理想化繊維強化材の有限平面変形*
(その実験的検討)中島 美樹子*¹, 倉 茂 道 夫*¹Finite Plane Deformation of an Ideal Fiber-Reinforced Material
(Its Experimental Examination)

Mikiko NAKAJIMA and Michio KURASHIGE

One of the most powerful theory to describe finite deformations of strong-fiber reinforced rubber is the theory of continua with internal kinematical constraints of inextensibility in the preferred direction. This ideal theory was experimentally examined by three point bending tests, using glass-fiber cloth and synthetic-fiber cloth laminated rubber as composite materials. For the range of low load, the ideal theory represents the deformation behavior of these materials well. For the range of high load, these materials could no longer keep the assumption of the ideal theory (inextensibility and incompressibility). The more the number of the cloth ply, the better the model holds on the deformation of these materials. Furthermore, the method of decision for $S=S(\gamma)$ was suggested and it was shown that $S(\gamma)=G(\gamma+\varepsilon\gamma^3)$ is more suitable for these materials.

Key Words: Elasticity, Ideal Theory, Straight Beam, Three Point Bending Test, Glass-fiber Cloth Laminated Rubber, Synthetic-fiber Cloth Laminated Rubber, Inextensibility, Incompressibility

1. 緒 言

ゴム系繊維強化複合材は、母相が高弾性のゴムであるため変形能が大きく、その巨視的な変形挙動の解明は有限変形理論によらなければならない。このための有力な理論として「理想化繊維強化材の理論^{(1)~(4)}」をあげることができる。この「理想化理論」は、実際の連続繊維強化ゴムでは繊維方向の引張剛性が非常に大きく、繊維に平行なせん断変形に比し、繊維の方向の伸び変形は無視できるほど小さいこと、および母材のゴムはほぼ非圧縮であることに基づき、繊維方向の非伸縮性と体積の非圧縮性の運動学的内部拘束を仮定したゴム系繊維強化材の一モデルである〔このモデルの特徴と意義については、文献(5)参照〕。

著者らはこのモデルに基づき、一方向繊維強化材の有限平面変形について理論的解析を行ってきたが^{(5)~(13)}、モデルの妥当性については必ずしも明確ではなかった。繊維方向の引張剛性が非常に大きく、また、母材がゴムで複合材としても非圧縮とみなせる場合には(対象としている材料がそのようなものである

場合には)、このモデルは第一近似としては妥当なものと理論的には言えるが、実験的な検討はまだ行われていない。本報はこの理想化繊維強化材の有限平面変形について実験的検討を行うものである。実験に供する材料は合成繊維およびガラス繊維の織布で強化されたゴム材である。

本実験で検討すべき事柄は、(1) 繊維方向の非伸縮性と体積の非圧縮性および平面変形(平面ひずみ)という仮定から理論的に予想される変形状態と実験によって得られる変形状態とを比較し、この仮定の妥当性を明らかにすること、(2) この仮定が妥当な場合には、このモデルに現れる唯一の構成関係、 $S=S(\gamma)$ を決定する方法を提示し、決定すること、である。

理論的解析および実験の対象とした変形状態は、その位置を固定された二つのローラによって単純支持され、上部中央から半円筒の押し金具により負荷されたはりの三点曲げ状態の有限変形である。この変形状態を選んだのは、(1) 理論解析が容易で、しかも一般の構成関係 $S=S(\gamma)$ に対して解析解が得られること(すなわち、必ずしも線形関係 $S=G\gamma$ を仮定する必要がない)、(2) 実験が容易であること(例えば、純せん断変形状態に比べても、三点曲げのほうが実験が容易である)、(3) 理想化繊維強化材の有限平面変形の特徴

* 昭和 63 年 3 月 12 日、東北支部第 23 期総会講演会において講演、原稿受付 昭和 62 年 7 月 29 日。

*¹ 正員、東北大学工学部 (〒980 仙台市荒巻字青葉)。

がよく現れており、理論の妥当性の検討が容易なこと、以上の三点である。

2. 理論解析

2.1 基礎式 理想化繊維強化複合材の平面変形に関する基礎式および運動学上の一般的結論は文献(5)に示したので、ここでもそれをそのまま利用する。

2.2 問題の設定とはりの変形 変形前、長さが $2L_0$ で高さ H_0 のはりが、軸間距離 $2L_1$ のローラで支持されているとする。このはりは長手方向に繊維強化されており、ローラの位置は固定されているが、ローラ自身は回転するものとする(図1(a)参照)。このはりが、上部中央から押し金具により荷重 P_0 (単位幅当たりの荷重) を受け、三点曲げ状態で変形するものとする[図1(b)参照]。ここで荷重点、支点三つの半径はすべて等しく、 r_0 であるとする。

変形したはりの各点に、 $A_1, A_2, \dots$ の記号を図1(b)のようにつける。曲線 $B_2C_1, D_1C_2, A_2B_1, E_1D_2$ は、押し金具またはローラの中心を中心とする円弧である。二つの扇状変形部の頂角は繊維の非伸縮性より同じであるから、これを α_0 とし、この中に極座標 (ξ, α) 、 (ρ, θ) を図のようにとる。はりの直線部 B_1B_2, D_1D_2 の長さを ζ_0 とし、この中に B_1D_2 からの距離の座標 ζ を図のようにとる。

ここで、ローラの軸間距離 $2L_1$ が変形の前後で変わらないことから次式が得られる。

$$L_1 = (2r_0 + H_0) \cdot \sin \alpha_0 + \zeta_0 \cdot \cos \alpha_0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

(a) 変形前

(b) 変形後

図1 真直はりの三点曲げ

また、はりの荷重点におけるたわみ Y は、簡単な幾何学的考察から

$$Y = r_0(1 - \cos \alpha_0) + \zeta_0 \cdot \sin \alpha_0 + (H_0 + r_0)(1 - \cos \alpha_0) \quad \dots\dots\dots (2)$$

式(1)から ζ_0 を求め、式(2)に代入すれば、はりのたわみ角 α_0 と荷重点におけるたわみ量 Y の関係を得る。

2.3 応力分布 前に仮定した変形状態に対する応力分布と特異応力を求める。

(1) まず、図1(b)に示したはりの各部分ごとに応力分布を決定していく。

・領域 $A_1A_2E_1E_2$ 内で：力が全く働かないことから静水圧 P と繊維方向の全引張応力 T は

$$T = 0, \quad P = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

・領域 $A_2B_1D_2E_1$ 内で：せん断変形の大きさ γ とせん断応力 S は、境界面 A_2E_1 における応力自由の条件を考慮すると

$$\gamma = \alpha, \quad S = S(\alpha) \quad \dots\dots\dots (4)$$

文献(5)の平衡条件を積分し、境界面 A_2E_1 における応力自由の条件を考慮すると

$$T = 2W(\alpha) \\ P = -\{2W(\alpha) + S'(\alpha)\} + C_0(\alpha)/\xi \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで $W(\alpha), S'(\alpha)$ は次式で与えられる。

$$W(\alpha) = \int_0^\alpha S(\alpha') d\alpha' \\ S'(\alpha) = dS(\alpha)/d\alpha \quad \dots\dots\dots (6)$$

・領域 $B_1B_2D_1D_2$ 内で：一様なせん断領域で明らかに $\gamma = \alpha_0, \quad S = S(\alpha_0) \quad \dots\dots\dots (7)$

これは、領域の境界 B_1D_2 におけるせん断応力の連続条件を満足している。基礎式(7)と B_1D_2 における T の連続条件と B_1B_2 における $P=0$ の条件を考慮すると

$$T = 2W(\alpha_0), \quad P = 0 \quad \dots\dots\dots (8)$$

・領域 $B_2C_1C_2D_1$ 内で：領域 $A_2B_1D_2E_1$ 内と同様にし次式が得られる。

$$\gamma = \theta, \quad S = S(\theta) \quad \dots\dots\dots (9) \\ T = 2W(\theta)$$

$$P = -\{2W(\theta) + S'(\theta)\} + C_1(\theta)/\rho \quad \dots\dots\dots (10)$$

(2) 特異応力

次に特異応力の強さ Q を決定する。特異応力は α -曲線 $A_2B_1, B_2C_1, E_1D_2, D_1C_2$ に沿って発生する。

・円弧 A_2B_1 に沿って：円弧に接する方向の繊維微小要素の力の釣合いによって

$$dQ(\alpha) = -S(r_0 + H_0) d\alpha \quad \dots\dots\dots (11)$$

これを、点 A_2 すなわち $\alpha=0$ で特異応力零であることを考慮して積分すると

$$Q(\alpha) = -W(\alpha)(r_0 + H_0) \cdots \cdots (12)$$

円弧に垂直な方向の力の釣合いにより

$$(r_0 + H_0)P(H_0, \alpha) = Q(\alpha) \cdots \cdots (13)$$

式(5)の第2式と式(12)を上式に代入すると

$$C_0(\alpha) = (r_0 + H_0)\{W(\alpha) + S'(\alpha)\} \cdots \cdots (14)$$

・直線 B_1B_2 に沿って：直線に接する方向の力の釣合いより

$$dQ(\xi) = -S(\alpha_0)d\xi \cdots \cdots (15)$$

これを積分し、 B_1 点すなわち $\xi=0$ 点での特異応力の連続性を考慮すると

$$Q(\xi) = -\xi S(\alpha_0) - (r_0 + H_0)W(\alpha_0) \cdots \cdots (16)$$

垂直方向の力の釣合いは、式(8)の第2式によりすでに満足されている。

・円弧 B_2C_1 に沿って：点 B_2 ($\theta=\theta_0, \xi=\xi_0$) での特異応力の連続性を考慮して、円弧に接する方向の力の釣合いを考えると

$$Q(\theta) = -(2r_0 + H_0)W(\alpha_0) + r_0W(\theta) - \xi_0S(\alpha_0) \cdots \cdots (17)$$

剛体ローラの円弧 B_2C_1 に沿っての接触圧力を、 $p(\theta)$ とすると垂直方向の力の釣合いより

$$r_0\{p(\theta) - P(r_0, \theta)\} = Q(\theta) \cdots \cdots (18)$$

式(10)の第2式と式(17)を上式に代入すると

$$r_0p(\theta) - C_1(\theta) = -(2r_0 + H_0)W(\alpha_0) - \{W(\theta) + S'(\theta)\}r_0 - S(\alpha_0) \cdots \cdots (19)$$

・円弧 E_1D_2 に沿って：上と同様にして、接触圧力を $q(\alpha)$ とすると

$$Q(\alpha) = W(\alpha)r_0 \cdots \cdots (20)$$

$$r_0\{q(\alpha) - P(r_0, \alpha)\} = Q(\alpha) \cdots \cdots (21)$$

$$r_0q(\alpha) - C_0(\alpha) = W(\alpha)r_0 - \{2W(\alpha) + S'(\alpha)\}r_0 = -\{W(\alpha) + S'(\alpha)\}r_0 \cdots \cdots (22)$$

・直線 D_2D_1 に沿って：直線 B_2C_1 の場合と同様にして

$$Q(\xi) = S(\alpha_0)\xi + W(\alpha_0)r_0 \cdots \cdots (23)$$

・円弧 D_1C_2 に沿って：円弧 B_2C_1 と同様にして

$$Q(\theta) = (2r_0 + H_0)W(\alpha_0) - (r_0 + H_0)W(\theta_0) + S(\alpha_0)\xi \cdots \cdots (24)$$

$$-\{2W(\theta) + S'(\theta) - C_1(\theta)/(r_0 + H_0)\} \times (r_0 + H_0) = Q(\theta) \cdots \cdots (25)$$

$$C_1(\theta) = \{W(\theta) + S'(\theta)\}(r_0 + H_0) + (2r_0 + H_0)W(\alpha_0) + S(\alpha_0)\xi_0 \cdots \cdots (26)$$

また、式(14)と式(22)より接触圧力 $q(\alpha)$ が求まり、

$$q(\alpha) = (H_0/r_0)\{W(\alpha) + S'(\alpha)\} \cdots \cdots (27)$$

同様に式(19)と式(26)より接触圧力 $p(\theta)$ が求まる。

$$p(\theta) = (H_0/r_0)\{W(\theta) + S'(\theta)\} \cdots \cdots (28)$$

式(27)、(28)より、両圧力分布は完全に同じであるこ

とがわかる。

(3) 接触面 B_2C_1 と E_1D_2 での力の釣合い

荷重 P_0 と接触圧力の合力は等しいから、式(27)または式(28)を用いて

$$P_0/2 = \int_0^{\alpha_0} p(\theta)r_0 \cos \theta d\theta = H_0\{W(\alpha_0) \sin \alpha_0 + S(\alpha_0) \cos \alpha_0\} \cdots \cdots (29)$$

3. 実験

3.1 試験片および試験方法

供試材としてゴムを合成繊維およびガラス繊維の織布で強化した積層複合材を用いた。各素材の引張強さおよび破断伸びを表1に示す。合成繊維複合材は強化層が、9, 14, 20 枚の3種類、ガラス繊維複合材については、12, 20, 35, 37 枚の4種類を用いた。簡単のため、以後これらの試験片を H/9, H/14, H/20, G/12, G/20, G/35, G/37 と略記する。試験片は、厚さ ~ 40 mm, 幅 ~ 80 mm, 長さ ~ 170 mm の直方体とした。織布の繊維は長さ方向および幅方向に一致している。このほか、支点半径の影響を調べるため、G/21 の厚さ、長さが同じで幅が ~ 55 mm の試験片も用意した。

1 トンの小型引張圧縮万能試験機を用い、支点・荷重点半径 6 mm, 支点間距離 134 mm で三点曲げ試験を行った。最初に、負荷速度 2 mm/min で変形の様子を観察しながら、試験片により最大荷重 1.67 kN (170 kgf) から 3.92 kN (400 kgf) まで負荷する予備実験を行った。その後、負荷速度 2 mm/min, 0.5 mm/min により、0.98 kN (10 kgf) きざみで 1.27 kN (130 kgf) まで負荷しその変形状態を写真撮影した。各写真より、たわみ角、たわみ量を測定し、検討を行った。

3.2 実験結果および考察

[1] 理想化理論のモデルの妥当性

表 1 各素材の機械的性質

Materials	Rubber	Synthetic-fiber Cloth		Glass-fiber Cloth	
		L*	T*	L*	T*
		Tetoron filament	Nylon Yarn	Fiber Bundle	Fiber Bundle
Density (number/5cm)		45	42	40	36
Tensile Strength	15.09 (MPa)	108 (N/filament)	225 (N/yarn)	78 (N/bundle)	34 (N/bundle)
Elongation at Rupture (%)	630	38	27	3	2

L*: Longitudinal, T*: Transverse

(1) モデルの成立する荷重範囲

予備実験により、ある荷重の大きさを越えると荷重点の押し金具の接触点近傍で極端な不均一変形（押し金具が複合材内に陥入している）が生じ、理想化理論のモデルからはずれることがわかった。その限界荷重は積層枚数の増加につれ、またガラス繊維強化材よりも合成繊維のほうが大きくなる傾向がある。

(2) モデルの妥当性の定性的検討

繊維強化材 G/37 によって得られた変形状態の写真を図 2 に示す。写真より、①支点と荷重点の間はほぼ一様なせん断変形状態にあり、たわみ角がほぼ一定である（せん断変形が支配的で、曲げ変形が無視できる）、②支点および荷重点に対応する繊維はほぼ円弧を描いている、③はりの突出し部はほぼ水平を保ち、端面は鉛直のままである（曲げ変形の影響があれば、突出し部は水平ではなく、端部が持ち上がった形となる）など、理想化モデルの変形状態（図 1）の特徴と基本的に一致しており、はりの全体的変形状態から判断して、理想化理論のモデルは供試材の力学的特性を定性的に良く表現しているといえる。

(1)の結果に基づき、以下の実験では最大荷重 1.27 kN (130 kgf) まで 0.098 kN (10 kgf) きざみで負荷し、定量的な実験に移った。これらの実験により得られた値は、予備実験で得られた値にほぼ等しく再現性が確かめられた。

(3) たわみ量 Y とたわみ角 α_0 の対応関係

理想化繊維強化材では、たわみ量 Y とたわみ角 α_0 との間に式(1)、(2)の関係が成り立つ。この関係は構成関係 $S=S(\gamma)$ に依存せず、運動学的内部拘束条件のみに依存している。この対応関係が今回の材料で成立するか否かを確かめた実験結果を図 3(a)~(g) に示す。式(1)、(2)による値を実線で示した。

全体的に、理論値と実験値には良い一致がみられるが、G/12、H/9 ではたわみ量がたわみ角の増加につれ理論値から低いほうへそれている。このように積層枚

数が少ない場合は繊維と繊維の間に非伸縮の条件が満足されず、荷重が増加すると、押し金具が複合材中に陥入し試料上面の繊維を左右から陥入部に引き込む形となっている（図 4）。

図 3 たわみ量 Y -たわみ角 α_0 の関係

図 2 G/37 試験片の三点曲げによる変形状態

図 4 G/12 試験片の不均一変形の様子

(4) 荷重 P_0 とたわみ角 α_0 の関係に及ぼす支点間距離の影響

理想化繊維強化材では他の材料と異なり、式(29)のように荷重 P_0 とたわみ角 α_0 の間の関係が支点間距離

に影響されないのが特徴の一つとなっている。G/12, G/20, G/35 を用い、支点間距離を 118 mm, 134 mm, 150 mm と変化させて実験した結果を図 5(a)~(c) に示す。G/12, G/20, G/35 と積層枚数が増加するに従って荷重とたわみ角の関係は支点間距離に依存せず、同じ値をとるようになる。

なお、同じ大きさの荷重の時支点半径が小さければ接触圧力が大きくなり、上述のような局所的な変形のために理論からの逸脱が大きくなると考えられる。こ

図 5 $P-\alpha_0$ に及ぼす支点間距離の影響

図 6 $Y-\alpha_0$ に及ぼす支点・荷重点半径の影響

図 7 $P-\alpha_0$ の関係 [実線は 1) $S(\gamma)=G\gamma$, 2) $S(\gamma)=G(\gamma+\epsilon\gamma^3)$ による計算値]

表 2 各試験片の G および ϵ 値

Assumed Equation Specimens		$S(\gamma)=G\gamma$	$S(\gamma)=G(\gamma+\epsilon\gamma^3)$	
		G (MPa)	G (MPa)	ϵ
Glass Fiber Reinforced Rubber	G/12	0.7693	0.8477	-1.8917
	G/20	0.9898	1.1162	-3.7610
	G/35	1.0300	1.1280	-3.0159
	G/37	1.1476	1.3681	-4.8550
Synthetic Fiber Reinforced Rubber	H/9	1.1535	1.3112	-5.7491
	H/14	1.4435	1.7081	-11.2201
	H/20	1.5161	1.7591	-11.6769

れを確かめるため荷重点支点半径 6 mm, 10 mm で比較した結果を図 6 に示す。半径 10 mm のほうがよく理論値と一致し、予測が裏づけられた。

以上の結果より、理想化理論のモデルは供試材の力学的特性を定量的にも良く表現しているといえる。特に、積層枚数が多くなるに従って、また支点半径のより大きい場合、理想化理論のモデルはより良い近似を示すことがわかった。

[2] $S=S(\gamma)$ の決定

上記のように、ガラス繊維および合成繊維で強化したゴムの複合材で理想化理論モデルとしての妥当性が確認されたことから、次にこれらの材料の構成関係、 $S=S(\gamma)$ を決定していくことにする。

実験より求めた荷重 $P=P_0 \times (\text{はりの幅})$ とたわみ角 α_0 の関係をプロットしたのが図 7(a)~(g)である。一方、理想化理論によれば同関係は式(29)により与えられる。この式において、 $S=S(\gamma)$ を次の二つの形、すなわち 1) $S(\gamma)=G\gamma$ と、2) $S(\gamma)=G(\gamma+\epsilon\gamma^3)$ に仮定し、実験によって得られた値を代入して最小二乗法により、各試験片の G, ϵ を求める。こうして得られた値を表 2 に示す。

せん断弾性係数は、ガラス繊維より合成繊維で強化した複合材のほうが大きく、またいずれも積層枚数が増加するにつれ大きくなっている。これは理想化理論のモデルと異なって実際の複合材では強化層が厚さを有し、その領域では著しくせん断変形が制限されることに起因する。今回の供試材のガラス繊維は約 0.3 mm, 合成繊維繊維は約 1.4 mm の厚さであった。この強化層の試験片厚さに占める割合が増加すればするほど、せん断弾性係数は増加することになる。これらの G, ϵ の値を式(29)に代入して計算した荷重とたわみ角の関係を実線で示した。本実験のように、せん断変形が $\gamma=0.075$ (rad) にも達する大変形の場合には

$S(\gamma)=G\gamma$ では不十分で $S(\gamma)=G(\gamma+\epsilon\gamma^3)$ を用いる必要がある。

4. 結 言

繊維強化材の理想化理論のモデルについての実験的検証のため、ガラス繊維および合成繊維の織布で積層強化したゴムの複合材を用いて三点曲げ試験を行った結果、次のことが明らかになった。

[1] 変形挙動について

(1) 観察により、ある荷重をこえると押し金具近傍での不均一変形により、理想化理論のモデルが成り立たなくなる。この限界荷重は積層枚数の増加につれ、そしてガラス繊維強化材よりも合成繊維強化材のほうが大きい傾向がある。この限界荷重以下では、はりの全体的な変形状態は理想化理論のモデルによりよく表現されている。

(2) 積層枚数の少ない G/12, H/9 を除いて、たわみ量 Y -たわみ角 α の関係は理想化理論のモデルとよく一致した。

(3) G/35 試験片では、荷重 P_0 -たわみ角 α_0 の関係は支点距離にほとんど依存せず、ほぼ同じ値となった。このことは、理想化理論のモデルが成立していることを示している。

(4) 支点半径 6 mm と 10 mm とを比較するとそのたわみ量 Y -たわみ角 α_0 の関係は後者のほうがより理想化理論による値と一致した。

[2] 構成関係 $S=S(\gamma)$ の決定

実験により得られた荷重 P_0 -たわみ角 α_0 の関係より最小二乗法によって G, ϵ を求め、理論曲線との対応関係を調べた結果、本実験のように、せん断変形が $\gamma=0.075$ (rad) にも達する大変形の場合には、 $S(\gamma)=G\gamma$ では不十分で $S(\gamma)=G(\gamma+\epsilon\gamma^3)$ を用いる必要がある。

最後に、試験片を製作、ご提供下さった東北ゴム(株)渡辺利恵氏に謝意を表する。また、終始ご鞭撻いただいた東北大学名誉教授渥美光先生に感謝の意を表する。

文 献

- (1) Spencer, A. J. M., *Deformations of Fiber-Reinforced Materials*, (1972), 1, Clarendon Press.
- (2) Sendekyj, G. P., *Compositre Materials*, 2 (1974), 251, Academic Press.
- (3) Hutton, J. F., ほか 2 名, *Theoretical Rheology*, (1975), 141, Applied Science.
- (4) Spencer, A. J. M., *Continuum Theory of the Mechanics of Fiber-Reinforced Composites*, (1984), 1, Springer.
- (5) 倉茂, 機誌, 90-819 (昭 62), 177.

- (6) Kurashige, M., ほか 2 名, *Acta Mech.*, 54 (1984), 35.
 (7) 七海・ほか 2 名, 機論, 52-473, A (昭 61), 208.
 (8) 高橋・ほか 2 名, 機論, 52-474, A (昭 61), 512.
 (9) 倉茂, 機論, 52-474, A (昭 61), 926.
 (10) 倉茂, 機論, 52-476, A (昭 61), 2010.
 (11) 高橋・ほか 1 名, 機論, 52-481, A (昭 61), 2209.
 (12) 七海・ほか 2 名, 機論, 53-490, A (昭 62), 1050.

討 論

〔質問〕 大 好 直〔秋田大学鉱山学部〕

一般に理想化と適用性は裏腹の関係になることが多いと思う。そこで実験を試み、モデルの妥当な範囲を検討したことは応用工学的に大変重要であると思う。さて、「写真撮影により、たわみ角、たわみ量を測定し検討した」とあるが、この場合はどのようにして α_0 と Y の値を求めたのか具体的にお教え願いたい。

〔回答〕 微小変形の場合には、傾き角の測定に光のこの方法などが用いられているが、本研究では大変形であるため、写真撮影によりたわみ角 α_0 、たわみ量 Y を求めた。その方法は次のとおりである。拡大焼付した写真を用意し、付図 1 のように両側のローラ上を通る直線 A_1A_2 を引く。そこに荷重点中心から垂線 B_1B_2 をおろし、その交点 O と変形した試験片の最下

付図 1

端 C との距離を測定し、各拡大率から実際の値に換算してたわみ量 Y とした。次に鮮明な繊維層を選び、ローラと荷重点の間の直線部から試験片中心へ直線を伸ばし、 α を測定する。左右両側の値の平均値をとってたわみ角 α_0 とした。