

膜面のしわ波発生を考慮した振動解析

藤井 淳一*

梗概

膜構造は荷重による変形が比較的大きいため、解析に幾何学的非線形解析が要求されることに加え、大振幅振動時には膜材料が圧縮力を負担しないため膜面のしわ波発生を考慮した解析が必要となるなど、その動的挙動を正確に把握することは困難である。本論文では、膜構造のこれらの特性を考慮したシミュレーションによる非線形振動解析を行うことにより、サスペンション膜構造の基礎的振動特性、及び膜面のしわ波発生が振動性状に与える影響についての把握を試みる。

1. はじめに

膜構造は、大空間構造物における架構法として極めて有効、かつ経済的な構造法であるが、逆にその軽量性及び剛性の低さのため他の構造ではあまり問題とはならない耐風問題、それに伴う振動問題の考慮が必要となる。膜構造は、荷重による変形が比較的大きいため、解析に幾何学的非線形解析が要求されることに加え、膜材料が圧縮力を負担しないため起こる膜面の局部座屈現象であるしわ波の発生を考慮した解析が必要となるなど、その動的挙動を正確に把握することは困難である。しかし、コンピュータの進歩により数値計算の容易になった今日、構造物としての工学的信頼性を高めるためにも非線形理論に基づく解析が動的解析においても必要であり、また大規模構造物になるほどその振動特性を十分に把握することが重要となる。

本研究では、膜材料を構造主体として用い、基本形態を吊り構造として、膜面に初期張力を導入することにより構造の安定をはかるサスペンション膜構造、特にその雛形としてHP型サスペンション膜構造を取り

上げ、前述のような膜構造としての特性を考慮したシミュレーションによる非線形振動解析を行う。これにより、サスペンション膜構造の基礎的振動特性、及び膜面のしわ波発生が振動性状に与える影響について把握することをその目的とする。

2. 解析方法

本研究では、サスペンション膜構造における減衰力及び加振力の作用しない自由振動の解析を、三角形要素有限要素法に基づく数値解析により行う。

多自由度系の非減衰自由振動の運動方程式は、マトリックスを用いると

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (1)$$

[M]: 質量マトリックス

[K]: 剛性マトリックス

{ \ddot{u} }: 加速度ベクトル

{u}: 変位ベクトル

という2階の微分方程式となる。この式の第1項は加

*1 北陸電力(株)

速度に抵抗して働く慣性力、第2項は変位に抵抗して働く復元力を表している。

振動解析を行う場合には、式(1)のような微分方程式を解くことになるが、本研究では振動解析法として、固有振動の重ね合わせにより動的応答を求めるモード解析(線形解析)、微小時間ごとに系の運動を線形理論に基づき近似的に計算するシミュレーション線形解析、及び幾何学的非線形理論に基づいたシミュレーション非線形解析の3種類の解析を行う。

また、モード解析を行うために必要となる固有値解析には一般化ヤコビ法を用い、シミュレーション解析にはニューマークの β 法を用いる。

ニューマークの β 法とは、微分方程式を数値的に解くために考案された公式の一つである線形加速度法を一般化したもので、次のような近似式を用いて動的応答計算を行う解析法である。

$$u(t+\Delta t) = u(t) + \Delta t \dot{u}(t) + \{(\Delta t)^2/2\} \ddot{u}(t) + \beta (\Delta t)^2 \{\ddot{u}(t+\Delta t) - \ddot{u}(t)\} \quad (2)$$

$$\dot{u}(t+\Delta t) = \dot{u}(t) + \Delta t \{\ddot{u}(t) + \ddot{u}(t+\Delta t)\}/2 \quad (3)$$

ここに、 Δt はシミュレーションを行うときの時間間隔を示し、 β は公式の性質を調節するためのパラメータである。本研究では、 $\beta = 1/6$ に固定して用いる。このとき、微小時間 Δt の間の加速度は、線形に変化するものと仮定したことになる。

質量マトリックスの作成には、各要素における膜材料の分布質量を、その要素に属する節点に等分に振り分けた集中質量に換算するランプト・マス法を用いる。なお、本研究では工学単位を使用するため、質量(kg)には重量(kgf)を重力加速度 $g(9.8\text{m/s}^2)$ で除した値を用いる。

剛性マトリックスは、線形解析であるモード解析及びシミュレーション線形解析においては、静的な線形微小変位解析における弾性剛性マトリックスと幾何剛性マトリックスを足し合わせて作成する。また、シミュレーション非線形解析においては、膜構造の幾何学的非線形性を考慮して剛性マトリックスを作成する。線形微小変位解析における弾性剛性マトリックスは、変位に関する項を含まないので、初期つり合い形状においてその剛性マトリックスを作れば、シミュレーション解析においてもマトリックスを作り替える必要はないが、幾何学的非線形性を考慮した場合には、弾性剛性マトリックスが変位に関する項を含むことになる

ので、シミュレーション解析の微小時間ごとにマトリックスを作り替えることとなる。

また、膜材料は実用的な意味で圧縮、曲げには抵抗し得ない材料と考えられるため、解析上圧縮が生じたとしても実際にはその部分はしわとなる。これは局所的な座屈現象でリンクリング問題といわれるが、膜構造の解析では静的・動的解析ともこのしわの考慮が重要な課題となる。本研究では、シミュレーション非線形解析において、その微小時間間隔ごとにすべての要素についてリンクリングのチェックを行いながら剛性マトリックスを作り替えることにより、膜面のしわ波発生に対処する。この方法により、振動中に一度リンクリングの発生した要素が、形態の変化により再度張力状態に戻った場合への対応も可能となる。

このような操作を任意の希望する時刻まで逐次続けていくことにより、膜面のしわ波発生を考慮した非線形振動解析となる。

なお、本研究においては、膜材料及びケーブル材料は張力が生じている間は常に弾性範囲で、応力とひずみは線形関係にあるものと仮定して数値解析を行う。

3. 平面膜の横振動

一般の膜面についてその振動の解を理論的に求めることは不可能であるが、初期張力の与えられた平面膜の場合には、理論解を求めることができる。ゆえに、本研究ではまず最初に、平面矩形膜について三角形要素有限要素法による非線形振動解析を行い、その数値解析解と理論解とを比較し、非線形振動解析の有効性についての検討を行う。

ただし、この理論は線形理論であり、次のような仮定に基づいている。すなわち、膜は十分に曲がりやすく、かつ曲げによる反発力をもたず、材質も厚さも一様な無限に薄い板であるとし、すべての方向に一樣な張力で引っ張られていて、振動中の微小なひずみによって張力は変化しないものとする。

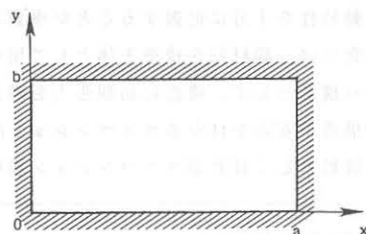


図1 4辺固定の平面矩形膜

このとき、4辺固定の平面矩形膜において、外力の働かない自由振動時の膜面変位の理論解は次のような式で示される。

$$Z = (\alpha_m \cos \omega_{mn} t + \beta_m \sin \omega_{mn} t) \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b}$$

ただし $\omega_{mn} = \pi \sqrt{T_0 \left[\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right] / \rho}$ (4)

ω : 角振動数 (rad/sec.)

T_0 : 初期張力

ρ : 質量密度

a, b : 矩形膜の x, y 方向幅

m, n : (m, n) モードの固有振動

α, β : 初期条件より決定する積分定数

この理論解と本研究の三角形要素有限要素法による非線形振動解析解との比較を行うため、有限要素分割した平面膜の各節点に、次式のように示される初速度を与え、(1,1)モードの振動を発生させる。

$$\dot{u} = V_0 \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b}$$
 (5)

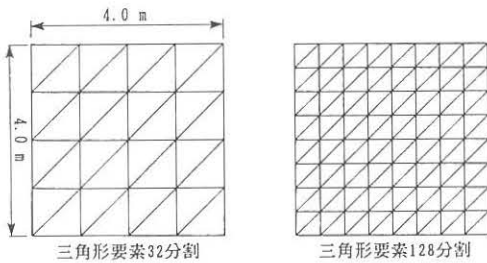


図2 平面膜の三角形要素分割

また、比較を行うための解析モデルは、図2のような4辺固定の初期張力の与えられた正方形平面膜で、平衡状態の膜面に沿って x, y 平面をとる。なお、解析モデルの材料定数等は以下のように定める。

- 膜重量 : 9.8 kgf/m²
- 初期張力 : 1.0 kg/m
- x方向引張剛性 : 1.0 kg/m
- y方向引張剛性 : 1.0 kg/m
- x方向ポアソン比 : 0.0
- y方向ポアソン比 : 0.0
- せん断剛性 : 0.0 kg/m

線形理論解と数値解析解との比較結果は、以下のようになる。

初速度 V_0 (n/sec.)	線形理論解	三角形要素 32分割	三角形要素 128分割	7ノットリネア 要素*
1.0×10^{-4}		5.80	5.69	5.761
1.0×10^{-4}		5.80	5.69	5.763
1.0×10^{-3}		5.80	5.69	5.763
1.0×10^{-2}		5.80	5.69	5.763
1.0×10^{-1}	5.656	5.79	5.68	5.744
1.0		5.20	5.07	4.782
2.0		4.34	4.21	3.834
3.0		3.77	3.64	3.316
4.0		3.36	3.25	3.046

*文献(1)より抜粋

表1 各初速度における周期(sec.)

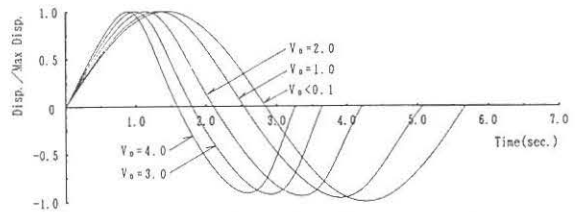


図3 膜面中心点の一般化変位(128分割)

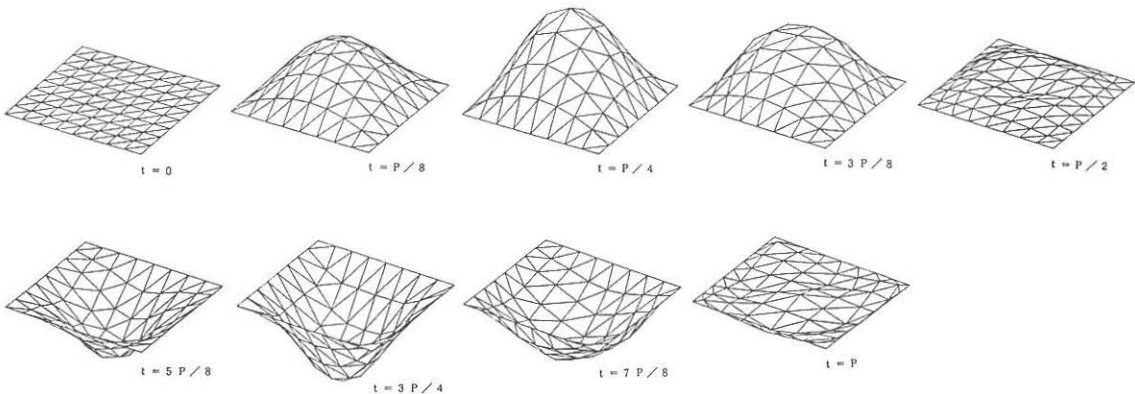


図4 平面膜の振動形態 ($V_0 = 4.0$ m/sec.) P: 周期

初速度 V_0 (m/sec.)	線形理論解	三角形要素 32分割	三角形要素 128分割	717n ² 要素 [*]
1.0×10^{-5}	1.4595×10^{-8}	9.2782×10^{-9}	9.1006×10^{-8}	9.6484×10^{-8}
1.0×10^{-4}	1.4595×10^{-4}	9.2782×10^{-5}	9.1006×10^{-5}	9.6408×10^{-5}
1.0×10^{-3}	1.4595×10^{-3}	9.2782×10^{-4}	9.1006×10^{-4}	9.6408×10^{-4}
1.0×10^{-2}	1.4595×10^{-2}	9.2531×10^{-3}	9.0740×10^{-3}	9.6406×10^{-3}
1.0×10^{-1}	1.4595×10^{-1}	9.2338×10^{-2}	9.0568×10^{-2}	9.6940×10^{-2}
1.0	1.4595	8.8166×10^{-1}	8.6808×10^{-1}	8.2827×10^{-1}
2.0	2.9191	1.6079	1.5953	1.4084
3.0	4.3786	2.1970	2.1961	1.8717
4.0	5.8382	2.6939	2.7090	2.2703

*文献(1)より抜粋

表2 各初速度における最大変位・振幅(m)

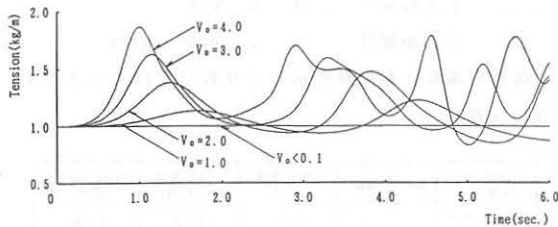


図5 膜面中心点付近の張力変動(128分割)

解析結果より本モデルでは初速度 $V_0 = 1.0$ (m/sec.) から非線形性が強く現れてくる。それ以下の微小振動と考えられる範囲では、周期、振動数、及び振幅とも理論解と数値解析解とはよく一致する。すなわち、微小振動時には線形理論が適用できるといえる。しかしいったん非線形性が現れ始めるとその変化は急激であり、線形理論とはかけ離れた結果となる。これは線形理論に基づいた数値解析であるモード解析、及びシミュレーション線形解析においても同様のことが予想できるため、大振幅振動時には非線形振動解析が必要であると考えられる。

また、本解析では解析モデルを文献(1)と同様なモデルに設定し、文献(1)の数値解析解との比較も行った。文献(1)では、有限要素として12節点の四辺形アイソパラメトリック要素(3次要素)を用い、シミュレーション解析として、中心差分法を用いている。

解析結果は、周期及び振動数に関しては非常に近い値となったが、最大変位・振幅に関しては多少違いが現れた。また全般的に、三角形要素よりもアイソパラメトリック要素の方が非線形性が強く現れる傾向となっている。

以上の解析結果は、採用している有限要素に限ってみれば、自由節点数が同数の場合、アイソパラメトリック要素の方が膜面の形状をよりよく近似できることから、三角形要素よりも実状に近い高級な方法といえるが、シミュレーション解析法に限れば陽解法である

中心差分法よりも、本研究で採用している陰解法であるニューマークの β 法の方が高級な解析法といえる。したがって、非線形性が強く現れる大振幅振動時には、どちらの数値解析解が実際のよりよい近似であるかは、この解析結果だけからでは判断できない。しかし、振動数・周期・振幅ともその傾向は非常によく似たものとなるので、非線形振動解析としての有効性は共に確認できる。

以上のように、平面矩形膜の振動解析結果より、本研究で採用している、三角形要素有限要素法によるシミュレーション非線形振動解析の検証及び有効性が確認できた。

4. HP型サスペンション膜構造の振動特性

一般的なサスペンション膜構造の錐形として、吊り方向と押え方向の2方向に相反する曲率をもつHP型サスペンション膜構造を取り上げ、その非減衰自由振動の解析をモード解析、シミュレーション線形解析、シミュレーション非線形解析により行う。この数値解析により、サスペンション膜構造の基礎的振動特性の把握を試みる。

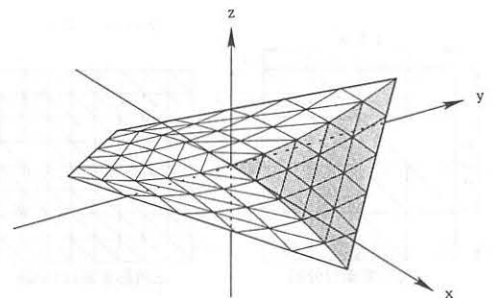


図6 HP型サスペンション膜構造

解析モデルは、図6のように3次元空間内に存在する境界部固定のHP型サスペンション膜構造を考え、振動解析は、曲面の対称性を利用して、全曲面の1/4部分についてのみ行う。また、解析モデルは、サスペンション膜構造としての種々の設計条件を考慮して、サグ・ライズ比及び初期張力の違いにより9タイプのモデルを設定する。なお、膜材料は等方性材料とし、その材料定数等は以下のように定める。

引張剛性	: 40000.0	kg/m
ポアソン比	: 0.25	
せん断剛性	: 16000.0	kg/m
膜重量	: 2.0	kgf/m ²

解析モデル	サグ・ライズ比	初期張力(kg/m)
Type-A	1/20	100.0
Type-B	1/20	500.0
Type-C	1/20	1000.0
Type-D	2/20	100.0
Type-E	2/20	500.0
Type-F	2/20	1000.0
Type-G	3/20	100.0
Type-H	3/20	500.0
Type-I	3/20	1000.0

表3 解析モデルタイプ表

以上の各解析モデルにおいて、初期条件として初期変位を与えることにより、膜面に振動を発生させる。初期変位は、HP型サスペンション膜構造の曲面中心点を上方に強制変位させることとし、その他の節点の初期変位量は幾何学的非線形性を考慮した静的解析(応力・変形解析)により求める。

4.1 形態条件の違いによる振動性状

サスペンション膜構造としての形態条件(初期変位量、サグ・ライズ、初期張力、膜重量、スパン、境界条件)の違いによる振動性状への影響について、以下のことが把握できた。

なお、以下に示す変位時刻歴グラフは、HP型サスペンション膜構造の曲面中心点のz方向変位動を示し、張力変動グラフは、曲面中心部膜要素の張力の変動を示す。

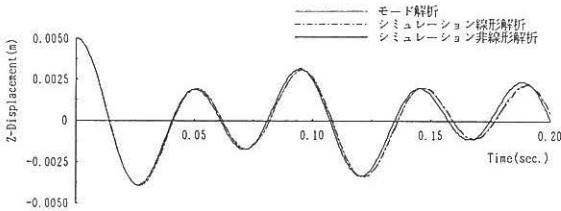


図7 Type-D 初期変位：スパン比 1/1000

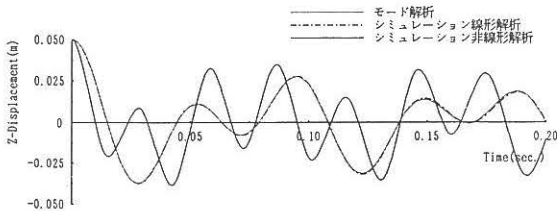


図8 Type-D 初期変位：スパン比 1/100

HP型サスペンション膜構造では、曲面中心点の初期変位量が大きいほど、非線形性が強く現れる。特に本解析モデルでは、初期変位量がスパン比1/100程度で

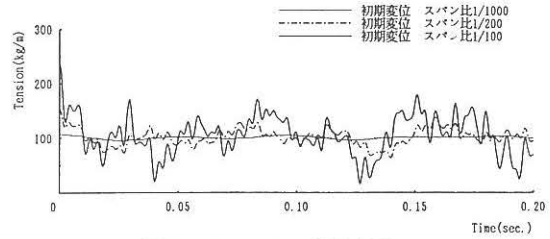


図9 Type-D 張力変動

線形解析(モード解析・シミュレーション線形解析)と非線形解析(シミュレーション非線形解析)の波形の違いが大きくなる。すなわち、本解析モデルのようなサスペンション膜構造では、線形解析の適用可能範囲(微小振動と考えられる範囲)が非常に小さいといえる。また、初期変位量が大きいほど振動数は増加し、振幅は大きくなる。

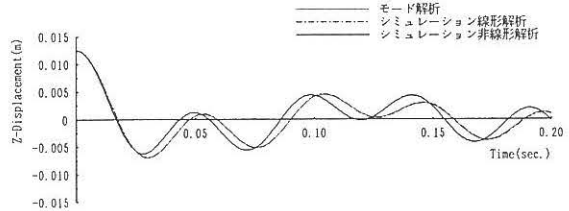


図10 Type-A 初期変位：スパン比 1/400

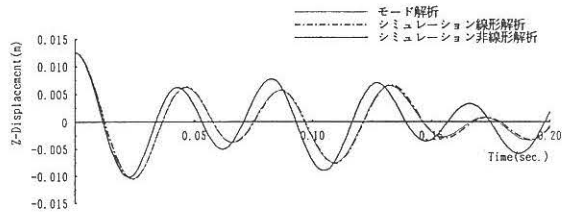


図11 Type-G 初期変位：スパン比 1/400

HP型サスペンション膜構造では、サグ・ライズが大きいほど非線形性が強く現れる。また、サグ・ライズが大きくなるほど振動数は増加し、振幅は大きくなる。膜張力は、サグ・ライズが大きいほどその変動が激しくなる。すなわち、張力変動が激しいほど復元力の変化も大きくなるため、非線形性が強く現れるといえる。

初期張力の影響については、その値が小さいほど変位動の非線形性が強く現れる。すなわち、初期変位量及びサグ・ライズが同じ場合、初期張力が十分に大きいときには線形解析と非線形解析の違いは小さく、初期張力が小さいほどその違いが大きくなる。これは初

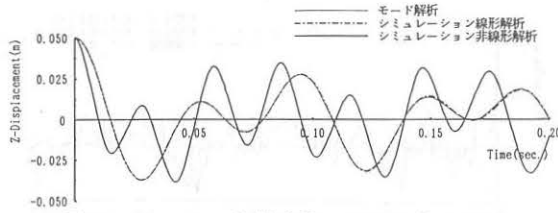


図12 Type-D 初期変位：スパン比 1/100

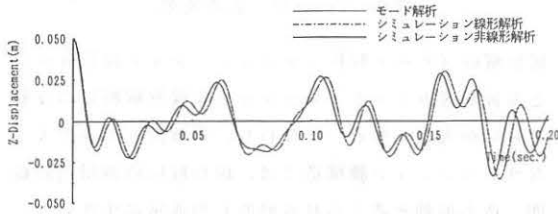


図13 Type-F 初期変位：スパン比 1/100

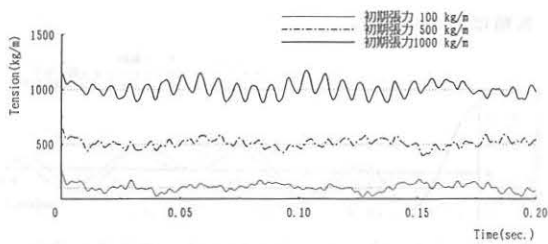


図14 Type-D, E, F 張力変動

期張力が十分に大きい場合には、節点の変位動による膜要素の張力変動が、初期張力に比べて相対的に小さな値となるため、線形解析との違いが小さくなるものと考えられる。逆に初期張力が小さい場合には、膜要素の張力変動が、初期張力に比べ相対的に大きな値となるため、非線形性が強く現れるものと考えられる。

また、初期張力が大きいほど、振動数は高く、振幅は小さくなる傾向にある。すなわち、初期張力が大きいほど、振幅の小さな振動数の高い振動となり、初期張力が小さいほど、振幅の大きな振動数の低い振動となる。

膜重量が軽いほど振動数は増加するが、振幅にはほとんど影響しない。また、振動波形や張力変動波形そのものは、膜重量の違いにほとんど関係なく非常によく似た形となり、周期の違いのみが現れる。

H P型サスペンション膜構造では、そのスパンが大きいほど振動数は減少する。また、張力変動はスパンが大きいほど、節点の変位動による膜要素のひずみが相対的に小さなものとなるので、その変化は小さい。

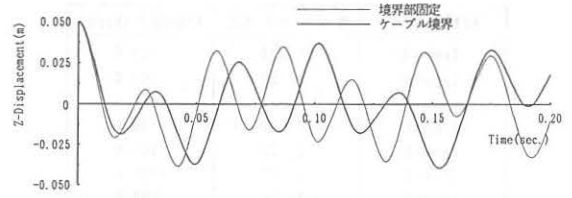


図15 Type-D 初期変位：スパン比 1/100

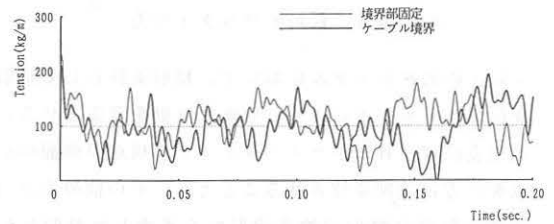


図16 Type-D 張力変動

H P型サスペンション膜構造において、その境界条件がケーブルの場合には、境界部固定の場合に比べ、構造全体としての剛性が低くなるので、振動数は減少し、膜面のしわ波が発生しやすくなる。また、微小振動時には、境界条件の違いは振動波形にほとんど影響を与えないが、振幅が大きな振動になるほどその影響が強く現れる。

4.2 膜面のしわ波発生を考慮した振動性状

H P型サスペンション膜構造の大振幅振動時において、膜面のしわ波（しわ状局部座屈）発生を考慮した非線形振動解析を行うことにより、以下のことが把握できた。

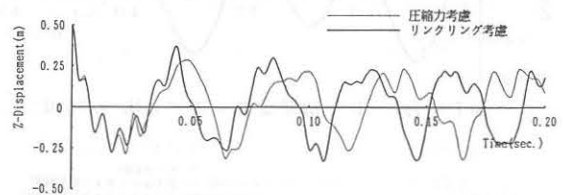


図17 Type-D 初期変位：スパン比 1/10

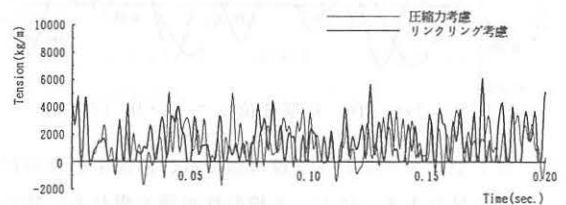


図18 Type-D 張力変動

膜面のしわ波発生を考慮した非線形振動解析を行うと、しわ波発生を考慮せず膜要素における圧縮応力発生を許容した場合に比較して、形態条件に関係なく、振動数は増加傾向となる。なお、振幅にはほとんど違いは現れない。

大振幅振動時には、初期張力が小さいほど膜面のしわ波が発生しやすく、しわ波発生を考慮した場合としない場合の波形の違いが大きくなる。また、サグ・ライズが大きいほど振動波形が不安定な形となり、しわ波発生考慮の有無による波形の違いが大きくなる。このように波形の違いが大きく現れるのは、初期張力が小さく、サグ・ライズが大きいという条件が、膜面のしわ波の発生しやすい条件であるからと考えられる。

基本的には、微小振動時の形態条件の違いによる振動性状への影響は、大振幅振動の場合にも同様に現れる。すなわち、初期張力が大きくなるほど振動数が高くなり、サグ・ライズが大きくなるほど振動数が高くなるなどの形態条件の影響が大振幅振動時にも同様に現れる。

また張力変動は、初期変位量がスパン比1/10程度の大振幅振動では、その変動が非常に激しくなる。その中でも特に、初期張力が大きく、サグ・ライズが大きいほど張力変動は激しくなる。

4.3 膜材料異方性の影響

H.P型サスペンション膜構造における膜材料異方性が、その振動性状に与える影響について以下のことが把握できた。ただし本研究では、膜材料の縦糸方向をHP曲面の吊り方向とした場合と押え方向とした場合の比較を行った。また、各材料定数は以下のように定める。

縦糸方向引張剛性	: 40000.0 kg/m
横糸方向引張剛性	: 20000.0 kg/m
縦糸方向ポアソン比	: 0.30
横糸方向ポアソン比	: 0.15
せん断剛性	: 1000.0 kg/m

なお、縦糸方向の違いは、

異方性1：膜材料の縦糸方向がHP曲面の吊り方向
 異方性2：膜材料の横糸方向がHP曲面の押え方向
 のように示す。

膜材料を等方性材料として解析を行った場合には、曲率方向による変位動及び張力変動への影響はほとん

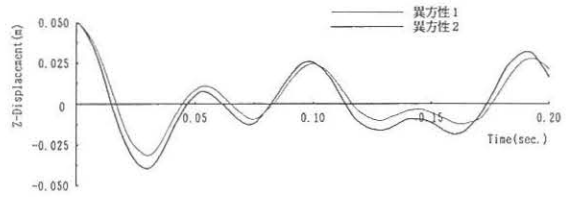


図19 Type-D 初期変位：スパン比 1/100

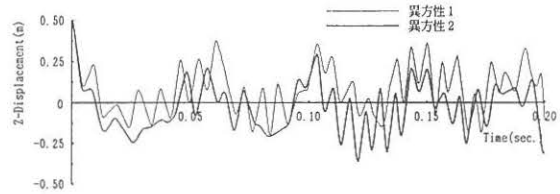


図20 Type-D 初期変位：スパン比 1/10

ど現れないが、膜材料の異方性を考慮した場合には、振動波形、張力変動とも引張剛性の大きな値の方向の影響を強く受ける。すなわち、吊り方向の引張剛性が大きい場合には、初期つり合い形状である平衡点よりも上側で振動を繰り返すが、押え方向の剛性が大きい場合には、平衡点よりも下側で振動を繰り返す。ただし、微小振動の場合には膜材料異方性の方向による影響はほとんど現れない。

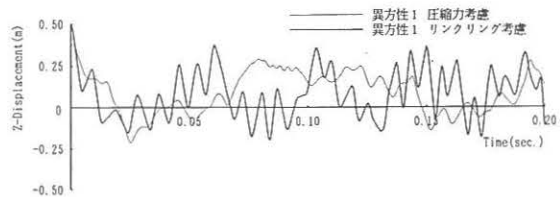


図21 Type-D 初期変位：スパン比 1/10

また、膜材料の材料異方性を考慮した場合には、膜材料を等方性材料とした場合に比べ、振動波形が複雑となり、膜面のしわ波発生を考慮するかしないかにより、波形の違いが大きくなる。膜材料を等方性材料とした場合には、しわ波発生を考慮せず圧縮応力発生を許容した解析を行い、その結果からしわ波発生時の振動性状を類推することはある程度可能であるが、材料異方性の場合には不可能であると考えられる。すなわち、膜材料の異方性を考える場合、大振幅振動時には膜面のしわ波発生を考慮した解析が必要であるといえる。

5. シミュレーションによる振動の視覚化

シミュレーション解析では、微小時間ごとにすべての節点の変位を同時に計算していくことになるので、数値解析結果をもとに膜面の振動形態を視覚的にとらえることが可能となる。特に、膜面のしわ波発生状況を把握する場合には、振動の視覚化が有効な手段となる。

図22は、ケーブル境界HP型サスペンション膜構造における非減衰自由振動の振動形態を0.02(sec.)ごとにプロットアウトさせ、しわ波発生要素を表示したものである。

この図22より、大振幅振動時の膜面のしわの発生状況がよくわかる。膜面のしわ波は、本解析モデルのようなHP曲面の大振幅振動時には、吊り方向、押え方向などにほとんど関係なく大領域で発生している。これは、本解析では非減衰自由振動を考えているため、特に膜面のしわ波発生状況が複雑になっているともいえる。

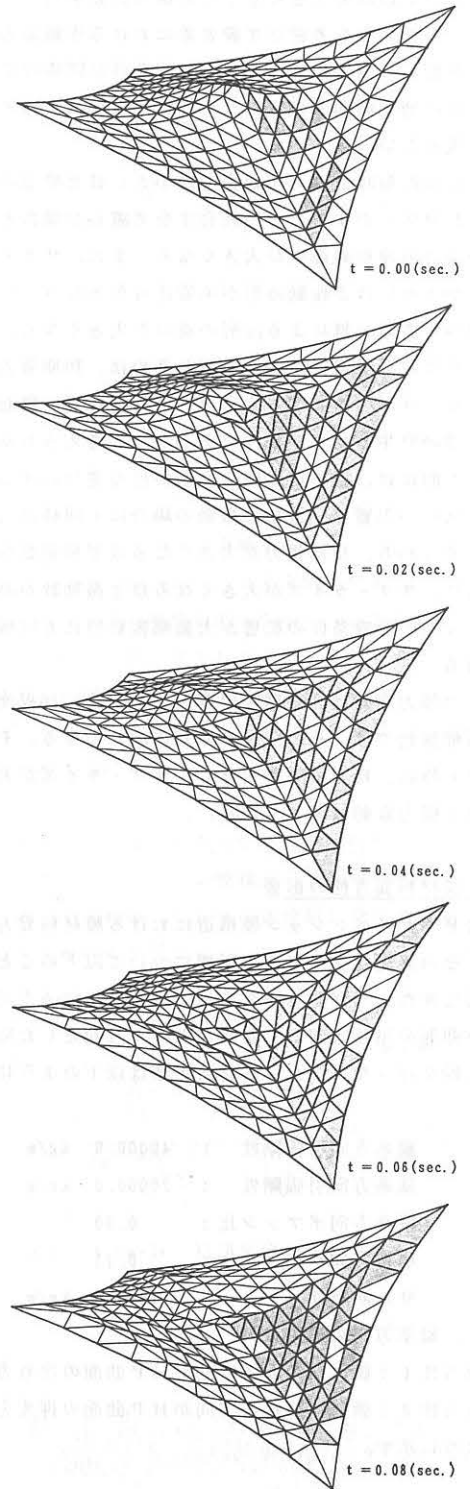
6. まとめ

本研究では、サスペンション膜構造、特にその錐形としてHP型サスペンション膜構造の振動解析を行うことにより、前述のような基礎的振動特性を把握することができた。

また、本研究を通して最も重要であると考えられる点は、膜構造の動的解析における非線形振動解析、及び膜面のしわ波発生を考慮した解析の必要性である。線形解析であるモード解析は、固有振動数や固有モードが求まるので振動性状の一般的な見通しが非常によく、計算時間が短いため手軽に実施できる。しかしながら本研究の数値解析結果からは、膜構造においては微小振動と考えられる範囲、すなわち線形解析の適用可能範囲が非常に小さい、という結果を得た。このため、膜構造が変形の比較的大きな構造物であることを考え合わせると、サスペンション膜構造の動的挙動を正確に把握するためには、非線形振動解析が必要であると考えられる。

特に、膜材料の異方性を考慮した場合には、膜面のしわ波発生を考慮するかしないかにより、振動波形の違いが大きくなることから、膜構造の動的解析においては、膜面のしわ波発生を考慮した非線形振動解析が必要であると考えられる。

また、サスペンション膜構造の振動解析における今



■：リンクリング発生要素 1/4曲面のみ表示
図22 振動形態（変位は1.5倍に拡大）

後の課題及び問題点としては、

- ① シミュレーション非線形振動解析の計算時間。
- ② しわ波発生要素の応力再評価の問題。
- ③ 三角形要素の分割数及び採用有限要素の種類、
などが考えられる。

以上、本研究ではサスペンション膜構造の雛形として、HP型サスペンション膜構造の基礎的振動特性の把握を試みたが、本研究の設定モデルによる解析結果が実際のサスペンション膜構造の振動特性のすべてを表しているとは考えられない。また、把握した振動特性が、この設定モデル特有の特性だけであり、実構造物には現れない現象である可能性もある。しかし、サスペンション膜構造はその膜面がどのような複雑な曲面形状であろうとも、局所的には必ず2方向に相反する曲率をもつ曲面であり、その相反する曲率方向に張力が導入されることにより安定した構造となる。このため、吊り方向と押え方向の2方向に相反する曲率をもつ、最も基本的な曲面形態であるHP型サスペンション膜構造の振動性状を詳細に調べることによって、サスペンション膜構造全般における振動性状の一部分を把握することができたと考える。

[参考文献]

- 1) S. E. Benzley / S. W. Key "Dynamic Response of Membranes with Finite Elements" ASCE Journal of the Engineering Mechanics Div. EM3, 1976
- 2) O. C. Zienkiewicz 著 吉識雅夫 山田嘉昭 監訳 「基礎工学におけるマトリックス有限要素法」 培風館 1975
- 3) 三本木茂夫 吉村信敏 「有限要素法による構造解析プログラム」 培風館 1970
- 4) 戸川隼人 「有限要素法による振動解析」 サイエンス社 1975
- 5) 大崎順彦 「振動理論」 建築構造学大系24 彰国社 1980
- 6) 徳岡辰雄 「工学基礎振動論」 サイエンス社 1984
- 7) 石井一夫 「膜構造の応力・変形解析概説」 膜構造研究論文集' 90 (社)日本膜構造協会 1990
- 8) 佐々木直也 「部材のたるみを考慮した膜構造の動的応答」 膜構造研究論文集' 89 (社)日本膜構造協会 1989

DYNAMIC ANALYSIS OF MEMBRANE STRUCTURES
IN CONSIDERATION OF WRINKLING

Junichi FUJII *1
Kazuo ISHII *2

SYNOPSIS

Membrane structures have many special problems from their special structural characteristics. One problem is that geometrical nonlinearity should be considered in the static and dynamic analysis because large deformation is generated from their flexible characteristics. The other problem is that wrinkling occurs occasionally because membrane elements can not transmit compressive forces. In this paper, the nonlinear dynamic analysis of suspension membrane structures is conducted in consideration of these two problems. The Newmark's β method is applied for the time integration. As a results, the basic characteristics of the vibration and the effects of the wrinkling phenomena on the vibration have been grasped.

*1 Hokuriku Electric Power Company

*2 Dr.-eng., Prof. of Yokohama National University