テーパブシュのトルク伝達特性に関する研究*

(第1報, スリップトルクに及ぼすブシュ押込み力の影響)

寺田利邦^{*1}, 小山富夫^{*2}, 籠谷正則^{*3}

A Study on Torque Transmission Characteristics of Taper Bushing Without Key (1st report, Influence of Thrust Force of Bushing on Transmissible Torque)

Toshikuni TERADA, Tomio KOYAMA, and Masanori KAGOTANI

Although the transmission of a torque of a taper bushing is considered to be done by a friction force, a taper bushing is commonly used with a key. If the limit of the transmissible torque by the taper bushing without a key is made clear, the taper bushing would be used more widely. The use of the taper bushing without a key will increase the strength of shafts and reduce the production costs of bushings and shafts. In this report, a fundamental torque transmission characteristic of a taper bushing without using a key was experimentally discussed. A static coefficient of friction between the steel shaft and the cast iron bushing was detected. The transmissible torque of the taper bushing is proportional to the thrust force of the bushing. A new type of bushing with 6 set screws was experimentally made. The maximum transmission torque of this bushing is three times that of the traditional taper bushing.

Key Words: Machine Element, Taper Bushing, Transmissible Torque, Keyless, Thrust Force

1. 緒 言

原動軸から従動軸へ動力を伝達する場合, 歯車伝動では歯車を, ベルト伝動ではプーリを, チェーン伝動ではスプロケットをそれぞれ軸に取付けなければならない。いずれの場合も, ハブと軸にキー溝を設け, キーによりトルク伝達を行うのが, 従来からわが国で用いられている一般的な締結法である。しかし, 米国では一般工業用の場合, プーリあるいはスプロケットの軸への締結法として古くからテーパブシュが広く用いられてきた。わが国においては, テーパブシュ使用の歴史は浅く, 種類も使用実績もわずかであったが, 近年になって注目されるようになってきた。

日本機械学会では昭和59年4月から昭和62年3月まで3年間にわたり, テーパブシュ調査分科会(S-SC 127 主査: 寺田利邦)⁽¹⁾を設置し, 生産や利用の現状, 規格化の可能性の有無, トルク伝達特性などについて調査を行った。

テーパブシュ使用の利点として,

- (1) ハブの軸への取付け, 取外しが容易
- (2) 軸と軸穴との心出しが容易
- (3) 軸の加工精度を高くする必要がない
- (4) 軸の軸穴との接触部の微動摩耗が少ない

などがある。

現在, 使用されているテーパブシュはキーを用いているものが多いが, キーを使用しなくても摩擦力のみで十分にトルクが伝達されるならば, 上記のほかさらに,

- (1) キー溝加工をする必要がないのでコストダウンができる
 - (2) 軸径を小さくすることができ, コンパクトな設計ができる
 - (3) キー溝部の応力集中による軸またはハブの破損のおそれなくなる
 - (4) 軸の任意の位置にハブを固定できる
- などの利点に加わる。

本研究は, 一般にテパロックブシュと呼ばれるフランジがないタイプのテーパブシュを, キーを用いずに軸に固定した場合の静的トルク伝達特性に関し, 実験的検討を加えたものである。

* 平成元年3月23日 関西支部第64期定時総会講演会において講演, 原稿受付 昭和63年10月18日。

^{*1} 正員, 早稲田大学専門学校 (〒160 東京都新宿区大久保3-4-1)。

^{*2} 正員, 大阪工業大学 (〒535 大阪市旭区大宮5-16-1)。

^{*3} 正員, 大阪産業大学工学部 (〒574 大東市中垣内3-1-1)。

2. 実験装置と実験方法

2.1 実験に使用したテーパブシュと実験装置

図1に実験に使用したテーパブシュとハブを示す。テーパは1/8で、ブシュ取付け用のきり穴が2箇所、取外し用のねじ穴が1箇所、幅2mmの切り欠き1箇所それぞれ設けられている。また、小径軸用には、切り欠きと対称の位置に適当な深さのスリットを設けたブシュも使用した。ブシュの取付け、取外し用にはM10丸先セットビスが用いられている。ブシュの材質はFC25であり、ブシュの表面粗さはテーパ面、軸穴面とも1.6 μ 程度である。市販のブシュはキー溝加工がなされているが、実験に使用したブシュはキー溝をつけていない。

図2にトルク負荷装置を示す。ハブは剛性を必要とすることから外径を160mmとし、まわり止めのために2面幅120mmの平行部を設けた。材質はブシュと同じFC25とし、テーパ面の表面粗さは、ブシュのそれと同程度である。ハブは剛性の高い台上に固定されている。

2.2 実験方法 ブシュを軸に締め付ける場合、M10のセットビスを2個使用する。セットビスはトルクレンチを使って2個同時に締め付けるようにした。トルクは、軸端の穴に長さ1mの棒鋼を挿入し、その他端を手で下方に力を加えることにより与えた。スリップトルク(最大トルク)は、軸がスリップするまでレバーに力を加え、ピークホールド機能付のひずみ計により測定した。ブシュと軸の接触面は、マシン油、防錆油などをウェスでふき取った状態とした。

軸とブシュとの間の摩擦係数を求める実験には2面幅と平行に中心線上で二つ割りにしたハブを用いた。割れ面の幅は2mmである。実験は二つ割りにしたハブで上下からブシュを挟み、材料試験機により軸直角方向から圧縮力をかけ、その状態でブシュに挿入した軸にトルクを負荷した。

3. 軸とブシュとの間の摩擦係数

テーパブシュの摩擦力によるトルク伝達について検討する場合、ブシュに作用する力と接触面間の摩擦力の関係について把握しておく必要がある。

図3に材料試験機による軸直角方向荷重 P とスリップトルク T の関係を示す。軸径 d は $\phi 14$ から $\phi 40$ までの6種類とした。軸とブシュのすきま h はいずれの軸径の場合も0.02mmである。軸径が35mm以下の場合には適当な深さのスリットを入れてある。いずれの軸径の場合もスリップトルクは荷重 P に比例して

図1 実験に使用したテーパブシュとハブ

図2 静的トルク負荷装置

図3 軸直角方向荷重とスリップトルクの関係(軸径変化)

ほぼ直線的に上昇しているが、軸径が小さい場合、高荷重時はこう配がいくぶん緩やかになる傾向にある。

図4にブッシュ軸穴面と軸表面との接触面積を変えた場合の軸直角方向荷重 P とスリップトルク T との関係を示す。ブッシュは、軸穴径 $D=30$ mm のものを用いた。ブッシュと軸のすきま h は 0.02 mm である。荷重は材料試験機によってハブの上から軸直角方向にかけた。接触面積の変化は、ブッシュ軸穴面の中央部分に深さ 0.5 mm の逃げをつけ、その幅を変えることにより行った。すなわち、接触面積 50% とはブッシュ長さ $l=40$ mm のうち中央部に幅 $l'=20$ mm で逃げをとり、その両側に 10 mm ずつ接触部を残したものである。

スリップトルクは荷重の上昇とともに直線的に増加している。また、接触面積が小さいとスリップトルクも小さくなる傾向にある。接触面積 50% と 100% を比較すると 50% のほうのスリップトルクは 100% のそれと比較し 10% 程度低下している。

図5にブッシュ軸穴面に作用する単位投影面積当たりの荷重 p と軸・ブッシュ間の最大静止摩擦係数 μ との関係を示す。 p は $p=P/dl$ で表され、 d は軸径、 P は材料試験機によりブッシュに負荷される軸直角方向荷重、 l はブッシュの長さである。 μ は軸とブッシュの間にスリップが発生する直前の最大静止摩擦係数で、簡単に $\mu=T/Pd$ で表すことにする。ここで、 T はスリップトルクである。 T と P の値は図3ならびに図4に示す実験結果を使用した。

図5より、摩擦係数は一般に面圧が小さいほど大きくなる傾向にある。言い換えれば、一定荷重下ではブッシュと軸の見掛け上の接触面積が大きいほど真実接触面積も大きくなり摩擦係数は上昇する傾向にあると言える。 $\mu=0.18\sim 0.23$ の範囲にあるが、これは乾燥摩擦状態の鋼と鋳鉄との間の摩擦係数としては妥当な値であろう。

4. スリップトルクに及ぼすブッシュ押込み力の影響

4.1 スリップトルクに及ぼすねじ締付けトルクの影響
図6に材料試験機によるブッシュ押込み荷重 Q と押込み量 δ の関係を示す。ブッシュ軸穴径は $D=30$ mm で、○印はブッシュに軸を挿入しない場合、●印はブッシュと軸のすきま $h=0.10$ mm の場合、●印は $h=0.02$ mm の場合である。 $h=0.10$ mm の場合、 δ のこう配が $Q=3$ kN 付近から緩やかになり、 $h=0.02$ mm の場合の δ のこう配と等しくなっているのはブッシュが軸に接触し始めたことによる。

図7にねじ締付けトルク T' とブッシュ押込み量 δ との関係を示す。●印は、ブッシュと軸とのすきまが $h=$

0.10 mm、●印は $h=0.02$ mm の場合で、ブッシュの軸穴径は $D=30$ mm である。 $h=0.10$ mm の場合、ねじ締め付けトルク T' が 4 N・m までは押込み量 δ の変化量は大きく、ブッシュが軸に接触していないことを示して

図4 軸直角方向荷重とスリップトルクの関係 (接触面積変化)

図5 最大静止摩擦係数と面圧の関係

図6 ブッシュ押込み荷重と押込み量の関係

いる。

一般的なボルト・ナット締結部におけるねじ面とナット座面の摩擦を考慮した締付けトルクと軸推力の関係は、次式で表される。

$$T' = \left(\frac{\tan \alpha' + \mu_1 / \cos \beta}{1 - \mu_1 \tan \alpha' / \cos \beta} r_1 + \mu_2 r_2 \right) Q' \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 T' はねじ締付けトルク、 Q' は軸推力、 r_1 はねじ部の有効半径、 r_2 はねじ先端部の摩擦面の半径、 α' はリード角、 β はねじ山の半角、 μ_1, μ_2 は、ねじ部およびねじ先端部の摩擦係数である。

実験で用いたブシュ締付け用セットビスは M 10 並目ねじで、 $\tan \alpha' = 0.0529$ 、 $r_1 = 4.51 \text{ mm}$ であり、いま、 $r_2 = (2/3)r_1 = 3.0 \text{ mm}$ 、 $\mu_1 = \mu_2 = 0.20$ と仮定すると、

$$T' = 1.9Q' \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。図 7 において、2 本のセットビスを $T' = 15 \text{ N} \cdot \text{m}$ で締め付けたとき、 $h = 0.02 \text{ mm}$ の場合、押込み量は $\delta = 0.4 \text{ mm}$ であり、図 6 から $\delta = 0.4 \text{ mm}$ のとき、押込荷重は $Q = 6.0 \text{ kN}$ となる。式(2)では $T' = 15 \text{ N} \cdot \text{m}$ のとき、 $Q' = 7.9 \text{ kN}$ となり、実験で用いたブシュの場合、セットビス 1 本当たりの軸推力は標準的なボルト・ナット締結で得られるボルトの軸推力の 40 % 弱にとどまる。これは、めねじのねじ面はハブ側のみであり、ブシュ側はねじ山の外周部がブシュきり穴面に接触しており、かつセットビス先端部のおよそ 1/2 の部分でブシュをハブに押し込んでゆくような構造になっていること、締付け用セットビス 2 本を同時に締めつけても、ブシュは左右が交互に押し込まれる傾向となるから、ブシュをハブに押し込む力はセットビス 2 本分の軸推力にならないこと、などによるものと考えられる。

図 8 にねじ締付けトルク T' とスリップトルク T の関係を示す。ブシュ軸穴と軸のすきまは 0.02 mm であるので、軸にブシュから力が作用するまでのブシュの変形に費やされるねじ締付けトルクは比較的小さい。スリップトルク T はねじ締付けトルク T' の増加に伴い、ほぼ直線的に上昇する。スリップトルクの実験はデータのばらつきが大きい、 T と T' の関係は常にほぼ一次の比例関係にある。ただし、 T' を増加させても一時的に T が変化しなかったり、あるいは逆に減少したりする場合もある。これは前述のように 2 本のセットビスの交互の締付けにより、ブシュが均一にハブに押し込まれないことによるものと考えられる。また、新品の軸とブシュを用いた場合、1 回めのスリップトルクの実験結果は、2 回め以降の実験結果と比較していくぶん低くなっていることから、軸とブ

シュの接触面の表面状態もスリップトルクに影響することがわかる。

4・2 スリップトルクに及ぼすセットビスの本数およびその位置の影響 4・1 節で述べたように、スリップトルクはセットビスに加える締付けトルクに比例することから、セットビスの本数および位置がスリップトルクに及ぼす影響について実験を行った。

図 9 に試作したブシュを示す。ブシュの形状および寸法は図 1 に示す標準品と同一で、軸穴径 $D = 30 \text{ mm}$ であるが、締付け用セットビスが 60° ごとに取付けられるように 6 個 (①～⑥) の穴加工がなされており、ハブ側も①～⑥の穴に対応するようにねじ穴が加工されている。

図 10 にスリップトルクに及ぼすセットビスの本数の影響を示す。ねじ締付けトルクは $T' = 10 \text{ N} \cdot \text{m}$ とした。これは、 $T' = 20 \text{ N} \cdot \text{m}$ まで締め付けるとスリップトルクが大きくなり過ぎ、手動では軸がスリップするまでトルクをかけられないこと、ブシュの軸推力が大きくなり過ぎて実験終了後、ハブからブシュを抜き出すのが困難になることによる。

図 7 ねじ締付けトルクとブシュ押込み量の関係

図 8 ねじ締付けトルクとスリップトルクの関係

○印は軸とブシュ軸穴とのすきまが0.02 mm, ●印は0.10 mmの場合のスリップトルクの実験結果である。使用したセットビスの位置は2本の場合は②と⑤, 3本では①③⑤, 4本は①③④⑥で, 6本の場合は①～⑥まですべてを使用した。セットビスの締め付けは2本ずつ同時に行った。例えば6本の場合, ②と⑤を所定の締め付けトルク(10 N・m)に達するまで締め付け, 次に③と⑥, ①と④をそれぞれ所定のトルクで締め付ける。さらに②と⑤は③と⑥, ①と④の締め付けの影響を受け, 緩んでいるので所定のトルクになるまで増し締めを行う。このようにして①～⑥まですべてのセットビスの締め付けトルクが10 N・mに達するまで締め付ける方法をとった。

軸とブシュのすきま h は0.02 mmと0.10 mmの2種類としたが, いずれの h の場合もセットビスの本数を増加させるとスリップトルクは増加している。使用するセットビスの本数を増加させると, セットビスの軸推力の和が大きくなり, ブシュが均等に, すなわち, ブシュ軸心とハブ軸心が一致するように押し込まれることなどにより, スリップトルクが増大するものと考えられる。また, h が大きいとスリップトルクは小さくなっているが, 軸とブシュのすきまがスリップトルクに及ぼす影響については第2報で報告する。

実験に用いたテーパブシュのタイプ(テーパロックブシュ)の市販品のものは, 締め付け用セットビスの本数が小形のものは2本, 大形のものは3本であるが, 実験に使用したブシュは小形でセットビスを2本使用している。この場合, 2本のセットビスでは軸推力が小さく, また, ブシュが不均一に押し込まれるのを修正するのも困難であるから, これを4本ないし6本に変更すれば, 小さな締め付けトルクで大きなトルクの伝達が可能であると言える。

直径 $d=30$ mmの鋼製伝動軸の許容伝達トルクは, $M_d=\pi d^3\tau/16$ とすると, 通常は $M_d=200$ N・m程度と

なる。実験に用いたテーパブシュにセットビスを2本使用して, ねじ締め付けトルク $T'=20$ N・mで締め付けた場合, $h=0.02$ mmでスリップトルクは $T=300\sim400$ N・mとなっており, キーを用いなくてもこのテーパブシュを使用するには伝達トルクに不安が残る。しかし, セットビスを4本に増やし, $T'=20$ N・mのトルクで締め付けると図8および図10から推定できるように $T=650$ N・mのトルク伝達が, また, 6本のセットビスを使えば, $T'=10$ N・mの締め付けトルクでも $T=450$ N・m以上になり, キーを使用しなくても十分なトルク伝達が行えることがわかる。

図11にセットビスの位置がスリップトルクにどのような影響を及ぼすかを示す。セットビスの位置が軸中心に対して対象の位置にあるとき, すなわち, 2本のセットビスが 180° 離れているときスリップトルクは大きく, 60° の場合, スリップトルクは低下する。すなわち, 60° の場合はブシュをハブに均等に押し込むことが困難になり, ビスの軸推力がそのままブシュの押し込み力にならないことを示している。また, ブシュ

図10 スリップトルクに及ぼすセットビスの本数の影響

図11 スリップトルクに及ぼすセットビスの位置の影響

図9 試作したテーパブシュ

の切り割りの位置とセットビスの位置関係はスリップトルクに影響を及ぼさないようである。

5. 結 言

キーを使用しない場合のテーパブシュの静的トルク伝達特性に関する実験的研究を行った結果、以下のよう結論が得られた。

(1) 材料試験機を用いてテーパブシュに軸直角方向の荷重をかけ、ブシュと軸の最大静止摩擦係数の測定を行った結果、摩擦係数は面圧が大きくなると多少小さくなる傾向にあるが、一般に0.18~0.23の範囲内にあることがわかった。

(2) スリップトルクはブシュをハブに押し込むセットビスの締付けトルクと一次の比例関係にある。

(3) セットビスの数を一般に市販されているブシュのそれより増やして、4本あるいは6本にすると、キーを使用しなくても十分なトルクの伝達が行える。

(4) セットビスは、ブシュがハブに均等に押し込まれるように配置する必要がある。

文 献

- (1) 日本機械学会 S-SC 127 テーパブシュ調査分科会報告書, (1987).