621. 833-72:621. 891

歯 車 潤 滑 の 基 礎 研 究*

(第 3 報, 動力循環式歯車試験機による潤滑性能試験)

佐々木外喜雄**, 岡村健二郎**, 小西忠孝***, 西沢芳信***

Faundamental Research on the Gear Lubrication
(3rd Report, The Gear Lubricating Performance Test
with Power Circulating System)

by Tokio SASAKI, Kenjiro OKAMURA, Tadataka KONISHI,
and Yoshinobu NISHIZAWA

For the purpose of improving lubricating performance on the gear-tooth surface, the authors investigated the relationships of lubrication properties to the driving conditions and the lubricating methods with the gear lubricating tester used a power circulating system with which the frictional moment and the oil-film thickness between gear-teeth were measured.

The lubricating characteristics have been classified by the values of the dimensionless parameter $\gamma v_r / \bar{P}_n$ as follows: boundary lubrication $\leq 5 \times 10^{-6} \leq$ semi-fluid lubrication $\leq 5 \times 10^{-4} \leq$ fluid lubrication. Owing to the effects of the discontinuous contact, the dynamic load, the variation of frictional direction and the surface roughness on the gear-tooth surface, the frictional coefficient is larger and the oil-film thickness is smaller than those obtained respectively on the roller surface which was considered in the equivalent condition to the gear-tooth surface. The agitating resistance in the oil-bath lubrication is much influenced by the oil viscosity, the rotating speed and the oil amount.

1. 緒 言

歯車の潤滑においては, その運転条件と潤滑特性の関連を明らかにし, これに基づいて使用すべき潤滑剤, 潤滑方式の具備すべき条件を決定しなければならない. 本研究においては基礎的に 2 円筒のすべりを伴うころがり接触運動における運転条件, 設計条件および潤滑条件の潤滑特性 (流体, 混合, 境界) におよぼす影響を明らかにしたのであるが⁽¹⁾, 実際の歯車においては歯面の接触は不連続であり, これが潤滑油膜の発生に大きく影響するものと思われる⁽²⁾. したがって, 2 円筒による試験結果そのまま実際の歯車歯面上で現われるとはいえない. 本報告においては, 動力循環式歯車試験機を用いて実際の歯車歯面における摩擦係数を算定する方法について吟味し, これによる試験結果と 2 円筒試験結果の関連を明らかにするとともに, 歯車潤滑における潤滑方式について検討する.

2. 動力循環式歯車試験装置

動力循環式歯車試験機は試験機運転消費動力が非常

* 昭和 36 年 4 月 5 日 第 38 期通常総会講演会において論文講演として講演, 原稿受付 昭和 35 年 11 月 30 日.

** 正員, 京都大学工学部 (京都市左京区吉田本町).

*** 准員, 京都大学工学部.

に小さい状態で, 大きいトルクを伝達している歯車の実物試験ができることから, Lewis が発表して以来種々の形式⁽³⁾のものが考案され, 歯面の耐久性, 効率, 動荷重, 騒音, 潤滑などの測定に使用されている. 本実験に使用した装置は潤滑特性を詳細に測定することを目的としたもので, 歯面の摩擦トルクの測定精度を上げるために, 主軸受部分の摩擦変動のできるだけ少ない軸受構造を取り, 接触する 2 歯面間に構成される潤滑油膜の厚さを測定しようように作られている.

第 1 図に試験装置主要部の構造概要を示す. 図示のごとく, 本試験機においては 4 枚の歯車が 1 箇所を集められており, 循環トルクに基因する軸受荷重を小さ

第 1 図

く、各歯車が同一潤滑状態で試験しうるように考慮されている。摩擦トルクは抵抗線ひずみゲージを取付けたトルク・ピックアップ1により主軸2, 3の軸受摩擦トルクとともに測定される。接触する2歯面間の潤滑油膜厚さは主軸3を絶縁筒4により機械本体から電気的に絶縁し、ブラシ5により2歯面間の接触電気抵抗を測定して求められる。主軸受用のころがり軸受は図示のごとく適正な予圧が加えられ、噴霧潤滑されている。負荷の方法としてはねじりばね6を使用し、ばねは試験状態までねじられた位置において主軸3の回転に対して偏心を持たないように設計されている。

この試験機の容量は次のごとくである。

最大接触圧力 $HP_{\max} = 85 \text{ kg/mm}^2$

最高主軸回転数 $N = 3500 \text{ rpm}$

トルク・ピックアップ容量 $M_{\max} = 5 \text{ kg m}$

試験歯車は材質 SNC 21, 歯面を浸炭焼入研削しており、厳密な精度測定を行っており、歯車の加工精度が試験結果に影響をおよぼすことをさけている。その寸法諸元は、

圧力角: $\alpha = 20^\circ$, 歯形: インボリュート標準並

歯, モジュール: $m = 4$, 歯数: $z = 30$, 接触幅:

$B = 10 \text{ mm}$, 歯数比: $i = 1$, 有効噛みあい長さ:

$l_e = 21.6 \text{ mm}$, 噛みあい率: $n_e = 1.83$, 相対曲率半

径: $\rho = 7.9 \sim 10.3 \text{ mm}$, [すべり率: $|S| = 0 \sim 0.95$

潤滑油としては、#90 タービン油および #50 エンジン油を用いた。

3. 歯面上の摩擦係数の算定

動力循環式歯車試験機による試験結果を2円筒試験の結果と比較し、その潤滑特性を論ずるためには、普通に用いられる損失動力の測定では不十分であり、歯面上の潤滑状態における摩擦係数を求めなければならない。

第1図において噛みあう2組の歯車を a_1a_2 , b_1b_2 とすれば、このような状態における噛みあい点の数は第2図に示すごとく3~4点となる。

すなわち、 a_1a_2 歯車において、1歯噛みあいの場合と

第2図

2歯噛みあいの場合とがあり、 b_1b_2 歯車においても同様であるから、 a_1a_2 歯車と b_1b_2 歯車との噛みあい位置のずれを第3図に示すごとく、法線ピッチ t_n の $1/2$ とし、噛みあい点の数を a_1a_2 歯車の作用線を規準にして示したのが第2図である。したがって、動力循環式噛みあい試験においては3ないし4個の接触点における総合の摩擦トルクしか測定できない。

歯車の潤滑においては、その摩擦係数 μ は潤滑油の粘度 η , ころがり速度 v_r , 単位幅当り接触荷重 P およびすべり率 S により影響され、相対曲率半径により影響されることは少ないことは既報のごとくである。実際の歯車の噛みあいにおいては噛みあい位置の移動により、歯面上の v_r , S および P は変化するから、異なった v_r, S, P のもとで接触する噛みあい点が3~4個存在する動力循環式歯車試験と2円筒試験とを純粋に同一の $\eta v_r / P$ および S によって比較することはできない。したがって、3~4点の接触から得られる平均の摩擦係数を求め、この点に作用する平均の接触荷重およびころがり速度を取って両者の比較を行なうことにする。

トルク・ピックアップにより測定されるモーメントを M_m とすれば、

$$M_m = M_a + M_b + M_0 \dots\dots\dots (1)$$

ここに、

M_a : a_1a_2 歯車により O_2 軸に与えられるモーメント

M_b : b_1b_2 歯車により O_2 軸に与えられるモーメント

M_0 : トルク・ピックアップと試験歯車の間にある軸受の摩擦モーメント

歯面に作用する力の関係は第4図のごとくであり、インボリュート歯形においては歯面に垂直に作用する法線力 P_n は円周力を P_u とすれば、

$$P_n = P_u / \cos \alpha, \quad P_u = T / r \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 T : 負荷モーメント, r : ピッチ円半径

歯面に作用する摩擦力 $F = \mu P_n$ はピッチ点の前後においてその作用方向が逆になる。したがって、噛みあい反力 P_r は1組の歯車について、

第3図

$$P_r = P_n \tan \alpha \pm \mu P_n \cos \alpha \cdots \cdots (3)$$

これらの力が測定モーメント M_m におよぼす影響について吟味する。

まず、軸受摩擦モーメント M_0 については、軸受は適正な予圧を加えられたアンギュラ・コンタクト形の玉軸受で、回転による摩擦モーメントの変動はきわめて小さなものであり、初期の摩擦モーメントは歯車のかみあわない状態 (空転) における測定値より知ることができる。しかし、 $a_1 a_2$, $b_1 b_2$ 2 組の歯車がかみあう場合には軸受荷重として (3) 式で与えられる P_r の 2 倍の力が作用することになり、これによる軸受摩擦モーメントの増加 ΔM_0 があることが考えられる。

第 5 図 (a) に示すごとく、軸受部分を支点として軸受反力を求め、 ΔM_0 を計算すれば、次のごとくである。

$$\Delta M_0 = \mu_b P_r \frac{(a+b)d_1 + ad_2}{b} \cos \beta \cdots \cdots (4)$$

ここに、

d_1, d_2 : 玉軸受 1, 2 における玉と内輪軌道面との接触点の直径

μ_b : 両軸受の摩擦係数 (負荷により変らないと仮定)

β : 玉の接触線と中央断面のなす角

しかし、玉軸受は十分に予圧が加えられており、(4) 式により ΔM_0 を求めることは危険である。 ΔM_0 を実測する目的で、第 5 図 (b) のごとく、歯車を取付けるべき部分に玉軸受 3 を置き、その外側に $2P_r$ に相当する荷重を加え、この部分の摩擦モーメントをバランスビーム法で測定しながら ΔM_0 を試験すべき各種の回転数について実測した。その結果、軸受の回転速度による差異はほとんど認められず、 ΔM_0 と $2P_r$ の関係は第 1 表のごとくになった。空転時の玉軸受摩擦モーメント M_0 は 2.5 kg cm 程度であり、かみあい試験中に実測される M_m は 10~30 kg cm 程度であるから、平均的摩擦係数を問題にするこの試験においては、 ΔM_0 はいちおう 0 と考え、 M_0 として空転時の軸受摩擦モーメントを取ることにする。

次に、 M_a , M_b について考える。

第 4 図

$$M_a = T \mp \rho_2 F, \quad M_b = -T \pm \rho_2' F \cdots \cdots (5)$$

ρ_2, ρ_2' は O_2 軸上の歯車 a_2, b_2 のかみあい点における曲率半径であり、かみあい位置により変化する。結局、歯面上の摩擦に基因するモーメント M は、

$$M = M_m - M_0 = \mp \rho_2 F \pm \rho_2' F \cdots \cdots (6)$$

となる。ただし、モーメント M は O_2 軸の回転方向を正とし、(6) 式における符号はピッチ点前と後で変る。

第 3 図のように歯車 I, II のかみあいが A, B 2 点で行なわれる場合を考えると、このようなかみあいが連続的に行なわれるためには A, B それぞれの点における I, II の歯車の摩擦量の和は一定と考えられる。

しかして、A 点における歯車 I の摩擦量 w_{AI} は、

$$w_{AI} = K_I \mu_A P_{nA} v_{sA} / \rho_{AI} \cdots \cdots (7)$$

ここに、

K_I : 歯車 I の材質により決まる定数、

μ_A : A 点における摩擦係数

P_{nA} : A 点における歯面に垂直な力、

v_{sA} : A 点におけるすべり速度

I, II の歯車を同一材質とすれば、A 点における両歯車の摩擦量 w_A は、

$$w_A = w_{AI} + w_{AII} = K \mu_A P_{nA} v_{sA} / \rho_A \cdots \cdots (8)$$

ここに、

$$\rho_A = \rho_{AI} \rho_{AII} / (\rho_{AI} + \rho_{AII})$$

w_A と w_B が等しいことから、摩擦係数として平均値を考える場合

$$(P_n v_s / \rho)_A = (P_n v_s / \rho)_B \cdots \cdots (9)$$

また、

$$P_{nA} + P_{nB} = P_n \cdots \cdots (10)$$

$(v_s / \rho)_A / (v_s / \rho)_B = \kappa$ とすれば、(9), (10) 式より

第 1 表

$2P_r$ kg	ΔM_0 kg cm
20.9	0.51
40.8	0.47
59.8	0.28
80.5	0.31

第 5 図

$$P_{nA} = \frac{1}{1+\kappa} P_n, \quad P_{nB} = \frac{\kappa}{1+\kappa} P_n \quad \dots\dots\dots(11)$$

$$\kappa = \left\{ \frac{2x-1}{x(1-x)} \right\}_A / \left\{ \frac{2x-1}{x(1-x)} \right\}_B$$

したがって、かみあいの全区間 ($x_1 \sim x_2$) を通じて、一つの接触点に作用する歯面に垂直な力 P_n は、

$$P_n = c \frac{T}{r \cos \alpha} \quad \dots\dots\dots(12)$$

$$c = 1/(1+\kappa) \quad x_1 \leq x \leq x_1'$$

$$c = 1 \quad x_1' \leq x \leq x_2'$$

$$c = \kappa/(1+\kappa) \quad x_2' \leq x \leq x_2$$

ここに、 x_1, x_2 はかみあい始点および終点であり、 x_1', x_2' は2歯かみあいと1歯かみあいの境界を示す。使用した歯車について c の値を示せば第6図のごとくである。

a_1a_2 歯車における歯面の摩擦力 F によるモーメントを M_{Fa} とすれば、

$$M_{Fa} = \sum \rho_2 \mu P_n = \phi_{Fa} \mu \frac{T}{r \cos \alpha} \quad \dots\dots\dots(13)$$

$$\phi_{Fa} = \frac{1}{1+\kappa} \{-\rho_{2A} + \kappa \rho_{2B}\} \quad \text{2歯かみあい}$$

$$= \mp \rho_2 \quad \text{1歯かみあい}$$

第7図に ϕ_{Fa} を示す。

b_1b_2 歯車における歯面の摩擦力によるモーメント M_{Fb} も上と全く同様にして求められる。

したがって、 M_{Fa} と M_{Fb} の和として与えられる歯面上の摩擦に基因するモーメント M は、 b_1b_2 歯車の作用線が a_1a_2 歯車の作用線と 2α なる角をなし、かみあいが作用線上において $t_n/2$ だけおけていることを考慮して、 M_{Fa} と M_{Fb} の和を取ればよい。すなわち、

$$M = \phi_F \mu \frac{T}{r \cos \alpha} \quad \dots\dots\dots(14)$$

とした場合、 ϕ_F のかみあい位置による変化は第8図のごとくである。図より明らかなごとく、 ϕ_F は (x_2'

第6図

$-x_1$) を周期として変化しており、 M の実測値は周期的変動を行なうものと考えられるが、10 m/s 程度の周速で回転する歯車において、メータにより読みとられる M の値はその平均値 $\bar{M}$ を与える。

$$\bar{M} = \bar{\phi}_F \mu \frac{T}{r \cos \alpha} \quad \dots\dots\dots(15)$$

とすれば、

$$\bar{\phi}_F = 2\bar{\phi}_{Fa} = \frac{2}{x_2' - x_1} \int_{x_1}^{x_2'} \phi_{Fa} dx \quad \dots\dots\dots(16)$$

これを計算すれば、

$$\bar{\phi}_F = -0.746 \text{ cm}$$

したがって、この試験における歯面上の平均摩擦係数 μ は次式で与えられる。

$$\mu = \frac{\bar{M} r \cos \alpha}{\bar{\phi}_F T} = 7.56 \frac{\bar{M}}{T} \quad \dots\dots\dots(17)$$

歯面荷重 P_n の平均値 $\bar{P}_n$ としては1歯のうける P_n の平均であるから、第6図における c の平均値より

$$\bar{P}_n = 0.607 T / r \cos \alpha \quad \dots\dots\dots(18)$$

第7図

第8図

となる。

なお、以上の論議はすべての値を平均値で取扱っているが、かみあいの進行に伴う歯面上の摩擦の変動については、 a_1a_2 歯車と b_1b_2 歯車におけるかみあい位置のずれをなくし、低速回転のもとで実測し、詳細に検討して次回に報告する。

4. 運転条件と潤滑性能の関係

負荷モーメント T およびころがり速度 v_r を次の範囲に取り、油浴潤滑法により実際の歯車における運転条件と潤滑性能の関係を吟味する。

$$T=100\sim760 \text{ kg cm}, v_r=2.6\sim8.4 \text{ m/s}$$

この場合潤滑油の粘度 $\eta=0.0072\sim0.0095 \text{ kg s/m}^2$ (#90 タービン油) である。油量は 400 ml とし、最下端の歯の歯元までが油につかっている状態とした。油浴潤滑では測定モーメント M_m の中に油のかくはん抵抗は入るが、これは別個に検定して差し引いた。かくはん抵抗については後の潤滑方式の項において詳細に述べる。

油膜の電気抵抗値より歯面間に発生している潤滑油膜厚さを求めるのであるが、抵抗値と油膜厚さの関係は既報の検定装置によるとしても、このかみあい試験においては、かみあい点が第2図に示すごとく3～4個あり、各点における油膜厚さは同一でないから、測定される電気抵抗値 R と各かみあい点における油膜の電気抵抗値 R_i との間には、

$$1/R = \sum 1/R_i$$

なる関係がある。したがって、この場合も摩擦係数と同様に各かみあい点における平均の油膜厚さ $\bar{h}_0$ を求めることとし、かみあい点数の平均値が3.3であることから

$$\bar{R}_i = 3.3 R \dots\dots\dots (19)$$

として、 $\bar{h}_0$ を検定曲線より求める。

第 9 図

第9図は種々の回転数について円周力 P_u と歯面の摩擦モーメント $\bar{M}$ および油膜厚さ $\bar{h}_0$ の関係を示す一例である。 $\bar{M}$ は P_u の増加につれて増大するが、その傾斜が両対数グラフ上においてほぼ 45° を取ることから、 $\bar{M}$ は P_u にほぼ比例すると見ることができる。 $\bar{h}_0$ は P_u の増加につれて指数関数的に減少するが、その傾斜は比較的ゆるやかである。すなわち、 P_u が増加すれば油膜は薄くなるが、その薄くなり方が P_u の増加するにつれて小さくなることを示している。これは混合潤滑状態より境界潤滑状態にうつる場合に見られる特性であるということができる。

次にかみあい試験でえられた μ の値を $\eta v_r / \bar{P}_n$ によって整理し、2円筒試験における $\eta v_r / P$ と μ の関係と比較すれば第10図のごとくである。図中の測定点は3種類の平均歯面荷重と4種類の平均ころがり速度の値を組合わせた実験結果を含むものである。図より明らかなごとく、測定点はかなり大きなばらつきを示している。しかし、図示のごとかみあい試験における μ と $\eta v_r / \bar{P}_n$ の関係は両対数グラフ上でいちおう2本の直線によりその傾向を示すことができる。すなわち、 $\eta v_r / \bar{P}_n$ が 5×10^{-6} より小さい範囲においては、摩擦係数 μ は $\eta v_r / \bar{P}_n$ に無関係にほぼ一定値(約0.09)を取り、 $\eta v_r / \bar{P}_n$ が 5×10^{-6} より大きい範囲においては $\eta v_r / \bar{P}_n$ の増加につれて μ は直線的に減少する。

比較のために示した2円筒試験結果は非常に広範囲の接触荷重、ころがり速度、すべり率、潤滑油粘度について求めた $\eta v_r / P - \mu$ 関係の代表的なものである。この曲線から2円筒試験における境界潤滑と混合潤滑、混合潤滑と流体潤滑それぞれの境界になる $\eta v_r / P$ の値として 5×10^{-7} と 5×10^{-5} を取ったのであるが、かみあい試験における実測点よりすれば、3種の潤滑状態は $\eta v_r / \bar{P}_n$ により大略次のごとく分けられる。

境界潤滑領域 $\eta v_r / \bar{P}_n < 5 \times 10^{-5}$

混合潤滑領域 $5 \times 10^{-6} < \eta v_r / \bar{P}_n < 5 \times 10^{-4}$

流体潤滑領域 $5 \times 10^{-4} < \eta v_r / \bar{P}_n$

すなわち、それぞれの境界を与える $\eta v_r / \bar{P}_n$ の値が2

第 10 図

円筒の場合のちょうど 10 倍になっている。

境界潤滑領域における両者の μ の値を比較すれば、かみあい試験の場合が約 1.8 倍になる。また混合潤滑領域における両者の μ の値を比較すれば、両者の直線の傾斜はほぼ等しく、その指数が同一になることを知るが、その値は同一の $\eta v_r / \bar{P}_n$ についてかみあい試験の場合が 3 倍近くも大きくなっている。このことから実際の歯車のかみあいにおいても 2 円筒の場合と同様に $\eta v_r / \bar{P}_n$ を大きくすることにより潤滑状態を改善することができ、流体潤滑的要素を増すことができることは明らかであるが、 μ の値は 2 円筒の場合より相当大きく、非常に大きな $\eta v_r / \bar{P}_n$ の値(1×10^{-4})においてようやく 2 円筒の場合の境界潤滑状態における μ の値(0.05)になることがわかる。このように両者の間に大きな差を生ずる原因としては次のことが考えられる。

2 円筒試験においては接触が連続的であるのに対し、歯車のかみあいにおいてはその接触は断続的であり、かみあい中にもかみあいにあずかる歯の枚数が不連続的に変化し、歯面荷重が階段的に変ること、またピッチ点を境として摩擦力の作用方向が逆転することなどがその原因と考えられる。さらに、接触面のあらさの影響もその原因の一つと考えられる。

2 円筒試験結果は接触面として超仕上面を取った場合であり、その表面あらさは 0.2μ 以下であるのに対し、かみあい試験に用いた歯車歯面は研削仕上されているが、その表面あらさは $2 \sim 3 \mu$ である。接触が連続的に行なわれる 2 円筒試験においても接触面として旋削仕上面を取れば、第 10 図に示す曲線が μ の大きくなる方向に平行移動することが認められており、表面あらさ H_{max} と μ の関係は第 11 図のごとくである。図より明らかなごとく、 $2 \sim 3 \mu$ のあらさは μ の変化の最も大きいところであり、そのときの μ の値は超仕上面の場合の 1.5~1.8 倍となることがわかる。したがって、かみあい試験の場合が 2 円筒試験の場合より大きくなる原因の半分程度はその仕上面あらさによ

第 11 図

るものであると見ることができる。

第 10 図の結果から、実際の歯車のかみあいにおいて流体潤滑状態のえられるのは $\eta v_r / \bar{P}_n$ が 5×10^{-4} 以上においてであるとすれば、潤滑油として比較的粘度の高いものを用いたとして、 $\eta = 0.1 \text{ kg s/m}^2$ (#50 エンジン油 17°C)、比較的軽荷重状態として、 $\bar{P}_n = 50 \text{ kg/cm}$ を取っても、 $v_r \geq 25 \text{ m/s}$ でなくては完全な流体潤滑状態はえられないことになる。歯面のあらさとしては歯車工作法の特長からいって、 1μ 以下のあらさを期待することはできないから、実用の歯車歯面上において完全な流体潤滑状態を実現することはきわめて困難であるといえる。

第 12 図はかみあい試験における $\eta v_r / \bar{P}_n$ と潤滑油膜厚さの関係を求めた一例である。既報のごとく潤滑油膜厚さは混合潤滑領域においてもほぼ流体潤滑領域におけると同様の関連で構成されるものであることは明らかであり、その値はすべり率には影響されないが相対曲率半径に大きく影響される。すなわち、潤滑油膜厚さは相対曲率半径 ρ にほぼ比例する。第 12 図においては比較のために、かみあい試験における歯車歯面の相対曲率半径 $\rho = 8 \sim 10.3 \text{ mm}$ とほぼ同一の $\rho = 10.5 \text{ mm}$ のもとに試験した 2 円筒試験結果を示す。

両試験とも h_0 は $\eta v_r / \bar{P}_n$ の増加についてほぼ直線的に増加するが、その増加割合はかみあい試験のほうがやや小さく、 $\eta v_r / \bar{P}_n$ が大きくなるほど両者の差は開いている。超仕上面どうしの接触において、平均して 1μ 内外の油膜のできると、 $2 \sim 3 \mu$ のあらさを持つ歯面上で、平均して 1μ 以下の潤滑油膜のできるとでは、その摩擦係数が大きく変わるのは当然であろう。図より推察すれば境界潤滑領域においてはかみあい試験と 2 円筒試験とで h_0 の差はほとんどなくなるように思われる。

結局、実際の歯車歯面においては接触の不連続、荷

第 12 図

重の変動、摩擦方向の変換、表面あらさなどの点からこれと等価と考えられる 2 円筒試験におけるよりかなり悪い潤滑状態におかれていると見なければならぬ。

5. 潤滑方式と潤滑性能の関係

歯車の潤滑方式と潤滑性能の関係を吟味するために、油浴潤滑におけるかくはん抵抗について検討し、油浴潤滑、噴射潤滑、噴霧潤滑の 3 種の潤滑方式により歯車を潤滑した場合の摩擦係数および潤滑油膜厚さを下記の運転条件のもとに測定する。

$$T=500\sim 1\,200\text{ kg cm}, \bar{P}_n=54\sim 130\text{ kg/cm},$$

$$N=880\sim 2\,250\text{ rpm}, v_r=1.9\sim 4.8\text{ m/s},$$

$$\eta=0.004\sim 0.08\text{ kg s/m}^2$$

まず、かくはん抵抗 M_c について検討した結果の一例を第 13 図および第 14 図に示す。この場合試験歯車は第 1 図における a_2, b_2 2 枚の歯車のみであり、実際のかみあい試験における油浴のかくはん抵抗はこの値の 2 倍になる。

第 13 図は油の粘度 η および温度 t とかくはん抵抗 M_c の関係を示すもので、歯車の周速は 5.9 m/s であり、歯車は歯先から 14 mm のところまで油につかっている。(a) 図より明らかなごとく、 M_c は油の種類には関係なく、その粘度 η によって決まると見ることができる。 η が 0.05 kg s/m^2 以下では M_c はさほど大きな値とはならないが、これより η が大きくなれば M_c は急激に増大する。(b) 図は #50 エンジン油に

ついて潤滑油温度 t と M_c の関係を示す。温度の上昇につれて M_c は急に減少し、 20°C 以上ではその変化がゆるやかになり、 30°C 以上ではあまり変化がなくなる。以上の実験は一定温度の油を所定の量だけ入れて、回転を始めたときにえられる M_c を示すものであるが、実際の歯車において油浴潤滑法を行なう場合、歯車箱内に相当高粘度の油を入れておいても、かくはん抵抗によって油の温度が上昇し、粘度が低下し、かくはん抵抗の減少をきたし、発生熱量と放熱量のつりあったところで粘度低下が止まることになる。なお、#50 エンジン油の場合、かくはんの進むにつれて油の中に多量の気泡が混入するのが認められた。

第 14 図は歯車の回転速度 N および潤滑油量 Q とかくはん抵抗 M_c の関係を示すもので、(a) 図より明らかなごとく、油量が 500 ml 以下(歯元のわずかな上まで油につかった状態)では歯車の周速によって M_c はほとんど変わらないが、油量が多い場合には速度の増加につれて M_c は急に増大する。(b) 図は潤滑油量 Q または浸油深さ L と M_c の関係を示すもので、図より明らかなごとく、油の粘度、歯車の回転速度にかかわらず、 M_c は $Q(L)$ の増加につれて急に増大する。浸油深さを大きくしても歯面に付着する油量はほとんど変わらず、潤滑性能も良くなることから考えて、油浴中の油の量としては歯だけが全部油につかる程度で、それ以上に供給することは動力損失を増し、油の粘度低下をきたし、気泡の発生を多くするのみである。

(a)

(b)

第 13 図

(a)

(b)

第 14 図

第 2 表

潤滑方式 (油量)	v_r m/s (Nrpm)	$\bar{P}_n$ kg/cm	$\eta_{vr}/\bar{P}_n$	μ	$\bar{h}_0 \mu$
油浴潤滑 (500 ml)	2.69 (1250)	54	1.78×10^{-6}	0.066	0.7
		92		0.075	0.7
		130		0.086	0.4
	3.72 (1730)	54	2.78	0.057	0.9
		92		0.064	0.8
		130		0.075	0.6
	4.84 (2250)	54	3.01	0.059	1.0
		92		0.064	0.9
		130		0.078	0.7
噴射潤滑 (800 ml/min)	2.69 (1250)	54	1.85	0.059	0.8
		92		0.069	0.7
		130		0.081	0.5
	3.72 (1730)	54	2.67	0.058	1.0
		92		0.051	0.8
		130		0.075	0.6
	4.84 (2250)	53	3.23	0.068	1.0
		92		0.067	0.9
		130		0.073	0.6
噴霧潤滑 (0.5 ml/min)	2.69 (1250)	54	1.77	0.096	0.2
		92		0.146	0.1
		130		0.177	0.1
	3.72 (1730)	54	2.61	0.077	0.5
		92		0.106	0.3
	4.84 (2250)	54	2.69	0.085	0.4
		92		0.100	0.2
		130			

3種の潤滑方式について比較した結果の一例を第2表に示す。この表は #90 タービン油 ($\eta=0.0035 \sim 0.0040 \text{ kg s/m}^2$) を用いた場合の結果である。油浴潤滑と噴射潤滑を比較すれば、摩擦係数においても潤滑油膜厚さにおいても、わずかに噴射潤滑のほうがすぐれている程度で両者の間にほとんど差がないのであるが、噴霧潤滑の結果を見ると前2者に比べて油膜厚さが、1/2以下であり、摩擦係数は1.5倍程度になっている。このことは噴霧潤滑における油の供給量が少なすぎるためとめ考えられるが、外周に歯を持って高速で回転している円板に対して、噴霧潤滑により油を供給しても、外周にそって動く気流に妨げられて、油霧が歯面に到達しにくいために、歯面上で油膜を構成するのに十分なだけの油量がえられず、 $\bar{h}_0$ が小さく μ の大きい結果をえたものと思われる。

したがって、歯車潤滑に対して噴霧潤滑法を適用するためには、その供給方法についてくふうすることが

必要である。

6. 結 論

摩擦トルクおよび歯面の潤滑油膜厚さを測定しうる動力循環式歯車試験機により、歯車の運転条件および潤滑方式と潤滑性能の関係を検討した結果次の結論をえた。

(1) 同時にかみあう歯面が3ないし4点になる動力循環式歯車試験機において、歯面上の摩擦係数を回転トルクの測定より求める方法を明らかにした。

(2) 潤滑特性を現わす無次元量 $\eta_{vr}/\bar{P}_n$ によって動的かみあい試験結果を整備し、潤滑状態と $\eta_{vr}/\bar{P}_n$ の値との関係を求めた。すなわち、

$$\begin{aligned} \text{境界潤滑領域} &\leq 5 \times 10^{-6} \leq \text{混合潤滑領域} \\ &\leq 5 \times 10^{-4} \leq \text{流体潤滑領域} \end{aligned}$$

(3) 混合潤滑状態にある歯車歯面上においても、流体潤滑理論から求められるものと類似の関係によって潤滑油膜が構成される。

(4) 歯車の動的かみあい試験とすべりを伴う2円筒のころがり接触試験との比較により、実際の歯車においては接触の不連続、接触荷重の変動、摩擦方向の変換、表面あらさなどの点から、これと等価に考えられる2円筒試験の結果より摩擦係数は大きく、潤滑油膜厚さは薄くなり、その潤滑状態はかなり悪くなる。

(5) 油浴潤滑法における歯車のかくはん抵抗と潤滑油粘度(温度)、回転速度および潤滑油量(浸油深さ)の関係を明らかにした。

(6) 歯車の潤滑に用いられる潤滑方式として、油浴潤滑、噴射潤滑、噴霧潤滑の3種の方法を取上げ、これらと潤滑性能との関係を明らかにした。

文 献

- (1) 佐々木・岡村・ほか2名, 機械学会論文集, **26**, 163 (昭35-3), 448; 佐々木・岡村・ほか2名, 機械学会論文集, **26**, 169 (昭35-9), 1272.
- (2) I.O. MacConochie & A. Cameron, *ASME Paper* No. 58-A142 (1958).
- (3) 寺内, 精密機械, **25**, 13 (昭34-12), 564.

討

【質問】 (1) 軸受鋼 (SUJ-2) の転動すべり摩擦係数は温度によって相当広範囲に変動することが無段変速機の転動すべり摩擦係数測定により判明した。本論文では温度の影響をいかにされたか、また温度変化による同係数の測定結果があれば発表していただきたい。

論

(2) また接触圧力が $15 \sim 150 \text{ kg/mm}^2$ 程度の範囲を変化した場合、付図1のように温度により摩擦係数と接触圧力との関係が反対になるようであるが、このような現象は経験されなかったかどうか、またそうであれば動力伝達効率が伝達馬力、接触温度により変化すると思われるが、また付図1のような関係は

$zN/P \propto \mu$ の関係では説明できないように思うが、これらの点を教えていただきたい。(後藤佳昭)

〔回答〕 (1) 潤滑油の粘度と摩擦特性についての質問と考えて回答する。

潤滑油の粘度が転動すべり摩擦係数の値に大きく影響することはすでに多数の論文で述べられているところである。本論文でももちろん粘度の影響は考慮している。すなわち、第 10 図に示した結果は、 $\bar{P}_n = 30 \sim 130 \text{ kg/cm}$, $v_r = 1.8 \sim 4.8 \text{ m/s}$, $\eta = 0.003 \sim 0.15 \text{ kgs/m}^2$ の範囲で試験したときの μ の値を示しているもので、粘度は広範囲に変えている。この結果から粘度だけの影響の一例を示せば付図 2 のごとくである。ただし、この図は境界および混合潤滑状態で得られたものとして見られたい。

なお、討論者の場合むしろ 2 円筒のすべりを伴うところがり接触についての資料のほうが有益であろうと思われる。これについては機械学会論文集 26 巻 163 号 (昭 35-3) 452 ページの第 8 図に示した。

(2) 潤滑油の温度が変り、粘度が変化すれば摩擦係数が変り、伝達効率も変化する。討論者の提出した図は粘度の値を示さず温度(潤滑油の温度と推定する)だけ書かれており、これと類似の経験をしたかどうかは答えられない。 $zN/P \propto \mu$ で説明できないというのが、付図 3 に示す $zN/P - \mu$ の関係で、流体潤滑領域のみについて考えて説明できないとされるのか、その他の領域についても考えて、説明できないとされるのかが不明である。しかし、温度変化が 40°C で、他の条件が全く同一であるとすれば、摩擦係数の値があまり大きく違いすぎるように思われる。接触圧力が大幅に変る場合、接触点で油膜を構成している潤滑油の粘度は供給時の値とは変ることも考慮しなければならない。これだけの提出資料から一方的判定はできないが潤滑状態が変れば接触圧力と μ の関係が逆になること

付図 1

付図 2

付図 3

はありうることで、実験資料を $zN/P - \mu$ の関係で書き直せば、判断の手掛りがえられるかも知れない。

〔質問〕 (1) 2 歯かみあいにおける荷重分担を決めるもとになっている (7) 式はどんな根拠によるものか。またどの程度の確かさがあるか。

試験歯車は歯形修整がしてあるか。また歯の弾性変形で荷重の分担はかなり変えると思うが、この点どうか。

(2) 1963 ページ、空転時の摩擦モーメントの値、 $M_0 = 2.5 \text{ kg cm}$ および第 1 表の ΔM_0 の値は O_1 軸、 O_2 軸について合計した値であるか。

(3) 第 9, 10 図の試験結果は歯車の効率で表わすところのくらいになるか、また第 13, 14 図のかくはん抵抗は許容馬力に対して何% くらいの損失であるか。

(4) 1965 ページ左欄 19 行めについて、私のかさ歯車の実験では、接触部を通して流した電流が変化するようすをブラウン管オシロスコープで見ると、電流は早い周期で断続しており、その断続の時間の割合で流れる電流の大きさが決まり、接触部はある一定の抵抗値を持っていないようであるが、本研究ではどんな状態であるか。(上野 拓)

〔回答〕 (1) (7) 式は摩擦仕事率の考えから次のように導いたものである。かみあいの連続性と、歯車歯面の摩擦はそこでなされる摩擦仕事、かみあい回数、材質により決まるとすれば、摩擦仕事 $dA = Fv_s dt$, 摩擦量 w は単位面積当りの仕事量に比例する。 $w = K\omega(dA/ds)$ 以下本文 (7) 式に続く。このような考え方は比較的古いものであり、摩擦を防止することを第一目的とする潤滑の研究において、このような考え方を取ることが適当であるとは考えないが、便宜上このようにしたものである。

試験歯車は歯形修整されていない。

弾性変形により荷重分布はかなり変化すると思うが、この点については現在文献を調査し研究中である。

(2) M_0 , ΔM_0 はともに片側について測定した値であり、実際にはこの 2 倍になる。 M_0 は試験の直前直後に比較的容易に測定することができるから、そのつと M_m の値より差引いており実験誤差とはならない。 ΔM_0 はそのつと求めることは困難であり、第 5 図のような試験法で検定したのであるが、第 1 表に示す値は多くの実験値のうちで最大のものを取り、荷重によっては 0 または負の値が出てくる場合もある。したがって、この検定値をもって検定期間から

相当日数のたった後で測定された M_m を補正することとはかえって誤差を大きくすることもあると考え省略した。 ΔM_0 を無視することによる誤差は P_u の小さい場合を除けば 10 % 以下である。このことから、第 10 図に示す実験値の中には $P_u < 20 \text{ kg/cm}$ の場合の値は入っていない。

(3) 第 9, 10 図の結果には荷重, 速度, 粘度の変った多くの実験値が含まれているが, これらより平均摩擦損失率 G_f を求めてみると次のごとくである。

$$G_f = \bar{M} / (P_u r + \bar{M}) \doteq \bar{M} / T \times 100 \%$$

(17) 式より

$$G_f = \mu T / 7.56 \left(T + \frac{\mu T}{7.56} \right) \doteq \mu / 7.56 \times 100 \%$$

第 9 図より,

$P \text{ kg}$	$\bar{M} \text{ kg cm}$	$P_u r \text{ kg cm}$	$G_f \%$
10	0.65	60	1.08
20	1.30	120	1.08
100	7.0	600	1.16

第 10 図より

$$\bar{\mu} = 0.08, G_f = 1.06 \%$$

したがって, 歯車効率の平均値 $\bar{\eta}_G = 99 \sim 98 \%$ となる。しかし, 第 8 図より明らかなごとく, $(\phi_F)_{\max}$ は ϕ_F の 4 倍以上となるから, $(\eta_G)_{\min}$ は 95 % 程度と

なる。

実験で求められた M_0 の最大と最小を取ってみると $M_0 = 2.5 (2250 \text{ rpm}) \sim 0.5 (880 \text{ rpm}) \text{ kg cm}$ である。

かくはん馬力 $N_c = \pi n M_0 / 2250$ より,

$$(N_c)_{\max} = 0.08 \text{ HP}, (N_c)_{\min} = 0.006 \text{ HP}$$

この値は歯車が片側 2 枚の場合であり, かみあうときは 2 倍となるであろう。 M_0 は図でも明らかなごとく, 潤滑油粘度, 浸油深さ, 歯幅, 歯形形状, 運転条件などにより広範囲に変化する。オーダとして見れば摩擦モーメントと比較的近い値である。質問では許容馬力の何 % かとされているが, 許容馬力の算定に影響する要因と M_0 に影響する要因とは必ずしも一致せずその比率は求められない。

(4) 接触電気抵抗のオシログラフによる実測例として, 2 円筒試験の場合の写真を第 1 報に示した。歯車のかみあいの場合は接触の不連続, 動荷重などのために, その写真よりさらに変動は多くなるが, 接触点を流れる電流を電流計により測定している限り, その指示は比較的安定している。接触電気抵抗の測定には電圧の取り方が問題であり, 電圧の高い場合変動は非常に大きくなる。変動が最小になるような電圧を選定して実験を行なっている。

通産省・鋳鋼および鍛鋼製造業の合理化計画発表(その1)

企業の概況 鋳鋼は電気炉,あるいは平炉で精錬された鋼を所要の形状に鋳込んで生産される鋼の鋳物で,各種機械設備で衝撃の強いところや,強圧のかかるところに用いられるのであるが,用途によっては耐酸,耐熱,耐摩耗あるいは磁性を有する合金鋼材質のものが生産される。

また,鍛鋼は圧延鋼材でできない特別な強力な部品をプレスハンマなどで強じんな組織に鍛錬成形するもので,一品ごとに注文生産されるのが普通である。

両者ともに機械製品の重要基礎材として,その性能に重大な影響を及ぼすもので,わが国機械工業の国際競争力を強化し,輸出の増大をはかるためには,その品質,精度の向上と生産費の低減をはかることが急務とされている。

さて,鋳鋼の生産の現状は昭和 35 年に 34 万 9000 t で,鉄鋼,土木建設,電力など各部向け機械として,その需要がとくに多くなってきた。これに対して企業の現状は資本金 1 億円未満が 53 社(全体の 41%),1 億円以上 5 億円までが 14 社(同 11%),5 億円以

上 62 社で合計 129 社となっている。

また専業,兼業の別をみると専業 37 社,兼業 92 社となっている。

このうち,上位 10 社は兼業メーカーで全生産量の 39% を占めており,専業メーカー上位 15 社の 16% に対比して兼業メーカーの生産比率が大きい。そして設備についても兼業メーカーの大工場は比較的近代化されているが専業メーカーは造形,鋳仕上面の機械化がとくに遅れている。つぎに鍛鋼については,その生産は昭和 35 年において船舶向けが 5 万 7000 t で 23%,鉄鋼向けが 5 万 3000 t で 21%,機械向けが 3 万 6000 t で 15%,鉄道向けが 2 万 5000 t で 10% となっている。

そして企業は兼業が大部分である。

34 年度の資本金区分によると 1 億円未満 5 社(14%),1 億円以上 5 億円未満 2 社(6%),5 億円以上 10 億円未満 4 社(11%),10 億円以上 25 社(69%)となっている。(1979 ページへつづく)