

各種補強円筒殻の内・外圧下における動的挙動

康井 義明^{*1}・長谷川 慎吾^{*2}・原田 淳也^{*3}

Dynamic Behavior of Various Stiffened Cylindrical Shells under Internal and External Pressure

by

Yoshiaki YASUI^{*1}, Shingo HASEGAWA^{*2}, Junya HARADA^{*3}

(Received on Sep.28.2007, accepted on Dec.25.2007)

Abstract

Stiffened cylindrical shells are commonly used for aircraft fuselage, missile bodies, and tanks because of their strength, stiffness and good buckling characteristics, as well as their extremely light weight. There have been many reports on the theoretical and experimental investigation with relation to the free vibration characteristics of stiffened shells. The free vibration characteristics are necessary for designing structures while taking into consideration fatigue durability and safety. Some methods of the reinforcement against the natural frequencies of shells have been proposed, but there have not been enough reports on practical use. First, we extensively analyzed the natural frequency characteristics of stiffened cylindrical shells under pressure by FEM analysis. Next, we verified the reinforcement effect of some of the methods by conducting an experiment based on the analysis results, and we ensured that the clamped boundary condition was the same as that of the analysis model. As a result of the investigation, it became clear that there was a natural frequency shift to a lower frequency region and a decrease in the rigidity of shells under external pressure. However, the decrease in rigidity and frequency could be reduced effectively by using ring stiffener. Although oval-type vibration had not been considered as important as beam-type vibration until recently, we were also able to confirm that the control of oval-type vibration is effective in enhancing not only the natural frequency but also the rigidity of the shells. Moreover, the coupling behavior between the beam-type and oval-type vibration influences the vibration characteristics and rigidity of the shells, and the orthogonal stiffener allows for the control of both vibration types. Furthermore, the stringer showed that the effect of reinforcement against external pressure in orthogonally stiffened shells was good. Therefore, these results for the dynamic behavior of stiffened cylindrical shells will help contribute to the design of structures for practical use.

Keywords: Stiffened Cylindrical Shell, Internal Pressure, External Pressure, Free Vibration Characteristics, Dynamic Behavior

1. 緒言

円筒殻構造は、航空宇宙分野を始めとし、原子力プラント、大型貯水タンクなど多くの構造物に用いられており、用途・形状・材質および構造様式は多種多様である。

近年、航空機機体や液体貯蔵タンク等に用いられる円筒殻は、高効率化や経済性の追求から薄肉化の傾向にあり、剛性および座屈強度を保持、向上させるためにリング材、縦通材、あるいは両者を組み合わせ補強されている。補強円筒殻は補強の形態によって異なる振動特性を示すため、振動特性を把握する事は、共振現象による構造破壊の回避、騒音振動問題の予測・制御を行う際に非常に重要となる。

Sinha と Muk¹⁾の報告によると、補強円筒殻の数値解析については、解析手法に重点を置いた例が多く、補

強方法や本数の変化が円筒殻の振動特性に与える影響について、まとめたものは少ないとしている。そこで本研究では、これまで行ってきた研究^{2,3,4)}を基に、実用的な負荷として内・外圧を与え、補強材が自由振動特性に及ぼす影響を、広範囲に渡り有限要素法（以下FEM）による固有値解析を行い、補強円筒殻の特性を明らかにする事を目的とした。

また、FEM 解析値の整合性を検証するために、正弦波加振による掃引実験も行った。

2. 数値解析

本解析に用いた円筒殻モデルを Fig.1 に、材料特性を Table.1 に示す。補強材形状は $h \times b = 4\text{mm} \times 4\text{mm}$ の Square 型とし、円筒殻、補強材ともに、材質はアルミニウムを想定した。また、実験結果との比較を行うために、実験モデルと同様の材質でも解析を行った。解析モデルは円筒殻と補強材を一体とし、リング材は円筒長さ

* 1 工学部動力機械工学科教授
* 2 大学院工学研究科機械工学専攻修士課程
* 3 株本田技術研究所 四輪開発センター

方向に等間隔、縦通材は周方向に等間隔となるように設置した。境界条件は、両端完全固定 (CC1) とし、汎用有限要素法ソフト MSC/MARC2005 を用いた。

円筒殻モデルには四辺形シェル要素を用い、要素分割は軸方向 (x 方向) に 48 分割、周方向 (y 方向) に 72 分割し、高次モードにおいても十分にモード波形が現れるように設定した。補強材においても円筒殻と同様の要素を用い、要素分割は縦通材では円筒殻軸方向の分割数、リング材では周方向の分割数と同数で分割した。本報告では、固有振動数の最小値を基本振動数と称する。

Fig.2 は円筒殻の変形モードの例を示したものである。本報告では、軸方向モード半波数を $m=1$ 、周方向モード一波数を $n=1$ 、と定義する。

Table.1 Material Property

	Cylindrical shell and stiffener(FEM)	Cylindrical shell (Exp)	Stiffener (Exp)
Material	Aluminum	Polyester film	Acrylic
Young's modulus E (GPa)	71	5.4	1.5
Poisson's ratio ν	0.3	0.3	0.3
Density ρ (kg/m ³)	2675	1450	1180

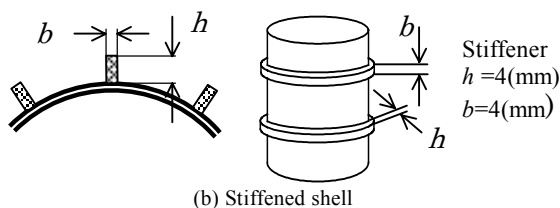
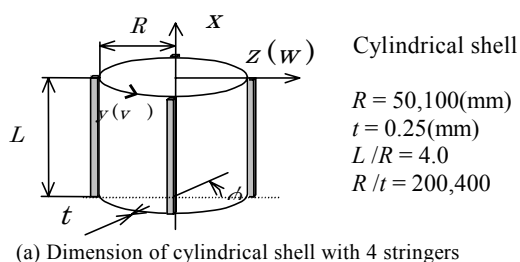


Fig.1 Geometry of Cylindrical Shell

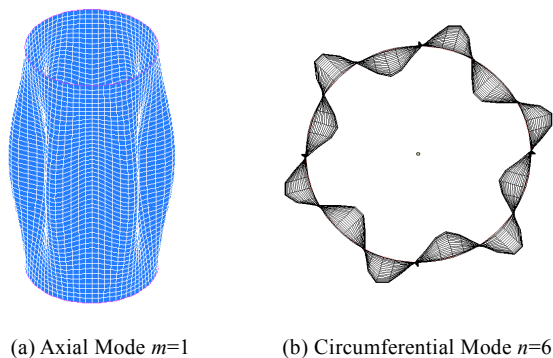


Fig.2 Modal Shape

3. 実験

振動試験は、④試験円筒殻を端板の影響を受けないよう横置きに設置し、両端は低融点金属 U-Alloy を用い、③加振機に固定し掃引試験を行った。また、内・外圧は電動式ポンプを用いて吸入・吸引した。

実験に用いた円筒殻形状(L/R)は 4.0 R/t は 200,400 とし、材料はポリエステル二軸遠心フィルムを用いて、試験片を作製した。また、補強材は縦通材・リング材にアクリル材を用い、アセトンで表面処理後に接着剤で密着加圧した。

実験方法は、有効円筒長中心に加速度ピックアップを取り付け加振し、加速度振幅の時刻歴応答を取った。そして、チャージアンプを介してコンピューターに入力し、FFT 処理後、ノイズ除去のため平均化を行い、固有振動数を求めた。

また、各円筒につき、円筒長さ中心の円周上 3ヶ所で 10 回データを取った。

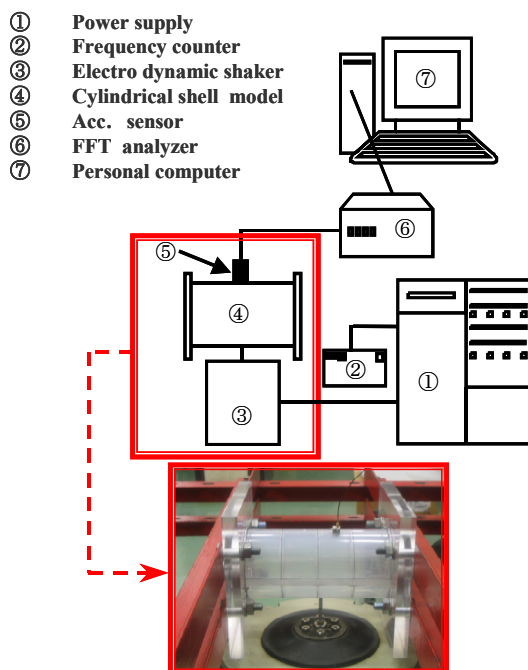


Fig.3 Experiment Apparatus

4. 結果および考察

4.1 リング材補強円筒殻

Fig.4 に内圧および外圧下におけるリング材補強円筒殻の固有振動数 F と周方向モード波数 n の関係を軸方向モード波数 $m=1$ について示した。

(a)は、リング材 3 本補強を施した補強円筒殻について、内・外圧値をそれぞれ変化させた際の振動特性である。内圧の増加に伴い固有振動数は高次側の n において上昇、外圧に関しては低下し、発散傾向を示す。これは、境界条件が CC1 の円筒殻が閉口断面である事、膜構造

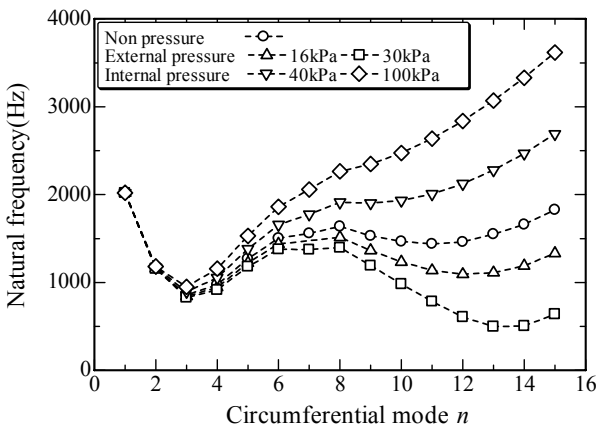
である事から、側壁に生じる引っ張り応力の影響を受け伸縮剛性が向上し、固有振動数が上昇したと考えられる。一方、外圧は内圧の場合とは逆向きに力が作用するため、円筒殻は外圧の影響を大きく受け、不安定となり固有振動数は低下したと考えられる。また、低次側において各値が収束傾向にあるのは、不安定な非軸対称振動に移行する前の、主として膜応力が支配的となる、はり用振動($n=1$)の状態であるため、外力の影響は受けにくい状態にあるためと考えられる。つまり、リング材補強円筒殻において内・外圧による影響はそれぞれ非軸対称振動へ移行後の高次側の n で表れ、低次側では表れないと言える。

次に、(b) 内圧(40kPa)、(c) 外圧(8kPa)下について、リング材本数の変化が固有振動特性に与える効果を検討した。両図において固有振動数と補強本数の関係は $n=3$ を境に傾向が異なる。 $n < 3$ で固有振動数は補強本数の増加に伴い低い値を示し、 $n > 3$ では高い値を示す傾向にある。これは、リング材本数の増加により、前者では質量増加による影響、後者では周方向モード拘束による剛性の向上が要因と考えられる。

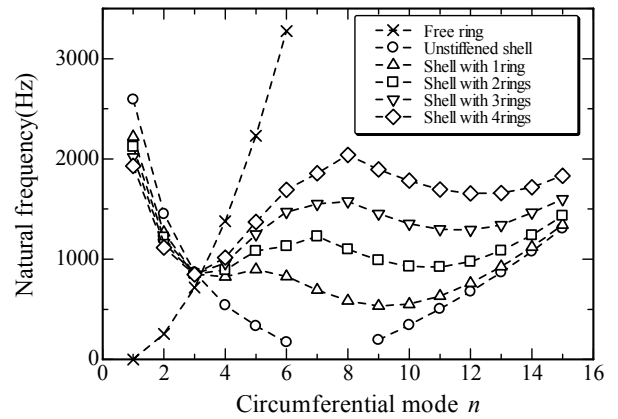
次に Fig.5 では、内・外圧値と補強本数を更に広範囲に渡り変化させ、基本振動数の推移を示した。()の数値は外圧 15kPa、無圧、内圧 1MPa における m, n を示している。

まず、内・外圧下ともに、補強本数が増えるに従い、一定の基本振動数近傍に収束すると同時に、モード波数も(1,2)と内圧下、外圧下ともに同じ値に収束する傾向が見られる。周方向波数 n に着目すると、内圧下においては、補強本数の違いによる変化は見られないが、外圧下では補強本数が3本以下で n が多く見られ、側壁振動が激しい事が分かる。同時に、 m に関しても同様の事が言え、Fig.6 に示すようにリング材が軸方向モードの節に位置する $m=2,4$ において、振動数の低下が確認できるため、その推移を把握する必要がある。

補強本数が少ない場合は、非軸対称振動、側壁振動および曲げ振動の連成振動が発生し、著しく円筒殻の剛性を低下させると考えられる。しかし、補強本数の増加に伴い確実に基本振動数の上昇が見られるため、リング材補強は外圧下においても有効であると言える。



(b) Internal pressure 40kPa



(c) External pressure 8kPa

Fig.4 Characteristics of natural frequency on ring stiffened shell

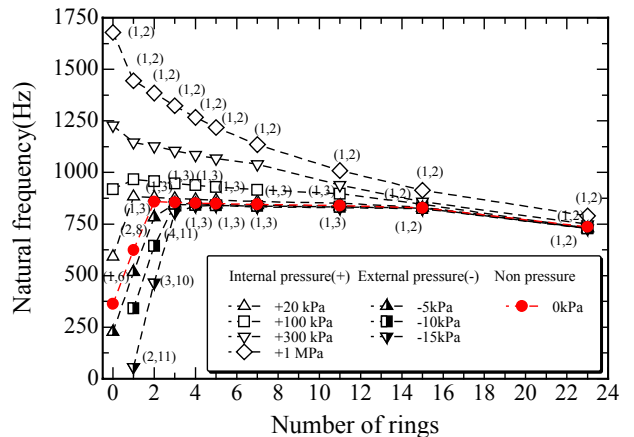


Fig.5 Distribution of fundamental frequency on ring stiffened shell ($L/R=4, R/t=400$)

(a) Shell with 3Rings

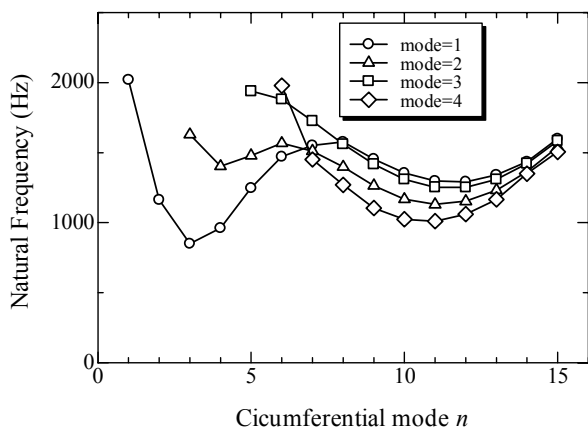


Fig. 6 Dependence on modal shape
(Shell with 3 rings under external pressure 8kPa)

また、Fig.4(c)において、無補強円筒殻の $f-n$ 曲線が連続性を持たないのは、基本振動数が0となる状態、つまり座屈を起こしているためと考えられる。そこで、Fig.7に示すように、古賀氏の式を用い数値計算を行い、FEM解析値と比較してみた。古賀氏⁵⁾は、薄肉シェル理論では慣性力と面外荷重はともに中央面に直接作用すると考えるので、これらは力学上おなじ扱いを受けるとし、一様外圧 P が作用する場合の固有振動数を次式で示している。 ω_R は Rayleigh の式より求めた固有振動数、 ξ_1 は境界条件から導かれる特性方程式の根であり、今回の条件下では $2n\xi_1 = 4.730$ となる。

$$\omega^2 = \omega_R^2 \left\{ 1 + (1-\nu^2) \xi_1^4 / \delta(n^2 - 1)^2 \right\} - qn^2(n^2 - 1)/(n^2 + 1) \quad (1)$$

$$\omega_{R^2} = \delta_r^2 (n^2 - 1)/(n^2 + 1) \quad (2)$$

$$q = (1-\nu^2)PR/Eh \quad (3)$$

さらに、式中の ω を 0 とし、座屈外圧を求めたところ 7.7kPa と FEM 解析値に近い値を示した。

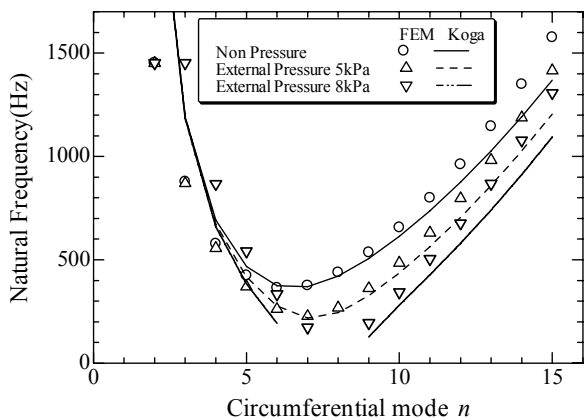


Fig.7 Comparison of FEM and Koga's theory

4.2 縦通材補強円筒殻

Fig.8 に内・外圧下における縦通材補強円筒殻(4本)の固有振動数と周方向モードの関係性を $m=1$ についてそれぞれ示す。縦通材補強円筒殻において、内・外圧がそれぞれ加わることで、固有振動数は無圧に比べ高次側の n において、内圧下は高い値、外圧下では低い値を示し、無補強円筒殻の $f-n$ 曲線近傍に分布する。しかし、無補強の $f-n$ 曲線が滑らかな線を描くのに対し、補強を施した際の挙動は一定の曲線を描かない。

これは、Fig.11に示すように、等しい固有振動数に対し (a) 対称モード (b) 非対称モードの二種類のモードが存在する事に起因する。4本補強の場合、 n が奇数の時に対称、非対称による振動数の違いは無くなり、偶数の時には対称、非対称モードの違いが顕著になっているのが見て取れる。まず、 n が奇数の場合は、2本がモードの腹に位置する一方で、残りの2本は節に位置する。そのため、対象、非対称の違いは無くなる。一方、 n が偶数の場合は、対象の場合は4本すべてがモードの腹に位置し、非対称の場合は4本すべてが節に位置する事になる。これが、周方向モード波数が、奇数、偶数時で対称、非対称の違いが顕著になる原因である。また、 $m=1$ ではリング材補強の時と比べ、無補強との大きな固有振動数の違いは見られなかった。

次に、Fig.9に縦通材補強円筒殻(4本)に外圧 8kPa を与えた際の、軸方向モード別の比較を示す。グラフより m が高次になるほど、基本振動数が上昇し、無補強円筒殻との振動特性に違いが出てくるのが分かる。 $m=1$ の時、対称モードは座屈には至らないが、無補強円筒殻より低い振動数を示している。そして、 m が高次に移行するにつれ、振動数の上昇が見られる事から、非対称と比べても対称モードの方が、軸方向モードの影響を受けると考えられる。対称モードでは、縦通材がモードの腹に位置するため、曲げ剛性の向上に寄与し、非対称モードでは節に位置することで、ねじり剛性の向上に寄与すると考えられる。しかし、 m が低次の時は、質量増加と慣性力の影響を受け、腹に位置する対称モードでは振動数は低い値を、節に位置する非対称モードでは影響を受けにくいので、高い値を示した。よって、縦通材補強は軸方向モードが高次に移行するにつれ、曲げ剛性を向上させ、補強効果が顕著に表れると言える。

Fig.10では、内・外圧と補強本数を広範囲に変化させ基本振動数の推移を示した。基本振動数は、内・外圧の値がそれぞれ増加することにより上昇・低下する傾向にあるが、縦通材本数を増加させても、その傾向に大きな変化は表れない。やはり、縦通材単体での使用では、固有振動数の多少の上下は確認できるが、周方向モード波数の影響を大きく受けると思われる。そのため、縦通材補強により側壁振動を抑制し、内圧および外圧による影響を緩和するには、かなり多くの本数が必要と考えられる。

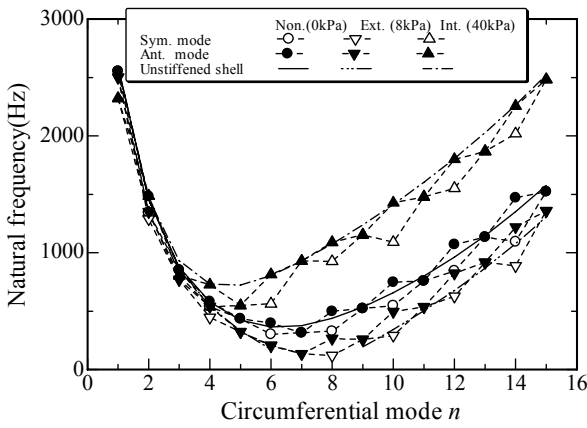


Fig.8 Characteristics of natural frequency on 4 stringer stiffened shell

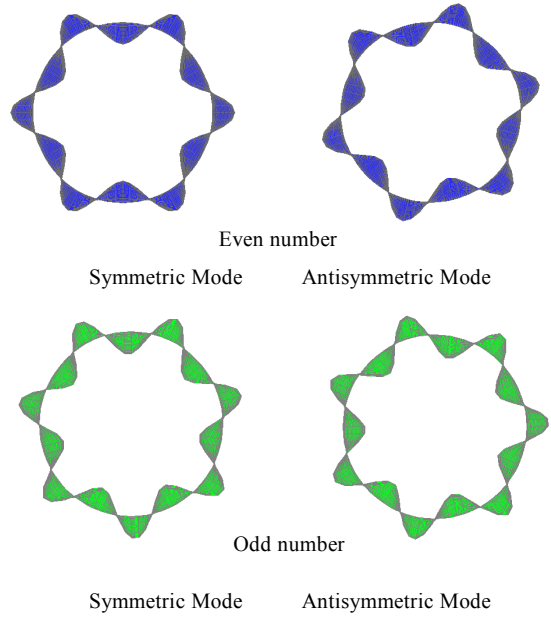


Fig.11 Modal Shape

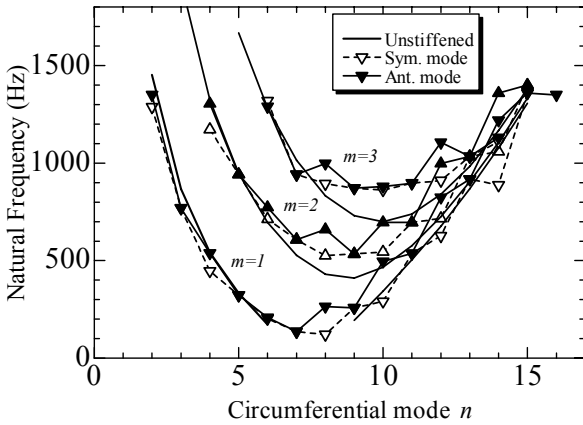


Fig.9 Dependence on modal shape (Shell with 4 stringers under external pressure 8kPa)

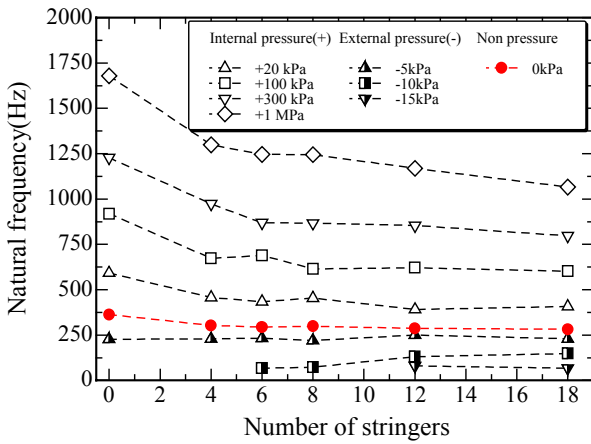
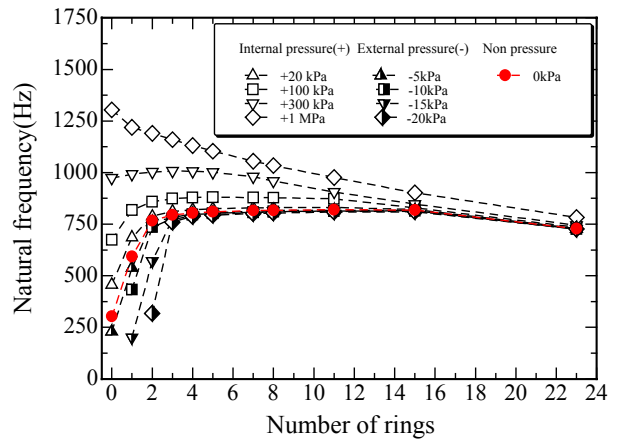


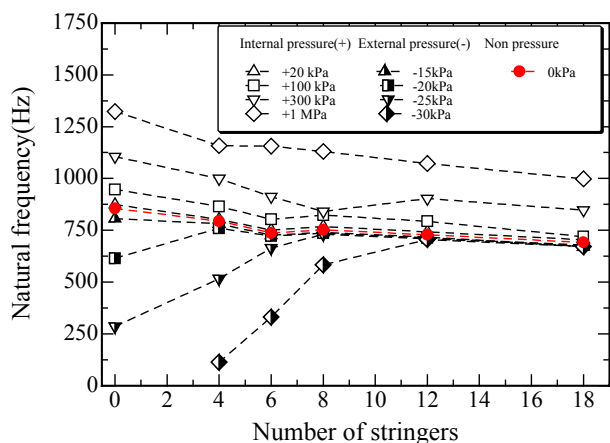
Fig.10 Distribution of fundamental frequency on stringer stiffened shell ($L/R=4$, $R/t=400$)

4.3 直交補強円筒殻

Fig.12 に内・外圧下における直交補強円筒殻の基本振動数の推移を補強方法別に示す。(a)では縦通材補強(4本)円筒殻をベースに、リング材本数を変化させ、(b)はリング材補強(3本)をベースに、縦通材本数を変化させた。各内圧下における基本振動数は、リング材および縦通材補強を単体で本数変化させた場合とほぼ同様な傾向を示すことから、内圧下においてはリング材補強による効果が強いと考えられる。また、外圧下において、リングおよび縦通材本数を変化させた場合、両補強材ともに基本振動数は収束傾向を示す。縦通材補強を単体で本数変化させても、外圧による基本振動数の減少を抑えることができなかったが、直交補強では縦通材本数を変化させることにより、基本振動数の減少を抑えることが可能となることが分かった。

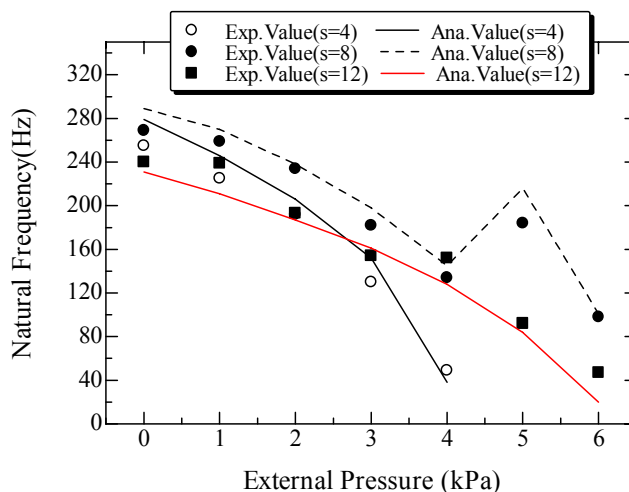


(a) Variation of ring's number under fixed 4stringer stiffened shell



(b) Variation of stringer's number under fixed 3 rings stiffened shell

Fig.12 Characteristics of Natural frequency on Orthogonally Stiffened Shell

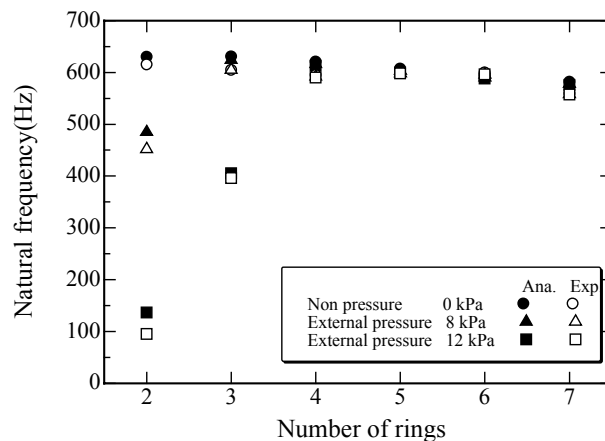


(b) Stringer stiffened shell

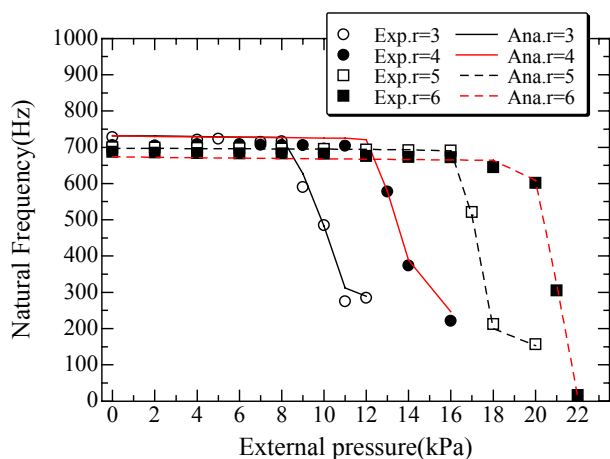
Fig.13 Experimental investigation ($L/R=4, R/t=200$)

4.4 実験的検証

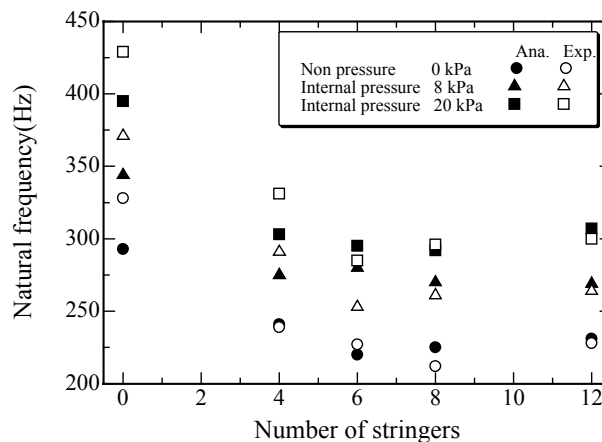
これまでの解析結果を基に、補強効果があると思われる補強方法をいくつか選び、実際に補強円筒殻を作製し、実験的に補強効果を検証してみた。Fig.13 には、円筒殻が不安定となりやすい外圧下における、座屈に至るまでの基本振動数の推移を示す。(a)はリング材補強円筒殻 (b)は縦通材補強円筒殻である。外圧下での実験にルミラー材を用いている事から、 $R/t=400$ では座屈外圧値が低く、広範囲に渡り圧力を変化させられないため、より外圧に耐える $R/t=200$ を用いた。Fig.14 (a) (b)は、リング材、縦通材補強単体で補強した際に、補強効果が得られる最小補強本数をベースに、縦通材補強円筒殻、リング材補強円筒殻を決定し、前者はリング材本数を、後者は縦通材本数をそれぞれ変化させた際の、基本振動数の分布である。実験的に検証した結果、解析を基に選択した補強方法が、狙い通りの成果を出した事から、本研究結果は、広範囲に渡り補強円筒殻の振動特性を明らかにし、実際の構造物における補強方法にも寄与できると考えられる。



(a) Variation of ring's number under fixed 4 stringer stiffened shell ($L/R=4, R/t=200$)



(a) Ring stiffened shell



(b) Variation of stringer's number under fixed 3 rings stiffened shell ($L/R=4, R/t=400$)

Fig.14 Experimental investigation (Orthogonally stiffened shell)

5. 結言

本報告では、補強方法・本数、内・外圧の種々の変化が円筒殻の固有振動特性に与える影響について検討した結果、以下の事が分かった。

1. 各種補強円筒殻の固有振動数は、非軸対称振動が主となる、周方向モード n が高次側において内・外圧の影響を受けやすく、周方向モードが低次側において、振動数は収束し、高次側では発散する傾向にある。よって、内・外圧の影響は n が高次側において顕著になる。
2. 内圧下においてリング材補強、縦通材補強ともに、 n が低次側において、補強本数が増えるに従い質量増加および慣性力の影響を受け、振動数は低下する。一方、高次側においては側壁振動を抑制し、振動数は補強本数増加にともない上昇する。また、円筒殻には膜応力が作用し、閉口断面である円筒殻の伸縮剛性を向上させ、固有振動数を上昇させる。
3. 外圧下では、著しく固有振動数が低下し、円筒殻の剛性も低下する。リング材補強は少ない本数でも効果的に側壁振動を抑制し、剛性を向上させるが、縦通材補強は周方向モードの抑制が難しく、振動特性を大きく変える事はできなかった。しかし、軸方向モード m が高次になるにつれ、縦通材補強は曲げ剛性を向上させ振動数を上昇させる事が分かった。両補強方法に共通して言える事は、モードの腹と節のどちらに位置するかによって、補強効果に差が生じる事である。
4. 直交補強円筒殻において、一定の縦通材本数、リング材本数の下、前者はリング材本数を後者は縦通材本数を変化させ検討した結果、リング材本数の増加は、内・外圧下ともに効果を発揮し、縦通材本数の増加は外圧下で効果的であり、無圧の円筒殻の振動数に収束させる。
5. これまで主に、軸方向の曲げ振動が円筒殻の剛性を低下させ、座屈を引き起こすとされてきたが、側壁振動を抑制する事で、円筒殻の剛性が向上する事を、内・外圧下でも確認できた。よって、補強を施す際には、曲げ振動と側壁振動の連成振動を抑え、各モードの発生と質量効果を考慮した上で補強しなければならない。

参考文献

- 1) G. Sinha and M.Muk: Proc Indian Natl Sci Acad Part A JST, Vol.61, No.3&4(1995), 195-219
- 2) 康井・他3名, 機論(A), 62-593(1996-1), Page 234-239
- 3) 康井・他2名, 機械学会関東支部, 第七期総会論文集(2001-3-16,17 小金井市), Page387-388
- 4) 康井,中岫,細見,東海大学紀要工学部,42-2(2002),39-44

- 5) 古賀, 機論(A),Vol.53-492(1987),pp1447-1452
- 6) W.Schnell, and F.Heinrichsbauer: TT F-8856, April 1964, NASA
- 7) D.C.GEaton, Prof.D.J.Johns: Engineering science Data Item Number 80040
- 8) D.M.Egle, J.L.Sewall: AIAAJOURNAL, Vol.6,No.5 (1968-3), Page 518-525
- 9) 八巻, 速研報告, 第26巻, 第268号(1970)
- 10) 八巻, 速研報告, 第50巻, 第431号(1983)
- 11) 永井, 八巻, 機論(C), 53-491(1987-7), Page1309-1316
- 12) Joseph Stanley and Ganesan: Com&StrVol.65-1 (1997) pp33-45
- 13) 前川・他2名, INSS JOURNAL13(2006),第3報
- 14) 日本機械学会編:“シェルの振動と座屈のハンドブック”, 技報堂出版(2003)