

精密ねじり試験システムの設計製作とその評価

杉本 信行*・橋 克弘**

Design and Evaluation of Precision Torsion Tester System

Nobuyuki SUGIMOTO Katsuhiko TACHIBANA

Abstract

Power transmission machine elements, for example gear drive, shaft coupling, etc. are required not only to transmit the rotation from driver to driven but also to transmit the accurate rotation with development of industrial robots and NC machine tools that take precision positioning device. Therefore analysis of transmitted error, torsional characteristic, and torsional stiffness of such machine elements have been needed in recently.

For the purpose of above, precision torsion tester system was designed. This system was able to load ± 600 Nm torque and its resolution of measured angle was a second-order. By using several round steel test pieces, the torsion tester system was evaluated. As a result, it was found that the system had reproducibility and reliability of measured data.

1. はじめに

軸継手や歯車などの動力伝達用機械要素は、従来までは原動機の回転を負荷側へ確実に伝達しておけば、その目的を達していた。しかし産業用ロボットやNC工作機械など精密位置決めを要する機械装置の部品として使用されることの多くなった今日では、回転を単に伝えるだけではなく、回転をいかに正確に伝えるかということが重要視されつつある。すなわち動力伝達用機械要素個々の角度伝達誤差やねじれ変形、ねじり剛性などの諸特性を、ロボットなどの機械装置を設計する段階で、予め十分把握しておく必要性が増してきた。

例えばバックラッシを極端にきらうロボットなどの減速機として、小型軽量で速比が大きいなどの特長から波動歯車装置⁽¹⁾がよく用いられているが、運転領域内のある特定の回転数で生じるねじり振動の低減対策上、波動歯車装置のねじり剛性の解明が強く望まれている。また軸継手に関しては、締結軸のスラスト方向の伸縮や、2軸間のミスアライメントを吸収できる板ばねなどを用いたフレキシブルカップリングに対して、曲げ剛性は小さく、ねじり剛性は締結軸の剛性以上といった、ともすれば相矛盾する2つの要求をともに満足するような軸継手の設計を要求される時代である。また軸継手自体のバックラッシを回避するためや、軸継手の脱着の利便性を向上させるために、キーによる締結を行わない摩擦締結タイプの軸継手の需要が増してきた。したがって摩擦締結部分や板ばね部分が、軸継手全体のねじれ特性に及ぼす影響を把握することも、これからの課題と思われる。

*宇部工業高等専門学校機械工学科

**アイセル株式会社

そこで本研究では波動歯車装置や、摩擦締結でしかも曲げに対してフレキシブルな軸継手のねじり剛性の実験的かつ理論的解明を行っていく第一歩として、秒オーダまでのねじれ角が測定できる精密ねじり試験システムの設計製作を試みた。本システムは被測定物の一端を固定し、他端にトルクを負荷するねじり試験装置部分と、パソコンを中心とした計測部分の2つの部分から成り立っている。測定するねじれ角が微小なことから、ねじり試験装置自体の変形が被測定物のねじれに及ぼす影響を検討しつつ、その影響が極力回避できる構造となるように、設計上とくに留意した。また完成したねじり試験システムのデータの再現性や、材質の異なる丸棒のねじり試験における実験値と理論値との比較などを行い、本システムの性能評価も行った。以下本システムの設計過程や構造、特長、性能評価結果などについて報告する。

2. ねじり試験システムの設計

2.1 設計基準

ねじり試験を行う対象が波動歯車装置や軸継手と、比較的小型であること、ならびに秒オーダまでのねじれ角の測定を追求することに主眼をおいていることから、次に示すような設計基準を設定した。

- ① 負荷できるトルクは、 -600 Nm から 600 Nm 程度とする。しかもこの範囲内で、連続的かつなめらかに負荷トルクの大きさが変えられること。
- ② 装着可能な被測定物の最大寸法は、 $\phi 250\text{ mm} \times L 200\text{ mm}$ 程度とする。
- ③ ねじれ角の最小検出角度は1秒 ($1/3600$ 度)とし、ねじり試験装置自体のねじれが測定データにできるだけ混入しない検出構造とする。
- ④ トルクとねじれ角の測定は、連続的かつ同時計測が可能なこと。
- ⑤ 被測定物の試験装置への脱着が容易で、しかも装着方法が測定データの再現性に影響を与えない構造とする。

以上個々の設計基準を満足するような計測機器の選択、ならびに構造の検討をしつつ、まず概略設計を行った。

2.2 概略設計

2.2.1 トルクの負荷ならびに検出方法

トルクを被測定物に負荷する方法としては、てことおもりに利用した簡便でしかも信頼性の高い方法も考えら

れるが、設計基準①に示したように、なめらかにしかも連続的に負荷トルクの大きさを変える必要があることや、最大負荷トルクが 600 Nm と比較的大きいことから、測定環境の安全性を考慮して油圧モータを使用することにした。

使用した油圧モータの主な諸元を表1に示す。この油圧モータの発生可能な最大トルクは $430\text{ Nm}/2750\text{ N/cm}^2$ ($44\text{ kgfm}/280\text{ cm}^2$)であり、しかも手持ちの油圧ポンプの能力が 1 kN/cm^2 であることから、 150 Nm 程度のトルクしか得ることができない。そこで歯車減速機を用いて所要のトルクを得ることにした。この歯車減速機の速比を80:15とすることで、計算上 800 Nm のトルクが得られ、機械効率を考慮しても設計基準①の 600 Nm のトルクは十分得られると思われる。負荷トルクの大きさや負荷スピードの調整は、油圧バルブを測定者が手動で開閉して行うこととした。

トルクの検出は図1に示すように、油圧モータから歯車減速機を介して被測定物にトルクを伝達する軸（以下

表1 油圧モータの諸元

押しのけ容積	99 cm^3/rev
定格圧力	2750 N/cm^2 (280 kgf/cm^2)
瞬間最高圧力	3190 N/cm^2 (325 kgf/cm^2)
定格出力トルク	430 Nm (44 kgfm)
定格回転速度	1000 rpm
最高回転速度	1000 rpm
最高出力	45 kw (62 PS)
質量	22 kg

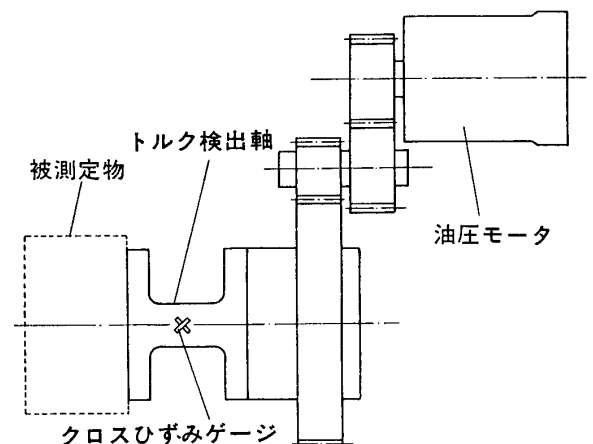


図1. トルク検出軸

トルク検出軸という)の表面に貼った2組のクロスひずみゲージで行うことにした。検出されるひずみとトルクとの間には次式⁽²⁾が成り立つ。

$$T = \frac{4 \epsilon G I_p}{d} \dots\dots\dots(1)$$

- ここで ϵ 軸方向に対して45度の角度で貼られたひずみゲージで検出されたひずみ
 G 横弾性係数
 I_p 断面2次極モーメント
 d ひずみゲージを貼った軸の直径

本試験装置のトルク検出軸は、外径 $\phi 50.66$ mm、内径 $\phi 22.90$ mmの中空軸であること、またトルク検出軸の曲げひずみの影響をキャンセルするために、軸表面の180度隔たった位置に2組のクロスひずみゲージを貼り、4ゲージ法でブリッジ回路を組んだことなどを考慮すると、ひずみ増幅器から得られる電圧とトルクとの関係は式(2)のようになる。

$$T = \frac{\pi G (d_2^4 - d_1^4)}{32 d_2} \times \frac{2.0}{K} \times \frac{V}{V_0} \times \epsilon_0 \dots\dots\dots(2)$$

- ここで d_1 トルク検出軸の内径
 d_2 トルク検出軸の外径
 K ゲージファクタ
 ϵ_0 校正ひずみ
 V_0 校正ひずみ入力時の出力電圧
 V 測定中のひずみ増幅器の出力電圧

2・2・2 ねじれ角の検出

ねじれ角の検出には、1,296,000パルス/1回転(=1秒/1パルス)の超精密ロータリーエンコーダを2台使用することにした。使用したロータリーエンコーダの諸元を表2に示す。2台のロータリーエンコーダのうち、ロー

タリーエンコーダIは被測定物のトルク負荷端側のねじれ角を、またロータリーエンコーダIIは、被測定物の回転を固定する固定端ブロックの変形にともなう相当ねじれ角の測定を行うためのものである。このように2台のロータリーエンコーダを同時に使い、トルク負荷端側で検出されたねじれ角から、本来はねじれないと思われる固定端側のねじれ角を減ずることで、被測定物の正味のねじれを得ることができる。すなわち試験機自体の負荷時の変形が、ねじれの測定データに与える影響を極力回避するという設計基準^③に対処することが可能と考えた。この方法はとくに被測定物のねじり剛性が大きくてねじれ角が微小なために、試験装置自体の変形によるねじれが無視できないものの測定を行う場合に有効な手段と思われる。

負荷側のねじれ角の検出位置は、油圧モータの軸もしくは歯車減速機の歯車軸などで行う方が容易ではあるが、この歯車や軸自体もトルク負荷時にはねじれが生じる。したがって被測定物に最も近い、被測定物取り付け用治具円板にねじれ角検出棒($\phi 10$)を取り付け、図2に示すように中空にしたトルク検出軸の中を通して外部のロータリーエンコーダに接続した。また固定端側のねじれ角の検出もトルク負荷端側と同様、被測定物取り付け用治具円板にねじれ角検出棒を取り付けて行うことにした。

2・2・3 測定のブロック線図

使用したロータリーエンコーダIには、角度表示器内にバイナリカウンタ出力端子が、またロータリーエンコーダIIの角度表示器にはGP-I Bインターフェイスがついている。またトルクの検出にはひずみ増幅器を使用しているため、アナログの出力電圧が得られる。そこで3種類のインターフェイス、すなわちGP-I Bボード、デ

表2 ロータリーエンコーダの諸元

	ロータリーエンコーダ I	ロータリーエンコーダ II
パルス数	81,000パルス/1回転 電気分割により1,296,000 パルス/1回転	32,400パルス/1回転 電気分割により1,296,000 パルス/1回転
パルス累積誤差	20秒以内	3秒以内
パルス間隔誤差	—	0.5秒以内
光源	半導体レーザー	発光ダイオード
最高応答周波数	500kHz	32.4kHz
起動トルク	0.03Ncm 以下	1 Ncm 以下
直径×長さ	36×53mm	170×63mm
質量	80g	5 kg

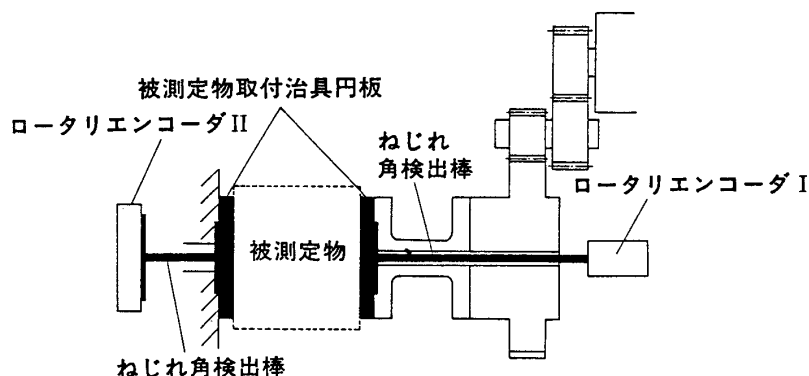


図2. ねじれ角の検出位置

デジタルI/Oボード、A/Dボードを用いて、パソコンでトルクとねじれ角の同時測定を行うことにした。この測定方法は設計基準④に対処するもので、測定のブロック線図を図3に示す。

同時測定可能な項目としては、負荷トルク、ねじれ角(2CH)のほか、電気マイクロメータを用いた被測定物の曲げ変形量(2CH)や、被測定物のひずみ(1CH)の計6CHであり、これらの信号をパソコンに取り込むタイミングは、測定者の意志で任意の時間間隔で取り込む方法と、一定時間間隔で自動的に取り込む方法の2つの方法が選択できるように、プログラムを組んだ。

なおパソコンに取り込まれる負荷トルクとねじれ角のデータは、リアルタイムでディスプレイ上に表示させ、試験状態をモニターできるようにするとともに、試験終了後XYプロッタでその関係を描かせることにした。

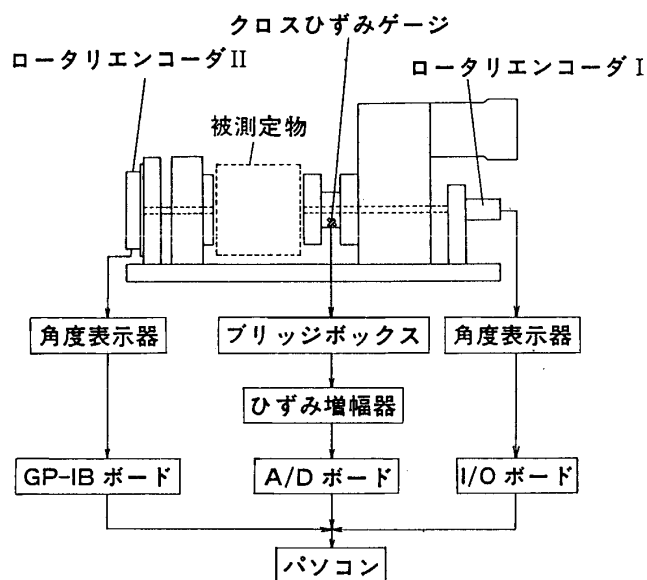


図3. 測定のブロック線図

2・3 ねじり試験システムの組立

以上述べてきたような設計過程を経て完成したねじり試験装置を図4に、またその構造を図5に示す。本ねじり試験装置は縦700mm、横400mm、厚さ45mmの表面研磨された基礎鋼板上に、ロータリエンコーダIブロック、減速機つき油圧モータブロック、被測定物固定用ブロック、ロータリエンコーダIIブロックの4つのブロックが、基礎鋼板のセンターに施されたキー溝に沿って組み立てられており、被測定物は減速機付き油圧モータブロックと被測定物固定用ブロックとの間に、組み込むようになっている。各ブロックの間隔は自由に調整可能であり、被測定物の組み込みスペースは設計基準②を十分満足するものである。

これらの各ブロックの工作誤差による軸心の不一致を



図4. ねじり試験装置の外観

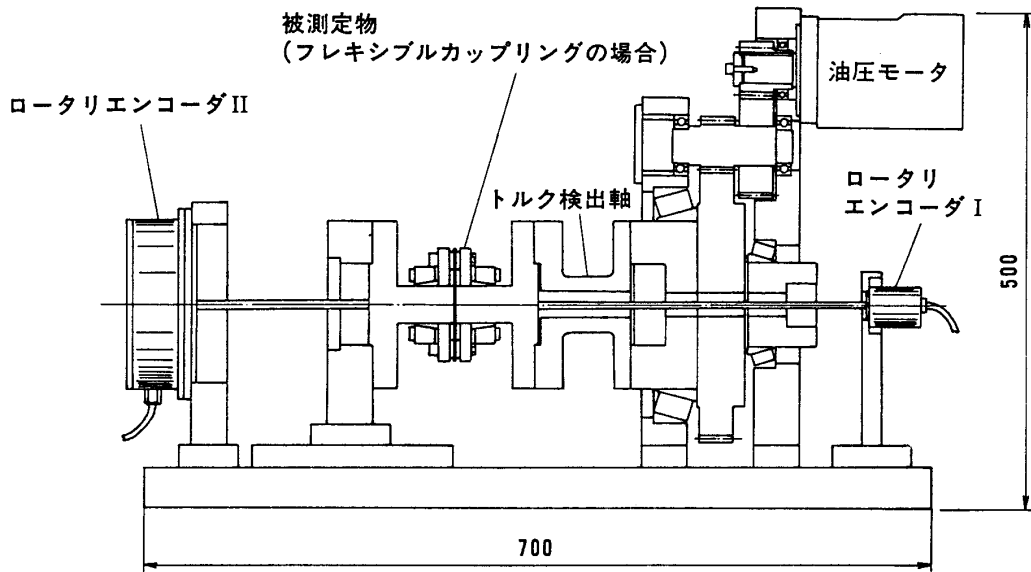


図5. ねじり試験装置の構造

極力回避するために、各ブロックを基礎鋼板上に組み立てた状態で同時に穴加工を行った。

3. 本試験システムの評価と考察

3・1 検出トルク

式(2)をもとにクロスひずみゲージ、ひずみ増幅器、ADボードを介して得られる検出トルクの総合的な精度を、校正用としてアームと重錘を利用して得られるトルクを基準にして求めた。図6はその結果であり、校正トルクを横軸に、検出トルクを縦軸にとり、両者の関係を示している。

検出トルクは校正トルクに対してリニアな関係は得られているが、校正トルクに対して5~6%程度低い値を示していることがわかる。この差は、式(2)の計算に必要なトルク検出軸の横弾性係数の値の取り方や、ひずみゲージの貼り方などによって生じたものと思われるが、検出トルクがリニアな特性を示していることから、パソコンに取り込まれたひずみ増幅器の電圧に補正係数(1.058)を乗じて、検出トルクの補正を行うことにした。

3・2 データの再現性

ねじり試験装置に被測定物を装着する場合の個人差が、ねじり試験結果に与える影響を調べた。被測定物としたφ35×L100mmの丸棒を試験装置に装着し、ねじり試験を終了した後に取り外して次の人がまた装着する

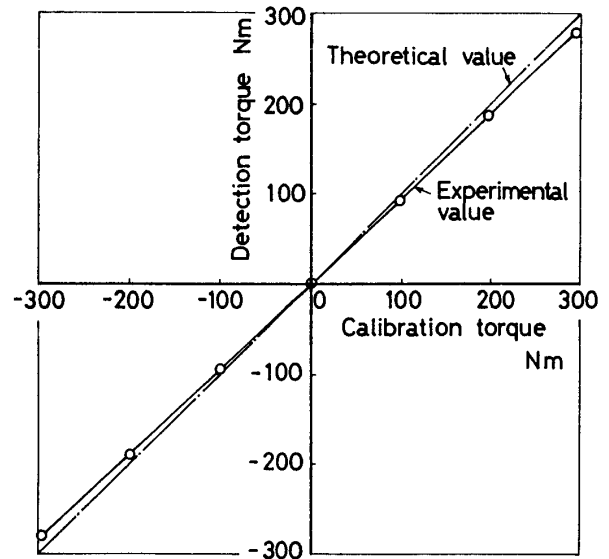


図6. 検出トルク

方法で、7名が同じ丸棒を対象としてねじり試験を行った。

図7はその試験結果であり、横軸に測定回数、縦軸には負荷トルク100Nm、200Nm、300Nm時のねじれ角をとり、測定データのばらつきを示したものである。図7中破線で示した7回の測定データの平均値に対するねじれ角の測定データの偏差は、いずれの負荷トルクの場合も±2秒程度以内に収まっており、測定データの再現性は十分に認められた。

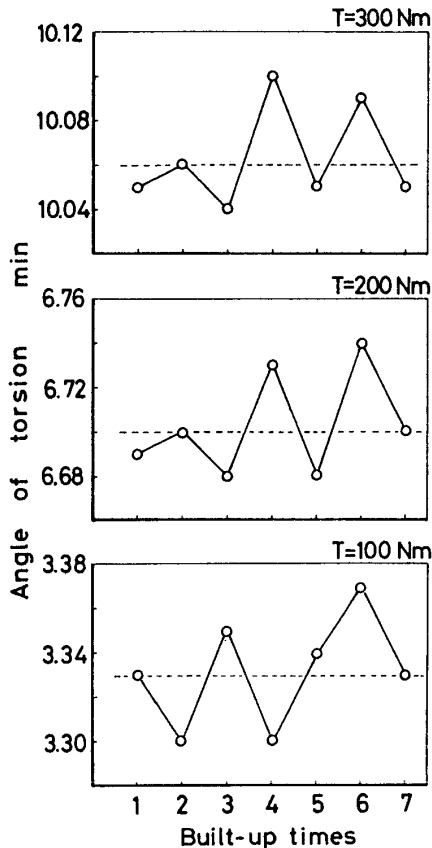


図7. 組立方の違いによる測定データのばらつき

3・3 固定端ブロックの変形によるねじれ

被測定物を固定するブロックの変形が、負荷トルクとともにどの程度被測定物のねじれに影響を与えるかについて考察を行った。

図8は $\phi 35 \times L 100$ mmの丸棒(材質S45C)のねじり試験結果であり、図中Aはトルク負荷側のねじれ、Bは丸棒の回転を固定した固定端ブロックの変形によるねじれ、CはA-Bの値を示す。負荷トルク100 Nm時におけるトルク負荷側のねじれは3.30分で、固定端側のねじれは0.12分であった。したがって丸軸の正味のねじれは3.18分となる。また図9は $\phi 35 \times L 50$ mmの丸棒のねじり試験結果である。負荷トルク100 Nm時のトルク負荷端側のねじれ角は1.85分、固定端側のねじれ角は0.10分であり、丸棒の正味のねじれは1.75分となる。

図8と図9に示した長さの異なる2本の丸棒のねじり試験結果を比較すると、固定端側のねじれはともに0.1分程度とほぼ同じであるが、負荷端側のねじれに対する固定端側のねじれの割合は、 $L = 100$ mmの丸棒の場合

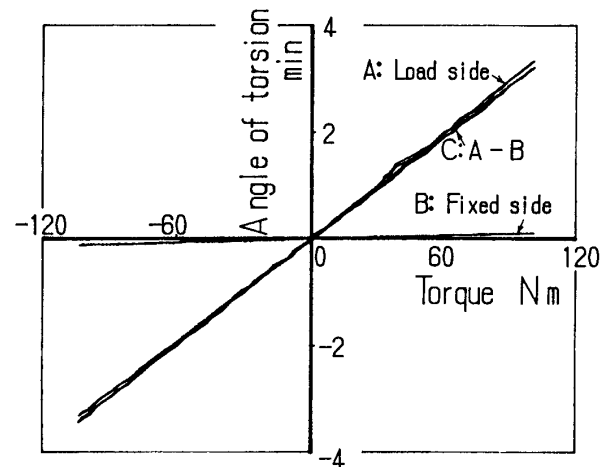


図8. 丸棒のねじり試験結果($\phi 35 \times L 100$ の場合)

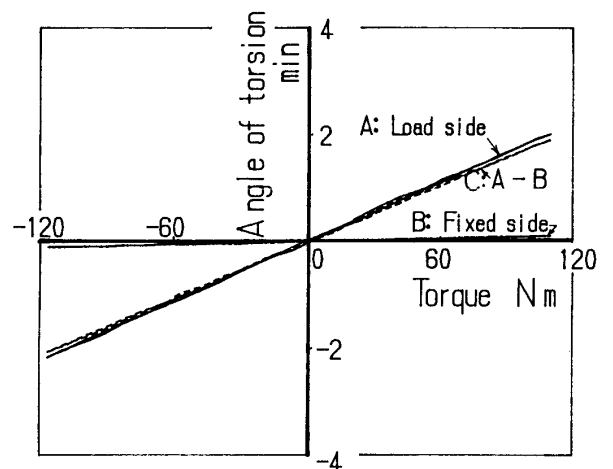


図9. 丸棒のねじり試験結果($\phi 35 \times L 50$ の場合)

で3.6%、 $L = 50$ mmの丸棒の場合では5.4%となり、ねじれにくいものほど固定端側のねじれの割合が大きくなる。したがって2台のロータリエンコーダを用いて固定端側に対する負荷端側の相対的なねじれを求め、その値を被測定物のねじれとすることで、試験装置自体の変形によるねじれを回避することができる。この方法はねじり剛性が高く、しかも高負荷でねじり試験を行う場合に有効である。

3・4 材質を変えた丸棒のねじり試験

材質が種々異なる丸棒のねじり試験を行い、材質の違いがねじれ角に反映されるかどうか、またねじれ角の理論値と実験値との比較を行うことで、本試験システムの信頼性を検討してみた。

試験に使用した丸棒の材質はS45C、FCD45、

表3 供試丸棒の材質と各部の寸法

単位 mm							
No.	材質	L	D	D ₁	D ₂	B ₁	B ₂
1	S45C	99.90	34.85	88.09	88.13	14.98	14.97
2		50.05	34.99	90.01	89.99	15.00	15.46
3	FCD45	99.90	34.99	89.96	89.96	15.00	15.47
4		50.00	34.99	89.97	89.98	15.06	14.99
5	A2017	99.97	34.99	89.90	89.96	15.01	14.98
6		50.00	34.99	89.97	89.98	15.01	14.98

表4

S45C	78MPa (8000kgf/mm ²)
FCD45	41MPa (4200kgf/mm ²)
A2017	27MPa (2740kgf/mm ²)

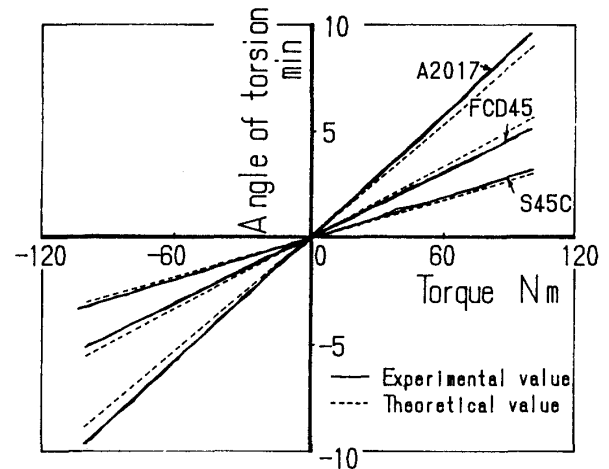


図10. 材質の異なる丸棒のねじり試験結果 (φ35×L100の場合)

A2017の3種類であり、ねじれ角の大きさに影響を及ぼす横弾性係数が大きく異なる材質を選んだ。また1つの材質の丸棒について、長さの異なる2種類の丸棒を製作し、計6本の丸棒についてのねじり試験を行った。これらの丸棒の各部の実測寸法を表3に示す。

各丸棒は両端のフランジ部を6本のボルト (M8) を用いて試験装置に取り付けた。なお各丸棒はフランジ部分と軸の部分を一体物の母材から削り出した。このフランジ部を含む丸棒の理論上のねじれを計算した。丸棒のねじれは、次式で表される。(3)

$$\theta = \frac{TL}{GI_p} \dots\dots\dots (3)$$

- ここで T 負荷トルク
- L 丸棒の長さ
- G 横弾性係数
- I_p 断面2次極モーメント

表3に示した各丸棒のねじれを算出する場合、各材質の横弾性係数をどう見積るかで計算結果が大きく異なるが、参考までに表4に示す値^{(4),(5)}を使って計算を行った。

図10は長さL=100mmの丸棒(表3中、資料NO 1, 3, 5)のねじり試験結果を材質別に示したもので、

トルク負荷側のねじれから固定端側のねじれを引いた値を示している。負荷トルク100Nm時のねじれを見ると、S45Cでは3.18分、FCD45では5.11分、A2017で9.61分ねじれており、横弾性係数の違いがねじれ量に明確に現れていることがわかる。

一方表3ならびに表4に示した諸量をもとに、式(3)より算出した各丸棒のねじれを、参考までに図10中の破線で示した。この理論計算値を一応基準として、測定値との比較を行ってみると、S45Cでは4.5%程度、またA2017では10%程度実験値の方が大きくなる傾向を示している。しかしFCD45の場合では、逆に11%程度実験値の方が小さい値を示していることから、これらの差異は本試験装置側に起因する癖によるものではないように思われる。

図11は長さL=50mmの丸棒(表3中、資料NO 2, 4, 6)の試験結果を、図10と同様材質別に示したものである。L=100mmの丸棒の場合と比べ、ねじれ角が約半分となり、さらに微小角となるものの、材質の違いは明確に測定されている。またねじれ角の理論値との関係は、図10の場合とほぼ同様の傾向が伺える。

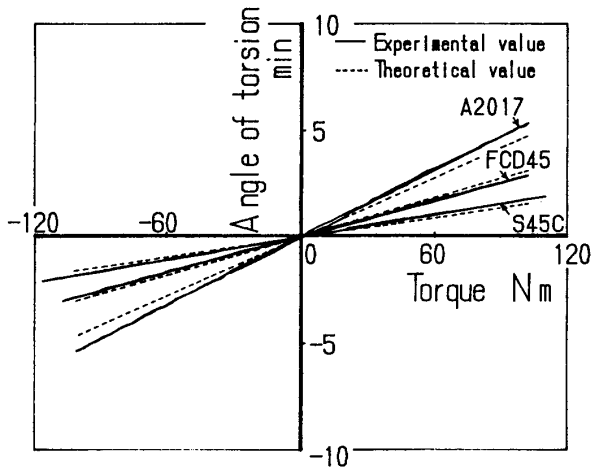


図11. 材質の異なる丸棒のねじり試験結果
($\phi 35 \times L50$ の場合)

4. ねじり試験の応用例

本ねじり試験システムを使って、波動歯車装置や軸継手のねじり試験を行った。図12は試験対象とした波動歯車装置であり、そのねじり試験結果を図13に示した。波動歯車装置のねじれ特性は、丸棒のねじれ特性とは異なり、トルクの増加とともにねじれ角の増加の割合が鈍くなっていく、いわゆる硬さばね特性を示すことが伺える。またトルクの増加時と減少時とは、図中に示した矢印のようにねじれ角の変化の履歴が異なり、ヒステリシスループとなることなど、特徴的なねじれ特性を有していることもわかる。波動歯車装置にねじれが生じる要因の一部については、すでに報告した。⁽⁶⁾ 今後の課題とし

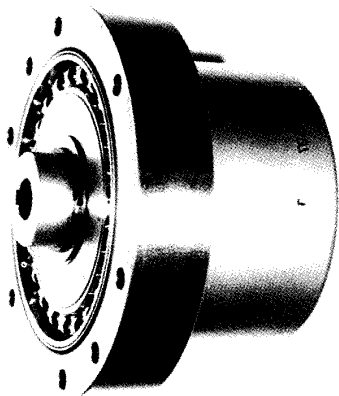


図12. 波動歯車装置

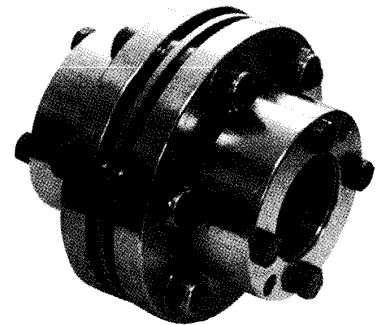


図14. フレキシブルカップリング

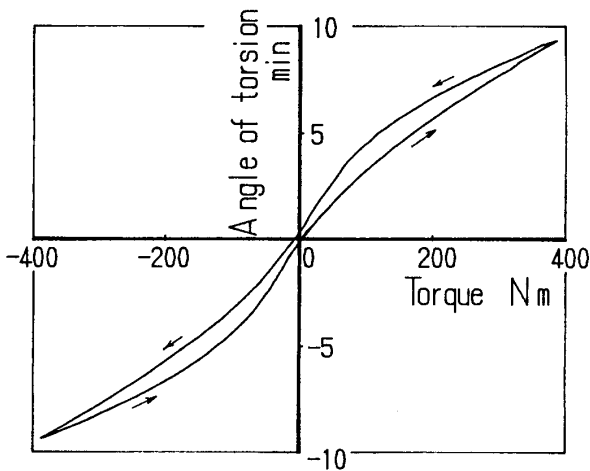


図13. 波動歯車装置のねじれ特性

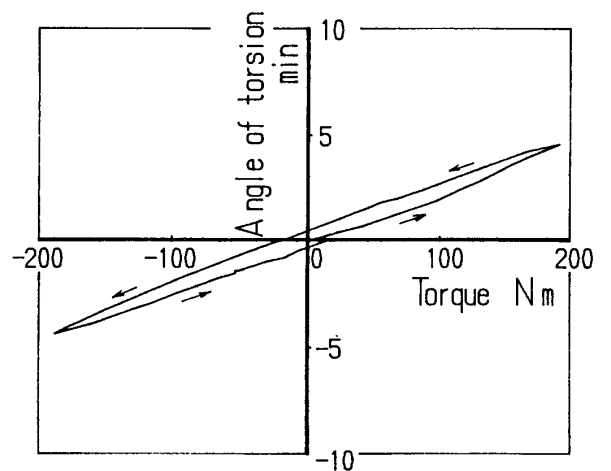


図15. フレキシブルカップリングのねじれ特性

ては、波動歯車装置が硬性ばね特性となる原因の追求や、個々のねじれの要因の理論的構築が残されている。

図14は10数枚重ねられた板ばねのばね作用を利用して、軸のミスアライメントなどを吸収できるフレキシブルカップリングであり、しかも軸締結方法には摩擦を利用したタイプの軸継手である。この軸継手のねじれ特性は図15のようになり、波動歯車装置の場合とは逆で、トルクの増加とともにねじれ角の増加の割合が、わずかではあるが大きくなる軟性ばね特性を示している。またヒステリシスが生じていることも特徴である。このヒステリシスが積層板ばね部分で生じているのか、また摩擦締結部分で生じているのかを追求することや、板ばねの枚数と曲げ剛性ならびにねじり剛性との関係を明らかにすることが、今後の課題である。

5. おわりに

精密な位置決め精度が要求される機械部品として用いられている波動歯車装置や、軸継手のねじれ特性を把握

するために、精密ねじり試験システムの設計製作を行った。また丸棒のねじり試験を行うことで、完成した本システムの評価を行った結果、測定データの再現性や信頼性が十分にあることが確認できた。

参考文献

- 1) C.W.Musser, Machine Design, April 14(1960),160
- 2) T.ポトマ著, 関谷, 他3名共訳, ひずみゲージ理論と応用, 共立出版(1974), 125
- 3) 湯浅, 材料力学(上巻), コロナ社(1969), 245
- 4) 金属材料の弾性係数, 日本機械学会(1980), 162
- 5) S.P.Timoshenko, J.M.Gere 著, 前沢, 吉峯共訳, 材料力学本論, コロナ社(1975), 9
- 6) 杉本, 他5名, 日本機械学会講演概要集, No895-1(1989)

(平成元年9月25日受理)