



たわみ軸の機械的性質について

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-07-24 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 田中, 稔, 内藤, 正鄰, 田下, 和男 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3652

たわみ軸の機械的性質について

田中 稔・内藤正隣・田下和男*

On the mechanical Property of Flexible Shaft

Minoru Tanaka, Masachika Naito and Kazuo Tashimo

Abstract

The flexible shaft is generally used as a mechanical element which transmits the torsional moment and reduces the flexural rigidity of shaft.

This paper is one of the results of our investigation of the mechanical properties of flexible shaft which is used as a power transmission. Our investigation says that the maximum torsional moment is effected by the diameter of outer layer wire and its number, the diameter of flexible shaft, and so on.

The formula which we found in this investigation will contribute the design of the flexible shaft.

1 はじめに

動力を伝達する場合、使用目的によっては、軸の曲げこわさを小さくして、ねじりモーメントを伝えたい場合がある。このようなとき機械要素としてたわみ軸が使用される。

たわみ軸は通常、細い綱線をコイル状に巻いて成形されたものが多く、これを動力伝達用に使用する場合、ねじり強さが重要である。しかし、軸の長さが長くなると曲げこわさが小さいため、ねじれ座屈をおこす。これは、実際の使用において大きな問題となる。

ここでは、たわみ軸がねじれ座屈現象を示すことから、たわみ軸のねじり試験を行ない、たわみ軸の最外層素線構成および軸長と最大ねじりモーメントの関係を求めたので報告する。

2. 実験装置および方法

実験に使用したたわみ軸の構成は図-1に示すように、直径 d の綱線を n 本帯状に並べてコイル状に巻きこの上に巻き方向が反対になるように2層目、3層目と外層に巻いて形成され、一般に外層になるほど綱線は太くなっている。本実験に使用したたわみ軸の種類とその素線構成は表-1に示すとおりである。

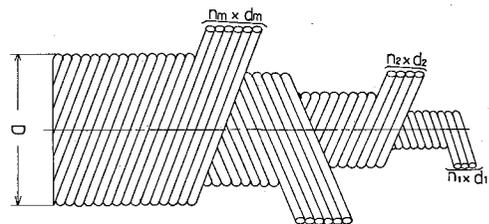


図-1 たわみ軸

* 北海学園大学

第一 1 たわみ軸の素線構成

公称直径 D mm	芯線 i_0	素線構成				
		$n_1 \times d_1$	$n_2 \times d_2$	$n_3 \times d_3$	$n_4 \times d_4$	$n_5 \times d_5$
13	無	3×0.9	4×1.0	4×1.0	4×1.4	4×1.6
〃	〃	3×0.9	4×1.0	4×1.0	5×1.4	5×1.6
〃	〃	3×0.9	4×1.0	4×1.0	6×1.4	6×1.6
〃	〃	3×1.0	4×1.4	4×1.4	4×1.8	————
15	〃	3×1.0	4×1.2	4×1.2	4×1.4	4×1.8
〃	〃	3×1.0	4×1.2	4×1.2	5×1.4	5×1.8
〃	〃	3×1.0	4×1.2	4×1.2	6×1.4	6×1.8
〃	〃	3×1.4	4×1.6	4×1.6	4×2.0	————
18	〃	3×1.4	4×1.4	4×1.6	4×1.8	4×2.0
〃	〃	3×1.4	4×1.4	4×1.6	5×1.8	5×2.0
〃	〃	3×1.4	4×1.4	4×1.6	6×1.8	6×2.0
〃	〃	3×1.6	4×1.8	4×2.0	4×2.3	————
20	〃	3×1.4	4×1.6	4×1.8	4×1.8	4×2.3
〃	〃	3×1.4	4×1.6	4×1.8	5×1.8	5×2.3
〃	〃	3×1.4	4×1.6	4×1.8	6×1.8	6×2.3
〃	〃	3×1.8	4×1.8	4×2.0	4×2.6	————

ねじり試験においては、たわみ軸の長さが1 mまでのものについてはねじり試験機を、それ以上の長さのものについては、図-2に示すねじり試験装置を使用した。

ねじり試験機にはねじれ角とねじりモーメントを記録させ、ねじり試験装置では、ねじれ角を変化させねじれ角およびねじりモーメントは、それぞれ角度板およびトルク計から求めた。

計験片の長さはチャック間の距離とした。

たわみ軸に作用させるねじりモーメントは、最外層素線が締められる方向に使用されるので、本実験においてもこの方向に作用させた。

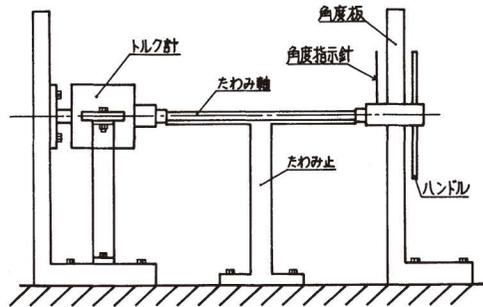


図-2 ねじり試験装置

3. 実験結果と考察

3-1 ねじりモーメントとねじれ角の関係

図-3はねじり試験機に記録させたたわみ軸のねじりモーメントとねじれ角の関係である。変形が比較的小さなAまでの間ではゆるやかな勾配をなし、変形が大きなAB間では勾配が

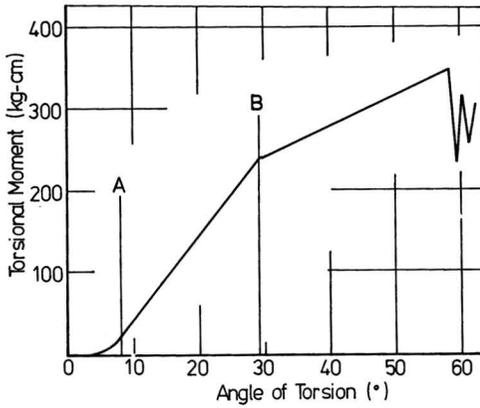


図-3 ねじりモーメントとねじれ角の関係

急になり、さらに変形が大きくなるB以降で勾配がゆるやかになっている。たわみ軸は、B点までは取り付けたときの状態を保つが、B点を越えると図-4に示すようなねじれ座屈現象があらわれる。本実験においては、試験片の長さ、素線構成のいかんにかかわらずこの現象を示した。

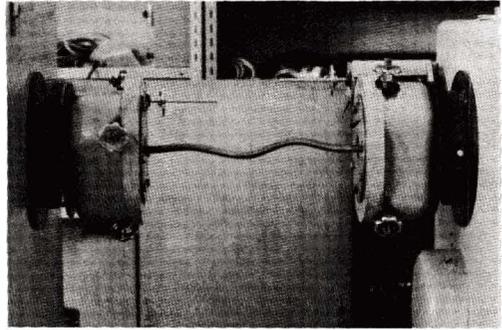


図-4 ねじれ座屈

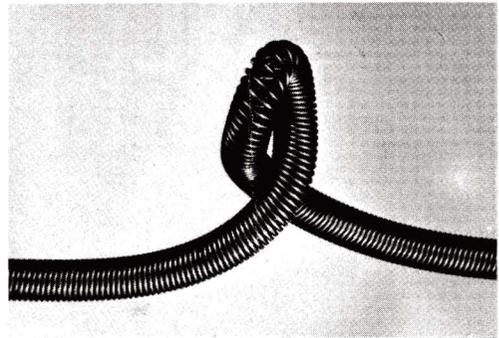


図-5 ねじれ座屈

ここで、Aまでの変形が比較的小さな範囲において、たわみ軸はコイルバネの集合体と考えられる。変形が大きくなると、素線間、層間が接触しはじめ、AB間では、素線間、層間が密着して充実軸や中空軸に近い状態になったと考えられる。B点では図-4に示すようなねじれ座屈現象は顕著にあらわれないが、この点がねじれ座屈の開始点である。

図-4に示されるねじれ座屈現象がおこってからさらにねじると、図-5に示すような状態となり、荷重を取り去っても変形はもとにもどらない。

3-2 ねじりこわさ

ねじりこわさCは、図-3のAB間におけるねじりモーメントTとねじれ角φの関係から、

$$C = T \ell / \phi$$

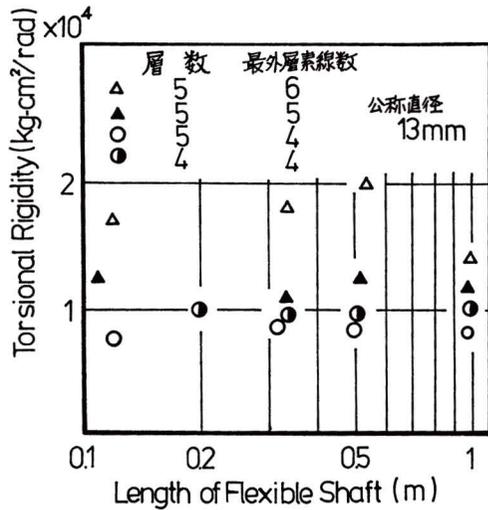


図-6 ねじりこわさと素線構成の関係

として求めた。 l はたわみ軸の長さで、チャック間の距離である。

図-6~図-8は、最外層素線構成および公称直径とねじりこわさの関係を横軸をたわみ軸の長さとしてあらわしたものである。

これから、最外層素線構成と公称直径が同一のものは、長さに関係なくほぼ一樣なねじりこわさになることがわかる。また、公称直径が大きいほど、最外層素線本数が多いほどねじりこわさが大きい。

ねじりこわさは、層数にも影響されるが、最外層素線本数4本の場合、13φでは4層の方がねじりこわさが大きく、18φでは5層の方がねじりこわさが大きくなっている。

これは、13φの場合には最外層素線太さが4層の方が太く、18φの場合には、4層も5層も同じ太さになっていることから、素線の太さが同一の場合は層数が影響するが、それよりも最外層素線の太さの方がより大きい影響を与えると考えられる。

図-6および図-7からわかるように、たわみ軸の素線構成を変えることによりある程度ねじりこわさを変化させることができる。また、最外層素線構成を選ぶことによって、公称直径の小さなものでもねじりこわさを大きくすることが可能である。

これらの図より、ねじりこわさは一般に公称直径の小さいものが長さによる変化は少ない。また、

- i) 最外層素線直径が小さいもの
- ii) 最外層素線本数が少ないもの

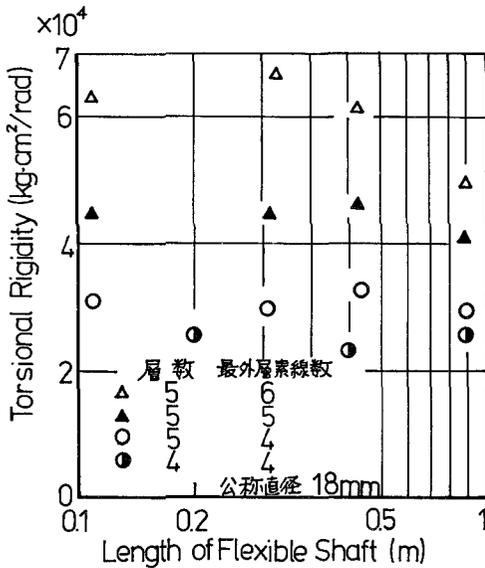


図-7 ねじりこわさと素線構成の関係

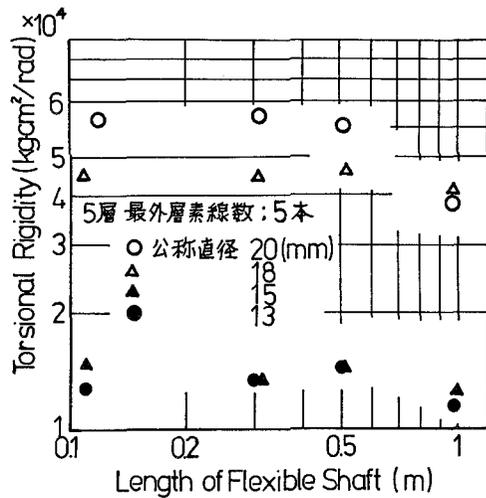


図-8 ねじりこわさと公称直径の関係

iii) 最外層とその下の層の素線直径の差が小さいもの

は、ねじりこわさの長さによる変化が少ない。

これは、コイルのピッチ角が大きくなると素線の軸線方向の歪が不ぞろいになるためと考えられる。たわみ軸の場合、素線直径が大きくなり、素線本数が多くなるとピッチ角が大きくなる。

たわみ軸長1m付近でねじりこわさにかなりの変化が生じているものがあるが、この原因は、たわみ軸をねじり試験機に取り付ける場合、たわみが生ずるため張力が一様にならず、ねじりこわさが若干変化すると考えられる。また、輸送中の軸の変形の影響も若干ある。

3-3 最大ねじりモーメント

実際にたわみ軸を使用する場合は、ねじれ座屈点以下で使用されるので、ここでは、ねじれ座屈が始まるB点(図-3)のねじりモーメントを最大ねじりモーメントと考えた。

素線が切断するたわみ軸のねじりモーメントに関して小玉は以下の式を提案している⁽¹⁾。

$$T_B = \pi d_m^2 \sigma n_m (D - d_m) / 8k \quad (1)$$

ここで、 T_B は破断ねじりモーメント、 d_m は最外層素線直径、 n_m は最大層素線本数、 D は公称直径、 σ は最外層素線の引張強さ、 k は係数で0.7~0.8の値としている。本実験において、素線が破断するような例はなかったのでこの式はあてはまらない。

また、ねじれ座屈をおこす軸に関して、座屈ねじりモーメントと曲げこわさの関係を次式のように提案している⁽²⁾。

$$T_{cr} = k_1 B / \ell \quad (2)$$

ここで、 T_{cr} は座屈ねじりモーメント、 B はたわみ軸の曲げこわさで、 k_1 は係数で10~13の範囲である。本実験において、たわみ軸に輸送中の変形が残っていたため、曲げこわさの変動が大きく、実験値と計算値にかなりの差が出た。

図-9は横軸にたわみ軸の長さを取り、最外層素線構成、公称直径と最大ねじりモーメントとの関係をあらわしたものである。

図より、たわみ軸の長さで最大ねじりモーメントは比例する。

そこで、たわみ軸のねじりこわさに影響を与える因子を整理して、最大ねじりモーメントに関する実験式を提案する。

$$T_{max} = K n_m d_m \sigma D / \sqrt[3]{\ell} \quad (3)$$

ここで、 T_{max} は最大ねじりモーメント、 n_m は最外層素線本数、 d_m は最外層素線直径、 D は公称直径、 σ は最外層素線の引張強さ、 K は係数で、本実験ではほぼ0.02~0.04の範囲であった。

図-10、図-11は図-9と同様、素線構成、公称直径と最大ねじりモーメントの関係を表わしたものである。図中の直線は(3)式より求めた計算値である。

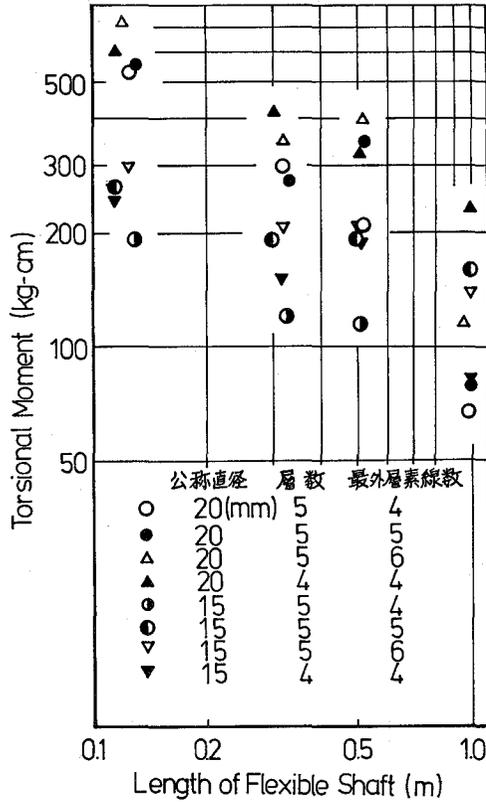


図-9 最大ねじりモーメントと長さの関係

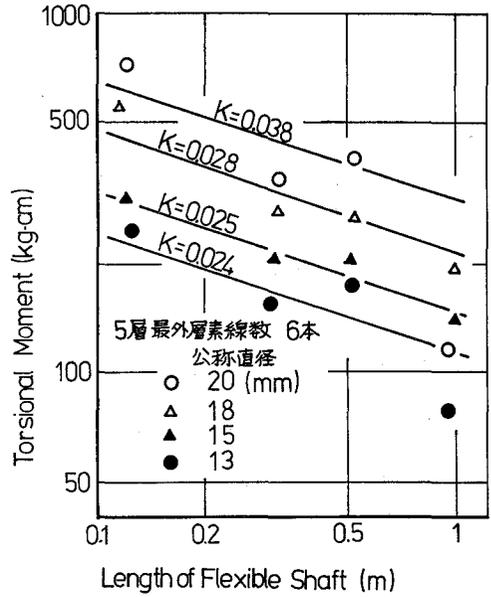


図-10 最大ねじりモーメントと長さの関係

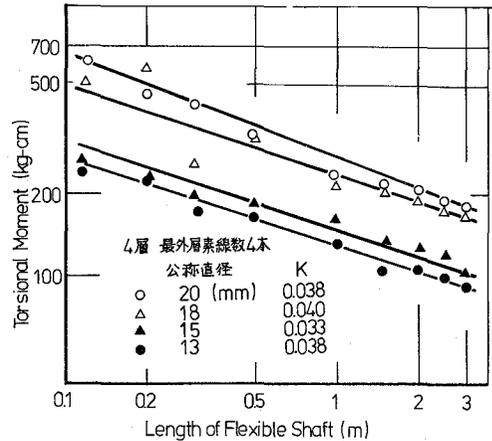


図-11 最大ねじりモーメントと長さの関係

(3)式では層数の影響をKの中に含ませているが、Kの値からは層数による影響は判断できない。

Kの値を選ぶと実験値と計算値はかなりよく一致する。

また、(2)式ではたわみ軸の曲げこわさがわからなければ座屈ねじりモーメントが求まらないが、(3)式では素線構成と素線の引張強さがわかるとKの値を適当に選ぶことによって簡単に最大ねじりモーメントが計算できる。

4. まとめ

以上の結果から、

- (1)たわみ軸の変形が小さい場合はバネの集合体のように考えられ、変形が大きくなると充実軸や中空軸のような性質となる。
- (2)最外層素線本数を多くしたり、最外層素線直径を太くすることによりねじりこわさを大きくすることができる。
- (3)ねじりこわさは長さによらずほぼ同様と考えられるが、張力によって変動すると思われる。
- (4)たわみ軸設計の一助となる最大ねじりモーメントを求める計算式を提案した。

最後に本実験にご協力をいただいた日本フレキシブル・メタル工業と卒業生の吉田透君（プレス工業K・K）、境紀之君（K・K山田ドビー）、水上正基君（K・K北海道曹達）、吉田広君（枝幸高校）の諸君に謝意を表します。

（昭和51年5月21日受理）

参 考 文 献

- (1), (2) 材料試験 第10巻 99号 昭和36年