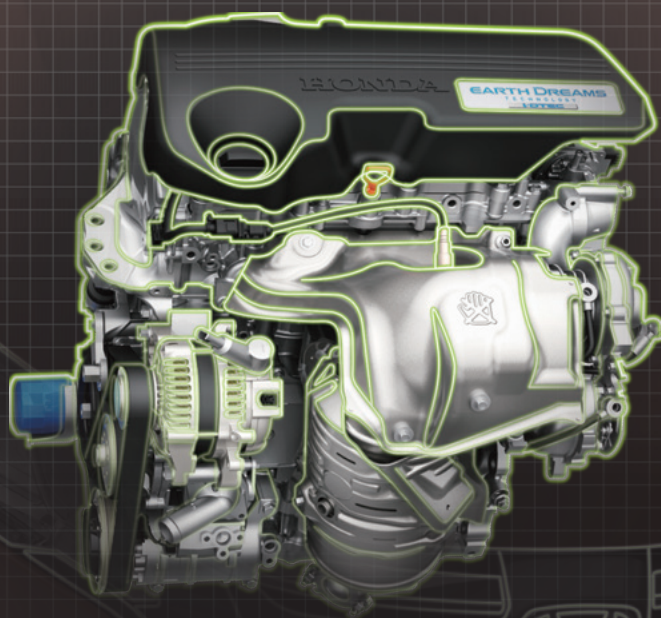
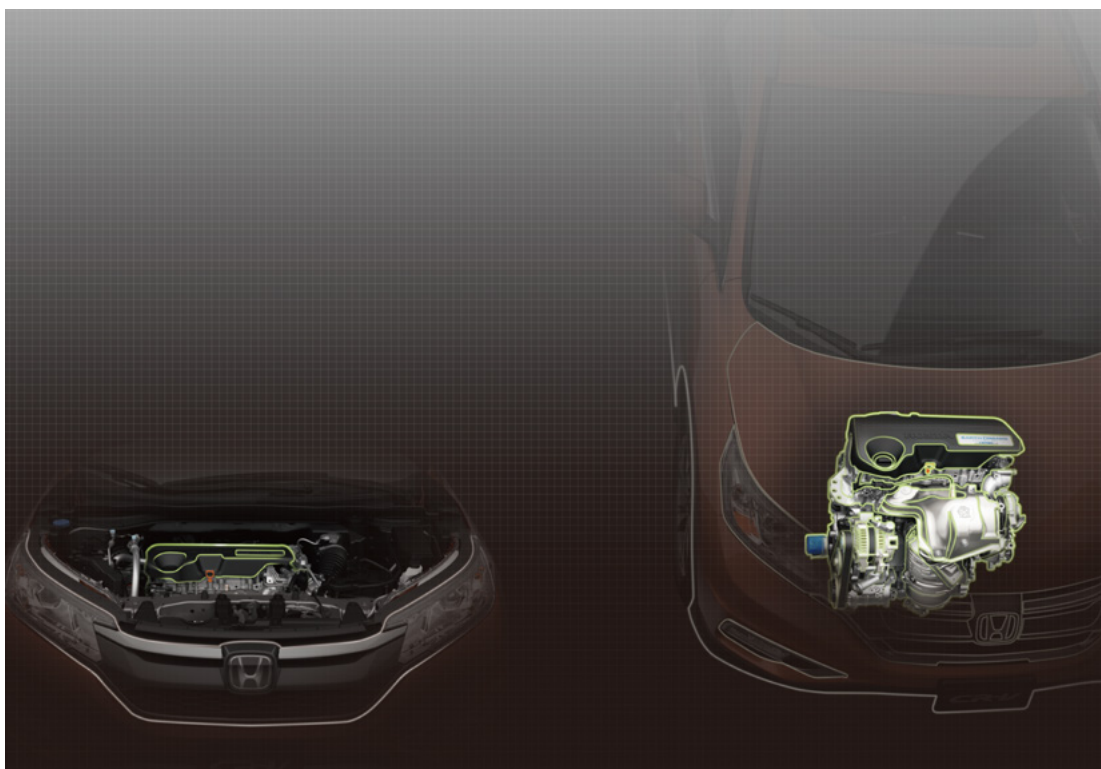


Honda R&D

Technical Review Vol.27 No.2



October 2015



表紙の言葉

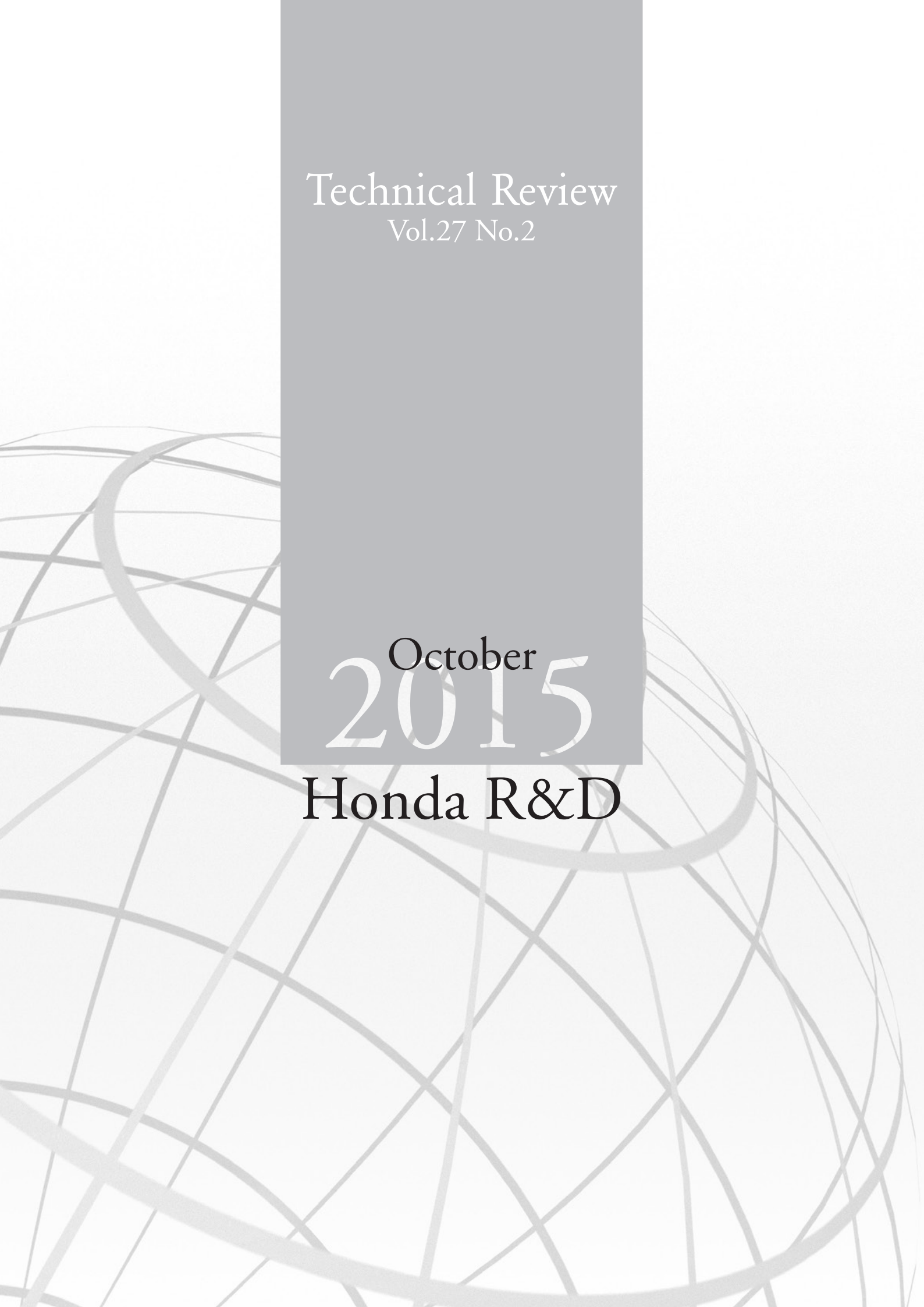
常に進化を続けるエンジンには驚かされることばかりです。未来のエンジンは、どのような姿をして、どのような性能なのかを想像すると、ワクワクしてきます。そのワクワクと未来を内包したエンジンをモチーフに、本号の表紙デザインをまとめてみました。



二輪R&Dセンター
中平 翔太



二輪R&Dセンター
伊藤 龍

The background features a light grey wireframe sphere on the left side. A solid grey vertical bar runs down the center of the page, serving as a backdrop for the text.

Technical Review
Vol.27 No.2

October
2015
Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ガソリンエンジンの正味熱効率 45% 達成技術 田岸龍太郎・池谷健一郎
高沢正信・山田健人 1
- ◇高熱効率ガソリンエンジンの進化としてのダウンサイジング 高橋のぶ 11
- ◇新型 1.6 L 2 ステージターボディーゼルエンジンの開発 畑野潤一・西森 顕・福島寛之
田淵太郎・北山由人・石原佳敬 20
- ◇二次エアを用いた発電機用エンジンの排気ガス浄化技術 齊藤 嶺・佐藤貴紀
八十科紗耶佳・二ノ宮雄介 28
- ◇トランスミッション直接搭載コントロールユニットの開発 八幡和樹・小西康一
井上源太・茂木岳晴 34
- ◇充填時間短縮のための FCV 用新水素充填方式の開発 判田 圭・Steve MATHISON 40
- ◇鋳鉄用溶湯鍛造技術を用いた迅速金型製法の確立 北村卓文・名倉宏樹 46

論文

- ◇高効率ストイキ燃焼ガソリンエンジンにおける燃焼室形状の最適化研究... 高沢正信・佐々川知明・大田篤志
竹形徳之・山田健人 57
- ◇燃焼期間短縮をねらった吸気的设计 山田健人・高橋真嘉
池谷健一郎・竹形徳之 67
- ◇高応答ディーゼルコモンレールインジェクタを用いたノズル噴孔径が噴霧と燃焼に及ぼす影響
加藤 彰・松浦勝也・吉見泰広 76
- ◇走行状態の熱収支を考慮したエンジン温度分布の予測技術の構築 野村友和・松下耕一郎
藤井快彦・藤原宏文 84
- ◇軸受外輪クリープによるハウジング摩耗量の予測技術 長副やよい・和久井茂晴・前吉雄太 97
- ◇異種材間接合における接着接合部シミュレーション 島宮智弘・佐藤千明・横井栄一郎
古沢透流・佐藤恵一 103
- ◇磁性模様塗装における立体感向上のための塗料および塗装方法の開発 田中明子・佐藤育恵 111

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇ Technology for Realization of Gasoline Engine Brake Thermal Efficiency of 45%
 Ryutaro TAGISHI·Kenichiro IKEYA
 Masanobu TAKAZAWA·Taketo YAMADA 1
- ◇ Downsizing as Evolution of High Thermal Efficiency Gasoline Engine Nobu TAKAHASHI 11
- ◇ Development of New 1.6 L 2-stage Turbocharged Diesel Engine for Honda CR-V
 Junichi HATANO·Ken NISHIMORI·Hiroyuki FUKUSHIMA
 Taro TABUCHI·Naoto KITAYAMA·Yoshinori ISHIHARA 20
- ◇ Emission Reduction Technology Using Secondary Air for Generator Engine
 Ryo SAITO·Takanori SATO
 Sayaka YASOSHINA·Yusuke NINOMIYA 28
- ◇ Development of Transmission-mounted Transmission Control Unit
 Kazuki YAHATA·Koichi KONISHI
 Genta INOUE·Takeharu MOTTEKI 34
- ◇ Development of New H₂ Refueling Method for FCV to Reduce Refueling Time
 Kiyoshi HANDA·Steve MATHISON 40
- ◇ Establishment of Metal Die Fabrication Method with Short Production Work Hours
 by Implementing Technology of Liquid Metal Forging for Cast Iron
 Takunori KITAMURA·Hiroki NAGURA 46

Technical papers

- ◇ Optimization of Combustion Chamber Shape in High-efficiency Stoichiometric Combustion Gasoline Engine
 Masanobu TAKAZAWA·Tomoaki SASAGAWA·Atsushi OHTA
 Noriyuki TAKEGATA·Taketo YAMADA 57
- ◇ Intake Design for Reduction of Duration of Combustion Taketo YAMADA·Masayoshi TAKAHASHI
 Kenichiro IKEYA·Noriyuki TAKEGATA 67
- ◇ Study of Spray and Combustion Using Fast Response Common Rail Injector with Micro Orifice Nozzle
 Akira KATO·Katsuya MATSUURA·Yasuhiro YOSHIMI 76
- ◇ Estimation Technology Establishment for Temperature Distributions of Engine Based on Thermal Balance
 under Vehicle Running Conditions Tomokazu NOMURA·Koichiro MATSUSHITA
 Yoshihiko FUJII·Hirofumi FIJIWARA 84
- ◇ Technology for Prediction of Housing Wear due to Outer Ring Creep under Bearing Load
 Yayoi NAGASOE·Shigeharu WAKUI·Yuta MAEYOSHI 97
- ◇ Simulation of Adhesively Bonded Parts for Multi-Material Bonding Structure
 Tomohiro SHIMAMIYA·Chiaki SATO·Eiichiro YOKOI
 Toru FURUSAWA·Keiichi SATO 103
- ◇ Development of Paint and Painting Method for Magnetically Formed Decorative Painting
 with Enhanced Three Dimensionality Akiko TANAKA·Ikue SATO 111

ガソリンエンジンの正味熱効率 45% 達成技術

Technology for Realization of Gasoline Engine Brake Thermal Efficiency of 45%

田 岸 龍太郎*

Ryutaro TAGISHI

高 沢 正 信*

Masanobu TAKAZAWA

池 谷 健一郎*

Kenichiro IKEYA

山 田 健 人*

Taketo YAMADA

要 旨

本開発の目的は、ガソリンエンジンの正味熱効率 45% を達成するために必要な技術要素を明確にし、実証することである。正味熱効率 45% を達成するために、理論熱効率向上のための高圧縮比化およびノッキングの抑制と冷却損失を低減することのできる高 EGR 運転技術の研究をおこなった。同時にこれらを実現するためのエンジン基本骨格の最適化を実施した。基本骨格としては量産エンジンの領域を超えた Stroke/Bore 比 1.5 のロングストロークを中心に、最適な燃焼室形状を選定することで時間損失および冷却損失を低減し熱効率を向上させた。このエンジン骨格を基本に、吸気ポート形状の選定による筒内流動の強化、吸気バルブタイミングによる実効圧縮比の調整、筒内燃料分布の制御、強力点火などを組み合わせた。結果、圧縮比 17 での Minimum advance for Best Torque 運転と外部 EGR 率 35% での安定した運転を実現し、最大正味熱効率 45% を単気筒エンジンにて達成した。

ABSTRACT

Seeking to achieve a brake thermal efficiency of 45% in gasoline engines, the development project discussed in this paper conducted research to increase the compression ratio in order to boost theoretical thermal efficiency and to realize an EGR technology making it possible to control knocking and reduce cooling loss.

At the same time, the basic framework of the engine was optimized in order to help realize these combustion targets. Based on the use of a long stroke to realize a stroke/bore ratio of 1.5, which is higher than that of mass-production engines, thermal efficiency was increased by reducing time loss and cooling loss through the selection of an optimal combustion chamber shape. With this engine framework as the basis, a variety of measures were applied, including the selection of an intake port shape that would enhance in-cylinder flow, the adjustment of the effective compression ratio by means of intake valve timing, control of in-cylinder fuel distribution, and high-energy sparking. These measures made it possible to realize Minimum advance for Best Torque operation at a compression ratio of 17 and stable operation at an external EGR rate of 35%, helping to enable the achievement of a maximum brake thermal efficiency of 45% in an actual single-cylinder engine.

1. まえがき

近年、地球温暖化の原因とされる CO₂ の排出量削減と環境保護のため、自動車の燃費改善および排出ガス低減が求められ、それらの規制値は年々厳しくなる傾向にある。これに対し、Electric Vehicle (EV) など電動化での対応も増加しているが、当面は内燃機関のみで走行する従来型自動車や電動モータと組み合わせるハイブリッド車が主流にな

*四輪 R&D センター

ると考えられる。よって内燃機関の熱効率向上は今後も重要な技術課題である。現在のガソリン内燃機関の最大熱効率は 39% 程度であるが、燃費規制値の変化から、数年先に内燃機関に求められる最大熱効率を予測すると正味熱効率 45% が必要となると考えられる。よって将来的に正味熱効率を 45% 程度もしくはそれ以上まで引き上げることがガソリン内燃機関へ課せられた大きな課題であると考えられる。本開発ではガソリンエンジンにて正味熱効率 45% を達成

するために必要とされる技術要素を明確にするとともに、実機での検証を実施した。最大正味熱効率 45% を達成する前提条件としてリーンバーン運転⁽¹⁾が考えられるが、排出ガス処理技術の難易度を考慮し理論空燃比での運転とした。ここではその内容について紹介する。

2. 開発のねらい

2.1. 開発目標値の設定

開発を始めるにあたり、目標を下記のように定めた。

- (1) 最大正味熱効率 45%
- (2) 上記数値を理論空燃比および 91 オクタンレギュラガソリンでの運転にて達成する

2.2. 開発の方向性

熱効率向上の要素を洗い出し、主要な取組み内容を抽出した。Fig. 1 に熱効率向上の影響因子を示す。これらの要因分析から取り組むべき方向性を以下に定めた。

- (1) 理論熱効率向上のための高圧縮比化
- (2) 冷却損失を低減させつつノッキングを抑制し高圧縮比においても Minimum advance for Best Torque (MBT) 運転を実現する高 EGR 運転
- (3) エンジン基本骨格最適化による熱効率向上

2.3. 目標達成条件の設定

はじめに、量産エンジンのデータを使用し、エンジン負荷と EGR 率に対する冷却損失、時間損失、フリクション変化の傾向を導いた。その結果を用いて外挿による計算にて過給圧、EGR 率および圧縮比をパラメータとして MBT 条件における正味熱効率を予測した。計算条件は 2000 rpm にておこなった。その結果を Fig. 2 に示す。正味熱効率 45% を得るためには圧縮比 15 以上かつ 2.5 bar 以上の高過給圧での MBT 運転が要求されることがわかる。過給圧が高くなるほど過給器への要求が高まり技術難易度が上がる

ことから Fig. 2 の白抜きプロットで示すように最低限の過給圧にて目標熱効率を達成することとした。この計算結果をもとに正味熱効率 45% を達成するために下記のように開発方針を設定した。

- (1) 圧縮比 17.0、過給圧 2.5 bar 以上の MBT 運転
- (2) 外部 EGR 率 30% 以上での安定した運転

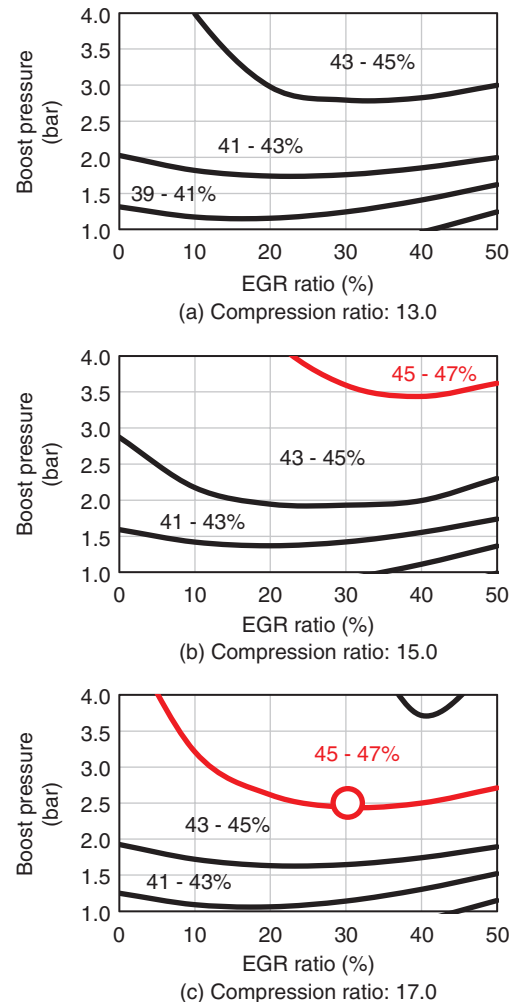


Fig. 2 Calculation of maximum brake thermal efficiency

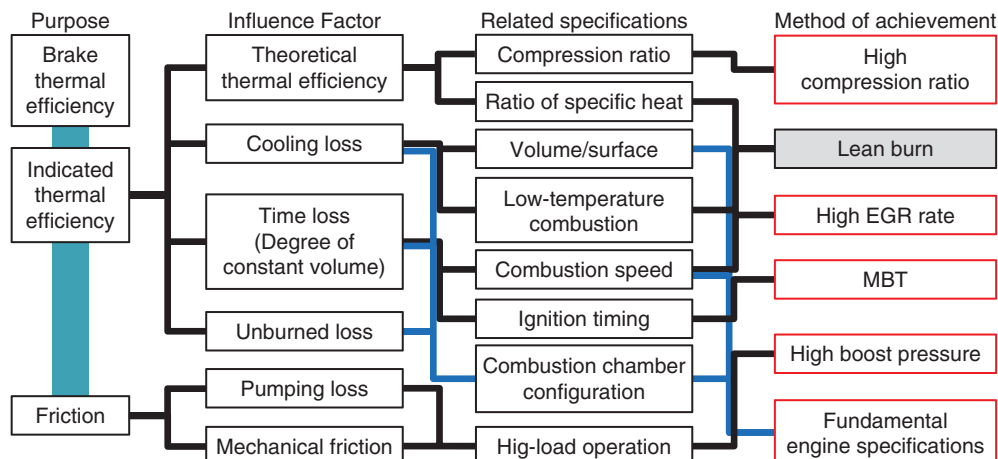


Fig. 1 Analysis of factors influencing brake thermal efficiency

3. 高圧縮比化

高圧縮比化により熱効率を向上することを難しくする要因は燃焼室形状が扁平化することによる燃焼速度の低下とノッキング発生による点火時期の遅角が主な要因である。本開発においてはこれらの要因に対し、4章にて述べる高EGR率運転に加え、下記の手法で対応することとした。

- (1) ロングストローク化による燃焼室扁平化抑制
- (2) 吸気バルブタイミング遅閉じによる実効圧縮比調整

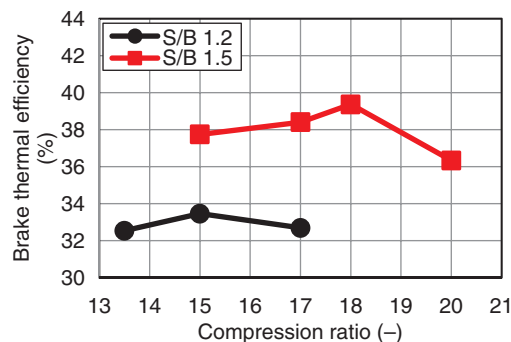
3.1. ロングストローク化

3.1.1. 高圧縮比時の燃焼速度低下抑制効果

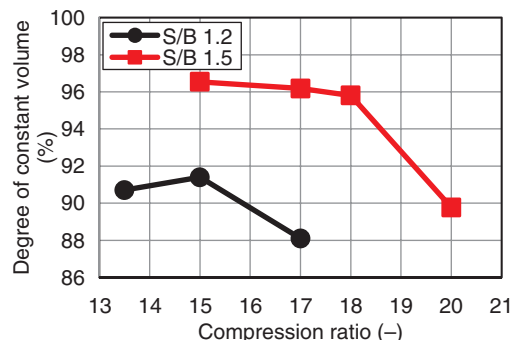
高圧縮比化は理論熱効率を向上させる有効な手段であるが、燃焼室形状が扁平化することにより燃焼速度が低下するという弊害がある。この要因は燃焼室の扁平化により火炎と燃焼室壁面が接触する面積が拡大し、火炎伝播を阻害するためと考える。この対応として、点火プラグ周辺にキャビティを設け初期火炎の形成を阻害しない手法も提案されている⁽²⁾。ただしこの手法は燃焼初期には有効であるものの後半の燃焼速度低下には不十分であり、さらにピストン頭部形状の凹凸を大きくせざるを得ないため冷却損失には不利な形状となる。そこで今回、ロングストローク化での対応をとることとした。ロングストローク化することで同一圧縮比における燃焼室高さを大きくとることができ、燃焼室の扁平化を抑制し、凹凸の少ないピストン頭部形状が形成できる。高圧縮比化におけるロングストロークの有効性を確認するために、量産エンジン相当のStroke/Bore比(S/B)1.2とS/B1.5の単気筒エンジンを製作し圧縮比に対する熱効率変化の比較を実施した。Table 1に試験エンジン諸元を、Fig. 3にエンジン回転2000 rpm、図示平均有効圧力(IMEP)520 kPa, MBT, EGR率20%における熱効率確認結果を示す。ピストン頭部形状は各圧縮比とS/Bごとに3Dモデルによる燃焼速度計算をおこない、燃焼速度がもっとも早くなる形状を選定し試験を実施した。なお、以降の単気筒エンジンでの試験結果における正味熱効率の値はL4エンジン相当のメカニカルフリクションと想定される過給器のポンピング損失計算値を利用し算出した。S/B1.2においては圧縮比15までは熱効率が向上するものの圧縮比17では熱効率の低下がみられる。これに対し、S/B1.5では圧縮比18まで熱効率の向上が得られた。高圧縮比での熱効率の低下の主な要因は等容度の低下である。Fig. 4にエンジン回転数2000 rpm, IMEP 520 kPa, MBT, EGR率20%でのS/B1.5における圧縮比15から20の質量燃焼割合(MBF)の計測結果を示す。圧縮比20にて急激に燃焼速度の低下が発生していることがわかる。特に燃焼後半の影響が大きく、これはFig. 5の模式図で示すように燃焼室の扁平化によりボア端近傍の局所的なSurface/Volume比(S/V)が大きくなり、火炎の伝播が阻

Table 1 Test engine specifications

Engine type	DOHC 4-valve single cylinder	
Bore (mm)	φ 81	
Stroke (mm)	96.9	121.5
S/B	1.2	1.5
Compression ratio	13.5, 15.0, 17.0, 18.0, 20.0	
Displacement (cm ³)	499	626
Intake port	Filling port	
Air supply	Supercharged	
EGR system	Low-pressure loop-cooled EGR	
Fuel supply	Port injection	



(a) Brake thermal efficiency



(b) Degree of constant volume

Fig. 3 Comparison of influence of compression ratio on brake thermal efficiency and degree of constant volume for different S/B

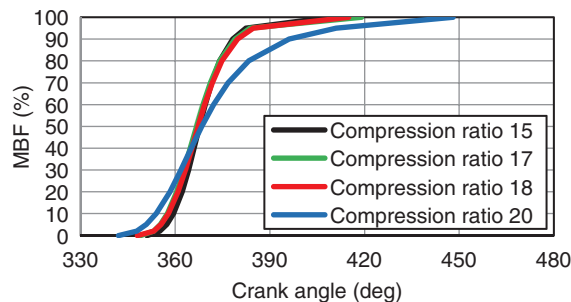


Fig. 4 Comparison of MBF for different compression ratios at S/B 1.5, engine speed 2000 rpm, IMEP 520 kPa, ignition timing MBT, and EGR ratio 20%

害されるためと考えられる。S/B を大きくとることで同一圧縮比における燃焼室の高さが確保でき、この弊害を抑制しつつ高圧縮比化が可能となる。

Fig. 6 に S/B と圧縮比に対し、Top Dead Center (TDC) における燃焼室容積 V_1 をボア断面積 A で割った燃焼室平均有効高さ H を示す。Fig. 6 中の白抜きのプロットは試験において未燃 HC の増加もしくは燃焼速度の低下が確認されなかったもっとも圧縮比の高いエンジン諸元を示す。燃焼室平均高さ H が 7 mm を下回ると急激に燃焼速度の低下や未燃 HC の増加が生じることがわかる。この結果より、目標とする圧縮比 17 において H を 7 mm 以上確保し良好な燃焼を得るためには S/B1.4 以上が必要であると判断した。

3.1.2. 冷却損失低減効果

ロングストローク化は圧縮比 17 の成立に必要なだけでなく、それだけで S/V の縮小による冷却損失の低減効果が期待できる⁽³⁾。実際に S/B が熱効率へ及ぼす影響を確認するために Table 1 に示したエンジンに改良を加え ϕ 81

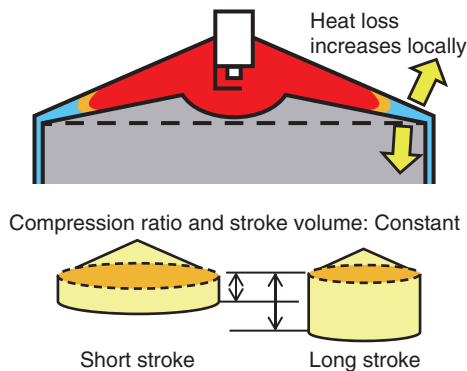


Fig. 5 Diagram of increase in local heat loss in flat combustion chamber and comparison of combustion chamber height for different S/B

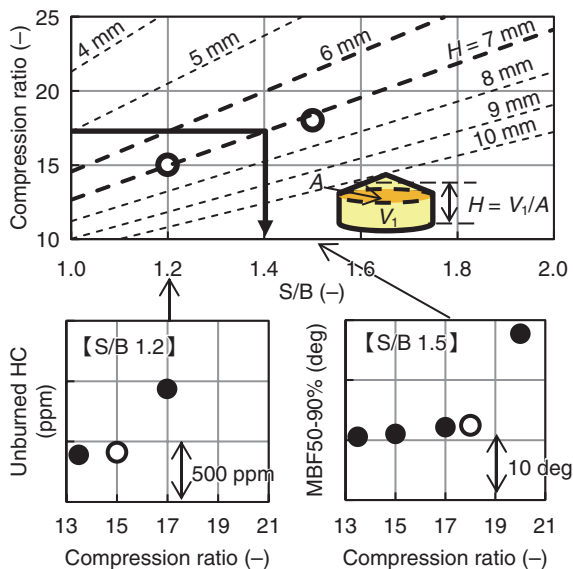


Fig. 6 Average combustion chamber height at TDC for different S/B and compression ratios

ボアおよび圧縮比 13.5 固定の条件にて S/B1.2 から 2.0 までの熱効率測定を実施した。Fig. 7 にエンジン回転数 2000 rpm, IMEP 720 kPa での試験結果を示す。S/B1.2 から 1.5 までは正味熱効率が向上し、S/B1.5 以降で低下する傾向となった。これは S/B1.5 以上でピストン速度増加によるフリクション平均有効圧力 (FMEP) とポンピング平均有効圧力 (PMEP) の増加が冷却損失低減効果を上まわるためである。冷却損失低減効果の減少はピストン速度増加による筒内流動の強化によりシリンダ壁面の熱伝達係数が大きくなるためと考えられる。冷却損失とフリクションのバランスにより S/B1.5 が熱効率の最大値となる。

ここまでは ϕ 81 ボア固定での検討であるが、排気量が固定されボアが変化する場合などの最適 S/B を推定するために、 ϕ 73 ボア単気筒エンジンを製作し、 ϕ 81 ボアと同じ試験を実施した。 ϕ 81 と ϕ 73 ボアエンジンの試験結果より S/V に対する冷却損失変化、S/B に対する筒内流動強化による燃焼速度変化の傾向を導き、FMEP についてはボアおよびストロークの変化を加味し算出することで、行程容積および S/B に対する L4 エンジン相当の正味熱効率を推定した。Fig. 8 にエンジン回転数 2000 rpm, EGR20% での最高正味熱効率の推定結果を示す。Fig. 8 中の白抜きのプロットは実際に試験をおこなった諸元である。ボア、排気量が変化した場合においても S/B1.5 前後にて熱効率が高くなる傾向は変わらないと推定される。

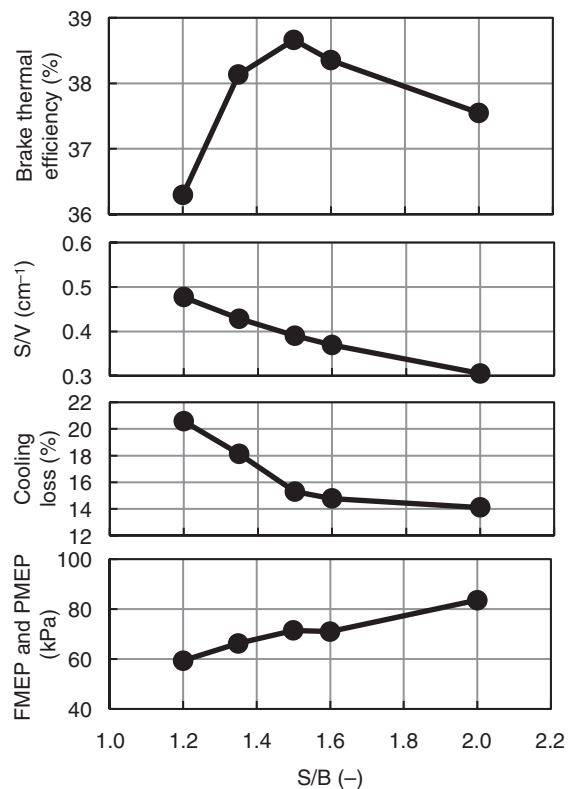


Fig. 7 Effect of S/B on thermal efficiency, cooling loss and friction

以上のことより前項で述べた圧縮比 17 に必要な S/B を満足しつつ熱効率をもっとも高くなる最適 S/B として 1.5 を選択することとした。

3.2. 吸気弁遅閉じアトキンソンサイクル

高圧縮比化のもう一つの大きな課題であるノッキングに対しては、機械圧縮比 (= 膨張比) をそのままに吸気弁の閉弁時期を遅角することで実効圧縮比を低下させて対応した。Table 1 に示した S/B1.5 のエンジンを用い、機械圧縮比 17 において吸気弁閉弁時期を変化させた場合の熱効率

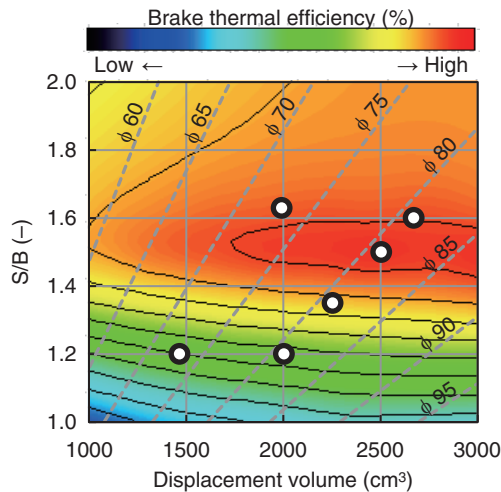


Fig. 8 Engine displacement and S/B in relation to maximum brake thermal efficiency

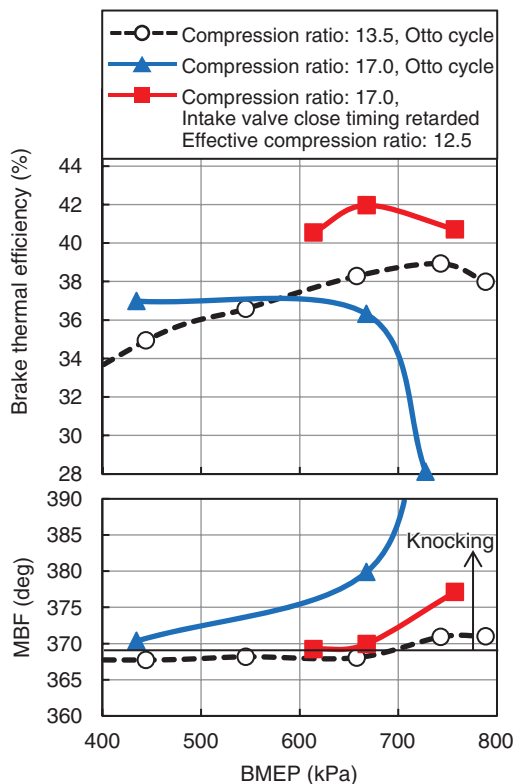


Fig. 9 Effect of effective compression ratio on brake thermal efficiency and knocking

と圧縮比 17 のオットーサイクルで運転した場合の熱効率を比較した。Fig. 9 にエンジン回転数 2000 rpm, EGR 率 20% における正味平均有効圧力 (BMEP) ごとの正味熱効率の測定結果を示す。実効圧縮比を低下させることで膨張比 17 として、圧縮比 13.5 オットーサイクルに近い負荷まで MBT 運転が可能となり最大熱効率を向上させることができた。

Fig. 10 に膨張比 17 で実効圧縮比を変化させた場合とオットーサイクルの理論熱効率を示す。試験結果にてもっとも熱効率の向上が得られた膨張比 17, 実効圧縮比 12.5 の理論熱効率は圧縮比 16.5 のオットーサイクルと同等の理論熱効率であり、ノッキングレベルを圧縮比 13.5 同等としつつ圧縮比 16.5 同等の理論熱効率を得ることができた。

3.3. 直噴技術

高圧縮比化を成立させるためには、燃料の気化潜熱を利用したノッキング改善効果が有効であると考え、5 章に示す最終仕様には直噴を採用している。Fig. 11 にエンジン回転数 2000 rpm, IMEP 810 kPa におけるインジェクションタイミングとノッキング、未燃損失、Indicated specific fuel consumption (ISFC) および 3D モデルを用いて算出したピストンおよびシリンダスリーブへの燃料付着量を示す。直噴化での課題は吸気の流れが高くなるタイミングで燃料を噴射することで燃料の霧化が促進されノッキング点火時期が進角するが、ノッキングの抑制を最大限に得られる燃料噴射時期を採用した場合、未燃損失の増加が生じ結果的に熱効率向上が得られないことである。未燃損失の主な要因は壁面への付着である。ノッキングが改善する噴射時期において、付着している箇所はシリンダスリーブである。シリンダスリーブへの付着量を低減するために燃料噴霧を下方へ向ける最適化をおこない、ノッキング改善効果が最大となる燃料噴射時期と壁面付着最小となる燃料噴射時期を近づけることで直噴効果を可能な限り大きくとる設定とした。

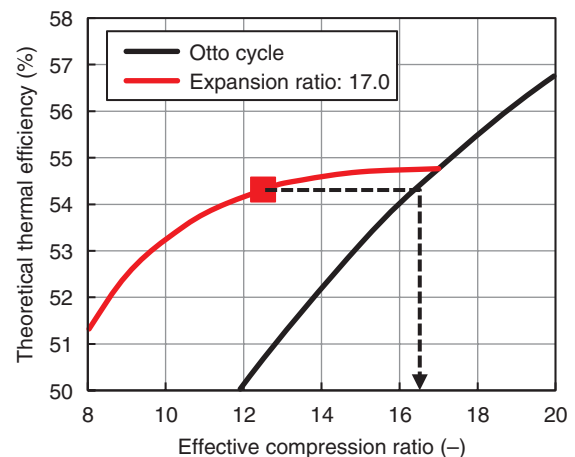


Fig. 10 Comparison of theoretical thermal efficiency

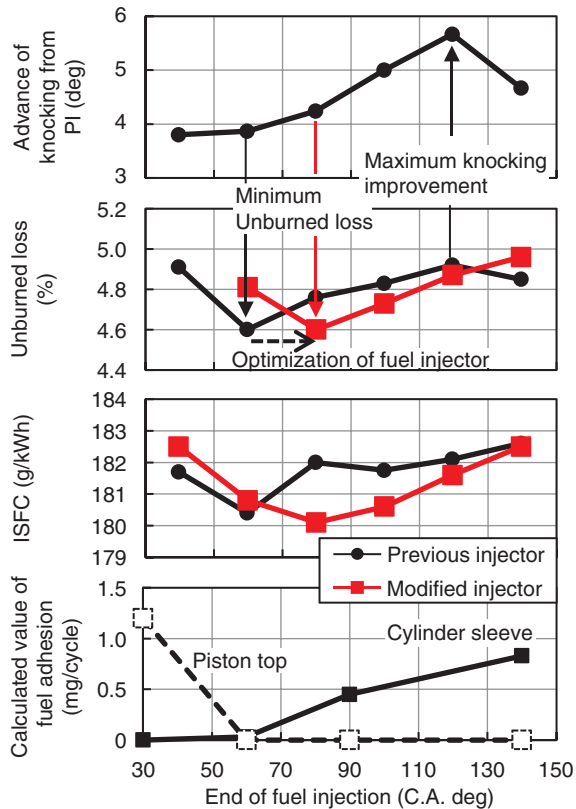


Fig. 11 Effect of fuel injection timing on knocking, unburned loss and ISFC, and calculated value of fuel adhesion

4. 高 EGR 運転

冷却損失低減とノッキングを抑制し高圧縮比での MBT 運転を実現するために外部 EGR 率 30% 以上での安定した運転を目指すこととしたが、高 EGR 運転をおこなう場合の主な課題は、火炎伝播速度の低下と着火性能の低下である。火炎伝播速度の低下に対しては、吸気ポート形状の選定による筒内流動の強化で対応し、着火性能の低下については燃焼室形状の選定による初期火炎成長阻害要因の排除と筒内流動渦中心位置調整および高エネルギー点火により

対応した。火炎伝播速度と着火性能の対策のどちらか一方が欠けても EGR 率を増加させつつ安定した運転をすることはできないため、両面での対策が必要である。

4.1. 筒内流動強化

高 EGR 環境下において火炎伝播速度確保のために必要な筒内乱流エネルギーを高めるためにはタンブル比を向上させる手法が多く用いられる。タンブル比を向上させるために用いられる主な手法は吸気ポートを絞る対応であり、基本的には流量係数とトレードオフの関係にある。流量係数の低下は過給機への負担が増し、ポンピングロス増加となつて結果的に熱効率の低下につながる。また、タンブル比を向上させても必ずしも筒内乱流エネルギーが高くなるわけではない。Fig. 12 にそれぞれ異なる吸気ポート形状でのタンブル比と乱流エネルギーの計算値を示す。同一タンブル比においても乱流エネルギーは大きくばらつていることがわかる。よってタンブル比の増加は最小限に抑えつつ効率よく乱流エネルギーを得ることが重要になる。

Fig. 12 に示した A と B の仕様において筒内の非定常における流速分布を計算し、吸気行程における 5 m/s の等値面を表現したものを Fig. 13 に示す。等値面を渦中心軸とすると、乱流エネルギーが高い A の仕様は渦中心軸が比較

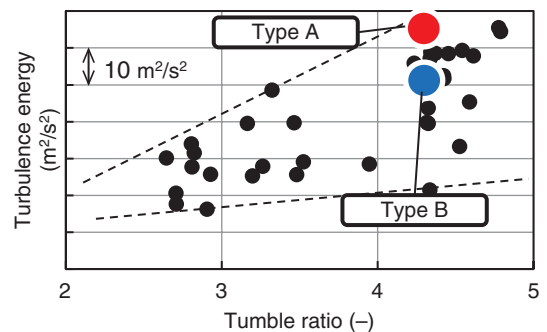


Fig. 12 Calculation results for tumble ratio and turbulence energy for different intake port shapes

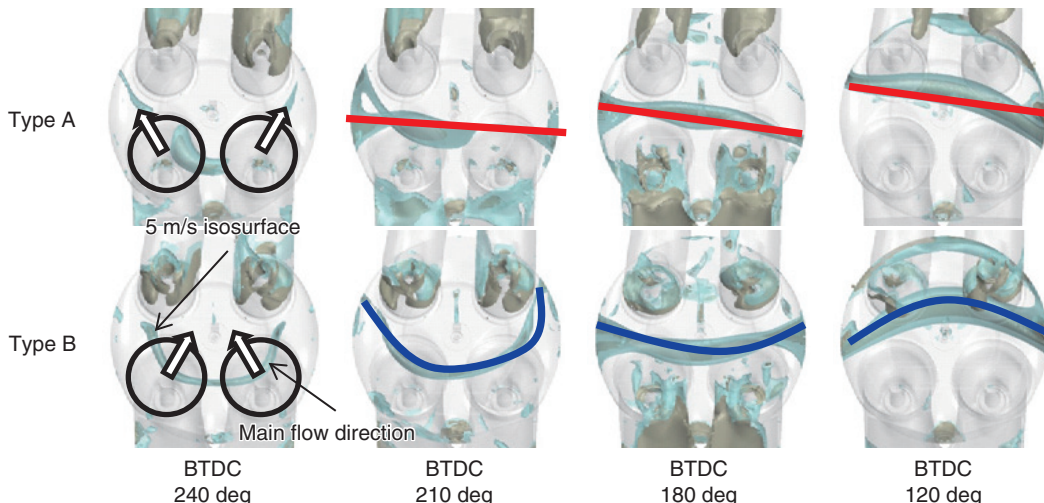


Fig. 13 Comparison of vortical center axes resulting from direction of intake flow

的安定しているのに対し、B の仕様は吸気行程中に渦中心軸が大きくうねっている。この渦中心軸のうねりがエネルギーの損失となり乱流エネルギーが低下すると考えられる。このうねりの要因として吸気バルブからの吸気的主流の向きに着目した。A の仕様は吸気的主流がボア外側へ向かい、B の仕様は内側へ向いている。この主流の向きを定量的に表現するために Fig. 14 に示すようなフローバランスを定義した⁽⁴⁾。フローバランスは正の値でボア外側へ主流が向き、負の値で内側を向くことを示す。

Fig. 15 に同一タンブル比の条件のもと、フローバランスを変化させた場合の乱流エネルギーの計算値を示す。もっとも乱流エネルギーが高くなるのはフローバランス 0 から 2 の範囲である。この範囲のフローバランスとなる吸気ポート形状を 3D モデルによる計算にて選定し量産エンジンの 1.7 倍のタンブル比で、かつフローバランスが 0 から 2 の範囲となる吸気ポート形状を最終仕様へ反映した。

4.2. 着火性低下の対策

高 EGR 環境下では層流燃焼速度の低下により初期火炎が成長しづらいうえに、燃焼期間短縮のために強化された筒内流動により点火プラグの火花が吹き消され着火性が低下する。ここでは初期火炎の成長を促進するための燃焼室

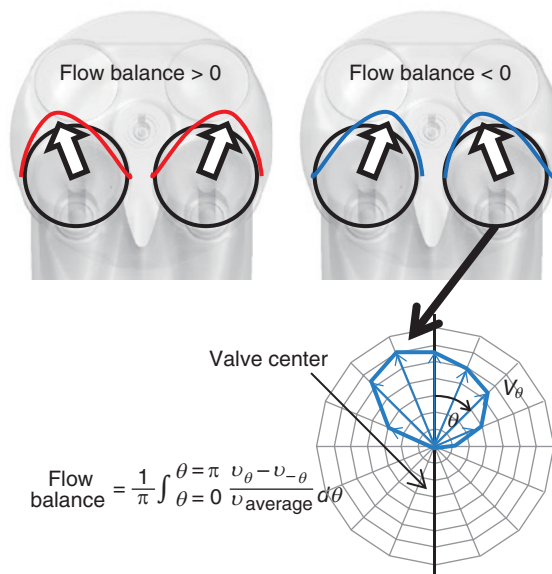


Fig. 14 Definition of flow balance

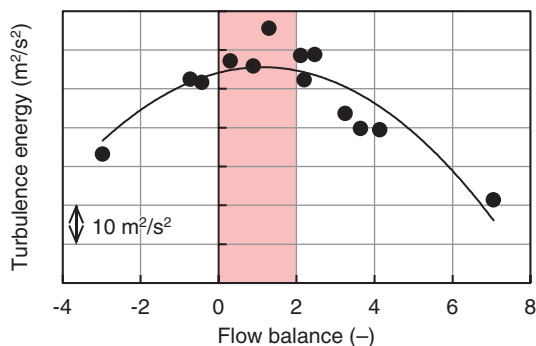


Fig. 15 Turbulence energy for different flow balances

形状と流動による吹き消えを防ぐための点火エネルギー強化について述べる。

4.2.1. 燃焼室形状での着火性確保

高 EGR 環境下にて生じた初期火炎はピストンもしくはシリンダヘッドなどの壁に接することにより熱を奪われ消炎もしくは伝播速度の低下を招く。これを防ぐためにはプラグ周囲に十分な容積を確保することが重要となる。Fig. 16 にピストン頭部形状によりプラグ周辺の容積を変化させた場合のエンジン回転数 2000 rpm, IMEP 810 kPa における燃焼安定限界 EGR 率の試験結果を示す。点火プラグとピストン間の距離を示すために、TDC にてプラグ電極を中心とした仮想球体がはじめてピストンもしくはシリンダヘッドに接触するときの体積 V_1 と燃焼室全体の容積 V の割合 (V_1/V) を用いた。

V_1/V が大きくなるにつれ燃焼安定限界 EGR 率が向上し、2% 以上で横ばいとなる。 V_1/V が小さいと初期火炎が早い段階でピストン頭部もしくは燃焼室壁面に接触し、熱が奪われることで燃焼速度が低下する。あるいは消炎が生じ燃焼安定限界 EGR 率が低下する。ある程度初期火炎が成長してしまうと着火性ではなく主燃焼の安定性が支配的となり、燃焼安定限界 EGR 率を決定する領域となる。 V_1/V を 2% 以上確保することで着火性を確保し初期火炎の成長を妨げないことが高 EGR 運転においては重要となる。量産エンジンレベルの S/B1.2 において圧縮比 17 のような高圧縮比と V_1/V の 2% 以上の確保を両立するためにはピストン頭部形状を凸形状とする必要があり、熱損失、火炎伝播の観点において好ましい形状ではない。これに対し S/B1.5 にすることで燃焼室の高さ方向に余裕が生まれ V_1/V を 2% 以上確保しつつピストン形状を浅皿形状とすることが可能になり、着火性と良好な燃焼が両立可能となる。この観点においてもロングストロークの有効性が生じる。Fig. 17 に圧縮比 17 にて V_1/V を 2% 確保した場合の S/B1.2 と S/B1.5 の燃焼室形状を示す。

4.2.2. 筒内流動渦中心位置の調整

確実な着火をおこない初期火炎を形成するためには筒内流動の渦中心の位置も重要になる。点火プラグ電極位置と

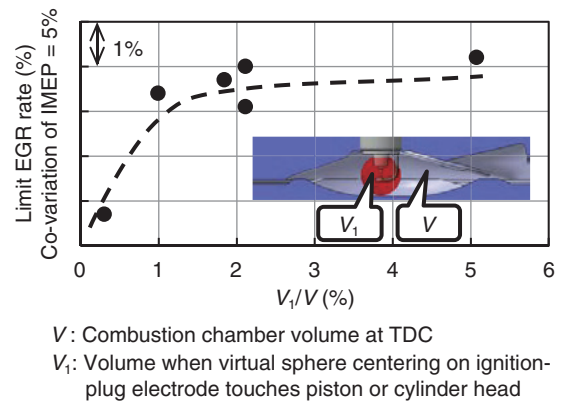


Fig. 16 Effect of V_1/V on EGR rate (Co-variation of IMEP: 5%)

筒内流動の渦中心位置が離れていると筒内流動に流され点火火花が切れやすくなり着火性能が低下する。また初期火炎が形成できたとしても流動に流され燃焼室内の一方に火炎が偏り、燃焼期間の延長が生じる。これを防ぐためには点火プラグ位置と渦中心位置を合わせる必要がある。この渦中心の位置を調整するためにピストン頭部形状を浅皿形状とした。Fig. 18 にフラット形状と浅皿形状ピストンにおける筒内流動計算結果を示す。点火時期近傍において浅皿形状により渦中心がボア中心に追い込まれ、点火プラグと渦中心の位置を合わせることができた。

燃焼室形状については、以上の要素に加えてピストントップランド高さの縮小およびスキッシュハイトの低減などによる未燃 HC 低減、および燃焼速度向上を実施し 5 章に示す最終仕様に反映した⁽⁵⁾。

4.2.3. 高エネルギー点火

点火プラグ周囲の容積を十分に確保し、渦中心位置を最適化したとしても高 EGR 率環境下の混合気に着火し初期火炎を形成するためには点火エネルギーの強化が重要となる。高エネルギー点火として今回は多重放電による点火強化をおこなった。ここまで述べてきた量産エンジン比 1.7 倍のタンプル比となる高流動化と火炎の伝播を妨げない燃焼室形状を反映した単気筒エンジンにて投入点火エネルギーを変化させ、燃焼安定限界の EGR 率がどのように変化するかの試験を実施した。投入エネルギーは単位時間あたりのエネルギーを一定とし、供給時間により調整した。結果を Fig. 19 に示す。投入エネルギーを増加することにより燃焼安定限界 EGR 率は向上し、1500 mJ 以上で横ばいとなる。1500 mJ 以上の領域では着火性ではなく、筒内流動が不足し主燃焼期間がばらつくことにより IMEP 変動率が増加し限界 EGR 率が決まる領域に入ったと考える。さらに限界 EGR 率を向上させるには筒内流動のさらなる

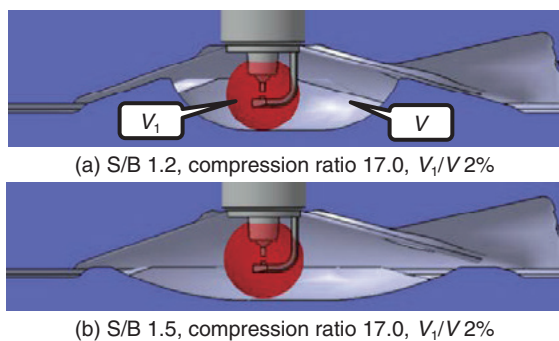


Fig. 17 Comparison of combustion chamber configuration for S/B 1.2 and 1.5

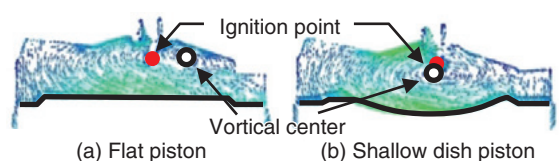


Fig. 18 Influence of piston shape on vortical center

強化が要求される。また、投入点火エネルギーが増加するほど、消費電力が大きくなり効率低下の要素となるため、最終的には目標の EGR 率 30% 以上で着火可能とし、かつ燃費影響を最小限に抑えるため 450 mJ の設定を採用した。

以上の高流動化、燃焼室形状および高エネルギー点火といった高 EGR 率運転への取組みを単気筒エンジンに投入し効果確認を実施した。エンジン回転数 2000 rpm, IMEP 810 kPa における試験結果を Fig. 20 に示す。外部 EGR 率 30% 以上の領域においても安定した運転が可能となり、高 EGR 化による冷却損失低減およびノッキング抑制効果により正味熱効率が向上することが確認できた。

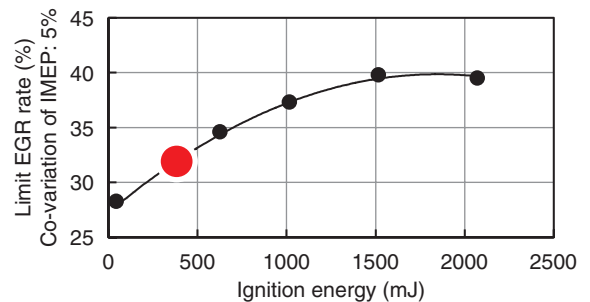


Fig. 19 Influence of ignition energy on EGR rate (Co-variation of IMEP: 5%)

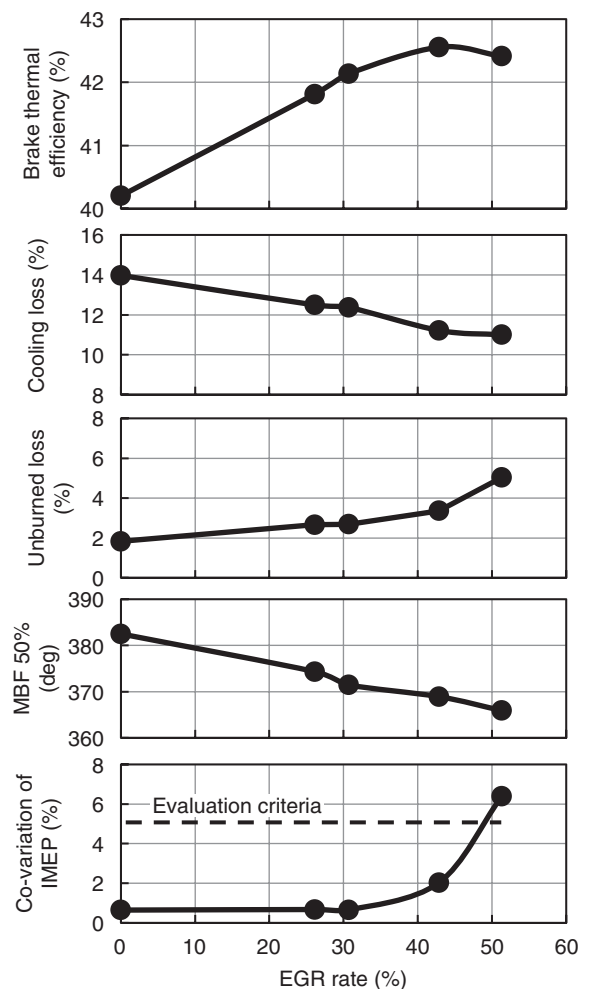


Fig. 20 Change in thermal efficiency due to increased EGR rate

5. 達成熱効率

ここまで述べてきた基本骨格、ノッキング対策技術、筒内流動増加技術および着火性向上技術をすべて適用した単気筒エンジンを製作し、最終達成値を確認した。最終仕様のエンジン諸元を Table 2 に、熱効率確認結果を Fig. 21 に示す。ロングストロークによる基本骨格ポテンシャルの引き上げ、高圧縮比化による理論熱効率向上、吸気ポート、燃焼室形状による筒内流動強化、高エネルギー点火の採用および直噴技術を採用し、正味熱効率 45.2% を達成した。

Table 2 Final test engine specifications

Engine type	DOHC 4-valve single cylinder
Bore (mm) × Stroke (mm)	φ81 × 121.6 S/B 1.5
Compression ratio (–)	12.5
Expansion ratio (–)	17.0
Displacement (cm ³)	627
Intake port	Tumble port
Air supply	Supercharged
EGR system	Low-pressure loop-cooled EGR
Fuel supply	DI
Piston shape	Shallow dish
Ignition energy (mJ)	450

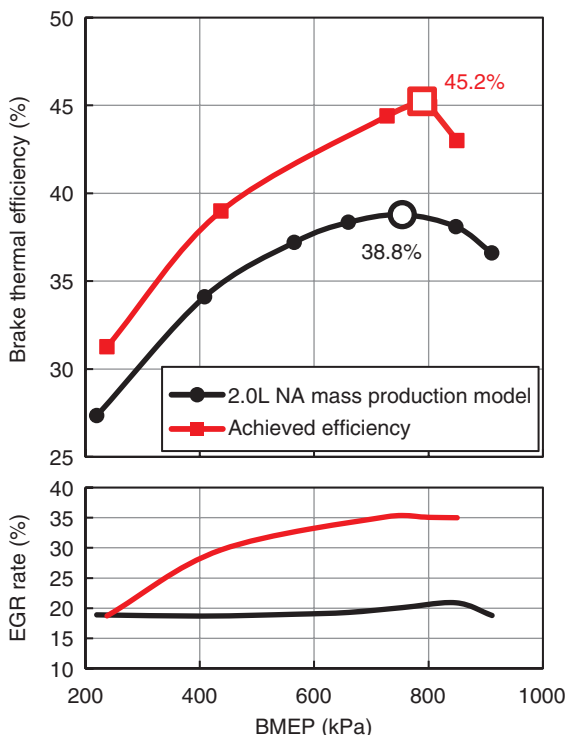


Fig. 21 Achieved brake thermal efficiency at engine speed of 2000 rpm

6. まとめ

理論空燃比、91 オクタンレギュラガソリンにて機械圧縮比 17, EGR 率 35% での MBT 運転を実現し、正味熱効率 45.2% を達成した。

S/B1.5 のロングストロークによる形状自由度を利用した燃焼室形状の選定および吸気バルブタイミング遅閉じアトキンソンサイクルによるノッキング点火時期の進角により、機械圧縮比 17 の高圧縮比においても燃焼緩慢化を抑制しつつ、圧縮比 13.5 オットーサイクル同等負荷までの MBT 運転を実現した。

高 EGR 率運転においては吸気抵抗と乱流エネルギー強化を両立する吸気ポート形状の選定、プラグ周辺容積確保と流動を最適化する燃焼室形状および 450 mJ の高エネルギー点火により EGR 率 30% 以上での安定した運転を実現した。

7. あとがき

6 章に示した達成熱効率は、単気筒エンジンでの確認であるが自動車用多気筒エンジンとして実用化するにはまだ多くの課題が存在する。

主な課題はロングストローク化におけるエンジン高の増加、高 EGR 率運転においては Low Pressure Loop cooled EGR (LPL-EGR) システムを成立させるための凝縮水対応と EGR 応答性が大きな課題である。さらに高膨張比および高 EGR 率運転により低下した排気エネルギーに対応し、熱効率向上に要求される過給器効率と最高出力向上に要求される流量レンジを両立する過給システムの開発も必要である。今回取り組んできた技術を自動車用ガソリンエンジンとして実現化するためには、これらを早急に解決する必要がある、今後取り組むべき重要な項目であると考えます。

参考文献

- (1) 能川真一郎, 中田浩一, 神田睦美: 過給リーンバーンエンジンによる熱効率向上, 第 21 回内燃機関シンポジウム, p.533-538 (2010)
- (2) 廣瀬一郎, 工藤秀俊, 木原龍博, 山川正尚, 人見光夫: SKYACTIV-G 2.0L 新型ガソリンエンジンの紹介, 第 22 回内燃機関シンポジウム, p.37-42 (2011)
- (3) 木村圭祐, 佐々木啓介, 小川英之, 佐藤裕紀, 佐古孝弘: ロングストローク化による火花点火ガソリンエンジンの性能改善, 第 20 回内燃機関シンポジウム, p.325-330 (2009)
- (4) 山田健人, 高橋真嘉, 池谷健一郎, 竹形徳之: 燃焼期間短縮をねらった吸気的设计, Honda R&D Technical

Review, Vol.27, No 2, p.67-75

- (5) 高沢正信, 佐々川知明, 大田篤志, 竹形徳之, 山田
健人: 高効率ストイキ燃焼ガソリンエンジンにおけ
る燃焼室形状の最適化研究, Honda R&D Technical
Review, Vol.27, No 2, p.57-66

■ 著 者 ■



田岸龍太郎



池谷健一郎



高沢正信



山田健人

高熱効率ガソリンエンジンの進化としての ダウンサイジング

Downsizing as Evolution of High Thermal Efficiency Gasoline Engine

高 橋 の ぶ*

Nobu TAKAHASHI

要 旨

高熱効率エンジンの進化としてダウンサイジングを実現するために、比出力の向上を検討した。

ダウンサイジングエンジンに要求される比出力と、熱効率の基本となる高圧縮比（高膨張比）を両立させるためには、高回転域での高いノッキング耐性が必要である。高出力化の課題は、バルブタイミングによる実効圧縮比低減効果が、高回転域で十分に得られないことであった。吸気系を改良することで、実効圧縮比低減が可能となり、ノッキング改善によって比出力は向上したが、自然吸気エンジン相当が限界であった。高熱効率とダウンサイジングとは相反する技術であり、さらなる比出力向上には、機械圧縮比そのものを下げる必要性が明らかとなった。

ダウンサイジングは小排気量化による燃費向上技術であると同時に、軽量コンパクト化によって動力性能向上が期待できる。その意味で、高熱効率ガソリンエンジンの進化は、比出力向上によってダウンサイジングをおこなう方向性が有要であり、その実現に向けては、可変圧縮比機構などの抜本的な技術を構築し適用することが必要である。

ABSTRACT

In order to achieve downsizing as an evolution in the high thermal efficiency engine, the possibilities of increasing specific power were examined.

In order to achieve a balance between the specific power that is required for downsizing the engine and the high compression ratio (high expansion ratio) that is the basis for thermal efficiency, high knock resistance in the high engine speed range is necessary. The issue in realizing high power was that sufficient reduction in effective compression ratio through valve timing could not be obtained in the high engine speed range. It became possible to reduce the effective compression ratio by enhancing the intake system, and an increase in specific power was obtained by knock enhancement, but the increase was limited to the equivalent of a naturally aspirated engine. Raising thermal efficiency and downsizing are mutually contradictory techniques, and it became clear that any further increase in specific power would necessitate lowering the mechanical compression ratio itself.

At the same time that downsizing is a technique for improving fuel economy by reducing the displacement, it can also be expected to heighten dynamic performance by achieving lighter weight and greater compactness. In that sense, the approach of downsizing by increasing specific power is crucial for achieving evolution of the high thermal efficiency gasoline engine. In order to achieve this, it will be necessary to build and apply variable compression ratio mechanisms and other such radical technology.

1. ま え が き

内燃機関搭載車両の数は、2040 年まで増加するとの予測がなされており⁽¹⁾、車両電動化が進む今後においても、内燃機関の進化が重要である (Fig. 1)。

車両電動化の社会的な意義は CO₂ 排出量の低減である。したがって、それを支える内燃機関に課せられた課題も CO₂ 排出量の低減、すなわち総合的な熱効率向上である。

エンジンは燃料のエネルギーを動力に変換する機械であり、その変換効率、つまり熱効率が高いほど優れた機械と

いえる。一方、車両を構成する一デバイスとして考えるならば、搭載性や重量バランスの観点から、軽量コンパクトであることが求められる。つまり、いかに高い熱効率のエンジンであっても、搭載における課題を有し、適用できる車両が限定的になってしまうと、環境負荷抑制への貢献も多く望めない。

自動車は単なる移動手段ではなく、自ら運転する FUN の要素を持ち合わせているところが、公共交通機関と異なるところであり、環境負荷を抑えつつお客様に FUN を提供できる車づくりをすることも重要である。エンジンの軽

*四輪 R&D センター

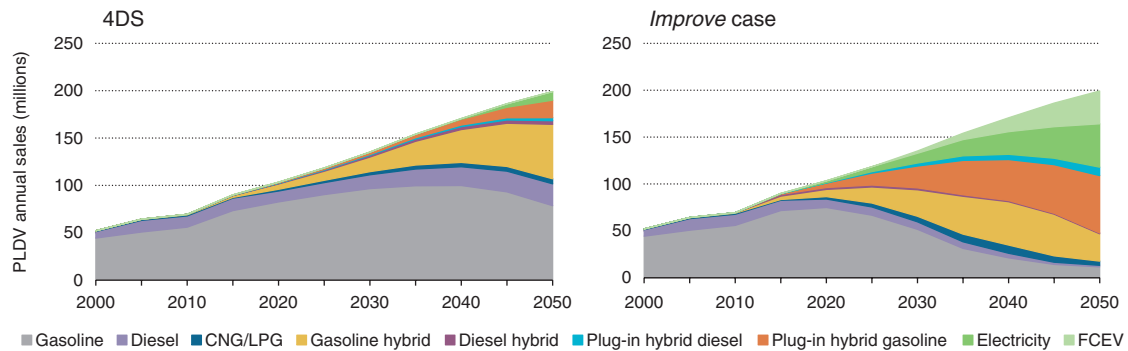


Fig. 1 Global portfolio of technologies for passenger LDVs, (4DS: 4°C scenario, Improve case: Technology improvements that lowers GHG emissions)

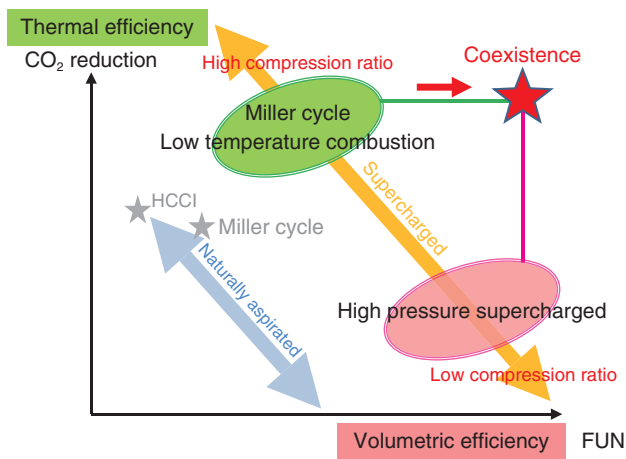


Fig. 2 Coexistence of thermal efficiency and volumetric efficiency

量コンパクト化は結果的に車両の軽量化、動力性能の向上につながる重要な要素である。

本稿では、環境負荷抑制とFUNの両立を図るためのエンジン技術として、高熱効率とダウンサイジングとの両立 (Fig. 2) に焦点を当て、その課題と解決技術を明らかにする。

2. ダウンサイジングの価値

燃費向上技術としてのダウンサイジング過給⁽²⁾は、ヨーロッパを中心に普及し、今ではスタンダード技術となった。アメリカでは10年近く遅れて導入され、日本でも輸入車を皮切りに導入が加速している。

ダウンサイジング過給は、熱効率を高める技術ではなく、むしろダウンサイジングが進むほど熱効率は下がる。その主な要因は高過給に適合させるための圧縮比低下である。市販エンジンの設定からも、最大正味平均有効圧力 (BMEP) 上昇に伴って圧縮比が低下する傾向がうかがえる (Fig. 3)。このように、燃費と熱効率が必ずしも同義語ではないことには注意を要する。

ダウンサイジングで燃費が向上するメカニズムは、エンジンの運転点が高熱効率領域にシフトすることである。これは走行負荷に対して排気量を適正化 (小排気量化) することで得られるが、出力をリカバリするために過給と組み合わせることが一般的である (Fig. 4)。燃費適正な排気量、概ね 65% 程度のダウンサイジング (2.4 L から 1.5 L に相当) を想定すると、従来自然吸気 (NA) エンジン並みの動力性能を確保するには、最大負荷 2200 kPa レベルの過給が必要である。

ダウンサイジングは、単に排気量ダウンではなく、文字通り、軽量コンパクトなエンジンであることも重要である。エンジンの軽量化はそれを支える車体の軽量化につながり、走行エネルギー低減によって燃費が向上する。さらに、車体の軽量化によって得られた動力性能を生かし、エンジンのさらなる小排気量化、軽量化へとつなげることで、正のスパイラルが生まれる。軽量コンパクトなエンジンは車両重量配分の自由度を広げ、運動性能の向上も期待できる。これらは、車を運転する楽しさ、FUN をもたらす重要な要素である。

一方、今回前提としている熱効率 45% の技術は、実

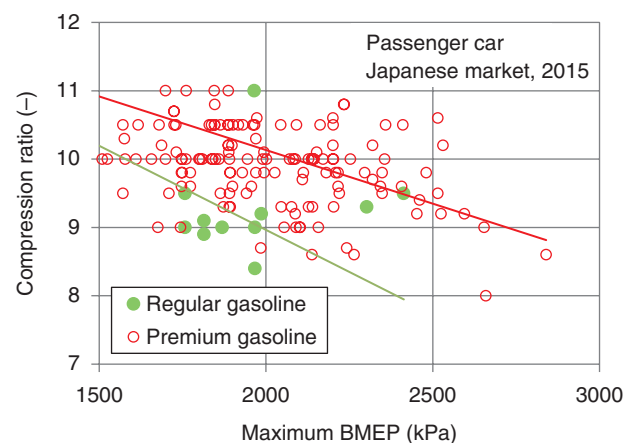


Fig. 3 Tendency of compression ratio to move inversely to BMEP of gasoline engine

効圧縮比低減，すなわち実質の排気量低下を伴い，過給による比出力向上は，排気量低下を補うレベルにとどまる．したがって，動力性を確保するためには，排気量は据え置きとなる．しかし，熱効率改善は全域で得られるため，使用頻度の高い領域と高熱効率領域とが一致しない状況でも，熱効率向上分は直接燃費向上へとつながる (Fig. 5)．

エンジンの運転点と高熱効率領域を一致させることができれば，さらなる燃費向上が期待できる．小排気量化，Hybrid Electric Vehicle (HEV) 適用での運転点集中，リーンバーン等による高熱効率領域の低負荷への拡大が主な手段となるが，その中で小排気量化のみが軽量コンパクトへつながる手段である．

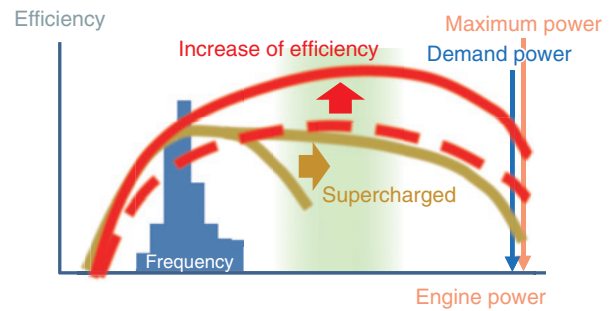


Fig. 5 Fuel economy improvement by increase of thermal efficiency

3. 高熱効率エンジンの特性

ガソリンエンジンの熱効率を向上させるために，さまざまな取組みがなされてきたが，田岸ら⁽³⁾の研究によると，理論空燃比，レギュラガソリンにて正味熱効率 45.2% を達成した主な諸元は以下の通りである．

- (1) 機械圧縮比 17, EGR 率 35%
- (2) ストローク／ボア比 (S/B 比) 1.5
- (3) 筒内乱流エネルギー強化と高エネルギー点火

なお，達成した熱効率は，単シリンダ当たり排気量が 626 cm^3 の結果である．EGR と比べてより比熱比の高いリーンバーンの方が理論効率としては高いが，後処理とノッキングの課題から理論空燃比での効率追求をおこなっている．

以降，本諸元を元に，高熱効率とダウンサイジングの両立の課題について論じる．

3.1. 熱効率向上の要件

熱効率向上を図るためには，理論効率向上と各種損失の低減を組み合わせることが必要であるが，高圧縮比化は理論効率向上の基本となる前提条件である．Fig. 6 に熱効率向上に必要な技術項目の相関図を示す．それぞれの諸元は

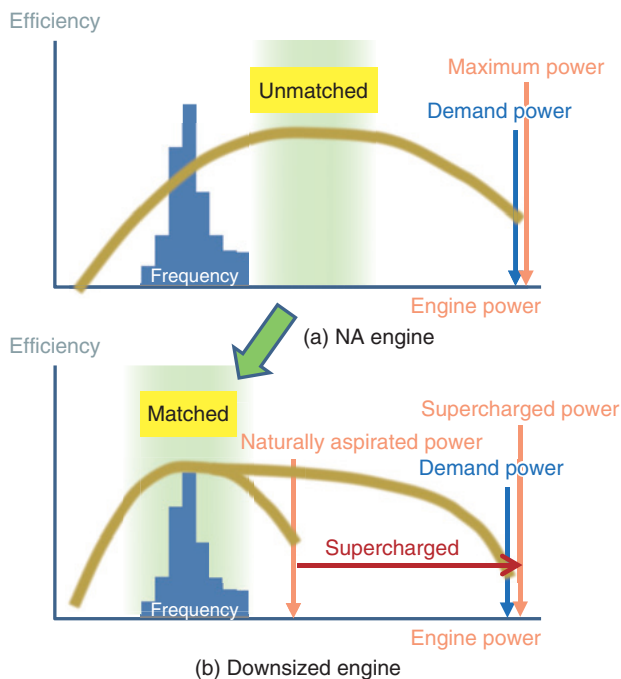


Fig. 4 Fuel economy improvement by downsizing

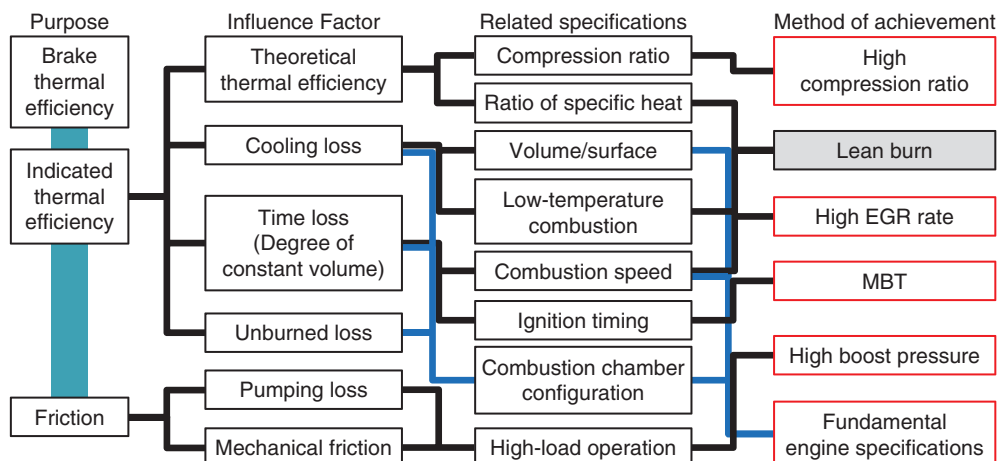


Fig. 6 Analysis of factors influencing brake thermal efficiency

単純な足し算として効率向上に貢献しているのではなく、相互依存の上で成立している。その一例を示す。

排気量と S/B 比を適切に設定することで、燃焼室の表面積／容積比 (S/V 比) の低減による冷却損失改善が得られるが、加えて、高圧縮比下での希釈燃焼を成立させている。高効率の燃焼を成立させるには、火炎伝播を阻害しない燃焼室高さの確保が必要であり、燃焼室が扁平になる高圧縮比ほど要求 S/B 比は大きくなる。圧縮比 17 では S/B 比 1.4 以上が必要である (Fig. 7)。仮に S/B 比 1.2 とした場合、冷却損失が増大するといった単なる効率低下に留まらず、圧縮比 17 での燃焼そのものが成立しない。45% に達するような高熱効率は、すべての諸元を妥協なく設定することで初めて得られる。

過去 10 年間の Honda 量産四輪車ガソリンエンジンの諸元設定において、圧縮比は 8.8 から 13.0、単シリンダ当り排気量は、220 から 610 cm^3 、S/B 比は 1.0 から 1.2 の範囲にある。正味熱効率 45% を達成した圧縮比 17、単シリンダ当り排気量 626 cm^3 、S/B 比 1.5 はその範囲を大きく超えている。Fig. 8 に熱効率に対する S/B 比と排気量の影響を示す。最高熱効率点は、単シリンダ当り排気量 600 から 650 cm^3 、S/B 比 1.5 近辺に存在する。この諸元設定は、45% の熱効率を達成するために必要な条件である。

3.2. 高熱効率エンジンの出力特性

熱効率向上の基本となる高圧縮比化は燃焼速度低下、未燃損失の増大、およびノッキングが大きな課題となる。燃焼に対しては、前述したとおり高 S/B 比設定で対応し、ノッキングに対しては主に EGR 導入と Intake Valve Close (IVC) タイミングの遅角により実効圧縮比を下げ (ミラーサイクル) 圧縮端温度を低下させることで対応し

ている。

EGR 導入と IVC タイミングの遅角によってエンジンの実質的な排気量は低下する。EGR35% 導入に加えて、機械圧縮比 17 を基準に実効圧縮比 12.5 に相当する IVC タイミングの遅角をおこなった場合、実質的な排気量は機械的な排気量の 50% 程度 (EGR 分 $0.65 \times \text{IVC 分 } 0.72 = 0.47$) にまで減少する (Fig. 9)。

正味熱効率 45% は、2000 rpm の BMEP 800 kPa で達成しているが、その時の充填効率 (η_c) は約 60% である。NA エンジンならばスロットリング領域で得られる空気量を確保するために、上記の事由により、20 kPa (ゲージ圧) の過給が必要となっている。

高熱効率エンジンの高 BMEP 化には以下の課題がある。

- (1) 必要空気量を押し込むための過給圧確保
- (2) 空気量増加とノッキング発生点火時期リタードとのトレードオフによる限界

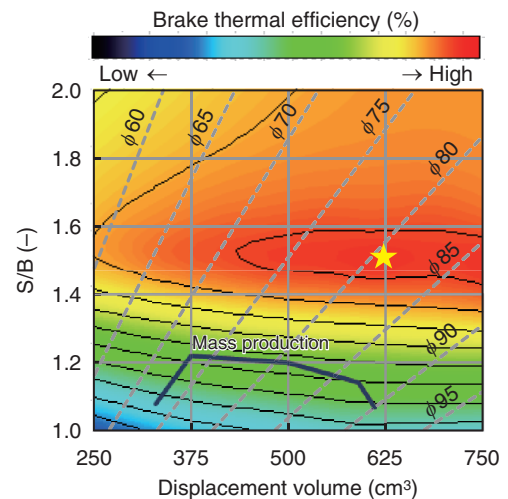


Fig. 8 Engine displacement and S/B in relation to maximum brake thermal efficiency

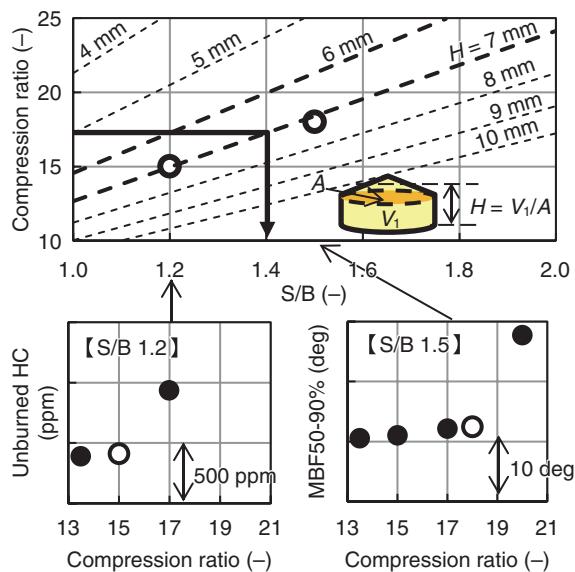


Fig. 7 Average combustion chamber height at TDC for different S/B and compression ratios

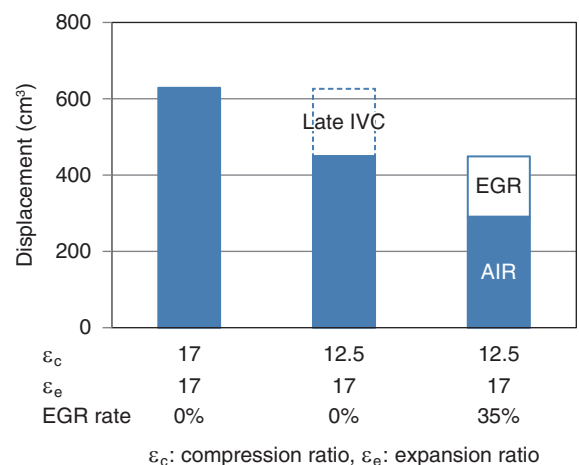


Fig. 9 Reduction of actual displacement by late intake valve close (IVC) timing and exhaust gas recirculation (EGR)

高熱効率エンジンはS/B比が大きいため高回転化に制約がある。そのため同排気量NAエンジンからの置換を想定した場合、動力性能を同等にするための最大負荷要求値はBMEP 1400 kPa程度、最大出力回転数は5000 rpm程度となる。

最大負荷点では、 η_c を確保するためにEGRは導入せず、ノッキング回避はIVCタイミングのみで対応しているが、それでも実質的な排気量は70%程度しかない。2000 rpmで1400 kPaを得るためには η_c 100%が必要であり、それを確保する過給圧は70 kPa(ゲージ圧)と見積もられた。一般的なダウンサイジング過給エンジンでは、BMEP 2000 kPaが出せるレベルの過給圧である。

過給システムは効率の観点でターボチャージャを前提としている。最大出力流量側でターボチャージャサイズを設定したが、一般的な過給エンジンと比べて、高膨張比(機械圧縮比17)により排気エンタルピが低いため、2000 rpmでの過給圧確保が課題となった。排気エンタルピの確保が、高熱効率エンジンでの過給システム成立性の懸案である。

実質の排気量を大きくすれば、同空気量を得るための過給圧は低くなり、さらに最大過給圧も高くできるので(Fig. 10)、要求空気量はIVCタイミングを進角することで得た。IVCタイミングの進角は、実質の排気量とともに実効圧縮比が増大するため、ノッキング発生点火時期のリタードを伴う。そのため熱効率は低下していくが、1400 kPaという目標に対しては、熱効率が下がっても空気量(発熱量)を確保することで達成可能であった(Fig. 11)。低回転域では実質的な過給圧限界がBMEP限界となる。

一方、高回転域ではIVCタイミングを遅角しても、吸気ポート側へ新気を戻す抵抗が大きく、低回転と比べて実効圧縮比が高くなった。Fig. 12にエンジン回転数2000 rpmと5000 rpmの筒内圧を示す。両者のIVCは同じ遅閉じタ

イミングであるが、2000 rpmでは下死点後の圧力上昇が見られず、その間、新気は吸気ポート側へ戻り、実効圧縮比が低下できることが見て取れる。一方、5000 rpmでは吸気バルブが開いているにもかかわらず、下死点から圧縮が始まっている。実効圧縮比が下がらないため、圧縮端温度は900 K程度まで上昇した。均質予混合圧縮着火(HCCI)が成立する温度域まで達しているが、高回転では反応時間が短いために、HCCI燃焼には至らない。ノッキング回避のために点火時期をリタードしていくので、空気量(発熱量)を増加させても熱効率低下と相殺されBMEPは上限を迎えている(Fig. 13)。

ノッキングは燃焼室壁近傍の未燃混合気(エンドガス)が圧縮による圧力温度上昇の影響を受けて着火する現象である。着火遅れ時間は温度、圧力の上昇とともに短くなるため、高温、高圧ほどノッキングが発生しやすい。一般的なレギュラガソリンにおいては負の温度係数(Negative

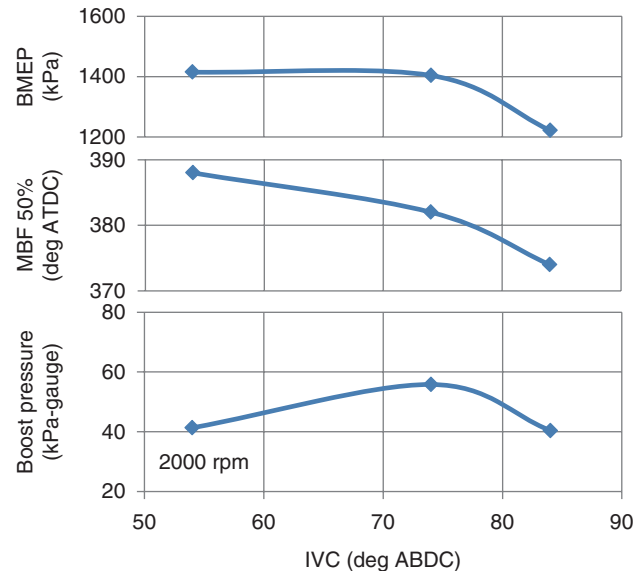


Fig. 11 Influence of effective compression ratio

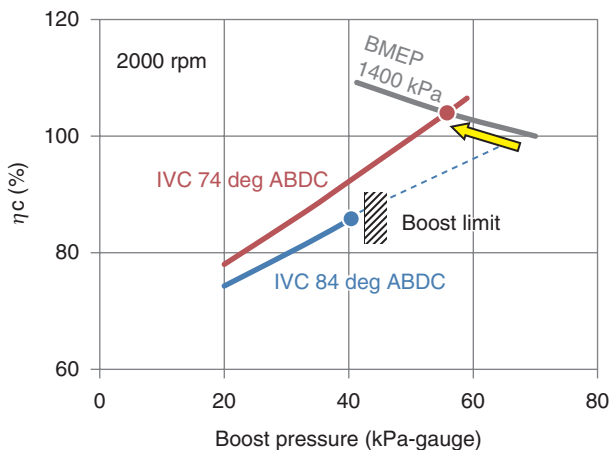


Fig. 10 BMEP limit by air quantity

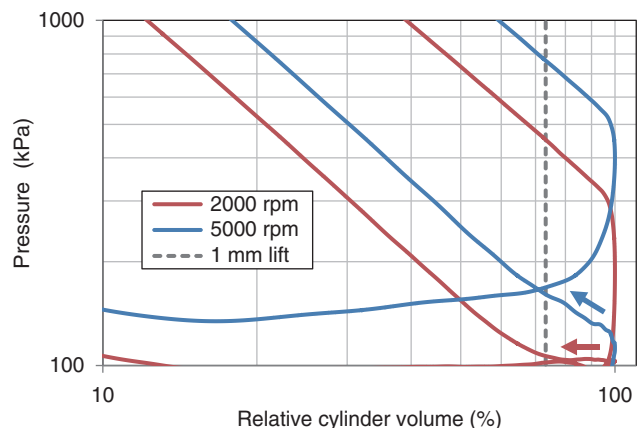


Fig. 12 Effective compression comparison

Temperature Coefficient)を持つ領域、いわゆる NTC 領域があることが知られている。この領域では温度が上昇しても着火遅れ時間は短縮しない (Fig. 14)。通常、着火遅れ時間が長い低温ほどノッキングが発生しにくいのにに対し、この領域では混合気温度を下げてノッキングが改善されないことが示唆される。

実際、圧縮端温度が 900 K に達する 5000 rpm では、燃料直噴やインタクーラを用いた吸気冷却によって 30 K 程度の圧縮端温度低減が実現されてもノッキングの改善は全く得られなかった。△30 K は経験的には 5 deg 程度のノッキング発生点火時期の進角が得られるレベルの変化である。Fig. 15 に圧縮比ごとの圧縮端温度 (計算値) とともに、ノッキングの温度感度を示す。

ピストンによる混合気圧縮過程および燃焼ガスによるエンドガス圧縮過程を通じ、自着火に至るまでの反応過程が、NTC 領域の温度圧力に偏在する場合は、着火遅れ時間に対する温度感度が他領域を通過する場合と比べて低い。今回、燃料直噴等による温度低減が、ノッキング対策として効果を得られなかったのは NTC の影響と推察できる。

高圧縮比は高熱効率の必須条件であるが、高圧縮比下で

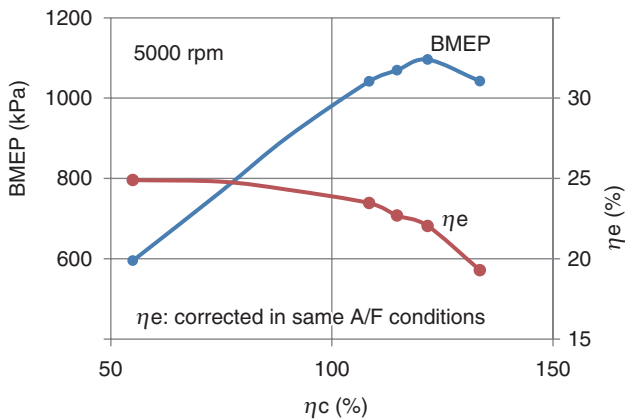


Fig. 13 BMEP limit by reduction of thermal efficiency (η_c : charging efficiency; η_e : brake thermal efficiency)

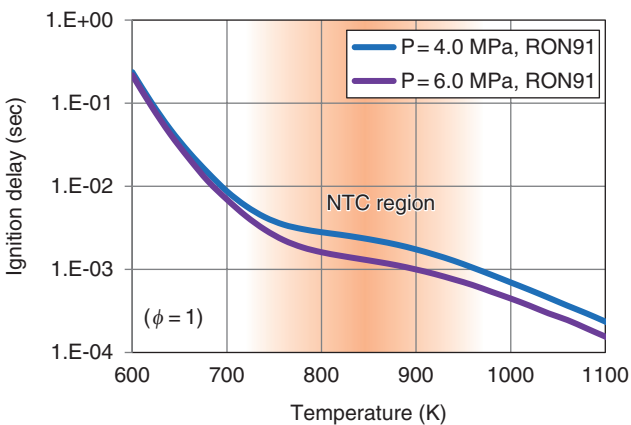


Fig. 14 Negative temperature coefficient (NTC) region of ignition delay

高出力を得ることの難しさは次のように整理できる。

- (1) ノッキング回避手段である IVC 遅閉による実効圧縮比低減が高回転では効果的に働かない。
- (2) その結果、筒内混合気温度が高く、燃料直噴などの冷却効果が充分にあらわれない。

正味熱効率 45% を得た諸元においては、5000 rpm での BMEP は 1100 kPa 程度にとどまり、NA エンジンからの置換に必要な 1400 kPa に及ばなかった。

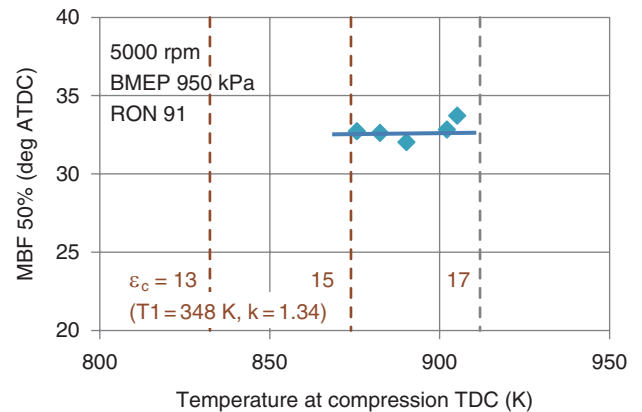


Fig. 15 Temperature sensitivity in knocking

4. 高出力化検討

高熱効率エンジンの既存 NA エンジンからの置換、さらにはダウンサイジングとの両立を図るため、高出力化を阻むノッキングの改善について検討した手段とその効果について述べる。検討に用いたエンジン諸元を Table 1 に示す。

4.1. 過給ミラーサイクルでの出力追求

ノッキングに温度感度が現れていない状況は、各技術がノッキングに効果を持たないかのように錯覚される。しかし、さらなる手段を組み合わせることで、温度感度が現れる領域まで混合気の温度を下げることであれば、ノッキングは改善されるはずである。

ノッキング改善の想定ロジックを Fig. 16 に示す。まず、IVC タイミング遅角による実効圧縮比の低減を得るためには、シリンダからポートへ戻る流れをスムーズにする必要がある。吸気ポートおよび吸気バルブ回りの抵抗を下げた結果、IVC タイミングによる実効圧縮比低減が有効となり、圧縮端温度を下げることでできた (Fig. 17)。吸気抵抗を下げることで過給仕事は低減され、ポンピング平均有効圧力 (PMEP) が改善した。排気圧力が相対的に下がり内部 EGR が減少すれば、混合気温度低下に効果がある。また、吸気抵抗低下は筒内への流入速度を下げるため、各高温部

Table 1 Specifications of test engine

Bore (mm) × Stroke (mm)	φ73 × 109.5, S/B 1.5
Compression ratio (-)	Variable by IVC timing
Expansion ratio (-)	17.0
Engine type	DOHC 4-valve
Number of cylinders	4
Displacement (cm ³)	1833
Intake port	Tumble port
Air supply	Turbo charger
Fuel supply	Direct injection
Gasoline	RON91

位からの熱伝達低下の効果もあったと考えられる。現時点、それぞれの効果代の切り分けはできていないが、いずれも温度低減対策の方向性として整合性がある。ポート選定においては、低回転域での高効率燃焼に要求される高乱流強度に加えて、出力を確保するための流量および混合気温度低減の観点が必要である。

筒内混合気温度が低下し、ノッキング改善が図られた結果、NA エンジンと同等出力となる目標値、5000 rpm での BMEP 1400 kPa を得ることができた (Table 2)。

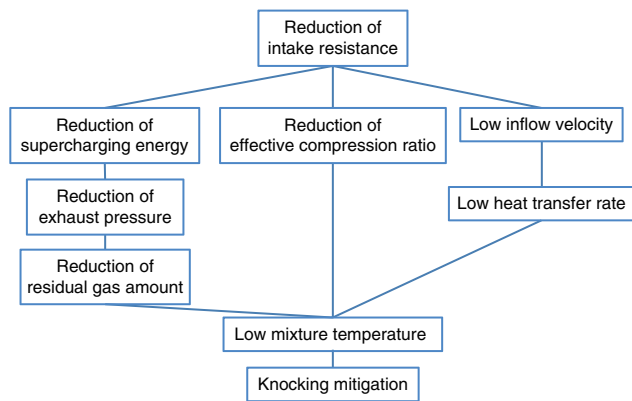


Fig. 16 Knocking mitigation by reduction of intake resistance

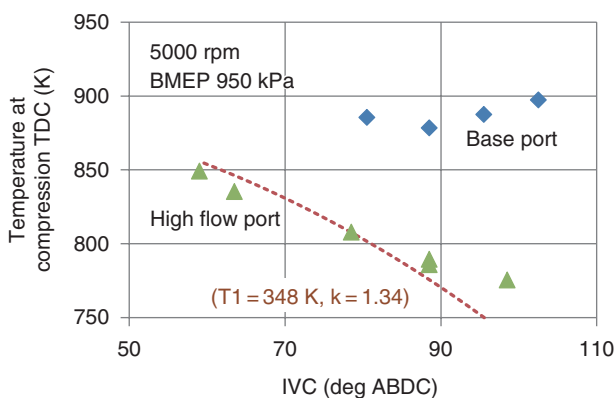


Fig. 17 Relationship between IVC and effective compression ratio

Table 2 Port flow comparison and test result

	Base port	High flow port
Mean effective opening area (cm ²)	3.55	5.04
Intake valve diameter (mm)	φ28	φ29
Temperature at TDC (K), η_c 100%	826	772
Exhaust pressure (kPa), η_c 100%	128	143
MBF 50% (deg), η_c 100%	36.4	33.1
Maximum BMEP (kPa)	1100	1400

4.2. 可変圧縮比

仕様諸元の改良による出力向上は、NA エンジン同等までは確認できた、しかし、エンジンをダウンサイジングできるレベルには至っておらず、さらなる出力向上を得るためには、抜本的なノッキング対策が必要である。

市販車エンジンの最大 BMEP と圧縮比の関係を Fig. 18 に示す。圧縮比 11 で 2000 kPa レベルの BMEP を達成しており、圧縮比をこの程度まで下げれば、エンジンをダウンサイジングできるレベルの BMEP が得られることになる。

高熱効率エンジンでは、実効圧縮比低減効果によって、圧縮比 17 でも 5000 rpm, 1400 kPa が得られている。同様の吸気バルブ遅閉じを用いて、市販車より高い圧縮比で市販車同等の BMEP を実現できる可能性がある。また、高 S/B 比の効果で得られた熱効率分の BMEP 向上も見込める。高熱効率エンジン仕様では、BMEP 2200 kPa の圧縮比を 11 より高く設定できる可能性があり、高負荷効率においても、市販の過給ダウンサイジングエンジンより高いポテンシャルとなる。

BMEP 1400 kPa から 2200 kPa まで比出力が向上できれば、エンジン排気量は 65% 程度まで下げることが可能となる。ダウンサイジングによって燃費向上を得るための、走行負荷と熱効率のマッチングを、イナーシャウェイトが 1090 kg である FIT クラスの車両での Worldwide harmonized Light vehicle Test Procedures (WLTP) モー

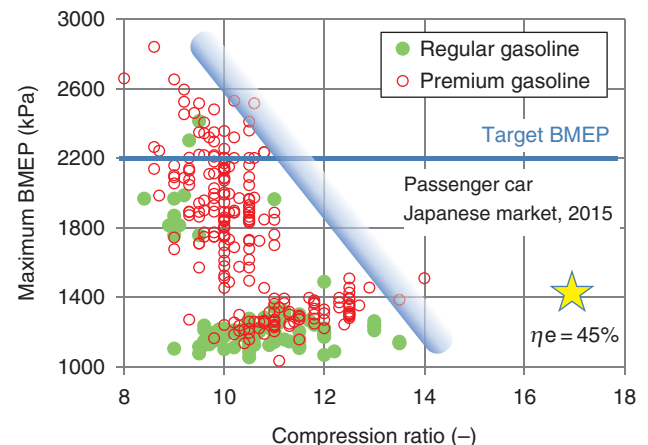


Fig. 18 BMEP limit by mechanical compression ratio

ド走行を想定し考察した。出力に対する頻度分布を燃料消費量基準で算出した場合、累積頻度 50% の出力 14 kW は現行 NA エンジンの最大出力 96 kW の 15% に相当する (Fig. 19)。このエンジンを、最高熱効率点 2000 rpm, 800 kPa, 最大出力点 5000 rpm, 2200 kPa の過給エンジンに置き換えた想定で、最大出力に対する等出力比率線と、熱効率との関係を示す (Fig. 20)。最高熱効率点の出力は最大出力の 15% となり、累積頻度 50% 出力と一致させることができる。累積頻度 80% の出力は最大出力の 23% であり、その効率は最高熱効率-2 ポイント内にある。このことから、最大出力点が 5000 rpm, 2200 kPa のエンジンにおいて、WLTP モードの走行負荷は高熱効率領域にほぼ収まるといえる。

エンジンの運転領域ごとに、熱効率あるいは最大負荷の観点で最適な圧縮比が存在するが、全域最適化を求めて連続可変を実施するためには、複雑な機構を必要とする。可変圧縮比を選定する場合、本来の目的であるコンパクト化に合致した、簡便な切替機構であることが望ましい。先述の通り、一例ではあるが、5000 rpm, 2200 kPa の比出力を持つエンジンで、比較的高負荷を使用するモード走行が

高熱効率領域に収まることは考察できた。したがって、高熱効率を達成した高圧縮比 (17: η_e 45%) を基本仕様とし、出力確保のために低圧縮比化 (11: BMEP 2200 kPa) する 2 段切り替えで、高熱効率とダウンサイジング、さらにはコンパクトのいずれもが同時に成り立つ仕様となる。

5. まとめ

高熱効率エンジンの進化としてダウンサイジングを実現するために、比出力の向上を検討した。

- (1) 吸気バルブ、吸気ポートの通気抵抗を低減することで、5000 rpm においても吸気バルブ遅閉じによって、シリンダからポートへ新気が戻せるようになった。その結果、実効圧縮比が低減でき、ノッキング発生点火時期が進角したことで BMEP の向上が得られた。5000 rpm における最大 BMEP は 1400 kPa となり、機械圧縮比 17 で NA エンジン相当の比出力までは達成できることが明らかとなった。
- (2) さらに比出力向上を得るには、抜本的なノッキング対策が必要で、機械圧縮比の可変化はその対応として効果的である。高熱効率領域の圧縮比要求値 17 と出力領域での圧縮比 11 とを可変できれば、正味熱効率 45% と 2200 kPa の両立が可能となる。このエンジンを用いると、パワーウェイトレシオ 90 kW/t の車両での WLTP モード走行は、高熱効率領域にほぼ収めることができる。

6. あとがき

進展国や Base of the pyramid (BOP) に早晚訪れるであろう車社会を、健全な環境に導くのも自動車会社に課せられた義務である。その意味でも、環境負荷の抑制は低コストのベーシックなエンジンにこそ求められる基本性能である。

究極の熱効率を追求する場合には、過給システムや EGR システムなどの高コストで複雑なデバイス類が必要となる。ベーシックなエンジンは、最小限のデバイスで高い熱効率を得るために、エンジンの素性が優れていることが特に重要となる。

熱効率向上技術の基礎は、エンジンの基本骨格、諸元を適正に選定することであり、設定次第では、非過給エンジンでも 42% 程度の正味熱効率を得ることができる。出力要求によってはアップサイズの必要性も生じるが、高熱効率と高信頼性、低コストを重視する市場においては選択肢となり得よう。

高熱効率エンジンの展開は、優れた基本性能の上に、市場要求に合わせて適切なデバイス類を選択付加した姿にするべきと考える。

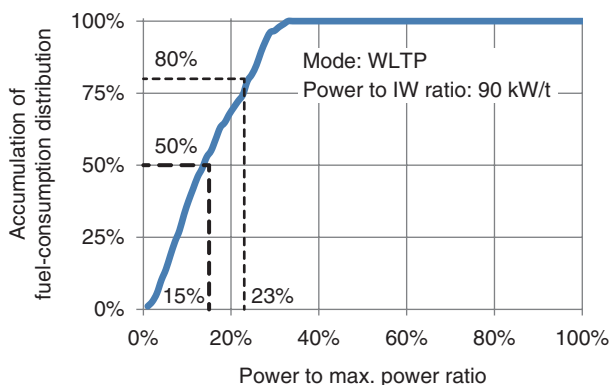


Fig. 19 Fuel consumption distribution

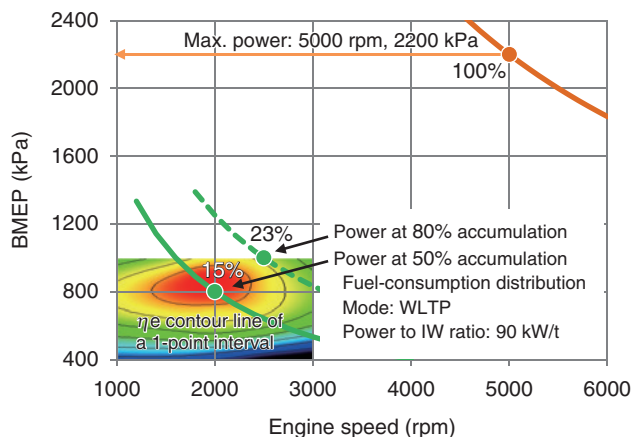


Fig. 20 Relationship of power ratio to max. power and thermal efficiency

参考文献

- (1) International Energy Agency: Part4 Scenarios and Technology Roadmaps, Chapter13 Transport, Energy Technology Perspectives 2012, p. 443(2012)
- (2) 太田徹, 河野龍治, 伊藤信裕, 松村安雄, 高橋のぶ: U.S. ULEV2 対応ガソリンターボエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.36-43
- (3) 田岸龍太郎, 池谷健一郎, 高沢正信, 山田健人: ガソリンエンジンの正味熱効率 45% 達成技術, Honda R&D Technical Review, Vol.27, No.2, p.1-10

■ 著 者 ■



高橋のぶ

新型 1.6 L 2ステージターボディーゼルエンジンの開発

Development of New 1.6 L 2-stage Turbocharged Diesel Engine for Honda CR-V

畑 野 潤 一*
Junichi HATANO
田 渕 太 郎*
Taro TABUCHI

西 森 顕*
Ken NISHIMORI
北 山 由 人*
Naoto KITAYAMA

福 島 寛 之*
Hiroyuki FUKUSHIMA
石 原 佳 敬*
Yoshinori ISHIHARA

要 旨

新開発のエンジンは、1.6 L 88 kW (55 kW/L) のダウンサイジングエンジンをベースとし、従来販売していた 2.2 L 110 kW (50 kW/L) ディーゼルエンジンに置き換わる動力性能を目標とした。1.6 L 88 kW ディーゼルエンジンの構造とのコモンリティを最大限有しつつ、高出力を目的として 2 ステージターボを適用した。エンジンの構造強化として、ベアリングキャップやヘッドガスケットなどの部品を専用に設計し、118 kW (74 kW/L) の高比出力を実現した。また、新開発の NO_x 還元触媒を採用して欧州排出ガス規制 EURO6 のエミッション規制に適合させた。燃費向上技術としては、さらなる機械損失の低減、燃焼適合による燃焼効率の向上を図った。これらの適用技術により高出力、EURO6 適合、低燃費を兼ね備えたパワーユニットを開発し、欧州向けモデル 2015 年 CR-V に搭載した。

ABSTRACT

This newly developed engine is based on a downsized 1.6 L 88 kW (55 kW/L) engine, with dynamic performance aimed to replace the previous 2.2 L 110 kW (50 kW/L) diesel engine. The new engine uses a 2-stage turbocharger to achieve high power while maintaining the maximum commonality with the structure of the 1.6 L 88 kW diesel engine. The bearing cap, head gasket and other parts have been specially designed to reinforce the engine structure, realizing high-specific power of 118 kW (74 kW/L). In addition, a newly developed NO_x storage catalyst is used, complying with the European EURO 6 emission standards. Technologies for enhancing fuel economy include further reduction of mechanical friction and enhancement of combustion efficiency by combustion calibration. These technologies were applied to develop a EURO 6-compliant power unit that provides high power with low fuel consumption, and this power plant was mounted in the 2015 CR-V for Europe.

1. まえがき

近年、地球温暖化やエネルギー資源など環境課題への関心がますます高くなっており、乗用車からの CO₂ 排出量低減は社会から強く求められている。加えて、動力性能への要求も高くなっており、これらの観点でドライバビリティと低燃費性能の両立に優位性を持つディーゼルエンジンの進化が期待されている。このような背景の中、Honda は 2003 年に 2.2 L の直列 4 気筒 i-CTDi ターボディーゼルエンジン⁽¹⁾を開発し、欧州市場において Accord に搭載した。以降、この 2.2 L ディーゼルエンジンは CR-V や Civic など複数の車種に適用されてきた。2008 年には 2.2 L の第

2 世代として、圧縮比やインジェクタなどの燃焼系仕様を一新した i-DTEC ディーゼルエンジン^{(2), (3)}を開発し、欧州排出ガス規制 EURO5 (EURO5) に適合させるとともに燃費性能も向上させた。2009 年に発売した CR-V は、この i-DTEC ディーゼルエンジンを搭載し、New European Driving Cycle (NEDC) モードの CO₂ 排出率 149 g/km を達成した。

2011 年 11 月、パワートレインの効率向上によって得られる低燃費と動力性能をはじめとした商品性を高次元で両立させる技術群として EARTH DREAMS TECHNOLOGY を発表した。その第 1 弾として、第 3 世代のディーゼルエンジンとなる 1.6 L 88 kW の i-DTEC ディーゼルエンジ

* 四輪 R&D センター

Table 1 Engine specifications

	2.2 L 110 kW (150 PS)	1.6 L 88 kW (120 PS)	1.6 L 118 kW (160 PS)
Engine	Inline 4-cylinder DOHC 4 valves		
Bore x Stroke	φ 85 x 96.9 mm	φ 76 x 88 mm	
Displacement	2199 cm ³	1597 cm ³	
Compression ratio	16.3	16.0	
Cylinder block	Advanced semi-solid casting technology (ASCT) closed deck	High pressure die-casting (HPDC) open deck	
Max. torque	350 Nm /2000-2750 rpm	300 Nm /2000 rpm	350 Nm /2000 rpm
Max. power	110 kW(150 PS) /4000 rpm	88 kW(120 PS) /4000 rpm	118 kW(160 PS) /4000 rpm
Crankshaft main bearing diameter (mm)	φ 62	φ 55	φ 55
Conrod bearing diameter (mm)	φ 51	φ 39	φ 42
Balancer	Applied	N/A	Applied
Turbocharger	Variable geometry turbocharger, Honeywell GT14	Variable geometry turbocharger, Honeywell GT12	Serial-sequential 2-stage turbocharger, Honeywell GT10/GT15
Common-rail fuel injector	Piezo (Max. 180 MPa) φ 0.123 mm x 7 holes	Solenoid (Max. 180 MPa) φ 0.114 mm x 8 holes	
EGR system	HP hot EGR of HP cooled EGR	HP hot EGR and/or LP cooled EGR	
Aftertreatment	DOC and DPF	NSC and DPF	NSC and DPF
Emissions	EURO5		EURO6
Vehicle	CR-V 4WD	CR-V 2WD	New CR-V 4WD
Fuel consumption (NEDC)	149 g/km	119 g/km	129 g/km

ンを発表し、2013年初頭に欧州向け Civic に搭載した⁽⁴⁾。従来の 2.2 L のディーゼルエンジン⁽⁵⁾、⁽⁶⁾を一新し、ダウンサイジングによって得られる世界最軽量のエンジン重量とガソリンエンジンに肉薄する低フリクション化などパワートレインの高効率化を図った。その結果 EURO5 適合車でクラストップレベルの低燃費を実現した。

本開発では、低燃費コンセプトに加え、さらなる走行性能の向上を目標に掲げ、1.6 L のディーゼルエンジンをベースに高出力化した。エンジン主要構造部品はオープンデッキ構造のアルミシリンダブロック⁽⁷⁾など基本部分を既存の 1.6 L エンジンと共用している。新エンジンを搭載した CR-V は欧州排出ガス規制 EURO6 (EURO6) に適合し、2.2 L のディーゼルエンジンの置き換えとなる走行性能を有しつつ、NEDC モードで CO₂ 排出率 129 g/km の燃費性能を達成した。本稿では、新エンジンに適用した高出力化技術、EURO6 適用技術および燃費向上技術について述べる。

2. 新開発エンジンの概要

新エンジンの主要諸元を Table 1 に、システム構成図を Fig. 1 に示す。本エンジンは先行して発売している 1.6 L 88 kW i-DTEC ディーゼルエンジンの骨格⁽⁷⁾とのコモン

リティを考慮している。主要部品として、ピストンの燃焼室形状やインジェクタなどの燃焼系仕様⁽⁸⁾を共通化している上、エミッションコントロールデバイスとして Low Pressure Exhaust Gas Recirculation (LP-EGR)⁽⁸⁾、⁽⁹⁾を備えていることが挙げられる。新エンジンの特徴として下記に挙げた三つの技術項目をコンセプトとして設定した。

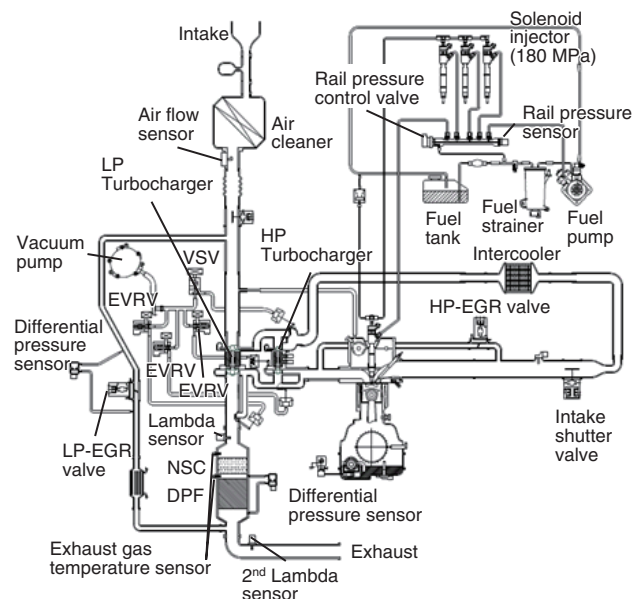


Fig. 1 Engine system layout

- (1) 高出力化のためにシリアルシーケンシャル 2 ステージターボを適用した。高過給によって上昇する筒内圧力に耐えうるヘッドガスケットとベアリングキャップ、レシプロ系部品を高出力用に専用設計した。
 - (2) EURO6 適用のために新開発の NO_x 還元触媒を適用した。
 - (3) 燃費向上のためにポンピングロス低減を考慮したターボ仕様を採用し、さらなる機械損失の低減⁽¹⁰⁾と燃焼適合の最適化を実施した。
- 次章以降にこれらの技術に関する詳細を述べる。

3. 新開発エンジンへの適用技術

3.1. 2 ステージターボによる高出力化

高出力化には目標出力に応じた吸入空気量の確保が必要であり、適切なターボのサイズが求められる。ターボサイズの選定に関する概念図を Fig. 2 に示す。Fig. 2 はターボの修正流量と圧力比からなるコンプレッサマップをイメージしている。比出力を上げるためには、前モデルの 1.6 L 88 kW にて選定したシングルターボに比べ、必然的に要求流量が多くなりターボサイズは大きくなる。一方、低回転低負荷の運転条件における過給性能、燃費性能および過渡の吸気レスポンス性能が小型ターボに比べて低下するといった課題があった^{(10), (11)}。

この課題を解決するために、新エンジンでは Honda 初のハネウェル社製 2 ステージターボを採用した。外観を Fig. 3 に示す。低圧段のターボ (LP ターボ) には 118 kW の出力性能を満たすため Fig. 2 のイメージのように流量を確保するサイズを選定する必要がある。最高過給圧 2.98 bar、最大タービン回転数 226000 回転の GT15 を採用した。また、高圧段のターボ (HP ターボ) には低回転からの加速性能を確保するために、88 kW のシングルターボに比べてサージリミットが高圧力比側にシフトした小型のターボとして、最大タービン回転数 290000 回転の GT10 を選定した。ここで、GT10 のターボには Waste Gate Valve (WGV) 方式ではなく、Fig. 4 に示すようにタービンの作動ガス流

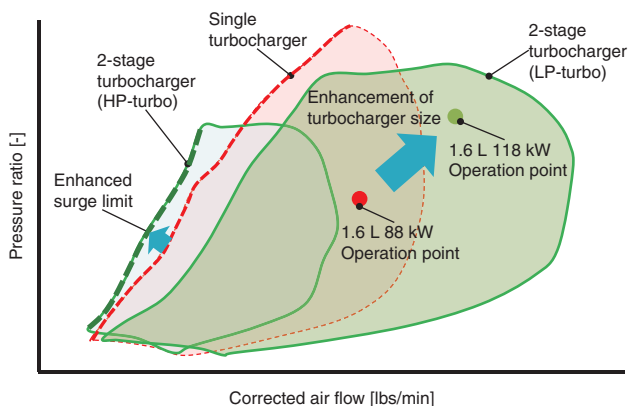


Fig. 2 Concept for determining turbocharger size

量が可変となる構造を有する Variable Geometry Turbine (VGT) 方式のターボを採用した。

Fig. 5 において、横軸にターボ仕様に伴う NEDC モードの燃費に対する影響を、縦軸に 3 速全開加速時のピーク加速速度を取り、HP ターボの方式に関する選定の考え方を示

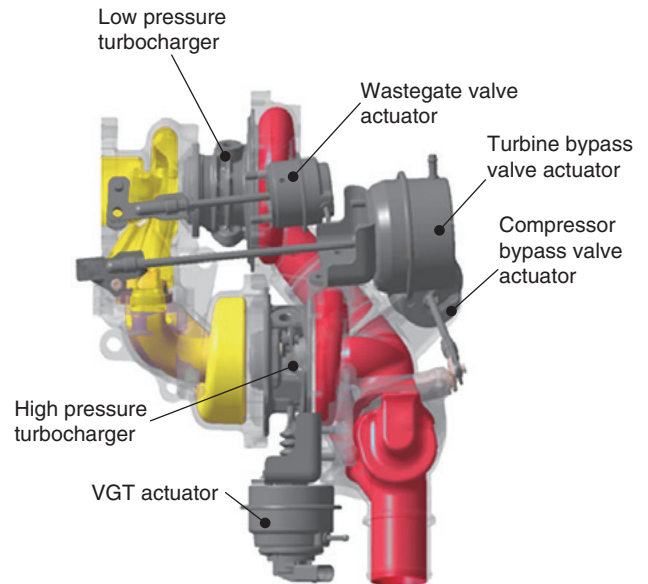


Fig. 3 Overview of 2-stage turbocharger

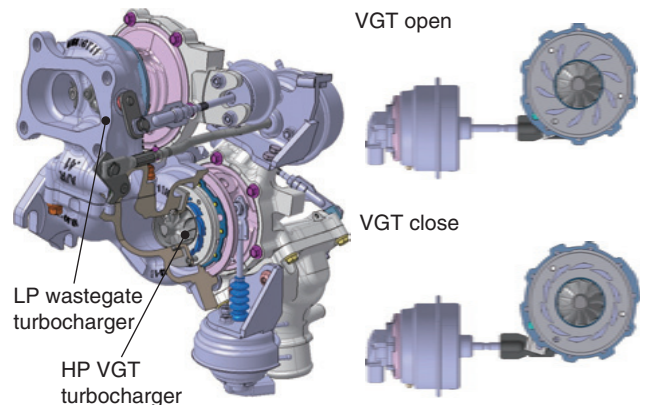


Fig. 4 Structure of VGT

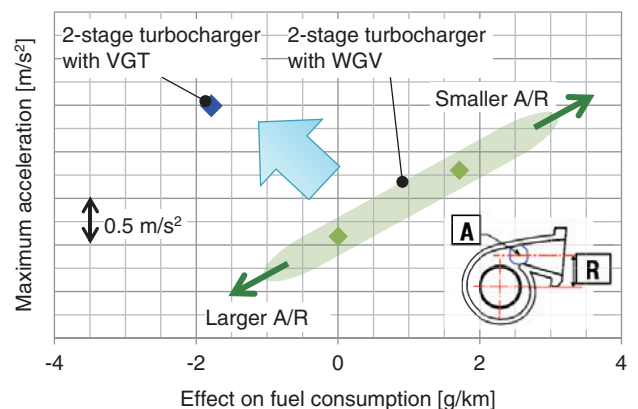


Fig. 5 Effect on dynamic performance and fuel consumption between WGV and VGT for HP turbocharger system

す。1.6 L クラスの 2 ステージターボの構造としては低圧側と高圧側の両方を WGV によって過給制御するものが一般的である。しかしながら、HP ターボに固定タービンを採用すると、そのサイズの指標となるタービン入口の断面積 (A) とタービンホイール半径 (R) の比率 (A/R) の選択により加速性能と圧力損失に伴う燃費影響とが二律背反し、性能を両立させることができない。

そこで新開発エンジンでは、1.6 L クラスの乗用車用量産 2 ステージターボとして世界初の VGT 方式のターボを HP ターボに採用した。低回転時の過給性能を向上させてスムーズな加速性能を確保するとともに、HP ターボ使用領域のポンピングロスの低減により燃費性能の向上を両立させた。VGT 方式の採用により、運転条件に応じて任意のペーン開度で目標過給圧を得られることから、NEDC モードにおいてシングルターボの背圧に近づけることができ、ポンピングロスの低減に寄与している。ターボ制御方式の違いによる背圧の比較とその燃費低減効果を Fig. 6 に示す。VGT 方式は同一の要求過給圧における背圧を WGV 方式に対して低減することができ、NEDC モードにおける CO₂ 排出率を 3.5 g/km 低減させる効果が得られた。

採用した 2 ステージターボの構成概略図を Fig. 7 に示す。HP ターボと LP ターボを切り替えるためのバルブ構成として、吸気側は HP ターボのコンプレッサをバイパスするバルブ (Compressor bypass valve: CBV) を、排気側は HP ターボのタービンをバイパスするバルブ (Turbine bypass valve: TBV) をそれぞれ配置し、VGT と WGV を合わせた四つのデバイスをエンジンの使用領域に応じて作動させ過給圧を制御している。

ここで、各バルブが運転条件においてどのように作動するかを Fig. 8 に示した。低回転時には VGT のみで過給圧

制御して、その他のバルブは全て閉じている [Fig. 8(a)]。中回転域では VGT が全開になった後、TBV によって過給圧制御がおこなわれ、この間、CBV と WGV は閉じている [Fig. 8(b)]。さらに TBV も全開になった後は LP ターボの WGV によって過給圧制御をおこない、CBV も開いて LP ターボ単独での過給圧制御となる [Fig. 8 (c)]。各領域の遷移はモデルベースによるバルブ協調制御で具現化した。

3.2. 高出力対応のエンジン構造

高出力化に際しハードウェアに求められる要求性能として、二つ挙げられる。一つ目は、高過給化に伴う筒内圧力の上昇に耐え得る骨格強度が必要となる。このため 1.6 L 88 kW のモデルに対してコンロッドベアリングの径を ϕ 39 から ϕ 42 へ上げ、燃焼荷重の増加に対応した。なお、メインジャーナル径は 88 kW 仕様の設計の際に 118 kW を想定しているため ϕ 55 の共通のブロックとしている。その他の骨格強化のための変更として、ベアリングキャッ

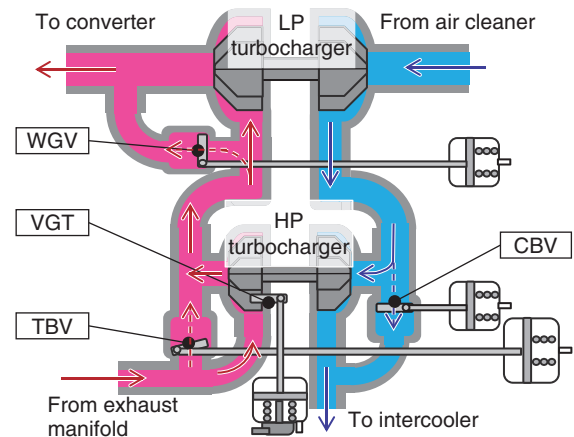


Fig. 7 Diagram of 2-stage turbocharger

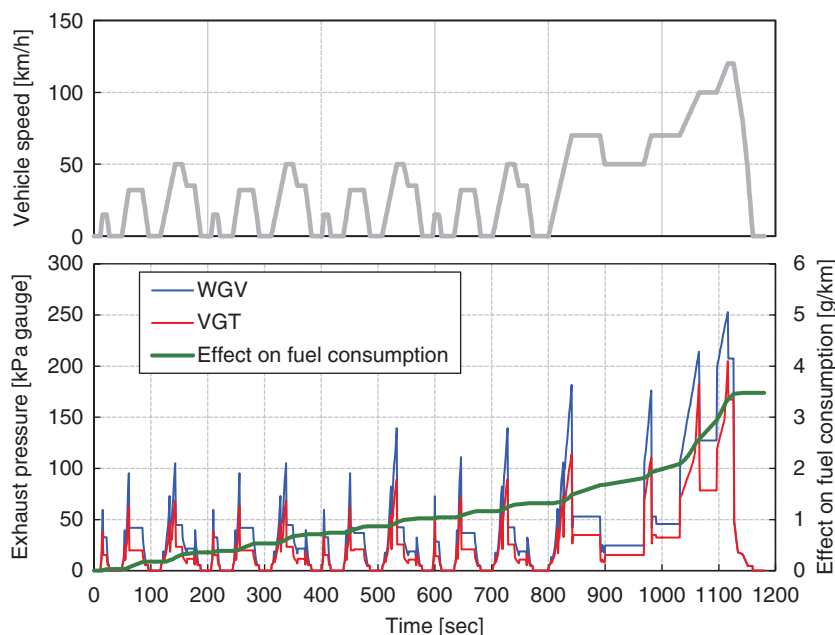


Fig. 6 Effect of pumping loss reduction between VGT and WGV

プの剛性を向上し、ヘッドガスケットのシール構造と材質を変更した。

高出力化骨格の二つ目の要求性能として、熱負荷の増加への対策が必要である。ピストンを冷却するエンジンオイルのクーリングチャンネルのレイアウトを最適化し、クーリングジェットの流量を従来の 1.5 L/min から 3.8 L/min へと必要最小限の流量に増加させてピストンおよびブロックの軸間温度を低減させた。また、前モデルのパルプタイミングは低回転側のポンピングロス低減し低中負荷走行時の燃費向上を目的として設計している。一方新エンジンでは、高出力化への対応として吸気弁を広開角設定し、吸気と排気それぞれのバルブリフト量を増加させて、出力点での体積効率増加を図る設計とした。これにより、全負荷時の燃費性能を向上させることが可能となりシリンダブロックおよびシリンダヘッドへの過度な熱負荷を下げ、高比出力に耐え得る一助とした。

ここまでに示した高過給化と高出力対応骨格の採用により、新開発エンジンは Fig. 9 の出力およびトルクカーブに

示すように、2000 rpm で最大トルク 350 Nm、4000 rpm で最大出力 118 kW を達成した。

3.3. EURO6 適用技術

新エンジンは 1.6 L 88 kW のエンジン仕様と最大限のコモナリティを有することで、高出力と低コストを両立している。したがって、燃料噴射系の仕様（噴孔数、噴孔径、ノズルコーン角、最大燃料噴射圧）および、ピストンの燃焼室形状、圧縮比は 1.6 L 88 kW 仕様と同じである⁽⁸⁾。このため EURO5 に適合している前モデル同様、LP-EGR によって得られる高効率燃焼と全域 2 段 Pilot 噴射 (PI) を基本噴射パターンとした拡散燃焼主体の等容度の高い燃焼設定を踏襲した⁽⁸⁾、⁽⁹⁾。高過給高 EGR によるポンピングロスの増加と燃焼効率の低下を避けフィードガスレベルを EURO5 に維持⁽⁸⁾しながら低燃費性能との両立を図り、後処理システムを付与することにより EURO6 に適合するコンセプトとした。

しかしながら、Fig. 10 に示すように低燃費化と 2 ス

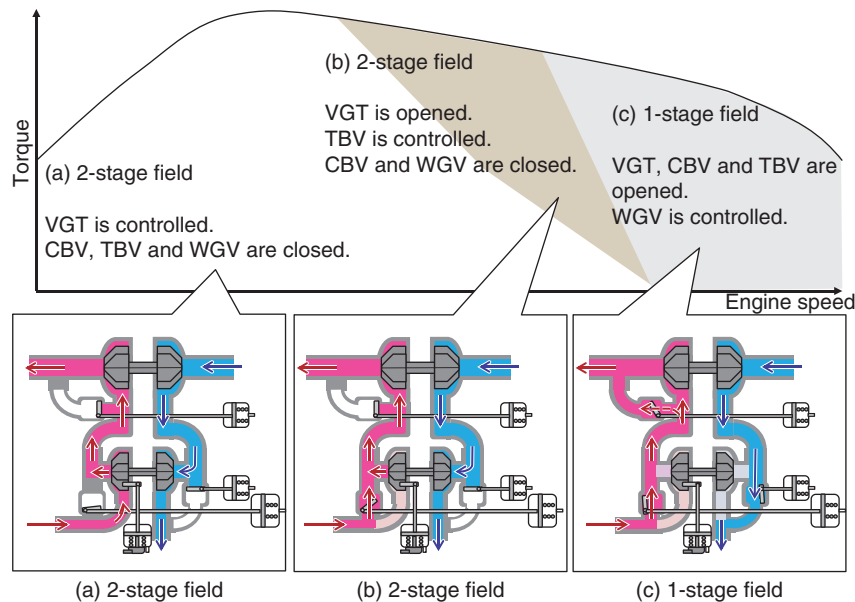


Fig. 8 Turbocharger operating strategy in engine map

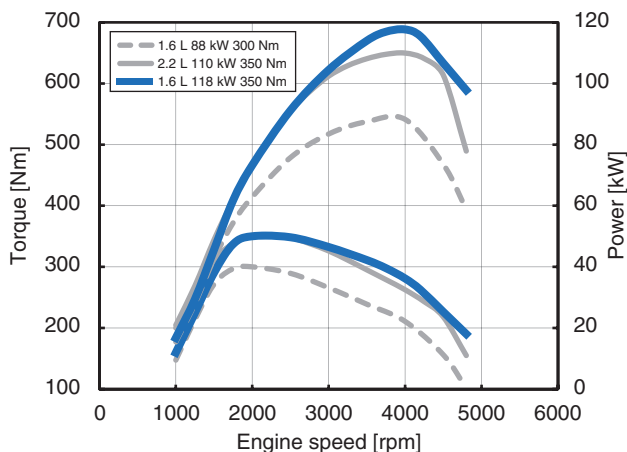


Fig. 9 Power and torque curve

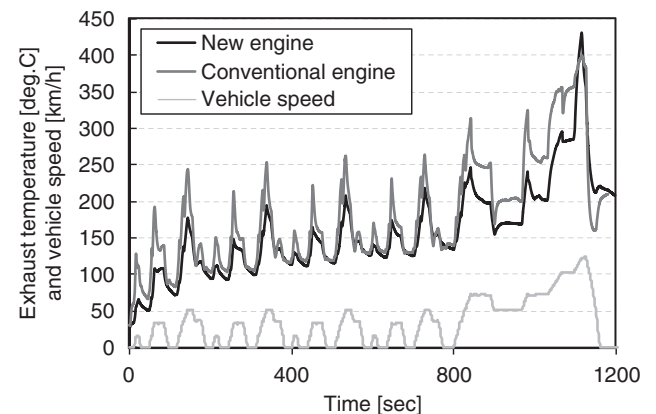


Fig. 10 Exhaust gas temperature in NEDC mode

テージャーボ搭載によるヒートマスの増加で、排気温度の低下が避けられないという課題がある。排気温度の低下に伴う NOx 還元触媒 (NOx storage catalyst: NSC) 床温の低下に対応するために、低温時でも NOx を吸蔵する新たな触媒の開発が求められた。また、従来の NSC では EURO6 の NOx 規制値を満足する浄化性能を有していないため、NOx 浄化率を EURO5 比で 40 ポイント以上向上させる必要があり、高温時も含めた幅広い温度域での NOx 還元率の向上が必要である。

この課題を克服するために、前モデルで使用した触媒に対して吸着材をゼオライトからバリウムに変更したうえ、最適な Platinum Group Metals (PGM) の担持密度を選定した。触媒表面構造の最適化と従来に対しての PGM 量の増加により、浄化開始温度の低温化が実現し、冷間時からリーン雰囲気において NOx が PGM に酸化されてバリウム表面への吸着性が向上した。この結果、Fig. 11 のように低温から高温までの幅広い触媒温度域において NOx 浄化率をさらに高めることができたうえ、CO および HC の浄化性能も向上した。

3.4. 燃費向上技術

新開発エンジンの燃費向上技術の内訳は、機械損失の低減、HP ターボに VGT 方式を備えた 2 ステージターボによるポンピングロスの低減および After 噴射の適用による燃焼改善である。

機械損失低減の主なねらいはレシプロ系のしゅう動抵抗低減であり、Fig. 12 に示すピストンのスカート面積縮小やチェーンガイドの低摩擦コーティング、カムジャーナルのしゅう動抵抗を下げるために面粗度を向上させる加工を取

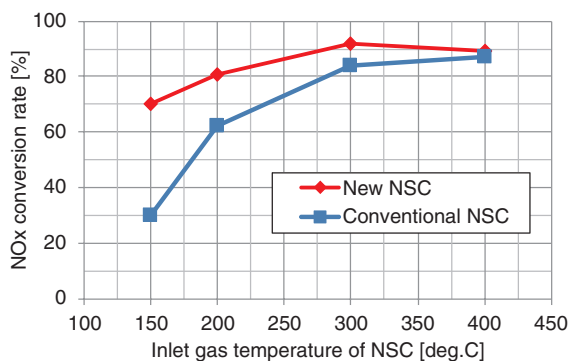


Fig. 11 NOx conversion rate of new NSC (test piece)

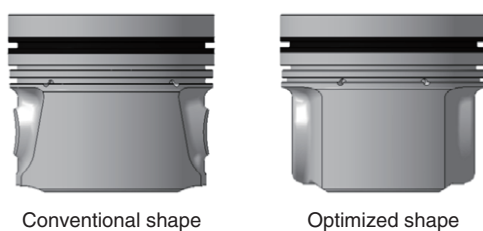


Fig. 12 Comparison of piston skirt area

り入れた。また、Fig. 13 に示した通り高出力化部品として設定したバルンサのウェイト形状を最適化し、オイルパンに溜まる潤滑油の油面をバルンサがかくはんする抵抗を低減した。これらの機械損失の低減により、1500 rpm における機械損失を 2.2 L 110 kW の前エンジンに対して 50% 低減した⁽¹¹⁾⁻⁽¹³⁾。

なお、Fig. 14 に示した新エンジンで適用しているバルンサは、駆動増速比をチェーンのみで 2 倍速とする仕様において課題となるバルンサ駆動チェーンとスプロケットの噛み合い時に生じる衝突音を解消するため、チェーンの増速比は 1.3 倍と抑え、1.5 倍の増速ギヤで 2 倍へと増速させており、衝突音を低減して静粛性をさらに向上させた仕様としている。

燃焼適合においては、1.6 L 88 kW に比べ、さらなる熱効率の改善のために冷却損失と等容度の改善を目的として After 噴射を適用した。Fig. 15 に After 噴射を適用した 1500 rpm, BMEP 645 kPa における熱発生率を示す。同一の要求トルクに必要な主燃焼の燃料量が After 噴射量の分減少するため、主燃焼における熱発生率が低く抑えられ、燃焼室壁面およびシリンダヘッド壁面からの冷却損失を低減できる。また、主燃焼に起因する燃焼音が増大することなく着火時期を進角できるため、等容度が向上して燃費低減に寄与している。噴射パターンは前述の通り全域 2 段 PI に Main 噴射 (MI) を加えたトータル 3 段噴射を基本とした。Model Based Calibration (MBC) を活用した適合⁽⁵⁾

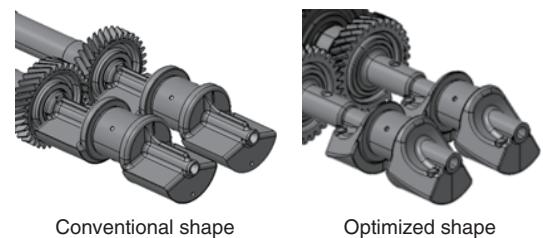


Fig. 13 Optimization of balancer weight shape

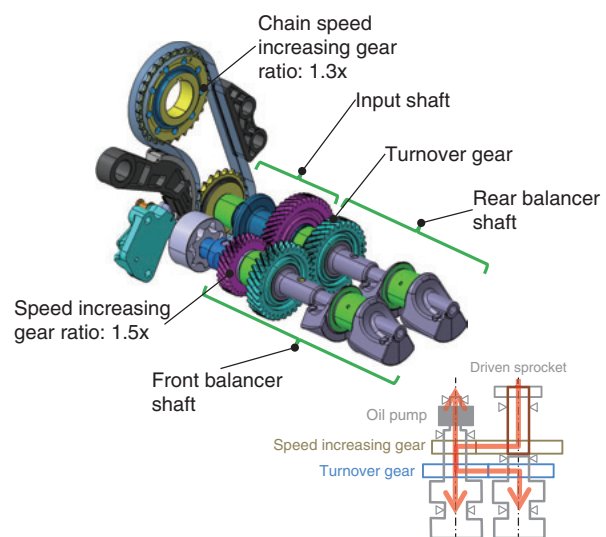


Fig. 14 Overview of balancer system

により After 噴射による燃費改善効果が得られた。また、低中負荷域に限り After 噴射を追加設定した。これにより NEDC モードにおいて 0.5% の燃費改善効果を得た。

これまでに示した燃費低減技術により、Fig. 16 に示すようにエンジン単体として正味燃料消費率 (BSFC) の改善効果 (1500 rpm) が 2.2 L の前モデルに対して得られた。

3.5. 車両の出力、エミッションおよび燃費の性能

これまでに示した高出力、EURO6 および低燃費化に関する各技術は 2015 年に発売を開始した欧州向け新型 CR-V に搭載のパワーユニットに適用した。新エンジンの、車両における動力性能を従来のエンジンと比較するテストとして、CR-V による 3 速全開加速をおこなった。その結果を Fig. 17 に示す。加速性能の指標の一つである加速時の最高到達加速度 (ピーク G) の絶対値を 7.5% 向上させるとともに、もう一つの指標であるピーク G に至るまでの所要時間も短縮した。1.6 L 88 kW 仕様の前モデルはもちろん、目標としている 2.2 L の置き換えとなる走行性能に対しても同等の商品性を確保させることが可能となった。

エンジン出力の競合他社との比較を Fig. 18 に示す。SUV セグメントにおける 4WD, MT 仕様での燃費と出力のトレンドラインにおいて競合トップクラスと同等の低燃費と動力性能の両立を達成した⁽¹¹⁾⁻⁽¹³⁾。

また、エミッションと燃費の達成値についても Fig. 19 (a), (b) にそれぞれ示す。2.2 L では EURO5 適合で CO₂ 排出率 149 g/km であったのに対し、新エンジンでは EURO6

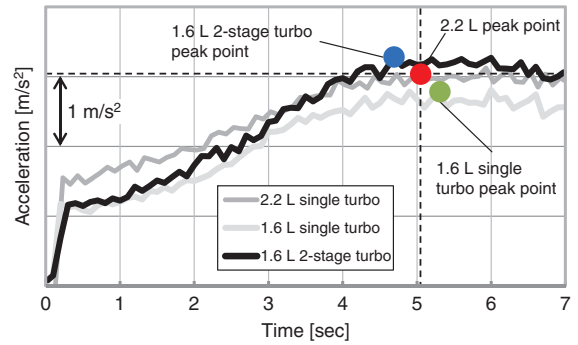


Fig. 17 Dynamic performance of 2-stage turbocharger

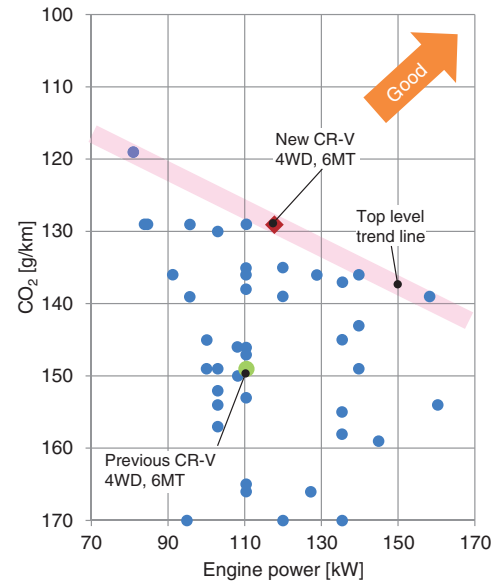


Fig. 18 Fuel consumption and engine power compared with competitors

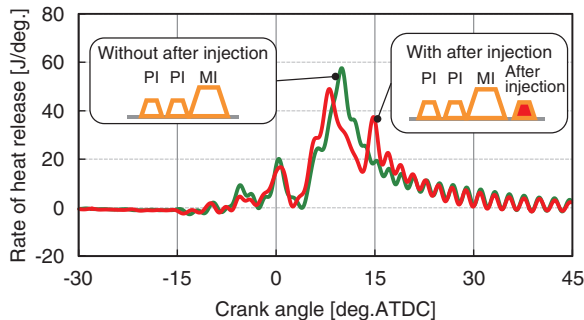


Fig. 15 Rate of heat release with after injection

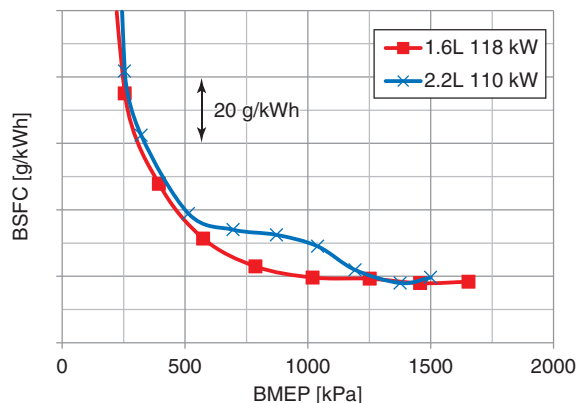
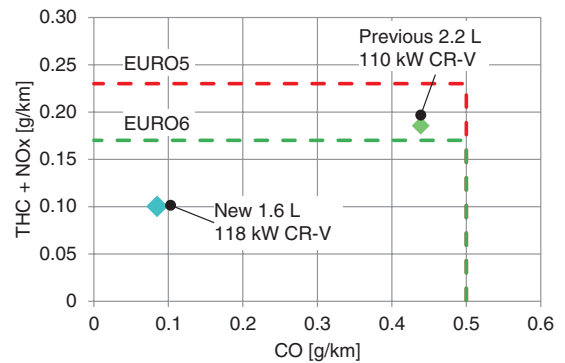
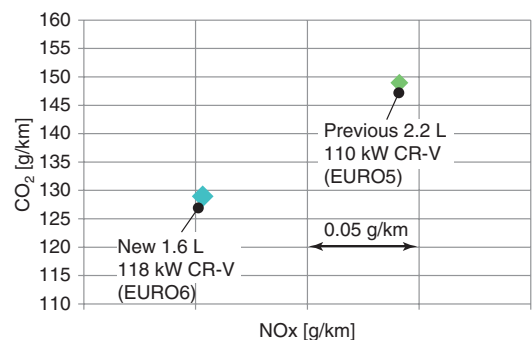


Fig. 16 Enhancement of BSFC from previous engine



(a) CO and THC + NOx



(b) NOx and CO₂

Fig. 19 Comparison of emissions with previous engine

に適合した上で CO₂ 排出率 129 g/km を達成し 13.4% の燃費向上を実現した。

4. 結論

Honda 初となる 2 ステージターボを適用した高出力、EURO6 適合、低燃費の 1.6 L ディーゼルエンジンの開発を通じて、以下の技術的成果を得た。

- (1) 2 ステージターボによる高過給とそれに伴う筒内圧力の上昇を支える最小限の構造強化により低コストを維持しながら 118 kW の高出力化を達成した。
- (2) 低温から高温域まで高い浄化率を発揮する NSC の開発により、高い燃焼効率を維持しながら EURO6 の排出ガス規制に適合した。
- (3) 2 ステージターボの HP ターボへの VGT 採用により、低回転域からの過給応答性とポンピングロスを改善した。また、機械損失の低減や燃焼適合の改善により、2015 年に発売した欧州向け新型 CR-V において、NEDC モードにおける CO₂ 排出率 129 g/km の燃費性能を達成し、クラストップレベルの燃費と動力性能を両立した。

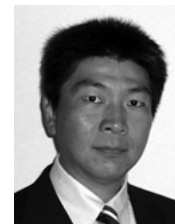
参考文献

- (1) 阿部智也, 松井竜太: 新開発アコード用ディーゼルエンジン, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.10-04, p.1-7 (2004)
- (2) 松井竜太, 下山和明, 千葉勲, 日高尚志, 野中繁治: EURO-V 対応高出力ディーゼルエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.1, p.19-24
- (3) 日高尚志: ホンダ Euro5 ディーゼルエンジンの開発, 自動車技術会フォーラムテキスト, No.10 Forum-6, p.31-41 (2010)
- (4) 池上則次, 山野順司, 生駒浩一, 松井竜太, 森誠治, 矢野亨, 村田豊: 新型 1.6 L ディーゼルエンジンの開発, 自動車技術会シンポジウムテキスト No.10-12, p.24-30 (2013)
- (5) 村田豊, 田尻賢一, 佐々木裕二, 福島寛之, 津田将岐, 上野豪, 小出創平: 新型 2.2 L 低燃費ディーゼルエンジンの開発, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.15-11, p.1-11 (2012)
- (6) Murata, Y., Tajiri, K., Sasaki, Y., Fukushima, H., Ueno, T., Koide, S.: Development of the New 2.2l Fuel-Efficient Diesel Engine for Honda CIVIC, 21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology (2012)
- (7) 首藤康裕, 立川剛久, 会森秀行, 荻野晃一, 森誠治: 新世代 1.6 L ディーゼルエンジンの開発 (第 1 報)- 小型軽量化のための最適化構造技術 -, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.63-13, p.1-4 (2013)
- (8) 樺島俊幸, 高澤信吉, 吉田豊, 松井一博: 新世代 1.6 L ディーゼルエンジンの開発 (第 2 報)- 高効率・多量 EGR による高効率燃焼技術 -, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.6-13, p.5-8 (2013)
- (9) 西尾唯, 長谷川衛, 堤康次郎, 後藤淳司, 飯塚憲洋: 新世代 1.6 L ディーゼルエンジンの開発 (第 3 報)- インテークスロットル方式 LP-EGR システムのためのモデルベース制御 -, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.5-13, p.7-12 (2013)
- (10) 星野守門, 勝俣耕二, 福島寛之, 能登赴, 安田治郎: 新世代 1.6 L ディーゼルエンジンの開発 (第 4 報)- 極限低フリクションへの挑戦 -, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.64-13, p.5-8 (2013)
- (11) 石原佳敬, 村上修, 田淵太郎, 佐々木裕二, 畑野潤一, 福島寛之, 青柳聡, 松尾雄一: 高出力, 低エミッション 1.6 L ディーゼルエンジンの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.131-14, p.7-10 (2014)
- (12) 西森顕, 畑野潤一, 上田圭, 村上修, 今井喬弘, 福島寛之, 松尾雄一: Euro6 対応 2 段過給 1.6 L ディーゼルエンジンの開発, 自動車技術会シンポジウムテキスト, No.15-14, p.52-57 (2015)
- (13) Matsuura, H., Ishihara, Y., Murakami, O., Tabuchi, T., Sasaki, Y., Hatano, J., Fukushima, H., Aoyagi, S., Matsuo, Y.: New Generation 1.6l Diesel Engine for the Honda CR-V, 36th International Vienna Motor Symposium (2015)

■ 著 者 ■



畑野潤一



西森顕



福島寛之



田淵太郎



北山由人



石原佳敬

二次エアを用いた発電機用エンジンの排気ガス浄化技術

Emission Reduction Technology Using Secondary Air for Generator Engine

齊 藤 嶺*

Ryo SAITO

八十科 紗耶佳*

Sayaka YASOSHINA

佐 藤 貴 紀*

Takanori SATO

二ノ宮 雄 介*

Yusuke NINOMIYA

要 旨

2014年に施行されたインド国内ガソリン発電機の排気ガスエミッション規制に対応するため、二次エア導入と触媒を用いた排気ガス浄化システムを開発した。

小型で可搬性の高いことが求められるガソリンエンジン発電機は、排気系レイアウトの制約が多いため、排気脈動効果を利用した二次エアの導入が困難であった。

本開発では二次エア導入管の脈動効果を高める適正な排気管長と二次エア導入管長を見出し、排気ガスエミッション規制及び発電機騒音規制に適合させ、量産発電機のきょう体内に収まるコンパクトシステムを実現した。

また、排気ガスエミッション測定法については、Raw gas 測定法と Dilute gas 測定法を比較検証し、二次エア流量に影響を与えない測定法を見出した。

ABSTRACT

An emission reduction system that uses secondary air injection and a catalyst was developed to meet emission standards for domestic gasoline engine generators enacted by India in 2014.

Gasoline engine generators require a compact size and high portability, so there are many restrictions on the exhaust system layout, and it has been a challenge to realize secondary air injection using the exhaust pulsation effect.

This development discovered the proper exhaust pipe and secondary air pipe lengths that increase the pulsation effect of the secondary air pipe, and realized a compact system that complies with both emission and generator noise standards and fits within the mass-production generator chassis.

In addition, regarding emission measurement methods, the raw gas measurement method and dilute gas measurement method were compared and verified, and a measurement method that does not influence the secondary air quantity was found.

1. まえがき

世界的に深刻化する大気汚染などの環境問題を背景に、汎用エンジンにおいても排気ガスエミッション規制は年々厳しさを増している。

ガソリンエンジン発電機はレジャー、商業、家庭、非常用等、多岐に渡り使用されている。特にインド国内における発電機については、停電が多い電力事情から非常用電源として使われている。

代表的な使われ勝手として住宅や商店の近くで運転されるケースが多く (Fig. 1)、都市部で停電が発生すると各家庭、商店でいっせいに発電機を動かすため排気ガスエミッション、騒音が社会問題となっている。このため、インド国内で販売されている発電機に対しては排気ガスエミ

ッション、および騒音共に厳しく規制されている。

本技術紹介にて2014年に強化された排気ガスエミッション規制に対応するために搭載された二次エア導入と触媒を用いた排気ガス浄化システムと、その検証方法について紹介する。



Fig. 1 Example of generator usage in India

* 汎用 R&D センター

2. 開発のねらいと目標値

2.1. 排気ガスエミッション規制値

ガソリンエンジン発電機に対する排気ガスエミッション規制は、米国カリフォルニア州の Air Resources Board (ARB) の Small Off-Road Engines およびインドの Ministry of Environment の Indian emission standards for generator sets on petrol and kerosene⁽¹⁾ がけん引している。2014 年インドで施行された排気ガスエミッション規制は、一酸化炭素 (CO) が ARB の 1/2 以下、排気量 99 cm³ 以下クラスの HC+NO_x が ARB の 1/6 であり、現在世界で最も厳しい (Fig. 2, Fig. 3)。

次に、CO と HC+NO_x のインド排気ガスエミッション規制値に対する量産発電機の排出量を Fig. 4 と Fig. 5 に示す。

2.2. 開発のねらい

インド国内向けに販売している 1, 2, 3 kVA クラスのガソリンエンジン発電機を対象とし、以下の 3 項目を達成することをねらいとした

- (1) 排気ガスエミッション規制 (Table 1, Table 2) に適合すること
- (2) 発電機騒音規制 (Table 3) に適合すること
- (3) 現行量産のきょう体内に収まるレイアウトとすること

対象とするガソリンエンジン発電機の SPEC 一覧を Table 4 に示す。

Table 1 Indian emission standards for generator sets on petrol and kerosene

Emission class	Displacement [cm ³]	CO [g/(kW·h)]	HC+NO _x [g/(kW·h)]
1	≤ 99	≤ 250	≤ 12
2	> 99 ≤ 225	≤ 250	≤ 10
3	> 225	≤ 250	≤ 8

Table 2 Test cycle for emission testing

Mode no.	1	2	3
Load percent	100	75	50
Weighting factor	0.3	0.5	0.2

Table 3 Indian noise standard for generators

Output	3/4 of rated power
Sound power level (L _{WA}) [dB]	86

Table 4 Specifications of each model

Generator output class		1 kVA	2 kVA	3 kVA
Model name		EP1000	EX2400	EU30i
Engine displacement	cm ³	80	163	197
Fuel system		Carburetor	Carburetor	Carburetor
Air fuel ratio (Average)		12.5	12.6	12.4
Max AC output	VA	850	2100	3000
Dimensions (L × W × H)	mm	404 × 352 × 431	965 × 470 × 327	710 × 422 × 570
Emission class		1	2	2
Sound power level 3/4 load (L _{WA})	dB	85	85	85

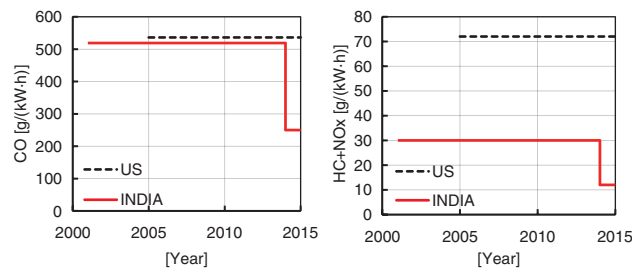


Fig. 2 Emission standard values for displacement of 50 to 80 cm³ in CARB and up to 99 cm³ in India

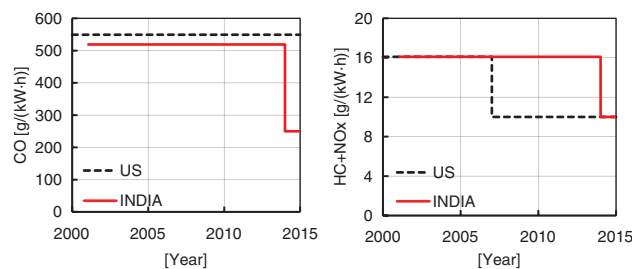


Fig. 3 Emission standard values for displacement of 80 to 225 cm³ in CARB and 99 to 225 cm³ in India

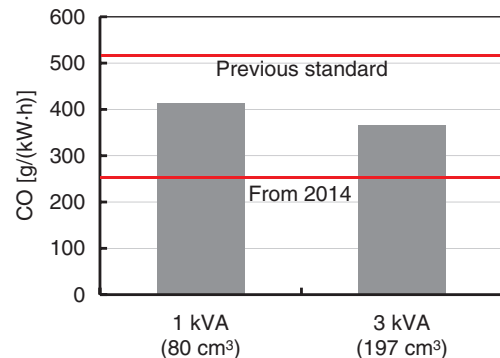


Fig. 4 CO values of conventional models

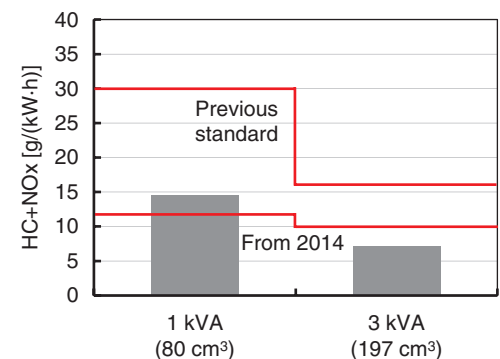


Fig. 5 HC+NO_x values of conventional models

3. 規制対応手法の検討

ガソリンエンジン発電機の燃料供給は安価で簡易な構成であるキャブレタを採用している。運転時にエンジンへ供給される混合気の空燃比は12.5近傍であり、旧排気ガスエミッション規制には適合するが新規制には適合できない。ここで考えられるCO排出量低減手法は、以下の二点である。

(1) 混合気の理論空燃比化

(2) 排気管への二次エア導入と触媒によるCO浄化

ガソリンエンジン発電機に使用しているキャブレタで理論空燃比に近づけた場合、燃焼が不安定になり回転安定や負荷変動追従の性能低下、周波数変動幅の増大等が生じる。よってガソリンエンジン発電機のCO低減技術として混合気の理論空燃比化の適用は難しい。そこで、排気管の脈動効果を利用した二次エア導入システムを採用し、加えて酸化効果をも高めるための触媒をマフラーに内蔵する構成を採用した。

4. 達成技術

4.1. 二次エア導入システム

4.1.1. 二次エア流量の要求値

二次エア流量要求値は、排気ガスエミッション規制値、騒音規制値、触媒温度を満足する流量から設定した。設定事例として、1 kVAと3 kVAの二次エア流量に対するCO排出量、HC+NO_x排出量、触媒温度、騒音値の特性をFig. 6に示す。

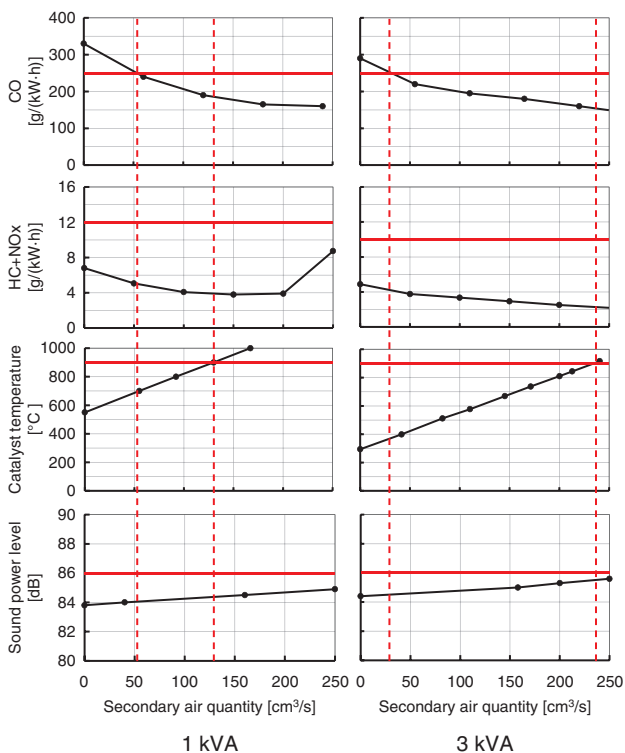


Fig. 6 Relationship between secondary air quantity and performances

Fig. 6 の特性から二次エア流量要求値は以下に設定した。

1 kVA 55 cm³/s から 130 cm³/s

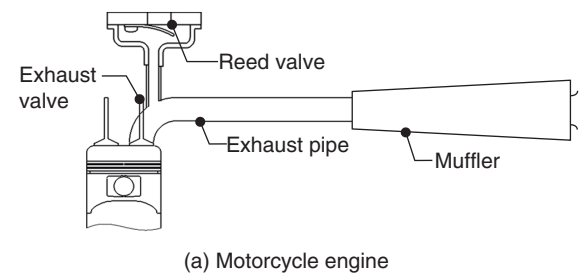
3 kVA 30 cm³/s から 230 cm³/s

以降は、1, 3 kVA の開発事例について記述する。

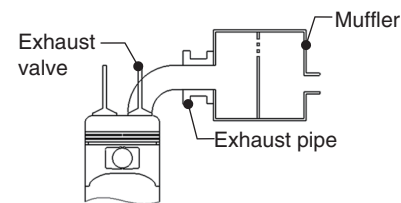
4.1.2. 排気管と二次エア導入管の最適化

二次エアの導入は、二輪車用エンジンと同様にリードバルブを用いて排気管の負圧成分を利用し外気を取り入れるシステムを採用した。二輪車用エンジンでは、排気バルブから排気管出口までの管長(排気管長)が長く排気管圧力の負圧成分を得やすい。一方、ガソリンエンジン発電機ではコンパクト性の要求から、排気管長を極力短くするため、排気管内の負圧成分を得にくいことが二次エア導入に対する構造上の課題となっている。二輪車と発電機の排気系概略図の比較をFig. 7に示す。ガソリンエンジン発電機でも排気管長を延長し排気圧力脈動を測定した結果、負圧成分の増幅が確認できた(Fig. 8)。

しかし、現行量産のきょう体内に収まるレイアウトとすることを制約条件とした本開発では、排気管長以外の要素



(a) Motorcycle engine



(b) Generator engine

Fig. 7 Comparison of exhaust layouts

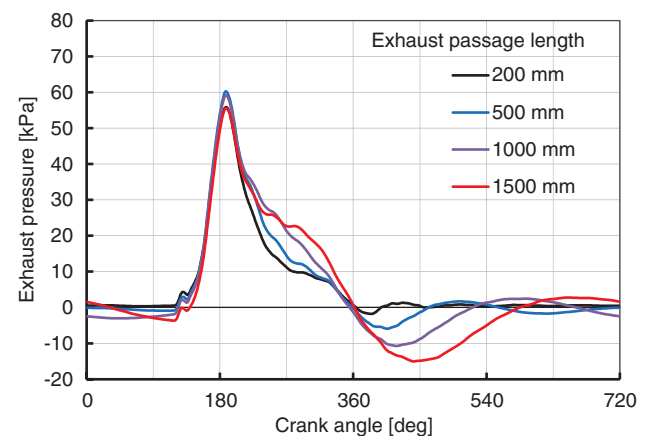


Fig. 8 Relationship between length of exhaust passage and pressure at rated load

で要求二次エア流量を確保することが課題となる。

そこで、二次エア流量を決定する排気管および二次エア導入管の設計計算をおこない、二次エア導入管の脈動効果を利用して排気管の負圧成分を導入管内で増幅させた⁽²⁾。

二次エア導入と触媒を用いた排気ガス浄化システムの概念図を Fig. 9 に示す。

以下に 3 kVA と 1 kVA での二次エア導入管長に対する流量特性を Fig. 10, Fig. 11 に示す。

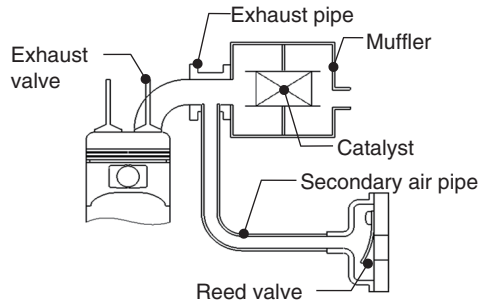


Fig. 9 Secondary air system

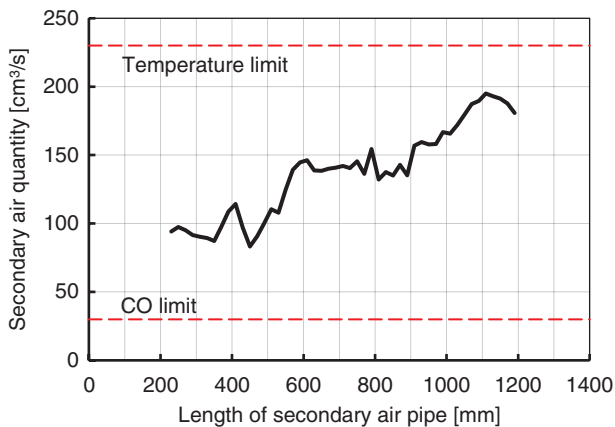


Fig. 10 Relationship between length of secondary air pipe and secondary air quantity at rated load (3 kVA)

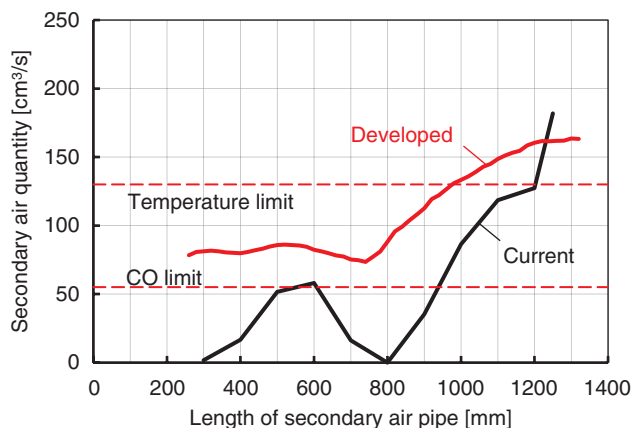


Fig. 11 Relationship between length of secondary air pipe and secondary air quantity at rated load (1 kVA)

Table 5 Exhaust system length

Length [mm]	1 kVA		3 kVA
	Current	Developed	Developed
Exhaust passage	550	750	1050
Secondary air pipe	900 or more	400	850

Fig. 10 に示す通り、3 kVA は要求流量を満たす二次エア導入管の長さ幅があるので、きょう体内に収まる条件で 850 mm を選択した。一方、1 kVA は現行量産マフラの排気管長で要求流量を満たすには二次エア導入管長が 900 mm 以上必要となり (Fig. 11)、きょう体内に収まるレイアウトとすることができない。要求流量を満たし、排気管と二次エア導入管をきょう体内に収めるために、排気管を 200 mm 延長し、導入管長さを 400 mm とした (Table 5)。

4.2. 触媒

排気ガス中の HC および CO を浄化させるために使用する触媒は、二輪車で広く流通しているメタルハニカム担体触媒を流用することを前提とし、以下の点を考慮しマフラ内に配置した。

- (1) 触媒の活性温度以上で、劣化に至る温度以下のこと。
- (2) 浄化率の低下を防ぐため、エンジンの排気ガスと二次エアの全量が触媒を通過する構造とする。

以上を踏襲したマフラの概念図を Fig. 12 に示す。

4.3. パッケージング

要求二次エア流量目標値と外観寸法内に収まるレイアウトを達成したシステムについて 1 kVA クラスを Fig. 13、3 kVA クラスを Fig. 14 に示す。1 kVA は、量産品に対して排気管を延長し、二次エア導入管を追加するために、これらを立体交差するように U 字に曲げて配置し、現行量産のきょう体内に収まるコンパクトレイアウトとした。

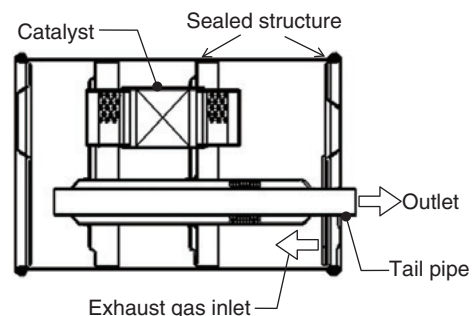


Fig. 12 Schematic of muffler

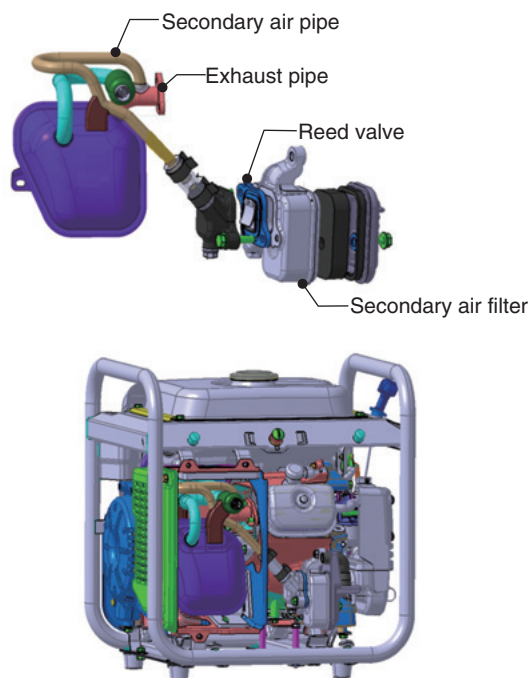


Fig. 13 1 kVA (EP1000)

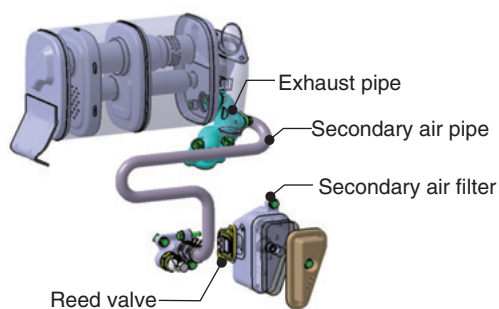


Fig. 14 3 kVA (EU30i)

5. 検証方法

5.1. 排気ガスエミッション排出量測定方法

排気ガスエミッション測定法⁽³⁾は主に二つの手法がある。

- (1) Raw gas 測定法
- (2) Dilute gas 測定法

本開発過程において両測定手法を検証した結果、排気脈動を利用した二次エア導入システムではRaw Gas測定法とDilute gas測定法で二次エア流量に差が生じることが判った。両手法による流量測定値の差をFig. 15に示す。

両手法の測定環境の概念図をFig. 16, Fig. 17に示し、排気ガスエミッション測定値の差をFig. 18に示す。排気管を延長しなければならないRaw gas測定法は前述の通り二次エア流量を増加する効果により真の値を測定する手法に適さない。よって、Dilute gas測定法を採用した。

なお、本検証結果を基に、規制当局へ働きかけ、従来認められていなかったDilute gas測定法を法規文に記載することが認められた。

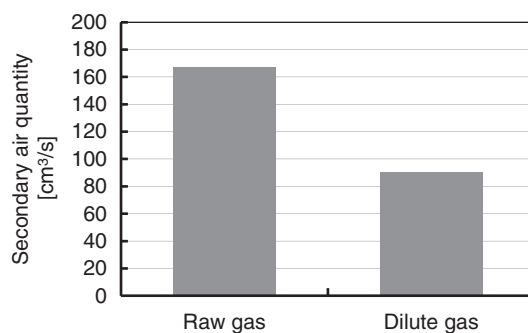


Fig. 15 Comparison of raw gas sampling and dilute gas sampling (1 kVA)

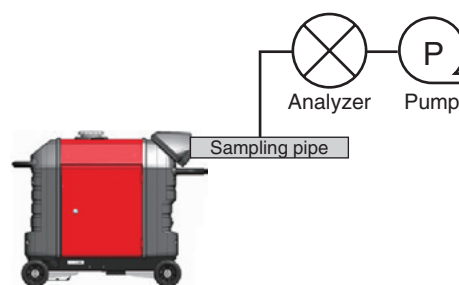


Fig. 16 Raw gas emission analysis method

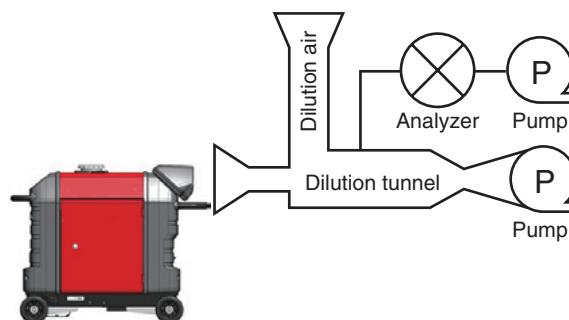


Fig. 17 Dilute gas emission analysis method

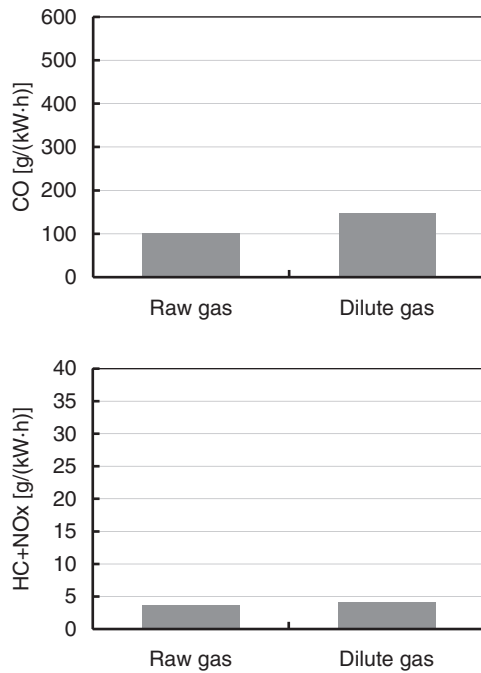


Fig. 18 Comparison of raw gas sampling and dilute gas sampling (1 kVA)

6. 達成値

6.1. 排気エミッションと騒音達成値

1 kVA, 2 kVA, 3 kVA 共にインド国内ガソリン発電機の排気ガスエミッション規制をクリアしつつ騒音規制値内に収めることができた。排気ガスエミッションの達成値を Fig. 19 に示す。

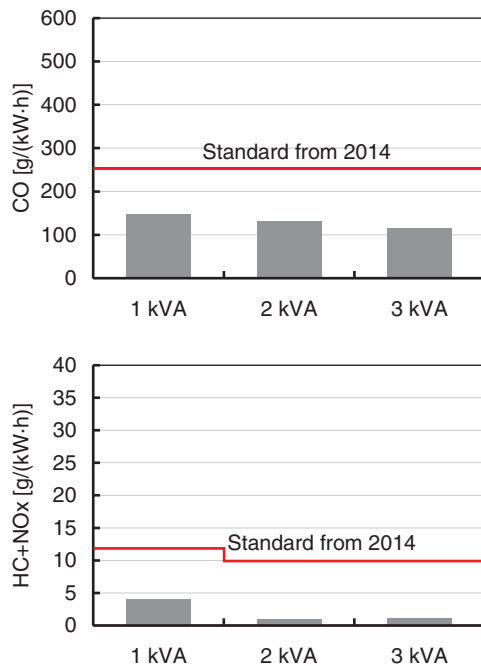


Fig. 19 Emission results of new models

7. まとめ

Honda 汎用製品初となる二次エア導入および触媒内蔵マフラによる発電機用エンジンの排気ガス浄化システムを構築し以下を達成した。

- (1) 排気量の異なる発電機エンジンにおいてもインド排気ガスエミッション規制と発電機騒音規制に適合することができた。
- (2) 汎用独自の二次エア導入管と排気管の最適化により量産のきょう体内に収まるコンパクトレイアウト化とすることができた。
- (3) 本システムにおいて排気管長が二次エア流量に及ぼす影響を明確にすることができたことにより、正確な排気ガスエミッション測定手法を確立した。

参考文献

- (1) Indian emission standards for generator sets on petrol and kerosene
- (2) Yasoshina, S., Saito, R.: Pulsed Secondary Air Injection System for Emission Reduction in Small Generator Sets, SAE Technical Paper, 2014-32-0035 (2014)
- (3) ISO 8178-1:2006 2nd edition: Exhaust emission measurement

著者



齊藤 嶺



佐藤 貴紀



八十科紗耶佳



二ノ宮雄介

トランスミッション直接搭載コントロールユニットの開発

Development of Transmission-mounted Transmission Control Unit

八 幡 和 樹*

Kazuki YAHATA

井 上 源 太*

Genta INOUE

小 西 康 一*

Koichi KONISHI

茂 木 岳 晴*

Takeharu MOTOKI

要 旨

小型車や中型車への適用を目的として、トランスミッションへの直接搭載が可能な、コントロールユニットを開発した。

直接搭載することで制御デバイスとの距離が近くなり、ハーネス長を削減することができた。また、制御ソフトウェアを階層設計しユニットのソレノイドドライバを共有化することで、さまざまなトランスミッションの制御を可能にした。

直接搭載条件におけるユニット内部の電子部品の温度を、実機確認に加えシミュレーションで詳細に把握し対応することで、従来の車体取り付けユニットに対しユニットの最大動作温度を拡大させた。また、取付ブラケットおよびコネクタターミナルの剛性を向上させることで、保証振動周波数帯域を 2000 Hz まで拡大し、小型車から中型車までの幅広い車種への適用を可能にした。

ABSTRACT

A transmission control unit able to be directly mounted on the transmission has been developed for applications ranging from small to medium-sized vehicles.

Direct mounting of the unit has reduced the distance between the transmission and the control device, making it possible to reduce the length of the harnesses. In addition, hierarchical design of the control software and sharing of the solenoid driver have made it possible to apply the unit to the control of a variety of transmissions.

Vehicle tests and simulations were conducted in order to obtain a detailed understanding of the temperature of the electronic components inside the unit under the conditions it would be exposed to when direct-mounted and implement appropriate responses. As a result, the maximum operating temperature of the unit was increased against conventional body-mounting conditions. The rigidity of the mounting bracket and the connector terminals was also increased, increasing the maximum allowable vibration frequency to 2000 Hz. These measures made it possible to apply the unit to a wide variety of vehicle types, from small to medium-sized.

1. まえがき

自動車の地球環境に対する負荷を低減する観点から、燃費改善は重要な課題である。その課題の達成手法としてエンジンでは直噴インジェクション技術や電動デバイス技術が、トランスミッションでは多段化やDCTの適用が拡大されている。それに伴い、エンジンおよびトランスミッションの組み合わせの多様化が進んでいる。従来はエンジンとトランスミッションの組み合わせが限られていた。そのため、一つのコントロールユニットでエンジンとトランスミッション両方を制御することで、きょう体や電子部品の共通部品を削減してきた (Fig. 1)。しかし、近年のように

エンジンとトランスミッションの組み合わせが多様化してくると一体のユニットはその数だけ必要となる (Fig. 2)。

そこで、エンジンとトランスミッションのコントロール

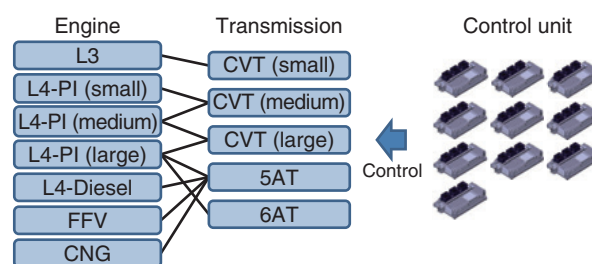


Fig. 1 Former integrated engine and transmission control unit

*四輪 R&D センター

ユニットを分けることにより必要なコントロールユニットの種類を削減することができる⁽¹⁾と考えた (Fig. 3)。

また、トランスミッション制御仕様に関しても、汎用化できる部分と専用設計必要な部分を明確にすることで、異なるトランスミッションにおいてもコントロールユニットを共有化できる。

これまで、パワートレインのトランスミッションコントロールユニット (TCU) の搭載位置は、Honda では車室内やエンジンルーム (Fig. 4) にあり車体に取り付けていた。今回開発した TCU は、トランスミッションへの直接搭載とした。直接搭載には、制御デバイスとの距離が近くなることでハーネス長を削減できるメリットがある (Fig. 5)。

また、車体取り付けの際には、車体フレームにブラケットを介して TCU を固定する必要があった。エンジンとト

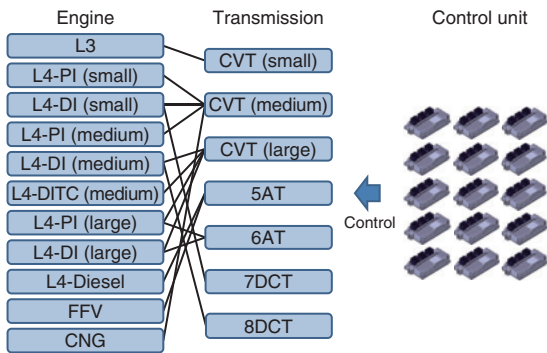


Fig. 2 Current integrated engine and transmission control units

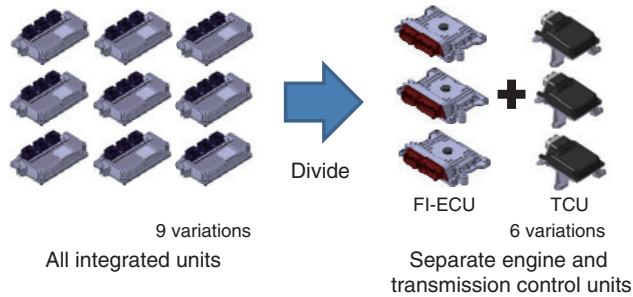


Fig. 3 Change in number of control units

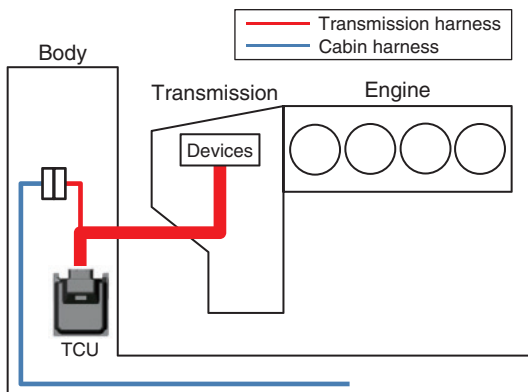


Fig. 4 Body-mounted TCU

ランスミッションの組み合わせが同一で搭載車両が変更になった際に、バッテリーや灯体などの周辺部品の搭載位置の影響により、車両ごとに専用の TCU 搭載用ブラケットが必要となる。トランスミッションへの直接搭載は、搭載位置の固定が可能となる。エンジンルーム搭載と比較し、ブラケットの種類の削減が見込まれる。

一方、トランスミッションへの直接搭載はエンジン、トランスミッションからの熱や振動などの環境条件により、電子部品やきょう体などの構造部品に対策が必要となる。

本稿では、一つのユニットでさまざまなトランスミッションを制御可能とした直接搭載 TCU の開発について紹介する。

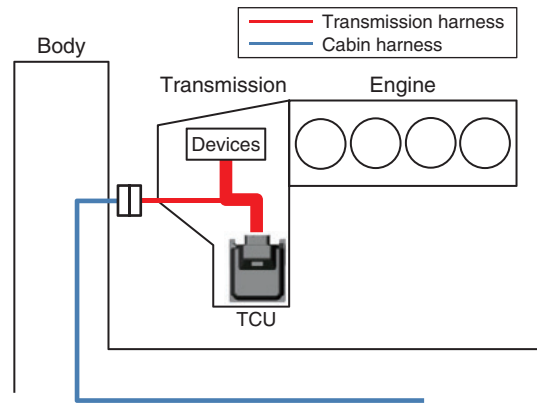


Fig. 5 Transmission-mounted TCU

2. 開発のねらい

今回開発した 1.5 L ターボ対応 CVT に適用したトランスミッション直接搭載 TCU のレイアウトを示す (Fig. 6)。

トランスミッション直接搭載 TCU を設計するにあたって、下記の項目を開発のねらいに定めた。

- (1) 最小限の部品変更で複数のトランスミッションを制御可能である汎用性を持つこと。
- (2) 小型車から中型車までを包含した、振動や熱に対する部品信頼性があること。

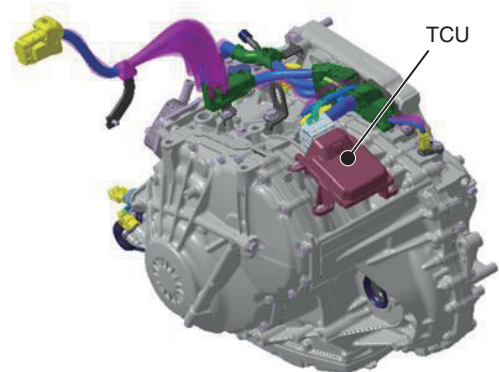


Fig. 6 Layout of transmission-mounted TCU

3. 汎用化設計

TCUに要求される機能として、入出力やリプログラミングなどの基本機能、対象の変速機をどう動かすかのトランスミッション制御機能、メータ表示やエンジン協調などの車両制御機能の三つがある。従来のトランスミッション制御はそれらが明確に分割されておらず、一つの機能を変更する場合でも他の機能の変更が必要となり、TCUとしての汎用性が低かった。

これに対して、機能領域の明確化をおこなった。具体的には Systems Modeling Language⁽²⁾を用い、機能領域を AUTOSAR 規格にもとづきプラットフォーム (PF) 領域、アプリケーション (APL) 領域、その構造間インタフェース (I/F) 領域の三つに分割した (Fig. 7)。これより各機能の独立性を高め、異なるトランスミッションでも APL 領域のみ変更すれば使用できる構成とした。

また、従来のユニットではトランスミッションの油圧回路をコントロールするソレノイドの電流制御を、ドライバ IC 内で電流フィードバック制御をおこなっていた (Fig. 8)。ドライバ IC でのフィードバック制御は、電子部品点数の削減や製造工程での無調整化などのメリットが

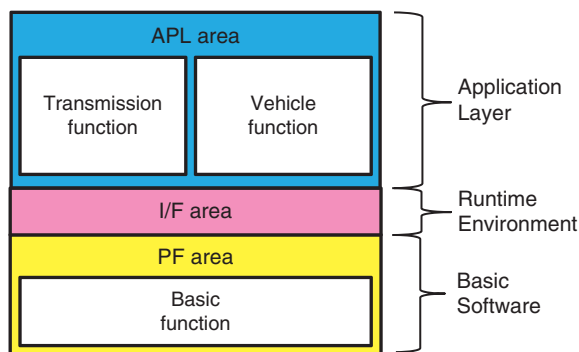


Fig. 7 Diagram of enhanced software system

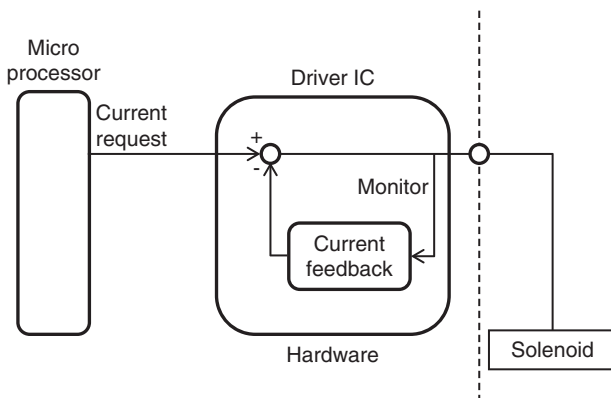


Fig. 8 Design of conventional solenoid current feedback control

ある⁽³⁾。しかし、電流フィードバック制御は変速応答性や耐久信頼性に影響を与えるため、トランスミッションの種類によって制御の設定を変更する必要がある。一方で、ソフトウェアを持たないドライバ IC はフィードバックゲイン等の設定の変更範囲が狭い。そのため、これまで異なる種類のトランスミッションに同一のドライバ IC を適用することは難しかった。今回構築した手法では、ドライバ IC は電流の計測だけおこない、電流フィードバック制御をマイコン内のソフトウェアプログラムに構成した (Fig. 9)。このことにより、マイコン内のプログラムを変更することで、異なるトランスミッションへの適用が可能になった。

以上のことから、ハードウェアの基本構成を変えることなく、機能領域を階層設計し、ソレノイドドライバを共有化することにより異なるトランスミッションを制御できる TCU を構築した。

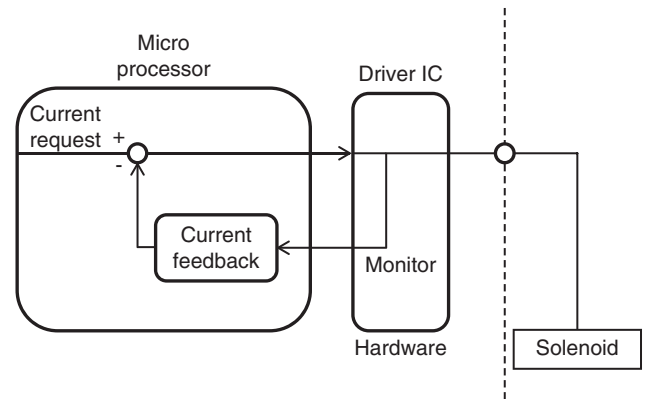


Fig. 9 Current design for solenoid current feedback control

4. 振動環境における部品信頼性

4.1. 振動環境

パワートレインの振動はエンジンマウントを介して減衰し、車体フレームに伝わる。そのため、従来の車体取付のユニットは、エンジンの回転 2 次振動である 400 Hz までの周波数領域に対応した設計をおこなっていた。

直接搭載を検討するにあたり、まず振動環境の把握をおこなった。さまざまな車種、排気量の 4 気筒エンジンの振動周波数に対する、ユニット取付部位に発生する振動加速度の計測をおこなった (Fig. 10)。

200 Hz 近傍以下では、エンジンの回転 2 次振動に比例した高い振動加速度が発生している。

それ以上の周波数領域については、パワートレインの共振によるピークを持った振動加速度が不規則に発生しているが、いずれもエンジンの回転 2 次振動の半分以下の振

動加速度である。また、部品へのストレスの原因となる変位量は周波数の2乗に反比例して減少することから、直接搭載TCU取付点における加速度の入力条件をエンジンの2次振動をベースに設定し、周波数帯域を2000 Hz以下と定めた。

4.2. 耐振動対策

基板上の電子部品の破損を防ぐためには、各部に発生するストレスを部品材料の許容耐力以下にする必要がある。そこでTCUアセンブリ3Dモデルを作成し、周波数応答解析をおこなった。

エンジンの回転2次振動をベースとした振動加速度をTCU取付点に入力し、2000 Hz以下の周波数帯域における共振周波数と応答加速度の確認をおこなった。

共振に対して、ブラケットはトランスミッション取付ボス間にリブ形状を追加することで剛性向上をおこなった。リブ形状については固有値解析を用いてパラメータスタディをおこない、重量と剛性のバランスが最適になる仕様とした (Fig. 11)。

基板とコネクタケーシングの接続にはタッピングスクリュを採用し結合剛性を向上させた。

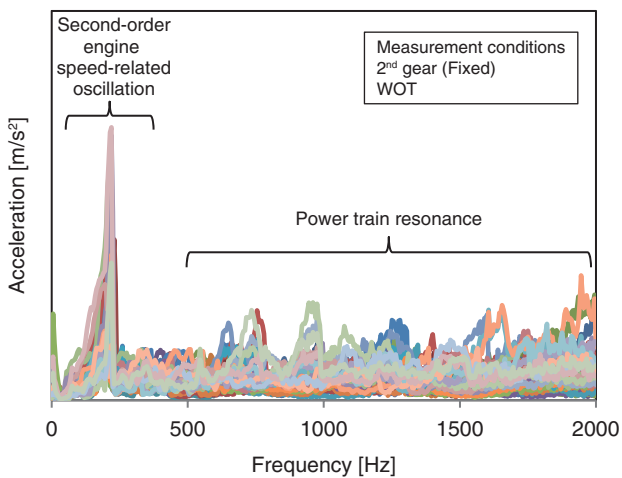


Fig. 10 Vibration acceleration at unit mounting point

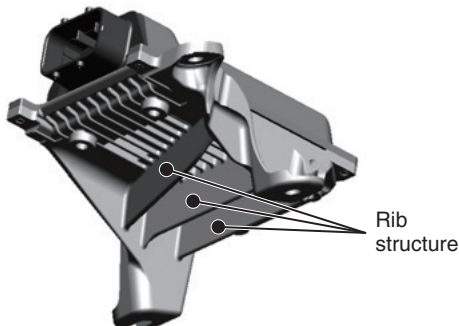


Fig. 11 Realization of enhanced unit rigidity

またコネクタターミナルはターミナル自体の剛性を向上させて、共振周波数をパワートレイン共振領域外の2000 Hz以上に設定した。

これらの対策をシミュレーションで確認した結果、690 Hz付近の共振周波数が740 Hzに上がり、全体の加速度レベルを低下させることができた (Fig. 12)。

4.3. 耐振動性能の確認

車両にてコネクタ部の振動加速度の計測をおこない、耐振動対策前後でのユニット取付点に対するコネクタ部の加速度の変化率の比較をおこなった (Fig. 13)。

ブラケットとコネクタの結合剛性向上により700 Hz付近の共振レベルが低減しており、本仕様による対策効果を確認できた。

また直接搭載入力条件による振動耐久試験を実施した結果、電子部品の脱落やコネクタターミナル破損などの不具合の発生はなく、試験後の電気的特性についてもユニット要求仕様を満足していることを確認した。

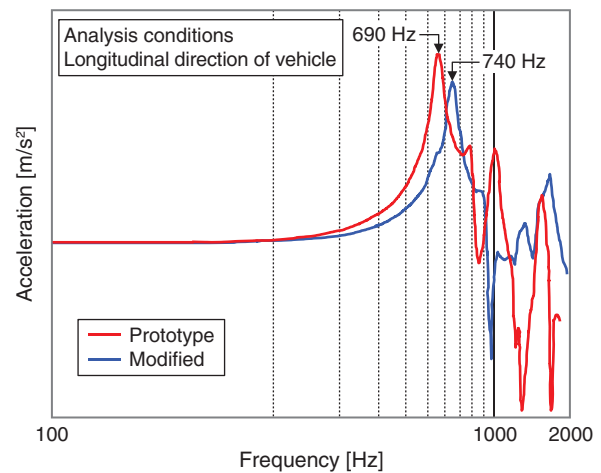


Fig. 12 Frequency response characteristic

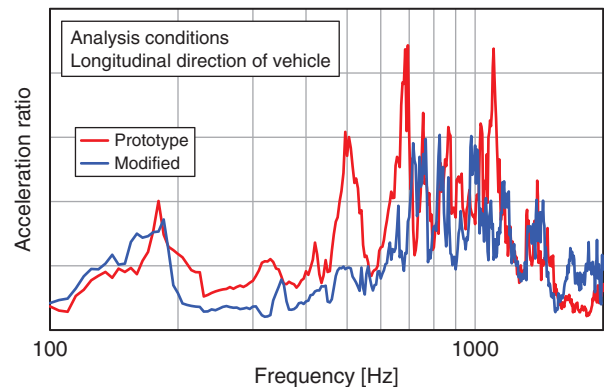


Fig. 13 Comparison of rate of change in vibration acceleration of connector in vehicle

5. 熱環境における部品信頼性

5.1. 温度環境

エンジンルーム内の温度は、車両の走行停止から一定時間経過した後に最大となる。TCU 搭載位置であるトランスミッションケースの温度は、高負荷走行中に発熱するトランスミッションフルードからの受熱影響により、車両の走行停止直後に最大となる。また、TCU の温度を上昇させる要因としては、ソレノイドなどのアクチュエータを駆動するための電力損失による自己発熱がある。

従来のエンジンルーム配置では、エンジンルーム内温度のみを考慮して設計していたが、直接搭載とすることで、トランスミッションケースからの受熱影響や TCU の自己発熱など複数の温度上昇要因を考慮する必要がある。

外部環境温度と走行風などの外的要因と、TCU の電力損失による内的要因に分割し、それぞれの条件を以下のように設定した。その際、小型車から中型車までの車両への搭載を想定し、各条件は最も厳しい条件を適用した。

- (1) エンジンルーム内温度が最大となる走行モード
- (2) トランスミッションケース温度が最大となる走行モード
- (3) 走行風は無風状態
- (4) ソレノイドの消費電流量が最大となる走行モード

登坂走行後のソーク状態におけるエンジンルーム内の温度分布について、熱シミュレーションを実施した (Fig. 14)。エンジンルーム内で最も温度が高い箇所は、輻射熱の影響を受ける排気系周辺である。

これらの結果から、トランスミッション直接搭載 TCU の最大保証温度を、従来のエンジンルームと比較して、10% 上昇させた (Fig. 15)。

5.2. 耐温度対応

走行モードにおける各電子部品の発熱量について、熱シミュレーションをおこなった。トランスミッションケースからの受熱影響を考慮し、TCU 単体モデルだけではなく、トランスミッションケースのモデルを含めてシミュレーションをおこなった。また、特定の電子部品に電力量が集中することを避けるため、複数の電子部品に機能を分

割し、それぞれの電力量を減らすよう分散設計をおこなった。例として、発熱部品である FET を 4 個から 6 個に増やし、素子一つ当たりの電力量を減らした。また、発熱部品を基板放熱面に集中配置し、放熱しやすい構造を実現した。その結果、各電子部品の許容温度以下にできた (Fig. 16)。

5.3. 耐温度性能の確認

エンジンルーム内温度とトランスミッションケース温度が最大となる走行モードを含む複数の走行モードにて、実車温度測定試験をおこなった。その結果、全てのモードにおいて、各電子部品の最大温度が電子部品許容温度以下に収まっていることが確認できた (Fig. 17)。

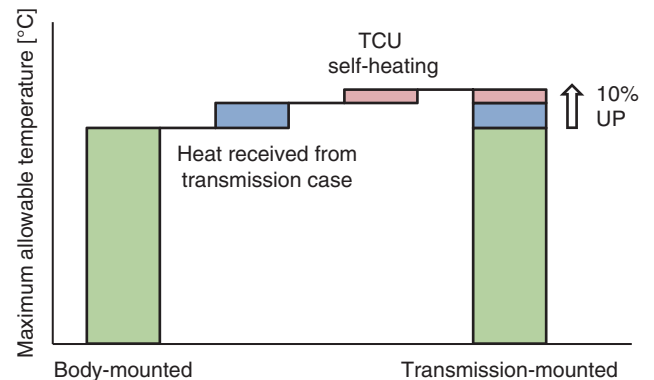


Fig. 15 Maximum allowable temperature

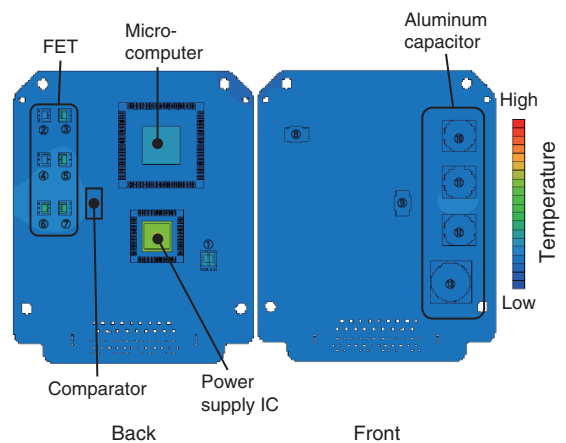


Fig. 16 Temperature distribution

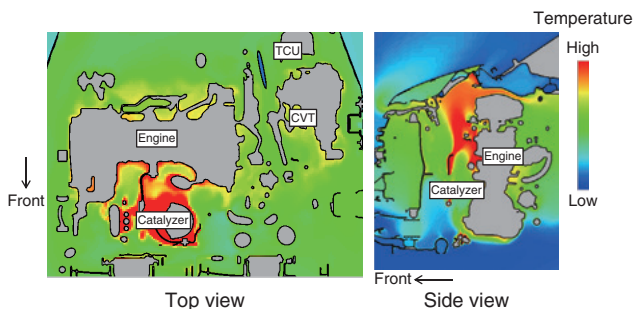


Fig. 14 Results of heat simulation

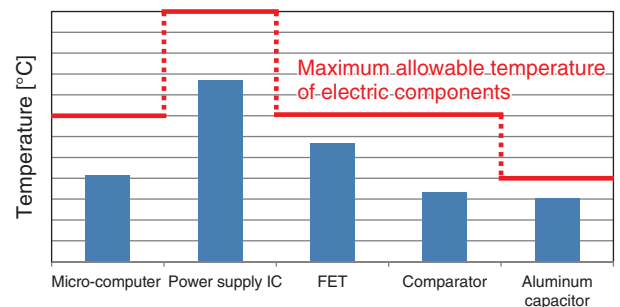


Fig. 17 Heat generation

6. まとめ

トランスミッション直接搭載コントロールユニット開発にあたり、振動環境における課題であった接合部の補強、汎用化設計のための制御ソフトウェアの階層設計をおこない、以下の結果を得た。

- (1) 機能領域の階層設計とソレノイドドライバICの役割最適化により、さまざまなトランスミッションを制御可能にした。
- (2) 取付ブラケットおよびコネクタターミナルの剛性向上と、電子部品の分散設計により、小型車から中型車までの搭載環境(熱、振動)に対する電子部品信頼性を確保した。

参考文献

- (1) 村上真, 山中竜夫, 貝谷泰正: 次世代直列4気筒エンジン用高機能ECUの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.26, No.1, p.17-21
- (2) 荒木秀和, 齋藤佳奈子, 大口良輔, 船越允維, 山本健介: パワートレインシステムの複雑化に対応するモデルベース開発技術, Honda R&D Technical Review, Vol.26, No.2, p.102-110
- (3) 坂井雄大, 岡原章雄, 山川靖弘, 藤本正彦: 新リニアソレノイド駆動ICの開発, 富士通テン技報, Vol.16, No.2, p.21-28(1998)

■著 者■



八幡和樹



小西康一



井上源太



茂木岳晴

充填時間短縮のための FCV 用新水素充填方式の開発

Development of New H₂ Refueling Method for FCV to Reduce Refueling Time

判 田 圭*
Kiyoshi HANDA*

Steve MATHISON**

要 旨

FCV の水素充填時間短縮のために、新充填方式を開発した。従来は外気温に応じて昇圧率を決定していた。充填中のオーバーヒートを防止するための供給水素プレクールの温度は、昇圧率には影響しなかった。新方式ではプレクー ル水素温度に応じた昇圧率のリアルタイム制御を追加した。互換性も配慮し、水素ステーション側は温度センサ追加とソフトウェア変更のみで対応し、車側の制御やハードウェアは変更不要とした。以上より、General Motors 社と Mercedes-Benz 社の協力を得て、実車テストをおこなったところ、プレクー ル水素温度を下げずに、夏場では充填時間を従来の 3 割以上短縮できた。米国ロサンゼルス地区なら、年間を通じてほぼ 3 分台で充填できる。また従来と同等の充填率も確保した。

ABSTRACT

A new refueling method was developed to shorten the hydrogen refueling time of FCV. The conventional method determined the pressure ramp rate according to the ambient temperature, and the temperature to which the supplied hydrogen is precooled to prevent overheating when refueling did not influence the pressure ramp rate. The new method added real-time control of the pressure ramp rate according to the precooled hydrogen temperature. Consideration was also given to compatibility, so the only changes to the hydrogen refueling station side were the addition of a temperature sensor and software changes, and no changes to the control and hardware on the vehicle side are needed. Under the conditions above, vehicle tests were performed with the cooperation of General Motors and Mercedes-Benz, with the result that the new refueling method enabled shortening of the refueling time in the summer by 30% or more compared to the conventional method and without lowering the precooled hydrogen temperature. This enables refueling in less than four minutes in most cases year-round in the Los Angeles district, United States. In addition, a State of Charge equivalent to that of the conventional method was also secured.

1. まえがき

自動車の動力源として燃料は、石炭に始まり、石油、天然ガス、水素へと変遷してきた。これは低炭素化の歴史であり、同時に低分子化の歴史でもある。最も小さい分子の水素に至って、走行時のカーボンフリーを達成した。

その反面で、従来の燃料より高い貯蔵圧が必要となった。ガソリン車並の航続距離を求めた結果、燃料電池自動車 (FCV) のタンク圧力は、70 MPa に至った。この高圧水素を安全に充填するために、SAE を中心に規格の策定がおこなわれた。水素充填特有の課題に、車両タンク内の発熱がある。充填システムは、おおむね直列接続された四つの伝熱系になる (Fig. 1)。車両のタンク内でのオーバーヒートを防ぐために、水素を -40℃ 程度に冷却 (プレクー ル) する (I)。冷やされた水素は、ブレイクアウェイ、ホース、ノズ

ル等 (II) と、車両の配管 (III) の持つヒートマスによって温度が上昇する。タンク内に入ると水素の圧縮のため発熱する (IV)。その温度は、ANSI 規格⁽¹⁾等の要件から 85℃ 以下でなければならない。

外気温 (T_{amb}) が高いときは、充填時間を延ばし、タンク本体への熱の拡散を促進する。数百回におよぶシミュレーションでオーバーヒートが発生しない昇圧率を求め、結果は、データ表 (テーブル) にして水素ステーションの制御装置に記憶させている。これを参照して、充填をおこなうことから、ルックアップテーブル (L/T) 充填方式と呼ばれている。

実際の制御ではまず外気温を測定し、テーブルから昇圧率を読み、充填中は一定の昇圧率を保つよう、流量調整弁を制御する。SAE の標準条件 (外気温 T_{amb} 20℃、残圧 P_0 10 MPa) であれば、3 分半程度で充填が完了する (Fig. 2、図中の黒丸)。

* 四輪 R&D センター

** HONDA R&D AMERICAS, INC.

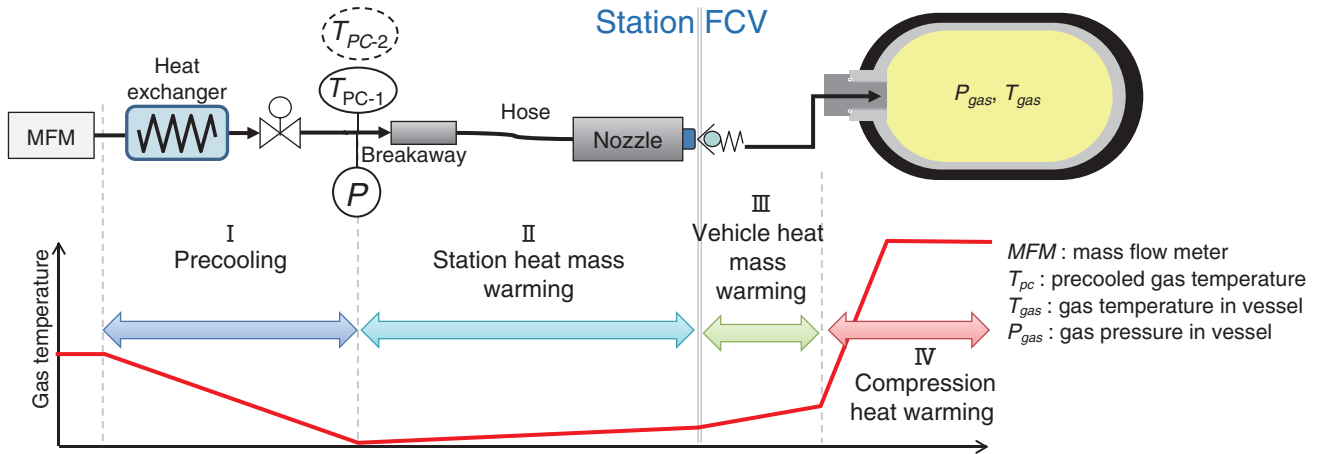


Fig. 1 Overall refueling system

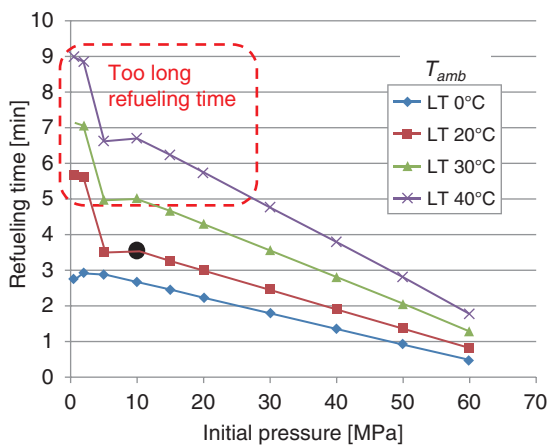


Fig. 2 Effect of ambient temperature

L/T 充填方式の課題は、外気温の高い時である。主要マーケットの一つである米国ロサンゼルス (LA) 地区の最高気温を分析したところ、累積頻度が 98% となるのは 35°C であった。35°C では充填時間が 5 分以上も要してしまうため、お客様の満足は得られないと考えた。このため、Honda では独自に水素充填技術の研究^{(2), (3)}をおこなった。今回開発した新しい充填方式を、MC-Formula 充填方式と名付けた。ここで M はタンク内の質量の Mass から、C はタンクの熱容量の Heat Capacity から、Formula は数式を用いてリアルタイムに昇圧率を計算していることに由来する。本稿では MC-Formula 充填方式について紹介する。

2. 開発のねらい

今回は、以下を目標に新しい充填方式を開発した。

- (1) LA 地区の夏季においても 3 分間で充填が完了する
- (2) 安全上の考え方は、L/T 充填方式から継続し変更しない
- (3) FCV システムは変更しない

(4) 水素ステーションのハードウェアは極力変更しない。ソフトウェア変更は、下位互換性のあるバージョンアップに留める。

L/T 充填方式は、常に一定の昇圧率である。昇圧率は、プレクール水素温度が規格公差の上限 -33°C の場合で設定しているが、実際には公差上限を下回っている (Fig. 3)。実際に温度が -33°C より低くても、充填時間は同じになる。

しかし本来はプレクール水素温度が低ければ、タンク内の温度が下がる分、より速く充填することができる (Fig. 4)。

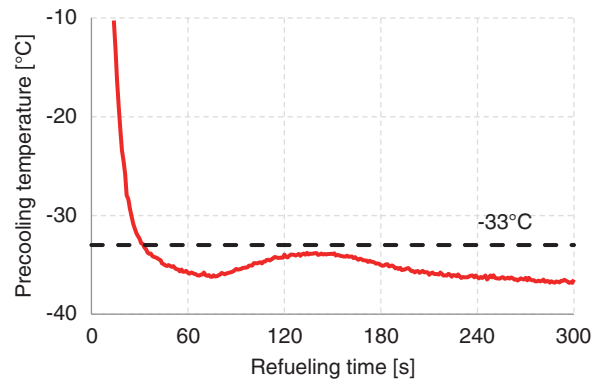


Fig. 3 Example of precooling temperature

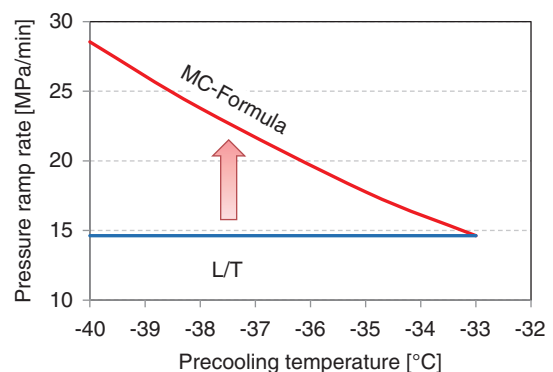


Fig. 4 Effect of precooling temperature

実際のプレクール水素温度に応じて、昇圧率をリアルタイムに決めることができれば、プレクール水素温度が同じでも充填を早くできると考えた。

3. システムの構築

制御ソフトでは、実測したプレクール水素温度からリアルタイムに昇圧率を計算する手法を作成した。

3.1. プレクール水素温度の質量平均処理

Fig. 1 中のプレクール水素温度センサ値 (T_{PC}) をもとに昇圧率を決める。式 (1) では質量流量センサの値 m を用いて、プレクール水素温度を質量平均処理した。ここで i は制御タイムステップである。

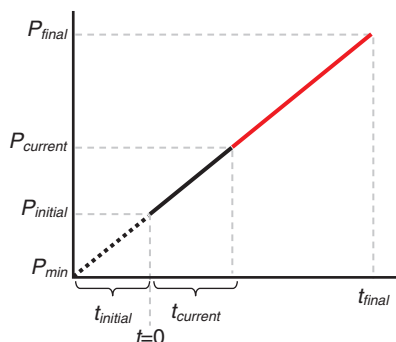
$$MATC(i) = \frac{\sum_1^i [(m(i) - m(i-1)) \times 0.5(T_{PC(i)} + T_{PC(i-1)})]}{\sum_1^i (m(i) - m(i-1))} \quad (1)$$

3.2. 充填時間パラメータの導入

プレクール水素温度のフィードバック制御追加のため、充填時間 t_{final} をパラメータにした (Fig. 5)。

これは、規定の初期圧力 (P_{min} 0.5 または 5 MPa) から充填を始めて、規定の終了圧力 (83.5 MPa) で終了するまでの充填時間である。たとえば車両タンクの残圧が $P_{initial}$ から充填を始める場合、 P_{min} からスタートした充填の途中から始まるとみなす。車両の残圧: $P_{initial}$ が P_{min} より高いと、タンク内の発熱量が減る。よって一番発熱量が多い P_{min} のケースだけを考慮すればよい。

P_{min} を二つ用意したのは、実用的な充填時間を短縮するためである。 $P_{initial}$ が 5 MPa 以下となるのは、ガス欠直前の稀なケースである。このとき圧縮比が増えて発熱量が増



t_{final} : time required to refuel from P_{min} to P_{final}

$t_{current}$: time measured since refueling began

$t_{initial}$: imaginal time before refueling began

P_{final} : maximum allowed dispenser pressure

$P_{current}$: current dispenser pressure

$P_{initial}$: initial pressure when refueling began

P_{min} : minimum allowed starting pressure

Fig. 5 Pressure ramp rate control methodology

すため、充填時間がとても長くなる。これを前提にすると、一部の稀なケースのために、他の一般的なケースまで充填時間が長くなる。よって 5 MPa 以下のケースは、制御上別扱いにした。

3.3. プレクール水素温度に応じた昇圧率の算出

L/T 充填方式では外気温に応じた固定値であった昇圧率を、MC-Formula 充填方式では変動させて充填する。

Fig. 5 において、実際の充填は $P_{initial}$ から始まるので、ここが実時間での $t=0$ になる。ここで P_{min} から $P_{initial}$ までの時間 $t_{initial}$ は、実在しない仮定の充填時間である。 $t_{initial}$ は圧力の比例配分から、式 (2) で求められる。

$$t_{initial} = \left(\frac{P_{initial} - P_{min}}{P_{final} - P_{min}} \right) \times t_{final} \quad (2)$$

t_{final} は、仮想時間 $t_{initial}$ も含めた値である。これを外気温別に加えて、プレクール水素温度別に計算しておく。条件は、タンク内水素温度が上限の 85°C になる t_{final} である。この t_{final} より早く充填すると、オーバヒートする。よって t_{final} が最も短い充填時間になる。配管やタンク内の複雑な伝熱現象を模擬するこの t_{final} 計算を、プレクール水素温度 6 パターン × 外気温 15 パターン = 90 パターン、シミュレーションによってあらかじめ計算した。ここでシミュレーションにおける境界条件やタンク等は、従来の L/T 充填方式と同じものを用いた。

ある外気温のとき、プレクール水素温度と t_{final} の関係を連続化するため 3 次式で近似した。

$$t_{initial}(T_{amb}) = a(T_{amb}) \times MATC^3 + b(T_{amb}) \times MATC^2 + c(T_{amb}) \times MATC + d(T_{amb}) \quad (3)$$

係数 a, b, c, d は、外気温別に 15 組できる。これを表にしたものを、MC-Formula 充填方式ではマップと呼んでいる。このマップは、初期圧 2 パターン × タンク容量 4 パターンで、八つのマップがあり水素ステーションの制御装置に記憶させている。

具体的には、タンク容量と初期圧でマップを選択し、次に外気温で係数 a, b, c, d を決める。中間の気温では線形補間する。そして実測した質量平均プレクール水素温度 $MATC$ を代入すると、 t_{final} が算出できる。

次に、 t_{final} から昇圧率 Ramp Rate (RR) を算出する。

Fig. 5 から、実現在の時刻 $t_{current}$ において充填終了までに必要な圧力差は、 $P_{final} - P_{current}$ である。これに要する時間は、式 (2) を用いて式 (4) になる。

$$t_{final} - t_{initial} - t_{current} = t_{final} - \left(\frac{P_{initial} - P_{min}}{P_{final} - P_{min}} \right) \times t_{final} - t_{current} \\ = \left(\frac{P_{final} - P_{initial}}{P_{final} - P_{min}} \right) \times t_{final} - t_{current} \quad (4)$$

よって $t_{current}$ における充填終了までの昇圧率は、圧力差と時間の比になるので式 (5) で表せる。

$$RR = \frac{P_{final} - P_{current}}{t_{final} \left(\frac{P_{final} - P_{initial}}{P_{final} - P_{min}} \right) - t_{current}} \quad (5)$$

RR が与えられた時、次の制御ステップ (i) で目標にすべき圧力は、式 (6) で与えられる。

$$P_{(i+1)} = P_{(i)} + RR_{(i)} \times (t_{(i+1)} - t_{(i)}) \quad (6)$$

目標圧力になるように、水素ステーションの流量調整をおこなう制御は、L/T 充填方式と全く同じである。これらによって、オーバーヒートせずに実際のプレクール水素温度を充填時間に反映できるようになった。

3.4. 終了圧の設定

ガソリンは油面の高さだけで満タンを検出できる。水素の圧力は、温度によって変化するため、満タンの指標にできない。このため満タンは密度で定義される。温度 15℃ で 70 MPa における水素の密度 40.2 kg/m³ を、充填率 (State Of Charge: SOC) が 100% と、SAE J2601⁽⁴⁾ では定義している。

しかし水素の密度は、直接測定できないため、圧力と温度から算出する必要がある。そこで SAE J2799⁽⁵⁾ では、車のタンク内の温度情報を、赤外線通信でステーションに送る通信充填システム (IR communication system) を制定した。これにより水素の密度をリアルタイムに算出して、高い精度での満タン判定が可能になった。

充填の終了方法は、L/T 充填方式と基本的には同様である。車両からの赤外線通信により、タンク内の温度を受け取り、水素密度を計算して充填を止める。

制御の全体像を、Fig. 6 に示す。

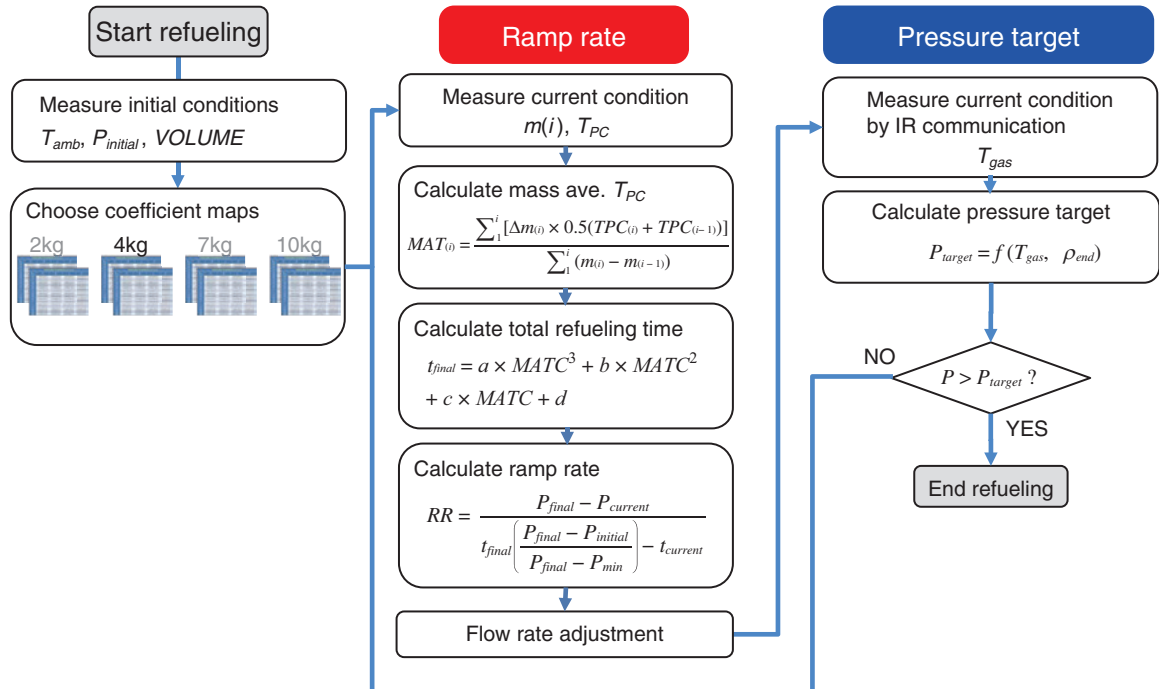


Fig. 6 MC-Formula refueling control structure

3.5. ハードウェアの構成

3.5.1. プレクール水素温度センサの追加

L/T 充填方式からの変化点は、Fig. 1 のプレクール水素温度センサ T_{PC-2} の追加だけである。 T_{PC-1} と T_{PC-2} は、同じ箇所の温度を測っており、相互に値の比較をおこなう。どちらかに異常が生じた時、両者の値はかい離し、故障検知が可能になる。なお最大水素流量に変更はないので、水素配管等の変更も不要である。

3.5.2. 制御装置

L/T 充填方式と比較して、MC-Formula 充填方式の計算量は増えている。1360 回の浮動小数点計算が、数秒に 1 サイクル程度しかいらないので、一般の設備等の制御でよく用いられる小型コンピュータのプログラムロジックコントローラ (PLC) で、対応可能である。浮動小数点演算に 125μsec/回を要する旧世代の PLC でも、実際に問題なく動いている。

4. 実証試験

米国内で最も普及しているエアプロダクツ社製の商用水素ステーションへ MC-Formula 充填方式を導入し、実際の FCV と単体タンクを用いて、さまざまな条件で充填試験をおこなった。

4.1. 水素ステーション

米国カリフォルニア州トランス市にある、Honda R&D ロサンゼルスセンタの水素ステーションで、テストを実施した。この水素ステーションは、L/T 充填方式と、MC-Formula 充填方式の両方が使用できる (Fig. 7)。

4.2. テストタンクと車両

3種類のタンクシステムを用いた。うち二つは実際のFCVである。General Motors 社と Mercedes-Benz 社のご協力を頂いた。

General Motors 社の Equinox FCV は、三つのタンクを持ち、総容量は 114 リットルである (Fig. 8)。

Mercedes-Benz 社の B-Class F-CELL FCV は、三つのタンクを持ち、総容量は 95 リットルである (Fig. 9)。

温度計測用タンクシステムでは、内容量が 105 リットルのアルミライナタンクを使用した (Fig. 10)。タンク内部の水素温度を測るために、二つの熱電対を挿入した。配管等(管, 弁, その他)の熱容量は, SAE J2601 に記載されている最大の熱容量に設定した。配管での圧力低下も, SAE J2601 の最大値にニードル弁を用いて調整した。



Fig. 7 Hydrogen refueling station at which MC-Formula was applied



Fig. 8 Photo of General Motors Equinox FCV



Fig. 9 Photo of Mercedes-Benz F-CELL FCV

4.3. テスト結果

タンク内水素温度の上限を守りつつ、充填時間を短縮し、SOC は従来の L/T 充填方式と同等という結果が得られた。

4.3.1. 充填時間

外気温の高い日にテストし、気温 30℃ 半ばまでのテストデータが得られた。これを超える気温でのデータは、得られなかった。そこで実際とは異なる気温を、一部マニュアル入力して試験した。なお、実車テストはマニュアル入力なしに実際の気温でおこなった。Fig. 11 に充填時間を示す。データがばらつく原因は、初期圧の違いや、米国独自の法規による充填中のリークチェック等である。

外気温が低い時は、オーバヒートの恐れがなくなり、昇圧率の上限値で律速されるため、両者の差がなくなる。外気温が高くなるにつれて、両者の差が広がる。プレクール水素温度を、温度公差の上限値と想定している L/T 充填方式に対し、実際の水素温度を使用しているので充填時間が 3 割程度短くなった。これにより、LA 地区であれば、おおむね 3 分台で充填可能となった。

4.3.2. タンク内の水素温度

Fig. 12 に、General Motors 社の Equinox FCV の充填終了時におけるタンク内水素温度を示す。昇圧率の上昇により、水素温度は平均で 8℃ ほど上昇したが 70℃ 以下であり、上限値の 85℃ に対して十分に余裕のある結果となった。

これは、三本タンクシステムのため、水素に対してタン



Fig. 10 Photo of single vessel test rig

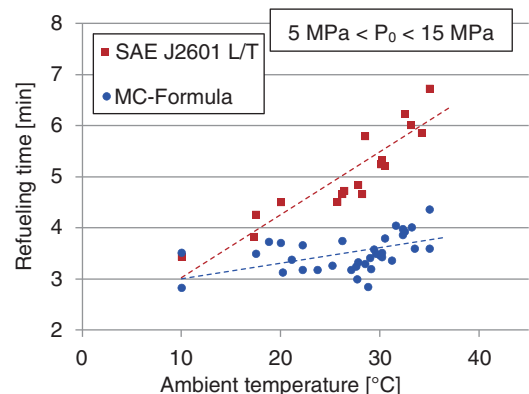


Fig. 11 Refueling time on ambient temperature

ク壁面の割合が大きく、タンク本体のヒートマスにより冷却され水素温度が上がりにくい等の理由が考えられる。

4.3.3. SOC

通信充填時の SOC を Fig. 13 に示す。

このステーションは、SOC が 98% から 100% を終了目標としている。両充填方式ともに、通信充填の温度を用いて密度計算をして、終了制御している。制御手法が同じなので、実際の SOC に差は見られなかった。

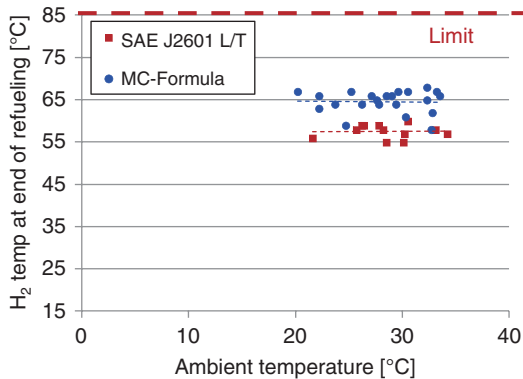


Fig. 12 Ending H₂ temperature in vessel

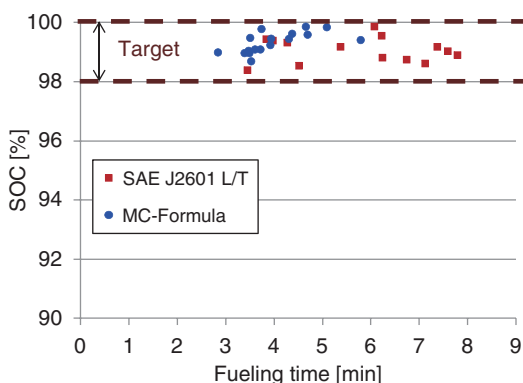


Fig. 13 Ending SOC of communication refueling on test vessel

5. まとめ

FCV の水素充填時間短縮のために、MC-Formula 充填方式を開発した。

- (1) プレクール水素温度に応じた昇圧率のリアルタイム制御を追加した。プレクール水素温度を下げずに、夏場では 3 割以上の充填時間短縮が可能であった。LA 地区なら、年間を通じてほぼ 3 分台で充填できる。
- (2) 昇圧率を決める t_{final} のシミュレーションにおける境界条件やタンク等は、L/T 充填方式と同じものを用いて安全上の考え方を継続した。充填終了方法も同じで、従来の L/T 充填方式と同等の SOC を確保した。
- (3) 車側はハードウェアとソフトウェアともに何も変更しなかった。

- (4) 水素ステーションのハードウェアは、温度センサ追加のみに留めた。水素ステーションのソフトウェアは、計算量が増えたが、旧世代 PLC で動作できた。既存のステーションへも、本方式はインストール可能である。

6. あとがき

MC-Formula 充填方式は、SAE J2601 規格の改定案として、現在審議中である (2015 年 7 月時点)。

参考文献

- (1) ANSI HGV 2-2014: Compressed hydrogen gas vehicle fuel containers (2014)
- (2) Harty, R., Mathison, S.: Improving Hydrogen Tank Refueling Performance Through The Use Of An Advanced Fueling Algorithm - The MC Method, Proceedings of the National Hydrogen Association Conference (2010)
- (3) Mathison, S., Handa, K., Mcguir, T., Brown, T., Goldstein, T., Johnston, M.: Field Validation of the MC Default Fill Hydrogen Fueling Protocol, SAE Technical Paper, 2015-01-1177 (2015)
- (4) SAE J2601: Fueling Protocols for Light Duty Gaseous Hydrogen Surface Vehicles (2014)
- (5) SAE J2799: Hydrogen Surface Vehicle to Station Communications Hardware and Software (2014)

著者



判田 圭



Steve MATHISON

鑄鉄用溶湯鍛造技術を用いた迅速金型製法の確立

Establishment of Metal Die Fabrication Method with Short Production Work Hours by Implementing Technology of Liquid Metal Forging for Cast Iron

北 村 卓 文*

Takunori KITAMURA

名 倉 宏 樹*

Hiroki NAGURA

要 旨

フレキシブルでタイムリーな開発をおこなうために、短期間での製作が可能で、かつ、開発段階における試作と量産段階における少量生産への適用が可能な、高圧ダイカスト用金型を製作する技術が求められている。高圧ダイカスト用の金型には、その使用環境の過酷さから、優れた機械的特性が求められる。そのため、金型材料に熱間ダイス鋼などが用いられるのが一般的である。しかしながら、これらの材料は加工性に劣るため、その製作においては長い期間が必要となる。このような背景の下で、グラファイトで作られた型にダクタイル鑄鉄を鑄込み、加圧下で凝固をさせる鑄鉄用溶湯鍛造技術の研究をおこなった。基地組織の調整と表面改質と合わせて、形状精度、内部品質、金型寿命に関する目標を満足する製法を構築した。これにより、金型製作期間の半減が可能となった。

ABSTRACT

A technology has been sought for the metal mold fabrication that could be used for a trial manufacturing in the stage of a product development and/or the actual production stage for a small production volume to make the vehicle development flexible and conducted in timely manner. For the dies used for high pressure casting, surpassing mechanical properties are needed because of the severe requirements for durability in their operations. Therefore, hot forming die steel is usually used for the die steel material. However, this material is disadvantageous to machinability and takes longer period for its fabrication. With this background, the study on a technology of liquid metal forging for cast iron was conducted, in which ductile cast iron is cast in a mold and solidified under high pressure. By implementing the adjustments of the base material structure together with enhancements in surface properties, the production method was established to fulfill the requirements in dimensional accuracies, qualities of inner material and the life of mold.

1. はじめに

二輪車には、数多くのアルミニウム鑄造部品が使われている。通常、新機種の開発段階では、砂型鑄造により部品が試作されている。これは設計変更への柔軟な対応と製作コストを考慮しているためである。砂型鑄造におけるアルミニウム鑄造材料には、JIS AC2Bなどが使用される。一方、量産工程においては、高圧鑄造用ダイカスト材 JIS ADC12 を使い、高圧ダイカスト (HPDC) によりこれらの部品は製作される。しかしながら、鑄造材料の間には機械的性質に差がある。また、砂型鑄造で造られた製品の精度は、HPDC で造られたそれに劣る。それゆえ、開発の最終段階に、HPDC により造られた部品の耐久性の確認が必要となる。もし、この段階で、強度や耐久性の不足が確認さ

れると、設計変更が必要となる。これは、開発日程と開発コストに影響を及ぼす。また、近年、市場ニーズの多様化により、多品種少量生産に対するニーズが大きくなっている。これらの背景から、開発段階における試作と量産段階における少量生産への適合が可能な金型製法が求められてきた。

一般に、高圧ダイカスト用金型は、高温かつ高圧の条件下で高速注入される溶湯から強い衝撃を受ける。そのため、キャビティ部には、熱間ダイス鋼等の高強度材料が用いられるのが一般的である。しかしながら、高強度材料は切削加工が難しく、後工程にて放電加工と手磨き加工を必要とする。それゆえ、延べ製作時間が長くなる。このことが、金型製作におけるコストと日程上の課題となってきた。

*二輪 R&D センター

この課題に対して、これまでも、ダクタイル鋳鉄(FCD)による鋳造製法で金型を製作する研究がおこなわれてきた⁽¹⁾。この研究では、2種類の製法により、金型製作がおこなわれている。一つ目はセラミックシェル鋳型を用いたセミフルモールド法で、製品形状部(キャビティ)は無加工としている。この金型製法では、鋳物の反りと表面粗さと表面組織の課題があった。二つ目は発砲スチロールと砂型を用いたフルモールド法で、キャビティ部に加工をおこなった。この金型製法では金型品質に問題はなかったが、製作コストと日程に課題があった。

以上の背景の下に、本研究は、金型材料にFCDを採用し、溶湯鍛造により製作する手法の実現を目指した。FCDを金型材料とするには、鋳造時の凝固収縮による形状精度不良と鋳巣による強度低下を考慮する必要がある。この課題に対して、筆者らは、鋳鉄用の溶湯鍛造技術の実現の可能性を探った。この製法では、溶融状態のFCDを加圧したまま凝固させることで、形状精度の維持と、鋳巣発生の抑制が期待される。これにより、金型製作工程から形状加工、放電加工、手磨き加工を省略することが可能となり、延べ製作時間の短縮が可能となると考えた。また、鋳巣の発生の抑制による強度低下を防止し、ダイカスト製法への適用が可能になると考えた。本稿では、HPDC用金型の溶湯鍛造による製法構築過程と、実用化に向けた検証結果について述べる。

2. 迅速金型製法の構築

2.1. 金型製作プロセスと延べ製作時間

金型製作において、延べ製作時間を要する部品は、キャビティである。理由として、キャビティは製品形状を反転した部品であり、複雑な3D形状を有するためである。キャビティの製作プロセスをFig. 1に示す。まず金型3DデータからCAMを使用して切削加工データを作成する。次に、NCマシンにて切削加工をおこなう。この際、赤色で示した幅が狭い部位や深い部位には削り残しが発生する。それゆえ切削加工後に放電加工をおこなう。放電加工は削り残しを加工するのに有効な手段である。しかし電気力で金属を溶融し除去するので、多くの加工時間を必要とする。また、放電加工では被加工材料表面に加工変質層が発生する。このため、最終工程として手磨きの工程が必要となる。このため、キャビティの製作には長い期間を要する。

そこで筆者らは、HPDC用金型製作時に発生する部品別延べ製作時間の試算をおこなった。対象とする製品は、二輪車用エンジンのクランクケースで、製品サイズは、X:300 mm Y:195 mm Z:60 mmである。型締め力500 tの高圧ダイカストマシン、主型材料はFCD 550、キャビティ材料はSKD 61とした。試算の結果、金型製作における

キャビティの延べ製作時間は、全体の約58%を占めていた。そこで、我々は、キャビティ製作時の切削工程と放電加工および手磨き工程を最少化できる技術手段の検討をおこなった。

2.2. 迅速金型製法の検討

キャビティの加工工程を短縮できる可能性のある手法は、大別すると2種類ある。一つ目は、荒加工による成形形状に相当する素材を鋳造にて製作したうえで、仕上げ加工を実施する製法である。二つ目は溶融した金属を型の内部に充填し、加圧をおこないながら凝固させる溶湯鍛造である。溶湯鍛造は形状精度が良く、内部に鋳巣の発生が少ない製法である。検討にあたり、目標とするキャビティ形状精度を ± 0.1 mmとした。これは、製作するキャビティの寸法がX:350 mm Y:400 mm Z:180 mmであることを、当該製品の一般的な要求公差が ± 0.4 mmであることを勘案し決定した。これらの2手法における延べ製作時間を試算した。一つ目の製法では、SKD 61を材料としたキャビティに対し、約20%の削減であった。一方、二つ目の製法では、約50%の削減が見込まれる結果となった。これは切削加工と放電加工、手磨き工程を削減した結果である。以上の理由から、溶湯鍛造技術の開発に着手することとした。

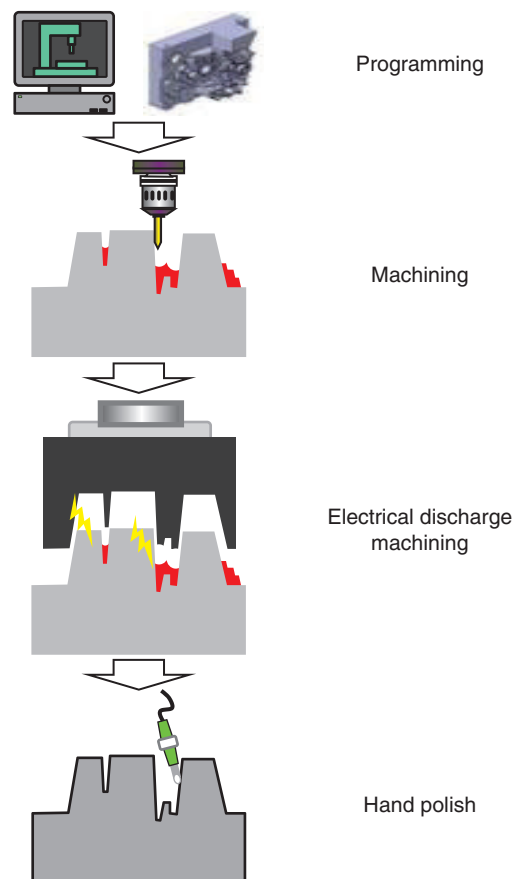


Fig. 1 Mold fabrication process

溶湯鍛造技術による金型製作プロセスを Fig. 2 に示す。まず、金型の 3D データからキャビティを反転した鍛造型を設計する。次に、CAM にて切削加工パスを作成し、マシンニングセンタによる切削加工で鍛造型を製作する。次に、鍛造型を治具にセッティングし、ヒータで加熱する。鍛造型の温度が設定温度に上昇した後、溶融した FCD を鍛造型に注湯し加圧する。その後、加圧下で凝固完了まで冷却をおこなう。凝固が完了した後に離型し、キャビティの製作完了となる。溶湯鍛造では、以下の特長を備えた型材料が必要である。

- ・ 高温環境下で強度と形状精度を維持できること
- ・ 廉価であり、入手しやすいこと
- ・ 切削加工性が良いこと

そこで筆者らは、型材料へのグラファイトの採用を検討した。グラファイトは一般的に流通しており、廉価である。加えて、不活性雰囲気中では 3000℃ の耐熱性を備え、形状精度も優れている。さらに、熱間ダイス鋼と比較し切削性が優れている。それゆえ、短期間での鍛造型の製作が可能である。しかしながら、グラファイトは鉄と比較し熱伝導率が約 3 倍高い。それゆえ溶湯が急激に冷却されるので、湯廻り不良などの転写不良が発生しやすい。この課題に対して我々は、良好な湯廻りが得られる型温度の検証をおこなった。

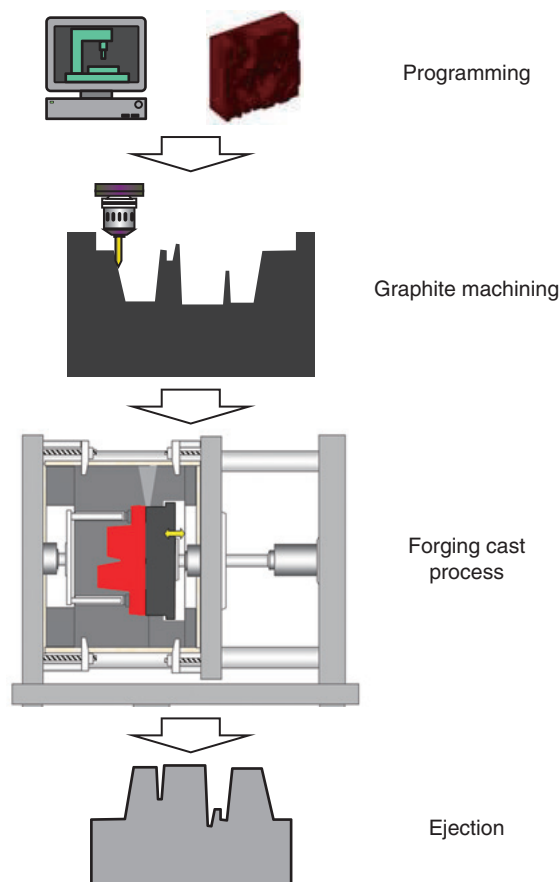


Fig. 2 Mold fabrication by forging cast process

2.3. グラファイト型温度検証

注湯された FCD はグラファイトに接触した部分から冷却され、流動性が低下する。流動性が低下した結果、未充填となり Fig. 3 に示すような湯廻り不良が表面に発生することがある。そこで、湯廻り不良の発生と型温度の相関性をテストピースの溶湯鍛造により検証した。テストピースの形状は Fig. 4 に示すように、二輪車用エンジンのクランクケースの一部とした。なおかつ、先端幅 2 mm、深さ 80 mm 以上のリブ形状を有する複雑な部位を選定した。これは HPDC にて製作される部品はリブ形状を多く含むため、製作難易度が高いことを勘案した。テストピース製作における、溶湯温度は 1400℃ とし、グラファイト型の温度は 400℃ から 50℃ ずつ、1000℃ まで上昇させた 13 型を準備した。ちなみに、型の温度は中心かつキャビティの最深部表面から 20 mm の深さの点で測定している。以上の条件にてテストピースを作製し、表面に発生した湯廻り不良の数を調べた。このとき、湯廻り不良の判定は、溶接補修の必要性有無で判断した。

検証結果を Fig. 5 に示す。型温度 600℃ 以下では、グラファイト型の温度上昇と共に、不良数は急激に減少する。さらに型温度を上昇させると、不良数はサチュレートする形でゼロに近づく。以上の結果から、我々は、良好な表面



Fig. 3 Appearance of surface defects



Fig. 4 Appearance of test piece

品質を得るためには、型の温度を 700℃ を超える領域に設定する必要があると判断した。

2.4. 溶湯鍛造技術による金型製作手法の成立性検証

FCD の凝固形態は、マッシー凝固（粥状凝固）である。マッシー凝固とは、冷却が進むと粥状になる。さらに冷却が進み、固相線温度を下まわると一気に凝固が完了するという凝固形態である。この特徴により、加圧下にある溶湯は凝固が完了するまでグラファイト型に密着し続ける。加えて、溶湯鍛造では、体積収縮時に圧力による溶湯補給がおこなわれる。これらのことから、溶湯鍛造では形状精度と内部品質の向上が見込める。以下に形状精度と内部品質の検証結果を述べる。

2.4.1. 溶湯鍛造プロセス

溶湯鍛造型の充填方案を Fig. 6 に示す。キャビティ下部より溶湯が入る、むくり上げ方案を選択した。これは湯先の散らばりによる湯玉の発生と温度低下を抑制するため

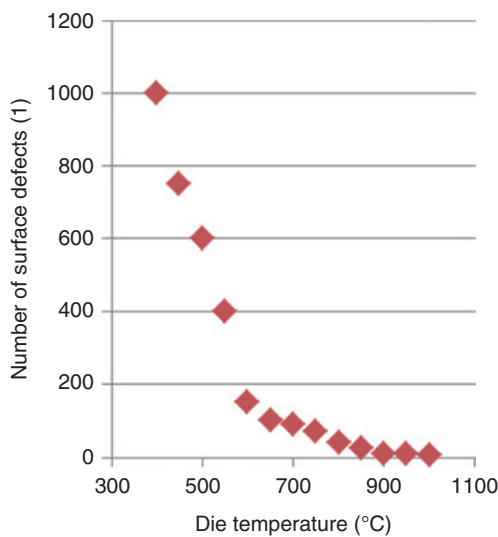


Fig. 5 Surface defects and die temperature

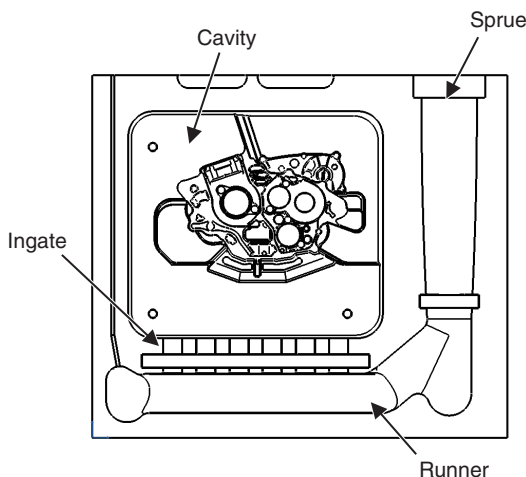


Fig. 6 Casting plan

ある。注湯時に余剰な溶湯とガスを排出するために上部にはあがりを設定している。

次に、充填から離型までのプロセスを Fig. 7 に示す。グラファイト型は三型で構成される。一つ目は金型形状を反転した固定型である。二つ目は前後に摺動する加圧用スライド型であり、充填完了後に溶湯に圧力を掛ける用途を持つ。さらに離型用に引き抜き機構を設けている。三つ目はスライド型を支える保持型である。この三型を治具内にて固定した後に型を加熱し、グラファイト型が所定の温度に達した時点で湯口より注湯を開始する。あがりから溶湯が排出されたのを確認した後、スライド型を前進させる。スライド型が堰とあがりを過ぎた時点より加圧開始となり、所定の圧力に達するまで加圧をおこなう。所定の圧力に達したところで、グラファイト型の冷却を開始する。グラ

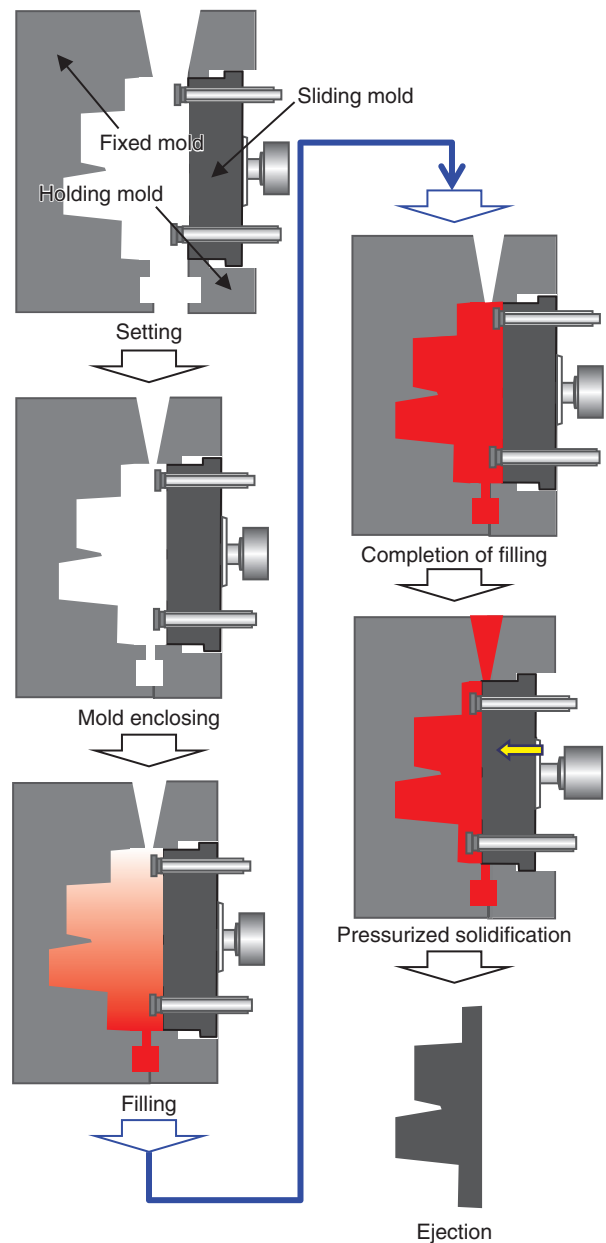


Fig. 7 Forging cast process

ファイト型が所定温度まで下がったところでスライド型を後進させる。これにより、グラファイト型から金型を離型する。

2.4.2. 形状転写精度

加圧下での凝固が転写精度に与える影響を Fig. 4 に示したテストピースにて確認した。重力鋳造法と溶湯鍛造法で製作した2種類のテストピースの形状を測定し、精度を比較した。測定には、レーザー式非接触形状測定器を用い、3D 形状データとの誤差を算出した。測定結果を Fig. 8 に示す。カラースケールのマイナス側は、形状が痩せる方向を示し、プラス側は形状が太る方向を示す。左側の図は、重力鋳造法にて製作したテストピースで、最大で約 0.5 mm の形状誤差が発生している。一方、右側の図は、溶湯鍛造法にて製作したテストピースで、ほぼすべての部位で形状誤差が±0.1 mm 以内に収まっていることがわかる。なお、溶湯鍛造法で製作したテストピースの左上部に現れている青丸部は、離型時の押しピンによる変形であり、転写精度不良ではない。

以上の結果から、加圧下で凝固させることにより凝固収縮やひずみが抑制され、高い転写精度が得られることが確認された。

2.4.3. 内部品質確認

加圧下での凝固が内部品質に与える影響を、Fig. 4 に示したテストピースにて確認した。テストピースを 10 mm 間隔で切断し、全断面に染色浸透探傷検査 (JIS-Z2343) をおこなった。Fig. 9 に検査結果の代表例を示す。左側の写真は重力鋳造法にて製作したテストピースで、鑄巣の存在が確認された。一方、右側の写真は溶湯鍛造にて製作したテ

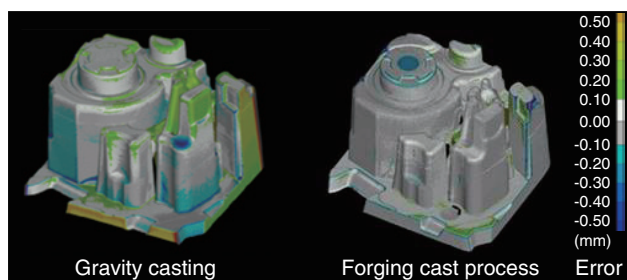


Fig. 8 Comparison of duplication accuracies

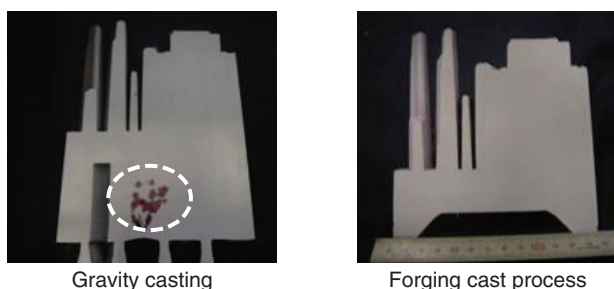


Fig. 9 Comparison of internal defects test results

ストピースで、鑄巣は存在しない。この結果より、加圧下で凝固させることにより鑄巣が抑制されていることが確認された。

3. FCD 製金型の耐久性向上

本研究は、少量生産に適した金型を対象とするため、耐久性に関する目標を以下に定めた。

- ・ 10000 ショット後に破損なきこと
- ・ ヒートチェックの発生量が外観品質の許容値内に収まること

HPDC では他の鋳造法に比べて、注湯圧力が高く、アルミニウム溶湯は高速で金型表面に接触する。加えて、鋳造製品の取り出しをおこなった後に、水溶性の離型材を金型に塗布する。これにより、加熱と冷却による熱応力が発生する。FCD は熱間ダイス鋼と比較し引張強度が低い。このため、FCD 製金型は、SKD 61 製金型に比べて早い段階でヒートチェックが発生する。ヒートチェックは製品に転写されることにより、外観品質の低下を招く。最終的にはヒートチェックの成長により金型が破損する。この課題に対し、HPDC に適した FCD の基地組織の調査と材料成分の調整をおこなった。試験方法は、以下の2種類とした。一つ目は、冷熱サイクルを近似的に発生させることによる「ヒートチェック試験」、二つ目は、実際に鋳造をおこなうことで耐久性を検証する「ダイカスト試験」をおこなった。

3.1. HPDC 用基地組織の調査と材料成分の調整

3.1.1. ヒートチェック試験による寿命予測

金型材料の基地組織の耐久性を試験する方法として、Fig. 10 に示すヒートチェック試験がある。ヒートチェック

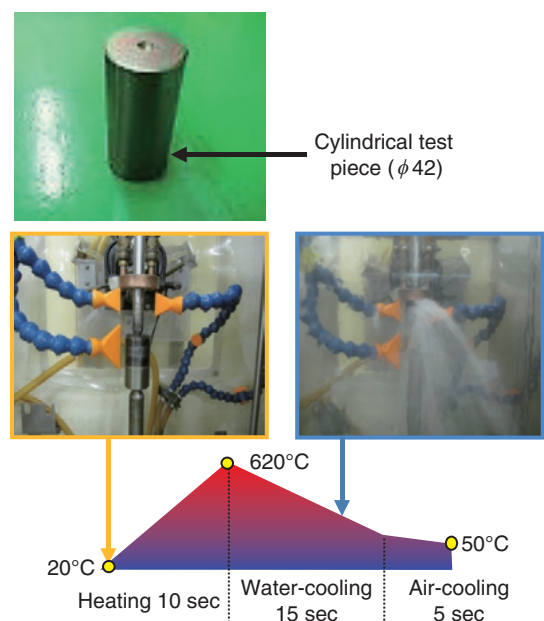


Fig. 10 Test conditions for heat check

試験は、一般的に高周波焼き入れ設備を利用しておこなわれる。試験片を高周波にて所定の温度まで上昇させた後、水冷却と空気冷却をおこなう。鋳造時の金型表面に発生する冷熱サイクルを近似的に再現させることにより、耐ヒートチェック性を評価する試験である。

ヒートチェック試験の条件を以下に示す。試験片の寸法は直径 42 mm、長さ 80 mm で、その外周と端面には、機械加工が施されている。10 秒間の加熱により表面温度を 620℃ まで上昇させ、その後、15 秒間の水冷却と 5 秒間の空気冷却により表面温度を 50℃ まで下げる。以上の工程を 1 サイクルとしている。また、今回の試験では耐久性の基準とする材料に SKD 61 を選択した。上記の試験を SKD 61 に 1000 サイクル実施した際に発生するクラックの本数と長さを基準値とした。本研究では、SKD 61 製金型の耐久性を 50000 ショットと仮定した。FCD 製金型の目標耐久性を 10000 ショットとしているので、クラックの本数と長さが、基準値と同等となる目標サイクル数は 200 サイクルに換算される。

3.1.2. 組織とヒートチェック発生の関係

ヒートチェック試験をおこなう試験片の基地組織には、以下の 7 種類を設定した。主要諸元を Table 1 に示す。図表内のフェライトとパーライトの比率は、黒鉛を除く面積比率である。また、硬度は、ブリネル硬さを HRC スケールに換算している。

試験片(1) オールフェライト組織

試験片(2) フェライトパーライト組織 (フェライトリッチ)

試験片(3) フェライトパーライト組織

試験片(4) フェライトパーライト組織 (パーライトリッチ)

試験片(5) マルテンサイト組織

Table 1 Specification of test piece

TP	Structure	Ferrite (%)	Pearlite (%)	Hardness (HRC)
(1)	Ferrite	100	0	<0
(2)	Ferrite-rich	95	5	10
(3)	Ferrite-Pearlite	40	60	22
(4)	Pearlite-rich	5	95	25
(5)	Martensite			37
(6)	Bainite			42
(7)	Cementite			51

試験片(6) バイナイト組織

試験片(7) セメントナイト組織

試験結果を Fig. 11 に示す。この図より、以下の特徴が確認された。硬度が高いほど、前述の基準値に達するまでのサイクル数は減少する傾向にある。また、フェライトパーライト組織のように 2 種類の組織を有する試験片は、全体的に基準値に達するまでのサイクル数は多い。特に、フェライト組織が多い試験片では、目標値を超える耐久性を有している。一方、単一組織では、目標を満足するものはない。

次に、ヒートチェックの形態を金属顕微鏡により観察した。観察する試験片は、試験サイクル数が少なかった試験片(1)と(4)、試験サイクル数が多かった試験片(2)と(3)、以上の 4 種類とした。観察結果を Fig. 12 に示す。試験片(1)では、フェライト組織の内部に黒鉛を繋ぐ形で、ヒートチェックが成長していた。また、パーライト組織の試験片(4)も同様であった。一方、試験片(2)と(3)

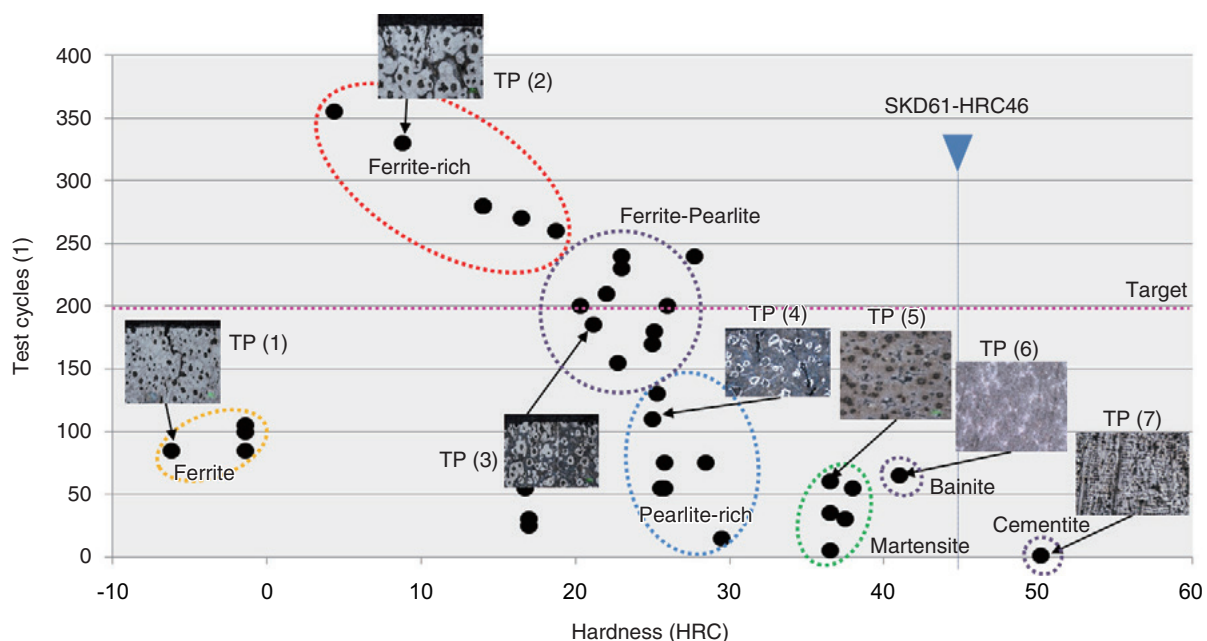


Fig. 11 Results of heat check classified by metallographic structure

では、黒鉛を繋ぐ形でヒートチェックが成長するが、部位によってはフェライト組織で発生したヒートチェックがパーライト組織との界面で停滞している。また、フェライトパーライト二相混合組織を有する FCD は靱性が高いことが知られている⁽²⁾。以上の結果から、筆者らは基体組織をフェライトとパーライトの2種類で構成することにより、ヒートチェックの成長を抑制できるのではないかと考えた。

3.1.3. 材料成分がヒートチェックへ与える影響

材料成分ではマンガン（以下、Mn）に着目した。FCD は Mn を 0.2-1.0 wt% 程度含有している。Mn は、溶湯に含まれる硫黄をその化合物（硫化マンガン）を造ることで除去するために添加される。硫化マンガンの生成に関与せず残留した Mn は、炭化物となる⁽³⁾。炭化物は脆く、硬いので割れやすい。そこで、Mn 含有量がヒートチェックの成長に与える影響を確認するため、Mn 含有量を調整した試験片を6種類製作し、ヒートチェック試験を実施した。試験片 A と B は硬さ HRC 15 ねらい、C と D は HRC 20 ねらい、E と F は HRC 25 ねらいで製作した（Table 2）。硬さの違いは、フェライトとパーライトの比率を変化させることで造られた。試験結果を Fig. 13 に示す。Mn 含有量を 0.1 wt% に減少させた試験片では、目標とする 200 サイクルを達成した。

以上の結果を基に、強度的に最も優れるサンプル B を採用した。

3.1.4. ダイカスト試験

FCD 製金型の実製造での耐久性を確認するため、型締め力 350 t の HPDC マシンにて、3000 ショットのダイカスト試験を実施した。金型とテストピースの外観写真を

Table 2 Enhanced toughness against heat check by decreased Mn content

TP	Structure	Mn (wt%)	Hardness (HRC)
A	Ferrite-rich	0.39	17
B	Ferrite-rich	0.13	15
C	Ferrite-Pearlite	0.36	22
D	Ferrite-Pearlite	0.11	20
E	Pearlite-rich	0.37	28
F	Pearlite-rich	0.12	24

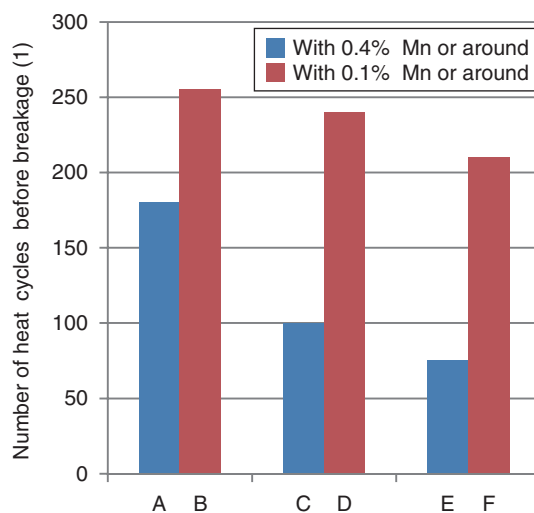


Fig. 13 Enhanced toughness against heat check by decreased Mn content

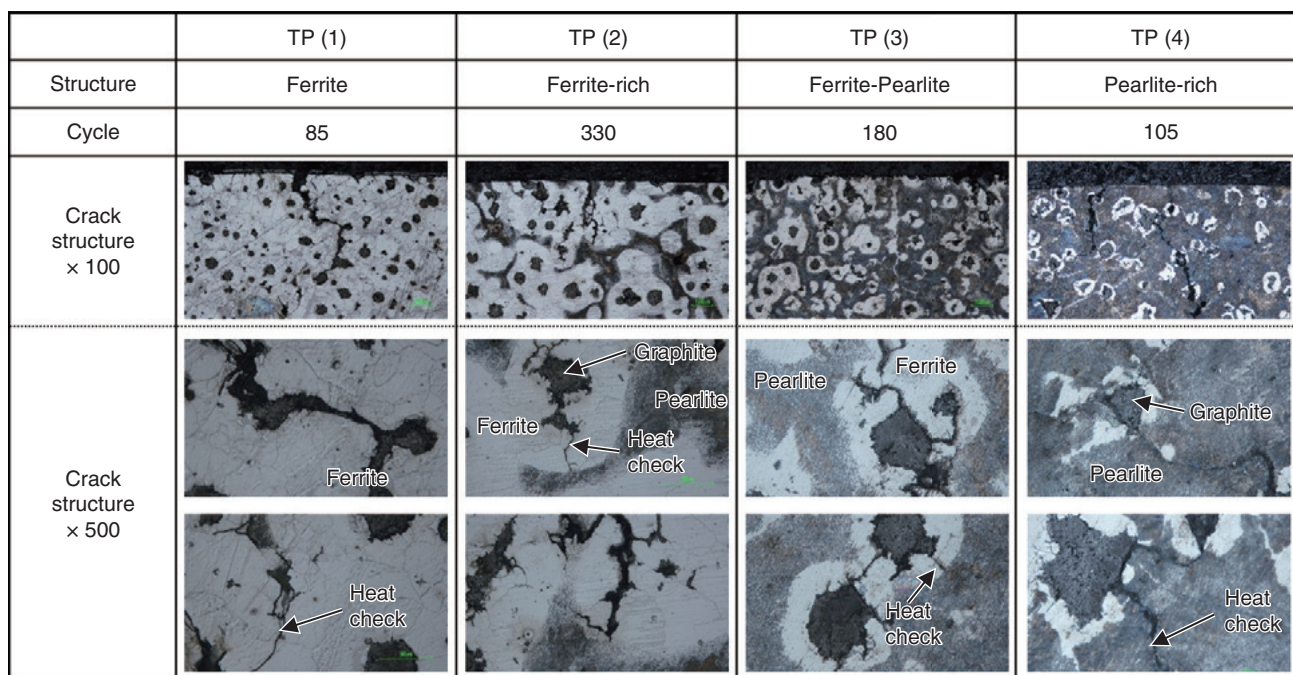


Fig. 12 Cross sections showing heat checks in micro structures

Fig. 14 に示す。なお、FCD 製金型の耐久性の検証に用いる項目は、耐久試験後の製品の形状精度の維持、外観品質、および金型の破損の有無の三つとした。

形状精度の検証方法を以下に示す。HPDC にて製作した 10 ショット目と 3000 ショット目の製品の形状を産業用 CT 装置にて測定した。Fig. 15 の左図に 10 ショット目の測定値と 3D データとの間の寸法差を示す。寸法差は ± 0.1 mm 以内であった。右図は、3000 ショット目の測定値と 10 ショット目の測定値との間の寸法差を示す。寸法差は一部を除き ± 0.1 mm 以内であった。一部の部位に -0.2 mm 以上の形状誤差が発生した原因は、金型にアルミニウムが焼き付いたことによるもので、金型の変形によるものではなかった。また、破損した部位は確認されなかった。

Fig. 16 に 3000 ショット目の製品の外観写真を示す。金型の表面に亀甲状に発生した数多くのヒートチェックが、製品に転写されているのが確認できる。これは製品外観品質上の許容レベルを超えるものであった。Fig. 17 に金型の表面に発生したヒートチェックの拡大写真、Fig. 18 にその断面写真を示す。発生したヒートチェックに白色に写るアルミニウムが浸入することにより、金型の表面が隆起しているのが確認できる。この隆起が転写されることによ

り、製品に凹みが発生し外観品質の低下を招いている。以上の結果から、形状精度の維持と金型破損に対する要求は満足されたが、金型に発生するヒートチェックの製品への転写により、外観品質は満足できなかった。そこで我々は、ヒートチェック開口部の隆起の抑制を行うこととした。

3.2. 表面改質による隆起の抑制

ダイカスト試験において、隆起が製品に転写されることにより、外観品質が許容レベルを超えた。そこで、金型表面の隆起を抑制することにより外観品質の向上させることとした。隆起を抑制する手段として、表面改質を検討した。

3.2.1. 表面隆起型のヒートチェック発生メカニズム

ヒートチェック開口部の隆起発生メカニズムを Fig. 19 に示す模式図で説明する。まず鋳造サイクル初期

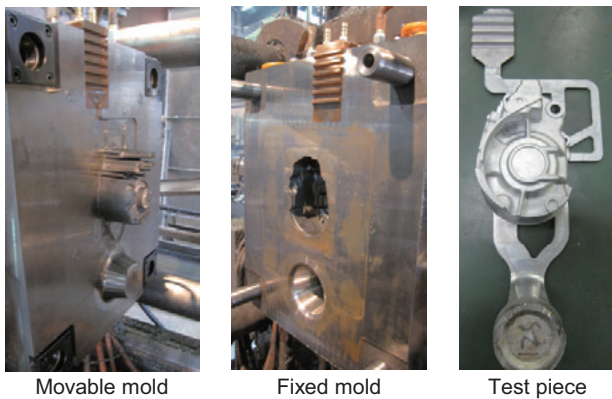


Fig. 14 Dies and test piece

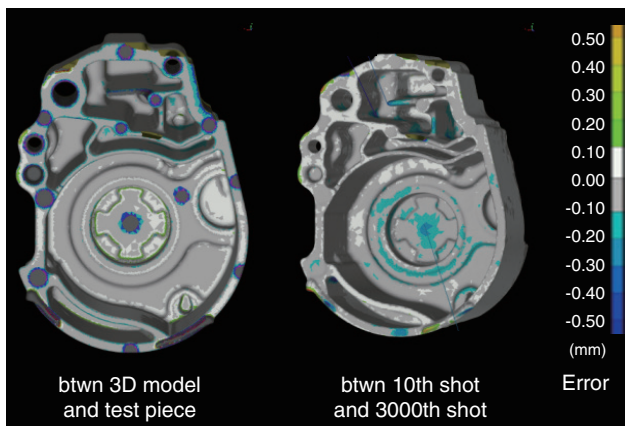


Fig. 15 Results of shape disparities checking



Fig. 16 Transferred heat checks



Fig. 17 Heat checks occurred on die surface

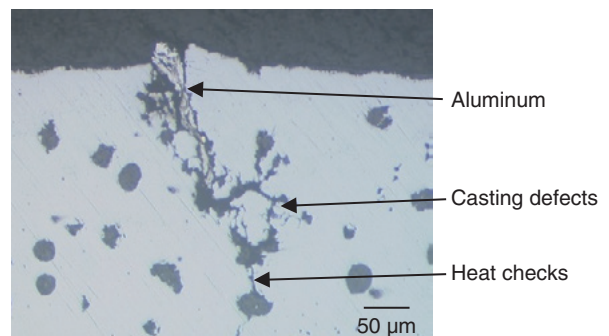


Fig. 18 Cross section at surface corrugation

は表面から黒鉛に向かって微細なヒートチェックが発生する。しかし隙間が微細であるため、アルミニウムが浸入しない。その後、鑄造サイクルを重ねてゆくにつれ、応力集中部のヒートチェックが黒鉛間を繋ぐ形で深さ方向に進展してゆく。ヒートチェックの深さが一定を超えたところで、酸化物の面脱落が発生し、開口する。そこにアルミニウム溶湯が注湯時に高压で押し込まれる。押し込まれたアルミニウムが凝固した後、金型表面が収縮する過程で、開口部周辺に塑性変形が起こり、隆起が発生すると推察される。この対策として、金型表面に高硬度な層を持たせることにより、塑性変形を抑制できるのではないかと考えた。

3.2.2. 表面改質の効果検証

一般的に、熱間ダイス鋼等で造られた金型において、耐ヒートチェック性向上のために、窒化処理が施されている⁽⁴⁾。これは、主にヒートチェックの発生を抑制することを目的としている。本研究において、筆者らは、FCD 鑄金型に発生するヒートチェック開口部の隆起現象の抑制にも窒化処理が効果的ではないかと考えた。そして、塩浴軟窒化処理を選択し、ダイカスト試験を実施した。製品外観品質は 3000 ショット目の製品にて比較をおこない、軟窒化処理の効果を検証した。Fig. 20 に外観写真を示す。前述の製品と比較し、隆起が抑制され製品に転写される凹み量が減少している。Fig. 21 に、製品に転写された凹みの測定部位、Fig. 22 にその測定結果を示す。凹みの深さは、表面粗

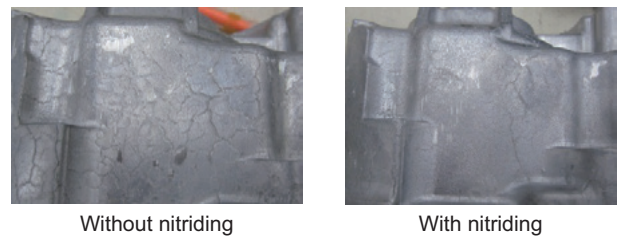


Fig. 20 Crack control effect by surface modification

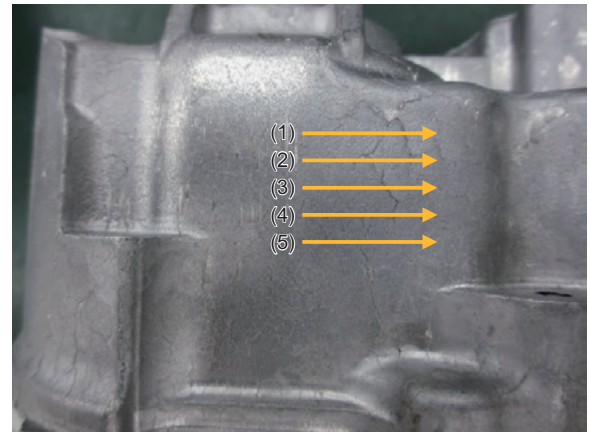


Fig. 21 Trace lines of depths measurement of transferred ditches on molded parts at corresponding locations of heat checks

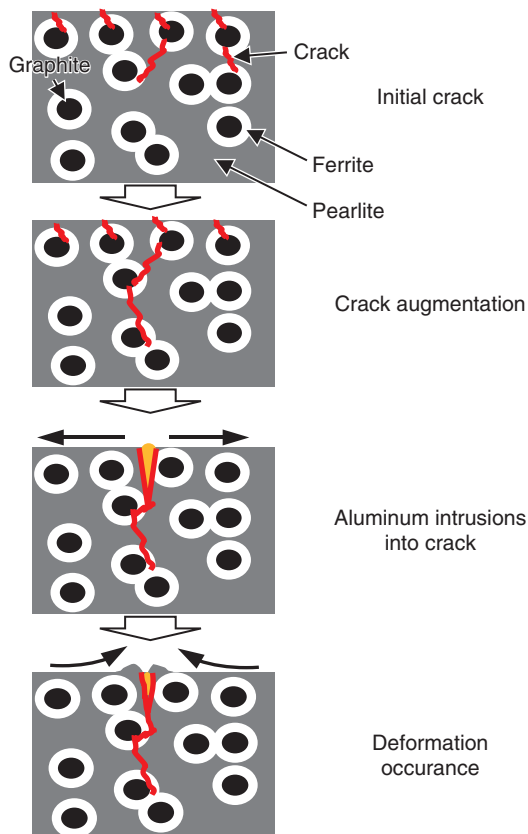


Fig. 19 Heat check generating mechanism in material structure

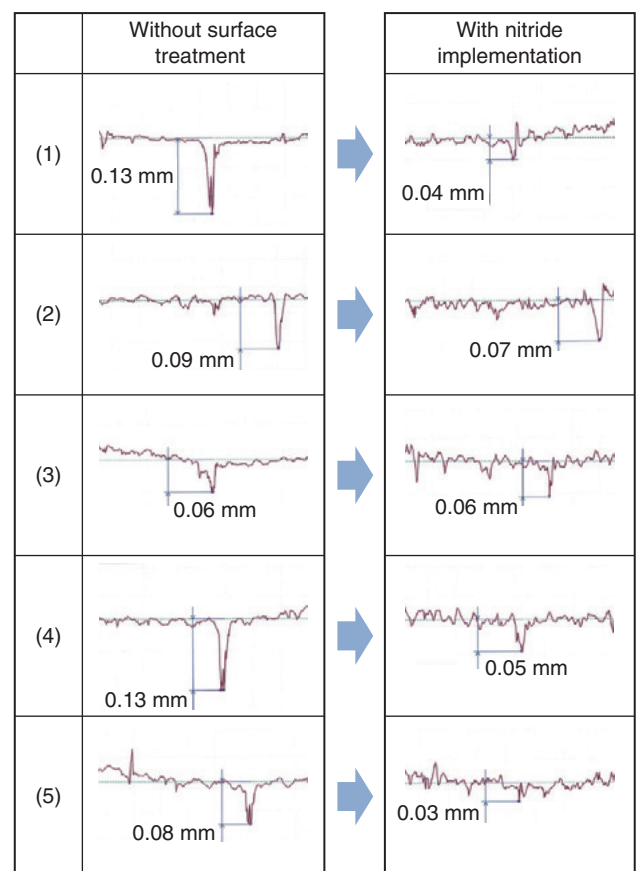


Fig. 22 Measurement results of transferred ditches depths on molded parts at corresponding locations of heat checks

さ計を用いて測定した。軟窒化処理を実施していない金型で製作した製品に転写された凹みは最大 0.13 mm であった。それに対し、軟窒化処理を施した金型の製品は最大 0.07 mm となっている。この結果は軟窒化処理によって生成された高硬度な層が隆起を抑制していると推察される。これにより、当初の目的である外観品質の向上を達成することができた。

3.3. 10000 ショットの耐久性検証

FCD 製金型の目標である 10000 ショットの耐久性を確認するため、製品形状にて実鍛造による耐久試験をおこなった。製品は、単気筒エンジンのクランクケースとした。Fig. 23 にキャビティの形状を示す。鍛造設備は、型締め力 500 t の HPDC マシンとし、10000 ショットの実鍛造をおこなった。検証項目は、製品の形状精度の維持、外観品質、および金型の破損の有無とした。

試験は 3.1.4. に述べた方法でおこなった。但し、測定は 3000, 5000, 10000 ショットの製品に対しておこなった。形状精度を検証した結果を Fig. 24 に示す。5000 ショットまでの誤差は ± 0.1 mm 以内であった。10000 ショット目の寸法差は、一部分を除き ± 0.1 mm 以内であった。 ± 0.2 mm 以上の誤差が発生した部位は、ヒートチェックにより離型抵抗が大きくなり製品が変形したもので、金型の変形によるものではなかった。また、図表にオレンジ色や赤色で示されている誤差が 0.2 mm 以上の部位は、3D データに機械加工によって除去される形状が反映されているためである。

Fig. 25 に示す、本金型において最弱部と考えられる突起状の部位 (直径 6 mm, 長さ 12 mm) に破損はなかった。その他の部位においても金型に欠けや大割れ等は発生しなかった。

10000 ショット目の製品の外観写真を Fig. 26 に示す。一部に亀甲状のヒートチェックが転写しているものの、商品性を損なうものではなかった。この試験結果から、本研究にて製作した FCD 製金型は目標の耐久性を有していることが確認された。

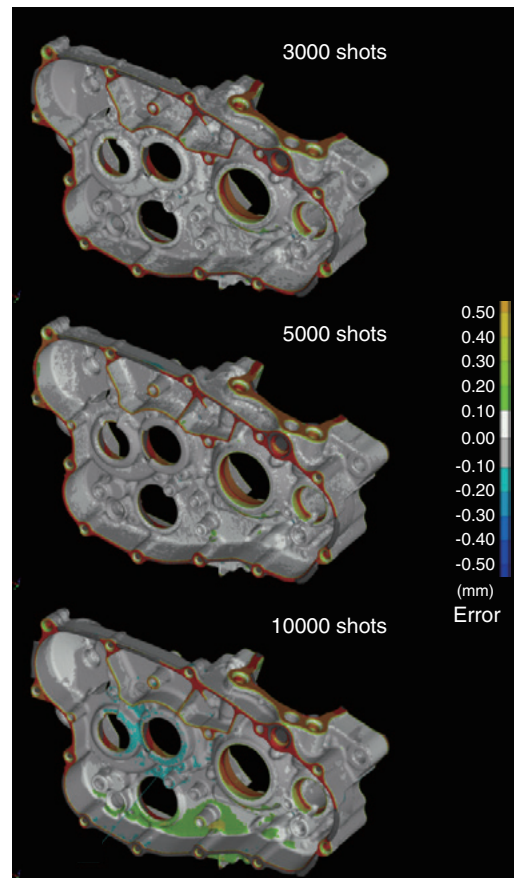


Fig. 24 Shape comparison results of whole shots

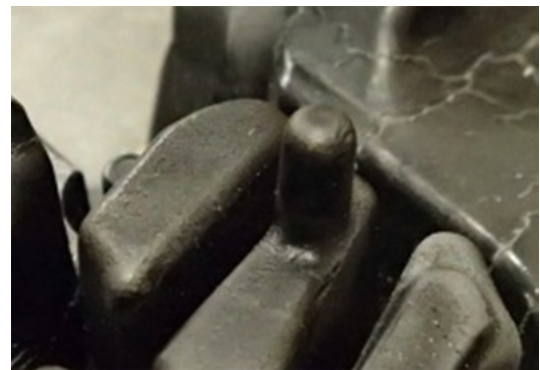


Fig. 25 Shape section after 10000 shots



Fig. 23 Appearance of cavity



Fig. 26 Raw material appearance after 10000 shots

4. まとめ

少量生産に適した HPDC 用金型の製法に関する研究をおこなった結果、形状精度、内部品質、金型寿命に関する目標を満足する製法を構築した。これにより、金型製作期間の半減が可能となった。以下に得られた知見を記す。

- (1) 鍛造型にグラファイトを採用する場合は、グラファイト型の温度を 700℃ を超える領域に昇温した後に、溶湯鍛造を実施する。これにより、キャビティの表面に不良のない、良好な品質を得ることが可能である。
- (2) グラファイト型内部へ溶湯を満充填し、加圧をおこなった後に、型の冷却凝固させる。これにより、 ± 0.1 mm 以内の形状精度と内部に鑄巣のない FCD 製キャビティを製作することが可能である。
- (3) FCD の基地組織をフェライト組織とパーライト組織とすることで、耐ヒートチェック性が向上する。フェライト組織の比率が高いほど、ヒートチェックの発生は少ない。
- (4) FCD は、Mn の含有量を減らすことで耐ヒートチェック性が向上する。
- (5) 軟窒化処理により、ヒートチェック開口部の塑性変形による隆起が抑制される。

参考文献

- (1) 安斎浩一, 青山俊三, 新山英輔, 海老沢賜寿雄, 長澤理, 金内良夫, 早野勇, 本橋俊之, 澤田哲郎, 石川勉, 浅田穰, 木下洋一, 久保木勲, 村上工成, 水野竜一, 板村正行, 菅野利猛, 菊池俊史, 西直美: 鑄鉄製ダイカスト簡易金型に関する調査研究, 日本ダイカスト協会, p.96(2009)
- (2) 王 麟, 川畑将秀: 二相混合組織を有する球状黒鉛鑄鉄材の共析変態メカニズム, 日立金属技報, Vol. 28, p.20-25(2012)
- (3) <http://www.nbk-okamoto.co.jp/DataBook/d220.htm>
- (4) 辻井信博: 金型の損傷形態と寿命向上対策, Sanyo Technical Report Vol. 7, No. 1, p.65-71(2000)

■ 著 者 ■



北村卓文



名倉宏樹

高効率ストイキ燃焼ガソリンエンジンにおける 燃焼室形状の最適化研究

Optimization of Combustion Chamber Shape in High-efficiency Stoichiometric Combustion
Gasoline Engine

高 沢 正 信*

Masanobu TAKAZAWA

竹 形 徳 之*

Noriyuki TAKEGATA

佐々川 知 明*

Tomoaki SASAGAWA

山 田 健 人*

Taketo YAMADA

大 田 篤 志*

Atsushi OHTA

要 旨

ストイキ燃焼ガソリンエンジンでの正味熱効率の向上に向けて、高圧縮比、ロングストローク、大量の Cooled EGR、吸気弁遅閉じといった仕様のエンジンに対して、EGR 限界の向上や未燃損失、時間損失を最小化する燃焼室形状の最適化に取り組んだ。点火プラグからピストン頂面距離やタンブル中心の最適化のためのピストン浅皿形状、また未燃損失の最小化のための燃焼室外周部形状の最適化をおこなった。この結果、外部 EGR 率の限界改善や燃焼速度向上による時間損失の低減、未燃損失の低減により 45.2% の正味熱効率を達成した。

ABSTRACT

The combustion chamber shape of an engine with high compression ratio, long stroke, high-quantity cooled EGR, and retarded intake-valve-closing specifications was optimized to increase the EGR limit and minimize unburned loss and time loss with the aim of enhancing the brake thermal efficiency of a stoichiometric gasoline engine. A piston shallow-dish shape was adopted to optimize the tumble center and the piston top surface distance from the spark plug, and the combustion chamber peripheral shape was optimized to minimize unburned loss. The resulting enhancement of the external EGR rate limit and increase in combustion speed reduced both time loss and unburned loss, and achieved a brake thermal efficiency of 45.2%.

1. はじめに

近年、地球環境問題や燃料に対する低コスト化といった観点で、燃費やエミッション性に優れた高効率エンジン技術への関心が高まっている。

高効率化に向けては高圧縮比による理論熱効率改善が必要となる。高圧縮比化の課題として、熱損失やノッキングによる点火時期の遅角化、および燃焼室形状の偏平化による燃焼緩慢化や未燃損失の増大による熱効率の低下があげられる。この熱損失の低減やノッキングの改善に向けては Cooled EGR の導入が有効である⁽¹⁾。一方で大量の EGR の導入に対しては燃焼限界や未燃損失の増大が課題となる。また、ノッキングに対しては、吸気弁遅閉じ（アトキンソンサイクル化）による実効圧縮比低減が有効であるが、流動の低下による未燃損失が課題となる⁽²⁾。高圧縮比化によるノッキングに対しては直噴化による気化潜熱の活用が

有効となるが、燃焼室壁面に対する燃料付着によってノッキング改善効果が低下することが課題である⁽³⁾。

これら高圧縮比化に伴う課題を解決する手法としてエンジンのロングストローク化が有効となる。ロングストロークとすることで、圧縮上死点 (TDC) での燃焼室偏平化の改善が得られる。またこれに伴って Surface/volume 比 (S/V 比) も小さくなり、熱損失の低減が得られる。さらにロングストロークとすることでピストン速度が増加するため流動強化によって燃焼限界の改善も得られる^{(4),(5)}。

以上の通り、エンジンの正味熱効率向上に向けた高圧縮比化に対して Cooled EGR の導入とロングストローク直噴エンジンが有効である。このようなエンジンにおけるさらなる高効率化に向けて、EGR の限界向上や未燃損失低減、直噴噴霧の燃焼室壁面付着の低減などがあげられる。

ロングストロークエンジンは同一圧縮比において燃焼室形状に自由度が生まれる。本研究では正味熱効率追求にお

*四輪 R&D センター

いて、燃焼室形状による燃焼改善を重要な要素と位置付けた。そして、ロングストローク化により得られた燃焼室の自由度を燃焼改善に生かすための燃焼室形状を提示することをねらいに検討をおこなった。本研究のねらいはストイキにおける高圧縮比ロングストローク直噴アトキンソンエンジンの正味熱効率向上のために、燃焼室形状を最適化することで、以下の項目について燃焼を改善することである。

- (1) 着火性向上による EGR 限界の改善
- (2) 燃焼期間短縮による時間損失の低減
- (3) 燃焼室壁面の変更による未燃損失の低減

本稿では燃焼室形状を改善した上で、流動や直噴噴霧形状を本燃焼室形状に適合した結果、ストイキにおける高圧縮比ロングストローク直噴アトキンソンエンジンにおいて正味熱効率 45.2% を達成した内容について述べる。

2. 研究手法

2.1. 単気筒エンジン

燃焼室形状の最適化をおこなうベースエンジンの諸元を Table 1 に示す。

正味熱効率 (η_e) は単気筒エンジンの図示熱効率 (η_i) と図示平均有効圧力 ($IMEP$) に対して、4 気筒エンジンのメカフリクション ($FMEP$) とポンピングロス ($PMEP$) を用いて以下の式から求めた。

$$\eta_e = \frac{IMEP - FMEP - PMEP}{IMEP} \times \eta_i$$

本報告内の $BMEP$ とは正味平均有効圧力を示す。また、本稿における EGR 限界とは、 $IMEP$ のサイクル変動が 3% を超える値とする。

2.2. 可視化エンジン

可視化エンジンの諸元を Table 2 に示す。

可視化はサイドウィンドウを通じて自発光を高速度カメラにて撮影した (Fig. 1)。本稿における可視化はすべて Engine speed = 2000 rpm で実施した。

2.3. CFD

Table 1 に示したエンジンの 3D-CFD により筒内流動の評価をおこなった。筒内流動の指標として乱流エネルギー (Turbulent kinetic energy: TKE) を使用する。エンジン燃焼室内の TKE の評価は主に Ricardo software 社の 3-D CFD ソフト (VECTIS) を用いておこなった。乱流モデルとしては standard $k-\epsilon$ を用いた。境界条件算出には Ricardo software 社の 1-D CFD, エンジンシミュレーションコードの WAVE を用いた。

本稿における CFD はすべて Engine speed = 2000 rpm で実施した。

Table 1 Specifications of test engine

Bore (mm) × Stroke (mm)	φ81 × 121.6 S/B 1.5
Compression ratio (-)	12.5
Expansion ratio (-)	17.0
Engine type	DOHC 4-valve single cylinder
Number of cylinders	1
Displacement (cm ³)	627
Intake port	Tumble port
Air supply	Supercharged
Fuel supply	PI/DI
Piston shape	Shallow dish
Ignition energy (mJ)	450
Gasoline	RON91

Table 2 Specifications of visualization engine

Bore (mm) × Stroke (mm)	φ81 × 121.6 S/B 1.5
Compression ratio (-)	11.0
Expansion ratio (-)	15
Engine type	DOHC 4-valve single cylinder
Number of cylinders	1
Displacement (cm ³)	627
Intake port	Tumble port
Air supply	Supercharged
Fuel supply	PI
Ignition energy (mJ)	450
Gasoline	RON91

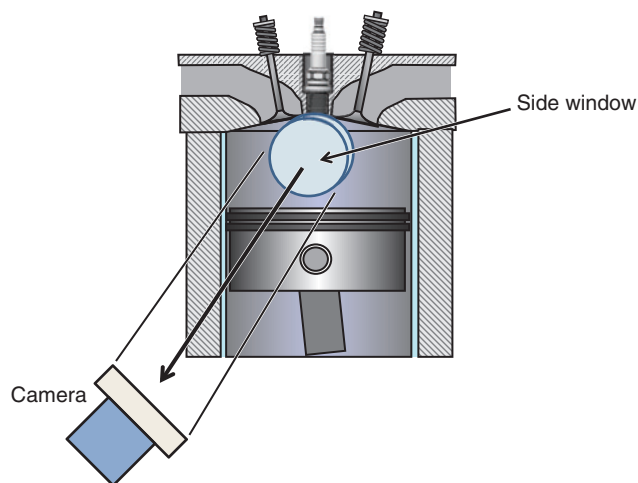


Fig. 1 Method of visualizing combustion

3. 結果と考察

本章では、第 1 章で述べた三つの目的を達成するための燃焼室形状について、目的ごとに達成手段の検討と確認結果について述べる。

3.1. 着火性向上による EGR 限界の改善

大量 EGR 導入における燃焼限界改善に対しては着火性の改善が必要である。着火性改善に対して初期火炎の挙動が重要である。そこで初期火炎の挙動に影響する因子を洗い出し挙動改善のための燃焼室形状を検討した上で、実機による効果の確認をおこなった。

3.1.1. 初期火炎挙動改善のための燃焼室形状

現状の初期火炎の挙動を把握するために可視化エンジンによるテストを実施した。

Fig. 2 に高速度カメラを用いたサイドウインドウからの初期火炎の可視化結果を示す。図中、左側をIN側として(以降の燃焼室の図は左側を吸気ポートとする)、ATDC -12 degでの筒内の様子で薄い灰色部分が火炎を示す。この火炎部分の重心をDとする。図の火炎を重心Dを中心にもつ半径同等の円として近似する。この円の半径をRとする。

Fig. 3 図中の丸印に $R = 10$ mmの時期での火炎重心位置をサイクルごとでプロットした。また、星印は100サイクルの火炎重心位置の平均位置を示す。なお、火炎を球と仮定すると $R = 10$ mmの時点熱発生開始点と定義して、初期燃焼を反映するものとして考える。

この結果より、初期火炎の重心位置は燃焼室の各所でばらついていることがわかる。特に燃焼室高さ方向に対しては十分なスペースがないため、ピストン頂面やヘッドに接触することにより、火炎成長が阻害されることが懸念される。

可視化エンジンテスト結果により、初期火炎と燃焼室壁面の接触を回避するためには、サイクル平均時の初期火炎とピストン接触軽減および、火炎重心位置のサイクルばらつきを低減することがあげられる。次にそれぞれの具現の手法を述べる。

火炎が着火後にピストンと接触するまで成長した時期の、質量燃焼割合に対するピストン形状の影響を机上にて

検討した。質量燃焼割合はIgnition pointを中心に火炎が成長するという仮定で、上死点でのピストン位置において、火炎がピストン頂面と接触する半径での体積の燃焼室容積に対する割合とした。

点火プラグ(プラグ)下からピストン頂面距離が大きい程、接触時の質量燃焼割合は大きくなると考えて、ピストン形状を検討した。ピストン形状はフラット形状をベース(Fig. 4 図中A)として、大きな曲面でつないだ形状(Fig. 4 図中B)とプラグ下のみ掘り込んだ形状(Fig. 4 図中C)を検討した。

Fig. 4 にピストン形状による初期火炎とピストン接触時の質量燃焼割合の机上検討結果を示す。図はすべてTDCでのピストン位置での結果を示す。なお、Ignition Pointはヘッドとピストン頂面の中間に設定した。

着火性向上に対しては、火炎面とピストンとの接触は、火炎が十分に成長した後が好ましいと考えられる。この検討からプラグ下からピストン頂面までの距離を確保することで火炎面のピストン頂面への接触を遅らせることが可能であることがわかった。

ベースのピストン形状(A)では質量燃焼割合1%未満の時期に火炎はピストンと接触している。一方、ピストン形状改善によってピストン(C)では接触時質量燃焼割合を最大5%まで遅らせることができる見通しが得られた。

大量EGR燃焼時に必要な接触時燃焼割合はテストによって確認した。

次に初期火炎挙動安定化のための燃焼室形状について、初期火炎の挙動を安定させるための考え方をCFDおよび可視化テストにより整理した。

本エンジンは大量EGR導入による燃焼緩慢化に対応するため強タンプの流動ポートを採用する。このため、点火時(BTDC 40 deg)においても、Ignition pointに30 m/s程度のパルクフローが存在する(Fig. 5)。

Fig. 6 に強流動における筒内の放電形状の可視化結果を

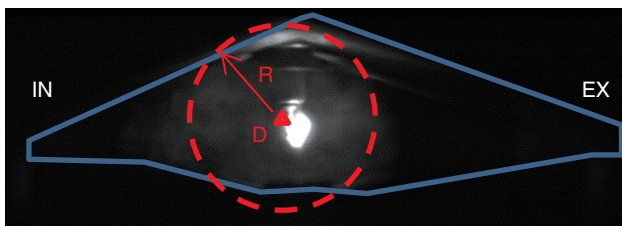


Fig. 2 Initial flame image by visualization

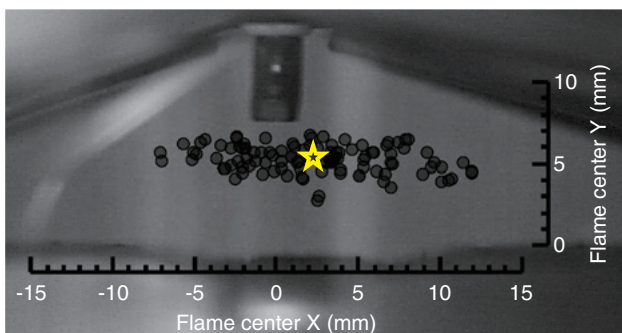


Fig. 3 Cycle variation of initial flame position

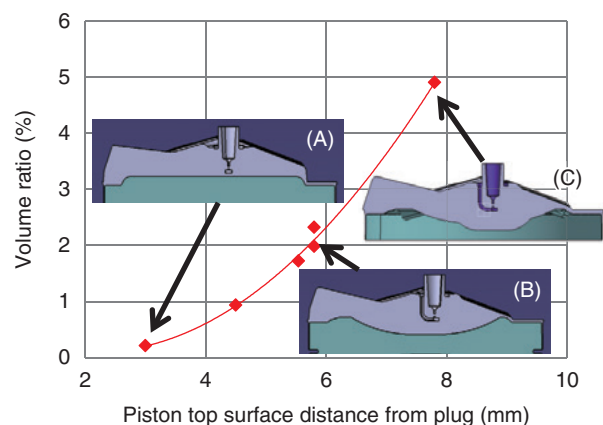


Fig. 4 Calculation results of contact timing between flame and piston top surface

示す。Ignition point には図に示すバルクフローが存在すると考えられるが、このバルクフローにより放電が流されていることがわかる。

このバルクフローによって、初期火炎は Ignition point から移動すると考えられる。Ignition point 近傍のバルクフローがサイクルごとに変動する結果、Fig. 3 に示したような初期火炎重心がサイクルばらつきを持つ原因と考える。初期火炎位置のサイクルばらつきを低減して、安定した着火を得るためには、Ignition point 付近のバルクフローのばらつきを低減する必要があると考える。十分な流動を保ちつつ、Ignition point 付近のバルクフローを低減する必要があるが、このためには筒内流動の渦中心を Ignition point へ近づけることが有効であると考えた。

渦中心を Ignition point 付近に近づけるための燃焼室形状について検討した。

Fig. 7 に CFD で算出した、ピストン頂面形状を変えた場合のタンブル渦中心挙動の差を示す。ベースピストン形状ではピストン頂面がフラットのため渦中心は Ignition point に対してズレが生じる。一方で頂面に浅皿形状を持つピストンでは、TDC 付近で渦中心が浅皿の中心に向かって移動する傾向にある。

プラグ下にこの浅皿の中心を配置することで、筒内流動が高い状態においても初期火炎の挙動を安定させることが可能であると考えた。

渦中心をコントロールするための浅皿ピストン形状の効果については後述のテストで確認する。

大量 EGR 導入時の燃焼限界を改善するためには、プラグからピストンの頂面の距離を拡大することによって、初

期火炎とピストン接触時期を遅らせる。

また、ピストン頂面形状をプラグ真下に中心を持つ浅皿として、タンブルの渦中心をプラグ近傍へ導くことでプラグ近傍の流速を低減して、初期火炎挙動を安定化させることが必要と考える。

次節にて、上記コンセプトでのピストン形状の燃焼改善効果を実機にて確認した。

3.1.2. エンジンテストによる効果確認

上記観点での着火性向上に対してピストン形状による効果を確認した。テストを実施したピストン仕様を Fig. 8 に示す。また、各ピストンの頂面から Ignition point までの距離と、Fig. 4 にて示した仮想上の火炎とピストン頂面の接触時の質量燃焼割合を Fig. 8 に示す。

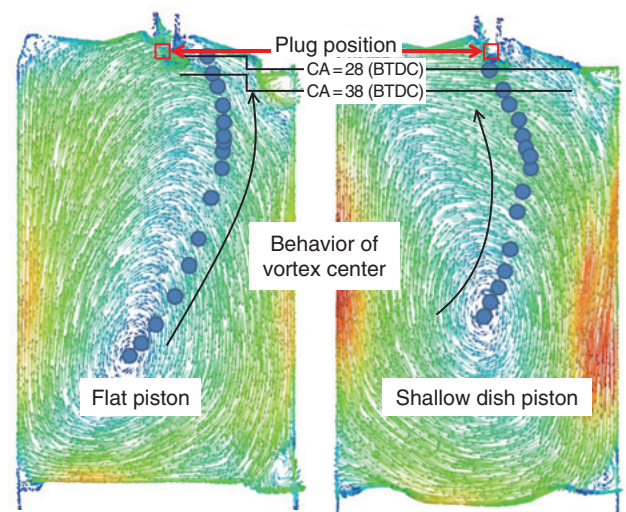


Fig. 7 Behavior of vortex center position by piston shape

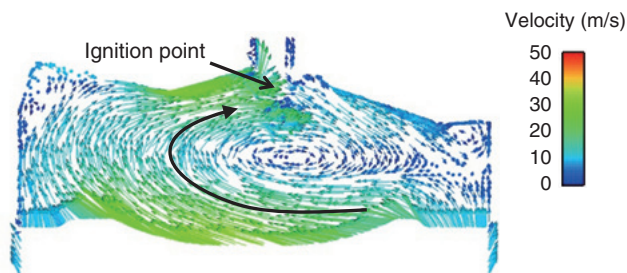


Fig. 5 Bulk flow from tumble

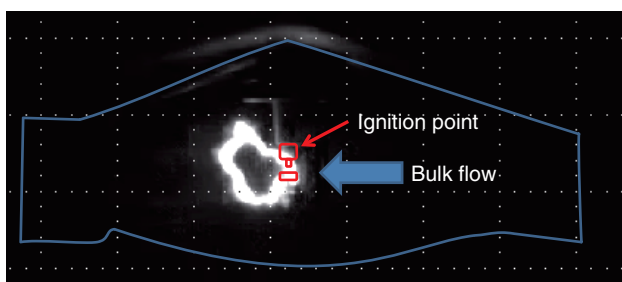


Fig. 6 Bending of discharge arc by bulk flow

	Piston top surface distance from plug (mm)	Mass combustion rate at time of contact (%)
(a)	3	0.21
(b)	5.8	2.32
(c)	4.5	0.93
(d)	5.8	1.98
(e)	5.54	1.72
(f)	9.8	4.90

Fig. 8 Test piston shape list

図中 (a) のピストンはベースピストンである。また, (b) から (e) は浅皿形状によって, プラグ下からピストン頂面距離を変化させた。また, (f) はプラグ下からピストン頂面距離を増大させるために, プラグ下のみ掘り込んだ形状とした。

Fig. 9 にプラグからピストン頂面までの距離に対する EGR 限界を示す。本テストは Engine speed = 2000 rpm の IMEP = 810 kPa で実施した。

図中の赤線は Fig. 8 にあげたピストンによる EGR 限界の改善効果確認結果を示す。また黒線はベースピストン (フラット頂面) でプラグ高さを変更した効果を示す。

ピストンを浅皿形状にした場合, EGR 限界はプラグからピストン頂面の距離に依存していることがわかる。一方で, フラット形状のままプラグ位置でプラグ下からピストン頂面距離を増大させても EGR 限界は改善しない。また, Fig. 8 図中 (d) のピストン形状のように, プラグ下からピストン頂面距離を増大させるため, プラグ下を掘り込んだピストン形状も, EGR 限界は低下した。

着火性向上による EGR 限界の向上のためには, 浅皿ピストンを用いて渦中心をプラグ近傍に導くことで初期燃焼の挙動を安定させた上で, ピストン, プラグ頂面間距離を確保する必要がある。着火性向上に向けてプラグからピストンの頂面までの距離は 6 mm 必要となることがわかった。このときの接触時質量燃焼割合は 2% 程度となる。

3.2. 燃焼期間短縮による時間損失の低減

高圧縮比, 大量 EGR 導入するエンジンで燃焼期間増大による熱効率低下が課題となる。

そこで燃焼期間を構成する因子を抽出した上で, 燃焼期間短縮のための燃焼室形状検討と, 実機での効果確認をおこなった。

3.2.1. 燃焼期間短縮のための燃焼室形状検討

燃焼期間を構成する因子を Fig. 10 に示す。

燃焼期間短縮に対しては, 火炎伝播速度の向上と火炎伝播距離の低減が必要である。

この中で, エンジン骨格を変えない前提とした場合, ボ

ア径は変更することができないため火炎伝播距離を低減することができない。また, 吸入空気が同じとすると, 層流燃焼速度も同じとなる。

そこで, 乱流強度向上のための燃焼室形状と, 燃焼室中央からの火炎伝播および, 燃焼室のコンパクト化について実現するための燃焼室形状を机上計算, 可視化テストなどで検討した。

Fig. 10 に示した通り, 燃焼期間短縮のために流動強化が重要である。燃焼室内の圧縮端で十分な TKE を得るためには, 吸気行程で作ったタンブルを保持することや燃焼室末端部でのスキッシュ流の形成が必要となる。

Fig. 11 に浅皿形状に対する TKE の計算結果を示す。この結果より, ピストン頂面形状は浅皿形状が乱流強度の保持に有効であることがわかる。

一方, 圧縮行程での乱流強度を強化するための考え方として, スキッシュ流の利用があげられる。スキッシュ流は圧縮行程後半に燃焼室末端部に流動を生成する。これによる効果として, 燃焼後半の燃焼速度の向上, 未燃損失の低減が考えられる。

Fig. 12 に斜めスキッシュによる TKE の計算結果を示す。スキッシュクリアランスを 14 mm とした形状では Crank angle = -20 deg 以降の上死点付近で強い TKE を

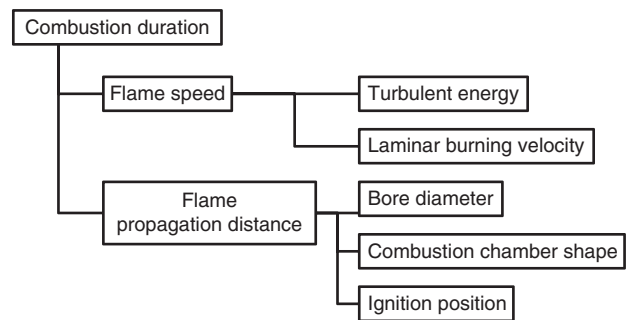


Fig. 10 Tree diagram for combustion period shortening

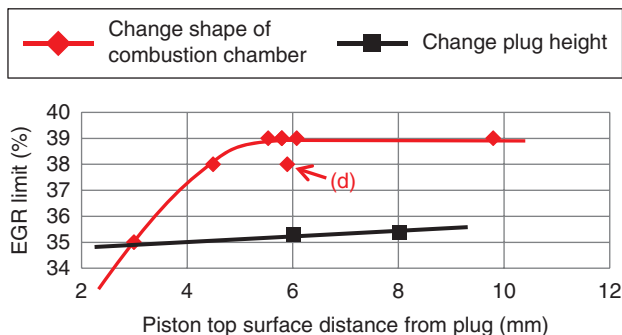


Fig. 9 Test results of EGR limit due to piston top surface distance from plug

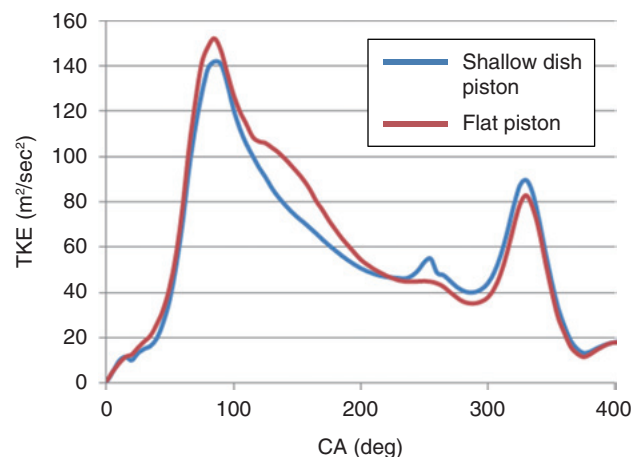


Fig. 11 TKE by piston shape

得ることができた。

一方で、スキッシュ形状を実現するために燃焼室は複雑な形状となるため、未燃損失や熱損失の増加が懸念される。

Fig. 13 に高速度カメラを用いたサイドウインドウからの初期火炎の可視化結果を示す。図中の○は火炎の重心位置 D を示し、その色は質量燃焼割合 50% から 90% の期間を示す。図の通り初期火炎が燃焼室中央にあるサイクルは燃焼後半の期間が短い一方で、吸気弁側に流されたサイクルでは燃焼後半が長期化する傾向にある。これは燃焼開始点が燃焼室の端から始まると逆側の端までの火炎伝播距離が長くなるためと考えられる。火炎伝播距離を最短とするためには、燃焼は燃焼室中心から伝播する必要がある。

3.1.1. 節ではプラグ真下に中心を持つ浅皿ピストン形状の必要性について述べた。渦中心をプラグ近傍に配置することで初期火炎挙動をプラグ近傍に安定させることができるが、同時に火炎伝播距離を低減して燃焼期間を短縮できると考えられる。したがって燃焼期間短縮の観点でも、ピストン頂面形状はピストン真下に中心を持つ浅皿形状が望ましい。

Fig. 14 に火炎半径と既燃部体積の計算結果を示す。こ

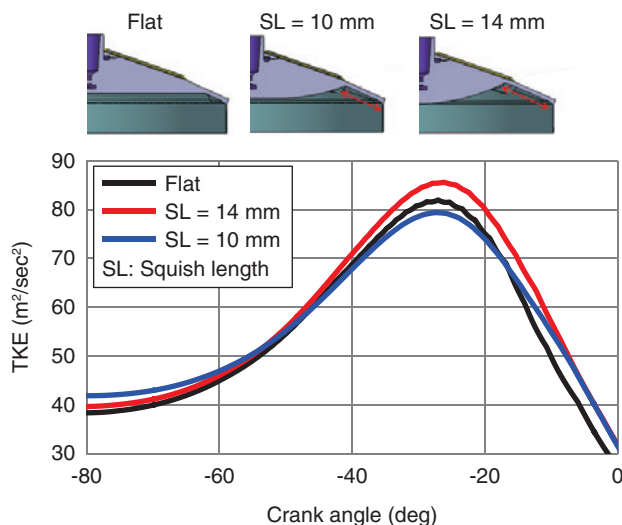


Fig. 12 TKE by squish length

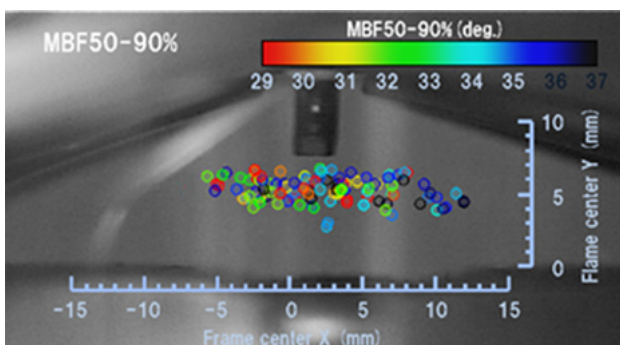


Fig. 13 Combustion period by initial flame position

Table 3 Final piston shape

Piston shape	Swallow dish (wide)
Piston top surface distance from plug (mm)	6
Top land height (mm)	3.5
Squish height (mm)	0.8
Squish	No squish

の計算では、プラグ近傍を中心として半径 R の球を火炎と仮定して、この球から燃焼室壁面によって切り取られる部分を省いた体積 V を既燃部として取り扱う。火炎半径がボア半径である 40.5 mm の時点で燃焼室容積に到達する。なおピストン形状は Table 3 で示したベース形状と浅皿形状を用いた。

火炎伝播速度が一定であると仮定すると、火炎半径 R は燃焼開始からの期間と比例関係にある。浅皿形状ピストンはフラットピストンに対して、同一火炎半径 R での既燃部体積 V が大きい傾向となるため、浅皿ピストンの燃焼室形状はより早い時期に同等の質量燃焼割合を得られることを示す。これは Fig. 10 に示す火炎伝播距離低減による燃焼期間短縮につながる。

Fig. 14 で表す通り、燃焼期間短縮のためにはプラグ近傍に容積を集めたコンパクトな燃焼室形状が必要であると考えた。

以上をまとめると、燃焼期間を短縮するためにはピスト

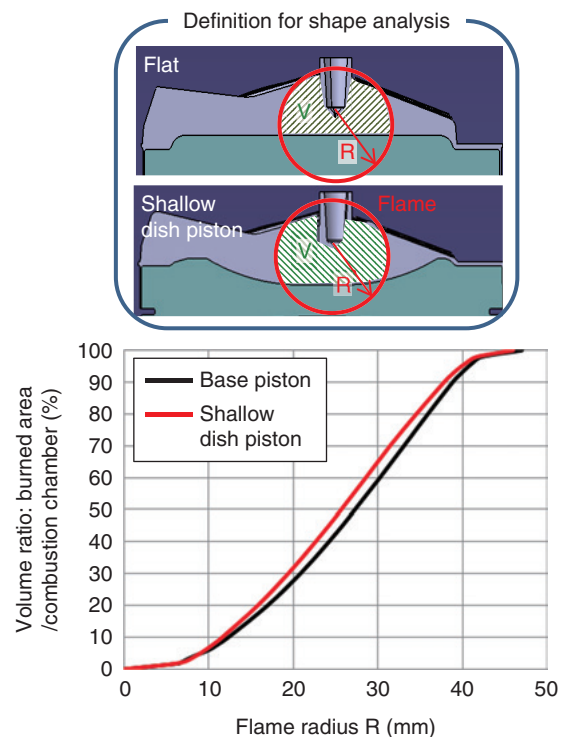


Fig. 14 Difference in burned volume at same flame radius by piston shape

ン頂面を浅皿形状として流動保持性を向上することと、ピストン頂部形状をプラグ真下に中心を持つ浅皿形状とすることで燃焼室中央からの火炎成長を促すこと、およびプラグ近傍に燃焼室容積を集めることで燃焼室をコンパクトとして燃焼距離を最小にすることが必要であると考えた。次項にて、上記コンセプトでのピストン形状の燃焼改善効果を実機にて確認した結果を示す。

3.2.2. エンジンテストによる効果確認

斜めスキッシュによる流動強化の未燃損失および時間損失への影響について Fig. 15 に示す。ピストン形状は Fig. 12 に示す 3 種類について実機テストをおこなった。このテストは Engine Speed = 2000 rpm, IMEP = 810 kPa でおこなった。

このテストは IMEP = 810 kPa と高い負荷条件のため、ノッキングにより、点火時期が遅角化している。Cooled EGR を導入することでノッキングが緩和し時間損失も低減する。一方で外部 EGR 率 38% 以上の条件では大量 EGR による燃焼期間増大により、時間損失が増加する。この傾向はいずれのピストン形状でも同様に見られた。

スキッシュ部が拡大しても燃焼期間に大きな改善は見られなかった。一方未燃損失が増加した。これは、スキッシュ部への火炎の伝播ができず、スキッシュ部の混合気が燃焼できないデッドボリウムとなってしまったためと考えられる。これより、斜めスキッシュによる効率改善効果はないことがわかった。

次に浅皿ピストンを用いた燃焼期間低減による効果確認

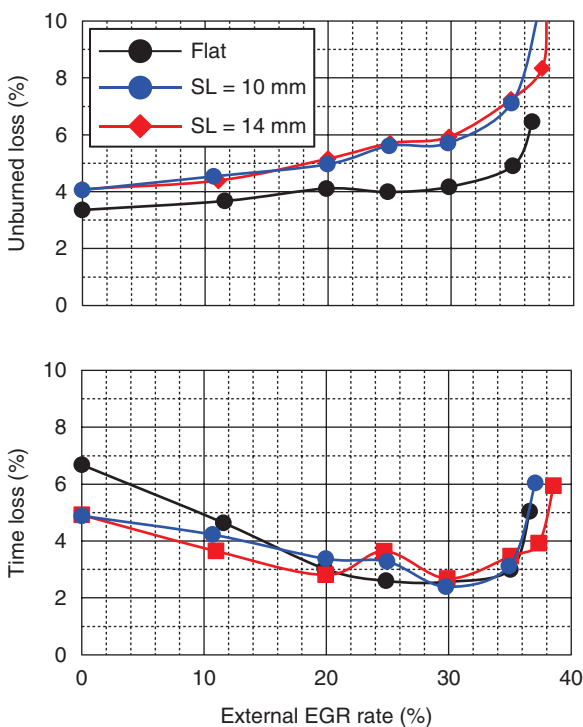


Fig. 15 Effects of squish on unburned loss and time loss

結果について述べる。Fig. 16 にピストン形状による時間損失低減の確認結果を示す。なお、このテストではプラグ高さをピストン形状に合わせて変更することで、プラグからピストン頂面の距離は 6 mm に設定した上でおこなった。テスト条件は Engine Speed = 2000 rpm, IMEP = 810 kPa でおこなった。

同一外部 EGR 率において、フラットピストンに対して浅皿形状とすることで燃焼期間を短縮して、時間損失を低減することができた。また、より高い外部 EGR 率においても燃焼速度低下なく燃焼可能となった。これによりノッキング改善による時間損失低減も得られた。

3.3. 燃焼室壁面の改善による未燃損失の改善

高圧縮比エンジンでは燃焼室偏平化によって、未燃損失が増大する。これは燃焼室末端部が狭く火炎が末端まで到達しなかったためと考えられる。

3.3.1. 未燃損失低減のための末端部形状検討

燃焼室末端部形状として、トップランド高さとしスキッシュ高さに着目して検討をおこなった。

トップランドは Fig. 17 に示す通りトップリング以上のピストンとスリーブ間のクリアランス部分である。この部分は厚さがほとんどなく火炎は伝播できない。

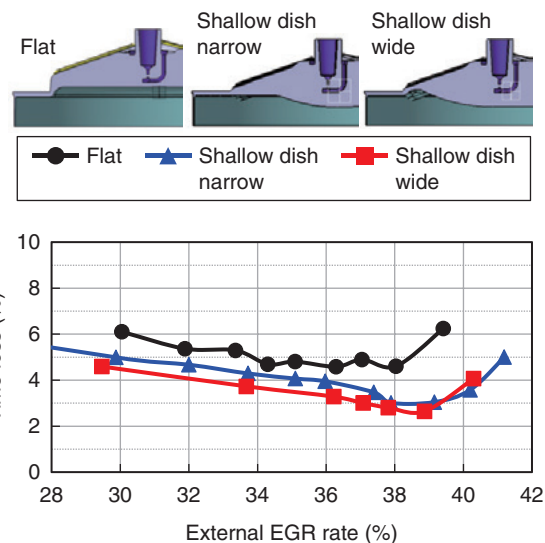


Fig. 16 Time loss reduction by piston shape

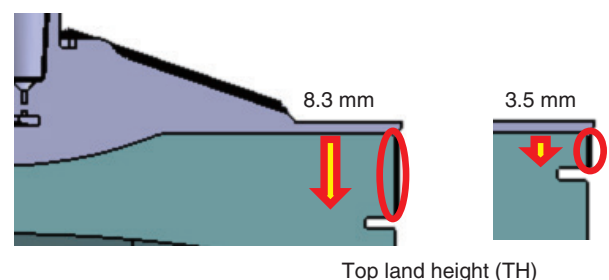


Fig. 17 Definition of top land height

このため、トップランド部容量に相当する未燃損失が必ず存在する。トップランド部容積はボアの一次に比例し、燃焼室容積はボアの二次に比例するため、未燃損失はボアの小さいエンジンでより顕著となる。未燃損失低減にはトップランド部を小さくする必要があると考える。

本検討では Honda での量産実績の最小値の 3.5 mm とした。

スキッシュ高さとは Fig. 18 で示す通り、燃焼室外周部のピストンとヘッドに挟まれた部分である。この部分は高さ 1 mm 前後と薄く火炎が伝播しづらい。

改善としては高さを拡大して火炎伝播を促進すること、または高さを最小限として、未燃部容積を削減することが必要と考えた。

本検討ではスキッシュ高さは Honda での量産実績の最小値である 0.8 mm とした。

3.3.2. テスト結果

Fig. 19 にトップランド高さによる燃焼テスト結果を示す。テストは Engine Speed = 2000 rpm, IMEP = 810 kPa でおこなった。

いずれのピストンも、外部 EGR 率増加に対して未燃損失が増加する傾向にある。どの外部 EGR 率においてもトップランド高さを低減したピストン形状は未燃損失が低減した。一方でトップランド低減ピストンはノッキングに

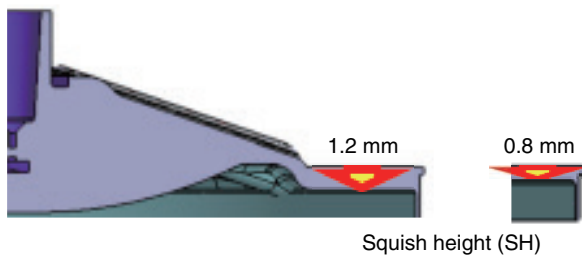


Fig. 18 Definition of squish height

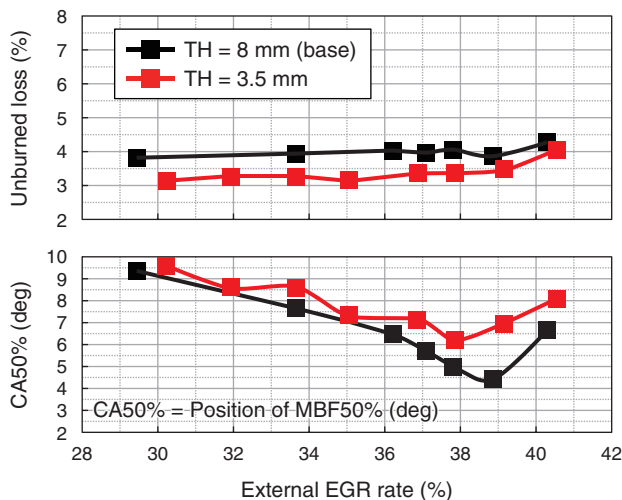


Fig. 19 Unburned loss reduction by piston shape

よって点火が遅角した。これは未燃 HC がより燃焼するようになったためと考える。

Fig. 20 にスキッシュ高さによる燃焼テスト結果を示す。テストは Engine Speed = 2000 rpm, IMEP = 810 kPa でおこなった。

スキッシュ高さ 2 mm 以上にすることで火炎伝播を向上できること、1 mm 以下では逆に未燃領域を削減できることでそれぞれ未燃損失を低減できることがわかった。トップランド高さ低減時と同様にノッキングによる点火時期遅角化が見られた。

スキッシュ高さを増大するためには燃焼室外周部に容積を確保する必要がある。これはプラグ近傍に容積を確保するという 3.1. 節から 3.2. 節で示した燃焼室コンセプト実現する上での制約となる。

スキッシュ部拡大の効果が、縮小に対して差異がないため、EGR 限界や燃焼期間の観点でスキッシュ高さは縮小する必要がある。

3.4. 燃焼室形状改善による正味熱効率改善効果

3.1. 節から 3.3. 節でおこなってきた燃焼室の変更による効率向上効果を確認した。Table 3 に最終的なピストン形状の諸元値を示す。また、Fig. 21 に最終的な燃焼室形状を示す。なお、トップランド高さ、スキッシュクリアランスについては、量産エンジンでの実績最小値で設定した。

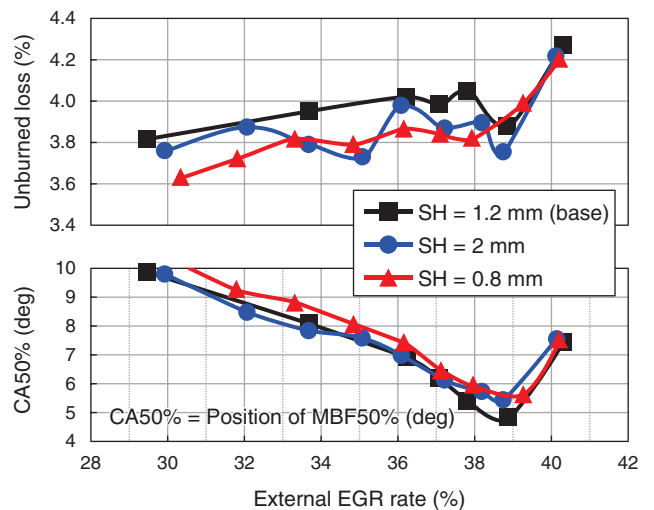


Fig. 20 Unburned loss and knock impact of squish height

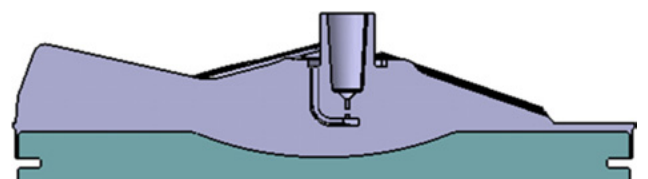


Fig. 21 Final shape of combustion chamber

この燃焼室形状による効率向上効果を Fig. 22 に示す。なお、このテスト結果には本稿の燃焼室形状に加えて直噴インジェクタの噴霧最適化の効果を加えている。テストは Engine Speed = 2000 rpm, IMEP = 810 kPa でおこなった。

ピストンの浅皿化と直噴の噴霧改良による EGR 限界の改善と燃焼期間低減によりベースピストンに対して 0.6 pt の効率改善を得た。またトップランド高さ、スキッシュクリアランスの縮小による未燃損失低減により、0.6 pt の正味熱効率の改善が得られた。以上により、ベースのフラットピストンに対して、1.2 pt の改善を得た。

最後に本研究での正味熱効率の位置づけを明確にするために、浅皿ピストン (TH = 3.5 mm/SH = 0.8 mm) と最適インジェクタでの負荷特性の結果を Fig. 23 に示す。各負荷で正味効率が最大となる外部 EGR 率設定とした。

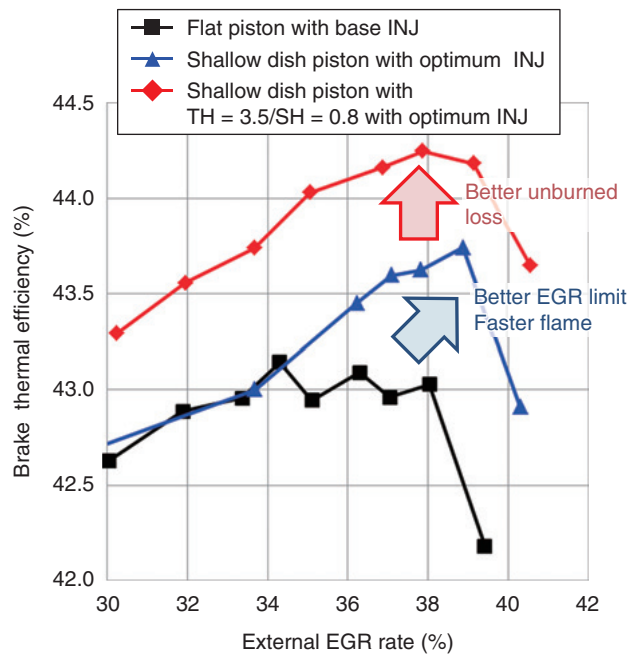


Fig. 22 Brake thermal efficiency due to combustion chamber optimization

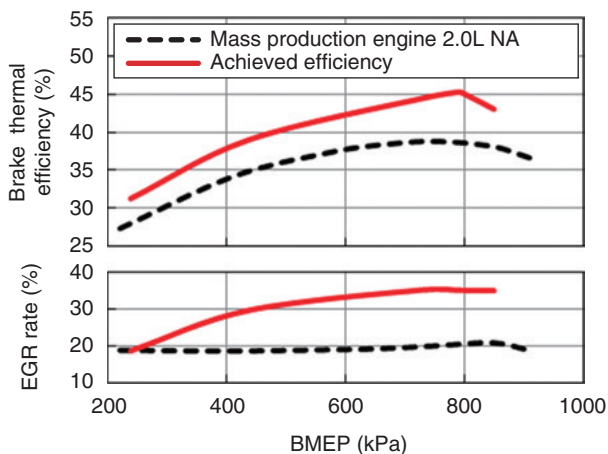


Fig. 23 Final achieved brake thermal efficiency

この結果、外部 EGR 率を 38% 導入して最大で 45.2% の正味熱効率を達成した。

4. まとめ

ストイキにおける高圧縮比ロングストローク直噴アトキンソンエンジンの正味熱効率改善に向けて、燃焼室最適化による燃焼改善に取り組み以下の知見を得た。

- (1) 高希釈時の着火性向上に対して、初期火炎のピストンへの接触時期の遅角化と初期火炎挙動の安定化が有効であることがわかった。プラグからピストン頂面までの距離を 6 mm 以上に設定し、ピストン頂部の形状をプラグ真下に中心を持つ浅皿形状とすることで着火性を改善して、より高い EGR 限界を得た。
- (2) 燃焼期間の短縮に対しては、圧縮行程における流動の保持による乱流強度の促進と、燃焼室中央からの火炎伝播、燃焼室コンパクト化による火炎伝播距離の低減が有効であることがわかった。
圧縮行程でのタンブル保持のために浅皿のピストン形状とし、燃焼室外周部にスキッシュ等のデッドボリウムを配さず、プラグ周辺に容積を集約した。また火炎が燃焼室中心から成長するために、ピストン頂部の形状をプラグ真下に中心を持つ浅皿形状とした結果、時間損失を低減することができた。
- (3) 未燃損失の低減に対して、火炎が伝播しない燃焼室末端部の容積は最小化とすることが有効であることがわかった。
特にトップランド高さ、スキッシュ高さ共に、耐久性が成立する範囲で最小化することで、未燃損失を低減することができた。

上記に示す燃焼室に対して、直噴インジェクタの噴霧形状最適をおこなった結果、高圧縮比ロングストローク直噴アトキンソンエンジンにおいて、正味熱効率 45.2% が得られた。

参考文献

- (1) Alger, T., Mangold, B., Roberts, C., Gingrich, J.: The Interaction of Fuel Anti-Knock Index and Cooled EGR on Engine Performance and Efficiency, SAE Int. J. Engines 5(3), p.1229-1241(2012)
- (2) Kishi, K., Satou, T.: The new Nissan high efficient 1.2L 3cyl GDI Supercharged Engine enables 95g/km CO₂ Emissions and High Driving Performance, Forstsch Ber Vol Reihe12, 749 Bd2, p.35-49(2012)
- (3) Sagawa, T., Fujimoto, H., Nakamura, K.: Study of Fuel Dilution in Direct-injection and Multipoint Injection Gasoline Engines, SAE Technical Paper,

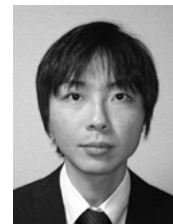
2002-01-1647(2002)

- (4) 田岸龍太郎, 池谷健一郎, 高沢正信, 山田健人: ガソリンエンジンの正味熱効率 45% 達成技術, Honda R&D Technical Review, Vol.27, No.2, p.1-10
- (5) Ikeya, K., Takazawa, M., Yamada, T., Park, S., Tagishi, R.: Thermal Efficiency Enhancement of a Gasoline Engine, SAE Int. J. Engines 8(4), 2015-01-1263(2015)

■ 著 者 ■



高沢正信



佐々川知明



大田篤志



竹形徳之



山田健人

燃焼期間短縮をねらった吸気的设计

Intake Design for Reduction of Duration of Combustion

山田 健人*

Taketo YAMADA

池谷 健一郎*

Kenichiro IKEYA

高橋 真嘉**

Masayoshi TAKAHASHI

竹形 徳之*

Noriyuki TAKEGATA

要 旨

ガソリンエンジンの熱効率 45% を達成する研究の中で、EGR 希釈燃焼により長期化する燃焼期間の短縮を目的として吸気的设计をおこなった。まず燃焼速度 (m/sec) と Turbulent Kinetic Energy (m^2/sec^2) の平方根 (m/sec) との相関を確認し、燃焼期間短縮に有効であることを確かめた。次に、同じタンブル比の流動であっても吸気バルブを通過する流れの向きによって Turbulent Kinetic Energy に差が生じることに着目し、同等のタンブル比を示す吸気ポートの中からより高い Turbulent Kinetic Energy が得られる仕様選定をおこなった。

選んだ吸気仕様のエンジンヘッドを試作し、目標とした主燃焼期間 20 deg 以内を外部 EGR 30% の希釈燃焼下で達成したことを確認した。

ABSTRACT

Intake design has been conducted as part of research seeking to realize a level of thermal efficiency of 45% in gasoline engines in order to reduce the duration of combustion, which had been extended by EGR dilute combustion. First, the relationship between burning velocity (m/sec) and the square root (m/sec) of turbulent kinetic energy (m^2/sec^2) was studied, and it was determined that these parameters were effective in reducing the duration of combustion. Next, the fact that differences in turbulent kinetic energy occurred due to the direction of the flow passing the intake valve even in the case of flow motion with the same tumble ratio was focused on, and specifications were selected in order to make it possible to obtain a higher level of turbulent kinetic energy from intake ports displaying the same tumble ratio.

A prototype engine head was manufactured using the selected intake port specifications, and test results showed that the target of a main combustion duration of no more than 20 deg was realized under conditions of dilute combustion at an external EGR rate of 30%.

1. はじめに

環境負荷低減のため、自動車の燃費改善および排出ガス低減が求められ、それらの規制値は年々厳しくなる傾向にある。自動車の動力源として内燃機関がまだ当面は使い続けられると考えられ⁽¹⁾、自動車用エンジンの熱効率向上は重要なテーマとなる。このため、現在のガソリンエンジンの最大熱効率が 39% 程度であるものを 45% もしくはそれ以上まで引き上げることを目指した研究をおこなった⁽²⁾。

この検討の中で、市販されているエンジンのテスト結果を用いて正味熱効率 45% 達成のために必要な条件の見当をつけ、圧縮比 15 以上での Minimum advance for the Best Torque (MBT) 運転と絶対圧 2.5 bar 以上の過給圧に加え外部 Exhaust gas recirculation (EGR) 率 30% レベルの運転が条件として定められた。同時に、燃焼質量割合 Mass Burn

Fraction (MBF) が 10% から 90% に至るまでのクランクアングルで表される主燃焼期間 $MBF_{10-90\%}$ を 20 deg 以内に収めることを燃焼課題とした。

2. 本研究の課題とアプローチ

本研究の目的は正味熱効率 45% 達成に必要な燃焼期間短縮に資する吸気的设计をおこなうことである。

高 EGR 燃焼においては、不活性ガス量の増加で層流燃焼速度 (S_L) が低下して燃焼期間長期化が課題となる。加えて、吸気量、当量比、ガス温度、圧力などは既に決まっており、 S_L はこれらの物性値で決まるため低下した S_L を取り戻すことは容易ではないと考えられる。よって、混合気の Turbulent Kinetic Energy (TKE) を向上させることで乱流燃焼速度 (S_T) を向上させ、 S_L 低下分を挽回することに開

* 四輪 R&D センター

** HRD Sakura

発の主眼を置いた。

混合気の乱れは圧縮行程においてバルクフローが崩壊してスケールの小さな運動へ遷移する過程で得られる。本稿で対象とするバルクフローはタンブル流であり、このとき、燃焼時の TKE を向上させる施策としては吸気ポートが生成するタンブル流の強化や、ピストン頂面形状の改善によるタンブル流の保持性向上が一般的におこなわれる。

一方で課題もある。強いタンブル流を形成する吸気ポートにおいては吸気圧力損失が増大する。さらに、定常流試験で計測されるタンブル比を大きくしてもエンジン運転時にシリンダ内に吸入された混合気があるまま吸気ポートに逆流し、燃焼室内に形成されるタンブルの大きさを一定レベル以上に大きくすることができない。このため、タンブル比向上による燃焼速度改善には限界が存在する。今回検討したエンジンコンセプトでは、高圧縮比化で厳しくなるノッキングに対して吸気バルブ閉弁時期を遅角化して実効圧縮比を下げるアトキンソンサイクルで対応しており、通常のパルブタイミングよりも燃焼室内に形成することができるタンブル比が小さくなる。

このため、より大きなタンブル流を作り出すことだけではなく、同じタンブル比の流動からより大きな TKE を得ることも課題となった。

この場合、燃焼室内の形状を工夫し、渦として形ができた後の保持性が良い燃焼室形状とはどのようなものかという検討がなされている^{(3),(4)}。一方で吸気行程中のタンブル流の保持やタンブル流が形成される過程の運動エネルギーの散逸量に関する検討は少ない。本研究においては同一燃焼室形状、同一タンブル比でも得られる TKE に差が生じるケースを確認されたため、吸気流動の形成過程が重要と考え、吸気流動の向きに着目した検討を実施した。

また、得られた知見を用いて 3D-CFD にて最適な吸気ポートデザインの探索をおこない、実機エンジンヘッドを試作した。ねらいどおり燃焼期間が短縮するかテストし、検討結果の妥当性を確認した。

3. エンジン諸元と燃焼の評価指標

3.1. 検討に用いたエンジンの主要諸元

タンブル比、乱流強度、そして燃焼期間を検討するにあたり用いたエンジンの諸元を Table 1 に示す。

3.2. タンブル比の評価方法

タンブル比の評価は主に Ricardo software 社の 3D-CFD ソフト (VECTIS) を用いておこなった。乱流モデルとしては standard $k-\varepsilon$ を使い、Inlet と Outlet の流量が収束するまで非定常計算を実施した。

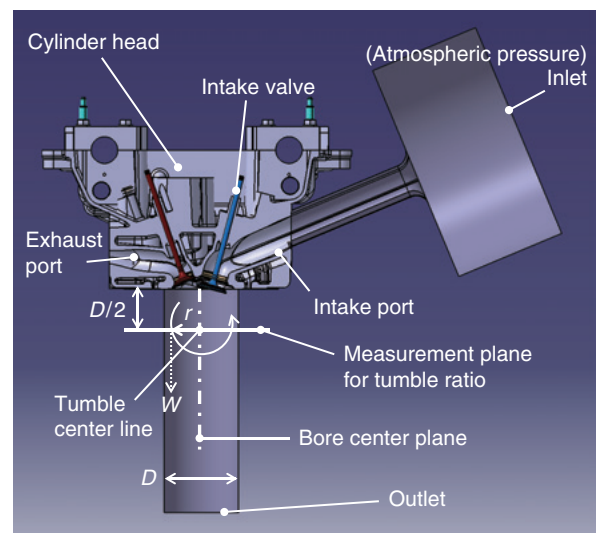
実機ヘッドと計算に用いた助走区間の位置関係を模式図 Fig. 1 に示す。吸気バルブの前後差圧として図中の Inlet と

Table 1 Engine specifications

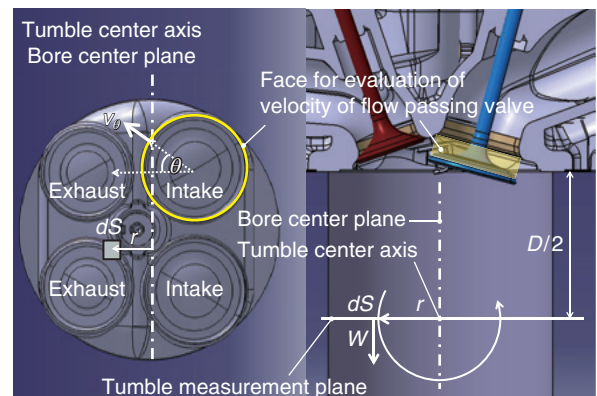
Designation	A	B
Engine type	4-valve SI engine	
Number of cylinders	1	4
Bore × Stroke [mm]	81 × 121.6	73 × 109.6
Intake valve diameter [mm]	30	28
Fuel supply	PI	DI

Outlet の差圧を 6 kPa とし、また、Inlet を大気圧とした。ボア径 D に対して計測面をシリンダヘッドガスケット面から $D/2$ mm 下の位置とした。またクランク軸を含むボアセンタ面を考え、計測面と交わる線をタンブル中心線と定義した。タンブル中心線を回転中心軸とし、計測面を通過する流速成分から角速度を求め、この角速度を用いてタンブル比を算出した⁽⁵⁾。

タンブル中心線から、吸気ポートから排気ポートに向かって r mm の位置にある微小面積 dS mm² を考え、ここを通過する鉛直下向き速度成分 W mm/sec とする。また、計測面 S における平均通過流速を W_{ave} mm/sec とする。このとき、計測面 S での角速度 ω rad/sec は式 (1) で表される。



(a) Evaluation point and position of axis



(b) Method of calculation of tumble ratio and direction of intake flow

Fig. 1 Set-up for steady-state 3D-CFD and evaluation point

$$\omega = \int (W - W_{ave}) r^2 dS / \int r^2 dS \quad (1)$$

一方、クランクの回転角速度 ω_{mot} は W_{ave} と平均ピストン速度が等しいと仮定することで

$$\omega_{mot} = (\pi/L) W_{ave} \quad (2)$$

とできる。これより吸気バルブ x mm リフト時のタンブル比 $TR(x)$ は流体の角速度 $\omega(x)$ とここで定めたクランク角速度の比をとって式 (3) で定義する。

$$TR(x) = \omega(x) / \omega_{mot} \quad (3)$$

なお、平均ピストン速度算出に用いたストロークは Table 1 で示した値を使用した。

ここで、エンジン運転時のクランクアングル CA deg におけるバルブリフト量 $x(CA)$ mm, 瞬時ピストン速度 $pv(CA)$ mm/sec, 平均ピストン速度 mpv mm/sec を考える。また、吸気バルブの開弁、閉弁クランクアングルを CA_{IVO} , CA_{IVC} とする。これらに対して平均タンブル比 TR を式 (4) のように定義する。

$$TR = \frac{1}{CA_{IVC} - CA_{IVO}} \int_{CA_{IVO}}^{CA_{IVC}} \frac{\omega[x(CA)]}{\omega_{mot}} \left[\frac{pv(CA)}{mpv} \right]^2 dCA \quad (4)$$

3.3. TKE の評価方法

エンジン燃焼室内の TKE の評価もタンブル比評価と同様に VECTIS を用いておこなっている。境界条件算出には同じく Ricardo software 社の 1D-CFD, エンジンシミュレーションコードの WAVE を用いた。エンジンテスト環境を模擬したモデルを用い、Intake manifold 吸気上流側端面、シリンダヘッド exhaust 面における境界条件を算出している。

運転条件はエンジン回転数 (NE) が 2000 rpm のストイキ燃焼を仮定した。負荷は Indicated mean effective pressure (IMEP) で 810 kPa となるポイントを選んでいるが、層流燃焼速度をそろえて燃焼タイミング違いの検討をおこなう場合には、MBT 時に IMEP が 810 kPa となる体積効率 (η_v) で固定し計測、計算を実施している。

3.4. 燃焼の評価指標

燃焼の評価指標としては MBF が 50% となるタイミングを燃焼重心と呼び $MBF_{50\%}$ と表記する。また、 $MBF_{10-90\%}$ が燃焼期間の長短を評価するためによく用いられ、目標値の表現方法としても用いられている。一方、 S_L , S_T は速度の次元 m/sec で検討されるため、 $MBF_{10-90\%}$ も Bore 径を用いて式 (5) のように速度の次元に変換して検討をおこなう。ここではこれを筒内仮想火炎速度 S_c と定義する。

$$S_c = [(D/2) \times (0.9 - 0.1)] / MBF_{10-90\%} \quad (5)$$

また、 S_T 向上のため、乱れ強さの評価方法が重要となる。本稿では定点における平均流速を定義し、流速の大

Table 2 Coefficient of correlation between TKE and $MBF_{10-90\%}$

Measurement point	Coefficient of correlation
TDC	-0.7341
Ignition timing	-0.7165
BTDC 30 deg	-0.9397
Average from BTDC 30 deg to ATDC 30 deg	-0.9214
Intake and compression stroke average	-0.8538

きさの標準偏差 (速度変動の rms 値を取ったもの) を乱流速度 (Turbulence velocity: u') と定義する。エンジン燃焼の観点で乱流の強弱によく用いられている TKE とは $TKE = 1.5 u'^2$ の関係にあたり、 $MBF_{10-90\%}$ の議論と同様に S_c との比較に u' を用いる。

3.5. 混合気の乱流評価タイミングの選定

混合気の TKE は一般的に時間変化し、場所によっても異なる。また、火炎面の位置も時々刻々変化し、さらに火炎面の大きさによっても取り込める渦のスケールが異なるという研究結果も報告されている⁽⁶⁾。これらを全て模擬するためには大きな計算コストが必要となる。本稿では、簡便な検討方法を用いてある程度の仕様選定をおこなうため、ある所定のタイミングにおける燃焼室平均値で代表できないか Table 1 のエンジン A を用いて検討をおこなった。

吸気ポート形状違いや吸気バルブ閉弁タイミング違いによって流動変化させ、 $MBF_{10-90\%}$ への影響をテストした。NE、負荷条件は 3.3. 節で述べた条件を用いている。また、比較する代表点として TDC, 点火タイミング, TKE に一番違いが現れる BTDC 30 deg, 燃焼期間を想定した BTDC 30 deg から ATDC 30 deg の平均値, 吸気圧縮行程の平均値の 5 種類を抽出した。この結果と CFD で評価した燃焼室内 TKE の関係を Fig. 2 に示す。また、それぞれの相関係数を Table 2 に示す。

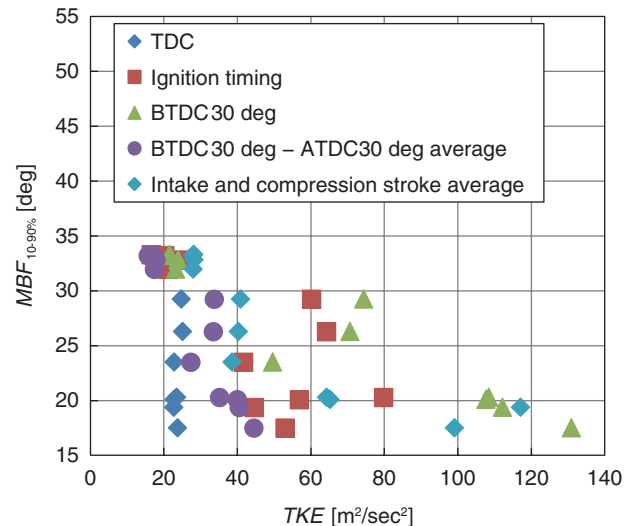


Fig. 2 Relationship between TKE and $MBF_{10-90\%}$

TKE の評価方法に関してはさまざまな議論があるが、今回対象とした検討においては、燃焼室内の平均 TKE の違いが一番大きく表現された BTDC 30 deg での TKE が $MBF_{10-90\%}$ との相関が一番強い結果を得た。また、相関係数は 0.8 を十分に超える結果を得たため、本稿における TKE の検討の評価タイミングを BTDC 30 deg とした。以降、この値を $TKE_{BTDC 30 deg}$ と表記する。

3.6. バルブ通過流の定義

本稿では乱流諸量と吸気流の向きを考察するため、吸気バルブとバルブシートの間を通過する流れを検討する。この流れをバルブ通過流とし、大きさをバルブ通過流速と定義する。検討した評価面の位置を Fig. 1 に示す。また、今回使用したエンジンの吸気ポートはボア中心に対して対称形状であるため、Fig. 1(b) に示す片側のバルブのみを検討とした。シリンダセンタとは逆向きに、吸気バルブから排気バルブ向きの方向軸に対して θ rad をなす部分のバルブ通過流速を v_θ とする。

流れが内向きか外向きか表現する尺度として平均 Flow Balance (FB) 値を定義する。バルブリフト x mm におけるバルブ通過流速 $v_\theta(x)$ の平均流速 $v_{ave}(x)$ と FB 値 $FB(x)$ をそれぞれ式 (6) と式 (7) に定める。

$$v_{ave}(x) = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} v_\theta(x) d\theta / 2\pi \quad (6)$$

$$FB(x) = \frac{1}{\pi} \int_{\theta=0}^{\theta=\pi} \frac{v_\theta(x) - v_{-\theta}(x)}{v_{ave}(x)} d\theta \quad (7)$$

流量係数を $C_f(x)$ とし、平均タンプル比同様に FB 値を式 (8) に定義する。

$$FB = \frac{1}{CA_{INC} - CA_{IVO}} \int_{CA_{IVO}}^{CA_{INC}} \frac{FB[x(CA)]}{C_f[x(CA)]} \left[\frac{pv(CA)}{mpv} \right]^2 dCA \quad (8)$$

今回の実施例においては吸気バルブ周りの空間分割数を 16 とし、クランクアングルの時間分割を 15 deg 刻みで検討した。

4. $MBF_{10-90\%}$ と混合気の u' の相関

まず、 TKE 向上が $MBF_{10-90\%}$ 短縮に有効であることを確認する。また、相関を検討するうえで TKE を速度の次元で表現することを考え、ここでは $u' = \sqrt{TKE/1.5}$ で評価する。これと S_c の関係を検討する。

4.1. $MBF_{50\%}$ と S_c の関係

S_c は $MBF_{50\%}$ にも影響を受ける。ここで条件をそろえるため S_c に補正を加える必要があった。そこで Table 1 で示した二つのエンジンを用いて $MBF_{50\%}$ と S_c の関係を検

討する。

NE が 2000 rpm において、いくつかの EGR 還流率ポイント、 η_v ポイントで点火タイミング違いによる $MBF_{50\%}$ と S_c の関係を検討した結果を Fig. 3 に示す。燃焼重心位置と S_c の間に 1 次の負の相関があり、その傾きはいずれも同じと判断できる。これより、負荷点が異なる影響はグラフの切片が変化する形で表れるものと考え、

$$\partial S_c / \partial MBF_{50\%} = -0.5 \quad (9)$$

という関係があるものとして S_c に補正を加えて、関係を検討する。

4.2. 燃焼期間と混合気の u' の相関

Table 1 で示した条件の異なるエンジンにおいてさまざまなスパーサを吸気ポートに装着して TKE を変化させ、燃焼期間がどのように変化するか検討をおこなった。実機テストより得られた $MBF_{10-90\%}$ と $MBF_{50\%}$ から $MBF_{50\%}$ が 6.5 deg 相当の S_c で結果を整理した。これと 3D-CFD から得られた $u' = \sqrt{TKE/1.5}$ との関係を図 4(b) に示す。二つの骨格のエンジンが同じ直線で近似できており、筒内の S_c と $\sqrt{TKE}$ の間に 1 次の相関を見出すことができ、式 (10) のように近似できる。

$$S_c = 1.36u' + 10.7 = 1.11\sqrt{TKE} + 10.7 \quad (10)$$

また、 TKE の向上は少なくとも Fig. 4(b) で確認された範囲において燃焼速度向上に有効であるといえる。

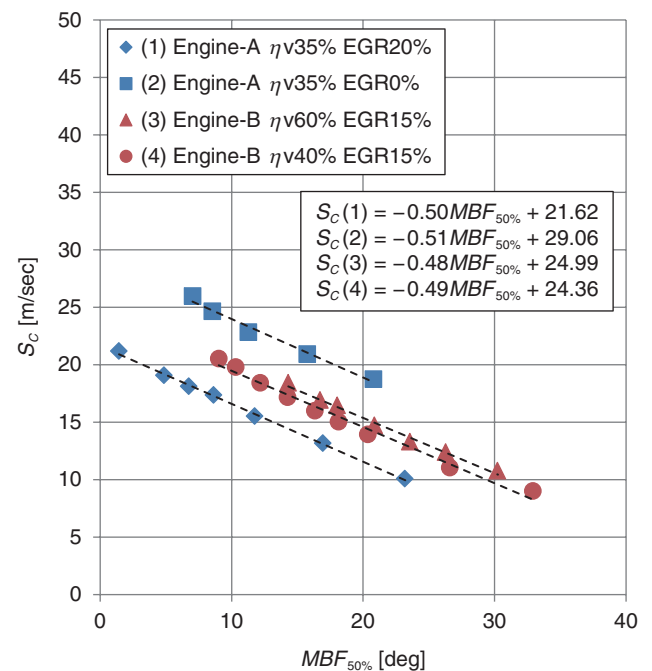


Fig. 3 Relationship between S_c and $MBF_{50\%}$ to determine amount of correction

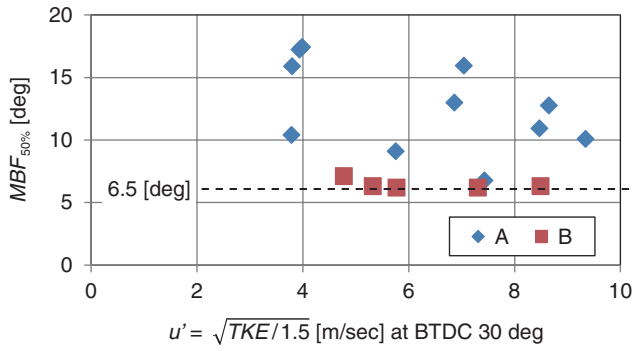
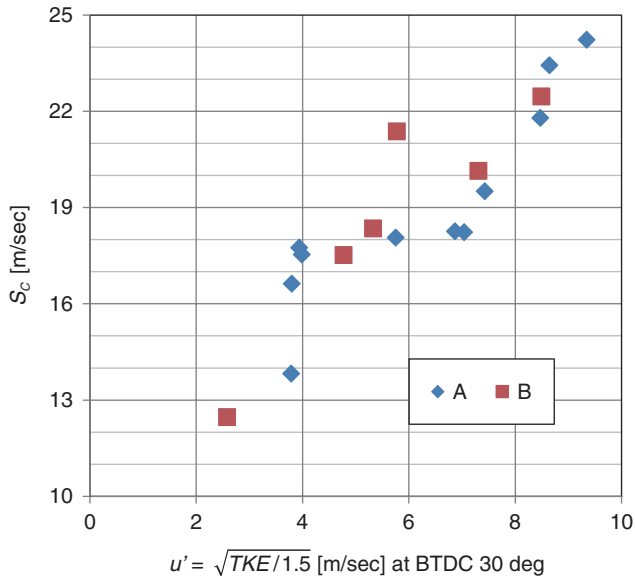

 (a) $MBF_{50\%}$ for each measurement point

 (b) Relationship between $u'_{BTDC\ 30\ deg}$ and S_c following correction of $MBF_{50\%}$

 Fig. 4 First-order correlation between $u'_{BTDC\ 30\ deg}$ and S_c following correction of $MBF_{50\%}$

5. タンブル比と TKE との相関

次に、同一タンブル比でも得られる TKE に差が生じるケースの確認をおこない、この差が生じる原因把握をおこなった。

5.1. TKE とタンブル比の相関検討

Table 1 のエンジン B を用いてタンブル比と TKE の相関を検討した。タンブル比を大きく変更するため、ここでは Fig. 5 に示すようなタンブルプレートを吸気ポートに装着して検討を実施した。中央折れ曲がり角度 θ_1 、プレート長さ L_1 、プレート高さ方向位置 x_1 をパラメータに持つ形状モデルを用いて検討をおこなった。

Fig. 6 に得られた TKE とタンブル比の関係を示す。タンブル比と TKE に正の相関はあるが、同一タンブル比でも取りうる TKE に幅があることが確認できた。4.25 < TR < 4.45 (以降 range 1 と呼称) の範囲では TKE で 65.5 m^2/sec^2

と 21.4 m^2/sec^2 の差があり、式 (10) より S_c を求めるとそれぞれ 19.6 m/sec と 15.8 m/sec を得る。式 (5) に代入して考えると $MBF_{10-90\%}$ で 4.35 deg の差を得る。

5.2. 流れの向きの数値化と TKE との相関

前節の検討は燃焼室形状を含むエンジンの骨格諸元、また、吸気ガス量をはじめとする吸気条件を同一にしておこなった。このため、 TKE に差が生じた要因を吸気ポートからシリンダ内に流れ込む吸気流の挙動の違いにあるものと考え考察をおこなう。

まず、Fig. 6 より range 1 の中から抽出して同タンブル比での比較、考察をおこなう。この中より特徴的なものを抽出し、バルブ通過流速分布とタンブル比の算出をおこ

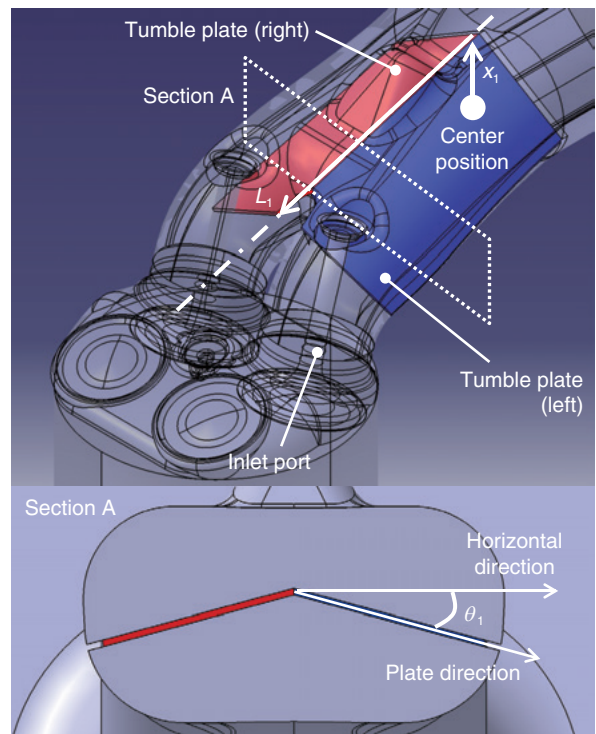
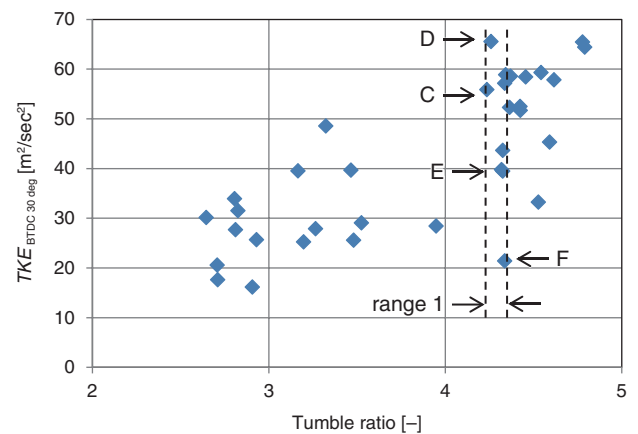


Fig. 5 Shape of tumble plate to change tumble ratio


 Fig. 6 Distribution of results for $TKE_{BTDC\ 30\ deg}$ for same tumble ratio

なった断面の通過流速分布を Fig. 7 に示す. バルブ通過流の向きにより, 同じタンブル比でも算出する断面の通過流速分布が異なっている様子が確認できる. 内向きの流れでは排気側スリーブ中央付近に高流速部が確認できるのに対して, 外向きにしていくにつれこの高流速部がサイドに移動していく様子が見られる.

range 1 の FB 値と TKE の関係を Fig. 8 に示す. TKE が FB 値に依存する傾向が表れ, FB が 1 を超えたところで TKE はピークを迎えている. 吸気流の最適な向きが存在することが確認できる.

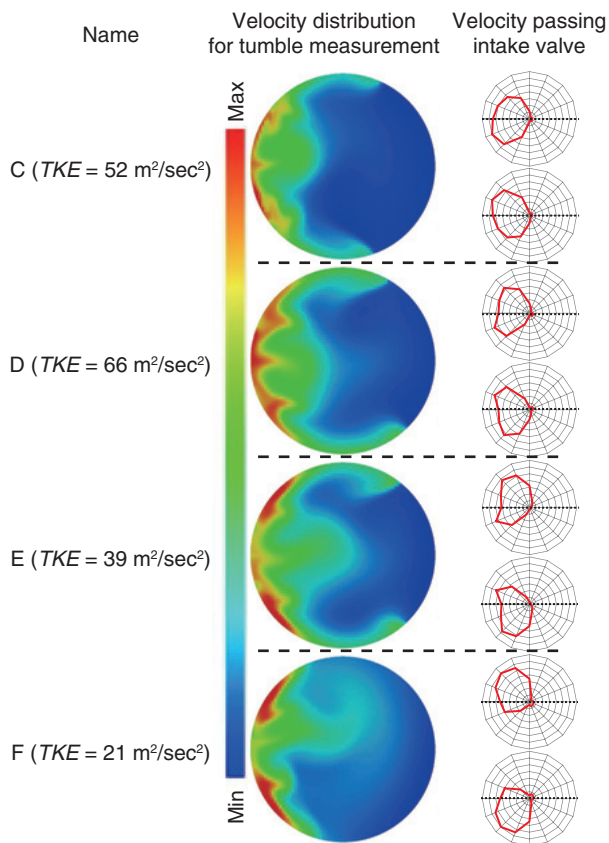


Fig. 7 Distribution of air flow velocity through horizontal cross-section

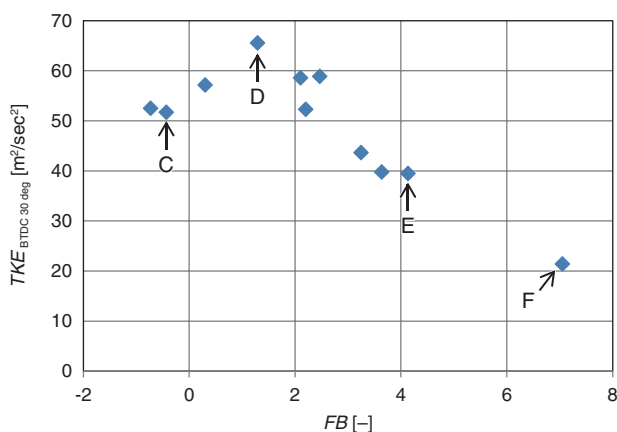


Fig. 8 Relationship between $TKE_{BTDC\ 30\ deg}$ and FB

5.3. 流れの向きと TKE との相関に対する考察

定常流の計算結果においてバルブ通過流が外向きのあるポイントでピークを迎えていた. この意味を考察するため, タンブル渦がどのように形成され, TKE の差にどのように結びつくのか検討をおこなう. 渦の中心速度は 0 m/sec になるという原理に基づき, 低流速部を示す速度等値面 (3 m/sec を示す黄色の面と 5 m/sec を示す緑色の等値面) で渦の様子を観察することを試みた.

TKE が最も大きかった D 仕様と, これに対して FB が 0 に近くバルブ通過流がまっすぐに近いと思われる C 仕様の比較をおこなった. 両仕様の速度等値面を Fig. 9 に示す. D 仕様の渦中心線が C 仕様に対して早期にまっすぐになり, その後の変形や移動量が小さい. すなわち, 吸気ポートから排気ポートへ向かうまっすぐな流れは曲ったタンブル渦を形成し, このタンブル渦が後燃焼室内で移動や

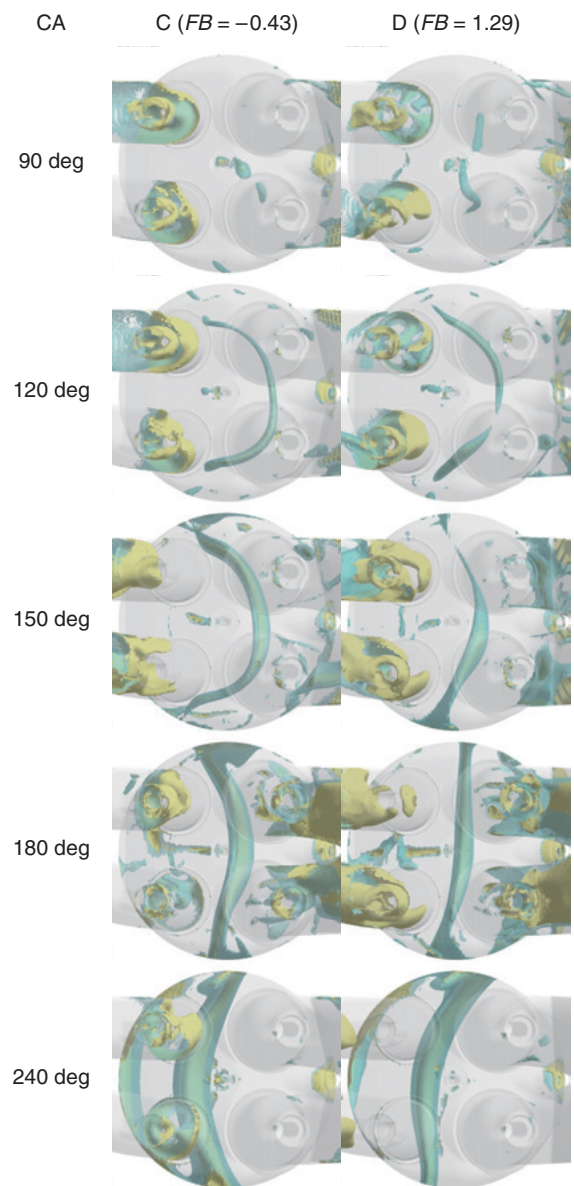


Fig. 9 Generation of curved tumble vortex center line and progression over time

変形するのに対して、やや外側に向けた吸気の流れはこれらの曲がりや変形が減少している。

ATDC 150 deg の速度等値面とボアセンタの流速ベクトル、タンブル渦中心位置としてシリンダヘッド下 60 mm 位置における上下方向速度分布を Fig. 10 に示す。C 仕様の定常流計算結果 (Fig. 7) では排気ポート側スリーブ中央に高速領域ができていた。実機エンジンではこの高速部の先にピストンがあり、下降流から上昇流に変換される。タンブル渦はこの下降流と上昇流の間に形成される。結果、高速流動部を囲うようにタンブル渦がひずんだ形で形成される。

バルブ通過流が外側を向くことで、クランク軸方向中央における流速が低下し、サイド部の流速が上昇する。これにより、上下流速が低い部分が直線状になり、タンブル渦が直線に近づく (D 仕様)。

この吸気バルブからの流れを模式的に Fig. 11 に示す。バルブ通過流のうち吸気バルブから排気バルブへまっすぐに向う流れはボアスリーブが円筒形であるため、スリーブと衝突後内側を向くこととなり、C 仕様のようにスリーブの排気ポート側中央に流れが集まる。そのため、ある程度流れを外向きにすることが、直線状のタンブル渦形成に必要となる。

渦中心がひずむことで局所的に流速が高くなり、速度勾配が大きくなる。混合気はニュートン流体として、すなわち、流体にかかるせん断応力が速度勾配に比例するものと扱われることが一般的であり、大きな速度勾配は運動エネルギーをより散逸させるものと考えられる。

5.4. 流れの向きと安定性に対する考察

曲がった状態のタンブル渦形状について考察をおこなった。Fig. 12 に ATDC 150 deg における C 仕様のタンブル渦の様子とボア断面の流速ベクトルを示す。正面図を見れば通常のタンブルであるが、平面図でみてタンブル渦が曲がっていることで側面図に左右一対の渦運動が確認でき

る。これはサイクルばらつきの観点における流動の安定性を議論するうえで対象とされる事象であり⁽⁷⁾、 ω タンブルと呼ばれる。これより、歪曲したタンブル渦軸の形成は少なくともサイクル間という時間間隔における不安定性をもたらすことがいえる。また、 ω タンブルが独立した事象ではなく、通常検討されるタンブル渦のゆがみによるものであることがわかる。これより、フローバランスを適切に設定することが ω タンブルの抑制に有効であるといえる。

また、新規にガスが導入されない吸気バルブ閉弁後において、均整の観点において曲がったタンブル渦は不安定な

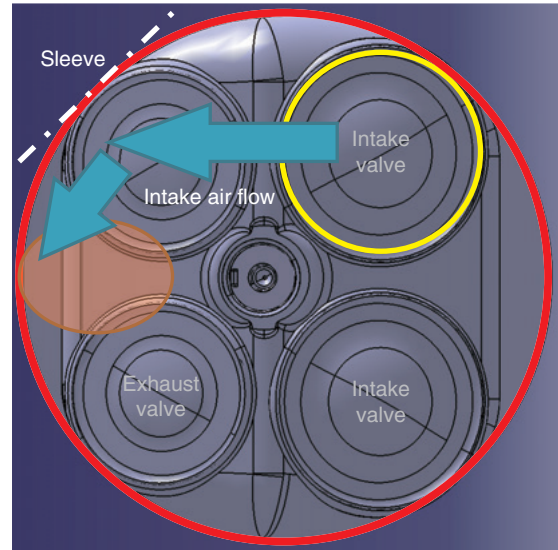


Fig. 11 Conceptual diagram of intake air flow

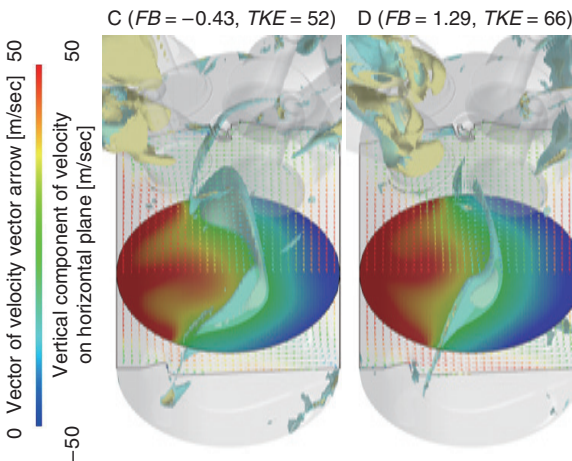


Fig. 10 Spatial relationship between curve of tumble vortex center and downward and upward flows

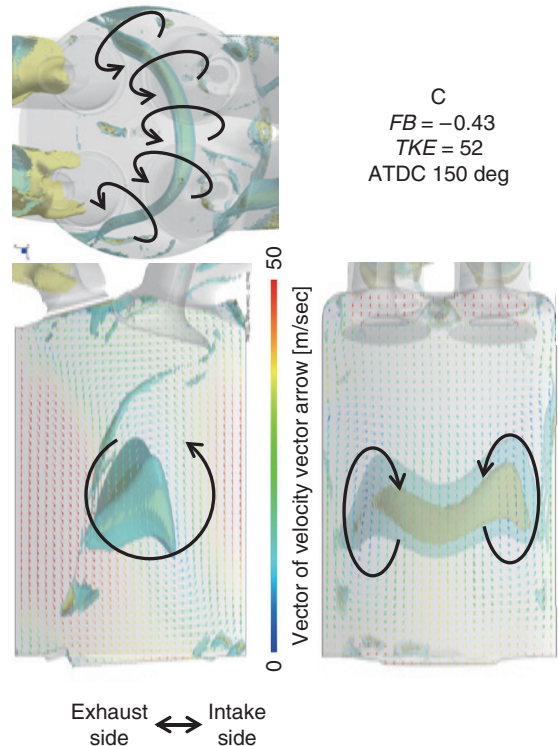


Fig. 12 Curved tumble vortex center line and velocity gradient

形態であり、1 サイクル内においても変形を繰り返す。タンブル渦の変形がエネルギーカスケードの観点で小さな運動へつながるものと考えれば、タンブル渦の持つ運動エネルギー保持性低下の可能性はある。

6. 吸気ポートデザインへの適用

6.1. 目標 TKE の設定

ガソリンエンジンの熱効率 45% を達成する研究⁽²⁾において目標を達成するためには、EGR 30% で主燃焼期間を 20 deg 以内に納めることが目標として掲げられた。しかし、ベースとした量産エンジン相当の吸気ポートを有する Table 1 のエンジン A では主燃焼期間が 35 deg であった。また、MBT 運転ができるようになるためには燃焼重心位置を 4 deg 早める必要があった。15 deg の燃焼期間短縮を式 (5) より S_c で考えると 8.33 m/sec の差と表現される。また、燃焼重心位置が 4 deg 早めることができれば式 (9) より S_c で 2 m/sec 分の改善となる。これを差し引いて考え、 S_c が 6.33 m/sec 向上するだけの TKE 向上が必要となる。式 (10) より $\sqrt{TKE}$ で 5.71 m/sec の改善が必要となる。吸気ポート形状の検討前後のタンブル比、 FB 、 TKE を Table 3 に示す。ベースとした形状では TKE は $21.6 \text{ m}^2/\text{sec}^2$ であり、 $\sqrt{TKE}$ で考えると 4.65 m/sec であった。これより、要求される $\sqrt{TKE}$ は 10.4 m/sec、 TKE で $107.2 \text{ m}^2/\text{sec}^2$ が必要となる。一方で、相関は弱いだが、Fig. 6 よりタンブル比と TKE の関係を、

$$TKE \propto 22.5 TR \quad (12)$$

と見積もると、4 を超えるタンブル比が求められる。しかし、タンブル比が 4 を超えると吸気流が吸気ポートに逆流することは CFD の検討結果より示唆されていた。このため、タンブル比 4 以内で TKE が $107.2 \text{ m}^2/\text{sec}^2$ を達成する必要があり、フローバランスの概念を用いて同一タンブル比の流動からより大きな乱流強度を得ることが必要となった。

6.2. 吸気ポートの CAE による選定と実機燃焼テスト結果

実機エンジンヘッド制作上の制約を念頭に、吸気ポート形状を検討し、タンブル比が 4 程度のものを探索した。探索前後におけるタンブル比と FB を Table 3 に、形状の違いを Fig. 13 に示す。また、 TKE の確認をおこなった結果も同じ Table 3 に示す。得られた FB はタンブル比が 4 付近では最大値であり、 TKE が目標値 $107.2 \text{ m}^2/\text{sec}^2$ を達成したことよりこの段階で実機エンジンヘッドを試作することを決定し、燃焼期間短縮効果をテストで確認した。結果を Fig. 14 に示す。35 deg 程であった主燃焼期間が 20 deg に短縮されていることが確認でき、燃焼期間短縮の目標が達成できた。

Table 3 Degree of enhancement of intake flow

	TR (-)	FB (-)	TKE (m^2/sec^2)
Base	2.34	0.04	21.6
Following modification	3.96	0.87	113.3

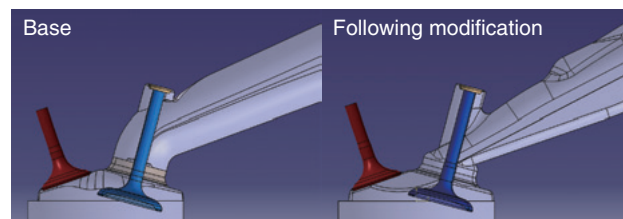


Fig. 13 Intake port shape before and after modification

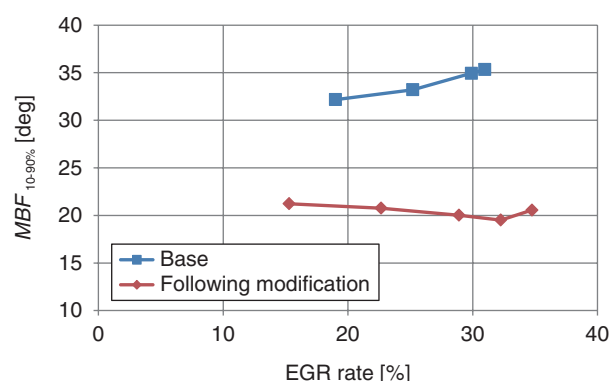


Fig. 14 Reduction of duration of combustion by high TKE

7. まとめ

本稿では未燃混合気の持つ TKE 向上が燃焼期間短縮につながることを確認した。同一のタンブル比でも最終的に得られる TKE に幅があることを提示し、 FB 値を検討することで同じタンブル比の流動からより大きな乱れ強さを得られることを確認した。これを Table 1 のエンジン A の吸気ポートの開発に適用し、タンブル比向上分を含めて EGR 還流率 30% で主燃焼期間 15 deg の短縮を実現させ、熱効率 45% の実現に貢献した。

参考文献

- (1) International Energy Agency: Part4 Scenarios and Technology Roadmaps, Chapter13 Transport, Energy Technology Perspectives 2012, p.443(2012)
- (2) 田岸龍太郎, 池谷健一郎, 高沢正信, 山田健人: ガソリンエンジンの正味熱効率 45% 達成技術, Honda R&D Technical Review Vol.27, No.2, p.1-10

- (3) 特開平 9-105330
- (4) 特開 2008-184930
- (5) U.S., Patent No. 6,385,530(2002)
- (6) 早川晃弘, 三木由希人, 久保俊彦, 永野幸秀, 北川敏明: 球状伝播予混合乱流火炎の燃焼速度および火炎面形状の有効乱れ強さによる変化, 日本燃焼学会誌, 第 55 巻, 172 号, p.202-209(2013)
- (7) Adomeit, P., Jakob, M., Pischinger, S., Brunn, A., Ewald, J.: Effect of Intake Port Design on the Flow Field Stability of a Gasoline DI Engine, SAE Technical Paper, 2011-01-1284(2011)

■ 著 者 ■



山田 健 人



高 橋 真 嘉



池谷健一郎



竹形徳之

高応答ディーゼルコモンレールインジェクタを用いた ノズル噴孔径が噴霧と燃焼に及ぼす影響

Study of Spray and Combustion Using Fast Response Common Rail Injector with Micro Orifice Nozzle

加藤 彰*
Akira KATO

松浦 勝也*
Katsuya MATSUURA

吉見 泰広*
Yasuhiro YOSHIMI

要 旨

ディーゼルエンジンのさらなる有害排出ガスの低減を目指してノズル噴孔径の小径化について検討した。これには燃料噴射初期の噴射率傾きを従来の量産インジェクタに比べて約 80% 向上させたプロトタイプインジェクタを用いた。ノズルは油圧流量が同一で噴孔径と噴孔数のみ異なる 0.08 mm から 0.12 mm までの三種類を準備した。噴霧計測をおこなった結果、小径化に伴いペネトレーション（貫徹力）は低下し、ザウタ平均粒径が小さくなる傾向を示すことが確認された。さらにエンジン燃焼試験をおこなった結果、ノズル噴孔の小径化と多孔化は、過濃な混合気の割合を増加させるため有害排出ガスの低減には寄与しないことがわかった。

ABSTRACT

Reduction of the nozzle hole diameter was investigated with the aim of further reducing harmful exhaust emissions from diesel engines. This investigation used a prototype injector with an injection rate gradient at the start of fuel injection that is approximately 80% greater than that of a conventional mass-production injector. Three types of nozzles were prepared that have the same hydraulic flow rate and only different numbers of holes and hole diameters from 0.08 mm to 0.12 mm. Spray measurement results confirmed that as the hole diameter becomes smaller, the spray penetration drops and the droplet Sauter mean diameter also becomes smaller. In addition, the results of engine combustion tests showed that reducing the nozzle hole diameter and increasing the number of holes increased the rich portion of the air-fuel mixture, so this does not contribute to the reduction of harmful exhaust emissions.

1. まえがき

近年の自動車の排出ガス規制は、従来からの有害排出ガスの規制に加えて、地球温暖化対策として CO₂ の排出規制が各国で実施され、さらなる強化が検討されている。CO₂ 排出低減において、ディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンと比べて一般的に熱効率が高いという面で有利である。一方、排出ガスのクリーン化においては課題を有する。ディーゼル燃焼は基本的に希薄燃焼であるため、ガソリンエンジンのように三元触媒を利用して NO_x を低減することができない。希薄燃焼のための NO_x 排気後処理技術については進化を続けているものの⁽¹⁾、その浄化性能は十分とはいえない。NO_x 低減のためにはエンジン燃焼時に EGR ガスを導入し燃焼温度を低下させる必要がある。ところが、EGR ガスの導入にともない過濃な混合

気の割合が増加するため Particulate Matter (PM) の増加を招く。このようにディーゼル燃焼では NO_x と PM がトレードオフの関係にあり、その同時低減が求められている。この要求に対応するため、新たな過給技術とコモンレール方式を用いた燃料噴射技術⁽²⁾⁻⁽⁴⁾が導入されている。そして各国の厳しい排出ガス規制に適合するなど、排出ガスのクリーン化が進んでいる。今後のさらに厳しくなる排出ガス規制に対応して、予混合圧縮着火 (Premixed Charge Compression Ignition: PCCI) 燃焼や NO_x と PM の同時低減を目指した低温燃焼に関する研究⁽⁵⁾⁻⁽⁸⁾が多く報告されているが、HC や CO といった未燃ガスの排出量が増加することや、運転領域が限定されるなどの課題がある。

筆者らは、PCCI 燃焼のように着火遅れ期間の増大を伴わない従来ディーゼル燃焼における排出ガス低減のため、

*四輪 R&D センター

燃料の高拡散を目指したインジェクタの噴射率に着目した。燃料噴射初期の噴射率傾きの向上(高噴射率化)による排出ガスの低減効果を確認した^{(9),(10)}。また、可視化エンジンにて、火炎挙動の観察および二色法による火炎温度、すす(Soot)濃度解析から高噴射率化による排出ガスの低減効果を明らかにした⁽¹¹⁾。

このプロトタイプインジェクタを用いた、さらなる排出ガス低減の手段として、ノズル噴孔径の小径化が挙げられる。ノズルの噴孔径を小径化すると噴霧の微粒化が促進し、NO_xとPMの同時低減に寄与することが知られている⁽¹²⁾。しかしながらノズル噴孔径を小径化すると噴射圧力が一定のもとでは噴霧のペネトレーションが低下するため、噴霧の混合気分布が高濃度化すると考えられる。したがって、ノズル噴孔径の小径化には、燃料噴霧の微粒化促進に起因した排出ガス低減とペネトレーションの低下に起因した排出ガス増加という二つの相反する事象が予測される。

本研究では、ノズル噴孔径の小径化が及ぼす影響を噴霧と燃焼の観点から定量的に明らかにすることを目的とした。噴孔径が異なるノズルを準備し、噴霧試験より、小径化が噴霧形状および粒径分布に及ぼす影響を調査した。さらに、ディーゼルエンジンを用いた燃焼実験より、小径化が燃焼特性に及ぼす影響を調査した。

2. 供試インジェクタ

2.1. 構造および流量特性

試験に使用したインジェクタ諸元をTable 1に、プロトタイプインジェクタの構造の断面図をFig. 1に示す。従来にない高噴射率性能を得るためにプロトタイプインジェクタではピエゾ素子によってコモンレール油圧をバルブで制御し、その制御された高圧の燃料油圧を用いてノズルニードルを直接開閉する方式が採用されている。また噴射初期の噴射率をさらに向上させるために、Fig. 2に示すようにノズルニードルのシート角度を量産タイプインジェクタに対し広げ、ニードルが低リフト時の開口面積の拡大を図った。Table 2に示す諸元のノズル装着時の流量特性試験結果をFig. 3に示す。Fig. 3よりシート角度を広げたことによりねらいどおりニードルの低リフト時における燃料流量が増加していることが確認できる。

2.2. 噴射率と噴霧特性

後述する噴霧特性およびエンジン燃焼試験時の噴射条件である燃料噴射量18 mm³/st.を噴射圧力100 MPaにて噴射した際の噴射率計測結果をFig. 4に示す。プロトタイプインジェクタの燃料噴射初期の噴射率傾きは量産タイプに比べて78%大きくなっており、今回採用した方式により噴射初期の噴射率が向上していることが確認できる。

Table 1 Specifications of common rail injection system

Injector	Mass production	Prototype
Max. pressure (MPa)	200	200
Max. injection events	5	5
Actuator	Piezo	Piezo
Needle actuation	Back pressure control	Fuel pressure direct control

Table 2 Specifications of injector nozzles

	Mass production	Prototype
Hole diameter (mm)	0.12	0.12
Number of holes	8	8
Spray hole angle (deg)	160	160
Flow rate (cm ³ /min)	740	740
Sac volume (mm ³)	0.17	0.40
Seat angle (deg)	30	60

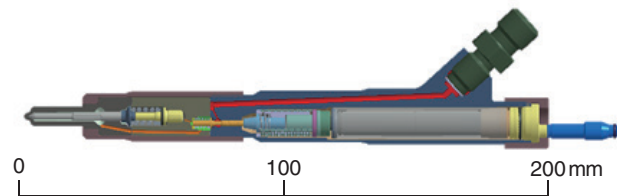


Fig. 1 Cross-section of prototype injector

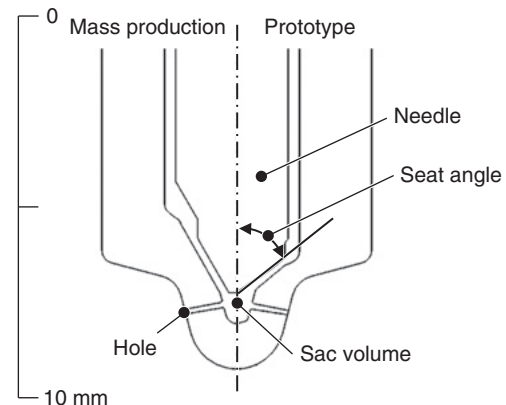


Fig. 2 Comparison of cross-section of special nozzle for fast common rail injector

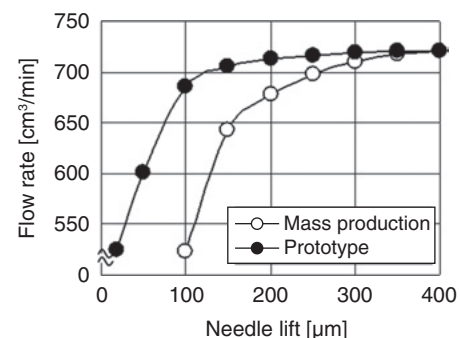


Fig. 3 Nozzle flow rate of two types of injector

噴射率を計測した燃料噴射量 $18 \text{ mm}^3/\text{st.}$ における噴射後 0.5 ms の噴霧画像を Fig. 5 に示す。また、その撮影された高速度ビデオ画像からペネトレーションと噴霧角度を時系列に数値化した結果を Fig. 6 に示す。なお、実験装置については次章で述べる。

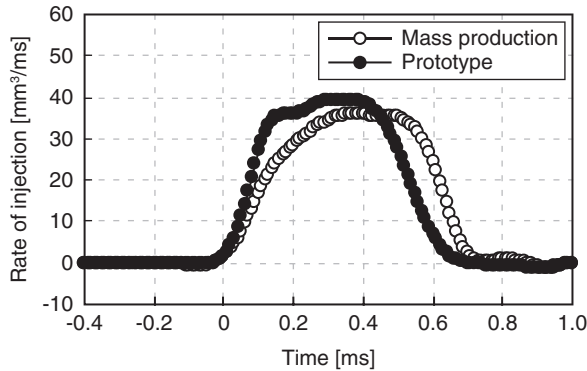


Fig. 4 Comparison of fuel injection rate profiles (1/4 engine load condition)

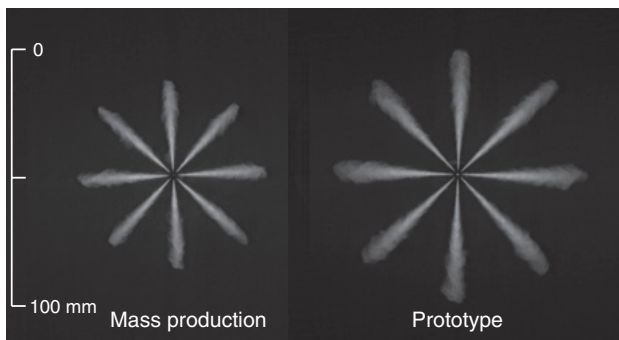


Fig. 5 Photographs of spray using high pressure vessel (0.5 ms after start of injection)

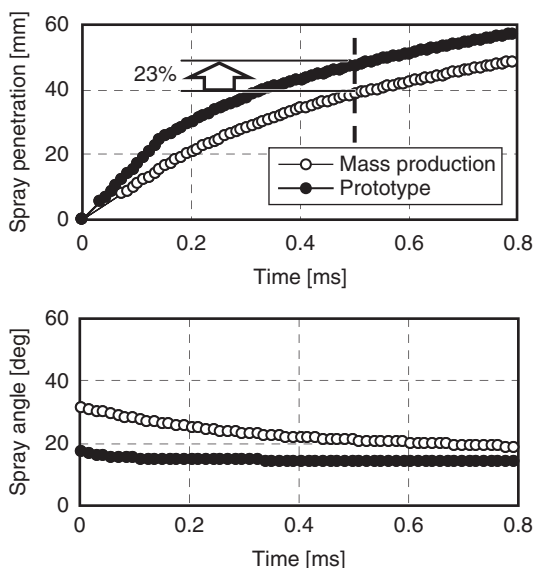


Fig. 6 Comparison of spray characteristics of two types of injector at 1/4 engine load

噴霧角度は噴霧の軸方向に沿ったノズル噴口の出口から 30 mm 下流の位置における角度を計測した。Fig. 6 から 2 本のインジェクタの異なった噴射率特性は噴霧に大きな差異をもたらし、噴射後 0.5 ms においてプロトタイプインジェクタのペネトレーションは量産タイプインジェクタに対し 23% 増加が確認できる。噴霧角度については、上記ペネトレーションの増加とは逆に、狭くなっていることが確認できる。これは、燃料噴射の高噴射率化は噴霧形状に大きく影響し、噴射された燃料は細くペネトレーションが長い噴霧形状になることを示すものである。

高噴射率特性が確認されたプロトタイプインジェクタを用いた単気筒エンジン燃焼試験において、 NO_x と Soot のトレードオフ関係が改善された。4 気筒エンジンの設定点における NO_x 排出点では、1/4 エンジン負荷相当において 35.2% 、1/2 エンジン負荷相当において 48.4% の Soot 低減効果が確認された。これは、燃料噴射の高噴射率化は、噴霧のペネトレーションの増加をもたらし、着火時期における噴霧中の燃料の混合気濃度が低下したことによるものと考えられる。

3. 噴霧と燃焼実験

3.1. インジェクタノズル

本研究に用いた三種類のノズル諸元を Table 3 に示す。ノズルの噴孔長はすべて 1.05 mm である。ノズルの噴孔径と数のみが異なり、油圧流量など他のパラメータは同一である。19 孔の噴孔を加工するために前章で用いたノズルとはニードルを含めて形状を変更している。これは製造技術上制約のある噴孔間距離の確保のため、サックボリュームを先に用いたプロトタイプノズルに比べて約 3 倍程度拡大している。これはプロトタイプノズルに比べて HC 増加の原因となるため課題である。なお、 0.08 mm のノズル穴加工は、通常用いられる放電加工機を用いた場合のほぼ限界である。

3.2. 供試燃料

Table 4 に計測に使用した燃料諸元を示す。比較的低セタン価燃料が市場に流通している米国等を考慮して、セタン価 43.2 の軽油を使用した。

3.3. 噴霧計測試験

噴霧特性の試験には定容圧力容器と株式会社フォトン製高速度ビデオカメラ (FASTCAM-APX RS) を用いた。Fig. 7 に計測装置の概要を示す。撮影は焦点距離 50 mm の株式会社ニコン製マニュアルフォーカスレンズ (Nikkor F f/1.2) を装着し、Table 5 に示すように撮影速度 10000 fps 、画像解像度 $512 \times 512 \text{ pixel}$ 、露光時間 $2 \mu\text{s}$ にておこなった。圧力容器内にはエンジン性能試験時に燃料が噴射さ

Table 3 Specifications of injector nozzles

	Nozzle A	Nozzle B	Nozzle C
Hole diameter (mm)	0.12	0.10	0.08
Number of holes	8	12	19
Spray hole angle (deg)	160	160	160
Flow rate (cm ³ /min)	740	740	740
Sac volume (mm ³)	1.23	1.23	1.23
Seat angle (deg)	60	60	60

Table 4 Measured properties of diesel fuel

Item	Test method	
Cetane index	ASTM D-976	43.2
Density (g/cm ³)	ASTM D-4052	0.852
Viscosity (mm ² /s)	ASTM D-445	2.2
T90 (°C)	ASTM D-86	306
Aromatic (vol%)	ASTM D-1319	28.4
LHV (kJ/kg)	ASTM D-3338	42838

Table 5 Conditions of spray measurement experiment

Recording speed (fps)	10000
Shutter speed (μs)	2
Resolution (pixel)	512 × 512
Ambient gas	N ₂
Ambient pressure (MPa)	1.4
Ambient temperature (K)	298

れるタイミングと同じ雰囲気密度となるよう 1.4 MPa の N₂ ガスを封入し試験を実施した。試験は、燃料噴射量 18 mm³/st., 噴射圧力 100 MPa にて容器内に燃料を噴射し、高速度ビデオカメラにて撮影をおこない、得られた画像からペネトレーションと噴霧角度を求めた。

3.4. 粒径計測試験

噴孔径違いの燃料噴霧の微粒化特性を比較するため、ダンテック・ダイナミクス株式会社製 Phase Doppler Anemometry (PDA) を用いて各ノズルの粒径を計測した。本実験装置の概要を Fig. 8 に示す。定容圧力容器内の密度と温度などの雰囲気条件は噴霧計測時と同一とし、計測はノズルの噴孔位置から 60 mm 下流の位置にておこなった。

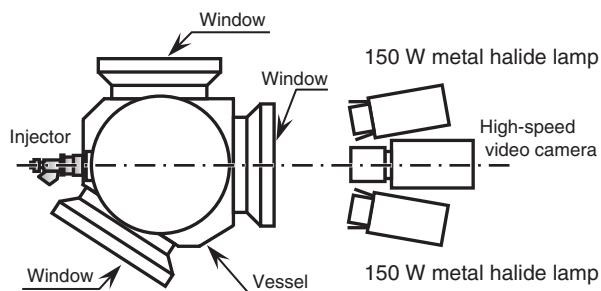


Fig. 7 Schematic diagram of spray measurement

Table 6 Specifications of single-cylinder engine

Engine type	4-st. single cylinder
Displacement volume (cm ³)	550
Bore × Stroke (mm)	85.0 × 97.1
Compression ratio	17.2
Fuel injection system	Piezo common rail
EGR rate	Continuously variable

3.5. 単気筒エンジンを用いた燃焼試験

単気筒エンジンの諸元を Table 6 に示す。本単気筒エンジンは、欧州排出ガス規制 EURO 5 に適合している 4 気筒ディーゼルエンジン⁽¹³⁾をベースに製作されたものである。なお、この単気筒エンジンのシステム全体構成を Fig. 9 に、エンジンの燃焼室形状を Fig. 10 に示す。Fig. 9 に示すように吸気はスーパチャージャにより過給されるとともに、吸気温度はヒータまたはインタクーラにより所定の温度に制御される。また排気は設定された排気圧力に圧力調整弁によって制御される。これにより、この単気筒エンジンシステムは、4 気筒エンジンにおける実際の運転条件を再現可能な構成となっている。なお、排出ガスの各種成分分析のため株式会社堀場製作所製排出ガス分析計 (MEXA-7100DEGR) と AVL 社製スモークメータ (415S) を、上記

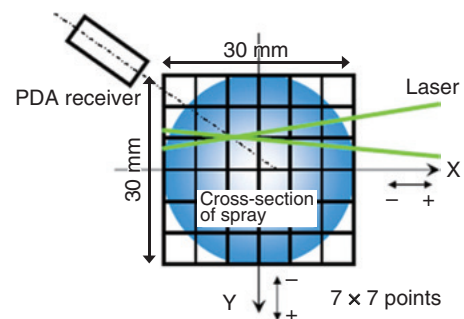


Fig. 8 Outline of droplet size measurement using PDA

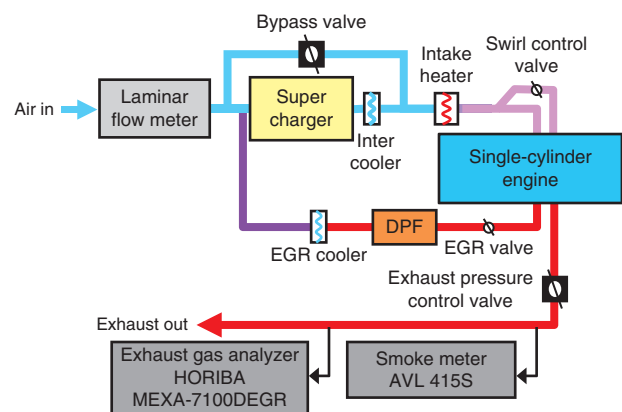


Fig. 9 Schematic diagram of single-cylinder engine system

Table 7 Conditions of engine combustion experiment

Nozzle hole diameter (mm)	0.12		0.10		0.08	
Engine speed (rpm)	1500		1500		1500	
Load	1/4	1/2	1/4	1/2	1/4	1/2
Injection pressure (MPa)	100	110	100	110	100	110
Intake air temperature (K)	343	333	343	333	343	333
Cooling water temperature (K)	353	353	353	353	353	353
Total injection quantity (mm ³ /st.)	18	32	18	32	18	32
Pilot injection timing (deg ATDC)	-8.0	-16.6	-8.5	-16.5	-8.7	-17.6
Main injection timing (deg ATDC)	5.8	4.0	6.0	4.1	6.5	4.0

の排気圧力調整弁の下流に設置した。

燃焼試験はモード試験において使用頻度が高いエンジン回転数 1500 rpm、1/4 および 1/2 負荷相当条件にて実施した。Table 7 に本試験のエンジン運転条件を示す。噴射パターンは従来ディーゼル燃焼の標準的な噴射方式であるパイロットとメインの2段噴射を用いている。ディーゼルエンジンの燃焼騒音の指標となる $dP/d\theta_{max}$ を同等とすることを目的にパイロット噴射の熱発生量を同一の値に合わせた。また、メイン噴射においては着火時期を合わせるよう、それぞれの燃料噴射量および噴射タイミングを調整した。なお、燃料噴射圧力の増大は燃焼騒音や機械損失の増加を招くため今回の検討から除外し、三つのノズルの試験では燃料噴射圧力は同一とした。

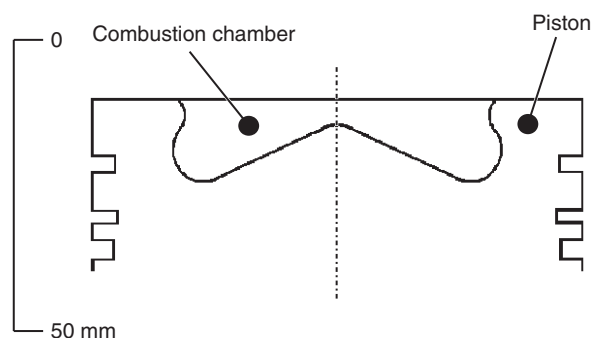


Fig. 10 Combustion chamber shape

4. 結果と考察

4.1. 噴霧計測試験結果

高速度カメラにより撮影した噴霧画像を Fig. 11 に、ペネトレーションと噴霧角を時系列で数値化したものを Fig. 12 に示す。この計測実験は 10 回おこない、すべての噴孔の噴霧データについて平均化処理をしている。噴霧角度は噴霧の軸方向に沿ったノズル噴口の出口から 30 mm 下流の位置における角度を計測した。

Fig. 12 から、ノズルの小径化に伴いペネトレーションは低下し、噴霧角は狭くなることがわかる。噴射開始 0.5 ms 後において、最小の 0.08 mm ノズルは 0.12 mm ノズルに比べて、ペネトレーションが 17.5%、噴霧角度は 14.5% 低下している。なお、噴射初期における噴霧角度の計測にはばらつきが大きいため、噴射後約 0.2 ms までのデータは除外した。

4.2. 粒径計測試験結果

粒径分布の計測結果を Fig. 13 に、三種類のノズルのザウ

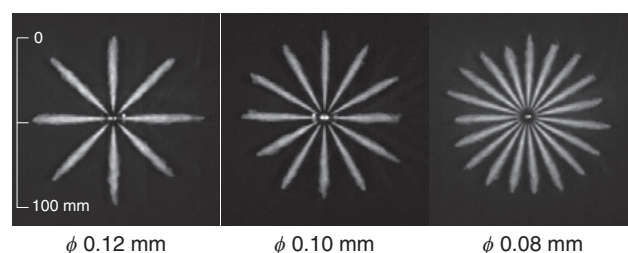


Fig. 11 Photographs of spray with three types of nozzles (0.5 ms after start of injection)

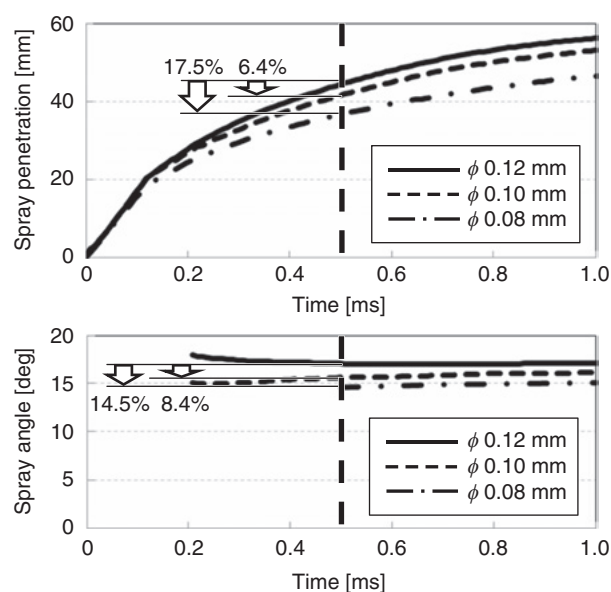


Fig. 12 Numerical comparison of spray penetration and spray angle

タ平均粒径 (Sauter mean diameter: d32) を Fig. 14 に示す。粒子の蒸発や揮発では粒子表面積が重要であり、平均粒径には表面積が考慮されたザウタ平均粒径を用いた。Fig. 13 からノズル噴孔径の小径化に伴い、粒径の分布は小さい粒径側にシフトしていることがわかる。ザウタ平均粒径は、ノズルの小径化に伴い低下していることが確認できる。噴孔径を 0.12 mm から 0.10 mm に小径化することによってザウタ平均粒径は 2.6%, 0.08 mm では 6.7% 低下し、ノズル噴孔径の小径化による燃料の微粒化が確認できた。

4.3. エンジン燃焼試験結果

単気筒エンジンを用いた燃焼試験結果を Fig. 15 (1/4 エンジン負荷, 燃料噴射量 18 mm³/st.) および Fig. 16 (1/2 エンジン負荷, 燃料噴射量 32 mm³/st.) に示す。実験は EGR バルブを全閉から徐々に開弁し EGR 還流率を増加させて実験をおこない、NO_x を横軸に、各計測データを縦軸に示した。量産エンジンの適合点である NO_x 値での各計測データを比較すると (Fig. 15 および Fig. 16 の灰色線位置), 1/4 エンジン負荷条件では、Soot 排出量は 0.10 mm ノズルが最小であるが、さらなる小噴孔径ノズルである 0.08 mm

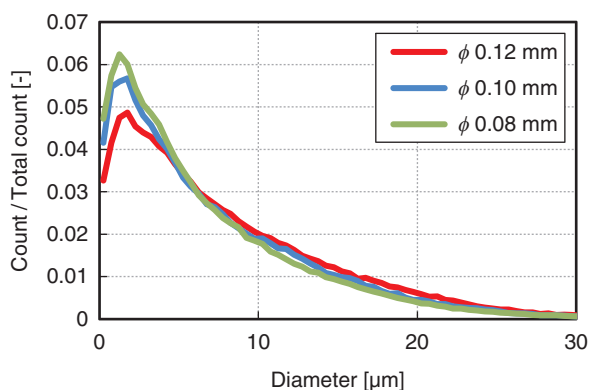


Fig.13 Comparison of droplet size distribution with three types of nozzles

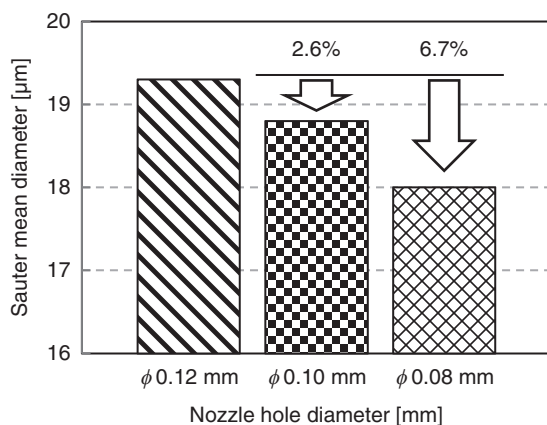


Fig. 14 Comparison of droplet Sauter mean diameter with three types of nozzles

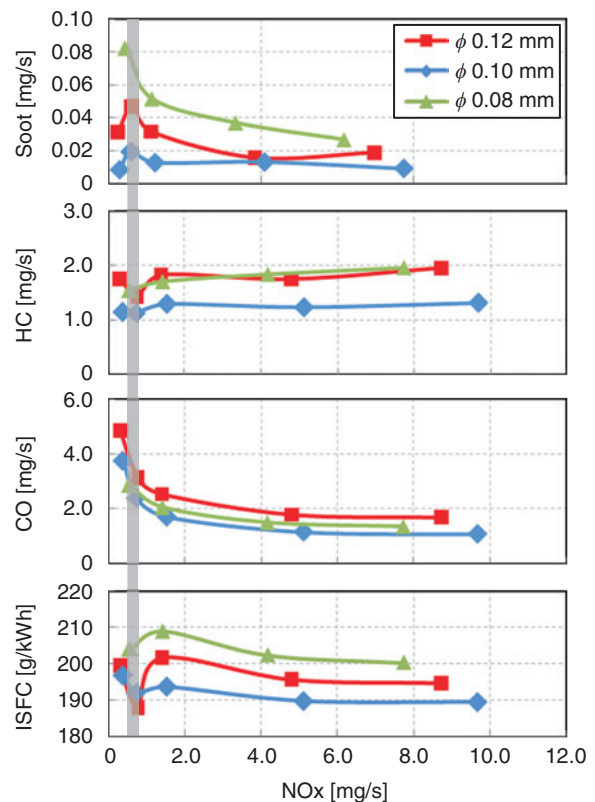


Fig. 15 Exhaust gas emissions at 1500 rpm, 1/4 engine load using three types of micro hole nozzles

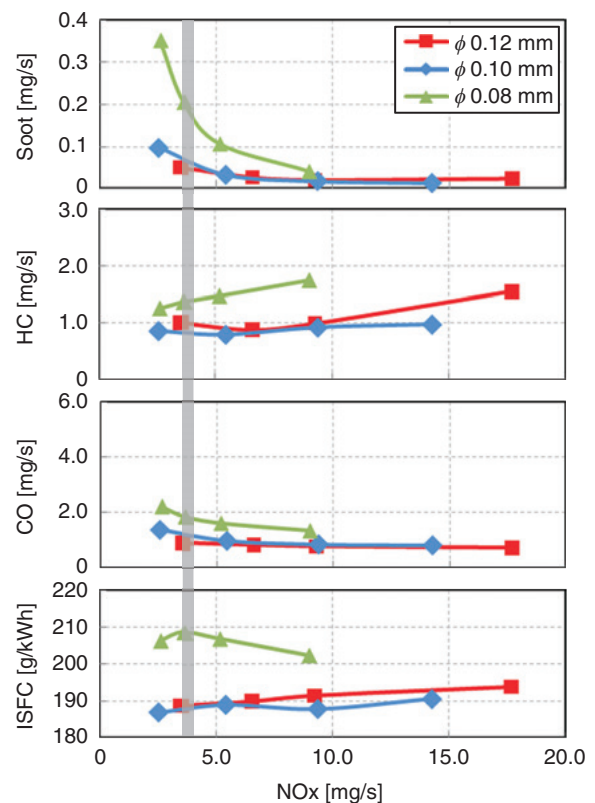


Fig. 16 Exhaust gas emissions at 1500 rpm, 1/2 engine load using three types of micro hole nozzles

ノズルでは Soot 排出が増加している。しかしながら 1/2 エンジン負荷条件においては 0.12 mm ノズルが Soot 排出で最小となり、0.08 mm ノズルが 0.12 mm に比べ約 4 倍増加しており最大であり、HC、CO および Indicated specific fuel consumption (ISFC) も増加している。

Fig. 17 に量産エンジンの適合点である NO_x 値 (Fig. 15 の灰色線位置) の 1/4 エンジン負荷、燃料噴射量 18 mm³/st. における熱発生率 (Rate of heat release: ROHR) を示す。この熱発生率によると、排出ガス性能に支配的である主燃焼の熱発生率のピークは噴孔径 0.10 mm ノズルが一番大きく、噴孔が一番小さい 0.08 mm ノズルが最も小さい。また、ATDC 30 deg 以降の燃焼後期において噴孔径 0.08 mm ノズルでは燃焼が継続しており燃焼の遅延化が確認できる。

4.4. 考察

噴霧計測試験により、ノズル噴孔径の小径化が、燃料噴霧の低ペネトレーション化と噴霧角の狭角化を招くこと、噴射された燃料粒径の低下、すなわち燃料の微粒化を促進していることが確認できた。

エンジン燃焼試験の結果からは、燃料の微粒化性能の向上を確認できた 0.08 mm ノズルを用いた燃焼において 1/4 および 1/2 の負荷ともに Soot 排出量が最大である。この結果から噴孔径の小径化によって燃料噴霧内での混合気分布が高濃度化していることが推測される。この原因は、噴孔径を小径化したために噴霧のペネトレーションが低下した狭い噴霧角という噴霧形状に原因があると考えられる。ノズル噴孔径の小径化に伴って噴霧内の燃料の微粒化は促進するものの、その反面ペネトレーションの低下を招き、燃料噴霧の噴射初期の燃料と空気との混合が低下し、さらに噴霧の燃焼室壁面との衝突によって生じると考えられる空気と燃料の混合する割合も低下する。これにより噴射された燃料が燃焼室内の狭い範囲で存在し、高濃度の噴霧が燃焼したことが Soot および HC の増加の原因であると考えられる。熱発生解析で確認できた 0.08 mm ノズルにおける燃焼の遅延化からも、燃料噴霧内での混合気分布の高濃度化が確認できる。

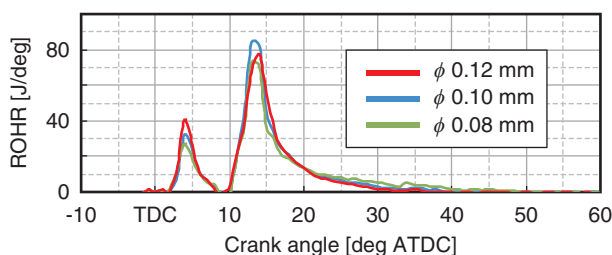


Fig. 17 Comparison of heat release at 1500 rpm, 1/4 engine load using three types of micro orifice nozzles

1/4 エンジン負荷時における 0.10 mm ノズルの Soot 排出量最小化であるが、1/2 負荷に比べて燃料噴射量が小さいため噴射期間が短くなり、ペネトレーションも 1/2 負荷に比べて短くなる。その結果ペネトレーション増大による空気を取り込む効果に対して、噴孔径を小径化したことによる微粒化による空気と燃料の混合促進効果が燃焼により大きく影響したため、0.10 mm ノズルが Soot 排出量の比較では最小となったと考えられる。これは、排出ガス性能に支配的である主燃焼の熱発生率のピークが 0.10 mm ノズルが一番高いことから、微粒化効果によって早期の燃焼が活性化していることが確認できる。

以上により、同一噴射圧力条件下ではノズル噴孔径の小径化により燃料の微粒化が促進されるものの、ペネトレーションが低下し壁面衝突の効果も含めて噴霧内の混合気濃度が高濃度化するため、排出ガス低減には適正なバランスが存在するものと考えられる。また、そのバランスが噴射量や噴射圧力により変化すると考えられるため重要視するエンジンの運転条件を定めて、バランスに配慮したノズル噴孔径の設定が必要である。

なお、19 孔の噴孔の多孔化によりエンジン燃焼室内で噴射された燃料の噴霧間干渉による影響については、Fig. 11 に示すように定容圧力容器内の試験において 0.08 mm ノズルでは各噴孔からの噴霧に干渉は確認できず可能性は低い。

5. まとめ

排出ガス低減効果を確認した高噴射率性能を有するプロトタイプインジェクタを用いて、さらなる排出ガス低減を目指して同一油圧流量のノズルである 0.12 mm から 0.08 mm までの三種類を用いて各種実験をおこない、下記の知見を得た。

- (1) ノズルの噴孔径の小径化に伴い、噴射される燃料噴霧は狭く低ペネトレーションの噴霧形状となった。
- (2) 噴孔径の小径化に伴い、燃料噴霧の粒径は小さくなった。0.08 mm と 0.12 mm ノズルを比較するとザウタ平均粒径が 6.7% 低下した。
- (3) 単気筒エンジンを用いた中および低エンジン負荷での燃焼実験結果では、0.12 mm と 0.10 mm ノズルに比べて 0.08 mm ノズルを用いた燃焼では Soot 等の排出ガスの増加が確認された。この 0.08 mm ノズルによる Soot の排出増加は、ノズル小径化による噴霧のペネトレーション低下によって空気との混合が低下し、燃料噴霧内での混合気分布が高濃度化したものである。
- (4) 低エンジン負荷条件での燃焼においては、ノズル噴孔径の小径化による燃料の微粒化効果が燃焼に影響し、0.10 mm ノズルの Soot 排出量が他の 0.12 mm および 0.08 mm の燃焼結果に比べて最小となる。エンジン

負荷を下げると噴射時間が短くなるためペネトレーションが短くなり、燃焼に及ぼす噴孔径の小径化による微粒化効果がペネトレーション低下の影響を上回するため、0.10 mm ノズルの Soot 排出量が最小となる。

謝辞

本研究の共同研究者として重要なノズル設計を担当した片野貴博氏に感謝し、ご冥福をお祈りいたします。

参考文献

- (1) Morita, T., Suzuki, N., Satoh, N., Wada, K., Ohno, H.: Study on Low NO_x Emission Control Using Newly Developed Lean NO_x Catalyst for Diesel Engines, SAE Technical Paper, 2007-01-0239, p. 1-7(2007)
- (2) Miyaki, M., Fujisawa, H., Masuda, A., Yamamoto, Y.: Development of New Electronically Controlled Fuel Injection System ECD-U2 for Diesel Engines, SAE Technical Paper, 910252, p. 1-17(1991)
- (3) Nagata, K., Tanaka, Y., Yano, K.: Technologies of DENSO Common Rail for Diesel Engine and Consumer Values, SAE Technical Paper, 2004-21-0075, p. 1-7(2004)
- (4) Akiyama, H., Yuasa, H., Kato, A., Saiki, T., Sanada, K., Kado, N.: Precise Fuel Control of Diesel Common-Rail System by Using OFEM, SAE Technical Paper, 2010-01-0876, p. 1-10(2010)
- (5) Shimazaki, N., Akagawa, H., Tsujimura, K.: An Experimental Study of Premixed Lean Diesel Combustion, SAE Technical Paper, 1999-01-0181, p. 1-10(1999)
- (6) Kimura, S., Aoki, O., Kitahara, Y., Aiyoshizawa, E.: Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards, SAE Technical Paper, 2001-01-0200, p. 1-10(2001)
- (7) Hasegawa, R., Yanagihara, H.: HCCI Combustion in DI Diesel Engine, SAE Technical Paper, 2003-01-0745, p. 1-8(2003)
- (8) Kanda, T., Hakozaiki, T., Sono, H., Uchimoto, T., Hatano, J., Kitayama, N.: PCCI Operation with Early Injection of Conventional Diesel Fuel, SAE Technical Paper, 2005-01-0378, p. 1-12(2005)
- (9) Kato, A., Matsuura, K., Hakozaiki, T., Suzuki, O., Haraguchi, S., Yoshimi, Y., Hashimoto, T., Katano, T.: Influence of a Fast Injection Rate Common Rail Injector for the Spray and Combustion

Characteristics of Diesel Engine, SAE Technical Paper, 2011-01-0687, p. 1-11(2011)

- (10) Haraguchi, S., Nishimura, Y., Yoshimi, Y., Katano, T., Suzuki, O., Matsuura, K., Hakozaiki, T., Kato, A.: Effects of Spray Characteristics and Combustion Chamber Geometry on Emission Performance in Diesel Diffusion Combustion Using a Fast-Injection-Rate Injector and the Latest Common Rail Light-Duty DI Diesel Engine, Proceedings of Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, THIESEL 2010, p. 253-276(2010)
- (11) Matsuura, K., Suzuki, O., Kato, A.: In-cylinder Optical Investigation of Combustion Behavior on a Fast Injection Rate Diesel Common Rail Injector, Transactions of SAE International, Journal of Fuels and Lubricants, January 2012, Vol.5, Num.1, p. 88-97(2012)
- (12) Pickett, L. M., Siebers, D. L.: Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion, SAE Technical Paper 2004-01-1399, p. 1-19(2004)
- (13) Matsui, R., Shimoyama, K., Nonaka, S., Chiba, I., Hidaka, S.: Development of High-performance Diesel Engine Compliant with Euro-V, SAE Technical Paper, 2008-01-1198, p. 1-8(2008)

■ 著 者 ■



加 藤 彰



松 浦 勝 也



吉 見 泰 広

走行状態の熱収支を考慮したエンジン温度分布の 予測技術の構築

Estimation Technology Establishment for Temperature Distributions of Engine Based
on Thermal Balance under Vehicle Running Conditions

野村 友和*

Tomokazu NOMURA

藤井 快彦*

Yoshihiko FUJII

松下 耕一朗*

Koichiro MATSUSHITA

藤原 宏文*

Hirofumi FIJIWARA

要 旨

エンジンの温度分布を予測するには、燃焼によって生じる熱が外気に放熱されるまでの過程を考慮する必要がある。本研究では一次元熱シミュレーションにてエンジンの熱収支を計算し、その結果を境界条件とするエンジン構造物の三次元伝熱シミュレーションを使ってエンジンの温度分布を予測する手法を構築した。対象とするエンジンは、形式、形状および走行風のあたり具合が、その冷却状態に大きく影響する空冷エンジンとした。

熱収支を計算する一次元熱シミュレーションは、エンジンサイクルシミュレーション、エンジン内の伝熱シミュレーション、オイルへの熱伝達を計算する CFD と実験式、および外気への熱伝達を計算する CFD を組み合わせた構成とした。

この一次元熱シミュレーションの結果を境界条件として三次元的な温度分布を予測した結果、完成車の走行条件下でのエンジン温度分布を高精度に予測できることが確認された。また、諸元や搭載状態が異なるエンジンを備えた車両においても、温度分布を精度よく予測できることを実証した。

ABSTRACT

The estimation of the temperature distributions of an engine requires consideration on the process of releasing heat generated through combustions to the atmosphere. In this study, the heat inflow/outflow balance was calculated using one-dimensional thermal simulation tool. Using those results as boundary conditions, three-dimensional simulation on the structures of an engine was conducted to establish a method to estimate the heat distributions of an engine. An air-cooled engine, whose cooling conditions are highly susceptible to its configuration and shape, was selected as the target engine for investigation.

The 1D simulation for calculating the heat balance was structured with four specific methodologies. The first one was an engine cycle simulation method that calculates the heat transfer from the combustion gas to the engine structures. The second one was a heat transfer simulation method in which engine components were replaced with simple shaped objects. The third one was a CFD coupled with an empirical formula to calculate the heat transfer to oils situated in various regions in an engine. The last method was a CFD simulation applied to the running conditions of a complete vehicle to calculate the heat transfer to the atmosphere.

Utilizing the results yielded through this one-dimensional thermal simulation as the boundary conditions, the three-dimensional temperature distributions were estimated. As the result, it was confirmed that the temperature distributions of an engine could be estimated with a high accuracy under running conditions of a complete vehicle. Moreover, it was verified that the temperature distributions can be estimated accurately for a variety of vehicles with engines of different specifications and mounting conditions.

*二輪 R&D センター

1. まえがき

近年、高まる燃費要求に応えるために、高い熱効率を有する軽量コンパクトなエンジンの開発が求められている。数々の研究によりエンジンの熱効率は向上しつつあるが、燃料の持つエネルギーの 30% 程度は依然として冷却損失として大気へ放出されている。

エンジンの放熱は、エンジン構造物、冷却水および潤滑油を介しておこなわれ、放熱が不十分であると過度にエンジン温度が上昇する。その結果、吸気温度の上昇による体積効率の低下、ノッキング、材料強度の低下などが発生し、エンジンの性能低下や耐久性の低下を引き起こす。特に空冷エンジンでは軽量コンパクト化と放熱量の確保は相反する要求となるため、性能および耐久性とコンパクトさを両立させたエンジン設計には、熱バランスの配慮が不可欠となる。また、空冷エンジンを搭載した車両では、エンジンの外形形状と周辺の走行風の流れ方により冷却の状態が大きく変わるため、完成車における走行状態でエンジン温度を把握する必要がある。

一方、最近のエンジン開発の初期段階では、開発期間の短縮を図るため、試作エンジンを作らないデジタル開発が主流となりつつある。そのため、体積効率とノッキングの発生に影響を及ぼす吸気温度やエンジン構成部品の強度の解析を精度良くおこなうためには、精度の高いエンジン内の温度分布を予測することが求められている。

エンジンの冷却や温度の予測に関しては、以前から数多くの研究がおこなわれており、従来手法には以下のようなものがある⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾。

- (1) 三次元流体解析 (3 Dimensional Computational Fluid Dynamics: 3D-CFD) を用いてエンジンから外気への放熱やウォータージャケットから冷却水への放熱を熱伝達率で評価する手法
- (2) エンジンの一部分の温度の計測データを境界条件として使い、伝熱シミュレーションにより温度分布を予測する手法
- (3) 一次元熱流体シミュレーションによってモード走行中の冷却水の温度予測をおこなう手法

これらの手法では、直接温度を予測することはできない。また、エンジン各部の温度や熱流束の計測データを必要とするために、これらの手法では、設計段階における高精度な温度予測をおこなうことは困難であった。また、一次元熱流体シミュレーションでは冷却水の熱収支は考慮するものの、エンジン各部の温度分布までを予測することは難しい。

そこで、本研究では空冷エンジンを対象として、設計段階において完成車の走行状態におけるエンジン温度分布を予測する手法を確立した。本報では、まず、エンジンの熱収支と温度分布を予測する手法を説明する。そして、運転

中に高温となるシリンダとシリンダヘッドに対する予測精度の検証結果を報告する。

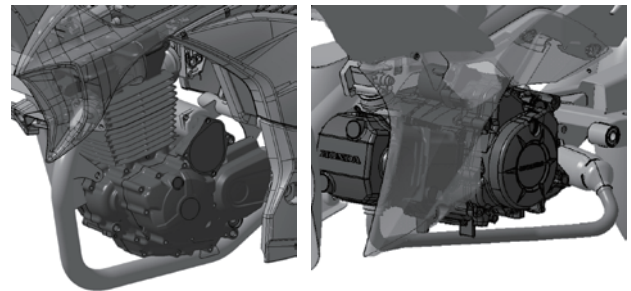
2. 供試車両

本研究に用いた二つの供試車両のエンジン諸元を Table 1 に、エンジン外形形状を Fig. 1 に示す。温度予測手法の構築と確からしめの検証には、シリンダが垂直から 15 deg の角度で前傾した排気量 300 cm³ の空冷単気筒エンジンを搭載した車両を用いた (車両 A)。この供試車両はオイルクーラを装備し、シュラウドと称する導風板により走行風を導入することでエンジンの点火プラグ周辺の冷却をおこなっている。

また、本研究における温度予測手法の妥当性の追加検証には、シリンダが垂直から 80 deg 前傾した排気量 110 cm³ の空冷エンジンを備えた車両を用いた (車両 B)。本車両はオイルクーラを装備しない車両であり、車両 A に対して排気量、出力、エンジンの搭載状態およびエンジン周囲の走行風状態も大きく異なるものとして選定した。

Table 1 Engine specifications of test motorcycles

	Vehicle A	Vehicle B
Engine type	4 stroke engine	4 stroke engine
Number of cylinders	1	1
Cooling system	Air-cooled	Air-cooled
Bore [mm]	79	50
Stroke [mm]	59.5	55.6
Displacement [cm ³]	291.6	109.1
Compression ratio [-]	9	9
Maximum brake power [kW]	17.9 (7,500 r/min)	6.2 (7,500 r/min)
Maximum brake torque [Nm]	25.2 (6,000 r/min)	8.6 (5,500 r/min)
Maximum vehicle speed [km/h]	128	89



(a) Vehicle A

(b) Vehicle B

Fig. 1 Engine shapes of test motorcycles

3. 温度予測手法概要

本研究における温度予測手法の概要を Fig. 2 に示す。

空冷エンジンの熱収支を計算するには、燃焼ガスからエンジンへの入熱、エンジン内の伝熱、エンジン壁面からオイルへの熱伝達、オイルクーラによるオイルから外気への放熱およびエンジンフィンから外気への放熱など、発熱源から放熱先までの全経路を考慮する必要がある。この熱収支計算のため、下記に示す技術を連成する一次元熱シミュレーションモデルを構築した。

- 燃焼により発生した熱の燃焼室壁面からエンジン構造物への熱伝達の計算には、一次元エンジンサイクルシミュレーションを用いた。
- エンジン内部の伝熱計算には、シリンダヘッドとシリンダの形状を一次元モデル化してシミュレーション内に組み込んだ。
- エンジンのオイル通路内壁からオイルへの熱伝達の計算は一次元流体解析 (1 Dimensional Computational Fluid Dynamics: 1D-CFD) を用いた。ただし、シリンダヘッドのカムシャフト室のように壁面をオイルが流れる部分やピストンジェットからオイルによる熱伝達の計算には、オイル挙動の 3D-CFD と計測により導き出した熱伝達率の実験式を組み合わせて用いた。
- 走行条件におけるエンジンから外気への熱伝達の計算には、完成車の走行状態を模擬した 3D-CFD を用いた。

これらの技術を連成させてエンジンの熱平衡状態を求め、この結果から得た作動ガスとオイルの温度および熱伝達率を境界条件として用いて、エンジンの各部の温度分布を三次元伝熱シミュレーションで求めた。

4. 温度予測手法詳細

4.1. エンジンへの熱伝達計算

温度予測において重要なのは、燃焼ガスからエンジン構造物への熱伝達を精度良く計算することである。これには、一次元エンジンサイクルシミュレーションを用いた。一次元エンジンサイクルシミュレーションは、エンジン開発において一般的に使われる技術で⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾、近年では非常に高い精度でエンジン出力や筒内圧などの計算が可能となっている。そのため、ここでの詳細な説明は他の論文に譲ることとする。エンジンサイクルシミュレーションでは、燃焼室やポートなど作動流体の接する壁面温度を境界条件として設定しなければならない。本研究における温度予測では、エンジンの熱収支を計算する一次元熱シミュレーション内にエンジンサイクルシミュレーションを組み込むことで壁面温度は境界条件ではなく、計算結果として得られることとなる。

4.2. エンジン構成部品内の伝熱計算

エンジン構成部品内 (例えば、シリンダヘッドやシリン

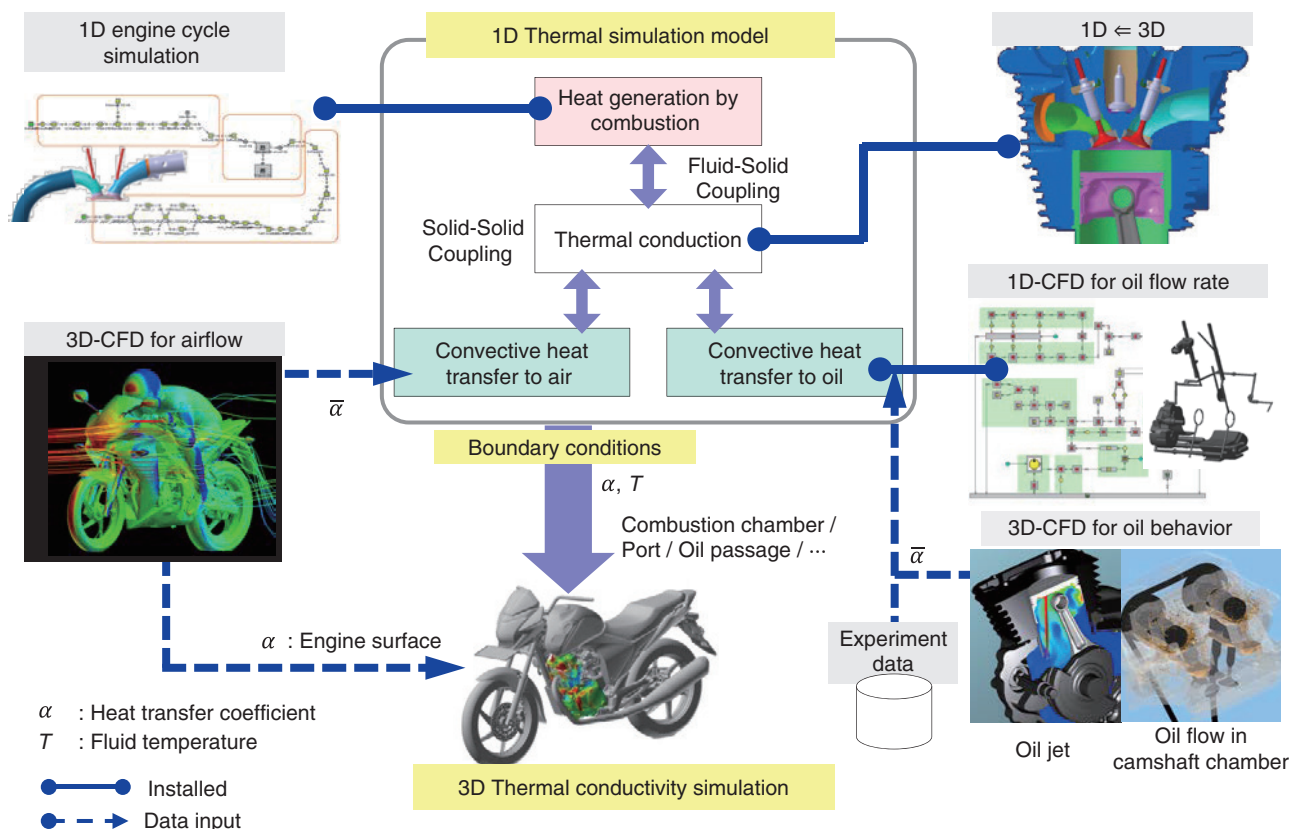


Fig. 2 Overview of temperature estimation method for air-cooled engine

ダ)の熱は非常に複雑な経路で移動する。これを熱収支計算の一次元熱シミュレーション内に組み込むため、Fig. 3に示すようにシリンダやヘッドを複数の領域に離散化した。シリンダヘッド、シリンダおよびバルブなど各部品には、それぞれの熱伝導率を定義した。本研究では、車速一定で温度が平衡となった状態での温度の予測をおこなうため、各材料の比熱は無視される。さらに、異なる材質の部品が接触している部位では、境界面に熱伝達率を設定した。シリンダヘッドとバルブガイド間およびシリンダヘッドとバルブシート間などの圧入部位は、両者の間に隙間はほとんどないものと仮定し無限大の熱伝達率を(すなわち、接触熱抵抗が0)設定した。

圧入部位以外の一例として、シリンダとスリーブ間の熱伝達率について、次項にて説明する。

4.2.1. シリンダ - スリーブ間の熱伝達率

小排気量の空冷エンジンの多くには、鋳鉄製のスリーブをアルミニウムに铸ぐるんだシリンダが適用されている。このタイプのシリンダでは、エンジンが高温状態で運転される際に、アルミニウムと鋳鉄の線膨張係数の差により、シリンダボデーとスリーブの間に微少な隙間が生じることがわかっている。隙間が生じると両者の間の接触面積が減ることで、筒内から冷却フィン方向への熱伝達が妨げられる。そこで、この運転時の状態をシミュレーション内に反映するため、Fig. 4に示す実験装置を作成してシリンダボデーとスリーブ間の熱伝達率を導出した。図に示すよう

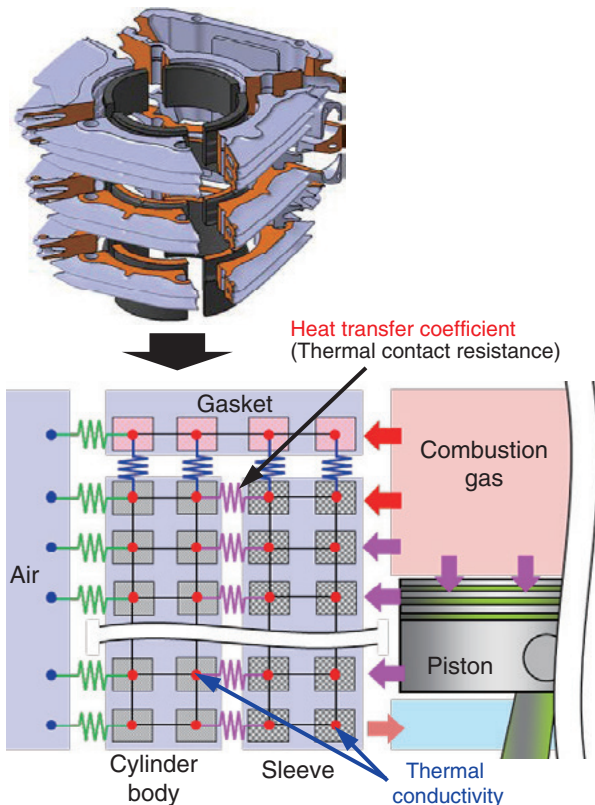


Fig. 3 Outline of heat transfer model in 1D thermal simulation

に、シリンダボア面を高温のオイルで一様に加熱し、シリンダ外壁を水で冷却することでシリンダ内に運転状態に近い温度勾配を作った。その際、シリンダ外壁を一様に冷却できるように、機械加工により冷却フィンをすべて取り除いた。また、高温オイルと冷却水の流量を極力増すことで、シリンダの軸方向の温度が均一になるようにした。

ここで、次式(1)のようにシリンダの半径方向にのみ温度勾配が存在すると仮定する。

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (1)$$

ここで、 T はシリンダ内温度、 r はシリンダ半径方向距離である。

上記の仮定の下では、シリンダ半径方向の温度分布は以下の式で表される。

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2 \quad (2)$$

ここで、 C_1 、 C_2 は定数である。

また、半径方向の熱流束 q は以下の式で表される。

$$q(r) = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = -\frac{C_1 k}{r} \quad (3)$$

k はシリンダの熱伝導率である。

シリンダボデーとスリーブ間の熱伝達率は、境界面の熱流束を温度差で除することで求められる。ただし、シリンダボデーとスリーブは厚みが薄いため、温度分布を精度よく測定することは困難である。そこで高温オイルとスリーブ間および冷却水とシリンダボデー間の熱伝達率を利用して、シリンダボデーとスリーブ内の温度分布を算出することとした。そのため、別途ダミーシリンダを使いこれらの熱伝達率を求めた。流体と固体間の熱伝達率は、流れ場に大きく依存して、固体材料に依存しないと仮定した。

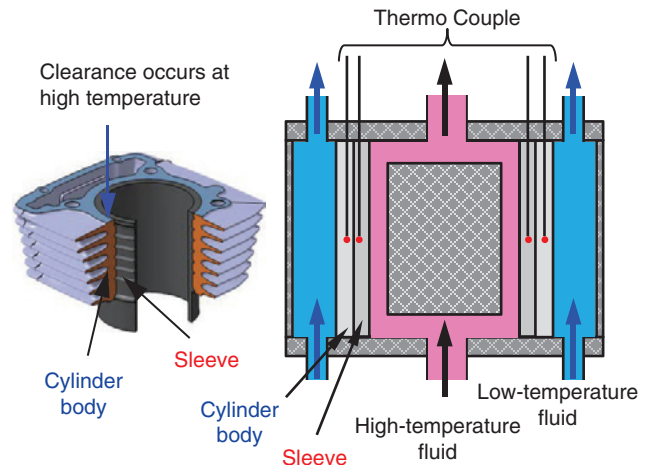


Fig. 4 Test equipment for measurement of heat transfer coefficient between cylinder body and sleeve

前述のような条件のもと、シリンダボデーとスリーブ間の熱伝達率を以下の手順で導出した。

- (1) Fig. 5(a) に示すように、熱伝導率が既知である単一材料で作られたダミーシリンダを使い、半径方向の温度分布、オイル温度および冷却水温度を計測した。
- (2) 手順1の結果から式(2)と(3)により、ダミーシリンダ内の温度および熱流束分布を求めた。
- (3) 手順2の結果から、オイルと壁面間および冷却水と壁面間のそれぞれ熱伝達率 α_{Hot} と α_{Cool} を次式(4)と(5)にて算出した。

$$\alpha_{\text{Hot}} = \frac{q(r_{\text{Hot}})}{T_{\text{Oil}} - T(r_{\text{Hot}})} \quad (4)$$

$$\alpha_{\text{Cool}} = \frac{q(r_{\text{Cool}})}{T(r_{\text{Cool}}) - T_{\text{Water}}} \quad (5)$$

- (4) Fig. 5(b) に示すように、実機のシリンダを使ってスリーブ、シリンダボデー、オイルおよび冷却水の温度を計測した。
- (5) 手順4で求めた温度と手順3で求めた熱伝達率を用いて、シリンダボデーとスリーブ内部の温度分布と熱

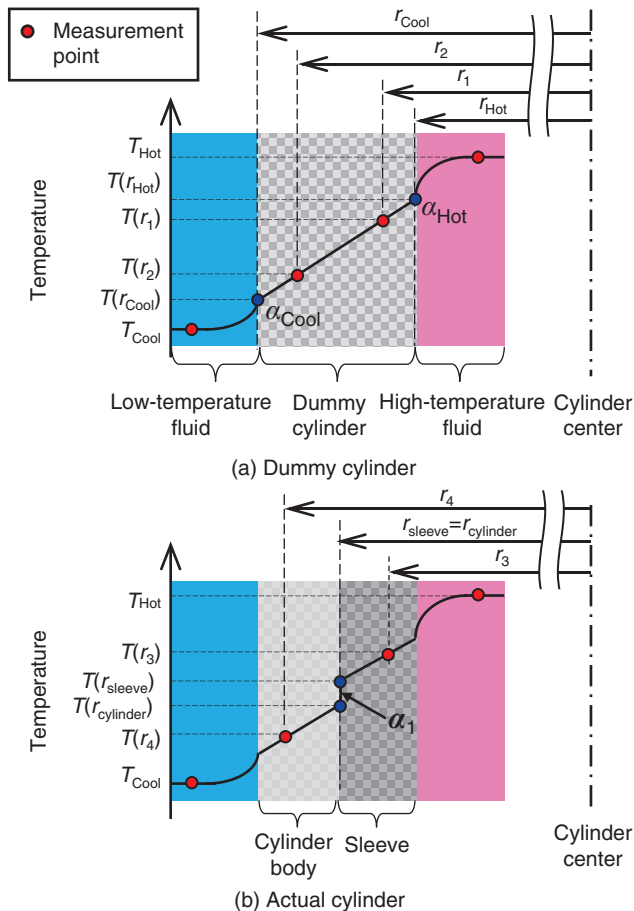


Fig. 5 Calculation technique of heat transfer coefficient between cylinder body and sleeve

流束を求め、最後にシリンダボデーとスリーブ間の熱伝達率を算出した。

$$\alpha_1 = \frac{q}{T(r_{\text{sleeve}}) - T(r_{\text{cylinder}})} \quad (6)$$

シリンダの周方向での熱伝達率のばらつきを考慮して、シリンダの周方向に沿って複数箇所での熱伝達率を導出して、それらを平均化した。また、本測定方法で求めた熱伝達率は、スリーブ表面の形状による表面積は考慮されず半径 r で決まる一定面積に対する値である。

Fig. 6 に、二輪車に多く用いられている2種類のスリーブの外周形状を示す。エンジン設計段階において、いずれのスリーブにも対応できるように、それぞれのスリーブとシリンダボデー間の熱伝達率の導出をおこなった、その結果を Fig. 7 に示す。タイプ A とタイプ B では、熱伝達率が3倍も違うことが確認された。タイプ A は接触面に多くの突起を持つため、高い熱伝達率が得られるものと推定される。これらの熱伝達率を一次元熱シミュレーションモデルに導入した。

4.3. オイルへの熱伝達計算

エンジン内の壁とオイルの間の熱伝達は、次の三つの形態に分類される。

- (1) エンジン各部へオイルを供給する通路のように、オイルで満たされた通路内の壁面での熱伝達
- (2) カムシャフト室やカムチェーン室などのように、オイルが壁面を流れる際の熱伝達

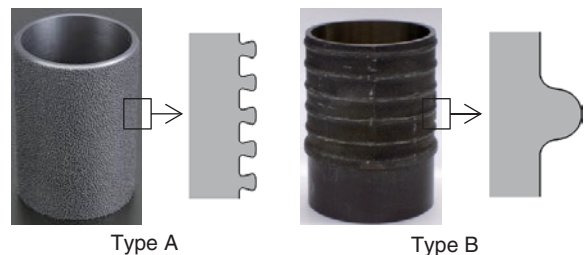


Fig. 6 Outer shapes of sleeves

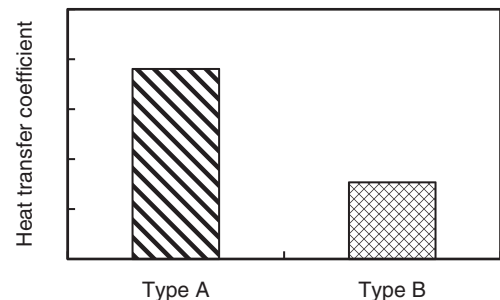


Fig. 7 Measurement results of heat transfer coefficient between cylinder body and sleeve

(3) オイルジェットのように、壁面に噴流が衝突する際の熱伝達

上記の(1)については、管路壁面での熱伝達は比較的単純に求まるため熱収支の計算への組み込みも容易である。しかし、上記(2)と(3)については、シリンダヘッドにあるカムシャフト室を流れるオイルやピストンジェットからピストン裏面に衝突するオイルの挙動が複雑なため、熱収支を計算する一次元熱シミュレーションモデル内に単純には組み込むことができない。このオイルへの熱伝達の計算は、熱伝達が起こる領域とその場におけるオイルと壁面との熱伝達率がわかれば、モデル化可能となる。そこで、カムシャフト室でオイルが流れる領域やピストンジェットからのオイルの衝突領域の面積を3D-CFDで求めることとし、オイルと壁面との間の熱伝達率は基礎実験により算出することとした。この両者を使ってオイルへの熱伝達の計算を一次元熱シミュレーション内でおこなった。

4.3.1. オイル通路流量計算および熱伝達計算

エンジン内の壁面とオイルとの間の熱伝達を精度よく計算するためには、エンジン各部に供給されるオイル量が正しく計算される必要がある。このオイル供給量の計算には、オイル通路やオリフィスをそれぞれの径や長さでモデル化した1D-CFD^{(8), (9)}を用いた。また、オイルポンプ、リリーフバルブやオイルクーラなどは、それぞれのP-Q特性を1D-CFDモデル内に組み込んだ。この1D-CFDも開発では一般的に使われる技術であり、ここでの詳細な説明は省略する。

このオイル供給量を求める1D-CFDモデルでは、前述の一次元エンジンサイクルシミュレーションモデル等と連成計算して、燃焼により発生する熱をオイル通路の壁面から受け取り、エンジン各部へ移送して放熱する過程をも計算する。

4.3.2. カムシャフト室内の熱伝達計算

カムシャフト室内では、回転運動するカムシャフトに設けられた小孔から供給されるオイルが壁面を流れクランク室へと戻っていく。この過程において、オイルとシリンダヘッド間で熱伝達がおこなわれる。

このオイル挙動は、非圧縮性流体流れの計算アルゴリズムであるMoving Particle Semi-implicit(MPS)法⁽¹⁰⁾を用いた粒子法により解析した。粒子法は、粒子を用いた連続体の数値計算手法であり、広く用いられている有限差分法や有限体積法と異なりメッシュを必要としない。このため、近年、エンジン内のオイル挙動⁽¹¹⁾や燃料タンク内のスロッシングなど自由表面を持つ流れ場や回転体のある流れ場に適用されている技術である。

カムシャフトから供給されるオイルがカムチェーン室を流れてクランクケースに戻るまでの挙動を計算した一例をFig. 8に示す。これは、エンジン回転数8,000 r/min、

すなわちカムシャフト回転数4,000 r/minでの計算結果である。オイル供給量には前述した1D-CFDの結果を用いた。また、簡易化のためバルブおよびカムチェーン挙動は計算から除外した。この計算結果を時間平均して一定以上の粒子が存在する領域をオイルが流れる部位の面積として利用した。

粒子法を用いた解析では、オイルと壁面との熱伝達率が計算に用いる粒子径やその影響範囲などの要因に依存する。このため、多くのエンジンへの適用を考えた場合に一定の計算精度を確保することは困難である。そこで、平板上を流れるオイルの熱伝達率を実験的に導出して、カムシャフト室内でのオイルと壁面間の熱伝達率として利用することとした。この実験装置の概要をFig. 9に示す。ヒータにより一様に加熱した平板の上に、流量と温度を調整したオイルを供給できるようにした。平板の材質には、熱伝導率が既知のアルミニウム合金を用いて、加熱した平板から周辺空気への放熱を防ぐため、平板の外側を断熱材で覆った。

この実験装置にてオイルおよび平板内部の温度を計測して、平板内部の温度勾配と平板の熱伝導率から熱流束

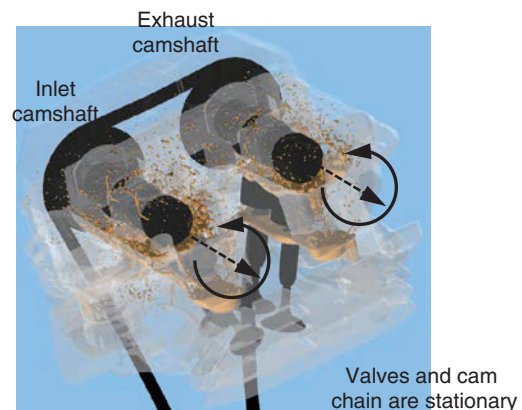


Fig. 8 Calculation result of oil flow in camshaft chamber

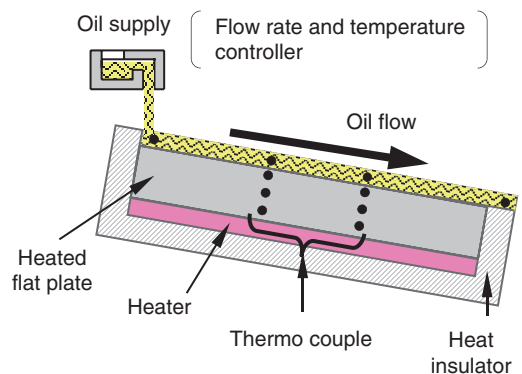


Fig. 9 Test equipment for measurement of heat transfer coefficient between flowing oil and flat plate

を求めた。その熱流束を平板の表面温度とオイル温度の差で除することでオイルと平板との熱伝達率を導出した。なお、平板の表面温度は、平板内部の温度勾配から外挿して求めた。

$$\alpha_2 = \frac{q}{T_{\text{Oil}} - T_{\text{Wall}}} \quad (7)$$

$$q = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (8)$$

ここで、

α_2 : オイルと平板間の熱伝達率、

T_{oil} : オイル温度、

T_{Wall} : 平板表面温度、

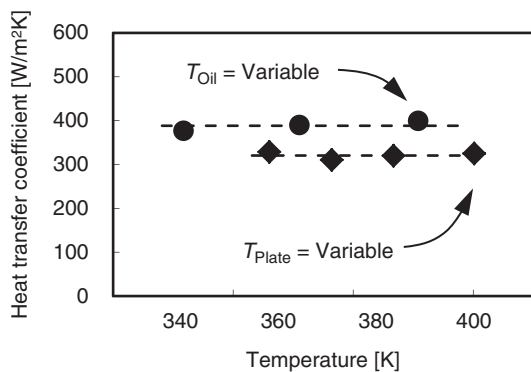
q : 平板内の熱流束、

k : 平板材の熱伝導率

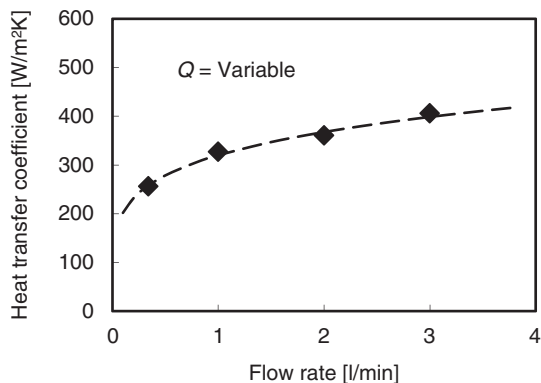
である。

オイルと平板間の熱伝達率の導出は、オイル流量、オイル温度および平板温度をパラメータとして実施した。

Fig. 10 に、オイルと平板間の熱伝達率の導出結果を示す。Fig. 10(a) に示すように、計測を実施した条件の範囲内では、熱伝達率はオイル温度と平板温度によらずほぼ一定であった。一方、Fig. 10(b) に示すように、オイル流量増



(a) Influence of oil and flat plate temperature



(b) Influence of oil flow rate

Fig. 10 Measurement results of heat transfer coefficient between flowing oil and flat plate

加、すなわちオイル流速が上がるにつれて熱伝達率が増加する傾向を捉えることができた。

以上の結果から平板上を流れるオイルと壁面との熱伝達率は、オイルと壁面の温度に依存せずに、オイル流量のみの関数として次式のように整理し、前述の粒子法によるオイルが流れている領域の面積と併せて一次元熱シミュレーションに導入した。

$$\alpha_2(Q) = A_1 \cdot Q^{A_2} \quad (9)$$

ここで、

Q : オイル流量

A_1, A_2 : 実験定数

である。

4.3.3. ピストン裏からの熱伝達計算

ピストンジェットからのオイルとピストンとの間の熱伝達の計算には、カムシャフト室と同様にオイルが衝突する領域と熱伝達率が必要である。

まず、ピストンジェットによるオイルの挙動とピストン裏面に衝突する部位の計算方法について説明する。エンジンのクランクケース内では、ピストン、クランクシャフトおよびコネクティングロッドが運動している。そのため、これらの運動による空気流動や圧力変動がオイル挙動に影響を与えて衝突位置や速度が時間と共に変化する。そこで、クランクケース内の空気流動とオイル挙動の相互影響を考慮した3D-CFDを用いて、往復運動中のピストン裏面へのオイルの衝突面積の計算を実施した。この3D-CFDは、空気とオイルの気液混相流計算であり、気相と液相をともに連続体として扱うオイラー法を用いた^{(12), (13)}。また、ピストン、クランク、およびコネクティングロッドの運動は移動境界を用いて表現した。この計算モデルの概要とメッシュ図をFig. 11に、計算条件をTable 2に示す。ピストンジェットノズル近傍とオイル噴射方向に対しては、細かい

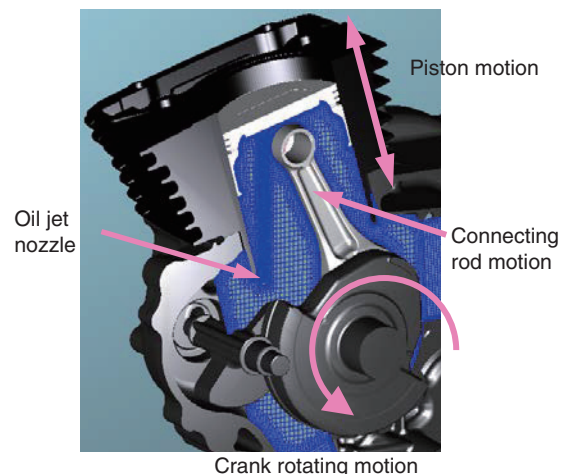


Fig. 11 Outline of CFD model for oil jet and mesh diagram

Table 2 Calculation conditions of CFD for oil jet

Solution type	Unsteady state
Working fluid	Oil and Air
Compressibility	Incompressible
Pressure velocity coupling	SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equation)
Mesh type	Hexahedron
Mesh size [mm]	0.15 - 2.4
Engine speed [r/min]	2,000
Flow rate of oil jet [l/min]	1.0

メッシュを配置して、オイルの数値的な拡散を抑制した。

計算結果の検証には、頂面に透明アクリル窓を設けた可視化ピストンを製作し、高速度カメラにてオイルの衝突面積を計測した。この可視化計測は、エンジン回転速度 2,000 r/min のモータリング状態でおこなった。

オイルの衝突挙動の計測結果と計算結果の比較を Fig. 12 に示す。計測されたオイルの衝突部の輪郭を緑線、また、計算されたオイル衝突部を赤色の領域で示す。計算結果では、ピストン表面におけるオイルの体積分率が一定の値を超えた部位を衝突領域とし、比較のため計測されたオイルの衝突部の輪郭も合わせて示している。各クランクアングルにおける計算結果と計測結果は大よそ一致しており、この計算を 1 サイクル分平均したものを一次元の熱収支のシミュレーションに用いることとした。

この CFD においても、オイルとピストンとの熱伝達率はメッシュ依存性があるため、実験的に算出した熱伝達率を使うこととした。

ピストン裏面を冷却するピストンジェットからのオイルと平板との熱伝達率を導出するため、Fig. 13 に示す実験装置を作成した。この実験装置の基本概念は平板上を

流れるオイルの熱伝達率導出に用いた装置と同じである。加熱した平板に向けてオイル噴流を衝突させ、平板内部の温度とノズル出口のオイル温度を計測することで熱伝達率を求めた。

オイルと平板の熱伝達率の導出は、オイル流量、オイルジェットノズル径およびオイルジェットと平板との距離を変化させて実施した。

Fig. 14 に、オイルと平板間の熱伝達率の導出結果を示す。Fig. 14(a) に示すように、オイルジェットのノズル径により熱伝達率にわずかなバラつきが確認されるが、ほぼ流量に比例した熱伝達率が得られた。一般的に噴流衝突部の熱伝達率は流速に大きく依存し、衝突中心から半径方向に向けて分布を持つことが知られている⁽¹⁴⁾。しかし、本研究では半径方向の分布計測は省略し、衝突領域の代表値の取得を目的とした。この点がノズル径すなわち流速よりもオイル流量に依存する結果となった要因であると推定される。

また、Fig. 14(b) に示すように、ノズルと平板との距離を近づけると、熱伝達率が増加することが確認された。この

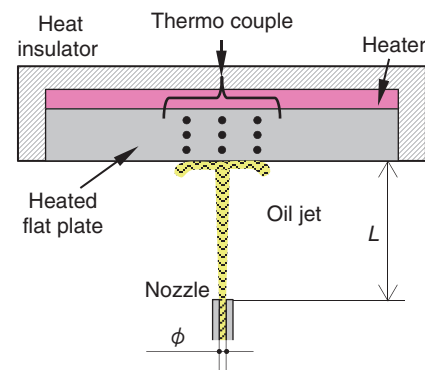


Fig. 13 Test equipment for measurement of heat transfer coefficient between impinging oil and flat plate

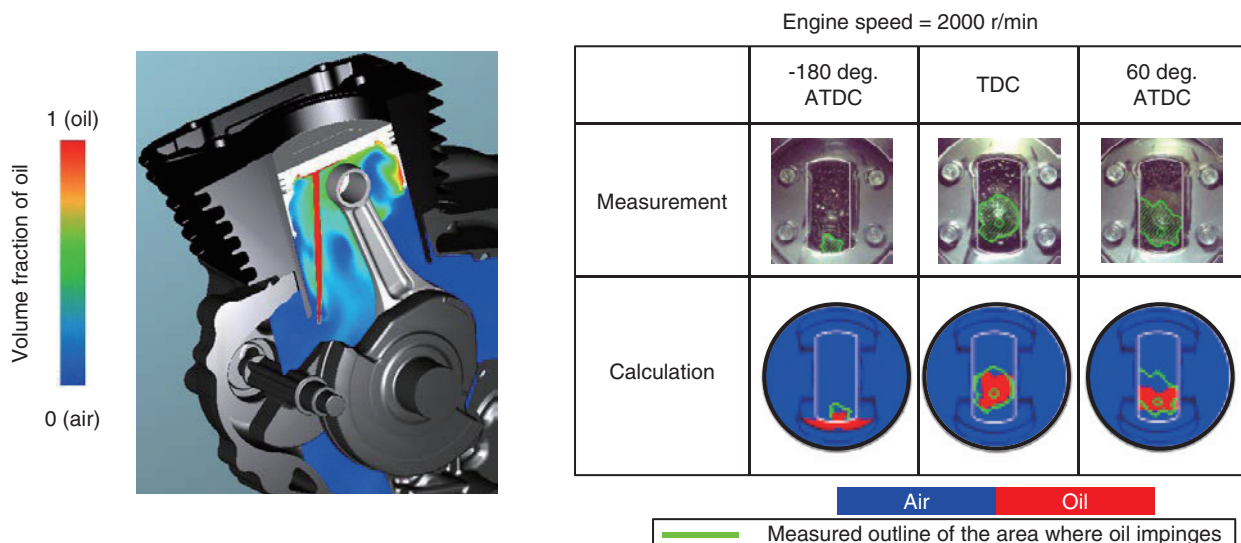


Fig. 12 Comparisons of oil impingement area on back of piston

傾向はオイル流量を変化させた場合も同様であった。以上の結果から、ピストンジェットによるオイルとピストン裏面間の熱伝達率は、オイル流量およびノズルとピストン間の距離の関数として次式のように整理した。

$$\alpha_3(Q, L) = B_1 \cdot Q \cdot L + B_2 \cdot Q + B_3 \cdot L + B_4 \quad (10)$$

ここで、

L : ノズルとピストン間の距離

$B_1 - B_4$: 実験定数

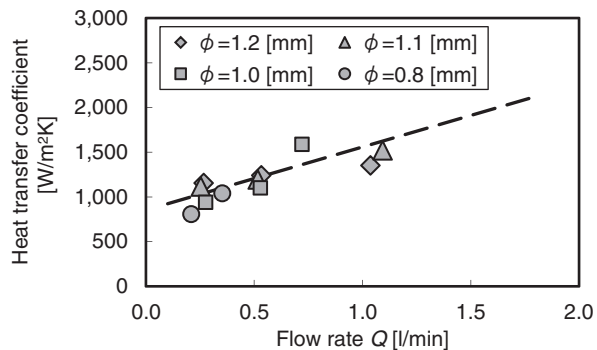
である。

前述の CFD にて求めたオイルの衝突面積と、実験式 (10) から求めたエンジン 1 サイクル中のピストン裏の平均熱伝達率を一次元熱シミュレーションモデル内に導入した。

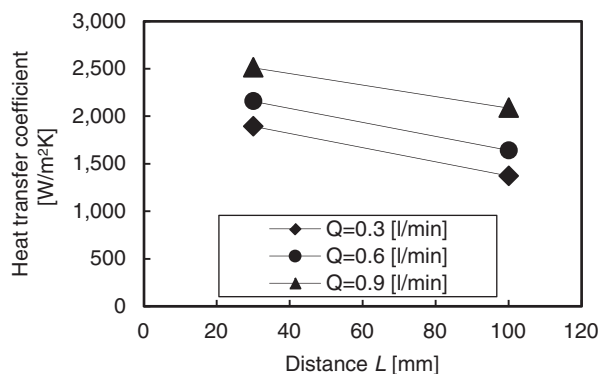
以上より、温度予測手法にシリンダヘッドとシリンダ内におけるオイルへの熱伝達過程を考慮することができた。

4.4. 走行風への熱伝達計算

エンジン表面から外気への熱伝達の計算では、走行条件下でのエンジン周囲の空気流れを考慮する必要がある。このため、完成車形状の 3D モデルを用いた CFD シミュレーションを実施して、その結果を温度予測に利用した。この CFD で得られた結果から、エンジン表面を複数の領域に分割して、それぞれの表面積および平均熱伝達率を算出



(a) Influence of oil flow rate and nozzle diameter



(b) Influence of distance from nozzle to flat plate

Fig. 14 Measurement results of heat transfer coefficient between impinged oil and flat plate

Table 3 Calculation conditions of CFD for airflow

Solution type	Steady state
Working fluid	Air
Compressibility	Incompressible
Turbulence model	Realizable $k-\varepsilon$
Mesh types	Hexahedron Tetrahedron Pyramid
Mesh size around the engine [mm]	1 - 8
Total number of meshes	25,000,000
Vehicle speed [km/h]	128

し一次元熱シミュレーションの条件とした。また、最終的に詳細な温度分布を予測する際には、エンジン表面の熱伝達率分布をそのままマッピングして境界条件とした。

一例として車両 A における CFD の計算条件の一覧を Table 3 に、エンジン近傍のメッシュ図を Fig. 15 に示す。エンジン表面近くのメッシュサイズは 1 mm で、エンジンからの距離に応じてメッシュサイズを粗く設定し、総メッシュ数は 2500 万程度である。近年、空力や空力騒音予測に Large Eddy Simulation (LES) を用いた非定常計算も広く研究⁽¹⁵⁾されている。ただし、エンジン表面の温度変化の時間スケールはエンジン表面で発生する渦の時間スケールに対して十分に大きいと考えられる。本研究における温度予測は、一定速度での走行状態を対象としていることもあり、定常状態の CFD で十分と判断した。

4.5. エンジン細部の温度分布予測

エンジンの詳細な温度分布を予測するため、ここまで説明した要素技術を一次元熱シミュレーション内で連成計算することで、Fig. 16 に示すエンジンの熱収支を求めた。図はエンジン内外の各壁面からの熱の移動量であり、エンジンの 1 サイクルにおける平均値を示している。エンジンへの熱伝達量としては、燃焼室〔図 (1) - (3)〕と常に高温ガスに晒されている排気ポートから非常に多いことがわ

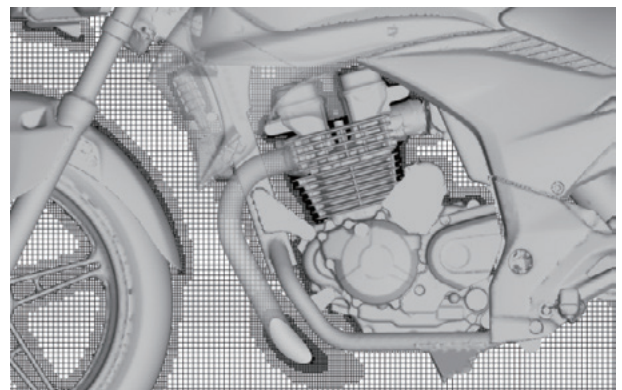


Fig. 15 CFD calculation mesh diagram for airflow around engine

かる。逆にエンジンからの熱伝達量としては、外気[(9)、(10)]への放熱が最も多く、次にピストンやカムシャフト室からオイルへ伝わる熱量が多い。この点からも空冷エンジンでは、外気とオイルへの熱伝達がともに重要であり無視できないことがわかる。

次に一次元熱シミュレーションの結果を境界条件として、実際のエンジン形状にて三次元伝熱シミュレーションを実施した。車両 A の計算モデルの概要を Fig. 17 に、計算条件を Table 4 に示す。エンジン構成部品の熱伝導率および異なる材質の接触部位の熱伝達率は、一次元熱シミュレーションモデルと同一の値を用いた。この計算の総メッシュ数は 1,500 万程度あり、全壁面に対する 40 程度の境

Table 4 Calculation conditions of 3D thermal conductivity simulation

Solution type		Steady state
Mesh type		Tetrahedron
Mesh size [mm]		0.7 – 1.4
Total number of meshes		15,000,000
Number of boundary conditions		40
Boundary conditions	Internal surface of engine	T and α (1D thermal simulation)
	Outer surface of engine	Atmosphere temperature, α distribution (3D-CFD for airflow)

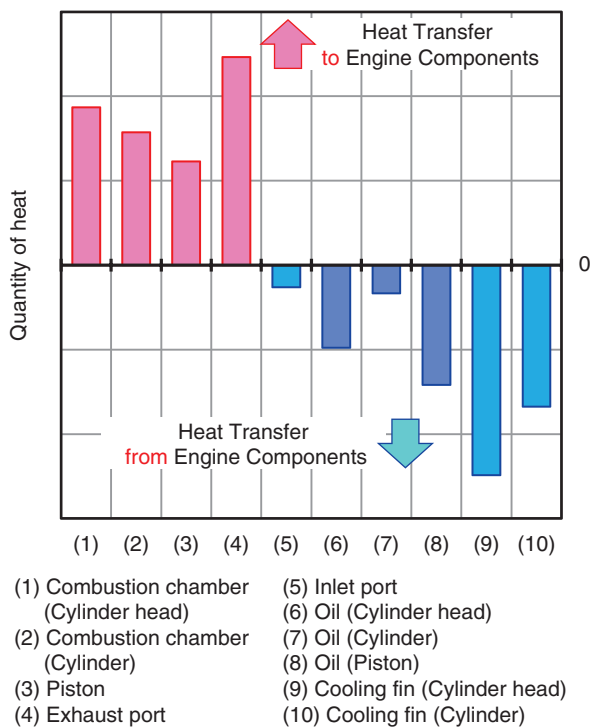


Fig. 16 Heat balance in engine of vehicle A

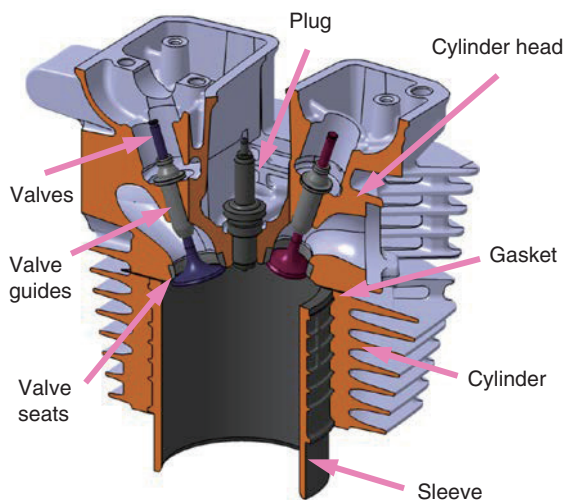


Fig. 17 Outline of 3D thermal conductivity simulation model

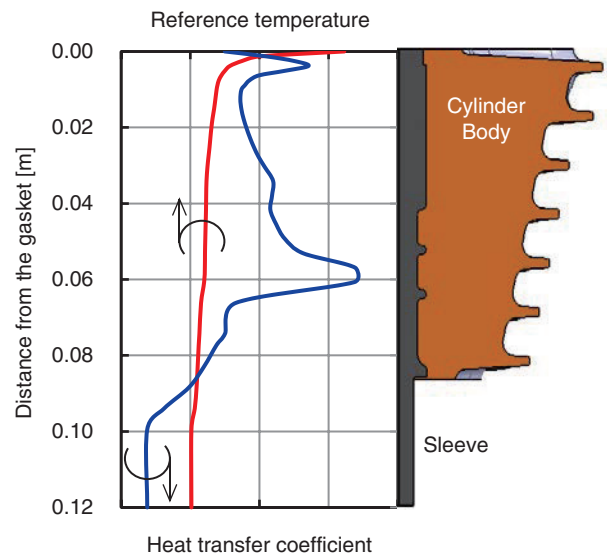


Fig. 18 Boundary conditions on cylinder wall

界条件が必要である。本手法では、ピストン形状を省略する代わりに、一次元熱シミュレーションから得られるピストン移動を考慮した境界条件をシリンダ内壁に設定した。この境界条件として与えた温度と熱伝達率を Fig. 18 に示す。図に示すように、燃焼ガスの影響を大きく受けるガスケット面からの距離の短い領域における参照温度が高い。また、熱伝達率はピストンの上死点および下死点位置の近傍で高い値をとるような分布となっている。

さらに、エンジン表面には走行条件下での 3D-CFD により計算された熱伝達率分布をマッピングした。

5. 完成車の走行条件下でのエンジン温度予測精度の検証

5.1. 供試車両 A での温度予測精度の検証

本研究の温度予測手法の妥当性を検証するため、供試車両 A の走行状態におけるエンジンの各部温度を風洞にて計測した。温度計測は、供試車両の最高速度である 128 km/h を条件に実施した。このときのエンジン回転速度は

8,150 r/min である。

Fig. 19 にシリンダヘッド各部温度の計測および予測結果の比較を示す。燃焼室近傍（壁面から 2 mm 内側）の 4 点および点火プラグの締め付け座面では、温度予測結果が計測結果とよく一致している。また、冷却フィンについても同様に計測結果と一致しており、どの部位においても予測結果は計測結果 ± 10 K の範囲内にある。

Fig. 20 にシリンダヘッドとの締め付け面から 5.5 mm、ボア面から 2 mm の位置におけるシリンダの温度分布の比較を示す。図はシリンダの周方向の温度分布であり、計測結果では吸気ポート側よりも排気ポート側が、エンジン左側よりも右側が高温となっている。排気ポート側が高温となる理由は排気ガスによるものである。右側が高温になる

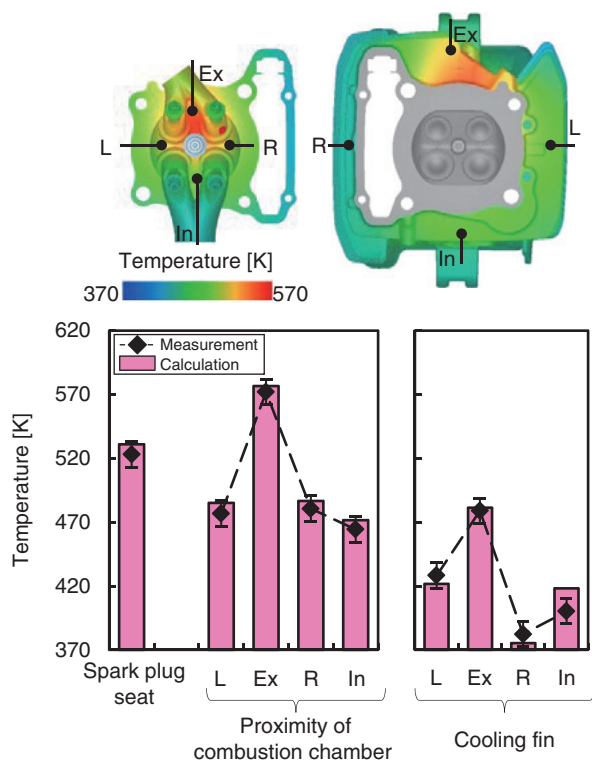


Fig. 19 Comparisons of temperature distribution in cylinder head

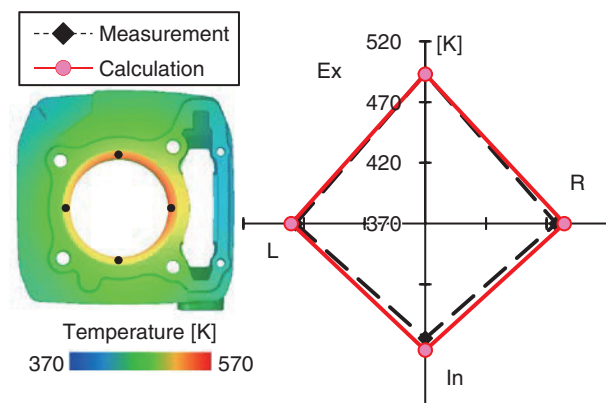


Fig. 20 Comparisons of temperature distribution in cylinder

理由は、このエンジンではカムチェーン室が右側に配置され冷却フィンまで離れているため、外気への放熱量が少ないため考えられる。予測結果はこの傾向も計測結果とよく一致しており、どの測定点でも計測結果との差異は ± 10 K の範囲内にある。

次に、Fig. 21 にシリンダ軸心方向の温度分布についての検証結果を示す。シリンダ温度は、ピストンの下死点側に向かって低下する傾向にあるが、シリンダの周方向のいずれの点においても予測と計測結果で同一の傾向を示している。三次元伝熱シミュレーションのみで温度分布を求める従来手法では、シリンダ軸心方向の温度勾配を精度良く予測することが困難であった。しかし、本手法では一次元熱シミュレーションを使って、燃焼ガスからシリンダ壁へ伝達される熱量のシリンダ軸心方向での違いを考慮したことで、温度分布を精度よく予測できた。

5.2. 外装仕様差の温度予測精度の検証

次に、点火プラグ周辺を冷却するために設けられたシュラウドの有無での検証をおこなった。Fig. 22(a) に示す CFD の流線と表面の熱伝達率から、シュラウドを外すと点火プラグ周辺への空気流量が少なくなることで、熱伝達率が低下することがわかる。また、Fig. 22(b) に示すように、予測結果は計測結果の点火プラグ締め付け座面温度の変化を十分に再現できることが確認できた。

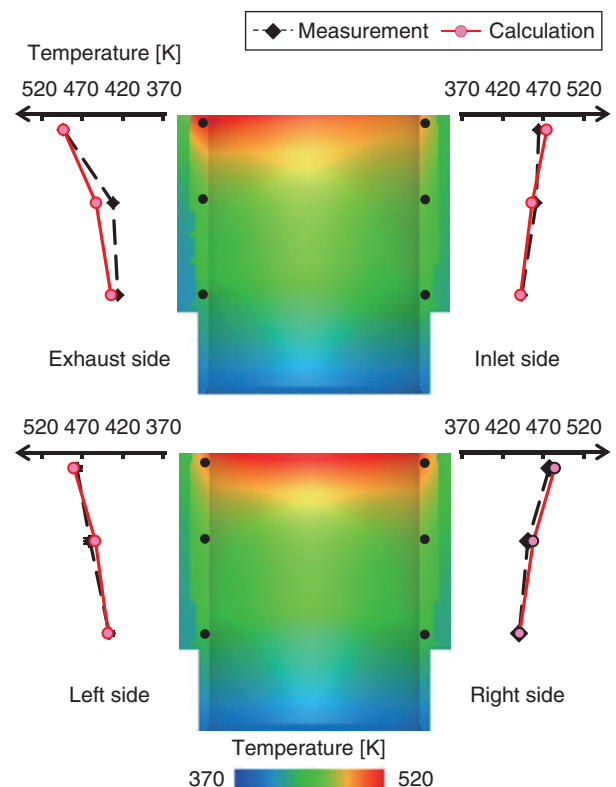
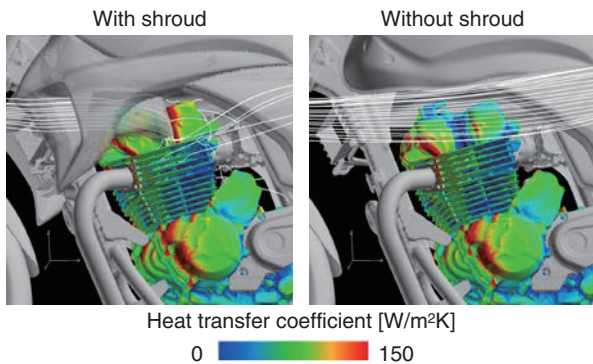


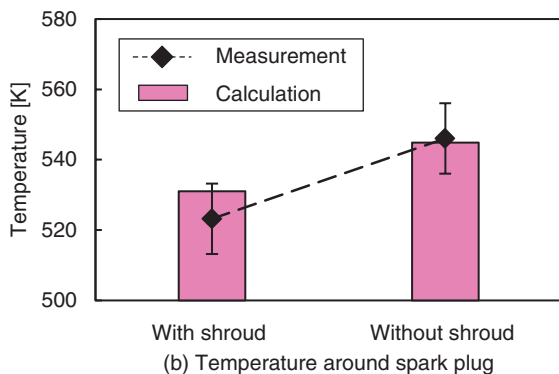
Fig. 21 Comparisons of temperature distribution in the direction of cylinder axis

5.3. 供試車両 B での温度予測精度の検証

異なるエンジンを搭載した二輪車車両を用いて、本手法の妥当性検証をおこなった。この供試車両のエンジン諸元は、前述の Table 1 中の車両 B に示す。温度予測の検証条件として、車両 A と同様に車両 B の最高速度である 89 km/h を選択した。このとき、エンジン回転速度は 8,300 r/min である。Fig. 23 にこの車両におけるエンジンの温度分布の比較を示す。シリンダの計測位置は、シリンダヘッドの締め付け面から 25 mm、ボア面から 2 mm である。温度予測結果は、点火プラグ締め付け座とシリンダ温度分布ともに計測結果と非常によく一致しており、この車両においても、予測結果と計測結果の差異は ± 10 K 以内であった。



(a) Stream line and heat transfer coefficient on engine surface



(b) Temperature around spark plug

Fig. 22 Comparisons of heat transfer coefficient and temperature around spark plug

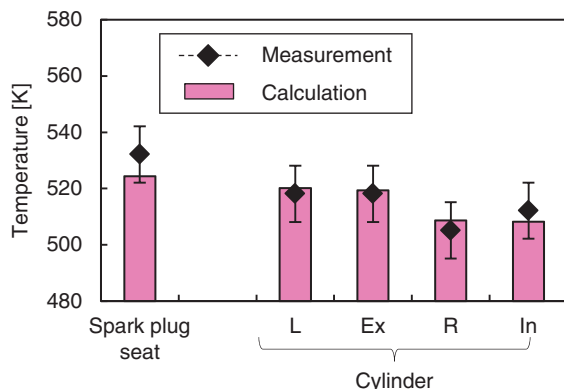


Fig. 23 Comparisons of engine temperature of vehicle B

本温度予測手法は、排気量、出力、エンジン搭載状態や走行風の流れなどが大きく異なる二つの車両において高い予測精度があることが示せた。

6. 結言

設計初期段階において、二輪車の走行条件下の空冷エンジン温度分布を予測する手法の研究をおこなった。本温度予測手法は以下に示すような特徴を持っている。

- (1) エンジンの熱収支を求めるため、燃焼ガスから入熱、エンジン内の伝熱達、大気への放熱の計算を一次元熱シミュレーション内で連成させた。
- (2) 一次元熱シミュレーションモデル内に、これまで未考慮だったシリンダボデーとスリーブの熱伝達率を実験的に求め導入した。
- (3) エンジンからオイルへの熱伝達過程の計算を、実験的に求めたオイルと壁面間の熱伝達率と CFD を組み合わせることで一次元熱シミュレーションモデルに導入した。
- (4) 一次元熱シミュレーションにより、エンジン各部への熱移動量およびオイルと大気への放熱の割合を明らかにし、これにより得られたエンジン内外の流体の温度と熱伝達率を用いて、詳細な温度分布予測をおこなった。

以上より、エンジンの計測データなどを用いることなく走行条件下のエンジン温度分布を ± 10 K 以内の高精度で予測することができた。また、エンジンへの風当たり状態が大きく変化させた場合や異なるエンジンを備えた二輪車車両においても高い温度予測精度があることが示せた。よって、空冷エンジンの設計段階における走行状態の温度分布予測手法が構築できた。

参考文献

- (1) Takahashi, Y., Gokan, Y.: CFD Analysis of Air Flow of Air-Cooled Motorcycle Engines, SAE Technical Paper, 2006-32-0005 (2006)
- (2) Baird, A., Thornhill, D., Cunningham, G., Troxler, P., Price, B.: CFD Simulations of Heat Transfer from Air Cooled Engines, SAE Technical Paper, 2006-32-0004 (2006)
- (3) Gokhale, A., Karthikeyan, N.: Optimization of Engine Cooling Through Conjugate Heat Transfer Simulation and Analysis of Fins, SAE Technical Paper, 2012-32-0054 (2012)
- (4) Mahmoud, K., Loibner, E., Krammer, J.: Integrated 1-D Tools for Modeling Vehicle Thermal Management, SAE Technical Paper, 2004-01-3406 (2004)

- (5) Moffat, J.: Coupling of 1-D and 3-D CFD Models to Predict Transient Hydraulics in an Engine Cooling Circuit, SAE Technical Paper, 2002-01-1285 (2002)
- (6) Horikawa, H., Kido, H., Iijima, S., Murakami, Y.: Prediction Technology of Output Power and Intake-Exhaust Noise Using 1D-Simulation for Small-Displacement Motorcycles, SAE Int. J. Engines 3(2), p.428-437 (2010)
- (7) Onorati, A., Ferrari, G., Cerri, T., Cacciatore, D., Ceccarani, M.: 1D Thermo-Fluid Dynamic Simulation of a High Performance Lamborghini V12 S.I. Engine, SAE Technical Paper, 2005-01-0692 (2005)
- (8) Nomura, T., Matsushita, K., Fujii, Y., Fujiwara, H.: Development of Temperature Estimation Method of Whole Engine Considering Heat Balance under Vehicle Running Conditions, SAE Int. J. Engines 8(1), p.120-134 (2015)
- (9) Klingebiel, F., Kahlstorf, U.: Simulating Engine Lubrication Systems with 1-D Fluid Flow Models, SAE Technical Paper, 2000-01-0284 (2000)
- (10) Koshizuka, S., Oka, Y.: Moving-Particle Semi-Implicit Method for Fragmentation of Incompressible Fluid, Nuclear Science and Engineering, Vol. 123, p. 421-434 (1996)
- (11) 武藤一夫, 酒井勇, 尾崎直人: 粒子法を用いた流体攪拌における抵抗値の予測, 自動車技術会論文集, Vol. 41, No. 1, p.147-151 (2010)
- (12) Ishii, M.: Thermo-Fluid Dynamics Theory of Two-Phase Flow, Eyrolles, Paris (1975)
- (13) Basara, B., Alajbegovic, A., Beader, D.: Simulation of Single- and Two-Phase Flows on Sliding Unstructured Meshes Using Finite Volume Method, International Journal for Numerical Methods in Fluids, Volume 45, Issue 10, p.1137-1159 (2004)
- (14) Martin, H.: Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surface, Advances in Heat Transfer, Volume 13, p.1-60 (1977)
- (15) Tsubokura, M., Nakashima, T., Nouzawa, T., Nakamura, T., Kitoh, K., Zhang, H., Hori, K., Oshima, N., Kobayashi, T.: Numerical Prediction of Unsteady Aerodynamic Forces on Road Vehicles Using High Performance LES, FISITA World Automotive Congress (2008)

■ 著 者 ■



野村 友和



松下 耕一郎



藤井 快彦



藤原 宏文

軸受外輪クリープによるハウジング摩耗量の予測技術

Technology for Prediction of Housing Wear due to Outer Ring Creep under Bearing Load

長 副 やよい*
Yayoi NAGASOE

和久井 茂 晴*
Shigeharu WAKUI

前 吉 雄 太*
Yuta MAEYOSHI

要 旨

自動車用変速機に用いられる軸受の外輪が回転することによって発生するハウジングの摩耗量について、予測する手法を新たに開発した。本手法では軸受外輪のクリープ挙動をシミュレートするため3D動解析を採用した。解析で求めた軸受外輪に発生する面圧、クリープ距離、および単体試験機により測定した比摩耗量から摩耗量を算出した。変速段ごとに摩耗方向が異なるため、荷重方向を考慮して摩耗量を合算した。予測した摩耗量は実機耐久試験の結果と高い相関性が得られた。精度の高い摩耗量を予測することで、設計の早い段階からハウジング摩耗を抑制する仕様の検討が可能となる。

ABSTRACT

A method for the prediction of the amount of wear occurring to the housings of automotive transmissions due to the rotation of the outer rings of the bearings has been newly developed. The method employs a 3D dynamic analysis in order to simulate the creep behavior of the outer rings of the bearings. The amount of wear to the housing is calculated based on the contact pressure and creep distance of the outer rings of the bearings determined by analysis and the specific wear rate measured in a unit wear test. Because the direction of wear differs for each shift stage, the amount of wear is totalized with consideration of the direction of load. Predictions of the amount of wear to housings display a high level of correlation with the results of durability tests. The high-accuracy prediction of the amount of housing wear makes it possible to study specifications for the control of housing wear from an early stage of the design.

1. ま え が き

近年の自動車用変速機には、さらなる燃費向上技術の要求が高まり、電動化やワイドレンジ化をねらった多段多軸構造となり、レイアウトが複雑化する方向にある。さらに、軽量コンパクト化も求められ、限られた空間に密集して配置されるために隣接する軸間は短縮傾向にある。

各軸の転がり軸受は、アルミ鋳造製のケースのハウジングにかん合される (Fig. 1)。軽量コンパクト化を目的に転がり軸受の小型化やケースのハウジングの剛性を下げた場合に、軸受の外輪がハウジングに対して回転し、ハウジングのかん合部を摩耗させることがある。この摩耗をハウジング摩耗と呼び、軸の支持位置にずれが生じるため、ギヤのミスアライメントとなり異音や耐久性が懸案となる。

これまでハウジング摩耗の抑制には、外輪の面圧等の指標で対応を検討してきた。しかし、軸受径やハウジングのレイアウト等を見直してもトライアンドエラーとなる場合があり、短期開発の課題であった。

ハウジング摩耗の予測指標に対して、複雑化する構造への対応や精度向上の要求が高まっている。

摩耗の原因となる軸受外輪の回転する現象を外輪クリープと呼び、発生メカニズムや影響分析に対する研究は多数報告されているが⁽¹⁾⁻⁽³⁾、摩耗量の予測についての報告例は見当たらない。

本稿では、設計検討段階から実用に足るハウジング摩耗量の予測手法を開発したので報告する。

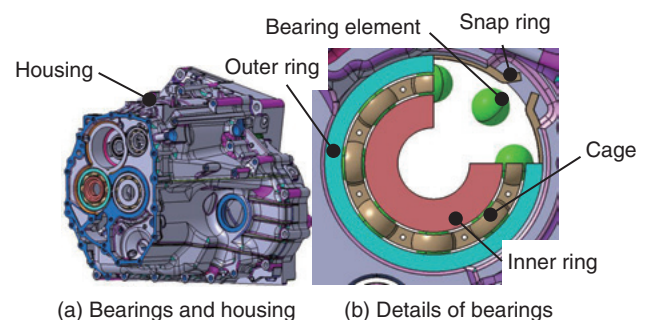


Fig. 1 Bearings

*四輪 R&D センター

2. 軸受外輪クリープによるハウジング摩耗

軸を支持する軸受の外輪は、室温ではハウジングかん合部に圧入され拘束されているが、実働時は温度が上昇し鉄とアルミの熱膨張差で隙間が生じ、外輪は周方向に拘束されなくなる。摩耗の原因となる外輪クリープは、内輪と同一方向に外輪がハウジングに対しゆっくりした速度で回転する現象である。

そのメカニズムは展ら⁽¹⁾によると、転動体が転がりながら外輪を強く押し付けたことによる外輪表面の弾性変形に起因すると説明している。寺本ら⁽³⁾により CAE モデルと実機によるクリープ再現の確認がおこなわれ、軸受に関連する因子についてクリープへの寄与度が述べられている。

ハウジング摩耗は軸受外輪が荷重方向にハウジングの内壁に押し付けられながら、クリープによりハウジングに対し滑ることによって発生する。Fig. 2 に示すようにハウジング摩耗は軸受の荷重方向に進展し、摩耗量は直径の変化量で表される。軸受の外輪は鋼材製で高い精度で研磨されているために面粗度も良く、試験終了後でも寸法や表面の状態の変化はない。一方、ハウジングはアルミ鋳造製であり、摩耗はハウジング側だけで発生する。ハウジング摩耗の進行速度は 1000 時間で数百 μm 程度のゆっくりとしたペースである。そのため、摩耗面は凝着することなく滑らかな状態にある。発生する摩耗粉は沈殿することなく油中に浮遊し、肉眼で特定はできないほど微細である。

試験中の摩耗量の推移は Fig. 3 に示すように、試験の進

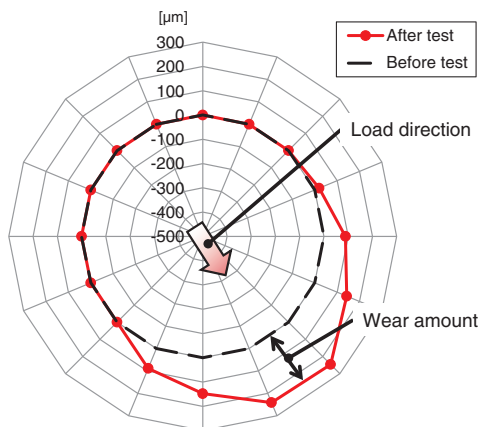


Fig. 2 Housing wear profiles

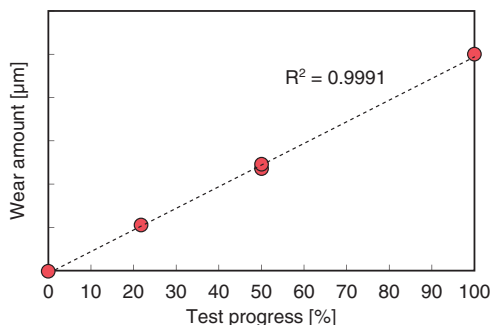


Fig. 3 Progression of housing wear in durability test

度に対して比例関係にある。このことから、ハウジング摩耗量は試験中の摩耗に関係する因子の累積量に高い相関性があると推測される。本手法では、この考えに基づき摩耗の因子を適切に累積することで、摩耗量の近似算出を試みた。

3. 開発のねらい

摩耗に関係する因子は、摩擦面の面圧とすべり距離であり、一般的に摩耗量は以下の式 (1) で表される⁽⁴⁾。

$$W = k \cdot P \cdot V \cdot t \quad (1)$$

W : 推定摩耗量

k : 比摩耗量⁽⁵⁾

P : 軸受外輪面圧

V : クリープ速度

t : クリープ時間

本稿では、以下の式 (2) に置き換える。

$$\begin{aligned} W &= k \cdot P \cdot L \\ &= k \cdot P \cdot l \cdot n \end{aligned} \quad (2)$$

L : 総クリープ距離

l : 転動体通過一回あたりのクリープ距離

n : 総転動体通過回数

摩耗は変速段ごとに方向が異なるので個別に算出し、最後に合算する必要がある。まずは試験のタイムチャートの項目から、変速段ごとに面圧とクリープ距離を算出したものの、比摩耗量を乗じて摩耗量に変換する。ハウジング摩耗の形状は全変速段の摩耗量が影響したものなので、各変速段の荷重方向を考慮し合算する。

例として、AとBの二つの変速段の合算方法を解説する (Fig. 4)。算出された摩耗量は軸受の中心が荷重方向に移動した距離を意味し、摩耗の形状は初期のハウジング穴と中心が移動した軸受径との差である三日月形状となる。計算では円周上の角度ごとに三日月形状の摩耗量として算出

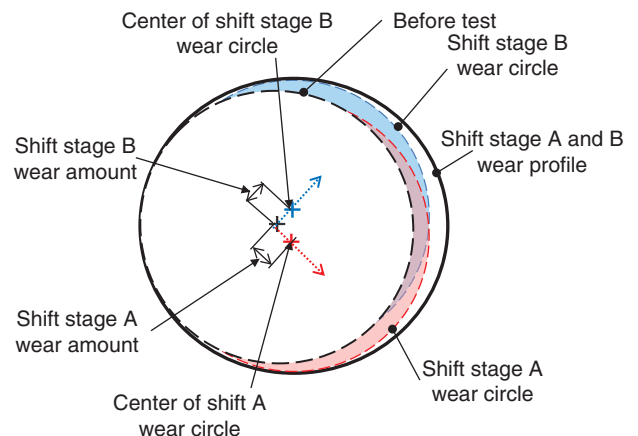


Fig. 4 Totaling housing wear profiles

する。各段の三日月形状の摩耗量を円周上の角度ごとに合算することで、AとBの二つの変速段による摩耗形状が算出される。

前述した通り、ハウジング摩耗は試験の進度に対して増加し、比例関係にあることから、関係式(2)が成立すると推察した。そこで、以下2項目の算出手法を構築する。

- (1) 外輪クリープ挙動のシミュレーション技術
- (2) ハウジング摩耗量の予測技術

4. 外輪クリープ挙動のシミュレーション技術

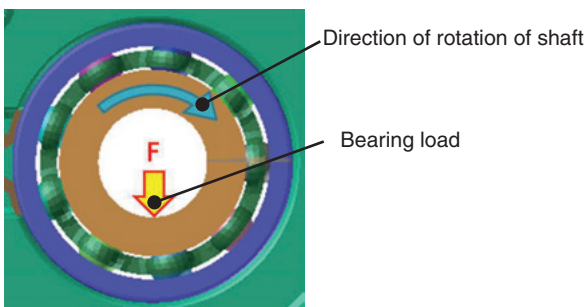
軸受のマクロな挙動と外輪の微小変形を再現するため、汎用の非線形動解析ソフトウェアを用いて解析をおこなった。ハウジングの剛性とスナップリングによるブレーキ挙動を再現するため、ハウジングの一部、外輪、内輪、転動体、保持器、スナップリングをモデル化した。Fig. 5に3D解析モデルを示す。

各部品は弾性体として定義し、転動体についてはなめらかな形状を再現するため剛体とした。

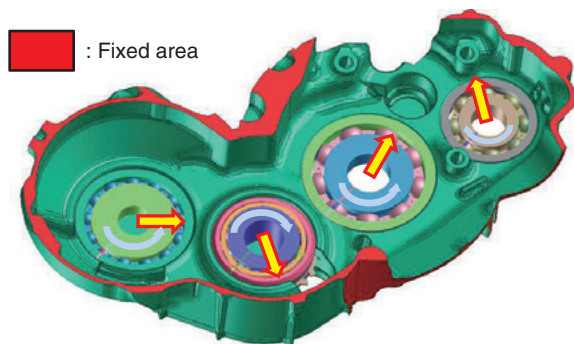
解析の境界条件は、実機状態を再現するため、ハウジング外周を完全拘束し、内輪に変速段ごとの軸受荷重を負荷し、内輪を一定の回転数で強制回転させた。また、外輪とハウジング間、およびスナップリングの摩擦係数を0.15、軸受け内部に関しては0.05を用いた。

4.1. 面圧分布の検証

シミュレーションの外輪面圧の精度を検証するために、



(a) Concentrated nodal load and speed of rotation

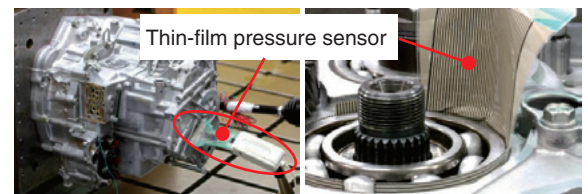


(b) Displacement boundary conditions

Fig. 5 3D-analysis model

実機での外輪とハウジング間に生じる面圧の測定をおこなった。測定は薄膜動面圧センサ(厚さ0.1 mm, 56×56 mm)をハウジングと軸受外輪の間に挟み測定した。ハウジング径はセンサ厚さを考慮し拡大した。荷重方向にセンサを配置し、残りの部分は同じ厚みのダミーシートを挟み入れた(Fig. 6)。

Fig. 7に薄膜動面圧センサによる測定結果と動解析での面圧の計算結果を示す。通常、ハウジング剛性が均一で



(a) Test equipment

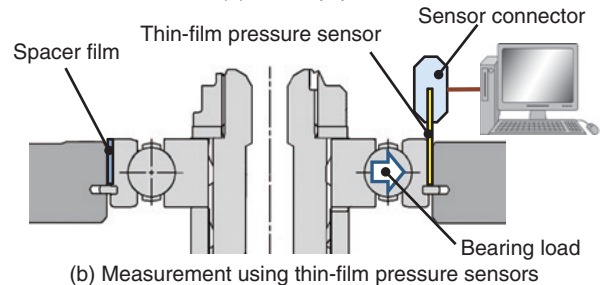
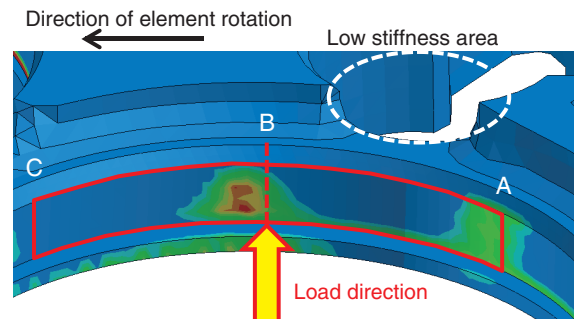
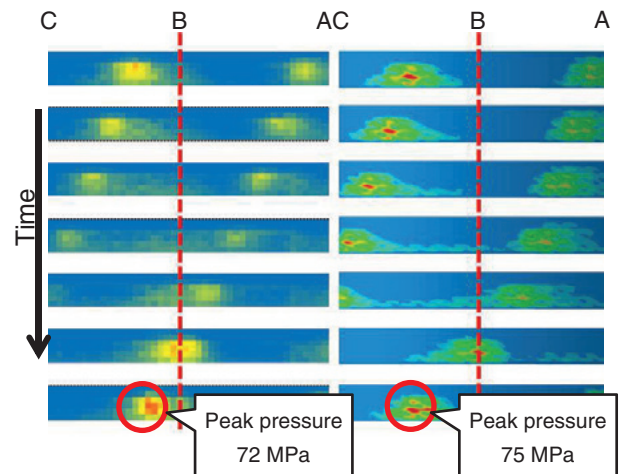


Fig. 6 Schematic of test equipment



(a) Area for measurements



(b) Experiment

(c) CAE

Fig. 7 Comparison of contact pressure

あれば、転動体の最大面圧の方向と軸受荷重方向は一致するが、この例は荷重方向のハウジング剛性が低く、方向にずれが生じていることが実測された。周辺のハウジング形状を忠実に 3D モデル化し、転動体を動的に転動させることで、最大面圧について方向のずれと絶対値がシミュレーションで再現可能となった。

4.2. 外輪クリープ距離の算出

上述の 3D 動解析を用いて荷重方向の外輪外周上の円周方向変位を算出した結果を Fig. 8 に示す。外輪は転動体進行方向に対して同方向に進むが、一時的に逆方向に進む。この挙動を解説したのが Fig. 9 である。

- (a) 転動体が通過する前は、外輪表面では転動体進行方向の前方は円周方向ひずみが増加するため、最大面圧の観測点は転動体進行方向に対して同方向に進む。
- (b) 転動体が近づくと、固着点の影響により観測点は逆方向に進む。

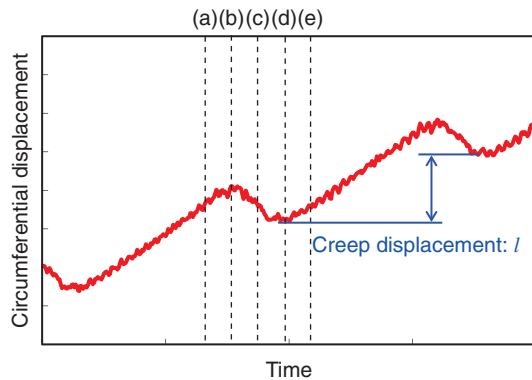


Fig. 8 Circumferential displacement at evaluation point

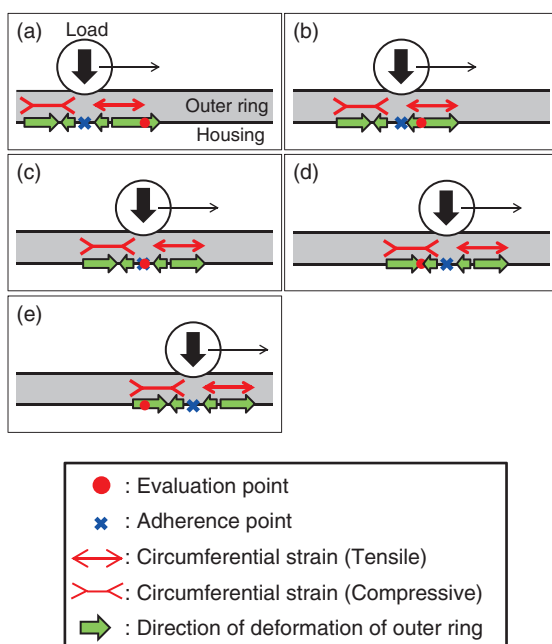


Fig. 9 Behavior of outer ring and ball

- (c) 転動体が真上にある時は、観測点はハウジングと固着し、逆方向に進む⁽²⁾。
- (d) 転動体が離れると、固着点の影響により観測点は同方向に進む。
- (e) 転動体が通過した後は、外輪表面では転動体進行方向の後方は円周方向ひずみが減少するため、観測点は同方向に進む。その後 (a) に戻る。

本計算では、転動体が一回通過することで発生するクリープ距離を l とした。これに総転動体通過回数 n を乗ずることで、総クリープ距離 L を算出できる。

また、総転動体通過回数は、試験の時系列データの軸回転数、エンジントルク、変則段等を基に算出した。

4.3. 外輪クリープ速度の検証

微小変位を直接測定することは難しいため、外輪クリープ速度を測定してシミュレーションの精度を確認した。

Fig. 10 に実機状態での外輪クリープ速度の測定の様子を示す。ハウジングに穴をあけて軸受の一部を目視できるようにし、軸受外輪に目印を加工して外輪クリープ速度を測定した。

変速段を固定して内輪を 5500 rpm で回転させた時の外輪クリープ速度とシミュレーションの計算結果を Fig. 11 に示す。

実測による外輪クリープ速度は、シミュレーションによる速度とほぼ同等の結果となった。

以上のことから、今回用いた外輪クリープ挙動のシミュレーション技術は、実働状態の面圧とクリープ距離を予測できる手法であることが確認された。

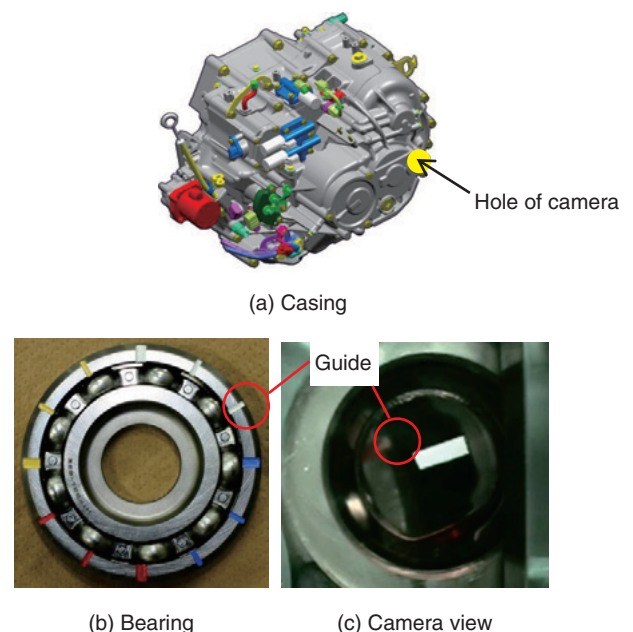


Fig. 10 Measurement of creep speed in bearing outer ring

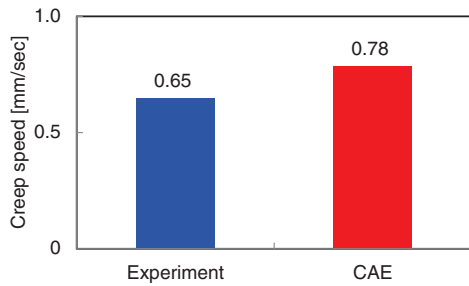


Fig. 11 Comparison of creep speed

5. ハウジング摩耗量の予測技術

5.1. 比摩耗量の計測

ハウジング摩耗における比摩耗量を求めるために、実機環境を模擬したピンオンディスク型の単体摩耗試験をおこなった。株式会社レスカ製摩擦摩耗試験機 (FPR-2300) を用いて、直径 80 mm の水平に回転するディスク状試験片の上端面にピン試験片を押し付け、滑り試験をおこなった。ピン試験片の先端は直径 1.1 mm の円柱形状とした。実機相当の環境で試験をおこなうために、潤滑環境を油温 80℃ の Honda 純正オートマチックトランスミッションフルード (ATF) 中とし、接触条件を摩擦速度 0.4, 1.0, 1.5 mm/sec, 面圧 51.6 MPa (負荷荷重 5000 g) とした。試験片の材質は、ピンをハウジング用アルミ材、ディスクを軸受材質の高炭素クロム鋼 (SUJ2) とした。ディスクと軸受の面性状を同等とするために、ディスクの面粗度 R_z を 0.5 μm とした。

試験ではピンの摩耗量を経時測定し、摩耗量と摩擦距離の関係をグラフ化した。摩耗量が摩擦距離に対して直線的に増加する領域での単位摩擦距離、面圧あたりの摩耗量を比摩耗量 (mm^2/N) として算出した。試験を各摩擦速度で 3 回ずつ実施し、算出した比摩耗量の平均値をその摩擦速度での代表値とした。

Fig. 12 に比摩耗量と摩擦速度の関係を示す。比摩耗量は摩擦速度の低下に伴い増加している。これは、摩擦速度が低下するにつれ、固体同士の接触部が多くなったためと考えられる。摩耗は固体同士の接触部において起こる現象であり、摩耗量は接触部が多い方が増加する。また、潤滑下にお

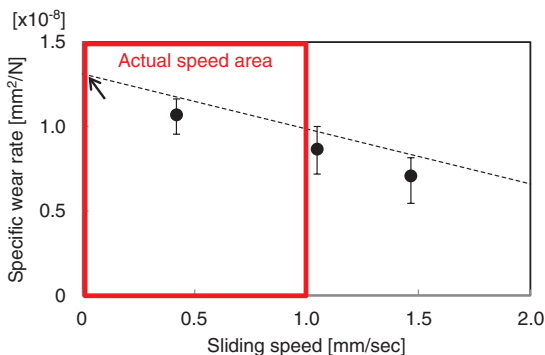


Fig. 12 Specific wear rate in relation to sliding speed

Table 1 Specifications of transmissions

Type	Bearing type
A	Ball
B	Ball
C	Double row angular contact ball
D	Ball
E	Ball
F	Ball
G	Four-point contact ball

ける固体同士のしゅう動では、速度が低いほど潤滑膜が形成されにくくなり、固体同士の接触部は増加する⁽⁵⁾。

実際の外輪クリープ速度は 1.0 mm/sec 以下であり、Fig. 12 の摩擦速度 1.0 mm/sec 以下の領域が実機相当の速度域である。各速度での比摩耗量の最大値を結んだ直線と縦軸との切片の値を実機相当の速度域での比摩耗量の最大値とし (Fig. 12 中の矢印で指した値: $1.3 \times 10^{-8} \text{ mm}^2/\text{N}$)、摩耗量予測で用いることとした。

5.2. ハウジング摩耗の予測精度

本シミュレーション技術の汎用性を確認するため、耐久試験中に発生するハウジング摩耗量を実測値と CAE 予測値で比較した。比較には、変速方式の異なる変速機を用いた。比較した各変速機の軸受の種類を Table 1 に示す。

Fig. 13 に Type-B の軸受の結果を示す。変速段ごとに軸受の荷重方向が異なる場合でも、本手法を用いることで、

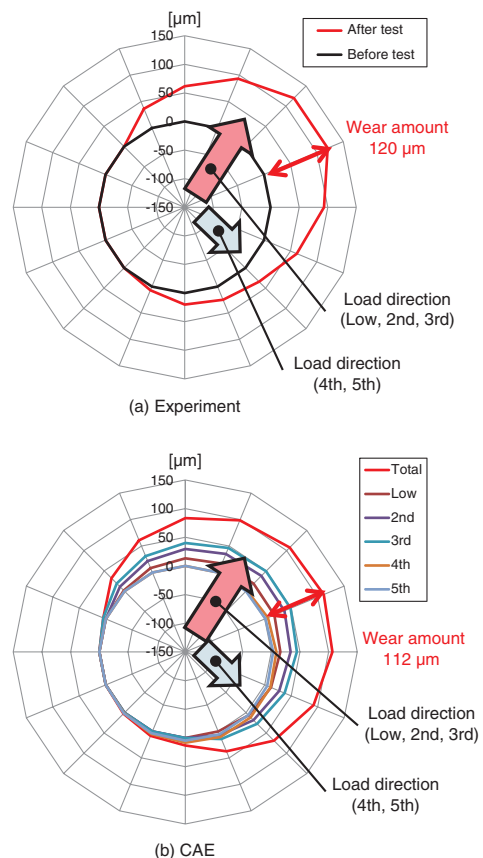


Fig. 13 Housing wear profiles

最大摩耗量、摩耗方向および摩耗形状に関して、実測と同等の結果になった。

また、Fig. 14 にその他の変速機を含めた実測値と CAE 予測値をプロットした。変速機や軸受の種類によらず、実測値と CAE 予測値は高い相関性が得られた。

これにより、外輪に発生する面圧、外輪クリープ距離の累積により摩耗量が予測できることを明らかにした。

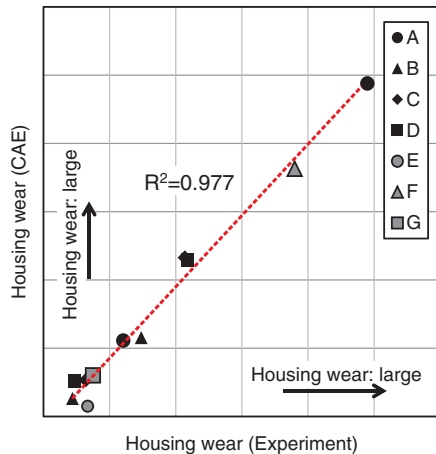
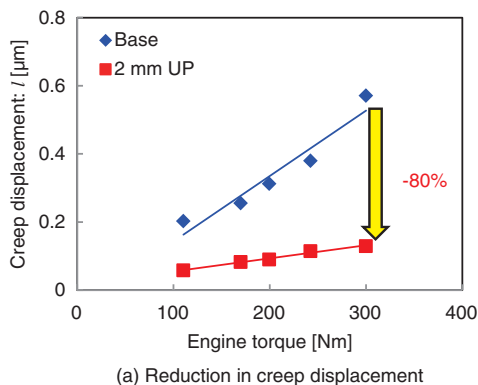


Fig. 14 Comparison of correlation between CAE predictions and measurements of housing wear

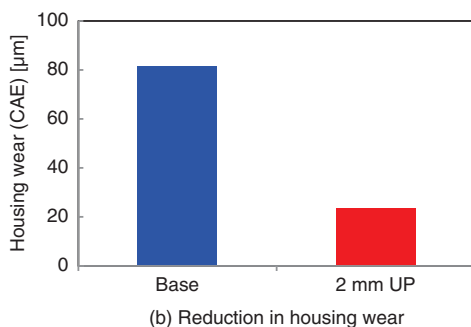
6. 機種開発への適用

本手法により開発中の変速機のハウジングに生じる摩耗量を予測し、軸受仕様を変更した事例を紹介する。

Fig. 15 に示すような本手法を用いた予測結果において、



(a) Reduction in creep displacement



(b) Reduction in housing wear

Fig. 15 Results of study of proposed measure

ハウジング摩耗が懸案となった。対策として軸受外輪肉厚を 2 mm 増やすことで、外輪クリープ距離を 80% 低減できることが予測でき、3D 動解析を用いた机上での仕様の検討が可能となった。

7. まとめ

自動車用変速機に用いられる軸受の外輪が回転することによって発生するハウジングの摩耗量を予測する手法を構築した。

- (1) 軸受のマクロな挙動と外輪の微小変形を再現するため 3D 動解析を用いた。これにより、外輪クリープ挙動の再現が可能となった。
- (2) 軸受外輪に発生する面圧、クリープ距離、および比摩耗量を用いたハウジング摩耗量の予測技術を構築した。

さまざまな変速機の軸受に対して本手法を適用した結果、最大摩耗量と摩耗方向、摩耗形状について高い実機相関性を持つ予測結果を得ることができた。

これにより、ハウジング摩耗を抑制する設計検討ができ、早期に仕様の熟成が可能となった。

参考文献

- (1) 展建軍, 坂尻義晃, 武村浩道, 湯川謹次: 軸受外輪クリープの発生メカニズム, NSK Technical Journal, No.680, p.13-18(2006)
- (2) 丹羽健: 転がり軸受のクリープメカニズム, 日本トライボロジー学会 トライボロジー会議予稿集, p.253-254(2012)
- (3) 寺本貴之, 佐藤穰: 軸受荷重負荷下のボールベアリングの外輪クリープに対する予測手法の確立, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.142-14, p.15-20(2014)
- (4) 笹田直: 摩耗式と摩耗遷移, 摩耗, 養賢堂, p.32(2008)
- (5) 村木正芳: 境界潤滑, 図解 トライボロジー 摩擦の科学と潤滑技術, 日刊工業新聞社, p.63-80(2007)

著者



長副やよい



和久井茂晴



前吉雄太

異種材間接合における接着接合部シミュレーション

Simulation of Adhesively Bonded Parts for Multi-Material Bonding Structure

島 宮 智 弘*
Tomohiro SHIMAMIYA
古 沢 透 流*
Toru FURUSAWA

佐 藤 千 明**
Chiaki SATO
佐 藤 恵 一*
Keiichi SATO

横 井 栄一郎*
Eiichiro YOKOI

要 旨

接着接合部の破壊を伴う、完成車の衝突シミュレーションを行うため、粘着領域法と呼ばれる損傷力学モデルを接着剤部分に適用した。ひずみ速度依存性を考慮するため、幅広いひずみ速度に対応した動的引張り試験手法を構築した。

接着接合部シミュレーションに対して粘着領域法を用いた小規模なクーポンレベルから完成車の衝突シミュレーションを行い、これらの結果を構造全体の破壊挙動試験と比較し、良好な結果を得た。

ABSTRACT

In order to perform completed vehicle crash simulations involving the destruction of adhesively bonded parts, a damage mechanics model called a cohesive zone model was applied to the adhesively bonded parts. A dynamic tension-torsion testing method that supports a wide range of strain rates was constructed to take into account the strain rate dependency.

Simulations using cohesive zone model of adhesively bonded parts were performed at levels ranging from the small-scale coupon level to completed vehicle crash simulations. These results were compared with the results of full structure destruction behavior tests and exhibited a good correlation.

1. はじめに

現在、自動車のCO₂排出規制値が年々厳しくなっている。車体軽量化による車体走行エネルギーの低減は、CO₂排出量を改善するための有効な一手段である。方策の一つとして、従来用いられてきた鉄からの材料置換があり、比剛性に優れる非鉄金属やガラス繊維強化樹脂、さらに比強度にも優れる炭素繊維強化樹脂といった材料を適所に配した車体のマルチマテリアル化を進めることによる車体軽量化が期待されている。

その際に課題となるのが、スポット溶接などの鉄同士の接合に代わる異種材間の接合手法であり、その中で最も有望視されているのが、接着接合である。

接着接合は、これまでフロントガラス取り付け等に用いられている。車体設計に対する接着接合部の寄与度につ

いては、接着剤強度を下回る範囲に限定すると、連続体力学モデルを用いた静的シミュレーションにより予測することが可能である。しかし、接着部破壊を伴うシミュレーションを行う場合には、連続体力学モデルを用いて亀裂発生位置を特定した後に、そこからの亀裂進展を表現するための破壊力学モデルの適用が必要⁽¹⁾となる。このため、両方のモデルのカップリング計算により計算コストが増す。また、接着剤の主成分である樹脂材料は一般的にひずみ速度依存性が高いため、接着接合部を含む衝突シミュレーションを行うためには、接着接合部に発生するひずみ速度に対する考慮も必要である。

亀裂進展を扱うモデルの一つに、仮想亀裂閉口法 (Virtual Crack Closure Technique: VCCT)⁽²⁾があるが、亀裂発生位置にあらかじめ特殊な要素を配置する、すなわち、事前に別の応力解析等で亀裂が発生しう位置を把握

* 四輪 R&D センター

** 東京工業大学

しておく必要があることと、亀裂の進展に応じて経路を特定するための解析メッシュ再作成によって解析時間が増大すること、の二つが大きな課題⁽³⁾である。

完成車衝突シミュレーションの精度を向上させることは、実衝突試験時の要件未達による手戻りを回避し、効率的な車両開発を行う上で必須である。本研究では、損傷力学モデルを用いることにより、連続体力学の枠組み内で、亀裂の発生から破断に至るまでを表現する。具体的には、接着接合部に適用する損傷力学モデルとして粘着領域法 (Cohesive Zone Model: CZM) を採用する。さらに、従来の試験規格ではカバーできないひずみ速度にも対応した材料物性取得試験手法を構築し、小規模なクーポンレベルから完成車の衝突シミュレーションと破壊挙動試験との比較検証を行うことで、本手法の有用性を確認することを目的とする。

2. CZM と材料パラメータ

CZM は、エネルギーを入力パラメータとして持ち、損傷を用いて剛性の低下を表現することで、連続体力学の枠組み内で亀裂の発生から進展、破断までを一度に扱える損傷力学モデルである⁽⁴⁾。Fig. 1 に、CZM 材料パラメータの代表的な定義の例を示す。

本研究では、変形と応力の関係が三角形で表現される CZM 材料パラメータの定義を用いる。図中の初期傾き K は接着剤の弾性率を接着厚さで割ったもの、頂点の高さ σ は亀裂発生応力、三角形の面積 G_c は亀裂が破断するまでに吸収する単位面積当たりのエネルギーを表す。これをエネルギー解放率と呼ぶ。この定義によって、接着部に掛かる応力が σ を超えるまでは弾性挙動を示し、 σ に到達した段階で亀裂が発生し、それ以降は亀裂が進展することによる剛性の低下によって線形的に応力が下がっていき、最終的に応力がなくなった時点で破断に至る、という接着部破壊までの一連の流れを表現できる。

次に、CZM で扱う亀裂進展のモード分類を Fig. 2 に示す。

CZM 材料パラメータは、Mode I の剥離 (Peel) と、Mode II のせん断 (Shear) について、それぞれ定義され

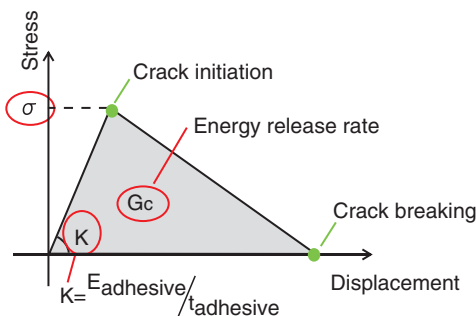


Fig. 1 Example of CZM parameter definition

る。またこれらが混合され、Mode I, II が複合的に加わる剥離現象 (Mixed Mode) の場合は、亀裂発生応力については式 (1)、エネルギー解放率については式 (2) を用いて定義される⁽⁵⁾。

$$\left(\frac{N}{\sigma}\right)^2 + \left(\frac{S}{\tau}\right)^2 = 1 \quad (1)$$

$$G_{1c} + (G_{2c} - G_{1c}) * \left(\frac{G_{2i}}{G_{1i} + G_{2i}}\right)^\eta = G_{mc} \quad (2)$$

接着部のモデリングに CZM を用いる利点は、亀裂の発生や進展の計算に接着剤層厚み方向の詳細な応力分布を必要としないため、厚み方向の細かい要素分割と計算が不要となり、解析モデル規模の拡大が抑えられることである。また、陽解法においては最小要素長から決まる時間刻み幅も細かくならず済むため、衝突シミュレーションの解析負荷を低く抑えることができる。

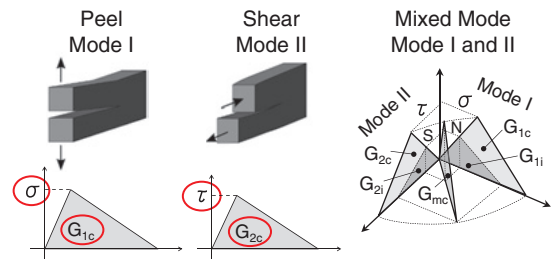


Fig. 2 Types of crack mode

3. 材料物性取得試験

3.1. 準静的材料物性取得試験

Table 1 に、2 章で示した三つのモードに対する試験規格⁽⁶⁾⁻⁽¹⁰⁾を示す。対象はいずれも準静的試験であり、接着に対する規格は Mode I の引張剥離 (Peel) のみだが、それ以外は複合材積層板の層間に対する規格を参照した。

上記試験規格においては、いずれも Fig. 3 に示すような 2 枚の板を接着剤で貼りあわせた試験片に対して荷重を負荷することで、荷重変位線図を結果として得ることができる。以下、各モードに対する試験概略とセットアップおよび得られた荷重変位線図を示す。

Fig. 4 および Fig. 5 に、Mode I に対応する Double Cantilever Beam (DCB) 試験の一例を示す。DCB 試験は、試験片に対してユニバーサルジョイントを介して上下に荷重を負荷することで、接着部に引張剥離荷重をかける試験である。

Fig. 6 および Fig. 7 に、Mode II に対応する End-Notched Flexure (ENF) 試験の一例を示す。ENF 試験は、試験片に直接 3 点曲げを掛けることで、接着部にせん断剥離荷重をかける試験である。

Table 1 Test standards for CZM parameters

Standard		Mode	Mode I Peel	Mode II Shear	Mode I and II Mixed Mode
Adhesive	ASTM		D3433-99(2012)	-	-
FRP Interlaminar	ASTM		D5528-13	D7905M-14	D6671M-13e1
	JIS		K 7086	K 7086	-

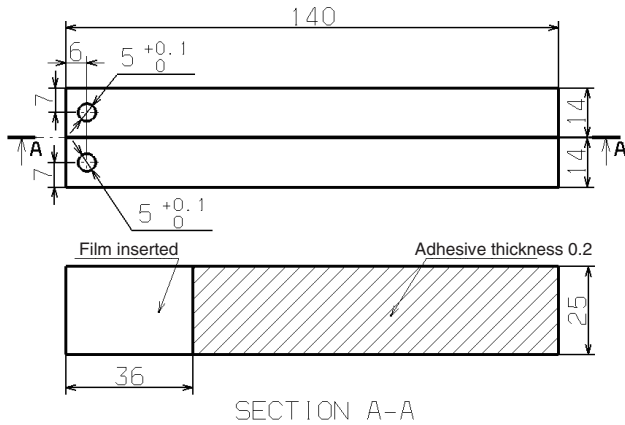


Fig. 3 Test piece drawing

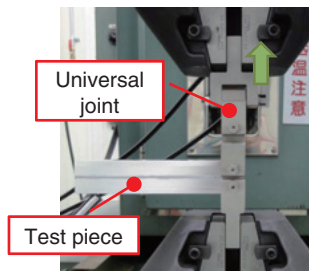


Fig. 4 DCB test setup

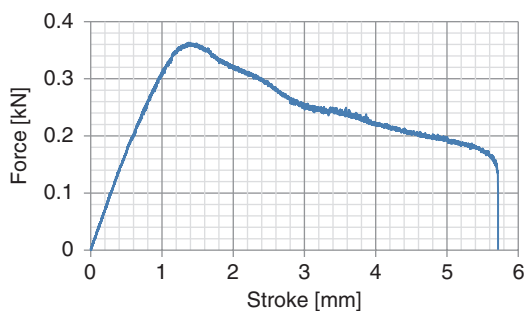


Fig. 5 Force-stroke diagram of DCB test

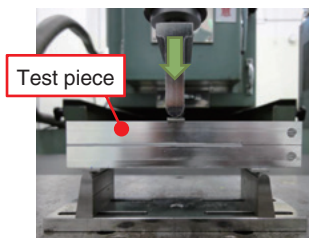


Fig. 6 ENF test setup

Fig. 8 および Fig. 9 に, Mixed Mode Bending(MMB)試験の一例を示す. MMB 試験は, 接着部に Mode I の引張と Mode II のせん断を同時に掛けることができ, またアーム長 c を調整することで引張とせん断の割合を任意に変えることが可能な試験である.

3.2. 動的 material 物性取得試験

ひずみ速度依存性の把握のため, 動的 material 物性取得試験手法を構築した. Fig. 10 に試験手法の概要を示す. 接着剤

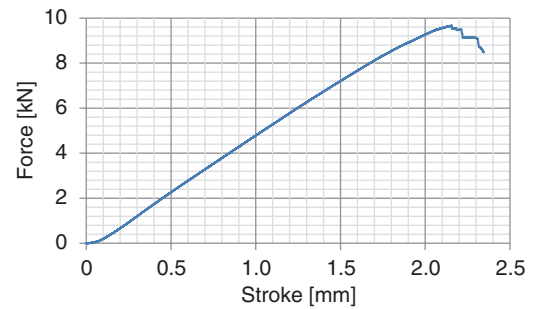


Fig. 7 Force-stroke diagram of ENF test

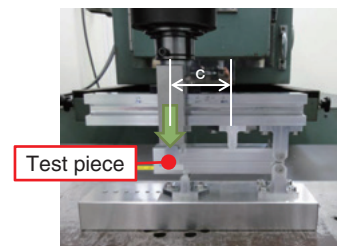


Fig. 8 MMB test setup

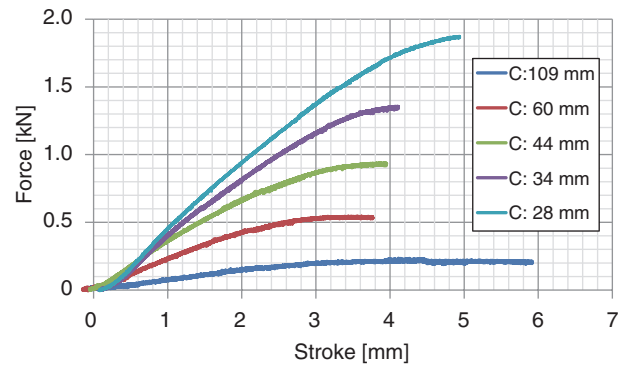


Fig. 9 Force-stroke diagrams of MMB test

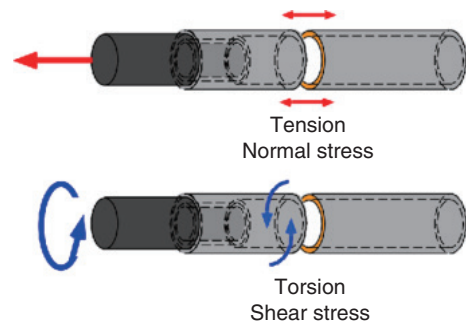


Fig. 10 Concept of loading

で貼りあわせた円筒状の試験片に対して、引張と振りを任意の割合で負荷することで、純粋な Mode I, Mode II からその中間である Mixed Mode までの試験を単一の装置により実施可能にし、負荷速度を上げることで高ひずみ速度にも対応する、というものである。

Fig. 11 に試験機全体を示す。ポンプから供給される油圧を、2 系統のサーボバルブを介して駆動ピストンに与えることで、試験片に掛ける引張と振りの荷重負荷開始タイミングを一致させることが可能⁽¹¹⁾である。

試験機上部のチャンバー内にセットされた試験片周辺には、Fig. 12 に示すように円筒軸方向と円周方向の変位を取得するギャップセンサがそれぞれ取り付けられており、ロードセルの値と合わせることで、Mode 別の応力変位線図を得ることが可能である。Fig. 13 に得られた応力変位線図の一例、Fig. 14 に Mixed Mode における引張応力とせん断応力の関係を示す。

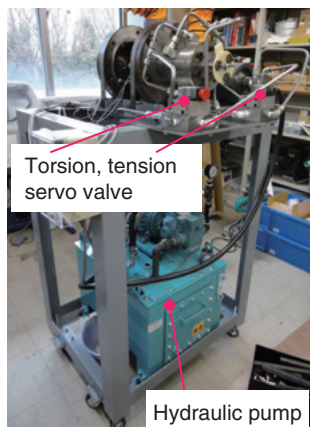


Fig. 11 Dynamic tension-torsion testing machine

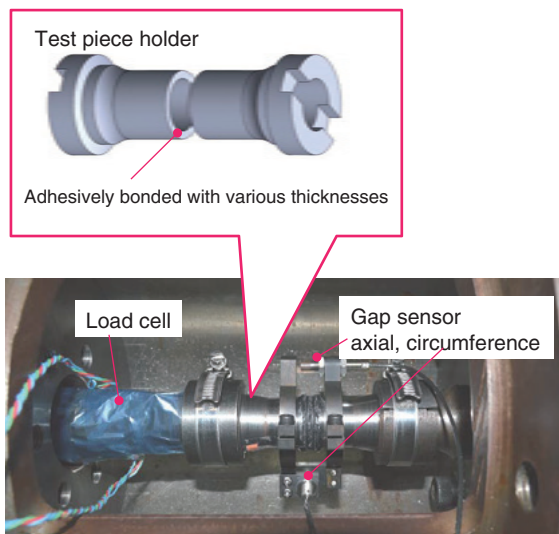


Fig. 12 Setup of test piece

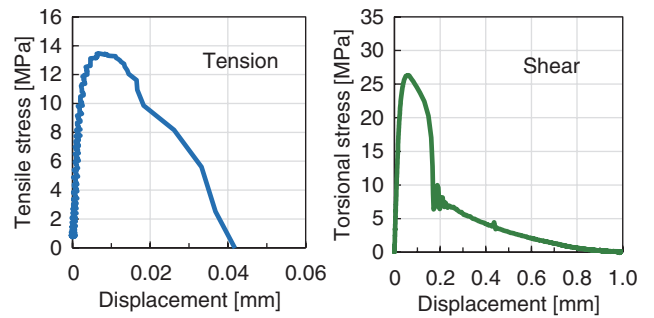


Fig. 13 Stress-displacement diagrams

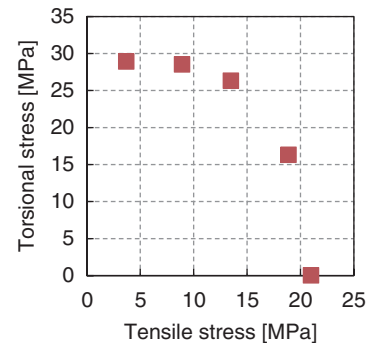


Fig. 14 Tensile-torsional stress diagram

4. CZM 材料パラメータ同定

Table 1 に示した各試験規格には、試験により得られた荷重変位線図からエネルギー解放率を直接計算する手法が掲載されているが、本研究では、材料物性取得試験と同等の試験片と拘束条件、荷重負荷条件を持つ解析モデルを作成し、そこから求めた解析の荷重変位線図が試験で得られた荷重変位線図と一致するまで CZM 材料パラメータの調整を繰り返すことで、パラメータを同定する手法を採用した。

4.1. 準静的 CZM 材料パラメータ同定

準静的 CZM 材料パラメータについては、DCB 試験の結果から Mode I, ENF 試験の結果から Mode II の CZM 材料パラメータを同定し、MMB 試験の結果から式 (2) の η を同定した。Fig. 15 に、二つの接着剤に対して同定された CZM 材料パラメータの例を示す。

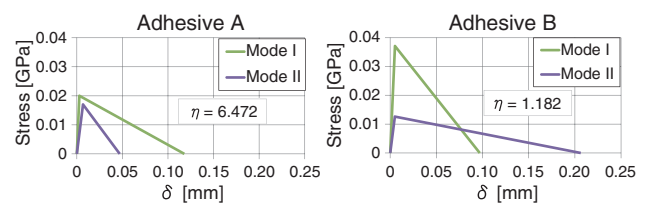


Fig. 15 Two examples of identified quasi-static CZM parameters

ここで示した接着剤はいずれもアクリル系だが、CZM 材料パラメータで表現すると三角形の大きさや、各々のパラメータが大きく異なることが分かる。

4.2. 動的 CZM 材料パラメータ同定

動的 CZM 材料パラメータについては、動的引張振り試験と同等の解析モデルを作成し、これらの結果から Mode I, Mode II, η の三つを同時に同定した。Fig. 16 に同定された接着剤 A の CZM 材料パラメータを示す。

先に同定した準静的 CZM パラメータに対して、特に Mode II のほうが大きく異なっている。

なお、エネルギー解放率は要素のサイズによって影響を受けることから、同じ CZM 材料パラメータを用いても接着面内方向の要素長が違えば解析結果が異なるため、同一解析モデル内、あるいは異なる解析モデル間においても、接着部をモデリングする際には要素長を統一している。

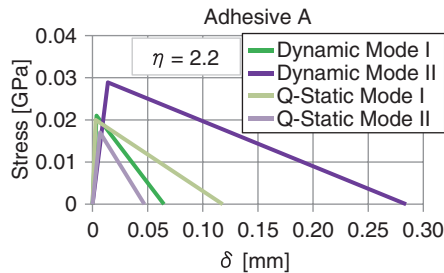


Fig. 16 Example of identified dynamic CZM parameters

5. 有用性確認

CZM による接着接合部シミュレーション手法の有用性確認を、五つのレベルに対する試験との比較検証により行った。各レベルに対して有用性を確認する項目を以下に示す。

- ・クーポンレベル: 準静的 CZM 材料パラメータ
- ・エレメントレベル: 動的 CZM 材料パラメータ
- ・サブコンポーネントレベル: 接合部動的破壊挙動
- ・コンポーネントレベル: 中規模構造全体挙動
- ・完成車レベル: 車体全体挙動

以下、各レベルでの比較結果について示す。

5.1. クーポンレベル: シングルラップシア試験

シングルラップシア試験は、一般的な引張せん断強度、すなわち接着部破壊荷重を接着面積で除した値を求める準静的試験である。Fig. 17 にシングルラップシア試験片の概要を示す。

4.1. 節で同定した準静的 CZM 材料パラメータの有用性

確認のため、接着剤 A, B を用いて、12.5 mm, 25 mm, 50 mm の 3 種類のラップ代に対するシングルラップシア試験⁽¹²⁾を行った。Fig. 18 に、試験と解析の結果比較を示す。

引張せん断強度の試験結果 (図中青) は、ラップ代 12.5 mm と 50 mm で比較すると、接着剤 A では引張せん断強度が 8.6 MPa から 8.0 MPa と変化が小さいが、接着剤 B では 10.5 MPa から 6.0 MPa と低下した。

また CZM を用いた解析 (図中赤) においては、ラップ代に対する引張せん断強度の変化の度合いを表現しており、いずれも試験結果との良好な一致を示している。

以上のことから、様々なラップ代を持つクーポンレベルでの接着接合部の強度予測に対して、準静的 CZM 材料パラメータの有用性を確認した。

5.2. エレメントレベル: ハット 3 点曲げ試験

4.2. 節で同定した動的 CZM 材料パラメータの有用性確認のため、落錘試験機を用いた動的ハット 3 点曲げ試験を行った。Fig. 19 に試験概要を示す。供試体は、炭素繊維強化熱可塑性樹脂 (CFRTP) で成形されたハット断面部材と平板を、フランジ部で接着接合したものである。接着には接着剤 A を用い、解析には 4.2. 節で同定した動的 CZM 材料パラメータを用いた。Fig. 20 に試験と解析の供試体破壊形態比較、Fig. 21 に得られた荷重変位線図の比較を示す。

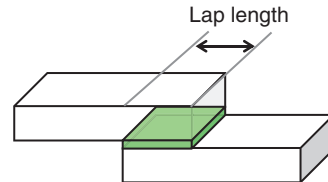


Fig. 17 Test piece for single lap shear test

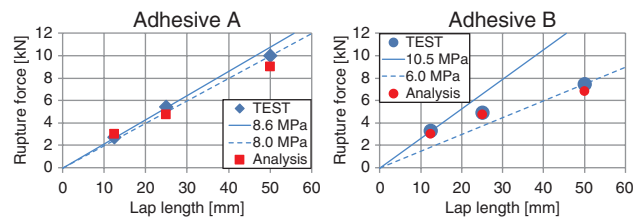


Fig. 18 Rupture force vs. lap length

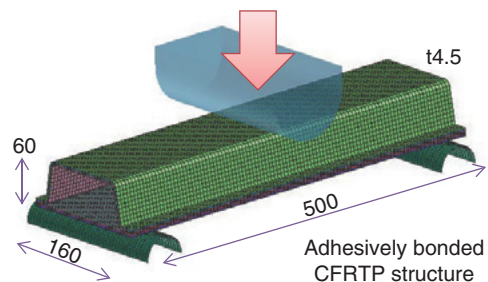


Fig. 19 HAT 3-point bending

Fig. 20 の比較から、荷重負荷とともにフランジ部の接着が剥がれることでハット部材と平板が分断され、ハット部材は破断する一方で平板は弾性変形を起こす、という破壊シーケンスが解析でも表現できていることが分かる。また Fig. 21 の荷重変位線図の比較から、初期ピーク荷重の解析誤差は 10% 程度であり、破壊シーケンスに応じた荷重変化もよく再現できている。

以上より、単純な接合部の破壊を含むエレメントレベルの解析に対して、動的 CZM 材料パラメータの有用性を確認した。

5.3. サブコンポーネントレベル:T-Joint 試験

サブコンポーネントレベルに対する確認として、落錘試験機を用いた動的な T-Joint 試験を行った。Fig. 22 に供試体概要を示す。アルミニウムのハット部材と平板をフランジ部で接着接合したものをさらに T 字状に組み合わせ、それらの交差部を L クリップで接着接合しているため、接着接合面が荷重負荷方向に対して様々な方向に配置されている。接着には接着剤 A を用い、解析には 4.2. 節で同定した動的 CZM 材料パラメータを用いた。

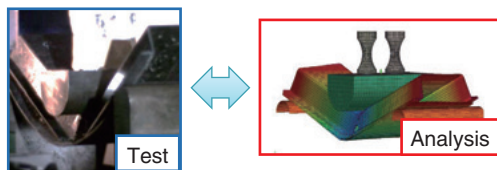


Fig. 20 Comparison of test piece destruction

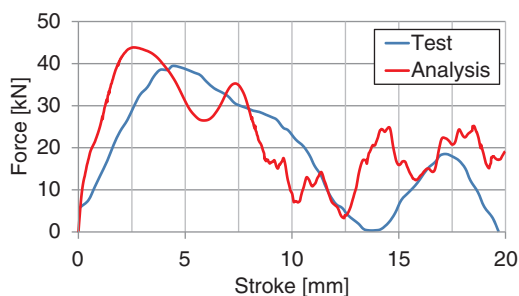


Fig. 21 Comparison of force-stroke diagrams

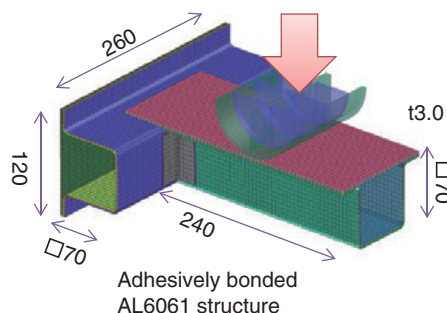


Fig. 22 T-joint test piece

Fig. 23 に供試体破壊形態の比較、Fig. 24 に得られた荷重変位線図の比較を示す。

Fig. 23 の比較から、接着部の破断が供試体先端部から起こり、根元に向かって進展していく動的な破壊シーケンスが、解析でも表現できていることがわかる。また Fig. 24 の荷重変位線図の比較から、初期ピーク荷重の誤差は 10% 以内であり、また破壊シーケンスに応じた荷重変化もよく再現できている。

以上より、CZM 材料パラメータが、複雑な接合部の破壊を含むサブコンポーネントレベルの解析に対しても、有用であることを確認した。

5.4. コンポーネントレベル:フロアサイドシル試験

コンポーネントレベルに対する確認として、フロアサイドシル試験を行った。供試体であるフロアサイドシルコンポーネントは、接着接合により多数の部品から構成されている。試験はボール衝突を模擬した準静的負荷試験であり、これに対応する解析モデルの結果と比較する。Fig. 25 に破壊形態の比較、Fig. 26 に得られた荷重変位線図の比較を示す。

Fig. 25 の試験結果より、フロア部の接着層剥離によりフロア板材が座屈を起こし、次にフロア部耐力の低下からサイドシル部に曲げが大きく加わり圧子直下で破壊を起こしたことが分かった。一方の解析結果でもこの破壊シー

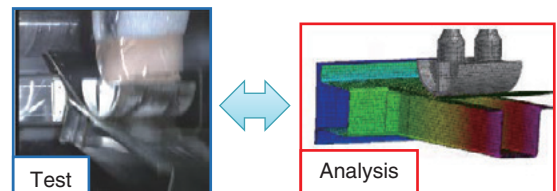


Fig. 23 Comparison of test piece destruction

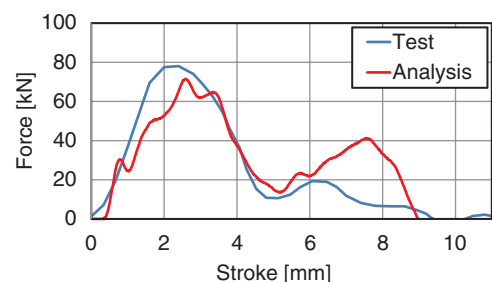


Fig. 24 Comparison of force-stroke diagrams

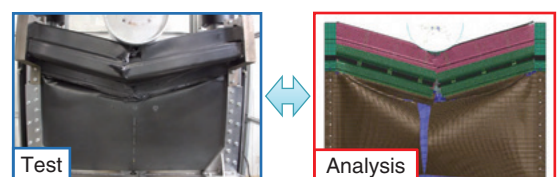


Fig. 25 Comparison of test piece destruction

ケンスがよく再現されており、破壊を伴う変形状態が試験結果とよく一致している。また Fig. 26 の荷重変位線図から、試験では接着層剥離によりフロア部耐力が低下した段階で荷重が急激に落ち込み、その後サイドシルの曲げにより残留強度を維持していたことが分かる。それに対し、剛体結合を適用し接着接合部が破壊しない場合の解析結果 (Analysis_RIGID) は、フロア部の接着層剥離を生じないため、フロア部耐力の低下が起こらずそのまま荷重が上がり続けており、試験結果と全く挙動が異なっている。一方接着接合部に CZM を適用した解析結果 (Analysis_CZM) は、フロア部耐力低下による荷重の落ち込みが再現されており、その後の残留強度もよい一致を見せている。このことから、実際に壊れる部分を解析上で精度良くモデリングし、適切なタイミングで破壊を表現することが、構造全体の挙動を的確に再現することを示した。

以上より、CZM 材料パラメータが、接着部破壊の有無により構造全体の破壊挙動が大きく変わりうるコンポーネントレベルの解析に対しても、有用であることを確認した。

5.5. 完成車レベル: SINCAP 試験

完成車レベルに対する確認として、接着接合部を含む車体への Side Impact New Car Assessment Program (SINCAP) 試験を実施した。使用した車体および試験内容の詳細については割愛するが、Fig. 27 に得られた荷重線図の比較を示す。

接着接合部に剛体結合を適用し接着部が破壊しない場合の解析結果 (Analysis_RIGID) に比べて、CZM を接着接合部に適用した解析結果 (Analysis_CZM) は、破壊シーケンスを含む車体全体挙動を精度よく再現でき、結果として荷

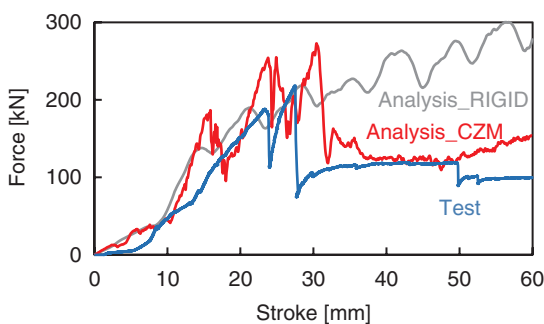


Fig. 26 Comparison of force-stroke diagrams

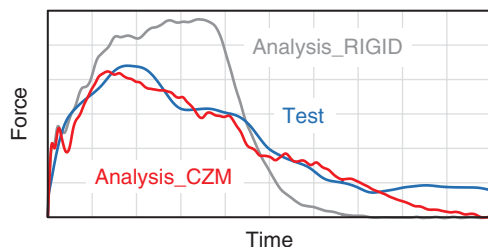


Fig. 27 Comparison of force diagrams

重線図の精度を向上させることができた。

以上より、CZM 材料パラメータが、接着部破壊やその他の破壊事象も複雑に絡む大規模な完成車衝突シミュレーションに対しても、有用であることを確認した。

これまでの結果より、小規模なクーボンレベルから大規模な完成車衝突シミュレーションに至るまで、CZM を用いた本シミュレーション手法の有用性を確認した。

6. まとめ

連続体力学の計算法に損傷力学モデルを用いる考え方から、CZM を用いた接着接合部衝突シミュレーションを実施した。引張振り試験機を用いた動的な材料物性取得手法を構築するとともに、物性取得試験結果から CZM 材料パラメータを同定し、解析を実行するまでのプロセスを構築した。

本手法の有用性確認を、小規模なエレメントレベルから大規模な完成車衝突シミュレーションまで実施した。いずれのレベルにおいても、亀裂の発生から進展、破断までを一気にシミュレートする CZM を用いることで、接着接合部の破壊を伴う全体構造挙動の再現性が向上し、良好な解析結果を得ることができた。

以上のことから、接着接合を含むあらゆるレベルの衝突シミュレーション、特に完成車の衝突シミュレーションのような大規模な解析に対しても、本手法が有用であることを示した。

参考文献

- (1) Banea M. D., da Silva, L. F. M.: Adhesively Bonded Joints in Composite Materials: an overview, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 223 (2009)
- (2) Rybicki, E. F., Kanninen, M. F.: A Finite Element Calculation of Stress Intensity Factors by a Modified Crack Closure Integral, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 9, p. 931-938 (1977)
- (3) Raju, I. S., Crews, J. H., Aminpour, M. A.: Convergence of Strain Energy Release Rate Components for Edge-Delaminated Composite Laminates, NASA TM-89135 (1987)
- (4) Camanho, P. P., Davila, C. G., Ambur, D. R.: Numerical Simulation of Delamination Growth in Composite Materials, NASA TP-2001-211041 (2001)
- (5) Camanho, P. P., Davila, C. G.: Mixed-Mode Decohesion Finite Elements for the Simulation of Delamination in Composite Materials, NASA TM-2002-211737 (2002)

- (6) ASTM D3433-99(2012): Standard Test Method for Fracture Strength in Cleavage of Adhesives in Bonded Metal Joints (2012)
- (7) ASTM D5528-13: Standard Test Method for Mode I Interlaminar Fracture Toughness of Unidirectional Fiber-Reinforced Polymer Matrix Composites, ASTM International (2013)
- (8) JIS K 7086: 炭素繊維強化プラスチックの層間破壊靱性試験方法 (1993)
- (9) ASTM D7905M-14: Standard Test Method for Determination of the Mode II Interlaminar Fracture Toughness of Unidirectional Fiber-Reinforced Polymer Matrix Composites, ASTM International (2014)
- (10) ASTM D6671M-13e1: Standard Test Method for Mixed Mode I – Mode II Interlaminar Fracture Toughness of Unidirectional Fiber Reinforced Polymer Matrix Composites, ASTM International (2013)
- (11) Furusawa, T., Shimamiya, T., Yokoi, E., Sato, K., Hattori, H., Murakami, S., Sato, C.: Evaluation of Critical Fracture Energy of Adhesively Bonded Joints for Carbon Composites under Combined-Mode High-Strain Rate Loadings, ECCM16 Conference Proceeding (2014)
- (12) ASTM D1002-10: Standard Test Method for Apparent Shear Strength of Single-Lap-Joint Adhesively Bonded Metal Specimens by Tension Loading (Metal-to-Metal), ASTM International (2010)

■ 著 者 ■



島宮 智弘



佐藤 千明



横井 栄一郎



古沢 透流



佐藤 恵一

磁性模様塗装における立体感向上のための塗料 および塗装方法の開発

Development of Paint and Painting Method for Magnetically Formed Decorative Painting
with Enhanced Three Dimensionality

田 中 明 子*
Akiko TANAKA

佐 藤 育 恵*
Ikue SATO

要 旨

本開発は、二輪車の外装部品に適用する磁性模様塗装について、既存の同塗装よりも高い立体感を持った模様を発現させることを目標とした。まず、塗料に含有されるフレークの配向に求められる条件を解析し、次に、その配向を実現するための手法を検討した。その結果に基づき、塗装中のフレークの動きに対する制御性を高めた塗料配合と塗装方法を開発した。フレークの動きを容易にするためには、フレーク材料に高透磁率材料を用いた。またフレークが動いた後、速やかに止めるために高分子量樹脂を添加した。さらに、最適なシンナの設定により制御性を高めた。以上の手法を組合せ、量産ライン条件下で高い立体感を持った模様の発現を実現することに成功した。

ABSTRACT

This development was aimed at the creation of the method of magnetically formed decorative painting applied to the outer parts of motorcycles to realize a larger degree of three-dimensional appearance. First, the conditions required for the orientations of the metallic flakes contained in the paint were investigated. Following to that, the method to realize those orientations was examined. Based on the results, the paint and the painting method were developed to enhance the controllability of the flakes' movements while painting. To make the flakes movable more easily, a high magnetic permeability material was adopted as the flake material. In addition, to make the flakes promptly stop after required amount of movements, a high molecular weight resin was added. Moreover, application of the optimized setting of the thinner further enhanced the controllability of the flake movements. By combining these methods, the decorative patterns with the larger degree of three-dimensional appearance were successfully realized under the conditions of mass production lines.

1. 背景と目的

近年の二輪車市場は ASEAN 地域を中心に展開し、現在もその規模は拡大しつつある。この市場にさまざまな機種が各社から投入されている。Fig. 1 にその代表例を示す。また、この市場で販売される多くの機種は外観デザインの変化に伴って車体を覆っている樹脂カバーの占める面積が大きくなる傾向がある。機種の商品魅力を向上するために、樹脂カバーに対する加飾手法はこれまでも増して重要な技術要素の一つとなっている。

加飾手法は主に、部品表面に施される塗装と、さらにその上に貼り付けられる模様が描かれたグラフィックマークである (Fig. 2)。塗装には色調の鮮やかなもの、輝度の高い

ものなどさまざまな種類がある。また、グラフィックマークもさまざまな模様のものが存在するが、加飾手法としてはどちらの手法も長い歴史があり、ユーザにとっては見慣



Fig. 1 Examples of small motorcycle models

*二輪 R&D センター

れたものとなっている。

こうした背景から樹脂カバーへの加飾手法として、これまでにない新規性のある外観を提供することが求められている。一方、グラフィックマークは一般的なシールによる装飾と見かけ上の違いがなく簡易的手段によって施された装飾であるというイメージが伴う。そのため、こうした手法とは異なる、高級感がイメージされる外観が得られる手法の開発が望まれている。そこで我々は、樹脂カバー装飾に磁性模様塗装を適用して外観の魅力向上を図ることを検討した^{(1),(2)}。

磁性模様塗装とは、透磁率を有する小さな金属薄片（フレイク）を多数添加した塗料を使用し、塗装対象部品の裏側に磁石などの磁力線を発生させるものを装着して塗装をおこなうものである。磁性模様塗装そのものは従来から存在する塗装手法の一つである。しかしながら、塗装時に樹脂カバーにマグネットシートを締結させておく必要があるなど、大量生産に適用するにはさまざまな課題があった。そのため、二輪車用部品の塗装手法として採用されることはなかったが、我々は締結手法を大量生産に適用できるように工夫し、2008年にタイで量産をおこなった（Fig. 3）。

磁性模様塗装は、人がエアブラシなどで描いたような模様を発現させることができる。また、実際の塗膜は、凹凸のない平面に施され、その厚みもごくわずかしかないうちにもかかわらず、発現した模様は、観察者に奥行きを感じさせる特徴がある。

2008年の量産時には、塗装時に装着させる磁気発生材料として柔軟な磁石シートを用いることで、この塗装手法の量産工程への適用を実現した。この塗装の適用により、

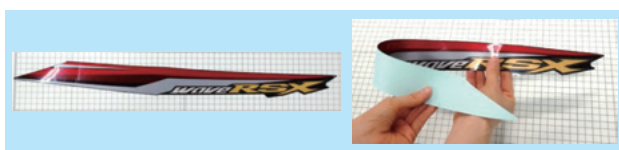


Fig. 2 Example of graphic mark

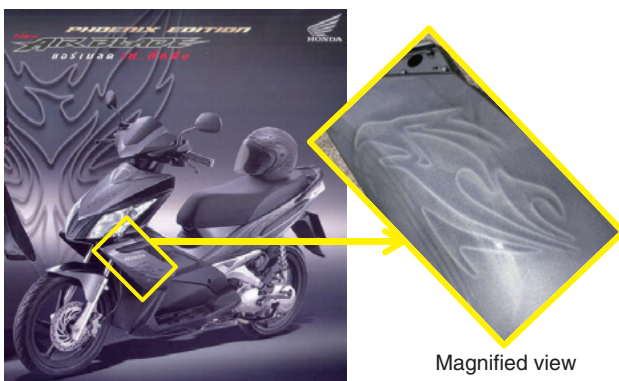


Fig. 3 Mass production model (2008, Thailand)

立体的な模様の発現という新規性や高級イメージの創出に成功した。

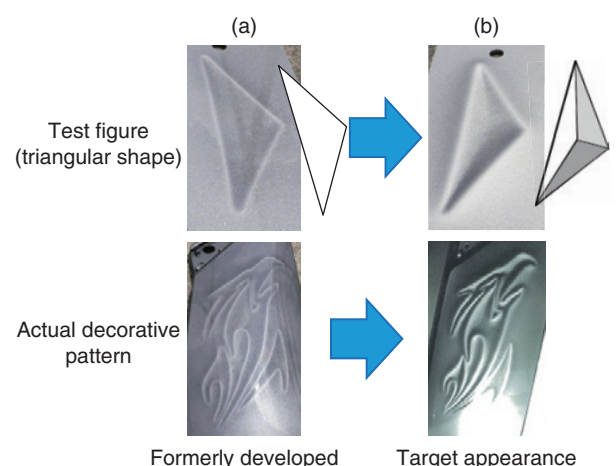
この成功を踏まえ、車両走行時にも目立つことを考慮し、さらに立体感がある塗装にしてほしいという現地からの要望があった。そこで今回は、塗料および塗装手法を改良し、従来よりも高い立体感をもつ磁性模様塗装を実現することを開発の目的とした。

2. 目標要件の設定

2.1. 立体感の定義

磁性模様塗料による塗装面には、実際には立体が存在しないのに立体に見えるという一種の錯視によって奥行きを感じさせる効果が生まれている。本開発では、この「立体に見える錯視効果」を「立体感 (Plasticity)」と呼ぶこととした。この効果が高いものを実現すれば、目立つようにすることができると考えた。

我々が本開発で目指した立体感は、模様を形成している図形の外周が囲んでいる領域全体にわたって錯視を生ずる性質を備えたものである。Fig. 4の(a)は既存量産品同等の模様外観を示している。(b)は目標とする模様外観を示している。三角形の磁石シートを使用した場合の外観で表すと、(a)は三角形の縁の部分のみが立体的に見える、三角形の内側はほぼ平面的に見える。一方、(b)は三角形の内側部分が立体的な三角錐のように見える。(b)のような模様を立体感が高い模様と定義することとした。立体的な三角錐のように見えるのは、磁力線の影響を受ける三角形の内側の領域の明度が見る角度によって変化し、その作用によって奥行きを感じるからである。(a)と(b)を比較する



- (a): It is representing insufficient perception of depth as the area of high luminosity is limited only around the area just adjacent the perimeter.
- (b): It is representing the perception of depth with gradual changes of the brightness ranging over the area within the perimeters of the triangle.

Fig. 4 Plasticity defined as development target

と、三角形の模様内の、明度変化の生ずる面積の割合が大きいほど観察者は奥行きを感じていると考えられる。

2.2. 立体的に見えるメカニズム解析

2.2.1. 現象の仮説

従来からある塗装技術を用いて、さまざまな条件で作成した塗膜の解析をおこない、視覚的に立体に見える塗膜を形成する構造的な仕組みを明確にすることを試みた。一般的にフレークを用いた塗装の場合、ベースコート部分にフレークを含有させる場合が主であり、プライマ塗装後にこのベースコートの塗装をおこなう。さらにベースコートの塗装後に、透明のトップコートを塗装して表面に光沢を出す手法が用いられる。Fig. 5 のように磁性模様塗装も同様にプライマ、ベースコート、トップコートの3層の塗装構成である。

磁性模様塗装では、部品裏に装着された磁石シートから発せられている磁力線に沿って、フレークがある一定の角度を持って並んでいる。これによって立体的な模様が生じると考えられる。さらに、模様部分を観察者の見る角度を変えて視認すると、角度を持って分布するフレークの光の反射の強さが変わる。それに伴って模様内の各部分の明度が変化するため、模様全体が立体的に見えると推定した (Fig. 6)。この推定を裏付けるために、以下の二つの実験による検証をおこなった。

2.2.2. 光強度の変化の測定

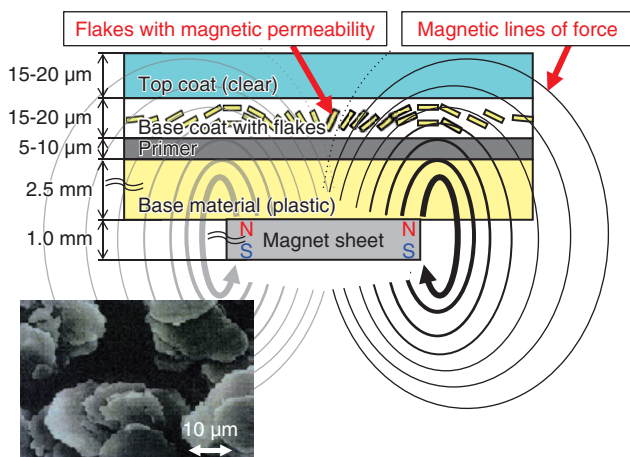
まず、視認角度の変化に伴う光の反射量の分布の変化を確認した。測定には、検知角度を変えて光度を測定することのできる変角光度計を用いた。なお、本稿の中で

用いている光の強さ、光度、明度についての取り扱い、Appendix 1 に示す。底辺 100 mm、底角 30° の二等辺三角形の磁石シートを使用し、磁性模様塗料を塗装した後に発現した模様を測定対象とした (Fig. 7)。以降、この形状を測定の基本形状とする。

測定方法を Fig. 8 に示す。前述した形状の磁石シートを、厚さ 3 mm の ABS 樹脂製の板の裏側に貼り付け、塗装を施して得られる塗膜表面の光の強さを測定した。Fig. 8 の斜線部に示す $\phi 10$ mm の円形部分から反射される光の分布を測定した。この部分は、模様の明るさの変化が大きく現れる場所である。この測定にあたり、三角形の外周部分は常に光強度が高く、明るさの変化が少ないため、今回の目的には不適切と判断し、この部分は測定対象部位から外すこととした。また、比較として一般的なメタリック塗装も測定を実施した。

光源は測定用定盤面に対し垂直上方に設定した。テストピースは Fig. 8 上部の絵のように、正反射光を避けるために、定盤との間に 5° の角度を持つように傾けて配置した。

この手法によって反射光の角度分布を測定した結果を Fig. 9 に示す。一般的なメタリック塗装面の場合、正反射に近い位置 (5°) では得られる光強度が高くなるが、受光角を変化させるにつれて光強度は急激に低下している。それに対して、磁性模様塗装の場合は、受光角度を変化させて



The magnetic lines of forces (magnetic fields) originate at the N-pole and reach the S-pole by traveling along circular lines. The magnetically permeable flakes are aligned along those lines.

Tesla is used as the unit for describing the density of magnetic field (the index for strength of a magnet), where one tesla is ten thousand gauss.

Fig. 5 Assumed principle of flake pattern generation in magnetically formed decorative painting

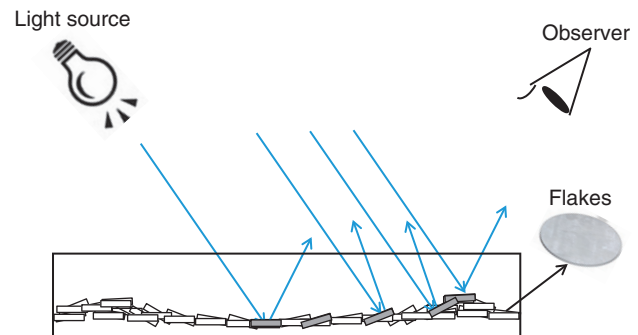
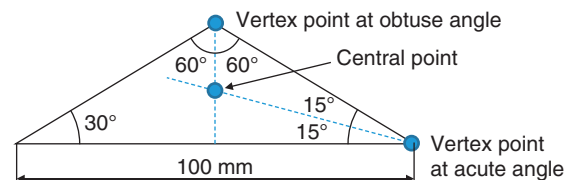


Fig. 6 Presumption of the reason why magnetically formed decorative painting appears three-dimensional



Measurement point	Intensity of magnetic field (mT)*
Central point	4.0 – 8.0
Vertex point at acute angle	9.0 – 15.0
Vertex point at obtuse angle	7.0 – 12.0

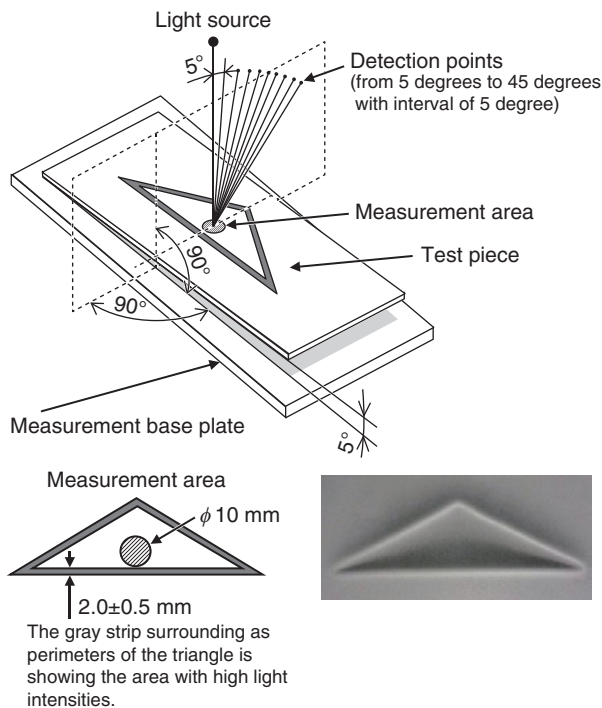
* Measurement equipment: Tesla Meter (TM-601, KANETEC Co., Ltd.)

Fig. 7 Standardized specifications of magnetic sheet for testing

も光強度が一気に低下することではなく、徐々に変化していることが確認できた。これより、磁性模様塗装には推測どおりフレークの角度に広い分布があるものと考えられる。模様を見る際の観察角度は測定時の受光角に相当する。したがって、実験で得られた結果より、実際に模様を目視した場合の、光反射の変化の様子は、この光強度分布に相当することが確認できた。

2.2.3. 磁場に対するフレークの傾きと明るさ

次に、フレークの傾きと明るさの関係を調査した。検証に用いるテストピースは Fig. 10 のような磁場発生装置を用いて作成した。作成手順を以下に示す。一定方向の磁場



Measurement with variable-angular photometer and measured area (GP200, Murakami Color Research Laboratory)

Fig. 8 Methodological configuration of measurement using variable-angular photometer

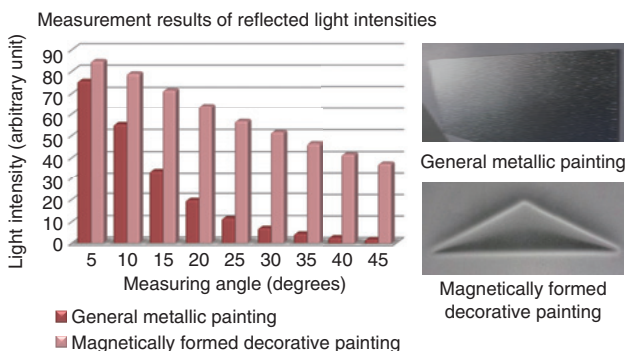


Fig. 9 Measurement results of angular distributions of reflected light intensities detected by variable-angular photometer

を印加できるように構成された装置を準備した。そこに大きさ 10×40 mm の樹脂板を配置できるように空間を設けた。磁性フレーク入り塗料を樹脂板に塗装し、乾燥前にこの空間に配置する。

磁力線の方法は、この空間内ではどの位置においても一定になる。そのため、フレークが磁力に沿って傾くのであれば、この場所にあるフレークはほぼすべて同じ方向に傾くものと推測できる (Fig. 10 右図)。磁力線の方法を一定とし、樹脂板を置く角度を、磁力線の方法に対し、 0° (平行)、 30° 、 45° 、 60° 、 90° (垂直) の 5 種類の傾きになるように設置し、磁力線角度に対する塗膜の明度変化を調べるテストピースを作成した。

これらのテストピースの明度を測定した結果、Fig. 11 に示すように、磁力線に平行に配置した場合 (0°) に、最も高い明度を示した。反対に、垂直方向に配置した場合 (90°) は、塗膜面に対してフレークがほぼすべて立った状態で下地 (プライマ:黒) が隠蔽できない状況となり最も低い明度を示した。このように平行に配置した場合と垂直に配置した場合では、テストピースの外観明るさに大きな差が発生することがわかった。また、その中間の角度では、明るさが配置磁場角度に伴って変化し、グラデーション状の明度

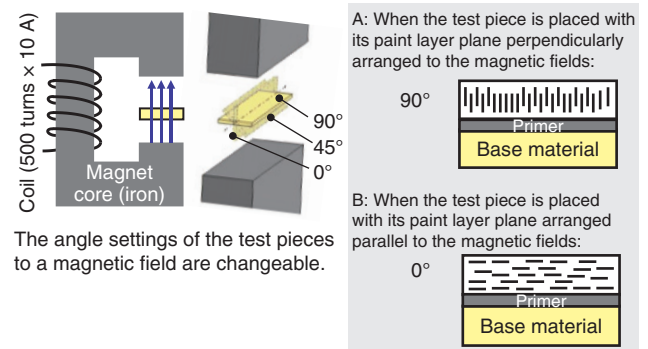


Fig. 10 Apparatus to examine directional relationship between magnetic lines of force and flakes

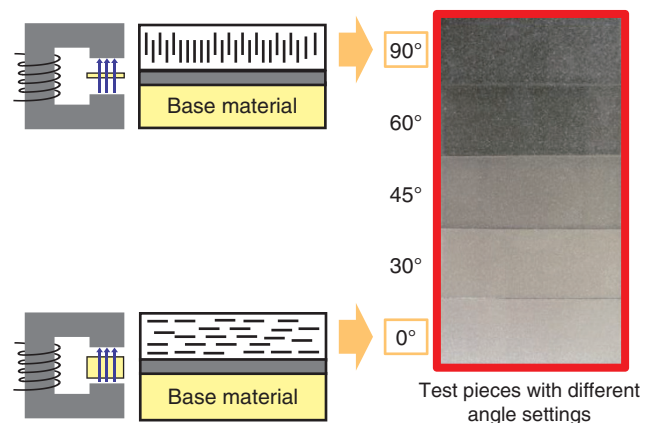


Fig. 11 Light intensity differences among test pieces when varying angle settings to magnetic field

変化を示している。得られたグラデーション状の明度変化は、磁性模様塗装を施したときに模様部分に現れる明度変化と同様のものではあった。これらの結果より、模様部分に発生する明度変化は、磁力線の向きの変化に伴ってフレークが傾いて配向することにより生じると考えられる。

さらに、実際にこれらのテストピースの塗膜断面を光学顕微鏡で観察すると、Fig. 12のように、フレークが印加磁場に対して同じ方向にそれぞれ角度を持って存在していることが確認できた。よって、模様部に見られるグラデーションは、フレークの変角変化によって発現していることが確認できた。

2.2.4. 立体的に見えるメカニズム

これら二つの実験の測定結果より、塗膜内のフレークが磁力線に沿って角度を変えながら並び、見る角度によって光反射の強さが変わることが確認された。このことが、磁性模様塗料によって形成された模様が立体的に見える理由である。

2.3. 目標立体感の設定

本章では、目的とする立体感を数値化し目標を明確にする。前述した、立体感に影響をあたえるフレークの並びと明度の関係を考慮し、サンプルを作成した。そのサンプルを分析し指標を作成した。目標とする立体感のレベルは、エクステリアデザイナーの目視判断によって決定した。

2.3.1. 目標立体感設定用外観サンプル作成

2.2.2. 項で述べたように、磁性模様塗装の場合は、一般メタリック塗装と比較して受光角度を変化させても光強度が急激に低下することではなく、徐々に変化していることが特徴である。模様によって表現される立体感は、模様内において、視認角度変化に伴い明度変化を起こす部分の面積が広いほど強くなる。この明度変化部分を広い面積とするためには、塗料が被塗装物に付着したときに、フレークが磁力線に沿って動く範囲が、広い範囲にわたる必要がある。そのためには、広い範囲でフレークが動きやすい条件を満足するような塗装することが求められる。このことを

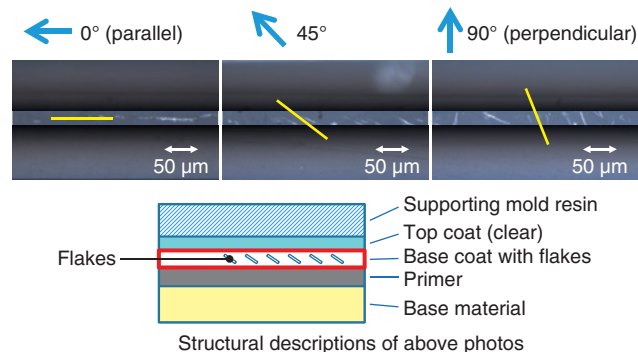


Fig. 12 Cross sectional views of painted layers of test pieces

考慮し、サンプルを作成する必要がある。

上記条件を実現する方法の一つとして、フレークが動く時間を長くする手法がある。これを実現するために揮発速度の遅いシンナを用いた。揮発速度が段階的に異なるシンナを作成して5種類のテストピースを作成した作成方法と詳細条件を Appendix 2 に示す。なお、このテストピース作成に用いられたシンナの揮発条件は、目標立体感の外観確認ができるテストピース作成のためだけの条件であって、通常の量産塗装工程を考慮していない。すなわち、乾燥するまでの時間を度外視し、求める立体感が十分に発現することを優先してサンプルを作成しテストをおこなった。

2.3.2. 立体感の数値化と目標数値の設定

前述したように立体感はそれぞれの測定角度の明るさが影響している。よって、2.3.1. 項で作成したそれぞれのテストピースに対して、検知角度ごとの光強度変化を調べることにした。測定手法は、2.2.2. 項と同じであり、測定場所も 2.2.2. 項と同様に外周より一定距離離れた場所に設定し、検知角度を変化させたときの光強度変化を計測した。

ここで、それぞれのテストピースに対する測定値の絶対値は、作成条件によって変動することがあるため、直接は比較できない。立体感の評価に重要なのは、視認上の明るさの絶対値ではなく、その変化率であるため、相対的に比較することが有効な手法である。そこで、本評価においては Fig. 13 のように、測定開始点 (測定角度 5° の点) の値が同じになるように、適宜各グラフの縦軸方向に平行移動してある。このようにして、測定角度 5° における値を基準として、各テスト条件における光強度 (L) の変化を相対的に比較できるようなグラフとしている。

ここでの目的は、模様を形成する三角形の内部部分の明暗変化について、テストピースごとにどのように異なるかを調べることである。強い立体感を提供する条件は 2.2.2. 項で述べた、Fig. 9 で示された、「光強度変化がどれ

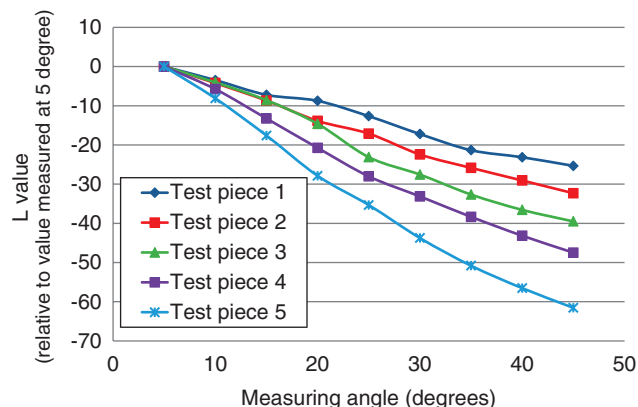


Fig. 13 Comparison of five test pieces with different plasticity levels evaluated by intensity distributions in the areas inside the triangular shape

Table 1 Coefficients of inclination calculated by linear approximation for individual test pieces

	Inclination of approximation line
Test piece 1	-0.46
Test piece 2	-0.82
Test piece 3	-1.06
Test piece 4	-1.22
Test piece 5	-1.60

Table 2 Plasticity classification defined by coefficients of inclination calculated by linear approximation

Plasticity level	Inclination of approximation line (/degree)
4	-0.49- 0.00
3	-0.99- -0.50
2	-1.49- -1.00
1	-1.50 or lower

くらいゆるやかに生じているか」の度合いに置き換えることができる。本計測で得られた実測値のプロット点より線形近似式を計算した。それらの傾きによって光強度の変化の度合いが示される。作成した5種類のテストピースの近似直線の傾き値を Table 1 に示す。

その近似直線の傾き値を 0.5 刻みに分類し、4 段階のレンジを設定した (Table 2)。この4段階のレンジを立体感レベルとし、数値の大きいほうが立体感が高い、とした。5種類のテストピースに対してエクステリアデザイナーの目視による立体感の確認をおこない、良好と判定した結果を4段階のレンジに照らし合わせた。その結果、本研究で開発の目標指標とする良好な立体感とは、この立体感スケールのレベル3以上であるという結論となり、これを目標要件とした。

3. 目標を達成する材料仕様の選択

3.1. 目標を達成するフレーク並びの推定

前章で設定した目標立体感レベル3以上を達成するために、具体的にどのような方法でフレークを並べれば良いか検討をおこなった。

まずは、フレークの角度と塗膜明度が立体感にどのように関係するかを考察する。Fig. 14 の上段の写真で示すように、左上に示す立体感の低い三角形 (a) と、右上の立体感の高い三角形 (b) を見比べると、前述したように (a) は三角形内部が平面的に見えるのに対し、(b) は三角錐のような奥行きのある立体形状に見える。つまり、見かけ上は Fig. 14 の2段目の図のようにフレークが並んでいるように感じるこの見かけ上の立体形状に対する断面を仮想断面と呼ぶこととする。2.2.2. 項で示した光強度の結果と、2.2.3. 項で示したフレークの傾きと明度の結果から、塗膜の断面形状を推測する。塗膜は実際には約 20 μm 程度と薄いものである

ため、Fig. 14 の3段目の図に示す断面形状にフレークが角度を持って並んでいると推測できる。これらフレークは、それぞれの場所における仮想断面における各フレークのみかけの角度と同じ角度で傾き、塗膜層内に分布しているものと考えられる。このように角度を変えて分布しているフレークから反射される光の強さ、つまり塗膜上の位置による明度の違いによって立体感が感じられると考えられる。また、絵画と異なり、見る角度を変えるとそれに伴って明るさが変わるため、より実際の立体物に近い外観が発現する。次に、これらを印加された磁力線に対するフレーク並びの差で対比したものを Fig. 14 最下段に示す。これらに示したように、立体感の高いものは、フレークが全体的に磁力線に沿って並んでおり、立体感の低いものは、部分的にしかフレークが磁力線に沿って並んでいないと推測できる。詳細は後述するが、これはフレークが十分に動くことができなかったためと考えられる。

磁性模様塗装において高い立体感を実現するためには、模様の内側のより広い範囲に存在するフレークが、磁力線に沿って十分に角度を変えることができる塗料、および塗装方法が必要である。

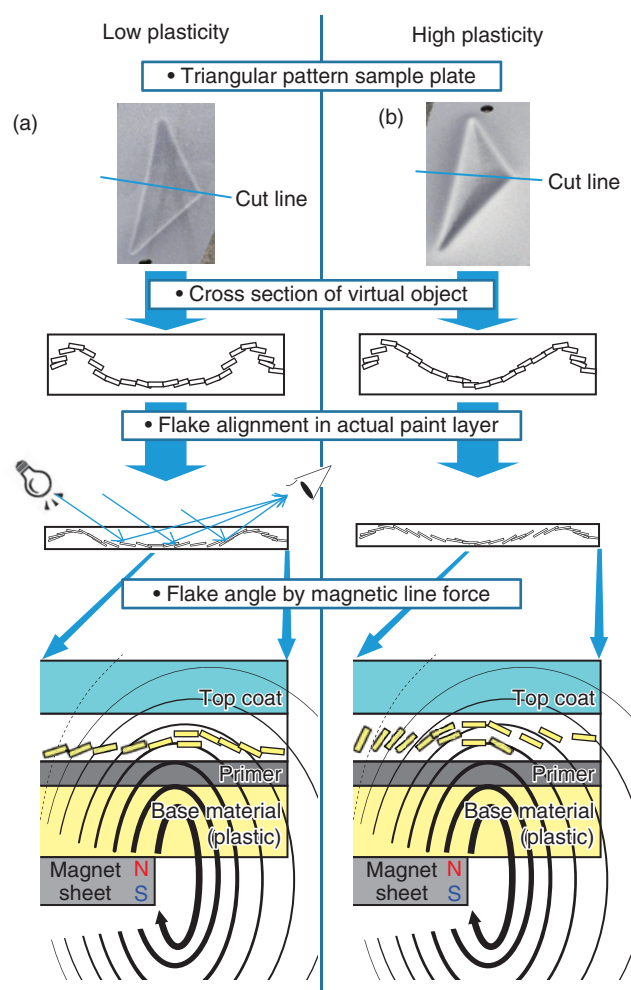


Fig. 14 Relationship of plasticity with flake angle and light intensities

3.2. フレークを動きやすくする手法案とその課題

3.2.1. 手法の検討

前項で述べたように、塗膜内のフレークが磁力線の方
向に沿って動きやすくするような塗装条件を整えれば、フ
レークの配向が理想的な状態となり、強い立体感を持つ模
様が形成される。フレークの配向変化を助ける、つまり、
フレークの動きやすさを促進するためには、以下の三つの
手法が考えられる。

手法1:揮発速度の遅いシンナを使い、フレークの可動
時間を長くする(目標立体感レベル設定用テスト
ピースの作成時と同様の手法)。

手法2:磁力の強い磁石シートを使い、フレークを動かす
力を強くする。

手法3:透磁率の高いフレークを使いフレークの磁力に対
する感度を上げる。

上記それぞれの手法について、詳細と選択に関わる懸案
について述べる。

手法1:揮発速度の遅いシンナを使う

シンナ揮発速度が遅い場合に、模様部の立体感は良好と
なる。しかし、模様のない部分においてもフレークの配向
に対して時間が十分にあたえられてしまう。そのため、部
品表面のなんらかの不均一な要因に対し、フレークの配向
ムラが発生しやすくなり、外観上の問題となる。また、こ
の場合、実際の量産工程においては、生産タクトの制約か
ら、ベースコートが十分に乾燥する前に、次工程(トップ
コート塗装)に進むことが発生する。その際には、トップ
コートにベースコートの塗料樹脂が混ざるために必要な光
沢が得られない現象が発生する。さらに、動く時間が長く
なるため模様中央部のフレークが立ちツヤヒケ(艶退け)を
引起し、外観上の課題となる。ツヤヒケについては後に詳
細に述べる。

手法2:磁力の強い磁石シートを使う

磁石シートは、さまざまな用途で使用されている。一般
的に事務用品などに用いられる磁石シートは、同一平面内
でS極N極が交互に着磁されている。しかし本塗装に用
いられる磁石シートは、片側全面がS極、反対側がN極の
特殊な方法で着磁が施されているものを使用する。この着
磁形式の磁石シートの磁力をさらに強めるためには、着磁
手法を工夫しなければならず、コストが大幅にあがっ
てしまう。また、着磁方法を変更せず、シートの厚みを増
す方法で磁力を強めることができる。しかし、二輪車に使
われる樹脂カバーにおいては、複雑な凹凸を有する場合が
多い。そのため、シートの厚みが増すことで、樹脂カバー
などの裏面に装着するときに、密着させにくくなってしま
う。こうしたコスト、生産上制約から、磁石シートについ
ては、従来から使用されている厚さ1mmのシートを、使
用する必要がある。また、磁力を強めることで模様中央部
分においてフレークが立ってしまうことによりツヤヒケが

Table 3 Applicable options of measures to create good plasticity

#	Measures	Issues on production process	Issues on product quality
1	Slow volatilization thinner	Excessively long tact time	Gloss loss at central area
2	Strong magnetic sheet	Unacceptably costly or too thick to fit on parts	Gloss loss at central area
3	High permeability flakes	None	Gloss loss at central area

発生し、外観品質を満たさない。

手法3:透磁率の高いフレークを使う

この手法の採用には、生産上、量産工程上の課題はない
が、手法1、2と同様に外観品質上、ツヤヒケが発生する
という課題がある。透磁率の高いフレークを用いると、フ
レークは磁力線に対して感度が高くなり影響を受けやす
くなる。そのため、フレーク同士がくっつき合い、連鎖状
態となりやすい。主に模様部中央部分においては、塗膜表
面に向かってフレークが立ち、さらにフレークが連鎖状態
となることで突起を形成し、ツヤヒケが発生する。なお、
2008年の量産時にもこの手法を検討したが、良好な立体
感と外観品質を両立する条件を見出すことができず採用を
見送った。

Table 3はそれぞれの手法の内容と課題をまとめたもの
である。今回の開発においては、手法1や2のように量産
工程やコストに問題がある手法は選択が非常に難しかった。
そのため適用できるのは手法3の高透磁率フレークの
使用となる。この手法を採用し、課題であるツヤヒケを防
止する方法を開発し、目標を達成することを目指した。

3.2.2. 高透磁率フレーク材料の選定

塗料に使用することのできる金属フレークには、アルミ
ニウム材料、ニッケル材料、鉄系材料、2008年の量産に
使用したフレークであるステンレス材料がある。これらの
磁力に対する感度を表す透磁率を測定した(Appendix 3参
照)。その結果をFig. 15に示す。透磁率は鉄系材料が一番
高く、ニッケル、ステンレスの順番となる。アルミニウム
材料は非磁性の材料である。

さらに、塗膜の調色自由度を考えると、フレークの色
調は明るく無彩色に近いことが望ましい。そこで、フレー
クの色調の測定をおこなった。色調の測定は、国際照明委
員会(CIE)で定められているL*a*b*表色系によっておこ
なった⁽³⁾。Fig. 16に示すように、L*は数値が大きいほど
明るく、a*、b*の絶対値が小さいほど無彩色に近い。つま
り、選定にあたってはL*値が高く、a*、b*の絶対値が小さ
いことが求められる。測定結果をFig. 15に示す。色調に
関する優位性はアルミニウム材料、鉄系材料、ステンレス材
料、ニッケル材料の順となった。これら透磁率と色調の測
定結果より、我々は鉄系材料のフレークを選択することに
した。

3.2.3. ツヤヒケとそれを防止するための考え方

前述のとおり、理想のフレーク並びは、塗装乾燥前にフレークが磁力線に沿って十分に角度を変えられることができれば実現できる。しかし、この方法を実施すると、副次的な作用として、模様中央部にツヤヒケが発生してしまう。ツヤヒケとは、塗膜表面の平滑性が失われ、著しく光沢が低下する現象である。

Fig. 17 に具体的にツヤヒケ現象を表した画像を示す。磁性模様塗料で塗装した板に光をあて、縞模様の柄を反射した画像であり、(a)はツヤヒケをしている塗装板、(b)はツヤヒケをしていない塗装板である。(a)は(b)に対し縞模

Flakes type	Magnetic permeability values (μ)	Color tones		
		L*	a*	b*
Aluminum (general metallic)	1.000	81.80	-0.40	1.00
Nickel	1.780	69.14	0.53	4.44
Stainless steel (conventional flakes)	1.213	50.37	0.16	2.22
Ferrous-material	2.263	53.12	-0.08	-0.50

■ Sample preparation:

The flakes are ultrasonically cleaned in acetone bath. After that, they are dried and bottled in a container 6 mm. In diameter and 2.5 mm in height. The measurement is conducted to the container.

■ Magnetic permeability measurement

(1) Instrument:

- (1) Vibrating Sample Magnetometer
- (2) BHV-50
- (3) Riken Denshi Co., Ltd.

(2) Measurement condition:

Applied magnetic field: 10000 oersteds

■ Color measurement

(1) Instrument:

- (1) Name (generic): Spectrophotometer
- (2) Model: CM - 700 d
- (3) Make: KONIKA MINOLTA

(2) Measurement condition

- (1) Light source: D65 10
- (2) Detection mode: SCI

The color tones are measured using the base coat layer of paint resin with only flakes but without color pigments.

Fig. 15 Flakes with magnetic permeability and their color tones

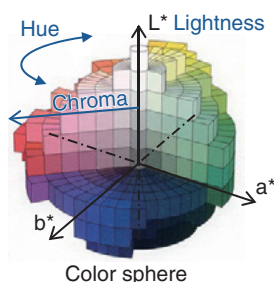


Fig. 16 L* a* b* color sphere

様が不鮮明である。このようにツヤヒケという現象は、塗装面の光沢が著しく低下している現象であり、外観品質上許容できず回避する手段を考える必要がある。

模様中央部にこのようなツヤヒケが発生する理由を以下に示す。本塗装に用いる磁石シートは片側全面がN極、反対面がS極である。Fig. 18のように磁力線はシート面全体から放射状に発せられている。シート中央部は磁力線がシートに対して垂直方向に発せられているため、付近のフレークが磁力線に沿って動くと、塗装面に垂直に近い角度となる。Fig. 18を作成したシミュレーション手法はAppendix 4に示す。

そのため、フレークが立ち、さらにこれらのフレークが互にくっつき合って連鎖を形成し、塗膜表面に突起状に飛び出すことにより、塗膜表面の平滑性が失われ、ツヤヒケが生じることになる (Fig. 19)。したがって、模様中央部については、フレークの配向角度が垂直に近い値となることを防止し、理想フレーク並びに求められる、ゆるやかな

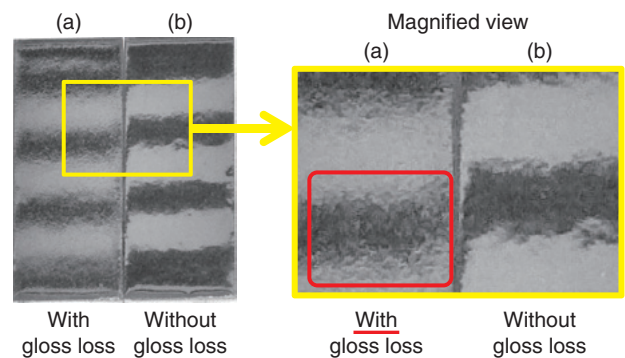


Fig. 17 Appearance of "gloss loss"

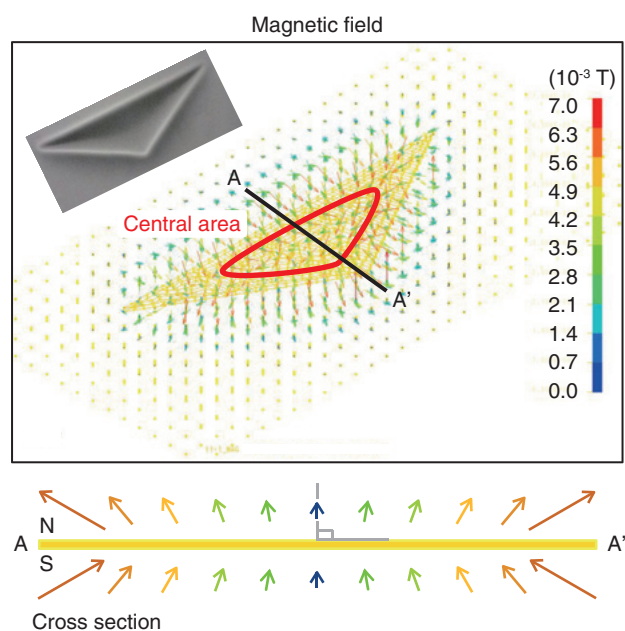


Fig. 18 Directions and strengths of magnetic fields from magnetic sheet

傾きの範囲内にとどませる対策が必要である。

3.2.4. 課題を解決するための手段の検討

フレークは、ツヤヒケを避けることができる角度範囲に傾きが制限されるべきであり、一方で、良好な立体感を得るために十分に動く必要がある。その範囲の確認をおこなうために、2.2.3. 項で作成した一定磁場を印加し角度を変えて作成した塗装サンプルの表面を観察し、ツヤヒケの有無を確認した。

Fig. 20 の上段は、それぞれの角度の塗装サンプルを、Fig. 17 と同様の方法で撮影した写真である。この写真から、塗膜に対し 90° で作成したサンプルには著しいツヤヒケが発生していることが確認できる。さらに 60° のサンプルにもわずかにツヤヒケが確認できるが、 45° のサンプルにはツヤヒケはまったく見られない。したがって、フレークの傾きを 45° 以内に収めることができれば、塗膜表面からフレークが飛び出さず、ツヤヒケを防止できることが確認できた。

次に、磁力線に沿って配向するフレークの配向角度を塗装面に対し、 45° 以内に配向させる手法を検討する。このようなフレーク配向を実現させる塗料配合と塗装手法を決めるにあたり、ツヤヒケが発生する部分の磁力の強さに注目した。Fig. 21 の下段のグラフは磁力の強さを測定した結果である。上段の絵のように放射線状に発せられてい

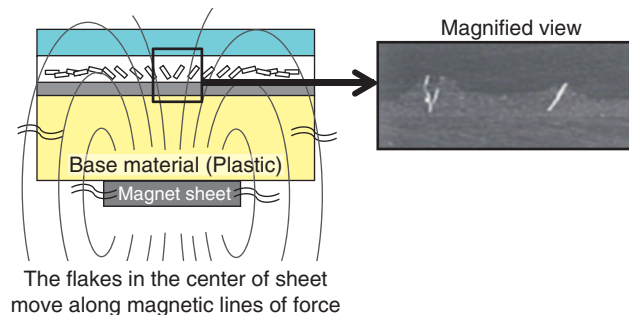


Fig. 19 Flake directions in area with gloss loss

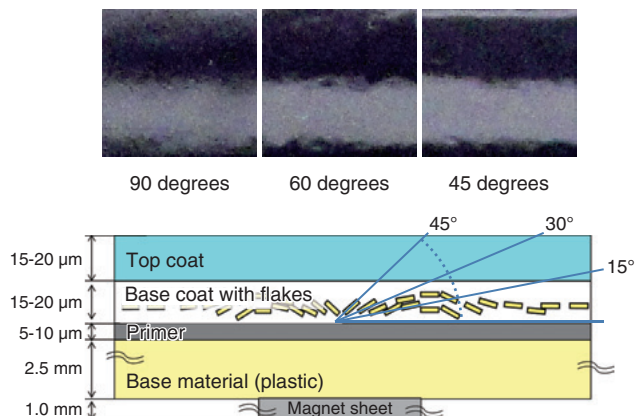


Fig. 20 Maximum flake angle to avoid gloss loss

る磁力線の位置ごとの磁力の強さを調査するために、マグネットシートの A から A' に向かって測定をおこなった。グラフに示した磁力の強さは、模様端部と比較して模様中央部が弱いことを示している。このことから、模様中央部のフレークが、完全に磁力線に沿って動くには、端部よりも時間がかかると考えられる。ツヤヒケは模様の中央部、つまり磁石の中央部で発生する。しかし、中央部は磁力が弱いため、この部分のフレークが磁力に沿って 90° に近い角度まで動くには時間がかかると推定される。我々はこの時間的遅れを利用して、フレークの動きを制御することにした。

Fig. 22 に測定のポイントとフレークの最終到達角度を示す。磁性模様塗装のフレークの角度分布が異なる代表的な部分として、A, B, C の 3箇所を抽出した。それらの特徴を以下に示す。Fig. 22 の右上の写真に示すように、A は模様の端部、C は中央部、B は A と C 中間部分である。右下の断面模式図のように磁力線は放射状に発せられている。そのため、磁力線の角度は、模様周辺部から中央部に向かうにしたがって次第に大きくなっている。これ

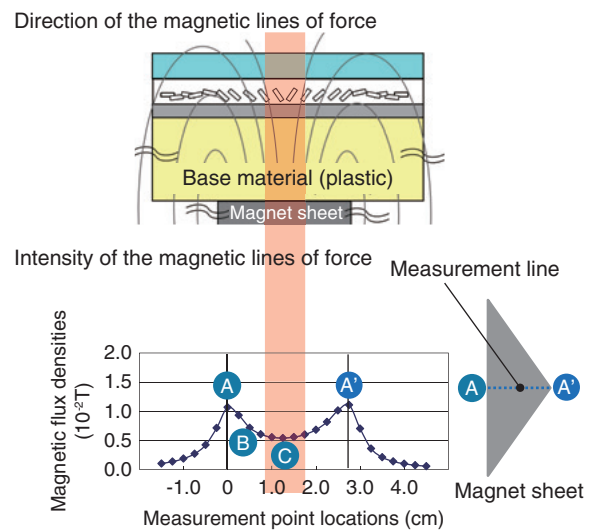


Fig. 21 Intensity of magnetic lines of force

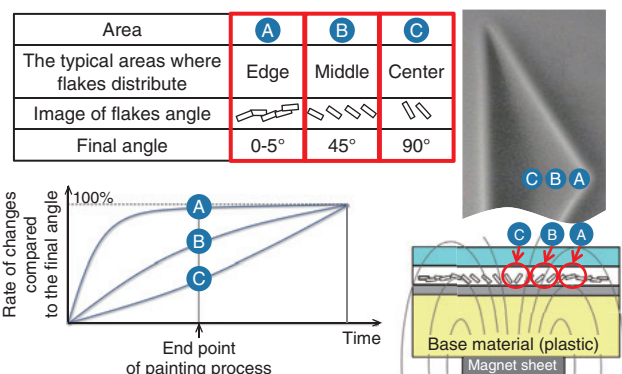


Fig. 22 Measurement points and final angles of flakes

により、完全にフレイクが磁力線に沿った場合には、A 部は $0^{\circ} - 5^{\circ}$ 、B 部が 45° 、C 部が 90° の傾きになる。このように、各部位のフレイクが完全に磁力線に沿った状態の角度を、それぞれの部位の最終到達角度と呼ぶこととする (Fig. 22 内の表)。

ツヤヒケが発生するのは、模様中央部である C 部である。C 部のフレイクが十分に動くとツヤヒケが発生するため、動く角度に制限が必要であることは前述した。一方でそれ以外、特に立体感に寄与の大きい B 部のフレイクは、高い立体感を得るためには、完全に磁力線に沿うまで動くことが求められる。3.2.4. 項で検証したとおり、中央部の磁力は端部よりも弱く、フレイクが動くのに時間がかかるため、中央部 C 部のフレイクが動く時間を制限しながら、端部 A や中間部 B のフレイクを十分に動かすための手法を考察する。

塗装後の経過時間とフレイク角度の関係を Fig. 22 の左下のグラフに示す。グラフの横軸は塗料が表面に塗着した後の時間、縦軸はフレイクの最終到達角度に達している割合を示している。したがって、最終到達角度に 100% 達しているというのは、それぞれ A, B, C 部の最終到達角度に (例えば B 部は 45°)、その箇所のフレイクが全部沿うことを意味する。

Fig. 22 のグラフの中央部分の縦線は磁性模様塗装の工程の終了時間である。この時点で、端部にあたる A 部は、ほぼ最終到達角度 ($0^{\circ} - 5^{\circ}$) に至っているが、B 部、C 部は最終到達角度に達していない状態で塗装工程が終了している。すなわち、立体感が低い状態を示している。立体感に寄与する中間部の B 部を最終到達角度 (45°) になるように時間を長くした場合、同時に C 部も最終到達角度 (90°) に達してしまい、ツヤヒケが生じることになる。このグラフの塗料配合は、2008 年の量産品の位置づけと言い換えることが可能であり、実際は、ツヤヒケのない塗装外観を優先した結果、高い立体感を実現できなかった。目的の立体感を得るためには、塗装工程終了時間に B 部のフレイクを最終到達角度に動かし、かつ、中央部の C 部は最終到達角度に到達する前 (45° 以下) に止める必要がある。つまり、Fig. 23 の (a) のグラフに対して、(b) のグラフのようにフ

Table 4 Purposes and measures of viscosity adjustment

Required effects on flake	Viscosity requirements	Method
Move fast	The initial viscosity should be low.	Increasing the dilution ratio of the paint
Stop immediately	The viscosity should quickly reach to the level where the flakes stop moving.	Adding the high-molecular-weight resin*

* High-molecular-weight resin (RC resin):
Material used for rheology control that stops movements of flakes in paints

レイクを動かす必要がある。そのために、フレイクを速く動かし、早く止める塗料設計を検討することとした。

速く動かすことについては、前述の高透磁率フレイクを適用することが対応手法の一つであるが、フレイクの動きは塗膜の粘度による影響が大きい。そのため、我々は速く動かし、早く止めるための手法として塗料の粘度制御を検討することにした。フレイクの動きは、塗膜の粘性によって制御される。すなわち、フレイクが動けるのは、塗膜の粘度が一定粘度以下の場合に限られる。ベースコートがウェット (wet) 状態にある間のフレイクが、磁力によって動く様子を観察し、磁力線の影響下で配向ができる、できないの境目となる塗膜内粘度を見極めた。この値を、「Border-X 粘度」と定義した。塗装時、スプレーガンによって吹きつけられた塗料が、塗装対象表面に塗着した瞬間には、Border-X 粘度より低い粘度となるように設定し、その後、すぐに Border-X 粘度に達する、または、超えるように塗料粘度変化を設計すれば良いと考えた。この急激な粘度上昇を実現するために、我々は分子量 10 万以上の高分子量樹脂 (Rheology Control resin: RC 樹脂剤) を用いた。RC 樹脂剤を用いる場合、添加により吹きつけ前の塗料粘度そのものが上昇するため、塗装後の平滑性を確保できない。そこで塗料のシンナによる希釈率を上げた。このことは、吹きつけ時の塗料粘度を下げることとなり、結果的にフレイクを速く動かす効果ももたらす (Table 4)。

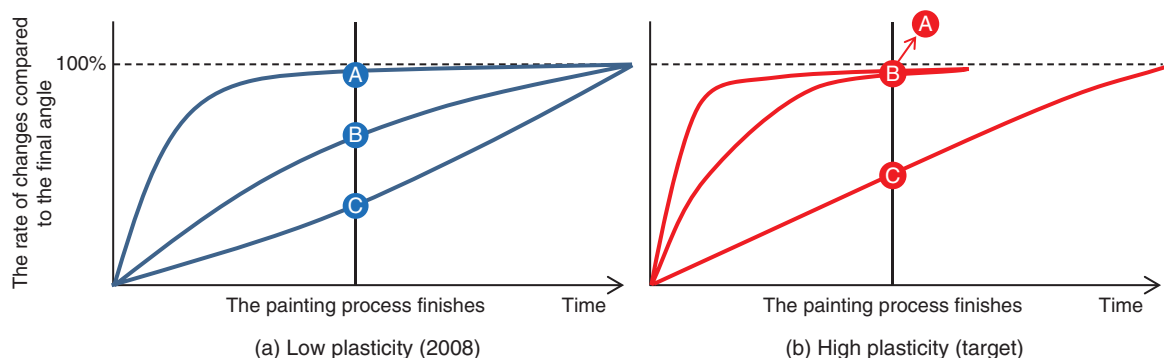
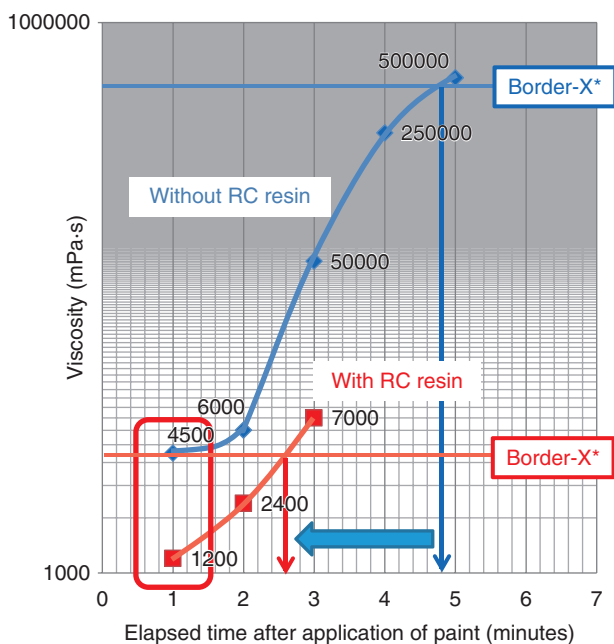


Fig. 23 Flake movements of fast move and immediate stop

Fig. 24 のグラフは塗料の粘度変化を高分子量樹脂 (RC 樹脂剤) の添加有無で比較したものである。横軸は経過時間、縦軸は粘度を対数スケールで表示している。高分子量樹脂の添加無し (グラフ青線)、すなわち 2008 年の量産塗料の位置づけに対して、グラフ赤線は今回の開発塗料であり、高分子量樹脂の添加によりフレークが動けなくなる粘度である Border-X の数値が大幅に下がることが確認できる。さらに、希釈率を上げたことにより初期粘度も今回開発塗料のほうが低くなった。それらの結果から、フレークは速く動くが、塗装後にフレークが停止するまで時間は短くなっていることがわかる。これにより、ねらいとした粘度変化特性を持つ塗料配合を設計することができた。なお、粘度測定の方法については Appendix 5 に示す。

我々は、この塗料樹脂配合をベースに、高分子量樹脂およびシンナの配合比を変更させた塗料で塗装をおこない、外観、塗膜性能および作業性を比較することにした。そして、その結果から量産仕様を決定することとした。



* Border X: The viscosity at which flake movements stop

Fig. 24 Viscosity increases of paint with and without RC resin

4. 結果

4.1. 塗料配合条件

フレークを早く止めることに寄与する高分子量樹脂について、検討仕様として添加量の異なる 4 種類の塗料を作成した。高分子量樹脂の配合割合は、20、30、40、50% とした。また比較として高分子量樹脂を添加していない仕様も

作成した。この無添加の仕様は 2008 年量産品の位置づけに近い。ただし、本評価においては他の検討仕様と比較するために、他と同様、高透磁率フレークを使用した。これらの塗料を用いて、基本形状である三角形の磁石を裏面に配置し塗装した。その後、基本塗膜性能と外観評価、作業性を比較し最終仕様を決定した。ここで言う作業性とは、量産工程の中で必要な膜厚が得られるかどうかを指す。シンナの揮発速度は、量産を想定しているベトナム工場の塗装ブースの設定温度湿度を考慮し決定した。また、希釈後の不揮発性物質率 (NV%) についても、これら検討仕様の配合から決定した。例えば、希釈率を上げると NV% は下がることとなる。高分子量樹脂 (RC 樹脂剤) 0% は High, 20% は Middle, それ以外については、Low と規定した。

4.2. 結果詳細

テスト結果を Fig. 25 に示す。写真は検討仕様 0 から 4 に対するそれぞれの外観を示している。高分子量樹脂の添加量と立体感外観には相関があり、高分子量樹脂の添加量が多いものは立体感が高く良好である。2.3.2. 項の手法にもとづいて立体感レベルを確認した結果、高分子量樹脂を添加している検討仕様 1 から 4 はすべて立体感 3 以上となった。ツヤヒケはすべての検討仕様において、模様部も模様以外の部分においても発生しなかった。

また、塗膜として求められる密着性などの一般的な性能について確認した結果、すべての検討仕様において、塗装性能を満たし問題のない結果が得られた。なお、それぞれの詳細試験方法は Appendix 6 に示す。

最後に、塗装作業性については、高分子量樹脂が多いほど悪くなり量産塗装工程内で必要な膜厚を得ることが難しくなった。我々は検討仕様 2 の高分子量樹脂の添加量約 30% ままでが許容範囲と判断した (Fig. 25 の表、最下段)。これらの結果より、量産仕様の決定については、外観と実際の量産塗装ラインでの作業性に基づき、最終的に判断することとした。

4.3. 量産仕様の決定

外観および塗装作業性を考慮した上で、量産仕様を決定する判断のプロセスを下記に示す。3.2.4. 項で述べたように、高分子量樹脂を添加すると粘度が増加するため、塗装面の平滑性を保つために、シンナの希釈率を上げて塗料粘度を低くする必要がある。シンナの希釈割合が高くなると、最終的に塗膜形成する不揮発性物質の割合 (NV%) が低下し、一回の吹きつけ工程では、目標とする隠蔽膜厚 (15-17 μm) を実現できなくなる。

また、量産工程条件下では、1 回の吹きつけ作業に対する、塗料の吐出量には上限がある。通常量産工程における塗り重ね回数は 2-3 回以内に設定される。よって、塗装工程上は、この回数以内で必要な隠蔽膜厚を形成することが

求められる。

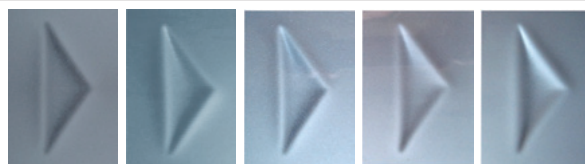
今回、生産工場として想定したベトナム工場のラインにおける工程条件では、重ね塗りの設定は3回であり、この回数にて、必要な膜厚の確保ができる希釈量（膜成分量 NV 約 15－20%）の設定が必要であった。高分子量樹脂は、その量を増やすほど立体感実現への寄与が大きい。しかし、上に述べた量産工程の制約から生ずるシンナ希釈量設定上の制限を勘案し、要求膜成分量に見合うように高分子量樹脂の添加量を設定した。

このようにして、量産用に設計された塗料では、ベース樹脂に対する比率で 20－25% の割合で高分子量樹脂を添

加することとした。Fig. 25 において総合評価基準に達した検討仕様 1 を量産仕様として選定した。

上記に示した各条件設定を反映しつつ、今回開発された塗料を用いて、ベトナム工場のラインで試験的な塗装を実施した結果、良好な立体感が得られ、また、作業性にも問題がないことが確認された。この試験塗装の工程にて、先に説明した立体感測定の基準形状として設定した三角形の磁石シートを用いてこの塗装を実施し、光強度の角度変化を計測したところ、目標として定めた立体感であるレベル 3 を達成していることが確認された。開発した塗料は、ベトナムで量産適用されている (Fig. 26)。

Specification No.			0	1	2	3	4
Addition of RC resin			None	Applied	Applied	Applied	Applied
Paint specifications	Contained ratio of RC resin*1		0.0%	20.0%	32.0%	40.0%	50.0%
	Contained flake ratio (PHR)*1		15 PHR	15 PHR	15 PHR	15 PHR	15 PHR
	Non-volatizing material ratio after diluted by thinner (NV%)*2		HIGH	MIDDLE	LOW	LOW	LOW
Results Appearance	Plasticity level (Inclination of approximation line)		2 (-1.22)	3 (-0.73)	3 (-0.71)	4 (-0.38)	4 (-0.28)
	Initial gloss value*3	The area of design pattern	95	95	96	94	94
		The area without pattern	95	97	98	97	96
Results Performance	Initial adhesion performance*4		Good	Good	Good	Good	Good
	Water resistance*4		Good	Good	Good	Good	Good
	Durability against accelerated weather stress*5	Non-discoloring*6	Good	Good	Good	Good	Good
		Gloss*7	Good	Good	Good	Good	Good
		Adhesion performance*4	Good	Good	Good	Good	Good
		Disorders of paint layers*8	None	None	None	None	None
Results Paintability	Thickness of paint layers*7,*9		Good	Good	Fair	Poor	Very poor



*1 Ratio to the base resin

*2 The thinner is added until the viscosity reaches 13 second at 26 degrees in Celsius using Iwata-cup.

*3 Measurement is carried out using gloss meter and the detecting angle is set at 60 degrees.
(Equipment: Gloss meter, Micro tri gloss, BYK Additives & Instruments)

*4 "Good" denotes that none of the tiles are peeled off.

*5 Results are evaluated for the areas both with and without design patterns and the evaluation results shown in the table are the total performances.

*6 Color difference ΔE is measured using Spectrophotometer.
"Good" denotes $\Delta E = 2$ or less.
(Equipment: Spectrophotometer, CR-300, MINOLTA)

*7 "Good" denotes satisfying the requirement,
"Fair" denotes barely satisfying the requirement and
"Poor" denotes unsatisfying the requirement.

*8 Disorders include checkings, cracks and blister. Those are visually observed.

*9 Whether or not the total thickness of sprayed base coat paint reaches the required thickness for hiding the primer layer under the paint process in actual manufacturing.

Fig. 25 Test results



Fig. 26 Final product with plastic coverings painted by magnetically formed decorative painting

5. 結論

二輪車用外装プラスチック部品の外観魅力向上のために、磁性模様塗料を使用し、従来技術と比較して、その模様外観が示す立体感をより高めるための塗料と塗装手法の開発をおこなった。この開発における、課題設定、解決のための解析プロセスを通じて、以下の知見を得た。

- (1) 立体感に寄与する、光強度変化の度合いを数値化し、目標とする立体感レベルの数値化ができた。
- (2) 立体に見えるメカニズムを解析し、目標とする立体感を具体的に実現させるための、塗膜内のフレークの配向状態を明らかにした。

具体的な塗料、塗装手法の開発においては、以下に示す手法の有効性を確認した。

1. 塗料

- (1) フレークには、高い透磁率(透磁率:2.2)、高い明度(L^* 値 50 以上)、無彩色に近い鉄系材料を用いる。
- (2) 高分子量樹脂(RC 樹脂剤、分子量 10 万以上)を用いて、塗料塗着後の粘性を短い時間の間に十分に上昇させ、フレークの動きを短い経過時間内に止める粘度特性を持つ塗料とする。

2. 塗装手法

- (1) 実現したい粘度変化(フレークを速く動かし、早く止める)を設定し、それを既存の塗装工程の制約条件に合わせて高分子量樹脂の添加量(20-25%程度まで)を設定した。
- (2) シンナの希釈率を調整することで、NV%を15-20%程度に設定した。

上記手法を組み合わせることで、目標としていた、より高い立体感を有する磁性模様塗装を実現することができた。

この技術の開発により、より魅力的な車両外観デザインを持つ二輪車を、お客様に提供することができるようになった。

謝辞

本開発において、多大なるご協力をいただいた Thai Kansai Paint Co., Ltd. 小寺暉典様、関西ペイント株式会社 勝田英明様に感謝すると共に心より御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 特許番号, 第 2857276 号 (1999)
- (2) 特許番号, 第 2868948 号 (1999)
- (3) <http://www.konicaminolta.jp/instruments/knowledge/color/part1/07.html>

Appendix 1

光の強さの単位について

光の特性を表す数量の単位にはさまざまなものがあり、それがどのような定義に基づくものかによってそれぞれ異なる。本研究における光学計測の測定対象は塗装表面であり、したがって、それ自身は光を発してはいない。しかし、塗装面からの光の強さを論ずる場合に、最も適した光学計測の SI 系単位の一つは、一定の外部光を照射した状態における、塗装面から見かけ上発せられる光に対して測定された光度(luminous intensity)であると考えられる。

ここで、実際面においては、本測定に用いられた光学計測機器のいくつかは SI 単位系の単位を採用していない。しかし、標準化にのっとっていない単位であっても、その計測目的に合致している場合には、計測的な有効性は失われない。また、こうした単位を SI 単位系の単位に換算するためには、多くの場合、複雑な補正が必要である。実際の場面においては、この補正の実施は大変困難であり、かつ、仮にそれらを実施して補正値を得たとしても、本研究で得ようとしている技術的内容に対して、何ら付加的な価値を得ることができない。

本研究においては、おこなわれた計測のほとんどは、立体感の度合いを知ることを目的に実施されている。したがって、光の強度の絶対値そのものは、検討対象とはなっていない。測定のねらいは、あくまで、光の強さの変化の量(比率)であり、それを、測定の場所や測定角度を変えながら計測している。

こうした計測目的の背景を踏まえ、本研究においては、「光度」、「明度」にて得られた測定結果については、そのままその表現、単位を用いている。また、例えば変角光度計のように、計測結果が他の単位で得られている場合には、「光強度」とのみ表記し、値は相対値のみで示し、標準単位系への換算はおこなっていない。このように、論文中の表記においては、明確に「光度」または「明度」で測定、もしくはは定義されている場合には「光度」、「明度」を用い、一般に

光の強さについて言及する場合には「光の強度(強さ)」という表現を用いている。

先に述べたように、本論文における場合には、相対的な値(比率)のみが検討の対象となるため、光度、明度、光強度のいずれの表現、測定値を用いても、実質上の意味はまったく同じである。

Appendix 2

テストピースの作成方法

- (1) 事前に、下記に示す3種類のシンナを準備する。
 - (a) 沸点が、およそ 100°C から 130°C の溶剤を中心とした組成のシンナ
 - (b) 沸点が、およそ 140°C から 180°C の溶剤を中心とした組成のシンナ
 - (c) 沸点が、180°C を越える溶剤で作成されたシンナ
- (2) (1)で作成した3種類のシンナを用いて、揮発度が異なる5段階のシンナを調合する。
- (3) (2)で作成した5種類の調合済みシンナを、塗料主剤、硬化剤と共に規定の割合で調合する。
- (4) このように作成した5種類の塗料を、それぞれ、背面に規定の磁石シートを貼り付けたABS樹脂板に塗装する。

Appendix 3

透磁率

透磁率とは、印加された磁場によって物質に誘引される、磁化の度合いを示すパラメータである。また、透磁率は、物質がそれ自身の中に、磁場を形成する作用の強さの度合いを示す。

本研究の対象においては、フレーク材料の透磁率が高いほど、フレークが磁場の方向に沿うように動きやすい、とすることができる。通常、透磁率はその物質に固有の数値として定義される。しかし、この研究において金属材料を使う場合には、フレーク形状に加工されたものを用いる。この加工に伴って、透磁率が元々の金属固有の数値とは異なるものに変化する場合がある。こうした理由により、Fig. 15 には、フレーク形状に加工された後の透磁率の値を示した。

Appendix 4

シミュレーションの方法

磁力線の強さと方向を、解析ソフト(ELF MAGIC ver. 3.40, Elf Co., Ltd.)を用いてシミュレートした。解析にあたり、磁石シートの持つ磁束密度(228.0 mT)および、磁石シートの形状と寸法を条件としてあてている。シミュ

Table 5 Comparison of measurement value and simulation result

A-A' (mm)	Actual measurement (10 ⁻³ T)	Simulation (10 ⁻³ T)	Measurement value divided by simulation result
0.0	1.55	1.66	93.37%
2.5	3.89	3.99	97.49%
5.0	5.09	4.84	105.17%
7.5	5.25	4.91	106.92%
10.0	5.16	4.83	106.83%
12.5	5.13	4.81	106.65%
15.0	5.22	4.88	106.97%
17.5	5.41	5.03	107.55%
20.0	5.65	5.20	108.65%
22.5	5.67	5.17	109.67%
25.0	4.92	4.41	111.56%
27.5	2.65	2.34	113.25%
30.0	0.00	-0.01	0.00%

Simulation software : ELF MAGIC ver.3.40, ELF Co., Ltd.

Measurement equipment: Magnetic flux density meter (Tesla Meter, TM-601, KANETEC Co., Ltd.)

- Measurement points and conditions

- (1) The positions located on the A-A' line at Fig. 21 and the height is 5.0 millimeters.
- (2) The magnetic flux densities in vertical direction were measured.
- (3) On the side of North Pole of the magnet sheet polarity.

レーションの結果と、実測値の比較表を Table 5 に、また、それをグラフにしたものを Fig. 27 に示す。これらの結果から、シミュレーションの結果は、実際の様子を示していることが検証された。

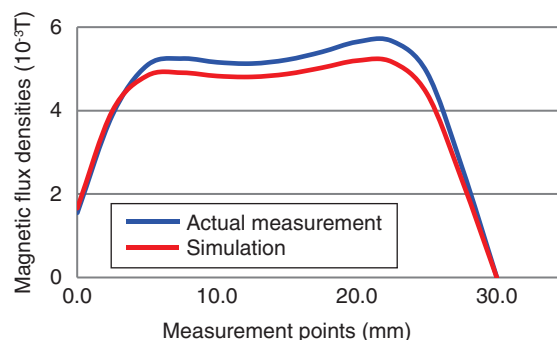


Fig. 27 Comparison of measurement value and simulation result

Appendix 5

粘度測定の方法

ステップ1：不揮発性物質比率と粘度の参照用相関グラフの作成

- (1) 塗料主剤、硬化剤、シンナを規定の割合で調合する。
- (2) 上記調合塗料を大皿状の容器に入れ、常温で塗料をか

き混ぜながら溶剤を蒸発させる。

- (3) 目視で粘度上昇が確認された後、数回この塗料からサンプルを採取する。
- (4) 採取した塗料の不揮発性物質比率と粘度の測定をおこなう。
- (5) 上記測定結果に基づき、不揮発性物質比率とそれに対応する粘度の関係を示すグラフを作成する。
- (6) こうして作成した参照用グラフを用いながら、実際の粘度測定をおこなう。すなわち、不揮発性物質比率で得られたデータを粘度に換算して用いる。計測の具体的手法については下記に示す。

・計測機器と計測条件

(a) 粘度

- 粘度計:LVDV-1+, Brookfield Engineering Laboratories
- 回転子/回転速度:#4/60 rpm
- 温度:26℃

(b) 不揮発性物質比率

- 試料 2 g をブリキ皿に取る。
- 上記試料を 110℃ にて 3 時間加熱する。
- 加熱後の重量を測定し、計算により不揮発性物質の比率を求める。

ステップ2:不揮発性物質比率の計測と粘度への換算

- (1) あらかじめ一定のサイズに断裁されたアルミ箔を、数枚、被塗装部品表面に貼り付け、規定に沿って調合された塗料をスプレーする。
- (2) スプレーの直後から、1 分、2 分、3 分経過した段階で、これらのアルミ箔を順次剥がし、素早く畳む。
- (3) 畳んだままの状態、重量を測定する。
- (4) その後、アルミ箔を開き、その状態のまま規定の時間乾燥し、再度重量を測定する。

片が 100 枚となるように作成する。

その後、接着テープ(商標名:セロテープ)を試験片表面に押し当て、その後引き剥がし、100 枚中、塗膜表面に残る枚の数を数えて記録する。試験は、20℃ の温度中でおこなう。

(2) 耐水性

それぞれのサンプルプレートを 40℃ の水に浸漬し、10 日間置く。その後プレートを取り出し、乾燥させる。さらにその後、前述の方法で密着性の試験をおこない、評価をおこなう。

(3) 耐候性

それぞれのサンプルプレートを、水と熱の負荷を印加した状態のサンシャインウェザ装置を用いて、光を 85 時間照射し、その後 40℃ の水に 48 時間浸漬する。さらにその後、前述の密着性試験をおこない、塗膜の密着を確認する。

これを 1 サイクルとし、10 サイクルまで試験をおこない、評価をおこなう。

Appendix 6

評価試験の詳細

1. 立体感

磁性模様の立体感度合いは、違う条件で塗装されたサンプルプレートの外観を測定することによって確認した。変角光度計を用いてこれらを測定し、この結果を、以前我々が定義した立体感指標を用いて、比較した。

2. 密着性、耐水性、耐候性

作成したそれぞれのサンプルプレートについて、下記に示す条件で初期密着性、耐水性、耐候性試験をおこなう。

(1) 初期密着性:

模様を有する部位、ない部位、それぞれの部位の表面に、カッターを用いて刃が素地まで達するように、1 mm 幅で並行に 11 本溝状に傷を付け、さらにこれに垂直に交差するように同様に 11 本溝を付け、1 mm×1 mm 四方の矩形

■著 者■



田中 明子



佐藤 育恵

編集長 漆山 雄太 四輪 R&Dセンター
石橋 正明 二輪 R&Dセンター
笠井 聡人 汎用 R&Dセンター
金古 章 四輪 R&Dセンター
木下 直樹 四輪 R&Dセンター
木村 芳彦 二輪 R&Dセンター
齋藤 俊博 四輪 R&Dセンター
塩崎 智夫 二輪 R&Dセンター
白木 晶子 四輪 R&Dセンター
須藤 晶 四輪 R&Dセンター
田中 公俊 基礎技術研究センター
田中 久人 航空機エンジンR&Dセンター
千葉 省作 汎用 R&Dセンター
徳根 敏生 四輪 R&Dセンター
友永 久人 四輪 R&Dセンター
中村 孝広 基礎技術研究センター
橋本公太郎 四輪 R&Dセンター

編集協力 二輪 R&Dセンター論文委員会
汎用 R&Dセンター論文委員会
四輪 R&Dセンター論文委員会
基礎技術研究センター論文委員会
航空機エンジンR&Dセンター論文委員会

かつて日本の製造業は、自国で技術を生み出し商品を開発し、それを自国で生産して世界に輸出するというプロセスを辿って発展してきました。ところが、日本の製造業は生産コストの安い生産地を求めて海外へ進出して行きました。

今では、海外の生産コストの安い拠点で生産するのが常識となりました。その結果、日本の製造業のシェアは新興国の製造業にかなり奪われてきています。

今後、生産コストの安い新興国の製造業に勝つためには、より質の高い技術が求められています。技術は、時には世の中を変えることができるほど素晴らしいものです。

一方、論文は、技術を人に伝える重要なツールとして非常に重要な役割を担っています。論文は、技術者の理論によって構成されています。しっかりとした理論がなければ、論文を書くことができず技術を人に伝えることができません。

Honda R&D Technical Review は、「一流の証」として位置づけ、執筆及び編纂されています。今後皆様が Honda R&D Technical Review を、技術創出の原動力として活用して頂ければ幸いです。

(千葉)

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 福 尾 幸 一

編集人 Honda R&D Technical Review 編集委員会

事務局 〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630 番地
株式会社 本田技術研究所 四輪 R&Dセンター
技術広報室 第2ブロック 論文事務局
TEL 028-677-3311(代表) FAX 028-677-7854
Tr_randd@n.t.rd.honda.co.jp

印刷所 〒351-0024 埼玉県朝霞市泉水 2-8-21
協永堂印刷株式会社

Honda R&D Co., Ltd.

