

次世代展開アンテナ構造の解析手法の研究 Buckling Mode Injection Algorithm and its Implementation for An Ultra-light Large Deployable Antenna

総合技術研究本部 システム評価技術グループ 西元 美希, 武市 昇, 下田 孝幸
宇宙利用推進本部 WINDS プロジェクトチーム 小澤 悟
宇宙利用推進本部 ETS-VIII プロジェクトチーム 新館 恭嗣
Miki Nishimoto, Noboru Takeichi, Takayuki Shimoda, Space Systems Evaluation Engineering Group
Satoru Ozawa, WINDS Project Team
Kyoji Shintate, ETS-VIII Project Team

Abstract

A method of a structural design has been presented to realize an ultra lightweight deployable antenna structure for next generation communication satellites. To materialize this method in actual designing, it is necessary to identify the structure's buckling mode correctly in advance, and a flexible multibody analysis program is required. A buckling mode injection algorithm has been presented for the buckling mode identification in a previous study. We have added this algorithm to SPADE, which is a program to analyze flexible multibody systems, and has been developed for analyzing deployable structures. This enables a correct identification of the buckling mode of an arbitrary flexible multibody structure, which ensures the designing of an ultra lightweight deployable antenna structure.

1. はじめに

通信衛星の高性能化を実現するためには搭載アンテナを大型化する必要があり、それを実現する手段として展開アンテナが考えられる。しかし、高性能な通信衛星を低コストで実現するためには、搭載アンテナを大型化するだけでなく、重量を極限まで軽量化することが望ましい。超軽量大型展開アンテナを実現するための一つの手段として、あらかじめ座屈モードを把握しそれを抑制するためにテンドンケーブルを変形モードの節と腹をつなぐように配置し、全体座屈モードをより高次の曲げモードへ移行させることが提案されている¹⁻³。このようなテンドン構造により効果的な軽量化を行うためには、構造物の座屈モードおよび強度を正確に把握することが重要な課題となる。

現在、ETS-VIIIの搭載用アンテナなど、梁がヒンジ結合された展開構造やケーブルが接続されたケーブル構造の展開解析や構造解析を行うための解析ツールとして、日本電信電話株式会社（NTT）開発の柔軟構造展開解析プログラム（Simple coordinate Partitioning based Dynamics of finite Elements : SPADE）が利用されている。軽量化を目指したアンテナでは座屈モードの同定が重要となるが、現時点では SPADE には座屈モードを抽出する機能はなく、座屈を考慮した解析を行うためにはあらかじめ座屈モードを予測して与えるという恣意的な操作が入るため、複雑な構造になるほどその正確な解析が困難になる。

そこで本研究では、軽量化設計の信頼性向上のために、SPADE に座屈モード同定機能を新たに追加し解析精度の向上を図ることを目的とする。なお、本研究は平成16年度下期に NTT 未来ねっと研究所（現：NTT アクセスサービスシステム研究所）と行った共同研究である。

2. 研究概要

柔軟多体構造物の解析手法として、共回転有限要素法⁴ならびに Direct Coordinate Partitioning (DCP)を用いた非線形有限要素法が研究されている⁵。これらの特徴としては、共回転座標系を利用しているため大変位を扱うことができ、DCPにより運動方程式が微分代数方程式ではなく微分方程式で得られ、最小自由度で計算を行うことができることなどが挙げられる。SPADEはこの手法に基づいて、NTTによって開発されてきた。一方、近年ケーブルネットワークを用いたアンテナ設計の概念が変化してきているため、大変形や座屈の扱いが可能な柔軟構造解析の必要性が増えてきている。

従来の座屈解析では、分岐点の探索に多くの計算時間を必要とするため、大型構造物の解析には適していなかった。そこで、共回転座標を用いた、梁要素で構成された柔軟多体構造物の大変形および分岐点を考慮しない座屈の解析手法が示された⁶。本共同研究では、この研究結果をもとに座屈同定サブルーチンを作成し、SPADE に組み込むことにより、解析ソフトウェアでの柔軟構造の座屈モード同定法の実現を目指した。

本共同研究の実施項目を以下に示す.

- ・座屈モード同定サブルーチンプログラムの作成および実装
- ・簡易数学モデルによるアルゴリズムの検証
- ・テンドン構造の展開アンテナによるアルゴリズムの妥当性検証

3. 成果概要

3.1. 大変形および座屈解析

本共同研究では、幾何剛性を考慮した定式化⁶を SPADE に実装することにより、構造物の解析時に座屈点および座屈モードを同定し、座屈後の解析を行うことを可能とした。以下に SPADE および追加機能の定式化の概要を示す。

梁の大変形を解析するためには、要素歪により変化する幾何剛性行列を考慮する必要がある。ここでは、慣性座標系 \mathbf{e} 、節点座標系 \mathbf{e}_i 、および共回転座標系 \mathbf{e}_c を用いる。慣性座標系 \mathbf{e} は慣性空間に固定された座標系、節点座標系 \mathbf{e}_i は梁要素の節点に固定され節点の変化とともに変化する座標系、共回転座標系 \mathbf{e}_c は梁要素の節点変位から決定される要素の回転を表す座標系である。各座標系の関係を Fig. 1 に示す。梁の内力による仮想仕事は、

$$\delta P = \delta \mathbf{u}^T \mathbf{K}_c \mathbf{u} \quad (1)$$

と書くことができる。 \mathbf{u} は $\mathbf{u} = [\mathbf{u}_1^T \ \gamma_1^T \ \mathbf{u}_2^T \ \gamma_2^T]^T$ と表されるベクトルであり、 P はポテンシャルエネルギー、 \mathbf{K}_c は要素剛性行列、 \mathbf{u}_i は要素内節点 i の並進変位、 γ_i は回転変位である。 \mathbf{K}_c には従来の線形有限要素法で用いられている剛性行列を用いることが可能である。 Fig. 1 より、共回転座標系での \mathbf{u} と慣性座標系での \mathbf{x} には、 $\delta \mathbf{x} = \mathbf{R}_c \delta \mathbf{u}$ という関係があることから、

$$\delta P = \delta \mathbf{x}^T \mathbf{R} \mathbf{K}_c \mathbf{u} \quad (2)$$

と書き直すことができる。ただし、 \mathbf{R}_c は共回転行列、 $\mathbf{R} = \text{blockdiag}(\mathbf{R}_c, \mathbf{I}, \mathbf{R}_c, \mathbf{I})$ である。Newton 法などを用いて解析を行う場合、式(2)を一階変分し、接線剛性を求める必要がある。変分を行うと、

$$\delta^2 P = \delta \mathbf{x}^T \delta \mathbf{R} \mathbf{K}_c \mathbf{u} + \delta \mathbf{x}^T \mathbf{R} \mathbf{K}_c \mathbf{R}^T \delta \mathbf{x} \quad (3)$$

が得られる。右辺第一項が幾何剛性行列、第二項が材料剛性行列である。幾何剛性行列には $\delta \mathbf{R}$ が含まれているため、導出は容易ではない。しかし、共回転行列 \mathbf{R}_c を工夫して変分することにより、

$$\delta \mathbf{x}^T \delta \mathbf{R} \mathbf{K}_c \mathbf{u} = \delta \mathbf{x}^T \mathbf{R} \mathbf{Z} \delta \mathbf{x} \quad (4)$$

となる。これより、接線剛性行列が以下のように表せる。

$$\mathbf{K}_t = \mathbf{R} \mathbf{Z} + \mathbf{R} \mathbf{K}_c \mathbf{R}^T \quad (5)$$

この接線剛性を用いることで、梁の大変形解析が可能となる。

次に、荷重を増加させて座屈解析を行う場合を考える。 Fig. 2 は座屈荷重前後での荷重と変位の経路を示している。座屈荷重に達するまでの経路およびその延長上を主経路と呼ぶ。 $n+1$ 回目の解析時には、主経路上も解析的には平衡解であるが、荷重が座屈荷重を超過して接線剛性行列の固有値が負になるため、実際の構造物としては不安定な状態となる。そこで、このような状態を避けるため、平衡解を分岐経路へ誘導することが望まれる。この作業は Buckling Mode Injection と呼ばれる。 SPADE は陰解法で平衡式を解いていることから、座屈点で座屈モードの方向へわずかにずらして平衡式を解くことで、分岐経路へ導くこととした。従って、座屈点の判定と分岐方向となる座屈モードの同定が重要であり、以下のように導出した。接線剛性行列は、分岐点 $\mu = \mu^*$ において

$$\mathbf{K}_t^* = \mu^* \mathbf{K}_c^* + \mathbf{K}_v^* \quad (6)$$

と書くことができる。座屈モードは \mathbf{K}_t^* のヌルスペース、つまりゼロ固有値に対応する固有ベクトルが張る空間である。しかし、偶然 $\mu^{(n+1)} = \mu^*$ となるような場合を除けば、 μ^* および \mathbf{K}_t^* の計算にはある程度の時間を要する。大規模な構造解析ではこの計算コストは大変な負担となり、構造設計などの際に問題となる。ここで、 μ^* から $\mu^{(n+1)}$ への変形は微小であると考えられることから、 $\mu = \mu^{(n+1)}$ での $\mathbf{K}_t^{(n+1)}$ と \mathbf{K}_c^* は、

$$\mathbf{K}_i^{(n+1)} \approx \mathbf{K}_i^* \quad (7)$$

といえる. したがって, 分岐点上の接線剛性ではない $\mathbf{K}_i^{(n+1)}$ から, \mathbf{K}_i^* の座屈モードの概算値が得られると考えられる. ここで, $\mathbf{K}_i^{(n+1)}$ は負の固有値, \mathbf{K}_i^* はゼロ固有値を持つことに注意すれば, $\mathbf{K}_i^{(n+1)}$ の行列 \mathbf{LDL}^T の \mathbf{D} における負の要素を 0 とみなすことで, \mathbf{LDL}^T 分解を利用したヌルスペースの導出が可能となり, それによって座屈モードが得られる.

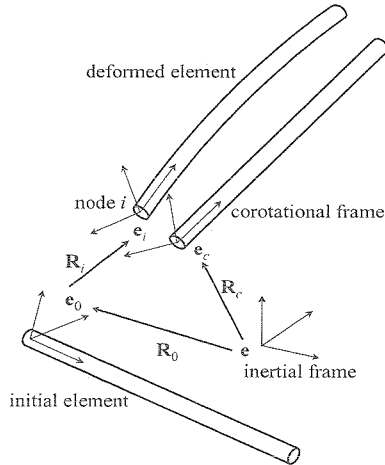


Fig. 1 Definitions of frames and transformation matrices

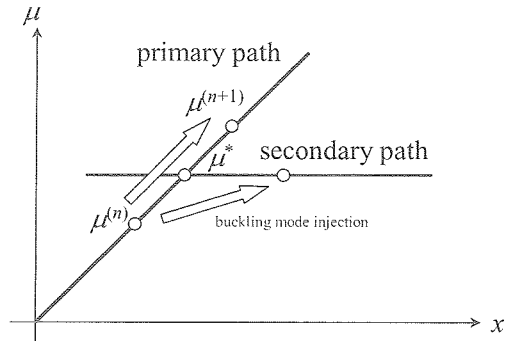


Fig. 2 Load control analysis and paths around bifurcation point

3.2. 簡易数学モデルによるアルゴリズムの検証

Table 1 に示す諸元の梁について, 片端固定で先端部に軸方向に圧縮力を与えた場合のオイラー座屈荷重は以下で示される.

$$P_c = \pi^2 \frac{EI}{4L^2} = 8.531 [\text{mN/mm}^2] \quad (8)$$

次に, この梁を 10 要素に分割し, $1.0 \times 10^2 [\text{mN}]$ ずつ圧縮力を増加させて解析を行った場合の解析結果を Fig. 3 に示す. Fig. 3 は梁先端部における圧縮荷重と圧縮変位の関係を示している. 図中圧縮力が 8.53[mN]となった箇所以降, 解析解の算出が不安定となることがわかった. これは式(8)からもわかるように, 荷重がオイラー座屈荷重に達した点である. 従って, 解析過程で座屈の発生を判定し, 不安定な平衡点から分岐方向に誘導して平衡状態を算出しようとした結果, 平衡解が求まらなかったと考えられる. このことから, 本アルゴリズムにより座屈荷重が正しく算出され, かつ, 座屈荷重を超えると, 圧縮負荷に耐えられなくなり破壊に至るという実際の物理現象に対応していることがわかる.

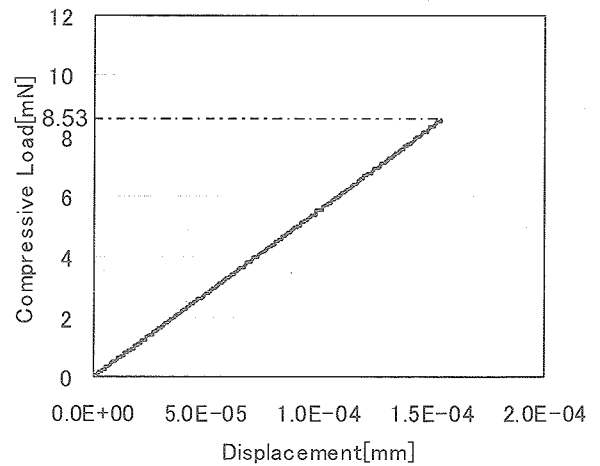


Fig. 3 Result of Beam model

Table 1 Properties of beam

Young's modulus E [mN/mm ²]	7.056×10^7
Diameter [mm]	1.0
Geometrical moment of inertia I [mm ⁴]	0.049
Length [mm]	1000

3.3. テンドン構造の展開アンテナ

3.3.1. 超軽量アンテナ反射鏡

超軽量なアンテナ反射鏡を実現するために、NTTではFig. 4に示すような反射鏡面構造を提案している¹⁻³。中心から放射状に配置した6組の平面展開フレーム構造、フレーム構造の座屈モードを制御するためのテンドンケーブル、およびパラボラ形状を成形するためのケーブルネットワーク構造とで構成されている。

平面展開フレーム構造は、Fig. 5に示すように基本セルの組み合わせで、それぞれの基本セルは、回転自在に結合された上部・下部横部材、周辺縦部材、および中心部材で構成する2組の四辺形リンクに対角部材を加えて静定構造としている。また、中心部材と対角部材とをスライドヒンジで回転・並進移動可能に結合することによって、展開・収納動作を可能としている。

超軽量アンテナ反射鏡の数学モデルをFig. 6に示す。解析モデルの規模を抑制するために、反射鏡面を構成するケーブルネットワーク構造によって平面展開フレーム構造に生ずる圧縮荷重はそれぞれの平面展開フレーム構造の上下面に沿って張架した上下6本ずつ、合計12本の張力模擬ケーブルによって与えた。

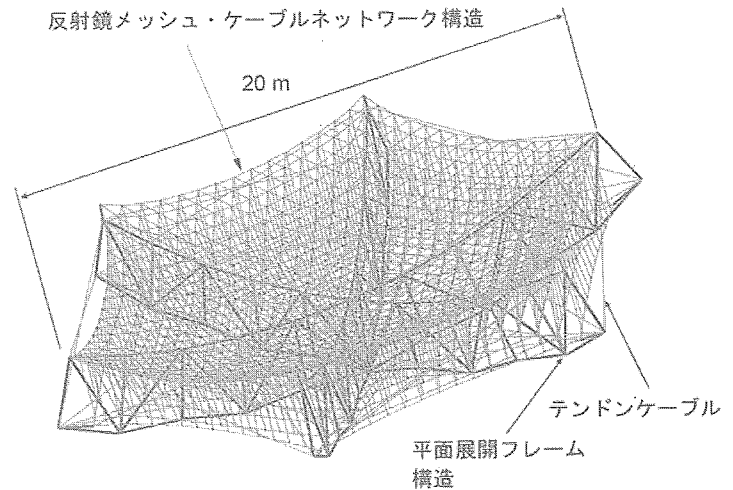


Fig. 4 Conceptual diagram of Ultra-light large deployable antenna reflector

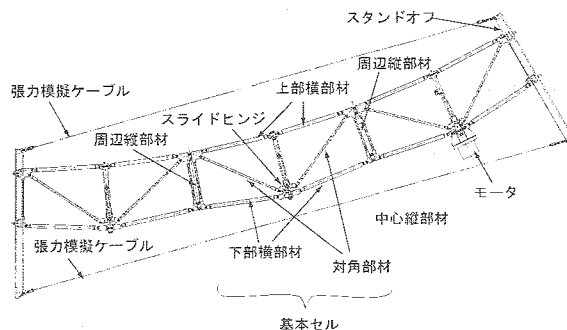


Fig. 5 Tension truss structure

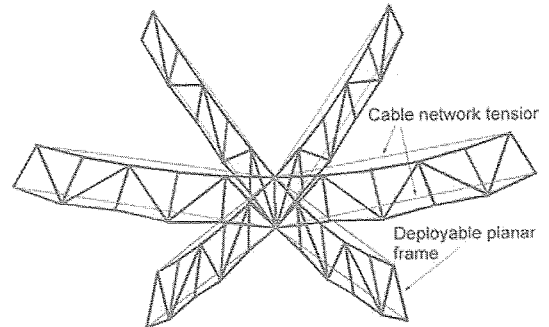


Fig. 6 Analysis model for SPADE

3.3.2. 従来の SPADE における座屈解析の問題点

アンテナ反射鏡について、重量増加を最小に抑えて、強度を向上させる最も効果的な方法は、テンドンケーブルを変形モードの節と腹をつなぐように配置し、全体座屈モードをより高次の曲げモードへ移行させることである。つまり、テンドンケーブルの役割は潜在的な座屈モード（曲げモード）を抑制し、それを高次へ移行させることで、座屈強度を向上させているといえる。そのため、期待した強度向上効果を得るためには潜在的な座屈モードを正確に把握しなければならない。

しかし従来の SPADE では、静荷重応答解析において、全体座屈モードを励起させるために中立線からオフセットさせて荷重を負荷するという恣意的なモデル化を行わなければならなかった。Fig. 6に示す構造数学モデルについて、静荷重応答解析および展開解析を実施した結果をそれぞれFig. 7およびFig. 8に示す。図中、左に全体座屈モードを示し、右に張力模擬ケーブルの張力変化を示す。これらの解析においては、荷重を増加させながら静荷重状態を段階的に解析した静荷重応答解析結果と、収納形状から展開形状までの展開解析結果とで、座屈モードおよび強度について同じ結果を示すはずである。しかし、両者を比較すると異なった座屈モードおよび強度が得られている。これらの結果から、従来の SPADE では意図的に座屈モードを励起しているため、座屈

後の曲げモードが解析できているとしても、それが最低次の座屈モードと対応するとは限らないという問題が明らかとなった。

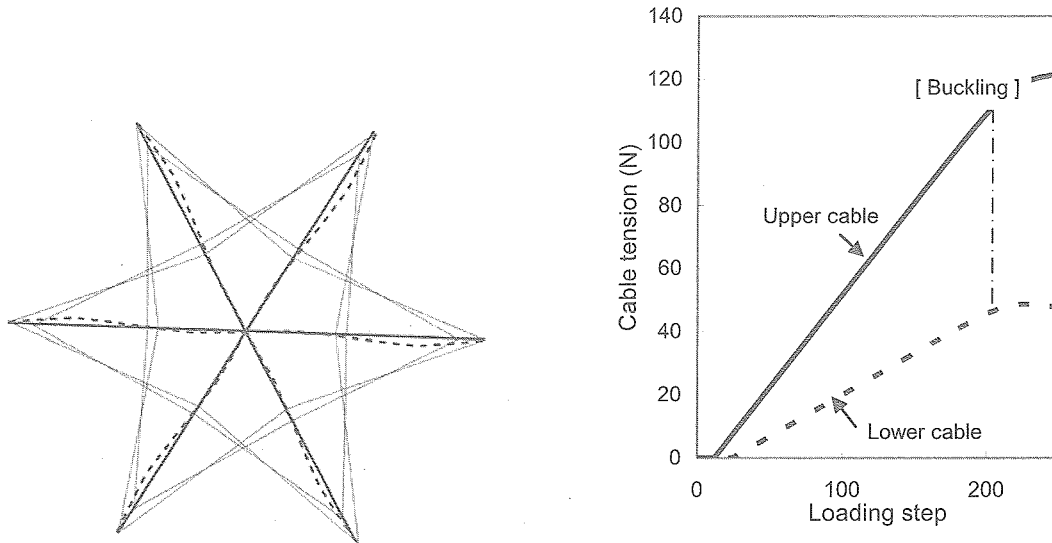


Fig. 7 Result of static load analysis by conventional SPADE

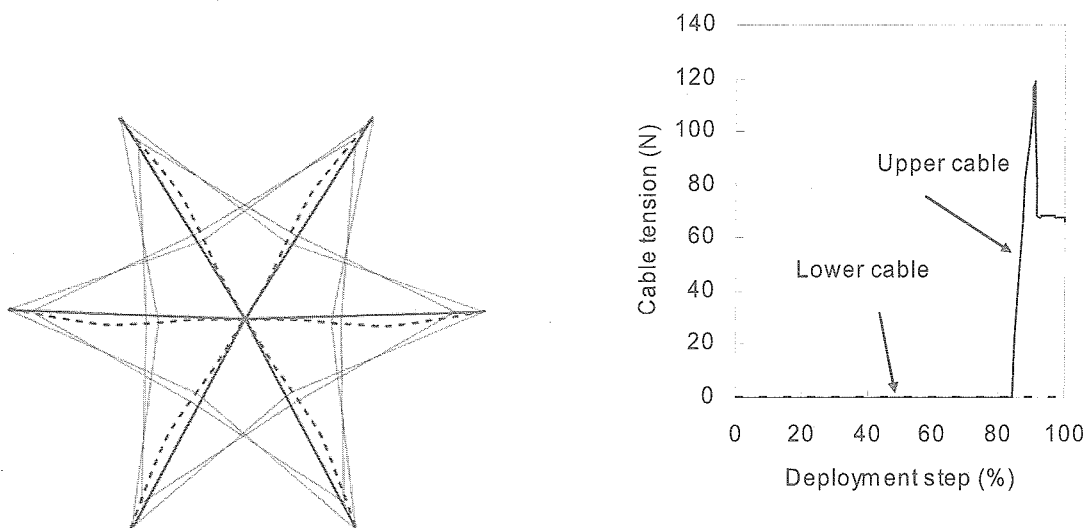


Fig. 8 Result of dynamic deployment analysis by conventional SPADE

3.3.3. 座屈モード同定機能を追加した SPADE による解析結果

新たに座屈モード同定機能を追加した SPADE で Fig. 6 に示す構造数学モデルの静荷重応答解析を行った。静荷重応答解析による全体座屈モードおよび張力模擬ケーブルの張力変化を Fig. 9 に示す。従来の SPADE を用いた解析結果と比較して、次の結果を示していることがわかる。

- ・恣意的な座屈モード励起を行うことなく、座屈後の平衡形状に移行している
 - ・張力模擬ケーブルの張力プロファイルに明確な座屈点が見られ、座屈荷重を知ることができる
- また、Fig. 9 に示す張力模擬ケーブルの張力は Fig. 8 に示す動的展開解析結果とほぼ一致しており、低次の座屈モードを静荷重応答解析のみで把握することが出来ることが確認できた。さらに、静荷重応答解析による全体座屈モードは、展開解析によって求めた全体座屈モードとほぼ同一であり、それぞれの平面フレーム構造はお互いに逆位相に変形している。

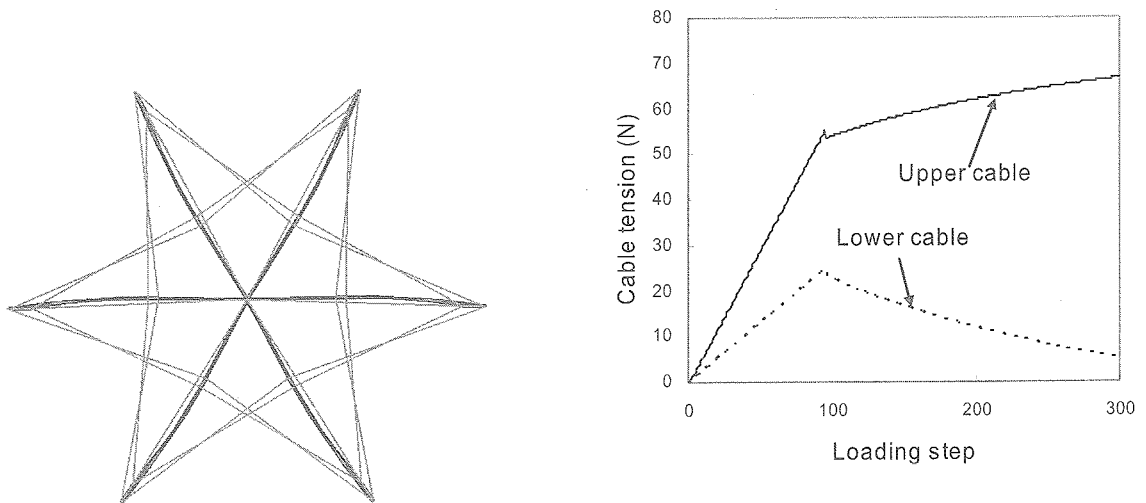


Fig. 9 Result of static load response analysis by improved SPADE

4. まとめ

柔軟構造展開解析プログラム SPADE に、座屈モード同定機能を追加した。これにより、恣意的な座屈モード励起を行うことなく座屈後の平衡状態を正確に求めることが可能となり、最低次の座屈モードを見逃すことなく構造設計を行うことが可能となった。これにより、軽量化設計の信頼性を向上させることができた。

参考文献

- [1] Akira Meguro, Satoshi Harada, Mitsunobu Watanabe, "An Ultra-light Large Deployable Antenna Reflector for Communication Satellite," IAF-03-I1.06, 54th International Astronautical Congress, Bremen, Sep.-Oct. 2003.
- [2] Akira Meguro, Satoshi Harada, Masazumi Ueba, "Structural Characteristics of an Ultra-light Large Antenna Reflector onboard Communication Satellite," IAF-04-I1.09, 55th International Astronautical Congress, Vancouver, Oct. 2004.
- [3] 目黒在, 原田聡, 上羽正純, "超軽量・大形展開アンテナ構造設計法の研究," 日本航空宇宙学会論文集, Vol.53, No.613, pp.89-95, 2005年2月.
- [4] G. A. Wempner, "Finite Elements, Finite Rotations and Small Strains of Flexible Shells," IJSS, Vol.5, pp117-153, 1969.
- [5] 三次仁, "有限要素の結合による多体構造ダイナミクス," 日本機械学会論文集(C編), Vol.61, No.587, pp.2909, 1995年.
- [6] 小澤悟, 三次仁, 原田聡, "柔軟多体構造の座屈を考慮した構造解析," Dynamics & Design Conference 2003, 長崎, 2003年9月.