

# 4ストローク汎用エンジンを用いた レーシングカート向けエンジンの紹介

Introduction of Kart Racing Engine Using 4-stroke General Purpose Engine

佐藤 義一\*  
Yoshikazu SATO

坪内 方則\*  
Masanori TSUBOUCHI

## 要 旨

本田技術研究所の特別自己啓発活動の一環として、排気量 196.1 cm<sup>3</sup> の4ストローク汎用エンジン GX200 をベースに、レーシングカート向けエンジンを製作した。一般的な汎用エンジンよりも高回転域における充てん効率を確保するため、OHV構造により4バルブを駆動するシリンダヘッドを新規に設計した。また高回転運転および実走行時の給油安定化を図るために、潤滑方式をはねかけ方式から強制給油方式に変更した。その結果、ベースエンジンの最大出力 4.1 kW/3,600 rpm に対し、12.0 kW 以上 /8,500 rpm を達成した。このエンジンを搭載したカートにより実走行した結果、既存のカート用2ストロークエンジン同等以上の走行タイムで周回できることが確認できた。汎用エンジンをベースとすることで、カート用2ストロークエンジン同等の搭載性を保ちつつ、入門クラスのレーシングカートに搭載し得るエンジンを製作した。

## ABSTRACT

As a part of Honda R&D's Special Self-study Activities, a kart racing engine was manufactured using the GX200 4-stroke general purpose engine with a displacement of 196.1 cm<sup>3</sup> as the base engine. A cylinder head that drives four valves using an OHV configuration was newly designed to secure charging efficiency at higher engine speeds than the typical range of general purpose engines. In addition, the lubrication system was changed from that of a splash lubricant system to a pressure lubrication system to help stabilize lubrication at high engine speeds and during actual driving. As a result, the developed kart engine achieved a power output of 12.0 kW or more at 8 500 rpm, as compared to the maximum power output of 4.1 kW at 3 600 rpm of the base engine. A kart fitted with the developed engine recorded actual lap times equivalent to or better than that of a kart fitted with an existing 2-stroke kart engine. Using a general purpose engine as the base engine enabled an engine to be manufactured that can be mounted in a beginner class racing kart with equivalent ease to that of a 2-stroke kart engine.

## 1. まえがき

本田技術研究所の特別自己啓発活動は、会社が活動場所や製作のサポートをおこない、従業員の自主的なモノ作りや活動を通じ、夢の具現化や技術、知識を習得することを目的とした活動である。その活動を通じてレーシングカートに搭載し得る汎用エンジンを製作した。

カートにはいくつかのクラス分けがされており (Fig. 1)、最も手軽に楽しめるものにレンタルカートがある。身長や年齢などの一定条件を満足していれば、だれでも有料で利用できる。搭載エンジンの多くは4ストローク汎用エンジンで、排気量は 160 cm<sup>3</sup> から 200 cm<sup>3</sup> の最高出力が 4 kW 前後のものが使われる。これは始動性に優れ、オイル混合ガソリン

\*汎用開発センター

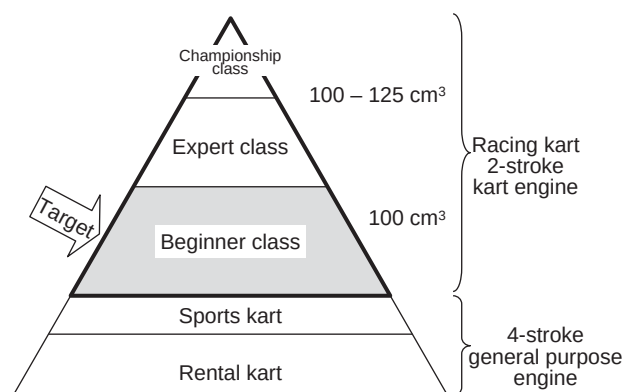


Fig. 1 Kart class conception diagram

Table 1 Major specifications

|                                 |              | Kart engine                             | Base engine        |
|---------------------------------|--------------|-----------------------------------------|--------------------|
| Engine type                     |              | Air-cooled 4-stroke OHV single-cylinder |                    |
| Displacement (cm <sup>3</sup> ) |              | 196.1                                   |                    |
| Bore x Stroke (mm x mm)         |              | 68.0 x 54.0                             |                    |
| Compression ratio               |              | 10.0 : 1                                | 8.5 : 1            |
| Valve diameter                  | Inlet (mm)   | 25.5                                    | 25                 |
|                                 | Exhaust (mm) | 22                                      | 24                 |
| Number of valves                |              | 4                                       | 2                  |
| Max valve lift                  | Inlet (mm)   | 6.4                                     | 5.7                |
|                                 | Exhaust (mm) | 5.9                                     | 5.7                |
| Max power (kW/rpm)              |              | 12.0 / 8,500                            | 4.1 / 3,600        |
| Ignition system                 |              | Digital C.D.I.                          | Transistor magneto |
| Lubrication system              |              | Pressure lubrication                    | Forced spray       |

が不要で、2ストロークエンジンに比べ耐久性や実走燃費が良いことからランニングコストに優れるためである。

次にスポーツカート<sup>(1)</sup>、<sup>(2)</sup>と呼ばれるクラスは、レーシングカートのシャシに汎用エンジンを搭載し、扱いやすい出力特性でモータースポーツを始めるには適したクラスである。従来はスクータ用の2ストロークエンジンが多かったが、近年は汎用エンジンが普及している。国内各地ではスポーツカートのシリーズ戦が開催され始め、また欧米では2ストロークエンジンに比べ排気ガスの白煙や臭い、騒音が少ないことなどから、インドアカート場を中心に4ストローク汎用エンジンが普及している。

さらに上位クラスに位置するレーシングカートでは軽量、高出力の2ストロークエンジンが一般的である。入門クラスでは排気量 100 cm<sup>3</sup> のエンジンで軸出力は 10 kW 以上、上級者クラスでは排気量が 125 cm<sup>3</sup> で軸出力は 20 kW 以上を発揮し、走行時の横加速度は 3 G 以上となる。

汎用エンジンは、二輪車用エンジンのような変速機を持たないためにエンジン単体重量が比較的軽く、搭載性も良いことからレーシングカートへの搭載が望まれるが、その軸出力は2ストロークエンジンに比べて低く、高出力が求められるレーシングカート用としては不向きとされてきた。高出力を求めて大排気量の汎用エンジンを搭載することもあるが、エンジンサイズが大きくなることで車体への搭載が難しくなり、エンジン重量が増えることでカート特有のクイックなドライビングを欠くこととなる。

そこで搭載性に優れる中型汎用エンジンGX200をベースエンジンとして、吸排気系の見直しをしたシリンダヘッドと潤滑系を新たに設計することで、高回転、高出力を達成し、入門クラス用エンジンに値するレーシングカート向け汎用エンジンを製作したのでここに紹介する。

## 2. 設計コンセプト

レーシングカート用エンジンに要求される基本性能は、

(1) 軽量で操縦安定性を欠くことなく、コンパクトで搭載性に優れる。

(2) 高回転、高出力で、コーナー立ち上り時の瞬発力に優れる。

の二点が挙げられる。

2ストロークカート用エンジンが主流であるレーシングカート用エンジンを、4ストローク汎用エンジンをベースとして製作するにあたり、下記三項目を設計目標とした。

(1) サーキット場での走行タイムが、排気量 100 cm<sup>3</sup> の2ストロークカート用エンジン搭載車両に対し、同等以上のこと。

(2) 軽量、コンパクトで、2ストロークカート用エンジンとの搭載互換性を有すること。

(3) サーキット場でギヤ比セッティングが容易な構造であること。

## 3. 製作エンジン概要

Fig. 2 に製作したエンジンの外観図を示す。Table 1 に製作したエンジンの主要諸元、およびFig. 3に軸出力をベースエンジンと比較して示す。ボアおよびストロークはベースエンジンと同一とし、シリンダヘッドを4バルブの動弁



Fig. 2 External view of engine

系に対応するよう新たに製作した。高オクタン価ガソリンの使用を前提とし、出力増大の手段として圧縮比を 8.5 から 10.0 に上げた。高回転に対応するために潤滑方式をオイルポンプによる強制潤滑方式とした。

Fig. 4 にエンジンレイアウト図を示す。汎用エンジン搭載時は通常、出力の取り出しがクランクケースカバー側からおこなわれるため、カートに搭載した場合にエンジンとドライバーとの間に動力伝達用のチェーンが配置され、スプロケットの変更が困難となる。変速機をもたないカートでは各サーキットに合わせたギヤ比の選択が重要なセッティング要素となるため、スプロケットの変更が容易なことが必要である。2ストロークカート用エンジンは、エンジンとタイヤ間の車両右側から出力を取り出す構造であり、製作したエンジンも出力取り出し方向を2ストロークカート用エンジンと同様にした。この構造の詳細は 4.5. 節で紹介する。

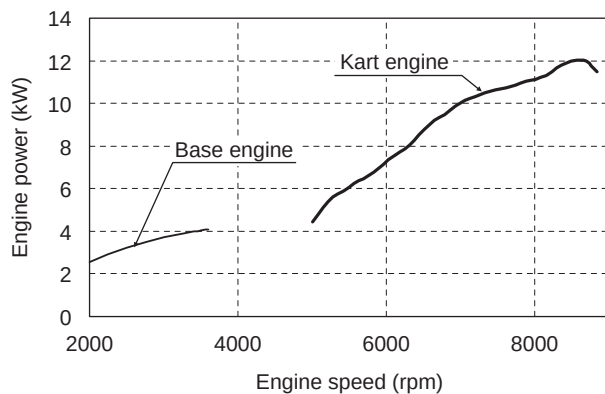


Fig. 3 Engine performance

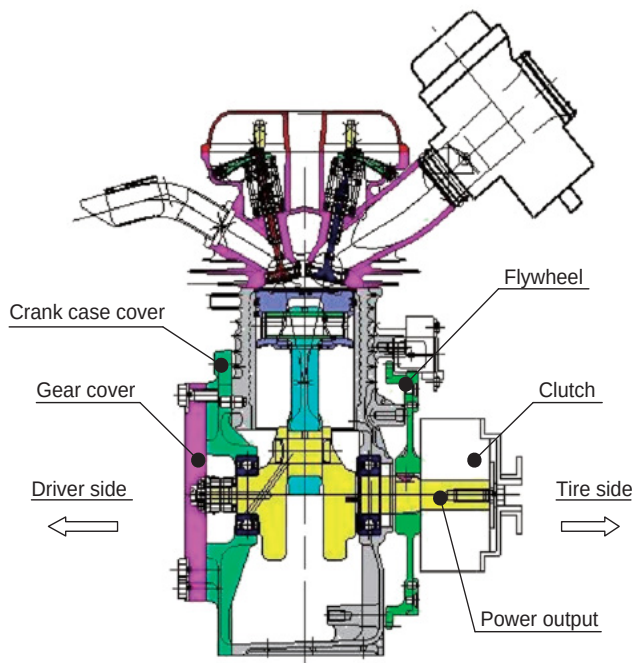


Fig. 4 Layout of kart engine

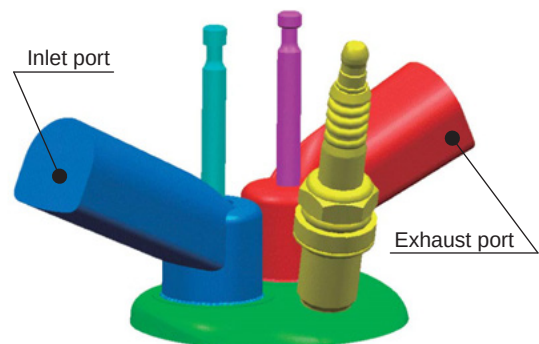
## 4. 高回転—高出力技術

ベースエンジンの最高回転数は 3,600 rpm であるが、製作したエンジンでは基本骨格を変更することなく 8,000 rpm 以上まで回すことを目標とした。ベースエンジンから変更した主要技術について紹介する。

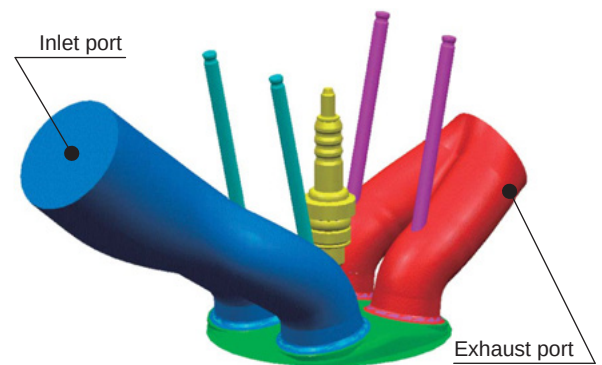
### 4.1. 吸入空気量増大

高回転域での充てん効率を確保するためには、吸気ポート性能を向上させる必要がある。ベースエンジンは、発電機や耕うん機に搭載され、2,500 rpm から 3,000 rpm で充てん効率が良くなるように設計されている。しかしさらにエンジン回転数を上げると、その吸気流速が上がることで通気抵抗が増大し、高回転域における充てん効率は低下する。

また、ベースエンジンのシリンダヘッドの製法は大量生産による生産性を重視したハイプレッシャダイカストであり、金型構成上必要な鋭角部が吸気ポート内に形成されてしまう。Fig. 5 の (a) にベースエンジンの吸排気ポートの形状を、(b) に製作したカート用エンジンの吸排気ポート形状を示す。製作したエンジンでは吸気性能を最重視して砂型鑄造によるスムーズなポートに変更すると共に、ベースエンジンの吸気バルブ数が 1 本だったのに対し、吸気バルブを 2 本にした。



(a) Base engine



(b) Kart engine

Fig. 5 Inlet and exhaust port 3D shape

ここで吸気系性能を評価する指標として、自社開発の Computational Fluid Dynamics (CFD) ソフトを用いて<sup>(3)</sup>バルブリフトに対する有効開口面積(Z)を計算した。Fig. 6 に計算結果を示す。新たに設計した吸気ポートでは有効開口面積の最大値が 2.3 倍向上し、高回転域における通気抵抗を減らせることが予測できた。

燃焼室はペントルフ形状とし、点火プラグは軸径が 8 mm の細軸径プラグを適用し、燃焼室の中央に配置した。なお、二つのエキゾーストバルブシート間は熱負荷が高くなることから、冷却穴を設けて積極的に冷却風を導入した。

#### 4.2. 動弁系の高回転

動弁系の基本構造をベースエンジンの OHV 機構としたまま、吸排気バルブ数を増やすために、2 本のプッシュロッドで 4 本のバルブを駆動する機構を新たに考案した。OHV で 4 バルブを駆動する機構は過去にもいくつか報告されているが<sup>(4), (5)</sup>、本エンジンではメインロッカーアームに対しサブロッカーアームを直交して配置することで、従来のロッカーアームの動きで吸気、排気それぞれ 2 本のバルブを作動している。Fig. 7 に動弁系の構成を示す。

バルブサイズはベースエンジンの IN:  $\phi 25 \text{ mm} \times 1 \text{ 本}$ 、EXH:  $\phi 24 \text{ mm} \times 1 \text{ 本}$  に対して、IN:  $\phi 25.5 \text{ mm} \times 2 \text{ 本}$ 、EXH:  $\phi 22 \text{ mm} \times 2 \text{ 本}$  とした。さらに、バルブステム径をベースエンジンの  $\phi 5.5 \text{ mm}$  から  $\phi 4.0 \text{ mm}$  へと細軸化し、バルブ 1 本あたり吸気バルブで 4 g、排気バルブで 7 g の軽量化と、吸入時抵抗の低減を図った。リテーナは高回転に

耐え得るコッター支持式へと変更し、バルブスプリングは不等ピッチの専用スプリングを新設計した。OHV エンジンのプッシュロッドはベースエンジンでは  $\phi 4.0 \text{ mm}$  のスチール製であるのに対し、同等以上の剛性を得つつ、線膨張係数がシリンダブロックと同じになる  $\phi 7.5 \text{ mm}$  のアルミ中実材のプッシュロッドを用いた。またバルブリフトには肉抜き加工を施し 3 g の軽量化をした。Fig. 8 に加工形状を示す。

上記により、ベースエンジンに対しバルブおよびロッカーアームが 2 個追加となったにもかかわらず、往復部等価重量はベースの 70 g に対し 128 g と、1.8 倍の増加に留まった。

しかしながら、1 本のプッシュロッドで 2 個のバルブを作動させる本エンジンでは 1 カムあたりの等価重量は大きく、高回転域では動弁系の動剛性の影響を受けてバルブ挙動が不安定となる可能性がある。そこで高回転域での充てん効率向上とバルブ挙動の安定化のため、バルブリフトにおける正加速度的見直しをおこなった。具体的にはオー

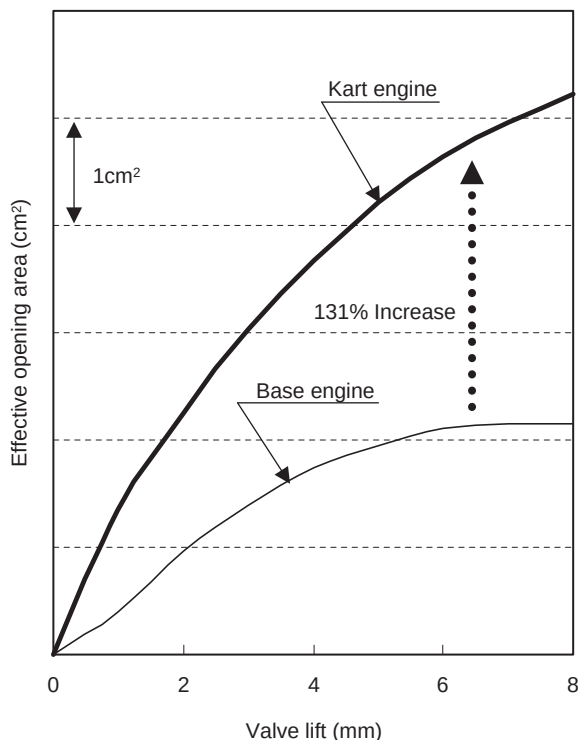


Fig. 6 Calculated intake effective opening area

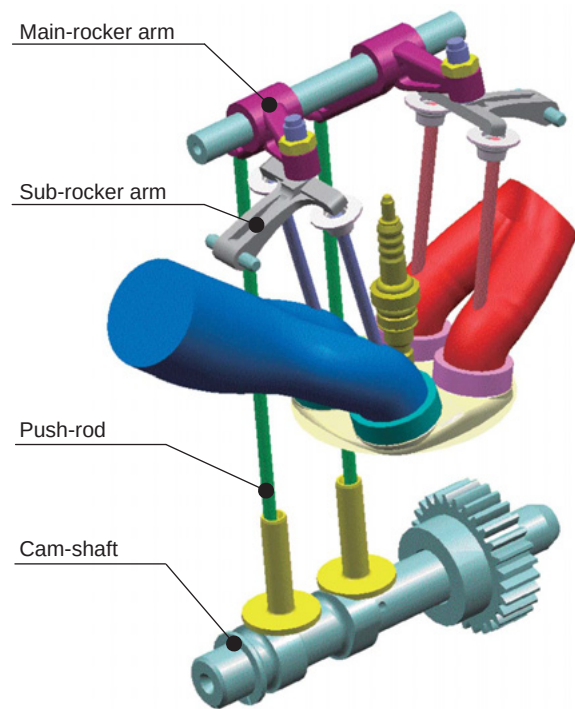


Fig. 7 Cylinder head for OHV 4-valve configuration

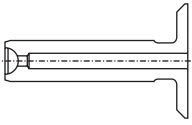
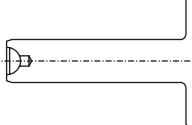
|          | Kart engine                                                                          | Base engine                                                                           |
|----------|--------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| Shape    |  |  |
| Mass (g) | 16                                                                                   | 19                                                                                    |

Fig. 8 Comparison of valve lifter shape

オーバーラップの拡大および吸気閉タイミングの遅角化により正加速度の最大値をベースエンジンの47%まで抑えた。最大バルブリフト量が大いほうが軸トルクは増したが、最高回転数よりも低い回転域で発生する、不安定なバルブ挙動が原因と考えられる動力性能の低下とドライバビリティの低下が確認されたため、バルブリフト量はIN:6.4 mm EXH:5.9 mm とした。上記により最高回転数 8,000 rpm 以上を達成した。

### 4.3. ピストン・ピストンリング

高回転運転に伴って発生する往復部慣性力を低減し、運転時の振動を最小限にするために、ピストンをショートスカート化し、約10 gの軽量化を図った。シリンダボアとのしゅう動面には二硫化モリブデンコートを施し、フリクションを低減した。Fig. 9 にピストン形状の差異を示す。

ピストンリングは、往復部の軽量化とフリクションの低減のため薄肉化をおこなった。Top および 2nd リングは、スチール材で h1 寸法を 1.2 mm から 0.8 mm にした。Oil リングについても従来の h1 寸法 2.5 mm を 2.0 mm に薄肉化した。さらにレースにおけるオイル消費性能を満足し、適切な追従性を保持しつつ合計張力を 47%の張力低減をおこなった。Table 2 にピストンリング断面形状の比較を示す。

#### 4.4. 潤滑系

ベースエンジンは、エンジンブロック内下面に潤滑油をためて、コネクティングロッドと一体構成されたディップにより潤滑油をはねかける“はねかけ潤滑”方式である。製作エンジンでは 8,000 rpm を超える回転数と後述の横加速度を受けた際の油面変化に対応するために、コネクティングロッド大端部へ安定した潤滑油の供給が必要となる。このためオイルポンプを、新たに製作したクランクケースカバーに内蔵し、クランク軸からカム軸を介してオイルポンプギヤを駆動させる強制給油構造とした。その潤滑経路はオイルポンプからシリンダヘッドを通してロッカーアーム部へ、またオイルポンプからクランク軸を通してコネクティングロッド大端への二系統である。

ベースエンジンのコネクティングロッドはアルミ材で、  
本エンジンでもロッド部はベースエンジンと同一にした。

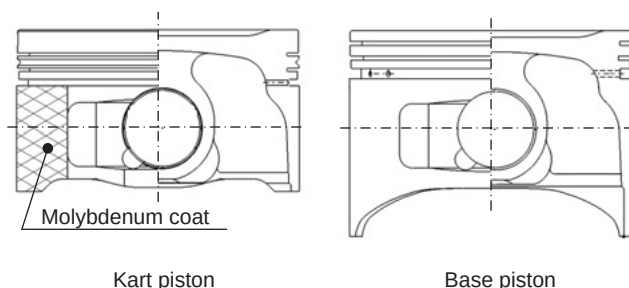


Fig. 9 Comparison of piston shape

Table 2 Comparison of piston ring

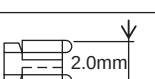
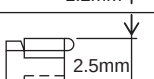
|          | Kart engine                                                                                     | Base engine                                                                                  |
|----------|-------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
| Top Ring | <br>h1=0.8mm | <br>1.2mm |
| 2nd Ring | <br>0.8mm    | <br>1.2mm |
| Oil Ring | <br>2.0mm    | <br>2.5mm |

Fig. 10 にコネクティングロッド形状の差異を示す。キャップ側は高回転運転に伴い上死点付近で発生する往復運動部の慣性荷重が大幅に増えることから、肉厚を 1.7 倍にして円環剛性を向上させた。オイルクリアランスについては、低温地域から高温地域までさまざまな環境を想定している量産仕様に対し、製作したエンジンは、氷点下ではレースが開催されないことを考慮し、オイルクリアランスを狭め、大端の剛性向上と合わせて高回転域での油膜保持タフネスを向上させた。

次に実走による油面の変化が潤滑に与える影響を確認した。台上試験と実走行試験とでの大きな差異は、コーナリング中に発生する横方向の加速度(以下 横G)の有無である。発電機や耕うん機などに搭載される汎用エンジンは、急激かつ長時間の横Gが発生することは稀である。しかしカートに搭載した場合、その横Gは 1.5 G から 2.0 G 相当発生し、5秒から7秒近く継続することがある。このとき、油面状態は Fig. 11 のように傾斜すると考えられ、はねかけ潤滑方式ではディップが油面に当たる量、およびカムギヤによるはねかけ量が減少する。

Fig. 12に実走行時の発生横Gと油温変化を示す。横軸に時間、縦軸に油温の変化と発生横Gを示す。上段赤線は強制潤滑方式の油温変化を示し、中段青線は従来のはねかけ潤滑方式の油温変化を示す。下段の発生横Gは、強制潤滑方式と従来のはねかけ潤滑方式の発生横Gの差を示す。発生横Gは、強制潤滑方式の方が従来のはねかけ潤滑方式よりも低いことが確認できる。また、油温変化は強制潤滑方式の方が従来のはねかけ潤滑方式よりも低いことが確認できる。

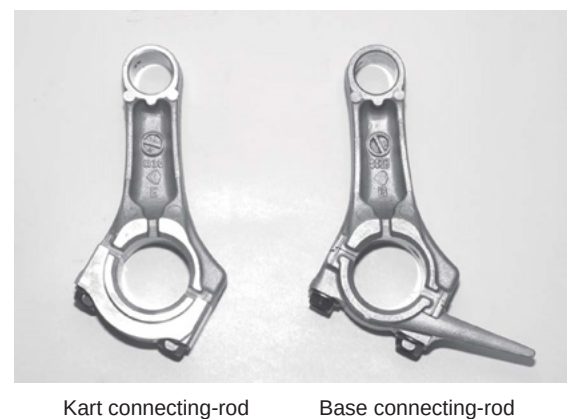


Fig. 10 Comparison of connecting-rod shape

滑方式の油温変化を示す。下段の橙色の線に示した横Gが発生するタイミングで油温は上昇し、これはコーナリング中に潤滑が不足し、コネクティングロッド大端部の摩擦熱が増しているためと考えられる。Fig. 13に強制給油方式とした本エンジンの図を示す。オイル吸入口を横Gに伴う油面変化の少ないケース内の中央近くに配置し、さらに油面変化の影響を軽減するために吸入口の周囲にバッフルプレートを取付けた。強制給油方式に変更し、コネクティングロッド大端部へ安定して潤滑油を供給したことで、横G状態時の油面変化に伴う油温変動を抑えるのに有効であることが確認できた。

#### 4.5. 駆動系

変速機を持たないカートでは、サーキットによって最高速を重視するコースやコーナリングの加速を重視するなど、スプロケットを交換してギヤ比でセッティングを変更する。Fig. 14は汎用エンジンを搭載した一般的なカート車両であ

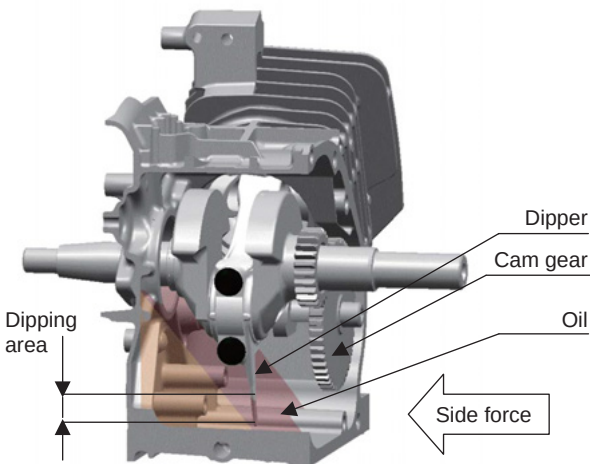


Fig. 11 Lubricant system of general purpose engine

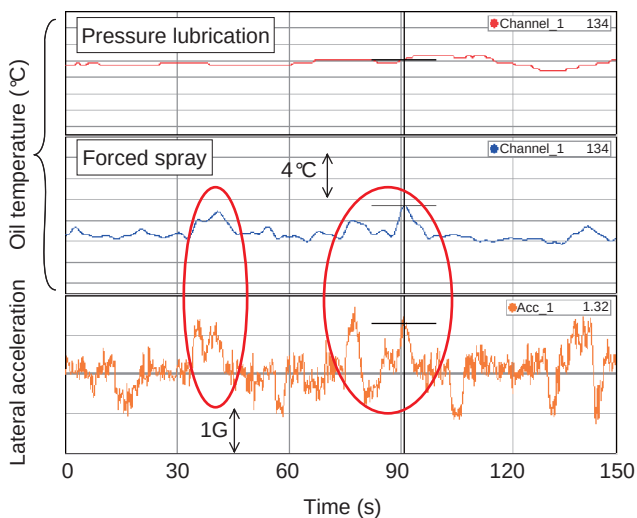


Fig. 12 Relation between lateral acceleration and oil temperature

るが、出力取出しは車両内側となるクランクケースカバー側にある。そのため、リヤのスプロケットを代える場合にはアクスルシャフトを抜いてチェーンと共に交換をおこなうことが強いられ大きな手間となっていた。リヤスプロケットを半割にして組付けすることも可能だが、組付け時の段差によりチェーン外れの原因になる。さらにスプロケット変

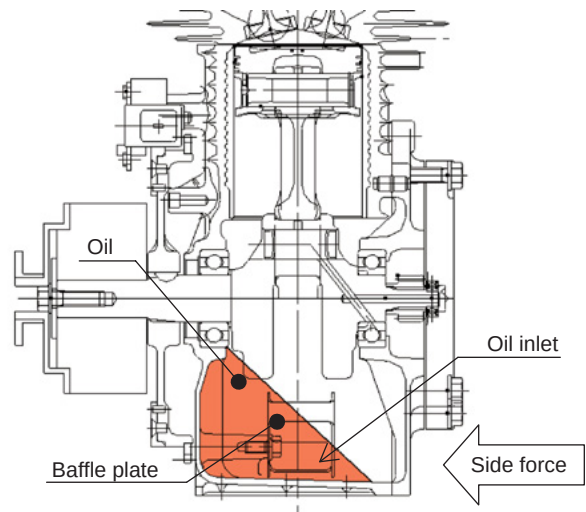


Fig. 13 Lubrication system of kart engine

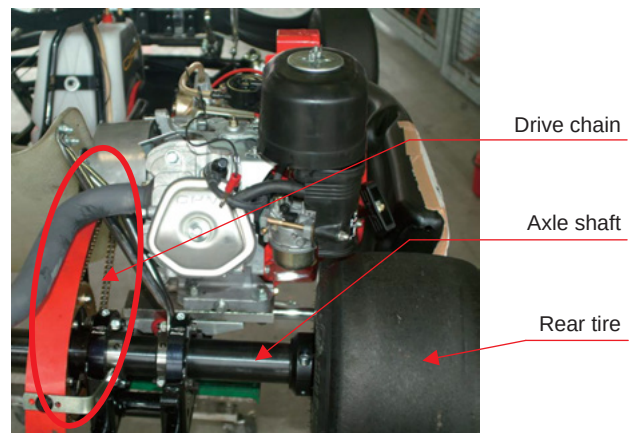


Fig. 14 Drive chain placement with general purpose engine

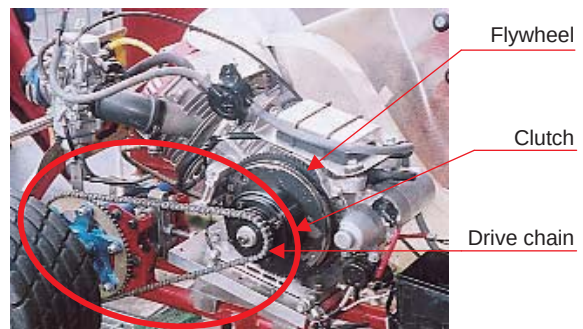


Fig. 15 Drive chain placement with kart engine

更に伴いチェーン長さを変える必要がある場合には対応できない。

そこで製作したエンジンでは出力取出しを車両外側となるフライホイール側に変更し、遠心クラッチを取付ける構造とした。Fig. 15に車両に搭載した写真を示す。これでアクスルシャフトを抜かずに、エンジン搭載状態でもスプロケットやチェーンの交換が可能となり、カート用エンジンと同様に容易にサーキット場でギヤ比をセッティングすることが可能となった。

## 5. 実車走行結果

今回製作したエンジンとベースエンジンをカートに搭載し、ツインリンクもてぎのロードコースで、走行周回タイムによる動力性能比較をおこなった。ロードコースは一周

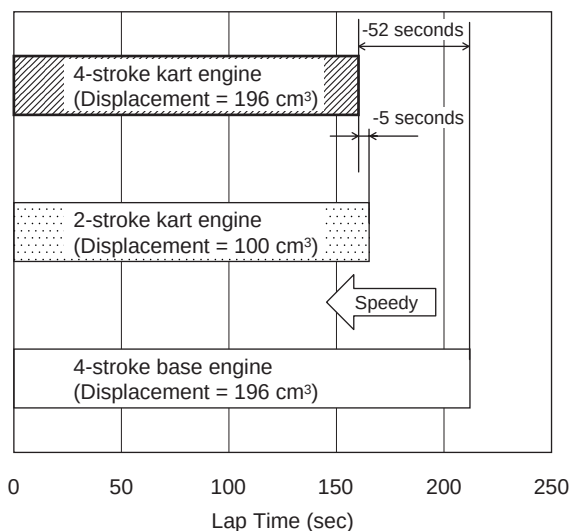


Fig. 16 Comparison of lap time

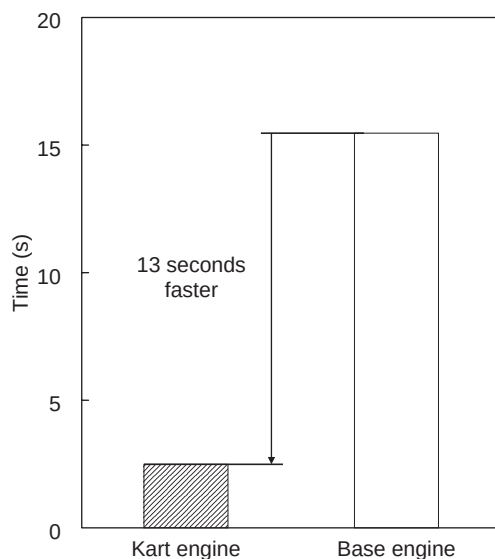


Fig. 17 Comparison of acceleration time

4.8013 km のサーキットである。Fig. 16 に同一テストドライバがサーキットを1周に要した時間を示す。ベースエンジンGX200の調速機構を外した仕様に対して、製作したエンジンを搭載したカートは52秒の短縮を達成した。これはベースエンジンを搭載した時の周回平均車速が81 km/hであるのに対し、製作したエンジンを搭載した時の周回平均車速は108 km/hであることを意味する。さらに排気量100 cm³ の入門クラス2ストロークカート用エンジンの搭載車両に対しても5秒以上のアドバンテージを持って走行することが分かった。

また、コーナーからの立ち上がり速度の比較として、時速85 km/h から95 km/h への加速時間の比較を Fig. 17 に示す。ベースエンジンに対して大幅な加速性能の向上を図ることができた。

## 6. まとめ

汎用エンジンの長所を活かしながら、軽量、コンパクト、高出力のレーシングカート用エンジンを製作した。製作したエンジンを搭載し走行したカート車両を Fig. 18 に示す。

- (1) OHV の4バルブの動弁系機構に対応したシリンダヘッドを新たに製作し、12.0 kW/8,500 rpm以上を達成した。
- (2) 4ストローク汎用エンジンをベースとして、2ストロークカート用エンジン同等の搭載性に優れたエンジンを製作できた。さらにエンジン出力をフライホイール側から取り出す構造とし、従来のカート用エンジンと同等のギヤ比セッティング性を確保した。
- (3) 強制給油方式を採用することで長時間にわたり横Gを受ける状態での油温変動が安定し、高回転運転での信頼性を確保した。
- (4) 1周 4.8013 km のサーキットの実走行テストで、排気量100 cm³ の2ストロークカート用エンジン搭載車両に対し、5秒早いラップタイムで周回できることを確認した。



Fig. 18 Kart race at TWIN RING MOTEGI

## 7. あとがき

汎用製品はモータースポーツとは比較的疎遠であると思われがちだが、今回自主的にレース用エンジンを設計、製作しカートレースに出場したことで、自らのアイディアの具現化と、ホンダの三現主義である現場、現物、現実を尊重する、ということを実践することができた。これは若手技術者にとって大きなモチベーションの向上になり、今後は、得られた技術やアイディアがその他の汎用製品にもフィードバックされていくことを期待したい。

## 参考文献

- (1) モーターブックス編：ザ・カート，山海堂，p.20(2002)
- (2) 伊藤隆洋，古屋彰，宮崎了：スポーツカート専用エンジンKX21の紹介，自動車技術，Vol. 62, No. 9, p.99-102 (2008)
- (3) 高橋易資，村上泰男：CFD を用いた吸気ポート設計支援ツールの構築，Honda R&D Technical Review, Vol. 15, No. 1, p.103-108
- (4) 堀良昭，関文三，鈴木秀明，中村道郎，工藤一浩：実用ATV「RINCON TRX650FA」の紹介，Honda R&D Technical Review, Vol. 15, No. 1, p.59-68
- (5) 長尾不二夫：内燃機関講義 上巻，養賢堂，p.429(1967)

## ■ 著 者 ■



佐藤 義一



坪内 方則