

次世代型2サイクル対向ピストン機関の設計 および機関性能に関する研究

FUJINUMA, Yudai / 藤沼, 裕大

(出版者 / Publisher)

法政大学大学院理工学研究科

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

法政大学大学院紀要. 理工学研究科編

(巻 / Volume)

64

(開始ページ / Start Page)

1

(終了ページ / End Page)

5

(発行年 / Year)

2023-03-24

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00026311>

次世代型 2 サイクル対向ピストン機関の 設計および機関性能に関する研究

A STUDY OF DESIGN AND ENGINE PERFORMANCE
FOR NEXT GENERATION 2-STROKE OPPOSED-PISTON ENGINE

藤沼裕大

Yudai FUJINUMA

指導教員 川上忠重

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程

As a measure to combat climate change, the development of highly efficient internal combustion engines is an important issue. The opposed piston engine is one of the engine types that can achieve high efficiency because of its structure, which enables reduction of cooling loss and long stroke. In this study, I developed a new 2-stroke opposed piston engine and investigated design and development method for a basic general-purpose engine. In addition, combustion stability was evaluated exhaust characteristics under without load conditions were studied to evaluate the engine characteristics using an actual engine.

Key Words : 2-stroke engine, Opposed-piston engine, Combustion analysis, Emission gas

1. 緒論

気候変動対策として、自動車の電動化が世界中で推進されている。しかし、電動化による Well to Wheel での温室効果ガス排出量の低減効果は、使用地域の電源構成に依存し、再生可能エネルギーの比率が低く、火力発電の割合が大きい地域ではその優位性は少ない。また、ライフサイクル全体で考えた際の CO₂ 排出量低減への電動化による貢献度は、小さいとする評価もあり。これらの観点から、高効率な内燃機関の開発は重要な課題である。

そこで新たな高効率機関として 2 サイクル対向ピストン機関に着目した。2 サイクル機関の特色として、4 サイクル機関と比較して、小型・軽量化や高出力が実現可能である。ただし、2 サイクル機関では、基本的に動弁機構を設けておらず、掃気行程で新気の「吹き抜け」、および燃料に混合する 2 サイクルオイルの燃え残りによる HC 成分の排出量の増加が問題となる。対向ピストン機関は、ピストンの冠面を対向に対置し、その中央部に共通の燃焼室を有する形状である。4 サイクル機関と比較して、シリンダーヘッドが不要であり、また、燃焼室の共通化により、冷却損失の低減や機関のロングストロークが実現可能な高効率を実現しうる機関形式の 1 つとして、シリーズハイブリッド用機関としての検討も行われている²⁾。

そこで本研究では、新たに 2 サイクル対向ピストン機関を開発し、基本的な汎用型エンジンに向けての設計開発手法の検討を行った。併せて、実機を用いた機関特性の

評価として、筒内圧力測定による燃焼安定性の評価と、無負荷状態における排気特性の検討を行った。

2. 2 サイクル対向ピストン機関の設計・開発

(1) 設計・開発概要

新たに製作した 2 サイクル対向ピストン機関は、エンジンブローワーHG-XH-EB650 (ハイガー産業製) に搭載される 63.3 cc の単気筒 2 サイクル機関 2 基をベースとして製作した。2 サイクル対向ピストン機関の概略図を Fig. 1 に、ベース機関と対向ピストン機関の諸元を Table 1 に示す。ここで、ベース機関の吸気、掃気及び排気方法はシリンダー壁面に設けられたポートをピストンにより開閉するピストンバルブ方式が採用されており、対向ピストン機関の開発において、吸気・掃気・排気機構及びクランクケース部分は現物を流用している。

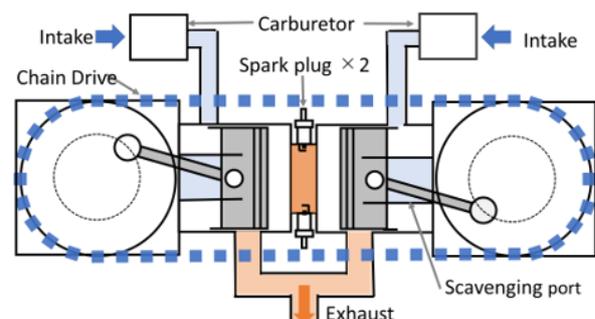


Fig. 1 Illustration of 2-cycle opposed-piston engine

Table 1 Engine specifications

Model	HG-XH-EB650	Opposed-piston ENG
Engine type	2 stroke	2 stroke
Displacement	63.3 cc	126.6 cc
Power	3.8 PS	-
Bore	48.05 mm	48.05 mm
Stroke	35 mm	70 mm(35 mm×2)
Compression ratio	6.5	6.9
Ignition point	1	2
Valve system	Piston valve	Piston valve
Cooling system	Air cooling	Air cooling
Fuel system	Carburetor	Carburetor

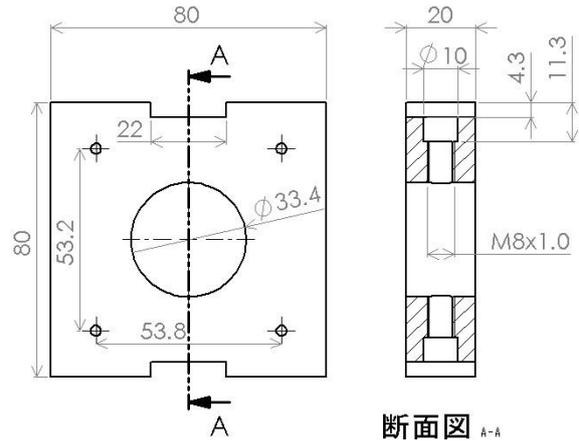


Fig. 3 Drawing of combustion chamber

(2) シリンダーブロックのフランジ加工

ベース機関のシリンダーブロックは、シリンダーヘッドが一体型で成型されているため、対向ピストン型とするには、シリンダーブロックからヘッド部分を切断し、燃焼室ブロックとの接続部を設ける必要があった。Fig. 2 はフランジ加工前後のシリンダーブロックである。まず、シリンダーブロックからヘッド部分及び、頂面の冷却フィンを切削した。シリンダー外径部にネジを切り、同じく、内径部にネジを切ったフランジ部品をシリンダーネジ部にねじ込み、締結した。ネジ部には、圧縮漏れ対策として耐熱シール材を塗布している。また、シリンダー半径方向より止めネジを埋め込み、緩み止めとしている。

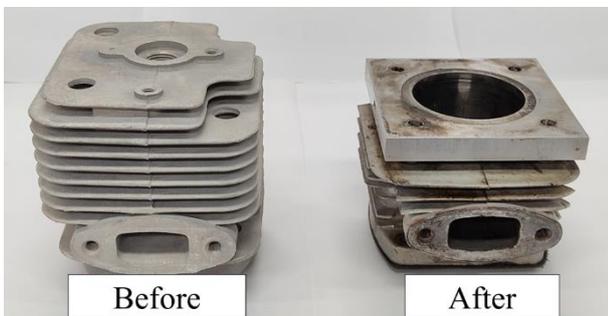


Fig. 2 Cylinder before and after processing

(3) 燃焼室ブロックの製作

本機関での燃焼室ブロックの設計概略を Fig. 3 に示す。燃焼室は直接燃焼にさらされ、高温となるため、熱膨張率を考慮し、シリンダーと同素材のアルミブロック材から製作した。点火プラグホール用の厚みを確保しながらベース機関と同等の圧縮比を確保するため、燃焼室として、シリンダーボア径よりも小さい半径の円筒を設計した。点火プラグは円筒側面に配置することとしたが、点火プラグからの最大火炎伝播距離が増加することで全燃焼時間の増大による効率低下が予想されたため、2本のプラグを円筒側面の対向する位置に配置するツインプラグ方式とした。各点火プラグは2対のクランクケースに付属するイグニッションコイルにそれぞれ接続される。

(4) クランク軸同期機構の製作

対向ピストン機関はクランク軸を2本有するため、燃焼に必要な圧縮を得るためには互いのクランク軸の位相を同期させる必要がある。本機関においては、クランク軸間距離の自由度の高さと、機関出力に対する耐荷重性の観点から、スプロケットとチェーンにより同期を行うこととした。また、チェーンのたわみを抑えるためのチェーンテンショナーを配置した。チェーンピッチの関係上、クランク軸の位相差が若干生じるが、機関運転には問題は発生していない。

3. 実験装置

Fig. 4 に実験装置の概略図を示す。燃焼解析のため、供試機関の燃焼室に燃焼圧センサーCAS-15K（シチズンファインデバイス製）を取り付け、筒内圧力を測定し、また片方のクランク軸端にスリットカムおよびマイクロフォトセンサーPM-T65（パナソニック製）を取り付け、上死点位置を検出する。両センサーをセンサーインターフェースPCD-320A（共和電業製）を介してPCに接続し、計測を行う。また、シリンダー排気ポート出口から100 mmの位置に熱電対を挿入し、排気温度の測定を行う。排ガス分析のためのプローブは、排気ポート出口から2 m程度の位置に設置される。

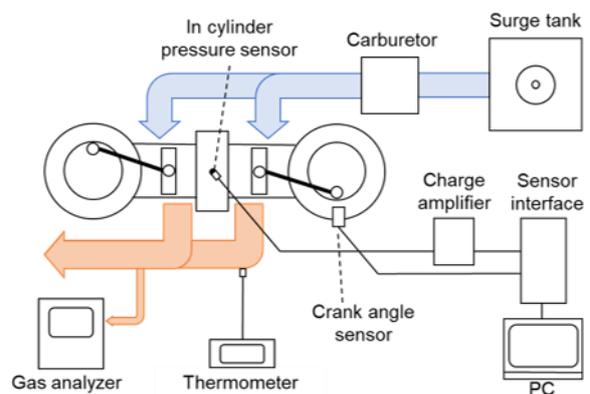


Fig. 4 Experimental set-up

4. 燃焼安定性の評価

(1) 実験方法

無負荷、アイドリング状態とし、5分間の暖機運転を行った。その後、無負荷のまま、スロットル開度の調整により機関回転数を 2400 rpm, 5600 rpm とした際の筒内圧力の測定を行った。PC に出力されるデータサンプリング周波数はセンサーインターフェースの仕様最大値 5 kHz であり、各回転数におけるクランク角度にして 2.9°, 6.7° 間隔である。燃焼安定性を評価する指標として、燃焼変動率を用いた。ここで、燃焼変動率は 100 サイクル毎の図示平均有効圧力の平均値で標本標準偏差を除することで算出した。

(2) 結果および考察

各機関回転数における平均筒内圧力履歴および算出した熱発生率を Fig. 5 に、平均有効圧力および燃焼変動率を Fig. 6 に示す。機関回転数の増大に伴い、最大筒内圧力は増加し、その発生角度は遅角するが、最大熱発生位置は大きく変わらず、35 ATDC deg. 程度である。また、機関回転数の増大により、燃焼変動率が 10% から 15% と若干の燃焼不安定性の増加が確認された。本供試機関は 2 サイクル機関であり、掃気方法の関係から機関回転数の増加により、一部失火や吹き抜けが生じていると考えられる。失火率の検討を行うため、Fig. 7 に 5600 rpm における最大筒内圧力の時系列データを示す。本条件において、最大筒内圧力 0.6 MPa 未満を失火サイクルと判断し、全サイクル数に対する失火サイクルの割合を失火率と定義すると、5600 rpm における失火率は、48% となり、半分程度のサイクルで失火が生じていると判断された。失火は、機関出力の低下だけでなく、排気性能の低下の要因となるため、失火率の改善が必要である。ただし、機関駆動に対する著しい問題は見られず、実働運転が可能であることが確認された。

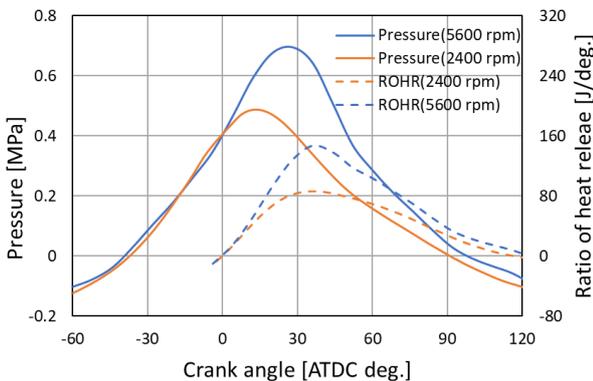


Fig. 5 In-cylinder pressure and Rate of heat release

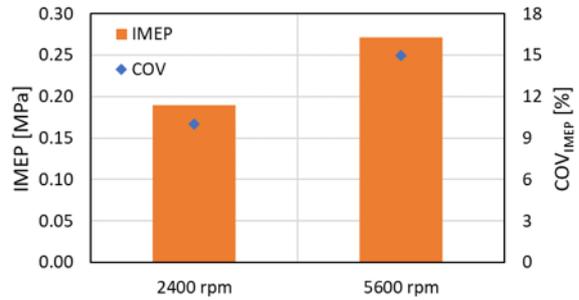


Fig. 6 IMEP and COV_{IMEP}

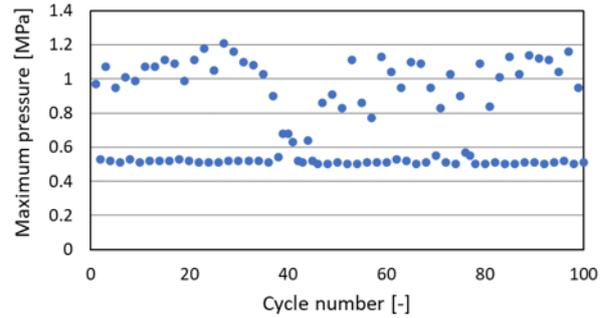


Fig. 7 Time evolution of maximum pressures at 5600 rpm

5. 排気特性に及ぼす空気過剰率の影響

(1) 実験方法

予めキャブレターの燃料調整用スクリューにより空気過剰率 $\lambda = 0.86, 0.94, 0.99, 1.08$ の 4 段階に設定しておき、無負荷、アイドリング状態で暖機運転を 5 分間行った。その後、機関運転条件はそのまま、排気プローブをガス分析計 CDS240 (AVL 製) に導入し、測定値の安定した後、測定を開始した。

(2) 結果および考察

各空気過剰率における HC, CO, NO_x の排出濃度を Fig. 8 から Fig. 10 に、それぞれ示す。

HC および CO 排出濃度について、空気過剰率の増大に伴って、共に減少傾向が確認された。これは、空気過剰率の増大に伴って、完全燃焼割合が増大したためと考えられる。特に CO 排出濃度について、希薄状態である $\lambda = 1.08$ において、著しい低減が確認されている。

NO_x 排出濃度について、どの空気過剰率においても大きく変動せず、110 ppm から 140 ppm 程度の範囲に収まっている。NO_x 生成は燃焼温度が 1500°C を超えた場合に空気中の窒素分を起源として発生するサーマル NO_x が大部分を占めている。先の HC および CO の結果から、空気過剰率の増大に伴い完全燃焼が促進されているとすると、NO_x 排出量は増大すると考えられるが、本実験は無負荷状態で行われたものであり、燃焼温度が、サーマル NO_x が急増する高温とならなかったため、排出濃度の増大に至らなかったと考えられる。

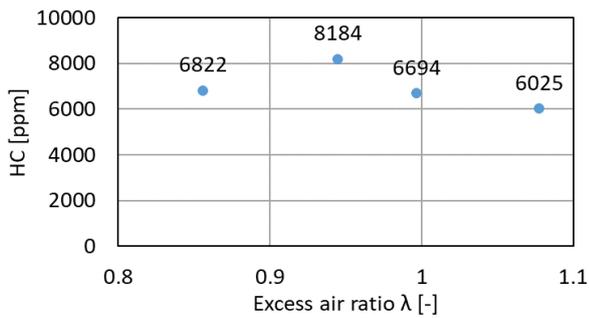


Fig. 8 HC emission as a function of excess air ratio

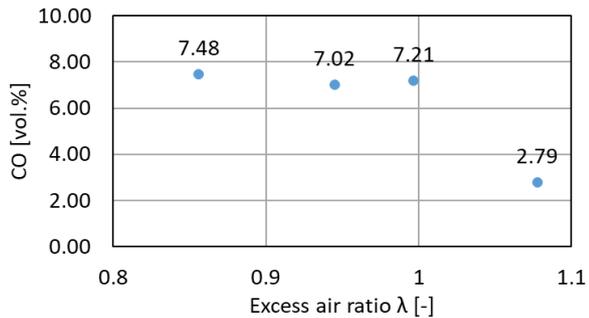


Fig. 9 CO emission as a function of excess air ratio

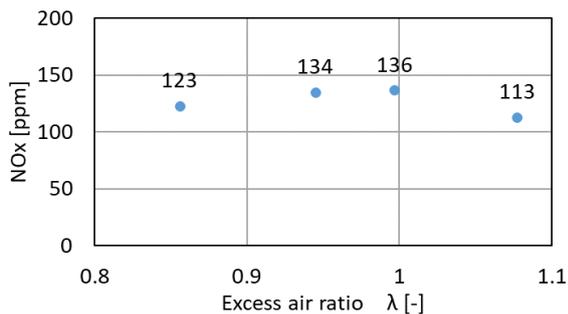


Fig. 10 NOx emission as a function of excess air ratio

6. 排気特性に及ぼす機関回転数の影響

(1) 実験方法

機関負荷を無負荷、スロット開度をアイドル状態とし、3分間の暖機運転を行った。その後、無負荷のままスロット開度の調整により機関回転数を 2400 rpm, 3200 rpm, 5600 rpm の3段階に設定し、排気プローブをガス分析計 Auto5.1 (リエロ・ジャパン製) に接続、2分後に排ガス測定を開始した。測定は1分間行い、各排気成分のデータ30点を算術平均し、結果とした。また、シリンダー排気ポート出口から 100 mm の位置に熱電対を挿入し、メーター値を読み取り、各回転数における排気温度を記録した。

(2) 結果および考察

各機関回転数における排気温度並びに HC, CO, CO₂ の排出濃度を Fig. 11 から Fig. 14 にそれぞれ示す。

機関回転数の増大に伴って、排気温度および CO₂ 排出濃度はほぼ単調に増加し、HC および CO 排出濃度は減少している。ここで、排気温度と HC および CO 排出濃度

の関係に着目すると、排気温度の増大に伴い、HC および CO 排出濃度は減少する。HC および CO の生成は、不完全燃焼によるものが大きいので、排気温度の増大を燃焼温度の上昇によるものと考え、高温での燃焼により、完全燃焼が促進され、HC および CO の排出濃度が低減したものと考えられる。

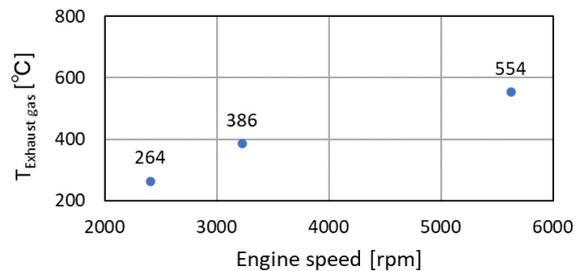


Fig. 11 Temperatures of exhaust as a function of engine speed

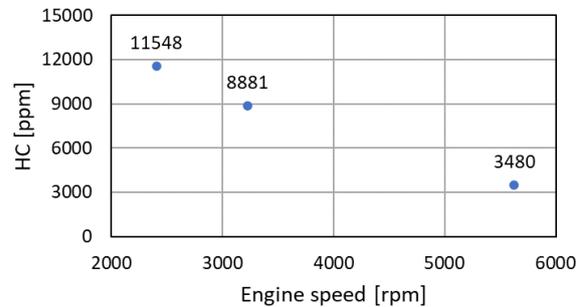


Fig. 12 HC emissions as a function of engine speed

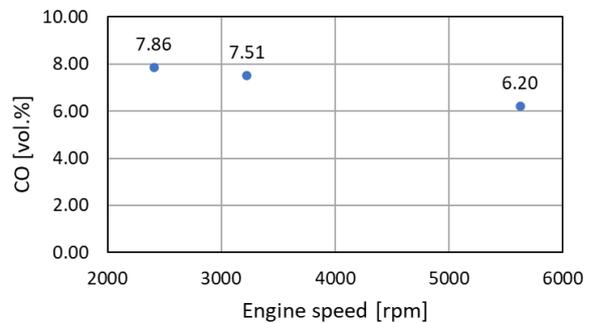


Fig. 13 CO emissions as a function of engine speed

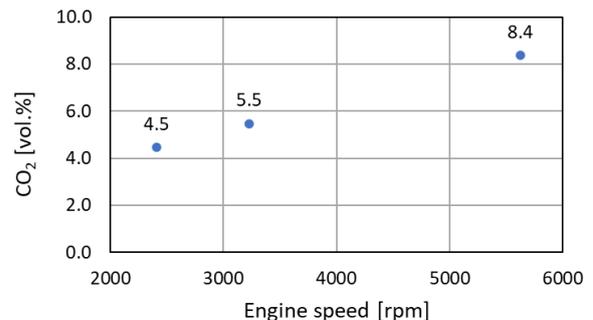


Fig. 14 CO₂ emissions as a function of engine speed

7. 結論

本研究では、新たに 2 サイクル対向ピストン機関を開発し、基本的な汎用型エンジンに向けての設計開発手法の検討を行った。併せて、実機を用いた機関特性の評価として、筒内圧力測定による燃焼安定性の評価と、無負荷状態における排気特性の検討を行った。以下に結果を示す。

- (1) 2 サイクル対向ピストン機関は、燃焼室形状、同期タイミングおよび点火方式の設計により、十分実働が可能である。
- (2) 2 サイクル対向ピストン機関の図示平均有効圧力の燃焼変動率は、高回転域において 15%である。
- (3) 2 サイクル対向ピストン機関において、空気過剰率の増大により、HC および CO 排出濃度の低減が可能である。
- (4) 2 サイクル対向ピストン機関において、機関回転数の増大により、HC および CO 排出濃度の低減が可能である。

謝辞

本研究において機材の提供および貸与を頂くとともに、有益な助言を頂いた株式会社やまびこ並びに衛藤邦淑氏に感謝の意を表す。

参考文献

- 1) 石崎啓太, 中野冠: 内燃機関自動車, ハイブリッド自動車, 電気自動車, 燃料電池自動車における車内空調を考慮した量産車両 LCCO₂ 排出量の比較析, 日本機械学会論文集, Vol.84, No.866, 2018
- 2) 畑村耕一, 西田恵哉: シリーズハイブリッド専用 2 ストローク対向ピストンガソリンエンジンの性能シミュレーション, 自動車技術会論文集, Vol.51, No.6, November 2020