

同一圧縮比の定容/定圧サイクルの理論熱効率に関する考察

A Consideration about Theoretical Thermal Efficiency of Otto / Diesel Cycle on the same Compression Ratio

伊藤 宏一¹⁾ 山田 裕一²⁾ 本望 行雄³⁾

Hirokazu Itoh¹⁾ Hirokazu Yamada²⁾ Yukio Hommoh³⁾

We patented the method of carrying out the constant-volume combustion under the extreme-high pressure, and if this technology is in practice, we may be able to improve dramatically the knock limit in the constant-volume combustion.

In this paper, the formula which expressed the ratio of theoretical thermal efficiency of the constant-pressure cycle to the constant-volume cycle under the same supplied heat quantity and the compression ratio were drawn, and the comparison / consideration was quantitatively carried out based on this formula. As a result, it became clear that the theoretical thermal efficiency of the constant-volume cycle was higher than the constant-pressure cycle, when the compression ratio was lower and the air-fuel ratio was richer.

It was suggested that the new heat engine which could be operated in high-speed having the theoretical thermal efficiency was equal to the conventional diesel engine.

Keywords: Otto cycle, Diesel cycle, Theoretical thermal efficiency, Compression ratio

1. 緒言

同一加熱量のもとで定圧 (Diesel) サイクルの理論熱効率は定容 (Otto) サイクルより高いと言われるのは、サイクルの最高圧力(あるいは最高温度)を同一とした場合^[1]であり、必然的に定圧サイクルの圧縮比を定容サイクルよりも高い条件で比較した結果である。一方、同一加熱量かつ同一圧縮比のもとで両サイクルの理論熱効率を比較した場合、定容サイクルが勝ることは定性的に知られる事実だが、その差を定量的に比較考察した例は見当たらない。

予混合燃焼を行う定容サイクルの圧縮比はノッキング限界で制限されるのに対して、その制限を受けない定圧サイクルの圧縮比は定容サイクルよりも高いという条件は現実の作動サイクルに矛盾しないため、圧縮比を同一にした場合の比較検討は積極的には行われなかったと考えられる。

現在、著者らは従来技術では不可能とされた超高压下で定容燃焼できる新たな方法^[2]を特許出願中であり、この技術を用いれば定容燃焼におけるノッキング限界を大幅に向上できる可能性がある。

本論文では、同一加熱量かつ同一圧縮比のもとで定圧サイクルと定容サイクルの理論熱効率を表す式を導き、これをもとに定量的に比較考察した。その結果、圧縮比が低く空燃比が濃いほど定圧サイクルに対して定容サイクルの熱効率が高くなることが明らかとなり、ディーゼル機関に匹敵する熱効率をもちながら高速運転が可能な高出力熱機関の可能性が示唆された。

2. 理論空気サイクルの熱効率

初期状態の温度と圧力、圧縮比、行程容積および加熱量が等しい定容サイクルと定圧サイクルの PV 線図を図 1 に示した。ここでデュシユは定圧サイクルを意味し、12341 が定容サイクル、123' 4' 1 が定圧サイクルである。加熱行程およびそれに続く断熱膨脹行程に違いが生じる。

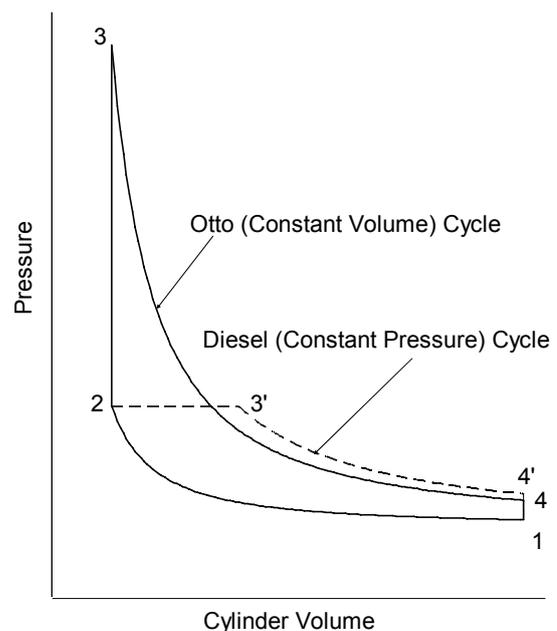


図 1 定容サイクルと定圧サイクルのPV線図

1-2) 東京都立産業技術高等専門学校 航空宇宙工学コース 教授

3) 株式会社 技術開発総合研究所 代表取締役

定容加熱量 Q , 定圧加熱量 Q' は, サイクルあたりの作動ガスの質量を G , 定容比熱を C_V , 定圧比熱を C_P , 比熱比 κ , 各点の絶対温度を T_i とすると,

$$\left. \begin{aligned} Q &= GC_V(T_3 - T_2) \\ Q' &= GC_P(T'_3 - T_2) = GC_V(T'_3 - T_2) \end{aligned} \right\} \dots (1)$$

と表せるが加熱量が等しいので,

$$Q = Q'$$

$$GC_V(T_3 - T_2) = GC_V(T'_3 - T_2)$$

$$\therefore T'_3 = \frac{T_3 - T_2}{\kappa} + T_2 \dots (2)$$

点 2 から等圧加熱したときの点 3' の体積 V'_3 は, 2→3 が定圧変化だから,

$$\frac{V_2}{T_2} = \frac{V'_3}{T'_3}$$

$$\therefore V'_3 = T'_3 \frac{V_2}{T_2} \dots (3)$$

式(3)に式(2)を代入して,

$$V'_3 = \left(\frac{T_3 - T_2}{\kappa} + T_2 \right) \frac{V_2}{T_2} \dots (4)$$

点 4' の温度 T'_4 は, 3' →4' が断熱変化だから圧縮比を ε とすると,

$$T'_3 V'^{\kappa-1}_3 = T'_4 V'^{\kappa-1}_4$$

$$\therefore T'_4 = T'_3 \left(\frac{V'_3}{V'_4} \right)^{\kappa-1} = T'_3 \left(\frac{V'_3 V_2}{V_2 V'_4} \right)^{\kappa-1}$$

$$= T'_3 \left(\frac{V'_3}{V_2} \frac{1}{\varepsilon} \right)^{\kappa-1} \dots (5)$$

式(5)に式(4)を代入して,

$$T'_4 = T'_3 \left\{ \frac{\left(\frac{T_3 - T_2}{\kappa} + T_2 \right) \frac{V_2}{T_2} \frac{1}{\varepsilon}}{V_2} \right\}^{\kappa-1}$$

$$= T'_3 \left(\frac{T_3 - T_2}{\kappa} + T_2 \right)^{\kappa-1} \frac{1}{\varepsilon}$$

よって,

$$T'_4 = T'_3 \left(\frac{T_3 - T_2}{\kappa} + T_2 \right)^{\kappa-1} \left(\frac{1}{T_2} \right)^{\kappa-1} \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{\kappa-1} \dots (6)$$

式(6)に式(2)を代入して,

$$T'_4 = \left(\frac{T_3 - T_2}{\kappa} + T_2 \right)^{\kappa} \left(\frac{1}{T_2} \right)^{\kappa-1} \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{\kappa-1}$$

さらに整理して,

$$\begin{aligned} T'_4 &= \frac{\left(\frac{T_3 - T_2}{\kappa} + T_2 \right)^{\kappa}}{T_2^{\kappa}} T_2^{\kappa} \left(\frac{1}{T_2} \right)^{\kappa-1} \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{\kappa-1} \\ &= \left(\frac{T_3 - T_2}{\kappa} + T_2 \right)^{\kappa} T_2^{\varepsilon^{1-\kappa}} \dots (7) \end{aligned}$$

ここで, 1→2 は断熱変化だから,

$$T_1 V_1^{\kappa-1} = T_2 V_2^{\kappa-1}$$

$$\therefore T_1 = T_2 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\kappa-1} = T_2 \varepsilon^{1-\kappa} \dots (8)$$

式(7)に式(8)を代入して,

$$T'_4 = \left(\frac{T_3 - T_2}{\kappa} + T_2 \right)^{\kappa} T_1 = \left(\frac{T_3 - T_2}{\kappa T_2} + 1 \right)^{\kappa} T_1 \dots (9)$$

となる。

理論熱効率 η は, 加熱量 Q に対する外部になした仕事量 W の割合で定義されるが, 定容サイクルと定圧サイクルの理論熱効率の割合は加熱量が等しい場合, 外部になした仕事量の割合に等しい。ここで, 添え字 L は放熱を意味する。

$$\frac{\eta}{\eta'} = \frac{\frac{W}{Q}}{\frac{W'}{Q'}} = \frac{W}{W'} = \frac{Q - Q_L}{Q' - Q'_L} \dots (10)$$

外部になした仕事量は加熱量と放熱量の差である。定容サイクル, 定圧サイクルの放熱はいずれも定容変化で行われるから両サイクルの放熱量 Q_L, Q'_L は,

$$\left. \begin{aligned} Q_L &= GC_V(T_4 - T_1) \\ Q'_L &= GC_V(T'_4 - T_1) \end{aligned} \right\} \dots (11)$$

式(1)および式(11)を式(10)に代入すれば,

$$\frac{\eta}{\eta'} = \frac{C_V(T_3 - T_2) - C_V(T_4 - T_1)}{\kappa C_V \left(\frac{T_3 - T_2}{\kappa} + T_2 \right) - C_V(T'_4 - T_1)} \dots (12)$$

式(2)および式(9)を式(12)に代入して, すべての温度を定容サイクルの温度だけで表すと,

$$\frac{\eta}{\eta'} = \frac{C_V(T_3 - T_2) - C_V(T_4 - T_1)}{\kappa C_V \left\{ \left(\frac{T_3 - T_2}{\kappa} + T_2 \right) - T_2 \right\} - C_V(T'_4 - T_1)}$$

整理すると,

$$\frac{\eta}{\eta'} = \frac{T_3 - T_2 - T_4 + T_1}{T_3 - T_2 - T_4' + T_1} = \frac{T_3 - T_2 - T_4 + T_1}{T_3 - T_2 - \left(\frac{T_3 - T_2}{\kappa T_2} + 1\right)^\kappa T_1 + T_1} \quad \dots (13)$$

式(13)で圧縮比, 行程容積, 加熱量を等しくした定容サイクルと定圧サイクルの理論熱効率の割合 η / η' を定容サイクルの各点の温度と比熱比だけで表すことが出来た。

3. 理論熱効率の比較

式(13)の値を求めるためには, 定容加熱を終えた点 3 の温度 T_3 が必要である。 T_3 が決まれば断熱膨脹行程を終えた点 4 の温度 T_4 も算出できる。

理論空気サイクルでは, 加熱量 Q を与えて T_3 を算出するが, 実際には燃料の燃焼によって加熱量 Q が定まる。燃焼効率を η_b , 燃料量を G_f , 燃料の低位発熱量を H_u , 空燃比を Y , 吸入空気量を G_a とすると加熱量 Q は,

$$Q = \eta_b G_f H_u = \eta_b \frac{G_a}{Y} H_u \quad \dots (14)$$

G_a は圧縮行程の開始時の圧力 P_1 , 体積 V_1 , 温度 T_1 , 空気のガス定数 R_1 から状態方程式で求める。厳密にはガソリン機関の場合, 混合気が圧縮されるので R_1 には混合気のガス定数を用いるべきである。

$$G_a = \frac{P_1 V_1}{R_1 T_1} \quad \dots (15)$$

圧縮行程を終えたときの圧力 P_2 , 体積 V_2 , 温度 T_2 は,

$$\left. \begin{aligned} V_2 &= \frac{1}{\epsilon} V_1 \\ P_2 &= P_1 \epsilon^\kappa \\ T_2 &= T_1 \epsilon^{\kappa-1} \end{aligned} \right\} \quad \dots (16)$$

定容加熱を終えたときの圧力 P_3 , 体積 V_3 , 温度 T_3 は,

$$\left. \begin{aligned} V_3 &= V_2 \\ P_3 &= P_2 \frac{T_3}{T_2} \\ Q &= \eta_b \frac{G_a}{Y} H_u = G_a C_V (T_3 - T_2) \\ T_3 &= \frac{\eta_b \frac{G_a}{Y} H_u}{G_a C_V} + T_2 = \frac{\eta_b H_u}{Y C_V} + T_2 \end{aligned} \right\} \quad \dots (17)$$

膨脹行程を終えたあとの圧力 P_4 , 体積 V_4 , 温度 T_4 は,

$$\left. \begin{aligned} V_4 &= V_1 \\ P_4 &= P_3 \left(\frac{1}{\epsilon}\right)^\kappa \\ T_4 &= T_3 \left(\frac{1}{\epsilon}\right)^{\kappa-1} \end{aligned} \right\} \quad \dots (18)$$

以上で各状態点の体積, 圧力, 温度が算出できるので図 1 のように PV 線図を作図することができる。

4. 計算結果

圧縮比, 行程容積, 加熱量が等しい定容サイクルと定圧サイクルの理論熱効率を圧縮比は 10 から 30, 空燃比は 10 から 30 の間で計算した。表 1 は定容サイクルでの理論熱効率, 表 2 は定圧サイクルでの理論熱効率の計算結果であり, 図 2 は定圧サイクルに対する定容サイクルの理論熱効率の割合 η / η' を示した。

燃焼効率は 1.0, 低位発熱量は 43,500 kJ/kgK, 定容比熱は 0.717 kJ/kgK, 比熱比は 1.40, 初期圧力は 101.3 kPa, 初期温度は 293 K とした。なお, 行程容積の値は計算結果に影響しない。

図 2 に示すように圧縮比, 行程容積, 加熱量を等しくした場合, 定圧サイクルよりも定容サイクルの理論熱効率が高くなるのが分かる。また, 圧縮比が低く, 空燃比が小さい(燃料過剰)ほど定圧サイクルよりも定容サイクルの理論熱効率が高くなるのが分かった。

その具体的な割合は, 定容サイクル(すなわちガソリン機関)の限界圧縮比 15 付近においてほぼ理論空燃比である 15 で運転した場合, 定容サイクルの理論熱効率は定圧サイクルの 1.304 倍となり, 圧縮比が 10 の場合は 1.515 倍に達することが明らかとなった。

5. 限界圧縮比以上での定容燃焼の可能性

燃焼が瞬間的に完了すればピストンは変位せず, 燃焼空間の容積が変わらないので定容燃焼となるが, 現実的には有限の時間を要する。これを時間損失と言い, ガソリン機関では時間損失を少なくするために予め燃料であるガソリンと酸化剤である空気中の酸素を圧縮行程中に混合しておく必要がある。

圧縮行程の終了直前では予混合気はいつでも燃焼できる状態にあるため, 予混合気の自発火温度以上に圧縮することができず, 限界圧縮比が存在する。

一方, ピストンの下降に伴って燃焼空間に連続的に燃料を供給すれば, 圧縮行程完了時のシリンダ内圧力を保ったまま燃焼が進行するため定圧燃焼となる。この場合, 燃料と酸化剤は燃焼空間ではじめて拡散混合しながら燃焼するた

め瞬間的に必要な燃料の全てを供給できず、定容燃焼に比べて長い時間が必要となり回転速度に限界がある。

このように従来の燃料供給方法では、定容/定圧燃焼いずれの場合にも限界があるが、その根本的な原因は酸化剤である空気中の酸素の供給方法にあると考えられる。

すなわち、固体ロケットのように燃料中に予め酸化剤である空気中の酸素を大量に含有させることができれば、従来の限界圧縮比より高い圧縮比での定容燃焼が可能となるはずである。

過去には燃料とともに空気を供給して燃焼改善を図る試みが各種提案されている^[3-4]が、完全燃焼可能な量の酸化剤を混合できるか否かが課題となっている。この点において著者らが開示中の特許は、燃料容積の 1000 倍以上の空気を加圧混在させ、これを特殊な混合装置によって超微細な気泡状態とし、完全予混合させるものである。この予混合気を燃焼室に直接噴射すれば多面圧縮着火し、時間損失の飛躍的な短縮を図ることができると考えられる。

この装置を既存のディーゼル機関に装着した検証実験を進めており、追って詳報する所存である。

6. 結 言

圧縮比、行程容積、加熱量が等しい定容サイクルと定圧サイクルの理論熱効率の割合を定容サイクルの各行程の開始温度と比熱比だけで表す式を導いた。この式を用いて定圧サイクルに対する定容サイクルの理論熱効率の割合を求めた結果、

- (1) 定圧サイクルよりも定容サイクルの理論熱効率が高くなる。
- (2) 圧縮比が低く、空燃比が小さい(燃料過剰)ほど定圧サイクルよりも定容サイクルの理論熱効率が高くなる割合が大きくなる。
- (3) 圧縮比 15、空燃比 15 では定容サイクルの理論熱効率は定圧サイクルの 1.304 倍となり、圧縮比 10、空燃比 15 の場合は 1.515 倍に達する。

この結果は、低オクタン価燃料を定容燃焼させることができれば、ディーゼル機関に匹敵する熱効率をもちながら高速運転が可能で高出力熱機関が実現できる可能性を示唆している。

最後に本論文をまとめるにあたり、ご協力頂いた東京都立産業技術専門学校機械工学科の石山竜太、河野雄斗の両卒業研究生に謝意を表します。

表 1 定容サイクルでの理論熱効率の計算結果

Constant		Air Fuel Ratio				
		10	15	20	25	30
Compression Ratio	10	0.602				
	15	0.661				
	20	0.698				
	25	0.724				
	30	0.743				

表 2 定圧サイクルでの理論熱効率の計算結果

Constant		Air Fuel Ratio				
		10	15	20	25	30
Compression Ratio	10	0.328	0.397	0.437	0.463	0.482
	15	0.454	0.507	0.538	0.558	0.572
	20	0.528	0.572	0.598	0.614	0.626
	25	0.578	0.616	0.638	0.652	0.663
	30	0.615	0.649	0.668	0.681	0.690

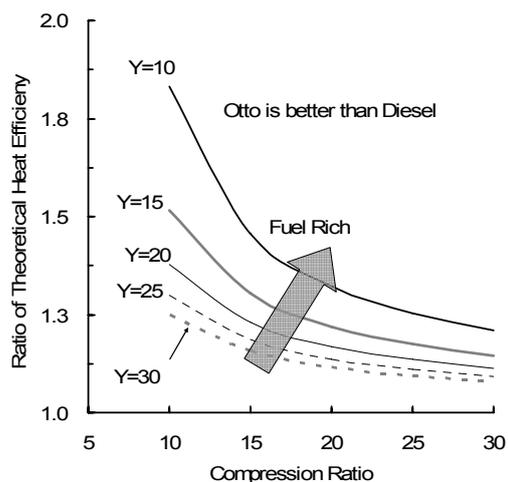


図 2 定容サイクルと定圧サイクルの理論熱効率の割合

文 献

- [1] 岩城 純：“熱力学入門”，理工学社，1992 年，p126-127
- [2] 本望行雄：“マイクロバブル発生装置”，公開特許広報(A) 特開 2009-97431
- [3] 中武靖仁，渡邊孝司，江口俊彦：“エジェクタ式マイクロバブル混入燃料によるディーゼルエンジンの燃焼改善”，日本機械学会論文集中(B編)73 巻 735 号，2007 年，p2268-2374
- [4] 本田技研工業(株)：“空気燃料噴射式エンジン”，公開特許広報(A) 特開 2004-060610