

研究論文

再生型蒸気噴射ガスタービンシステムの性能解析

Performance Analysis of Regenerative Steam Injection Gas Turbine Systems

西田 耕介*・高城 敏美**・木下 進一***

Kousuke Nishida

Toshimi Takagi

Shinichi Kinoshita

(原稿受付日2002年5月31日, 受理日2002年10月16日)

Abstract

In recent years, there is a demand for developments of a distributed energy system using a small scale gas turbine. The steam injection system can improve the thermal efficiency of the simple and regenerative gas turbine systems. In this study, we analyzed the performances of two types of regenerative steam injection gas turbine system with respect to the thermal efficiency, specific power and exergy evaluation, and compared the performances of them with those of the simple, regenerative, water injection and Cheng cycle gas turbine systems. It was noted that the optimum pressure ratio of the regenerative steam injection systems becomes relatively low. The thermal efficiency of the regenerative steam injection systems is higher than that of the water injection systems and Cheng cycle, and the specific power of them is larger than that of the regenerative system. The steam injection systems can be used for the flexible heat and power generation system and the total thermal efficiency of the cogeneration systems of the regenerative steam injection gas turbine can reach more than 70% (HHV).

1. はじめに

近年, 小型ガスタービンを利用した高効率分散型エネルギーシステム開発の要請がある. 分散型システムは, 小型化, 軽量化が重要視されるため, 構成の簡便な単純あるいは再生サイクルを用いることが多い. 単純および再生サイクルは, 蒸気を発生させるだけの排ガス温度を有するため, 排熱ボイラをガスタービンシステムの下流に設置して, 蒸気の生成を行うことが可能となる. その蒸気を利用する手段は, 熱用途に用いる方法と, ガスタービンあるいは蒸気タービンの作業流体として用いる方法がある. 本論文における蒸気噴射ガスタービンシステムは, 排熱ボイラで生成した蒸気をガスタービンの作業流体に噴射する比較的簡便なシステムの構成で, 単純や再生サイクルよりも高い発電効率を期待することができるため, 小規模で電気を多く利用することを目的とする高発電効率小型ガスタービンシステムに適すると考えられる.

水や蒸気をガスタービンの作業流体に添加する, 蒸気混入型ガスタービンシステムについては, これまでに様々な型式の提案がある. 水をガスタービン作業流体に添加するシステムでは, 圧縮機入口の吸気に水噴霧を行うMAT

(Moisture Air Turbine) サイクル¹⁾, 圧縮機出口の圧縮空気に水を噴射し, タービンの排熱を用いて, 再生熱交換器で空気の前熱とともに蒸気の生成を行うEGT (Evaporative Gas Turbine) サイクル²⁾, 圧縮機出口の圧縮空気を蒸発器に通し, タービンの排熱を利用して空気の前熱を行うHAT (Humid Air Turbine) サイクル³⁾ などがある. 蒸気を添加するシステムでは, 排熱ボイラで生成した過熱蒸気を燃焼器に噴射するチェン・サイクルまたはSTIG (Steam Injection Gas Turbine) サイクルと呼ばれる蒸気噴射システム⁴⁾がある. また, 再生熱交換器を有する蒸気噴射システムでは, DRIASI (Dual Recuperated Intercooled Aftercooled Steam Injected) サイクル⁵⁾や, 部分再生二流体ガスタービンシステム⁶⁾が提案されている. DRIASI サイクルは, 蒸気噴射, 再生, 水噴射を組み合わせたシステム構成をもち, タービンの排ガスを用いて, 再生熱交換器における空気前熱および排熱ボイラにおける蒸気の生成を並列に行うシステムである. 部分再生二流体ガスタービンシステムは, 圧縮空気の一部に排熱ボイラで発生させた蒸気を噴射し, その空気を再生熱交換器で予熱して, 燃焼器に供給するシステムである.

蒸気噴射ガスタービンシステムに関して, これまでに提案されている多くのシステムは高圧力比で最高効率になる特性を持ち, 圧力比を低くすることが望まれる小型ガスタービンに適したシステムの構成方法の検討はなされていない. また, 蒸気噴射システムと同様の蒸気混入型システムである水噴射ガスタービンシステムとの性能特性に差異が

*大阪大学大学院工学研究科機械物理工学専攻博士課程

** / / / 教授

*** / / / 助手

〒565-0871 大阪府吹田市山田丘2-1

Email: nishida@tran.mech.eng.osaka-u.ac.jp

生じる原因を明確に示されていない。

本論文では、再生型サイクルと蒸気噴射ガスタービンシステムを融合した、再生型蒸気噴射ガスタービンシステムについて、蒸気の噴射位置の異なった2種類のシステム構成を提示し、圧力比や蒸気流量が各システムの熱効率や比出力に及ぼす影響を評価する。さらに、それらのシステムと再生型システム（以下では、水噴射や蒸気噴射を行わない再生型システムを、単に再生型システムと記す）、水噴射システムおよび従来型蒸気噴射システムであるチェン・サイクルについて、熱効率やエクセルギー解析により性能特性の比較を行い、各システム性能特性が異なる原因を明確にし、効率向上のためのシステムの構成方針を示す。これらによって、再生型蒸気噴射ガスタービンシステムが高効率小型ガスタービンシステムとして優れた性能を持つことを明らかにする。

また、蒸気噴射ガスタービンシステムは、熱と電力の負荷バランスを変化させて併給する、蒸気噴射ガスタービン熱電可変システムとしての利用が可能であり、本論文で検討する再生型蒸気噴射システムを熱電可変システムとして適用した場合について、システムにおける熱と電力の出力内訳や総合効率を評価する。

2. システムの解析手法および条件

本論文では、プロセスシミュレーターHYSYS⁷⁾を用いて、ガスタービンシステムを構築し、ガス成分やその物性値を考慮して、各構成要素における温度、圧力、ガス成分などの流体状態の解析を行った。また、それに基づいてシステムの性能を熱効率やエクセルギー評価により算出した。

本論文におけるシステムの解析条件を以下のように仮定する。

- (1) 大気温度を25℃、大気圧を101.3kPaとし、システム入口の空気および燃料は、大気温度、大気圧とする。
- (2) タービン入口温度（TIT）を1,200℃とする。
- (3) 圧縮機・タービンの断熱効率を80%とする。
- (4) 再生熱交換器の温度効率を83%とする。
- (5) 排熱回収ボイラの条件は、ピンチポイント5K以上、高温側ターミナル温度差30K以上とする。
- (6) システムの構成要素における放熱損失および圧力損失は無視する。
- (7) システムの性能評価は定常状態を評価する。

3. 水噴射ガスタービンシステムの性能解析

水噴射ガスタービンシステムには、圧縮機入口の空気の水噴射することによる吸気冷却の効果や、再生器入口に水噴射することによる、排熱回収量増加の効果がある。本節では、再生型システムと水噴射を組み合わせた水噴射ガス

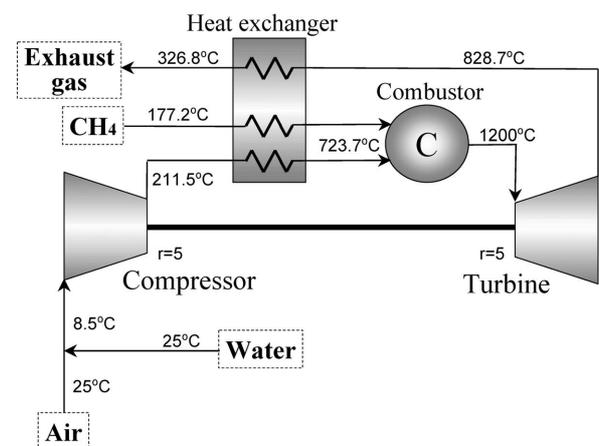
タービンシステムについて、構成の異なった2種類のシステムの性能評価、比較を行う。

3.1 水噴射システムⅠ型

水噴射ガスタービンシステムⅠ型の系統図を図1に示す。本論文の各系統図では燃料圧縮機を省略しているが、全ての解析において燃料の初期条件を25℃、101.3kPaと設定し、効率評価では燃料の圧縮仕事も考慮した。図中の燃料の入口温度は、圧縮後の温度を示している。圧縮機入口で標準状態の乾き空気を仮定し、それが飽和湿り空気となるまで水を噴射する。単位燃料流量あたりの水噴射量は、圧縮機内に水が混入できないため少なく、0.5~0.6[kg/kg-fuel]程度である。水噴射を行うことにより、圧縮機入口温度を25℃からおよそ8℃程度まで下げることができ、圧縮機出口温度は低下する。水噴射Ⅰ型には、吸気冷却による、圧縮動力を低減させる効果と、圧縮機出口温度の低下による、熱交換器での排熱回収量を増加させる効果があり、それにより、水噴射Ⅰ型の熱効率は、再生型よりも高くなる。空気の入口条件が乾き空気ではなく、相対湿度60%の湿り空気であるとすると、飽和湿り空気となるまでの水の供給量は少なくなるため、水噴射の効果による効率の上昇は、乾き空気の場合の40%程度と小さくなる。MATサイクル¹⁾は圧縮機の吸気に微細水滴を混入させるシステムで、吸気冷却および蒸気混入により出力は増加する。水噴射Ⅰ型は再生型システムにMATサイクルを導入したシステムで、MATサイクルの吸気冷却作用により、排ガス温度を下げ、再生型の効率を高めたものである。

3.2 水噴射システムⅡ型

水噴射システムⅡ型の系統図を図2に示す。このシステムはEGTサイクル²⁾と同様の構成をもつシステムである。



Optimum conditions and performances of water-injection I

Pressure ratio	5.0
Air ratio	4.85
Water/fuel mass ratio [kg/kg-fuel]	0.57
Specific power [kW/kg/s]	251.8
Exergy efficiency [%]	41.36
Thermal efficiency (HHV) [%]	38.46

図1 水噴射ガスタービンシステムⅠ型

また、従来から提案されているHATサイクル³⁾には、圧縮機出口に蒸発器を設置し、圧縮機から出てくる空気を加湿することにより、熱交換器入口の混合気(空気・水蒸気)の温度を下げ、再生器での排熱回収量を増加させる効果がある。本論文における水噴射Ⅱ型は、圧縮機出口の高温の圧縮空気に水を直接噴射することにより、蒸発器の設置を省略している。噴射された水は、高温の圧縮空気および再生熱交換器で回収するガスタービンの排熱によって加熱され、燃焼器入口で完全に蒸気になる。再生熱交換器入口の圧縮空気は噴射された水で冷却されるため、排ガスの最終温度は120℃程度まで下がり、その際に必要な水の噴射量はⅠ型に比べて大幅に多くなり、8.0 [kg/kg-fuel] である。比較的多くの水を噴射するため、システムの空気比は再生型に比べて大幅に減少する。排ガスの排熱(顕熱)の多く

は水によって回収されるため、水噴射によって再生型の効率は向上する。しかし、排ガス中に大量の蒸気が含まれることになり、排ガスにおける潜熱損失が増大する。

3.3 熱効率および比出力による性能評価

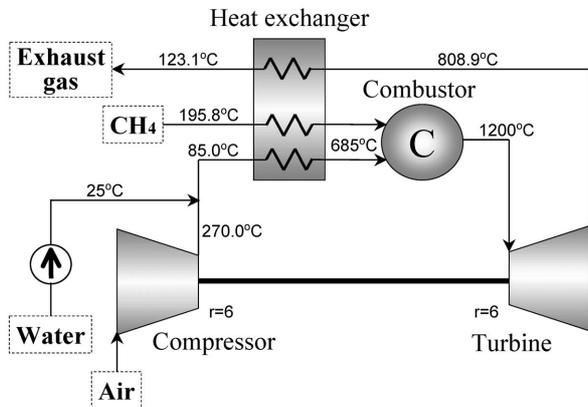
図3に水噴射ガスタービンシステムについて、圧力比と熱効率および比出力の関係を示す。水噴射を行うことにより、再生型の熱効率よりも高くなり、特に、水噴射Ⅱ型の熱効率は高く、最高効率は圧力比6のときで、40.2%(HHV)である。また、各水噴射システムとも、圧力比の低いところで高効率となる傾向がある。比出力については、水噴射Ⅱ型は水噴射量が多いため、空気比が小さくなり、比出力が大きくなる傾向がある。

4. 再生型蒸気噴射ガスタービンシステム

蒸気噴射ガスタービンシステムは、ガスタービンの排熱を、蒸気を生成することで回収し、排ガスを有効に利用することを目的としたシステムである。本節では、再生サイクルと蒸気噴射システムを組み合わせた再生型蒸気噴射ガスタービンシステムについて、蒸気の噴射位置の異なった2種類のシステム構成を提示し、圧力比や蒸気流量が各システムの性能に及ぼす影響を熱効率や比出力により評価する。また、再生を行わない蒸気噴射システムであるチェン・サイクルとの性能の比較を行う。

4.1 再生型蒸気噴射システムⅠ型

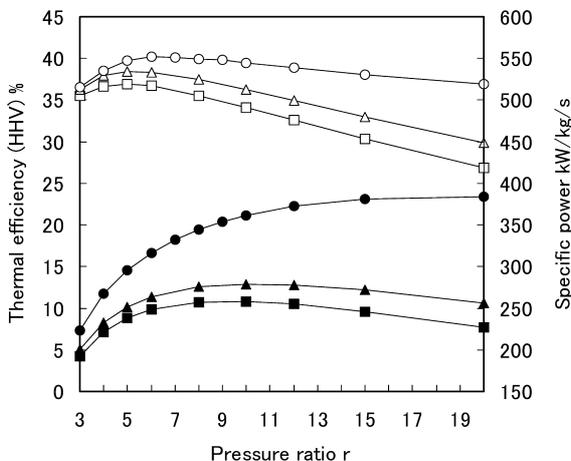
再生型蒸気噴射ガスタービンシステムⅠ型の系統図を図4に示す。排熱回収ボイラで生成した過熱蒸気は全量が燃焼器に噴射される。蒸気の生成により排ガスの最終温度



Optimum conditions and performances of water-injection II

Pressure ratio	6.0
Air ratio	3.59
Water/fuel mass ratio [kg/kg-fuel]	8.0
Specific power [kW/kg/s]	316.1
Exergy efficiency [%]	43.36
Thermal efficiency (HHV) [%]	40.22

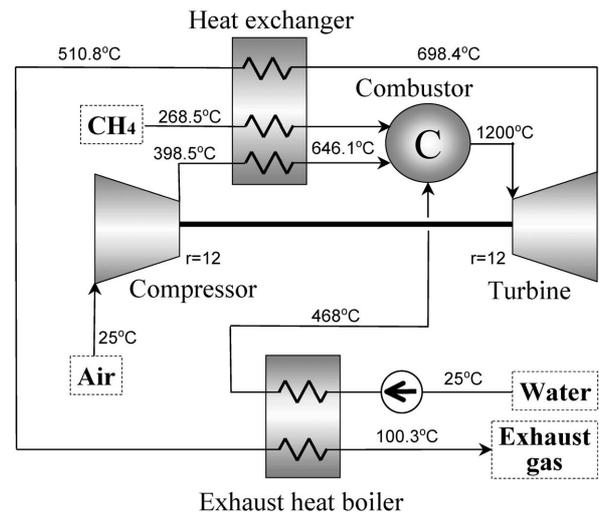
図2 水噴射ガスタービンシステムⅡ型



Legend for Figure 2:

- Thermal efficiency: □ Regenerative, △ Water-injection I, ○ Water-injection II
- Specific power: ■ Regenerative, ▲ Water-injection I, ● Water-injection II

図3 水噴射ガスタービンシステムの熱効率および比出力



Optimum conditions and performances of regenerative steam-injection I

Pressure ratio	12.0
Air ratio	2.83
Steam/fuel mass ratio [kg/kg-fuel]	9.0
Specific power [kW/kg/s]	385.4
Exergy efficiency [%]	43.90
Thermal efficiency (HHV) [%]	40.66

図4 再生型蒸気噴射ガスタービンシステムⅠ型

は100℃程度まで下がり、その際の蒸気流量は9.0 [kg/kg-fuel] である。従来から提案されているチェン・サイクルは、単純型システムの排熱で生成した蒸気を燃焼器に注入する方式であるが、本論文で検討した再生型蒸気噴射I型は再生型システムと蒸気噴射を融合したものである。

4.2 再生型蒸気噴射システムII型

再生型蒸気噴射システムII型の系統図を図5に示す。排熱回収ボイラで生成した過熱蒸気は全量が圧縮機出口に噴射される。II型の場合、システムに供給された水が排熱ボイラと熱交換器の2箇所所で排熱を回収するため、蒸気流量はI型に比べると少なく、その流量は7.5 [kg/kg-fuel] である。このシステムと従来型のチェン・サイクルと異なる点は再生型と融合させていることと、熱交換器の上流側に蒸気を噴射することである。

4.3 熱効率および比出力による性能評価

図6、図7に再生型蒸気噴射ガスタービンシステムの圧力比と熱効率および比出力の関係を示す。本論文で検討した再生型蒸気噴射システムは、既存の単純型、再生型およびチェン・サイクルよりも高効率となる。再生型蒸気噴射システムI型とII型の熱効率を比較すると、II型のほうが最高効率は高くなる。また、II型は、最高効率をとる圧力比がI型に比べて低く、圧力比7のとき、最高効率42.4% (HHV) を得る。一方、比出力に関しては、噴射蒸気量の最も多いチェン・サイクルが大きくなる傾向がある。II型は噴射蒸気量が他の蒸気噴射型に比べて少なく、比出力は小さくなる。

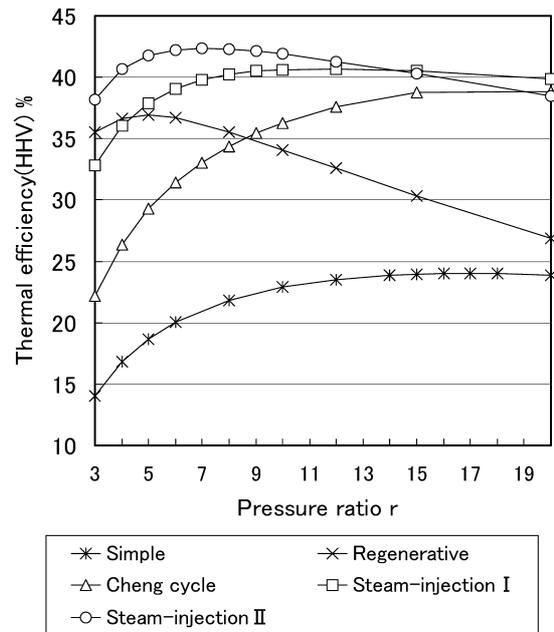


図6 再生型蒸気噴射ガスタービンシステムの熱効率

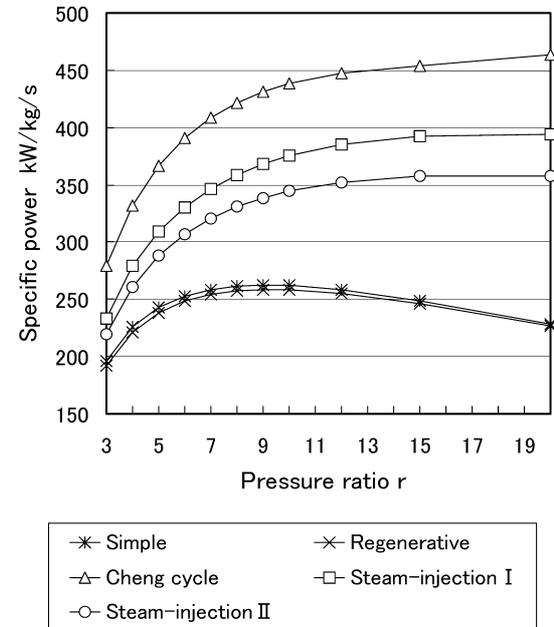
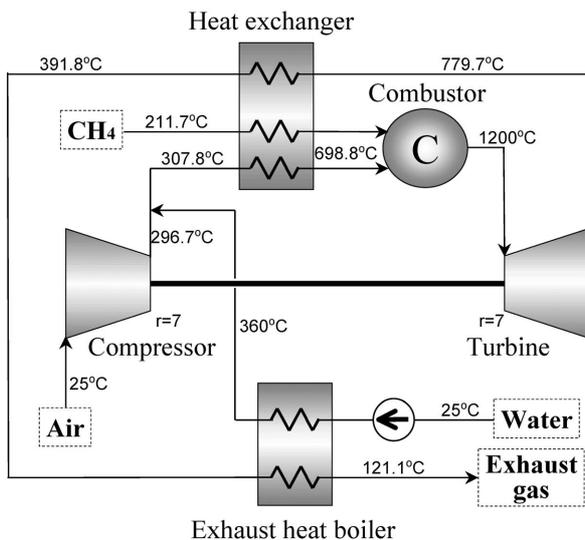


図7 再生型蒸気噴射ガスタービンシステムの比出力



Optimum conditions and performances of regenerative steam-injection II

Pressure ratio	7.0
Air ratio	3.77
Steam/fuel mass ratio [kg/kg-fuel]	7.5
Specific power [kW/kg/s]	320.6
Exergy efficiency [%]	45.63
Thermal efficiency (HHV) [%]	42.35

図5 再生型蒸気噴射ガスタービンシステムII型

4.4 蒸気流量の変化に伴う性能特性

図8(a), (b), (c)に各蒸気噴射ガスタービンシステムについて、システムに噴射する蒸気流量をパラメータとした、圧力比と熱効率の関係を示す。蒸気流量は、単位燃料に対するシステムに噴射する蒸気の質量流量の比で示した。各蒸気噴射システムとも蒸気流量の増加によって著しく熱効率が向上する傾向はあるが、その特性はシステムによって異なる。

図8(a)に示されるチェン・サイクルでは、蒸気流量が0のとき、各圧力比において単純型システムと同じ効率を示すが、蒸気流量の増加により効率は改善され、圧力比15、蒸気流量10.5 [kg/kg-fuel] のとき最高効率38.8% (HHV)

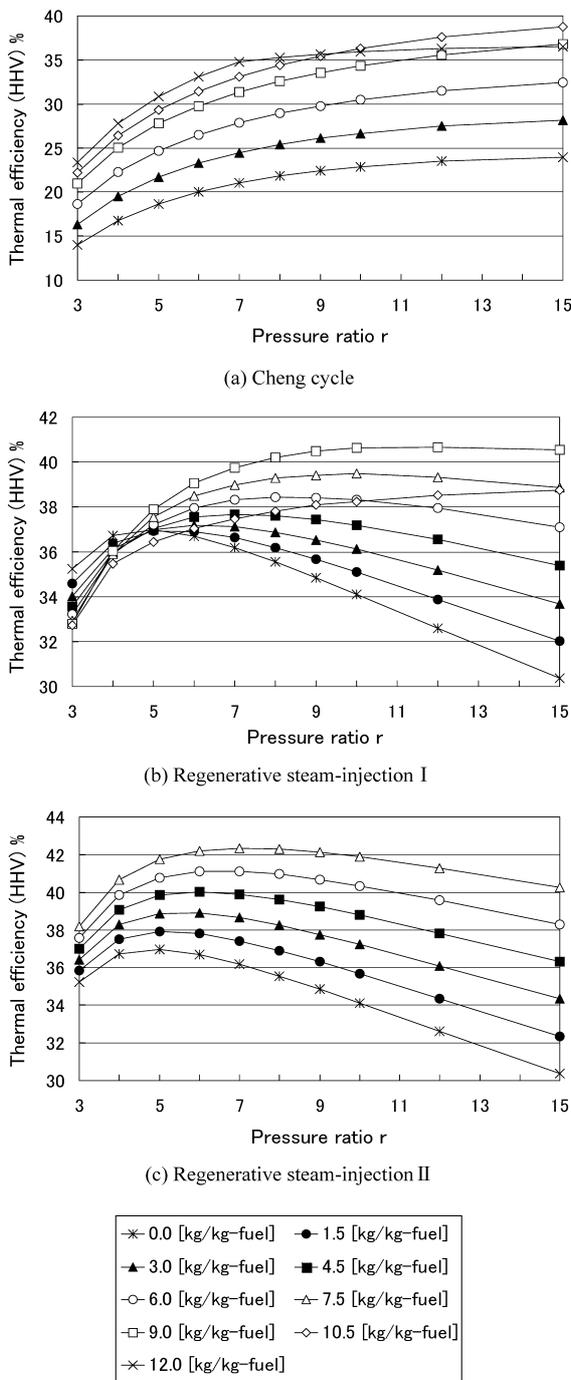


図8 各蒸気噴射システムにおける蒸気流量と熱効率の特性

を得る。ただし、蒸気流量が12 [kg/kg-fuel] まで増加すると、圧力比の高いところで熱効率は低下する。その原因は排ガス中の潜熱による損失が増加するためである。

図8 (b), (c)に示される再生型蒸気噴射ガスタービンシステムでは、蒸気流量の増加による効率向上の効果は、特に高圧力比のときに著しく大きくなる。I型の場合、圧力比が4以下の領域では、蒸気流量の増加とともに効率は低下する。圧力比12、蒸気流量9 [kg/kg-fuel] のとき最高効率40.7% (HHV) に到達し、そのときの最高効率を得るための最適蒸気流量はチェン・サイクルの場合よりも少なくなる。蒸気流量が10.5 [kg/kg-fuel] まで増加すると

熱効率は低下し、その原因はチェン・サイクルの場合と同様である。II型の場合、圧力比7、蒸気流量7.5 [kg/kg-fuel] のとき最高効率42.4% (HHV) に到達し、最適蒸気流量はI型の場合よりも少なくなる。蒸気流量を7.5 [kg/kg-fuel] 以上にすると、排熱ボイラでピンチポイントの温度差が小さくなり、蒸気の生成が不可能となる。

5. エクセルギー評価

図9 (a), (b)に、再生型蒸気噴射システムI型、II型のエクセルギーフローを示す。システムに投入される燃料のエクセルギーに対する、各要素でのエクセルギー損失、熱交換器や排熱ボイラで回収されるエクセルギーおよび出力の割合を%値で示している。両システムとも、燃焼器におけるエクセルギー損失の割合が大きくなる傾向がある。また、II型の場合は、I型に比べて熱交換器で回収するエクセルギー量が大きく、その原因は、I型の場合、空気のみで排熱を回収するのに対し、II型の場合、空気および蒸気の両方で排熱を回収できることによる。

図10に各ガスタービンシステムにおける、各構成要素でのエクセルギー損失特性を示し、再生型蒸気噴射システム

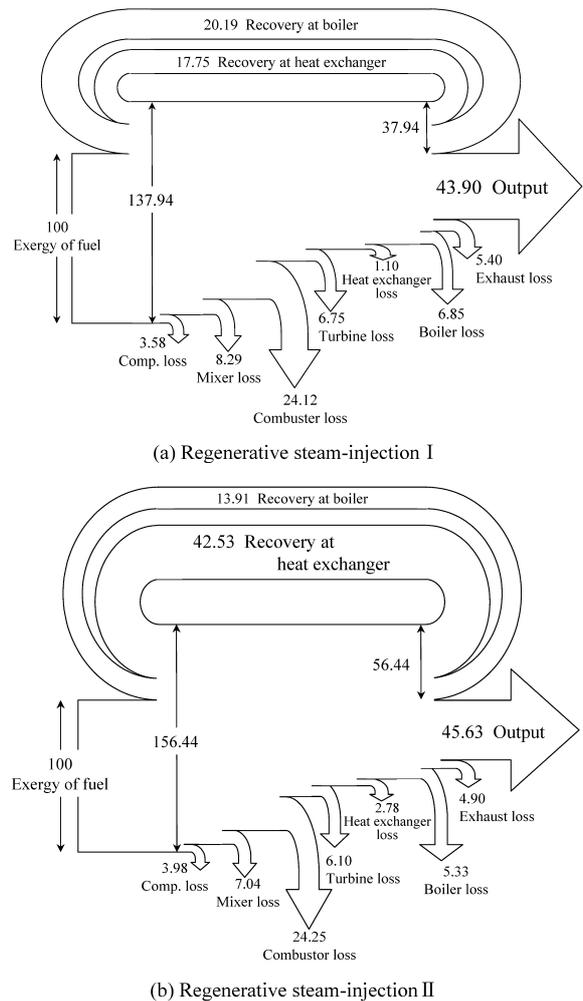


図9 再生型蒸気噴射システムのエクセルギーフロー

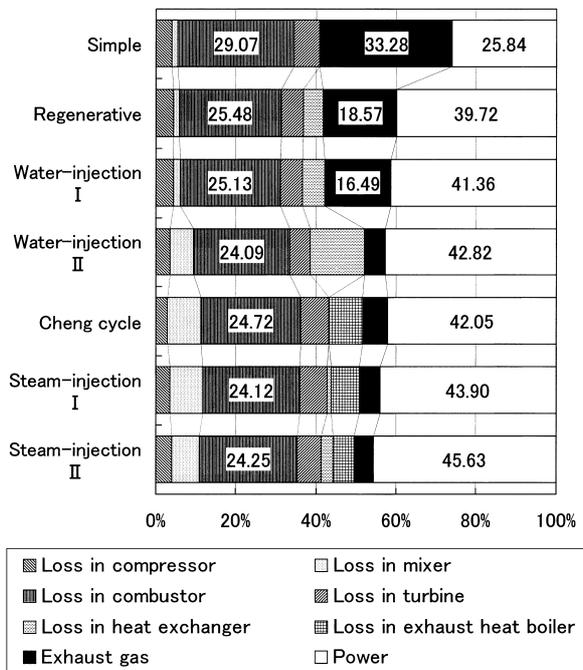


図10 各ガスタービンシステムのエクセルギー評価

と再生型システム、水噴射システムおよびチェン・サイクルのエクセルギー損失特性を比較する。再生型蒸気噴射システムが、再生型システムに比べて高効率となるのは、蒸気の生成によって排ガスのエクセルギーを回収し、排ガスのエクセルギー損失を低減していることによる。また、再生型蒸気噴射システムの効率は、水噴射システムの効率よりも高くなる傾向がある。水噴射II型の場合、熱交換器内で水が蒸発する際に、排ガスとの温度差が大きくなり、エクセルギー損失が大きくなるが、再生型蒸気噴射システムは、蒸気発生および再生熱交換器で温度差の少ない熱交換が可能となり、エクセルギー損失は小さくなる。蒸気噴射システムの中でも再生型蒸気噴射システムII型の効率は最も高くなる。これは、システムに噴射する蒸気流量を他の蒸気噴射システムに比べて少なくでき、また蒸気発生で温度差の小さい熱交換を行うことにより、排熱ボイラにおける潜熱によるエクセルギー損失を小さくできるためである。チェン・サイクルは蒸気流量が多く、また、排熱ボイラ内で高温のタービン排熱を水によって回収し、ボイラ内の高温側と低温側の温度差が大きくなるため、エクセルギー損失は大きくなる。水噴射や蒸気噴射システムの場合、混合過程における損失が大きくなる傾向があり、これは、水や蒸気を噴射する際の伝熱等による不可逆損失が原因であると考えられる。

6. 再生型蒸気噴射ガスタービン熱電可変システム

蒸気噴射ガスタービンシステムの場合、排熱ボイラで生成した蒸気を外部へ取り出し、プロセス蒸気として利用することもでき、ガスタービンシステムに噴射する蒸気流量

とプロセス蒸気として用いる蒸気流量を制御することにより、熱と電力を、出力割合を変えて併給することが可能となる。本節では、本論文で検討した再生型蒸気噴射ガスタービンシステムについて、熱と電力を、出力割合を変化させて同時に供給する、蒸気噴射型熱電可変システムとして適用した場合の出力内訳および総合効率の評価を行う。

6.1 熱電可変システム系統図

図11に熱と電力を併給する際の蒸気噴射型熱電可変システムの系統図を示す。システムに供給される水は、排熱回収ボイラの蒸発器で飽和蒸気となり、一部プロセス蒸気としてシステムの外部へ取り出されて利用される。残った蒸気は過熱器で過熱蒸気となり、再生型蒸気噴射システムI型の場合は燃焼器へ、II型の場合は圧縮機出口へそれぞれ噴射する。

6.2 熱電可変システムの熱および電力の出力特性

図12(a),(b)に、再生型蒸気噴射熱電可変システムI型、II型について、ガスタービンシステムに噴射する蒸気流量と外部に取り出すプロセス蒸気流量の割合を変えたときの、熱および電力による出力の熱効率の内訳およびエクセルギー効率の推移を示す。各システムに供給する水の総流量および圧縮機の圧力比は、第4節における電力のみの熱効率最大時の値を用いた。

排熱ボイラの蒸発器で生成した蒸気の全量をプロセス蒸気として用いる場合、ガスタービンシステムへは蒸気が噴射されないため、電力による出力は、再生型システムと同出力となり最小となる。一方、熱負荷は大幅に増加し、熱電可変システムの総合効率はいずれのシステムも70% (HHV)を上回り、最大となる。また、出力内訳も電力に比べて熱負荷の占める割合のほうが大きくなる。

蒸気の全量をガスタービンシステムに噴射する場合、電力の熱効率は最大値となるが、プロセス蒸気の生成は行われず、熱負荷がないため、システムの総合効率は、電力のみの熱効率となり最小となる。

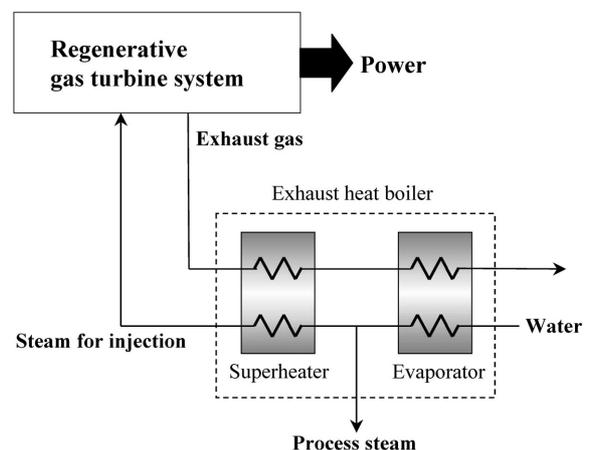


図11 再生型蒸気噴射ガスタービン熱電可変システム

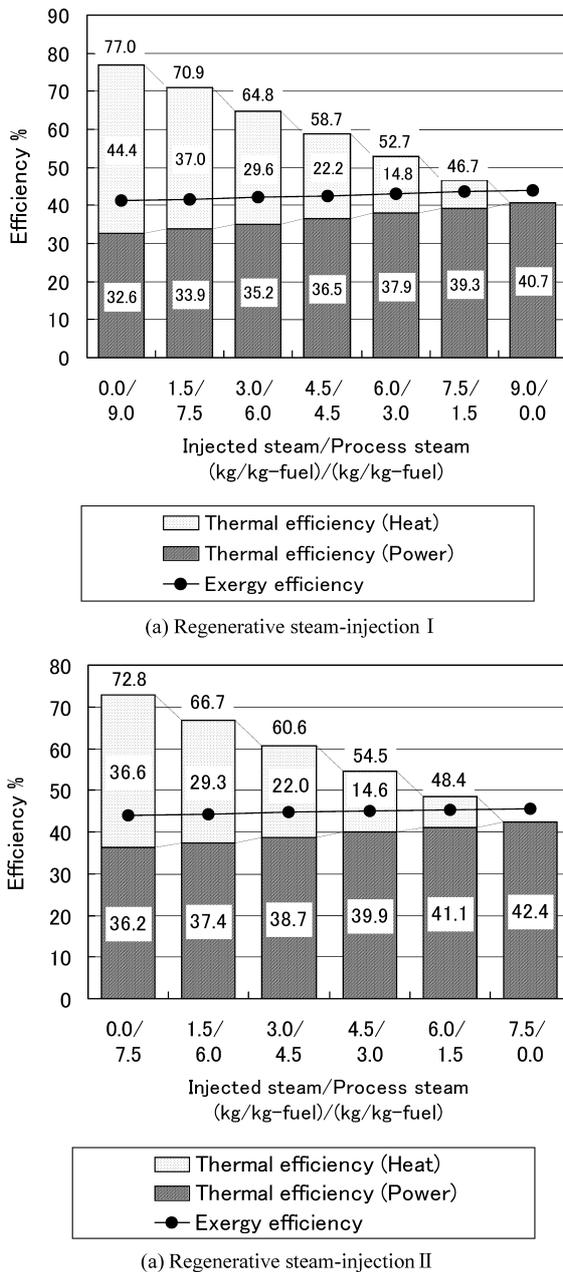


図12 再生型蒸気噴射ガスタービン熱電可変システムの熱および電力の出力比

7. おわりに

本論文では、構成の異なった2種類の再生型蒸気噴射ガスタービンシステムの性能特性を示し、それらのシステムと再生型システム、水噴射型システムおよびチェン・サイクルの性能を熱効率やエクセルギー評価により定量的に比較した。その結果、再生型蒸気噴射システムについて、以下の知見を得た。

(1) 再生型蒸気噴射ガスタービンシステムは、排熱ボイラでの蒸気の生成により、排ガスのエクセルギーの回収を容易にし、再生熱交換器での熱回収も比較的容易であるため、再生型システムよりも効率は改善される。また、再生型蒸

気噴射システムは、作業流体中に蒸気が混入するため、再生型に比べて空気比が小さくなり、それにより比出力が大きくなる。

(2) 水噴射ガスタービンシステムに比べて、再生型蒸気噴射ガスタービンシステムの熱効率は高くなる。水噴射システムⅡ型は、熱交換器内で水が蒸発し、温度差の大きい熱交換を行うため、エクセルギー損失が大きくなるが、再生型蒸気噴射システムは、蒸気発生および再生熱交換器で温度差の少ない熱交換が可能となり、比較的エクセルギー損失が小さくなるのが原因である。

(3) 従来型の再生熱交換器を持たないチェン・サイクルに比べて、再生型蒸気噴射システムは、蒸気流量が少なく、また、排熱ボイラで温度差の小さい熱回収を行うため、熱効率は高くなり、効率が最大となる最適圧力比は低くなる。また、蒸気を圧縮機出口に噴射する再生型蒸気噴射Ⅱ型は、蒸気を燃焼器に噴射するⅠ型よりも熱効率は高くなる。その原因は再生器で蒸気による熱回収を行うことにより、蒸気流量を少なくし、排ガス中における潜熱の損失を小さくできるためである。さらに、Ⅱ型にはⅠ型よりも低圧力比で最高効率を得る特性がある。

(4) 再生型蒸気噴射システムは、熱電可変システムとして、熱と電力の出力割合を変えて併給することが可能となり、熱負荷最大時には、システム総合効率は70% (HHV)を上回る。電力として得られる比率は、チェン・サイクルよりも多くできる。

本研究は、文部科学省戦略的基礎研究推進事業 (CREST) の一環として行われた研究であることを記し、謝意を表する。

参考文献

- 1) 宇多村 元昭, 唐澤 英年, 竹原 勲, 堀井 信之; 水噴霧を利用したガスタービンの出力増加 (熱サイクルの理論的検討と検証), 日本ガスタービン学会誌, 25-98 (1997), 99-105.
- 2) J. H. Horlock; The evaporative gas turbine [EGT] cycle, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 120 (1998), 336-343.
- 3) 伊藤 猛宏, 山口 朝彦, 杉田 成久; HATサイクルの熱力学的評価, 日本機械学会論文集 (B編), 63-607 (1997), 365-372.
- 4) W. E. Fraize, C. Kinney; Effects of steam injection on the performance of gas turbine power cycles, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 101 (1979), 217-227.
- 5) O. Bolland, J. F. Stadaas; Comparative evaluation of combined cycles and gas turbine systems with water injection, steam injection, and recuperation, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 117 (1995), 138-145.
- 6) 宇治 茂一; 部分再生二流体ガスタービンシステム, 日本機械学会論文集 (B編), 66-648 (2000), 280-288.
- 7) Hyprotech Ltd., HYSYS. Plant ver.2.1.1 (1999).