

# 自己展開膜面トラスの構造特性

## Structural Characteristics of Self-Deployable Membrane Truss

指導教授 奥山圭一

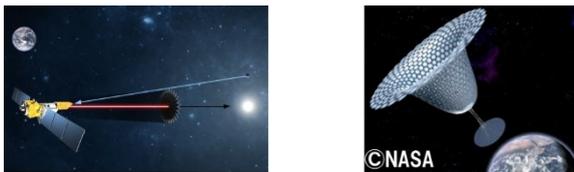
M9012 佐藤陸  
Riku Sato

In recent years, the demand for deployable large space structures has been growing with the sophistication of space missions. However, there are remained a lot of problems to be solved for the realization of such structures. For example, the balance between lightweight, high storage ratio, high rigidity, high shape accuracy, and reliability of deployment is one of the most serious problems. Self-deployable membrane truss (SDMT) has been proposed as a solution of that problem. However, research on SDMT includes only the conceptual design, the storage and deployment method, and deployment dynamics so far, and its structural properties in deployed configuration have not been investigated in detail. In this research, the natural vibration analysis and buckling analysis are conducted to identify the structural characteristics of SDMT, and the points to care in the fabrication process are clarified by measuring the shape accuracy of a small conceptual model. It was confirmed that very few vibration modes are dominant in the motion of the proposed SDMT, which is influenced little by the mass of the truss nodes.

### 1. 序論

#### 1.1. 研究背景

近年、大型望遠鏡や大型通信アンテナのような超高精度構造物や、Starshadeのような50m級のものから数km級の宇宙太陽光発電システム(SSPS)まで、大型あるいは超大型で比較的高い精度が要求される宇宙構造物の検討がなされている。



Starshade<sup>[1]</sup>

SSPS<sup>[2]</sup>

Figure 1 The concept of large space structure

これらのような大面積と比較的高い形状精度や面精度を必要とする構造物を軌道上で実現するためには、①地上での実験を行い設計の妥当性を確認し、②ロケットに搭載して打ち上げ、③軌道上でミッションを行えるような形状精度や面精度を達成する必要がある。これらの要求を満たすために、著者の研究室では大型宇宙構造物に適用できる構造様式として期待されている、自己展開膜面トラス(Self-Deployable Membrane Truss:SDMT)に関する研究を行っている。まず、大型宇宙構造物を実現するために解決しなければならない課題とその課題に対するSDMTの有効性をTable 1に示す。

Table 1 Challenges for realization of large space structures

フェーズ	課題	有効性
地上実験	軌道上で展開が成功することの保証	○
地上実験	軌道上で所望の形状精度、面精度が出せることの保証	△
打ち上げ	軽量であること	◎
打ち上げ	高収納効率であること	◎
軌道上	所望の形状精度、面精度が軌道上で保てること	△

◎：先行研究により、有効性が示されている。

○：有効である。

△：有効性が未だ確認できていない。

SDMTは自己展開トラスを支持構造とする膜構造物であり、自己展開トラスとは、自己伸展力を有する部材を回転自由なハブに巻き付けて収納し、その後、保持機能を開放することで部材に蓄えられた歪エネルギーを運動エネルギーに変換し、展開する構造物である。SDMTの最大の利点は、展開の際にア

クチュエータを必要とせず、機構の簡素さによる構造全体の軽量化が見込める点にある。また、収納時には支持部材を回転自由なハブに巻き付けるため、太陽電池パドルのような従来の展開構造物と比べて収納効率が高いことも利点である。

著者の研究室ではFigure 2に示す通り、これまでに様々な大きさ及び形状のSDMTを試作して展開実験を行い、その都度、改善点を洗い出し、構造の改良を行ってきた<sup>[3][4]</sup>。



(a)  $\phi$  4.4m

(b)  $\phi$  5.0m

Figure 2 Experimental model of SDMT

しかし、これまでの研究は構造の改良や展開性の向上に注力しており<sup>[5]</sup>、SDMTの展開後の構造特性については十分な評価ができていなかった。実際、例えば、SDMTを大型の膜面アンテナに適用する場合、必要な剛性と強度を有し、かつ、要求される面精度を達成する必要がある。SDMTのアンテナへの適用については、形状誤差がない理想的な場合に妥当な性能を有することは既に先行研究により示されている<sup>[6]</sup>ので、剛性・強度・面精度の3つの課題を解決できれば、SDMTを用いた膜面アンテナの実現が現実味を帯びてくると考えている。この場合、①地上実験がしやすいこと、②軌道上で所望の精度が実現できること、③軌道上での外乱に耐えられる剛性を持つことを示す必要がある。剛性を高めて、かつ形状精度を保つ簡潔で有効な方策としては初期張力を与えて面外方向の剛性を高める方法が考えられる。実際、初期張力による変形と内力の自己平衡の問題を解くことで、所望の変形形状を実現できる。しかし、初期張力を大きくし過ぎると内部で座屈を生じるため、座屈解析も同時に行う必要がある。また、設計パラメータの感度解析を行うことで、各部品に求められる精度を求めることが出来る。解析結果から求められる、各パラメータが許容する範囲の誤差で部品を作製し、実際に組み立て、その形状精度を計測することで、解析の妥当性を示すことが出来る。

#### 1.2. 研究目的

本研究では特に、軌道上での構造特性に着目し、SDMTの振動解析と座屈解析、形状精度計測実験を行うことで、その構造特性を理解することを研究目的とする。SDMTの形状精度を高めるためには各設計パラメータの感度解析を行い、各

部品の製造誤差による形状精度の感度を導出する必要がある。本研究ではさらにその前段階として、事前に感度が高いと予想できるパラメータに着目する。その部分を現段階の設備で出来るだけ精度よく製作し、計測結果を解析結果と比較することで、パラメータの感度を確認する。

## 2. SDMTの構造特性

本章では、7つのノードと12本のブームで構成された支持部材の両面に膜が取り付けられたSDMT(7N12B-SDMT)について、振動解析と座屈解析を行う。

### 2.1. 解析モデル

Figure 3に、7N12B-SDMTの解析モデルの概観と座標系の定義を示す。

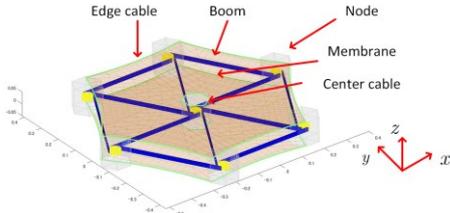


Figure 3 Analysis model of 7N12B-SDMT

構成要素はノード、ブーム、膜、エッジケーブル及び中心ケーブルであり、それぞれ剛体要素、3次元梁要素、膜要素、ケーブル要素でモデル化を行った。ノードとブームの並進方向は剛体点拘束で、回転方向は3軸回転拘束を用いて拘束されている。ノードと膜も同様に、剛体点拘束で固定されている。

次に、7N12B-SDMTの各設計パラメータをTable 2に示す。なお、ブームと膜の詳細な諸元は、参考文献を参照した<sup>[5][7]</sup>。

膜面の外形は円弧上に切り取られており、外周には膜の自己平衡状態を満たすためのケーブル(外周ケーブルと呼ぶ)が接着されている。膜の中心には正六角形の穴があり、その周上にもケーブル(中心ケーブルと呼ぶ)が接着されている。

Table 2 Properties of 7N12B-SDMT

$L_{boom}$	ブームの長さ[mm]	400
$r_h$	ハブの半径[mm]	21
$M_n$	ノードの質量[g]	500
$h_m$	膜の厚さ[ $\mu\text{m}$ ]	25
$\varepsilon_m$	膜の初期歪[-]	$1.0 \times 10^{-6}$
$\Delta\theta$	膜切り込み角度[deg.]	10
$E_c$	ケーブルのヤング率[GPa]	5.8
$\rho_c$	ケーブルの密度[kg/m <sup>3</sup> ]	$1.42 \times 10^3$

中心ケーブルについて、変形後のケーブル長さを  $L_{cm}$  とすると、穴の頂点に作用する力の大きさ  $f_m$  は、

$$f_m = \frac{1}{2} \frac{E_m h}{1 - \nu} e (1 + \varepsilon_m) \cdot 2L_{cm} \sin \theta \quad (2.1.1)$$

$$e = \varepsilon_m + \frac{1}{2} \varepsilon_m^2 \quad (2.1.2)$$

となる。また、ケーブルの張力  $T_c$  は

$$T_c = E_c A_c e (1 + \varepsilon_m) \quad (2.1.3)$$

となる。頂点での力の釣り合い式を断面積について解くと、

$$A_c = \frac{E_m h}{2E_c(1 - \nu)} L_{cm} \tan \theta \quad (2.1.4)$$

となる。

次に、エッジケーブルについて、外形が理想的な円弧の時、自己平衡状態を保つための外形ケーブルの断面積  $A_{cc}$  は、

$$A_{cc} = A_c^* = \frac{E_m h L}{2E_c(1 - \nu) \sin \Delta\theta_m} \quad (2.1.5)$$

しかし、有限要素法のメッシュ分割が等間隔でないため、解析モデル上で自己平衡状態を保つために、Figure 4に示すように、質量のない仮想的なケーブルを導入することを提案する。

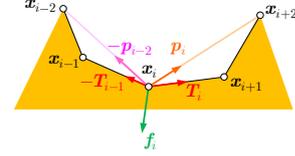


Figure 4 Balance of forces acting on Edge

エッジケーブルを  $N$  分割し、その節点を  $x_1 \sim x_{N+1}$  とすると、節点  $x_i$  の力の釣り合いは、

$$-T_{i-1} + T_i + f_i - p_{i-2} + p_i = 0 \quad (2.1.6)$$

となる。式(2.1.6)は  $3 \leq i \leq N-1$  の間で成り立つ。節点2, 節点  $N$  は仮想ケーブルが1つしか結合しないため、その代わりに密度が0の仮想膜(厚さを  $h^N$  とする)と連結している。節点2の力の釣り合いは式(2.1.7)のように表すことができる。

$$-T_{i-1} + T_i + f_i + p_i + q_0^3 = 0 \quad (2.1.7)$$

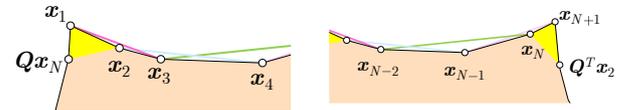
同様に、節点  $N$  の力の釣り合いも同様に表すことができる。最後に、エッジ節点  $N+1$  の力の釣り合いより、

$$\begin{aligned} & -E_c^{i-1} A_c^* e e_{i-1}^i + E_c^1 A_c^* e \left[ \frac{Q^T x_2 - x_{N+1}}{Q^T x_2 - x_{N+1}} \right] \\ & - \frac{1}{2} \frac{E_m (h + h^N)}{1 - \nu} \frac{e}{1 + \varepsilon_m} R(Q^T x_2 - x_N) \\ & - E_w^{N-1} A_c^* e e_{N-1}^{N+1} + E_w^1 A_c^* e \left[ \frac{Q^T x_3 - x_{N+1}}{Q^T x_3 - x_{N+1}} \right] \\ & + F_{corner} = 0 \end{aligned} \quad (2.1.8)$$

ここで、

$$\begin{cases} E_c^i = E_c(1 + u^i) & [1 \leq i \leq N] \\ E_w^j = E_c w^j & [1 \leq j \leq N-1] \\ h^N = h w^N \end{cases} \quad (2.1.9)$$

として、式(2.1.6)~式(2.1.8)を  $u^i, w^j, w^N$  について求めることで、仮想ケーブルのヤング率と仮想膜の厚さが求まる。



(a) Acting force on Node 2 (b) Acting force on Node  $N$

Figure 5 Imaginary parts

また、Figure 5において、

$$\begin{cases} Q = \begin{bmatrix} \cos \frac{\pi}{3} & -\sin \frac{\pi}{3} \\ \sin \frac{\pi}{3} & \cos \frac{\pi}{3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \\ \frac{\sqrt{3}}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \\ p_{i-2} = E_w^{i-2} A_c^* \left[ \frac{x_i - x_{i-2}}{x_i - x_{i-2}} \right] \\ q_0^3 = -\frac{1}{2} \frac{E_m h^N}{1 - \nu} \frac{e}{1 + \varepsilon_m} R(x_1 - Qx_N) \end{cases} \quad (2.1.10)$$

となる。また、7N12B-SDMTの膜取り付け位置は、半径方向ブーム同士の交点と、中心ノードの中心を結ぶ線の延長線上であれば、どこでも自己平衡状態を実現できる。

## 2.2. 振動解析

自己平衡状態にあるときの剛性マトリクスを用いて固有振動解析をした。今回は、有限要素法により固有振動解析を行い、パラメトリックスタディにより、1次の固有振動数の変化と有効質量比と設計パラメータとの関係を明らかにした。その際、SDMTをFigure 6に示すように、中心ノード固定と外周ノード1つを固定した場合についてそれぞれ算出した。

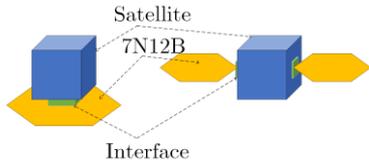


Figure 6 Constraint point

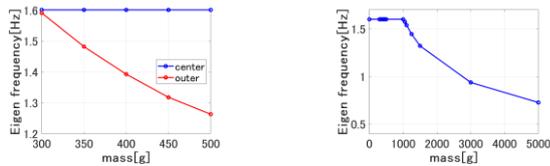
パラメトリックスタディに用いた設計パラメータは Table 3 の通りである。これらのパラメータはミッションによって様々な値を取り得ることと、これらの変化によって構造特性を大きく変化する可能性があることから選定した。次項以降では、これらのパラメータの影響を考察する。

Table 3 Parameters for parametric study

変更するパラメータ
ノード質量
ブーム長さ
膜に与える初期歪

### 2.2.1. ノード質量の影響

ノード質量を変化させたとき、各固定方法での1次の固有振動数の変化をFigure 7(a)に示す。青線が中心ノード固定の解析結果で、赤線が外周ノードを1つ固定した場合の結果である。中心ノードを固定した場合は、変化が非常に緩やかであるため、ノード質量をさらに大きくした時の結果をFigure 7(b)に示す。



(a) Analysis result (b) Center node fixed

Figure 7 1<sup>st</sup> eigen frequency and Node mass

Figure 7から、各固定方法ともに、ノード質量が大きくなるほど、1次の固有振動数が減少している。ノード質量が1000gより小さい場合は、膜が振動するモードが運動に対して支配的であるが、1000gより大きくすると支持部材が振動するモードが支配的になる。また、1次の固有振動数が最悪値である外周1ノード固定、ノード質量5000gの場合の有効質量比を示す。

Table 4 Effective total mass ratio

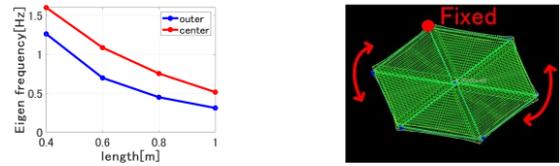
Mode	並進			回転		
	x	y	z	x	y	z
1	0.0000	0.0007	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000
2	0.0003	0.0004	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
3	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
4	0.9625	0.1638	0.0000	0.8008	0.2000	0.0000
5	0.0372	0.8352	0.0000	0.1992	0.8000	0.0000
6	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Table 4 から、1次から5次までで、運動の約99.9999999%

を表せていることが分かる。

### 2.2.2. ブーム長さの影響

ブーム長さを変化させたとき、各固定方法での1次の固有振動数の変化をFigure 8に示す。



(a) Analysis result (b) Eigen mode

Figure 8 1<sup>st</sup> eigen frequency and Boom length

当然のことながら、Figure 8から、各固定方法ともに、ブームが長くなるほど、1次の固有振動数は小さくなるが、その影響は外周ノードを固定した方が大きい。このことから、外周ノードを一つ固定した状態で衛星に搭載することは難しいと考える。また、最悪値である、また、Table 5に、外周ノードを一つ固定、ブーム長さ1mの場合の有効質量比を示す。

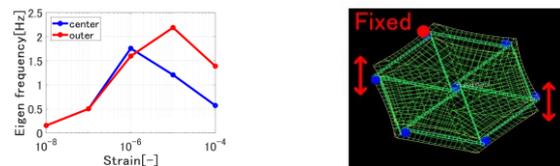
Table 5 Effective total mass ratio

Mode	並進			回転		
	x	y	z	x	y	z
1	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000
2	0.0000	0.0000	0.8137	0.4690	0.3371	0.0000
3	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
4	0.0000	0.0000	0.1863	0.4993	0.3717	0.0000
5	0.0000	0.0000	0.0000	0.0318	0.2911	0.0000
6	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Table 5から、1次から5次までで、運動の99.9999999%を表せることが分かる。また、1次のモードはxy平面内の並進と回転の影響が非常に大きく、構造全体が大きく動くモードであるため、1次の固有振動数でSDMTが振動した時の反作用が、衛星の姿勢に大きな影響を与えることがわかった。

### 2.2.3. 膜の初期歪の影響

初期歪を変化させたとき、各固定方法での1次の固有振動数の変化をFigure 9に示す。



(a) Analysis result (b) Eigen mode

Figure 9 1<sup>st</sup> eigen frequency and Strain of membrane

Figure 9のようになる原因は、膜張力の増加により幾何剛性が大きくなるが、ブームに圧縮がかかり、構造が不安定に近づいてしまうためであると考えられる。また、Table 6に、最悪値である外周ノード1つ固定した場合、初期歪が $10^{-8}$ の場合の有効質量比を示す。

Table 6 Effective total mass ratio

Mode	並進			回転		
	x	y	z	x	y	z
1	0.1310	0.1306	0.5000	0.3370	0.1409	0.1299
2	0.1254	0.1246	0.5000	0.3371	0.1409	0.1244
3	0.2333	0.2328	0.0000	0.0557	0.2380	0.2348
4	0.4314	0.4314	0.0000	0.1698	0.0524	0.4329
5	0.0778	0.0796	0.0000	0.0997	0.4276	0.0769
6	0.0011	0.0011	0.0000	0.0007	0.0001	0.0011

Table 6から、1次から5次までで、運動の約99.8%を表せることが分かった。

### 2.3. 座屈解析

自己平衡状態にあるときの剛性マトリクス  $K$  を用いて座屈解析を行った。Figure 10に、各固定方法での座屈モード形状を示す。

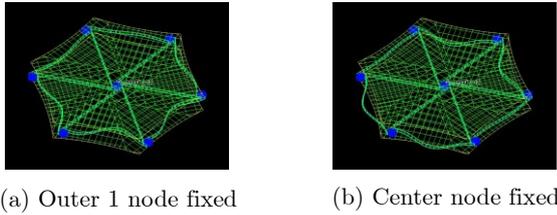


Figure 10 Buckling mode

Figure 10 から、どちらのモデルにおいても、外周を構成するブームが座屈することが分かった。膜張力が大きすぎるとブームが座屈してしまうので、座屈を防ぐために適切な初期歪を与える必要があることが分かった。

### 3. 面精度計測実験

自己平衡状態での SDMT の形状精度を計測するため、ステレオ視を用いた 3 次元位置計測実験を行った。供試体の諸元は、解析モデルのノミナル値と同様のものを採用した。供試体を精度よく作製する際は、事前に各設計パラメータにおいて感度解析を行い、作製の際、特に注意すべき箇所の公差を設定し、その公差を満たすように部品を作製する必要があるが、今回は研究室の設備を用いて、出来るだけ精度よく作製を試みた。具体的には、膜をきる際は弧に合ったカーブフィッタを自作し、それに沿って切ることで、滑らかな曲線が出来た。また、部品を切断する際はなるべくレーザー加工機を用いて、人為的製造誤差を抑えた。複雑な形状を有する部品は光学造形の 3D プリンタを用いて製作することで、従来の樹脂積層型 3D プリンタの熱による部品の初期歪や製造誤差を抑えた。また、本実験は重力下で行うため、重力が作用した時の 7N12B-SDMT の形状を事前に求め、その結果と 3 次元位置の計測結果の比較を行う。

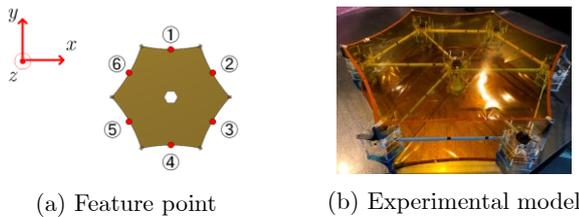


Figure 11 Experiment condition

また、Table 7 に、膜の外形に取り付けた特徴点の  $z$  座標と、静解析により求めた膜の外形の  $z$  座標の値の差を示す。Error 値が大きいほど測定結果がブーム側にあることを表している。

Table 7 Error in the  $z$ -axis direction of membrane edge

Feature point	1	2	3	4	5	6
Error[mm]	30.5	37.2	36.5	26.5	21.6	51.0

Table 7 から、各特徴点において誤差が非常に多いことが分かる。膜の外形が崩れる原因は、膜の取り付け位置を、ノードを中心として回転させたときの静解析の結果から、外周ノードが自由に回転することによることであると考えられる。Figure 12 に、膜取り付け位置がノード軸周りに  $-5$  度回転した時と、ノミナル値での膜形状の解析結果を示す。



Figure 12 Membrane shape

Figure 12 から、取り付け位置が変わると膜の  $z$  軸方向に大きく変位してしまうことが分かる。本実験では、ノードとハブが回転しないように接着剤を塗布して固定していたが、製造誤差や組み立て誤差が原因で膜の取り付け位置がノミナルの位置でなくなった結果、外形が崩れたと考えられる。また、特徴点 6 の誤差は、外周ノードの上面より下側に膜が来ていることを示すが、供試体にそのような箇所は存在しない。そのため、測定方法に何か問題があると考えているが、未だ原因が分かっていない。したがって、供試体の精度向上はもちろん、計測精度も向上させる必要がある。さらに精度よく部品を作製する際は、ノードとハブの展開後の回転を抑えるラッチ機構の開発はもちろん、3 次元加工機をもちいて部品の削り出しを行ったり、精度が要求される部品は外注したり、何らかの位置決め機構を利用して組み立て誤差の範囲を限定するといったことを行えばよいと考えている。計測系については、格子投影法<sup>[8]</sup>を用いるとより良い実験結果が得られると考えている。

### 4. 結論

本論文では、以下の結論を得た。

- ノード質量は、固有振動数にあまり変化を及ぼさないが、ブーム長さや膜の初期歪は、SDMT の 1 次の固有振動数を大きく変化させる。
- ノミナル値でのブームの座屈モード形状を示した。設計パラメータが変化しても、この形はあまり変わらないと考えている。
- SDMT の膜取り付け部の精度が、良い形状精度を出すために必要であることが分かった。

今後は、各設計パラメータの感度解析を行い、各部品に求められる許容誤差を把握する。その後、所望の形状精度を満たす実験モデルを製作して形状精度を計測することで、膜面アンテナの形状精度に対する要求を満たしていることを確認する。計測に関しては、ステレオ視より精度よく膜の形状精度を計測できる格子投影法を用いて計測を行う予定である。

### 謝辞

本研究は、文科省・科研費 17H01349 及び 18H03817 の補助を受けました。

### 参考文献

- [1] The Probe Scale Science and Technology Definition Teams of NASA's Astrophysics Division: Exo-S: Starshade Probe-Class Exoplanet Direct Imaging Mission Concept, Final Report, p.2, p.6-4, 2015.
- [2] John C. Mankins, "SPS-ALPHA: The First Practical Solar Power Satellite via Arbitrarily Large Phased Array", NASA Innovative Advanced Concepts Program, September, 2012
- [3] 高坂大樹, 宮崎康行, "パイコンバックスブームを用いた自己展開トラス構造の試作検討", 日本航空宇宙学会, 第59回構造強度に関する講演会, 1A15, JSASS-2017-3017, pp1-3, 2017
- [4] 設楽翔一, 宮崎康行他, "自己展開膜面トラスを用いたスターシェードの形状", 第62回宇宙科学技術連合講演会, P74, 2018
- [5] 福永桃子, "自己展開膜面トラスの展開性向上", 日本大学理工学研究科修士論文, 2019
- [6] 山田晃一郎, "自己展開膜面トラス構造の大型膜面アンテナへの適用", 日本大学理工学研究科修士論文, 2020
- [7] 東レデュポン株式会社, カプトン物性値, <https://u-note.me/note/47488449>, (参照2021-02-12)
- [8] 岩佐貴史他, "格子投影法によるポリイミドフィルムの表面形状計測", 宇宙科学技術 Vol11, pp69-78, 2012