模擬摩耗粒子混入油潤滑下における CNx 膜の摩擦に及ぼす テクスチャリングの影響*

野老山 貴行^{*1}, 金子 知世^{*2}, 月山 陽介^{*3}
梅原 徳次^{*1}, 佐藤 徹也^{*4}, 鈴木 正^{*5}

Effect of Texturing on Friction Properties of CNx Coating Layer under Oil Lubrication with Imitation Wear Debris

Takayuki TOKOROYAMA^{*1}, Tomoyo KANEKO, Yosuke TSUKIYAMA, Noritsugu UMEHARA,
Tetsuya SATO and Tadashi SUZUKI

^{*1} Nagoya University, Department of Mechanical Science and Engineering
Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya, 464-8603 Japan

Frequent contacts between bearing balls or needles and its guide generate friction heat, and it is not demanded because oil viscosity becomes low, then oil film thickness decreases. In such case, direct contact between mating surfaces occurs in the real contact area. To prevent wear by direct contacts, high wear proof and low friction coefficient of hard carbon coating is demanded. However, in the case of wear particles which are generated from hard carbon coating, the particles become wear promotion elements of bearing surfaces. Therefore, a surface shape modification is important to eliminate wear particles from contact area. In this paper, we prepared CNx (Carbon Nitride) coating deposited on surface with texturing to reduce friction coefficient by wear particles which were lied between mating surfaces. Friction tests were carried out at mixed and boundary lubrication condition with VG100 oil. We applied glass beads as imitation wear particles. In the boundary lubrication condition, the CNx coated surface showed friction coefficient of 0.058 in only VG100 lubrication. On the other hand, the friction coefficient was approximately 0.12 without CNx coating in VG100 lubrication. In the case of friction test with glass beads, it was clarified that 40 μm width and 20 μm depth texturing with 32 lines showed lowest friction coefficient when the specimen slid against counter material.

Key Words : Mixed Lubrication, Boundary Lubrication, Carbon Nitride, Micro Groove, Surface Texturing

1. 緒 言

起動・停止を繰り返す自動車用油中軸受では、流体潤滑膜を形成しない境界潤滑域でのしゅう動が存在している。接触する 2 面間の直接接触に伴うアプレシブ摩耗や摩擦発熱による軸受の損傷を抑制するためには、耐摩耗性及び低摩擦係数を発現する炭素系硬質薄膜の適用が効果的と考えられる。しかし、軸受表面を保護する炭素系薄膜がはく離し摩耗粒子となった場合、その摩耗粒子は軸受表面の摩耗を著しく促進させる要因となり得る。そのため、摩耗粒子の排出性を考慮した表面設計が重要である。自動車用に使われる軸受にはホーニング加工面などが用いられる場合があり、表面に形成されるクロスハッチは連続的な溝である場合が多い。このような場合、クロスハッチを有する表面と相手面間に挟まれた潤滑油は、軸受の解放端から流出するため、しゅう動速度が低い場合には潤滑油の閉じ込め効果に伴う動圧の発生よりも摩耗粉の排出に効果的と考えられる。動圧が発生する

* 原稿受付 2013 年 3 月 28 日

^{*1} 正員, 名古屋大学大学院工学研究科機械理工学専攻 (〒464-8603 愛知県名古屋市千種区不老町)

^{*2} 名古屋大学工学部機械システム工学科

^{*3} 正員, 新潟大学自然科学系材工学部機械システム工学科 (〒950-2181 新潟県新潟市西区五十嵐 2 の町 8050)

^{*4} (株)ユニバンス (〒431-0494 静岡県湖西市鷺津 2418)

^{*5} 正員, (株)ユニバンス

E-mail: tokoroyama@mech.nagoya-u.ac.jp

までの境界潤滑下における摩擦では、接触する 2 面間の直接接触が発生する．このような表面の保護のために、PTFE 膜を付与した軸受が実用化されているが⁽¹⁾、高荷重、耐摩耗性の向上、境界潤滑における低摩擦発現のために炭素系硬質薄膜の使用が望まれている．

本研究では線接触する軸受に摩耗粒子が混入した場合を想定し、低すべり速度での境界潤滑下における表面保護、低摩擦発現の可能性を明らかにするため、窒化炭素 (Carbon Nitride: CNx) 膜⁽²⁾を成膜し摩擦試験を行った．クロスハッチを模倣したテクスチャリングを施したディスク試験片を用意し、潤滑油中摩擦における摩耗粒子排出の可能性を検討するため、溝幅及び溝本数が摩擦係数に及ぼす影響を明らかにした．

2. 実験方法

2・1 シリンダオンディスク型摩擦試験装置

図 1(a)及び(b)に本研究で用いたシリンダオンディスク型摩擦試験機の概略図、(c)に試験片の接触方式の模式図と(d)に試験片の寸法を示す．回転ステージにカップ型のホルダを設置し、その底にディスク試験片(直径 22.5 mm、厚さ 4 mm)を固定した後に潤滑油を入れた．ピボットで支持されたはりの先端にシリンダ(円柱)形状の試験片(直径 5 mm、長さ 5 mm)をネジにより固定した．このためシリンダ試験片は回転しない．シリンダ試験片の上に錘を載せて垂直荷重を与えた．線接触する軸受を模擬するため、シリンダ試験片の側面を摩擦面に押し付けた線接触方式での摩擦試験方法を採用した．ステージの回転に伴いディスク試験片とシリンダ試験片間に発生した摩擦力はピボットを介してロードセルにより測定された．

Fig. 1 The Schematic images of cylinder-on-disk tribometer (a) top view, (b) side view, (c) bird view and (d) outline of specimens

2・2 ディスク試験片及びシリンダ試験片

しゅう動方向に対して約 45° の傾きで数 μm ~ 数 10 μm 幅のクロスハッチをホーニング加工により施した軸受を模擬するため、ディスク試験片表面にレーザ加工機を用いた溝加工を施した．ディスク試験片の表面研磨、アセトン及びエタノールによる洗浄を行ったクロム鋼 SCr420H からなるディスク表面に CNx 膜を成膜した．ディスク表面への溝の加工には最大出力 10 W、波長 1064 nm、ビーム直径はレーザ加工機の最小レーザ直径である 20 μm を用いた．摩擦試験時の上面模式図(図 2)に示すように、溝は円周方向と常に 45° の角度を成すように作製された．溝幅は 40, 80 及び 160 μm の 3 通りとした．溝本数は各溝が重ならずレーザ加工できる最大の本数である 32 本、その半分の 16 本及びさらに半分の 8 本の 3 通りを用意し、計 9 種類のディスク試験片を用意した．

Fig. 2 The Schematic image of texturing on disk surface

Table 1 Groove area ratio under various number and width of grooves

Number N	8	16	32
Width d , μm			
40	0.7%	1.4%	2.8%
80	1.4%	2.8%	5.6%
160	2.8%	5.6%	11.2%

また、溝を未加工のディスク試験片、溝を未加工で CNx 膜を成膜したディスク試験片を用意した。試験片名は未加工のディスク試験片を Flat、溝未加工で CNx 膜を成膜したディスク試験片を Flat CNx、溝及び CNx 膜を成膜したディスク試験片を 40 μm -8 lines（溝幅：40 μm 、溝本数：8 本）のように表記した。各溝本数と溝幅における溝部の面積率（溝面積をディスク試験片面積で除した値）を表 1 に示す。レーザ加工後の表面研磨には #1200 の炭化ケイ素砥粒を有する研磨紙を用い、レーザ加工により形成された溝付近のバリを取り除いた。研磨後の溝形状を測定した断面曲線の代表例として 8 lines の 40, 80 及び 160 μm を図 3 (a) に、40 μm の 8, 16 及び 32 lines を (b) に示す。図 3 (a) の 40 μm 幅で加工された溝深さは約 12 μm 程度であり、溝幅を大きくする加工には、レーザを X 軸方向へ少しずらして加工するため、幅の増加に伴って深さが増加している。一方、(b) に示すように溝本数を増加させた場合の断面図に示すように、同一の加工条件でレーザを照射していることから、断面形状はほぼ同程度であった。作製したディスク試験片表面にはイオンビームミキシング（Ion Beam Assisted Mixing Deposition: IBAD）法⁽³⁾により CNx 膜を成膜した。CNx 膜の厚さは内部応力によるはく離を起こさない程度に厚い約 0.5 μm の厚さとなるように成膜した。相手材料として軸受鋼（SUSJ2）からなるシリンダ試験片を用いた。模擬摩耗粒子には形状がほぼ同じで分級された材料を使用し、実験ごとに粒子の形状に依存しないことを期待して形状が球であるガラスを用いた。潤滑油に混入したガラス粒子の平均粒径は約 10 μm （最大粒径約 16 μm ）である。粒径として DLC（Diamond-Like Carbon）膜の潤滑油中摩擦で観察される摩耗粒子の最大直径である 10 μm と同程度の大きさを選択した。ガラス粒子の混入割合として潤滑油中に体積率 0.1 vol.% となるように入れた。この分量は CNx 膜が 0.5 μm の深さまで摩耗した場合の体積を潤滑油の体積で除して得られる割合（約 0.006 vol.%）に比べ十分大きく、かつ見掛けの粘度が変わらない程度に少ない分量とした。

2・3 実験手順

試験前にシリンダ及びディスク試験片を 15 分間アセトン中で超音波洗浄した。潤滑油としてタービン VG100（潤滑油粘度はファイバーウォプリング法により測定した VG100 の室温における粘度 $\eta = 3.125 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ を代表値として用いた⁽⁴⁾。）にガラス粒子を混ぜたものを用いた。しゅう動半径はシリンダ試験片の中央がディスク試験片の

回転中心から 6 mm となる位置に設置し, 垂直荷重 5 N, 回転速度 500 rpm にて 1 分間試験を行い, その後回転速度 400, 300, 200 及び 100 rpm となるように連続的に減少させ, 各回転数では 1 分間ずつ摩擦試験を行った. 100 rpm まで試験を行った後, 垂直荷重を 2 倍の 10 N に増加させ 1 分間摩擦試験を行い, 試験を終了した.

Fig. 3 The cross-sectional images of micro-grooves on (a) different width with 8 lines and (b) different number of grooves with 40 μm of width

3. 実験結果

3・1 CNx 膜の摩擦係数低減効果

Flat 及び Flat CNx の潤滑油中摩擦試験結果を図 4 に示す. 図中横軸は軸受定数として潤滑油粘度 η ($\text{N/m}^2 \cdot \text{s}$) と代表すべり速度 (5 mm 長さのシリンダ試験片の中央における速度) V (mm/s) の積を単位軸受幅当たりの垂直荷重 W_L (N/mm) で除した値を用い, 無次元数である. 軸受定数は 0 点に近づくほど高荷重で潤滑状態は混合潤滑から境界潤滑となるものと考えられる. 軸受定数 4×10^{-4} 以上の場合, 成膜の有無にかかわらず摩擦係数は同程度であった. 一方, 軸受定数 4×10^{-4} 以下では, Flat の摩擦係数は軸受定数が 1×10^{-4} 以下の場合に約 0.12 まで上昇した

ため境界潤滑状態に遷移したものと考えられる。Flat CNx は軸受定数が 1×10^{-4} 以下の場合でも低い摩擦係数を維持した。この結果は相対する 2 面の直接接触の発生時に CNx 膜が低摩擦係数を発現させていることを意味している。次に摩耗粒子を模擬したガラス粒子 #2500 ($\phi = 10 \mu\text{m}$) を 0.1 vol.% 混入した条件における摩擦係数と軸受定数の関係を図 5 に示す。図に示すように Flat では軸受定数が 2×10^{-4} 以下の場合に摩擦係数が約 0.2 まで急増しており、ガラス粒子と摩擦面との直接接触を伴う境界潤滑状態に遷移したものと考えられる。一方、Flat CNx においては軸受定数が 4×10^{-4} 以下で摩擦係数が増加しはじめるが、Flat に比べ摩擦係数は低く、CNx 膜の成膜による摩擦係数の低減効果が確認された。Flat 及び Flat CNx の摩擦係数は、いずれも軸受定数が小さい領域においてガラス粒子の混入により増加した。

Fig. 4 The friction coefficient of CNx coating and no-coating specimens as a function of bearing number under oil lubrication

Fig. 5 The friction coefficient of CNx coating specimens and no-coating as a function of bearing number under oil lubrication with glass beads

3・2 溝幅が摩擦係数に及ぼす影響

図 6 に 40 μm - 8 lines, 80 μm - 8 lines, 160 μm - 8 lines 及び Flat CNx のガラス粒子混入条件における摩擦試験結果を示す。Flat CNx 及び溝加工を施した試験片はいずれも軸受定数 4×10^{-4} 以上では 0.04 から 0.05 程度の摩擦係数を示した。軸受定数 2×10^{-4} 以下では溝加工を施した試験片の摩擦係数が Flat に比べて減少していた。図 7 に溝幅 40 μm の試験片の摩擦後の表面を、洗浄せずに光学顕微鏡で観察した結果を示す。図の中央の溝内に見られる球状物質（矢印及び点線で図示）がガラス粒子であり、光学顕微鏡の焦点位置は溝の底部近傍である。摩擦試験後の溝内にガラス粒子が観察されたことから、少なくとも摩擦中にガラス粒子が溝内へ入っていると考えられる。溝を施した試験片はいずれも軸受定数 1×10^{-4} において、Flat CNx の摩擦係数約 0.12 よりも小さく、溝を有することで低摩擦係数となることが明らかである。

Fig. 6 The friction coefficient of CNx coated disk with various groove width as a function of bearing number under oil lubrication with glass beads

Fig. 7 Optical microscope image of micro groove after sliding test, 40 μm width of micro groove and $\phi=8 \mu\text{m}$ glass beads.

3・3 溝本数が摩擦係数に及ぼす影響

図 8 に 40 μm - 8 lines, 40 μm - 16 lines, 40 μm - 32 lines 及び Flat CNx のガラス粒子混入条件における摩擦試験結果を示す。溝本数が 8 本及び 16 本の場合、軸受定数 4×10^{-4} 以上では摩擦係数は Flat CNx に比べ高く、一方、溝

本数が 32 本の場合, いずれの摩擦条件においても摩擦係数は低かった. この原因としてシリンダ試験片及びディスク試験片の溝を含む接触形態の違いが考えられる. 図 9 に 8~32 本の溝とシリンダ試験片が接触している様子を鉛直上向から観察した模式図を示す. 溝本数が 16 本までは 1~2 本の溝が摩擦面内に存在するが, 32 本の場合 3 本以上の溝が摩擦面に存在することからガラス粒子を良好に排出したのではないかと考えられる.

Fig. 8 The friction coefficient of CNx coated disk with various number of grooves as a function of bearing number under oil lubrication with glass beads

Fig. 9 The schematic images of grooves in contact with cylinder at once

4. 考 察

4・1 テクスチャリングによる摩擦低減効果のメカニズム

図 6 より, 10 μm の粒径のガラス粒子を混入させた潤滑油中摩擦試験において, 溝本数が同一の場合, 軸受定数が 1×10^{-4} の摩擦条件において, 溝幅が摩擦係数に及ぼす影響は小さく, 40 μm 以上の溝幅であれば同様に低摩擦となることが示された. 本実験で用いられた実験条件にて形成される油膜厚さを推定するため, Hamrock-Dowson⁽⁵⁾の式から算出した.

$$h = H_{\min} \times R_x \quad (1)$$

$$H_{\min} = 3.63 G^{0.49} \times U^{0.68} \times W^{-0.07} (1 - \exp(-0.68k)) \quad (2)$$

$$W = w / (E' \times R_x^2) \quad (3)$$

$$G = \alpha \times E' \quad (4)$$

$$U = \eta_0 \times \bar{u} / (E' \times R_x) \quad (5)$$

$$k = a/b \cong 1.0339(R_y/R_x)^{0.636} \quad (6)$$

ここで E' は接触する 2 面の等価弾性係数, R_x は運動方向(x)の等価半径, k は接触だ円比, b は運動方向, a はそれと直角(y)方向に対応する接触だ円の半径, R_y は運動方向と直角方向の等価半径, $\bar{u}$ は速度, α は潤滑油の粘度の圧力係数, η_0 は粘度および, w は荷重である. 粘度の圧力係数は 20 GPa^{-1} として計算した⁽⁶⁾. その結果, 油膜厚さ h は約 $0.06 \mu\text{m}$ と算出され, ガラス粒子に比べ十分に小さいことが明らかである. テクスチャリングによる摩擦低減効果は, ガラス粒子の排出促進が主な理由であると考えられる.

4・2 CNx 膜とテクスチャリングを同時に付与する有効性

図 4 の結果より, ガラス粒子が含まれない油中において, Flat CNx の方が Flat よりも低摩擦であることが示された. しかし, 図 5 に示したように, ガラス粒子を油中に混合した場合, 軸受定数の小さな混合潤滑領域や境界潤滑領域においては, CNx 膜だけでは摩擦係数低減は不十分であり, 摩擦係数は 0.1 以上であった. そこで, テクスチャリングを施した表面に CNx 膜を付与したところ, 軸受定数の小さな摩擦条件でも, 十分な幅と深さを有し, 溝本数が多い場合に摩擦係数を約 0.058 まで減少させることができた. この効果は, CNx 膜とテクスチャリングを同時に与えることにより生まれる効果である.

5. 結 言

本研究では, 炭素系表面保護膜として潤滑油中での低摩擦特性が期待される CNx 膜を, テクスチャリングを有する表面に成膜し摩擦特性を明らかにした. また潤滑油中摩擦における摩耗粒子の排出性について明らかにするため, ガラス粒子を模擬摩耗粒子として油中に混入させ, 溝幅及び溝本数が摩擦係数に及ぼす影響を明らかにした. 得られた主な結論を以下に示す.

- (1) ガラス粒子を添加した潤滑油を使用した境界及び混合潤滑領域において, CNx 膜による摩擦係数の低減効果が確認された. 軸受定数 (= 粘度・すべり速度/単位軸受幅当たりの垂直荷重) 1×10^{-4} において, CNx 膜の成膜により, Flat CNx とシリンダの摩擦係数は Flat とシリンダの場合より小さくなり, 摩擦係数は 0.19 から 0.12 まで減少した.
- (2) ガラス粒子を添加した潤滑油中の摩擦試験結果から, シリンダに接する溝の本数が多いほど摩擦係数は減少し, 粒径 $10 \mu\text{m}$ の摩耗粉を模擬したガラス粒子を排出するためには $40 \mu\text{m}$ の溝幅を形成することで十分であることが示された.
- (3) 本研究では加工した溝本数が最大の 32 本の場合, 軸受定数 1×10^{-4} において摩擦係数は約 0.058 となり最小の値を得た.

謝 辞

本研究を行うに際し, ガラス粒子をご提供いただいたポッターズ・パロティーニ(株)・仁尾氏に対し厚くお礼申し上げます.

文 献

- (1) 宇野修悦, 三上誠, 南波聡, “水車発電機用新素材軸受の高性能化”, 東芝レビュー, Vol. 53, No. 9(1998), pp. 41-44.
- (2) 小河雄一郎, 野老山貴行, 梅原徳次, 不破良雄, “潤滑油中における CNx 膜の超低摩擦現象の発現”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 75, No. 752 (2009), pp. 1088-1093.
- (3) 野老山貴行, 齋藤諒介, 梅原徳次, 不破良雄, “CNx 膜の硬さに及ぼす成膜時基板温度・窒素イオンビーム加速電圧・成膜速度の影響”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 77, No. 775 (2011), pp. 624-630.

- (4) 伊藤伸太郎, 福澤健二, 張賀東, 三矢保永, “ファイバーウォブリング法によるナノ閉じ込めされた分子潤滑膜の粘弾性特性の測定”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 70, No. 691 (2004), pp. 841-848.
 - (5) Hamrock, B.J., and Dowson, D., “Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, Part 1”. *Transaction of ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol. 98, No. 3 (1976) pp. 375-381.
 - (6) 村木正芳, “粘度 - 圧力特性”, 潤滑, Vol. 33, No. 1 (1988) pp. 36-39.
-