

ISUZU TECHNICAL JOURNAL

いすゞ技報

【小特集】

新型ISUZU D-MAX EV

137
Nov.2025

いすゞ技報　第137号 (2025)
目　　次

◇ **巻頭言**

- 技術者に必要なこと …… 佐藤　浩至 …… 1

◇ **小特集　新型ISUZU D-MAX EV**

- 新型ISUZU D-MAX EVの製品概要について …… 小平　和宏 ほか …… 3
- 新型ISUZU D-MAX EVのデザインについて …… 櫛田　雄一 ほか …… 8
- 新型ISUZU D-MAX EVのバッテリーパック開発について …… 永渕　昭弘 ほか …… 13
- 新型ISUZU D-MAX EVの車両性能実験について …… 薦田　剛 ほか …… 17
- 新型ISUZU D-MAX EVの生産技術について …… 須藤　啓太 ほか …… 25

◇ **新製品紹介**

- エルフEV ウォークスルーバンの開発について …… 横井　貴志 ほか …… 29
- ISUZU D-MAX・MU-X搭載 2.2L RZ4Fディーゼルエンジンについて …… 清水　祐多 ほか …… 34

◇ **論文・報告**

- 高周波焼入れされたシャフトの残留応力分布特性に及ぼす諸因子の影響に関する数値解析的検討 …… 山田　明徳 ほか …… 40
- 重量車用ディーゼルエンジンの高過給化による熱効率改善と最適過給システムの研究 …… 齋藤　大晃 ほか …… 47
- 重量車用ディーゼルエンジンのロングストローク化による高圧縮比化の研究 …… 齋藤　大晃 ほか …… 55
- ディーゼルエンジンのライトサイジングによる部分負荷の熱効率向上コンセプト(第1報)－シミュレーションによるコンセプト構築と実機検証結果－ …… 大橋　伸匡 ほか …… 63
- ディーゼルエンジンのライトサイジングによる部分負荷の熱効率向上コンセプト(第2報)－図示熱効率と低フリクション技術による燃費改善の検証－ …… 大橋　伸匡 ほか …… 71
- 尿素SCRシステムにおけるN_2O排出解析と設計指針の検討 …… 米山　香澄 ほか …… 78
- エルフミオ搭載RZ4Eエンジン開発 …… 近藤　壮一郎 ほか …… 86
- ダイカスト型における3D冷却設計パラメータが金型温度へ及ぼす影響 …… 千田　修平 ほか …… 93
- カムシャフト摩耗対策としてのレーザ焼入れ工法の検証 …… 山本　周平 …… 99
- Towards Carbon Neutrality - Synthetic Gas Bench Study of Performance of Potential Aftertreatment Components for H_2 Internal Combustion Engine …… Vaibhav Kadam ほか …… 105
- An AI Technologies Era – Latest Technology Trend for Logistics and Mobility …… Yifan Wei ほか …… 112

◇ **解説・講義**

- ISIMギヤトレインのアイデア創出経緯 …… 岡本　壮史 …… 118

◇ **特許・実用新案** …… 124

◇ **社外発表 (2024年1月～2024年12月)** …… 126

◇ **いすゞ歴史の一こま (No.35)** …… 7，16，46，54，85，92

ISUZU Technical Journal No.137 (2025)
– CONTENTS –

◇ Foreword

- Essentials for Engineers ..... Hiroshi Satou 1

◇ Special Edition for New ISUZU D-MAX EV

- Outline of New ISUZU D-MAX EV ..... Kazuhiro Kodaira et al. 3
- The Styling for New ISUZU D-MAX EV ..... Yuichi Kushida et al. 8
- Development of New ISUZU D-MAX EV Battery Pack ..... Akihiro Nagafuchi et al. 13
- Vehicle Performance Test of New ISUZU D-MAX EV ..... Go Komoda et al. 17
- Manufacturing Engineering of New ISUZU D-MAX EV ..... Keita Sudo et al. 25

◇ Introduction of New Products

- Development of ELF EV Walkthrough Van ..... Takashi Yokoi et al. 29
- 2.2L RZ4F Diesel Engine for New ISUZU D-MAX and MU-X ..... Yuuta Shimizu et al. 34

◇ Technical Papers and Reports

- Numerical Studies on Effects of Various Factors on Residual Stress Distribution Characteristics in Induction Hardened Shafts ..... Yoshitomi Yamada et al. 40
- Study of Improving Indicated Thermal Efficiency with Higher Supercharging and Optimized Supercharging System on Heavy Duty Diesel Engine ..... Hiroaki Saito et al. 47
- Study of High Compression Ratio Achieved by Extending the Stroke Length on Heavy Duty Diesel Engine ..... Hiroaki Saito et al. 55
- Right-Sizing Concept for Improving Thermal Efficiency of Diesel Engine at Partial Load (First Report) - Engine Concept Construction Using Simulation and Prototype Demonstration- ..... Nobumasa Ohashi et al. 63
- Right-Sizing Concept for Improving Thermal Efficiency of Diesel Engine at Partial Load (Second Report) - Demonstration of Concept by Simultaneous Improvement in Indicated Thermal Efficiency and Friction Loss - ..... Nobumasa Ohashi et al. 71
- Analysis of N_2O Emissions and Design Optimization for Urea-SCR System ..... Kasumi Yoneyama et al. 78
- Development of RZ4E Engines for Domestic ELFmio ..... Soichiro Kondo et al. 86
- Effect of 3D Cooling Design Parameters on Mold Temperature in Die Casting Mold ..... Shuhei Chida et al. 93
- Verification of Laser Hardening Process as a Countermeasure for Camshaft Wear ..... Shuhei Yamamoto 99
- Towards Carbon Neutrality - Synthetic Gas Bench Study of Performance of Potential Aftertreatment Components for H_2 Internal Combustion Engine ..... Vaibhav Kadam et al. 105
- An AI Technologies Era – Latest Technology Trend for Logistics and Mobility ..... Yifan Wei at al. 112

◇ Explanation and Lecture

- How Came up with the Idea for ISIM Gear Train ..... Takefumi Okamoto 118

◇ Intoroduction of ISUZU Patents 124

◇ Publications and Speeches by ISUZU Engineers(2024) 126

◇ A Frame in ISUZU History(No.35) 7, 16, 46, 54, 85, 92

巻　頭　言

技術者に必要なこと

常務執行役員　　佐藤　浩至
Hiroshi Satou



ChatGPT に「技術者とは何か」と問うと、「科学や工学、技術的な知識や経験、スキルを使って、実際の問題を解決したり、製品・システム・サービスを設計・開発・改良する人」と返ってきました。この定義に照らせば、常に改善を心がけるいすゞの従業員は、まさに全員が技術者と呼べるのではないでしょうか。私たちは日々、社会の基盤を支える商用車という製品に真摯に向き合い、より安全で、より効率的で、そして持続可能な未来の実現に向けて、技術を磨き続けています。

最近、タウンホールミーティングなどで「技術者に必要なことは何ですか？」という質問を受けることがあります。私がいつも答えるのは、「好奇心」「観察力」「想像力」の三つです。

好奇心は、技術者の原動力です。目の前の現象や新しい技術に対して「なぜ？」「どうして？」と問いかける姿勢が、技術の進歩を生み出します。日常の中にある小さな違和感や疑問を見逃さず、それを深掘りすることで、新しい発見につながります。

観察力は、現象やデータを注意深く見つめ、科学や工学の知識をもってその本質を理解する力です。現場で得られるデータ、ユーザーの声、試験結果など、あらゆる情報を的確に捉え、分析することで、課題の本質が見えてきます。

想像力は、得られた知見をもとに、未来を描く力です。技術が社会や人々の生活にどのような影響を与えるのかを考え、より良い方向へ導くためのアイデアを生み出すことが求められます。

そして最近、私はこの三つに加えて「勇気」が必要だと強く感じています。新しい価値を創造するためには、時に現状を否定し、未知の領域に踏み出す必要があります。その過程では、周囲の反対や不安に直面することもあるでしょう。しかし、それを乗り越える勇気こそが、技術者としての成長を促し、新しい道を切り開く原動力となります。

私自身は、入社以来 30 年近くにわたり、耐久信頼性という商用車にとって重要な性能を担当してきました。商用車は、長距離・長時間の運行に耐え、過酷な使用環境でも安定した性能を発揮することが求められます。そのため、車両の構造や部品の強度、振動、摩耗、疲労など、あらゆる要素に対して高い信頼性が必要です。私はこの分野で、材料力学、機械力学、物理学、振動工学、統計学、信頼性工学など、ハードウェア中心の知識と技術を深く掘り下げ、実践の中で多くの知見を積み重ねてきました。

しかし、技術の世界は常に進化しています。近年では、自動運転という全く新しい領域に挑戦する機会を得ました。これは、従来のハードウェア中心の分野とは大きく異なり、ソフトウェア、AI(人工知能：Artificial Intelligence)、センサ技術、データ解析など、まさに次世代の技術が求められる分野です。これまでの知見だけでは太刀打ちできず、ゼロから学び直す覚悟が必要でした。

この新しい分野に挑む中で、改めて「好奇心」「観察力」「想像力」、そして「勇気」の重要性を痛感しています。未知の技術に対して興味を持ち、積極的に学びに向かう好奇心。新しい現象やデータを冷静に見つめ、そこから本質を見抜く観察力。そして、それらをもとに未来の車両や社会の姿を描く想像力。これらがそろって初めて、技術者として次の一歩を踏み出すことができます。

更に、これまでの常識や慣習を乗り越える「勇気」も不可欠です。自動運転の世界では、従来の開発手法や基準を根本から見直す必要がある場面もあります。新しい価値を創造するためには、時に現状を否定し、反対意見を乗り越えて進む覚悟が求められます。

いすゞの IX※で掲げる安心と斬新を両立させることは、簡単なことではありません。技術的な挑戦だけでなく、社会的な受容性や倫理的な課題にも向き合う必要があります。それでも、私はこの挑戦に大きなやりがいを感じています。自動運転が実現することで、交通事故の削減、物流の効率化、ドライバー不足の解消、人の移動支援など、社会に大きな恩恵をもたらす可能性があるからです。

これからも、好奇心を持って新しい技術に向き合い、観察力で本質を見抜き、想像力で未来を描き、勇気を持って一歩を踏み出す。そんな技術者であり続けたいと思います。

いすゞには、技術者が挑戦し続ける文化があります。現場の声を大切にし、実際の使用環境に根ざした開発を行う姿勢。失敗を恐れず、挑戦を歓迎する風土。これらは、いすゞの技術力の源泉であり、私たちが世界に誇れる企業文化です。

私たちは、その可能性を最大限に引き出し、未来を切り開く役割を担っています。ワクワクする気持ちを忘れずに、これからも新しい価値を創造していきます。

※ IX (中期経営計画「ISUZU Transformation-Growth to 2030(IX)」)

新型ISUZU D-MAX EVの製品概要について

Outline of New ISUZU D-MAX EV

小平　和宏*　早崎　将司**　柿沼　勉**　芳賀　歩***　千賀　陽介*　海老原　大貴**
Kazuhiro Kodaira　Masashi Hayasaki　Tsutomu Kakinuma　Ayumu Haga　Yosuke Chiga　Daiki Ebihara

要　旨

いすゞは、世界のカーボンニュートラル社会の実現に向けて、世界100か国以上で販売され、お客様より好評いただいているISUZU D-MAXをベースにEVの開発を行った。本稿では、車両全体概要として、開発の狙い、車型展開、製品概要に関して紹介する。

Abstract

ISUZU has developed an EV based on the ISUZU D-MAX, which is sold in over 100 countries worldwide and has received high praise from customers, in pursuit of a global carbon-neutral society. This paper introduces the overall vehicle concept, including the development objectives, model lineup, and product overview.

1　はじめに

世界的な脱炭素化の流れを受け、自動車業界では電動化が急速に進展している。いすゞは、これまでディーゼル車で培った耐久性と信頼性を継承しつつ、いすゞ初のEV(電気自動車：Electric Vehicle)ピックアップトラック「新型ISUZU D-MAX EV(以下、D-MAX EV)」を開発した。本車両は、欧州をはじめとする各国の環境規制を見据えた、今後のグローバル展開に向けた重要な第一歩となる。

2　開発の狙い

D-MAX EVは、全世界の環境規制への迅速な対応と、ピックアップトラックとして必要な性能確保を最重要視して開発した。また既存のディーゼルエンジンモデルからの乗り換えを想定し、車両の使い勝手を大きく変更しないことも意識している。

この狙いに対して、先行して開発されたエルフEVのコンポーネントとの共通化と、ディーゼルエンジンモデルのプラットフォームの活用により対応した。これにより開発期間の短縮を図りながら、ディーゼルエンジンモデルと同等の耐久性及び3.5tけん引、ペイロード(積載可能重量)1tなどの必須性能を確保することができた。

なお、生産地についてはディーゼルエンジンモデルと同様、タイのIMCT(Isuzu Motors Co., (Thailand) Ltd.)工場を設定した。併せて、いすゞとして初めてのバッテリーパック内製化にも取り組んだ。

3　車型展開

車型展開は、既存のノルウェー向け展開車型をベースに、左ハンドルのクルー、エクステンドの2キャブに、それぞれ2グレードの計4車型を設定した。パワートレインは車両前後にeAxleを配置し、フルタイム4x4を実現している。

なお、今後右ハンドル車型の設定を予定しており、各国・各地域の車の使われ方及びインフラの整備状況などを踏まえ、ニーズに応じて展開・拡大を行っていく。

4　製品概要

4.1 EVシステム

EV化にあたり、D-MAX EVでは商用車としての高い積載・けん引性能を維持しつつ、電動パワートレインの最適配置と制御性の向上を図る必要があった。これらを実現するため、エルフEVで培った技術資産を活用しながら、D-MAX EV専用のEVシステムを新たに構築した。

図1にEVシステムの全体を示す。EVシステムは、バッテリーパック(駆動用高電圧バッテリー)、eAxle(インバータ，減速ギヤ一体型モータユニット)、ジャンクションボックス、DCDCコンバータ(12V変圧機)、車載充電器(On-board Charger：以下、「OBC」)、電動空調、そしてこれらの機器を統合制御するVCU(車両コントロールユニット：Vehicle Control Unit)から構成される。これらの構成要素は、積載やけん引を行う商用車、悪路を走行するピックアップトラックとしての車両性能を最大限に引き出すために最適化されており、

*Isuzu Technical Center of Asia Co., Ltd.　**xEV システム開発第一部　***LCV 商品企画・設計部

特にeAxleは駆動効率と省スペース性を両立する重要な要素である。また、VCUは各コンポーネント間の協調制御を担い、エネルギーマネジメント、走行制御そして電制御などを統合的に実行することで、システム全体の性能と信頼性を高めている。

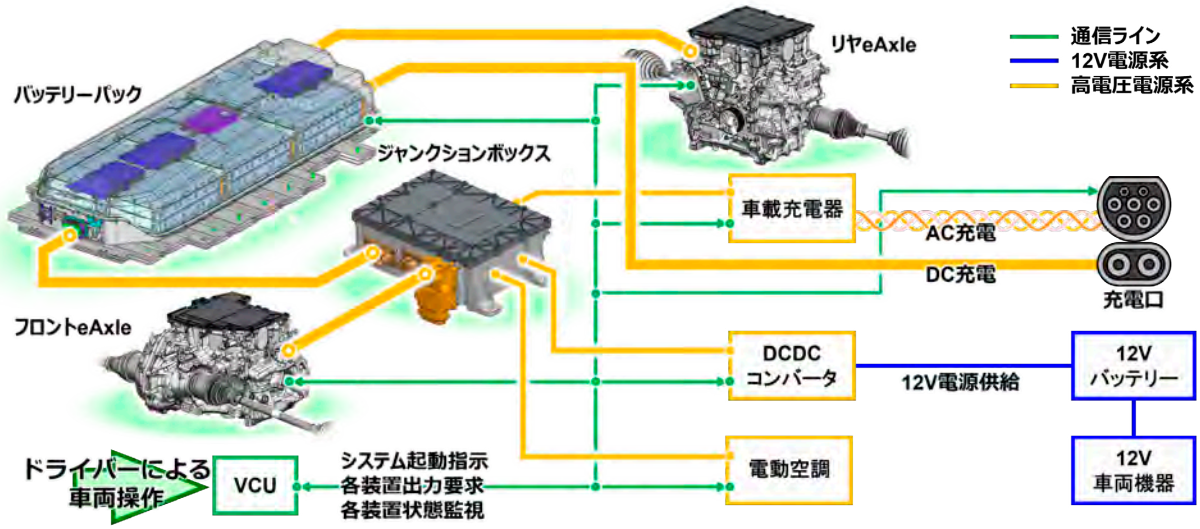


図1　EVシステム図及び電動装置

本EVシステムの開発においては、既存のエルフEVで実績のあるコンポーネントの共通化が図られている。具体的には、エルフEVに搭載されているバッテリーパック構成部品、DCDCコンバータ、VCUなどの装置をD-MAX EVにも適用することで、品質の継承と設計・調達コストの低減を実現できた。

しかしながら、バッテリーの共通化には幾つかの課題が存在した。エルフEVに搭載されているバッテリーパックは高さ方向の寸法が大きく、D-MAX EVの車体構造には適合しないという問題があった。これに対し、D-MAX EVではバッテリーセル、バッテリーモジュール、及びBMS(Battery Management System)といった構成部品をエルフEVと共通化しつつ、全体の高さを抑えた構成部品の配置へと置き換え、新たなバッテリーパックを再設計した。この設計においては、エルフEVのバッテリーモジュール開発時からD-MAX EVへの共通化を視野に入れていたため、内製化によるD-MAX用バッテリーパックを成立させることができた。

一方で、D-MAX EV専用の技術開発も並行して進められた。

駆動方式においては、D-MAX EV特有の要件が存在した。**図2**にエルフEVとD-MAX EVの比較を示す。エルフEVではセンタドライブ方式が採用されていたが、D-MAX EVではバッテリーが車両中央に配置されていること、更に4輪駆動の要求があることから、前後車軸上に省スペースで搭載可能なeAxle方式が採用された。これにより、駆動力の最適配分と車両設計の自由度を確保されている。

充電規格においては、欧州市場への対応が求められ、11kWの三相電源に対応したOBCの採用と、CCS2(Combined Charging System Type 2)規格への準拠が実施された、これらの規格はD-MAX EVの重要仕向けであるタイ市場で最も導入が進められている規格であり、今後の販売展開に対する利便性の向上が図られている。

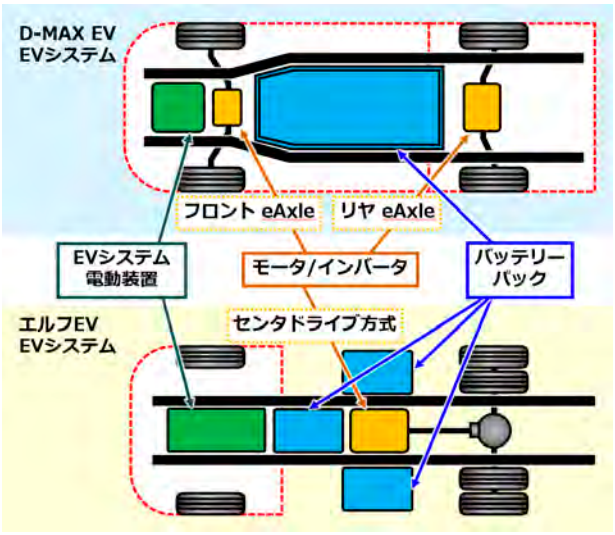


図2　D-MAX EVとエルフEVのシステム比較

4.2 電動パワートレイン

D-MAX EVの電動パワートレインは、ピックアップ用途のEV要件に合わせて高出力型eAxleを採用。モータ、インバータ、減速ギヤ及びディファレンシャルギヤを一体化し、バッテリーパックの搭載スペースの最大化とトータル車体質量を低減。冷却回路・配線類も

一体化設計とし、メンテナンス工数と車両生産ラインでの組み立て工程数の低減にも寄与することができた。

eAxleの狙いとして、「パワー×省スペース×商用耐久性」を両立、設計自由度と荷室利用効率を最大化しながらEVならではの新価値創出を図った。

また、eAxleは車両前後に1基ずつ配置した。これにより、従前のディーゼルエンジン車同等の4輪駆動力を実現しながら、ディーゼルエンジン車に配置されているプロペラシャフトが不要となり、バッテリーのレイアウト性の向上に寄与している。**表1**に電動パワートレインの仕様を示すとともに、**図3**にeAxleの最大トルク・最大出力特性を示す。

eAxle性能として、フロント1,500Nm、リヤ3,000Nmを実現し、従来のエンジン車に劣後しない性能を有している。

表1　フロントeAxle及びリヤeAxle仕様

項目	フロントeAxle	リヤeAxle
		
型式	HC11	HD11
モータ方式	永久磁石同期式	永久磁石同期式
トルク　最大	1,500 Nm	3,000 Nm
出力　最大	43 kW	97 kW
定格電圧	350 V	350 V
冷却方式	水冷+油冷	水冷+油冷
電動パーキングロック	非搭載	搭載

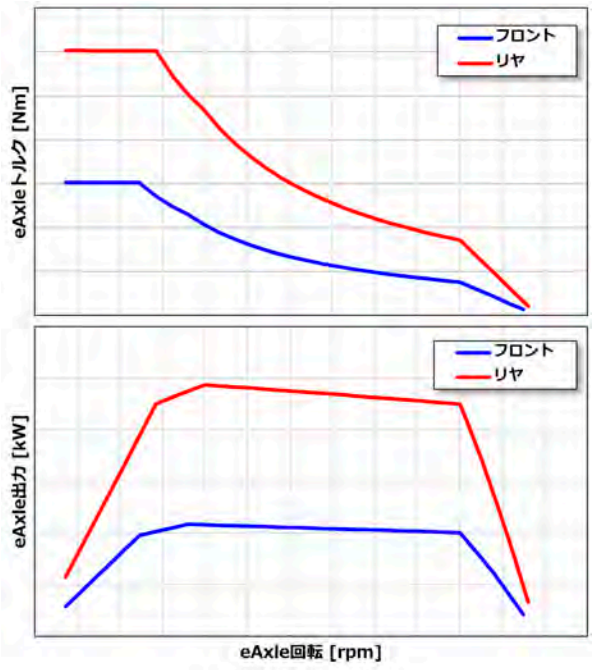


図3　フロントeAxle及びリヤeAxle性能

図4にeAxleのトルク配分を示す。低駆動力の領域においては定常走行時に車両の安定性を重視したトルク配分を設定した。一方で高駆動力の領域においては、加速時及び積載量の多い状況で要求のある、リヤの駆動力を重視したトルク配分を設定し、各トルク配分にリニアに切り変わる制御を採用した。

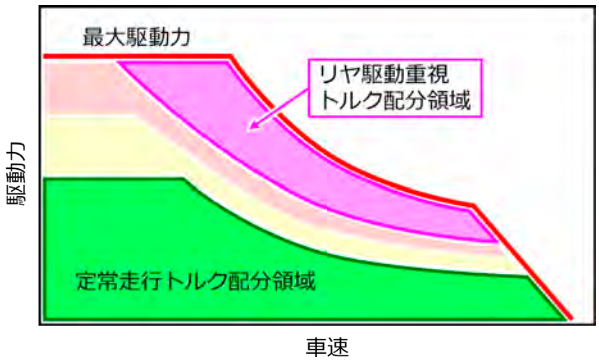


図4　D-MAX EVフロント及びリヤトルク配分

駆動力伝達系のねじりによる車両振動を抑制するために、固有振動数と回転変動からトルクを過渡的に制御する制振制御をeAxleのモータ制御に採用した。これにより、ドライブシャフト共振による車両振動を低減し、加速時及び減速時の乗り心地向上に貢献している。

これらの技術的工夫により、eAxleはD-MAX EVにおける駆動システムとしての成立性を確保し、実用性と性能の両立が達成された。

以上のように、D-MAX EVにおけるEVシステムは、エルフEVとの共通化による品質とコストの両立、D-MAX EV専用技術による市場適応性の確保、そしてeAxleの導入による駆動性能の向上を通じて、専用システムとしての成立性を確保している。

4.3 パッケージ・諸元

いすゞのピックアップトラック初の電動化に向けてバッテリー構成、モータ仕様、リヤサスペンション形式、充電システムなどの主要構成要素について、技術的検討と最適化を実施した。特に、既存エルフEVとの部品共通化によるコスト抑制と開発期間短縮を図りつつ、性能・搭載性・信頼性のバランスを追求し車両パッケージを検討した。

車両諸元は市場で評価されているディーゼルエンジンモデルのD-MAXを踏襲し、必要最低限の変更にとどめた(**表2**)。

(1)地上高

悪路走破性を確保するため、eAxle及び、バッテリーの配置を最適化し、最低地上高200mm以上を実現した。特に前後eAxle下面には路面からの保護を目的にアンダカバーを設定した。

(2)Ramp Over Angle
悪路走破性を確保するため、バッテリーセルと補器の配置でバッテリーの高さを極力抑え、Ramp Over Angleを最大限確保した。その結果、フロアパネルをディーゼルエンジンモデルと共通化できた。

表2　主要諸元(ノルウェー向けBEV車型)

主要諸元		
全長　(mm)		5,280
全幅　(mm)		1,870
全高　(mm)		1,810
重量(kg) CREW Cab		2,350
タイヤ		265/60R18
最低地上高(mm)		203
Approach Angle(deg)		30.5
Departure Angle(deg)		24.2
Ramp Over Angle(deg)		17.6
e-Axle (Frt/Rr)	最大出力　(kW)	40/90
	最大トルク　(Nm)	1,500/3,000
バッテリー容量(kWh)		66.9
航続距離(km,WLTC)		263
充電時間 SOC 20-80% DC		約1時間

4.4 プラットフォーム
基本骨格となるプラットフォームはディーゼルエンジンモデルのD-MAXとの共通を前提に必要最低限の変更にとどめた(**図5**)。
(1)フレーム構造
バッテリー容量の確保を目的として、従来のディーゼルエンジンモデルに対し、3本のクロスメンバを廃止し、これらの機能をバッテリーアンダカバーに代替させる構造とした。
これにより、フレームねじれ剛性の確保と衝突時のフレーム変形を抑えることができた。
(2)サブフレーム構成
フロントモータ上部にサブフレームを新設し、電動コンポーネント(バキュームポンプ、電動コンプレッサ等)を集約・配置することで、組立性及び整備性の向上を図った。
(3)リヤサスペンション構造
バッテリー搭載スペースの確保とeAxleを車体側に固定するためのスペース確保のために、いすゞピックアップトラックとして初めてDe-Dion式リーフサスペンション(アンダスラング)を採用した。
(4)eAxleマウント
モータ回転振動の抑制と慣性モーメントの軸バランスのために、eAxle前後を固定する3点支持マウントを新たに設定した。
(5)充電口
充電口は充電ステーションでの充電にも配慮しディーゼルエンジンモデルの既存の給油口位置に設定した。

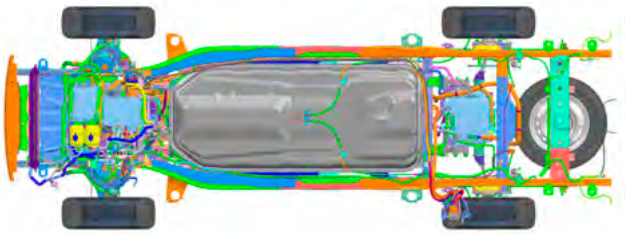


図5　D-MAX EVプラットフォーム

4.5 各種性能
4.5.1 電費性能
限られたバッテリー容量の中、少しでも航続距離を延長するためにさまざまな工夫を行っている。
走行時にユーザーがエコドライブをするための方策として、回生ブレーキは4段階の強さから、パドルシフトで任意に選択できる仕様にしている。これにより、空車・積車などの車両の状態及び坂路などの走行条件に対して、最適な回生ブレーキ力を発揮し、余分なエネルギー消費を抑えることが可能である。またドライブモードはNormal ModeとECO Modeの2つを有し、ECO Mode選択時には加速性能を抑えることで電費を向上させる走行が可能となっている。
ディーゼルエンジン車に対する基本性能の改良として、バッテリー下部のアンダカバー形状をフラットにすることで、車両床下の空力性能を向上させ、走行抵抗を低減した。また、エンジンの排熱利用ができないEVにとって、車内空調のエネルギー消費、特に暖房のPTC(Positive Temperature Coefficient)ヒータ使用時は電費性能の悪化を招く。この対策としてD-MAX EVではヒートポンプ空調を導入し、外気の熱エネルギーを効率よく取り込むことにより、電費性能の向上を図っている。

4.5.2 操縦安定性・乗り心地性能
BEV(Battery Electric Vehicle)においては、電動パワートレインやバッテリーパックなどの固有部品の追加により、ディーゼルエンジン車比では、車両重量の増加による操縦安定性能の悪化が懸念される。しかしD-MAX EVでは、リーフサスペンションのばね定数とショックアブソーバの減衰力を最適化することで、操縦安定性及び乗り心地に関して、ディーゼルエンジン車両と同等の性能を維持することができた。

4.5.3 振動騒音性能

ディーゼルのエンジン音、及び振動がないことにより、室内外の騒音レベルは大幅に改善した。特に停車時、及び低速走行時の静粛性は高く、乗員の快適性向上に寄与している。一方でリヤeAxleからの車内透過音対策としてボディに遮音材の追加、放射音対策としてeAxleアンダカバーに遮音材を追加し、車内静粛性を向上した。

4.5.4 動力性能 けん引性能

前後軸にeAxleを配置する構成を採用し、最大1tのペイロード積載及び最大3.5tのけん引時においても、十分な発進・登坂性能を確保可能なeAxleの選定を行った。その結果、D-MAX EVは従来の内燃機関(ディーゼルエンジン)搭載車両と同等の動力性能を有しており、電動化による性能低下を伴わないことを確認した。

4.4.5 安全性能

BEVにおいて、ディーゼルエンジンがeAxleに置き換わったことにより、前面衝突時における車両フレームの変形挙動が変わり、高電圧バッテリーにダメージが生じた。この対策として、サイドメンバに補強材を追加し、衝突荷重がバッテリーセルに直接影響を及ぼさない構造設計を採用した。側面衝突時におけるフレーム変形に対してはバッテリーアンダカバーに従来のクロスメンバの機能を持たせることでフレームの変形量を抑えた。

5　おわりに

この度、いすゞとして初となるEVピックアップトラックの量産を開始することができた。これは、開発及び生産に従事した関係者各位の多大なる貢献によるものであり、深甚なる謝意を表する。

本車両は、従来よりいすゞのピックアップトラックを高く評価してきたお客様に対し、十分な性能を備えた製品として提供可能であると確信している。一方で、本車型には更なる技術的発展の余地があると認識している。

今後は、本車両に対する市場からの評価を次世代モデルの設計・開発に反映させ、より高性能かつ持続可能なEV車の創出に資する基盤とする所存である。

◇いすゞ歴史の一こま



ベレット_ダブルピックアップ(ワスプ)(1965年ごろ)

新型ISUZU D-MAX EVのデザインについて

The Styling for New ISUZU D-MAX EV

櫛田　雄一*　赤司　尚行*　麻生　智祥*　大亀　康宏*　藤井　昌人*
Yuichi Kushida　Naoyuki Akashi　Tomoyoshi Aso　Yasuhiro Okame　Masato Fujii

要　旨

ISUZU D-MAXとしては、初めてのEVをデザインするというプロジェクトで、いすゞデザインセンターが特に留意したのは、いすゞのCN戦略に則ったいすゞらしさ、つまり、安全性・居住性・電費といった基本性能と、ピックアップトラックベースのEVとしてのタフさを踏まえたうえで、新型ISUZU D-MAX EVのキャラクターを分かりやすく表現するという点である。本稿では、新型ISUZU D-MAX EVに込めたデザイナの思いとスタイリングの特徴をプロセスとともに紹介する。

Abstract

In this project to design the first EV for the ISUZU D-MAX, the Isuzu Design Center paid particular attention to expressing the character of the new ISUZU D-MAX EV in an easy-to-understand manner, based on the Isuzu's CN strategy, that is, the basic performance such as electricity cost, safety and habitability, and the toughness of an EV based on a pickup truck. This article introduces the designer's thoughts and styling features of the new ISUZU D-MAX EV along with the process.

1　はじめに

新型ISUZU D-MAX EV(Electric Vehicle)(以下、D-MAX EV)は、コンセプトモデルデザイン開発とプロダクションモデルデザイン開発を同時並行で行った。

当初、デザインセンターでは、D-MAX EVプロダクションモデルの外観は、先行して発売されているエルフEV同様、ディーゼルエンジンモデルにEVバッジを装着し、お客様の用途によって選んでいただくというコンセプトの踏襲を考えていた。

しかしながら、同時に開発したコンセプトモデルが好評であったことと、マーケットからD-MAX EVでは、EVバッジ以外の部分でもディーゼルエンジンモデルと差別化を行いたいとの強い要望から、基本性能を維持しつつ代わり映えのある提案へと方向修正し、市場の要望に応えることとした。

2　コンセプトモデル

エルフEV発表後、いすゞCN(Carbon Neutral)戦略を説明するために、BEV(Battery Electric Vehicle)ピックアップトラックも開発しているというアナウンスメントをすることになり、開発中のD-MAX EVを社内イベントで公開したいというリクエストがデザインセンターに舞い込んだ。

2.1 コンセプトモデル1号車

エルフEVをいすゞ社内のイベントで海外販社に紹介する際に、試作車製作中であったD-MAX EVも展示することになった。当初は、試作車を展示する予定だったが、試作車は、当時未発表の2024年モデルの新型デザインで製作されており、新意匠は意匠登録出願前だったため、展示するためには試作車を少なくとも2023年仕様に戻す必要があることが発覚した。

加えて海外ディストリビューターから、2023年仕様に試作車を戻すのであれば、是非未来感のある次世代のBEVピックアップトラックに見えるようなモデルにして欲しいとの提案があった。そこで商品企画と相談の結果、計画を変更してワンオフのコンセプトモデルをデザインすることにした。

2.2 デザインコンセプト

コンセプトモデルのデザインは「Hi-Tech & Smart」をコンセプトにした。

具体的にこのコンセプトモデルではマーケット要望の「未来感」、いすゞCN戦略としての「クリーンさ」に加え、これまでのいすゞコンセプトEVトラックのエッセンスを可視化することを目指した。加えてEVピックアップトラックとして分かりやすいデザインを心掛けた(**図1**)。

* デザインセンター



図1　デザインコンセプト

2.3 スタイリング

デザインコンセプトと平行してアイデアスケッチを展開した。アイデアスケッチ中から、いすゞのブランドキャラクターであるワールドクロスフロー(1)グリルにEVを象徴する青を差し色として採用し、ラギッドでハイテックなイメージのA案とグリル下部をカバーすることでEVらしさを強調したB案に絞り込んだ。

この2案を社内及び海外ディストリビューターとレビューした結果、両案の良さを融合したデザインを採用することにした。

同時に、社内イベントでお客様にD-MAX EVの使用イメージを分かりやすくお伝えするために、コンセプトモデル1号車が給電している給電ステーションのレンダリングも用意した(**図2**、**図3**、**図4**)。

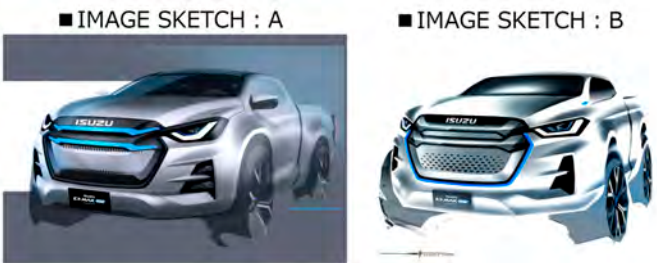


図2　アイデアスケッチ



図3　コンセプトモデル1号車



図4　給電ステーションレンダリング

2.4 コンセプトモデル2号車

翌年2024年3月にタイ　バンコクにて「Isuzu's Policy towards Carbon Neutrality　(いすゞCN戦略)」というプレスカンファレンスとタイ国際モーターショーで、ISUZU D-MAX BEVが参考出品されることになった。コンセプトモデル1号車は、2023年仕様だったのに対し、今度は2024年モデル発表後のイベントであった。そこで、2024年モデルベースのコンセプトモデル2号車を改めてデザインすることにした。

コンセプトモデル1号車が高評価だったことから、コンセプトモデル2号車のデザインコンセプトも「Hi-Tech & Smart」を踏襲した。

コンセプトモデル2号車では、ISUZU D-MAX 2024年モデルのSTRONGでSPORTYなエクステリアデザインを活かしつつ、D-MAX EVの特徴であるDUAL MOTOR(2モータ搭載)によるFULL TIME ELECTRIC FOUR WHEEL DRIVE(フルタイム電動四駆)というこの車の力強さを強調したデザインを目指して開発した(**図5**、**図6**)。



図5　コンセプトモデル2号車レンダリング



図6　コンセプトモデル2号車

3　プロダクションモデル

3.1 エクステリア

ISUZUピックアップトラック初の量産BEVとなるD-MAX EVには、コンセプトモデルからの「Hi-Tech & Smart」のイメージをプロダクションモデルでも引き継ぐため、顔周りを中心にEVの先進感を表現した。「近未来感」と「高性能感」をイメージした新色のブルーメタリックをコンセプトモデル同様に採用し、量産車に反映した(**図7**)。



図7　新型ISUZU D-MAX EV(標準仕様)

EVデザインのエッセンスとなる新色ブルーメタリックをフロントグリルのワールドクロスフローとヘッドランプレンズ内のガーニッシュにも施し、ワイド感を更に強調することでディーゼルエンジン仕様よりもクールな印象をプロダクションモデルに反映した(**図8**)。



図8　新色エレクトリック・ブルーメタリック

新規部品となるEVバッジは、2023年に発表した第7世代の新型エルフEVバッジのデザインを踏襲し、ISUZU BEV車として統一感のあるデザインとしている。エルフEVの青をベースにクリアブルーとクロムめっきのコンビネーションで存在感のあるデザインとし、左右のフェンダとテールゲートの3箇所にレイアウトした。過度な装飾ではなく、ワンポイントで目を引き、品よくアピールすることで高性能感を象徴することを狙った(**図9**)。

また、プロダクションモデルの新色ブルーメタリックのカラー開発では、D-MAX EVの生産工場があるタイでの確認会で色の印象に違いがあると指摘された。日本で開発したコンセプトモデル用のブルーは現地の太陽光下では「想定していたよりブルーが薄く見えてしまう」とのことだった。そこで、ITA(ISUZU TECHNICAL CENTER OF ASIA)のIDD(INDUSTRIAL DESIGN DEPARTMENT)にリードしてもらいながら、日本とタイの両者間で満足のいく新色「エレクトリック・ブルーメタリック」を誕生させた。この新色をEVバッジとフロントグリル、ヘッドランプに量産車として反映した。

特にディーゼルエンジン仕様とEV仕様の差別化については、マーケットからの期待の高さがうかがえたこともあり、フロントフェイスでは、新色「エレクトリック・ブルーメタリック」に加え、更にフォグベゼルも黒からグレーに変更している(**図10**)。



図9　EVバッジ



図10　フォグベゼル

これにより、上級仕様ではバンパのガンメタリックとのカラーコンビネーションがチューニングされ、フロントフェイス全体での新規性を強化することができた(**図11**)。



図11　新型ISUZU D-MAX EV(上級仕様)

プロダクションモデルのエクステリアでは、これらを変更することにより、ディーゼルエンジン仕様からの代わり映えに拘わり、EVとしての新しさとピックアップトラックらしいパワフルさで高性能感を表現したデザインとした。

3.2 インテリア

インテリアデザインについては、ベースになっているディーゼルエンジン仕様のデザインのよさを活かしつつ、エクステリアデザイン同様に「Hi-Tech & Smart」のイメージで、EVモデル固有仕様部分のデザイン開発を行った。

インテリアカラーコーディネーションについては、D-MAX EVらしいスマートさと高級感を感じさせるインテリアデザインを狙うため、ディーゼルエンジン仕様の輸出向け上級モデルと同様のダークグレーメタリック色加飾とブラックカラーマテリアルのコーディネーションを採用することにした(**図12**、**図13**)。



図12　インテリアモック(上級仕様)フロント



図13　インテリアモック(上級仕様)サイド

EV固有仕様となるメータグラフィック及びコンテンツ表示のデザインコンセプトは「CLEAN & LINEAR」とし、「EVらしいクリーンなスタイル」、「モータで加速するリニアな表現」、「標準車型メータMID(Multi Information Display)との親和性」をスタイルの狙いとした。

具体的にはエクステリアで採用された新色「エレクトリック・ブルーメタリック」と同様に、ブルー及びグリーン系のメータグラフィックを採用し、ディーゼルエンジン仕様との差別化と、EVらしいデザイン、分かりやすい表現を目指した。

また、ディーゼルエンジン仕様のメータグラフィックに対して、POWER/CHARGEゲージ、回生充電強度ゲージ、バッテリー残量ゲージ、バッテリー温度ゲージデザイン、バッテリー充電ステータス表示などEV固有の表示コンテンツを新たにデザインすることで、「CLEAN & LINEAR」というコンセプトを表現した(**図14**、**図15**、**図16**)。



図14　メータグラフィック(通常)



図15　メータグラフィック(ADAS*)

*ADAS (先進運転支援システム:Advanced Driver Assistance Systems)



図16　メータグラフィック(充電)

AT(Automatic Transmission)シフトノブ・シフトパターンについては、基本デザインはディーゼルエンジンモデルを踏襲した。しかしながら、シフトパターンは、フライバイワイヤ化により、ディーゼルエンジン仕様のマニュアルモード付シフトパターンから、ストレートのシフトパターンへ表示の変更を行った。

そのほか細かい部分ではあるが、PESS(Passive Entry and Smart System)スイッチとFUELリッドオープナーレバーの表示についても、EV専用のデザインに見直しを行った。

これらの対応により、D-MAX EVはインテリア全体で「Hi-Tech & Smart」なイメージが伝わるデザインを実現した。

4　エクステリアカラー

エクステリアカラーラインナップを計画するにあたり、D-MAX EVの特徴であるワールドクロスフローの印象的な新色「エレクトリック・ブルーメタリック」との調和を念頭に検討を進めた。

まず初めに、多様な顧客ニーズを考慮しつつ、既存色の中からフロントグリルの新色「エレクトリック・ブルーメタリック」とベストマッチングな「ソリッドのホワイト」、「パールホワイト」、「ブラック」、「シルバー」、「ミディアムグレー」、「ライトグレー」の6色を選定した。

更にマーケットからD-MAX EVとしてエクステリアカラーでも専用のキャラクターカラーを持ちたいという要望があった。

そこでISUZU D-MAXとしては、D-MAX EV専用のキャラクターカラーとして「ノルベジアン・ブルー」を加え、計7色のカラーラインナップとした(**図17**)。



図17　エクステリアカラーラインナップ

キャラクターカラーの「ノルベジアン・ブルー」では、エクステリアデザインが持つ「力強さ・先進感」の訴求を目指した。この「ノルベジアン・ブルー」は、緻密で鮮やかなグリーンのハイライトと、滑らかで深みのあるシェードで構成し、成熟した存在感により「Hi-Tech＆Smart」なイメージを表現した(**図18**)。



図18　キャラクターカラー「ノルベジアン・ブルー」

5　おわりに

市場環境の変化に応えるべく、ISUZU D-MAXのEVとしてのキャラクターを際立たせたいという思いでデザイン開発を行った。

D-MAX EVでは新たな時代の先駆けとして、コンセプトモデル作製の際に立案したコンセプト「Hi-Tech ＆ Smart」とスタイリングの狙いを、ハードルの高い制約条件の中で量産モデルへ展開することは困難な状況であった。しかし、ISUZU D-MAXのEVとしての新規性と次世代に繋がる表現を十分達成できたと考える。

既に、D-MAX EVは2025年4月末イギリスでのCV(Commercial Vehicle)ショーにおいて発表されており、今後のスタイルに対しての評価が気になるところである。

D-MAX EVがお客様の多様性に応え、可能性を引き出し、環境へのソリューションを実現させ、ISUZU D-MAXシリーズの更なる1ページを刻むことを本稿で報告ができ、非常にうれしく思っている。

最後にデザイン開発に関わっていただいたすべての方に、感謝の意を表し本稿を結ぶこととする。

参考文献

(1) 赤司尚行 ほか：新型ISUZU D-MAXのデザインについて，いすゞ技報131号(2019)，p.11-20

新型ISUZU D-MAX EVのバッテリーパック開発について

Development of New ISUZU D-MAX EV Battery Pack

永渕　昭弘*　Akihiro Nagafuchi
武田　翔吾*　Shogo Takeda
松葉　暢男*　Nobuo Matsuba
栗田　昌徳**　Masanori Kurita
平田　将之**　Masayuki Hirata
岩室　匡祐**　Kyousuke Iwamuro
齋藤　隼人***　Hayato Saitou
清水　貴仁***　Takanori Shimizu

要　旨

いすゞは、「いすゞ環境長期ビジョン 2050」に基づき、カーボンニュートラル社会実現に貢献するための一手段としてBEVの開発を進めている。新型ISUZU D-MAX EVでは、車両性能を既存のディーゼルエンジンモデル並みに維持すべく、いすゞ初のバッテリーパック内製化に取り組んだ。

本稿では、新型ISUZU D-MAX EVに搭載した高容量リチウムイオンバッテリー開発について紹介する。

Abstract

Based on Isuzu Environmental Vision 2050, ISUZU is developing BEVs as a means of contributing to the realization of a carbon-neutral society. For the New ISUZU D-MAX EV, we developed an in-house battery pack for the first time at ISUZU to maintain vehicle performance on par with existing Diesel engine models. This paper introduces the new development of the battery pack installed in New ISUZU D-MAX EV.

1　はじめに

2025年以降、ノルウェーなどの欧州諸国ではディーゼルエンジン車両の新規販売を実質的にゼロとする動きが広がっている。いすゞもこれらの市場で販売するD-MAXにおいてEV(Electric Vehicle)車の迅速な市場投入が必要であった。

本稿では新型ISUZU D-MAX EV(以下、「D-MAX EV」)に搭載するバッテリーパックの新規開発について紹介する。

2　バッテリーパックの概要

2.1 バッテリーパックの車両搭載レイアウト

車両へのバッテリーパックの搭載位置を**図1**に示す。バッテリーパックはキャブボディ下及びシャシフレーム内側の空間にレイアウトすることで衝突など外部からの衝撃に対しバッテリーパックをこれらが保護する構造とした。

またディーゼルエンジンモデルと主要コンポーネントを共通化することで車室内の居住性と悪路走破性を従来のディーゼルエンジン車両と同等に維持しながら、必要な電池総電力量を確保するため、バッテリーパックのレイアウト及び形状を決定した。

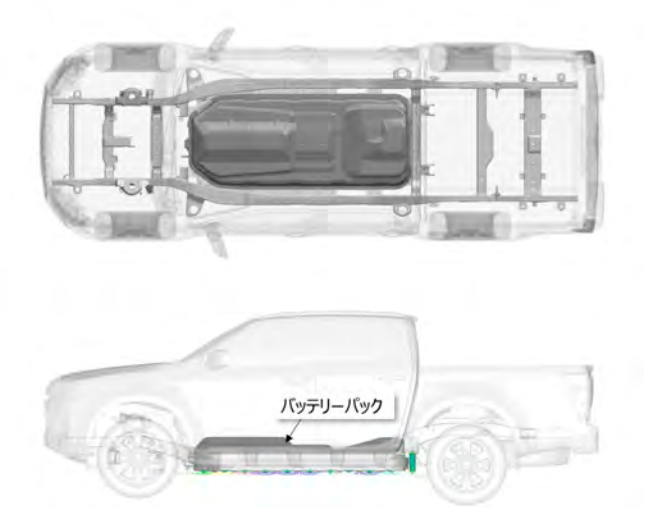


図1　バッテリーパックの搭載位置

今回開発を行ったバッテリーパックの諸元を**表1**に示す。

既存のディーゼルエンジンモデルからの乗り換えを想定し、車両の使い勝手を大きく変更しないことを意識した。そのため同等の出力特性を確保することを目指し、これを達成するためにセル(cell)の選定を進め、冷却性能に優れたバッテリーモジュールの設計を行った。

*xEV システム開発第一部　** シャシ設計第二部　*** シャシ設計第一部

また電池総電力量について、航続距離200km以上(WLTP値)を達成可能とするため、66.9kWhとした。

表1　バッテリーパック諸元

電池種類	リチウムイオン(円筒)
電池総電力量	66.9 kWh
定格電圧	354.2 V
冷却方式	水冷

2.3 バッテリーパック設計コンセプト

D-MAX EVは、ディーゼルエンジンモデルのプラットフォームを共有化して開発を行ったため、フレーム幅が狭く、車両左右方向におけるバッテリーパックの搭載スペースに大きな制約が生じていた。更にD-MAXの用途では、車両下部にバッテリーパックを搭載しつつ、室内空間の確保と悪路走破性を損なわない低背設計が求められた。これらの設計要件を満たすため、本開発では高容量かつ低背型のリチウムイオンセルを選定し、効率的なパッケージングを実現した。

また高い安全性を確保するために、1セル当たりの容量を抑え、これを並列で多数接続する構成を採用した。これにより、万が一のセル異常時のリスクを低減し、安全性向上を図った。

セルの最密レイアウトの観点及び安全性を両立するため、モジュールは6個とした。

急速充電性能及び高出力要求に対応するため、セルの高効率な冷却が不可欠となる。そこで各モジュール内に専用の冷却プレートを配置し、セルを水冷とすることとした。

以上により、本バッテリーパックは限られたフレーム間スペースに、低背かつ高容量、高安全性、高冷却性能をバランスよく両立させることを設計コンセプトとした。

2.4 バッテリーシステム

バッテリーパック内部におけるバッテリーモジュールの配置、冷却システム、及び高電圧配線引出口を図2に示す。

水冷式冷却配管について、各バッテリーモジュールへの均等な冷却性能と排水性を両立させるため、バッテリーパック中央に配置した。本構造により、冷却配管を左右両側へ効率的に分岐させることが可能となり、シャシフレーム車両の車幅方向における厳しいスペース制約下においても、バッテリーパックのレイアウトを最小限に抑えることができた。

車両の積載性と居住スペース確保のため、リヤインバータと急速充電ユニット(Q-Charge)行きのHV(High Voltage)ラインはバッテリーパックを通るように設定しバッテリーパックの後ろ側に高電圧配線引出口を設けた。

また同様の目的から、フロントインバータ行きのHVラインはバッテリーパックの前側に高電圧配線引出口を設ける構造とした。

BMS(Battery Management System)の構成においては、各モジュールの高電圧系統の管理・制御を担うBMSと、高電圧から電気的に分離した通信用のMBMS(Master Battery Management System)を設置することにより、安全性を確保した。またMBMSに高電圧リレー制御機能を付与することで、異常時にバッテリーパック単独でもバッテリーパック外への高電圧を遮断できる設計とした。

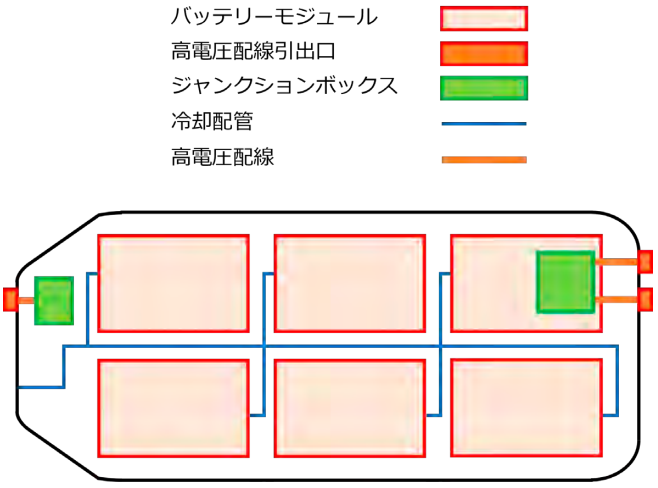


図2　バッテリーモジュール/冷却システム

3　バッテリーパックの性能と構造

本バッテリーパックは、EVに求められる安全性及び法規等の要求を満たしつつ、D-MAXとしてディーゼルエンジン車同等の使用環境を考慮した構造となるように開発した。

本章では、バッテリーパックに求められる基本性能であるセルの安全性能、バッテリー冷却性能、路面干渉に対する保護性能、衝突安全性能、防水性能について説明する。

3.1 セル安全性能

セル異常発生時においても安全かつ迅速に電気の遮断が可能となるよう、本設計ではCID(Current Interrupt Device)を備えた円筒型セルを採用した。

また異常セルからの熱伝播による類焼防止を目的として、セル上面へポッティングレジンを充填した構造とした。

3.2 バッテリーパック冷却性能

高エネルギー密度のバッテリーパックのレイアウト要件から冷却水配管のスペースが限られていたため、2仕様の樹脂ブラケットを設定した。樹脂ブラケットは冷却水配管の入口側及び出口側を上下方向に重ねて保持する構造とすることで、最適な高さに冷却水配管を設定した。これにより、パックの車両前後左右方向をコンパクトにすることができた(**図3**)。

また各モジュールの冷却性を均一化するため、冷却水配管の主流部をパック中央に配置し、分配用の水配管は車両左右方向に配置されたモジュールに等長になるようにした。これによりモジュール間のバッテリーの温度ばらつきを抑制し、バッテリーの性能を最大限発揮することが可能となった。

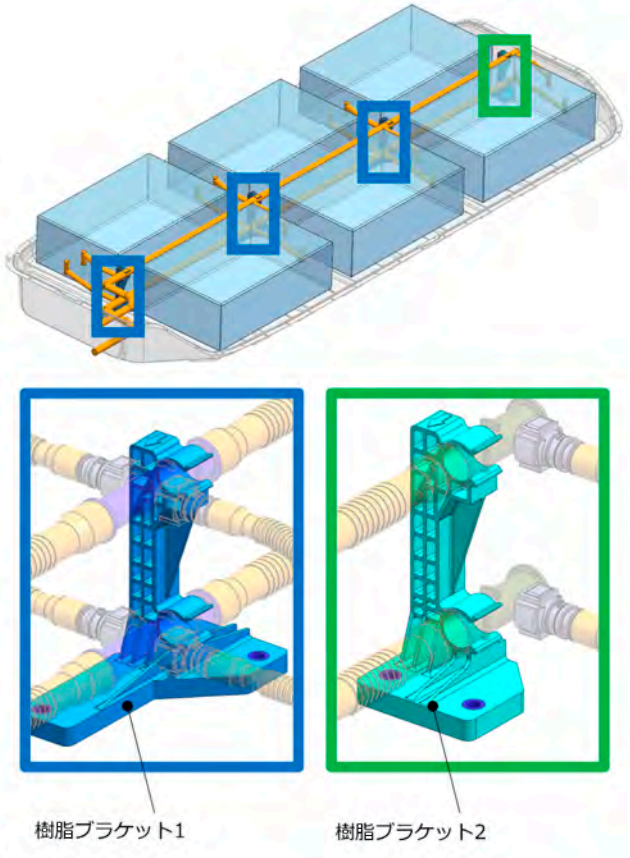


図3　冷却構造レイアウト

3.3 パック筐体(きょうたい)部品に関する性能

本バッテリーパックの筐体部品は、内部部品を保持するロアケース、アッパカバー、上下分割面のシーリングとこれらをフレーム下面に固定するアンダパネルによって構成される(**図4**)。

本構造に要求される主な性能は、路面干渉に対する保護性能、衝突安全性能、及び防水性能である。これらの諸機能のうち、多くをアンダパネルに集約する設計とすることで、ケース筐体部への薄板を用いたプレス一体成形構造の採用を可能とし、軽量化しつつ各性能が実現できる構造とした。

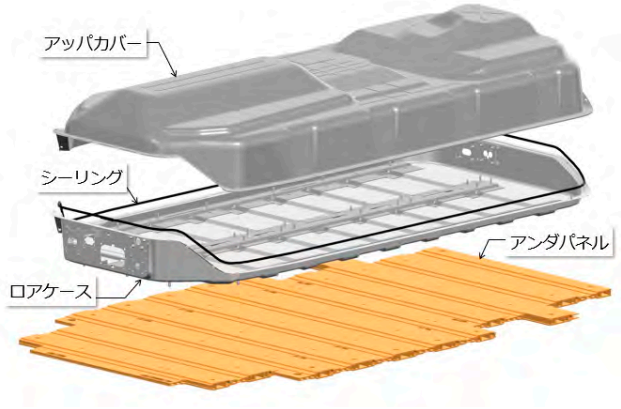


図4　バッテリーパック筐体部品構成

3.3.1 路面干渉に対するバッテリー保護性能

D-MAX EVでは、既存のディーゼルエンジンモデルと同等の悪路走行を含む厳しい使用環境を想定しており、搭載するバッテリーパックには、路面干渉時における内部高電圧部品の確実な保護が求められる。

しかしながら、路面とバッテリーパック底面との上下方向スペースには制約があり、十分な保護空間の確保が難しいという課題があった。

本設計では、バッテリーパック底面を覆うアンダパネルにリブ構造のアルミニウム押出材を採用し、サイドメンバ間に締結、バッテリーパック底面全体をカバーするように配置した。これにより悪路走行時及び障害物への接触時の衝撃をリブ構造で吸収させることで、軽量化を損なうことなく保護性能を確保した(**図5**)。

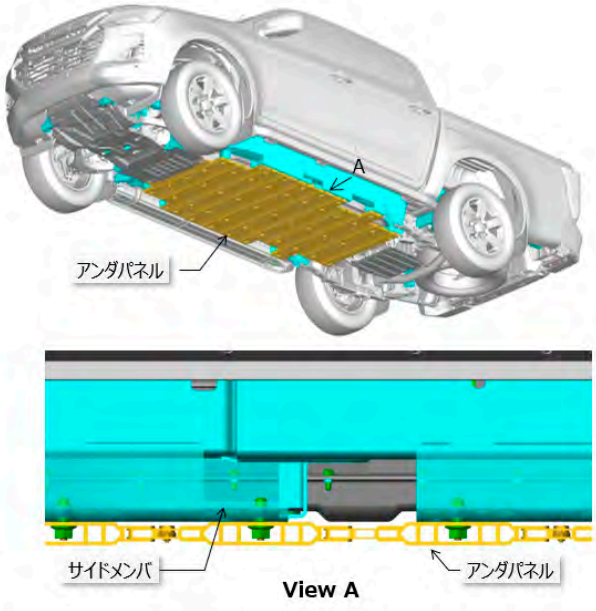


図5　アンダパネルレイアウト

3.3.2 衝突安全性能

車両構造は、さまざまな衝突モードに対してバッテリーパックを保護する機能が求められる。特に、サイドポール側面衝突時には車両幅方向におけるバッテリーパックの変形を抑制することが課題であった。

そこで、アンダパネルを一様な断面構造とし、左右サイドメンバ間を結合することで、衝撃を荷重伝達し車体の変形を抑制した(**図6**)。これにより、バッテリーパックの容量を犠牲にせず、衝突時のバッテリーパック生存空間の確保を実現した。

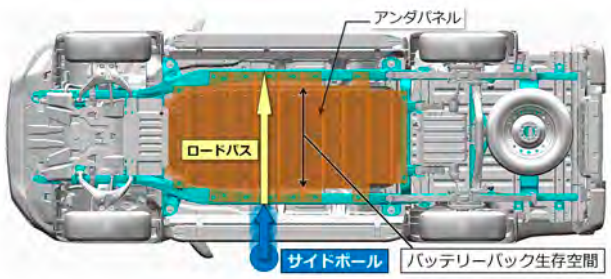


図6　サイドポール側面衝突に対する保護構造

3.3.3 防水性能

筐体への被水ストレスは、高圧洗車及び冠水路走行等のさまざまな状況があり、これらに対し防水性能の確保が筐体に求められる。また、筐体の分割部においては市場サービス時の容易な着脱性が求められる。

本バッテリーパックにおけるロアケースとアッパカバーの分割面は、レイアウト上の制約により前後方向及び左右方向に高低差があり、それらをつなぐ傾斜部を有している。圧縮で防水性能を発揮するシーリング材では、傾斜部でせん断変形による圧縮反力の低下が発生するため、粘着性で防水性を発揮するシーリング材を採用した。また脱着性を確保するため、経時で固着せず剥離可能なものとした。

4　おわりに

D-MAX EVに搭載されるバッテリーパックは目標航続距離を満足しつつ、要求される性能を達成することができた。今後も、いすゞのBEV(Battery Electric Vehicle)・LCV(Light Commercial Vehicle)の本格普及に貢献するため、高い性能を維持しつつ、航続距離の拡大、軽量化と更なる高い性能を達成すべく、バッテリーパックの開発を継続していく。

なお、本バッテリーパックの開発に当たっては、初の内製化に伴い多くの課題に直面したが、サプライヤー各社、試験機関、いすゞタイ現地スタッフをはじめとした関係者の多大なるご支援とご協力により、これらを乗り越えることができた。ここに関係各位に深く感謝の意を表する。

◇いすゞ歴史の一こま



展示会・諸行事　第10回東京モーターショー(1963年ごろ)

新型ISUZU D-MAX EVの車両性能実験について

Vehicle Performance Test of New ISUZU D-MAX EV

薦田　剛*
Go Komoda
渡邉　一騎*
Kazuki Watanabe
富部　雅人***
Masato Tomibe
畠山　忠久*
Tadahisa Hatakeyama
加茂　元之*
Motoyuki Kamo
宇多　純人*
Sumito Uda
柿﨑　貴央*
Takao Kakizaki
中山　大地***
Daichi Nakayama
中山　耕作*
Kousaku Nakayama
黒沼　猛之***
Takeyuki Kuronuma
宮島　駿太朗*
Shuntarou Miyajima
田島　一輝*
Kazuki Tashima
曽我　健史**
Takeshi Soga
松田　剛**
Tsuyoshi Matsuda
新井　匠**
Takumi Arai
小武　拓矢**
Takuya Odake
宮田　尚***
Hisashi Miyata
牛房　良徳**
Yoshinori Ushihusa
髙山　正巳***
Masami Takayama
松本　信之***
Nobuyuki Matsumoto
相澤　和紀***
Kazunori Aizawa

要　旨

新型ISUZU D-MAX EVは、既存のディーゼルエンジンモデルの骨格はそのままに、ピックアップトラックに求められるタフな基本性能(耐久性／積載・けん引性能／悪路走破性)と、EV特有のリニアな加速感と低騒音・低振動を両立させるために評価・改良を実施してきた。本稿では新型ISUZU D-MAX EVの車両性能試験について紹介する。

Abstract

The New ISUZU D-MAX EV's system provides linear acceleration typical of EVs, while minimizing noise and vibration. Additionally, its high towing capacity, large payload, and excellent performance on rough terrain are made possible by powerful electric motors and a robust frame and body design, allowing the New ISUZU D-MAX EV to match the performance of existing diesel models. Here we introduce each of these performance features.

1　はじめに

新型ISUZU D-MAX EV(以下、D-MAX EV)は、既存のディーゼルエンジンモデルの骨格はそのままに、フロントとリヤに新開発のeAxleを組み合わせたフルタイム4WDシステムを採用することで、ピックアップトラックに求められる基本性能(耐久性／積載・けん引性能／悪路走破性)と、EV(Electric Vehicle)特有のリニアな加速感と低騒音・低振動を図った。本稿では性能、強度・耐久信頼性について、評価の詳細を報告する。

2　動力性能・ドライバビリティ

今回ディーゼルエンジンからパワートレインを刷新するに当たり、都市内・近郊の移動から積載・けん引等LCV(Light Commercial Vehicle)本来の使われ方までを想定しつつ、既に市場で受け入れられているディーゼルエンジン搭載車に対し、EVならではの変速を伴わないスムーズな加速性が低速から高速まで得られるようにEVシステムの開発を行った(**図1**)。



図1　発進性評価の様子

開発評価では、EVらしい力強い加速性を演出するようにトルク制御の作り込みを実施した。アクセルオン時の加速レスポンスを追求し、力行および回生時の切り替え時におけるトルクの立ち上がり特性を最適化した。これにより、狙いどおりの力強い加速フィーリングとなっており、高車速側の伸びも相まって、全域で1.9Lディーゼルエンジンを凌駕(りょうが)する胸のすく加速性能を有した。

* 車両審査実験第一部　　** 車両審査実験第二部　　*** ㈱いすゞ北海道試験場

また、いすゞのLCVでは初となるECOモードを採用した。トルクの立ち上がりをマイルドにして加速を抑えることにより、都市内等の低速域でのドライバビリティの向上を実現させ、不要な電力消費を抑えて経済的に運転することが可能となっている(**図2**)。

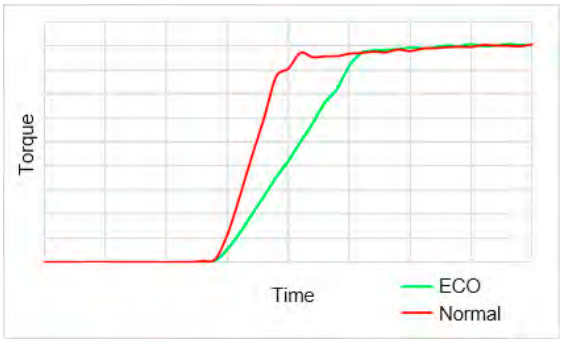


図2　ECOモードとNORMALモードのトルク制御

3　冷却・空調性能

D-MAX EVのサーマルマネジメントシステム構成では、バッテリー冷却は冷却水を用いた温度管理を行った。温度管理はラジエータによる熱交換に加え、室内空調にて使用される冷媒とチラーを介して熱交換を行うよう回路を共用することで、連続する高負荷走行及び急速充電時においても安定した冷却性能を確保した。一方で、チラーによるバッテリー冷却が必要な場面においては、冷媒回路の共用により室内冷房能力が低下することとなり、乗員快適性との両立が課題であった。

D-MAX EVの冷却及び空調開発は、先行して投入する欧州市場の環境をベースに各性能の土台を作り上げてきた。さらに、拡販を見据えた各国仕向けにおける厳しい環境や使われ方を代表条件に落とし込み、環境シャシダイナモメータを活用しながら効率的に適合評価を推進した。

バッテリーの冷却は、バッテリーセル温度に応じてチラー膨張弁開度を段階的に調整する方式を採用。常用域における一時的な温度上昇に対しては、チラー冷却による空調吹き出し温度への影響は最小限とし乗員快適性を確保した。また、想定を超えるセル温度上昇(緊急時)が発生する場合には、十分な冷却容量を確保することでオーバヒートを防止する。

D-MAX EVは、適合の検証評価を欧州実路にて実施した(**図3**)。あらゆる地形や道路状況(市街地、郊外、山岳路)にて走行を重ねた。バッテリー冷却においては、お客様の使われ方の中で想定される「連続する高負荷走行」と現地の高出力充電器による「急速充電」にて発生しうる複合的な温度上昇に対して、実路環境の中で重点評価し信頼性を高めた。実路走行中にバッテリー冷却が作動する場面においても空調フィーリングに違和感なく、それぞれが最適化されていることを確認した。



図3　欧州実路　急速充電中の冷却評価

4　振動騒音性能

EVはディーゼルエンジン車に比べてエンジンの騒音と振動がなくなることから、静粛性・低振動が期待される。一方で、暗騒音・暗振動が小さくなることにより、今までマスキングされていた騒音・振動が目立つようになる。このため、EVならではの加速感につながる音は残しつつ、加速感とは関連のないノイズは除去するコンセプトで開発を行った。ノイズとなる装置騒音・振動を極力装置単体あるいは装置回りのパッケージで抑え込むことにより、コンセプトに合った車に仕上げることができた。

以下にいくつか改善事例を紹介する。

4.1 補器類音の低減

EV化されたことでブレーキを作動させるための負圧を作り出すバキュームポンプが必要となるが、停車時にはほぼ無音となるため、この作動音が目立つことが想定され、ここの対応として改良を行った。**図4**に示すようにポンプの位置を運転席や車外開口部から離してレイアウトし、かつ管内の音伝達を低減させるためのサイレンサを室内側・排気側両方に施した。対策の効果を**図5**に示す。車外音、車内音共に大幅に音圧レベルを低減させることができ、お客様が違和感を持たないレベルを実現することができた。

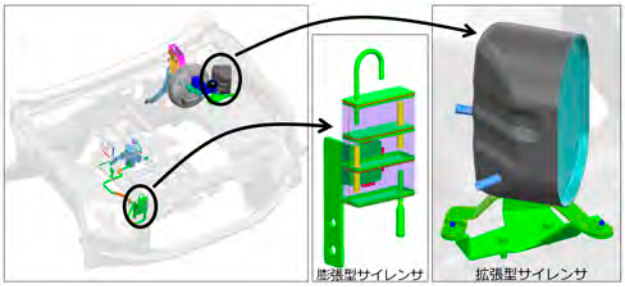


図4　バキュームポンプ作動音低減の対策

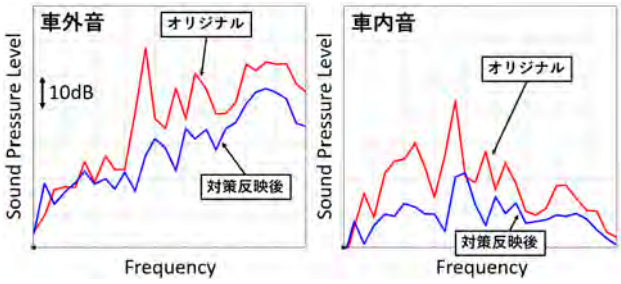


図5　対策反映による効果

また、電動コンプレッサについても、ラバーマウントによる振動伝達の遮断、防音カバーと回転数最適化による単体音低減、及び同時に作動する冷却ファンの回転数最適化によってコンプレッサ音をマスキングすることで、ノイズ感を除去することができた。

4.2 リヤeAxle音の低減

リヤeAxleの採用により、ベースのディーゼルエンジン車では元々動力源の音源がなかったキャビン後方からの音が顕著になることが想定された。そこで、キャブバックトリム内に吸遮音材とシールを追加してキャビン後方から侵入する音に対しての吸遮音性能を向上させるとともに、リヤeAxleに直接装着されているアンダガードからの放射音を制振材で制御することで(**図6**)、加速感を残しつつもリヤeAxleから放射される音の低減を図った。

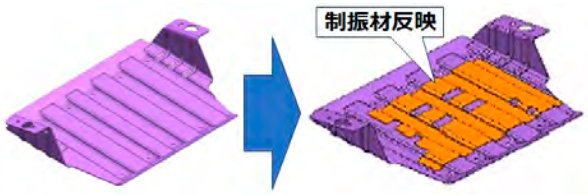


図6　アンダガード制振材反映

これらの対策により、コンセプトであるノイズを除去しつつもEVならではの加速感を感じられる振動騒音性能を実現することができた。

5　操縦安定性・乗心地性能

ピックアップトラックの電動化に当たっては、お客様が今までと変わることなく、貨客兼用でお使いいただけることが重要だと考えた。その一方で、ディーゼル従前車と共用となるシャシ部分に大容量のバッテリーを搭載することや、アクスルの電動化(eAxleの搭載)によって、サスペンション周辺のレイアウトに大きな制約が課された。これらを両立するために、D-MAX EVではリヤサスペンションをドディオン形式とした。操縦安定性・乗心地性能においては、貨客兼用の思想に基づき、ディーゼル従前車同等の性能を確保することを目標として開発を行った。特に軽積載から積載までの性能両立が求められるため、開発に当たっては、次の2点に着目して性能の作り込みを行った。

操縦安定性：新規開発のリヤサスペンションに対する積載時の安定性の作り込み。
乗心地性能：バッテリー搭載による車両重量増加に対する軽積載時の乗心地の作り込み。

5.1 操縦安定性

リヤサスペンションをドディオン形式に決定したが、前述したようにサスペンションのレイアウトには制限がある。それでもディーゼル従前車並みにバンプストロークを確保するために、リーフスプリングのレイアウトをアンダスラングとした。アンダスラング化により、サスペンションが上下変位する際の軌跡が変化し、支持剛性が低下することが確認された。その結果、旋回時にアンダステア特性が弱くなり、車両の安定性が低下することが確認された。これに対応するため、サスペンションの支点位置を見直して軌跡を安定性に有利な特性に変更した。また、リーフスプリングの後端を支持するシャックル部分及びブラケットの支持剛性を向上させる改良をした。これらの対策により、旋回中のリヤタイヤのトー角が適正化されたことでディーゼル従前車と同等のアンダステア特性を確保した(**図7**)。また、旋回時にサスペンションに横力が加わった場合でも支持点を動きにくくすることでリヤタイヤ発生力の応答性も上がり、車線変更のような過渡現象についても安定性を高めることができた。

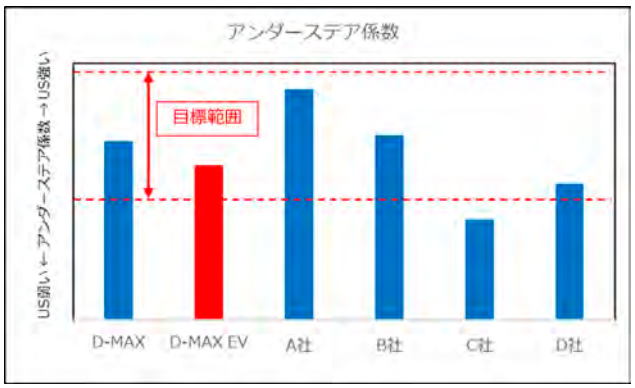


図7　旋回時のステア特性（積載時）

5.2 乗心地性能

バッテリー搭載により、車両重量はディーゼル従前車よりも500kg以上増加した。ただし、車両総重量の変化はほぼないため、従前比重量変化の大きい軽積載時の乗心地の作り込みに注力した。ピックアップトラックのリヤサスペンションは貨客兼用の観点から、1つのサスペンションで分担する荷重に応じてばね特性が変化する。このような非線形性のあるばね特性(**図8**)

は、突き上げなどのショックの強さに影響する。D-MAX EVでは空車重量が重くなったことに合わせて、主に軽積載時に使われる1次ばね定数と1次－2次ばね特性の変化点を調整した。1次ばね定数においては重量増加分を加味して、ばね上挙動と相関のあるばね上共振周波数を近づけるように特性値を変更している。1次－2次ばね特性の変化点については、空車重量の増加を考慮してポイントを高荷重側にずらして、バンプ時のショック感やソフト感を改良した。

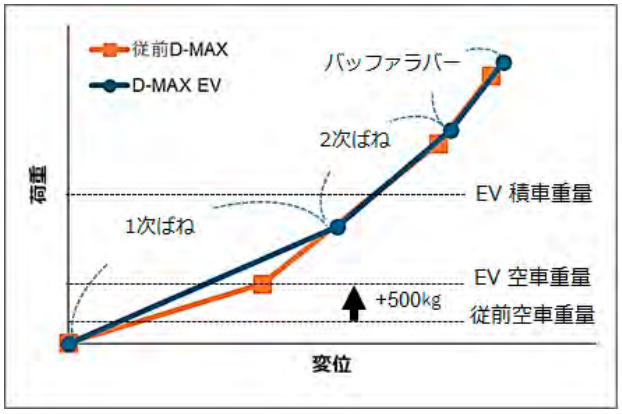


図8　リヤサスペンションのばね特性

これらの改良を実施することにより、従来と変わらない安定性と快適性を両立し、貨客兼用の狙いどおりの車両を開発することができた。

6　回生制動力

D-MAX EVにおいては前後のeAxleモータから得られる回生力を車両減速のためのブレーキとして積極的に活用している。これにより、車両の運動エネルギーを効率的に回収することで電費向上に寄与するとともに、サービスブレーキ(摩擦ブレーキ)への負荷を低減し、ブレーキパッドの摩耗を抑制することでメンテナンスコスト削減に貢献する。

ピックアップトラックにおける積載条件はさまざまであり、ドライバーが求める回生力も走行状況により異なることから、ドライバーユーズに合わせて回生力を選択できるよう回生レベルを4段階(レベル0～3)に設定した。また、回生力の変更方法はハンドルに設置されたパドルシフトスイッチにて行う(**図9**)。これにより積載条件や路面状況が変化した際、ドライバーはハンドルから手を離すことなく素早くかつ安全に回生力を変更することが可能である。

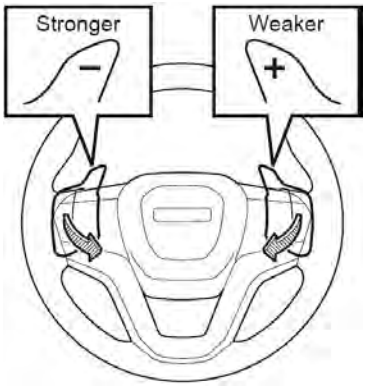


図9　回生ブレーキスイッチ

7　電装品の性能

7.1 高電圧システムの感電防止(安全性)評価

D-MAX EVは、いすゞピックアップトラックとして初めて電動化された車両であり、海外市場での販売には、国連欧州経済委員会(UNECE)が定めるUN規則(欧州規則)への適合が必要となる。特にEVとしては、高電圧システムの安全性に関する新たな規則(高電圧部品の配置・保護、絶縁・感電防止、衝突時の安全性など)への対応が求められている。

7.2 電気的安全性の確保

D-MAX EVは、既に販売を開始しているエルフEVとは車両レイアウトが大きく異なることから、高電圧システムの評価方法について再検討を行う必要があった。それは、高電圧バッテリーへのアクセスが車外から容易に観察できたエルフEVに比べ、D-MAX EVではフロア下に設置されることによる視界不足から、観察方法が重要課題となっていたためである。特に、車両衝突試験後の感電防止(安全性)に関する確認内容については、新たに導通試験(高電圧部品の適切なアース接地状態を確認する試験法)を採用することとなった。この手法だけでは衝突後に高電圧部品に問題がないと証明することが容易でなく、加えて衝突後には車体の損傷部位等からの破片飛散なども新たな危険要素として配慮する必要があったため、更なる観察手段の検討を行った。

そこで、CAE(Computer Aided Engineering)を活用した損傷予測(被害度評価)を取り入れることで、車両客室の安全性確認を可視化しながら確認を行う手法を盛り込んだ。実際に衝突後の確認が困難と判断される部位に関しては、CAE解析結果に基づいた計測配線の設置をあらかじめ行った。これら一連の取り組みにより、衝突後においても感電や漏電のリスクが極めて低い車両開発に貢献し、結果として実際の衝突事故時における乗員の安全確保につなげることが可能となった。

8　衝突安全性能

8.1 衝突安全性能開発

D-MAX EVは、いすゞ初のLCV EVである。この車は世界各国のNCAP(New Car Assessment Program)に対して最高評価(5つ星)を獲得したディーゼルエンジン車である新型D-MAXをベースに開発を推進した。特に、EV固有の高電圧部品の保護に重点を置き、構想段階からMBD(Model Based Development)を活用することで、高い衝突安全性能を実現した。

8.2 EV固有の法規要件に対する開発の取り組み

D-MAX EVは前面・側面・後面が衝突法規対象となっており、EV固有の要件としてバッテリーからの電解質の漏出及び火災の発生を防止することが求められている。D-MAX EVは、ディーゼルエンジン車で開発されたキャブ及びフレームをベースに、限られたスペースにバッテリーパックなどの高電圧部品を配置する必要があった。この制約の中で安全性を確保するため、特に次の2点が課題となった。

1つ目は、キャブ下のフレーム間に配置したバッテリーパックが周辺部品と接触することでバッテリーカバーが変形し、その結果、内部のバッテリーモジュールに物理的負荷を与えること。2つ目は、車両の衝突によりバッテリーモジュールへの加速度が加わること。これらの課題に対応するため、構造設計や部品配置の最適化など、安全性向上に向けた開発に取り組んだ。

8.2.1 バッテリーモジュールへの物理的負荷

バッテリーモジュール内にはセルが並べられており、周辺部品との接触などによる変形によって、発火などの重大なリスクが高まる。この事象に対して、CAEによる衝突解析に加え、実機による単品検証を実施した。初期段階のCAE衝突解析では、バッテリーカバーの変形により、バッテリーモジュール上面との接触が多数発生した。この事象に対して、バッテリーカバーとバッテリーモジュールの間にある非常に限られたスペース内で、最適な耐衝突用ブラケットを設計・配置することで安全性を確保した。

8.2.2 バッテリーモジュールへの加速度入力

バッテリーモジュールは加速度が入力されると、正極と負極が直接接触する内部短絡が発生し、発火などの異常が生じる可能性がある。そのため、各衝突形態において、バッテリーモジュールに入力される加速度によって発火などの異常が発生しないかを検証した。バッテリーモジュールの異常有無は、加速度入力の瞬間的最大値でなく、速度変化を含めた許容加速度で確認する必要がある。よって、CAE衝突解析により、各バッテリーモジュールに入力される加速度を確認し、速度変化を含めた許容加速度に置き換えたものをバッテリーモジュールへの入力とした。また、バッテリーモジュールの質量や内部構造などから単体で耐えられる加速度の保証値を算出。これらのバッテリーモジュールへ入力される加速度と保証値を机上で検証し、火災などの異常が発生するリスクがないことを確認した。そのうえで、実機試験を実施し、狙いどおりの結果をえることができた。

8.3 衝突安全性能のまとめ

いすゞLCV初のD-MAX EVの開発は、CAE衝突解析を活用した作り込みにより仕様を決定し、実車試験を実施した(**図10**)。その結果、目標とする性能を満足することができた。本開発を通じて得られた高電圧部品の保護に関する技術的知見は、今後の次世代EV開発にフィードバックし、より効率的かつ安全性の高い車両開発へとつなげていく。

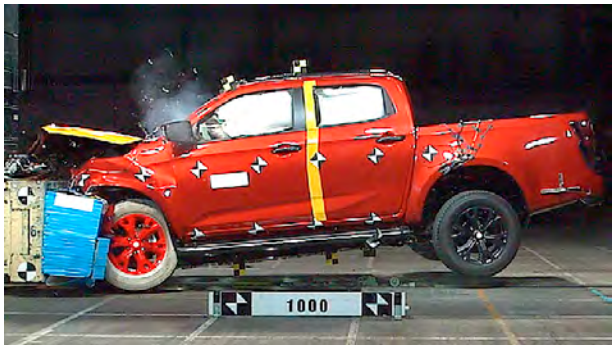


図10　衝突試験風景

9　強度・耐久信頼性能

9.1 サブフレーム・バッテリーパック

D-MAX EVにEV機器、及び高電圧バッテリーを搭載するため、ピックアップトラックのレイアウトに合わせたサブフレーム・バッテリーパックを新規開発した(**図11**)。

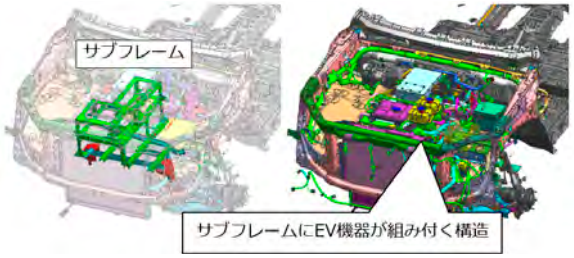


図11　サブフレーム・バッテリーパック

搭載されるEV機器は精密であり振動要件が厳しいが、高精度モデルでのCAE (Nastran) を用いて悪路走行時の実車入力を負荷し、各要件を満たすサブフレーム・バッテリーパックを効率的かつ、迅速に作り込みを行った(**図12**)。

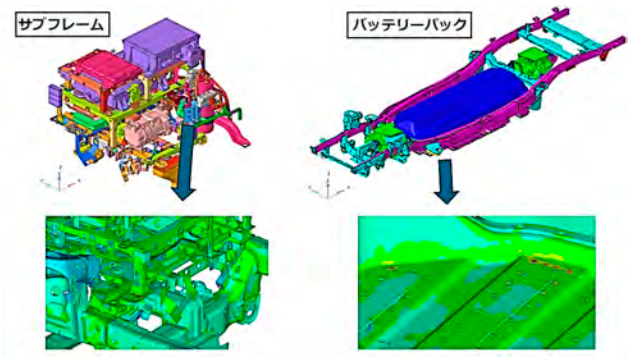


図12　CAEでの強度評価

その後、完成したサブフレーム・バッテリーパックをメインフレームに搭載し、悪路走行時の実車入力を再現した実機台上振動耐久試験を実施した。

台上の強度懸念箇所の発生応力とCAE強度解析結果の発生応力を比較し、CAE強度評価の確からしさを確認した。高い強度耐久信頼性を有するサブフレーム・バッテリーパックの開発に成功した(**図13**)。

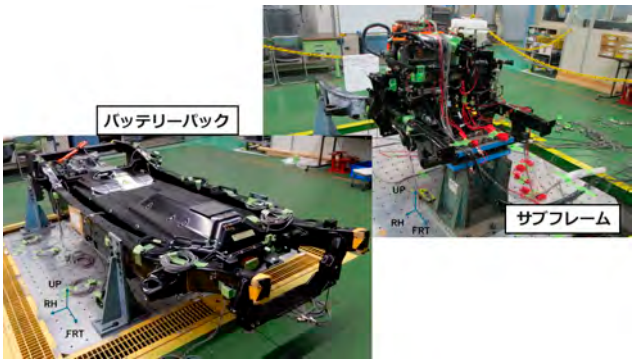


図13　実機振動耐久試験

9.2 eAxle搭載に伴うドディオンアクスル新規開発

D-MAX EVでは、eAxle搭載のためにリヤアクスル構造を変更し、ドディオンアクスルを新規開発した。

従前のディーゼルエンジン車においては駆動装置(ファイナルドライブギヤ)を内蔵するバンジョーアクスルを採用していたが、耐振性の制約があるeAxleをシャシ側に搭載する必要があり、駆動装置と車軸が別体となるドディオンアクスル採用を決定した(**図14**)。

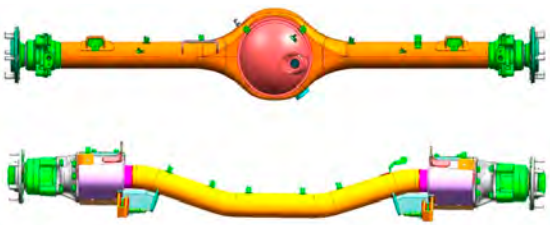


図14　バンジョーアクスル(上)及び
ドディオンアクスル(下)

ドディオンアクスルはいすゞ車として初めて採用された構造であるため、実車での入力測定試験、及び悪路耐久性の検証を行った。その結果、従前のディーゼルエンジン車と同等の悪路走行に耐えうることを確認した。

また、車両入力測定結果を踏まえて台上での耐久試験(**図15**)を行い、強度耐久性を作り込んだ。ディーゼルエンジン車と同等の耐久性を確保するためアクスルの補強を工夫し、剛性をチューニングすることで軽量かつ高耐久・高剛性なドディオンアクスルを作り込むことができた。



図15　台上耐久試験

9.3 実車耐久試験

D-MAX EVでは従前ディーゼルエンジン車と同等の耐久信頼性が求められた。各種耐久試験を実施した結果、お客様の要求を満たした耐久信頼性を確保した。

9.3.1 高速耐久試験

高速走行に駆動系入力を加えた高速耐久試験を実施し、パワーソースであるバッテリーを含むパワートレイン全体の耐久信頼性が従前ディーゼル車と同等であることを確認した(**図16**)。

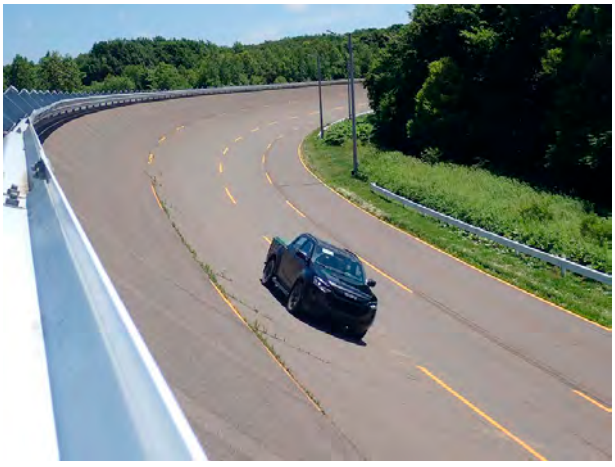


図16　高速耐久試験の様子

9.3.2 悪路系耐久試験

EVコンポーネント及びEV化に伴い変更されたシャシ部品の悪路入力における耐久信頼性を確保するため、ベルジアン路や長波形路走行を主体とした試験を実施し、従前ディーゼルエンジン車と同等の耐久信頼性であることを確認した(**図17**)。

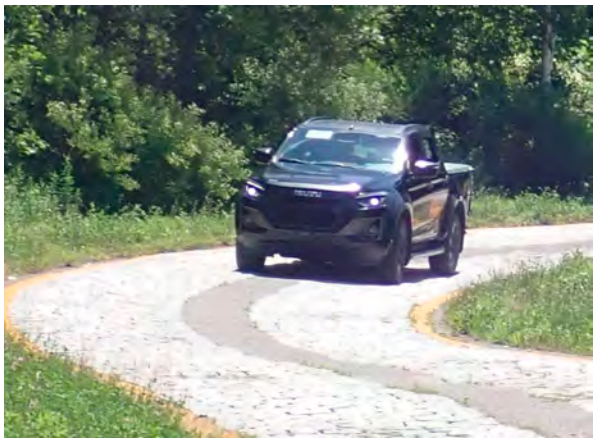


図17　悪路系耐久試験の様子

9.3.3 現地実路走行試験

テストコース及び台上試験で車両の作り込みを行った後、ノルウェー現地実路環境下でEVシステムを中心とした車両全体の信頼性確認やEV車ならではの充電性能評価を行った(**図18**)。



図18　現地実路走行試験の様子

走行試験は、お客様の使われ方の調査結果より作成したルートで行った。これにより、お客様の使用域でも車両全体の信頼性が確保されていることを確認した。

9.4 防錆(ぼうせい)性能

防錆性能はCAEを行い、展開市場に対応する仕様となるよう、評価・改良を重ねてきた。新規のEV関連部品や材料の採用にあたっては、従来の知見だけでは対応が難しいケースもあり、部品単体での腐食試験結果を含めて、市場適合性を判断した(**図19**)。

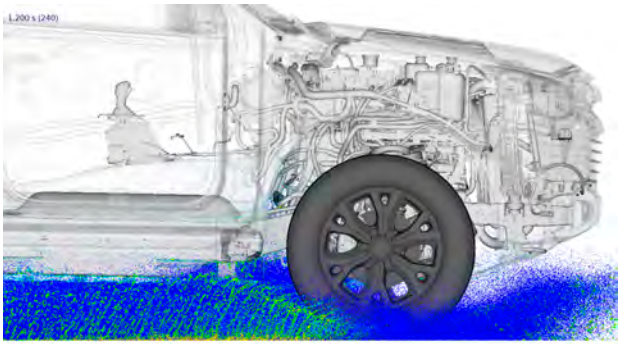


図19　CAEでの防錆性能評価

10　環境適合性能（寒地）

寒地性能はCAEを行い、耐えうる仕様になるよう評価・改良を重ねてきた。CAE及び机上で作り込んだ仕様を反映した実車を用いて、最終確認の位置づけで各性能試験を行い、狙いどおりの仕様であることを確認した(**図20**)。

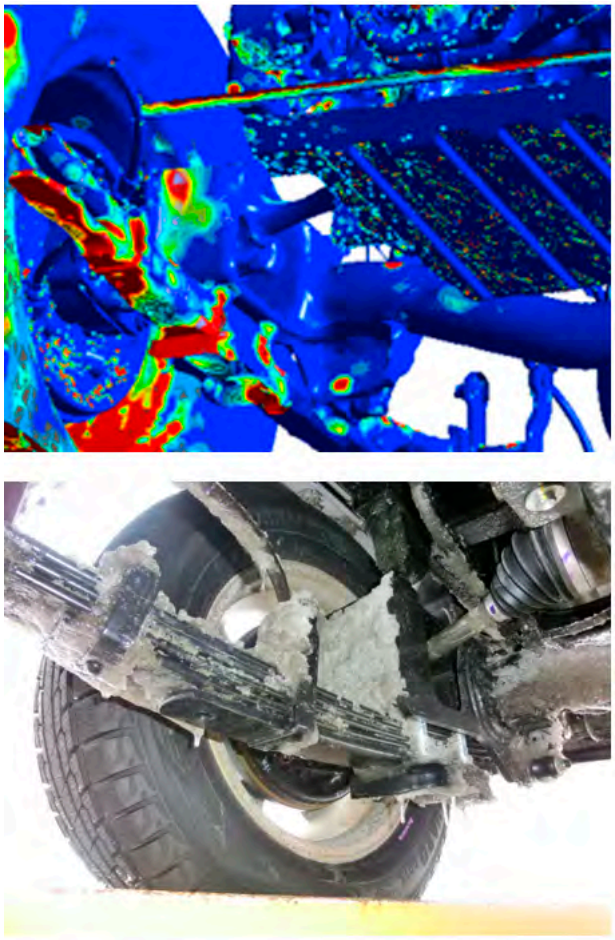


図20　CAE解析結果(上)と実車着雪試験結果(下)の比較

11　オフロード性能

D-MAX EVは、前後に2基のモータを搭載した4WDシステムを採用していることが、駆動システムにおける最大の特徴である。さまざまな環境への適合性が求められるピックアップトラックとして、駆動系の電子制御を中心に、悪路及び雪路環境下での走破性能について実車評価を行い、オフロード性能の市場適合性を確認した(**図21**、**図22**)。



図21　悪路走行試験の様子



図22　雪路走行試験の様子

12　おわりに

今回、D-MAX EVの開発における代表的な試験について紹介してきたが、これ以外にも紹介しきれなかった数多くの試験を実施し、技術的な課題を解決することで世界中のお客様に満足していただける製品に仕上がったと確信している。

今後も市場のニーズに応え、お客様にとって使いやすく、納得をいただける製品づくりに努めていく。

新型ISUZU D-MAX EVの生産技術について

Manufacturing Engineering of New ISUZU D-MAX EV

須藤　啓太*　Siriwat Samuang*　永井　宏明**
Keita Sudo　Hiroaki Nagai

要　旨

いすゞは、世界のカーボンニュートラル社会の実現に貢献すべく、世界100か国以上で販売されているISUZU D-MAXの電気自動車モデルを開発した。本プロジェクトにおいて、いすゞとして初となる量産用バッテリーアセンブリを泰国いすゞ自動車にて2025年4月に開始した。本稿では、バッテリーパックアセンブリラインを中心として生産準備段階で顕在化した課題について概説するとともに、それらに対する生産技術的対応策を紹介する。

Abstract

ISUZU is developing an EV model of the ISUZU D-MAX, which is sold in over 100 countries worldwide, in order to contribute to the realization of a global carbon neutral society. As part of this effort, Isuzu Motors Co., (Thailand) Ltd. carried out ISUZU's first-ever mass production of a battery assembly. This report explains the challenges faced in the production process, which was a first for ISUZU, and introduces the approaches and solutions from a manufacturing technology perspective.

1　はじめに

新型ISUZU D-MAX EV(Electric Vehicle) (以下、D-MAX EV)はISUZU D-MAXをベースに開発されているが、EV固有部品のバッテリーアセンブリ、e-Axle等が多数追加されることに加え、台数が限定的であることから、ディーゼルエンジン車との混流生産は困難であると判断した。そこで、今後開発が予定されているほかのx-EV車にも対応可能な新規組立ライン、MAライン(マルチパスウェイ車両組立ライン：multi-pathway vehicle assembly line)を新設し、D-MAX EVの生産に対応すべく工法・工程計画及び設備準備を進めることとした。

2　生産工法

D-MAX EVでは、いすゞとして初めてバッテリーパックのアセンブリを内製化した。本取り組みにあたっては、ベンチマーキング活動及び研究試作のバッテリーを用いたトライアルを通じて生産工法の検証を行った。また、設計構造に対して生産要件のフィードバックを行い、成立性の詳細な検証を実施した結果、最適な生産工法を確立した。

3　バッテリーアセンブリライン

D-MAXのEVモデルでは、内製によるバッテリーアセンブリを採用した。本採用の主な狙いは、以下の2点である。

(1) 車両に最適なバッテリー容量の確保
いすゞがLCV(軽商用車：Light Commercial Vehicle)に先行して開発したエルフEVでは、バッテリーを車両の左右及びフレーム中央に分割搭載することでバッテリー容量を確保している。一方、D-MAXをはじめとするLCVは車両レイアウトの制約から分割搭載が困難であり、バッテリーをフレーム中央に集約した構造を採用する必要があった(**図1**)。そのため、車種の特性に合わせた最適なバッテリー容量を確保することを目的とした。

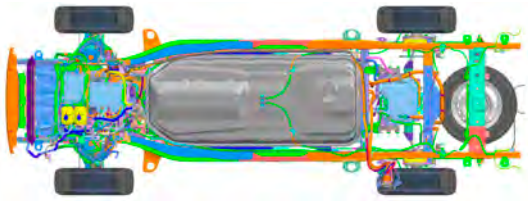


図1　D-MAX EV車両レイアウト

*Isuzu Motors Co., (Thailand) Ltd　** 車両技術部

(2) バッテリーパックの生産・輸送コスト削減
バッテリー容量確保のために大型化したバッテリーは、いすゞ専用のバッテリーとなり、サプライヤで専用生産ラインの追加によるコスト増加及び輸送コストの大幅な増加が懸念された。そこで、生産・輸送コスト低減及び車両レイアウト変更への柔軟な対応を図るため、内製によるバッテリーアセンブリ方式を採用した。

4章では主にいすゞ初であるバッテリーアセンブリラインについて論じる。

4　ISUZU D-MAX EV総組立工程の生産課題

バッテリーアセンブリ内製組立に当たっての重要なポイントは「安全確保」と「品質確保」である。それぞれについて**4.1節**～**4.4節**で述べる。

4.1 バッテリーパック組立の安全性確保

バッテリーを内製するに当たっての最初のポイントは作業の安全性の確保である。タイ国では開発時点で内製バッテリーアセンブリを行っている競合他社もなく、法整備もまだ十分に整っていない状況であった。そのために日本・アメリカの法規と照らし合わせながら安全の確保を実施した。**4.1.1項**～**4.1.3項**は安全確保のために実施した内容である。

4.1.1 組立工程における対応

導通部へのショートと感電リスクを低減させるために、バッテリーアセンブリ時のコンタミネーションを防止する環境を作る必要があり、バッテリーアセンブリルームを設定した。バッテリーアセンブリルームはコンタミネーション防止の観点から、クリーンルームとした(**図2**)。入室前にエアシャワールームを設置し、作業者及び部品搬送用ドーリ等に付着した塵埃(じんあい)及び汚染物を除去したうえでクリーンルームへの入室を可能とした。更に、バッテリーアセンブリルーム内は外部よりも高い陽圧(正圧)環境を維持し、外部からの塵埃と汚染物の侵入を抑制している。



図2　コンタミネーション計測機

4.1.2 火災対応

バッテリーの組立工程及びバッテリーアセンブリルーム内における火災予防・初期対応のため、複数の安全対策を講じた。まず、サーマルカメラシステムを導入し、組立中並びにバッテリーアセンブリルーム内における異常高温をリアルタイムで監視している。バッテリーアセンブリルームにおいては室温が一定値を超過した場合、即座に警報を発するシステムを運用している。また、火災感知については熱感知式火災警報システムを設置し、早期発見体制を強化した。更に、バッテリーアセンブリルーム自体は耐火性能を持つ構造とすることで、火災発生時における組立エリア外への延焼を防止している。安全管理上、事故発生時の避難経路の策定及び訓練体制も整備した。加えて、消火器、消火器カバー、水タンク(バッテリー冷却用)などの火災予防・制御装備を適切に配置した。

4.1.3 感電対応

感電リスク対策としては、作業員の発汗による感電リスクを抑えるためにアセンブリルームの室温を23℃に設定・維持している。また、万が一の事故発生時に迅速な救助・対応ができるよう、AED(自動体外式除細動器)及び電気救助フックなど、緊急救命装備を常備している。作業者の安全を確保するため、組立部品の取り扱いには絶縁ソケット及びカバートルクレンチ等の絶縁工具を使用し、感電防止対策を徹底した。また、高電圧に関わる作業には個人用保護具を装着し、バッテリー組立作業を実施している(**図3**)。



図3　安全対策装備

4.2 バッテリーパック品質確保

4.2.1項～**4.2.3項**では、バッテリーパック組立における品質管理について述べる。

特に今回の生産において最も苦労し、日本とタイで協力して工法を確立したEV固有であるリークテストについて重点的に述べる。

4.2.1 部品品質管理

バッテリー関連部品について受入検査を実施しており、とりわけ重要部品であるリチウムイオンバッテリーモジュールに関しては組立前に設計基準に基づき、電圧の全数検査を行っている。サプライヤの生産日から

起算して、電圧降下が基準値を逸脱したバッテリーモジュールは不良品と判定し、組立工程への使用を取り止め、適切に廃棄している。

4.2.2 締付品質管理

バッテリーアセンブリ工程は誤組立を防止するためにポカヨケを設置し、組立順序も画面に表示して間違いを防止した。万が一、組立不具合が出た場合にトレーサビリティを取るために、シリアル番号・工程履歴を記録するトレーサビリティシステムを設置した(**図4**)。

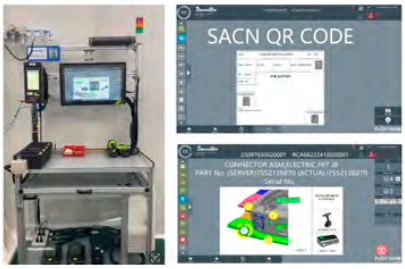


図4　ポカヨケ・トレーサビリティシステム

4.2.3 水冷配管・バッテリーパックリークテスト

バッテリーアセンブリへの水侵入は、車両の走行停止及び感電等の重大なリスクを引き起こす可能性がある。このため、バッテリーアセンブリに対する水侵入検査を実施し、製品品質の保証を行っている。特に、組立工程においては、いかにして水侵入リスクを低減し、確実に品質を保証するかが重要な課題となっている。

試作・開発評価段階では、実際に水没試験を実施した。しかし、量産工程では重量500kgを超えるバッテリーアセンブリを毎回長時間(30分以上)水没させることは現実的ではなかった。そこで、量産時の検査方法としては、水没試験に代えて差圧式リークテストを採用し、水密性の確認を行っている。差圧式リークテストについては次の**4.3節**で述べる。

バッテリーパックの水侵入防止構造は、次のように設計されている。筐体(きょうたい)の接合部には防水ガスケットを配置し、コネクタ部にはシール材を用いて気密性を確保している。

まず、コネクタ部のリークテストはケース供給者(サプライヤ)にて実施され、その気密性が保証される。更に、バッテリーパック全体に対するリークテストは、最終組立工程であるIMCT(泰国いすゞ自動車：Isuzu Motors Co., (Thailand) Ltd.)において実施している。

4.3 差圧式リークテストによるバッテリーパックの品質保証

リークテストのメカニズム及びIMCT工程におけるバッテリーアセンブリ工程では、バッテリー内冷却配管及びバッテリーパック全体についてリークテストを実施しているが、両者の検査メカニズムは同一であることから、**4.4節**ではバッテリーパックを代表例として記述する。

差圧式リークテスタを用いた測定の基本的な工程は次のとおりである。

まず、測定系内部を加圧し、Fill Valveを閉じることにより、系を等圧化する。その後、Test Valveを閉じて平衡状態とし、基準側(Reference側)は閉回路となるため基準値として用いられる。以降、Test Item側でリークが生じている場合、差圧として検出される仕組みである(**図5・図6**)。

このようにして、バッテリーパックの水密性を差圧変化として測定し、製品の品質保証を行っている。リークテストの合否(OK／NG)を判定する際には、(1)等価内容積、(2)差圧、(3)時間、の三つのパラメータが特に重要な要素となる。

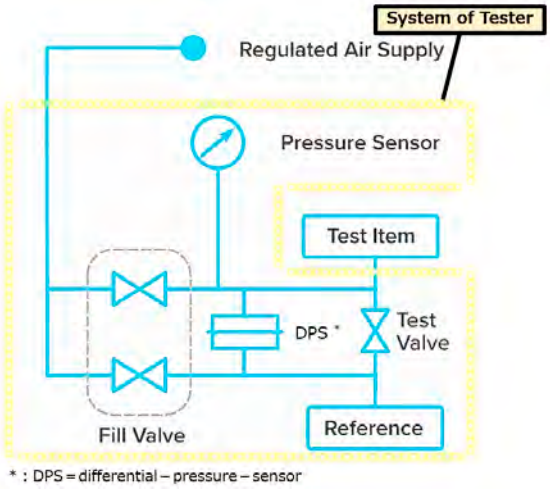


図5　リークテスタ構造図

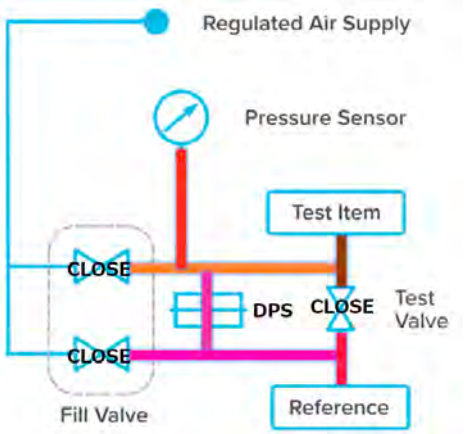


図6　リークテスタ検査時状態図

等価内容積は、被検査物の容積とリークテスタの内容積の和として表される(等価内容積＝被検査物容積＋リークテスタ内容積)。この等価内容積は、主として設備構成及び被検査物の設計により規定される。一方、差圧についてはリークテスタにより自動的に検出・測

定されるものであり、検査者が任意に設定可能なパラメータは検査時間のみである。

4.4 検査閾値決定までのプロセス

4.4.1 許容漏れ量の設定

リーク量の許容範囲については、開発部門と連携して検討を行い、適切な基準値を決定した。

4.4.2 タイムパラメータの決定

許容リーク量に基づき、リークの可能性がある箇所をパテ等で完全に封止したコンプリートシールパック(CSP)を作製し、検証試験を行った。リークテスタにおけるタイムパラメータは、以下の4項目から構成される。

- CHG(充填時間：Charge Time)
- BAL1(等圧化時間：Balance Time 1)
- BAL2(平衡化時間：Balance Time 2)
- DET(差圧検出時間：Detection Time)

各タイムパラメータについて実験的に値を変えて検証し、最適条件を採用した。参考として、水冷配管におけるBAL2の時間を変化させた結果を記載する(**図7**)。

図7の結果から検出の安定性は測定時間の延長に伴い向上する傾向が示された。この実験の結果で最終的なパラメータ設定した。

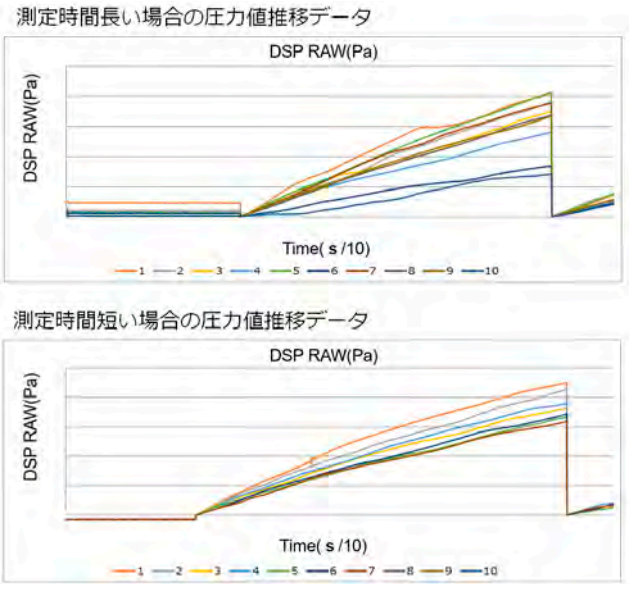


図7　BAL2時間変化

4.4.3 検査閾値の決定

4.4.1項及び**4.4.2項**で決定したパラメータをもとに温度変化の影響を考慮し、検査閾値を設定した。バッテリーパック内部の容量変化がごく小さいと仮定し、ボイル＝シャルルの法則に従って体積を一定とすれば、室温領域では温度上昇1 Kあたり内部圧力は約1/300増加する。温度とリーク量の相関についても実験的に確認し検査閾値を決定した。

なお、量産検査において生産されたバッテリーパックを用いた水没試験の結果、漏れが確認されず、品質要件を満たしていることを確認した。

5　まとめ

内製バッテリーアセンブリの開発及び生産工法の検討において直面した諸課題への対応について述べた。いすゞとして初めてとなる量産バッテリーアセンブリへの取り組みであったため、課題の抽出から始まり、各種検証と対策の立案・実施を繰り返すことで、最終的に要求される品質及び性能を満足する工法を確立することができた。これらの活動を通じて得られた知見及び反省点については、今後のプロジェクトへの更なる改善に向けて十分に整理・共有していく所存である。また、今後も継続して品質向上とノウハウの蓄積に努めていきたい。

6　おわりに

開発初期段階から工法の検討を開始し、生産試作および量産準備の各段階で発生したさまざまな課題に対しても、関係各部門が連携し、創意工夫及び迅速な対応を行うことで、納期遅延なく市場への供給を実現することができた。

最後に、D-MAX EVの開発・生産準備・立ち上げ、並びに本報執筆に当たりご協力いただいた多くの関係者の皆様に深く感謝の意を表したい。

新製品紹介

エルフEV ウォークスルーバンの開発について

Development of ELF EV Walkthrough Van

横井　貴志*　Takashi Yokoi
山際　正憲*　Masanori Yamagiwa
後藤　遼**　Ryou Gotou
村田　一樹**　Kazuki Murata
中井　勇太**　Yuuta Nakai
田島　一行**　Kazuyuki Tashima
平方　敏**　Satoshi Hirakata
寺沢　俊貴**　Toshiki Terasawa

要　旨

いすゞはカーボンニュートラル社会の実現と、ラストワンマイルの物流を支えるべくエルフEV ウォークスルーバンを開発した。本稿ではその開発の経緯・狙いについて概要を紹介する。

Abstract

ISUZU developed ELF EV Walkthrough Van in order to realize carbon neutral society and support distribution in the last mile. This article introduces the objectives and the outline of development of ELF EV Walkthrough Van.

1　はじめに

2025年現在、地球温暖化対策の潮流は世界的に加速している。日本を含む120以上の国と地域は2050年にカーボンニュートラルを達成することを目標と掲げ、さまざまな取り組みが行われている。いすゞはカーボンニュートラルの達成と物流を支えるという社会的責任に応えていくことを目指し、2023年にエルフEV(Electric Vehicle)を市場投入した。

一方で、物流分野ではネットショッピング市場の拡大に伴う小口配送の増加と、少子化・働き方改革に伴う人手不足の課題の解決が求められている。このような市場ニーズに応えるため、いすゞはラストワンマイルの配送に最適化した、エルフEV ウォークスルーバン(以下、WTV)を新たに開発した(**図1**)。



図1　新規開発したWTV外観

2　開発コンセプト

顧客は商用EVの初期導入段階では、EVと従前のディーゼルエンジン車の両方を使い、ドライバーも両方の車両に乗ることが想定される。そのため、いすゞはディーゼルエンジン車の扱いに慣れたドライバーがエルフEVに乗った際に違和感なく使える車両を目指した。

今回、WTVの市場投入に先立ち、ラストワンマイルの配送で乗り降りの頻度が高いドライバーの負担を軽減することを目指し、運転席から荷室へ通り抜け可能なウォークスルー構造を採用したEVによるモニタ活動を行った(**図2**)。モニタ活動では実際のユーザーから好評をいただいたため基本コンセプトを踏襲しつつ、フロアの完全フラット化、狭い路地などでの取り回し性向上のためのコンパクト化など、フィードバックから抽出した改善点を反映してさらなる実用性を高めた商品の量産化を目指した。



図2　モニタ活動のEV

*CV 商品企画第一部　　** 車両設計第三部

3　商品概要

ウォークスルー構造の実現と高い実用性を狙い開発した主な項目について**3.1節**～**3.5節**で述べる。

3.1 シャシ

現行エルフシリーズは将来を見据えたコンポーネントの最適展開と組み合わせ開発の手法「I-MACS(Isuzu Modular Architecture and Component Standard)」に基づき、コンポーネントをつなぐ部品の共通・体系化を行った。これにより、多様なニーズに合わせ、ブロックのようにコンポーネントとデバイスを自由に組み合わせることで、さまざまなパワートレイン及び車型展開が可能である。現行エルフEVの開発時にはウォークスルー構造の展開を見据えてコンパクトなバッテリーパックとラジエータを開発した。事前のモニタ活動で都市内宅配のWTVに要求される航続距離のフィードバックから、今回の開発では現行エルフEVのバッテリー搭載容量44kWhシャシをベースとした。

ディーゼルエンジンに比べてレイアウト自由度の高いEVの特徴を活かし、補機類のレイアウトをベースの現行エルフEVから調整したシャシを開発した。これによって、キャブのセンタフロアの低床化、及びスムーズで安全なウォークスルーのためのキャブと荷室のフラットな接続を実現した(**図3**)。

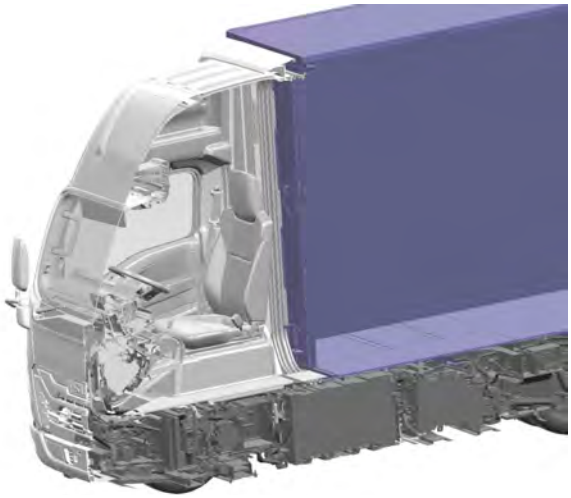


図3　シャシ概要

3.2 キャブボディ

3.2.1 ボディ開発の狙い

運転席から荷室へのスムーズなウォークスルーを可能とするため、現行エルフ標準キャブ(以下、標準キャブ)に対して室内空間を拡大し、かつ背面に開口を設定しつつも、ラストワンマイル配送の利用に耐え得る強度・耐久・NV(Noise and Vibration)性能を有するボディを目指した。

3.2.2 直立歩行が可能な室内空間

WTV用に新たに開発したシャシを採用することで実現したフロア中央への通路の設定及び新規ハイルーフの設定により、通路床面幅400mm・室内高1,800mmを確保し成人男性が直立して歩行可能な室内レイアウトが可能になった。

バックパネルは左右2分割構造とし、荷室へ移動するための開口を設定した。通路と荷室の床面高さを揃えることで、ドライバーがスムーズで安全に荷室に移動できる動線を確保した(**図4**)。

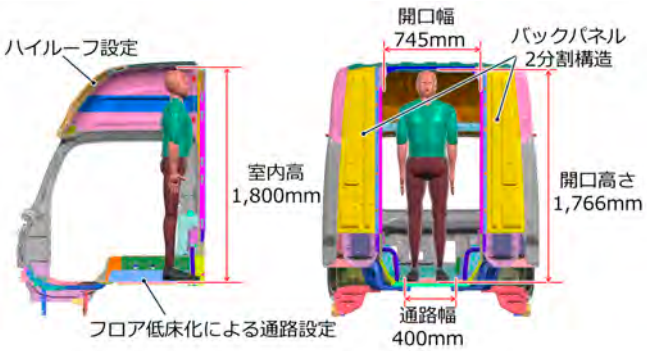


図4　主要寸法

3.2.3 WTV固有の性能作り込み

ウォークスルー開口の設定により、ボディ背面のキャブマウント間をつなぐ骨格が分断されることを防ぐために骨格構造を見直した。キャブマウントからの入力による開口部のマッチボックス変形の抑制のため、コーナ部に集中的に補強を追加した。これにより、開口部骨格を介して左右のマウントをつなぐロードパスを形成し、走行時の路面入力に対する強度耐久性を確保した(**図5**)。

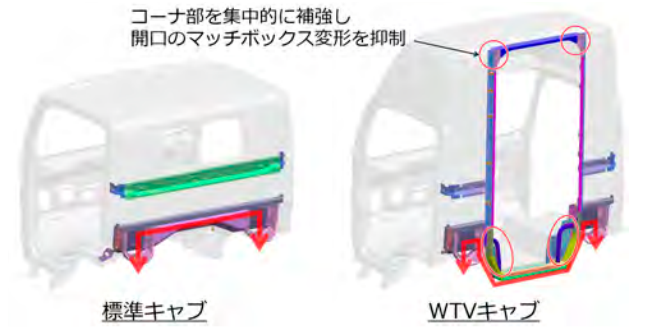


図5　ボディ背面のロードパス比較

また、モニタ活動で得られたスライドドアの開閉回数をもとに車両ライフ全体における通路歩行回数を想定し、歩行による繰り返し入力に対する耐久性にも配慮した構造とした。

3.2.4 既存の量産ラインでの生産対応

WTVは標準キャブとパッケージが大きく異なるが、既存の量産設備で標準キャブと混流生産が可能となるよう配慮した開発を行った。パネルの型投資を抑制するため新規部品に折り曲げ工法を多く採用しつつも、スポット溶接を基本に既存設備で組み立てられる構造とすることで、ボディの組み立てからキャブ完成までの工程の内製化を実現した(図6)。これにより、ほかの量産キャブと同等の生産品質を確保するとともに少量生産により生じるコストアップを抑制した。

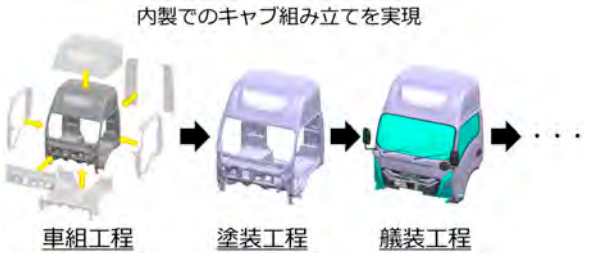


図6　内製でのキャブ組み立て

3.2.5 メンテナンス性の確保

ウォークスルー構造の実現のためにキャブと荷室を接続することから、標準的なトラックと同様のキャブチルトの操作は困難である。そのため、普段はチルトしなくても必要なメンテナンスができるよう、冷却水の水位はセンサで監視し、注水は運転席下の点検口から可能とした。また、故障時、大規模整備の際にキャブ下の補機類へアクセスするため、キャブと荷室の接続部品等を取り外せば手でチルトできるよう、トーションバー、チルトステー、チルトハンドルを設定した(図7)。

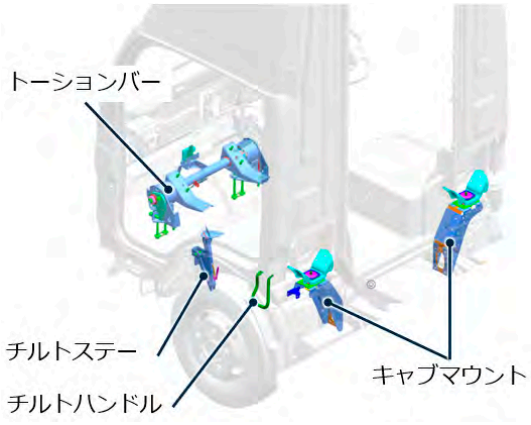


図7　キャブチルトの構造

3.3 キャブ内装

3.3.1 内装の狙い

専用のヘッダートレイ、シート、インパネシフトを設定することで、ウォークスルー時の動線の確保と利便性、安全性、耐久性の両立を目指した。

3.3.2 ヘッダートレイ

本開発では、ハイキャブベースのモニタ車に対し、サイズの小さな標準キャブベースのWTVにおいて、キャブ内のウォークスルー性と、ヘッダートレイの収納性最大化を目指した。ウォークスルー時の乗員姿勢を重視し、3Dデータ上でヘッダートレイと乗員モデルが接触しないようなレイアウトとした(図8)。更に実機モックアップを用いて、さまざまな乗員姿勢での検証を行った。



図8　ウォークスルー時の乗員姿勢

利便性については、マグネットボードを量産車として初めて導入し、伝票などの書類を車内で手軽に貼り付け・整理でき、使い勝手を向上させた。標準車キャブでありながらも頭上スペースを十分に確保し、中央部にはDINスペースも設け幅広い収納ニーズに対応している(図9)。

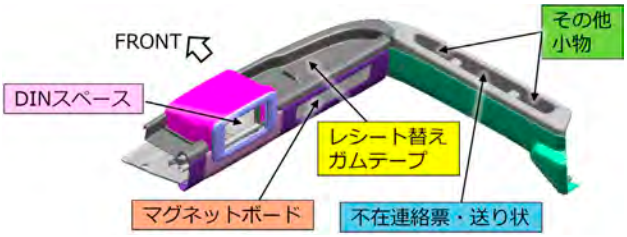


図9　ヘッダートレイ収納部

ヘッダートレイの取り付け構造については、強度・剛性確保の観点からパイプ構造を採用した。フロント部からサイド部を一体的につなげることで、ヘッダートレイ全体の強度・剛性を効率的に確保し、ウォークスルーキャブの特長を活かして乗員がヘッダートレイにつかまり、立ち上がる動作にも十分耐え得る設計とした(図10)。

これらにより、キャブ内空間の利便性、安全性、耐久性を両立したヘッダートレイを実現した。

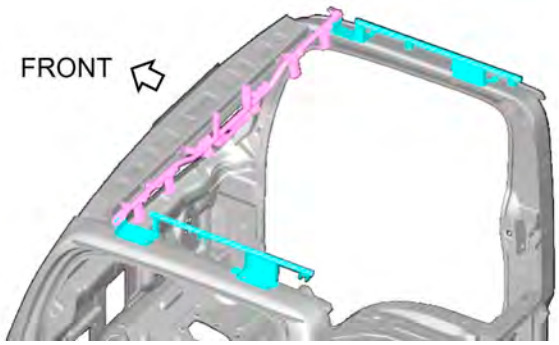


図10　ヘッダートレイ　パイプ構造

3.3.3 シート

WTVの座席は、キャブと荷室間の移動を考慮し、運転席と助手席で構成される2名乗車仕様とした。更に、乗降頻度の高い小口配送車の使われ方を考慮し、運転席のトリムカバーには耐摩耗性・耐久性に優れたビニル表皮材を採用した。これにより日々の乗り降りによる摩耗と汚れにも強く、長期間にわたり清潔さと機能性を維持できるよう配慮した。また、冬季の暖房負荷軽減と快適性の両立を目的とし運転席にはシートヒータを標準装備とした。

助手席については、運転席乗員がキャブと荷室間をスムーズに移動できるようWTV専用の設計とした。荷物を携行した乗員の移動を想定した時、上半身部に十分なスペースを確保する必要がある。このためシートバック幅を最小限に抑え運転席と助手席間で530mmを確保し、ストレスのないウォークスルーを実現した(**図11**)。

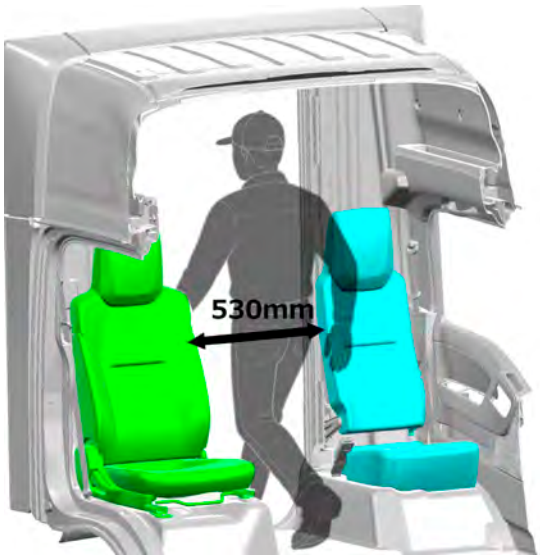


図11　運転席(左)と助手席(右)のウォークスルー寸法

運転席に装着されるシートベルトバックルについては、WTV専用の設計とした。当該バックルは、移動時における身体の動線を妨げないよう配慮し、シート座面下方まで回転角度の調整が可能な構造とした(**図12**)。

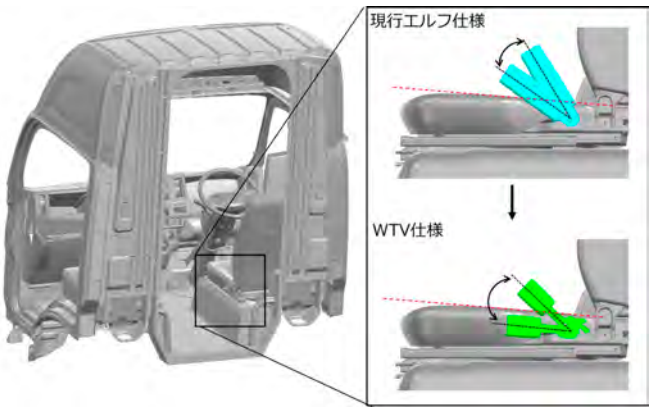


図12　運手席シートベルトバックル回転

3.4 荷室

ウォークスルー構造の実現と高い荷役性を目指し、既存のドライバンをベースに開発を行った。モニタ活動でのフィードバックから、住宅街の狭い路地での取り回し向上のため荷室をコンパクト化し、右左折時の所要道路幅3.3mを実現した。また、荷室スペースを最大限活用できるよう、リヤオーバハングのフレームの間に台車格納庫を設け、台車を荷室外に搭載可能とした。更に、顧客が自由に棚の設置と荷物を搭載できるフルフラットな荷室床面、そして成人男性が立ったまま作業可能な1,865mmの内法高を確保した(**図13**)。ウォークスルー通路部には荷物がキャブへ侵入し運転の障害となることを防止するため、ロック機能付きのスライドドアを設定した。



図13　荷室概要

荷室側面のスライドドアはモニタ活動でのフィードバックから、窓の材質変更により軽量化を行うことで操作性を向上させた。また、利便性向上のため、荷物を持って乗り降りできるよう800mm以上の開口幅と、幅広のステップを設定した。車外の周囲と足元を確認するために上下の窓と足元灯を設けることで乗り降り時の安全性を確保した。

運行開始前後の荷役時などサイドのスライドドア及び後方の扉を使用する際の乗り降りの負担軽減のため、荷室の縦根太と横根太を一体化することで、空積時の荷室床面地上高が800mm未満の低床化を実現した。

3.5 キャブと荷室の接続構造

通常、キャブと荷室をつなぐ接続構造は電車或いは連結バスのようなキャブと荷室の位相差を吸収するジョイントと、それをキャブに締結するパッキングプレート及びボディプレートを使用したフレーム構造を採用している。フレーム構造は部品製作のための金型が不要であり、モニタ活動などの少量生産に適しているが、部品構成が多くなり各部品合わせ部の防水処理及びフレームとキャブ合わせ面の変形を少なくするためフレーム部の高剛性化で重量が重く、コストも高い構造となっている(図14)。

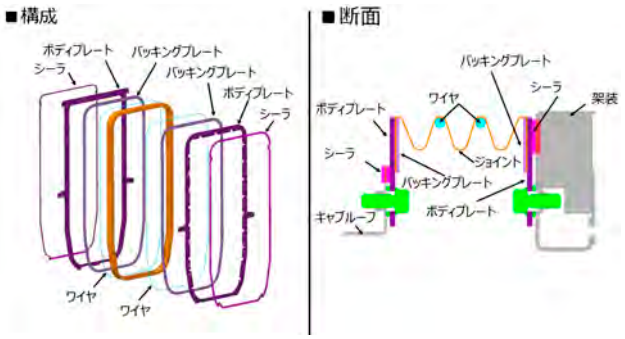


図14　一般的なジョイント構造

WTVではキャブと荷室の位相差を吸収するジョイントを量産性の高いゴム押出成形品とし、キャブと荷室への固定はジョイントをキャブ側フランジ・荷室側フランジに直接差し込み、ジョイントをドアで採用しているフィニッシャで保持して防水する新構造を採用した。この構造を採用することでフレーム部品を廃止することができ従来構造比重量6割減、コスト9割減を達成するとともに、フレーム部品を固定するボルトも5割減となりジョイント脱着作業工数の削減となった(図15)。

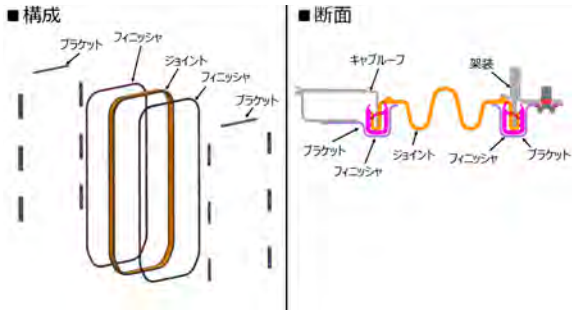


図15　WTVのジョイント構造

4　おわりに

モニタ活動で得た知見を盛り込み、WTV専用シャシとキャブ、荷室を開発したことで、フラットなウォークスルー構造と荷室の低床化、利便性の高い内装を実現した。ドライバーの負担軽減と安全性に寄与する、ラストワンマイルの配送を支える商品をラインナップに加えることができた。

今後もお客様からの要望に応えるべく、いすゞは信頼性、商品性の継続的な改善に取り組んでいきます。

最後に、モニタ活動の実現と、そこで得た知見のフィードバックにご尽力いただいたソリューション営業開発部をはじめ、荷室を含めWTV開発に多大なるご協力をいただいた社内外の関係者の皆様に対し、心より御礼を申し上げる。

新製品紹介

ISUZU D-MAX・MU-X搭載 2.2L RZ4Fディーゼルエンジンについて

2.2L RZ4F Diesel Engine for New ISUZU D-MAX and MU-X

清水　祐多*　Yuuta Shimizu
藤原　智洋*　Tomohiro Fujiwara
渡邊　正人**　Masato Watanabe
原　正敏**　Masatoshi Hara
山澤　昌之**　Masayuki Yamazawa
鎌田　剛史***　Tsuyoshi Kamada
平野　秀一***　Shuuichi Hirano
関根　元輝***　Genki Sekine
木村　治毅****　Haruki Kimura
木村　優介*　Yuusuke Kimura

要　旨

いすゞは、新開発の2.2Lディーゼルエンジン「RZ4F」と8速オートマチックトランスミッションを搭載した1トン積みピックアップトラック「ISUZU D-MAX」及び 7人乗りSUV「ISUZU MU-X」の新モデルを、2024年11月20日にタイで発表し、同月28日より同国内で販売を開始した。本稿では、RZ4Fエンジンの特徴及び採用技術の概要について述べる。

Abstract

ISUZU unveiled new models of the 1-ton pickup truck "ISUZU D-MAX" and the 7-seater SUV "ISUZU MU-X," equipped with the newly developed 2.2L diesel engine "RZ4F" and an 8-speed automatic transmission, in Thailand on November 20, 2024, and began sales in the country on November 28. This paper describes the features of the RZ4F engine and the outline of the technology adopted.

1　はじめに

ISUZU D-MAX及びMU-Xは、力強いデザイン、優れた悪路走破性、そしてディーゼルエンジンによる高い燃費性能により、グローバル市場で高い評価を得てきた。一方で、自動車業界は現在、地球環境問題への対応としてカーボンニュートラル社会実現に向けた大きな転換点にあり、内燃機関にもより一層の環境性能と高効率化が求められている。

本開発では、こうした時代の要請に応えるべく、高効率かつ高出力を両立した2.2L新型ディーゼルエンジン「RZ4F」(**図1**)を開発し、8速ATとの組み合わせによりISUZU D-MAX・MU-X(以下、「D-MAX・MU-X」)(**図2**)に搭載した。本エンジンは、従前モデルを大きく上回る発進加速性能と燃費性能を実現し、高い商品性を損なうことなく、CO_2削減を通じたカーボンニュートラル社会を実現するパワートレインとして仕上がっている。

本稿では、RZ4Fエンジンの開発経緯と主要技術について紹介する。



図1　RZ4Fエンジンの外観



図2　ISUZU D-MAX・MU-X

*PT 商品企画・設計第二部　**PT 実験第一部　***PT 実験第二部　**** エンジン装置設計部

2　開発の狙い

D-MAX・MU-X搭載RZ4Fエンジンは高い商品力の確保を目指し、次の項目に注力した。

① 高出力・高トルク化
② 発進加速性能の向上
③ 低燃費
④ 信頼性確保

2.1 主要諸元

新開発2.2 Lディーゼルエンジンと従前モデルの比較諸元を表1に、性能線図を図3に示す。

表1　エンジン諸元

	新型 RZ4F	従前型 RZ4E
気筒配列	直列4気筒ディーゼル	
総排気量 (cc)	2,164	1,898
内径 x 行程 (mm)	83.0 x 100.0	80.0 x 94.4
出力/トルク (kW/Nm)	120 / 400	110 / 350
圧縮比	15.9	
ピストン	アルミ(新燃焼室)	アルミ
シリンダブロック	浅底ウォータジャケット	深底ウォータジャケット
シリンダヘッド	アルミ(新冷却回路)	アルミ
動弁システム	DOHC*1	
フライホイール	大径シングルマスフライホイール	シングルマスフライホイール
過給システム	新型電制VGSターボ	電制VGSターボ
燃料噴射システム	コモンレール式	
EGRシステム	U-フロー式　COOLER 負圧式バイパスバルブ ポペット式EGRバルブ	I-フロー式　COOLER 負圧式バイパスバルブ ポペット式EGRバルブ
インテークマニホールド	低圧損 樹脂製インマニ	VSS*2付アルミ製インマニ
後処理システム	DOC ＋ CSF	
対応排出ガス法規	Euro5	

*1 DOHC (Double Overhead Camshaft)
*2 VSS (Variable Swirl control System)

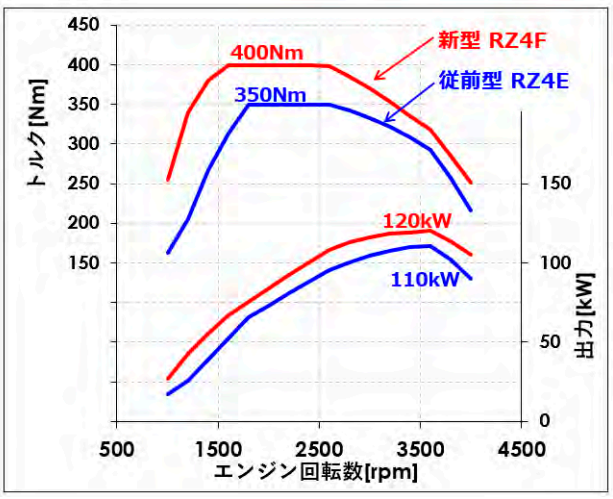


図3　性能線図

ピックアップトラックには、積載時でも粘り強く高い動力性能を発揮することが求められており、特に高出力仕様へのニーズが高い。こうした市場要求に応えるため、本エンジンでは、120kW/400Nmへの高出力・高トルク化を図った。

更に、発進加速性能と燃費の両立を目指し、MBD(モデルベース開発：Model Based Development)を活用して排気量最適化を行い、2.2Lとした。ボアピッチは従前と共通化し、車両パッケージへの影響を最小限に抑えている。

高出力化に伴う課題(燃費・騒音・耐久性)に対しては、燃焼最適化、運動系部品の強化、冷却系部品の改良などで対応し、優れたBMEP(正味平均有効圧：Brake Mean Effective Pressure)と耐久性を両立した。また、Pmax(最高筒内圧)及び、慣性力増大に起因する騒音についても、次期加速走行騒音規制(UN R51.03 Phase3)にも対応可能な設計とした。

排出ガス後処理は、将来の高次排出ガス規制を見越した拡張性のあるレイアウト構成とし、各国の規制に対応可能なシステムとした。

これらの開発により、従前型1.9Lモデルを大きく上回る発進加速性と出力を実現し、業界トップクラスのパワフルな新型エンジンを実現した。

2.2 最適排気量の検討

世界各国で排出ガス規制の高度化が進む中、排出ガスの評価モードは、従前のNEDC(New European Driving Cycle)から、より実走行に近いWLTC(Worldwide-harmonized Light Vehicles Test Cycle)へと移行が進んでいる。更に、Euro 6d以降の規制では、RDE(Real Driving Emissions)による実路走行時の排出ガス評価が追加され、排出ガス試験環境は大きく変化している。こうした動向に対応しつつ、車両に求められる動力性能とのバランスを図るため、本開発ではMBDを用いて最適な排気量を検討した。

図4にWLTCモード・120kW仕様における燃費／CO_2シミュレーション結果を示す。各排気量でCO_2排出量が最小となるようファイナルギヤ比を最適化した結果、2.2L仕様が最も優れた燃費性能を示した。

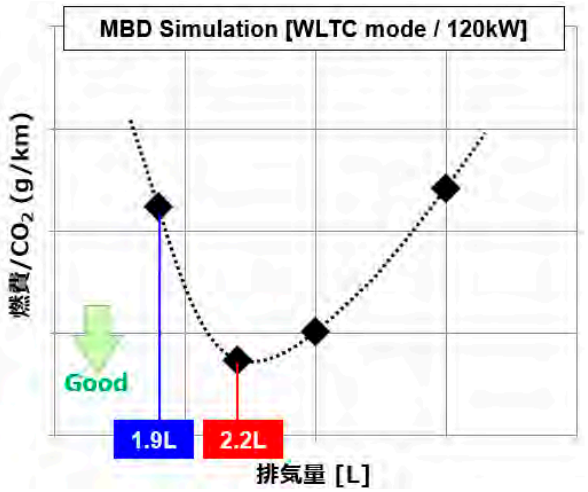


図4　最適排気量シミュレーション結果：燃費

図5に動力性能のシミュレーション結果を示す。排気量の増加により動力性能は向上する傾向があり、従前型1.9L仕様と比較して、2.2L仕様は平地・高地の双方で性能向上を確認した。

以上より、燃費と動力性能の両面で最もバランスの取れた仕様として、2.2Lを最適排気量に設定した。

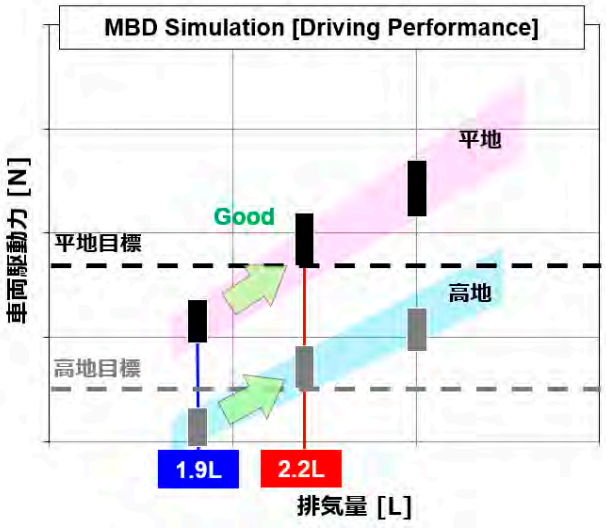


図5　最適排気量シミュレーション結果：動力性能

3　注力技術概要

3.1 高出力・高トルク化

本エンジンでは、積載・登坂などの高負荷条件下でも安定した動力性能を確保するため、出力及びトルクの向上を図った。

具体的には、Pmaxと排気量を従前比で増加させ、燃焼及び過給系の仕様を最適化した(図6)。これにより、全回転域にわたって高いトルク特性を実現し、従前モデルを上回る出力性能を達成した。

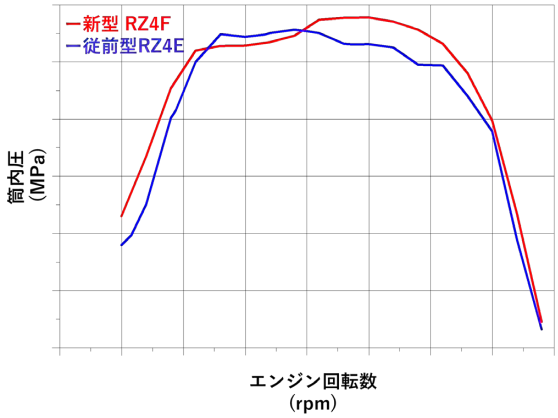


図6　最高筒内圧 (Pmax)

3.2 発進加速性(エアマネージメント改良)

従前車及び競合車を上回る発進加速性能を実現するため、過給応答の改善、吸気損失の低減、並びに評価手法の見直しを実施した。

まず、ターボチャージャには翼車径の拡大と内部ベアリングの低フリクション化を施すとともに、新規開発VGS(可変ジオメトリーシステム：Variable Geometry System)と高精度制御が可能なCAN(Controller Area Network)通信対応のE-ACT(Electric Actuator)を採用した(図7)。これにより、低回転域での過給応答を大幅に改善した。

加えて、インテークマニホールドは軽量化を目的に樹脂化し、圧損低減のために形状を最適化し空気供給効率を向上させた(図8)。

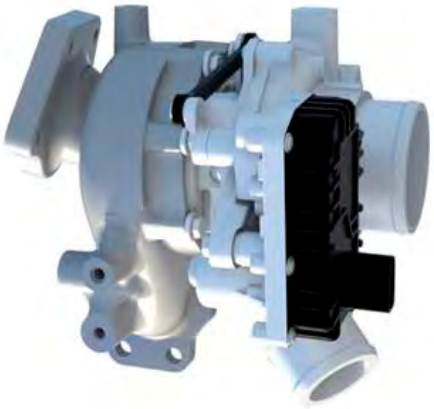


図7　新型ターボチャージャ



図8　樹脂インテークマニホールド

次に、発進加速性能に関する車両性能目標値の明確化と評価手法の再構築を行った。従前は官能評価が主体であり、定量的な比較をもとにした、設計フィードバックが困難であった。そこで、過去のプロジェクト及びベンチマーク結果をもとに、発進加速性能に寄与する特性値を定義・定量化し、車両性能目標として設定した。更に、これらの性能目標を単体エンジンベンチで評価可能な代用特性値に変換することで、車両非搭載状態でも発進加速性能の検証を可能とした。これにより、車両搭載前においてもキャリブレーションの最適化及びハード仕様の影響評価を迅速に行える手法を構築した。

これらの取り組みにより、従前車及び競合車を上回る発進加速性を実現した(図9)。

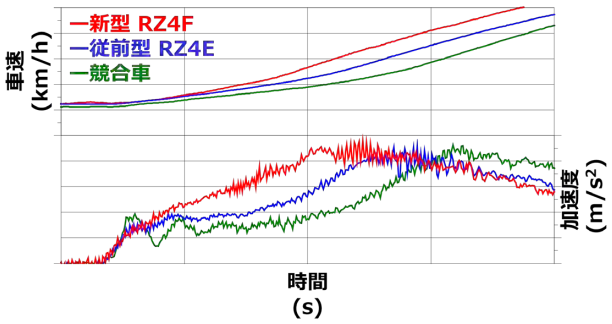


図9　発進加速性性能

3.3 低燃費

燃費性能の向上を図るために、燃焼の最適化と低速トルクアップによるファイナルギヤ比のハイギヤード化を実施した。

燃焼の最適化は、燃焼解析に基づき、ピストン燃焼室形状とインジェクタ仕様を最適に選定することで達成した。ピストン燃焼室形状は、従前型に近い形状と、燃焼室口元径を拡大しリップ形状を縮小して改善を図った新形状を検討した(**図10**)。



図10　ピストン燃焼室形状

インジェクタは、最適な噴口数と噴孔径を選定し、微少多段噴射を用いた噴射制御の適正化を行った。更に指示噴射量と実噴射量との乖離(かいり)を適宜学習しフィードバック補正することで、燃焼効率・排出ガス性能・燃焼音のバランス化及び車両寿命を通じて安定した性能を実現した。

図11に選定した燃焼室とインジェクタでの燃焼解析結果を示す。リップ形状を改善することにより、燃焼室側とスキッシュ側双方に燃料が拡散しやすくなり、従前型比当量比とNOxが改善していることが分かる。これにより排出ガスを抑えつつ低燃費化が実現できている。

ハイギヤード化は排気量アップと新型ターボ採用により不足する低速トルクを補うことで、同車速を低回転で得られ、燃費向上が可能となった。新型ターボはエンジン低回転における過給圧上昇の応答性に優れているが、背反としてターボVG(可変ジオメトリー:Variable Geometry)のベーン閉じ側制御では、タービン入口圧が増加しやすく、ポンピングロス悪化によって、燃費悪化を招くおそれがある。そのため、ハイギヤード化を成立させるには、過渡トルクの制御が重要となる。本開発過程において、過給圧上昇時におけるベーン開度を負荷に応じてきめ細かく制御することで、ポンピングロスの増大を防ぎ、過渡トルクの改善を図った(**図12**)。これにより、従前型比で低速トルクと過渡トルクの双方を向上させ、ハイギヤード設定が可能となった。

以上により、従前車を上回る高出力化を実現しつつ、主力市場であるタイの2026年税制優遇条件(CO_2排出量185g/km以下)を全車両で満たす燃費性能を確保した。

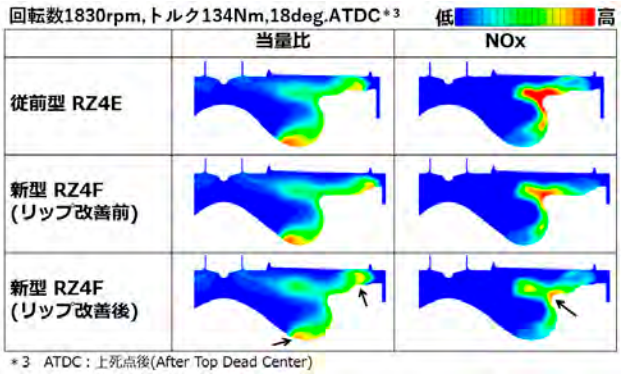


図11　燃焼解析結果

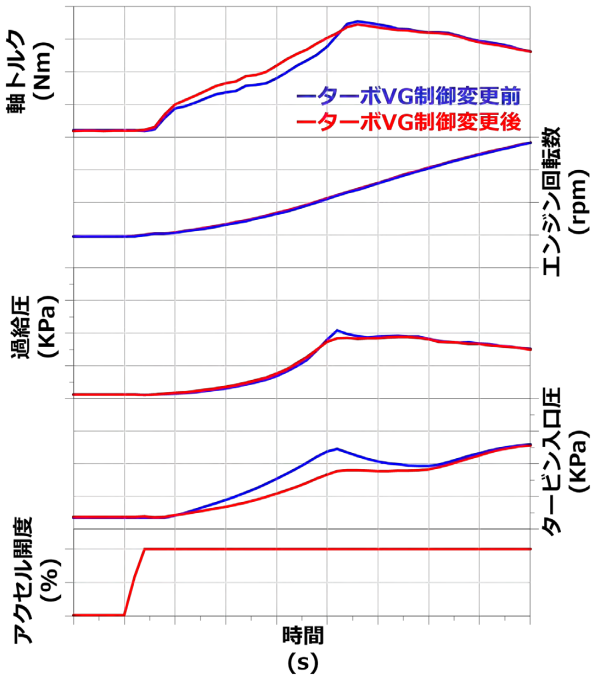


図12　過渡トルク制御

3.4 信頼性確保

高出力・高トルク化のためのPmax増加は、耐久・騒音への影響が懸念される。そのため構造部品及び運動系部品、並びに騒音寄与度の高い部品に対して効率的かつ重点的な評価を実施した。

構造・運動系部品の強度検証には、CAE (Computer-Aided Engineering)解析と実機によるひずみ測定との相関を活用し、必要強度を確保しつつ軽量化を図った。騒音寄与度の高い部品に対しては、設計初期段階でCAE解析と1Dシミュレーション(各加振力・構造特性から放射音を予測)[1]を組み合わせてエンジン単体騒音の目標設定とめど立てを実施し、効率的な作り込みを行った。また、ピックアップ用途に即した耐久信頼性の確保を目的として、積み重ねてきたグローバル市場のデータに基づく評価手法を導入し、評価工数を削減しつつ長期耐久性を確保した。

これらの検証・評価により、シリンダブロック及びシリンダヘッドは従前と同等の重量を維持しながら、幅広い使用環境で高い信頼性を備えたエンジンを実現した。

4　要素技術

4.1 シリンダブロック

シリンダブロックは、燃焼室周辺の熱マネジメント最適化と、生産性向上の両立を図るために、WJ(ウォータージャケット)形状を浅型とした新設計を採用した(**図13**)。

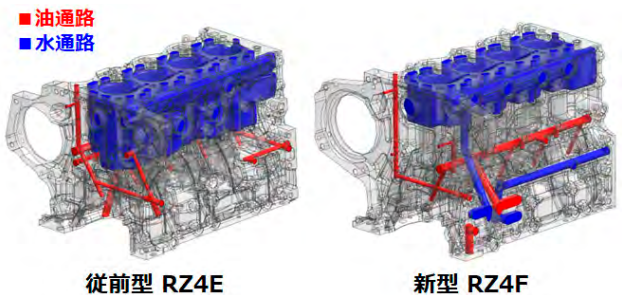


図13　シリンダブロック概要CAE

WJの浅型化により、ボア壁面の上部の温度を抑制しつつ、従来冷えすぎていた下部を適正温度に維持し、ボア全体の温度分布均一化を実現している(**図14**)。図に示す温度分布結果からも、従前モデル(RZ4E)に比べて上下面の温度差が大幅に縮小し、1stピストンリング付近の最高温度を約30℃低減することが可能となった。

この温度分布の均一化により、燃焼負荷時におけるボアの熱変形(円筒度)を抑制し、ピストンとボア間に生じるフリクションの増加を最小限に抑えている(**図15**)。その結果、排気量増加によるフリクション悪化の影響を抑制しつつ、効率的な熱マネジメントが可能となった。

また、生産性の面では、WJの浅型化に伴い、鋳造型の構成を簡素化することで、WJ中子とシリンダヘッドへ接続するバイパス通路中子の一体成形が可能となった。これにより、鋳造工程の効率化と製品品質の安定化を両立している。

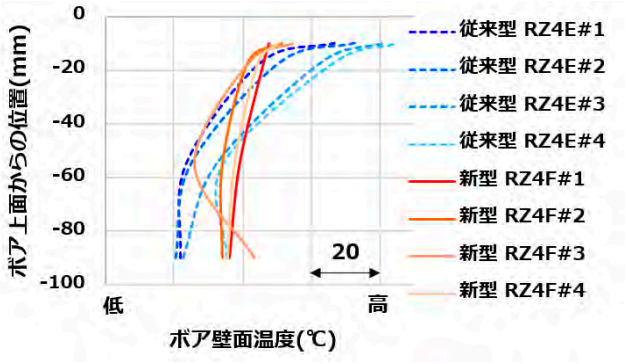


図14　ボア壁面温度 (従前型VS新型)

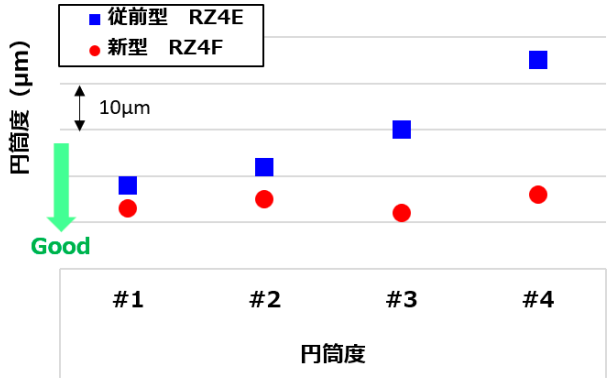


図15　ボア変形量（熱負荷時）

4.2 運動系部品

排気量の増加に伴い、運動系部品(ピストン・コンロッド・クランクシャフト・フライホイール)を刷新した。

ピストンについては、燃焼解析により最適な燃焼室形状を選定したうえで、MBDによるピストン最高温度予測解析を実施し、走行条件下での最高温度を見積もった。これにより、性能と耐熱性を両立する設計を確立した。

また、低速域でのPmaxを従前比で高めたことにより、燃焼由来のクランク軸上の回転変動の増加が懸念された。この対策として、クランク系の慣性モーメント(イナーシャ)を最適化し、特にフライホイールの慣性を増加させることで対処した。

その結果、**図16**に示すように、従前モデルと同等レベルの回転変動特性を維持し、NV(振動・騒音)性能及び運動系部品の信頼耐久性を確保した。

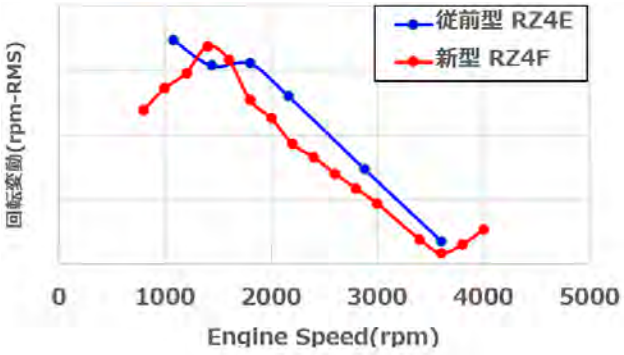


図16　エンジン回転変動

4.3 後処理システム

本エンジンは、排出ガス規制Euro 5に適合するために、近接配置型DPD(Diesel Particulate Diffuser)と筒内ポスト噴射を組み合わせたシステム採用した(**図17**)。併せて、DPD昇温及び再生制御の最適化を実施した。

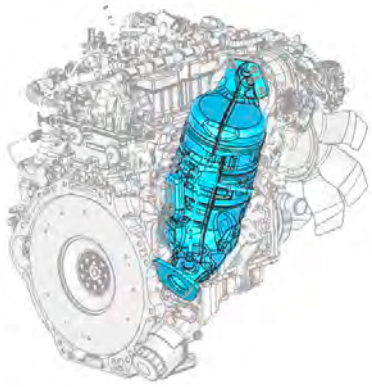


図17　近接配置型DPD搭載位置

用途が広いトラック向けエンジンでは、DPD再生時の排気昇温手段として排気スロットルを用いたポンピングロス制御が用いられる。しかしながら、本エンジンでは、排気スロットルを非搭載としたため、アイドル停車時などの低負荷運転領域において、排気温度の確保が課題であった。

これに対し、ターボチャージャのVG開度とインテークスロットルの協調制御を導入した。具体的には、VGを全閉近傍に制御して意図的にポンピングロスを発生させ、増加する吸入空気量をインテークスロットルで抑えることで、排気温度を適切に維持できるようにした。この協調制御により、アイドル状態でもDPD再生を可能とした。

DPD再生には、走行中に自動的に行われる「自動再生」と、停車状態でユーザーが任意に行う「手動再生」がある。従前は自動再生が不可能な状況が継続すると、車両を停止して、手動再生を行う必要があり、稼働時間停止が課題となっていた。

このような運用上の課題に対しては、モデルベース制御を用いた「再生切り替えシステム」を新たに導入した。本システムは、DPD内のPM堆積量をモデルで推定し、走行条件及び堆積状況に応じて、自動再生と手動再生を適切に切り替える制御を行っている。これにより、不要な停車再生の抑制とPM(微粒子状物質：Particulate Matter)過捕集によるDPD破損のリスク低減を両立している。

以上の改良により、多様な使用環境・運転条件においても、DPD再生を確実に完了させ、利便性も向上させた排出ガス後処理システムを構築した。

5　バリエーション展開とグローバル拡張性

本エンジンは、いすゞのLCV(Light Commercial Vehicle)エンジンポートフォリオにおける中核機種として、モジュール構想に基づき開発された。エンジン基本骨格は共通化しつつ、後処理装置の構成を変更することで、低EUROから高EUROまでの多様な排出ガス規制に対応可能な仕様展開を実現している。

また、グローバル市場への展開を前提とし、寒冷地・高地・熱帯地域など、さまざまな過酷環境下でも、始動性・動力性能・排出ガス性能を安定して確保できるエンジンとして開発された。

更に、商用車で広く用いられる冷凍機用ポンプ及びHEV(ハイブリッド車：Hybrid Electric Vehicle)に対応可能な高容量オルタネータなどの各種補機への対応も考慮し、従前と同等の高い汎用性を維持したレイアウト設計を採用している。

6　おわりに

本エンジンの開発にあたっては、自動車業界が大きな変革期を迎える中で、「この時代に新たな内燃機関が本当に必要なのか」という問いと向き合うこととなった。こうした葛藤の中で、多くの関係者から貴重なご意見とご支援をいただきながら、ひとつひとつの課題に真摯に向き合い、開発を進めてきた。

その結果、CO_2削減を通じたカーボンニュートラル社会の実現に貢献し得る、いすゞの新たなグローバル基幹エンジンを世に送り出す機会を得られたことを、心より深く感謝申し上げる。

本プロジェクトは若手技術者が主体となって取り組んだものであり、彼らの情熱と努力が結実した成果である。このエンジンが世界で活躍し、近い将来、若手技術者たちが誇りを持って「自分たちの内燃機関」と呼べる存在になることを、心から願っている。

参考文献

(1) 山岸　誠弥　ほか：企画段階に適用するディーゼルエンジン放射音予測1D-CAEツールの開発,
いすゞ技報 No.132(2020), p.72-78

論文・報告

高周波焼入れされたシャフトの残留応力分布特性に及ぼす諸因子の影響に関する数値解析的検討

Numerical Studies on Effects of Various Factors on Residual Stress Distribution Characteristics in Induction Hardened Shafts

山田　明徳*　Yoshitomi Yamada
大藪　友希**　Tomoki Oyabu
岡野　成威**　Shigetaka Okano
望月　正人**　Masahito Mochizuki

要　旨

本研究では、高周波焼入れ時の相変態を考慮した硬さ及び残留応力分布の数値解析モデルを構築し、高周波焼入れを施したシャフトの硬さ及び残留応力の分布を推定した。更に、さまざまな条件下での高周波焼入れの数値シミュレーションにより、硬化層深さと残留応力分布との関係について評価を行った。

Abstract

We constructed a numerical analysis model of hardness and residual stress distribution considering phase transformation during quenching. Using the model, we estimated distributions of hardness and residual stress in the induction hardened shaft. The accuracy of the model was confirmed by comparison with the experimental data. Moreover, through the numerical simulations of induction hardening under various conditions, we also considered the relationship between the case depth and the residual stress distribution.

1　はじめに

自動車に使用されるアクスルシャフトには高周波焼入れによる表面熱処理が施されているため、表面の硬度が上昇することに加え、表面に圧縮残留応力が生じることで、部材の疲労強度を向上させることができる(1)。

アクスルシャフトは高周波焼入れにより、外周部のみが高温まで加熱されたあとに急冷されることでマルテンサイト変態が生じ、その変態膨張が拘束されることでアクスルシャフト表面には圧縮残留応力が生じる。一方で、アクスルシャフト内部は外周部に比べて温度上昇留応力が生じる。そのため、引張残留応力が大きくなる施工条件では焼割れが発生する恐れがあり、高周波焼入れ後のシャフト内部における残留応力分布も詳細に把握し、適切な施工条件を設定することが製品の品質を確保するうえで重要といえる。しかしながら、高周波焼入れにより生じる残留応力分布の影響因子に関する系統的な検討は必ずしも多くないため、シャフト内部における残留応力分布特性に諸因子が及ぼす影響について整理することができれば、シャフトの品質確保の観点から有意義であると考えられる。特に、高周波焼入れの施工条件は、主として硬さや硬化層深さを目安に設定されるため、硬さ分布と残留応力分布の関係を明らかにすることができれば、焼割れ防止に向けた施工条件の適正化に有用となることが期待される。

そこで本研究では、数値シミュレーションを活用し、高周波焼入れが施されたシャフトの残留応力分布について系統的な検討を行った。まず、焼入れと焼戻し時に生じる相変態と塑性現象を考慮した硬さ分布と残留応力分布の数値シミュレーションモデルを構築し、シャフトの高周波焼入れと焼戻しを模擬した数値解析で得られた結果を実測結果と比較することで、モデルの有用性について検証した。そのうえで、残留応力分布特性には高周波焼入れ条件が大きな影響を及ぼすことから、シャフト寸法、加熱条件、冷却条件をそれぞれ変化させた条件で高周波焼入れシミュレーションを行い、焼入れ深さとの関係に着目した残留応力分布特性の系統的な評価を試みた。

2　相変態と塑性現象を考慮した数値シミュレーションモデルの概要

2.1 焼入れ時の相分率の計算方法

高周波焼入れは、鋼材の表面のみを急速に加熱したあとに急冷する熱処理手法であり、外周部のみ高温まで加熱されることで相変態が生じる。一方、中心部は外周部に比べて温度が上昇しないため、組織は変化しない。そこで本モデルでは、最高到達温度や冷却速度に基づいて相分率を予測した。ただし、一般的に焼入

* 車両審査実験第二部　　** 大阪大学大学院

れは高温の鋼材を急冷する熱処理であるため、徐冷のような冷却速度が遅い場合は想定せず、マルテンサイト(M)とベイナイト(Zw)が生成する場合のみを考えた。また、初期組織はパーライト(ｐ)と仮定した。

加熱過程では、最高到達温度に応じてオーステナイト(A)に変態する割合を求めた。変態中のオーステナイトの変態率の計算には式(1)を用いた[2]。

$$\xi_\gamma = 1 - \exp\left\{-4\left(\frac{T - \mathrm{Ac_1}}{\mathrm{Ac_3} - \mathrm{Ac_1}}\right)\right\} \quad (1)$$

ただし、ξ_γ はオーステナイト変態中の温度Tでのオーステナイトの変態率、$\mathrm{Ac_1}$と$\mathrm{Ac_3}$はオーステナイト変態開始及び終了温度である。

冷却過程では、冷却速度に応じてオーステナイトがマルテンサイトまたはベイナイトに変態する。冷却速度の計算には、式(2)に示すニュートンの冷却則に基づいて$\mathrm{Ac_3}$点から500℃に冷却するのに要する時間tを概算した。

$$T = \mathrm{A}\exp(-\mathrm{K}t) + T_0 \quad (2)$$

ただし、A，Kは定数、T_0 は室温である。本研究で対象とする材料である機械構造用合金鋼SMnV440を用いてフォーマスタ試験を行った試験片の冷却完了時の硬さ、及びCCT図(連続冷却変態線図：Continuous Cooling Transformation diagram)より作成した冷却完了時の各組織の相分率を**図1**に示す。本図を用いて、$\mathrm{Ac_3}$(839℃)点から500℃に冷却するのに要する時間の概算値から求められる相分率に、オーステナイト変態した割合を乗じることでマルテンサイトとベイナイトが生じる割合をそれぞれ求めた。

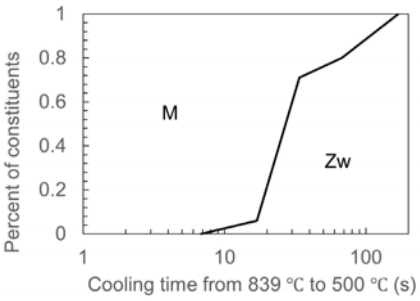


図1　冷却時間に対する各組織相の相分率

冷却過程での各相変態中の変態率を求めるにあたり、マルテンサイト変態は無拡散変態であるため、式(3)で表されるKoistinen-Marburger[3]の式を用いた。

$$\xi_M = 1 - \exp\{-0.011(\mathrm{Ms} - \mathrm{T})\} \quad (3)$$

ただし、ξ_Mはマルテンサイト変態の変態率、Msはマルテンサイト変態開始温度である。また、ベイナイト変態は拡散変態であるとして式(4)に示すJohnson-Mehl[4]の式を用いた。

$$\xi_{Zw} = 1 - \exp\{-\mathrm{k}(t - t_{Zw})^4\} \quad (4)$$

ただし、ξ_{Zw}はベイナイト変態の変態率、kは定数、t_{Zw}はベイナイト変態開始温度に到達した時間である。

2.2 組織変化に伴う材料特性の設定方法

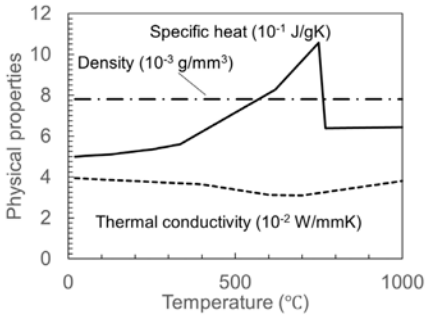
本モデルでは、あらかじめ組織ごとに材料特性を設定しておき、温度履歴に基づいて計算した相分率に応じて、混合則を用いて材料特性を変化させることで最終的に残留応力を計算した。文献値や実測データなどを参考に、各組織の物理的特性を**図2**に、機械的性質を**図3**に示すように設定した。寺崎らの文献[5]を参考に、変態潜熱は比熱として模擬した。密度及びポアソン比は、温度と相変態による変化は小さいと考え、一定とした。

マルテンサイトのヤング率と線膨張係数はパーライト及びベイナイトと同様とし、降伏応力は1,200MPa、加工硬化率は60GPaで温度依存性を考慮せず一定の値を用いた。変態ひずみ量は、オーステナイト変態で0.0025、マルテンサイト変態で0.0070、ベイナイト変態で0.0036としており、各組織の相分率の変化量との積を熱ひずみに加算することで模擬している。変態塑性ひずみ[6]に関しては、式(5)で示される変態塑性ひずみ増分 $\dot{\varepsilon}_{ij}^{tp}$を熱ひずみに加算することで模擬した。

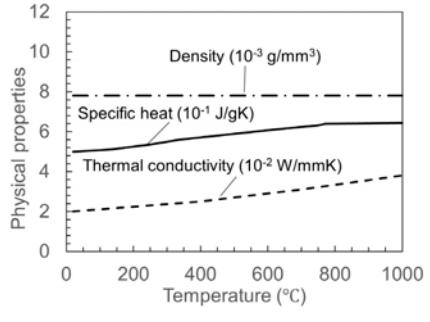
$$\dot{\varepsilon}_{ij}^{tp} = 3\mathrm{K}(1 - \xi)\dot{\xi}s_{ij} \quad (5)$$

ただし、Kは変態塑性係数、ξ は新相の相分率、s_{ij}は偏差応力である。

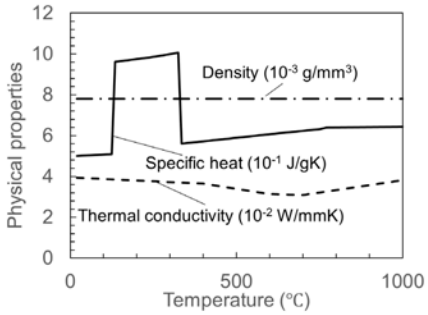
焼戻し時には、マルテンサイトが体積収縮することに加えて、塑性現象が生じることを考慮に入れた。体積収縮によるひずみ変化量は0.0002とした[7]。



(a) パーライト及びベイナイト

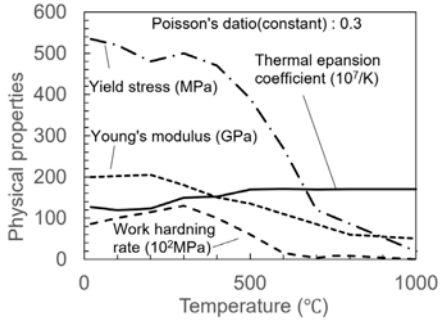


(b) オーステナイト

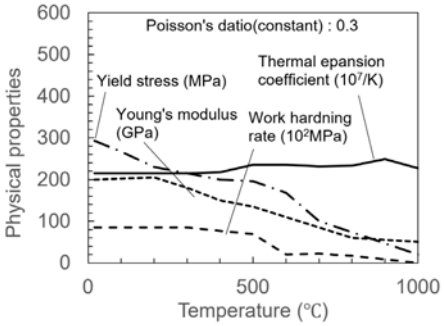


(c) マルテンサイト

図2　物理的性質



(a) パーライト及びベイナイト



(b) オーステナイト

図3　機械的特性

焼戻し時の塑性現象に関しては、変態塑性ひずみの構成式をもとに山崎[8]が考案した焼戻し塑性の構成式を用いて、焼戻し時の温度－ひずみの関係を再現していることから、低温焼戻しを想定して変更した式(6)を用いて焼戻しによる塑性ひずみ$\varepsilon_{ij}^{\mathrm{temper}}$を与えた。

$$\varepsilon_{ij}^{\mathrm{temper}} = 3\mathrm{K}_c s_{ij} \int_0^{\xi_c^{160}} (1-\xi_c)\, d\xi_c \qquad (6)$$

ただし、K_cは定数、s_{ij}は偏差応力、ξ_c は焼戻し温度500℃で1.0となるように正規化して表した炭化物の体積分率であり、ξ_c^{160}は0.13とした。

3　高周波焼入れシミュレーションの有用性検証

3.1 数値解析条件

高周波焼入れシミュレーションの有用性検証のために、まず、**表1**に示す条件で高周波焼入れと低温焼戻しを施したシャフトに対してビッカース硬さ試験と組織観察、中性子回折法とコンター法による残留応力測定を行った。そして、シャフトの高周波焼入れ焼戻しを模擬した数値解析を行い、得られた硬さ分布と残留応力分布を実測結果と比較することで、その有用性について検討した。

表1　高周波焼入焼戻し条件

Coil output power (kW)	330
Coil moving speed (mm/s)	7
Coil axial length (mm)	10
Quenching liquid flow rate (L/min)	200
Frequency (kHz)	3
Distance between coil and cooling start position (mm)	50
Tempering temperature (°C)	160
Tempering time (hr)	1

本検討で用いた数値解析モデルを**図4**に示す。実験に用いた試験片と同寸法である直径55mm、軸長200mmの円柱形状のモデルに対して、外周部から11.5mm、軸方向に10mmの領域に物体熱流束を与え、この領域を軸方向端部から7mm/sで移動させることで高周波焼入れによる加熱を模擬した。また、雰囲気温度を20℃とし、表面からの熱損失として、空気との熱伝達とステファン・ボルツマン則に従う熱放射を考慮しており、熱源通過後の熱伝達率を2.5×10^{-5}W/mm²Kから1.0×10^{-3}W/mm²Kに変更することで加熱後の冷却液の噴射による冷却を模擬した。また、境界条件として、**図4**に示すようにモデルが移動・回転しないように拘束している。焼戻しは、表面熱伝達における雰囲気温度を160℃として1時間経過後に雰囲気温度を20℃とすることでモデルを加熱・冷却し、160℃で1時間保持した焼戻しを模擬した。

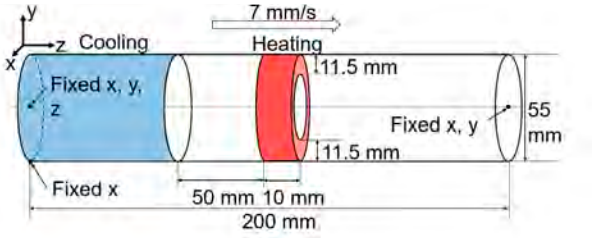


図4　高周波焼入れの数値解析における加熱領域及び冷却領域

3.2 数値解析結果

熱伝導解析によって得られた軸方向中央断面の最高到達温度分布を**図5**に示す。外周部のみが1,000℃以上の高温に加熱されており、高周波焼入れによる加熱を模擬できていることが確認できる。続いて、径方向の各組織の相分率を**図6**に示す。中心から16mmの位置までは相変態は生じておらず、それより表面側の領域で組織の変化が生じており、表面に近づくにつれてマルテンサイトの割合が大きくなっていることが確認できる。得られた組織分布をもとに、焼入れ後のマルテンサイトを690HV、焼戻し後のマルテンサイトを660HV、ベイナイトを320HV、パーライト280HVとして混合則に基づいて推定した硬さ分布をビッカース硬さ試験で測定した結果と併せて**図7**に示す。数値解析で得られた硬さ分布は実測結果とよく一致しており、本手法は高周波焼入れと焼戻しによる組織の変化とそれに伴う硬さの変化を求めるうえで有用であると考えられる。

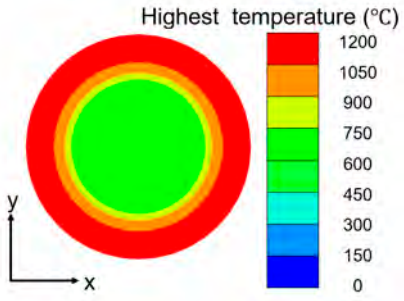


図5　最高温度分布

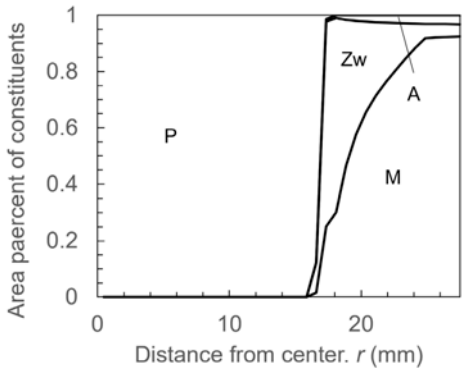


図6　径方向組織の相分率

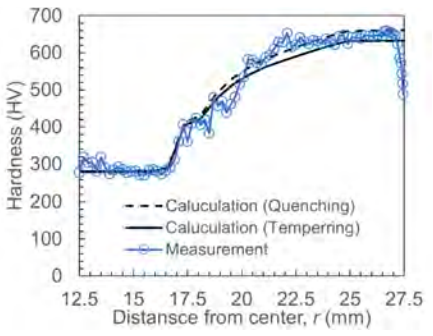


図7　計算結果と測定結果の硬さ分布比較

熱弾塑性解析で得られた軸方向中央断面における高周波焼入れとそのあとの焼戻しで生じた軸方向残留応力のコンター図を**図8(a),(b)**にそれぞれ示す。外周部では圧縮残留応力、内部では引張残留応力が生じており、一般的に知られている高周波焼入れにより円柱部材に生じる軸方向残留応力分布[9][10]と一致している。また、高周波焼入れ後に生じる残留応力は焼戻しにより少し緩和されており、一般的な焼戻しによる応力の変化傾向[7]と同様であることが確認できる。続いて、残留応力の径方向分布を実測結果とともに**図9**に示す。周方向残留応力は、軸方向と同様に外周部で圧縮残留応力、内部では引張残留応力が生じる一方で、径方向残留応力は内部で比較的小さな引張残留応力が生じる。いずれの方向においても焼戻し後に生じる残留応力の数値解析結果は、中性子回折法やコンター法で測定した残留応力分布と引張残留応力の最大値やその位置がおおむね一致しており、本手法はシャフトの高周波焼入れと焼戻しによる残留応力分布を求めるうえで比較的良好な精度を有していると考えられる。焼戻しにより残留応力は緩和されるものの、分布形状や引張残留応力が最大となる位置には変化がないため、シャフトの残留応力分布特性は高周波焼入れによる影響がより支配的であると考えられる。そこで次章では、種々の焼入れ条件を設定し、得られた数値解析結果から高周波焼入れにより生じる残留応力分布特性の系統的な評価を試みた。

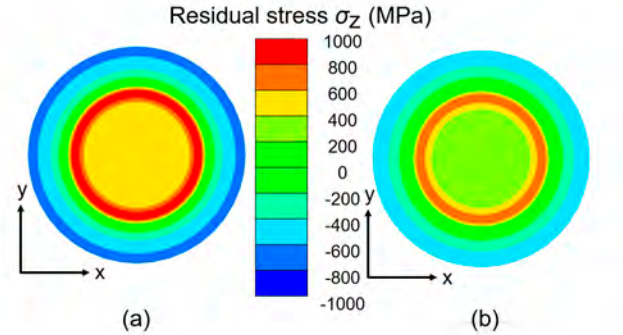
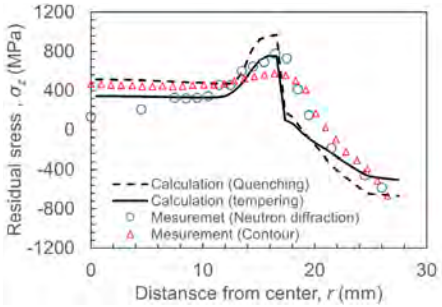
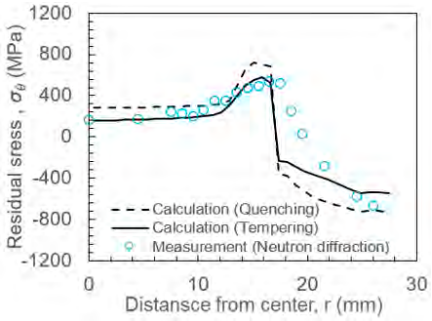


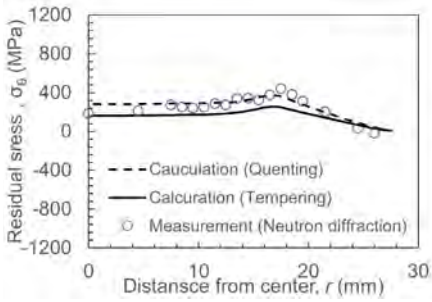
図8　高周波焼入焼戻し後における軸方向の残留応力分布



(a) 軸方向残留応力分布



(b) 周方向残留応力分布



(c) 径方向残留応力分布

図9　計算値と計測値による残留応力分布比較

4　残留応力分布特性に及ぼす諸因子の影響の系統的評価数値

4.1 解析条件

シャフト寸法、加熱条件、冷却条件をそれぞれ変化させた条件で高周波焼入れシミュレーションを行った。**表2**に示すように、実製品のアクスルシャフトの寸法に基づき直径2Rが45mmと55mmの2条件を設定した。加熱条件は周波数の変化による加熱領域の変化を想定し入熱深さδ(mm)を直径に応じて変化させた各3条件を、冷却条件は冷却液の噴射量や冷却液の種類による冷却能の変化を想定して熱伝達率h(W/mm^{2}K)が1.0×10^{-3}W/mm^{2}Kと2.5×10^{-3}W/mm^{2}Kの2条件を設定し、計12条件で検討した。

表2　数値解析条件

Condition	2*R* (mm)	*δ* (mm)	*h* (W/mm^{2}K)
1	45	7.5	1.0×10^{-3}
2			2.5×10^{-3}
3		8.5	1.0×10^{-3}
4			2.5×10^{-3}
5		9.5	1.0×10^{-3}
6			2.5×10^{-3}
7	55	9.5	1.0×10^{-3}
8			2.5×10^{-3}
9		11.5	1.0×10^{-3}
10			2.5×10^{-3}
11		13.5	1.0×10^{-3}
12			2.5×10^{-3}

4.2 解析結果及び焼入れ深さとの関係に着目した残留応力分布特性の考察

3章で得られた高周波焼入れ後の残留応力分布と硬さ分布を**図10**に示す。軸方向残留応力がおよそ0MPaとなる位置と硬さが400HVとなる有効硬化層深さはおおむね一致した。これより、JIS規格[11]で規定された限界硬さより硬度が上昇した外周部の硬化層では圧縮残留応力、硬度が低い内部では引張残留応力が生じると推察される。なお、この位置では**図6**よりマルテンサイトが50%程度生じた。一方で、硬さが母材硬さから変化し始める全硬化層深さの位置近傍で引張残留応力が最大となった。この位置では相変態が生じておらず、局所的に引張残留応力が生じるのは加熱過程で生じた圧縮塑性ひずみの影響であると考えられる[12]。ここで、各条件で得られた全硬化層深さdと半径Rの比d/Rと引張残留応力が最大となる径方向位置r1の関係を**図11**に示す。ただし、dは表面から硬さが母材硬さから変化し始める位置までの距離である。いずれの条件においても全硬化層深さの位置と引張残留応力が最大となる位置がおおむね一致したことが確認できる。これより、硬化層深さが大きくなることで引張残留応力が最大となる位置はより中心側に生じるといえる。

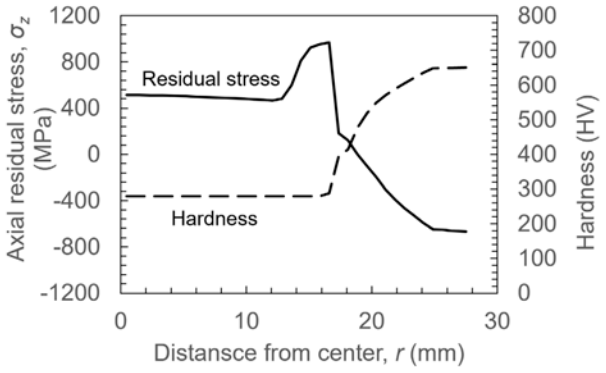


図10　半径方向の硬さ及び残留応力分布

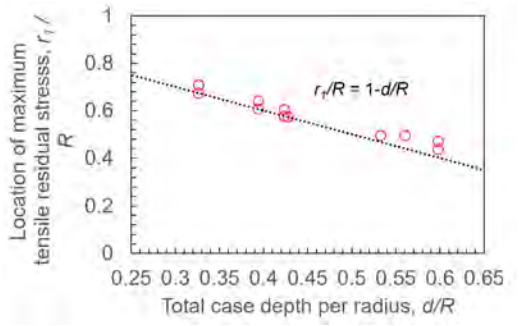


図11　全硬化層深さと最大引張残留応力の関係

図12(a),(b)に代表的な2種類の軸方向残留応力分布を示す。図12(a)に着目すると、中心にかけて引張応力が減少する分布傾向と、図12(b)に示すように、中心で最大値に近い引張残留応力が生じる分布傾向の2種類があることがわかる。この分布形状の変化に硬化層深さが及ぼす影響を評価するため、中心(r=0mm)での残留応力と引張残留応力の最大値を全硬化層深さと半径の比d/Rで整理した結果を図13に示す。硬化層深さが大きくなることで、中心で生じる引張残留応力が大きくなる傾向が確認できる。これは、有効硬化層深さが大きくなることで、圧縮残留応力が生じる領域が広がる一方、引張残留応力が生じる領域は減少することから、自己平衡により中心部で生じる引張残留応力が大きくなると考えられる。また、全硬化層深さと半径の比d/Rが0.35程度では引張残留応力の最大値と中心での残留応力の差は大きいが、全硬化層深さと半径の比d/Rがおよそ0.50から0.55程度で急激に減少していることがわかる。これより、残留応力の分布形状が変化する閾値(しきいち)は全硬化層深さと半径の比d/Rが0.50から0.55程度であると考えられる。適正な高周波焼入れ条件を選定するうえで、有効硬化層深さを目安にされることが多い[13] [14]が、内部の残留応力分布(分布形状と大きな引張残留応力が生じる位置)を把握するには、全硬化層深さに着目することが重要であることが示唆された。

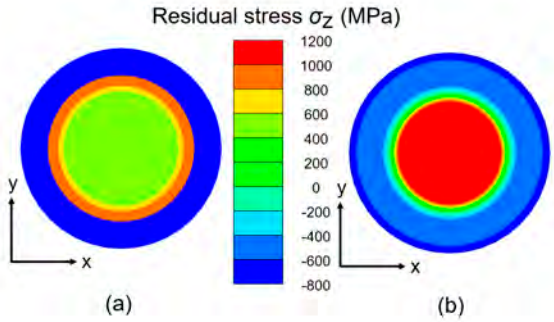
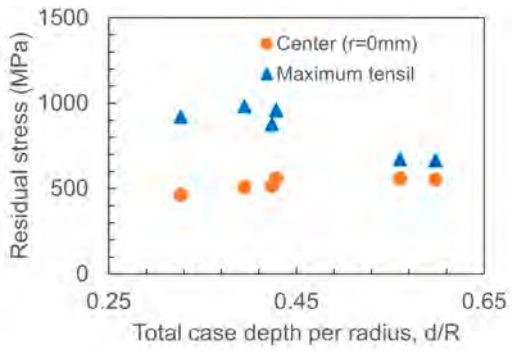
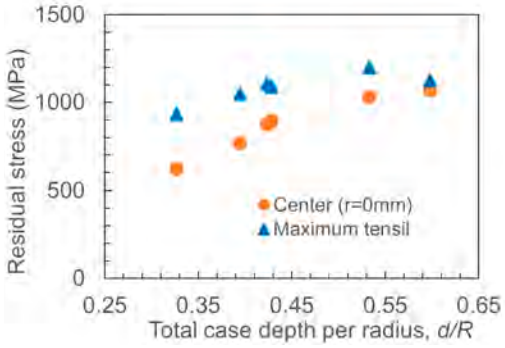


図12　代表的な2種類の軸方向残留応力分布



(a) $h = 1.0 \times 10^{-3}$ (W/mm^{2}K)



(b) $h = 2.5 \times 10^{-3}$ (W/mm^{2}K)

図13　全硬化層深さ変化に伴う最大引張残留応力と中心部残留応力の関係

5　おわりに

本報では、焼入れと焼戻し時に生じる相変態や塑性現象を考慮した硬さ及び残留応力の数値シミュレーションモデルを構築し、高周波焼入れとそのあとの焼戻しを模擬した数値解析の結果を実測結果と比較することで、その有用性について検証した。そのうえで、シャフト寸法、加熱条件、冷却条件をそれぞれ変化させた条件で高周波焼入れシミュレーションを行い、硬化層深さとの関係に着目して残留応力分布特性について考察した。得られた結論を次に示す。

(1) シャフトの高周波焼入れと焼戻しを模擬した数値解析で得られた硬さ及び残留応力分布は実測結果と良好に一致していたことから、構築した数値シミュレーションモデルは、シャフトの高周波焼入れと焼戻しに伴う硬さ分布と残留応力分布を求めるうえで比較的良好な精度を有していることが示された。
(2) 軸方向残留応力が0MPaとなる半径方向位置は有効硬化層深さの位置と、引張残留応力が最大となる位置は全硬化層深さの位置とおおむね一致することが示唆された。
(3) 全硬化層深さと半径の比で中心の引張残留応力と引張残留応力の最大値を整理すると、残留応力の分布形状が変化するおおよその閾値が0.50から0.55程度であることが示唆され、全硬化層深さに着目することで内部の残留応力分布の形状が把握できる可能性を示した。

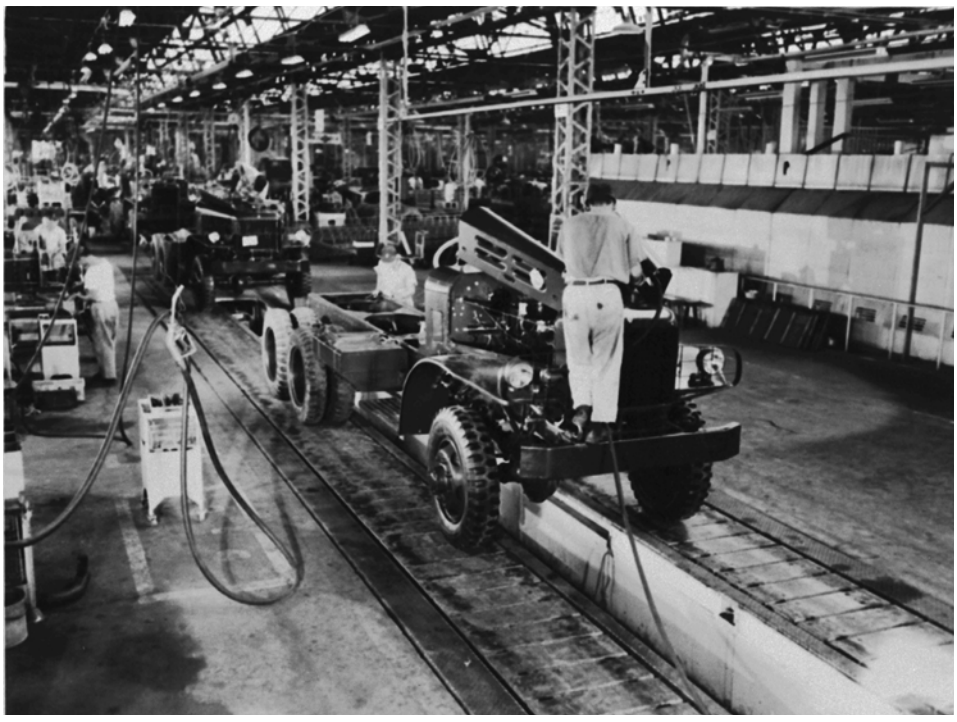
本文献は自動車技術会論文集2024年55巻1号に掲載された論文を加筆修正のうえ報告したものである。

参考文献

(1) 林建吉 ほか：材料，Vol. 18，No. 195，(1969)，pp. 1100-1105

(2) 岡村一男：材料，Vol. 55，No. 5，(2006), pp. 529-535
(3) D. P. Koistinen et al.：Acta Metallurgica，Vol. 7, (1959), pp. 59-60
(4) W. A. Johnson et al.：Transactions of the American Institute of Mining and Metallurgical Engineers，Vol. 135，(1939), pp. 416-442
(5) 寺崎俊夫 ほか：日本船舶海洋工学会論文集, Vol. 2, (2005)，pp. 169-177
(6) 井上達雄：材料，Vol. 64，No. 4，(2015), pp. 247-257
(7) 上田英明 ほか： M&M 材料力学カンファレンス，Vol. 2015，(2015)，GS0306-469
(8) 山崎陽介：大阪大学博士論文，(2020)
(9) 小田哲 ほか：日本機械学会論文集C編，Vol. 60, No. 573，(1994)，pp. 1856-1861
(10) 渋谷剛広 ほか：材料力学部門講演会論文集, Vol. 2003，(2003)，pp. 377-378
(11) 日本産業規格：JIS G 0202 鉄鋼用語(試験)
(12) 槙本哲平 ほか：自動車技術会論文集，Vol. 54, No. 3，(2023)，pp. 534-539
(13) 堀川武 ほか：材料，Vol. 45，No. 4，(1996), pp. 437-442
(14) 宮近幸逸 ほか：日本機械学会論文集C編, Vol. 66, No. 652，(2000)，pp. 4080-4086

◇いすゞ歴史の一こま



川崎総組立ライン(1958年ごろ)

論文・報告

重量車用ディーゼルエンジンの高過給化による熱効率改善と最適過給システムの研究

Study of Improving Indicated Thermal Efficiency with Higher Supercharging and Optimized Supercharging System on Heavy Duty Diesel Engine

齋藤　大晃*　Hiroaki Saito
橋本　宗昌*　Munemasa Hashimoto
石井　義範*　Yoshinori Ishii

要　旨

重量車用ディーゼルエンジンでは高効率を実現するため、高過給化が有力な手段である。本研究では単気筒エンジンを用いて空気過剰率違いの燃焼解析及びヒートバランス解析を実施し、高い図示熱効率を達成するための空気過剰率条件及び実現手法、また高空気過剰率運転のデメリットを明らかにした。

Abstract

Supercharging is very efficient to improve thermal efficiency and reduce emissions of diesel engines. Especially, electrical supercharger development has significantly progressed in recent years and it enables high supercharging pressure operation which could not be realized by conventional turbo engines. However, it is suggested that excessive supercharging has a negative impact on indicated thermal efficiency by zero-dimensional combustion simulation. In this study, verification experiments using a single cylinder test engine were carried out to confirm the decrease of thermal efficiency by excessive supercharging arise. Furthermore, the configuration of superchargers was investigated to realize the best excess air ratio condition on the test engine.

1　はじめに

重量車用ディーゼルエンジンでは、過給圧力を高めることにより燃費を向上させつつスモーク排出量を低減させることができるため、過給技術は重要であり[1]、これまでに多くの研究が行われてきた[2]-[5]。近年では、電動過給機の開発が盛んであり、これを用いた研究も行われている[6][7]。従来のターボ過給機、機械式過給機のみではエンジンの回転速度または負荷に応じて過給条件に制約が生じ、運転条件によって過給圧力を高めるのが困難であったが、電動過給機を採用することで、こうした運転条件下においても高い過給圧力を実現することが可能となる。著者らは廣安らにより開発された0次元燃焼モデルであるHIDECS(Hiroshima University Diesel Engine Combustion Simulation)[8][9]を用い、従来のターボ過給機付きエンジンでは実現が困難な領域まで過給した条件下での熱効率のシミュレーションを実施した。燃料噴射量を一定とし、過給圧力の上昇に伴って増加する筒内の空気過剰率(λ:Excess Air Ratio)で整理したところ、ある値で図示熱効率が極大となり、それより高いλ条件下では図示熱効率が悪化することが示された。この図示熱効率のコンター図を**図1**に示す。横軸をλ、縦軸をメイン噴射の噴射開始時期においている。図中赤色の星印で示した、λ=5.0のメイン噴射開始時期(Sol:Start of Injection)1.0deg.BTDC(Before Top Dead Center)のときに図示熱効率が極大値となり、過度なλの上昇はかえって図示熱効率を悪化させることが示された。本研究では、上記のシミュレーション条件を再現可能な、吸排気圧力を任意に調整できる試験用単気筒ディーゼルエンジンを用いて、図示熱効率が最大となるλの値を調査し、その要因を検証した。また、そのλでの運転を実現するためには、どのような過給システムが必要となるかを試算した。その結果について報告する。

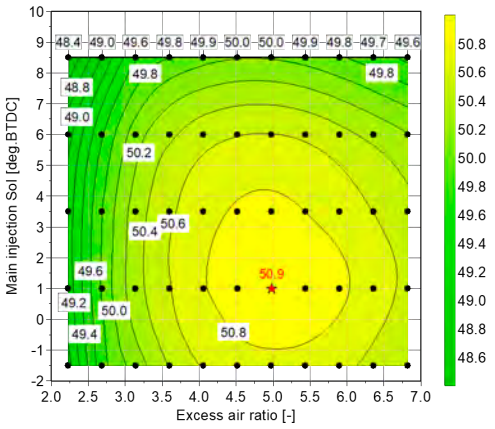


図1　燃料噴射圧力140MPa、噴射量66mm³/cycle条件下でのシミュレーションによる図示熱効率のコンター図

* ㈱いすゞ中央研究所

2　試験設備・エンジン諸元・試験条件

2.1 試験設備・エンジン諸元

本研究では、試験用単気筒エンジンを用いて試験を実施した。このエンジンには吸気側に2基の電動スーパーチャージャが直列に配置されており、最大で圧力比3.2:1まで過給可能である。また、吸気温度の上昇を抑制するため、それぞれのスーパーチャージャの下流側にインタクーラを設置した。各運転条件において、エンジン吸気ポート上流で計測される吸気温度の目標を305K±5Kとし、また低圧段と高圧段インタクーラの入口温度の差が±10K以内に収まるように、スーパーチャージャの回転速度制御と併せてインタクーラを用いて吸気温度を調整した。排気管内には電動弁が設置されており、独立して排気圧力を調整することができる。試験用単気筒エンジンの諸元を**表1**に示す。

表1　試験用エンジン諸元

Bore x Stroke	[mm]	120 x 145
Geometrical compression ratio	[-]	18.6:1
Displacement	[L]	1.640
Connecting rod length	[mm]	223.5
Superchargers		2 Stage charging with 2 intercoolers at each turbine outlet
Nozzle hole	[mm]	φ0.143 x 9 holes

2.2 試験条件

試験時の運転条件を次の**表2**に示す。燃料噴射圧力を3条件、メイン噴射量を2条件設定し、過給圧力の上昇によって幅広い空気過剰率で試験できるようにした。総燃料噴射量66mm^3/cycleの場合は本エンジンでは低負荷条件で、図示平均有効圧力は約0.7MPa、117mm^3/cycleの場合は中負荷条件であり、図示平均有効圧力は約1.2MPaである。また、試験時には過給圧力と同じ排気圧力となるように排気管内の電動弁開度を調整した。本研究は図示熱効率の改善効果を確認することを主眼としており、排吸気工程中の仕事を考慮に入れないためと、バルブオーバラップ中の吸気の吹き抜けにより、筒内の吸入空気圧力が低下するのを防ぐため、上記の排気圧力調整を行った。この排気圧力の制御を安定させる目的で、外部EGR(Exhaust Gas Recirculation)の制御指示値を1.0%に設定して試験した。また、エンジンの破損を防ぐため、筒内の最高到達圧力が18.0MPa以下となるように制限し、高過給圧力下での運転時にはこの圧力制限を超えないように、**表2**のメイン噴射開始時期の間で図示熱効率が最大となる最進角点を設定した。吸気圧力については、総噴射量66mm^3/cycleの条件では0～200kPaまで20kPa刻みで計測を実施したが、117mm^3/cycleの条件に関しては0~40kPaの範囲ではλが低く、排気管内へのスモーク成分の堆積などによりそのあとの試験でのエンジン性能及び計測への影響が懸念されたため、吸気圧力の最低値を60kPaに引き上げて計測を実施した。

表2　運転条件と試験パラメータ

Engine rotating speed	[rpm]	1,200
Fuel injection pressure	[MPa]	140, 200, 240
Main injection timing	[deg. BTDC]	8.5, 6.0, 3.5, 1.0, -1.5, -4.0
Pre-main injection interval	[deg. C.A.]	12.0
Pre injection quantity	[mm^3/cycle]	3
Main injection quantity	[mm^3/cycle]	63, 114
Intake pressure (gage)	[kPa]	0 ~ 200
Exhaust pressure	[kPa]	Same as intake pressure
External EGR rate	[Mass. %]	1.0
Maximum target of in-cylinder pressure	[MPa]	18.0

3　試験結果

3.1 総燃料噴射量66mm^3/cycleでのλと図示熱効率の関係

1サイクル当たりの総燃料噴射量66mm^3/cycleの低負荷条件下での図示熱効率のコンター図を**図2**に示す。本研究では、ポンプ損失分を差し引いた図示熱効率の値を採用した。**図2**は上から噴射圧力140MPa、200MPa、240MPaでの結果の順に並び、最高効率点は星印で表されている。これらの結果から、図示熱効率はλ=2.8～4.0の範囲で極大値をとり、この範囲以外のλ領域では図示熱効率が低下することが明らかとなった。したがって、過度な過給圧力の上昇は図示熱効率を悪化させることが実験的に示された。また、燃料噴射圧力を高めるほど、図示熱効率の極大値はλの値が高い方へ遷移する傾向が確認された。各条件において、特にλ=2.5以下は等高線が詰まっており、この領域ではλの上昇による図示熱効率の改善幅が大きいことが示された。

λの変化による燃焼現象の違いを検証するため、燃料噴射圧力200MPa、噴射開始時期上死点前1.0deg.での見かけの総発生熱量(AHR:Adaptive Heat Release)と単位FSN(Filter Smoke Number)のスモーク排出量について、λを横軸にとって比較した。これを**図3**に示す。この条件下では、λ=3.1で図示熱効率が極大値をとったが、この付近でスモーク排出量が比較的少ない傾向が確認された。また、総発生熱量についても、λ=3.1以下の範囲ではλの値を高めるほど増加していくが、λ>3.1の範囲では、λが上昇しても増加せず、ほぼ同等かむしろ減少傾向であることが確認できる。高過給条件下では筒内密度の上昇により、

噴霧の広がり方向への拡散が促進されて噴射軸方向への貫徹が抑制されるため[10][11]、燃焼への悪影響が生じたと推測される。これが、過給による熱効率改善に極大値が存在する一因と考えられる。したがって、高密度場での燃焼系の最適化を図ることでさらなる熱効率の改善が見込まれる。

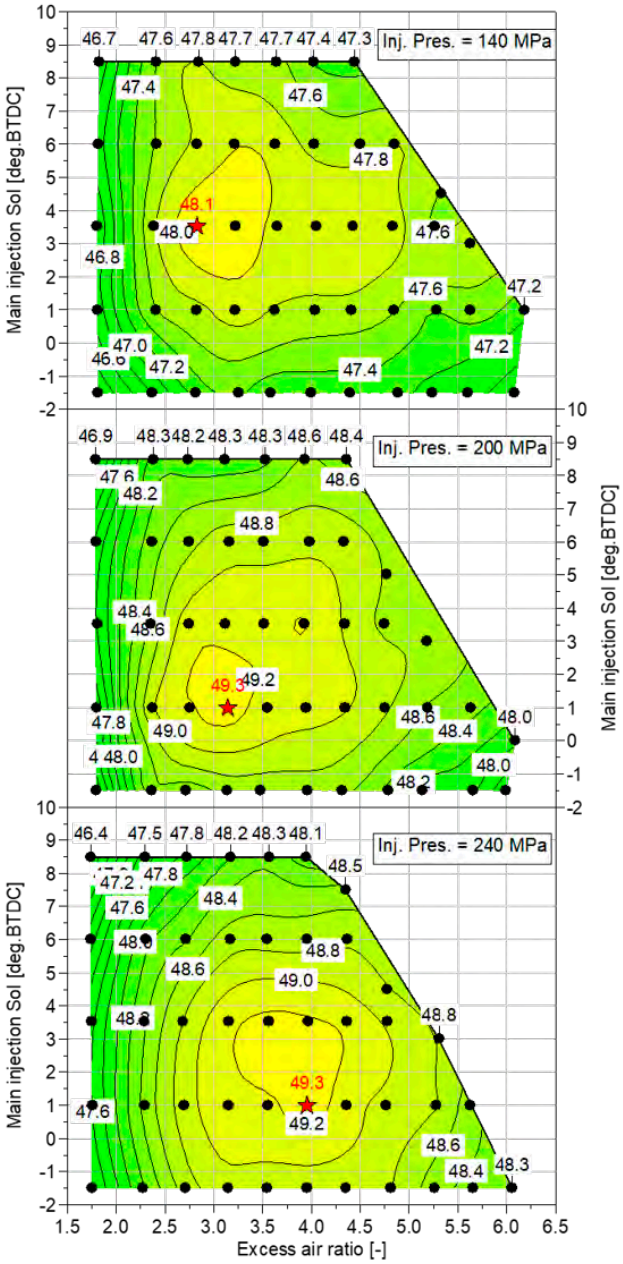


図2　燃料噴射量66mm^3/cycle、燃焼噴射圧力140MPa(上図)、200MPa(中図)、240MPa(下図)の条件での図示熱効率コンター図

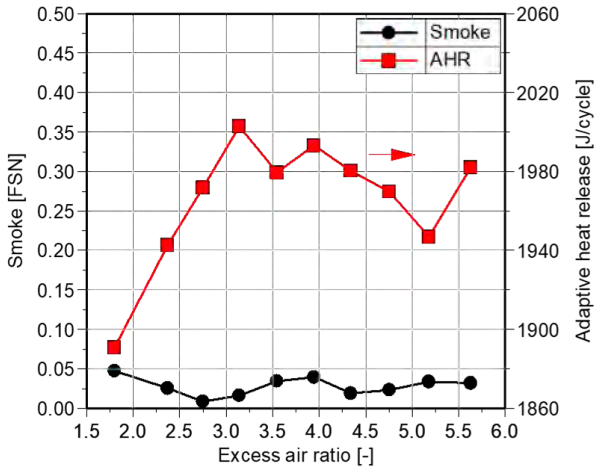


図3　燃料噴射量66mm^3/cycle、燃焼噴射圧力200MPa、メイン噴射開始時期1.0deg.BTDCの条件でのスモーク排出量と総発生熱量の比較

上記の燃料噴射圧力及び噴射開始時期において、図示熱効率、排気損失及び冷却その他損失としてヒートバランスを比較した。計測データから次の式を用いて排気エネルギーを計算し、投入熱量から図示仕事と排気エネルギーを差し引いた分を、未燃損失を含む冷却その他損失として算出した。

$$E_{exh} = (GA + GF)C_{p_{exh}}(T_{exh} - T_{int}) \quad (1)$$

E_{exh}:排気エネルギー、GA:吸気質量流量、GF:燃料質量流量、$C_{p_{exh}}$:排気定圧比熱、T_{exh}:排気温度、T_{int}:吸気温度

排気定圧比熱についてはλと排気温度から算出した。図4に低負荷条件のヒートバランスを示す。

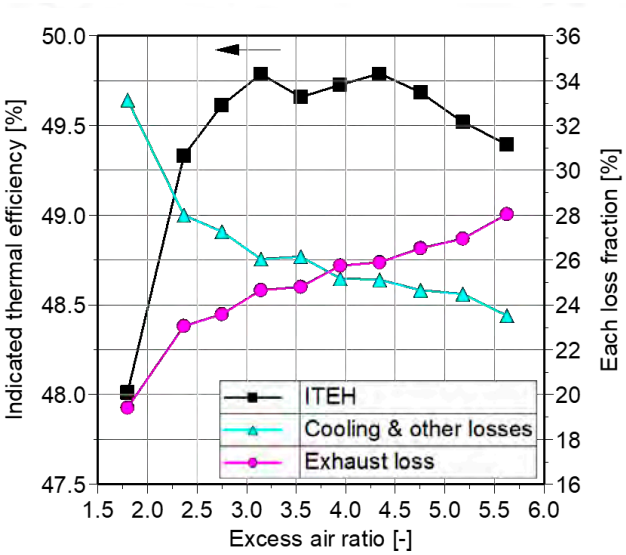


図4　燃料噴射量66mm^3/cycle、燃料噴射圧力200MPa、メイン噴射開始時期1.0deg.BTDCの条件での図示熱効率、排気損失及び冷却その他損失割合の比較

λを高めるほど冷却その他損失が低減され、排気損失が増加する傾向が顕著であることが確認された。λを高めるために過給圧力を上昇させると、吸入空気量が増加して筒内ガスの熱容量が増え、燃焼直後の筒内ガス温度の上昇が抑えられて、燃焼室壁面との温度差も小さくなるため、壁面からの熱移動が大きな割合を占めると考えられる冷却その他損失が低下する。冷却損失の低下は図示熱効率の改善要因であるが、排気損失の増加は悪化要因であり、これもλによって図示熱効率に極大値が存在する要因の一つである。

3.2 総燃料噴射量117mm³/cycleでのλと図示熱効率の関係

次に、総燃料噴射量117mm³/cycle条件下での図示熱効率の等高線図を**図5**に示す。

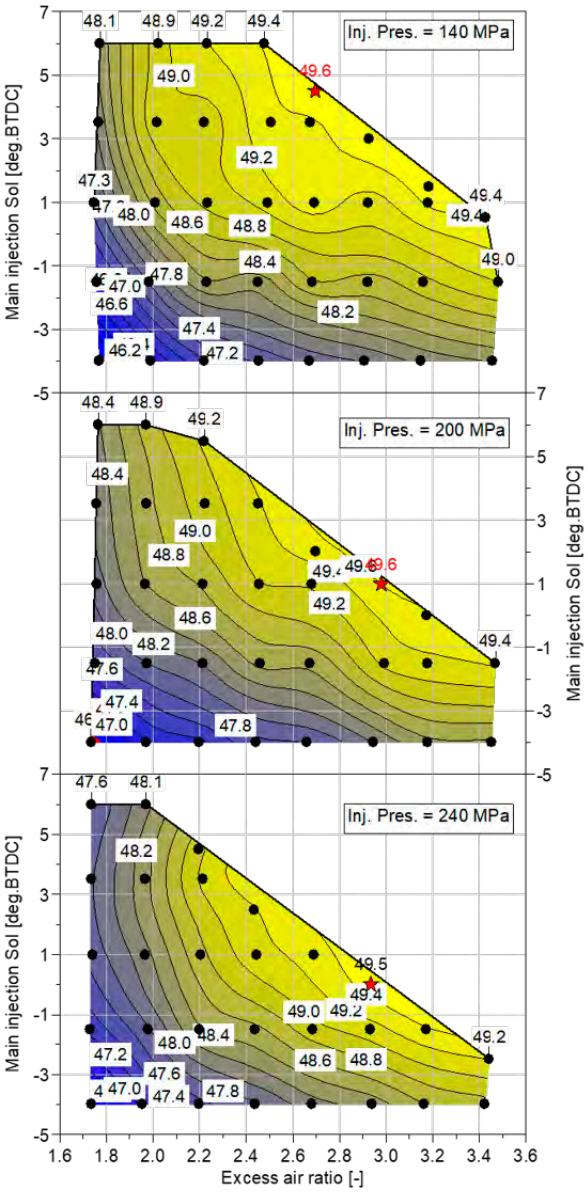


図5　燃料噴射量117mm³/cycle、燃焼噴射圧力140MPa(上図)、200MPa(中図)、240MPa(下図)の条件での図示熱効率コンター図

この条件では最大過給圧力の200kPa条件でλ=3.4ほどである。λの値を高めるほど図示熱効率が改善される傾向が確認された。また、総燃料噴射量66mm³/cycleの結果と比較して、噴射開始時期を進角させることで明確に図示熱効率が低下する傾向はみられず、λ=3.0付近で極大値をとることが確認された。また、今回のエンジン諸元及び試験条件では、特に高λ条件においては、燃料噴射圧力を高めるほど、筒内最高到達圧力の制限値に達するために噴射開始時期を遅角化せざるをえず、高図示熱効率であるとみられるλ=3.0以上で噴射開始時期が1.5deg.BTDCより早い噴射開始時期での運転ができなかった。

3.1節と同様に、総燃料噴射量117mm³/cycleの燃料噴射圧力200MPa、噴射開始時期-1.5deg. BTDCの条件において、見かけの総発生熱量とスモーク排出量についてλを横軸にとって比較した。これを**図6**に示す。

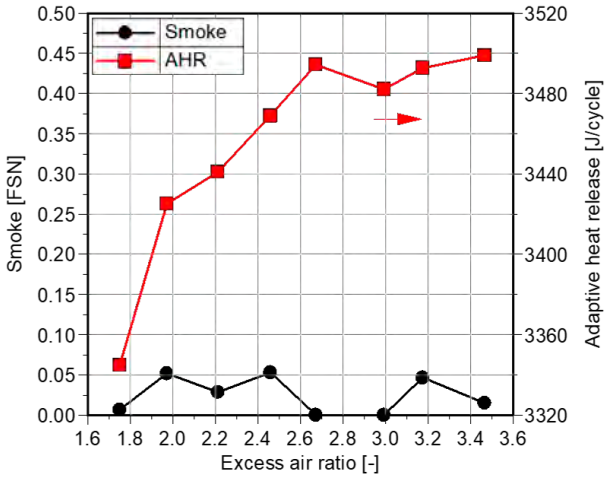


図6　燃料噴射量66mm³/cycle、燃焼噴射圧力200MPa、メイン噴射開始時期1.0deg.BTDの条件でのスモーク排出量と総発生熱量の比較

λの値が上昇するとスモーク排出量が減少する傾向がみられた。λ=2.7~3.0のスモーク排出量は0であるが、これはスモーク排出量が検出下限を下回ったためであるとみられ、全体としてスモークの排出量が非常に少なかったものと考えられる。また、見かけの総熱発生量については、λ=2.6程度まではλの上昇により増加するが、λ=2.6以上にλが上昇してもほぼ横ばいであることが示された。同一の条件でλを横軸にとってヒートバランスを比較した。これを**図7**に示す。総燃料噴射量66mm³/cycleの場合と同様に、λの上昇に伴って排気損失が増加し、冷却その他損失が減少する傾向は変わらなかった。一方で、λが上昇し、排気損失が冷却その他損失を上回る運転条件においても、図示熱効率の低下がみられなかった点で総燃料噴射量66mm³/cycleでの結果と異なっている。これは筒内最高到達圧力の制限によって過給圧力を制限したためで

あり、この上限を引き上げることによりさらなる図示熱効率の改善余地があると見込まれる。

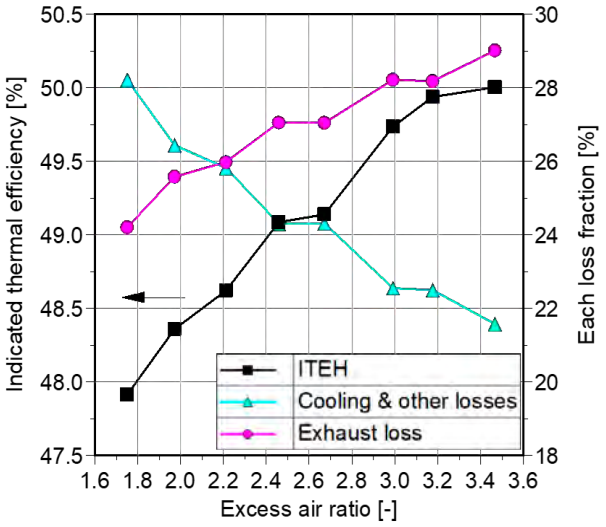


図7　燃料噴射量117mm^3/cycle、燃料噴射圧力200MPa、メイン噴射開始時期1.0deg.BTDCの条件での図示熱効率、排気損失及び冷却その他損失割合の比較

4　高λ運転の図示熱効率および実現性の検証

4.1 高λ運転の図示熱効率悪化の机上検証

今回の実機試験の運転条件を模擬して、HIDECSを用いた計算を実施し、過度な高λ運転の図示熱効率の悪化について検証した。**図1**のメイン噴射時期1.0deg.BTDCについて、実機試験と同じ運転条件で過給圧力を高めて、徐々にλを上昇させた場合の図示熱効率、排気損失および燃焼室壁面からの冷却損失の推移を示したのが**図8**の上側三段の図である。燃焼室壁面の境界条件を等温とし、全て473Kに設定して冷却損失を計算した。計算では**図1**の結果も含め、筒内最高到達圧力の制限を設けなかった。λを上昇させていくと、**図8(a)**よりあるλの値で図示熱効率が極大値をとり、更にλを上昇させると図示熱効率が低下して、**図8(b)**、**(c)**より冷却損失割合が低下して排気損失割合が増加する傾向が確認された。これは試験結果と一致する。また、熱発生の等容度と未燃分の熱量について、λごとに比較し燃焼の変化を見たのが**図8**の下側二段の図である。今回の計算範囲では、**図8(d)**よりλを高めるほど熱発生の等容度が高まり、**図8(e)**より未燃分の熱量が減少することが示された。このことから、λの上昇により燃焼が悪化しない場合でも、排気損失が増加して図示熱効率が低下することが示唆される。したがって、高過給圧力を前提とした燃料噴射系及び燃焼室形状の設計を行ったうえで、増加する排気損失に対する対策を実施することが更なる熱効率の向上につながるものと考えられる。

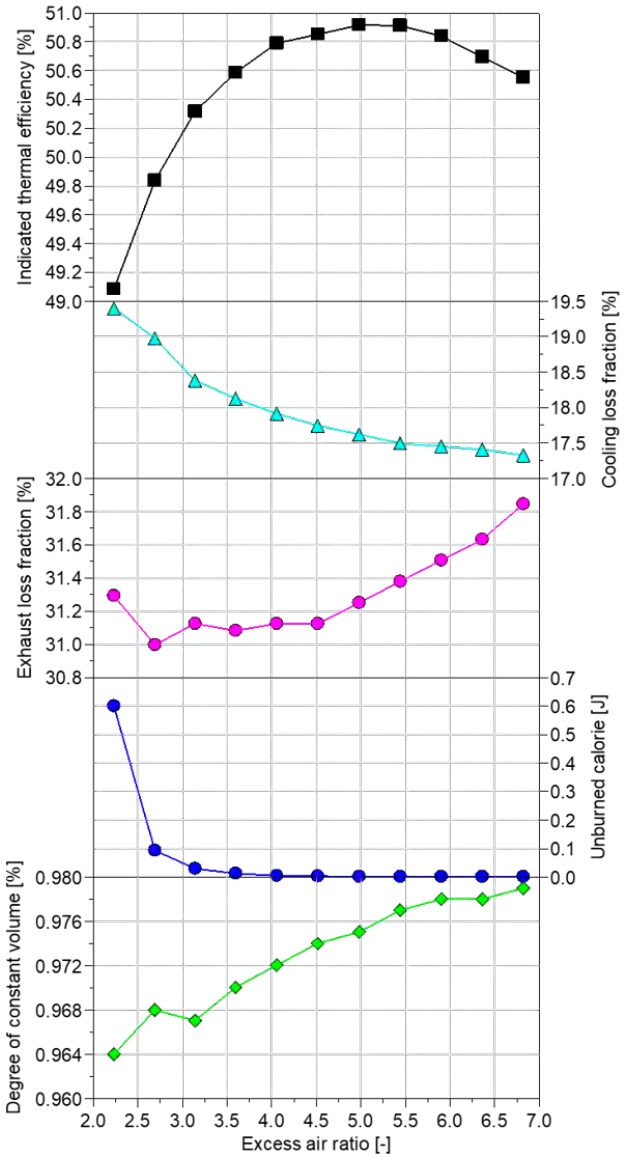


図8　HIDECSを用いた計算による(a)図示熱効率(b)冷却損失割合(c)排気損失割合(d)未燃熱量(e)燃焼等容度の比較

4.2 高λ条件下での図示熱効率悪化と排気損失増加の検証

過度なλの上昇は排気損失の増加を招き、結果的に図示熱効率が悪化することが実験及び計算の両面から示された。その要因について、**4.1節**と同様にHIDECSを用いて検証を行った。

λによる筒内ガス比熱比の変化を**図9**に示す。λを高めるほど比熱比の値は向上しているが、これはλの上昇に伴って筒内ガスの熱容量が増加し、温度が低下するためである。そこで、膨張行程中の比熱比は変化しないものとして、最もλの低い条件の値(λ=2.4)に揃えて筒内圧力を試算し、比熱比の変化による膨張圧力への影響を見積もった。このときの筒内圧力の変化差分を**図10**に示す。この図から、λが大きいほど比熱比を調整しなかった場合に対する筒内圧力の上昇幅が大きいことが読み取れる。これはすなわち、比熱比が

増加することにより膨張行程中の圧力降下が大きくなり、仕事に変換されず排気損失として流出するエネルギーが増大するということである。

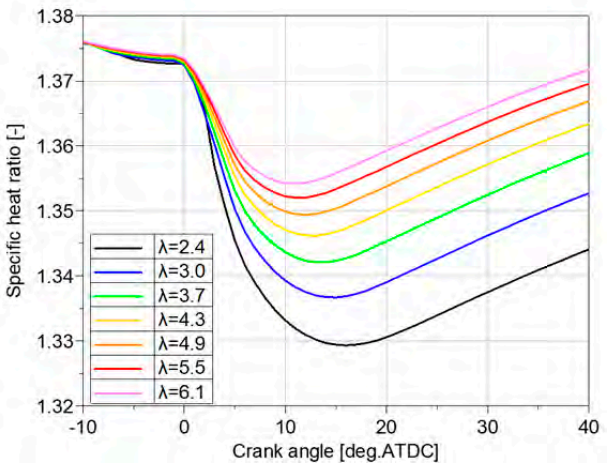


図9　HIDECSを用いた計算における空気過剰率の違いによる比熱比の履歴の比較

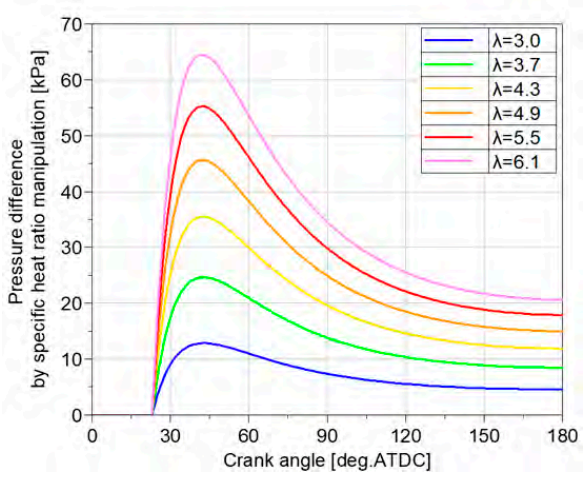


図10　HIDECSを用いた計算における空気過剰率の人為的な変更による圧力差の履歴の比較

このときの図示熱効率を図11に示す。膨張行程の比熱比を揃えた場合には、図示熱効率が最大となるλの最適値は存在せず、過給圧力を高めるほど図示熱効率が向上することがこの図からわかる。図示熱効率においてλの最適値が存在するのはこうした理由によるものと考えられる。

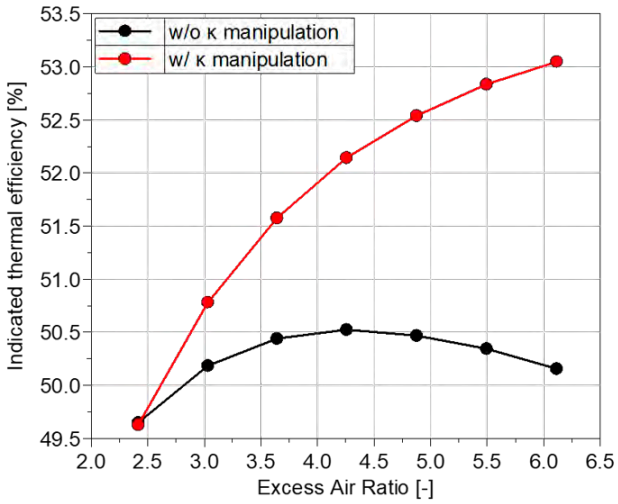


図11　HIDECSを用いた計算での膨張行程の比熱比の違いによる図示熱効率の比較

4.3 高λ運転の実現性の机上検証

今回使用したエンジンで、最も負荷が低い条件である総燃料噴射量66mm^3/cycleで図示熱効率が極大値をとったλ=3.0まで空気過剰率を引き上げるための方法を検証した。タービンとコンプレッサの効率をそれぞれ0.75と仮定し、今回の試験結果から得られた吸排気圧力・温度、空気流量、比熱等の値を用いて、タービンから得られる仕事率と試験条件の空気過剰率を実現するのに必要なコンプレッサの仕事率を比較した。これらの仕事率の算出に用いた計算式を次に示す。まず、タービンの仕事率について計算する。タービン出口温度T_{exo}は次の式で表される。

$$T_{exo} = T_{exm}\left\{1-\eta_{trb}\left[1-\left(\frac{P_{exo}}{P_{exm}}\right)^{\frac{\kappa_{ex}-1}{\kappa_{ex}}}\right]\right\} \qquad (2)$$

κ_{ex}:排気比熱比、T_{exm}:排気マニホールド内ガス温度、η_{trb}:タービン効率、P_{exo}:タービン出口圧力、P_{exm}:排気マニホールド内圧力

T_{exm}に単気筒エンジン試験時の排気管内の排気温度を、P_{exo}に大気圧力101.3kPaを、P_{exm}に単気筒エンジン試験時の排気管内圧力を代入して計算した。

タービンで発生する仕事率W_{trb}は次の式で算出される。

$$W_{trb} = (GA+GF)\cdot C_{p_{ex}}(T_{exm}-T_{exo}) \qquad (3)$$

GA:吸気質量流量、GF:燃料質量流量、$C_{p_{ex}}$:排気定圧比熱

次に、コンプレッサが単気筒試験時に各λ条件で必要となる仕事率を計算する。コンプレッサ出口温度T_{cmp}は次の式で表される。

$$T_{cmp} = T_{atm}\left\{\frac{1}{\eta_{cmp}}T_{atm}\left[\left(\frac{P_{ino}}{P_{atm}}\right)^{\frac{\kappa_{air}-1}{\kappa_{air}}}-1\right]+1\right\} \quad (4)$$

T_{atm}:大気温度、η_{cmp}:コンプレッサ効率、P_{ino}:コンプレッサ出口圧力、P_{atm}:大気圧力(101.3kPa)、κ_{air}:空気比熱比

T_{atm}には標準空気として298Kを、P_{ino}には単気筒試験時の吸気マニホールド内圧力を代入した。

コンプレッサの仕事率W_{cmp}は次の式で算出される。

$$W_{cmp} = GA \cdot C_{p_{air}}\left(T_{cmp} - T_{atm}\right) \quad (5)$$

$C_{p_{air}}$:大気定圧比熱

なお、(2)～(5)の計算式は文献[12]を参考に導出されたものである。式(3)、式(5)から算出した、今回の試験条件を実現するのに必要なコンプレッサの仕事率と排気エネルギーからタービンで回収できる仕事率を比較した。これを**図12**に示す。試験で用いたエンジンは単気筒であるため、ガス流量などの単位時間当たりの物理量を実機相当の6気筒を想定して6倍にし、仕事率を算出した。この計算より、λ=2.4ほどまでは既存のターボ過給機によって実現可能であるが、それ以上のλで運転するには過給機効率の向上または電動過給機等の外部過給機の組み込みを検討する必要がある。

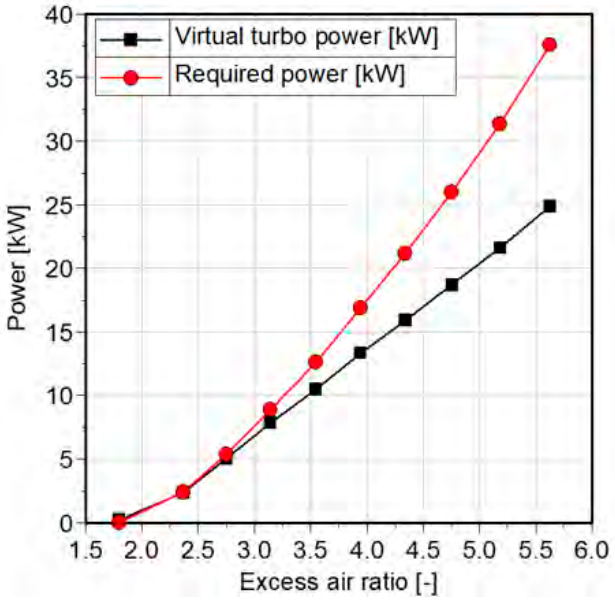


図12　各空気過剰率実現に必要なコンプレッサとタービンの仕事率の計算値比較

5　まとめ

本研究では、試験用単気筒エンジンを用いて、高空気過剰率運転時の図示熱効率を調査し、机上計算から図示熱効率が極大値をとる空気過剰率を実現するための方策について検証した結果、以下のことが確認された。

(1) 図示熱効率が極大値をとる空気過剰率が存在し、それ以上に空気過剰率を上昇させると図示熱効率が低下する。
(2) 空気過剰率を過度に上昇させると、熱発生量が低下する。また、排気損失の大幅な増加により図示熱効率が低下することが明らかとなった。
(3) 今回使用したエンジンを用いて、図示熱効率が極大値をとる空気過剰率での運転を実現させるためには、従来のターボ過給機の効率改善だけでなく、電動過給機等による追加の過給が必要となる。
(4) 高過給化の効果を最大限引き出すには、高密度場への燃料噴射を考慮した燃焼室・燃料噴射系の検討が必要である。また、過給によって増加する排気エネルギーへの対策がさらなる図示熱効率改善のために必要である。

6　おわりに

本研究における試験の実施にあたり、いすゞ自動車株式会社 芹澤 晃 氏に協力をいただいた。ここに記して感謝の意を表す。

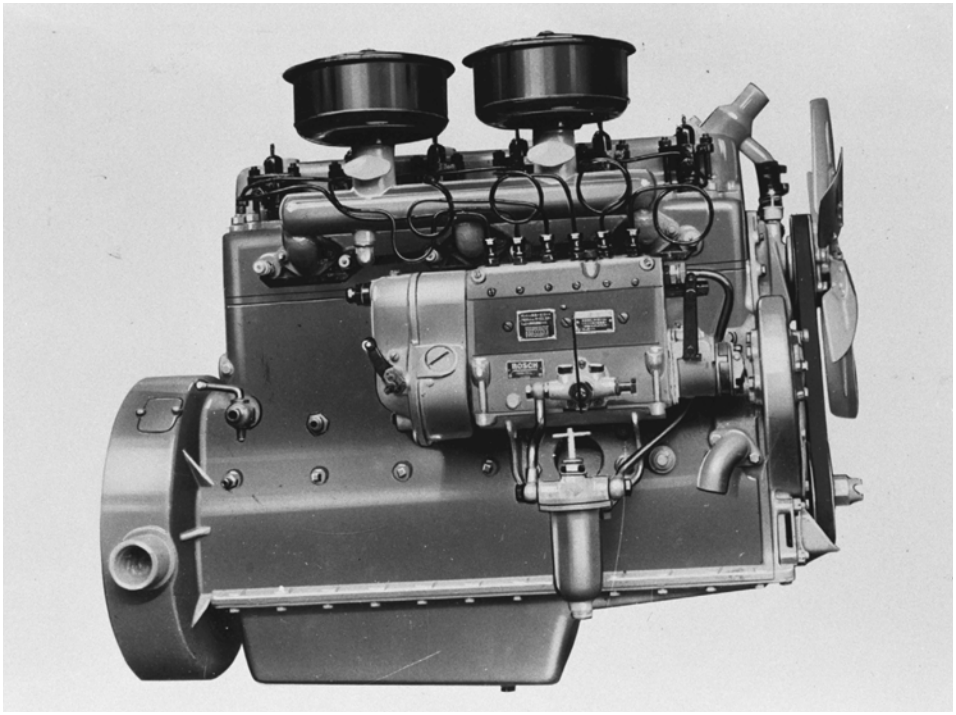
本文献は自動車技術会論文集55巻6号に掲載された論文を加筆・修正の上、報告したものである。

参考文献

(1) 栗原浩一 ほか：超低燃費を実現する過給システムの研究 (第１報) - 二段過給システムの吸排気シミュレーション、自動車技術会論文集34巻3号(2003)、pp. 55-60
(2) 青柳友三 ほか：単気筒エンジンによる超高過給ディーゼル燃焼の研究 (第1報) -過給圧力を変化させた場合の燃焼特性-、自動車技術会論文集35巻3号(2004)、pp. 35-40
(3) K. V. Tanin et al.: The Influence of Boost Pressure on Emissions and Fuel Consumption of a Heavy-Duty Single-Cylinder D.I. Diesel Engine, SAE Transactions Vol.108(1999), Section 3: JOURNAL OF ENGINES, pp. 1198-1219
(4) Steve Arnold et al.: Development of an Ultra-High Pressure Ratio Turbocharger, SAE Technical Paper 2005-01-1546, (2005)

(5) Robert C. Griffith: Series Turbocharging for the Caterpillar® Heavy-Duty On-Highway Truck Engines with ACERT™ Technology, SAE Technical Paper 2007-01-1561, (2007)
(6) 奥井伸宜 ほか：電動過給機搭載大型ハイブリッドトラックの燃費改善の一検討、自動車技術会論文集47巻4号(2016)、pp. 901-906
(7) Woongkul Lee et al.: Overview of Electric Turbocharger and Supercharger for Downsized Internal Combustion Engines, IEEE Transactions on Transportation Electrification Vol. 3, Issue. 1, pp. 36-47, (2016)
(8) 廣安博之 ほか：直接噴射式ディーゼル機関の燃焼モデルと性能予測: 第1報、燃焼モデル、日本機械学会論文集48巻432号(1982)、pp. 1606-1613
(9) 荒戸景太 ほか：トータルエンジンシミュレーションシステム用0次元ディーゼル燃焼モデルの総合的な精度向上、自動車技術会論文集44巻2号(2013)、
pp. 293-298
(10) 座間淑夫 ほか：ディーゼル噴霧構造に与える雰囲気圧力の影響、自動車技術会論文集43巻2号(2011)、pp. 407-412
(11) 和栗雄太郎 ほか：ディーゼル機関燃料噴霧の到達距離に関する研究、日本機械学会論文集 (第2部) 25巻156号(1959)、pp. 820-826
(12) ターボ機械協会：ターボ機械-入門編-、日本工業出版、(1989)

◇いすゞ歴史の一こま



DA40型ディーゼルエンジン　水冷頭上弁(1939年ごろ)

論文・報告

重量車用ディーゼルエンジンのロングストローク化による高圧縮比化の研究

Study of High Compression Ratio Achieved by Extending the Stroke Length on Heavy Duty Diesel Engine

齋藤　大晃*　Hiroaki Saito
橋本　宗昌*　Munemasa Hashimoto
石井　義範*　Yoshinori Ishii
小澤　恒*　Hisashi Ozawa

要　旨

熱効率改善のために高圧縮比化する場合、燃焼室容積を縮小すると燃焼悪化と熱損失の増加を招き効果が限られる。本研究では単気筒エンジンを用いて燃焼室を変更せずにロングストローク化し圧縮比を高めた。その結果、同等空気過剰率条件では燃焼悪化を伴わず燃焼室容積縮小よりも図示熱効率改善効果が高いことが確認された。

Abstract

To improve the thermal efficiency of diesel engines, increasing the compression ratio by extending the stroke length without combustion chamber volume reduction has been suggested as an effective approach by engine combustion CFD simulations. Therefore, experimental evaluation of extended stroke specification about indicated thermal efficiency improvement effects was carried out using a single-cylinder test engine. As a result, extending the stroke length is verified to be an effective approach to improve indicated thermal efficiency, as cooling loss is significantly reduced in high load conditions. In low load conditions, reduction of exhaust loss contributed to improve indicated thermal efficiency.

1　はじめに

カーボンニュートラル社会の実現に向けた過渡期において、化石燃料を使用する内燃機関には二酸化炭素排出量の削減が求められており、特に電動化が困難な大型商用車に搭載されるディーゼル機関の熱効率改善は依然として重要である。一般的にディーゼル機関の熱効率を改善するには、高過給化及び高圧縮比化が有効である(1)。また、高負荷域での運転割合を増やすことで摩擦損失の影響を低減できる(2)。一方で、高過給・高圧縮比で高負荷運転を行うと、筒内の最高到達圧力(Pmax)及び燃焼温度が高くなり、冷却損失が増加して熱効率の改善代は小さくなる。このため、高過給・高圧縮比の実現のみでは必ずしも高い熱効率を達成できない場合があり、燃焼室壁面の遮熱などによる冷却損失低減技術と組み合わせる必要があると考えられる(3)(4)。このほかにも、Pmaxを上昇させることにより、熱効率の改善を図ることもできる(5)。一方で、Pmaxの許容上限を引き上げるためには、各部品の高剛性化が必要となり、回転部品の慣性モーメント、エンジンの重量増加等を招き、加速性能及び摩擦損失の悪化につながるため、実走行燃費の改善効果は限られることが予想される。

ディーゼル機関の圧縮比を高める場合、大幅な部品の変更を伴わないピストン燃焼室の口径または深さの寸法変更により燃焼室容積を削減する方法が用いられることが多い(6)(7)。一方で、燃焼室口径を狭める場合には、隣り合う噴霧による壁面衝突後の相互干渉が強まり、燃焼室を浅くする場合には、燃焼室内の流動が抑制されることで、燃焼と排出ガスの悪化を招くことが懸念される。また、燃焼室容積を削減すると、燃焼室の体積比表面積が大きくなるため、壁面の熱影響が大きくなり、冷却損失が増加することが予想される。

本研究では、このような燃焼室容積の削減を行わず、行程長さ(ストローク)を延長して幾何学的圧縮比を上昇させることで、図示熱効率の改善効果を評価することを目的に、燃焼CFD(Computational Fluid Dynamics)シミュレーションで図示熱効率の改善を検討し、試験用単気筒エンジンを用いて実機検証した。本報ではロングストローク化による図示熱効率改善効果を確認した結果について報告する。

2　燃焼CFDシミュレーションによる机上検討

2.1 CFDコード・モデル・計算条件

1章で述べた、燃焼室容積削減による高圧縮比化と、燃焼室容積及び上死点時のスキッシュ高さをそのままにストロークを伸ばして高圧縮比化する2つの方法に

* ㈱いすゞ中央研究所

よる、図示熱効率の改善効果及び排出ガス性能をKIVA-3V[8]を用いて比較した。計算モデル及び条件を**表1**に示す。計算空間は中心部分から扇状に噴孔数分分割したセクターメッシュとした。計算区間は吸気弁開時期から排気弁開時期の間を想定して上死点前150deg.C.A.～上死点後150deg.C.A.とし、上死点から150deg.C.A.までの図示仕事から図示熱効率を算出した。また、圧縮比の上昇に伴って筒内容積が縮小するため、筒内の空気過剰率(λ:Excess Air Ratio)を揃えるよう初期圧力を設定した。

表1　KIVA-3Vシミュレーションで使用した計算モデルと計算条件

Droplet breakup model		KH-RT
Turbulence model		RNG k-ε
Fuel model		Chalmers model + Tsurushima 9 step reactions [9]
Wall condition		Isothermal
Simulation period	[deg.ATDC]	-150 ~ 150
Basic bore x stroke	[mm]	120 x 145
Engine speed	[rpm]	1,200
Excess air ratio	[-]	2.0
Injection quantity	[mm^3/cycle]	86 (low load)
Injection pressure	[MPa]	140
Start of main injection (SoI)	[deg. BTDC]	0.0
Pre-main injection start interval	[deg.C.A.]	7.0

2.2 高圧縮比化手法による性能・排出ガス比較

シミュレーションで算出した圧縮比上昇に対する図示熱効率、Pmax及びNOx排出量の変化傾向を**図1**に示す。燃焼室容積削減による高圧縮比化の場合、圧縮比24:1前後で図示熱効率がピークとなるが、ロングストローク化による高圧縮比化の場合では、圧縮比28:1付近まで図示熱効率が改善され、図示熱効率の改善効果がより高いことが確認された。また、燃焼室容積削減により高圧縮比化する場合、圧縮比を高めるほどPmaxが上昇し、NOx排出量が増加していくが、ロングストローク化ではそのような傾向はみられず、圧縮比を高めてもほぼ同等であった。これらの結果から、ロングストローク化による圧縮比には、図示熱効率の改善効果がより高く、排出ガス性能への影響も軽微であると見込まれた。以上のシミュレーション結果を実機で検証した。

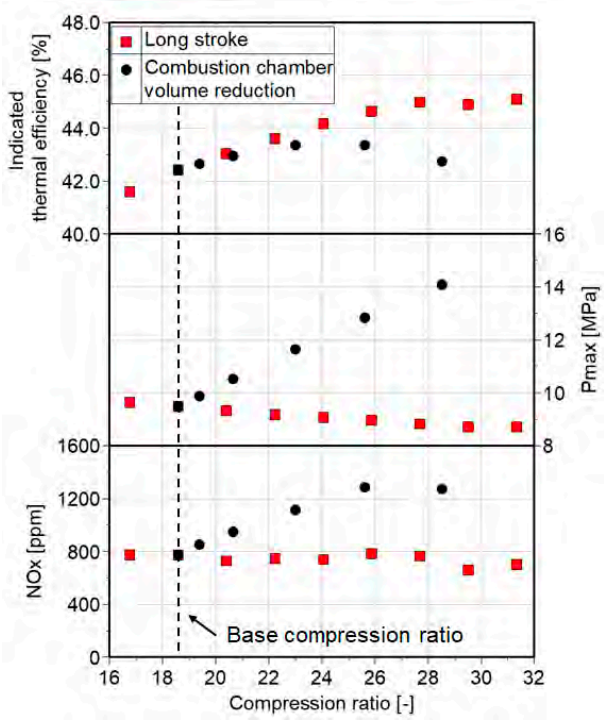


図1　高圧縮比化手法の違いによる図示熱効率、Pmax、NOx排出濃度のシミュレーション比較

本研究では、使用する供試エンジンでクランク軸からシリンダブロック上面までの高さを変えずに、回転部品が干渉しない範囲で最大ストロークとなるように後述の換装部品を設計・製作した。これにより、標準諸元の圧縮比18.41:1から20.21:1まで高圧縮比化した。

3　試験設備・エンジン諸元・試験条件

3.1 試験設備・エンジン諸元

本研究で使用した試験用単気筒エンジンの諸元を**表2**に示す。本エンジンは外部過給機によって最大で圧力比3.2：1まで過給可能であり、インタクーラと過給機の回転速度制御によって吸気温度を目標305Kとして±5Kの範囲に収まるように調整した。また、排気管内に設置された電動弁によって排気圧力を調整することができる。排出ガス成分の計測には堀場製作所製MEXA-1600DEGRを、スモークの計測にはAVL社製スモークメータAVL415Sを用いた。吸排気圧力・温度、排出ガスなどの一般計測データについては、0.1秒ごとに計測し、1分間の計測データの平均値を採用した。スモークについては3回の計測データの平均値を採用した。燃焼解析にはKiBox Cockpit Ver.3.1を用いて1分間記録し、各サイクルの平均データを解析した。ベース仕様に対して、ロングストローク仕様では主要部品でクランクシャフト、コンロッド及びシリンダブロックを換装した。諸元としてはストローク長と圧縮比以外に排気量、コンロッド長、連かん比が異なる。上死点

容積を揃えて検証するために同じピストンを使用したので、燃焼室形状および上死点容積に違いはない。

表2　試験用エンジン諸元

Items	Unit	Basic stroke	Long stroke
Bore x Stroke	[mm]	120 x 145	120 x 160
Geometrical compression ratio	[-]	18.41:1	20.21:1
Displacement	[L]	1.640	1.810
Conrod length	[mm]	235.8	228.3
Stroke-to-conrod ratio	[-]	3.25	2.85
Superchargers	[-]	Two stages charging with two intercoolers at each compressor outlet	
Injector nozzle hole	[mm]	φ0.143 x 9 holes	

3.2 試験条件

試験条件を**表3**に示す。運転条件は評価仕様によらず同一とした。燃料噴射圧力を200MPaとし、メイン噴射量を低・高負荷の2条件設定することで、過給圧力の変更と組み合わせて幅広いλで試験できるようにした。本研究は図示熱効率改善の効果確認が主眼のため、排吸気行程中の仕事を考慮しない。また、バルブオーバーラップ中の吸気吹き抜けによる筒内吸入空気の圧力低下を防ぐため、過給圧力と排気圧力が同等となるように排気管内の電動弁開度を調整した。この排気圧力の制御を安定させる目的で、外部EGR(Exhaust Gas Recirculation)の制御指示値を1.0%に設定して試験した。また、エンジンの破損を防ぐため、Pmaxが18.0MPa以下となるように制限し、高過給圧力条件下でのメイン噴射開始時期は**表3**に示すタイミングを基本として制限筒内圧力以下での最進角点を探索した。吸気圧力については、総噴射量66mm^3/cycleの低負荷条件では0~200kPaまで20kPa間隔で計測を実施したが、188mm^3/cycleの高負荷条件に関しては、0~60kPaの範囲ではλが低く、排気管内へのスモーク成分の堆積などによりその後の試験でのエンジン性能及び計測への影響が懸念されたため、吸気圧力の最低値を80kPaに引き上げて計測を実施した。

表3　試験パラメータと運転条件

Engine rotating speed	[rpm]	1,200
Fuel injection pressure	[MPa]	200
Main injection timing	[deg. BTDC]	8.5, 6.0, 3.5, 1.0, -1.5
Pre-main injection starts timing interval	[deg. C.A.]	12.0
Pre injection quantity	[mm^3 / cy.]	3
Total injection quantity	[mm^3 / cy.]	66, 188
Intake pressure (gage)	[kPa]	0 ~ 200 / 20 kPa increment
Exhaust pressure	[kPa]	Same as intake pressure
External EGR rate	[Mass. %]	1.0
Maximum limit of Pmax	[MPa]	18.0

4　試験結果・評価

4.1 ストローク違いによる図示熱効率コンター図の比較

ストローク違いによる図示熱効率の変化を比較した。**図2**に低負荷条件での図示熱効率、**図3**に高負荷条件での図示熱効率を示す。**図2、3**ともに上側がベース仕様、下側がロングストローク仕様の図であり、各図の最高効率点が星印で示されている。ロングストローク化により最高効率点は低負荷条件で0.3%pt、高負荷条件では1.2%ptの図示熱効率改善が確認された。高負荷条件の改善効果がより大きい理由については後述する。また、ロングストローク化により排気量が増加して吸入空気量が増加した影響で、過給圧力の低い低λ条件で図示熱効率の改善効果がより高いことが確認された。

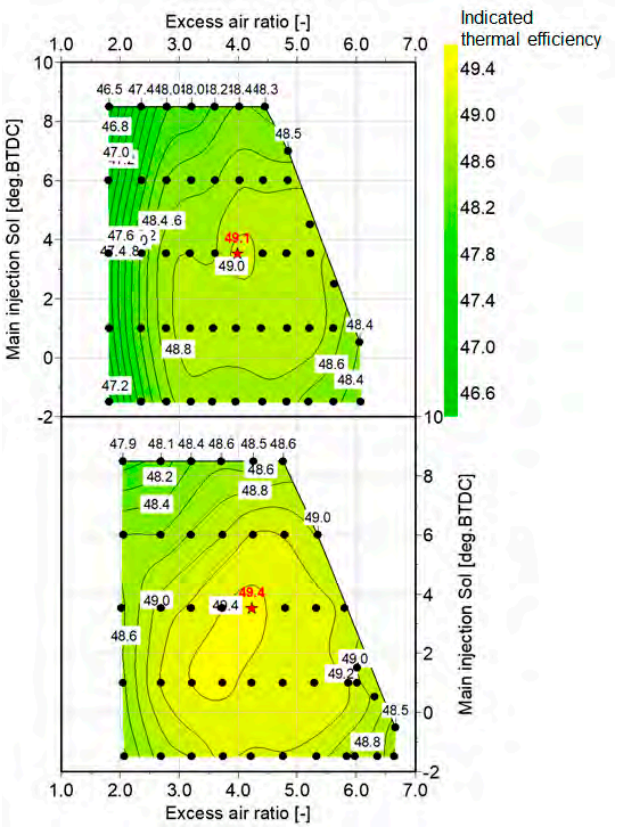


図2　低負荷条件におけるベース仕様(上図)とロングストローク仕様(下図)の図示熱効率コンター図

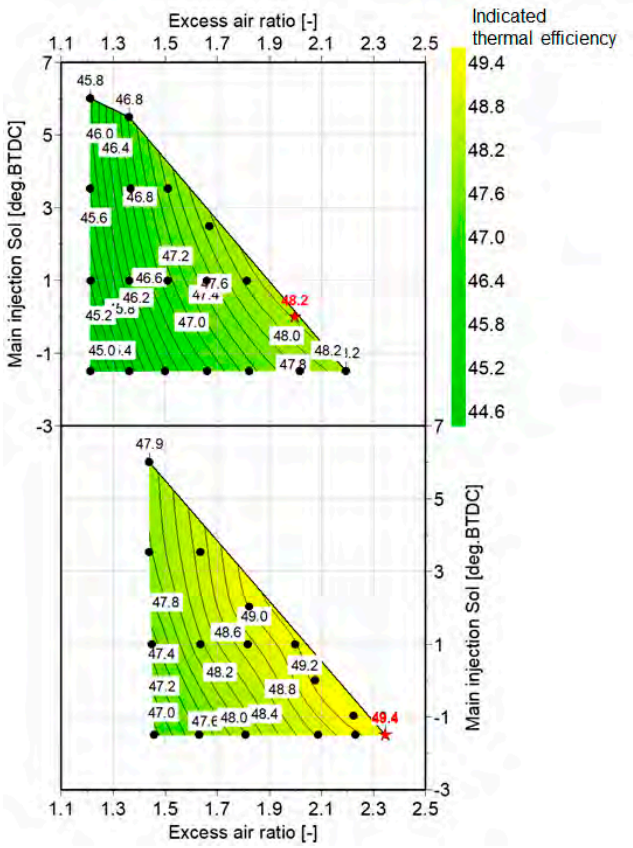


図3　中負荷条件におけるベース仕様(上図)とロングストローク仕様(下図)の図示熱効率コンター図

4.2 高λ条件下での図示熱効率悪化と排気損失増加の検証

高負荷条件において、表4に示す同等λ条件での筒内圧力履歴を図4に示す。ロングストローク仕様では排気量が増加しているため、より低い過給圧力でλの値がベース仕様と同等となる。そのため、ロングストローク仕様ではPmaxがより低くなる。また、ロングストローク仕様では容積変化率がベース仕様に比べて大きくなるため、筒内圧力の低下が早くなる。

表4　燃料噴射量188mm^3/cycle(高負荷)同等λにおける両仕様の運転条件

Items	Unit	Basic stroke	Long stroke
Lambda	[-]	2.19	2.23
Intake pressure	[kPa]	200	172
Start of injection	[deg.BTDC]	-1.5	-1.5
Degree of constant volume	[%]	83.9	82.8

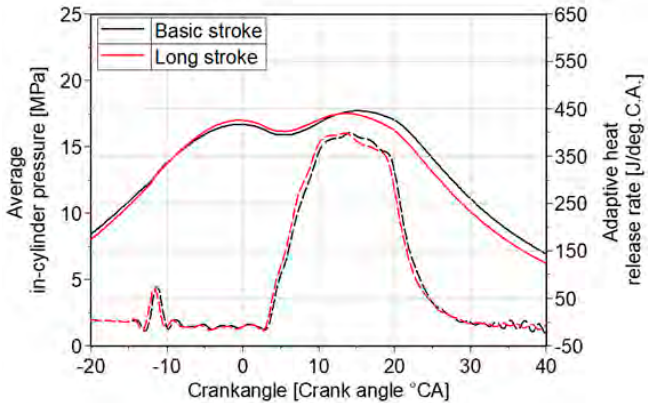


図4　高負荷(表4)の条件における筒内圧力及び熱発生率履歴

表5に示す低負荷条件における同等λの運転条件でのP-V線図と圧縮仕事を含む図示仕事履歴の比較を図5に、表4の高負荷条件でのP-V線図と圧縮仕事も含めた図示仕事履歴の比較を図6に示す。図5に示されたとおり、低負荷条件においては、ロングストローク仕様では膨張行程中の圧力が低いが、図示仕事の時間履歴を比較すると、上死点後にベース仕様を図示仕事で上回ることが示された。一方で、高負荷条件においては、図6に示された通り、容積が180cc(クランク角度で20deg.ATDC付近)までロングストローク仕様の方が筒内圧力が低く推移するが、その後はベース仕様より高い圧力で膨張し、低負荷条件と同様に膨張行程中に図示仕事で上回る。上死点後に図示仕事が上回るの

は、ロングストローク仕様では単位時間当たりの容積変化が大きいため、特に燃焼直後の筒内ガス圧力が高い期間に、効率的に図示仕事に転換されたことによるものと考えられる。

表5　燃料噴射量66mm^3/cycle(高負荷)同等λにおける両仕様の運転条件

Items	Unit	Basic stroke	Long stroke
Lambda	[-]	3.19	3.22
Intake pressure	[kPa]	60	40
Start of injection	[deg.BTDC]	1.0	1.0
Degree of constant volume	[%]	86.7	83.4

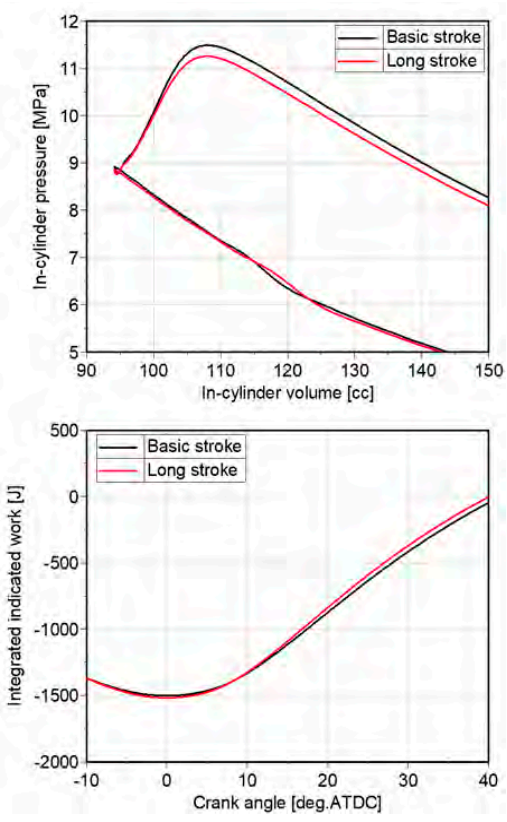


図5　低負荷条件(表5)におけるP-V線図(上図)と圧縮・膨張累積仕事履歴(下図)の比較

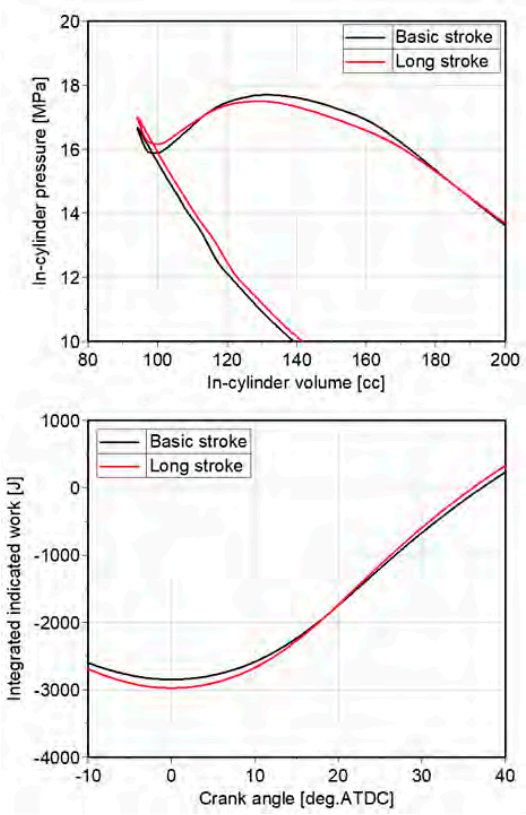


図6　高負荷条件(表4)におけるP-V線図(上図)と圧縮・膨張累積仕事履歴(下図)の比較

4.3 仕様違いによるヒートバランスの比較

表4、5の条件において、図示熱効率、排気損失及び冷却その他損失としてヒートバランスを比較した。計測データから下記の式を用いて排気エネルギーを計算し、投入熱量から図示仕事と排気エネルギーを差し引いた分を、未燃損失を含む冷却そのほか損失として算出した。

$$E_{exh} = (GA + GF) \cdot C_{p_{exh}}(T_{exh} - T_{int}) \qquad (1)$$

E_{exh}:排気エネルギー、GA:吸気質量流量、GF:燃料質量流量、$C_{p_{exh}}$:排気定圧比熱、T_{exh}:排気温度、T_{int}:吸気温度

図7に低負荷条件の、図8に高負荷条件のヒートバランスを示す。低負荷条件においては、ロングストローク仕様の排気損失割合がベース仕様よりも0.4%pt減少し、ほぼ同等の割合分で図示熱効率が改善された。これは高圧縮比化による効果と、後述するロングストローク仕様の容積膨張の速さによるものと考えられる。一方、高負荷条件においては、ロングストローク化により排気損失割合が増加するものの、冷却その他損失割合が1.6%ptと大幅に減少し、結果的に1.0%ptの図示熱効率改善効果が確認された。この結果を検証するため、横軸を筒内容積として高負荷条件での熱発生率を比較したものを図9に示す。ロングストローク仕様では、前述のように単位時間当たりの容積変化率

が大きいため、ベース仕様よりも膨張した状態で熱が供給されていることが確認された。このことから、ロングストローク仕様では圧力の低い状態での熱供給の割合が大きくなっていることが示された。大きな容積に投入される熱量は筒内ガスの圧力上昇に変換されにくく、内部エネルギーが上昇し、排気損失につながる。したがって、特に燃料の噴射期間が長い高負荷条件において、ロングストローク仕様では筒内容積が拡大した時期でも高い熱発生率で燃焼が続き、筒内圧力の上昇に寄与しない熱供給の割合が増えたため、ストロークが延長されているにも関わらず排気損失割合が増加したものと考えられる。一方で、内燃機関の冷却損失の中で大きな部分を占めるのは、上死点付近で熱供給により高温・高圧になった筒内ガスから燃焼室壁へ散逸する熱量である[4]。これは、上死点付近では経過時間当たりの容積変化が小さいため、供給熱量が仕事に変換されないまま時間が経過し、筒内ガスから燃焼室壁に熱が散逸することで、筒内ガスの温度・圧力が低下して取り出せる仕事が減少することによりエネルギー損失となる。本研究のロングストローク仕様では、ストローク量が伸びた分、同じ時間経過でベース仕様より容積変化が大きくなり、筒内ガスの仕事量はより大きくなり、冷却損失が低減されたものと考えられる。こうした要因により、ロングストローク仕様では排気損失が増加するものの、冷却損失が低減され、図示仕事が向上したものと考えられる。これは**図6**で示された、仕様違いによる膨張行程での筒内圧力の逆転と、**図4**で示されたロングストローク仕様の筒内圧力の低下時期がベース仕様よりも早いにも関わらず、**図8**のヒートバランス解析でロングストローク仕様の方が冷却損失が低いことと整合する。

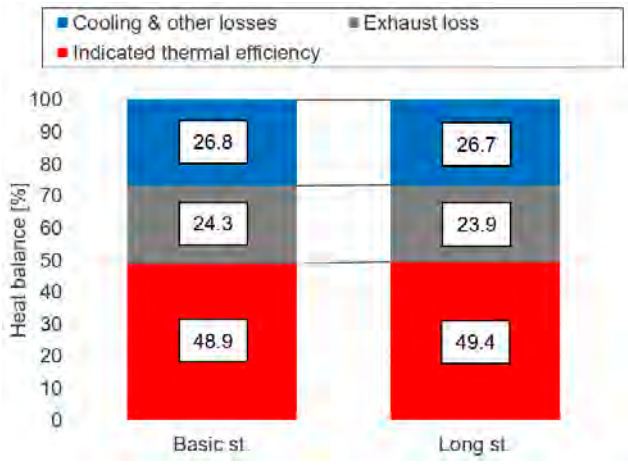


図7　低負荷(表5)条件でのヒートバランス解析

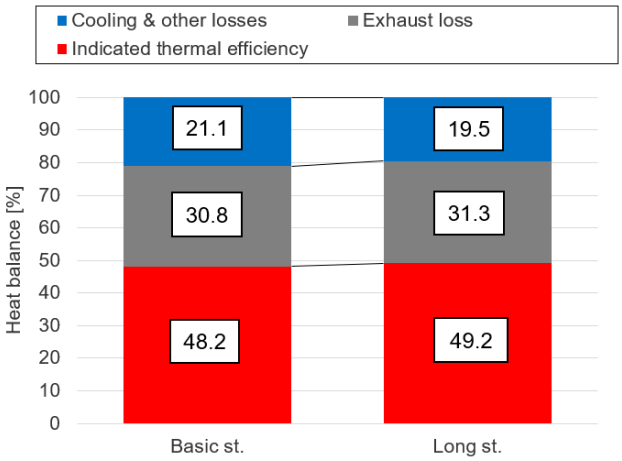


図8　高負荷(表4)条件でのヒートバランス解析

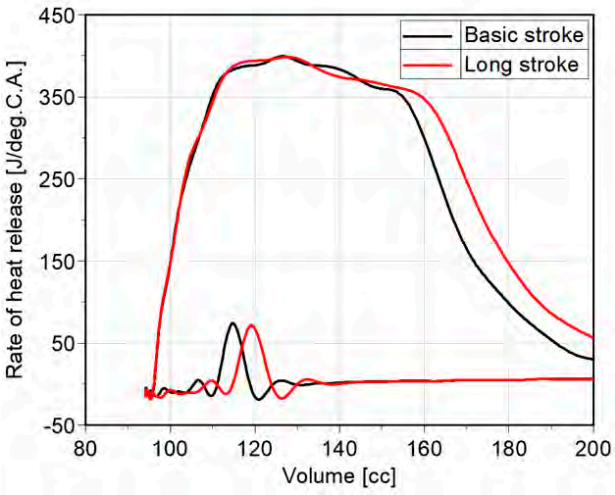


図9　高負荷(表4)条件における上死点付近の熱発生率-筒内容積の比較

以上のようなロングストローク化による冷却損失の低減効果は、噴射期間が長く、容積の大きい期間での燃焼時間が長くなる高負荷条件でより顕著に表れたものと推測される。また、上述の要因として、ロングストローク化によるピストン速度の上昇および筒内ガス流動の変化によって、対流熱伝達による伝熱量が変化したことも挙げられる。

4.4 仕様違いによる摩擦損失の比較

ロングストローク仕様では、ピストンの摺動距離の延長に加え、連かん比の低下に伴う横力の増加により、摩擦損失が増加することが想定される。無過給・無負荷運転時の摩擦トルクを計測した結果、ベース仕様で46.6N·m、ロングストローク仕様で47.4N·mと実際に増加することが確認された。一方で、**図10**に示すように、高負荷運転時におけるλ違いでの各仕様によるPmaxと摩擦トルクを比較すると、ロングストローク仕様では摩擦トルクが抑制される傾向が確認された。**4.2節**で述べたように、同等λ条件において、ロングス

トローク仕様ではベース仕様よりもPmaxが低くなるためと考えられる。

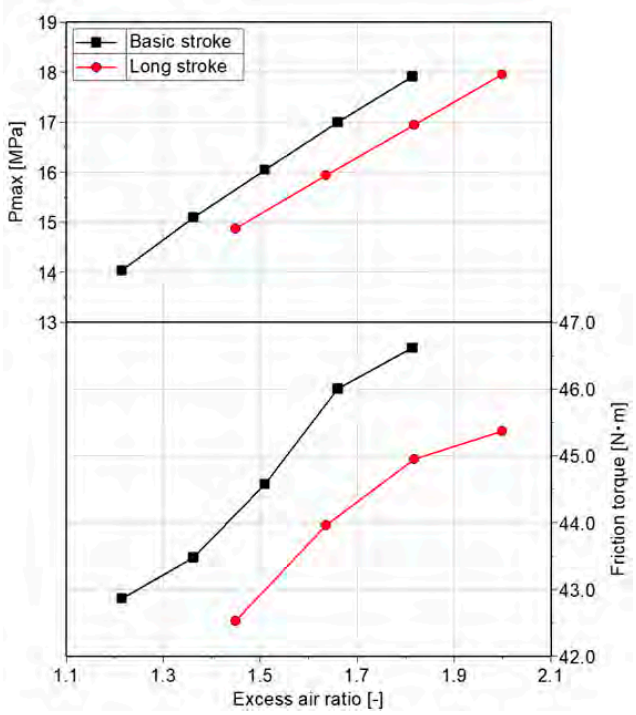


図10　高負荷、メイン噴射開始時期1.0deg.BTDC条件でのPmax(上図)と摩擦トルク(下図)の仕様による比較

4.5 仕様違いによる排出ガス性能の比較

図11にλ違いでの各仕様によるNOx排出量を示す。ロングストローク仕様の方が圧縮比が高く、燃焼後の筒内最高到達温度が高いため、NOx排出量も多い傾向が確認された。

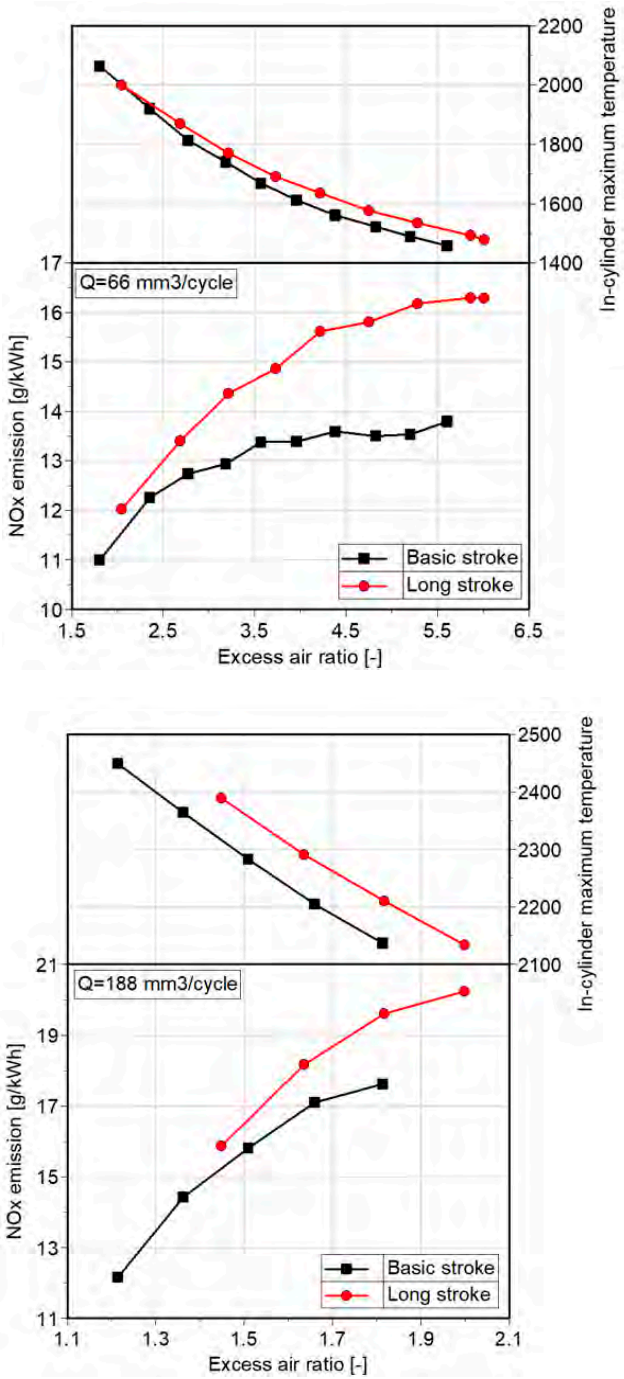


図11　メイン噴射開始時期1.0deg.BTDC, 低負荷条件(上図)及び高負荷条件(下図)での仕様違いによる筒内最高到達圧力とNOx排出量の比較

5　まとめ

本研究では、試験用単気筒エンジンを用いて、燃焼室容積とボア120mmを一定として、ストローク145mm、圧縮比18.41：1の標準仕様からストロークを160mmまで延長し、圧縮比20.21：1まで高めた場合の図示熱効率改善効果を検証した。その結果、次の(1)～(5)の知見が得られた。

(1) ロングストローク仕様はベース仕様に対し、低負荷条件で0.3%pt、高負荷条件で1.2%ptの図示熱効率改善効果が確認された。高圧縮比化による燃焼悪化はみられなかった。

(2) 低負荷条件においては、ロングストローク仕様の排気損失割合はベース仕様よりも低く、その低減分が図示熱効率の改善幅と同等であった。したがって、膨張容積の増加により図示仕事が増加し、図示熱効率の改善につながったと考えられる。

(3) 高負荷条件において、ロングストローク仕様の冷却とその他損失の割合はベース仕様よりも1.6%pt低減された。ロングストローク仕様では上死点後の容積変化率が大きく、高温状態の持続時間が短くなるため、燃焼直後に壁面から散逸する熱量が減少したものと考えられる。一方で、排気損失の割合が増加し、冷却損失の低減効果を目減りさせる結果となった。これは、容積変化率が大きくなったため燃焼等容度の低下が燃焼期間の長い高負荷条件でより強く影響したものと考えられる。

(4) ロングストローク仕様では排気量が拡大されたため、ベース仕様よりも低い過給圧力で同程度の吸入空気量を得られ、より低い過給仕事で図示熱効率が高い条件での運転が可能である。また、筒内の最高到達圧力が抑制されるため、同等の空気過剰率条件下では摩擦損失が低減される可能性がある。

6　おわりに

本研究における試験の実施にあたり、いすゞ自動車株式会社 芹澤 晃 氏に、試験用部品の設計にあたり、株式会社いすゞ中央研究所 徳丸 武志 氏、岡﨑 一也 氏にそれぞれ協力をいただいた。ここに記して感謝の意を表す。

本文献は自動車技術会論文集56巻2号に掲載された論文を加筆・修正の上、報告したものである。

参考文献

(1) 島﨑直基 ほか：将来ディーゼル機関の熱効率向上に関する考察，自動車技術会論文集，42巻4号(2011)，pp. 879-884

(2) D. Singh et al.：Prediction and Analysis of Engine Friction Power of a Diesel Engine Influenced by Engine Speed, Load, and Lubricant Viscosity, Advance in Tribology 2014，Wiley Online Library, https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1155/2014/928015，(参照 2024-07-23)

(3) Y. Wakisaka et al.：Reduction of Heat Loss and Improvement of Thermal Efficiency by Application of "Temperature Swing" Insulation to Direct-Injection Diesel Engines, SAE International Journal of Engines，Vol. 9 No. 3(2016)，pp. 1449-1459

(4) F. Kawaharazuka et al.：Study of Surface Insulation Structures to Reduce Cooling Loss in Heavy-Duty Diesel Engines,SAE Technical Paper，2023-01-0948, (2023)

(5) 青柳友三 ほか：単気筒エンジンによる超高過給ディーゼル燃焼の研究（第1報）-過給圧力を変化させた場合の燃焼特性，自動車技術会論文集，35巻3号(2004)，pp. 35-40

(6) 橋本宗昌 ほか：幾何学的高圧縮比用ピストンの燃焼室形状の検討，自動車技術会論文集，45巻1号(2014)，pp. 55-62

(7) 福長聡 ほか：大型ディーゼルエンジンの熱効率改善に向けた高膨張(幾何圧縮)比に関する一考察，自動車技術会論文集，47巻1号(2016)，pp. 67-73

(8) Los Alamos National Laboratory : Richard P. Feynman Center for Innovation，"KIVA"，https://www.lanl.gov/projects/feynman-center/deploying-innovation/intellectual-property/software-tools/kiva/index.php (参照 2024-07-29).

(9) 古川伸哉 ほか：KIVA-3Vのためのディーゼル噴霧燃焼反応モデルの検討，第50回燃焼シンポジウム講演論文集(2012)，pp.326-327

論文・報告

ディーゼルエンジンのライトサイジングによる部分負荷の熱効率向上コンセプト(第1報)

－シミュレーションによるコンセプト構築と実機検証結果－

Right-Sizing Concept for Improving Thermal Efficiency of Diesel Engine at Partial Load (First Report)
- Engine Concept Construction Using Simulation and Prototype Demonstration-

大橋　伸匡* Nobumasa Ohashi　伊東　光* Hikaru Ito　古川　貴幸* Takayuki Furukawa　榎　和広* Kazuhiro Enoki　石川　直也* Naoya Ishikawa

要　旨

小型商用車を対象に、使用頻度が高い部分負荷の熱効率改善方法を検討した。0次元モデルによる解析の結果、熱効率改善で課題となる要素間トレードオフが大排気量化を起点として解決することがわかった。コンセプトに基づいた実機検証では、熱効率の向上と平成28年排出ガス規制適合を確認した。

Abstract

The purpose of this study is to improve fuel economy at part load operation for light commercial vehicles. 0-D engine simulation results show that increasing displacement and removing turbochargers solve multiple trade-offs between component technologies that are barriers to improving thermal efficiency. A prototype engine was produced to verify the effectiveness of this right-sizing concept. As a result of prototype demonstration, the concept engine can meet Japan's post-Post New Long-Term emissions regulations while improving thermal efficiency.

1　はじめに

産業革命以降のGHG(温室効果ガス：Greenhouse Gas)の排出量の増加に伴う地球温暖化防止のため、世界の主要国は2050年までにCN(カーボンニュートラル: Carbon Neutral)社会の実現を目指すと宣言している。CO_2排出量のおよそ18%を占める運輸部門における取り組みとして、再生可能エネルギーから製造した電力や水素を用いた電動車の推進が行われているが、充電や水素インフラの整備には相応の時間を要すことが考えられる。その一方で再生可能電力と大気から回収したCO_2で製造される合成燃料は、既存のインフラを用いた供給が可能であり、将来のCNな燃料として期待されているが、供給量やコストに課題があるためにCN燃料も普及には時間がかかると考えられている。このため再生可能エネルギーが普及したCN社会となるまでの間に排出され続けるCO_2排出積算量をいかに抑えるかが重要である。

人々の生活や社会を広く支える商用車は、稼働時間や航続距離、積載量など、多くの要求に合わせて動力源を選択することが重要である。ここで、LCA(Life Cycle Assessment)の観点では、内燃機関を動力源とした商用車のCO_2排出量は、走行時に排出されるCO_2が大半を占めているため、実使用条件での熱効率の向上が重要と考えられる。

図1に、重量車燃費区分のうちT2カテゴリを対象とした都市内走行モードにおける出力頻度を、エンジン出力10kWごとに整理して示している。縦軸には機関回転速度1,600rpmにおける従来の典型的なディーゼルエンジンの正味熱効率も併せて図示している。従来のエンジンの最高熱効率は70－80kW付近で発現しており、使用頻度の高い条件と重ならないことがわかる。そこで、同図に示す目標コンセプトのように実使用領域と高熱効率となる条件を合わせることができれば、更なるCO_2削減が可能であると考えられる。そこで本研究では、小型商用車の実使用時のCO_2排出量を削減するため、10kW－30kWの部分負荷で高効率領域が発現するコンセプトの提案を行った。

* ㈱いすゞ中央研究所

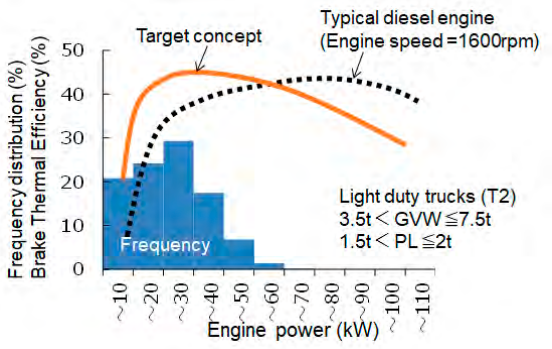


図1　小型商用車における出力頻度と熱効率の関係

表1に本研究の目標値を示す。最大トルクと最高出力は、小型商用車での利用を想定しそれぞれ375Nm、90kWとした。排出ガスは平成28年ディーゼル重量車排出ガス規制に適合し、燃料消費量は2025年重量車燃費基準比10%超の改善とした。

表1　本研究の目標値

Max. Torque/Power	375Nm / 90kW
Emissions regulations	Japan's post-Post New Long-Term emissions regulations
Fuel economy standards	Exceeding 10% improving for 2025 fuel economy standards

本稿では、0次元エンジンモデルと多目的最適化を組み合わせたシミュレーションを行い、部分負荷条件において高熱効率が得られるエンジンシステムの探索とコンセプトの構築を実施した。そして、これらの結果に基づいて構築したプロトエンジンによる実機検証結果について報告する。

2　エンジンコンセプト

2.1 0次元エンジンモデル概要

エンジンの熱効率向上には、図示熱効率の向上と摩擦損失低減が必要となるが、図示熱効率の向上のために、圧縮比の増加や等容度を高めると、冷却損失や摩擦損失が増加し正味熱効率が向上するとは限らない[1][2]。無数に存在するエンジンの要素技術の組み合わせの中から、図示熱効率の向上と摩擦損失の低減を両立する技術の組み合わせを見出すことが課題となっている。このような課題に対しては、エンジンの数値モデルを活用した検討が効果的である。このとき各要素を詳細に記述したモデルでは、シミュレーションに膨大な計算時間を要するために非現実的であり、本研究ではリアルタイムに近い計算速度で比較的高精度にエンジン性能予測が可能な0次元モデルを適用した。

本研究で使用する0次元エンジンモデルは、燃焼モデル、ガス交換モデル、摩擦損失モデルで構成される。燃焼モデルは廣安ら[3]により開発された現象論に基づく0次元マルチゾーンモデルHIDECS (Hiroshima University Diesel Engine Combustion Simulation)をベースに、筒内冷却損失と筒内流動が改良された燃焼モデル[4]を採用した。

筒内と吸排気弁のガス交換モデルは、圧縮性流体の絞り流れとして扱い、ガス流量を算出した。このとき、過給圧力、コンプレッサ効率、タービン効率、インタクーラ効率は入力条件とし、断熱圧縮の式からコンプレッサとタービン前後の状態量を算出して、エンジン筒内への吸気温度及びエンジン排気圧力を算出した。

エンジンの摩擦損失は、摩擦負荷の大きい要素についてモデル化し、合算して算出した。摩擦力が最も大きいピストン部は、流体潤滑を仮定して、星ら[5]の知見を参考に、筒内圧と慣性力から算出したピストン側力がピストンスカート部へ作用し、張力と背圧がピストンリングセットにかかるとして摩擦力を算出した。クランク軸系摩擦力は完全な流体潤滑を仮定して算出し、動弁系、補器類、燃料の圧送ポンプの摩擦力は既存機関の実験結果より統計的にモデルを構築して算出した。

0次元エンジンモデルによる検討精度の確認のため、小型商用車に使用されている従来エンジン(Conventional)の実験データと計算結果を比較した。エンジンは、ボア95.4mm、ストローク104.9mmの直列4気筒ディーゼルエンジンである。

図2左側は、実験結果と0次元エンジンモデルにより予測した燃料流量マップを示しており、実験結果と同等の結果が得られていることを確認した。**図2**右側には、ここで得られた燃料流量マップと後述する車両諸元及び重量車燃費計算プログラム[6]を用いて算出した重量車燃費の相対値を示す。都市内走行モード、都市間走行モード及び平均の重量車燃費の計算結果は実験結果と比較して1%未満の誤差であり、本検討で使用する0次元モデルの予測精度は十分と判断した。

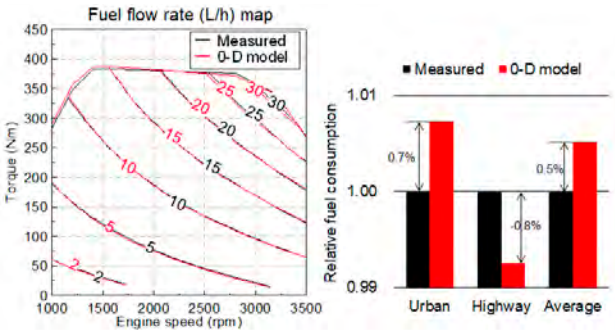


図2　シミュレーションの精度検証結果

2.2 最適化計算条件

図示熱効率と摩擦損失のトレードオフを改善するエンジンシステムの探索には、多目的最適化ソフトウェアとして、汎用の設計支援ツールであるESTECO社製のmodeFRONTIERを用いた。最適化スケジュールには、遺伝的アルゴリズムMOGA II (Multi-Objective

Genetic Algorithm Ⅱ)を使用し、1世代あたりの個体数を140、進化世代数を50世代、計7,000のエンジンシステムの計算を実行した。目的関数は、図示熱効率を最大とし、摩擦損失を最小とする多目的最適化計算を実施した。

表2に、最適化計算のパラメータを示す。表には、従来エンジンの条件も併せて示した。機関回転速度1,600rpm、トルク130Nmは、後述する車両諸元を用いた場合の代表的な機関運転条件である。このときの出力は22kWとなり、これを固定したまま機関回転速度もパラメータとし、トルクは従属変数とした。排気量は小型商用車への搭載性を考慮し総排気量を1.9L－5.2Lとした4気筒ディーゼルエンジンを想定し、ボア、ストローク、コンロッド長さ、圧縮比、クランクシャフト径、ピストン重量、吸気圧力、噴射タイミング、噴射圧力を変数とした。また、いずれの計算もコンプレッサ効率とタービン効率はどちらも70%、インタクーラ効率は90%に固定した。

表2　最適化計算パラメータ

	conventional	parameters		
		Lower bound	Upper bound	Total number of values
Engine speed (rpm)	1600	800	3600	141
Torque (Nm)	130	57	257	141
Bore (mm)	95	80	115	19
Stroke (mm)	105	94	125	17
Connecting rod length (mm)	165	138	198	19
Compression ratio	17.3	14	26	13
Crank diameter (mm)	70	52	82	16
Piston weight (kg)	2.1	1.6	3.5	20
Intake pressure (kPa abs.)	140	101	232	27
Injection timing (deg.ATDC*)	-2.5	-15	15	31
Injection pressure (MPa)	140	80	150	15

*：deg.ATDC(上死点後角度：degrees After Top Dead Center)

2.3 最適化計算結果

計算結果を**図3**に示す。**図3**左側は、横軸に摩擦損失、縦軸に図示熱効率を取って整理した結果である。一般に、トレードオフ関係にある関数の多目的最適化を行う場合、目的関数を同時に満たす唯一解は得られないため、トレードオフの集合であるパレート解を求めることになる。本計算結果においても、パレート解が現れており、このうち代表的な結果をコンセプトエンジンと呼称し、4桁の識別番号(ID)で示した。この番号は遺伝的アルゴリズムに基づく計算順序にしたがって採番されており、数字が大きいほど進化世代数も増えていることを意味する。図中には、従来エンジン諸元の計算結果も図示した。図より、コンセプトエンジンは従来エンジンに対して、摩擦損失の低減と図示熱効率が向上していることがわかった。

図3右側は、横軸にBSNO(正味出力・時間あたりの一酸化窒素の重量：Brake Specific NO)、縦軸に正味熱効率を取って整理した結果である。従来エンジンに対してコンセプトエンジンの正味熱効率は向上していることがわかる。ただしNOの排出量は増加しており、排出ガス適合には、De-NOx触媒の適用は必須となることが示唆された。

表3にはコンセプトエンジンの諸元を示す。排気量に着目すると、4.4L－5.2Lが選択されており、計算条件で設定した上限付近となった。吸気圧力は101kPa－112kPaであり、自然吸気条件でも成立する可能性が示唆された。クランクシャフト径は設定した下限となり、ピストン重量についても最小の1.6kgまで軽量化することが選択されている。圧縮比は18:1－25:1であり、従来エンジンと比較すると高圧縮比側が選択されていることがわかった。

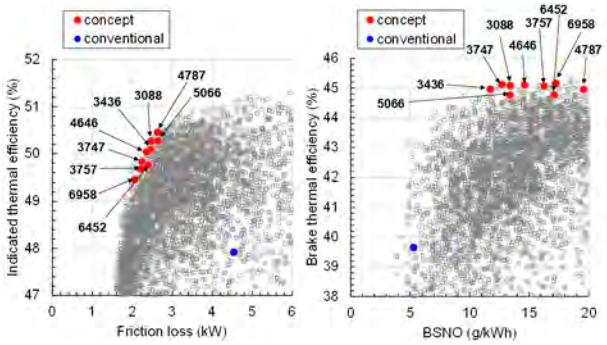


図3　最適化計算結果

表3　コンセプトエンジン諸元

ID	3088	3436	3747	3757	4646	4787	5066	6452	6958
Engine speed(rpm)	980	1060	1000	860	920	1020	1020	940	880
Torque(Nm)	212	196	207	241	225	203	203	220	235
Bore (mm)	113	115	115	115	115	115	115	115	115
Stroke(mm)	121	106	106	123	121	119	125	125	113
Conn. rod(mm)	196	199	199	199	199	199	199	199	199
Displacement (L)	4.9	4.4	4.4	5.1	5.0	5.0	5.2	5.2	4.7
Compression ratio	25	24	23	21	23	21	21	18	20
Crank diameter (mm)	52	52	52	52	52	52	52	52	52
Piston weight (kg)	1.6	2.7	2.7	1.8	1.6	1.9	2.3	2.4	2.8
Intake pressure (kPa abs.)	101	101	101	101	101	101	101	112	107
Injection timing (° ATDC)	2	0	0	2	2	0	0	-1	1
Injection pressure (MPa)	125	90	80	110	125	150	85	90	105

従来エンジンとコンセプトエンジンの違いを考察するため、最適化計算から示唆された大排気量化と高圧縮比化の関係に着目して、0次元モデルを用いて追加計算を実施した。追加計算に用いたエンジン諸元を**表4**に示す。計算条件は、機関回転速度1,600rpm、トルク130Nmとした。各排気量で筒内空気過剰率が3.0となるように過給圧を設定しており、最も排気量が大きい5Lでは自然吸気条件となっている。噴射タイミングと噴射圧力はそれぞれ-4°ATDC、130MPaに固定した。

表4　計算条件

Cylinder Number (-)	4	4	4	4	4	4
Displacement (L)	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0
Bore (mm)	85	90	95	100	105	115
Stroke (mm)	89	98	105	111	115	121

図4には、横軸に圧縮比、縦軸に排気量を取って、Pmax(筒内最高圧力: Maximum Cylinder Pressure)、冷却損失、ISFC(図示燃料消費率:Indicated Specific Fuel Consumption)、タービン出口排気温度を計算した結果を示す。また従来エンジンとして排気量3Lの諸元を、5L相当の排気量としてコンセプトエンジンから代表的な3つの諸元を図中にプロットした。

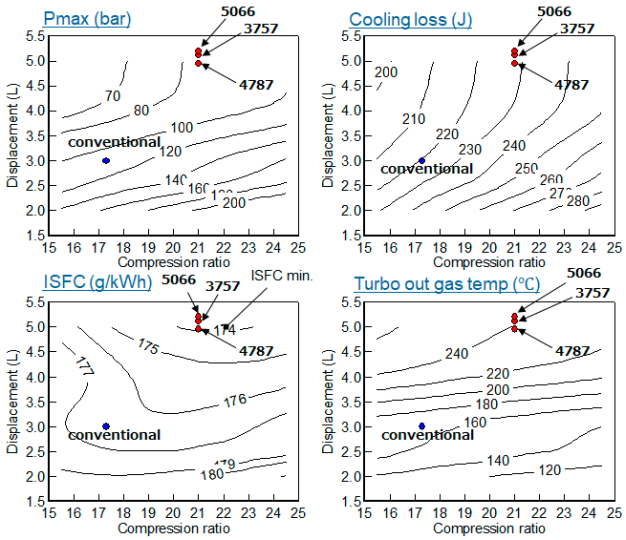


図4　圧縮比と排気量が各特性値に及ぼす影響

図より、従来エンジンで圧縮比を高めた場合、Pmax及び冷却損失の増加と、排気温度が低下していることがわかり、熱効率を高めるときの課題と同じ傾向が得られた。これに対して、排気量を大きくしたコンセプトエンジンは、高圧縮化と組み合わせてもPmaxは従来エンジン以下となり、また冷却損失もあまり増加しない。冷却損失に与える影響は、筒内圧力の低下と燃焼室のS/V(表面積/体積)比の低下が関連していることが考えられる。ここで、TDC(上死点：Top Dead Center)時におけるS/V比は、従来エンジンが3.94cm^2/cm^{3}であるが、排気量一定のまま圧縮比を21まで高めた場合は4.75cm^2/cm^{3}となり20%増加する。これに対してコンセプトエンジン相当の排気量5Lまで増加した場合は圧縮比を21まで高めても3.87cm^2/cm^{3}となり、高圧縮比化による燃焼室容積減少によるS/V比の増加を大ボア化によって抑制することができる。これらの効果によって、冷却損失はあまり増加せず、ISFCが最小となるのは、圧縮比22、排気量5Lであり、最適化計算で見出されたコンセプトエンジンの諸元に近いことが再確認された。またタービンでの排気エネルギー回収量が減少するため、排気温度低下も抑制される。このことは後処理装置の浄化率を高めることが可能となり、**図3**で示したエンジンアウトNOの増加を後処理装置と組み合わせて対応できる可能性が示唆された。排出ガスの適合性については、**2.4.2項**の「排出ガス目標に対する検討」にて説明する。

次に、ボア・ストロークの影響について考察した。コンセプトエンジンのボアは、計算条件で設定した上限の115mmが多く選択されており、この影響について0次元エンジンモデルを用いた追加計算により確認した。計算条件は1,600rpm、トルク130Nmとし、圧縮比とボアをパラメータとした。単純化のために総排気量は5Lで固定した自然吸気条件とし、またボア径に応じてストローク長さを変更した。

図5には、横軸に圧縮比、縦軸にボア径及びストローク長を取って、ISFC、冷却損失、FMEP(摩擦平均有効圧力:Friction Mean Effective Pressure)、BSFC(正味燃料消費率:Brake Specific Fuel Consumption)を計算した結果を示す。

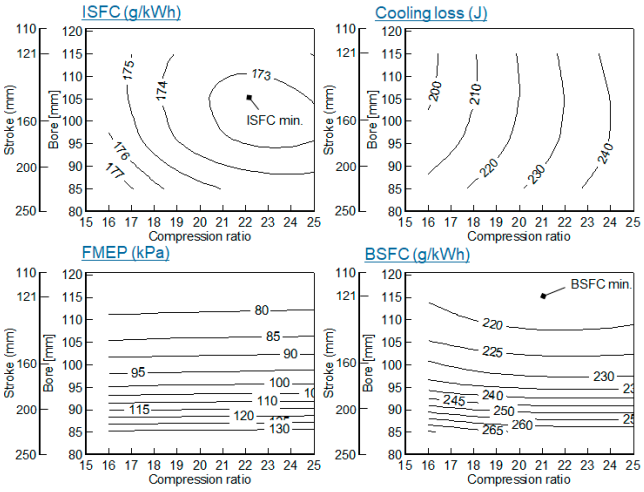


図5　圧縮比とボア径が各特性値に及ぼす影響

本計算条件の範囲では、大ボア・ショートストロークと高圧縮比側の組み合わせの方がISFCは改善する傾向を示した。冷却損失に着目すると、圧縮比が高くなるほど増加するが、同一圧縮比条件では、ボア・ストロークの違いによる熱損失の変化は小さい。ここで本モデルの熱伝達率は次の式(1)、式(2)を用いている[4]。

$$h = 0.013 m D^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.53} w^{0.8} \quad (1)$$

$$w = 2.28 C_m + n \frac{dQ}{dt} \frac{T_1}{P_1 V_1} \quad (2)$$

ここで、h は熱伝達率、D はボア径、P は圧力、T は温度、Cm はピストン平均速度、dQ/dt は熱発生率、$T1$、$P1$、$V1$ は吸気弁閉弁時の温度、圧力、体積、m

及びnはモデル定数である。一般にショートストローク化は、燃焼室のS/V比が増加するため熱損失が増加するが、本計算では、ショートストローク化による平均ピストン速度の低減が熱伝達率を低下させたためと考えられる。BSFCが最小となる諸元は、ボア115mm、圧縮比21であり、コンセプトエンジンの諸元近傍になることが再確認された。ISFCが最小となる諸元と僅かに異なるのは、摩擦損失の影響であり、摩擦損失は大ボア・ショートストローク化に伴って減少することが示されている。摩擦予測は、筒内圧と慣性力から算出したピストン側力がピストンスカートにかかると仮定した流体潤滑条件を用いているため、ショートストローク化に伴うピストン速度の低下によって摩擦力が減少したためである。

以上のように、本計算結果で見出されたコンセプトは、大ボア化による大排気量化起点として、従来課題解決が困難であった高圧縮比化によるPmax上昇や冷却損失増加といったデメリットを改善して、燃費を改善できることがわかった。

2.4 コンセプトエンジンの目標到達検討

2.4.1 燃費目標に対する検討

2.3節で述べた結果をもとに、コンセプトを体現する実エンジンスペックを用いて本研究目標の到達可能性を検討した。**表5**に機関諸元を示す。ボア115mm、ストローク115mm、排気量4.8Lのディーゼルエンジンである。圧縮比は20:1とし、過給機とEGRを廃止している。またピストン重量は従来エンジンと同一とし、クランクシャフトは細軸化した。

表5　エンジン諸元

	Conventional	Concept
Engine type	Inline 4 cylinders DI diesel	
Bore x Stroke (mm)	95 x 105	115 x 115
Displacement (L)	3.0	4.8
Compression ratio	17.3 : 1	20 : 1
Intake system	Turbocharged with intercooler	Natural aspiration
EGR system	Cooled EGR	Less
Piston weight (kg/cyl)	1.6	1.6
Crank journal diameter (mm)	Φ63	Φ52

図6に、機関回転速度1,600rpm条件の0次元モデルによるコンセプトエンジンと従来エンジンの正味熱効率の比較を示す。**図6**左側の横軸は正味平均有効圧力(Brake Mean Effective Pressure：BMEP)、右側はトルクで整理した。コンセプトエンジンの熱効率は、BMEP400kPaの部分負荷条件で6%向上すると評価された。自然吸気のため、高負荷側は空気過剰率が低下するためにBMEP 1,000kPa以上では出力が発生しない結果となったが、この排気量でのトルクは380Nmであり、本研究目標の全負荷特性は達成する。

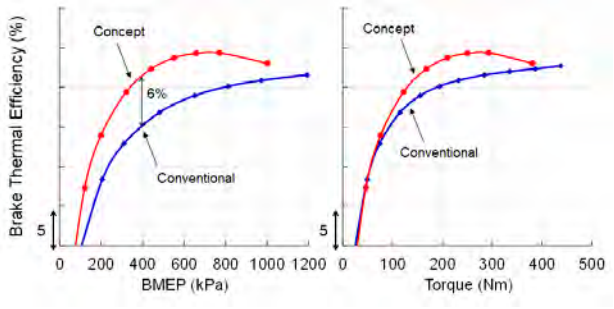


図6　正味熱効率のシミュレーション結果

図7に、0次元モデルを用いて計算したコンセプトエンジンと従来エンジンのBSFCマップを示す。横軸は機関回転速度、縦軸は出力で整理した。また**表6**に示す車両諸元と重量車燃費計算プログラム[6]を用いて重量車燃費を計算し、そのうち都市内走行モードと都市間走行モードの1秒ごとの走行点をプロットした。コンセプトエンジンのBSFCは従来エンジンより改善し、低燃費領域は低出力側に移行している。また、コンセプトエンジンの重量車燃費の計算結果は、従来エンジンに対して6%改善、2025年度基準に対しては11.1%改善となり、本研究目標を達成すると評価された。

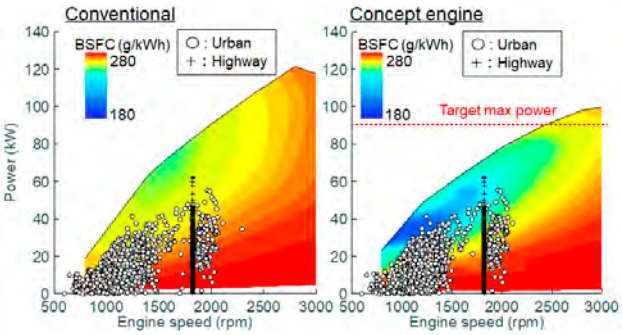


図7　正味燃料消費率マップのシミュレーション結果

表6　車両諸元パラメータ

Category of vehicle fuel economy		T2
Gear ratio	1st	5.979
	2nd	3.434
	3rd	2.040
	4th	1.379
	5th	1.000
	6th	0.708
	Final	4.100

2.4.2 排出ガス目標に対する検討

コンセプトエンジンと後処理装置を組み合わせた際の排出ガス性能を評価した。排気後処理装置として、商用車用では一般的な、DOC(ディーゼル酸化触媒:Diesel Oxidation Catalyst)、DPF(ディーゼル微粒

子捕集フィルタ:Diesel Particulate Filter)、尿素SCR(選択的触媒還元法:Selective Catalyst Reduction)、ASC(アンモニアスリップ触媒:Ammonia Slip Catalyst)を適用した。評価には、低温から高温条件まで排出ガス浄化性能の予測が可能なモデル[7]をベースに、排気管と触媒熱容量の影響を考慮可能な1次元モデルを使用した。境界条件には、0次元モデルで算出されたNO、エンジン出口排気温度、排ガス流量を与えた。本検討では、過渡試験サイクルWHTC(World-wide Harmonized Transient Cycle)を対象として、規制値を達成するための触媒容量の選定を実施した。

図8には、同一触媒容量条件下でのWHTCの冷間始動モードにおける従来エンジンとコンセプトエンジンのSCR入口ガス温度と、従来エンジンとの温度差を示す。モード開始からコンセプトエンジンのSCR入口ガス温度は高く、過給機廃止による効果は過渡条件でも得られることがわかった。

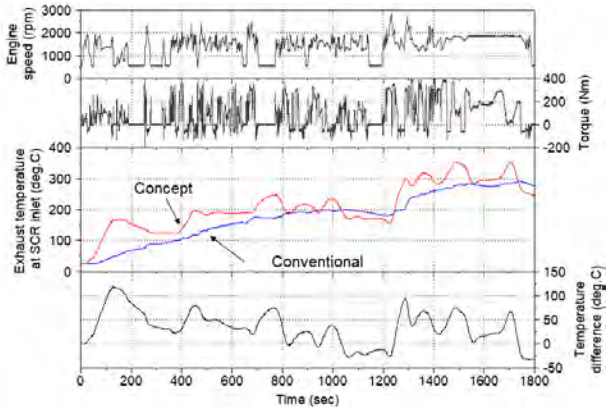


図8　WHTC冷間始動モードのシミュレーション結果

図9には、SCR容量が触媒通過後のNOx排出量に及ぼす影響をDOCとDPFの合計容量をパラメータとして計算した結果を示す。DOC、DPFの容量が小さくSCR容量が大きいほどNOx排出量は低下すると評価された。これはDOCとDPFの熱容量が低下するために下流のSCR温度が上昇することと、SCR容量の増加は、触媒内における排ガスの滞留時間が長くなり浄化率が向上するためである。本結果より、DOCとDPFの合計容量を4L、SCR容量を14L以上とすることで目標を達成することがわかり、EGRを用いずに従来の後処理装置構成で排出ガス規制に適合できる仕様が見出された。

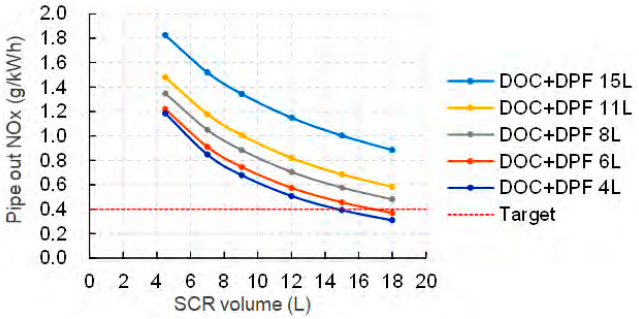


図9　WHTCモードの触媒出口NOx計算結果

3　実機検証結果

3.1 検証用エンジンシステム

シミュレーションの結果に基づいてコンセプトエンジンシステムを構築した。**図10**に構成図を、**図11**に後処理システム外観を示す。検証用エンジン諸元は、**2.4節**で検討したとおり**表5**に示されるが、本試験では下2項目のピストンとクランクの改良は反映しておらず、評価に用いたエンジンのピストン重量とクランクシャフト径はそれぞれ、2.13kg/cyl、φ 82mmである。後処理装置は、**2.4節**の結果に基づき、DOC容量1.2L、DPD容量2.6L、SCR容量14.6L、ASC容量は3.7Lを使用した。

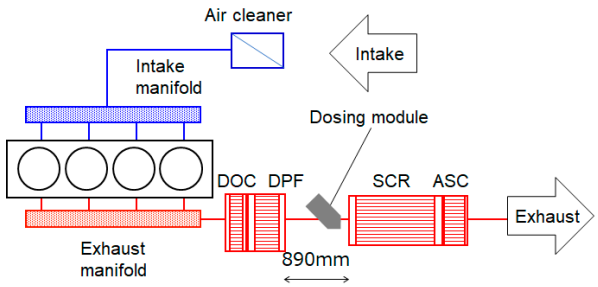


図10　エンジンシステム構成図

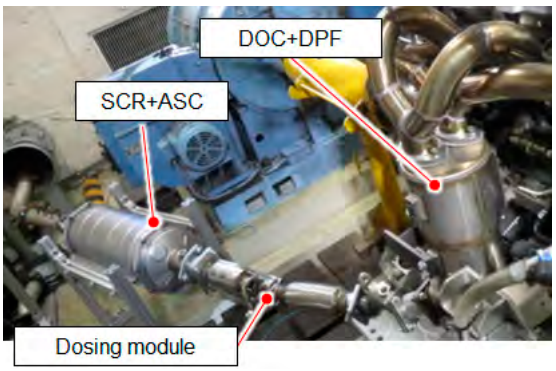


図11　評価用後処理システム

3.2 出力燃費試験結果

図12には、コンセプトエンジンを用いて最大トルク、最高出力、Pmaxのデータを取得した結果を示す。本研究目標全負荷性能は、Pmax9.5MPa以下で達成することが確認された。

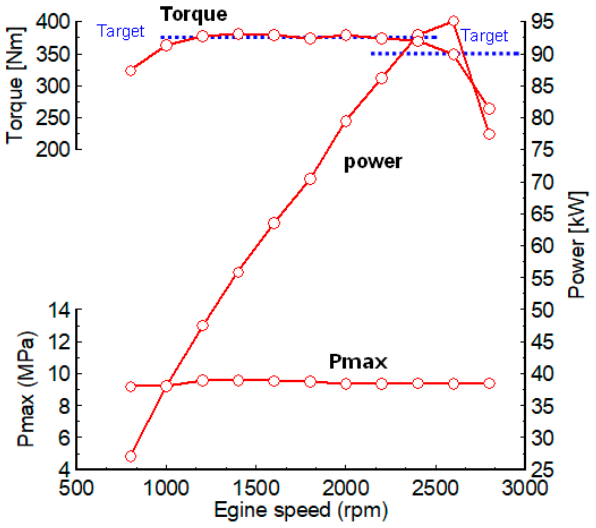


図12　コンセプトエンジンの全負荷試験結果

図13には、取得したコンセプトエンジンの正味熱効率データを、従来エンジンとの差分として示す。コンセプトエンジンは10kW－30kWの部分負荷領域で1%－2%pt向上していることがわかった。**図14**には取得した燃料消費量データと**表6**に示す車両諸元を用いて重量車燃費を算出した結果を、2025年度重量車燃費基準値に対する改善率として示した。燃料消費量は5%改善し、過給機廃止によるポンプロス低減と、高圧縮比化による効果が得られた。目標達成に向けた残る5%の改善は、シミュレーションで見出されている摩擦損失の低減技術の組み合わせで対応する。検討結果は第2報で報告する。

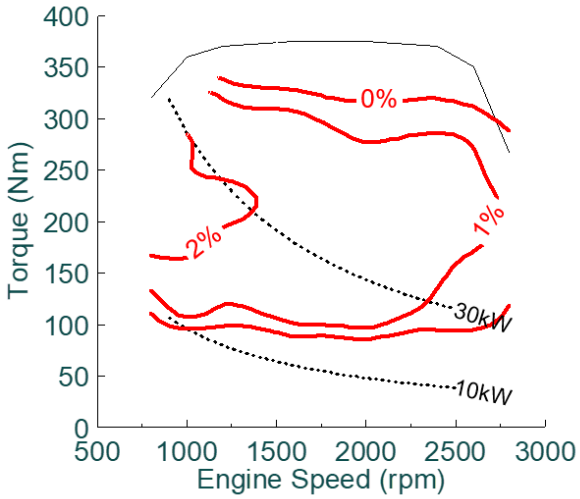


図13　コンセプトエンジンの熱効率改善効果

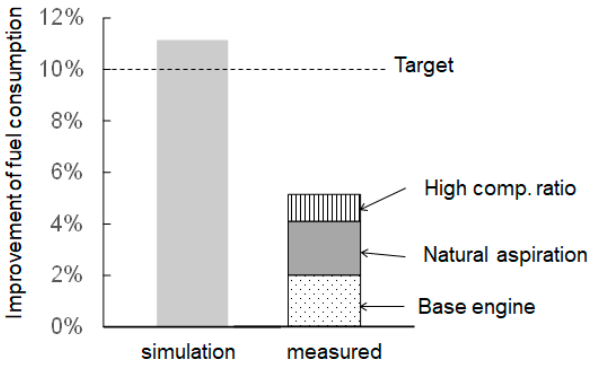


図14　重量車燃費の改善効果

3.3 排出ガス試験結果

ディーゼル重量車排出ガス試験を実施した。試験は、過渡試験サイクルWHTCと定常試験サイクルWHSC(World- wide Harmonized Steady-state Cycle)を実施した。排出ガス濃度の計測は、堀場製作所製エンジン排出ガス分析計(MEXA-1600DEGR)を使用し、黒煙はAVL製オパシメータ(AVL439)を使用して計測した。

図15にはWHTC coldモードにおけるSCR入口ガス温度、コンセプトエンジンと従来エンジンとのSCR入口ガス温度差、エンジン出口(engine out)と後処理出口(pipe out) の積算NOx排出量を示す。モード開始から800sec付近まで、コンセプトエンジンのSCR入口ガス温度が高いことが確認され、1次元シミュレーションの結果を再現した。また、モード開始400sec付近でSCRによるNOx浄化が機能する温度に到達し、この時間からpipe out NOxは低減することが確認された。

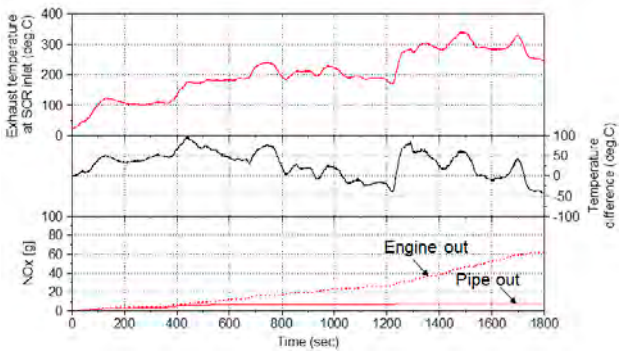


図15　WHTC冷間始動モード試験結果

図16は、各排出ガス成分をNOx排出量を横軸に取って整理した結果を示す。全ての排出ガスは平成28年排出ガス規制値以下に低減できることが確認された。

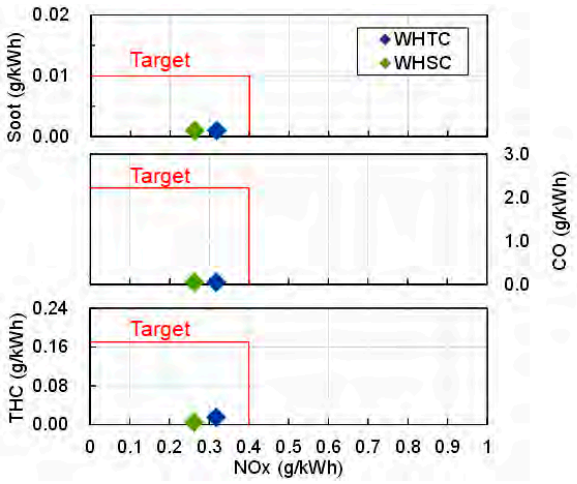


図16　コンセプトエンジンのWHDC試験結果

以上の結果、コンセプトエンジンの部分負荷の熱効率の向上と排出ガス適合性を確認でき、0次元計算によって見出されたコンセプトの有効性を確認した。本コンセプトは排気量の適正化(Right-Sizing)により、従来培ってきた技術の組み合わせで構築可能なシステムである。大排気量化を起点とした要素技術の最適化の効果は、乗用車ディーゼルエンジンにおいても報告されているが[8]、小型商用車用ディーゼルエンジンにおいても有効であることがわかった。

4　まとめ

(1) 小型商用車を対象に、0次元モデルと多目的最適化を適用し、使用頻度が高い部分負荷条件において、図示熱効率が最大、摩擦損失が最小となるエンジンシステムの探索を実施した。その結果、従来エンジンに対して燃費が改善するシステムが存在することがわかった。

(2) 最適化されたエンジンは、大排気量、自然吸気、高圧縮比、低摩擦損失技術によって構成されていることがわかった。これらの技術の組み合わせは、高圧縮比によるPmax上昇や高圧縮比による冷却損失増加といった課題を解決した組み合わせであることがわかった。

(3) 1次元モデルを用いた計算により、後処理装置を組み合わせた排出ガス性能を検証した結果、EGRを用いないNOx排出量が多いコンセプトエンジンでも、従来の後処理装置構成で排出ガス目標を達成できることがわかった。

(4) 排気量4.8Lディーゼルエンジンをベースに、過給機とEGRを廃止し、圧縮比を20としたエンジンを試作し、後処理システムを搭載して台上試験を実施した。その結果、最大トルク375Nm、最高出力90kWを、Pmax9.5MPa以下で達成し、部分負荷の熱効率も改善していることを確認した。また平成28年排出ガス規制値に適合した。

5　おわりに

本研究の試験遂行には、㈱いすゞ中央研究所の清水昭義氏、菅野健太郎氏の協力により行われたことを記し、ここに感謝の意を表す。

本報告は自動車技術会論文集Vol.55、No.3に掲載された論文を加筆修正したものである。

参考文献

(1) Okamoto, T. et al. : New Concept for Overcoming the Trade-Off between Thermal Efficiency, Each Loss and Exhaust Emissions in a Heavy Duty Diesel Engine, SAE Int. J. Engines, volume9(2), (2016), p859-867

(2) Mohr, D. et al. : The Thermodynamic Design, Analysis and Test of Cummins' Supertruck2 50% Brake Thermal Efficiency Engine System, SAE Technical Paper 2019-01-0247, (2019)

(3) 廣安博之 ほか：直接噴射式ディーゼル機関の燃焼モデルと性能予測(第1報，燃焼モデル)日本機械学会論文集(B 編), 48 巻, 432 号(1982), p.1606-1613

(4) 荒戸景太 ほか：トータルエンジンシミュレーションシステム用0次元ディーゼル燃焼モデルの総合的な精度向上，自動車技術会論文集，Vol.44，No.2(2013)，　p.293-298

(5) Hoshi, M. et al. : A Study of Piston Friction Force in an Internal Combustion Engine, ASLE Transactions, Volume30(4) (1986), p.444-451

(6) 重量車燃料消費計算用プログラム，国土交通省，https://ww.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_fr10_0000 06.html　(参照2018.1001)

(7) 大堀鉄平 ほか：SCRモデルの高温領域でのNOx浄化性能予測精度向上の試み(第1報)，自動車技術会論文集，Vol. 48，No.2(2017)，p.283-289

(8) 志茂大輔 ほか：新世代3．3Lクリーンディーゼルエンジンの開発(第1報)，自動車技術会2022秋季大会学術講演会前刷集，20226125，(2022)

論文・報告

ディーゼルエンジンのライトサイジングによる部分負荷の熱効率向上コンセプト(第2報)

－図示熱効率と低フリクション技術による燃費改善の検証－

Right-Sizing Concept for Improving Thermal Efficiency of Diesel Engine at Partial Load (Second Report)
- Demonstration of Concept by Simultaneous Improvement in Indicated Thermal Efficiency and Friction Loss -

大橋　伸匡* Nobumasa Ohashi　伊東　光* Hikaru Ito　古川　貴幸* Takayuki Furukawa　榎　和広* Kazuhiro Enoki　石川　直也* Naoya Ishikawa

要　旨

第一報では小型商用車の部分負荷の熱効率を改善する自然吸気の大排気量化コンセプトを提案した。本報では、本エンジンに適用する燃焼コンセプトと低フリクション技術を開発し、部分負荷条件において狙いどおり最大熱効率が得られることを確認した。

Abstract

In the first report, right-sizing concept was proposed. Essence of the proposed concept is a naturally aspirated engine eliminating EGR. Also, this concept obtains low density in-cylinder condition and low Pmax operation. In this report, the combustion parameters were optimized under low density condition in-cylinder using 3-D simulation. Furthermore, friction reduction technologies were developed based on advantage of low Pmax. As the results, the prototype engine with combining all technologies demonstrated that the maximum thermal efficiency can be obtained as intended at partial load.

1　はじめに

CN(カーボンニュートラル: Carbon Neutral)社会の実現に向けて、電動車の普及やCN燃料の開発が行われているが、これらインフラ整備には相応の時間がかかると考えられている。このため再生可能エネルギーが普及したCN社会となるまでの間に排出され続けるCO_2排出積算量をいかに抑えるかが重要である。LCA(Life cycle Assessment)の観点では、商用車用内燃機関のCO_2排出量は、走行時に排出されるCO_2が大半を占めるため、実使用条件の熱効率の向上が重要となる。

本研究では、小型商用車の実使用時のCO_2排出量を削減するため、使用頻度が高い部分負荷条件で高効率領域が発現するエンジンコンセプトを提案することを目的としている。第一報[(1)]では、0次元エンジンモデルと多目的最適化を適用し、使用頻度が高い部分負荷条件において、図示熱効率が最大、摩擦損失が最小となるエンジンシステムの探索を実施した。その結果、従来エンジンに対して燃費が改善するシステムが見出された。これは大排気量、自然吸気、高圧縮比、低摩擦損失技術によって構成されており、従来課題であった高圧縮比化によるPmax(最高筒内圧力: Maximum Cylinder Pressure)上昇や冷却損失増加を解決する技術の組み合わせで構成されていることがわかった。本検討に基づいて試作した実機検証試験では、**表1**に示す本研究の目標に対して、Pmax9.5MPa以下で全負荷特性を達成可能であること、平成28年排出ガス規制に適合できることを確認した。燃料消費量は、2025年度重量車燃費基準比10%超の改善という目標に対して5%改善を確認した。目標達成には残る5%の改善が必要となっている。

本稿では、コンセプトエンジンの燃費改善を図るため、大排気量自然吸気エンジンに組み合わせる燃焼コンセプトの構築と低Pmax特性を活かした低フリクション技術の開発を行った。これらの技術を適用したコンセプトエンジンによる検証結果について報告する。

* ㈱いすゞ中央研究所

表1　本研究の目標値

Max. Torque/Power	375 Nm / 90 kW
Emissions regulations	Japan's post-Post New Long-Term emissions regulations
Fuel economy standards	Exceeding 10 % improving for 2025 fuel economy standards

2　エンジンコンセプトの燃費改善アプローチ

図1にコンセプトエンジンの構成図を、**表2**にエンジン諸元を示す。表には小型商用車に使用されている従来ディーゼルエンジン(Conventional)の諸元も示した。コンセプトエンジンは、エンジンAをベースに構築し、過給機とEGR(排気再循環:Exhaust Gas Recirculation)を廃止し、圧縮比20:1としている。従来エンジンより排気量を大きくしたことにより、平均有効圧力は低下し、Pmaxは低くなる。

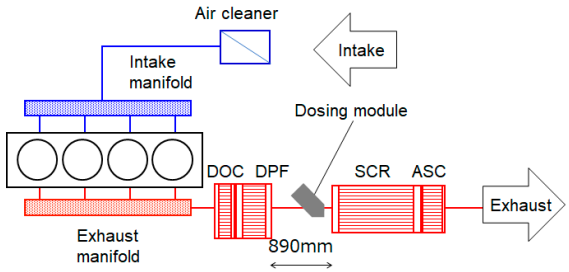


図1　エンジンシステム構成図

表2　エンジン諸元

Engine type	Inline 4 cylinders DI diesel		
	Conventional	EngineA	Concept
Bore x Stroke (mm)	95.4 x 104.9	115 x 115	115 x 115
Displacement (cm^3)	2,999	4,778	4,778
Compression ratio	17.3 : 1	16.5 : 1	20 : 1
Air charging system	Turbocharged with intercooler	←	Natural aspiration
EGR system	Cooled EGR	←	Less
Main journal diameter (mm)	70	82	60
Crankpin diameter (mm)	63	73	55
Relative weight of piston	1	1.26	0.76
Relative total tension of piston ring	1	1.89	0.98

図2には、燃費改善に向けた取り組み技術を示す。図示熱効率向上には、ピストンと噴射ノズルを対象に冷却損失低減を狙った燃焼コンセプトを検討した。摩擦損失低減は、低Pmax特性を活かして、軽量化ピストン、低張力ピストンリングを採用した。補機損失低減には、ウォータポンプとオイルポンプ吐出量を見直した。クランクフリクション低減には、流体摩擦の低減を狙った細軸クランクシャフトの検討を実施した。

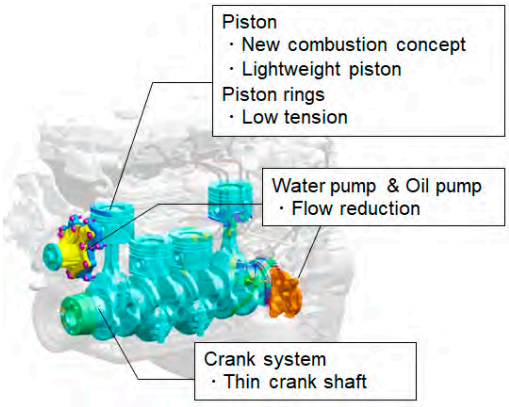


図2　コンセプトエンジンの改良技術

3　熱効率改善技術の開発

3.1 燃焼コンセプトの開発

3.1.1 数値解析による検討

ディーゼル燃焼の冷却損失を低減するために、燃焼室形状と噴射ノズルの改良を検討した。冷却損失低減による図示熱効率改善は、噴霧貫徹力を抑制することが効果的と考えられるが[(2)(3)]、本エンジンは、高圧縮比ピストンの適用により利用できる燃焼室内の空間が限定される。更に、自然吸気のため雰囲気密度が低く噴霧貫徹力が増加し噴霧内部の濃度も不均一になりやすい[(4)]。このような状況で、冷却損失低減と噴霧内の不均一化を改善するために、小噴孔径ノズルと大口径燃焼室の組み合わせを検討した。検討には、3次元数値解析を用いた。計算にはConverge Science社のCFD(Computational Fluid Dynamics)コードCONVERGEを用いた。**表3**に適用した物理モデルを示す。計算格子は燃料噴射ノズル1噴孔分のセクター形状を設定した。

表3　シミュレーションモデル

Combustion	CTC model
Turbulence	k-ε model
Drop breakup	KH-RT model
Ignition	Shell model
Soot	Two-step Hiroyasu-NSU

表4に、計算諸元を示す。ボア115mm、ストローク115mmのディーゼルエンジンを用いており、圧縮比は20とした。燃焼室形状は、リップ部を有するリエントラント型燃焼室形状と、大口径燃焼室としてアスペクト比(燃焼室口径と最大深さとの比)が異なる2つの浅皿型燃焼室を検討した。燃焼室AとBのアスペクト比はそれぞれ、11.1、18.5である。**表5**に計算条件を示す。機関回転速度と燃料噴射量が異なる条件1と条件2を設定した。噴射パターンは、プレ噴射、メイン噴射に加えて、燃焼室内の空気利用を高めつつ冷却損失の

低減を狙った近接アフター噴射[5]の3段噴射を適用した。

表4　計算諸元

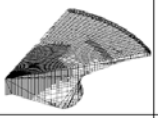
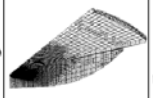
Bore x Stroke (mm)	115 x 115		
Compression ratio	20 : 1		
Chamber & Nozzle	Re-entrant	Shallow A	Shallow B
			
	φ0.12×8	φ0.10×12	φ0.10×12

表5　計算条件

Condition		Conditon1	Condition2
Engine speed (rpm)		1,000	1,200
Injection quantity (mm^3/st)		20.5	70
	Pre	3	3
	Main	12.5	64
	After	5	3
Main Injection timing (°ATDC)		-2	-12
Injection pressure (MPa)		84	125

図3、**図4**にはそれぞれ条件1、条件2のすす排出量、グロス図示熱効率、冷却損失割合の計算結果を示す。条件1ではリエントラント型燃焼室に対して、大口径燃焼室と小噴孔径ノズルの組み合わせで、すす排出量と冷却損失割合が減少し、図示熱効率が向上すると評価された。負荷率の高い条件2は、大口径燃焼室と小噴孔径ノズルの組み合わせで、すすの排出量が減少したが、アスペクト比が高い燃焼室Bの方がすす排出量が減少した。また冷却損失割合も、燃焼室Bが最も低くなっており、図示熱効率も向上した。

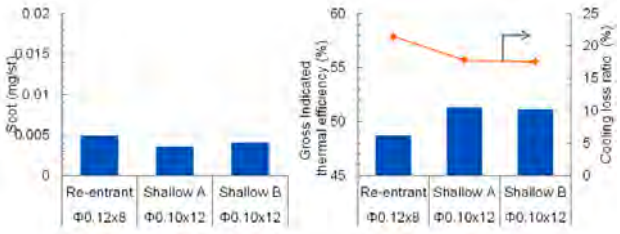


図3　条件1のシミュレーション結果

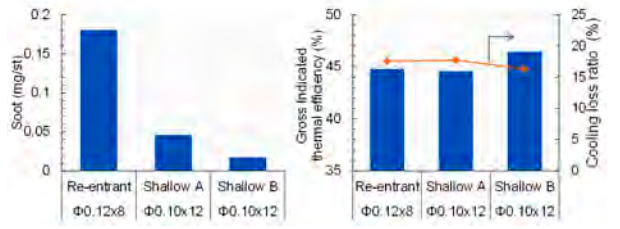


図4　条件2のシミュレーション結果

図5には、条件1の5°ATDC(上死点後角度：After Top Dead Center)における当量比1の等値面、熱流束、壁面近傍ガス温度の計算結果を示す。リエントラント型燃焼室は、噴霧がリップ部に衝突し、スキッシュ方向とキャビティ内に広く混合気を形成しており、また熱流束は衝突部のリップ部で高い。ガス温度は衝突中心部では低く、混合気外周部で高くなっていることがわかる。大口径燃焼室と小噴孔径ノズルを組み合わせた場合は、壁面近傍の熱流束は低く、噴霧下流の先端付近で高温となっている。この高温部は噴霧の外縁部に形成した量論比付近の火炎形成によるものである。

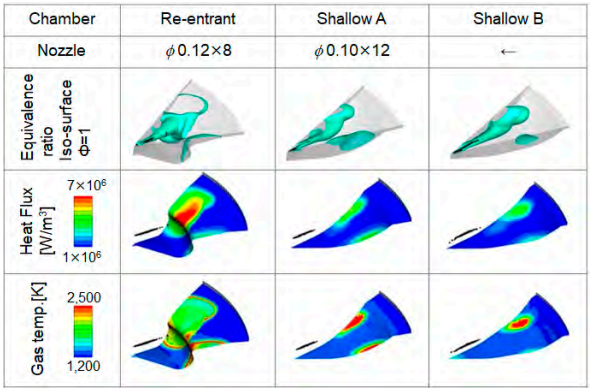


図5　条件1のシミュレーション結果

次に、負荷率の高い条件2において、すす排出量に大きな差が見られた燃焼室AとBの違いを考察するため、燃焼室内の混合気分布を比較した。**図6**に15°ATDCにおける当量比分布を示す。壁面までの距離が近い燃焼室Aでは噴霧先端部に分布した当量比2.5以上の過濃混合気が壁面に衝突していることがわかった。一方壁面までの距離が遠い燃焼室Bは過濃混合気の衝突は見られず、これは、壁面に衝突する前に噴霧への空気導入が進み、混合気の希薄化が進んだ結果が、すすの減少と関連することが予想される[6]。

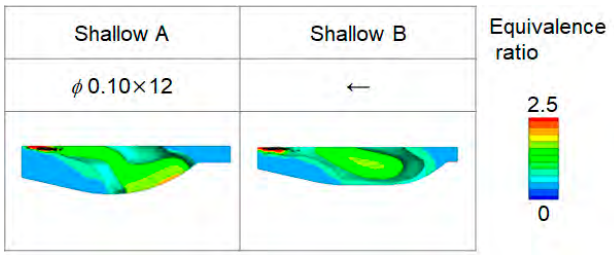


図6　条件2のシミュレーション結果

以上の結果、大口径燃焼室と小噴孔のノズルの組み合わせは、噴霧火炎が壁面に衝突する際の熱伝達の抑制に効果があり、また壁面に衝突する前に混合気を希薄化させることで、すすの排出量を低減できることが示唆された。

3.1.2 燃焼コンセプトの実機試験結果

大口径化燃焼室と小噴孔径ノズルの組み合わせによる燃費効果とスモークの低減効果を確認するために、**表4**の燃焼室とノズルを用いてエンジン実機による検証を実施した。供試エンジンは**表2**に示すコンセプトエンジンである。試験条件は、**表5**に示す条件1、条件2で実施した。このとき空気過剰率は条件1、条件2でそれぞれ、3.46、1.23となっている。排出ガス濃度の計測は、堀場製作所製エンジン排出ガス分析計(MEXA-1600DEGR)を使用し、スモークはAVL製スモークメータ(AVL415)を使用して計測した。筒内に設置した筒内圧力センサ(kistler製 6056A)を使用して指圧線図を取得した。

図7、**図8**にはそれぞれ条件1と条件2のスモークとリエントラント型燃焼室をベースとした相対燃費率を示す。条件1では、スモークの変化はみられないが、燃費は燃焼室A、Bでそれぞれ1%、0.3%改善した。負荷率の高い条件2では、燃焼室Aでは、僅かにスモークは低減したものの、燃費は2%悪化した。一方で、燃焼室Bのスモークは、リエントラント型燃焼室に対して78%減少し、燃費は2%改善した。

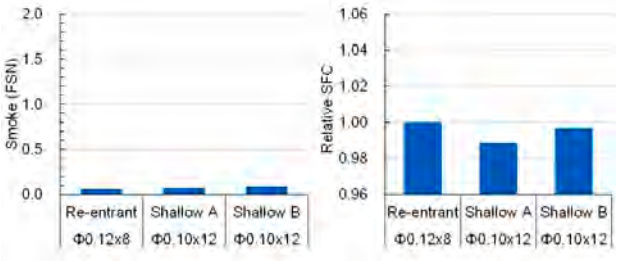


図7　条件1の実機試験結果

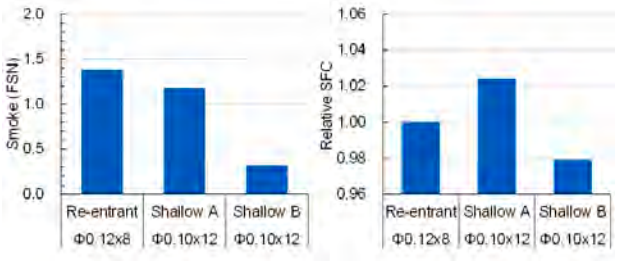


図8　条件2の実機試験結果

図9に、条件2の熱発生率と積算熱発生量を示す。リエントラント型燃焼室では、初期の熱発生率が高く、燃焼後半やアフター噴射による熱発生率が緩慢となっている。3D-CFDの結果では、リップ部に衝突後は燃焼室全体に混合気が形成していることから、燃焼初期で酸素を消費し後期では噴霧への十分な空気導入が進んでいないことが考えられる。大口径燃焼室と小噴孔径ノズルを組み合わせた場合は、後半の拡散燃焼が活発となることが確認され、3段噴射目のアフター噴射による熱発生率も高い。またこの傾向は、口径の広い燃焼室Bになるほど顕著であり、燃焼後期まで噴霧へ空気導入が進んでいることが予想される。

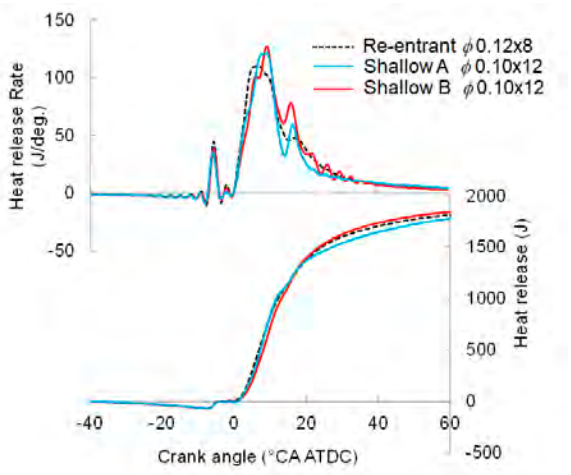


図9　条件2の熱発生率の比較

図10にはリエントラント型燃焼室と燃焼室Bのヒートバランスの比較を示す。冷却損失割合は、投入熱量から、未燃燃料量と積算熱発生量を減じた値として算出した。未燃燃料量は、排出ガス成分のうち HC、CO の未発熱量を考慮して算出した。**図10**より、燃焼室Bと小噴孔径ノズルを組み合わせることで冷却損失割合が低減し、図示熱効率が向上していることがわかった。以上より、自然吸気ディーゼル燃焼において、大口径燃焼室と小噴孔径ノズルの組み合わせで、すすの発生と冷却損失の低減が実現できることがわかった。

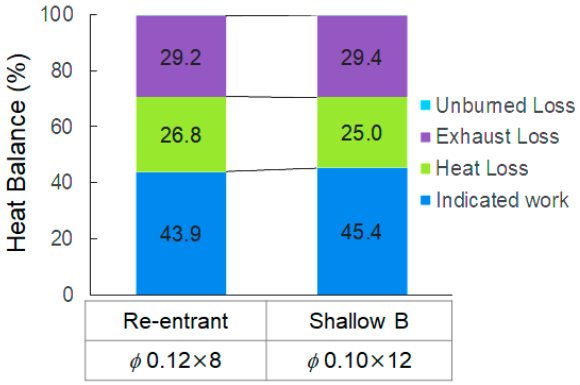


図10　条件2のヒートバランスの比較

3.2 フリクション低減技術の開発

3.2.1 フリクション低減目標

摩擦損失低減による燃費改善技術について検討した。**図11**には、0次元モデル[1]により算出した摩擦損失低減割合と燃費改善率の関係を示す。エンジン全体の燃費改善に寄与する要素はピストン、クランク、補機の順で大きいことがわかる。また補機、あるいはクランク摩擦だけを100%低減しても4%未満の燃費改善にしか至らず目標に達成しない。したがって複数の要素技術を対象に取り組む必要がある。

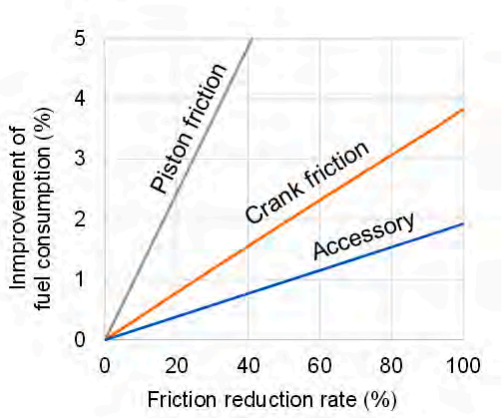


図11　0次元モデルを用いた摩擦損失の低減効果

表6には、各要素技術の取り組み内容と摩擦損失の削減目標値、またこれらの技術を適用した際の背反項目を示す。背反項目は、耐久信頼性に関わることから、摩擦損失低減と両立するように技術選定を実施した。

表6　摩擦損失の低減目標値

Components		Target of friction reduction rate	Risk
Piston	Light weight	10 %	Fatigue strength
Ring	Low tension of TOP ring		Sealing and lubrication ・Blow-by ・LOC
	Low tension of 2nd ring		
	Low tension of Oil ring		
Crank	Thin crank shaft	50 %	Stiffness Seizure and wear
Water pump	Flow reduction	50 %	Heat rejection
Oil pump			

3.2.2 ピストンフリクションの低減

図12に、0次元モデル[1]により計算したピストン張力とピストン質量がピストン摩擦損失に及ぼす影響を示す。図中の等高線はピストン系摩擦力の相対変化率を示しており、張力の低減と重量の減少によりピストン摩擦は低下することがわかる。この結果から、本検討ではピストン系摩擦損失を10%低減するために、ピストンリング張力はベースから50%削減し、ピストン重量は25%削減することを目標とした。

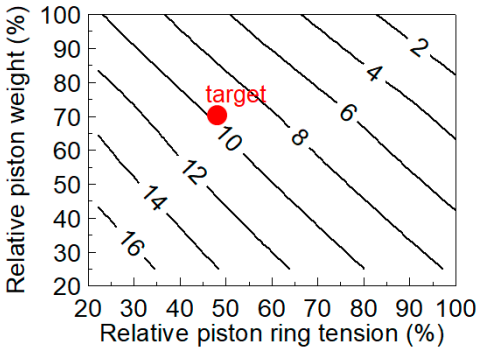


図12　ピストン重量とリング張力ピストン摩擦影響予測

まずピストンリング張力低減については、実機評価試験にて摩擦低減効果と燃費への影響、また背反項目を確認した。**表7**にピストンリング諸元を示す。Baseのリングセットに対して、TOPリング、2ndリング、OILリング張力を低減した。ピストン張力低減にあたっては、リング追従性係数[7]を低下させないように、リング幅h、リング厚さaのうち、厚さを調整した。

表7　ピストンリング諸元

		Base	spec1	spec2	spec3
Relative total ring tension [%]		100	62	54	52
TOP	Relative ring tension [%]	100	70	49	70
	h x a	3.0 x 4.1	3.0 x 4.0	3.0 x 3.5	3.0 x 4.0
2nd	Relative ring tension [%]	100	68	68	34
	h x a	2.5 x 4.8	2.5 x 3.6	2.5 x 3.6	2.5 x 3.6
OIL	Relative ring tension [%]	100	50	50	50
	h x a	2.5 x 2.5	2.5 x 2.0	2.5 x 2.0	2.5 x 2.0

図13に試験結果を示す。摩擦損失はモータリング試験にて計測し、燃費改善率は、燃料消費量データを取得し、重量車燃費計算プログラム[8]を用いてBaseに対する改善率で示した。LOC (OIL消費量: Lubrication Oil Consumption)は一定条件で連続運転を実施したあと、OIL抜き取り法にて3回の平均で整理した。ブローバイ計測はAVL製ブローバイメータ (AVL442S)により計測した。図より、Baseから合計張力を低減したspec1では、モータリング摩擦は低減し、燃費は0.7%改善した。ここから更にTOPリングを低張力化したspec2では、モータリング摩擦は低下したが燃費は悪化した。TOPリングの過度な張力低下は、燃焼ガスのシール不良により図示燃費が悪化したためである。spec1から、2ndリングのみを低張力化したspec3ではモータリング摩擦の低下と燃費の改善を確認した。このときspec3のLOCはBase品から僅かに悪化したが影響は限定的であり、またブローバイの悪化はなかった。以上のように、Baseに対して合計張力は48%まで低減でき、1.2%の燃費改善を確認した。

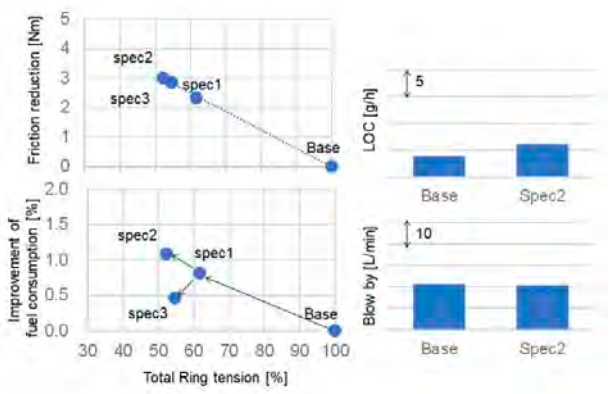


図13　リング張力低減が各特性に及ぼす影響

次にピストン軽量化のためピストン各部位の薄肉化を実施した。また**3.1節**で開発した浅皿燃焼室を適用することで、従来のリエントラント燃焼室に対してピストン裏面とピストン中心までの肉厚が増加するため、同一肉厚を確保する場合はコンプレッションハイトとピストン全高を低減できた。その結果、ピストン重量を25%低減できた。以上より、**図12**に示すピストン系摩擦損失低減の目標レベルを得ることができた。

3.2.3 クランクフリクションの低減

クランクシャフトは、流体摩擦の低減を狙った細軸化を検討した。細軸化による剛性低下が引き起こす固体接触摩擦の悪化は、低摩擦オーバレイを施した軸受けと組み合わせることで改善した。**図14**に、3種類のクランクシャフトを用いた実機試験結果を示す。機関回転速度1,600rpm－130Nmの条件で評価し、横軸はベースに対する摩擦損失低減割合、縦軸は燃費改善率で整理した。摩擦損失は、筒内圧力センサによる指圧から求めた図示平均有効圧力から、台上に設置した軸トルクメータで計測した正味平均有効圧力を減じて算出した。メインジャーナル半径とピン半径の和からクランク半径を除した値であるオーバラップ(O.L.)を0mmまで低減し、低摩擦オーバレイ軸受けと組み合わせることで、ベースから7%の摩擦損失低減と1.8%の燃費改善を確認した。この結果はクランク摩擦を48%低減したことに相当し、クランク摩擦の削減目標に対して近いレベルに到達した。本取り組みの詳細は、参考文献[9]を参照されたい。

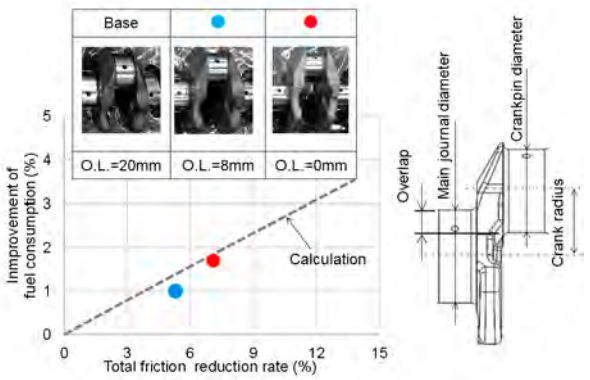


図14　クランク摩擦力の低減効果

3.2.4 補機損失の低減

ウォータポンプは、EGRクーラとターボ冷却廃止による吐出量低減を行い、オイルポンプは過給機潤滑の廃止とクランク細軸化による漏れ量の低減分吐出量を低減した。その結果、1.5%の燃費改善を確認した。

4　総合評価結果

3章までに開発したすべての要素技術を組み合わせたコンセプトエンジンを試作して性能試験を実施した。**図15**には、取得した熱効率データを示す。コンセプトエンジンと従来エンジンの熱効率を比較しており、線種は同一熱効率を示している。図より、等熱効率領域は部分負荷の10kW－30kWに移動していることがわかった。**図16**には取得した燃料消費量データを用いて重量車燃費を算出した結果を示す。縦軸は重量車燃費を示しており、2025年度基準に対する低減の取り組みにより、本研究の目標である10%超の改善が達成されたことが確認できる。**図17**には、前報[1]で示した0次元モデルによるシミュレーション結果と、実機エンジンの熱効率を横軸に正味平均有効圧力(Brake Mean Effective Pressure：BMEP)を取って比較した結果を示す。コンセプトエンジンの高熱効率領域が発現する領域はよく一致していることを確認した。

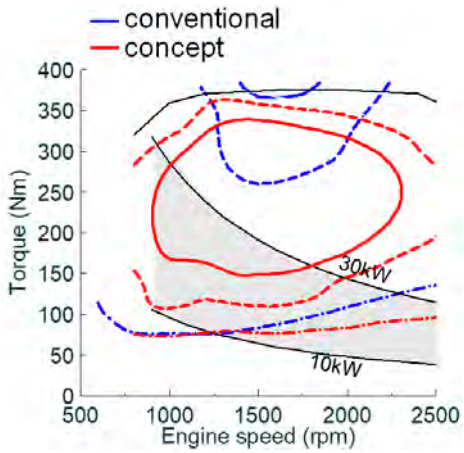


図15　正味熱効率マップ

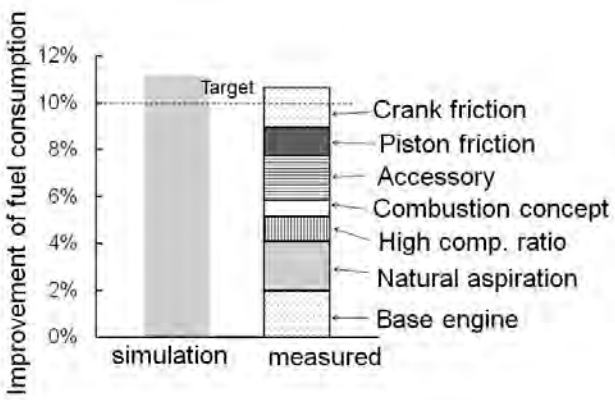


図16　重量車燃費の改善効果

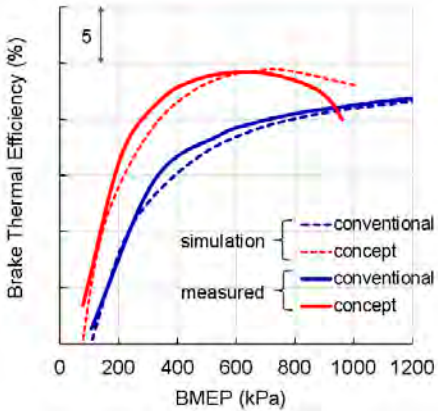


図17　正味熱効率の実機試験結果

以上より、無数に存在するエンジンシステムの中から、図示熱効率が最大、摩擦損失が最小となるシステム探索に適用した0次元モデルと多目的最適化の検討結果が正しかったことが裏付けられ、小型商用車が実用する部分負荷条件で高熱効率が得られるコンセプトエンジンを実現することができた。

5　まとめ

(1) 大排気量自然吸気ディーゼルエンジンに対して、大口径燃焼室と小噴孔径ノズルを組み合わせることで、冷却損失とすすの排出を低減する燃焼コンセプトを開発した。
(2) 低Pmax特性を生かした摩擦損失低減技術の開発に取り組んだ。ピストン軽量化とピストンリング張力の低減、ウォータポンプとオイルポンプ吐出量の低減、クランクシャフトの細軸化を行うことで摩擦損失を低減することができた。
(3) 開発したコンセプトエンジンの燃料消費量は、2025年度重量車燃費基準値に対して10%超改善し、本研究の目標を達成することができた。
(4) コンセプトエンジンの高熱効率領域は、小型商用車の実使用時に走行頻度が高い部分負荷に移動した。また実機の熱効率はコンセプト検討段階で用いた0次元エンジンモデルによる計算結果と一致していることを確認した。

6　おわりに

本研究の試験遂行には、㈱いすゞ中央研究所の清水昭義氏、菅野健太郎氏の協力により行われたことを記し、ここに感謝の意を表す。
本報告は自動車技術会論文集Vol.55、No.3に掲載された論文を加筆修正したものである。

参考文献

(1) 大橋伸匡 ほか：ディーゼルエンジンのライトサイジングによる部分負荷の熱効率向上コンセプト(第1報)，自動車技術会論文集，Vol. 55，No.3(2024)，p.533-539
(2) Horibe, N. et al. : Improvement of Thermal Efficiency in a Diesel Engine with High-Pressure Split Main injection, SAE Technical Paper 2018-01-1791,(2018)
(3) 藤川詳也 ほか：高負荷運転時におけるディーゼル機関の高効率化に関する研究(第4報)，ノズル噴孔形状が燃焼特性と熱効率に与える影響，自動車技術会論文集，Vol.51，No.3(2020)，p.404-409
(4) 座間淑夫 ほか：高密度雰囲気下におけるディーゼル噴霧の流動に関する研究，微粒化，Vol.21，No.73(2012)，84-91
(5) 出口雄司 ほか：ディーゼル機関の高圧縮比燃焼法に関する研究，自動車技術会論文集，Vol.40，No.6(2009)，p.1489-1495
(6) Funayama, Y. et al. : Influence of Combustion Chamber Shape and In-Cylinder Density on Soot formation in Diesel Combustion, SAE Int. J. Advances & Curr. Prac. In Mobility, Volum2(1) (2020), p.415-425
(7) Hill, S.B. et al. : Piston Ring Designs for Reduced Friction, SAE Technical Paper 841222, 1984
(8) 重量車燃料消費計算用プログラム，国土交通省，https://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_fr10_000006.html (参照2018.10.01)
(9) 高田裕紀 ほか：ディーゼルエンジンのライトサイジングによる部分負荷の熱効率向上コンセプト(第3報)，自動車技術会論文集，Vol.55，No.4(2024)，p.640-645

論文・報告

尿素SCRシステムにおけるN_2O排出解析と設計指針の検討

Analysis of N_2O Emissions and Design Optimization for Urea-SCR System

米山　香澄*　Kasumi Yoneyama
藤井　謙治*　Kenji Fujii
小澤　恒*　Hisashi Ozawa
石川　直也*　Naoya Ishikawa
阿野田　洋**　Hiroshi Anoda
大堀　鉄平*　Teppei Ohori

要　旨

尿素SCRシステムにおいて、NOx浄化に伴うN_2O(亜酸化窒素)の副生成が課題である。本研究では、尿素SCRシステムのプラントモデルに含まれる5因子の組み合わせによる感度解析を実施する。N_2O生成要因を解明することで、NOx浄化率向上とN_2O生成抑制を両立可能な尿素SCRシステムの設計指針を提案する。

Abstract

In urea SCR systems, nitrous oxide (N_2O) by-production during NOx conversion is an issue. In this study, a sensitivity analysis is performed using a combination of five factors included in a plant model of the urea SCR system. By clarifying the factors that contribute to N_2O formation, we propose a design guideline for the urea SCR system that can both improve the NOx conversion ratio and suppress N_2O formation.

1　はじめに

ディーゼルエンジンの排出ガスに含まれるNOx(窒素酸化物)の高度な浄化を目的として、尿素SCR(Selective Catalytic Reduction)システム(**図1**)が用いられる。尿素SCRシステムは、尿素水の供給部、尿素の加水分解により生じるNH_3(アンモニア)を還元材として排出ガス中のNOxを浄化するSCR触媒、及び余剰のNH_3を酸化分解するASC(アンモニアスリップ触媒：Ammonia Slip Catalyst)から構成される[1]。尿素SCRシステムは、世界的な排出ガス規制に対応するために、触媒材質の改良及びシステム最適化によるNOx浄化性能の向上が進められてきた。また、尿素SCRシステムは、NOx浄化の過程でNH_3及びN_2O(亜酸化窒素)を生成することも知られており、それらの排出低減に向けた取り組みも並行して検討されている。このうちN_2OはCO_2に対して273倍の地球温暖係数を持つ強力な温室効果ガスであり、CO_2とCH_4(メタン)に次いで地球温暖化に対して寄与していると言われている[2]。Clairotteらの調査では、商用車の排出ガスに含まれる温室効果ガスのうちN_2OがCO_2換算で0～7%を占めており、その影響を無視できないと結論付けた[3]。また、国内においても商用車からのN_2O排出については以前から注目され、実態及び原因が調査されている[4][5][6]。更に近年では、規制年次の新しい車両で、N_2O排出量の高い傾向が指摘されている[7]。したがって、尿素SCRを搭載した商用車からのN_2O排出の低減は現在においても重要な課題である。

これまでに尿素SCRシステムにおけるN_2Oの生成メカニズムとして、SCR触媒上でのNOx浄化反応における副生、NO_2(二酸化窒素)共存下で生じるNH_4NO_3(硝酸アンモニウム)の分解[8][9]、及びASCのPGM触媒(白金族金属触媒：Platinum Group Metal Catalyst)上でのNH_3酸化反応における副生[1][10]などが報告されている。一方、システム設計の観点からは、システムレイアウト、触媒の反応特性、担持量、容量、尿素水の供給制御などがN_2Oの排出量に複合的に影響すると想定されるものの、これらを系統的に解析した事例はほとんどない。そこで本研究では、まず、単体試験とシミュレーションにより走行時の尿素SCRに由来するN_2O排出について解析を行った。次に、主要な設計パラメータに対するN_2Oの排出量の感度解析、NOx及びNH_3排出量とのトレードオフ関係の解析、更には設計パラメータの網羅的な組み合わせ解析により、NOx、N_2O、及びNH_3の排出量を同時低減するための設計指針として考慮すべき知見を整理した。

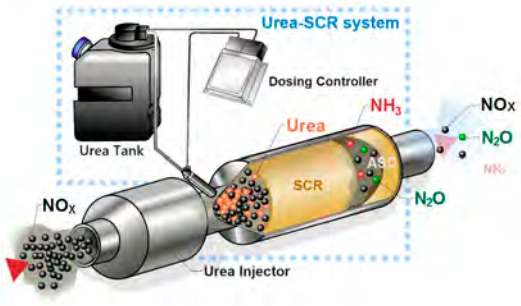


図1　尿素SCRシステム

* ㈱いすゞ中央研究所　　** エンジン装置設計部

2　実験及び計算手法

2.1 供試触媒と評価条件

単体試験により触媒のN_2O生成特性を評価した。コージェライトハニカム(5mil[*1]/300cpsi[*2])にSCRではCu-SCR触媒(Cuイオン交換ゼオライト触媒)を、ASCではPGM触媒とCu-SCR触媒を複層でコートしたものを用いた。直径20mm、長さ20mmの試験片を切出し、600℃、10% H_2O/Airの雰囲気下で100時間の水熱処理を施したものを供試触媒とした。試験には触媒評価システム(ベスト測器製CATA5000)を使用し、触媒にNH_3を飽和吸着させてから、**表1**に示す試験条件を実施した。NO、NO_2、NH_3、及びN_2O濃度の計測はFT-IR(ベスト測器製Bex-1000FT)を用いた。

表1　触媒単体試験条件

	SCR		ASC	
	NO+NH_3	NO+NO_2 +NH_3	NO+NH_3	NH_3
Temperature [degC]	150→600			
SV [h^{-1}]	60,000			
NO [ppm]	300	150	300	0
NO_2 [ppm]	0	150	0	
NH_3 [ppm]	300		300	
O_2 [%]	8			
H_2O [%]	10			

2.2 シミュレーション条件

WLTC(Worldwide-harmonized Light vehicles Test Cycle)モードでの過渡走行における排出ガスのシミュレーション解析に、**図2**に示す構成の尿素SCRシステムモデルを用いた。SCR及びASCのプラントモデルは、既報の触媒モデル[11][12]である。触媒モデルの反応速度定数は単体試験の結果に基づいて同定した。尿素水の供給制御は、Opitzらの先行研究[13]を参考に、SCRのNH_3吸着量を制御因子として、SCRのNH_3吸着量が目標値(目標NH_3吸着量)に達するように尿素水の供給量を制御した。シミュレーションの入力には1.9 Lのディーゼルエンジンの排出ガスデータを用いた。

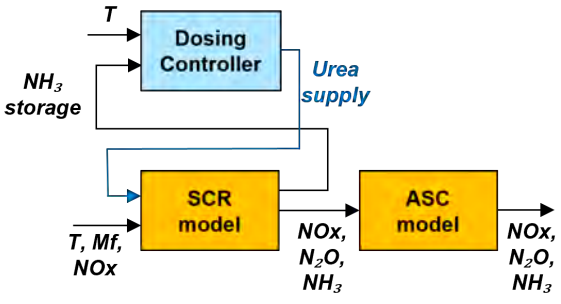


図2　尿素SCRシステムモデル

2.3 設計パラメータの感度解析

尿素SCRシステムでのNOx浄化性能に影響する因子として、エンジン制御、後処理仕様、尿素噴射制御及び噴霧の一様度が挙げられている[14]。本研究では、後処理における触媒仕様と尿素噴射制御に着目し、**表2**に示す、①SCR上流のNO_2/NOx、②目標NH_3吸着量、③SCR容量、④ASC容量、及び⑤ASCのPGM担持量の5つの設計パラメータの感度解析を行った。SCR上流のNO_2/NOxは、DOCモデルのNO酸化活性を変えることで基準を含む5つの水準を設定し、それぞれの水準でのWLTCモードにおけるNO_2/NOxの平均値を**表2**に示した。

目標NH_3吸着量は、温度上昇によってSCRに吸着したNH_3の脱離及び排出を避けるため、各温度でのSCR触媒のNH_3吸着特性を考慮して**図3**のように設定した[15]。また、低温始動時に尿素水を噴射すると尿素、ビウレット、及びシアヌル酸などを主成分とするデポジットが生成しやすいため[16][17]、SCRの暖機が完了したのちに尿素水を供給する制約条件を与えた。シミュレーションにより得られたNOx、N_2O、及びNH_3の排出量データについては、基準条件のASC出口の排出量で規格化した。

表2　設計パラメータ

design parameter	Level				
NO_2/NOx at SCR inlet [-]	0.1	0.19	0.36	0.56	0.73
Target storage of NH_3 [-]	0.5	0.75	1	1.25	1.5
SCR volume [L]	1.25	2.5	5	7.5	10
ASC volume [L]	0.25	1	3	5	10
Normalized PGM loading [-]	0.25	0.5	1	2	4

: base condition

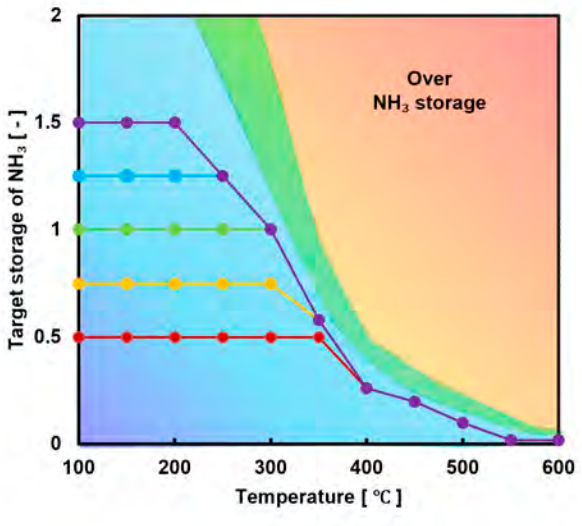


図3　目標NH_3吸着量

*1 mil (インチの 1/1000)
*2 cpsi (cells per square inch：平方インチあたりのセル数)

2.4 網羅的な組み合わせ計算と解析

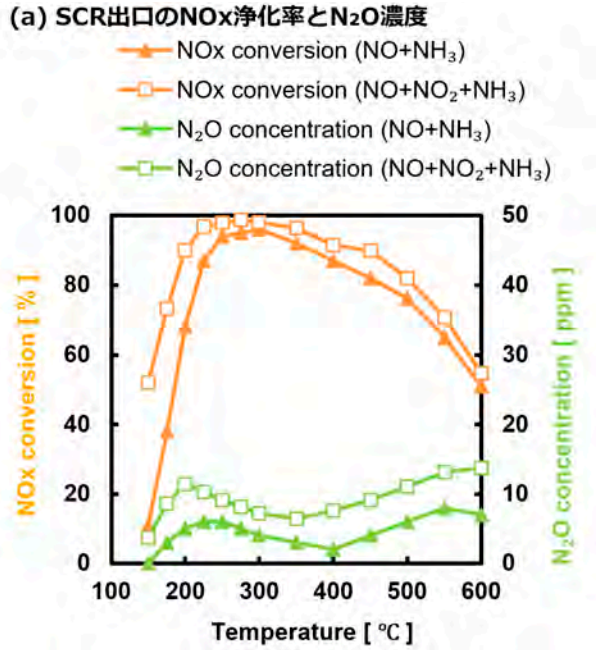
尿素SCRシステムの5つの設計パラメータの網羅的な組み合わせ計算を行った。**表2**に示す5つの設計パラメータについてそれぞれ5水準を掛け合わせた3,125(=5^5)通りのシミュレーションを実施した。得られた結果から多目的最適化ソフトmodeFRONTIER(ESTECO社製)を用いて、5つの設計パラメータを説明変数、また、NOx、N_2O、及びNH_3排出量を目的変数とするRSM(応答曲面モデル：Response Surface Methodology)を作成した。この際、RSMの作成手法として、3次の多項式特異値分解を用いた。

3 結果

3.1 触媒単体におけるN_2Oの副生

SCR及びASCにおけるN_2Oの副生を把握するために触媒の単体試験を実施した結果を**図4**に示す。

図4(a)に示すSCRでは、NOxとNH_3の反応に伴い、SCRの実用的な使用温度域である150～600℃の全域でおよそ5～15ppmのN_2Oが生成した。NOのみの条件に比べてNO_2が共存する条件ではN_2Oの生成濃度は高い傾向を示した。反応収支計算から、NOxとNH_3の1.5～4.5%に当たる窒素分がN_2Oの生成に消費された。**図4(b)**に示すASCでは、200～400℃付近にN_2O生成のピークが見られた。NH_3の酸化条件(NH_3)に対して、NOが共存する条件(NH_3+NO)ではN_2Oの生成濃度はより高い傾向を示した。反応収支計算より、反応物中の窒素分の7～33%がN_2Oの生成に消費された。



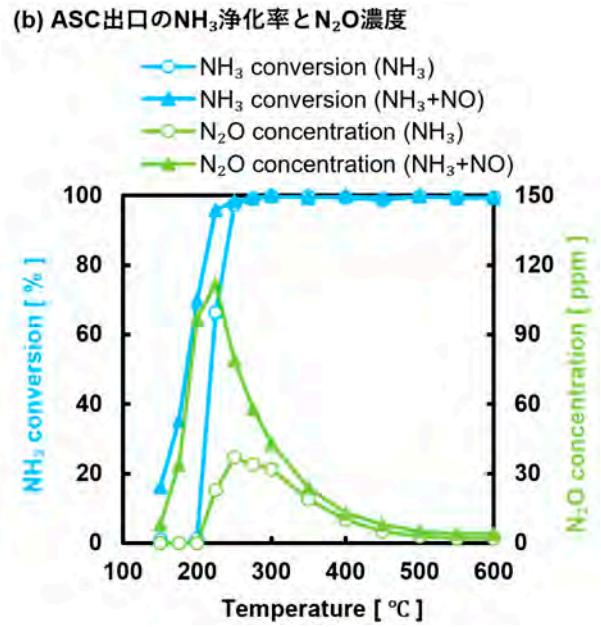


図4 触媒単体試験結果

3.2 過渡モードでのN_2O排出

実際の使用状況におけるN_2O排出量及びN_2O排出に関わる要因を明らかにするために、尿素SCRシステムモデルを用いてWLTCモード試験条件における排出ガスのシミュレーションを実施した。尿素SCRシステムの初期温度を25℃、初期のNH_3吸着量はゼロとし、**表2**の基準条件でシミュレーションした結果を**図5**に示す。**図5**の「Normalized NOx、N_2O及びNH_3」は、NOx、N_2O及びN_2O排出量をWLTCモード終了時におけるASC出口の排出量でそれぞれ規格化した値である。低速域では暖機が未完了で尿素水は供給されないためN_2Oは排出されないが、中速域から高速域ではN_2Oが排出された。これは、SCRに供給された尿素の分解で生じるNH_3と排出ガス中のNOxの反応に伴い、N_2Oが副生したと考えられる。また、超高速域ではN_2Oの排出量は急激に増加したがSCRと併せてASCでもN_2Oが生成した。これはSCRで余剰となったNH_3がASCで酸化されてN_2Oを生成したことが原因と考えられる。モード全体におけるN_2O排出量のうち、75%はSCR、残りの25%はASCに由来した。

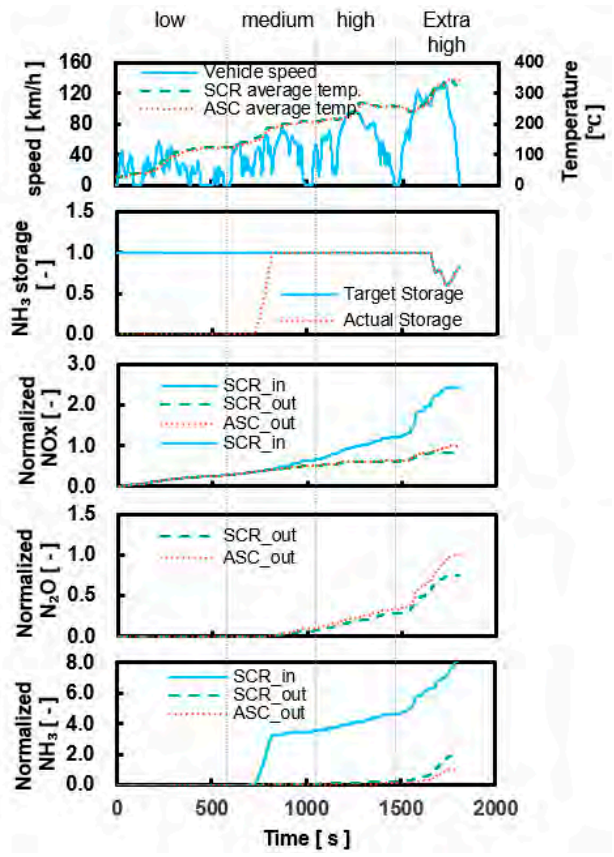


図5　WLTCモードでのシミュレーション結果

3.3 設計パラメータに対するN_2O排出量の感度解析

N_2Oの排出量に対する尿素SCRシステムの設計パラメータの影響について感度解析を実施した。

①SCR上流のNO_2/NOx、②目標NH_3吸着量、③SCR容量、④ASC容量、及び⑤ASCのPGM担持量を選択してシミュレーションで評価した。基準条件からそれぞれの設計パラメータを**表2**の5つの水準に変更した際のNOx、N_2O、及びNH_3の排出量の結果を**図6**に示す。

図中にはSCR、及びASCの下流での排出量をそれぞれ示す。①のSCR上流のNO_2/NOxが0.5前後でNOxの排出量は低下するがN_2Oの排出量は逆に増加した。②の目標NH_3吸着量を高くすると、NOxの排出量は低減するがN_2OとNH_3の排出量は逆に増加した。③のSCR容量を増やすと、NOx、N_2O、及びNH_3の排出量は共に低減した。④のASC容量若しくは⑤のASCのPGM担持量を増やすと、ASCでのNH_3分解が促進されてNH_3の排出量は低減するがNH_3分解により副生するNOxとN_2Oの排出量は増加した。感度解析の結果から、尿素SCRシステムの5つの設計パラメータはすべてN_2Oの排出量に感度を持つことがわかった。また、③のSCR容量を増やすとNOx、N_2O、及びNH_3の排出量を同時に低減することができるが、それ以外の4つの設計パラメータではN_2Oの排出量に対してNOxまたはNH_3の排出量がトレードオフの関係にあることがわかった。

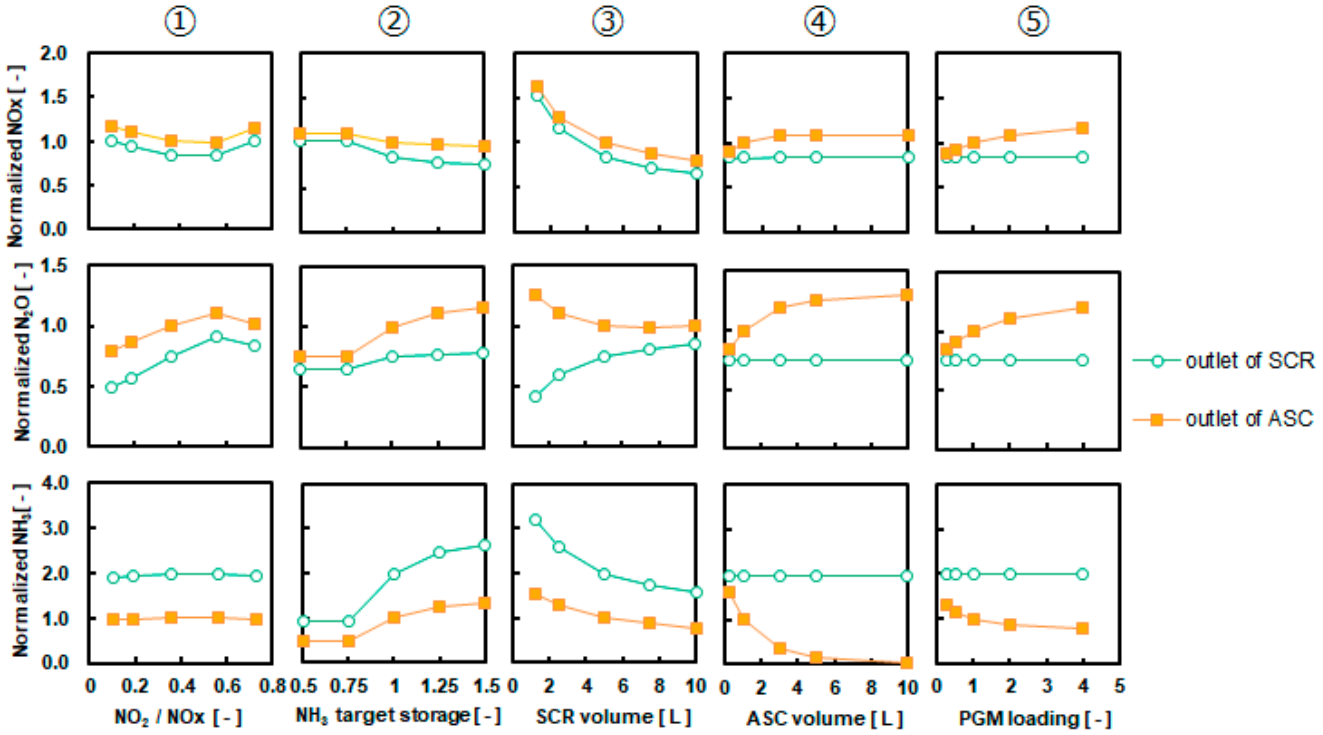


図6　設計パラメータの感度解析結果

3.4 設計パラメータの組み合わせ最適化

前節における尿素SCRシステムの各設計パラメータの単独の効果の検討に続き、複数のパラメータの組み合わせ最適化を試みた。**表2**に示す5つの設計パラメータについてそれぞれ5水準を掛け合わせた3,125(=5^5)通りのシミュレーション結果を説明因子として、WLTCモード試験条件でのNOx、N_2O、及びNH_3排出量を推定するRSMをそれぞれ作成した。得られたRSMの決定係数はすべて0.95以上と良好であった。この際に、尿素SCRシステムの設計にあたり、触媒容量は車載性や経済性といった制約を受けるため、SCRとASCの容量の合計を6 L以下に限定し、RSMを用いてNOx、N_2O、及びNH_3の排出量を算出した結果を**図7**に示す。得られた解のうちNOxとNH_3排出量が基準条件以下でN_2O排出量が最も少なかった上位10の解を最適解として抽出した。最適解の一例における5つの設計パラメータを用いてシミュレーションを行い、得られたNOx、N_2O、及びNH_3排出量を**表3**に示す。シミュレーション結果におけるN_2O排出量は、RSMによる算出結果より増加したが、基準条件に対して22%低減していた。

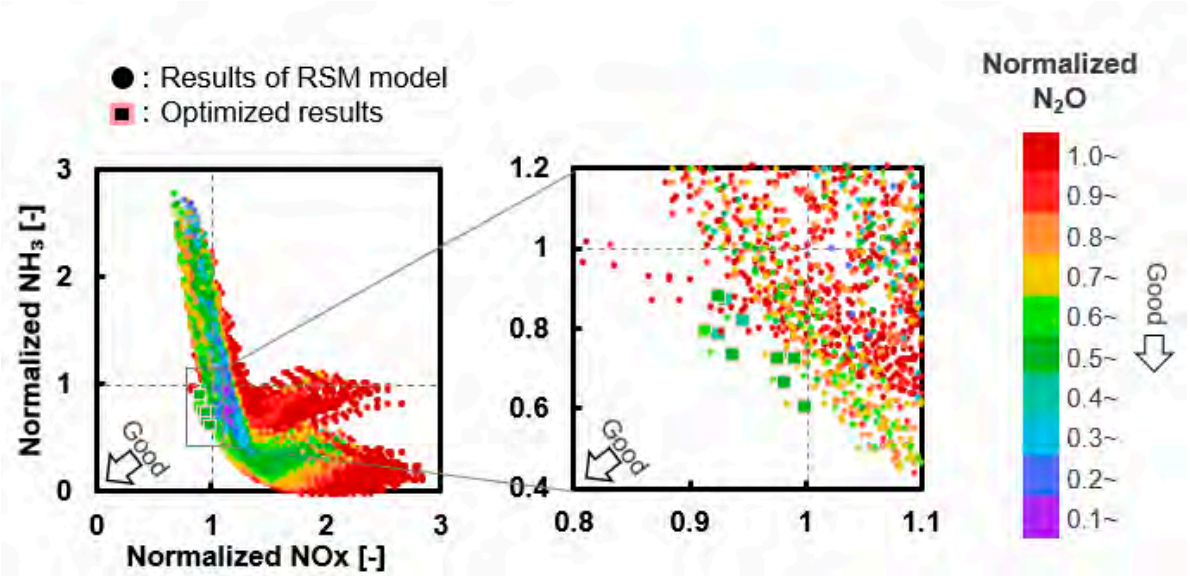


図7　RSMによるNO、N_2O、NH_3排出量のトレードオフ解析

表3　基準条件と最適解の排出量比較

		Base condition	Optimized
Design Parameters	NO_2/NOx [-]	0.36	0.36
	NH_3 storage [-]	1	0.63
	SCR volume [L]	5	5.7
	ASC volume [L]	1	0.3
	PGM loading [-]	1	3
Emissions	Normalized NOx [-]	1.00	1.00
	Normalized N_2O [-]	1.00	0.78
	Normalized NH_3 [-]	1.00	0.74

4　考察

4.1 触媒でのN_2O生成

Cu-SCR触媒は、高いNOx浄化性能を示すことから近年は尿素SCRシステムへの採用が進んでいる一方で、N_2Oの副生量が比較的多いことが知られている[18]。

図4(a)のSCRの単体試験の結果から、N_2Oの生成濃度は温度及びNO_2の共存に影響を受けたことが推測される。Cu-SCR触媒上でN_2Oが生成するメカニズムとして、300℃以下の低温ではブレンステッド酸点に生成するNH_4NO_3(硝酸アンモニウム)の分解が主な原因であると言われている[19]。また、近年ではCuサイト上でのニトロソアミド(H_2NNO)を介した経路も提案されている[20]。300℃以上の高温ではNH_3酸化及びSCR反応での副生が主な原因と考えられている[11] [21] [22]。SCR上流のNOxにおいて、NOのみが存在する場合に対してNO_2が共存する場合にN_2O生成濃度が高くなるのは、硝酸アンモニウムが生成しやすいことSCR反応での副生が増えることが原因と考えられる。

図4(b)のASCの単体試験の結果から、ASCでは200～400℃でN_2Oを生成したことが確認された。

ASCはPGMとCu-SCRを複層でコートした触媒であるが、このうちN_2O生成に対してはPtなどのPGMが強く寄与することが先行研究から知られている[23]。PGM触媒上でのNH_3の酸化分解では、200～400℃でN_2Oが副生しやすい[1]。これは、NH_3が酸化する過程において、PGM表面では低温ではNが、高温ではNOが吸着種として高い比率となるが、200～400℃の中間的な温度域ではNとNOが混在して吸着するために、それらが結合・脱離してN_2Oを生成すると考えられている[24]。また、NOが共存する条件(NH_3+NO)ではN_2Oの生成濃度はより高い傾向を示すのは、低温でPGM表面にNが吸着した状態で気相よりNOが供給されるとそれらが反応してN_2Oを生成するためである[23]。

4.2 NOx、N_2O、及びNH_3の排出量のトレードオフ関係

設計パラメータの感度解析の結果(**図6**)から、SCR容量以外の4つの設計パラメータではNOx、N_2O、及びNH_3の排出量がトレードオフ関係となったメカニズムについて考察する。

一つ目として、fast SCR反応によるNOx浄化とN_2O副生の関係が影響していると考えられる。排出ガス中のNOxの一部にNO_2が共存すると、SCRではNOx浄化活性が高いfast SCR反応が進行することが知られている[11][25]。一方で、20℃以下の低温ではNH_4NO_3が触媒表面に生成・蓄積し、温度上昇に伴い分解する過程でN_2Oを生じる。このため、SCR上流のNO_2/NOxを高くした場合にはfast SCR反応によりNOx浄化活性が向上してNOx排出量は低減するが、N_2O排出量は増加するトレードオフ関係が生じると考えられる。

二つ目として、尿素水供給量によるNOx浄化活性とNH_3排出量の関係が影響していると考えられる。Cu-SCRではNH_3吸着量が増加するとそれに比例してNOx浄化活性は高まる[26]。その一方で、NH_3吸着量を高くすると、触媒温度が上昇した際に吸着したNH_3が飽和脱離しやすくなるためにNH_3排出量は増加する。SCRに対する目標NH_3吸着量を高くした場合にNOxの排出量は低減するのに対してNH_3排出量が増加するトレードオフ関係が生じるのはこのためと考えられる。

三つ目として、ASCにおけるNH_3酸化活性とN_2O若しくはNO副生量の関係が影響していると考えられる。SCRから脱離した余剰のNH_3がASCのPGM触媒で酸化分解される場合、N_2の他にNOx及びN_2Oを副生することが知られている[1][10][23][24]。ASCに流入するNH_3量が多い場合、もしくはASCのNH_3酸化活性が高い場合に、ASCにおけるN_2O若しくはNO副生量は増加する。ASC容量、及びASCのPGM担持量を増加させた場合では、ASCのNH_3酸化活性が増加するため、NH_3排出量は減少しNox及びN_2Oの排出量は増加するトレードオフが生じると考えられる。

4.3 システムの設計パラメータの最適化指針

WLTCモードでの排出ガスシミュレーション結果から、尿素SCRシステムの主要な5つの設計パラメータのうち、SCR容量の増加がNOx、N_2O、及びNH_3の排出量の同時低減に有効であった。これはSCR容量の増加により、NOxの浄化性能が高まりつつ、NH_3の吸着能力も増加することでASCへの余剰なNH_3の流入量とN_2O生成が低減するためである。

SCR上流のNO_2/NOxは、NOx浄化の観点では低温活性の高いfast SCRを最大限利用するために0.5程度が最適とされてきた。一方で、NO_2/NOxは高いほどN_2Oの排出量が増加する傾向があり、N_2Oの排出量まで考慮した場合には従来の考え方よりもNO_2/NOxを低く設定すべきである。システム設計においてはディーゼル酸化触媒(DOC)及びスス捕集フィルター(DPF)の酸化触媒の触媒種並びに担持量などで最適化できる。

SCRの目標NH_3吸着量を高めると、排出ガス中のNOx浄化反応が促進されNOxの排出量は低減できる。一方で、ASCへの余剰なNH_3の流入が起きやすくなることから、ASCでのN_2O生成とNH_3排出量が増加する。NOxの排出量に対するNH_3とN_2Oの排出量のトレードオフ関係から、目標NH_3吸着量にはそれらのバランスを考慮した設計が必要と考えられる。

ASCの容量若しくはPGM担持量を高くすると、ASCでのNH_3分解活性が高くなるため、NH_3の排出量は低減できるがその分解生成物であるNOxとN_2Oの排出量は増加する。NH_3の排出量に対するNOxとN_2Oの排出量のトレードオフ関係から、ASC容量若しくはASCのPGM担持量にはそれらのバランスを考慮した設計が必要と考えられる。

4.4 N_2Oを低減するシステム設計の考察

本検討ではSCR容量とASC容量の合計を6 L以下とする制約条件を設定して、設計パラメータの最適解を探索した。その結果、基準条件に対してNOxとNH_3の排出量を同等以下としつつ、N_2Oの排出量を約22%低減する解が得られた。**表3**の最適解に関して、排出ガスのシミュレーション解析によりN_2Oの低減要因を解析した結果、SCR容量を大きく、また、SCRの目標NH_3吸着量を低く設定することでSCRからASCへのNH_3の流入量が低下し、ASCでのN_2O生成量は、基準条件と比較して約70%低減した。一方で、SCRでのN_2O生成量は基準条件に比べて約6%低減した。設計パラメータの最適化は、ASCでのN_2O排出量低減に対して有効であったが、SCRでのN_2O排出量低減に対して効果が小さいことが確認できた。

本検討の結果は、近年に主流となったCu-SCRを利用した尿素SCRシステムにおけるN_2Oの排出量の低減に関するシステム設計の指針を示すと同時に、NOx、N_2O、及びNH_3の排出量のトレードオフに由来する性能限界を示したと言える。一方、実際の製品開発では

重要となる様々な実路での走行条件、及びNH_3吸着量を制御因子とした尿素供給制御で生じる誤差要因(NH_3吸着量の推定値、NOxセンサの個体差・劣化、尿素供給量など)を考慮していない点は今後の課題である。

今後の更なる尿素SCRシステムの改良に向けて、まず、触媒材質の改良が重要と考えられる。具体的には、SCRではCu-SCRのN_2選択率の向上、若しくはN_2Oを副生しにくい酸化バナジウム触媒及び鉄イオン交換ゼオライト触媒の性能改良を挙げることができる。ASCにおけるNH_3酸化反応のN_2選択率の向上も効果的であろう。次に、ディーゼルエンジンからのNOxの排出量を減らすことで、その浄化に伴うN_2O副生を低減させることが重要と考えられる。更に、様々な実路での走行条件とNH_3吸着量を制御因子とした尿素供給制御で生じる誤差要因を考慮した尿素SCRシステムのロバスト最適化により、リアルワールドでの排出ガス低減にも取り組む必要がある。この課題に対しては、本検討で用いたシミュレーションによる解析手法が適用できると考えられる。以上のような技術開発により本検討で示した性能限界を超える、優れたディーゼル後処理システムの実現が期待される。

5　おわりに

本報告では、尿素SCRシステムでのN_2Oの生成要因の明確化とNOx、N_2O、及びNH_3の排出量を同時低減する設計指針の検討を目的として以下の知見を得た。

(1) Cu-SCRを利用した尿素SCRシステムにおけるN_2O排出の主な要因はSCR触媒でのNOx浄化に伴うN_2O副生で、次いで、ASCでのNH_3酸化に伴うN_2O副生である。

(2) 尿素SCRシステムの設計パラメータのうち、SCR容量を増加することでNOx、N_2O、及びNH_3の排出量を同時に低減できた。一方で、それ以外の4つの設計パラメータではN_2Oの排出量に対してNOx、もしくはNH_3の排出量がトレードオフの関係となった。

(3) 尿素SCRシステムの設計最適化により、ASCでのN_2O副生を最小化できる一方で、SCRにおけるN_2O副生の低減は困難である。

(4) 今後は触媒材料の改良及び本検討の解析手法を応用した実使用環境でのロバスト設計手法の確立が望まれる。

本文献は自動車技術会論文集Vol.56、No.3に掲載された論文を加筆修正の上報告するものである。

参考文献

(1) L. Chmielarz et al. : Jabłońska：Advances in selective catalytic oxidation of ammonia to dinitrogen: a review，RSC Advances, Vol. 5, No. 54, (2015)，p.43408-43431
(2) H. Zhang et al. : Earth's energy budget , climate feedbacks，and climate sensitivity，Advances in Climate Change Research，Vol. 17，No. 6(2021)，p.691
(3) M. Clairotte et al. : Exhaust emission factors of greenhouse gases (GHGs) from European road vehicles，Environmental Sciences Europe，Vol. 32(2020)，p.1-20
(4) 鈴木央一 ほか：尿素 SCR 車の規制および未規制成分の排出特性解析，自動車技術会論文集，Vol. 39 (2008)，p.161-166 (2008)
(5) 鈴木央一 ほか：尿素 SCR における亜酸化窒素の排出及び生成要因に関する考察, 自動車技術会論文集，Vol. 40(2009)，p.991-996
(6) 山本敏朗 ほか：尿素 SCR システム搭載貨物車の路上走行時におけるNOx,NH3およびN2Oの排出挙動，自動車技術会論文集，Vol. 44(2013)，p.1489-1496
(7) 使用過程車からの亜酸化窒素の排出実態について，東京都環境公社，https://www.tokyokankyo.jp/kankyoken/wp-content/uploads/sites/5/2024/01/b087827485d8b893711a93556342c393.pdf
(8) K. Kamasamudram et al. : N2O Formation and Mitigation in Diesel Aftertreatment Systems，SAE International Journal of Engines，Vol.5(2012)，p.688-698
(9) A.Grossale et al. : Role of Nitrate Species in the ''NO_2-SCR'' Mechanism over a Commercial Fe-zeolite Catalyst for SCR Mobile Applications，Catalysis Letters，Vol.130(2009)，p.525–531
(10) A. Scheuer et al. : NH3-Slip Catalysts：Experiments Versus Mechanistic Modelling，Topics in Catalysis，Vol.52(2009)，p.1847–1851
(11) 田口将宏 ほか：高NO_2/NOx領域におけるSCRモデルの予測精度向上，自動車技術会論文集，Vol.51(2020)，p.280-285
(12) 田口将宏 ほか: アンモニアスリップ触媒のプラントモデル構築検討(第3報)－混合触媒モデルの複層触媒の性能予測への適用－，自動車技術会論文集, Vol. 52(2021)，p.226-231

(13) B. Opitz et al. : Simulation study of SCR catalysts with individually adjusted ammonia dosing strategies, Chemical Engineering Journal, Vol.264(2015), p. 936-944
(14) I.Nova et al. : Urea-SCR Technology for deNOx After Treatment of Diesel Exhausts, Fundamental and Applied Catalysis. Springer, New York(2014)
(15) 阿野田洋 ほか：MBD(Model Based Development)を活用した近接SCRシステムの設計，自動車技術会秋季大会2024，JSAE20246289，2024
(16) J. Ball：A toxicological evaluation of potential thermal degradation products of urea, SAE Technical Paper, No.2001-01-3621(2001)
(17) L. Xu et al. : Laboratory and engine study of urea-related deposits in diesel urea-SCR after-treatment systems, SAE Transactions, 202-209(2007)
(18) H.Többen et al. : Formation of N_2O in the Exhaust Line of Combustion Engines, SAE Technical Paper, No.2023-01-5045(2023)
(19) J. Han et al. :N_2O formation during NH3-SCR over different zeolite frameworks：effect of framework structure, copper species, and water, Industrial & Engineering Chemistry Research, Vol.60(2021), p.17826-17839
(20) Y.Feng et al. :The role of H+-and Cu+-sites for N_2O formation during NH3-SCR over Cu-CHA, The Journal of Physical Chemistry C, Vol.125(2021), p.4595-4601
(21) M. Jabłońska：Review of the application of Cu-containing SSZ-13 in NH3-SCR-DeNO x and NH3-SCO, RSC Advances, Vol.12(2022), p.25240-25261
(22) S. Li et al. : Experimental and kinetic modeling study for N_2O formation of NH3-SCR over commercial Cu-zeolite catalyst, Advances in Mechanical Engineering , Vol.13(2021), p.1–12
(23) 大堀鉄平 ほか:アンモニアスリップ触媒のプラントモデル構築検討，自動車技術会論文集，Vol.49(2018), p. 587-592
(24) R.Kraehnert et al. : Kinetics of ammonia oxidation over Pt foil studied in a micro-structured quartz-reactor , Chemical engineering journal, Vol.137(2008), p.361-375
(25) M.Iwasaki et al. : A comparative study of "standard", "fast" and "NO2" SCR reactions over Fe/zeolite catalyst, Applied Catalysis A：General, Vol.390(2010), p. 71-77
(26) K.Kamasamudram et al. : Why Cu-and Fe-zeolite SCR catalysts behave differently at low temperatures, SAE International Journal of Fuels and Lubricants, Vol.3(2010), p.664-672

◇いすゞ歴史の一こま



藤沢工場事務棟玄関前(1962年ごろ)

論文・報告

エルフミオ搭載RZ4Eエンジン開発

Development of RZ4E Engines for Domestic ELFmio

近藤　壮一郎*　Soichiro Kondo
西内　健**　Takeshi Nishiuchi
辻田　悟**　Satoru Tsujita
小田原　嗣**　Yotsugu Odawara
高倉　裕太朗***　Yutaro Takakura
三津山　元基***　Motoki Mitsuyama

要　旨

日本の物流業界ではトラックドライバーの人手不足及び高齢化が深刻化している中、小口配送の増加等の「ラストワンマイル」の課題解決が急務となっている。運転免許制度も2017年の改定以降、普通免許で運転できる車両は車両総重量3.5t以下となった。

いすゞは、このような物流課題解決の一翼を担うため、小型トラックのエルフシリーズとして、新たにGVW 3.5t未満の車両「エルフミオ」を市場投入した。本稿ではエルフミオ搭載RZ4Eエンジンの特徴及び採用した技術の概要について述べる。

Abstract

In the logistics industry of Japan , the solution of the problem of "last one mile" such as the increase of the small-lot delivery becomes urgent , while manpower shortage and aging of truck drivers become serious. The license system also became 3.5 t or less in gross vehicle weight for vehicles which can be driven by the ordinary license after the revision in 2017.

To shoulder a part of such physical distribution problem solution , ISUZU put "ELFmio" on the market as a vehicle of GVW 3.5 t or less as ELF series of small trucks. This paper describes the features of the RZ4E engine with ELF Mio and the outline of the technology adopted.

1　はじめに

日本の物流業界ではトラックドライバーの人手不足及び高齢化が深刻化している中、時間外労働の上限が課されたことで、ドライバーの労働力不足が一段と加速している。その一方でeコマース(電子商取引)の普及などによって宅配貨物をはじめとした小口配送の取り扱い量は年々増加しており、これらは「ラストワンマイル」の課題として対応が急務となっている。

更に運転免許制度に目を向けると、2017年の改定以降、普通免許で運転できる車両区分はGVW(車両総重量)3.5t未満の車両(**図1**)となっていることに加え、AT限定免許取得者は増加を続け約3割を超えてきており(**図2**)、配送業者様で所有しているGVW3.5t超え車両を扱えない人口が増加している。

いすゞは、このような物流課題解決の一翼を担うため、小型トラックのエルフシリーズとして、新たにGVW 3.5 t未満の車両「エルフミオ」を市場投入した。AT限定普通免許で運転できることはもちろんのこと、老若男女問わず扱いやすく、誰もが安心して運転できる『だれでもトラック』を商品コンセプトとして掲げ、2024年7月より販売を開始した。

GVW3.5t未満に抑えるためには、GVW5t(積載2t)の従前主力車に対して大幅な軽量化が必須であり、本格トラックとしての強みを生かしつつも乗用車感覚で運転できるエンジンが求められた。そこで、海外向けのLCV(Light Commercial Vehicle)で2016年の登場以来、約100万台以上の実績がある1.9Lディーゼルエンジン『RZ4E』をベースに、国内向け商用車の用途に合わせた専用開発を行った。

RZ4Eエンジンの開発にあたっては、環境性能への対応(平成30年度排出ガス規制・2022年度中量車燃基準達成)はもとより、商品コンセプトに適う動力性能を追求した。本稿ではRZ4Eエンジンの特徴や採用した技術の概要について述べる。

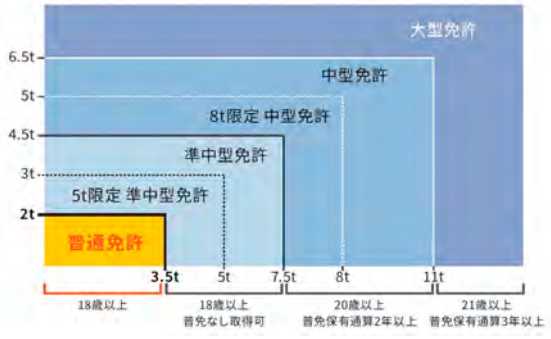


図1　2017年改正以降の免許区分

*PT 商品企画設計第二部　**PT 実験第一部　***PT 実験第二部

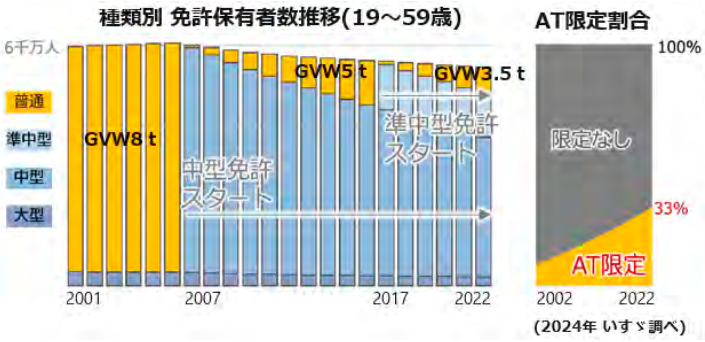


図2　免許保有者数推移及びAT限定割合

2　開発の狙い

エルフミオの商品コンセプト『だれでもトラック』は、だれでも乗れる(乗用車感覚で運転しやすい)、だれでも扱いやすい(トラック運転未経験者でも安心安全な走行・運転席の快適性)、かつ、商用車で求められるさまざまな架装と使われ方に対応できる車両を意味する。

車両商品コンセプトを受けて、本車両に搭載するエンジンは、海外向けピックアップトラックで市場実績のある『RZ4E』をベースに、いすゞで保有するエンジン開発技術とハードのポテンシャルを最大限活用して国内向けに刷新することで、次の①~④を開発の狙いとした。

① 国内法規対応
- 平成30年度排出ガス規制(PPNLT: Post-Post New Long Term)適合
- 2022年度中量車燃費基準：ディーゼルエンジン単一車型のみで達成
- 加速騒音規制(UN R51-03 Phase2)適合
  静粛性と音質の向上にも配慮

② 商用車として求められる動力性能(発進/加速)と乗用車感覚で運転できるスムーズな走行性能

③ 軽量かつ架装性を考慮したコンパクトなパッケージ

④ お客様の稼働を支える耐久信頼性確保、ライフサイクルコストを考慮したメンテナンス性

今回開発したRZ4Eエンジン搭載車両(**図3**)、及びエンジン外観(**図4**)、をそれぞれ以下に示す。



図3　エルフミオ(RZ4E搭載車)



図4　RZ4E Engine ASM

3　エンジン概要

本エンジンの主要諸元(**表1**)及び エンジン性能曲線(**図5**)を示す。

表1　エンジン主要諸元

項目	GVW 3.5t未満車 国内向け
エンジン型式	RZ4E
種類、シリンダ数、配置	ディーゼル4サイクル、直列4気筒、縦置き
ボア×ストローク	80×94.4 mm
排気量	1,898 cc
圧縮比	15.9
最高出力	88 kW/3,000-3,200 rpm
最大トルク	320 Nm/1,600-2,000 rpm
排出ガス規制	平成30年度排出ガス規制(PPNLT)に適合
燃費基準	2022年度中量車燃費基準に適合
燃料噴射方式	コモンレール式 高圧燃料噴射システム
最大噴射圧力	250 MPa
過給方式	電子制御式 VGS*1ターボ
EGRシステム	COOLED EGR*2システム HOTバイパス付
吸気スロットル	DCモータ
吸気マニホールド	可変スワールシステム
後処理	近接DPD*3＋尿素SCR*4
変速方式	6速AT

*1 VGS：Variable Geometry System
*2 EGR：Exhaust Gas Recirculation
*3 DPD：Diesel Particulate Diffuser
*4 SCR：Selective Catalytic Reduction

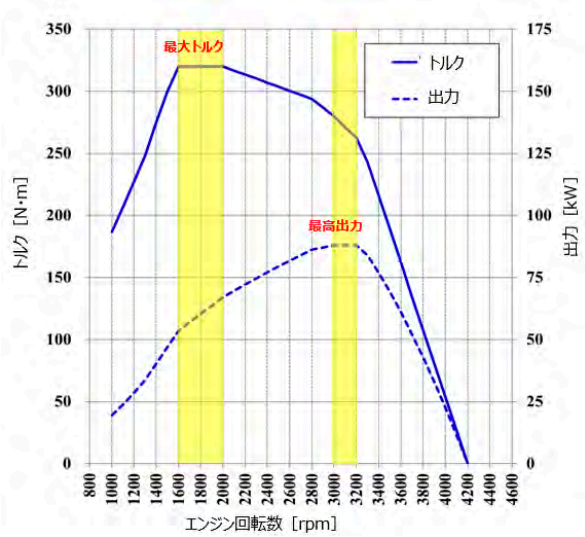


図5　RZ4Eエンジン出力･トルクカーブ

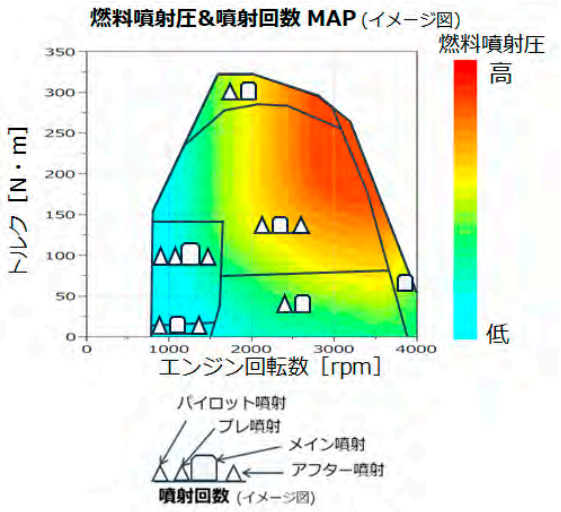


図6　全負荷トルクに対する燃料噴射パターン

4　主な採用技術

開発の狙いを満足するために、いすゞの既存技術である①燃料噴射システム、②電子制御式ターボ、③EGRシステム、④排出ガス後処理システムのポテンシャルを最大限活用し、排出ガス低減と燃費の最適化を行った。RDE(Real Driving Emission)においては、さまざまなお客様の走り方を想定し、いすゞ独自に開発した走行パターン作成ツールからWorst Case Patternを抽出、排出ガスシミュレーションを行い、目標達成目途立てを開発初期段階で実施した。

4章では、本開発にて採用した主な要素技術を説明する。

4.1 燃料噴射システム

排出ガス性能、燃費性能の両立のため、最大噴射圧250 MPa対応の燃料噴射システムを採用した。

本システムは、運転状況に合わせ最適な噴射パターン(**図6**)を選定することで、燃焼の最適化を行い出力確保、排出ガス抑制、燃焼音低減を達成した。

また、微少噴射量学習により指示噴射量と実噴射量との乖離をフィードバック補正することで、車両寿命を通じた排出ガスと燃焼音の安定化が可能となった。

更に今後施行されるOBFCM(On-Board Fuel Consumption Monitoring)も先行して対応した。

OBFCMとは、WLTC走行における実際の燃料消費量とインパネ上に出力する燃料消費量との差が±5%以内となる噴射量精度が要求される法規であり、下記①~③の補正を実施することで基準を満足させた。

① 多段噴射において前段や後段噴射で発生する脈動による噴射量のずれを補正
② 燃料温度違いによる噴射量のずれを補正
③ 微少噴射量時の精度向上のため、微少噴射量学習を実施)

4.2 電子制御式VGSターボ

電子制御式アクチュエータにより排気側ノズル開度を無段階制御し過給圧の最適化を行った(**図7**、**図8**)。

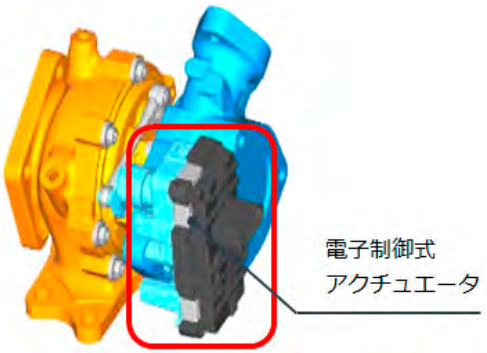


図7　ターボ外観



図8　アクチュエータ制御(イメージ)

4.3 EGRシステム

バイパス機能を備えたCOOLED EGRシステムを採用した。このシステムは、COOLEDとHOTの2系統を設定し、通常のCOOLED EGRに加え、HOTバイパスのEGRを設定することで、エンジン暖気の促進、低温時の排出ガスの低減とドライバビリティー確保を行った。併せて、エンジン運転状態によって、排出ガス量は刻々と変化するため、排出ガスの口バスト性向上が必要となり、EGR制御にモデルベース制御を採用した。

制御は、NOx排出量と吸気O_2濃度に相関があることを活用し次の①②を実施した。

① エンジンの状態量(吸気O_2濃度・EGRガス量)を理論方程式で推定
② センサで測定した排気O_2値と①で推定した状態量の差分からEGR制御をフィードバック補正

その結果、排出ガス(NO x)ロバスト性を向上させることができた。

4.4 排出ガス後処理システム

本エンジンの排出ガス後処理システムは、排出ガス浄化率と架装性から、近接DPDと尿素SCRシステム(床下)を採用している(**図9**)。

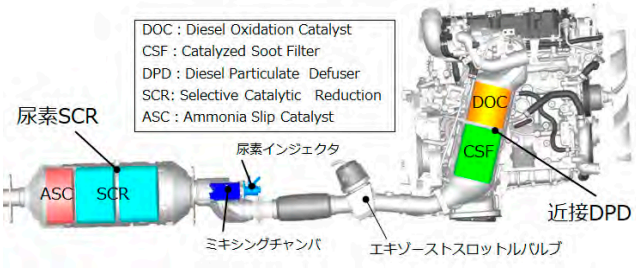


図9　後処理システム

エンジン直下に近接配置されたDPDを昇温する方法として、筒内ポスト噴射を採用した。筒内ポスト噴射は、排気温度を制御対象としたフィードバック制御を行っている。そのため、エンジンの運転条件によって特性が変化し、非線形となることで制御が難しくなるという課題があった。この課題を克服するため、制御対象を排気温度から排気のエンタルピに変換することで、制御の入出力関係が線形の特性となり、制御性が向上した(**図10**)。その結果、最適な燃料噴射制御によってポスト噴射制御のもう1つの大きな懸念点であるオイル希釈が改善され、更には燃費向上にも寄与している。

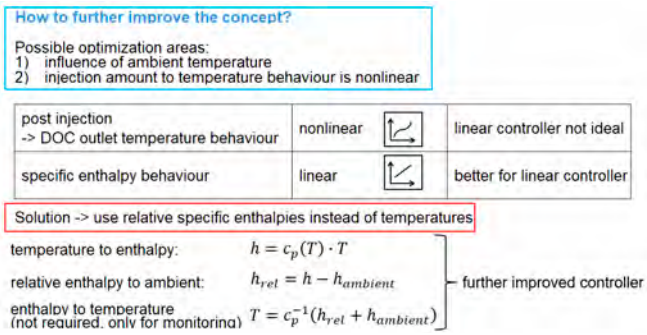


図10　温度-相対比エンタルピ変換

長年の国内小型トラック市場をリードしてきた実績からDPD再生の運用ノウハウを背景に、自動再生制御(走行時)と手動再生制御(アイドリング運転時のみ可能)を使い分けている。手動再生制御はPMの堆積量が過多の場合に行われ、再生制御時の過剰な温度上昇を抑制し、DPDの破損の防止を図っている。アイドリング運転では再生に必要な排気温度の確保が難しいため、エンジン回転数アップと排気スロットを設定した。回転数アップは、排気温度とメカニカルノイズの両者を成立させる最適解を決定した。その効果により、ポンピングロスが増加し排気温度が上昇した。背反は排気音であり、排気管出口部の流速と密接な関係があるため、エンジン運転状態に応じて開放タイミングを制御して急激な排気からの音を抑制した。

5　開発の成果

5.1 法規対応

5.1.1 排出ガス法規の適合

国内中量貨物車(1.7 t＜GVW≦3.5 t)の平成30年度排出ガス規制値を**表2**に示す。このシャシダイナモメーターでの排出ガス規制と併せて、RDE(Real Driving Emission)への規制対応として実車を使った走行試験でオフサイクル領域での排出ガス低減も要求されている。

表2　排出ガス規制値

			国内
排出ガス法規			平成30年度排出ガス(PPNLT)規制
走行モード			WLTC *5 3Phase
規制値	NOx	[g/km]	0.240
	CO	[g/km]	0.630
	PM	[g/km]	0.007
	PN	[Nb/km]	6×10^11
	NMHC	[g/km]	0.024
	HC+NOx	[g/km]	—
RDE CF値（NOx）			2.0

*5 WLTC(Worldwide-harmonized Light vehicles Test Cycle : 世界統一試験サイクル)とは、法規に則って車両の前面投影面積から走行抵抗を算出し、その値をシャシダイナモメーターの走行負荷として設定し、法規で定められた走行モード(市街地・郊外路・高速道路の3モード)中の排出ガス測定を行う

エンジン本体の最適化(**4.1節~4.3節**)と後処理システムによるエンジン排出ガスの浄化率確保(**4.4節**)を行い、規制値をクリアした(**図11**)。

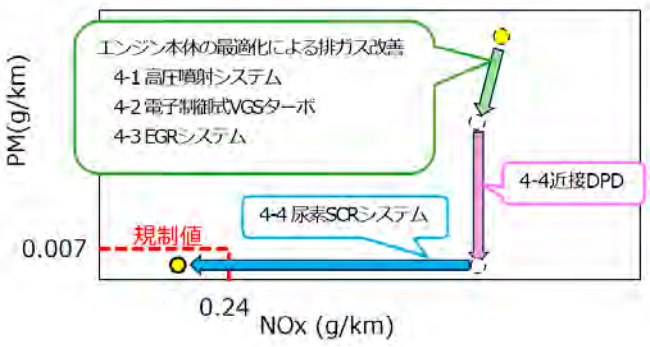


図11　排出ガス規制値達成状況(イメージ)

5.1.2 中量車燃費基準の達成

中量車燃費基準値を表3に示す。本基準は、従前の中量貨物車(トラック・ディーゼルエンジン・AT)の燃費基準(2015年度目標)と比較して、平均46%程度の燃費改善が必要な基準となっており、非常に高い水準である。

表3　中量車燃費基準値

燃費規制	中量車燃費		
走行モード	JC08*6 モード		
エンジン	ディーゼル		
T/M	AT		
車両重量(kg)	1,871～1,990	1,991～2,100	2,101～
規制値(km/L)	13.5	13.3	13.0

*6 JC08モード：走行抵抗測定法に基づき実車を用いて試験路で走行抵抗を測定し、標準大気状態における走行抵抗を算出した値をシャシダイナモメーターの走行負荷として設定し、法規で定められた走行モード中の燃料消費量の測定を行う。

燃費改善については、エンジンでは燃焼最適化のほかにもクランクベアリング(メイン＆スラスト)の低フリクション化を採用、車両全体では空力改善、低燃費タイヤ、アイドリングストップシステム、ATシフト制御の最適化などを採用し基準達成した(図12)。

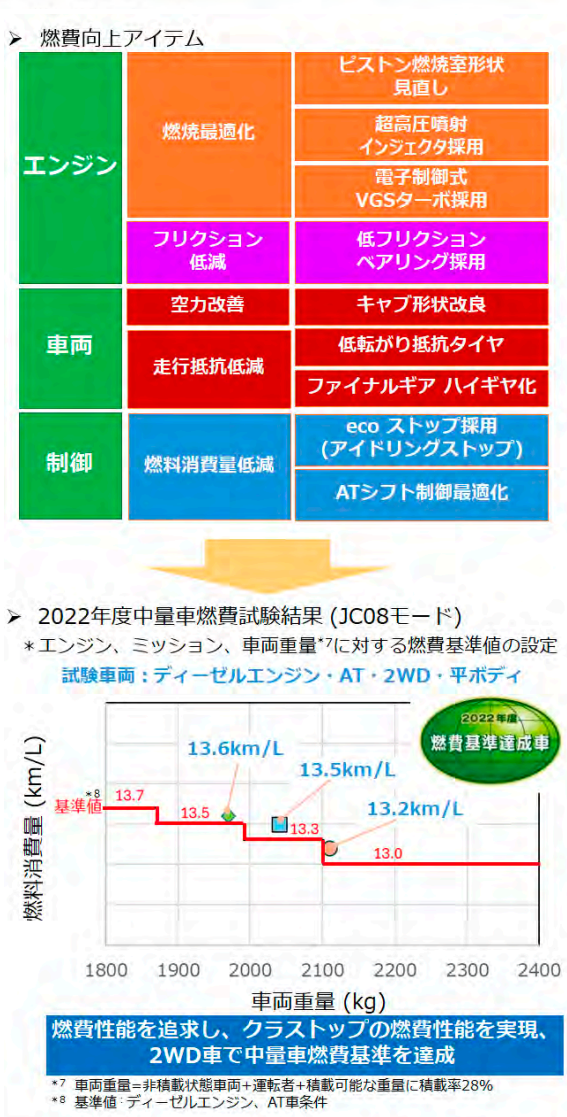


図12　中量車燃費達成状況

5.1.3 騒音低減

燃焼加振力に対して高いポテンシャルに作り込んだLCV用RZ4Eエンジンの基本構造を活用し、車両全体で加速走行騒音規制(UN R51-03 Phase2)73dBAに準拠できる騒音レベルを確保した。

エンジンは、噴射制御の最適化により、燃費及び排出ガスとの両立を図りつつ燃焼音を低減させている。更にアイドリング時の騒音レベルは、従前エンジンに比べ低減し、ディーゼルエンジン特有の音質である変動感も低減が図れた。図13に示すフィーリング評価に沿う音質評価指数の結果からも、従前エンジンに比べ音質が改善されドライバーの負担軽減に寄与していることが確認できた。



図13　音質評価指数(当社指標)

5.2 車両動力性能

燃料噴射システム・電子制御式VGSターボの採用により、排出ガス流量の少ないエンジン低回転域から過給効果を発揮し、流量増加に合わせきめ細やかに吸気ノズル開度を調節して幅広い回転域で最適過給が可能となった。その結果、ディーゼルエンジンの特徴である太い低速トルクと小排気量を活かしたスムーズな回転の伸びを生かし、積車状態でも力強い発進性と加速性を確保している。

併せて、6速AT採用によりエンジン回転数とトルクに合わせた最適なギヤ段を選択する協調制御の効果により、小排気量ながら最大積載時でも坂路発進性及び加速発進性に優れたディーゼル車らしい力強い走破性を確保し、かつ初めて運転する方でもストレスなく扱いやすい動力性能に仕上がった(図14)。

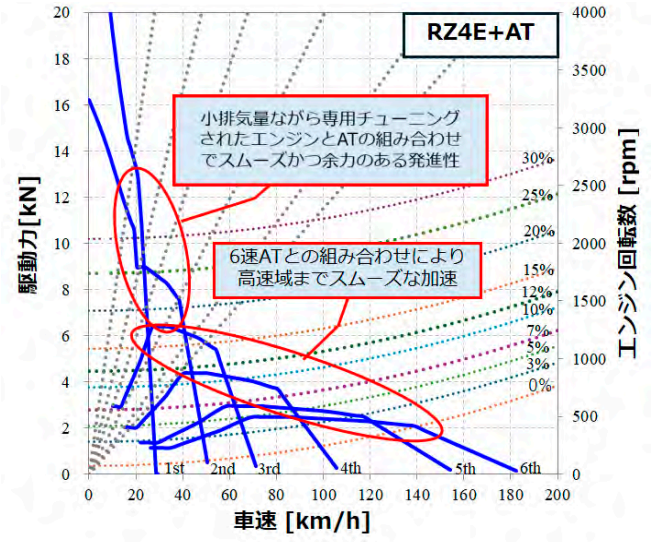


図14　走行性能曲線図

5.3 軽量化/架装性を考慮したコンパクト化

5.3.1 軽量化

従前主力車より軽量化は、本プロジェクトにおいて重要な課題であった。この課題に応えるため、エンジンは最小排気量RZ4Eを採用した。これにより従前エンジンと比べ約120kg軽量化できた(図15)。

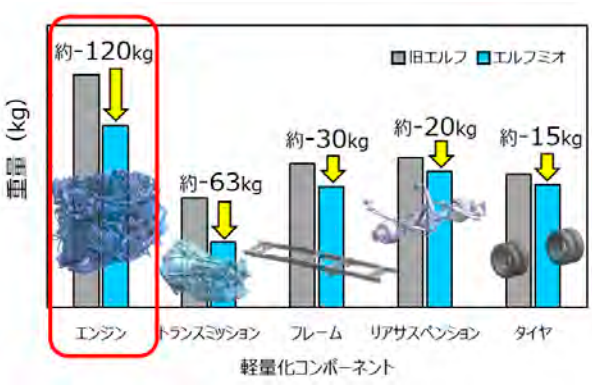


図15　各コンポーネントの軽量化

5.3.2 コンパクト化

① 近接DPDシステム、及び、床下配置した尿素SCR(従前車両と共通化)の組み合わせでキャブ後方の架装容積を最大限確保した(図16)。

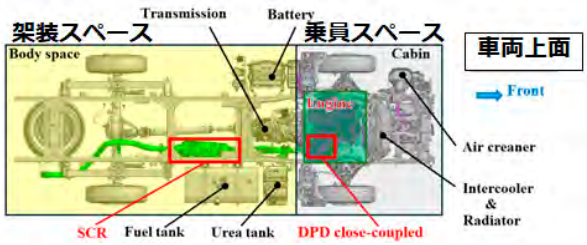


図16　車両架装スペース

② 冷凍バン架装のニーズに対応するため、冷凍機コンプレッサ仕様をオプション設定した(図17)。

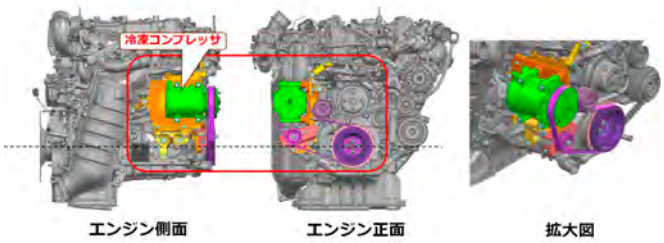


図17　冷凍バン架装仕様 エンジンレイアウト

5.4 耐久信頼性確保とメンテナンス性

信頼性確保のため、次の①～③の手法で耐久信頼性評価を実施した。

① 国内市場におけるエルフの使われ方を分析し、エンジンに対するストレスを検討し、各種耐久信頼性試験の項目と評価基準を決定
② 主要装置/部品については、設計チームによるD-FMEAを活用した故障モード分析の結果を特性値評価表に落とし込む事で、評価の漏れを防止

③ 従来の評価法でエルフミオに対する耐久信頼性の確保が困難と考えた項目に関しては、新たな評価法を導入する事で、耐久信頼性を確保

またメンテナンスコストを最小限に抑えることも重要な商品特性と位置付け、エンジンオイル交換インターバルに着目して次の①、②の開発を行った。

① ブローバイ性能を向上（オイル持ち去りによるLOC低減）のためピストンリングの形状を見直すことでブローバイガス排出量を低減させた。その結果、オイルの劣化抑制やDPD再生インターバル延長にも寄与している。
② オイル劣化推定ロジックを採用し、オイル劣化状況に応じた交換時期をメーターパネルのインジケーターに表示する仕組みで、お客様ごとの交換時期が分かるようになり、利便性が向上した。

6　おわりに

いすゞは、エルフミオ(GVW3.5t車)を2024年7月に市場投入し販売を開始した。本車両に搭載したRZ4Eエンジンは、環境性能確保はもとより、商品コンセプトにふさわしい動力性能、及び耐久信頼性を確保できた。

本車両及びエンジンの開発に際しては、社内外のさまざまな方々に多大なるご支援をいただいた。この場を借りて、深い感謝の意を表す。

RZ4Eエンジン搭載エルフミオが、現在の日本が抱える物流課題解決の一助となり、今後さまざまな場面で活躍していくのを期待して、本稿の結びとしたい。

参考文献

(1) 増子 智一 ほか：新型エルフミオの開発について、いすゞ技報No.136号(2004)、p54-59
(2) Eck, C. et al. : Robust DPF Regeneration Control for Cost-Effective Small Commercial Vehicles, SAE Technical Paper 2017-24-0123, 2017, doi:10.4271/2017-24-0123.

◇いすゞ歴史の一こま



KA(ライトエルフ) (1967年ごろ)

論文・報告

ダイカスト型における3D冷却設計パラメータが金型温度へ及ぼす影響

Effect of 3D Cooling Design Parameters on Mold Temperature in Die Casting Mold

千田　修平*　Shuhei Chida
横山　賢介*　Kensuke Yokoyama
正橋　匠*　Takumi Masahashi

要　旨

アルミダイカスト製品の競争力強化に向けたコスト低減施策の一環としてサイクルタイム短縮が必要である。課題達成の新たな工法として金属3Dプリンタを用いた3次元的な金型内冷却の活用を開始した。本稿では、3D冷却設計を最適化及び標準化するために、設計パラメータが金型温度へ及ぼす影響をCAEにより検証した事例を紹介する。

Abstract

It is necessary to shorten the cycle time in order to reduce the cost of aluminum die casting products. Mold 3D cooling using a metal 3D printer is adopted as a new method to achieve the problem. This paper introduces a case in which the effect of design parameters on mold temperature was verified by CAE in order to optimize and standardize 3D cooling design.

1　はじめに

ダイカストは、高温で溶かした合金を高速・高圧で金型内に注入し、短時間で成形・凝固させる鋳造工法であり、特にアルミニウム合金を用いた自動車部品の大量生産においては、なくてはならない技術である。いすゞでも自社工場でアルミダイカストによる生産を行っており、脱炭素化及びコスト低減のために高効率生産を目指し、サイクルタイム短縮に取組んでいる。その中で金型温度起因の不具合対策に苦戦しており、課題解決のために金型温度制御技術の進化が不可欠である。

2　ダイカストのハイサイクル化

2.1 ダイカスト工程概要

ダイカストの工程フローを**図1**に示す。1サイクルの鋳造機動作は、型締め→注湯→射出→製品凝固→型開き→製品取り出し→離型剤スプレー→エアブローであり、これを短時間の内に繰り返し行う。高温で溶かしたアルミニウム合金を金型内に高圧で充填し、金型がアルミニウム合金から膨大な熱量を奪うことで凝固し、製品形状ができあがる。金型を開き、製品を取り出したあとに、金型表面を冷やしながら製品と金型の固着を防止するための離型剤をスプレー塗布し、余分な水分をエアブローで飛ばすことで、次のサイクルの準備をする。この中で製品の品質に最も影響があるのは、金型温度管理である。**図2**にサイクルタイムの構成要素割合を示す。金型の冷却に関わる製品凝固及びスプレー・エアブロー時間が工程の約半数を占めることから、金型温度制御及び短時間での冷却が工程設計における最重要課題の一つといえる。

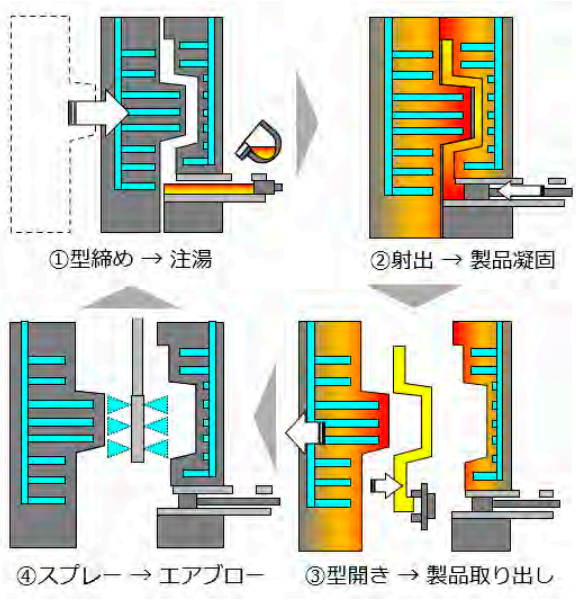


図1　ダイカスト工程フロー

* 要素技術部

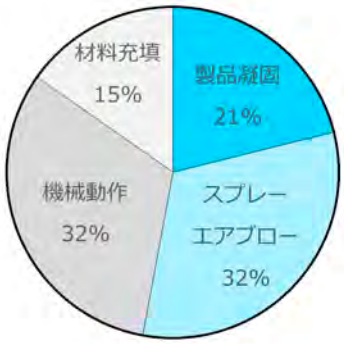


図2　サイクルタイム構成要素割合

2.2 金型冷却機構と型温起因の不具合

金型の温度制御は、**図1**に示したように金型内に設置される内部冷却回路及び離型剤等の外部冷却によって行われる。特に金型の内部冷却の寄与度が高く、その設計が重要となる。

従来から用いられている金型内部冷却構造を**図3**に示す。製品形状部の背面側からドリルで直線的に加工した穴の中へ、冷却穴先端付近に冷却管の先端が来るようにインナパイプを設置する。冷却水はパイプの先端から噴射され金型を冷やしパイプの外側から排水側へ流れ循環する仕組みになっており、これをスポット冷却と呼ぶ。金型冷却設計では、CAE(Computer Aided Engineering)解析により高温が予測される部位にスポット冷却を配置し、冷却が不十分な箇所には離型剤スプレーを塗布することで、サイクルタイム中に金型温度を適正に制御する。

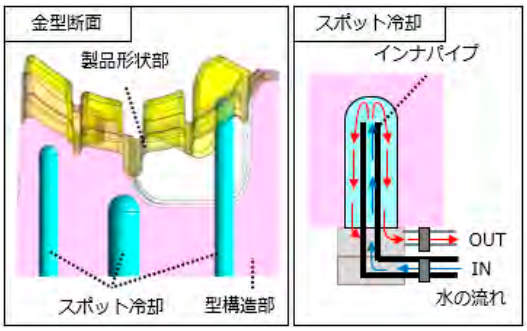


図3　金型内部冷却構造(スポット冷却)図

金型温度が適正でない場合には、製品の品質不具合及び金型の早期損耗の原因になる。その中でも、冷却能力が不足して金型表面が高温になった際に、アルミニウム合金が金型と反応し溶着してしまう現象を焼付きと呼ぶ。焼付きの程度が大きくなると強度及び耐圧性の低下等の製品機能を阻害するため、ダイカストマシンの量産稼働を中断させ、焼付き部分を手作業でミガキ落とし、金型表面を正常状態に戻す作業が発生する。これにより日当たりの生産数量が低下してしまうことから、生産性向上に取り組む中で大きな課題である。**図4**に焼付きが発生している金型の写真を示す。

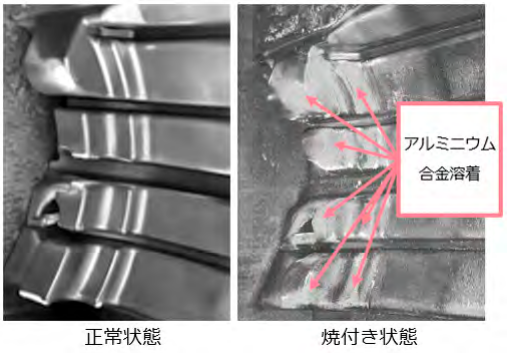


図4　金型表面の焼付き不具合

この焼付き不具合を発生させないために、アルミニウム合金の充填前と離型剤塗布前の金型温度を最適化する必要があるが、生産性向上のためにサイクルタイムを短縮することと、十分に金型を冷却する時間を確保することと相反するため、より短時間で効率的に冷却する手法が求められる。

2.3 金型冷却の課題

スポット冷却は、金型の加工が容易であることに加え、水管内部がさびたりカルキで詰まってしまった場合のメンテナンスが可能であるというメリットがある反面、金型冷却能力においては、次の①～③のような幾つかの課題を抱えている。

① ドリルでの機械加工の都合で穴径はある程度の大きさが必要なため、細穴形状はNGであり形状先端部まで冷却経路が届かない。

② 金型の構成部品が密集する部分では、部品同士が干渉してしまうことがあり、自由な水管設置ができないことがある。

③ パイプ先端からの噴射部分のみ冷却能力が高く、側面部分はさほど冷却効果がないため、冷却が及ぶ範囲が局所的である。**図5**に、スポット冷却における冷却水の流速と熱伝達率の分布を示す。

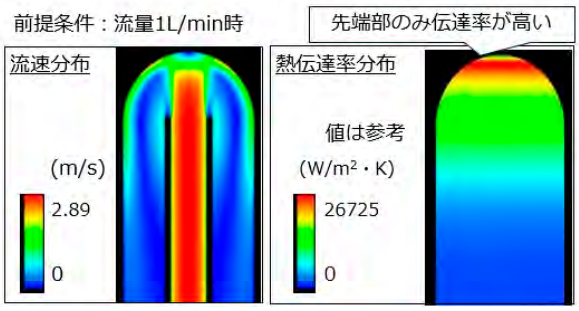


図5　スポット冷却内の流速と熱伝達分布解析

これらの課題に対し、高熱伝導材料の採用、及び冷却水の流量・圧力アップ、外部スプレー方法の見直しなど種々の対策を行ってきたが､効果は限定的であり、サイクルタイムの更なる短縮効果は得られなかった。

そこで近年注目されている金属3Dプリンタを活用し、3D冷却(金型内冷却)を用いることで、従来不可能だった製品形状に沿った理想的な冷却設計ができるようになり、飛躍的に内部冷却の効率を上げることが可能になった。

3D冷却では、冷却水の出入口さえ設定できれば、金型内部に自由度の高い冷却経路を設計することが可能であるため、冷却不足による焼付き発生箇所へピンポイントでアプローチでき、金型温度に起因する不具合を解消することが可能となる。実際に、**図4**で示した重度の焼付き発生金型に対して3D冷却を採用した結果、焼付きが大幅に減少しミガキ作業のための稼働停止がゼロになる実績を得た。**図6**に3D冷却採用による金型温度変化をサーモグラフィで撮像した結果を示す。金型表面温度が120℃低下しており、適正温度へ冷却されたことで、焼付きが発生しない状態で連続生産が可能になった。今回、3D冷却を採用したのは、**図6**中白破線部分の金型のみだが、3D冷却を金型全体に適用した場合には、冷却所要時間の短縮によりサイクルタイム短縮が可能になった。

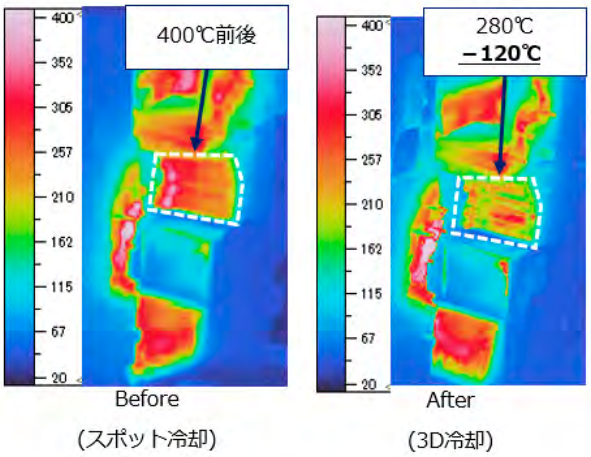


図6　3D冷却採用による金型温度変化

3　金属3Dプリンタによる金型積層造形

金属3Dプリンタによる造形方式には幾つかの種類があるが、3D冷却金型向けには、PBF(レーザ粉末床溶融結合：Powder Bed Fusion)と呼ばれる方式を採用している。これは、平らに敷き詰めた金属粉末上にレーザを照射して任意部分のみを溶融・凝固させながら積層していくことで、従来の鋼材からの切削加工では実現できない形状を得ることができる。このPBF方式により造形された金型は、約50μmずつ積層することで高精度な冷却回路を配置できるため、金型温度全体の最適化が可能となる。このような造形技術を用いた金型を積層金型と呼ぶ。PBF方式により造形された金型は、模式図を**図7**に、実際にレーザが金属粉末上に照射されている様子を**図8**に示す。また、**表1**に鋼材から切削する従来の切削金型と積層金型の比較表を示している。

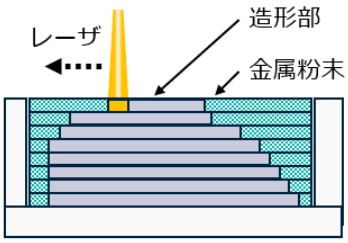


図7　PBF方式の造形模式図

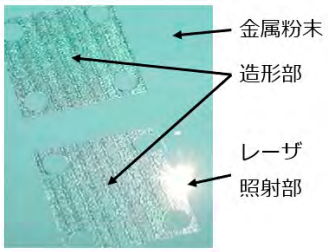


図8　PBF方式による造形の様子

表1　切削金型と積層金型の比較

項目	切削金型		積層金型	
冷却効果	△	先端のみで局所的	◎	水路全体で抜熱可能
金型製作	○	汎用加工機 材料鋼材(安)	△	専用装置 材料粉末(高)
金型寿命	○	実績多数で安定	△	早期割れ懸念
設計自由度	×	穴径・配置の制約(多)	○	出入口以外は自由配置可
設計難易度	○	シンプル 習熟(易)	×	検討要素(多) 工数(大)

一方で、積層金型には幾つかの課題も存在する。まず、微細な金属粉末材料を使用する工法の特徴上、粉末材料が高価であるため、金型製作費が高額になる課題がある。更に、積層内部に微小な欠陥(空隙)の発生及び局所的な溶融・凝固の繰り返しによって内部応力が蓄積されることで、従来の金型と比較して疲労強度が劣るリスクもある。特に、金型表面にヒートクラック(き裂)が発生し、それが金型内部に進展し冷却水管へ到達すると水漏れが発生してしまうため、金型は使用不可となる。そのため、積層金型の割れを発生させないためには、鋳造中の熱負荷を最小限に抑えつつ、製品品質を確保できる金型温度範囲内で、低温かつ温度を一定に保つ技術が求められる。積層金型を最大限活用するため、ノウハウ獲得を目的として、PBF方式の3Dプリンタ装置を内製導入し、技術開発への取り組みを開始しているが、本稿ではその内容は割愛する。

4　3D冷却型設計最適化への取り組み

4.1 3D冷却の水管設計

3D冷却は、任意に設定した冷却水の出入り口から、製品形状面に沿った自由水路を設計する。製品形状によって金型各部の温度に差が生じることから、冷やしたい部分は製品形状面に水路をなるべく接近させ、冷やしたくない部分は遠ざけることで、理想の金型温度への均一化を目指す。実際の水管モデル断面図、及び代表的な設計パラメータを**図9**に示す。3D冷却設計ではこれらを適切に組み合わせることが求められる。

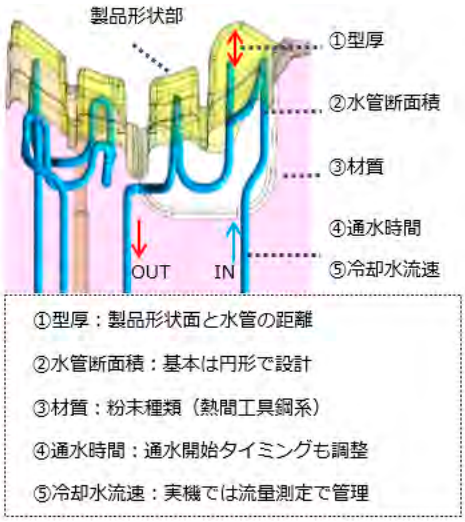


図9　3D冷却モデルと主要設計パラメータ

3D冷却における水管形状は自由だが、円形にすることで、金型割れの起因となる応力集中リスクが軽減される。断面積が一定であれば冷却水の流速変化が抑えられるため、CAE評価の正確性が担保しやすいというメリットがある。この理由から、基本設計は円形断面を採用している。ただし、製品形状部が複雑な場合などは、部分的な凸形状及び扁平な水路形状を設計することも可能である。

3D冷却の設計フロー概要を**図10**に示す。CAE(使用ソフト：CAPCAST)により、目標金型温度に制御できているかを確認しながら、水管モデリングから金型温度評価を繰り返し行う。3D冷却はスポット冷却と比較して設計自由度が高いため、設計ノウハウがない状態では、目標金型温度を大きく外してしまう懸念、及び水管モデリング標準がない状態では完成までに膨大な時間がかかる可能性が高い。スポット冷却との大きな違いの一つとして、金型からの抜熱能力が高いために、冷却水の出口温度が大幅に上昇し、水管内での沸騰リスクがある。水管内で沸騰してしまうと、狙いの冷却能力が得られないため、最終評価として冷却水の温度を解析し沸騰有無を確認する必要がある。そのため、沸騰の可能性が高いと判断した場合には3D冷却の経路数を増設する必要がある。

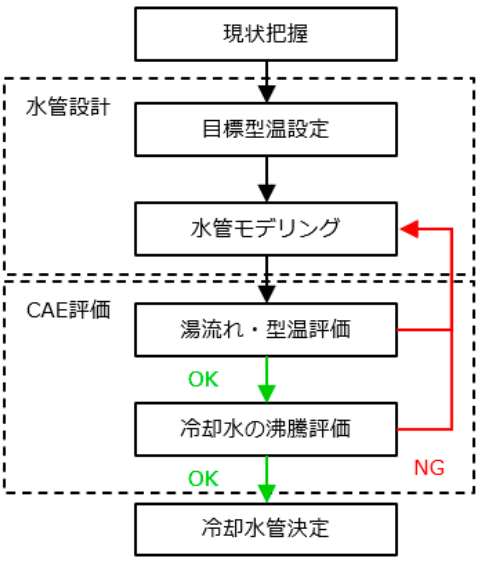


図10　3D冷却の設計フロー概要

そこで本研究では、3D冷却設計を的確に行い、CAE解析から水管モデリングの修正回数を削減するとともに、金型割れのリスクを回避可能な設計ノウハウの獲得を目的として、設計パラメータが金型温度に及ぼす影響について調査を行った。その結果について報告する。

4.2 CAEによる検証条件

今回の検証を行うにあたり、**図6**で示す実機での金型温度とCAEによる予測型温を比較し、乖離がない様にベースの解析条件の調整を実施しており、CAEによる評価の妥当性を確保している。

設計検討の指標として冷却能力を式(1)に示すΔTで定義をした。T_A (型内冷却を一切用いずにアルミニウム合金からの受熱のみの金型温度)と、T_B(3D冷却を用いた際の金型温度)の差分を求める。これにより3D冷却設計パラメータが金型温度に与える影響を評価した。

$$\Delta T\ (℃) = TA - TB \qquad \cdots (1)$$

なお、金型温度は1サイクルの中で最大となるタイミング(凝固した製品を金型から取り出した直後)で評価を行った。

CAE評価の前提条件は、アルミニウム合金溶湯の温度を640℃、鋳造サイクル数は金型温度が安定する12サイクル目とした。**表2**に、評価対象の設計パラメータと水準値を示す。金属3Dプリンタ及び鋳造機の制約を考慮し、実際に設定可能な範囲内で各設計パラメータの水準値を決定し、検証を行った。

表2　評価対象の設計パラメータと水準値

設計パラメータ		水準値
型厚	(mm)	基準 t~t+10
水管直径	(mm)	基準 D ±1
材質	(熱伝導率)	低炭素鋼　(低)
		熱間工具鋼① (中)
		熱間工具鋼② (高)
通水時間	(sec)	基準 s ±5
冷却水流量	(L/min)	基準 Q ±2

4.3 CAEによる検証結果

基準条件に対し、各パラメータの水準を個別に変更して行ったCAE評価の結果から、次の①～⑤の知見を得た。

① 型厚の影響

型厚を1mmずつ遠ざけていきながら評価をした結果得られたΔTと型厚の関係を**図11**に示す。型厚を大きくするごとに18℃/mmの関係で変化した。ただし、この変化量はある型厚値を超えたところで緩慢になり冷却効果が薄れた。これは水管による冷却よりも、金型表面から内部への熱拡散の影響が大きくなっているためだと考えられる。

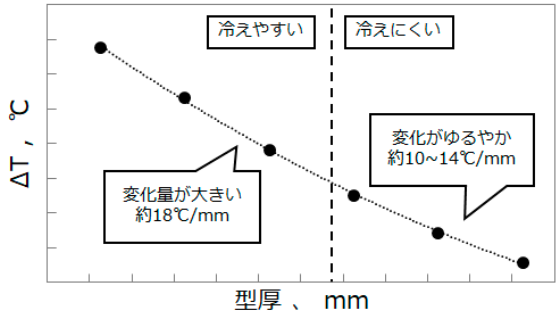


図11　ΔT と型厚の関係

② 水管径の影響

水管径を1mmずつ変化させ、流速が一定になる条件で評価結果得られたΔT と水管径の関係を**図12**に示す。ΔTは水管径に対して線形的に増加し、+25℃/mmで変化した。これは抜熱断面積の拡大による影響と考えられる。

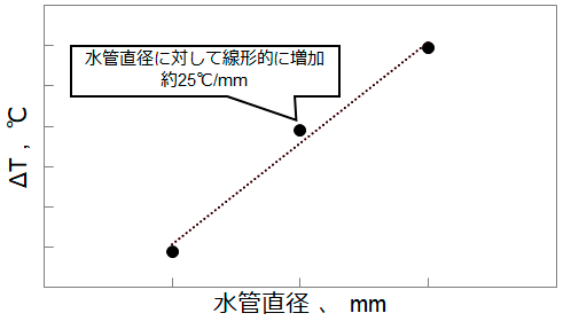


図12　ΔT と水管径の関係

③ 材質の影響

基準条件において、材質を変更し評価した結果得られたΔTと材質(熱伝導率)の関係を**図13**に示す。材料固有の熱伝導率に対して1.7℃/(W/(m・K))で線形的に変化している。この結果から新規材料に変更したい場合でも、型温変化量の予測が可能であることを示している。

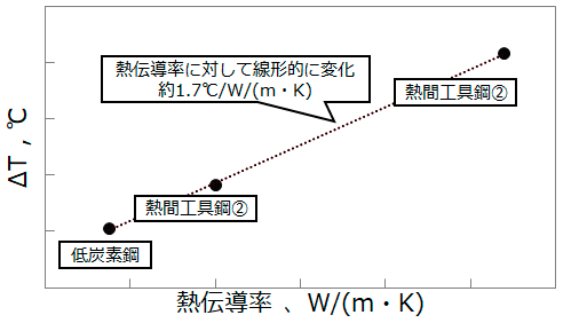


図13　ΔT と金型材質(熱伝導率)の関係

④ 通水時間の影響

冷却水の通水時間を1sずつ変化させながら評価をした結果得られたΔTと通水時間の関係を**図14**に示す。通水時間に対して線形的に23℃/sでΔTが増加するが、スプレー塗布開始時間以降で3D冷却を通水し続けても、ΔTはほぼ変化しない結果を得た。

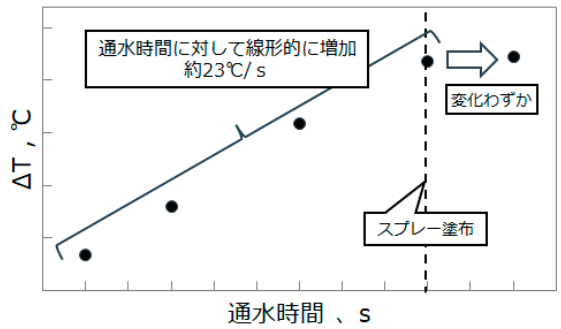


図14　ΔT と通水時間の関係

図15にサイクル中の通水時間ごとの金型表面温度を示す。ΔT はスプレー塗布前で評価している。サイクル終了時の金型温度に差があっても、製品凝固中の受熱により金型表面の最高温度は同程度に収束しているためだと考えられる。

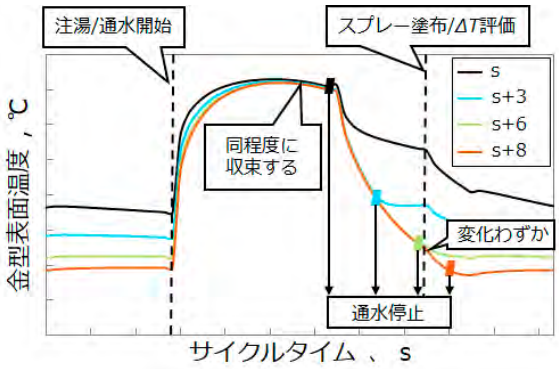


図15　サイクル中の通水時間ごとの金型表面温度

⑤　流量(流速)の影響

冷却水流量を1 L/minずつ変化させた評価をした結果得られたΔTと流量の関係を**図16**に示す。ある値までは流量の増加に伴い2次関数的にΔTの値が増加したが、一定値を超えたところで、ΔT の変化量が極少になる。これは単位時間当たりの金型内の熱移動量の限界値に達しているためと考えられる。いくら大量の水を流しても冷却能力には限界があるが大流量を流すことで、水管内での沸騰リスクを下げられるので、その対策としては有効である。

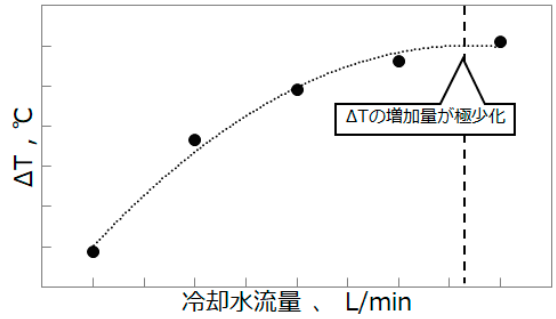


図16　ΔT と冷却水流量の関係

また、型設計段階で決定が必要な主要パラメータとして水管径及び型厚の組み合わせによるΔT変化量を**図17**に示す。通水時間と流量は、実機鋳造評価時にある程度調整が可能なため、型設計段階では基準条件で設定した。この結果から水管径を大きくするほど、型厚が大きくなることが分かる。更にこのグラフから、目標金型温度に対する型厚の設定値が一目で分かるようになった。例として、ΔT200℃を目指す場合、ある値で水管直径を設計したものに対して、直径2mm拡大することで、金型の厚みを1.3倍厚くすることが可能だとグラフから分かる。これは冷却能力を変化させずに、金型表面からの割れによる水漏れリスクを抑えられることを示す。短時間で金型寿命まで考慮した設計ができることは、3D冷却採用活動として非常に大きな成果であり、標準化の指標として非常に有用である。

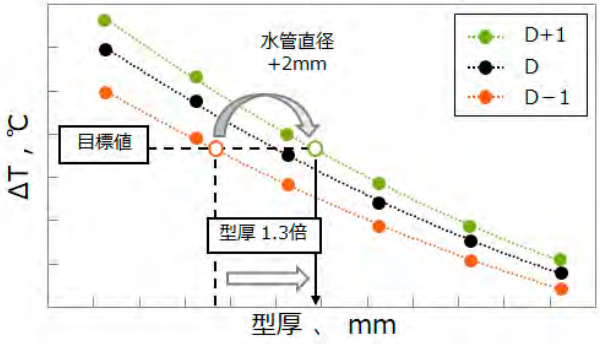


図17　ΔT と水管径及び型厚の関係

5　今後の課題

この取り組みで得られた各設計パラメータがΔTに及ぼす影響は、CAEの結果をもとにまとめたものである。今後、さまざまな製品形状部に対して実物での型温評価を進め、有効性の確認とノウハウのブラッシュアップをしていく必要がある。

6　おわりに

ダイカストの生産性向上を目指す上で、ハイサイクル化における金型冷却不足による焼付き不具合に対し、3D冷却は劇的な改善効果が見込める。ただし設計難易度の高さから、ノウハウの獲得及び蓄積が必要であり、今回水管設計パラメータが冷却能力及び金型温度へ与える影響度を定量的に捉える活動を行った。現時点ではCAEでの評価にとどまるが、3D冷却設計最適化に向けた検討精度向上及び設計工数の大幅削減効果が期待できる結果を得た。

今後、内製導入した金属3Dプリンタ装置を活用し、型設計～造型～量産鋳造～金型メンテナンスの工程全体を最適化し、アルミダイカスト製品の競争力向上を推進していく。

論文・報告

カムシャフト摩耗対策としてのレーザ焼入れ工法の検証

Verification of Laser Hardening Process as a Countermeasure for Camshaft Wear

山本　周平*
Shuhei Yamamoto

要　旨

カムシャフトのカップリング部にある溝内面の表面硬度を高めるためには、既存の生産ラインへの工程追加の必要が生じた。これを受けて、狭小部への低ひずみな熱処理が可能なレーザ焼入れ工法の導入に取り組んだ。本稿では、その取り組みの中で明らかになった技術課題と、それらに対する解決手法を検証した結果について報告する。

Abstract

To enhance the surface hardness of the inner surface of the groove in the camshaft coupling section, it became necessary to add a new process to the existing production line. Therefore, we introduced a laser hardening method capable of low-distortion heat treatment in narrow areas. This paper reports on the technical challenges identified during this initiative and the results of the verification of the solutions developed to address them.

1　はじめに

4JZ1エンジンの始動性向上のため、カムシャフトとこれに組み付く部品との間における摩耗を低減する必要が生じた。そこで嵌合(かんごう)部のクリアランスを小さくして駆動時の衝撃荷重を抑える対策を講じた。更に品質ポテンシャル改善として、熱処理によるカムシャフト側の表面硬度向上が要求された。

対策が必要となるのは幅約6mmの溝内面の表面硬度であり、このような狭小部への熱処理は、いすゞとしての経験が少ない。また、金属ワークへの熱処理は金属組織の変態などにより必ずひずみを引き起こすため、その修正には仕上工程を伴うことが多い。しかし、熱処理設備導入に当たり、レイアウト上の制約から仕上工程レスが求められ、低ひずみな熱処理工法を選択する必要があった。そこで、十分なノウハウがない中、レーザ焼入れ工法の量産ラインへの導入を試みた。

本稿では、レーザ焼入れ工法を導入するにあたっての技術課題と、それらに対する解決手法の検証結果について報告する。

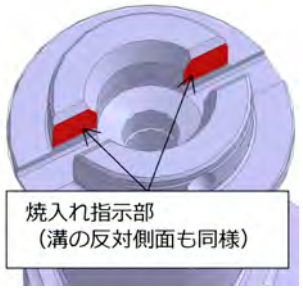


図1　カップリング溝部周辺

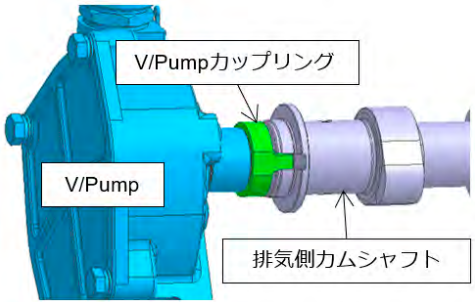


図2　カムシャフトとV/Pumpカップリングの組付図

2　対象部品及び工程導入ライン

焼入れ対象部位は、4JZ1エンジンの排気側カムシャフトにあるカップリング溝である。**図1**に溝部周辺の3Dモデルを示す。この溝は、**図2**のように凸形状を有するV/Pump(バキュームポンプ)カップリングと嵌合し、オルダムカップリング構造を形成して、カムシャフトからV/Pumpへ動力を伝達するために設けられている。

始動不良が見られたエンジンを調査した結果、カップリング溝が過大に摩耗していた。そのため、耐摩耗性向上を目的に、溝の内面に表面硬度446Hv以上かつ焼入れ深さ0.3mm以上の熱処理を施すことが必要であった。

*PT 技術部

カムシャフトの生産ラインのレイアウトを図3に示す。当該ラインでは鍛造粗材から機械加工等によりカムシャフト単品を製作している。荒加工工程で粗材を切削加工し、熱処理工程でカム部へ高周波焼入れしたあと、仕上・完成工程で研削による仕上、ピン等の圧入、完成検査を行う。

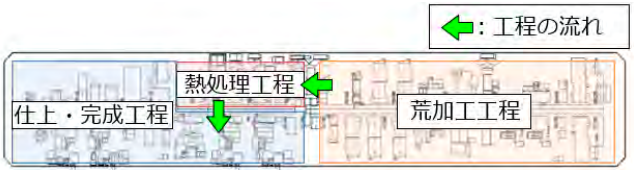


図3　4JZ1カムシャフト機械加工ラインレイアウト図

このラインは、ワーク搬送がガントリローダにより自動化されており、機械加工作業も全自動である。そのため、生産性の観点から、新規焼入れ工程の導入にあたっても既存のガントリローダの範囲内へ組み込み、工程が全自動で完結する必要がある。この要件により、現状の熱処理工程エリアの中へ焼入れ機単体を据え付けるスペースしか確保できない。よって、熱処理によるワークのひずみを修正する仕上工程を追加せずに、最終品質を確保できる焼入れ工法が求められた。

2.1 焼入れ工法の比較

これまで、インラインの焼入れ設備としては、高周波焼入れの実績がほとんどである。過去の知見から、カップリング溝に対しての高周波焼入れはひずみが大きく、仕上工程が不可欠であると予想された。そこで、低ひずみな焼入れを特徴とするレーザ焼入れ工法の導入を検討した。

表1に高周波焼入れとレーザ焼入れそれぞれの特徴を示す。レーザ焼入れではレーザ光が照射されたワーク表層のみが急速に加熱されたあと、ワーク内部への熱伝導で急冷される。これにより、表層の金属組織が硬度の高いマルテンサイトへ変態し、焼入れが行われる。よって、必要な入熱量が少なくて済み、その結果ワークのひずみが小さい。その反面、焼入れ深さは1mm程度が限界であり、それ以上を狙うと表面が溶融する恐れがあるため、更に深さが求められる場合には適さない(1)。

表1　高周波焼入れとレーザ焼入れの比較

	高周波焼入	レーザ焼入
入熱範囲	狙い部位と その周辺一帯	狙い部位と その近傍のみ
焼入歪み	大きい ※レーザと比べて	小さい
焼入深さ	10 mm程度まで	1 mm程度まで
複雑形状への適用	形状に合わせた コイルが必要	レーザ光が入射 できれば可能

レーザ光が入射できれば焼入れが可能なため、複雑形状への適用についても優位性がある。今回は、カップリング溝内面という狭小部への低ひずみな焼入れという要件から、レーザ焼入れが適していると判断し、採用した。

3　技術的課題及び解決手法

レーザ焼入れ工程の量産立ち上げに当たり、事前にテストピースによる試作を行った結果、次の3点が技術的課題であることが分かった。

①熱処理ひずみに伴う溝幅の寸法不良
②溝周縁エッジ部の局所的な膨張
③製作公差によるレーザ照射位置の変動

次節から、それぞれの具体的な事象、解決手法の仮説とその検証結果及び考察について述べる。

3.1 熱処理ひずみに伴う溝幅の寸法不良

3.1.1 事象の把握

カップリング溝の寸法規格は5.83±0.08mmと高い寸法精度が要求されている。2.1章で述べたとおり、レーザ焼入れはワークのひずみを小さく抑えられるが、完全にゼロではない。溝部の仕上工程を追加できないという制約もあり、ワークのひずみ量を事前に把握する必要があると考え、設備導入前に事前調査を行った。

テストピースとして、カムシャフトを試作メーカーに提供し、同社が所有する試験機を用いて、表2に示すレーザ条件で焼入れ試作を行った。試作の様子を図4に示す。レーザ光を溝内面に入射させるため、テストピースに対してレーザを斜め方向から照射した。

表2　試作時のレーザ条件

レーザ種	半導体レーザ
レーザ出力	900 W
レーザ移動速度	400 mm/min
レーザ照射角度	25°
レーザスポットサイズ	4 mm×4 mm

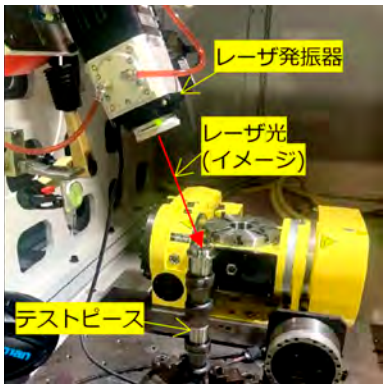


図4　試作時の試験機内

次に、焼入れ前後のカップリング溝幅を図5に示す「溝開き側」「溝止まり側」の2地点で測定した。測定結果を図6に示す。焼入れ後、溝幅が全体的に縮小する方向に変形しており、溝幅が規格下限値より小さくなる場合も確認できた。開き側は止まり側よりも大きく変形しており、溝形状としては、止まり側から開き側に向かって幅が狭くなっていくテーパ状であった。

一方で、焼入れ前後で溝幅のばらつきに顕著な差異は見られなかった。

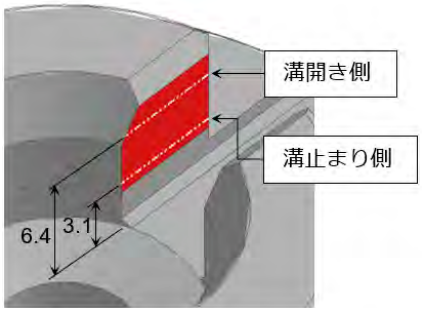


図5　溝幅測定地点(赤色部:焼入れ指示範囲)

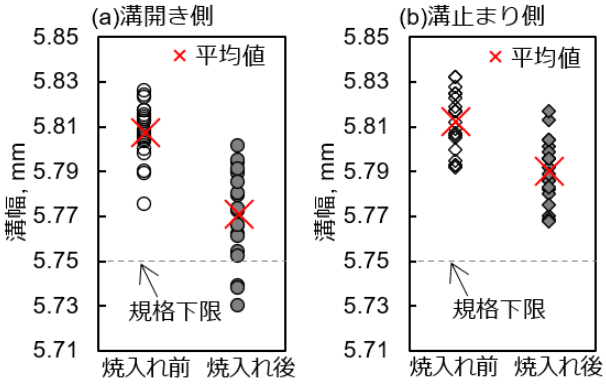


図6　溝幅測定結果(N=20)
(テストピース5本に対して各地点で4箇所ずつ測定)

3.1.2 問題解決の仮設

開き側の変形が大きいのは、止まり側と異なり、物理的拘束を受けていないためと考えられる。熱処理を施す以上この変形は避けられないが、焼入れ前後で溝幅のばらつきに顕著な差異はない。このことから、焼入れ前に、溝部を焼入れ後の変形とは逆向きのテーパ状にすることで、変形の影響を吸収し、溝幅寸法不良を防止できると考えた。

3.1.3 検証方法

仮説に基づき、焼入れ前のテストピースに対してカップリング溝を、開き側に向かって幅が広がるテーパ状に加工した。テーパの角度は0.1°、0.2°、0.3°の3水準を準備した。それぞれのテストピースを試作メーカーの試験機を用いて表2のレーザ条件で焼入れした。その後、図7に示すPosition 1〜4の地点において三次元測定で取得した溝内面の座標から溝幅を算出した。

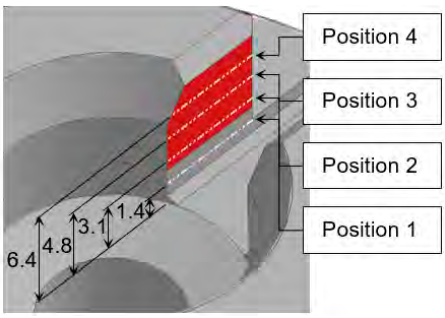


図7　溝幅測定地点(赤色部:焼入れ指示範囲)

3.1.4 検証結果

溝幅の測定結果を図8に示す。Position 1が止まり側、Position 4が開き側に相当する。テーパ角0.1°では、焼入れ後も開き側に向かって溝幅が縮小する傾向が残った。一方、0.3°では、事前のテーパ加工が焼入れ後にも残り、開き側に向かって溝幅が拡大した。0.2°では、焼入れ指示範囲外であるPosition 1〜2にかけて事前のテーパ加工が残ったが、Position 2〜4にかけてはテーパが緩やかになった。

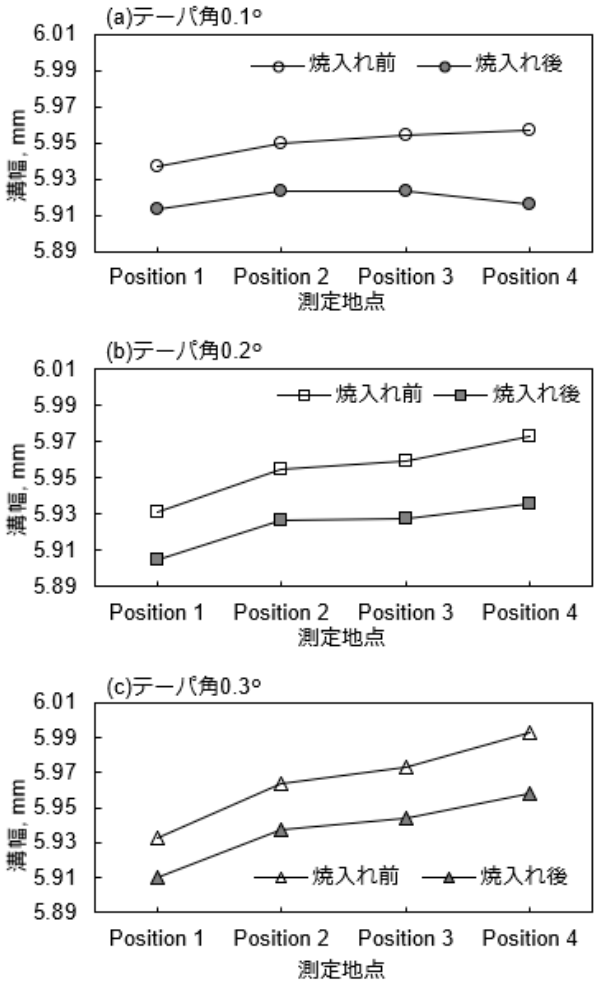


図8　テーパ加工した溝の焼入れ前後の幅測定結果

3.1.5 考察

テーパ角0.1°では、焼入れ後の変形量の方が大きく、開き側で溝幅が縮小する傾向が残った。一方、0.3°では変形量に対して角度が過大であり、焼入れ後にも事前のテーパ加工が残ったと考えられる。0.2°では、テーパ角と変形量のバランスが比較的良好であり、焼入れ後の溝形状として、今回の水準の中では最も理想に近い。

よって、溝の変形に対する解決手法として、前工程で、あらかじめ溝形状に0.2°のテーパ角を設ける工法が有効であるといえる。

3.2 溝周縁エッジ部の局所的な膨張

3.2.1 事象の把握

テストピースを試加工する中で、**図9**のA部及びB部のように溝周縁のエッジ部に、溶融したような膨張が確認される場合があった。コントレーサによる測定の結果、当該部は30～60μmの凸形状であることが判明した。この凸部の影響により溝幅寸法が規格を下回る可能性があるため、対策が必要となった。

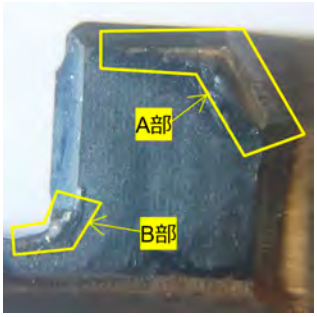


図9　エッジ部が膨張した様子

3.2.2 問題解決の仮設

エッジ部はレーザからの入熱に対して体積が小さいため、ほかのフラット部と比べて過熱しやすく、溶融によって膨張が生じたと推察される。そのため、エッジ部への入熱を抑制する手段として、「レーザ照射パスの変更」と「エッジ部周辺の焼入れ指示の除外」の2つのアプローチで、この問題の解決を図ることとした。

3.2.3 検証方法

検証には据え付け済みの量産設備を用いた。設備の構成を**図10**に示す。本機はマシニングセンタをベースに製作された5軸機であり、A軸を除く各軸はCNC制御(コンピュータ数値制御：Computerized Numerical Control)が可能である。

プログラムによりXZ座標を変更し、**図11**のようにレーザ照射パスを変更した。変更後のパスは、**図9**のA部の膨張への対策として、途中でZ方向にオフセットすることで、A部付近への入熱抑制を目的としている。レーザ条件は**表2**と同様である。

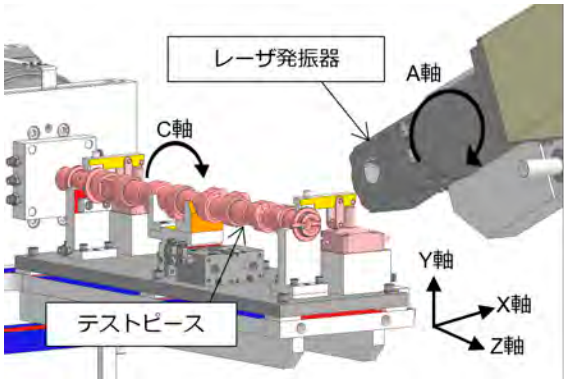


図10　量産設備の構成(3Dモデル)

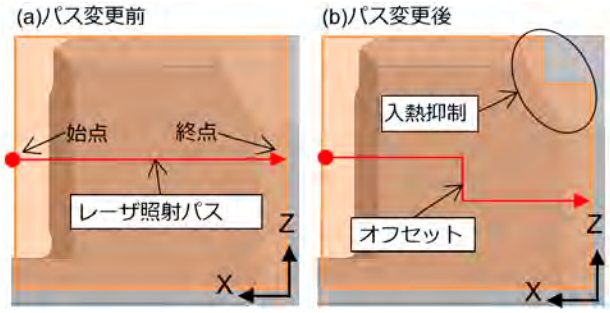


図11　照射パス変更前後
(橙色部：レーザが直接入射する範囲)

エッジ部への入熱を更に抑制する目的で、**図12**のように焼入れ指示範囲(焼入れ深さ0.3mm以上が必要な領域)を縮小し、エッジより1mmの範囲から焼入れ指示を除外した。この変更に合わせて、照射パスの終点側を0.1mm短縮した。一方、本来の目的である溝内面の耐摩耗性改善を維持するため、エッジ周縁の面取りを縮小及び廃止し、焼入れ範囲の減少を最小限に抑えた。

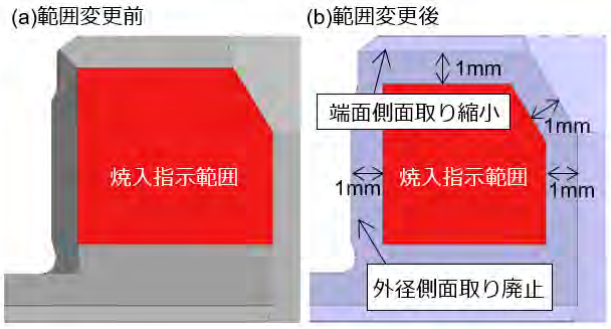


図12　焼入れ指示範囲変更前後
(赤色部：焼入れ指示範囲)

変更後の照射パスで、テストピースに対して焼入れしたあと、溝内面の状態を観察して、エッジ部の膨張が見られないかを確認した。また、**図13**に示す位置での切断面検査による焼入れ深さ測定で、要求品質を満たしているかを調査し、照射パスと指示範囲の変更による効果を確認した。

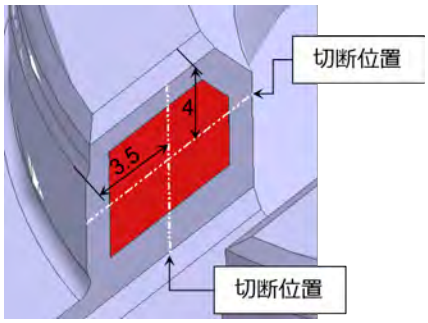


図13　焼入れ深さ測定での切断位置
(赤色部:焼入れ指示範囲)

3.2.4 検証結果

対策前後の溝内面の状態を図14に示す。対策後のエッジ部に膨張は確認されなかった。焼入れ深さの測定結果を図15に示す。写真は、焼入れ後のテストピースを所定の位置で切断し、断面をナイタール液でエッチング後、顕微鏡で観察したものである。焼入れされた部分のみが黒く変色している。焼入れ指示範囲の外縁において、要求品質である焼入れ深さ0.3mm以上が確保できた。

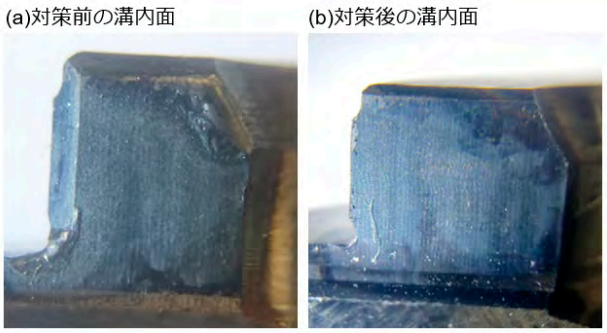


図14　対策前後の溝内面

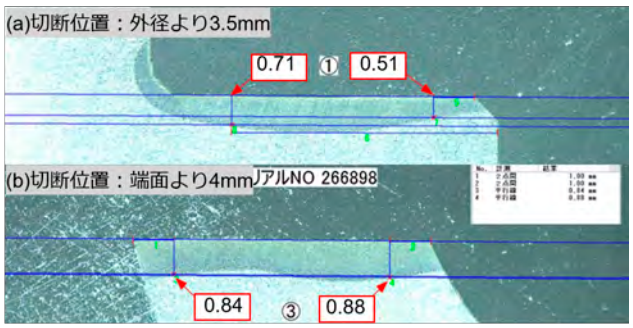


図15　焼入れ深さ測定結果
赤枠囲いの数値:焼入れ指示範囲周縁での
焼入れ深さ(mm)

3.2.5 考察

対策後のエッジ部に膨張が確認されなかったことから、照射パス及び焼入れ指示の変更で、エッジ部への入熱を抑制できたと判断できる。また、面取りの縮小及び廃止がエッジ部周辺の体積を増加させ、エッジ部の過熱を抑制する副次的効果をもたらしたと考えられる。

3.3 製作公差によるレーザ照射位置の変動

3.3.1 事象の把握

レーザ焼入れは局所的な処理が可能である一方、レーザ照射位置がわずかでもずれると要求品質を満たせなくなる可能性がある。一例を図16に示す。

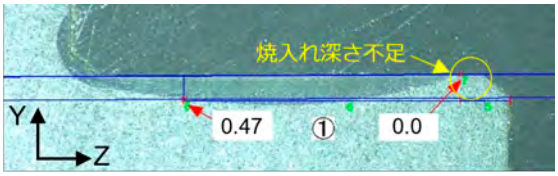


図16　狙いからZ軸方向に0.4mm外れた位置で
焼入れされたワークの焼入れ深さ結果

対象のワークは、機械加工時の製作公差を有している。この公差により溝位置とレーザ光の相対位置が変動するため、照射が意図した位置からずれてしまう場合がある。工程内でこの公差の影響を吸収する必要があるが、量産設備には機内測定機能が備わっていない。そのため、溝位置の変動を補正できず、ほかの手法による対応が必要となった。

3.3.2 問題解決の仮説

本機は照射座標をCNCにより高精度に制御可能であるため、想定される溝位置の最悪条件下でも要求品質を確保できれば、量産時に公差による問題が発生する可能性は低いと判断した。そこで、図面上で製作公差を積み上げ、溝位置の変動が最大となる最悪条件を算出し、その条件下で要求品質を満たすかどうかを検証した。

3.3.3 検証方法

図面上で検討した溝位置のXYZ軸方向の変動域を、表3に示す。各要因の公差を積み上げて、最悪条件を算出した。ここで、表3のXYZ座標のそれぞれが最大値となる場合を上限条件、最小値となる場合を下限条件と定義した。NCプログラムにより照射座標を変更し、これらの条件を再現した。

表3　溝位置変動域の検討結果

	X MAX / MIN	Y MAX / MIN	Z MAX / MIN
溝エッジ位置公差	+0.25 / -0.25	-	-
ジャーナル径公差	+0.05 / -0.05	+0.05 / -0.05	-
溝位置度	-	+0.05 / -0.05	-
ワーク長手位置	-	-	+0.2 / -0.2
計	+0.3 / -0.3	+0.1 / -0.1	+0.2 / -0.2

検証には、照射パス変更時と同様に据え付け済みの量産設備を使用した。レーザ条件も**表2**と同様である。各条件に基づきテストピースに焼入れを行い、切断面検査による焼入れ深さの測定により、要求品質を満たしているかを確認した。切断面検査における切断位置は**図13**と同様である。

3.3.4 検証結果

上限条件及び下限条件における焼入れ深さの測定結果を**図17**に示す。両条件とも、要求品質である焼入れ深さ0.3mm以上を満たしていることが確認された。また、いずれの条件でもエッジ部に膨張は認められなかった。

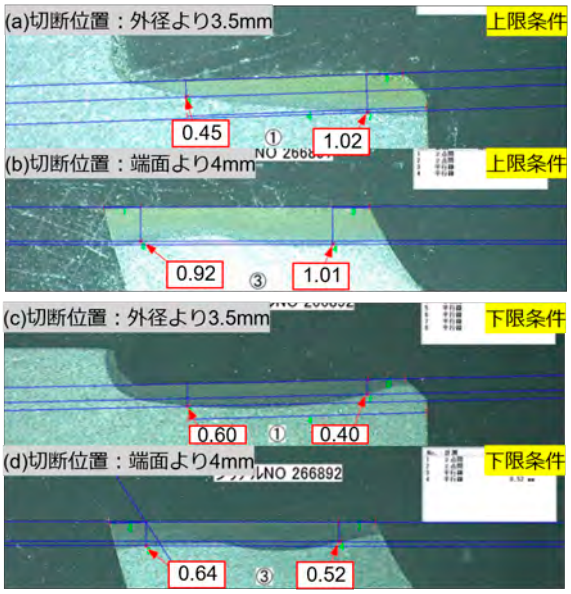


図17　焼入れ深さ測定結果 (a)(b)上限条件(c)(d)下限条件、赤枠囲いの数値：焼入れ指示範囲周縁での焼入れ深さ(mm)

3.3.5 考察

測定結果から、ワークの製作公差が最悪条件となった場合でも、要求品質を確保できると考えられる。また、焼入れ深さの検証結果には要求規格に対して十分なマージンがある。よって、公差による変動域内で照射座標を管理することで、量産時に不良品が発生する可能性は低くなると判断できる。ただし、ばらつきを判定するにはデータ数が不足しているため、量産開始後に継続して測定を行い、確認していく必要がある。

4　おわりに

本稿では、カムシャフトのカップリング溝部という狭小部への低ひずみな焼入れを目的として、レーザ焼入れ工法を既存の量産ラインへ導入する取り組みについて報告した。明らかとなった3つの技術課題について、それぞれ問題解決の仮説の立案及び検証を行った。その結果、焼入れ後の寸法精度及び焼入れ深さの両面で、要求品質を満たす結果が得られた。

技術課題①『熱処理ひずみに伴う溝幅の寸法不良』

事前調査により、熱処理ひずみによって焼入れ後に溝がテーパ状に変形し、溝幅の規格を満たさない可能性があることが判明した。そこで、変形量を見越して、焼入れの前工程であらかじめ変形と逆向きのテーパ状に加工することで、影響を吸収できると考えた。

検証の結果、テーパ角が0.2 ° のとき、焼入れ後の溝形状が良好であることを確認した。

技術課題②『溝周縁エッジ部の局所的な膨張』

試加工する中で、溝周縁のエッジ部が溶融したように膨張する場合があった。エッジ部への入熱が過大であるという仮説のもと、レーザ照射パス及び焼入れ指示範囲の変更により解決できると考えた。

検証の結果、ワーク形状変更による副次的効果もあり、エッジ部での膨張は確認されず焼入れ深さも要求品質を満たした。

技術課題③『製作公差によるレーザ照射位置の変動』

ワークが有する製作公差によりレーザ照射位置が変動することで要求品質を満たさない恐れがある。そこで、公差の積み上げから最悪条件を算出し、その条件下で焼入れしても品質が確保されるかを確認した。

検証の結果、最悪条件下でも規格に対して余裕をもって品質を満たすことを確認した。よって、公差による変動域内で照射位置を管理することで、量産時に問題が起こる可能性を低減できると判断した。

今回検証したのは、試作段階で明らかになった課題に対してである。量産開始後もレーザ焼入れ工法の課題を把握できるよう、この工程を継続して観察し、改善に努めていく。

今回の検証に当たり数多くの試作を行っており、関係者の方々にはテストピースの準備や測定をはじめ、さまざまな場面で多大なご協力をいただきました。この場をお借りして感謝申し上げます。

参考文献

(1) 長野幸隆：レーザーによる表面熱処理，レーザー研究，第8巻，第4号(1980)，p612-618

論文・報告

Towards Carbon Neutrality - Synthetic Gas Bench Study of Performance of Potential Aftertreatment Components for H_2 Internal Combustion Engine

Vaibhav Kadam*　　Kamal Chowdhury*　　Bruce Vernham*

Abstract

Hydrogen internal combustion engines (H_2 ICE) present a cost-effective, durable, and reliable pathway toward carbon neutrality and compliance with zero-emission regulations, offering fast refueling and resilience across climates while avoiding issues tied to critical mineral mining and battery waste. To address tailpipe NOx emissions, selective catalytic reduction (SCR) can significantly reduce emissions and support in achieving Low-NOx standards. Our study evaluated diesel aftertreatment catalysts under simulated H_2 ICE exhaust using a synthetic gas bench (SGB) setup, which accurately reproduced conditions with high repeatability and greater flexibility than engine benches. Key features of H_2 ICE exhaust include low engine-out NOx, negligible soot and sulfur, lower temperatures, higher water content, and challenges such as increased N_2O at 120–250 °C and potential H_2 slip.

1 Introduction

As the transition toward full decarbonization progresses, a key advancement involves utilizing hydrogen as a carbon-free fuel in lean-burn internal combustion engines. In such engines, NOx emissions become the primary environmental concern, with only trace amounts of CO, unburned hydrocarbons, and lubricant-derived ash generated during combustion. Although advanced engine control strategies can substantially reduce NOx emissions in hydrogen-fueled engines, increasingly stringent emission standards may still necessitate the integration of an efficient exhaust aftertreatment system like modern diesel engines. Given the onboard availability of hydrogen, its application as a reducing agent in SCR (Selective Catalytic Reduction) of NOx presents an elegant solution (shown in Equation (1)). This approach is particularly attractive if the formation of undesired byproducts that are outlined in Equations (2)~(5)–can be effectively minimized.

$$2NO + 2H_2 \rightarrow N_2 + 2H_2O \quad (1)$$

$$2NO + H_2 \rightarrow N_2O + H_2O \quad (2)$$

$$2NO + 5H_2 \rightarrow 2NH_3 + 2H_2O \quad (3)$$

$$2NO + O_2 \rightarrow 2NO_2 \quad (4)$$

$$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O \quad (5)$$

Hydrogen has been reported to be very active as a reducing agent for the NO/H_2 reaction and could potentially be used to reduce NOx emissions from stationary sources. Hydrogen is already available in many industrial units in which various hydrotreating and fuel-combustion processes for heat supply are operated. Moreover, hydrogen demand is expected to increase at a compound growth rate of about 10% per year and therefore hydrogen availability in the industrial sector is expected to increase more in the following years. Therefore, a H_2-SCR of NOx catalytic technology might be considered as a breakthrough technology against any H_2-SCR catalytic processes that might evolve in the future [(2)].

2 Experiments and Results:

The catalytic activity measurements were performed at ITCA (Isuzu Technical Center of America,Inc.) synthetic gas bench (**Figure 1**), specially designed for the evaluation of catalytic activity of the small core samples extracted from the aftertreatment modules, under emulated H_2 engine exhaust conditions, i.e. higher H_2O content (10% → 15%) and H_2 concentration in the exhaust (maximum up to 3.5%) in addition to the other exhaust species that are similar to diesel exhaust. The gas bench consists of three regions: the gas feed, the reactor, and the gas analysis system. The

*Isuzu Technical Center of America, Inc.

gas feed region contains the reactant gases, the mass flow controllers for mixing the gases, valves such as check, on/off, and three-way for controlling the direction of the flows and the water pump to pump the water into the boiler for steam introduction to the gas mixture. The gas mix finally is fed into the reactor placed inside the three-zone furnace. After that gas passes through the analyzer systems depending on the components interested in the measurement of the concentration of gases, as schematically illustrated in **Figure 2**. The monolith is wrapped in quartz glass wool and placed in tubular stainless-steel reactor flanked by two thermocouples approximately 1 cm upstream and downstream of the monolith.

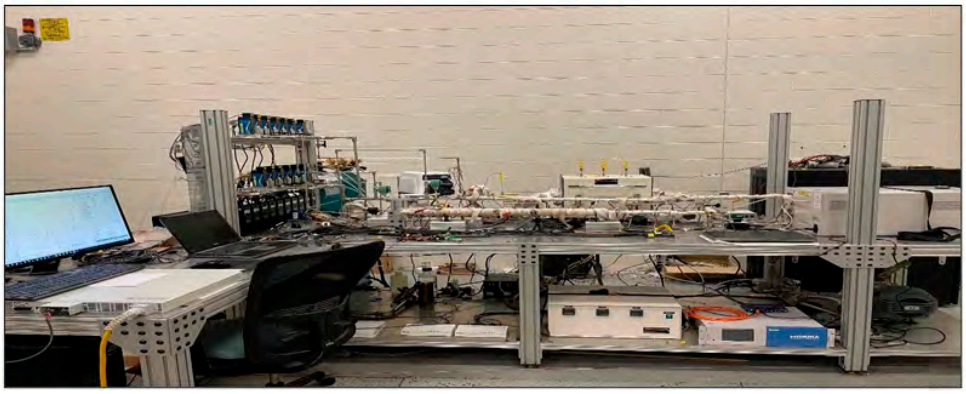


Figure 1 Picture of Synthetic Gas Bench at ITCA

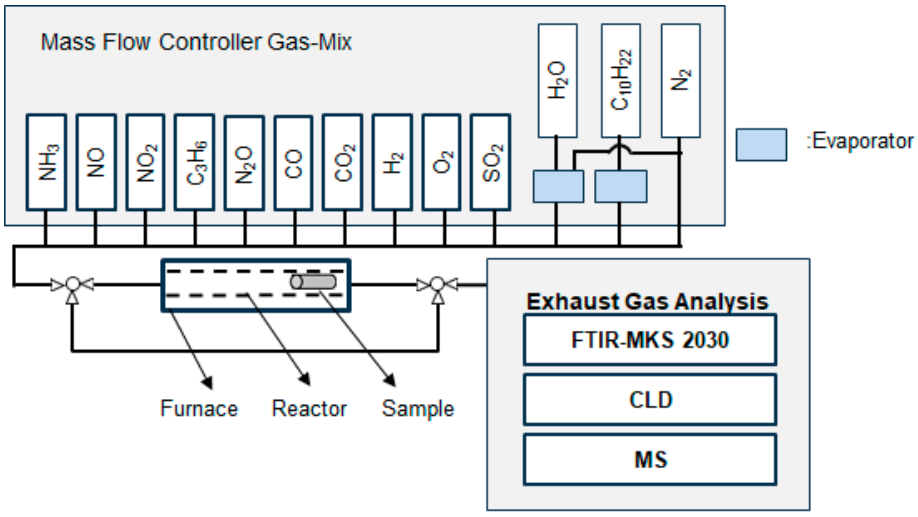


Figure 2 Schematic of the Synthetic Gas Bench at ITCA

Conversion of the gases and selectivity were calculated based on gas analysis by an FT-IR spectrometer (MultiGas 2030, MKS Instruments) operating at 1 Hz. Light-off experiments with 5C/min from 100 °C to 300 °C with a GHSV (Gas Hourly Space Velocity) of 60,000 h^{-1} provide information on the catalytic activity in a temperature range that is considered relevant for H_2-SCR.

2.1 Experiment 1 (uf_SCR_aged)

A series of experiments were conducted on the aged uf_SCR (Underfloor Selective Catalytic Reduction) catalyst following the standard SCR testing protocol. The study focused on varying the ANR (Ammonia-to-NOx Ratio) at values of 1.0, 0.5, 0.25, and 0.0, to assess the effect of reductant availability on NO conversion and byproduct formation. The gas mixture included 200 ppm NO, 1% H_2, 10% O_2, with the balance composed of N_2, and the tests were performed at a GHSV of 60,000 h^{-1}. The influence of water vapor content

in the feed gas, specifically at 10% and 15% H_2O, was systematically examined. **Table 1** details the gas compositions employed across the test matrix. As shown in **Figure 3**, presence of water was found to enhance NO conversion during H_2-SCR, demonstrating a beneficial effect on catalytic performance. However, as shown in **Figure 4**, increasing the water content from 10% to 15% at 200°C resulted in a 5% decrease in NO conversion, indicating an optimum water level beyond which performance may decline.

Table 1 Volumetric inlet gas compositions for the catalytic activity measurements at 200°C with 10% and 15% water content

Gas mix	NH_3(ppm)	NO(ppm)	ANR	H_2(%)	O_2(%)
A	200	200	1	1	10
B	100	200	0.5	1	10
C	50	200	0.25	1	10
D	0	200	0	1	10

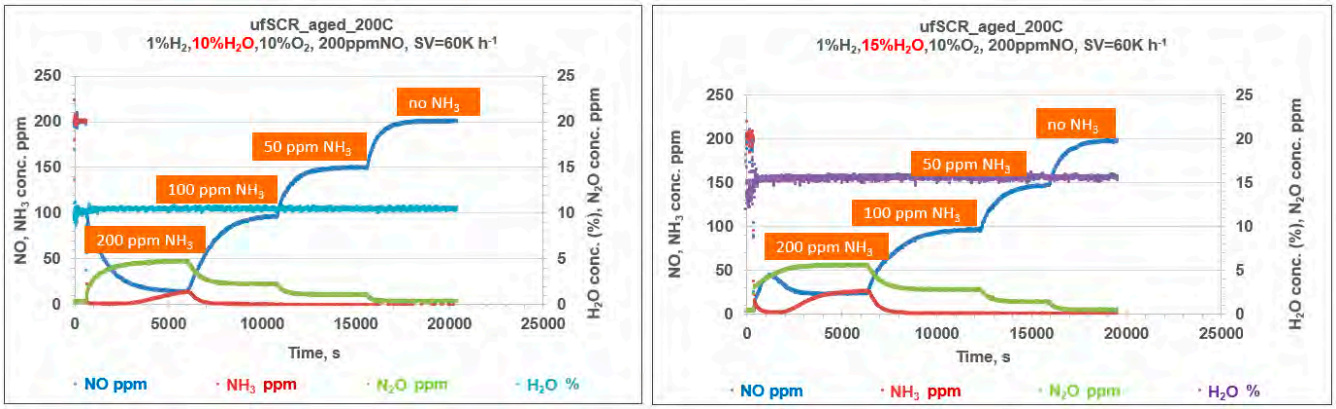


Figure 3 ufSCR_aged : NO, NH_3, and N_2O concentration at two different water content

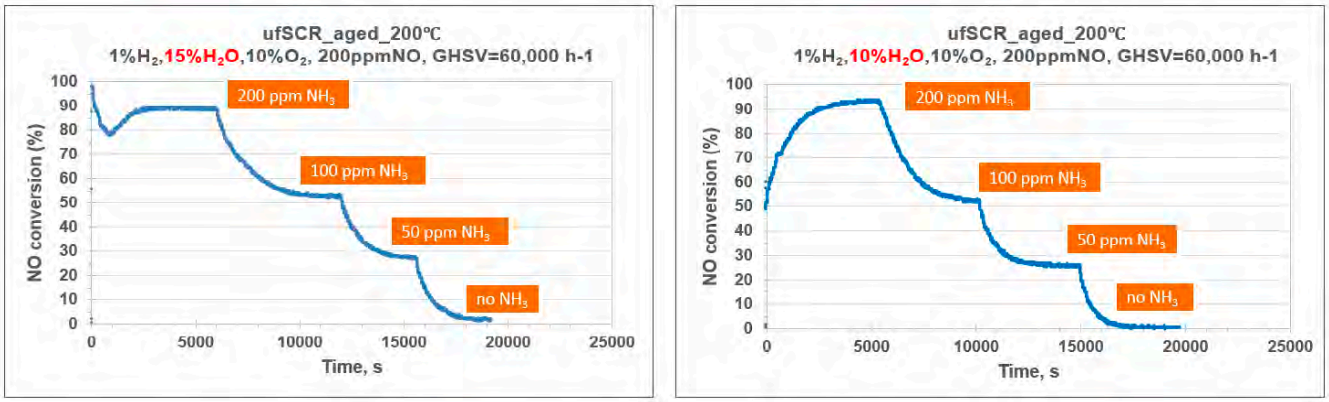


Figure 4 ufSCR_aged: At ANR=1.0 the water content influences NO conversion at 200°C An increase of 5% H_2O content reduces NO conversion by around 5%

Notably, NOx conversion performance decreased by 10-20% below 200°C sample inlet temperature with 20% H_2O in the feedgas in comparison to 7% H_2O in the feedgas. However, N_2O formation remained largely unaffected by the increase in H_2O content between 10% and 15%, suggesting minimal impact on selectivity under these conditions. These observations are similar to the results observed by Sharp et al [3]. Additional experiments were performed under ANR = 1.0, across eight temperature points ranging from 150°C to 450°C. The resulting data, presented in **Figure 5**, show that N_2O formation peaked at 200°C, highlighting a critical temperature window for byproduct generation.

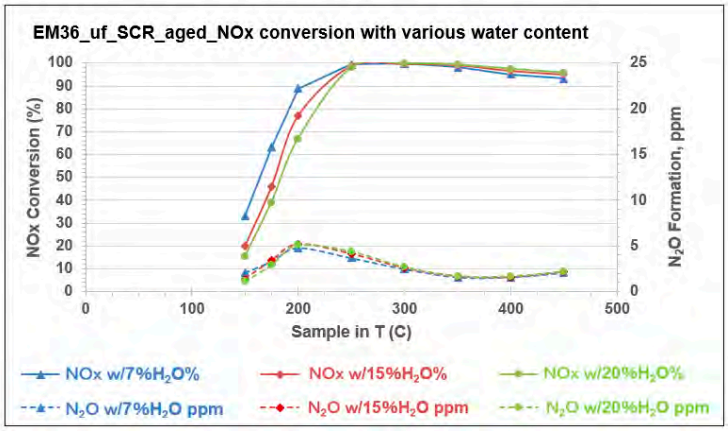


Figure 5 ufSCR_aged: NOx conversion and N_2O formation impact various H_2O content in feedgas at ANR 1.0 in the presence of 1% H_2

2.2 Experiment 2. (DOC_Degreened).

The influence of hydrogen concentration in the feed stream on the catalytic activity of the degreened DOC (Diesel Oxidation Catalyst) was investigated under $NO/H_2/O_2$ reaction conditions. The primary objective was to evaluate whether localized exotherms could be induced at the catalyst inlet via H_2 injection, as shown in **Figure 6**, and to determine if such thermal effects could help mitigate N_2O formation. The test matrix, shown in **Table 2**, involved varying the hydrogen content in between hydrogen and oxygen, as represented in Equation (5), which provides localized heating and may alter downstream catalytic reactions.the feed while maintaining a constant 15% H_2O concentration. Experiments were conducted at a GHSV of 110,000 h^{-1}. Results demonstrated that a significant exothermic response could be achieved even at temperatures as low as 70°C. This behavior is attributed to the exothermic reaction.

Table 2 Volumetric inlet gas compositions for the catalytic activity measurements at 80°C and 70°C with 15% water content

Gas mix	NO (ppm)	O_2 (%)	H_2O(%)	H_2 (%)
A	500	10	15	2
B	500	10	15	2.5
C	500	10	15	3
D	500	10	15	3.5

A series of experiments were conducted to evaluate the potential for inducing localized exotherms at the catalyst inlet by varying hydrogen concentration in the feed over a degreened DOC. Initial tests were performed with 2% H_2, with subsequent increments up to 3.5% H_2. Hydrogen was introduced at an inlet temperature of 80°C, and the gas mixture consisted of 500 ppm NO, 10% O_2, and 15% H_2O, at a space velocity of 110,000 h^{-1}. As shown in **Figure 6**, a significant exothermic response was observed at 80°C. To determine the lowest inlet temperature at which an exotherm could still be generated, a second test series was performed by injecting hydrogen at 70°C, while keeping the gas composition constant. Hydrogen concentrations were varied at 2.5%, 3.0%, and 3.5%, respectively. Results in **Figure 7** demonstrate that even at 70°C, substantial exothermic activity was observed, particularly at 3.5% H_2, which also resulted in a notable reduction in N_2O formation. These observations are similar to the results observed by Sharp et al [(3)]. These findings highlight the potential of H_2 dosing as a strategy for low-temperature catalyst activation and N_2O mitigation.

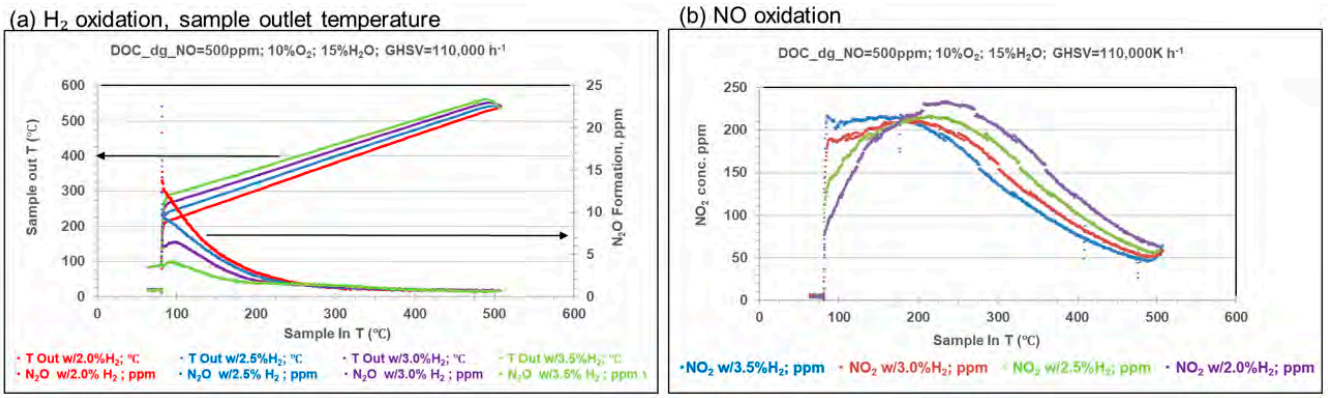


Figure 6 H_2 oxidation, sample outlet temperature, and NO oxidation with H_2 injection at 80°C

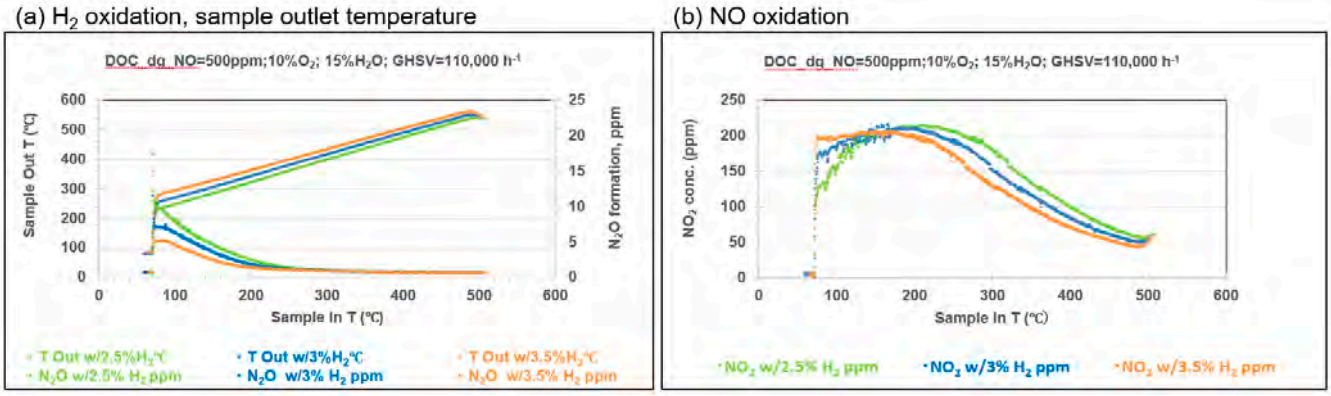


Figure 7 H_2 oxidation, sample outlet temperature, and NO oxidation with H_2 injection at 70°C

2.3 Experiment 3. (ASC_aged – H_2-SCR_concept : NOx conversion with varying H_2)

A series of experiments were carried out on the aged ASC (Ammonia Slip Catalyst) catalyst to investigate the effect of hydrogen injection at the ASC inlet on N_2O formation. The test conditions included 200 ppm NO, 8% O_2, and 15% H_2O, with a space velocity of 110,000 h^{-1}. The detailed test matrix is presented in **Table 3**. As shown in **Figure 8**, the graph includes both the measured NO conversion and the corrected NOx conversion, which accounts for secondary emissions by including the nitrogen content of N_2O as unconverted NOx. This corrected value was calculated by attributing the two nitrogen atoms in each N_2O molecule to NOx that was not effectively reduced.

At 215°C, the introduction of 1,800 ppm H_2 led to the formation of approximately 3 ppm N_2O. Increasing the hydrogen concentration to 3,800 ppm resulted in about 6 ppm N_2O. At elevated temperatures, a noticeable decline in NO conversion was observed, which can be attributed to the exothermic nature of the H_2 and O_2 reaction (see Equation (5)), potentially altering reaction pathways and active site availability. Interestingly, both catalyst activity and N_2 selectivity improved with increasing H_2 concentration in the feed. However, this trend was not strictly monotonic. At higher H_2 levels, the promotion of NH_3 formation (as described by Equation (3)) can reduce N_2 selectivity. In this study, no NH_3 was detected, even at the highest tested H_2 concentration of 5,500 ppm, suggesting that under the given operating conditions, the formation of unwanted ammonia slip was effectively avoided.

Table 3 Volumetric inlet gas compositions for the ASC catalytic activity measurements

Gas mix	NO(ppm)	O_2 (%)	H_2O(%)	H_2 (%)
A	200	8	15	0.18
B	200	8	15	0.38
C	200	8	15	0.55

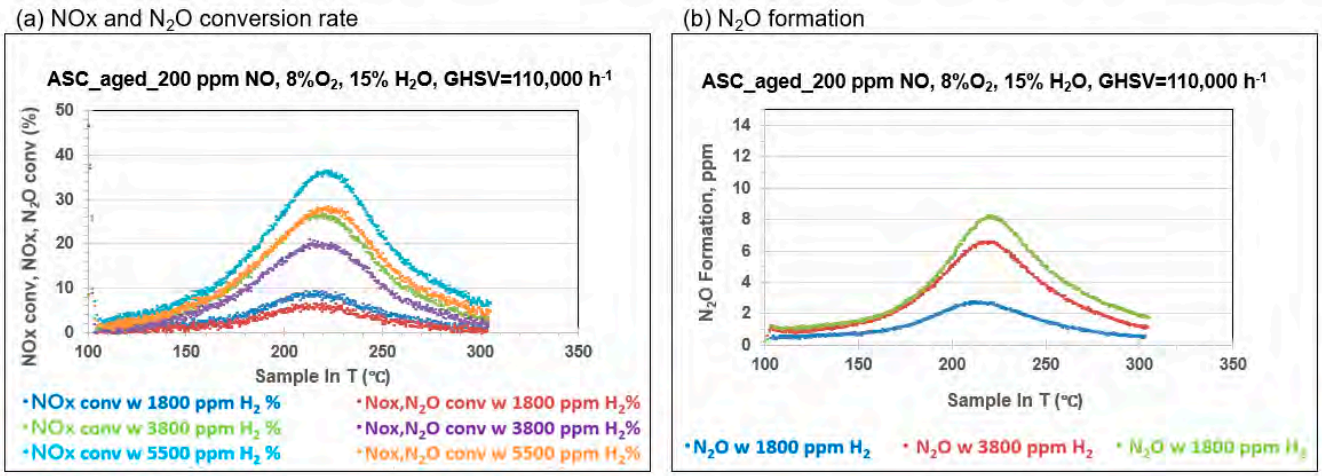


Figure 8 N_2O formation increases with the increase of H_2 at the exhaust

A set of experiments was conducted under ANR = 1.0 conditions, with 500 ppm NH_3 in the feed, to assess the impact of hydrogen presence on ammonia conversion. Tests were performed at a space velocity of 110,000 h^{-1}, both with and without H_2 in the gas stream. As shown in **Figure 9(a)**, the presence of H_2 was found to have a beneficial effect, resulting in lower N_2O formation during the SCR reaction, while maintaining effective NH_3 conversion. In a complementary test sequence, NH_3-only feed experiments were performed to compare performance with and without H_2. Results, shown in **Figure 9(b)**, indicate that in the presence of hydrogen, NH_3 light-off occurs at a lower temperature, demonstrating enhanced reactivity at reduced thermal conditions. Additionally, the temperature at which the N_2O formation peak occurs also shifts to a lower range when H_2 is included in the stream. These findings suggest that hydrogen not only facilitates earlier NH_3 activation but also alters the temperature profile of byproduct formation.

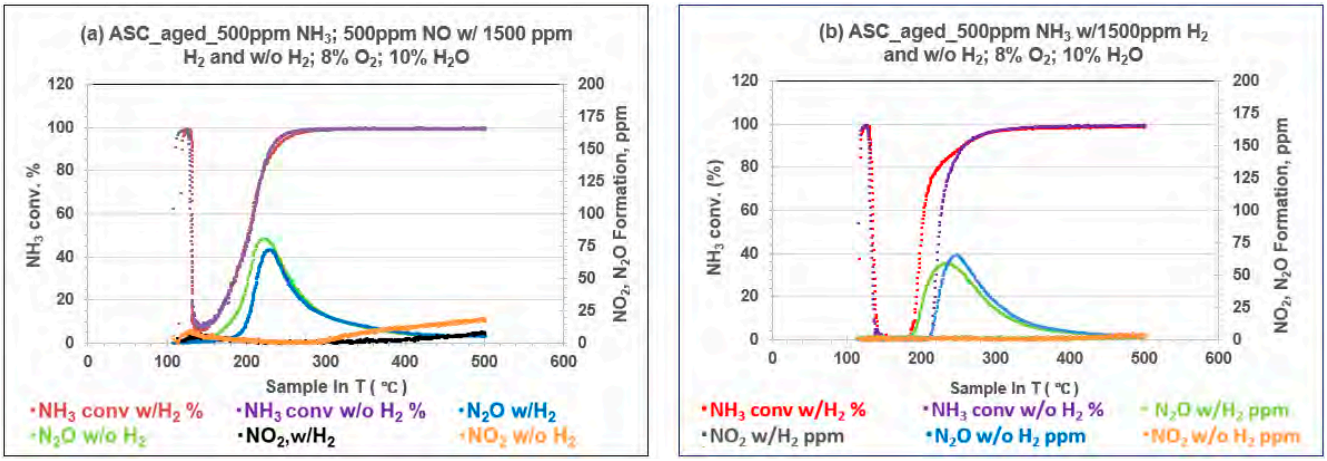


Figure 9 (a) NH_3 conversion at ANR=1 with and without H_2.(b) NH_3 oxidation w/ and w/o H_2

3 Conclusion

A comprehensive series of experiments was conducted using the catalysts typical of diesel engine aftertreatment under exhaust conditions representative of H_2 ICE (Internal Combustion Engine) and supporting aftertreatment system. Catalytic activity was evaluated on aged and degreened samples across various configurations (SCR, DOC, and ASC) to understand the role of hydrogen, higher water content, and temperature in NOx conversion and N_2O formation.

The results indicate that the presence of hydrogen in the feedgas significantly influences both the catalytic activity and selectivity of the system. For the aged SCR catalyst (uf_SCR_aged), excessive water content (15% H_2O) resulted in a slight performance drop at 200°C. However, N_2O formation remained largely unaffected by water content but exhibited a temperature-dependent profile, peaking at approximately 200°C. The degreened DOC (DOC_deg) demonstrated that localized exotherms could be effectively induced at low inlet temperatures (as low as 70°C) through controlled hydrogen dosing, offering potential for low-temperature catalyst activation. Furthermore, these exotherms were correlated with reductions in N_2O formation, suggesting a thermally mediated enhancement in reaction pathways. For the aged ASC catalyst (ASC_aged), modest N_2O generation was observed with increased H_2 concentrations while the overall NOx conversion performance improved. No ammonia slip was detected, even at elevated hydrogen levels (up to 5,500 ppm), demonstrating that H_2-SCR could be implemented without compromising downstream ammonia management.

These findings collectively highlight the promising potential of hydrogen as a reductant and thermal promoter in future decarbonized aftertreatment strategies, supporting improved NOx conversion efficiency and reduced secondary emissions across a broad temperature window. Further optimization of H_2 dosing strategies, in conjunction with tailored catalyst formulations, could enable robust compliance with tightening emission regulations in hydrogen-fueled or hybrid diesel powertrains.

References

(1) Michael Borchers et al. : Selective Catalytic Reduction of NOx with H_2 for Cleaning Exhausts of Hydrogen Engines: Impact of H_2O, O_2, and NO/H_2 Ratio" I&EC Research; Ind. Eng. Chem. Res., 60 (2021) , pp.6613−6626

(2) Petros G. Savva et al. : Hydrogen Lean-DeNOx as an Alternative to the Ammonia and Hydrocarbon Selective Catalytic Reduction (SCR), Catalysis Reviews: Science and Engineering, 53 (2011), pp.91-151,
DOI: 10.1080/01614940.2011.557964

(3) Thomas Briggs et al. : Synergistic Emission Control Technologies for H2 Internal Combustion Engines, 03-R6234, Southwest Research Institute.
https://www.swri.org/what-we-do/internal-research-development/2024/automotive-transportation/synergistic-emission-control-technologies-h2-internal-combustion-engines-03-r6234

論文・報告

An AI Technologies Era – Latest Technology Trend for Logistics and Mobility

Yifan Wei* Weifan Zhang* Wei Zheng* Meng Xu* Peng Zhang*
Yi-Chen Zhang* Hideyuki Hara* Yong Sun* Yasuo Fukai*

Abstract

AI (Artificial Intelligence) is rapidly transforming logistics and commercial mobility. As ISUZU advances ISUZU Transformation – Growth to 2030 (IX*[1]) strategy, AI emerges as a foundational enabler for DX (Digital transformation), CN (Carbon Neutrality), and customer-centered mobility solutions. This paper reviews industrial challenges, state-of-the-art AI research and applications in logistics and mobility and proposes a unified, agentic AI–centric solution that can integrate ISUZU's autonomous driving solutions with connected fleet management solutions. Emerging AI frameworks–including world models, agentic AI, federated learning, self-evolving systems, and explainable AI–are pushing the boundaries of reasoning, adaptability, and real-world execution. Among these, agentic AI can be a rare opportunity for ISUZU to make new business breakthroughs. Despite significant AI adopt progress in areas like vehicle diagnostics, route optimization, energy management, and autonomous operations, current market solutions remain fragmented. ISUZU can create unique leading edges by integrating these capabilities into a unified solution, leveraging agentic AI.The proposed unified solution with agentic AI directly supports IX goals in safety, efficiency, sustainability, and customer satisfaction, giving ISUZU a competitive position as the first mover capable of deeply integrating autonomous driving technology and connected fleet management solutions.

*[1] IX (ISUZU's mid-term management plan "ISUZU Transformation – Growth to 2030")

1 Introduction

1.1 Industry Challenges

Logistics and mobility markets are growing. According to Precedence Research in 2024, the global fleet management market is expected to grow from 29.30 billion USD in 2025 to over 70 billion USD by 2034[(10)]. McKinsey Company stated the global autonomous truck market can exceed 616 billion USD by 2035[(8)]. The firm also stated that by 2035, truck OEM-relevant profit pool can grow from 3.2 billion to more than 10.4 billion by offering new mobility solutions, which is triple that of one-time vehicle sales revenue[(9)]. But persistent challenges appear across long-haul, regional, and last-mile deliveries.

There is an undeniable driver shortage, with the US lacking 80,000 drivers in 2023 and the gap expected to double by 2030[(1)]. Japan anticipates a 36% workforce decline by 2030[(2)] and Europe may face a 745,000 truck driver shortfall by 2028[(3)]. At the same time, fleets must navigate increasingly strict labor and safety regulations, including Japan's 960-hour annual cap and US FMCSA (Federal Motor Carrier Safety Administration) HOS(Hours of Service) rules [(4)(5)]. Environmental pressures are pressing as the governments and customers demand lower emissions and carbon footprints, prompting adoption of electric and alternative energy vehicles. Rising operational costs, such as fuel, labor, unplanned maintenance and empty miles, continue to reduce operation profit margins – especially in cold chain and time-sensitive logistics. Meanwhile, supply chain fragility, revealed by pandemic and climate events, has driven a shift toward decentralized and regional based distribution models which require more granular control and better planning visibility[(5)]. The expansion of connected platforms and cloud systems has also escalated cybersecurity risks, promoting customers to adopt new tools for protection and data governance[(7)]. Finally, customer expectations are evolving rapidly: demands for real-time visibility, autonomy-enabled delivery and dynamic routing are increasing the service standards and bars.

*Isuzu Technical Center of America, Inc.

1.2 Current Market Solutions

In response to these challenges, companies have developed a range of operational technologies, many of which use AI-powered tools and digital platforms. AD (Autonomous Driving) and ADAS (Advanced Driver Assistance Systems)can bridge labor shortages and increase driving safety. Fleet telematics and connectivity services support real-time diagnostics, cargo tracking and predictive analytics for ETA(Estimated Time of Arrival) optimization. Predictive maintenance systems use vehicle sensor data to forecast failures and schedule proactive servicing, reducing costly downtime. To meet sustainability demands, OEMs and logistics providers have introduced electric trucks, carbon-tracking tools, and carbon offsetting programs. Smart warehouses now rely on robotics and simulations to streamline inventory flows and optimize fulfillment operations. In urban context, last mile delivery is being transformed through drones and infrastructure for congestion relief. Meanwhile machine learning-based tools are applied for dynamic pricing, load matching, and route optimization to cut empty miles, improve fleet utilization and profit margins. On the data security front, blockchain is being used to enhance supply chain transparency, while cybersecurity solutions are safeguarding connected logistics networks.

1.3 Market Gaps

Even though current tools are effective at solving individual logistic problems, they remain highly fragmented and domain specific. Predictive maintenance, routing, AD/ADAS, compliance and energy management often operate independently, leading to missed opportunities for cross-functional optimization and many costly logistics issues remaining. In fleet operation and management domain, inaccurate prediction cost 1.1 trillion USD per year(11). Accident liability which involves a medium/heavy truck costs at an average of 148,279$ per accident(12) and unsafe operations erode profit margins. Regarding the autonomous driving solution, it requires 275 million miles to demonstrate its safety(13). A simple math of 1.5 USD/mile cost of operation leads to more than 400 million USD in autonomous vehicle's validation alone and makes autonomous driving a costly development.

Compared to other companies, ISUZU has a unique technical and business combination in commercial vehicle engineering, autonomous driving development and connected fleet management tools. Such growing markets, with costly logistics issues to solve, create a significant opportunity for ISUZU to lead by offering safe, efficient, precise and scalable logistic and mobility solutions.

2 ISUZU's opportunities to leverage AI

2.1 Autonomous Driving Solutions

A key trend in the evolution of AV(Autonomous Driving Vehicle) solutions is the shift from disjointed, modular pipelines toward a unified and E2E(End-to-End) AI architecture. This progression is illustrated in **Figure 1**, which depicts the technological evolution from AV 1.0 to AV 3.0. Each stage reflects increasing integration, reasoning capability, and real-world robustness.

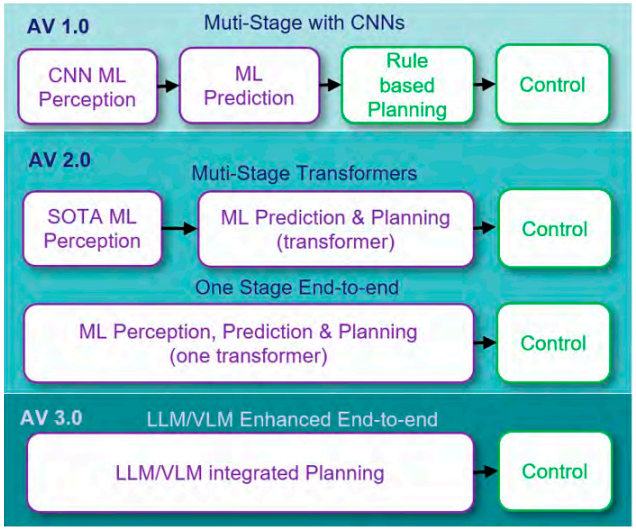


Figure1 Evolution from AV1.0 to AV3.0

AV 1.0 relied on a traditional modular design, with separate components for perception, prediction, planning, and control. While this architecture was stable and interpretable, it required extensive hand-tuning and interface engineering between modules.

ITCA (Isuzu Technical Center of America,Inc.) has made significant contributions to this paradigm, publishing numerous papers on AV 1.0 topics including scenario generation, trajectory planning, and perception-prediction pipelines, for example, ITCA implemented reinforcement learning algorithms alongside MPC(Model Predictive Control) to enhance the lateral control performance of autonomous trucks, validating these models through real-world and

simulation-based testing[14][15].

AV 2.0 marked the beginning of a shift toward end-to-end learning architectures, where neural networks replaced manually engineered interfaces. With the emergence of transformer architectures, AI began to unify perception, prediction, and planning through shared representations and attention mechanisms.

E2E frameworks reduced system complexity and enabled scalable training across large datasets, promoting robust generalization and behavior understanding. Compared to AV 1.0, AV 2.0 reduces module-to-module error accumulation and enables more cohesive, data-driven decision making across the stack. ITCA is actively advancing AV 2.0 architecture through ongoing projects. These projects focus on transformer-based prediction and planning systems that emphasize interpretability and computational efficiency, with performance improvements over established baselines such as Wayformer[16].

AV 3.0, now at the research frontier, incorporates LLMs(Large Language Models), VLMs(Vision-Language Models), and xAI(Explainable AI) into autonomous systems. These models improve decision robustness, interpretability, and real-world reliability. AV 3.0 systems are designed not only to perceive and plan but also to explain their reasoning, adapt to novel situations, and collaborate with human operators, enabling higher-level reasoning, human-AI interaction, and explainability, enabling safer and more adaptable operations in complex logistics scenarios.

As the industry transitions to AV 3.0, the demand for high-quality and diverse data increases significantly. 2 key technological directions have emerged in parallel with AV 3.0 development: Generative AI and Physical AI. These technologies offer scalable solutions for generating data, simulating environments, and validating autonomous systems before physical deployment.

Generative AI has become essential for creating synthetic driving data and virtual scenarios. These models can simulate complex delivery environments, reconstruct rare or hazardous accident cases, and generate edge and corner conditions, allowing to test AV stacks with rare and safety-critical cases[17].

Sim2Real and Physical AI further bridges the gap between virtual validation and real-world deployment of AV 3.0. Physical AI refers to the deployment of AI models directly onto embedded hardware in vehicles, warehouses, and infrastructure, while Sim2Real enables those models to be trained, stress-tested, and optimized in digital twin environments before rollout. NeRF (Neural Radiance Fields) and 3DGS (3D Gaussian Splatting) allow photorealistic scene reconstructions, enabling improved scenario realism in simulation-based testing. This is particularly relevant for AV and robotic systems, which require greater reliability, adaptation, and environmental coverage[18]

ITCA has been actively engaged in these frontiers, with several multimodal AI and simulation workflows under development. One notable effort is the 2025 joint publication with the University of Michigan's MCity, where authors applied a generative simulation platform to evaluate AV behavior in long-tail and adversarial scenario, which is an example of state-of-the-art Sim2Real application[19]. These initiatives strengthen ITCA's position in developing scalable, intelligent, and resilient AV systems tailored for real-world logistics deployment.

2.2 Fleet management Solutions

Traditional intelligent fleet and logistics systems are typically built around modular layers–sensing, learning, modeling, and managing, leading to fragmentations in data and functionalities. As ISUZU transitions toward intelligent, autonomous and sustainable operations, a shift is needed: from fragmented fleet management functions towards unified optimization using all logistic informatics across diverse logistic networks as shown in **Figure 2**.

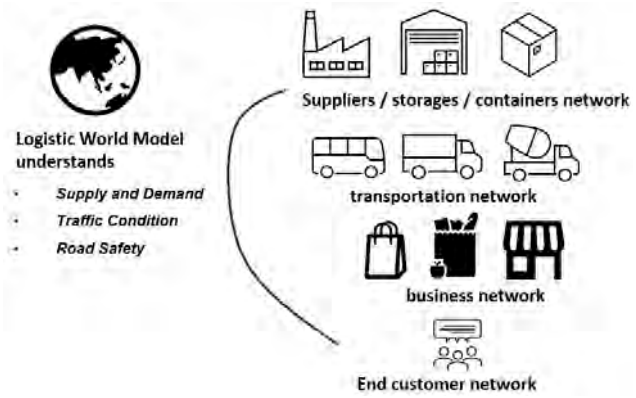


Figure2 The logistic world model which understands the dynamics across diverse networks from supply to demand and anything in between

A world model is an AI framework that simulates real-world dynamics–such as goods and cargos' supply patterns from supplier and storage networks, demand patterns from business and customer networks, traffic flow, congestion and road safety from transportation network– to support predictive and adaptive decision-making. It enables logistics systems to reason across time and different traffic context, powering unified fleet planning. Federated learning complements this by allowing models to train on decentralized fleet and regional data without sharing raw information, ensuring privacy while enabling continuous, localized optimization across all logistic networks.

Unlike domain-specific tools, the logistic world model enables comprehensive understanding and decision-making across the full logistics cycle– forecasting supply and demand, predicting traffic evolution, and assessing road safety in a unified architecture.

World models can simulate future demand fluctuations across multiple logistic networks as well as predicting how traffic conditions could evolve over time. LLMs trained for supply chain applications can improve inventory planning. Retrieval-augmented LLMs(RAG) like OptiGuide[20] let operators ask "what-if" questions to evaluate disruptions or delays. QTNN (Queueing-Theory-based Neural Network) from Sumitomo can simulate and boost Tokyo's traffic congestion forecast accuracy[6]. This paper utilizes graph neural networks to model supply/demand interactions across networks, improving planning precision in complex logistics. These examples justify current state-of-the-art deep learning and transformer-based AI can allow ISUZU to build a comprehensive logistic world model and to anticipate logistics flows.

In the age of classic machine learning techniques and traditional fleet management solutions, ITCA had developed CNN(Convolutional Neural Network)-based perception systems and LSTM(Long Short-Term Memory)-powered models for vehicle health monitoring and parts' remaining useful life forecasting, supporting predictive maintenance in fleet operations[21]. Moving towards the state-of-the-art world model age, ITCA is actively proposing projects towards a unified logistic world model and decentralized federated learning.

2.3 Unifying Autonomous Driving Solutions and Fleet Management Solutions with Agentic AI.

2.3.1 the proposed Agentic AI framework

As discussed in **Section 2.1** and **Section 2.2**, AV systems and logistics planning platforms have each advanced rapidly and showed unifying trends within themselves, they remain largely separated in current markets. Full value of autonomy and digital logistics operations can only be realized when these systems are unified – operating in a shared framework of planning, execution, and continual feedback. Unifying these solutions can provide ISUZU with a competitive edge.

A critical enabler of this integration is agentic AI – a framework where multiple AI based agents can perceive, decide and act across systems autonomously and collaboratively with targets and goals. In our vision, AVs serve as execution agents that work, sense and report data in the real physical world. The logistic planning system, enabled by logistic world model and optimization tools, serves as prediction, planning and decision-making agents that predict logistic situations, assign tasks, adjust plans and manage resources.

Agentic AI framework uses LLMs, xAIs, CoT (Chain-of-Thought) and GoT(Graph-of-Thought) to support its multi-stage decision workflows. These models and methods allow agentic AI to have strong reasoning capabilities and can handle long and complex tasks step-by-step. It also allows AI to provide human interpretable reasons and logical explanations to justify its decision-making process, giving logistic users confidence in the agentic AI proposed plans.

Planning and decision-making agent, powered by logistic world model, handles tasks such as:

- Vehicle grounding and routing based on AVs' and human drivers' safety constraints and traffic rules, predicted traffic congestion or disruptive events
- Updating ETAs and providing customers with traceability
- Rescheduling deliveries to reduce further delays, which might be caused by unplanned events in the real world
- Allocating fleet assets in response to real-time and future vehicle health status and cargo status

AVs as execution agents take planned operation routes (e.g. from location A to location B) and can handle tasks such as:

- Perform precise and safe fleet operations
- Detecting real world safety-critical events and traffic participants' behaviors
- Using AVs' verification and validation metrics to influence planning decisions
- Feeding operational data into simulation and enabling Sim2Real for cost efficient and safety prioritized AI deployment

2.3.2 Unified Benefits

Integrating autonomous driving systems with logistic world model based fleet planning enables a shift from fragmented tools to a unified, agentic AI-centric solution as shown in **Figure3**.

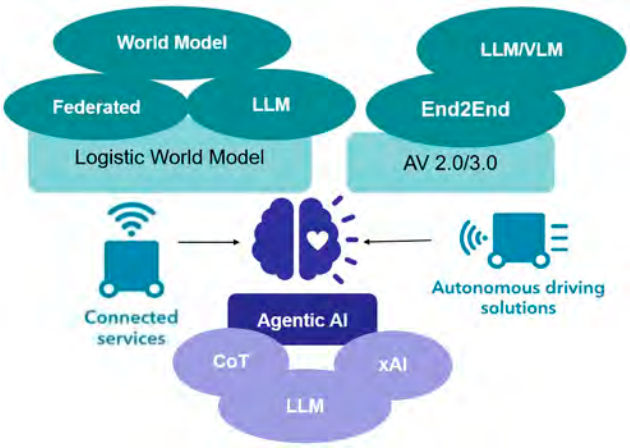


Figure3 A unified, AI centric solution and its related AI technics

Segmented logistics management tools and AIs often lack vehicle-native, comprehensive, and feature-rich feedback from autonomous vehicles' advanced sensors. Therefore, traditional fleet management tools have limited information to prioritize safety and do not necessarily align with vehicle safety designs. In contrast, to unify autonomous solutions with logistic fleet management solutions, traffic conditions and safety related monitors from AV development (e.g., disengagements, edge-case detection, unsafe scenarios) can be directly reflected in logistics decisions, enabling safety-aware fleet routing and schedule reallocation.

Such a unified solution allows a comprehensive view of all data and data sources, enabling a true logistic system level optimal plan. In this architecture, vehicle-level data – such as traffic behavior, energy use, and safety events – continuously flows in from AV deployments. Traffic congestion, cargo status and logistic demand and supply are continuously monitored and predicted by logistic world model. Based on comprehensive global information from both sides, agentic AI framework makes optimal planning decisions for AV operations. The result is an efficient and safety-aware logistic planning and precise autonomous execution system.

4 Conclusion

This paper analyzes the key challenges faced by logistics and commercial mobility customers and proposes a unified, AI-centric solution that leverages ISUZU's combined expertise in vehicle engineering, fleet management, and autonomous driving development. While a variety of digital tools exist today–sauch as predictive maintenance systems, route optimizers, and autonomous driving –these solutions largely operate in separation. As a result, they fall short in delivering comprehensive operational optimization across planning and execution.

To address this gap, this paper proposes an integrated solution that fuses AV2.0/AV3.0 technology stacks with a logistics world model, orchestrated by an agentic AI system. This architecture enables ISUZU to not only generate optimal operational plans but also execute them autonomously with full awareness of real-world logistics dynamics. The key differentiator lies in the deep integration of various systems: no other company today has developed a fully integrated agentic AI framework that bridges both autonomous driving and fleet business intelligence. Fleet management software companies lack an autonomous driving business while autonomous driving companies are focusing on AVs' safety advancement and either lack the deep vehicle-native integration, such as health diagnosis and prognosis, or the business developed in commercial fleet management with deep commercial customer understanding.

AI technics and tools are emerging nowadays. By acting now, ISUZU has the strategic opportunity to become the first mover in unified agentic AI for commercial mobility–creating a unified system that continuously learns, adapts, and delivers measurable value across planning, safety, energy, and operational efficiency. This would offer a lasting competitive advantage in the rapidly evolving logistics and autonomous mobility market.

あとがき

筆頭執筆者のYifan Wei及び共著者のYong Sunは過去、機械学習・深層学習・AIを用いたエンジン関連部品・コンポーネントの故障発生予測、そしてコネクテッド開発の提案などを担当したのちに現在は、いすゞの開発や中央研究所とともに、いすゞ自動運転システム開発に注力しています。その様な経験とスキルを持った者には次世代の自動運転とロジスティックスのコア技術が同じ最新AIであり商用車OEMとしては、それらを別々にではなく一体化したビジョンで捉えて技術とシステムを開発し市場に反映していくべきという発想が生れるのだと感嘆しております。

ITCAの当Advanced Engineeringチームから ISUZU AI Innovation Challenge 2024社内表彰複数名受賞、またTry Technology Committeeによる当チームからのAI活用提案のプロジェクト化承認など、いすゞグループ内で我々のスタートアップマインドと実力を認知いただけ始めていると感じておりますが、ITCAの我々を良く知るいすゞの開発・本社・中央研究所の方々の後押しなしにここまで来ることはできませんでした。この場をお借りして感謝申し上げます。

(ITCA Advanced Engineering　深井泰雄)

Reference

(1) American Journal of Transportation. (2023). The truck driver shortage in the US continues.
(2) Kyodo News. (2024). Japan to face 36% truck driver shortfall in FY 2030.
(3) IRU. (2023). Global driver shortages: 2023 year in review.
(4) Federal Motor Carrier Safety Administration. (n.d.). Summary of Hours-of-Service Regulations. U.S. Department of Transportation.
(5) Prologis. (2025, May 13). Japan's truck driver cap is testing supply chains–Proximity is the fix.
(6) Sumitomo Electric Industries, Ltd. (2023). QTNN: AI model for congestion length prediction in Tokyo.
(7) DHL. (2024). Leveraging blockchain technology to transform logistics.
(8) McKinsey & Company. (2024). Will autonomy usher in the future of truck freight transportation?.
(9) McKinsey & Company. (2024). Truck-as-a-service: The next step en route to zero-emission fleets.
(10) Precedence Research. (2025). Fleet management market outlook to 2034.
(11) McKinsey & Company. (2022). The prescriptive analytics breakthrough in supply chain planning.
(12) Federal Motor Carrier Safety Administration. (2024). Crash cost methodology report. FMCSA.
(13) Kalra, N. et al. (2016). Driving to safety: How many miles of driving would it take to demonstrate autonomous vehicle reliability? RAND Corporation.
(14) Jia et al. (2024). RL-MPC: Reinforcement learning aided model predictive controller for autonomous vehicle lateral control
(SAE Technical Paper 2024-01-2565)
(15) Yu et al. (2019). GAN based method for labeled image augmentation in autonomous driving, IEEE International Conference on Connected Vehicles and Expo.
(16) Nayakanti, N. et al. (2022). Wayformer: Motion forecasting via simple & efficient attention networks. arXiv :2207.05844.
(17) Yan, X. et al. (2023). Learning naturalistic driving environment with statistical realism.
Nature Communications, 2023, 14, 2037.
(18) Yang, Z. et al. (2023). UniSim: A neural closed-loop sensor simulator. In Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR), pp140–150.
(19) Sun, H. et al. (2025). TeraSim: Uncovering unknown unsafe events for autonomous vehicles through generative simulation. arXiv:2503.03629.
(20) Li, B. et al. (2023). Large language models for supply chain optimization. arXiv:2307.03875.
(21) Sun, Y. et al. (2020). AI driven revolution in methodology developments for predictive maintenance and autonomous driving. Isuzu Technical Journal, 132, pp58–66.

解説・講義

ISIMギヤトレインのアイデア創出経緯

How Came up with the Idea for ISIM Gear Train

岡本　壮史*
Takefumi Okamoto

要　旨

2023年にフルモデルチェンジした新型エルフには、自動変速機にISIMを新たに採用した。その技術概要については既にいすゞ技報135号にて紹介済みである。本稿では、ISIMに採用した9速DCTであるMYRトランスミッションの特徴的なギヤトレイン構造に着目し、そのアイデアが創出されるに至った経緯について紹介する。

Abstract

New ELF, which underwent a full model change in 2023, newly adopted ISIM for AMT. The outline of this technology has already been introduced in Isuzu Technical Journal No. 135. This paper focuses on the characteristic gear train structure of MYR transmission, which is a nine-speed DCT adopted in ISIM, and introduces the process that led to the creation of the idea.

1　はじめに

いすゞではトラックの環境性能及びイージードライブ性能向上のニーズに応えるため、自動変速機(AMT：Automated Manual Transmission)の進化に取り組んできた。近年、世界的な脱炭素社会実現に向けた動きが加速している一方で、物流業界では電子商取引(eコマース)の普及による物流量の増加に加え2024年問題による深刻なドライバー不足に直面し、輸送能力の低下が課題となっている。

それらの要求に応えるため自動変速機は更なる進化が必要と考え、蓄積した技術を活かし、従前のマニュアルトランスミッションをベースに自動化したスムーサーExから、自動変速機専用のDCT(Dual Clutch Transmission)の開発に着手した。

本稿では、23年式エルフにISIM(アイシム：Isuzu Smooth Intelligent TransMission)の製品名で採用された9速DCTであるMYRトランスミッション(**図1**)のギヤトレイン構造について紹介する。

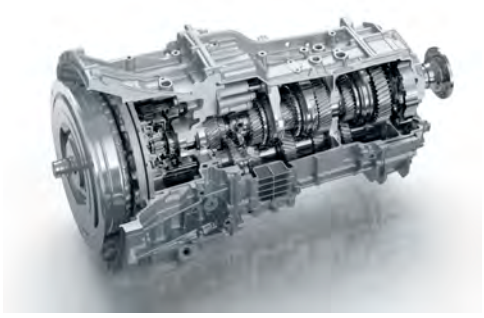


図1　MYRトランスミッションカットモデル

2　開発の狙い

狙いの一つは従前の6速トランスミッションからギヤ段数を増やし、多段化することである。最高ギヤ段による走行時にエンジン回転数を抑制し燃費を改善するためには、トランスミッションのギヤレシオをワイドレンジ化する必要がある。しかし、同じギヤ段数のままワイドレンジ化すると各ギヤレシオ間の段間差が広がり、変速時の駆動力のつながりが悪化する。よって多段化によるワイドレンジ化を図った。

次に変速時のトルク抜けの解消である。変速するにはクラッチを一度切り離し、ギヤを入れ替えたあとに再度クラッチを締結するが、この間エンジンの駆動力がタイヤに伝わらない。従前のスムーサーExではこれらの操作が自動で行なわれるため、ドライバーが意図しないタイミングで変速すると違和感を覚えることがあった。それを嫌う状況においてはマニュアルモードを選択することで対応しており、自動変速機のメリットが一部損なわれていた。したがって、イージードライブ性能の向上には変速時のトルク抜け解消が不可欠であり、DCTを採用することで解決を図った。

DCTの変速手順を**図2**に示す。DCTは奇数ギヤ段用と偶数ギヤ段用、二つのクラッチを備えている。奇数ギヤ段用クラッチを締結し走行している間に、次に使用する偶数ギヤ段をあらかじめ準備(プレシフト)する。変速は二つのクラッチを架け替えることで行う。この動作を奇数ギヤ段と偶数ギヤ段とで交互に繰り返すことによりトルク抜けの発生を抑制でき、加速時の頻繁に変速が行われる状況においてもトルク抜けのないスムーズな加速が可能となる(**図3**)。

* シャシ設計第一部～駆動商品企画・設計部

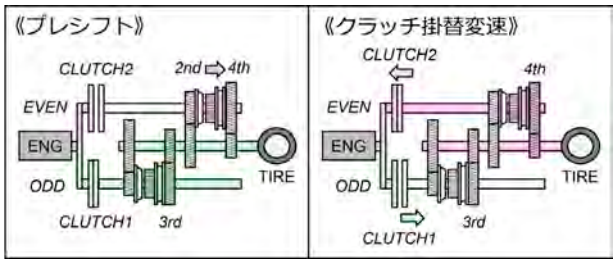


図2　DCT変速手順

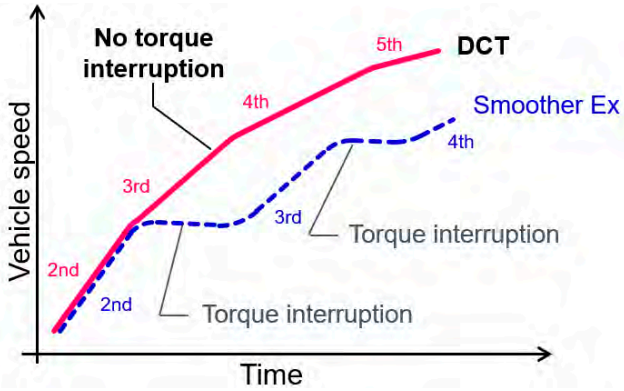


図3　加速性能の比較

3　ギヤトレイン構造への要求

トラックにおいては積載量を確保することが肝要であり、トランスミッションのサイズ抑制は重要な課題である。多段化するためには単純に考えればギヤセット数が増加する。また、DCTでは奇数ギヤ段用と偶数ギヤ段用の互いに独立したギヤトレイン構造が必要であり、実質的には2台のトランスミッションを有するようなものである。性能向上の要求を満たしつつ、トランスミッションのサイズを抑制するためには新たなギヤトレイン構造が必要であった。

4　ギヤトレイン構造のアイデア

トランスミッションは基本的にギヤセットとギヤ切替機構を軸方向に積み重ねて構成されるため、これらの個数がサイズに影響する。従前のスムーサーExに搭載されているMYYトランスミッションのギヤトレインを**図4**に示す。丸内の数字はギヤセット数、四角内の数字はギヤ切替機構の個数を表す。MYYトランスミッションの場合、ギヤセット数:7組、切替機構数:4個で構成されており、この構成が比較のベースとなる。

五角形内の数字は使用しているギヤ段を示す。ギヤレシオはインプットシャフトからカウンタシャフトへの1段目のギヤセットと、カウンタシャフトからメインシャフトへの2段目のギヤセット、この二つのギヤセットの組み合わせにより決まる。MYYトランスミッションにおける各ギヤ段の組み合わせを**表1**に示す。

1段目のギヤセット①は各ギヤ段で共用し、2段目のギヤセットを選択することでギヤ段を切り替える。この方式はインプットリダクション方式といい、反対に1段目のギヤセットを選択し、2段目のギヤセットを共用する方式をアウトプットリダクション方式という。

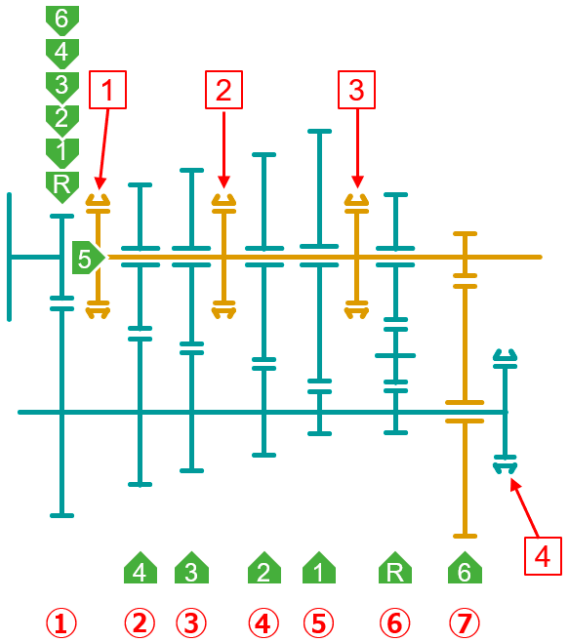


図4　MYY スケルトン図

表1　MYY ギヤセットの組み合わせ

ギヤレシオ		Counter→Outputギヤ列					
		② 0.76	③ 1.13	④ 1.90	⑤ 3.31	⑥ 3.15	⑦ 0.39
Input→Counterギヤ列	① 1.81	4th 1.379	3rd 2.040	2nd 3.434	1st 5.979	Rev 5.701	6th 0.708

4.1 DCT2ギヤトレイン

多段DCTの研究は、いすゞ中央研究所で先行して行われており、ギヤトレイン構造は既に提案されていた。本ギヤトレイン構造はDCT2と称する。ギヤトレインを**図5**に、ギヤセットの組み合わせを**表2**に示す。

DCT2は1st～4th及び5th～8thで2段目のギヤセットを共用するアウトプットリダクション方式である。8速に多段化しているが、ギヤセット数は6組とMYYトランスミッションに対し1組少ない。一方、ギヤ切替機構は5個と1個多いが要素数の合計としては同一である。

ただし、アウトプットリダクション方式では、1段目のギヤセットで各ギヤ段に応じたトルクに変換され、2段目のギヤセットには広範なトルクが入力される。その結果、ギヤ強度を確保するために歯幅の拡大と支持剛性の強化が求められ、全長が拡大する傾向である。

また、ギヤ切替機構を操作するためには、シフトアーム、シフトロッド及び油圧用ピストンが必要であり、

これらをギヤの外周に配置する関係からトランスミッションサイズに影響を及ぼす。更に油圧ピストンに供給する油圧回路も複雑化するためギヤ切替機構数の増加は課題である。

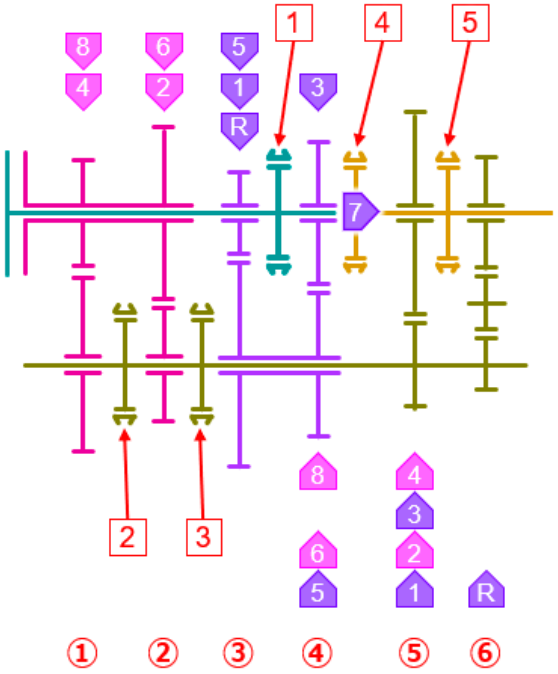


図5　DCT2 スケルトン図

表2　DCT2 ギヤセットの組み合わせ

ギヤレシオ		Counter→Outputギヤ列	
		④ 0.94	⑤ 3.07
Input→Counter ギヤ列	① 1.46	6th 1.341	2nd 4.364
	② 0.79	8th 0.723	4th 2.353
	③ 1.96	5th 1.840	1st 5.983
	④ 1.07	7th 1.000	3rd 3.252

4.2 DCT8ギヤトレイン

別案としてインプットリダクション方式のDCTを検討した。これをDCT8と呼称する。ギヤトレインを**図6**に、ギヤセットの組み合わせを**表3**に示す。

奇数ギヤ段及び偶数ギヤ段において、個別に1段目のギヤセットを共用する。ギヤセット数は8組であり、MYYトランスミッションに対し1組多くなる一方、ギヤ切替機構は4個で同一である。8速に多段化しているもののギヤセットが1組増加することは課題である。ギヤセット数を削減するために、④ギヤセットを4thに、⑤ギヤセットを6thにて共用することも可能であるが、その場合プレシフトができず、一部の変速においてトルク抜けが生じることが課題となる。

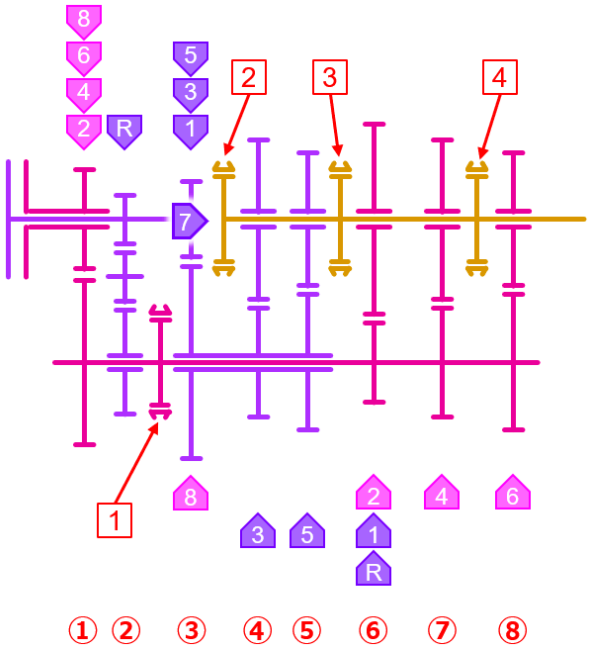


図6　DCT8 スケルトン図

表3　DCT8 ギヤセットの組み合わせ

ギヤレシオ		Counter→Outputギヤ列					
		③ 0.56	④ 1.63	⑤ 0.94	⑥ 3.31	⑦ 1.63	⑧ 0.94
Input→Counter ギヤ列	① 1.31	8th 0.737			2nd 4.334	4th 2.140	6th 1.235
	③ 1.78	7th 1.000	3rd 2.903	5th 1.676	1st 5.880		

4.3 MYRギヤトレイン

4.3.1 アイデアの着想

アウトプットリダクション方式のDCT2とインプットリダクション方式のDCT8のどちらを採用するか、それぞれに利点と課題があり方針を決められずにいた。そうした中、「DCT8はリバース用ギヤセットの配置のみアウトプットリダクション方式である」との見解が述べられた。DCT8はインプットリダクション方式を基本としているが、ギヤ切替機構の数を削減するためにリバース用のギヤセットは1段目に配置している。この点においてはアウトプットリダクション方式と同様の構成であった。この何気ない一言が、「DCTは奇数ギヤ段用と偶数ギヤ段用の二つのトランスミッションを有するようなものであり、両者が必ずしも同じ方式である必要はない」という発想に至った。この着想がMYRトランスミッションのギヤトレイン構造のアイデア創出につながった。ギヤトレインを**図7**に、ギヤセットの組み合わせを**表4**に示す。

リバース及び偶数ギヤ段はDCT8と同様のインプットリダクション方式のギヤ配置で構成している。奇数ギヤ段は、2ndと共用している1stの2段目のギヤセットを除き、DCT2同様の3組のギヤセットで構成している。奇数ギヤ段の中央のギヤセットは1段目と2段目の

両方の役割を担い、このギヤを介してインプットシャフトとアウトプットシャフトとを連結して直結段(7th)を構築することもDCT2の考え方である。この組み合わせにより9速への多段化を実現しつつ、ギヤセット数は7組、ギヤ切替機構は4個とMYYトランスミッションと同一の要素数に抑えることができた。

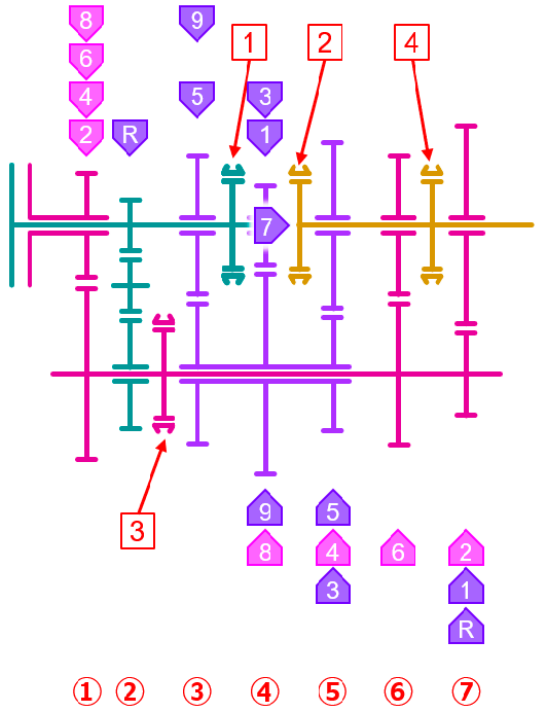


図7　MYR スケルトン図

表4　MYR ギヤセットの組み合わせ

ギヤレシオ		Counter→Outputギヤ列			
		④ 0.57	⑤ 1.63	⑥ 0.97	⑦ 2.93
Input→Counterギヤ列	① 1.35	8th 0.763	4th 2.189	6th 1.304	2nd 3.941
	③ 1.03	9th 0.585	5th 1.679		
	④ 1.76	7th 1.000	3rd 2.868		1st 5.162

4.3.2 構成要素数の削減

二つの方式を組み合わせることでDCT8に対してはギヤセットを1組削減し、DCT2に対してはギヤ切替機構を1個削減でき、それぞれの課題を解決した。

DCT8では中間ギヤ段(3rd~6th)の2段目のギヤセットが各ギヤ段専用であったが、本案では4thにおいて奇数ギヤ段の2段目(3rd及び5th)と共用することで削減した(⑤ギヤセット)。

DCT2では少ないギヤセット数でトルク抜けのない変速を実現するために、ギヤ切替機構が5個必要であった。ギヤ切替機構は1個で前後に配置された2組のギヤセットを選択可能であるが、DCT2では片側のみを使用している例が見受けられた。本案ではギヤセットを1組追加し、全てのギヤ切替機構を両方向で使用するようにギヤセットの配置を工夫した結果、ギヤ切替機構を4個とすることができた。その工夫の一つがDCT8と同様のリバース用ギヤセットの配置である。

4.3.3 ギヤ段数の追加

DCT8では、奇数ギヤ段の1段目で使用しているギヤセットを偶数ギヤ段の2段目のギヤセットとして共用することで8thを構築し、ギヤセット数を増やすことなくギヤ段を1段追加している。本案では奇数ギヤ段の1段目として使用している④ギヤセットを同じ奇数ギヤ段の2段目として使用することで、更にギヤ段数を1段追加し、9thを構築している。

これは単にギヤ段数を追加できただけでなく、オーバドライブギヤが2段となったことでファイナルギヤレシオを設定する上でも利点となった。各ギヤトレインのレシオカバレージを図8に示す。



図8　各ギヤトレインのレシオカバレージ

トラックは発進時に通常2ndギヤを使用する。各DCTギヤトレイン案は2nd～最高ギヤ段までのレシオカバレージを拡大できているが、最高ギヤ段のレシオはDCT2、DCT8ともにMYYトランスミッションと同等である。エンジン回転数を抑えて燃費を改善するためにはファイナルギヤレシオを浅くする必要があった。しかし、エルフで使用しているファイナルギヤレシオは既に浅い仕様が設定されており、従前のバリエーション展開ではワイドレシオ化の効果を十分に活かすことができなかった。それに対し本案では、オーバドライブギヤが2段となり最高ギヤ段のレシオ自体が浅くなっているため、ファイナルギヤレシオを変更せずとも燃費改善が見込める。発進性を確保するためにファイナルギヤレシオは深くする必要があったが既存のバリエーションで対応可能であった。

4.3.4 プレシフトの成立性

更なるギヤセットの削減方法として⑥ギヤセットの削減を検討した。⑥ギヤセットは6thでのみ使用しており、③ギヤセットを2段目のギヤセットとして使用すれば同一のギヤレシオとなるため、ギヤ段の構築だけを考えれば削減は可能であった。しかし、③ギヤセットは5thでも使用しているため、5th走行中に6thのプレシフトができず、トルク抜けが発生する。したがって、⑥ギヤセットは必要不可欠であり、削減することはできなかった。

本案は全てのギヤ段でDCTに必要なプレシフトが可能である。これはギヤセット及びギヤ切替機構の要素数と配置を工夫することで、必要最小限の構成要素数で実現した。**表5**に各ギヤ段でのプレシフト手順を示す。

表5　MYRプレシフト手順

●：動力伝達中　○：非伝達

走行ギヤ	プレシフト	クラッチ Odd	クラッチ Evn	Slv&Hub 1 Ft	Slv&Hub 1 N	Slv&Hub 1 Rr	Slv&Hub 3 Ft	Slv&Hub 3 N	Slv&Hub 3 Rr	Slv&Hub 2 Ft	Slv&Hub 2 N	Slv&Hub 2 Rr	Slv&Hub 4 Ft	Slv&Hub 4 N	Slv&Hub 4 Rr
Rev	2nd	接	−			○	●				○				●
1st	2nd	接	−			●			●		○				●
2nd	1st	−	接			○			○		○				●
	3rd					○		○				○			●
3rd	2nd	接	−			●		○				●			○
	4th					●			○			●		○	
4th	3rd	−	接			○			●			●		○	
	5th			○					●			●		○	
5th	4th	接	−	●					○			●		○	
	6th			●				○				●	○		
6th	5th	−	接	○				○			○		●		
	7th					○		○		○			●		
7th	6th	接	−			●		○		●			○		
	8th					●			○	●				○	
8th	7th	−	接			○			●	●				○	
	9th			○					●	●				○	
9th	8th	接	−	●					○	●				○	

4.3.5 課題

一つのギヤセットが1段目と2段目の両方の役割を担っていることに起因する新たな課題も確認された。**図9**に6thで走行中に7th→5thへのプレシフトを行う際の各部の回転数のイメージを示す。

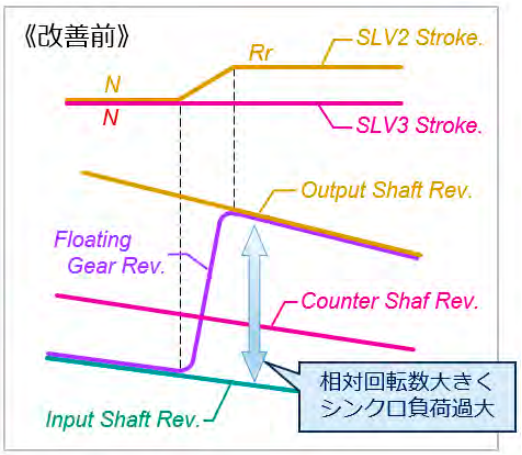


図9　7th→5thプレシフトイメージ(改善前)

⑤ギヤセット(図中ではフローティングギヤ)は、7th→5thへのプレシフト時にインプットシャフト相当の低回転からアウトプットシャフト相当の高回転まで回転数を引き上げる必要がある。そのため、エンジン回転数が高い状況でプレシフトを行うとギヤ切替機構内のシンクロ負荷が大きくなり、耐久性が確保できないという課題が確認された。本課題についてはプレシフト手順を工夫することにより解決した。ギヤ切替手順の改善方策を**表6**に、回転数変化のイメージを**図10**に示す。

表6　5th⇔7thプレシフト改善方策

●：動力伝達中　○：非伝達

走行ギヤ	プレシフト	クラッチ Odd	クラッチ Evn	Slv&Hub 1 Ft	Slv&Hub 1 N	Slv&Hub 1 Rr	Slv&Hub 3 Ft	Slv&Hub 3 N	Slv&Hub 3 Rr	Slv&Hub 2 Ft	Slv&Hub 2 N	Slv&Hub 2 Rr	Slv&Hub 4 Ft	Slv&Hub 4 N	Slv&Hub 4 Rr
6th	5th	−	接	○				○				○	●		
	N				○				○		○				
	7th					○		○		○			●		

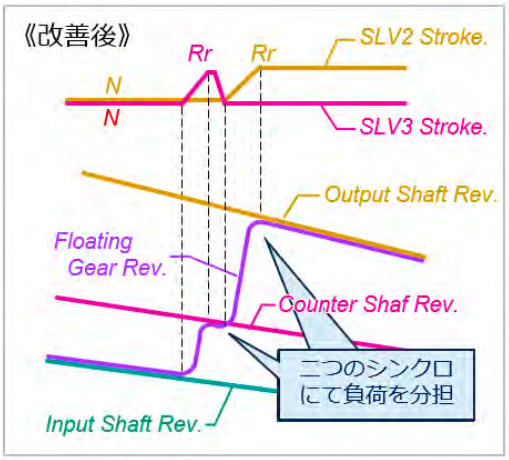


図10　7th→5thプレシフトイメージ(改善後)

5th及び7thの動力伝達経路の構築には本来不要なギヤ切替機構3を使用し、⑤ギヤセットの回転数をカウンタシャフト相当まで引き上げたあと、本来必要なギヤ切替機構2をシフトすることでシンクロへの負荷を二つのシンクロで分担した。シンクロへの負荷が大きくなる状況を判別し、その際のプレシフトには本方策を適用した。

5　クロスレシオ化の効果

MYRトランスミッションは6→9速への多段化を実現しているが、追加した3段分すべてをレシオカバレージの拡大に充当しているわけではなく、拡大は1段分程度にとどめている。3段分の大幅なレシオカバレージ拡大は不要であり、残り2段分は低ギヤ段のクロスレシオ化に充てている。MYYトランスミッションとのギヤレシオ及び段間比の比較を**図11**に示す。

本案では、一つのギヤセットを複数のギヤ段で使用するため、各ギヤ段のレシオは個別に自由に設定することができない。高ギヤ段の段間比はMYYトランスミッション同等以下に設定する必要があり、これに伴い低ギヤ段も段間比が小さくなり、クロスレシオとなる。低ギヤ段におけるクロスレシオ化はプレシフト及びクラッチの掛け替えが間に合わず、エンジン回転数が高止まりして、かえって燃費悪化につながる懸念があった。この課題に対しては車両加速度に基づき早期に変速を実施するとともに、発進時には路面勾配を判定し、平地路であれば3rdギヤからの発進を選択して変速回数を減らす等の制御を導入することで、遅れのない適切なタイミングでの変速を実現した。

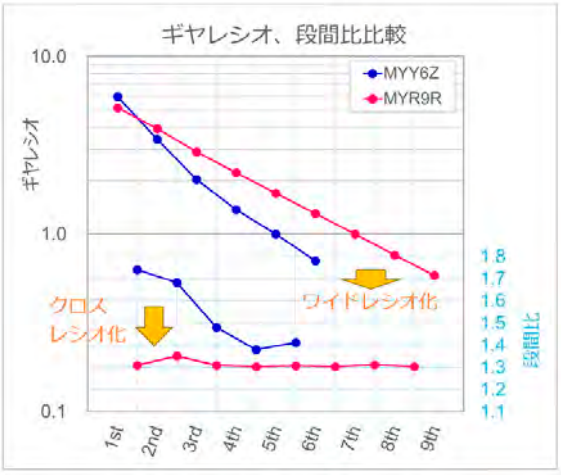


図11　ギヤレシオ、段間比比較

低ギヤ段のクロスレシオ化により、発進加速時の変速においてエンジン回転数の上昇を抑えることができる。この効果は燃費改善のみならず、騒音低減に寄与しドライバーの疲労軽減にも貢献する。

また、トルク抜けのない変速及び低ギヤ段を含むクロスレシオ化により駆動力のつながりに優れ、ドライバーが要求する駆動力を速やかに提供できることで、運転のしやすさが飛躍的に向上した。これはISIMの最大のメリットである。**図12**にドライバビリティ向上のイメージを示す。

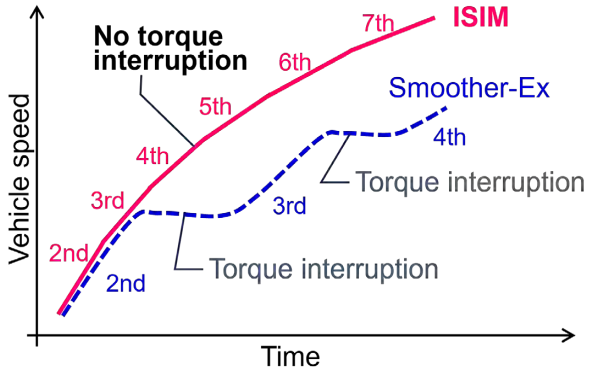


図12　加速性能の比較

6　おわりに

まとめとして各ギヤトレインの比較表を**表7**に示す。

表7　ギヤトレインの比較表

		MYY	DCT2	DCT8	MYR
ギヤ段数		6段	8段	8段	9段
オーバードライブ数		OD1	OD1	OD1	OD2
ギヤセット数		7組	6組	8組	7組
ギヤ切替機構数		4個	5個	4個	4個
レシオカバレージ	1st~	8.47	8.28	7.98	8.82
	2nd~	4.86	6.04	5.88	6.74

本稿ではMYRトランスミッションのギヤトレイン構造に焦点を当てて紹介した。特徴的な構造が9速DCTを実現していることを述べたが、このアイデアは一朝一夕に生まれたものではなく、今回紹介した以外にもさまざまなアイデアを関係者で出し合い、熟考を重ねた末にたどり着いたものである。

ISIMの優れた商品性はギヤトレイン構造のみで成立するものではなく、そのほかの要素や9速DCTというデバイスを有効活用するための制御が不可欠である。更にはこの複雑な構造を内製で生産する技術があって初めて実現するものである。ISIMを世に送り出すにあたりご尽力いただいた関係者の皆様に深く感謝するとともに、そのご努力に敬意を表する。

参考文献

(1) 明石浩平 ほか：新型エルフのトランスミッション「ISIM」について，いすゞ技報135号，(2023)，P22-27

特　許　紹　介

Introduction of ISUZU Patents

車両用モータ

特許番号：第7435686号 (2024/2/13登録)
出願番号：特願2022-158648 (2022/9/30出願)

＜課題＞

車両フレームに安定して搭載することが可能な車両用モータを提供することを目的とする。

＜発明＞

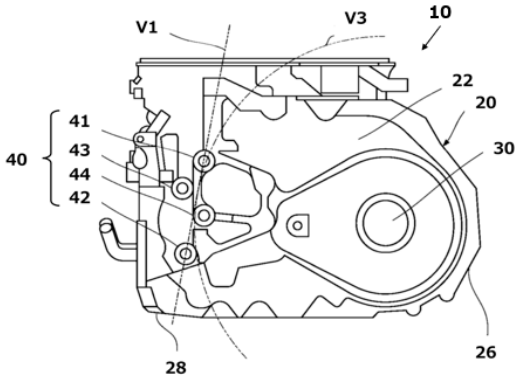
本発明に係る車両用モータ10の側面図を**図1**に示す。

本発明に係る車両用モータ10は、モータハウジング20と、モータハウジング20を車両フレームに固定するマウント部40と、を有する。マウント部40は、車両フレーム側にボルトなどの止着部材を介して固定される複数のマウントボスを有する。

複数のマウントボスは、上下方向で互いに離間して配置される第1マウントボス41及び第2マウントボス42と、第1マウントボス41と第2マウントボス42とを結ぶ仮想線V1から左右方向に離間して設けられる第3マウントボス43及び第4マウントボス44と、を有し、第3マウントボス43と第4マウントボス44とは、第1マウントボス41と第2マウントボス42との間で上下方向に離間して設けられることを特徴とする。

＜効果＞

回転軸30の駆動により回転軸30周りで発生する力の方向に沿う位置に設けられた複数のマウントボスにより、回転軸30の駆動等により生じる振動の影響を受けにくい状態で安定して車両用モータを搭載することが可能となる。



【図1】

バッテリーケース

特許番号：第7497743号 (2024/6/3登録)
出願番号：特願2022-153153 (2022/9/26出願)

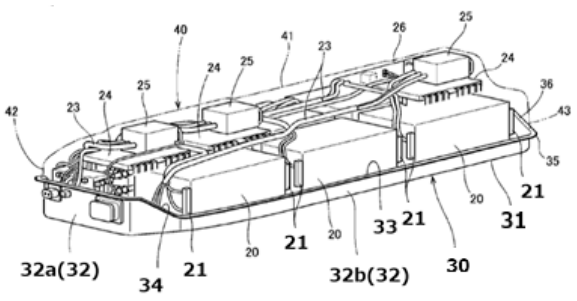
＜課題＞

バッテリーケースにバッテリーを収納した状態で、バッテリーのモジュール端子にコードを接続したり外したりする作業において、ロアケースの側面が邪魔になる。

＜発明＞

本発明に係るバッテリーケースの斜視図を**図2**に、正面図を**図3**に示す。

バッテリーケースは、アッパケースとロアケース30からなり、ロアケース30は、ロアケース底面31と、ロアケース側面32とを備える。

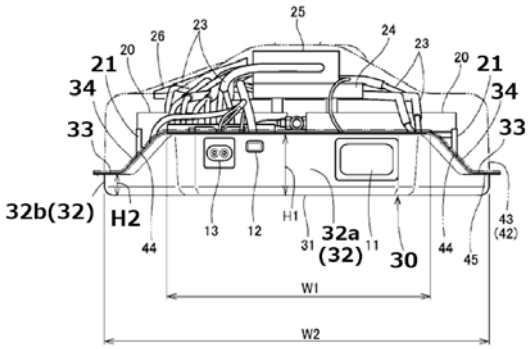


【図2】

ロアケース30は、バッテリーのモジュール端子21が配置される面において、ロアケース側面32の高さがモジュール端子の高さより低くなるように下方に切り欠かれた切り欠き部33と、バッテリーケースの外部へ接続するコネクタが設けられたコネクタ用側面32aを備え、切り欠き用側面32bは、コネクタ用側面につながる傾斜部34を備えることを特徴とする。

＜効果＞

ロアケース側面32の高さH2がバッテリーのモジュール端子21の高さより低くなるように下方に切り欠かれた切り欠き部33を備えているので、コードをバッテリーのモジュール端子21に接続する際にロアケース側面32が邪魔にならず、作業が行いやすい。



【図3】

モータの組み付け方法

特許番号：第7414105号 (2024/1/5登録)
出願番号：特願2022-153504 (2022/9/27出願)

＜課題＞

車体フレームにモータを組み付ける工程において、モータを上下反転させた際にモータの内部のオイルが外部に漏れる恐れがある。

＜発明＞

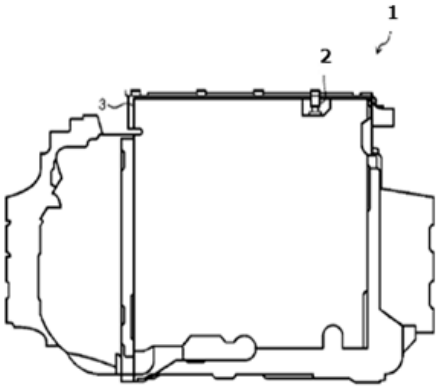
本発明に係るモータを**図4**に、ブリーザ装置を**図5**及び**図6**に示す。

本発明は、地面からの雨水等の水分の侵入を防ぐためにブリーザ装置2を備えるモータ1を車体フレームに組み付ける方法である。

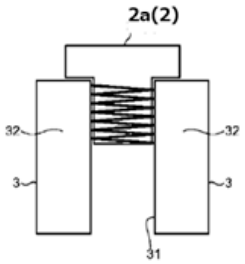
本発明に係る組付方法は、車体フレームの上下を反転させる第1のステップと、内部を密閉するブリーザ装置2aを設けたモータ1の上下を反転させて車体フレームに上方より組み付ける第2のステップと、モータ1を組み付けた車体フレームの上下を反転させる第3のステップと、ブリーザ装置2を、モータの内圧に応じて開閉するブリーザ装置2bに交換する第4のステップと、を有することを特徴とする。

＜効果＞

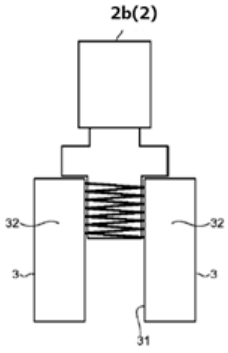
モータを上下反転させた際にモータの内部のオイルが外部に漏れることを防ぐことができる。



【図4】



【図5】



【図6】

社外発表(2024年1月 ～ 2024年12月)

◇講 演

発表者所属は、発表年月時点である

発表日	発表先	表題	発表者	所属
1/31～ 1/31	(公社)自動車技術会 No.19-23シンポジウム 「心地よい音をはかる技術・つくる技術2024」	自動車の電動化/自動運転において求められる音質価値の検討	三津山　元基 石原　大雅 一瀬　正人 岡村　宏 門屋　真希子 齊藤　由典 坂本　優美子 清水　勝矢 関根　道昭 高田　正幸 田邊　謙太 辻井　政統 戸井　武司 中島　康貴 中野　陽介 平尾　章成 藤井　宇 星野　博之 村田　法生	PT実験第二部 ㈱ブリヂストン ㈱SUBARU 芝浦工業大学 東京都環境局 日本ミシュランタイヤ㈱ スペクトリス㈱ マツダ㈱ (独)自動車技術総合機構 九州大学 ﾍｯﾄﾞｱｺｰｽﾃｨｸｽｼﾞｬﾊﾟﾝ㈱ TOYO TIRE㈱ 中央大学 リオン㈱ 日野自動車㈱ 芝浦工業大学 横浜ゴム㈱ 愛知工業大学 ㈱東陽テクニカ
2/22	トライボロジー研究会 第34回講演会	内燃機関の性能を大幅に向上させるシリンダボア形状改善技術	三田　拓朗	㈱いすゞ中央研究所
2/27	薄鋼板成形技術研究会 薄鋼板成形技術研究会 2024年度 第4回研究討論会	プレス金型への動解析適用の取組み 第三報	木村　淳	要素技術部
3/22	(公社)自動車技術会 技術交流会 「#79　艤装・組立」	複雑形状部品の外観検査自動化に向けた取り組み	佐藤　康太	IM推進部
4/16～ 4/18	SAE(Society of Automotive Engineers) SAE world congress 2024	Improving Performance of Diesel Engine by Bore Profile Control under Operating Conditions	日比　大雅 三田　拓朗 山下　健一	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
5/22～ 5/24	(公社)自動車技術会 2024春季大会	ディーゼル機関のピストン温度推定手法の開発と活用	三田　拓朗 坪田　頼昌	㈱いすゞ中央研究所 エンジン装置設計部
		大型車用ディーゼルエンジンの高過給化による熱効率改善と最適過給システムの研究	齋藤　大晃 橋本　宗昌 石井　義範	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
		尿素SCRシステムにおけるN_2O生成要因の解析とシステム設計指針の提案	米山　香澄 藤井　謙治 大堀　鉄平 小澤　恒 石川　直也 阿野田　洋	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 エンジン装置設計部
6/26～ 6/28	(一社)日本AM協会 AM EXPO名古屋 開催記念特別講演	いすゞ自動車のアルミダイカストへのAM活用事例紹介	横山　賢介	要素技術部

発表日	発表先	表題	発表者	所属
6/27～ 6/28	(一社)品質工学会 品質工学研究発表会	パネル討論:「フロントローディング、コンカレントエンジニアリングのための品質工学」	衛藤　洋仁	車両審査実験第二部
6/27～ 6/28	(一社)品質工学会 品質工学研究発表会 受賞記念講演	技術開発におけるデザイン・フォー・シックスシグマ適用の検討 －応力ロバストアイテムの開発－	高倉　裕太朗 箱本　健次郎 城　一樹 衛藤　洋仁	PT実験第二部 CAEデジタル開発推進部 CN技術統括部 車両審査実験第二部
7/5～ 7/5	ニュートンワークス㈱ NWC CAE World2024	車両解析の取り組みと今後の展望 ～ADINA導入によるフルビークル解析へのアプローチ～	上坊　聡徳	CAEデジタル開発推進部
7/7～ 7/11	Indoor Air Indoor Air2024	Study Aerosol movement and countermeasures in public transportation	達　晃一 篠原　直秀 金　勲 鍵　直樹	車両審査実験第二部 (国研)産業技術総合研究所 国立保健医療科学院 東京工業大学
8/20 ～ 8/22	日本エアロゾル学会 第41回エアロゾル科学・技術研究討論会	公共交通のエアロゾルフィルタ効果検証	達　晃一 篠原　直秀 鍵　直樹 橋本　一浩 金　勲 坂口　淳 西谷　崇	車両審査実験第二部 (国研)産業技術総合研究所 東京工業大学 ㈱エフシージー総合研究所 国立保健医療科学院 新潟県立大学 日本バイリーン㈱
9/2～ 9/4	University of Malaysia, Perlis International Conference of Robust Quality Engineering 2024	Examining the Application of DFSS in Technology Development -Development of Stress-Robust Items-	衛藤　洋仁 高倉　裕太朗	車両審査実験第二部 PT実験第二部
9/2～ 9/4	LaMCoS with LTDS 49th Leeds Lyon Symposium on Tribology	Improvement on Measurement Accuracy of Oil Film Thickness on Piston Skirt	石川　泰裕 久米　史郎 伊東　明美 山下　健一	㈱いすゞ中央研究所 東京都市大学 東京都市大学 ㈱いすゞ中央研究所
9/8～ 9/11	(一社)日本機械学会 2024年度 年次大会	ラジアルピストンポンプの軸受の実験解析	竹本　翔一 野島　優樹 八巻　光太 風間　俊治	㈱いすゞ中央研究所 室蘭工業大学 室蘭工業大学 室蘭工業大学
10/11 ～ 10/11	Ansys Japan㈱ Ansys Optics Automotive User Conference 2024	Ansys Speosの車両開発適用事例のご紹介	杉本　康旗 松下　博樹	CAEデジタル開発推進部 CAEデジタル開発推進部
10/22～ 10/25	(一社)日本フルードパワーシステム学会 The 12th JFPS International Symposium on Fluid Power	ラジアルピストンポンプの軸受挙動のシミュレーション	竹本　翔一 北本　雄祐 風間　俊治	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 室蘭工業大学

発表日	発表先	表題	発表者	所属
10/23～ 10/25	(公社)自動車技術会 2024秋季大会	いすゞデュアルクラッチトランスミッション(ISIM) ソフトウェア初期不具合低減の開発手法	井上　太治 西村　伸之 松田　準平	xEV電子制御開発部 電子制御開発統括部 電装・車両制御開発部
		MBD(Model-Based Development)を活用した近接SCRシステムの設計	阿野田　洋 岩下　拓朗 仮屋　智孝 望月　立行 藤井　謙治 大塚　千尋 米山　香澄	エンジン装置設計部 PT実験第一部 PT実験第一部 PT実験第一部 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
		国内初BEV路線バスの換気性能	達　晃一	車両審査実験第二部
		ジェネレーティブデザインを活用したディーゼルエンジンのギヤ構造最適化	山岸　誠弥 山下　健一	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
		安定した軌道生成のためのノイズにロバストな衝突リスクマップ	笠井　勇希 反町　一博 渡邊　暢浩 吉内　航 林田　宣浩	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
		噴霧の干渉がディーゼルエンジン燃焼に及ぼす影響(第1報)	宮下　和也 古川　伸哉 石井　義範 小澤　恒	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
		噴霧の干渉がディーゼルエンジン燃焼に及ぼす影響(第2報)	古川　伸哉 宮下　和也 石井　義範 小澤　恒	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
		大型車用ディーゼルエンジンのロングストローク化による高圧縮比化の評価	齋藤　大晃 橋本　宗昌 石井　義範 小澤　恒	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
10/26～ 10/28	(公社)日本鋳造工学会 第184回全国講演大会	アルミニウム合金鋳物の鋳造性に及ぼす微量不純物の影響	茂泉　健 岩澤　秀 駒崎　徹 林　憲司	生産企画室 静岡県工業技術研究所 リョービ㈱ 日産自動車㈱
		大型アルミダイカスト製品における汎用堰折り工法の量産ライン実装	石附　久継 鎌田　光春 小山　和紀 大村　正吾	要素技術部 要素技術部 要素技術部 要素技術部
10/28～ 11/2	Institute of Control, Robotics and Systems(ICROS) The International Conference on Control, Automation, and Systems (ICCAS) 2024	Sparse identification and nonlinear model predictive control for air path system of diesel engine	矢作　修一 瀬戸　洋紀 米沢　安成 梶原　逸朗	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 北海道大学 北海道大学

発表日	発表先	表題	発表者	所属
10/31～ 10/31	IPG Automotive㈱ 10 Years of Innovation	いすゞにおけるADASシミュレーションの事例と取組みの紹介	渋谷　浩一	CAEデジタル開発推進部
11/6～ 11/6	(公社)自動車技術会 No.02-24 シンポジウム 駆動系の最新技術	いすゞデュアルクラッチトランスミッション(ISIM) ソフトウェア初期不具合低減の開発手法	井上　太治 西村　伸之 松田　準平	xEV電子制御開発部 電子制御開発統括部 電装・車両制御開発部
11/15	(一社)スマートプロセス学会 2024年度スマートプロセス学会 学術講演会	微細藻類を用いたバイオコークスの生成	池田　義宣	IM推進部CN技術G
11/29～ 12/2	(一社)室内環境学会 室内環境学会学術大会	パブリックスマートモビリティに求められる機能考察	達　晃一	車両審査実験第二部
12/10～ 12/12	(一社)日本機械学会 第35回内燃機関シンポジウム	国内3.5t車搭載エンジン開発	近藤　壮一郎 西内　健 小田原　嗣 高倉　裕太朗 三津山　元基	PT商品企画・設計第二部 PT実験第一部 PT実験第一部 PT実験第二部 PT実験第二部
		SCR Pt飛散抑制技術の開発	阿野田　洋 長岡　大治 梅野　高弘 中根　卓司	エンジン装置設計部 PT実験第一部 ユミコア日本触媒㈱ ユミコア日本触媒㈱

(公社)：公益社団法人
(一社)：一般社団法人
(株)：株式会社
(独)：独立行政法人
(国研)：国立研究開発法人

◇投 稿

発表者所属は、発表年月時点である

発表日	発表先（掲載誌）	表題	発表者	所属
2024/01	(一社)日本フルードパワーシステム学会 学会誌 Vol.55, No.1	200MPaを超えるディーゼルエンジン用燃料噴射技術	芹澤　晃	PT実験第一部
2024/01	Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile EngineeringProceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering	Data-driven design of model-free control for reference model tracking based on an ultra-local model: Application to vehicle yaw rate control	矢作　修一 梶原　逸朗	㈱いすゞ中央研究所 北海道大学
2024/01	(公社)自動車技術会 自動車技術会論文集 Vol.55, No.1	大型トラック用廃熱回収ランキンサイクルに関する研究	相園　斉 福永　晋 松浮　朋冬 浅野　雅樹 阿部　誠 加藤　晃太 吉永　寛史	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
		ディーゼル排出ガス後処理システムにおける各触媒の水熱劣化がNOx浄化率に与える影響の解析	岡　耕平 清水　昭義 鎌倉　聖 本谷　綾子 小澤　恒 石川　直也	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
2024/02	(公社)自動車技術会 自動車技術 2024年, 2月号	大型商用車用廃熱回収ランキンサイクルに関する研究	相園　斉 福永　晋 松浮　朋冬 浅野　雅樹 阿部　誠 加藤　晃太 吉永　寛史	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
2024/03	(公社)自動車技術会 自動車技術 2024年, 3月号	新型エルフの車体技術	福澤　克朗 馬場　皓平 三根　康平 後藤　遼 半田　正樹 中山　陽平 中森　友将 折井　拓	車両設計第三部 車両設計第三部 車両設計第三部 車両設計第三部 車両設計第三部 車両設計第三部 車両設計第三部 車両設計第三部
2024/04	(一社)品質工学会 品質工学 4月号, 32巻2号	田口の考え方の構造化;技術開発に対する品質工学 －技術開発の目的－	衛藤　洋仁 安藤　力	車両審査実験第二部 富士フイルムビジネスイノベーション㈱
2024/04	(一社)日本トライボロジー学会 トライボロジスト 第69巻, 第4号	カーボンニュートラルに貢献する内燃機関用シリンダブロックの技術動向 実働時のシリンダボア形状改善によるディーゼル機関の性能向上	日比　大雅 三田　拓朗 山下　健一	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所

発表日	発表先（掲載誌）	表題	発表者	所属
2024/05	(公社)自動車技術会 自動車技術会論文集 Vol.55, No.3	ディーゼルエンジンのライトサイジングによる部分負荷の熱効率向上コンセプト(第1報)	大橋　伸匡 伊東　光 古川　貴幸 榎　和広 石川　直也	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
		ディーゼルエンジンのライトサイジングによる部分負荷の熱効率向上コンセプト(第2報)	大橋　伸匡 伊東　光 古川　貴幸 榎　和広 石川　直也	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所
2024/11	(公社)自動車技術会 自動車技術会論文集 Vol.55, No.6	ディーゼル機関のピストン温度推定手法の開発と活用	三田　拓朗 坪田　頼昌	㈱いすゞ中央研究所 エンジン装置設計部
		重量車用ディーゼルエンジンの高過給化による熱効率改善と最適過給システムの研究	齋藤　大晃 橋本　宗昌 石井　義範	㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所 ㈱いすゞ中央研究所

(公社)：公益社団法人
(一社)：一般社団法人
(株)：株式会社

編　集　委　員

（2025年9月30日現在）

〈編集委員長〉
小嶋　充　(開発技術企画部)

〈編集委員〉
小川　隆信　(xEVシステム開発第一部)
平田　順　(デザインセンター)
松浦　文生　(駆動商品企画・設計部)
木村　桂三　(PT商品企画・設計第二部)
渡橋　弘敏　(PT実験第一部)
辻　誠　(PT実験第二部)
星野　理香　(シャシ設計第一部)
芹澤　尚宜　(シャシ設計第二部)
馬場　皓平　(車両設計第三部)
江部　淳　(エンジン装置設計部)
山際　正憲　(CV商品企画第一部)
高山　直人　(LCV商品企画・設計部)
高野　二郎　(車両審査実験第一部)
松本　一隆　(車両審査実験第二部)
南　健司　(車両技術部)
瀬戸　雄史　(㈱いすゞ中央研究所)

〈事務局〉
森　瑞樹　(開発技術企画部)
北村　佳子　(開発技術企画部)
吉川　好美　(開発技術企画部)

編　集　後　記

いすゞ技報137号を最後までお読みいただきありがとうございます。

本号より、「いすゞ技報」は冊子での発行を終了し、いすゞオフィシャルサイトでの掲載へと移行いたしました。今後は、いすゞグループの技術成果をより多くの読者の皆様にご覧いただき、ご理解を深めていただければ幸いです。

さて本号では、今年(2025年)、まずは欧州主要国から販売を開始した、いすゞ初のEVピックアップトラック「新型ISUZU D-MAX EV」を小特集として取り上げました。長年のディーゼルエンジン車で培った耐久性と信頼性を維持しつつ、環境負荷の低減にも配慮させるという大きな課題に挑戦した1台です。いすゞは、この車両をはじめ「いすゞ環境長期ビジョン2050」に基づき、マルチパスウェイで技術開発を進め、カーボンニュートラル社会実現に貢献してまいります。またそのほかにも、新商品紹介や技術論文など、幅広い内容を掲載しております。読者の皆様にとって有益な情報源となることを願っております。今後も、最新の動向と有益な情報をお届けできるよう努めてまいります。

最後に、ご執筆いただいた著者の皆様、そして本誌をご覧いただいている読者の皆様に深く感謝申し上げます。

(森　瑞樹：いすゞ技報編集事務局)

表紙について

今回の表紙は、今号の特集でもある「新型ISUZU D-MAX EV」です。

ディーゼル車と異なり、外観にはブルーのEVバッジと、フロントグリルにブルーの着彩が付きます。そこで表紙はブルーを基調とし、EVバッジの形をアウトライン表現にして、先進的でクリーンなイメージを目指しました。

（花原　晴光：デザインセンター）

いすゞ技報　第137号

2025年11月1日　発行

編集兼発行人　小　嶋　　充
発　行　いすゞ自動車株式会社
〒220-8720
神奈川県横浜市西区高島一丁目2番5号　横濱ゲートタワー

発行所　いすゞ自動車株式会社 開発技術企画部
〒252-0881
神奈川県藤沢市土棚8番地

編集所　株式会社　ホクシン
〒211-0021
神奈川県川崎市中原区木月住吉町22-3
電話044(433)3251(代表)

©2025　いすゞ自動車株式会社（禁無断転載）

ISUZU

いすゞ自動車株式会社