

■ 研究論文 ■

鏡面ガスタービン(MGT)を利用したLNG低温エクセルギーの有効利用

Utilization of Cryogenic Exergy of LNG by MGT (Mirror Gas Turbine)

金子 憲一*・大谷 浄**・辻川 吉春***・藤井 昭一****

Kenichi Kaneko Kiyoshi Otani Yoshiharu Tsujikawa Shoichi Fujii

(原稿受付日1999年4月28日, 受理日1999年10月19日)

Abstract

Recently, the LNG (liquefied natural gas) terminals in our country have received more than 50 million tons of LNG per year. Therefore, the utilization of the cryogenic exergy in connection with the regasification of LNG gains more and more importance. The aim of this paper is the recovery of the energy consumed in liquefaction using the MGT (Mirror Gas Turbine), which is a kind of combined cycle of a conventional gas turbine worked as a topping cycle and TG (inverted Brayton cycle) as a bottoming cycle. The optimum characteristics have been calculated and it is shown that this cycle is superior to the conventional combined cycle and cogeneration systems in terms of thermal efficiency and specific output. In the present cycle, the cold of LNG is used to cool the exhaust gas from a turbine of TG, then the exergy of the liquefied natural gas is transformed to electric energy with a very high efficiency. The main feature of this new concept is that the removal of an evaporation system using seawater.

記号

 C_p : 平均定圧比熱 kJ/(kgK) E, e : エクセルギー, ビエクセルギー-kJ, kJ/kg h : 比エンタルピー-kJ/kg m : $(\kappa - 1) / \kappa$ \dot{m} : 質量流量 kg/s n : 中間冷却段数 P : 圧力 Pa Q : 熱量 kW q_F : 低位発熱量 kJ/kg q_{LNG} : LNGの冷熱 kJ/kg S, s : エントロピー, ビエントロピー-kJ/kg T : 絶対温度 K W : 出力 kW W_{LNG} : 直接膨張タービン出力 kW W_R : 中間媒体ランキンサイクル出力 kW w : 単位質量流量当たりの出力 kW/kg α : LNG流量比 η_c : 圧縮機断熱効率 η_{cryo} : 冷熱利用効率 η_r : 熱交換器の温度効率 η_t : タービンの断熱効率 η_{th} : 熱効率 κ : 比熱比 π : 圧力比

添字

0: 周囲状態 (大気状態)

 a : 空気 $c, c1, c2$: 圧縮機 F : 燃料 hg : 排気ガス LNG : LNG NG : 天然ガス

opt: 最適値

 R : ランキンサイクル (冷熱発電用) γ : 熱交換器 TG : thermal generator t : タービン

* 大阪府立大学工学部航空宇宙工学科助手

** " 工学研究科院生

*** " 航空宇宙工学科助教授

**** " 教授

1. まえがき

著者らは、逆ブレイトンサイクル（本研究ではTG：Thermal Generatorと呼ぶ）と通常の高スタービンとを組み合わせた全く新しいコンバインドサイクルを提案し、これを鏡面ガスタービン（MGT：Mirror Gas Turbine）と名付けた。基本的な特性についてはいくつかの論文^{1), 2), 3)}に報告している。これまで逆ブレイトンサイクルは大気圧以下の低圧域で作動することによる装置の大型化とタービンを出たガスの冷却が必要なこと等、問題点が指摘され、開発には至らなかった⁴⁾。著者らは、これら問題点に対する解決法を考案し、前述の文献で報告している。

一方、LNGについては極低温で貯蔵され、低温エクセルギーを保有していることから、冷熱発電に関する報告あるいは開発、作動例も既にあるが^{5), 6), 7)}、これらは全てLNGのガス化に海水が使用されていた。海水を使用しない例も既に発表されているが、ガスタービンの吸気冷却ということでLNGの温度上昇はあまり期待できない⁸⁾。本報告ではTGでの作動ガス冷却にLNGの冷熱を使用すれば大幅にシステムの効率改善され、冷熱の利用も効果的に行われ、海水も全く必要ないことを示す。

2. 中間冷却器つき逆ブレイトンサイクル (TG)

TGを用いて、排熱からの動力回収をさらに効果的に行うための手段として、圧縮過程での中間冷却が考えられる。

中間冷却を通常の高スタービンに施すと燃焼器入口温度が下がり、現用の高スタービンの作動範囲では、圧縮機仕事の減少効果をうち消すこととなり、熱効率の改善効果が少なくなるが、これに対して逆ブレイトンサイクル (TG) では、圧縮機を出たガスは大気に放出されるので、TGの排熱温度が一定のとき、中間冷却の段数を増して圧縮機の作動温度を下げれば下げる程高出力が得られ、熱効率向上が期待できる。

まず、中間冷却を1段入れた場合を考える。サイクルの概念図およびTs線図は、それぞれ図1、2の様になる。大気圧、高温の状態1から始まりタービンで膨張(1→2)、熱交換器1(HX1)における冷却過程(2→3)を経て第1段目の圧縮機で圧縮(3→4)する。その後熱交換器2(HX2)における冷却過程(4→5)を経て第2段圧縮機により大気圧の状態6まで戻すサイクルになる。

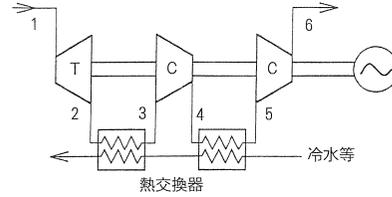


図1 中間冷却器つきTGサイクルの構成図

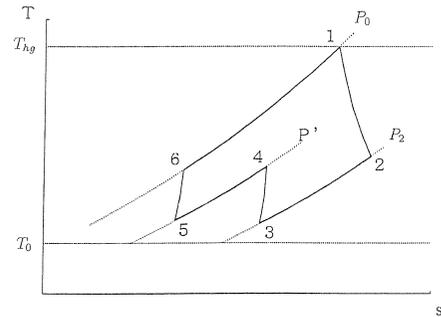


図2 中間冷却器つきTGサイクルのTs線図

圧縮機の第1、第2段目の断熱効率をそれぞれ η_{c1} 、 η_{c2} とし、圧力比をそれぞれ π_{TG1} 、 π_{TG2} とすると、TGサイクルに中間冷却を1段施したときの各点の温度は以下のように表される。

$$T_2 = T_1 - \eta_t T_1 \left(1 - \frac{1}{\pi_{TG1}^m}\right) \quad (1)$$

$$T_3 = T_2 - \eta_{r1} (T_2 - T_0) \quad (2)$$

$$T_4 = T_3 + \frac{T_3}{\eta_{c1}} (\pi_{TG1}^m - 1) \quad (3)$$

$$T_5 = T_4 - \eta_{r2} (T_4 - T_0) \quad (4)$$

$$T_6 = T_5 + \frac{T_5}{\eta_{c2}} (\pi_{TG2}^m - 1) \quad (5)$$

ただし、 η_{r1} 、 η_{r2} はそれぞれ熱交換器1(HX1)、熱交換器2(HX2)の温度効率を表す。このとき圧縮機の最適圧力比配分を考える。中間冷却を行うことにより、圧縮過程は2つに分割されるが、いま、全圧縮仕事を w_c 、第1段圧縮機の圧縮仕事を w_{c1} 、第2段圧縮機の圧縮仕事を w_{c2} とすると、

$$\begin{aligned} w_c &= \frac{C_p T_3}{\eta_c} (\pi_{TG1}^m + \pi_{TG2}^m - 2) \\ &= \frac{C_p T_3}{\eta_c} \left\{ \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^m + \left(\frac{P_6}{P_5}\right)^m - 2 \right\} \end{aligned} \quad (6)$$

ただし、 $\eta_c = \eta_{c1} = \eta_{c2}$ とし、さらに、 $T_3 = T_5$ とおいた結果である、上式の両辺を $P_4 (= P_5)$ で微分して0と置き、 w_c が最小となる条件を求めると、

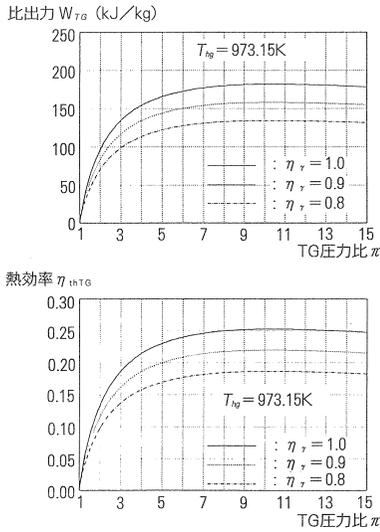


図3 中間冷却器つきTGサイクルの性能

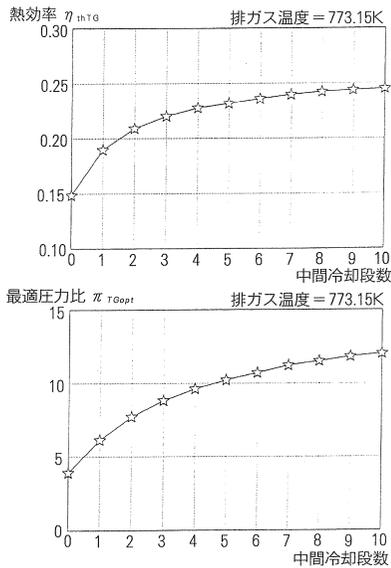


図4 中間冷却段数と熱効率, 最適圧力比

$$\pi_{TG1} = \pi_{TG2} = \sqrt{\pi_{TG}} \quad (7)$$

となる。また、中間冷却が多段（段数を n とする）のときも、同様にして、

$$\pi_{TGn} = \sqrt[n+1]{\pi_{TG}} \quad (8)$$

これらの関係式を用いて求めたのが図3であり、温度効率を $\eta_{r1} = \eta_{r2} = \eta_r$ と仮定している。比出力は、排ガス温度が973.15K (700℃) のとき、約130~180

kJ/kgほどになっている。これは、中間冷却をしない場合と比べて約14~35kJ/kgの出力向上になっている。また排ガスの持つ熱量の約10~25%の動力回収が可能であることがわかる。排ガス温度が同じであれば、中間冷却を入れた方が最適圧力比は大きくなる。最適圧力比を大きくとれることも有効な動力回収につながる。また、排熱温度が高いほど効率、出力ともに増加し、冷却過程での温度効率が高いほど効率、出力が増加する様子もわかる。冷水やLNGを用いて温度効率を1.0に近づけられれば、かなりの動力回収が期待できる。

図4に、 $\eta_r = 1.0$ としたときの中間冷却の段数と熱効率の関係、また、その時の最適圧力比を示す。段数を増やしていくほど熱効率は向上していくが、3段を超えたぐらいから大幅な向上はみられない。圧力比も10以下が現実的と考えられるので、中間冷却は3段くらいまでが妥当であると考えられる。

3. 鏡面ガスタービン (MGT)

単純ガスタービンを上位サイクル、TGを下位サイクルとして組み合わせた新しいタイプの複合サイクルを鏡面ガスタービンサイクル（以後、MGT）と呼ぶことにする。一般に作動流体として空気を利用するガスタービンは、他の熱機関に比べて高温領域で作動させるという特徴を持ち、タービンで膨張した後の最終

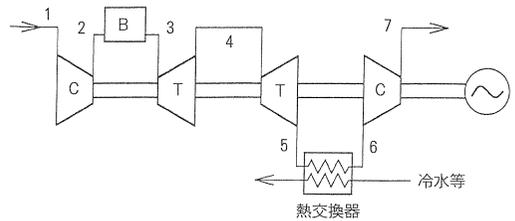


図5 MGTサイクルの構成図

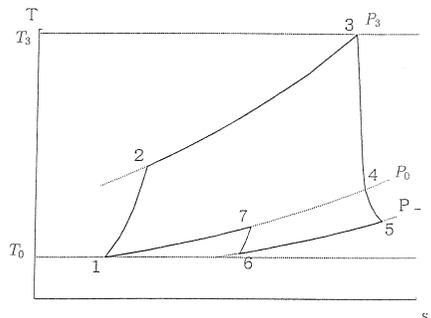


図6 MGTサイクルのT-s線図

出口において、かなり高温の状態では排出される。現在、蒸気タービン複合サイクルが主流となって排熱回収を行っている。本研究では大気圧、高温の排気ガスを利用して、従来型の単純ガスタービンを上位サイクル、TGを下位サイクルとして新しい形態の複合サイクルを考案した。図5はこのサイクルの概念図であり、図6にそのTs線図を示す。図6から、排熱の内、従来利用されていなかった大気圧より低い領域の一部がTGによって有効に利用できることが一目で分かる。ここでMGTの場合は、 T_4 がTG入口温度となるのでTGは T_4 と T_0 の間で作動することになる。そのためこのサイクルにおけるTGの最適圧力比は、次式で表される。

$$\pi_{TGopt}^m = \sqrt{\frac{\eta_t T_4 (\eta_c + \eta_r - 1)}{T_4 (1 - \eta_r) (1 - \eta_t) + \eta_r T_0}} \quad (9)$$

最適条件下での性能を図7に示す。この図からMGTは、熱効率、比出力とも非常に優れた性能を持つ熱

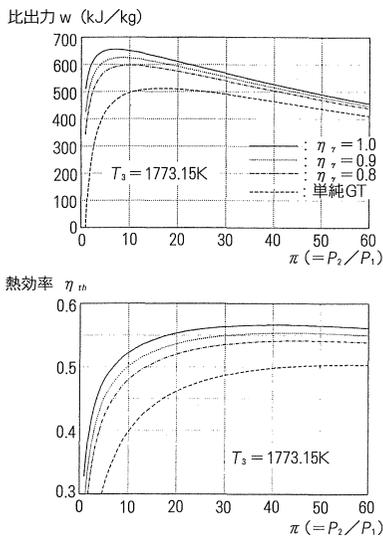


図7 MGTサイクルの性能

機関となることが期待できる。タービン入口温度が1773.15K (1500℃) のとき、単純ガスタービンに比べ、熱効率は約3~7%、比出力は約80~150kJ/kgの向上が期待できる。

また、ガスタービン圧力比と熱効率との関係から、MGTの曲線は単純ガスタービンの曲線に比べて圧力比が低いところで最大値をとることが分かり、MGTでは最適圧力比が小さくなる。ガスタービン圧力比が小さいと、排気温度、つまりTG入口温度が高くなり、その結果、TGの比出力増加の効果が大きくなるためである。単純ガスタービンに比べ、最適圧力比を小さくできるということもMGTの特徴の一つである。

4. LNGの冷熱利用

4.1 従来のLNG冷熱発電

LNG冷熱発電プラントは、LNGの導入が盛んになってきた1979年末頃から、世界に先がけて日本で運転が開始された。それ以後、1993年末までに、約8万5000kWのLNG冷熱発電プラントが建設されている。表1に現在のLNG冷熱発電の状況を示す。従来のLNG冷熱発電システムとしては、単一媒体ランキンサイクルシステム、天然ガス直膨システム、混合媒体ランキンサイクルシステム、および上記のシステムの組み合わせタイプが考案された。さらに、これらの組み合わせに再熱、再生サイクルを適用したシステムも実現されている。従来の冷熱発電の冷熱利用効率は0.13~0.23ほどであり、LNGの持っている低温エクセルギーの約20~35%を動力として回収している。

4.2 MGTによるLNG冷熱利用

TGの作動ガス冷却にLNGを用いたシステムを考える。TGは、その特徴として熱交換器の温度効率が非常に高いので有効な熱利用が可能である。LNGを使用する場合、温度効率が同じであれば、冷水等を使用するよりも、TG圧縮機入口温度をより下げられ、出力増加につながる。また熱交換器での平均温度差も大きく

表1 LNG冷熱発電の現状

会社(基地)	出力(kW)	LNG流量		型式
A社(a)	8000	170(t/h)	47.22(kg/s)	直接膨張+ランキンサイクル
A社(b)	7500	170	47.22	低沸点流体膨張式
A社(c)	3300	100	27.78	直接膨張+ランキンサイクル
B社	4000	100	27.78	ランキンサイクル(混合媒体)
C社	8500	150	41.67	直接膨張+ランキンサイクル
D社	6000	150	41.67	直接膨張+ランキンサイクル
E社	7200	130	36.11	直接膨張+ランキンサイクル
F社	5600	170	47.22	直接膨張再熱式

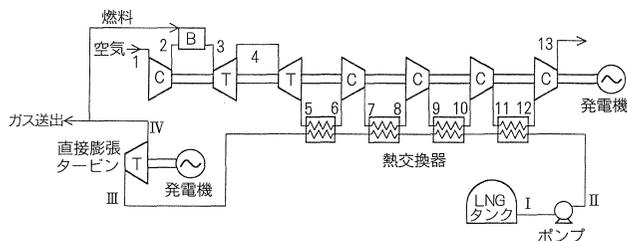


図8 MGT新冷熱利用プラントの構成図

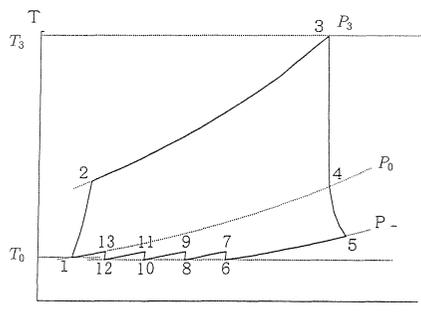


図9 MGT新冷熱利用プラントのTs線図

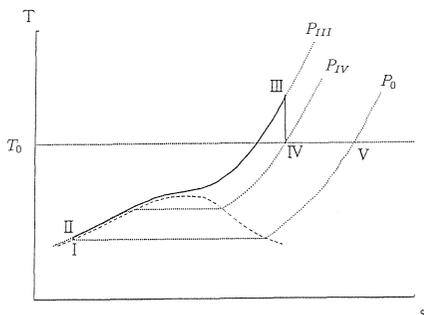


図10 TGとの熱交換による直接膨張発電のTs線図

できるので、熱交換器の伝熱面積低減も可能と考えられる。一方、天然ガスの直接膨張にしてもタービン入口温度を高く設定できるので、この効果も大きい。そしてTGを用いることによって、海水を全く使用しないで天然ガスの気化ができることになる。したがって、冷排水という環境問題もクリアでき、海水を汲み上げる動力も不要になる。

図8にLNGの気化をTGとの熱交換によって行なう新しい冷熱利用プラントの概念図を示す。また、図9にMGTサイクルのTs線図、図10に天然ガス直接膨張サイクルのTs線図をそれぞれ示す。TGの中間冷却は、先の結果から考慮して3段にした。このMGT中間冷却3段サイクルについて、ガスタービンのタービン入口温度を一定にとり計算を行う。T₀は273.15Kであり、排ガス中の水分が凍結する問題を避けるため、この温度以下の冷却は考えない。解析式の詳細は省略する。

MGTサイクルの比出力と熱効率は次のように表せる。

$$w_{TG} = C_p \{ (T_3 - T_5) - (T_2 - T_1) - 4(T_7 - T_0) \} \quad (10)$$

$$\eta_{th} = \frac{w_{TG}}{C_p(T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_5) - (T_2 - T_1) - 4(T_7 - T_0)}{T_3 - T_2} \quad (11)$$

一方、天然ガスは、大気圧、極低温の飽和液状態から始まり、ポンプで加圧する。それから、TGの熱交換器での排ガスとの熱交換により気化した後、タービンで膨張させ、常温・高圧の状態で送出する。

天然ガス直接膨張タービンの出力 (W_{LNG}) は、

$$W_{LNG} = \dot{m}_{LNG} C_p (T_{III} - T_{IV}) = \dot{m}_{LNG} (h_{III} - h_{IV}) \quad (12)$$

となる。ここで、LNG冷熱利用効率を以下のように定義する。

$$\eta_{CRYO} = \frac{W_{LNG}}{Q_{LNG}} = \frac{h_{III} - h_{IV}}{h_V - h_I} \quad (13)$$

4.3 総合熱効率、総合エクセルギー効率

MGT冷熱利用プラントは、HXにおける熱交換により気化した天然ガスの一部をその燃料として用いている。このプラント全体の評価は、単純にMGTの熱効率、およびLNG冷熱利用効率だけではできない。そこで、全LNG流量 (\dot{m}_{LNG}) に対し、燃料として使用する天然ガスの流量 (\dot{m}_F) と、送出させる天然ガスの流量 (\dot{m}_{NG}) の比を以下のように、送出ガス燃料流量比 (α) として定義する。

$$\dot{m}_{LNG} = \dot{m}_{NG} + \dot{m}_F \quad (14)$$

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{NG}}{\dot{m}_F} \quad (15)$$

このように定義すると、送出ガス燃料流量比 (α) はガスタービンの燃料として利用する天然ガスに対してどれだけの天然ガスを送出できるかを表すことになる。全LNG流量 (\dot{m}_{LNG})、燃料として使用する天然ガスの流量 (\dot{m}_F) および、送出天然ガスの流量 (\dot{m}_{NG}) は以下のように表せる。

$$\dot{m}_{LNG} = \frac{\dot{m}_a C_p \{ (T_5 - T_0) + 3(T_7 - T_0) \}}{h_{III} - h_I} \quad (16)$$

$$\dot{m}_F = \frac{\dot{m}_a C_p (T_3 - T_2)}{q_F} \quad (17)$$

ここで q_F は天然ガスの低位発熱量を表す。そして、このプラント全体の評価として、ガスタービンの燃料となる天然ガスの発熱量とLNGの持っている冷熱 (q_{LNG}) に対してどれだけの出力を取り出せるかを表す総合熱効率 (η_{th}) を次式のように定義する。

$$\eta_{th} = \frac{\text{全発電量}}{\text{燃料の発熱量} + \text{LNGの冷熱}} = \frac{W_{MGT} + W_{LNG}}{Q_F + Q_{LNG}} = \dot{m}_a \{ (T_3 - T_5) - (T_2 - T_1) - 4(T_7 - T_0) \} + \dot{m}_{LNG} (h_{III} - h_{IV}) / \{ \dot{m}_F q_F + \dot{m}_{LNG} (h_V - h_I) \} \quad (18)$$

また、ガスタービンの燃料としての天然ガスの燃焼エクセルギー (E_F) とLNGの低温エクセルギー (E_{LNG}) に対してどれだけの出力を取り出せたかを表す、総合エクセルギー効率 (η_{ex}) を次式のように定義する。

$$\eta_{ex} = \frac{\text{全発電量}}{\text{燃料の燃焼エクセルギー} + \text{LNGの低温エクセルギー}} = \frac{W_{MGT} + W_{LNG}}{E_F + E_{LNG}} = \dot{m}_a \{ (T_3 - T_5) - (T_2 - T_1) - 4(T_7 - T_0) \} + \dot{m}_{LNG} \times (h_{III} - h_{IV}) / \{ \dot{m}_F e_F + \dot{m}_{LNG} \{ T_0 (s_4 - s_1) - (h_V - h_I) \} \} \quad (19)$$

以上の式に基づいて、ガスタービンの圧力比に対してTG圧力比を変化させて、総合熱効率の最大値および最適圧力比を求める。ここで、天然ガス直接膨張タービンの圧力比 (π_{NG}) は3.0と固定し、天然ガスの吐出圧力は20atmとした。図11より、タービン入口温度が1773.15K (1500°C) で、総合熱効率は0.555となる。このときの総合エクセルギー効率は、燃料天然ガスとLNGのエクセルギーに対してその約60%を仕事として回収できることになる。

効率向上に結びつく因子として、(a)TGによる出力増加、(b)LNG冷却によるTG圧縮機入口温度低下

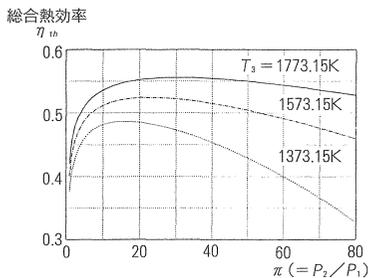


図11 総合熱効率

による圧縮機仕事減少、(c)直接膨張タービン入口温度上昇による出力増等が挙げられる。これらの割合は、作動条件によって異なるが、最適条件下での出力割合の例を以下の表に示す。

最適条件：ガスタービン入口温度 $T_3 = 1773.15K$ 、総合熱効率 $\eta_{th} = 0.555$ 、GT圧力比 $\pi = 31$ 、TG圧力比 $\pi_{TG} = 8.4$ 、LNG流量比 $\alpha = 15.27$ 、直接膨張タービン圧力比 $\pi_{NG} = 3$

	kWh/kg-LNG
GT出力	5.44
TG出力	1.56
膨張タービン出力	0.89

このように、ガスタービンの出力を1とすると、TGの効果{(a)+(b)}が25%、膨張タービンの効果(c)が15%となる。

また、タービン入口温度が高くなるほどガスタービンの最適圧力比 (π_{opt})、TG最適圧力比 (π_{TGOpt}) ともに大きくなりMGTの熱効率も向上する。しかしMGTの熱効率が向上すればするほど、低熱源であるLNGに捨てる熱量は少なくなるので、同じ燃料に対し気化できる天然ガスの流量は少なくなる。その様子が図12の $\alpha \sim \pi$ 線図に明らかである。燃料1kg/sに対して気化させることができる天然ガスの流量は、タービン入口温度1373.15K (1100°C) の場合19.86kg/sに対し、1773.15K (1500°C) では15.27kg/sとなる。

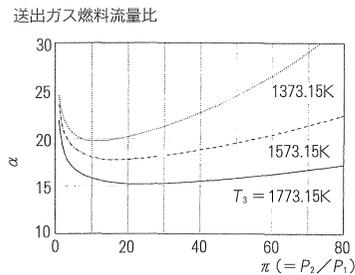


図12 送出ガス流量比

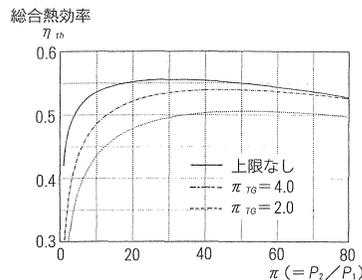


図13 TG圧力比に制限がある場合の総合熱効率

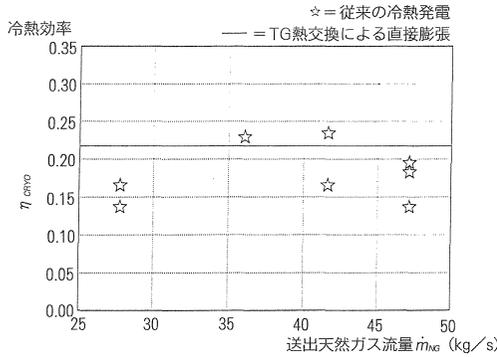


図14 TG直接膨張発電と従来型冷熱発電との性能比較

また、TGの圧力比 (π_{TG}) に上限を付けたときには、TG圧力比を4.0に抑えても、総合熱効率、総合エクセルギー効率ともに1%程度しか落ちていないのが図13からわかる。これは、TGの出力の減少をガスタービンで補っているためであり、そのためガスタービンの最適圧力比が大きくなっている。TG圧力比を2.0に制限しても5%程度の減少ですむ。総合熱効率が減少すれば、逆に送出ガス燃料流量比は増加し、ガスタービン圧力比が少し大きくなるがこれに対する制限を40.0としても総合熱効率はほとんど変わらない。

図14には、TGとの熱交換による天然ガス直接膨張のLNG冷熱効率と従来の冷熱発電システムの冷熱効率の比較を示す。TG熱交換による直接膨張の冷熱効率は0.217 (=一定) であり、高温の排ガスとの熱交換により、直接膨張だけで従来の冷熱発電と同等の効率が期待できることがわかる。

4.4 MGTによる冷熱利用と従来型との比較

さて、前項でも述べたようにMGTによる新冷熱利用プラントは、送出する天然ガスの一部を燃料として用いて、はじめて高効率の冷熱利用が可能になっている。このプラント全体の比較対象として「従来型冷熱発電+単純ガスタービン」というものを考える。MGT新冷熱利用プラントと同じように、従来の冷熱発電方式で気化した天然ガスの一部を単純ガスタービンの燃料に用いて発電した場合の総合的なエネルギーの利用を考え、これを「冷熱発電+ガスタービン」と呼び、MGT新プラントの比較対象とする。図15にその概念図を示す。ここで用いる単純ガスタービンは、 $\eta_T = \eta_c = 0.9$ の単純ガスタービンであり、タービン入口温度1773.15K (1500°C) のときで熱効率が0.498 ($\pi = 40$) となっている。新プラントと同様に、総合熱効率

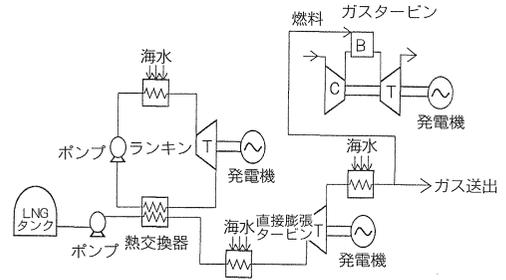


図15 従来型冷熱発電+ガスタービンの構成図

(η_{th})、総合エクセルギー効率 (η_{ex}) を以下のように定義する。単純ガスタービンの出力を W_{SG} とし、冷熱発電出力を $W_{LNG} + W_R$ とするとそれぞれ次式のように表される。

$$\eta_{th} = \frac{\text{全発電量}}{\text{燃料天然ガスの発熱量} + \text{LNGの冷熱}} = \frac{W_{SG} + W_{LNG} + W_R}{Q_F + Q_{LNG}} = \frac{W_{SG} + W_{LNG} + W_R}{\dot{m}_F q_F + \dot{m}_{LNG} q_{LNG}} \quad (20)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\text{全発電量}}{\text{燃料の燃焼エクセルギー} + \text{LNGの低温エクセルギー}} = \frac{W_{SG} + W_{LNG} + W_R}{E_F + E_{LNG}} = \frac{W_{SG} + W_{LNG} + W_R}{\dot{m}_F e_F + \dot{m}_{LNG} e_{LNG}} \quad (21)$$

ここで、 W_{SG} は以下のように表せる。

$$W_{SG} = \dot{m}_F q_F \eta_{th} \quad (22)$$

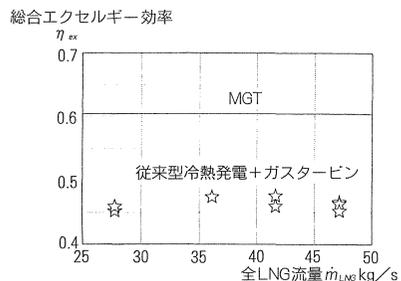
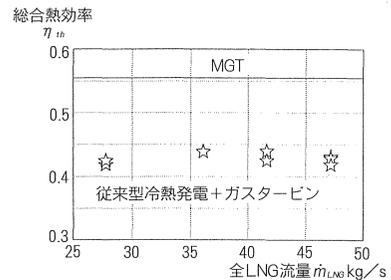


図16 MGTとの比較

ここで、(22) 式の η_{th} は単純ガスタービンの熱効率である。以上の式で、全LNG流量 (\dot{m}_{LNG}) に対し、燃料として使用する天然ガスの流量 (\dot{m}_F) と、送出させる天然ガスの流量 (\dot{m}_{NG}) の比、つまり送出ガス燃料流量比を新プラントと同じにすればシステム全体の比較が可能になる。

比較結果を図16に示す。従来の各社の冷熱発電のシステムでは総合的なエネルギーの利用は、熱効率で0.42~0.44に過ぎず、全エクセルギーの約45~48%の利用に留まっている。しかし、MGT新プラントでは熱効率で約10%の向上が期待でき、全エクセルギーの60%の動力回収が可能になる。システムの規模等の制約によりTGの圧力比が制限される場合でも、ほぼ同じエネルギーの利用が可能である。

5. 結論

本解析の結果、以下の結論が得られた。

- TGを使用することにより、排熱の約7~20%を動力として回収できる、さらに中間冷却を行うことにより、約25%動力回収が可能になることがわかった。
- 単純ガスタービンにTGを組み込むことで比出力、熱効率ともに約20%の向上が期待でき、さらにガスタービンの最適圧力比が、単純ガスタービンに比べ低くできることがわかった。
- MGT新冷熱利用プラントについて以下のことが明

らかになった。

(a) LNGの直接膨張タービンでは、熱源の温度が高いため、従来の複合式LNG冷熱発電と同程度の冷熱利用効率が期待できる。

(b) 総合的なエネルギーの利用は、従来のシステムでは全エクセルギーの約45~48%に留まっているが、新プラントでは約60%まで動力回収が可能になる。

参考文献

- 1) Y. Tsujikawa et al. ; Conceptual Recovery of Exhaust Heat from a Conventional Gas Turbine by an Intercooled Inverted Brayton Cycle, ASME Paper No. 99-GT-378 (1999).
- 2) 大谷ほか; 鏡面ガスタービンに関する研究(その1. 中間冷却についての検討) 日本ガスタービン学会誌 (投稿中).
- 3) 渡辺ほか; 鏡面ガスタービンに関する研究(その2. 革新複合サイクルの提案) 日本ガスタービン学会誌 (投稿中).
- 4) D. G. Wilson ; The Design of High Efficiency Turbomachinery and Gas Turbine, the MIT Press (1985).
- 5) 赤川, 藤井; LNG冷熱利用の動力発生, 日本機械学会誌, 83, No. 739 (1980) 20-26.
- 6) 寺田, 中本; LNG冷熱発電, 火力原子力発電, 37, No.10 (1986) 66-71.
- 7) 大岡, 上田, 赤坂; 新しいLNG気化器と冷熱発電, 化学工学, 45, No. 3 (1981) 187-190.
- 8) 久角ほか; コンバインドサイクルの排熱を用いた高効率LNG冷熱発電システムの提案, エネルギー・資源, 17-6 (1996) 73-78.

協賛行事ごあんない

「第19回光がかかわる触媒化学シンポジウム」

〔主催〕 触媒学会「電子または光子のかかわる触媒研究会」

〔協賛〕 日本化学会, 高分子学会 他

〔日時〕 平成12年6月14日(水)

〔会場〕 東京工業大学・百年記念館
(目黒区大岡山2-12-1)

〔参加費〕 一般4,000円, 学生2,000円(当日受付)

〔申込先〕 〒226-8501 横浜市緑区長津田町4259

東京工業大学生物工学科 大倉一郎

TEL 045-924-5752

FAX 045-924-5778

e-mail iokura@bio.titech.ac.jp