

モーターサイクル用クランクピンの 転動疲労寿命評価

Evaluating rotational fatigue life in motorcycle crank pins

久保田 剛 山下 恭幸

技術論文

Abstract

To contribute to the achievement of both the compactness/light weight and a high level of reliability in motorcycle crank pins, we undertook fatigue life measurement using a ball-on-disk test and crankpin durability measurement by engine bench test. And we subjected those results to Weibull analysis consider methods for predicting crankpin life in actual road use on a motorcycle. Taking the flaking phenomenon as the typical form of fatigue-induced deterioration and failure of crank pins, we found a correlation between the ball-on-disk test results and crank pin life as seen in engine bench test results. Based on this we considered methods for predicting crankpin life with regard to rolling contact fatigue in an actual motorcycle use based on the results of metal strength test. In the future, it will be possible to use these methods for finding optimum pin designs with the necessary reliability when new designs or manufacturing methods are employed.

1 はじめに

近年、アジアやBRICSにおける自動二輪車市場の成長は著しく、欧米での需要が鈍化する中で、特に重要度が増している。これらの市場で販売される車種は、主力機種を中心として、単気筒エンジンを搭載するものが多く、その部品構成の一部は、一般的な多気筒エンジンとは異なる^[1]。本稿では、その中でも、単気筒エンジンでよく使われる組立てクランクを構成するクランクピン(図1)に焦点をあて、小型軽量化と高信頼性を両立するために重要な転動疲労寿命について、材料強度試験結果および台上試験結果をワイブル解析し、実走行車両におけるクランクピンの寿命と耐面圧の関係を推定する方法を考察した。

2 目的

クランクシャフト(図1)は、エンジンの中心で回転運動をしているため、その小型化は、エンジンの多くの部品の小型化と軽量化に影響を及ぼす。一方、クランクシャフトを小型化した場合、特にクランクピンの表面にかかる面圧の増加が課題となる。この面圧が、材料強度を超えた場合、表面でフレーキングと呼ばれる転動疲労破損現象が発生し、エンジンの機能を損なうことになる。そのため、商品性を高めるためには、フレーキングに対する信頼性を十分に保証出来る面圧を正確に把握し、その範囲内で小型化を行う必要がある^[2,3]。

そこで、本報告では、累積破損確率を考慮に入れたフレーキング寿命評価を、基礎的な材料強度試験により試みた。その結果と、台上エンジン試験でのクランクピンの寿命との相関を示し、実走行した車両のクランクピンの寿命と耐面圧を推定する方法について考察した。

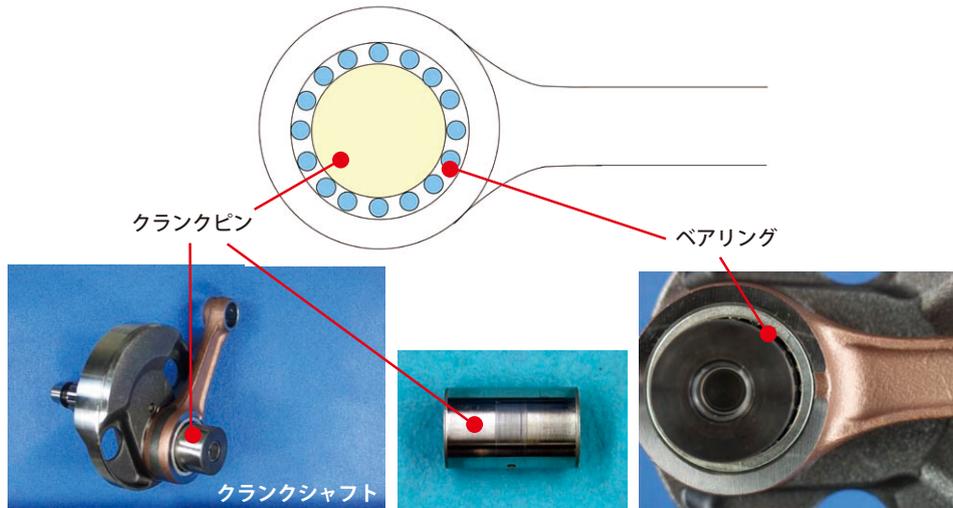


図1 クランクシャフトとクランクピン

3 試験方法

3.1 材料強度試験

クランクピン用材料のフレーキングに対する強度試験方法として、ボールオンディスク式の転動疲労試験を行った。試験装置の概要を図2に示す。3個のボールが、被試験材であるディスクと、その上方のシャフトとの間を、スラスト力を受けながら転動する。ディスク上にフレーキングが発生した時点で、加速度センサーにより振動を検知し、試験が停止する。試験停止時点までのボールの接触回数をもって、その条件での寿命サイクル数とした。

表1に、試験条件を示す。面圧はヘルツ応力^[4]で示し、4.0GPa、4.8GPa、5.3GPa、6.0GPaの4段階それぞれで、複数回の試験を行った。それぞれの寿命測定結果は、ワイブル分布に従うと仮定して整理した。これらから、それぞれのヘルツ応力での累積破損確率50%(以下L50)の寿命を求め、ヘルツ応力とL50寿命との関係をS-N線図として示した。

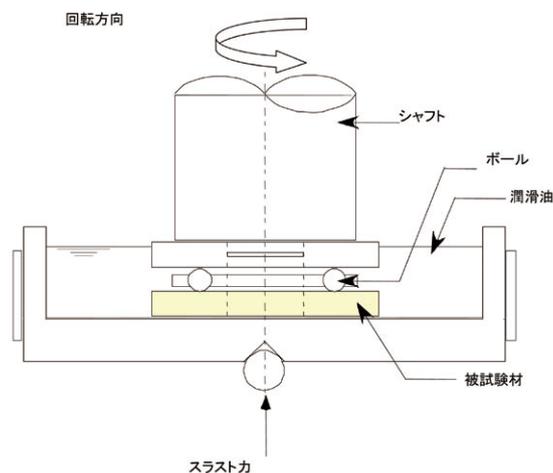


図2 転動疲労試験装置

被試験材の材質は、後述する台上エンジン試験および実走行車両で用いるクランクピンと同じとした。JIS SCM420(クロムモリブデン鋼)に対して、浸炭焼入れ焼戻しを行い、クランクピンとほぼ同じ硬さ分布とした(図3)。さらに熱処理後、クランクピンと同様に、表面から50 μ mの深さまで研磨し、表面粗さをRa0.05とした。

表1 試験条件

ヘルツ応力	$P_{max} = 4.0\text{GPa}, 4.8\text{GPa}, 5.3\text{GPa}, 6.0\text{GPa}$
速度	1500cpm
ボール	SUJ2, 9.5mmf
潤滑油	ピュアセフティー10(コスモ)
油中異物粒子	高速度鋼ガスアトマイズ粉 粒径 : 105 - 150 μ m 硬さ : 750HV 投入量 : 1g per 1000cm ³
温度	室温

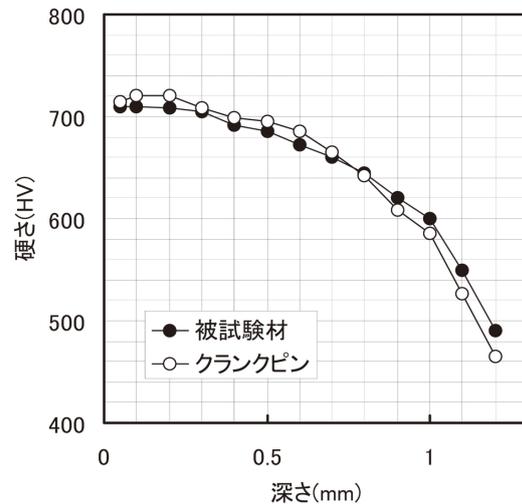


図3 被試験材の硬さ分布

3.2 台上エンジン試験

単気筒エンジンを用いて、クランクピン表面のヘルツ応力が最も高くなる条件で定常運転を行い、クランクピンにフレーキングが発生するまでの寿命サイクル数を測定した。

図4に、クランクピンとベアリングの接触部の概略図を示す。クランクピンの直径は30mmとした。また、これに接触するベアリングは、直径4mm、長さ12.8mmとし、軸端と、軸方向中心から5.1mmの位置の間1.3mmに、応力集中を低減するためのクラウニングを形成した(図4(c))。転がり速度は8.6m/s、接触部にかかる最大荷重は2.65kNである。この最大荷重がかかった回数をもって、サイクル数とした。4サイクルエンジンを用いたため、この回数は、クランクの回転数の半分となる。

テスト中、異音が発生した時点でエンジンを止め、クランクピンを観察し、フレーキングが発生していた場合、そこまでの繰返し数を寿命サイクル数とした。実際の試験中には、異音の判定基準にばらつきがあり、フレーキングの発生からエンジン停止までの間に、最大 4×10^6 サイクルの遅れが発生することがあることが確認された。しかしながら、この場合でも、エンジン停止までの繰返し数をもって、寿命サイクル数とした。

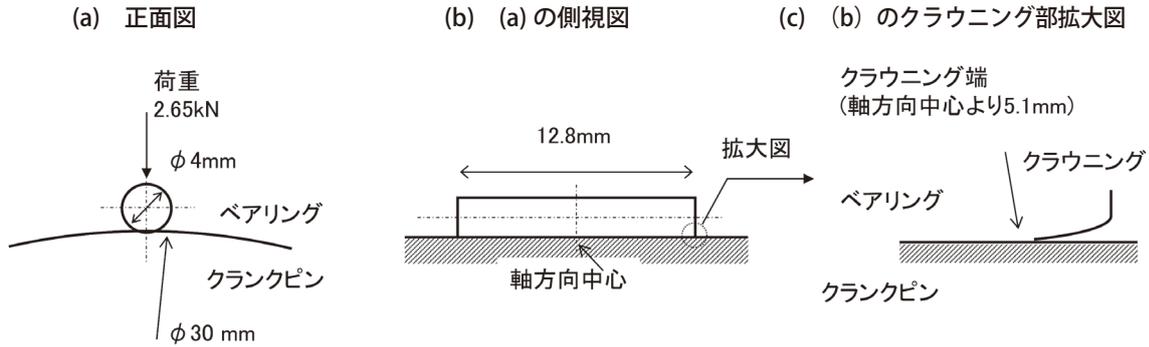


図4 クランクピン/ベアリング接触部

3.3 FEMによるヘルツ応力解析

クランクピン表面における、ベアリング接触部のヘルツ応力を求めるために、有限要素法による応力解析を行った。解析用ソフトウェアとして、TED/CPA PC バージョン8.1.1^[5]を用いた。形状および荷重条件は、前述の台上エンジン試験と同等とした。クランクピン、ベアリングとも、縦弾性係数を20.4Gpa、ポアソン比を0.3とした。両部品の間にはすべりは発生していないと仮定し、接線力は考慮しなかった。

4 結果

4.1 フレーキング

図5、図6に、材料強度試験および台上エンジン試験後に観察されたフレーキングを示す。台上エンジン試験によるフレーキングは、軸方向中心から5.0mmの位置で発生していた。この位置は、ベアリングにおけるクラウニング端の位置(図4(c))に相当する。

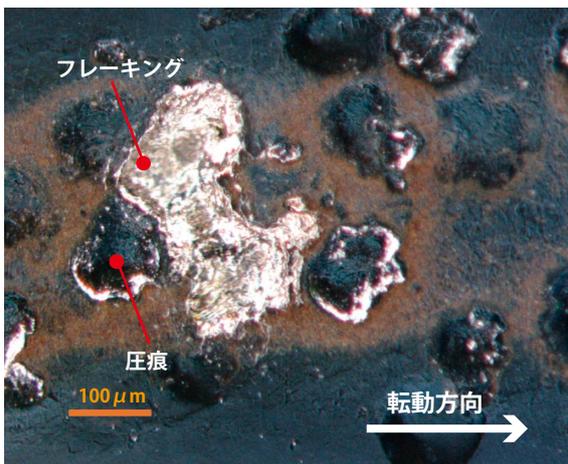


図5 材料強度試験後の被試験材で観察されたフレーキング

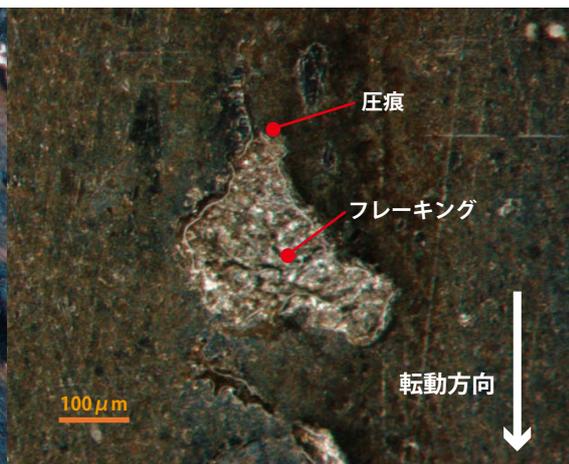


図6 材料強度試験後の被試験材で観察されたフレーキング

4.2 材料強度試験および台上エンジン試験結果

図7に、材料強度試験の各ヘルツ応力(Pmax)における、寿命サイクル数のワイブルプロットと、台上エンジン試験におけるそれとを示す。各プロットの上部に、その傾きから読み取られる形状パラメーター(以下m値)を付記した。m値は、材料強度試験では4.7から5.9、台上エンジン試験では、12.4であった。

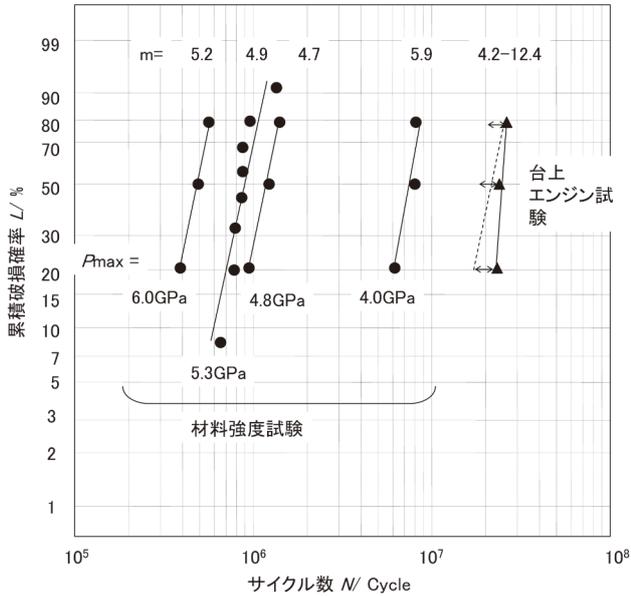


図7 試験結果のワイブルプロット

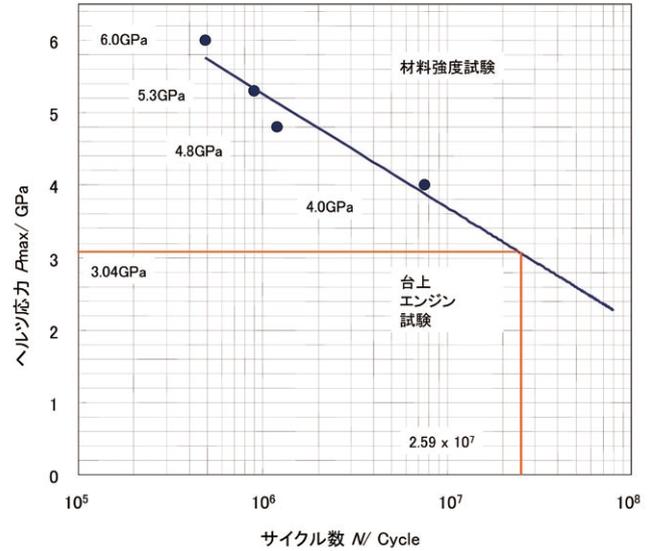
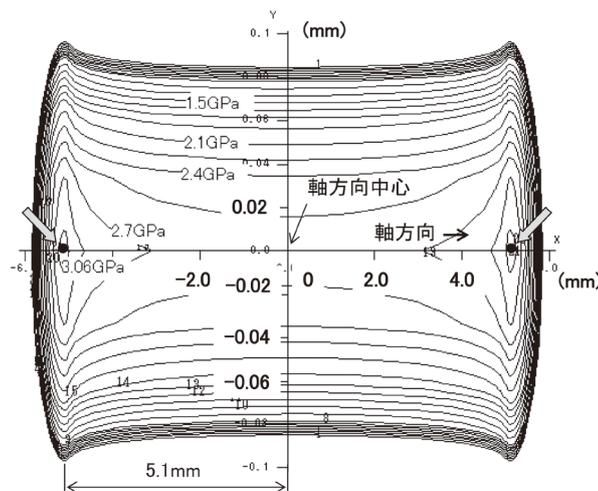


図8 L50 寿命における S-N 線図

材料強度試験の各ヘルツ応力でのワイブルプロットから、それぞれのL50寿命を求め、寿命-ヘルツ応力線図(以下、S-N線図)を作成した(図8)。これにより、任意のヘルツ応力での、L50寿命を計算することができる。このS-N線図は、式(1)で近似される。

$$P_{max} = -0.682 \ln N + 14.68 \quad (1)$$



最大ヘルツ応力 (3.06GPa) 発生部を太い矢印で示す

図9 クランクピン/ベアリング接触部の応力分布

4.3 FEMによるヘルツ応力解析結果

図4に示したクランクピンとベアリングの接触状態にて、FEMを用いてクランクピン表面のヘルツ応力を解析した結果を、図9に示す。軸方向中心から5.1mmの位置で、最大3.06GPaの応力が発生する結果となった。この位置は、図4(c)で示したように、ベアリングのクラウニング端の位置に相当する。

5 考察

5.1 材料強度試験と台上エンジン試験の相関

図7および図8より、材料強度試験結果と、台上エンジン試験結果の相関について検討した。

台上エンジン試験の寿命サイクル数には、試験方法の項で述べた通り、 4×10^6 サイクル以内の遅れが含まれている。そのため、そのワイブル分布は、図7中の矢印の範囲で誤差を含んでおり、m値に注目すると、最小で $m=4.2$ (図7中破線)となる可能性がある。

台上エンジン試験結果において、実測値(図7実線)に基づいたL50寿命は、 2.59×10^7 サイクルである。このL50寿命から、材料強度試験によるS-N線図(図8)の式(1)を用いて算出したヘルツ応力は、3.04GPaである。一方、FEM解析結果(図9)からは、最大のヘルツ応力は3.06GPaと計算され、その発生位置は、台上エンジン試験でフレーキングが発生した位置とほぼ同じである。

最大のヘルツ応力値および、その発生位置が、材料強度試験から算出した結果と、FEM計算結果との間で、ほぼ一致することから、間接的にはあるが、台上エンジン試験結果を、材料強度試験結果から推測できる可能性が示された。これにより、例えばクランクピンの材料や熱処理が変更された場合、その材料強度試験によるS-N線図を求めることにより、L50寿命を求められると考えられる。

5.2 実走行車両のクランクピン寿命推定

最後に、市場などで実走行している車両における、クランクピンの寿命の推定方法について検討する。実走行車両では、台上エンジン試験と同じエンジンを使っているにもかかわらず、破損確率が極めて低い。これに対応するために、以降の考察については、ワイブル分布の外挿は可能であると仮定し、低破損確率での寿命を扱う(図10)。

実走行車両について考察する上での課題は、最大ヘルツ応力が発生したサイクル数を数えられないことである。そのため、材料強度試験や、台上エンジン試験の結果に対して、寿命サイクル数を直接比較することができない。一方、実走行車両では、積算走行距離をトリップメーターから読み取ることができる。そこで、クランクピンが寿命にいたる走行距離がワイブル分布に従うと仮定して、プロットした結果を、図10に白丸で示した。なお、この数値は、手法説明のための仮のものである。

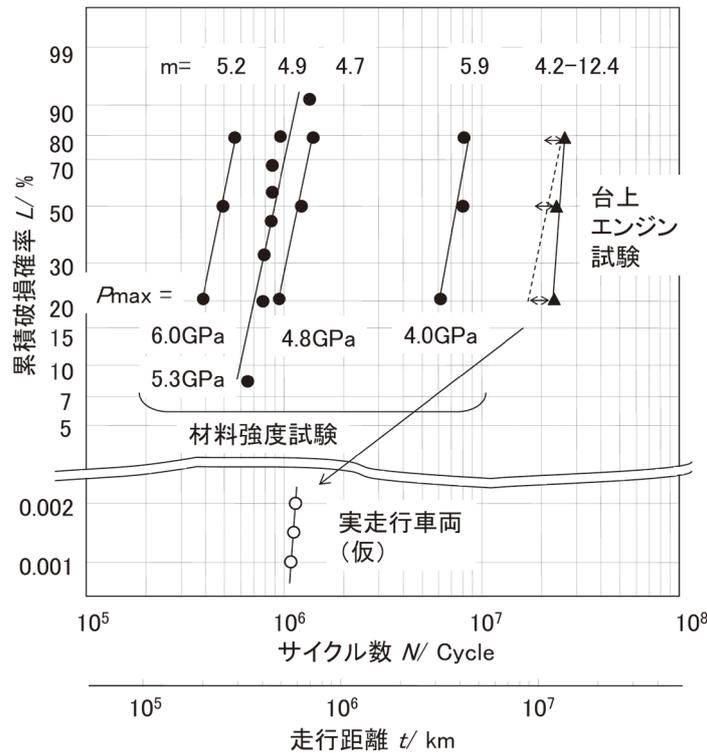


図 10 実走行車両の寿命推定

実走行車両と台上エンジン試験では、同じエンジンを用いているため、発生する最大ヘルツ応力は同じであり、寿命サイクル数に対する m 値も同じであると予想される。この仮定の上で、実走行車両の m 値が、台上エンジンテストの m 値と同じになるように、走行距離をサイクル数に換算し、軸を合わせた結果を、図10に示す。このようにして、実走行車両の寿命走行距離を、台上エンジン試験を介して、材料強度試験の寿命サイクル数から推定することが可能となる。

この推定手法は、クランクピンの直径を小さくし、最大ヘルツ応力が大きくなった場合の寿命推定に活用することが出来る。例えば、図10で、最大ヘルツ応力が4GPaのワイブル分布を外挿すると、L0.001寿命は 3×10^5 サイクルであり、これは走行距離 $1.5 \times 10^5 \text{ km}$ に相当する。つまり、ヘルツ応力を4.0GPaに増加させると、実走行車両の0.001%が、 $1.5 \times 10^5 \text{ km}$ でクランクピンにフレーキングが発生することになると推定される。

6 おわりに

実走行車両のクランクピンの寿命走行距離を、材料強度試験結果から推定する方法について述べた。今後、設計変更によりヘルツ応力が変わった場合や、高強度材料を採用した場合の寿命推定手法として活用しながら、データの積み上げにより、推定精度をさらに向上させていきたい。

■謝辞

材料強度試験にあたり、貴重な助言をいただいた山陽特殊製鋼株式会社の平岡和彦氏に謝意を表します。

■参考文献

- 1) H. Yamagata: The Science and Technology of Materials in Automotive Engines, Woodhead Publishing, Cambridge, (2005), p166.
- 2) T. Kubota, Y. Yamashita, T. Yamagata: SAE Technical Paper Series, No. 2007-32-0085, 2007.
- 3) 久保田剛, 山下恭幸: 日本品質管理学会研究発表会発表要旨集, 87, (2008), p57.
- 4) J. Brandlein, P. Eschmann, K. Weigand, and L. Hasbargen: Ball and Roller Bearings (Theory, Design and Application), Wiley, (1999).
- 5) 梶井邦彦: トライボロジスト, 36, 6(1991), p566.

■著者

久保田 剛 Tsuyoshi Kubota
技術本部 生産技術統括部 材料技術部

山下 恭幸 Yasuyuki Yamashita
製品保証本部 コーポレート品質保証部