

シーブにおけるロープの捻じれに関する研究

高川 真一^{*1}

海上で長尺ロープを扱うには、ロープの捻じれ防止が最も重要であり、そのためにトルクバランスに注意が払われるが、その他にシーブでも捻じれが入ることが明らかになっている。ここでは、この機構について理論化を行い、捻じれの入らないシーブ装置の設計・手法を明らかにした。

キーワード：ロープ、シーブ、捻じれ、フリートアングル、機構

A Study on Torsion of Ropes on Sheave

Shin-ichi TAKAGAWA^{*2}

The prevention of rope torsion is important for the handling of very long ropes on the sea. Therefore, much attention is paid to the torque balance of the rope. However, it has become clear that sheaves can twist the rope also.

In this paper, the mechanism to twist the rope on a sheave is discussed theoretically, and a method to design a equipment with sheaves which prevent rope torsion is shown.

Key words : Rope, Sheave, Torsion, Fleet Angle, Mechanism

* 1 深海開発技術部

* 2 Deep Sea Technology Department

1 はじめに

海洋開発や調査の進展に伴って、非常に長尺のケーブルやロープが海上で使用される機会が増加している。このような長尺のロープ類を扱う際に最も気を付けなければならないのは、ロープに捻じれを与えないようにすることである。捻じれは、ロープにとって最も避けなければならないキンクの原因であり、またキンクにならなくても引張側で素線を破断したり、あるいは圧縮側で素線を座屈させたりするからである。そこで、このような海上で用いる長尺のロープでは、捻じりの入りにくい非自転性ロープが一般に用いられる。

しかし実際に海上で使用してみると、かなりの捻じれがロープに入ってしまう。

この原因については、当初はロープの非自転性が完全でなかったためと考えられていたが、その後のさまざまな調査の結果、不完全な非自転性だけではなく、ロープを繰り出したり巻き取ったりするウィンチ等の船上装置の中の、シーブ(滑車)が捻じれの一大要因であることが分かってきた。

そこで、シーブでどのようなメカニズムによってロープに捻じれが入るかについて、理論的な検討を加えるとともに、模型実験による理論との照合も行なった。

2 ロープの捻じれによる実際のトラブル事例

一口に海で使用されるロープ類と言っても、その目的に応じて多種多様のロープが用いられているが、海洋科学技術センターで主として用いているのは、無人探査機にエネルギー(電力)を送り、支援母船との間で信号を授受して情報取得や操縦するために、電線や光ファイバと強度メンバーを組み込んだ複合ケーブルである。このようなケーブルでは、力がかかった際の撓り戻りを防止するために電線や光ファイバを中心部に配置し、外側に撓り方向を逆にした強度メンバーを設ける二重鎧装ケーブルが一般に用いられる。強度メンバーを中心に設けないのは、張力がかかった状態でシーブ等で曲げられると、中心の強度メンバーが外側の信号線を押す切ってしまうからである。

強度メンバーには従来は鋼線が用いられたが、水中での重量が非常に大きくなり、自由航走型の無人探査機では行動が束縛されるとともに、洋上

での扱いが困難となることから、軽量化を目的として化学繊維であるケブラがこの目的では用いられる。海洋科学技術センターでは、自由航走型無人探査機「ドルフィン-3K」(以下「3K」と略称する)に、このケブラ繊維を強度メンバーとしたケーブルを使用しているが、ケブラ強度メンバーの強化についてはケーブル全体としての細径化を目的として、ケブラ繊維を樹脂で固めて硬い棒状にしたものを使っている。このように樹脂でかためることによって、ケブラ強度メンバーの強度は固めない場合と比べ、直径を変えないまま約7割方増強できる。

「3K」ではこのようにしてできたケーブルを用いており、そのケーブルの断面を図1に示す。

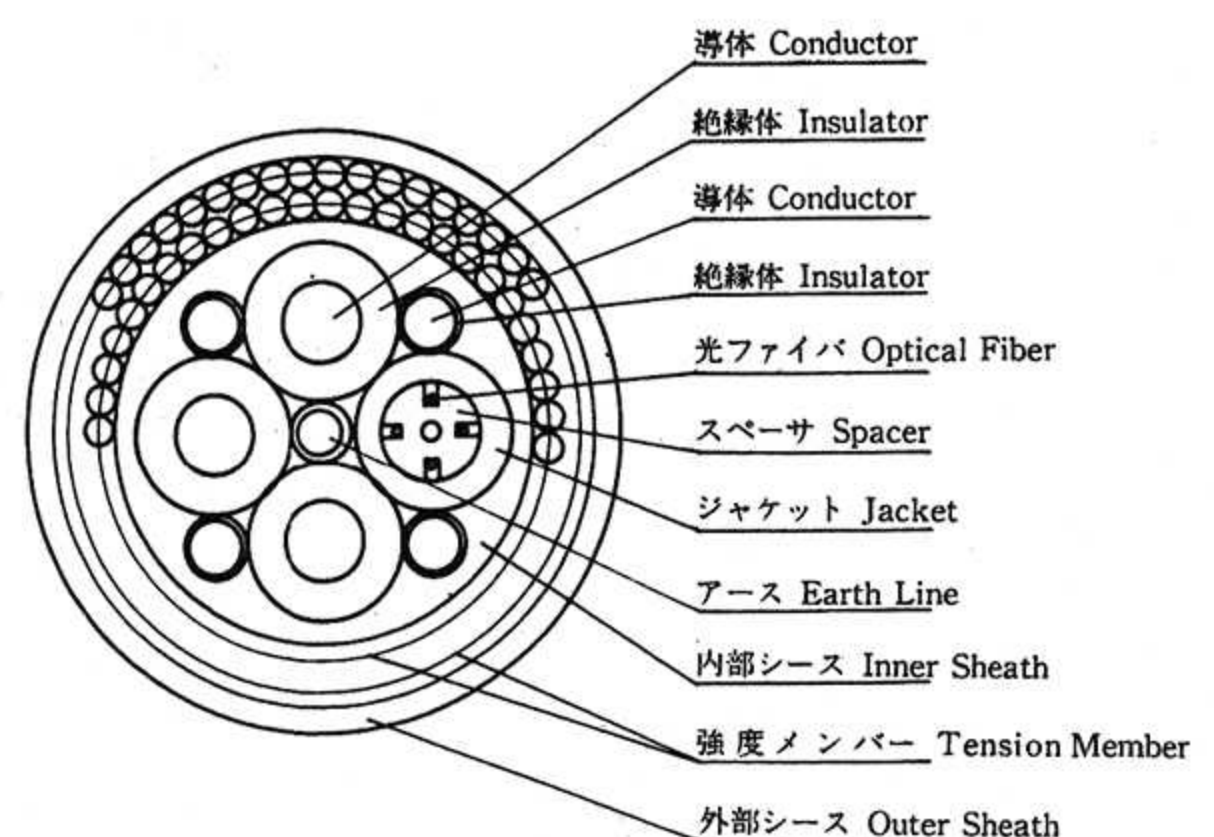


図1 3Kケーブル断面構造図
Fig. 1 Section of "3K" Cable

このケーブルは樹脂で固めたことにより、強度は非常に大きくなった反面、棒状になっているために圧縮に弱く、座屈しやすいという短所もある。「3K」を運転しているうちに、ケブラ強度メンバーの損傷事故を何回か経験しており、これらの損傷事故のほとんどは、ケーブルと「3K」ビークルとのつなぎ目付近であって、内層・外層のケブラ強度メンバーとも座屈損傷をしていた。また、ケーブルには捻じれが入っており、「3K」を強制回頭させていないので、この捻じれは「3K」から見て一方向に捻じれ、あるところからは逆に捻じれが入って、ケーブル全長で見れば捻じれがキャンセルされているという捻じれ方である。そして、新品のケーブルは表面が丸くて滑らかであっ

たが、しばらく使用することによってケーブル表面は下のケブラが表面のシースを突き上げるために、うねりやコブのある、なにか崩れた感じのするケーブルとなっていた。

うねりやコブはケーブルをシースに通す際の表面摩耗の原因となるので、このようなことの生じないよう方策を検討する必要がある。またそれ以上に、ケブラ強度メンバーの座屈損傷は、ケーブル強度を著しく劣化させるので、その対策も必要である。

3 ケーブルの強度メンバーの挙動特性

ケーブルの捻じれと損傷との因果関係を考えるにあたっては、ケーブルの特性をよく把握しておく必要がある。

3.1 ケーブル素線の挙動

ケーブルをある半径で曲げると、曲げの外側は伸び、曲げの内側は逆に縮むことになる。そして伸び・縮みの率は、見掛け上（ケーブル半径）÷（曲げ半径）であるが、普通の鋼索で 사용되는ようにこの比を1/30とすると、外側の素線は3.3%も伸びていることになり、強度メンバー素線は破断していなければならない。実際にこのような比で安全に使用されていることから、見掛けの伸び・縮みの率と、実際の率とが大きく違うことが明らかである。ケーブルの素線は縀ってあるので、1本の素線はある部分では曲げの外側にあっても次には曲げの内側にくる。従って曲げの外側に来ると張力が加わると、その素線は曲げの内側にあつて圧縮力を受ける部分から伸びに必要な分を手繰り寄せ、その結果として過大な張力は発生しない。同じことで、曲げの内側では縮むために余分量を張力側に送り出し、過大な圧縮力は発生しない。すなわち、ケーブルの強度メンバーは曲げに際して、同一素線内で過大な応力が発生せずにはほぼ均等になるように、互いに滑り合っているということを、まず認識しておくことが必要である。

3.2 トルクバランス

二重鎧装ケーブルでは、強度メンバーを内・外層逆向きに縀っているが、この縀り方における縀りピッチ、縀り半径、素線半径、素線の弾性係数には次のような関係が成り立つ。

$$N_1 d_1^2 E_1 P_1 = N_2 d_2^2 E_2 P_2 \quad \dots\dots\dots(1)$$

ただし、 N_1 =外層強度メンバー本数
 d_1 =外層強度メンバー直径
 E_1 =外層強度メンバー縦弾性係数
 P_1 =外層強度メンバー縀りピッチ
 N_2 =内層強度メンバー本数
 d_2 =内層強度メンバー直径
 E_2 =内層強度メンバー縦弾性係数
 P_2 =内層強度メンバー縀りピッチ

そしてこのケーブルに捻じれが入ると、一方が緩み、他方が締まることになる。もし内層が締まる捻じれであれば、外層が緩み、最外側にあるシース（鞘）を押し広げることになる。逆に外層が締まる捻じれであれば、内層が緩むことになるが、外層が内層を緩まないように締めつけているので、内層の素線には強い軸圧縮力が働き、座屈を引き起こす可能性が大きくなる。

3.3 水圧の影響

二重鎧装ケーブルでは強度メンバー素線間に空隙があり、最外側のシースが防水性であれば、外側からの水圧に対して内側から対応する圧力が生じないために、シースが強度メンバーを内側に押すことになる。その結果、シース～外層強度メンバー、外層～内層強度メンバー、内層強度メンバー～内部ケーブル各間での摩擦が圧力に比例して大きくなり、強度メンバーの滑りを阻害するようになる。このような状態で、ケーブルに捻じれあるいは曲げが加わると、強度メンバーには過大な力がかかる。強度メンバーは、張力には非常に強いが圧縮力には弱いので、張力側は持ちこたえるものの、圧縮側では簡単に座屈してしまう。そして一旦座屈した強度メンバーは、引張強度も格段に劣化するので、次に張力がかかると簡単に破断してしまう。

水圧による単位幅当たりの締めつけ力は、水圧を P 、ケーブル半径を r とすると、 $F = Pr$ と表される。これはちょうど、単位幅のテープをケーブルに一周巻いて F という力で締め上げることに等しい。すなわち、半径2 cmのケーブルを水深1000 mに置くと、幅1 cmのテープで200kgfの力で締め上げることと同じである。水深が10,000mであればこの力は2トンにもなる。同軸ケーブルを内部に持つ鋼線二重鎧装ケーブルがしばらく使用してい

るうちに、同軸ケーブルの網線がずたずたに切れるというトラブルも発生している。この原因は、水圧によって細い銅線同士が押し合い互いに切りあったものと解釈される。このように水圧によって発生するケーブルの締め付けは、非常に大きな力となることを認識しておく必要がある。

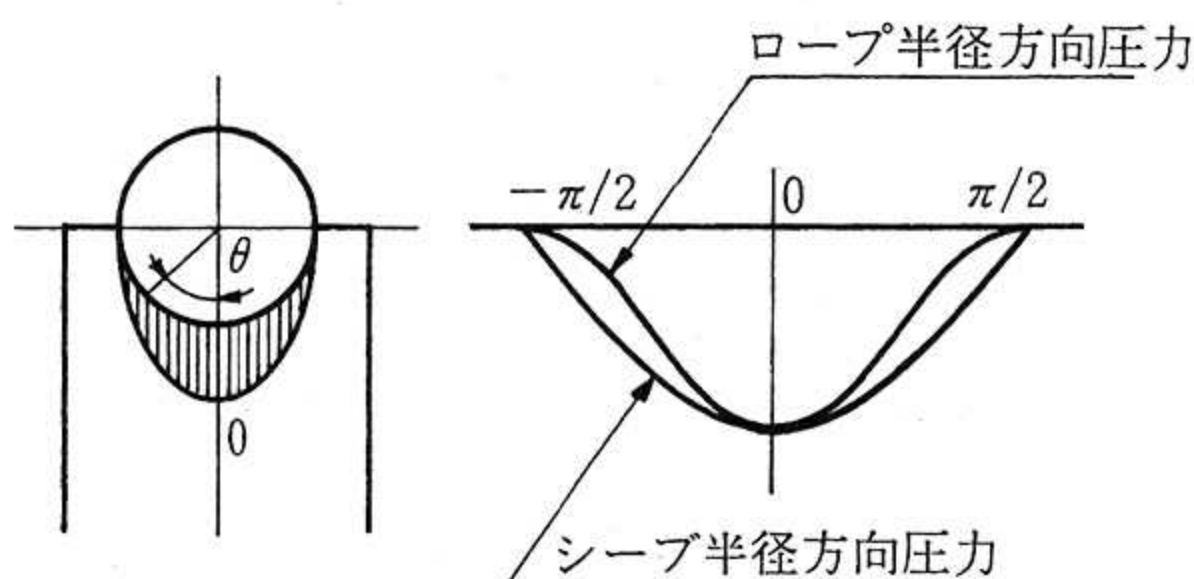


図2 シーブ側圧影響

Fig. 2 Side Pressure on Rope by Sheave

本論文の主テーマであるシーブでも、やはり、ケーブル張力によって曲がり部分でシーブの溝から圧力がかかる。この圧力はケーブル張力と溝の形状によって変るため、一概に大小関係を論ずることはできない。しかし、図2に示すように、正弦波状の圧力分布であるとする、溝に生ずるシーブ半径方向の応力は正弦波の自乗となることから、圧力分布のピークが求められる。その値 P_c はケーブル張力を T 、シーブ半径を R として、

$$P_c = 2T / \pi r R$$

であるので、 $r = 2\text{ cm}$ 、 $R = 60\text{ cm}$ 、 $T = 1\text{ トン}$ とすると $P_c = 5.31\text{ kgf/cm}^2$ 、すなわち、高々水深50m程度の水圧しかかかっていないことと等しい。また $T = 10\text{ トン}$ としても水深500m程度であり、かつシーブ半径 R が大きいとそれに反比例して小さくなる。

このように、防水性の最外層シース付ケーブルでは水圧による締め付けが、シーブの溝による圧力（これを側圧：「そくあつ」と呼ぶ）よりもはるかに大きく、そのために強度メンバーの滑りを拘束するので、曲げや捻じれに対して強度メンバーに座屈が生じやすい状態となる。

3.4 キンク (Kink)

ロープに撻りを与えてから緩めると、撻りを戻

そうとして大きなループを描く。撻りが強いと、撻りを解放しようとして交差した部分が何回か撻った分だけ捻じれあう。このようなロープを引っ張ると捻じれがそのまま解けるのではなく、ループの部分でロープが折れ曲がる。非常に柔らかい強度メンバーのロープの場合は何ら永久変形はないが、ワイヤーロープのように硬いロープではこの部分が永久変形すると同時に、強度メンバーも非常に弱くなって、もはや使用できなくなる。これがキンクと呼ばれるものである。

キンクは一般部と異なる曲がり癖等の様相（特異点）が起点となって起きることが多く、一般部に特異点がなければ終端部でよく起きる。

これを避けるにはロープを弛ませないことが肝要であるが、それ以前に、ロープに捻じれを与えないようにすることの方が、より重要である。

3.5 海中ケーブル設計上の注意事項

以上述べたように、海中ケーブルを設計するに当たっては、次の点に十分注意を払う必要がある。

- ①ケーブル自身による捻じれを防止するため、トルクのバランスを十分にとることが重要である。
- ②特に深海用のケーブルでは、水圧による締め付けのトラブルを避けるために、ケーブルを構成する各要素は常に水圧とバランスする均圧構造としておく必要がある。

4 シーブにおける捻じれ機構

“3 K”を開発した段階では、上記②の水圧による締め付けという概念はまだ確立しておらず、未施工であったが、①のトルクバランスについては十分な配慮が払われた。しかし、運用を重ねるにつれて、ケーブルに捻じれがどんどん蓄積されていくことがはっきりしてきた。それと同時に、ケーブル強度メンバーの座屈破断や表面のうねりやコブの出現が見られるようになってきた。

当初この現象は、ケーブルのトルクバランスがまだ不十分だったためと解釈され、ケーブルに対するさまざまな改良が加えられて、座屈破断はあまり見られなくなったが、捻じれは依然として発生していた。そこでもう一度現象を詳細に観察するなかから、捻じれ現象はケーブルのトルクバランスの問題ではなく、シーブを用いてケーブルの出し入れを行う船上の装置自体に問題があるので

はないかと考えられるようになった。

“3 K”のケーブルの船上装置は、ケーブルを巻き取っておくケーブルストアウィンチ、ケーブルにかかる力を摩擦力によってすべて受け持って出し入れするトラクションウィンチ、そして、船体の動揺によってケーブルに過大な力がかかるのを防ぐ吸収装置ラムテンショナ、とで構成される。このうち、トラクションウィンチとラムテンショナはそれぞれシーブが図3のような配置になっている。

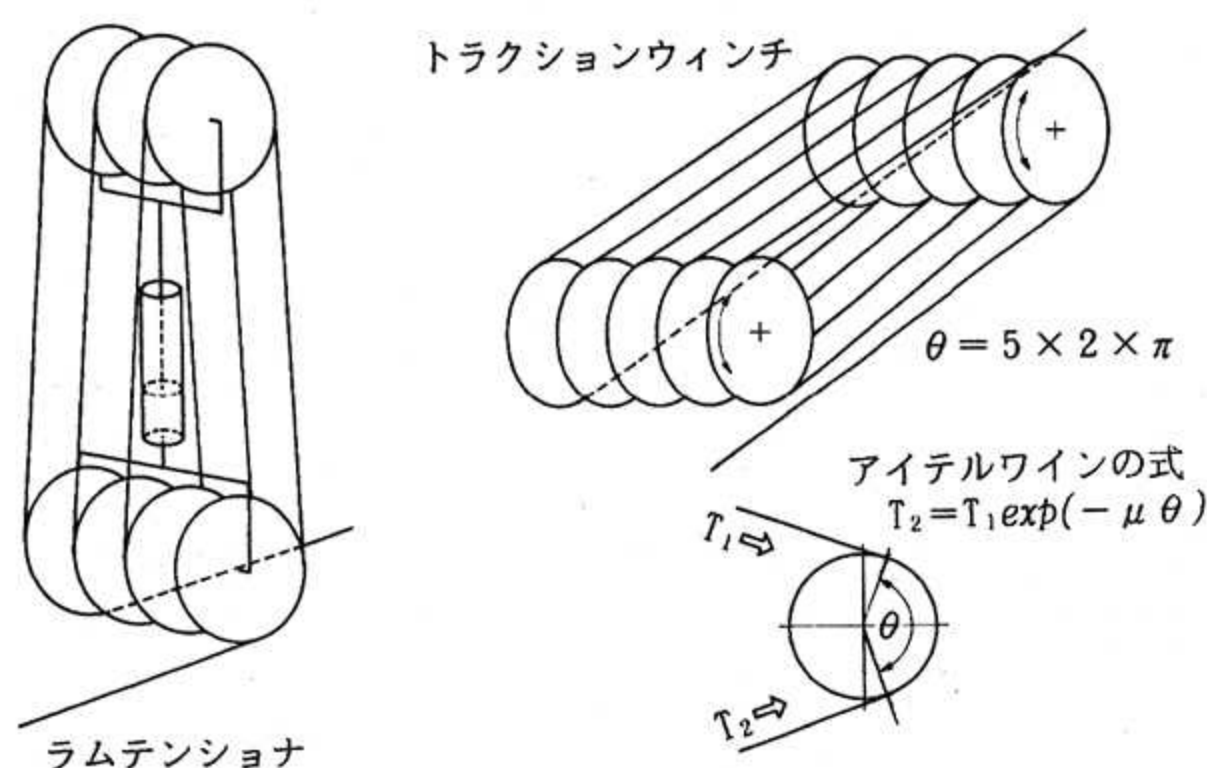


図3 ラムテンショナ，トラクションウィンチ機構図

Fig. 3 Mechanisms of Ram Tensioner and Traction Winch

シーブを配置する際の基本は、ケーブルがシーブに出入りする角度すなわちフリートアングルを“0”にすることである。こうなっていればケーブルに捻じれが入ることはないが、図3のような配置では、ケーブルはシーブに対して斜めに出入りしていて、フリートアングルが“0”ではない。このような状況では、ケーブルはシーブの溝底からではなく、シーブのツバ（鰐）から横方向の力を受けるようになり、ケーブルに回転トルクが作用する（図4参照）。一方、ケーブルには捻じり剛性があるので、捻じり剛性と回転トルクが釣り合うまでケーブルは回転する。そして船上装置を運転し続ける限り、この回転は入り続けることになる。

このようなシーブにおけるケーブルの回転が捻じれとなり、上述のような強度メンバーの座屈破

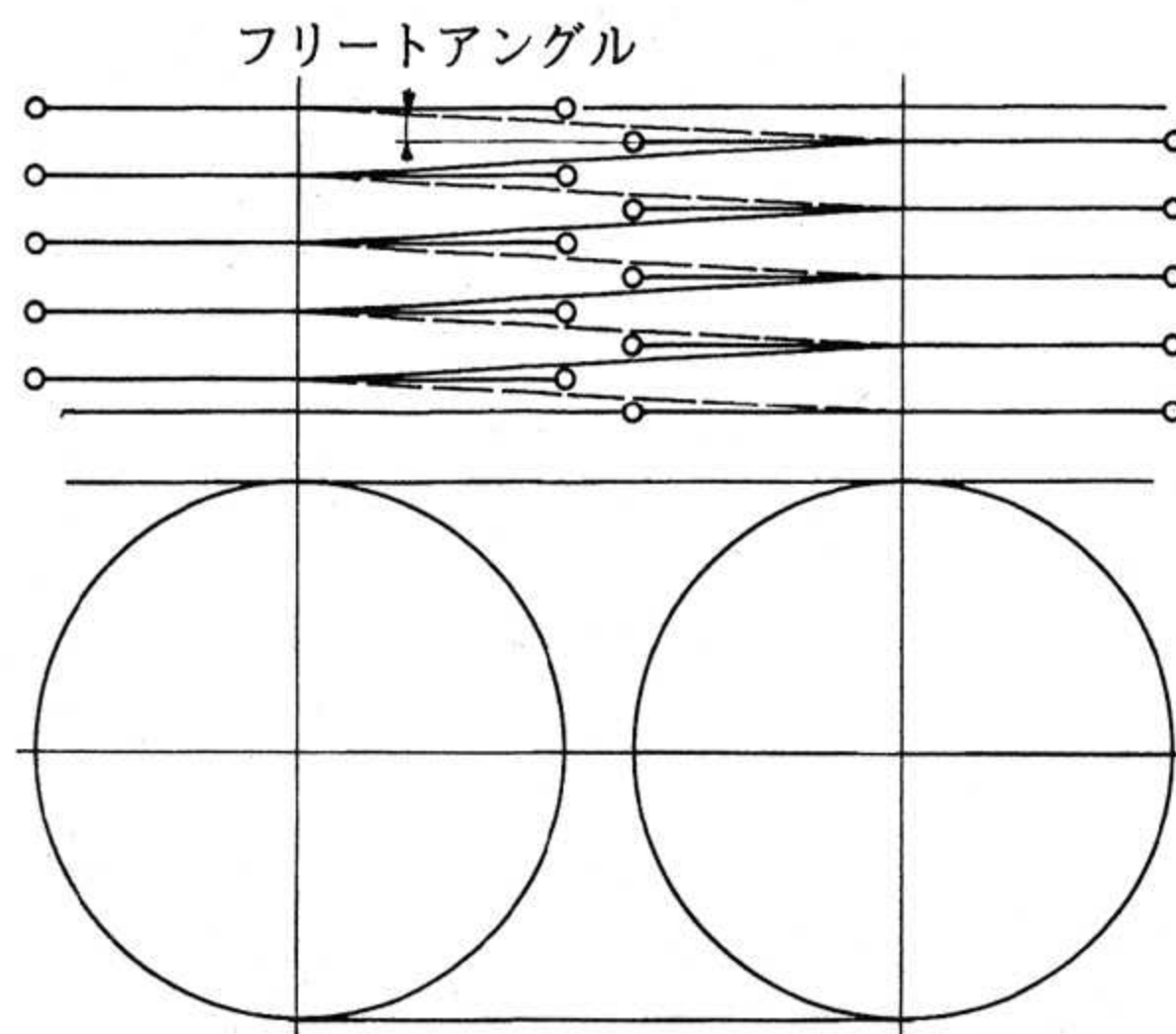


図4 フリートアングル

Fig. 4 Fleet Angle

断やうねり・コブとなって現われたのではないかと考えられた。

そこでまず、ケーブルが回転する機構について理論的に検討を行なった。

5 ロープの回転機構に関する理論的検討

シーブの溝型は目的に応じてさまざまな形状が用いられるが、ここでは半丸溝のシーブによってロープが回転する機構を理論的に解析する。また一般にロープは力が加わると変形するが、ここでは変形はなく円形のままであるとする。

フリートアングルが“0”でない場合、ロープ中心線はロープとシーブとの離脱点の手前から次第に曲がって行き、離脱点を過ぎてから再び真っ直ぐにのびる。そしてこの曲がり具合によってシーブから受ける力がきまってくる。

5.1 シーブのツバとの接触点における力の釣り合い

ロープがシーブの谷底から離れると、シーブのツバに当たるようになるが、最初はロープのほとんど真横がシーブのツバに当たっているものの、次第に着力点が下がってくる。そこでロープには張力Tが作用しており、かつ横方向・縦方向に曲がっているとして、このような状態における接触点周りの力の釣り合いについて考える。

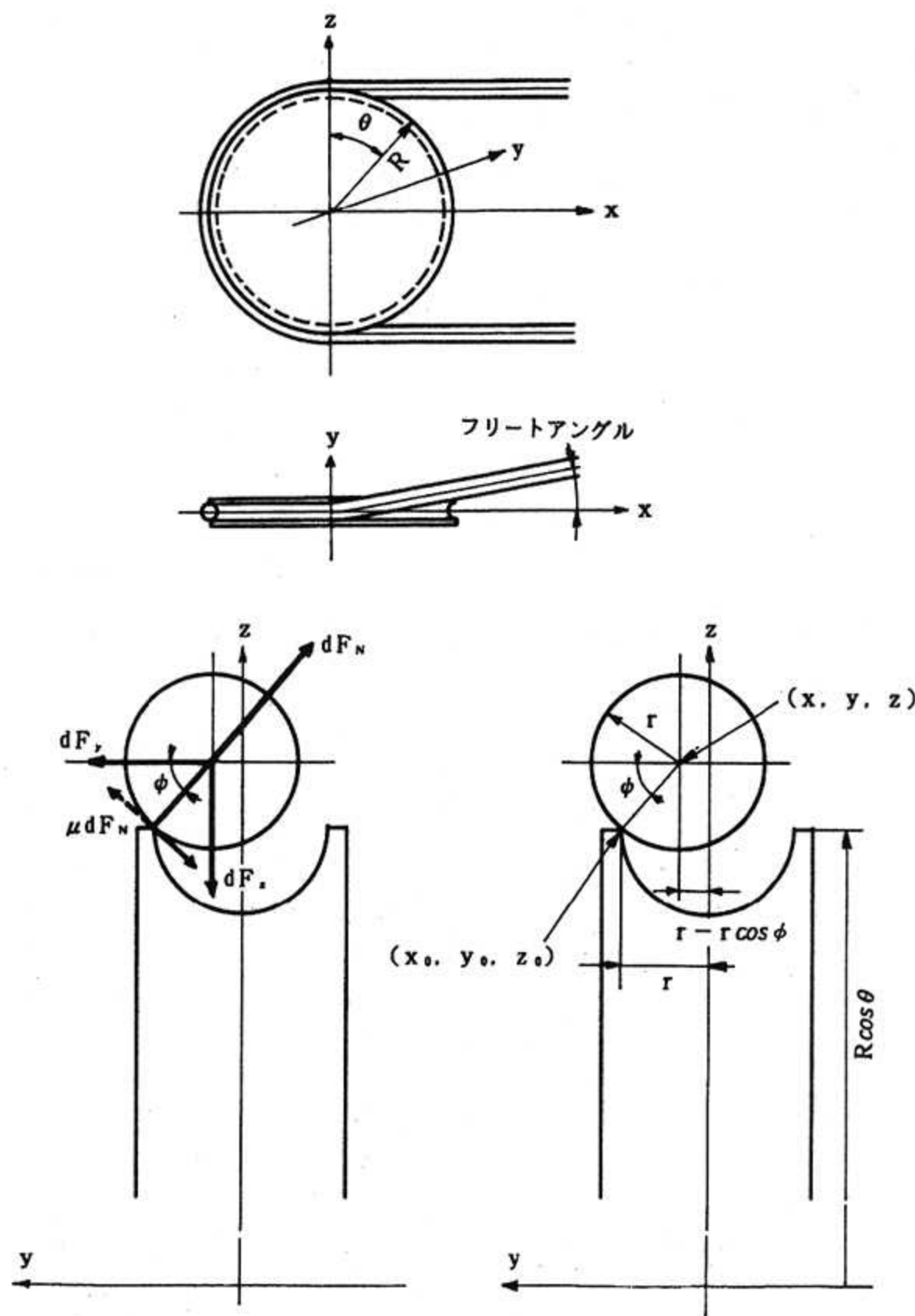


図5 捻じれ機構の理論モデル
Fig. 5 Theoretical Model on Torsion Mechanism of Rope

図5に示すように、ロープの真横から角度で ϕ だけ下がった位置でシーブのツバと接触しているとすると、ロープには横方向に dF_y 、縦方向に dF_z の力が作用し、接触点からロープの中心を通るように反力 dF_N と摩擦力 μdF_N が作用する。

この時の力の釣り合いから、摩擦力が図の反時計回りに作用するとすれば、

$$\left. \begin{aligned} dF_y &= (\cos\phi + \mu\sin\phi) dF_N \\ dF_z &= (\sin\phi - \mu\cos\phi) dF_N \\ \therefore dF_y/dF_z &= (\cos\phi + \sin\phi) / (\sin\phi - \mu\cos\phi) \end{aligned} \right\} \dots\dots(2)$$

である。一方、ロープが横方向・縦方向に曲がることによって生じる微小区間 ds における力 dF_y 、 dF_z は、それぞれロープ中心線の曲率半径 ρ_y 、 ρ_z を用いて、

$$dF_y = T ds / \rho_y, \quad dF_z = -T ds / \rho_z$$

であり、従って

$$-\rho_z / \rho_y = dF_y = (\cos\phi + \mu\sin\phi) / (\sin\phi - \mu\cos\phi) \dots\dots(3)$$

という関係が成り立つ。

さらに、ロープがシーブのツバと接触するという条件も満足させなければならない。この条件は、ロープ中心の軌跡がシーブのツバを中心として被せた半径 r のパイプの表面上にあることと同じ意味であり、従って任意のツバの位置からロープ中心線までの距離が r であるという(4)式から、このパイプ表面は微分操作により包絡面として(5)式として与えられる。

$$(x - R\sin\theta)^2 + (y - r)^2 + (z - R\cos\theta)^2 = r^2 \dots\dots(4)$$

$$\left. \begin{aligned} x &= R\sin\theta + r\sin\phi\sin\theta \\ y &= r - r\cos\phi \\ z &= R\cos\theta + r\sin\phi\cos\theta \end{aligned} \right\} \dots\dots(5)$$

そして(5)式と(3)式とを組み合わせることにより、2階微分方程式としてロープ中心線の軌跡が確定する。

5.2 シーブにおけるロープの回転角度について

ロープ中心の軌跡が上記のように与えられれば、ロープがシーブのツバとの接触点における摩擦による回転トルクが求まり、これによるロープの回転角度 ϕ を次のように求めることができる。

図4から、ロープとシーブの接触線上の微小区間 ds では、ロープには次のような反時計回りの回転モーメント dM_F が作用する。

$$\begin{aligned} dM_F &= \mu r dF_N = \mu r dF_y / (\cos\phi + \mu\sin\phi) \\ &= \mu r T ds / \rho_y / (\cos\phi + \mu\sin\phi) \end{aligned}$$

従って、接触点が進行するにつれて回転モーメント M_F は、

$$M_F = \int dM_F$$

となる。

この回転モーメントに対抗するのが、ロープの捻じりモーメントであって、この量 M_S は捻じり剛性を Φ として

$$M_S = \Phi d\phi / ds$$

と表される。従って、 $M_F = M_S$ となるまでロープは捻じられ、その後は滑ることになる。そしてロープの捻じり剛性が非常に弱い場合は、ロープはシー

ブの動きに完全に追従して回転して行くが、捻じり剛性が大きい場合は少し捻じれただけでそれ以上は捻じれないことになる。またこの式から、ロープにかかっている張力が大きいほど、回転モーメントが大きいので、捻じれを小さくするには特に張力の大きなところでの対策が重要であるといえる。

ロープがシーブから離れるまでのロープの回転角度 ϕ は

$$\phi = \int d\phi/ds \cdot ds$$

で求められる。

5.3 シーブ間でのロープの回転角度について

シーブ間にあるロープは、ロープに捻じりピッチが入っているためにさらに回転することになる。この回転角は、シーブ間距離が一般にあまり長くないことを考慮すると、ロープを弾性体と考えてよいので、回転ピッチは全長にわたって一様であり、この回転ピッチにシーブ間距離を乗じた量となる。

一方、ロープが進入して行く側のシーブでも同じ方向にロープを回転させる力が作用し、ロープの進入・接触点で新たに回転ピッチを与える。

従って、両方の回転ピッチの和にシーブ間距離を乗じた量だけロープが回転することになる。そのため、全体としては両シーブ内におけるロープの回転量と、このシーブ間での回転量を併せた量だけロープが回転することになる。

6 模型実験

この機構を確認するために、シーブ装置の模型と非自転性ロープを用いて、ロープがシーブ間を移動する間にどれだけ回転するかについての実験を行なった。

実験装置の概略を図6に示す。この装置では片側5輪のシーブが装備されており、中心円直径が120mm、溝は半径5mmの半円形である。また、シーブ軸間距離は340mmで、軸上シーブ間隔の調整でフリートアングルを0.023~0.05radの範囲で変更できるようなっている。なお、供試体としての非自転性ロープはナイロン32本撚りロープで外径10mmのものをを用い、両端に4.5kg, 10.0kg, 18.5kgの錘を取りつけて張力を与えた。

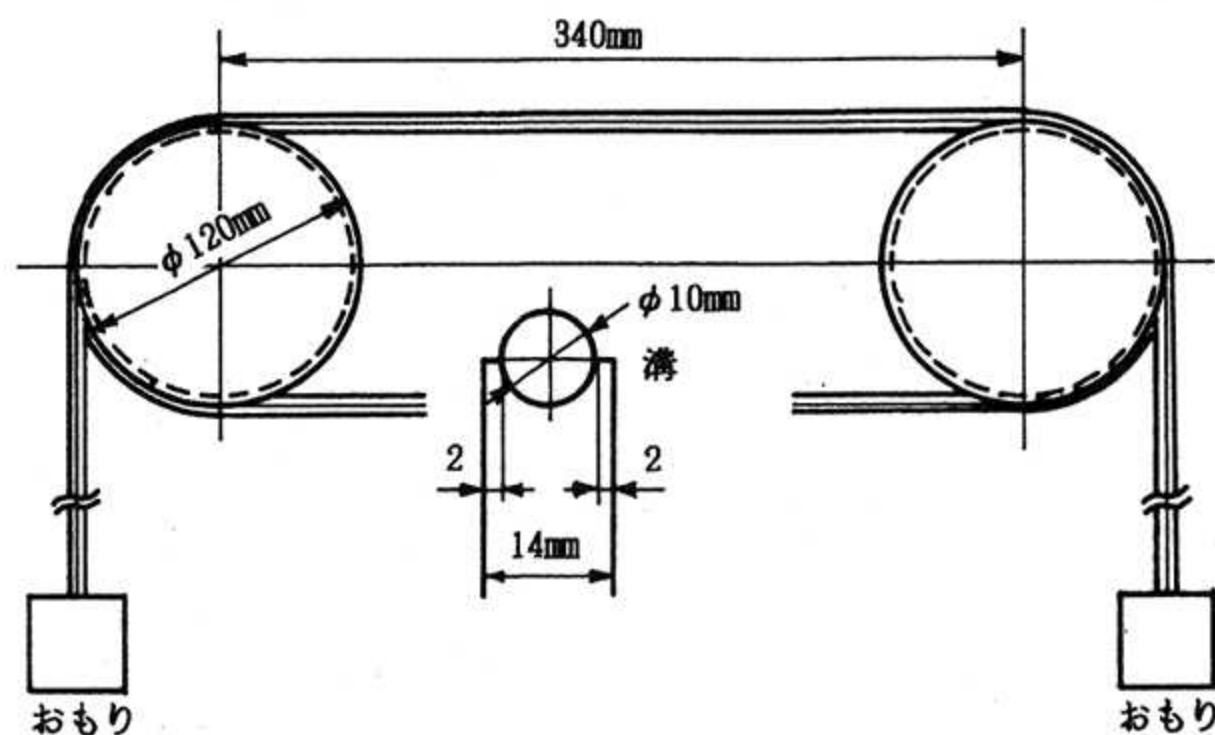


図6 模型実験装置概要

Fig. 6 Model for Experiment

シーブ間移動におけるロープの回転角度計測は、あらかじめ厚紙に一方のシーブ上のロープに刺したピンを傾斜を写し取り、このピンが他方のシーブまで移動した際のピンの傾斜角を同じ厚紙に写し取ることによって、傾斜角の差をロープの回転角度とした。そして全5対のシーブ間における回転角度の平均値を求めた。その結果を図7に示す。この図から、フリートアングルが大きくなるにつれて回転角度が急激に大きくなること、ならびに張力が大きいほど回転角度が大きくなることが分

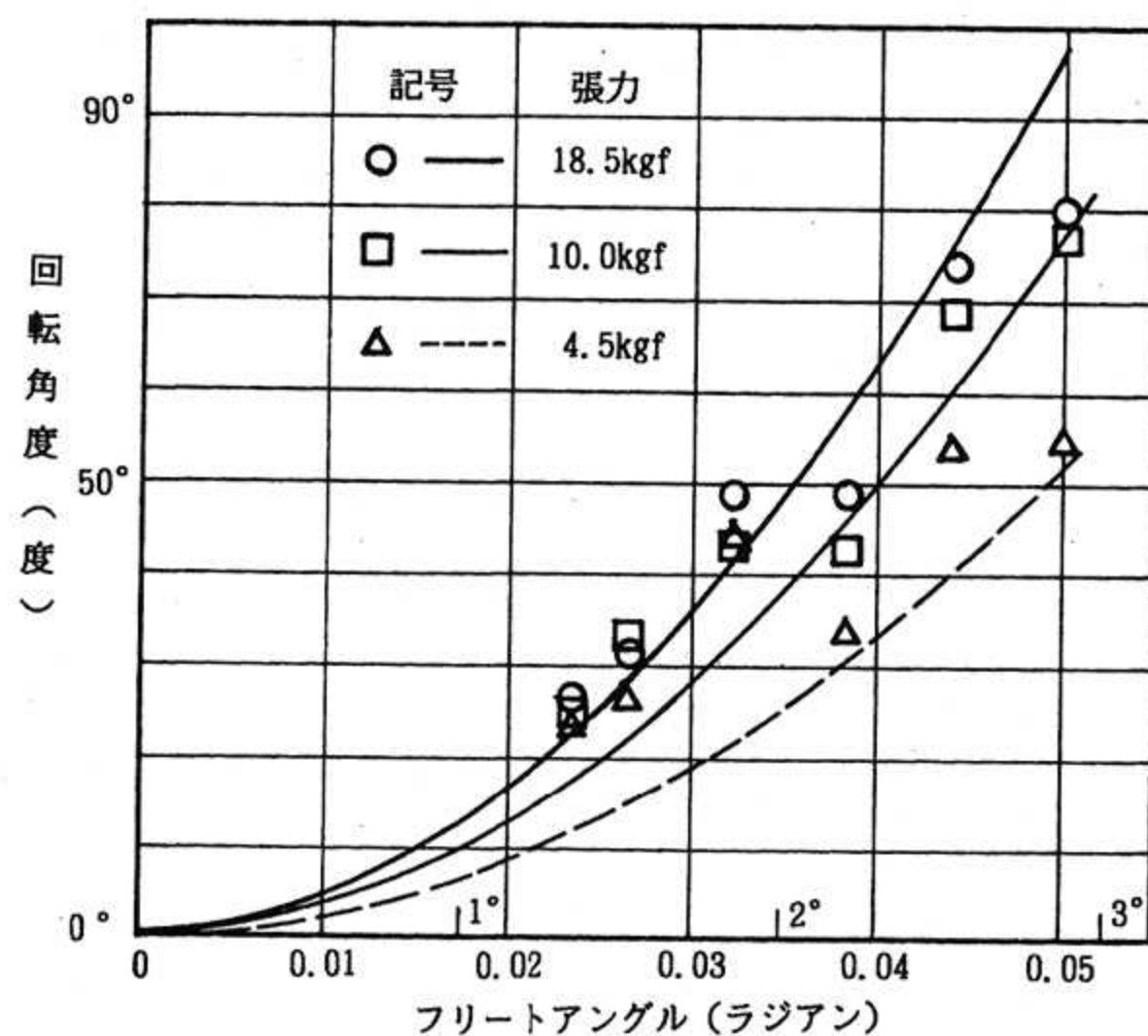


図7 模型実験結果

Fig. 7 Comparison of Experimental Results with Theoretical Calculations

かる。

7 理論との対比

5章で示した理論値の算出には摩擦係数が必要である。この摩擦係数はロープとシーブが滑りながら作用するために動摩擦係数を用いる必要があるが、計測が困難であったため適宜仮定することとした。

図7は実験結果と、動摩擦係数を0.15として3章で示した理論により計算した結果とを併せて示している。この図から、両者が傾向的にも量的にも良く一致していることが分かる。そしてこのことから、シーブのツバとロープとの摩擦によってロープが回転させられるという本理論は、現象をほぼ正確に表していると考えられる。

8 残留捻じれについて

以上により、シーブ間でロープが回転する機構については解明されたが、ロープ全長にわたって捻じれが入る現象については、本理論だけでは説明できない。シーブ間でロープが強く捻じられたとしても、ロープのどの部分も同じ回転をした後にシーブに入るため、シーブ内では回転ピッチは残っていないからである。

そこで種々検討した結果、ロープ全長にわたって捻じれが入るのは、シーブ間での強い捻じりのためにロープ内部の素線の配置が変わって残留捻じりが生じ、シーブによる拘束から解放されると残留捻じりの影響が現れてきて、ロープ全長に捻じりが生ずると考えられた。そこで、“3K”のケーブルのサンプル(10m)を用いて強制捻じれの残留状況を調べた。方法は、このケーブルサンプルの両端を手で360度の捻じれを与え、離れた時の残留捻じれを計測するものである。この計測では張力を与えた状態での残留捻じれは計測できなかったが、無張力状態での計測から、図8に示すように、強制捻じれの回数が増加するにつれて残留捻じれは次第に増加し、約10回程度の強制捻じれで残留捻じれはほぼ飽和することが分かった。残留捻じれについては、張力状態や強制捻じれ角等多くのパラメータがあり、これだけでは定量的な評価ができないが、このような残留捻じれが存在することから、シーブ装置の中で強制捻じれが生ずる限

り、ケーブル全長にわたる捻じれは避けられないといえる。

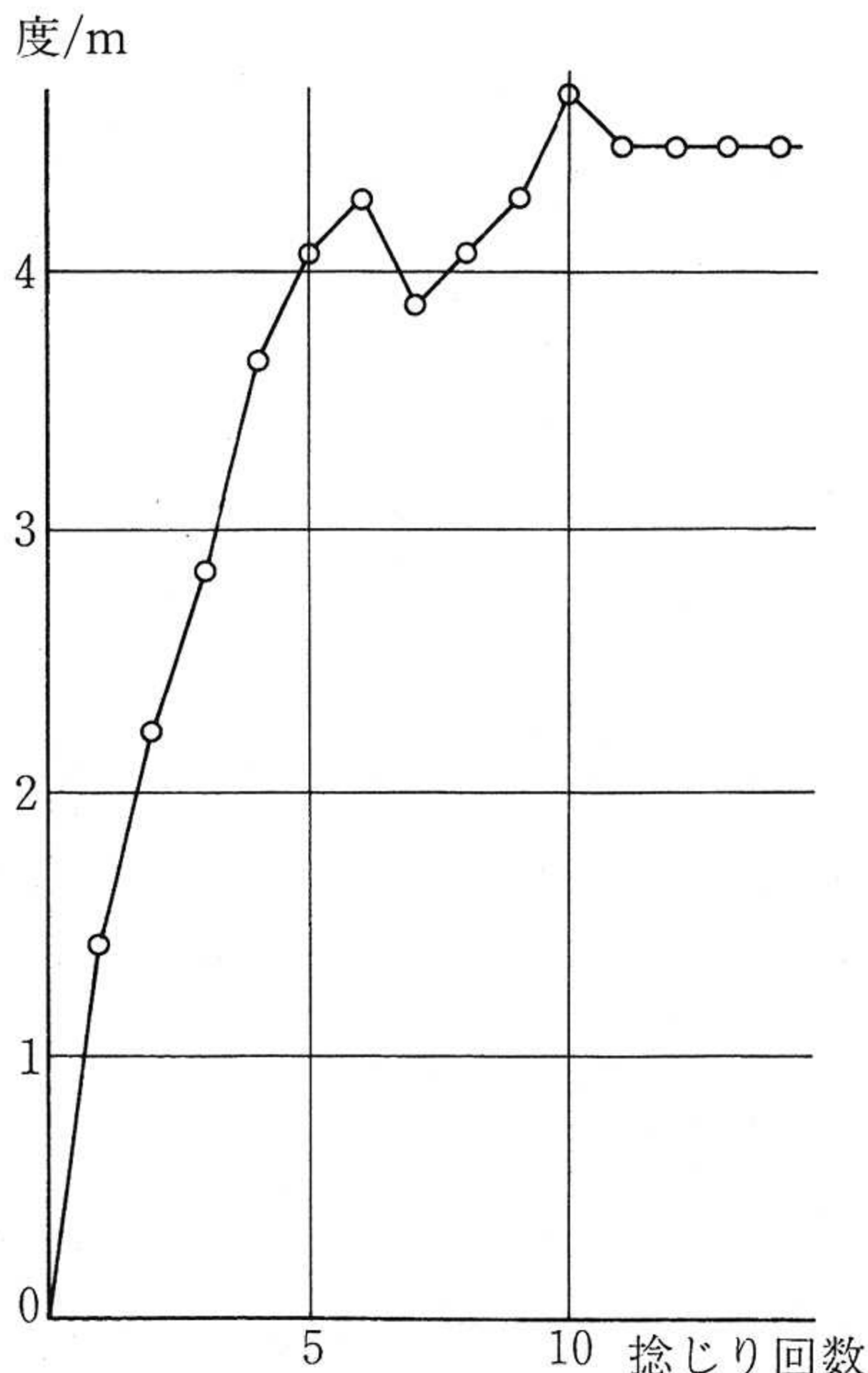


図8 “3K” ケーブル残留捻じれ計測結果

Fig. 8 Measured Results on Residual Twisted Angle of 3K Cable

9 捻じれ解消手法

以上見てきたように、ロープ全長にわたって捻じれが入るのは、フリートアングルが“0”でないシーブ装置によってロープが強い捻じりを受け、そのためにロープの素線の配置が変わって残留捻じりがロープ内部に蓄積され、シーブ装置通過と共にこの残留捻じりが解放されるためと考えられる。これを解消する根本的解決策は、シーブ配置の基本であるフリートアングル“0”を達成することである。そこでいくつかの機構について検討した。

第1は、独立したシーブを1枚1枚フリートアングルが数学的に“0”になるように互いに傾斜させる方法である。

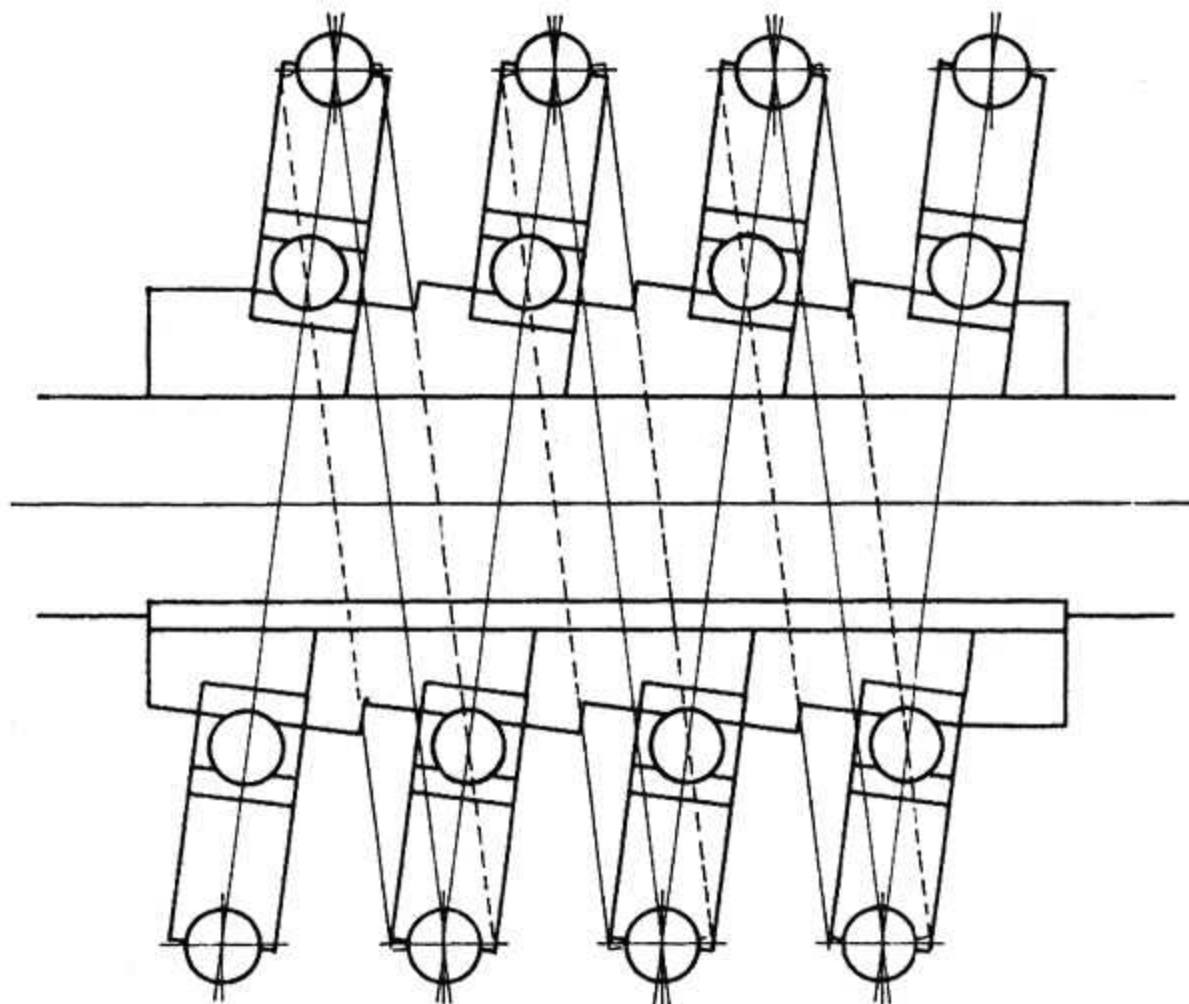


図9 独立シーブ傾斜方式
Fig. 9 Inclined Independent Sheave Method

この方法について第6章で示したのと同じ要領で、図9に示す模型を用いて実験を行なったところ、工作誤差のため完全に捻じれが“0”にはならなかったが、非常に小さな捻じれで納まった。なお、このような傾斜方式では、捻じれが入らなくても見かけ上シーブとロープの相対的角度は変化していく。すなわち、ロープに設けた角度標識とシーブとの相対角度は、図10に示すように、次のシーブでは相対するシーブの相対傾斜角度分だけずれてくる。従って捻じれ角度の絶対量を求めるには、シーブ上の相対角度からシーブ同士の傾斜角度を引いた値となる。計測に当たってはこのことに注意しておく必要がある。

この方法は、シーブ1枚1枚が独立しているラムテンションには非常に適している。一方、トラクションウィンチのように摩擦力を全シーブで与えなければならないような装置では、各シーブが同期して回転しなければならない、かなり困難である。そこで1本の軸に複数のシーブを傾斜して取り付ける方法で、同期運転が可能な方式を検討した。その結果、図11に示すように各シーブにトル

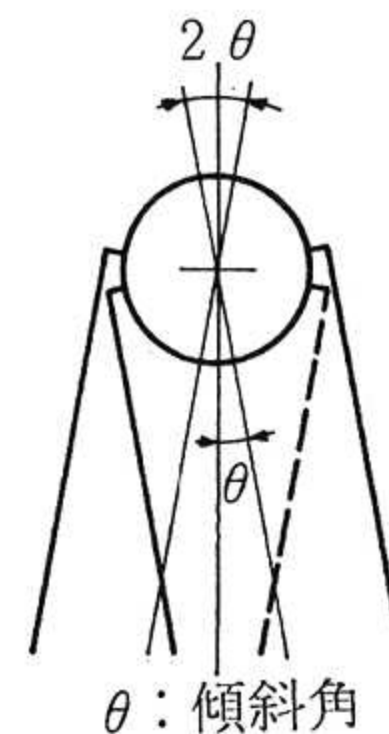


図10 傾斜シーブにおける見掛けの捻じれの発生
Fig. 10 Mechanism of Virtual Torsion of Rope on Inclined Sheave

ク伝達のできるロッドを適当数串刺にし、このロッドを同じ軸上で傾斜した両端の歯車で駆動することにより可能となることが分かった。相対するシーブ群も傾斜は逆であるが同じ機構にし、中間に設ける斜歯歯車で両者の同期を取るものである。

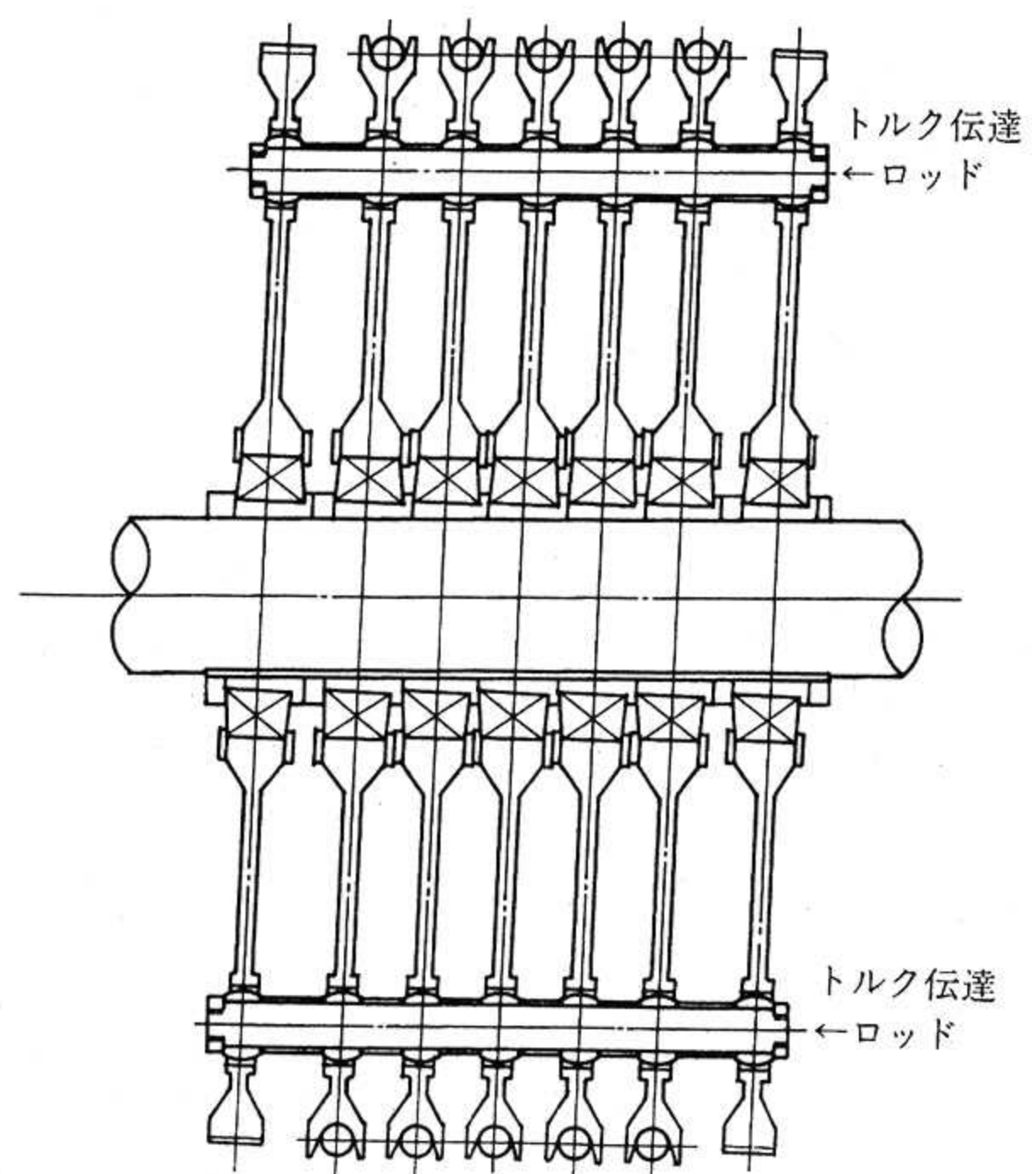


図11 傾斜シーブにおけるトルク伝達方法
Fig. 11 Torque Transfer Method on Inclined Sheave by Penetrating Rods

しかしこの方法は、機構学的には完全にフリートアングルを“0”にできるが、軸が細くならざるを得ず、そのためにロープに張力がかかると軸が撓んで完全なフリートアングル“0”を保てないこと、さらにトルク伝達のためのロッドは複数本必要であるが、加工上芯出しを完全に行うことがほとんど不可能なこと等いくつか非常に困難な点があり、実用的ではない。

第2の方法は、通常の共通軸にシーブを取付け、双方の軸を互いにシーブ溝間隔分だけずれるよう傾斜させるものである。この方法では、数学的に完全なフリートアングル“0”をすべてのシーブで達成することはできないが、シーブ溝間隔がシーブ直径より十分小さければ、“0”でないことの影響は、かなり小さいと期待される。

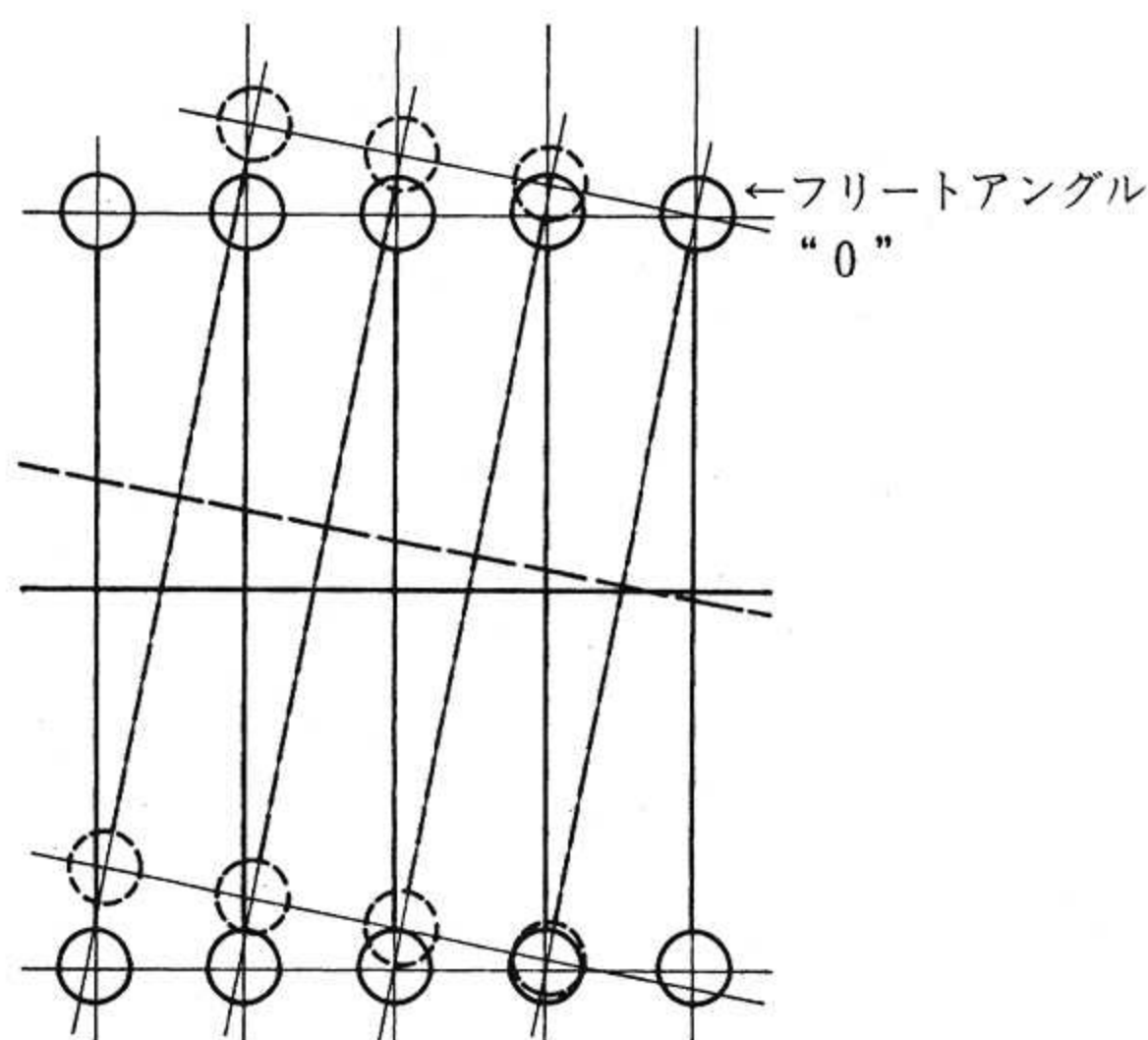


図12 軸傾斜シーブ方式

Fig. 12 Shaft Inclined Sheave Method

そこで、多条溝を切った一对のドラムを溝間隔分だけ傾斜させる図12に示すような方式について検討した。この方法は、どれか1つの溝については完全にフリートアングルを“0”にできるが、他の溝については数学的には“0”にはなりえない。一方、第5章2節で示したように、ロープにかかる強制捻じれモーメントは張力に比例して大きくなるので、フリートアングルを完全に“0”にする溝は張力が最も大きい区間とすべきである。

この区間を過ぎた後は、張力が指数関数的に減少（捻じれモーメント減少）して行くのに反して、フリートアングルは次第に大きく（捻じれモーメント増大）なっていくので、強制捻じれモーメントがどのようになるかは一概にいえませんが、ドラム直径に比して溝間隔が小さい場合は傾斜角はかなり小さくでき、実用的にはほとんど影響がないと考えられる。

これらを基に、現在開発がすすめられている10,000m級無人探査機用ケーブルの駆動に用いられるトラクションウィンチに対して、軸を傾斜させない従来の方式の場合と傾斜させる場合とで、強制捻じれ角が各溝でどのくらい異なるかを検討してみると、おおむね1/700から1/1000程度になると予想される。もちろん工作精度の問題やケーブルの各部分でのばらつき等のため、必ずしもこの程度まで小さくなるとはいえないが、それでも軸を傾斜させることが非常に効果があるといえる。

10 まとめ

世の中にはいろいろな事故が発生する。人命に関わるような大事故でない限り、引き起こした当事者は公表を控えようとするだろうし、ニュースバリューもあまりない。ケーブルが切れて海底に鎮座しているROVは多々あるが、たまに非公式に伝聞するだけでほとんど知られることがない。ましてや、ケーブルの強度メンバーの一部が破損したことなどは外部の人はほとんど関心を持たないであろう。しかし、ROVの担当者にとっては、背筋に冷たいものが走る極めて重大な事件である。明らかに自分の操縦ミスで何かに引っ掛けて破損したということが分かっていたらまだ納得できるが、マニュアル通りに操縦しているのに強度メンバーが破損するようでは、そのシステム全体が信頼できなくなり、できるだけ使わないようにしようという方向に行ってしまう。

一方、開発サイドにとってみれば重大であることは十分認識しているものの、何とも摺り所のない現象であり、仕方がないからケーブル自体を悪者にして、いろいろ工夫してみるというのが、今までの傾向であった。

しかし今回、これとはまったく異なった観点から現象を検討した結果、全体的な現象の理解と対

策が採れるようになってきた。

すなわち、まずケーブルについては

- ① トルクバランスは十分とること。
- ② 均圧方式を採用すること(最外層シースに非水密性のものを用いるか、空隙を排除する)

次にシーブ装置については、フリートアングルが“0”になるような方式を採用することが肝要である。

このフリートアングル“0”については、独立したシーブを各々傾斜させる方法と、数学的には“0”にならないものの共通軸を傾斜させる方法があり、前者はラムテンショナに直ちに適用でき

る。後者はトラクションウィンチへの適用が適切であるが、フリートアングル“0”は、ケーブル張力が最も大きい区間に対して成立するように配置することが大切である。

このような対策を施すことによって、ケーブルに関わる事故はほとんど消滅すると期待される。この方式は、現在開発中の10,000m級無人探査機にも採用され、製作されており、その効用を期待している。

(原稿受理：1992年5月25日)