

強制油冷システムを用いた二輪車用空冷エンジンの熱マネジメント

Thermal Management of Air-cooled Motorcycle Engines Using Forced Oil-cooling System

後 閑 祥 次*
Yoshitsugu GOKAN

高 橋 易 資*
Yasushi TAKAHASHI

稲 吉 真**
Makoto INAYOSHI

要 旨

エンジンの冷却は、出力、燃費、騒音、耐久信頼性への影響が大きく、設計段階におけるエンジン各部の温度予測は、二輪車用空冷エンジンの開発にとって重要である。

本研究では、Computational Fluid Dynamics(CFD)を用いて冷却風および冷却用オイルの流体挙動を解析して熱伝達率を算出した。これを境界条件として熱伝導計算をおこなうことにより、エンジン各部の温度分布を求めた。

解析の結果、空冷方式に油冷システムを併用することで、点火プラグ座近傍温度で大幅な温度低減が可能となり、水冷エンジンに近い温度分布が得られる見通しを得た。また、冷却油量を制御することで気筒間の温度不均衡の改善も可能となった。

さらに実走行試験においては、熱負荷軽減によるノッキング限界の向上も確認できた。

ABSTRACT

Engine cooling substantially affects power output, fuel economy, noise reduction and durability. Estimating each engine part's temperature in the early stages of design is important in the development of air-cooled motorcycle engines. In this study, engine temperature distributions were obtained through heat transfer coefficient calculations based on Computational Fluid Dynamics (CFD). From the analysis, it was found that by using air-cooling with a forced oil-cooling system, the cylinder head temperature sufficiently decreased, and the resultant temperature distribution was almost the same as that of water-cooled engines. It was also found that the temperature gradient among cylinders was manipulated by controlling the cooling-oil flow. Furthermore, heat loads were controlled as well, and the knocking limit was also enhanced when the engine was tested in a prototype motorcycle.

1. はじめに

近年、二輪車の顧客ニーズが多様化する中で、シンプルな空冷エンジンを搭載した二輪車を望む声が依然として多い。また開発途上国の二輪車市場においては、低コスト化を目的として比較的部品点数の少ない空冷エンジンの需要は多い。

しかし空冷エンジンは、走行風に頼らざるを得ないことが冷却上の最大の課題であり、エンジンにおける総放熱量の確保とともに多気筒エンジンにおける気筒間温度不均衡の改善をおこなうことは冷却性能上重要である。また、冷却性能を追求することは、空冷エンジンの機能美を追求することでもあり、デザインの観点からも重要である。従来、空冷エンジンの開発には、風洞実験による冷却風流れの可視化や実走行試験における温度測定結果を基本とし、設計の初期段階において流れの挙動や温度予測を定量的に解析することは困難であった。近年、二輪車においても排

気エミッション対応や燃費向上の重要性が増し、そのためにはエンジンの温度コントロールが非常に重要な課題となっている。

本研究においては、まず空冷エンジンの冷却性能を追求するため、冷却風挙動の CFD 解析をおこない、冷却フィン形状、オイルクーラや導風口の最適位置などいくつかの有用な知見を見いだした⁽¹⁾。そして空冷エンジンの更なる冷却性能向上を図るため、油冷システムの効果検討をおこなった。油冷システムの効果検証には、CFD解析により冷却風の局所熱伝達率と冷却油の平均熱伝達率を求め、それらを用いてエンジンの熱伝導計算をおこない、エンジン各部の温度分布を求めた。なお、本研究のCFD解析には、複雑形状の流れ場でメッシュ生成工数をほとんど必要としない直線直交格子によるパーシャルセル法^{(2), (3)}を用いた。

本報では直列4気筒排気量 900 cm³ の空油冷エンジンを用いた机上検討結果、試作車による実験結果および油冷システム採用の効果について述べる。

* 二輪開発センター

**株式会社デザインネットワーク

2. エンジン概要

2.1. 空油冷エンジンのコンセプト

新しい空冷エンジンの設計構想段階において、出力性能、燃費、騒音、排気エミッションそして耐久信頼性の観点から、水冷エンジン並みの温度分布に近づけることを開発目標とした。その技術手段(コンセプト)を整理すると次のようになる。

- (1) 冷却フィンについては、冷却風の流速が高く、より冷却効果の高い形状を検討する。
- (2) 冷却性能の高いオイルクーラ配置と内部構造を決定する。
- (3) 熱源であるシリンダヘッドの燃焼室周辺の温度低減を計るために、排気ポート長の短縮やポート壁の肉厚の見直しにより伝熱量を低減して放熱量を高める。
- (4) 燃焼室近傍の伝熱による温度上昇には専用のオイル冷却系油路を配設して放熱量を高める。また、気筒間の温度不均衡改善のため、冷却系油路内にオリフィスを設置して各気筒油冷ジャケットへの油量調整をおこなう。
- (5) 走行条件や環境の変化に対応するため、FIの制御に油温センサ情報を加味した油温制御機能を追加する。

以前から前述の項目(1)-(3)について空冷エンジンの冷却フィン形状やオイルクーラの配置についての冷却風流れ解析をおこなってきた。これらをさらに拡張して項目(4)の検討をおこなうためにエンジン全体の熱伝導計算をおこない、机上における各部の温度予測が可能となってきた。特に多気筒エンジンの場合には、耐久信頼性の向上や品質安定化の観点から、最高温度の低減だけではなく、各気筒間温度の不均衡を改善することも重要である。したがって、熱流体解析を応用することで定量的な最適油量の算出をおこなうこととする。

項目(5)については、効率の良い温度制御方法を探るため、サーモスタットや温度センサのレイアウト配置を検討する。なお、エンジン冷却を目的とした油冷システムに関する研究^{(4), (5)}が報告されているが、定量的に数値化されたものや可視化されたものは少ない。

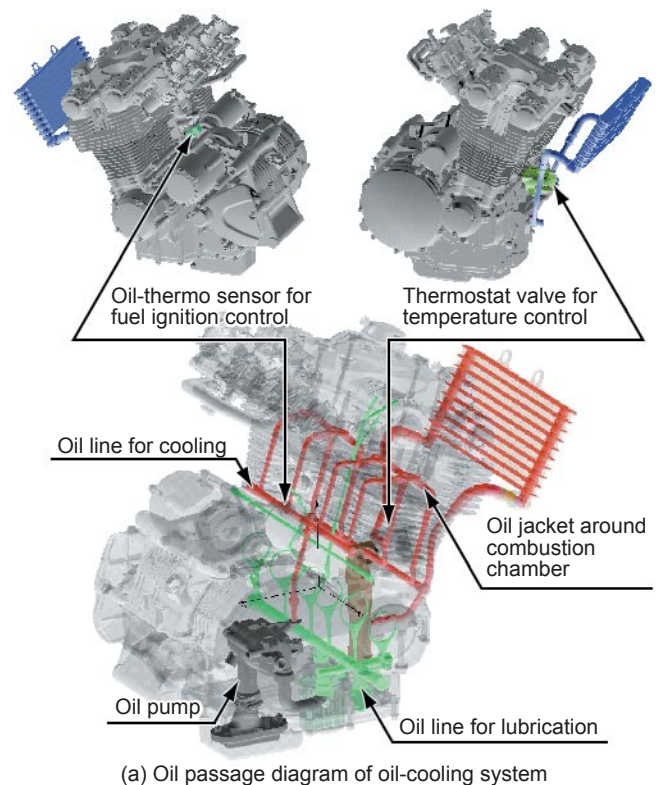
以上の検討を踏まえて、新規エンジン設計および製作をおこなうこととした。また、計算結果の精度の妥当性を検証するために、CFD解析と実験を合わせておこなうこととした。

2.2. 油冷システム

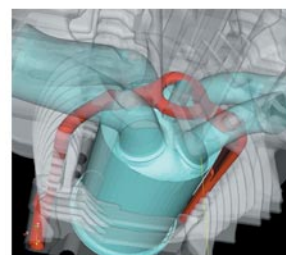
Fig. 1 (a)は油冷システム構造における油路系統図を示す。図中の緑と赤で示された部分がそれぞれ潤滑用、および冷却のオイル通路である。二つのロータを持つオイルポンプから供給されるオイルを二系統の油路に分割し、一方は潤滑系油路(緑)を形成させ、もう一方は冷却系専用油路(赤)として形成させる強制油冷構造とした。さらに燃費改善や排気エミッション規制対応のため、冷却系油路内にFIシステム用の温度センサを配置した。また暖機性能の向上のために、サーモ

スタットはオイルクーラ前に配置した。

オイルジャケットの形状については、冷却媒体であるオイルは冷却水に比べ比熱が小さいことから、同じ流量における冷却性能は水冷式のものと比較すると劣る。本システムでは、オイル温度により粘性係数が変化するオイルの特徴を利用し、かつ冷却オイルの流速を高めて熱伝達率を向上させる形状を検討した。それをシリンダヘッド燃焼室近傍に配設することによって、熱源となる燃焼室に近い部位を効率よく冷却できるレイアウト構成とした。強制油冷却構造の場合、冷却油流れのよどみ領域が存在すると、当該部分の冷却油温度が上昇して、オイル劣化が懸念される。また、油路内表面積を大きくし過ぎた場合には、受熱面積が増加して冷却油温度が上昇し過ぎることが懸念される。具体的には、水冷エンジンのような燃焼室まわり全体を覆った冷却水たまり(ウォータジャケット)形状とは異なり、Fig. 1 (b)に示すようなそれぞれ二つの吸気および排気ポートの間に通路を形成させ、ジャケットの中子製作や鋳造など製造上の懸案項目も考慮して、よどみが少なく受熱面積を適正化したオイルジャケット形状とした。



(a) Oil passage diagram of oil-cooling system



(b) Oil jacket shape around combustion chamber

Fig. 1 Outline of engine oil-cooling system

3. 計算概要

3.1. CFD 解析項目

空冷エンジンを新規設計する場合、初期段階における検討項目として CFD による解析は有効である。

走行風を最大限に有効活用するために、冷却風流れ、冷却フィンの最適形状、効率の良いオイルクーラ位置の検討等が CFD 解析項目としてまず挙げられる。風洞実験室では流れの可視化しかおこなえないのに対し、CFD 解析では、試作機の製作前に実走行条件下での流れ場の検討、および冷却性能の定量的検討、エンジン各部の熱伝達率算出が可能となる。さらにそれらの結果を拡張することでエンジンの温度分布の算出や熱ひずみ解析につなげることが可能となる。

また油冷システムを採用するにあたり、オイルジャケット形状や冷却油の流し方、冷却油循環量の適正化の検討、さらには熱源の最小化を目的とした排気ポート形状の検討も、CFD を用いた解析項目として挙げられる。

3.2. 計算手順

Fig. 2 に計算手順を示す。形状データは数値風洞とともに、CATIA に代表される 3D-CAD (Fig. 2 (a)) で作成し、Stereo Lithography (STL) データ形式でファイルに書き出す。その後、市販ソフト⁽⁶⁾を用いて STL データの不具合修正や部品の組立て作業をおこなった。組立て後の STL データの

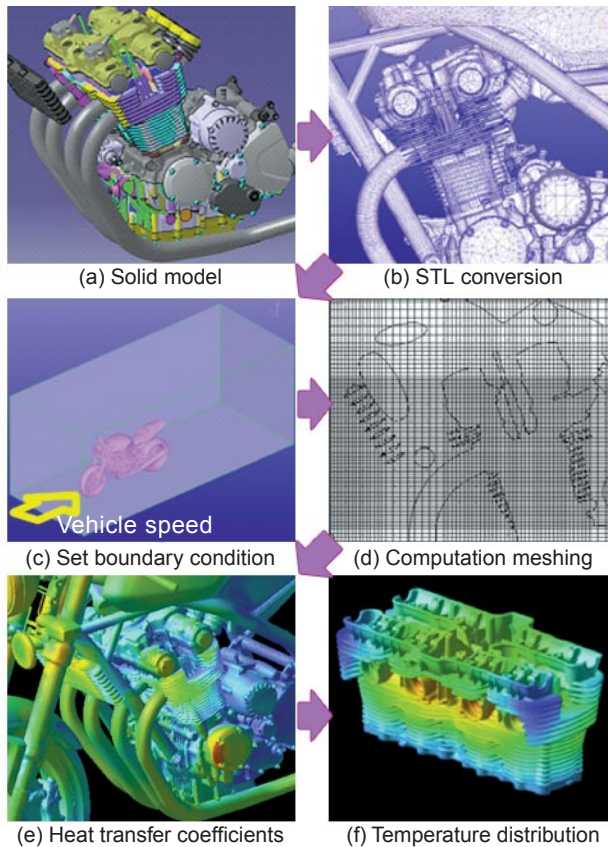


Fig. 2 Procedure of air-cooled engine analysis using CFD code

一部を Fig. 2 (b) に示す。

実走行条件相当での流れの解析のため、Fig. 2 (c) に示すような数値風洞内に完成車 3D モデルを置き、直線直交格子 (Fig. 2 (d)) を設定して、境界条件を与える。計算格子は、 $133 \times 128 \times 139$ の約 237 万セルである。計算終了後は、カルマンのアナロジーから導いた式⁽⁷⁾により、局所熱伝達率 (Fig. 2 (e)) を求めた。オイルジャケットも同様に冷却油流れの CFD 解析をおこなった。

上記で求めた熱伝達率と、燃焼室や排気ポート等での熱流束 (heat flux) により、熱伝導計算をおこない、エンジンの温度分布を求める。

ここで、熱伝導計算は CFD 計算におけるパーシャルセル法のプログラムを拡張しておこなう。直線直交格子には冷却風流れの CFD 計算と同じものを用いることにより、熱伝達率の格子間補間計算は不要となる。

3.3. 境界条件

冷却風挙動解析の CFD 計算における境界条件は、Fig. 2 (c) に示す数値風洞の入口に、車速相当の流速を与え、風洞入口の乱れ強さは 5 %、長さスケールは 0.05 m とし、地面および側壁は固定壁とした。

エンジンの熱伝導計算における境界条件には、CFD 計算から求めた冷却風の局所熱伝達率とオイルジャケットの平均熱伝達率を用いた。しかしそれらのほかに、潤滑油による冷却や、燃焼室、シリンダ壁、吸排気ポート内壁の熱流束を考慮する⁽⁸⁾ 必要があるが、その値は必ずしも明確ではない。

本研究は、空油冷エンジンの冷却性能の検討が目的であり、特にオイルジャケットの影響を検討することがねらいであった。そこでシリンダバレル底面 (クランクケースデッキ面) の温度は実験用エンジンの測定値を代入し、エンジンの測温点数箇所で概略一致するようにその値を調整した。

熱伝導計算における計算格子を冷却風流れの CFD 計算と同一としたため、熱伝導計算のグリッドは比較的粗い。一方シリンダヘッドは最低肉厚がグリッドに対して薄いため、Fig. 3 に示すように、一つのセル内に冷却風と冷却油の

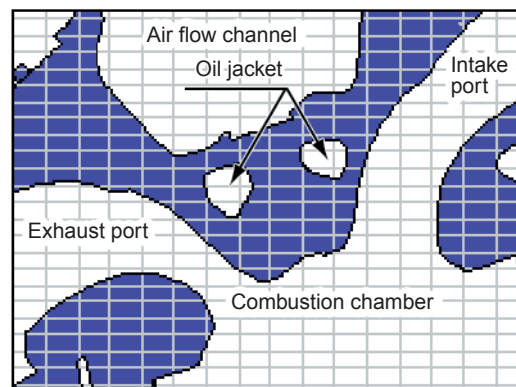


Fig. 3 Computation grids for heat conductive calculation

二つの熱伝達率設定が必要なところも生じる。さらに燃焼室に接して熱流束の境界条件が必要なところもある。以上のような場合でも計算が可能のように、熱伝導計算用の形状データ(STL データ)は設定境界条件ごとにグループ分けし、一つの計算セルにおいて、熱伝達率や熱流束および実測温度を組合せ、複数の境界条件が設定できるようにした。

4. 計算結果と考察

4.1. オイルジャケットの熱伝達率

オイルジャケットによる受熱量計算のため、冷却油の熱伝達率(α : W/m²K)を計算した。その計算結果の一例を Fig. 4 に示す。

吸気および排気ポート間では通路断面積は減少することにより、流速が増加して熱伝達率は高まる。一方、断面形状は変化するが受熱面積はあまり変わらないため、冷却効率は向上する。排気ポート側の広がり部は、シリンダヘッドを鋳造する際にオイルジャケット中子を自立させるための台座(幅木)であるが、この部分で冷却油のよどみが生じないように、CFD により数種類の形状から最適なものを選定した。

オイルは水と異なり、油温によって粘性が大きく異なる性質がある。熱伝達率は油温により大きく異なるので、流量と

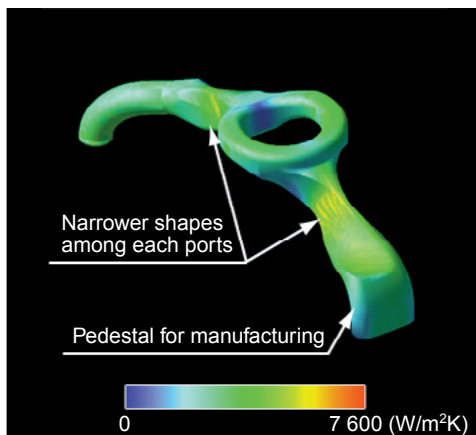


Fig. 4 Heat transfer coefficients of oil jacket

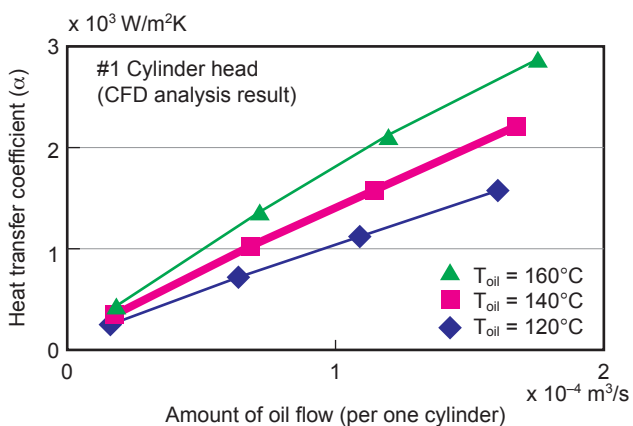


Fig. 5 Relationship between oil flow amount and heat transfer coefficients

油温の組合せと熱伝達率の関係を CFD により求めた。なおオイルジャケットの平均熱伝達率は、シリンダヘッド部分のオイルジャケットのみの平均値として扱った。その結果を Fig. 5 に示す。これにより、油温が 120 °C よりも 160 °C の場合の方が、熱伝達率は 70-80% も高いことがわかる。

水冷式の場合には、水温が高まると、冷媒とその通路内壁面の温度差(ΔT : °C)が小さくなるため冷却熱量は低下する。しかし油冷式の場合、油温が上がると ΔT による低減以上に α の増加が大きいため、油温が高いと冷却熱量が増加する場合がある。たとえば、オイルジャケット内壁面温度を 250 °C と仮定すると、油温が 120 °C から 160 °C に上昇することによって、 ΔT は 130 °C から 90 °C と 0.7 倍となるが、 α は 1.7 倍となり、熱伝達量($\alpha \Delta T$)は 1.19 倍となる。

したがって、オイルジャケット形状は水冷式のウォータージャケットとは異なり燃焼室全体を覆う形状ではなく、受熱面積を少なくし、オイルの流速を高めたシンプルな形状とすることが望ましい。

4.2. 表面温度測定結果との比較

Fig. 6 に、エンジンの熱計算結果と台上試験での赤外線放射温度計(サーモビューア)による表面温度測定結果を比較して示す。計算条件および測定条件は、80 km/h 相当のエンジン負荷および走行風である。

計算ではカルマンのアナロジーから導いた式を用いて α

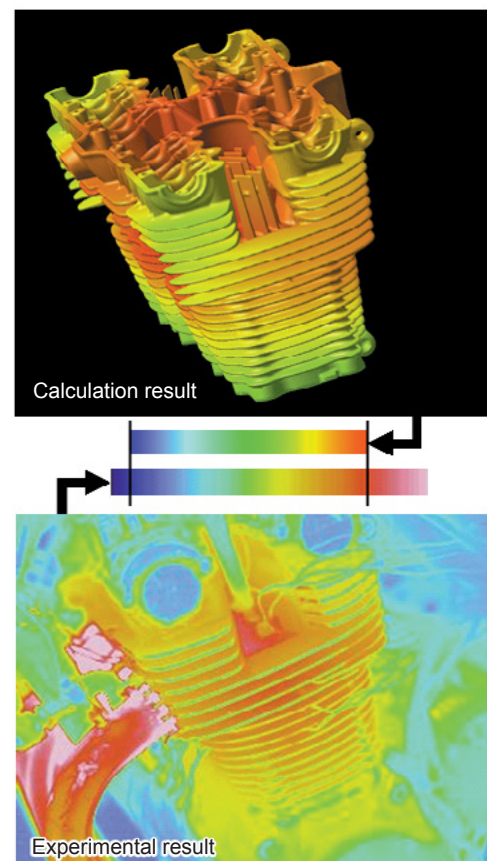


Fig. 6 Comparison of temperature (at 80 km/h)

を求め、冷却風の温度は常に 25 °C の仮定のもとで熱計算をおこなった。計算結果の排気ポート側の冷却フィンの温度の方が吸気ポート側の冷却フィンよりも低くなっているが、サーモビューアに示された冷却フィン温度は、排気ポート側も吸気ポート側もほぼ同じ程度である。これは、実際のエンジンでは排気管周りの空気温度が高く、温度差が計算の場合に比べて小さくなるためと考えられる。

以上、いくつかの点で改良の余地は残るものの、エンジンの温度分布としてはほぼ妥当な計算結果が得られたと言える。

4.3. 油冷の効果

油冷の効果を調べるために、油冷の有無で、熱伝導計算をおこなった。計算条件は、230 km/h 走行相当負荷で油冷なしの状態とするため、オイルジャケットの熱伝達率をゼロとした。その熱伝導計算結果の温度分布を Fig. 7 に示す。

図より冷却フィン先端は冷えているが、中間気筒(#2, #3 シリンダ)の排気ポート内壁部の温度が高く、エンジン中央部の冷却が十分でないことがわかる。計算上のシリンダヘッドスパークプラグ座近傍温度(T_{plug} : °C)を Fig. 8 中の (a) に示す。 T_{plug} の気筒間格差は約 40 °C であり、中間気筒の T_{plug} は最高 300 °C 近い温度と推定される。

次に油冷効果を検証するために、オイルジャケットの熱伝

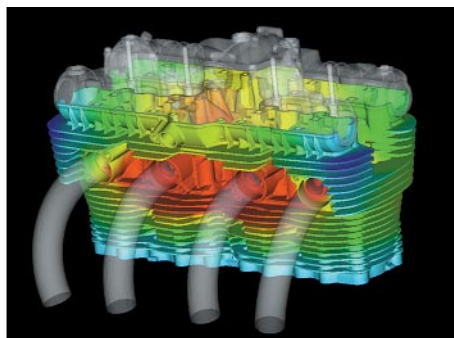


Fig. 7 Temperature distribution without oil-cooling

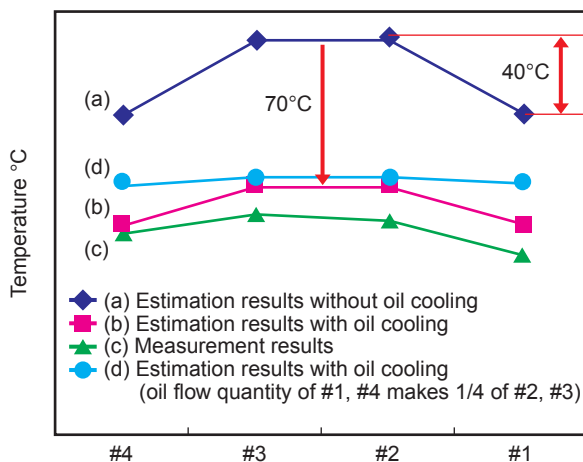


Fig. 8 Calculation of cylinder head temperature (at 230 km/h)

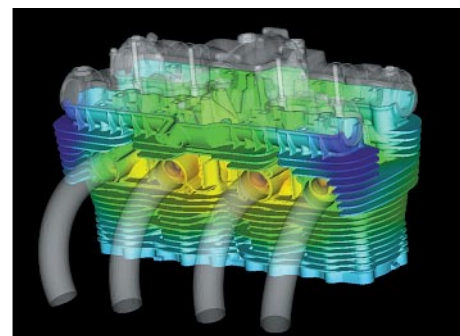
達率は、気筒あたりの冷却油量 $1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ (6.0 l/min), 油温 160 °C 相当として再計算をおこなった。その結果を Fig. 9 に示す。全体的に温度が低くなっており、油冷効果が読み取れる。そのときの T_{plug} は Fig. 8 中の (b) に示すように、最も温度の高い中間気筒で約 70 °C の温度低減が見込まれた。

ここで計算値と測定値の比較検証をおこなった。測定値は Fig. 8 中の (c) に示す。

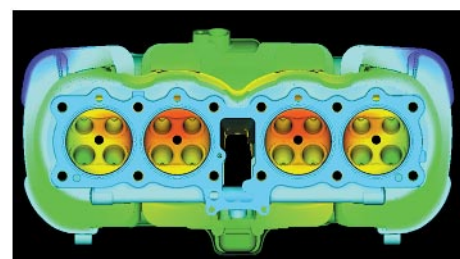
計算値の精度は不十分なもの、気筒間の温度不均衡(外側気筒(#1, #4 シリンダ)と中間気筒(#2, #3 シリンダ)の T_{plug} の差異)は、計算値と実測値で同程度であり、気筒間温度不均衡の改善に対する計算での検討が可能である。

Fig. 9 (a) を細かく見ると、まず排気ポート側のシリンダヘッド冷却フィン角部が良く冷えている。これに対し、エンジン中央部燃焼室近傍は全体的に温度が高い。特に排気ポート周辺内壁温度が高い。これはフロントタイヤやフロントサスペンションなどによって走行風が遮られ、エンジン前面中央部に十分な冷却風が得られないためと考えられる。

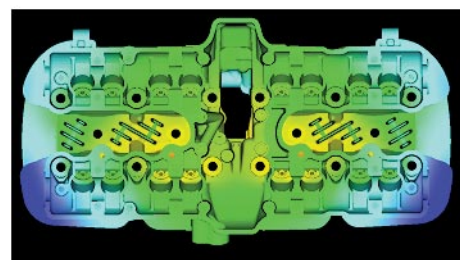
Fig. 9 (b) にシリンダヘッド燃焼室周りの温度分布図を示



(a) Oblique perspective view



(b) Bottom view



(b) Top view

Fig. 9 Temperature distribution with oil cooling ($T_{oil} = 160^\circ\text{C}$)

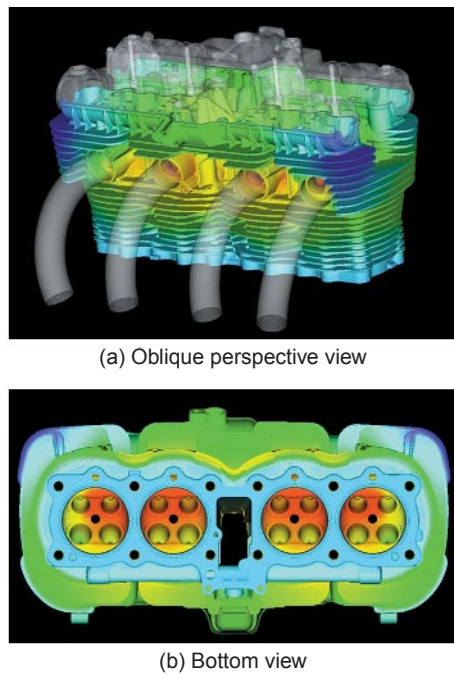


Fig. 10 Temperature distribution of improving uneven temperature among cylinders ($T_{oil} = 160^{\circ}\text{C}$)

す。燃焼室壁は、吸気ポートより排気ポート側の方が温度は高く、特に分岐させた二本の排気ポート間の燃焼室温度が高いことがわかる。気筒別の比較では、外側の気筒は良く冷えているのもわかる。

4.4. シリンダ気筒間温度不均衡の改善

シリンダ気筒間温度不均衡の改善検討のために、気筒ごとの冷却油量を何通りか変えて、計算をおこなった。その結果、中間気筒(#2, #3シリンダ)への冷却油量は変えず、外側気筒(#1, #4シリンダ)への冷却油量をオリフィスで絞って流量比で約 $1/4 (0.25 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s})$ 程度とすることにより、Fig. 10 および Fig. 8 (d) に示すような計算結果が得られ、気筒間温度不均衡を改善できることがわかった。

5. 実機テストによる油冷効果確認

5.1. シリンダヘッド点火プラグ座近傍温度

エンジンの冷却性能の効果を評価するため、シリンダヘッド点火プラグ座近傍温度(T_{plug})をその指標として用いた。

Fig. 11 は、オイルジャケット(1気筒当り)へ供給する冷却油量と T_{plug} の関係を実験により求めたグラフである。各気筒への供給すべき冷却油量はエンジン回転数 7000 r/min において、1気筒あたり $1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 程度が望ましいとの結果を得た。これによりフリクション低減の観点から、オイルポンプ要求吐出量を最小限とすることが可能となった。

Fig. 12 (a) および (b) に本油冷システム採用による実走行試験における温度低減効果を示す。Fig. 12 (a) は図示平

均有効圧力(IMEP: MPa)と T_{plug} の関係を示し、図中の丸印で示された点は代表的な量産機種種の温度であり、四角印の点は本エンジンの油冷有無での温度を示す。水冷エンジンは空冷エンジンに比べて燃焼室周辺を熱交換効率の良い冷却媒体(冷却水)で覆われていることから、燃焼室内壁面温度は全体的に低く、したがって T_{plug} は低い。一方、空冷エンジンは冷却媒体を持たず、ヒートマスに依存せざるを得ないことから、 T_{plug} は IMEP に比例して急激に上昇する傾向がある。

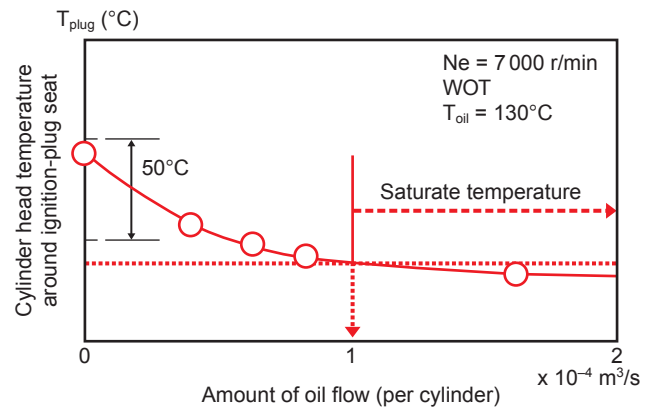


Fig. 11 Optimization of oil flow amount (per cylinder)

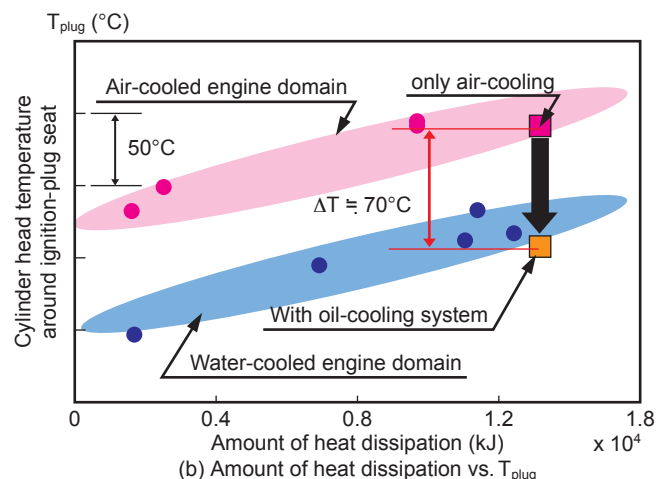
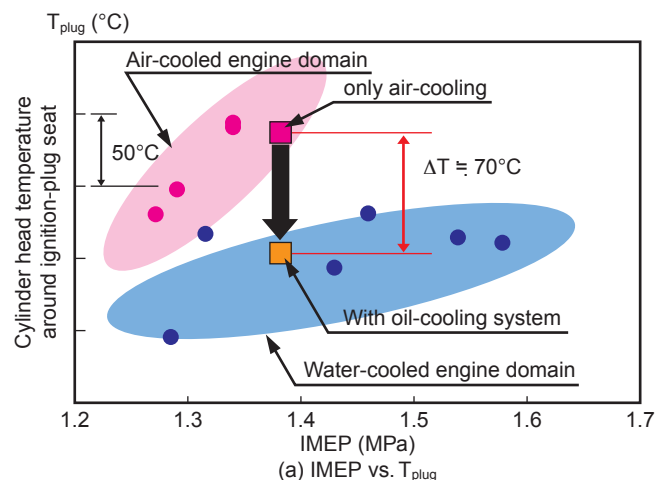


Fig. 12 Effect of oil-cooling

本研究にて製作した空油冷エンジンの場合には、同一の IMEP において、Fig. 12 (a) に示すように約 70 °C の温度低減効果が得られた。なお、図中油冷なしのデータは、同一エンジンを用いて冷却油を循環させずに、空気冷却のみをおこなった結果である。

Fig. 12 (b)は、Fig. 12 (a)を修正しエンジン総放熱量(Q_t) (kJ)に対する T_{plug} の関係を示す。Fig. 12 (a)と同様に同程度のエンジン発熱量を有するエンジンに対して、約70 °C の温度低減効果が示されている。なお、Fig. 12 (b)における、各々の点は代表的な量産機種種の当該温度を用いた。 Q_t (kJ)はエンジン総放熱量として、式(1)⁽⁸⁾により算出した。

$$Q_t = Q_{i1} + Q_{i2} + Q_{i3} \quad (1)$$

ここで Q_{i1} (kJ) : 燃焼室周辺からの伝導による放熱量, Q_{i2} (kJ) : 燃焼室周辺からのふく射による放熱量, Q_{i3} (kJ) : ピストン往復部の摩擦熱による放熱量である。

Fig. 13 は弊社の代表的な量産機種における二輪車カテゴリ別の IMEP と圧縮比 (ϵ) の関係を示す。図より、本研究において製作したスポーツ系の二輪車においては、同じ出力を有するエンジン(同一 IMEP)で空冷エンジンでも水冷エンジンに近い圧縮比に高めることが可能となったことがわかる。

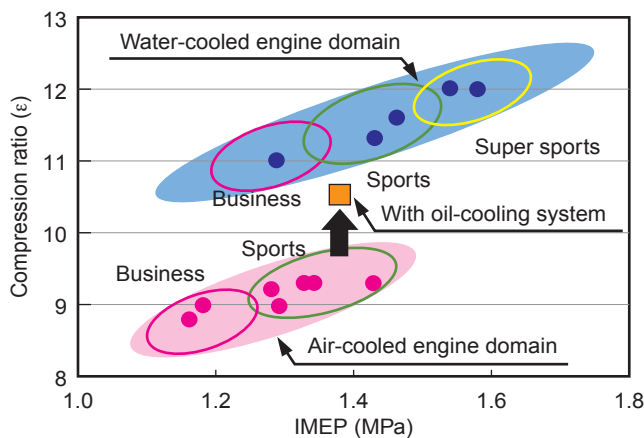


Fig. 13 Effect of oil-cooling for compression ratio

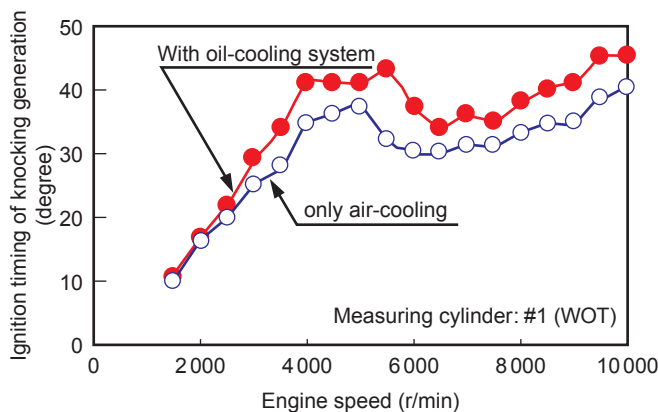


Fig. 14 Effect of oil-cooling for engine knocking limit

5.2. ノッキング限界の向上

Fig. 14は、空冷エンジンに本油冷システムを採用した場合のノッキング限界向上の効果を示す。

2 000 r/min 以上のエンジン回転速度全領域において、ノッキング発生点火時期でおおよそ + 5 ° 以上の改善が見られた。これは燃焼室近傍の壁面温度を低減かつ均一にしたことで、未燃焼混合ガスの温度が低減できたためと推測する。

さらに、耐久試験をおこなった結果、バルブシートのゆがみ劣化やブローバイガス排出量も水冷エンジン並みに改善したことを確認した。

6. 結言

- (1) 空冷エンジンにおける強制油冷システム併用の効果を確認して、水冷エンジンと同等のポテンシャルを有する冷却効果が見込めることがわかった。
- (2) 強制油冷システムの冷却油量制御により、気筒間温度不均衡の改善が図れることがわかった。
- (3) 強制油冷システムを併用することで、空冷エンジンでも水冷エンジンに近い温度分布となることを実走行試験で確認した。
- (4) ノッキング限界の改善など、油冷化の効果を確認した。

参考文献

- (1) 高橋易資, 後閑祥次: 二輪車用空冷エンジンの冷却流れの CFD 解析, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.140-147
- (2) Takahashi, Y., Fukuzawa, K., Fujii, I.: Numerical simulation of flow in intake ports and cylinder of multi-valve S.I. engine using PCC method, Proceedings of International Symposium on COMODIA 94, p.529-534 (1994)
- (3) 高橋易資, 野村友和, 石間経章, 小保方富夫: 直線直交格子を用いたパーシャルセル法による筒内定常流の計算と PIV 計測による検証, 日本機械学会論文集, 第 71 巻, 第 706 号, B 編, p.1694-1701(2005)
- (4) 桐生宗典: 二輪車 750cc 油冷式エンジンの開発, 自動車技術, Vol.40, No.9, p.1154-1158(1986)
- (5) 団野喜昭, 鎌田寛, 北田泰造: 乗用車用エンジンにおけるシリンダブロック油冷の効果と成立性, 自動車技術, Vol.42, No.8, p.1058-1064(1988)
- (6) 3DataExpert, <http://www.deskartes.com>, 2006/1/16
- (7) 高橋易資, 後閑祥次, 稲吉真, 石間経章, 小保方富夫: カルマンのアナログによる局所熱伝達率の数値予測と二輪車用空冷エンジンへの応用, 日本機械学会論文集, 第 72 巻, 第 724 号, B 編, p.2886-2893(2006)

- (8) 星満：伝熱・熱流体メカニズムから水冷・空冷システム
への応用，エンジン熱工学と冷却技術 マスター講座
(2002)

■ 著 者 ■



後 閑 祥 次



高 橋 易 資



稲 吉 真