圧裂試験による直交異方性ぜい性材料の 弾性主軸および異方性比の推定方法[†]

堤 隆*

Method of Determination of Orthotropy Ratio and Principal Material Direction of Orthotropic Brittle Material with Diametrical Compression Test

by

Takashi TSUTSUMI*

In this paper, the method of determination the orthotropy ratio and the principal material direction of orthotropic brittle material in diametrical compression test is shown. For this method, strains and angles between principal strain and the direction of load are calculated at the center of cross section under several orthotropy ratios and several angles between direction of load and principal material direction by theoretical solution. The relation between ratio of these strains and principal material direction, and the relation between the direction of principal strain and that of principal material direction are shown by graphical representations in this paper. When strains and directions of principal strain obtained by rosette gages are applied to these graphical representations, the orthotropy ratio and the principal material direction of this specimen are able to be determined.

Key words : Orthotropy ratio, Principal material direction, Diametrical compression test, Theoretical solution, Rosette gage

1 緒 言

岩などの異方性材料は弾性主軸の方向によって強度が異なるおそれがある。設計に際しては安全を考慮し強度の小さい方を採用するが、性能設計の観点からは妥当か否かの判定が不可能である。

コンクリートや岩石などのぜい性材料の引張強度は一般に低く、純粋引張試験を行うための試験片の作成、チャックによる試験片のつかみや偏心荷重によるわずかな曲げなどに細心の注意を払う必要がある。これらの面倒を避けるために、円柱形試験片を平行な平板によって上下から加圧して圧裂試験を行って引張強度を算定している。これは円柱の直径に比してその奥行き長さがある程度長いと2次元問題として取り扱うことができ、さらに円柱形試験片を等方性と考えると載荷軸に沿って一様な引張応力を示すからである。¹⁾しかしながら、直交異方性の材料に対しては平面応力状態で有限要素法を用いた Lemmon らの解析、²⁾理論解を用いた著者らの解析、³⁾Exadaktylos らの解析、⁴⁾平面ひずみ状態で理論解を用いた著者らの解析^{5), 6)}があるが、いずれも異方性比や弾性主軸の方向によって異なった引張応力の分布を示している。したがって、圧裂試験によって異方性ぜい性材料の引張強さを求めようとする場合、材料の異方性比と弾性主軸の方向の情報が不可欠となる。

この論文では、まず圧裂試験に対して弾性理論解を用いた解析の手法を提示し様々な異方性比と弾性主軸の傾

きの下での供試体断面中心で載荷軸方向とそれに直交する方向に発生するひずみ、ならびに載荷軸に対して最大主ひずみが発生する方向について数値計算を行い図表にまとめる。さらに、圧裂試験において供試体断面中心に貼付したロゼットゲージから得られたひずみ量と主ひずみが発生する方向を本論文で提示した図表に適用して供試体の異方性比および弾性主軸方向を推定する方法を提示する。なお、本論文で扱う異方性比は面内で直交する弾性主軸方向の弾性係数の比を意味し、強度異方性を意味するものではない。

2 異方性弾性体への圧裂試験に対する理論解

2・1 基礎方程式

本論文では、Fig. 1 に示すような直交異方性円柱供試体の直径方向に平行な板で加圧する圧裂試験を対象とする。従来は Fig. 2 (a) に示すように直径軸上に対向する集中荷重を載荷したモデル化が行われてきたが、本論文では Fig. 2 (b) に示すような直径軸上に載荷幅 $\omega/2$ (rad) に直径方向の対向する荷重 P を均一に載荷させるモデルについても弾性厳密解を用いて定式化を行う。弾性係数は E_1, E_2 とし、 E_1 の方向と載荷方向のなす角を φ とする。円柱試験片の境界周縁における x, y 方向の外荷重応力成分 X_n, Y_n は応力成分 σ_x, σ_y および τ_{xy} と次式の関係にある。

$$\left. \begin{aligned} X_n &= \sigma_x \cos(n, x) + \tau_{xy} \cos(n, y), \\ Y_n &= \tau_{xy} \cos(n, x) + \sigma_y \cos(n, y). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

[†] 原稿受理 平成 22 年 5 月 10 日 Received May 10, 2010 ©2011 The Society of Materials Science, Japan

* 正 会 員 鹿児島工業高等専門学校都市環境デザイン工学科 〒899-5193 霧島市隼人町, Dept. of Urban, Environmental Design & Eng., Kagoshima National College of Tech., Hayato-cho, Kirishima, 899-5193

Fig. 1 Diametrical compression test.

(a) Under concentrated load

(b) Under uniform load on narrow space

Fig. 2 Schematic diagram of diametrical compression test.

ここに、

$$\cos(n, x) = \frac{dy}{ds}, \quad \cos(n, y) = -\frac{dx}{ds}. \quad (2)$$

ただし、 s は微小要素の境界上の長さを表す。これらの成分 X_n, Y_n が与えられるとき、応力、変位を求めるための複素関数 $\Phi_k(z_k)$ の満足すべき条件は次のように表される。⁷⁾

$$\left. \begin{aligned} 2 \operatorname{Re}[\mu_1 \Phi_1(z_1) + \mu_2 \Phi_2(z_2)] &= \int_0^s X_n ds, \\ 2 \operatorname{Re}[\Phi_1(z_1) + \Phi_2(z_2)] &= -\int_0^s Y_n ds. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

なお、応力成分 $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ 、ひずみ成分 $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$ は次式により表される。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= 2 \operatorname{Re}[\mu_1^2 \Phi_1'(z_1) + \mu_2^2 \Phi_2'(z_2)], \\ \sigma_y &= 2 \operatorname{Re}[\Phi_1'(z_1) + \Phi_2'(z_2)], \\ \tau_{xy} &= -2 \operatorname{Re}[\mu_1 \Phi_1'(z_1) + \mu_2 \Phi_2'(z_2)]. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E_1} \sigma_x - \frac{\nu_{21}}{E_2} \sigma_y, \\ \varepsilon_y &= -\frac{\nu_{12}}{E_1} \sigma_x + \frac{1}{E_2} \sigma_y, \\ \gamma_{xy} &= \frac{1}{G_{12}} \tau_{xy}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= a_{11} \mu_1^2 + a_{12}, \quad p_2 = a_{11} \mu_2^2 + a_{12}, \\ q_1 &= (a_{12} \mu_1^2 + a_{22}) / \mu_1, \\ q_2 &= (a_{12} \mu_2^2 + a_{22}) / \mu_2. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

また、Fig. 3 に示すような ε_x に対し最大主ひずみ ε_1 が左回りになす角 ϕ は次式で与えられる。

$$\phi = -\frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{\gamma_{xy} / 2}{(\varepsilon_x - \varepsilon_y) / 2}. \quad (7)$$

ここに、式 (3) および式 (4) の Re は括弧内の複素関数の実部を表す。式 (5) 中の ν_{12}, ν_{21} はポアソン比を、 G_{12} はせん断弾性係数を表す。また、式 (3)、式 (4) および式 (7) 中の μ_1, μ_2 は次式の特異方程式の複素根として求められる。

$$\begin{aligned} a'_{11} \mu^4 - 2a'_{16} \mu^3 + (2a'_{21} + a'_{66}) \mu^2 \\ - 2a'_{26} \mu + a'_{22} = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

この論文では供試体の端部にひずみゲージを貼付してひずみ量を計測することを想定しているので、解析は平面応力状態下で行われる。この状態で弾性主軸と座標軸が一致するとき (i. e. $\phi = 0$) の弾性コンプライアンスを a_{ij} ($i, j = 1, 2, 6$) で表すと、

$$\left. \begin{aligned} a_{11} &= 1/E_1, \quad a_{22} = 1/E_2, \\ a_{12} &= -\nu_{12}/E_1, \quad a_{66} = 1/G_{12}, \\ a_{16} &= a_{26} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

 Fig. 3 Maximum principal strain ε_1 and minimum principal strain ε_2 at the center of the cross section.

となり、これを用いて式 (8) 中の弾性コンプライアンスは次式ようになる。

$$\left. \begin{aligned} a'_{11} &= a_{11} \cos^4 \varphi + (2a_{12} + a_{66}) \\ &\quad \times \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi + a_{22} \sin^4 \varphi \\ &\quad + (a_{16} \cos^2 \varphi + a_{26} \sin^2 \varphi) \sin 2\varphi, \\ a'_{22} &= a_{11} \sin^4 \varphi + (2a_{12} + a_{66}) \\ &\quad \times \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi + a_{22} \cos^4 \varphi \\ &\quad - (a_{16} \sin^2 \varphi + a_{26} \cos^2 \varphi) \sin 2\varphi, \\ a'_{12} &= a_{12} + (a_{11} + a_{22} - 2a_{12} - a_{66}) \\ &\quad \times \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi \\ &\quad + \frac{1}{2}(a_{26} - a_{16}) \sin 2\varphi \cos 2\varphi, \\ a'_{66} &= a_{66} + 4(a_{11} + a_{22} - 2a_{12} - a_{66}) \\ &\quad \times \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi \\ &\quad + 2(a_{26} - a_{16}) \sin 2\varphi \cos 2\varphi, \\ a'_{16} &= [a_{22} \sin^2 \varphi - a_{11} \cos^2 \varphi \\ &\quad + \frac{1}{2}(2a_{12} + a_{66}) \cos 2\varphi] \times \sin 2\varphi \\ &\quad + a_{16} \cos^2 \varphi (\cos^2 \varphi - 3 \sin^2 \varphi) \\ &\quad + a_{26} \sin^2 \varphi (3 \cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi), \\ a'_{26} &= [a_{22} \cos^2 \varphi - a_{11} \sin^2 \varphi \\ &\quad - \frac{1}{2}(2a_{12} + a_{66}) \cos 2\varphi] \times \sin 2\varphi \\ &\quad + a_{16} \sin^2 \varphi (3 \cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi) \\ &\quad + a_{26} \cos^2 \varphi (\cos^2 \varphi - 3 \sin^2 \varphi). \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

2・2 問題の定式化

次に、直交異方性円柱の直径方向に集中荷重 P が作用する問題の定式化を行う。外部境界上の x , y 方向の合応力はフーリエ級数に展開されるが³、本論文では次式のように項数 M で打ち切って表す。

$$\left. \begin{aligned} \int_0^s X_n ds &= \beta_0 + \sum_{m=1}^M (\beta_m e^{im\theta} + \bar{\beta}_m e^{-im\theta}), \\ - \int_0^s Y_n ds &= \alpha_0 + \sum_{m=1}^M (\alpha_m e^{im\theta} + \bar{\alpha}_m e^{-im\theta}). \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

従来、圧裂試験に作用する外力は直径軸上に対向する集中荷重 P でモデル化されており、その場合の式 (11) 中の α_m , β_m は式 (12) のようになる。

$$\alpha_m = 0, \beta_m = -\frac{iP}{2m\pi} \{1 - (-1)^m\} \quad (12)$$

本論文では、 x 軸上、すなわち荷重点を中心に円周長に対して荷荷幅 $\omega/2\pi$ で対向する集中荷重 P が作用する場合についても検討を行う。この場合、式 (11) 中の α_m , β_m は式 (13) のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \alpha_m &= 0, \\ \beta_m &= -\frac{2iP}{\pi n^2 \omega} \{1 - (-1)^m\} \sin \frac{m\omega}{4}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

本論文では直交異方性円板の複素応力関数は式 (11) と同様に次式のように展開された級数を項数 M で打ち切ったものを用いる。

$$\left. \begin{aligned} \Phi_1(z_1) &= A_0 + A_1 z_1 + \sum_{m=2}^M A_m P_{1m}(z_1), \\ \Phi_2(z_2) &= B_0 + B_1 z_2 + \sum_{m=2}^M B_m P_{2m}(z_2). \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

ここに、 $P_{km}(z_k)$ ($k=1, 2$) は z_k の m 次のべき級数で、次式で表される。

$$\begin{aligned} P_{km}(z_k) &= -\frac{1}{(a - i\mu_k b)^m} \\ &\quad \times \left\{ \left(z_k + \sqrt{z_k^2 - a^2 - \mu_k^2 b^2} \right)^2 \right. \\ &\quad \left. + \left(z_k - \sqrt{z_k^2 - a^2 - \mu_k^2 b^2} \right)^2 \right\} \\ &\quad (k=1, 2). \end{aligned} \quad (15)$$

ここで、 a , b は円板の長辺と短辺であり、この問題では円板を扱っているので $a = b$ とおく。複素変数 z_k およびべき級数 $P_{km}(z_k)$ は円柱境界上で以下の式になる。

$$\left. \begin{aligned} z_k &= \frac{1}{2} \{ (a - \mu_k b) e^{i\theta} + (a + i\mu_k b) e^{-i\theta} \}, \\ P_{km} &= - \left(e^{im\theta} + t_k^m e^{-im\theta} \right), \\ t_k &= \frac{a + i\mu_k b}{a - i\mu_k b}. \end{aligned} \right\} \quad (k=1, 2) \quad (16)$$

式 (14) に式 (16) を代入して境界上の合応力を与える式を導き、さらに式 (3) に代入して式 (11) と $e^{im\theta}$ および $e^{-im\theta}$ ($1 \leq m \leq M$) の項同士の係数を比較して次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} A_1 + B_1 + \bar{A}_1 + \bar{B}_1 &= \frac{1}{a} (\alpha_1 + \bar{\alpha}_1), \\ \mu_1 A_1 + \mu_2 B_1 + \bar{\mu}_1 \bar{A}_1 + \bar{\mu}_2 \bar{B}_1 &= \frac{1}{ib} (\bar{\alpha}_1 - \alpha_1) = \frac{1}{a} (\beta_1 + \bar{\beta}_1), \\ \mu_1^2 A_1 + \mu_2^2 B_1 + \bar{\mu}_1^2 \bar{A}_1 + \bar{\mu}_2^2 \bar{B}_1 &= \frac{1}{ib} (\bar{\beta}_1 - \beta_1). \end{aligned} \right\} \quad (m=1) \quad (17)$$

$$\left. \begin{aligned} A_m + B_m + \bar{t}_1^m \bar{A}_m + \bar{t}_2^m \bar{B}_m &= -\alpha_m, \\ \mu_1 A_m + \mu_2 B_m + \bar{\mu}_1 \bar{t}_1^m \bar{A}_m + \bar{\mu}_2 \bar{t}_2^m \bar{B}_m &= -\beta_m, \\ t_1^m A_m + t_2^m B_m + \bar{A}_m + \bar{B}_m &= -\bar{\alpha}_m, \\ \mu_1 t_1^m A_m + \mu_2 t_2^m B_m + \bar{\mu}_1 \bar{A}_m + \bar{\mu}_2 \bar{B}_m &= -\bar{\beta}_m. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

$$(m \geq 2)$$

$m = 1$ の場合は A_1, B_1 それぞれの実部と虚部のあわせて 4 つの未知数に対して式が 3 つであるためにこれを解くことができない。そこで、剛体回転を 0 とする条件を入れることで次式が導かれる。⁵⁾

$$\begin{aligned} (q_1 - \mu_1 p_1) A_1 + (q_2 - \mu_2 p_2) B_1 \\ + (\bar{q}_1 - \bar{\mu}_1 \bar{p}_1) \bar{A}_1 + (\bar{q}_2 - \bar{\mu}_2 \bar{p}_2) \bar{B}_1 = 0. \end{aligned} \quad (19)$$

式 (17) に式 (19) を加えることによって、 A_1, B_1 が完全に導かれることになる。

3 弾性主軸方向および異方性比の決定方法

3・1 解析による図表

一般に圧裂試験は直径上に対抗する集中荷重を載荷することによってモデル化される。しかしながら、著者らの解析⁶⁾にも見られるように、この場合載荷点上でくさび形の変位が発生しており、平板を用いて加圧を行う実

Fig. 4 Tensile stress along the diameter.

際の圧裂試験とは明らかに異なった挙動となっている。Fig. 4 は円柱供試体断面上での載荷軸上で直角方向に発生する引張応力 σ_y をそれぞれ等方性の円板中心における引張応力 σ_{y0iso} で基準化したものである。³⁾ (a) は異方性比 $E_2/E_1 = 2.0$, (b) は $E_2/E_1 = 5.0$ について表したもので、載荷軸に対する弾性主軸 E_1 の傾きはともに $\varphi = 0, \pi/4, \pi/2$ とし、圧縮荷重の載荷幅 ω はともに集中荷重と $\omega/2\pi = 2\%, 4\%, 8\%$, ポアソン比はともに $\nu_{12} = 0.25$ とした。式 (11) の M の値は集中荷重の場合で 250, その他の場合で 100 とした。いずれの異方性比、載荷軸に対する弾性主軸の傾きにおいても供試体中心では載荷面積による引張応力の大きさの違いは小さいが、断面中心から離れるにしたがって載荷幅が広い方が載荷幅が小さい場合に比べ発生する引張応力が小さくなっている様子がわかる。したがって、圧裂試験時に載荷軸上で発生する引張応力に与える圧縮荷重の載荷幅の影響は供試体中心が最も小さいと考えられる。さらに、 $E_2/E_1 = 2.0$ と 5.0 について Fig. 5 に示すような供試体中心で発生する載荷方向のひずみ ε_{x0} とそれに直角方向に生じるひずみ ε_{y0} との比の絶対値を Fig. 6 に示した。ともに圧縮荷重の載荷幅 $\omega/2\pi$ が 1% から 8% でほぼ一定であることが見て取れる。

そこで、 $E_2/E_1 = 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5$ の場合の供試体中心での載荷軸と弾性主軸との傾き φ と載荷軸方向に発生するひずみ ε_{x0} とそれに直角方向に発生するひずみ ε_{y0} との比の絶対値 $|\varepsilon_{x0}/\varepsilon_{y0}|$ との関係を図 7 に示す。圧縮荷重の載荷幅は円周に対して 2% とし、ポアソン比は $\nu_{12} = 0.20$ とした。いずれの異方性比においても載荷軸と弾性主軸 E_1 の方向が一致している $\varphi = 0$ から φ が大きくなるにしたがって $|\varepsilon_{x0}/\varepsilon_{y0}|$ は減少を示す。異方性比の違いによって $\varphi = 40^\circ$ から 50° 付近で $|\varepsilon_{x0}/\varepsilon_{y0}|$ は最小値となるが、 φ がその値を越えると $|\varepsilon_{x0}/\varepsilon_{y0}|$ は増加し、すべての異方性比で載荷軸と弾性主軸 E_2 の方向が一致する $\varphi = 90^\circ$ で $|\varepsilon_{x0}/\varepsilon_{y0}|$ は最大値となる。また、どの φ においても E_2/E_1 が大きくなるにしたがって $|\varepsilon_{x0}/\varepsilon_{y0}|$ も大きくなっている。

$E_2/E_1 = 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5$ の場合の供試体中心での載荷軸に対して弾性主軸 E_1 が左回りになす角 φ と式 (7) より求めた左回りを正とした載荷軸に対する最大主ひずみの傾き φ との関係を図 8 に示す。す

Fig. 5 Strains occurred at the center of specimen.

(a) $E_2/E_1 = 2.0$ (b) $E_2/E_1 = 5.0$

Fig. 6 Ratio of strains occurred at the center of cross section under several angles between direction of anisotropy and compression.

Fig. 7 Relation between the direction of anisotropy and strain occurred at the center of specimen.

すべての異方性比で弾性主軸 E_1 と载荷方向が一致している $\varphi = 0$ のときは $\phi = 0$ となって ε_{x0} が最大主ひずみとなっていることがわかる。 φ が増加するにしたがって ϕ は右回りに増加し、異方性比の違いによって φ が 20° から 25° 付近で最大値となる。それ以降は ϕ は減少して異方性比の違いによって φ が 35° から 42° 付近で 0、すなわち ε_{x0} が最大主ひずみとなる。さらに φ が増加すると ϕ は左回りに増加し、異方性比の違いによって φ が 62° から 67° 付近で最大値となる。さらに φ が増加すると ϕ は減少し、 E_2 の方向と载荷方向が一致する $\varphi = 90^\circ$ で ϕ は

Fig. 8 Relation between the direction of isotropy and the direction of maximum principal strain.

再び 0 となって ε_{x0} が最大主ひずみとなる。また、 $\varphi = 20^\circ$ から 25° 付近で見られる ϕ の右回りの傾きの最大値と 65° から 70° 付近で見られる ϕ の左回りの傾きの最大値はどちらも異方性比が大きくなるほど大きな値をとることも見て取れる。

3・2 試験結果の適用

ロゼットゲージ⁸⁾とは、Fig. 9 に示すように、同一水平面内の 3 方向に一方ゲージを配置したものを一組としたものである。ロゼットゲージから得られた測定値から Fig. 10 に示すようなモールのひずみ円を描いて、主ひずみ、最大せん断ひずみの量と発生する方向を求める

Fig. 9 Rosette gage.

Fig. 10 Mohr's strain circle.

ことができる。一般に用いられている $45^\circ/90^\circ$ のロゼットゲージの場合、最大主ひずみ ε_1 、最小主ひずみ ε_2 は次式で求められる。

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{2} \left[\varepsilon_0 + \varepsilon_{90} + \sqrt{2 \{ (\varepsilon_0 - \varepsilon_{45})^2 + (\varepsilon_{45} - \varepsilon_{90})^2 \}} \right], \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{2} \left[\varepsilon_0 + \varepsilon_{90} - \sqrt{2 \{ (\varepsilon_0 - \varepsilon_{45})^2 + (\varepsilon_{45} - \varepsilon_{90})^2 \}} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

また、 ε_0 と最大主ひずみ ε_1 がなす角 ϕ は次式で与えられる。

$$\phi = \frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{2\varepsilon_{45} - \varepsilon_0 - \varepsilon_{90}}{\varepsilon_0 - \varepsilon_{90}}. \quad (21)$$

したがって、ロゼットゲージの ε_0 方向を載荷軸に一致させて供試体断面中央の載荷軸方向に貼付すれば、 ε_0 は ε_{x0} に一致し、 ε_{90} は ε_{y0} に一致する。圧裂試験においてロゼットゲージ得られた $|\varepsilon_{x0}/\varepsilon_{y0}|$ を Fig. 7 の、 ϕ を Fig. 8 の縦軸の値にとって、その値から横軸に平行な線を引くと、それぞれ図中の曲線と数個の交点が見られる。交点が見られる曲線は異方性比 E_2/E_1 を表し、交点の横軸の座標は主ひずみの傾き φ を表す。両方の図中で得られた交点の中で E_2/E_1 と φ の組み合わせが共通するものがこの試験での異方性比と載荷軸に対する弾性主軸の傾きになる。

4 結 言

圧裂試験はその取り扱いが容易なため、ゼイ性材料の引張強さを求める目的で広く用いられてきた。しかしながら、これは等方性の理論に基づいたもので、岩盤材料などに多くみられる直交異方性材料では異方性比や弾性主軸の方向によって異なる応力の分布となることが数値計算で示されてきた。したがって、直交異方性材料の引張強さを求めるためには供試体の異方性比と弾性主軸の傾きの情報が必要であった。

本論文では、異方性弾性体に対する理論解を用いて、

様々な異方性比および弾性主軸の傾きのもとで圧裂試験において供試体中心に発生するひずみおよび主ひずみ方向の計算を行って図表にまとめた。さらに、圧裂試験の試験結果をこれらの図表に適用して異方性比および弾性主軸の方向を明らかにする手順を示した。本論文により、圧裂試験を用いて異方性比と弾性主軸の傾きを同時に把握する手法の一つが確立されたものと考えられる。

なお、圧裂試験によって異方性材料の引張強さを求めるにはさらに載荷幅を同定する必要がある。今後に残された課題について現在研究を行っている。

参 考 文 献

- 1) S. Moriguchi, "2 Dimensional Elasticity", p.41, Iwanami Publisher (1956).
- 2) R. K. Lemmon and D. M. Blacketter, "Stress analysis of an orthotropic material under diametral compression", *Experimental Mechanics*, Vol.36, No.3, pp.204-211 (1996).
- 3) T. Tsutsumi and K. Hirashima, "Analysis of orthotropic circular disks and rings under diametral loadings", *Structural Engineering and Mechanics*, Vol.9, No.1, pp.37-50 (2000).
- 4) G. E. Exadaktylos and K. N. Kaklis, "Applications of an explicit solution for the transversely isotropic circular disc compressed diametrically", *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*, Vol.38, Issue 2, pp.227-243 (2001).
- 5) T. Tsutsumi, R. Kamihoriuchi and H. Iwashita, "Analysis for tensile stress occurred under diametral compression test using theoretical orthotropic solution", *Proceedings of the 38th Symposium on Rock Mechanics*, CD-ROM (2009).
- 6) T. Tsutsumi and H. Iwashita, "Analysis for tensile stress occurred under diametral compression test using theoretical orthotropic solution", *Proceedings of the 39th Symposium on Rock Mechanics*, CD-ROM (2010).
- 7) S. G. Lekhnitskii, "Anisotropic plate", p.141, Gordon & Breach (1968).
- 8) "Measurement of strain using with strain gages", pp.13-14, Kyowa Dengyo (2002).