

1

久留米工業大学
インテリジェント・モビリティ研究所 研究報告

2017

目次

学長挨拶	1
所長挨拶	3
研究論文	
東 大輔・田中 基大・服部 雄紀・金子 寛典・リチャード リー 人工知能を搭載した対話型自動運転パートナーモビリティの基本システム開発	7
森 和典 タイヤ摩擦力限界線図の付加による自動車の走行性能曲線図の改善	13
森 和典・梶山 項羽市 空気力によるヨーモーメント発生機構を適用した自動車の高速時における操縦性安定性	19
井川 秀信・田中 基大 駐車場事故防止ポールの設計開発	27
松中完二 フェラーリとランボルギーニ — 「スーパーカー」の定義と存在意義—	35
山下 涼太・赤司 宜之・郷之原 優也・金子 寛典・東 大輔 学生フォーミュラのエアロデザインとデバイス効果	47
活動報告	
山口 卓也・梶山 項羽市・池田 秀・松村 光晃・渡邊 直幸・瀧上 貴之 ディーゼルエンジンベンチシステムの製作（第1報）	58
インテリジェント・モビリティ研究所 活動報告	68
外部委員	72
共同研究	73
メディア掲載	74
編集後記	75

発刊のことば

学長 今泉勝己

昨年は、一昨年 of 熊本地震に続いて、九州北部豪雨災害に見舞われました。いづれの災害も復旧・復興は未だ道半ばです。日本は、世界でも有数の自然災害国です。国全体で自然災害に対峙せざるを得ない宿命にあります。自然の完全制御は不可能と言えます。そこで私達は、いっそうの防災・減災を推し進めなければなりません。また、少子高齢化、環境問題などの社会課題にも取り組まなければなりません。

本学は自動車工学の教育機関を母体としており、モビリティの教育と研究を独自の強みとして50年余りの長い道のりを歩んできました。この強みを活かし、さらに先進情報技術を融合した新たなモビリティの価値を研究、提案する目的で設立したのがこのインテリジェント・モビリティ研究所です。特に、高齢や障がい移動に困難を抱えている方をサポートする次世代モビリティ技術開発、燃料消費量の少ない次世代エンジン研究などの社会課題の解決に取り組んでいます。この分野の進展や競争は目覚ましく、研究所教職員の皆さんのさらなる奮起に期待しています。

昨年の産業界では製造現場の不正が相次ぎ発覚、日本の強みである高品質、その信頼が揺らいでいます。私たちが世界に誇れる日本のものづくり、失うことがあってはならない大切な財産です。さらには、開業以来無事故を誇る新幹線において、あわやと言う事態もありました。本学は、建学の精神である「人間味豊かな産業人の育成」の基で産業界の負託に応えるべく、教育の質を高め、大学と社会が育成すべき人材像を共有することにより、相互に連携して、人材育成の実質化につなげなければならないと考えています。

インテリジェント・モビリティ研究所が創意と工夫、理解と協力、積極性と実行力を持って社会に貢献する研究を推進し、若者にもものづくりの意義を示し、高い志を持つ一助になることを期待しています。

インテリジェント・モビリティ研究所が久留米工業大学の新時代への躍進の牽引役となることを祈念して発刊のことばといたします。

発刊のことば

学長 今泉勝己

昨年は、一昨年 of 熊本地震に続いて、九州北部豪雨災害に見舞われました。いづれの災害も復旧・復興は未だ道半ばです。日本は、世界でも有数の自然災害国です。国全体で自然災害に対峙せざるを得ない宿命にあります。自然の完全制御は不可能と言えます。そこで私達は、いっそうの防災・減災を推し進めなければなりません。また、少子高齢化、環境問題などの社会課題にも取り組まなければなりません。

本学は自動車工学の教育機関を母体としており、モビリティの教育と研究を独自の強みとして50年余りの長い道のりを歩んできました。この強みを活かし、さらに先進情報技術を融合した新たなモビリティの価値を研究、提案する目的で設立したのがこのインテリジェント・モビリティ研究所です。特に、高齢や障がい移動に困難を抱えている方をサポートする次世代モビリティ技術開発、燃料消費量の少ない次世代エンジン研究などの社会課題の解決に取り組んでいます。この分野の進展や競争は目覚ましく、研究所教職員の皆さんのさらなる奮起に期待しています。

昨年の産業界では製造現場の不正が相次ぎ発覚、日本の強みである高品質、その信頼が揺らいでいます。私たちが世界に誇れる日本のものづくり、失うことがあってはならない大切な財産です。さらには、開業以来無事故を誇る新幹線において、あわやと言う事態もありました。本学は、建学の精神である「人間味豊かな産業人の育成」の基で産業界の負託に応えるべく、教育の質を高め、大学と社会が育成すべき人材像を共有することにより、相互に連携して、人材育成の実質化につなげなければならないと考えています。

インテリジェント・モビリティ研究所が創意と工夫、理解と協力、積極性と実行力を持って社会に貢献する研究を推進し、若者にもものづくりの意義を示し、高い志を持つ一助になることを期待しています。

インテリジェント・モビリティ研究所が久留米工業大学の新時代への躍進の牽引役となることを祈念して発刊のことばといたします。

研究論文

人工知能を搭載した対話型自動運転パートナーモビリティの 基本システム開発

Development of the Basic Interactive Automated Drive Systems of the Partner Mobility with the Artificial Intelligence

東 大輔*1、田中基大*1、服部雄紀*1、金子寛典*1、リチャード リー*2
Daisuke Azuma, Motohiro Tanaka, Hironori Kaneko, Noriyuki Hattori, Lee Richard

1. 交通機械工学科、2. 共通教育科

Key Words: Artificial Intelligence, Automated Drive, Wheelchair, Welfare Service, Personal Mobility

Abstract: Elderly or disabled people who have difficulty moving about tend to stay indoors. However, this is not healthy. So, Auto-drive personal vehicles (Partner Mobility) were developed for these immobilized people. Using this vehicle, they can easily go outdoors. These vehicles are called “Partner Mobility” because they can be controlled by voice Commands, and contain a system that enables the vehicle to discuss appropriate destinations with the users based on the health conditions of the users. This report introduces the Partner Mobility vehicle, and suggests a new welfare service model for people who have difficulty moving about.

1. 背景

我が国は世界でも稀な速度で高齢化が進んでおり、その社会保障費の増大が喫緊の課題となっている。厚生労働省平成27年度介護保険事業状況報告によると、2000年時点での要介護(要支援)認定者数は256万人だったのに対し、団塊世代が65歳になった2015年には認定者数が620万人と2.4倍に増加しており⁽¹⁾、それに伴い介護保険事業費も増大している。また、団塊世代が75歳以上の後期高齢者に達する2025年には高齢者割合が30%に達して社会保障費の確保が難しいと予測されており、政府は「地域包括ケアシステム構想」を提唱し、高齢や病気、障がいなどで介護が必要な人も可能な限り自立した生活が送れるような地域づくりを推進している⁽²⁾。

この「地域包括ケアシステム構想」を見据え、厚生労働省は全ての自治体に平成29年4月までに介護予防・日常生活支援総合事業を開始することを求めている。筑後地方の医療拠点である久留米市は医療や介護に対して意識が高い地域であり、介護福祉に対する取り組みに理解が深い地域でもある。「健康づくりと介護予防の推進」や「高齢者の積極的な社会参加・参画」、「高齢者の在宅生活を支える仕組みづくり」に関連した多くの施策を実施しており⁽³⁾、高齢者が住み慣れた地域で暮らすことを総合的に支援する「地域包括支援センター」も市内10箇所に設置している⁽⁴⁾。

また、中心市街地活性化事業と絡め、商店街では高齢者や障害のある人などが気軽に外出できるように、くるめヨカモン屋内のまちなかインフォメーションで車いすや電動スクーター、ベビーカーなどを貸し出す「タウンモビリテ

ィ事業」を推進している⁽⁵⁾(図1)。利用者は外出で気持ちリフレッシュできることを楽しみにしており、その健康維持、増進への効果は大きいと言える。前述の「地域包括ケアシステム構想」を具現化する上で重要な役割を果たすと期待されており、高知をはじめ各地に普及し始めている⁽⁶⁾。介護福祉の世界では「移動」が最も重要なキーワードとなっている。



図1. 久留米のタウンモビリティプロジェクト

地域包括ケアシステム構想の高齢者自立支援は行政の介護費用を減らす意味もあるが、本来の目的は高齢者が自らの意思で自由にいきいきと生活を楽しみ、健康寿命を延ばすことにある。75歳以上の後期高齢者になると要介護認定者の割合が急激に増えるが、家族や介護者への遠慮から自宅のベッドから動けず、さらに病状が悪化するケースは多い。介護者へ遠慮することなく自分の意思で自由に移動することができれば、要介護者を含む高齢者の社会参画を促

すことができ、いきいきとした真の自立生活を実現することができる。自立した生活の実現には、自らの意思で「移動」できることが欠かせないのである。

上述のタウンモビリティの取り組みはボランティア（介助者）による移動支援であり、ボランティアの確保や事業の継続性という点に大きな課題がある。電動車いすなどを貸し出すサービスも行っているが、高齢者や障がい者はそもそも電動車いすの操作も難しい場合が多い。対話などの簡便な手法で利用者の指示どおりに自動運転するパーソナルモビリティがあれば高齢者の社会活動を促すことができ、健康寿命を延ばすことが可能かもしれない。また、自動運転であれば、利用者は景色を楽しむことや、新たな発見を楽しむ心の余裕ができる。周囲へ意識が行くことは安全上も重要なことである。

2. 研究目的

自らの意思で自由に移動する生活を実現するための要素は、①ベッドから車いすへの移乗、②自宅や限定された区画内の移動、③自宅から施設までの公道移動を対話操作で自動運転することが必要だが、その実現にはさらに④IoTによる人、モノの位置把握と最適ルート検索、⑤自動運転車いすが走行しやすい住宅、施設、⑥自動運転車いすが走行しやすい道路環境、⑦自動運転車いすに対する要望分析、⑧より自然な対話システムの構築、などがあげられる。

本学は開学から自動車工学の教育と研究を他大学にない特徴的な強みとしており、平成 27 年 11 月には強みとする自動車技術と人工知能や自動運転技術を融合した知性を持ったパートナーのようなノリモノを研究する「インテリジェント・モビリティ研究所（IML）」を設立した（図 2）。そして、協力企業や自治体、介護福祉 NPO などと連携し、声で行き先を指示すればルートを設定して自律走行する電動車いすの AI 搭載対話型自動運転車いすの基本性能開発を平成 29 年 8 月に終了し、久留米市役所内でプレスリリースを行い、市役所横の両替町公園でデモ走行を成功させた。



図 2. インテリジェント・モビリティ研究所外観

本報告では、この人工知能を搭載した対話型自動運転車両の開発体制や、これまでに開発を行った項目、久留米市役所での実証試験結果、今後の展望などについて報告する。

3. パートナー・モビリティの基本性能開発

我々はこの人工知能を搭載した対話型自動運転車いすのことを「パートナーモビリティ（図 3）」と呼び、障がいや高齢で家に籠りがちな方の外出回数増加と健康増進、就業支援を目的に開発を進めている。



図 3. パートナーモビリティ外観

開発は産学官金連携で進めており、本学 IML はプロジェクトの全体統括と企画、デザイン、自動運転技術、人工知能技術、画像処理技術などの開発を担い、対話システムは協力企業であるコンピュータ・サイエンス研究所、最適ルート検索はゼンリン・データコム、車いすとの情報マッチングの領域で電動車いすメーカーの「WHILL」と連携して開発を進めている。また、実証試験やプロジェクトへの助言で福岡県や久留米市が協力してくれており、そのほかにも久留米商工会議所、久留米市介護福祉事業者サービス協会、楠病院、こうれい研、西日本シティ銀行、QBキャピタルなどが本プロジェクトに協力してくれている。



図 5. パートナーモビリティ開発体制

現時点での開発体制（機能）を以下にまとめる。

1. 屋内と屋外の両方に対応する自動運転基本システム
2. 利用者と声で行き先を相談する対話基本システム
3. 走行中の障害物を人工知能が画像処理で判断する危険回避基本システム
4. 利用者個人のスマート端末からどこでもアクセス可能な WEB アプリ
5. 美術館、観光地、病院、空港、職場などの様々なシーンにカスタマイズ可能なプラットフォーム

3.1 自動運転システム

自動運転システムは GPS やみちびきなどの衛星測位とビーコンなどの電波発信装置、ミリ波レーダーなどの距離センサー、カメラによる画像診断を組み合わせて実現している。屋外走行は衛星測位を基本として自動運転システムの開発を進め、平成 29 年春には試験走行を成功させた(図 6)。



図 6. 衛星測位を用いた自動運転試験

しかし、この時期はまだ準天頂衛星である「みちびき」が 1 機しか上がっておらず、GPS を測位の基本とせざるをえない状況で、本学敷地内だと場所や時間帯によっては測位誤差が数[m]も出ることがあり、安全かつ安定な自動運転を行うことはできなかった。また、久留米市に協力いただいて市内の中央公園などでも試験を実施したが、天候、時間帯、建物や木々などの影響でやはり安定した測位は難しい状況であった。スマートホンなどの補正済み位置情報を活用することも実施したが、やはり安全かつ安定な自動運転を行うにはいたらなかった。我々のモビリティの主な移動場所は自宅や美術館などの屋内であることや、危険回避の人工知能システムでカメラを用いるということもあり、屋外の自動運転も衛星測位だけでなく、画像処理やビーコンも併用して開発を進めることにした。

画像診断は車両の右腕部分に設置したカメラの画像に色調や明度で前処理を行い、走行可能エリアを判定して進むシステムを構築した。ただ、時間帯や天候によって取得さ

れる画像の明るさなどが全く異なる。特に早朝や夕方など、太陽の角度による影響は大きく、やはり画像診断だけで自動運転を行うことも難しいと判断した。

ビーコン（電波発信機）で距離や位置を推定するシステムも構築した。ビーコンには、省電力、低コストの Bluetooth Low Energy (BLE)を採用した。発信機との距離の推定には対象固有の識別信号と受信電力を用いる。事前試験として、発信機の送信電力を -20 [dBm]とした時の受信機の受信電力を測定した(図 7)。

アンテナ利得と回路等による損失を測定結果から -49 [dBm]とした。図 7 より、補正後の受信電力は半自由空間における伝搬損失の理論値とおおよそ同じ値となった。発信機と受信機間の距離が 0-500[mm]では受信電力が大きく減少し、それ以降は緩やかに減少している。このことから受信電力値を用いて対象への接近と距離の推定が可能だと考えたが、場所や人体による湿度の影響や、壁等による電波の反射の問題で、少ないビーコンで効率良く正確に位置推定を行うのは難しいと判断した。

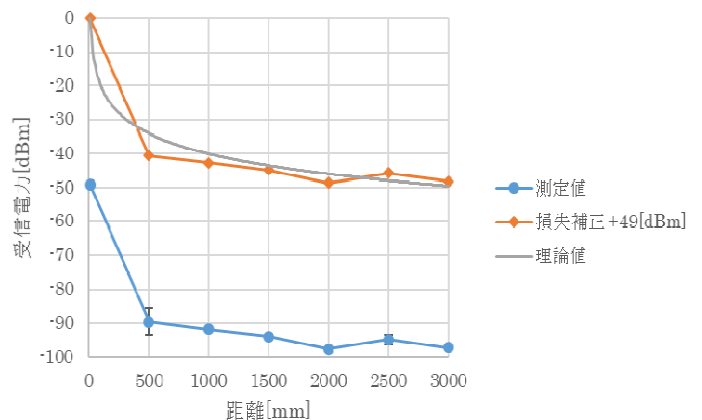


図 7. BLE の受信電力強度測定結果

我々はこの自動運転システムを乗用車や航空機、船舶への応用を想定しているが、まずは移動で困っている人を助けたいという思いを強く持っており、電動車いすや小型のパーソナルモビリティの自動運転システム開発に注力している。従って、大規模なセンサーやコンピューターを搭載することは想定していない。信号処理はクラウド上のコンピューターで行うことも検討したが、体力的に心配のある高齢者や障がい者が搭乗することを考えると、ネットワーク接続の問題で車両が停止することなどは絶対に避けたい。このような背景から、我々は可能な限りシンプルなシステム構成で自動運転を行うことを目指して開発を進めている。

3.2 対話システム

我々のパートナーモビリティの魅力の一つに、対話で行き先などを相談できるという特徴がある。この対話システム開発は自然言語処理を得意とするコンピュータ・サイエンス研究所が協力してくれている。利用者が「こんにちは」

と話しかけるとシステムが「こんにちは、今日の調子はどう？」という形で応答し、その日の気分に合わせて行き先を相談しながら決めるシステムである。我々はこの対話システムとルート検索システムをインテリジェント・モビリティシステム (IMS) と呼び、クラウド上に置いてあり、利用者はネットワーク環境にあればどこからでもアクセス可能である。先ほどのネットワークの安定性という課題については、対話とルート検索の状況では車両が停止しているため、利用者の安全上問題ないと判断した。なお、車両走行中もパートナーのように対話を行うが、緊急時の「ちょっと待って」や「ストップ」といった言葉はモビリティ本体側で認識し、車両を停止できるシステムにしてある。

また、我々の IMS の重要な特徴 (魅力) としてプラットフォームという概念を導入した。美術館や病院などの事業主がエリアマップや対話の内容を自身でカスタマイズできる機能であり、特別なイベントへの対応など、軽微な修正を容易にかつ安価に行えるシステムとした。図 8 に IMS のインターフェース例を示す。このメニューを導入する施設ごとに変えるだけで様々な施設に容易に導入することができる。なお、インターフェースデザインはモノトーンを貴重とするシックなものとした。高齢者や障がい者もスタイリッシュに外出を楽しんでもらいたいという我々の思いを込めた。



図 8. IMS のインターフェースデザイン

3.3 人工知能による危険回避システム

走行ルート上に人や木などの物体があり、衝突する可能性があるかと判断すると停止するシステムを構築した。人などの判断に用いた第 3 世代の人工知能は機械学習の手法を用いて特徴量をネットワーク自身が学習する人工知能で、画像の認識性能の高さから我々は畳み込みニューラルネットワーク (CNN) を多層化した VGG16[2] とされるネットワークを採用した⁽⁷⁾ (図 8)。この CNN(convolutional Neural Network) は画像や動画の認識によく用いられるニューラルネットワークで、入力データに対してフィルターを施す演算を行う。このフィルターがニューラルネットワークの「重み」に対応し「バイアス」を足したものが出力データとなる。そして、この「重み」と「バイアス」は誤差逆伝播法によりパラメータが修正され、特徴を抽出するフィルターが作成される。なお、ディープラーニングのフレームワー

クには Chainer 1.21.0 を使い、コンピュータのシステム構成は以下のとおりである。

- CPU : Intel Core i7-6700K
- メモリ : 32GB
- GPU : Nvidia Geforce GTX1080
- SSD+HDD : 480GB+2TB
- OS : Windows 10

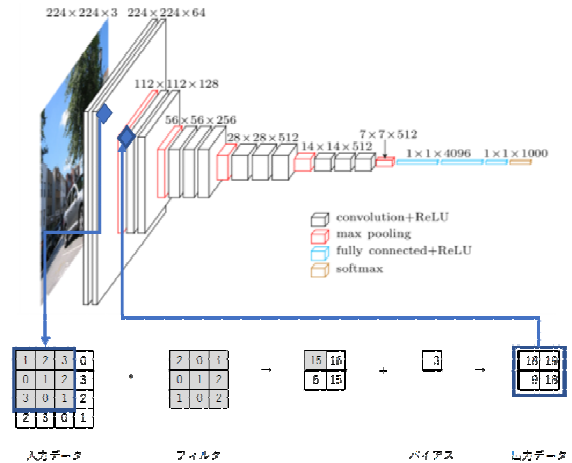


図 9. 畳み込みニューラルネットワークの概念図



図 10. 人工知能による人の認識

4. プレスリリースとデモ走行

上述のような過程を経て AI を搭載した対話型自動運転の基本システム開発を追い、平成 29 年 8 月に久留米市役所でプレスリリースを行った。その後、久留米市役所横の両替町公園に移動し、新聞や TV の記者団の前でデモ走行を行った。試乗者がシステムに話しかけ、行き先を対話で設定するとパートナー・モビリティが自動で走行を開始し、歩道を逸脱することなく分岐店も通過し、無事に公園入口から久留米商工会議所前までの自動運転走行を成功させた

(図 11)。また、進路上に人が現れた際は人工知能が危険を感知して自動で停止した。



図 11. 久留米市両替町公園でのデモ走行

5. パートナーモビリティで期待されること

パートナーモビリティを軸とした高齢者や障がい者の移動支援によって期待される成果を以下にまとめる。

- ・高齢者が介護者や家族に遠慮することなく自分の意思で自由に活動できる
- ・高齢者の社会参画の機会が増え、活力の充実と健康増進が期待できる
- ・政府の地域包括ケアシステム構想を推進でき、自治体の介護保険事業費低減が期待できる
- ・高齢者の介護負担が減り、働き盛りの 40 代もいきいきと社会で活躍できる
- ・新たな福祉モデルの運用に伴う雇用を創出でき、地域活性化が期待できる
- ・障がい者の雇用促進が期待でき、障がい者も納税で支援される側から支援する側になれる
- ・高齢者や障がい者などの多様な人々がみな笑顔でいきいきと暮らせるまちづくりができる

そして、我々のパートナーモビリティは海外での展開も十分に期待できる。前述の久留米市役所でのデモ走行の様子は韓国の WEB サイトでも取り上げられ、海外での注目の高さが伺える。また、久留米のタウンモビリティはイギリス ウーバーハンプトン市のショッピングモビリティ(買い物支援)を参考にしたものであり、ヨーロッパでも移動支援への期待は大きい。さらに、アメリカでは大型ショッピングセンターでの買い物が一般的であり、センター内には移動が困難な人のための電動ショッピングカートが設置されているケースが多い。しかし、電動カートを歩行者が衝突する事故も多く、電動カートが自動運転を行い、さらに人との衝突を人工知能で感知して未然に防ぐことができれば、より安全な買い物環境を整えることができる。また、アメリカでは屋外のショッピングモールも多く、移動範囲が広

大で、行き先も分かりにくいことが多い。海外への展開は法整備などの壁も大きいですが、我々のパートナーモビリティが導入できれば多くの方の生活や社会活動を支えることができると信じている。

6. まとめ

高齢者や障がい者の活動を促して健康増進を実現する目的で、日々の移動を支援する人工知能を搭載した対話型自動運転パートナーモビリティの基本システム開発を本学のインテリジェント・モビリティ研究所を中心に、産学官金連携で進め、平成 29 年 8 月から久留米市内を中心に実証試験を開始した。

今後は福岡県や久留米市を中心に全国各地で実証試験を行い、その場所特有の課題を多く抽出、分析、克服することでシステムをよりロバストなものに発展させる。具体的には画像処理や IoT を工夫して進路確保をロバストにするシステム、より自然な対話を実現する自然言語処理エンジン、顔認証や非接触センサーを用いた健康管理システム、自動運転を行いやすい福祉住環境の研究、自動運転システムの異分野への応用、などの研究を進める。

参考文献

- 1) 厚生労働省 平成 27 年度 介護保険事業状況報告.
- 2) 厚生労働省 地域包括ケアシステム ホームページ
http://www.mhlw.go.jp/stf/seisakunitsuite/bunya/hukushi_kaigo/kaigo_koureisha/chiiki-houkatsu/
- 3) 久留米市における高齢者福祉施策及び介護保険事業体系一覧表
<https://www.city.kurume.fukuoka.jp/1050kurashi/2080koureikairo/3090keikaku/4010keikaku/files/H29-2shiryou2.pdf>
- 4) 久留米市 地域包括支援センター ホームページ
<https://www.city.kurume.fukuoka.jp/1050kurashi/2080koureikairo/3080houkatsushien/houkatsu.html>
- 5) シニア情報プラザ久留米 タウンモビリティ ホームページ
<http://www.kurume-mutsumon.info/town/index.html>
- 6) NPO 法人 福祉住環境ネットワークこうち ホームページ
http://fukuneko-k.com/fukuneko/town_mobility.html
- 7) “A Comprehensive guide to Fine-tuning Deep Learning Models in Keras (Part II)”, < <https://flyyufelix.github.io/2016/10/08/fine-tuning-in-keras-part2.html> >

タイヤ摩擦力限界線図の付加による自動車の走行性能曲線図の改善 Improvement of Driving Performance Diagram of Automobile by addition of Diagram that shows Limit of Tire Frictional Force

森 和典*1

Kazunori Mori

1. 交通機械工学科

Key Words: Automobile, Power Performance, Driving Performance Diagram, Tire Frictional Force

Abstract: Of the automobile manufacturers who produce high performance cars, only a few provide driving performance diagrams. In this report, the researchers propose the addition of a diagram that considers the maximum frictional force between tire and road to the existing driving performance diagrams. This diagram clarifies the acceleration and hill-climbing performance, as well as the remaining driving force for the high performance car. Finally, the researcher describes a simple method for producing the new limit of tire frictional force diagram using Microsoft Excel.

1. ま え が き

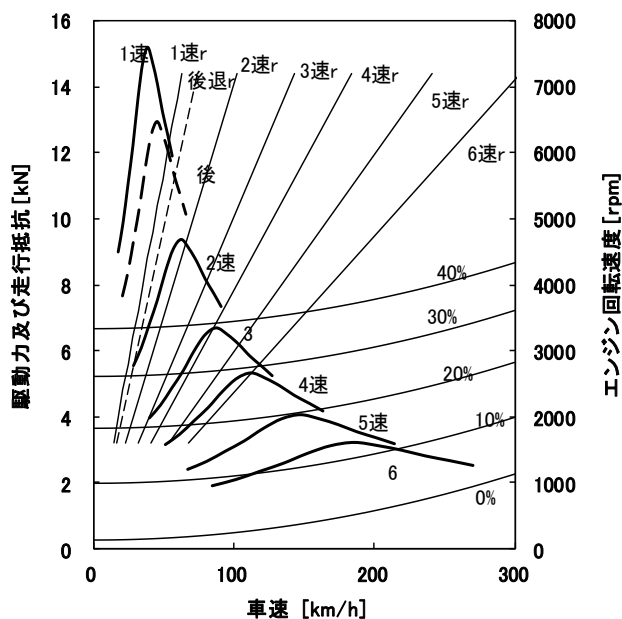
走行性能曲線図は、自動車の動力性能を把握するために用いられる図として広く知られている^{1)~4)}。この図からは自動車の最高速度、登坂能力、余裕駆動力およびその時のエンジン回転速度を知ることができる。さらに余裕駆動力を用いて最大加速度を求めることが可能である。

近年、大トルク・大出力のエンジンを搭載した高性能乗用車が数多く市販されるようになってきたが、一部の自動車メーカーは一般的な性能の乗用車に高性能車を含めた市販車の走行性能曲線図を公表している。これらを調べると、高性能車はエンジンの駆動トルクが大きいため走行抵抗に比べて極めて大きな駆動力値を示している。このような高性能車の走行性能曲線図を用いて、従来の方法で登坂性能や加速性能を知ろうとすると非常に大きな性能値が導出されてしまい正確な走行性能を把握することができないことがある。これは、走行性能曲線図の中にタイヤと路面間の摩擦力による最大駆動力が記されていないことが原因である。

そこで、本報告では、従来の走行性能曲線図にタイヤと路面間の最大摩擦力を考慮した駆動力線図を新たに追記することを提案し、この図を用いれば高性能車の場合も登坂性能や余裕駆動力を容易に把握できることを示す。さらに、提案の走行性能曲線図は表計算ソフト excel を用いて簡単に作成できるようにしたのでその概要を述べる。

2. 走行性能曲線図について

2.1 走行性能曲線図の構成 現在、一般的に利用されている走行性能曲線図を図1に示す。走行性能曲線図は走行抵抗線図、駆動力線図およびエンジン回転速度-車速の関係を示した3つの図から構成されている。それぞれの線



図の内容は次のとおりである。

図1 走行性能曲線図

走行抵抗線図は、車速 v [km/h] と走行抵抗 R [N] の関係を示したものである。走行抵抗は、ころがり抵抗 R_r 、空気抵抗 R_a 、勾配抵抗 R_g および加速抵抗 R_i の和として求めることができる。

$$R = R_r + R_a + R_g + R_i$$

$$= \mu_r mg \cos \theta + 1/2 \cdot C_x \rho S v^2 + mg \sin \theta + (m + \Delta m) \alpha_x \quad \dots (1)$$

ただし、 μ_r : ころがり抵抗係数[-] m : 車両質量[kg]

g : 重力加速度[m/s²] θ : 坂道勾配角[deg] C_x : 空気抵抗係数[-] ρ : 空気密度[kg/m³] S : 車両の前面投影面積[m²] Δm : 回転部分相当質量[kg] α_x : 前後方向の加速度[m/s²]

なお、走行抵抗線図では一定車速を前提としているため、加速抵抗は0とする。

駆動力線図は、エンジン性能曲線図の軸トルク T_e (フルスロットル時) とエンジン回転速度 n の関係を基にして車速 v [km/h] と駆動力 F_x [N] の関係を示したものである。トランスミッションの変速段毎に曲線が描かれる。

エンジン回転速度と車速の関係を示す線図は、駆動力線図と同様に変速段毎に描かれる。手動変速機の場合は、右肩上がりの直線になる。図1では駆動力線図と区別するために変速段の添字に r を付している。

2.2 車速に対する駆動力及びエンジン回転速度の関係

歯車式手動変速機の場合、ある車速におけるエンジン軸トルクと駆動力の関係は次式により与えられる⁵⁾。

$$F_x = \frac{T_e i_m i_f \eta_t}{r} \quad \dots (2)$$

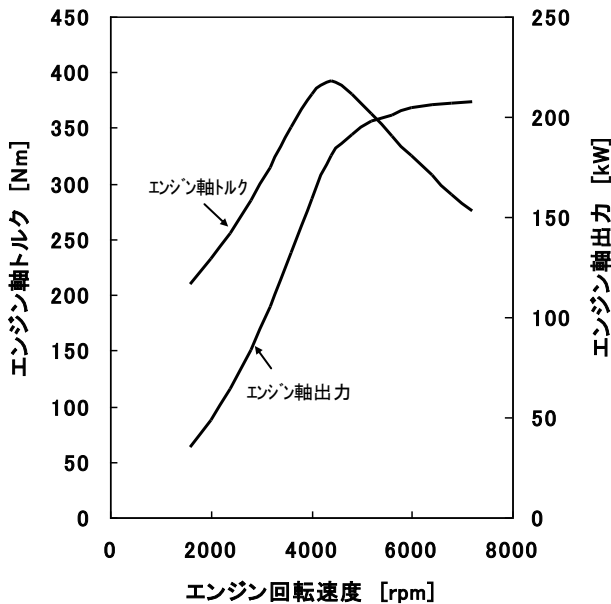
ただし、 T_e : エンジンの軸トルク[Nm] i_m : トランスミッションの変速比 i_f : ファイナルギヤの終減速比 η_t : 動力伝達効率 r : 駆動輪タイヤの有効半径[m]

また、エンジン回転速度 n_e [rpm] と車速の関係は、

$$v = \frac{3\pi n_e r}{25 i_m i_f} \quad \dots (3)$$

となる。

エンジン性能曲線図を図2に示す。この図はエンジン回転



速度 n に対するエンジン軸トルク T_e と軸出力 N_e の変化を示す。

図2 エンジン性能曲線図

3. 最大駆動力と最大加速度

タイヤと路面間に生じる駆動力は最大摩擦力 F_c を越えることができない。エンジントルクから計算される式(1)の駆動力は、最大摩擦力以下を前提としている。エンジントルクが大きい車両では、式(1)により計算される駆動力が最大摩擦力を越えるケースもあり、この時は最大摩擦力により制約を受ける。そして、最大摩擦力から計算される駆動力が最大駆動力となる。

いま、水平路面における前・後輪の静的荷重を W_f , W_r [N], 慣性力による前後輪間の荷重移動量を ΔW [N], 前・後輪の動的荷重を W'_f , W'_r [N] とする。力およびモーメントのつり合いから ΔW を求めると次式を得る。

$$\Delta W = \frac{mh\alpha_x}{l} \quad \dots (4)$$

したがって、前・後輪の動的荷重は、

$$\begin{cases} W'_f = W_f - \Delta W = \frac{m(bg - \alpha_x h)}{l} \\ W'_r = W_r + \Delta W = \frac{m(ag + \alpha_x h)}{l} \end{cases} \quad \dots (5)$$

となる。ただし、 l : ホイールベース[m] a , b : 前・後車軸～車両重心距離[m] h : 車両重心高[m]

タイヤと路面間の摩擦係数を μ とすると、最大駆動力 $F_{x\max}$ [N] は

前輪駆動車 (FF 車) の場合

$$F_{x\max} = \mu W'_f = \frac{\mu m(bg - \alpha_x h)}{l} \quad \dots (6)$$

後輪駆動車 (FR 車) の場合

$$F_{x\max} = \mu W'_r = \frac{\mu m(ag + \alpha_x h)}{l} \quad \dots (7)$$

四輪駆動車 (4WD 車) の場合

$$F_{x\max} = \mu W = \mu mg \quad \dots (8)$$

として与えられる。

次に、最大加速度 $\alpha_{x\max}$ を求める。余裕駆動力は駆動力と走行抵抗の差だから、余裕駆動力を F_a とすると、 $F_a = F_x - R$ と表わされる。余裕駆動力が全て加速に使用されたとすると、余裕駆動力は加速時の慣性力による抵抗つまり加速抵抗と等しくなるから、最大加速度は

$$R_i = (m + \Delta m)\alpha = F_a \quad \dots (9)$$

により、

$$\alpha_{x\max} = \frac{F_a}{m + \Delta m} = \frac{F_{x\max} - R}{m + \Delta m} \quad \dots (10)$$

と導くことができる。

式(10)の駆動力の項において、駆動力が最大摩擦力以下であれば式(2)により求めた駆動力を用いるが、以上であれば式(6)～(8)で与えられる最大駆動力の式を用いる。

なお、荷重移動量が前輪荷重よりも大きくなると、前輪が路面から離れて浮いた状態になるために後転する危険性が生じる。したがって、動的前輪荷重は $W'_f > 0$ の条件が必要であり、後輪駆動車および四輪駆動車の最大加速度は次式を満足しなければならない。

$$\alpha_{x\max} < \frac{bg}{h} \quad \dots (11)$$

4. 登坂性能

4.1 一定速走行時における登坂能力 図3は坂道を上る際に自動車に作用する力の関係を示す。自動車が登坂できる最大の坂道勾配角を最大登坂角と呼び、 θ_{\max} [deg]で表す。坂道を一定速で走行する場合、前後輪タイヤにおいて斜面に垂直に作用する抗力をそれぞれ N_f , N_r [N]で表すと、

$$\begin{cases} N_f = (W_f - \Delta W) \cos \theta \\ N_r = (W_r + \Delta W) \cos \theta \end{cases} \quad \dots (12)$$

となる。

ここで、荷重移動量 ΔW は容易に求めることができ次式で与えられる。

$$\Delta W = \frac{mgh}{l} \tan \theta \quad \dots (13)$$

式(13)を式(12)に代入すると、

$$\begin{cases} N_f = \frac{mg(b \cos \theta - h \sin \theta)}{l} \\ N_r = \frac{mg(a \cos \theta + h \sin \theta)}{l} \end{cases} \quad \dots (14)$$

を得る。

エンジントルクが十分に大きく最大駆動力がタイヤ最大摩擦力に等しい場合について考える。

FF車では、駆動力 F_x は抗力 N_f と摩擦係数 μ を用いて

$$F_x = \mu N_f \geq R \quad \dots (15)$$

と表される。簡単のために、走行抵抗は勾配抵抗のみとして、ころがり抵抗と空気抵抗を無視すると、式(15)は

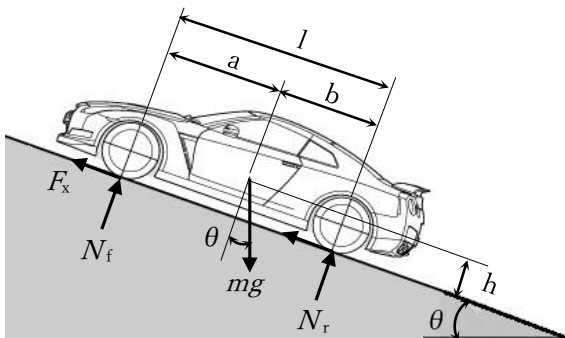


図3 登坂時の自動車に作用する路面反力

$$F_x = \mu N_f \geq W \sin \theta \quad \dots (16)$$

となる。

式(16)に式(14)を代入して θ について解けば、最大登坂角が導出できる⁶⁾。

$$\tan \theta_{\max} = \frac{\mu b}{l + \mu h} \quad \dots (17)$$

同様にして、FR車、4WD車はそれぞれ式(18)、(19)で与えられる。

$$\tan \theta_{\max} = \frac{\mu a}{l - \mu h} \quad \dots (18)$$

$$\tan \theta_{\max} = \mu \quad \dots (19)$$

ただし、前輪が路面から離れて後転しないために前輪路面反力 $N_f > 0$ を満足しなければならない、

$$\tan \theta_{\max} \leq \frac{b}{h} \quad \dots (20)$$

の条件が必要である。

4.2 加速走行時における登坂能力 次に、坂道を加速度 α_x で走行する場合を考える。荷重移動量 ΔW および前後輪タイヤにおける斜面に垂直に作用する抗力をそれぞれ N_f , N_r は次式で表わされる。

$$\Delta W = \frac{mh(g \sin \theta + \alpha_x)}{l \cos \theta} \quad \dots (21)$$

$$\begin{cases} N_f = \frac{m\{g(b \cos \theta - h \sin \theta) - \alpha_x h\}}{l} \\ N_r = \frac{m\{g(a \cos \theta + h \sin \theta) + \alpha_x h\}}{l} \end{cases} \quad \dots (22)$$

式(22)を用いると、式(17)～(19)に相当する最大登坂角 θ_{\max} は容易に求めることができる。

この場合も車両が後転しないために、FR車と4WD車は前輪路面反力 $N_f > 0$ を満足しなければならない。

5. タイヤと路面間の摩擦力限界線の追加

従来の走行性能曲線図における駆動力線図は式(2)を用いて描かれているが、大トルク・大出力エンジンを搭載した高性能車の駆動力は走行抵抗に比べて極めて大きくなる。こうした高性能車の登坂性能や加速性能を走行性能曲線図から知ろうとすると非常に大きな性能値が導出されてしまい正確な走行性能を把握することができないことがある。これは、走行性能曲線図の中にタイヤと路面間の摩擦力による最大駆動力が記されていないことが原因である。

式(15)に示したように、エンジンの動力により発生する駆動力は路面摩擦力を超えることはできない。タイヤと路面間

の摩擦力以上の駆動トルクを加えた場合、タイヤは空転する。

そこで、走行性能曲線図に新たにタイヤと路面間の摩擦力限界すなわち駆動力限界の線図を追記する。この駆動力限界を表わした線図は坂道勾配をパラメータとして記す。勾配角 θ の坂道を一定速で走行する自動車の最大駆動力 $F_{x\max}$ は、式(14)を用いると

FF車の場合

$$F_{x\max} = \mu N_f \quad \dots (23)$$

FR車の場合

$$F_{x\max} = \mu N_r \quad \dots (24)$$

4WD車の場合

$$F_{x\max} = \mu(N_f + N_r) = \mu W = \mu m g \quad \dots (25)$$

で与えられる。

図4～図6は、それぞれFF車、FR車および4WD車の駆動力限界線図を追記した走行性能曲線図を示す。図中で駆動力限界線はLDF (Limit line of driving force)として表わす。百分率の値は道路勾配である。計算に用いた車両諸元およびエンジン、動力伝達装置の諸特性を表1に記す。表1の値は公表されている国産の高性能車のデータ⁷⁾を参考にした。また、本来は駆動方式により車両荷重や前後配分に差異があるはずであるが、計算結果を比較し易いように、4WD車の値をそのままFF車やFR車にも適用している。

図より明らかなように、駆動力限界線図の追加により、登坂性能や加速性能が明確に把握できるようになった。3つの図を比較すると駆動方式による駆動力限界の違いが判る。駆動側の路面反力の大きさの影響により、4WD車の限界が最も高く、FR車、FF車の順となる。タイヤと路面間の摩擦係数 μ を0.8として計算したが、仮に $\mu = 1.2$ 相当のタイヤが存在したときに4WD車を採用すれば、駆動力限界

図4 駆動力限界を追加した走行性能曲線図 (FF車) が第1速時の駆動力線よりも上になるため、駆動力限界線図は必要無くなることもわかる。

なお、計算および作図はすべて表計算ソフト EXCEL を用いて実施したので、データ変更等による走行性能曲線図の作図などが容易に行えるようになった。

6. まとめ

高性能車の走行性能曲線図の改善を検討して以下の結果を得た。

- (1) 従来の走行性能曲線図にタイヤと路面間の摩擦力限界すなわち駆動力限界線図を追記した新たな走行性能曲線図

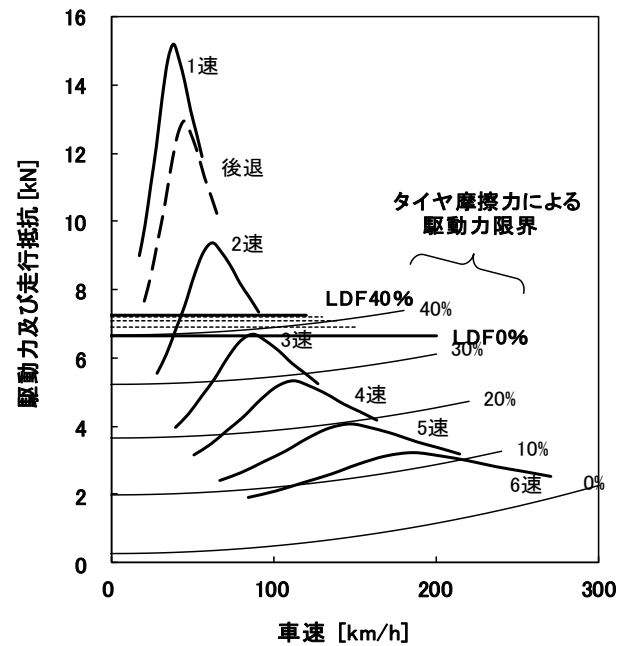


図5 駆動力限界を追加した走行性能曲線図 (FR車)

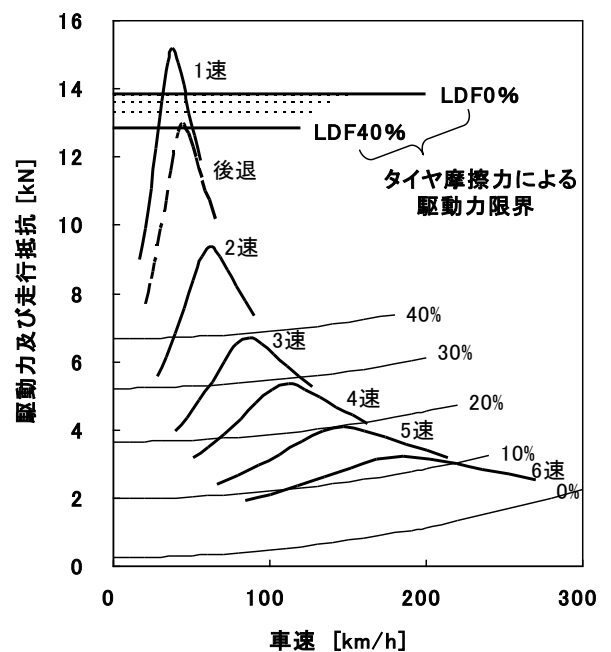
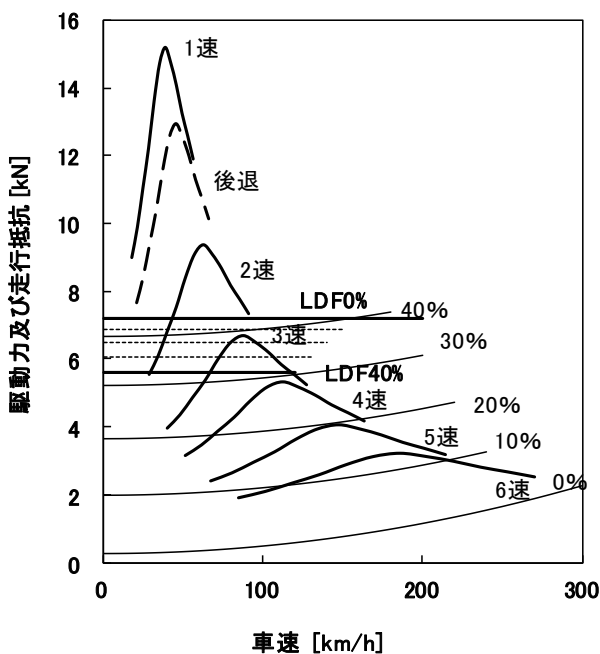


図6 駆動力限界を追加した走行性能曲線図 (4WD車)

を作成した。

- (2) 提案の線図により、車両の駆動方式の違いによる登坂性能や加速性能を明確に把握できる。
- (3) 表計算ソフト EXCEL を用いることで容易に走行性能曲線図の計算と作図を可能にした。

今後は、自動変速機を搭載した高性能車の走行性能曲線図の改善、さらなる精度向上を図るためにころがり抵抗係数の速度依存性や高速走行時に車体に働く揚力などの影響を考慮した走行性能曲線図の検討に取り組む予定である。

表 1 計算に用いた車両諸元および特性値

車両		エンジン		
W 車両荷重 [kN]	17.3	(6気筒ガソリン2.6Lツインターボ式)		
W _f 前軸荷重 [kN]	8.996	最高出力/エンジン回転速度		
W _r 後軸荷重 [kN]	8.304	Ne/ne [kW/rpm]		
m 車両質量 [kg]	1765.3	206/6800		
l ホイールベース [m]	2.62	最大トルク/エンジン回転速度		
a ホイールベース～前軸間距離 [m]	1.258	Te/ne [Nm/rpm]		
b ホイールベース～後軸間距離 [m]	1.362	392/4400		
h 重心高 [m]	0.55	トランスミッション		
C _x 空気抵抗係数 [-]	0.27	変速段	i _m : 変速比	η _t : 効率
S 前面投影面積 [m ²]	1.65	第1速	3.827	0.90
ρ 空気密度 [kg/m ³]	1.293	第2速	2.360	0.90
		第3速	1.685	0.90
タイヤ		第4速	1.312	0.92
r タイヤ有効半径 [m]	0.315	第5速	1.000	0.92
μ _r ころがり抵抗係数 [-]	0.015	第6速	0.793	0.92
μ タイヤ～路面間摩擦係数 [-]	0.8	後退	3.260	0.90
		デファレンシャル・終減速機		
		if 終減速比	3.545	

参 考 文 献

- 1) 自動車技術会, 自動車工学 -基礎- (2015), pp.48-50, 精興社.
- 2) 自動車技術会, 自動車技術ハンドブック 第1分冊 基礎・理論編 (1992), pp.105-110, 精興社.
- 3) 藤岡健彦, 鎌田実, 自動車プロジェクト開発工学 (2001), pp.12-13, 技報堂出版.
- 4) 清水康夫, 先端自動車工学 (2016), pp.36-38, 東京電機大学出版局.
- 5) 尾崎紀男, 自動車工学 (1972), pp.192-193, 森北出版.
- 6) 竹原伸, はじめての自動車運動学 (2014), pp.85-89, 森北出版.
- 7) 日産自動車, SKYLINE R34 系車 新型車解説書 サービス技術資料 追補版 I (1999), pp. B-3 & G-2.

空気力によるヨーモーメント発生機構を適用した自動車の 高速時における操縦性安定性

Maneuverability and Stability of Automobile through Yaw Moment Generation Mechanism using Aerodynamic Force at High-Speeds

森 和典^{*1}・梶山項羽市^{*1}

Kazunori Mori and Kouichi Kajiyama

1. 交通機械工学科

Key Words: Automobile, Maneuverability, Stability, Aerodynamics, Aerodynamic Device, Rudder, Yaw Moment

Abstract: In this report, the researchers outline a method for controlling an aerodynamic vertical rudder that actively generates yaw moments to improve the maneuverability and stability of automobiles traveling at high speeds. Simple calculations were used to determine vehicle velocity parameters, and to compare magnitudes of tire cornering force and aerodynamic rudder side force. The researchers clarify that high-speed automobile dynamics can improve so that the availability of tire force decreases and the margin of tire force increases through cooperative active control of the aerodynamic rudder and four-wheel steering.

1. ま え が き

高速で走行する場合、自動車は空気力による大きな影響を受ける。車体周りの空気の流れは車体に空気力として作用するが、前後方向の抗力は空気抵抗と呼ばれる走行抵抗として燃費の悪化の一因になる。また、上下方向の空気力は揚力となり車体を持ち上げるためタイヤが路面を押しつける抗力（接地荷重）を減じる方向に作用する。揚力はタイヤが発生する力を減じる方向に作用するために、自動車の操縦性安定性に悪影響を及ぼす。そこで、空気抵抗や揚力を減少させるために車体形状・デザインなどに様々な工夫が凝らされている¹⁾。

操縦性安定性に着目すると、揚力だけでなく空気力6分力の中では特に偏揺モーメント（ヨーモーメント）も大きな影響を及ぼす。モータースポーツ用途車、スポーツカーおよびスポーティタイプの乗用車では、空気力による下向きの揚力（ダウンフォース）を発生させて車体に働く揚力によるタイヤの接地荷重の減少を抑える、または増加させるためにスポイラやウィングなどの空力デバイスが多用されている^{2,3)}。また、偏揺モーメントの適正化を図るため車両形状に関する研究開発も行われている⁴⁾。こうした方法は空力デバイスや車体形状を固定した状態で用いており受動制御（パッシブ制御）と呼ぶことができる。

一方、車速や車両状態量に応じて積極的に空力デバイスを可変に制御し車両運動性能の向上を図る能動制御（アクティブ制御）方法がある。高速走行時に車体前方スカート部に格納したフロントスポイラを出現させる方法、車体後部に格納したスポイラまたはウィングを出現させる方法な

どが市販乗用車で採用されている。これらはいずれも接地荷重の適正化を図るための制御方法である。また、ロールを抑制し左右輪間の接地荷重配分を適正にするために、リヤ・ウィングを左右に分割して、旋回時にロール角に応じて左右の翼の仰角を別々に制御する方法、いわゆるパタフライ・ウィングが過去にレーシングカーで採用されたことがある。

著者らは、空力デバイスの制御をさらに発展させて、超高速時まで含めた幅広い車速域で車両の操縦性安定性の向上を図るために、新たに空力ラダー（垂直翼）を車体に取り付けてその仰角を能動制御してヨーモーメントを積極的に発生させる方法の検討を進めている。

本報では、この空力ラダーの仰角制御によりヨーモーメントを発生させる機構の基礎的な検討内容に関して概要を報告する。まず、計算解析において車両運動性能計算を容易にするとともに空力デバイスと走行制御装置の単純なアクティブ制御則を導くために、空気力を簡略化した車両運動計算モデルを紹介する。次に、空力ラダーが発生する横力の大きさとタイヤのコーナリングフォースとを単純な計算により比較する。その結果を基にして、高速旋回時において空力ラダーと四輪操舵などのタイヤコーナリング特性を制御する走行装置との協調制御を行えば、タイヤカの利用率を低減できてタイヤカに余有が生じるために車両運動性能向上の可能性を示す。

2. 空気力によるヨーモーメント発生機構について

空気力により車両に働くヨーモーメントを得る方法は様々な方法や機構が考えられる。図1はその一例を示す。

リヤ・ウィングの支柱形状を翼型にした空力ラダー方式である。直進状態ではラダーは進行方向を向け、車両旋回時には揺動させて迎角を付けることにより揚力を発生させて横力を得る。この横力によりヨーモーメントが生じることになる。

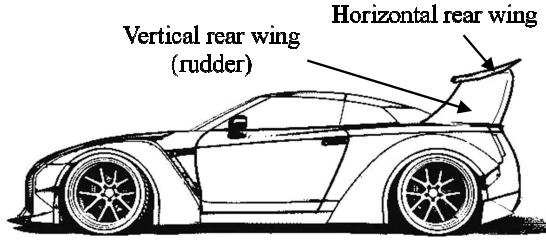


Fig.1 Automobile with aerodynamic rudder

他にも、機構的には垂直翼に航空機と同じような形態のラダー（フラップ）を設ける⁵⁾、車両前後部にそれぞれ垂直翼の空力ラダーを設ける、水平翼を傾けてその揚力の分力により横力を得る機構などが考えられる。左右2翼だけでなく3翼とすることや、前述のバタフライ・ウィング方式などがある。

3. 計算モデル

図2は、基本となる車両運動の計算モデルである。車体の3軸回りの回転運動と3方向の並進運動を考慮した計算モデルであり、それぞれの運動方程式は車体および空力デバイスに作用する空気力を付加する^{6,7)}。

車両の計算モデルを表わす運動方程式は、次の内容を前提にして簡略化を図った。車体固定座標回りの慣性相乗モーメントは全て零とする。ロールセンタは左右輪を結ぶ線の中点を含み、路面に対して垂直な平面上に位置するものとし、車体に固定されているものとする。

車体固定座標系を用いて車両の運動方程式を導くと、並進運動は次のように表わされる。

$$(m + \Delta m)\alpha_x = \sum_{j=1}^4 F_{jx} + F_{ax}^b + F_{ax}^w \quad \dots (1)$$

$$m\alpha_y = \sum_{j=1}^4 F_{jy} + F_{ay}^b + F_{ay}^w \quad \dots (2)$$

$$m\alpha_z = \sum_{j=1}^4 F_{jz} + F_{az}^b + F_{az}^w \quad \dots (3)$$

ただし、各加速度は次式で与えられる。

$$\begin{cases} \alpha_x = \ddot{x} - \dot{y}r + \dot{z}\dot{\lambda} \\ \alpha_y = \ddot{y} + \dot{x}r - \dot{z}\dot{\phi} \\ \alpha_z = \ddot{z} - \dot{x}\dot{\lambda} + \dot{y}\dot{\phi} \end{cases} \quad \dots (4)$$

ロール、ピッチ、ヨー軸回りのモーメントのつりあい式は、それぞれ次のように表わされる。

$$\begin{aligned} (I_x + m_s h_s^2)\ddot{\phi} - m_s \alpha_y h_s - m_s g h_s \phi \\ = M_{xf} + M_{xr} + M_{ax}^b + M_{ax}^w \end{aligned} \quad \dots (5)$$

$$\begin{aligned} I_y \ddot{\lambda} + m h_{cg0} \alpha_x = -a(F_{1z} + F_{3z}) \\ + b(F_{2z} + F_{4z}) + M_{ay}^b + M_{ay}^w \end{aligned} \quad \dots (6)$$

$$\begin{aligned} I_z \dot{r} = a(F_{1y} + F_{3y}) - b(F_{2y} + F_{4y}) \\ + M_{zc} + M_{az}^b + M_{az}^w \end{aligned} \quad \dots (7)$$

式(5)の M_{xf} と M_{xr} は、サスペンションばねやスタビライザ等により生じる前輪および後輪のロール抵抗モーメントを示す。

なお、式(7)の右辺の M_{zc} は、制駆動力の左右差により発生する直接ヨーモーメントを表わしており

$$M_{zc} = t_f(F_{1x} - F_{3x})/2 + t_r(F_{2x} - F_{4x})/2 \quad \dots (8)$$

となる。

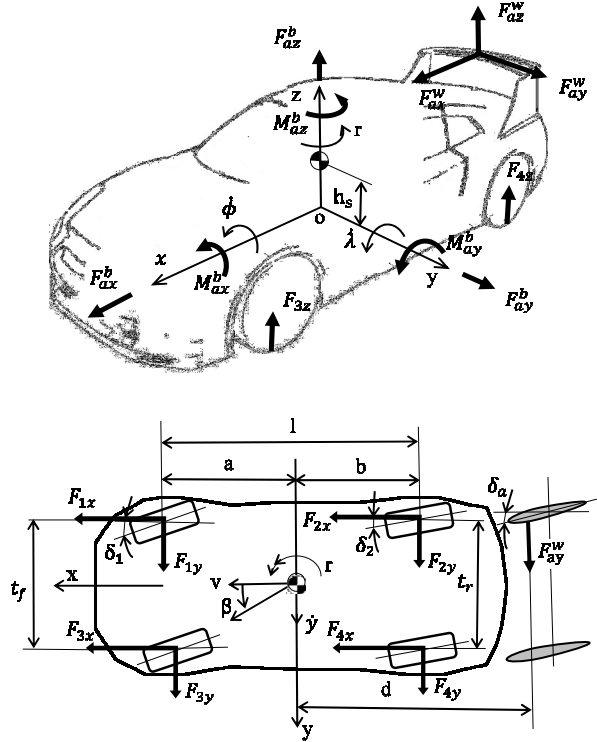


Fig.2 Analysis model of vehicle dynamics considered aerodynamic force

また、式(1)~(3)および式(5)~(7)において、 $F_{ax}^b, F_{ay}^b, F_{az}^b$ および $M_{ax}^b, M_{ay}^b, M_{az}^b$ は車体周りの空気流により車体に働く空気力の x, y, z 軸方向の六分力成分を表わす。 F と M はそれぞれ空気力と空気力により発生するモーメントを表わす。上付添字の b は車体を、下付添字の x, y, z は座標軸方向を示している。

$$F_{ax}^b = 1/2 \cdot C_x^b \rho S v^2 \quad \dots (9-1)$$

$$F_{ay}^b = 1/2 \cdot C_y^b \rho S v^2 \quad \dots (9-2)$$

$$F_{az}^b = 1/2 \cdot C_z^b \rho S v^2 \quad \dots (9-3)$$

$$M_{ax}^b = 1/2 \cdot C_{mx}^b \rho S l v^2 \quad \dots (10-1)$$

$$M_{ay}^b = 1/2 \cdot C_{my}^b \rho S l v^2 \quad \dots (10-2)$$

$$M_{az}^b = 1/2 \cdot C_{mz}^b \rho S l v^2 \quad \dots (10-3)$$

ただし、

C_x^b, C_y^b, C_z^b : 車体に働く x, y, z 方向の空気力に関する
空気係数

$C_{mx}^b, C_{my}^b, C_{mz}^b$: 車体に働く x, y, z 軸回りの空気モーメントに関する
空気モーメント係数

同様に、 $F_{ax}^w, F_{ay}^w, F_{az}^w$ および $M_{ax}^w, M_{ay}^w, M_{az}^w$ は、
リヤ・ウィングなどの空力デバイスにより発生する六分力成分を
表わす。

$$F_{ax}^w = 1/2 \cdot C_x^w \rho A v^2 \quad \dots (11-1)$$

$$F_{ay}^w = 1/2 \cdot C_y^w \rho A v^2 \quad \dots (11-2)$$

$$F_{az}^w = 1/2 \cdot C_z^w \rho A v^2 \quad \dots (11-3)$$

$$M_{ax}^w = 1/2 \cdot C_{mx}^w \rho A l_c v^2 \quad \dots (12-1)$$

$$M_{ay}^w = 1/2 \cdot C_{my}^w \rho A l_c v^2 \quad \dots (12-2)$$

$$M_{az}^w = 1/2 \cdot C_{mz}^w \rho l_c A v^2 \quad \dots (12-3)$$

ただし、

C_x^w, C_y^w, C_z^w : 空力デバイスに働く x, y, z 方向の空気
力に関する 空気係数

$C_{mx}^w, C_{my}^w, C_{mz}^w$: 空力デバイスに働く x, y, z 軸回りの
空気モーメントに関する 空気モーメント係数

計算を容易にして解析の見通しをよくするために、次の
前提条件下で運動方程式(1)~(7)を簡略化する⁸⁾。

- ① 車両運動はヨーレート r と車体スリップ角 β のみを
考慮し、ロール ϕ 、ピッチ λ およびバウンス運動
は無視する。
- ② 車速は一定、あるいは前後加速度は非常に小さい準定
常状態、 $\alpha_x = 0$ とする。
- ③ 条件①と②をまとめ、操縦性安定性解析における2自
由度モデルとして考える。左右輪のタイヤスリップ角
およびタイヤ上下荷重は等しいとおく。
- ④ タイヤのコーナリングフォースはタイヤスリップ角、
タイヤ上下荷重および制動駆動力の関数とする。ただ
し、条件③の車両運動の2自由度モデルとして考える

際はタイヤスリップ角のみの関数とする。なお、タイ
ヤ上下荷重および制動駆動力を考慮しても解析は可能
である。

- ⑤ 横力を発生する 空力デバイスは図1に示すようなり
ヤ部に取り付けた空力ラダー(垂直後翼)のみとする。
また、空力ラダーに発生する空気流は車体や他の空力
デバイスの影響は受けない。また、車体のロール等
によるラダー翼面上の空気力分布の変化も無いもの
とする^{9,10)}。
- ⑥ 車体に働く揚力は、車体形状や付加したデバイスお
よびリヤ・ウィング(水平後翼)により抑制されて空気
力によるタイヤ上下荷重の変化は無い。
- ⑦ 自然風は無いとして、車体に対する空気流の相対速
度は車速に等しい。

図3は簡略化した車両運動モデルを示す。車両の運動方
程式は次式のように表わすことができる。

$$m v (\dot{\beta} + r) = F_f + F_r + F_a \quad \dots (13)$$

$$I_z \dot{r} = a F_f - b F_r - d F_a \quad \dots (14)$$

ただし、 d は車両重心と空力ラダーの空力中心間距離を
表わす。

タイヤのコーナリング特性が線形とすると、左右2輪分
のコーナリングフォースの和は前輪および後輪それぞれ

$$\begin{cases} F_f = C_f \beta_f \\ F_r = C_r \beta_r \end{cases} \quad \dots (15)$$

として表わされる。ここで、タイヤのスリップ角は次式で
与えられる。

$$\begin{cases} \beta_f = \delta_f - \beta - \frac{a}{v} r \\ \beta_r = \delta_r - \beta + \frac{b}{v} r \end{cases} \quad \dots (16)$$

一方、空力ラダーが発生する横力 F_a は式(11)の第2式を
用いると

$$\begin{aligned} F_a &= \frac{\rho}{2} C_y A v^2 = \frac{\rho}{2} \left(\frac{\partial C_y}{\partial \beta_a} \right)_0 \beta_a A v^2 \quad \dots (17) \\ &= C_a \beta_a \end{aligned}$$

ただし、

$$C_a = \frac{\rho}{2} \left(\frac{\partial C_y}{\partial \beta_a} \right)_0 A v^2 \quad \dots (18)$$

また、空力ラダー(垂直後翼)の方向舵角を δ_a とする
と、仰角 β_a は、

$$\beta_a = \delta_a - \beta + \frac{d}{v} r \quad \dots (19)$$

として表わされる。

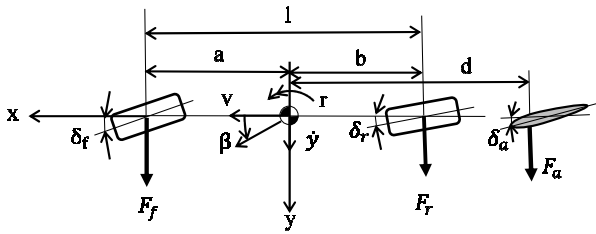


Fig.3 Simplified analysis model of 2-wheels type

上述のように車両運動モデルを簡略化すると、式の形からタイヤスリップ角 β_f , β_r と翼の仰角 β_a が、またタイヤのコーナリングパワー C_f , C_r と仰角 1[deg] 当りの空気力による横力 C_a とがアナロジーの関係にあることがわかる。したがって、式(13), (14)の運動方程式において C_a は C_f , C_r と同じように取り扱うことができるため、空力ラダーの方向舵角 δ_a をアクティブに制御して車両運動をコントロールする際の制御則も導出可能となる。

なお、タイヤのコーナリングフォースがタイヤスリップ角に対して非線形となる領域またはタイヤ上下荷重、制動駆動力を考慮する場合は、式(15)を必要な変数を用いた関数の形で表わす。

4. 計算結果と考察

4.1 タイヤ横力と空気横力特性の特徴 タイヤのコーナリングフォースの特性と空気力による空力ラダーに発生する横力の特性について比較した。

図4は、解析で用いたタイヤのコーナリングフォースとタイヤスリップ角の関係を示す。酒井の式として知られるタイヤモデルを基にして計算をおこなった^{11,12)}。タイヤ上下荷重をパラメータとしてグラフを描いており、タイヤ上下荷重が大きいほどコーナリングフォースの最大値は大きくなる。また、タイヤスリップ角に対するコーナリングフォースの関係が線形となる領域から非線形域へと緩やかに変化し、コーナリングフォースが最大値を越えた後の変化は非常に小さいのが特徴である。タイヤスリップ角が小さい領域では式(15)が成立する。各グラフの傾きがタイヤのコーナリングパワーを表わす。タイヤモデルでは、タイヤ上下荷重とコーナリングパワーの大きさはほぼ比例し、この関係をグラフに記した場合、グラフの形は上に凸の関係となるように設定しており実際のタイヤ特性に近づけている。

図5は、空力ラダーに発生する横力と仰角の関係を示す。翼型が対称翼の揚力係数と仰角の関係を基にして計算を行った¹³⁾。車速 180[km/h]とし、翼面積をパラメータとしてグラフを記している。仰角に対して横力は線形的に大きくなる。比較的大きな仰角でも線形性を保つことが翼の特徴である。仰角と横力が線形になる領域では式(17)が成立す

る。仰角 14° 以上では失速状態に陥る。なお、失速部分のグラフは省略した。

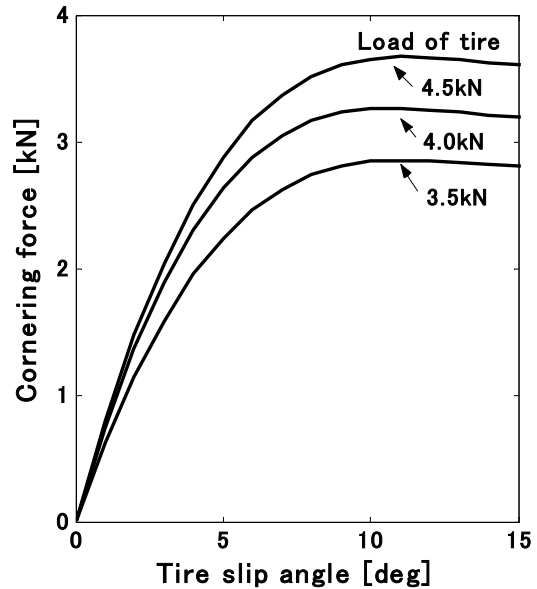


Fig.4 Tire cornering characteristics

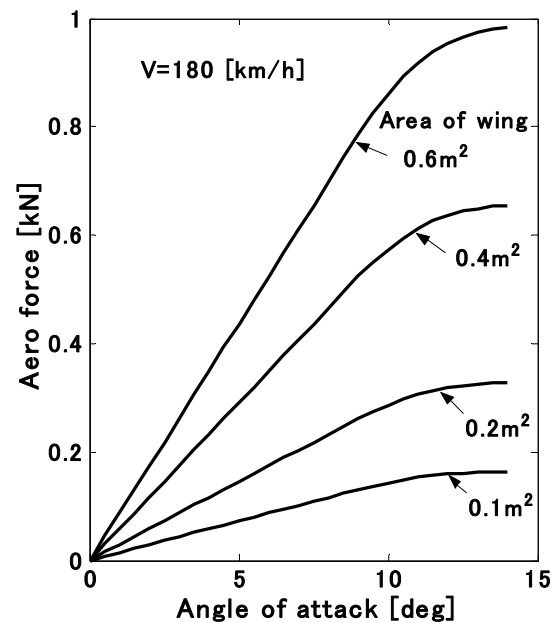


Fig.5 Relation between angle of attack and aero force on rudder

4.2 タイヤ横力と空気横力特性の比較 コーナリングフォースは車速に対する依存性がほとんど無いが、空力ラダーが発生する空気力による横力は車速に大きく依存しており、車速の2乗に比例する。式(15)で表わされる前後輪のコーナリングパワー C_f と C_r 、および式(17), (18)で表わされる仰角 1[deg] 当りの空気力による横力 C_a の車速に対する変化を表わしたグラフを図6に示す。計算データには一般的な走行性能重視の乗用車の特性値を使用した。車

両運動におけるタイヤ力と空気力の影響を比較するために、 C_f と C_r はタイヤ単体値ではなく、タイヤ単体値にステアリング剛性やサスペンションのコンプライアンス・ステアなどを考慮した等価コーナリングパワーを用いている。 C_f と C_r は C_a に比べて非常に大きい値となるために、図の縦軸目盛は C_f と C_r の1/10倍の値を示す。 C_a は縦軸目盛をそのまま用いる。

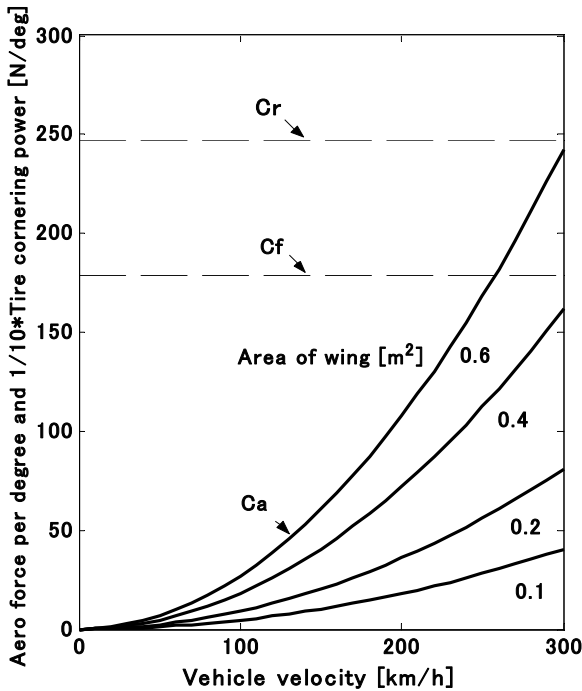


Fig.6 Comparison of changes by vehicle velocity of equivalent cornering forces and aerodynamic force

4.3 タイヤ力制御装置と空カラダーとの協調制御 高速時における操縦性安定性向上を目的として実用化された四輪操舵は、走行性能だけではなく装置のフェールセーフ面も考慮されているため機構上の最大舵角が $0.5 \sim 1.0^\circ$ 程度である^{14)・16)}。しかし、一般的な走行の場合、実車実験や計算上もこれよりも小さい制御舵角で済むことが知られている。また、前後輪アクティブ操舵制御¹⁷⁾では、前後輪の最大補助舵角は計算上 3° 程度であり、制動駆動力制御と協調制御を行えばさらに小さい舵角量で済む。タイヤの舵角制御は補助操舵として用いられているが、このように小さな舵角量でも C_f や C_r の値が大きいため車両運動には大きな影響を与える。

一方、空気力による C_a は、低速域から中速域（ここでは 80km/h 未満とする）では極めて小さく、方向舵角を大きくしても効果は限定される。また、翼面積が小さいと効果がないため大きくするのが望ましいが、実用化を目指す場合は空カラダー機構の取り付け方法や位置、機構自体の荷重、後部視認性、空気抵抗等を配慮しなければならず自ずと限界がある。そのため現実的には最大でも約 $0.4[\text{m}^2]$ と

考えられる。以後はこの $A = 0.4[\text{m}^2]$ を代表値として話を進める。

高速域（ $80\text{km/h} \sim 160\text{km/h}$ とする）から超高速域（ 160km/h 超とする）に移行するに伴い C_a が急増するため、大きな翼面積を確保して、大きな方向舵角で制御すれば車両運動制御に利用できる可能性がある。ただし、 C_a の大きさから判断して、従来からの走行制御装置の補助的な手段としての役割を担わせるのが現実的な解と考えられる。具体的には、こうした空力デバイスと四輪操舵などの舵角制御や制駆動力制御、さらには走行装置の統合制御との協調制御が挙げられる^{18)・20)}。また、空力デバイスも後部空カラダーだけではなく、前後に配置した空カラダーや他の空力デバイスのアクティブ制御化へと発展性が広がる。

タイヤ最大摩擦力に対するタイヤ横力と前後力の和としての摩擦力が占める割合をタイヤ利用率 η とすると、各輪の η は次式で示される²¹⁾。

$$\eta = \frac{\sqrt{F_{jx}^2 + F_{jy}^2}}{\mu W_j} \quad \dots (20)$$

空気力は純粋に車体に作用する外力のため、上述の走行制御装置と協調制御を行えばタイヤ利用率を抑制できて、その余裕分を運動性能向上に振り向けられる。

例えば四輪操舵との協調制御では、タイヤコーナリング線形域における後輪舵角とラダーの方向舵角をバランス良く制御できれば、制御舵角量、装置の搭載性、アクチュエータの消費エネルギーなどの設計自由度を大きくすることができる。また、タイヤ利用率が小さくなるためにタイヤ摩擦耗量も減少する。さらに、タイヤコーナリング非線形域では、タイヤコーナリングフォースが飽和する限界 G 領域における性能向上にも寄与できる可能性がある。特に、 300km/h を超えるレーシングカーでは、空カラダー単体でも大きな効果が見込める。

しかし、タイヤ力以外の外力に直接依存するとステアリングの操舵感や車体のロール感^{22)・24)}などに影響を及ぼすことが懸念されるため、この分野の検討も併せて必要となる。

5. まとめ

高速走行時における車両の操縦性安定性を向上させる目的で、空力デバイスを用いてヨーモーメントを積極的に発生させて制御を行う機構の基礎的な検討を行い、以下の結果を得た。

- (1) 空気力の影響を含めた車両運動性能計算を容易にするために、簡略化した計算モデルを作成した。これによって空気力の影響が把握し易くなり、空カラダーの仰角を制御するための制御則を簡単に導くことが可能になった。
- (2) 空カラダーが発生する横力とタイヤのコーナリングフォースの大きさを計算により比較した結果、高速

旋回時において空力ラダーに発生する空気力（横力）をタイヤ力の補助として利用できることが判った。

(3)空力デバイスによる空気力制御と四輪操舵などのタイヤコーナリング特性を制御する走行装置との協調制御を行えば、空気力によりタイヤ力の利用率を低減できてタイヤに余有が生じるために車両運動性能向上の可能性はある。

本報告では、空気力によるヨーモーメント発生機構とその制御に関する技術的な可能性について検討した。基礎的な検討のため、理論解析では様々な前提条件のもとに式の導出や計算を実施した。今後は、前部または後部に設けた空力ラダーのアクティブ制御方法、および4WSなどの走行制御装置との協調制御方法、空気力の変動や遅れを考慮したフィードバック制御方法の検討、さらにはステアリングの操舵能力や車体のロール感などへの影響解析を進める予定である。

また、空力ラダーの空力特性に関する様々な前提条件の妥当性を精確に評価するために、大規模計算機による車体周りの空気流とフルビークルモデルを用いた機構・運動との連成シミュレーション解析や試作車による走行実験が必要となる。

付 録

本文の中で使用する主な記号を示す。

A : wing area of aerodynamic rear rudder
 C_a : aerodynamic side force per 1-degree angle of attack
 C_i, C_j : front/rear cornering power, cornering power of each tire
 F_a : side force on rear aerodynamic rudder
 F_{jx}, F_{jy}, F_{jz} : tire force in x, y, z axis direction at each wheel positions
 $F_{ax}^b, F_{ay}^b, F_{az}^b$: aerodynamic force in x, y, z axis direction acts on vehicle body
 $F_{ax}^w, F_{ay}^w, F_{az}^w$: aerodynamic force in x, y, z axis direction acts on aerodynamic device
 H : height of vehicle's center of gravity
 I_x, I_y, I_z : roll, pitch, yaw moment of inertia around axis passing c.g.
 $M_{ax}^b, M_{ay}^b, M_{az}^b$: aerodynamic moment around x, y, z axis acts on vehicle body
 $M_{ax}^w, M_{ay}^w, M_{az}^w$: aerodynamic moment around x, y, z axis acts on aerodynamic device
 M_{zc} : direct yaw moment generated by torque

distribution of four wheels
 M_{xi} : resisting moment to roll
 N : steering overall gear ratio
 S : frontal projected area of vehicle
 W_j : vertical direction load of tire
 a, b : distance from front/rear axle to center of gravity (c.g.) of vehicle
 d : distance from center of gravity of vehicle to aerodynamic center of rear rudder
 g : acceleration due to gravity
 $h_{cg} : h_{cg} = H - h_{RC}$
 h_{RC}, h_s : height of roll center at position of c.g., arm length of rolling moment

$$h_s = (H - h_{RC}) \cos \theta_R$$

$$= \{H - (b h_f + a h_r) / l\} \cos \theta_R$$
 h_i : height of roll center at front/rear axle
 l : wheelbase l_c : chord length
 m, m_s : vehicle mass, sprung mass
 Δm : equivalent mass in rotation parts
 r : yaw rate
 t_i : front/rear wheel tread
 v : vehicle velocity
 $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$: longitudinal, lateral, vertical acceleration at c.g. of vehicle
 β : body sideslip angle at c.g. of vehicle
 β_a : attack of angle on rear aero rudder
 β_i, β_j : front /rear tire slip angle, tire slip angle of each wheel
 δ_a : directional steer angle on rear aerodynamic rudder
 δ_f : front wheel steer angle on maneuvering steering wheel $\delta_f = \theta / N$
 δ_{rc} : rear active steer angle
 θ : steering wheel operating angle
 θ_R : inclination angle of rolling axis

$$\tan \theta_R = (h_r - h_f) / l$$
 λ : pitch angle
 ϕ : roll angle
 ρ : air density
 η : tire availability
 μ : coefficient of friction between tire and road
 $o - xyz$: coordinates fixed to the vehicle body

Subscripts

i : f -front wheels, r -rear wheels

j : 1-right front wheel, 2-right rear wheel,
3-left front wheel, 4-left rear wheel

0 : initial state variable

- 23) 川越健次, “ロール感向上の為のサスペンション技術開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9638194, Vol.965 (1996-10), pp.165-168.
- 24) 原田宏・原田正範・荒木嘉昭・大屋勝敬, “横風外乱遭遇時における人間-自動車系の操縦性安定性評価指標”, 日本機械学会論文集, 65-629, C (1999-1), pp.222-228.

参 考 文 献

- 1) 自動車技術会, 自動車工学 -基礎- (2015), pp.219-220, 精興社.
- 2) 檜垣和夫, F1 最新マシンの科学 (2001), pp.169-198, 講談社.
- 3) William F. Milliken, and Douglas L. Milliken, Race Car Vehicle Dynamics (1995), pp.489-577, SAE.
- 4) 自動車技術会, 自動車技術ハンドブック-基礎・理論編- (1992), pp.196-203, 精興社.
- 5) 柳生一, 図解・飛行機のメカニズム (1999), pp.48-57, 講談社.
- 6) 原田宏, 自動車技術者のためのピークルダイナミクス (2005), pp.59-65, 産業科学システムズ.
- 7) Mori,K., “Improvement in Automobile Maneuverability through Chassis Integrity Control System”, Bulletin of Kurume Institute of Technology, No.30 (2007), pp.9-21.
- 8) 安部正人, 自動車の運動と制御 (2008), pp.122-130, 東京電機大学出版局.
- 9) 加藤寛一郎・大屋昭男・柄沢研治, 航空機力学入門 (1985), pp.89-103, 東京大学出版会.
- 10) 嶋田有三・佐々修一, 飛行力学 (2017), pp.119-136, 森北出版.
- 11) 酒井秀男, “タイヤの力学(2)”, 自動車技術, 30-11(1976), pp.968-972.
- 12) 森和典, “制動力左右輪配分と四輪操舵との協調制御を適した車両の操舵応答安定性”, 日本機械学会論文集, 64-618, C (1998-2), pp.530-537.
- 13) 加藤寛一郎, 飛ぶ力学 (2012), pp.87-97, 東京大学出版会.
- 14) 入江南海雄・芝端康二, “後輪アクティブ制御による操縦安定性の向上”, 自動車技術, 40-3(1986), pp.360-369.
- 15) 森和典・江口孝彰・金子敏志・川越健次・入江南海雄, “サスペンション特性も考慮した後輪操舵の過渡制御による操縦安定性向上”, 自動車技術会論文集, No.45(1990), pp.31-36.
- 16) 森和典・江口孝彰・入江南海雄, “後輪操舵の過渡制御による操縦安定性向上”, 自動車技術, 44-3(1990), pp.19-28.
- 17) Mori,K. and Itou,A., “Improvement in Maneuverability and Stability of Vehicle through Front/rear Active Steer Control with Steer-by-wire”, Bulletin of Kurume Institute of Technology, No.32 (2009), pp.61-76.
- 18) 森和典, “スライディングモード制御法を用いた制動力配分と4WSの協調制御による車両の操縦性安定性向上”, 日本機械学会論文集, 68-671, C (2002-7), pp.68-74.
- 19) 森和典, “走行系の統合制御を適用した車両の運動性能”, 日本機械学会論文集, 68-671, C (2002-7), pp.172-179.
- 20) Mori,K., “Active Steer Control System of Front and Rear Wheels through Reference Model Following Control Based on Driver’s Sense Characteristics”, Bulletin of Kurume Institute of Technology, No.34 (2011), pp.11-27.
- 21) 森和典, “制動力左右差配分と四輪操舵の協調制御による車両の操舵応答安定性”, 久留米工業大学研究報告, No.20 (1996), pp.29-37.
- 22) 前田和宏・酒井英樹, “高速走行時の車両安定性に与える空気力影響の解析 -ロール運動に与える空気ロール力・ヨー力の影響解析-”, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9305562, Vol.934 (1993-10), pp.109-112.

駐車場事故防止ポールの設計開発

Design and development of a safety pole to prevent automobile accidents while parking

井川 秀信*¹ 田中 基大*¹
Hidenobu Igawa and Motohiro Tanaka

1. 交通機械工学科

Abstract: In this study, we developed a safety pole to prevent automobile accidents by mistaken stepping on the accelerator pedal while parking. For the design, we made the model using a three-dimensional CAD. For the stress analysis, we used the finite element method. We also analysed the strength of the safety pole and inspected it by an experiment. Our recommendations for the design method of the safety pole are based on the results of these experiments.

Key Words: Safety pole, Automobile accident, CAD, Stress Analysis, Finite element method, Experimental inspection

記号の説明

s	応力	z_p	塑性断面係数
e	ひずみ	V_0	衝突速度
M	曲げモーメント	V_{max}	衝突限界速度
z	断面係数	m	車体質量
σ_y	降伏応力	T	衝突時間
P_{max}	限界衝撃荷重	$F(t)$	荷重波形
M_P	塑性崩壊モーメント		

1. はじめに

自動車事故の中でブレーキペダルとアクセルペダルの踏み間違い事故は、毎年約7000件起り、約9600人の死傷者が出ている。年齢別に見ると60歳以上の高齢者と10～20歳代がほぼ同じ割合を占め、その両方を合わせると全体の70[%]になる。この手の事故は高齢者に多いと思いがちだが、実際は若年層にも多い。また性別で見ると女性が約80[%]を占めている⁽¹⁾。

最近起こったペダル踏み間違い事故としては、2016年12月に福岡市でタクシーが病院に突入し、10人が死傷した。また同年12月末に横須賀の立体駐車場において5階の駐車場フロアから乗用車が外柵を破って転落事故を起し、3人が死亡している。この手の事故が起こると悲惨な状況になることが多く、当然、何らかの防止策が必要である。

通常、駐車場には車両が所定位置から飛び出すことを抑制するため輪止めが設置されている。しかし、ペダルを踏み間違えて急発進を行うと車が輪止めを乗り越え、他の車、建物あるいは人に衝突し事故に至る。そこで著者の一人は、事故防止対策の一つとして「駐車場事故防止ポール」を田主丸化成（久留米市）との共同研究において製品の試作を行った⁽²⁾。

本研究では、製品化された「駐車場事故防止ポール」の強度を調べると共に出来るだけ簡単な方法で所定の負荷に耐えうる事故防止ポールの設計について検討を行う。また、実際の施工例についても示す。

2. 基礎理論

Fig.1に駐車場事故防止ポールと寸法の概略を示す。事故防止ポールは、口型鋼柱と板厚12[mm]の鉄板であり、材質は鉄鋼材（S25C相当）である。

以下に事故防止ポールの設計における基本的な理論を述べる。

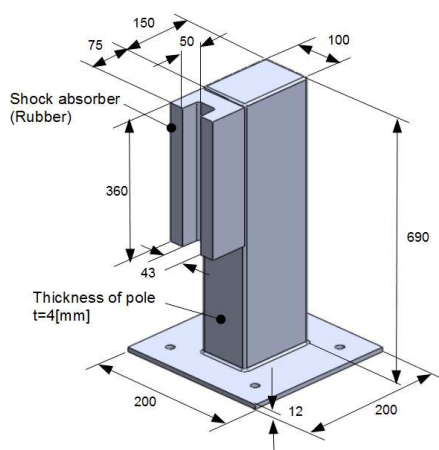


Fig. 1 Outline of safety pole and dimension

静的荷重 P における片持ちはりの曲げモーメント、断面係数、曲げ応力との関係式を示す。なお、Fig.2 は試作した事故防止ポールの断面形状（ロ型鋼材）である。

曲げモーメント

$$M_y = P(H - y) \quad (1)$$

断面係数

$$z = \frac{1}{6h} \{ bh^3 - (b - 2t)(h - 2t)^3 \} \quad (2)$$

曲げ応力

$$\sigma = \frac{M_y}{z} \quad (3)$$

ひずみ

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (E \text{ はヤング率}) \quad (4)$$

曲げ応力を受ける場合、断面の一部が降伏点に達しても構造体は弾性変形を保ついわゆる塑性拘束状態にある。負荷の増加で塑性域が進展し、やがて全断面降伏状態となり塑性崩壊が始まる。この塑性崩壊が始まるモーメントを塑性崩壊モーメント、そのときの荷重を限界荷重とし、塑性断面係数から降伏応力を σ_Y として塑性崩壊モーメントおよび限界荷重を求める関係式を与える。

塑性断面係数

$$z_p = bt(h - t) + \frac{1}{2}t(h - 2t)^2 \quad (5)$$

塑性崩壊モーメント

$$M_p = z_p \cdot \sigma_Y \quad (6)$$

限界荷重

$$P_{\max} = \frac{M_p}{H} \quad (7)$$

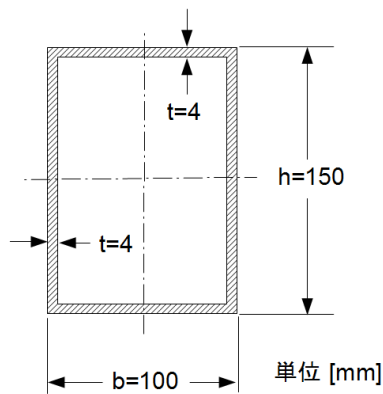


Fig. 2 Dimensions of cross-section for safety pole (Unit [mm])

3. 実験方法

実験では、Fig. 3 に示すようにポール上部に 50[kN]まで測定可能なロードセル（共和製 LTZ-5TA-PI）を取付ける。ロードセルの取付け位置は、通常使用における衝突とポール上部付近の衝突を想定し地面から 0.52[m]とした。

Fig.4 に示すように、衝突時のひずみを測定するため共和製ひずみゲージ（KFG-5-120-C1）を事故防止ポールの中央部 A1, A2, A3, 中央から左端 B1, B2, B3 の各位置に貼り付けた、なお計測には、動ひずみ計（共和製 PCB-300B）を用いた。

実験に用いた車両は、質量 3750[kg]の小型フォークリフトであり、この小型フォークリフトを 0[m]と 0.5[m]の距離から急発進させ、衝突時の荷重とひずみを測定する。

次に事故防止ポールにゴム製の緩衝材（Fig. 1）を取付け、上記と同様の衝突実験を行った、なおこの場合、ロードセルの取付けが困難なためひずみゲージのみで測定した。

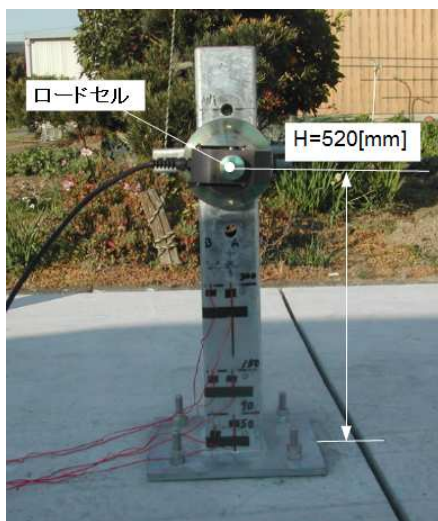


Fig. 3 Load cell

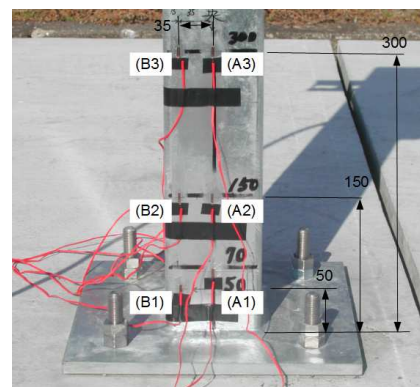


Fig. 4 Locations for strain gauges (Unit [mm])

4. 事故防止ポールの強度評価

Fig.5 は、車体からポールまでの衝突距離を 0[m]とし、実験車両を急発進させた場合の衝撃荷重及びひずみ ϵ_{B1} と時間の関係を示したものである。なお図中のひずみは、Fig. 4 に示したゲージ B1 の測定値である。実験では、フルアクセルで実験車体をポールに押し当て、そのまま 5～10 秒間に渡ってフルアクセルを維持した。

同図から荷重は、車両のアクセルペダルを踏みいれて1～2[s]で最大値に達し、その後、幾分減少しながらポールに負荷される。そのときに発生するポールのひずみは、荷重と全く同じ傾向をたどることが分かる。

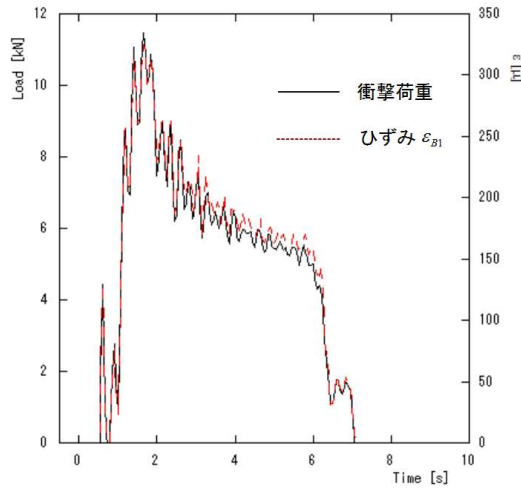


Fig. 5 Relations of load, strain and time

Fig. 6, Fig. 7は、上述の結果を縦軸を衝突荷重、横軸をひずみで整理したものである。なおひずみの測定は、Fig.4に示したポールの中央位置 (A1～A3) と中央から左側 35[mm]の位置 (B1～B3) で別々に測定したため、それぞれ分けて整理した。

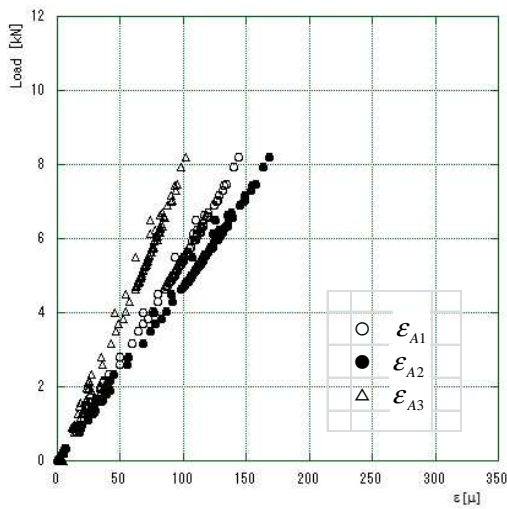


Fig. 6 Relations between load and strain
(Central line of safety pole)

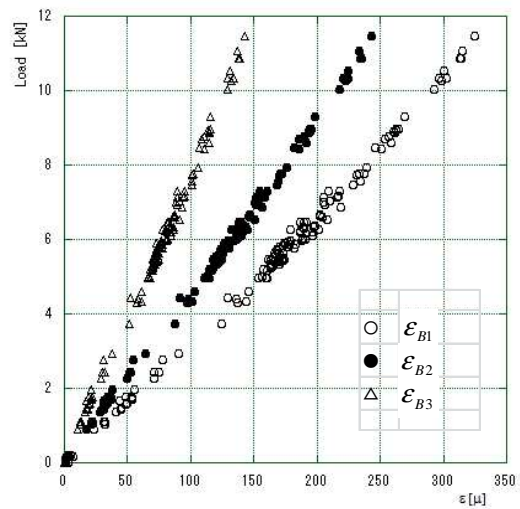


Fig. 7 Relations between load and strain
(Left-hand side of safety pole)

同図から衝突荷重とひずみはほぼ直線関係にあり、衝突距離が0[m]の場合では静的応力解析からポール内部の応力推定が可能と思われる。そこで、有限要素法 (FEM) による応力解析を行い、実験結果のひずみ測定値と比較検討する。

Fig. 8は、有限要素法応力解析結果から von Mises 応力分布を示したものである。解析結果からポール付根部分に応力集中が見られる。しかし、駐車場ポールの強度は、突発的な負荷による破損が主であり、応力集中部から発生するき裂による疲労破壊は起こりにくいと考えられる。従ってポールの破損は、断面が受持つ荷重とモーメントの大きさに依存すると考えられる。

Fig. 9は、ポール中央部分のひずみ分布 ϵ (ポール高さ方向のひずみ) と距離 y の関係を示したものである。図中に有限要素法によるひずみ分布を実線で、実験による各部位のひずみ測定値を×印で示した。また、式(4) から求めたひずみ値を破線で示した。なおヤング率は $E=210[\text{GPa}]$ である。実験と解析値は、ほぼ良い一致を示していることが分かる。式(4) は応力集中部や荷重位置付近を除いてほぼ良い一致を示している。

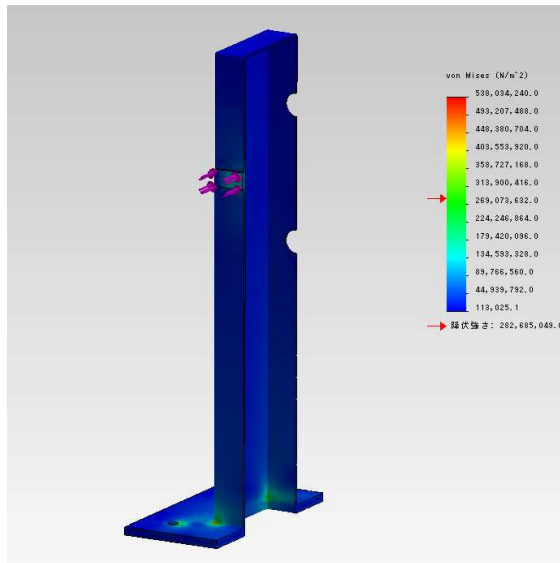


Fig. 8 Results of stress analysis by FEM (Von Mises stresses)

Fig. 10 は、Fig. 9 と同様にポール中央から左側 35[mm]の位置のひずみ分布 ϵ と距離 y の関係を示したものである。この場合も Fig.9 の結果と同様である。

以上のことから衝突距離 0[m]では衝突によるポール内部の応力・ひずみ関係は、静的負荷を受ける場合とほぼ同等であり、式(3) と式(4) を用いて応力とひずみが求められる。しかし、ポール根元付近や自動車のバンパーが衝突する荷重点付近では応力集中が発生しており、それらの部位では式(3) と式(4)が適用できない。

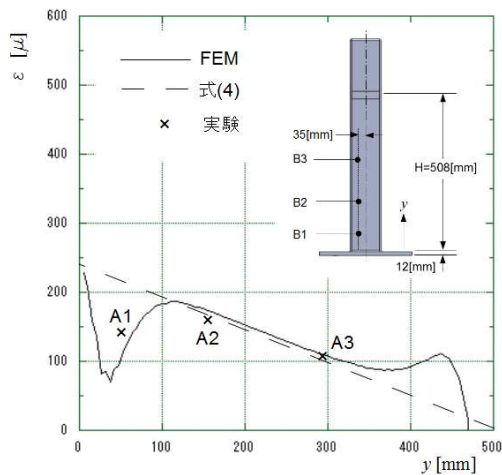


Fig. 9 Strain distribution for safety pole
(Value of load, 8.17[kN])

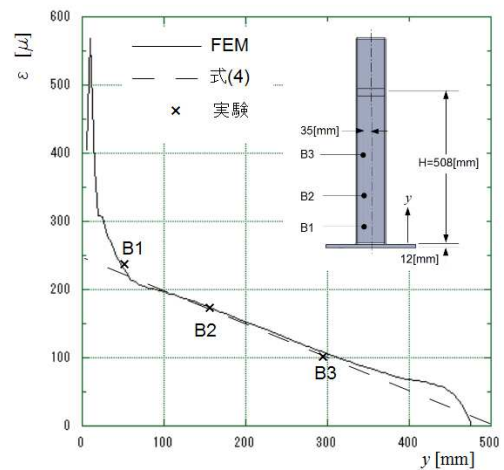


Fig. 10 Strain distributions for safety pole
(Value of load, 8.22[kN])

以上の検討結果から排気量 3000[cc]クラスの大型乗用車が試作ポールに衝突した場合にポールが崩壊せず弾性変形を留める限界荷重を求める。

曲げ応力を受ける場合、断面の一部が降伏点に達しても構造体は弾性変形を保ついわゆる塑性拘束状態にある。負荷の増加で塑性域が進展し、やがて全断面降伏状態となり塑性崩壊が始まる。この塑性崩壊が始まるモーメントを塑性崩壊モーメント、そのときの

荷重を限界荷重とし、式(5)の塑性断面係数から一般的な鋼材の降伏応力を $\sigma_y=220\sim 265[\text{MPa}]$ として塑性崩壊モーメントおよび限界荷重が式(6), (7)から求められる。

塑性崩壊モーメントおよび限界荷重の具体的な計算例については次節で述べる。

5. 緩衝材の効果

駐車場のポールに緩衝材を取付けることで接触による車のバンパー等の傷を減らすことが期待できる。その他にも衝撃力吸収（衝撃力の低減）効果もあり、試作の事故防止ポールについて衝突実験を行った。

本節では、Fig. 11 に示すように車体とポールの衝突距離を 0.5[m] とし、車体を急発進させて事故防止ポールと衝突させる実験を行った。またポールの車体衝突部分に緩衝材を取付け、緩衝材の効果について調べた。



Fig. 11 Collision experiment

Fig. 12 は、緩衝材が無い場合について衝撃荷重・ひずみと時間の関係を示したものである。図中の各ひずみは同図中に示したポール中央部の各位置 (A1~A3) を実線で示している。またロードセルで測定した荷重を破線で示しておいたが、衝撃荷重の波形は、ひずみ波形と時間のずれが無くほぼ同じ波形パターンを示している。従って、今回の実験では、衝撃荷重とひずみが相関していると判断できる。

Fig. 13 は、ポール上部にゴム製の緩衝材を取付け車両を衝突させた場合のひずみと時間の関係を示したものである。Fig. 12 の緩衝材無しでは最大波形に対する衝撃時間 T が約 0.14[s] であるのに対して、緩衝材有りでは衝撃時間が約 0.32[s] である。従って、緩衝材を取付けることで衝撃荷重に対する抵抗力が増すことが分かる。

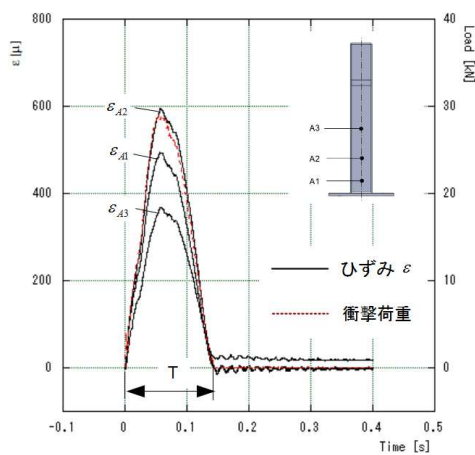


Fig. 12 Relations of load, strain and time without shock absorber (Collision distance, 0.5[m])

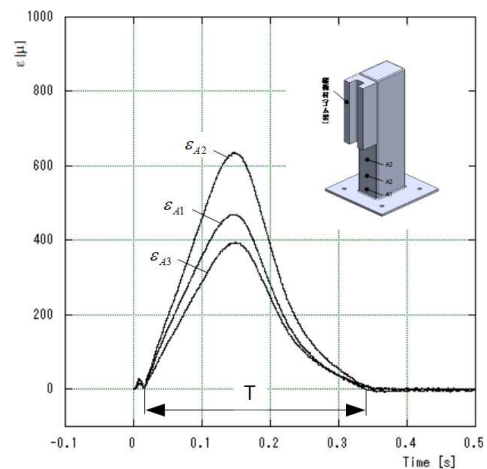


Fig. 13 Relations between strain and time with shock absorber (Collision distance, 0.5[m])

次に前述の塑性崩壊モーメントから限界荷重 P_{\max} を算出し、衝突時の限界速度 V_{\max} を求める。荷重波形 $F(t)$ を次のように仮定し、力積の関係式から衝突速度 V_0 を導く。なお衝突後の反発係数は0とする。

$$F(t) = P_{\max} \sin\left(\frac{\pi}{T}t\right) \quad (8)$$

$$\text{力積} = \int_0^T F(t)dt = \frac{2P_{\max}T}{\pi} (= mV_0) \quad (9)$$

衝突速度

$$V_0 = \frac{2P_{\max}T}{\pi m} \quad (10)$$

上の関係式から衝突限界速度を求める。諸条件は、以下の通りである。

降伏応力 $\sigma_Y=220\sim 265[\text{MPa}]$

車体質量 $m=2500[\text{kg}]$

衝撃時間 $T=0.32[\text{s}]$

塑性崩壊モーメント $M_P=21.7\sim 26.2[\text{kNm}]$

限界衝撃荷重 $P_{\max}=41.7\sim 50.3[\text{kN}]$

以上により、ポール1本に対する衝突限界速度は、 $V_{\max}=3.40\sim 4.10[\text{m/s}]$ ($12.2\sim 14.8[\text{km/h}]$) である。またポール2本を設置する場合、衝突限界速度は $V_{\max}=6.80\sim 8.20[\text{m/s}]$ ($24.5\sim 29.6[\text{km/h}]$) である。一般の乗用車では、ポールの1[m]前方から急発進しても衝突速度は最大で約3[m/s]であり、質量2.5[ton]の乗用車までの衝突に持ち堪える。(乗用車が0-400[m]を約13[s]で走行するとしたときの加速度(一定)を4.73[m/s²]として算出)

今回の衝突実験中、ポール根元付近に僅かに塑性崩壊が見られた。そのときのロードセルで測定した最大荷重が $P=41.2[\text{kN}]$ であり、衝突位置の高さが $H=520[\text{mm}]$ であることから塑性崩壊モーメント $M_P=21.4[\text{kNm}]$ と算出される。従って使用している鋼材の降伏応力を $\sigma_Y=220[\text{MPa}]$ として式(6)から求めた値 $M_P=21.7[\text{kNm}]$ とほぼ一致する。

以上のことから、今回の実験で用いた事故防止ポールは大型の乗用車が急発進した場合において塑性崩壊せず持ち堪える十分な強度を有する。また駐車場の1スペース当たりポール2本を設置することで車が輪止めをすり抜ける事故防止にも役立つと思われる。

6. 施工例

駐車場事故防止ポールは、久留米市田主丸町に所在する(有)田主丸化成が製造販売している。

施工例としては、平成25年4月から久留米市竹野校区コミュニティーセンター駐車場に設置されている。Fig.14は、その例を示したものである。またFig.15に示すように、車一台当たりに事故防止ポールが2本設置されている。

同センターでは、駐車場のすぐ横に道路が隣接しており、人や車などの通行がある。そのためガードレール等の安全対策が必要となっている。この道路はセンター内の敷地内にあり、ガードレールに比べ圧迫感が少ないことから事故防止ポールが採用されている。



Fig.14 Example of construction on safety pole



Fig.15 Two poles setting in one car

6. 結論

- (1) 衝突距離 0[m]では衝突によるポール内部の応力・ひずみ関係は、静的負荷を受ける場合とほぼ同等であり、ポール根元付近の応力集中部や荷重点付近を除いて式(3) と式(4) を用いて応力とひずみが求められる。
- (2) ポール 1 本に対する衝突限界速度は、 $V_{\max}=3.40\sim 4.10[\text{m/s}]$ (12.2~14.8[km/h]) である。またポール 2 本を設置する場合、衝突限界速度は $V_{\max}=6.80\sim 8.20[\text{m/s}]$ (24.5~29.6[km/h]) である。一般の乗用車では、ポールの 1 [m]前方から急発進しても衝突速度は最大で約 3[m/s]であり、質量 2.5[ton]の乗用車までの衝突に持ち堪える。
- (3) 試作ポールの塑性崩壊モーメントの実験値が $M_P=21.4[\text{kNm}]$ であり、鋼材の降伏応力を $\sigma_Y=220[\text{MPa}]$ として式(6)から求めた値 $M_P=21.7[\text{kNm}]$ とほぼ一致する。
- (4) 駐車スペース 1 当たりポール 2 本を設置することで強度が増大すると共に車が輪止めをすり抜ける事故防止にも役立つと思われる。
- (5) 久留米市竹野校区コミュニティセンター駐車場に設置された事故防止ポールの施工例を示した。

参考文献

- (1) 篠原一光・呉景龍・木村貴彦・白石修士・田久保宣晃, 平成 22 年度 研究調査報告書, アクセルとブレーキの踏み違いエラーの原因分析と心理学的・工学的対策の提案, 財団法人国際交通安全学会 (2011)
- (2) 池内紳司・井川秀信・原口武人, 駐車場事故防止ポール試作に関する研究, 久留米工業大学研究報告, No35 (2012)

フェラーリとランボルギーニ —「スーパーカー」の定義と存在意義—

Part1

Ferrari and Lamborghini

— The Definition of “Supercar” and its Raison d’être—

Part 1

松中完二*1

Matsunaka Kanji*1

Abstract: The modern sports car is a direct result of the ingenuity and experience of the builders and designers who served as the driving force in the Grand Prix racing world. In 1946, Ferrari developed the Tipo 125, which was powered by a V-shaped twelve cylinder engine. About 20 years later, at the Torino Motor Show in 1965, Lamborghini showed the bare chassis of the car named TP400, which eventually became the Lamborghini Miura. From that time on, Ferrari and Lamborghini, Italian rivals and the two top sports car manufacturers in the world have competed to out-design the other by creating vehicles with enormous amounts of power, precise handling, and unthinkable top-speeds. Over time these vehicles gained the titles, “Supercar”, “Wonder car” and “Exotic car”. Despite being easy to recognize on the street, the definition of their name is more elusive. Nevertheless, these cars continue to have a great impact.

In this paper, I focus on clarifying the definition of “Supercar” and its structure through the history of these two companies as well as their technologies in terms of engine-developments and body-design.

Keywords: Ferrari, Lamborghini, Supercar, mid ship, Horizontal boxer type twelve cylinder engine, V-shaped twelve cylinder engine

1. はじめに

「スーパーカー」と呼ばれる自動車のジャンルがある。それはスポーツカーの一翼を担う存在でありながら、それでいてスポーツカーとは明らかに一線を画す存在である。「スポーツカー」と「スーパーカー」を区別する境界は極めて曖昧であり、「スーパーカー」の定義は難しい。何をもち「スーパーカー」とするかは人によって様々である。しかも「スーパーカー」にはこれが「スーパーカー」であると定義づける決定的な線引きも明確な定義も何一つ存在していない。しかしながら、極めて漠然とした感覚的なものではあるものの、「スポーツカー」と「スーパーカー」には明らかに違いが存在するのも、また事実である。

わが国における「スーパーカー」の隆盛は、大別して三つの時代に分けられる。第1期は、その起りである1960年代後半から、『週刊少年ジャンプ』に掲載された池沢さとし(現在は池沢早人師に改名)による漫画『サーキットの狼』を契機に、わが国で起こったスーパーカーブームの1970年代半ばまでの期間である。第2期は、世界的好景気によりわが国でのいわゆるバブル経済のあおりを受け、投機対象として再びスーパーカーに脚光が当たり始めた1980年代後半から1990年代前半までの期間である。第3期は、バブル経済にもかかわらず見え始め、それまで天文学的数字であったスーパーカーの価格も多少頑張れば庶民にも手の届く価格設定に落ち着き始め、1970年代の第1期に幼少時代を過ぎてスーパーカーブームの洗礼を受けた子供たちが成人し社会的にも経済的にも多少の余裕が出始めて、こぞってスーパーカーを買い求めた2000年代前半から中盤にかけての期間である。

かつてランボルギーニ・カウンタックやフェラーリ365BBが「スーパーカー」と呼ばれた時代は、確実に過去の話である。また、公道を走るF1と称されたフェラーリのスペチアーレ(特別限定モデル)であるF40、F50、更にはエンツォ・フェラーリやマクラーレンF1でさえ、すでに一昔以上前の話となってしまった。「スーパーカー」は常に時代の最先端を行く最新テクノロジーの集結であり、常に時代の流れの中で揺れ動いている存在である。

そうした中において常に「スーパーカー」の中心であり、「スーパーカー」を牽引してきたメーカーがイタリアに本社を置くフェラーリとランボルギーニの生産する車輦であることに異をはさむ者はいまい。フェラーリとランボルギーニは名実ともに世界のスーパーカーメーカーのトップメーカーであり、また歴史的にもスーパーカー界における二大ライバルブランドである。

本稿では、「スーパーカー」の黎明期である第1期から隆盛期である第2期までの時代を通して、「スーパーカー」の定義を試み、その起源と歴史、そして構造からメスを入れ、「スーパーカー」の本質と存在意義について考える。ただし紙幅の関係もあり、今回は「スーパーカー」の起源と歴史について扱い、その構造と本質、そして存在意義については次の機会に譲る。

2. 「スーパーカー」の定義

前述したように、「スーパーカー」が「スーパーカー」たりえるための決定的な線引きも明確な定義も存在していない。「スーパーカー」の定義は困難であり、「スーパーカー」とは何かという質問に対する解答は十人十色である。「スーパーカー」について語るとき、最初にぶつかる壁がその定義である。「スーパーカー」の定義を先哲たちの言葉に探すと、おおよそ類似する以下のような言葉が散見される。

半谷範一(2003¹:27)⁹⁾はスーパーカーのスーパーが何を意味するかという観点から、“「過剰」と「逸脱」と「超越」”の3点の要素をあげ、スーパーカーの意味を解釈する。その後、この3つの要素に「混沌」を付け加えてその特質を説明付け、最後はスーパーカーとはスーパーカーだと思ふ人の心の中のみ存在し、それこそが唯一のスーパーカーの定義である(2003²:25)²⁾として、福野礼一郎(2014:22)³⁾のまとめと似たような、哲学的で曖昧な言質しか残していない。

篠原晃一(2004:14-20)⁴⁾は、“世界最高のデザイナーが手がけた最先端のスタイリング、世界最高峰のメーカーが設計・開発した強靱なシャシー、ハイパワー、贅沢でスポーティなコクピット、高額な車輛価格”の6点を「スーパーカー」の条件にあげる。

西川淳(2010:20)⁵⁾は“スタイル、性能、音、ブランド、何でもいいためそのクルマの持ちうる手段、ただそれだけによって人を前進させてくれるクルマ”の6点をスーパーカーの要素にあげる。

福野礼一郎(2014:22)⁶⁾は車の性質をGT(グランツーリスモ)との位置づけで、“スポーツカーとGTは戦前に生まれた戦前のクルマのジャンル、スーパーカーとは60年代に生まれた戦後のクルマのジャンル”としてその境界線を引く。そしてその上で、ボルシェとフェラーリ、更にはランボルギーニの車輛をあげ、“スーパーカーとは語るものではなく、感じるものだ。アーティストのPVと同じ、見て、聴いて、楽しみ、踊らばいい。解説などいらぬし、似合わない。クルマだと思ふと、ときどき腹も立つが、人生を謳うエンタテインメントだと思えば、素晴らしい”としてスーパーカーの特徴をまとめる。

越湖信一(2015:35-36)⁷⁾は「スーパーカー」の特性に、“独自性と持続性、希少性、伝説(ストーリー)”という3点を与える。

結局、これらの説明でも「スーパーカー」の定義が解決されることはないが、これら先哲の言葉には囚わらずいくつかの共通性が見られる。先に見た半谷範一(2003²:25)⁸⁾の設けた4つの要素とその説明が、最も端的に「スーパーカー」の特徴を言い得ていると思われる。すなわち、「過剰」とは過剰なパフォーマンスという形で具現化されることが多いが、それは過剰なパフォーマンスである必然性はなく、過剰な排気量でも過剰な気筒数でも過剰なデザインでも構わないとする。また「逸脱」とは、日常性を逸脱したという意味である。そして「超越」とは、二番煎じや寄せ集めではない、他に比較の対象を持たないような“何か”を持っているということである。最後に「混沌」とは、車の性能としてバランスに欠け、品質として優れ他者とは言いがたく自らを混沌に陥れているものの、それに触れたり、あるいはそれが存在しているという事実だけでわれわれの精神が活性化され、生きる糧を生むものとする。

これらをまとめて一言で言うならば、「スーパーカー」の定義とは、その性能や形全てにおいて他を圧倒し、感嘆させるだけのオーラの有無ということになるのではないだろうか。福野礼一郎(1998:28-29)⁹⁾は「スーパーカー」とは何かという問いに対してその発生の性質から、“それはすべてのクルマのジャンルがたどってきた道、分化の道程とはまったく異なる理由から戦後突如として生まれたクルマたちのことである。"スーパーカー"を作ったのは物理の壁ではない。レース屋の野望でもなく、自動車設計者の夢でもなかった。スーパーカーを生んだのは、あのありふれたどこにでもある需要と供給の原理だ。それは市場の原理なのである。我々が故なく"スーパーカー"に取り憑かれてしまう理由、そして自動車設計者の誰もがその存在を認めようとしない理由は、そのマーケティング主導型の出発点にあるのかもしれない。”としめくくる。「スーパーカー」とは、われわれの幻想が生み出した車にして車にあらずといった実体のない姿こそがその実体なのであろう。

3. 「スーパーカー」の語源

本稿で対象とするフェラーリもランボルギーニも、自社の車を「スーパーカー」とは呼ばない。せいぜい「高性能GT」や「スーパースポーツカーのジャンル」と呼び表すだけである。では一体、「スーパーカー」という呼称はどこから来たものなのか。「スーパーカー」という言葉が生まれたのは、イギリスのAPフィルム社が1961年に製作し、ATV系で放送された子供向けテレビ番組であるSF人形劇の番組を契機とする。そのタイトルこそが“SUPERCAR”であるが、ここで指された「スーパーカー」は、決して現代のような高性能スポーツカーではなく、劇中の登場人物であるピーカー博士とホプキンス教授がネバタ州ブラック・ロックの砂漠の中にある研究所で5年の歳月を費やして完成させた、陸、海、空を自在に駆けることのできるSFファンタジ的乗り物の呼び名であった。その形状はFig.1で示すように、飛行機のような形をしており、唯一の弱点は、スーパーカーという名であるにもかかわらず地上の走行ができない点である。



Fig.1 ジェリー&シルヴィア・アンダーソン製作による APフィルム社の“SUPERCAR”¹⁰⁾

この人形劇は「リップシンクロシステム」と呼ばれる、あらかじめ録音された台詞の音声に合わせて精巧に作られた人形の唇を動かし、演技させるものであった。同作品は、「スーパーマリオネーション」と呼ばれる操り人形を使った特撮番組の最初のシリーズで、1話30分のストーリーは39話まで製作されて世界18カ国で放送され、わが国でも1962年にNTV系で放映された。ちなみにAPフィルム社を率いるジェリーとシルヴィアのアンダーソン夫妻の名は、その4年後に放映された人形劇「サンダーバード」により、世界的に知られることとなる。この番組こそが60年代に生まれた「スーパーカー」という言葉の語源となった。しかし「スーパーカー」という言葉は、その時点では同番組の中でのSF的マシンの固有的呼び名にすぎず、その点で現在のようなハイパワー高性能スポーツカーに対する一般的呼称として認知されていたとは言いがたい。

その一方で、フェラーリやランボルギーニなどのハイパワー高性能スポーツカーはその特殊なフォルムから、一般には「エキゾチックカー」と呼ばれることが少なくない。ただし、当時のイギリスの一般的な自動車雑誌であったCars and Car Conversionsの65~69年版では、フェラーリやランボルギーニなどのハイパワースポーツカーを「スーパーカー」という言葉で呼び表している。その後80年代初頭にイギリスで発行され広く読まれたAutomobile Library Sportscarsではランボルギーニ・カウンタックやデトマツ・パンテラなどのイタリアのハイパワースポーツカーを指して「スーパーカー」と呼び表している記述が散見される。このことは、80年代には「スーパーカー」という言葉が今日のようにハイパワー高性能スポーツカーに対する一般的呼称として認知され、広まっていたことを物語るものに他ならない。

4. 「スーパーカー」の系譜

「スーパーカー」と称されるスーパースポーツカーの歴史は、ミッドシップ形式の自動車の開発と隆盛と重なる。それまでフロントに掲載されていたエンジンを座席後ろ、車の後方に搭載されたミッドシップ形式が、突き詰めていけば「スーパーカー」の起源である。ミッドシップの歴史は古く、エンジンが前輪と後輪の間に位置して搭載されるという意味では、1885年にカール・ベンツが開発した俗に言うベンツの3輪車である、単気筒四ストロークのエンジンを載せた世界初のガソリン自動車「モートルヴァーゲン号」もミッドシップである。



Fig.2 世界初のガソリン自動車、ベンツのモートルヴァーゲン号



Fig.3 アウトユニオンタイプのレーシングカー

第2次世界大戦以前には様々なミッドシップカーが数多く誕生しているが、なかでも最も有名なものが、フェルディナント・ポルシェ博士が設計したアウトユニオンタイプのレーシングカーであろう。しかしながらミッドシップ形式の長所を存分に活かしたスポーツカーが生産されるのは、戦後になってからのことである。ミッドシップの長所、それは重いエンジンを車輻の中心に置くことで重量配分のバランスを整え、車の基本性能である走る、曲がる、止まるという3要素全ての動きの向上が図れるということに他ならない。その始まりは、戦後すぐに行われたレース界において現われる。ミニで世界的に有名なイギリスのジョン・クーパーがエンジンをミッドに搭載したレーシングカーを製作し、それがレースで連勝したことにより、いわゆる“ミッドシップ革命”が起こり、ロータスを始めとする各チームがこぞってミッドシップ車の製造を始めたのである。

車の歴史はスピードの歴史である。人間には競いあう本能があり、競争で勝ちたいという欲求がある。車が速くまで速く走るという本来の性能を最大限にまで高め、それにより優劣を競うのは、車という移動手段の機械がこの世に生れ落ちた瞬間からの、いわば必然であった。記録として残る世界最初の自動車競技は、1894年7月22日に開催された127キロメートルを走る「パリールーアン・トライアル」である。一方アメリカに目を移すと、1895年11月28日に行われた、イリノイ州のシカゴから市街地南部の総距離87.48kmを走る自動車レースがアメリカにおける最初の自動車レースとなる。自動車競技を今日的のように定期的開催するようになったのは1897年のニスにおいてである。スプリントレース、ドラッグレース、ヒルクライムなど今日でも目にする多くの自動車競技の形態がここで始まった。世界最初の国際的な自動車競技は、1900年から1905年まで6回にわたって開催された「ゴードン・ベネット・カップ」である。そしてカーレースの歴史は、1930年代に繰り広げられたドイツ車同士の戦いによって大きく塗り替えられる。1930年代に入ってからナチス・ドイツのメルセデスやアウディが自国の技術力を他国に見せつける国威発揚の場として使われはじめる。

1934年、それまでメルセデスの独壇場であったGPレースにポルシェ博士の設計したアウトユニオンが参戦し、メルセデスと最高速争いの鎬を削り始める。それと同時に、最高速を生み出すエンジン開発競争も過熱していったことは自然の流れである。そこでの集大成の一つが、12気筒エンジンとミッドシップという搭載法である。メルセデスはW25に5ℓV12を搭載し、6つの国際記録で最高速記録を樹立する。フランスではドラージュのV12GPカー、イタリアではマセラティのティーポV4、アルファロメオのティーポAやティーポC、1938年のル・マンで優勝したドライエ・タイプ165などV12エンジンを搭載した車輻の活躍が目覚しく、市販車においてもチェコのタトラ、アメリカのパッカード、ピアス・アロー、オーバーン、リンカーンなどがV12エンジンを搭載し、その生産技術を誇ると同時に、多気筒イコール高性能の高級車というイメージを大衆に植え付ける役割さえ果たし、それは現在においても同様である。そしてその中であってカーレースの世界で破竹の勢いで連戦連勝を飾り、世間の注目を浴びていたのがイタリアのフェ

ラーリ社とそこで造られるレーシングカーであった。最初に自社のシンボルマークである“跳ね馬”のエンブレムをつけて世に送り出した2台のレーシングカーであるフェラーリ 125 を皮切りに、250TR、250GTO、250LM と V12 エンジンを搭載したレーシングカーでの連勝を象徴に、フェラーリ社は V12 エンジン専門の自動車メーカーとしての色合いを濃くしていく。

そしてもう一つの集大成であるエンジンを車体後方の中央部に搭載するミッドシップである。ミッドシップのメリットは、重いエンジンを車の中央に置くことで理想的な重量配分を実現し、走る、曲がる、止まるという車の基本的な3要素の全てを向上させられる、ということに尽きる。契機は戦後すぐのレース大会において、ミニで有名なイギリスのジョン・クーバーがミッドシップの車で連戦連勝の快進撃を続けたことに端を発する。それはカーレースの最高峰に位置するF1のレースでも同様で、2シータースポーツカーのレースにおいても然りであった。1960年代当時の人々の頭には、ミッドシップでなければ速く走れず、レースで勝てないという認識が強く刷り込まれていったのである。このレーシングカーの世界で起こったミッドシップ旋風は、やがて公道を走る市販のロードカーにも広がっていく。1963年、奇しくも時を同じくして公道を走れる小排気量のミッドシップロードカーを代表する3台が生産された。イタリアのデ・トマソ社によるヴァレルンガとATS社の2500GT、そしてフランスのルネ・ボネ社のジェットがそれである。



Fig.4 ヴァレルンガ



Fig.5 2500GT



Fig.6 ジェット

しかしこの3台は目立った販売実績が上げられず、いつの間にか消えていってしまう。その理由は、ミッドシップ特有の問題にあった。乗用車にミッドシップ・レイアウトを採用すると、車としての実用性が低下する。操縦性の面でも、前部が軽いことからコーナリングの際に荷重移動を必要とする一方、後寄りの重心が発生する遠心力により後側が外側に出るオーバーステア傾向の特性ゆえに一般の運転者には扱いが難しい。エンジンを後方に搭載することで室内空間が狭められ、車室やトランクのスペースが大きく制限されてしまう。さらに後ろから迫り来るエンジンの騒音と熱気、シビアな操縦性、レーシングカー譲りの硬い足回りとお世辞にもよいとは言えない乗り心地、等々である。レーシングカーと異なり車室後部と後輪の間に大穴を開けてエンジンやミッションを配置するのは剛性も落ちる。そしてエンジンを車体中央に搭載することで整備のための開口部を広く取ることが難しく、整備性があまり良くなく作業工数が多くなることに伴い、必然的に整備工賃が高くなることも災いして、市販乗用車に向かない要素が山積していた。これらの問題から、ミッドシップ・レイアウトはレース専用のレーシングカーに限られ、一般的に大量生産には向かない特殊なレイアウトという扱いだった。このように、一般的な乗用車には適さない要素が山ほど存在し、それゆえミッドシップ市販車の第1期は歴史の中に消えていったのである。



Fig.7 1965年にトリノ・モーターショーで展示されたTP400



Fig.8 TP400のシャシーに空けられた無数の軽減孔

公道用ミッドシップ市販車の第1期が終わろうとしていた1965年、突如それは現われた。11月3日に開催された第47回トリノ・モーターショーで、シャシーのあちこちに大小無数の軽減孔が開けられたTP400と呼ばれるベア・シャシーにV型12気筒エンジンを横置きで搭載しただけの、いわば車の骨格だけが唐突に展示されたのである。それを行ったのが、それまでフェラーリの後を追いかけるようにV12をフロントに搭載したGTカーを製造していたイタリアのランボルギーニ社である。そして翌66年のジュネーブ・モーターショーで、ランボルギーニのTP400は流麗なボディをまとい、ミウラの名で再登場する。ミウラは新たな時代を切り拓くに充分すぎるくらいセンセーショナルなデビューを飾り、世間の度肝を抜くことに成功した。



Fig.9 TP400 の完成形であるランボルギーニ・ミウラ



Fig.10 カウル全開のランボルギーニ・ミウラ

福野礼一郎(1998:20-21)¹⁴⁾は自動車造りの観点から、フェラーリ 275GTB を、スーパーカーの祖とする。275GTB はレーシングカー造りを専門とするエンツォ・フェラーリが、公道を走れるレーシングカーを求める顧客のニーズに合わせて初めて造った公道専用の 2 シーターカーであり、その性質は GT でもスポーツカーでもレーシングカーでもない特殊なものであった。それは後の「スーパーカー」と称される車輿に与えられる特性そのものである。ただ一つ「スーパーカー」の特性として 275GTB に欠けていたものは、FR、すなわちフロントエンジンリヤ駆動で、エンジンを車の前方に搭載している点であった。



Fig.11 フェラーリ 275GTB



Fig.12 フェラーリ 365GTB/4

第 1 世代のミッドシップ市販車はどれも小排気量であったが、ランボルギーニ・ミウラは 350 馬力もの大排気量の 12 気筒エンジンをミッドシップに搭載し、法外の天文学的プライスタグを付けたにもかかわらず、注文が殺到する。これにない、多くのメーカーが同様の方式で、高額な高性能 GT カーを製造し始めるのである。これを機に「スーパーカー」の時代の幕が切って落とされ、それゆえにランボルギーニ・ミウラを「スーパーカー」の起源、ならびに始祖として扱う媒体は数多い。実際、「スーパーカー」の系譜とその後の「スーパーカー」の開発競争、自動車史におけるミッドシップスポーツのロードカー製作という点では、ミウラ以前と以後で大きく線引きがなされる。またそこに、市販車最大の 12 気筒エンジンをミッドシップ搭載という常識を覆す破天荒な発想とオーバー 300km/h というハイパワー、更には極端に低い車高と浮世離れた未来的かつ前衛的な斬新な芸術的スタイリング、ボディから飛び出すポップアップヘッドライト、天を突かんばかりに前後に大きく観音開きするカウルなどのギミックが加味される。こうした「過剰」と「逸脱」と「超越」ゆえに、それ以前の車作りと一線を画すミウラをもって「スーパーカー」の起源とすることは本稿でも同じである。

ミウラを設計したのはジャンパオロ・ダラーラである。ダラーラがフォード GT40 をモチーフにミウラを開発したことは自ら証言する有名な史実である。フォード GT40 は 64 年にル・マン 24 時間レース制覇を目指して投入されたマシンで、V8 エンジンをミッドシップに搭載し、レース界の王者であるフェラーリを打ち負かしてレース界を席卷する。ダラーラはこの V12 版の実現を、ランボルギーニにおいて狙ったのである。しかし V12 エンジンをミッドシップで縦置きに搭載するのは必然的に室内を狭め、車体が大きくなるという問題から逃れられない。そこでダラーラはこれらの問題を解決するために、V12 エンジンをミッドシップで横置きに搭載し、ギヤボックスもそれに合わせて横置きに配置した。この発想は、マセラティの F1 のレーシングカーに遡る。というのも、ダラーラはランボルギーニに移る前はマセラティに席を置き、64 年末にマセラティでミッドシップの横置き V12 エンジンと横置きギヤボックスの F1 用レーシングマシンを試作しているのである。

しかしそれは、同年夏にデビューしたホンダの F1 レーシングマシンと酷似していた。ホンダの最初の F1 マシンであった RA271 は、V12 エンジンを横置きで搭載していた。その理由はホンダのお家芸である 2 輪車メーカーとしての経験から、バイクのエンジンレイアウトを基にした横置きの方が設計しやすかったからであるとされる。しかし整備性が悪かったことに加え、1966 年に F1 のレギュレーション変更でエンジン排気量が 3 リッターに拡大され、V12 エンジンのサイズの横置きが困難となったことから、同年の RA273 以降は縦置き配置に改められた。しかしながら V12 エンジンを横置きしたホンダの F1 レーシングマシンは、当時 V8 エンジンが主流であった F1 界で大きな話題となったのである。マセラティからランボルギーニに移ったダラーラが、かつてマセラティで試作した V12 エンジンをミッドシップで横置きに搭載した GT カーを、ランボルギーニに移った後で再び試みたのがミウラである。

ダラーラ自身は、V12 エンジンの横置きはマセラティを参考にしていて、ホンダが横置きでやっていたのなど当時知りもしなかったし興味もなかったと、自らの設計したミッドシップの横置き V12 エンジンをホンダの RA271 にその原典があることは強く否定しているが、その時代的背景とダラーラ自身の経歴を鑑みると、その発言の信憑性ははなはだ疑問である。350 馬力という大排気量のエンジンをミッドシップで搭載する市販スーパースポーツはランボルギーニ・ミウラにその起源を見るのである。そしてミウラのルーツは、フォード GT40 とわが国のホンダの F1 に遡ることが出来ると言えるのではなからうか。一方フェラーリはミウラの対抗馬として、やはり FR のフェラーリ 365GTB/4(俗称デイトナ)を発表する。

1960 年代後半からわが国で起こったスーパーカーブームの第 1 期における「スーパーカー」の 2 大ライバルは、まさしくランボルギーニ・ミウラとフェラーリ 365GTB/4 であり、この 2 台が立役者となってわが国でスーパーカーブームを巻き起こし、そのブームを牽引していったのは周知の事実である。

5・1. 「フェラーリ」の誕生

第二次世界大戦直後の 1946 年、突如としてイタリアに一つのユニークな自動車メーカーが誕生する。フェラーリ社である。創始者のエンツォ・フェラーリは 1898 年生まれで、22 歳でレーサーとしてカーレースの世界に入り、1929 年には自身のレースチームであるスクーデリア・フェラーリを擁するようになる。その後はイタリアの GT カーメーカーであるアルファロメオのレーシングチームで一時期監督を務めていた男である。ここで得た自動車作りの知識と技術を基に多くの有能なエンジニアやメカニックを同社から引き抜き、独立して自社を立ち上げたのである。フェラーリがユニークなのは、F1 のレースで勝利することだけを目的として設立された点である。自社で F1 のレーシングカーを設計、製造し、チームを編成してレースに参戦し、古巣のアルファロメオを撃破するだけにとどまらず、連戦連勝の破竹の勢いでレース界にその名を轟かせたのである。それは前代未聞の事件でもあった。そして戦後のレース界で V12 エンジンの製造を牽引したのが、他ならぬフェラーリ社なのである。



Fig.13 若き日のエンツォ



Fig.14 アルファロメオ時代のエンツォ(右から 2 番目)



Fig.15 晩年のエンツォ

1950 年代後半から 60 年代前半までは、フェラーリ社にとって一つの黄金時代であった。フェラーリ社はただレースに勝つことだけを社とし、地元の大富豪たちから投資を募り、レーシングカーを製造し、レース資金を得ていた。フェラーリ社にとって、公道試用のスポーツカーの製造とその販売は、F1 でのレース資金を得るための手段以外のなにものでもなかった。そしてレースが終わると古くなってもはや次のレースでは使えそうもないレーシングカーを、車好きの酔狂な大金持ちに高額で売りまくったのである。これが世界中の富豪たちから好評を博し、次々と注文が殺到するようになる。しかもフェラーリ社の影響力はそれだけにとどまらない。戦勝国のアメリカの大富豪たちが大金を払って敗戦国のイタリアから車を言い値で購入するのである。これには戦争に負けたイタリア市民の鬱積した市民感情の溜飲を下げる効果もあいまって、創設者のフェラーリは一躍英雄視され、フェラーリ社の車を所有することはイタリア市民の憧れであるとともに、フェラーリ社の造る車はイタリアの至宝とまで呼ばれるに至るのである。なによりレースで勝利し続けるフェラーリ社は、イタリアの戦後復興の象徴だったのである。自動車を愛好する者にとって、フェラーリ車は誰もが一度は夢に見、憧れる至高のブランドである。フェラーリというブランドは、その創始者であるエンツォ・フェラーリが 1988 年 8 月 14 日に 90 歳でこの世を去るまで、彼の強いカリスマ性によって形作られ、エンツォ・フェラーリ個人の存在証明と同義であった。フェラーリのブランドを高めた唯一無二の原動力は、F1 レースにおける同社の輝かしい戦跡以上に、エンツォ自身の強烈な存在感とカリスマ性に他ならない。

しかしその反面、創設者のエンツォは自社の車を購入する人間をバカだとさえ言い切るような高圧的なワンマン経営者であったことはよく知られるところである。 “レース屋が立ち上げた自動車メーカー”、人々はレース至上主義のフェラーリ社を揶揄してこう呼んだ。事実エンツォは、レースとレーシングカーの世界に生涯をかけて身を投じ、またそこで命をかけて戦うレーシングドライバーに惜しめない愛情を注いだ男である。そういう彼にとって見栄や酔狂で自社の車を買って求める顧客は唾棄すべき存在であり、軽蔑さえしていた。そして公道を走りたければフェラーリ車ではなくフィアットに乗ればよいと公言してはばからず、自身もランチアの乗用車にしか乗らなかった。ゆえに、フェラーリ車の魅力はまず第一に F1 のレーシングマシンゆずりのエンジン、第 2 にエンジン音、第 3 にスタイリングにあるとされ、フェラーリ社がレース屋またはエンジン屋と揶揄される理由もここにある。

エンツォは会社の創立当初からレーシングカーと量産用の公道モデルとの差別化を図ろうとはしなかったが、60 年代半ばに誕生した公道用 12 気筒ベルリネッタの 275GTB により、この両者の血統が完全に分断されることになる。この 275GTB の誕生により、フェラーリ社ではその車造りに関してレーシングカー部門と一般公道用の市販車モデル部門の明確に相対する二つの存在が生まれ、互いに別々のターゲットを絞った市場が築かれることとなる。それが先に見たように、福野礼一郎(1998:20-21)¹²⁾がフェラーリ 275GTB を

「スーパーカー」の祖とする理由である。275GTB は GT でもスポーツカーでもレーシングカーでもない特殊な存在であり、「スーパーカー」の胚芽的存在であったことは疑いの余地はない。

そしてエンツォ自身は、F1 を主軸としたカーレースをターゲットとするレーシングカー部門に専念できる体制に身を投じることとなる。一方で一般公道用の市販車モデル部門は、フェラーリ社が 60 年代末にフィアットの傘下に置かれたこともあり、同社の大量生産技術が導入され、自動車メーカーとしての成長を遂げていく。しかしながらそのような背景にあっても、フェラーリの市販車モデル部門では F1 のカーレースで得られた技術革新が市販車モデルに惜しみなく導入され、V8 エンジンと V12 エンジンの 2 種類をフェラーリ車の主力エンジンとして確立し、ネームバリューとブランドバリューを上げていく。さらに市販車モデル部門の中でも、V12 エンジンを搭載した F1 とスピードによる勝利こそを愛し、自らの生涯をカーレースに投じた創始者のエンツォの「V12 にあらずばフェラーリにあらず」といった言葉もあり、フェラーリのフェラーリたる真髄は V12 であり、V8 は小型でパワーも V12 に劣り価格も比較的安価なため、世間的には“入門用フェラーリ”や“貧乏人のためのフェラーリ”などと有り難くないタイトルをつけられ、差別化が図られていく。しかし F1 部門と市販車部門の二つで勢力を拡大していくフェラーリ社の名声は日増しに高まっていく。

その頃、フェラーリ社の車を所有しながらその造りの雑さに不満を抱き、高額な修理費用や高慢なエンツォ・フェラーリの態度に正面からつばを吐きかけ、挑戦状を叩き付けた男がいた。それがフェルッチオ・ランボルギーニである。

5・2. 「ランボルギーニ」の誕生

1962 年 4 月、フェラーリ社のあるイタリアのモデナから 100 キロほどしか離れていないボローニャ市サンタアガタに、もう一つのユニークな自動車メーカーが誕生する。ランボルギーニ社である。その創始者であるフェルッチオ・ランボルギーニは 1916 年に生を受け、トラクターとエアコンの製造、販売によって財を成したイタリアの戦後成金の一人であった。若くしてレーサーとしての才能を開花させ、自身のレーシングチームを持ったエンツォとは対照的に、フェルッチオが本格的に高性能スポーツカーに興味を抱き始めたのはトラクターや工業用エアコンの製造、販売で成功を収めて以降のことで、62 年に自身の自動車会社を興した時にはフェルッチオはすでに 46 歳であった。



Fig.16 若き日のフェルッチオ



Fig.17 晩年のフェルッチオ



Fig.18 愛車のミウラとカウンタックを前に、自社のトラクターに乗るフェルッチオ

世界中の大富豪やレースのスポンサーから金を集め、それを会社運営の資本金とするフェラーリ社と異なり、ランボルギーニ社の資本は 100% 自社グループからの出資であった。フェルッチオは金にならないレースへの参戦を徹底的に拒否し、レースに出ないことを社とした。そして自社の造る車の顧客ターゲットをフェラーリ社の客に狙いを定め、それまでフェラーリやマセラティにいた人間を引き抜き、打倒フェラーリを掲げて精力的に車の製造を推し進めていく。

ランボルギーニ社は最初からそのマーケットを、フェラーリ社の車を購入する客にはっきりと定めていた。フェラーリ社の車を試乗している客の横をランボルギーニ社の車でこれみよがしに颯爽と追い越し、その客の注意をランボルギーニ社の車に向けさせ、その場でフェラーリ社の客にランボルギーニ社の車を購入させるなど、ランボルギーニの人間性やその社風を物語る強引かつ爽快な逸話は数知れない。ただ多くの人間が信じ込んで疑わない一つだけ存在するフィクションは、自身が所有するフェラーリ車に不満を抱いたフェルッチオが、エンツォ・フェラーリに直接会ってそのクレームをつけようと面会を申し込んだものの、エンツォから門前払いを喰らい取り合ってさえもらえなかったことに腹を立て、フェラーリ社の車よりも高性能で速くてカッコいい車を自ら造ってエンツォ・フェラーリに一泡吹かせてやろうという復讐心からランボルギーニ社を設立したという逸話である。

しかしランボルギーニ社の元チーフエンジニアであったパオロ・スタンツァーニの告白によれば、フェルッチオ・ランボルギーニは門前払いはおろか、晩年にパーティーでたまたま会うまではエンツォ・フェラーリに会ったことすらなく、この逸話はフェルッチオ自身による作り話であるとされる¹³⁾。ランボルギーニ社の設立はエンツォ・フェラーリとの確執から生まれ、車を通じた男の夢とロマンに満ちたサクセスストーリーなどでは微塵もなく、戦後成金が頻出するイタリアで高性能スポーツカーを売れば儲けになるだろうという実業家精神の冷徹なビジネスとして始まったというのが今日知られる事実である。フェルッチオ・ランボルギーニの会社設立にまつわる伝説は、世間の注目を集め会社を大きくするために計算された、フェルッチオ自身による捏造だったのである。それを象徴するかのよう、エンツォ・フェラーリの写真は自らレーサーとして車を運転しているか、社長室で威厳に満ちた孤高の雰囲気漂わせるものが多い一方で、フェルッチオ・ランボルギーニの写真は工場でエンジン開発に携わっているものや自車のセールスに熱を上げている写真が多いことも、二人の人間性を如実に物語るものとして興味深い。自社の車に決して乗らず社長室に籠るエンツォに対して、フェルッチオは自らミウラとカウンタックを所有し、自らの営む広大な葡萄畑で愛しげにミウラを見つめる晩年の姿も極めて対極的である。



Fig.19 愛車のミウラとフェルッチオ



Fig.20 愛車のミウラで自作のワインを愛でるフェルッチオ

「スーパーカー」の世界では二大双璧をなすフェラーリとランボルギーニであるが、その歴史は全く異なった道を歩んできた。世界中の大富豪たちから潤沢な資金を得ることによりモータースポーツ部門で大成功を収めたフェラーリ。かたや資金難に悩まされ続け、めまぐるしくオーナーが変わっていったランボルギーニ。この両者はその車造りの思想や歴史だけでなく、二つの相対する二大カリスマの影響力をじかに受け、その生い立ちからして正反対、ライバル関係の星の下にあったように感じられて仕方がない。



Fig.21 愛車のミウラに乗るフェルッチオ



Fig.22 愛車のカウンタックに乗るフェルッチオ

そのエンツォ・フェラーリであるが、1956年に息子ディーノを亡くして以来めったに公の場に現われなくなり、1973年にはフィアット一族出身のルカ・ディ・モンテゼーモロをフェラーリ社のマネージャーとして招き入れ、1977年にはフェラーリ社の会長職を退き、チーム運営の第一線から離れた。その後は自社の敷地内にあるフィオラノ・サーキットにある別邸でテスト走行を見守る以外は会社に顔を見せることもなく自動車産業界の第一線から退くが、イタリア国内ではその功績から“南の教皇”と呼ばれるヨハネ・パウロ2世に対して“北の教皇”と呼ばれ、自動車産業界において依然大きな影響力と発言力を有した。そして1988年8月14日、エンツォ・フェラーリは腎不全でこの世を去る。享年90歳であった。巨星の死にイタリア全体が喪に服した。

一方ミウラで大成功を収めたものの、ランボルギーニ社第1作目のモデルである前作の350GTを市場投入した時点でその採算性の悪さに気づき、フェルッチオはすでに会社をたたむつもりでいた。しかしミウラで世間の注目を浴びているさなかのことであり、社員の猛反対にあってしまう。その後ミウラの後継車であるカウンタックを世に送り出した以降のランボルギーニ社のその後は不運に見舞われ続け、悲惨の一語に尽きる。ボリビアからトラクターの大量注文を受けていたものの、1971年夏に起きた政府の崩壊によりトラクターの大量キャンセルという悲劇に見舞われ、フェルッチオはトラクター会社を売却する。加えて、自社の株式の51%をスイス人投資家のジョージ・ヘンリ・ロゼッティに売却し、自社の建て直しを図るがそれも失敗に終わる。それに拍車をかけるように、それまで一大マーケットだった北米における安全性強化と排ガス規制により打撃を受け、73年に起きた石油ショックにより全世界的に高性能車の市場自体が崩壊してしまう。自社の経営が揺らぎ始めたフェルッチオは、残りの株式すべてをスイス人企業家であったレイネ・レイマーに売却してしまう。その後フェルッチオはランボルギーニ社から去り、自動車業界からも一切身を引いて、晩年はワイン作りに専心するようになる。

そして1974年にランボルギーニ社は倒産し、イタリア政府管理に置かれてしまう。その後1981年にフランス人実業家パトリック・ミムランに買収され、1987年にクライスラー社に買収され、1993年にはインドネシアのセトグループのメガテックに買収される。しかしオーナーのトミー・スハルト(故スハルト大統領の三男)が様々な疑惑と不正に絡んだかどで投獄され、最終的に1999年にアウディに買収されて現在に至っており、ランボルギーニ社の歴史はまさに流転の一言であった。メガテック傘下時代にメガテックはランボルギーニ社に対して一切の投資を行わなかったにもかかわらず、わずか400人足らずの従業員で世界を牽引するスーパーカーを年間数百台作り続ける不思議なメーカーにフォルクスワーゲングループの当時会長であったフェルディナンド・ピエヒが目をつけ、ランボルギーニ社はアウディ傘下に置かれることになる。

しかし経営者や親会社がどれだけ変わろうとも、ランボルギーニの精神、すなわち自然吸気のV12ミッドシップレイアウトという設計の魂は不変で引き継がれていくのである。ランボルギーニという会社がどういったものであるかについては、以下のパオロ・スタンツァーニの告白にすべてが現われている。

“私たちににとってはニッチな世界にいる顧客をターゲットとするのが重要だということがわかった。この手のモデルはどんなに宣伝しても意味がない。顧客の願望にぴったり合い、“このモデルは自分のために作ってくれた”と思わせ、初めて関心を持ってもらえる。ランボルギーニは伝統のないメーカーだったから、“新しい”、“革新的”ということを含みにするしかなかった。それをさらに煮詰めると“アヴァンギャルド”“未来的”というようなキーワードが生まれていた。“他の人たちが明日やろう、ということは今すぐやるべし”というのが私の結論だったんだ。”¹⁴⁾

エンツォ・フェラーリが亡くなっておよそ5年後の1993年2月20日、テレビ番組の収録中に喘息の発作が原因でフェルッチオ・ランボルギーニがこの世を去る。享年76歳であった。その亡骸を納めた棺は古い農業用荷車に乗せられ、フェルッチオが作ったトラクターに牽引されて村はずれの墓地まで向かった。実にフェルッチオ・ランボルギーニらしい、彼の人生を集約したような送られ方であった。

5・3. 「スーパーカー」の歴史

「スーパーカー」の起りこりがミッドシップ・レイアウトの自動車によるレースに遡ることは、「4. 「スーパーカー」の系譜」で見たとおりである。エンツォ・フェラーリが自社を立ち上げ戦後のカーレースで快進撃を始めた頃、ドイツにもユニークな自動車メーカーが誕生した。フェリー・ポルシェを創始者とするポルシェ社である。フェリー・ポルシェは、前述した1934年のGPレースに登場し勝利を重ねたアウトウニオンを設計したフェルディナンド・ポルシェ博士の息子である。フォルクスワーゲン・タイプ1を設計した父親のフェルディナンド・ポルシェにより、デザイン事務所として設立されたフェルディナンド・ポルシェ設計事務所では、ドイツの大衆車であるフォルクスワーゲン社の車輛開発が委ねられており、同社との間に締結された契約料を基に息子のフェリーがフォルクスワーゲン車を母体にしてスポーツカーの開発に乗り出したのが、ポルシェ社の始まりである。1930年代、GPレースに登場し勝利を重ねたアウトウニオンがV型12気筒エンジンを車体の中心に据えたミッドシップ・レイアウトを実践し、レースの世界で勝利を重ねた。しかし息子のフェリー・ポルシェは二人しか乗れないミッドシップ・レイアウトに懐疑的で、その将来性に不安を抱いていた。そのため2シーターをあきらめ、スポーツカーでありながら補助的とはいえ後部座席を設けることで、ポルシェ車はドイツ国内で人気を得ることに成功し、1948年9月に自動車メーカーになる。しかしその瞬間こそ、ポルシェ車が「スーパーカー」を諦め、スポーツカーやGTの生産を決意した時であると言えよう。ただポルシェがユニークなのは、フェラーリ同様、戦後のレース界で輝かしい戦績を上げていった点である。

レースの世界では、フェラーリのライバルはポルシェである。それはこの両者のエンブレムがともに跳ね馬であることの由来とカーレースの歴史での両者の覇権争いからも一目瞭然である。しかし「スーパーカー」の世界ではフェラーリのライバルは絶対的にランボルギーニである。このあたりの構図からも、フェラーリとランボルギーニ、そしてポルシェの三社の性質と立ち位置が如実に見て取れよう。この三社の生い立ちとその車造りの系譜を簡単にまとめたものがFig.23である。なお、本稿では「スーパーカー」の黎明期である第1期から隆盛期である第2期までを扱う関係で、年表は2005年までとした。

	ポルシェ	フェラーリ	ランボルギーニ
1930	フェルディナンド・ポルシェ設計事務所 設立(31年という説もあり)		
1931		アウトアビオコトルツィオーネ(のちのフェラーリ社)設立	
1946		フェラーリ社設立	
1962			アウトモビリ・フェルッチオ・ランボルギーニ社設立、350GTV(プロトタイプ型)発表
1963	のちの911のプロトタイプである901発表		
1964	911生産開始	275GTB発表、330GT発表、500スーパーファスト発表	350GT(生産型)発表
1965			350GTの4リッター版発表、トリノ・ショーでミウラのプロトタイプであるTP400のベアシャシーを展示
1966		ディーノ206GT発表、25GTB4発表	ミウラP400発表、400GT発表
1967	911S発表、911タルガ発表		365GT発表、マルツァル発表
1968	911T発表	365GTB4発表	ミウラ・スパイダー発表、イスレロ発表、エスパーダ400GT発表
1969	911ホイールベース拡張、914発表	ディーノ206GTの後継車であるディーノ246GT発表	ミウラP400S発表、イスレロS発表
1970	911を2.2リッター化、914/6発表		イスレロの後継車であるハラマ発表、ウラッコ(プロトタイプ)発表、通称イオタ(SVJ)発表
1971		365GT/4BB発表	ミウラP400SV発表、LP500(カウンタックのプロトタイプ)発表
1972	911ホイールベース拡張、2.4リッター化	365GT4発表	ハラマS発表
1973	カレラRS2.7発表、911ターボ(プロトタイプ)発表		ウラッコP250発表、カウンタックLP400発表
1974	930発表、930ターボ発表		ウラッコP300発表、
1975	カレラRS3.0発表	365GT4の後継車である400GT発表	
1976	924発表	365GT/4BBの後継車である512BB発表	シルエット発表
1977	928発表	308GTB発表、308GTS発表、	

1978	911SC 発表、911 ターボ 3.3 リッター化		カウンタック LP400S 発表、会社が倒産し、政府の管理下に置かれる
1979		400GT をインジェクション化した 400i 発表	
1980	924 ターボ発表	モンディアル 8 発表	
1981	944 発表	308GTB、308GTS をインジェクション化した 308GT Bi、308GTSi 発表、512BB をインジェクション化した 512BBi 発表	シルエットの後継車であるジャルパ発表、LM001 発表、フランス人実業家パトリック・ミムランに会社が買収される
1982		308、モンディアルを 4バルブ化した QV(クワトロバルブオーレ)発表	カウンタック LP500S 発表、LM002 発表
1983	911 カブリオレ発表	モンディアルカブリオレ発表	LM004 発表
1984	911 カレラ発表	288GTO 発表、512BB 系の後継車であるテストロッサ発表	
1985	944 ターボ発表	308 系の後継車である 328 発表、モンディアル QV の後継車であるモンディアル 3.2 発表、400i の後継車である 412 発表	カウンタック 5000QV 発表
1986	959 発表		
1987	944S 発表	F40 発表	クライスラー傘下となる
1988		モンディアル 3.2 の後継車であるモンディアル t 発表 エンツォ・フェラーリ死去(90 歳)	ランボルギーニ社設立 25 周年記念モデルのカウンタック 25th アニバーサリー発表
1989	911 スピードスター発表、964(カレラ 4) 発表	328 系の後継車である 348tb/ts 発表	
1990	964(カレラ 2)発表		ディアブロ発表、F1 に参戦
1991	964 ターボ発表、968 発表		
1992	964 ターボを 3.6 リッター化	456GT 発表、テストロッサ系の後継車である 512TR 発表	
1993	964 スピードスター発表、993 発表	348 スパイダー発表	フェルッチオ・ランボルギーニ死去(76 歳) F1 から撤退、セトコ財閥傘下のメガテック社に買収される
1994		F355 ベルリネッタ/GTS 発表、512TR の後継車である F512M 発表	ディアブロ VT 発表、ディアブロ SE30 発表
1995	993 ターボ発表、993 カレラ 4 発表	F355 スパイダー発表、F50 発表	ディアブロ VT・ロードスター発表
1996	993 タルガ発表	550 マラネロ発表	ディアブロ SV 発表
1997	996 発表、ボクスター発表	F355F1 発表	
1998			アウディ傘下となる、ディアブロ SV・ロードスター発表
1999	996GT3 発表	360 モデナ発表	80 台限定のディアブロ GT 発表、
2000	3.2 リッター化したボクスターS 発表 ボクスター2.7 リッター化	360 スパイダー発表	
2001	996GT2 発表、9963.6 リッター化	550 バルケッタ発表	ディアブロ 6.0S E 発表、ムルシエラゴ発表
2002		エンツォ・フェラーリ発表、550 マラネロ系の後継車である 575M マラネロ発表	
2003	カレラ GT 発表、カイエン発表		ムルシエラゴ・バルケッタ発表、ガヤルド発表
2004	997 発表	F430 発表、612 スカリエッティ発表	ムルシエラゴ・ロードスター発表
2005	2 代目ボクスター発表、ケイマン発表	F430 スパイダー発表、スーパーアメリカ発表	ガヤルド・ロードスター発表

Fig.23 フェラーリ、ポルシェ、ランボルギーニの年譜

この年譜を一瞥しただけでも、福野礼一郎(1998:28)¹²⁾が言うように、「スーパーカー」の世界とはまさしくその誕生からフェラーリとランボルギーニの応酬にポルシェが割って入る様相だったことが見て取れる。そしてそれは「スーパーカー」の誕生から 50 年が過ぎた現在でも変わらない。

「スーパーカー」の歴史、それはそのままフェラーリ社とランボルギーニ社における自動車開発の競争の歴史でもある。同時にそれは、最高速度 300km/h というスピードの競争の歴史でもある。そしてその最高速を生み出す際に最も重要なのが、東大輔(2015:114)¹⁵⁾も述べるように、ダウンフォースである。「スーパーカー」やレース車輛などの高速走行を目指す車のボディー開発にあたっては、走行中に発生する空気の流れを味方につけ、いかに効率よく空気抵抗を減らし、それを推進力へと変えるかという点に腐心する。「スーパーカー」の地を這うような極端に低い車高と特異かつ流麗なボディデザインは、すべてダウンフォースのためにあると言ってよい。

フェラーリ社とランボルギーニ社におけるオーバー300km/h の最高速合戦。当時、カウンタック LP400 が最高速度 300km/h を謳えば、フェラーリ 365GT4BB は 302km/h を誇示してそれに応戦する。もちろん実際に 300km/h などというスピードが出たわけもなく、イタリアンジョーク的なカタログ上の数字の遊びでしかないことは当時から知られており、時に冷笑の対象とさえなった。しかしまるで空でも飛ぶかのような跳ね上げ式のドアや、ボディーから飛び出すリトラクタブルヘッドライトなどのギミックと浮世離れた未来的かつ前衛的スタイリングに当時の子供たちはハイスペックな未来の乗り物として夢を抱き、純粋にそれを信じ込んだのである。ランボルギーニ・ミウラとフェラーリ 365GTB/4(俗称デイトナ)で始まった「スーパーカー」の開発競争は、その後の後継車であるランボルギーニ・カウンタック LP400 とフェラーリ 365GT4BB に引き継がれていく。



Fig.24 フェラーリ 365GT4 BB



Fig.25 ランボルギーニ・カウンタック LP400

しかしフェラーリがV12エンジンをミッドシップで搭載するのは、365GTB/4の後継モデルとして73年に登場する365GT4 BBが最初である。それから見ても、66年に登場したミウラのレイアウトがいかに当時の常識を超越した“スーパー”なものであったかが分かる。ミウラの登場はフェラーリにとって間違いなく驚異であった。ミウラの対抗馬として慌てて365GT4 BBを開発したことは、有名な史実である。そしてそのミウラから70年代の「スーパーカー」の代名詞であるカウンタックが生まれ、そこから現代までのスーパーカーの系譜が脈々と続くのを見ても、ミウラを「スーパーカー」の起源とする理由がここにある。

レーシングカーの歴史はミッドシップの歴史と言っても過言ではない。ミッドシップの市販車は、60年代までは競技用車輛のホモロゲーション・モデルとして、わずかな台数しか世に出されなかった。その歴史を変えたのが、他ならぬランボルギーニである。「スーパーカー」の礎を築いたのがレース上がりのフェラーリならば、それを祖として発展させたのがランボルギーニなのである。

参 考 文 献

- 1) 『特選外車情報 F ロード ザ・スーパーカー』2003年1月号 p.27. マガジンボックス.
- 2) 『特選外車情報 F ロード スーパーカー白書2』2003年8月号、pp.25-27.マガジンボックス.
- 3) NAVI CARS p.22~25
- 4) 『今日からはじめるスーパーカー』 p.12~20
- 5) EDGE2010年8月 p.20~EDGE2010年8月 p.34~
- 6) NAVI CARS p.22~25
- 7) 越湖信一.2015.『フェラーリ・ランボルギーニ・マセラティ 伝説を生み出すブランディング』 p.29. KADOKAWA.
- 8) 『特選外車情報 F ロード スーパーカー白書2』2003年8月号、pp.25-27.マガジンボックス.
- 9) 福野礼一郎.1998.『幻のスーパーカー』 双葉社.
- 10) 出典:https://blogs.yahoo.co.jp/maakun5h/54447064.html?__ysp=44K444Kn44Oq44O844O744Ki44Oz44OA44O844K944OzIFNVUEV5Q0FSICDnlLvg48%3D
- 11) 福野礼一郎.1998.『幻のスーパーカー』 双葉社.
- 12) 福野礼一郎.1998.『幻のスーパーカー』 双葉社.
- 13) 『モーターファン別冊 ランボルギーニミウラのすべて』2016 pp.9-10. 三栄書房./『名車アーカイブ ランボルギーニのすべて』2013 pp.12-13. 三栄書房./『名車アーカイブ ランボルギーニのすべて vol.2』2017 p.38. 三栄書房./『名車アーカイブ イタリアンスーパーカーのすべて』2014 pp.14-15. 三栄書房./『ROSSO』2013年7月号、p.41./『東洋経済オンライン ランボルギーニはなぜここまで急成長したか』2016年2月23日/『東洋経済オンライン フェルッチオはフェラーリに抗議に行かなかった』2016年2月24日/越湖信一『フェラーリ・ランボルギーニ・マセラティ 伝説を生み出すブランディング』 pp.181-182. KADOKAWA.
- 14) 越湖信一.2015.『フェラーリ・ランボルギーニ・マセラティ 伝説を生み出すブランディング』 pp.191-192. KADOKAWA.
- 15) 東大輔.2015.『自動車空力デザイン』 三樹書房.

学生フォーミュラ車両のエアロデバイス性能調査

Aero Device Performance Investigation into Student Formula Vehicle

山下 涼太^{*1}・赤司 宜之^{*1}・郷之原 優也^{*1}・金子 寛典^{*2}・東 大輔^{*2}
 Yamashita Ryota^{*1}・Akashi Nobuyuki^{*1}・Gonohara Yuya・Kaneko hironori・Azuma Daisuke^{*2}

^{*1}自動車システム工学専攻 ・ ^{*2}インテリジェントモビリティ研究所

Abstract: スポーツカーやレース車両の空力デザイン開発ではダウンフォースの獲得が重要な開発事項である。近年の学生フォーミュラではエアロデバイスの導入が盛んであり、学生フォーミュラ車両のデザインアイコンである。そこで本研究はリヤスポイラとデュフューザの形状の違いによる揚力低減効果の調査と近年の学生フォーミュラ車両のデザイン動向調査を行い、風洞試験にて学生フォーミュラ車両でのエアロデバイスの有用性を明らかにする。

Keywords: Aerodynamics, Car Design Process, Aero Device, Formula Design, Design Trend

記号の説明

CD: 抗力係数	LM 前後荷重移動量
CL: 揚力係数	afr 前後加速度
CLr: リヤ揚力係数	h 重心高
α : 迎角	WB ホイールベース
L/D: 揚抗比	Vsc 前後速度変化
m/s 速度(秒速)	sp 経過時間
mm 長さ	$F(R)LMrl$ 内外輪荷重移動量
ω 角速度	$Fr(Rr)Ratio$ 重量配分
Vr 周速度	$F(R) Tr$ トレッド
r 旋回半径	swl 静的輪荷重
a 遠心(向心)加速度	WL 輪荷重
$CFER$ 前, 後遠心力	$WL Ratio$ 荷重率
M 車両総重量	

1. 概要

自動車開発において、空力特性の改善は運動性能向上のため重要である。自動車に働く重要な空気力として、空気抵抗と揚力低減(ダウンフォース)の2つがある。

現代社会において環境問題に対する関心は高く、空気抵抗を低減させることで燃費改善による地球環境への寄与、最高速度の向上など大きな影響を与える。そのため、現代の自動車空力デザイン開発の中心であるが、スポーツカーやレース車両ではドライバーの安全に関わる操縦安定性を高めるダウンフォース増大も極めて重要な開発項目である。アウトバーンを有するヨーロッパでは一般の乗用車でも200[km/h]程度の超高速走行を行う可能性があり、揚力低減に敏感なため自動車雑誌に揚力係数が明記されることも珍しくない。我が国でも警察庁が高速道路の最高速度を一部区間で120[km/h]に引き上げることを決定したため、高速走行時の揚力低減が重要度を増すのは必至である。今後はエコカーであっても揚力低減を強く考慮せざるを得ないだろう。(Fig. 1)

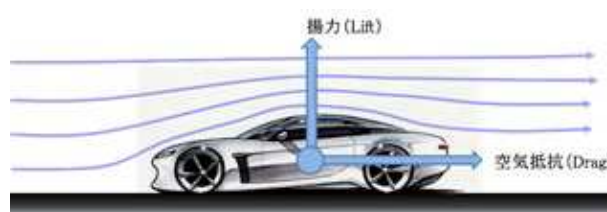


Fig. 1 車両にかかる空気抵抗と揚力

車体の揚力低減(ダウンフォース)は前輪軸にかかるフロントダウンフォースと後輪軸にかかるリヤダウンフォースに分けられる。スポーツカーや市販車ベースのレースカーではフロントウィングを設置できないのでフロントダウンフォース獲得に大変な苦勞を強いられる。しかし、リヤダウンフォースはリヤスポイラの形状や迎角で容易に調整ができるため、デザイン開発ではフロントダウンフォースを可能な限り増大させ、その値とバランスするリヤ揚力になるようにリヤスポイラやデュフューザでリヤダウンフォース量を調整し、操縦安定性を高めている。

速度域の高いスポーツカーやレース車両では、スポイラ

やデュフューザといったエアロデバイスの採用は一般的であるが、全日本学生フォーミュラ大会では、近年エアロデバイス装着車両が増加してきている。理由として、学生フォーミュラ大会のコースレイアウトでは、最高速度約100[km/h]程度と他のレースカテゴリと比べて低い速度域である。このため、学生フォーミュラ車両では、エアロデバイス(特にフロント・リヤスポイラ)の効果は限定的と考えているチームが多かった。

そこで本研究では、BMW3シリーズ(E90型)を模擬したセダンモデル(Fig. 2)をベースに、リヤスポイラとデュフューザの形状の違いによる揚力低減(ダウンフォース)効果を調査した。

また、近年の全日本学生フォーミュラ大会出場車両、特に上位・海外チームのエアロデバイス設置率の高さ(海外の大会でも多くの車両がエアロデバイスを装着している)を踏まえ、近年のデザイントレンドと本学の学生フォーミュラ車両を模擬した1/10クレイモデル(Fig. 3)を用い、フロント・リヤウィングの迎角、設置高さやダウンフォース量の関係を調査した。



Fig. 2 セダントイプモデル



Fig. 3 学生フォーミュラモデル (KIT F116)

2. 風洞装置およびCFDシステム

風洞試験には日本自動車研究所(JARI)から久留米工業大学に移設した自動車開発用ゲッチンゲン型小型風洞装置(Fig. 4)を用い、試験風速はセダンモデルを27.6[m/s]、学生フォーミュラ車両はオープンホイールのタイヤ保持強度の観点から15.5[m/s]とした。

モデル製作にはCADデータから直接Roland製3DプロッタMDX-40Aにて製作した(Fig. 5)。CADデータとして、セダンモデルはBMW3シリーズ(E90型)をベースに1/10サイズとし、各ウィングは翼幅190[mm]にて作成した。フローティングタイプ(GT-wing)については迎角15度とした。学生フォーミュラモデルは久留米工業大学学生フォーミュラ車両F116の三面図からインダストリアルクレイにて製作し、リヤウィング装着モデルにはレギュレーションに合わせて高さ120[mm]の支柱(翼端板)を設けた。エアロデバイスに関しては、フロントウィングを翼幅140[mm]、翼弦長55[mm]、リヤウィングを翼幅90[mm]、翼弦長60[mm]にて製作した。



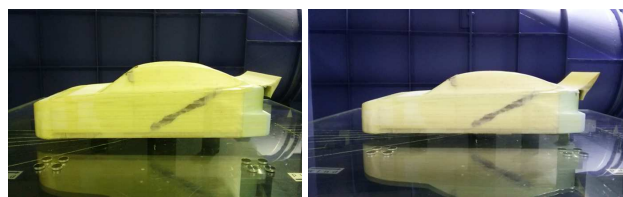
Fig. 4 ゲッチンゲン型小型風洞装置



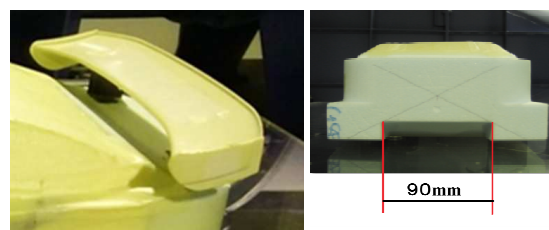
Fig. 5 Roland製3DプロッタMDX-40A

3. リヤスポイラとデュフューザの効果

スポイラ(ウィング)は空気の流れに設置した時、上面と下面の圧力差により揚力低減(ダウンフォース)を得る事ができるが、同時に空気抵抗も増加する。そのため、より少ない空気抵抗で大きいダウンフォースを得るために、航空機の翼型を上下逆さにしたGTウィングなども存在し、リヤスポイラには大別してダックテールタイプ(Fig. 6(a), (b)), フローティングタイプ(GT-wing, Fig. 6(c))の2種類がある。しかし、それらリヤスポイラとデュフューザの効果の関係については詳しく理解されていない。そこで、風洞試験ではリヤスポイラの形状によってデュフューザ(Fig. 6(d))のダウンフォース量の変化を調査した。試験にはBMW3シリーズ(E90型)をベースに作成した1/10サイズのセダンモデルを用いて、デュフューザは横幅90[mm]のものを使用した。



(a) ダックテールタイプ(小) (b) ダックテールタイプ(大)



(c) GTウィング (d) デュフューザ

Fig. 6 リヤスポイラとデュフューザ

Fig. 7はデュフューザ角度0度、ウィングレスでの値を Δ とした際の、ウィングレス、GTウィング、ダックテールタイプ(大)、ダックテールタイプ(小)の4つのケースにおけるデュフューザの揚力低減(ダウンフォース)効果(Δ CL)

を示す。ウィングレスの場合、ディフューザ角度 10 度にて揚力低減(ダウンフォース)し、それ以上の角度では揚力が増加(ダウンフォースが減少)する。一方、GT ウィングとダックテールスポイラ(大)を装着したケースではディフューザ角度 20 度まで揚力低減(ダウンフォース)する。強力なダウンフォースを発生するリヤウィングを装着すると、車両のウェイク領域の負圧が強くなり、より大きなディフューザ角度でも流れが剥離することなく、ディフューザ面に沿って跳ね上げられると考えられる。本試験から、リヤスポイラの形状(ダウンフォース量)で最適なディフューザ角度が異なることが示された。

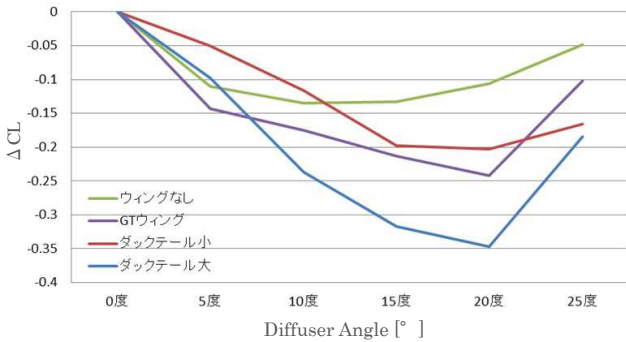


Fig. 7 各リヤスポイラとディフューザの揚力低減

4. 学生フォーミュラ (Student Formula) とは

学生フォーミュラは、1981年にアメリカの『ものづくりによる実践的な学生教育プログラム』として開催された。また、1998年にイギリス、2000年にオーストラリアで同様なルールにより開催されている。日本では若者の自動車産業への興味を促し、未来の国際競争力、企業競争力を高める優秀な技術者の育成を目的に2003年より自動車技術会主催にて「全日本学生フォーミュラ大会」が開催されるようになった。審査はフォーミュラスタイルの小型レーシングカーを学生がチームで企画・設計・製作したものを持ち寄り、車両の走行性能だけでなく、車両コンセプト・設計・コスト・プレゼンテーション審査なども行う、ものづくりの総合力を競う大会となっている。(Fig. 9)



Fig. 8 全日本学生フォーミュラ車両例



Fig. 9 学生フォーミュラ審査項目

5. 学生フォーミュラ車両の空力デザイン調査

学生フォーミュラは平均速度約 40[km/h]程度と速度域が低いものの、レギュレーションで大型スポイラの搭載が認められている(Fig. 10)。Formula 1では最高速度が 350[km/h]を超えるため、リヤウィングで発生するダウンフォースも極めて大きく、コーナリングスピードが高くなりすぎる危険がある。また、リヤウィングはウェイクを大きく乱すため、後続車両のフロントウィングのダウンフォースが弱まる危険もある。そこで、FIAのオーヴァーテイキング・ワーキング・グループは、2009年にウィング幅をそれまでの 1000[mm]から 750[mm]に狭めて設置位置も上方に移動させるレギュレーション変更を実施し、レース中のオーヴァーテイクを促している。ちなみにウィングを上方に移動したのは上方の整った流れで幅の狭いウィングでも大きなダウンフォースを得られるようにする狙いもある。(Fig. 11)

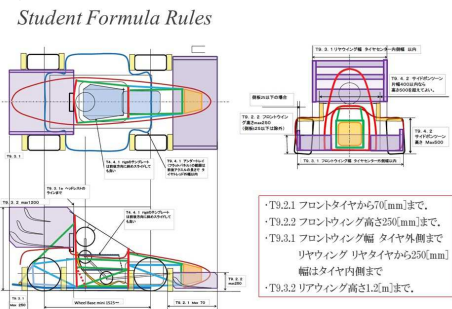


Fig. 10 学生フォーミュラレギュレーション

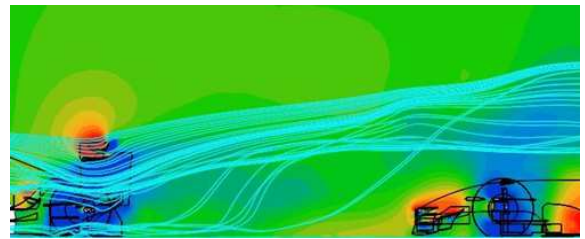


Fig. 11 Formula 1 リヤウィングの後流領域

全日本学生フォーミュラ大会は初開催から 15 年を迎え、各チームの技術力が高まり、車両製作に追われていたレベルから運動性能を競い合うレベルに移行してきたため、上位校のウィング装着車両が増えてきた。Fig. 12は全日本学生フォーミュラ大会の2004年大会から2017年大会までの参加車両のウィング装着率を示す。2012年大会より年々増加傾向であり、2017年大会では約 40%まで装着率が増加している。ただ、海外に目を向けるとドイツの2016年大会では、全体の約 80%がウィングを装着しており技術レベルの高さが感じられる。

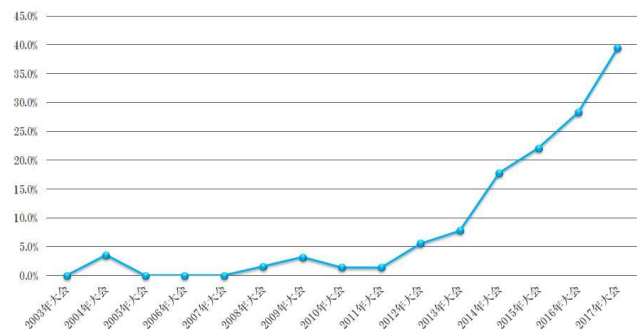


Fig. 12 全日本大会ウィング装着率の変遷

全日本学生フォーミュラ大会出場車両デザインの特徴として、上位・海外チームと中・下位チームの2つに大別できる。中・下位チームの車両デザインは製作性を考慮した直線的なデザイン (Fig. 13 (a))が多く、エアロデバイス装着車両のデザインも直線的なデザインが一般的である。また製作性を重視しているため、エアロデバイスの出来栄まで手が回せていないチームが多く見受けられる。次に上位・海外チームの車両は、空力性能を考慮した曲面を多用したデザインが多い (Fig. 13 (b))。さらにカウルデザインとウィングデザインにも一貫性が感じられ、エアロデバイスの完成度も高い。エアロデバイス装着率は上位チームほど高くなり、2017年大会では上位20位中13台が、上位10位では8台がエアロデバイスを装着している。

上位チームほどデザインの一貫性、車両完成度が高く、フォーミュラカーらしい出来栄となっている。しかし中・下位チームでは、空力・デザイン領域まで手を出していないチームが見受けられ、空力・デザイン領域ではまだ発展期であり、エアロデバイス搭載車両の増加や完成度の向上が望まれている。

学生フォーミュラは、車両に対して大型のウィングやデュフューザ (Fig. 13 (b))、フロントウィングの代わりにカナードを用いているチームなど、一般的なフォーミュラカーと違ったデザインが多く見受けられる。これは他のレースカテゴリに比べ、レギュレーションの自由度が高いことから、学生の創意工夫がそのまま具現化しやすい。また、一般的にフォーミュラカーをイメージした際、オープンホイールかつエアロデバイス(ウィング)を装着した車両を想像すると思われる。フォーミュラカーの形状として、オープンホイールかつオープンコクピット、シングルシートであることが上げられるが、多くの方は、フロント・リヤウィングを装着しているマシンを想像する。本大会では大型のウィングを装着できることから、車両の印象を決定づけるデザインアイコンと言って過言ではない。



(a) 全日本大会 中・下位チーム車



(b) 全日本大会上位チーム車両

Fig. 13 全日本大会出場車両比較

6. 風洞試験結果

学生フォーミュラモデルに設置したリヤウィングは0~30度、各5度ピッチにて変更できるようにし、翼断面形状は

低レイノルズ数で比較的良好な性能となる E193 翼型とした。Fig. 14 は高さ 70[mm]~100[mm]でのウィングレス車両との ΔCL と ΔCD を示す。 ΔCL は高さ 70[mm]から 90[mm]まで減少 (ダウンフォース) し、高さ 90[mm]で $\Delta CL = -0.93$ になるが、高さ 90[mm]で傾向がサチュレートし、高さ 100[mm]の $\Delta CL = -0.95$ で 90[mm]のケースと大差なかった。レイノルズ数によって ΔCL 値が変化しないと仮定すると、 $\Delta CL = -0.95$ のケースにおいて実車で時速 100[km/h]でのダウンフォース量は 244.9[N]である。

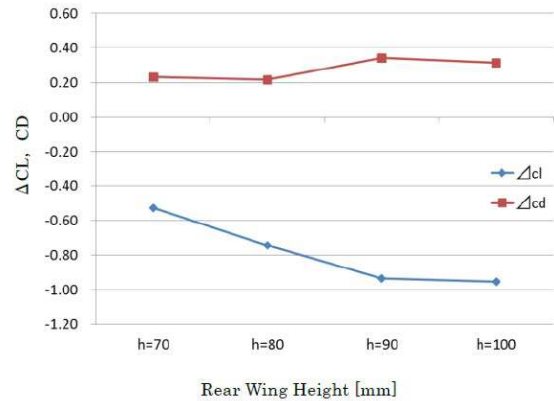


Fig. 14 リヤウィングにおける空力性能変化

また、 ΔCD 値を見ると、高さ 70, 80[mm]の ΔCD に大差なく、高さ 90[mm]で大きく増加し、高さ 100[mm]でやや減少する。これらのことから、揚抗比 $\Delta CL/\Delta CD$ は高さ 80[mm]が最も良く $\Delta CL/\Delta CD = -3.45$ であった。

次にフロントウィングを装着した試験を実施した。Fig. 15 はフロントウィングを迎角 $\alpha = 15$ 度で設置した車両における、リヤウィング設置高さを 70[mm]~100[mm]で変化した際のベース車両との ΔCL (揚力係数変化) と ΔCD (空気抵抗係数変化) を示す。

ΔCL は $\alpha = 20$ 度まで減少 (ダウンフォースは増加) し、高さ 100[mm]、迎角 $\alpha = 20$ 度で $\Delta CL = -2.21$ になるが、迎角 $\alpha = 30$ 度で失速傾向であり、高さ 100[mm]の $\Delta CL = -1.95$ となる。レイノルズ数によって ΔCL 値が変化しないと仮定すると、 $\Delta CL = -2.21$ のケースにおいて実車で時速 100[km/h]でのダウンフォース量は 533.1[N]と、一般的な出場車両重量の 1/4 程のダウンフォースが発生しており、直線で高い高速安定性を発生し、安定したコーナー侵入を可能とする。また、試験で用いた翼型はキャンバーが弱い E193 を一段で用い、ガーニーフラップなどの高揚力デバイスを用いていないことを考えると、実際に装着するエアロデバイスのダウンフォース量は本結果より高くなるのが予測される。

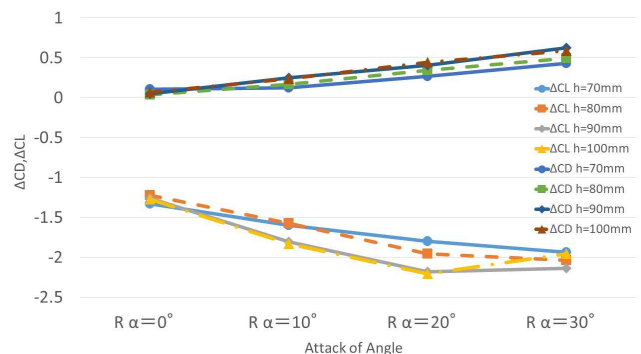


Fig. 15 Front 迎角 15 度における空力性能変化

Fig. 16 はベースモデルにおいて迎角 10 度のリヤウィング設置高さを 70~100[mm]に変化させた時の ΔCLr (リヤ揚力係数変化) を実線($\Delta CLr1$), ベースモデルに迎角 15 度のフロントウィングを装着したテストモデルにおいて迎角 10 度のリヤウィング設置高さを 70~100[mm]に変化させた時の ΔCLr を点線 ($\Delta CLr2$) としている. このグラフより, リヤウィングの取り付け高さを変化させても $\Delta CLr1$, $\Delta CLr2$ での大きな差異はなかった.

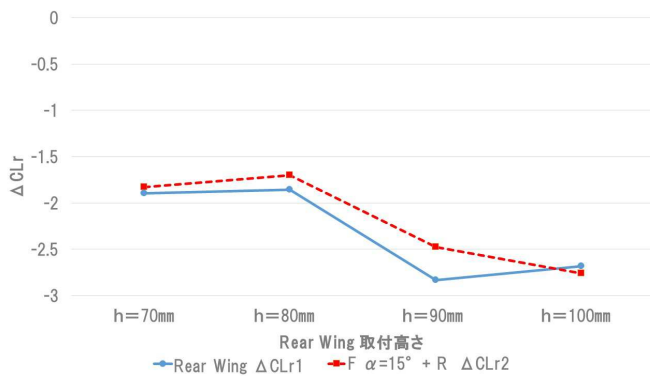


Fig. 16 $\Delta 1$ $\Delta 2$ におけるリヤ揚力係数変化

この要因を調べるため, 流れ場の確認として風速分布調査をした. Fig. 17 は各測定箇所を示しており, 各リヤウィング取り付け高さかつ翼弦長中心距離において, 車両中心を 0[mm]としリヤウィングスパンの 1/2(22.5mm), タイヤ内側 45[mm], タイヤ外側 67[mm]にて調査をした.

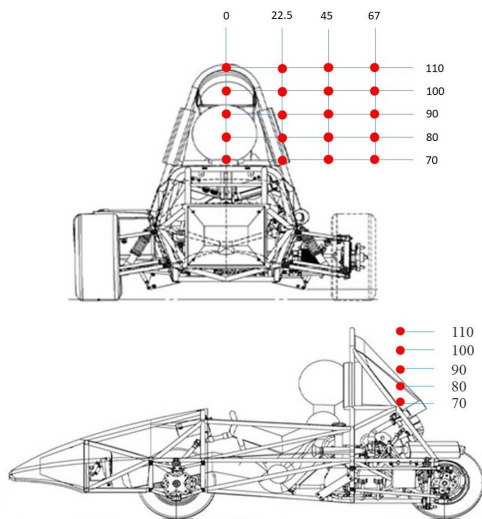
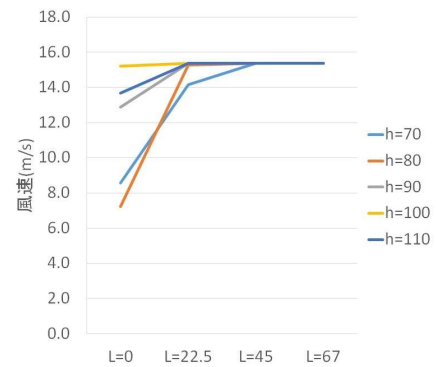


Fig. 17 風速分布調査測定箇所

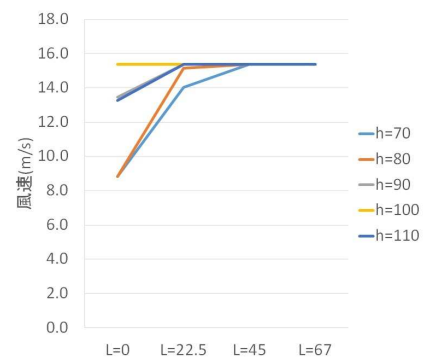
Fig. 18 はフロントウィングの有無での風速分布を示す. 両グラフにおいて高さ 80, 90[mm]において主流より低い領域があった. これはドライバー頭部によるウエイクの乱れでリヤウィングに向かう流れの速度が変化していることがわかる. またリヤウィングスパン 1/2 の距離ではすべてのウィング取り付け位置において, ほぼ主流の速度となっている. これはフロントカウルの整流効果によるものである.

今回の風速調査では, フロントウィングの有無での風速分布の大きな違いは見当たらなかった. これはフロントウィングに使用している翼型 E193 はキャンバーが緩やかなため, リヤウィングへのアップウォッシュの影響が小さいことが考えられる. そのため, 現在使用している翼型よりも強いキャンバーのものを用いても, リヤウィングへの影

響は少ない可能性があるが, CFD 解析にて圧力分布を見ながら検討をする必要がある.



(a) Front Wing なし



(b) Front Wing あり

Fig. 18 リヤウィング取り付け高さにおける風速分布

7. 走行データよりエアロデバイス検討

風洞試験にて, 学生フォーミュラのレギュレーション・速度域でも十分なダウンフォースを獲得できることが判明した. しかし, 大会のコースレイアウトではコーナーが多く, 直線区間は非常にわずかである. また, 平均速度が 40~50km/h 程度であるため, ダウンフォース獲得が必須なのかと疑問である. そこで第 15 回大会にて, 本校フォーミュラチーム車両「F117」に GPS ロガーを搭載し, データ収集した. このデータを基にエアロデバイスの有効性を考察するために, 実車走行時のデータに, 風洞試験にて得られた $CD \cdot CL$ の値を用いて検証する.

取得したデータは, 「Laplace View」にて確認し, コーナー進入・平均速度, コーナー全長, コーナー走行時間を取得した. また, CSV ファイル形式にて, 各測定時間の各種値を確認することができる. 得られたデータにてエンデュランス 1 周の距離と走行タイムを算出し, 1 周 930.27m タイム 75.630s と出た. 公式ではエンデュランス 1 周約 1000m, 第 15 回大会のエンデュランス競技での F117 によるファステストタイムが 74.466s と近似値であった. 検討では目標タイムとして算出された値を用いて算出していく.

計測タイムでは 1 周 75.630s であったが, 第 15 回大会での上位車両のエンデュランスタイムが約 65 秒台であったため, -10s の 65.630s を目標タイムに選定した. Fig. 19 はエンデュランスの各コーナーを示す.

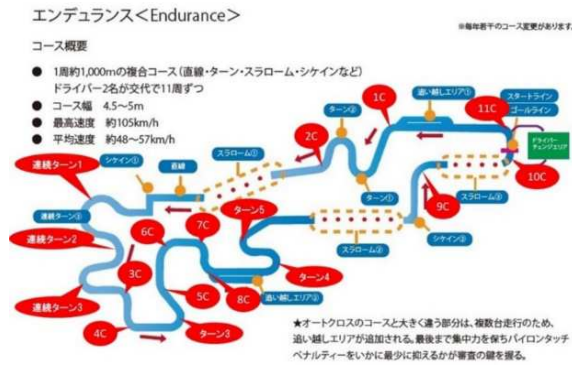


Fig. 19 エンデュランス各コーナー

車両に発生する遠心力を求めるために、まずは各コーナーの角速度(rad/s)、遠心加速度(m/s²)を算出する。

○角速度(rad/s) $\omega = Vr / r$

○遠心(向心)加速度(m/s²) $a = r \times \omega$

加速度が求めれば、車両総重量と掛け合わせれば遠心力を得られるが、今回の車両では前後重量配分が異なるため、前・後遠心力を求める。今回、遠心力と呼んでいるが、遠心力は架空の力である。そこで、遠心力の反力である「向心力」を式より求めている。この「向心力」を作り出しているのがタイヤのコーナリングフォース(CF)である。今回は遠心力=向心力としている。

○前・後遠心力(N) $CFF,R = M \times Fr(Rr) \text{ Ratio} \times a$

車両は各コーナーで荷重移動が発生する。大きく分けて「前後荷重移動」、「内外輪荷重移動」がある。そのため、先ほど求めた遠心力(CF)も各輪で変化する。

○前後荷重移動量(N) $LM = afr \times M \times h / WB$

※ $afr = Vsc / s$

○内外輪荷重移動量(N) $FLMrl = CFF \cdot h / FTr$

$RLMrl = CFr \cdot h / RTr$

前後、内外輪荷重移動量が判明すれば、静的輪荷重より加減する。

○静的輪荷重(N) $swl = M \times Fr(Rr) \text{ Ratio} \times 9.81/2$

Fig. 20 にて各輪荷重の輪荷重を示す。

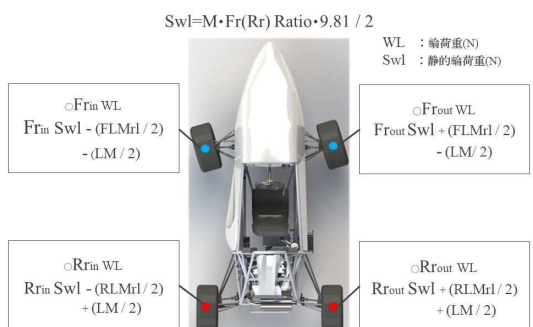


Fig. 20 各輪荷重算出

これで各輪荷重が判明したので、各輪の必要CFを求めるために、Front・Rearの荷重率を求める。この荷重率を基に遠心力の値を用いて、各輪にて必要なCF(必要CF)を求めていく。

○荷重率 $WL \text{ Ratio} = (\text{Front or Rear}) WL (\text{in or out}) / (WL (\text{in}) + WL (\text{out}))$

○必要CF(N) $\text{必要CF} = CFF,R \times WL \text{ Ratio}$

Fig. 21 にて各輪荷重率と各輪必要CFを示す。

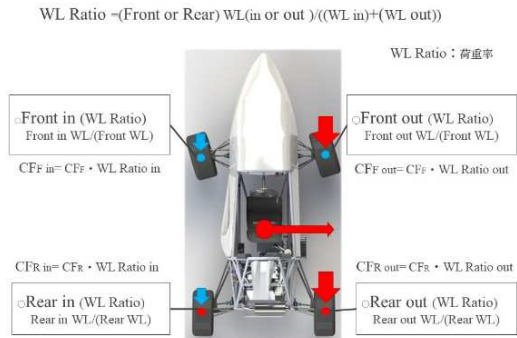


Fig. 21 各輪荷重算出

これで各コーナーでの各輪の必要CFが判明したが、コーナリングに必要なCFをタイヤが発揮できるのかタイヤデータを基に確認する。使用したタイヤデータは「Hoosier 13'-20. 0/7. 0」である。F117では10inchタイヤであるが、現段階にてデータの入手が出来ていないため、同一メーカーの13inchタイヤにて計算を行う。Table 8. 2. 9に垂直荷重に対するSF(サイドフォース)・SA(スリップアングル)の表を示す。タイヤの進行方向に対し直角方向をコーナリングフォースと呼び、タイヤの回転方向に対し直角方向を横力と呼ぶ。コーナリングフォースと横力の間はスリップアングルだけ力の方向が異なっているため、正確にはコーナリングフォースと横力は区別が必要だが、スリップアングルが数°以内だと、力の大きさとしてはほぼ同等であるため、今回はSF=CFとしている。

求めた値より、測定タイムと目標タイムでの各コーナーの必要CFがタイヤの限界CFを超えているか否かを確認した。今回はSA-7°の値を基準にしている。

計測タイムではすべてのコーナーにてCFは足りているが、目標タイムを見ると、1コーナーにてRear out側にタイヤのCFが足りていない事が判明した。今回の検証では、目標タイムを実現するためにはDFが必要であることが判明した。しかしDFを獲得することは、空気抵抗も増加するためストレートスピードに影響が出る。ただし学生フォーミュラのコースレイアウトではコーナーが大半であるため、DFの獲得は必要である。そのため、前後DF量やディフューザといったL/Dに優れたエアロデバイス選定が大切である。

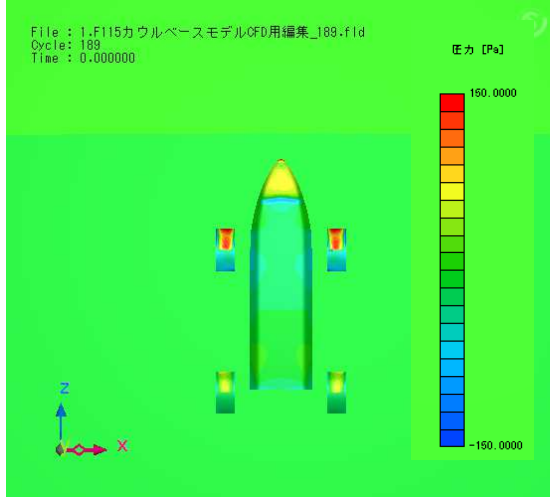
8. CFD解析

CFD(Computational Fluid Dynamics)とは、数値流体力学のことであり、流体の運動に関する方程式をコンピュータで解くことによって流れを観察するシミュレーション手法である。今回使用したCFDソフトウェアは、株式会社ソフトウェアクレイドルが開発したSCRYU/Tetra (スクリュートラ)である。このソフトウェアは有限体積法をベースとした非構造格子系汎用熱流体解析システムである。流れや熱のほか、化学反応や移動境界(AFE)、騒音解析など、様々な現象を計算する事ができる。格子生成を自動化したほか、条件設定もウィザードとして設定できるなど、高い操作性を持ちながら、パーソナルコンピュータでも実用上問題ない計算ができるように、省メモリ、高速演算を実現している。本研究では定常計算として、乱流モデルには標準k-eモデルを用いた。

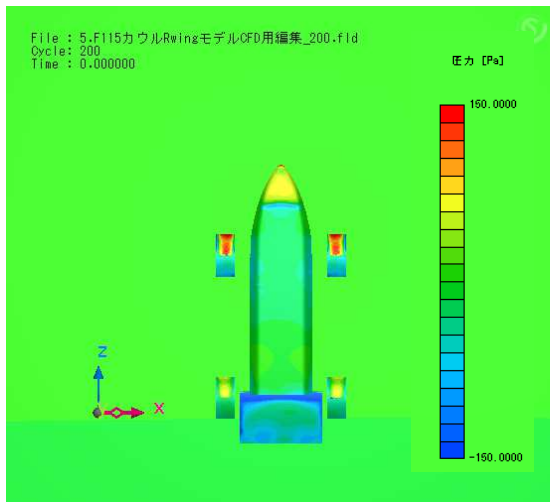
今回の解析では、「ベースモデル」、「Rear Wing 装着モデル」、「Front + Rear Wing 装着モデル」の3つのモデルを使

用し、各モデルの下面視における圧力分布を調査した。モデルの Front Wing の迎角は 15° 、Rear Wing は迎角 20° 、取り付け高さ 1000mm としている。

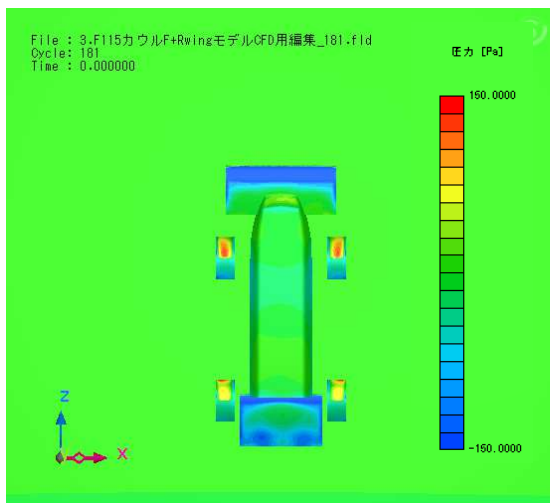
Fig. 22 は各モデルの下面視における解析画像である。すべてのモデルにおいて、車両下面の圧力低下は見られない。つまり現状では、車両下面にてダウンフォースを獲得できていないことが判明した。



(a) ベースモデル



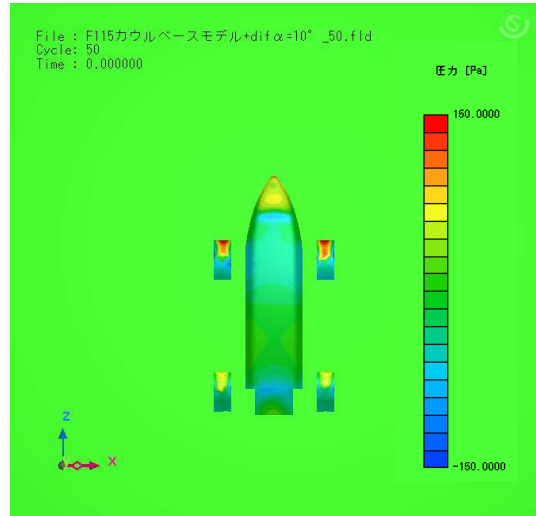
(b) Rear Wing 装着モデル



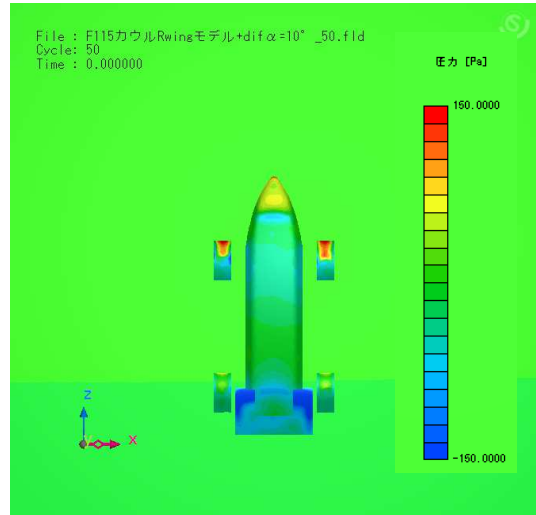
(c) Front+Rear Wing 装着モデル

Fig. 22 CFD 解析(1)

次に、各モデルにディフューザを装着したモデルにて CFD 解析を実施した。使用したディフューザは、幅 450mm、長さ 300mm、迎角 10° のトンネル形状とした。Fig. 23 は各モデルの下面視における解析画像である。



(a) ベースモデル



(b) Rear Wing 装着モデル



(c) Front+Rear Wing 装着モデル

Fig. 23 CFD 解析(2)

解析結果では、すべてのモデルにおいて車両下面に負圧領域が発生していることを確認した。しかし Front Wing 装着時では、Front Wing の影響で、他のモデルに比べて効果が低い結果となった。今後はディフューザの効果を高めるために、効率の良い空気導入・排出手法を検討していく。

9. まとめ

自動車用エアロデバイスの揚力低減効果の検証を行うために、2つのモデルを用いて実験した。

セダントイプモデルでは、リヤスポイラの形状（ダウンフォース量）で最適なディフューザ角度が異なることが示された。

近年の学生フォーミュラではエアロデバイス導入が盛んであり、全日本大会でも年々増加傾向である。レギュレーションにより、大型ウイングの取り付けが認められており、車両の印象を決定づけると言っても過言ではない。学生フォーミュラモデルの風洞試験では、学生フォーミュラ車両の象徴的なパーツであるフロントおよびリヤウイングは、レギュレーションで大きさに自由度があるため、速度域が低くても十分なダウンフォースを発生できる可能性が示された。

走行データを用いたエアロデバイスの考察では、コースレイアウト上、コーナーが多く存在するため DF 獲得は大切である。しかし空気抵抗を無視できるほどではないため、ディフューザといった L/D に優れたエアロデバイス選定が大切である。

今後は Wing 以外のエアロデバイスによる風洞試験や CFD 解析、コース全体での c_d 、 c_l の影響度調査によるエアロデバイス検討を実施していく。

謝辞

本研究を行うにあたり、懇切丁寧なご指導と激励を賜りました久留米工業大学 大学院 空力デザイン研究室 東大輔 教授に深く感謝の意を表します。また、インテリジェントモビリティ研究所 技術職員 金子 寛典 氏、本研究室 M2 赤司 宜之 君、M1 郷之原 優也君、29 年度本研究室学部生諸君、久留米工業大学 交通機械工学科 教員御一同、久留米工業大学フォーミュラプロジェクトメンバー諸君には格別にご協力を賜りました。記して感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 東大輔(著), 石井明(監) : 自動車空力デザイン, 三樹書房 (2015).
- 2) 全日本学生フォーミュラ公式サイト : <http://www.jsae.or.jp/formula/jp/index.html>
- 3) 公益社団法人 自動車技術会, 自動車開発・製作ガイド - 学生フォーミュラカーを題材として -, (2007) .
- 4) 公益社団法人 自動車技術会, 自動車の空力技術, (2017) .
- 5) 貴島孝雄(著), AutoExe:貴島ゼミナール , www.autoexe.co.jp/kijimasemi.html

活 動 報 告

ディーゼルエンジンベンチシステムの製作（第1報）

Set-Up of the Diesel Engine Bench System in Transport Mechanical Engineering (First Report)

山口 卓也^{*1} 梶山 項羽市^{*1} ・ 池田 秀^{*1} ・ 松村 光晃^{*1} ・ 渡邊 直幸^{*1} ・ 湊上 貴之^{*2}
Takuya Yamaguchi^{*1} Kouichi Kajiyama^{*1} Shigeru Ikeda^{*1} Mitsuaki Matsumura^{*1} Naoyuki Watanabe^{*1} and Takayuki Fuchigami^{*2} and
Takuya Yamaguchi^{*1}

^{*1}交通機械工学科 ・ ^{*2}有限会社湊上溶接

Diesel engine bench and its measurement hardware at department of transport mechanical engineering were antiquated, therefore students couldn't study well regarding a modern diesel engine system in the experiment and research activities. From above background, new diesel engine bench system at department of transport mechanical engineering has been planning and manufacturing. In this report, the overview of new diesel engine bench set-up is described

Keywords: compression ignition engine, intake and exhaust, supercharging, cooling, measurement/diagnosis/evaluation

1. はじめに

ディーゼルエンジンは環境負荷の低減とさらなる高効率化が強く求められており、ディーゼルエンジンを含めた次世代の内燃機関の開発を担う若手技術者の育成は教育機関である大学に求められている重要な使命である。交通機械工学科においても内燃機関に関する講義およびディーゼルエンジンベンチでの実験を通し学生に内燃機関の教育を行ってきた。しかし、図1に示すように交通機械工学科におけるディーゼルエンジンベンチは使用していたディーゼルエンジンの旧世代化と計測機器類の老朽化が顕著となり、学生が近代化されたディーゼルエンジンの理論と実際を安全に学習するうえで十分とはいえない環境となっていた。また、研究面の活動においても質が高く信頼性のあるエンジン実験データの取得が難しい状況にあった。このような背景から、交通機械工学科におけるディーゼルエンジンベンチを近代化し、学生への教育の質の向上および交通機械工学科における内燃機関研究を推進するために新規にディーゼルエンジンベンチの製作を行っている。本報告は新しいディーゼルエンジンベンチの概要について報告する。



Fig. 1 Old diesel engine bench at transport mechanical engineering

2. 新ディーゼルエンジンベンチのコンセプト

新しいディーゼルエンジンベンチの構築にあたり、下記のコンセプトを掲げエンジンベンチシステムの計画を行った。

1. 実験中における学生の安全を最優先とし、実験中にエンジンの傍でエンジンの操作や計測作業などを行う必要がないように、エンジンの操作および計測機器類の操作は安全な計測室内で行う仕様とする。
2. エンジン実験の計測は、これまでの目視における記録やチャート紙に記録されたデータを読み取る方式を改め、パソコン内に計測データを取り込んだうえで解析作業を行う仕様とする。また、エンジン実験中の計測データは計測室内のパソコンモニターにリアルタイムで表示し、運転中のエンジンに異常がないか常時確認できるようにする。
3. 信頼性の高い実験データを取得するために、エンジン冷却水、エンジンオイル、吸気の温度コントロールを行う温調システムを付加し、エンジンの運転条件によらずこれらの温度が一定に保たれた状態でエンジン実験が行えるようにする。
4. 近年のエンジン研究は、エンジン実験に加え1次元シミュレーションおよび3次元シミュレーションを実施し、エンジン性能の予測や実験結果の現象理解を行っている。交通機械工学科におけるエンジン研究においても実験的な研究アプローチに加えて、シミュレーションによる研究アプローチも行えるようなエンジンベンチシステムとする。

上記の新しいディーゼルエンジンベンチのコンセプトに基づいた交通機械工学科における内燃機関研究室のエンジンベンチシステム案を図2に示す。本活動ではディーゼルエンジンベンチの製作に加えて、シリンダーヘッドの流量係数およびスワール計測を行うための定常流試験装置も新設する。エンジンベンチでの実験により得られるエンジン性能などの実験結果および定常流試験装置を用いて計測したシリンダーヘッドの流量係数や吸入スワールは、1次元および3次元シミュレーションにおけるエンジンモデルに反映させ、実験とシミュレーションの両面から研究を行える体制の構築を目標とする。

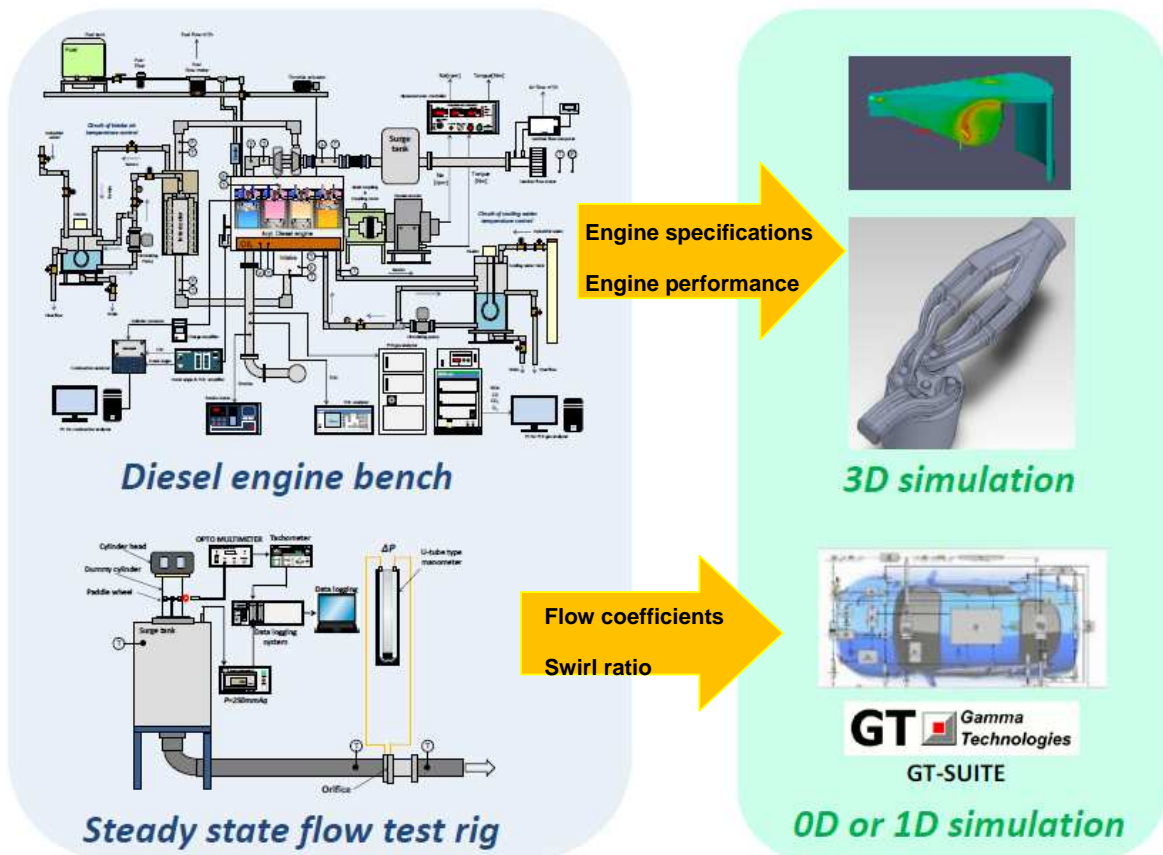


Fig. 2 Concept of new diesel engine bench system at transport mechanical engineering

3. ディーゼルエンジンベンチシステム

3.1 供試エンジンの主要諸元

新しいディーゼルエンジンベンチにおいて使用するディーゼルエンジンの外観および主要諸元を図3および表1に示す。エンジンは最高噴射圧力160MPa仕様のコモンレール式燃料噴射装置を搭載した排気量1.36Lの直列4気筒ディーゼルエンジン（トヨタ自動車製：IND-TV）である。EGRシステムはハイプレッシャーループEGRシステムである。

Table 1 Engine specifications

Item	Specifications	
Engine type	DI inline 4	
Displacement	cm ³	1362
Bore × Stroke	mm	73.0 × 81.4
Compression ratio	18.5	
Maximum torque	Nm	170(@ 2000-2800rpm)
Maximum power	kW	53



Fig. 3 Appearance of diesel engine (IND-TV TOYOTA)

3.2 渦電流動力計の主要諸元

新しいディーゼルエンジンベンチにおける動力計測は渦電流動力計（天野工業技術研究所，PH-C1型）を使用する。表2は渦電流動力計の主要諸元である。エンジンベンチシステムの構築にあたり、動力計の荷重検定を実施し、荷重に対する応答トルクの線形性の調整を行った。動力計の荷重検定の状況と荷重検定結果を図4および図5に示す。応答トルクの線形性の調整を行った結果、荷重に対し応答トルクが±1N・m以内の精度にすることができた。

ディーゼルエンジンと動力計のカップリングはタイヤ型カップリングを用いている。図6はエンジンと動力計とのカップリング状態を示す。カップリング用の軸およびフランジは3DCADで設計を行い、ものづくりセンターにて機械加工により製作した。また、エンジンと動力計のカップリング部分を保護するためのカップリングカバーも製作した。

Table 2 Specifications of eddy current engine dynamometer

Type	Amano Institute of Technology PH-C11
Maximum absorbed power	110 kW
Maximum absorbed torque	400 Nm
Permitted maximum engine speed	8000 rpm



Fig. 4 Appearance of eddy current engine dynamometer

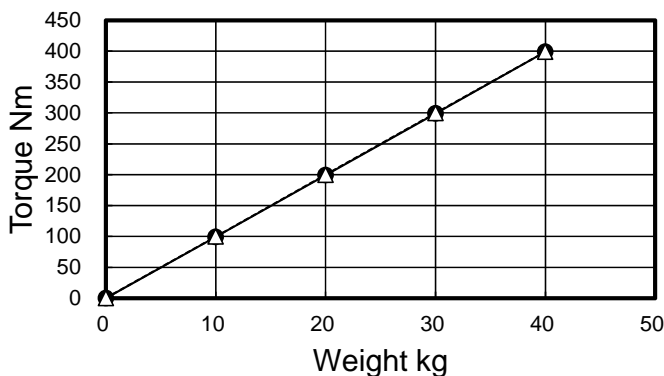


Fig. 5 Result of load calibration

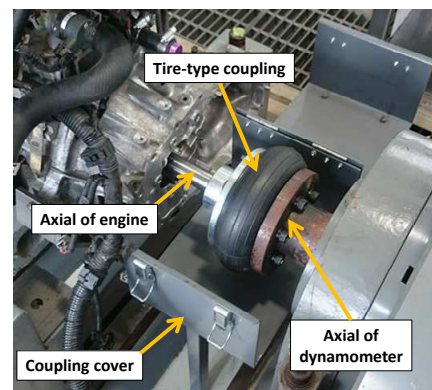


Fig. 6 Appearance of axial coupling

渦電流動力計は動力計の内部でエンジンの動力を吸収し熱に変換し放散するため、動力計内部を冷却する必要がある。これまでのエンジンベンチでは動力計内部へ供給した冷却水を排水溝へ排水させており、冷却水の消費量が過多であるうえに排水溝の水詰まりなどによる漏電などの危険性もあることから実験中の安全が十分に確保されていなかった。このため、図7に示すような動力計用の冷却システムを計画した。冷却水タンクに貯蔵した冷却水は循環ポンプにより動力計へ供給される。動力計内部の冷却を行い動力計から排水された冷却水はラジエーターにて放熱した後に冷却水タンクへ戻るシステムである。図8は完成した動力計の冷却システムである。動力計出口における冷却水の温度は常時計測を行い、動力計出口における冷却水温度が50°Cを越えた際には工業用水を冷却水タンクに注入し冷却水温度を低下させ、動力計の焼き付きを防止するシステムとしている。

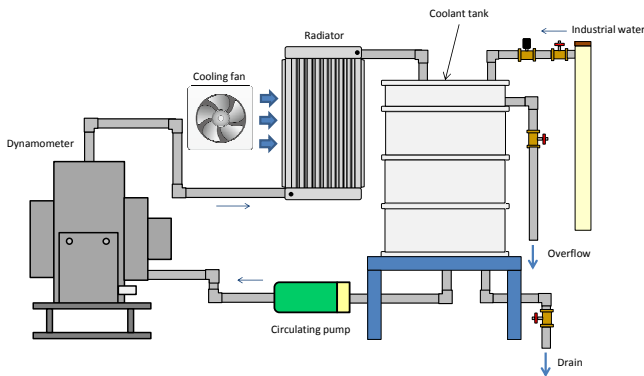


Fig. 7 Schematic of cooling system for eddy current dynamometer

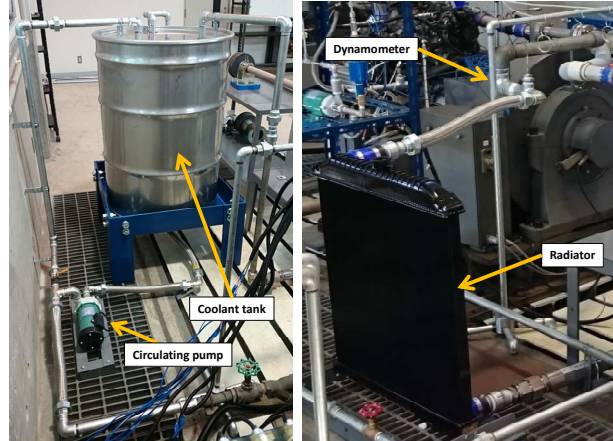


Fig. 8 Cooling system for eddy current dynamometer

3.3 燃料供給システム

図9は新しいディーゼルエンジンベンチにおける燃料供給装置のシステム図である。また、図10は製作した燃料供給装置を示す。燃料タンク内の燃料は燃料フィルターを通過しフィードポンプでエンジンへ圧送される。フィードポンプ後の燃料供給経路には減圧弁を設置し、減圧された燃料が燃料流量計を通過しエンジンへ供給される。エンジンの直前には安全弁を設けてあり、燃料供給はエンジンの停止時にカットされる。エンジンの燃料噴射システムからのリターン燃料はラジエーターを通過し冷却された後に燃料タンクへ戻る。燃料のリターン経路にも燃料供給経路と同様に燃料流量計を設置しリターン燃料の流量を計測する。エンジンへ供給された燃料流量は燃料供給側の燃料流量計および燃料のリターン経路の燃料流量計の計測結果より式(1)にて得られる。燃料流量はコリオリ式燃料流量計 (KEYENCE製, FD-SS02A および FD-SS2A) で計測を行う。

$$\text{Fuel consumption [kg/s]} = \text{Fuel mass flow for fuel supply [kg/s]} - \text{fuel mass flow for return [kg/s]} \quad (1)$$

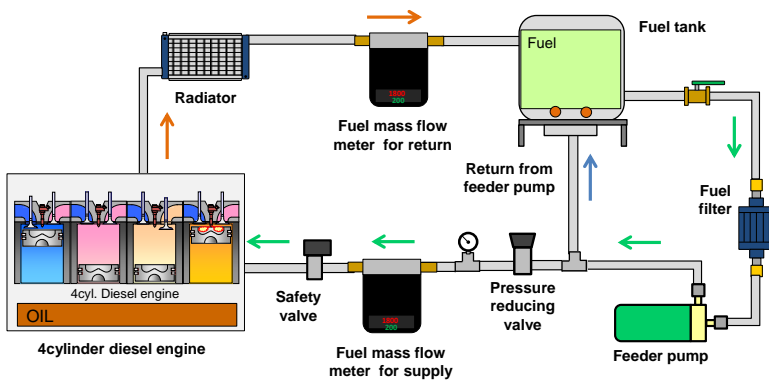


Fig. 9 Schematic of fuel supply system



Fig. 10 Appearance of fuel supply system

3.4 吸気系レイアウトおよび吸気温度コントロールシステム

図 11 はエンジンの吸気系レイアウトおよび吸気温度のコントロールシステムを示す。ターボチャージャーのコンプレッサ後流には図 12 に示すようなインタークーラを設置し吸気温度のコントロールを行う。インタークーラはインタークーラ筐体に格納され、インタークーラ本体をシャワー冷却することで吸気温度を任意にコントロールする。シャワー冷却に用いる水は、外付けの貯水タンク内においてヒータにより温度調整を行ったうえでシャワー冷却に使用する。また、図 12 に示すように、インタークーラの入り口および出口において吸気温度および圧力の計測を行いインタークーラにおける吸気の排熱量および吸気の圧力損失を求めることができるようにする。

新しいディーゼルエンジンベンチにおけるエンジンへの吸入空気の流量は層流流量計を用いて測定を行う。図 13 および図 14 はエンジンベンチで使用する層流流量計と流量演算器を示す。層流流量計は司測研製 LFE-400LM を用いる。また、流量演算器は司測研製 LFC-200 を用いる。

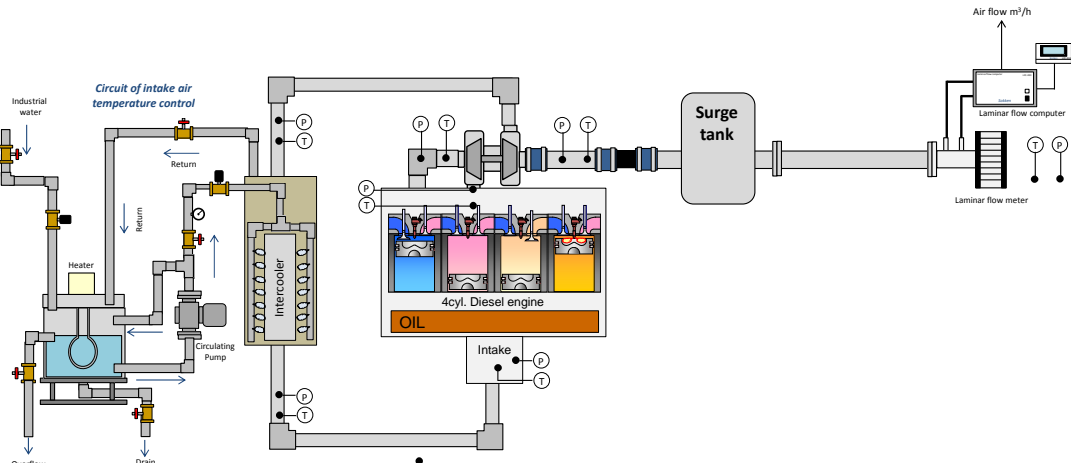


Fig. 11 Schematic of air intake system t in the new diesel engine bench



Fig. 12 Intercooler and its frame body



Fig. 13 Laminar flow meter (Sokken LFE-400LM)



Fig. 14 Laminar flow computer (Sokken LFC-200)

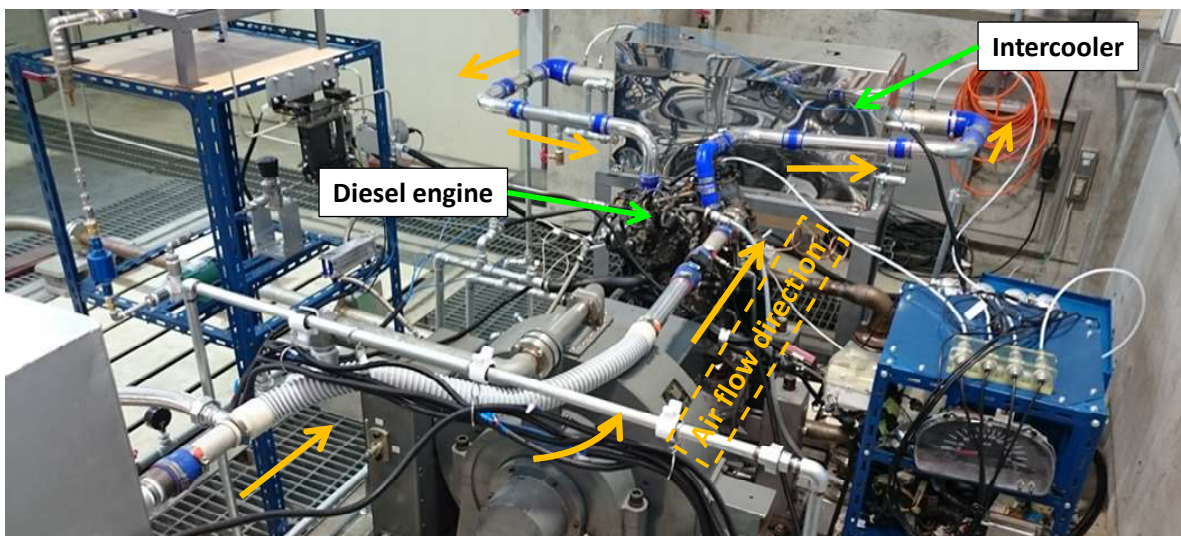


Fig. 10 Appearance of air intake system in the new diesel engine bench

3.5 エンジン冷却水循環システム

エンジン内部は冷却水が循環しシリンダーヘッドやシリンダブロックの冷却を行っているが、エンジン実験中は冷却水の温度を一定に保つ必要がある。このため、エンジン冷却水の温度を任意にコントロールし循環するシステムの製作を行った。図13はエンジン冷却水循環システムのシステム図を示す。冷却水タンク内に設置するヒータで温度コントロールされた冷却水は循環ポンプによりエンジン内部へ供給される。エンジンの入口および出口における冷却水の温度とエンジンへ供給される冷却水流量は計測を行い、エンジン内部における冷却水への排熱量を定量化できるシステムとしている。図14は完成したエンジン冷却水循環システムの外観を示す。

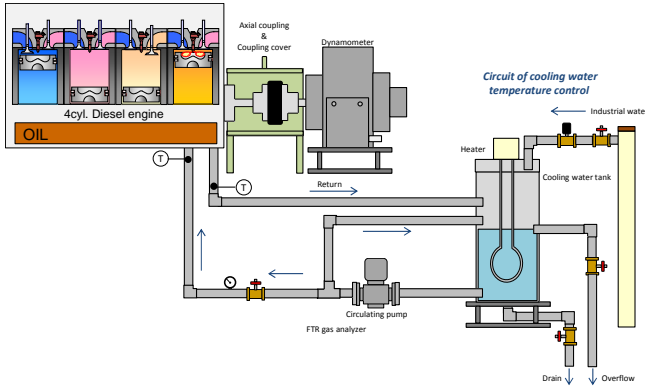


Fig. 13 Schematic of engine cooling system

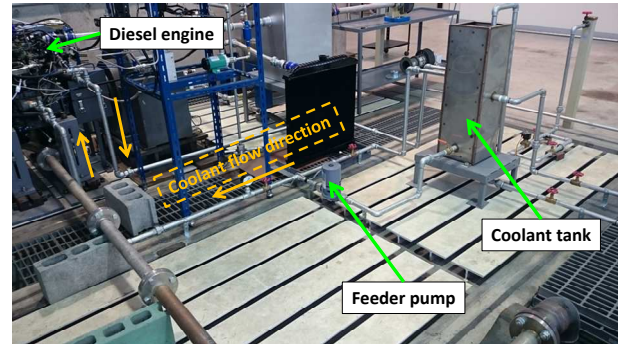


Fig. 14 Appearance of engine cooling system

エンジン内部へ供給されるエンジン冷却水は図15に示すように供給経路の途中で分岐し、その一部はEGRクーラの冷媒として用いられる。図16はEGRクーラの外観を示す。EGRクーラの入口および出口にはEGRガス温度を計測するためのソケットを溶接し熱電対を取り付け、EGRクーラ前後におけるEGRガスの温度を計測できるようにしている。

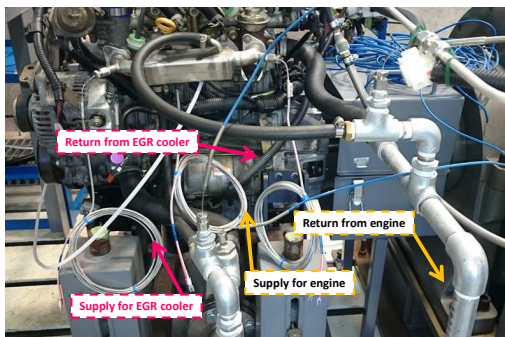


Fig. 15 Appearance of EGR cooling system

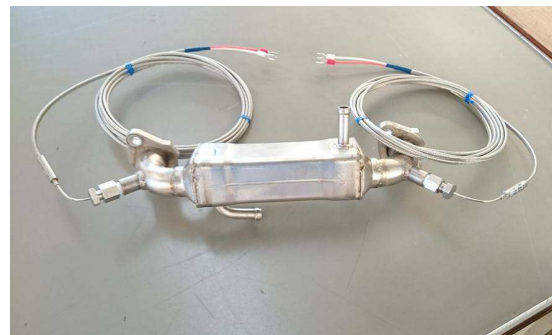


Fig. 16 Appearance of EGR cooler

3.6 ディーゼルエンジンベンチの今後の取り組み

新しいディーゼルエンジンベンチのコンセプトに基づいて製作計画を行った設備類は、ほぼ製作が完了し本格的な試運転を開始できる状態とすることができた。今後は計測システムの構築およびシリンダー内の圧力計測装置の取り付けとそのセッティング作業を中心に活動を進める。

新しいディーゼルエンジンベンチの計測システムは、NATIONAL INSTRUMENTS製のCompactDAQおよび計測システム開発用ソフトウェアLabVIEWを使用する。図17はCompactDACを示す。エンジンベンチ設備の各部には温度計測のための熱電対や圧力センサーが既に取り付けられている。これらのセンサーからの出力信号および動力計からの機関速度、トルクなどの出力信号をCompactDACに接続し、LabVIEWを用いてこれらのデータ収集・解析とモニタリングを行う計測システムを構築していく。



Fig. 22 CompactDAC
(NATIONAL INSTRUMENTS)

エンジンのシリンダー内の圧力は、シリンダー内における燃焼状態を把握し、エンジン性能を熱力学的に解析するための重要な計測項目である。図 18 は新しいディーゼルエンジンベンチで使用するシリンダー内の圧力計測用センサー（Kistler 製：Type6056A）を示す。シリンダー内の圧力計測はグロープラグアダプターを使用した圧力センサーを用いる。また、図 19 はシリンダー内の圧力計測に使用するチャージアンプ（Kistler 製：Type5018A）である。エンジンのクランク角の検出は光ファイバ式クランク角度計測システム（小野測器製：CP-5900 および CA-6000A）を用いる。図 20 は光ファイバ式クランク角度計測システムおよびクランク角度検出器をエンジンのクランクプリーに取り付けた状態を示す。上記の圧力センサーおよびクランク角度検出器からの信号は図 21 に示す燃焼解析装置（小野測器製：DS-3000）に取り込まれ、熱発生率や燃焼質量割合位置などの演算を行う。



Fig. 18 Pressure sensor (Kistler: Type6056A) and glow plug adapter



Fig. 19 Charge amplifier (Kistler: Type5018A)



Fig. 20 Crank angle position detector (Ono sokki: CP-5900 and CA-6000A)



Fig. 21 Combustion analysis device (Ono sokki: DS3000)

4. 定常流試験装置

エンジンの1次元性能シミュレーションを行う場合、エンジン諸元などの基本データに加えシリンダーヘッドの流量係数が入力データとして必要となる。エンジンのシリンダーヘッドの流量係数および吸入スワールを試験する方法としてシリンダーヘッドの定常流試験があり、その代表的な測定方法は羽根車を用いる方法とインパルスメータによる方法である。本章では羽根車を用いる方法の定常流試験装置を新規に製作したので、その概要を報告する。

4.1 定常流試験装置の概要

図 22 は計画を行った定常流試験装置のシステム図を示す。また、図 23 は定常流試験装置に使用する主要部品を示す。新規に製作する定常流試験装置は小径ボアから大径ボアまでの実験に対応可能とするため、ダミーシリンダーを挿入するサージタンクのフランジ部分に3Dプリンターで出力したアダプターを取り付ける方式を考案した。図 24 は3Dプリンターで出力したアダプターおよび羽根車を示す。アダプターは実験を行うシリンダー径に応じて3DCADで設計を行い、3Dプリンターで出力する。この方式の採用によりシリンダー径が変化しても3Dプリンターを利用することでフレキシブルに対応することが可能になった。また、実験に使用する羽根車^①もアダプターと同様にシリンダー径に応じて3DCADで設計を行い3Dプリンターで出力し使用するものとする。

定常流試験では、吸気弁および排気弁のリフト量を変化させてシリンダー内へ吸入される空気量および羽根車の回転数を計測する。このため、シリンダーヘッドに吸気弁および排気弁のリフト量を変化させるための治具が必要となる。図 25 は吸気弁と排気弁のリフト量を変化させるための治具をシリンダーヘッドに取り付けた状態を示す。吸気弁および排気弁のリフト量は治具に取り付けたボルトを締めることで、バルブリフタを介してバルブスプリングを押すことにより変化させる。

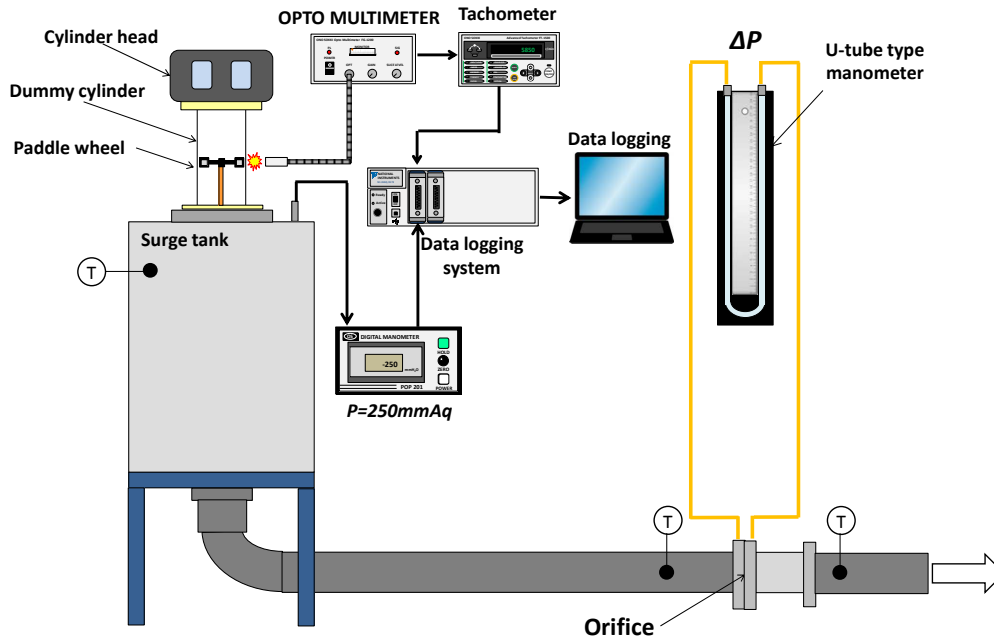


Fig. 22 Schematic of steady state flow test rig

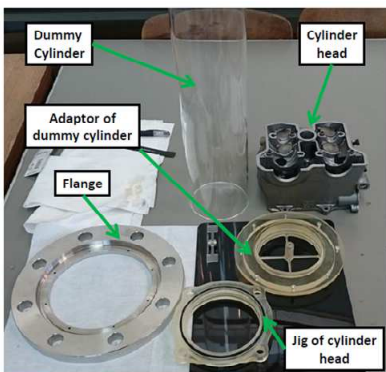


Fig. 23 Parts of steady state flow test rig

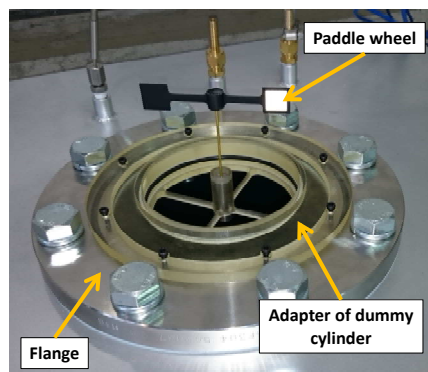


Fig. 24 Adapter of dummy cylinder and paddle wheel

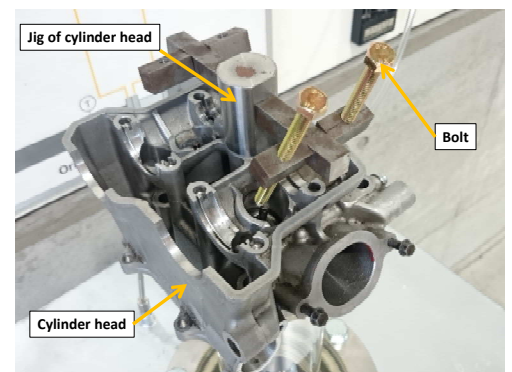


Fig. 25 Jig of cylinder head

4.2 定常流試験装置で使用する計測機器

定常流試験でシリンダーヘッドの吸入スワールを求めるためには、ダミーシリンダー内の羽根車の回転数を計測する必要がある。実験中の羽根車の回転数計測は非接触式回転検出器（小野測器製：FS-540 および FG-1200）を使用する。また、羽根車の回転数表示はアドバンストタコメーター（小野測器製：FT-1500）を使用する。図 26 は非接触式回転検出器およびアドバンストタコメーターを示す。定常流試験中はサージタンク内を負圧の状態にしてシリンダー内へ空気を吸入する。この時のサージタンク内の負圧はデジタルマノメーター（岡野製作所：POP201）を用いて計測する。また、シリンダーヘッドに流入する空気流量はオリフィス流量計を使用して計測を行う。図 28 は完成した定常流試験装置を示す。新たに製作した定常流試験装置では学生フォーミュラ用で使用しているガソリンエンジン（LT450）のシリンダー

ヘッドの流量係数および吸入スワールの計測を予定している. 今後は, ディーゼルエンジンベンチで使用しているディーゼルエンジン (IND-TV) のシリンダーヘッドの流量係数および吸入スワールの計測を行えるよう準備を行っていく.



Fig. 26 Non-contact type rotation detector and advanced tachometer
(Ono sokki : FS-540, FG-1200 and FT-1500)



Fig. 27 Digital manometer (Okano works : POP 201)



Fig. 28 Appearance of steady state flow test rig

5. まとめ

本活動を通して, 新しいディーゼルエンジンベンチにおいて必要となる設備類の製作および計測機器類の準備を完了することができた. 今後はエンジンベンチシステムにおける計測機器類の接続とそれらのデータ収集と解析システムの構築, さらに燃焼解析装置のセッティングに取り組む. また, 本活動において完成させた定常流試験装置を用い, 学生フォーミュラで使用しているガソリンエンジンとエンジンベンチで使用しているディーゼルエンジンのシリンダーヘッドの流量係数を計測し, それぞれのエンジンの1次元シミュレーションモデルを構築し, エンジン性能向上に向けた開発およびディーゼルエンジンベンチにおける研究活動に活用していく.

謝辞

本活動を遂行するにあたり, 自動車システム工学専攻2年生の三好 悠介 君の協力に加え, モノづくりセンターの野口 聡仁 先生, 青木 秀幸 先生に機械加工および3D プリンターの使用でご支援をいただいたことに深く感謝します. また, エンジンベンチで使用する配管部品等を株式会社新エイシーイーよりご提供いただいたことをここに記し謝意を表します.

参考文献

(1) Pischiger, F. : ATZ, 65-1 (1963), 11

1. 研究

- 2015.04 東教授らグループの科学研究費 助成事業 研究（地面効果翼機デザイン関連）が採択（継続）されました。
- 2015.05 山口准教授の研究論文が SAE International Journal of material and manufacturing 誌に掲載されました。
- 2015.06 東教授らグループの科学研究費 助成事業 研究成果報告書（自動車エコデザイン関連）が発行されました。
- 2015.08 田中准教授らのグループが 2015 IEEE Fifth International Conference on Big Data and Cloud Computing で研究発表を行いました。
- 2015.11 田中准教授らのグループの研究論文が Modern Mechanical Engineering 誌に掲載されました。
- 2016.01 社会福祉法人たからの皆さんが田中准教授のハンズフリー車椅子の見学で来所されました。
- 2016.03 八女市のご協力で山間部傾斜地農作業現場を見学しました。
- 2016.03 愛知県の機械製造メーカーの技術者の方が所長の東教授に技術相談で来所されました。
- 2016.04 田中准教授が福祉施設から受託研究の依頼を受けました。
- 2016.04 所長の東教授が（株）筑水キャニコムから共同研究の依頼を受けました。
- 2016.04 山口准教授が（株）新エイシーイーから受託研究の依頼を受けました。
- 2016.05 国立研究開発法人 農研機構 九州沖縄農業研究センター筑後にて共同研究に向け農業機械を見学しました。
- 2016.06 国立研究開発法人 農研機構 九州沖縄農業研究センター筑後にてそば収穫を見学しました。
- 2016.07 東教授が完成車メーカーと空力デザインに関する勉強会を行いました。
- 2017.03 ディーゼルエンジンベンチの基盤が完成。

2. 講演

- 2015.04 山口准教授が SAE World Congress 2015 で研究発表を行いました。
- 2015.05 井手元教授、東教授、山口准教授の研究が自動車技術会春季学術講演会で発表されました。
- 2015.08 田中准教授らのグループの研究論文が Modern Mechanical Engineering 誌に掲載されました。
- 2015.01 東教授が自動車技術会秋季大会の振動騒音解析技術 III セッションで座長を務

めました。

- 2015.12 山口准教授が自動車技術会 第 26 回内燃機関シンポジウムで研究発表を行いました。
- 2015.12 所長の東教授が久留米ロータリークラブで自動車デザイン開発に関する講演を行いました。
- 2015.12 福岡モーターショーで所長の東教授がスポーツカーと学生フォーミュラのデザインに関する講演を行いました。
- 2016.02 所長の東教授が福岡県立八女工業高校で自動車デザインに関する特別講義を行いました。
- 2016.08 所長の東教授が自動車技術会中部支部講演会で自動車デザインに関する講演を行いました。
- 2016.01 所長の東教授がふくおか県南地域自動車産業振興フォーラムで講演を行いました。
- 2016.01 所長の東教授がユーザーカンファレンス 2016 で講演を行いました。
- 2016.11 所長の東教授が久留米・鳥栖地域産学官テクノ交流会で講演を行いました。

3. 企画

- 2015.11 インテリジェント・モビリティ研究所開所式を執り行いました。
- 2015.11 久留米工業大学創立 50 周年記念式典が行われました。
- 2016.03 池田助教、梶山助教、高西助教、松村助教が高校生整備技術勉強会を行いました。
- 2016.07 オープンキャンパスを開催しました。
- 2016.08 第 7 回自動車空力デザインコンテスト（後援：福岡県、自技会九州）を実施しました。
- 2016.08 オープンキャンパスを開催しました。

4. 講義

- 2015.11 高等教育コンソーシアム久留米市民公開講座共同講義で山口准教授がクリーンディーゼルに関する講義を行いました。
- 2016.05 所長の東教授が八女工業高校と地面効果翼機（小型航空機）のデザイン研究を開始しました。
- 2016.05 リー先生の特別英語教育研究会が始まりました。
- 2016.07 所長の東教授と梶山助教が高校生向け進学説明会 夢大学（福岡・鹿児島）で特別講義を行いました。

2016.07 福岡県主催ちくご子どもキャンパスで所長の東教授が自動車デザイン開発の特別講義を行いました。

2016.11 かみちゃりグランプリでパーソナルモビリティの試乗体験を行いました。

5. 見学

2016.01 朝倉東高校の皆さんが来所されました。

2016.03 地域連携推進協議会の皆さんが来所されました。

2016.04 久留米リサーチパークの皆さんが来所されました。

2016.05 ラジャマンガラ工科大学の皆さんが来所されました。

2016.06 本学卒業の高校教員の皆さんが来所されました。

2016.07 八女農業高校の皆さんが来所されました。

2016.07 筑紫台高校の皆さんが来所されました。

2016.07 大分県由布高校の皆さんが来所されました。

6. 広報

2015.11 西日本新聞、読売新聞、日刊工業新聞、各誌に研究所の開所式が紹介されました。

2015.11 くまもと県民テレビが来所されました。

2015.12 財界九州 12月号に研究所開所が紹介されました。

2015.12 鹿児島テレビが来所されました。

2016.01 西日本新聞の記事の中で研究所が紹介されました。

2016.02 西日本新聞に八女工業高校で実施した東教授の特別講義の様子が紹介されました。

2016.04 トヨタ自動車九州株式会社から緒方教授を派遣していただきました。

2016.08 西日本新聞に東教授の八女工業高校との航空機デザイン研究の取り組みが紹介されました。

7. 学生 F

2015.12 学生フォーミュラ車両を福岡モーターショーに展示しました。

2015.12 学生フォーミュラ車両を JR 久留米駅コンコースに展示しました。

2016.06 北九州カートウェイで学生フォーミュラ九州支部の 2016 年度第 1 回試走会が行われました。

2016.08 HSR 九州で学生フォーミュラ九州支部の 2016 年度第 2 回試走会が行われま

した。

2016.11 かみちゃりグランプリで学生フォーミュラの車両展示を行いました。

外部委員

1. 東 大輔 自動車技術会 流体技術部門委員
2. 山口 卓也 自動車技術会 燃料潤滑油部門委

共同研究

共同研究案件

3件

・秘匿のため詳細につきましては掲載できません。

メディア掲載

年月日	
2015.11.25	西日本新聞
2015.11.25	読売新聞
2015.11.25	日刊工業新聞



久留米工業大学

KURUME INSTITUTE OF TECHNOLOGY