

一般論文

クラフト・ライナーに加工方向せん断力を与えたときの 段ボールの弾性応力解析

(はりの修正曲げ算定法による弾性応力解析)

松島 理* 松島成夫**

Elastic Stress Analysis of Corrugated Fiberboard
under Shearing Force of Machine Direction on Kraftliner Surfaces
(An Elastic Stress Analysis Method by Corrective Beam Bending Calculation)

Satoru MATSUSHIMA*, Shigeo MATSUSHIMA**

An corrective elastic analysis of semichemical corrugating medium (SCM) in single wall corrugated fiberboard (FC) under the shearing force W applied along the machine direction (MD) on the surface of kraft liner (KL) was studied by the corrective method of the beam bending stress analysis. And the difference between results of this method and the FEM calculation matched by this model was investigated. Then following results are obtained. Normal stresses σ_x and σ_y of SCM in the machine and the thickness directions of FC distribute antisymmetrically for the joint, and the shear stress τ_{xy} does symmetrically. Maximums of σ_x , σ_y and τ_{xy} are near distances $L/32$, $L/16$ and $L/8$ of MD from the joint on the inner surface, which L is the wavelength of SCM, and extremal values are on the outer surface at same positions and are negative sign for the inner surface. σ_x of the joint is small value $\pm W / (2T_s)$, which W and T_s are the applied shear force and the SCM thickness, however σ_x of the FEM method is zero. And σ_y and τ_{xy} of the joint are zero.

Keywords : Computational mechanics, Structure analysis, Elastic, Bending, Strength of corrugated fiberboard, Elastic stress analysis, Structure strength, Numerical analysis, Stress concentration

両面段ボールのクラフト・ライナー (KL) 面に加工方向のせん断力 W を働かした際の中芯の修正弾性応力解析を修正したはりの曲げ算定処法を用いておこなった。そして、得られた応力値と有限要素法解析による結果との相違を議論した。その結果、以下のようなことが明らかとなった。段ボールの加工方向および厚さ方向の中芯の垂直応力 σ_x および σ_y は接合部に対し反対称的に分布し、せん断応力 τ_{xy} は反対称的に分布する。 σ_x 、 σ_y および τ_{xy} の最大値は接合部から $L/32$ 、 $L/16$ 、 $L/8$ 付近の内表面に生じ、極値はその位置の外表面に生じ、逆符号である。接合部の σ_x は小さいが、 W/T_s であり、有限要素法の値は零である。そして、接合部の σ_y および τ_{xy} は零である。

キーワード : 計算力学、構造解析、弾性曲げ、段ボールの強度、弾性応力解析、構造強度、数値解析、応力集中

* 帝人製機 (株) 松山工場 (〒791 愛媛県松山市北吉田町77) : Matsuyama Factory, Teijin Seiki CO., LTD. 77 Kitayoshida-cho, Matsuyama-shi, Ehime, 790 ** 愛媛大学工学部 (〒790-77 愛媛県松山市文京町3番) : Department of Mechanical Engineering, Faculty of Technology, Ehime University, 3 Bunkyo-cho, Matsuyama-shi, Ehime, 790-77

1. 緒言

段ボール^{1), 2)}は、構造物としての形状、また生産性、加工性から見て非常に有用性が高く、包装用箱材、構造材、緩衝材として盛んに用いられている。また、類似したものとして、波底を固定した波形鋼板、スレート材および樹脂材の波板などの利用があり、特殊な適用例として、航空機体（筒形段ボール状）³⁾がある。段ボールは特異な幾何学的形状をしたクラフト・ライナー（KL）と中芯（SCP medium）との接合によって作られたものであり、その結合に関する力学的強度機構を明確にすることは、段ボール工学上、構造工学上意義あるものと考えられる。

段ボールの強度^{4), 5)}および段ボール箱の強度^{6)~8)}等に関する実用的研究は、段ボールの反り⁹⁾に関するもの、幾何学的条件を基にした段ボールの引張り変形強度機構についてのものがある¹⁰⁾。弾性強度として、波板の曲げ剛性に関する研究¹¹⁾、面圧を受ける段ボール中芯の内部応力等に関する研究¹²⁾、その中芯と波板との内部応力¹³⁾および変位¹⁴⁾、中芯形状¹⁵⁾の相違等に関する研究がある。そして、曲げモーメント軸が流れ方向（フルートの流れ方向）にある際の片面¹⁶⁾、両面¹⁷⁾および複両面¹⁸⁾段ボールの弾性曲げ強度の研究、また曲げモーメント軸が流れ方向に直角な向きにある際の曲げ（流れ方向曲げ）強度に関する基礎的研究²⁰⁾もある。なお、弾性応力の状況と中芯の形状との関係についての研究²⁰⁾、その曲げに伴う面圧縮の研究²¹⁾がある。

段ボールについての素材の組合せ構造上における基本的な強度の要因は、波板と表面平板との接合強度にあるものと考えられ、素材

となる波板と表面平板との接合によって段ボール構造材が保たれていることにある。その一基本的試験として、段ボールシートの結合強さ（ピンテスト）²²⁾、また、接合部のずれ強度に関する試験²²⁾がある。そして、引離し変形時の弾性曲げ応力解析法により弾性応力状態を議論した研究²³⁾、KL・中芯接合部付近の諸応力状況およびその応力と接合幅との関係などを議論した研究²⁴⁾がある。ずれ強度に関するものは弾性曲げ応力解析法²⁵⁾および有限要素法²⁶⁾によるものがあるが、曲げ応力解析法による結果は、接合部付近ばかりでなく、離れた域においても有限要素法によるものと合致しない²⁶⁾。したがって、曲げ応力解析法の修正・改善が必要であるものと考えられる。

そこで、筆者らは、前報^{12)~17)}にならい、中芯を近似的に正弦波形のもののみなし、上下面KLの流れ方向（加工方向）にずれ変形力を受ける両面段ボールのKL・中芯接合部および全域の内部応力の状況を検討し、力学的問題点を明らかにし、それによって、妥当な曲げ応力解析法を求めることを試みた。そしてさらに、はりの曲げ応力解析法の結果と有限要素法によるものとの相違性の議論をおこなうことを試みた。

2. 解析方法

2.1 曲げ解析方法の検討

一般に用いられている段ボールは幅広いものであり、その段ボールの流れ方向にずれ力Wが働く際、その変形は、近似的に、平面ひずみ変形とみなせ、その変形は、前報^{12)~17)}のように、単位幅をもつ平面ひずみはりと同様

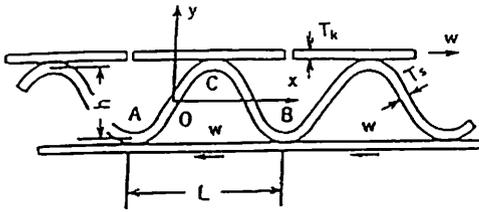


Fig. 1 Corrugated fiberboard under shear test and coordinate
 $L = 9.2\text{mm} : h = 4.6\text{mm} :$
 $T_x = T_y = 0.30\text{mm} : W = 1 \mu\text{N/mm}$

なものであると考えられる。

そこで、前報^{12)~17)}にしたがい、中芯の波形を簡便で近似度の高いものとして正弦波状にし、KLおよび中芯を平板および正弦波形曲り板とみなし、各素材の応力状況を議論する。

便宜上、流れ方向をx軸に、段ボールの厚さ方向をy軸にとり、段ボールおよび中芯の厚さ中央となる点を原点にとる (Fig. 1 参照)。そして、xおよびy方向に直角な方向をzとする。

すると、 $z = \text{一定}$ のところでは、中芯の厚さ中心の位置 y_0 および y_0 から厚さ方向に t の距離にある位置 y は、近似的に、各

$$y_0 = (h/2) \sin(2\pi x/L) \quad (1)$$

$$y = y_0 + t \cos \theta \quad (2)$$

で表される。ただし、 θ は y_0 の接線の方向とx方向とのなす角

$$\theta = \tan^{-1}(dy_0/dx) \quad (3)$$

である。

前報²⁶⁾において、単純に一般的はりの曲げ解析処法によって算定した応力は、有限要素法によって求めたものと合致せず、曲げ解析法に対し修正の必要を確認した。そこで、その修正を要する状況を明らかにするために、まず、応力の状況を検討し、全体を通しての力およびモーメントの釣合い状態を議論する。

接合部付近の中芯の左側上半部の応力は、

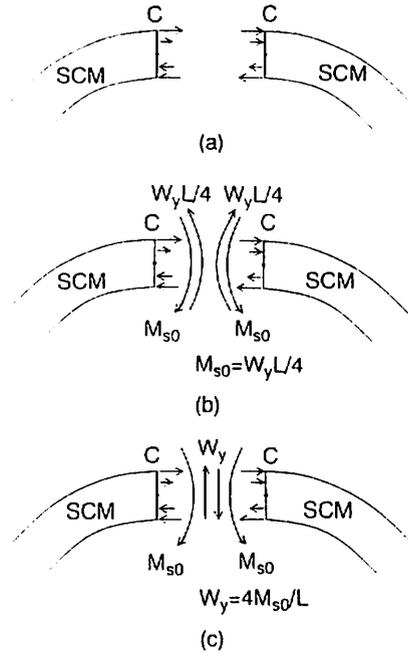


Fig. 2 Actions of semichemical medium (SCM) at joint
 (a) Bending stress in right and left sides
 (b) Equilibrium for moments
 (c) Equilibrium for bending moment and moment induced by made W ,

表面では大きく、厚さ中心では零となるように、厚さ中心からの距離にほぼ比例して、引張り応力または下半分では逆に圧縮応力が生じる。右側では上半分また下半分の応力は、左側とは、逆に圧縮応力また引張り応力が厚さ中心からの距離にほぼ比例して生じる。このような状態は、Fig. 2 (a) に示すように、系全体の力の釣合い条件は満たされているが、接合部両側を考慮した中芯内部のモーメントの釣合い条件は満たされていない。

したがって、Fig. 2 (b) に示すように、接合部の中芯内部に内部応力によって生じるモーメント M_{s0} の大きさに応じた逆向きのモーメントの働きを考慮することが必要である。

そこで、釣合い条件を満たすように、外力

は零で、接合部内部の両側に正負の W_y が働いているものとする。すなわち、Fig. 2 (c)に示すように、モーメント M_{s0} が生じている上に、 W_y によるモーメントが働いているものとする。すると、 W および W_y が位置 $x = -L/4$ 、 $y = -h/2$ および $x = L/4$ 、 $y = h/2$ に働く際のモーメント M_s は

$$M_s = - (W/2) y_0 + W_y x \quad (4)$$

$$W_y = 4M_{s0}/L$$

$$M_{s0} = Wh/4$$

で表される。

そこで、前報²⁵⁾のはりの弾性曲げ応力解析法によって、中芯の曲げ応力 σ_s を求めると、 $x = 0 \sim L/4$ の域の σ_s は

$$\sigma_s = \frac{1}{T} \left[N_s + \frac{M_s}{\rho} \left[1 + \frac{1}{\kappa} \frac{y}{\rho + y} \right] \right]$$

$$\kappa = \frac{1}{3} \left[\frac{T_s}{2\rho} \right]^2 + \frac{1}{5} \left[\frac{T_s}{2\rho} \right]^4 + \frac{1}{7} \left[\frac{T_s}{2\rho} \right]^6 + \dots \quad (5)$$

で表される。ただし、 ρ は y_0 の曲率半径であり、 N_s は軸力で

$$N_s = (W/2) \cos \theta + (W_y/2) \sin \theta \quad (6)$$

である。

2.2 有限要素解析法

前節のような考えの妥当性の確認として、当然のことであるが、式(5)の曲げ応力の結果と有限要素法によって求めたものとの合致性を議論することが必要であると考えられる。そこで、その妥当性を議論するに必要な有限要素解析法を以下のように述べる。

本計算に用いる段ボールの形状は、前報にしたがって、KLおよび中芯の厚さ T_r および T_s を共に0.30mm、中芯の波形の長さ L および高さ h を、実用段ボールにしたがい、9.2mmおよび4.6mm²⁷⁾であるとし、中芯の縦弾

性係数 E_s を、既知の値²⁸⁾に沿い、 $2.7 \times 10^3 \text{N/mm}^2$ であるとする。

両面段ボールの両表面KLにずれ変形力(せん断力)がKL紙面に沿って働く際(Fig. 1参照)、段ボールの上下、左右の対称性を考慮し、変形を議論するための基本となる域は、Fig. 1に示す $x = 0 \sim L/2$ であると考えられる。

以上のことを考慮し、有限要素法(機械学会提供CAI; FD: serial No.000191)によって、 $x = 0 \sim L/2$ の範囲を基本とした域の弾性変形解析をおこなうことを試みた。

その要素形状の設定は、Fig. 3のように、4角形要素(数130~140)によっておこなった。

そして、式(5)で表される変形は、Fig. 1にしたがい、中芯の正負の W が各位置 $x = -L/4$ 、 $y = -(h + T_s)/2$ および $x = L/4$ 、 $y = (h + T_s)/2$ に働くものであると考えられ、式(6)より $x = L/4$ では $N_s = W_x$ となり、 σ_x は t によらず

$$\sigma_x(x = L/4) = N_s/T_s$$

で表されるものと考えられる。そこで、ずれ変形をおこす作用力(すなわち、Fig. 1の位置Cに働くせん断力) W は、加工方向に沿ったものとし、Fig. 3に示すように、 $x = L/4$ 、

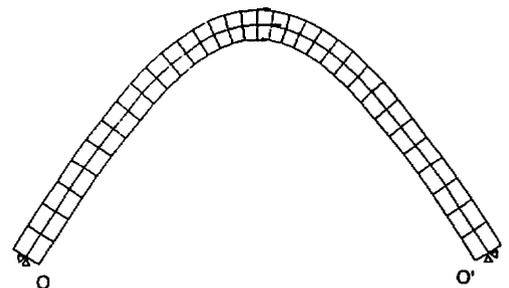


Fig. 3 Element of FEM, and actions and constraints

$t=0$ および $t=\pm T_s/2$ の位置に各 $W_y/2$ および $W_y/4$ 働かすようにした。中芯の位置 $x=0$ 、 $y=0$ および $x=L/2$ 、 $y=0$ (Fig. 3 の O 、 O') の上下、左右の変位を零とした条件の下で、算定を行った。

3. 解析結果

3.1 曲げ応力解析

本改善の基本的な作用力の設定はモーメントにある。したがって、その挙動を議論し、明らかにする必要があるものと考えられ、また式 (5) より曲げ応力の挙動を議論する上に重要なものである。そこで、前章の式 (4) および (5) によって、中芯各位置のモーメントおよび曲げ応力 σ_s を議論する。ただし、段ボールの形状は、前節に合わせ、 $L=9.2\text{mm}$ 、 $h=4.6\text{mm}$ 、 $T_s=T_k=0.30\text{mm}$ であるとし、 W を $1\ \mu\text{N/mm}$ とする。

モーメントの主要な挙動を示すものは、曲げモーメントの特性を考慮すると、 M_s と x と

の関係である。そこで、前報のモーメントとの相違を議論するために、式 (4) のモーメントおよび前報のモーメントと位置 x との関係を求め、示したものが Fig. 4 である。Fig. 4 より、 M_s は、前報と同様に、 $x=0$ に対して反対称的に生じていることがわかる。しかし、 $x=0\sim L/4$ の域では、前報のモーメントの値は x の増加に伴って増加し、 $x=L/4$ で最大値となるのに対し、本結果の M_s は始めは x の増加に伴って増加するが、 $x=3L/20$ 付近で最大を示し、その位置を越えると順次減少し、 $x=L/4$ で零となることがわかる。

式 (5) および前報の曲げ応力 σ_s と x との関係を Fig. 5 に示す。Fig. 5 より、 σ_s は、前報と同様に、 $x=0$ に対して反対称的に生じることがわかる。しかし、 M_s の際と同様に、 $x=0\sim L/4$ の域では、前報の応力の値は x の増加に伴って増加し、 $x=L/4$ で最大値となるのに対し、本結果の σ_s は始めは x の増加に伴って増加するが、やがて順次減少し、 $x=L/4$ で零となる。そして、 $x=3L/20$ 付近で最大

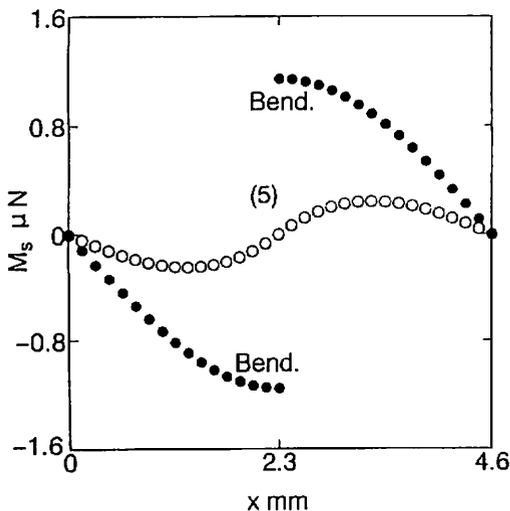


Fig. 4 Bending moment M_s and position x

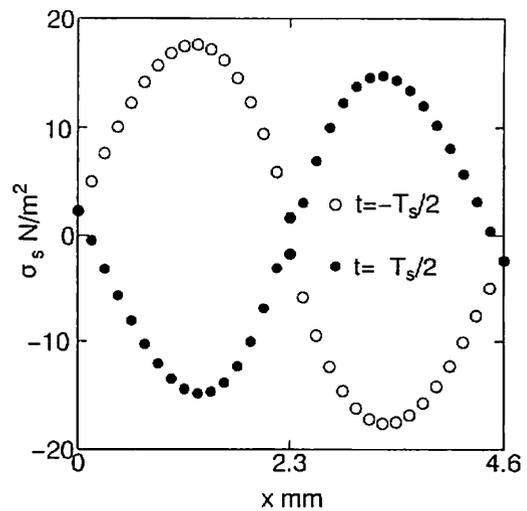


Fig. 5 Bending stress $\sigma_s(t=\pm T_s/2)$ and position x

を示す。

このことおよび式 (5) より、 σ_s の x に伴う増減および極大の発生の特徴は M_s の x による変化によって生じたものと考えられる。

本有限要素法によって求められる応力は x および y 方向の垂直応力 σ_x および σ_y 、せん断応力 τ_{xy} である。そこで、応力変換表示にしたがって、式 (5) より求めた σ_s の中芯の応力成分 σ_x 、 σ_y 、 τ_{xy} を

$$\sigma_x = \sigma_s \cos^2 \theta + \tau_s \sin \theta \quad (7a)$$

$$\sigma_y = \sigma_s \sin^2 \theta - \tau_s \sin \theta \quad (7b)$$

$$\tau_{xy} = \sigma_s \sin \theta \cos \theta + \tau_s \sin^2 \theta \quad (7c)$$

で表す。 τ_s は中芯の厚さおよび縦方向に生じるせん断応力である。

$$\tau_s = (3/2) (W_t/T_s) (T_s - t)^2 \quad (8)$$

$$W_t = W \sin \theta + W_s \cos \theta$$

で表される。

3.2 有限要素法による解析

中芯の応力成分 σ_x 、 σ_y 、 τ_{xy} の状況を明らかにするために、それらの応力成分の分布状況を求めた。KL・中芯接合部の左右のそれら応力の状況を Figs. 6, 7 に各示す。

Figs. 6, 7 より、式 (5) および前報から得られた σ_s の値は位置 $x = 0$ に対し反対称的に生じることがわかる。しかし、式 (5) の絶対値は $t = \pm T_s/2$ 、 $x = 4L/17$ 付近で極大を示し、 $t = -T_s/2$ のものが最大である。そし

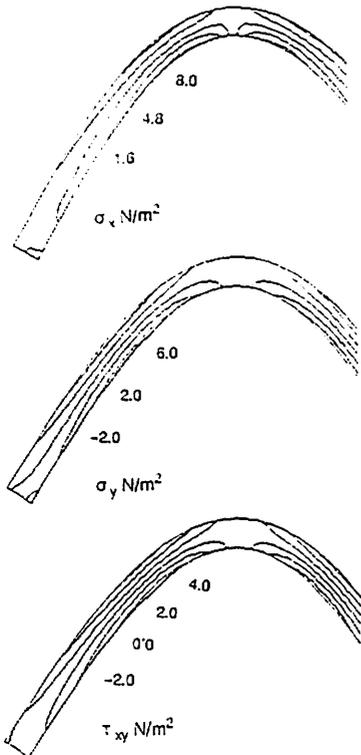


Fig. 6 Distributions (left side) of stress σ_x , σ_y and τ_{xy} obtained by FEM

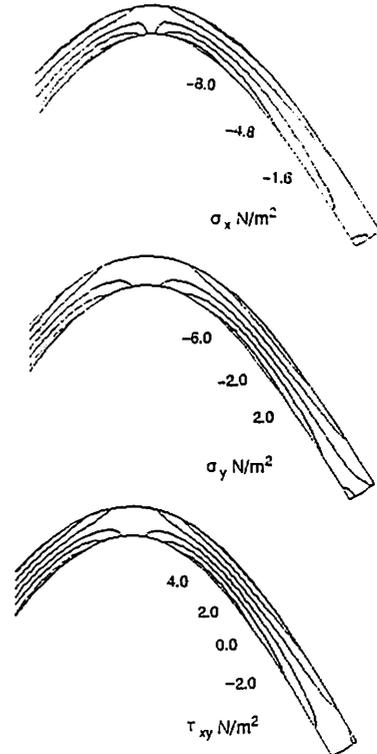


Fig. 7 Distributions (right side) of stress σ_x , σ_y and τ_{xy} obtained by FEM

て、その符号は負である。

Figs. 6, 7より、式(5)および前報から得られた σ_y は、 σ_x の際と同様に、位置 $x=0$ に対し反対称的に生じるが、位置 $x=0$ および $x=L/4$ では $|\sigma_y|$ は零、 $x=3L/16$ 、 $t=\pm T_s/2$ 付近で極大となる分布を示すことがわかる。そして、 $t=-T_s/2$ のものが最大となり、その符号は負である。

Figs. 6, 7より、式(5)および前報の τ_{xy} は基準面に対しほぼ対称的に生じることがわかる。また、 $x=L/8$ 、 $t=\pm T_s/2$ で極大を示し、その位置から離れるにしたがって順次減少する。

3.3 有限要素解析結果との比較

表示式(5)の妥当性の確認として、式(5)および有限要素解析から得られた位置 $t=\pm T_s/2$ の諸応力成分についての比較を行う。

式(5)、式(7a)および有限要素解析によって求めた $t=\pm T_s/2$ の σ_x および σ_y 、 τ_{xy} と位置 x との関係を示したものがFigs. 8~10

である。

Fig. 8より、 σ_x は $x=L/4$ を基点として反対称的に生じ、 σ_x の極値は接合部中央から加工方向に約 $\pm 3L/17$ 離れた位置の内外の表面部に生じ、 $|\sigma_x|$ の最大値は内側にあることがわかる。そして、 $x=L/4$ 付近を除く域では、式(5)の σ_x の分布状況および値は有限要素解析から得たものと1割程度以内の差違でよく合致する。ただし、前節の式(5)の $x=L/4$ の σ_x の値は $\pm W/T_s (= \pm 1.7N/m^2)$ であるが、有限要素解析は零である。

Fig. 9より、 σ_y は、 σ_x の際と同様に、 $x=L/4$ を基点として反対称的に生じ、 σ_y の極値は接合部中央から加工方向に約 $\pm 3L/16$ 離れた位置の内外の表面部に生じ、 $|\sigma_y|$ の最大値は内側にあることがわかる。 $x=L/4$ 付近を除く域では、式(5)の σ_y の分布状況および値は有限要素解析から得たものと1割程度以内の差違でよく合致する。

Fig. 10より、 τ_{xy} は $x=L/4$ を基点として対称的に生じ、 τ_{xy} の極値は接合部中央から

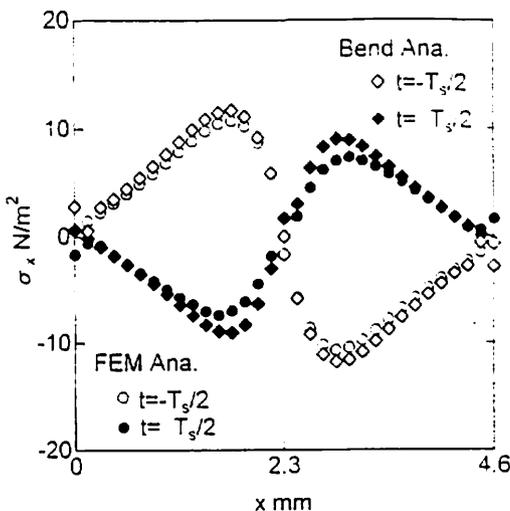


Fig. 8 Stress $\sigma_x(t=\pm T_s/2)$ and position x

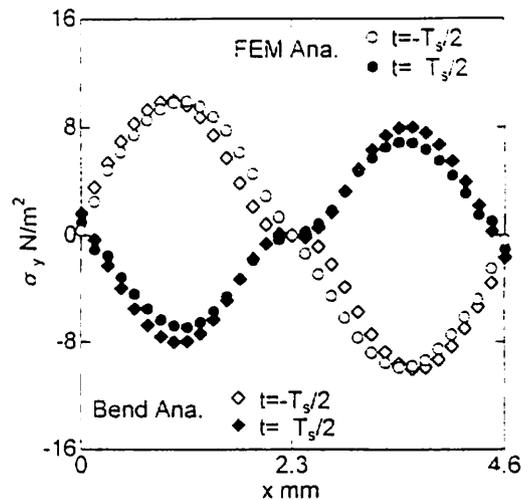


Fig. 9 Stress $\sigma_y(t=\pm T_s/2)$ and position x

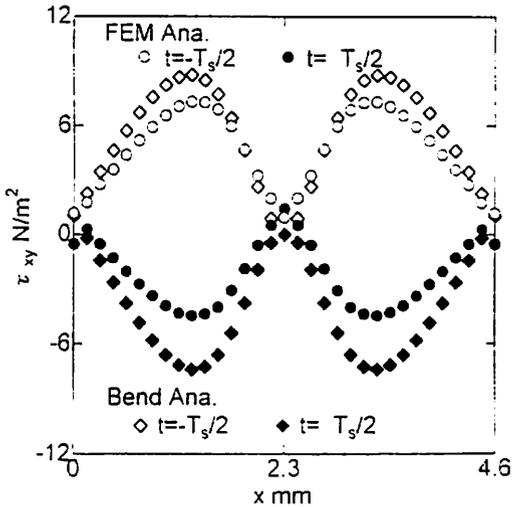


Fig. 10 Stress $\tau_{xy}(t=\pm T_s/2)$ and position x

加工方向に約 $\pm L/8$ 離れた位置の内外の表面部に生じ、 $|\tau_{xy}|$ の最大値は内側にあることがわかる。そして、 $x=L/4$ 付近を除く域では、式(5)の τ_{xy} の分布状況および値は有限要素解析から得たものと傾向はよく合致し、前報のように、大きな値ではないが、最大値は図の有限要素法のものに比べ、2~3割の大きい。

このように、式(5)の τ_{xy} と有限要素解析からのものとの間に相当の相違が生じた。このことについて検討する。

$x=0$ では式(5)の τ_{xy} 値は零であるべきであり、変形の対称性からも零あるべきであるが、有限要素による $x=0$ 付近の値は 1N/m^2 程度生じる。Figs. 6, 7の応力状況より、この 1N/m^2 の値は、有限要素法の計算処理における位置 $x=0$ の固定条件によって生じるもので、この条件から生じる誤差であると考えられる。また、式(5)から得られる σ_x 値は、 $x=L/4$ で不連続になり、その左側では 1.7N/m^2 、右側では -1.7N/m^2 となる。こ

れらのことにより、そして、現実としては応力の連続性により、この位置の応力は両者の和をとり、零であるべきものと考えられる。したがって、有限要素解析から得られた値との相違は、本算定から生じる誤差であり、やむを得ないことであるが、その発生要因は便宜的計算処理から生じる左右の曲げ応力の不連続にあるものと考えられる。なお、得られた τ_{xy} の値が $-5\sim 8\text{N/m}^2$ で、 σ_x および σ_y の値 $-12\sim 12\text{N/m}^2$ および $-10\sim 10\text{N/m}^2$ に比べ $1/(2\sim 3)$ に小さい。このことは、式(5)による τ_{xy} と有限要素法による τ_{xy} との差 $\Delta\tau_{xy}$ と τ_{xy} との比、すなわち、 $\Delta\tau_{xy}/\tau_{xy}$ が大きく生じたことによるものと考えられる。

以上のことより、特別な位置の誤差を除くと、前報²⁶⁾に比べ、式(5)から得られた応力成分が全ての域で有限要素法から得られた値によく合致することがわかる。

算定による誤差が幾分生じるものと考えられるが、本報告の諸結果は接合部の強度を議論するための価値ある一つの指針を示すものとみなせる。故に、本結果は段ボールの強度および加工設定上、意義あるものと考えられる。

5. 結 言

ずれ変形を受ける段ボールの曲げ応力解析法の適用として、曲げ応力解析法を改善した計算処理を導出した。そして、その妥当性の確証として、有限要素法による結果との比較検討を行った。その結果、以下のようなことが明らかになった。

- (1) 内部モーメントの釣合い条件として接合部で全モーメントが零となるような作用力を接合部位置の左右に逆方向の一対の

- y方向の作用力を働かせることが必要である。
- (2) 中芯に生じる曲げモーメントおよび曲げ応力は中芯の高さ中央の位置から加工方向に沿っての距離xの増加に伴って増加、減少する。そして、 $x=L/4$ になると共に零になる。
- (3) 中芯の曲げ応力の極大および零値となる基本的な挙動は曲げモーメントの変化に基づくものとした。
- (4) 接合部を離れた中芯の応力xおよびy(波高方向)の垂直応力 σ_x および σ_y は接合部中央を基点として反対称的に分布する。中芯の σ_x および σ_y の極値は接合部中央から加工方向に約 $\pm 3L/17$ および $\pm 3L/16$ 離れた位置の内外の表面部に生じる。
- (5) 中芯の τ_{xy} の絶対値は、 σ_x の際と同様に、接合部中央から加工方向に約 $\pm L/8$ 離れた位置の内外の表面に生じ、その応力は接合部中央を基点として対称的に生じる。
- 本研究結果により、改善したはりの曲げ応力解析法を用い、より適切な議論が容易に可能となった。

せん断変形を受ける段ボールの応力状況について、十分な基礎的議論はいまだおこわれていない。したがって、本研究は、せん断変形を受ける段ボール板についてより妥当な応力解析法を導出したもので、その結果は、段ボールの強度設定に当たり、有意義な資料となるものと考えられる。

<引用文献>

- 1) たとえば、段ボール実用百科編集委員会、“段ボール実用百科”、一律書房、p.21 (1970)
- 2) レンゴー株式会社、“段ボール技術”、包装新聞社、p.16 (1971)
- 3) たとえば、渋谷巖、航空学会誌、7 (61), 393 (1940)、8 (71), 267 (1941)、林、航空学会誌、8 (79), 1131 (1941)
- 4) たとえば、(1) のp.537 ; (2) のp.310
- 5) J. W. Koning Jr. and R. Stern, Tappi, 60 (12), 128 (1977)
- 6) たとえば、(1) のp.548 ; (2) のp.316
- 7) たとえば、紙業タイムス社、“新・紙加工便覧”、紙業タイムス社、p.797 (1980)
- 8) G. G. Maltenfort, Tappi, 53 (11), 1076 (1970), P. Grartaganis, Tappi, 58 (11), 102 (1975), R. M. Morris Jr. and G. P. Vallow, Tappi, 58 (11), 110 (1975)
- 9) 石淵浩、木村稔、吉沢昭宣、佐久田博司、機論、59 (557), 156 (1993)
- 10) 松島成夫、奥田隆宏、宮内治、野沢光治、紙パ技協誌、36 (3), 377 (1982)
- 11) S. P. Timoshenko and S. Woinowsky Krieger, “Theory of Plates and Shells”, McGraw-Hill Co., p.366 (1959)
- 12) 松島成夫、矢野忠、松島晟、紙パ技協誌、42 (5), 480 (1988)
- 13) 松島成夫、矢野忠、松島晟、紙パ技協誌、43 (6), 602 (1989)
- 14) 松島成夫、矢野忠、松島晟、紙パ技協誌、44 (5), 605 (1990)
- 15) 松島成夫、矢野忠、上田康、松島理、紙パ技協誌、47 (10), 1263 (1993)、松島理、松島成夫、矢野忠、紙パ技協誌、48 (8), 1068 (1994)、松島理、松島成夫、日本包装学会誌、5 (2), 107 (1996)
- 16) 松島成夫、矢野忠、松島晟、横田俊昭、紙パ技協誌、47 (4), 517 (1993)

- 17) 松島成夫、矢野忠、松島晟、横田俊昭、紙パ技協誌、45 (4), 480 (1995)、松島成夫、矢野忠、松島理、48 (5), 600 (1994)
- 18) 松島成夫、矢野忠、松島理、紙パ技協誌、49 (6), 956 (1995)
- 19) 松島理、松島成夫、機論、60 (576), 1814 (1994)
- 20) 松島理、松島成夫、機論、61 (587), 1601 (1995)、松島理、松島成夫、紙パ技協誌、50 (9), 1299 (1996)
- 21) Satoru Matsishim and S. Matsushima, Jpn. J. Appl. Phys. 35 (2), 786 (1996)
- 22) たとえば、紙パルプ協会編、“紙パルプの種類とその試験法”、紙パルプ協会、p.381 (1986)
- 23) 松島理、松島成夫、紙パ技協誌、50 (4), 707 (1996)
- 24) 松島理、松島成夫、日本包装学会誌、5 (3), 211 (1996)
- 25) 松島理、松島成夫、紙パ技協誌、51 (4), 645 (1997)
- 26) 松島理、松島成夫、日本包装学会誌、6 (2), 60 (1997)
- 27) たとえば、紙業タイムス社編、“新・紙加工便覧”、紙業タイムス社、p.789 (1980)
- 28) Alean R. Jones, Tappi, 51 (5), 203 (1968)
- (原稿受付 1997 年 5 月 22 日)
(審査受理 1997 年 7 月 28 日)
-