

# 1-6 グライダー曳航索の安全装置について

○加瀬康裕, 川島孝幸 (日大理工)

On the safety link between tow cable and glider

Yasuhiro Kase and Takayuki Kawasima (cst. Nihon Univ.)

Key Words : gliders, winches, tow cable, safety link, fuse,...

## Abstract

This research takes up the safety of gliders launching by winches. One of the important equipments in a towline is a pair of fuse, which is slotted in a safety link attached at the end of a tow cable. The object of research is the TOST fuse which is allowed to use for the winch launch of ASK13 gliders. The measurements of the dimensions and the tensile tests have been carried out on 52 pieces of fuse or 26 pairs. As a result of shape measurement the average thickness is 1.69mm, the average diameter of holes is 4.54mm, the position of holes is not exactly at the center of fuse width every fuse is the same width, and on tensile tests, the average value of ultimate tensile force is 8.48kN, its variance 72.4.

### 1. はじめに

グライダーはウィンチ発航中の11秒間にリスクがあるといわれている<sup>1)</sup>。ウィンチ発航の場合グライダーと曳航索の間に安全装置が取り付けられ、曳航索に過大な張力が発生したとき、グライダーに危害が及ばないよう安全装置が作動するように規定されている<sup>2)</sup>。

ところで、その安全装置には“ヒューズ”と呼ばれる輪付棒が仕込まれている。特にTOST製のヒューズの中には、同じ番号のものでも横断面が異なるものがある。

そこでこのTOST製のヒューズの中でNo.2茶850daN $\pm 10\%$ <sup>3)</sup>について、材料力学の観点から、考察を試みる。

ヒューズには円孔が在り、応力集中を利用して破断を起こさせると推測されるので、有限要素法により、厚みと円孔の関係を調べている。

材料試験は、必要標本数を統計的に推算し、その標本の形状測定を行ってから引張試験を行った。

ここで、 $r=c$ ,  $\theta = \pi/2$ および $r=c$ ,  $\theta = 3\pi/2$ を代入した場合最大値 (図中黒丸) を取り、平均応力の3倍の応力集中が起こる。

図2は、グライダーASK13の安全装置に使う輪付棒状のヒューズの例 (No.2茶850daN) である。両端はグライダーとウィンチにつながる索に接続され、中央部に円孔がある。この円孔があることで、ヒューズを引張った際、円孔周りに応力集中を発生することを利用し、ヒューズの破断荷重を制御していると考えられる。

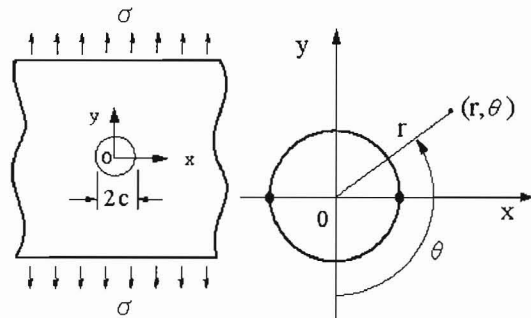


図1 無限遠板の応力集中

### 2. 応力集中について

#### 2.1 無限平板の応力集中

図1は円孔を持つ無限遠の平板に $\sigma$ の平均応力が作用している場合である。円の中心を座標点の原点に取り、中心からの距離 $r$ ,  $r$ が $y$ 軸とのなす角 $\theta$ とすると、任意の点 $(r, \theta)$ での応力は次式のように示される。

$$\sigma_{\theta} = \frac{\sigma}{2} \left( 1 + \frac{c^2}{r^2} \right) - \frac{\sigma}{2} \left( 1 + \frac{3c^4}{r^4} \right) \cos 2\theta \quad (1)$$



図2 ヒューズ

## 2.2 有限要素法

ASK13用のヒューズの形状を調べると、厚さや円孔の径が異なるものがある。そこで形状を考慮して有限要素法による解析を行う。解析はヒューズのサイズなどを考慮して次のようなモデルとした。

図3のように、幅10mm、長さ40mm、厚さ2mmの板の中心に円孔を設け、左端のy方向のみ移動、右端には400MPaの引張荷重を作用させる。この際のヒューズにかかる最大応力を求める。最大応力は破断のしやすさの指標となり、最大応力が大きいものほど破断荷重が小さい。ただしヤング率は205GPa、ポアソン比は0.3とする。また、解析にはANSYS 11.0を用いた。

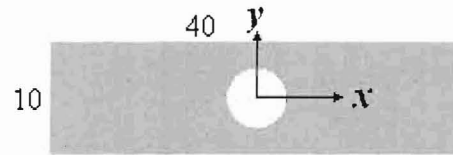


図3 解析モデル

## 2.3 計算結果

図4のグラフは上記のモデルにおいて円孔の半径を1.5mmから4.0mmまで、0.1mmずつ増やしてゆき、それぞれの場合での最大応力を求めたものである。円孔の半径が大きくなるにつれて最大応力が大きくなっているのが分かる。

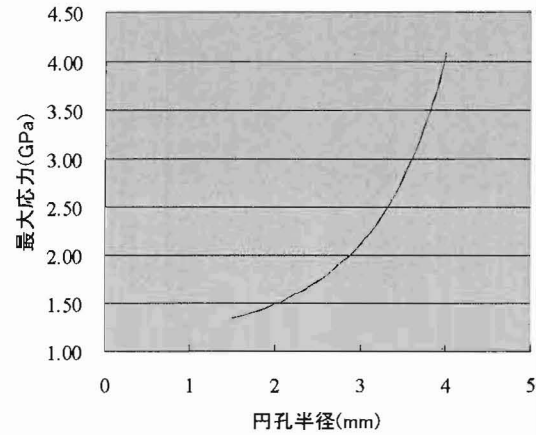


図4 円孔の径による影響

図5は上記のモデルにおいて円孔の半径を3mmに固定し、円孔の位置を幅方向へ0.1mmずつ1.1mmまでずらし、それぞれの場合において解析を行った結果である。

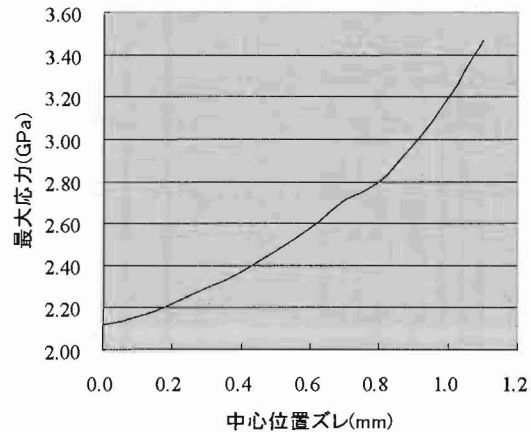


図5 円孔の位置のずれによる影響

図6は円孔半径3mm、板厚2mmを基準とし、この場合の最大応力(2.12GPa)を固定とし、板厚及び円孔半径を変化させたグラフである。

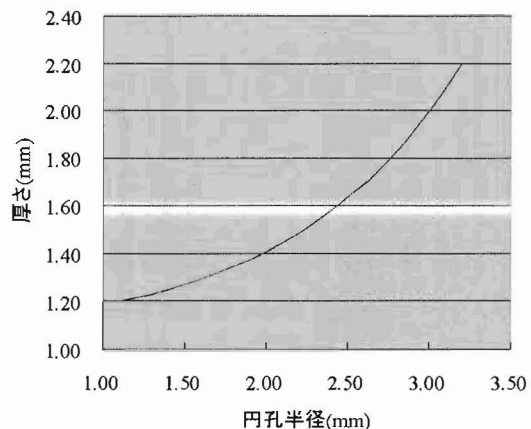


図6 最大応力一定下での厚さと円孔径の関係

また、解析結果の例を図7に示す。これは円孔位置のズレがあるものと無いものの比較であり、下は円孔が中心にあるもの、上は円孔位置を中心から0.8mm(幅に対して16%)ずらしたものである。

## 3. ヒューズの諸元

### 3.1 標本数について

ヒューズの引張試験にかける標本数を決定する式は、

$$n = \left( \frac{\sigma P}{|\bar{x} - \mu|} \right)^2 \quad (2)$$

で表され、 $|\bar{x} - \mu|$ : 許容限度 ( $\bar{x}$ : 標本の平均値,  $\mu$ : 母集団の平均値)  $\sigma$ : 標本標準偏差,  $P$ : 信頼係数である。

まず標本数の決定には、破断荷重の標準偏差が必要となる。工業製品などの品質を表すもので $3\sigma$ がある。これは正規分布表から考えると補償範囲に入らない製品が1000個の製品のうち3個程度の割合(0.3%)で存在するということになる。命にかかわる製品で $3\sigma$ の品質は適していないと考え、今回は補償範囲に入らない製品が10000個中1個程度(0.01%)存在する $3.63\sigma$ と仮定する。

ここで標本平均を  $\bar{x} = 850\text{daN}$  とし、補償範囲を  $\pm 10\%$  とすると次式が成り立つ。

$$\mu + 3.63\sigma = 1.1\mu \quad (3)$$

この式から標準偏差  $\sigma$  は、

$$\sigma = \frac{0.1\mu}{3.63} = \frac{0.1 \times 850}{3.63} = 23.4 \quad (4)$$

となる。

また、信頼係数は、試験の信頼性を示す値であり、今回は99%の信頼区間である2.58とする。さらに許容限度は試験の精度を示す値であり、母集団平均と標本平均の差の絶対値である。今回は標本平均は母集団平均の  $\pm 1\%$  の精度と仮定し、8.5daNを許容限度とする。

ここでこれらの値を式(2)へ代入すると

$$n = \left( \frac{23.4 \times 2.58}{8.5} \right)^2 = 50.4 \quad (5)$$

となり、51本以上必要という結果となった。ヒューズは2本で1対であるため、本試験では52本のヒューズを標本とする。

### 3.2 形状測定

ヒューズの板厚は数種類存在し、それぞれの板厚に対して、それぞれ違った円孔の径が対応している。今回52本のヒューズについて測定を行った。円孔の径及びそれに対応する板厚、それぞれの本数をまとめたものを表1に、グラフを図8に示す。

また測定の結果、ヒューズの厚さの平均は1.69mm、円孔の直径の平均は4.54mmであった。

## 4. ヒューズの材料試験

### 4.1 引張試験機

本試験で使用するインストロン引張試験機の仕様を表2に示す。また、写真を図11に示す。

### 4.2 材料試験のためのアタッチメント

ヒューズは図9のように安全装置内に収まっている。ヒューズの両端は安全装置内でウィンチ側とグライダ側につながっており、安全装置に既定の荷重が作用すると、安全装置内でヒューズが破断する。

この際のヒューズの最大荷重の計測を行うために、インストロン引張試験機を用いて引張破断試験を行った。引張試験を行うために図10のようなアタッチメントを作成し、図11のようにインストロン引張試験機に装着した。

### 4.2 結果

ヒューズの引張試験の結果を表3及び図12に示す。今回試験を行ったヒューズ10本の最大荷重の平均値は8.48 kN、また、分散は72.4となった。

また、試験片O-002の引張試験の荷重伸び線図を

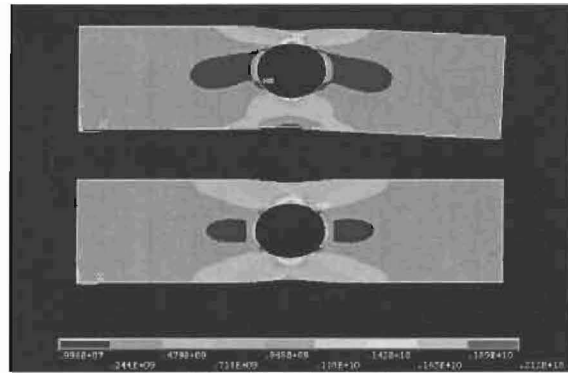


図7 解析結果の例

表1 ヒューズの測定結果

円孔半径(mm)	板厚(mm)	本数
3.2	1.40	1
3.45	1.65	2
3.85	1.70	1
4.15	1.60	15
4.35	1.60	22
5.8	2.10	11

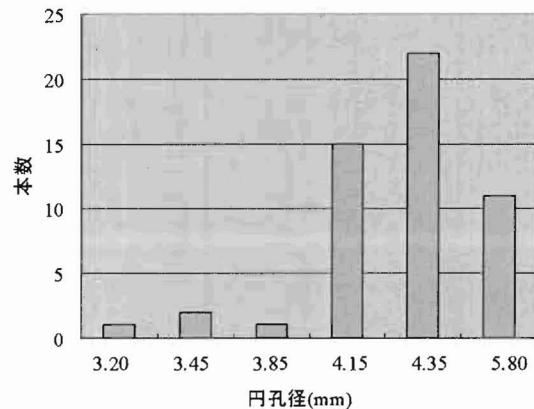


図8 ヒューズの測定結果

表2 引張試験機仕様

設備名	スクリュー型万能試験機
会社名	インストロン社
形式	55R1125型
試験速度範囲	0~50[mm/min]
有効試験幅	570[mm]
移動距離	1500[mm]
チャックの幅	25[mm]
用途	引張, 圧縮

図13に示す。

### 5. まとめ

ヒューズの破断に関して考察するため有限要素法による数値解析を行った。また、ヒューズの形状測定及び破断試験によって、幾つかのことが分かった。

ほとんどのヒューズは規定の荷重(850daN)付近で最大荷重を取ることが分かった。小数ながら規定の荷重から離れた値で破断するものもあったが、カタログ値の荷重が8.5kNであるのに対し、試験を行った10本の最大荷重の平均値は8.48kNであった。

形状測定では、厚みなどの寸法が一定でないものに対して、それぞれの破断荷重を規定範囲内に収めるために、他の寸法を変動させているという興味深い様子が伺えた。

### 参考文献

- 1) 相島正敏  
<http://www.sakitama.or.jp/jsal/manual/PDF/02/02-08.pdf>
- 2) 耐空性審査要領 第VI部 滑空機
- 3) JFA Catalog, 曳航ツール

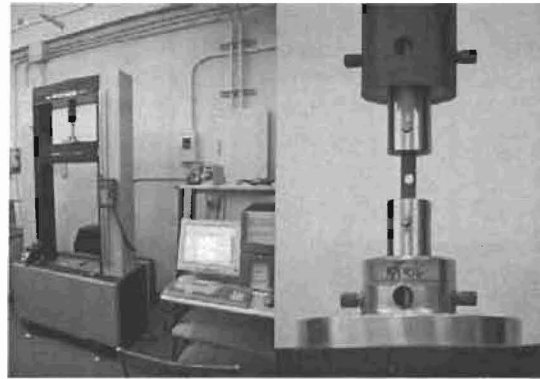


図11 インストロン引張試験機

表3 引張試験結果

試験片	最大荷重 (kN)
O-001	8.23
O-002	8.33
O-003	8.12
O-004	9.25
O-005	9.12
C-001	8.24
C-002	8.22
C-003	8.47
C-004	8.34
C-005	8.43



図9 安全装置

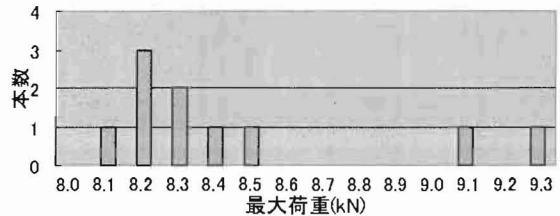


図12 引張試験結果

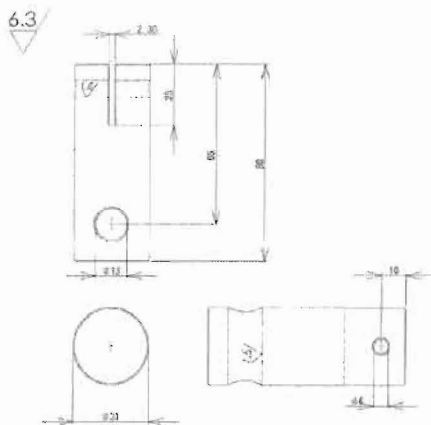


図10 アタッチメントの図面

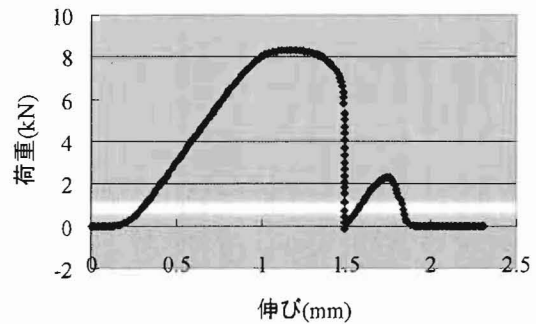


図13 試験片O-002の伸び歪線図