただし部材の曲げと圧縮のヤング係数は等しく  $E$  で表わされるものとする。

$$\left. \begin{aligned} 0 \leq x \leq x_1 \\ S_x = \frac{2}{ZE} \int_0^x \frac{M_x}{2} dx - \frac{2T_1 ex}{ZE} - \frac{2T_1 x}{AE} \\ x_1 \leq x \leq l \\ S_x = \frac{2}{ZE} \int_0^x \frac{M_x}{2} dx - \frac{2T_1 ex_1}{ZE} - \frac{2T_1 x_1}{AE} \end{aligned} \right\} \quad (1.1)$$

$$M_x = P(l-x), \quad c = e/Z + 1/A$$

とおけば式 (1.2) となる。

$$\left. \begin{aligned} 0 \leq x \leq x_1 \quad S_x = \frac{P}{ZE} \left( lx - \frac{x^2}{2} \right) - \frac{2cT_1 x}{E} \\ x_1 \leq x \leq l \quad S_x = \frac{P}{ZE} \left( lx - \frac{x^2}{2} \right) - \frac{2cT_1 x_1}{E} \end{aligned} \right\} \quad (1.2)$$

車知のかたさ  $k$  は式 (1.3) で示される。

$$k = \frac{T_1}{S_1} \quad (1.3)$$

自由端 ( $x=l$ ) の撓み  $\delta_l$  は式 (1.4) で示される。

$$\begin{aligned} \delta_l &= \frac{1}{EI} \left\{ \int_0^l \int_0^l \frac{M_x}{2} dx dx \right. \\ &\quad \left. - \int_0^{x_1} \int_0^{x_1} T_1 e dx dx - (l-x_1) \int_0^{x_1} T_1 e dx \right\} \\ &= \frac{Pl^3}{6EI} \left\{ 1 - \frac{3T_1 ex_1^2}{Pl^3} - \frac{6T_1 ex_1(l-x_1)}{Pl^3} \right\} \end{aligned} \quad (1.4)$$

縦縁が完全に固着された一体梁を考えると断面二次モーメントは  $8I$  となるから、自由端の撓み  $\Delta_l$  は式 (1.5) となる。

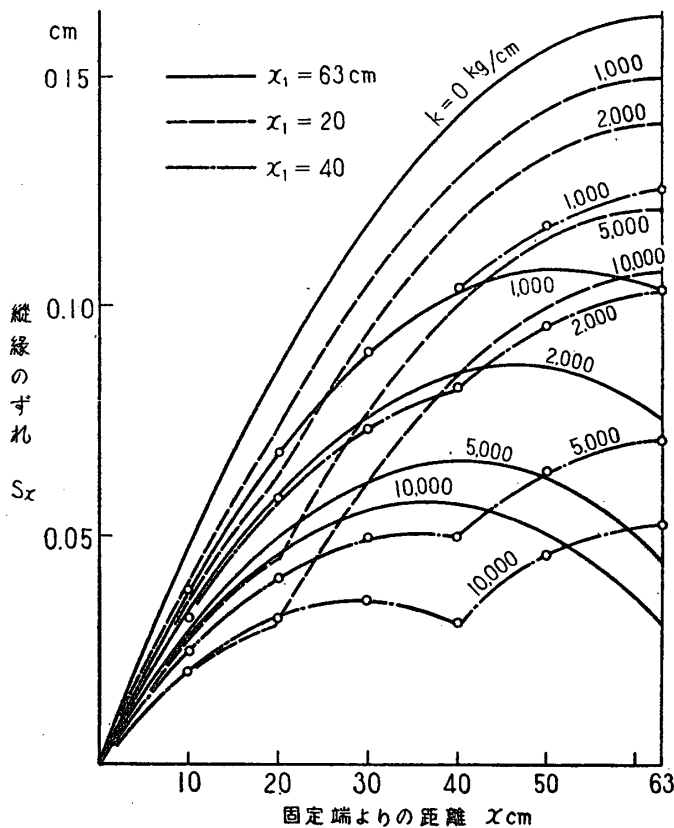
$$\Delta_l = \frac{Pl^3}{24EI} \quad (1.5)$$

従つて車知で補強した2枚重ね梁の曲げ剛性の有効率  $\eta$  は (1.6) で表わされる。

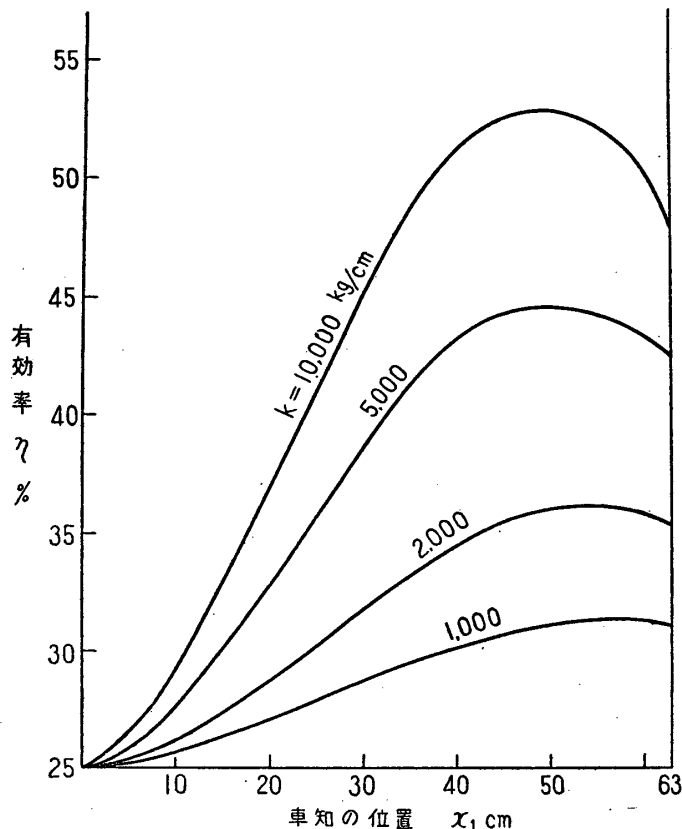
$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\Delta_l}{\delta_l} \times 100 \\ &= \frac{25}{1 - \left\{ \frac{3ex_1^2}{Pl^3} + \frac{6ex_1(l-x_1)}{Pl^3} \right\} T_1} \% \end{aligned} \quad (1.6)$$

一材の断面寸法を厚さ 1.5 cm、深さ 9 cm、ス

パン  $l=63$  cm とし, 車知の偏心  $e=4.1$  cm, ヤング



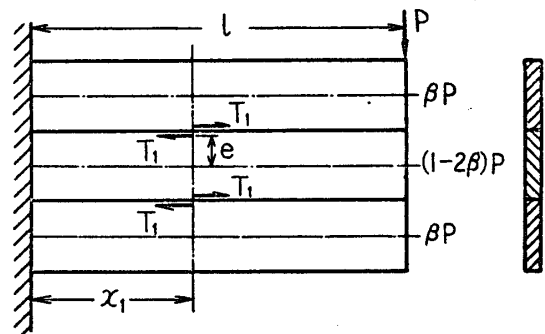
第1.2図  $S_x$  と  $k$  との関係



第1.3図  $x_1$  と  $\eta$  との関係

係数  $E=60,000$  kg/cm<sup>2</sup> の片持2枚重ね梁について, 縦縁のずれ  $S_x$  および車知の位置  $x_1$  と有効率  $\eta$  との関係を上式で計算して第1.2図と第1.3図に示す. ただし  $P=100$  kg とし,  $k=1,000, 2,000, 5,000, 10,000$  kg/cm についての値を示す. 図より車知のかたさ  $k$  が大なる程有効率  $\eta$  は上昇することと, 1個の車知の最も有効な位置は固定端よりスパンの約80~90%の距離であつて, これは  $k$  が大なる程固定端に近づくことが判明する.

つぎに第1.4図に示すような3枚重ね梁の各縦縁に車知を1個宛入れた場合の計算を進める. 縦縁が補強されない場合には3枚の部材は等しく全荷重の1/3を分担するが, 車知を入れて補強を行うとその程度に応じて中央の部材が上下の部材に比較して多くの荷重を分担するようになる. これらの上中下材が分担する荷重を夫々  $\beta P, (1-2\beta)P, \beta P, (\beta \leq 1/3)$  とおいて2枚重ね梁の場合と同様に計算を行い, 各部材の自由端の撓みの等しい条件より  $\beta$  を求めることとする.



第1.4図 片持3枚重ね梁 (車知1個)

車知の位置  $x_1$  における縦縁のずれ  $S_1$  は式(1.7)で示される. ここに  $D=3e/2Z + 1/2A$  とする.

$$S_1 = \frac{(1-\beta)P}{EZ} \left( l - \frac{x_1}{2} \right) x_1 - \frac{2DT_1x_1}{E} \quad (1.7)$$

従つて車知のかたさ  $k$  は(1.8)で示される.

$$\frac{1}{k} = \frac{(1-\beta)}{EZ} \cdot \frac{P}{T_1} \left( l - \frac{x_1}{2} \right) x_1 - \frac{2Dx_1}{E} \quad (1.8)$$

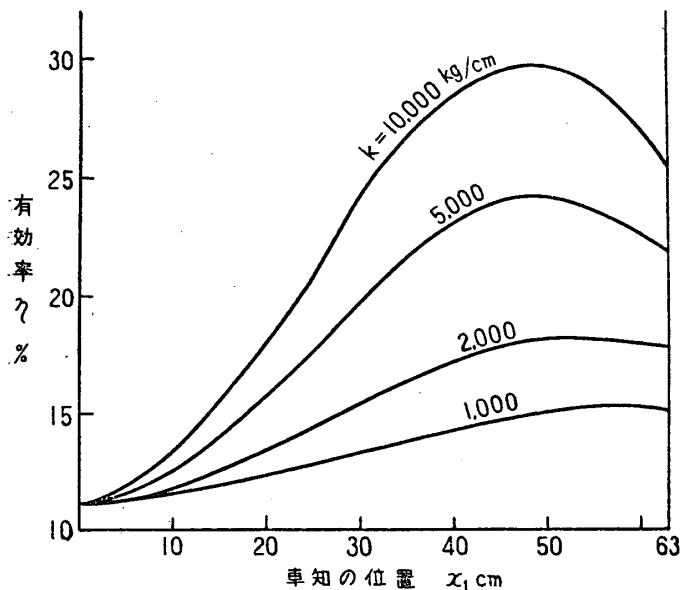
荷重分担率  $\beta$  は式 (1.9) となる.

$$\beta = \frac{1}{3} - \frac{T_1 e x_1 (2l - x_1)}{2Pl^3} \quad (1.9)$$

曲げ剛性の有効率  $\eta$  は式 (1.10) となる.

$$\eta = \frac{11.11}{1 - \frac{6T_1 e x_1 (2l - x_1)}{Pl^3}} \quad (1.10)$$

2 枚重ねの場合と同一寸法の部材を 3 枚並べた片持重ね梁について  $x_1$  と  $\eta$  および  $k$  との関係を上式により計算し第 1.5 図に示す.

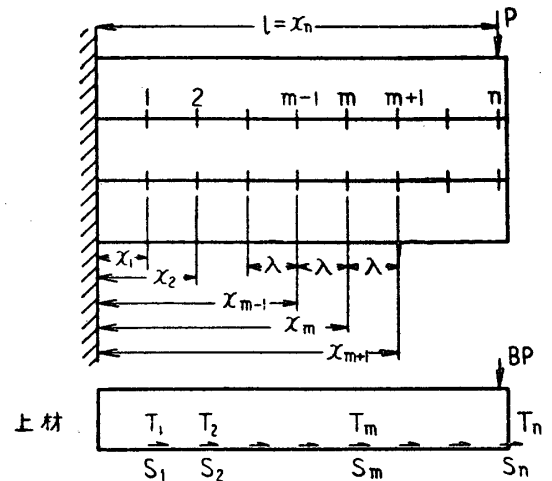


第 1.5 図  $x_1$  と  $\eta$  との関係 (3 枚重ね梁)

3 材の場合の計算結果は 2 材の場合とほぼ等しく, 有効率に及ぼす影響は車知のかたさ  $k$  とその位置  $x_1$  により変化し, 有効率最大の車知の位置は固定端よりスパンの 80~90% の距離の個所であり, 車知のかたさ  $k$  が大なる程最大効率を示す車知の位置は固定端に近くなる. また車知のかたさ  $k$  の値が大になつてもそれに比例して有効率  $\eta$  は増加せず, 1 個の車知で得られる最大有効率に限界が存在することが判る.

### 1.1.2 多くの車知を入れた場合

第 1.6 図に示す 2 枚重ね梁の場合について考察を行う. ここに 1, 2, 3, ...,  $m-1$ ,  $m$ ,  $m+1$ , ...,  $n$  は車知の番号を示し, これらは固定端から夫々  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  の距離にあるものとする. 各車知の間隔を  $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n (\lambda_i = x_i - x_{i-1})$  とし, 夫々の車知の反力を  $T_1, T_2, \dots, T_n$ , 車知の



第 1.6 図 多くの車知を有する片持 2 枚重ね梁

位置の縦縁のずれを  $S_1, S_2, \dots, S_n$  とする.

番号  $m$  における縦縁のずれ  $S_m$  は次式で表わされる.

$$S_m = \frac{2}{ZE} \int_0^{x_m} \frac{M_x}{2} dx - \frac{2}{ZE} \sum_{a=1}^m \left( \lambda_a \sum_{r=a}^n T_r e \right) - \frac{2}{AE} \sum_{a=1}^m \left( \lambda_a \sum_{r=a}^n T_r \right)$$

これを書き直すと (1.11) となる.

$$S_m = \frac{1}{ZE} \int_0^{x_m} M_x dx - \frac{2C}{E} \sum_{a=1}^m \left( \lambda_a \sum_{r=a}^n T_r \right) \quad (1.11)$$

この式を展開し,  $S_m = T_m/k$  を代入すれば  $T_m$  についての  $n$  元一次連立方程式となるからこれを解けば車知の反力が得られる. もし車知の間隔  $\lambda_i$  が一定値  $\lambda$  である場合には (1.12) の階差方程式が得られる.

$$S_{m-1} - 2S_m + S_{m+1} = \frac{1}{ZE} \left( \int_0^{(m-1)\lambda} - 2 \int_0^{m\lambda} + \int_0^{(m+1)\lambda} \right) M_x dx + \frac{2c\lambda}{E} T_m \quad (1.12)$$

$S_m = T_m/k$ ,  $R = 1 + ck\lambda/E$  とおけば車知の反力  $T$  についての 2 階の階差方程式 (1.13) となる.

$$T_{m-1} - 2RT_m + T_{m+1} = \frac{k}{ZE} \left( \int_0^{(m-1)\lambda} - 2 \int_0^{m\lambda} + \int_0^{(m+1)\lambda} \right) M_x dx \quad (1.13)$$

境界条件は

$$\text{固定端 } m=0 \text{ にて } T_0=0 \quad (1.14)$$

$$\text{自由端 } m=n \text{ とその一つ前 } m=n-1 \text{ にて}$$

$$\left( 1 + \frac{2kc\lambda}{E} \right) T_n - T_{n-1} = \frac{k}{ZE} \left( \int_0^l - \int_0^{l-\lambda} \right) M_x dx \quad (1.15)$$

自由端に集中荷重  $P$  のある場合には  $M_x = P(l-x)$  であるから次の階差方程式を得る.

$$\left. \begin{aligned} T_{m-1} - 2RT_m + T_{m+1} &= -\frac{Pk\lambda^2}{ZE} \\ \text{境界条件 } T_0 &= 0 \\ \text{および} \end{aligned} \right\} \quad (1.16)$$

$$(2R-1)T_n - T_{n-1} = \frac{Pk\lambda^2}{2ZE}$$

(1.16) の解は (1.17) となる.

$$\left. \begin{aligned} T_m &= \frac{P\lambda}{2cZ} (1 - K_1 e^{m\varphi} - K_2 e^{-m\varphi}) \\ K_1 &= \frac{e^{-n\varphi}(1 - e^{-\varphi}) + R - 1}{e^{n\varphi}(e^{\varphi} - 1) + e^{-n\varphi}(1 - e^{-\varphi})} \\ K_2 &= 1 - K_1 \\ \varphi &= \cosh^{-1} R \end{aligned} \right\} \quad (1.17)$$

自由端 ( $x=l$ ) における片持 2 枚重ね梁の撓み  $\delta_l$  は外力の曲げモーメント  $M_x$  による下方撓みと各車知の位置における車知の反力モーメント  $Te$  による上下撓みおよび角変化との和であつて (1.18) で示される.

$$\delta_l = \frac{1}{2EI} \left\{ \int_0^l \int_0^l M_x dx + -2c \sum_{m=1}^n T_m \left( lx_m - \frac{x_m^2}{2} \right) \right\} \quad (1.18)$$

2 材を完全に一体とした片持梁の撓み  $\Delta_l$  は

$$\Delta_l = \frac{1}{8EI} \int_0^l \int_0^l M_x dx dx \quad (1.19)$$

で表わされるから自由端に集中荷重  $P$  を有するときの撓み有効率  $\eta$  は (1.20) で示される.

$$\eta = \frac{\Delta_l}{\delta_l} \times 100 = \frac{25}{1 - \frac{3e}{n^2 l} \sum_{m=1}^n m(2n-m) \frac{T_m}{P}} \% \quad (1.20)$$

前項と同一寸法の 2 枚重ね梁において, 車知がスパン  $l$  の間に等間隔に分布し,  $n=1 \sim 10$  の場合についての  $n$  と  $\eta$  との関係を  $E=60,000 \text{ kg/cm}^2$  で,  $k=1,000, 2,000, 5,000, 10,000 \text{ kg/cm}$  の各場合につき上式によつて計算を行い, 第 1.7 図に示した. 車知の数が 4 個以上となると有効率の増加の割合はほぼ一定となり,  $k$  の値が大なる程その割合は低くなり, 80% 以上の有効率を得ることは困難であることが判る. また  $P=100 \text{ kg}$ ,  $k=5,000 \text{ kg/cm}$  の場合の車知の反力  $T$  の分布状態を第 1.8 図に示した. 車知の数の多い場合  $T$  は  $x=0 \sim l/3$  では直線的に増加し, それより外側においてはほぼ一定となる傾向が見られ,  $x=l/3 \sim l$  の間のものが有効に働いているものと考えられる.

第 1.9 図に示す等間隔に車知補強をした片持 3 枚重ね梁の場合は前項の車知 1 個の場合と同様に各部材の荷重の分担率  $\beta$  を仮定して計算を進めることが出来る.

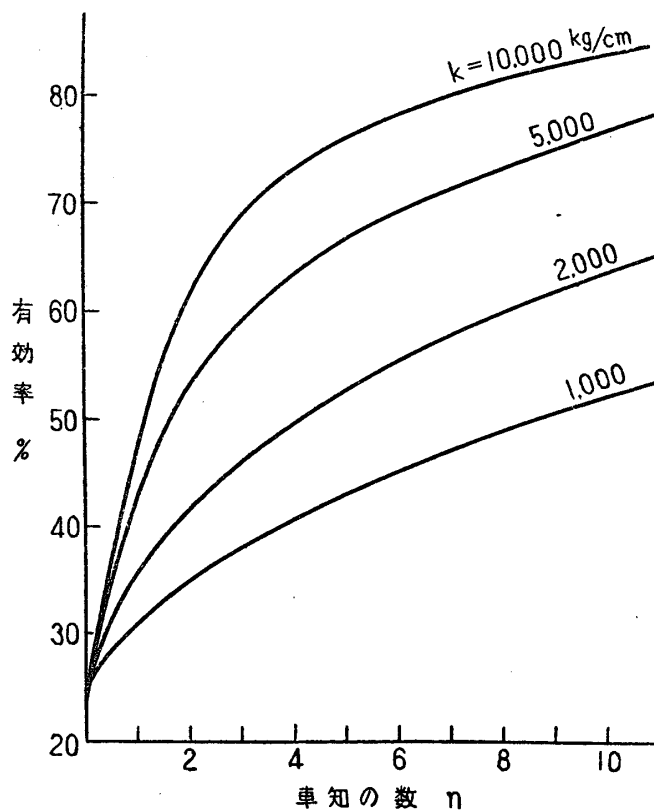
2 枚重ね梁の場合と同様にして, 自由端に集中荷重  $P$  を受ける場合の車知反力  $T$  について階差方程式と境界条件 (1.21) が得られる.

$$\left. \begin{aligned} T_{m-1} - 2RT_m + T_{m+1} &= -\frac{(1-\beta)Pk\lambda^2}{ZE} \\ \text{境界条件 } T_0 &= 0 \\ (2R-1)T_n - T_{n-1} &= -\frac{(1-\beta)Pk\lambda^2}{2ZE} \end{aligned} \right\} \quad (1.21)$$

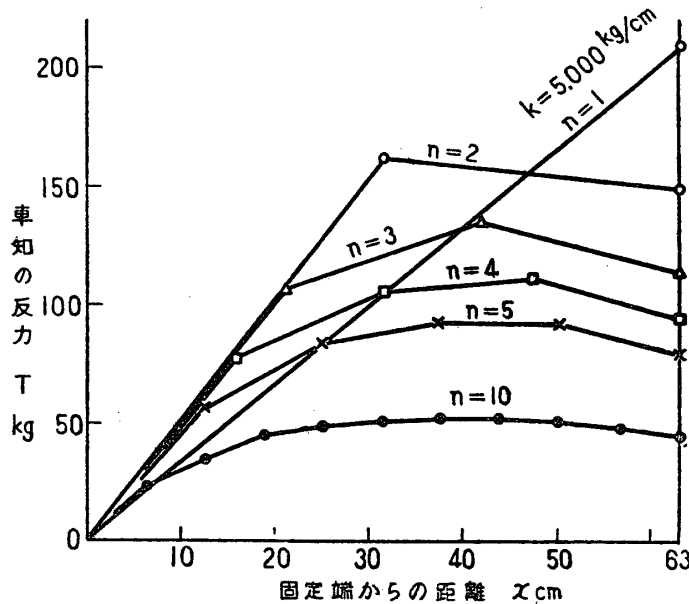
ここに  $R=1+Dk\lambda/E$ ,  $D=3e/2Z+1/2A$  である. (1.21) の解は (1.22) となる.

$$\left. \begin{aligned} T_m &= \frac{(1-\beta)P\lambda}{2DZ} (1 - K_1 e^{m\varphi} - K_2 e^{-m\varphi}) \\ K_1 &= \frac{e^{-n\varphi}(1 - e^{-\varphi}) + R - 1}{e^{n\varphi}(e^{\varphi} - 1) + e^{-n\varphi}(1 - e^{-\varphi})} \\ K_2 &= 1 - K_1 \\ \varphi &= \cosh^{-1} R \end{aligned} \right\} \quad (1.22)$$

上下材と中材の自由端の撓みの等しい条件から荷重分担率  $\beta$  は (1.23) で与えられる.



第1.7図 nとηとの関係(2材)

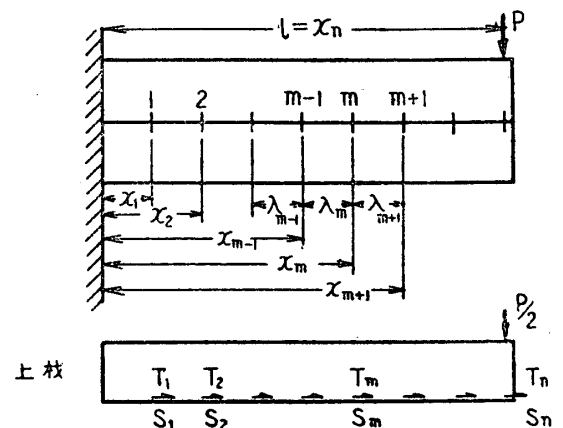


第1.8図 車知の反力(2材)

$$\beta = \frac{2n^2l - 3e \sum_{m=1}^n m(2n-m) \frac{T'_m}{P}}{6n^2l - 3e \sum_{m=1}^n m(2n-m) \frac{T'_m}{P}}$$

$$T'_m = \frac{P\lambda}{2DZ} (1 - K_1 e^{m\varphi} - K_2 e^{-m\varphi}) \quad (1.23)$$

曲げ剛性の有効率  $\eta$  は (1.24) となる。

第1.9図 多くの車知を含んだ  
片持3枚重ね梁

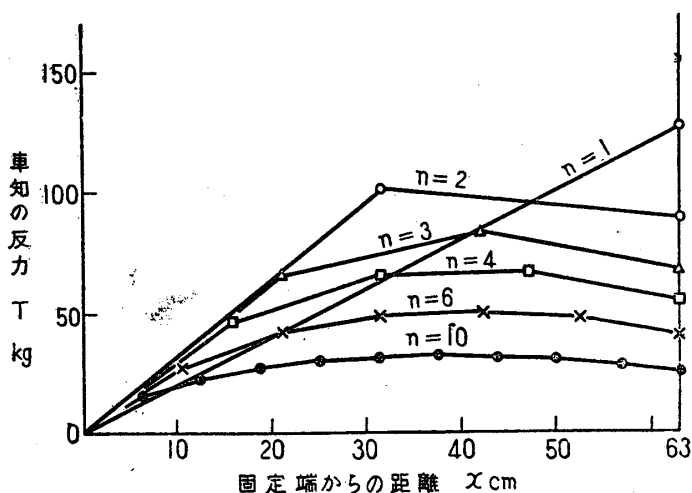
$$\eta = \frac{2n^2l - e \sum_{m=1}^n m(2n-m) \frac{T'_m}{P}}{0.09 \left\{ 2n^2l - 9e \sum_{m=1}^n m(2n-m) \right\} \frac{T'_m}{P}} \times 100\% \quad (1.24)$$

$P=100 \text{ kg}$ ,  $E=60,000 \text{ kg/cm}^2$ ,  $k=5,000 \text{ kg/cm}$  の場合の車知の反力の分布を第1.10図に示し,  $k=250 \sim 10,000 \text{ kg/cm}$  の場合の有効率の変化を車知数  $n=1 \sim 10$  について第1.11図に示す. その傾向は2枚重ね梁の場合とほぼ同様であつて, 3枚重ね梁においては有効率を70%以上に上昇させることは困難であることが判る. 図中の点は後述の3枚重ね梁による実験値をシーム栓の数によつて示したものであつて,  $k=3,000 \sim 5,000 \text{ kg/cm}$  の間に分布していることが見られる.

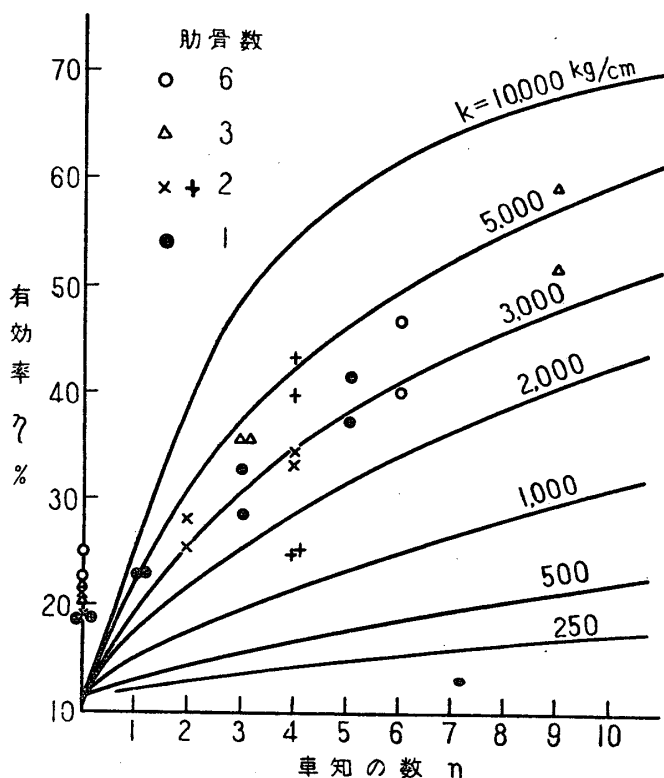
### 1.1.3 肋骨の相当かたさ $k_f$

普通の木船構造では車知はなく, 片持重ね梁を肋骨により補強した構造になつていたので, この場合の有効性を検討し, 車知の場合と比較した. すなわち車知と同一位置に肋骨を置き外板と肋骨とを夫々2本宛の釘で固着した場合の肋骨の車知相当かたさ  $k_f$  を釘接手のかたさ  $k_n$  (肋骨と外板とを1本の釘で結合した接手に剪断荷重を加えたときの変形1cm当りの荷重をkgで示す) に対して求める.

片持2枚重ね梁の自由端に1個の車知または肋骨を有する場合について検討を行うこととする. 第1.12図(上)において肋骨の曲げ剛性は非



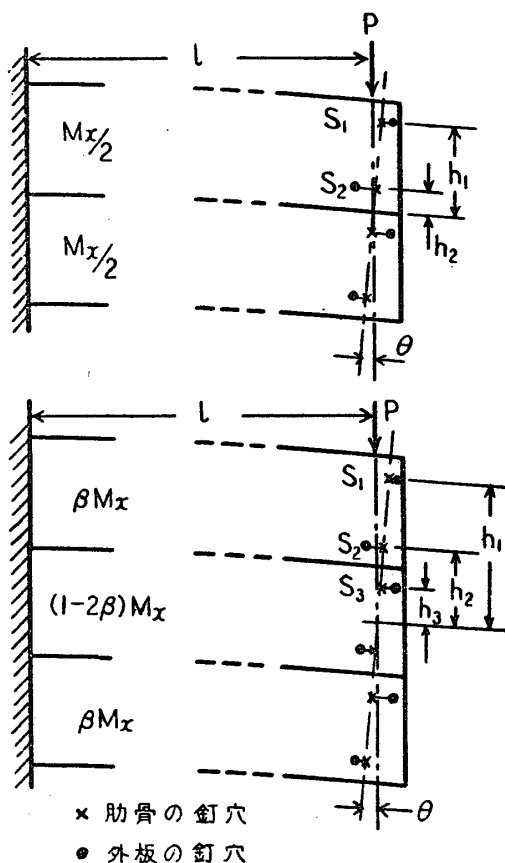
第1・10図 車知の反力 (3材)



第1・11図 nとηとの関係 (3材)

常に大であるので、肋骨は剛体として取扱い釘の変形と釘穴の変形とを考えるものとする。肋骨の傾斜角を  $\theta$ 、2本の固着釘の位置を縦縁から夫々  $h_1$ ,  $h_2$ 、釘穴の変形と釘の曲りとの合計を夫々  $S_1$ ,  $S_2$  とすると、釘を介して肋骨と外板は夫々  $T_1 = S_1/k_n$ ,  $T_2 = S_2/k_n$  の力を及ぼし合うことになる。

前項と同一寸法の重ね梁について計算を行い、釘の変形の量  $S$  は外板の伸びと肋骨の傾斜による変形との和となり、また肋骨にかかる固着釘の



第1・12図 肋骨で補強された片持2枚および3枚重ね梁

力の釣合条件より次の式を得る。

$$\begin{aligned} S_1 + h_1 \theta &= \frac{h_1 - h_2}{2EI} \int_0^l \frac{M_x}{2} dx \\ &\quad - \frac{(h_1 - h_2)^2}{4EI} l(T_1 - T_2) \\ &\quad - \frac{l}{AE}(T_1 + T_2) \\ S_1 + h_1 \theta &= -S_2 - h_2 \theta \\ T_1 h_1 + T_2 h_2 &= 0 \end{aligned}$$

(1・25)

$T_1$ ,  $T_2$  について解くと (1・26) となる。

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{h_2 l P}{8} \frac{1}{\left( -\frac{I}{A} + \frac{h_1^2 - h_2^2}{4} + \frac{h_1^2 + h_2^2}{h_1^2 - h_2^2} \frac{EI}{k_n l} \right)} \\ T_2 &= \frac{-h_1 l P}{8} \frac{1}{\left( -\frac{I}{A} + \frac{h_1^2 - h_2^2}{4} + \frac{h_1^2 + h_2^2}{h_1^2 - h_2^2} \frac{EI}{k_n l} \right)} \end{aligned}$$

(1・26)

自由端の撓みは (1・27) で表わされる。



$$\begin{aligned}
 (\delta_i)_n &= \frac{1}{EI} \left\{ \int_0^l \int_0^l \frac{M_x}{2} dx dx \right. \\
 &\quad \left. - \frac{(h_1 - h_2)l^2}{4} (T_1 - T_2) \right\} \\
 &= \frac{Pl^3}{6EI} \left\{ 1 \right. \\
 &\quad \left. - \frac{3(h_1^2 - h_2^2)}{16 \left( -\frac{I}{A} + \frac{h_1^2 - h_2^2}{4} + \frac{h_1^2 + h_2^2}{h_1^2 - h_2^2} \frac{EI}{k_n l} \right)} \right\} \quad (1.27)
 \end{aligned}$$

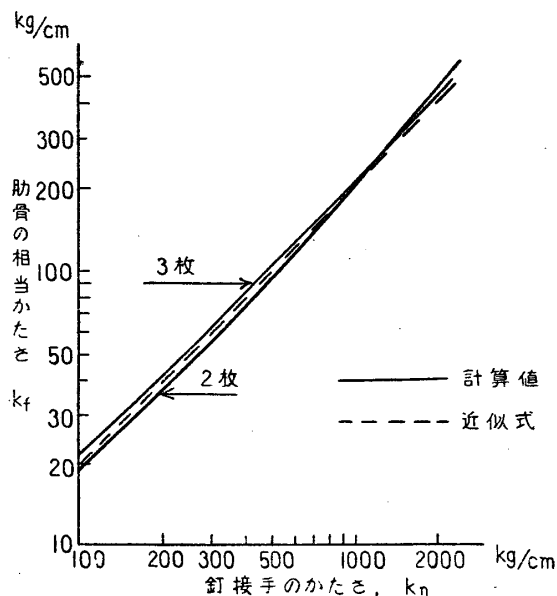
一方かたさ  $k_f$  の車知を自由端に有する片持 2 枚重ね梁の自由端の撓みは、(1.4) 式に (1.2) 式の  $T_1$  の値を代入して  $x_1 = l$  とおけば (1.28) となる。

$$(\delta_i)_f = \frac{Pl^3}{6EI} \left\{ 1 - \frac{3el}{2Z \left( \frac{E}{k_f} + 2cl \right)} \right\} \quad (1.28)$$

$(\delta_i)_n = (\delta_i)_f$  とおくと (1.29) となる。

$$\begin{aligned}
 \frac{E}{k_f} &= \frac{8eI(h_1^2 + h_2^2)}{Z(h_1^2 - h_2^2)^2} \cdot \frac{E}{k_n} \\
 &\quad - \left\{ 2cl - \frac{8el}{Z(h_1^2 - h_2^2)} \left( \frac{h_1^2 - h_2^2}{4} - \frac{I}{A} \right) \right\} \quad (1.29)
 \end{aligned}$$

(1.29) 式は肋骨の車知相当かたさ  $k_f$  と肋骨と外板の固着釘のかたさ  $k_n$  との関係を示しており、肋骨のみを有する片持重ね梁の有効率は  $k_n$  を  $k_f$  に換算しその肋骨の位置にかたさ  $k_f$  の車知があるものとして前 2 項の式により計算することが出来る。(1.29) 式において  $h_1 = 6.5 \text{ cm}$ ,



第 1.13 図  $k_f$  と  $k_n$  の関係

$h_2 = 2.5 \text{ cm}$  とし、他の数値は前項と同じものを用いた結果を第 1.13 図に示す。

つぎに片持 3 枚重ね梁の自由端に肋骨 1 本を有する場合について車知と肋骨とのかたさの相関関係を求めてみよう。第 1.12 図 (下) において中材の中心線から各釘の位置までを  $h_1, h_2, h_3$  とし、夫々の釘の外板側と肋骨側との間の移動量を  $S_1, S_2, S_3$  とし、各釘にかかる力を  $T_1, T_2, T_3$  とする。肋骨は撓みのないものとしてその傾斜角を  $\theta$  とすると、2 材の場合と同様にして次式が成立する。

$$\begin{aligned}
 S_1 + h_1\theta &= \frac{h_1 - h_2}{2EI} \int_0^l \beta M_x dx \\
 &\quad - \frac{(h_1 - h_2)^2 l}{4EI} (T_1 - T_2) \\
 &\quad - \frac{l}{AE} (T_1 + T_2) \\
 -S_2 - h_2\theta &= S_1 + h_1\theta \\
 S_3 + h_3\theta &= \frac{h_3}{EI} \int_0^l (1 - 2\beta) M_x dx \\
 &\quad - \frac{2h_3^2 l}{EI} T_3 \\
 T_1 h_1 + T_2 h_2 + T_3 h_3 &= 0 \\
 S_i &= \frac{T_i}{k_n}
 \end{aligned} \quad (1.30)$$

ここに  $\beta$  は上下材の曲げモーメントの分担率である。

(1.30) 式において  $h_1 = 11 \text{ cm}$ ,  $h_2 = 7 \text{ cm}$ ,  $h_3 = 2 \text{ cm}$  とし、他の数値は前節と同じものを代入すると  $T_i$  を得るから上材と中材の自由端の撓みの等しい条件より  $\beta$  を求め、この  $\beta$  と  $T_i$  を使用して次式によつて自由端の撓み  $(\delta_i)_n$  を求める。

$$(\delta_i)_n = \frac{Pl^3}{6EI} \left\{ 2\beta - \frac{3(h_1 - h_2)}{2l} \cdot \frac{T_1 - T_2}{P} \right\} \quad (1.31)$$

一方かたさ  $k_f$  の車知を自由端の縦縁に 1 個宛有する片持 3 枚重ね梁の自由端の撓みは (1.32) 式で示されるから、これと (1.31) とより  $k_f$  と  $k_n$  の関係を求めることが出来る。

$$(\delta_i)_f = \frac{Pl^3}{6EI} \cdot \frac{\frac{2E}{k_f} + 28.468}{\frac{3E}{k_f} + 118.977} \quad (1.32)$$

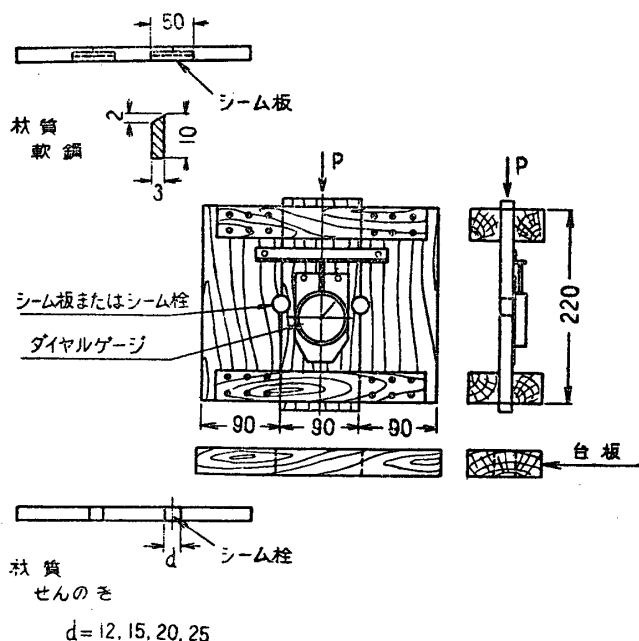
第 1・13 図にその計算結果を示す。本図を見ると 2 枚と 3 枚の場合の相当かたさ  $k_f$  の計算値は殆んど等しいことが判る。そこで  $k_f$  の近似式として外板 2 枚および 3 枚の場合に対し  $k_f = 1/5 \cdot k_n$  としても  $k_n = 100 \sim 1,000 \text{ kg/cm}$  の間においては誤差は少い。但しこの関係は釘穴の位置によつて変化することは勿論である。

## 1・2 外板縦縁の補強法

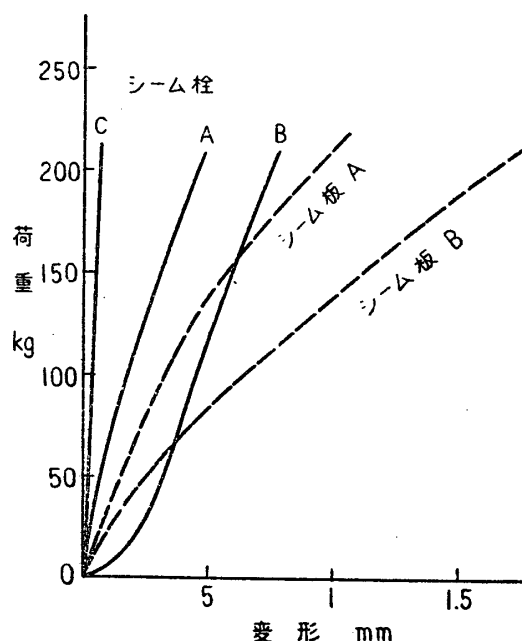
外板縦縁を固着する補強材（前節で車知と称したもの）としてはつぎの条件を充さねばならない。

- (1) 簡単な形状で大量生産に適し、かつなるべく安価なもの。
- (2) 施工のために特殊の機械および技術を要せず確実に施工出来て強度に不均一のないこと。
- (3) 耐久力のあること。
- (4) なるべく木材の繊維を破壊せず、これを使用したために他の強度を犠牲にしたり水防を破損しないこと。
- (5) 出来得れば新造の際のみならず、既存船にも簡単に適用出来ること。

建築方面に用いられているジベルの類はいずれも角材の組合せを対象として居り、ボルトで締めつけてその効果を發揮するものであつて、木船の



第 1・14 図 車知試験装置 (単位 mm)



第 1・15 図 車知の荷重—変形曲線

外板には施工上の難点があり、そのままの形では適用し難い。そこで以上の条件を考慮して下記の 2 種のものを試作し、第 1・14 図に示す車知試験装置の縦縁に打ち込み、中央の板に圧縮荷重を加えて圧下し、変形 0.5 mm に対する耐力および最高荷重、車知のかたさを測定した。それらの結果は第 1・1 表に比較して示した。表中には釘の接手の強さも参考のため記してある。釘接手のかたさ  $k_n$  は板と肋骨の接触部分の摩擦のため荷重の低いところでは、見掛け上高くあらわれている。

試験片のあるものには繰返して荷重を加え、または屋外に放置した後試験を行うなど種々の条件下で実験を行いその実用性を確めた。第 1・15 図に荷重変形曲線の一例を示した。

用いた車知の種類は次の如くである。

(a) 鋼製小片 (シーム板) 長 30 mm, 幅 10 mm, 厚 3 mm の鋼板をその長さ方向が縦縁に直角となるように打込んで縦縁のずれを阻止する。施工の際には予め外板に溝を彫つておき、シーム板の先端は双状にしてハンマーで打込むのである。

(b) 堅木製丸棒 (シーム栓) 長 15 mm で直径 12, 15, 20, 25 mm の堅木製の丸棒を予め縦縁に明けておいた円穴に打込むものである。

第 1・1 表によると (a) のシーム板は使用木

第 1・1 表 車 知 の 強 さ

車 知 の 種 類	試個 驗 片数	変形 0.5 mm の 耐力 (kg)	最高荷重 (kg)	車知のかたさ $k$ (kg/cm)	備 考	
		最小—平均—最大	最小—平均—最大	最 小—平 均—最 大		
シ ー ム 板	A	6	50— 80—110	210—235—270	900—1, 450—2, 200	打込みかたし
〃	B	4	40— 50— 65	200—210—220	620— 770— 920	打込みゆるし
シーム栓径 12mm	2	105	140	5, 550	} 尿素系接着剤併用	
〃 15	3	125	180	12, 500		
〃 20	3	150	230	12, 500		
〃 25	2	130	205	12, 500		
シーム栓径 20mm	A	5	100—110—120	165—175—180	2, 440—3, 005— 3, 850	木殺し打込み
〃	B	5	20— 35— 55	160—170—180	1, 615—1, 900— 2, 180	僅かにゆるし
〃	C	5	150—180—215	200—220—250	6, 250—9, 610—13, 400	尿素樹脂併用
〃	D	5	45— 60— 85	185—190—195	2, 130—2, 540— 2, 860	C を 15 日露天に
固 着 釘	6	25— 27— 29	43— 48— 50	1, 065—1, 190— 1, 360	釘 径 2mm	

材によつて強さの差が大きく、打込みの際溝との隙間のあるときは耐力が低下する。実験によると木材とのなじみが悪く、衝撃によつて拔出することが多く確実な施工が望めない。従つて脱落防止のための有効な手段を考えなければシーム板の実船への適用は不適当と思われる。

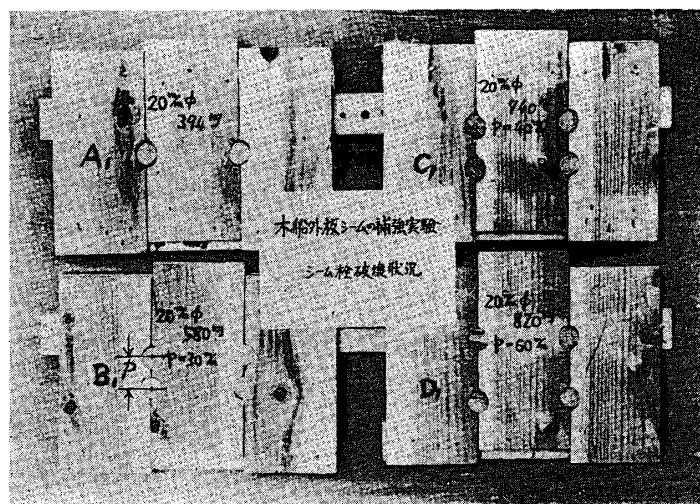
つぎに (b) のシーム栓は外板とのなじみがよく、接着剤との併用も可能であり、実船への施工はシーム板よりも容易であつて、現在のところこの方法が適当であると考えられる。ただ外板に貫通した穴を明けることは水防上好ましくないから、実船ではシーム栓は外板を貫通しないように打込む必要がある。なお縦縁に隙間のある場合に

は非常に耐力が低下するから、適用する外板縦縁はよく密着していなければ効果が薄くなる。

またシーム栓を適用する際に相互の間隔が近すぎるとシーム栓に挟まれた外板の部分が剪断によつて破損を起すために最高荷重が低下する。第 1・16 図は直径 20 mm のシーム栓 2 個をピッチ  $p=30, 40, 60$  mm に打つた場合の破壊状況を示したもので附記の数字は最高荷重を示す。ピッチ 30, 40 mm においてはシーム栓が各シーム当り 1 個あるものの 2 倍より低く、ピッチ 60 mm において 2 倍となり、各シーム栓が充分効いていることが見られる。

シーム栓を接着剤と共に穴の中に打込んだ場合には脱落を防止すると共に荷重の低いうちの變形を抑制し耐力を増大せしめる。しかし外板に対しては木口接着であるため接着力は充分ではない。シーム栓はよく乾燥したものを木殺し（求心方向にハンマーで打ち、春材部に塑性變形を与える）を行つて、木釘のようにややテーパをつけて打込むと長期に亘つて乾燥しても収縮による脱落は見られない。

第 1・1 表の結果より実験寸法の外板縦縁補強の車知としては直径 20 mm のシーム栓が最も有効であることが判明したので、次節においてはこのシーム栓を使用した補強梁の実験を行い、前節の計算結果と



第 1・16 図 シーム栓試験状況

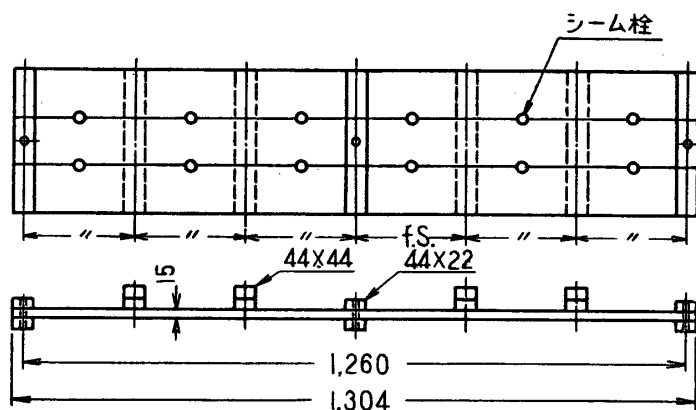
比較を行うこととした。

### 1・3 縦縁補強重ね梁の実験

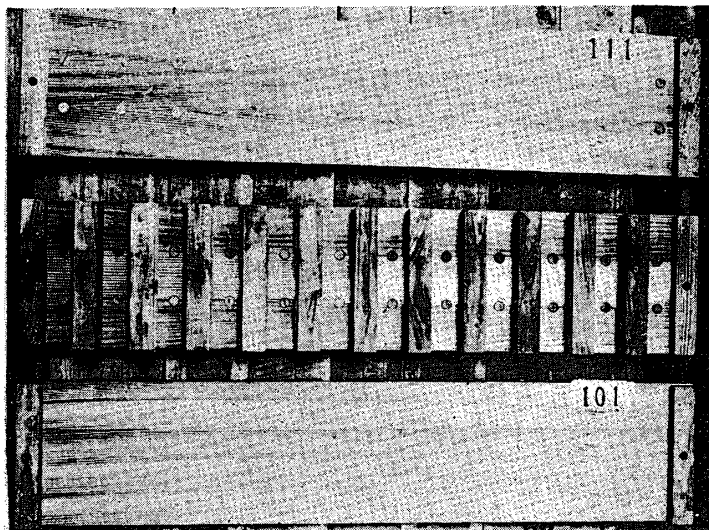
シーム栓の縦縁補強効果を検討するために外板と肋骨で構成せられた模型について曲げ実験を行い曲げ剛性の有効率を求めた。模型は在来型木船の外板—肋骨構造を模したもので、3枚の外板を肋骨に釘着けたものである。この模型に両端支持で中央集中荷重によつて曲げを与え、肋骨数とシーム栓数およびその配置を種々に変えて、撓みと縦縁のずれを測定した。また別にシーム栓の位置による効きを見るために、シーム栓通減試験を行い、その際の撓み、縦縁のずれおよび応力分布の変化を調べた。

#### 1・3・1 供試模型

模型は第 1・17 図と 1・18 図に示す通りに、幅 9cm、厚 1.5cm、全長 130.4cm の杉板を 3



第 1・17 図 模型の構造図 (単位 mm)



第 1・18 図 模型の構造

枚並べ、それらに一定間隔に 44mm×44mm の杉角材を夫々 2 本宛の釘で固着して作ったものである。なお荷重を加える都合上、中央部と両端の肋骨は二つ割りにして杉板の両側に対称につけた。肋骨数の最も多い模型は木船構造規程による総噸数 100 ton の貨物船の約 1/3 の寸法を標準にとつてある。

模型の系列は第 1・2 表に示す通り、肋骨心距を 10.5, 21, 31.5, 63cm の 4 種に変え、各肋骨心距に対して各縦縁にシーム栓を 0~5 箇打込んだ。試験片番号の最初の数字は肋骨心距を、次の数字は各肋骨間の一縦縁当りのシーム栓の数を示す。以上の他 3-2 型に対してはシーム栓の総数を変えず位置を内側に集中した A と外側に集中した B を含む。また X 系列はシーム栓を内側から 4 個宛順次取除いて実験しその効果を調べ

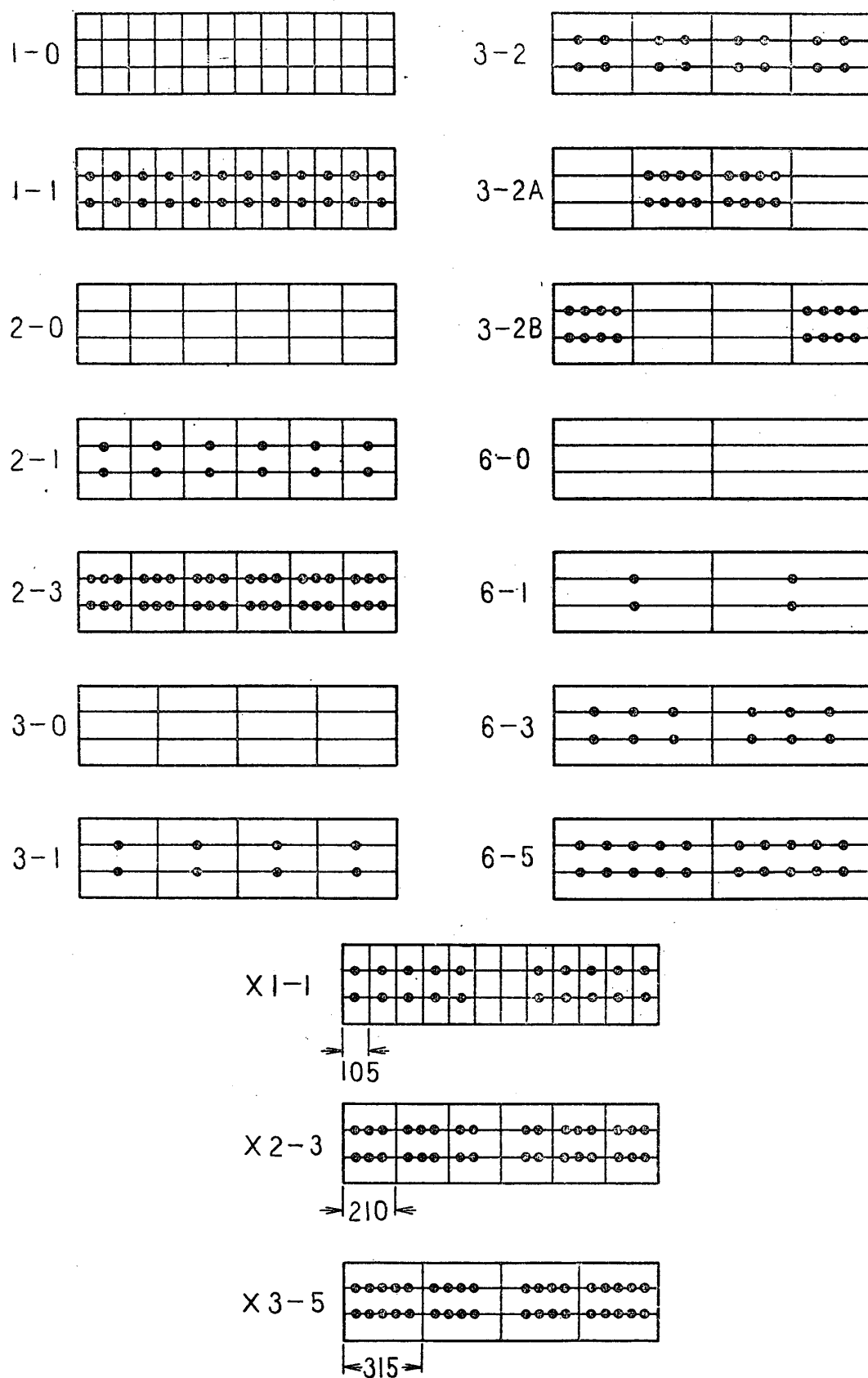
第 1・2 表 模型の系列

記号	肋骨心距 cm	肋骨数	シーム栓の数		模型数	備 考
			各 肋 骨 シーム毎	総数		
1-0	10.5	13	0	0	2	
1-1			1	24	2	
2-0	21.0	7	0	0	2	
2-1			1	12	2	
2-3			3	36	2	
3-0	31.5	5	0	0	2	
3-1			1	8	2	
3-2			2	16	2	
3-2A			2	16	2	シーム栓を内側肋骨間に
3-2B			2	16	2	シーム栓を外側肋骨間に
6-0	63.0	3	0	0	2	
6-1			1	4	2	
6-3			3	12	2	
6-5			5	20	2	
X1-1	10.5	13	1	20	1	シーム栓通減試験
X2-3	21.0	7	3	32	1	
X3-5	31.5	5	5	36	1	

たものである。第 1・19 図にシーム栓の配置を示す。

### 1・3・2 使用材料の強さ

模型に使用した木材は外板・肋骨共に秋田杉の



第 1・19 図 シーム栓の配置

無節赤身材であり、シーム栓は乾燥したせんのきを使用した。これらの木材の強さを調べた結果を第 1・3 表に示す。

第 1・3 表 使用木材の強さ

使用箇所	外板・肋骨	シーム栓
材 種	土 佐 杉	せんのき
	最 小—平 均—最 大 (個 数)	最 小—平 均—最 大 (個 数)
比 重	0.323—0.339—0.359 (9)	0.665—0.669—0.678 (4)
含 水 率 (%)	9.81—11.28—12.06 (7)	13.00—13.38—13.86 (6)
圧縮ヤング係数 (kg/cm <sup>2</sup> )	47,600—62,500—77,600 (8)	—
圧 縮 強 さ (kg/cm <sup>2</sup> )	378 — 400 — 428 (9)	522 — 525 — 529 (4)

1 個の模型内の材料の不均一を除き、また相互の模型の実験値を比較するために外板材は所要寸法に仕上げて後、予め小荷重によつて各材の曲げヤング係数を測定しておき、その値のほぼ等しいものを 3 枚宛まとめて 1 個の模型に組立て、3 枚のヤング係数の平均値をその模型のヤング係数とした。

### 1・3・3 実験の方法

実験装置は第 1・20 図に示すように、高さ約 2m でスパンを調節し得る 2 個の鋼製塔の間に模

型を A の金具を介して両端支持の条件となるように取付け、模型の中央には B の金具を取付けこれに荷重皿 D を垂下し、20kg の重錘 10 個を順次載せて荷重を加えた。なおこの荷重皿の底部はオイルジャッキ E によつて持ち上げて模型に荷重がかからないようにすることが出来る。

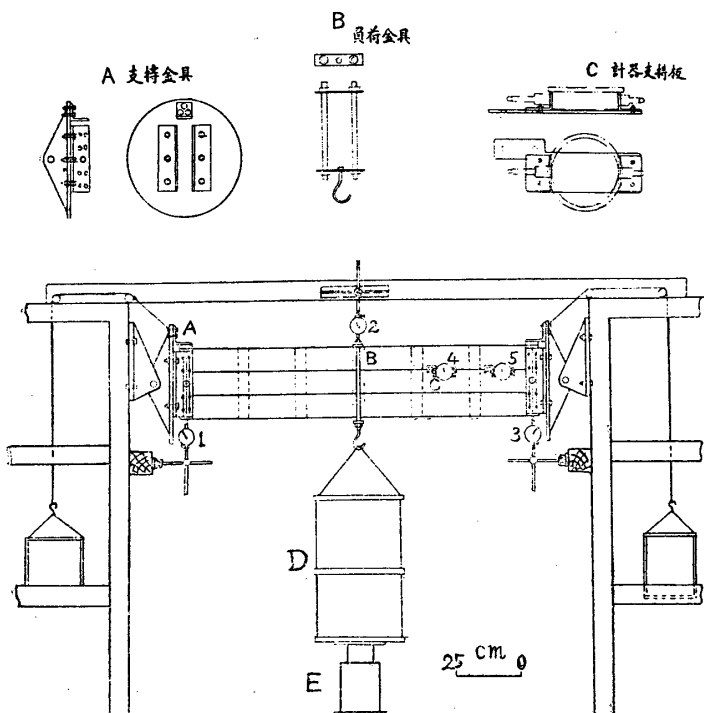
模型の両端の金具 A と塔との間は径 25mm のボルトで取付け、金具の方の穴にはボールベアリングを入れ、一方の塔の取付金具のボルトを挿込む穴は長円形とし、模型の両端の傾斜と軸方向の伸縮に抵抗を与

えないようにした。金具 A は相当重量があるのでカウンターバランスを付けて金具の自重による曲げの影響を打消すようにした。金具 B はロッド 2 本と上下 2 枚のタイプレートより成り模型の中央上部に荷重がかかるようにすると共に、コイルばねを荷重皿との中間に入れて荷重のかかる際の衝撃を緩和するようにした。荷重を加える順序はまず荷重皿 D をジャッキ E によつて充分持

ち上げておいて荷重皿に重錘を 1 個載せ、ジャッキを下して測定を行い、またジャッキを上げて重錘を 1 個加えジャッキを下して測定を行う。

撓みの測定は中央部と両端の肋骨の中心線にダイヤルゲージ 1, 2, 3 を当てて行い、荷重を加えてから 1 分後に読みをとつた。縦縁のずれの測定は上部外板の下縁近くの 4, 5 の位置に C の金具に付けたダイヤルゲージを 2 本のビスで外板に取付け、中間外板の上縁近くに接着した小木片にダイヤルゲージの先端を接触させてその間の移動を読むことによつて行つた。

X 系列の模型では中央の撓みと 4 個所における縦縁のずれの他に、抵抗線歪計 (ゲージ長 20mm) により中央部分の外板の歪 12 個所の測定をも行つた。



第 1・20 図 実験装置



ため 11.11% (第 1・11 図の値) よりも高くなっている。

計算ではシーム栓の配列はスパン内に等間隔に分布させておりまた肋骨も含んでいないから、模型とはやや構造が異なるが、第 1・1 表の A に得られたシーム栓のかたさ  $k=3,005 \text{ kg/cm}$  をとつて計算した値は実験値とよく一致している。肋骨のシーム栓相当かたさ  $k_f$  の値は非常に低く、肋骨のみの模型から求めた値は  $k_f=260 \text{ kg/cm}$

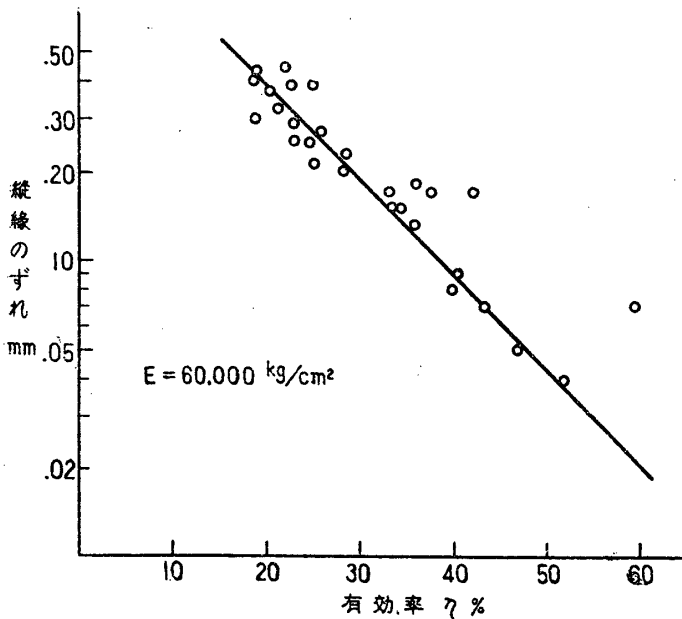
ととつたものに大体一致する。この  $k_f$  の値は第 1・1 表に示す釘接手のかたさの平均値  $k_n=1,190 \text{ kg/cm}$  から第 1・13 図によつて求めた釘の相当かたさ  $k_f=258 \text{ kg/cm}$  とよく一致している。従つてシーム栓を有する模型には肋骨が有効率に寄与する分は非常に少ないものであることが判る。

シーム栓の効果はその位置によつて左右せられることが第 1・23 図によく示されている。すなわち 1 縦縁当り 4 個のシーム栓を中央部スパンの 1/2 に集めた試験片 3-2A は、一様に配置した 3-2 よりも有効率が低く、逆に両端部に集中した 3-2B は有効率が高くなり、シーム栓 6 個を一様に配置したものに近い値を示す。

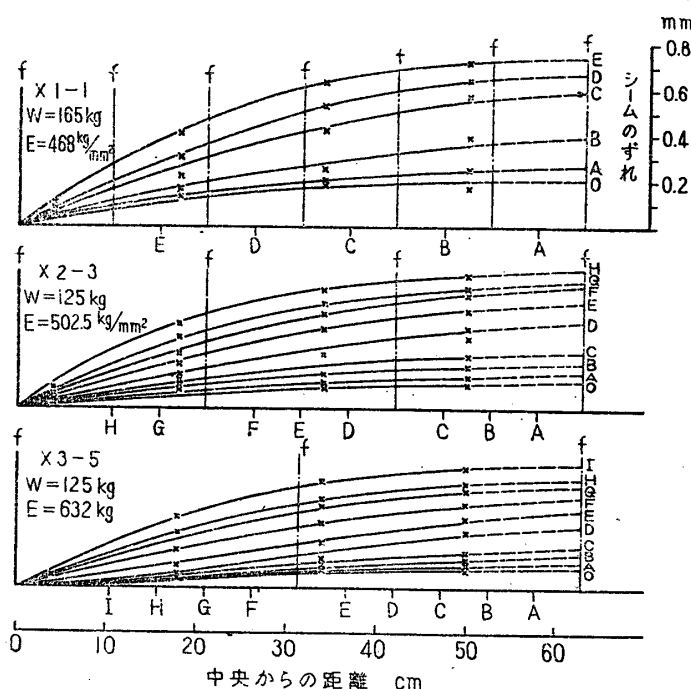
シーム栓の位置による効果をみるために行つた X 系列の実験の結果より、シーム栓が各縦縁当り 1 個ある場合にそのシーム栓の受持つ有効率を求めこれをシーム栓の位置に対して第 1・24 図に示す。図中の実線は第 1・5 図より  $k=2,000 \text{ kg/cm}$  の値を移したものである。シーム栓は打込みと拔出しを繰返した為、僅かにゆるくなつて居り、第 1・1 表の B の平均値  $k=1,900 \text{ kg/cm}$  に大体一致している。肋骨の影響のために実験値は計算値より高いが、シーム栓の位置によつて有効率の変化する傾向はよく一致して居り、両端よりやや内側のシーム栓が最もよく効いていることが実証せられた。

つぎにシームのずれの実験値とその模型の有効率との関係を第 1・25 図に示す。ただしずれは中央から右方 37 cm の上側縦縁における値で  $E=60,000 \text{ kg/cm}^2$  に換算してある。図によるとシームのずれを防止することが撓みの減少に直接の関係があることが判る。

X 系列の実験において、シーム栓を順次抜いていつた場合の縦縁のずれの変化を第 1・26 図に示す。ずれ曲線はスパン方向に二次のパラボラであることが見られる。またその際のスパン中央附近の歪分布の変化状況を第 1・27 図に示す。図中の白丸は抵抗線歪計による実験値を示し、点線は有

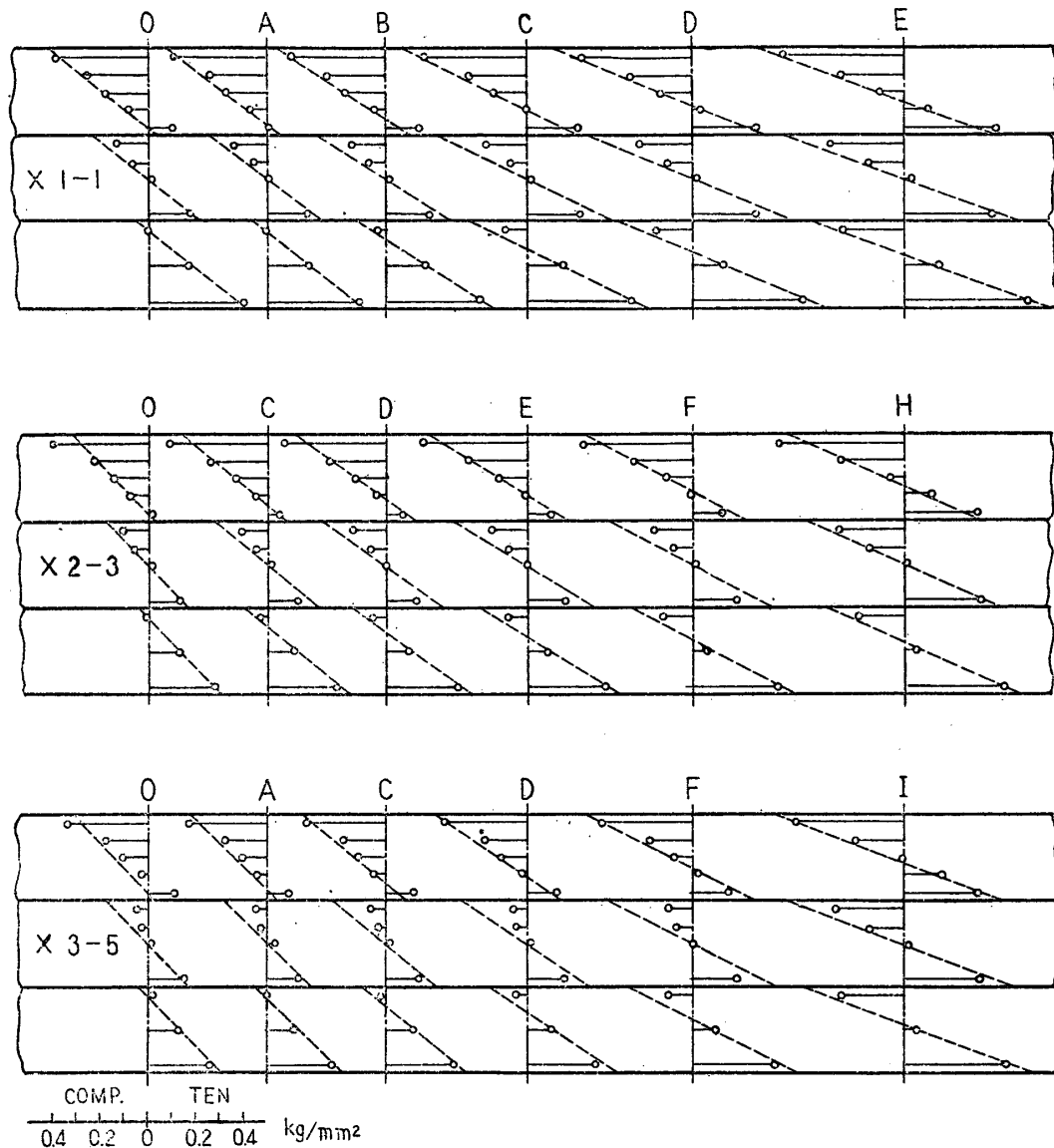


第 1・25 図 シームのずれと有効率との関係



第 1・26 図 シームのずれの分布状況





第 1・27 図 外板の歪分布状況

効率の実験値から逆算した歪分布を示す。シーム栓の数が少なくなるに従つて外板は別々に単独梁として働くようになる傾向を示している。このことは従来の実験ともよく一致している。

#### 1・4 結果の考察

以上片持重ね梁の補強計算法を提案し、シーム栓を施した木船外板構造模型によつてその計算値の検討を行い、理論と実験とはよく一致することを確認した。すなわちシーム栓の数に応じて曲げ剛性の有効率が増加し、シーム栓の効きは肋骨のそれよりも格段に多く、またシーム栓の効果は自由端または支持端に近い位置にあるものの方が大であることが判明した。また実験より求められた外板の歪分布と縦縁のずれは従来の重ね梁補強の概

念とよく一致する結果を得た。

これを要するに在来の木船構造においてその外板縦縁に車知を入れることによつてその有効曲げ剛性を増加し木船の撓みを減少させる効果は肋骨を増設するよりも遙かに有効である。この車知としては鉄板等の金属よりもむしろ堅木が適していることが判明し、木船の補強法として充分使用し得るものと考えられる。

本研究は昭和 21 年度より 25 年度までの大戦直後の木船強度研究の要望によつて造船協会内に設置された木船研究委員会の研究の一部として開始され、同委員会の解散後も引続き実験と計算を行つた結果をまとめたものである。ここに種々討論を寄せられた同委員会の委員の方々に厚く感謝の意を表すと共に、実験材料の入手には当時の困

難な状況下にもかかわらず旭造船株式会社、横浜ヨット工作所、および日本鋼管鶴見造船所の特別の御配慮を得たことを記し、その御好意を謝する次第である。

また本研究はその研究費の一部を昭和 23 年度～25 年度文部省科学研究費および昭和 24 年度～25 年度の文部省科学試験研究費の補助を受けたことを記して謝意を表する。

## II. 木船の横強度

木船においては根曲材ならびに天然曲材の入手が難かしく、甲板梁と肋骨、および彎曲部との固

着に著しい困難を感じるものである。そのため彎曲部に対しては各種の代用構造が考えられているが、完全なものが得られない実情である。そこでこれら固着部の剛性が木船の横強度に如何なる影響を有するかを計算し、かつ倉口開口部の影響をも併せ調査した結果を記すこととする<sup>4),5),6)</sup>。

### 2・1 計算船の要目と荷重状態

肘材と肋骨彎曲部分との剛性変化の影響は A 船について、倉口縁材の剛性の影響については B, C, D 船によつて計算を行つた。計算に用いた各船の要目を第 2・1 表に示す。

第 2・1 表 計算船の要目

項 目	A	B	C	D
$L \times B \times D$ (m)	31.0×7.76×3.70	20.0×5.10×2.00	25.0×6.20×2.60	30.0×7.20×3.30
満載吃水 (m)	3.23	1.80	2.34	2.97
満載排水量 (t)	550	134.1	263.3	465.2
載荷重量 (t)	330	82.1	173.3	322.2

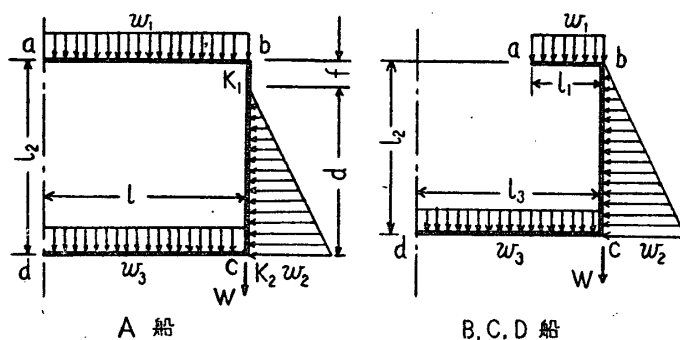
計算は鋼船に用いられる Dahlmann の方法<sup>7)</sup>に従うこととし、横断面の形状を第 2・1 図のように矩形に置換え近似的に行つた。荷重状態は満載とし、甲板上には全荷重の 20～25 % の荷重があるものとした。また船体、艀装の重量は Biles の方法により配分し、中央部 1m 当りの重量  $1.174 \times W/L$  を甲板、船側および船底部材の重量比に配分した。貨物重量および船体の重量と浮力との差すなわち剪断力は全部船側部材が受持つものとする。第 2・2 表に船の長さ 1m 当りの荷重計算の結果を示す。

第 2・2 表 船の長さ 1m 当りの荷重

項 目	A 船	B 船	C 船	D 船
$l_1$ (m)	3.88	0.95	1.20	1.40
$l_2$ (m)	3.70	2.00	2.60	3.30
$l_3$ (m)	3.88	2.55	3.10	3.60
$f$ (m)	0.47	—	—	—
$w_1$ (t/m)	0.94	1.28	1.42	1.84
$w_2$ (t/m)	3.43	2.05	2.67	3.38
$w_3$ (t/m)	-1.106	-0.32	-0.27	-0.26
$W$ (t/m)	0.63	0.40	-0.87	-1.64

### 2・2 隅角部の剛性

肋材と甲板梁の接合点および仮想の船底肋材と船側肋材の接手の剛性の推定は木船肋骨彎曲部材の実験的研究の結果<sup>8)</sup>より曲げモーメント  $M$  (t-m) に対する肘材の両腕間の角度の変化  $\alpha$  (radian) から剛性係数  $K = \alpha / M$  を求めた。ただし  $K$  の値としては腕の間の角度を開く場合と閉じる場合との平均値をとつた。また実験値から実船の  $K$  を推定するためには彎曲部材の断面二次モーメントに逆比例するものとして第 2・3 表のように定



第 2・1 図 横断面の形状

めた。

第 2・3 表 K の 値

	断面二次モーメント (cm <sup>4</sup> )	K (1/t-m)
実 験 材	0.281×10 <sup>4</sup>	0.0237
A 船の梁曲材	0.247×10 <sup>4</sup>	0.0271(K <sub>1</sub> )
A 船の彎曲部材	6.226×10 <sup>4</sup>	0.0011(K <sub>2</sub> )

倉口部の縁材の固着度の影響を計算する B, C, D 船については舷縁部 b および彎曲部 c は剛節, 肋根部 d は固定端とし, 甲板梁の倉口縁材端 a では固定, 支持および水平方向支持 (上下滑動) の 3 条件によつて計算を行つた。

### 2・3 横強度計算の結果

A 船においては梁柱のない場合と中心線に一系列の梁柱を有する場合につき, 梁曲材の剛性係数 K<sub>1</sub> と彎曲部材の剛性係数 K<sub>2</sub> とをそれぞれ 0 (剛節), ∞ (滑節) および実船の値の 3 種に変え, これらを組合わせた 6 状態について計算を行つた。不静定力としては a 点における曲げモーメント M, 軸力 N, 剪断力 F (梁柱のない場合は不要) をとり, これらを決定する条件としては a 点の角変化 θ, 水平変位 H, 垂直変位 V (梁柱のない場合は不要) を 0 にすることである。たとえば中心線に梁柱一系列を有する場合に不静定量を求めるとは

$$\begin{aligned} & \left( \frac{l}{EI_1} + \frac{l_2}{EI_2} + \frac{l}{EI_3} + K_1 + K_2 \right) M \\ & + \left( \frac{l_2^2}{2EI_2} + \frac{ll_2}{EI_3} + K_2 l_2 \right) N \\ & + \left\{ \frac{l^2}{2EI_1} + \frac{ll_2}{EI_2} + \frac{l^2}{2EI_3} + (K_1 + K_2)l \right\} F \\ & + \frac{w_1 l^3}{6EI_1} + \frac{w_1 l^2 l_2}{2EI_2} + \frac{w_2 d^3}{24EI_2} + \frac{w_2 d^2 l}{6EI_3} \\ & + \frac{Wl^2}{2EI_3} + \frac{w_3 l^3}{6EI_3} + K_2 \left( \frac{w_1 l^2}{2} + \frac{w_2 d^2}{6} \right) \\ & + K_1 \left( \frac{w_1 l^2}{2} \right) = 0 \quad \dots\dots\dots (2 \cdot 1) \end{aligned}$$

$$\left( \frac{l_2^2}{2EI_2} + \frac{ll_2}{EI_3} + K_2 l_2 \right) M$$

$$\begin{aligned} & + \left( \frac{l_2^3}{3EI_2} + \frac{ll_2^2}{EI_3} + K_2 l_2^2 \right) N \\ & + \left( \frac{ll_2^2}{2EI_2} + \frac{l^2 l_2}{2EI_3} + K_2 ll_2 \right) F + \frac{wl_2^2 l^2}{4EI_2} \\ & + \frac{w_2 d}{120EI_2} (l_2 + f) (4l_2^2 - 11fl_2 - 10f^2) \\ & + \frac{w_2 d^2 ll_2}{6EI_3} - \frac{l_2 l W}{2EI_3} + \frac{w_3 l l^3}{6EI_3} \\ & + \left( \frac{1}{2} w_1 l^2 l_2 + \frac{1}{6} w_2 l_2 d^2 \right) K_2 = 0 \\ & \dots\dots\dots (2 \cdot 2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \left( \frac{l^2}{2EI_1} + \frac{ll_2}{EI_2} - \frac{l^2}{2EI_3} + K_1 l \right) M \\ & + \left( \frac{ll_2^2}{2EI_2} - \frac{l^2 l_2}{2EI_3} \right) N \\ & + \left( \frac{l^3}{3EI_1} + \frac{l^2 l_2}{EI_2} - \frac{l^3}{6EI_3} + K_1 l^2 \right) F \\ & + \frac{w_2 l d^3}{24EI_1} + \frac{w_1 l^4}{8EI_1} + \frac{w_1 l^3 l_2}{2EI_2} + \frac{w_1 l^4}{12EI_3} \\ & - \frac{w_2 l^2 d^2}{12EI_3} + \frac{Wl^3}{3EI_3} - \frac{w_3 l^4}{8EI_3} \\ & + \frac{1}{2} w_1 l^3 K_1 = 0 \quad \dots\dots\dots (2 \cdot 3) \end{aligned}$$

計算の結果得られた各部材端部の船の長さ 1m 当りの曲げモーメントと剪断力の値を第 2・4 表および第 2・5 表に示し, 第 2・2 図および第 2・3 図にそれぞれの概略の分布状態を示す。

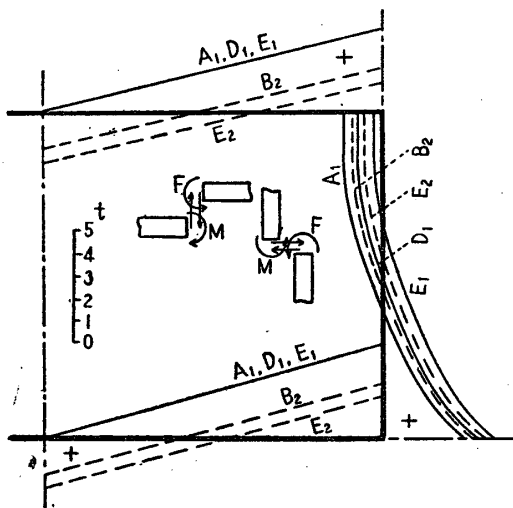
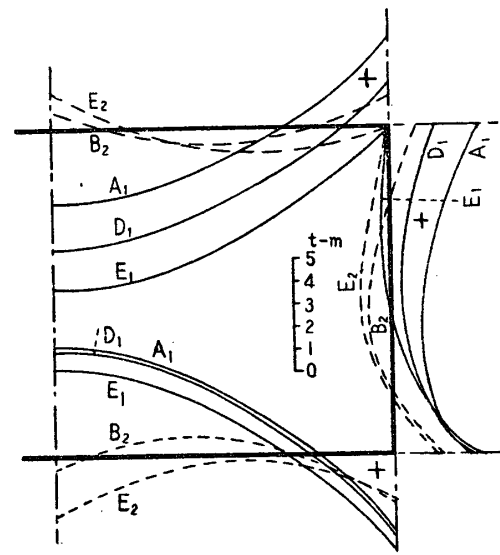
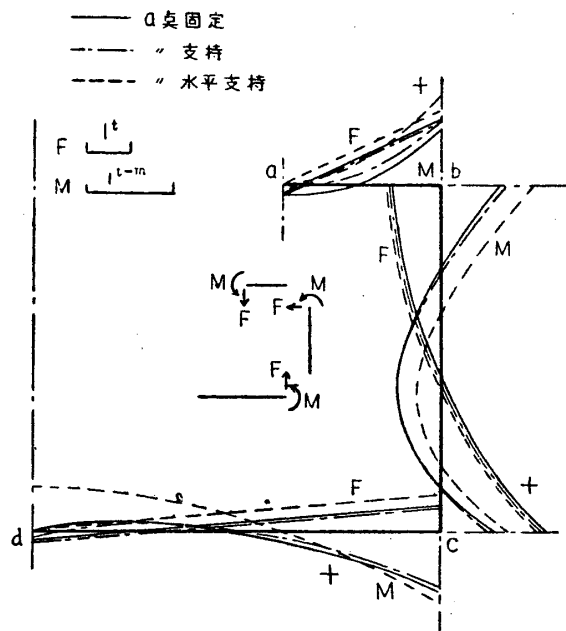
第 2・4 表 A 船梁柱なき場合の M, F の値

計算の条件	A <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	C <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	E <sub>1</sub>	F <sub>1</sub>
K <sub>1</sub>	0	0	0.0271	0.0271	∞	∞
K <sub>2</sub>	0	0.0011	0	0.0011	0	0.0011
M <sub>a</sub> t-m	3.078	3.100	5.250	5.201	7.105	7.105
M <sub>b</sub> t-m	4.027	4.005	1.855	1.904	0	0
M <sub>c</sub> t-m	3.398	3.098	3.927	3.613	4.370	3.947
M <sub>d</sub> t-m	4.934	5.234	4.405	4.719	3.962	4.385
F <sub>a</sub> t	0	0	0	0	0	0
F <sub>b,e</sub> t	3.663	3.663	3.663	3.663	3.663	3.663
F <sub>b,s</sub> t	1.782	1.857	1.052	1.150	0.428	0.545
F <sub>c,s</sub> t	3.757	3.680	4.487	4.389	5.111	4.994
F <sub>c,f</sub> t	4.293	4.293	4.293	4.293	4.293	4.293
F <sub>d</sub> t	0	0	0	0	0	0

註: e, s, f はそれぞれ甲板梁, 船側肋骨, 船底肋骨がわの剪断力を示す。

第 2・5 表 A 船梁柱一列の場合の  $M, F$  の値

計算の条件	A	B <sub>2</sub>	C <sub>2</sub>	D <sub>2</sub>	E <sub>2</sub>	F <sub>2</sub>
$K_1$	0	0	0.0271	0.0271	$\infty$	$\infty$
$K_2$	0	0.0011	0	0.0011	0	0.0011
$M_a$ t-m	1.044	0.859	0.544	0.375	1.776	1.776
$M_b$ t-m	1.169	1.228	0.409	0.426	0	0
$M_c$ t-m	2.308	2.178	2.425	2.276	2.101	1.961
$M_d$ t-m	0.956	0.582	1.333	0.998	2.650	2.510
$F_a$ t	1.799	1.736	1.866	1.818	2.289	2.289
$F_{b,e}$ t	1.864	1.927	1.797	1.845	1.374	1.374
$F_{b,s}$ t	1.304	1.355	1.067	1.112	1.044	1.082
$F_{c,s}$ t	4.235	4.184	4.472	4.427	4.495	4.457
$F_{c,f}$ t	2.494	2.557	2.427	2.475	2.004	2.004
$F_d$ t	1.799	1.736	1.866	1.818	2.289	2.289

第 2・2 図 A 船の  $F$  分布図 (実線は梁柱なし, 破線は梁柱一列)第 2・3 図 A 船の  $M$  分布図 (前図と同じ)第 2・4 図 C 船の  $M, F$  分布図第 2・6 表 B, C, D 船の  $M, F$  の値

船 名	B 船			C 船			D 船		
a 点条件	固 定	支 持	水平支持	固 定	支 持	水平支持	固 定	支 持	水平支持
$M_a$ t-m	0.001	0	0	0.127	0	0	0.385	0	0
$M_b$ t-m	0.281	0.280	0.576	0.655	0.729	1.025	1.365	1.587	1.805
$M_c$ t-m	0.331	0.331	0.541	0.664	0.607	0.799	1.328	1.151	1.289
$M_d$ t-m	0.094	0.093	0.491	0.001	0.079	0.492	0.215	0.031	0.398
$F_a$ t	0.312	0.311	0	0.202	0.246	0	0.040	0.156	0
$F_{b,e}$ t	0.901	0.902	1.213	1.506	1.461	1.708	2.539	2.423	2.579
$F_{b,s}$ t	0.659	0.658	0.701	1.151	1.202	1.242	1.871	1.991	2.017
$F_{c,s}$ t	1.391	1.392	1.349	2.313	2.263	2.223	3.710	3.591	3.565
$F_{c,f}$ t	0.498	0.499	0.810	0.632	0.587	0.834	0.902	0.786	0.942
$F_d$ t	0.313	0.312	0	0.202	0.247	0	0.045	0.161	0

B, C, D 船においては不静定力として a 点固定の場合は  $M, F, N$  を, 支持の場合は  $F, N$  を, 水平支持の場合は  $N$  をとり, これらを決定する条件はそれぞれ ( $\theta=0, H=0, V=0$ ), ( $H=0, V=0$ ) および ( $H=0$ ) となる. 第 2・6 表に各部材端部の船の長さ 1m 当りの曲げモーメントと剪断力の値を示し, 第 2・4 図に C 船における分布の例を示す.

## 2・4 結 論

以上の結果より次のことが結論せられる.

i) A 船においては梁柱を設けない場合には  $K$  の値の如何にかかわらず梁の曲げモーメントは非常に大となる. とくに梁と肋材との接手をピン接手にした場合は最も悪い. 従つて計算例のように相当量の甲板荷重を有する場合には梁柱は省略することはできない.

ii) A 船において梁柱のある場合には実船程度の固着のもの, すなわち  $D_2$  の状態が割合によいが, ピン接手や剛節の場合はかえつて過大な曲げモーメントを生ずる.

iii) A 船において実船程度の固着でも肋骨彎曲部の曲げモーメントは相当大となるから, 二材合せ肋骨であることを考えるとその接手部分等は充分注意する必要がある.

iv) B, C, D 船においては倉口縁材部 a の拘束条件は倉口縁材等の剛性の大小によつて種々考えられるが固定, 支持および水平方向支持上下滑動の 3 条件で近似計算した結果によると曲げモーメント, 剪断力の分布は条件の差による相違は僅かである. 従つて甲板梁以外の部材の寸法決定には倉口縁材端の条件のとり方によつて大した相違はないことが判明した.

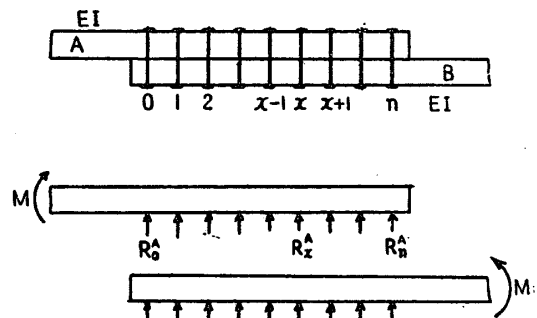
## III. 二材合せ肋骨の強度

木船の肋骨はその寸法が大きく, かつ曲りを有しているのので, 肋根材から頂材までを一材で構成することはほとんど不可能である. そこでいわゆる単材肋骨式または二材合せ肋骨式の構造法が普通に用いられている. 前者は数個の角材を竜骨の位置から舷縁まで一列に並べ, その接手には添材を当ててボルトまたは敲釘で固着する方式であり, 後者は角材を二列に並べて互に釘で固着し,

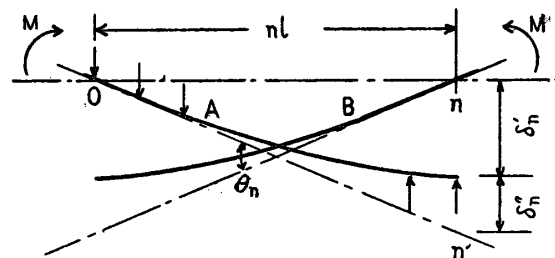
接手の位置を互に避けて一方が他方の添材の役目を果たすようにしたものである. 本章ではこのような二材合せ肋骨の強度および剛性を検討するために二材を釘で固着して作られた梁に単純曲げ荷重を加えた場合に接手の固着釘数その他が強度, 剛性に如何に影響するかを検討したものであるが, 単材肋骨の接手および一般の添板接手の曲げの場合にもこの結果は応用されうるものである<sup>9)</sup>.

## 3・1 二材合せ肋骨の剛性有効率

第 3・1 図に示す同一寸法の梁を  $n$  個の釘で固着して作られた二材合せ肋骨の曲げ剛性について考える. 接手の一端の A 材部で曲げモーメントを受け, 接手の他端 B 材部にそれを伝える場合を考えると, 各部材は曲げによる撓みと固着部分の変形のために第 3・2 図のような形となり, 二材が完全に一体となつた梁に比較して剛性は低下する. 接手の間の撓み角を等しい荷重をうける場合の一体梁と比較して剛性有効率を求めることとする.



第 3・1 図 二材合せ肋骨



第 3・2 図 変形曲線

第 3・2 図において曲げモーメント  $M$  によつて接手の両端間に生ずる撓み角  $\theta_n$  は

$$\theta_n = \frac{2R_n}{nlk} + \frac{2l^2}{3nEI} \sum_{i=1}^n \frac{i^2(3n-i)}{2} R_i \quad (3.1)$$

であらわされ, また二材が完全に一体の場合の撓

み角  $\theta_0$  は

$$\theta_0 = \frac{Mnl}{2EI} \quad (3.2)$$

である。接手の剛性有効率  $\eta$  は

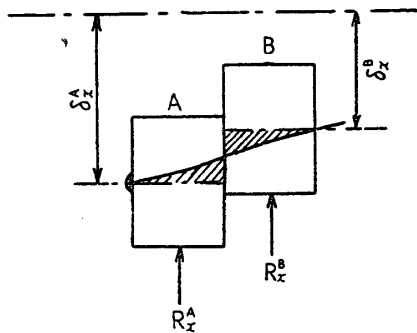
$$\frac{1}{\eta} = \frac{\theta_n}{\theta_0} = \frac{4}{3n^2} \left\{ \mu \frac{lR_n}{M} + \sum_{i=1}^n \frac{i^2(3n-i)}{2} \frac{lR_i}{M} \right\} \quad (3.3)$$

となる。ここに  $EI$  は A, B 各部材の曲げ剛性,  $R_i$  は釘から部材にかかる反力,  $k$  は釘孔変形係数で釘孔の単位変形当りの荷重であらわす。(3.1)の右辺第1項は  $n$  点における釘孔変形によるもの, 第2項は釘孔よりの荷重による撓みに基づくものである。また  $\mu$  は (3.4) であらわされる無次元数である。

$$\mu = \frac{3EI}{kl^3} \quad (3.4)$$

### 3.2 釘の反力の計算

釘の反力  $R_i$  は等間隔に釘のある場合には, 弾性支承上の梁の計算<sup>10)</sup>に準じて階差方程式を用いて求めることができる。第3.3図において任意の固着点  $x$  で A 部材および B 部材の変位をそれぞれ  $\delta_x^A$ ,  $\delta_x^B$ , 支持力を  $R_x^A$ ,  $R_x^B$  とすると



第3.3図 固着点  $x$  における釘孔変形

$$R_x^A = k(\delta_x^A - \delta_x^B) \quad (3.5)$$

$x-1 \sim x+1$  のスパンに3連モーメントの定理を

適用すると

$$\left. \begin{aligned} M_{x+1}^A + 4M_x^A + M_{x-1}^A \\ + \frac{6EI}{l^2}(\delta_{x+1}^A - 2\delta_x^A + \delta_{x-1}^A) &= 0 \\ M_{x+1}^B + 4M_x^B + M_{x-1}^B \\ + \frac{6EI}{l^2}(\delta_{x+1}^B - 2\delta_x^B + \delta_{x-1}^B) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

両部材間の関係式は

$$\left. \begin{aligned} R_x^A + R_x^B &= 0 \\ M_x^A + M_x^B &= M_x^0 \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

ただし  $M_x^0$  は  $x$  点における外力のモーメント, 従つて  $x=0$  で曲げモーメント  $M_0$  および剪断力  $F$  が働く場合には  $M_x^0 = M_0 + Flx$  となる。

(3.5), (3.6), (3.7) より

$$\begin{aligned} M_{x+1} + 4M_x + M_{x-1} \\ + \mu(R_{x+1} - 2R_x + R_{x-1})l &= 3M_x^0 \end{aligned} \quad (3.8)$$

$x$  点における鉛直方向の力の釣合の式は

$$M_{x+1} - 2M_x + M_{x-1} - R_x l = 0 \quad (3.9)$$

(3.8), (3.9) は  $M_x$ ,  $R_x$  に関する二元二階連立階差方程式であつて, その一般解と常数は  $1-24\mu$  の正負によつてその形を異にするがここでは以下の考察に重要な  $1-24\mu < 0$  の場合を示す。

$$\left. \begin{aligned} M_x &= \phi_1(x) + \frac{M_x^0}{2} \\ R_x l &= -a\phi_1(x) + b\phi_2(x) \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

ただし

$$\begin{aligned} \phi_1(x) &= \rho^x (A \cos x\varphi + B \sin x\varphi) \\ &\quad + \rho^{-x} (C \cos x\varphi + D \sin x\varphi) \\ \phi_2(x) &= \rho^x (A \sin x\varphi - B \cos x\varphi) \\ &\quad + \rho^{-x} (C \sin x\varphi - D \cos x\varphi) \end{aligned}$$

$$\rho = \sqrt{p^2 + q^2}$$

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{q}{p}$$

$$p = \frac{2-a}{2} + \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \sqrt{\left\{ \left( \frac{2-a}{2} \right)^2 - \left( \frac{b}{2} \right)^2 - 1 \right\}^2 + \left\{ \frac{(2-a)b}{2} \right\}^2} + \left\{ \left( \frac{2-a}{2} \right)^2 - \left( \frac{b}{2} \right)^2 - 1 \right\} \right]}$$

$$q = \frac{b}{2} + \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \sqrt{\left\{ \left( \frac{2-a}{2} \right)^2 - \left( \frac{b}{2} \right)^2 - 1 \right\}^2 + \left\{ \frac{(2-a)b}{2} \right\}^2} - \left\{ \left( \frac{2-a}{2} \right)^2 - \left( \frac{b}{2} \right)^2 - 1 \right\} \right]}$$

$$a = \frac{1}{2\mu}$$

$$b = \sqrt{24\mu - 1}/2\mu$$

第 3・1 表 釘 の 反 力

固着釘数	$R_0^A$	$R_1^A$	$R_2^A$	$R_3^A$
2	$-m$	—	—	—
3	$-\frac{1}{2}m$	0	—	—
4	$-\frac{3\mu+2}{10\mu+3}m$	$-\frac{\mu-3}{10\mu+3}m$	—	—
5	$-\frac{2\mu+5}{10\mu+8}m$	$-\frac{\mu-6}{10\mu+8}m$	0	—
6	$-\frac{5\mu^2+34\mu+7}{35\mu^2+68\mu+11}m$	$-\frac{3\mu^2-28\mu-9}{35\mu^2+68\mu+11}m$	$-\frac{\mu^2-18\mu+3}{35\mu^2+68\mu+11}m$	—
7	$-\frac{3\mu^2+44\mu+19}{28\mu^2+104\mu+30}m$	$-\frac{2\mu^2+25\mu-24}{28\mu^2+104\mu+30}m$	$-\frac{\mu^2-30\mu+6}{28\mu^2+104\mu+30}m$	0

ただし  $m = M/l$ 

外力として A 部材の左端に曲げモーメント  $M_0$  および剪断力  $F$  が加わった場合を考えると 4 個の常数は次の境界条件により定められる。

$$A + C = \frac{M_0}{2}$$

$$A\rho^n \cos n\varphi + B\rho^n \sin n\varphi$$

$$+ C\rho^{-n} \cos n\varphi + D\rho^{-n} \sin n\varphi = -\frac{M_0}{2}$$

$$\begin{aligned} & A(\rho \cos \varphi + a) + B(\rho \sin \varphi - b) \\ & + C(\rho^{-1} \cos \varphi + a) + D(\rho^{-1} \sin \varphi + b) \\ & = \frac{M_0}{2} + Fl \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & A\{a\rho^n \cos n\varphi + b\rho^n \sin n\varphi \\ & + \rho^{n-1} \cos(n-1)\varphi\} \\ & + B\{a\rho^n \sin n\varphi - b\rho^n \cos n\varphi \\ & + \rho^{n-1} \sin(n-1)\varphi\} \\ & + C\{a\rho^{-n} \cos n\varphi - b\rho^{-n} \sin n\varphi \\ & + \rho^{-(n-1)} \cos(n-1)\varphi\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & + D\{a\rho^{-n} \sin n\varphi + b\rho^{-n} \cos n\varphi \\ & + \rho^{-(n-1)} \sin(n-1)\varphi\} = -\frac{M_0}{2} \end{aligned}$$

(3・11)

2 点～7 点固着の場合について第 3・1 表に釘の反力の計算値を示す。

## 3・3 剛性有効率の数値計算

まず実船の  $\mu$  の値はどの程度かを第 3・2 表に示す。ただし  $k$  は釘孔変形理論<sup>3)</sup>によつて次式により求めた。

$$k = \frac{E_c S}{\alpha \theta} \quad (3・12)$$

ただし  $E_c$  = 木材圧縮ヤング係数 (繊維直角方向) = 4,000 kg/cm<sup>2</sup>

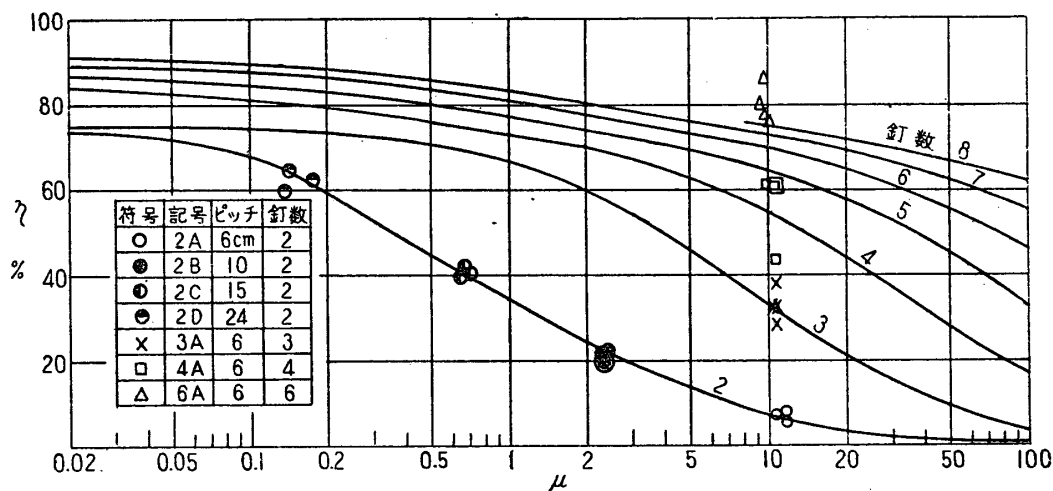
$S$  = 釘の面圧面積

$\alpha$  = 面圧凹み係数 (繊維直角方向を 2.5 cm と推定)

第 3・2 表 実 船 の  $\mu$  の 値

項 目	B 船	E 船	D 船
主 要 寸 法 (m)	20.0×5.10×2.00	25.0×6.20×2.60	30.0×7.20×3.30
二材合肋骨寸法 (cm)	10×10	12×12	14.5×14.5
固 着 釘 の 径 (mm)	13	15	16
固着釘のピッチ( $l$ )(cm)	45	45	45
$\mu$	1.318	1.977	3.268

ただし肋骨寸法は彎曲部材の寸法をとり、材質はけやき、 $E=100,000$  kg/cm<sup>2</sup> とする。



第 3・4 図 剛性有効率

$\theta =$  変形係数  $= 10$

の値をとった。

剛性有効率  $\eta$  を釘数 2~8,  $\mu = 0.02 \sim 1.00$  について計算した値を第 3・4 図に示す。2~3 本固着では  $\mu$  が小なるに従つて  $\eta = 75\%$  に収斂し、4 本以上ではそれより高い値に収斂するがその値はあまり増加せず 90% 以上とすることは困難である。また  $\mu$  が 0.1~10 の範囲では  $\mu$  の僅かな変化で  $\eta$  の値は大きく影響せられ、 $\mu > 100$  となると 2~4 本固着では  $\eta$  は 0 に近いが、固着本数の大なるものでは相当高い剛性をもっている。

### 3・4 二材合せ肋骨の実験

第 3・5 図に示すような二材合せ試験片を米櫓で作り接手部分に四点荷重による単純曲げモーメントを加えて撓み角を試験片に付けた小平面鏡とスケール、テレスコープ法によつて測定し剛性有効率を求めた。試験材の材料試験の結果を第 3・

3 表に示す。

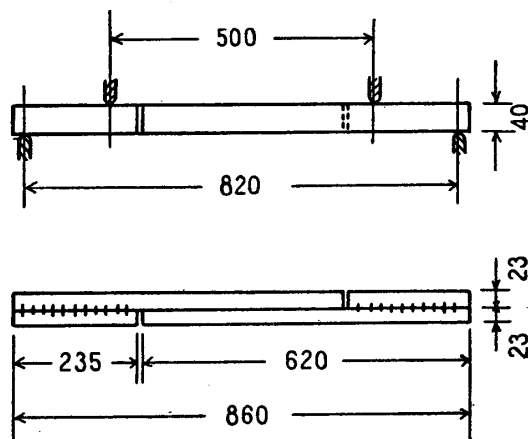
第 3・3 表 試験材の強度

項 目	試験片 個 数	最 小—平 均—最 大
曲げヤング係数 $E_b$ (年輪の切 平面内) $\text{kg/cm}^2$	50	94,800—110,800—119,000
曲 げ 強 さ $\sigma_b$ (同 上) $\text{kg/cm}^2$	3	873— 942— 1,028
圧縮ヤング係数 $E_c$ (年輪の切 線方向) $\text{kg/cm}^2$	7	7,180— 8,500— 9,210
圧 縮 強 さ $\sigma_c$ (繊維直角 方向) $\text{kg/cm}^2$	7	446— 513— 558
比 重	7	0.49— 0.50— 0.51

試験材は所定寸法に仕上げて後、一本毎に小荷重を加えて曲げ試験を行い、曲げヤング係数を求めてその値の揃つたもの 2 本宛を組合せて一個の試験片に製作し、2 本の値の平均をその試験片の曲げヤング係数とした。

固着釘は径 3.2mm、長さ 78mm の普通の釘で予め 2.4mm の下孔をあけて釘の頭部が埋らぬ程度に打込み、反対側に突出した尖端はそのままとした。釘孔変形係数を求めるため小木片 2 個を曲げ試験片と同一の条件で固着し、二材間に剪断力を加えてその変形を測定した。その結果によると 6 個の試験片の平均値が  $k = 1,785 \text{ kg/cm}$ 、比例限荷重 44.0kg であつた。

製作した試験片の種類は第 3・4 表に示すように釘のピッチを一定にし釘数をかえたものと、釘



第 3・5 図 二材合せ肋骨試験片 (単位 mm)

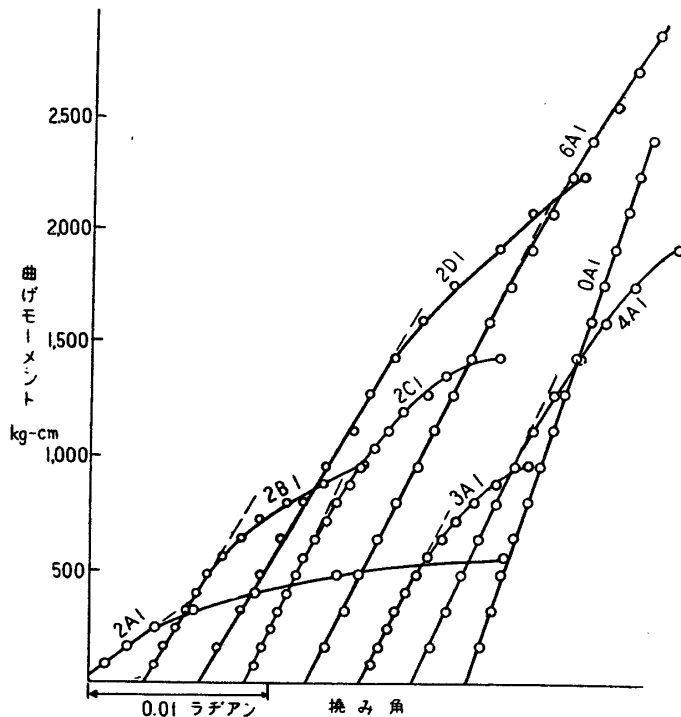


第 3・4 表 試験片の種類

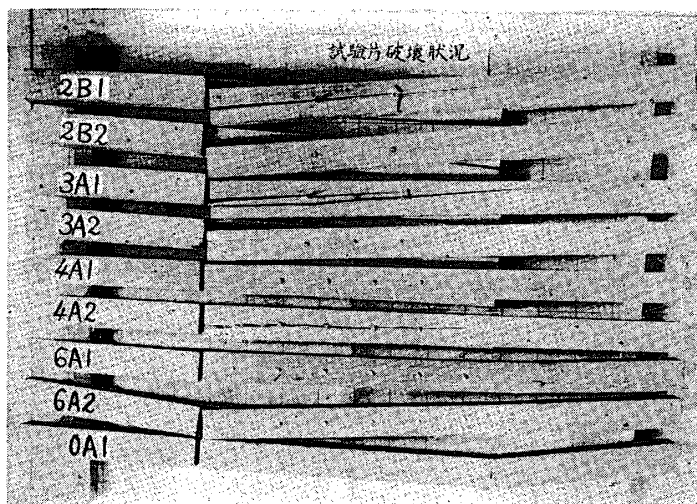
記 号	釘 数 $n+1$	ピッチ $l$ cm	測定部長さ $nl$ cm	試 験 片 数 個
2 A 1 ~ 3	2	6	6	3
2 B 1 ~ 4	2	10	10	4
2 C 1 ~ 3	2	15	15	3
2 D 1 ~ 3	2	24	24	3
3 A 1 ~ 4	3	6	12	4
4 A 1 ~ 4	4	6	18	4
6 A 1 ~ 4	6	6	30	4
0 A 1 ~ 3	膠 着		30	3

第 3・5 表 破壊時の曲げ応力と釘反力

記号	剛 性 有効率 $\eta$ %	最 大 曲 げ モーメント kg-cm	最大曲 げ応力 kg/cm <sup>2</sup>	最 大 釘反力 kg	破壊部分
2 B 1	22.9	1,780	286	176	釘 孔
2 B 2	27.1	2,160	352	216	"
3 A 1	28.7	1,880	306	157	"
3 A 2	32.7	2,000	326	167	"
4 A 1	61.2	3,200	522	165	"
4 A 2	43.5	2,800	456	145	"
6 A 1	86.6	4,720	770	157	測定部の両 端部
6 A 2	77.7	5,840	951	194	
0 A 1	100.0	6,000	976	—	



第 3・6 図 曲げモーメント-撓み角曲線



第 3・7 図 接手の破壊状態

数を一定にし、ピッチをかえたものの 2 系列, 7 種類とし, 二材を石炭酸樹脂で膠着したものについても実験を行い, その値を一体梁の撓み角としてとつた。

第 3・6 図に曲げモーメント-撓み角曲線の一例を示す。この曲線の初期の直線部分の傾斜を膠着梁のそれと比較して剛性有効率を求め計算値と比較して第 3・4 図中に示してある。固着釘数の少い場合には計算とよく一致するが, 釘数が増すと実験値の方が大となる傾向がある。これは二材間の摩擦力が釘の本数と共に増加した為であろうと考えられる。

試験片のうち若干のものは接手の破壊するまで荷重をかけて破壊曲げモーメントを求めた。破壊時の木材曲げ応力と最大釘反力を第 3・5 表にのせた。4 点固着までは釘の反力によつて木材が割れて接手が破壊し, 6 本および膠着接手では木材の曲げによつて破壊した。すなわち釘本数が増加し釘にかかる反力が小さくなると曲げによる木材の破壊が接手の強度を定めることとなる。第 3・7 図に接手の破壊状態を示す。

### 3・5 結 論

二材合せ肋骨の曲げ剛性の有効率を釘孔変形係数, 釘孔間隔, 肋骨の曲げ剛性および釘数の変化に対して計算によつて求め, かつ実験値との比較を行つた。その結果に

よると釘孔の硬軟 ( $\mu$  の大小) によつて剛性有効率は非常に変化することが判明した。すなわち釘孔の硬い場合 ( $\mu$  は小) には有効率は釘数によつてあまり影響されず 70~90% の値を示すが、一方釘孔の軟い場合 ( $\mu$  は大) には有効率は一般に低くかつ釘数と共に増加するが 8 本以上にしてもあまり効果なく 75% 以上に上昇させることは困難である。従つて二材合せ接手の剛性有効率を上昇させるには、太い釘を使用するかまたは釘孔を何らかの方法で補強して  $\mu$  を小にすることが有効である。また釘のピッチを広くとることは非常に有効で釘を両端近くに集中して設けることも有効であるが、釘固着部の強度についての検討を加える必要がある。

二材合せ肋骨の強度は比例限および破壊荷重ともに最大の反力のかかる釘固着部の強さによつて定まることが確められた。ただし釘本数が多い場合には釘固着部が最大荷重に達する以前に木材の曲げ破壊を行うから、この場合には木材の曲げ強度によつて接手の強度が定まることとなるのは勿論である。なお単材肋骨の添材を用いた固着についてもこの結果は適用できる。

#### IV. 木材のヤング係数と面圧特性

木船構造の強度設計の際もつとも問題となるのは、接手部分の強度と剛性が他の部分に比較して非常に低下することである。これは木材の接手においてはボルト、釘または楔等を介して木材の面圧によつて荷重が伝達される機構となつてゐるためである。木材の面圧特性は圧縮ヤング係数、圧縮強度等と同様に繊維方向によつて非常に異り、かつ一般の金属材料などとも大きな相違があるが、その力学的な機構については未だ明らかにされていない。

本章ではこのような木材の面圧特性、圧縮ヤング係数などの特異性を解明し、接手部分の特性の解明に資するために、面圧特性と圧縮ヤング係数を求める実験を行うとともに、木材の微細構造を構造力学的にモデル化した細管集束構造を考えて、その解析を行つたものである。

##### 4・1 木材の微細構造

一応針葉樹材を対象として考えることとし、そ

の木質部を顕微鏡下で観察すると、細長い糸状のフィブリル (原繊維) が螺旋状に集束して層状をなして細胞膜の各層を形成し、この細胞膜によつて仮導管、他の細管が構成せられ、更にこれらの細管が秋材層・春材層・射出線等を形成して木質部を構成していることがみられる。またフィブリルはミセルと呼ばれる可視限外の高分子結晶体がグルコース主原子価連鎖によつて並列に結合せられたものとされている<sup>11)</sup>。今各微細構造の強度は次のような値をもつと云われている。

ミセルの主原子価連鎖の分離……800 kg/mm<sup>2</sup>

ミセルの相互入り (凝集力) ……200 "

亜麻繊維の引張強度 ……110 "

細胞膜質の引張強度 ……23~28.5 "

木材全断面の引張強度 (繊維方向)

……………5~15 "

木材全断面の圧縮強度 (繊維方向)

……………3~7 "

すなわち木材強度はその構成単位に比較して非常に低いことが判明する。

今仮導管について更に精しく観察すると、針葉樹の仮導管は細長い紡錘形の中空管状細胞でその横断面は多角形で細胞膜には紋孔がありその平均寸法は第 4・1 表のようなものである。<sup>12), 13)</sup> すなわち春材仮導管は太く長く薄膜で内腔大であり、秋材仮導管は細く短く内腔小で厚膜であるのみならず膜質も密である。

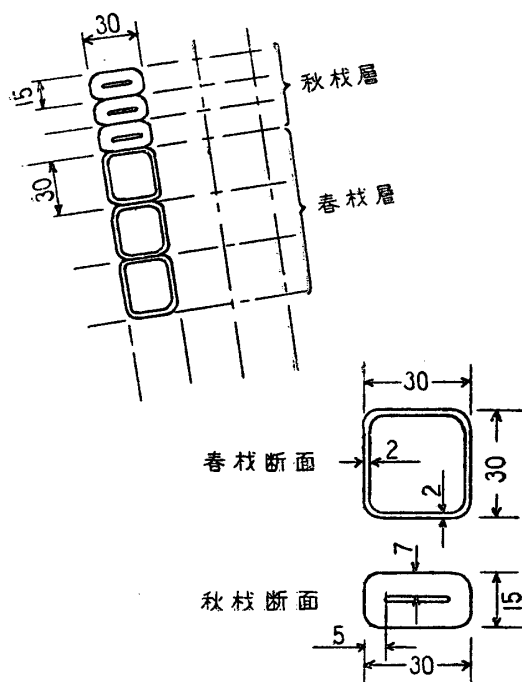
第 4・1 表 仮導管の寸法

種 類	平均直径 $\mu$	平均長さ $\mu$	壁厚さ $\mu$
春 材	30	3,200	1.5~3
秋 材	20	2,400	5~8

仮導管を構成する膜物質の平均密度は樹種についてほとんど差がなく 1.46~1.56 の値を示すが、普通の木材の比重は 0.3~0.7 の範囲にあるものが多い。このことは木材の全容積の半分以上が空隙であつて、この空隙の配置が木材の諸強度、弾性係数に重要な影響を及ぼすものと考えられる。以下に空隙の大きいとその配列ならびに膜質の密度を適当に仮定した模型によつて木材の比重とヤング係数との関係を推定することとする。

#### 4・2 細管集束構造による木材弾性係数の推定

針葉樹の仮導管の配列を第4・1図のように考え、膜質密度は平均を1.55とし秋材を1.87、春材を0.94と仮定する。秋材率を5%から30%の間に変化し、上記の仮定によつて比重を計算すると第4・2表のようになり、針葉樹の比重の範囲をカバーしうる。そこで以下に秋材率を媒介として比重とヤング係数の値を求めてみよう。



第4・1図 仮導管の配列 (単位  $\mu$ )

第4・2表 秋材率と比重

秋材率 %	5	10	15	20	25	30
比 重	0.31	0.39	0.47	0.54	0.62	0.70

弾性限内の変形は荷重に垂直な面の純断面積と膜質の密度に比例するものとして木口面（繊維方向に垂直）、柁目面（放射面）、板目面（年輪層切平面）に垂直荷重が加わつたときのヤング係数を計算する。なおこのように考えることは実際の木材において引張と圧縮のヤング係数の値がほとんど変わらないこと、引張には含水率の影響なく、圧縮では含水率の増加による値の低減が著しいこと等の実験的事実と両立しうるものである。

膜質の性質は次のように仮定する。これは前記の密度の仮定とも関連するものである。

繊維縦方向の秋材膜質ヤング係数  $2E_0$

繊維縦方向の春材膜質ヤング係数  $E_0$

繊維横方向の秋材膜質ヤング係数  $2kE_0$

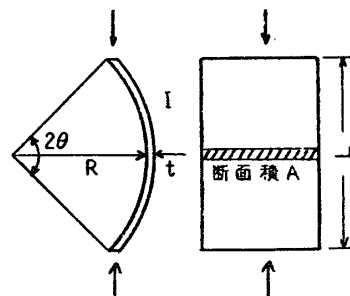
繊維横方向の春材膜質ヤング係数  $kE_0$

この  $E_0$ ,  $k$  については秋材率10%の木口面ヤング係数値が  $100,000 \text{ kg/cm}^2$ , 秋材率5%の板目面の値が  $10,000 \text{ kg/cm}^2$  となるように  $E_0 = 241,000 \text{ kg/cm}^2$ ,  $k = 0.3$  と仮定する。

木口および柁目においては春材層と秋材層は並列的に働き、板目においては直列的に働く。上記の値を用いて秋材率を仮定すればヤング係数が計算できる。なお柁目面においては秋材層が第4・2図のように年輪層曲率を有するためにその影響を考えてヤング係数に(4・1)式に与えられる曲率係数  $c$  を乗ずる必要がある。

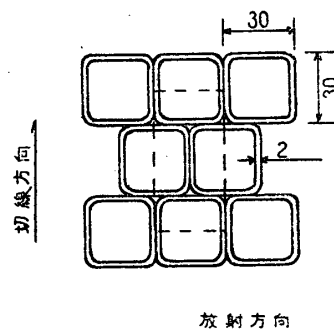
$$c = \frac{30I}{30I + AL^2\theta^2} \quad (4.1)$$

ここに  $I$  は秋材層の断面二次モーメント,  $A$  は断面積,  $L$  は長さ,  $\theta$  は曲率中心において張る角の1/2である。今  $L = 30 \text{ mm}$ ,  $\theta = 1/20 \text{ radian}$ , 厚さ  $t = 0.45 \text{ mm}$  とおくと  $c = 0.184$  となる。



第4・2図 秋材層の曲り

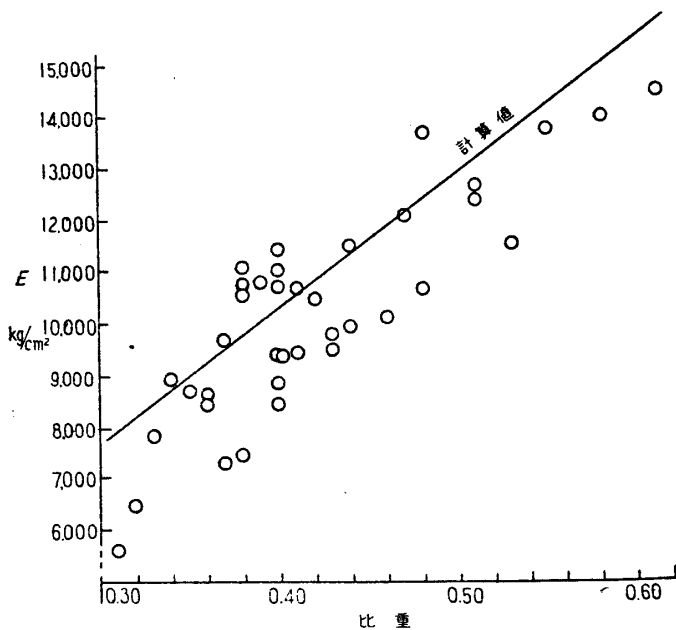
次に春材仮導管は放射方向には割合に整然と重なつていますが、切線方向には乱雑となつていることが多いので、柁目面のヤング係数には壁の曲げ変形を考慮に入れねばならない。曲げの影響を入れると第4・3図のように重なっている場合には



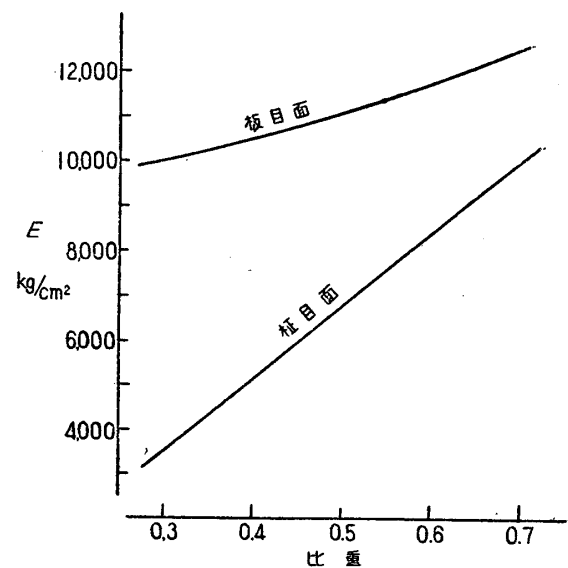
第4・3図 春材仮導管の配列 (単位  $\mu$ )

第 4・3 表 各面のヤング係数計算値

秋 材 率 (%)	5	10	15	20	25	30
木 口 面 (kg/cm <sup>2</sup> )	80,000	100,000	120,000	140,000	160,300	180,300
柁 目 面 (kg/cm <sup>2</sup> )	3,690	4,950	6,210	7,460	8,740	10,000
板 目 面 (kg/cm <sup>2</sup> )	10,000	10,400	10,800	11,300	11,900	124,000
柁目/木口 (%)	4.6	5.0	5.2	5.3	5.5	5.6
板目/木口 (%)	12.5	10.4	9.0	8.1	7.4	6.9



第 4・4 図 木口面のヤング係数



第 4・5 図 柁目面と板目面のヤング係数

ヤング係数は整然と列んでいる場合の 0.221 倍となる。

以上の影響を考慮に入れ各面のヤング係数を秋材率に対して求めると第 4・3 表に示すようになる。第 4・4 図には木口面のヤング係数の値を比重に対して示した。図中の点は米国産各種針葉樹の曲げヤング係数であり<sup>14)</sup>、実線は上記の仮定による計算値であつて実在の木材の傾向によく適合している。第 4・5 図に柁目面と板目面のヤング係数の計算値を示す。森氏の研究<sup>15)</sup>によればオレゴンパイン (比重 0.48, 含水率 14%, 年輪密度 3.0 1/cm) の圧縮試験では柁目/木口, および板目/木口の値はそれぞれ 3.7~6.6%, 10.2~12.2% であつて, この計算結果とよく一致している。

#### 4・3 木材の全面圧現象

木材の圧縮実験の際に上下の圧縮板間の試験片の全高の縮みを計測して見かけの弾性係数  $E'$  を

求めると, 木材の圧縮ヤング係数  $E$  として知られている試験片の中間部で求めた値に比較して数分の一の値を示す。これは上下の端面附近に中央部より著しく大きい変形を生ずることによるもので, これを木材の全面圧現象と呼ぶことにし,  $E/E'$  を全面圧係数と定義し, 第 4・4 表にその実験値を示す。えぞまつの実験<sup>16)</sup>においては圧縮ヤング係数  $E$  は中央部 30 mm 間を 2 個の湯浅

第 4・4 表 全面圧係数

材 料	荷 重 面	断面寸法 (mm)	高さ (mm)	個数	$E/E'$
えぞまつ <sup>16)</sup>	木 口 面	30×30	60	10	2.64
	柁 目 面			20	1.14
	45° (四方柁)			18	0.98
	板 目 面			20	1.13
ひ の き <sup>17)</sup>	木 口 面	25×25	40	34	2.27

第 4・5 表 試験片寸法の影響

材料	荷重面	断面寸法 (mm)	高さ (mm)	個数	$E/E'$ 最小～平均～最大
す ぎ	木口面	20×15	20	5	3.98～4.43～4.89
			40	4	2.72～2.89～3.13
			60	4	1.97～2.14～2.25
			80	5	1.63～1.86～2.21
べいひ	木口面	20×20	60	7	1.96～2.44～3.02
			80	8	1.63～1.96～2.42
べいひ	木口面	25×25	60	8	2.19～2.62～3.12
			80	8	1.69～1.86～2.04
			58	5	1.33～1.74～2.04
				6*	1.23～1.76～2.26
				6**	2.16～2.89～3.16

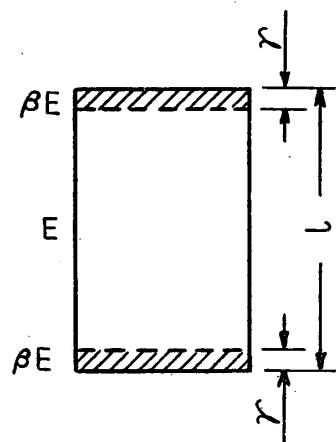
式鏡伸長計により測定して求め、ひのきの実験<sup>17)</sup>においては中央部 25mm 間をカンバーゲージにより測定して求めたものである。

さらに著者等はすぎとべいひを用い木口面について試験片寸法および端面条件を変えて実験を行ったのでその結果を第 4・5 表に示す。圧縮ヤング係数  $E$  は中央部 20mm 間の縮みを 2 個の Okuizen 型歪計にて求め、全高の縮みはダイヤルゲージによつて測定した。断面寸法の影響はこの実験範囲ではみられないが、高さが低くなると  $E/E'$  は急に大となる傾向を示している。べいひの試験片中\*印のものは端面にパラフィンを含浸させて研磨し端面摩擦の影響を少なくしようとしたものであるが、処理をしないものとの差は認められない。また\*\*印のものは上下の端面に幅 2mm、深 1mm の溝を井型に切込み接触面積を約 30% 減じたものであつて  $E/E'$  の値は非常に大となつている。

以上のように全面圧現象は木口面にのみ著しく現われ、全面圧係数は 2.2～2.6 であるが、柁目面・板目面においては極く僅かで 1.1 程度の値が求められている。このような木口面以外の面圧現象は接触面に存在する微細な凹凸のために荷重が一様に分布しないことによる応力集中、試験片と荷重金具との摩擦等の端面に存在する異常な条

件などに原因するものと考えられる。鈴木氏が接触部分の凹凸荷重分布を仮定して剛性低下率を計算した結果<sup>18)</sup>によると、試験片高さの低い場合 (5mm) では低下率は 0.5 にもおよび、高さが高くなると (10cm) 0.9 程度となる。これは同氏の軟鋼板 (長さ 40mm、幅 40mm、厚さ 2～50mm) の実験結果にもよく一致して居り、上記の木口面以外の木材の結果とも一致する。

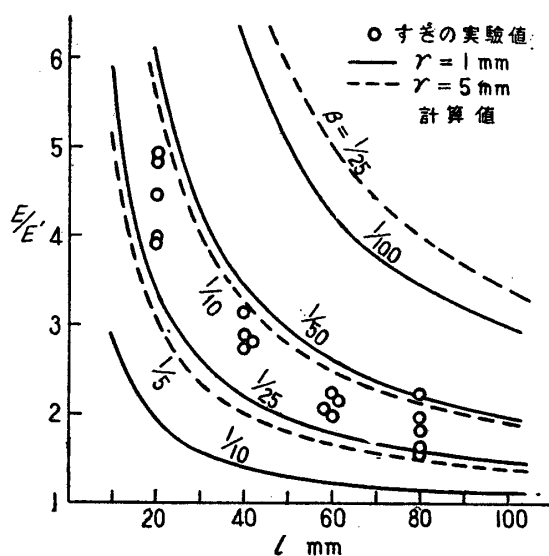
従つて柁目面、板目面については全面圧の現象は金属材料とほぼ同様に端面の局部的異常による影響と考えられるが、木口面についてはさらに検討する必要がある。木材の木口面は鋸挽きの場合には勿論、鉋をかけても平滑にすることは困難で、表面はこれらの加工によつて繊維がある深さまで相当荒らされているものと考えねばならない。今第 4・6 図において全高  $l$  の試験片の深さ  $r$  mm までの部分が前述の影響を受けて見かけの弾性係数が  $\beta E$  ( $\beta < 1$ ) となつたとすると、全面圧係数  $E/E'$  は (4・2) 式で示される。



第 4・6 図 木口全面圧

$$\frac{E}{E'} = 1 + \left( \frac{1}{\beta} - 1 \right) \frac{2r}{l} \quad (4 \cdot 2)$$

仮導管の長さは 1～9mm の程度であつて、平均は 2～3mm とみられるから、端部の荒らされて影響を受ける領域  $r$  もまた 2～3mm と考えて良からう。第 4・7 図に  $r=1$ mm および 5mm にとり、 $\beta$  の値を種々に仮定した場合の  $E/E'$  の値を示し、第 4・5 表のすぎの実験値を記入した。これによると  $r=2 \sim 3$ mm に対して  $\beta=1/25 \sim 1/10$  の程度であれば、(4・2) 式は実験値の傾向とよく一致することが認められる。

第 4.7 図  $E/E'$  の計算値と実験値との比較

#### 4.4 細管集束構造模型による全面圧現象の説明

木材の木口面にみられる全面圧現象は仮導管の集束した微細構造が原因であることを可視的に検討するために、模造紙 (50 号, 厚さ約 0.17 mm) で紙筒を作り, これを束にしたものの圧縮実験を行った。

紙筒は木製角棒 (一辺 4 mm および 6 mm の正方形断面) を芯として模造紙を巻付け, 各層毎にセメダインでのり付けした後芯を抜いたものを多数作り, これをさらに 16 本宛集束してセメダインで固めて 1 箇の試験片とした。高さは 4 cm 一定のものと, 高さの影響をみるために最初 11 cm とし順次両端を 1 cm 宛切取つて高さを低くして行くものとの 2 系列がある。また仮導管の寸法比と合致させ, 比重を変えるために, 模造紙の層数は 2, 3, 4, 5, 10, 15 の 6 種に変化させた。

試験に際して偏心荷重の存在による読みの不整を除くためにヤング係数は 4 辺で測定することとし, 高さの中央に貼り付けた抵抗線歪ゲージ 4 箇 (標点距離 10 mm) の読みの平均値より求めた。全高の縮みは荷重金具間で試験片の各辺の中央に相当する位置においた 4 箇のダイヤルゲージの読みの平均値をとった。

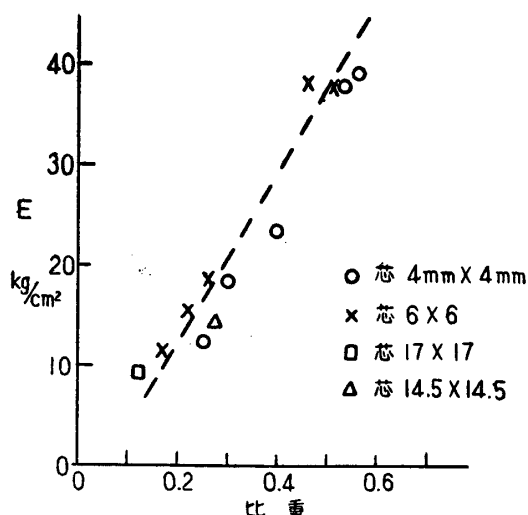
別に試験片の高さ方向の歪の分布を荷重に対して調べる為に, 太芯 (14.5 mm 角と 17 mm 角) で高さ 10 cm の紙筒試験片を作り, 抵抗線歪ゲ

ージ (標点距離 5 mm) を端面近くと他の 2 箇所に貼り付けて歪を測定した。

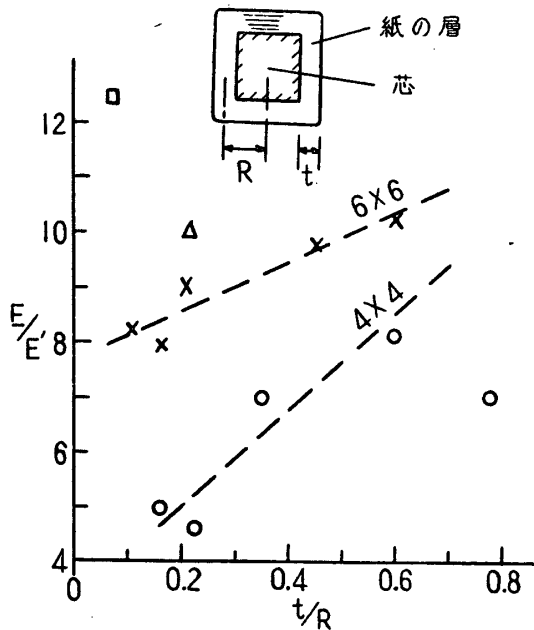
紙筒試験片の要目を第 4.6 表に示し, 第 4.8 図に比重と実験より求めた圧縮ヤング係数との関係を, 第 4.9 図に壁厚比  $t/R$  ( $t$  は紙筒の壁面の厚さ,  $R$  は図中に示した紙筒の断面寸法) と全面圧係数  $E/E'$  との関係を示す。圧縮ヤング係数は比重に比例すること,  $E/E'$  の値は木材の値とほぼ同じ値を示し壁厚比  $t/R$  が大なる方が

第 4.6 表 紙筒試験片の要目

芯寸法 (mm)	高 (mm)	層 数	$t/R$	比 重
4×4	40	2	0.157	0.25
		3	0.226	0.30
		5	0.350	0.40
		10	0.597	0.52
		15	0.778	0.56
6×6	40	2	0.107	0.17
		3	0.156	0.22
		4	0.203	0.26
		10	0.442	0.46
		15	0.596	0.51
17×17	100	4	0.072	0.13
14.5×14.5	100	10	0.210	0.27
6×6	110~40	5	0.248	0.40



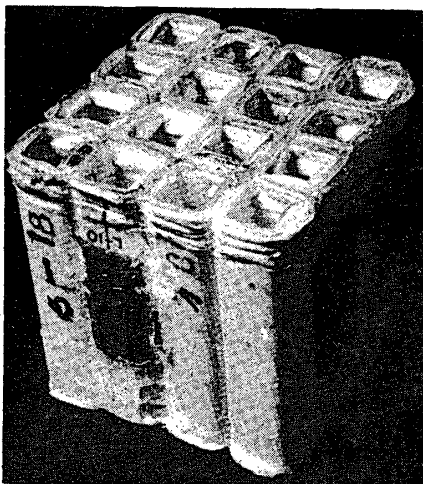
第 4.8 図 比重と圧縮ヤング係数の関係

第 4・9 図  $t/R$  と  $E/E'$  の関係

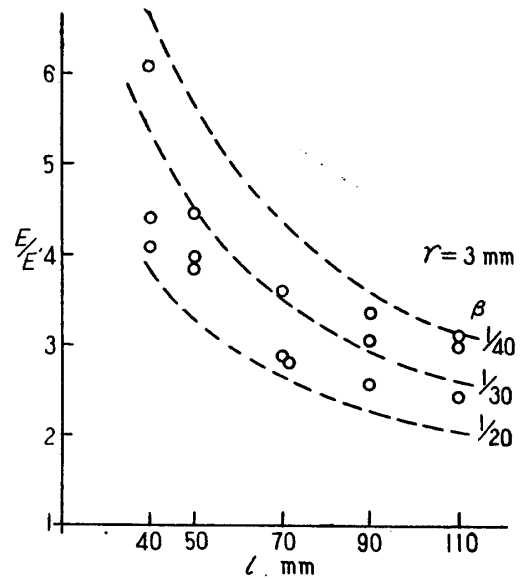
大であり、また同一の  $t/R$  に対しては芯の太い方が僅かに大であることが判明した。

試験片の高さの影響は第 4・10 図に示すように、木材の木口面(第 4・7<sub>1</sub>図)と全く同様の傾向を示し、端面からある一定の距離の部分の剛性が他の部分よりも著しく低下していることを実証している。図には  $r=3\text{mm}$  として、 $\beta=1/20, 1/30, 1/40$  の線を入れてある。比例限を超えて荷重を加えた試験片の一例(6mm 角の芯で 10 層のもの)を第 4・11 図に示す。上下端面は明らかに塑性挫屈を起したことを示している。

圧縮荷重に対する各部分の歪の変化は第 4・12 図に示す通り、荷重が低い場

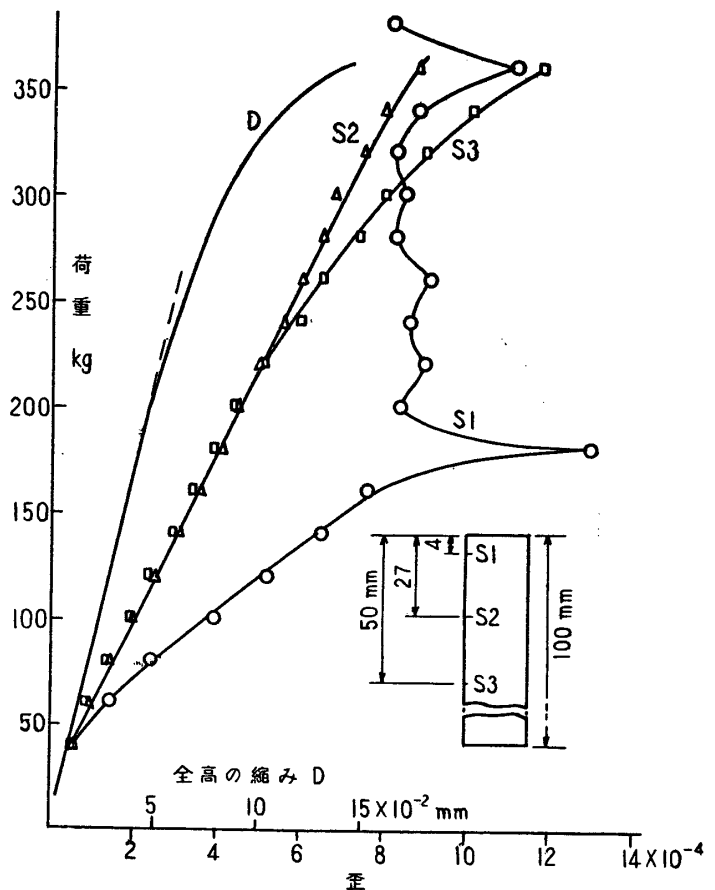


第 4・11 図 圧縮試験後の状況



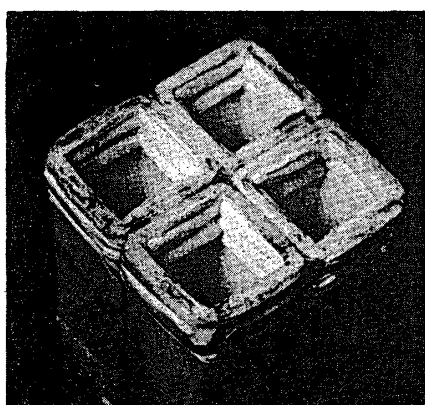
第 4・10 図 高さの影響

合にも端面近くの部分の歪(S1)は非常に大で、壁面に挫屈による局部曲げが起つていることを示しているが、他の部分の歪は直線的变化を示し、また全高の縮み(D)も荷重に対して直線的变化をしている。しかし荷重が 180 kg に達すると[S1



第 4・12 図 各部の歪の変化

の部分は最高荷重に達して曲率が増加し、その後は S 1 は皺曲の成長する度に不安定となり、それ以上の荷重を受持たなくなり、同時に中央部の歪と全高の縮みも荷重に対して直線関係を保たなくなる。従つて端面に明瞭な皺曲が発生する直前までは全高の縮みは端面附近の変形を含めて弾性的挙動をなし、見かけのヤング係数  $E'$  が材料のヤング係数  $E$  よりも低い値を示す。この試験片の端面の圧潰状況を第 4・13 図に示す (14.5 mm 角で 10 層のもの)。



第 4・13 図 端面の圧潰状況

以上のことより木口面における全面圧現象の機構は前節に推定したものの妥当性が明らかにされたものと考えられる。なお木材の諸強度等についてもこの構造模型による解析を現在続行中である。

#### 4・5 結 論

木材の微細構造を模型化して考察を行つたところ、

i) 木材の秋材率と比重との間に一定の関係があること。

ii) 秋材率を基にして圧縮ヤング係数を計算すると実験値とよく一致すること。

iii) 圧縮ヤング係数の方向性も計算値と一致すること。

iv) 面圧特性もこのような構造模型により説明し得ること。

などが認められた。またこれらの結果は実際の木材の値とよく一致していることも認められた。

### V. 抵抗線歪計による木材応力の計測

近時抵抗線歪計による応力測定技術の進歩は著しく、あらゆる分野に応用せられるに至つた。本章においては木材の応力測定に抵抗線歪計を使用する場合の注意事項を検討し、木材静応力測定装置の試作と応用機器としてキャンバゲージの試作について述べ、さらに貨物船の進水時固定台の応力計測による船尾浮揚位置測定と木造巡視艇の航行中応力計測とに応用した結果を紹介する。

#### 5・1 抵抗線歪計の特性

##### 5・1・1 測定範囲

一般の静応力の測定には最大測定応力は考えている物体の降伏点応力程度とし、分解能はその  $1/100 \sim 1/1,000$  とすれば充分である。木材に抵抗線歪計を使用する場合には大体第 5・1 表の歪の範囲において歪ゲージはクリープまたはヒステリシスなく感度が一定でなければならない。

第 5・1 表 木材の測定歪範囲

樹 種	引張ヤング係数 ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )	引張強さ ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )	歪の範囲 最大 ~ 最小
針葉樹	500~1,300	5~6	$10^{-2} \sim 2 \times 10^{-5}$
広葉樹	600~1,100	6~12	$10^{-2} \sim 2 \times 10^{-5}$

##### 5・1・2 歪感度係数

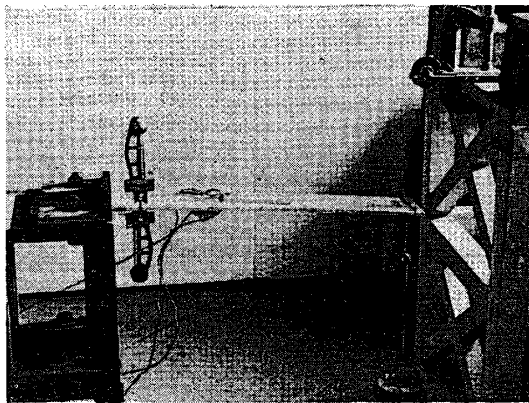
木材に歪ゲージを貼り付ける場合に接着剤が少量に過ぎると、接着剤は木材に吸収せられて接着不良となり歪ゲージは真の歪に追従せず低い歪で剥離することがある。接着剤過量の場合は接着剤

第 5・2 表 歪感度係数実験値

記号	接 着 剤	歪	個数	歪感度係数 最小~平均~最大
A	ブチラール適量	引張 圧縮	5 4	1.90~2.03~2.10 1.90~2.01~2.09
B	ブチラール少量	引張 圧縮	1 1	1.87 1.79
C	ブチラール過量	引張 圧縮	7 7	1.84~1.89~2.02 1.76~1.87~2.05
D	プラスダイン少量	引張 圧縮	4 4	1.82~1.88~1.95 1.82~1.86~1.90
E	尿 素 樹 脂 (ユレゾール)	引張 圧縮	1 1	1.87 1.83



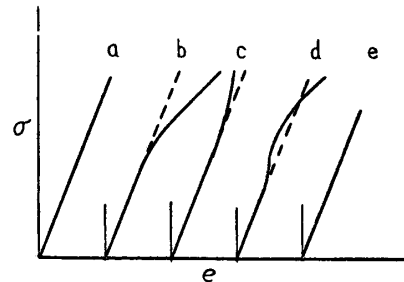
の層が厚いため、この場合も真の歪を伝達せず歪感度の低下が実験の結果認められた。第 5・2 表にはすぎ（曲げヤング係数  $650 \text{ kg/mm}^2$ 、厚さ  $7 \text{ mm}$ ）の板目面に貼り付けた標準型の歪ゲージ（共和無線 K-1、標点距離  $20 \text{ mm}$ 、抵抗  $120 \Omega$ 、歪感度係数  $2.0 \sim 2.1$ ）について引張と圧縮の場合の歪感度係数を示す。試験方法は第 5・1 図に示すように片持梁の先端に重錘を下げ、片持梁の固定端近くに貼り付けてある歪ゲージに連続的に引張・圧縮歪を与えるようにしたものである。



第 5・1 図 試験装置

### 5・1・3 使用限界

歪ゲージの使用限界を求めるために同一の試験方法で木材の比例限（引張歪約  $0.5\%$ 、杉材で約  $3.5 \text{ kg/mm}^2$ ）近くまで歪を与えた場合の特性を調べた。応力  $\sigma$  と歪  $e$  の関係曲線は第 5・2 図の型式に分類できる。



第 5・2 図  $\sigma, e$  曲線の型式

- a) 直線のもの——試験範囲内では木材は比例限内にあり、歪計の指示も直線性を失わないもの
- b) 上に凸となるもの——木材の比例限を超過したと認められるもの。荷重をもとに戻したとき残留変形が認められる。

第 5・3 表 歪ゲージの特性と限界歪

記 号	番 号	試 験 範 囲		特 性	限 界 歪 (%) T C 引張 圧縮
		引張(%)	圧縮(%)		
A	1	0.58		a	>0.58
	2		0.53	b	0.47
	3	0.50		c	0.33
	4		0.49	c	0.20
	5		0.54	c	0.29
B	6	0.50		c	0.46
C	7	0.43		c	0.40
	8		0.45	a	>0.45
	9		0.51	b	0.44
	10	0.46		b	0.37
	11	0.14	0.15	e	0 → 0.15 C → 0 → 0.14 T で切断
	12	0.41		a	>0.41
	13		0.38	a	>0.38
D	14	0.42		c	0.08
	15		0.43	c	0 → 0.16 C → 0 → 0.07 T にてずれ
	16	0.41		c	0.07
	17		0.40	c	0 → 0.15 C → 0 → 0.065 T にてずれ
E	18	0.61		c, e	0.40 にてずれ, 0.61 にて切断
	19		0.73	b	0.50

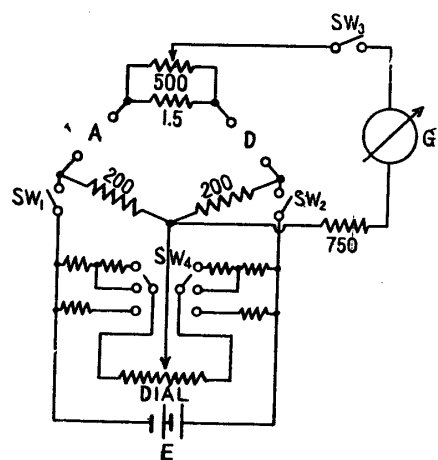
- c) 上に凹となるもの——歪ゲージが接着面でずれを起したと認められるもの。荷重を取去ったとき負の残留歪が認められる。
- d) b), c) の複合したもの。
- e) 歪ゲージが切断したもの——繰返し負荷によつて断線するものがある。

第 5・2 表に示す各種の状態に接着した歪ゲージを上記の実験を行つたところ第 5・3 表の結果を得た。この結果から注意して貼り付けた普通の歪ゲージは約 0.4% の歪まで測定できることが判明した。これは一般の木材構造物の実験には充分である。接着剤の量は適量よりやや多い目が多いと思われる。

### 5・2 SM 型歪測定器について

木材構造物の応力分布測定に使用するため、実験室内で安定にかつ正確に使用できるように直流ブリッジ回路に検流計を組合せ零点法によつて歪を計測する 22 点用歪測定器を試作した。第 5・3 図に 1 点分の配線図を示す。測定方法は手動ダイヤルの目盛を検流計のふれが 0 となる点で読むもので、操作を要する箇所は各測定点ごとのブリッジの平衡と、22 点切換スイッチおよび測定レンジ切換スイッチのみである、測定点の切換箇所はブリッジ回路外の 3 箇所であるから、スイッチ接触抵抗の変化による測定誤差は非常に少ない。

併用した検流計は横河製 D2-L 型で電流感



A: アクティブ・ゲージ, D: ダミー・ゲージ, E: 電池, G: 検流計, SW<sub>1</sub>~SW<sub>3</sub>: 22 点切換連動スイッチ, SW<sub>4</sub>: レンジ切換スイッチ, DIAL: 測定ダイヤル

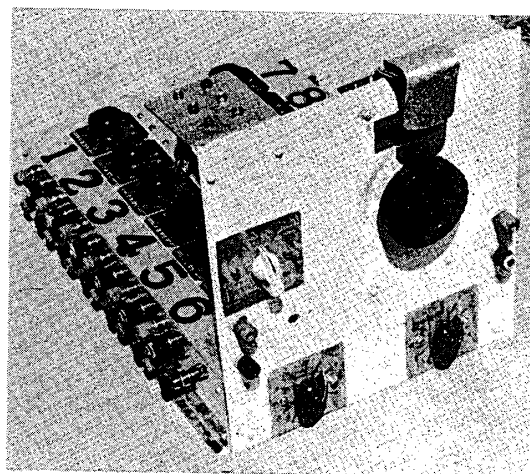
第 5・3 図 配線図

度  $5 \times 10^{-8}$  A/mm, 線輪抵抗 330Ω, 臨界制動抵抗 1,000Ω, 固有周期 3 秒のものであつて、測定回路の抵抗をほぼ 1,000Ω となるようにして使用した。

測定範囲および精度を第 5・4 表に示す。ただし歪感度係数 2.00, 電圧 2 V の場合である。この測定精度は木材応力にして約 0.01 kg/mm<sup>2</sup> に当るから応力分布の測定には充分である。第 5・4 表においてレンジ 1 の分解能は電流計の感度によつて制限せられて感度が上昇しないから、歪ゲージに高抵抗のものを使用し (1,000Ω または 500Ω 程度) 電源電圧を 3~5 倍とすることによつて感度は上昇して、交流式測定器と同様に使用できる。本測定器の外観を第 5・4 図に示す。

第 5・4 表 測定範囲と精度

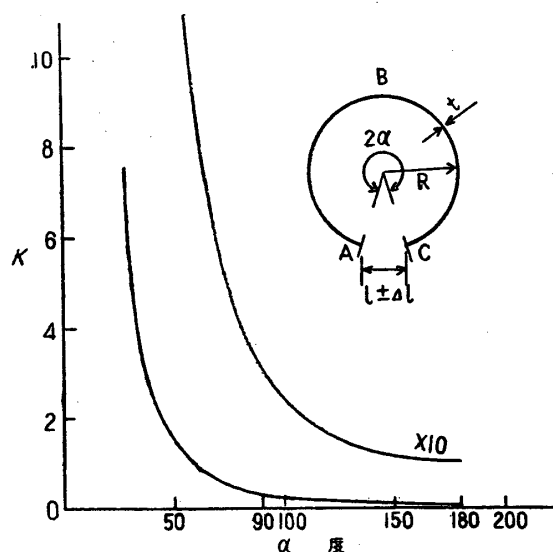
レンジスイッチ	最大測定歪	歪分解能
1	$5 \times 10^{-4}$	$1.5 \times 10^{-5}$
2	$25 \times 10^{-4}$	$1.5 \times 10^{-5}$
3	$125 \times 10^{-4}$	$2.5 \times 10^{-5}$



第 5・4 図 SM 型歪測定器の外観

### 5・3 キャンバーゲージ

木材接手の伸びを測定する場合のように数 mm の直線変形を電氣的に遠隔計測するにはその変形を円弧状に曲げた薄板の曲げ歪にかえて抵抗線歪計で測定するいわゆるキャンバーゲージが簡便でよい方法であるが、使用箇所に応じてその都度設計製作しかつ検定を行わねばならない点が不便である。著者等は木船外板構造模型の外板のずれを測定するために標点長さ 10~30 mm, 最大測定

第 5・5 図 キャンバーゲージの  $K$  の値

量 1~5mm のものを数種試作し、この種キャンバーゲージの設計の参考資料を得たのでここに記述する。

第 5・5 図右上に示すように厚さ  $t$  mm の薄い帯板を半径  $R$  mm, 挟角  $2\alpha$  に曲げ成形し両端 A, C をピン支持とし, AC 間の距離  $l$  mm を  $\Delta l$  だけ縮め又は伸ばした場合の円弧の中点 B に生ずる曲げ歪  $e$  は,  $t \ll R$  として

$$e = K \cdot \frac{\Delta l \cdot t}{R^2} \quad (5.1)$$

$$K = \frac{1 - \cos \alpha}{2\alpha - 3 \sin 2\alpha + 4\alpha \cdot \cos^3 \alpha}$$

となる。第 5・5 図に  $K$  の値を  $\alpha$  に対して示してある。B 点になるべく標点距離の短い歪ゲージを貼り付ければ  $\Delta l$  を歪測定器の歪のよみから求めることができる。

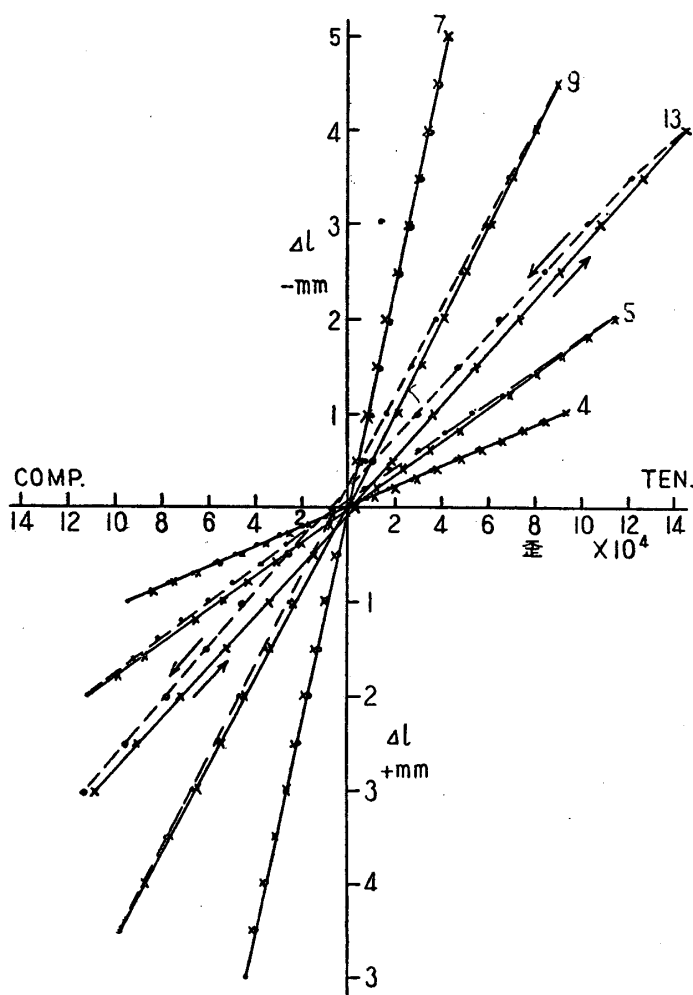
ただし実際には歪ゲージの長さが有限であることによる感度の低下と、歪ゲージのベースの厚さがキャンバーゲージの板厚  $t$  に対して無視できないため歪ゲージ貼り付けによる曲げ剛性の増加、および歪ゲージの面が薄板の表面よりも中立軸から遠くなるための感度の上昇の影響があらわれる。また両端の拘束条件の変化によつても感度は変化するから、(5・1) 式は近似値を与えるに止まり、実際の使用に際しては一々較正を行う必要がある。

試作したキャンバーゲージの種類を第 5・5 表に、較正曲線の一例を第 5・6 図に示す。No. 1~4 のものは感度が高いが、自身のばね力によつて固定されているだけであるから、衝撃を受けた

第 5・5 表 キャンバーゲージの試作表

番 号	材 質	$t$ (mm)	$l$ (mm)	$R$ (mm)	$2\alpha$ (度)	端末条件	感 度 ( $10^{-6}/\text{mm}$ )	使用範囲 ( $\pm\text{mm}$ )
1	真 鍮	0.32	30	15.5	153	両端支持	740	1
2	磷 青 銅	0.1	30	15.5	153	"	360	2
3	"	0.1	29	15.5	154	"	480	2
4	真 輪	0.32	29	15.5	154	"	940	1
5	磷 青 銅	0.1	29	15.5	154	{一端鉚付 他端支持	580	1
6	"	0.1	31.5	15.75	180	両端鉚付	460	3
7	"	0.1	10	17	326	"	84	5
8	"	0.1	20	17	288	"	110	4
9	"	0.2	10	15	321	"	200	4.5
10	"	0.2	20	15	284	"	280	4
11	"	0.3	10	15	321	"	260	4
12	"	0.3	10	23	333	"	140	5
13	"	0.3	20	15	284	"	360	3

註: 1. 板幅はすべて 9 mm, 2. 使用歪ゲージは K-22, (共和無線, 標点距離 9.5 mm),  
3. 感度は  $\Delta l$  1 mm 当りの歪出力を  $10^{-6}$  で示す。4. 端末条件は木ねちの頭部の溝にはめ込んだものを支持, はめ込んで鉚付したものを鉚付と記した。



第 5・6 図 キャンパーゲージの較正曲線

際に零点のずれが起るおそれがあり、とくに垂直面に使用する場合には注意が必要である。No. 5 は一端のみ鋳付したが、これは残留変形が大きく工合の良くないことがわかった。両端を鋳付してしかも残留変形を少なくするためには  $2\alpha$  を  $180^\circ$  より大にした方がよい。このために感度は低下するが使用範囲が広くなり、履歴現象も少くすることができる。

一般に感度は挟角の小さいときは挟角の変化による感度変化が大で、 $180^\circ$  を超すと挟角の変化によつてあまり変らなくなる。また感度は  $t/R^2$  に比例するから感度の大きなるものが必要のときは厚板を使用すればよい。ただしこの場合には必然的に使用範囲は狭くなる。

曲率半径  $R$  は歪ゲージを貼り付ける工作の困難と、歪ゲージ自体に大なる初期歪が加わるために、実験によると  $15\text{mm}$  より小にすることはできない、第 5・6 表に歪ゲージ K-22 (標点距離

$9.5\text{mm}$ ) を半径  $R\text{mm}$  の円筒面に沿つて外側に曲げた場合に生ずる見かけの歪を示す。円筒面に貼り付けた場合には  $1/R^2$  に比例する初期歪が歪ゲージ内に生じ、 $R$  が  $15\text{mm}$  より小となると  $0.2\%$  以上となり、これだけで歪ゲージの使用限界に近くなることがわかる。

第 5・6 表 歪ゲージのベースを丸めた場合の見かけの歪

$R$ (mm)	見かけの歪 (引張) ( $\times 10^{-3}$ )
15	2.125
10	3.12
6.5	4.00
5	5.12
4.15	切 断

#### 5・4 進水時固定台応力の計測

船の進水作業はわずか数十秒間に数千噸の巨体を安全に浮揚させねばならないので非常に重大な工事である。進水工事に必要な計算の重要な問題の一つとして、船尾浮揚時の位置および船首抱台にかかる力の推定がある。これについては従来多数の研究

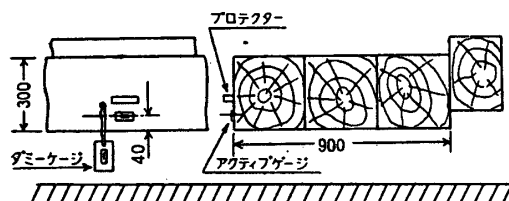
があるが電氣的の計器を利用したものは、進水時の船体応力計測によるもの<sup>20)</sup>、船首抱台の軟材の圧縮量の計測によるもの<sup>21)</sup>、船首部圧力をロードセルによつて直接計測したもの<sup>22)</sup>等があるが、固定台側よりの計測を行つたものは見当らない。著者等は石川島重工業 KK 造船設計部と協力して昭和 28 年 3 月進水の載荷重量 8,000 噸型貨物船 栄福丸 ( $120.00\text{m} \times 16.80\text{m} \times 9.30\text{m}$ ) において進水固定台の曲げ応力を測定することによつて船尾浮揚位置の決定を行い満足すべき結果を得た。この計測に当つては湿潤木材の歪測定という点に問題を含んでいるのでここに主眼をおいて報告を行うこととし、結果の詳細は文献 23) にゆずる。

本船の進水固定台は長さ約  $10\text{m}$ 、一辺の寸法約  $30\text{cm}$  の米松角材を 3 条縦方向に並べ鋼製添板を用いボルトで結合したものをコンクリート地盤上に約  $0.5 \sim 1.0\text{m}$  の間隔に配置された枕木上に固定したしのである。固定台は船体の滑りはじ

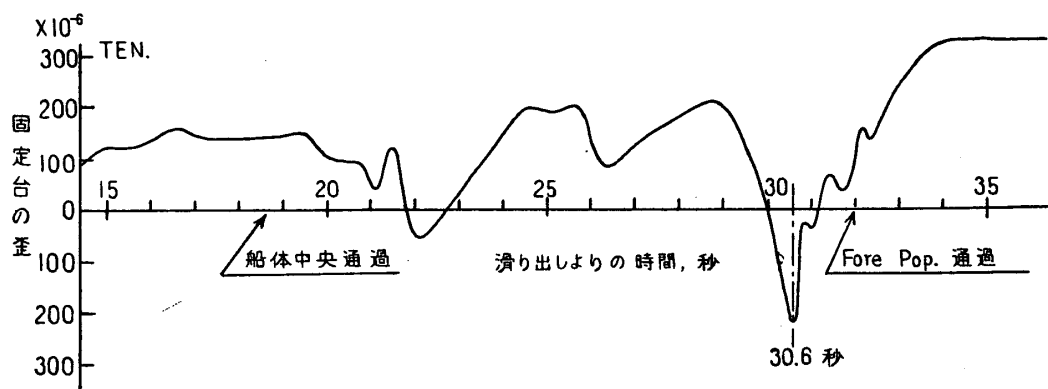
めにはほぼ様な圧力を受けているが、船尾浮揚時には船首抱台から狭い範囲に分布した大きな圧力を受ける。本実験においては固定台に生ずる曲げ応力の時間的変化を測定することによつて船尾浮揚時刻と圧力の推定を行はんとするものである。

弾性基礎上の梁の計算によると最大圧力部の中央において最大曲げモーメントが生ずるのは  $\beta l < 1.5$  の場合に限り、 $\beta l > 1.5$  となると最大曲げモーメントは分布圧力の中央の両側の 2 箇所が生じ、中央部は凹んだ分布となる。 $\beta$  は基礎の弾性と固定台の曲げ剛性により定まる係数で、一例として基礎が土の場合は大略  $1.74 \times 10^{-2} 1/\text{cm}$ 、厚いコンクリートの場合は大略  $4.07 \times 10^{-2} 1/\text{cm}$  の値をとる。また  $l$  (cm) は船尾浮揚時の船首抱台圧力の分布長さの  $1/2$  である。従つてこの方法では土の場合には分布長さが約 2m 以上、コンクリートの場合は約 0.8m 以上の場合には最大圧力を生じた箇所を定める精度がよくない。また基礎の強さの不均一と固定台に存在する接手は曲げ応力の分布を複雑にするので解析に当つてはその影響を考慮に入れる必要がある。

使用した抵抗線歪ゲージは共和無線製 K-1 (標点距離 20 mm, 抵抗  $120\Omega$ ) であつて、進水計算によつて求められた船尾浮揚位置を中心として

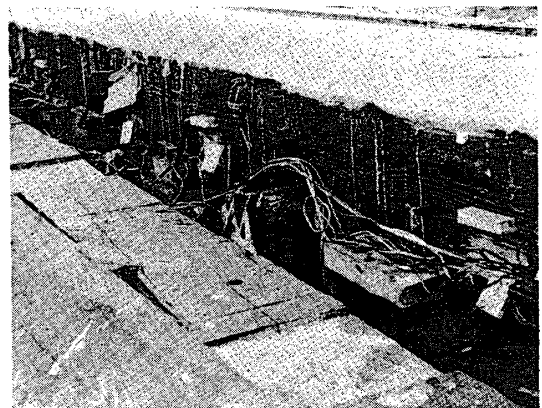


第 5・7 図 歪ゲージの位置 (単位 mm)



第 5・9 図 歪測定結果

16.27 m 間に 13 箇所貼り付け (第 5・7 図参照), 温度補償用のダミーゲージとしては同種の歪ゲージを小木片に貼り付けたものを 1:1 で用いた。第 5・8 図は進水終了後右舷固定台の内側の写真で、上方の白いのが滑動面で、側面にアクティブおよびダミーゲージがみられる。



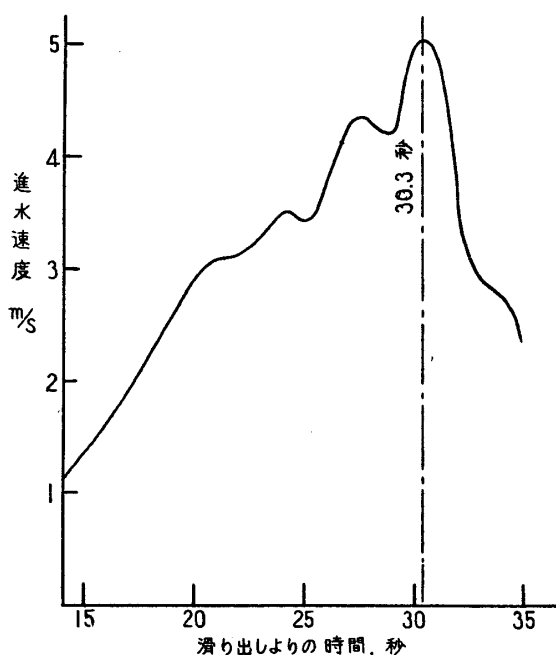
第 5・8 図 右舷固定台の歪ゲージの状況

固定台は樹脂の非常に多い材で、かつ固定台の先端は水中に浸り通風の悪い船底下に長時間置かれているため、台材の含水量は飽和に近いものと推定されるため、歪ゲージの貼り付けと防湿は次のようにした。歪ゲージを貼り付けるべき部分は表面を鉋削して清浄な面を露出させ、無水アルコールで樹脂分と水分を除去し赤外線ランプを照射して充分表面を乾燥した。歪ゲージを手早く貼り付け (接着剤 BC-1 を多い目に使用), スポンジ板を介して板片に細針金を掛けて押えをし、赤外線ランプで数時間照射する。押えを取除いた後更に 30 分程度照射乾燥を行つて後、リード線を取付け、全体を白色ワセリンで充分被覆する。また滑剤が流下して歪ゲージに影響するのを防ぐために、ゲージの真上に小木片を庇状にとりつけてプ

ロテクターとした。以上の処置により歪の測定は支障なく行うことができた。

使用した測定器は共和無線 DM-1 A と東大生研式 12 点用歪測定器<sup>20)</sup>で、記録は電磁オシログラフにより船速信号を同時に入れた。

計算による船尾浮揚予定位置に取付けた歪ゲージの測定結果を第 5・9 図に示す。滑始めより 30.6 秒において最大圧縮歪を示し、その後固定台には振動的な歪がみられる。この結果から 30.6 秒附近が船尾浮揚時であるとみられる。これは第 5・10 図の進水速度（固定台に設けた 21 個の電気接点を滑動台から張出したレバーが短絡する方式によつてオシログラムに同時記録した走行曲線より図式微分して得たもの）の最大となる時間 30.3 秒ともよく一致しているから、本方式による船尾浮揚の決定方法は信頼のおけるものであると思われる。



第 5・10 図 進水速度曲線

### 5・5 木船航走時の強度試験

木船の船体構造に接着構造を大幅にとり入れて船体重量の軽減と部材配置の合理化を計つたいわゆる軽構造木船についてはその建造の歴史が浅く海上航走時の応力を計測したものも非常に少ないが、最近ポリエステルフィルムをベースとした安定性の優れた抵抗線歪ゲージが製作せられているので（東京測器，Pゲージ），これを使用して波

浪中を航走する木船の強度部材に生ずる動的歪の測定を行つた結果を報告する。

実験船は接着構造の 21 m 木造巡視艇（海上保安庁“うらなみ”，21.50 m × 5.00 m × 2.60 m）であつて、実験は昭和 32 年 7 月 23, 24 の両日東京湾において海上保安庁，防衛庁，東造船株式会社の協力を得て行つたもので、結果の詳細は整理中であるので、ここには応力測定例として波浪衝撃の場合の一例について記述する。

使用した歪ゲージは東京測器製 PL-60（標点距離 60 mm，抵抗 120Ω，歪感度係数 2.28）でこれを船体中央部横断面に 8 箇所，船首より船の長さの 1/5 の距離の横断面に 4 箇所貼り付けた。また歪ゲージを使用した加速度計 VII 型<sup>24)</sup>（垂直用）を船首上甲板に，同じく V 型（水平，垂直用）を中央部上甲板に取付け，上下加速度と前後加速度を測定した。第 5・7 表に計測箇所を示す。測定器は共和無線製 DM-6 C（6 点用動歪計），DS-65 A（30 点用切換スイッチ）および三栄測器 12 エレメントオシログラフで，測定点 15 点のうち応力と船首加速度各 1 点は常時測定し，他の 13 点は切換スイッチによつて 4 点宛 4 回に切換えて測定した。

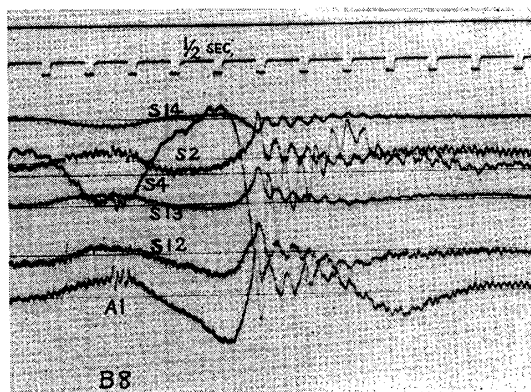
第 5・7 表 計測箇所

計測点番号	測定対象	計測位置
A 1	船首上下加速度	船首部
A 2	中央部上下加速度	中央部
A 3	中央部前後加速度	"
S 2	中央部縦方向歪	キールソン上面
S 3	"	左舷チェーン
S 4	"	左舷クランプ
S 5	"	右舷クランプ
S 7	"	右舷ウォーターウェー
S 8	船首部局部歪	底肋骨
S 9, S 10	"	底外板
S 11	"	側ロンジ
S 12	中央部縦方向歪	側底ロンジ
S 13	"	側ロンジ
S 14	"	甲板ガーダー

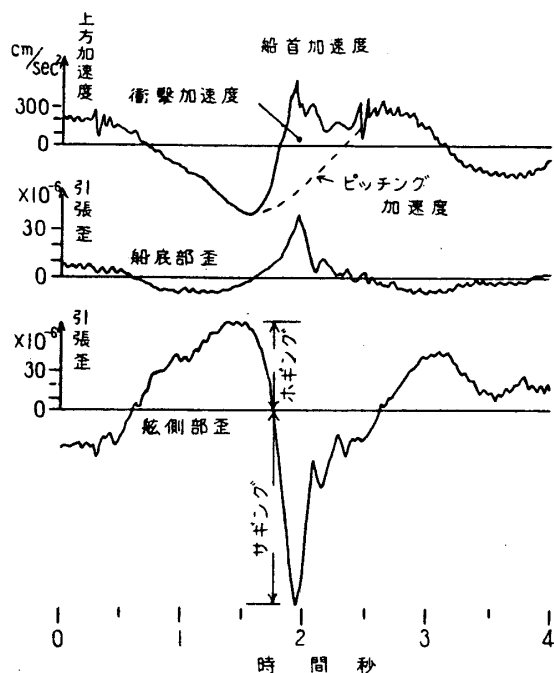
波浪による衝撃試験においては，切換を行つて測定する関係上常に一定した波について実験を行うことが望ましいので，魚雷艇が全速で航行する

際の波を利用することとした。すなわちある距離において向い合った実験艇と魚雷艇は合図によって共に全速で前進し、両艇が正横位置になったとき実験艇は転舵して魚雷艇の後流に直角に突込むようにするのである。

得られたオシログラムの一例を第5・11図に示す。加速度 A1 は上方が上向加速度を示し、歪 S2, S4, S12, S14 は上方が引張, S13 は下方が引張を示す。船首がピッチングを行つて上昇し切つて下降を開始する際に上方に向いた衝撃加速度を受け、それによつて船体振動が起ることを示している。歪の記録も衝撃によつて著しいピークを示すことがわかる。第5・12図に船首加速度と船底および舷側部材の歪の時間的变化を示す。

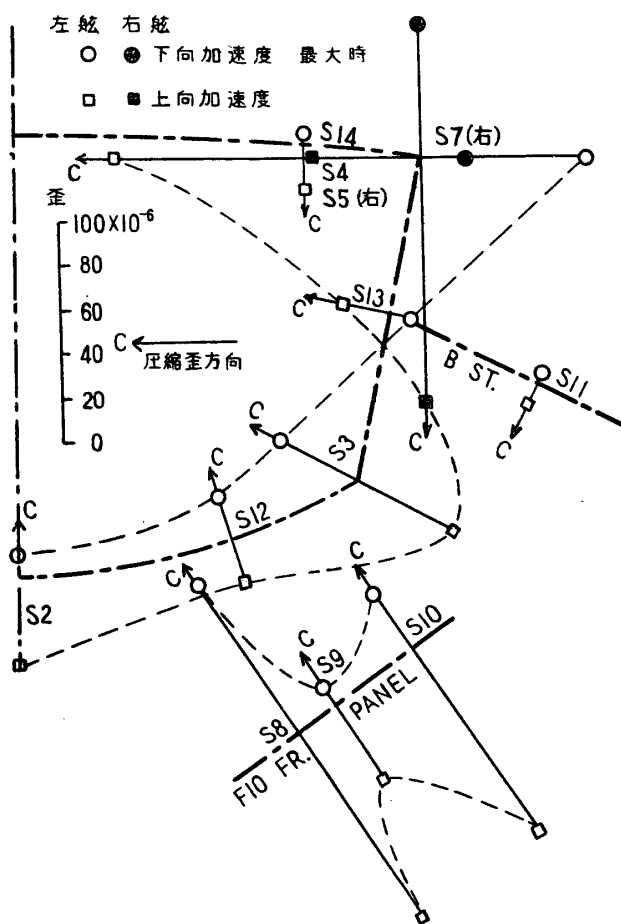


第5・11図 オシログラム



第5・12図 加速度と歪の時間的变化

船首部の衝撃加速度の最大値は6回の実験で  $1,500 \text{ cm/sec}^2$  であり、衝撃歪の最大値は舷縁部において  $3 \times 10^{-4}$  の程度であつた。中央横断面および船首部における衝撃歪の分布を第5・13図に示す(各回の実験において最大衝撃加速度が若干異なるので、上向, 下向加速度とも  $500 \text{ cm/sec}^2$  に対する歪の値に換算して示してある)。図において下向加速度最大の際に生ずる歪はピッチングによるものと同程度であるが、上向加速度最大の際に生ずるのは船首部が上方に叩かれる衝撃による歪で、その時間的变化は非常に早い。下向加速度最大の際には Sagging が、上向加速度最大の際には Hogging が起つてゐることが明らかに認められ、その分布は静応力の場合に比較して舷側部がやや大である以外にはその分布形は梁理論に従つてゐる。



第5・13図 衝撃歪の分布

本実験によつて波浪による衝撃を受けた場合の歪分布の状況が判明し、航走時の軽構造木船の強度解析に大なる寄与ができるものと思われる。

## 5・6 結 論

歪ゲージを木材に貼り付ける場合にはその箇所を清浄にして水分と樹脂分を充分取去り、接着剤を幾分多い目に使用し、乾燥させた後防湿処理を行うことによつて木材応力を金属等と同様に測定しうることが判明した。なお静応力測定用として電池と検流計を使用する装置を試作し、歪分解能  $1.5 \times 10^{-5}$  を得て実用に供し得た。また 1mm～5mm 程度の変位の測定用としてキャンバーゲージを数種試作し、接手の変形測定に用いた。

抵抗線歪計による木材応力測定例として、進水固定台応力計測によつて船尾浮揚時を定める実験と、航行中の軽構造木船の波浪による応力測定を行い満足すべき結果を得た。

5・1 および 5・3 の研究は昭和 27～28 年度文部省科学研究費（総合研究）の補助を受けて行つたものである。

## 文 献

- 1) 小川良平：造船協会会報 31 (1922), 34.
- 2) 原田正道：造船協会会報 74 (1952), 33.  
同 上 75 (1953), 43.
- 3) 竹山謙三郎：木構造 (1952), 丸善, 221.
- 4) 吉識雅夫：造船協会会報 80 (1949), 72.
- 5) 日本木造船協議会：木船構造委員会基準部会報告書 (1952), 77.
- 6) 湯地輝雄, 竹鼻三雄, 渡辺梅太郎：造船協会論文集 100 (1956), 113.
- 7) 太田友弥：船体強弱学 (1943), 工業図書 KK, 384.
- 8) 菅 四郎, 大江卓二：船舶試験所研究報告 6 (1944), 43.
- 9) 吉識雅夫, 竹鼻三雄：造船協会論文集 98 (1955), 103.
- 10) 福田武雄：構造力学 (1942), 河出書房, 426.
- 11) 関谷文彦：木材強弱論 (1947) 朝倉書店, 36.
- 12) 厚木勝基：木材の化学及び化学的応用 (1944), 誠文堂新光社, 12.
- 13) 関谷文彦：木材の解剖的性質 (1944), 朝倉書店, 71.
- 14) U.S. Dept. Agriculture: Wood Handbook, (1955), U.S. Gov., 74.
- 15) 森 徹：建築雑誌 45 (1931), 881.
- 16) 山井良三郎：林業試験場研究報告 77 (1955), 103.
- 17) 高橋幸伯：生産研究 6・1 (1954), 15.
- 18) 鈴木真一：航空学会誌 3・20 (1955), 213.
- 19) 竹鼻三雄：応力測定技術研究委員会報告 2 (1952), 51 および 3 (1953), 74.
- 20) 船体構造研究委員会：造船協会誌 296 (1952), 1.
- 21) 浜田 鉦：造船協会会報 69 (1941), 141.
- 22) 寺尾貞一, 木藤正宏, 横田 健：造船協会論文集 100 (1957), 193.
- 23) 石田 実：石川島技報 12. 36 (1955), 40.
- 24) 吉識雅夫, 竹鼻三雄, 助川政之：理工学研究所報告 11. 15 (1957), 219.