

### 13. 第6回全日本学生フォーミュラ大会参戦車両への

#### 双対燃料噴射装置の設計・製作

太田 竜司 (工学部機能機械工学科 4年)

指導教員

榎本 啓士 (理工研究域 機械系 准教授)

#### 1. 背景と研究目的

環境問題への対策が盛んに叫ばれる昨今では、自動車から排出される二酸化炭素排出量を削減するために、ダウンサイジングと呼ばれる排気量縮小化が行われている。これは、排気量を縮小することでエンジンへの吸入空気量(以下、吸気量)を減少させ、燃焼時の燃料量も減少することで、二酸化炭素排出量を減らすという試みである。しかしダウンサイジングでは、燃焼時の燃料量が減少することで、取り出せる出力も減少し、自動車の登坂性能や加速性能、高速走行性能などといった利便性に支障をきたす。こういった二律背反の要求を満足するため、金沢大学フォーミュラ研究会では内燃機関の燃焼状態を直接制御できる過給機を用いた制御技術に注目し、2007年度開発車両から過給機(図2)を搭載している。

過給機は、空気を圧縮して内燃機関に送ることによって吸気量が増加し、それに合わせて燃料量も増加させることで出力を得るものである。しかしその際、吸入空気は圧縮されることにより温度が上昇してしまう。内燃機関の吸入空気温度(以下、吸気温度)が上昇すると、空気密度が減少することにより、燃焼可能な燃料量が減少し出力が低下する。また、燃焼時に燃焼室端の未燃ガスが高温高压の既燃ガスにより圧縮され、温度が上昇し自己着火するノッキングと呼ばれる異常燃焼の発生を招く。

そのため、通常過給機で圧縮した空気をインタクーラ(Intercooler, 以下 IC)と呼ばれる熱交換器に通して空気を冷却する吸気冷却が行われる。IC以外での吸気冷却方法には、筒内燃料噴



図1 金沢大学フォーミュラ研究会の2008年度車両



図2 2007年度車両に搭載した過給器

射内燃機関(図 3)に代表される噴射された燃料の気化熱を利用する方法や、吸気管内や燃焼室内に水を噴射し、その水の気化熱を利用するウォーターインジェクションと呼ばれる方法が存在する。しかし、筒内燃料噴射は、既存内燃機関への大幅な加工が必要であること、ウォーターインジェクションでは燃焼室内に多くの水蒸気が発生し、その水蒸気によって潤滑油であるエンジンオイルの劣化が進行するという欠点がある。

以上から、本研究では筒内燃料噴射内燃機関での燃料の気化熱による吸気温度低下に着目し、既存の燃料噴射装置より上流に燃料噴射装置を追加した双対燃料噴射(Twin injection, 以下 TI)による吸気冷却を行う。また、IC による吸気冷却も行い比較をする。

本研究では、既存小排気量自然吸気(Natural aspiration, 以下 NA)内燃機関に過給機と吸気冷却装置を搭載し、吸気冷却装置が出力と燃料消費量に与える影響、また、TI と IC の吸気温度低減効果について検証する。

## 2. 実験装置

本研究で使用した実験装置の概略を図 4 に示す。第 1 燃料噴射装置と第 2 燃料噴射装置との間は、それらを連結するパイプの管長を変更することにより、任意の長さに変更することが可能である。また吸入空気と排出ガスの経路及び温度の測定点を図 5 に示す。(1)～(4)が各温度測定点である。

### 2.1 エンジン

YAMAHA 発動機製 YFZ-R6 のエンジン(5-SL)を用いる。エンジン出力計測装置では吸気、排気系部品を YFZ-R6 のものではなく、過給器、TI、IC を搭載するために専用設計したものを使用する。また、比較対象とする吸入空気を冷却しない過給器付エンジンの吸気、排気系部品は TI や IC をその他の部品に交換して使用する。

### 2.2 第 1 燃料噴射装置

第 1 燃料噴射装置には、YZF-R6(5-SL)で使用されている燃料噴射装置と同一の日本インジェクタ INP-250/4 を用いる。また、搭載角度、位置はともに YZF-R6 での搭載角度、位置と同一のものとする。

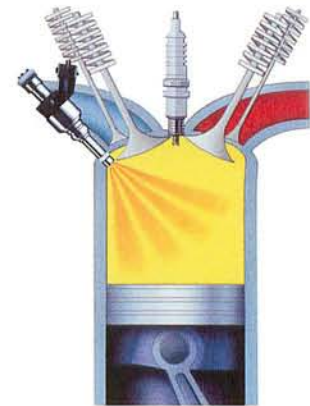


図 3 筒内燃料噴射内燃機関模式図

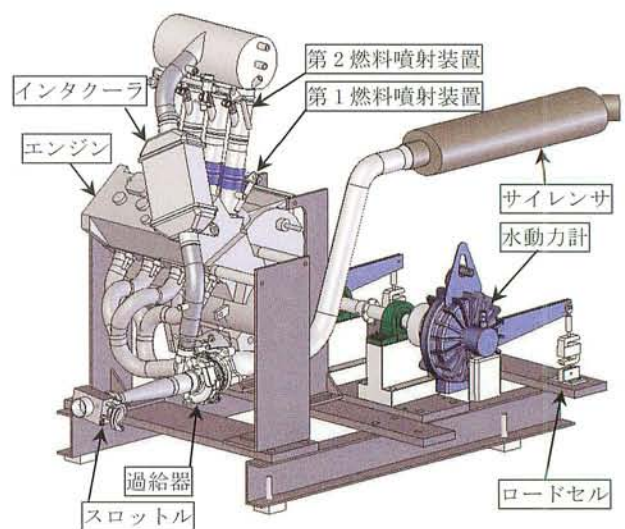


図 4 実験装置概略図

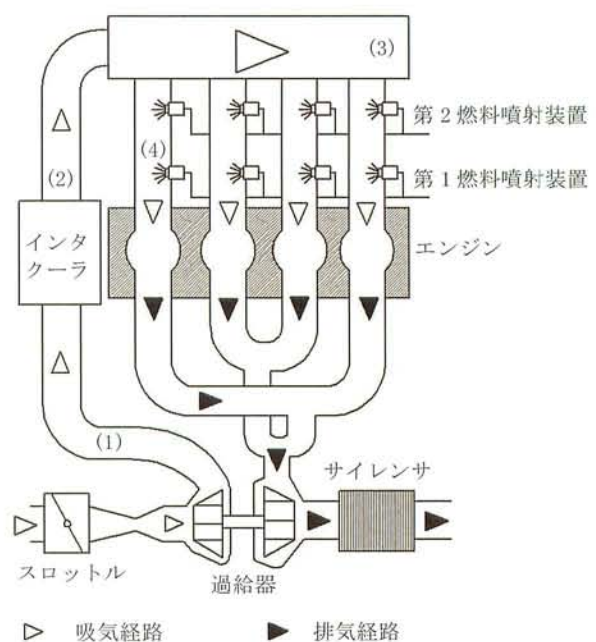


図 5 空気の経路, 温度測定点



### 2.3 第2燃料噴射装置

YZF-R6(5-SL)には、燃料噴射装置は1気筒に1個ずつしか搭載されていないため、実験を行うために第2燃料噴射装置を新たに設置する。また第2燃料噴射装置は第1燃料噴射装置に使用する燃料噴射装置と同一の日本インジェクタ INP-250/4を使用する。さらに、搭載角度は第1燃料噴射装置と同一とし、搭載位置は数段階に変更できる構造とした。



図6 燃料噴射装置

### 2.4 インタクーラ

図6に実験で使用したインタクーラを示す。インタクーラは、コアと呼ばれる部分で外気と熱交換を行う。コアの材料には、主にアルミニウムが使われ、吸気の流入口や流出口はアルミニウムや樹脂によって構成されている。また、このコア部分の面積や厚さ、形状によって放熱量が決定される。本研究では、660ccの市販過給機付原動機に使用されているアルミニウム製インタクーラを使用する。これは、実験に於いて使用する原動機の排気量と10%違うのみで、放熱量が近いと予想できること、小型で実験装置への搭載が容易なこと、溶接など追加工が容易なことが理由として挙げられる。



図7 実験で使用したインタクーラ

## 3. 実験内容

本研究では、以下に記す4種類の実験を行う。

**実験1** TIやICを搭載せず、吸気冷却を行わない状態で出力、温度を計測する。燃料噴射は第1燃料噴射装置のみ(SI)で行うよう設定する。

**実験2** 実験装置にICを搭載し、出力、温度計測を行う。燃料噴射は第1燃料噴射装置のみで行うよう設定する。

**実験3** 実験装置にTIを搭載し、第2燃料噴射装置の搭載位置を第1燃料噴射の上流で30mmずつ変更し、合計4通りの第2燃料噴射装置位置で出力、温度を計測する。第1燃料噴射装置と第2燃料噴射装置での噴射量は、等しくなるように設定する。第1燃料噴射装置の192mm上流に第2燃料噴射装置の搭載した仕様を192mm仕様とし、第1燃料噴射装置の162mm上流に第2燃料噴射装置の搭載した仕様を162mm仕様とし、さらに、132mm仕様と102mm仕様を設ける。

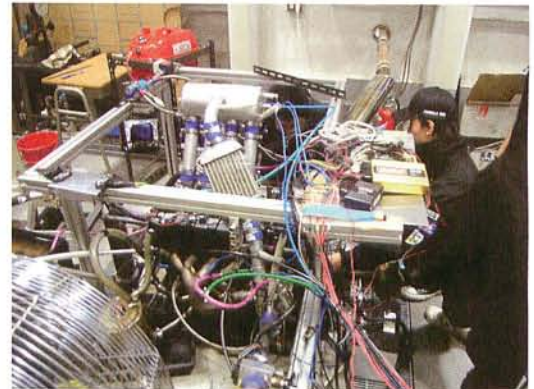


図8 実験風景

## 4. 実験結果

### 4.1 吸入空気冷却効果

吸入空気冷却温度を、ICを搭載した実験装置では図5の(1)位置と(2)位置での温度差、また

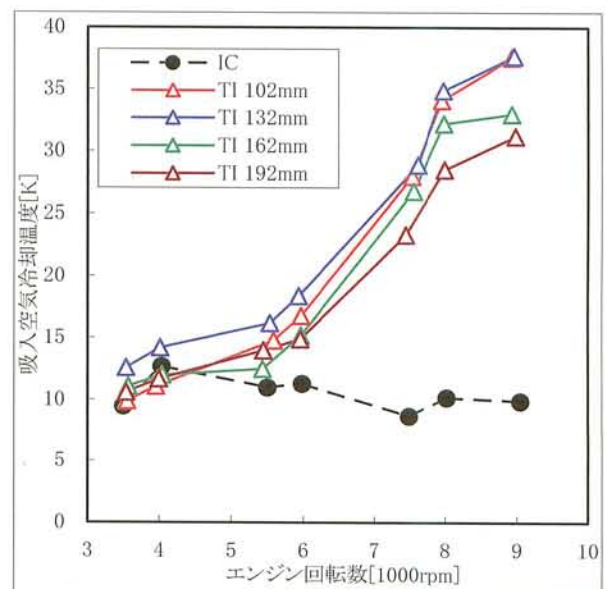


図9 各実験における吸入空気冷却効果の推移

TI を搭載した実験装置では図 5 の(3)位置と(4)位置での温度差と定義する。この温度差により、IC、第 2 燃料噴射装置を追加したことによる吸入空気の冷却効果を知ることができる。

実験 1～3 の各装置で得られた吸気冷却温度の推移を図 9 に示す。

この結果から、TI を搭載した実験装置は IC を搭載した実験装置に比べ、吸気冷却効果が大きいことがわかる。

また、IC を搭載した実験装置ではエンジン回転数が変化しても吸気冷却効果はあまり変化していないのに対し、TI を搭載した実験装置では、エンジン回転数の上昇に伴い冷却効果も増加していることが分かる。

冷却温度の平均値は IC 搭載仕様が 10.47[K]、102mm 仕様が 21.76[K]、132mm 仕様が 23.27[K]、162mm 仕様が 20.40[K]、192mm 仕様が 19.17[K]となり、132mm 仕様の吸気冷却温効果が最も大きい結果となった。さらに、全ての回転数に於ける冷却効果の大小関係を示すと、

132mm 仕様 > 102mm 仕様 > 162mm 仕様 > 192mm 仕様 > IC 仕様となる。

その為、これ以降は TI の代表数値として 132mm 仕様の実験値を示し、その結果と SI を搭載した実験装置、IC を搭載した実験装置の実験値を比較する。

#### 4.2 トルク, 出力

実験 1～3 によって得られた各実験装置のトルクを図 10 に、出力を図 11 に示す。

図 10 から、エンジン回転数が 6,000rpm 以下の回転数では、SI 仕様、IC 仕様、132mm 仕様共に似た特性の実験結果となった。

エンジン回転数が 6,000rpm 以上では 3 つの実験値に違いが見られ、132mm 仕様は SI 仕様及び IC 仕様と比較してトルクの向上が確認できる。

各実験の平均トルクは SI 仕様が 49.80[Nm]、IC 仕様が 50.41[Nm]、132mm 仕様が 51.17[Nm]であり、最大トルクは SI 仕様が 58.33[Nm]、IC 仕様が 59.42[Nm]、132mm 仕様が 61.96[Nm]であった。以上から、132mm 仕様は SI 仕様と比較して最大トルクが 6.2%向上し、平均トルクが 2.8%向上した。

出力に関して、各実験の平均出力は SI 仕様が 33.06[kW]、IC 仕様が 34.05[kW]、132mm 仕様が 34.66[kW]であり、最大出力は SI 仕様が 48.98[kW]、IC 仕様が 49.83[kW]、132mm 仕様が 50.02[kW]であった。以上から、132mm 仕様は SI 仕様と比較して最大出力が 2.1%向上し、平均出力が 4.8%向上した。

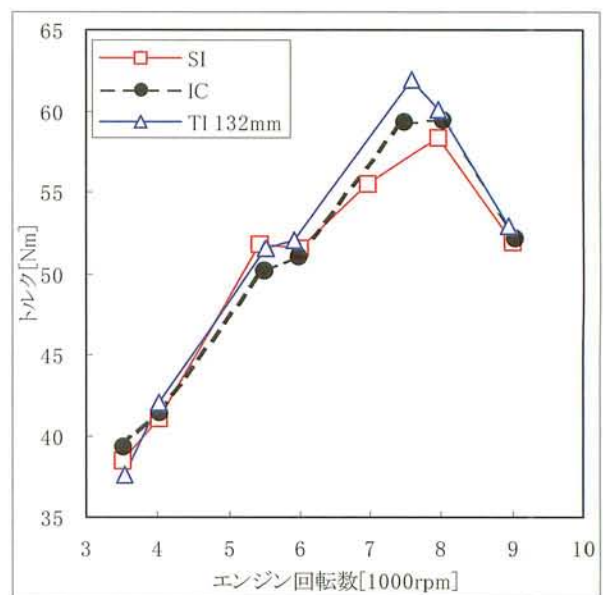


図 10 SI, IC, 燃料噴射装置間距離 132mm の際のトルク

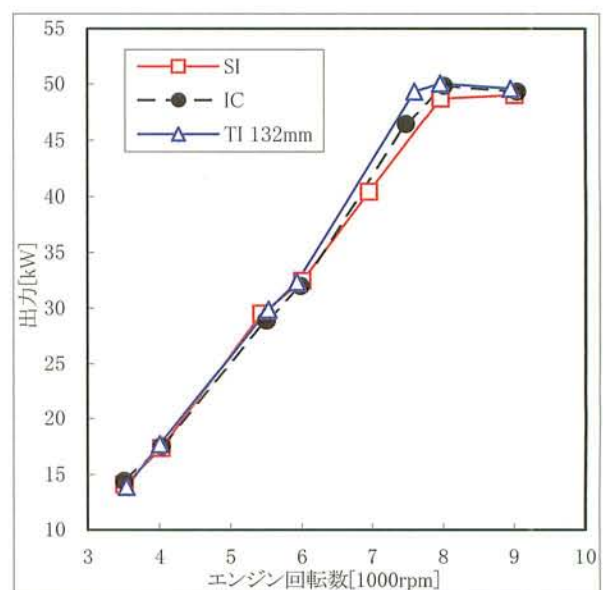


図 11 SI, IC, 燃料噴射装置間距離 132mm の際の出力



### 4.3 正味燃料消費率 (Brake Specific Fuel Consumption, 以下 BSFC)

BSFC とは、出力 1kW を発生させるのに、1 時間あたり何 g の燃料を消費するかを表したものである。つまり、どれだけ効率良く燃料の持つエネルギーを出力に変えることが出来たかを表す指標である。

BSFC  $\eta$  [g/kWh] は、出力  $P_E$  [Nm], 燃料流量  $q_f$  [L/min], 燃料温度 288K での燃料の密度を  $0.76$  [kg/m<sup>3</sup>] とすると、

$$\eta = \frac{q_f \times 60 \times 0.76 \times 1000}{P_E}$$

実験 1~3 で得られた各実験装置の BSFC を図 12 に示す。

図 12 から、エンジン回転数が低速の際は SI 仕様、IC 仕様、132mm 仕様の順で BSFC が優れているのに対し、中速から高回転にかけては 132mm 仕様、IC 仕様、SI 仕様の順で BSFC が優れている。

各実験に於ける平均 BSFC は SI 仕様 が  $420.82$  [g/kWh], IC 仕様 が  $419.94$  [g/kWh], 132mm 仕様 が  $428.00$  [g/kWh] であり 132mm 仕様は SI 仕様と比較して平均 BSFC が 1.7%悪化する結果となった。

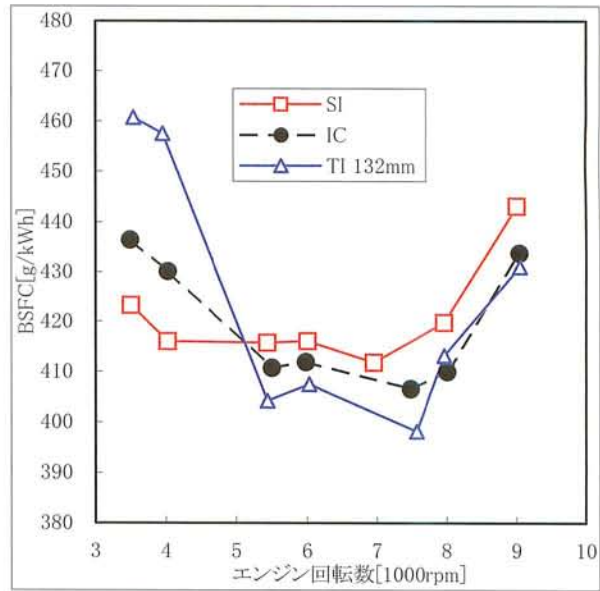


図 12 SI, IC, 燃料噴射装置間距離 132mm の際の BSFC

## 5. 考察

### 5.1 吸入空気冷却効果に関する考察

6000 回転以上では、第 2 燃料噴射装置の搭載位置による冷却効果の大小関係は変化ない。そのため第 2 燃料噴射装置の搭載位置と吸気冷却効果には何らかの関係があると考えられる。

### 5.2 トルク・出力に関する考察

エンジン回転数が 6,000rpm 以上の際に、132mm 仕様 が SI 仕様及び IC 仕様と比較して高トルクを発生できた理由は、吸気冷却効果にあると考えられる。4.1 から、132mm 仕様 が SI 仕様及び IC 仕様と比較して吸気冷却効果が大きいことは明らかである。そのため吸入空気の密度が上昇し、シリンダへの充填率が上昇した為トルクが向上したと考えられる。

また、エンジン回転数が 6,000rpm 以下の回転数で、吸気冷却効果が得られているにも関わらず、SI 仕様、IC 仕様、132mm 仕様 が共に似た特性の実験結果となった理由は、吸入空気の流速にあると考えられる。エンジン回転数が低回転の際は、過給器への排気流量が少ない為に、過給圧が確保できない。過給圧が低いと、吸気管内の質量流量が少ない為、吸気管内の流速も低くなる。具体的には、双対燃料噴射によって大きくトルクが向上した 7500rpm 以上と、トルク向上ができなかった 6000rpm 以下では、吸気流速に約 40% という大きな速度差が存在する。そのためエンジン回転数の低回転領域では、燃料噴射装置から噴射された燃料が吸気管内に付着する現象が発生したと考えられる。この壁面付着量の増加は均一な混合気形成を阻害し、燃焼に影響を与え、その結果トルクが向上しなかったと考えられる。

### 5.3 BSFC に関する考察

エンジン回転数の低い領域で 132mm 仕様 BSFC が劣っている理由として、吸気流速の影響が考えられる。5000rpm 以下の回転数では、設定値まで過給圧が上昇していないため吸気流量が小さく、吸気の流速も小さい。これによって噴射された燃料の壁面付着の影響により BSFC が悪化したと考えられる。

### 6. まとめ

双対燃料噴射によって、吸気温度が低下することを確認できた。また、双対燃料噴射によって一定以上の回転数でトルクを向上させることができた。

双対燃料噴射はインタクーラを搭載した実験装置に比べ、吸気冷却性能、トルク特性に関して優れていた。しかし吸気流量が低いことから低回転での BSFC が劣り、全回転での平均も劣る結果となった。双対燃料噴射による吸気冷却効果は、第 2 燃料噴射装置の搭載位置によって変化することがわかった。今回の実験では、第 1 燃料噴射装置と第 2 燃料噴射装置との間の距離が 132mm の際に最も優れた結果となった。

### 7. 参考文献

- [1] 自動車技術会，自動車技術ハンドブック「基礎・理論編」，自動車技術会，2004.
- [2] 石川義和，自動車用ガソリンエンジン設計の要諦，山海堂，2002.
- [3] 自動車技術会，自動車技術ハンドブック「設計（パワートレイン）編」，自動車技術会，1990.
- [4] 自動車工学全書編集委員会，自動車工学全書 4 巻 ガソリンエンジン，山海堂，1990.
- [5] 林 義正，新版 レーシングエンジンの徹底研究，グランプリ出版，2002.