ホワイトメタルの種々の潤滑条件における摺動摩耗メカニズム

小島朋也^{*1}, 石原外美^{*2}, 五嶋孝仁^{*2}

Sliding wear mechanism of the lead free white metal under different lubricating conditions

Tomoya KOBATA^{*1}, Sotomi ISHIHARA^{*2} and Takahito GOSHIMA^{*2}

^{*1} Univ. of Toyama, Graduate School of Science and Engineering for Education

^{*2} Univ. of Toyama Dept. of Mechanical Engineering

Gofuku 3190, Toyama, 930-8555, Japan

It is necessary to grasp wear properties of the materials under various kinds of lubrication conditions. Pin-on-disk wear tests were conducted for the above purpose using WJ2 type, i.e., lead free white metal. The lubrication environments were top water, two kinds of lubricating oil. The test was also conducted in atmosphere for a comparison purpose. The influence of the lubrication condition on the wear rate was investigated, and its mechanism was discussed on the basis of the experimental results.

Key Words : Friction and wear, Tribology, Sliding wear, White metal, lubrication condition, Bearing

1. 結 言

材料の摩耗寿命を把握するためには、種々の潤滑条件下における材料の摩耗特性を把握する必要がある。本研究では、WJ2 型ホワイトメタルを用いて、大気中、粘性の異なる 2 種類の潤滑油中、そして粘度が潤滑油よりも低い水中の合計 4 種類の環境下で摺動摩耗実験を行い、同材の摩耗特性を調査した。そして、摩耗特性に及ぼす潤滑条件の影響を明らかにするとともに、そのメカニズムについて検討し、これらの知見を基にホワイトメタルの摩耗寿命を検討した。

2. 供試材、試験片、潤滑条件及び実験方法

2・1 供試材、試験片 用いたホワイトメタルは、鉛フリーの WJ2 型のホワイトメタルであり、その化学成分は、アンチモンが 5[%]、銅が 2~3[%]、残りが錫である。圧縮実験を行い、同ホワイトメタルの機械的性質は、ヤング率：45[GPa]、0.2[%]耐力：32[MPa]、1[%]耐力：44[MPa]、ポアソン比：0.38、密度：7.27[g/cm³]であった。また、試験片形状は、直径 8[mm]、長さ 22[mm]の円柱試験片を用いた。摺動部には C0.5 の面取りを施した。

2・2 潤滑条件 水道水、並びに二種類の潤滑油、水道水で 20 倍に希釈した Diluted HOCOT 800(以後

Oil(A)と略記)、並びに MOBIL DTE VG100heavy(以後 Oil(B)と略記)の粘度は、それぞれ、1.0[mPa・s]、21.4[mPa・s]、並びに 409.7[mPa・s]であった。これらの値はいずれも室温、約 293[K]における測定値である。また、Oil(B)の粘度は Oil(A)の約 19 倍となっている。

2・3 実験方法 実験にはピンオンディスク式の摺動摩耗試験機を用いた。試験片に種々の静荷重を負荷しながら、試験片と試験機円盤(S45C)(表面あらさ:0.3~0.4[μm])を摺動させることにより、摺動摩耗実験を行った。試験片の接触部をアルミナによって鏡面(表面あらさ:0.1~0.2[μm])にし、実験を行った。圧縮応力 σ の定義として、 $\sigma=P/A$ を用いた。ここで、 P : 負荷荷重、 A : 接触面積である。また、摩擦応力 $\bar{\tau}$ の定義として、 $\bar{\tau}=\mu\sigma$ を用いた。ここで、 μ : 摩擦係数であり、後述の方法で実測した。また、試験片は試験機円盤の中心から半径 65[mm]の位置に接触するようにした。試験機円盤の回転速度は 0.4[m/s]一定である。潤滑油は、ホースを用いて試験機円盤上部から潤滑油を流入(流量=0.5[cm³/s]一定)させることにより、試験片摺動部へ供給した。

2 枚のひずみゲージを摩擦力測定センサー部に貼り、摺動過程中のひずみを動ひずみ計と PC を用いて摩擦力の変化を自動測定した。摺動面に作用する摩擦力を測定し、これより摩擦係数を求めた。

^{*1} 学生員、富山大学大学院 理工学教育部

^{*2} 正員、富山大学 (〒930-8555 富山市五福 3190 番地)

E-mail: ml171219@ems.u-toyama.ac.jp

摺動部の単位面積当たりの摩耗量 W [mm^3/mm^2] の測定は、以下の方法で行った。任意の回転数毎に試験機を止め、試験片をアルコールで超音波洗浄した後、電子天秤(最小目盛は $0.001[\text{g}]$)で質量 M を測定した。質量損失 ΔM を求め、これを次式、 $W = \Delta M / (\rho A)$ に代入することにより摩耗量 W の算出を行った。ここで、 A は接触部の面積、また ρ は密度である。 W は、実質的には摩耗した深さを表している。

3. 実験結果

3・1 潤滑条件の摩耗量への影響 大気中(以下 Dry と略記)、水道水(以下 Water と略記)、Oil(A)及び Oil(B)環境下におけるホワイトメタルの摩耗量 W と滑り距離 L の関係は直線関係の傾向を示し、この直線より傾き dW/dL を求めた。

図1は摩耗速度 dW/dL と圧縮応力 σ との関係を示したものである。図中のデータに付した×印は、摺動面の観察から、シビア摩耗であったことを表している。図中の実線は、

$$\frac{dW}{dL} = A_1^* (\sigma - \sigma_{th}) \quad (1)$$

で表され、実験値を近似した曲線を示したものである。ここで、 A_1^* は材料定数であり、また σ_{th} はこれ以下の圧縮応力値では摩耗が生じない閾値を表している。

図より、圧縮応力 σ が大きくなるにつれて摩耗速度 dW/dL が増加することが分かる。また、Dry, Water, Oil(A), Oil(B)の順に、摩耗量が少なくなる傾向が認められることから、潤滑油の粘度が大きくなるほど、摩耗し難くなる。また、Water の閾値 σ_{th} は Dry のその約10倍大きくなっている。また、湿式において、Oil(B)の閾値 σ_{th} は Water のその約10倍大きくなっている。

摩擦係数 μ を測定したところ、平均摩擦係数は Dry:0.65, Water:0.14, Oil(A):0.04, Oil(B):0.01 であった。図は省くが、摩擦係数と粘度を調べると、粘度の増加と共に摩擦係数が減少し、Oil(A)と Oil(B)とでは約1/10倍の差がある。摩擦応力 $\bar{\tau} (= \mu \sigma)$ を計算し、 dW/dL と摩擦応力 $\bar{\tau} (= \mu \sigma)$ の関係を図2に示す。図より、Dryでは、他の潤滑条件と比較して、最も摩耗量が大きくなっている。一方、Water, Oil(A), Oil(B)の湿式下で、潤滑油の違いによる dW/dL の差異が小さくなっている。しかし、Water の高いせん断応力域では、潤滑作用が期待できないことから、他の湿式下よりも高い摩耗速度となっており、図中の Dry 下の dW/dL とほぼ同程度の摩耗速度となっている。図中の実線は、

$$\frac{dW}{dL} = A_2^* (\bar{\tau} - \bar{\tau}_{th}) \quad (2)$$

で表される。(1)式と同様、 A_2^* は材料定数であり、 $\bar{\tau}_{th}$

はこれ以下の摩擦応力値で摩耗が生じない閾値を表している。

表1は、本実験から求めた上記の定数値をまとめたものである。

Fig. 1 dW/dL vs. σ

Fig. 2 dW/dL vs. $\bar{\tau}$

Table 1 Experimental values obtained.

Condition	A_1^* [1/MPa]	σ_{th} [MPa]	A_2^* [1/MPa]	$\bar{\tau}_{th}$ [MPa]
Dry	1.0×10^{-7}	0.006	3×10^{-7}	0.004
Water	9.0×10^{-9}	0.100	4×10^{-8}	0.010
Oil (A)	5.0×10^{-10}	0.500	1×10^{-8}	0.020
Oil (B)	3.5×10^{-11}	5.000	4×10^{-9}	0.050

3・2 ストライベック曲線 図3に本実験結果から得た Oil(A)と Oil(B)のストライベック曲線を示す⁽¹⁾。縦軸は摩擦 μ 、横軸は $\eta\omega/P$ を表している。ここで、 η は粘度 [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]、 ω は回転速度 [rpm]、 P は圧力 [Pa] である。図中の※印は図2の閾値以下に対応することを示している。図より分かるように、摩耗しない閾値付近 ($\eta\omega/P = 4 \times 10^{-7}$) では極小値をとっている。極小値の右側では、混合潤滑領域から摩耗が生じない流体潤滑領域に遷移しているものと推察され、このことが、閾値以下で材料の摩耗しなくなる要因と考えられる。

Fig. 3 Stribeck curve

3・3 油膜厚さ 3.2 節の推論を確認するために、ピンとディスクの間の油膜厚さ h_0 を実測し、 h_0 と圧縮応力 σ の関係を調査した。図 4 は油膜厚さ h_0 と応力 σ 、摩擦係数 μ と圧縮応力 σ の関係を Oil(B) に対して示したものである。図より、 h_0 は σ が 2~7[MPa] まで減少し、ピンは浮いた状態から、圧縮応力の増加とともにディスクとの接触へと近づくものと推察される。一方、7[MPa] 以上では、 h_0 は 1[μm] 以下の値を取り、ピンとディスクはほぼ接触していることが推察できる。一方、摩擦係数 μ の測定では、低応力領域 ($\sigma = 5 \sim 6$ [MPa] 以下) では摩擦係数が 0.007 から 0.017 付近まで上昇し、高応力領域 ($\sigma = 5 \sim 6$ [MPa] 以上) では摩擦係数は 0.007 から 0.02 付近まで上昇していることが分かる。以上の h_0 と μ の測定結果より、 $\sigma = 5 \sim 6$ [MPa] 以下では流体潤滑域、 $\sigma = 5 \sim 6$ [MPa] 以上では混合潤滑域にあるものと推察される。

Fig. 4 h_0 vs. σ , μ vs. σ

4. 考察

4・1 摩耗寿命評価 (1) 式と (2) 式をそれぞれ積分すると摩耗寿命 L_f を求めることができる。過程を以下に示す。

$$L_{f1} = \frac{1}{A_1^* (\sigma - \sigma_{th})} \int_0^{W_x} dW = \frac{W_x}{A_1^* (\sigma - \sigma_{th})} \quad (3)$$

$$L_{f2} = \frac{1}{A_2^* (\bar{\tau} - \bar{\tau}_{th})} \int_0^{W_x} dW = \frac{W_x}{A_2^* (\bar{\tau} - \bar{\tau}_{th})} \quad (4)$$

ここで、摩耗寿命 L_f は W_x の摩耗深さが生じるまでの摺動距離として定義している。(3) 式及び (4) 式を用いて Dry 環境に対する、 σ vs. L_f 、並びに $\bar{\tau}$ vs. L_f の関係を計算し実験値と比較した。結果を図 5 と図 6 に示す。

図より、計算された両関係は実験値のプロットとよく一致していることが分かる。また図は省くが、他の潤滑条件においても計算結果と実験結果との対応は良好であった。

Fig. 5 L_{f1} vs. σ of the dry condition

Fig. 6 L_{f2} vs. $\bar{\tau}$ of the dry condition

4・2 潤滑状態の遷移 図 3 及び図 4 より、摩耗しなくなる閾値には潤滑状態の遷移が関係していると推察できる。流体潤滑では液体の厚さが十分でありその影響で摩耗を緩和していると考えられる。また、荷重が増すことで油膜が薄くなり、ホワイトメタルと S45C の表面の凹凸が接触し、混合潤滑へ遷移することで摩擦係数が上昇し、摩耗が生じ始めたと言える。

5. 結 論

本研究では、アンチモンが 5[%] 一定、銅含有量が 2~3[%] のホワイトメタル供試材を用いて摺動摩耗実験を行い、摩耗特性に及ぼす環境の影響を明らかにするとともに、そのメカニズムについて検討した。本研究から以下のような結言が得られた。

- (1) 潤滑条件による摩耗量の変化は、摩擦係数(液体の粘度)に起因している。
- (2) 摩擦係数を考慮することで、Wet 環境下では潤滑条件に依らずに摩耗量を推察することができる。
- (3) Wet 環境下での摩耗は潤滑状態の遷移が関係していると推察され、摩耗しない値である閾値には流体潤滑への遷移が原因していると推察される。
- (4) 摩耗構成則によって、摩耗寿命評価が可能である。

文 献

- (1) Horst Czichos, TRIBOLOGY, ELSEVIER SCIENTIFIC PUBLISHING COMPANY, 1978, pp. 130-132