

特集技術論文

弾性流体潤滑条件下における

新還元添加剤(SOD-1PN)の挙動にかかわる考察

竹田雄祐* 里永憲昭* 城戸祥成* 渡邊孝司** 園田智之**

*崇城大学 **D1 ケミカル

Behavior of New Reduction Additive (SOD-1 PN) and Consideration
on High Pressure Viscosity under EHL

Yusuke TAKEDA*, Noriaki SATONAGA*, Yoshinari KIDO*,
Takashi WATANABE**, Tomoyuki SONODA**

*Department of Mechanical Engineering, SOJO University Faculty of Engineering, Japan

**D1 Chemical Co., Ltd., Japan

境界潤滑から流体潤滑への移行と潤滑、摩耗、摩擦を改善するために、ポリオールエステル、ジエステル系と植物油系エステル化合物などを主成分とした独自の還元添加剤（SOD-1Plus）についてトライボロジー性能に及ぼす影響を実験的に究明してきた。今回、従来添加剤の改良品として新還元添加剤（SOD-1PN）を開発した。新還元添加剤は耐摩耗性・潤滑性を高め、せん断の影響を受けにくい高粘度ポリ α オレフィン（PAO）成分を付加して油膜保持性能を向上させ、極圧剤として硫黄、亜鉛を加えることにより潤滑油膜再生の効果を高めたものである。性能評価として、新たな測定法は転がり軸受の接触面を観察することにより、弾性流体潤滑（EHL）条件下における潤滑油の特性や性状による流動状態の違いを把握することが可能である。この接触膜厚の観察装置の紹介とともに、実験条件などを設定して観測結果から軸受の寿命評価の解析法を検討した。

キーワード: 内燃機関, 動力伝達装置, エンジンオイル, ギアオイル, 添加剤, EHL, トライボロジー

In order to improve the transition from boundary lubrication to fluid lubrication and to improve lubrication, wear and friction, we have developed a proprietary reducing additive (SOD - 1 Plus) based on polyol ester, diester type and vegetable oil type ester compound. Regarding its tribological performance, we have experimentally investigated the influence that it exerts. A new reducing additive (SOD - 1 PN) was developed as an improvement on conventional additives. Many new reducing additives add high-viscosity polyalphaolefin (PAO) ingredients, which are resistant to shear, and also add sulfur and zinc as extreme pressure agents to increase wear resistance and lubricity, improve oil film retention performance. This enhances the effect of regenerating the lubricating oil film. As a performance evaluation, the new measurement method can clarify the difference in flow state due to the characteristics and properties of lubricants under elastohydrodynamic lubrication (EHL) condition by observing the contact surface of the rolling bearing. In addition to introducing the observation device of this contact film thickness, experimental conditions and others were set and the analysis method of life evaluation of a bearing was examined from the observation of results.

KEY WORDS: internal combustion engine, power train, engine oil, gear oil, ester-based additives, EHL, tribology

1. まえがき

近年の自動車の高性能化に加えて、省資源と環境負荷低減のため潤滑油のトライボロジー性能向上に対する要求が一段と増してきている。これらの要求に応える手段としてエステル系合成潤滑油が開発されてきたが、まだ、十分とはいえない^{[1],[2],[6]}。このエステル系合成潤滑油は有機脂肪酸とアルコールを原料としており、特にポリオールエステル系合成潤滑油^{[1],[2],[3],[6]}は、自動車用潤滑油として注目されている。

合成潤滑油は鉱物系潤滑油と比べて、低温流動性、熱酸化安定性に優れ、高粘度で使用温度範囲が広く、潤滑性が良好で清浄分散性や生分解性を有するなど多くの長を有する。著者らはこれまでエンジン、トランスミッション、デファレンシャルギアなどの自動車用潤滑油のほか、産業用機器などの潤滑、摩耗、摩擦性能などをさらに改善するため、独自に開発した還元添加剤(SOD-1、以下、従来品と称す)について究明してきた^{[1],[2]}。

従来品は有機酸とアルコールを原料とするポリオールエステル(POE)、2 塩基酸エステルのジエステル(DST)や植物油系エステル化合物(VOE)などを主成分としており^{[1],[2]}、今回、従来品の改良品として新還元添加剤(SOD-1PN、以下、新添加剤と称す)を開発した。

これまでの著者らの研究において、従来品を添加することで軸受の寿命延長効果と、軸受接触面に形成される油膜厚さの上昇は確認された。しかしながら合成潤滑油の粘度も上昇しており、接触面に形成される油膜厚さ上昇は、添加剤成分の効果か、粘度上昇に起因するものか検証が必要であった。

本報では、従来品に対して低粘度化された新添加剤において、軸受の寿命延長に与える効果と、軸受接触面に形成される油膜性状について直接観測し、新添加剤の成分がトライボロジー性能の向上に与える効果について検証したので報告する。

2. 新還元添加剤(SOD-1PN)について

潤滑摺動部表面に固着したデポジット、ワニスやスラッジのコンタミナント類などの汚れの膜は、時間の経過に伴い積層し、トライボロジー性能(潤滑、摩耗、摩擦)に悪影響を与えている。従来品は潤滑作用をしながら潤滑摺動部のコンタミナント類を清浄、分解、除去し、最初の潤滑面(金属加工面)を再生、還元し、適切なオイルクリアランスを保持する。これにより摩耗、摩擦損失を大幅に低減し潤滑性を改善できる独自作用である。

さて、従来品の特徴を維持させながら低粘度化を図り、耐摩耗性、潤滑性の向上を実現させたものが新添加剤である。図1に新添加剤の仮説図を示す。



図1 新添加剤のメカニズム仮説図

新添加剤は耐摩耗性・潤滑性を高めるためスルホン酸カルシウム塩に含まれる炭酸カルシウムの構造を変更している。また、粘度指数を継続維持させるため剪断の影響を受けにくい高粘度 PAO 成分を加えている。これにより金属表面にスーパーオイルフィルムと称す PAO 成分の粒子が油膜を保持する。焼付防止と潤滑膜再生を考慮して、極圧剤(硫黄、亜鉛)を加えて常温から高温まで広範囲の温度領域で再生効果を発揮できるように設計を変更している。機械の始動時には摺動部の油膜が欠損し境界潤滑となり、高摩擦、高摩耗が生じやすい。上述したスーパーオイルフィルムと再生効果によって境界潤滑から流体潤滑に移行することで、摩擦・摩耗を低減させる作用を発揮すると想定している。これらの効果を加えることで格段の性能改善を得た。従来品と新添加剤の化学的物性の比較を表1に示す。

表1 従来品(SOD-1)と新添加剤(SOD-1PN)及び合成潤滑油の化学的物性

試験油	従来品 (SOD-1)	新添加剤 (SOD-1PN)	エンジン油 (5W-30)	エンジン油 +新添加剤 (10vol%)	ギア油 (VG320)	ギア油 +新添加剤 (10vol%)
動粘度 40°C mm ² /s	610	132.3	57.7	59.2	324	288
100°C mm ² /s	92.4	19.9	9.85	10.8	23.9	23.8
粘度指数	243	173	157	176	94	103

3. 従来品, 新添加剤を用いた軸受寿命評価

3.1 軸受寿命評価の方法

新添加剤が軸受に与える寿命延長効果について図 2 に示す寿命評価試験機を用いて寿命試験を行った。

試験片はスラスト玉軸受 51104 (外径 35mm, 内径 20mm, 高さ 10mm, 玉径 5.56mm) を, 面圧を高めるために転動体数を 13 個から 3 個に減じ, 油浴槽内に設置し, 圧縮パネによりスラスト荷重 4.4kN (最大ヘルツ接触圧力 4GPa) を与えている。モータにより軸受外輪(上輪)を回転させ, 内輪(下輪)を固定している。軸回転速度は 1000rpm とした。ただし, 試験油の粘度が低く油浴槽から飛散する場合は 750rpm に設定した。摩擦力は回転によるトルクを計測することで把握する。

理論寿命時間は Lundberg-Palmgren の寿命理論に基づく, 寿命と平均転動体荷重の関係の式より算出している^{[1], [2]}。理論寿命時間 L_0 は回転速度が 1000rpm の場合 11.38 時間, 750rpm の場合 15.14 時間である。

軸受の破壊による振動または回転トルクが, 所定値を超過した場合にはモータが停止し試験完了となる。

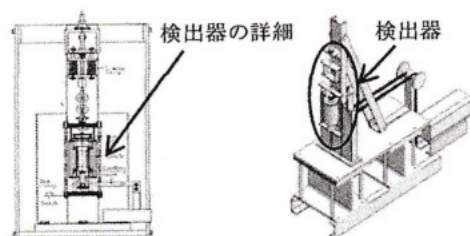


図 2 スラスト玉軸受寿命評価試験機の構成

3.2 軸受寿命評価試験の結果

エンジン油 (5W-30) とギア油 (VG320) を基準油とし, 従来品, 新添加剤を 10vol% 添加した場合の寿命試験結果を図 3 と図 4 に示す。縦軸は累積破損率 $F\%$, 横軸は実際の稼働時間 L_a と理論寿命時間 L_0 の無次元比である。

5W-30 と VG320 に新添加剤を 10vol% 添加した場合, 最大運転時間は理論寿命時間に対し 25.4 倍と 36.7 倍, 基準油に対しては 4.6 倍と 14.5 倍の寿命延長を示した。

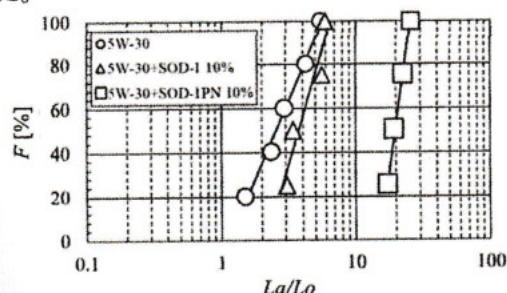


図 3 エンジン油 (5W-30) のワイブル線図

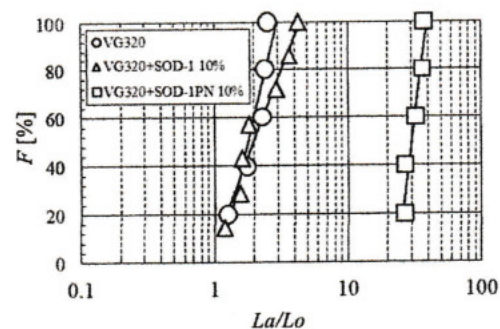


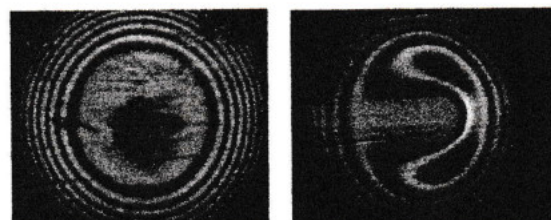
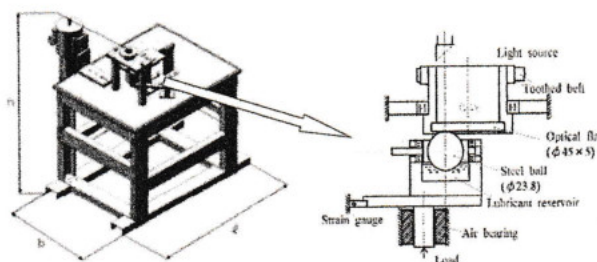
図 4 ギア油 (VG320) のワイブル線図

4. 軸受接触面における流動状態の観測

4.1 軸受接触面流動状態観測コンセプト

新添加剤の性能向上に関するトライボロジカルなメカニズムを解明するため, 接触面における流動状態を図 5 に示す観測装置により直接的に観察する。

本装置はスラスト球軸受の上輪と透明なオプティカルガラスに置き換え, この下面に転動体となる鋼球と油浴槽を設置し, 直接接触面に形成される油膜を観察する仕組みとなっている。接触面に形成される油膜は, 転動体が静止時には同心円形の干渉縞を示し, 回転を与えることにより流れの入り口側に開いた形状の馬蹄形を呈する形状に変化する。図 5 に示す縞次数を観測することにより油膜厚さを求めることができる。



静止時

回転時

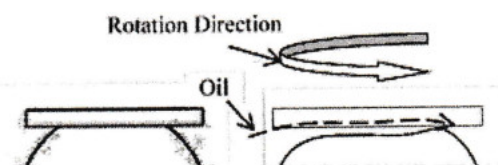
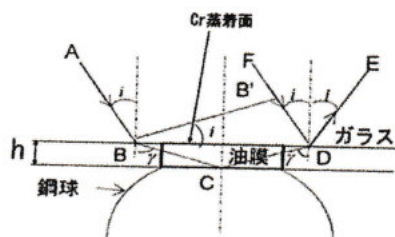


図 5 可視化装置概要

4.2 観測方法及び油膜厚さの算出

接触面の観測は、図6に示す光干渉法を用いることで直接観察することが可能である。



A, F: 光の入射 B, E: 光の反射

図6 光干渉法による膜厚測定概要

ここで、油膜厚さ h は式(1)で与えられる。

$$\text{油膜厚さ: } h = \frac{m\lambda}{2n} [\text{m}] \quad \dots\dots\dots (1)$$

m : 縞次数 λ : ストロ波長[m] n : 試験油の屈折率

4.3 油膜厚さの理論値算出

油膜厚さの理論値算出においては、弾性流体潤滑(EHL)理論に基づいて算出する[7],[8]。

図7に示す Dowson-Higginson による二円筒の転がり接触の場合レイノルズ方程式は、無限幅の場合油膜厚さ h と中央油膜厚さ h_c の関係式は

$$h^3 = \frac{dp}{dx} = 6\eta(U_1 + U_2)(h \times h_c) \quad \dots\dots\dots (2)$$

EHLにおける高圧粘度 η の式

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad \dots\dots\dots (3)$$

弾性変形を考慮した最小油膜厚さ h_{min} の式

$$h_{min} = h - \frac{x^2}{2R} + \frac{4}{\pi E} \int P(s) \log x \cdot s ds + \text{const} \quad \dots\dots\dots (4)$$

式(2), (3), (4)を連立に解くと無次元表示は

$$e \int \frac{d\Pi}{dx} = 12 \frac{N - N_m}{N_s} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$N = N_1 + \frac{x^2}{2} \int \frac{4}{\pi} \Pi(s) \log x \cdot s ds + \text{const} \quad \dots\dots\dots (6)$$

式(5), (6)を連立し、図8で示すような接触面の入口・出口側の圧力がゼロ、出口側ではレイノルズの境界条件を満たすように解けば、積分定数 N_m が定まる。

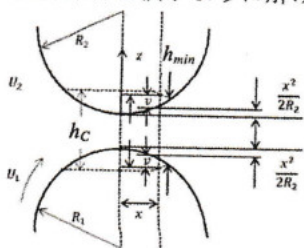


図7 二円筒の転がり接触

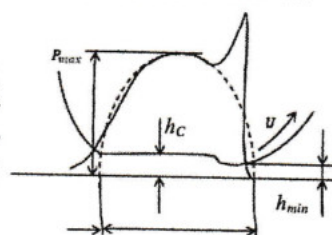


図8 EHLにおけるブースト域と接触域及び圧力分布

さらに、荷重は圧力を積分し

$$N = \int \Pi(S) ds \quad \dots\dots\dots (7)$$

このようにして膜厚分布 $N(x)$, 圧力分布 $\pi(x)$ が N_1, N_2, N_3 をパラメータとして求められ、 x の特定位置での N の値、例えば $x=0$ での平行部膜厚 N_1 が決まるので、

$$N = \Phi(N_1, N_2) \quad \dots\dots\dots (8)$$

上記の関数関係が得られる。このような手法で Dowson-Higginson は、膜厚 H の式を次求めた。

$$H = 2.65 G^{0.54} U^{0.7} W^{-0.13} \quad \dots\dots\dots (9)$$

表2に式(2)から(9)の変数、定義式を示す。

表2 Dowson-Higginson の EHL における無次元表示

変数名	記号	単位
潤滑面形状	面1: xz 面内の曲率半径	R_{x1} m
	yz 面内の曲率半径	R_{y1} m
	面2: xz 面内の曲率半径	R_{x2} m
	yz 面内の曲率半径	R_{y2} m
潤滑面材料	面1: 縦弾性係数	E_1 Pa
	ポアソン比	ν_1
	面2: 縦弾性係数	E_2 Pa
	ポアソン比	ν_2
潤滑油	大気圧下の粘度	η_0 Pa·s
	粘度圧力係数(α)	α Pa ⁻¹
作動条件	面1の速度	U_1 m/s
	面2の速度	U_2 m/s
	荷重	W N
	圧力	p Pa
変数名		定義式
等価曲率半径 R	$\frac{1}{R_e} = \frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}}, \frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{y1}} + \frac{1}{R_{y2}}$	
曲率半径の比 β	$\beta = R_x / R_y$	
等価弾性係数 E	$\frac{2}{E} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$	
引込み速度 u	$u = (U_1 + U_2)/2$	
ヘルツ接触楕円長径短径比 κ	$\kappa = (R_x / R_y)^{1/3}$ (近似式)	
無次元膜厚 H	$H = h / R_x$	
無次元速度パラメータ U	$U = \eta_0 u / (E R_x)$	
無次元荷重パラメータ W	$W = w / (E R_x^2)$	
無次元材料パラメータ G	$G = \alpha E$	

可視化装置では、球と平面間の点接触となり、転がり軸に平行な方向への膜厚変化だけでなく、有効な負荷領域が円形状になる。Hamrock-Dowson が示した、転がり軸に平行な流れとパラメータ変化を考慮し楕円形領域における中心膜厚 H_c , 最小膜厚 H_{min} の式[7]は、

$$H_c = \frac{h_c}{R} = 4.31 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} (1 - e^{-1.23k}) \quad \dots\dots (10)$$

$$H_{min} = \frac{h_{min}}{R} = 3.68 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} (1 - e^{-0.67k}) \quad \dots (11)$$

となり、式(10), (11)から理論膜厚を算出する。

4.4 実験条件

可視化装置の観測面は直径 45mm, 厚さ 5mm のオプティカルフラット (ポアソン比: $\nu=0.25$, 縦弾性係数: $E=63.7\text{GPa}$, 粗さ 5.6mm) を使用する。鋼球は直径 23.8mm (ポアソン比: $\nu=0.3$, 縦弾性係数: $E=208\text{GPa}$, 粗さ 6.1mm)。転動体の接触荷重は 19.6N, 最大ヘルツ圧は 0.3GPa, 接触円直径は 0.30mm, 試験油の屈折率は 1.5 である。

上部より投光することで現れる干渉縞を観察し, 式 (1) から油膜厚さ: $h[\text{m}]$ を, 式 (11) から理論膜厚をそれぞれ算出する。

4.5 観測結果

実験ではエンジン油 (5W-30) とギア油 (VG320) を基準油とし, 基準油のみと基準油に従来品, 新添加剤を 10vol% 添加し, それぞれの試験油温 40°C にて比較観察した。図 9 に観測写真を示す。また周速を変化させながら油膜厚さを測定し, 油膜厚さを無次元膜厚で評価した。その結果を図 10 と図 11 に示す。縦軸が無次元膜厚で, 横軸は無次元速度パラメータである。図中の縦線は評価するために周速 0.52m/s における無次元速度パラメータの値である。

エンジン油 (5W-30) における無次元膜厚は図 10 に示すように, 無次元速度パラメータ 2.91×10^{-11} にて基準油に対して従来品を添加した場合 1.17 倍, 新添加剤の場合 1.32 倍を示した。

ギア油 (VG320) における無次元膜厚は図 11 に示すように, 無次元速度パラメータ 5.80×10^{-11} にて評価したところ基準油に対して従来品を添加した場合 1.10 倍, 新添加剤の場合 1.30 倍を示した。

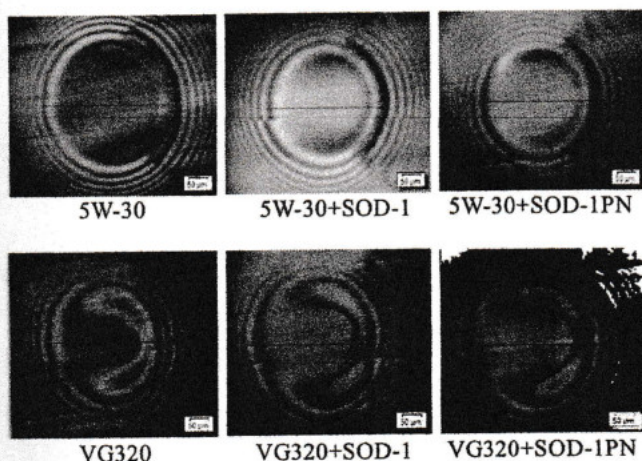


図 9 エンジン油(40°C), ギア油(40°C) 回転時の干渉縞観測写真

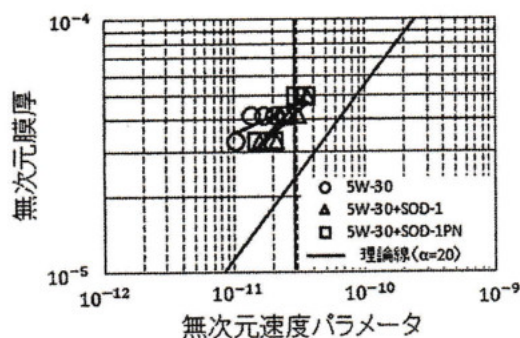


図 10 エンジン油 (5W-30) の無次元膜厚評価

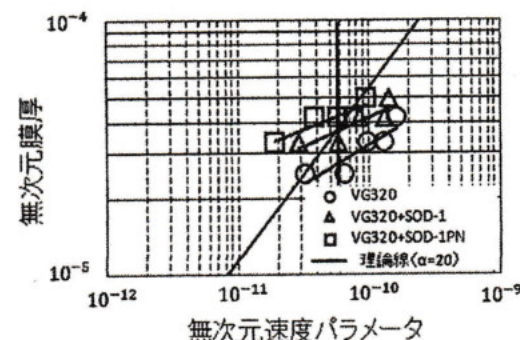


図 11 ギア油 (VG320) の無次元膜厚評価

5. 結論

新添加剤 (SOD-1PN) がトライボロジー性能に及ぼす影響を化学的作用と実用試験等により確認した結果, 下記の結論が得られた。

- 1) エンジン油 (5W-30) とギア油 (VG320) に新添加剤を 10vol% 添加した場合, 最大運転時間は理論寿命時間に対しては 25.4 倍と 36.7 倍, 基準油に対しては 4.6 倍と 14.5 倍を示した。この事実から, 新添加剤は顕著な寿命延長効果が期待できる。
- 2) 無次元膜厚についてエンジン油 (5W-30) に従来品を添加した場合 1.17 倍, 新添加剤を添加した場合 1.32 倍, ギア油 (VG320) に従来品を添加した場合 1.10 倍, 新添加剤を添加した場合 1.30 倍の上昇を示した。
- 3) 新添加剤の粘度上昇率は従来品に対して抑えられている。この事実から油膜厚さの上昇は, 添加剤成分の影響によるものと考えられる。接触面に形成される油膜が厚くなることにより摩擦が低減され, 軸受表面の疲労に与える影響が軽減され, 軸受寿命の延長につながったと考えられる。

謝 辞

最後に実験の機器調整等にご協力いただいた(有)D1 ケミカル営業部 園田夕喜殿, 実験に協力いただいた崇城大学工学部機械工学科生産システム工学研究室の学生諸君に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- [1] 里永憲昭, 渡邊孝司, 竹川秀男: 潤滑油の新還元添加剤による粘性および寿命評価の手法, 日本設備管理学会誌. Vol.28, No3, pp.103-109(2016)
- [2] 清水秀真, 里永憲昭, 渡邊孝司, 竹川秀男: 潤滑油の新還元添加剤による自動車と産業機械用における合成油寿命延長の考察, 日本設備管理学会誌, Vol.29, No.2, pp37-41(2017)
- [3] Noriaki Satonaga, Takashi Watanabe: Effects on Tribology Performance of a Reducing Additive for Automobile Lubricant SAE-2015-01-2047 (2015)
- [4] T.Mawatari, T.Harada, M.Yano, H.Shiomi, S.Obara, N.Ohno: Rolling Bearing Performance and Film Formation Behavior of Four Multiply-Alkylated Cyclopentane (MAC) Base Greases for Space Applications Tribology Transactions, 56, 4 pp 561-571. (2013)
- [5] 長濱秀紀, 井戸慎一郎, 角谷治彦, 田中直也: 診断技術の応用によるベアリング加速評価技術の検討, 第16回評価・診断に関するシンポジウム予稿集, pp120-123 (2017)
- [6] 平野二郎: ポリオールエステル系合成潤滑油の動向, 潤滑, 第29巻, 第9号, pp. 627-635 (1980)
- [7] 杉村丈一: 入門講座 トライボロジー公式集 (10) EHL 膜厚計算式, トライボロジスト.Vol.49, No.10, pp.799-800 (2004)
- [8] 佐々木信也ほか: 数値解析と表面分析によるトライボロジーの解明と制御, テクノシステム, pp.81-92 (2018)

著者紹介



竹田 雄祐 (たけだ ゆうすけ)
崇城大学 (旧熊本工業大学) 工学部機械工学科助教。2008 年久留米工業大学大学院工学研究科修士課程修了。2008 年平田機工(株)入社。2018 年より現職。



里永 憲昭 (さとなが のりあき)
崇城大学工学部機械工学科教授。2009 年三重大学大学院生物資源学研究科博士後期課程修了。1990 年昭和電工(株)入社。2014 年より准教授, 教授。現在に至る。博士 (学術)



城戸 祥成 (きど よしなり)
2018 年崇城大学大学院工学研究科機械工学専攻修士課程 2 年生。



渡邊 孝司 (わたなべ たかし)
有限会社 D1 ケミカル (最高顧問)
1969 年関東学院大学工学部 2 部機械工学科卒。久留米工業大学名誉教授。瀋陽大学客員教授。自動車技術会フェロー。2014 年より現職。博士(工学)



園田 智之 (そのだ ともゆき)
有限会社 D1 ケミカル 代表取締役
(〒812-0897 福岡県福岡市博多区半道橋 1-3-45) (TEL 092-292-4439)
1998 年に福岡県自動車整備振興会教育部の協力のもと「SOD-1」を開発。