

新しい軸受シミュレーション装置による エンジン軸受評価方法の提案と高効率化

Proposal of New Bearing Simulation Rig Tester for High Efficiency Engine Bearing Development

町田 恭一*

Kyoichi MACHIDA

上嶋 英夫*

Hideo UESHIMA

高橋 伸一*

Shinichi TAKAHASHI

藤木 賢治*

Kenji FUJIKI

要 旨

軸受単体試験によるエンジンの軸受け仕様選定のためには、エンジン実働状態に近いしゅう動条件を再現する必要がある。エンジン実働時の変動荷重を単体試験装置で再現させる高周波加振ができるよう、試験装置の共振抑制と高剛性化をはかり、さらに軸と軸受の片当りを修正する機構を採用した新しい軸受単体試験装置を考案した。この試験装置を用いることで、鉛合金軸受とアルミニウム合金軸受のなじみ性の違いのメカニズムを初めて明確にすることができた。また、実際のコンロッドを用いた小端軸受の評価に適用し、小端部軸受の表面処理方法の違いによるしゅう動特性の評価も可能となった。さらに、再現性の高い軸受の摩擦係数測定が可能になり、軸受材料の効率的な評価が実施可能になった。

ABSTRACT

To select bearing specifications for an engine using a bearing rig test, it is necessary to achieve sliding conditions that are near the actual operating conditions of the engine. A new bearing rig tester with low resonance and high rigidity permits high frequency excitation and has a mechanism to correct misalignment between the axle and the bearing. This rig tester can reproduce load fluctuations under the actual operating conditions of the engine. The test equipment makes it possible to clarify for the first time the mechanism that causes the difference in the break-in performance of lead alloy and aluminum alloy bearings. It was possible to evaluate the small end bearing fitted on an actual connecting rod, and the sliding characteristics caused by different surface treatment methods for the small end bearings. In addition, it was possible to measure the friction coefficient of the bearings with high repeatability, and efficiently evaluate the bearing material.

1. まえがき

エンジンの軽量コンパクト化により軸受幅は狭くなり、高出力、高性能化により燃焼指圧は増加傾向にあるなど、軸受の負荷は年々増加する傾向にある。また軸受材料面でも環境対応による鉛フリー化など変化し始めている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。効率的なエンジンの開発のためには、実際のエンジンに適用するまでにできるだけ部品レベルでの適合性評価をおこなうことが重要である。

軸受の機能はハウジングまわりの影響も大きく受けるため、Elastohydrodynamic Lubrication (EHL) 解析による軸受ハウジング変形^{(4), (5), (9), (10)}、温度による潤滑油粘度変化^{(6), (8)}、軸形状⁽⁷⁾などの要因解析がおこなわれてきている。

すべり条件が厳しい条件になるほど、これらを含めたより多くの要因を考慮する必要があること、なじみ性を表すために必要な塑性変形や摩耗を伴う過渡的な塑性変形や摩耗を伴う過渡的な状態の変化を考慮することはまだ難しいことから、多くの部分を実際のエンジンの試験に頼らざるをえないのが現状である。一方、従来の静荷重軸受試験機を使って軸受まわりの開発をさらに効率的におこなうためには、軸受ハウジング変形なども含めて、しゅう動条件をより実際のエンジンに近づけることが必要である。

本論文では新しい軸受試験機の考案による軸受単体のしゅう動性能評価の高効率化および実際のエンジン仕様選定での活用について報告する。

*四輪開発センター

2. 軸受試験装置

2.1. 従来の試験装置

Fig. 1 は従来用いていた静荷重軸受試験機の構成図⁽¹¹⁾を示す。

この試験機は静荷重用に設計をおこなっているため動荷重を発生させることはできない。Fig. 2はエンジン実働状態のコンロッド小端軸受荷重の計算例と、静荷重試験機による静荷重を示す。また、荷重に対するピストンピンとコンロッド小端の位置を示す。

動荷重は時間の経過とともに荷重の大きさ、方向が変わり、それにともないピストンピンとコンロッド小端軸受の間の油膜厚さが変化するのに対して、静荷重の場合はこれらが経時的に一定であることを模式化している。静荷重の油膜はくさび効果(軸と軸受のすべり方向の相対速度によって発生する圧力発生効果)によって確保されるのに対して、動荷重は荷重の方向や大きさが変化することによってしぼり効果(軸と軸受の半径方向の速度によって発生する圧力発生効果)も加わるため、最大荷重で比較すると比較的厚い油膜が確保され、荷重の方向が変わることにより油のせん断による発熱の主発生方向と大きさが分散されるため、すべり面の温度も低くなる。また、くさび、しぼり効果によって

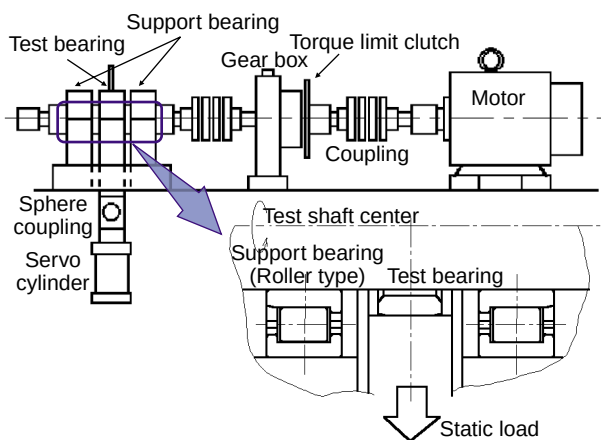


Fig. 1 Conventional system

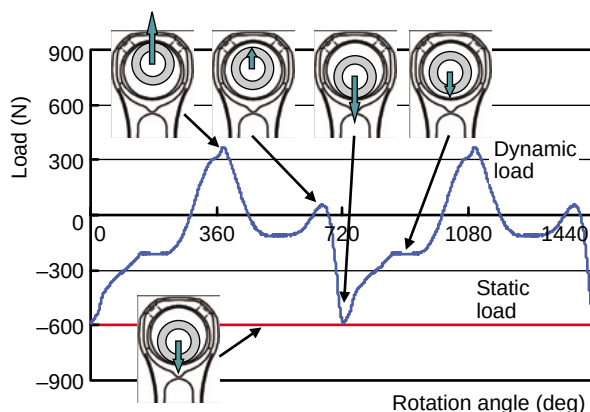


Fig. 2 Differences in sliding parts by load type

Table 1 Performance of new bearing rig tester

Item	Performance
Bearing slide conditions: Similar to actual engine	• Use of various entity connecting rods • Synchronization of X, Y direction loads • Generation of various load waves • Frequency: 300 Hz Load: ± 10 kN • Synchronization of bearing load with shaft angle
Tester protection from seizure	• Construction that can separate torque meter from motor torque
Repeatability of test results	• Adjusting mechanism of bearing-shaft tilt • Roller-type support bearing • Multi-point measurement of bearing temperature

発生するすべり面の油膜圧力によって、ピストンピンとコンロッド小端軸受は弾性変形する。この変形量は形成される油膜厚さに対して小さくないため、変形によってすべり条件は変化し、ハウジングの剛性が小さいほど変形が大きくなり影響も大きくなる。

これらのことから、しゅう動条件をより実際のエンジンに近づけるためには、動荷重で試験をおこなう以外には方法は無く、新しい試験機の製作が必要となる。

2.2. 新しい軸受試験装置

Table 1に新試験装置の性能と特徴を示す。どれも市販の軸受試験機に無い性能であり、加振機の実験に発揮させるためには加振機のみならず、多くの部分について検討が必要となり、これまでに発表されている研究事例を参考⁽¹²⁾⁻⁽²⁴⁾に、可能な限りさまざまな試験に対応できるように、ほとんどの部分について新たに独自設計をおこなっている。

2.2.1. 試験装置の全体構成

Fig. 3 に開発した試験機の全体構成図を示す。

トルクメータは高回転対応仕様とし、トルクリミッタクラッチ付きのギヤボックスは急激なフリクション発生時に対する回転系の装置保護が確実におこなえる。これにより高回転までのすべての試験条件下でトルクメータを外す必要がなくなり、常にフリクションの測定が可能になっている。

支持軸受はすべり軸受の場合、支持軸受での発熱が試験部へ伝わり影響を与えること、すべり軸受が摩擦等によって経時変化したときにフリクション、オイル流量状態が変化するため試験軸受部の温度も変化してしまうこと、などを防ぐためにころがり軸受を採用しているが、新しい試験装置では動荷重試験時の剛性確保のためにころがり軸受を複列で使用している。

加振力を発生させるアクチュエータ、サーボバルブは従来の静荷重のものよりも大型になったため、アクチュエータまわりのフレームの全面的な見直しをおこなっている。

また、今回の試験装置では軸と試験軸受の傾き角度を調整するための調整機構を新たに設けている。

2.2.2. 試験機フレームの検討

高周波での加振性能を確保するためには、フレームの剛

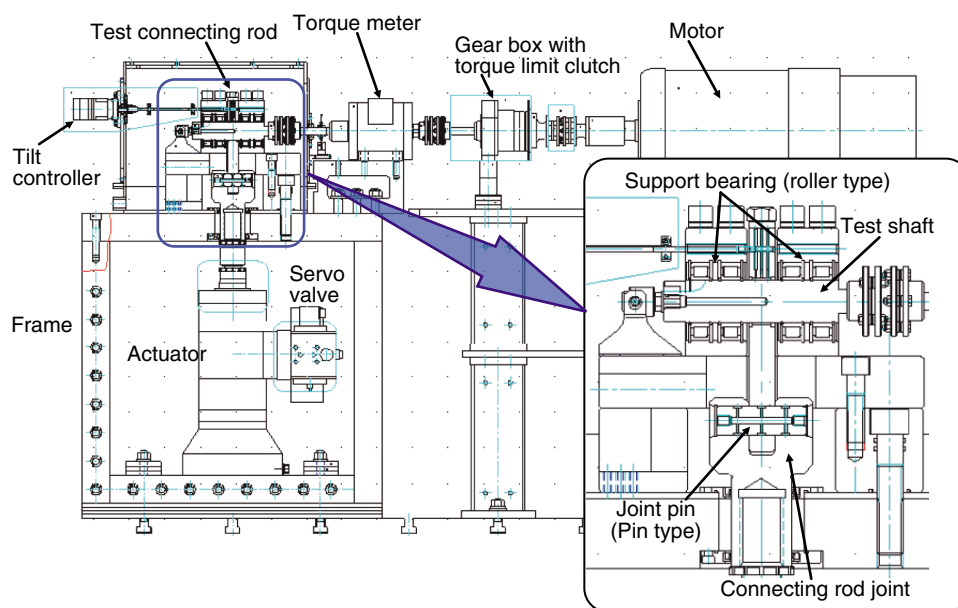


Fig. 3 Structure of new bearing rig tester

性の確保は変位を最小限に抑える加振面と共振による影響を避ける面から必須である。目標とした加振周波数は 300 Hz であるため、共振周波数をそれ以上に確保する必要がある。Fig. 4 に検討をおこなったフレームの FEM モデルと計算によって得られた各共振周波数を示す。

一般的には加振機のフレームは支柱構造を取るが、検討の結果支柱構造の場合、支柱の径を太くしても支柱の本数を増やしても目標周波数には達することはできなかった。そこで加振機のメンテナンス性は低下するものの高剛性が得られる厚板を用いたボックス構造を採用している。また、新しく製作した試験機では上下の一方方向加振だけではなく、横方向からの加振もおこなえるように横方向加振機用のフレームと上下方向加振機用のフレームが締結できるような構造としている。

2.2.3. 軸受試験装置部の検討

高周波、大荷重で加振をおこなうためには加振機の油圧

源容量、サーボバルブの流量特性の制限があるため、フレームのみならず試験装置の荷重に対する変形も小さく抑える必要がある。実施した主な点を以下に示す。

- (1) 支持ころがり軸受の複列化と外輪締め代設定の増加
- (2) 支持軸受ハウジングの高剛性化
- (3) コンロッドとコンロッドジョイント間の球面軸受の廃止とクリアランスの最小化
- (4) 各部締結ボルト本数の増加

Fig. 5 に従来の試験装置部と新しい試験装置部の写真と、これらの試験装置部を使って荷重に対するアクチュエータに設けた変位センサ出力の時系列波形を示す。その結果、従来の装置部では ± 100 kN 換算で 1.60 mm となり変位が大き過ぎることがわかった。この変位の要因として各部のた

		Column-type frame	Box-type frame
FEM model			
Resonance frequency (Hz)	Front and rear	280.4	389.3
	Right and left	264.6	437.0
	Twist	222.3	750.0
	Above and below	480.6	787.1

Fig. 4 Resonance frequency difference by frame type

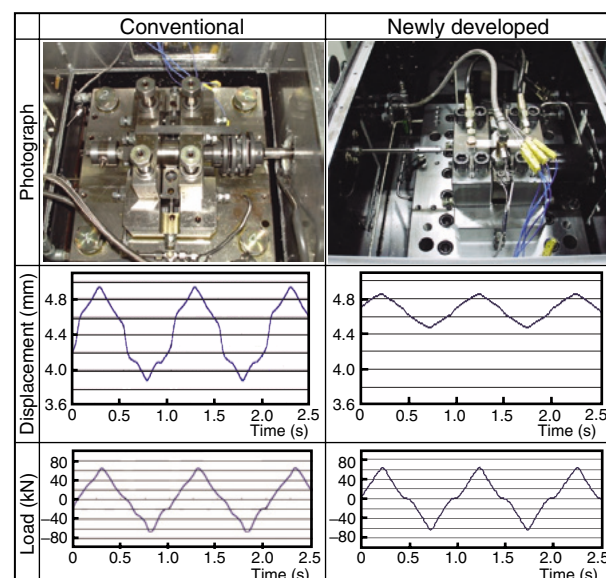


Fig. 5 Displacement of exciter piston by load

わみによるものと、クリアランスに起因するガタによるものがあることがわかり、それぞれ上記の剛性向上と各部クリアランスの最小化を図ることにより±100 kN 換算で0.59 mm と振幅を小さく抑えることができた。

2.2.4. 傾き調整機構

軸受の試験は試験結果に複数の要因が影響を与える。軸受材料の基本性能評価など、軸受そのものの比較をおこなう場合、データの互換性が重要となる。その場合、軸受以外の軸受ハウジング剛性等の影響を排除して試験をおこなう必要があり、Fig. 6に示すような高剛性のコンロッドを用いることが有効である。

ただし、剛性の高いコンロッドはコンロッドと軸との片当りの影響が試験結果に大きく影響を及ぼす。これは剛性が低いコンロッドでは弾性変形やコンロッドの棹部が曲がることによるセルフフィッティングによって平行当りが得られるのに対して、剛性の高いコンロッドではこのセルフフィッティング効果が小さいためと考えられる。以前使用していた静荷重の試験装置ではこれを改善するために、加振機とコンロッドを接続する部分に球面軸受を用いていたが、荷重が大きくなると効果を失うことと荷重に対する変位が大きくなることから新しい試験機では球面軸受を廃止した。

Fig. 7 に剛性の高いコンロッドを用いたときの試験軸受温度測定位置とこのコンロッドの傾き調整機構を示す。

コンロッドにステッピングモータによって駆動される送り機構を付け、軸受の幅方向に三本の熱電対 T_R 、 T_M 、 T_F を設置し、軸受中央部の背面温度を T_M 、軸受端部の背面温度を T_R 、 T_F とする。

片当りが発生すると、軸と軸受のクリアランスの小さい側が反対側よりも大きく発熱するため温度が高くなる。そこで、軸受端部の温度 T_R と T_F を測定して両方の温度を均一に保つようにすることによって試験軸と軸受は平行当りが得られる。

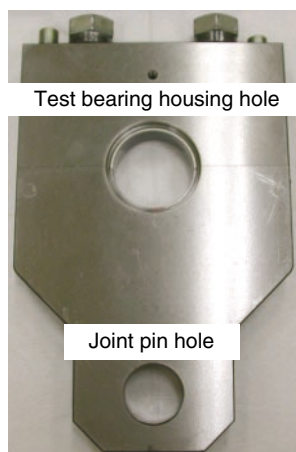


Fig. 6 Rigid-type connecting rod

Fig. 8 にこの調整機構を使って試験をおこなった試験条件を、Fig. 9に片当り調整機構の有無によるこれらの温度の違いを示す。

片当り調整機構が無い場合には T_R と T_F の差は広がっていき、温度差が広がり片当りの影響が厳しくなる領域で温度波形が乱れはじめていた。片当り調整機構のあるものは T_R と T_F は常に一定に保たれていることがわかる。このように軸と軸受の当りを一定に保つためには荷重とともに送り量を調整する必要があることがわかった。

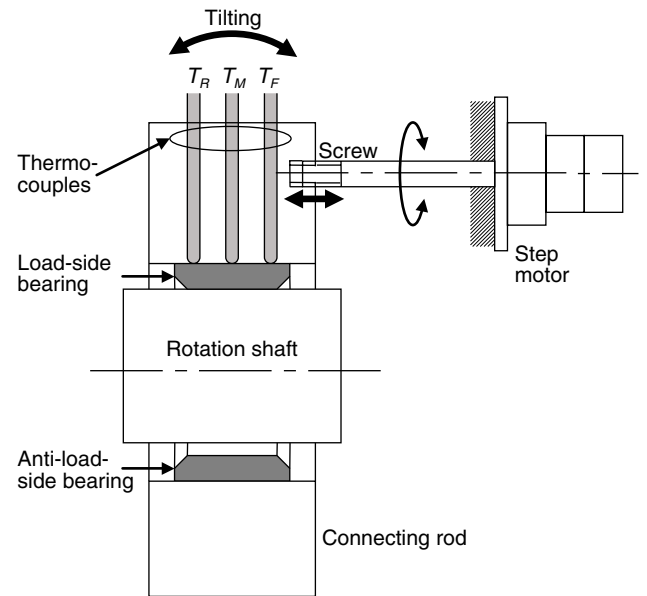


Fig. 7 Temperature measuring points and tilt control system of bearing

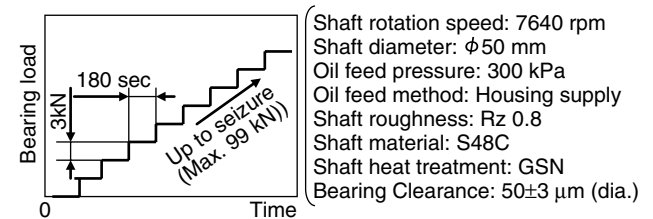


Fig. 8 Test pattern and example conditions in static load testing

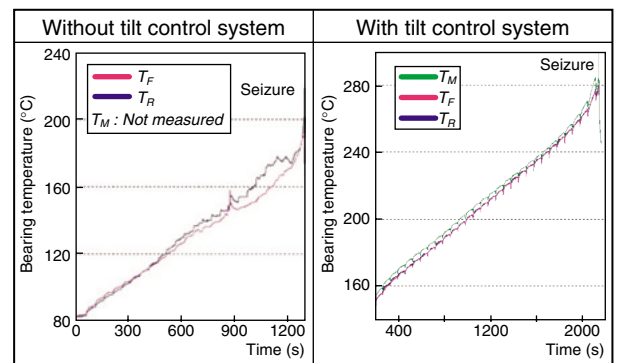


Fig. 9 Comparison of bearing temperature by tilt control system

3. 新軸受試験機での試験結果

3.1. 焼付試験結果

Fig. 10 に軸受材質を変更したときの結果を, Fig. 11 に供試した軸受の構造, 表面硬さを示す.

温度結果からいえることは, アルミニウム合金軸受は軸受中央部温度 T_M よりも軸受端部 T_R , T_F の温度が高くなる傾向があった. これは軸受中央部よりも軸受端部のしゅう動条件が厳しくなっているためと考えられる. 一方, 鉛合金軸受では T_R , T_M , T_F の温度はアルミニウム合金軸受のように大きく差は発生していなかった. また, アルミニウム合金軸受と鉛合金軸受の比較では鉛合金軸受の方が早く焼付を発生した.

これを考えるために次式に示すように温度差 D_T を定義すると,

$$D_T = T_M - \frac{T_F + T_R}{2} \quad (1)$$

D_T : 温度差

T_M : 軸受中央温度差

T_F : 軸受前温度

T_R : 軸受後温度

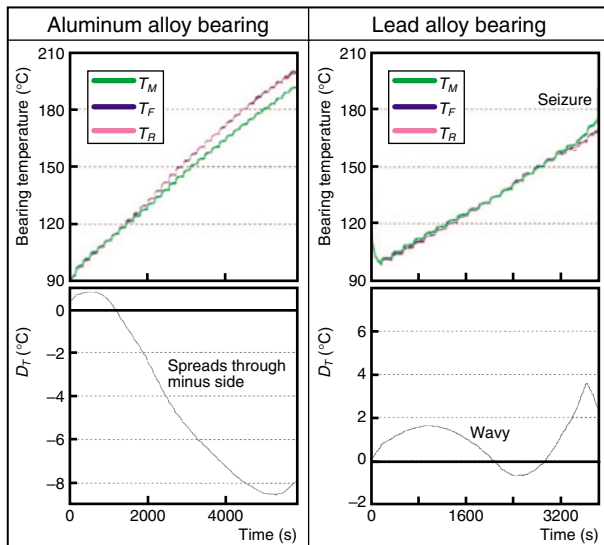


Fig. 10 Typical temperature pattern of aluminum alloy and lead alloy bearings

Bearing type	Aluminum alloy bearing	Lead alloy bearing
Construction	Aluminum alloy } 200 μm Bonding layer } 50 μm Back steel } Reminder	Over-layer } 15 μm Lining } 200 μm Back steel } Reminder
Surface hardness	50 (HV5)	13-17 (HVM10)

Fig. 11 Seizure test sample construction and hardness

アルミニウム合金軸受の D_T は初期にプラスの値を示し, その後はマイナス側に大きくなる傾向となったのに対して, 鉛合金軸受の D_T はあまり大きな値にはならず波型の傾向を示した.

Fig. 12 に試験による軸受の摩耗形態を示し, 試験後の軸受摩耗幅 B_W を式(2)のように定義する.

$$B_W = B_A - B_B \quad (2)$$

B_W : 軸受摩耗幅

B_A : 試験前有効あたり幅

B_B : 試験後未摩耗幅

Fig. 13 は軸受荷重に対する軸受摩耗幅 B_W の関係を示す. この結果から同一荷重に対して鉛合金軸受のほうがアルミニウム合金軸受よりも摩耗が多いことがわかった. これは鉛合金軸受はアルミニウム合金軸受よりも多く摩耗することによってすべり面を形成し, 逆にアルミニウム合金軸受は鉛合金軸受よりも大きく弾性変形することによってすべり面を形成したといえる. このすべり面の形成はなじみ作用

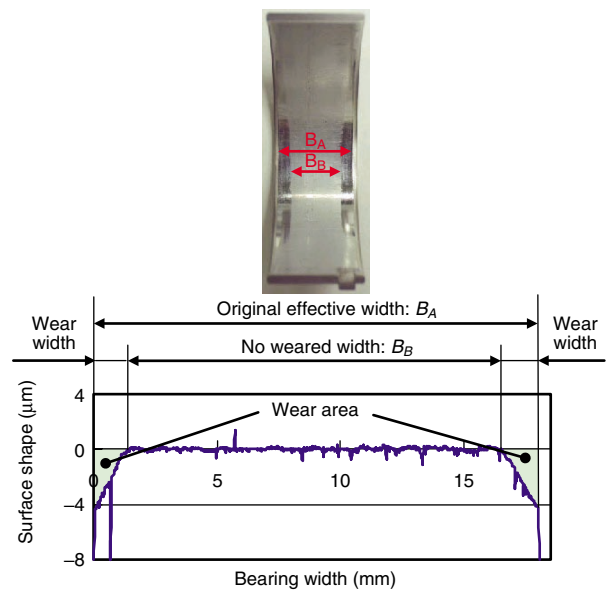


Fig. 12 Bearing shape features after testing

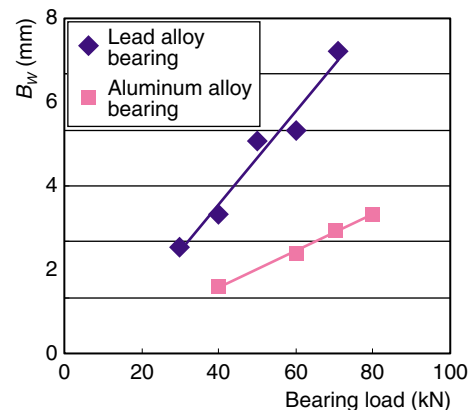


Fig. 13 Wear width of bearing by testing load

によって形成されるが、鉛合金軸受は摩耗によるなじみ形態であり、アルミニウム合金はそれよりも弾性変形を多く含んだなじみ形態であると考えられる。軸受材質によってこのなじみ形態に大きく差があり、軸受の温度を計測することによって軸受のなじみ過程の一端を検討することが可能であることがわかった。

3.2. 摩擦係数試験結果

新しい試験装置では温度を計測することによって軸と軸受を平行の理想状態に保つことが可能であることから、軸受の摩擦係数を求める試験をおこなった。

Fig. 14に試験条件を示す。25 Hzの振幅荷重を加え、徐々に回転数を下げることによってすべり条件を厳しくする方法を採用している。Fig. 15に前述の試験条件を繰り返した結果を示す。

測定回数が増えるとともにフリクションは小さくなり安定していく。おおむね4, 5回繰返せばフリクションは安定し、なじみが得られた状態になっていることがわかる。Fig. 16に同一ロットで別々の軸受(A, B, C)に組替えてフリクションを測定し、得られた連続データを無次元化した摩擦係数グラフを示す。摩擦曲線の算出にあたっては、荷重は振幅荷重の最大値、油粘度はサンプリング時間ごとに軸受

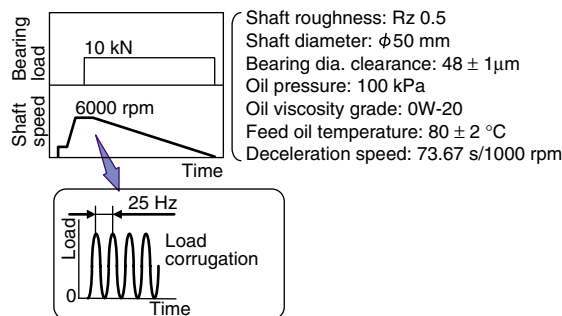


Fig. 14 Coefficient of friction test conditions

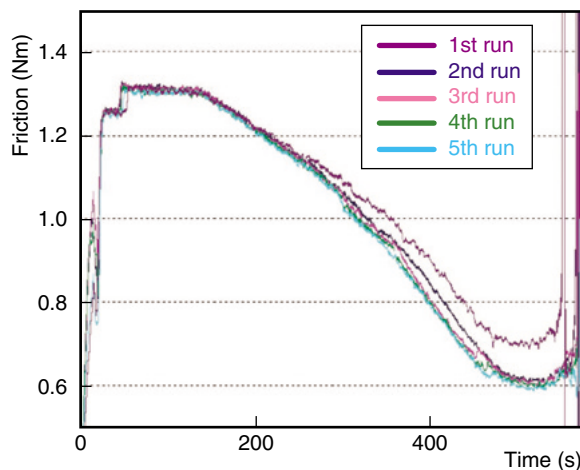


Fig. 15 Results of repeated friction test (using same bearing)

背面温度を平均した温度を用い算出したものを用いている。試験軸受の組替えをおこなっても同じ結果が得られており、温度を測定し軸と軸受を平行状態に保つことにより再現性高く摩擦係数の評価が可能であることが確認できた。

3.3. 実体形状コンロッドでの試験結果

新しい試験機では剛体コンロッドを用いた基礎的な試験のほかに、実際のエンジンのしゅう動条件により近づけた試験をおこなえるようになっている。以下は実際のエンジンの実体部品を使った試験の結果について述べる。

今回試験をおこなったエンジンでは往復部重量低減の目的からコンロッド小端ブッシュを廃止している。ブッシュを廃止するにあたって、ピストンピンとの潤滑性を向上させるためにピストンピンに表面処理を施している。この表面処理の選定にあたって本軸受試験機を使った試験をおこなった。Fig. 17は試験コンロッドと試験機への装着状態を、Fig. 18は荷重条件を示す。

ピストンピンはモータにより 2500 rpm で一定回転させ、荷重はコンロッド大端部より 100 Hz の周波数で 0 kN から最大圧縮荷重 40 kN, 最小引張り荷重 20 kN まで 20 秒で加振をおこない、これを 1 サイクルとして合計 100 サイクルで終了とした。給油はコンロッド小端に開けられている穴に、ステッピングモータにより駆動されるオイルポンプによって滴下をおこなっている。

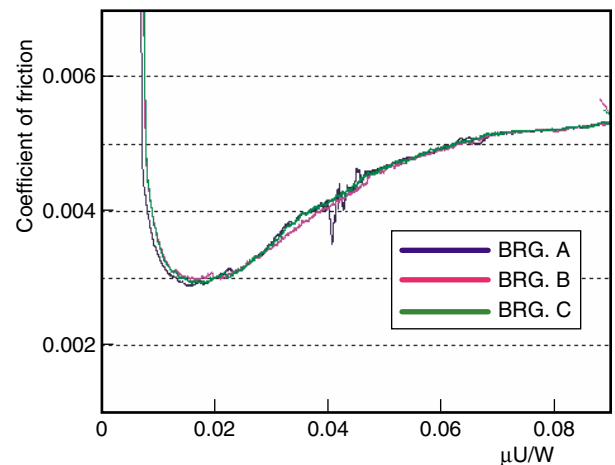


Fig. 16 Friction coefficient curve

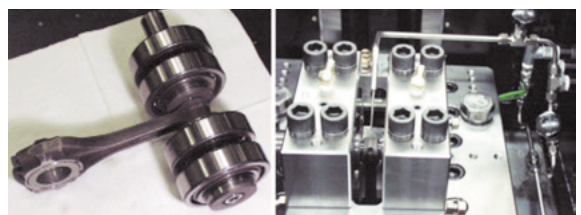


Fig. 17 Connecting rod (left); rod connected to test equipment (right)

Fig. 19は得られたフリクション波形の模式図である。安定したフリクションのピーク値を F_m 、途中大きくなったフリクションのピーク値を F_p とする。

Fig. 20に試験をおこなったピストンピン、コンロッド小端穴に施した表面処理の種類と、試験後のピストンピン写真を示す。表面処理の仕様としては膜強度が高いこと、剥がれにくいこと、潤滑性が期待できることを基本とした中から選定した。Fig. 21 にフリクションの測定結果を示す。

潤滑状態を判断する観点として、

- (1) 定常時のフリクションが小さいこと。
- (2) かじりによるフリクションの立ち上がりが少なく、小さいこと。

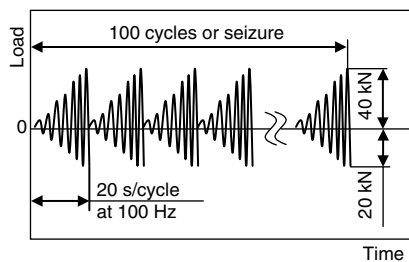


Fig. 18 Testing load conditions

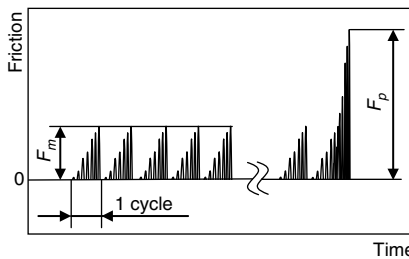


Fig. 19 Friction feature and definition of F_m and F_p

各仕様の結果は、Aは膜の性質上、強度が高いと考えられたが F_m 、 F_p ともに大きく潤滑性は低かった。Bは初期のフリクションは安定しているが F_m は比較的大きく、かじりが発生したあとにフリクションが安定しなくなった。Cは定常時のフリクションが小さくかじりの観点でも優れていた。D、Eは間欠的にかじりが発生した。Fは試験をおこなった中で F_m が最も小さく良い潤滑性能を示した。このFの表面処理を施したピストンピン、コンロッドを実際のエンジンにおいて試験をおこない、実機試験の基準を満足し市販車仕様として採用した。これらのことから本手法が実際のエンジンの軸受仕様の選定手法として有効であることがわかった。

Type	Surface treatment		Photograph after testing
	Piston pin	Piston pin boss	
A	Titanium nitride	Carburizing	Could not be pulled off
B	Prototype ferrous oxide coating (Fe_3O_4)	Carburizing	
C	Sulfurizing	Carburizing	
D	Prototype ferrous oxide coating (Fe_3O_4)	Sulfurizing after carburizing	
E	Prototype ferrous oxide coating (Fe_3O_4)	Shot blasting after carburizing	
F	Ferrous oxide coating (Fe_3O_4)	Carburizing	

Fig. 20 Surface treatment and surface status after testing

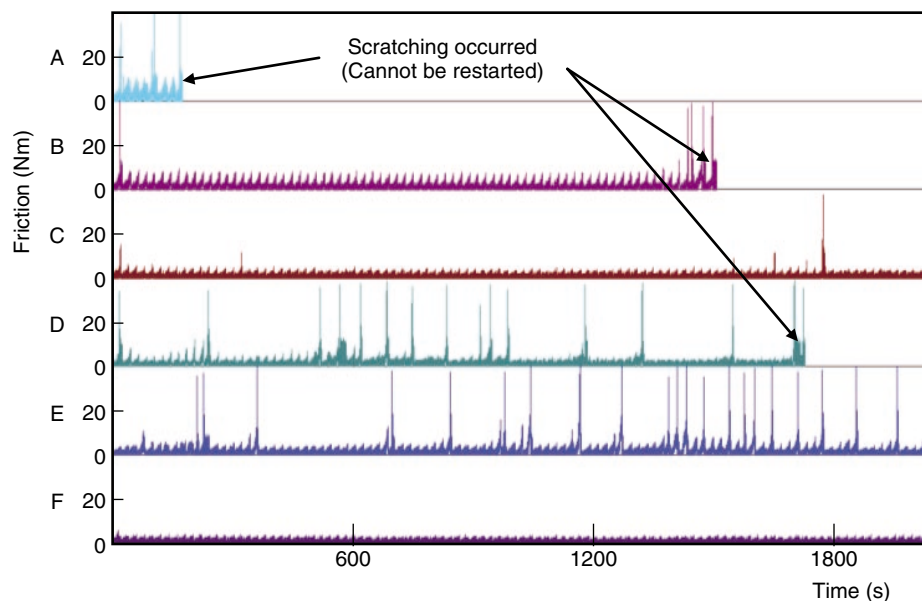


Fig. 21 Difference in friction by surface treatment

4. まとめ

従来の静荷重の軸受試験機の課題であった、実際のエンジン軸受のしゅう動状態の再現と、単体加速試験による効率化を可能とする独自の動荷重試験機を考案し、以下の結果を得た。

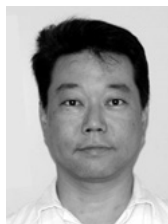
- (1) 鉛合金軸受とアルミニウム合金軸受の焼付試験比較より、鉛合金軸受は摩耗によるなじみであるのに対して、アルミニウム合金はそれよりも弾性変形を多く含んだなじみであることがわかった。
- (2) 軸受の温度を計測することによって、軸受のなじみの過程を検討することが可能である。
- (3) 温度を測定し軸と軸受を平行状態に保つことにより、再現性高く摩擦係数の評価が可能である。
- (4) 実際のエンジンに近いしゅう動条件を再現することによって軸受仕様の評価手法として有効である。

参考文献

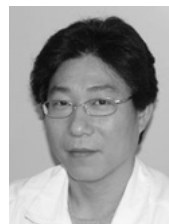
- (1) Ono, A., Takayanagi, H., Ishikawa, H., Tanaka, T., Nakahara, T.: Development of Lead Free Bearing Material with Multi Layer for Heavy Loaded Engines, Aachener Kolloquium Fahrzeug-und Motorentechnik 2005, p.1079-1100(2005)
- (2) 金山弘, 川上真也, 郷原千明, 不破良雄, 道岡博文: 固体潤滑オーバーレイ付きエンジン用すべり軸受材料の開発, 自動車技術会 学術講演会前刷集 No.976, p.141-144(1997)
- (3) 富川貴志, 不破良雄, 志村好男: ガソリンエンジン用すべり軸受の鉛フリー化ービスマスオーバーレイの開発ー, 自動車技術会 論文集, Vol.35, No.4, p.123-126 (2004)
- (4) Oh, K. P., Goenka, P. K.: The Elastohydrodynamic Solution of Journal Bearings Under Dynamic Loading, Transactions of ASME, Vol.107, p.389-395(1985)
- (5) Oh, K. P.: The Numerical Solution of Dynamically Loaded Elastohydrodynamic Contact as a Nonlinear Complementarity Problem, Transactions of ASME, Vol.106, p.88-95(1984)
- (6) Fantino, B., Frene, J., Parquent, du J.: Viscosity Effects on the Dynamic Characteristics of an Elastic Engine Bearing, SAE Paper, 852074(1985)
- (7) Alderson, A. L., Webster, W. D. Jr.: The Effects of Crankshaft Lobing on Connecting Rod Bearings, SAE Paper, 881286(1988)
- (8) 三井純一, 山田富稔: ジャーナルすべり軸受の油膜特性に関する研究(第1報, 油膜の粘度変化を考慮した油膜の静的特性に関する理論解析), 日本機械学会 論文集(C編), 45 巻 390 号, p.238-247(1979)
- (9) 岡本裕, 北原健, 牛島研史, 青山俊一, G. J. Jones, Hao Xu: EHL解析によるエンジン軸受の摩耗と疲労の研究, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.46-99, p.9-12 (1999)
- (10) Sato, K., Makino, K., Machida, K.: A Study of Oil Film Pressure Distribution on Connecting Rods Big Ends, SAE Paper, 2002-01-0296(2002)
- (11) 町田恭一, 牧野克紀, 佐藤謙次: 単体試験装置によるエンジン用滑り軸受の焼付き要因の解析, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.39-44
- (12) Natsumeda, S., Someya, T.: Negative Pressures in Statically and Dynamically Loaded Journal Bearings, 13th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Paper III(ii), p.65-72(1986)
- (13) Middleton, V., Dudley, B. R., McCallion, H.: An Investigation into the Performance of Dynamically Loaded Journal Bearings: EXPERIMENT, Proc. Inst. Mech. Engrs. 1966-67, Vol.181 Pt 3B, p.9-27(1966)
- (14) 森美郎, 宮田誠次, 阿部康郎, 藤田栄興: ジャーナル軸受における油膜不連続の研究(第1報, 軸受特性と油膜破断), 日本機械学会 論文集(第3部), p.658-666 (1966)
- (15) 三井純一: ジャーナルすべり軸受の油膜特性に関する研究(第3報, 油膜の粘度変化が動特性に与える影響), 日本機械学会 論文集(C編)48 巻 428 号, p.565-576 (1982)
- (16) 染谷常雄: 内燃機関の軸受理論入門(3), 自動車技術, Vol.27, No.7, p.806-815(1973)
- (17) 野呂瀬進, 凌家杭, 笹田直: ジャーナル軸受の焼けつき機構ー焼けつきに関する新しい考えー, 機械の研究, 第39巻, 第4号, p.485-488(1987)
- (18) 出崎亨, 後藤保明, 神谷荘司: 耐摩耗性向上アルミ合金軸受の開発, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.46-99, p.17-20(1999)
- (19) Masuda, T., Ushijima, K., Hamai, K.: A Measurement of Oil Film Pressure Distribution in Connecting Rod Bearing With Test Rig, Tribology Transactions, Vol.35, p.71-76 (1992)
- (20) Yamamoto, K., Matsuhisa, H., Wada, M., Sakamoto, M., Tanaka, T.: Development of Three Layers Copper-Lead Bearings for Higher Speed Automotive Engines, SAE, 910161(1991)
- (21) 橋爪克幸, 熊田喜生, 木村好次: エンジン用マイクログループすべり軸受の性能, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.955, p.117-120(1995)
- (22) 福岡辰彦: ジャーナル軸受の荷重試験と試験機, “潤滑” 第29巻, 第8号, p.573-577(1984)

- (23) 江崎仁朗:ジャーナル軸受の油膜動特性と試験機, “潤滑”, 第 29 巻, 第 8 号, p.579-584(1984)
- (24) 藤沢義和, 辻誠, 町田恭一, 成重丈志:エンジン用平軸受の高性能化研究, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.931, p.89-92(1993)

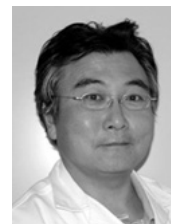
■著 者■



町田 恭一



高橋 伸一



上嶋 英夫



藤木 賢治