

木材梁に関する研究 (第3報)

矩形断面梁の荷重—撓曲線

沢 田 稔⁽¹⁾

ま え が き

梁の設計上重要なことは、その破壊荷重および、撓の大きさを予知することである。

破壊荷重については、すでに、第1報にのべたので、ここでは、梁の撓を理論的に計算する方法を取り扱うことにした。すなわち、木材の縦圧縮ヤング係数および同強度から「荷重—撓曲線」を計算した。

結果的には、ほぼ実験値とも一致したので、木材梁に関する一つの資料として報告する。

なお、この研究を行うにあたり、御懇切な御指導を賜った日本大学教授倉西正嗣博士、また、たえず御指導と御便宜をあたえられた当時木材部斎藤木材部長ならびに小倉材料科長に深い感謝の意を表する。

1. 矩形断面梁の曲率— $1/\rho$

木材梁横断面の応力曲線および歪曲線は、その弾性域では一般によく知られているような単純な直線的分布を、また、塑性域では、Fig. 1 に示すような分布をするものと考えられる。

この仮定は、その応力に関しては既報²⁾で取り扱った曲げ応力算出の場合と一致せしめたものである。また、梁の引張側に塑性域を考慮しなかつたのは、この場合の解がやや複雑となること、および最大引張応力に達したときの撓をその梁の危険な撓と見ることが実用上妥当と考えたからである。

さて、このような仮定によつて、梁の曲率 ($1/\rho$) をもとめると次のようになる。

1.1 弾性域における曲率 ($1/\rho_e$)

弾性域においては、いうまでもなく、中立軸は梁の中心軸と一致し、その曲率 ρ_e は、よく知られているように次の式であらわされる。

$$\frac{1}{\rho_e} = \frac{M}{E \cdot I} \dots\dots\dots 11.1$$

ただし、M=曲げモーメント

E=ヤング係数

I=梁の断面二次モーメント

1.2 塑性域における曲率 ($1/\rho$)

Fig. 1 において、

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_c} = \frac{\lambda}{\mu - \lambda} \dots\dots\dots 12.1$$

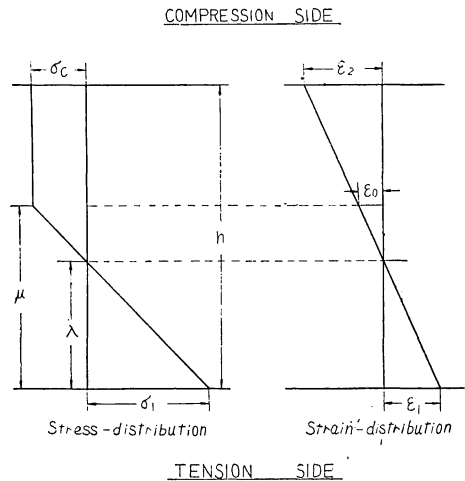


Fig. 1 Stress and strain distribution in the plastic region (in cross section) of a wood beam.

(1) 木材部材料科強度研究室長

$$2h \cdot \sigma_c = \mu(\sigma_1 + \sigma_c) \dots\dots\dots 12.2$$

$$\lambda = \frac{2h - \mu}{2h} \cdot \mu \dots\dots\dots 12.3$$

$$M = (3 - 2\mu_0)W \cdot \sigma_c \dots\dots\dots 12.4$$

ただし, σ_c = 圧縮強度 W = 断面係数 h = 梁の深さ (ハリタケ) $\mu_0 = \mu/h$

また,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{h} \dots\dots\dots 12.5$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\lambda}{\mu - \lambda} \cdot \varepsilon_0 \dots\dots\dots 12.5 a$$

$$\varepsilon_2 = \frac{h - \lambda}{\mu - \lambda} \cdot \varepsilon_0 \dots\dots\dots 12.5 b$$

$$\therefore \frac{1}{\rho} = \frac{\varepsilon_0}{\mu - \lambda} \\ = \frac{2\sigma_c}{E \cdot h \cdot \mu_0^2} \dots\dots\dots 12.6$$

ここに,

$$\varepsilon_0 = \frac{\sigma_c}{E} \dots\dots\dots 12.6 a$$

$$\mu - \lambda = \frac{\mu^2}{2h} = \frac{h \cdot \mu_0^2}{2} \dots\dots\dots 12.6 b$$

さらに, 単純支持梁における最大曲げモーメントを M'_m とおけば,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M'_m}{E \cdot I} \cdot \frac{1}{\beta \cdot \mu_0^2} \dots\dots\dots 12.7$$

$$\beta = \frac{M'_m}{W \cdot \sigma_c} = \frac{\sigma'_b}{\sigma_c} \dots\dots\dots 12.7 a$$

$$\sigma'_b = \frac{M'_m}{W} \dots\dots\dots 12.7 b$$

2. 荷重——撓曲線

つぎに, 単純支持梁の一方の支点 (支持自由) を原点とした直交座標で, 横軸を梁の長軸方向 x , 縦軸を撓方向 y とおき, 曲げモーメント図による方法 (*Area Moments*) によつて梁中央の撓をもとめる。

2.1 中央集中荷重の場合

Fig. 2 に示す場合で, このときの梁中央の撓 y_c は次式によつてあたえられる。

$$y_c = \int_0^{x_c} \frac{1}{\rho_c} \cdot x \cdot dx + \int_{x_c}^l \frac{1}{\rho} \cdot x \cdot dx \dots\dots\dots 21.1$$

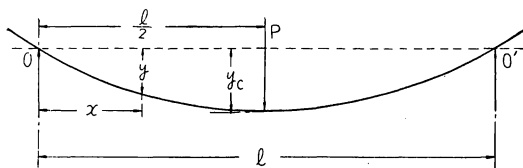


Fig. 2 Center-loaded simple beam, deflection indicated by y .

ここに,

x_c = 原点より弾性限度までの距離

$$M_x = \frac{1}{2} P \cdot x$$

$$= (3 - 2\mu_0)W \cdot \sigma_c \dots\dots\dots 21.1 a$$

$\mu_0 = 1$ で 21.1 a 式より求められる x は,

x_c であり,

$$x_c = \frac{l}{2\beta} \dots\dots\dots 21.1b$$

$$\beta = \frac{Pl}{4W \cdot \sigma_c} = \frac{\sigma'_h}{\sigma_c} \dots\dots\dots 21.1c$$

また,

$$\frac{1}{\rho_c} = \frac{P \cdot x}{2E \cdot I} \quad \left| \quad \frac{1}{\rho} = \frac{Pl}{4EI \cdot \beta \mu_0^2} \right. \dots\dots\dots 21.1d$$

これらの関係を 21.1 式に代入すれば,

$$y_c = \frac{P}{2EI} \int_0^{\frac{l}{2\beta}} x^2 \cdot dx - \frac{Pl^3}{8EI \cdot \beta^3} \int_1^{\frac{3-\beta}{2}} \frac{3-2\mu_0}{\mu_0^2} \cdot d\mu_0$$

$$\therefore y_c = \frac{y_0}{\beta^3} \left\{ \frac{36}{3-\beta} - 17 - 12 \log_e \frac{2}{3-\beta} \right\} \dots\dots\dots 21.2$$

ただし,

$$y_0 = \frac{Pl^3}{48EI} \dots\dots\dots 21.2a$$

2.2 二点荷重の場合

Fig. 3 において, その中央の撓を y_c とすれば,

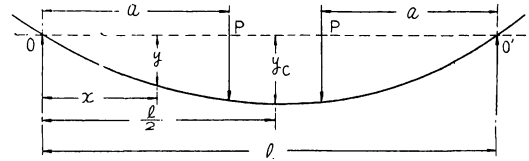


Fig. 3 Two-point loaded simple beam.

$$y_c = \int_0^{x_c} \frac{1}{\rho_c} \cdot x \cdot dx + \int_{x_c}^a \frac{1}{\rho_1} \cdot x \cdot dx + \int_a^{\frac{l}{2}} \frac{1}{\rho_2} \cdot x \cdot dx$$

$$x < a; \dots\dots\dots 22.1$$

$$M_x = P \cdot x = (3-2\mu_0)W \cdot \sigma_c \quad \left| \quad a \leq x \leq l-a; \dots\dots\dots 22.1a \right.$$

$$M_x = P \cdot a = (3-2\mu_0)W \cdot \sigma_c$$

$$\mu_0 = 1; \longrightarrow x_c = \frac{a}{\beta} \dots\dots\dots 22.1b$$

$$\beta = \frac{P \cdot a}{W \cdot \sigma_c} = \frac{\sigma'_h}{\sigma_c} \dots\dots\dots 22.1c$$

また,

$$\frac{1}{\rho_c} = \frac{Px}{EI} \quad \left| \quad \frac{1}{\rho_1} = \frac{Pa}{EI \cdot \beta \mu_0^2} \right. \quad \left| \quad \frac{1}{\rho_2} = \frac{4Pa}{EI \cdot \beta (3-\beta)^2} \right. \dots\dots\dots 22.1d$$

これらの関係を 22.1 式に代入すれば,

$$y_c = \frac{P}{EI} \int_0^a x^2 \cdot dx - \frac{2Pa^3}{EI \cdot \beta^3} \int_1^{3-\beta} \frac{3-2\mu_0}{\mu_0^2} \cdot d\mu_0 + \frac{4Pa}{EI \cdot \beta (3-\beta)^2} \int_a^{\frac{l}{2}} x \cdot dx$$

$$\therefore y_c = \frac{8y_0}{(3\gamma^2-4)} \left[\frac{1}{\beta^3} \left\{ \frac{36}{3-\beta} - 17 - 12 \log_e \frac{2}{3-\beta} \right\} + \frac{3}{2} \cdot \frac{(\gamma^2-4)}{\beta(3-\beta)^2} \right] \dots\dots\dots 22.2$$

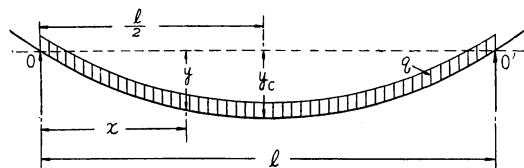
ただし,

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= \frac{Pa^3}{24EI} (3\gamma^2-4) \\ \gamma &= \frac{l}{a} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots 22.2 a$$

2.3 全等布荷重の場合

Fig. 4 において, スパン中央の撓を y_c とおけば,

$$y_c = \int_0^{x_e} \frac{1}{\rho_c} \cdot x \cdot dx + \int_{x_e}^{\frac{l}{2}} \frac{1}{\rho} \cdot x \cdot dx \dots\dots\dots 23.1$$



$$\begin{aligned} M_x &= \frac{q}{2} (lx - x^2) \\ &= (3-2\mu_0)W \cdot \sigma_c \dots\dots\dots 23.1 a \end{aligned}$$

$$\mu_0 = 1; \longrightarrow x_e = \frac{l}{2} \left\{ 1 - \sqrt{1 - \frac{1}{\beta}} \right\} \dots\dots\dots 23.1 b$$

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{l}{2}; \longrightarrow \mu_0 = \frac{3-\beta}{2} \\ \beta &= \frac{ql^2}{8W\sigma_c} = \frac{\sigma'_b}{\sigma_c} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots 23.1 c$$

また,

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\rho_c} &= \frac{q}{2EI} (lx - x^2) \\ \frac{1}{\rho} &= \frac{8ql^3}{EI \cdot \beta \mu_0^3} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots 23.1 d$$

これらの関係を 23.1 式に代入すれば,

$$y_c = \frac{q}{2EI} \int_0^{\frac{l}{2} \left\{ 1 - \sqrt{1 - \frac{1}{\beta}} \right\}} (lx - x^2) x \cdot dx - \frac{2ql^4}{EI \cdot \beta^2} \int_1^{\frac{3-\beta}{2}} \left[\frac{\sqrt{\beta}}{\mu_0^2 \sqrt{2\mu_0 - (3-\beta)}} - \frac{1}{\mu_0^3} \right] \cdot d\mu_0$$

$$\therefore y_c = \frac{y_0}{5\beta^2(3-\beta)} \left[(3-\beta) (5\sqrt{\beta} + 3\sqrt{\beta-1}) (\sqrt{\beta} - \sqrt{\beta-1})^3 + 12 \left\{ \sqrt{\beta-1} (\sqrt{\beta} - \sqrt{\beta-1}) + \frac{2\sqrt{\beta}}{\sqrt{3-\beta}} \tan^{-1} \sqrt{\frac{\beta-1}{3-\beta}} \right\} \right] \dots\dots\dots 23.2$$

ただし,

$$y_0 = \frac{5ql^4}{384EI} \dots\dots\dots 23.2 a$$

3. 計算値と実験値との比較

おこなった実験はすべて中央集中荷重の場合にかぎられている。なお、剪断応力による撓の影響を小さくするために、ハリタケ—スパン比を $1/20$ ($h/l=1/20$) とした*。使用せる樹種は、エゾマツ材(気乾)、ブナ材(多湿)およびミヅナラ材(多湿)の3種である。すべて、柃目面荷重とし、試片の標準寸法は、巾 60 mm; ハリタケ 50 mm; スパン 1000 mm で、全長 1200 mm である。

荷重点および支点は Fig. 5 にしめすとおりであるが、とくに、荷重点にはカシ材を用い、その丸味は A. S. T. M 型を採用している。

撓みの測定は、ハリタケの中央支点直上の位置に打込んだ針に、約 0.1 mm 程度の太さにまで伸長した生ゴムを引いて、梁中央の中心線と一致せしめ、この中心位置においてゴム線の下端と梁の中心位置標識との距離を島津製読取顕微鏡(副尺により 10^{-2} mm) 2 台で測定した (Fig. 5)。

材料試験機は、前川製、能力 10 トン堅型引張試験機で、試験の際はその容量を 2 トンに切換えて使用した。また、試験条件としては、

樹 種	気温 (°C)	関係湿度 (H%)	荷重速度 (kg/cm ²)
エゾマツ	15~16	56~57	65~75
ブナ	7~11.5	75~85	60~75
ミヅナラ	12~13.5	60~64	60~75

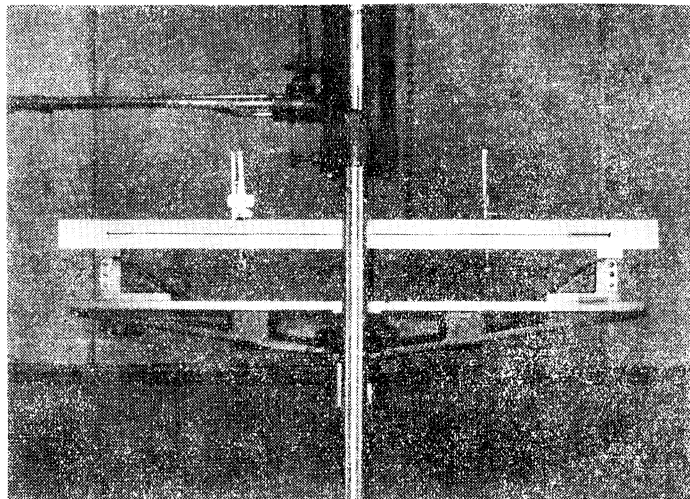


Fig. 5 Typical set-up of a beam ready for test *Center-loaded simple beam*.

3.1 エゾマツ材(気乾)

試験に供した梁の材質および主要寸法は Table 1 に示す。

* 実際には、木材の剪断弾性係数 G に関する実験資料に乏しく、本邦にあつては今博士²⁾の報告以外にはほとんどみるべきものはない。したがつて、著者は外国文献⁷⁾⁹⁾と、今博士の実験値²⁾から E/G を推察して後述する近似式から $h/l=1/20$ で 2~3% 程度の誤差となるものと見込んだ。なお、エゾマツ材については、今博士の誘導された曲げヤング係数と h/l の理論曲線 (Fig. 12) から、 $1/20$ 程度は相当に影響の少ないところと判断される。

Table 1. Properties and dimensions of the test beams of Yezo-matsu
(Japanese spruce; *Picea jezoensis* Carr.).

Beam No.	Width of Annual Rings b	Moisture Content u	Specific Gravity		Young's Modulus in Compression E_c	Compressive Strength σ_c	$\frac{\sigma_t}{\sigma_c}$	Width of Beam	Depth of Beam	Span of Beam	Bending Strength
			R_u	R_0^*							
	mm	%	g/cm ³	g/cm ³	kg/cm ²	kg/cm ²	r	B cm	h cm	l cm	kg/cm ²
PA-01	3.2	15.0	0.39	0.34	107,000	320	3.10	5.90	4.50	100	605
PA-02	3.5	15.0	0.42	0.35	86,000	335	2.22	5.90	4.90	100	575
PA-03	2.1	15.0	0.42	0.37	99,000	335	3.35	5.90	4.90	100	600
PA-04	2.6	15.0	0.41	0.35	122,000	345	3.32	5.90	4.90	100	640
PA-05	2.8	15.0	0.42	0.36	127,000	355	3.44	5.90	4.90	100	655

* R_0 (Volume at test; weight at oven dry)

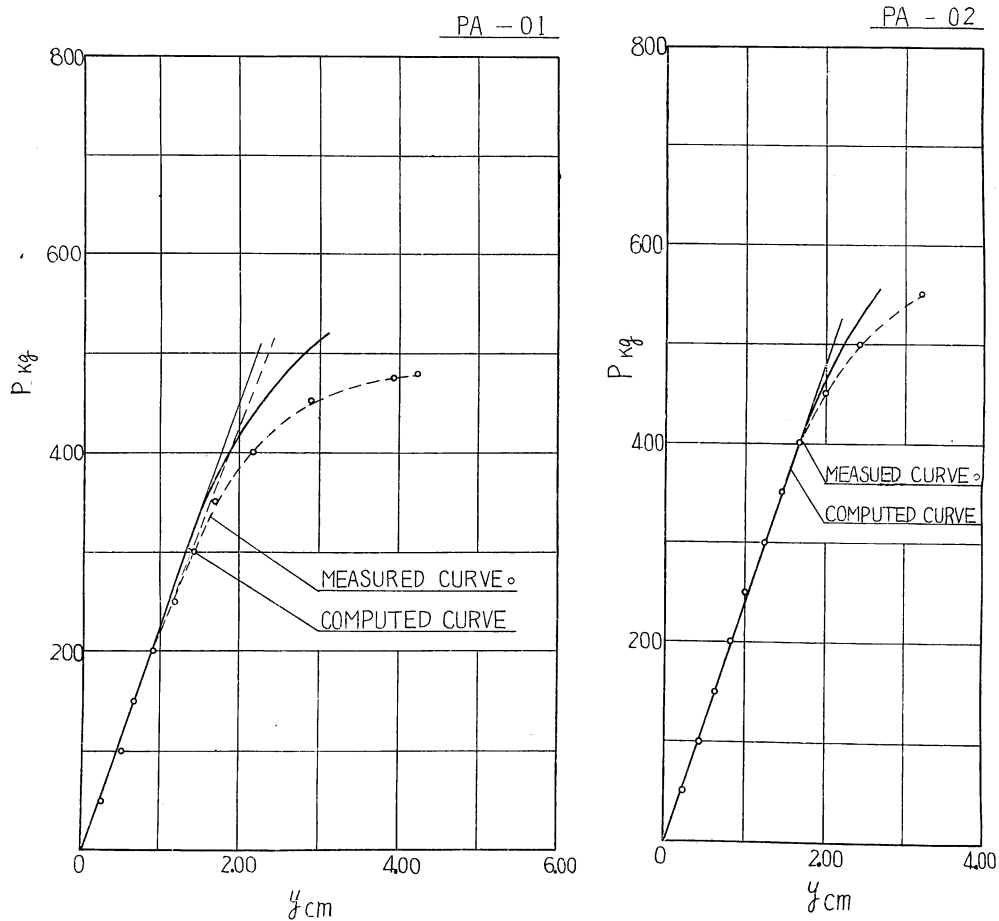


Fig. 6 Load-deflection curves of the test beams of Yezo-matsu (*Japanese spruce*).

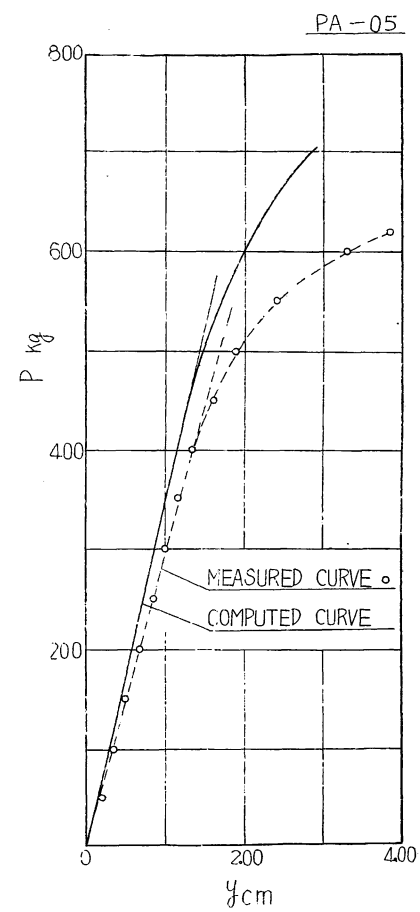
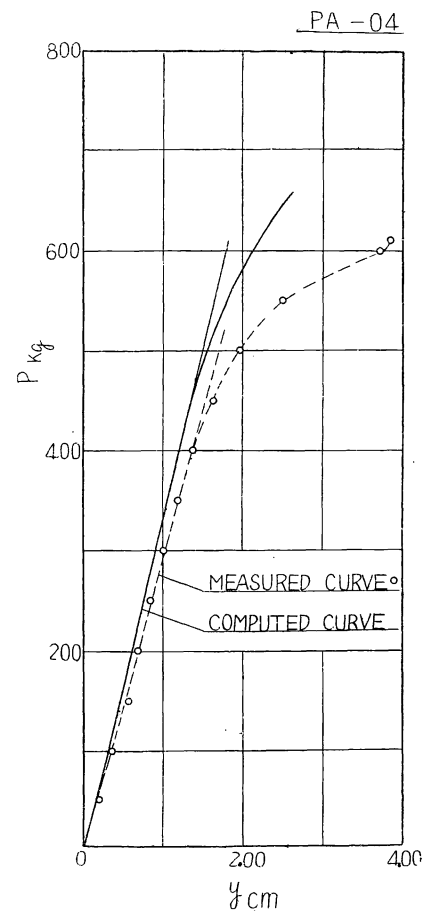
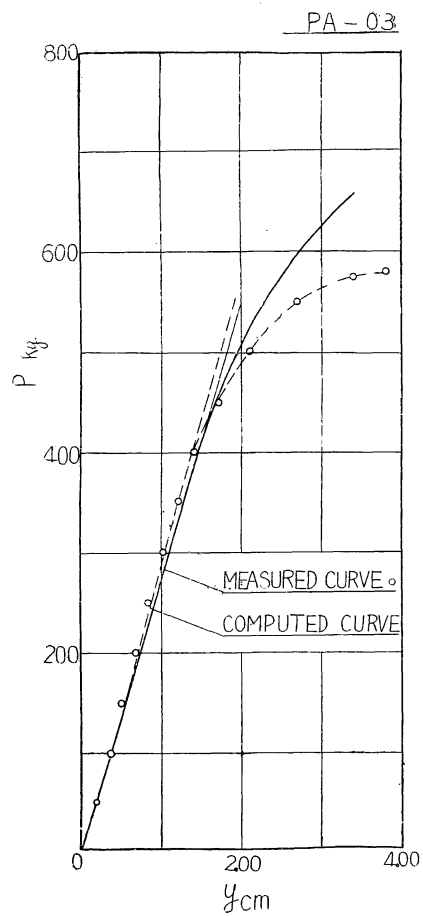


Fig. 6 Load-deflection curves of the test beams of Yezo-matsu (*Japanese spruce*).

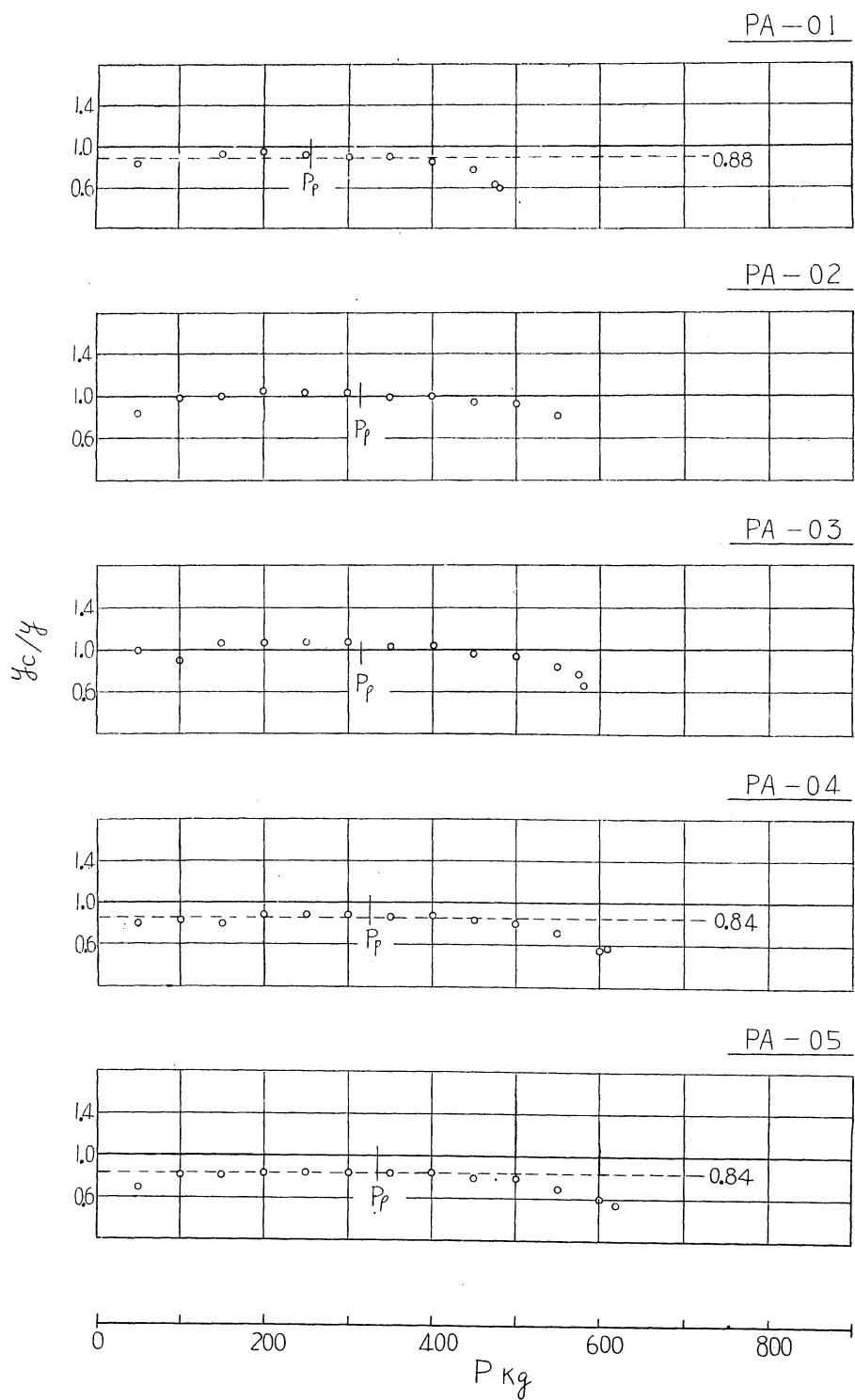


Fig. 7 Load- y_c/y relations of the test beams of Yezo-matsu (*Japanese spruce*).

Table 1 に示した5本の試験梁について、荷重—撓曲線の計算値と実験値とを比較図示したのが Fig. 6 である。また、計算によるスパン中央の撓 y_c と実験値 y の比と荷重との関係を示したものが Fig. 7 である。Fig. 7 の点線は、圧縮試験によつて求めたヤング係数と梁の有する実際のヤング係数との間における喰違いを示している。さらに、両図の破壊荷重附近(破壊荷重の90%以上すんだところ)で、かなり著しいズレを示している。なお、この附近から荷重点のツブレはかなり大きくなつてゆく傾向が観察されている (Fig. 14)。

エゾマツ材におけるこの種のズレは、おもに、塑性域にはいつてからの圧縮応力のてい減によるものであらうとかがえられるが、その補正等については別に考察する。また、Fig. 6 の P_p は比例限度をしめす。

3.2 ブナ材 (多湿)

試験に供した梁の材質および主要寸法は、Table 2 に示す。

Table 2. Properties and dimensions of the test beams of Buna
(Japanese beech; *Fagus crenata* Blume.).

B. No.	b (mm)	u (%)	R_u	R_l	E_c (kg/cm ²)	σ_c (kg/cm ²)	r	B(cm)	h(cm)	l(cm)	σ_b (kg/cm ²)
BM—01	1.8	50.0	0.72	0.48	88,000	265	3.57	6.00	5.00	100	555
BM—02	1.8	50.5	0.75	0.50	85,000	250	3.16	6.00	5.00	100	600
BM—03	2.1	48.0	0.72	0.49	86,000	265	2.98	6.00	5.00	100	640
BM—04	1.5	52.0	0.74	0.48	89,000	260	3.15	6.00	5.00	100	550
BM—05	2.0	44.0	0.78	0.54	99,000	270	3.28	6.00	5.00	100	715
BM—06	2.0	43.0	0.75	0.51	102,000	280	3.71	6.00	5.00	100	605
BM—07	2.0	51.5	0.73	0.49	76,000	255	2.55	6.00	5.00	100	560
*BM—08	2.1	47.0	0.76	0.52	110,000	290	4.21	6.00	5.00	100	720
*BM—09	2.5	46.5	0.78	0.54	112,000	310	3.49	6.00	5.00	100	765
*BM—010	2.4	46.0	0.74	0.52	94,000	285	3.12	6.00	5.00	100	670

* False heard wood.

これらの試験梁について、荷重—撓曲線を Fig. 8, 計算値 y_c と実験値 y との比と荷重との関係を Fig. 9 にしめす。

この場合は、エゾマツ材に比してはるかに適合度の高いことが知られる。ヤング係数におけるズレも小さい。また、荷重点のツブレもきわめてすくなく、試験後においては、これを見分けることも容易でないほどであつた (Fig. 14)。しかし、このことは、広葉樹多湿材にあつては、とくに、メリ込ミの回復はつよいのであつて、事後観察の結果から直ちに、メリ込ミが少ないと断定することはできない。上述のことは、主として実験過程において著者の観察した結果の推定である。

いずれにせよ、計算値と実験値の適合度に対して決定的なエイキョウをあたえる因子は塑性域の圧縮応力曲線で、これが Fig. 1 の条件にどの程度近づくか、または、遠ざかるかによるものと考えられる。

3.3 ミズナラ材 (多湿)

試験に供した梁の材質および主要寸法は、Table 3 に示す。

Table 3. Properties and dimensions of the test beams of Mizu-nara
(Japanese oak; *Quercus crispula* Blume.).

B. No.	b (mm)	u (%)	R_u	R_l	E_c (kg/cm ²)	σ_c (kg/cm ²)	r	B(cm)	h(cm)	l(cm)	σ_b (kg/cm ²)
EM—01	1.8	53.0	0.91	0.60	94,000	270	4.40	6.00	5.00	100	625
EM—02	2.9	48.5	0.94	0.63	122,000	315	4.30	6.00	5.00	100	730
EM—03	2.2	50.5	0.92	0.61	98,000	295	3.20	6.00	4.90	100	705
EM—04	2.0	50.5	0.90	0.60	96,000	300	3.75	6.00	4.90	100	735
EM—05	3.0	52.0	0.96	0.63	105,000	320	3.65	6.00	5.00	100	800

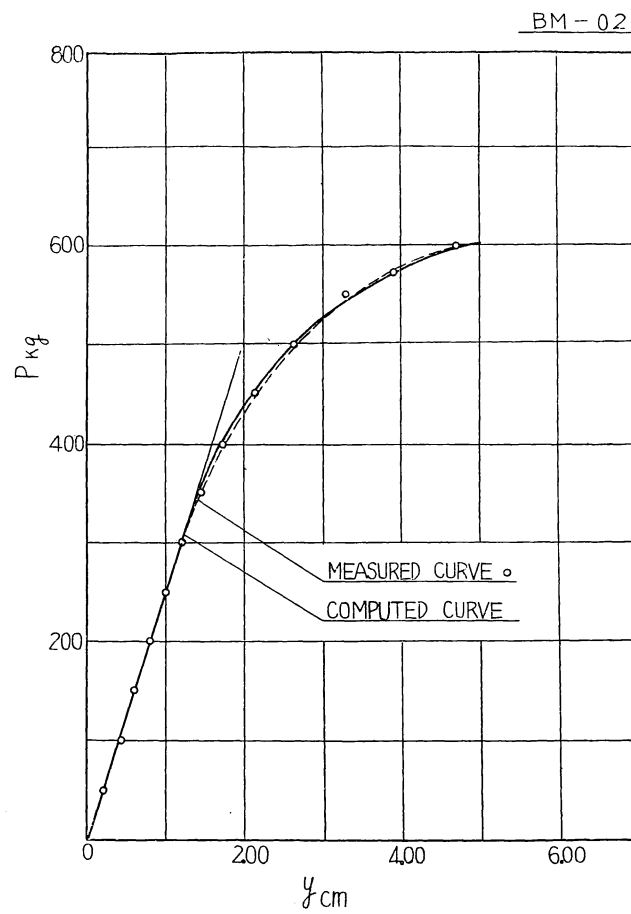
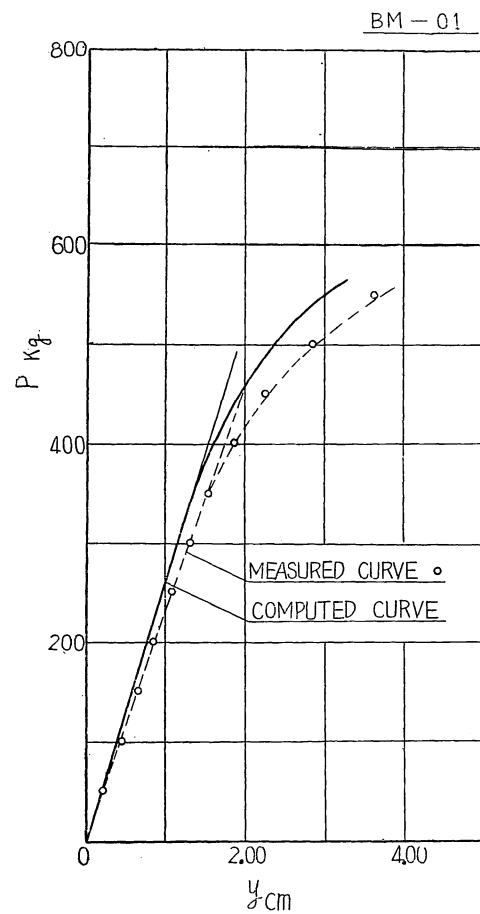


Fig. 8 Load-deflection curves of the test beams of Buna (*Japanese beech*).

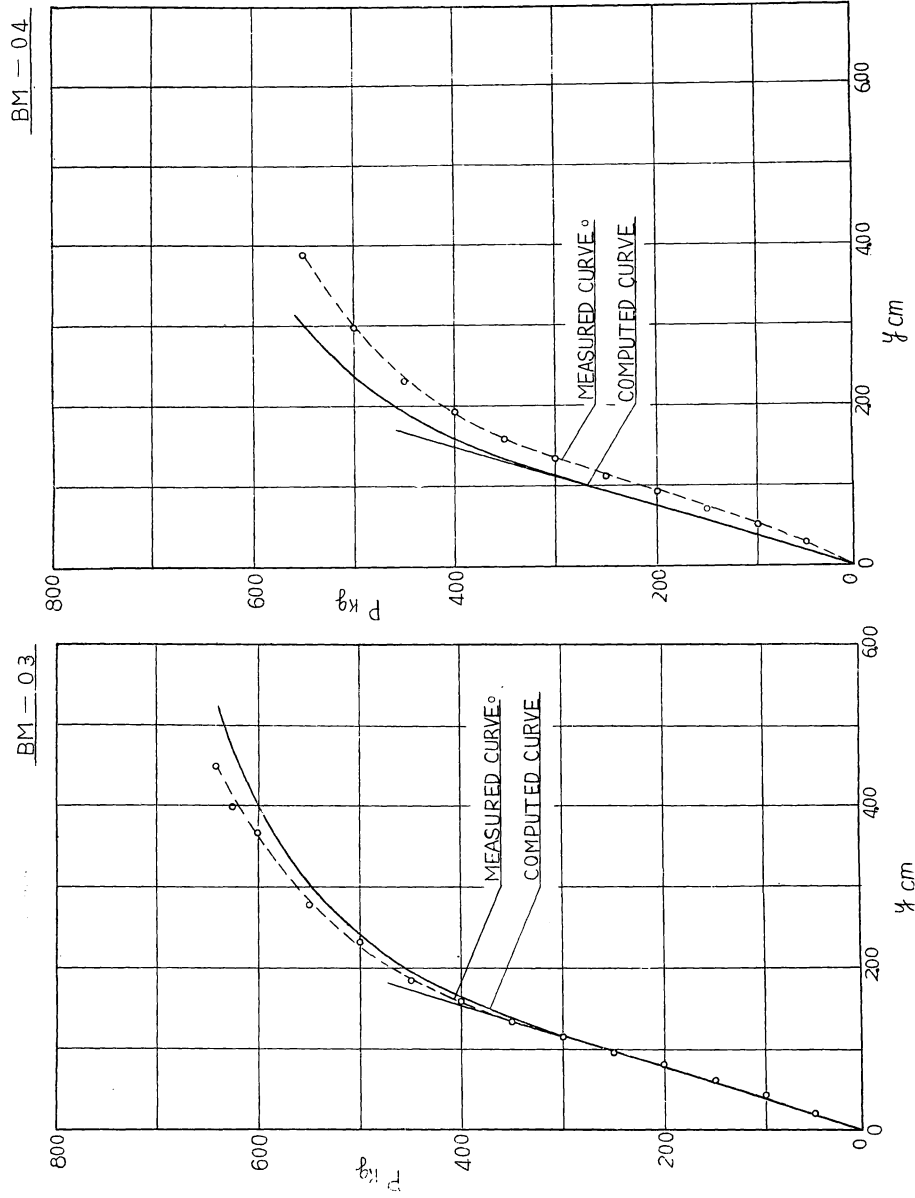


Fig. 8 Load-deflection curves of the test beams of Buna (*Japanese beech*).

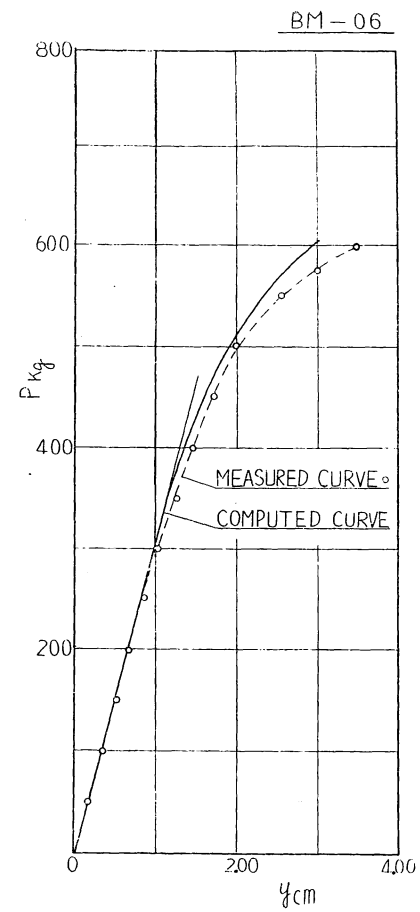
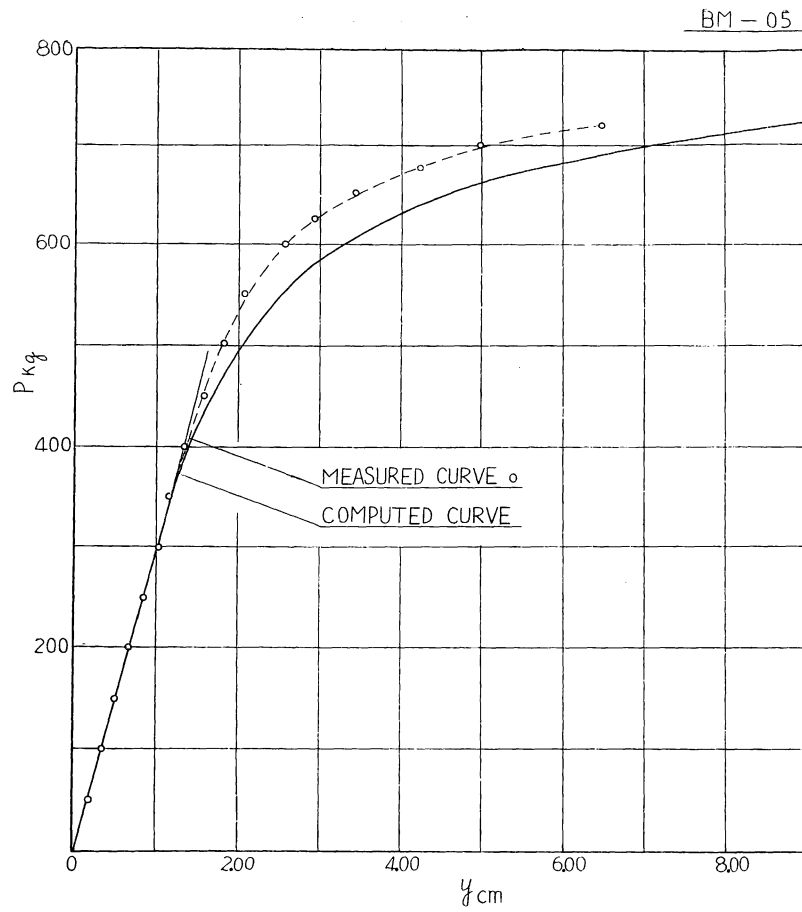


Fig. 8 Load-deflection curves of the test beams of Buna (*Japanese beech*).

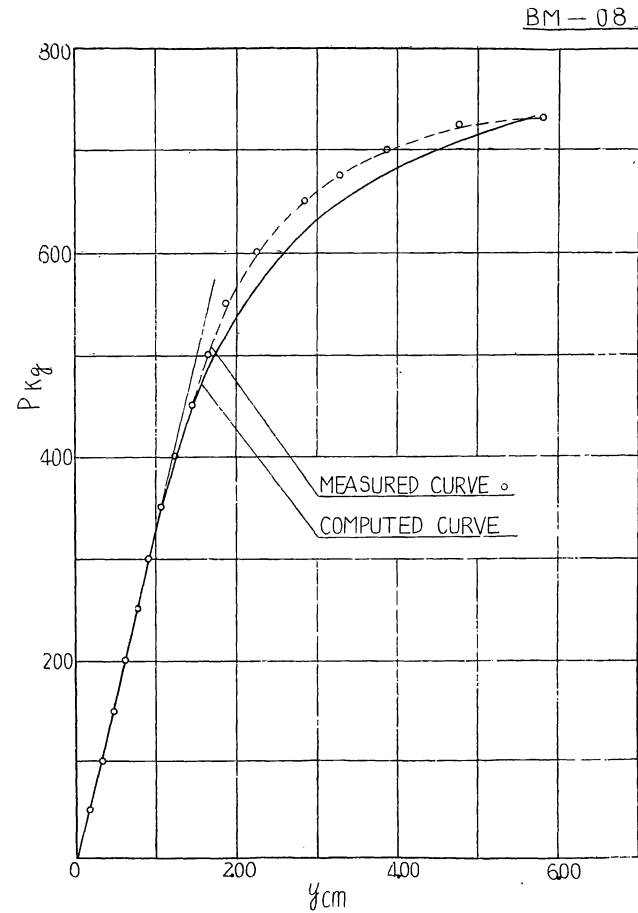
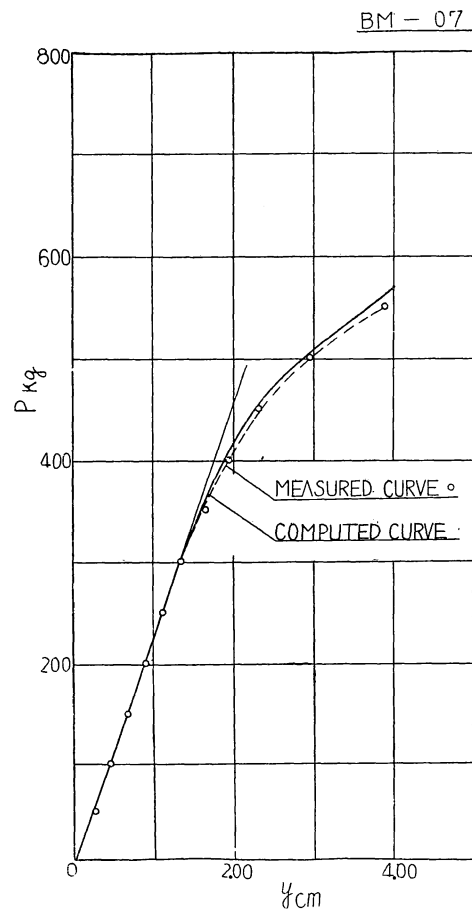


Fig. 8 Load-deflection curves of the test beams of Buna (*Japanese beech*).

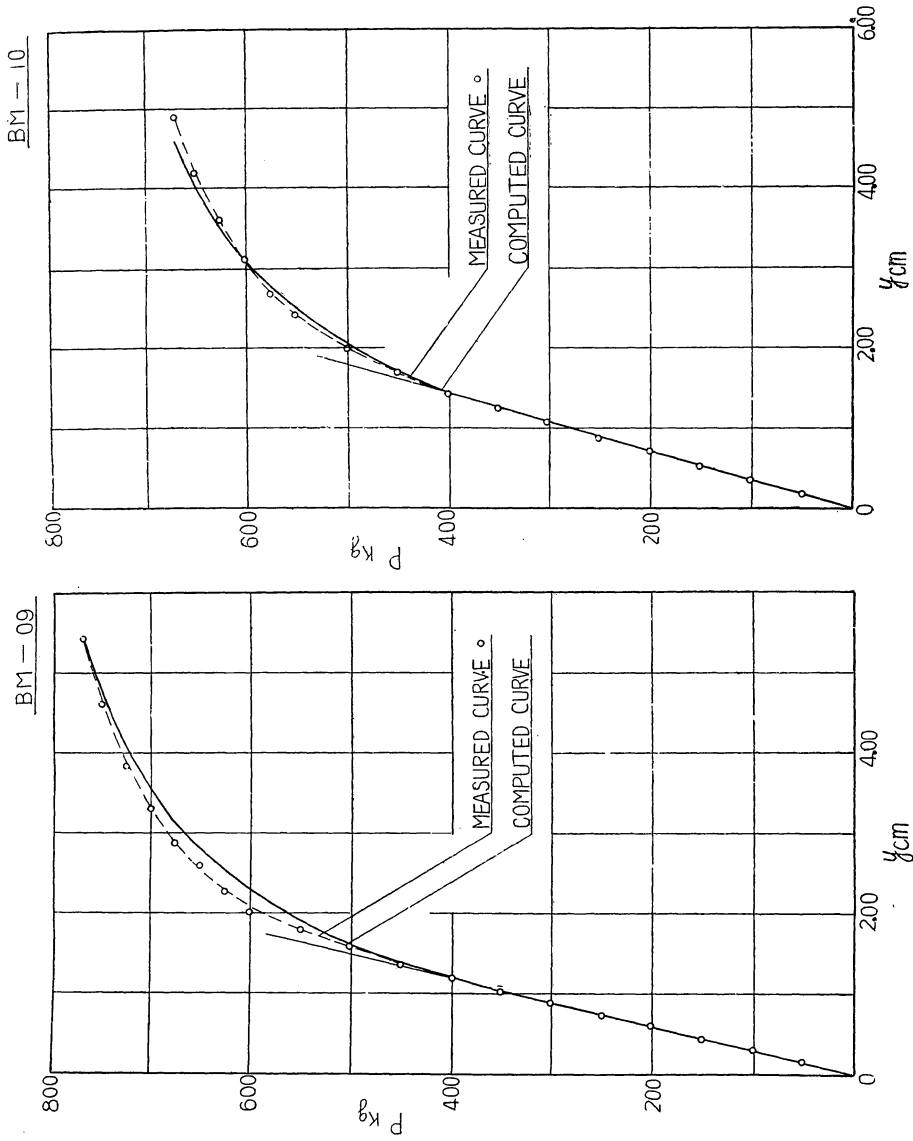


Fig. 8 Load-deflection curves of the test beams of Buna (*Japanese beech*).

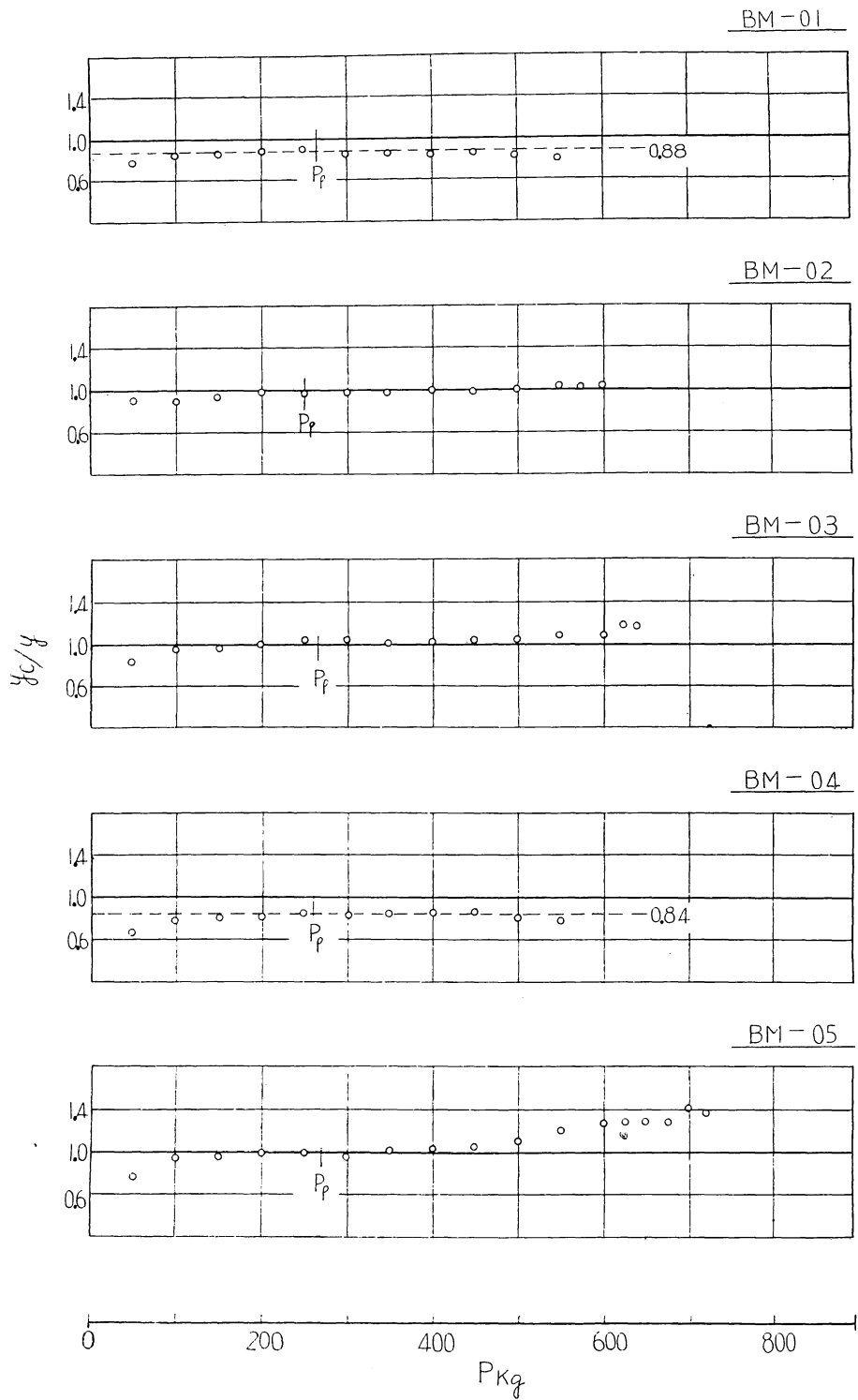


Fig. 9 Load- y_c/y relations of the test beams of Buna (*Japanese beech*).

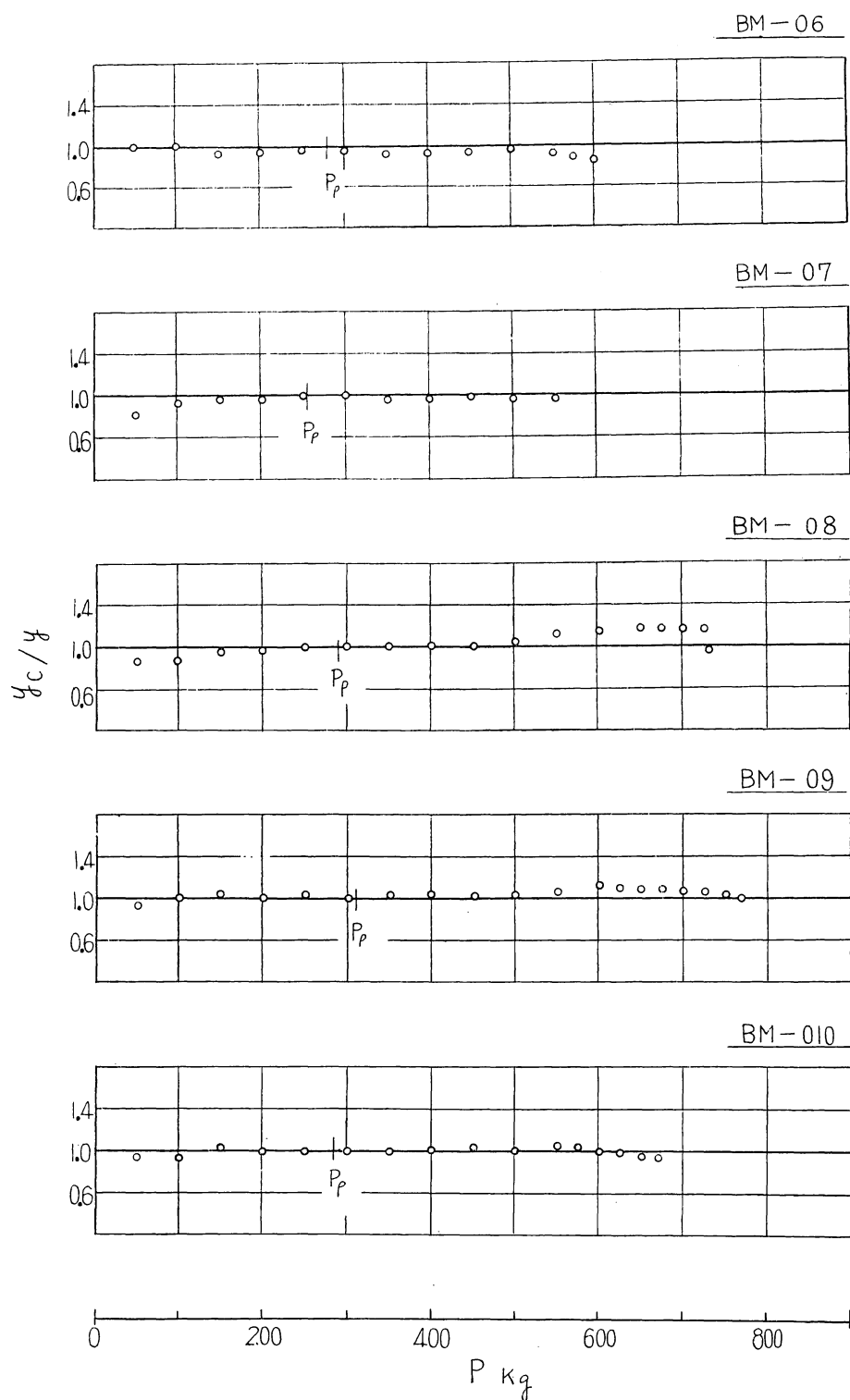


Fig. 9 Load- y_c/y relations of the test beams of Buna (*Japanese beech*).

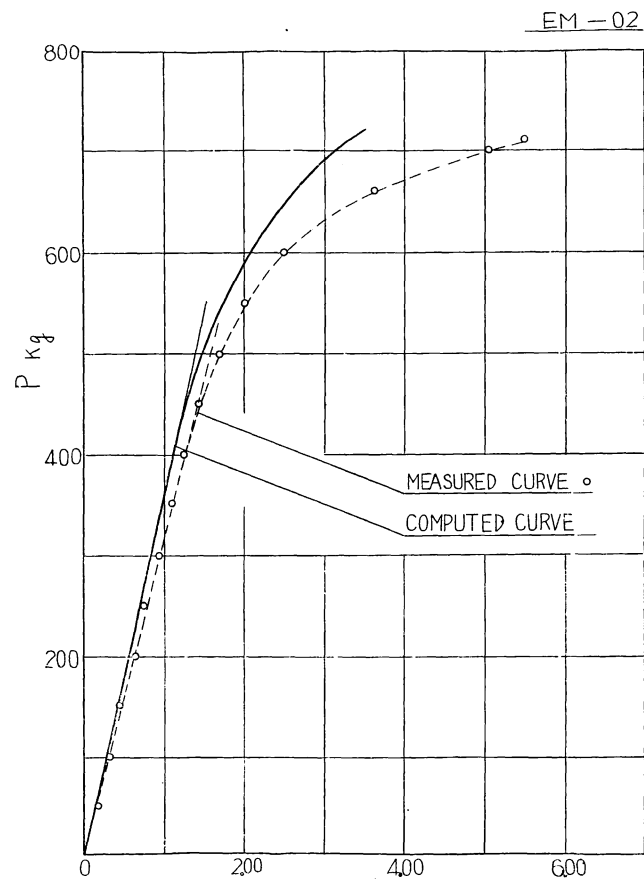
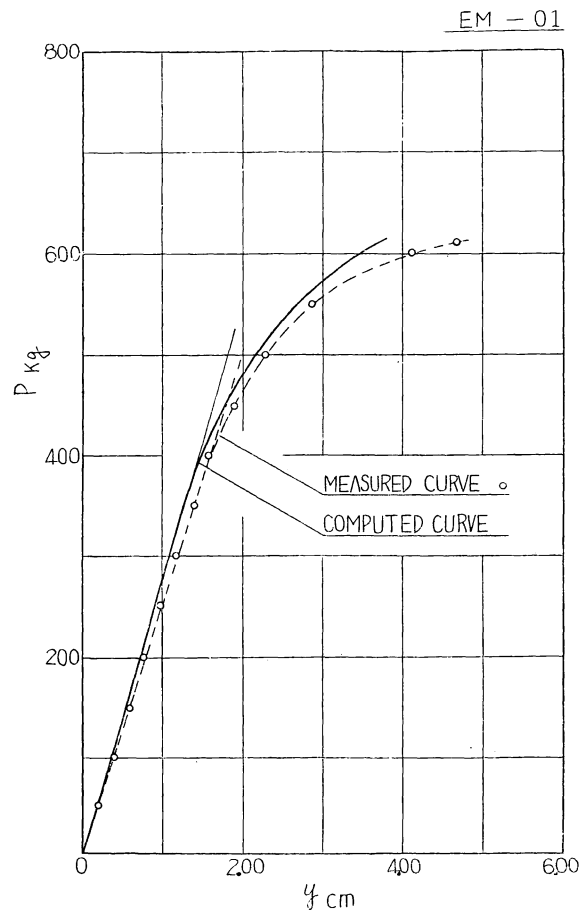


Fig. 10 Load-deflection curves of the test beams of Mizu-nara (*Japanese oak*).

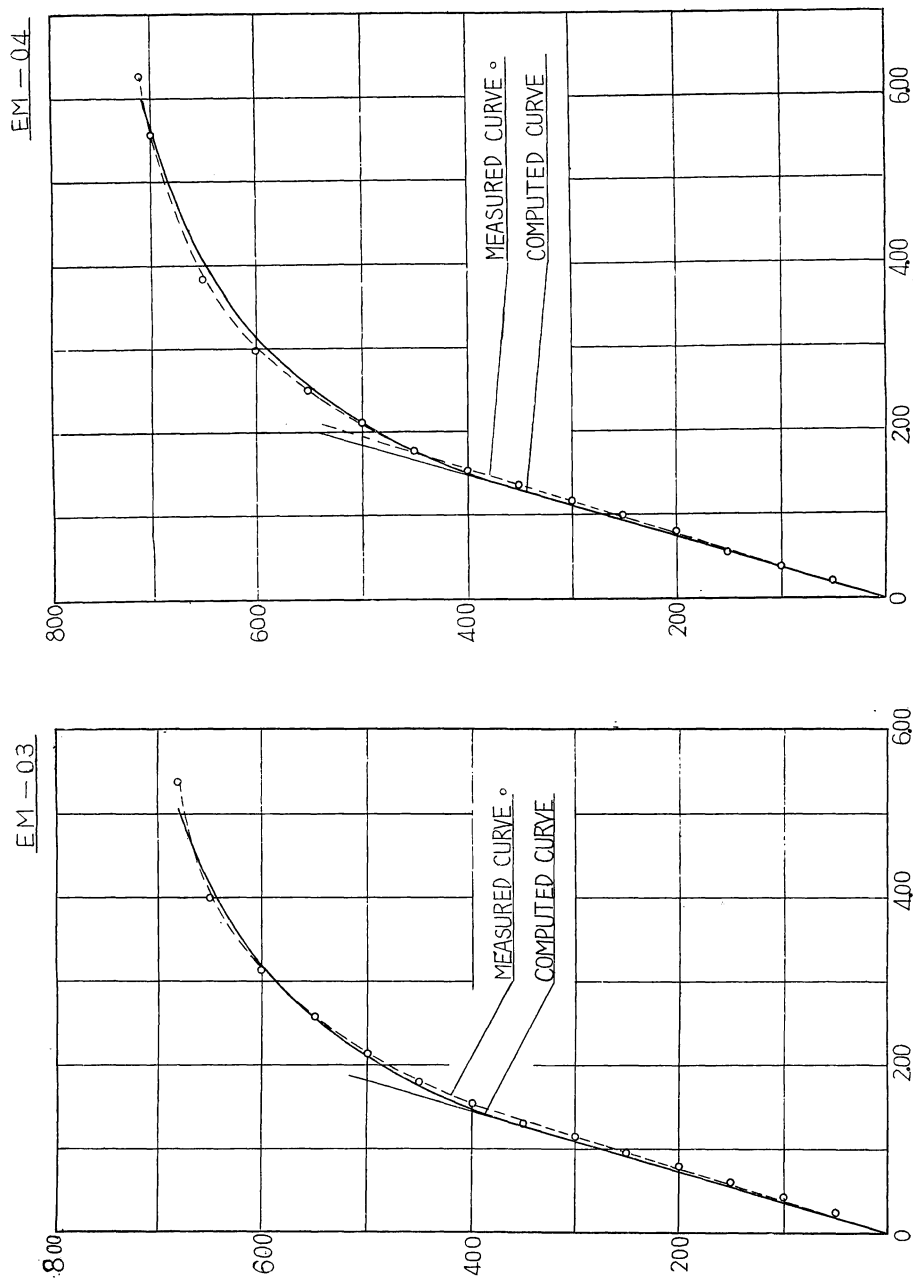


Fig. 10 Load-deflection curves of the test beams of Mizu-nara (*Japanese oak*).

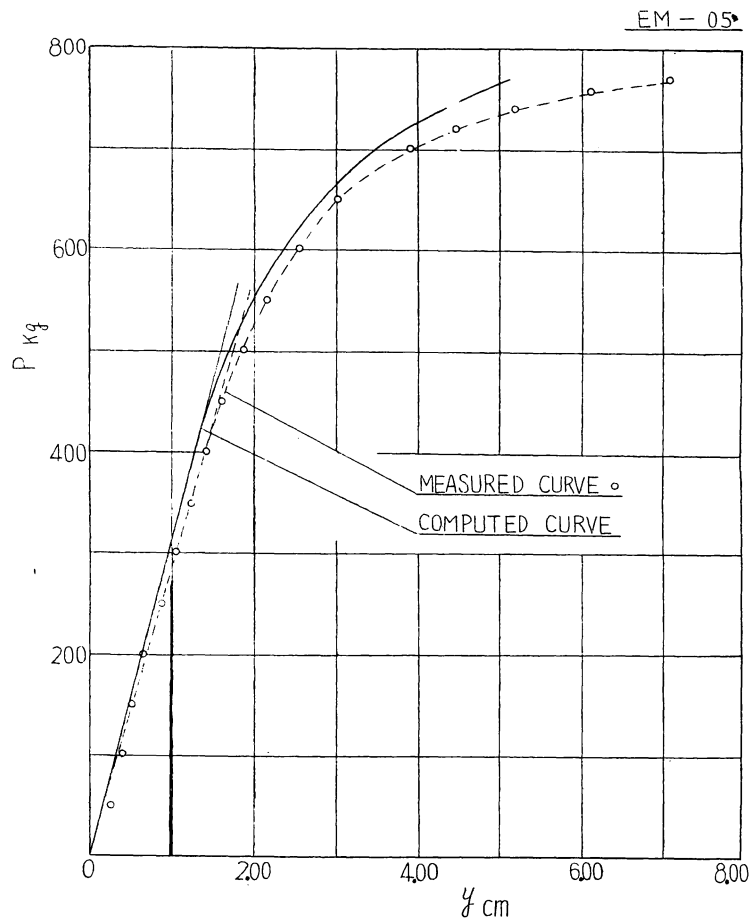


Fig. 10 Load-deflection curves of the test beams of Mizu-nara (*Japanese oak*).

これらの荷重撓曲線については Fig. 10 に、また、計算値 y_c と実験値 y との比と荷重との関係は Fig. 11 にそれぞれしめた。

この場合は、ほぼ、エゾマツ材とブナ材との中間的な傾向を示し、若干、ヤング係数における推定のズレがあるほか、計算値と実験値とは相当よく一致している。これは、少なくとも、塑性域圧縮応力曲線の仮定条件が実際の場合とかなりよく一致した結果のように思われる。圧縮強度の評価も大体妥当なものであつたようである。荷重点のツブレも少なかった (Fig. 14)。

以上、3 樹種 20 本の試験梁について、その計算値 y_c と実験値 y との比較を行つた結果を総合して判断すると、エゾマツ材における破壊荷重附近のズレをのぞいては、大体よく一致したものと考えられる。したがつて、著者は、木材梁の撓について Fig. 1 の条件が、ほぼ成立すること、および、これによる理論的な撓の計算が可能であることをほぼたしかめえたものと考えている。

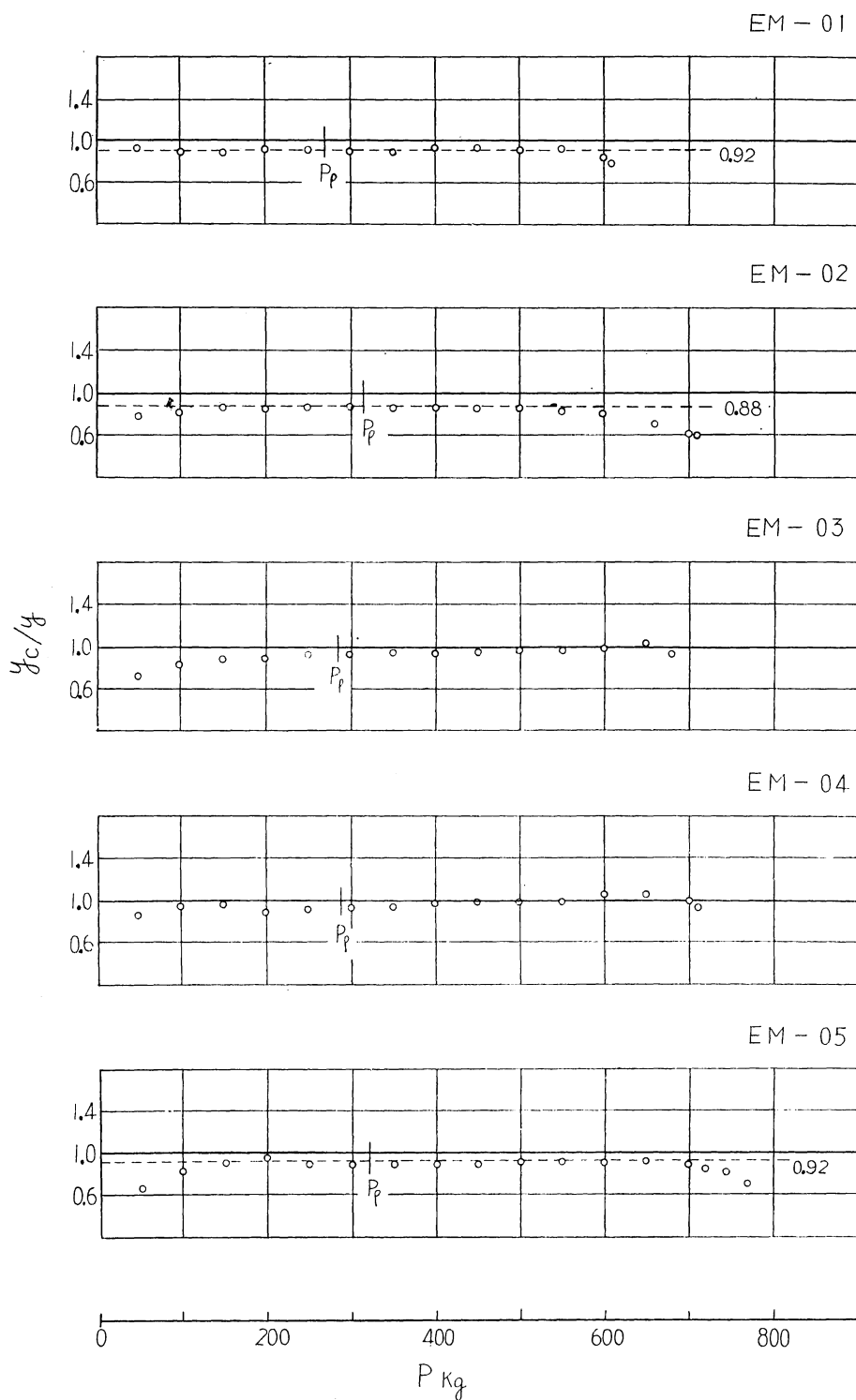


Fig. 11 Load- y_c/y relations of the test beams of Mizu-nara (Japanese oak).

4. 考 察

木材梁の荷重撓曲線を理論的にもとめ、これと実験値とについて、中央集中荷重の場合で比較したが、大体において好結果を得たものと思われる。

ただ、この計算は、基礎条件が Fig. 1 に示されたもののほか、いわゆる「ツブレ」および、剪断応力のエイキヨウの無視しうる場合のもので、これらの諸条件が、単独にまたは、相関連してエイキヨウすると見られるときは、そのために生ずる誤差をまぬかれないのは当然である。

したがって、その補正方法をあきらかにする必要がある。この種の補正については、別の機会に検討する考えであるが、ここでは、とくに重要と考えられる次の諸点に関し若干の考察をこころみようと思う。

4.1 剪断応力による撓の影響

一様な矩形断面を有する木材梁の弾性域における剪断応力による影響は、すでに 1948 年、北大今博士²⁾によつて求められている。これは、その剪断応力の影響が、もつばら、スパン——ハリタケ比によつて定まることを示したもので、Fig. 12 に見られるような曲線をもとめている。

同博士の理論曲線について、ただ一つギモンがもたれるのは、とくに h/l の小なる区間、すなわち、剪断応力の最もエイキヨウしないところで、その実験値がいちじるしく大きくなっていることである。これはなにか、実験上の不都合によるものではないかと思うが、著者としても、近くこの点を実験的に吟味してみようと考えている。

つぎに、きわめて単純な考え方によつて中央集中荷重による梁の撓が、剪断応力によつてエイキヨウされる程度を次のようにして考えてみた。

すなわち、剪断応力によるエイキヨウを含む場合の撓を y とおいて次式を導いた。

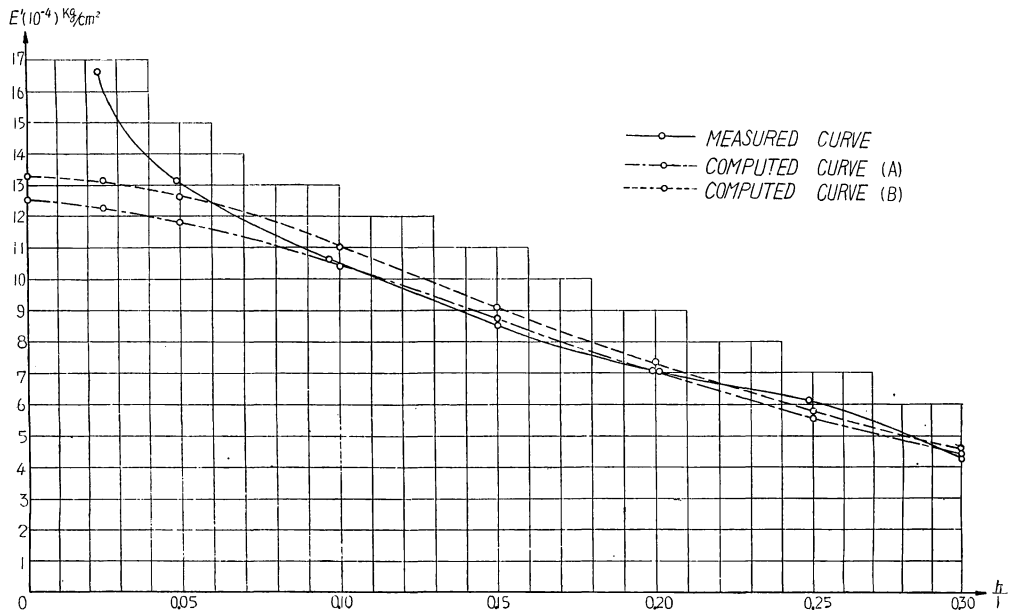


Fig. 12 Young's modulus-depth by span ratio curves. (by Dr. KON²⁾)

A: E by pure bending test B: E_t by tensile test

$$y = y_e \left[1 + \frac{6}{5} \cdot \frac{E}{G} \cdot \left(\frac{h}{l} \right)^2 \cdot \beta^3 \cdot \frac{\left\{ 1 + 2 \log_e \frac{2}{3 - \beta} \right\}}{\left\{ \frac{36}{3 - \beta} - 17 - 12 \log_e \frac{2}{3 - \beta} \right\}} \right] \dots\dots\dots 41.1$$

ただし, $y_e = (21.2)$ 式 $G =$ 剪断弾性係数

$$y = y_e + y_s \dots\dots\dots 41.1 a$$

$$y_s = y_{se} + y_{sp} \dots\dots\dots 41.1 b$$

ここに,

$y_s =$ 剪断応力による梁中央の撓 $y_{se} =$ 同じく, その弾性域での撓

$y_{sp} =$ 同じく, その塑性域での撓

つぎに, $Q =$ 剪断力とせば,

$$y_{se} = \int_0^{x_e} \frac{k \cdot Q}{bhG} \cdot dx \dots\dots\dots 41.1 c$$

$$y_{sp} = \int_{x_e}^l \frac{k \cdot Q}{b\mu G} \cdot dx \dots\dots\dots 41.1 d$$

ただし, k : 断面形により定まる係数

ゆえに, 41.1 式の〔 〕内第2項が, 無視できる程度に小さくなければならないわけであり, これを充足せしめるような h/l をとらなければならない。なお, E/G は材質に関する独立定数であるが, 一般に針葉樹の方が広葉樹よりもこの値が大となる傾向のあることが知られている⁷⁾。したがって, 他の条件に差がなければ, 針葉樹の方がより小さな h/l をとる必要がある。いいかえれば, 針葉樹で満足される h/l については広葉樹では問題なく満足されるものとみられる。ここに, 著者が, 今博士の理論⁸⁾ からエゾマツ材について $h/l = 1/20$ をとつたおもな理由があり, また同博士の実験値による E/G によつて 41.1 式から〔 〕第2項を求めて, その 0.05 に満たないと判断されたことからその h/l をとつた理由がある。しかし, 上述の剪断応力による撓の解は, 剪断弾性係数 G を弾塑性両域を通じて一定であるとみなした点や, 矩形断面の定数のとり方等についてかなり近似的なものとみななければならない。したがって, その実際の撓に対する影響については今後実験的に確める必要のあることはいうまでもない。

4.2 荷重点の「ツブレ」

実験によつて梁の撓を測るばあい, 荷重点の「ツブレ」はみのがしがたい誤差の原因となる。むろん, このツブレを量的に補正することはできるわけであるが, もし, その程度があまり大きな場合は, このような量的な問題のみにとどまらず, この部分における局部的な応力の集中や変形(メリ込ミ)のかたよりなども起るために, 簡単には補正のできない誤差も生ずるとみなければならない。むろんときとしては, スパンに比してメリ込ミの巾が大きくなつて, 集中荷重としての条件からはずれてしまうようなこともある。著者も, 二, 三の実験で以上のことを経験しているので上述のようにかなり細長い梁のみに関する結果で計算値を吟味したのである。

それでも, エゾマツ材はかなり軟材であるので相当のツブレがでている。このツブレをできるだけくいとめるためには, 実験条件を充分検討する必要がある。すなわち, 全等布荷重か局部的等布荷重方式の採用も考えなければならない。また, このような方法においても, 当然, 部分圧縮条件(荷重と変形との関

係)に対する実験的検討が必要となる。なお、ミヅナラおよびブナ材のように比較的硬い材では、ツブレは少なく、ここに示したような程度の梁ではあまり問題にしくてもいいようであるが、これらの材でも、深い梁になると当然ツブレがでてくるから、実験条件の取り扱いについて考慮を必要とする点ではかわりがない。

4.3 圧縮強度および弾性係数の推定

ここに、もつめた荷重——撓曲線は、その圧縮強度 σ_c と、弾性係数 E_c とによつて基本的には定まるものであるから、試験梁に関するこの両者の推定があくまでも妥当なものでなければならない。著者は、この両者の推定を、試験梁から分割試片を切りとつて圧縮試験に供し、その得られたものの平均値でおこなつたり。ところで、前述した y_c/y と荷重との関係で、比例限度以内における計算値と実験値とのズレは主としてこの E_c の評価において誤りがあつたとみななければならない。しかし、そのズレも数値的には、あまり大きなものではなかつたので、とくに、補正しなければならないようには考えていない。

つぎに、圧縮強度 σ_c の推定であるが、これにはかなり問題があるように思う。むろん、硬い材であるミヅナラやブナ材の場合には、ほとんど問題にする必要がないようにも思われるがエゾマツのような軟い材では、梁の圧縮側における圧縮応力曲線が Fig. 1 に示すような形をとるとみなすためには、その圧縮側外皮応力が σ_c に達してから応力の弛緩を考慮にいれる必要が起つてくるようである。このことは、前報¹⁾でとり扱つた曲げ破壊係数の算出の際にも考えられることで、ほとんどの例で、計算値の方が実験値より大きくでていることによつても想像されることである。このような見地から、著者は、この場合の補正に関して次のような方法を考へてみた。すなわち、前述のエゾマツ梁のうち2本をとつて、その σ_c のかわりに比例限度の応力 σ'_c を用いて撓の計算をしてみたところ Fig. 13 に示すような関係を得た。

これは、かなりよく実験値と一致している。そこで、この σ'_c をつかつて、曲げ破壊係数を算出し、 σ_c によつた場合と比較してみると Table 4 のごとくになり、この場合も数値的には好条件を示すように思われる。表中、 σ'_b は σ'_c を用いて計算した曲げ破壊係数、 σ_{bk} は第1報のもの、 σ_b は実験値である。

ただ、この場合問題となる点は、圧縮試験における比例限度の決定方法である。むろん、これは(比例限度)圧縮試片の細長比に関係することが明らかであると考えられるが(著者の実験——未発表)、そのほかの条件もはいつてくるので、はたして、かなりの安定度をもつた比例限度を決めうるかどうかは簡単にはいいきれないものがある。しかし、実用的 Table 4. Comparisons of measured and computed bending strength.

test beam: Yezo-matsu

σ'_b = computed bending strength by σ'_c

where: σ'_c = compressive stress at P. L.

σ_{bk} = computed bending strength by σ_c

where: σ_c = compressive strength

σ_b = measured bending strength

Beam No.	σ'_b/σ_b	σ_{bk}/σ_b	σ'_c/σ_c
01	0.96	1.07	0.84
02	0.96	1.03	0.83
03	1.03	1.16	0.85
04	1.03	1.09	0.88
05	1.04	1.14	0.87
	1.004	1.098	0.86

さらに、G. H. Dietz²⁾ は、その報告で、ワ

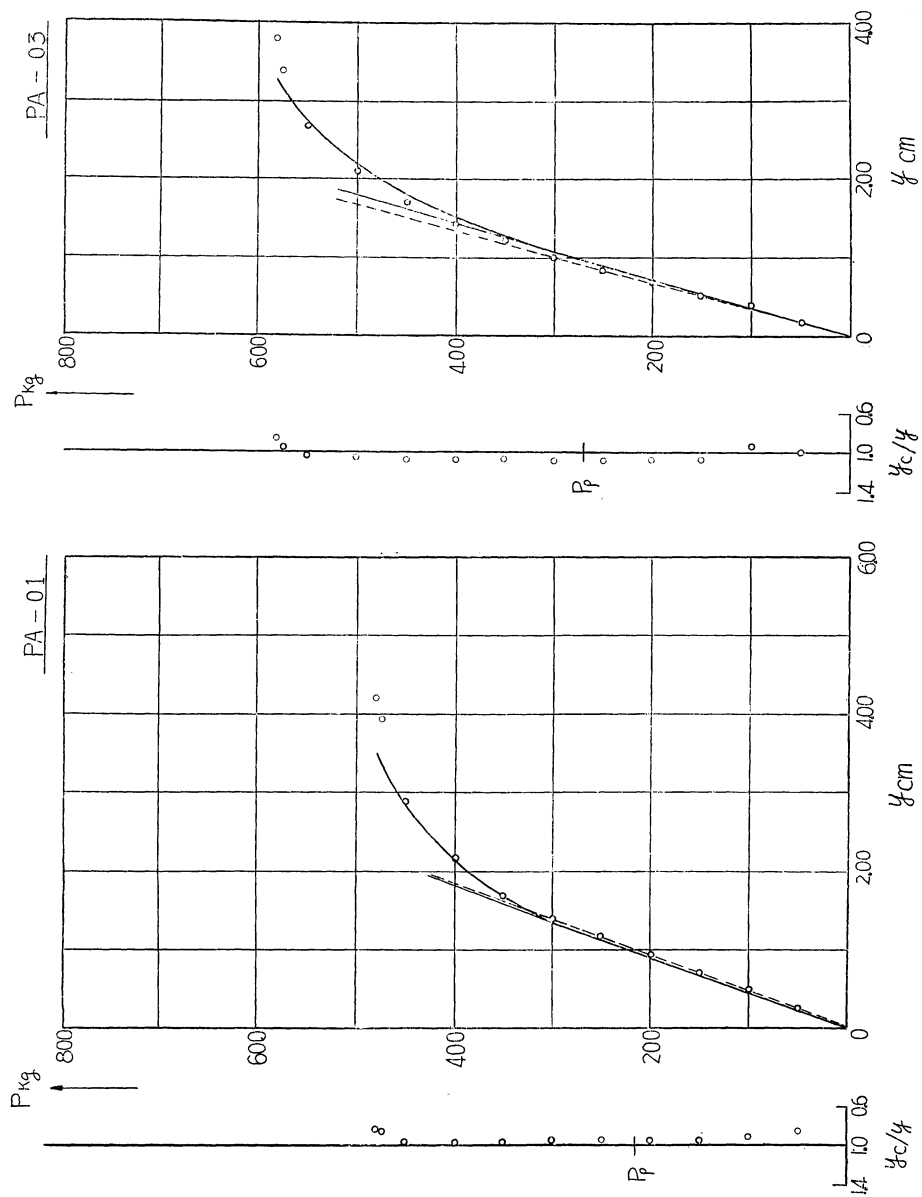


Fig. 13 Load-deflection curves and load- y_c/y relations of the test beams of Yezo-matsu. (using σ'_c)

イヤーストレインゲージによりダグラスファー梁について実測した結果、Fig. 1 の条件はあてはまらないとみているようであるが、少なくとも、破壊荷重および撓については、上述のごとく計算されることから、厳密な意味での誤差はあるにしても、Fig. 1 のごとく単純化することによる不都合は実用上無視しうるものと思う。また、Dietz の実験では、その歪を荷重点よりやや離れたところで測定しているが、このばあい、荷重点の位置に生ずるツブレのために、圧縮側外皮歪は次第に局部的引張歪をとまなうようになり、結果としては圧縮歪の回復がみとめられるのであつて、これを梁の典型的な歪形態とみることにかなり危険があるものと思う。著者も、この点をたしかめるためと、ポアソン比の概略値を吟味するために Fig. 5 に示したような装置を用いて圧縮外皮歪を測定してみたのであるが、この場合、どの供試体でも上述の現象がみとめられている。

また、この場合、求めた低荷重領域でのポアソン比はかなり安定していたのでその値を用い不充分ではあるが Wolf の仮定によつて G を計算し、 E/G を求めたところエゾマツでは約 16 となつて、今博士の数値と大体一致した。これらのことがらについてはまた、別の機会に報告したいと思つている。

4.4 曲げ比例限度 (σ_p)

計算によつてえがかれる荷重——撓曲線から曲げ比例限度を決定することについて一言ふれておきたい。むろん、理論的には梁の圧縮側外皮応力が σ_c に達したときがその梁の比例限度と考えられ、さらに厳密な意味からいえば、この外皮応力が圧縮比例限度に達したときなのである。しかし、實際上、測定精度の範囲内でえがかれた荷重——撓曲線では、それが、計算値による場合でも、その直線域は、理論的に予定されるものより大分のびることがみとめられる。だから、実験曲線からその直線性について決定される比例限度と、計算曲線から求められる比例限度とははなはだ接近してくる。このことは、梁の比例限度を理論曲線から決定しようとする場合の好条件と思われる。著者は、第2報¹⁾で、理論的に求められる曲げ比例限度が実験によるものの平均 87% となつたと報告したが、上述の方法を採用すれば、ずつと実験値に近づくことは確実である。

む す び

以上、木材の一樣な矩形断面をもつ梁における荷重——撓曲線を、その中央集中荷重、二点荷重および全等布荷重の3つの場合について、剪断応力による影響のない条件でそれぞれ計算した。

さらに、その中央集中荷重の場合について計算値と実験値との比較をおこなつた結果、大体一致することを確かめた。また、この研究によつて、梁の曲げ比例限度も、その荷重——撓曲線から求めればかなり実験値に近いものがえられることを知つた。エゾマツのような軟材では、圧縮強度をとるより、その比例限度の応力をとつて計算した方が、この研究の一連の基礎条件となつている梁断面内応力分布の仮定をより有効ならしめるように思う。

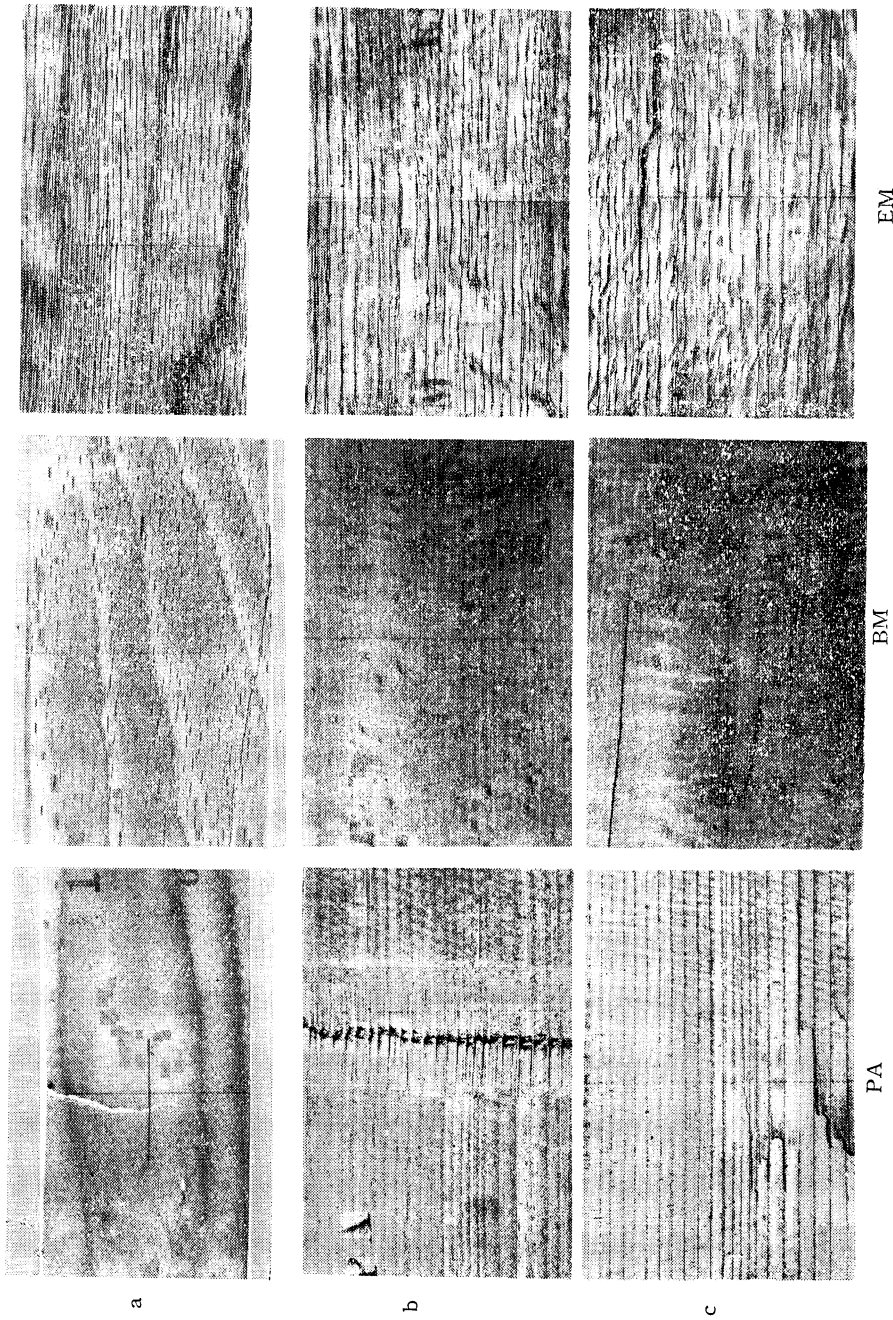


Fig. 14 Indentation and failure at the center. Part of test beams.
 PA = Japanese spruce; BM = Japanese beech; EM = Japanese oak
 (a) : side of beam (tangential face), failure (b) : top of beam (radial face), indentation
 (c) : bottom of beam (radial face), failure

文 献

- 1) 沢田 稔: 木材梁に関する研究 (第1報, 第2報), 農林省林業試験場報告 第71号, 昭.29(1954)
- 2) 今 俊三: 木桁の曲げ弾性係数の変化法則に就て, 北大工学部彙報 第1号, 昭.23 (1948)
- 3) S. C. Bechtel & C. B. Norris: Strength of wood beams of rectangular cross section as affected by span-depth ratio F. P. L. of U. S. A. R 1910 (1952)
- 4) 沢田 稔: エゾマツ材の引張, 圧縮比較試験, 北海道林業試験集報 第68号, 昭.24 (1949)
- 5) Albert G. H. Dietz: Stress-Strain Relation in Timber Beams of Douglas Fir. ASTM Bull., No. 118, (1943)
- 6) A. Na'dai: Plasticity (1931)
- 7) F. Kollmann: Technologie des Holzes und der Holzwerkstoffe (1951)
- 8) M. Sawada: Deflection of Wood Beams The Journal of the Japanese Forestry Society Vol. 36 No. 10 (1954)
- 9) C. F. JENKIN: Report on Materials of Construction used in Aircraft and Aircraft Engines (1920)

Minoru SAWADA: Studies on the Mechanics of Wood Beams. (Report 3)
Load-Deflection Curves in Wood Beams of Rectangular Cross Section.

Résumé

This research was undertaken to determine the deflection in the plastic region of a simple wood beam by area moments.

The basic equations derived in Appendix I for deflection in a simple wood beam can be obtained using the compressive and tensile properties of wood. If the stress and strain distribution of a simple wood beam is as shown in Fig. 1, the deflection at the center of beam in the plastic region may be theoretically calculated using the Young's modulus (E_c) and Strength (σ_c) by the compressive test according to the equations (21.2), (22.2) and (23.2).

For example, in the test beams of Japanese spruce, Japanese beech and Japanese oak the computed deflections agree with the measured deflections as shown in Fig. 6~11 and Fig. 13 with practical accuracy. And, it is necessary in this case to take a sufficient depth-span ratio (h/l)* unaffected²⁾⁸⁾ practically by the shear stresses in the beam. In the loaded portion of the beam, especially in soft woods, it is affected by the indentation (Fig. 14).

These bending equations can also be derived for soft wood beams by the use of compressive stress at the proportional limit. As shown in Fig. 13, this method of derivation has decided advantages.

**APPENDIX 1. Derivation of the Basic Equation
 for Deflection in a Simple Wood Beam.**

If the stress and strain distribution in the plastic region in cross section of a simple wood beam is as shown in Fig. 1, we obtain the following relations:

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_c} = \frac{\lambda}{\mu - \lambda} \dots\dots\dots 12.1$$

$$2h \cdot \sigma_c = \mu(\sigma_1 + \sigma_c) \dots\dots\dots 12.2$$

$$\lambda = \frac{2h - \mu}{2h} \cdot \mu \dots\dots\dots 12.3$$

$$M = W \cdot \sigma_c(3 - 2\mu_0) \dots\dots\dots 12.4$$

Where: σ_c = compressive strength h = depth of beam

M = bending moment W = section modulus $\mu_0 = \mu/h$

And then, the curvature ($1/\rho$) of the elastic line of the bent beam for that

*

$$y = y_c \left[1 + 1.2 \cdot \frac{E}{G} \left(\frac{h}{l} \right)^2 \cdot \beta^2 \cdot \left\{ \frac{1 + 2 \log_e \frac{2}{3 - \beta}}{36} - 17 - 12 \log \frac{2}{3 - \beta} \right\} \right] \dots\dots\dots 41.1$$

portion where the strain is purely elastic, is determined from the well-known equation:

$$\frac{1}{\rho_e} = \frac{M}{EI} \dots\dots\dots 11.1$$

where: ρ_e = curvature of the elastic portion E = Young's modulus
 I = moment of inertia

In the plastically bent part of the beam it is determined by the formula (Fig. 1).

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{h} \dots\dots\dots 12.5$$

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_1 &= -\frac{\lambda}{\mu - \lambda} \cdot \varepsilon_0 \\ \varepsilon_2 &= \frac{h - \lambda}{\mu - \lambda} \cdot \varepsilon_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots 12.5 a$$

$$\begin{aligned} \therefore \frac{1}{\rho} &= \frac{\varepsilon_0}{\mu - \lambda} \\ &= \frac{2 \sigma_c}{E \cdot h \cdot \mu_0^3} \dots\dots\dots 12.6 \end{aligned}$$

or

$$\frac{1}{\rho} = \frac{W \cdot \sigma_c}{EI \cdot \mu_0^3} \dots\dots\dots 12.6 a$$

where:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_0 &= \sigma_c / E \\ \mu - \lambda &= h \cdot \mu_0^3 / 2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots 12.6 b$$

In this

$$\begin{aligned} M'_m &= W \cdot \sigma'_b \\ \beta &= \sigma'_b / \sigma_c \\ \therefore \frac{1}{\rho} &= \frac{M'_m}{EI} \cdot \frac{1}{\beta \cdot \mu_0^3} \dots\dots\dots 12.7 \end{aligned}$$

where:

M'_m = bending moment at the center of a simple wood beam (Center-loaded, two-point loaded and uniformly loaded beam)
 σ'_b = bending stress

1. Equation of the Deflection of a Center-loaded Simple Beam.

In the case of Fig. 2, the deflection (y_c) at the center of a beam becomes:

$$y_c = \int_0^{x_e} \frac{1}{\rho_e} \cdot x \cdot dx + \int_{x_e}^{\frac{l}{2}} \frac{1}{\rho} \cdot x \cdot dx \dots\dots\dots 21.1$$

where:

x_e = position of the elastic limit

and

$$\begin{aligned}
 M_x &= -\frac{1}{2} \cdot P \cdot x \\
 &= W \cdot \sigma_c (3-2\mu_0) \dots\dots\dots 21.1 a \\
 \mu_0 &= 1; \longrightarrow x_c = \frac{l}{2\beta} \dots\dots\dots 21.1 b \\
 \beta &= \sigma_b' / \sigma_c \\
 &= \frac{Pl}{4W\sigma_c} \dots\dots\dots 21.1 c \\
 \frac{1}{\rho_c} &= \frac{Px}{2EI} \\
 \frac{1}{\rho} &= \frac{Pl}{4EI \cdot \beta \mu_0^2} \dots\dots\dots 21.1 d
 \end{aligned}$$

From these equations we obtain:

$$\begin{aligned}
 y_c &= \frac{P}{2EI} \int_0^{\frac{l}{2\beta}} x^2 \cdot dx - \frac{Pl^3}{8EI \cdot \beta^3} \int_1^{\frac{3-\beta}{2}} \frac{3-2\mu_0}{\mu_0^3} \cdot d\mu_0 \\
 \therefore y_c &= \frac{y_0}{\beta^3} \left[\frac{36}{3-\beta} - 17 - 12 \log_e \frac{2}{3-\beta} \right] \dots\dots\dots 21.2
 \end{aligned}$$

where:

$$y_0 = \frac{Pl^3}{48EI} \dots\dots\dots 21.2 a$$

2. Equation of the Deflection of a Two-point Loaded Simple Beam.

In the case of Fig. 3, the deflection (y_c) at the center of a beam becomes:

$$y_c = \int_0^{x_c} \frac{1}{\rho_c} \cdot x \cdot dx + \int_{x_c}^a \frac{1}{\rho_1} \cdot x \cdot dx + \int_a^{\frac{l}{2}} \frac{1}{\rho_2} \cdot x \cdot dx \dots\dots 22.1$$

In this

$$\begin{aligned}
 x &< a; \\
 M_x &= Px = W \cdot \sigma_c (3-2\mu_0) \dots\dots\dots 22.1 a \\
 l-a &\geq x \geq a; \\
 M_x &= P \cdot a = W \cdot \sigma_c (3-2\mu_0) \dots\dots\dots 22.1 b \\
 \mu_0 &= 1; \longrightarrow x_c = a/\beta \\
 \beta &= \frac{\sigma_b'}{\sigma_c} = \frac{P \cdot a}{W \cdot \sigma_c} \dots\dots\dots 22.1 c \\
 \frac{1}{\rho_c} &= \frac{Px}{EI} \\
 \frac{1}{\rho_1} &= \frac{P \cdot a}{EI \cdot \beta \cdot \mu_0^2} \dots\dots\dots 22.1 d \\
 \frac{1}{\rho_2} &= \frac{4P \cdot a}{EI \cdot \beta (3-\beta)^2}
 \end{aligned}$$

From these equations we obtain:

$$y_c = \frac{P}{EI} \int_0^{\frac{l}{\beta}} x^2 \cdot dx - \frac{2P \cdot a^3}{EI \cdot \beta^3} \int_1^{\frac{3-\beta}{\mu_0^3}} \frac{3-2\mu_0}{\mu_0^3} \cdot d\mu_0 + \frac{4P \cdot a}{EI \cdot \beta(3-\beta)^2} \int_a^{\frac{l}{2}} x \cdot dx$$

$$\therefore y_c = \frac{8y_0}{(3r^2-4)} \left[\frac{1}{\beta^3} \left\{ \frac{36}{3-\beta} - 17 - 12 \log \frac{2}{3-\beta} \right\} + \frac{3}{2} \cdot \frac{(r^2-4)}{\beta(3-\beta)} \right] \dots 22.2$$

where :

$$y_0 = \frac{P \cdot a^3}{24 EI} (3r^2 - 4)$$

$$r = \frac{l}{a} \dots \dots \dots 22.2 a$$

3. Equation of the Deflection of a Simple Uniformly Loaded Beam.

In the case of Fig. 4, the deflection (y_c) at the center of a beam becomes :

$$y_c = \int_0^{x_c} \frac{1}{\rho_c} \cdot x \cdot dx + \int_{x_c}^{\frac{l}{2}} \frac{1}{\rho} \cdot x \cdot dx \dots \dots \dots 23.1$$

In this

$$M_x = \frac{q}{2} (lx - x^2) = W \cdot \sigma_c (3 - 2\mu_0) \dots \dots \dots 23.1 a$$

$$\mu_0 = 1; \longrightarrow x_c = \frac{l}{2} \left\{ 1 - \sqrt{1 - \frac{1}{\beta}} \right\}$$

$$x = \frac{l}{2}; \longrightarrow \mu_0 = \frac{3-\beta}{2} \dots \dots \dots 23.1 b$$

$$\beta = \frac{\sigma_b'}{\sigma_c} = \frac{q \cdot l^2}{8 W \cdot \sigma_c}$$

$$\frac{1}{\rho_c} = \frac{q}{2EI} (lx - x^2)$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{8ql^2}{EI \cdot \beta \cdot \mu_0^3} \dots \dots \dots 23.1 c$$

From these equations we obtain :

$$y_c = \frac{q}{2EI} \int_0^{\frac{l}{2} \left\{ 1 - \sqrt{1 - \frac{1}{\beta}} \right\}} (lx - x^2) \cdot x \cdot dx - \frac{2ql^4}{EI \cdot \beta^3} \int_1^{\frac{3-\beta}{\mu_0^3}} \left[\frac{\sqrt{\beta}}{\mu_0 \sqrt{2\mu_0 - (3-\beta)}} - \frac{1}{\mu_0^3} \right] \cdot d\mu_0$$

$$\therefore y_c = \frac{y_0}{5\beta^3(3-\beta)} \left[(3-\beta)(5\sqrt{\beta} + 3\sqrt{\beta-1})(\sqrt{\beta} - \sqrt{\beta-1})^3 + 12 \right.$$

$$\left. \sqrt{\beta-1}(\sqrt{\beta} - \sqrt{\beta-1}) + \frac{2\sqrt{\beta}}{3-\beta} \tan^{-1} \sqrt{\frac{\beta-1}{3-\beta}} \right] \dots \dots \dots 23.2$$

where :

$$y_0 = \frac{5ql^4}{384EI} \dots \dots \dots 23.2 a$$

APPENDIX II Sample Computations Using the equation (2I. 2)

EXAMPLE 1:

Computation of the deflection (y_c) at the center of test beam No. 03, Table 1.

Center loading.

Yezo-matsu (*Japanese spruce*), clear

Moisture content = 15%

$h/l = 1/20$

Data from tests of the beam and minors.

$\sigma_c = 335 \text{ kg/cm}^2$ (*Compressive strength*)

$\sigma_c' = 285 \text{ kg/cm}^2$ (*Compressive stress at proportional limit*)

$E_c = 99,000 \text{ kg/cm}^2$ (*Young's modulus from the compressive test*)

We obtain from these using the equation (2I. 2):

Table 5. Measured and computed load-deflection relations (using σ_c) of Japanese spruce.

y_c = computed deflection y = measured deflection

Test beam: No. 03.

Load (kg)	y_c (cm)	y (cm)	$\frac{y_c}{y}$	Load (kg)	y_c (cm)	y (cm)	$\frac{y_c}{y}$
0	0	0	—	400	1.46	1.42	1.03
50	0.18	0.18	1.00	450	1.67	1.72	0.97
100	0.36	0.39	0.92	500	1.96	2.10	0.93
150	0.55	0.52	1.05	550	2.29	2.70	0.85
200	0.73	0.69	1.06	575	2.49	3.41	0.73
250	0.91	0.85	1.07	580	2.53	3.82	0.66
300	1.09	1.03	1.06				(0.95)
350	1.27	1.23	1.03				

Table 6. Measured and computed load-deflection relations (using σ_c') of Japanese spruce.

Test beam: No. 03.

Load (kg)	y_c (cm)	y (cm)	$\frac{y_c}{y}$	Load (kg)	y_c (cm)	y (cm)	$\frac{y_c}{y}$
0	0	0	—	400	1.52	1.42	1.07
50	0.18	0.18	1.00	450	1.82	1.72	1.06
100	0.36	0.39	0.92	500	2.21	2.10	1.05
150	0.55	0.52	1.06	550	2.76	2.70	1.02
200	0.73	0.69	1.06	575	3.13	3.41	0.92
250	0.91	0.85	1.07	580	3.22	3.82	0.84
300	1.09	1.03	1.06				(1.01)
350	1.29	1.23	1.05				

EXAMPLE 2:

Computation of the deflection (y_c) at the center of test beam No. 010, Table 2.

Center loading.

Buna (*Japanese beech*)

Moisture content = 46.0%

$h/l = 1/20$

Data from tests of the beam and minors.

$\sigma_c = 285 \text{ kg/cm}^2$

$E_c = 94,000 \text{ kg/cm}^2$

We obtain Table 7. from these using the equation (21. 2).

Table 7. Measured and computed load-deflection relations of Japanese beech.

Test beam: No. 010.

Load (kg)	y_c (cm)	y (cm)	$\frac{y_c}{y}$	Load (kg)	y_c (cm)	y (cm)	$\frac{y_c}{y}$
0	0	0	—	450	1.72	1.68	1.02
50	0.18	0.19	0.95	500	2.04	1.99	1.02
100	0.35	0.37	0.95	550	2.48	2.40	1.03
150	0.53	0.52	1.02	575	2.76	2.71	1.02
200	0.71	0.71	1.00	600	3.10	3.13	0.99
250	0.89	0.88	1.01	625	3.52	3.60	0.98
300	1.06	1.07	0.99	650	4.03	4.19	0.96
350	1.25	1.24	1.01	670	4.58	4.88	0.94
400	1.46	1.44	1.01				(1.01)

EXAMPLE 3:

Computation of the deflection (y_c) at the center of test beam No. 04, Table 3.

Center loading.

Mizu-nara (*Japanese oak*)

Moisture content = 50.5%

$h/l = 1/20$

Data from tests of the beam and minors (Table 3).

$\sigma_c = 300 \text{ kg/cm}^2$

$E_c = 96,000 \text{ kg/cm}^2$

We obtain Table 8. from these using the equation (21. 2).

Table 8. Measured and computed load-deflection relations of Japanese oak.

Test beam: No. 04.

Load (kg)	y_c (cm)	y (cm)	$\frac{y_c}{y}$	Load (kg)	y_c (cm)	y (cm)	$\frac{y_c}{y}$
0	0	0	—	450	1.77	1.78	0.99
50	0.18	0.21	0.86	500	2.11	2.13	0.99
100	0.37	0.39	0.95	550	2.54	2.50	1.01
150	0.55	0.57	0.97	600	3.15	2.97	1.06
200	0.74	0.82	0.90	650	4.07	3.83	1.06
250	0.92	0.99	0.93	700	5.56	5.54	1.00
300	1.11	1.18	0.94	710	6.00	6.27	0.96
350	1.30	1.37	0.95				(0.97)
400	1.52	1.56	0.98				

LITERATURE CITED

- 1) SAWADA, M.: Studies on the Mechanics of Wood Beams (1) Bull. of the Gov. F. E. Station No. 71 (1954)
- 2) KON, T.: On the Law of Variation of the Modulus of Elasticity for bending in Wooden Beams. Bull. of the Faculty of Engineering, Hokkaido University No. 1 (1948)
- 3) BECHTEL, S. C. & NORRIS, C. B.: Strength of Wood Beams of Rectangular Cross Section as affected by Span-depth Ratio. F. P. L. of U. S. A. R 1910 (1952)
- 4) SAWADA, M.: Comparison of Data for Tension-parallel to grain test and Compression-parallel-to grain test of Yezo-matsu grown in Hokkaido (1) Bull. of the Hokkaido F. E. S. No. 68 (1949)
- 5) DITZ, A. G. H.: Stress-Strain Relation in Timber Beams of Douglas Fir. ASTM Bull., No. 118 (1943)
- 6) NA'DAI, A.: Plasticity (1931)
- 7) KOLLMANN, F.: Technologie des Holzes und der Holzwerkstoffe. (1951)
- 8) SAWADA, M.: Deflection of Wood Beams The Journal of the Japanese Forestry Society Vol. 36 No. 10 (1954)
- 9) JENKIN, C. F.: Report on Materials of Construction used in Aircraft and Aircraft Engines (1920)