

621.438.016

圧縮式冷凍機によるガスタービンの吸気冷却*

(第3報, 部分負荷特性の検討)

水野 忠治**, 媚山 政良**, 吉田 豊***, 榎 清***

1. 緒 言

省エネルギーに関する技術の開発は、今日大きな社会的研究課題となっている。省エネルギー対策の一環として、大容量火力発電所の立地難を同時に考慮し、ガスタービンなどを中心原動機とするオンサイト小形総合プラント方式の採用が提案されるに到り、環境科学的な検討および経済的な観点からの検討も合わせて行われてきている。しかし、このようなトータルエネルギーシステムを中心原動機の一つと目されているガスタービンは、多くの長所を有してはいるが、その熱効率は蒸気原動機、復動式内燃機関と比較すると低く、また大気温度の変化による性能の変動が著しい短所を有し、上記システムを中心原動機として利用するにはサイクルの改善を必要としている。

本研究では、このようなガスタービンのもつ欠点を軽減する一つの方法として、圧縮式冷凍機を用い吸気の冷却を行うサイクルを提案し、第1報⁽¹⁾および第2報⁽²⁾において、それぞれ一般特性および最適点での熱力学的検討を行い、従来の吸気冷却を施さないサイクルと比較し、熱効率、比出力はともにかなり向上し、また、大気温度の変化による性能の変動を緩和できることを明らかとした。一方、このようなサイクルを計画し、利用する立場に立つとき、設計点での特性の検討とともに負荷が変動する場合、すなわち部分負荷特性の検討もまた重要である。

本報では、圧縮式冷凍機を用いガスタービンの吸気の冷却を行うサイクルの部分負荷特性について検討を行い、本サイクルは通常の一軸再生開放サイクルと比較し、設計点での熱効率、比出力の利得と同程度の利得が部分負荷時においても得ることができ、また大気温度の変化に伴う性能の変動を緩和でき、さらに部分負荷時の全体的な傾向は吸気冷却を施さない通常のサイクルと大きな差異はないことが明らかとなったので

報告する。

記 号

η_C : 空気圧縮機の断熱効率
η_T : タービンの断熱効率
η_{CR} : 冷媒圧縮機の断熱効率
η_m : 機械効率
η_B : 燃焼効率
η_{EX} : 再生器の温度効率
η_R : 吸気冷却器の温度効率
η : 熱効率
L : 動力 kgm/s
L_s : 比出力 PS/kg/s
Q : 熱量 kcal/s
q : 熱量 kcal/kg/s
J : 熱の仕事当量 kgm/kcal
A : 仕事熱当量 kcal/kgm, 面積 m ²
h : 比エンタルピ kcal/kg
s : 比エントロピ kcal/kg ^o K
c_p : 定圧比熱 kcal/kg ^o K
κ : 比熱比
m : 分子量 kg/kmol
K : 熱通過率 kcal/m ² h ^o C
α : 熱伝達率 kcal/m ² h ^o C
ε : 成績係数
G : ガスタービン側作動流体の流量 kg/s
G_R : 冷媒流量 kg/s
Re : レイノルズ数
Pr : プラントル数
β : 流量損失率
P : 圧力 kg/cm ² abs
ϕ : 圧力比
ε_i : 圧力損失率
T : 温度 ^o K
t : 温度 ^o C
R : 一般ガス定数 kgm/kmol ^o K
R_a : 空気のガス定数 kgm/kg ^o K

* 昭和 53 年 10 月 11 日 第 56 期全国大会講演会において論文講演として講演, 原稿受付 昭和 53 年 4 月 10 日.

** 正員, 室蘭工業大学 (〒050 室蘭市水元町 27-1).

*** 室蘭工業大学.

- V : サイクルの評価関数, 式 (35)
- I_f : 係数
- f : 燃空比
- 添字
- C : 空気圧縮機
- CC : 燃焼室
- T : タービン
- EX : 再生器
- R : 冷媒
- a : 空気
- g : ガス
- CR : 冷媒圧縮機
- E : 蒸発器
- F : 凝縮器
- CON : 吸気冷却を施さない場合
- SA : 吸気冷却を施す場合
- D : 設計点
- P : 部分負荷時
- opt : 最適点
- ad : 断熱変化
- st : 飽和
- Ref : 基準値
- \overline{ab} : a, b 間における平均値
- * : 設計点での値との比

2. サイクルの構成

サイクルの配置は第1報におけると同様とする。このサイクルは一軸開放ガスタービン (1/C/E) に圧縮式冷凍機 (冷媒 R22) を組合わせたものである。図1にはガスタービンの $h-s$ 線図を、図2には冷却系の

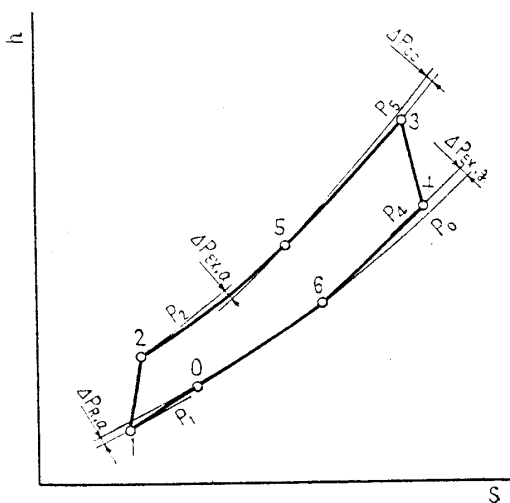


図1 吸気冷却サイクルの $h-s$ 線図

$P-h$ 線図を示す。空気圧縮機への吸気は直接膨張方式を採った蒸発器, すなわち吸気冷却器により大気温度 t_0 から t_1 まで冷却される。また, 負荷調整はタービン回転数および空気圧縮機入口空気流量を一定とし, タービンの入口温度 t_5 を変化させ行うものとする。なお, 図1および2の各部の数字はつぎのものを示している。

- 0 : 大気状態
- 1 : 空気圧縮機入口
- 2 : 再生器空気側入口
- 3 : タービン入口
- 4 : 再生器ガス側入口
- 5 : 燃焼室入口
- 6 : 再生器ガス側出口
- 1' : 膨張弁入口
- 2' : 吸気冷却器入口
- 3st' : 吸気冷却器出口
- 3' : 冷媒圧縮機入口
- 4' : 凝縮器入口

3. サイクルの基礎式

基礎式を求めるにあたり, つぎの条件を置く。

- (1) 作動空気, 燃焼ガスの定圧比熱および比熱比は温度および組成により変化⁽⁴⁾する。
- (2) タービンおよび圧縮機の回転数を一定とする。
- (3) 空気圧縮機の入口空気流量および断熱効率を一定とする。
- (4) タービンに関する諸量はだ円法則⁽⁴⁾に従う。
- (5) 冷媒圧縮機はターボ形圧縮機を用い, その断熱効率は圧縮比および冷媒流量により変化する。
- (6) 燃焼効率, 機械効率を一定とする。
- (7) サイクル各部の圧力損失率および流量損失率を一定とし, 系外への熱損失は排ガスによるもののみとする。

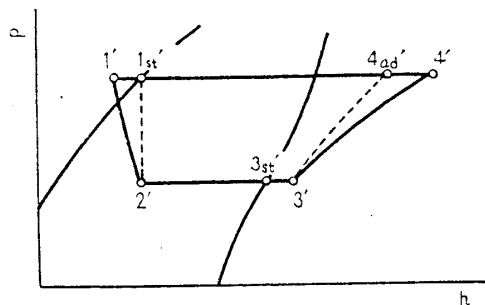


図2 冷却系 $P-h$ 線図

(8) 再生器および吸気冷却器の伝熱面積を一定とする。

(9) 冷媒は R22⁽³⁾ を用い、その圧縮始めは過熱 (過熱度 5°C) の状態に、膨張弁前は過冷却の状態にあるとし、蒸発開始点のエンタルピは凝縮側の湿り飽和点での値とする。

(10) 冷媒凝縮温度は大気温度 (冷却水温度) により変化する。

3.1 設計点に関する基礎式 ガスタービン側の代

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{l,R,a} &= (P_0 - P_1) / P_0 = \Delta P_{R,a} / P_0, & \varepsilon_{l,EX,a} &= (P_2 - P_3) / P_2 = \Delta P_{EX,a} / P_2 \\ \varepsilon_{l,CC} &= (P_3 - P_3) / P_2 = \Delta P_{CC} / P_2, & \varepsilon_{l,EX,g} &= (P_4 - P_0) / P_0 = \Delta P_{EX,g} / P_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

ガスタービン側の各部流量 G および冷媒圧縮機の流量 G_{CR} を次式とする。

$$\left. \begin{aligned} G_C &= G_a (1 - \beta_C / 2), & G_{EX,a} &= G_a (1 - \beta_C), & G_{CC} &= G_a (1 - \beta_C) (1 + f) \\ G_T &= G_a (1 - \beta_C) (1 - \beta_T / 2) (1 + f), & G_{EX,g} &= G_a (1 - \beta_C) (1 - \beta_T) (1 + f) \\ G_{CR} &= G_R (1 - \beta_{CR} / 2) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

ただし、 G_a 、 G_R は空気圧縮機、冷媒圧縮機入口流量であり、また β は次式による流量損失率、 f は燃空比である。

$$\beta_C / 2 = (G_a - G_C) / G_a, \quad \beta_T / 2 = (G_{CC} - G_T) / G_{CC}, \quad \beta_{CR} / 2 = (G_R - G_{CR}) / G_R \dots\dots\dots (6)$$

ガスタービン側の各部温度は次式により求められる。

$$T_2 = T_1 (1 + (\phi_C^{M_{12}} - 1) / \eta_C) \dots\dots\dots (7)$$

$$T_4 = T_3 (1 - (1 - 1 / \phi_T^{M_{34}}) \eta_T) \dots\dots\dots (8)$$

$$T_3 = T_2 + (T_4 - T_2) \eta_{EX} \dots\dots\dots (9)$$

$$T_3 = - \frac{G_{EX,a} c_{p12}}{G_{EX,g} c_{p16}} (T_3 - T_2) + T_4 \dots\dots\dots (10)$$

ただし、 M は次式による値であり、たとえば添字 $\overline{12}$ は位置 1 と 2 の間の平均値を示している。

$$M_{12} = AR_a / c_{p12}, \quad M_{34} = AR / m_{34} c_{p34} \dots\dots\dots (11)$$

これらの流量、温度をもとにガスタービン各要素の動力、熱量はつぎの諸式より求められる。

空気圧縮機の動力 L_C

$$L_C = J G_{CC} p_{12} (T_2 - T_1) / \eta_m \dots\dots\dots (12)$$

ガスタービンの出力 L_T

$$L_T = J G_T c_{p34} (T_3 - T_4) \eta_m \dots\dots\dots (13)$$

加熱熱量 Q_{CC}

$$Q_{CC} = G_{CC} c_{p53} (T_3 - T_3) / \eta_B \dots\dots\dots (14)$$

冷却水の温度 t_w と大気温度 t_0 の関係および冷媒凝縮温度 t_F と冷却水の温度との関係を次式とし、部分負荷時においても同様の関係が保たれるものとする。

$$t_w = \frac{1}{3} t_0 + 5, \quad t_F = t_w + 10 \dots\dots\dots (15)$$

冷媒蒸発温度 T_E は次式により求められる。

$$T_E = T_0 - (T_0 - T_1) / \eta_R \dots\dots\dots (16)$$

図 2 より冷凍容量 q_R は次式となり、また、成績係数 ε は式 (18) をもって示される。

$$q_R = i_{3s1}' - i_2' = i_{3s1}' - i_{1s1}' = (G_a / G_R) c_{p01} (T_0 - T_1) \dots\dots\dots (17)$$

$$\varepsilon = q_R / (i_4' - i_3') = q_R / \{ (i_{4ad}' - i_3') / \eta_{CR} \} \dots\dots\dots (18)$$

冷媒圧縮機の動力 L_{CR} はつぎとなる。

$$L_{CR} = J G_R q_R (1 / \varepsilon) / \eta_m \dots\dots\dots (19)$$

以上の諸式より、吸気冷却サイクルの比出力 L_S および熱効率 η はつぎの式により求められる。

表圧力比 ϕ をつぎとする。

$$\phi = P_2 / P_0 \dots\dots\dots (1)$$

作動流体の圧力損失を見込むと空気圧縮機の圧縮比 ϕ_C およびタービンの膨張比 ϕ_T はつぎとなる。

$$\phi_C = \frac{P_2}{P_1} = \frac{1}{(1 - \varepsilon_{l,R,a})} \phi \dots\dots\dots (2)$$

$$\phi_T = \frac{P_3}{P_4} = \frac{(1 - \varepsilon_{l,EX,a} - \varepsilon_{l,CC})}{(1 + \varepsilon_{l,EX,g})} \phi \dots\dots\dots (3)$$

ただし、 ε_l は圧力損失率であり、図 1 に示す圧力損失量 ΔP をもとに次式より与えられる。

$$L_S = (L_T - L_C - L_{CR}) / (75G_a) \dots\dots\dots(20)$$

$$\eta = A(L_T - L_C - L_{CR}) / Q_{CC} \dots\dots\dots(21)$$

つぎに熱交換器の伝熱面積を求め、向流形再生器を想定するとその伝熱面積 A_{EX} は次式として与えられる。

$$A_{EX} = \frac{G_{EX,a} c_{p25} (T_3 - T_2)}{K_{EX} \Delta t_{m,EX}} \dots\dots\dots(22)$$

ここで、 K , Δt_m はおのおの熱通過率、対数混合平均温度であり次式により示されるものとする。

$$K_{EX} = 1 / (1/\alpha_{EX,a} + 1/\alpha_g) \dots\dots\dots(23)$$

$$\Delta t_{m,EX} = \{(T_4 - T_5) - (T_6 - T_2)\} / \log_e \{(T_4 - T_5) / (T_6 - T_2)\} \dots\dots\dots(24)$$

吸気冷却器も向流形とすると伝熱面積 A_R は次式として与えられる。

$$A_R = \frac{G_a c_{p01} (T_0 - T_1)}{K_R \Delta t_{m,R}} \dots\dots\dots(25)$$

$$K_R = 1 / (1/\alpha_{R,a} + 1/\alpha_R) \dots\dots\dots(26)$$

$$\Delta t_{m,R} = (T_0 - T_1) / \log_e \{(T_0 - T_E) / (T_1 - T_E)\} \dots\dots\dots(27)$$

3.2 部分負荷時の特性式 ガスタービンの膨張比 ϕ_T はだ円法則から次式とする。また、断熱効率 η_T は式(29)とする。

$$\phi_{T,P} = \sqrt{T_{3,D} / \{T_{3,D} - T_{3,P}(1 - 1/\phi_{T,D}^2)\}} \dots\dots\dots(28)$$

$$\eta_{T,P} = \eta_{T,D} \{1 - 0.5(\sqrt{AL_{T,D}/AL_{T,P}} - 1)^2\} \dots\dots\dots(29)$$

冷媒圧縮機の断熱効率 η_{CR} は、特性曲線⁽⁵⁾を関数近似した次式に従うとする。

$$\eta_{CR,P} = \eta_{CR,D} \frac{\{1 - (R_R - 1)^2\}}{0.4(3/R_R + 2)} \left\{ \frac{3}{2} (1/R_R + 1) - R_N \right\} \sqrt{R_N} \dots\dots\dots(30)$$

ただし、

$$R_R = G_{CR,P} / G_{CR,D}, \quad R_N = R_R^{0.5} / (\phi_{R,P} / \phi_{R,D})^{0.75} \dots\dots\dots(31)$$

ここで、 ϕ_R は冷媒圧縮機の圧縮比であり、次式をもって示す。

$$\phi_R = P_4' / P_3' \dots\dots\dots(32)$$

また、再生器における空気側、ガス側および吸気冷却器の空気側の熱伝達率 $\alpha_{EX,a}$, $\alpha_{EX,g}$, $\alpha_{R,a}$ は強制対流に対する McAdams の式を用い、また作動流体の燃空比が小さいことを考慮し次式により示されるものとする。

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{EX,a,P} &= \alpha_{EX,a,D} (R_{e,P} / R_{e,D})^{0.8} (P_{r,P} / P_{r,D})^{0.4} \doteq \alpha_{EX,a,D} \{(T_3 + T_2)_P / (T_3 + T_2)_D\}^{0.8} \\ \alpha_{EX,g,P} &= \alpha_{EX,g,D} \{(T_4 + T_6)_P / (T_4 + T_6)_D\}^{0.8} \\ \alpha_{R,a,P} &= \alpha_{R,a,D} \{(T_0 + T_1)_P / (T_0 + T_1)_D\}^{0.8} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(33)$$

吸気冷却器冷媒側の熱伝達率 α_R は冷凍熱負荷 q_R との関係⁽³⁾が次式により示されるものとする。

$$\alpha_{R,P} = \alpha_{R,D} (q_{R,P} / q_{R,D})^{1.122} \dots\dots\dots(34)$$

なお、吸気冷却器における着霜によるスケールファクターは経時および運転方法による変化が大きく、また、本報では部分負荷時の性能の変化を調べることを目的としていることから、部分負荷時に対する影響は $\alpha_{R,a,P}$ をもって示すこととする。

再生器の入口空気温度および出口ガス温度は部分負荷時の T_3 , T_4 に対し、式(22)を満足する T_3 および T_6 とし、冷媒蒸発温度は部分負荷時の T_0 , T_1 に対し式(25)を満足する t_E とする。以上により求められる ϕ_T , η_T , η_{CR} , T_3 , T_6 をタービン入口温度を $T_{3,P}$ として、先に導いた設計点に対する諸式に代入すると部分負荷時の諸量が求められる。また、以上の諸式に対し、 $T_1 = T_0$, $\epsilon_{iR,a} = 0$ とおくと吸気冷却を施

さないサイクルの性能値が求められる。

なお、以上の諸式の導入にあたっては、装置の形状および寸法効果による影響を軽減するため、現象を簡略化し近似したが、圧力、温度に対し非線形要素があるため、解析にあたっては数値解析を用い、 T_3 , T_4 , f , η_T , η_{CR} は相続く反復回の相対誤差が、また、 T_3 , T_6 , T_E は A_R , A_{EX} の設計点での値との相対誤差がおのおの 10^{-6} 以下であることをもって解とした。

4. 計算結果とその検討

4.1 設計点の設定 設計点を求めるにあたり用いた諸値を表1に示す。熱効率、比出力の最大値を示す圧力比および吸気冷却器出口空気温度は前報までに示

したように一般に異なる。したがって、ここではつぎの評価関数 V を定義し、 V が最大値をとる圧力比 ϕ および吸気冷却器出口温度 t_1 を設計値とする。

$$V = \left[\left(\frac{\eta - \eta_{Ref}}{\eta_{Ref}} \right) + \left(\frac{L_S - L_{S,Ref}}{L_{S,Ref}} \right) / I_f \right] / (1 + 1/I_f) \dots\dots\dots (35)$$

4.1.1 吸気冷却を施さない場合 最大の熱効率、比出力はおのこの 32.21% ($\phi=3.6$ において)、148.0 PS/kg/s ($\phi=6.0$ において) である。これらの値を $\eta_{Ref,D}, L_{S,Ref,D}$ とし、比出力よりはむしろ熱効率を重視し、式 (35) において $I_f=2$ とした場合の V を $V_{D,CON}$ とし、図 3 に示す。この結果から吸気冷却を施さない場合の設計圧力比を 4.4 とする。

4.1.2 吸気冷却を施す場合 4.1.1 項と同様の $\eta_{Ref}, L_{S,Ref}$ を用い、設計点での圧力比、吸気冷却器出口温度を求める。ただし、吸気冷却を施すことによる装置の複雑化を考え、式 (35) の I_f を 4 とする。結果を図 4 に示す。同図では $\phi=5.1, t_1=-22^\circ\text{C}$ が最も高い $V_{D,SA}$ を示しており、この値をそれぞれ設

計点での圧力比、吸気冷却器出口温度とする。

4.2 部分負荷特性 4.1 節の検討から、表 1 に示す諸設定値に加え、表 2 に示す値を用い部分負荷特性を調べる。なお、吸気冷却サイクルの特性を通常のサイクルを基準とし比較、検討するため $\eta_{Ref,P}, L_{S,Ref,P}$ を吸気冷却を施さない通常サイクルの設計点における値とした。

4.2.1 設計点近傍の t_1 による性能値の変化 吸気冷却器出口 (空気圧縮機入口) 空気温度 t_1 は空気側の温度、湿度および冷却側の運転状態による影響を受けやすく、 t_1 の微小な変化によりサイクルの性能値が大きく変動すると実際の運転上支障をきたすことが多くなる。 t_1 の変化が性能値に及ぼす影響を図 5 に示す。 t_1 が設計値 (-22°C) より低くなるにつれ η が減少し、 V_P の変化は大きい、 t_1 が設計値より高い領域では η は若干上昇ないしは平坦化し V_P の変化は緩慢である。しかし、全般に図 5 に示す範囲で

表 1 設計点における設定値および性能値

空気圧縮機の断熱効率	$\eta_C=0.90$
冷媒圧縮機の断熱効率	$\eta_{CR}=0.90$
タービンの断熱効率	$\eta_T=0.81$
機械効率	$\eta_m=0.99$
燃焼効率	$\eta_B=0.99$
再生器の温度効率	$\eta_{EX}=0.85$
吸気冷却器の温度効率	$\eta_R=0.85$
タービンの入口温度 $^\circ\text{C}$	$t_3=750$
大気温度 $^\circ\text{C}$	$t_0=15$
圧力損失率	$\epsilon_{l,R,a}=0.03$ $\epsilon_{l,EX,a}=0.03$ $\epsilon_{l,EX,g}=0.03$ $\epsilon_{l,CC}=0.02$
流量損失率	$\beta_C=0.03$ $\beta_T=0.03$ $\beta_{CR}=0.03$
燃料組成 kg/kg	$c=0.85$ $h=0.15$
熱伝達率 kcal/m ² h $^\circ\text{C}$	$\alpha_{EX,a}=10^2$ $\alpha_{EX,g}=10^2$ $\alpha_{R,a}=10^2$ $\alpha_{R,g}=10^3$

表 2 部分負荷時における設定値

V_P 計算のための基準値	$\eta_{Ref,P}=31.83\%$ $L_{S,Ref,P}=142.7 \text{ PS/kg/s}$
吸気冷却を施さない場合 圧力比 V_P の係数	$\phi_{CON}=4.4$ $I_f=2$
吸気冷却を施す場合 圧力比 吸気冷却器出口温度 V_P の係数	$\phi_{SA}=5.1$ $t_{1,SA}=-22^\circ\text{C}$ (ただし、 $t_0=15^\circ\text{C}$ において) $I_f=4$

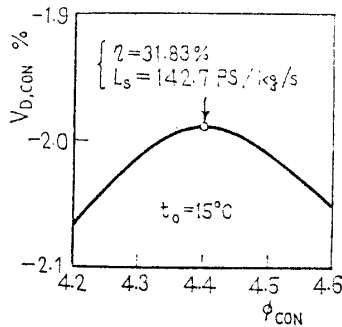


図 3 設計点近傍の $V_{D,CON}$

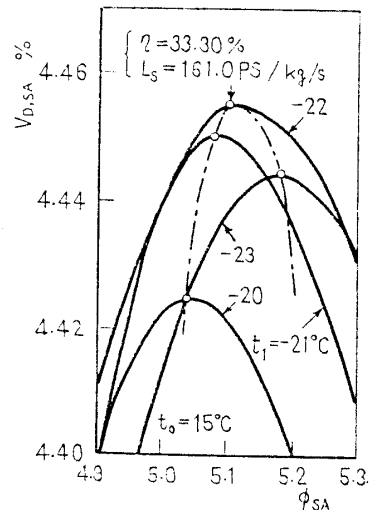


図 4 設計点近傍の $V_{D,SA}$

は t_1 の変化による V_P の変動幅は狭く, 運転の容易さが想像され, とくに設計値よりも $2\sim 3^\circ\text{C}$ 高い t_1 においても設計点に近い性能値を得られることがわかる。

4.2.2 最適吸気冷却器出口温度 大気温度 t_0 が変化すると, 最適吸気冷却器出口温度 $t_{1,opt}$ もまた変化する。すなわち, t_0 の変化に対し部分負荷時においても, 設計点におけると同様に最高の V_P を与える $t_{1,opt}$ が存在する。この $t_{1,opt}$ は冷却系以外の諸部分の影響をほとんど受けない。結果を図6に示す。大気温度の上昇に伴い, $t_{1,opt}$ と t_0 の差は大きくなっている。

4.2.3 タービン入口温度 タービン入口温度 T_3 と負荷率 $L_{s,p}/L_{s,D}$ の関係を図7に示す。吸気冷却の有無にかかわらず, 全体の傾向は一致している。しかし, 一般に t_3 は吸気冷却を施す場合の方が, 部分負荷時において, 吸気冷却を施さないサイクルよりも若干高く, 大気温度の変化による t_3 の変動は少ない。

4.2.4 熱効率 大気温度および負荷率の変化に伴

う熱効率を図8に示す。熱効率の部分負荷特性は吸気冷却の有無にかかわらず同様の傾向を示している。また, 大気温度の変化による部分負荷時の熱効率の変動は, 吸気冷却を施すことにより緩和され, とくに大気温度が高くなるにつれその効果が顕著に現れている。なお, 本図は吸気冷却の有無にかかわらず同一出力として比較しており, 作動空気流量は吸気冷却を施した場合の方が吸気冷却を施さない場合よりも約9.2%少ない。

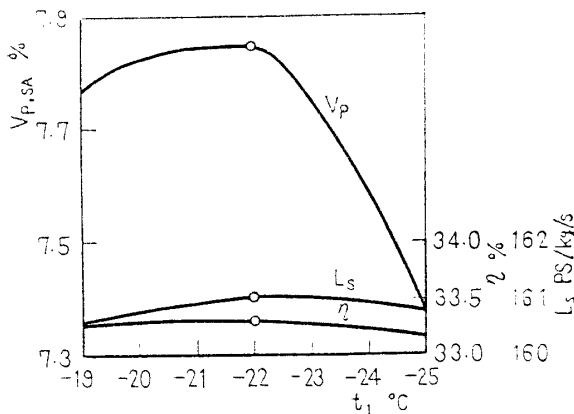


図5 吸気冷却温度 t_1 の変化による, 設計点近傍の熱効率, 比出力および $V_{P,SA}$ の値

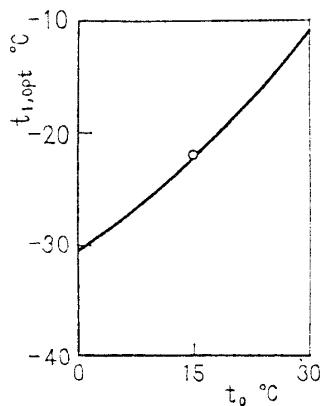


図6 最適吸気冷却温度

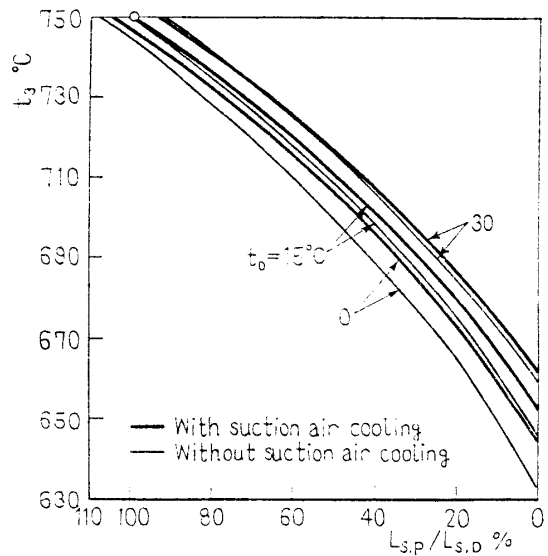


図7 部分負荷時のタービン入口温度

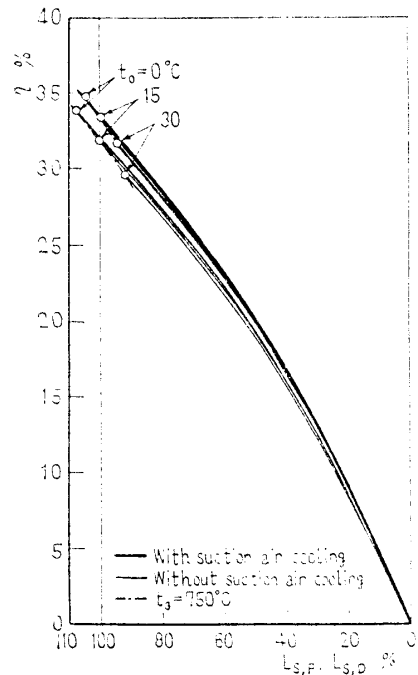


図8 部分負荷時の熱効率

4.2.5 V_P 前述のごとく、吸気冷却の有無により比出力のもつ意味が異なる。したがって、本報では式 (35) に定義する V を用いて、熱効率と比出力を総合的に評価することを試みている。この評価関数 V は、表 2 の設定値のもとで V_P として用いる場合、通常のサイクルの設計点を基準とした一つのプラントの利用率および性能値を示す指標とみなすことができる。同一空気流量下における V_P の負荷特性を図 9 に示す。設計点 ($t_3=750^\circ\text{C}$) において、吸気冷却に伴う $L_{s,p}/L_{s,con,d}$ および V_P の増加は、とくに大気温度

が上昇するにつれ顕著となり、また部分負荷時にもこの傾向は保たれることから本サイクルの有用性が示されているものと考えられる。

4.2.6 その他の特性値 図 10 に大気温度 15°C の場合の部分負荷時における再生器の温度効率 η_{EX} 、タービンの断熱効率 η_T および次式により定義する排ガス温度 T_6 を示す η_6 を、設計点における特性値との比 ($\eta^*=\eta_P/\eta_D$) として示す。 η_{EX}^* は部分負荷時

$$\eta_6 = (T_6 - T_0) / (T_3 - T_0) \dots\dots\dots(36)$$

においてほとんど変化しないのに対し、 η_T^* の変化は大きい。しかし、両者とも吸気冷却の有無による差異は少ない。一方、 η_6 の部分負荷時の変化および吸気冷却の有無による差異は大きい。

また、図 11 には大気温度の変化による吸気冷却器の温度効率 η_R 、冷媒圧縮機の断熱効率 η_{CR} 、冷媒圧縮機の圧縮比 ϕ_R^* および冷媒流量 G_R^* を図 10 の表示方法に準じ示す。 η_{EX}^* の変化は少ないが、他の特性値の変化は大きい。とくに、 G_R^* 、 ϕ_R^* の変化による η_{CR}^* の変動は顕著である。

5. 結 論

圧縮式冷凍機による吸気冷却を行うガスタービンサイクルの性能解析を行い、第 1 報における一般特性、第 2 報における最適点での検討に引き続き本報では部分負荷特性の解析を行った。負荷調整はタービン回転

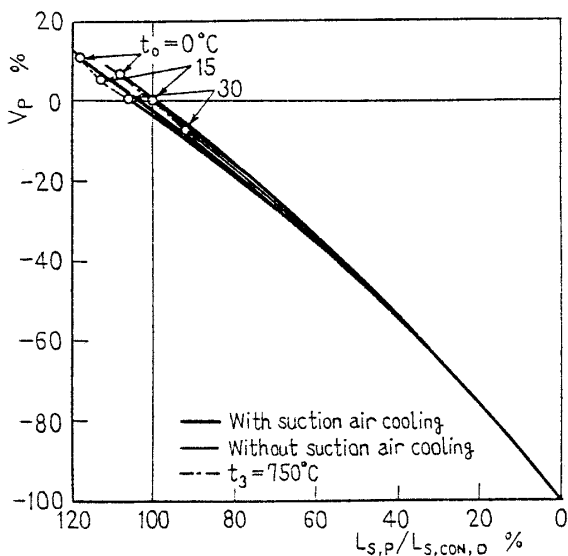


図 9 部分負荷時の V_P

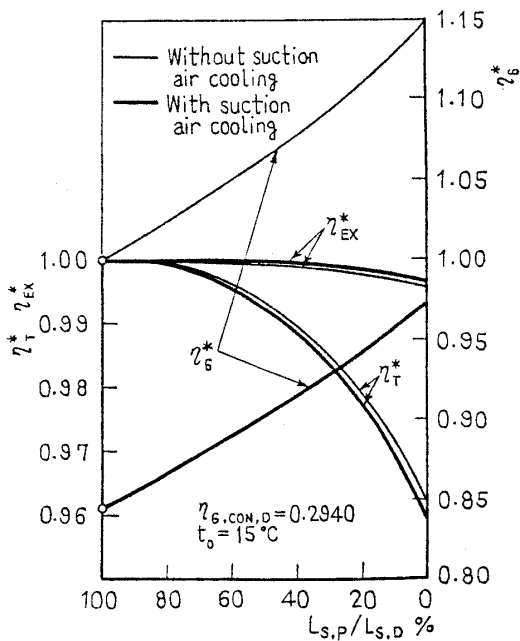


図 10 部分負荷時の特性値

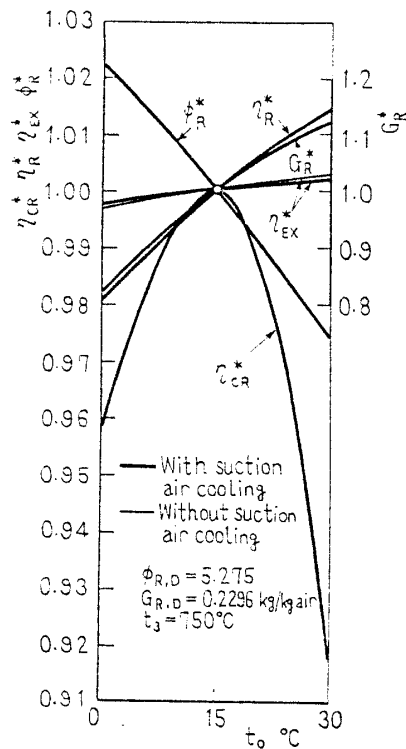


図 11 大気温度 t_0 による特性値の変化

数および空気圧縮機入口流量を一定とし、ガスタービンの入口温度を変化させることにより行うものとし検討を行い、既報以外につきの結論を得た。

(1) 熱効率の部分負荷特性の傾向は吸気冷却を施さない場合とほぼ同じである。

(2) 吸気冷却を施すことによる性能の向上割合は、部分負荷時においても設計点におけると同様に保たれる。

(3) タービン入口温度と負荷率の関係は吸気冷却を施さない場合と比較し大きな差異はない。

(4) 大気温度の変動による性能値の変化は、吸気冷却を施すことにより設計点におけると同様に部分負荷時においてもかなり緩和される。

(5) 吸気冷却器出口(空気圧縮機入口)温度の小さな変動は、全体の性能に対し大きな影響は与えない。

このように本サイクルは部分負荷時においても従来のサイクルの性能を改善することができ、また、排ガス温度も高くその再利用が可能であることから、オンサイト総合プラントの中心原動機など定置式原動機として適合する性能を持っているものと考えられる。

終わりに、本研究を進めるにあたり、豊橋技術科学大学 齊藤 武教授、北海道大学 谷口 博助教授よりご懇篤なご教示とご助言をいただき、ここに深く謝意を表す次第である。

文 献

- (1) 水野・ほか3名, 機論, 42-363 (昭 51-11), 3571.
- (2) 水野・ほか3名, 本論文集1374ページ.
- (3) 冷凍空調便覧編纂委員会, 冷凍空調便覧, (昭 38), 145, 日本冷凍協会.
- (4) 佐藤, ガスタービンサイクル論, (昭 47), 217, 山海堂.
- (5) 井口・ほか6名, 空気機械設計, (昭 40), 85, オーム社.
- (6) 日本機械学会編, 伝熱工学資料, (昭 37), 219, 日本機械学会.

討 論

〔質問〕 須之部量寛(東京理科大学理工学部)

(1) 3章サイクルの基礎式の条件として「(3) 空気圧縮機の入口空気流量および断熱効率を一定とする」とあるが、部分負荷運転においてこの条件は成立するであろうか。圧縮機の入口温度が変わると修正回転数、修正流量が変わってくるので、空気流量も変わるように思うのだがいかがか。

(2) 空気圧縮機の入口温度 T_1 は 0°C 以下をお考えのようだが、その場合に水滴の生成や着氷の心配があるから、圧縮機入口にはこれらが圧縮機に進入するのを防ぐ前処理装置(セパレータなど)が必要と思う。計算例では空気圧縮機入口の圧力損失率を $\varepsilon_{l,R,a} = 3\%$ としてあるが、もっと大きな数値とならないか。

〔回答〕 (1) ご指摘のように、空気圧縮機入口温度の変化に伴い、修正回転数、修正流量が変わり、吸込み風量も変化する。しかし、タービン入口温度の変化により部分負荷の調節を行う本サイクルの空気圧縮機的设计(付1)では、大気条件が変わる程度の変化に対しては、流量圧力特性の変化はないと見なして良く、また用いる機器にもよるが、断熱効率の変化は本計算範囲内で最大約一5%程度と予想され、空気圧縮機設計での許容誤差内にあり、サイクル解析の段階では確定しない。また、風量の変化による熱効率、比出力の変化は式(20)、(21)に示すように解析結果には現れない。したがって、ご指摘の条件を吸気冷却の有無にかかわらず本報の解析では用いた。

(付1) 井口・ほか6名, 文献(5)の159ページ.

(2) 1384ページ左欄下13行めおよび右欄下12行めにあるように、吸気冷却器の経時、運転方法による性能値の変化および用いる機器の種類による差異は大きく、 $\varepsilon_{l,R,a}$ の推定はむずかしい。したがってここでは、吸収式冷凍機を用い、吸気冷却を行う研究(付2)において利用されている値を用いた。しかし、ご指摘のようにもっと大きな値となりうる場合もあると考えられ、今後実験などにより定量する必要があるものと考えている。

〔質問〕 広木 強(石川島播磨重工業会社)

一つのコンフィギュレーションのガスタービンで、タービン入口温度を変化させる、すなわち燃料流量を変化させると、回転数、空気流量は変化するが、本報告の部分負荷運転では、回転数、空気流量が変化しない運転となっている。具体的にはどのような運転になるのか。

〔回答〕 本研究で対象とするガスタービンサイクルは、空気圧縮機とタービンを一軸に直結したものであり、おもに発電用として用いることを意図し、回転数を一定とし、タービン入口流体温度を燃料流量により変化させ、出力のトルク変化により部分負荷運転を行う。なお、大気温度が変化する場合を除き、負荷の変化が再生器空気側入口よりも前の諸機器の特性値に影響を及ぼすことはなく、燃焼器以降の作動流体の流量変化は式(5)に示す燃空比により考慮されている。

(付2) 梁・ほか2名, 機論, 36-281 (昭 45-1), 100.