

## 折り曲げ部を有する薄板構造物の動特性\* (スチールドラムの模倣による低振動設計)

細矢直基\*<sup>1</sup>, 田中基八郎\*<sup>1</sup>, 菅野健司\*<sup>2</sup>  
渡邊鉄也\*<sup>1</sup>, 城田照昌\*<sup>3</sup>

### Dynamic Characteristics of the Bended Thin Plate Structures (Low Vibration Design by Imitating of Caribbean Steel Drums)

Naoki HOSOYA\*<sup>4</sup>, Kihachiro TANAKA, Takeshi KANNO,  
Tetsuya WATANABE and Teruyoshi SHIROTA

\*<sup>4</sup> Division of Mechanical Engineering and Science, Saitama University,  
255 Shimo-Okubo, Sakura-ku, Saitama-shi, Saitama, 338-8570 Japan

Thin plate structures whose features are light and easy to treat have been used to various product. In order to improve rigidity, the structures have been processed to curved or concavoconvex plates. Dynamic characteristics of the thin plate structures haven't been considered because of the difficulties of design. Caribbean steel drums, which are percussion musical instrument have a spherical shell with many bends and grooves, it has various musical scales. The dynamic characteristics of the steel drums are tuned by its bends and grooves. This paper presents investigation of the guideline for making the thin plate structure with bends and grooves. Experimental modal analysis is used to identify the vibration mode of the steel drum. Then the paper is an attempt to bring out a possibility of vibration mode tuning of the thin plate structures with bends and grooves.

**Key Words:** Thin Plate Structures, Vibration Mode, Vibration Reduction, Experimental Modal Analysis, Frequency Response Function, Impact Testing

#### 1. 結 論

薄板構造物とは、金属製の薄板に対して折り曲げ、溝、ディンプルなどの加工が施されたものをいい、軽量、安価、加工が容易という特徴を有するため、自動車のフロアパネルやドア、鉄道車両の側壁、シンクなど産業機器から日常生活用品まで幅広く用いられている。薄板構造物の折り曲げ、溝、ディンプルなどの加工は、主に相対的な剛性を向上させるために施されたものであるため、これらの加工には薄板構造物の動特性は考慮されていない。このような理由により、薄板構造物の振動、騒音がしばしば問題となっており、これを解決するための対策としては制振材、動吸振器などによるパッシブ制振やアクチュエータによるアクティブ制振などが挙げられる。しかし、薄板構造物に制振材、アクチュエータなどを付加することにより薄板構造物の質量の増加やコストの増加が生じ、軽量、安価という特徴を生かすことができなくなってしまう。

一般的には、折り曲げなどの加工が施された薄板構造物の動特性は、有限要素法 (Finite Element Method: FEM, 以下FEMと略記) などにより解析することは可能であるし、FEMを用いて直接的に最適形状を探索できるかもしれない。しかし、薄板構造物に対して所望の振動特性、音響特性を持たせるためには、どの部分にどのような折り曲げ、溝、ディンプルなどの加工を施せばよいのか、またはこれらのどれを最適に設計すればよいのかという設計指針を示すことは困難とされてきた。一方で薄板構造物の動特性を考慮し、折り曲げなどの加工を施した例としてスチールドラム (スチールパン) がある<sup>(1), (2), (3)</sup>。これはドラム缶の底を部分球状殻に変形させ、その中に音階の数だけ折り曲げや溝で区切った楕円形や円形の平板部を叩くことで様々な音階を発生する中南米の楽器で、試行錯誤を繰り返すことで発展してきた。この楽器の存在は、薄板構造物に曲線状の折り曲げなどを設けることで所望の固有振動数や振動モードに調節できることを意味する。これを応用すれば薄板構造物の低振動設計に発展させることが期待される。

薄板構造物の動的設計に関する研究としては、振動エネルギーを考慮した方法<sup>(4)</sup>、音響放射パワーの推定<sup>(5)</sup>

\* 原稿受付 2006年2月21日。

\*<sup>1</sup> 正員, 埼玉大学大学院理工学研究科(〒338-8570 さいたま市桜区下大久保 255)。

\*<sup>2</sup> 正員, 元: 埼玉大学大学院理工学研究科。

\*<sup>3</sup> 元: 埼玉大学大学院理工学研究科。

E-mail: hosoya@mech.saitama-u.ac.jp

などがある。しかし、過去の研究では振動特性を考慮した上で薄板構造物のどこにどのような折り曲げなどを設けるかという設計指針を示すことや、折り曲げによる振動モードの変化を実験的に示した例は少ない。

本論文では、薄板構造物の振動特性を考慮した折り曲げや溝に対する設計指針について検討する。具体的にはスチールドラムの振動実験を通して、折り曲げにより所望の固有振動数や振動モードに調節できることを検証する。また、どのような折り曲げ、溝が有効であるかを単純な平板を対象としたFEMによる数値解析、振動実験により検討し、低振動設計へ応用できることを示す。

## 2. スチールドラムの振動実験

スチールドラムの振動実験を行うことで、曲線状の折り曲げや溝により所望の固有振動数や振動モードに調節できることを示す。本実験に使用したスチールドラムを図1に示す。これは、Woodstock社製（簡易演奏用）で、質量800g、直径295mm、球状部（音階部）の曲率半径約210mm、音階部の板厚は不明である。一般的なテナーパーン（直径600mm）では、加工前の音階部の板厚は1.2mm（ドラム缶の板厚）、加工後は外側の板厚が0.9~1.0mm、中心部の板厚が0.7mmであることを注記しておく。スティックは木製で質量10.4g、長さ170mm、直径10mmの円筒形で、先端にゴム製のカバーが取り付けられている。このスチールドラムは11種類の音階を持ち、折り曲げのみで音階部が区切られたものであるが、一般にスチールドラムの音階部は溝で区切られていることが多い。音階は図2に示すように1つ置きに配置されている。

**2.1 発音特性** はじめに、スチールドラムの発音特性を調べることで折り曲げや溝により所望の音階に調節されていることを検証する。演奏時と同じ状態で発音特性を調べるため、マイクロフォン（小野測器、MI-1431）をスチールドラムから200mmの位置に設置し、スティックでスチールドラムの各音階を叩き音圧を測定した。表1では各音階の基本周波数と測定された周波数を比較しており、表の右の列はこれらの差を示している。折り曲げにより境界を設けるだけで、それぞれの音階において音階cを除けば最大で1.5%以下の差で所望の周波数に調節されていることがわかる。スチールドラムは、折り曲げにより区切られた領域がそれぞれの固有振動数で振動するローカルモードとなっていることが考えられ、これは次節で検証する。図3に音階Cをスティックで叩いたときの時刻歴応答とそのパワースペクトルを示す。図3では、音階Cの基本周波

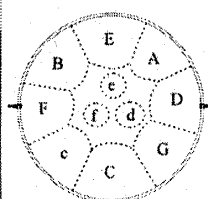
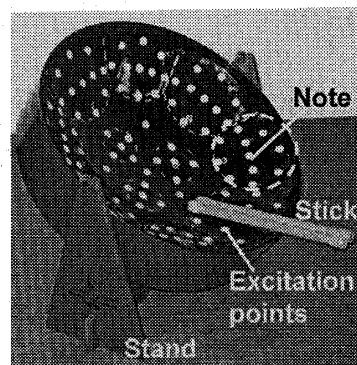
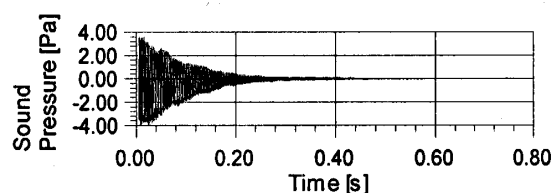


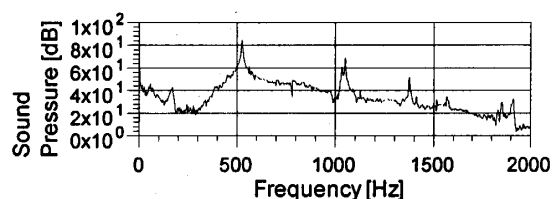
Fig. 1 The Caribbean steel drum Fig. 2 The note of the steel drum

Table 1 Fundamentals of the steel drum

Note	Natural frequencies [Hz]		Difference[%]
	Standard	Steel Pan	
C	523.25	525	0.3
D	587.32	591	0.6
E	659.25	658	-0.2
F	698.45	700	0.2
G	783.99	782	-0.3
A	880.00	880	0.0
B	987.76	976	-1.2
c	1046.50	1151	10.0
d	1174.65	1180	0.5
e	1318.51	1338	1.5
f	1396.91	1411	1.0



(a) Sound pressure



(b) Power spectrum

Fig. 3 Measured response of the C note

数525Hzの他にいくつもの成分が含まれていることがわかる。

**2.2 振動モード形** スチールドラムの振動モード形を実験モード解析により求めることで、折り曲げにより所望の振動モードが実現できることを示す。はじめに、スチールドラムの周波数応答関数（Frequency Response Function: FRF, 以下FRFと略記）の測定方法について説明する。紐により自由支持されたスチールドラムに加速度センサを取り付け、インパクトハンマで

加振力を作用させFRFを測定する。そのFRFよりモード特性を同定し、固有振動数や振動モードを求めた。スチールドラムの加振点は音階部の内側と外側（図1に示した点）で加振点数は109とし、音階Cの中央部の裏側に0.5gの加速度センサ（PCB 352C22）を取り付けた。

次に、スチールドラムの振動モード形について説明する。図4は、実験により得られた109個のFRFに対してモード特性同定を行うことで得られた振動モード形で、それぞれ(a)2次モード、(b)4次モード、(c)11次モードを示している。図4(a)のスチールドラム全体が振動している振動モードは図3を見ると音の発生にあまり影響していないことがわかる。図4(b)では495.3Hzで音階Cの部分のみが振動するローカルモードとなっており、このモードは音階Cの円板の1次モードと同じ形状になっていることがわかる。表1の音階Cの音の周波数よりも4次モードの周波数（495.3Hz）の方が低くなっているが、これはFRF測定のために取り付け加速度センサの質量の影響と考えられる。図4(c)を見ると、音階Cと音階cが同時に振動しており、それぞれ音階Cが円板の2次モード、音階cが円板の1次モードと同様の振動モードであることがわかる。

スチールドラムでは、音階部の折り曲げ部分（区切りの部分）において板厚が変化していることが考えられるため、単なる折り曲げや溝だけで固有振動数や振動モードを調節しているわけではない。このことから、曲線の折り曲げなどで薄板構造物を区切ること、板厚を変化させること、またそれらの組み合わせで所望の固有振動数や振動モードに調節することが可能であることがいえる。

**2.3 スチールドラムのFRF** 前節において示された振動モードの消滅やローカルモードの発生が薄板構造物の低振動設計に利用できることを示す。図5は測定されたスチールドラムのFRFで、(a)音階Cを加振したときの自己FRF(C-C)と(b)音階cを加振したときの相互FRF(C-c)を重ねて示している。本図より(a)のFRFの方が(b)のFRFに比べ振幅が大きいことから、所望の振動モードにおいてその振幅を低下させる可能性があることを示せた。

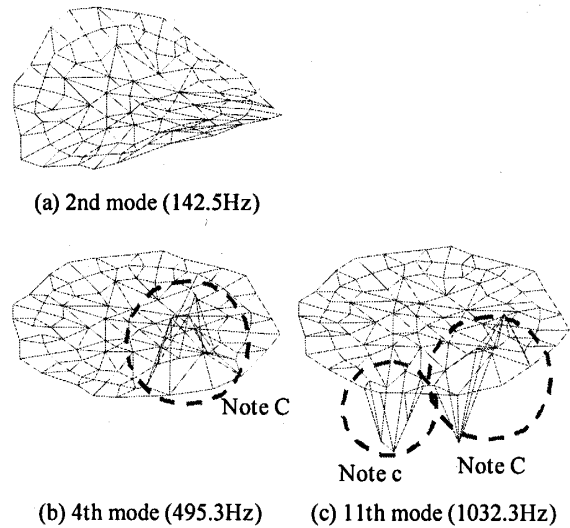


Fig. 4 Mode shape of the steel drum

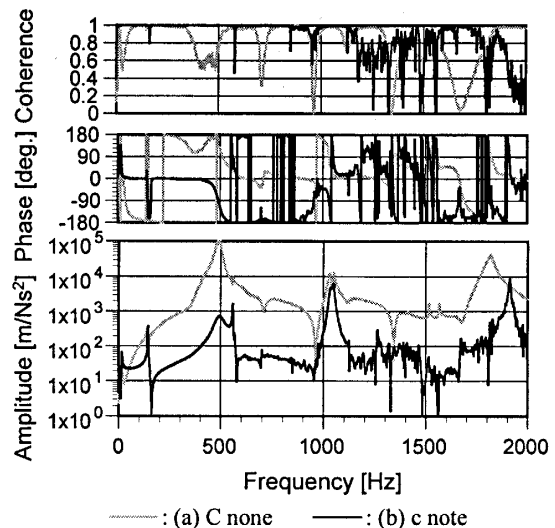


Fig. 5 FRF of the steel drum ( auto FRF(a) and cross FRF(b) )

**3. 平板における折り曲げ部の影響**

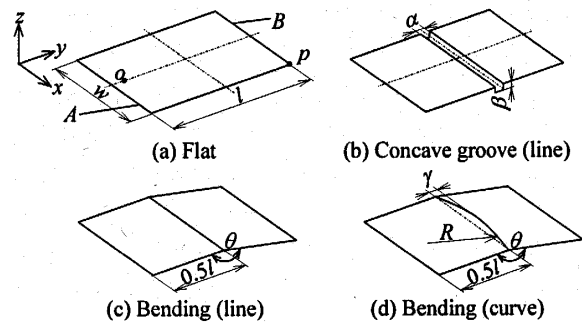
スチールドラムの振動実験を通して、曲線状の折り曲げにより所望の固有振動数や振動モードに調節できることを示した。本章では、薄板構造物にどのような折り曲げ、溝などの加工を施せば固有振動数や振動モードの調節に有効であるかを、あえて簡単な構造物である平板を対象として検討する。折り曲げの種類や位

Table 2 Test conditions

Condition	No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
	Location	-	0.5 l	0.5 l	0.5 l	0.5 l	0.5 l	0.5 l	0.5 l	0.25 l	0.5 l
	Type	-	line	line	line	line	line	curve	curve	line	line
	Process	-	concave groove	U shape groove	V shape groove	bending	concave groove	bending	bending	changing thickness	
Support	free - free	(a1)	(a2)	(a3)	(a4)	(a5)	(a6)	(a7)	(a8)	(a9)	
	fix - free	(b1)	(b2)	(b3)	(b4)	(b5)	(b6)	(b7)	(b8)	(b9)	
	fix - fix	(c1)	(c2)	(c3)	(c4)	(c5)	(c6)	(c7)	(c8)	(c9)	

置, 境界条件などを取り上げ検討するが, 全ての条件を考慮していないことを注記しておく. 具体的には, まず, FEMによる数値シミュレーションにおいて, 折り曲げ部が構造物の固有振動数, 振動モード形に及ぼす影響を検討し, 次に振動実験で同様に検討する. 所望の固有振動数や振動モードを折り曲げなどの加工により, 振動モードそのものを消滅させたり, ローカルモードにしたりすることが低振動設計に利用できることを示す.

**3.1 数値例** FEMによる固有値解析を用いて折り曲げ加工が施された平板の動特性を調べる. 図6は対象とした平板の一例で, (a)は加工されていない平板, (b)は直線凹溝平板, (c)は直線折り曲げ平板, (d)は曲線折り曲げ平板を示している. 平板は次節で説明する振動実験を考慮し, 平板の入手や折り曲げ加工が容易な, 大きさ300×365mm, 板厚0.5mmの鋼板 (SPCC) とした. 本論文では, 平板の(3,1)モードと(3,2)モードであれば, 図6のx軸方向に沿って折り曲げ部を設けることで相対的に剛な領域を確保することができ, 可能な限り少ない折り曲げ加工で低振動化が実現できると考え, この2つのモードを低振動化の対象とし折り曲げ線の本数とした. 構造物の構成要素としての平板の使用を考えると, 折り曲げの角度や折り曲げ部, 溝部の影響を受ける範囲 (例えば, 溝部の幅や深さ) は極端に大きいものは実用上好ましくないと考え, 本論文では折り曲げ角度165deg., 溝の幅と深さは20mm (図6(b)で $\alpha = 20\text{mm}$ ,  $\beta = 20\text{mm}$ ), 曲率半径は758mm (図6(d)で $\gamma = 15\text{mm}$ ,  $R = 758\text{mm}$ ), 板厚変更の部分は幅20mm, 厚さは4.5mm (通常の板厚の9倍) とした. 表2は無数に存在する折り曲げ加工の条件の組み合わせの中から, 実際のプレス加工で想定される一部の条件を比較するために設定したものである. 折り曲げの位置は0.5l (中央)



Size:  $l = 365\text{mm}$ ,  $w = 300\text{mm}$ ,  $t = 0.5\text{mm}$ ,  $\theta = 165\text{deg.}$ ,  
 $\alpha = 20\text{mm}$ ,  $\beta = 20\text{mm}$ ,  $\gamma = 15\text{mm}$ ,  $R = 758\text{mm}$   
 Material: SPCC

Fig. 6 Test plate

と0.25lの2種類, 折り曲げ線の種類は直線と曲線の2種類, 折り曲げ加工の種類は凹溝, U溝, V溝, 単純折り曲げの4種類, 板厚の変化は直線のみ1種類, 境界条件は周辺自由, 辺Aもしくは辺Bのみの一端固定, 辺A, Bを共に固定する両端固定の3種類とした. 平板を周辺自由状態で使用することはほとんどないが, あくまでも基礎的な検討例として調べた. 元の平板を含めて計27種類の平板に対して固有値解析を行った.

**3.1.1 固有振動数と振動モードの変化** 表3は, 平板に折り曲げ加工が施された場合の固有振動数と振動モードの変化で, 周辺自由と一端固定の境界条件における固有振動数と振動モード (括弧内に表示) を示している. 表3における\*は折り曲げ線を対称に同位相となる振動モード, 太字はローカルモードを表している. 折り曲げ加工が施された平板は剛性が相対的に変化するため, 固有振動数も変化している. 周辺自由では(3,1)モードが消滅し, (3,2)モードがローカルモードとなり, 一端固定では(3,1)モードがローカルモードとなった. このことから, 折り曲げ部を設けることで固有振動数や

Table 3 Natural frequencies of the plate structures

Condition	No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
	Location	-	0.5 l	0.5 l	0.5 l	0.5 l	0.5 l	0.5 l	0.25 l	0.5 l	
	Type	-	line	line	line	line	curve	curve	line	line	
	Process	-	concave groove	U shape groove	V shape groove	bending	concave groove	bending	bending	changing thickness	
Support	free - free	1st	15.1 (2,2)	19.3 (2,2)	15.9 (2,2)	16.9 (2,2)	15.2 (2,2)	18.3 (2,2)	17.5 (2,2)	15.2 (2,2)	18.5 (1,3)
		2nd	19.5 (1,3)	23.0 (1,3)	20.4 (1,3)	20.4 (1,3)	20.1 (1,3)	21.6 (1,3)	21.3 (1,3)	20.1 (1,3)	23.7 (2,2)
		3rd	30.5 (3,1)	39.3 (2,3)	36.7 (2,3)	36.6 (2,3)	35.9 (2,3)	37.1 (2,3)	37.0 (2,3)	36.6 (2,3)	31.5 (2,3)
		4th	36.5 (2,3)	55.5 (3,2)	49.2 (3,2)	50.4 (3,2)	42.0 (3,2)	<b>51.2 (3,2)</b>	<b>46.3 (3,2)</b>	<b>36.8 (3,2)</b>	48.6 (3,2)
		5th	42.1 (3,2)	55.8 (3,2)*	49.9 (3,2)*	51.1 (3,2)*	47.3 (3,2)*	<b>55.1 (3,2)</b>	59.5 (3,4)	55.7 (1,4)	48.8 (3,2)*
	fix - free	1st	3.2 (1,1)	3.4 (1,1)	3.4 (1,1)	3.6 (1,1)	3.2 (1,1)	3.9 (1,1)	4.1 (1,1)	3.2 (1,1)	2.9 (1,1)
		2nd	9.1 (2,1)	11.5 (2,1)	9.5 (2,1)	10.0 (2,1)	9.0 (2,1)	10.7 (2,1)	10.5 (2,1)	9.1 (2,1)	10.9 (2,1)
		3rd	19.8 (1,2)	22.6 (1,2)	20.2 (1,2)	20.1 (1,2)	19.5 (1,2)	21.1 (1,2)	21.1 (1,2)	19.7 (1,2)	16.5 (1,2)
		4th	31.8 (2,2)	34.7 (2,2)	32.0 (2,2)	32.0 (2,2)	29.7 (2,2)	32.8 (2,2)	30.5 (2,2)	29.0 (2,2)	28.8 (2,2)
		5th	34.4 (3,1)	<b>55.7 (3,1)</b>	<b>49.5 (3,1)</b>	<b>50.7 (3,1)</b>	<b>44.5 (3,1)</b>	<b>55.1 (3,1)</b>	<b>46.5 (3,1)</b>	<b>37.0 (3,1)</b>	<b>48.7 (3,1)</b>

\* in phase, bold: local mode

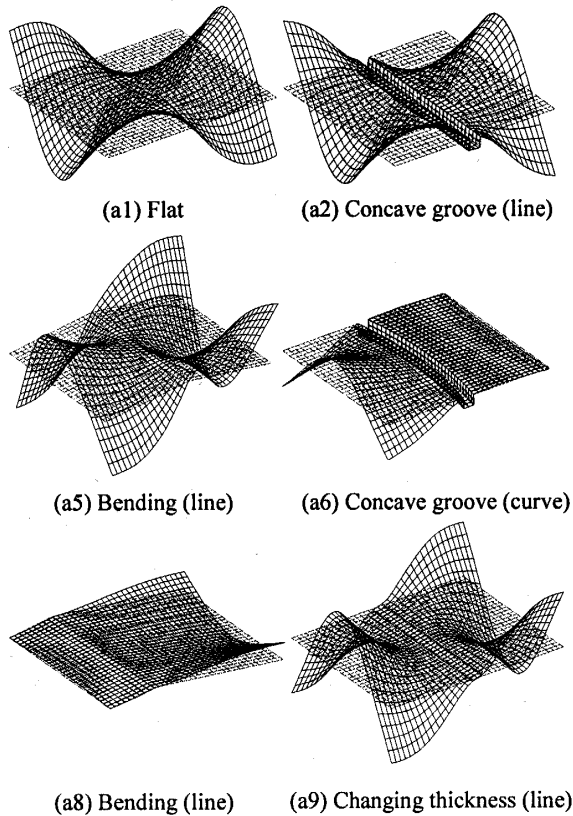


Fig. 7 Mode shape of the plate (free-free)

振動モードを調節し、振動モードそのものを消滅させたり、振動モードをローカルモードとしたりすることができる。また、両端固定条件では、固有振動数は異なるものの振動モードについては周辺自由条件とほぼ同じ傾向であったことを注記しておく。

3.1.2 折り曲げ加工により生じたローカルモード

折り曲げ加工によりローカルモードが生じる条件について定性的に検討する。検討する平板（表2参照）は、周辺自由では(a1), (a2), (a5), (a6), (a8), 一端固定では(b1), (b2), (b5), (b6), (b8)の計10種類とした。図7に周辺自由における折り曲げ加工が施された平板の振動モード形を示す。図7のように曲線状の折り曲げや溝の場合には、ローカルモードが生じていることがわかる。これは巨視的に見たとき、曲線状の折り曲げや溝を設けることで平板の相対的な剛性が不均一となっていることが原因として考えられるが、これについてはさらなる検討が必要である。

次に、境界条件が一端固定の場合の振動モード形を図8に示す。境界条件が一端固定となることで、周辺自由ではローカルモードが生じなかった折り曲げ方（平板(a2), (a5)）において、ローカルモードが生じるようになったことが確認できる（平板(b2), (b5)）。これは、固定端が剛であること、曲線状の折り曲げや折り曲げ位置を非対称（平板(a6), (a8)）としたことが原因として考

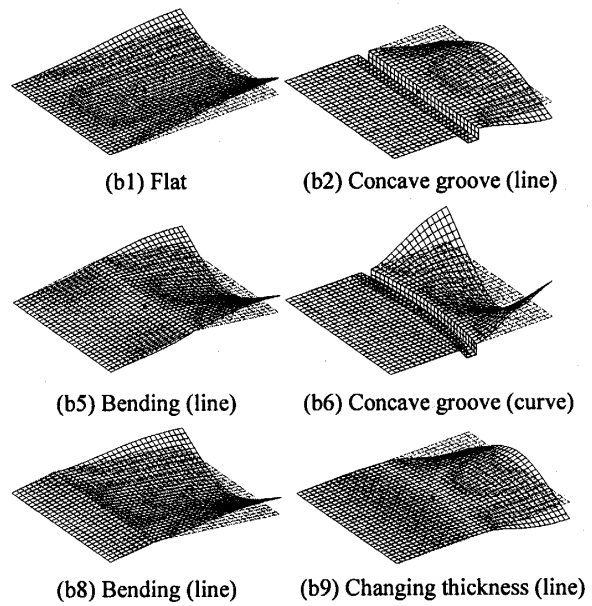


Fig. 8 Mode shape of the plate (fix-free)

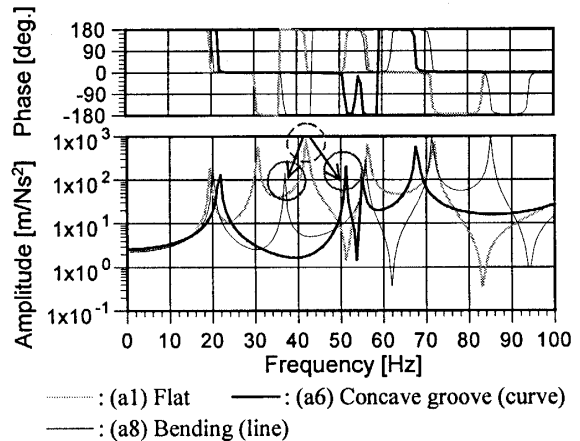


Fig. 9 Cross FRFs of the plate structures ( $H_{op}$ ) (free-free)

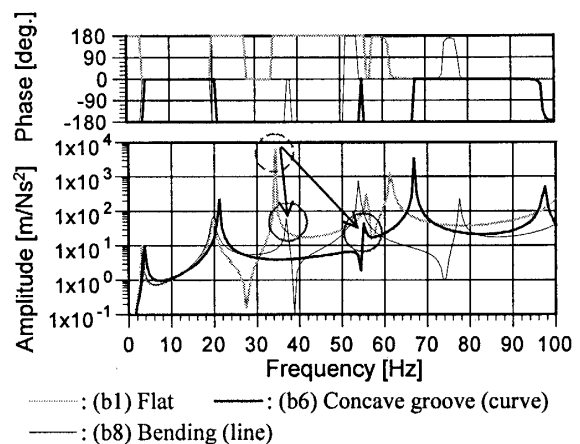


Fig. 10 Cross FRFs of the plate structures ( $H_{op}$ ) (fix-free)

えられる。このことより、薄板構造物に剛な領域を設けるという意味での境界条件や形状を非対称とするような折り曲げ方法が有効であることがいえる。

先に述べたローカルモードが構造物の低振動設計に用いることができることをFRFの比較により検証する。具体的には、平板のFEMモデルより平板上の2点間の相互FRFを計算し、その振幅を比較する。FRFは固有値、固有ベクトルよりモード減衰比を0.5%として計算した。図9は周辺自由状態、図10は一端固定状態における $o-p$ 間(図6参照)の相互FRFを示す。これらの図では、周辺自由は(a1), (a6), (a8)、一端固定は(b1), (b6), (b8)のFRFを比較している(表2参照)。加工された平板(a6), (a8)や(b6), (b8)のFRFの振幅は、加工されていない平板(a1)や(b1)のFRFの振幅よりも所望の振動モードにおいて小さくなっていることがわかる。折り曲げ位置による構造物の非対称化よりも曲線に加工した方が振動モードの調節には有効であることがわかる。図9, 10に示すように、振動モードが消滅したり、ローカルモードが生じている周波数では、加工されていない平板のFRFよりも加工された平板のFRFの振幅が非常に小さくなっていることから、薄板構造物の低振動設計に折り曲げ加工を利用できることがわかる。また、平板に設けた曲線状の折り曲げの曲率半径について、FEMによる数値シミュレーションで検討したところ、曲率半径が小さい方(図6(d)で $\gamma=26\text{mm}$ ,  $R=483\text{mm}$ )がFRFの振幅は小さくなることを確認した。

動的設計における大まかな目安としては平板上に曲線状の折り曲げや溝を設ける、相対的に剛な領域を設ける、構造物を非対称にするという3点が挙げられるが、薄板構造物の境界条件、折り曲げの種類、折り曲げ位置などの影響により、固有振動数、振動モードは無数に変化することを注記しておく。

**3.2 振動実験による検証** 折り曲げ部が設けられた平板の振動実験を行うことで、折り曲げ部によって振動モードが調節できることを示す。

**3.2.1 平板の製作** 平板は数値例で用いたものと同様とし、折り曲げの種類は、比較的容易に製作できることから、直線折り曲げと曲線折り曲げとした。材質SPCC、大きさ $300 \times 365\text{mm}$ 、板厚 $0.5\text{mm}$ とし、折り曲げ位置は平板の中央部、折り曲げ角度は $165\text{deg}$ 、曲率半径は $758\text{mm}$ とした。図11に曲線折り曲げが設けられた平板を示す。インパクトハンマによる振動実験を容易にするため、平板に発泡スチロール製の板を減衰材として貼付したことで、固有振動数はFEMと実験では異なることを注記しておく。

**3.2.2 FRFの測定** 平板の振動実験は、簡単に実現できる境界条件として紐による自由支持とし、平板の点1に加速度センサ(PCB M352C65)を取り付け、加振点1-25をインパクトハンマにより加振し、それぞれの

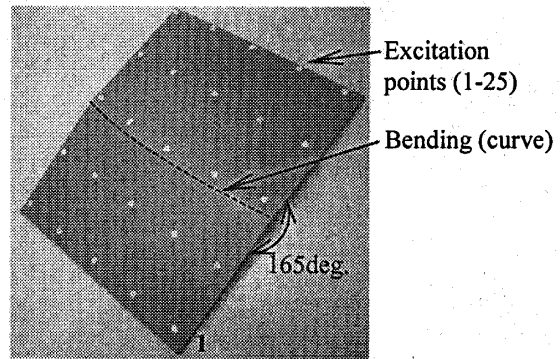
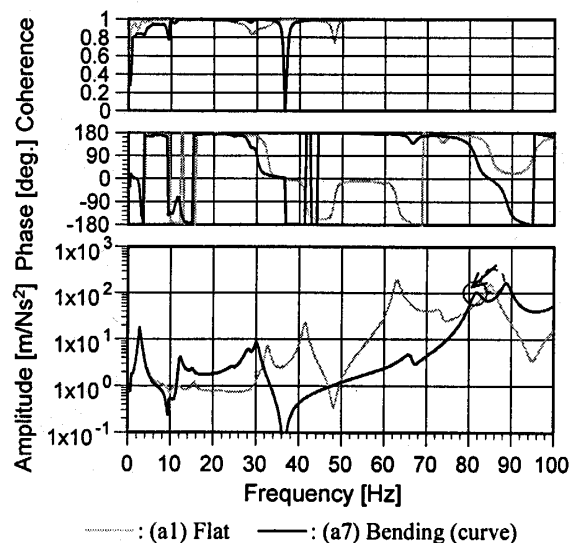


Fig. 11 Test plate (curve, bending)

Table 4 Natural frequencies of the plate structures

Condition	No.	1	2	3	
	Location	-	0.5 l	0.5 l	
	Type	-	line	curve	
	Process	-	bending	bending	
Support	free - free	1st	32.7 (2,2)	28.3 (2,2)	28.6 (2,2)
		2nd	41.4 (1,3)	66.4 (2,3)	66.4 (2,3)
		3rd	63.0 (3,1)	80.4 (3,2)	81.5 (3,2)
		4th	73.3 (2,3)	87.2 (3,2)*	88.8 (3,2)*
		5th	85.1 (3,2)	105.1 (1,4)	104.9 (1,4)

\* in phase

Fig. 12 Cross FRFs of the plate structures ( $H_{op}$ ) (free-free)

平板(表2における(a1), (a5), (a7))に対して計25個のFRFを測定した。

表4には折り曲げが設けられた平板の固有振動数と振動モードの変化を示し、図12には測定された平板のFRF, (a1)加工無しと(a7)曲線折り曲げを比較のため重ねて示している。本論文で低振動化の対象としている(3,1)モードは消滅させることができ、(3,2)モードについては折り曲げ部を設けることでFRFの振幅は32%低下したが、ローカルモードとはならなかった。振動実験ではローカルモードが確認できなかったが、これは折

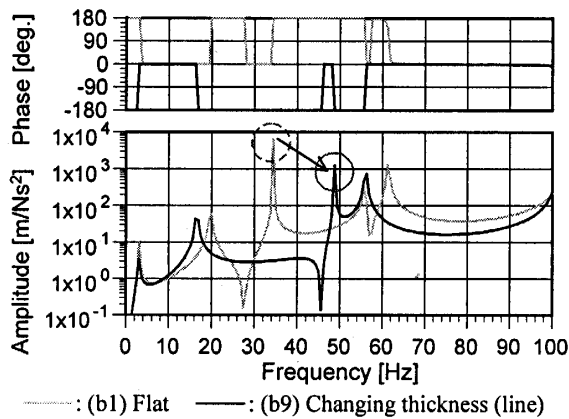


Fig. 13 Cross FRFs of the plate structures ( $H_{op}$ ) (fix-free)

り曲げ部の精度（本報告では金型等で製作していない）などが原因として考えられる。

**3.3 折り曲げ部の設計指針** 所望の振動モードを消滅させたり、ローカルモードにしたりするためには、折り曲げ部をどこに設ければ良いという定性的な設計指針を簡便な方法で検討する。折り曲げ部を設けることによる構造変更は、FEMモデルの節点、要素そのものを変更しなくてはならないため、計算時間の増加など不利となることがある。本論文では折り曲げ部が相対的に剛性を向上させていることに着目し、折り曲げ部を板厚の変化のみで表現することを考える。板厚の変更箇所は平板の0.5 $l$ （中央）の位置で、幅20mm、長さ300mm、厚さ4.5mmとした。図8(b9)は板厚を変更した平板の一端固定における振動モードを示している。図8(b9)より固有振動数は異なるものの、振動モードは図8(b2), (b5), (b6), (b8)と同じようにローカルモードが生じていることがわかる。また、図13に示したFRFを見てもわかるように、(3,1)モードの振幅が元の平板に比べ小さくなっていることがわかる。平板の板厚変更により周辺に比べて剛な領域を作ることができるが、質量も増加するため相対的に剛な領域を作ることができるかどうかは注意が必要となる。所望のモードを調節するための設計指針としては板厚の変更が有効であり、板厚が大きくなった箇所に曲線状の折り曲げ部を設けることで、所望の振動モードに調節できることがいえる。しかし、複雑な形状の構造物へ適用などについてはさらなる検討が必要である。

#### 4. 結 論

薄板構造物の振動特性を考慮した折り曲げ方法やその設計指針について検討した。また、折り曲げ部を設けることによる構造物の低振動化について検討した。得られた結論を以下に示す。

1. スチールドラムは、その音階部の区切りとして設けられた曲線状の折り曲げや板厚の変化により、所望の固有振動数や振動モードに調節されていることを振動実験を通して示した。
2. 平板のFEMによる数値シミュレーション、振動実験を通して、所望の振動モードに調節するためにはどのような折り曲げ方法、折り曲げ位置、境界条件などが有効であるかを検討した。所望の振動モードを消滅させたり、ローカルモードにしたりするためには、曲線状の折り曲げや溝を設けたり、構造物を非対称にしたりすることが有効であることを示した。また、折り曲げや溝が設けられていない平板と折り曲げや溝が設けられた平板のFRFを比較することで、折り曲げや溝などが所望の振動モードの振幅の低減に有効であることを示した。しかし、これらの条件の組み合わせは無数に存在するため、今後検討していく予定である。
3. 薄板構造物に設けた折り曲げ部の設計指針として、板厚のみを変更することによる簡易的な設計方法を導入した。固有振動数は異なるものの、所望の振動モードを調節できることを示した。これより、折り曲げ部の位置をFEMに基づき最適設計する場合には、はじめに板厚を最適に設計し、板厚が大きくなった箇所に曲線状の折り曲げや溝を設けるといふ大まかな設計指針を示した。

#### 参考文献

- (1) Fletcher, N. H. and Rossing, T. D., *The Physics of Musical Instruments (In Japanese)*, (2002), pp.666-672., Springer - Verlag Tokyo.
- (2) Kronaman, U., *Steel Pan Tuning, Musikmuseet*, pp. 78-109, 1992.
- (3) Thomas D. Rossing, *Acoustics of Percussion Instruments: Recent Progress, Acoust. Sci. & Tech.* 22, 3, 2001.
- (4) Maekawa, N. et al., An Experiment of Thin-plate Bending Vibration for Their Structural Design Using Vibration Flow Analysis, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, 64-620 (1998), pp. 1130-1134.
- (5) Iwatsuki, N. et al, The Estimation of the Sound Power Radiating from a Peripherally Fixed Rectangular Plate Subjected to Acoustic Excitation, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, 65-632 (1999), pp. 1411-1418.