木質ダイアフラムの面内振動特性に関する研究 (第1報)

IN-PLANE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF
WOODEN DIAPHRAGMS (Part I)

鈴木秀三*, 藤野栄一**, 野口弘行***

Shuzo SUZUKI, Eiichi FUJINO and Hiroyuki NOGUCHI

In-plane dynamic characteristics of wooden diaphragms were investigated using a full-scale and a model diaphragms. The full-scale diaphragm was a 11.18m-long by 6.38m-wide Swedish-type floor and the model diaphragm was a 2.40m-long by 1.20m-wide. Two tests among impact-hammer, exciting and shaking-table dynamic tests were alternatively performed for both diaphragms. The test data of both diaphragms showed that the natural frequency was proportional to the mode number and that the mode shapes were similar to sine-curves. Furthermore, the calculated natural frequencies based on the shearing vibration theory with the equivalent shear-stiffness obtained by the static loading test agreed with the natural frequencies due to the dynamic tests. It was suggested that the dynamic in-plane behavior of wooden diaphragms was consistent with the shearing vibration theory.

Keywords : wooden-diaphragm, dynamic-characteristics, vibration-tests, modal-analysis, static-tests

木質ダイアフラム, 動的特性, 振動実験, モード解析, 静加力実験

§ 1. 序

木質構造においては、枠組に構造用合板などの面内せん断剛性の高い面材を張った水平構面はダイアフラムと称され、屋根・床等に使用されている。木質ダイアフラムの静的面内性状については、米国において既に多くの研究がなされてきており¹⁾、最近では、著者らによる有開口床、勾配屋根、半円筒形屋根など特殊な形状についての静的実験および解析的な研究^{2), 3)}がなされている。

ところで、ダイアフラムに作用する面内力は、地震力や風圧力など基本的に動的な荷重によるものであり、建築物全体の水平力に対する動的挙動を考える上で、ダイアフラムの動的特性を明らかにしておくことは必要不可欠なことであると考えられる。しかしながら、既往の研究のほとんど全てがダイアフラムの静的性状を対象としたもので、ダイアフラムの面内振動特性に関する報告はほとんどないのが現状である。

著者らは、木質ダイアフラムの面内振動特性を明らかにすることを目的として実験を行ってきたが^{4), 5)}、そ

れについて知見を得たので、ここに報告するものである。本報では、辺長比約1/2の実大及び模型ダイアフラムの結果について述べる。

§ 2. 試験体と試験種類

2.1 実大ダイアフラム

2.1.1 試験体

試験体は、Fig.1に示すようなスウェーデン式構法を用いた平面形状11,180mm×6,380mmの水平ダイアフラムである。床組は、周囲を端根太と側根太とにより囲み、その内部に床根太を600mm間隔に配置したものであるが、端根太及び側根太に接して壁受け材が平に配置されている所に特徴がある。面材は、四周に本実加工(T&G)が施された厚さ22mmのパーティクルボード(600mm×2,400mm)で、ダイアフラム外周に配置された壁受け材と床根太に釘打ちされるが、受け材は省略されており、面材同士の接合はT&G部に釘打ちすることにより行っている。構成部材寸法及び面材の留付け方法については、

* 職業能力開発大学校建築工学科 教授・工博

** 職業能力開発大学校研究課程 学生

*** 明治大学理工学部建築学科 助教授・工博

Prof., Dept. of Architectural Engineering, The Polytechnic Univ. of Japan, Dr. Eng.

Graduate Student, Dept. of Architectural Engineering, The Polytechnic Univ. of Japan.

Assoc. Prof., Dept. of Architecture, School of Science and Technology, Meiji Univ., Dr. Eng.

Fig.1 Schematic diagram of full-scale diaphragm

Fig.2 Schematic diagram of exciting test set-up for full-scale diaphragm

Fig.3 Loading conditions for static tests

Table 1 に示してあるので参照されたい。なお、製材、面材及び組立用の釘は、全てスウェーデンで使用されているものである。

2.1.2 試験種類

実大ダイアフラムに対して行った試験は、2種類の動的試験と、面内剛性を調べるための静的加力試験である。動的及び静的試験いずれの場合にも、試験体をフレーム上にローラーを介して置き、両端根太の両端部を短辺方向にローラーで支持した状態で行った（Fig.2 参照）。

Table 1 Specification of members

(Unit : mm)

	Full-scale	Model
Header-joist	70 x 220	10 x 60
Stringer-joist	70 x 220	10 x 60
Joist	45 x 220	10 x 60
Blocking	38 x 89	10 x 60
Sheathing	600 x 2400 (t=22) particle-board (T&G)	300 x 300 (t=3) plywood (3-ply)
Nailing-schedule for sheathing	Swedish nail 28x75 (D=2.8, L=75) to plate (perimeter) Ø75 to joist (edge) Ø75 (interior) Ø200 tongue and groove Ø200	nail 17x19 (D=1.5, L=19) perimeter Ø100

A. 動的試験

(1) インパクトハンマー加振による自由振動実験

Fig.2 に示す 3 点 (●印: node1 ~ node3) に圧電型加速度計 (感度 1V/g) を取り付け、インパクトハンマーにより各 node 位置の端根太を、床根太方向に水平加振することによって自由振動実験を行った。ダイアフラムの固有振動数は、各 node の応答加速度に基づき、FFT 7 ナイザーにより計測した。なお、加振位置により励起されないモードが生じることを避けるために、node1 ~ node3 について逐次加振を行った。

(2) 強制加振実験とモード解析

電磁式加振器 (重量約 30kgf) を node2 または node3 に取り付け、床根太方向に水平加振を行った。入力には加振器可動部の入力加速度を一定とするスイープ波を用い、20 ~ 100Hz の周波数範囲において、スイープ掃引時間を 4 Hz/min として加振を行った。なお、高次の固有振動モードを明確に捉えるために、加振器の取り付け位置を変化させて (node2 または 3) 実験を行った。応答加速度の測定については、(1) と同様に node1 ~ 3 において行い、スパン中央部の変位は、渦電流型非接触変位計 (精度: 1/200mm) を用いて測定した。測定データに基づいたモード解析に当たっては、汎用モード解析ソフト (LMS 社製) を用いた。

B. 静的加力試験

ダイアフラムの静的面内性状を調べることを目的として、動的試験と同じ支持条件について、動的試験終了後、静的加力試験を行った。加力は Fig.3(a) に示すように、スパン 4 等分点に 3 点集中加力とし、3 段階の正負繰り返し加力の後、破壊に達するまで加力する方法によった。なお、後述するが、本報の考察で必要としたデータは初期の微小変形時のものであった。

2.2 模型ダイアフラム

2.2.1 試験体

模型ダイアフラムは、ダイアフラムの基本的メカニズムを有する実験用モデルであり、上述の実大ダイアフラ

Fig.4 Schematic diagram of model diaphragm

Fig.5 Schematic diagram of shaking-table test set-up for model diaphragm

ムの相似模型ではない。模型は Fig.4 に示すような、平面形状 2,400mm × 1,200mm の水平ダイアフラムで、枠組は端根太及び側根太に囲まれた内部に、根太及び合板受けを 300mm 間隔に配したもので、面材は厚さ 3mm のラワン合板 (300mm 角) である。枠組と面材の接合には鉄丸釘 (17 × 19) を用いるが、振動台の性能 (加振周波数範囲 DC ~ 100Hz) の関係から、ダイアフラムの面内剛性を低くする必要があったため、釘打ち間隔を 100mm とし、さらに、厚さ 2mm の鉄板 (200mm 角, 620gf/1 枚) をダミーウエイトとして、全ての合板の中央に両面接着テープで貼り付けている。なお、模型の構成部材の寸法等は Table 1 に併記してあるので参照されたい。

2.2.2 試験種類

模型ダイアフラムに対して行った試験は、2種類の動的試験と、面内剛性を調べるための静的加力試験である。試験体の支持条件については、動的および静的試験いずれの場合にも、Fig.5 に示したように、ダイアフラム四隅の側根太端をボルトを用いて支持する状態で行われた。

A. 動的試験

(1) インパクトハンマー加振実験とモード解析

Fig.5 に示すように、振動台上に支持された模型の各根太中央部 (node1 ~ node9) に圧電型加速度計を取り付け、各 node の端根太位置にインパクトハンマーにより逐次水平加振を行った。測定データは、入力をインパクトハンマーの加振力、出力を各 node の応答加速度とした周波数応答関数であり、得られた周波数応答関数に基づいて、多点参照モード解析を行った。

(2) 振動台を用いた周波数応答実験

木質ダイアフラムは非線形性状を有しているため、ダイアフラムの変形が増加すると、固有振動数の値が変化することが予想される。本実験は、振動台を用いてダイアフラムに対する入力加速度を変化させることにより、ダイアフラムの変形と振動特性の関係を明らかにすることを目的としたものである。加振には振動台の入力加速度を一定とするスイープ波 (掃引時間: 5Hz/sec) を用い、周波数範囲 20 ~ 60Hz で振動台の入力加速度を 0.02g ~ 0.6g の範囲で変化させ、周波数応答実験を行った。なお、入力加速度が 0.2 ~ 0.6g の場合については、各 node の応答加速度のほか、スパン中央部の応答変位を渦電流型非接触変位計を用いて測定した。

B. 水平加力試験

動的試験の場合と同様な支持状態のダイアフラムに対して、静的加力試験を行った。加力方法は Fig.3 (b) に併記してあるが、トーナメントを用いた 8 点等加力 (以下では「等分布加力」と呼ぶ) とスパン中央集中加力の 2 種類で、オイルジャッキを用いて面内せん断力を加える方法により正負繰り返し加力を行い、スパン中央部の水平方向変位を測定した。

§ 3. 実験結果とその考察

3.1 実大ダイアフラムについての検討

(1) 固有振動数

インパクトハンマー試験により得られた、各モード次数に対応する固有振動数の値は、1 次で 28.8Hz、2 次で 59.0Hz、3 次で 88.8Hz であった。

Fig.6 には、強制加振実験により得られた加速度応答曲線が示してある。強制加振実験より得られた各モード次数に対応する固有振動数の値は、1 次で 28.5Hz、2 次で 59.5Hz または 63.5Hz、3 次で 84.0Hz または 90.0Hz であった。2 次及び 3 次の固有振動数については、モード形がほぼ同じ形をした接近した 2 つの固有振動数が存在していた。この原因は明らかではないが、ダイアフラムの剛性 (正負の変形量) が振動方向により異なるために生じたものと考えられる。

Fig.7 には、得られた固有振動数とモード次数の関係が示してあるが、同図より、インパクトハンマー試験お

Fig.6 Frequency response curves obtained by exciting test for full-scale diaphragm

Fig.7 Relation between frequency and mode number obtained by tests for full-scale diaphragm

よび強制加振実験いずれの場合にも、固有振動数とモード次数の間には1次比例の関係が存在していることが取られる。

連続体の振動理論によれば²⁾、せん断振動の固有振動数はモード次数に1次比例し、曲げ振動の固有振動数はモード次数の2乗に比例することになる〔〈付録1〉参照〕。このことから、実大ダイアフラムの固有振動数とモード次数との関係は、せん断振動理論に合致するものであり、本ダイアフラムの面内振動はせん断形の振動であることを窺わせる。

(2) モード形

Fig.8には、強制加振実験の結果を用いたモード解析により得られた、1～3次の固有振動数に対応するモード形が示してある。同図より、モード形には加振位置の影響が若干現れているものの、全体的に見れば、両端単純支持梁の振動モード形（曲げ、せん断いずれの場合も同じ）である sine 曲線と同じ傾向にあることがわかる。

Fig.8 Mode shapes obtained by exciting test for full-scale diaphragm

Fig.9 Variation of frequency response curves on mid-span displacement for full-scale diaphragm

(3) スパン中央部変位

Fig.9には、強制加振実験のスパン中央部（node2）加振時における、スパン中央部の水平変位応答曲線が示してある。同図より、加振器の入力加速度が0.05～0.2gの範囲において、最大応答変位は入力加速度に比例して増大するものの、1次固有振動数は一定の値を示していることがわかる。このことは、微小振動においては、本ダイアフラムの剛性が一定であることを示唆している。また、実験で得られたスパン中央部最大応答変位は 3.2×10^{-3} cm（スパンに対する比は、約 $1/368,000$ ）であり、本報の加振器による強制加振実験においては、実大ダイアフラムに対する微小変形時の振動特性を調べていることがわかる。

(4) 減衰定数

Fig.6の加速度応答曲線に基づき、 $1/\sqrt{2}$ 法を用いて

Fig.10 Frequency response function obtained by impact-hammer test for model diaphragm

Fig.11 Relation between frequency and mode number for model diaphragm

求めた 1 次固有振動数に対応する減衰定数は、約 2 % であった。

3.2 模型ダイアフラムについての検討

(1) 固有振動数

Fig.10 には、インパクトハンマー試験により得られた各 node(node1 ~ node9) に対応する周波数応答関数の和が示してあるが、同図より、固有振動数の値は、1 次が 51Hz、2 次が 106Hz、3 次が 158Hz または 173Hz であることがわかる。

Fig.11 には、固有振動数とモード次数の関係が示してあるが、同図より、実大ダイアフラムと同様、固有振動数とモード次数の間には 1 次比例の関係が存在していることがわかる。このことは、模型ダイアフラムの面内振動もせん断振動であることを窺わせると同時に、模型ダイアフラムの性状が、実大ダイアフラムと同じ性状を持つことを示唆するものでもある。

Fig.12 Mode shapes obtained by impact-hammer test for model diaphragm

Fig.13 Variation of frequency response curves on mid-span acceleration obtained by shaking-table test for model diaphragm

(2) モード形

Fig.12 には、Fig.10 の周波数応答関数に基づいて、多点参照モード解析により得られた 1 次及び 2 次の固有振動モードが示してある。同図より、モード形は、実大ダイアフラムの場合と同様、sine 曲線に近い形を示していることがわかる。

(3) 入力加速度と 1 次固有振動数の関係

Fig.13 には、振動台を用いた周波数応答実験において、振動台の入力加速度を 0.02g ~ 0.6g の範囲で変化させた場合の、1 次固有振動数に対応するスパン中央部 (node5) の加速度応答曲線が示してある。同図より、振動台の入力加速度の増加に伴い、固有振動数の値が低下すると同時に応答倍率も低下する傾向が看取される。その場合の固有振動数の低下の程度は、振動台の入力加速度が 0.02g 時 50Hz、0.6g 時 35.5Hz で、約 30% の変化が見られる。これは、ダイアフラムの変形性状が非線形性を有するため、入力加速度の増加に伴い剛性が低下すると同時に、減衰が大きくなることに起因すると考えられる。

(4) 入力加速度と減衰定数の関係

Fig.14 には、Fig.13 の周波数応答曲線に基づき、

Fig.14 Relation between damping factor and acceleration on shaking-table for model diaphragm

$1/\sqrt{2}$ 法により求めた減衰定数と入力加速度の関係が示してある。同図より、入力加速度が $0.02g \sim 0.1g$ の範囲においては入力加速度の増加に伴い減衰定数の値は増加するが、 $0.1g$ を超えると減衰定数は 10% 前後の、ほぼ一定の値を示していることがわかる。

また、インパクトハンマー試験において、Fig.10の周波数応答関数に対するカーブフィティングにより得られた、1次固有振動数に対応する減衰定数の値は 4.2% であったが、この値は振動台実験の低入力時 ($0.02g$ 時 4.0%) の値と合致している。

3.3 静的性状と動的性状の比較

(1) 静的性状

Fig.15には、模型ダイアフラムに対して行った静的加力試験のうち、スパン中央集中加力試験の荷重～変位履歴曲線が例示してある。

Table 2には、実大及び模型ダイアフラムに対して行った、静的正負繰り返し加力試験の結果が一括表示してある。同表中 (a) の荷重値は加力荷重の合計（総荷重）、同表中 (b) の変位は正負繰り返し加力におけるスパン中央部変位の絶対値の平均である。同表中 (c) の等価せん断剛性 (GA/κ) とは、スパン中央部の変形が全てせん断変形によるものと仮定して梁理論により計算したせん断剛性の値である〔式については〈付録2〉参照〕。同表中 (d) の等価粘性減衰定数 (h_{eq}) とは、静的正負繰り返し加力試験により得られた荷重～スパン中央部変位の履歴曲線に基づき、Jacobsenの方法⁷⁾によって計算された等価粘性減衰定数の値である。

なお、前述したように実大ダイアフラムの場合には振動実験の変形は微小であったので、静的試験結果は初期の繰り返し荷重時の結果のみが示してある。

(2) せん断振動の基本式に基づく固有振動数の推定

ダイアフラムの面内振動性状が、連続体のせん断振動に類似していることについては前述したが、ここでは、ダイアフラムの静的せん断剛性を用い、連続体のせん断振動理論に基づいて、固有振動数を推定する方法の適否

Fig.15 Hysteretic loops due to mid-span loading test for model diaphragm

Table 2 Results of static tests

	(a) Total lateral load (kgf)	(b) Disp. of mid-span (cm)	(c) *1 Eq. shear stiffness GA/κ (kgf)	(d) Eq. viscous damping factor h_{eq} (%)
Full-scale	1,200	0.030	764,000	2.0
Model distributed loading	20	0.010	77,000	10.3
	40	0.020	67,000	13.3
	60	0.032	58,000	12.6
	80	0.044	55,000	13.3
	100	0.062	48,000	13.0
Model mid-span loading	20	0.020	62,000	-
	40	0.046	52,000	9.8
	60	0.078	46,000	9.8
	80	0.116	42,000	9.6
	100	0.160	37,000	10.0

*1

see Appendix (2)

について検討する。

Fig.16には、実大及び模型ダイアフラムについて、質量、スパン及びせん断剛性〔Table 2 (c) 欄中の最大の数値：実大の場合 $764,000\text{kgf}$ 、模型の場合 $77,000\text{kgf}$ 〕を用い、連続体のせん断振動理論〔〈付録1〉(付1)

Fig.16 Comparison between experimental and calculated natural frequencies for full-scale and model diaphragms

Fig.17 Comparison of first natural frequency between experiment and calculation for model diaphragm

式参照]に基づいて求めた1次～3次の固有振動数とモード次数の関係が示してある(同図中③と④)。また、同図中には、前述したインパクトハンマー加振実験により得られた固有振動数の値[3.1(1)及び3.2(1)参照]も示してある(同図中①と②)。同図より、1～3次の固有振動数について、実大ダイアフラムの場合には実験値と計算値はほぼ一致(①と③を比較)、模型ダイアフラムの場合には計算値が約15%実験値を下回ることがわかる(②と④を比較)。

次に、模型ダイアフラムについて1次固有振動数とスパン中央部の変形量との関係について検討する。

Fig.17には、振動台を用いた周波数応答実験における振動台の各入力加速度(0.2g, 0.4g, 0.6g)に対応する1次固有振動数とスパン中央部(node5)の共振時最大応答変位との関係が示してある。また、同図中には、静的試験により得られた各荷重時の等価せん断剛性[Table 2 (c)の値]に基づき計算した1次固有振動数と各荷重時のスパン中央部変位との関係が示してある。同図より、共振

時のスパン中央部変位に対応する1次固有振動数について、静的加力実験より得られた等価せん断剛性に基づいた計算値は実験値を約10%下回っているものの、両者の傾向は良く一致していることがわかる。このことは、ダイアフラムの固有振動数を、静的試験の等価面内せん断剛性(GA/κ)を用いて、せん断振動理論に基づいて推測することが可能であることを示唆している。

(3) 減衰定数

実大ダイアフラムについては、静的試験で得られた微小変形時(スパンに対する変形の比は約1/40,000)の等価粘性減衰定数の値は約2%で、これは、3.1(4)で述べた動的試験の結果と一致している。同様に、模型の場合には、スパン中央部の変形量が 2.5×10^{-3} cm(スパンに対する変形の比は約1/10,000)以上においては、静的及び動的試験結果[Table 2 (d)とFig.14参照]ともに減衰定数は10%前後の値を示し、両者の値は良く一致していることがわかる。

§ 4. まとめ

木質ダイアフラムの振動特性を明らかにするために、辺長比約1/2の実大及び模型ダイアフラムを対象として行った動的試験及び静的試験より、明らかになったことをまとめれば次のようになる。

- (1) ダイアフラムの面内振動における固有振動数とモード次数の関係は、1次比例の関係にあり、連続体のせん断振動理論に合致する。
- (2) ダイアフラムの質量、スパン及び静的等価せん断剛性を用いて、連続体のせん断振動理論により計算される固有振動数の値は、動的実験で得られたダイアフラムの固有振動数と一致する傾向にあり、静的等価せん断剛性に基づき固有振動数を推定する方法は有効である。
- (3) 静的試験による等価粘性減衰定数と動的試験において得られた減衰定数は一致する傾向にある。

【謝辞】

実験に供した実大ダイアフラムは、トシワ技建株式会社並びに株式会社新井建築工学研究所の作製・設計になるもので、実験実施に際しては森林総合研究所木材利用部構造性能研究室杉本健一研究員に多大なる御尽力を戴きました。

実大実験実施に当たっては、職業能力開発大学校建築構造研究室及び明治大学理工学部建築学科構造第3研究室の学生諸氏、また、模型実験実施に当たっては職業能力開発大学校建築構造研究室に在籍した小幡勝彦君を始めとする学生諸氏に、多大なる御協力を戴きました。

ここに記して、各位の御協力に対し深甚なる感謝の意を表します。

付録 (Appendixes)

〈付録 1〉 連続体の振動理論

一般に、連続体の振動理論によれば^{たとえ6)}、両端をピン支持された連続体の固有振動数は、せん断振動の場合には (付 1) 式、曲げ振動の場合には (付 2) 式でそれぞれ与えられる。

せん断振動の場合の固有振動数

$$f_n = \frac{n}{2} \sqrt{\frac{GA/\kappa}{(W/g) \cdot l}} \quad \text{.....(付1)式}$$

曲げ振動の場合の固有振動数

$$f_n = \frac{n^2 \pi}{2} \sqrt{\frac{EI}{(W/g) \cdot l^3}} \quad \text{.....(付2)式}$$

ここに、

f_n	: n 次の固有振動数
n	: モード次数
GA/κ	: せん断剛性
	$\left\{ \begin{array}{l} G: \text{せん断弾性係数} \\ A: \text{断面積} \\ \kappa: \text{形状係数} \end{array} \right.$
EI	: 曲げ剛性
	$\left\{ \begin{array}{l} E: \text{ヤング係数} \\ I: \text{断面 2 次モーメント} \end{array} \right.$
W	: 試験体総重量
g	: 重力加速度
l	: 試験体スパン

〈付録 2〉 各荷重条件に対する梁のせん断変形

梁の変形が全てせん断変形によるものと仮定した場合の、梁中央部の変位と実験により求められるせん断剛性 (GA/κ) は次のようになる。

3-points loading

$$\delta_c = \frac{P l}{6GA/\kappa}$$

$$GA/\kappa = \frac{l}{6} \frac{P}{\delta_c} \left(= \frac{l}{6} Ki \right)$$

distributed loading

$$\delta_c = \frac{P l}{8GA/\kappa}$$

$$GA/\kappa = \frac{l}{8} \frac{P}{\delta_c} \left(= \frac{l}{8} Ki \right)$$

mid-span loading

$$\delta_c = \frac{P l}{4GA/\kappa}$$

$$GA/\kappa = \frac{l}{4} \frac{P}{\delta_c} \left(= \frac{l}{4} Ki \right)$$

参考文献 (References)

- 1) J.M.Carney, "Bibliography on Wood and Plywood Diaphragms" Journal of Structural Division, ASCE, Vol.101, No.ST11, pp.2423-2436, Nov. 1975
- 2) 鈴木 秀三, 野口 弘行, 神谷 文夫 他: 木質ダイアフラムに関する研究 (1) ~ (9), 日本建築学会大会学術講演梗概集 (北陸) C 構造 II, pp.97 ~ 114, 1992 年 9 月
- 3) 鈴木 秀三, 野口 弘行, 木上 浩: 木質系ダイアフラムに関する研究 (10), 日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東) C 構造 II, pp.987 ~ 989, 1993 年 9 月
- 4) 藤野 栄一, 鈴木 秀三: 木質ダイアフラムの動的性状に関する模型実験, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東) C 構造 II, pp.985 ~ 986, 1993 年 9 月
- 5) 藤野 栄一, 鈴木 秀三: 木質ダイアフラムの動的性状に関する模型実験 (その 2), 日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東) C 構造 II, pp.97 ~ 98, 1994 年 9 月
- 6) 志賀 敏男: 構造物の振動, 共立出版, 1976
- 7) 日本建築学会: 建築物の耐震設計資料, 丸善, 1981

(1994 年 6 月 10 日原稿受理, 1994 年 11 月 14 日採用決定)