

レンズ状高内圧二重空気膜構造の振動特性に関する測定報告

ETFE フィルムにおける音圧加振実験について

大竹克浩*1
河端昌也*2

レンズ状二重空気膜構造の振動特性の把握を目的として、スピーカーから正弦波の音波を当てて加振する音圧加振実験を実施した。試験体は ETFE フィルムを延伸成形により製作した。加振力の変動周波数を時間とともに変化させながら共振周波数を把握し、固有振動数を推定するスイープ加振実験を実施した。測定結果の鉛直 1 次モードにおける固有振動数は固有値解析と同等の結果が得られた。RD 法により減衰定数を同定した結果、減衰定数は最大で 0.24% となった。実験内容および振動測定結果に関して報告する。

1. はじめに

レンズ状の断面を有する二重空気膜構造（以下クッション膜）は、閉鎖された 2 つの膜の内圧（内部圧力と外部圧力の差圧）を高める事により剛性を確保し外力に抵抗する構造システムであり、ETFE（エチレン・テトラフルオロエチレン共重合樹脂）フィルムを用いた膜構造でよく使用されている。日本では 2014 年 10 月の国土交通省告示 1446 号^[1]改正により膜構造用フィルムが指定建築材料に追加され、2017 年 6 月には同告示 666 号^[2]、667 号の改正により膜構造建築物およびテント倉庫建築物に適用できる膜構造用フィルムとして ETFE フィルムが追加された。この事から、近年、国内にてクッション膜を用いた事例が数多く採用されるようになってきている。また、2024 年 6 月の国土交通省告示第 977 号^[4]改正により、膜面の投影面積・変形制限が緩和され、膜構造の持つ軽量性と柔軟性を活かし、より自由度の高い形状の実現が期待される。このような事から支持スパンを長く計画した、経済的な大空間構造の需要が高まると予想される。クッション膜は内圧を高めケーブル等による補剛材と組み合わせる事で、支持スパンを長く設定する事が可能となる。一方、支持スパンが長くなると、風荷重等の外力による振動の影響を受けやすくなる事が懸念される。空気膜構造の既往の研究^{[5][6]}は常時微振動やインパルス加振により固有振動数の特定を行っているが、減衰定数の推定を行う研究^{[7][8]}は少なく、二重空気膜構造^[9]は特に少ない。通常使用される内圧(300Pa 程度)よりも高めに内圧(4000Pa 程度)を設定した場合のクッション膜の振動特性に着目し、縮小試験体により加振実験を行い、振動測定を実施した。実験はスピーカーによる音圧加振実験とし、加振源の変動周波数を時間とともに変化させながら共振周波数を把握し、固有振動数を推定するスイープ加振実験とした。実験および振動測定結果に関して報告する。

2. ボイル・シャルル則を考慮した球形空気膜の力学的特性

図 1 のような無ひずみ時の長さ（直径） l_0 、厚さ t_0 の円形フィルムを均等に伸ばして直径 L ($L > l_0$) のリングに固定し、面外方向に圧力（内圧）をかけて膨らませる。内圧 p に対して、フィルムが曲率半径 R 、ライズ h 、厚さ t の球面で等張力状態にあると仮定する。円形境界で固定された膜に内圧が作用する場合、外周部は拘束の影響で応力が低くなるが、その範囲は外周付近に限定される。フィルムが等方線形弾性体の場合、内圧-膜応力の釣合式、膜応力-ひずみ関係式、ひずみの適合条件式は次のようになる。

$$\text{内圧-膜応力関係} \quad \sigma = \frac{pR}{2t} \quad (1)$$

$$\text{膜応力-ひずみ関係} \quad \sigma = \frac{E}{1-\nu} \varepsilon \quad (2)$$

$$\text{ひずみの定義式} \quad \varepsilon = \frac{2\theta R}{L} - 1 \quad (3)$$

$$\text{曲率半径} \quad R = \frac{L^2 + 4h^2}{8h} \quad (4)$$

次にフィルムを上下に配置した図 2 のようなクッション膜について考える。クッション膜構造内部の空気の状態変化がボイル・シャルル則^[10]と理想気体の状態方程式を満足するとき、次の関係が成り立つ。

$$\text{体積} \quad V = \frac{\pi}{6} h \left(\frac{3}{4} L^2 + h^2 \right) \times 2 \quad (5)$$

$$\text{理想気体の状態方程式} \quad \frac{pV}{nRT} = (\text{const}) \quad (6)$$

L : スパン(直径), R : 曲率半径, p : 内圧, t : 膜厚, h : ライズ, θ : 半開角, V : 片面の体積, P : 内部絶対圧力, n : 物質質量, R' : 気体定数, T : 温度, E : ヤング率, ν : ポアソン比

*1 大成建設株式会社

*2 横浜国立大学大学院 都市イノベーション学府 教授・博士 (工学)

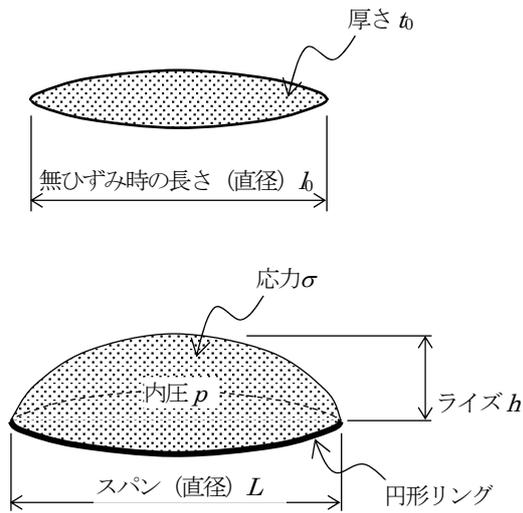


図1 円形フィルム面外変形

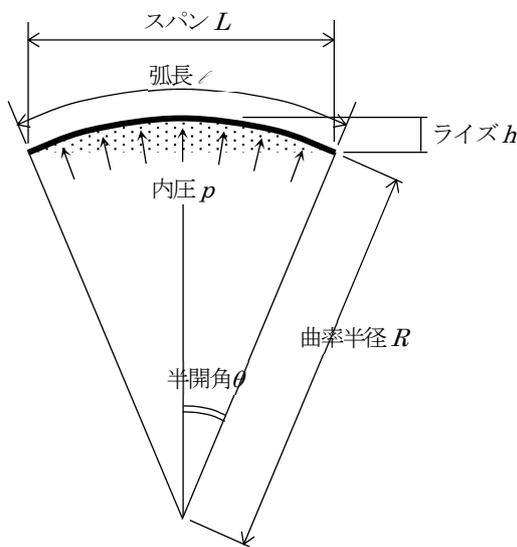


図2 レンズ状二重空気膜構造

3. 延伸成形による試験体製作

内圧 4000Pa 時にライズ比 $h/L=0.15$ とする試験体製作を延伸成形^{[11][12]}により行った。試験体は円形平面膜を治具に固定し、気密性の高い内部空間を加圧し製作した。直径 1m (内法長さ 0.95m) の円形リングに厚さ 200 μm の ETFE フィルムを 2 枚重ねて取り付け、面外方向の加圧・減圧を漸増的に行って、中央の鉛直変位を測定した。加圧状況を図 3 に示す。弾塑性解析^{[13]~[17]}を用いた解析値と実験値の比較を行う。材料諸元を表 1 に示す。図 4 に圧力と変位の関係を示す。変位は膜面中央の鉛直変位と直径の比率をライズ比 h/L として示す。解析はライズ比 $h/L=0.11, 0.14$ からの除荷側 (減圧時) 曲線と合わせて示す。除圧直後に縮む懸念があった事から、延伸成形を行ってから約 24 時間経過後に、再度、加圧実験を行い、内圧が 0Pa となる時点のライズ比を残留変形とし、試験体の初期形状とした。冬季に実験を行った事から、実験値の内圧が若干高めとなったが、解析値と実験値は概ね一致した結果となった。縮小試験体は実大 10m に対して約 1/10.53 の縮尺であり、実大内圧 950Pa の影響を考慮し、時間軸を 1/21.6 に設定した。



図3 円形フィルム面外変形

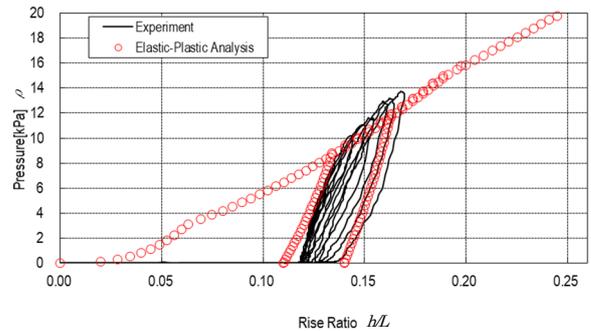


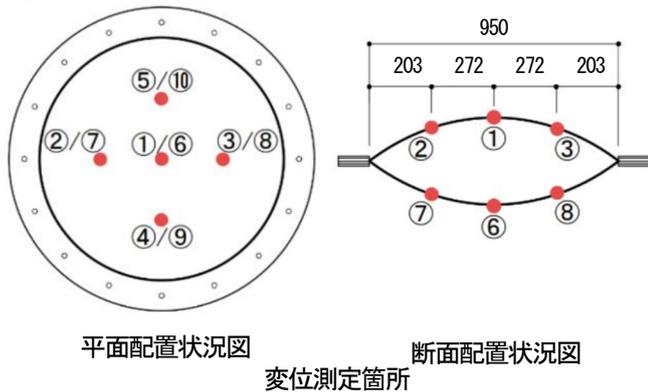
図4 圧力-変位関係図

表1 材料諸元

スパン	L	950	[mm]
厚さ	t	0.2	[mm]
ヤング率	E	800	[MPa]
ポアソン比	ν	0.44	
降伏応力 (第1次)	Y_1	15	[MPa]
加工硬化係数 (第1次)	H'_1	100	[MPa]
降伏応力 (第2次)	Y_2	29	[MPa]
加工硬化係数 (第2次)	H'_2	20	[MPa]

4. 音圧加振実験

延伸成形で製作した試験体を、レンズ状に配置し内部空間を加圧する事で二重空気膜構造とする。内圧は4000Paと設定する。二重空気膜構造の振動特性と膜面の応答性状を把握するため、音圧加振実験^{[18][19]}を行う。音圧加振実験はスピーカーから正弦波の音波を当てて加振し、膜面の変位をレーザー変位計により非接触で測定し時刻歴波形を採取する。入力波はフリーソフト WaveGene を用いて正弦波の周波数を段階的に変更する設定とした。事前の予備検討により固有振動数が高い事が予測されるため、サンプリングレートは2000Hzと設定した。測定箇所は図5に示すとおり、膜面上下各5箇所、合計10箇所とした。音圧加振実験の使用機材一覧を表2に示す。



平面配置状況図

断面配置状況図

変位測定箇所



図5 音圧加振実験試験体設置概要

表2 使用機材一覧

機材	製品名
レーザー変位計	IL-600 (KEYENCE社)
内圧計	PCH-100KP (日本特殊測器社)
データロガー	NI USB-6211 (National Instruments)
収集ソフト	Measuer-8ch.vi (Wind style社)
パワーアンプ	P3200 (YAMAHA社)
スピーカー	15TB065-L (CLASSIC PRO社)

5. スイープ加振実験

スイープ加振実験は共振周波数領域を大まかに把握する周波数レンジが広範囲(100Hz)と、その結果から共振周波数のレンジを絞った狭範囲(10Hz)の2段階に分けて実施した。加振領域に不連続部分が発生しない様に広範囲では10Hz、狭範囲では1Hz、加振領域の10%分の周波数レンジを拡張して測定を行った。加振方法については、ホワイトノイズ加振が一般的に有利であると考えられる。スイープ加振を用いた時刻歴応答解析の検証を行っていることから、本加振を採用した。周波数レンジが広範囲(100Hz)の周波数帯は1~110Hz、100Hz~210Hz、200~310Hzの3つの範囲に分け、連続的に周波数を変化させながら加振した。加振スケジュールは100Hzから210Hzを例として、下記の様に設定した。

- 測定時間0~5秒
測定開始5秒間無加振
- 測定時間5~115秒
100Hzから210Hzまで連続的に周波数を変化させ加振
変化速度1Hz/sec (狭範囲は0.1Hz/sec)
- 測定時間115~120秒
加振終了後5秒間測定

各周波数領域における120秒間変位時刻歴波形のフーリエスペクトルを計算し、測定箇所毎に高周波成分をカットするため、100点移動平均をかけた。1~110Hzは明瞭なピークが得られなかったため、結果の掲載は省略する。100~210Hzの結果を図6に示す。上下中央の2点のみ結果を掲載する。結果には各測定箇所共通でノイズ(約64,65Hzの倍長成分)が含まれているが、ノイズを完全に除去することは困難であるため、そのまま表示する。上下中央2点共に120Hzから140Hzにかけて振幅が大きくなり、130Hz近傍をピークとする結果となった。この結果から、狭範囲は120~131Hz、130~141Hzの領域において行う事とした。

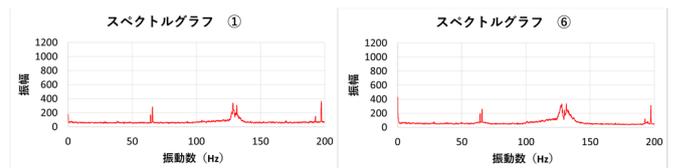


図6 変位フーリエスペクトル 100Hz~210Hz

同様に200~310Hzの結果を図7に示す。上下中央2点共に250Hzから260Hzにかけて振幅が大きくなり、255Hz近傍をピークとする結果となった。この結果から、狭範囲は250~261Hzの領域において行う事とした。

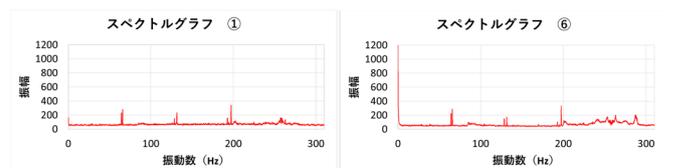


図7 変位フーリエスペクトル 210Hz~310Hz

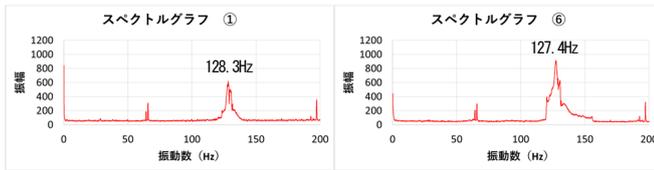
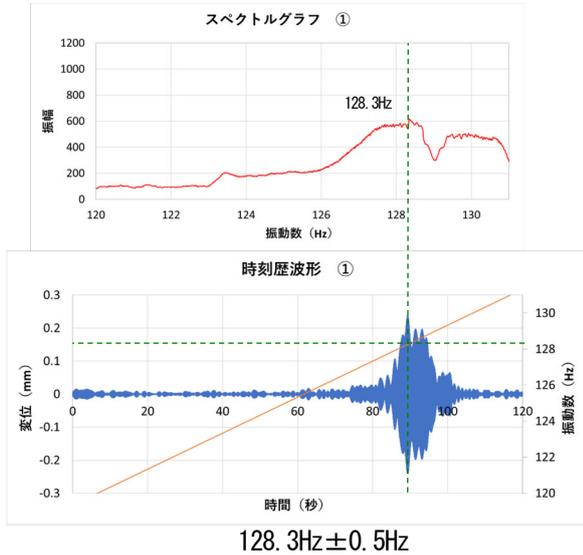
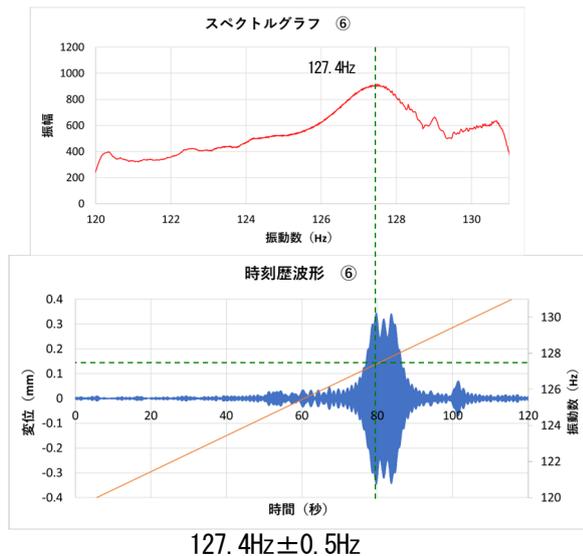


図8 変位フーリエスペクトル 120Hz~131Hz



128.3Hz±0.5Hz



127.4Hz±0.5Hz

図10 バンドパスフィルタ後変位時刻歴波形1

狭範囲 120~131Hz の結果を図8に示す。上膜中央は128.3Hz、下膜中央は127.4Hz付近に明瞭なピークを有する。他の測定箇所においても振幅は少ないが中央部のピーク近傍の周波数にてピークを有する結果となった。狭範囲 130Hz~141Hz は明瞭なピークが得られなかったため、結果の掲載は省略する。

次に、狭範囲 250~261Hz の結果を図9に示す。上膜中央は256.8Hz、下膜中央は255.3Hz付近に明瞭なピークを有する。他の測定箇所においても中央のピーク近傍の周波数にてピークを有する結果となった。

上膜 128.3Hz±0.5Hz、下膜 127.4Hz±0.5Hz でバンドパスフィルタをかけた後の変位時刻歴波形の結果を図10に示

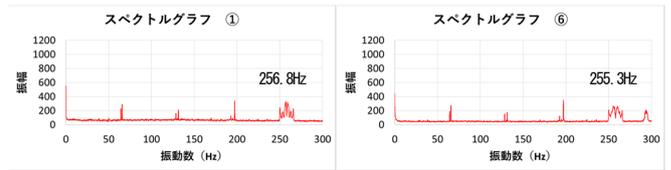
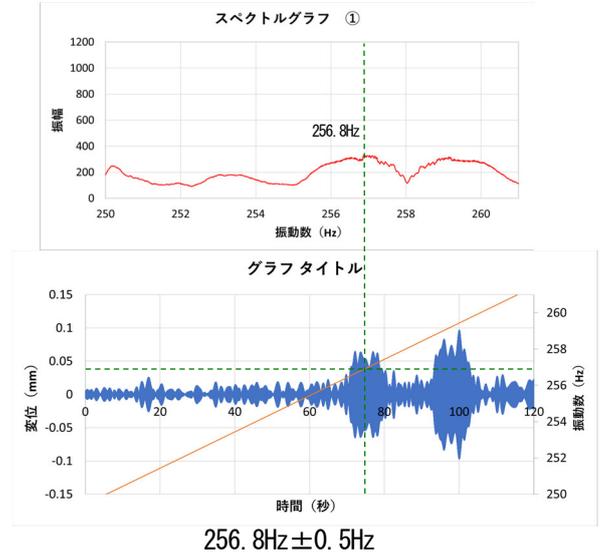
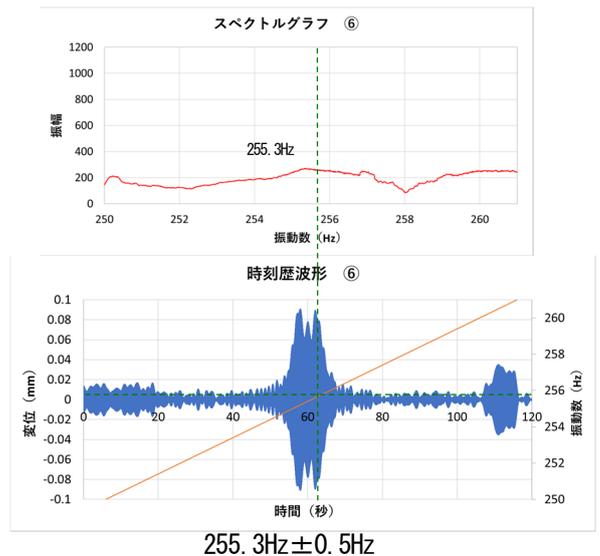


図9 変位フーリエスペクトル 250Hz~261Hz



256.8Hz±0.5Hz



255.3Hz±0.5Hz

図11 バンドパスフィルタ後変位時刻歴波形2

す。時間変化の振動数を右軸に示す。また、120~131Hzにおけるフーリエスペクトルを変位時刻歴波形の時間軸に合わせて示した。フーリエスペクトルでピークを有する付近の周波数領域で振幅が大きくなる共振現象が確認できる。

同様に、上膜 256.8Hz±0.5Hz、下膜 255.3Hz±0.5Hz の結果を図11に示す。128Hz近傍と同様にフーリエスペクトルでピークを有する付近の周波数領域で振幅が大きくなる共振現象を確認できるが、共振現象領域が2つ出現する特徴的な結果となった。特に、上膜中央部の結果は、フーリエスペクトルのピーク領域以外の周波数の方が、振幅が大きくなる結果となっている。共振領域において、複数の上下の膜面の共振振動数がある事が理由であると思われる。

減衰定数の推定はそれぞれの振動数領域において行う。具体的には上膜全計測点は 128.3Hz±0.5Hz と 256.8Hz±0.5Hz、下膜全計測点は127.4Hz±0.5Hz と 255.3Hz±0.5Hzとして、それぞれバンドパスフィルタをかけてRD法^{[20][21]}により各120秒間のデータの減衰定数を同定した。表3に結果を示す。上膜は128.3Hz帯で最大0.24%、256.8Hz帯で最大0.12%、下膜は127.4Hz帯で最大0.24%、255.3Hz帯で最大0.12%となった。上膜128.3Hz以外の減衰定数は測定位置によらず近似した結果となった。

表3 減衰定数の推定

バンドパス フィルター	128.3±0.5 (Hz)	256.8H±0.5 (Hz)	バンドパス フィルター	127.4±0.5 (Hz)	255.3H±0.5 (Hz)
	減衰定数 (%)	減衰定数 (%)		減衰定数 (%)	減衰定数 (%)
測定位置			測定位置		
上膜	①	0.24	下膜	⑥	0.21
	②	0.14		⑦	0.21
	③	0.09		⑧	0.20
	④	0.19		⑨	0.24
	⑤	0.10		⑩	0.21

測定位置:図5に示す

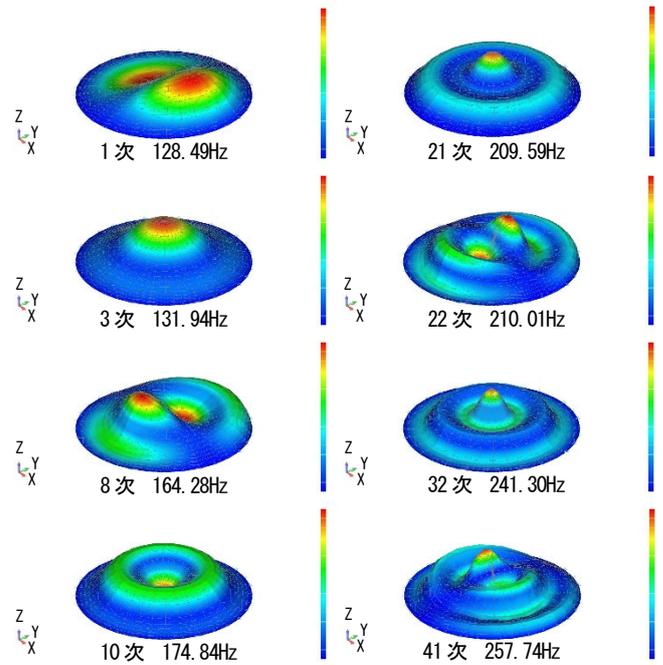


図12 固有値解析結果 モード図

6. 固有値解析

クッション膜構造の1ユニットを抽出し、ライズ比 $h/L=0.15$ としたシェル要素モデルに内部側から内圧4000Paの外力を与えて弾塑性解析により釣り合い形状を算定し、その形状を初期モデルとした。初期形状算定は、有限要素法により、荷重増分法、ニュートンラフソン法を組み合わせ、幾何学的非線形問題として解析を行った。初期モデル作成後、リスタート解析により固有値解析を行った。詳細な方法では、内圧4000Pa時にライズ比 $h/L=0.15$ とする必要があるが、ライズ比 $h/L=0.15$ の形状に内圧4000Paを負荷した時の中央鉛直座標の比率が4.8%となり、内圧4000Pa時にライズ比 $h/L=0.15$ とした場合の固有振動数の比率が3%以内であった事から、今回は簡便な方法として、上記の方法を用いた。解析ソフトは Femap with Simcenter Nastran Version 2020.2 MP1 日本語版を用いた。

質量は、ETFEフィルム自重の他、軸対称1次モードにおける空気付加質量^[22]を考慮した。空気付加質量は内圧による空気密度の増加を考慮し、外部空気と内部空気の両方の和とした。

$$M_a = 0.1476 \times \rho_{air} \times A^{1.5} \quad (7)$$

M_a :空気付加質量, ρ_{air} :空気密度, A :膜水平投影面積

固有値解析の結果で、有効質量比と刺激係数の高いモードを抽出し、図12にモード図、表4・図13に有効質量比、表5・図14に刺激係数を示す。図は100Hzから300Hzの領域のみ抜粋して表示する。モード図はX方向、Y方向で固有振動数が同じ値となる部分はモード図が水平方向に90度回転したモード図と同じとなる事から、1方向のみ抽出し表示する。また、刺激係数は絶対値の結果を表示する。モードは水平方向左右で鉛直方向が逆対称となるモードと中央部付

表4 有効質量比

次数	固有振動数	X	Y	Z	RX	RY	RZ
1	128.5	0.22	0.00	0.00	0.00	0.43	1.49E-15
2	128.5	0.00	0.22	0.00	0.43	0.00	1.13E-17
3	131.9	0.00	0.00	0.07	0.00	0.00	6.32E-11
8	164.3	0.00	0.10	0.00	0.14	0.00	4.59E-17
9	164.3	0.10	0.00	0.00	0.00	0.14	2.22E-15
10	174.8	0.00	0.00	0.15	0.00	0.00	9.10E-11
21	209.6	0.00	0.00	0.36	0.00	0.00	2.46E-10
22	210.0	0.00	0.05	0.00	0.05	0.00	4.14E-17
23	210.0	0.05	0.00	0.00	0.00	0.05	1.59E-15
32	241.3	0.00	0.00	0.18	0.00	0.00	1.75E-10
41	257.7	0.03	0.00	0.00	0.00	0.02	1.53E-15
42	257.7	0.00	0.03	0.00	0.02	0.00	2.06E-17

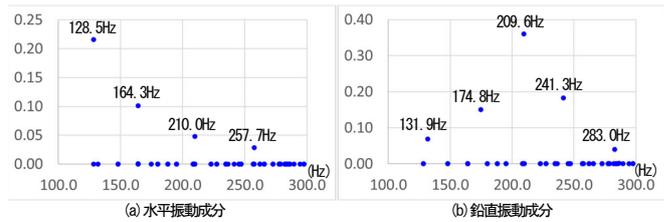


図13 有効質量比

近の変位が大きくなるモードに分類される。固有振動数増加に従い、波数は1波から2波、3波、4波と増加するモード図となった。有効質量比・刺激係数で、数値は低いのが近接した範囲で固有振動数の結果が複数存在する事が分かる。また、水平振動成分は固有振動数が低い程、有効質量比・刺激係数共に高く、固有振動数が高くなる程、低くなる傾向を示すが、鉛直振動成分は、209.6Hz近傍が最大となる結果となり、方向により傾向が異なる結果となった。水平方向に回転するRZ成分は300Hzまでは数値が低い結果のため、指数表示とした。300Hzまでは水平方向回転の影響は少ない事が分かる。

表5 刺激係数

次数	固有振動数	X	Y	Z	RX	RY	RZ
1	128.5	0.009	0.000	0.000	0.00	3.18	2.51E-07
2	128.5	0.000	0.009	0.000	3.18	0.00	2.19E-08
3	131.9	0.000	0.000	0.005	0.00	0.00	5.18E-05
8	164.3	0.000	0.006	0.000	1.84	0.12	4.41E-08
9	164.3	0.006	0.000	0.000	0.12	1.84	3.07E-07
10	174.8	0.000	0.000	0.008	0.00	0.00	6.31E-05
21	209.6	0.000	0.000	0.012	0.00	0.00	1.02E-04
22	210.0	0.000	0.004	0.000	1.04	0.04	4.19E-08
23	210.0	0.004	0.000	0.000	0.04	1.04	2.60E-07
32	241.3	0.000	0.000	0.008	0.00	0.00	8.60E-05
41	257.7	0.003	0.000	0.000	0.00	0.64	2.55E-07
42	257.7	0.000	0.003	0.000	0.64	0.00	2.96E-08

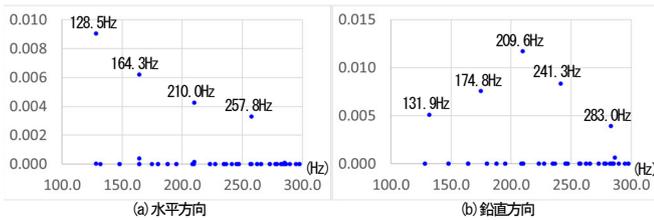


図14 刺激係数

7. 振動モードの推定

振動モードの推定を行うため、図15に共振領域時刻における変位時刻歴波形を示す。上膜中央①の128.3Hz近傍0.2秒間における応答は全体が同位相で、中央の振幅が最大となった。下膜中央⑥の127.4Hz近傍0.2秒間における応答は⑦のみ逆位相で、中央の振幅が最大となった。⑦は振幅が小さい事から、上膜・下膜共に鉛直1次モードと推定する。同様に上膜中央①の256.9Hz近傍0.1秒間における応答は①④が同位相で他は1/4周期程度ずれている。④の振幅が最大となった。下膜中央⑥は255.3Hz近傍0.1秒間における応答は中央の振幅が最大となっているが、同位相となっていない。上膜は鉛直4次モードに近接すると推定するが、下膜は逆対称モード近郊に複数のモードがあり、スピーカー1つの音源では、逆対称モードが得られにくく、モードの特定には至らない結果となった。

8. 測定結果と解析結果の比較

表6に測定結果、解析結果の固有振動数一覧表を示す。上膜①～⑤の128.3Hz、下膜⑥～⑩の127.5Hzは解析結果の鉛直1次モード131.9Hzと固有振動数が近似しており、モードも同じ振動モードであると推定できる。同様に上膜①～⑤の256.9Hz、下膜⑥～⑩の255.3Hzは解析結果の鉛直4次モード241.3Hzと固有振動数が近似しており、上膜は①④のみ同調モードであると推定する。鉛直2次モード、3次モードの測定結果は明瞭なピークを得る事が出来なかった。2次モードは原因追及に至っていないが、3次モードは近傍の固有振動数のノイズの影響が大きい事が原因であると推測する。測定結果と解析結果の固有振動数は鉛直1次モードで約3%、鉛直4次モードで約6%の誤差範囲となった。

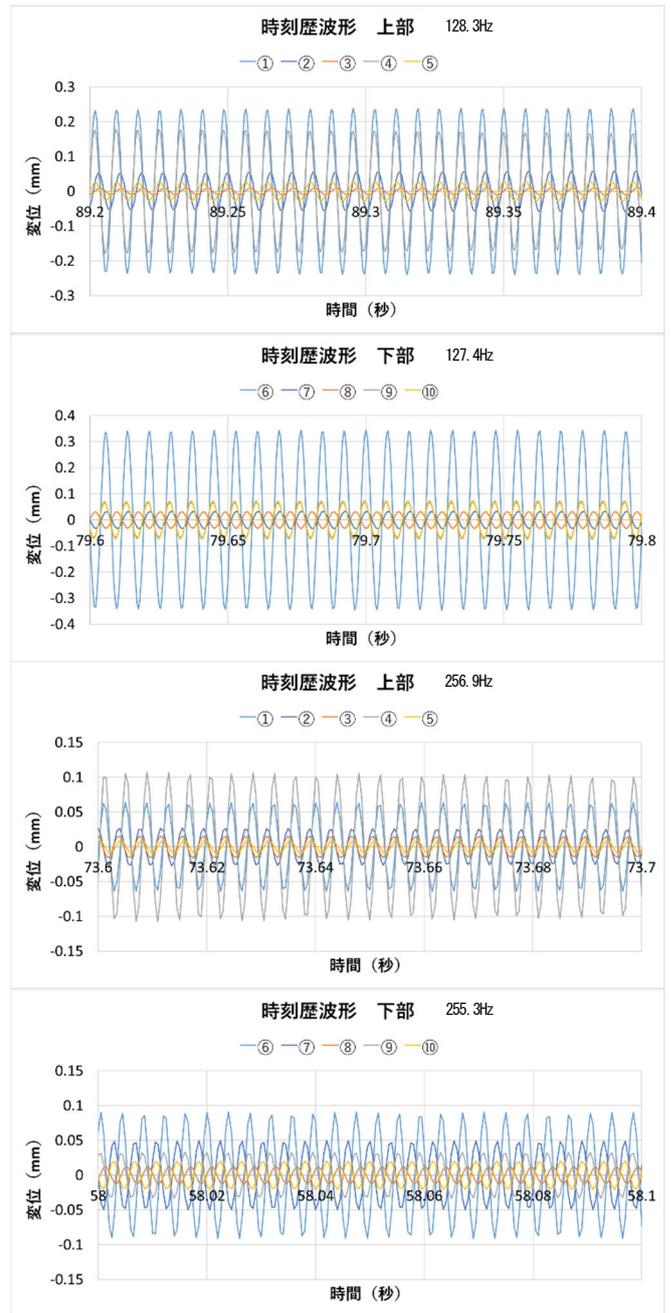


図15 共振領域時刻変位時刻歴波形

表6 測定結果、解析結果固有振動数一覧表

	計測位置	スイープ加振	解析		実験値 解析値
		振動数 (Hz)	振動数 (Hz)	次数	
上膜	①～⑤	128.3	131.9	3	97.3%
		256.9	241.3	32	106.5%
下膜	⑥～⑩	127.5	131.9	3	96.6%
		255.3	241.3	32	105.8%

9. まとめ

レンズ状二重空気膜構造の縮小試験体を、気密性の高い内部空間の面外方向の加圧・減圧を漸増的に行い、延伸成形により製作した。弾塑性解析を用いた解析値と実験値は近似し

た結果となった。

延伸成形で作成した試験体をレンズ状に配置し、内圧を4000Paと設定した二重空気膜構造をスピーカーから正弦波の音波を当てて加振する音圧加振実験を実施した。加振力の変動周波数を時間とともに変化させながら共振周波数を把握し、固有振動数を推定するスイープ加振実験を広範囲と狭範囲の2段階に分けて実施した。測定結果の鉛直1次モードにおける固有振動数は上膜128.3Hz、下膜127.5Hzとなり、解析結果の131.9Hzと同等の結果が得られた。また、鉛直4次モードにおける固有振動数は上膜256.9Hz、下膜255.3Hzと推測するが、モードの特定には至っていない。解析結果の241.3Hzとは近似した結果が得られた。

音圧加振実験の測定結果からフーリエスペクトルでピークを有する付近の周波数領域±0.5HzにおいてバンドパスフィルタをかけてRD法により減衰定数を同定した結果、上膜は128.3Hz帯で最大0.24%、256.8Hz帯で最大0.12%、下膜は127.4Hz帯で最大0.24%、255.3Hz帯で最大0.12%の減衰定数が推定された。

共振周波数の把握にスイープ加振実験の有効性を示し、空気付加質量を考慮した固有値解析によりレンズ状二重空気膜構造の振動特性が推定可能な事が分かった。

実験では鉛直方向の振動成分を十分に測定できなかったが、固有値解析を行った結果、3波モードの鉛直方向の振動成分は、1波モードと比較して変位量が大きくなる事が確認された。このことから、設計段階で共振周波数との関係を考慮する必要がある。レンズ状二重空気膜構造の設計段階において、振動特性を高精度に予測できる可能性を示し、共振を考慮した設計検討を進めることが可能となった。

謝辞

論文作成に協力頂いた横浜国立大学大学院都市イノベーション研究院河端研究室の周穎琦氏、廣瀬龍太氏に感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 建設省告示第1446号, 2000.5.31
- 2) 国土交通省告示第1045号, 2014.10.28
- 3) 国土交通省告示第666号, 2017.6.5
- 4) 国土交通省告示第977号, 2024.6.28
- 5) 中井政義, 藤井英二, 鈴木庸介: ETFEフィルムを用いた密閉型小規模空気膜に関する研究, 膜構造研究論文集2006, 日本膜構造協会, No.4, 2006
- 6) 鈴木俊男, 鈴木敏夫, 中山昌尚, 増田圭司, 棚木勇悟, 奥村等: ハイブリッド二重空気膜構造の開発 その7 実構造物での振動実験概要, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp847-848, 日本建築学会, 1997
- 7) Katsuhiko OOTAKE, Osamu HOSOZAWA: Design and damping measurement for a framework membrane structure that combines cross arches and cables, IASS 2016 Tokyo Symposium, IASS, 2016

- 8) 大竹克浩: クロスアーチ架構とケーブル併設型骨組膜構造の振動特性および減衰定数に関する測定報告, 膜構造ジャーナル2024, 日本膜構造協会, No.1, 2024
- 9) 吉野達矢, 八木孝憲, 工藤恭一: ETFEフィルム構造(クッションタイプ)の振動特性, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp795-796, 日本建築学会, 2006
- 10) 河端昌也, 角田啓輔: ボイル・シャルル則とフィルムの弾塑性を考慮した円形エアクッションの静的挙動, 日本建築学会構造系論文報告集 第784号, 日本建築学会, 2021.6
- 11) 丁乙碩, 河端昌也: ETFEフィルムを用いた張力膜構造の延伸成形に関する研究, 膜構造研究論文集2012, 日本膜構造協会, No.1, 2013
- 12) 丁乙碩, 河端昌也: ETFEフィルムの延伸効果に関する実験及び解析的検討, 膜構造研究論文集2014, 日本膜構造協会, No.2, 2015
- 13) 森山史郎, 河端昌也, 正木佳代子: ETFEフィルムの弾塑性挙動について, 膜構造研究論文集2003, 日本膜構造協会, No.4, 2003
- 14) 吉野達矢, 瀬川信哉, 小田憲史: ETFEフィルムの2軸引張特性と弾塑性応力・変形解析, 膜構造研究論文集2004, No.4, 2004
- 15) 河端昌也, 森山史郎: ETFEフィルムのひずみ速度依存性と構造挙動について, 膜構造研究論文集2004, No.5 2005
- 16) 河端昌也, 森山史郎, 會田裕昌: ETFEフィルムの粘弾性挙動について, 膜構造研究論文集2005, No.1, 2006
- 17) 河端昌也, 堀口雄矢, 有賀広志: 伸張特性の異なるETFEフィルムを用いた膜構造の構造挙動に関する考察, 膜構造ジャーナル2021, 日本膜構造協会, No.3, 2021
- 18) 陳商煜, 大森博司: 膜構造物の簡易張力測定装置の開発, 膜構造研究論文集2005, No.5, 2006
- 19) 陳商煜, 大森博司: White Noiseを用いた構造物の張力測定装置の開発, 膜構造研究論文集2006, No.8, 2007
- 20) 田村幸雄, 佐々木淳, 塚越治夫: RD法による構造物のランダム振動時の減衰評価, 日本建築学会構造系論文報告集 第454号, 日本建築学会, 1993.12
- 21) 日本建築学会: 建築物の減衰, 2000
- 22) 小河利行, 熊谷知彦, 黒川雄太, 田淵浩司, 中山昌尚, 増田圭司: 振動する膜屋根に作用する空気の付加質量, 日本建築学会構造系論文報告集 第674号, 日本建築学会, 2012.4

MEASUREMENT REPORT ON VIBRATION CHARACTERISTICS OF LENTICULAR DOUBLE PNEUMATIC MEMBRANE STRUCTURES WITH HIGH INTERNAL PRESSURE

Sound pressure vibration experiment on ETFE film

Katsuhiko OOTAKE ^{*1}

Masaya KAWABATA ^{*2}

In order to understand the vibration characteristics of the lenticular double pneumatic membrane structures, a sound pressure excitation experiment using sine wave sound from a speaker, was conducted. The test specimen was fabricated by stretch forming ETFE film. A sweep excitation experiment was conducted to determine the resonant frequency by changing the fluctuating frequency of the excitation force over time and to estimate the natural frequency. The natural frequencies in the vertical first mode obtained from the measurement results were consistent with those from the eigenvalue analysis. As a result of estimating the damping factor by the RD method, it was estimated that the damping factor was a maximum of 0.24 %. This paper reports on the experimental procedures and the results of the vibration measurements.

^{*1} Taisei corporation

^{*2} Professor, Dept. of Architecture and Urban Culture, Faculty of Urban Innovation, Yokohama National University, Dr.Eng.