歯車に使用されるプラスチック材の動摩擦係数の測定*

高 梨 三 郎** 庄 司 彰***

Measurement of the Coefficient of Kinetic Friction of Plastic Materials used for Gears

Saburo TAKANASHI and Akira SHOJI

This paper describes some experiments on the coefficient of kinetic friction between two cylindrical surfaces considered to be approximately equal to the contact of gear teeth surfaces. The experiments were made for finding out the coefficient of kinetic friction between the contact surfaces of plastic gear teeth. The followings are found from the experiments. The coefficient of kinetic friction was influenced by the lubricating conditions and sliding

velocity, and slightly depended on the load. It was hardly influenced by the dimensions of both cylinders so far as present experiments are concerned. As the summary of these experiments, the coefficient of kinetic friction μ concerning the present experiments can be expressed as the following:

$$\mu = C_0 P_n^{-0.1} V^{0.23}$$

where, C_0 ; coefficient to be determined by the combination of materials and lubricating conditions, P_n ; load (N), V ; sliding velocity (cm/s).

Key words: plastic gear, frictional heat, coefficient, kinetic friction, sliding velocity.

1. 緒 言

プラスチック歯車は金属歯車に比べて耐熱性で劣り、また熱膨張が大きいなどの欠点があるため、プラスチック歯車がかみあった場合に発生する熱量が問題になってくる。筆者らは前にプラスチック歯車のかみあいによって発生する熱量として、ヒステリシス損失に基づく熱量と、歯面のすべりに基づく摩擦熱量があることを報告¹⁾した。このうち後者の摩擦熱量については次式のようにして求められる。

$$h = \mu \cdot \beta \cdot P_n \cdot V \cdot t \quad (1)$$

ここで、 μ は歯面間の摩擦係数、 β は荷重分担率、 P_n は伝達馬力から求められる歯面荷重、 V は歯面間の相対すべり速度、 t はかみあい時間である。この式でわかるように発生する摩擦熱量に対しては、歯面間の摩擦係数が非常に大きな影響をもっている。この摩擦係数値については金属材料の場合には多くの報告が見られるが、プラスチック材料についてはその報告は比較的少なく、Shooterらの研究²⁾や松原の研究³⁾が見られる程度である。しかもこれらの報告は比較的低いすべり速度領域での実験が多く、歯車歯面の接触のような高い荷重のもとで、低いすべり速度からかなり高いすべり速度にわたっての動摩擦係数の測定例はあまり見当たらない。特に歯車歯

面の接触では、両歯面が共にある速度で移動しており、その移動速度の差としてすべり速度が生ずる場合についての動摩擦係数の測定例は少ない。

Hachmannら⁴⁾は6-ポリアミド樹脂歯車の摩擦係数値として表1のような数値を与えているが、これではどのようなすべり速度でも、またどのような歯面荷重でも摩擦係数値は一定ということで、この点にも問題があるように思われる。

以上のような理由から本報告では、2円筒を用いて近似的に歯車歯面の接触と考えられる状態におけるプラスチック材の動摩擦係数を測定したので、この結果について述べる。

2. 動摩擦係数の測定方法と実験条件

従来、摩擦係数の測定方法としては、固定した平板状の試料の上にボールまたはローラ状の試料を押付けながらすべらせるか、やはり固定した平板状の試料の上にカップ状の試料を押付けながら回転させ、その際の摩擦力を測定する方法が多く用いられてきた。しかし実際の歯車では、かみあい点で両歯面が共にある速度で移動しており、その移動速度の差としてすべり速度が生じ、また歯面の接触はヘルツの接触幅を通り過ぎる程度のきわめて短時間に行われ、それ以外の時間は両歯面とも放熱さ

表1 6-ポリアミド樹脂歯車歯面の摩擦係数値⁴⁾

$\mu = 0.20$	無潤滑
$\mu = 0.09$	月1回のグリース潤滑
$\mu = 0.07$	油霧潤滑
$\mu = 0.04$	油潤滑

* 原稿受付 昭和55年9月6日。精機学会・日本機械学会東北支部郡山地方講演会(昭和55年6月7日)にて発表。

** 正 会 員 東北大学科学計測研究所(仙台市三条町19番1号)

*** 正 会 員 宮城工業高等専門学校(名取市愛島塩手字野田山48番地)

図1 動摩擦係数試験装置

れている。従って上述の方法はこのような歯車歯面の接触状態とは異なっており、また歯車歯面に作用するような高いすべり速度、高荷重のもとでの実験は困難のように思われる。そこで筆者らは2円筒を使ってそれぞれ異なる周速で回転させ、所定の荷重で接触させて、歯面の接触状態に近い状態を作り、その際の動摩擦係数を測定することにした。

図1はこのための実験装置で、可変速モータ①によって駆動され、任意の速度で回転できる下側ローラ②に対して、一定の速度で回転する上側ローラ③を所定の荷重で押付け、その際の下側ローラのトルクをトルクメータ⑤によって測定し、動摩擦係数 μ を次式によって求めた。

$$\mu = \frac{T}{P_n \cdot r} \quad (2)$$

ここで、 T は下側ローラ軸の駆動トルク(N・cm)、 P_n は荷重(N)、 r は下側ローラの半径(cm)である。測定においては、まず上下二つのローラを無負荷の状態で接触させ、所定の回転数まで上昇させた後、負荷装置⑥によって所定の荷重をかけた。なお下側ローラ②とトルクメータ⑤との間には2個の単列球軸受を使用しているが、この球軸受の摩擦損失トルクは負荷の大きさによって若干の相違があり、3~7 N・cmの範囲であったので、上式の動摩擦係数の計算では、この値を考慮して補正した。

実験は無潤滑の場合、運転前にグリースを塗布した場合および油潤滑をした場合の三つについて行った。実験に使用したローラの材料は6-ポリアミド樹脂、モノマーキャスト-ポリアミド樹脂、ポリアセタール樹脂および鋼(S45C)の4種類で、ローラの寸法は直径が40 mmと100 mm、55 mmと85 mmおよび70 mmと70 mmの3通りの組合わせ(相対曲率半径14.3~17.5 mm)で、幅は共に10 mmの場合と一部鋼製ローラの幅を5 mm、プラスチックローラを10 mmとした場合についても行った。プラスチックローラの外周はいずれも旋削仕上で、

表2 試験ローラ外周面粗さ

試料	最大高さ ($\mu\text{m}R_{\text{max}}$)
鋼(旋削仕上)	5
鋼(研削仕上)	1
6-ポリアミド樹脂	13
M.C.-ポリアミド樹脂	12
ポリアセタール樹脂	13

図2 動摩擦係数試験結果(1)

鋼製ローラは旋削仕上と一部は焼入研削仕上である。これらローラの表面粗さを最大高さ粗さ(R_{max})で表したのが表2である。これらの表面粗さは筆者らが実験に使用している試験歯車の表面粗さと大体同程度である。実験ではローラにかかる荷重を40 Nから260 Nまで6段階に変化させ、また相対すべり速度も最大200 cm/sまで8段階に変化させて行った。また測定において、その周囲のふん囲気温度によって動摩擦係数値にどのような影響があるかを確かめたが、50°C位までの範囲ではほとんどその影響が認められなかったため、すべての実験は室温(20°C)で行った。

3. 実験結果と考察

図2~図4までは研削仕上の鋼製ローラとプラスチックローラとの組合わせで、ローラの寸法は直径70 mmと70 mm、幅はそれぞれ10 mmで無潤滑の場合、図5~図7までは同じプラスチックローラ同士の組合わせでローラの寸法は前と同じで、やはり無潤滑で運転した場合である。図2は6-ポリアミド樹脂、図3はモノマーキャスト-ポリアミド樹脂、図4はポリアセタール樹脂の場合、また図5は6-ポリアミド樹脂同士、図6はモノマーキャスト-ポリアミド樹脂同士、図7はポリアセタール樹脂同士の組合わせである。同様な実験を旋削仕上鋼製ローラと各種のプラスチックローラの組合わせについて、異なる寸法のローラの組合わせについて、また各種の潤滑条件のもとでも行った。これらの実験結果を見ると、

図3 動摩擦係数試験結果(2)

図4 動摩擦係数試験結果(3)

図5 動摩擦係数試験結果(4)

いずれの場合でも動摩擦係数値は相対すべり速度によってかなり大きな影響を受けており、またわずかではあるが荷重によっても影響を受けていることが認められた。そこでこれらの点について次のように考えてみた。

まず摩擦係数 μ と荷重 P_n との間には次式のような関係があることが知られている⁵⁾。

$$\mu = K \cdot P_n^{\alpha-1} \quad (3)$$

ここで、 K は定数であり、 α の値は接触が弾性変形による場合は $1/2$ 、塑性変形による場合は 1 となり、従ってプラスチック材料のような粘弾性材料ではこの中間にあ

図6 動摩擦係数試験結果(5)

図7 動摩擦係数試験結果(6)

るものと考えられ、摩擦係数は荷重の増加と共に減少することになるが、実験結果はこの事実と一致している。またプラスチックローラ同士の接触の場合も、鋼製ローラとプラスチックローラとの接触の場合も、高荷重になるとプラスチックローラのすべり面が溶融し、微細な溶融物が出てくることが認められるが、この溶融物は潤滑剤の役割を果たしているものと考えられ、荷重の増加に伴う摩擦係数の減少を説明する一つと思われる。

一方、摩擦係数 μ とすべり速度 V との関係で松原の研究³⁾では、すべり速度が大きくなると摩擦力が減少する要因(例えば温度上昇に伴うプラスチック材の粘度の低下)、逆にすべり速度の増加によって摩擦力が増加する要因(例えばすべり速度の増加に伴う粘性流動抵抗の増大)、すべり速度の上昇に伴って摩擦力が増加しているようにみえるが、実際にはある一定値に漸近するように増加する要因、さらにすべり速度には無関係に、ほぼ摩擦係数が一定になる要因があると述べているが、本実験においてはすべての場合にすべり速度の増加によって摩擦力が増加する要因が大きく働いていることが認められた。

歯車のかみあいではピッチ点で転がり接触となる。プラスチック材料のような粘弾性材料が転がり接触をする場合には、荷重下での変形と除荷後の回復によるヒステリシス損失が考えられ、これが転がり摩擦抵抗として考えられるが、この量は歯車などに使用されるプラステッ

表 3 動摩擦係数実験式の係数 C_0 の値

	6-ポリアミド樹脂：鋼（旋削仕上）	6-ポリアミド樹脂：鋼（研削仕上）	
無潤滑	0.126	0.113	
運転前グリース塗布	0.068	0.068	
油潤滑	0.028	0.023	
	M. C.-ポリアミド樹脂：鋼（旋削仕上）	M. C.-ポリアミド樹脂：鋼（研削仕上）	
無潤滑	0.101	0.101	
運転前グリース塗布	0.079	0.070	
油潤滑	0.025	0.025	
	ポリアセタール樹脂：鋼（旋削仕上）	ポリアセタール樹脂：鋼（研削仕上）	
無潤滑	0.126	0.116	
運転前グリース塗布	0.070	0.070	
油潤滑	0.020	0.020	
	6-ポリアミド樹脂：6-ポリアミド樹脂	M. C.-ポリアミド樹脂：M. C.-ポリアミド樹脂	ポリアセタール樹脂：ポリアセタール樹脂
無潤滑	0.065	0.065	0.063
運転前グリース塗布	0.028	0.030	0.025
油潤滑	0.025	0.025	0.023

ク材料については、すべり摩擦抵抗に比べてかなり小さい値と考えられ、また今回の実験においても、この量をはっきりと定めることができなかった。従ってここでは転がり接触における動摩擦係数は省略することとした。

またローラの寸法の影響については、今回の実験の範囲ではほとんどその影響が認められなかった。

以上に述べた実験結果を総合すると、今回の実験の範囲では、動摩擦係数 μ と荷重 P_n (N)、すべり速度 V (cm/s) との間には近似的に次式のような関係があることが認められた。

$$\mu = C_0 \cdot P_n^{-0.1} \cdot V^{0.23} \quad (4)$$

ここで、 C_0 は一つの係数で、実験条件すなわち材料の組み合わせ、潤滑条件によって決まり、表 3 に示す値である。

この表から明らかなように動摩擦係数は潤滑条件によって大きく影響を受け、油潤滑の場合はかなり動摩擦係数は小さい。鋼製ローラとプラスチックローラとの組合わせて鋼製ローラの表面粗さの相違（旋削仕上面と研削仕上面）によって動摩擦係数値にはあまり大きな差異は認められなかった。このことについては次のように考えた。すなわち旋削仕上面 ($5 \mu\text{mR}_{\text{max}}$) の鋼製ローラがプラスチックローラとすべり接触をする際にせん断によって生ずる微小な切削粉が潤滑の役割を果たすこと、また摩擦熱によって部分的に溶けたプラスチック材が鋼製ローラの谷部に付着しており、これも潤滑に対してはいくらかの役割を果たしているものと考えられることである。図 8 は鋼製ローラの表面にプラスチック材が付着している写真である。しかし筆者らが参考のために行った $15 \mu\text{mR}_{\text{max}}$ の表面粗さをもつ鋼製ローラとプラスチック

(a) 実験前

(b) 実験後

図 8 旋削仕上鋼製ローラの表面

クローラとの組合わせでは、明らかに $5 \mu\text{mR}_{\text{max}}$ の鋼製ローラとプラスチックローラの組合わせよりも大きな動摩擦係数値を示していた。従って鋼製ローラの外周仕上面粗さは $5 \mu\text{mR}_{\text{max}}$ 程度までは比較的動摩擦係数に与える影響は少ないが、それ以上の仕上面粗さになると摩擦、摩耗共にかなり大きくなるものと考えられる。

4. 結 言

以上を要約すると次の通りである。

- (1) プラスチック歯車歯面の動摩擦係数を知ることを目的として、歯車歯面のかみあい状態に近似した 2 円筒によるモデル実験を行って、2 円筒面間の動摩

擦係数を測定し, これを実験式によって表示した.

- (2) 動摩擦係数は潤滑条件, すべり速度によって影響を受け, またわずかではあるが荷重にも依存していることが認められた.
- (3) ローラの寸法の動摩擦係数への影響については, 今回行った実験の範囲では, ほとんどその影響は認められなかった.

なお実際のプラスチック歯車のかみあいについて, 上記の実験式による動摩擦係数値を使って摩擦熱量を求め, さらに運転中のプラスチック歯車の歯の平衡温度を計算した結果は, 実測値と比較的よく一致していることが認められている⁷⁾.

最後に, この研究を進めるに当たり, 実験装置の製作, その他実験にご協力いただいた東北大学科学計測研究所山本賢一技官に対して深甚なる謝意を表する次第である.

参 考 文 献

- 1) 高梨三郎, 庄司 彰: プラスチック歯車の歯の温度上昇について, 日本機械学会第14回シンポジウム講演論文集, No. 780-2 (1978) 207.
- 2) K. V. Shooter and D. Tabor: The Frictional Properties of Plastic, Proc. Phys. Soc. Lond., Ser. B, **65**, (1952) 661.
- 3) 松原 清: 鎖状高分子固体の摩擦摩耗に関する研究, 機械試験所報告, 52 (1962).
- 4) H. Hachmann u. E. Storick: Polyamide als Zahnrad-Werkstoffe, Konstruktion, **18**, (1966) 7.
- 5) プラスチック標準試験方法研究会: プラスチック試験ハンドブック, 日刊工業新聞社 (1969) 178.
- 6) 山口章三郎: 高分子材料の転がり摩擦, 潤滑, **23**, 11 (1978) 50.
- 7) S. Takanashi and A. Shoji: On the Temperature Rise in the Teeth of Plastic Gears, ASME for presentation at the Century 2 Int. Power Transmission & Gearing Conf., 80-C 2/DET-107, (1980) 6.

情 報

世界自動車の生産 3 906 万台

トヨタ自動車販売(株)では, このほど世界の 80 年各国別の自動車生産実績をまとめた.

これはソ連, チェコスロバキアなど東欧圏を含めた自動車生産国の生産実績をまとめたもので, 東欧圏を含めた生産実績台数が明らかになったことは初めてのことである.

それによると 80 年の世界の自動車生産総数は前年比 7.7% 減の 3 906 万台となり, 77 年以来続いていた 4 000 万台の大台を割りこんだ.

このうち東欧圏の合計は前年比 1.1% 減の 346 万台となり, 微減ながら西欧同様に不調だったことを示している. ただ, 先進主要自動車生産国では, 日本が前年比 14.6% 増の 1 104 万 3 000 台と大幅に増加したのが目立っている.

80 年は一昨年の第二次オイルショックの影響で, 世界経済全体が低迷し, 先進自動車生産国を中心に軒並み低落した. この影響は東欧諸国にも及び, 東独, ポーランド, ルーマニア, ユーゴスラビアの各国がいずれも前年

を大幅に下回る結果となった. この中でソ連は前年比 1.6% 増の 219 万 9 000 台と前年並みを確保したほか, チェコスロバキアが同 20.2% 増の 27 万 4 000 台, ハンガリー同 7.1% 増の 1 万 5 000 台と増加した.

アジア・オセアニア地区では, わが国のほか, 台湾が 13.9% 増の 13 万 2 000 台, 中国同 18.3% 増の 22 万台, インド同 11.9% 増の 11 万 3 000 台と伸びた半面, 韓国が同 39.7% の大幅減の 12 万 3 000 台となり, 同国の経済の不振ぶりをうかがわせる生産台数となった.

主要自動車生産国では, 自動車の米国が前年比 30.3% 減の 800 万 1 000 台と 1 000 万台の大台を大きく割ったのははじめ, 西独が同 8.7% 減の 387 万 9 000 台, 英国同 11.2% 減の 131 万 3 000 台, イタリア同 1.2% 減の 161 万 2 000 台, ベルギー同 12.7% 減の 27 万 5 000 台にとどまった.

なお, 車種別の 80 年の自動車生産実績は, 乗用車が 2 919 万 4 000 台, トラック・バスが 973 万 5 000 台となった.

(服部 敏夫)