

サイクル計算

(VB版の使用例)

目次

1	ガスタービン	1
1.1	単純サイクル	1
1.2	熱交換器	2
1.3	ターボジェット	5
1.4	ターボファン	7
2	ピストンエンジン	12
2.1	オットーサイクル; ($\kappa=1.4$)	12
2.2	空気サイクル	13
2.3	残留ガス	14
2.4	燃料空気サイクル	15
2.5	サバテサイクル	17
2.6	性能比較	19
2.7	過給エンジン	20
2.7.1	圧縮機	21
2.7.2	エンジン	21
2.7.3	タービン	23
2.8	性能表示法	24

[標準大気]

Unit	SI	Metric	British
温度; T	288.15 [K]	288.15 [K]	518.67 [R]
圧力; P	0.101325 [MPa]	1.0332 [$\frac{kg_f}{cm^2}$]	14.695 [$\frac{lb_f}{in^2}$]
低圧比熱; Cp	1.00322 [$\frac{kJ}{kg K}$]	0.23962 [$\frac{kcal}{kg_f K}$]	0.23962 [$\frac{Btu}{lb_f R}$]
比熱比; κ	1.40077	1.40077	1.40077
密度; ρ	1.2251 [$\frac{kg}{m^3}$]	0.12492 [$\frac{kg_f sec^2}{m^4}$]	0.0023769 [$\frac{lb_f sec^2}{ft^4}$]
比重量; γ	12.014 [$\frac{N}{m^3}$]	1.2251 [$\frac{kg_f}{m^3}$]	0.076475 [$\frac{lb_f}{ft^3}$]
粘性係数; μ	17.97 10^{-6} [Pa sec]	1.832 10^{-6} [$\frac{kg_f sec}{m^2}$]	0.3754 10^{-6} [$\frac{lb_f sec}{ft^2}$]
動粘性係数; ν	14.67 10^{-6} [$\frac{m^2}{sec}$]	14.67 10^{-6} [$\frac{m^2}{sec}$]	157.9 10^{-6} [$\frac{ft^2}{sec}$]
ガス定数; R	0.28703 [$\frac{kJ}{kg K}$]	29.269 [$\frac{kg_f m}{kg K}$]	53.348 [$\frac{ft lb_f}{lb R}$]
		0.068556 [$\frac{kcal}{kg K}$]	0.068556 [$\frac{Btu}{lb R}$]

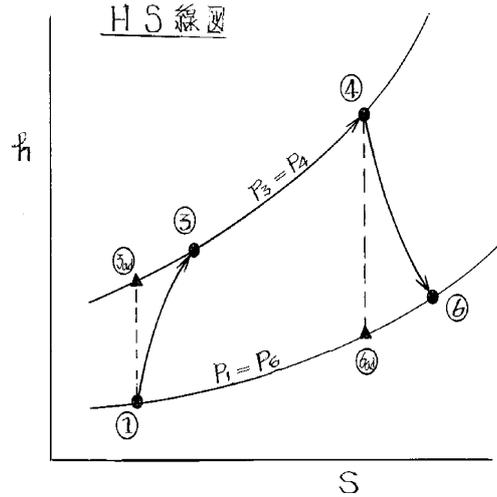
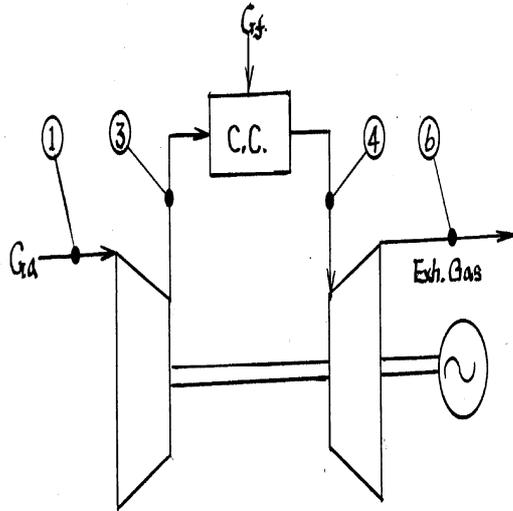
1 ガスタービン

1.1 単純サイクル

下記のエンジンの出力及び熱効率 η を求める。但し空気流量; $G_a = 1.0$ [kg/sec],
燃料の低発熱量: $LHV = 43000$ [kJ/kg] とする。

[計算条件]

大気温度; $T_0 = 288.15$ [K] 圧縮機効率; $\eta_c = 0.82$ 圧力比; $P_3/P_1 = 6.0$
大気圧力; $P_0 = 0.101325$ [MPa] タービン効率; $\eta_t = 0.88$ 燃空比; $f/a = 0.025$



[演算結果]

Stn. No.	T (k)	P (MPa)	h	Pr	ϕ	s	G	f/a
(1)	288.15	0.101325	288.33	1.2052	6.6617	7.3188	1.0	0.0
(3ad)	479.16	0.60795	481.66	7.2312	7.1760	7.3188	1.0	0.0
(3)	520.38	0.60795	524.10	9.7214	7.2609	7.4037	1.0	0.0
(4)	1396.63	0.60795	1560.1	548.6254	8.4136	8.5564	1.025	0.025
(6ad)	914.01	0.101325	973.25	91.4376	7.8993	8.5564	1.025	0.025
(6) 排気	973.92	0.101325	1043.67	118.5785	7.9739	8.6310	1.025	0.025

(太字が入力値)

[演算ステップ]

$$(3ad); \quad Pr_2 = Pr_1 * (P_3/P_1) = 1.2052(6) = \mathbf{7.2312}$$

$$(3); \quad \Delta h_{13ad} = h_{3ad} - h_1 = 481.66 - 288.33 = 193.33 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_3 = h_1 + \Delta h_{13ad} / \eta_c = 288.33 + 193.33 / 0.82 = \mathbf{524.10} \text{ [kJ/kg]}$$

$$(4); \quad \text{燃料流量; } G_f = G_a (f/a) = 0.025 \text{ [kg/sec]}$$

液体燃料のエンタルピー; $h_f = 0$ assumed

$$h_3 + G_f * (LHV + h_f) = 288.33 + 0.025 (43000 + 0) = (1 + G_f) h_4$$

$$h_4 = (524.1 + 1075) / 1.025 = \mathbf{1560.1} \text{ [kJ/kg]}$$

$$(6ad); \quad Pr_6 = Pr_4 / (P_4/P_6) = 548.6254 / 6 = \mathbf{91.4376}$$

$$(6); \quad \Delta h_{46ad} = h_4 - h_{6ad} = 1560.1 - 973.25 = 586.85 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\Delta h_{46} = \eta_t \Delta h_{46ad} = 0.88 (586.85) = 516.43 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_6 = h_4 - \Delta h_{46} = 1560.1 - 516.43 = \mathbf{1043.67} \text{ [kJ/kg]}$$

[出力]

圧縮仕事 ; W_c $W_c = G_1 (h_3 - h_1) = 1.0 (524.10 - 288.33) = 235.77$ [kJ/sec]
 タービン仕事 ; W_t $W_t = G_4 (h_4 - h_6) = 1.025 (1560.1 - 1043.67) = 529.34$ [kJ/sec]
 エンジン出力 ; W_{out} $W_{out} = W_t - W_c = 529.34 - 235.77 = 293.57$ [kJ/sec] or [kW]

[熱効率]

供給熱量: $Q_f = G_f LHV = 0.025 (43000) = 1075$ [kJ/kg]
 熱効率 η ; $\eta = W_{out} / Q_f = 293.57 / 1075 = \mathbf{0.2731}$
 燃料消費率: $SFC \equiv \frac{3600 (1000 G_f)}{kW} = \frac{3600 (25)}{293.57} = 306.57$ [g/kW hr]
 $\Rightarrow \eta \equiv 83.72 / SFC = 0.2731$

[heat balance]

受熱量 ; $Q_{in} = G_1 h_1 + G_f LHV = 288.33 + 1075 = 1363.33$ [kJ/sec]
 放熱量 ; $Q_{out} = W_{out} + G_6 h_6 = 293.57 + (1.025)1043.67 = 1363.33$ [kJ/sec]
 $Q_{in} \equiv Q_{out}$ のチェック。

[エントロピー ; S]

$S = \phi - R \ln(P) = \phi - 0.28703 \ln(P)$ [kJ/kg K] より求める。

1.2 熱交換器

熱交換器付きエンジンの出力及び熱効率: η を求める。

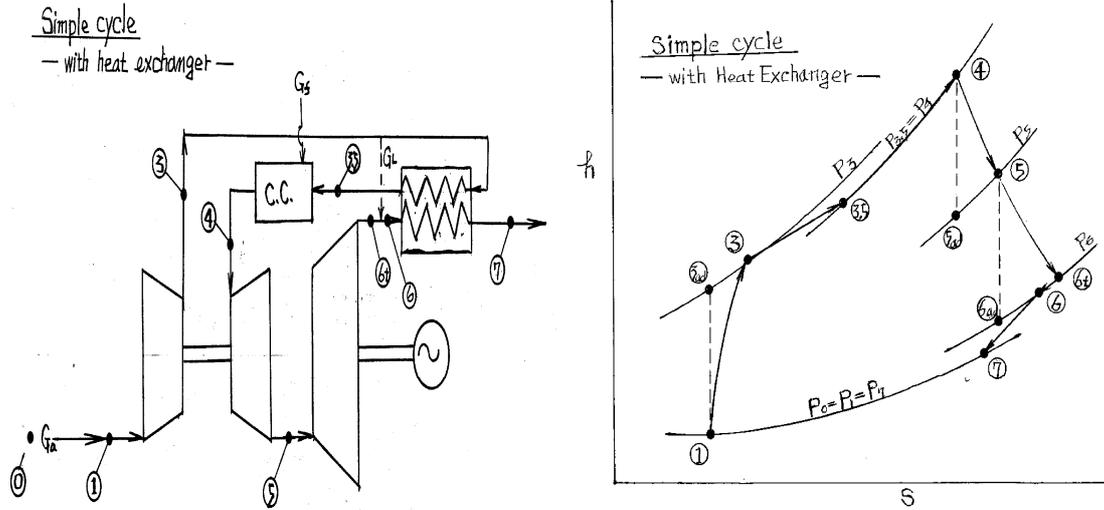
[計算条件]

大気圧力; $P_0 = 0.101325$ [MPa] 大気温度; $T_0 = 288.15$ [K] 圧力比; $P_3/P_1 = 6.0$
 タービン入口温度; $T_4 = 1400$ [K] 燃焼効率; $\eta_{cc} = 0.99$ 圧縮機効率; $\eta_c = 0.82$
 GGタービン効率; $\eta_{t1} = 0.88$ PTタービン効率; $\eta_{t2} = 0.86$ 熱交温度効率; $\eta_{HE} = 0.80$
 入口圧損; $\Delta P_{01}/P_0 = 0.0$ 空気側圧損; $\Delta P_a/P = 0.02$ ガス側圧損; $\Delta P_g/P = 0.03$
 燃焼器圧損; $\Delta P_{cc}/P - 3.5 = 0.02$ 漏れ割合; $G_L/G_a = 0.03$ 低発熱量: $LHV = 43000$ [kJ/kg]

[演算結果]

Stn. No.	T (k)	P (MPa)	h	Pr	ϕ	s	G	f/a
(1)	288.15	0.101325	288.33	1.2052	6.6617	7.3188	1.0	0.0
(3ad)	479.18	0.60795	481.66	7.2312	7.176	7.3188	↑	↑
(3)	520.39	0.60795	524.10	9.7214	7.2609	7.4037	↑	↑
(3.5)	881.61	0.59579	912.36	69.54	7.8257	7.97436	0.97	↑
(4)	1400	0.58388	1545.94	512.9675	8.3962	8.5506	0.985	0.01546
(5)	1204.06	0.27938	1306.58	270.0947	8.212	8.5780	↑	↑
(5ad)	1176.98	0.27938	1273.94	245.452	8.1846	8.5506	↑	↑
(6ad)	948.27	0.10436	1003.6	100.8748	7.9294	8.5780	↑	↑
(6t)	984.73	0.10436	1046.02	113.5373	7.9732	8.62186	↑	↑
(6)	971.92	0.10436	1030.59	111.16	7.9573	8.60596	1.015	0.015
(7) 排気	641.95	0.101325	659.54	21.9721	7.492	8.14913	↑	↑

(太字が入力値)



[演算ステップ]

(3ad); $Pr_3 = Pr_1 * (P_3/P_1) = 1.2052(6) = \mathbf{7.2312}$

(3); $h_3 = h_1 + (h_{3ad} - h_1)/\eta_c = 288.33 + (481.66 - 288.33)/0.82 = \mathbf{524.10}$ [kJ/kg]

$P_3 = P_1(P_3/P_1) = 0.101325 \cdot (6) = 0.60795$ [MPa]

圧縮仕事; $W_c \quad W_c = G_1(h_3 - h_1) = 1.0(524.10 - 288.33) = 235.77$ [kJ/sec]

$P_{3.5} = P_3(1 - \Delta P_a/P) = 0.60795(1 - 0.02) = 0.59579$ [MPa]

(4); $T_4 = \mathbf{1400}$ [K]—タービン入口温度 (計算条件)

燃料流量; $G_f = 0.015$ [kg/sec] assumed.¹

$G_4 = G_{a4} + G_f = G_a(1 - G_L/G_a) + G_f = 1.0(1 - 0.03) + 0.015 = 0.985$ [kg/ec]

$P_4 = P_{3.5}(1 - \Delta P_{cc}/P_{3.5}) = 0.59579(1 - 0.03) = 0.58388$ [MPa]

(5); $h_5 = h_4 - W_c/G_5 = 1545.94 - 235.77/0.985 = \mathbf{1306.58}$ [kJ/kg]

$h_{5ad} = h_4 - (h_4 - h_5)/\eta_{t1} = 1545.94 - (1545.94 - 1306.58)/0.88 = \mathbf{1273.94}$ [kJ/kg]

$P_5 = P_4(Pr_{5ad}/Pr_4) = 0.58388(245.452/512.9675) = 0.27938$ [MPa]

GGタービン膨張比; $P_4/P_5 = 0.58388/0.27938 = 2.0899$

(6); $P_7 = P_0 = 0.101325$ [MPa] (計算条件)

$P_6 = P_7(1 + \Delta P_g/P) = 0.101325(1 + 0.03) = 0.10436$ [MPa]

PTタービン膨張比; $P_5/P_6 = 0.27938/0.10436 = 2.6771$

$Pr_{6ad} = Pr_5/(P_5/P_6) = 270.0497/(0.27938/0.10436) = 270.0497/2.6771 = \mathbf{100.8748}$

$h_{6t} = h_5 - \eta_{t2}(h_5 - h_{6ad}) = 1306.58 - 0.86(1306.58 - 1003.6) = \mathbf{1046.02}$ [kJ/kg]

¹燃料流量; G_f の推定値は初期計算の結果をベースに燃焼器の heat balance より求めた。即ち;

$$G_f = \frac{G_{3.5}(h_4 - h_{3.5})}{\eta_{CC} \cdot LHV - h_4}$$

エンジン出力 ; W_{out}

$$W_{out} = G_5(h_5 - h_{6t}) = 0.985(1306.58 - 1046.02) = \mathbf{256.65} \text{ [kJ/sec] or [kW]}$$

$$G_6 = G_{6t} + G_L = 0.985 + 0.03 = 1.015 \text{ [kg/sec]}$$

$$h_6 = (G_{6t}h_{6t} + G_L h_3) / G_6 = (0.985(1046.02) - 0.03(524.10)) / 1.015 = \mathbf{1030.59^2} \text{ [kJ/kg]}$$

$$(3.5); \quad T_{3.5} = T_3 + \eta_{HE}(T_6 - T_3) = 520.39 + 0.80(971.92 - 520.39) = \mathbf{881.61} \text{ [K]}$$

[出力]

$$\text{圧縮仕事 } W_c; \quad W_c = G_1(h_3 - h_1) = 1.0(524.10 - 288.33) = 235.77 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{GG タービン仕事}; \quad W_t = G_4(h_4 - h_5) = 0.985(1545.94 - 1306.58) = 235.77 \text{ [kJ/sec]}$$

エンジン出力 ; $W_{out} = \text{PT タービン仕事}$

$$W_{out} = G_5(h_5 - h_{6t}) = 0.985(1306.58 - 1046.02) = 256.65 \text{ [kJ/sec] or [kW]}$$

[熱効率]

$$\text{供給熱量}; \quad Q_f = G_f \cdot LHV = 0.015(43000) = 645. \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{熱効率 } \eta; \quad \eta = W_{out} / Q_f = 256.65 / 645. = \mathbf{0.3979}$$

$$\text{燃料消費率}; \quad SFC \equiv \frac{3600 \cdot (1000 \cdot G_f)}{kW} = 3600 * (1000 \cdot G_f) / kW = 210.4 \text{ [g/kW hr]}$$

$$\Rightarrow \eta \equiv 83.72 / SFC = 83.72 / 210.4 = 0.3979$$

[heat balance]

$$\text{受熱量}; \quad Q_{in} = h_1 + \eta_{CC} \cdot G_f \cdot LHV = 288.33 + 0.99(0.015) 43000 = 926.88 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{放熱量}; \quad Q_{out} = W_{out} + G_7 \cdot h_7 = 256.65 + (1.015) 659.54 = 926.08 \text{ [kJ/sec]}$$

$Q_{in} \equiv Q_{out}$ のチェック。

[エントロピー ; S]

$$S = \phi - R \ln(P) = \phi - 0.28703 \ln(P) \text{ [kJ/kg K]} \quad \text{より求める。}$$

[性能比較]

上記の演算結果を対比し下表に示す。両エンジンの作動条件は同レベルであるが熱交換器付では熱効率は向上するが、圧損・漏れ流量の影響のため出力は低下する。

特性値	Simple cycle	熱交換器付
エンジン出力: kW	293.63	256.65
熱効率: η	0.2731	0.3979
圧力比: P_3/P_1	6.0	6.0
タービン入口温度: T_4	1396.63	1400.0

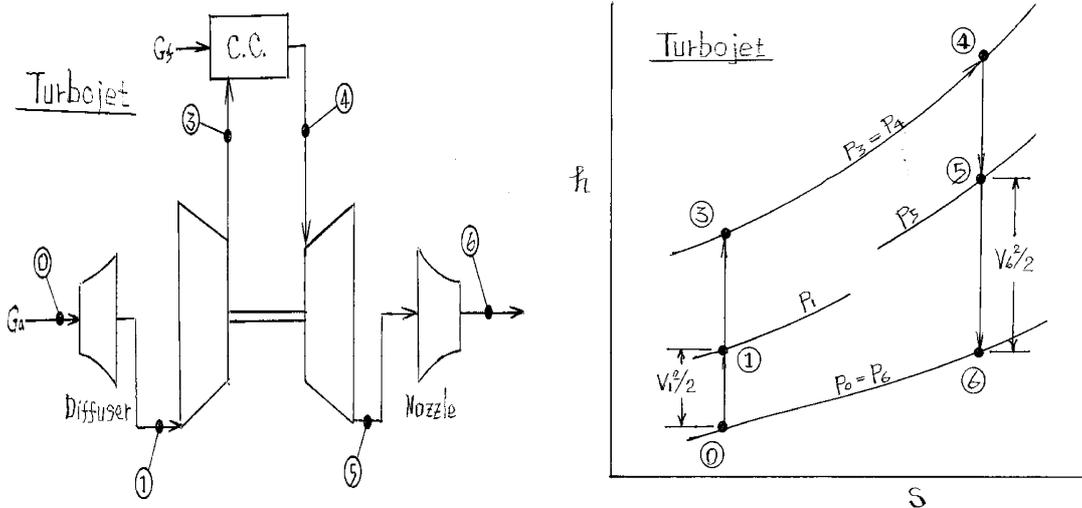
²本演算では漏れ流量 ; G_L をタービン冷却空気と仮定して熱交換器前 h_6 で主流に混流している。漏れが熱交換器内で発生していると仮定すれば熱交換器後 h_7 で主流に混流することになる。

1.3 ターボジェット

高度:9000 m をマッハ: $Mn=0.6$ で飛行中の下記のエンジンのスラスト及び熱効率を求める。
但し空気流量; $G_a= 1.0$ [kg/sec], 燃空比: f/a は理論混合比の 25 % とする。

[計算条件]

大気温度; $T_0= 228.65$ [K] 飛行速度; $Mn= 0.60$ 圧力比; $P_3/P_1= 4.0$
大気圧力; $P_0= 30.742$ [kPa] 理論燃空比; $(f/a)_{st}= 0.06825$ 低発熱量; $LHV= 43000$ [kJ/kg]



[演算結果]

Stn. No.	T (k)	P (kPa)	h	Pr	ϕ	s	G	f/a	V
(0)	229.65	30.742	229.7	0.5457	6.4343	5.4510	1.0	0.0	182.37
(1)	246.24	39.215	246.33	0.6961	6.5042	5.4510	1.0	0.0	0.0
(3)	365.92	156.86	366.56	2.7844	6.902	5.4510	1.0	0.0	0.0
(4)	1013.64	156.86	1081.69	133.5032	8.0095	6.5584	1.01706	0.01706	0.0
(5)	912.18	102.236	963.48	87.0125	7.8866	6.5584	1.01706	0.01706	0.0
(6)	670.96	30.742	692.25	26.164	7.5417	6.5584	1.01706	0.01706	736.52

(太字が入力値)

[演算ステップ]

(0); 高度:9000 m の大気条件 ; $P_{amb} = 30.742$ [kPa], $T_{amb} = 229.65$ [K]

$\kappa = 1.4015$ at $T = 229.65$ from Gas Table

音速: $a = \sqrt{\kappa R T} = \sqrt{1.4015 (287.03) 229.65} = 303.94$ [m/sec]

$V_1 = a \cdot Mn = 303.94 (0.60) = 182.37^3$ [m/sec]

(1); $h_1 = h_0 + V^2 / 2 (10^3) = 229.7 + 182.37^2 / 2 (10^3) = \mathbf{246.33}$ [kJ/kg]

$P_1 = P_0 (Pr_1 / Pr_0) = 30.742 (0.6961 / 0.5457) = 39.215$ [kPa]

³飛行速度: V は $V_1=182.37$ [m/sec] より : $V = 3600 \cdot V_1 / 1.609 = 408.04$ [mph]

$$(3); \quad Pr_3 = Pr_1(P_3/P_1) = 0.6961(4.0) = \mathbf{2.7844}$$

$$P_3 = P_1(P_3/P_1) = 39.215(4.0) = 156.86 \text{ [kPa]}, \quad P_3 = P_4 \text{ assumed}$$

$$(4); \quad \text{理論混合比}; \quad (f/a)_{st} = 0.06825$$

液体燃料のエンタルピー; $h_f = 0$ assumed

$$G_f = 0.25(0.06825) = 0.01706[\text{kg/sec}]$$

燃焼器の heat balance; $G_3 h_3 + G_f LHV + G_f h_f = G_4 h_4$

$$1.0366.53 + 0.01706(43000) = 1.01706 h_4 \implies h_4 = \mathbf{1081.69} \text{ [kJ/Kg]}$$

$$(5); \quad \text{圧縮仕事}; \quad W_c = G_1(h_3 - h_1) = 1.0(366.56 - 246.33) = 120.23 \text{ [kJ/sec]}$$

$$G_4 h_4 - W_c = G_5 h_5$$

$$\implies h_5 = h_4 - W_c/G_5 = 1081.69 - 120.23/1.01706 = \mathbf{963.48} \text{ [kJ/kg]}$$

$$P_5 = P_4(P_5/P_4) = 156.86(87.0125/133.5032) = 102.236 \text{ [kPa]}$$

$$(6); \quad P_6 = P_0 = 30.742 \text{ [kPa]} \text{ assumed}$$

$$Pr_6 = Pr_5(P_6/P_5) = 87.0125(30.742/102.236) = \mathbf{26.164}$$

$$V_6 = \sqrt{2(h_5 - h_6) \cdot 10^3} = \sqrt{2(963.48 - 692.25)10^3} = 736.52^4 \text{ [m/sec]}$$

[スラスト:F]

スラスト: F; $F = G_6(V_6 - V_1) = 1.01706(736.52 - 182.37) = 563.6 \text{ [N]} \text{ or } 57.47 \text{ [kgf]}$

エンジン出力: $W_{out} = F \cdot V_1 = 563.6(182.37)/10^3 = 102.78 \text{ [kJ/sec]}$

供給熱量: $Q_f = G_f \cdot LHV = 0.01706(43000) = 733.58 \text{ [kJ/sec]}$

熱効率; $\eta = W_{out}/Q_f = 102.78/733.58 = 0.1401$

SFC; $SFC = (G_f 10^3 3600)/F = 17.06(3600)/563.6 = 108.97 \text{ [g/N hr]}$

[heat balance]

受熱量; $Q_{in} = G_1 h_1 + G_f LHV = 1.0(246.33) + 0.01706(43000) = 979.91 \text{ [kJ/kg]}$

放熱量; $Q_{out} = G_6(h_6 + \frac{V_6^2}{2 \cdot 10^3}) = 1.01706(692.25 + \frac{736.52^2}{2 \cdot 10^3}) = 979.92 \text{ [kJ/kg]}$

$Q_{in} \equiv Q_{out}$ のチェック。

[エントロピー; S]

$S = \phi - R \ln(P) = \phi - 0.28703 \ln(P) \text{ [kJ/kg K]}$ より求める。

$S_0 = \phi_0 - R \ln(P_0) = 6.4343 - 0.28703 \ln(30.742) = 5.4510 \text{ [kJ/kg K]}$

$S_1 = \phi_1 - R \ln(P_1) = 6.5042 - 0.28703 \ln(39.215) = 5.4510 \text{ [kJ/kg K]}$

$S_3 = \phi_3 - R \ln(P_3) = 6.902 - 0.28703 \ln(156.86) = 5.4510 \text{ [kJ/kg K]}$

$S_4 = \phi_4 - R \ln(P_4) = 8.0095 - 0.28703 \ln(156.86) = 6.5584 \text{ [kJ/kg K]}$

$S_5 = \phi_5 - R \ln(P_5) = 7.8866 - 0.28703 \ln(102.236) = 6.5584 \text{ [kJ/kg K]}$

$S_6 = \phi_6 - R \ln(P_6) = 7.5417 - 0.28703 \ln(30.742) = 6.5584 \text{ [kJ/kg K]}$

⁴ノズル速度: V_6 を流れ関数より求めると;
 $T_5 = 912.18$, $(f/a) = 0.01706$, $(P_s/P_t) = P_6/P_5 = 30.742/102.236 = 0.3007$
 これらの入力データに対し $(V/\sqrt{T}) = 24.373$ が得られる。
 これより; $V_6 = (V/\sqrt{T})\sqrt{T_6} = 24.373\sqrt{912.18} = 736.12 \text{ [m/sec]} \leftarrow$ 上に求めた $V_6 = 736.52$ と対比。

[高速軸]

$$G_1(h_3 - h_2) = (G_1 - G_{tc} + G_f)(h_4 - h_5) \quad (1)$$

[低速軸]

$$G_F(h_F - h_0) + G_1(h_2 - h_0) = (G_1 - G_{tc} + G_f)(h_5 - h_6) \quad (2)$$

[燃焼器]⁵

$$(G_1 - G_{tc})h_3 + \eta_{cc} G_f LHV + G_f h_f = (G_1 - G_{tc} + G_f)h_4 \quad (3)$$

$$\Rightarrow h_4 = \frac{(G_1 - G_{tc})h_3 + \eta_{cc} G_f LHV + G_f h_f}{G_1 - G_{tc} + G_f} \quad (4)$$

Eq(4) を Eq(1) に代入すると :

$$G_1(h_3 - h_2) = (G_1 - G_{tc})h_3 + \eta_{cc} G_f LHV + G_f h_f - (G_1 - G_{tc} + G_f)h_5 \quad (5)$$

$G_F = G_0 - G_1$ の関係を代入すれば Eq(2) は ;

$$(G_0 - G_1)(h_F - h_0) + G_1(h_2 - h_0) = (G_1 - G_{tc} + G_f)(h_5 - h_6) \quad (6)$$

[Eq(5)+Eq(6)] より ;

$$\begin{aligned} & G_1(h_3 - h_2) + (G_0 - G_1)(h_F - h_0) + G_1(h_2 - h_0) \\ &= (G_1 - G_{tc})h_3 + \eta_{cc} G_f LHV + G_f h_f - (G_1 - G_{tc} + G_f)h_6 \end{aligned} \quad (7)$$

Eq(7) よりメイン流量 G_1 を求めると ;

$$G_1 = \frac{\eta_{cc} G_f LHV - G_0(h_F - h_0) + G_{tc}(h_6 - h_3) - G_f(h_6 - h_f)}{(h_6 - h_F)} \quad (8)$$

タービン出口のエンタルピー ; h_6 は排気ガス; h_7 より ;

$$\begin{aligned} & (G_1 - G_{tc} + G_{fe})h_6 + G_{tc}h_3 = (G_1 + G_f)h_7 \\ \Rightarrow h_6 &= \frac{(G_1 + G_f)h_7 - G_{tc}h_3}{(G_1 - G_{tc} + G_f)} \end{aligned} \quad (9)$$

低圧タービン入口; h_5 は Eq(2) より ;

$$h_5 = \frac{G_F h_F + G_1 h_2 - G_0 h_0}{(G_1 - G_{tc} + G_f)} + h_6 \quad (10)$$

⁵燃焼効率; [η_{cc}]; Eq(3) より ;

$$\eta_{cc} = \frac{G_4(h_4 - h_3) - G_f(h_3 - h_f)}{h_f LHV}$$

燃焼効率に関与する計測値は多いので、 η_{cc} の値は計測及び解析法のチェックに有効。

タービン入口; h_4 は Eq(1) より ;

$$h_4 = \frac{G_1(h_3 - h_2)}{(G_1 - G_{tc} + G_f)} + h_5 \quad (11)$$

[演算例]

タービン出口のエンタルピー ; h_6 Eq(9) より ;

$$\begin{aligned} h_6 &= \frac{(G_1 + G_{tc}) h_7 - G_{tc} h_3}{(G_1 - G_{tc} + G_f)} = \frac{(9.814 + 0.175) 906.53 - 0.3926 (654.52)}{9.814 - 0.3926 + 0.175} \\ &= \frac{9055.33 - 256.96}{9.5964} = \mathbf{916.84} [kJ/kg] \end{aligned}$$

メイン流量; [G_1]; Eq(8) より ;

$$\begin{aligned} G_1 &= \frac{\eta_{cc} G_f LHV - G_0 (h_F - h_0) + G_{tc} (h_6 - h_3) - G_f (h_6 - h_f)}{(h_6 - h_F)} \\ &= \frac{0.995 (0.175) 43000 - 35.0 (338.42 - 288.33) + 0.3926 (916.84 - 654.52) - 0.175 (916.84 - 0)}{916.84 - 338.42} \\ &= \frac{7487.38 - 1753.15 + 102.99 - 160.45}{578.42} = \frac{5676.77}{578.42} = \mathbf{9.814} [kg/sec] \end{aligned}$$

バイパス比; **BPR**

$$BPR \equiv \frac{G_F}{G_1} = \frac{25.186}{9.814} = 2.57$$

[Note]; 液体燃料のエンタルピーは一般に $h_f = 0$ と仮定される。

低圧タービン入口; h_5 ; Eq(10) より ;

$$\begin{aligned} h_5 &= \frac{G_F h_F + G_1 h_2 - G_0 h_0}{(G_1 - G_{tc} + G_f)} + h_6 \\ &= \frac{25.186 (338.42) + 9.814 (359.58) - 35.0 (288.33)}{9.5964} + 916.84 \\ &= \frac{8523.446 + 3528.918 - 10091.55}{9.5964} + 916.84 = \mathbf{1121.2} [kJ/kg] \end{aligned}$$

タービン入口; h_4 ; Eq(11) より ;

$$\begin{aligned} h_4 &= \frac{G_1 (h_3 - h_2)}{(G_1 - G_{tc} + G_f)} + h_5 = \frac{9.814 (654.52 - 359.58)}{9.5964} + 1121.2 \\ &= \frac{2894.54}{9.5964} + 1121.2 = \mathbf{1422.83} [kJ/kg] \\ (h_4 = 1422.83, (f/a)_4 = 0.01857) \implies T_4 = 1295.4 \end{aligned}$$

タービン入口温度 (TIT); T_4

$$T_4 = 1295.4 [K]$$

$$\text{タービン容量; } Q_4 \equiv \frac{G_4 \sqrt{T_4}}{P_4} = \frac{9.5964 \sqrt{1295.4}}{1.10} = 313.99^6$$

⁷ファンの全圧; P_{tF} ;

$$Q_{sF} = \frac{G_F \sqrt{T_F}}{A_F P_{sF}} = \frac{25.186 \sqrt{338}}{1240 (0.14)} = 2.66728$$

$$(Q_s = 2.66728, T = 338, (f/a) = 0) \implies \left(\frac{Pt}{P_s}\right) = 1.1028 (Mn = 0.3767)$$

$$\text{ファンの全圧; } Pt_F = \left(\frac{Pt}{P_s}\right) P_{sF} = 1.1028 (0.14) = \mathbf{0.15439 [MPa]}$$

排気ガスの全圧 ; P_{t7}

$$Q_{s7} = \frac{G_7 \sqrt{T_7}}{A_7 P_{s7}} = \frac{9.989 \sqrt{862}}{1080 (0.15)} = 1.8103$$

$$(Q_s = 1.8103, T = 862, (f/a) = 0.01783) \implies \left(\frac{Pt}{P_s}\right) = 1.0473 (Mn = 0.2637)$$

$$\text{排気ガスの全圧 ; } Pt_7 = \left(\frac{Pt}{P_s}\right) P_{s7} = 1.0473 (0.15) = \mathbf{0.157095 [MPa]}$$

低温ノズル ; $[V_C, F_{GC}, A_C]$

$$\text{圧力比; } \frac{P_s}{Pt_F} = \frac{0.101325}{0.15439} = 0.656284$$

$$(P_s/Pt) = 0.656284, T_F = 338, (f/a) = 0 \implies \frac{V}{\sqrt{T}} = 15.092, q_s = 5.9304 (Mn = 0.7994)$$

$$\text{速度; } V_C = \left(\frac{V}{\sqrt{T}}\right) \sqrt{T_F} = 15.092 (\sqrt{338}) = \mathbf{277.46 [m/sec]}$$

$$\text{低温スラスト; } F_{GC} = G_F \cdot V_C = 25.186 (277.46) = \mathbf{6988.1 [N]^8} \quad \text{or} = 712.6 [kgf] \quad \text{or} = 1571.0 [lbf]$$

$$\text{有効面積; } A_C = \frac{(G_F \sqrt{T_F} / P_s)}{q_s} = \frac{(25.186 \sqrt{338} / 0.101325)}{5.9304} = \mathbf{770.58 [cm^2]}$$

高温ノズル ; $[V_H, F_{GH}, A_H]$

$$\text{圧力比; } \frac{P_s}{Pt_7} = \frac{0.101325}{0.157095} = 0.6450$$

$$(P_s/Pt) = 0.6450, T_7 = 862, (f/a) = 0.01783 \implies \frac{V}{\sqrt{T}} = 15.434, q_s = 6.0098 (Mn = 0.8307)$$

$$\text{速度; } V_H = \left(\frac{V}{\sqrt{T}}\right) \sqrt{T_7} = 15.434 (\sqrt{862}) = \mathbf{453.14 [m/sec]}$$

⁷軸流タービンの膨張比 $\frac{P_4}{P_6} > 4$ の条件では、タービン容量 ; Q_4 の値は略一定値となるので、計測データの精度チェックに有効。

高温スラスト ; $F_{gH} = G_7 \cdot V_7 = 9.989 (453.14) = \mathbf{4526.4} [N]$ or = 461.6 [kgf] or = 1017.6 [lbf]

$$\text{有効面積 ; } A_H = \frac{(G_7 \sqrt{T_7} / P_s)}{q_s} = \frac{(9.989 \sqrt{862} / 0.101325)}{6.0098} = \mathbf{481.6} [cm^2]$$

スラスト ; $F_g = F_{gC} + F_{gH} = 6988.1 + 4526.4 = 11514.5 [N]$

ファン効率 ; [η_{0F}]

$$\text{圧力比 ; } \frac{P_{tF}}{P_0} = \frac{0.15439}{0.101325} = 1.52371$$

$$(T_0 = 288.15, (f/a) = 0) \Rightarrow h_0 = 288.33, Pr_0 = 1.2052$$

$$(Pr_F)_{ad} = Pr_0 \cdot \left(\frac{P_{tF}}{P_0}\right) = 1.2052 (1.52371) = 1.83638$$

$$(Pr_F)_{ad} = 1.83638, (a/f) = 0 \Rightarrow (h_F)_{ad} = 325.33, (T_F)_{ad} = 324.99$$

$$\text{ファン効率 } \eta_{0F} = \frac{(h_F)_{ad} - h_0}{h_F - h_0} = \frac{325.33 - 288.33}{338.42 - 288.33} = \frac{37}{50.09} = \mathbf{0.7387}$$

圧縮機効率 ; [η_{03}]

$$\text{圧力比 ; } \frac{P_3}{P_0} = \frac{1.10}{0.101325} = 10.8562$$

$$(Pr_3)_{ad} = Pr_0 \cdot \frac{P_3}{P_0} = 1.2052 (10.8562) = 13.08389$$

$$(Pr_3)_{ad} = 13.08389, (a/f) = 0 \Rightarrow (h_3)_{ad} = 570.33, (T_F)_{ad} = 564.95$$

$$\text{圧縮機効率 } \eta_{03} = \frac{(h_3)_{ad} - h_0}{h_3 - h_0} = \frac{570.33 - 288.33}{654.52 - 288.33} = \frac{282}{366.19} = \mathbf{0.7701}$$

タービン効率 ; [η_{46}]

$$\text{膨張比 ; } \frac{P_4}{P_{t6}} = \frac{1.10}{0.157095} = 7.0021$$

$$(h_4 = 1422.83, (f/a) = 0.01857) \Rightarrow T_4 = 1295.4, Pr_4 = 376.7761$$

$$(Pr_6)_{ad} = \frac{Pr_4}{P_4/P_{t6}} = \frac{376.7761}{7.0021} = 53.809$$

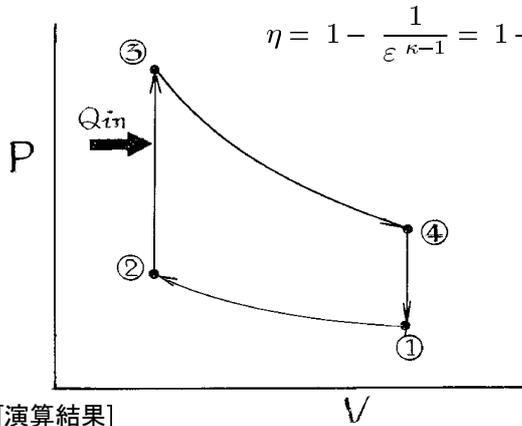
$$(Pr_6)_{ad} = 53.809, (a/f) = 0.01857 \Rightarrow (h_6)_{ad} = 844.52, (T_6)_{ad} = 806.93$$

$$\text{タービン効率 } \eta_{46} = \frac{h_4 - h_6}{h_4 - (h_6)_{ad}} = \frac{1422.83 - 916.84}{1422.83 - 844.52} = \frac{505.99}{578.31} = \mathbf{0.8749}$$

2 ピストンエンジン

2.1 オットーサイクル; ($\kappa=1.4$)

$\kappa = 1.4$ の作動流体を用いた場合、圧縮比; $\epsilon = 10$ のオットーサイクルの熱効率; η は次式で求まる。ガステーブルを用いたサイクル計算の例を以下に示す。但し流量; $G = 1.0$ [kg/sec] とする。



[計算条件]

作動ガス; $\kappa = 1.4$

圧縮比; $\epsilon = 10$.

供給熱量; $Q_1 = 1000$. [kJ/kg of Air]

入口温度; $T_1 = 288.15$ [K]

入口圧力; $P_1 = 0.101325$ [MPa]

[[演算結果]

St. No.	T (k)	P (MPa)	h	u	ϕ	Pr	Vr	s
(1)	288.15	0.101325	289.46	206.76	6.6894	1.2056	238.9985	7.34653
(2)	723.77	2.54515	727.09	519.35	7.6147	30.2829	23.8999	7.34656
(3)	2117.35	7.44566	2127.08	1519.35	8.6931	1296.791	1.6327	8.11685
(4)	842.94	0.29643	846.81	604.86	7.7678	51.6278	16.327	8.11681
(6) 排气	684.42	0.101325	687.57	491.11	7.5585	24.9014	27.4851	8.21563

(太字が入力値)

[演算ステップ]

$$(2); \quad Vr_2 = Vr_1 / \epsilon = 238.9985 / 10 = \mathbf{23.8999}$$

$$(3); \quad U_3 = U_2 + Q_1 = 519.35 + 1000. = \mathbf{1519.35} \text{ [kJ/kg]}$$

$$(4); \quad Vr_4 = Vr_3 \cdot \epsilon = 1.6327(10) = \mathbf{16.327}$$

$$(6); \quad h_6 = U_4 + R \cdot T_1 = 604.86 + 0.28703(288.15) = \mathbf{687.57} \text{ [kJ/kg]}$$

[出力]

$$\text{圧縮仕事; } Wc = G(U_2 - U_1) = 1.0(519.35 - 206.76) = 312.59 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{膨張仕事; } Wex = G(U_3 - U_4) = 1.0(1519.35 - 604.86) = 914.49 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{エンジン出力; } Wout = Wex - Wc = 914.49 - 312.59 = 601.9 \text{ [kJ/sec] or [kW]}$$

$$\text{熱効率 } \eta = Wout / Qin = 601.9 / 1000 = \mathbf{0.6019} \text{ (オットーサイクルの値と一致。)}$$

[圧力]

$$(2); \quad P_2 = P_1 (Pr_2 / Pr_1) = 0.101325 (30.2829 / 1.2056) = 2.54515 \text{ [MPa]}$$

$$(3); \quad P_3 = P_2 (T_3 / T_2) = 2.54514 (2117.35 / 723.77) = 7.44566 \text{ [MPa]}$$

$$(4); \quad P_4 = P_3 (Pr_4 / Pr_3) = 7.44566 (51.6278 / 1296.791) = 0.29643 \text{ [MPa]}$$

[heat balance]

$$\text{受熱量; } Qin = G(h_1 + Q_1) = 1.0(289.46 + 1000.) = 1289.46 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{放熱量; } Qout = Wout + G h_6 = 601.9 + 1.0 \cdot 687.57 = 1289.47 \text{ [kJ/sec]}$$

$Qin \equiv Qout$ が成立している。

[エントロピー; S]

$$S = \phi - R \ln(P) = \phi - 0.28703 \ln(P) \text{ [kJ/kg K]} \text{ より求まる。}$$

2.2 空気サイクル

上記の計算を空気サイクルで行い計算結果を対比する。但し空気流量; $Ga = 1.0$ [kg/sec] とする。

[演算結果]

Stn. No.	T (k)	P (MPa)	h	u	ϕ	Pr	Vr	s
(1)	288.15	0.101325	288.33	205.62	6.6617	1.2052	239.074	7.31883
(2)	704.	2.47566	717.55	515.49	7.579	29.4465	23.9074	7.31881
(3)	1830.33	6.43647	2040.84	1515.49	8.6892	1408.763	1.2992	8.15476
(4)	874.17	0.30742	904.06	653.15	7.8162	67.2852	12.992	8.15476
(6) 排気	720.97	0.101325	735.86	528.91	7.6047	32.2017	22.3891	8.26183

(太字が入力値)

[演算ステップ]

$$(2); \quad Vr_2 = Vr_1/\epsilon = 239.074/10 = \mathbf{23.9074}$$

$$(3); \quad U_3 = U_2 + Q_1 = 515.49 + 1000. = \mathbf{1515.49} \text{ [kJ/kg]}$$

$$(4); \quad Vr_4 = Vr_3 \cdot \epsilon = 1.2992 * 10 = \mathbf{12.992}$$

$$(6); \quad h_6 = U_4 + R \cdot T_1 = 653.15 + 0.28703(288.15) = \mathbf{735.86} \text{ [kJ/kg]}$$

[出力]

$$\text{圧縮仕事 ; } Wc = Ga(U_2 - U_1) = 1.0(515.49 - 205.62) = 309.87 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{膨張仕事 ; } Wex = Ga(U_3 - U_4) = 1.0(1515.49 - 653.15) = 862.34 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{エンジン出力 ; } Wout = Wex - Wc = 862.34 - 309.87 = 552.47 \text{ [kJ/sec] or [kW]}$$

$$\text{熱効率 ; } \eta = Wout / Q_{in} = 552.47 / 1000 = \mathbf{0.5525}$$

[圧力]

$$(2); \quad P_2 = P_1 (Pr_2 / Pr_1) = 0.101325 (29.4465 / 1.2052) = 2.47566 \text{ [MPa]}$$

$$(3); \quad P_3 = P_2 (T_3 / T_2) = 2.47566 (1830.33 / 704.) = 6.3647 \text{ [MPa]}$$

$$(4); \quad P_4 = P_3 (Pr_4 / Pr_3) = 6.3647 (67.2852 / 1408.763) = 0.30742 \text{ [MPa]}$$

[heat balance]

$$\text{受熱量 ; } Q_{in} = Ga(h_1 + Q_1) = 1.0(288.33 + 1000.) = 1288.33 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{放熱量 ; } Q_{out} = Wout + Ga h_6 = 552.47 + 1.0 \cdot 735.86 = 1288.33 \text{ [kJ/sec]}$$

$Q_{in} \equiv Q_{out}$ が成立している。

[エントロピー ; S]

$$S_1 = \phi_1 - R \ln(P_1) = 6.6617 - 0.28703 \ln(0.101325) = 7.31883 \text{ [kJ/kg K]}$$

$$S_2 = \phi_2 - R \ln(P_2) = 7.579 - 0.28703 \ln(2.47566) = 7.31881 \text{ [kJ/kg K]}$$

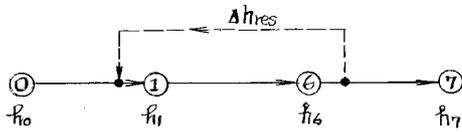
$$S_3 = \phi_3 - R \ln(P_3) = 8.6892 - 0.28703 \ln(6.43647) = 8.15476 \text{ [kJ/kg K]}$$

$$S_4 = \phi_4 - R \ln(P_4) = 7.8162 - 0.28703 \ln(0.30742) = 8.15476 \text{ [kJ/kg K]}$$

$$S_6 = \phi_6 - R \ln(P_6) = 7.6047 - 0.28703 \ln(0.101325) = 8.26183 \text{ [kJ/kg K]}$$

2.3 残留ガス

残留ガスを考慮した場合の heat balance を、空気サイクルにより考察する。但し空気流量; $G_a = 1.0$ [kg/sec] とする。



ここに ;

$$h_1 = h_0 + \Delta h_{res}$$

$$h_7 = h_6 - \Delta h_{res}$$

[演算結果]

Stn. No.	T (k)	P (MPa)	h	u	ϕ	Pr	Vr	s
(0)	288.15	0.101325	288.33	205.62	6.6617	1.2052	239.074	7.31883
(1)	333.15	0.101325	333.54	237.92	6.8075	2.0029	166.3289	7.46463
(2)	801.76	2.4385	823.87	593.75	7.7205	48.2016	16.63289	7.46464
(3)	1912.3	5.8161	2142.62	1593.75	8.7436	1702.741	1.123	8.23825
(4)	919.17	0.2796	954.47	690.65	7.8724	81.8485	11.23	8.23819
(6)	767.41	0.101325	786.27	565.99	7.6724	40.7759	18.8201	8.32953
(7)	725.78	0.101325	741.05	532.72	7.6119	33.0179	21.9813	8.2690

(太字が入力値)

[演算ステップ]

- (1); $h_6 = 785.796$ [kJ/kg] assumed
 $h_1 = (h_0 + h_6/\epsilon)/(1 + 1/\epsilon) = (288.33 + 78.5796)/1.1 = 333.54$ [kJ/kg]
 残留ガス分; $\Delta h_{res} = h_1 - h_0 = 333.54 - 288.33 = 45.22$ [kJ/kg]
- (2); $Vr_2 = Vr_1/\epsilon = 166.3289/10 = 16.63289$
- (3); $U_3 = U_2 + Q_1 = 593.75 + 1000. = 1593.75$ [kJ/kg]
- (4); $Vr_4 = Vr_3 \cdot \epsilon = 1.123 \cdot 10 = 11.23$
- (6); $h_6 = U_4 + R \cdot T_1 = 690.65 + 0.28703(333.15) = 786.27$ [kJ/kg]
- (7); $h_7 = h_6 - \Delta h_{res} = 786.27 - 45.22 = 741.05$ [kJ/kg]

[出力]

- 圧縮仕事 ; $W_c = G_1(U_2 - U_1) = 1.0(593.75 - 237.92) = 355.83$ [kJ/sec]
 膨張仕事 ; $W_{ex} = G_3(U_3 - U_4) = 1.0(1593.75 - 690.65) = 903.1$ [kJ/sec]
 エンジン出力 ; $W_{out} = W_{ex} - W_c = 903.1 - 355.83 = 547.27$ [kJ/kg] or [kW]
 熱効率 ; $\eta = W_{out} / Q_{in} = 547.27 / 1000 = 0.5473$

[圧力]

- (2); $P_2 = P_1 (Pr_2 / Pr_1) = 0.101325 (48.2016 / 2.0029) = 2.4385$ [MPa]
- (3); $P_3 = P_2 (T_3 / T_2) = 2.4385 (1912.3 / 801.76) = 5.8161$ [MPa]
- (4); $P_4 = P_3 (Pr_4 / Pr_3) = 5.8161 (81.8485 / 1702.741) = 0.2796$ [MPa]

[heat balance]

[A]; (0) \rightleftharpoons (7) 間 ;

受熱量 ; $(Q_A)_{in} = G_0 h_0 + Q_1 = 1.0(288.33) + 1000. = 1288.33$ [kJ/sec]

放熱量 ; $(Q_A)_{out} = W_{out} + G_7 h_7 = 547.27 + 1.0(741.05) = 1288.32$ [kJ/sec]

(0) \Rightarrow (7) 間で $(Q_A)_{in} \equiv (Q_A)_{out}$ が成立している。

[B]; (1)⇔(6) 間 ;

$$\text{受熱量 ; } (Q_B)_{in} = G_1 h_1 + Q_1 = 1.0(333.54) + 1000. = 1333.54 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{放熱量 ; } (Q_B)_{out} = W_{out} + G_6 h_6 = 547.27 + 1.0(786.27) = 1333.54 \text{ [kJ/sec]}$$

(0)⇒(7) 間で $Q_{b_{in}} \equiv Q_{b_{out}}$ が成立している。

2.4 燃料空気サイクル

同様の演算を燃料空気サイクルで行う。但し空気流量; $G_a = 1.0 \text{ [kg/sec]}$ とする。本計算では圧縮後に燃料を供給している (ディーゼル)。

[演算結果]

St. No.	G (kg/sec)	T (k)	P (MPa)	h	u	ϕ	Pr	Vr	s
(1)	1.0	288.15	0.101325	288.33	205.62	6.6617	1.2052	239.074	7.3188
(2)	1.0	704.	2.47566	717.55	515.49	7.579	29.4465	23.9074	7.3188
(3)	1.0232558	1727.13	6.21481	1976.77	1481.05	8.6797	1384.86	1.2471	8.1553
(4)	1.0232558	852.27	0.30667	900.1	655.47	7.8161	68.3366	12.471	8.1553
(6) 排気	1.0232558	707.49	0.101325	736.29	533.21	7.6054	32.8053	21.5662	8.2625

(太字が入力値)

[演算ステップ]

$$(2); \quad Vr_2 = Vr_1/\epsilon = 239.074/10 = \mathbf{23.9074}$$

$$(3); \quad U_3; \text{ 燃焼後の内部エネルギー [kJ/kg]}$$

$$Q_{in} = 1000 \text{ [kJ]}, \quad \text{燃料の低発熱量; } LHV = 43000 \text{ [kJ/kg] assumed.}$$

$$\text{燃料流量; } G_f = \frac{Q_{in}}{LHV} = \frac{1000 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg of Air}} \right]}{43000 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg of Fuel}} \right]}$$

$$= 0.023256 \left[\frac{\text{kg}}{\text{sec}} \right] = 23.256 \left[\frac{\text{g}}{\text{sec}} \right]$$

$$(1 + G_f)U_3 = U_2 + G_f (LHV)$$

$$= 515.49 + 0.023256(43000) = 1515.49 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{sec}} \right]$$

$$U_3 = \frac{1515.49}{1 + G_f} = \frac{1515.49}{1.023256} = \mathbf{1481.05 \text{ [kJ/kg]}}$$

$$(4); \quad Vr_4 = Vr_3 \epsilon = 1.2471 (10) = \mathbf{12.471}$$

$$(6); \quad \text{排気ガスのエンタルピー; } h_6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$(1 + G_f) h_6 = (1 + G_f) U_4 + R \cdot T_1 = 1.023256(655.47) + 0.28703(288.15) = 753.42 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{これより; } h_6 = \frac{753.42}{1 + G_f} = \mathbf{736.29 \text{ [kJ/kg]}}$$

[出力]

$$\text{圧縮仕事 ; } W_c = G_1 (U_2 - U_1) = 1.0 (515.49 - 205.62) = 309.87 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{膨張仕事 ; } W_{ex} = (1 + G_f)(U_3 - U_4) = 1.023256 (1481.05 - 655.47) = 844.78 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{エンジン出力 ; } W_{out} = W_{ex} - W_c = 844.78 - 309.87 = 534.91 \text{ [kJ/sec] or [kW]}$$

$$\text{熱効率 ; } \eta = W_{out} / Q_{in} = 534.91 / 1000 = \mathbf{0.5349}$$

[圧力]

$$(2); \quad P_2 = P_1 (Pr_2 / Pr_1) = 0.101325 (29.4465 / 1.2052) = 2.47566 \text{ [MPa]}$$

$$(3); \quad \text{燃焼圧力; } P_3 \text{ [MPa]}$$

$$P_3 = P_2 \left(\frac{G_3}{G_2} \cdot \frac{T_3}{T_2} \right) = 2.47566 \left(\frac{1.0232558}{1.0} \frac{1727.13}{704} \right) = 6.21481 \text{ [MPa]}$$

$$(4); \quad P_4 = P_3 (Pr_4 / Pr_3) = 6.21481 (68.3366 / 1384.86) = 0.30667 \text{ [MPa]}$$

[heat balance]

$$\text{受熱量 ; } Q_{in} = G_1 h_1 + G_f (LHV) = 288.33 + (0.0233256) 43000. = 1288.33 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{放熱量 ; } Q_{out} = W_{out} + G_6 h_6 = 534.91 + 1.023256 (736.29) = 1288.32 \text{ [kJ/sec]}$$

$$Q_{in} \equiv Q_{out} \text{ が成立。}$$

[燃料消費率; SFC¹]

$$SFC = \frac{3600 (G_f)^3}{W_{out}} = \frac{3600 (23.256)}{534.91} = 156.52 \left[\frac{g}{kW \text{ hr}} \right]$$
$$\text{熱効率 ; } \eta = 83.72 / SFC = 83.72 / 156.52 = \mathbf{0.5349}$$

[エントロピー ; S]

$$S_1 = \phi_1 - R \ln(P_1) = 6.6617 - 0.28703 \ln(0.101325) = 7.3188 \text{ [kJ/kg K]}$$

$$S_2 = \phi_2 - R \ln(P_2) = 7.579 - 0.28703 \ln(2.47506) = 7.3188 \text{ [kJ/kg K]}$$

$$S_3 = \phi_3 - R \ln(P_3) = 8.6797 - 0.28703 \ln(6.21481) = 8.1553 \text{ [kJ/kg K]}$$

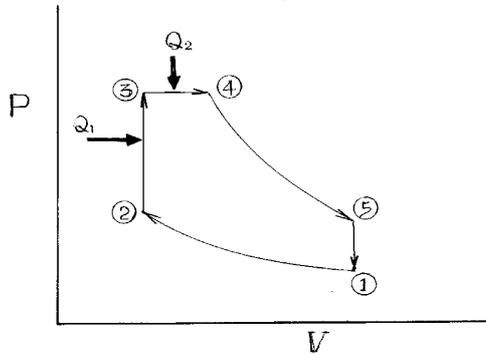
$$S_4 = \phi_4 - R \ln(P_4) = 7.8161 - 0.28703 \ln(0.30667) = 8.1553 \text{ [kJ/kg K]}$$

$$S_6 = \phi_6 - R \ln(P_6) = 7.6064 - 0.28703 \ln(0.101325) = 8.2025 \text{ [kJ/kg K]}$$

¹ここに求めた $\eta=0.5349$ は先に求めた熱効率の値と一致している。

2.5 サバテサイクル

等容・等圧で熱量が供給されるサバテサイクルについて考察する。空気流量; $G_a = 1.0$ [kg/sec] とする。



[計算条件]

圧縮比; $\epsilon = 10$.

入口温度; $T_1 = 288.15$ [K]

入口圧力; $P_1 = 0.101325$ [MPa]

低発熱量; $LHV = 43000$ [kJ/kg]

供給熱量; $Q_1 = 700$ [kJ/sec]

供給熱量; $Q_2 = 300$ [kJ/sec]

[演算結果]

St. No.	G (kg/sec)	T (k)	P (MPa)	h	u	ϕ	Pr	Vr	s
(1)	1.0	288.15	0.101325	288.33	205.62	6.6617	1.2052	239.074	7.31883
(2)	1.0	704.	2.47566	717.55	515.49	7.579	29.4465	23.9074	7.31881
(3)	1.016279	1452.8	5.19203	1613.	1196.02	8.4438	605.9674	2.3974	7.97103
(4)	1.023256	1663.61	5.19203	1895.18	1417.65	8.6316	1170.997	1.4206	8.15883
(5)	1.023256	855.7	0.30791	904.04	658.43	7.8207	69.4459	12.3213	8.15881
(6) 排気	1.0232558	710.16	0.101325	739.258	535.41	7.6096	33.2879	21.3338	8.2667

(太字が入力値)

[演算ステップ]

(2); $Vr_2 = Vr_1 / \epsilon = 239.074 / 10 = \mathbf{23.9074}$

(3); U_3 ; 等容燃焼後の内部エネルギー [kJ/kg]

$$Q_1 = 700 \text{ [kJ/sec]}, \text{ 燃料の低発熱量; } LHV = 43000 \text{ [kJ/kg] assumed.}$$

$$\text{燃料流量; } G_{f1} = \frac{Q_1}{LHV} = \frac{700 \text{ [kJ/sec]}}{43000 \text{ [kJ/kg]}} = 0.016279 \text{ [kg/sec]}$$

$$(1 + G_{f1}) U_3 = G_2 U_2 + G_{f1} (LHV) = 515.49 + 0.016279 (43000) = 1215.49 \text{ [kJ/sec]}$$

$$U_3 = \frac{1215.49}{1 + G_{f1}} = \frac{1215.49}{1.016279} = \mathbf{1196.02 \text{ [kJ/kg]}}$$

(4); h_4 ; 等圧燃焼後のエンタルピー [kJ/kg]

$$Q_2 = 300 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{燃料流量; } G_{f2} = \frac{Q_2}{LHV} = \frac{300 \text{ [kJ/sec]}}{43000 \text{ [kJ/kg]}} = 0.0069767 \text{ [kg/sec]}$$

$$G_f = G_{f1} + G_{f2} = 0.016279 + 0.0069767 = 0.023256 \text{ [kg/sec]}$$

$$(1 + G_f) h_4 = (1 + G_{f1}) h_3 + G_{f2} LHV = 1.016279(1613) + 300. = 1939.258 \text{ [kJ/sec]}$$

$$h_4 = \frac{1939.258}{1.023258} = 1895.18 \text{ [kJ/kg]}$$

$$(5); \quad Vr_5 = Vr_4 \cdot \epsilon / \left(\frac{G_4 \cdot T_4}{G_3 \cdot T_3} \right)$$

$$Vr_5 = 1.4206 * 10 / \left(\frac{1.023256 (1663.61)}{1.016279 (1452.8)} \right) = \mathbf{12.3213}$$

$$(6); \quad \text{排気ガスのエンタルピー; } h_6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$(1 + G_f) h_6 = (1 + G_f) U_5 + R \cdot T_1 = 1.023256(658.43) + 0.28703(288.15) = 756.45 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{これより; } h_6 = \frac{756.45}{1 + G_f} = \mathbf{739.258 \text{ [kJ/kg]}}$$

[出力]

$$\text{圧縮仕事; } Wc = G_1(U_2 - U_1) = 1.0(515.49 - 205.62) = 309.87 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{膨張仕事; } Wex = P_3(V_4 - V_3) + (1 + G_f)[U_4 - U_5]$$

$$= R(G_4 T_4 - G_3 T_3) + 1.023256(U_4 - U_5)$$

$$= R(1.023256 * 1663.61 - 1.016279 * 1452.8) + 1.023256(1417.65 - 658.43)$$

$$= 0.28703(225.85) - 1.023256(759.22) = 841.70 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{エンジン出力; } Wout = Wex - Wc = 841.70 - 309.87 = 531.83 \text{ [kJ/sec] or [kW]}$$

$$\text{熱効率; } \eta = Wout / Q_{in} = 531.83 / (700. + 300) = \mathbf{0.53183}$$

[燃料消費率; SFC²]

$$SFC = \frac{3600 G_f 10^3}{Wout} = \frac{3600 * 23.256}{531.83} = 157.42 \left[\frac{g}{kW \cdot hr} \right]$$

$$\text{熱効率; } \eta = 83.72 / SFC = 83.72 / 157.42 = \mathbf{0.53183}$$

[圧力]

$$(2); \quad P_2 = P_1 * (Pr_2 / Pr_1) = 0.101325 * (29.4465 / 1.2052) = 2.47566 \text{ [MPa]}$$

$$(3); \quad \text{燃焼圧力; } P_3 \text{ [MPa]}$$

$$P_3 = P_2 \left(\frac{G_3}{G_2} \frac{T_3}{T_2} \right) = 2.47566 (1.0162791 \frac{1452.8}{704.}) = 5.19203 \text{ [MPa]}$$

$$(4); \quad P_4 = P_3 = 5.19203 \text{ [MPa]}$$

$$(5); \quad P_5 = P_4 \left(\frac{Pr_5}{Pr_4} \right) = 5.19203 \left(\frac{69.4459}{1170.997} \right) = 0.30791 \text{ [MPa]}$$

²ここに求めた $\eta=0.53183$ は上に求めた熱効率の値と一致している。

[heat balance]

受熱量 ; $Q_{in} = G_1 h_1 + Q_1 + Q_2 = 288.33 + 700. + 300. = 1288.33$ [kJ/sec]

放熱量 : $Q_{out} = W_{out} + (1 + G_f) h_6 = 531.83 + 1.023256(739.258) = 1288.28$ [kJ/sec]

$Q_{in} \equiv Q_{out}$ が成立。

2.6 性能比較

上記の演算結果を下表に対比する。計算条件はいずれも空気流量; $G_a = 1.0$ [kg/sec]、供給熱量 : $Q = 1000$ [kJ/sec]、圧縮比 ; $\epsilon = 10$ の演算である。

計算条件	$\kappa=1.4$	空気サイクル	燃料空気サイクル	サバテサイクル
出力; W_{out} [kW]	601.9	552.5	534.9	531.8
熱効率; η	0.6019	0.5525	0.5349	0.5318
最大圧力; P_3 [MPa]	7.4457	6.4365	6.2148	5.1920
最高温度; T_3 [K]	2117.35	1830.33	1727.13	1663.61
排気温度; T_6 [K]	684.42	720.97	707.49	710.16

第 2.2 章の空気サイクルの演算では heat balance 計算のチェックのために、残留ガスを考慮した場合のサイクル計算を行った。結果を下表に対比する。

残留ガス	空気サイクル	残留ガス	変化量
圧縮前温度 ; T_1 [K]	288.15	333.15	44.65
出力; W_{out} [kW]	552.47	547.27	-5.2
熱効率; η	0.0.5525	0.5473	-0.0052
最大圧力; P_3 [MPa]	6.43547	5.8161	-0.6206
最高温度; T_3 [K]	1830.33	1912.3	81.97
排気温度; T_6 [K]	720.97	725.78	4.81

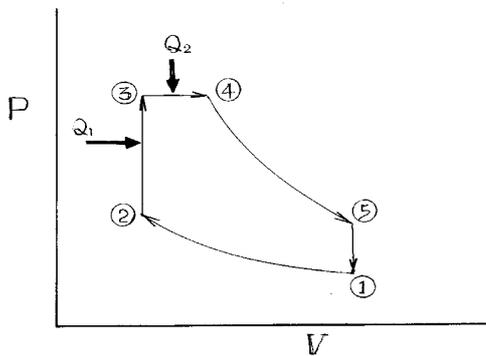
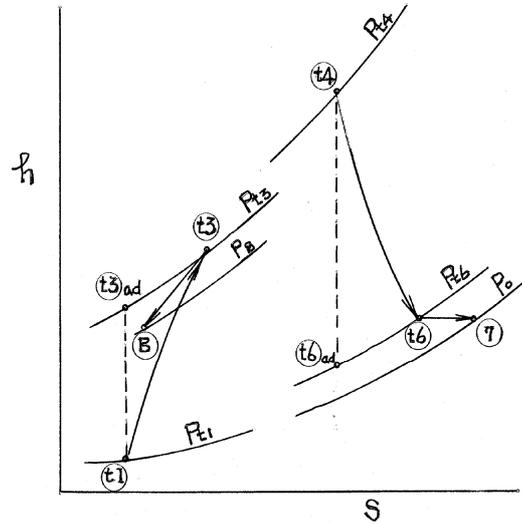
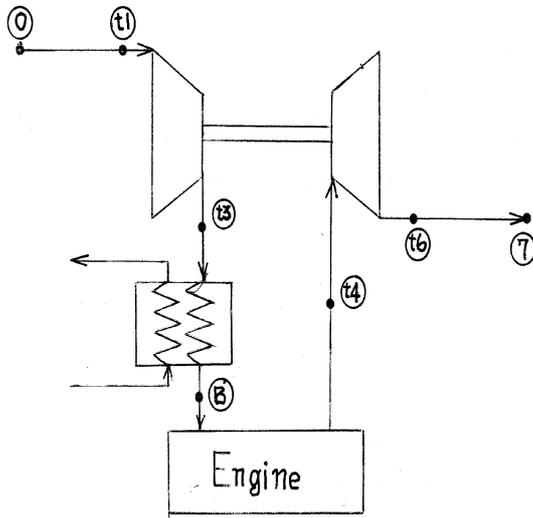
圧縮前温度 ; T_1 の上昇分 ; $\Delta T_1 = 44.65$ の影響により、最大圧力; P_3 は低く最高温度; T_3 は高くなっている。全体として性能低下が小さく見えるのは、本計算は単位流量当たりの値、即ち $G = 1$ [kg/sec] に対する値となっているためである。実際には体積効率が $\eta_v = 288.15/333.15 = 0.865$ と低下するので、残留ガスのある場合は回転速度 ; N が大幅に上昇していることとなる。

2.7 過給エンジン

エンジンの出力向上には吸気管内の空気密度; $\rho_B = \frac{P_B}{R \cdot T_B}$ の上昇が考えられる。圧力; P_B を上昇するためのターボチャージャーと温度; T_B を低減するためのインタークーラーを有するターボ過給エンジンについて考察する。但し空気流量; $G_a = 1.0$ [kg/sec] とする。

[計算条件]

大気温度; $T_0 = 288.15$ [K] = T_{1t}	圧力比; $P_{t3}/P_{t1} = 2.0$
大気圧力; $P_0 = 0.101325$ [MPa] = P_{1t}	圧縮機効率; $\eta_c = 0.75$
機械効率; $\eta_m = 0.9$	タービン効率; $\eta_t = 0.80$
インタークーラー温度効率; $\eta_{IC} = 0.75$	空気圧損; $\Delta P_a/P_{t3} = 0.05$
低圧熱量; $LHV = 43000$ [kJ/kg of Fuel]	排気圧損; $\Delta P_{ex}/P_{t6} = 0.03$



[エンジン]

圧縮比; $\epsilon = 10$.

体積効率; $\eta_{vb}^* = 0.90$ $\eta_{vb} = \eta_{vb}^* \sqrt{\theta_B}$
(吸気管ベース)

供給熱量; $Q_1 = 700$. [kJ/sec]

供給熱量; $Q_2 = 300$. [kJ/sec]

[記号]

圧縮機入口; t_1

圧縮機出口; t_2

吸気管; B

タービン入口; t_4

タービン出口; t_6

2.7.1 圧縮機

[演算結果]

Stn. No.	T (k)	P (MPa)	h	Pr	ϕ	s
(t1)=(0)	288.15	0.101325	288.33	1.2052	6.6617	7.31883
(t3ad)	351.2	0.20265	351.71	2.4104	6.8606	7.31881
(t3)	372.13	0.20265	372.84	2.9538	6.919	7.3772
(B)	309.15	0.19252	309.41	1.5413	6.7323	7.2052

[演算ステップ]

$$\begin{aligned} (t3ad); \quad Pr_{t3ad} &= Pr_{t1}(P_{t3}/P_{t1}) = 1.2052(2) = \mathbf{2.4104} \\ Pr_{t3ad} &= 2.4104 \implies (h_{t3ad} = 351.71) \\ \Delta h_{13ad} &= h_{t3ad} - h_{t1} = 351.71 - 288.33 = 63.38 \text{ [kJ/kg]} \\ (t3); \quad h_{t3} &= h_{t1} + \frac{\Delta h_{13ad}}{\eta_c} = 288.33 + \frac{63.38}{0.75} = \mathbf{372.84} \text{ [kJ/kg]} \\ h_{t3} &= 372.84 \implies (T_{t3} = 372.13) \\ (B); \quad T_B &= T_3 - \eta_{IC}(T_3 - T_1) = 372.13 - 0.75(372.13 - 288.15) = \mathbf{309.15} \text{ [K]} \end{aligned}$$

[圧力]

$$\begin{aligned} (t3); \quad P_{t3} &= P_{t1}(P_{t3}/P_{t1}) = 0.101325(2.0) = 0.20265 \text{ [MPa]} \\ (B); \quad P_B &= (1 - \Delta P_a/P_{t3})P_{t3} = (1-0.05)0.20265 = 0.19252 \text{ [MPa]} \end{aligned}$$

2.7.2 エンジン

[演算結果]

Stn. No.	G (kg/sec)	T (k)	P (MPa)	h	u	ϕ	Pr	Vr	s
(1)	1.0	309.15	0.17947	309.41	220.67	6.7323	1.5413	200.5594	7.2253
(2)	1.0	750.13	4.35492	764.44	552.13	7.6476	37.4003	20.056	7.2253
(3)	1.016279	1490.42	8.79357	1659.86	1232.07	8.4757	677.0653	2.2012	7.8517
(4)	1.023256	1699.87	8.79357	1941.72	1453.78	8.6593	1289.539	1.3181	8.0353
(5)	1.023256	876.03	0.52043	927.49	676.04	7.8478	76.3193	11.4781	8.0353
(6)	1.023256	731.22	0.18834	762.76	552.86	7.6422	37.2937	19.607	8.1214

(太字が入力値)

[演算ステップ]

$$\begin{aligned} (1); \quad T_1 &= T_B = \mathbf{309.15} \implies (Vr_1 = 200.5594) \\ (2); \quad Vr_2 &= Vr_1/\epsilon = 200.5594/10 = \mathbf{20.056} \\ Vr_2 &= 20.056 \implies (u_2 = 552.13) \\ (3); \quad U_3; &\text{ 等容燃焼後の内部エネルギー} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_1 &= 700 \text{ [kJ/sec]}, \quad LHV = 43000 \text{ [kJ/kg]} \\ \text{燃料流量;} \quad G_{f1} &= \frac{Q_1}{LHV} = \frac{700 \text{ [kJ/sec]}}{43000 \text{ [kJ/kg]}} = 0.016279 \text{ [kg/sec]} \\ (1 + G_{f1})U_3 &= G_2 U_2 + G_{f1} (LHV) = 1.0 (552.13) + 0.016279 (43000) = 1252.10 \text{ [kJ/sec]} \end{aligned}$$

$$U_3 = \frac{1252.10}{1 + G_{f1}} = \frac{1252.10}{1.0162791} = \mathbf{1232.07} \text{ [kJ/kg]}$$

$$(f/a)_3 = 0.016279$$

(4); h_4 ; 等圧燃焼後のエンタルピー [kJ/kg]
 $Q_2 = 300 \text{ [kJ/sec]}$

$$\text{燃料流量; } G_{f2} = \frac{Q_2}{LHV} = \frac{300 \text{ [kJ/sec]}}{43000 \text{ [kJ/kg]}} = 0.0069767 \text{ [kg/sec]}$$

$$G_f = G_{f1} + G_{f2} = 0.0162791 + 0.0069767 = 0.023256 \text{ [kg/sec]}$$

$$(1 + G_f) h_4 = (1 + G_{f1}) h_3 + G_{f2} LHV = 1.016279 (1659.86) + 300 = 1986.88$$

$$h_4 = \frac{1986.88}{1 + G_f} = \frac{1986.88}{1.023258} = \mathbf{1941.72} \text{ [kJ/kg]}$$

$$(f/a)_4 = 0.023256$$

(5); $Vr_5 = Vr_4 * \epsilon / (\frac{G_4 T_4}{G_3 T_3})$

$$Vr_5 = 1.3181 * 10 / \left(\frac{1.023256 (1699.87)}{1.0162791 (1490.42)} \right) = 1.3182(8.7081) = \mathbf{11.4781}$$

(6); 排気のエンタルピー; h_6

$$(1 + G_f) h_6 = (1 + G_f) U_5 + R \cdot T_B = 1.023256 (676.04) + 0.28703 (309.15) = 780.49 \text{ [kJ/sec]}$$

$$\text{これより; } h_6 = \frac{780.49}{1 + G_f} = \frac{780.49}{1.023256} = \mathbf{762.76} \text{ [kJ/kg]}$$

[圧力]

(1); 体積効率; $\eta_{vb} \equiv \eta_{vb}^* \sqrt{\theta_B}$
 $\theta_B = T_B / T_{std} = 309.15 / 288.15 = 1.0729 \Rightarrow \eta_{vb} = \eta_{vb}^* \sqrt{\theta_B} = 0.9 \sqrt{1.0729} = 0.9322$
 $P_1 = \eta_{vb} P_B = 0.9322 (0.19252) = 0.17947 \text{ [MPa]}$

(2); $P_2 = P_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = 0.17947 \left(\frac{37.4003}{1.5413} \right) = 4.35492 \text{ [MPa]}$

(3); $P_3 = P_2 \left(\frac{G_3 T_3}{G_2 T_2} \right) = 4.35492 \frac{1.016279(1490.42)}{750.13} = 8.79357 \text{ [MPa]}$

(4); $P_4 = P_3 = 8.79357 \text{ [MPa]}$

(5); $P_5 = P_4 \left(\frac{Pr_5}{Pr_4} \right) = 8.79357 \left(\frac{76.3193}{1289.539} \right) = 0.52043 \text{ [MPa]}$

[出力]

圧縮仕事; $W_c \quad W_c = G_1 (U_2 - U_1) = 1.0 (552.13 - 220.67) = \mathbf{331.46} \text{ [kJ/sec]}$

膨張仕事; $W_{ex} \quad W_{ex} = P_3 (V_4 - V_3) + (1 + G_f) [U_4 - U_5]$
 $= R (G_4 \cdot T_4 - G_3 \cdot T_3) + 1.023256 (U_4 - U_5)$
 $= R (1.023256 \cdot 1699.87 - 1.016279 \cdot 1490.42) + 1.023256 (1453.78 - 676.04)$
 $= 0.28703 (224.72) - 1.023256 (777.74) = \mathbf{860.33} \text{ [kJ/sec]}$

エンジン出力 (図示); $W_{out} \quad W_{out} = W_{ex} - W_c = 860.33 - 331.46 = \mathbf{528.87} \text{ [kJ/sec] or [kW]}$

熱効率 ; $\eta = W_{out} / Q_{in} = 528.87 / (700. + 300) = \mathbf{0.5287}$

[heat balance/ エンジン]

受熱量 ; $Q_{in} = G_1 h_1 + Q_1 + Q_2 = 1.0 (309.41) + 700. + 300. = 1309.4$ [kJ/sec]

放熱量 ; $Q_{out} = W_{out} + (1 + G_f) h_6 = 528.87 + 1.023256 (762.76) = 1309.4$ [kJ/sec]

$Q_{in} \equiv Q_{out}$ が成立。

[燃料消費率; SFC]

$$SFC = \frac{3600 G_f 10^3}{W_{out}} = \frac{3600(23.256)}{528.87} = 158.3 \left[\frac{g}{kW \cdot hr} \right]$$

熱効率 ; $\eta = 83.72 / SFC = 83.72 / 158.3 = \mathbf{0.5289}$

[Note]; ここに求めた $\eta=0.5289$ は先に求めた熱効率の値と一致している。

2.7.3 タービン

[演算結果]

Stn. No.	G (kg/sec)	T (k)	P (MPa)	h	Pr	ϕ	s
(t4)	1.023256	731.22	0.18834	762.76	37.2937	7.6422	8.1214
(t6)	1.023256	648.34	0.10446	670.99	23.4463	7.509	8.1574
(t6ad)	1.023256	627.35	0.10446	648.05	20.6839	7.4731	8.1215
(7) 排気	1.023256	648.34	0.101325	670.99	23.4463	7.509	8.1661

[演算ステップ]

(t4); $h_{t4} = h_6 = \mathbf{762.76}$ [kJ/kg]

圧縮機 ; $\Delta h_{t13} = h_{t3} - h_{t1} = 372.84 - 288.33 = 84.51$ [kJ/kg]

タービン ; $\Delta h_{t46} = \frac{\Delta h_{t13} / \eta_m}{G_{t4}} = \frac{84.51 / 0.9}{1.023256} = 91.77$ [kJ/kg]

(t6); $h_{t6} = h_{t4} - \Delta h_{t46} = 762.76 - 91.77 = \mathbf{670.99}$ [kJ/kg]

(t6ad); $h_{t6ad} = h_{t4} - \frac{\Delta h_{t46}}{\eta_t} = 762.76 - \frac{91.77}{0.8} = \mathbf{648.05}$ [kJ/kg]

(7); $h_7 = h_{t6} = 670.99$ [kJ/kg]

[圧力]

(t6); $P_{t6} = \frac{P_7}{1 - \Delta P_{ex} / P_{t6}} = 0.101325 / (1 - 0.03) = 0.101325 / 0.97 = 0.10446$ [MPa]

(t4); $P_{t4} = P_{t6} \left(\frac{P_{t4}}{P_{t6ad}} \right) = 0.10446 \left(\frac{37.2937}{20.6839} \right) = 0.18834$ [MPa] = P_6

[heat balance/ システム]

受熱量 ; $Q_{in} = G_{t1} h_1 + Q_1 + Q_2 = 1.0 (288.33) + 700. + 300. = \mathbf{1288.33}$ [kJ/sec]

冷却損失 ; $\Delta h_{IC} = G_{t3} (h_{t3} - h_B) = 1.0 (372.84 - 309.41) = 63.43$ [kJ/sec]

機械損失 (ターボチャージャー) ; Δh_m

$\Delta h_m = G_{t4} \cdot \Delta h_{t46} - G_{t1} \Delta h_{t13} = 1.023256 (91.77) - 1.0 84.51 = 9.39$ [kJ/sec]

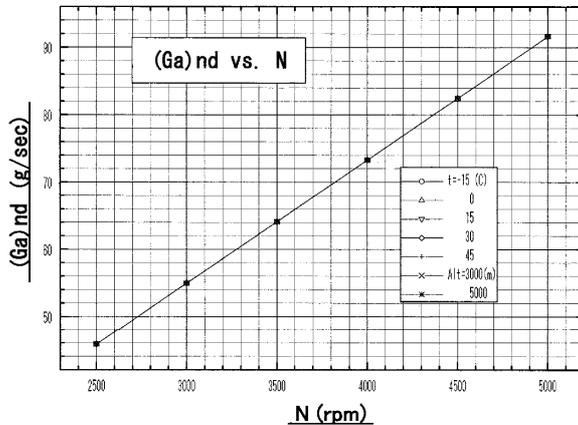
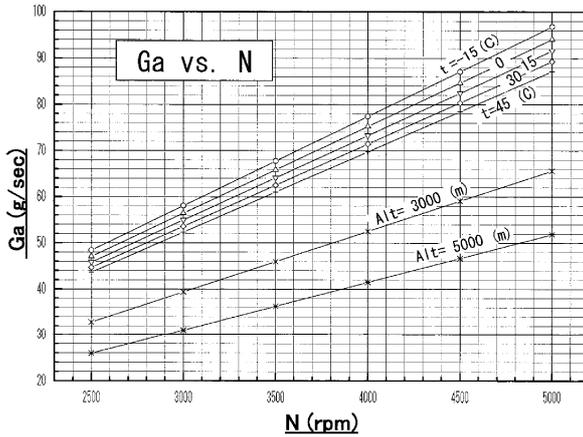
放熱量 ; $Q_{out} = W_{out} + (1 + G_f) h_7 + \Delta h_{IC} + \Delta h_m$

$= 528.87 + 1.023256 (670.99) + 63.43 + 9.39 = \mathbf{1288.28}$ [kJ/sec]

$Q_{in} \equiv Q_{out}$ が成立。

2.8 性能表示法

ガスタービンエンジンでは回転速度; $N/\sqrt{\theta_0}$ が圧力比; $\frac{P_3}{P_0}$ 従って空気流量; $\frac{Ga\sqrt{\theta_0}}{\delta_0}$ に関係する。一方ピストンエンジンでは圧縮比; ϵ はエンジンの構造で決定されているので空気流量は回転速度; N の関数となる。ここでは吸気温度; T_0 が変化した場合のピストンエンジンの性能表示法について考察した。



[エンジン]

ボアー; $D=92$ [mm]

ストローク; $S=75$ [mm]

シリンダー数; $z=4$

圧縮比; $\epsilon=10$

体積効率; $\eta_{vb} = \eta_{vb}^* \sqrt{\theta_0} = 0.90\sqrt{\theta_0}$

[計算条件]

供給熱量; $Q=1000$ [kJ/kg of Air]

大気条件; $t = -15, 0, 15, 30, 45$ [C]

at $P=101.325$ [kPa]

高度; $Alt=3000$ [m], $t=-4.5$ [C]

at $P=70.109$ [kPa]

$=5000$ [m], $t=-17.5$ [C]

at $P=54.020$ [kPa]

大気条件により空気流量; G_a [g/sec] は大きく変化するが '無次元表示';

$$(Ga)nd \equiv \frac{Ga\sqrt{\theta_0}}{\delta_0}$$

では一本の曲線で表示できる。

同様に下記のパラメータが使用できる。

燃料流量; $\frac{G_f\sqrt{\theta_0}}{\delta_0}$ [g/sec]

出力; $\frac{kW\sqrt{\theta_0}}{\delta_0}$ [kW]

トルク; $\frac{Tq\sqrt{\theta_0}}{\delta_0}$ [Nm]

平均有効圧力; $\frac{Pme\sqrt{\theta_0}}{\delta_0}$ [MPa]

排気温度; $\Delta T_6 \equiv (T_6 - T_0)$ [C]

Cycle	Brayton	Otto	Cycle	Brayton	Otto
回転速度	$\frac{N}{\sqrt{\theta_0}}$	N	トルク	$\frac{Tq}{\delta_0}$	$\frac{Tq\sqrt{\theta_0}}{\delta_0}$
出力	$\frac{kW}{\delta_0\sqrt{\theta_0}}$	$\frac{kW\sqrt{\theta_0}}{\delta_0}$	空燃比	$(\frac{G_a}{G_f})\theta_0$	$\frac{G_a}{G_f}$
空気流量	$\frac{Ga\sqrt{\theta_0}}{\delta_0}$	$\frac{Ga\sqrt{\theta_0}}{\delta_0}$	比出力	$\frac{kW/G_a}{\theta_0}$	$\frac{kW}{G_a}$
燃料流量	$\frac{G_f}{\delta_0\sqrt{\theta_0}}$	$\frac{G_f\sqrt{\theta_0}}{\delta_0}$	排気温度	$\frac{T_6}{\theta_0}$	$\Delta T_6 \equiv (T_6 - T_0)$

使用データは空燃比; $A/F = \text{const.}$ に対する計算値である。過給エンジンでは上記の $[T_0, \theta_0, \delta_0]$ には吸気管条件; (T_B, P_B) ベースの $[T_B, \theta_B, \delta_B]$ を用いた方が便利と思われる。