



Title	木製小椅子の仕口性能の比較
Author(s)	石井, 誠; ISHII, Makoto; 宮島, 寛 他
Citation	北海道大學農學部 演習林研究報告, 38(1), 121-138
Issue Date	1981-03
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/21053
Type	departmental bulletin paper
File Information	38(1)_P121-138.pdf



木製小椅子の仕口性能の比較*

石井 誠** 宮島 寛**

Comparison of Performances of Wooden Chair Joints*

By

Makoto ISHII** and Hiroshi MIYAJIMA**

目 次

1. 緒 言	122
2. 試験体および試験方法	122
2.1 供 試 材	122
2.2 仕 口 形 状	123
2.2.1 各種仕口の形状 (試験1)	123
2.2.2 柄接合の形状 (試験2)	125
2.3 試 験 方 法	126
3. 計算式の誘導	126
3.1 剛 性 試 験	126
3.2 耐 力 試 験	127
3.3 耐力の予測式	127
3.3.1 平柄, 肩付平柄	127
3.3.2 フィンガージョイント (F. J.)	128
3.3.3 隠し柄, 相欠き接ぎ	128
4. 結果および考察	129
4.1 剛性試験結果	129
4.1.1 各種仕口の剛性 (試験1)	129
4.1.2 柄接合の剛性 (試験2)	131
4.1.3 接着剤の影響	131
4.2 耐力試験結果	132
4.2.1 各種仕口の耐力 (試験1)	132
4.2.2 柄接合の耐力 (試験2)	133
4.2.3 接着剤の影響	134

1980年8月30日受理

* 本報の一部は第30回日本木材学会大会(京都)で発表した。

A part of this paper was presented at the 30th Annual Meeting of the Japan Wood Research Society, Apr. 1980 (Kyoto).

** 北海道大学農学部林産学科木材加工学教室

Laboratory of Wood and Wood Products Engineering, Dept. of Forest Products, Faculty of Agriculture, Hokkaido Univ.

4.3 耐力の予測	134
5. 結 言	137
文 献	137
Summary	138

1. 緒 言

家具デザインは、従来、経験的に行なわれているが、近年、家具を構造物として力学的観点からとらえるようになってきているばかりでなく、家具設計マニュアルの必要性もさげばれている¹⁾。

家具デザインを行なう場合、最も注意を払わなければならないのは、その仕口設計である。家具仕口を考える場合、使用時に予想される変形や応力にみあった仕口剛性ならびに耐力を有するように設計されなければならない。力学的にバランスのとれた、また、デザイン的に最も適した形状の仕口を設計時に決定するには、各種仕口の性能について、その剛性、耐力が十分に掌握されていなければならない。これまでに、それらに関する数多くの研究がなされ、耐力に関する実験式も得られている²⁾。

本研究では、それらを参考にして、異なる形状をした各種仕口について、剛性、耐力試験を行ない、仕口形状による性能を比較し、さらに、耐力に最も影響を与えると思われる因子を用いて耐力予測式を誘導し、その適合性を調べた。

本研究を行なうにあたり、終始御懇切な指導をいただいた、当教室沢田稔教授、協力・助言された上田恒司教官、生田晴家教官に深く感謝の意を表する。

2. 試験体および試験方法

本研究は、目的によって2つに分かれる。一つは、接合法の違いによる性能比較であり、他の一つは、柄(ほぞ)接合について柄寸法の性能への影響を調べることを目的とした。本論文では、前者を試験1、後者を試験2とした。

2.1 供 試 材

供試材は、ミズナラ(平均で比重0.72, ヤング係数107 t/cm², 含水率13.3%, 平均年輪幅1.3 mm)を用いた。

試験1では、この材料を断面0.6×3.8 cmの薄板に仕上げ、これを断面2.4×3.8 cmの4枚構成積層材にした。柄および柄孔は、薄板の長さをかえることで作製した。この方法をとったのは、柄および柄孔の表面をプレーナー仕上げ状態の理想的なものとするためである。積層材作製には、尿素樹脂接着剤(ユーロイドS-120, 硬化剤として塩化アンモニウム重量比0.5%)を使用した。

試験2では、材料を断面1.2×3.8 cmの薄板に仕上げ、これを断面2.4×3.8 cmの2枚構成

積層材にした。柄は丸のこで、柄孔は角のみで作製した。接着には酢酸ビニル樹脂接着剤 (ボンド CH 1000 S) を用いた。なお、部材の性質は、表-1 および 表-2 に各タイプの平均を要約した。

表-1 試験体性質 (試験 1)
Table 1. Properties of the specimens (Test 1)

Type of loading	Specimen	Width <i>b</i> (cm)	Depth <i>h</i> (cm)	Modulus of elasticity <i>E</i> (10 ³ kg/cm ²)	Fitness*1		Number of specimens
					Width (mm)	Depth (mm)	
Tension type	L-1	2.43	3.81	102	+0.26	—	5
	L-2	2.43	3.80	108	+0.11	-0.09	4
	L-3	2.43	3.80	104	—	—	5
	L-4	2.44	3.81	103	—	—	5
	T-1	2.43	3.82	107	+0.20	-0.09	5
	T-2	2.42	3.81	110	+0.01	-0.16	5
	T-3	2.40	3.81	112	—	—	5
	T-4	2.43	3.82	107	—	+0.21	5
Compression type	L-1	2.43	3.82	101	+0.22	—	5
	L-2	2.42	3.80	94	+0.17	-0.13	6
	L-3	2.43	3.82	103	—	—	5
	L-4	2.43	3.82	103	—	—	5
	T-1	2.43	3.82	107	+0.07	-0.33	5
	T-2	2.43	3.81	110	+0.02	-0.04	5
	T-3	2.42	3.81	113	—	—	5
	T-4	2.43	3.82	107	—	+0.09	5

*1 かん合度=(柄寸法)-(柄孔寸法)

*1 Fitness=(Tenon dimension)-(Mortise dimension).

2.2 仕口形状

2.2.1 各種仕口の形状 (試験 1)

試験体の仕口形状は、図-1 に示すような 8 種類で、3 枚接ぎ (L-1)、肩付平柄 (L-2)、フィンガージョイント 2 方接ぎ (L-3)、相欠き接ぎ (L-4, T-4)、平柄 (T-1)、隠し柄 (T-2)、フィンガージョイント 3 方接ぎ (T-3) である。

柄寸法は、柄幅が材幅の 1/2 (12 mm)。柄せいは、肩付平柄が材せいの 1/2 (19 mm) のほかは材せいと同等 (38 mm)。柄長さは、隠し柄が材せいの 2/3 (25 mm) であるほかは材せいと等しい長さ (38 mm) である。フィンガージョイント (F. J.) は、長さ 10.5 mm、ピッチ 4 mm、チップ 0.6 mm で両端に 2 mm ずつの胴付をもつ 7 枚重ねのフィンガーカッターを用い、回転数毎分 3000 回転で 2 段切削した。かん合には、酢酸ビニル樹脂接着剤 (ボンド CH 1000 S) を使用し、F. J. 試験体以外は胴付部および肩部が接着されないようワックスペーパーをはさんだ。

表—2 試験体性質 (試験2)

Table 2. Properties of the specimens (Test 2)

Specimen	Width <i>b</i> (cm)	Depth <i>h</i> (cm)	Modulus of elasticity <i>E</i> (10 ³ kg/cm ²)	Fitness* ¹		Number of Specimens
				Width (mm)	Depth (mm)	
A	2.41	3.80	109	-0.08	+0.22	3
B	2.42	3.82	109	-0.12	+0.67	3
C	2.42	3.81	109	-0.20	+0.37	3
D	2.41	3.82	109	-0.32	+0.68	3
E	2.40	3.82	109	+0.07	+0.67	3
F (t)* ²	2.40	3.80	109	-0.42	+0.65	3
G (c)* ³	2.42	3.81	109	-0.27	-0.45	3
H (t)	2.41	3.81	99	-0.08	+0.35	2
I (c)	2.41	3.81	109	-0.12	+0.13	3
J (t)	2.41	3.82	109	-0.25	-0.08	3
K (c)	2.41	3.80	109	-0.42	-0.17	3
M (t)	2.42	3.82	109	+0.10	-0.10	3
N (c)	2.41	3.80	109	-0.32	+0.22	3
P (t)	2.43	3.81	109	-0.28	-0.10	2
Q (c)	2.43	3.82	111	-0.33	-0.20	3

*¹ かん合度=(柄寸法)-(柄孔寸法)

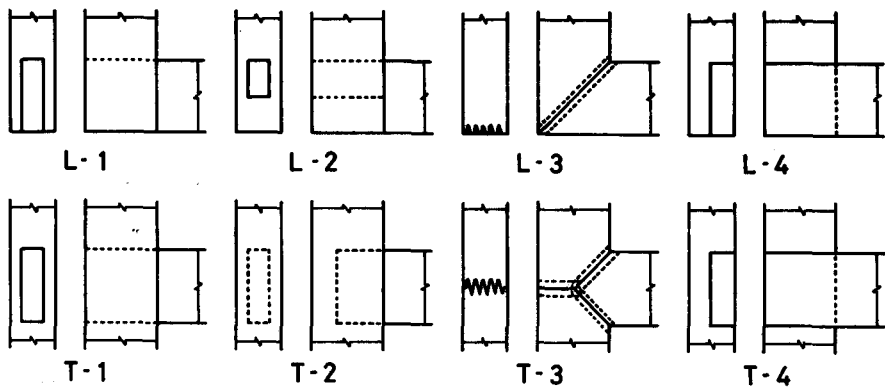
*² t: 上胴付肩付平柄

*³ c: 下胴付肩付平柄

*¹ Fitness=(Tenon dimension)-(Mortise dimension).

*² t: Tension type of the mortise-tenon joint with shoulder.

*³ c: Compression type of the mortise-tenon joint with shoulder.



図—1 接合部形状 (試験1)

Fig. 1. Configurations of the various joints tested (Test 1).

試験体数は、肩付平柄で圧縮荷重タイプ6体、引張荷重タイプ4体のほかは、L型、T型とも引張、圧縮荷重タイプそれぞれ5体ずつ、計80体である。

2.2.2 納接合の形状 (試験2)

試験体の仕口形状を図-2に示す。柄幅はすべて12mm。A型からE型までは、柄せいが38mmで柄長さを19mmから38mmまで変えた。F型からQ型までは、柄長さが38mmで柄せいを19mmから38mmまで変え、F型から1つおきの型が上胴付、残りが下胴付である。(すなわち、上胴付は試験1の肩付平柄引張型に、下胴付は同じく圧縮型に相当する。)それぞれの柄寸法の平均を表-3に示した。

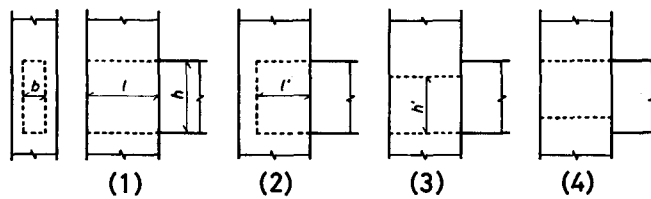


図-2 接合部形状 (試験2)

- (1) A型 (2) B, C, D, E型 (3) F, H, J, M, P型
(4) G, I, K, N, Q型

Fig. 2. Configurations of the various mortise-tenon joints tested (Test 2).

- (1) Type A (2) Types B, C, D and E. (3) Types F, H, J, M and P.
(4) Types G, I, K, N and Q.

表-3 柄寸法 (試験2)

Table 3. Dimensions of the tenons (Test 2)

Specimen	Width b' (cm)	Depth h' (cm)	Length l' (cm)
A	1.23	3.82	3.79
B	1.20	3.83	3.32
C	1.21	3.82	2.81
D	1.21	3.82	2.28
E	1.21	3.81	1.90
F (t)	1.22	3.51	3.79
G (c)	1.21	3.51	3.79
H (t)	1.25	3.15	3.80
I (c)	1.22	3.14	3.79
J (t)	1.21	2.72	3.79
K (c)	1.22	2.72	3.80
M (t)	1.21	2.29	3.80
N (c)	1.20	2.29	3.79
P (t)	1.22	1.90	3.78
Q (c)	1.18	1.89	3.79

かん合には積層材を作製する時使用した酢酸ビニル樹脂接着剤を使用した。試験1で使用した酢酸ビニル樹脂接着剤よりやや粘度が低く、剪断強さも劣っていた。

試験体数は、H型、P型が2体のほかは各3体ずつ、計43体であった。

2.3 試験方法

試験は図-3に示す方法で行なった。試験機は、東京衡機製中型ネジ式試験機に最大荷重1t、測定精度1kgのロードセルをとりつけたものを用いた。荷重速度は毎分1mmで、試験1では引張型または圧縮型荷重を、試験2では引張型荷重のみを加えた。

剛性試験では、荷重点で 10^{-1} mm精度のデジタルメーター、荷重点から15cmのところでは 10^{-2} mm精度のデジタルダイヤルゲージ、同じく30cmのところでは 10^{-3} mm精度のデジタルゲージを用いて両部材間の変位を測定した。

耐力試験では、試験体を完全に破壊し比例限荷重および破壊荷重を求めた。

次に、破壊した試験体から非破壊部分を採取し、母材の曲げ破壊試験、縦圧縮試験、縦引張試験、剪断試験、接着層の剪断試験を行なった。

3. 計算式の誘導

本論文文中で使用した計算式は、次のようにして求めた。

3.1 剛性試験

剛性試験結果で用いた変位実測値 δ_{ob} (cm)、変位計算値 δ_{cal} (cm)は、既往の報告で用いられた式より求めた。

$$\delta_{ob} = \frac{\delta_P}{P_P} \quad (1)$$

$$\delta_{cal} = \frac{P(l-r)^2(2l+r)}{6EI} \quad (2)$$

ここで、 δ_P : 比例限荷重を加えた時の変位 (cm), P_P : 比例限荷重 (kg), P : 荷重 (kg), l : 荷重点より接合部中央までの距離 (cm), r : 荷重点より変位測定点までの距離 (cm), EI : 部材

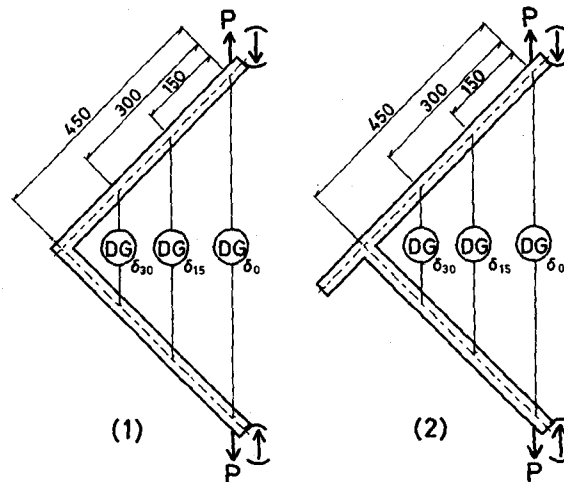


図-3 試験体および試験方法

(1) 試験1 L型

(2) 試験1 T型, および試験2

Fig. 3. Specimens and testing method.

(1) L-type in test 1.

(2) T-type in test 1, and test 2.

の曲げ剛性 ($\text{kg}\cdot\text{cm}^2$) である。

3.2 耐力試験

耐力試験結果で用いた曲げモーメントの実測値 M_{ob} ($\text{kg}\cdot\text{cm}$) および計算値 M_{cal} ($\text{kg}\cdot\text{cm}$) は、次式より求めた。

$$M_{ob} = P_{max}l \cos \frac{\pi}{4} \quad (3)$$

$$M_{cal} = \sigma_b Z \quad (4)$$

ここで、 P_{max} : 破壊荷重 (kg), σ_b : 部材の曲げ強さ (kg/cm^2), Z : 部材の断面係数 (cm^3) である。

3.3 耐力の予測式

耐力予測式の適合性を調べるために用いた実測曲げモーメント値 M'_{ob} ($\text{kg}\cdot\text{cm}$) は、次式より得た。

$$M'_{ob} = P_{max}l' \cos \frac{\pi}{4} \quad (5)$$

ここで、 l' : 荷重点から接合部の内隅までの距離 (cm)。

なお、F.J. は (3) 式を用いた。

3.3.1 平納, 肩付平納

柄つけ根の応力状態を図-4 に示す3種類にわけて考える。

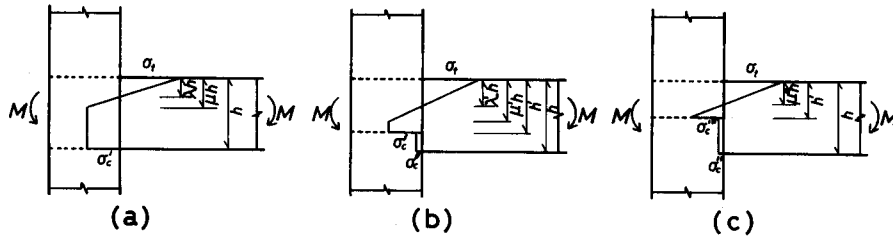


図-4 柄接合部の応力

Fig. 4. Stresses in the mortise-tenon joints.

(a) より求まる最大曲げモーメントは、

$$M'_{cal} = \frac{1}{6} b'h^2\sigma_t\mu W \quad (6)$$

$$W = \frac{3-2\lambda-\mu^2}{2-\lambda-\mu}$$

$$\lambda = (r+1)\mu$$

$$\mu = \frac{32r}{(45r+5)(5r+4)}$$

$$r = \sigma_c/\sigma_t$$

ここで、 b' : 柄幅 (cm), h' : 柄せい (cm), σ_c : 母材の縦圧縮強さ (kg/cm^2), σ_t : 母材の縦引張強さ (kg/cm^2).

(b) より求まる最大曲げモーメントは,

$$M'_{\text{cal}} = \frac{1}{12} b' h^2 \sigma_t \mu' X \quad (7)$$

$$X = \frac{(3+18\lambda'-44\mu'-8\lambda'^2)h^2-3h'^2+(24-18\lambda'+28\mu')hh'}{h(h+7h'-4\lambda'h-4\mu'h)}$$

$$\lambda' = \left(1 + \frac{16}{15} r\right) \mu'$$

$$\mu' = \frac{30r(7h+9h')}{h(225+480r+256r^2)}$$

(c) より求まる最大曲げモーメントは,

$$M'_{\text{cal}} = \frac{1}{36} b' h^2 \sigma_t \mu'' Y \quad (8)$$

$$Y = \frac{12(1-4\mu'')\mu''h^3+(3+16\mu''^2+36\mu''h')h^2+13h'^2-32\mu''hh'-6\mu''h+6\mu''h'}{h(h-4\mu''h+3h')}$$

$$\mu'' = \frac{15h'^2}{2h(15h'-rh)}$$

3.3.2 フィンガージョイント (F. J.)

F. J. では、耐力効率とヤング係数に強い相関を示した。そのため、ヤング係数と耐力効率について回帰式を求めると、F. J. 2 方接ぎで、

$$M_{\text{ob}}/M_{\text{cal}} = 0.764 - 3E \times 10^{-6}$$

また、F. J. 3 方接ぎで、

$$M_{\text{ob}}/M_{\text{cal}} = 0.534 - 1.5E \times 10^{-6}$$

となる。ここで、 E : ヤング係数 (kg/cm^2)。相関係数はそれぞれ -0.88 , -0.79 であった。これより最大曲げモーメントは次式で計算される。

F. J. 2 方接ぎでは、

$$M'_{\text{cal}} = \sigma_b Z (0.764 - 3E \times 10^{-6}) \quad (9)$$

また、F. J. 3 方接ぎでは、

$$M'_{\text{cal}} = \sigma_b Z (0.534 - 1.5E \times 10^{-6}) \quad (10)$$

3.3.3 隠し柄、相欠き接ぎ

隠し柄、相欠き接ぎでは、接着面積が少なくなるため、部材の破壊の前に接着層が破壊することが考えられる。しかし、このような構造の接着層の応力解析に関する研究は乏しく、かつ非常に困難である。そのため、接着層を、接着層厚さが高さであると見なした矩形断面棒と

仮定して、ティモシェンコら⁴⁾によって誘導されている、最大トルクを求める式を用いて計算した。

$$M_{ca1} = skl/hr \quad (11)$$

$$k = \frac{\left\{ 1 - \frac{192}{d\pi^5} \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{n^5} \tanh(nt) \right\}}{3 \left\{ 1 - \frac{16}{\pi^2} \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{n^2 \cosh(nt)} \right\}}$$

$$d = h/l'$$

$$t = \pi d/2$$

ここで、 s : 接着面の数、 l' : 柄長さ (cm)、 τ : 剪断強さ (kg/cm²)。なお、剪断強さは母材のものと接着剤のものを比較し、小さい値を使用した。

4. 結果および考察

4.1 剛性試験結果

4.1.1 各種仕口の剛性 (試験1)

結果を表-4に示す。このうち、変位量の計算値は、片持梁に45度方向に引張、圧縮型荷重を加えた時に得られる変位量である(2)式。この値は、接合部が剛と仮定した場合のもの

表-4 剛性試験結果 (試験1)

Table 4. Results of stiffness test (Test 1)

Type of loading	Specimen	Elastic deformation (10 ⁻³ cm/kg)						Efficiency		
		Measured			Calculated			$\frac{\bar{\delta}_0}{\delta_0}$	$\frac{\bar{\delta}_{15}}{\delta_{15}}$	$\frac{\bar{\delta}_{30}}{\delta_{30}}$
		δ_0	δ_{15}	δ_{30}	$\bar{\delta}_0$	$\bar{\delta}_{15}$	$\bar{\delta}_{30}$			
Tension type	L-1	38	19	6	27	14	4	0.73	0.76	0.65
	L-2	50	27	10	26	13	4	0.52	0.51	0.40
	L-3	34	17	5	27	14	4	0.79	0.84	0.77
	L-4	41	21	7	27	14	4	0.65	0.66	0.55
	T-1	35	17	6	26	14	4	0.76	0.80	0.68
	T-2	35	17	6	26	13	4	0.72	0.76	0.67
	T-3	35	17	6	25	13	4	0.71	0.77	0.72
	T-4	43	20	6	26	13	4	0.60	0.66	0.63
Compression type	L-1	40	22	7	28	15	4	0.73	0.68	0.57
	L-2	84	50	18	27	14	4	0.33	0.29	0.24
	L-3	35	19	6	28	14	4	0.78	0.75	0.68
	L-4	41	23	8	27	15	4	0.67	0.65	0.54
	T-1	38	20	7	26	13	4	0.69	0.68	0.59
	T-2	35	19	6	25	13	4	0.73	0.70	0.60
	T-3	38	22	7	25	13	4	0.67	0.62	0.55
	T-4	45	23	9	26	13	4	0.64	0.65	0.52

少し異なるが、本報では比較のために、(計算値 δ_{cal})/(実測値 δ_{ob}) を剛性効率として用いた。

L型試験体の剛性効率についてみると、引張、圧縮型ともF.J.が最も高く、約80%となった。肩付平柄については、引張型が圧縮型の約1.5倍になった。これは、圧縮型が加えられた荷重を柄だけで受けているのに対し、引張型では肩部によって変形がおさえられたためと考えられる。次に、三枚接ぎとL型相欠き接ぎについてみると、引張、圧縮型の荷重方法による差はみられなかったが、三枚接ぎが相欠き接ぎより高い効率を示し、それぞれ0.75、0.65前後であった。これは、三枚接ぎが左右対称であるのに対し、相欠き接ぎが非対称であるので、応力集中が大きくなったためと考えられるが、さらに詳しい応力分布を調べる必要がある。

次に、T型についてみると、平柄、隠し柄が高い効率を示した。また、平柄と隠し柄を比較した場合、あまり差はみられない。これは比例限度内とみなされる応力レベルにおいて、柄長さは剛性に影響をおよぼさないことを示していると考えられる。

また、L型とT型を比較してみる。まず、三枚接ぎと平柄は近い値を示した。これによって、平柄の荷重を加えられていない部材(ここで、仮に第3の部材と呼ぶ)は、比例限度内の応力レベルでは剛性に影響しないと思われる。また、このことは、相欠き接ぎのL型とT型についても同様である。F.J.では、T型はL型より低く、L型の約88%であった。これは、T型では3方接手になるためにL型より接合が複雑となり、L型と同等の精度、圧縮圧等が得られにくいこと、垂直部材のフィンガー部の先端を切りとったための有効接着面積の減少、お

表一5 剛性試験結果 (試験2)

Table 5. Results of stiffness test (Test 2)

Specimen	Elastic deformation (10^{-3} cm/kg)						Efficiency		
	Measured			Calculated			$\frac{\bar{\delta}_0}{\delta_0}$	$\frac{\bar{\delta}_{15}}{\delta_{15}}$	$\frac{\bar{\delta}_{30}}{\delta_{30}}$
	δ_0	δ_{15}	δ_{30}	$\bar{\delta}_0$	$\bar{\delta}_{15}$	$\bar{\delta}_{30}$			
A	44	21	7	30	15	4	0.66	0.69	0.60
B	40	19	6	27	14	4	0.67	0.74	0.63
C	41	20	7	27	14	4	0.64	0.70	0.58
D	43	21	7	26	14	4	0.60	0.65	0.54
E	44	21	7	26	14	4	0.59	0.65	0.53
F (t)	43	21	8	26	14	4	0.61	0.64	0.51
G (c)	40	20	7	26	13	4	0.66	0.67	0.53
H (t)	53	26	9	28	14	4	0.53	0.56	0.45
I (c)	46	23	9	26	13	4	0.57	0.57	0.45
J (t)	50	26	9	25	13	4	0.51	0.50	0.40
K (c)	50	26	10	26	13	4	0.51	0.52	0.39
M (t)	43	23	8	25	13	4	0.58	0.57	0.47
N (c)	61	31	12	26	13	4	0.42	0.44	0.32
P (t)	48	26	8	23	12	3	0.48	0.46	0.40
Q (c)	78	42	18	24	13	4	0.32	0.31	0.21

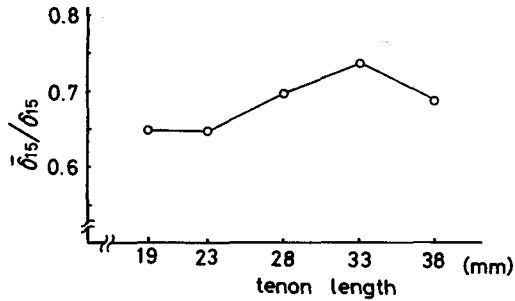


図-5 剛性効率と柄長さの関係

Fig. 5. Relations between stiffness efficiency and tenon length (at δ_{15}).

よび接合部の構造により T 型の垂直部材の先端に応力集中を生じやすいため、等の理由によるものと思われる。

4.1.2 納接合の剛性 (試験 2)

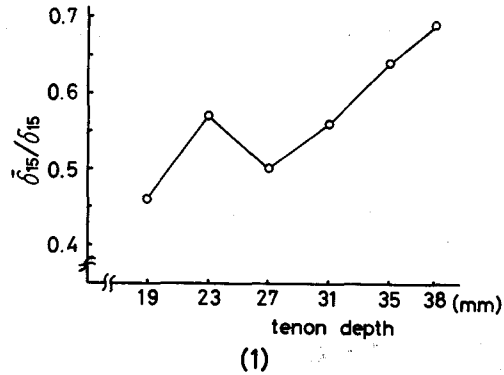
結果を表-5 に示し、柄寸法と剛性効率の関係を図-5, 6 に図示した。表中の変位計算値は (2) 式を用いて算出した。

柄長さの剛性への影響をみると、柄長さが 19 mm, 23 mm で同程度、それ以上の長さではそれらより高い剛性効率となり、33 mm で最も高い効率であった。しかし、材質のバラツキ、加工精度などを考え合わせると、効率には大きな差はないとみてよい、と考えられる。これは、試験 1 における柄長さが剛性効率に与える影響は小さい、という結論を裏付けている。

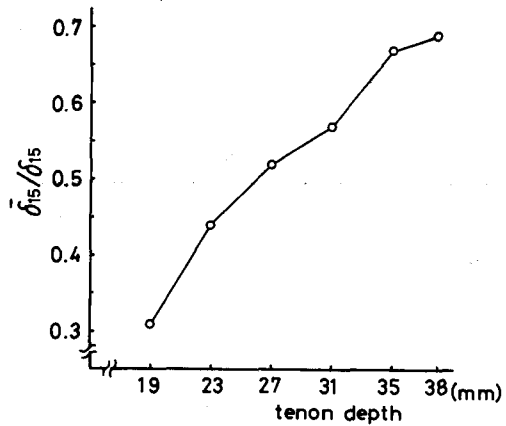
柄せいの剛性に対する影響についてみると、上胴付、下胴付でやや異なる傾向を示した。まず、上胴付では 23 mm で高い効率を示したが、全体的にみると、柄せいが低くなると効率は低くなり、その傾きは 38 mm から 31 mm まではほぼ直線的で、それ以下ではその傾きは徐々に減少するものと思われる。それに対し、下胴付では同様に柄せいが低くなるにつれて効率は低下するが、その関係はほぼ比例関係にあるとみられる。また、その傾きは上胴付の 31 mm から 38 mm までの傾きに近いものであった。これらより、上胴付でも柄せいと材せいの割合がある値 (本研究では (柄せい)/(材せい) が 0.8) 以上では肩部の影響はあまり現われな、と思われる。

4.1.3 接着剤の影響

試験 1 と試験 2 のうちで柄寸法の同じタイプの試験体の比較を行なうと、試験 1 の T-1 で



(1)



(2)

図-6 剛性効率と柄せいの関係

(1) 上胴付 (2) 下胴付

Fig. 6. Relations between stiffness efficiency and tenon depth (at δ_{15}).

(1) Tension type, (2) Compression type.

は0.68~0.80に対し試験2のA型で0.69, 試験1のL-2引張型で0.51に対し試験2のP型が0.46, 試験1のL-2圧縮型で0.29に対し試験2のQ型が0.31(それぞれ δ_{15})となり, 試験1と試験2の主要な条件の違いである, 接着剤の強さの剛性への影響ははっきりとは見出されなかった。

これらのことより, 比例限度内の応力レベルでは接着層は剛であるとみなしてもさしつかえなく, そのため剛性は接着層の影響をうけず主として柄せいおよび肩部の有無に左右されると考えられる。

4.2 耐力試験結果

4.2.1 各種仕口の耐力(試験1)

結果を表-6に示す。ここで示されている最大曲げモーメントの計算値には, 部材の耐力を用いた。(4)式)

表-6 耐力試験結果(試験1)

Table 6. Results of strength test (Test 1)

Type of loading	Specimen	Load at P.L. P_p (kg)	Max. load P_{max} (kg)	P_p/P_{max}	Max. bending moment		Efficiency M_{ob}/M_{cal}
					Observed M_{ob} (kg·m)	Calculated M_{cal} (kg·m)	
Tension type	L-1	39	63	0.64	19.9	48.0	0.41
	L-2	39	54	0.73	17.1	50.4	0.34
	L-3	46	67	0.68	21.2	49.0	0.44
	L-4	33	56	0.59	17.9	49.0	0.37
	T-1	45	71	0.63	22.7	50.6	0.46
	T-2	38	57	0.66	18.0	51.6	0.36
	T-3	38	60	0.63	19.1	52.4	0.37
	T-4	28	62	0.45	19.8	50.5	0.40
Compression type	L-1	31	60	0.52	19.1	48.3	0.40
	L-2	12	20	0.58	6.4	44.1	0.14
	L-3	29	70	0.41	22.2	48.6	0.47
	L-4	25	48	0.52	15.4	48.6	0.32
	T-1	30	64	0.46	20.4	50.7	0.41
	T-2	31	52	0.61	16.6	51.9	0.32
	T-3	24	55	0.44	17.5	53.0	0.33
	T-4	24	55	0.43	17.4	50.7	0.34

(実測曲げモーメント M_{ob})/(計算曲げモーメント M_{cal}) を耐力効率とすると, L型ではF. J. が最も高く0.44と0.47。また, T型では平柄が高く0.41と0.46であった。L型についてみると, 肩付平柄が引張型, 圧縮型でその差が著しい。これは, 肩の部分の影響が現われたものと思われる。T型では, 平柄と隠し柄を比較した場合, 隠し柄は平柄に比べ0.2以上効率が劣ってお

り、このことから柄長さが耐力に強く影響するものと判断される。L型のものとT型のものを比較してみると、三枚接ぎと平柄において、引張型で三枚接ぎが平柄より若干低い効率であったが、圧縮型では差はみられなかった。このことより、第3の部材の存在が耐力にもあまり影響をおよぼさないと考えられる。このことは、相欠き接ぎについても同様である。F.J.については、L型がT型より高い効率であった。これは、加工精度、接合部の構造の違いなどのためと思われる。

破壊形態は、平柄、三枚接ぎ、肩付平柄では部材の破壊を伴い、隠し柄、相欠き接ぎは主として接着層より破壊を生じた。F.J.では接合部において軸方向への割れにより破壊した。しかし、L型とT型では割れの起点が若干異なっており、L型では中心線より引張応力域寄りに割れを生じたのに対し、T型では垂直部材の先端(すなわち部材中央)から、引張型は後脚とみなされる部材に、圧縮型では第3の部材にそれぞれ繊維にそって割裂に類似した割れを生じた。

4.2.2 納接合の耐力 (試験2)

試験2の耐力試験結果を表-7に、柄寸法と耐力効率の関係を図-7, 8に示した。表中の計算値は(4)式より得たものである。

柄長さと耐力効率の関係についてみると、図-7で示されるように、耐力効率は柄長さに比

表-7 耐力試験結果 (試験2)

Table 7. Results of strength test (Test 2)

Specimen	Load at P.L. P_p (kg)	Max. load P_{max} (kg)	P_p/P_{max}	Max. bending moment		Efficiency M_{ob}/M_{cal}
				Observed M_{ob} (kg·m)	Calculated M_{cal} (kg·m)	
A	38	69	0.55	21.9	51.0	0.46
B	38	59	0.64	18.7	51.1	0.39
C	34	54	0.62	17.2	51.3	0.35
D	27	36	0.76	11.5	51.3	0.24
E	24	31	0.77	9.8	50.9	0.20
F (t)	35	63	0.55	20.2	50.5	0.41
G (c)	40	66	0.61	20.9	51.3	0.41
H (t)	33	54	0.61	17.2	46.4	0.38
I (c)	32	51	0.64	16.1	51.0	0.32
J (t)	37	59	0.62	18.8	51.2	0.37
K (c)	25	44	0.56	14.0	50.8	0.28
M (t)	43	60	0.71	19.2	51.5	0.37
N (c)	13	34	0.39	10.7	50.7	0.21
P (t)	43	62	0.69	19.7	51.3	0.39
Q (c)	9	20	0.47	6.4	52.3	0.12

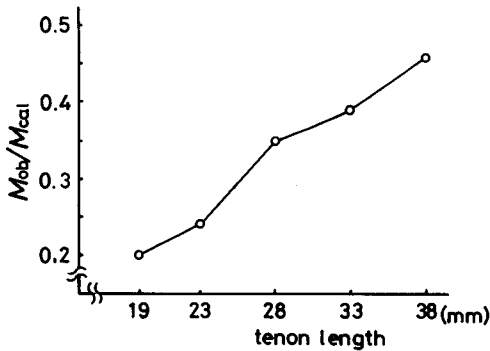


図-7 耐力効率と柄長さの関係

Fig. 7. Relations between strength efficiency and tenon length.

例している。このことより、試験2で使用した接着剤の強さでは耐力は部材の強さより接着面積により左右されると思われる。

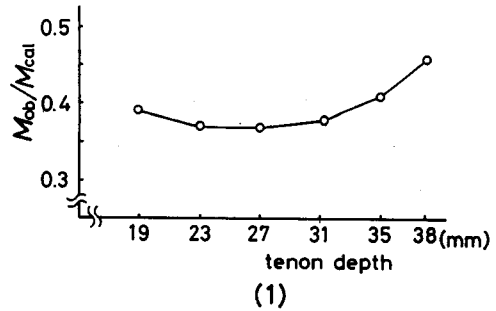
柄せいと耐力効率との関係は図-8に示されている。上胴付では、38 mm から 31 mm へ柄せいが低くなると効率は直線的に低下するが、それ以上柄せいが低くなっても効率は 0.37 程度でほぼ一定となる。それに対して、下胴付では、柄せいが低くなるにつれほぼ直線的に効率は低下し、その関係は柄と部材の断面係数の比で表わせる。

4.2.3 接着剤の影響

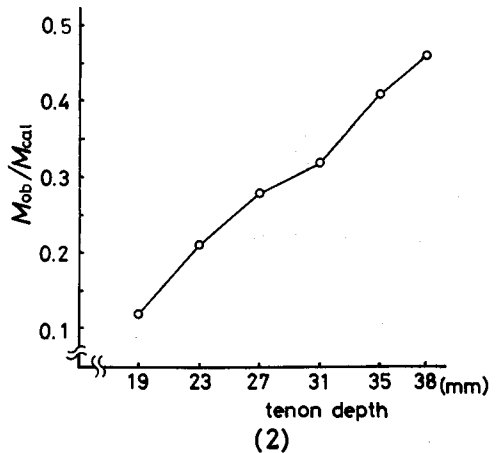
試験1のT-1型と試験2のA型を比較すると、それぞれ0.41と0.46および0.46であった。また、試験1のL-2引張型と試験2のP型では、それぞれ0.34および0.39。試験1のL-2圧縮型と試験2のQ型では、それぞれ0.14および0.12であった。これらのタイプの接合は、部材の耐力により接合部の耐力が左右されると考えられ、そのため接着力が減少してもその効率はほぼ同等か、逆に高くなっている。それに対し、接着剤の影響をうけると考えられる隠し柄についてみる。試験1と試験2の試験体には直接比較できるものがないので、図-7より試験1のT-2の長さのものを推測してみると、約0.30となり試験1のT-2の0.32~0.36より若干低い値となった。これらのことより、接着剤の強さはある柄寸法ではその耐力に影響を与えることが予想されるが、さらに数多くの試験が必要である。

4.3 耐力の予測

(6~11)式より求められる耐力の予測値の実測値に対する適合率を表-8および9に示した。



(1)



(2)

図-8 耐力効率と柄せいの関係

(1) 上胴付 (2) 下胴付

Fig. 8. Relations between strength efficiency and tenon depth.

(1) Tension type, (2) Compression type.

表-8 耐力予測の適合性 (試験1)

Table 8. Fitness of max. bending moment predicted (Test 1)

Type of loading	Specimen	Max. bending moment observed M'_{ob} *1 (kg·m)	Equation used	Efficiency M'_{ob}/M'_{ca1}
Tension type	L-1	19.1	(6)	0.79
	L-2	16.4	(8)	0.96
	L-3	21.2*2	(9)	0.97
	L-4	17.1	(11)*3	1.00
	T-1	21.7	(6)	0.88
	T-2	17.3	(11)*3	0.98
	T-3	19.1*2	(10)	1.01
	T-4	19.0	(11)*3	1.06
Compression type	L-1	18.2	(6)	0.77
	L-2	5.8	(6)	1.06
	L-3	22.2*2	(9)	1.03
	L-4	14.7	(11)*3	0.82
	T-1	19.5	(6)	0.78
	T-2	15.9	(11)*3	0.90
	T-3	17.5*2	(10)	0.92
	T-4	16.7	(11)*3	0.93

*1 (5)式を使用して求めた。

*2 (3)式を使用して求めた。

*3 剪断強さに $\tau=155 \text{ kg/cm}^2$ を用いた。(部材の平均剪断強さ)

*1 Equation (5) was used.

*2 Equation (3) was used.

*3 $\tau=155 \text{ kg/cm}^2$. (Average shear strength of the members).

表-8の適合率を得るために用いた予測値は、それぞれの仕口の破壊形態によって最も影響を与えたと考えられる因子に基づいた予測式を用いて求めた。すなわち、平柄、三枚接ぎ、肩付平柄圧縮型は柄つけ根の部材耐力により(6)式で、肩付平柄引張型はさらに肩の影響を加味して(8)式で、また隠し柄、相欠き接ぎでは(11)式で計算した。(試験1では、部材の剪断強さが平均 155 kg/cm^2 、接着層の剪断強さが 165 kg/cm^2 であったので、(11)式の τ は部材の剪断強さを用いた。)また、F.J.では(9)、(10)式の実験式を用いた。表-9では、それぞれの柄接合においての(6)、(7)、(8)、(11)式の適合率を示した。(試験2で使用した接着層の剪断強さは 122 kg/cm^2 であったので、(11)式の τ は接着層の剪断強さを用いた。)

試験1では、平柄、三枚接ぎを除きほぼ0.80以上の適合率を示し、材料や接着剤の材質のバラツキ等を考えれば満足のできるものであると思われる。平柄、三枚接ぎでは、平柄引張型を除き0.80以下となった。これは、一部かなり低い耐力のものがあつたためである。

次に試験2において、隠し柄では柄長さが 33 mm ですでに接着強さにより耐力が左右さ

表—9 耐力予測の適合性 (試験2)

Table 9. Fitness of max. bending moment predicted (Test 2).

Specimen	Max. bending moment observed M_{ob}^{*1} (kg·m)	Efficiency M_{ob}^{*1}/M_{ca1}			
		Equation used			
		(6)	(7)	(8)	(11)* ²
A	20.9	0.85	—	—	0.75
B	17.9	0.74	—	—	0.80
C	16.5	0.67	—	—	0.99
D	11.0	0.44	—	—	0.95
E	9.4	0.37	—	—	1.13
F (t)	19.4	0.89	0.86	0.40	0.80
G (c)	20.1	0.91	—	—	0.83
H (t)	16.6	0.98	0.90	0.44	0.82
I (c)	15.6	0.87	—	—	0.78
J (t)	18.1	1.38	1.16	0.60	1.17
K (c)	13.6	1.00	—	—	0.81
M (t)	18.7	1.98	1.46	0.84	1.63
N (c)	10.4	1.09	—	—	0.91
P (t)	19.3	2.99	1.83	1.23	2.36
Q (c)	6.2	0.95	—	—	0.76

*1 (5)式を使用して求めた。

*2 剪断強さに $\tau=122 \text{ kg/cm}^2$ を用いた。(試験2で用いた接着層の剪断強さ)

*1 Equation (5) was used.

*2 $\tau=122 \text{ kg/cm}^2$ (Shear strength of the adhesive used in Test 2).

れている。また、33 mm より柄長さの短いものでは(11)式が非常によく適合した。これらのことより、隠し柄の耐力はある長さまでは部材の強さに影響され柄自体で破壊するが、それより短い柄長さでは接着層に影響され、接着層またはそれに隣接する部材の剪断破壊を生ずると考えられる。さらに、接着層の剪断強さが強くなれば境界となる柄長さは短くなる。また、接着層の剪断強さが部材の剪断強さより強いものであって、柄長さが充分の長さであれば、いくら接着層の剪断強さが強くなっても柄の耐力以上に仕口耐力はならないと思われる。

次に肩付平柄では、上胴付では柄せいが31 mm までのものは(6)式によく適合している。これはある長さ以下の肩部はその耐力に影響を与えないことを示しているものと考えられる。これは耐力効率の変化とも一致している。27 mm の柄せいでは(7)式、23, 19 mm の柄せいでは(8)式がよい適合率となる。これは27 mm 程度の柄せいでは柄内部ですでに圧縮側で塑性域に入るのに対し、それより低くなると柄で圧縮塑性域に入る前に引張破壊してしまうからである。(7)式と(8)式を使い分ける柄せい寸法は、(7)式誘導の段階で中立軸を求めることにより得られる。

肩付平柄下胴付のものは、(6)式が0.87~1.09と満足できる適合率となった。

個々の試験体についてみると、かなりのバラツキを生ずるものがあった。これは、材質、加工精度等によるものと考えられる。しかし、大部分が±30%以内であり、安全率として1.5程度とれば充分満足のできる耐力が得られると思われる。

5. 結 言

2.4×3.8 cm 断面のミズナラ積層材を用いて、平柄、隠し柄、相欠き接ぎ、肩付平柄、F. J. についてその剛性、耐力について試験した。結果はつぎのように要約される。

1) 剛性効率は、L型でF. J.が、T型で平柄および隠し柄が高い値を示した。また、肩付平柄では引張荷重型が圧縮荷重型の約1.5倍となった。これは肩部によって変形がおさえられたためと考えられる。さらにL型とT型を比較して、剛性効率に対する第3の部材の影響はみられなかった。

2) 柄寸法における剛性効率は、柄長さによる影響はみられなかったが、柄せいは下胴付では柄せいが低くなるにつれて効率も減少した。それに対し、上胴付は柄せいが31 mmまでは下胴付のものと同程度減少するが、それより低くなれば減少率は低くなった。

3) 接着剤の剛性への影響はみられなかった。

4) 耐力効率では、L型でF. J.が、T型で平柄が高い効率であった。また、隠し柄を除き、その傾向は剛性効率とほぼ同様であった。

5) 隠し柄の耐力効率はその柄長さによって直線的に減少した。

6) 肩付平柄の耐力効率は、下胴付では柄せいが低くなるにつれて直線的に減少するのに対し、上胴付は柄せいが31 mmより高いものは下胴付のものと同様の傾向を示すが、それより低いものはほぼ0.37の一定した値となった。

7) 接着剤の耐力に与える影響は、接着層で破壊すると考えられるタイプの仕口では充分認められた。

8) 各種接合の最大耐力を、最も影響を与えると考えられる因子を用いた計算式で予測した結果、多少のバラツキがあったが、安全率を1.5程度とれば実用上充分満足できる範囲で耐力が予測できると思われる。

文 献

- 1) ECKELMAN, C. A.: A structural design manual for furniture. F. P. J. 21-11, 11, 1971.
- 2) HILL, M. D. and C. A. ECKELMAN: Flexibility and bending strength of mortise and tenon joints. Journal No. 4758, Purdue Univ., 1973.
- 3) 松本弘毅: だぼおよびほぞ接合の効率について: 木材学会道支講, 1, 32-35, 1968.
- 4) TIMOSHENKO, S. P. and J. N. GOODIER: 弾性論. コロナ, 324-328, 1973.

Summary

The tests were carried out to determine the stiffness and the strength of the various types of the joints of wooden chairs.

In test 1, the joints investigated were open mortise-tenon (L-1), mortise-tenon (T-1), mortise-tenon with shoulder (L-2), blind (T-2), finger (L-3, T-3) and lap (L-4, T-4) joints. In test 2, they were mortise-tenon (A), blind (B-E) and mortise-tenon with shoulder (F-Q) joints. These dimensions are shown in Table 3.

To evaluate these performances, eighty jointed specimens in test 1 and forty-five ones in test 2 were constructed of Mizunara (*Quercus mongolica* var. *grosseserrata*) and bonded with a kind of PVA. Furthermore, some theoretical expressions were developed to predict the strength of those joints.

The results of the tests are summarized in Tables 4, 5, 6 and 7, and the fitness of the predicted strength of those joints is shown in Tables 8 and 9. The test results are summarized as follows:

1) In the stiffness, the finger joint in L type, the mortise-tenon and blind joints in T type were the stiffest ones in the joint types tested, respectively. For the mortise-tenon joint with shoulder, the tension loading type was superior to the compression one in the stiffness. As compared with L type specimens, it appeared that the back post members of the T type ones had little influence on their stiffness.

2) For the tenon dimensions, it appeared that the tenon length had little influence on their stiffness but the tenon length influenced fairly them.

3) The effect of the difference of the adhesive densities on the stiffness was not clear.

4) In the strength, the finger joint in L type, the mortise-tenon in T type were superior to the others. And they showed the same tendency with the stiffness test, except the blind joint.

5) The strength of the blind joints decreased linearly with their tenon length.

6) For the mortise-tenon joint with shoulder, the lower the tenon depth was, the more the strength decreased linearly in this compression loading type. In contrast to this, in the tension one the strength of the specimens in which the tenon depth was higher than 31 mm showed the same tendency with the compression one, but the strength efficiency of the specimens in which the depth was lower than 31 mm, was about the constant value, 0.37.

7) It appeared that the adhesive influenced fairly the strength of the joints which were considered that they were destroyed from their adhesive layers.

8) It was found that the maximum bending moment values of the various joints could be approximately predicted. In practice, if the safety factor is about 1.5, the predicted values will be satisfied.