

論文・解説

33

シリンダヘッドの熱疲労寿命予測 Prediction of Cylinder Head Thermal Fatigue Life

宮 崎 隆 男*¹ 加賀谷 浩*² 天 野 浩 平*³ 平 本 健 治*⁴
 Takao Miyazaki Hiroshi Kagaya Kouhei Amano Kenji Hiramoto
 村 上 展 堂*⁵ 鳥 越 祐 児*⁶ 池 田 雅 博*⁷
 Nobutaka Murakami Yuji Torigoe Masahiro Ikeda

要 約

出力性能向上に伴い、熱負荷、燃焼圧力等の使用条件はますます厳しくなっており、エンジン構造部品の中で、シリンダヘッドの耐久信頼性確保はエンジン開発における最重要課題の一つであるが、その開発プロセスは実機テストによる試行錯誤が中心であった。

そこで耐久テストモードを想定した解析結果から、熱疲労寿命を求めるCAE技術を開発し、実際のエンジン開発に適用可能なレベルまで育成を図った。これにより、これまでの試行錯誤型の開発プロセスから、設計段階から問題を予測し、事前に対策を講じる未然防止型の開発プロセスへと変革を実現した。これにより、開発期間の大幅短縮が可能となり、市場のニーズに応じた商品を早期に提供することが可能となった。

Summary

In order to achieve high engine performance, high capabilities of heat load and pressure load are now in increasing demand. The thermal fatigue of a cylinder head under actual operating conditions is one of important issues.

We have implemented CAE technology that can predict the thermal fatigue life of the cylinder head. This technology enables highly accurate prediction of low cycle-high cycle-creep combined fatigue life. We had applied this to new engine development for mass production and have achieved a satisfactory result.

1. はじめに

ガソリンエンジン、ディーゼルエンジンとも出力性能の向上に伴い、熱負荷、燃焼圧力等の使用条件はますます厳しくなっており、エンジン構造部品はより高い信頼性が求められている。その中で、シリンダヘッドの耐久信頼性確保はエンジン開発における最重要課題の一つであるが、その開発プロセスは実機テストによる試行錯誤が中心であった。

シリンダヘッドは、耐久テスト中の熱負荷に起因する低サイクル疲労、爆発荷重に起因する高サイクル疲労、高温保持に起因するクリープの三つが複合して破壊に至ることが分かっている⁽¹⁾。そこで我々は、耐久テストモードを再現させた熱弾塑性解析結果から熱疲労寿命を求めるCAE技術を開発し、実際のエンジン開発に適用可能なレベルまで

育成を図ったので、本報ではその適用事例を交え報告する。

2. 熱疲労寿命予測技術の概要

2.1 冷熱サイクル耐久テストと破損因子

シリンダヘッドの耐久評価モードである冷熱サイクル耐久テスト中には、下記に示すように三つの破損因子が同時に作用している。詳細はFig.1に示す。

- ① Low cycle fatigue ...冷熱の繰返しによる疲労
- ② High cycle fatigue ...爆発荷重の繰返しによる疲労
- ③ Creep ...高温保持による塑性変形

我々が開発した技術は、この三つの破損因子を総合的に考慮して、冷熱サイクル耐久テストに対する熱疲労寿命を予測するものである。

*1, 2 パワートレイン先行開発部
Powertrain Advance Development Dept.

*3, 4 技術研究所
Technical Research Center

*5~7 (株)マツダE&T
Mazda Engineering & Technology Co.,Ltd.

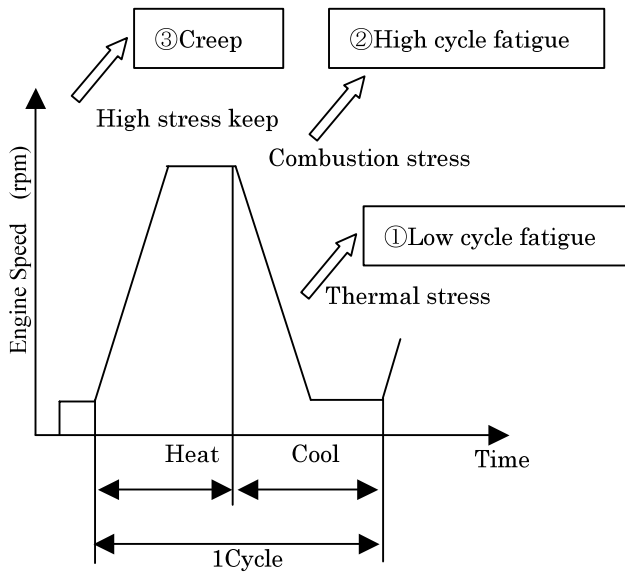


Fig.1 Thermal Durability Mode

2.2 熱疲労寿命の算出方法

シリンダヘッドの熱疲労寿命はFig.2の低サイクルS-N線図, Fig.3の高サイクルS-N線図, 及びFig.4のクリーブ線図から各因子毎の疲労寿命を求め, マイナー則⁽²⁾をベースに我々独自の改良を加えて寿命を算出している。

これは単にマイナー則に基づいた場合, トータルの疲労損傷量(寿命の逆数)は各因子毎の線形加算となるが, 各

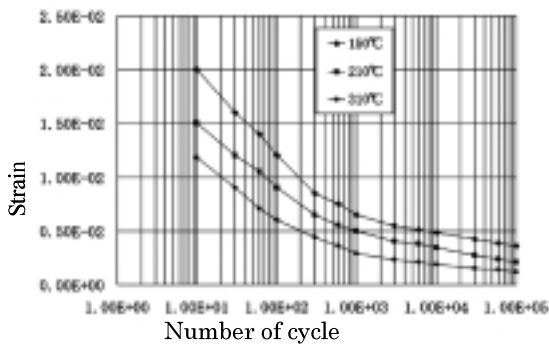


Fig.2 Low-cycle Fatigue Life

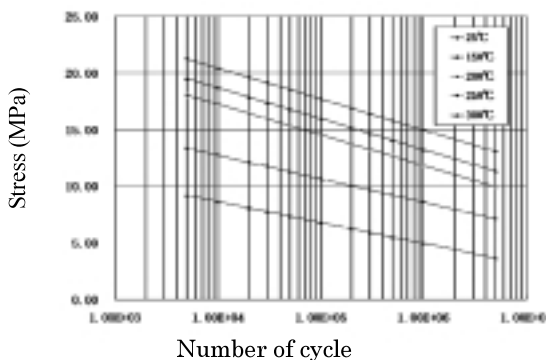


Fig.3 High-cycle Fatigue Life

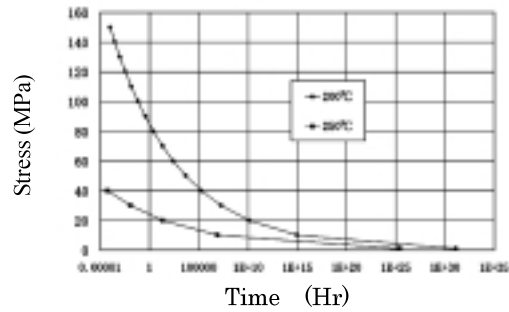


Fig.4 Creep Fatigue Life

因子が同時に作用した場合, 線形加算の寿命と一致しない現象が起きることから, 式1の如く, 補正係数を考慮して損傷量を求めている⁽¹⁾。この補正係数はテストピースによる複合疲労試験結果から実験的に求めたものである。

Dtotal : 総疲労損傷量

$$D_{total} = L_f + H_f + C > 1 \text{で破壊} \quad \dots \text{式1}$$

- L_f : 低サイクル疲労損傷量 : 補正係数
- H_f : 高サイクル疲労損傷量 : 補正係数
- C : クリーブ損傷量 : 補正係数

3. 解析のプロセス

3.1 熱疲労寿命算出までのフロー

Fig.5に解析モデル作成から熱疲労寿命算出までのフローを示す。まず, 3次元CADデータから熱境界条件を予測するためのCFD (Computational Fluid Dynamics) モデルと, 応力解析を行うためのFEMモデルを作成する。

その後Step1では, CFD解析から求めた熱境界条件を設定し熱伝導解析を行い, 耐久テスト中の温度変化を求める。Step2では, Step1で求めた温度条件下での熱応力解析を行う。Step3では爆発荷重に対する応力解析を行う。そして, 最終のStep4において熱疲労寿命を算出する。

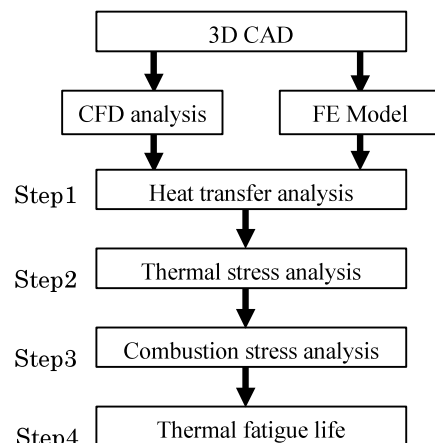


Fig.5 Procedure of Thermal Fatigue Prediction

3.2 熱伝導解析

Fig.6にStep1の熱伝導解析の概要を示す。熱伝導解析に必要な冷却水通路、及び燃焼室面の熱境界条件はCFD解析より算出し、専用に開発したMappingプログラムにてFEMモデル側に設定する。その後耐久テストモードを想定した時間毎の温度履歴を算出する。

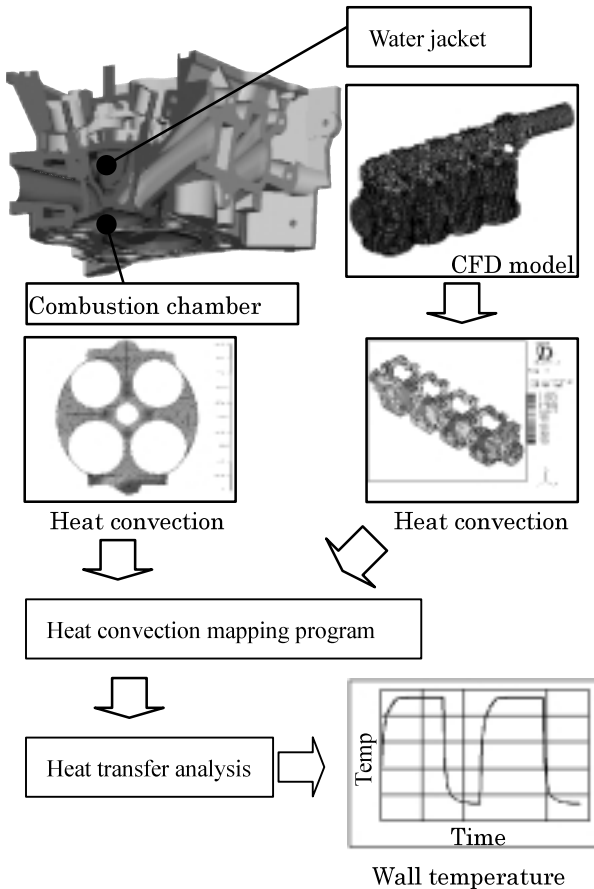


Fig.6 Procedure of Heat Transfer Analysis

3.3 応力解析

Step2の熱応力解析の入力データを以下に示す。

- ① 材料の応力 - 歪線図
- ② ヘッドボルト締付軸力
- ③ ヘッドガスケットパネ特性
- ④ Step1の温度結果

次に、Step3の爆発応力解析の入力データは、

- ① 材料の応力 - 歪線図
- ② 爆発荷重
- ③ Step1の温度結果

解析ソルバーはABAQUSを使用した。

尚、応力解析に用いるシリンダヘッドの応力 - 歪線図は温度依存性を考慮している。また、圧縮側の応力特性は引張り側と対称であると想定して解析を行った。

4. 適用事例

4.1 解析モデル

Fig.7に機種開発に適用したモデル全体の概観とシリンダヘッド単体モデルを示す。解析時間の効率化のため、2気筒の範囲をモデル化した。

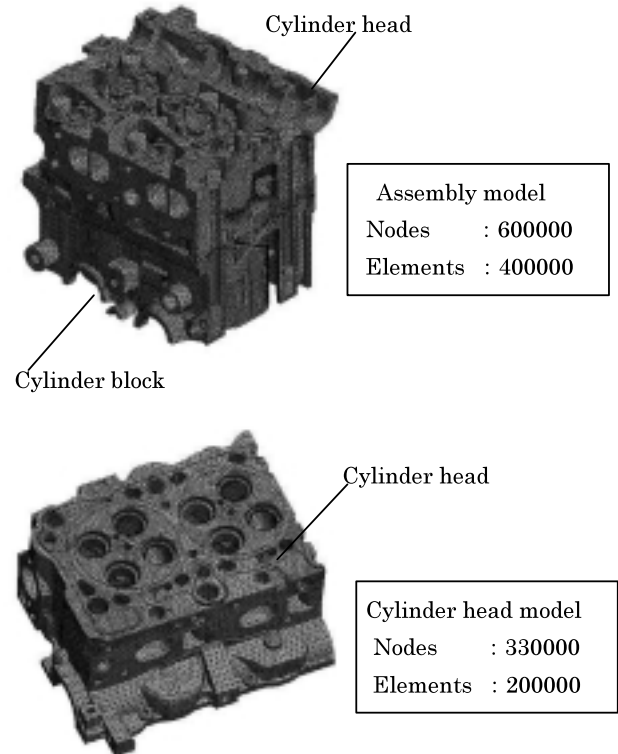


Fig.7 Finite Element Model

4.2 予実差の検証

(1) 熱伝導解析結果の予実差検証

機種開発への適用に当たり、解析結果の精度検証を併せて実施した。Fig.8に燃焼室各部位の最高温度の測定値と解析値の比較を示す。

本結果を見ると、測定値と解析値は良く一致していることが確認できる。

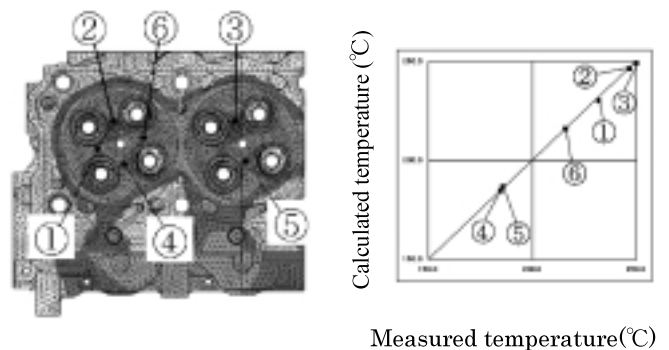


Fig.8 Comparison of Calculated and Measured Max Temperature

次にFig.9に温度条件が最も高いグローブプラグ先端部(③)におけるテストモード中の温度変化について、測定値と解析値の比較を示す。これを見ると昇温時、及び降温時の温度変化のスピードに若干の食違いはあるものの、定常状態における最高温度は良く一致しており、実用できるレベルの精度であることが確認できた。

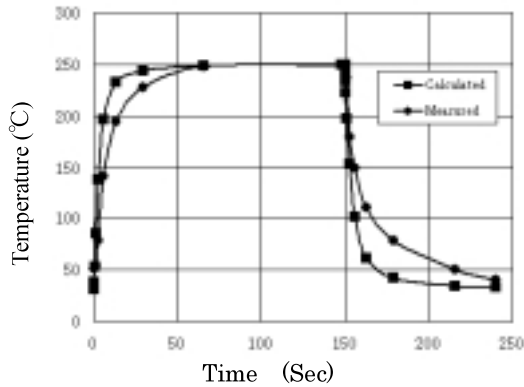
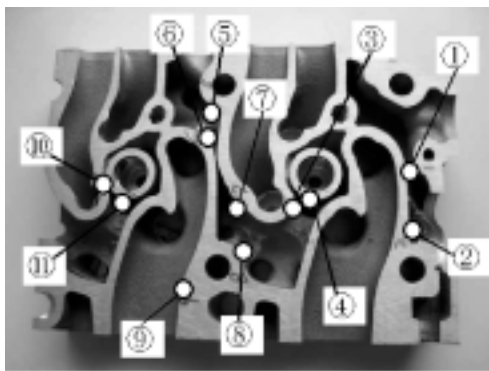


Fig.9 Comparison of Calculated and Measured Temperature

(2) 応力解析結果の予実差検証

Fig.10に実機での応力測定を行った部位を示す。ウォータージャケット内部の合計12ヶ所について、シリンダヘッド組付け時、及び燃焼圧力作用時の応力を計測した。



Water jacket low deck side

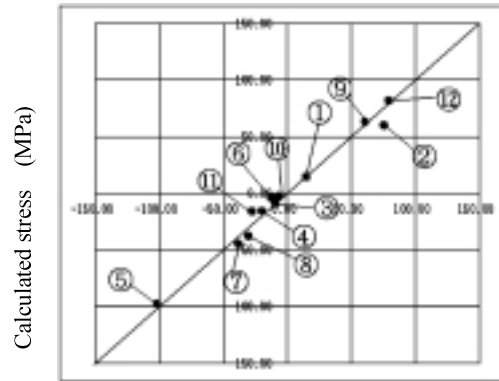


Water jacket upper deck side

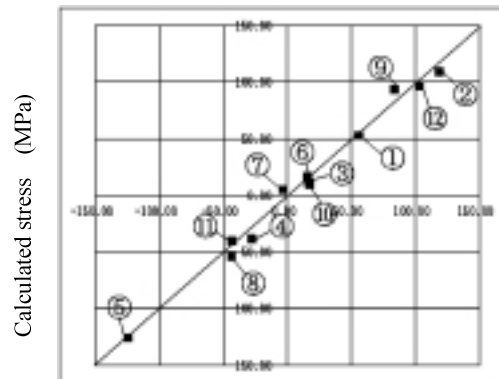
Fig.10 Stress Measured Points of Cylinder Head

Fig.11にシリンダヘッド締付時、及び燃焼圧力作用時の測定値と解析値の比較を示す。

本結果から、応力解析の結果も測定値と解析値は相関が高く、実用できるレベルの精度であることが確認できた。



Stress at head bolt tightening



Stress at head bolt tightening and combustion pressure

Fig.11 Comparison of Calculated and Measured Stress

4.3 熱疲労寿命予測手法の有効性の検証

冷熱サイクル耐久テストにおける破損不具合を例に、本手法の有効性について検証を行った。

Fig.12にクラック発生部位の詳細を示す。

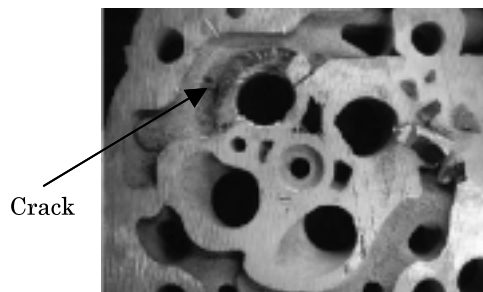


Fig.12 Thermal Fatigue Crack

本部位は排気ポートとシリンダヘッドロアデッキが繋がる部位である。

Fig.13に対策前の熱疲労寿命予測の結果を示す。解析の結果、クラック発生部位の熱疲労寿命は $D_{total} = 1.3$ となった。これは、この部位が耐久テスト終了前に疲労寿命に至ることを意味し、耐久テスト途中でクラックに至った実機の結果と一致していることを確認できた。

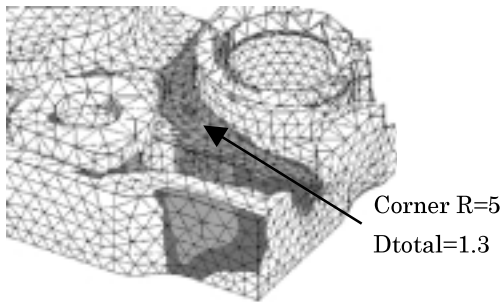


Fig.13 Calculated Damage before Improved

これに対し、対策としてコーナーRを5mmから10mmに拡大した時の解析結果をFig.14に示す。解析の結果、対策後の熱疲労寿命は $D_{total} = 0.84$ となった。これは、耐久テスト中には疲労寿命に達しないことを意味し、コーナーRの拡大が対策として有効である結果が得られた。

本結果を受けて、実機の耐久テストにおいて効果を確認したところ、対策形状のシリンダヘッドでは耐久テスト終了までクラックの発生はなく、熱疲労寿命予測手法が有効であることを確認できた。

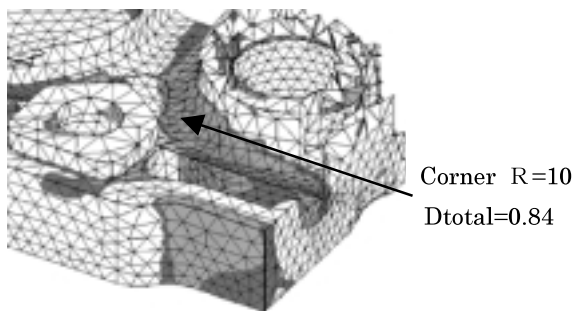


Fig.14 Calculated Damage after Improved

5. まとめ

- (1) シリンダヘッドボルト締付時、及び燃焼圧力作用時の解析結果は実機測定値とよく一致しており、応力解析の結果は十分な精度が確保されていることを確認できた。また、冷熱サイクル耐久テストに対するシリンダヘッド

の熱疲労寿命の予測結果も実機のテスト結果とよく一致しており、熱疲労寿命を机上で精度良く予測可能であることを確認できた。

- (2) シリンダヘッドの開発プロセスについて、これまでの試行錯誤型の開発プロセスから、設計段階から問題を予測し、事前に対策を講じる未然防止型の開発プロセスへと変革を実現した。
- (3) 未然防止型開発の実現により、開発期間の大幅短縮が可能となり、市場のニーズに応じた商品を早期に提供することが可能となった。

参考文献

- (1) 天野浩平ほか：新しい破壊クライテリアを用いたピストン・シリンダヘッドの破壊予測技術，自動車技術会 学術講演会前刷集，No.88-02，p.5-8（2002）
- (2) 佐藤文夫：金属材料疲労強度の設計資料Ⅰ，日本機械学会，p.5（1991）

著者



宮崎隆男



加賀谷浩



天野浩平



村上展堂



鳥越祐児



池田雅博