

## 1. 実験の目的

内燃機関の一例としてガソリンエンジンを取り上げ、その動作原理を理解するとともに、エンジン性能、エネルギー変換装置としてのエネルギー収支について検討する。

## 2. 実験方法

エンジンの回転数を一定にして負荷（絞り弁開度）をパラメータとして運転実験を行い、エンジンの性能（軸出力、軸トルク、熱効率）、エネルギー収支について検討する。測定は、各測定項目の値が十分に安定してから行う。特に冷却水の出口温度が一定値に収束するまで待つ。

## 3. 結果

### 1. 測定結果

次の表 1 に測定結果を示す。

表 1 測定結果

絞り開度 [%]	動力計回転数 [rpm]	動力計制動荷重 [N]	燃料消費時間 [s]	マンメータの読み差圧 [kPa]	空気入口温度 [ ]	排気温度 [ ]	冷却水流量 [l/h]	冷却水温度 [ ]	
								入口	出口
50	1246	304	79	0.015	18.3	509	140	21.8	74.1
	1801	233	60	0.03	18.8	551	160	21.8	76.9
	2408	153	58	0.03	19.4	588	190	21.8	76.0
	3216	87	68	0.03	20.2	627	200	21.9	75.2
	4111	38	61	0.03	20.9	670	200	21.9	75.7

### 2. 測定の解析

例として、動力計回転数が 1246 [rpm] の場合の計算過程を次に示す。

#### (1) 軸トルク・軸出力

$T$  : 軸トルク [N·m] ,  $L$  : 動力計の長さ [m] ,  $P$  : 軸出力 [kW] ,  $W$  : 動力計制動荷重 [N] ,  
 $N_p$  : 動力計回転速度 [rpm] として ,

$$\begin{aligned} T &= WL \text{ より} \\ &= 304 \times 0.2865 \\ \therefore T &= 87.07 \text{ N}\cdot\text{m} \\ P &= \frac{2\pi WLN_p}{60 \times 1000} \text{ より} \\ &= \frac{2\pi \times 87.07 \times 1246}{60 \times 1000} \\ \therefore P &= 11.36 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### (2) 燃料消費率

まず ,  $F$  : 燃料消費量 [ml] ,  $b$  : 測定時間内の燃料消費量 80 [ml] ,  $t$  : 燃料消費量の測定に要した

時間 [s] として,

$$\begin{aligned} F &= \frac{b}{t} \times \frac{3600}{1000} \text{ より} \\ &= \frac{80}{79} \times \frac{3600}{1000} \\ \therefore F &= 3.646 \text{ l/h} \end{aligned}$$

となる。次に,  $g$ : 燃料消費率 [g/kWh],  $\gamma$ : 燃料密度 = 0.72 [g/ml] として,

$$\begin{aligned} g &= \frac{F}{P} \gamma \cdot 1000 \text{ より} \\ &= \frac{3.646}{11.36} \times 0.72 \times 1000 \\ \therefore g &= 231.08 \text{ g/kWh} \end{aligned}$$

(3) 燃料全熱量

$Q_f$ : 燃料全熱量 [kJ/h],  $H$ : 燃料の低発熱量 = 46000 [kJ/kg] として,

$$\begin{aligned} Q_f &= HF\gamma \text{ より} \\ &= 46000 \times 3.646 \times 0.72 \\ \therefore Q_f &= 120755.52 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

(4) 正味熱効率

$\eta_e$ : 正味熱効率 [%],  $P$ : 軸出力 [kW] として,

$$\begin{aligned} \eta_e &= \frac{3600P}{Q_f} \times 100 \text{ より} \\ &= \frac{3600 \times 11.36}{120755.52} \times 100 \\ \therefore \eta_e &= 33.9 \% \end{aligned}$$

(5) 排気損失

まず,  $\rho_a$ : 空気の密度 [kg/m<sup>3</sup>] を求める。

$$\begin{aligned} pv &= RT \text{ より} \\ p \frac{1}{\rho_a} &= RT \\ \therefore \rho_a &= \frac{p}{RT} \\ &= \frac{101.3 \times 10^3}{287.06(273.15 + 18.3)} \\ &= 1.211 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

となる。次に,  $G_s$ : 吸入空気量 [kg/s],  $\alpha$ : 丸形ノズル流量係数 = 0.822,  $\varepsilon$ : 空気膨張補正係数 = 0.99,  $d$ : 槽壁ノズル絞り径 = 0.048 [m],  $p_1 - p_2$ : マノメータの読み差圧 [kPa] として,

$$\begin{aligned} G_s &= \alpha \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\rho_a(p_1 - p_2) \times 10^3} \text{ より} \\ &= 0.822 \times 0.99 \times \frac{\pi}{4} \times 0.048^2 \times \sqrt{2 \times 1.211 \times 0.015 \times 10^3} \\ \therefore G_s &= 8.88 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \end{aligned}$$

となる。そして、 $G_g$ ：排気ガス量 [kg/s]、 $G_s$ ：吸入空気量 [kg/s] として、

$$\begin{aligned} G_g &= G_s + \frac{F\gamma}{3600} \text{ より} \\ &= 8.88 \times 10^{-3} + \frac{3.646 \times 0.72}{3600} \\ \therefore G_g &= 9.61 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \end{aligned}$$

となる。さらに、 $Q_g$ ：排気損失熱量 [kJ/h]、 $C_{pg}$ ：等圧比熱 [kJ/kg ] (図より求める)、 $tg_2$ ：排気ガス温度 [ ]、 $tg_1$ ：吸入空気温度 [ ] として、

$$\begin{aligned} Q_g &= G_g C_{pg} (tg_2 - tg_1) \times 3600 \text{ より} \\ &= 9.61 \times 10^{-3} \times 0.285 \times 4.2 \times (509 - 18.3) \times 3600 \\ \therefore Q_g &= 20320.58 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

となる。従って、 $\eta_g$ ：排気損失 [%] として、

$$\begin{aligned} \eta_g &= \frac{Q_g}{Q_f} \times 100 \text{ より} \\ &= \frac{20320.58}{120755.52} \times 100 \\ \therefore \eta_g &= 16.8 \% \end{aligned}$$

#### (6) 冷却損失

まず、 $Q_w$ ：冷却損失熱量 [kJ/h]、 $G_w$ ：冷却液流量 [l/h]、 $C_{pw}$ ：水の比熱 = 4.2 [kJ/kg ]、 $tw_2$ ：冷却液出口温度 [ ]、 $tw_1$ ：冷却液入口温度 [ ] として

$$\begin{aligned} Q_w &= G_w C_{pw} (tw_2 - tw_1) \text{ より} \\ &= 140 \times 4.2 \times (74.1 - 21.8) \\ \therefore Q_w &= 30752.40 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

となる。従って、 $\eta_w$ ：直接冷却損失 [%] として、

$$\begin{aligned} \eta_w &= \frac{Q_w}{Q_f} \times 100 \text{ より} \\ &= \frac{30752.40}{120755.52} \times 100 \\ \therefore \eta_w &= 25.5 \% \end{aligned}$$

#### (7) 機械損失

$\eta_m$ ：機械損失として、

$$\begin{aligned} \eta_m &= 100 - (\eta_e + \eta_g + \eta_w) \text{ より} \\ &= 100 - (33.9 + 16.8 + 25.5) \\ \therefore \eta_m &= 23.8 \% \end{aligned}$$

となる。そして、以下同様にして他の場合を行い、その結果を表 2, 3 に示す。

表 2 計算結果 1

回転数 $N$ [rpm]	軸トルク $T$ [N·m]	軸出力 $P$ [kW]	燃料消費量 $F$ [l/h]	燃料消費率 $g$ [h/kWh]	燃料全熱量 $Q_f$ [kJ/h]	正味熱効率 $\eta_e$ [%]
1246	87.10	11.36	3.646	231.08	120755.52	33.9
1801	66.75	12.59	4.800	274.51	158976.00	28.5
2408	43.83	11.05	4.966	323.45	164457.93	24.2
3216	24.93	8.394	4.235	363.28	140272.94	21.5
4111	10.89	4.687	4.721	725.31	156369.84	10.8

表 3 計算結果 2

回転数 $N$ [rpm]	空気密度 $\rho_a$ [kg/m <sup>3</sup> ]	吸入空気量 $G_s$ [kg/s]	排気ガス量 $G_g$ [kg/s]	排気損失熱量 $Q_g$ [kJ/h]	排気損失 $\eta_g$ [%]	直接冷却損失熱量 $Q_w$ [kJ/h]	直接冷却損失 $\eta_w$ [%]	機械損失 $\eta_m$ [%]
1246	1.211	0.00888	0.00961	20320.58	16.8	30752.40	25.5	23.8
1801	1.207	0.01253	0.01349	31486.54	19.8	37027.20	23.3	28.4
2408	1.205	0.01252	0.01351	33981.02	20.7	43251.60	26.3	28.8
3216	1.202	0.01250	0.01335	36132.44	25.8	44772.00	31.9	20.8
4111	1.199	0.01249	0.01343	38889.60	24.9	45192.00	28.9	35.4

### 3. エンジン性能曲線

表 2 の値を用いて、エンジン性能曲線を図 1, 2 に示す。

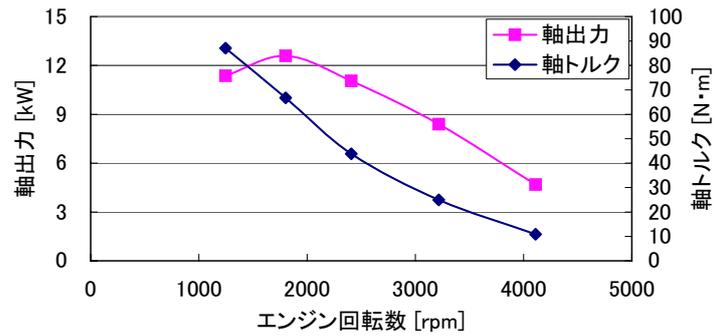


図 1 エンジン性能曲線 1

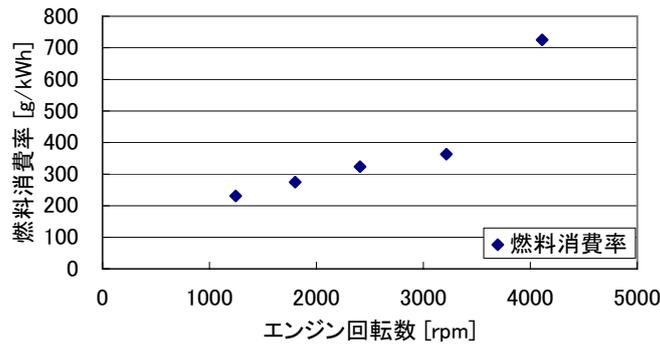


図2 エンジン性能曲線 2

#### 4. エネルギー収支

エンジン回転数とそれに応じた各エネルギー収支の割合を図3に示す。

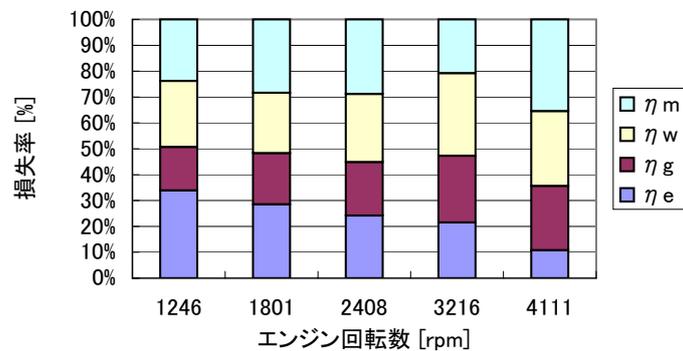


図3 エネルギー収支

#### 4. 考察

まず、図1をみると軸出力はエンジン回転数が1800 rpm 付近まで上昇し、それ以上の回転数では減少していく。これは回転数が1800 rpm 付近の時に最も仕事をするを表している。軸トルクは単調減少の曲線を描いているが、回転数が2400 rpm 付近から曲線の傾きの変化率が減少している。また回転数が1500 rpm 付近では2つの曲線が交わっており、この付近でエンジンが最も効率よく仕事をすると考えられる。図2をみると、燃料消費率は単調増加の曲線を描いている。これは回転数が大きいほど多くの燃料を必要とするためである。

次に、図3をみると正味熱効率  $\eta_e$  は回転数が増加するにつれて減少し、損失は増加している。特に機械損失  $\eta_m$  と排気損失  $\eta_g$  の増加が目立つが、これは回転数が大きいほど、摩擦が大きくなるため  $\eta_m$  は増加し、排気温度が高くなるので  $\eta_g$  は増加すると考えられる。

つまり、エンジン回転数が大きすぎず小さすぎず、適切な値を選ぶことが必要である。