SM8 模型エンジンの駆動機構が機械損失におよぼす影響

Influence of Driving Mechanism of Small Power Stirling Engine for Educational Use on Mechanical Loss

正 土屋 一雄 (明大) ○谷 和弘 (明大 学部) 石川 貴紀 (明大 学部)
菊地 俊之 (明大 学部) 上城 智和 (明大 学部)

Kazuo TSUCHIYA, Kazuhiro TANI, Takaki ISHIKAWA,
Toshiyuki KIKUCHI, Tomokazu UEJYO
Meiji University, 1-1-1 Higashimita Tama-ku Kawasaki-shi Kanagawa

Key Words : Small power Stirling engine, Mechanical loss, Educational use

1. まえがき

ゼミナールとリンクした OJT の一環として 2000 年度の研究室卒業生が 13 台の模型エンジンを製作した。その中から代表的なものを 3 台選び、その駆動機構が機械損失に及ぼす影響や性能試験結果等について報告する。

2. エンジン形式と諸元

試作エンジンの写真と諸元を Fig.1 と Table.1 に示す。各エンジンは次のような設計コンセプトの下に製作されたものである。MJ-4 (製作者: 谷) は L 字型のクランク機構を用いることにより、ピストンにかかるサイドフォースを低減させようとした。MJ-5 (製作者: 石川) はロス・ヨーク機構をもちいてエンジンの小型化を図った。MJ-6 (製作者: 菊地) は単純なピストン・クランク機構 (組立クランク) を用いることにより部品数の低減を図った。MJ-E1 は学生実験用に使用しているピストン・クランク機構のエンジンである⁽¹⁾⁽²⁾。

Fig.1 製作した模型スターリングエンジン

Table.1 各エンジンの諸元

エンジン名	MJ-4	MJ-5	MJ-6	MJ-E1
膨張側ボア (mm)	10	12.1	15	9.8
圧縮側ボア (mm)	10	12.1	15	9.8
膨張側入	11.25	3.75	12.25	10
圧縮側入	4.85	3.75	12.25	10
クランク半径 (mm)	4	3	4	4
位相角 (deg)	90	90	90	90
膨張側死容積 (mm ³)	245.0	361.3	410.0	247.2
圧縮側死容積 (mm ³)	255.2	187.4	88.36	389.8

3. エンジン各部の損失トルクの測定

製作したエンジンが設計コンセプトどおりの特性を持つか否かを確認するため、Fig.2 に示すエンジンテストベンチを試作して、エンジン各部の損失を実測した。テストベン

チは、直流モータ (直流発電機)、クランク信号と TDC 信号を取り出すためのエンコーダ (歯車とフォトセンサにより自作)、トルク計測用の分解能 1mg の精密天秤、テストベンチへのエンジン出力軸の心合わせを容易にするための XYZ テーブルから成り、モータ側からエンジン部分を回したときのモータケーシングに働く反動トルクを計測することにより、エンジン各部の損失評価が可能になる。モータを発電機として使えば、電気動力計にもなる。

Fig.2 エンジンテストベンチ

この装置を使った構成部品の機械損失計測は次のように行う。仮にエンジンが部品①と②から構成され、この内の部品②の機械損失が知りたいとする。最初にエンジン構成部品①をテストベンチに取り付け回転速度を N を変えながら損失トルクを計測する。その後、部品①+②の状態と同様な実験を行い、部品②の損失 = [部品 (①+②) の損失] - [部品①の損失] として求める。なおトルク T_f はアームの長さ L (0.214m) と秤が示す荷重を f (g)、重力加速度を g として次式から算出し

$$T_f = L \times f \times g \times 10^{-6} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1)$$

回転速度はエンコーダ・フォトセンサからの信号をユニバーサルカウンタで計測して求めた。

Fig.3 は MJ-4 エンジン各部の損失である。ピストン・コンロッド部の損失 (記号: ■, ★) は全体の損失 (記号:

●) の約 1/4 と小さく、設計者が意図したピストンサイドフォースの低減がなされているように思われる。その反面、クランク部分 (記号: ◆) の損失が大きく、その割合は全体の約半分に及ぶ。なおエンジン各部の損失はいずれの形式においても回転速度 N の $N^{2.5} \sim N^{2.8}$ に比例することが分かった。

Fig.4 はピストンとコネクティングロッド部のみの損失をエンジン形式ごとに計測し、比較した結果である。単純なピストン・クランク機構の学生実験用 MJ-E1 エンジンにおける損失が最も小さく、ロス・ヨーク機構の MJ-5 が最も大きくなった。同じピストン・クランク機構の MJ-E1 と MJ-6 との差は、ボアの違いが原因と思われる。

Fig.3 MJ-4 エンジン各部の損失トルク

Fig.4 各エンジンのピストン・コネクティングロッド部の損失

Fig.5 軸出力計測用ファン

以上の結果より製作した 3 台のエンジンはいずれも MJ-E1 の損失を上回った。機構が複雑になると損失が増え、また組立て精度も損失に大きく影響することがわかった。

4. エンジンの軸出力の測定

Fig.2 のテストベンチを電気動力計として使い、軸出力の計測を行うことは可能であるが、ここでは、より簡便な方法を紹介する。それは、Fig.5 のようなファンを負荷とする方法である。種々の市販品が流用可能で、回転速度の計測のみから軸出力を求めることができる。Fig.6 にエンジンテストベンチを使って計測した 6 種類のファンの吸収トルク特性を示す。

Fig.6 ファンの吸収トルク特性

各ファンの駆動トルク T と回転速度 N (rpm) との関係は以下の通りである。

$$\text{ファン No.1 } T = 2.606 \times 10^{-5} \cdot N^2 \text{ (N·m)} \quad (2)$$

$$\text{ファン No.2 } T = 3.337 \times 10^{-5} \cdot N^2 \text{ (N·m)} \quad (3)$$

$$\text{ファン No.3 } T = 3.423 \times 10^{-5} \cdot N^2 \text{ (N·m)} \quad (4)$$

$$\text{ファン No.4 } T = 5.375 \times 10^{-5} \cdot N^2 \text{ (N·m)} \quad (5)$$

$$\text{ファン No.5 } T = 1.923 \times 10^{-4} \cdot N^2 \text{ (N·m)} \quad (6)$$

$$\text{ファン No.6 } T = 4.528 \times 10^{-4} \cdot N^2 \text{ (N·m)} \quad (7)$$

MJ-4 エンジンと MJ-5 エンジンにそれぞれのファンをつけてガスバーナでシリンダーヘッド部分を加熱し、そのときの回転数 N をストロボで計測した。そして式(2)~(7)の各式に N を代入しトルク T を計算し、軸出力 L_b を次式から求めた。

$$L_b = 2\pi \cdot N \cdot T / 60 \text{ (W)} \quad (8)$$

ファン No.6 を負荷とした MJ-4 では軸出力 0.11W (1320rpm)、ファン No.5 を負荷とした MJ-5 では軸出力 0.015W (900rpm) であり、無負荷回転速度は MJ-4 で 2330rpm、MJ-5 では 1170rpm となった。

5. まとめ

複雑な機構よりも単純なピストン・クランク機構の損失が小さくなった。理論的に損失を減らせる機構は複雑であり、かつ高い組立て精度が要求され、例えばねじ 1 つの締め具合でも損失に大きく影響する。単純な機構は組立てが比較的簡単であり調整も行いやすい。ただし、単純な機構は複雑な機構よりも改善できる箇所が少ないため、良く回るエンジンを作るためには、今後複雑な機構を生かすための工夫が必要である。

[参考文献]

- (1)土屋ほか：教育用小型スターリングエンジンの性能評価、機械学会講演論文集、No.930-63, Vol.D, 1993
- (2)松尾、牧野、戸田、岩本：教材用ミニスターリングエンジンの設計・開発、設計・製図、vol.26, No.1, 1991. 1, pp.15~20