

CAEによるピストン強度予測

Prediction of Piston Strength by CAE

小屋 栄太郎*	半田 政男*	吉本 篤司*
Eitarou Koya	Masao Handa	Atsushi Yoshimoto
中川 昌彦*	瀬戸 達弥*	奥富 直子*
Masahiko Nakagawa	Tatsuya Seto	Naoko Okutomi

要 旨

二輪車用高回転高出力型エンジンの、ピストン最適形状追求のために有限要素法 (FEM) を用いた強度予測システムの開発が求められている。

強度予測に対し、どのようにピストン頂部熱伝達率を設定しピストンに温度分布を与えるかが重要な課題である。計算結果の判定に対しては、クリープ、熱応力などの複雑な要素を考慮した疲労限度線図を使用した。

各種エンジンのピストンについて温度分布の調査および計算を行った結果、ピストン頂部熱伝達率と爆発圧力は相関性があり、爆発圧力をパラメータとする温度分布の予測が可能となった。疲労限度線図に対しては、クリープを考慮した修正グッドマン線図を作成した。本手法により熱変形と熱膨張も強度に影響していることが判った。

ABSTRACT

To pursue the optimum piston shape of high speed and high output motorcycle engines, the development of accurate prediction method of piston strength by FEM (Finite Element Method) was for long looked for. This paper reports the results of investigating such a prediction method.

It clarifies the temperature distribution and determination of the mean heat transfer coefficient of piston head which are required to analyze the piston strength. The fatigue diagrams incorporating such complex factors as creep and heat stress are used to evaluate the calculation results.

In the process, following the investigations and calculations with many pistons, the correlation between the mean heat transfer coefficient of piston head and the maximum combustion pressure was clarified, and the estimation method of the temperature distribution of piston head was thus established by using its combustion pressure as a parameter. The Goodman diagram modified to reflect creep was used as the fatigue limit diagram. The results of these analysis show that the heat deformation and thermal expansion also affect the strength of the piston.

1. まえがき

高回転高出力が要求される二輪車では、ピストン各部は軽量化をはかるあまり、開発時に強度に係わるトラブルが発生しがちである。このためピストン強度予測の要請は以前よりあったが、形状と温度分布が複雑なことから正確な予測は困難であった。

近年、有限要素法 (FEM) による応力・熱計算システムが著しく進歩し、ピストンへの適用事例も数多く報告されている^{1) 2)}。また従来指摘されていたモデリング工数が大きい、専門知識が要求される等の問題点は自

動モデリング・自動メッシュ分割システムによりほぼ解消され、応力・変形・面圧・剛性・挙動等様々な解析が行われている³⁾。したがって現在のCAE (Computer Aided Engineering) の方向性は精度検証の適用から、強度予測・最適設計システムの構築に向かっている。しかし最適予測・強度予測には解決すべき課題がある。

第一は、レイアウト段階における温度予測が難しく、エンジン諸元に対していかなる境界条件を与えるかが決めにくいことである。第二は、高温下ではピストン材料の強度が低下し、破損のメカニズムも常温下と異なるた

* 朝霞研究所

め、これらを反映した疲労限度線図が必要になることである。従来経験的に示された例はあるが、破損メカニズムと明確な結び付きを実証した例はない。

本稿ではピストン強度予測システムの開発における境界条件の決定法およびピストン材料の高温での疲労限度線図について述べ、発生応力、変形等への熱の影響についても解析結果を示す。

2. システム概要

解析モデル例を Fig. 1 に示す。ピストン、ピストンピン、コネクティングロッド(以下コンロッドと呼ぶ)小端円環までの 1/4 モデルを採用している。往復部重量の軽

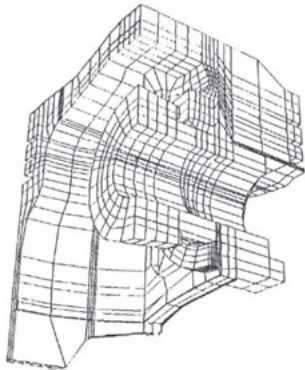


Fig. 1 Analysis Model

量化に対し、これら3部品は独立して成立するものではなく、各々関連を持っているからである。

拘束荷重条件を Fig. 2 に示す。二輪車のピストンピンはコンロッド小端およびピストンに対して、フローティングしているため、ピストン-ピストンピン間、ピストンピン-コンロッド小端間にはギャップ要素を用いている。

システムの概要を Fig. 3 に示す。本システムは各設計現場で利用するため以下の自動化が図られている。

(1) ピストン専用自動メッシュ作成システム (HOPE) の開発により、IBM 社製 CADAM の二面図と細部の数値入力から、モデリングおよびメッシュ分割が自動的に行われ、容易に計算モデルの作成が行える。

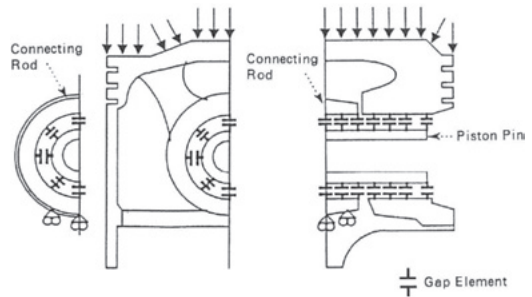


Fig. 2 Load and Restraint Condition

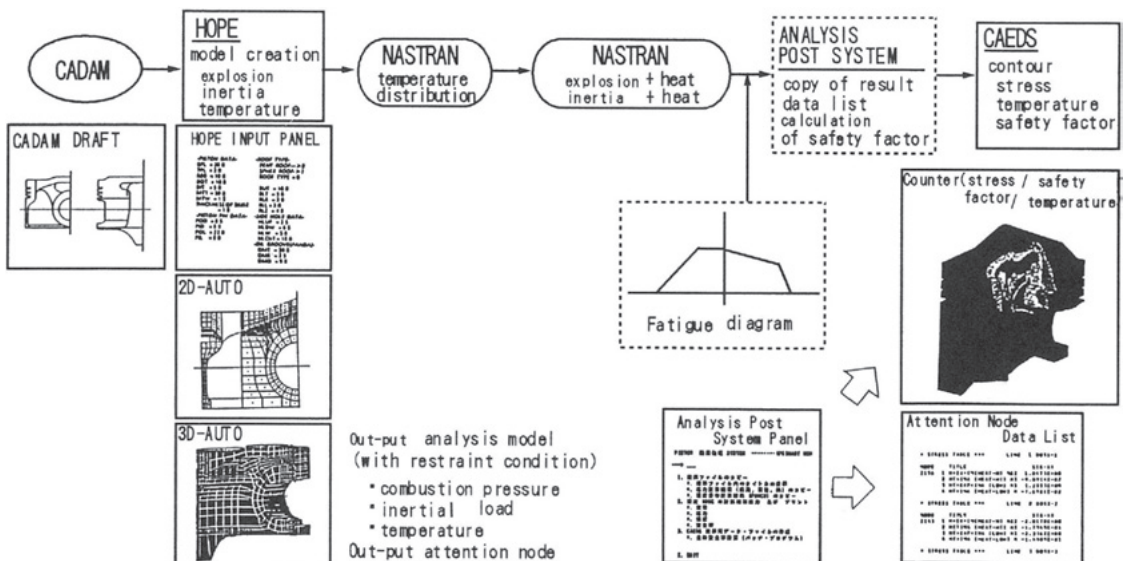


Fig. 3 Auto Mesh Modeling System and Analysis System

- (2) ピストン破損はパターン化しているため、注目ポイントの温度・応力・安全率を自動的にピックアップし、データチェックの時間を大幅に短縮している。
- (3) 応力・温度のコンタ図の出力は、SDRC 社製のプリ・ポストプロセッサ CAEDS のプログラムファイルにより自動化している。
- (4) メッシュの自動分割にあたり、形状によっては要素がつぶれる場合があるが、これに対しては CAEDS のプログラムファイルにより、半自動で修正を行うようにしている。

3. 温度予測

熱の収支を考慮してピストンの応力計算を行うには、モデルの各接点に温度データを与える温度分布計算が必要である。

温度分布計算を行うには、ピストン頂部の入熱側とシリンダ、オイル、コンロッドの出熱側で熱伝達率と雰囲気温度に関して、境界条件を与える必要がある。入熱側の頂部熱伝達率はエンジンにより大きく変動するが、出熱側の変動は少ないとされている⁴⁾。燃焼ガスからピストン頂部への平均熱伝達率は、燃焼状態により大きく変

わるためエンジン毎の設定が必要である。

一方油膜を介した金属から金属への熱伝達率は、潤滑条件から油膜厚さの変動が少ないため、エンジンにより大きく変化するものではない。またピストン内面からオイルへの出熱は、強制的な冷却を行っている場合を除き全体に占める割合が低いことから影響度は少ない。

各種シミュレーション計算を行った結果も、頂部平均熱伝達率が最もピストン温度に対して大きく影響し、出熱側の熱伝達率の影響はあまり大きくないことが示された。したがってピストンの温度分布予測を行うには、各エンジン毎に頂部平均熱伝達率の決定が必要となる。

頂部平均熱伝達率は燃焼状態により変化し、Wochini の式ではクランク角 θ における燃焼ガス圧に対する瞬間熱伝達率を与えており⁵⁾頂部平均熱伝達率と最大爆発圧力は密接な関係がある。本システムでは最大爆発圧力をパラメータとした。

最大爆発圧力とピストン温度の関係を求め頂部平均熱伝達率を計算した。Fig. 4 はピストン各部温度と最大爆発圧力の関係を、Fig. 5 は頂部平均熱伝達率とピストン頂部最高温度との関係を示す。これにより応力計算時に最大爆発圧力が与えられた時点で頂部平均熱伝達率が同時に決定される。燃焼温度、油温、シリンダ温度が与えら

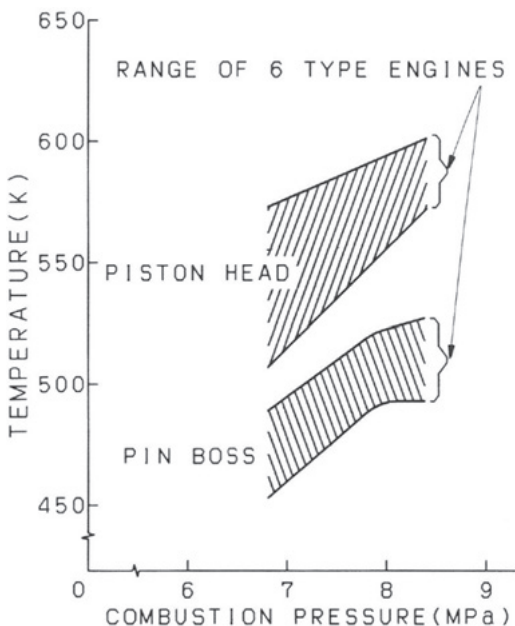


Fig. 4 Piston Temperature vs. Combustion Pressure

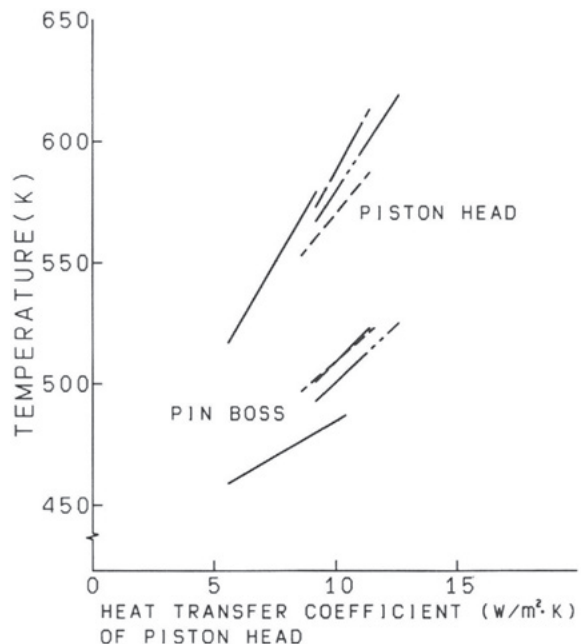


Fig. 5 Piston Temperature vs. Heat Transfer Coefficient

れると、境界条件が決定される。

実際のエンジン耐久テストにおいては、気筒間差、燃料濃度、外気温度、湿度差等からくる出力変動によりピストンの温度は変化する。Fig. 6 に燃料濃度とピストン温度、Fig. 7 にはテスト時出力とピストン温度の例を示す。実機との温度比較は、これらの影響因子を考慮する必要がある。

本稿の温度測定は、主に硬度法により行った。硬度法は測定精度の点でリンク法に対して劣るとされているが、ピストンの高温強度の低下要因は、時効促進による

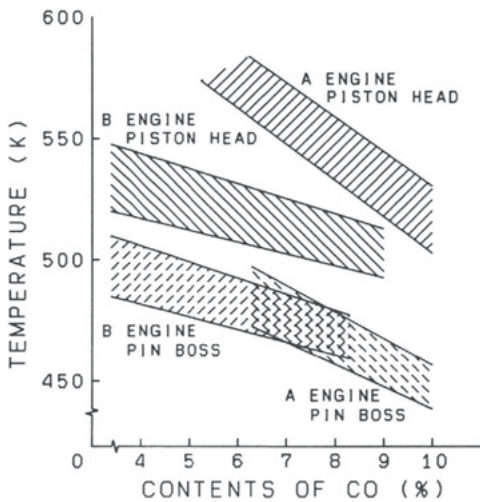


Fig. 6 Combustion Condition vs. Piston Temperature

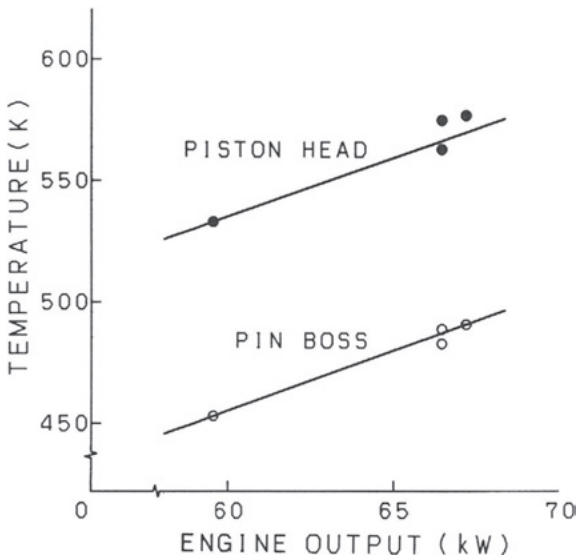


Fig. 7 Engine Out-put vs. Piston Temperature

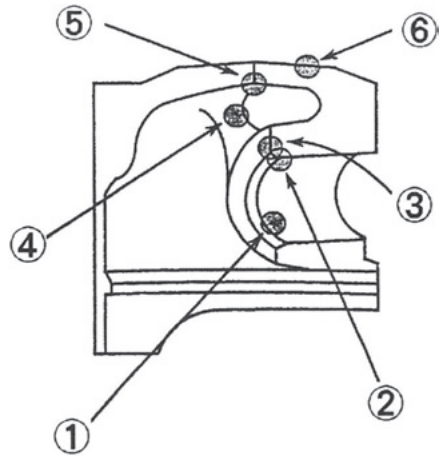


Fig. 8 Typical Broken Position in Motorcycle Piston

析出状態の変化によるものであり、析出状態の変化は硬度低下として現れる。強度判定に対し硬度は直接のパラメータとして有効であり、数多くの測温データが得られることから硬度法を採用した。

4. 疲労限度線図の検証

Fig. 8 に二輪車にみられるピストンの破損箇所を示す。また Table 1 にこれらの場所に対応する、負荷および温度域例を示す。ピストンを単体疲労試験により強度余裕度を判定するためには、それぞれの温度条件・負荷方向を再現しなければならず、膨大なテスト工数を要する。このため CAE による強度予測システムの実用化が必要

Table 1 Example of Piston Load Condition and Range of Service Temperature

Position	Load condition	Range of service temperature (K)
①	Inertial load	430 ~ 470
②	Combustion pressure	450 ~ 510
③	Combustion pressure	450 ~ 510
④	Combustion pressure	510 ~ 550
⑤	Combustion pressure + heat stress	550 ~ 610
⑥	Combustion pressure + heat stress	550 ~ 610

とされる。

計算値により耐久寿命を判定するには、破損現象に対応した判定ラインが必要である。この判定ラインを表したのが疲労限度線図である。

ピストン用アルミ合金の高温での機械的特性は Fig. 9 に示すように、高温においては0.1%クリープ強度が問題となるが、疲労限度線図に対してどの様に影響するか検

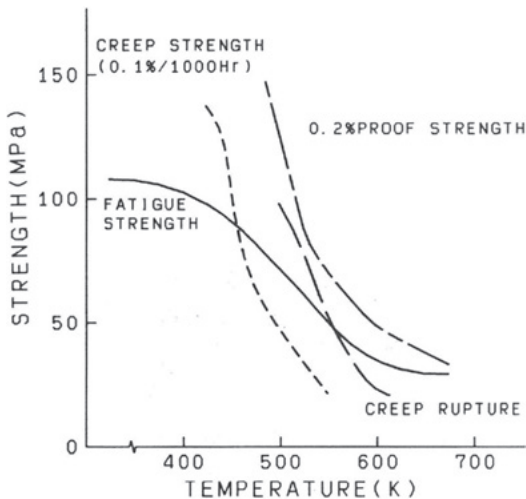


Fig. 9 Mechanical Properties of Piston Material at High Temperature

証が必要である。

引張圧縮疲労試験にて確認した結果を Fig. 10 に示す。疲労限度線図は、通常修正グッドマン法により作成され、式(1)の疲労限度と式(2)の降伏限で表される。

$$\sigma_a + \frac{\sigma_w}{\sigma_B} \sigma_m = \sigma_w \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$\sigma_a \pm \sigma_m = \sigma_Y \quad \dots \dots \dots (2)$$

$$\sigma_a = \sigma_w \quad \dots \dots \dots (3)$$

σ_a : Amplitude stress

σ_m : Mean stress

σ_Y : Yield stress

σ_B : Tensile stress

σ_w : Fatigue stress

常温では、式(1)により疲労限度ラインは引張り側では平均応力の増加により疲労限度は低下し、圧縮側では平均応力の増加により疲労限度は増加して、修正グッドマン線図がそのまま適用される。

高温では引張り側は常温と同じであるが、圧縮側は圧縮の平均応力がクリープにより緩和されるため、疲労限度が水平となり、式(3)による修正が必要となる。

圧縮応力の大きいピンボスリブ部・ピストンピンとピンボスの接触面の破損は、引張応力のみではなく圧縮応

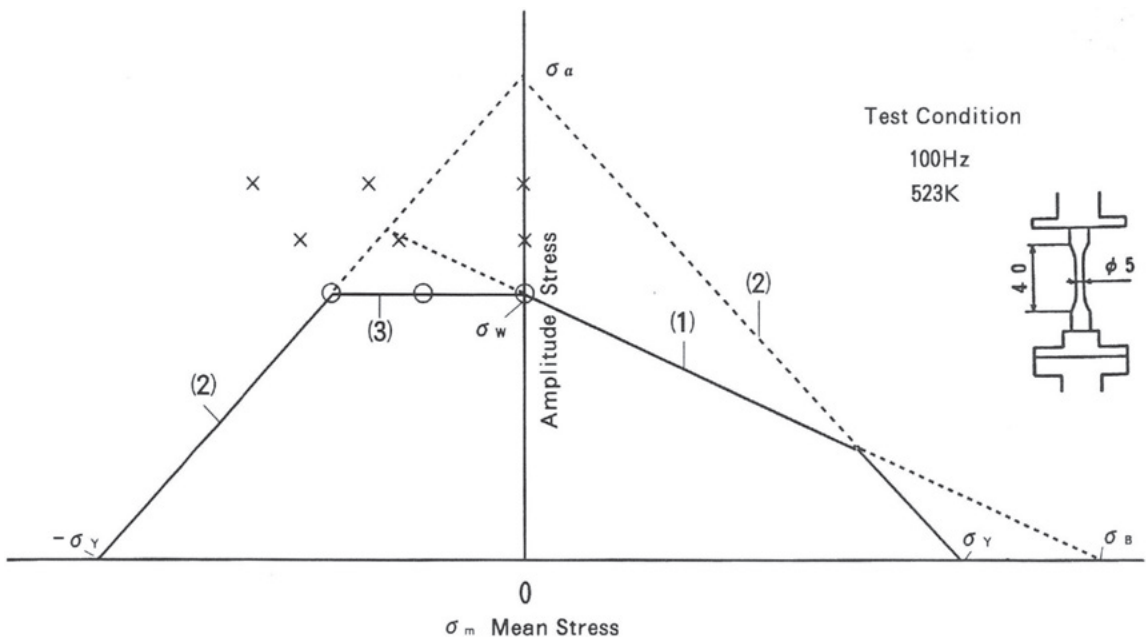


Fig. 10 Fatigue Diagram of Piston Material at High Temperature

力に特に注意が必要である。従来、ピンボス内面の円周に対して法線方向の圧縮応力は応力測定等では正確にとらえることが出来なかったが、CAE 計算により十分把握することが可能となった。ピンボスリブ下から発生する亀裂の原因は、圧縮応力によるものであり、Fig. 11 に亀裂の起点部を示す。起点部は数本の亀裂が見られそこから一方向に亀裂が進展しているのがわかる。

式(2)の降伏限度ラインは、直接破壊にむすびつくものではないが、降伏限度ラインを越えた事例としてピストン天井部のクラックの報告がある⁶⁾。事例は長距離の実走行で発生しており、高温クリープと停止冷却時の引張りの繰り返しによる熱亀裂によるものと推定される。通常二輪車ではあまり見られないが、走行距離が長い場合には考慮が必要である。

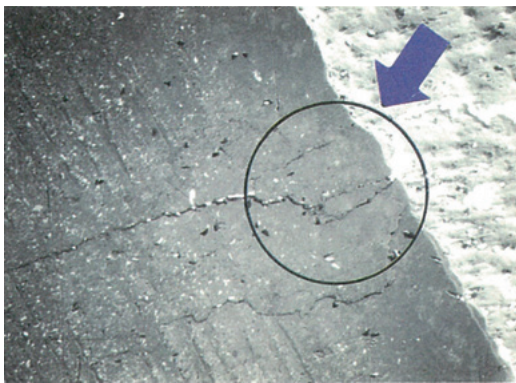


Fig. 11 Fatigue Crack Caused by Compressive Stress

5. 熱の影響

5.1. 熱応力

熱応力の分布例を Fig. 12 に示す。ピストン頂部は拘束された中心部の温度が高いため、大きな圧縮応力が発生するが、他の場所はそれ程高い値ではない。Fig. 13 にピストン温度を変動させた場合の応力変化をしめす。圧縮側の疲労限度は平均応力に係わず一定であるため、温度上昇による疲労強度の低下分以外影響を受けない。したがって、4 項で述べた熱亀裂が問題になる場合以外は熱応力が強度面に影響を与えてはいないことが判る。

5.2. 熱変形

従来熱変形の影響はピストンプロフィールに対する考

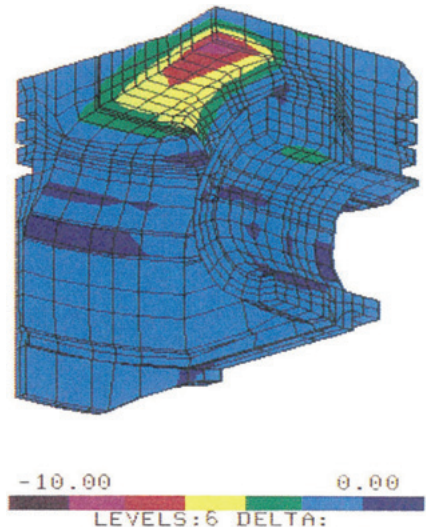


Fig. 12 Distribution of Heat Stress

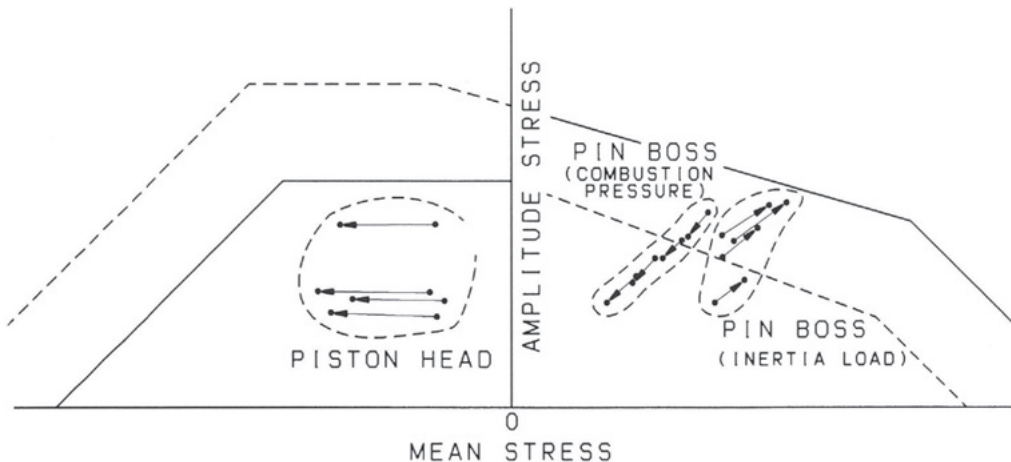


Fig. 13 Change of Stress and Failure Diagram

察が与えられているのみで、強度面に対する検討は少ない。このため、熱変形が強度面におよぼす影響を調べた。Fig. 13のピンボス部において慣性側では応力振幅の増大、爆発側では応力振幅の減少が見られる。

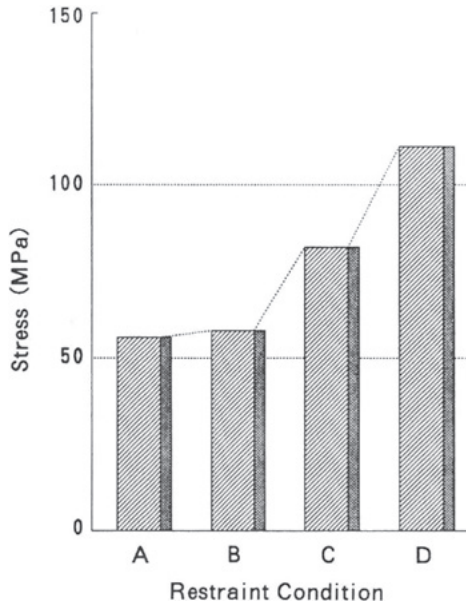


Fig. 14 Change of Pin Boss Stress Caused by Inertial Load

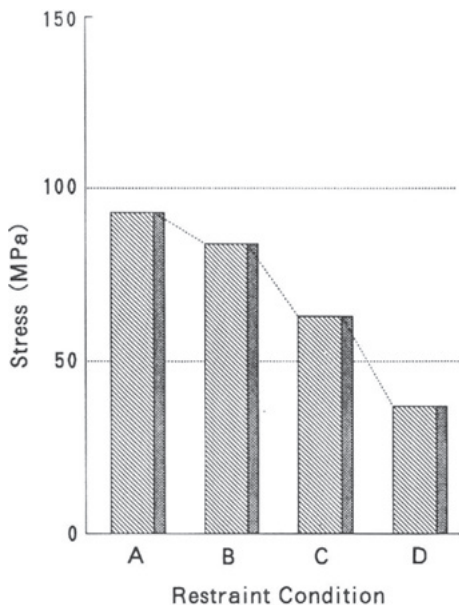


Fig. 15 Change of Pin Boss Stress Caused by Combustion Pressure

更にピンボス部の拘束条件を変えて影響度を検討したのがFig. 14、とFig. 15である。ピストン、ピストンピン間はギャップ要素を用い、クリアランスを考慮して計算している。温度分布を与えずクリアランスを変えたA: (無し)、B: (常温の通常値)、C: (B + 運転時の熱膨張差による増加分)と温度分布を与えたD: (クリアランスを常温の通常値)を比較した。この結果クリアランスの増加により、慣性側は応力が増加し、爆発側は応力が緩和する。Fig. 16にDのCAEによるピンボス部の熱変形を示す。ピストン天井中央が熱せられ中央部がふくらむため、ピンボスは引張られ斜めになる。このため爆発側の応力集中は緩和され、慣性側はより集中が大きくなる。

この様に、熱膨張、熱変形はピンボス部の応力状態に大きな影響を与える。このことは、一様加熱による単体試験では上記の実体を再現できないことを示すものである。

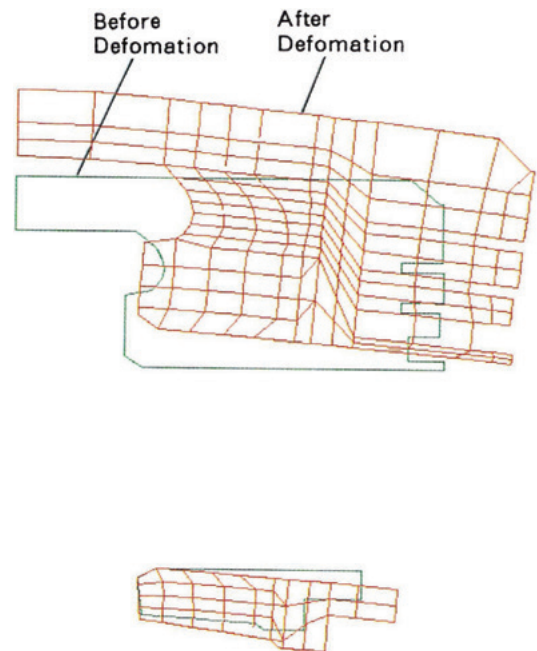


Fig. 16 Thermal Deformation of Piston

6. まとめ

- (1) ピストンの温度分布計算は、最大爆発圧力から頂部平均熱伝達率を推定し計算を行うことにより可能となった。
- (2) 高温時の疲労限度線図は、修正グッドマン法に対して、圧縮側の疲労限度に修正が必要であり、修正部の疲労限度は平均応力に係わらず一定である。
- (3) この計算手法によりピンボス部の破損挙動が正確に予測できる。
- (4) 熱応力の疲労強度に対する影響度は少ない。熱膨張および熱変形はピンボスの応力に影響し、爆発側では応力の緩和、慣性側では応力の増加を与える。
- (5) CADAMと連動した解析システムにより、専門的な知識を有せずともFEMによるピストン強度予測が、短時間に行える様になった。

謝 辞

本システムの開発にあたり日本システム技術株式会社様に多大な御協力頂いたことを感謝いたします。

参考文献

- (1) 細川, 塚田他: “ピストン CAE の開発”
自動車技術会, 学術講演会前刷集 872, 872072
- (2) 村田, 甲斐他: “構造解析によるピストン軽量化へのアプローチ”自動車技術会, 学術講演会前刷集 912, 912273
- (3) 岩朝, 斎藤: “Development of High-speed Auto-Mesh Program for FEM Analysis”
ISPF, 911273, 1990
- (4) 長谷部, 上西園他: “エンジン要素の熱計測・解析”
自動車技術会, 自動車技術会論文集 No.27, 1983
- (5) 八木, 藤井他: “最大燃焼圧力クランク角を用いたMBTコントロール”HONDA R&D Technical Review Vol.2, 1990
- (6) 仲野, 服部: “中高速ディーゼル機関アルミニウム合金ピストン設計に関する二, 三の問題”内燃機関 Vol.6, No.62, 1967

■著 者■



小屋 栄太郎



半田 政男



吉本 篤司



中川 昌彦



瀬戸 達弥



奥富 直子