

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	未利用エネルギーを活用したリパワーリングシステムに関する研究
Title(English)	
著者(和文)	秋山算甫
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第4943号, 授与年月日:2001年10月31日, 学位の種別:課程博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第4943号, Conferred date:2001/10/31, Degree Type:Course doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

G200'

A

未利用エネルギーを活用した リパワーリングシステムに関する研究

東京工業大学

総合理工学研究科 環境理工学創造専攻

秋 山 算 甫

目 次

第 1 章 序論

1. 1	本研究の必要性の社会的背景	1
1. 2	省エネルギー時代のエネルギーシステム評価方法	5
1. 3	国内外のエネルギー事情の考察	8
1. 4	本研究の目的／狙い目	15

第 2 章 ガスタービンを用いたリパワーリングシステムの性能評価方法

2. 1	エクセルギーの定義	17
2. 2	システム効率の定義	17
2. 3	要素機器のエクセルギー効率の定義	20
2. 4	性能解析方法	21

第 3 章 従来システムの問題点と解決課題

3. 1	単純サイクルガスタービンコージェネレーション	35
3. 2	従来の蒸気噴射型ガスタービンコージェネレーションシステム	39
3. 3	従来システムの課題の整理	41

第 4 章 未利用エネルギーを活用したガスタービンリパワーリングシステム

4. 1	はじめに	42
4. 2	システム構成	42
4. 3	システムの性能解析評価	45
1)	解析の条件	45
2)	性能解析結果	46
2)-1	タービン入口温度及び圧力比が性能に及ぼす影響	46
2)-2	蒸気圧力が性能に及ぼす影響	47
2)-3	噴射蒸気量が性能に及ぼす影響	49
a)	システム全体性能への影響	49
b)	構成要素機器の性能に及ぼす影響	58

b)-1 排熱回収部分のエクセルギー損失の検討	59
b)-2 燃焼器のエクセルギー損失の検討	65
2)-4 システムのマテリアルバランス	70
2)-5 システムの熱量及びエクセルギーフロー	70
2)-6 システムのエクセルギーバランスの検討	83
4. 4 第4章の結論	87
第5章 二酸化炭素排出削減に向けた実プラントへの適用 ——その1	
——中小ごみ焼却場からの余剰蒸気活用型リパワーリングシステム——	
5. 1 はじめに	89
5. 2 廃棄物焼却施設等から発生する未利用蒸気の検討	89
5. 3 実プラントシステムの構築	94
5. 4 SAGAごみ発電システムの性能評価	96
5. 5 既存スーパーごみ発電システムとの比較検討	101
5. 6 単純サイクルガスタービン、既存ごみ発電との性能比較	102
5. 7 二酸化炭素排出削減効果の検討	105
5. 8 第5章の結論	110
第6章 二酸化炭素排出削減に向けた実プラントへの適用 ——その2	
——ソーラーハイブリッド蒸気噴射型ガスタービン発電システム——	
6. 1 はじめに	111
6. 2 太陽エネルギーの検討	111
6. 3 従来の太陽熱発電プラントとその問題点	113
6. 4 実プラントシステムの構築	114
6. 5 システムの性能解析・評価	116
6. 6 二酸化炭素排出削減効果の検討	118
6. 7 第6章の結論	120

第7章 結論	121
謝辞	125
引用文献	126
申請特許	128
付録A 本研究をベースとした特許	129

主な記号の説明

記 号	説 明	単 位
G	: 質量流量	kg / s
P	: 圧力	Pa
T	: 絶対温度	K
Q	: 熱量	kJ / s
q	: 単位質量当たりの熱量	kJ / kg
H	: エンタルピー	kJ / s
h	: 比エンタルピー	kJ / kg
E	: エクセルギー	kJ / s
e	: 比エクセルギー	kJ / kg
S	: エントロピー	$\text{kJ} / \text{K} \cdot \text{s}$
s	: 比エントロピー	$\text{kJ} / \text{K} \cdot \text{kg}$
C_p	: 定圧比熱	$\text{kcal} / \text{K} \cdot \text{kg}$
C_v	: 定容比熱	$\text{kcal} / \text{K} \cdot \text{kg}$
η_E	: エクセルギー効率	
η_T	: 熱効率	
η_{RG}	: 減速機効率	
η_G	: 発電機効率	
η	: 発電効率	
L	: 出力	kW

添え字

a : 空気 、 s : 蒸気 、 f : 燃料 、 H : 高位 、 L : 低位

in : 流入 、 out : 流出 、 los : 損失 、 h : 高温 、 c : 低温

o : 環境（周囲）条件

第1章 序論

1. 1 本研究の必要性の社会的背景

本研究は、電力と熱との需要の不釣り合いから発生する余剰蒸気、あるいは全国に数多く設置されている中小ごみ焼却場から発生しているが有効活用されていない蒸気、また、その潜在賦存量は無限大ともいわれている太陽エネルギーなどの未利用エネルギーを、従来の化石エネルギーを主体としたガスタービン発電システムに有効に活用し、二酸化炭素の排出削減を目指した新しいガスタービン発電システムの提案を行うとともに、その性能の最適化評価を行うものである。

18世紀に英国にて蒸気機関が発明され、社会および産業界に革命的な進歩をもたらした。その後20世紀に入り、往復動式原動機に比べて比出力が極めて大きいガスタービンが航空用原動機として着目され、各国の激しい開発競争を経た結果、今日の航空用原動機としての地位を獲得するにいたっている。

ガスタービンは航空用原動機のみではなく、都市部上下水場の非常用ポンプの駆動、天然ガスパイプラインのブースタステーションにおける圧縮機の駆動等、流体機械駆動用として、その優れた起動特性の面から適用範囲は拡大されてきている。

一方、大型発電用としては、1986年に東新潟火力発電所に世界最大規模のコンバインドサイクルガスタービン発電プラントが完成したのをはじめとして、石炭からクリーンな天然ガスへの燃料転換の追い風もあり、各地に同様なコンバインド発電プラントが建設されてきている。

産業用および業務用分野では、最近の経済環境の厳しさからエネルギーコストの削減を図ることが生き残り上必須となってきた。ガスタービンは往復動原動機に比べて大流量かつ高温の排気ガスを有するため、その排気ガスエネルギーを有効に回収利用し、投入エネルギーを燃焼温度から環境温度まで、とことん、食い尽くす／利用し尽くすカスケード利用のエネルギーシステムが提案され、その普及が促進されてきている。

また、一極集中型の大型発電システムでは、昼間と夜間のデマンドへの柔軟性が極めて乏しく、夜間余剰となった電力を無理やり水ポンプ駆動に使用して、電気エネルギーを位置エネルギーに変換した後に貯水して昼間発電する揚水発電所が運転されるようになってきている。さらに、この大型発電システムの高温部の条件は高温、高圧化が進み、発電効率は向上しているが、熱の利用が殆ど無いので発電所全体の総合熱効率は高々45%程度に留まっている。言い換えれば、日本は過去100年近くエネルギー変換部門では投入燃料エネルギーの45%以下しか有効活用していないと言える。

1997年12月に開催された地球温暖化防止京都国際会議（COP3）で、①議定書など法的文書採択、②2000年以降の国際的枠組みの決定が決議された。具体的には、1994年3月に発効した「気候変動枠組み条約」の条約締結国の約束事である「温室効果ガスの総排出量を2010年時点にて1990年レベルに戻す。」が法的拘束力を伴って約束された。

このため、環境庁では1996年に、「地球温暖化対策技術評価検討会」を発足させ、いくつかの有効な提言^(1.1)を行っている。

現在の予測では、2000年時点での二酸化炭素排出量は、1990年実績である3億2000万トン（炭素換算）を約1000万トン超過すると見込まれている。この1000万トン超過に対する具体的かつ実効のある対策が緊急の課題となっており、実際に可能性のあるガスタービン対象技術が評価されている。この評価対象となったガスタービン対象技術による2000年時点での二酸化炭素1000万トン削減のみとうしは主要部門で次のように提言されている。

- ① エネルギー転換部門では、高効率コンバインド発電、高効率ごみ発電などで180万トンの削減
- ② 産業部門では、コージェネレーション、リパワーリング、コンバインド発電などで200万トンの削減
- ③ さらに、民生部門で180万トン、運輸部門で90万トン、その他290万トン

このように発展してきたガスタービン技術は、「投入燃料エネルギーをとことん食い尽くす／利用し尽くすカスケード利用のエネルギーシステム」として、地球温暖化防止のための二酸化炭素削減対象技術の切り札、言い換えれば省エネ技術の切り札として脚光を浴びてきているとともに、産業界をはじめとして、その期待度は大きい。

ガスタービンの効率向上のため、従来からタービン入り口温度の向上、圧縮機・タービンなどの要素効率の向上などが世界各国で着実に進められてきている。タービン入り口温度については、冷却翼で約1600℃、無冷却翼では約1350℃の高温が実用領域に達してきている。一方、ガスタービンをカスケード利用エネルギーシステムの中核原動機としてみる場合、ガスタービン自身の効率向上に加えて排気エネルギーを有効に利用する技術についても研究開発が進められている。一例として、排気エネルギーを燃焼用空気の予熱に回収してシステム効率の向上をめざした再生サイクルガスタービン、排気エネルギーで蒸気を発生し、その回収蒸気にて蒸気タービン発電機を駆動するコンバインドサイクル、また、回収蒸気を燃焼器に噴射する蒸気噴射ガスタービンサイクルなどが挙げられる。

これらの中で、蒸気噴射ガスタービンサイクルは「システムエネルギー技術」の中核として期待されているコージェネレーションの分野において、比較的容易に熱電可変が実現できる特徴を有しているため、熱電可変型ガスタービンコージェネレーションシステムとして運用が普及してきている。

蒸気噴射ガスタービンサイクルは「システムエネルギー技術」として、優れた特徴を有するが、噴射する蒸気量は圧縮機のサージング特性により制限を受ける。

現在実用化されているシステムでは、流入空気質量の10%程度が平均的な噴射蒸気量であるが、ここ数年に最高28%程度のシステムも実用化されてきている。

このように、排気ボイラで回収された蒸気の一部はガスタービン燃焼器に噴射され電力への変換に有効利用されているが、残りはシステムから外部への送出蒸気となる。この外部へ送出された蒸気は十分な需要が無ければ無駄に捨てられることになる。

更に、ごみ焼却場の殆どで発生蒸気が有効活用されずに無駄に捨てられている。

筆者は、太陽エネルギーを含むこのような未利用エネルギーを現在の蒸気噴射型ガスタ

ービンサイクルに適用し、ガスタービン自身の排気エネルギーから回収した全量の蒸気に加えて外部からの未利用蒸気も合わせて噴射することを可能とした新しい蒸気噴射型ガスタービンサイクルを提案し、特許申請⁽¹⁾⁽²⁾を行っている。この新しく提案された「未利用エネルギーを活用した二酸化炭素排出削減型ガスタービン」に熱力学的な解析・検討を加え、従来技術との比較の中からその性能特性を明らかにすることを目的としている。

本研究により、当該テーマの優位性が明らかになり、省エネ技術のひとつの候補としてのガスタービンコージェネレーション普及の一助となり、その結果地球温暖化防止のための二酸化炭素削減に多少なりとも貢献することを確信している。

1. 2 省エネルギー時代のエネルギーシステム評価方法

地球環境保全の気運の高まりとともに、限られたエネルギーを有効に利用し尽くす省エネルギー技術への期待が高まってきている。この期待に応える切り札の一つがガスタービンを利用したカスケード型エネルギーシステムといえる。

ガスタービンを利用した発電システムあるいはコージェネレーションシステムを評価する場合、化石燃料を中心とする燃料への危機感、および環境汚染への危機感が今日ほど高く無い時代にあっては、投入燃料に対する発電出力の割合で、あるいは投入燃料に対する発電出力と排熱回収蒸気と和の割合で評価しても差し支えなかったといえる。

しかしながら、これからの21世紀にあつてのエネルギーシステム全体の評価を行う際に、重要な熱的評価項目として以下の3項目が考慮されなければならない。

- ① エンタルピー的評価（システムの熱量的な変換効率）
- ② エクセルギー的評価（システムの質的な変換効率）
- ③ デマンドサイド評価（回収熱エネルギーの使用効率）

デマンドサイド評価については、従来コージェネレーションを計画する場合、顧客の最大負荷に合わせて、排熱回収効率と発電効率とを合わせた総合効率を可能な限り高く取れば良いとされてきた。しかし、エネルギーコスト削減の要求が厳しくなってきた昨今、この最大負荷対応のシステム評価だけでは社会ニーズに応えられなくなっている。このためデマンドの種類（冷熱／温熱、低圧／高圧プロセス蒸気等）、季節別、月別、週別、日別および時間別の需要変動をきめ細かく予測し、更に就業条件と商用電力の各種調整料金体系との最適化を図り、顧客へ最大の経済的な効果を提供することが今後の生き残りの必須条件となってきた。

このデマンドサイド評価については、本研究の主目的で無いので今後の課題とすることとするが、要求エネルギー種や負荷の変動に対応できる柔軟性は確保するものとする。

「システムエネルギー」の中核技術であるガスタービンコージェネレーションを対象として考えた場合、石炭、石油、天然ガス等の化石燃料はシステムへの投入一次エネルギーとして燃焼器に於いて燃焼させられ、化学エネルギーから高温、高圧の熱エネルギーに変換される。この後、タービンに導かれて機械エネルギーとして変換され、タービンに直結された発電機にて機械エネルギーから電気エネルギーとなる。また、タービンからの排気ガスはボイラに導かれ、そこで蒸気としてエネルギー回収される。

これらのエネルギーは、最終的には環境温度の熱となり大気中に拡散されるが、高温、高圧の熱エネルギーはガスタービンなどの原動機を駆動させ、機械エネルギーへ変換可能な高品質なポテンシャルを持っているが、環境温度近くになった熱エネルギーは何らの仕事をもなし得ない。したがって、機械エネルギーや電気エネルギーは高品質な、熱エネルギーは低品質なエネルギーといえることができる。

ガスタービンコージェネレーションは、電力および熱エネルギーを出力として取り出すシステムであるが、この熱エネルギーは殆どの場合 200℃未満の飽和蒸気の形態が多い。この性能評価については、従来、熱力学第1法則のエネルギー保存則に基づくエンタルピー的評価がなされてきた。すなわち投入燃料燃焼熱量に対するシステム出力である電力量と熱量との和の割合を総合熱効率とし、システム優劣評価の基準として用いてきた。しかしながら、前述したようにエネルギーの形態には、品質に大きな相違があり電気・機械エネルギーは高級であり、環境温度レベルの熱は低級である。

電気・機械エネルギーは相互に、更に熱エネルギーに殆ど 100% 近くの効率で変換可能であるが、熱エネルギーはそのすべてを仕事に変換できない。このエネルギーの品質を定量的に示すものをエクセルギーと称し、取り出しうる最大の有効仕事量として定義される。このエクセルギー E は、

$$E = H - H_0 - T_0 (S - S_0)$$

として定義され、ここで H 、 S はそれぞれエンタルピー、エントロピーであり、添え字 0 は環境条件を示す。

エネルギーシステムの効率について評価する場合、質の異なるエネルギーを単に量のみ

を考えたのでは熱力学的な見地からは合理性を欠くことになるので、エネルギーの総量としてのエンタルピー量（熱力学第1法則）と有効に取り出しうる仕事量としてのエクセルギー量（熱力学第2法則）との二つの評価基準が必須となってくることがわかる。

1. 3 国内外のエネルギー事業の考察

本来、環境保全、経済成長および資源・エネルギー問題は相互に影響を及ぼしあう関係にあるが、資源・エネルギーが安価であったため、各国経済政策の基本として経済成長が優先されてきた。しかし2度にわたる石油危機、1992年の気候変動枠組み条約の採択、オゾン層破壊等の社会的諸問題が、官、民、産共通の課題として認識されてきた。

言い換えれば、環境問題、経済成長および資源・エネルギー問題は各々が独立してあるのではなく、相互に大きな影響を及ぼすものであることが認識されてきている。

- ・ 先進国の人口減少と発展途上国の爆発的人口増大
- ・ エネルギー資源の枯渇と消費の増大
- ・ 耕作面積の減少と食糧消費の増大
- ・ 森林面積の現象と地球温暖化現象
- ・ オゾン層破壊
- ・ COP3以降の二酸化炭素削減に向けての世界的気運の高まり
- ・ 規制緩和、社会文化の相違

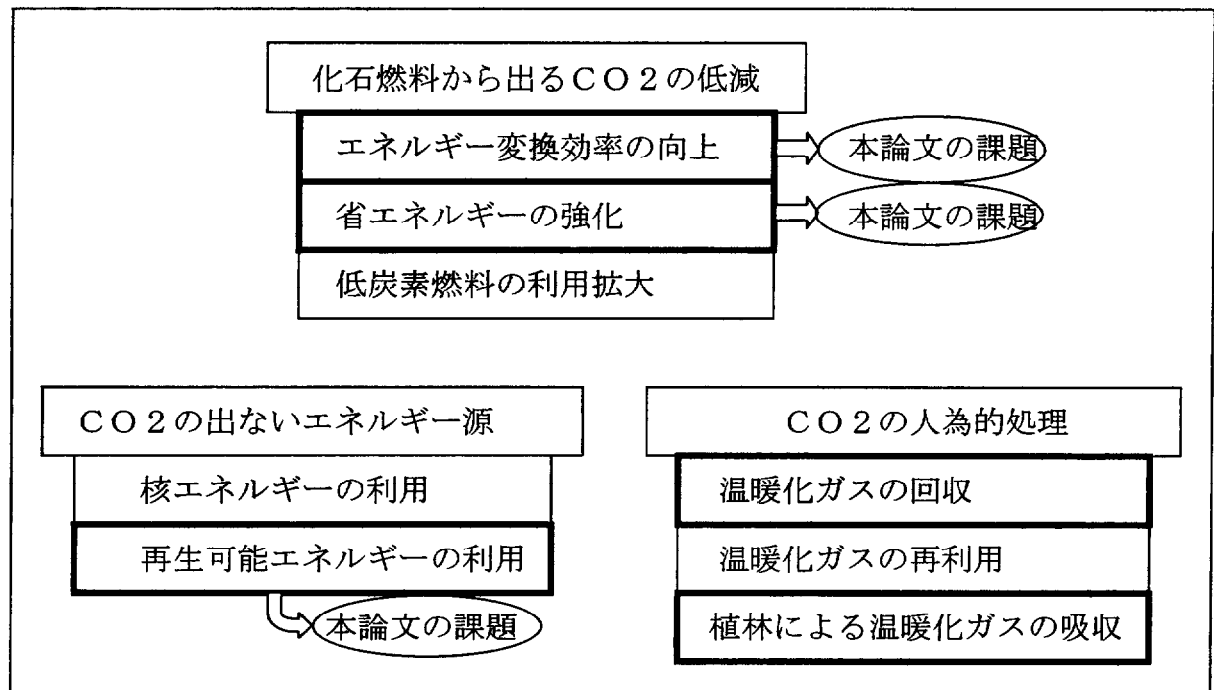
などが大きくクローズアップされてきている。

以下、これら3つの問題について整理して纏めてみることにする。

環境負荷に対する諸問題

1) 地球温暖化（気候変動）

- ・ 化石燃料の燃焼、森林の伐採等により二酸化炭素を代表とする温室効果ガスの濃度が上昇し地球規模での気温が上昇する問題
- ・ 1992年「気候変動枠組み条約」採択
- ・ 温室効果ガスとして、CO₂、CH₄、H₂O、N₂O、HFC、SF₆等が指摘
- ・ 1997年地球温暖化防止京都国際会議（COP3）にて議定書等法的文書締結



2) オゾン層破壊

- ・ CFC等の塩素系冷媒が成層圏オゾン層を破壊
- ・ 有害紫外線が地表に達し、皮膚がんの増加、生態系を破壊
- ・ 2020年代替フロン（HCFC）全廃 → 塩素を含まないHFC、アンモニア

3) 酸性雨

- ・ 大気中に放出されたSOX、NOX等が最終的に硫酸イオンや硝酸イオンに変化して、雨を酸性化して地表に降下（PH5，6以下）

4) 熱帯林の減少

- ・ 焼畑移動耕作、農牧地への転用、森林伐採などによる熱帯林／森林面積の減少
1700万ha／年（本州の約半分の面積）
- ・ 1985年「熱帯林行動計画」採択、1992年「森林原則声明」採択

5) 砂漠化

- ・ 干ばつ、過放牧等による600万ha／年（九州＋四国の面積に匹敵）の砂漠化が進行
- ・ 1977年「砂漠化防止行動計画」採択

6) 途上国の公害問題

- ・ 経済水準／生活水準の向上、都市部への人口集中、総人口の増加、先進国が苦しんだ自然破壊による大気汚染／水質汚濁等が顕在化
- ・ ODA等を通じた先進国による環境配慮政策の提言

7) 世界人口の推移

- ・ 1995年；日本1.3億人、米国2.6億人、英国0.6億人、独国0.8億人
中国12億人、印度9.3億人
- ・ 2000年；63億人
- ・ 2025年；85億人

化石エネルギー資源の供給限界

1) 一瞬としての化石エネルギー時代

- ・ 化石エネルギーは2010年ころがピーク
- ・ 地球の歴史の中で、化石エネルギー時代は「たったの数百年」

2) 世界のエネルギー資源埋蔵量（表1-1）

- ・ 石油確認埋蔵量は、富士山容積の「たった0.5杯」
- ・ 1994年現在の石油確認可採埋蔵量は999,124百万バーレルで、生産量が今日の約60百万バーレル／日を継続するとしても「あと、たった46年程度」
- ・ 地域別賦存量は、中東地域に石油66.3%、天然ガス31.5%と集中している。

表 1 - 1 世界のエネルギー資源埋蔵量(1-3)

	石 油	天然ガス	石 炭	ウ ラ ン
(注 1) 確認可採埋蔵量 (R)	'94年1月1日現在 999,124百万バレル 全世界	'94年1月1日現在 142兆m ³ 全世界	'90年末 10,392億トン	'93年1月 208万トン \$80/kgU以下 142万トン \$80~\$130/kgU 66万トン
地域別 賦存状況	北 米 2.9% 中 南 12.5% 欧 米 州 1.7% 中 東 66.3% アジア・太平洋 4.5% アフリカ 6.2% 旧ソ連・東欧 5.9%	5.2% 5.4% 3.8% 31.5% 7.1% 6.8% 40.2%	24.0% 1.1% 9.3% 0.0% 29.2% 6.0% 30.4%	34.7% 7.8% 7.1% 0.0% 24.5% 25.9% 不 詳
(注 2) 年 生 産 量 (P)	'93年 59,752千b/d	'93年 218百億m ³	'90年 47.5億トン	'93年 2.3万トン (共産圏を除く)
可 採 年 数 (R/P)	'93年 全世界 45.8年	'93年 全世界 65年	全世界 219年	43年(注3) (共産圏を除く)
出 所	(注 1) Oil & Gas Journal (December 27, 1993) (注 2) Oil & Gas Journal (March 14, 1994)	Oil & Gas Journal (December 27, 1993) Oil & Gas Journal (March 14, 1994)	世界エネルギー会議 ('92年) (4年に1回開催)	OECD/NEA/ IAEA ('93年)

(注) 四捨五入のため、和が合わないことがある。

(注 3) ウランについては、十分な在庫があることから年需要量(4.8万トン)を下回っている。このため、可採年数については、確認可採埋蔵量を年需要で除した値とした。

3) 石油資源の枯渇 (図 1 - 1)

- ・ 石油は 2000 年を超えると逼迫の傾向
- ・ 2030 年以降は衰退期

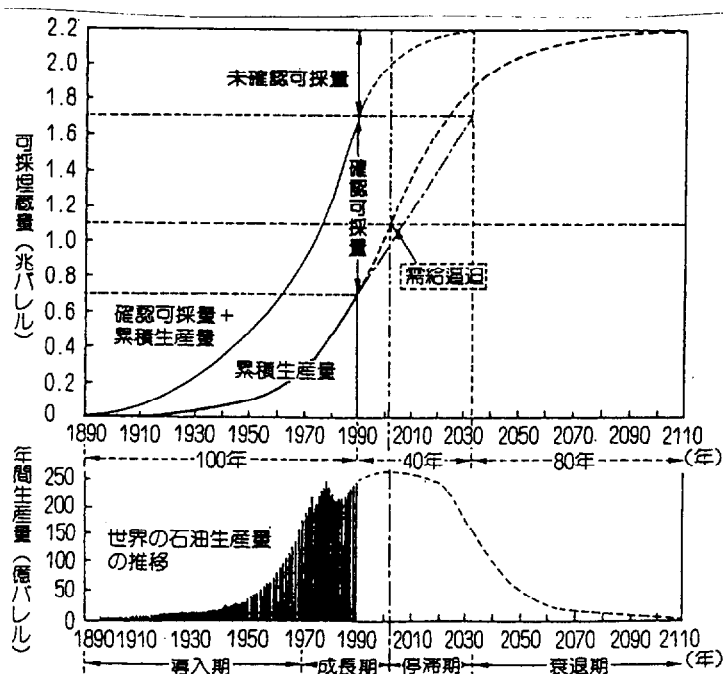


図 1 - 1 石油資源の枯渇(1-4)

4) 要国のエネルギー依存度

- ・ 日本はエネルギー依存度 83.6%、石油輸入依存度 99.6% で世界ナンバー 1
- ・ カナダ、イギリスはエネルギー輸出国

エネルギー消費の制約

1) 将来の世界エネルギー消費 (図 1-2)

- ・ 2020 年ころから石油に代わって、原子力、石炭、合成燃料、太陽エネルギーの利用が必須

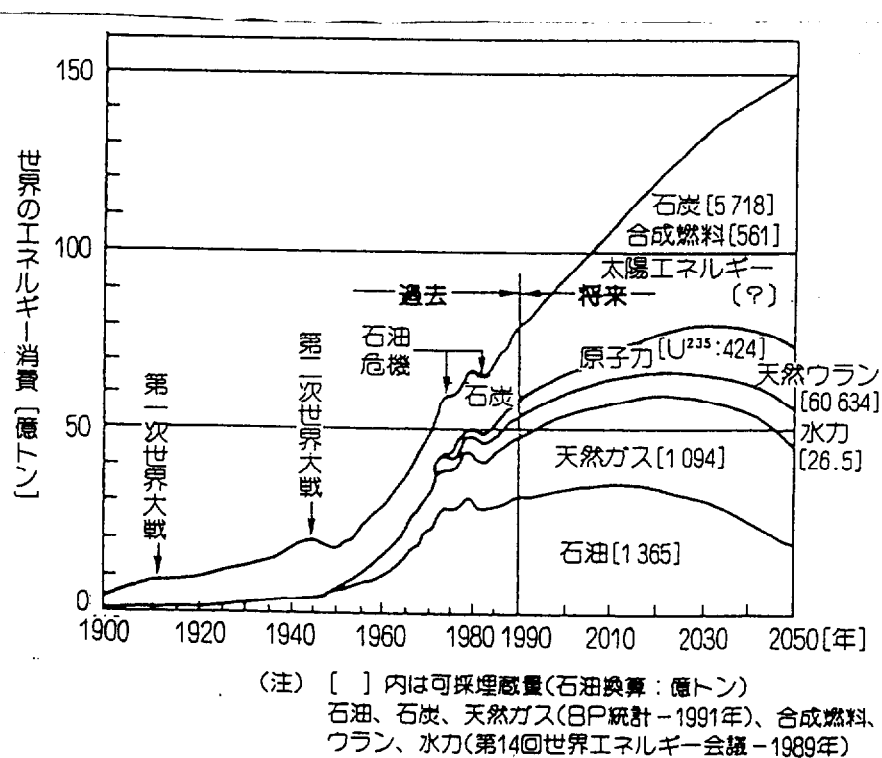


図 1-2 将来の世界エネルギー消費 (1-5)

2) 世界の一次エネルギーの総需要

- ・ 2010 年ころには石油換算 120 億トン

3) 地域別に見た人口とエネルギー消費

- ・ 世界人口の 15% の先進国が世界全エネルギーの 51% を消費
- ・ 一人あたりのエネルギー年間消費量は、日本 3.5 トン、米国 8.0 トン、アジア・中国 0.5 トン

日本のエネルギー事情

1) エネルギー需要供給構成

a) 一次エネルギー供給構成のみとうし

- ・ 2010 年には石油依存度 10% 減

b) 利用分野別エネルギー消費のみとうし

- ・ 2000 年には、民生用の年平均伸び率は産業用に比べて約 1.5 倍
- ・ 2010 年まで、産業用の年平均伸び率は 1% 以下

c) 民生部門用途別エネルギー需要

- ・ 1988 年実績に対して、2000 年に家庭用 1.5 倍、業務用 1.6 倍

2) 省エネルギー／新・未利用エネルギーの有効活用

a) 火力発電の高効率化

- ・ 複合発電では今後約 6 ポイントの効率向上が必要

b) 自然エネルギー利用の発電技術と潜在賦存量 (表 1-2)

- ・ 太陽エネルギーが 16 兆 kWh / 年とダントツに多い

c) 未利用エネルギーの活用

- ・ 電源排熱／都市排熱およびごみ焼却場等で発生している未利用蒸気の有効活用

d) 各種新エネルギーの利用形態

- ・ エクセルギーの高い高品質エネルギー「電力」への変換・利用が最優先
- ・ バイオマス、廃棄物が有するエネルギーは真っ先に燃料転換
- ・ ボトム／ピーク＝約 45% の日本では、昼間から夜間への負荷平準化が必須
- ・ 2000 年以降は太陽、水素、メタノール等のエネルギーが狙い目

表 1 - 2 自然エネルギー利用の発電技術と潜在賦存量⁽¹⁻⁶⁾

種別	技術開発の 状況	実用化の 見通し	賦存量 [億KWH/年]	利用可能量 [万KW]	経済性(現状)		課題
					建設費 [万円/KW]	発電コスト [円/KWH]	
水力	商用化段階 ・高落差技術	・わが国では 2400万 KW (1990年)	7,200	4,900	50以上	10以上	・適地が国立 公園内 ・景観流量の 確保 ・ダム堆積物 の除去
太陽 光	実用化段階 ・系統連系の 基準作成 ・低価格、高 効率セルの 開発	・小規模独立電源 (~2000年) ・離島などでの導入 (2000年~) ・民生用建物への 導入(2000年~)	160,000	7,000	150	150	・量産化による コスト低減 ・系統連系 基準
風力	実用化段階 ・風流調査 ・最適設計と 制御方式	・離島や岬での導入 (~2000年)	900	数十万	100	75	・土地利用の 問題 ・経済的な地 点の選定
波力	実証試験段階 ・高効率技術 の開発	・実用プラント は2006年以降	5,300	~100	300	200	・変換効率の 向上 ・防波堤を兼 ねた導入
潮汐	実用化段階 ・耐久性向上 の研究	・わが国では適 地少(鳴門海 峡)(フランス、 ランス発電所 24万KW)	1,240	数十万	—	—	・適地の選定 ・機器の寿命
海洋 温度 差	基礎試験段階 ・効率向上 ・低コスト	・小笠原、奄美、 沖縄での可能 性あり	1,000	数十万	300	130	・所内動力の 削減 ・システムの 最適設計
地熱	商用化段階 (浅部) ・深部地熱の 開発	・わが国では 21.5万 KW (1989年)	~2	2,600	60	15	・最適地点の 選定
高溶 岩体	要素研究段階 ・人口貯溜層 の基礎研究 ・熱源の探査 技術	・実用化は2000 年以降	~3	7,000	—	—	・地下深部の 掘削技術 ・人工貯溜層 の建設

1-4 本研究の目的／狙い目

1997年のCOP3以降、化石エネルギー資源の制約、発展途上国の人口増大・経済成長・エネルギー消費の増大、地球温暖化防止への取り組みなどのエネルギー問題が世界的な規模で議論されるようになってきた。

世界人口の15%の先進国が世界全エネルギーの51%を消費している責務から、先進国は率先して前述の世界的規模でのエネルギー問題への意識の高揚と実際の対応策を施さなければならない。

また、今後10%近くの高い経済成長率が見込まれる中国を筆頭とする発展途上国において、先進国と同様なプロセスを踏襲していくなら、環境対策に大きな代償を支払わなければならない。

このような待ったなしの社会状況の中で、①省エネルギーの促進、②エネルギー変換効率の向上、③自然・未利用エネルギー等の再生可能エネルギーの活用を図った「二酸化炭素排出削減」を狙い目とした新しい蒸気噴射型ガスタービン発電システムの提案を行う。この新提案システムについて、従来の手法である熱力学第1法則に基づいたシステムの熱量的な評価（エンタルピー評価）、さらには熱力学第2法則に基づいたシステムの質的な評価（エクセルギー評価）を行った上で、そのシステムの優位性を示すことを 本研究の目的／狙い目 とする。

本研究で行うエクセルギー評価は、熱供給システムに適用された例⁽¹⁻⁷⁾ 及び 従来単純サイクルガスタービン及びコージェネレーションシステムの評価に適用された例⁽¹⁻⁸⁾、⁽¹⁻⁹⁾、⁽¹⁻¹⁰⁾ はあるが、蒸気噴射型ガスタービンに適用してシステムの損失評価を行った研究はほとんど見受けられない。

図1-3に本研究の目的／狙い目を整理して示す。

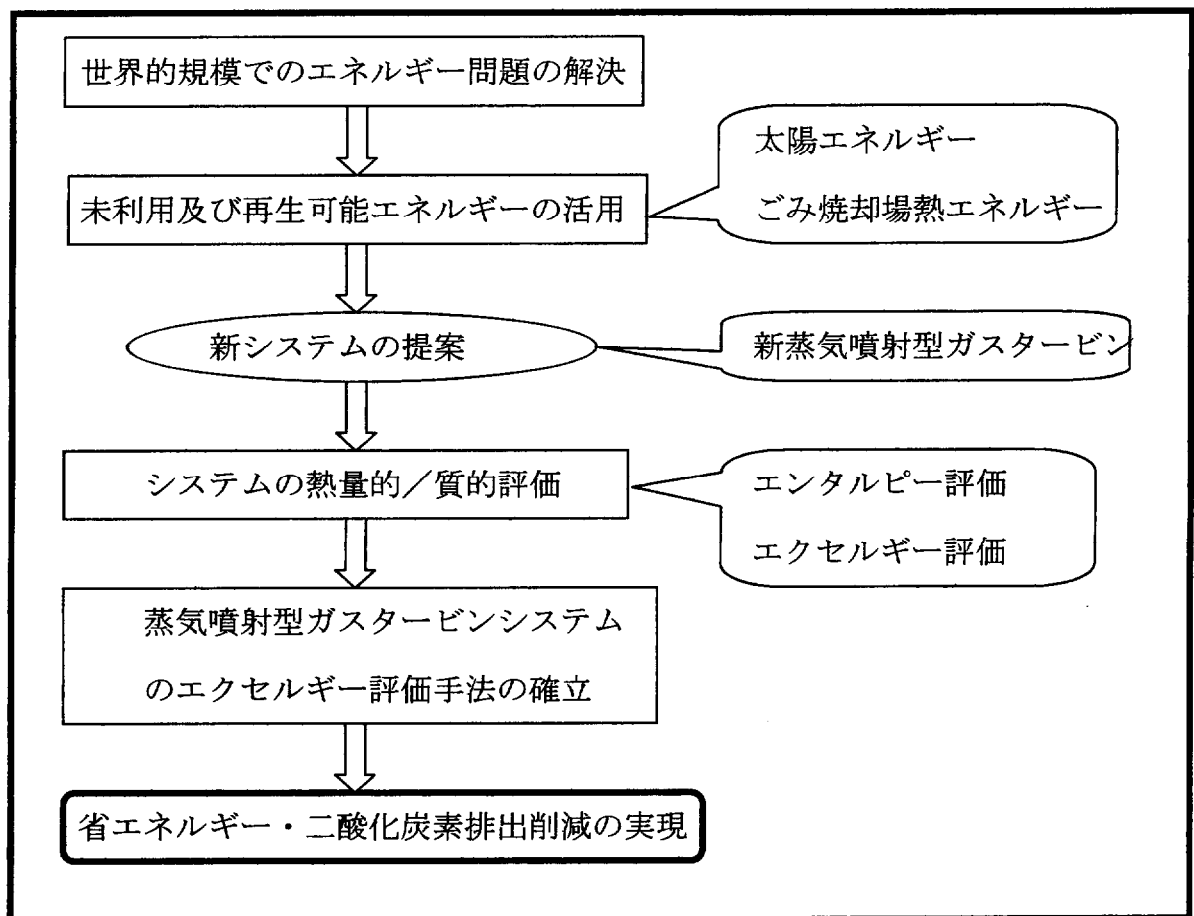


図 1 - 3 本研究の目的／狙い目

第2章 ガスタービンを用いたリパワーリングシステムの性能評価方法

2-1 エクセルギーの定義

電気・機械エネルギーは相互にあるいは熱エネルギーにはほぼ100%近くの効率で変換可能であるが、熱エネルギーはそのすべてを電気・機械エネルギー等の仕事に変換できない。

このエネルギーの品質を定量的に示すものをエクセルギーと称し、「熱量から取り出しうる最大の仕事量」として定義されている。したがって、温度 T の熱量 Q から取り出しうる最大の仕事量 E は、カルノーサイクルの熱効率にこの熱量 Q を乗じた値となり、次式のよう表される。

$$E = Q (1 - T_o / T) \quad \text{—————} \quad (1)$$

式(1)を書き換えて、

$$\begin{aligned} E &= Q - T_o (Q / T) = \int dH - T_o \int dS \\ &= (H - H_o) - T_o (S - S_o) \\ &= \Delta H - T_o \Delta S \quad \text{—————} \quad (2) \end{aligned}$$

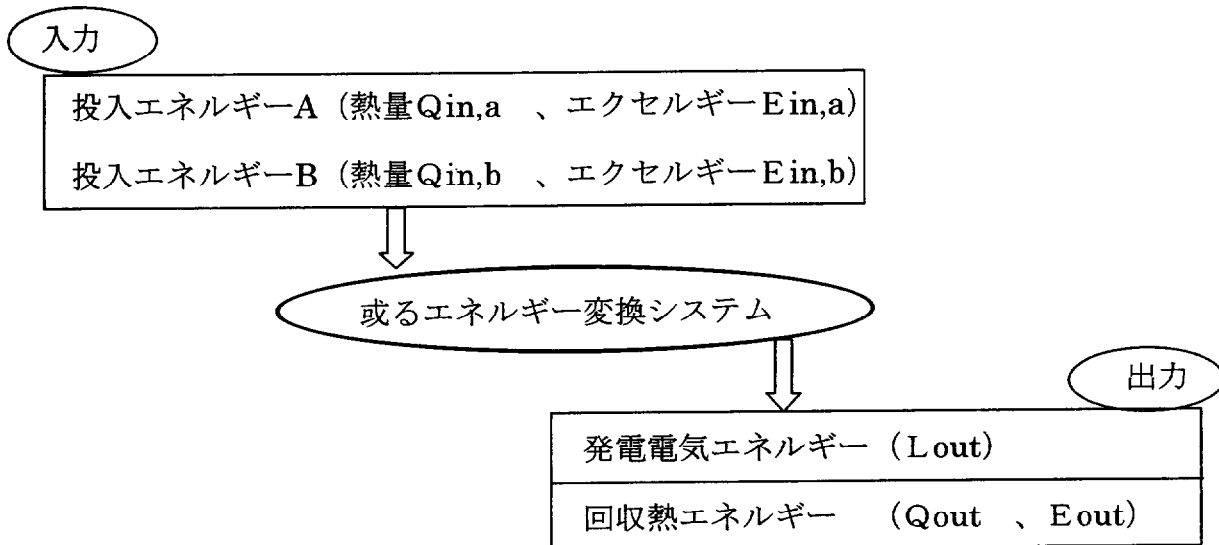
ここに、

H, S ; ある状態における作動流体の保有するエンタルピー (kJ / kg)、
及びエントロピー (kJ / kg)

H_o, S_o ; 環境条件における作動流体の保有するエンタルピー (kJ / kg)、
及びエントロピー (kJ / kg)

2-2 システム効率の定義

システムエネルギー変換の熱的及び質的評価の定義を次のように定義することとする。



a) システム効率の熱的評価 (エンタルピー評価)

$$\text{発電熱効率} \quad \eta_{Q, L} = L_{out} / (Q_{in,a} + Q_{in,b}) \quad \text{—————} \quad (3)$$

$$\text{総合熱効率} \quad \eta_{Q, T} = (L_{out} + Q_{out}) / (Q_{in,a} + Q_{in,b}) \quad \text{—————} \quad (4)$$

b) システム効率の質的評価 (エクセルギー評価)

システムの優劣を質的に定量的に評価するためのものがエクセルギーであり、熱量のみによるエンタルピー評価では、エネルギー変換システムからの出力である高品質な電気エネルギーと低品質な蒸気等の熱エネルギーとが、質的に差別化されず全く同一の量として扱われることになる。

この質的に差別化されず全く同一の量として扱われているエネルギーを質的に評価するために導入されたのがエクセルギーであり、「取り出しうる最大の有効仕事量」言い換えれば「取り出しうる最大の電気・機械エネルギー」として定義されている。

したがって、エクセルギー効率としては、「入力側の投入エネルギーの取り出し得る最大仕事量 (電気・機械エネルギー)」に対する「出力側の取り出し得た仕事量 (電気・機械エネルギー)」との割合を発電エクセルギー効率、また、「出力側の取り出し得る最大の仕事量 (回収熱エネルギー)」を加えた割合を総合エクセルギー効率として考えるのが、最も合理的であると言える。

出力側の回収熱エネルギーは或るエクセルギーを有していることは確実であるが、形

態はあくまで熱であり、「取り出し得る最大の仕事量」としての潜在量を有しているに過ぎない。

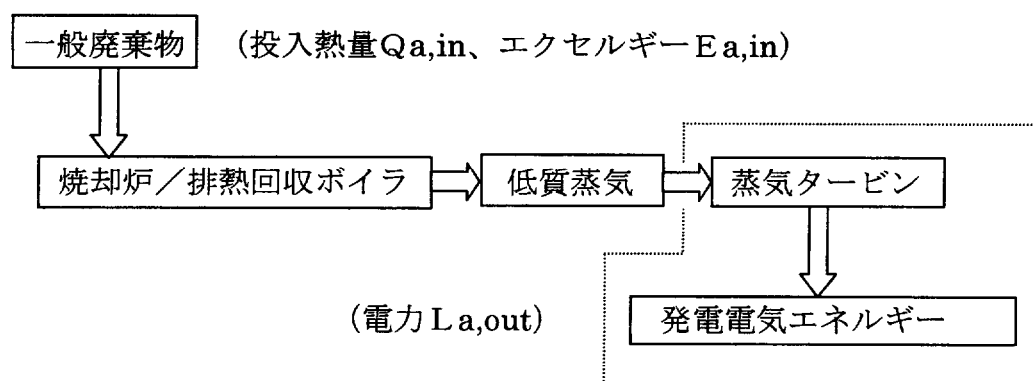
$$\text{発電エクセルギー効率 } \eta_{E, L} = L_{out} / (E_{in,a} + E_{in,b}) \quad \text{—————} \quad (5)$$

$$\text{総合エクセルギー効率 } \eta_{E, T} = (L_{out} + E_{out}) / (E_{in,a} + E_{in,b}) \quad \text{—————} \quad (6)$$

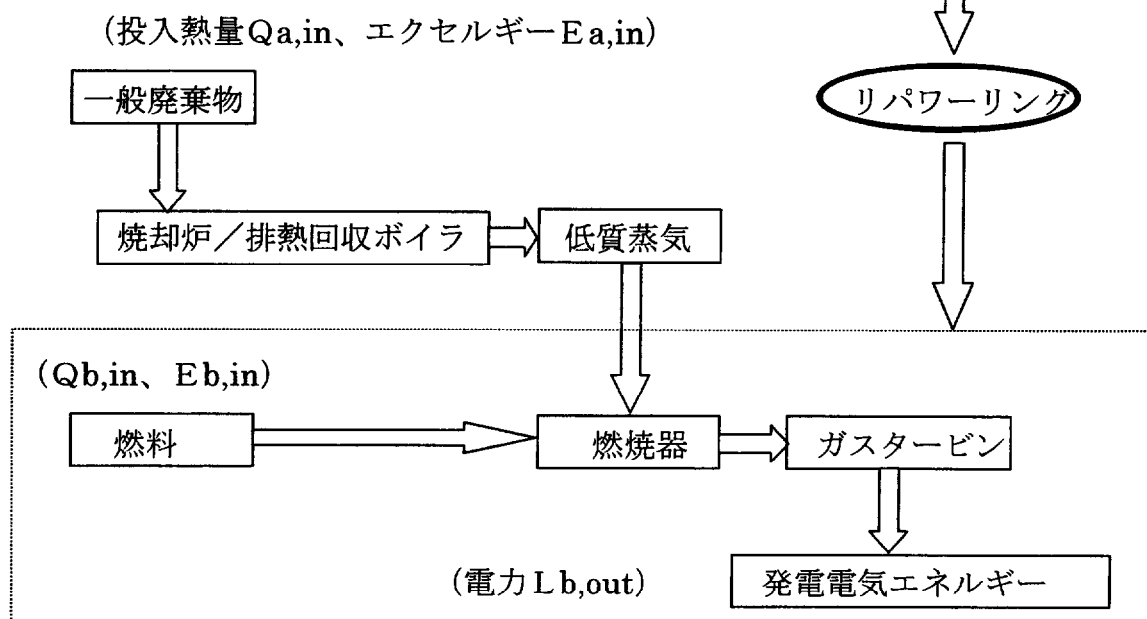
c) リパワーリング効率

或る既存のエネルギーシステムに新たなシステムを代替或いは付加することにより、既存システム或いは複合されたシステム全体のエネルギー有効率を更に向上させるシステムである。従来のごみ発電システムを例として、リパワーリング効率を定義する。

a) 従来ゴミ発電システム



b) リパワーリングシステム



リパワーリング効率は、投入エネルギー増加分に対する出力増加分の割合として以下の式にて定義する。

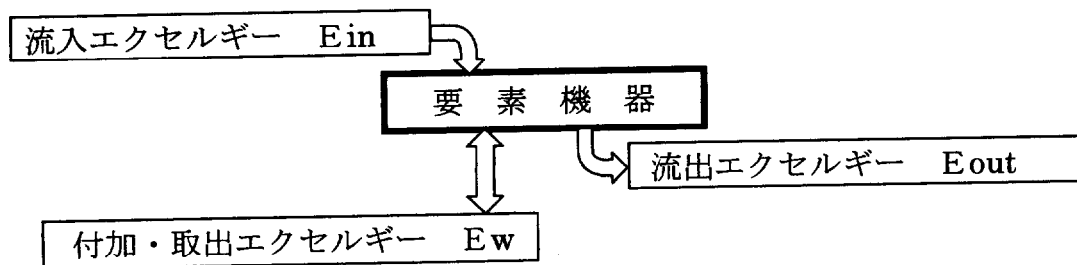
リパワーリング熱効率；

$$\begin{aligned}\eta_{Q;R} &= \Delta L / \Delta Q \\ &= (L_{b,out} - L_{a,out}) / (Q_{b,in} + Q_{a,in} - Q_{a,in}) \\ &= (L_{b,out} - L_{a,out}) / Q_{b,in} \quad \text{—————} \quad (7)\end{aligned}$$

リパワーリングエクセルギー効率；

$$\begin{aligned}\eta_{E;R} &= \Delta L / \Delta E \\ &= (L_{b,out} - L_{a,out}) / (E_{b,in} + E_{a,in} - E_{a,in}) \\ &= (L_{b,out} - L_{a,out}) / E_{b,in} \quad \text{—————} \quad (8)\end{aligned}$$

2-3 要素機器のエクセルギー効率の定義



$$\text{圧縮機エクセルギー効率； } \eta_{E,C} = (E_{out} - E_{in}) / E_w \quad \text{—————} \quad (9a)$$

$$\text{タービンエクセルギー効率； } \eta_{E,T} = E_w / (E_{in} - E_{out}) \quad \text{—————} \quad (9b)$$

熱交換器エクセルギー効率；

$$\eta_{E,EX} = (E_{in,2} - E_{out,2}) / (E_{in,1} - E_{out,1}) \quad \text{—————} \quad (9c)$$

ここで、添え字 1；加熱側、2；被加熱側を示す。

2-4 性能解析方法

1) はじめに

この性能解析方法は蒸気噴射型ガスタービンシステムを対象としたもので、運転圧力、空気流量、要素性能、ガス組成等から、各ステージの温度、圧力、流量、エンタルピー、エントロピー、エクセルギーを求め、システム全体の質的エネルギー損失の検討を可能とするものである。

2) 計算手順

全体の計算の流れを図2-1に示す。また、仮定したガスタービンコージェネシステムのフローを図2-2に示す。計算はまず始めに各要素間における圧力損失、各要素の効率、運転圧力、空気流量、ガス組成等の定数値を決定し、圧縮機における状態量を計算する。次に廃熱回収ボイラにおける蒸気発生量を仮定して、蒸気と圧縮機出口抽気空気を混合するエゼクタにおける状態量を求める。そして再生熱交換器出口の温度を仮定して、燃焼器入口での蒸気噴射後の混合空気状態量を計算し、これを用いて燃焼器、タービン、再生熱交換器の出入口での状態量を順次求めていく。新しく計算により求めた再生熱交換器出口の蒸気混合空気温度（フロー図 No 10 のポイントの温度）を用いて同様の計算を、この温度の変化が小さくなるまで繰り返す。次に廃熱回収ボイラにおける状態量の計算を行ない蒸気発生量を求め、新しく求めた蒸気発生量を用いてエゼクタ以降の計算を、蒸気発生量の変化が小さくなるまで繰り返す。

3) 要素モデル化について

(1) 空気及び燃焼ガスの特性計算方法

燃焼生成物 (N_2 、 O_2 、 Ar 、 CO_2 、 SO_2 、 H_2O) の各成分ガスの物性値を用いて混合ガスの物性値を計算する手法⁽²⁻¹⁾を用いている。流体を理想気体状態と仮定しており、適用範囲は20～30気圧程度までである。各燃焼生成物の定圧比熱 C_{p0} 、エンタルピー h_0 、エントロピー s_1 の計算式を以下に示す。ここで C_{p0} : (J/(kg·K))、 h_0 : (J/kg)、 s_1 : (J/(kg·K))、 T : 温度 (K) である。

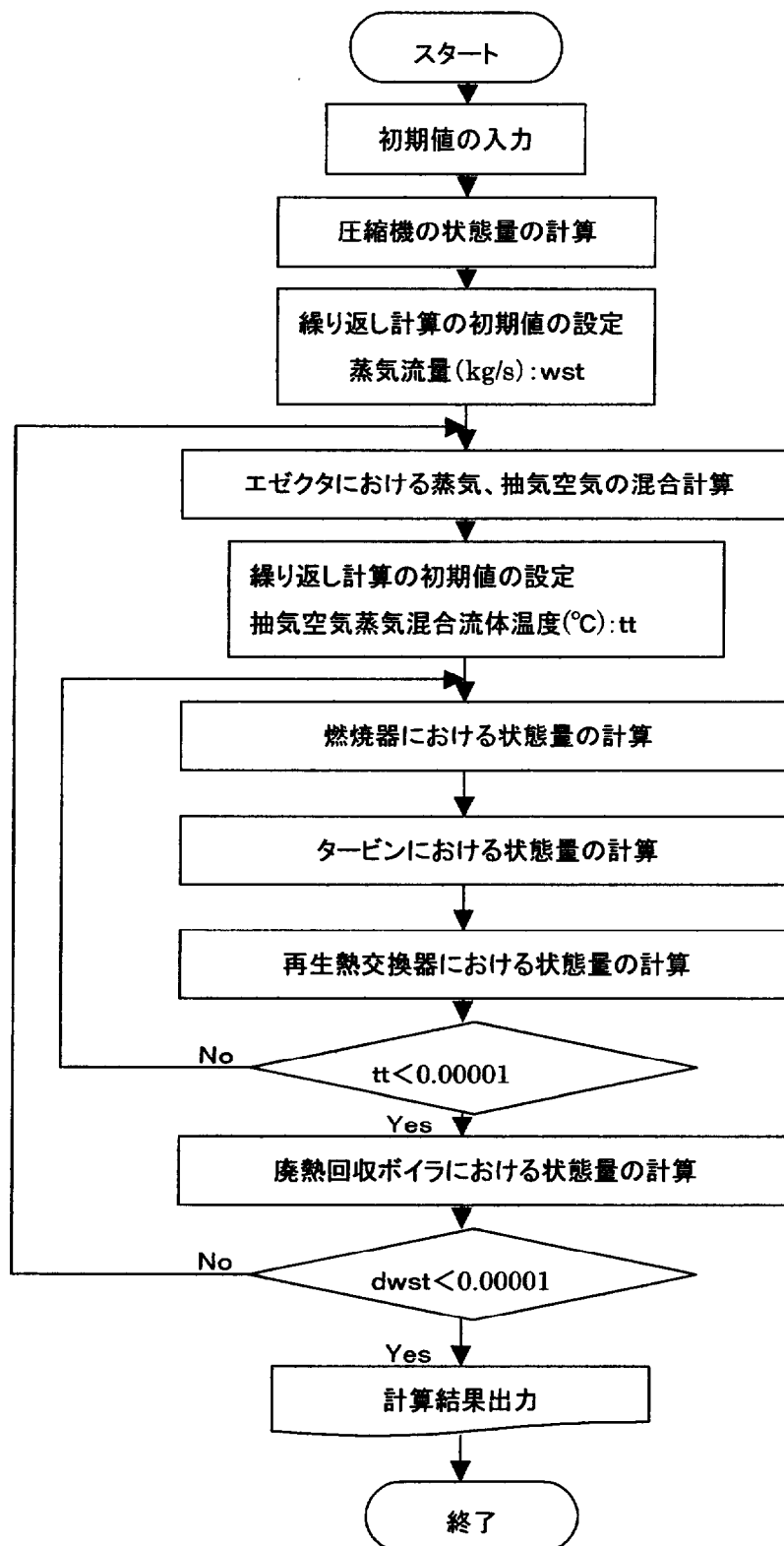


図 2 - 1 性能解析フロー図

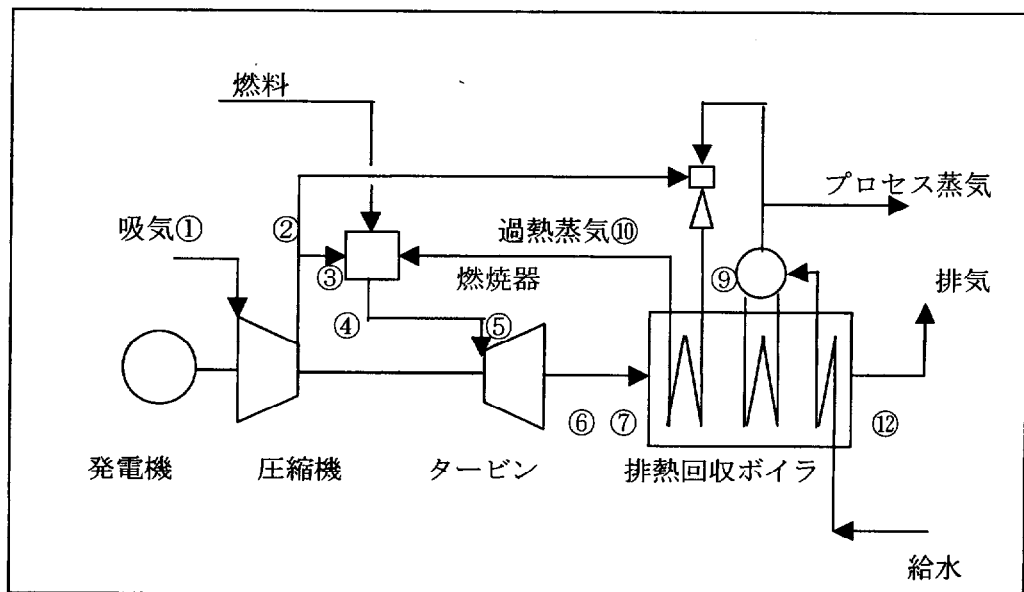


図 2 - 2 性能解析モデル／蒸気噴射型ガスタービンシステムフロー図

$$Cp0(T) = \sum_{i=-3}^5 a_i (T/100)^i + a_6 \cdot u^2 \cdot e^u / (e^u - 1)^2 \quad (10)$$

$$u = a_7 / (T/100) \quad (10a)$$

$$h0(T) = \left[\sum_{\substack{i=-3 \\ i \neq -1}}^5 \{ a_i (T/100)^{i+1} / (i+1) \} + a_{-1} \cdot \ln(T/100) + a_6 \cdot a_7 / (e^u - 1) + a_8 \right] \times 100 \quad (11)$$

$$s0(T) = \sum_{\substack{i=-3 \\ i \neq 0}}^5 \{ a_i (T/100)^{i+1} / i \} + a_0 \cdot \ln(T/100) + a_6 \{ u \cdot e^u / (e^u - 1) - \ln(e^u - 1) \} + a_9 \quad (12)$$

値の混合については次式を用いて計算している。ここで $\overline{Cp0}$ 、 $\overline{h0}$ 、 $\overline{s1}$ はそれぞれ 1 モルあたりの定圧比熱 (J/(mol・K))、エンタルピー (J/mol・K)、エントロピー (J/(mol・K)) であり、 x はモル分率、 $R0$ は一般ガス定数 (8.3144 J/(mol・K))、 i は i 番目の成分を示す。

$$\overline{Cp0}_{mix} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot \overline{Cp0}_{i} \quad (13)$$

$$\overline{h0}_{mix} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot \overline{h0}_{i} \quad (14)$$

$$\overline{s1}_{mix} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot \overline{s1}_{i} - R0 \sum_{i=1}^n x_i \cdot \ln x_i \quad (15)$$

求められた混合物の物性値を、単位質量あたりの量に換算するには、混合物の分子量 M_{mix} (kg/mol) でそれらを割ってやればよい。 M_{mix} は次の式で求められる。ここで M_i : i 番目の成分の分子量 (kg/mol) である。

$$M_{mix} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot M_i \quad (16)$$

表 2-1 式(10)～(12)の係数

	N2	O2	Ar	CO2
a -3	-1.45169800E+00	-4.34678900E+00	—	-2.31410600E+03
a -2	1.01685600E+00	2.14159400E+01	—	5.47038700E+03
a -1	6.98828800E+00	-3.65219600E+01	—	-4.46607600E+03
a 0	1.02970600E+03	9.36230800E+02	5.20320200E+02	1.92750600E+03
a 1	3.26533600E+00	-7.15134100E+00	—	2.81890600E+00
a 2	-1.60268500E-01	4.22707900E-01	—	-3.28645000E-01
a 3	3.26171000E-03	-2.76814300E-03	—	8.68922600E-03
a 4	-1.66593700E-05	-8.67142100E-05	—	-8.87712600E-05
a 5	-7.60141300E-08	9.79650000E-07	—	2.89755900E-07
a 6	2.96169500E+02	2.79790700E+02	—	-3.34718900E+02
a 7	3.50000000E+01	2.20000000E+01	—	1.10000000E+01
a 8	-3.09068700E+03	-2.72027200E+03	-1.55133500E+03	9.21178300E+02
a 9	-1.13157700E+03	-1.01585800E+03	-5.68411600E+02	-3.29190100E+03
成立温度範囲(K)	50-6000	50-6000	50-6000	130-6000
	H2O	SO2		
a -3	-1.36275000E+03	2.67062500E+01		
a -2	1.75506900E+03	1.65100400E+02		
a -1	-4.85088600E+02	-3.79170800E+02		
a 0	1.70523500E+03	7.11171500E+02		
a 1	6.20417700E+01	-4.84909800E-01		
a 2	-1.13421900E+00	2.70265800E-02		
a 3	1.49960900E-03	-6.14185100E-05		
a 4	1.83138200E-04	-4.11980700E-06		
a 5	-1.48640800E-06	3.60706500E-08		
a 6	4.94247800E+02	2.30925800E+02		
a 7	4.60000000E+01	1.80000000E+01		
a 8	-4.30801000E+03	-1.65729700E+03		
a 9	-2.12392000E+03	-8.97018100E+02		
成立温度範囲(K)	150-6000	150-6000		

(2) 圧縮機状態量の計算

圧縮機の入口状態の添え字を 1、出口を 2、断熱変化を a d、また、エンタルピーを h とすると圧縮機効率 η_{comp} は次式のように表すことができる。これらの状態量を T-S 線図上に表すと図 2-3 のようになる。

$$\eta_{comp} = dh_{ad} / dh_{12} \\ = (h_{2ad} - h_1) / (h_2 - h_1) \quad (17)$$

また、圧縮機駆動動力 L_{comp} は圧縮機流量 G_{comp} とエンタルピーを用いて

$$L_{comp} = dh_{12} \cdot G_{comp} = (h_2 - h_1) \cdot G_{comp} \quad (18)$$

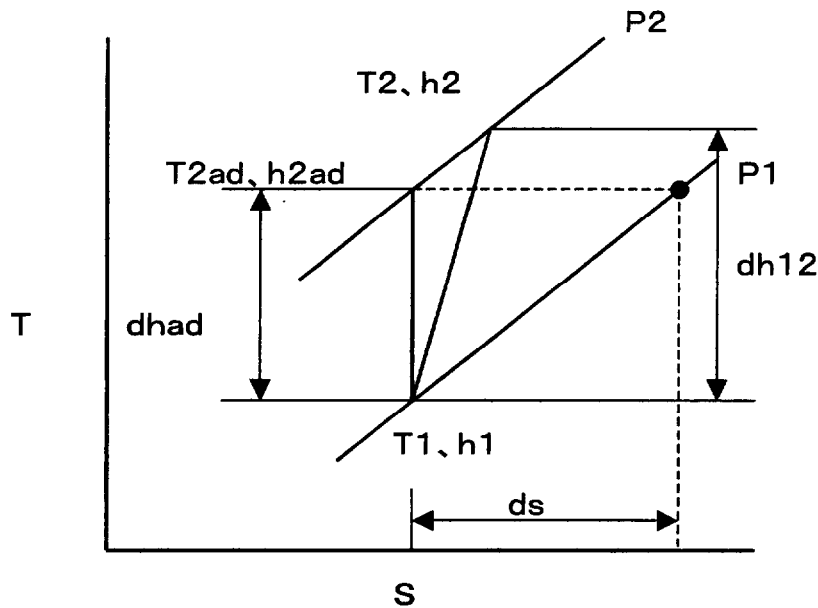


図 2 - 3 圧縮機 T - S

本プログラムでは(17)式及び前項の(10)～(16)の関係を用いて圧縮機の状態量を求めている。その際、断熱圧縮後の h_{2ad} を求めるために以下のような方法を用いている。

一般の熱方程式より

$$dq = c_v \cdot dT + P \cdot dv = T \cdot ds$$

$$ds = c_v \cdot dT/T + P \cdot dv/T \quad (19)$$

$c_v = c_p - R$ 、 $v = R \cdot T/P$ 、 $P \cdot v = R \cdot T$ 、 $P \cdot dv + v \cdot dP = R \cdot dT$ の関係を用いて(19)は

$$\begin{aligned} ds &= (c_p - R) \cdot dT/T + P \cdot dv/T = c_p \cdot dT/T - (P \cdot dv + v \cdot dP)/T \\ &= c_p \cdot dT/T - R \cdot dP/P \end{aligned} \quad (19a)$$

$$\int_1^2 ds = s_2 - s_1 = c_p \cdot \ln(T_2/T_1) - R \cdot \ln(P_2/P_1) \quad (20)$$

(20)式より T-S 線図上に圧力 $P_2 = \text{一定}$ の線を描く場合、圧力 $P_1 = \text{一定}$ の線を $-R \cdot \ln(P_2/P_1)$ の大きさだけ平行に移動すればよいことになる。状態 1 より状態 2 に断熱圧縮した場合のエンタルピー h_{2ad} を求める手順を以下に示す。

・ T_1 より(10)～(16)の関係式を用いて s_1 、 h_1 を求める。

・温度一定の場合、圧力がP1 からP2に変化するとエントロピーの増加は $ds = R \cdot \ln(P2/P1)$ となる。

・図2-3に示すように式(19)の関係より断熱圧縮後の温度T2adは状態1よりdsだけP1線図上を移動した温度と一致する。したがって $s1 + ds$ より(1)～(7)の関係式を用いてT2adを求め、さらにT2adよりh2adを求める。

本プログラムにおいては、さらに求めたh2adと(17)の関係よりh2を求め、(10)～(16)の関係式を用いてT2を求めている。

(3) タービン状態量の計算

タービンの入口状態の添え字を5、出口を6、断熱変化をad、また、エンタルピーをhとするとタービン効率 η_{turb} は次式のように表すことが出来る。これらの状態量を圧縮機と同様にT-S線図上に表すと図2-4のようになる。

$$\begin{aligned}\eta_{turb} &= dh_{56}/dh_{ad} \\ &= (h_5 - h_6)/(h_5 - h_{5ad})\end{aligned}\quad (21)$$

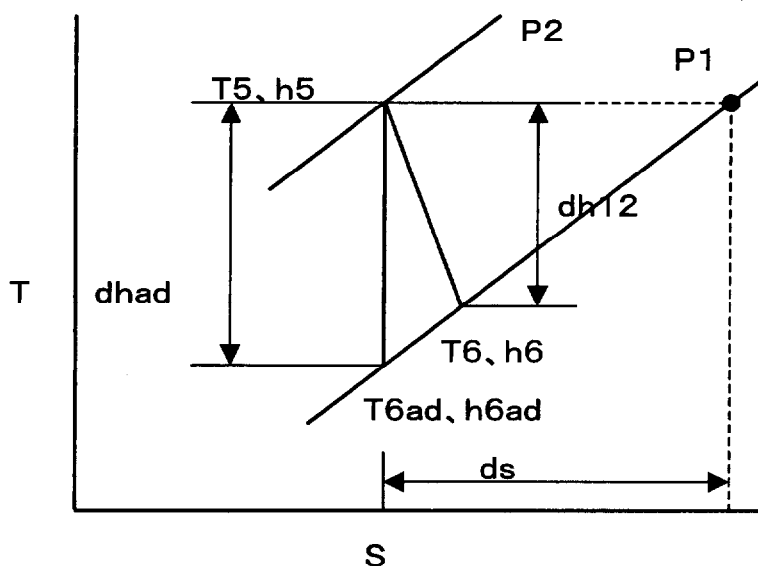


図2-4 タービン T-S

また、タービン出力 L_{turb} はタービン流量 G_{turb} とエンタルピーを用いて

$$L_{turb} = dh_{56} \cdot G_{turb} = (h_5 - h_6) \cdot G_{turb} \quad (22)$$

となる。

本プログラムでは圧縮機の状態量の計算と同様に(21)式及び前述の(10)～(16)の
関係を用いてタービンの状態量を求めている。

(4) エゼクタにおける状態量の計算

エゼクタ内の気体流路断面の各位置を図2-5に示し、流体の状態変化は図2-6の*i* - *s* 線図上の各点で示される。両図で流路断面を表す記号はそれぞれ対応している。

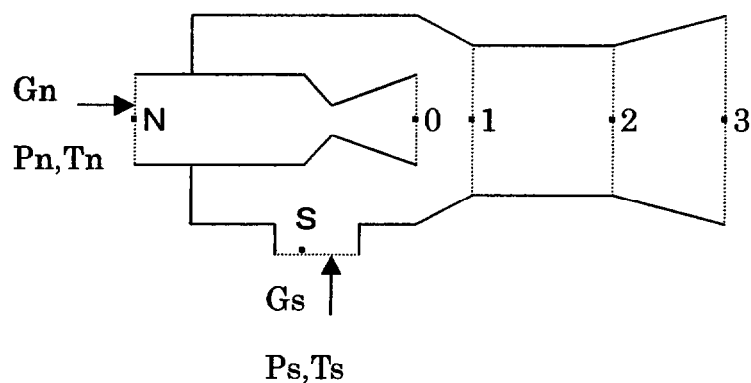


図2-5 エゼクタ通路断面の記号

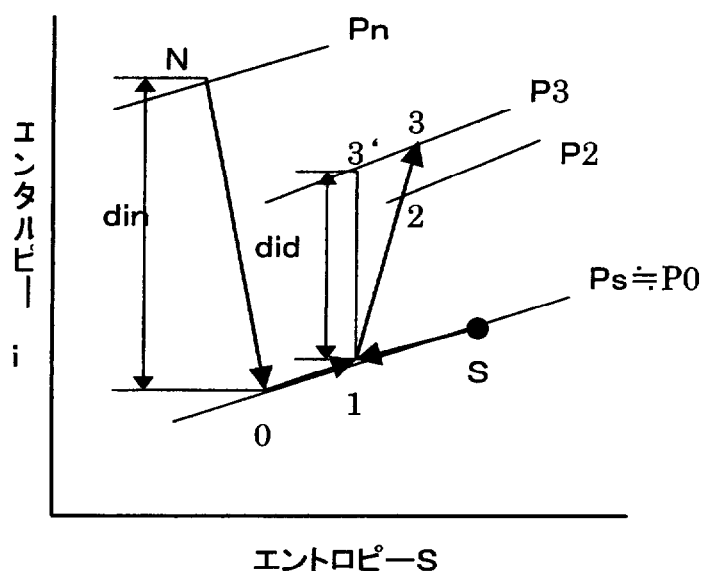


図2-6 エゼクタ内の状態変化

一次流体が圧力 P_n 上の点から圧力 P_0 まで断熱膨張した場合、ノズル出口の流速 V_0 は

$$V_0 = \eta_n \cdot \sqrt{\{(2 \cdot g \cdot R \cdot T_n \cdot \alpha) \cdot (1 - (P_0/P_n)^{1/\alpha})\}} \quad (23)$$

ここで $\alpha = \kappa / (\kappa - 1)$ 、 $\kappa = C_p / C_v$

ノズル内での熱落差は

$$d_{in} = (A / (2 \cdot g)) \cdot V_0^2 \quad (24)$$

したがって一次流体ノズル出口の状態は、圧力 P_0 線図上で、エンタルピーが $i_0 = i_n - d_{in}$ の点 0 で示される。吸入圧力 P_s とノズル出口圧力 P_0 が等しいと仮定して、混合直前の二次流体の流速を無視すると、一次二次流量をそれぞれ G_n 、 G_s とし、吸入比 G_s / G_n を ω とすれば、混合後の流速は次式で表される。

$$V_1 = \eta_m \cdot V_0 / (1 + \omega) \quad (25)$$

混合による衝突損失も考えられるが、圧縮比への影響が少ないため無視すると、噴出後の一次流体と、エンタルピー i_s なる二次流体との混合後のエンタルピー i_1 は次式により求まる。

$$i_1 = (i_0 + \omega \cdot i_s) / (1 + \omega) \quad (26)$$

次に放射筒出口の流速を V_3 とすれば放射筒内の断熱圧縮により圧力として回復する有効な熱エネルギーは

$$d_{id} = (A / (2 \cdot g)) (V_1^2 - V_3^2) \cdot \eta_d \quad (27)$$

で点 1 より、等エントロピー的に上昇した $i_3 = i_1 + d_{id}$ の点 3' を通る圧力線 P_3 が放射筒出口圧力示している。

なお、本プログラムにおいては速度係数 η_n 、 η_m および放射筒効率 η_d はそれぞれ $\eta_n = 0.95$ 、 $\eta_m = 0.96$ 、 $\eta_d = 0.8$ を用いている。

(5) 燃焼器の状態量の計算

(5-1) 燃料特性

本プログラムでは気体燃料を仮定して、その燃料組成として CO 、 CO_2 、 H_2 、 CH_4 、 C_2H_2 、

C₂H₄, C₂H₆, C₃H₆, C₃H₈, C₄H₈, C₄H₁₀, C₆H₆, O₂, N₂ を考慮しており、燃焼に際しては燃料ガスを構成する単純ガスが完全燃焼すると仮定して、燃焼反応生成の組成と燃料の発熱量を求めている。本計算で用いている単純ガスの完全燃焼を表 2-2 に示す。

なお、本プログラムでは都市ガス燃料を想定しており、その燃料組成を表 2-3 に示す。

表 2-2 単純ガスの完全燃焼表

燃料	燃焼反応	理論酸素量 (Nm ³ /Nm ³)	高位発熱量 (kcal/Nm ³)	低位発熱量 (kcal/Nm ³)
CO	CO+1/2O ₂ =CO ₂	0.5	3018	3018
H ₂	H ₂ +1/2O ₂ =H ₂ O	0.5	3048	2579
CH ₄	CH ₄ +2O ₂ =CO ₂ +2H ₂ O	2	9494	8555
C ₂ H ₂	C ₂ H ₂ +5/2O ₂ =2CO ₂ +H ₂ O	2.5	13860	13390
C ₂ H ₄	C ₂ H ₄ +3O ₂ =2CO ₂ +2H ₂ O	3	15050	14110
C ₂ H ₆	C ₂ H ₆ +7/2O ₂ =2CO ₂ +3H ₂ O	3.5	16630	15230
C ₃ H ₆	C ₃ H ₆ +9/2O ₂ =3CO ₂ +3H ₂ O	4.5	21950	20540
C ₃ H ₈	C ₃ H ₈ +5O ₂ =3CO ₂ +4H ₂ O	5	23670	21800
C ₄ H ₈	C ₄ H ₈ +6O ₂ =4CO ₂ +4H ₂ O	6	28990	27110
C ₄ H ₁₀	C ₄ H ₁₀ +13/2O ₂ =4CO ₂ +5H ₂ O	6.5	30690	28350
C ₆ H ₆	C ₆ H ₆ +15/2O ₂ =6CO ₂ +3H ₂ O	7.5	35200	33800
O ₂	O ₂ -O ₂ =0	-1	0	0
N ₂	N ₂ =N ₂	0	0	0
CO ₂	CO ₂ =CO ₂	0	0	0

表 2-3 燃料組成 (13A)

燃料	CO	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₂	C ₂ H ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₆ H ₆	O ₂	N ₂	CO ₂
都市ガス (13A)	0%	0%	88%	0%	0%	6%	0%	4%	0%	2%	0%	0%	0%	0%

(5-2) 燃焼計算

上記特性の燃料が燃焼器に wf (Nm³/s) 投入された場合の燃焼器出口温度 t₂ (°C) を次のように求めている。

燃焼器出口のエンタルピー h₂ (kcal/s) は燃焼器入口の温度 t₁ (°C)、エンタルピー h₁

(kcal/s)、燃料の低位発熱量 h_l (kcal/Nm³)、燃焼効率 η_{cc} (%) を用いて次式のように求められる。

$$h_2 = h_1 + h_l \times w_f \times \eta_{cc} / 100 \quad (28)$$

燃焼により、燃焼ガス組成が次式に示すように変化する。

$$w_2(N_2) = w_1(N_2) + c(N_2) \times w_f$$

$$w_2(O_2) = w_1(O_2) - c(O_2) \times w_f$$

$$w_2(Ar) = w_1(Ar) \quad (29)$$

$$w_2(CO_2) = w_1(CO_2) + c(CO_2) \times w_f$$

$$w_2(H_2O) = w_1(H_2O) + c(H_2O) \times w_f$$

$$w_2(SO_2) = w_1(SO_2) + c(SO_2) \times w_f$$

ここで、 $w_1()$ 、 $w_2()$ (kmol/s) 燃焼器入口、出口の流体の組成流量、 $c()$ (kmol/Nm³) 燃焼生成物質。

次に求まったエンタルピー h_2 (kcal/s)、燃焼ガス組成 $w_2()$ (kmol/s) より、(10)の燃焼ガスの特性計算式を用いて燃焼器出口温度 t_2 (°C) を求める。

(6) 熱交換器の状態量の計算

(6-1)再生熱交換器

加熱流体の入口、出口におけるエンタルピー、温度を h_{1i} 、 h_{1o} (kcal/mol)、 t_{1i} 、 t_{1o} (°C)、流量を w_{1t} (kmol/s) とし、被加熱流体の入口、出口におけるエンタルピー、温度を h_{2i} 、 h_{2o} (kcal/mol)、 t_{2i} 、 t_{2o} (°C)、流量を w_{2t} (kmol/s) とすると、加熱流体出口の t_{1o} を次のように求めている。熱交換器モデルを図2-7に示す。

加熱流体の入口温度 t_{1i} (°C) と被加熱流体の出口温度 t_{2o} (°C) の温度差 dt を 50(°C) とすると被加熱流体の出口温度 t_{2o} は、

$$t_{2o} = t_{1i} + dt \quad (30)$$

となる。

t_{1i} 、 t_{2i} 、 t_{2o} (°C) より、(10)の燃焼ガスの特性計算式を用いて h_{1i} 、 h_{2i} 、 h_{2o} (kcal/mol) を求め、次式により h_{1o} (kcal/mol) を求める。

$$h_{1o} = h_{1i} - w_{2t} \times (h_{2o} - h_{2i}) / (\eta_{ex} \cdot w_{1t}) \quad (31)$$

ここで、 η_{ex} は熱交換効率として次のように定義され既知の値として与えられる。

$$\eta_{ex} = w_{2t}(h_{2o} - h_{2i}) / w_{1t}(h_{1i} - h_{1o})$$

次に求まったエンタルピー h_{1o} より、(10)の燃焼ガスの特性計算式を用いて加熱流体出口温度 t_{1o} (°C) を求める。

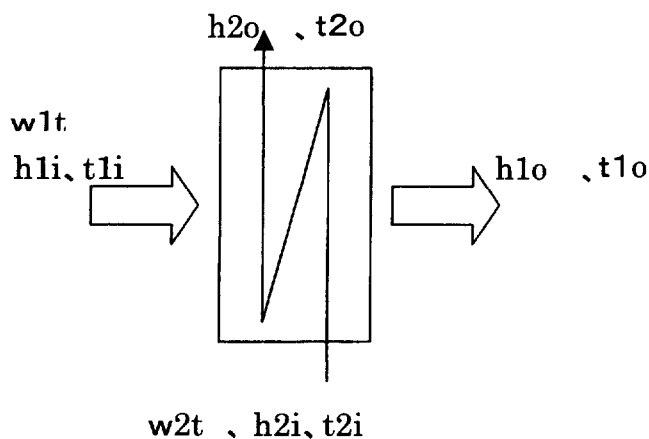


図2-7 再生熱交換器モデル

(6-2) 排熱回収ボイラー

排熱回収ボイラーでは、ボイラ入口ガス温度 t_1 (°C)、ガス流量 w_t (kmol/s)、ボイラー給水温度 t_{w1} (°C)、送出蒸気圧力 p_{stm} (ata) 等より、ボイラー出口温度 t_2 (°C)、送出蒸気量 w_s (kg/s) を求める。排熱回収ボイラーにおける熱交換線図を図2-8に示す。

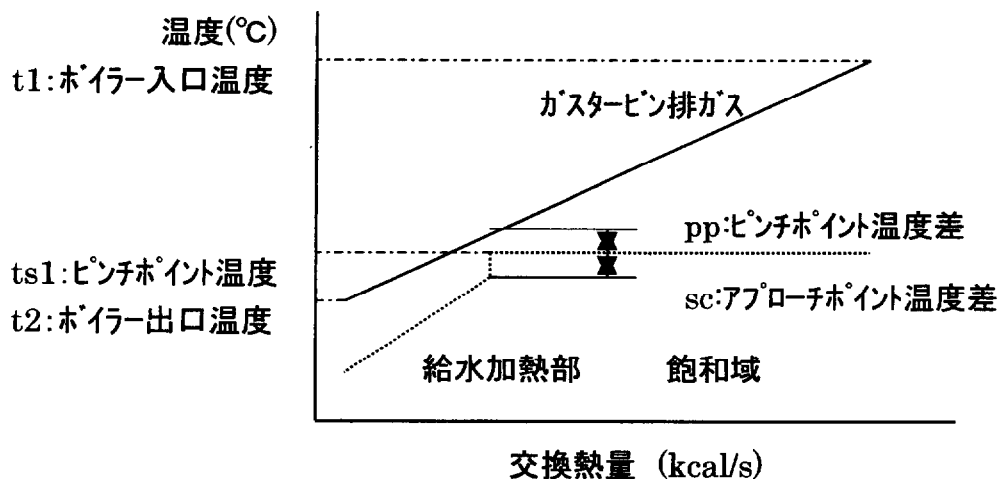


図2-8 排熱回収ボイラーにおける熱交換線図

計算においては、次に示す定数を使用している

pp : ピンチポイント温度差	30	°C
sc : アプローチポイント温度差	5	°C
bd : ボイラー蒸気損失	10	%
η_b : ボイラー熱交換率	98	%
η_{eco} : エコマイザー熱交換率	98	%

はじめに送出蒸気圧力 $p_{stm}(ata)$ より飽和蒸気温度 $ts1(^{\circ}C)$ を求め、次式によりピンチポイントにおける排ガス温度を求める。

$$t_{pp} = ts1 + pp \quad (32)$$

求めたピンチポイント温度 $t_{pp}(^{\circ}C)$ とボイラー入口温度 $t1(^{\circ}C)$ より、(10)の燃焼ガスの特性計算式を用いてピンチポイントとボイラー入口におけるエンタルピー $h_{pp} (kcal/mol)$ 及び $h1 (kcal/mol)$ を求め、排ガスから回収する熱量 $dQ (kcal/s)$ は

$$dQ = wt \times (h1 - h_{pp}) \quad (33)$$

となる。

また、送出蒸気圧力 $p_{stm}(ata)$ より、蒸気の蒸発潜熱 $LQ1 (kcal/kg)$ を求め、ボイラー蒸気損失 $bd(\%)$ 、アプローチポイント温度 $sc(^{\circ}C)$ を用いて発生蒸気熱量 $LQ2 (kcal/kg)$ は次のように示される。

$$LQ2 = LQ1 + sc / 1(kcal/^{\circ}C \cdot kg) / (1 - bd/100) \quad (34)$$

(33)、(34)式より、蒸気発生量 w_s (kg/s) は

$$w_s = dQ \times (\eta_b/100) / LQ2 \quad (35)$$

となる。この時のボイラー給水量 w_{fw} (kg/s) は次式で表せる。

$$w_{fw} = w_s \times (1 + bd/100) \quad (36)$$

また、エコノマイザーにおける熱回収量 dQ_w (kcal/s) は、

$$dQ_w = w_{fw} \times 1(kcal/^{\circ}C \cdot kg) \times (ts1 - sc - tw1) / (\eta_{eco}/100) \quad (37)$$

となり、この回収熱量 dQ_w (kcal/s) より、ボイラ出口のエンタルピー h_2 (kcal/mol) を(38)式を用いて求め、(10)の燃焼ガスの特性計算式を適用し、ボイラー出口温度 t_2 (°C) を求める。

$$h_2 = h_{pp} - dQ_w / w_t \quad (38)$$

4) 燃料のエクセルギー算出方法

JIS「有効エネルギー評価方法通則」^(2,2)に基づいて、組成が明確なガス燃料については標準有効エネルギーに基づく計算により、また、ごみ廃棄物などの固形燃料については、組成が明確でない固形燃料に対する推奨式である「Rant の式」を適用した。

第3章 従来システムの問題点と解決課題

3. 1 単純サイクルガスタービンコージェネレーション

a) システム構成

従来最も普及が進んでいる単純サイクルガスタービン発電システムとそのコージェネレーションシステムの代表的なシステムフローを図3-1に示す

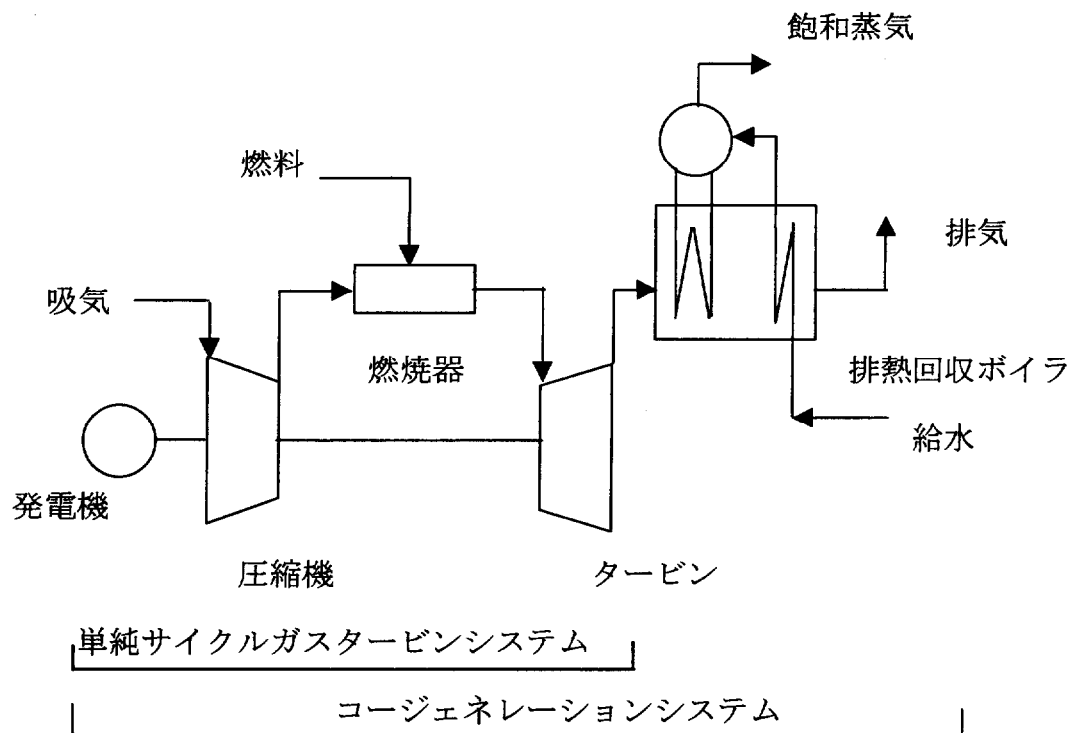


図3-1 単純サイクルガスタービン発電システムと

コージェネレーションシステムフロー図

図3-1に示す単純サイクルガスタービンコージェネレーションシステムは単純サイクル発電システムも包含するので、本章以降に新しく提案する本研究システムの比較検討のための基準システムとする。

以下、簡単化のために、単純サイクルガスタービンコージェネレーションシステムを「単純サイクルGT-CGS」として記述することとする。

b) システムの熱的効率評価 (エンタルピー評価)

従来、熱力学第1法則にしたがって、システムの優劣評価に用いられてきた熱的性能評価を表3-1に示す。

表3-1 単純サイクルGT-CGSの熱的性能

タービン入口温度	℃	1, 100
燃料低位発熱量	kJ / Nm^3	41, 363
燃料流量	Nm^3 / s	0. 1771
投入燃料熱量	kJ / s (kW)	7327
発生蒸気量	kg / s	5350
発生飽和蒸気圧力	MPa	1. 619
発生飽和蒸気温度	℃	202
発生蒸気熱量	kJ / s (kW)	3753
発電端出力	kW	1741
発電熱効率	%	23. 8
総合熱効率	%	75. 0

c) システムの質的効率評価 (エクセルギー評価)

システムの質的なエクセルギー評価を表3-2に示す。

表 3-2 単純サイクルGT-CGSの質的性能

タービン入口温度	℃	1, 100
燃料低位発熱量	kJ / Nm^3	41, 363
燃料エクセルギー量	kJ / Nm^3	42, 914
燃料流量	Nm^3 / s	0. 1771
燃料エクセルギー量	$\text{kJ} / \text{s} \text{ (kW)}$	7, 602
発生蒸気量	kg / s	5, 350
発生飽和蒸気圧力	MPa	1. 619
発生飽和蒸気温度	℃	202
発生蒸気エクセルギー量	$\text{kJ} / \text{s} \text{ (kW)}$	1, 379
ボイラ排気ガス温度	℃	149
排気ガスエクセルギー量	$\text{kJ} / \text{s} \text{ (kW)}$	241
発電端出力	kW	1, 741
発電エクセルギー効率	%	22. 9
総合エクセルギー効率	%	41. 0

システムを構成する主要素機器についてのエクセルギー効率を表 3-3 に示す。

表 3-3 要素機器のエクセルギー効率

要素機器	E i n	E o u t	E w	$\eta_{E, E}$
	k W	k W	k W	%
圧縮機	- 7. 7	3, 2 8 4	3, 6 9 7	8 9. 0
燃焼器	2, 8 3 3	7, 9 3 7	7, 6 0 2	6 7. 1
タービン	8, 3 0 4	2, 3 0 6	5, 6 3 5	9 3. 9
排気ボイラ				6 7. 6
ガス側	2, 2 4 8	2 4 1		
蒸気側	2 2	1, 3 7 9		

注；燃焼器の系外からの仕事量 E w は投入燃料のエクセルギー量を示す。

更に、全体システム効率と各要素効率とを熱量的（エンタルピー）及び質的（エクセルギー）に区別して表 3-4 に示す。

表 3-4 全体システム及び各要素の熱量効率、エクセルギー効率

	熱量効率	エクセルギー効率
発電効率	2 3. 8	2 2. 9
総合効率	7 5. 0	4 1. 0
圧縮機効率	7 6. 4 * ¹	8 9. 0
燃焼器効率	9 9. 0 * ¹	6 7. 1
タービン効率	8 5. 6 * ¹	9 3. 9

ここで、* 1；第 2 章 2-4 で定めた効率を示す。

燃料の保有する「取り出し得る最大の有効仕事量であるエクセルギー」から如何にして、エクセルギー率 1 0 0 % の仕事量すなわち電気エネルギーを取り出すかがシステム効率改善の決め手となる。

表3-4からわかるように、システムのエクセルギー効率の向上には、タービン入口温度一定の場合には各要素効率の更なる向上が必要とともに、燃烧器のエクセルギー効率の改善に着目してシステムの構築を図らなければならないことがわかる。

3. 2 従来の蒸気噴射型ガスタービンコージェネレーションシステム

ガスタービンの排気ガスエネルギーを蒸気で回収し、その得られた蒸気をガスタービンの燃烧器に噴射することによりガスタービンの性能を向上させる蒸気噴射型ガスタービンシステムの概念はここ数年のものではなく、1900年代中ごろにはすでに提案されている。

実際の適用としては、米国アリソン社及びゼネラルエレクトリック社製のガスタービンに実用化されている。

図3-2のシステム構成図に示すように、蒸気噴射型ガスタービンは、ガスタービンの排気エネルギーを回収してタービン軸出力に変換するシステムであり、これにより発電出力及び効率を向上させることが可能である。

また、燃烧器に噴射した蒸気に対応して燃料も増加させるので、蒸気がタービンに流入するときの温度をコンバインドサイクルと比較して高く取れること、ガスタービンの排気流量が噴射蒸気分と燃料増加分だけ増しているので、排気エネルギー回収蒸気量をふやすことができること等、単純サイクルガスタービンと比較して高い性能が得られる要因となっている。

ガスタービンをコージェネレーションに適用する場合、特に日本のような温暖な気候条件を有する国々では、熱需要と電気需要とがともに定格点での一定値をとることが少なく特に熱需要の変動が電気需要に比べて大きくなっているのが現状である。このため最も経済的な運用を獲得するには、広い熱電可変幅の機能を有するガスタービンが要求されてきており、この蒸気噴射型ガスタービンコージェネレーションが脚光を浴びてきている。

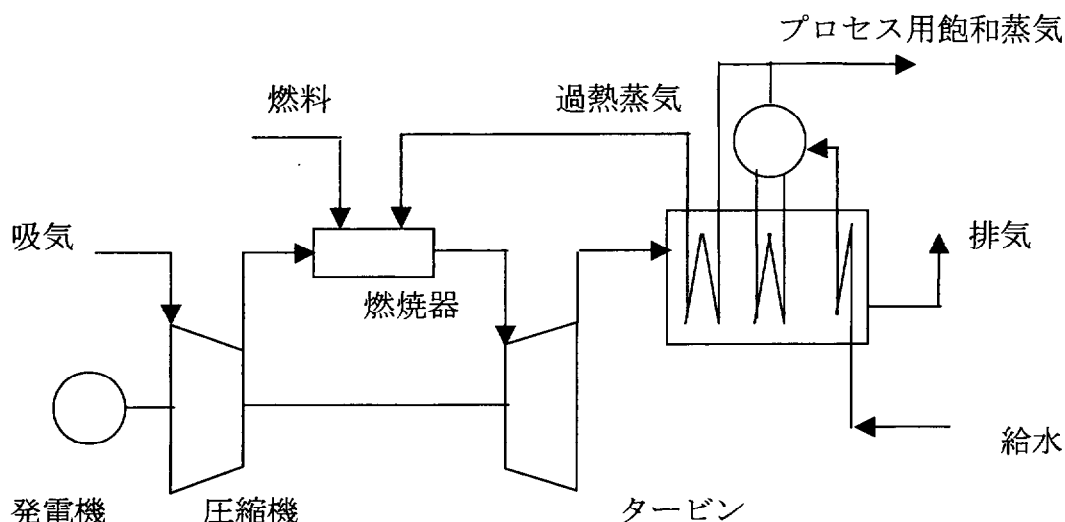


図 3 - 2 従来の蒸気噴射型ガスタービンコージェネレーション

しかしながら、単純サイクルガスタービンに比較して、燃焼器への噴射蒸気が増加した分だけタービンの流量も増加していくことになる。このため、タービンの幾何学的形状は一定であるから、圧縮機後流の抵抗が上昇したことになる。一方、ガスタービンは定格の一定回転数にて運転されているため、圧縮機の作動点は定格回転数の特性曲線上を圧力比の高いほうへ移動していくことになる。このことは単純サイクルガスタービンに比較してサージング曲線に近い点にて運転され、サージマージンの減少を引き起こすことになる。

この圧縮機の作動特性を図 3 - 3 に示す。

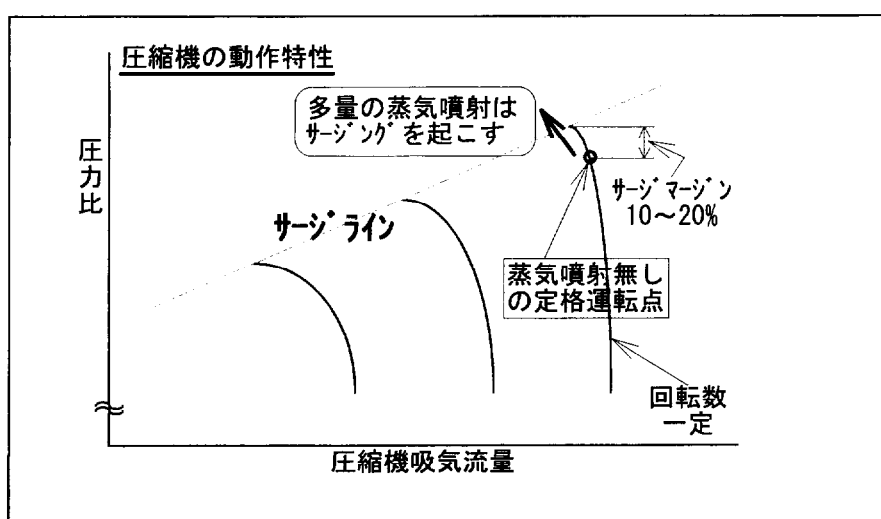


図 3 - 3 蒸気噴射型ガスタービンのサージ特性図

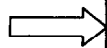
したがって、圧縮機に大幅なサージマージンがないと、大量の蒸気噴射は不可能となることがわかる。

従来型ガスタービンでは、大量の蒸気を噴射することが可能であるようには特別設計されていないため、通常的设计であるサージマージン15～20%を考慮して許容される噴射蒸気は少量に限定されているのが現状である。

このため、排熱回収ボイラで発生した蒸気を全量燃焼器に噴射することができず、蒸気需要が少ないときには無駄に捨ててしまうことにならざるを得ない。

3. 3 従来システムの課題の整理

- 1) システムのエクセルギー効率の向上には、材料の耐熱性の制限からタービン入口温度一定とした場合には、各要素効率の更なる向上が必要とともに、燃焼器のエクセルギー効率の改善に着目してシステムの構築を図らなければならないことがわかる。



- ・タービン材料の耐熱性に応じたタービン入口温度の上昇
- ・燃焼器前作動流体を加熱する機能の付与

- 2) 排熱回収ボイラ発生蒸気的全量噴射と更に未利用余剰蒸気の噴射が可能となるようなシステムの構築

第4章 未利用エネルギーを活用したガスタービンリパワーリングシステム

4. 1 はじめに

前章までの考察にて明らかにしてきたように、従来の蒸気噴射型ガスタービンシステムでは、排熱ボイラで回収された蒸気の一部は、ガスタービン圧縮機のサージマージン許容範囲内にて燃焼器に噴射され電力への変換に有効利用されているが、残りの大部分は外部への送出蒸気となる。この外部へ送出された蒸気は十分な需要が無ければ無駄に捨てられ、大気中に拡散してしまうことになる。

筆者は、このような従来型蒸気噴射ガスタービンシステムの更なる機能向上も視野に入れてガスタービン自身の排気エネルギーから回収した全量の蒸気に加え、ごみ焼却場の殆どで有効活用されずに無駄に捨てられている低質未利用蒸気や太陽熱などから発生した未利用蒸気も合わせて噴射することを可能とした新しい蒸気噴射型ガスタービンサイクルを提案し、特許申請を行っている。この新しく提案された「未利用エネルギーを活用したガスタービンリパワーリングシステム」に熱力学的な解析・検討を加え、従来技術との比較の中からその性能特性を明らかにする。

また、システム効率の評価にあたっては第2章にて検討したように、質の異なるエネルギーを単に量のみを考えたのでは、熱力学的な見地から合理性を欠くことになるので、エネルギーの総量としての熱量（熱力学第1法則）と有効に取り出し得る仕事量としてのエクセルギー量（熱力学第2法則）との二つの評価基準から性能解析を行なう。

本研究により、当該テーマの優位性が明らかになり、省エネ技術のひとつの候補としてのガスタービン利用の分散型発電システム及びコージェネレーションシステム普及の一助となり、その結果地球温暖化防止のための二酸化炭素削減に多少なりとも貢献することを確信している。

4. 2 システムの構成

蒸気噴射型ガスタービンでは、燃焼器内に噴射された蒸気は希釈媒体として作用するので燃焼器におけるエクセルギー損失の要因⁽⁴⁻¹⁾となっている。この損失を補完し、更に燃

焼器内のエクセルギー損失を低減するために圧縮機から空気を一部抽気し、ボイラからの蒸気を駆動源としたエゼクターによって昇圧された後、排熱ボイラでの過熱を経て燃焼器に導かれる再生機能を付加することがシステム構成上重要となってくる。この基本的概念はすでに文献^(4.2)に公表され実用化の段階となっているが、第3章の「従来システムの課題」として指摘したように、圧縮機のサージマージンの制限から外部未利用蒸気の活用に対応が不可能である。

従って、文献^(4.2)の基本的概念に立脚し、以下の項目を基本として本論文のシステム構成を行なった。

- ①排熱回収ボイラ発生蒸気の全量とシステム外部からの未利用余剰蒸気とを合わせた蒸気の噴射を可能とするため、基本ガスタービンと同一の燃焼器とタービンとを減速機に付加し、タービンを2系列とする。
- ②少ない化石エネルギーの消費で可能な限りの電力発生を可能とする。
- ③蒸気需要がある場合への対応も可能とする。
- ④20 ata以下の未利用蒸気の有効利用を可能とする。

これら基本的な考え方に基づいた「未利用エネルギーを活用したガスタービンリパワーリングシステム(SAGAシステム)―特許出願中―」のシステム構成を図4-1に示す。

また、燃焼器のエクセルギー効率向上のための方策として、燃焼器入口温度上昇のための再生機能も付加した。

圧縮機にて所定の圧力に圧縮された空気の一部は燃焼用空気として、二つの燃焼器A、燃焼器Bに導かれる。残りの部分の空気はエゼクターに導かれ、そこで既存ごみ焼却場からの未利用飽和蒸気と排熱回収ボイラから発生した飽和蒸気とを合わせた蒸気により昇圧された後排熱ボイラに導かれて過熱再生される。この部分再生された蒸気は燃焼器A、燃焼器Bに噴射されて高温高圧の作動流体となり、それぞれタービンA、タービンBを駆動する。

これらの構成により具現化される本研究システムは、従来の再生式ガスタービンにおいて緊急の対応が困難になる負荷遮断時の方策が容易となる。負荷遮断時エゼクターを駆動

している蒸気を緊急遮断することにより、圧縮機から抽気され排熱回収ボイラの過熱再生用熱交換器に送られる空気は昇圧のための駆動源が無くなり、抵抗が増大するため圧縮機から出た空気は大部分が燃焼器に導かれることになる。

これにより、負荷遮断時、圧縮空気は大きな熱容量を有する排熱回収ボイラ内の過熱再生用熱交換器にて加熱され続けることを防止できるため、負荷遮断時の過回転防止対応が容易となる。

このような構成により、再生機能を蒸気噴射型ガスタービンに付加することにより、単純サイクルGT-CGSに比較して、燃焼器入口温度の上昇による燃焼器のエクセルギー損失の低減、更には、排熱回収でのエクセルギー損失の低減が図れ、より高いエクセルギー効率を有する発電システムが可能となる。

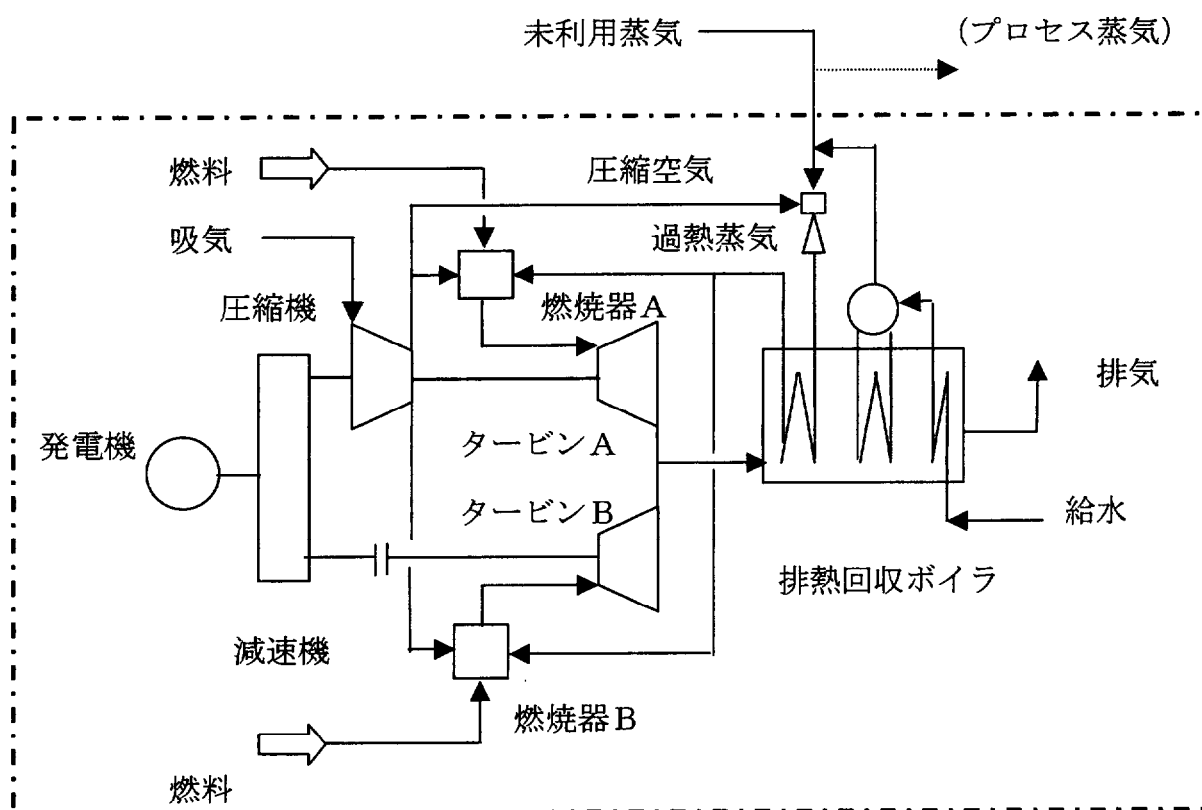


図4-1 未利用エネルギーを活用したガスタービンリパワーリングシステム

(SAGAシステム) —特許出願中—

4. 3 システムの性能解析評価

1) 解析の条件

本システムの性能特性を明らかにするため、タービン入口温度、圧力比、蒸気圧力、更に噴射蒸気量の変化の度合いが、システムの熱的／質的性能及び構成要素機器の質的性能及ぼす影響について、第2章の性能評価手法に従って解析を行なった。

熱サイクル性能の解析に際しては、対象とする基本ガスタービンの出力と要素機器の熱効率をあらかじめ定めて置く必要がある。本研究では、既存の大型発電設備を補完し、きめ細かい需要の変化に対して柔軟性を有し、二酸化炭素排出の少ない分散型電源或いはコージェネレーションシステムの研究を主目的としているので、中出力の分散型として適している1.5～2.0MW級のガスタービンを対象とした。

このクラスのカスタービンとして実用化され、第3章「従来システムの問題点と解決課題」にて設定した本研究の基準ガスタービン性能を表4-1に、また、タービン入口温度、圧力比、蒸気圧力などの各パラメータを変化させて性能特性を解析する際の基準を、空力性能／耐熱性能上最も信頼性が高く実用化されている値を設定し、表4-2に示す。

表4-1 性能解析のための基準ガスタービン性能

出力	1.5～2.0	MW
圧縮機効率	76.5 ^{*1}	%
タービン効率	85.5 ^{*1}	%
燃焼器効率	99.0 ^{*1}	%
減速機効率	95.5	%
発電機効率	95.5	%

*1；第2章 2.4で定義した効率を示す。

表4-2 各パラメータの基準

タービン入口温度	1100	℃
圧力比	12	——
蒸気圧力	1.6	MPa

噴射蒸気量の基準は吸込空気流量 G_a に対する噴射蒸気量 G_s の割合： $G_s/G_a = 1.0$ とした。

2) 性能解析結果

2)-1 タービン入口温度及び圧力比が性能に及ぼす影響

タービン入口温度、圧力比がシステムの熱効率及びエクセルギー効率に及ぼす影響を図

4-2、図4-3に示す。図中☆印はパラメータ解析の基準を示す。

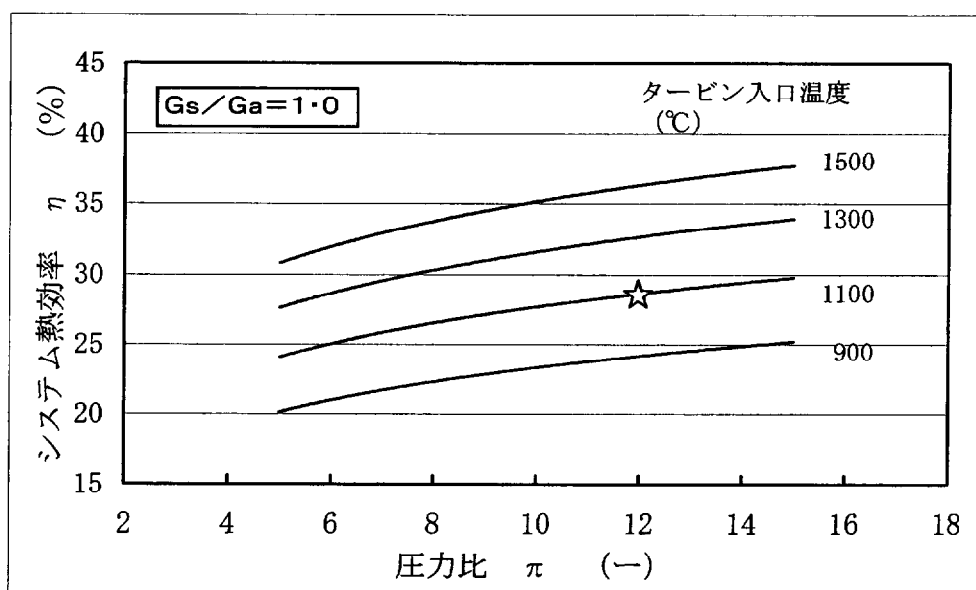


図4-2 圧力比が熱効率に及ぼす影響

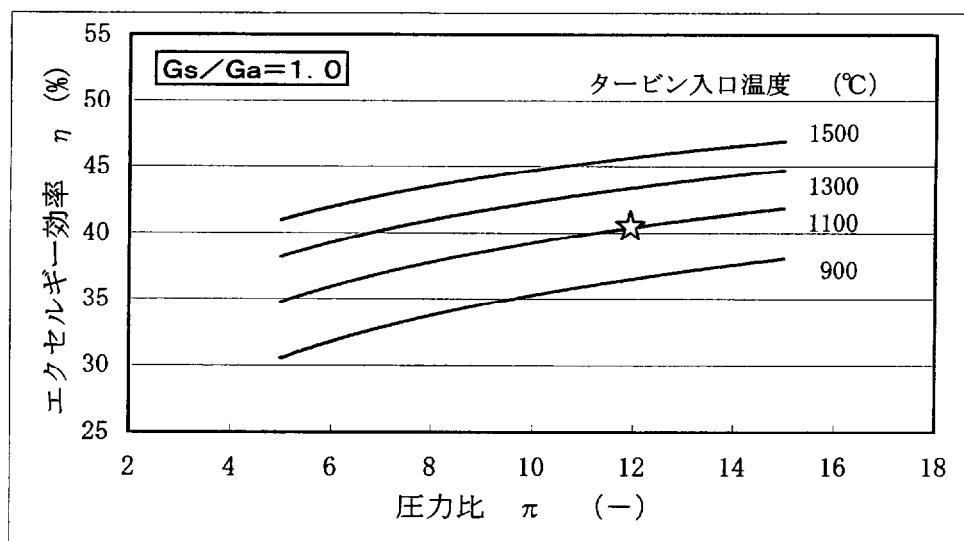


図4-3 圧力比がエクセルギー効率に及ぼす影響

一般のガスタービンでは、圧力比 2.0 近くまでは圧力比の増大とともにシステム効率は上昇していくが、2.5 近くなると効率向上は殆ど見られなくなる特性と同様の傾向を示している。パラメータ解析の基準とした図中☆印のタービン入口温度 1100℃の場合における圧力比が熱効率及びエクセルギー効率に及ぼす影響の値を表 4-3 に示す。

表 4-3 圧力比が効率に及ぼす影響(タービン入口温度 1100℃)

圧力比 (一)	5	8	12☆	15
熱効率 (%)	23.8	27.1	28.4	29.7
エクセルギー効率 (%)	34.5	38.0	41.0	41.3

基準の圧力比 1.2 における熱効率 28.4% は、圧力比 5 の場合の熱効率 23.8% に対して熱効率の改善率は 19.3% に達しているのに対して、圧力比を 1.5 に上昇させた場合、改善率は 4.6% にとどまっている。エクセルギー効率の改善率もほぼ同様の値を示している。

このことは、前述の 1.5～2 MW 級の中小型ガスタービンシステムにおける構成機器の要素性能を考慮した場合、本研究の狙い目とする外部未利用蒸気活用型蒸気噴射ガスタービンシステムでは、圧力比 1.2 は妥当な数値と考えることができ、むやみに高圧力比化する必要性が無いことを示している。

タービン入口温度については、その値を高くすればするほど効率は上昇していくが、連続定格運転の信頼性を確保する必要性から、タービン翼の材料耐熱温度及び冷却構造の制約から、その値として 1100℃ を最も適切で、かつ妥当性のあるものとした。しかしながら、将来、超耐熱タービン翼材料の開発、より高性能な翼冷却技術の開発、さらにはより高い温度領域での安定した翼耐熱コーティング技術の開発によっては、1300℃ 以上も期待ができる。

2)-2 蒸気圧力が性能に及ぼす影響

前項の検討にて設定した圧力比 1.2、タービン入口温度 1100℃ の条件にて排熱回収ボイラの蒸気圧力がシステム性能に及ぼす影響について検討を行なう。

解析結果を図 4-4 に示す。

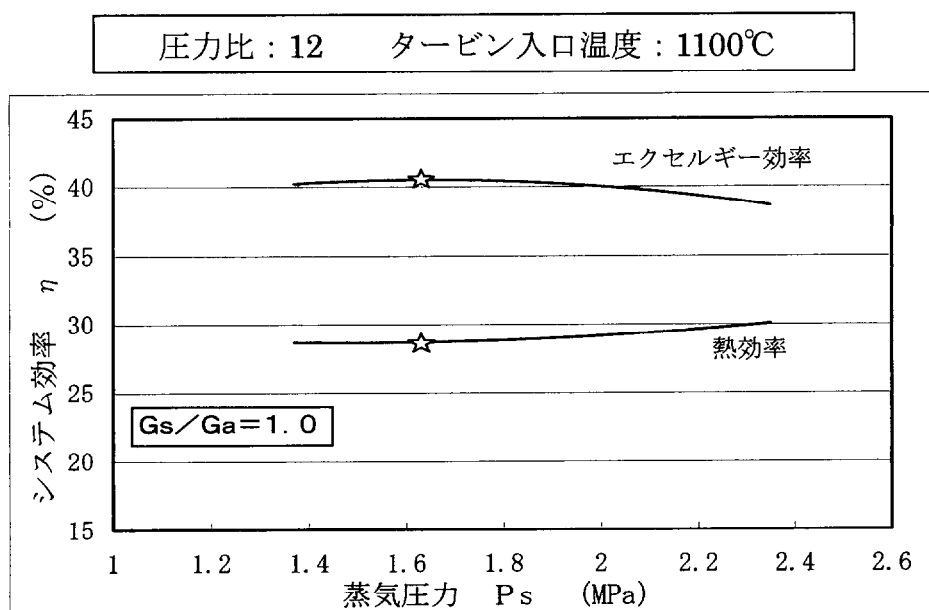


図 4－4 蒸気圧力が効率に及ぼす影響

表 4－4 蒸気圧力が性能に及ぼす影響

蒸気圧力 (MPa)	1.37	1.62☆	1.96	2.35
熱効率 (%)	28.8	28.4	29.3	30.0
エクセルギー効率 (%)	40.0	41.0	39.7	38.7

図 4－4、表 4－4 から、基準の蒸気圧力 1.62 MPa における熱効率 28.4 % に対して蒸気圧力を 1.32 から 2.35 MPa まで変化させても熱効率の値は ± 1 % の範囲内にてその影響は極めて少ない。

一方エクセルギー効率については 1.62 MPa に於いて最も高い 41.0 % が得られ、蒸気圧力を 2.35 MPa と高めても逆に 38.7 % と減少している。この効果を検討するため各構成機器のエクセルギー効率の変化具合を表 4－5 に示す。

表 4－5 蒸気圧力が要素機器のエクセルギー効率に及ぼす影響

蒸気圧力 MPa	1.37	1.62	1.96	2.35
排熱回収 (%)	70.7	73.2	71.6	70.2
圧縮機 (%)	89	89	89	89
燃焼器 (%)	69	69.5	69.4	69.2
タービン (%)	94.6	94.6	94.5	94.4

表4-5の結果から、各構成要素のエクセルギー効率の変化の度合いは、圧縮機、タービンについては殆ど一定であるが、排熱回収部分にその影響が顕著に見られ、その値は蒸気圧力1.62MPaのとき73.2%と最も効果的な値を示している。

2)-3 噴射蒸気量が性能に及ぼす影響

a) システム全体性能への影響

前項までの検討からタービン入口温度1100℃、圧力比1.2、蒸気圧力1.62MPaの条件が最も効果的であることがわかった。この条件にて、次のステップとして、ガスタービンへの噴射蒸気量、言い換えれば未利用蒸気の導入量が性能に及ぼす影響について検討を進める。

この未利用蒸気導入量の影響は、本研究のSAGAシステムを「未利用蒸気活用型リバーリングシステム」として、その適用を考えた場合、導入未利用蒸気量の変動に対する柔軟性、さらには直接の蒸気利用や温水利用などのシステム外部の熱需要が要求されたときの柔軟性への対応の尺度ともなる。

その性能解析の結果を図4-5、図4-6、表4-6、表4-7に示す。

また、噴射蒸気量比 (G_s / G_a) が0, 0.173 (未利用蒸気導入点)、0.5、1.0の4ケースについての詳細解析出力結果を表4-8～11に示す。

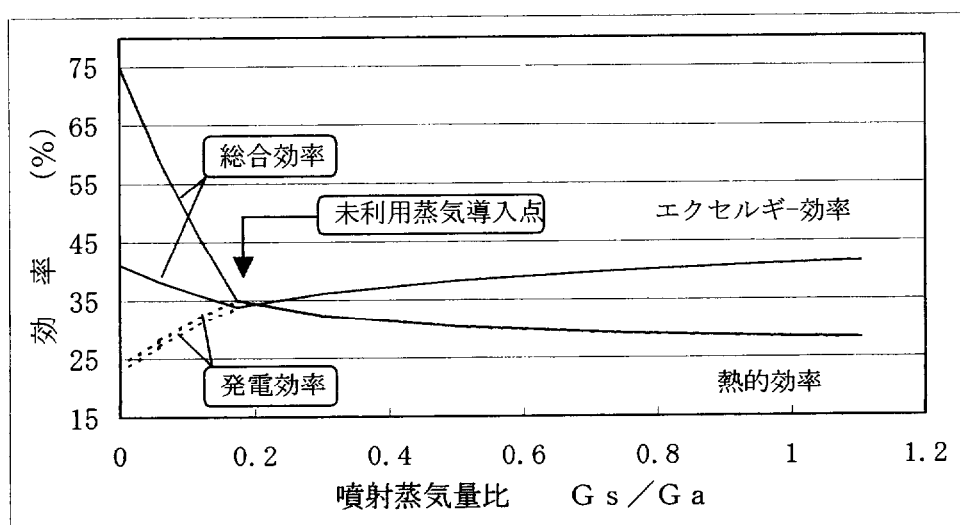


図4-5 噴射蒸気量がシステム効率に及ぼす影響

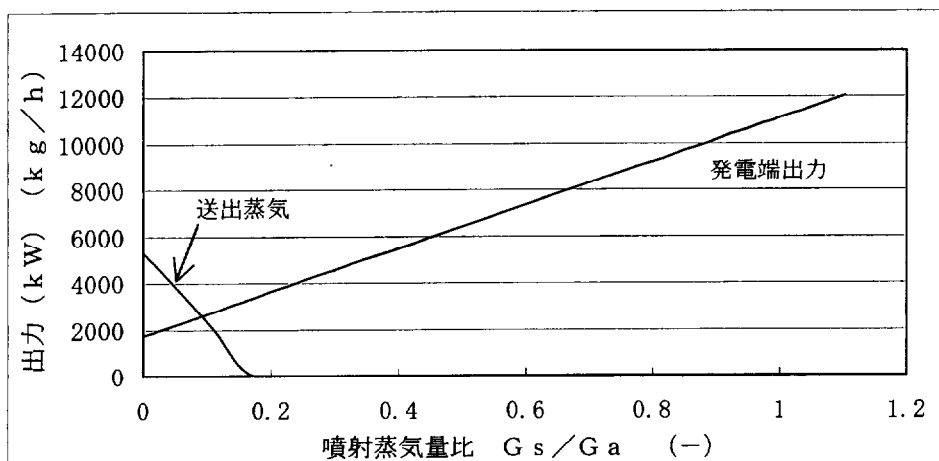


図 4-6 噴射蒸気量が出力に及ぼす影響

図 4-5 於いて、噴射蒸気量がゼロの場合は単純ガスタービンコージェネレーションを示し、排熱回収ボイラの発生蒸気は燃烧器に噴射されること無くすべてシステム外部へ送出される。未利用蒸気導入点 ($G_s/G_a = 0.173$) では、排熱回収ボイラの発生蒸気が再生熱交換器をへて全量燃烧器へ噴射され、それ以上の噴射蒸気量比の領域では、排熱回収ボイラからの発生蒸気に外部からの未利用蒸気が加わって再生熱交換器をへて燃烧器に噴射されてシステム外部へ蒸気は送出されない。単純サイクルガスタービンコージェネレーションは熱量的総合効率が 75%にも及び、その出力の内約 2/3 は低質な飽和蒸気の形態が多い。一般に、熱量的評価の数値の上では省エネへの万能特効薬と見なされがちであるが、この低質な熱エネルギーの形態のままでは狙い目とする「カスケード利用」を実現させる熱需要が無いために無駄に捨てられている場合が多い。蒸気噴射量を徐々に増加させていくと、熱量的総合効率は急激に低下し排熱回収ボイラの発生蒸気を全量噴射させたときには、その熱量的総合効率は 35%となり、さらにシステム外部からの未利用蒸気を導入し、排熱回収ボイラの蒸気とあわせて噴射し、その噴射蒸気量が空気流量と等しい値となったときにはその効率は 28%まで低下していくことがわかる。

一方、有効に取り出し得る仕事量（エクセルギー量）に基づく質的評価では、単純サイクルガスタービンコージェネレーションの総合エクセルギー効率は 41%、排熱回収ボイラの発生蒸気を全量噴射させたときには 34%、さらに外部からの未利用蒸気を導入していくと総合エクセルギー効率は上昇し、排熱回収ボイラの蒸気とあわせた全噴射蒸気量が

空気流量と等しい値となったときには41.3%に達している。したがって蒸気噴射型ガスタービンは、噴射蒸気量比を0から1以上に大幅に変化させてもその総合エクセルギー効率の変化量は7%程度にとどまっていることが利点の一つとして有することがわかる。

エクセルギー率100%の仕事（電力）に基づく発電効率に着目すると、単純ガスタービンコージェネの場合、エクセルギー率94%の燃料を用いて、燃焼器でエクセルギー率約70%の高温熱エネルギーに変換し、その後タービンにて動力に変換されて最終的な発電エクセルギー効率は22.9%まで低下していくことがわかる。これはタービンで発生したエクセルギー率100%の動力の約2/3を圧縮機駆動動力として供給していることが主な原因と考えられる。すなわち、燃料の保有するエクセルギーの約30%が燃焼器で高温熱エネルギーに変換される際に損失として失われ、さらに、残りの約2/3が圧縮機に与えられて圧縮機出口温度に相当する低エクセルギー率の流体となって低エクセルギー化されたためと考えられる。

噴射蒸気量の増加とともに発電エクセルギー効率が增加する理由として次のように考えることができる。未利用蒸気のエクセルギー率は約0.33と低い値であるが、それは圧縮機出口の流体と同程度の値であるため圧縮プロセスを経ないで圧縮機出口流体と混合することが可能となる。すなわち、蒸気噴射の無いガスタービンでは高エクセルギー率の燃料を用いて圧縮機出口の低エクセルギー率流体を作っているところを、蒸気噴射型ガスタービンでは、圧縮機動力の代わりに圧縮機出口流体と同程度のエクセルギー率の噴射蒸気に置き換えることによりシステム全体のエクセルギー損失を減少させることができる。更に、噴射蒸気量の増加とともに、ガスタービン排気からの熱回収率も増加し、従来のシステムと比較して追加された燃料は再生熱交換器を出た後の過熱高温ガスの加熱に使われる割合が高くなり、極めて高効率で燃料が利用されることが可能となる。

以上の検討により、本研究のポイントは、「高質な燃料により低質未利用蒸気の高エクセルギー率化を図って有効活用する。」ことであり、その結果、システム全体として高いエクセルギー効率が達成可能となり、追加燃料は後述の図5-7に示されているように極めて高い効率で利用されていることがわかる。

表4-6 SAGAシステムの蒸気量が熱量性能に及ぼす影響

符号	計算コード	ケース2e	ケース2d	ケース2c	ケース2a	ケース64	ケース5	ケース34	ケース2	ケース2b
	噴射蒸気量									
①	GTボイラ蒸気	Gh kg/h	0	2,016	3,996	6,060	6,065	5,851	5,503	5,334
②	未利用蒸気導入	Gsv kg/h	0	0	0	4,189	11,017	19,772	28,661	32,353
③	全噴射蒸気量	Gs kg/h	0	2,016	3,996	10,249	17,082	25,623	34,164	37,687
④	吸込空気量	Ga kg/h	34,180	34,180	34,180	34,180	34,180	34,180	34,180	34,180
⑤	Gs/Ga		0	0.059	0.117	0.173	0.5	0.75	1	1.103
⑥	Gsw/Ga		0	0	0	0.123	0.322	0.578	0.839	0.947
	投入燃料									
	燃料発熱量	kJ/Nm ³	41,363	41,363	41,363	41,363	41,363	41,363	41,363	41,363
	燃料流量	Nm ³ /s	0.177	0.1974	0.2162	0.2715	0.3277	0.3946	0.4596	0.4861
⑦	燃料熱量	F kJ/s(kW)	7,327	8,164	8,944	11,231	13,553	16,323	19,012	20,106
	GT排熱ボイラ									
⑧	蒸気量	kg/h	5354	5,608	5,787	5,910	6,060	5,851	5,503	5,334
	蒸気圧力	MPa	1.619	1.619	1.619	1.619	1.619	1.619	1.619	1.619
	蒸気温度	°C	202	202	202	202	202	202	202	202
	送出蒸気量	kg/h	5350	3,589	1,789	0	0	0	0	0
	送出蒸気熱量	Qh kJ/s(kW)	3,753	2,517	1,255	0	0	0	0	0
	噴射蒸気量	Gh kg/h	0	2,016	3,996	5,910	6,060	5,851	5,503	5,334
	未利用蒸気導入									
⑩	蒸気量	Gsw kg/h								
	蒸気圧力	MPa								
	蒸気温度	°C								
⑪	蒸気熱量	Qsw kJ/s(kW)								
	発電出力									
⑫	発電端出力	L kW	1741	2,304	2,854	3,383	4,577	8,776	11,099	12,056
⑬	総合熱効率	η_1 %	75	59.1	45.9	35	32.3	29.1	28.4	28.2
⑭	発電熱効率	η_2 %	23.8	28.2	31.9	35	30.3	29.1	28.4	28.2
⑮	総合熱効率	η_5	75	59.1	45.9	35	40.8	53.8	58.4	60
⑯	発電熱効率	η_6	23.8	28.2	31.9	35	40.8	53.8	58.4	60
	要素熱効率									
⑰	圧縮機									
⑱	タービン		76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5
⑲	燃焼器		85.5	85.5	85.5	85.5	85.5	85.5	85.5	85.5
			99	99	99	99	99	99	99	99

ここで、 $\eta_1 = (L+Qh)/(F+Qsw)$, $\eta_2 = L/(F+Qsw)$, $\eta_5 = (L+Qh)/F$, $\eta_6 = L/F$

表4-7 SAGAシステムの蒸気量が質的性能に及ぼす影響

符号	計算コード		ケース2e	ケース2d	ケース2c	ケース2a	ケース64	ケース5	ケース34	ケース2	ケース2b
	噴射蒸気量										
①	GTボイラ蒸気	Gh kg/h	0	2,016	3,996	5,910	6,060	6,065	5,851	5,503	5,334
②	未利用蒸気導入	Gsw kg/h	0	0	0	0	4,189	11,017	19,772	28,661	32,353
③	全噴射蒸気量	Gs kg/h	0	2,016	3,996	5,910	10,249	17,082	25,623	34,164	37,687
④	吸込空気量	Ga kg/h	34,180	34,180	34,180	34,180	34,180	34,180	34,180	34,180	34,180
⑤	Gs/Ga		0	0.059	0.117	0.173	0.33	0.5	0.75	1	1.103
⑥	Gsw/Ga		0	0	0	0	0.123	0.322	0.578	0.839	0.947
	投入燃料										
	燃料発熱量										
	燃料流量	kJ/Nm ³ Nm ³ /s	41,363	41,363	41,363	41,363	41,363	41,363	41,363	41,363	41,363
⑦	燃料エクセルギー	Eff kJ/s(kW)	0.177	0.1974	0.2162	0.2337	0.2715	0.3277	0.3946	0.4596	0.4861
	GT排熱ボイラ										
⑧	蒸気量	kg/h	5354	5,608	5,787	5,910	6,060	6,065	5,851	5,503	5,334
	蒸気圧力	MPa	1,619	1,619	1,619	1,619	1,619	1,619	1,619	1,619	1,619
	蒸気温度	°C	202	202	202	202	202	202	202	202	202
	送出蒸気量	kg/h	5350	3,589	1,789	0	0	0	0	0	0
	送出蒸気エクセルギー	Eh kJ/s(kW)	1,379	925	461	0	0	0	0	0	0
	噴射蒸気量	Gh kg/h	0	2,016	3,996	5,910	6,060	6,065	5,851	5,503	5,334
	未利用蒸気導入										
⑩	蒸気量	kg/h					4,189	11,017	19,772	28,661	32,353
	蒸気圧力	MPa					1,619	1,619	1,619	1,619	1,619
	蒸気温度	°C					202	202	202	202	202
⑪	蒸気エクセルギー	Esw kJ/s(kW)					1,079	2,837	5,092	7,381	8,332
	発電出力										
⑫	発電端出力	L kW	1741	2,304	2,854	3,383	4,577	6,447	8,776	11,099	12,056
⑬	総合エクセルギー効率	η_3 %	41	38.1	35.7	33.7	36	38.2	39.8	41	41.3
⑭	発電エクセルギー効率	η_4 %	22.9	27.2	30.8	33.7	36	38.2	39.8	41	41.3
⑮	総合エクセルギー効率	η_7	41	38.1	35.7	33.7	39.3	45.9	51.8	56.3	57.8
⑯	発電エクセルギー効率	η_8	22.9	27.2	30.8	33.7	39.3	45.9	51.8	56.3	57.8
	要素エクセルギー効率										
⑰	圧縮機		89	89	89	89	89	89	89	89	89
⑱	タービン		93.9	94	94.1	94.2	94.3	94.4	94.5	94.6	94.6
⑲	燃焼器		67.1	67.4	67.7	67.9	68.3	68.8	69.2	69.5	69.6

ここで、 $\eta_3 = (L + Eh) / (Ef + Esw)$, $\eta_4 = L / (Ef + Esw)$, $\eta_7 = (L + Eh) / Ef$, $\eta_8 = L / Ef$

55

表4-10 システム性能の詳細解析出力結果(蒸気噴射量比Gs/Ga:0.5)

Figure 1 is a schematic diagram of a power plant system. The diagram illustrates the flow of energy and materials through various components, including a boiler, steam generator, condenser, turbine, and various pumps and valves. The system is labeled with various parameters and units, and includes a legend for the symbols used.

The diagram is divided into several sections, each representing a different part of the power plant. The top section shows the boiler and steam generator, which are connected to the condenser. The condenser is connected to the turbine, which is connected to the main system. The bottom section shows the various pumps and valves that control the flow of energy and materials through the system.

The legend for the symbols used in the diagram is as follows:

- 1: Boiler
- 2: Steam generator
- 3: Condenser
- 4: Turbine
- 5: Main system
- 6: Pump
- 7: Valve
- 8: Control unit
- 9: Heat exchanger
- 10: Storage tank
- 11: Feedwater pump
- 12: Steam pump
- 13: Condensate pump
- 14: Cooling water pump
- 15: Air pump
- 16: Exhaust pump

表4-11 システム性能の詳細解析出力結果(噴射蒸気量比Gs/Ga:1.0)

Station No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	ボイラ蒸気 ピンポイント
N2	入口	出口	入口	出口	入口	出口	入口	出口	入口	出口	入口	出口	入口	出口	入口	出口	0
O2	0.25436	0.25436	0.21938	0.21938	0.25436	0.25436	0.25436	0.25436	0.25436	0.19887	0.19887	0.25436	0.25436	0	0	0	0
Ar	0.00824	0.00824	0.00866	0.01169	0.02108	0.02108	0.02108	0.02108	0.02108	0.05335	0.05335	0.02108	0.02108	0	0	0	0
CO2	0.00303	0.00303	0.00261	0.00261	0.00303	0.00303	0.00303	0.00303	0.00303	0.00237	0.00237	0.00303	0.00303	0	0	0	0
H2O	0.0001	0.0001	0.00008	0.02469	0.0247	0.0247	0.0247	0.0247	0.0247	0.00008	0.00008	0.0247	0.0247	0	0	0	0
SO2	0.00329	0.00329	0.5296	0.57471	0.57516	0.57516	0.57516	0.57516	0.52933	0.52933	0.57516	0.57516	0.57516	0.09333	0.08484	0.44191	0.09333
合計	9.494534	9.494534	17.87872	18.06507	19.37087	19.37087	19.37087	19.37087	16.91333928	16.91333928	19.37087	19.37087	19.37087	1.681433	1.528477	7.961451	1.681433
圧力	MPa	1.192	1.192	1.156	1.156	0.104	0.104	0.101	1.241	1.192	0.101	0.101	0.101	0.101	1.519	1.619	1.619
エンタルピー	kJ/s	15	391.17	558.7	1100	1071.45	618.55	613.55	258.42	563.55	343.25	242.29	208.97	60	202.29	202.29	202.29
エンタルピー	kJ/s-K	-96.0	3601.4	14731.5	33553.1	34048.2	18104.6	17938.9	6010.5	14441.1	9336.2	8293.7	5307.7	-3676.2	514.6	2680.1	-2651.6
エントロピー	kJ/s	1.088	11.386	29.093	29.553	32.735	32.525	21.223	-1.926	10.842	21.223	15.823	13.856	-10.046	-0.586	-3.140	-7.49706
エントロピー	kJ/s	-7.7	3284.3	11454.3	25171.3	25533.6	8677.9	8565.9	6563.9	11319.2	3229.5	1739.6	1323.4	22.2	1417.1	7380.8	312.2113

GT軸出力	12167	95.5	28.39%	$\eta_1 = (L+Oe)/(F+Gaw)$	28.39%	η_5 総合熱効率 $\eta_5 = (L+Oe)/F$	58.38%
減速機効率	95.5	95.5	28.39%	$\eta_2 = L/(F+Gaw)$	28.39%	η_6 発電熱効率 $\eta_6 = L/F$	58.38%
発電機効率	95.5	95.5	40.95%	η_3 総合エレクトリック-効率 (η_1 のエレクトリック-評価)	40.95%	η_7 総合エレクトリック-効率 (η_5 のエレクトリック-評価)	56.27%
燃料流量	11099	0.4596	40.95%	η_4 発電エレクトリック-効率 (η_2 のエレクトリック-評価)	40.95%	η_8 発電エレクトリック-効率 (η_6 のエレクトリック-評価)	56.27%
燃料流量	41363	19012				Gs/Ga	1.000
投入熱量	58.38	5503					
発電機出力	1.619	20087					
HRSG蒸気量	1.40	42913.96					
HRSG蒸気量	1.40	19724.67					
燃焼器出口O2	42913.96	58.38					
燃焼器出口O2	19724.67	58.38					
燃料のエレクトリック	58.38	58.38					
総合熱効率	58.38	58.38					

項目	数値	割合
燃料低品位熱量	41.363	
燃料低品位熱量	42914	
燃料流量	0.4596	72.8%
燃料エレクトリック-量	19725	
燃料エレクトリック-量	28561	
燃料エレクトリック-量	1.619	27.2%
燃料エレクトリック-量	7.381	
燃料エレクトリック-量	209	4.9%
燃料エレクトリック-量	1.323	40.9%
燃料エレクトリック-量	11.099	
燃料エレクトリック-量	9.49	0.0%
燃料エレクトリック-量	0.0	40.9%

燃焼器	流入エレクトリック- 流出エレクトリック- 燃料エレクトリック- 有効率	タービン	流入エレクトリック- 流出エレクトリック- 系外への仕事 有効率	排熱回収ボイラー	流入エレクトリック- 流出エレクトリック- 流入エレクトリック- 流出エレクトリック- 有効率
3284.3	11,454.3	25,171.3	25533.6	3229.5	3229.5
89.0	19,724.7	8677.9	15943.6	1323.4	1323.4
89.0	69.5	69.5	94.6	22.2	22.2
				1417.1	1417.1
				73.2	73.2

b) 構成要素機器の性能に及ぼす影響

噴射蒸気量が圧縮機、燃焼器、タービン、再生熱交換器、排熱回収ボイラの要素機器の性能に及ぼす影響について検討を加える。

要素エクセルギー効率の影響を図4-7～8に示す。

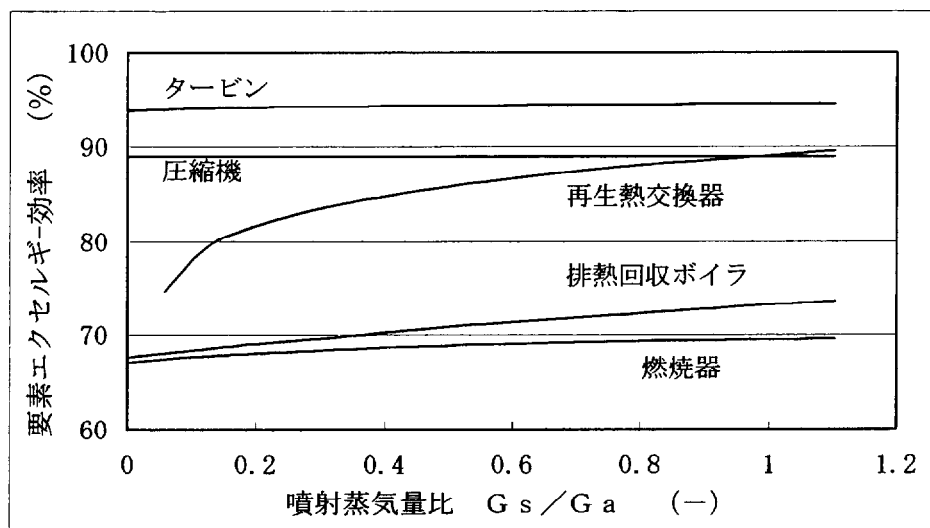


図4-7 噴射蒸気量が要素エクセルギー効率に及ぼす影響

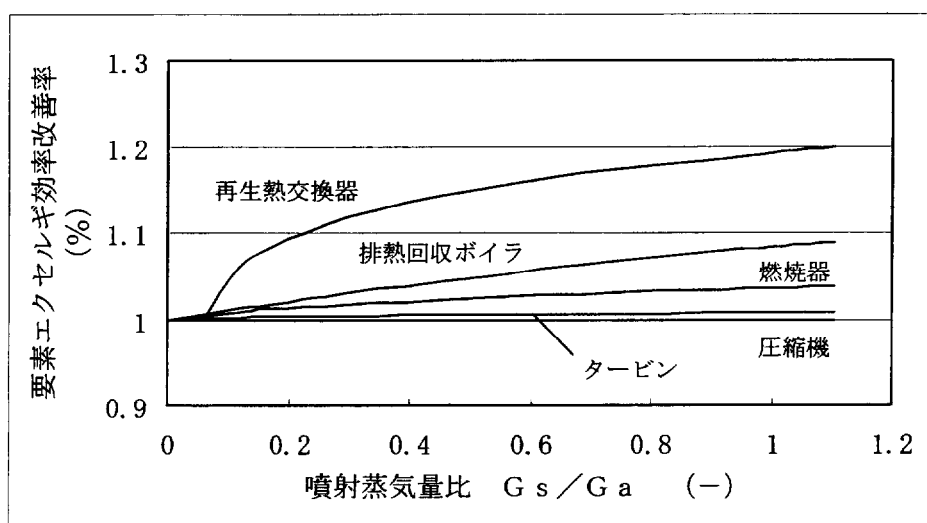


図4-8 噴射蒸気量が要素エクセルギー効率改善に及ぼす影響

なお、構成要素の熱的効率は第2章の定義に従い、噴射蒸気量に関わらず一定の値として表4-1のように定めた。

圧縮機については蒸気が噴射される燃焼器の上流側に位置しているのでそのエクセルギー効率に及ぼす噴射蒸気量の影響は無い。

タービンについてもその影響は極めて少ない。システム全体のエクセルギー効率向上に寄与しているのは、第 1 位に再生熱交換器、第 2 位に排熱回収ボイラ、次に燃烧器の要素エクセルギー効率改善効果であると言える。

各要素のエクセルギー効率改善効果を示した図 4-8 に示すように、再生熱交換器は改善率 20%、排熱回収ボイラは 10%、燃烧器は 4%程度が得られている。

以上の解析結果から、外部未利用蒸気を活用した蒸気噴射型ガスタービンシステムにおいてはエクセルギー効率が高々 70%程度の燃烧器の効率改善がシステム効率向上に不可欠あることに変わりはないが、再生熱交換器と排熱回収ボイラをあわせた排熱回収系のエクセルギー効率がシステム全体のエクセルギー効率に極めて大きな影響を及ぼしていることを示している。

b-1) 排熱回収部分のエクセルギー損失の検討

噴射蒸気量比 0、0.173、0.5、1.0 の 4 ケースについての排熱回収線図を図 4-10 から 13 に示す。

単純サイクルガスタービンコージェネの場合には、排熱回収系は蒸気発生ボイラのみであるが、本研究システムのようにガス対ガスの再生熱交換器、ガス対液体の蒸気ボイラが一体となった相変化を伴う排熱回収部分のエクセルギー性能の評価を行なうには、排気ガス側のエクセルギー減少量と蒸気側の増加量とを定量化するのが都合がよい。

排熱回収系のエクセルギーの交換量は排気ガス側のボイラ出口と蒸気側のボイラ入口のエクセルギーを基準とすることにより、ガス側が与えたエクセルギー量 (E_g) と蒸気側のエクセルギー増加量 (E_s) との差が排熱回収系のエクセルギー損失量 (ΔE) となる。排熱回収系のエクセルギー交換性能の評価を行なう際に、ある評価指数を定めておくこと便利である。排熱回収系のエクセルギー損失量 (ΔE) の排気ガス側が与えたエクセルギー量 (E_g) に対する割合を排熱回収系エクセルギー損失率 α として次のように定めることとする。

排気ガス側が与えたエクセルギー量 E_g (kJ/s)

エクセルギー損失量 ΔE (kJ/s) として



排熱回収系エクセルギー損失率	$\alpha = \Delta E / E_g$
----------------	---------------------------

このように定めた排熱回収系エクセルギー損失率が噴射蒸気量によって受ける影響を
図4-9に示す。

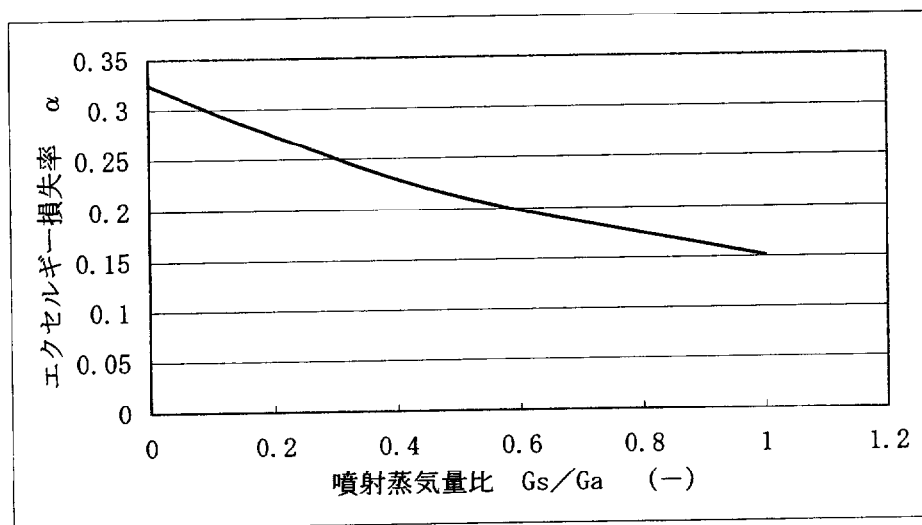


図4-9 噴射蒸気量が排熱回収系エクセルギー損失率に及ぼす影響

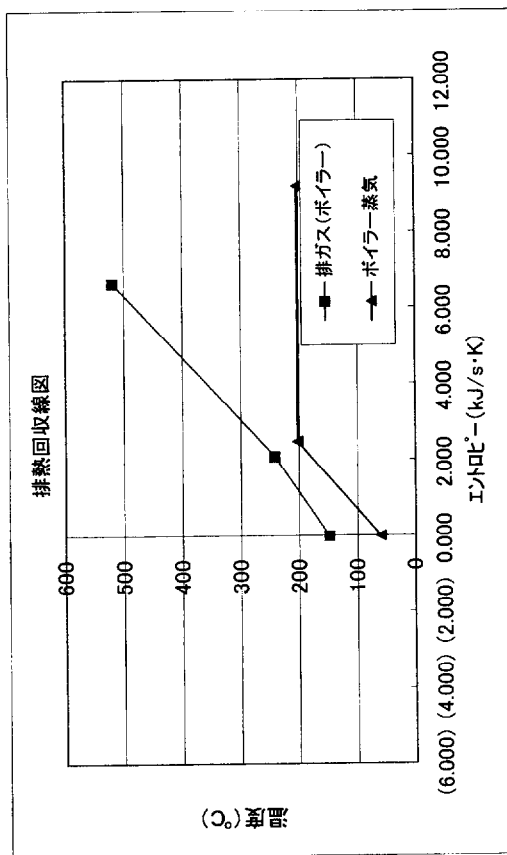
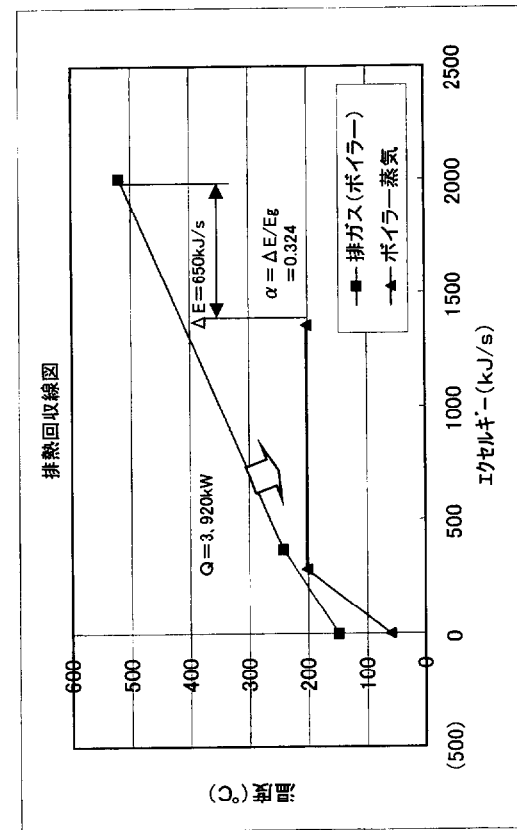
排熱を飽和蒸気として回収し、全量をシステム外部へ送出する単純サイクルガスタービンコージェネを示している噴射蒸気量比 $G_s/G_a=0$ の場合、排熱回収系エクセルギー損失率は $\alpha=0.324$ の値となっている。

さらに、排熱回収ボイラからの蒸気を圧縮機からの空気の一部とあわせて再生熱交換器にて過熱した後燃焼器に噴射し始めていくと、排熱回収系エクセルギー損失率は減少していき、噴射蒸気量比が 1.0 になると、その値は $\alpha=0.151$ となり排熱回収エクセルギー損失が 53.4% も改善されたことがわかった。

排熱回収線図

位置	エクセルギー kJ/s	エクセルギー(基準修正) kJ/s	エントピー kJ/s・K	エントピー(基準修正) kJ/s・K	排ガス(加熱器) ℃	排ガス(ボイラー) ℃	ボイラー-蒸気 ℃	再生空気+蒸気 ℃
再生熱交換器(ガス)								
入口	0	(241)	0.000	(3.474)	0			
出口	0	(241)	0.000	(3.474)	0			
排熱ボイラ								
入口	2248	2007	10.130	6.656		520		
ピンチポイント	609	368	5.567	2.093		242		
出口	241	0	3.474	0.000		149		
ボイラ蒸気								
入口	22	0	-9.795	0.000			60	
ピンチポイント	304	282	-7.315	2.481			202	
出口	1379	1357	-0.566	9.209			202	
再生熱交換器(蒸気+空気)								
入口	0	1357	0.000	9.795				0
出口	0	1357	0.000	9.795				0

交換熱量(ガス側) 3.920kW
エクセルギー評価指数 α 0.3240



注)
・ガス側のボイラ出口とボイラ給水のエクセルギーを基準に、エクセルギーの交換量を示した。
・排熱回収ボイラーにおけるエクセルギー評価指数を $\alpha = \Delta E / E_g$ と定義する。

図4-10 排熱回収線図 (蒸気噴射量比 $G_s/G_a:0$)

排熱回収線図

位置	エクセルギー kJ/s	エクセルギー(基準修正) kJ/s	エントピー kJ/s・K	エントピー(基準修正) kJ/s・K	排ガス(加熱器) °C	排ガス(ボイラー) °C	ボイラー蒸気 °C	再生空気+蒸気 °C
再生熱交換器(ガス)	入口	3352	2984	13.981	8.874	555		
	出口	2567	2179	12.558	7.451	474		
排熱ボイラ	入口	2567	2179	12.558	7.451		474	
	ピンチポイント	805	417	7.326	2.219		242	
	出口	388	0	5.107	0.000		164	
ボイラ蒸気	入口	24	0	-10.800	0.000		60	
	ピンチポイント	335	311	-8.062	2.738		202	
	出口	1522	1498	-0.628	10.172		202	
再生熱交換器(蒸気+空気)	入口	1135	1498	-0.335	10.465			258
	出口	1771	2134	1.507	12.307			505

5.518kW

交換熱量(ガス側)

α

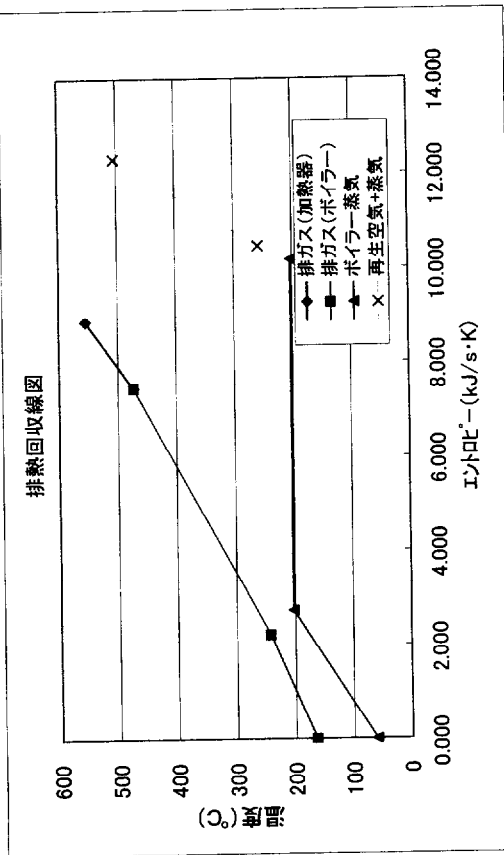
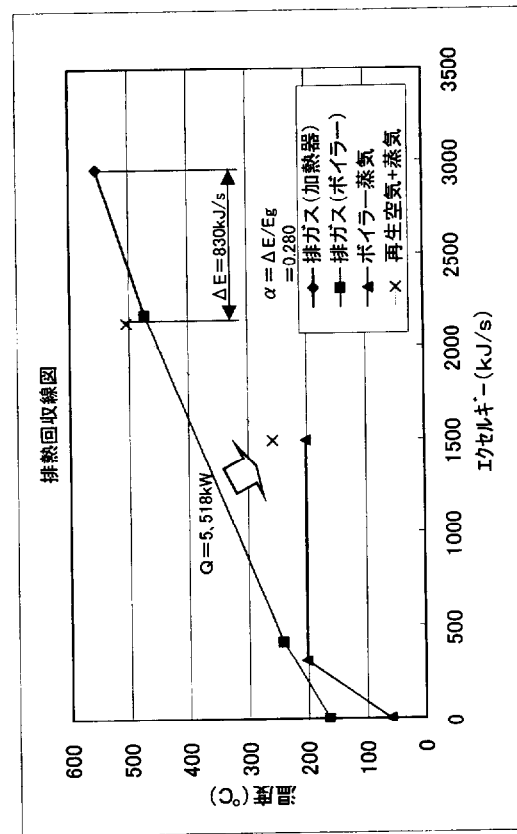


図4-11 排熱回収線図 (蒸気噴射量比 G_s/G_a ; 0.173)

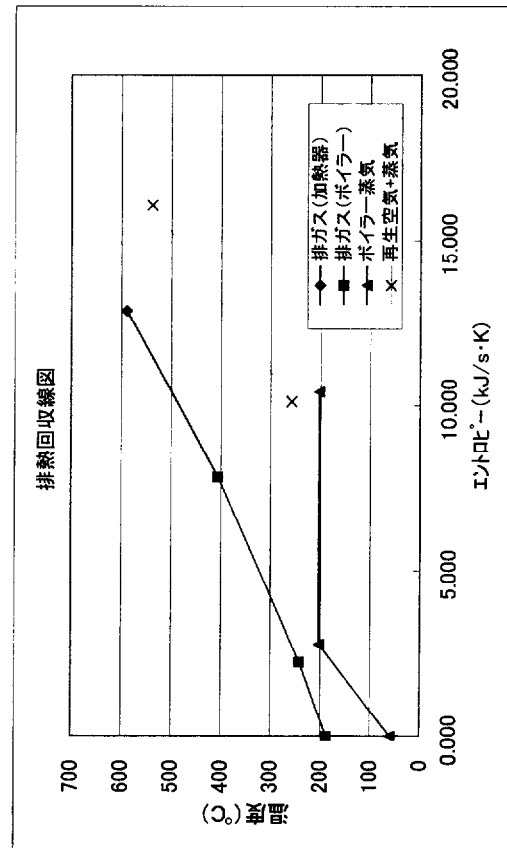
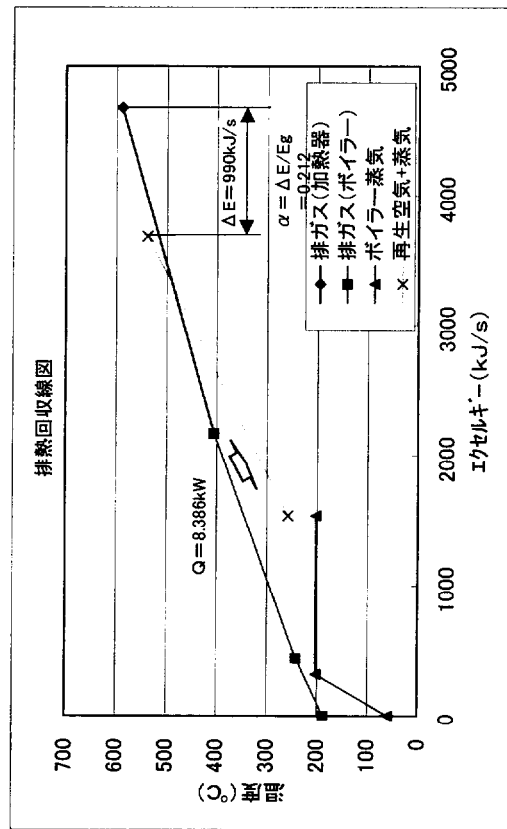
注)
・ガス側のボイラ出口とボイラ給水のエクセルギーを基準に、エクセルギーの交換量を示した。
・排熱回収ボイラーにおけるエクセルギー評価指数を $\alpha = \Delta E/E_g$ と定義する。

排熱回収線図

位置	エクセルギー kJ/s	エクセルギー(基準修正) kJ/s	エントピー kJ/s・K	エントピー(基準修正) kJ/s・K	排ガス(加熱器) °C	排ガス(ボイラー) °C	ボイラー-蒸気 °C	再生空気+蒸気 °C
再生熱交換器(ガス)								
入口	5409	4678	21.349	12.893	589			
出口	2902	2172	16.325	7.870	406			
排熱ボイラ								
入口	2902	2172	16.325	7.870	406	406		
ピンポイント	1175	445	10.716	2.260		242		
出口	731	0	8.456	0.000		188		
ボイラ蒸気								
入口	24	0	-11.093	0.000			60	
ピンポイント	344	320	-8.283	2.810			202	
出口	1562	1537	-0.670	10.423			202	
再生熱交換器(蒸気+空気)								
入口	3282	1537	-0.963	10.130				258
出口	5433	3688	4.981	16.074				539

交換熱量(ガス側)
 α

8.386kW
0.2120



注)
・ガス側のボイラ出口とボイラ給水のエクセルギーを基準に、エクセルギーの交換量を示した。
・排熱回収ボイラーにおけるエクセルギー評価指数を $\alpha = \Delta E / E_g$ と定義する。

図4-12 排熱回収線図 (噴射蒸気量比 $G_s/G_a; 0.5$)

排熱回収線図

位置	エクセルギー kJ/s	エクセルギー(基準修正) kJ/s	エントピー kJ/s・K	エントピー(基準修正) kJ/s・K	排ガス(加熱器) ℃	排ガス(ボイラー) ℃	ボイラー蒸気 ℃	再生空気+蒸気 ℃
再生熱交換器(ガス)	入口	8566	7242	32.525	18.670	614		
	出口	3229	1906	21.223	7.367	343		
排熱ボイラ	入口	3229	1906	21.223	7.367		343	
	ピンチポイント	1740	416	15.823	1.967		242	
	出口	1323	0	13.856	0.000		209	
ボイラ蒸気	入口	22	0	-10.046	0.000		60	
	ピンチポイント	312	290	-7.497	2.549		202	
	出口	1417	1395	-0.586	9.460		202	
再生熱交換器(蒸気+空気)	入口	6564	1395	-1.926	8.121			258
	出口	11319	6150	10.842	20.888			564

交換熱量(ガス側)
12,631kW
 α 0.1510

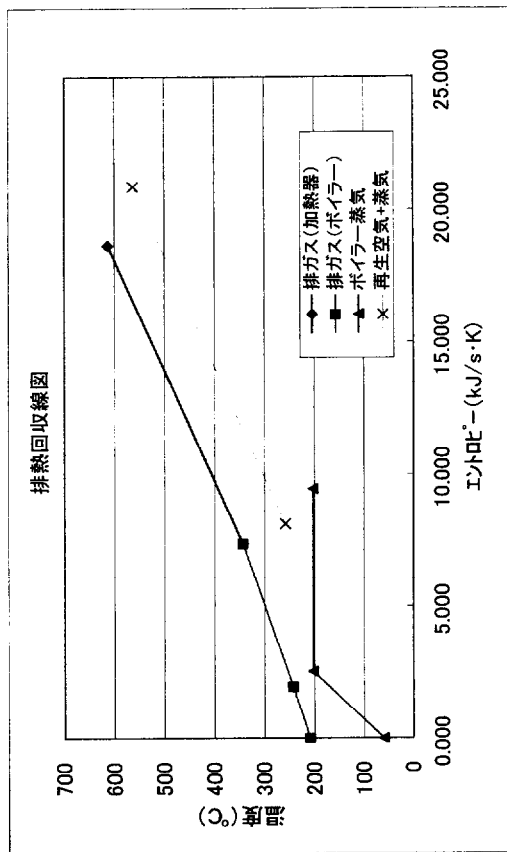
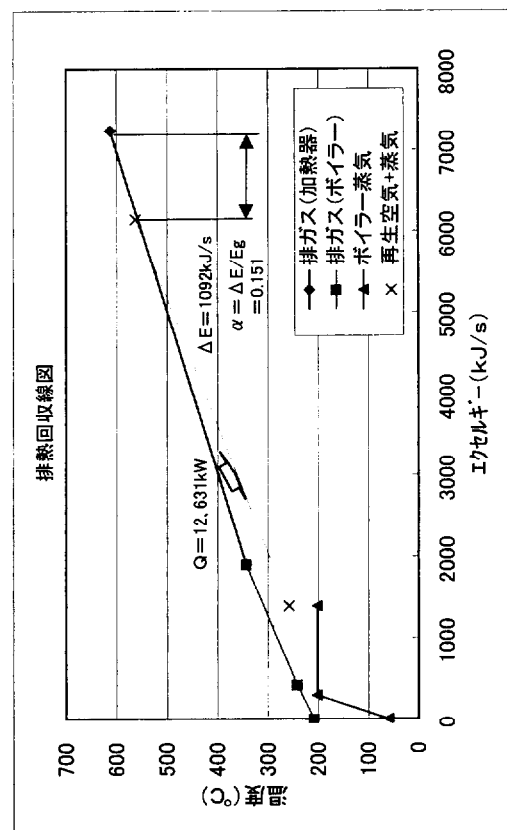


図4-13 排熱回収線図 (蒸気噴射量比 $G_s/G_a : 1.0$)

注)
・ガス側のボイラ出口とボイラ給水のエクセルギーを基準に、エクセルギーの交換量を示した。
・排熱回収ボイラーにおけるエクセルギー評価指数を $\alpha = \Delta E/E_g$ と定義する。

b-2) 燃焼器のエクセルギー損失の検討

燃焼器の燃焼プロセスにおけるエクセルギー損失の特性を検討するため、図4-14に示すような定常な燃焼プロセスを想定する。

作動流体の温度を T 、圧力を P 、エクセルギーを E 、燃焼微小容積における燃料の燃焼による発熱量を dq 、系外への（からの）仕事を dw とする。

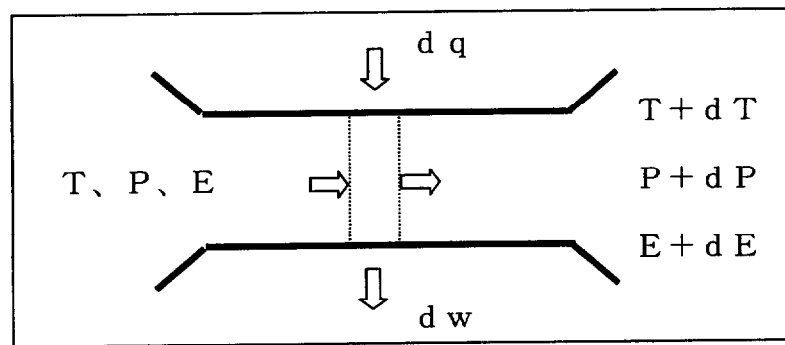


図4-14 ガスタービン燃焼器の特性図

燃焼器からの流出ガスの保有するエクセルギー量の増加分 dE は、

$$dE = dH - T_0 dS \quad \text{—————} \quad (1)$$

と表すことができる。

エンタルピー増加分 dH ；

$$dH = dq + v dP \quad \text{—————} \quad (2)$$

ここで、 v は作動流体の比容積である。

ガスタービン燃焼器の場合、定圧燃焼であるから $dP = 0$ となり、式(2)は次式に書き換えられる。

$$dH = dq \quad \text{—————} \quad (3)$$

エントロピー増加分 dS ；

$$dS = dq / T \quad \text{—————} \quad (4)$$

微小容積に加えられた燃料が保有するエクセルギー量 dE_f は、その燃料固有のエクセルギー率 ε を用いて式(5)のように表すことができる。

$$d E f = \varepsilon \times d q \quad \text{—————} \quad (5)$$

したがって、この燃焼器微小容積におけるエクセルギー損失量 $d E_{los}$ は、

$$d E_{los} = d E f - d E - d w \quad \text{—————} \quad (6)$$

ここで、燃焼器からの系外への（からの）仕事量 $d w = 0$ であるから

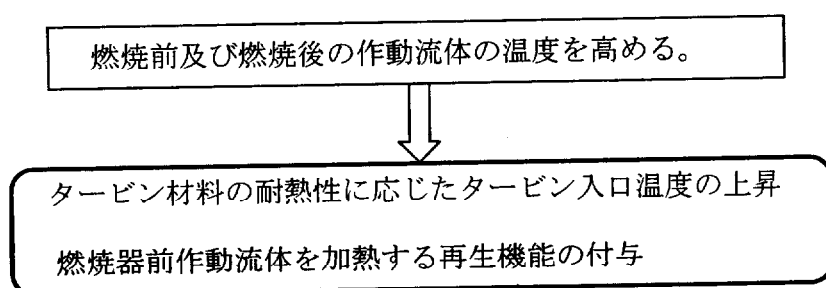
$$d E_{los} = d E f - d E \quad \text{—————} \quad (7)$$

$$= \varepsilon \times d q - (d q - T_o \times d q / T) \quad \text{—————} \quad (8)$$

$$= d q (\varepsilon - 1 + T_o / T) \quad \text{—————} \quad (9)$$

式（９）は、燃料の保有するエクセルギーがガスタービン燃焼器内の燃焼プロセスによって作動流体に与えられる際のエクセルギー損失は、燃焼器での作動流体温度のみに依存し、その温度が高いほどエクセルギー損失は少ないことを示している。

以上の検討結果から、従来最も普及している単純サイクルガスタービンの３０％以上にも及ぶ燃焼器のエクセルギー損失を如何にして改善するかが新しいシステムを構築する上での重要なポイントとなることがわかる。システムのエクセルギー効率改善のための具体的な対策は次のようにまとめることができる。



燃焼器のエクセルギー効率向上のための課題「燃焼器前作動流体を加熱する再生機能の付与」に関連付けて、図４－７、図４－８の噴射蒸気量が燃焼器エクセルギー効率向上に及ぼした要因について検討を行なう。

燃焼器エクセルギー効率に大きな影響を及ぼす燃焼器入口作動流体温度は再生熱交換器

の熱交換性能に依存されるので、その噴射蒸気量による影響を図4-15、16に示す。

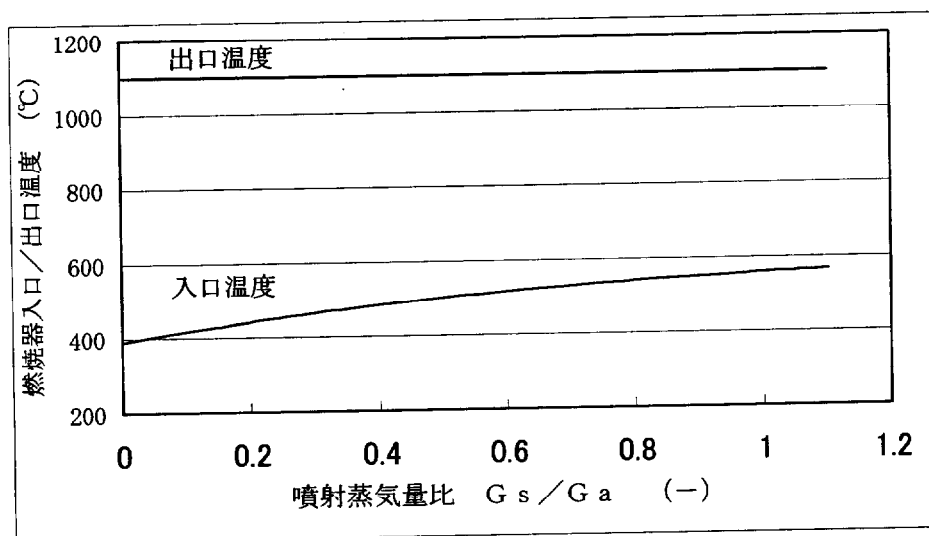


図4-15 噴射蒸気量が燃焼器入口温度に及ぼす影響

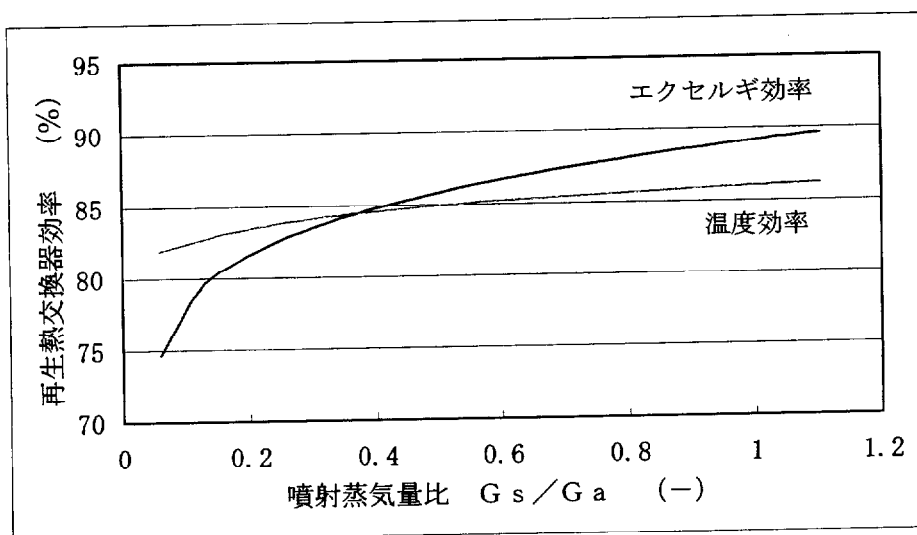


図4-16 噴射蒸気量が再生熱交換器効率に及ぼす影響

また、b-1) 排熱回収系のエクセルギー損失の検討の項にて推奨したと同様に、燃焼器に於けるエクセルギー損失を ΔE 、燃料の発熱量を Q_f 、エクセルギー量を E_f 、エクセルギー率 $\varepsilon = E_f/Q_f$ を用いて、式(9)から、燃焼器に於けるエクセルギー損失率 β を次式のように定義し、エクセルギー変換性能の評価指数とすると都合がよい。

$$\Delta E = Q_f (\varepsilon - 1 - T_0/T) \quad \text{—————} \quad (10)$$

$$\beta = \Delta E / E_f = (\varepsilon - 1 + T_o / T) / \varepsilon \quad \text{—————} \quad (11)$$

ここで、 T_o ; システムの環境基準温度 (15℃)

式 (11) に従い、燃焼器の燃焼プロセスによるエクセルギー損失率を図 4-17 に示す。

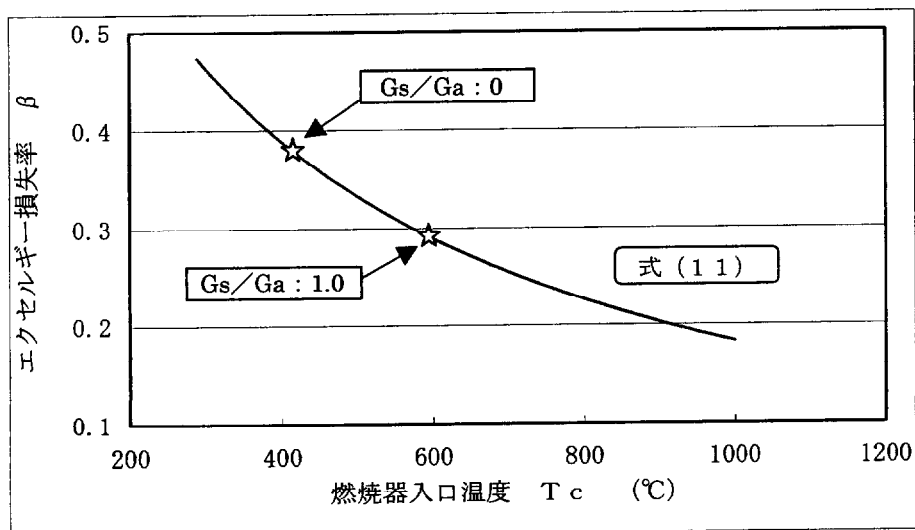


図 4-17 燃焼器入口温度がエクセルギー損失率に及ぼす影響 ; 式 (11)

また、本研究の噴射蒸気量を変化させた場合の燃焼器エクセルギー損失率を図 4-18 に、その変化の度合いを式 (11) と比較して図 4-19 に示す。

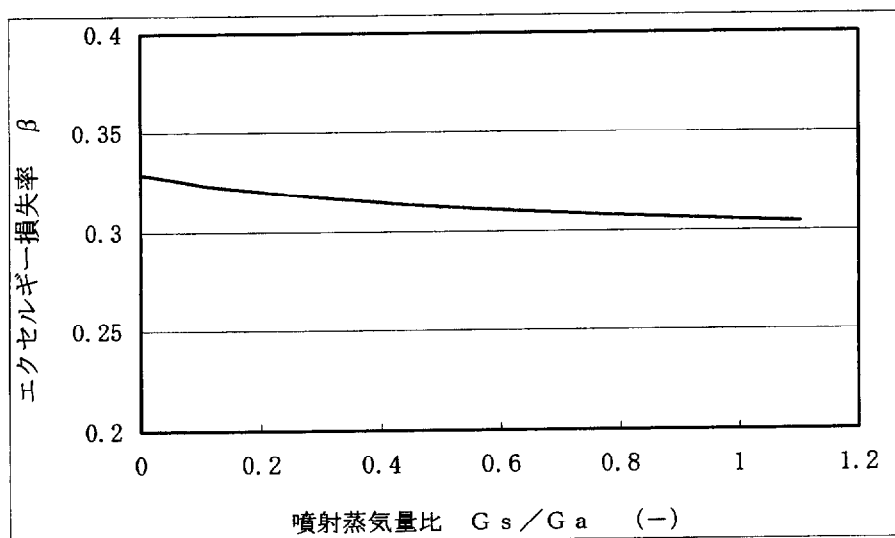


図 4-18 噴射蒸気量がエクセルギー損失率に及ぼす影響

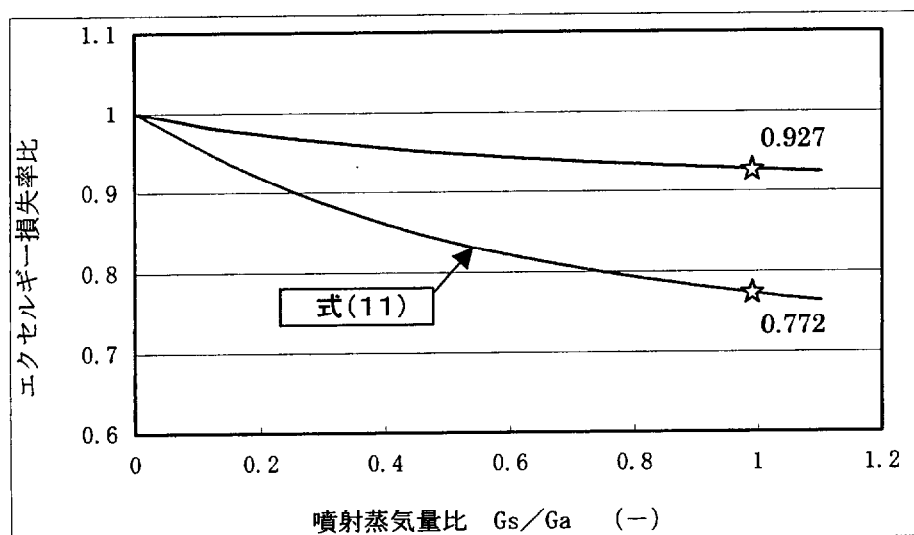


図 4-19 噴射蒸気量がエクセルギー損失率に及ぼす影響

燃焼器内の燃焼プロセスによって作動流体に与えられる際のエクセルギー損失は、燃焼器での作動流体温度のみに依存するとした場合には、噴射蒸気量比を 0 から 1.0 へと増加させると燃焼器入口温度がそれにつれて 390℃から 560℃へと上昇するので、エクセルギー損失率が約 23% 程向上することが期待できる。

実システムでは過熱蒸気と空気との混合ガスが希釈流体として作用し、さらに伝熱・拡散によるエクセルギー損失が発生するので図 4-19 に示すようにそのエクセルギー損失率は 0.927 までの改善にとどまっている。

しかしながら、約 7.3% のエクセルギー損失率の改善効果が得られた理由は、圧縮機からの空気を一部抽気して蒸気とあわせた混合ガスとして再生熱交換器にて過熱する「再生機能」の付与が主な要因であり、また、本研究の未利用蒸気活用の蒸気噴射型ガスタービンシステムの特徴にもなっている。

このように蒸気噴射量を増加していくと再生熱交換器を含む排熱回収系のエクセルギー効率が改善されるため、燃焼器入口温度の上昇に伴い燃焼器エクセルギー効率が改善されている。

さらに、燃焼器の入口部分にシステム外部から何らかの加熱を行い作動流体温度を高めた場合を想定し、燃焼器エクセルギー効率改善の限界を参考までに検討してみることとする。この場合、燃焼器出口温度（タービン入口温度）は 1100℃一定とした。

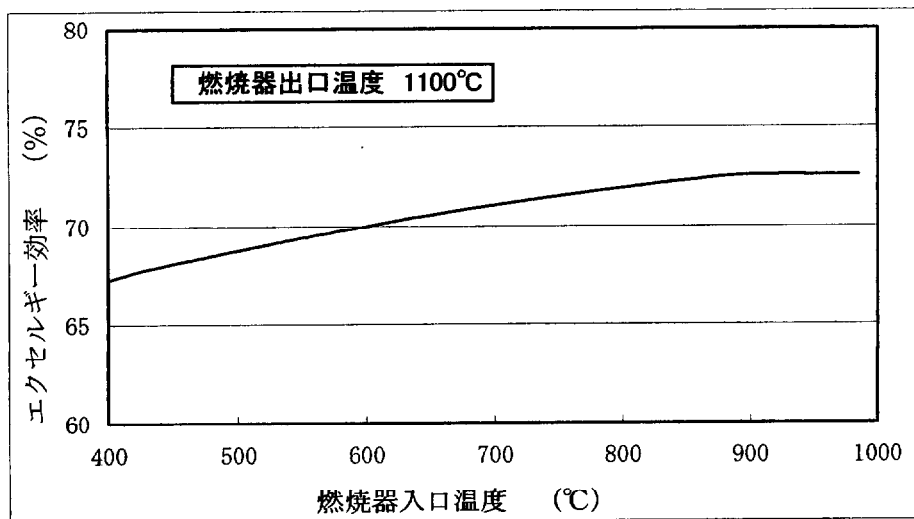


図 4-20 燃焼器エクセルギー効率の限界

この図から、実際の蒸気噴射型ガスタービンの燃焼器は過熱蒸気が希釈流体として作用し、さらに拡散・伝熱によるエクセルギー損失が発生するので、燃焼器のエクセルギー効率の改善は70%を超える値が限界と見る事がわかる。

2)-4 システムのマテリアルバランス

噴射蒸気量比0、0.173、0.5、1.0の4ケースについて、システム各位置での流量、圧力、温度、発電出力、熱出力のマテリアルバランスを図4-21～24に示す。

2)-5 システムの熱量及びエクセルギーバランス

噴射蒸気量比0、0.173、0.5、1.0の4ケースについて、熱量及びエクセルギーバランスをフロー図として図4-25～28に示す。

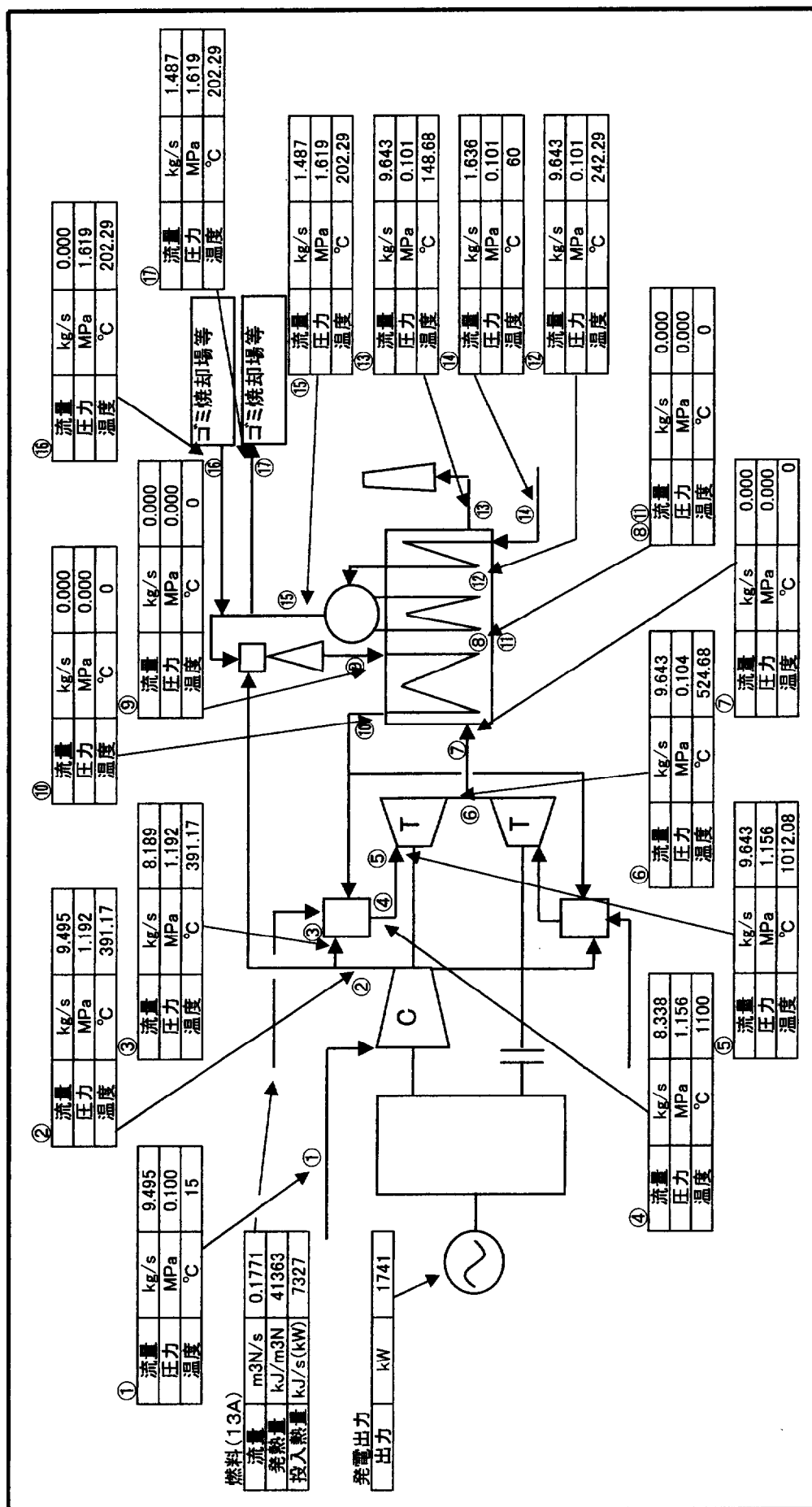


図4-21 システムのマテリアルバランスシート(噴射蒸気量比Gs/Ga;0)

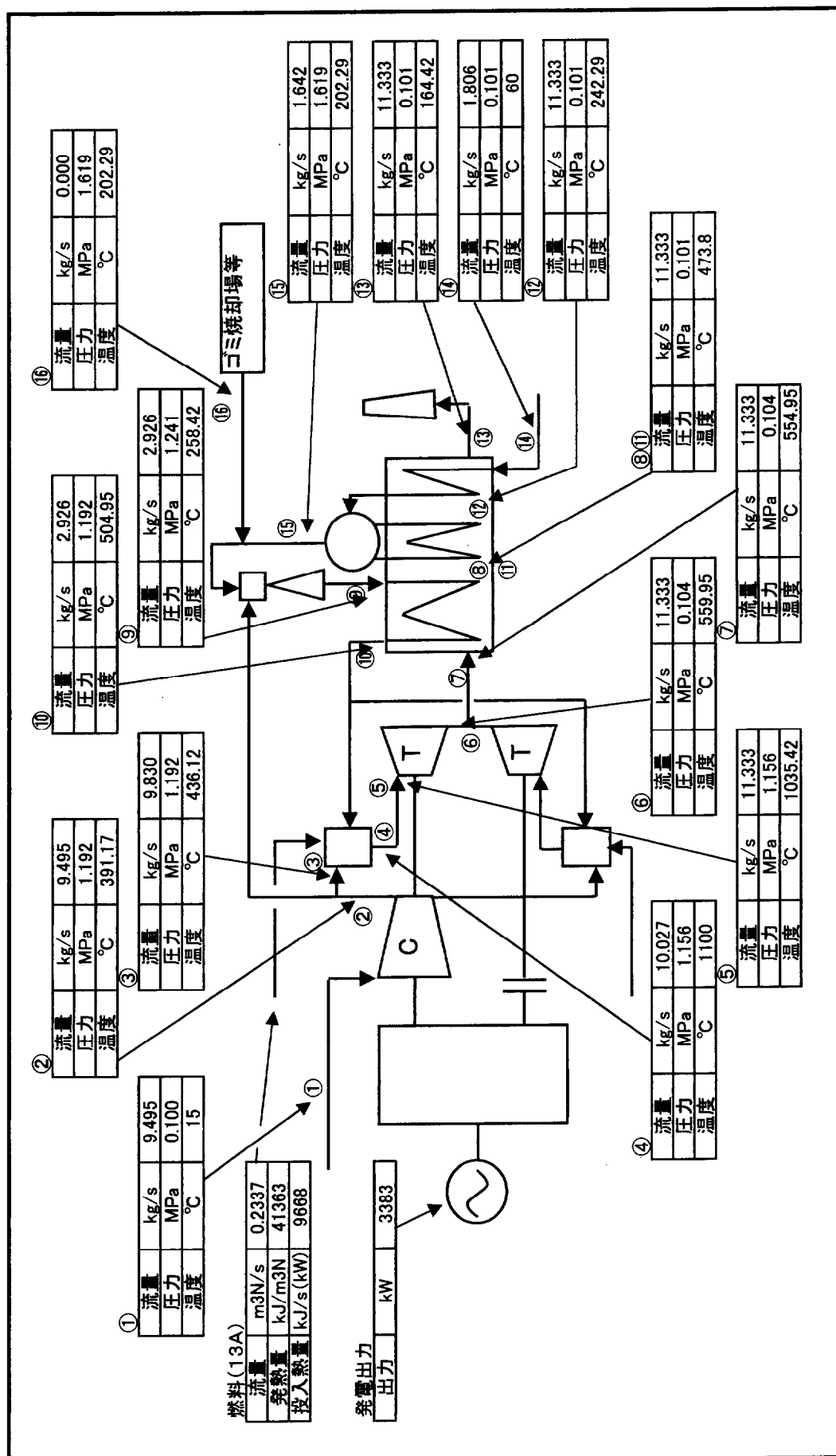


図4-22 システムのマテリアルバランスシート(蒸気噴射量Gs/Ga=0.173)

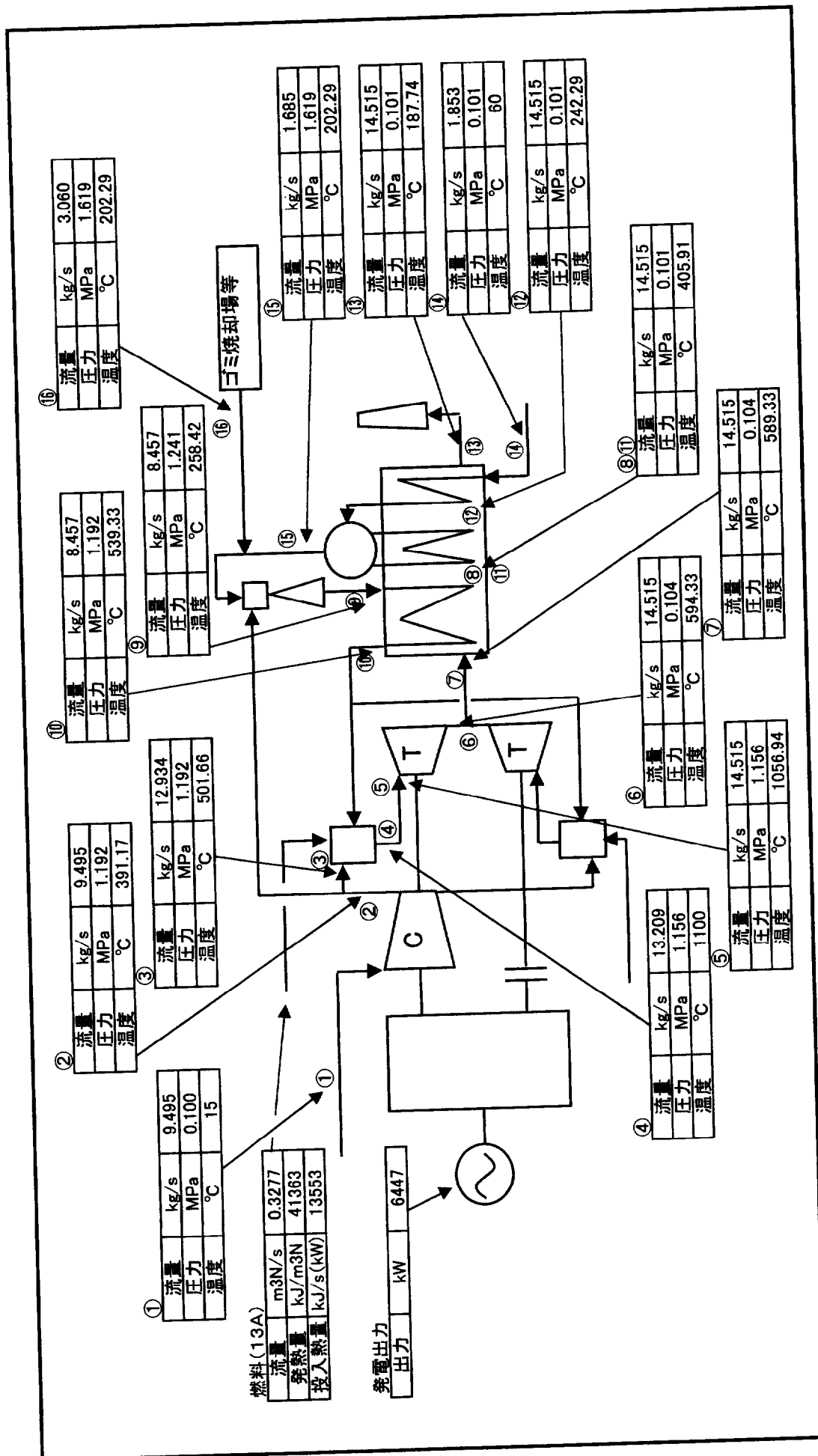


図4-23 システムのマテリアルバランスシート(蒸気噴射量比Gs/Ga:0.5)

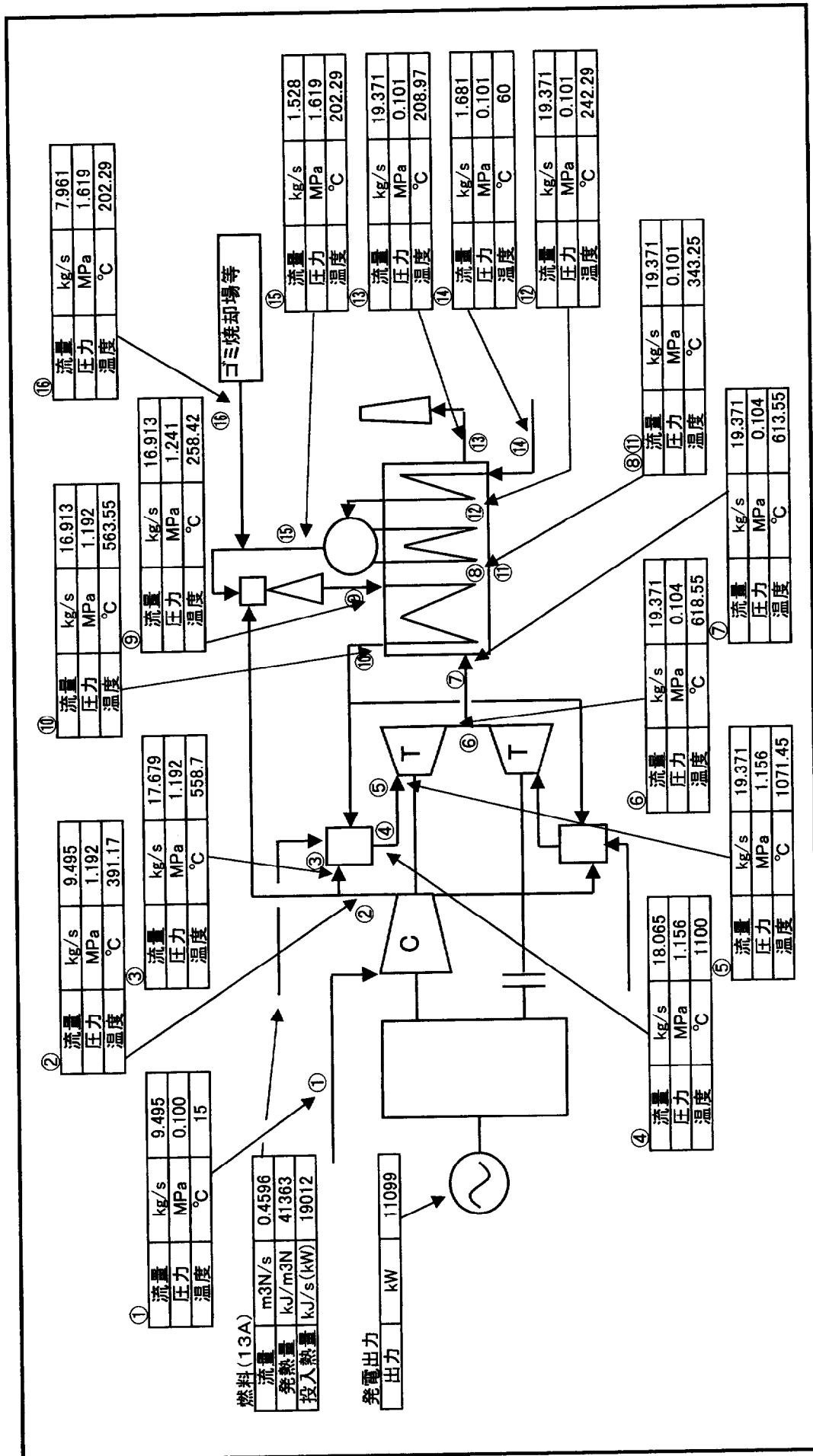


図4-24 システムマテリアルバランスシート(蒸気噴射量比Gs/Ga:1.0)

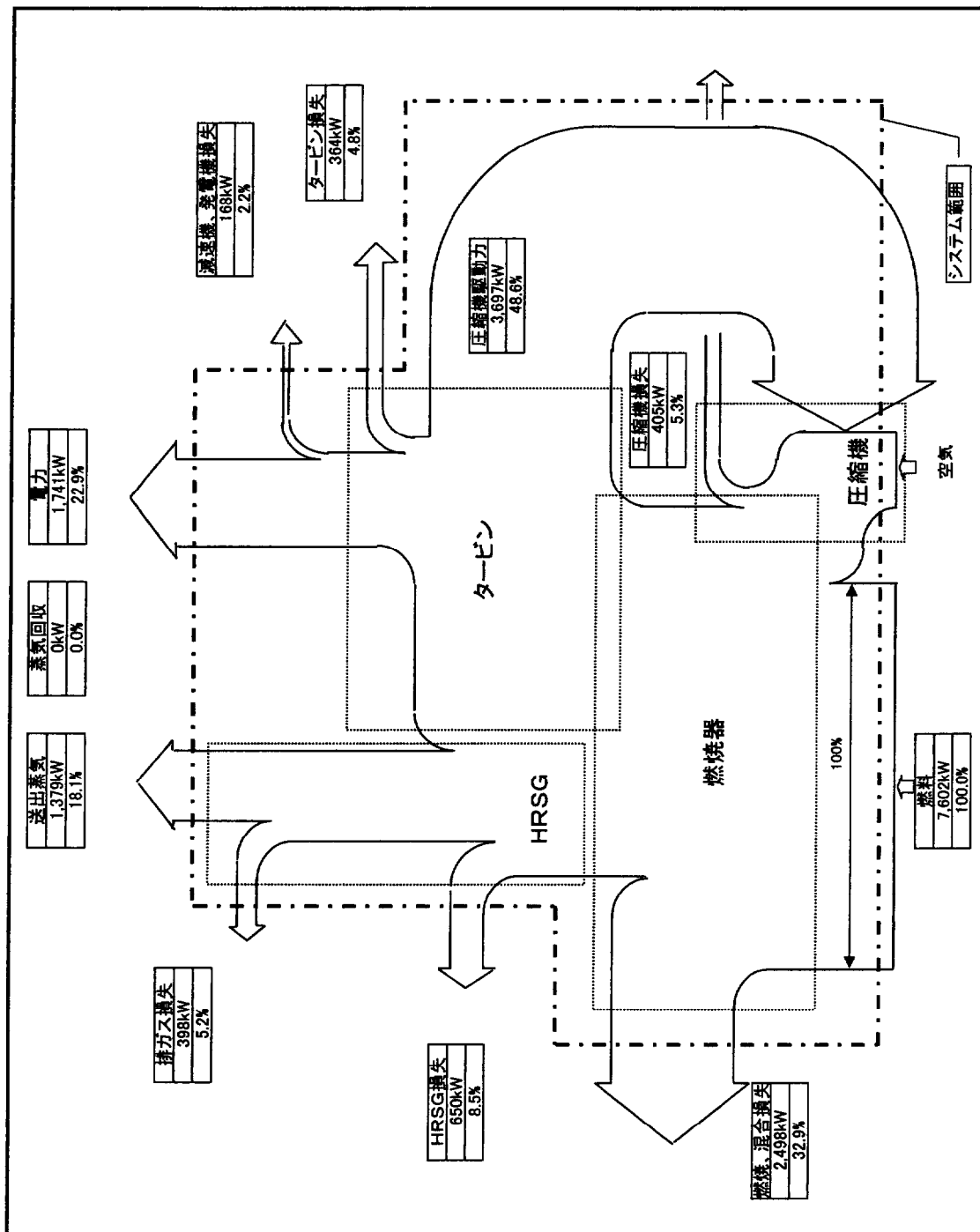


図4-25a エクセルギーフロー図 (蒸気噴射量比 G_s/G_a:0)

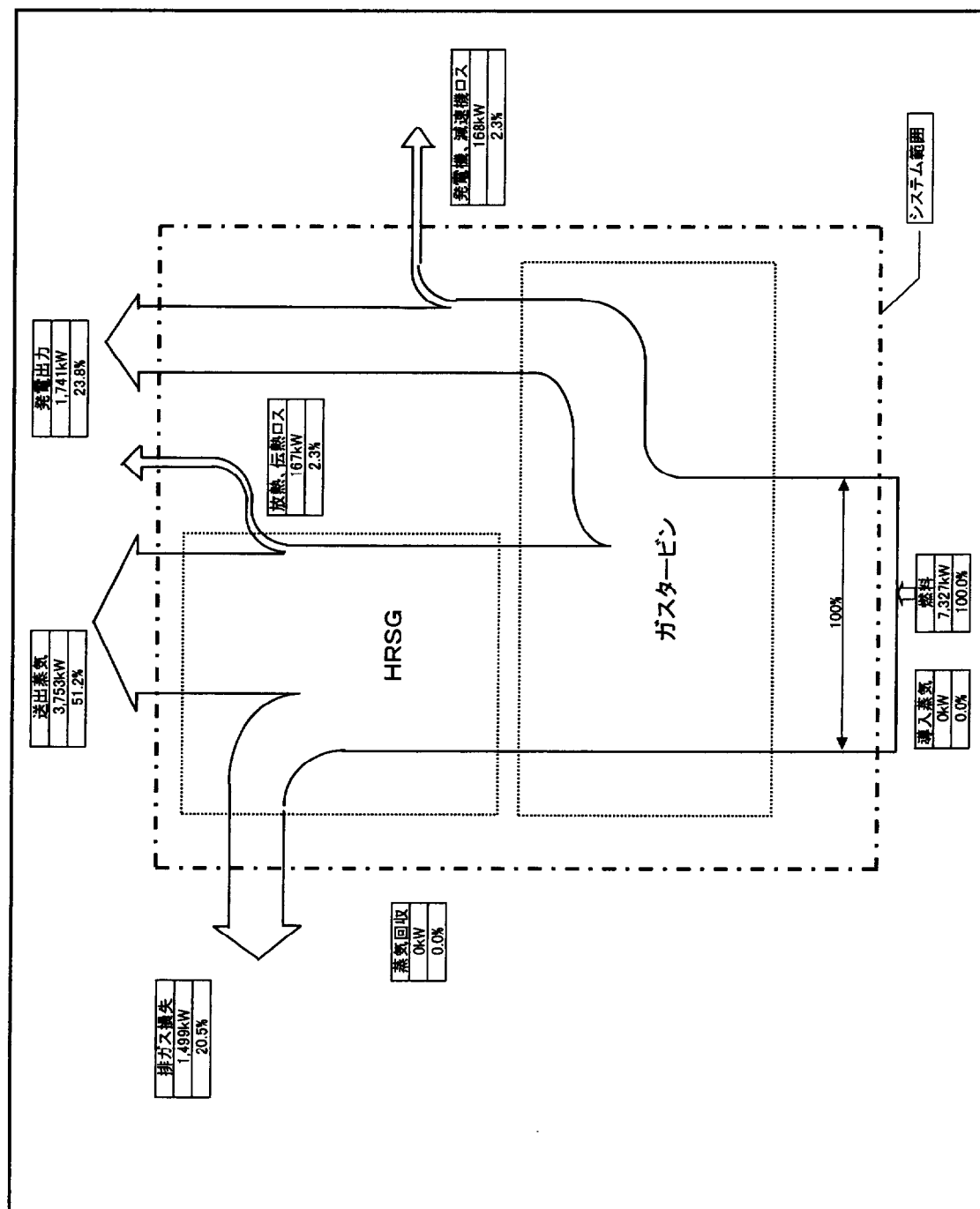


図4-25b 熱量フロー図 (蒸気噴射量比 G_s/G_a:0)

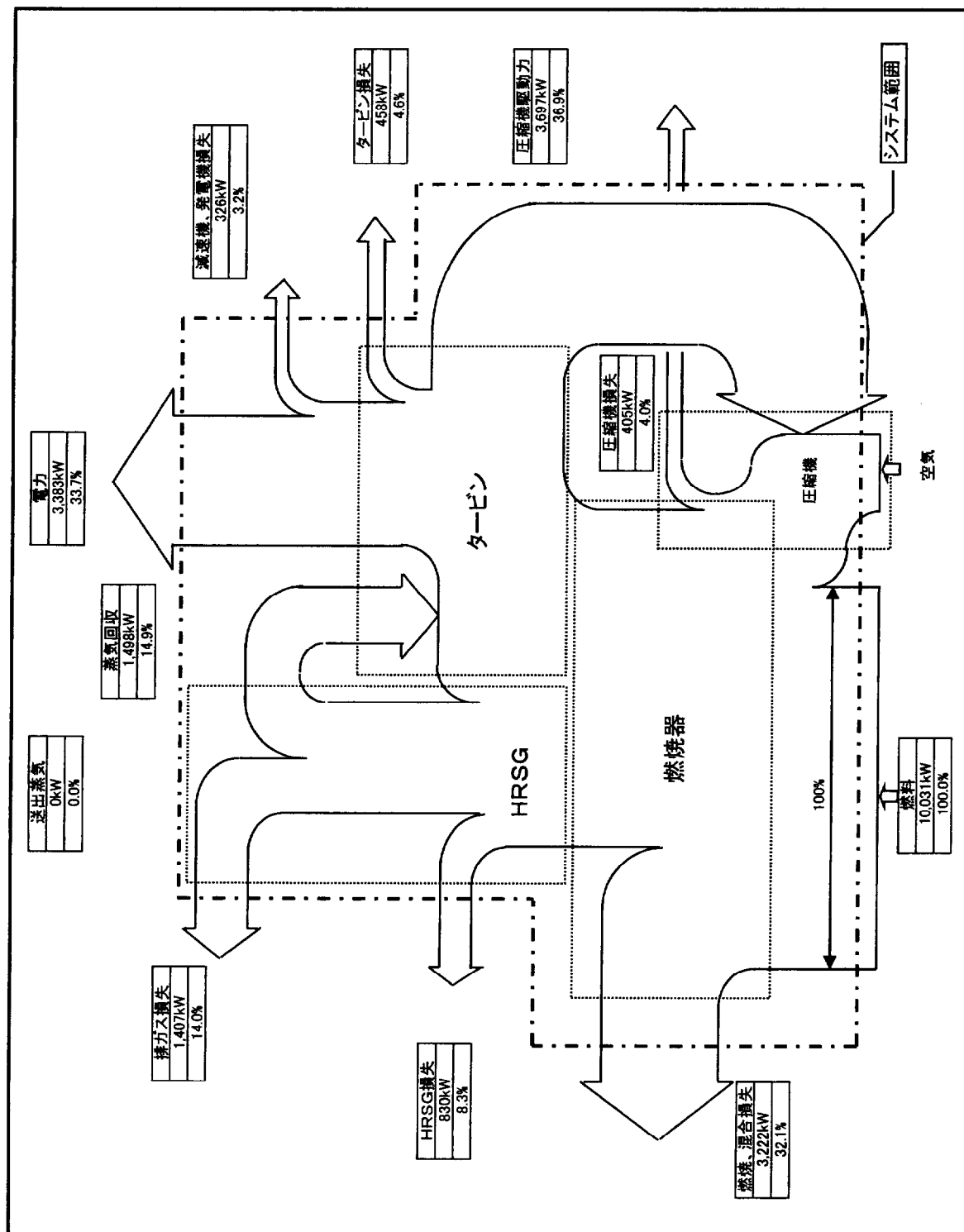


図4-26a エクセルエンジンフロー図 (噴射蒸気量比 $G_s/G_a:0.173$)

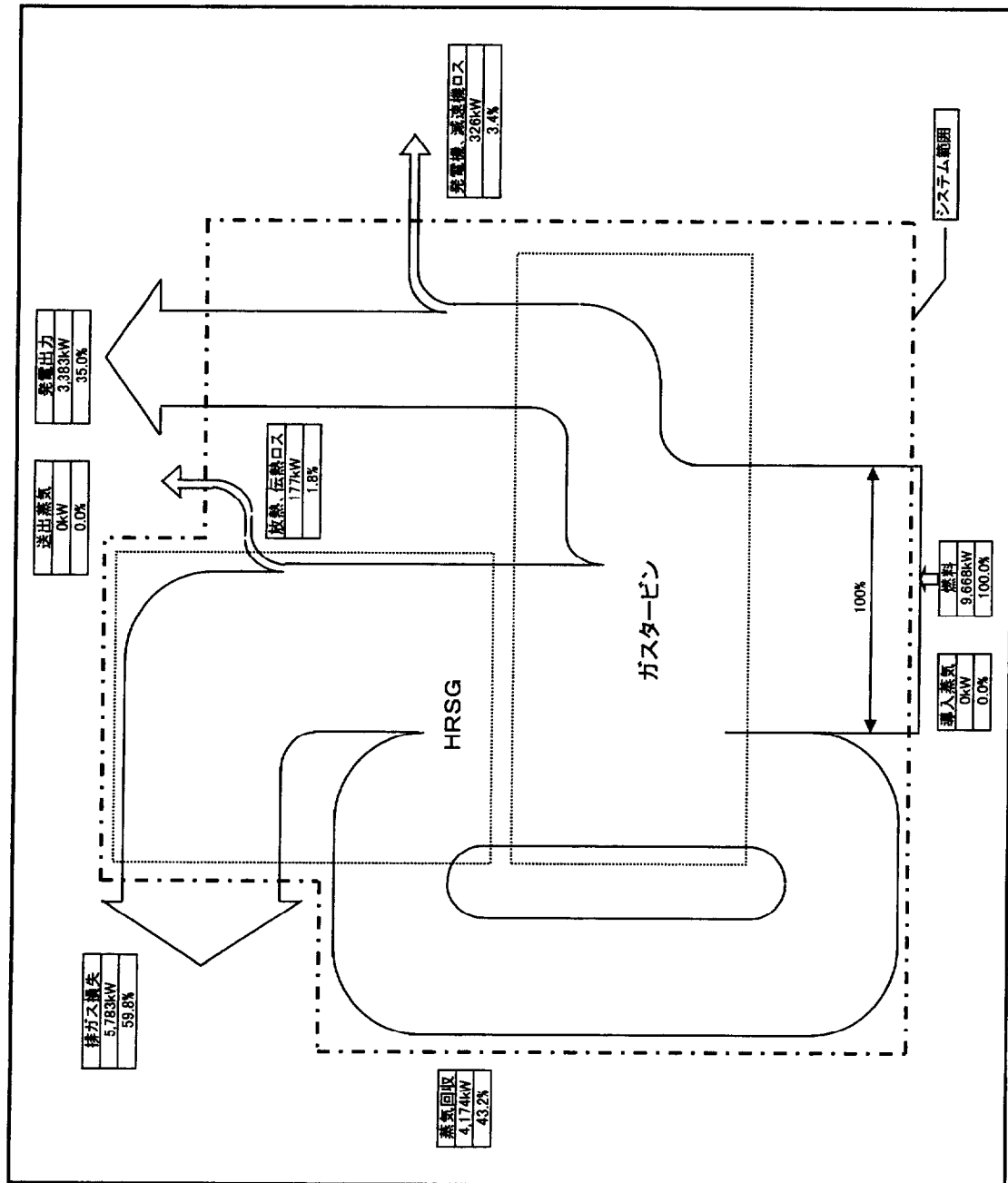


図4-26b 熱量フロー図（蒸気噴射量比 $G_s/G_a:0.173$ ）

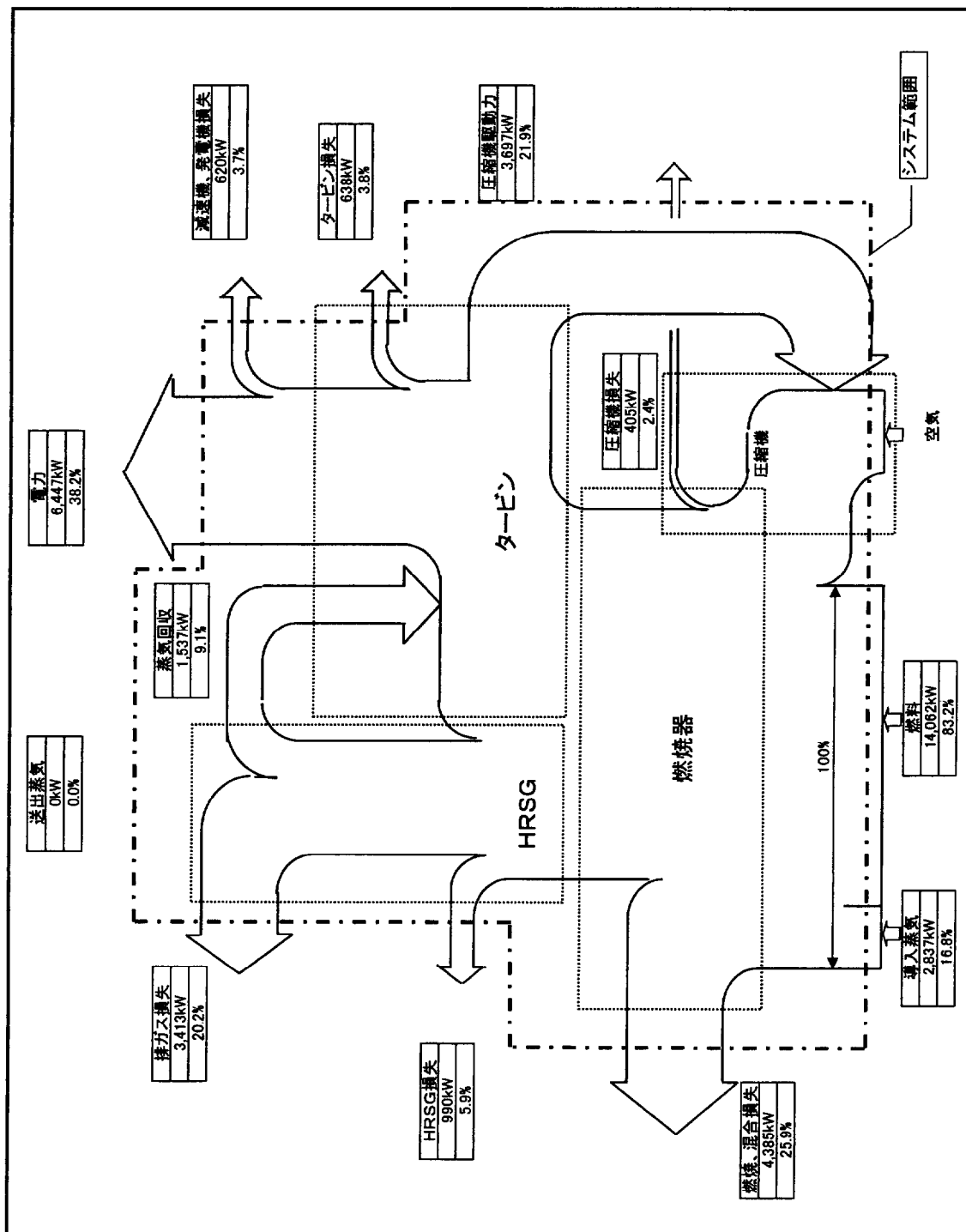


図4-27a エクセルギーフロー図 (噴射蒸気量比Gs/Ga:0.5)

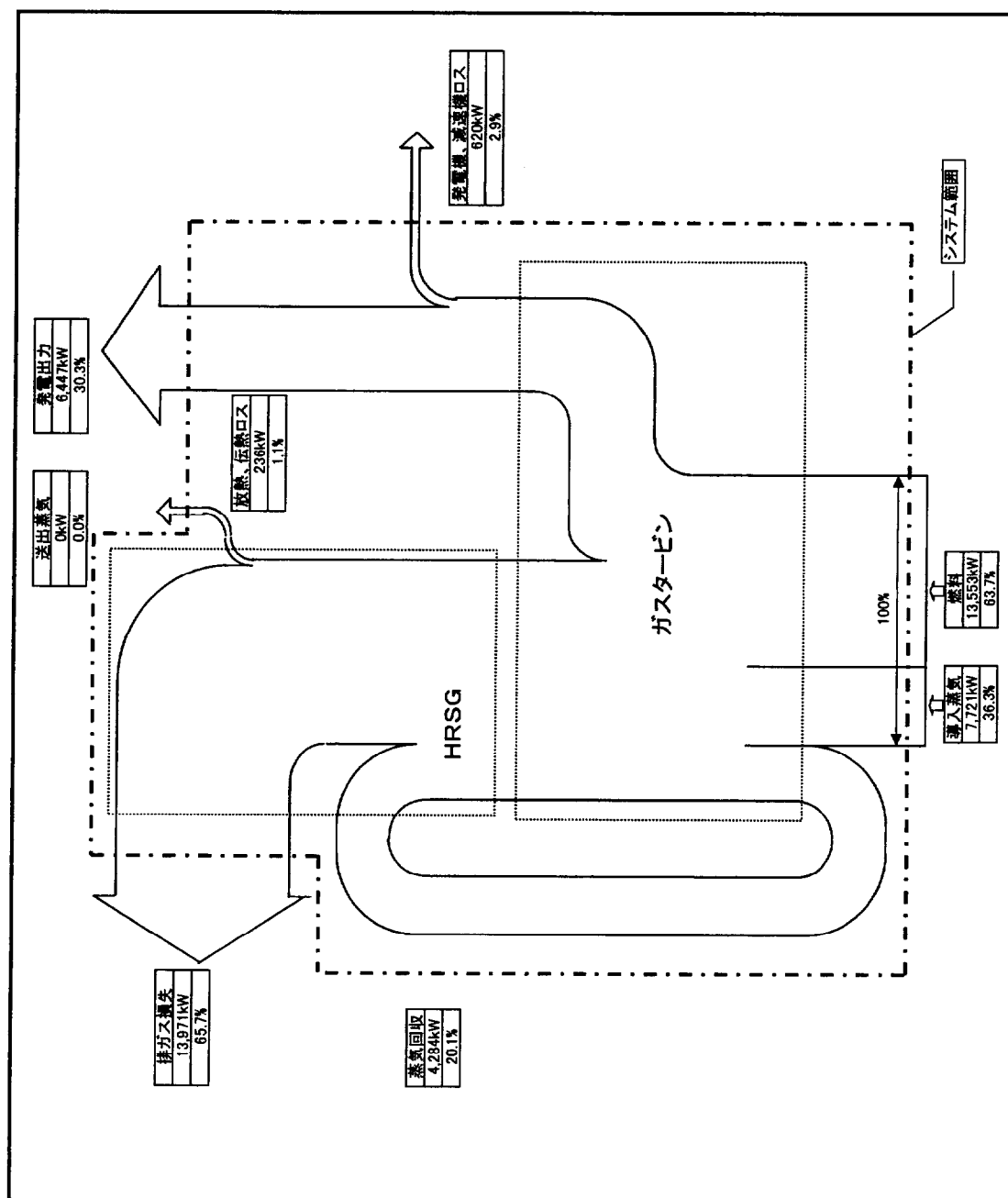


図4-27b 熱量フロー図 (蒸気噴射量比Gs/Ga:0.5)

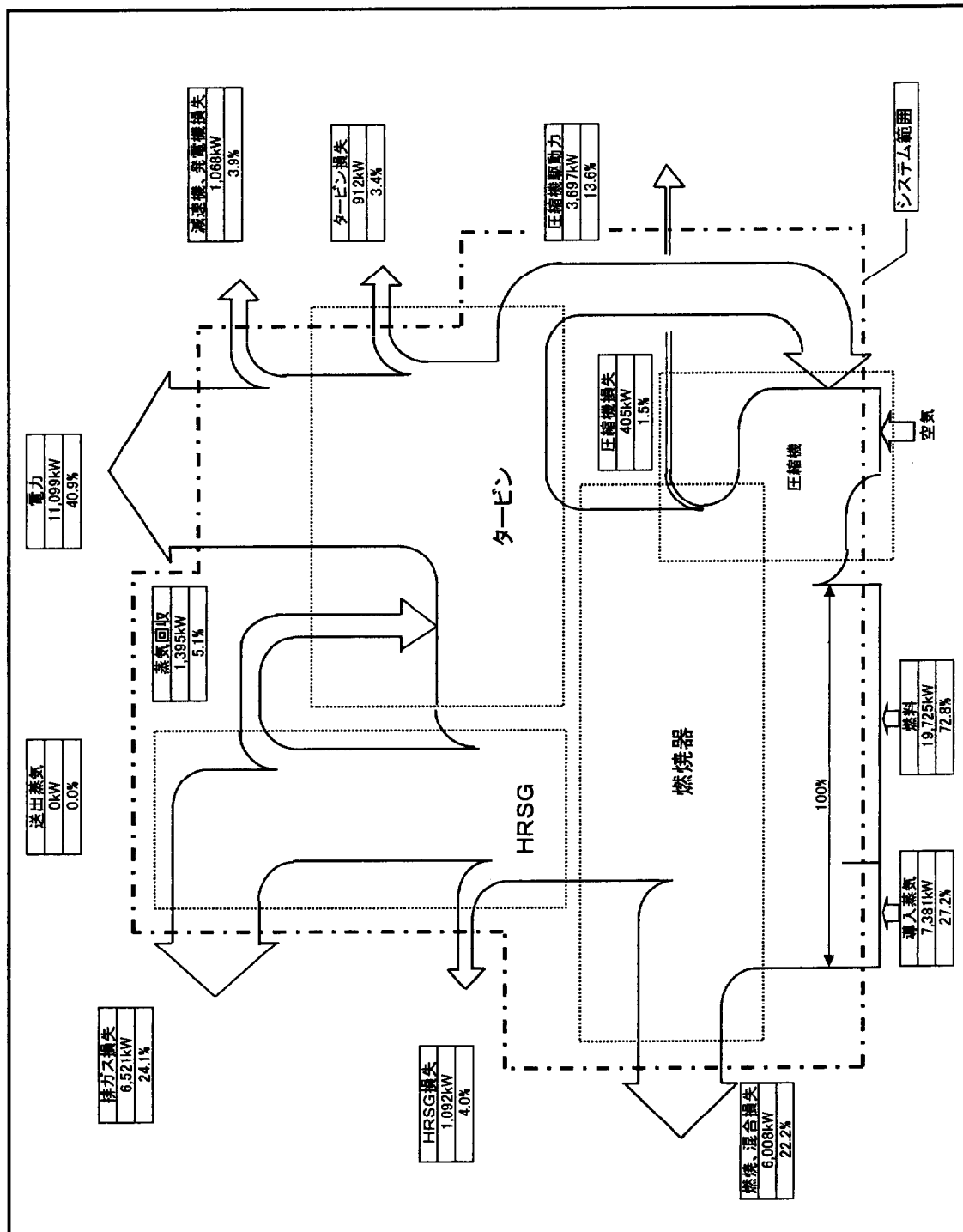


図4-28a エクセルギーフロー図 (蒸気噴射量比Gs/Ga:1.0)

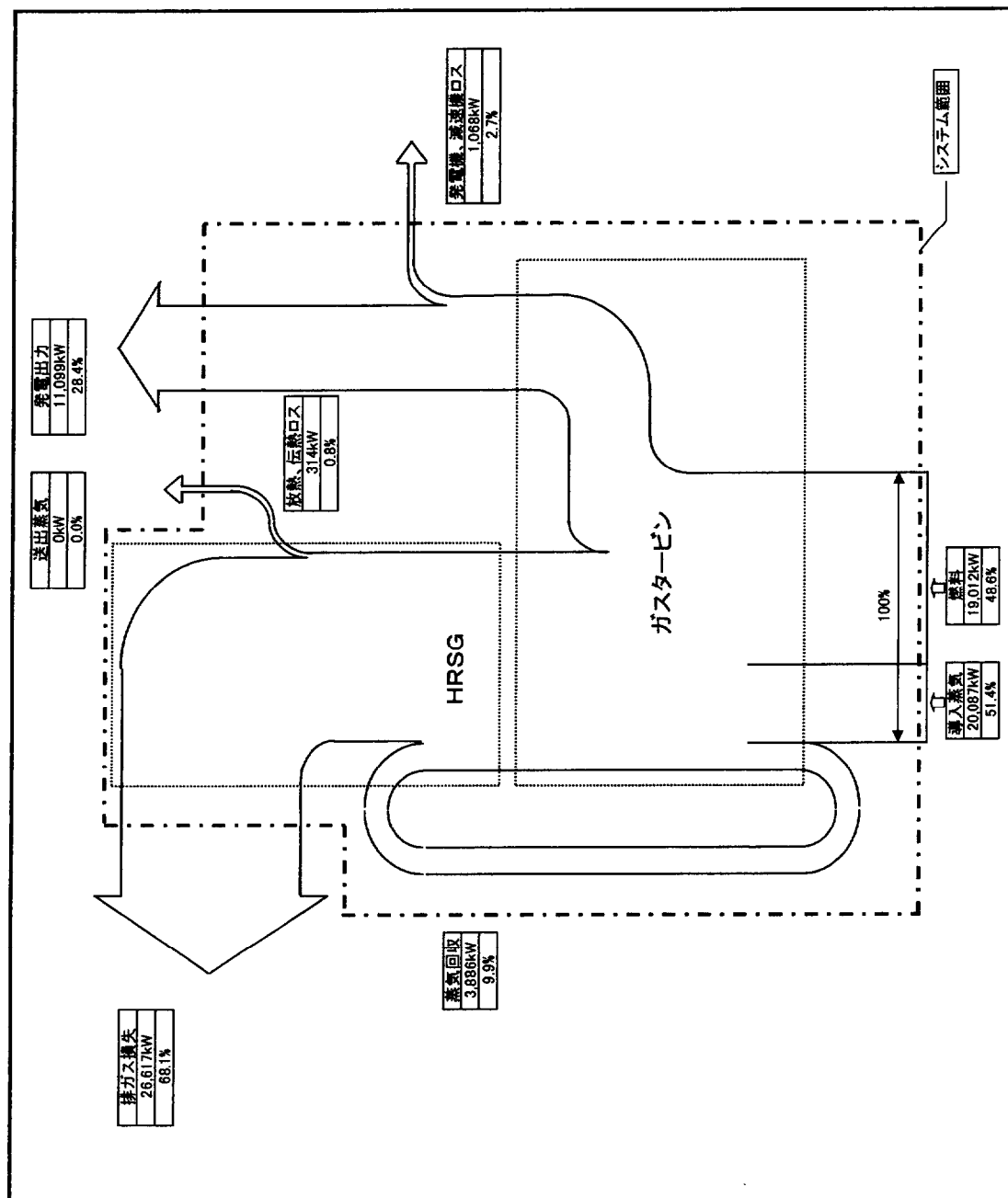


図4-28b 熱量フロー図 (蒸気噴射量比Gs/Ga:1.0)

2)-6 システムのエクセルギーバランスの検討

図4-25～28のエクセルギーフローの解析結果から、入力としての燃料及び未利用蒸気が有するエクセルギー量を100%とし、出力としての電力及び蒸気が有するエクセルギー量、及び各構成要素において失われたエクセルギー量の割合を「システムのエクセルギーバランス」として表4-12、図4-29に示す。

表4-12 噴射蒸気量によるエクセルギーバランス (%)

噴射蒸気量比 G_s/G_a	1	0.5	0.173	0
電力	40.9	38.2	33.7	22.9
蒸気	0	0	0	18.1
排ガス損失	24.1	20.2	14	5.2
排ガスボイラ損失	4	5.9	8.3	8.5
燃焼器損失	22.2	25.9	32.1	32.9
圧縮機損失	1.5	2.4	4	5.3
タービン損失	3.4	3.8	4.6	4.8
減速機損失	3.9	3.7	3.2	2.2

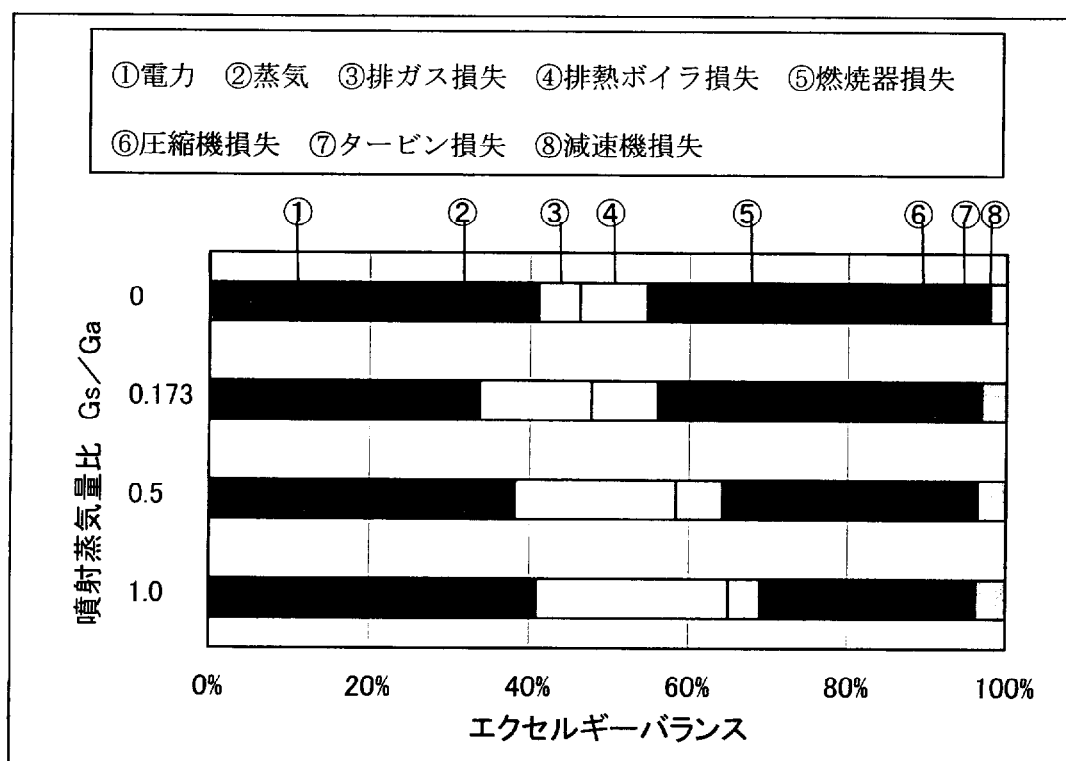


図4-29 噴射蒸気量がエクセルギーバランスに及ぼす影響

また、システム全体のエクセルギー量分布が噴射蒸気量比にどのような影響を受けているかを検討するため、出力としての電力及び蒸気が有するエクセルギー量、さらに各構成要素において失われたエクセルギー量を「システムのエクセルギー分布」として表4-13、図4-30に示す。

表4-13 噴射蒸気量によるエクセルギー分布 (kW)

噴射蒸気量比 G_s/G_a	1	0.5	0.173	0
電力	11099	6447	3383	1741
蒸気	0	0	0	1379
排ガス損失	6521	3413	1407	398
排ガスボイラ損失	1092	990	830	650
燃焼器損失	6008	4385	3222	2498
圧縮機損失	405	405	405	405
タービン損失	912	638	458	364
減速機損失	1068	620	326	168

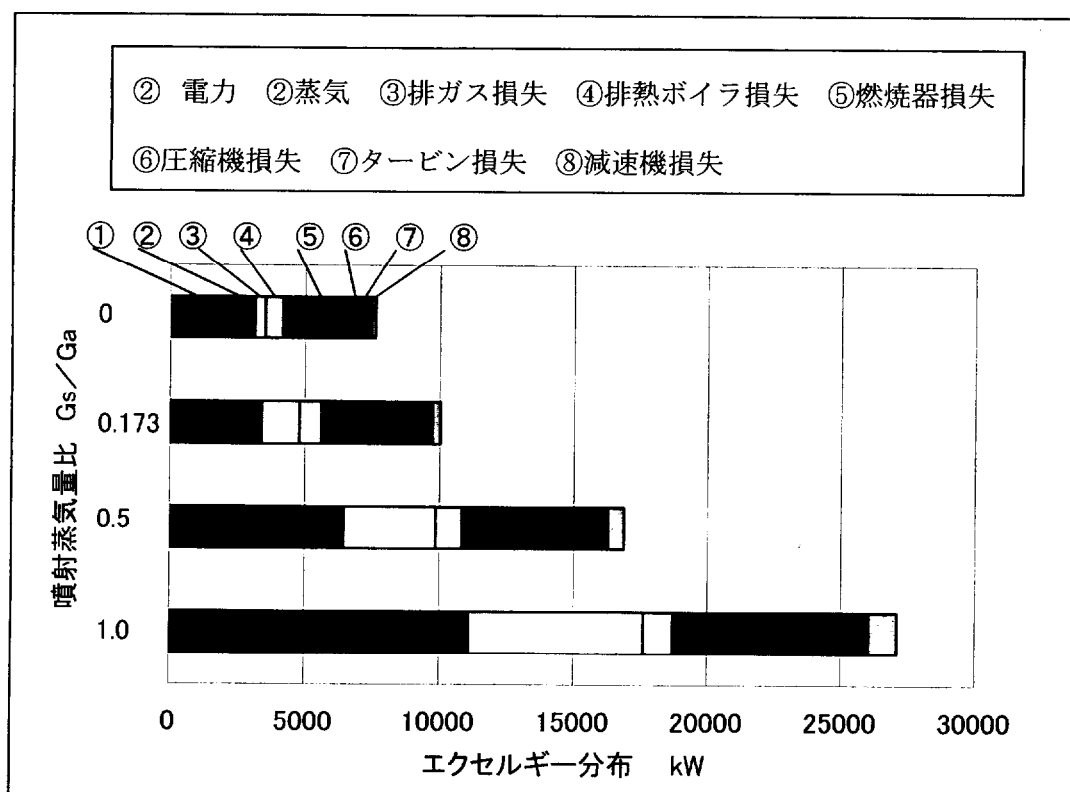


図4-30 噴射蒸気量がエクセルギー分布に及ぼす影響

表4-12、図4-29から明らかなように、噴射蒸気量比 $G_s/G_a=0$ の噴射蒸気量が全く無い単純コージェネシステムでは、「エクセルギー率100%の電力として取り出し得た仕事量」は22.9%、「エクセルギー率35%程度の回収蒸気から取り出し得る最大仕事量」18.1%とをあわせて、総合エクセルギー効率41.0%の出力が得られている。一方、噴射蒸気量比 $G_s/G_a=1.0$ の最大蒸気噴射時では、回収蒸気出力は無いが、「エクセルギー率100%の電力として取り出し得た仕事量」は40.9%が得られている。

デンマーク、オランダ、英国及び北ドイツ等の欧州各国では、気候的条件に社会的インフラ整備が相乗してコージェネレーションが貢献する度合いは高いが、温暖な気候帯に属する我が国の場合、回収した熱エネルギーの使い道に苦慮することがコージェネレーション万能でない一因になっている。このような環境及び社会的制約の中では、エクセルギー率100%の仕事量、すなわち機械・電気エネルギーを如何に効率よく取り出すかが極めて重要になってくる。

本システムは、既存の2MW級の中型ガスタービンを基本として要素機器効率を定め、29トン/h程度の余剰未利用蒸気の導入を図って、総合エクセルギー効率40.9%を達成しているが、さらに大量の未利用蒸気が有効活用されていないシステムに対して大型ガスタービンを適用することによりコンバインドサイクルガスタービン発電システムに匹敵するシステムの構築も可能となる。

したがって、本システムは、コンバインドサイクルのようにシステムを複雑化すること無く、既存のガスタービンに低質余剰未利用蒸気を活用することによってエクセルギー率100%の電力を取り出し得る有効なシステムであるといえる。

また、各構成要素のエクセルギー損失については、表4-12及び図4-29に示すように、噴射蒸気量比 $G_s/G_a=0$ の噴射蒸気量が全く無い単純コージェネシステムでは、排熱を蒸気にて回収しているため排気ガス損失は5.2%程度であるが、噴射蒸気量比 $G_s/G_a=1.0$ の最大蒸気噴射時では、排気ガス中に含まれる蒸気潜熱が回収できていない

ためその損失は24.1%となっている。燃焼器損失については32.9%から22.2%へと大幅に改善されている。排ガスボイラ損失については、本章4.3、2)-3、b)-1にて詳細検討し、図4—9に示すように8.5%から4%へと半減し、本システムの優位性が示されている。

4. 4 第4章の結論

- 1) 従来型蒸気噴射ガスタービンシステムの更なる機能向上も視野に入れて、ガスタービン自身の排気エネルギーから回収した全量の蒸気に加え、ごみ焼却場等で有効活用されずに無駄に捨てられている低質未利用蒸気や太陽熱などから発生した未利用蒸気も合わせて噴射することを可能とした新しい蒸気噴射型ガスタービンサイクルを考案（特許申請済）した。
- 2) この新しく提案された「未利用エネルギーを活用したガスタービンリパワーリングシステム」に、従来のシステム優劣評価基準とされてきた熱力学第1法則に基づく熱量的解析に加え、熱力学第2法則に基づく質的なエクセルギー解析・検討を加え、従来技術との比較の中からその性能特性を明らかにした。
- 3) 性能解析の結果から、タービン入口温度 1100℃、圧力比 12、蒸気圧力 1.62Mpa の条件が最適であることがわかった。
- 4) 噴射蒸気量が全く無い従来の単純サイクルガスタービンコージェネレーションでは、今までの熱量的システム優劣評価手法では総合効率が 75.0%であり、徐々に噴射蒸気量を増加させてその量が空気流量と等しい値となった時には、熱量的総合効率は 28.2%まで低下していく。一方、質的なエクセルギーによるシステム評価では、単純サイクルガスタービンコージェネで総合エクセルギー効率 41.0%、排熱回収ボイラの発生蒸気を全量噴射させた場合に 33.7%、さらに外部からの未利用蒸気を導入していくとその総合エクセルギー効率は上昇し、排熱回収ボイラの蒸気と合わせた全噴射蒸気量が空気流量と等しくなると 40.9%にも達している。同時に発電端出力は 1.7MW から 11.1MWへと飛躍的に増大していくことがわかった。
- 5) ごみ焼却施設等で回収される熱エネルギーは飽和蒸気の場合が多く、一般に未利用エネルギーと呼ばれるこの熱エネルギーは低質（低エクセルギー率）で利用可能な用途が限られている。そこで、本研究では、既存の完成されたシステムであるガスタービンを用いて未利用蒸気活用が可能となるような新たな蒸気噴射型ガスタービンシステムを創造することにより、未利用エネルギーのエクセルギー率に見合った利用を可能

ならしめて、高エクセルギー率の燃料で負担しているエクセルギー損失が大きい低温部分の加熱（圧縮プロセス）を減少させることによりシステムとして高い効率達成を実現させている。また、噴射蒸気量の増加とともにガスタービン排気からの熱回収率も増加し、追加された燃料は再生熱交換器を出た後の過熱高温ガスの加熱に使われる割合が高くなり、極めて高効率で燃料が利用されることが可能となっている。

更に、全出力を何にでも利用できる高エクセルギー率の高品位仕事、すなわち電力に変換することにより、その後の利用プロセスにおけるエクセルギー損失をも低減するトータルシステムを実現した。

- 6) 従来型の発電システム、コージェネレーションシステム、更には本研究のような未利用エネルギー活用したシステムでは、エクセルギー評価に基づく性能評価が不可欠であることがわかった。
- 7) デンマーク、オランダ、英国及び北ドイツ等の欧州各国では、気候的条件に社会的インフラ整備が相乗してコージェネレーションが貢献する度合いは高いが、温暖な気候帯に属する我が国の場合、回収した熱エネルギーの使い道に苦慮することがコージェネレーション万能でない一因になっている。このような環境及び社会的制約の中では、エクセルギー率100%の仕事量、すなわち機械・電気エネルギーを如何に効率よく取り出すかが極めて重要になってくる。本システムは2MW級の中型ガスタービンを基本として、総合エクセルギー効率40.9%を達成しているが、さらに大量の未利用蒸気の有効活用に対しては大型ガスタービンを適用することによりコンバインドサイクルガスタービン発電システムに匹敵するシステムの構築も可能となる。
- 8) 本システムは、コンバインドサイクルのようにシステムを複雑化すること無く、既存のガスタービンに低質余剰未利用蒸気を活用することによってエクセルギー率100%の電力を取り出し得る有効なシステムであるといえる。
- 9) 地球温暖化防止に向けての二酸化炭素排出削減のための有効な武器として貢献可能であることがわかった。

第5章 二酸化炭素排出削減に向けた実プラントへの適用 その1

—— 中小ごみ焼却場からの余剰蒸気活用型リパワーリングシステム——

(U S 特許取得、日本／E U 特許申請中)

5. 1 はじめに

制約のある化石エネルギーの節約を図り、地球温暖化防止に向けて二酸化炭素排出削減を目指すには、未利用エネルギーの有効活用が必須の条件となってきた。

各種未利用エネルギーの潜在賦存量と実際の利用状況については、第1章序論にて明らかにしてきた。ここで、最も身近であり、技術的に工夫を施せば最も効果が期待できる新システム「中小ごみ発電焼却施設からの余剰未利用蒸気活用型ガスタービンリパワーリング発電システム」の提案を行い、その効果について、以下に検討を行っていく。

新システムを構成する基本的コンセプトは、構成する要素機器に対しては特殊性を持たせず既存の技術・製品の活用、或いはその改良にて対応することを条件とした。

5. 2 廃棄物焼却施設等から発生する未利用蒸気の検討

一般にごみは焼却すると約850℃の燃焼熱を発生することが知られている。この約850℃の燃焼排気ガスをそのまま煙突から排出した場合、周辺の環境に対して多大な影響を及ぼすことになる。このため、約850℃の排気ガスを200℃以下に冷却して大気中に放出する。

ごみ焼却施設自体にあるいはその周辺に回収熱の需要が100%見込まれなくても、環境保全上および安全上の見地から、この高温排気ガスは排熱回収ボイラにて冷却されその熱は蒸気として回収されている。このごみ焼却ガスには塩素等のボイラ管を腐食させる成分が含まれているので発生蒸気の温度、圧力は高々250℃以下、20atm以下である。このため、蒸気タービンによる発電を行っても発電効率は20%以下が現状である。

このように、ごみ焼却施設の構造上の制約および熱需要の制限から、ごみの燃焼熱エネルギーを有効に使いきっていないといえる。

全国レベルで、ごみ焼却熱エネルギーの潜在賦存量を検討してみることとする。

環境省から平成 13 年 6 月に公表された平成 10 年度実績⁽⁵⁻¹⁾によれば、全国規模の一般廃棄物都市ごみ発生量は、5,160 万トン／年、産業廃棄物可燃性ごみとしての紙屑、木屑及び建設廃材の発生量は、それぞれ 238 万トン／年、596 万トン／年、建設業排出量の 30% にあたる 2,372 万トン／年のあわせて 3,206 万トン／年と見積もることができる。表 5－1、表 5－2 にごみの潜在賦存エネルギー量を示す。

表 5－1 一般廃棄物都市ごみ潜在賦存エネルギー

ごみ発生量	5, 1 6 0 万トン／年
低位発熱量	2, 0 0 0 k c a l / k g
ボイラ熱回収率	0. 7 0
回収可能熱総量	7, 2 2 4 万 G c a l / 年

表 5－2 産業廃棄物可燃性ごみ潜在賦存エネルギー

ごみ発生量	3, 2 0 6 万トン／年
低位発熱量	4, 0 0 0 k c a l / k g
ボイラ熱回収率	0. 7 0
回収可能熱総量	8, 9 7 7 万 G c a l / 年

したがって、全国レベルでのごみの潜在賦存エネルギーは表 5－3 のようになる。

表 5－3 一般および産業廃棄物可燃性ごみの潜在賦存エネルギー量

1 億 6 2 0 0 万 G c a l / 年 (1、8 8 0 億 k W h / 年)

また、全国のごみ焼却設備は 2 0 0 0 個所以上あるが、そのうち発電を行っているものは約 1 8 0 箇所のみである。それも前述のように腐食性ガスによる設備の構造上の制約か

ら発電用タービンを駆動する発生蒸気の圧力は高々 20 ata 以下であるため、その発電効率は低く、3.0～15.0%に抑えられている。

更に、発生熱需要の制限とあいまって、ごみ焼却場における発生エネルギーを十分に使い切れず、未利用エネルギーとして大気中に拡散しているのが現状である。

全国約 180 箇所のごみ発電施設の発電効率分布を図 5-1 に示す。本図から明らかなように発電効率 3%の施設が全施設に占める割合は 22%、4%の施設の割合は 15%、5%の施設の割合は 13%、6～10%の施設の割合は 28%となっている。

発電効率 10%以下のごみ発電施設が全ごみ発電施設に占める割合
83 % (150 施設)

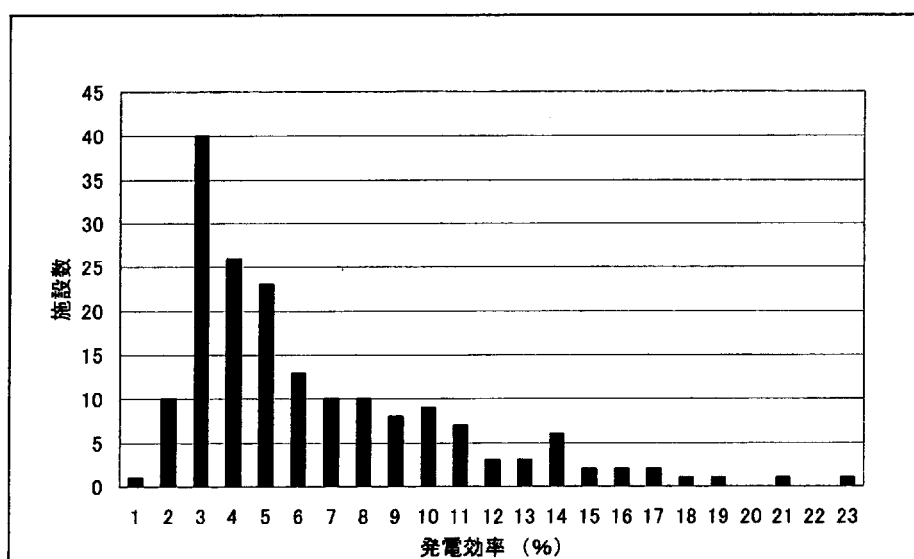


図 5-1 全国ごみ発電施設の発電効率分布図(5-2)

更に、ごみ焼却場から発生する蒸気の有効活用とハードシステムの成立可能性検討のために、全国ごみ発電施設の蒸気ボイラの発生蒸気量とその設置基数との関係を図 5-2 に示す。

蒸発量 11～20 トン/h のボイラが全体の 36%、21～30 トン/h のボイラが全

体の32%、31-40トン/hのボイラが全体の13%を占めている。11-40トン/hのボイラが殆どでありその占める割合は81%にも及んでいる。

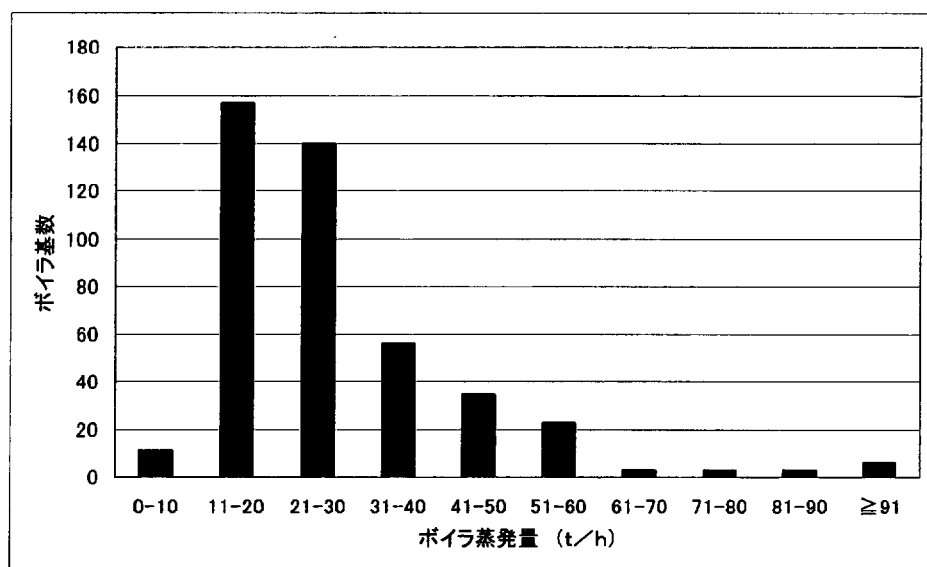


図5-2 全国ごみ発電施設のボイラ蒸発量分布⁽⁵⁻²⁾

また、図5-3の全国焼却炉形式別処理能力が示すように、1日の処理能力50トン以上の連続式焼却施設で全体の処理能力総計の大部分が焼却されていることがわかる。

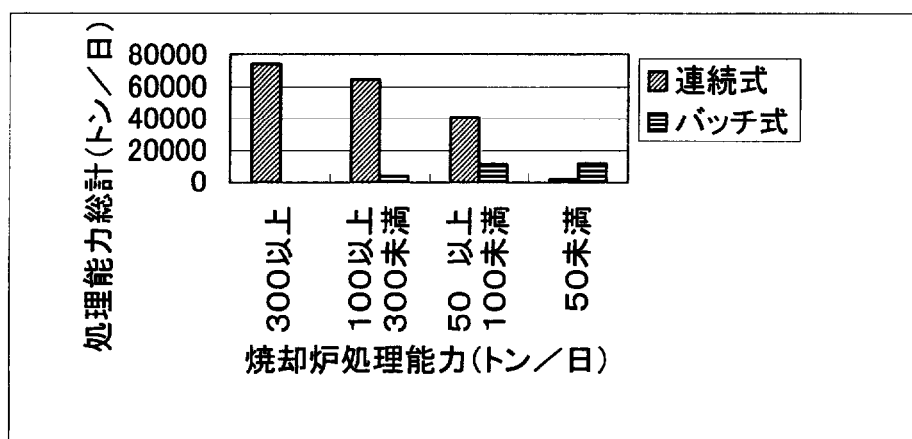


図5-3 焼却炉形式別処理能力⁽⁵⁻²⁾

以上の検討結果より、日本の一般廃棄物都市ごみと産業廃棄物可燃性ごみの未利用エネルギーとしての潜在賦存量、及び発電への利用状況をまとめると以下のようなになる。

ごみ潜在賦存量	1 億 6200 万 G c a l / 年	
連続炉施設数	4 0 0 箇所（5 0 トン／日以上）	
ごみ発電施設数	1 8 0 箇所（未実施 2 2 0 箇所）	
効率 10%以下	1 5 0 箇所	
リパワーリング対象施設数	3 7 0 箇所	

最近、ガスタービンの排熱回収ボイラにてごみ焼却場からの蒸気を過熱して蒸気タービン発電する全体発電効率 2 5 % 近くのスーパ－ごみ発電施設も全国にいくつかは建設されてきているが、全体的に見て、ごみ焼却熱の有効活用は十分でなく、大部分のエネルギーは未利用エネルギーとして大気中に無駄に捨てられている。

したがって、ごみ焼却場から発生する未利用エネルギーとしての余剰蒸気を、どのように活用して従来以上の高い発電効率を有する、言い換えれば、エクセルギー率 1 0 0 % の電力を、如何にエクセルギー損失の少ないシステムで、どれだけとりきれるかが今後の大きな課題となる。

以上の結果より、全国約 1 8 0 箇所のごみ発電施設のデータをベースに、本章の考察における基準を表 5 - 4 に示す。

表 5 - 4 本研究におけるごみ発電施設の基準

焼却炉	焼却能力	t / 日	2 0 0		
	設計熱量	kcal / k g	2 5 0 0		
ボイラ	圧力 / 温度	MPa / °C	1 . 6 0 / 2 0 0		
	蒸発量	t / h	2 7 . 0		
タービン	圧力 / 温度	MPa / °C	1 . 4 5 / 1 9 5 . 8		
	出力	k W	9 6 8	1 2 1 1	1 4 5 3
発電効率	——	%	4 . 0	5 . 0	6 . 0

5. 3 実プラントシステムの構築

新システムを考案する上での条件

- 1) 既存技術・製品の活用或いはその一部改良
- 2) 開発期間、開発費用の削減
- 3) 未利用余剰蒸気は20atm以下の低質飽和蒸気の有効活用
- 4) エクセルギー率100%の電気エネルギーを得るための化石エネルギーの消費削減
- 5) 排熱回収ボイラ発生蒸気の全量噴射と更に未利用余剰蒸気の噴射が可能となる構造
- 6) 燃焼器のエクセルギー効率の改善
 - ・タービン材料の耐熱性に応じたタービン入口温度の上昇
 - ・燃焼器前作動流体を加熱する再生式ガスタービン

従来の低い効率のごみ発電システムの蒸気タービンに置き換えて、より高い効率の発電を目指したリパワリングシステムとしての新しい蒸気噴射型ガスタービン発電システムを図5-4に示す。

既存ごみ焼却場からの未利用飽和蒸気と排熱回収ボイラから発生した飽和蒸気とを合わせてガスタービンに噴射することにより、発電を行うシステムであり、必要に応じてプロセス蒸気も取り出すことも可能である。

従来の蒸気噴射型ガスタービンは第2章で検討したように圧縮機のサージマージンの制約から噴射蒸気量は吸気空気量の高々15%に限られていた。このため本研究の主目的の一つである「既存ごみ焼却場からの未利用飽和蒸気と排熱回収ボイラから発生した飽和蒸気とを合わせてガスタービンに噴射する。」を達成するため、基本ガスタービンと同一の燃焼器とタービンとを付加し、二つのタービン出力軸が減速機を介して発電機を駆動するシステム構成とした。

また、燃焼器のエクセルギー効率向上のための方策として、燃焼器入口温度上昇のための再生機能も付加した。

圧縮機にて所定の圧力に圧縮された空気の一部は燃焼用空気として、二つの燃焼器A、燃焼器Bに導かれる。残りの部分の空気はエゼクターに導かれ、そこで既存ごみ焼却場からの未利用飽和蒸気と排熱回収ボイラから発生した飽和蒸気とを合わせた蒸気により昇圧された後排熱ボイラに導かれて過熱再生される。この部分再生された蒸気は燃焼器A、燃焼器Bに噴射されて高温高压の作動流体となり、それぞれタービンA、タービンBを駆動する。

これらの構成により具現化される本研究システムは、従来の再生式ガスタービンにおいて緊急の対応が困難になる負荷遮断時の方策が容易となる。負荷遮断時エゼクターを駆動している蒸気を緊急遮断することにより、圧縮機から抽気され排熱回収ボイラの過熱再生用熱交換器に送られる空気は昇圧のための駆動源が無くなり、抵抗が増大するため圧縮機から出た空気は大部分が燃焼器に導かれることになる。

これにより、負荷遮断時、圧縮空気は大きな熱容量を有する排熱回収ボイラ内の過熱再生用熱交換器にて加熱され続けることを防止できるため、負荷遮断時の過回転防止対応が容易となる。

このような構成により、再生機能を蒸気噴射型ガスタービンに付加することにより、単純サイクルGT-CGSに比較して、燃焼器入口温度の上昇による燃焼器のエクセルギー損失の低減、更には、排熱回収ボイラでのエクセルギー損失の低減が図れ、より高いエクセルギー効率を有する発電システムが可能となる。

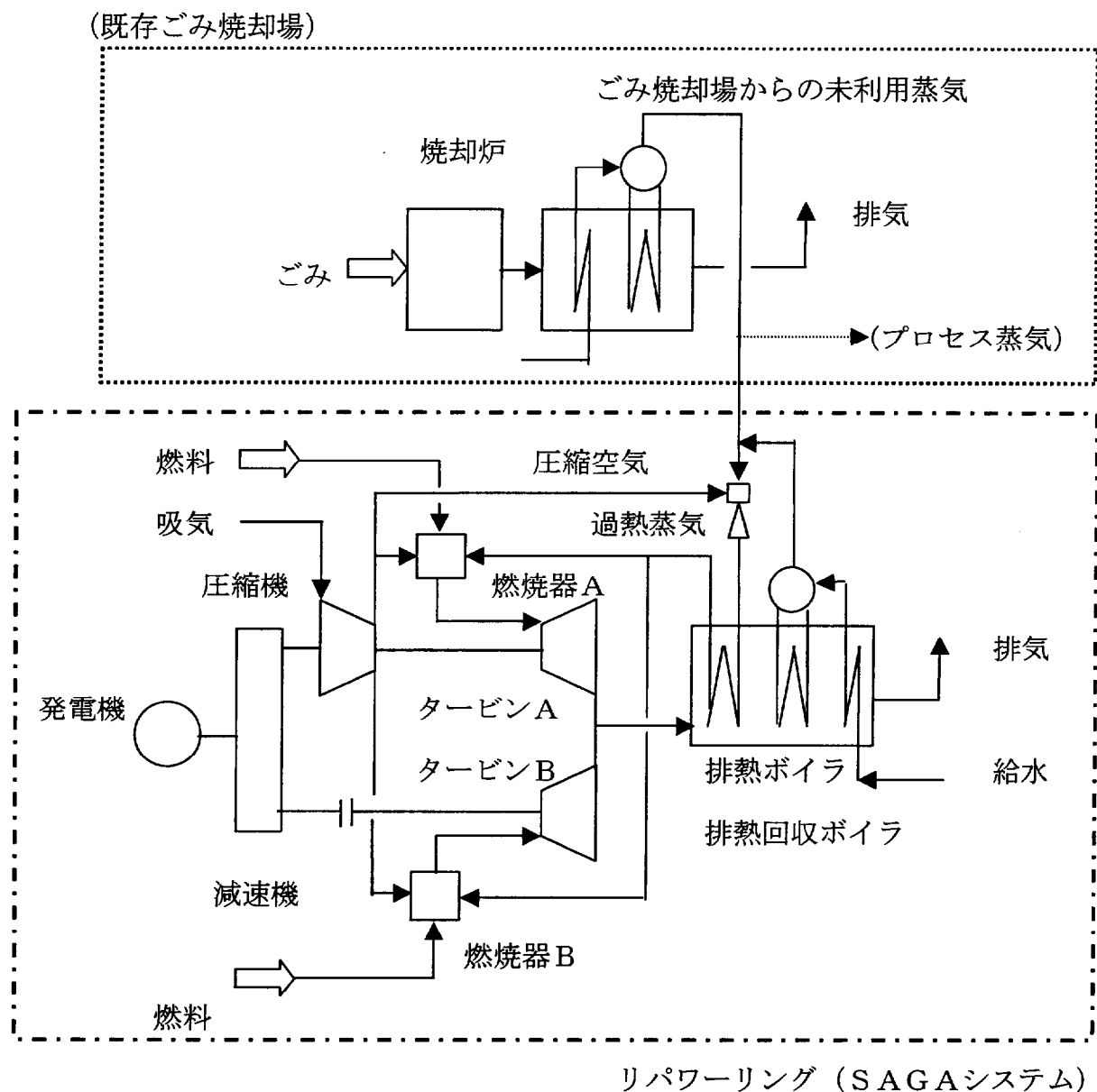


図5-4 ごみ焼却場からの余剰蒸気活用の蒸気噴射型ガスタービン発電システム
(SAGAごみ発電システム)

5. 4 SAGAごみ発電システムの性能評価

1) 既存ごみ発電システムの性能検討

図5-4に示すリパワーリング後のSAGAごみ発電システムの評価を行う前に、前節5. 3の検討結果を踏まえて、最も代表的なごみ発電システム(図5-5)の性能検討を行う。

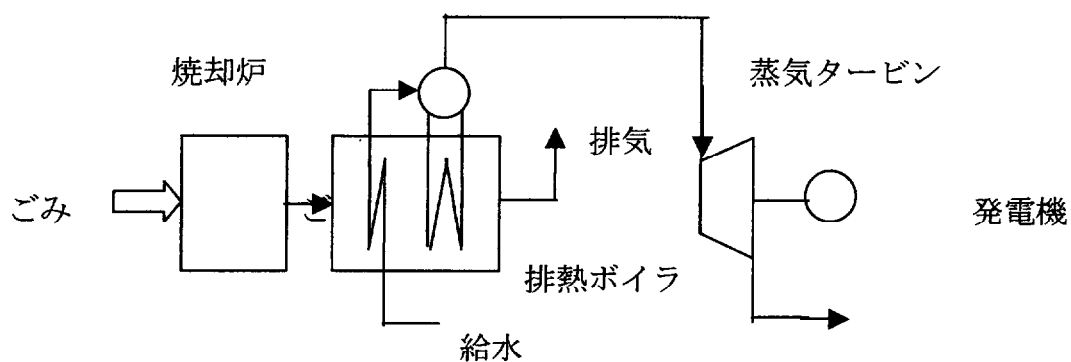


図 5－5 最も代表的なごみ発電のシステムフロー

システムの質的評価のために、一般廃棄物としてのごみを固形燃料とし、そのエクセルギーを算出する。

エクセルギーの算出には、J I Sの有効エネルギー評価方法通則（J I S Z 9204）にて採用されている成分が明確でない場合のR a n tの近似計算式（表 5－5）を用いた。

表 5－5 R a n tのエクセルギー近似計算式

気体燃料 k J / N m ³	液体燃料 k J / k g	固体燃料 k J / k g
0. 9 5 0 Q _H	0. 9 7 5 Q _H	Q _L + γ ω

ここで、Q_H；高位発熱量（k J / k g） Q_L；低位発熱量（k J / k g）

γ；水の蒸発潜熱（k J / k g） ω；含有水分重量分率

上表の推奨式により、投入ごみのエクセルギーは次式にて与えられる。

$$E = Q_L + \gamma \omega \quad \text{————— (1)}$$

$$\begin{aligned} Q_L &= 2, 500 \times 4. 18 \text{ k J / k g} \\ &= 10, 450 \text{ k J / k g} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \gamma \omega &= 2, 255 \times 0. 35 \text{ k J / k g} \\ &= 788 \text{ k J / k g} \end{aligned}$$

したがって、

$$E = 11,238 \text{ kJ/kg} \quad \text{————— (2)}$$

最も代表的で、本研究のリパワーリングシステム適用の効果が期待できる従来型ごみ発電システムの熱量的及び質的性能評価を表5-6に示す。

表5-6 代表のごみ発電システムの性能評価結果

焼却炉	焼却能力	t/日	200
燃料ごみ	ごみ発熱量	kcal/kg	2500
	投入熱量	kW	24,220
	ごみエクセルギー	kJ/kg	11,238
	投入エクセルギー	kW	26,020
ボイラ	圧力/温度	MPa/℃	1.60/200
	蒸発量	t/h	28.7
タービン	圧力/温度	MPa/℃	1.45/195.8
	出力	kW	1,200
発電熱効率		%	4.95
発電エクセルギー効率		%	4.61

2) 実プラントへ適用したSAGAごみ発電システムの性能評価

第4章で提案した「未利用エネルギーを活用した蒸気噴射型ガスタービンシステム(SAGA)」を、従来型ごみ発電システムの蒸気タービンに代替してリパワーリングした「SAGAごみ発電システム」(図5-4)の性能評価を、第2章の各種効率の定義及び性能解析方法に従って、以下行う。

a) リパワーリング部分(SAGAシステム)の性能評価

図5-4の1点破線にて示す従来型ごみ発電システムのリパワーリング部分のSAGAシステムの熱的性能及び質的性能について表5-7に示す。

表5-7 リパワーリング部分（SAGAシステム）の熱的／質的性能

タービン入口温度	℃	1, 100
燃料低位発熱量	kJ / Nm^3	41, 363
燃料流量	Nm^3 / s	0. 4596
燃料熱量	$\text{kJ} / \text{s} \text{ (kW)}$	19, 012
燃料エクセルギ	$\text{kJ} / \text{s} \text{ (kW)}$	19, 725
ごみ焼却場からの		
蒸気流量	kg / h	28, 661
飽和蒸気圧力	MPa	1. 619
飽和蒸気温度	℃	202
蒸気熱量	$\text{kJ} / \text{s} \text{ (kW)}$	20, 087
蒸気エクセルギ	$\text{kJ} / \text{s} \text{ (kW)}$	7, 381
発生蒸気量	kg / h	5503
発生飽和蒸気圧力	MPa	1. 619
発生飽和蒸気温度	℃	202
送出蒸気量	kg / h	0
発電端出力	kW	11, 099
発電熱効率	%	28. 4
総合熱効率	%	28. 4
発電エクセルギ効率	%	41. 0
総合エクセルギ効率	%	41. 0

b) SAGAごみ発電システムの性能評価

b-1) 熱量的及び質的性能評価

表5-6の代表的な焼却能力200トン／日の従来型ごみ発電プラントの蒸気タービンを表5-7に示すSAGAシステムに代替してリパワーリングしたSAGAごみ発電シス

テム（図５－４）の性能評価を表５－８に示す

表５－８ SAGAごみ発電システムの熱量的／質的性能

焼却炉	焼却能力	トン／日	200
	ごみ熱量	kW	24,220
	ごみエクセルギ	kW	26,020
ボイラ	蒸気量	kg／h	28,661
	蒸気圧力	MPa	1.62
	蒸気温度	℃	202
ガスタービン	燃料熱量	kW	19,012
	燃料エクセルギ	kW	19,725
発電端出力		kW	11,099
発電・総合熱効率		%	25.7
発電・総合エクセルギ効率		%	24.3

b-2) リパワーリング性能評価

第２章で定めたリパワーリングは、出力増加分の投入エネルギー増加分に対する割合あるから、本提案のSAGAごみ発電システムのリパワーリング効率は、表５－６及び表５－７の結果を用いて下表にまとめた。

表５－９ SAGAごみ発電システムの熱量的リパワーリング性能

SAGAごみ発電		
追加燃料熱量	KW	19,012
増加発電端出力	KW	9,899
↓		
リパワーリング熱効率	%	52.1

表5-10 SAGAごみ発電システムの質的リパワーリング性能

SAGAごみ発電		
追加燃料エクセルギ	KW	19,725
増加発電端出力	KW	9,899



リパワーリング		
エクセルギ熱効率	%	50.2

5.5 既存スーパーごみ発電システムとの比較検討

最近、ごみ焼却ボイラからの低質蒸気をガスタービンの高温排気ガスで過熱して発電効率を高めるスーパーごみ発電システムが建設されてきている。

群馬県企業局の高浜発電所（150t/日×3・25000kW・発電効率34%：1996年完成）、大阪府堺市東工場（230t/日×2・16500kW・発電効率21%：1997年完成）、北九州市新皇后崎工場（810t/日×1・36300kW・発電効率27%：1998年完成）の3箇所の設備に加え、千葉市新清掃工場（136t/日×3・18000kW）が2004年完成予定にて建設されている。

この既に稼動している3箇所のスーパーごみ発電システムとの比較検討を図5-6に示す。

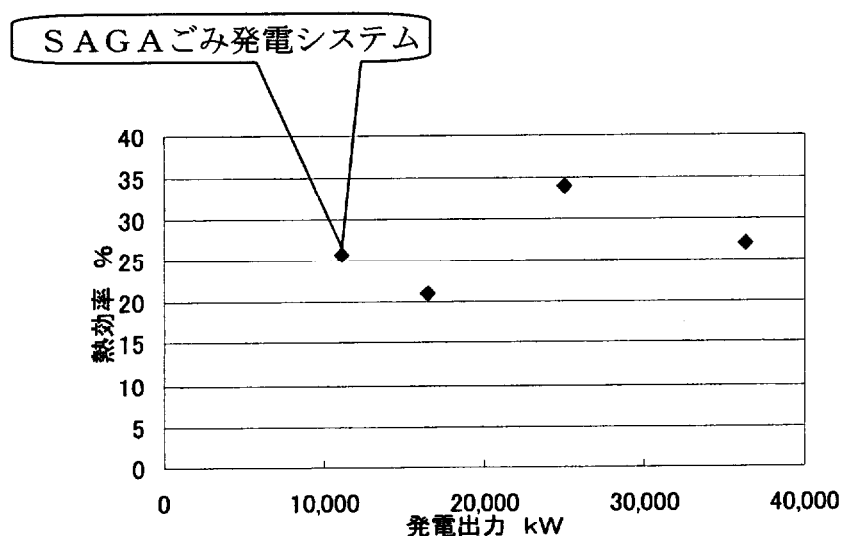


図5-6 スーパーごみ発電システムとの比較

この図の中で34%の高い効率を示すものは、群馬県高浜発電所であり、蒸気タービンの蒸気流量47.3トン/hのうち、28.0トン/hの蒸気のごみ焼却ボイラから導入されているシステムであり、コンバインドサイクルが組み合わされたスーパーごみ発電といえる。したがって、ごみ発電のリパワーリングはすべて同じ条件で比較するのは難しいが、本研究のSAGAごみ発電は、既存のスーパーごみ発電システムと比べて、蒸気タービンや復水器を設置する必要が無くガスタービンだけの設備増加で済み、より単純な構成で同等の効率を得られることがわかった。

また、一般に蒸気噴射型ガスタービンシステムは蒸気の消費量が多いといわれているので、既存スーパーごみ発電システムとの比較検討を行なう。

北九州市新皇后崎工場（810 t/日×1・36300 kW・発電効率27%：1998年完成）のスーパーごみ発電システムの場合、コンバインドサイクルの復水器の冷却塔における冷却水のブロー量と大気中への散逸量とを合わせた補給水量は153.3 t/hとなり、軟水以上の質が要求される本研究の蒸気噴射型ごみ発電システムの水消費量34.2 t/h（ごみ焼却設備から28.7 t/h、ガスタービン排熱回収ボイラ給水5.5 t/h）と比較して、発電出力MWh当たりの水消費量は表5-11に示すようにシステムの水消費量は26%も少ないことがわかる。

表5-11 スーパーごみ発電と水消費量の比較例

システム名称	発電出力	水消費量	出力単位当たりの水消費量
	MW	t/h	t/(MWh)
新皇后崎	36.3	153.3	4.2
SAGA	11.1	34.2	3.1

5.6 単純サイクルガスタービン、ごみ発電との性能比較

本研究のベースとして、第3章にて検討した基準単純サイクルガスタービン発電システム及び基準ごみ発電システムとそれらのリパワーリングシステムとして本研究で取り上げたSAGAごみ発電システムの性能比較を表5-12、表5-13に示す。

表5-12 SAGAごみ発電システムの熱量性能に関する従来システムとの比較

符号	項目	単位	単純サイクルGT	ごみ発電	SAGAごみ発電	備考
	投入燃料					
①	燃料発熱量	kJ/Nm ³	41,363		41,363	
②	燃料流量	Nm ³ /s	0.177		0.46	
③	燃料熱量	kJ/s(kW)	7327		19,012	
	投入ごみ					
④	ごみ発熱量	kJ/kg		10,450	10,450	
⑤	ごみ処理量	トン/日		200	200	
⑥	ごみ熱量	kJ/s(kW)		24,220	24,220	
	GT排熱ボイラ					
⑦	蒸気量	kg/h	5354		5503	
⑧	蒸気圧力	MPa	1.619		1.619	
⑨	蒸気温度	°C	202		202	
⑩	送出蒸気量	kg/h			0	
⑪	蒸気熱量	kJ/s(kW)	5350			
	ごみ焼却ボイラ		3753			
⑫	蒸気量	kg/h		28,661	28,661	
⑬	蒸気圧力	MPa		1.619	1.619	
⑭	蒸気温度	°C		202	202	
⑮	蒸気熱量	kJ/s(kW)		20,087	20,087	
	発電出力					
⑯	発電端出力	kW	1741	1200	11,099	
⑰a	発電熱効率	%	23.8	4.95	28.4	
⑰b	総合熱効率	%	75	4.95	28.4	
⑱a	GTリパワリング効率	%	●	●	26.1	
⑱b	ごみ発電リパワリング効率	%		●	52.1	

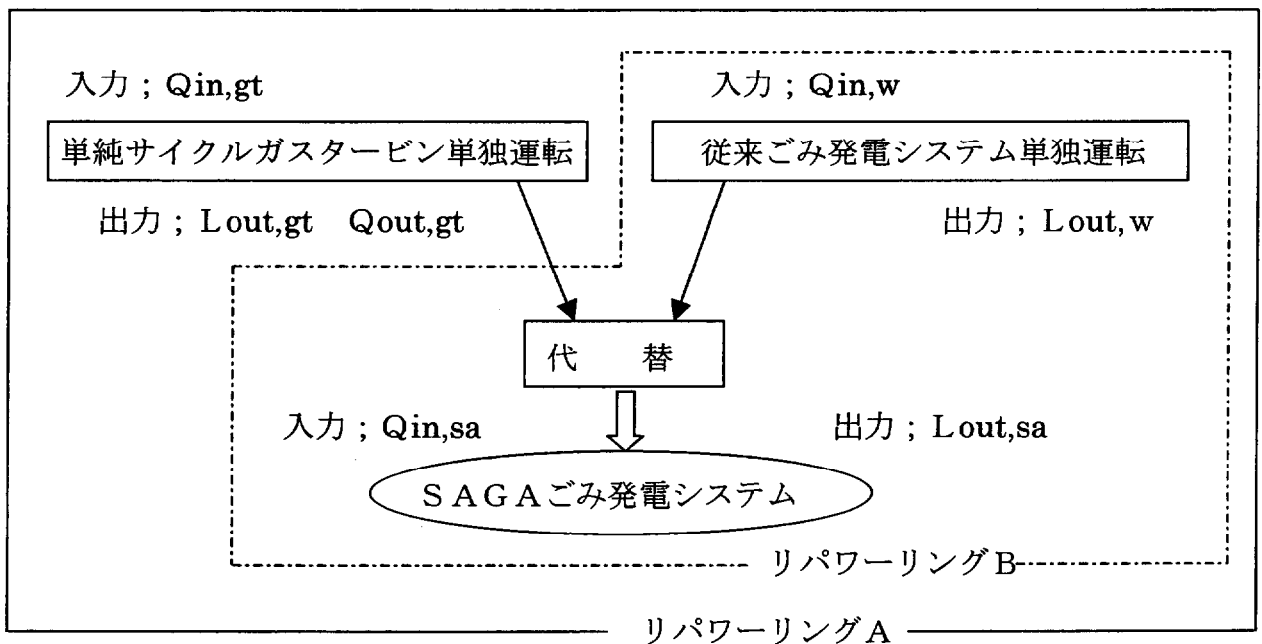
表5-13 SAGAごみ発電システムの質的性能に関する従来システムとの比較

符号	項目	単位	単純サイクルGT	ごみ発電	SAGAごみ発電	備考
	投入燃料					
①	燃料発熱量	kJ/Nm ³	41,363		41,363	
②	燃料流量	Nm ³ /s	0.177		0.46	
③	燃料エクセルギー	kJ/s(kW)	7,602		19,725	
	投入ごみ					
④	ごみ発熱量	kJ/kg		10,450	10,450	
⑤	ごみ処理量	トン/日		200	200	
⑥	ごみエクセルギー	kJ/s(kW)		26,020	26,020	
	GT排熱ボイラ					
⑦	蒸気量	kg/h	5354		5503	
⑧	蒸気圧力	MPa	1.619		1.619	
⑨	蒸気温度	°C	202		202	
⑩	送出蒸気量	kg/h	5350		0	
⑪	蒸気エクセルギー	kJ/s(kW)	1,379			
	ごみ焼却ボイラ					
⑫	蒸気量	kg/h		28,661	28,661	
⑬	蒸気圧力	MPa		1.619	1.619	
⑭	蒸気温度	°C		202	202	
⑮	蒸気エクセルギー	kJ/s(kW)			7,381	
	発電出力					
⑯	発電端出力	kW	1741	1,200	11,099	
⑰a	発電エクセルギー効率	%	22.9	5	41	
⑰b	総合エクセルギー効率	%	41	5	41	
⑱a	GTリパワリング効率	%	●	●	▲	24.5
⑱b	ごみ発電リパワリング効率	%		●	▲	50.2

5. 7 二酸化炭素排出削減効果の検討

本研究では、如何に少ない化石燃料の消費で可能な限りの電力を発生させ、二酸化炭素の排出削減を抑えて地球温暖化防止に貢献することがその目的の一つでもある。

したがって、二酸化炭素排出削減効果の検討にあたっては、単位電力量（kWh）当たりの二酸化炭素排出量が一般の評価指標となっていることから、本研究に於いてもその考え方を用いて、下記2つの方法について行なう。



1) リパワーリングAの場合の二酸化炭素排出削減効果

従来の基本型単純サイクルガスタービンシステム及びごみ発電システムが各々単独運転されていた場合の化石燃料消費量にたいして、本研究のSAGAごみリパワーリングシステムが代替されたとした場合の化石燃料の増加分、そして、出力としての電力増加分を考慮して二酸化炭素排出削減効果の定量的検討を行なう。

a) 投入化石燃料及び出力の増加分の算出

$$\begin{aligned} \cdot \text{化石燃料の投入熱量増加分 } \Delta Q &= Q_{in,sa} - Q_{in,w} - Q_{in,gt} \\ &= 11,685 \text{ KW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \cdot \text{出力電力増加分 } \Delta L &= L_{out,sa} - L_{out,w} - L_{out,gt} \\ &= 8,158 \text{ KW} \end{aligned}$$

よって、化石燃料消費から見た電力リパワーリング熱効率 $\eta_{Q,R}$ は、

$$\eta_{Q,R} = 69.8 \%$$

これは、発電熱効率 69.8% の発電設備設置と同等の二酸化炭素削減効果が期待できることを示している。この結果を図 5-7 に示す。

b) 二酸化炭素排出削減量

二酸化炭素量の算出は、原子力・水力・火力の全電源を対象とした場合 CASE-1 と石炭・石油・天然ガスの火力を対象とした場合 CASE-2 とについて行なう。

排出原単位は(社)日本エネルギー学会編「天然ガスコージェネレーション計画・設計マニュアル 2000」⁽⁵⁻³⁾に従い、表 5-14 示す数値に定めた。

表 5-14 排出起源別炭素排出原単位

排出起源名称	炭素排出原単位	
	単位	kg-C /kwh, kg-C/Nm ³
全電力	kWh	0.106
火力	kWh	0.175
都市ガス	Nm ³	0.577

本研究の SAGA ごみ発電システムで基本型単純サイクルガスタービンと従来型ごみ発電とを代替した場合、8,158 KW のリパワーリング電力を得るのに、必要とする追加燃料は熱量 11,685 KW の都市ガスであるから、その追加燃料の有する炭素量を算出し、電力会社による既存大型発電所によって当該電力量を発電する場合に発生する炭素排出量との比較を行なえばよいことになる。

その結果を表 5-15 に示す。

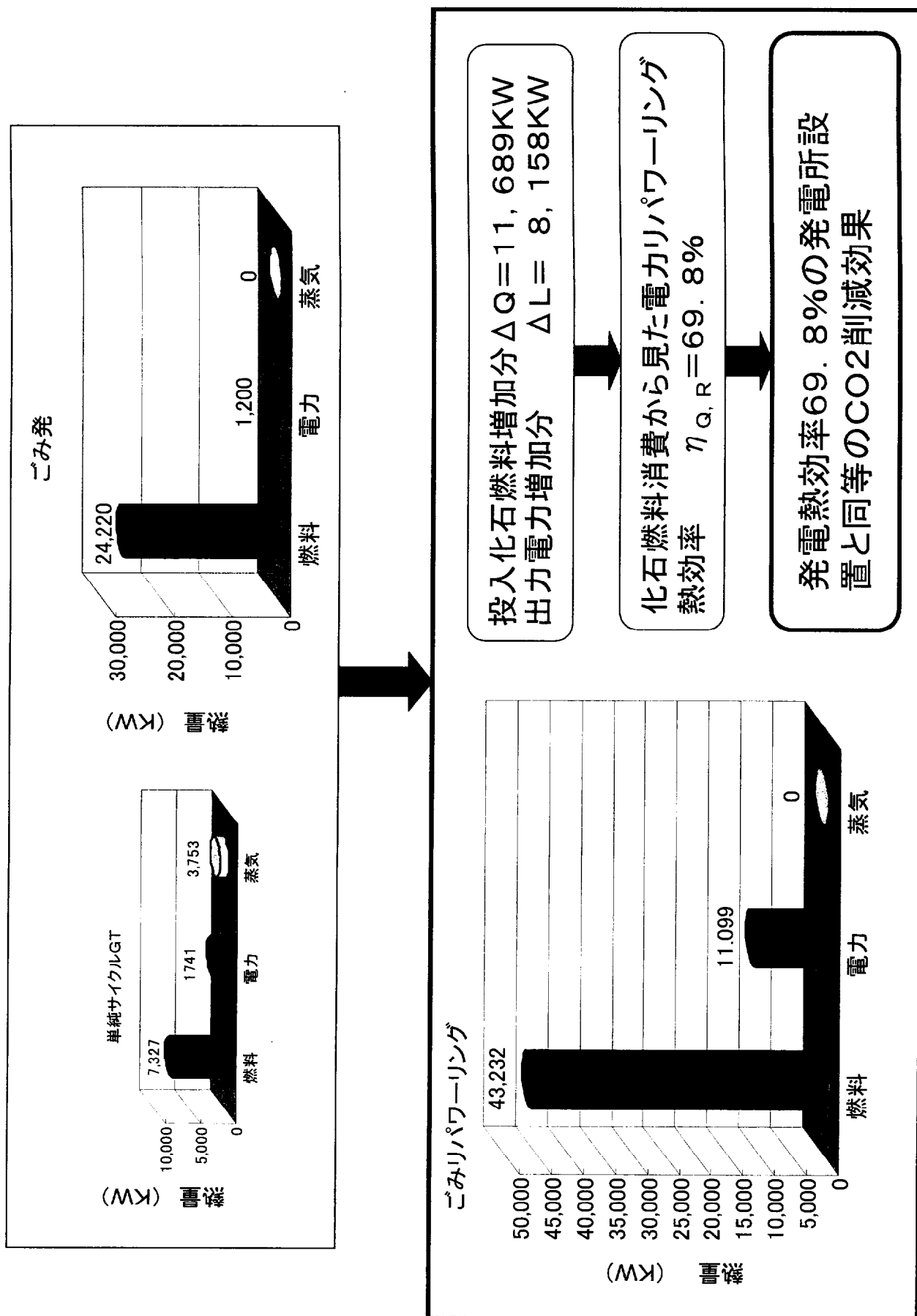


図5-7 ごみリバーリング発電システムの化石燃料消費削減の効果

表 5－15 二酸化炭素排出量（リパワーリング A）

発生電力	8、158 KW		
年間運転時間	8、000 h		
年間電力量	65、264 MWh		
排出起源	都市ガス	全電源 CASE1	火力 CASE2
排出起源量	8,136,000 Nm ³	65,264 MWh	
炭素排出原単位	0.577 kg-C/Nm ³	0.106 kg-C/kwh	0.175 kg-C/kwh
炭素排出量	4,694 ton/y	6,917 ton/y	11,421 ton/y
CO ₂ 排出量	17,211 ton/y	25,362 ton/y	41,877 ton/y
CO ₂ 排出量比	0.679 (0.419)	1.0 (0.606)	1.651 (1.0)

2) リパワーリング B の場合の二酸化炭素排出削減効果

従来型ごみ発電システムにたいして、本研究の SAGA ごみリパワーリングシステムが代替されたとした場合の化石燃料の増加分、そして、出力としての電力増加分を考慮してリパワーリング A の場合と同様に二酸化炭素排出削減効果の定量的検討を行なう。

a) 投入化石燃料及び出力の増加分の算出

・化石燃料の投入熱量増加分 $\Delta Q = Q_{in,sa} - Q_{in,w} = 19,012 \text{ KW}$

・出力電力増加分 $\Delta L = L_{out,sa} - L_{out,w} = 9,899 \text{ KW}$

よって、化石燃料消費から見た電力リパワーリング熱効率 $\eta_{Q,R}$ は、

$$\eta_{Q,R} = 52.1 \%$$

となる。

b) 二酸化炭素排出削減量

リパワーリング A の場合と同様に、原子力・水力・火力の全電源を対象とした場合 CASE-1 と石炭・石油・天然ガスの火力を対象とした場合 CASE-2 とについて行ない、その結果を表 5－16 に示す。

表 5－16 二酸化炭素排出量（リパワーリング B）

発生電力	9、899 KW		
年間運転時間	8、000 h		
年間電力量	79、192 MWh		
排出起源	都市ガス	全電源 CASE1	火力 CASE2
排出起源量	13,237,568 Nm ³	79,192 MWh	
炭素排出原単位	0.577 kg-C/Nm ³	0.106 kg-C/kwh	0.175 kg-C/kwh
炭素排出量	7,638 ton/y	8,394 ton/y	13,859 ton/y
CO ₂ 排出量	28,006 ton/y	30,778 ton/y	50,816 ton/y
CO ₂ 排出量比	0.910 (0.551)	1.0 (0.606)	1.651 (1.0)

全国ごみ発電施設の発電効率分布（図 5－1）より、発電効率 10%以下 150 施設の約半分、或いは、全国ごみ発電施設のボイラ蒸発量分布（図 5－2）より、単缶当たりの蒸発量 21～30 t/h のボイラ 140 缶の約半分、或いは、全国のごみ焼却施設のうち 150～300 t／日の処理能力を有する 160 施設の約半分に、本研究システムを導入・付加した場合、75 施設に本章で検討した二酸化炭素排出削減量に相当する効果が期待できる。

本研究システムが化石燃料主体であるから、二酸化炭素排出削減量効果は排出起源（排出原単位）を火力として検討を行う。

表 5－16 により、二酸化炭素の排出削減量 ΔCO_2 は

$\Delta\text{CO}_2 = (50,816 - 28,006) \times 75 = 1,710,750 \text{ t/y}$ となり、約 171 万 t/y と見積もることが出来る。

これは、日本の 1990 年二酸化炭素排出量 11 億 7000 万 t/y（炭素換算では 3 億 2000 万 t/y）の約 0.146% に対応する。

第5章の結論

- 1) 中小規模ごみ焼却設備から発生している未利用低質蒸気を活用した発電システムの有効性が把握できた。
- 2) 既存のごみ発電設備の蒸気タービンの代替として本研究システムをリパワーリングすることにより、その効率を大幅に向上させることが可能であることが示された。
- 3) 既存のスーパーごみ発電システムと比較して、本研究システムは蒸気タービンや復水器を設置する必要が無くガスタービンだけの設置で、より簡単な構成で大幅な熱効率の改善が得られることが示された。
- 4) 従来の基本型単純サイクルガスタービンシステム及びごみ発電システムが各々単独運転されていた場合の化石燃料消費量にたいして、本研究のSAGAごみリパワーリングシステムが代替されたとした場合、化石燃料消費から見た電力リパワーリング熱効率は69.8%となり、同等の発電熱効率を有する発電設備設置に等しい二酸化炭素削減効果が期待できることがわかった。

この場合、全電源と比較して68%の二酸化炭素排出量で済み、その差32%の二酸化炭素排出削減効果が、また、火力と比較した場合には42%の二酸化炭素排出量で済み、その差58%もの大幅な二酸化炭素排出削減効果が期待できることがわかった。

- 5) 既存のごみ発電設備の蒸気タービンの代替として本研究システムをリパワーリングしたごみ発電リパワーリングシステム（SAGAごみ発電システム）では、リパワーリング効率が52.1%となり、商用全電源と比較して91%の二酸化炭素排出量、火力と比較して55%の二酸化炭素排出量となることがわかった。

全国の既存ごみ焼却施設の75施設に本研究システムを付加した場合、二酸化炭素削減量は約171万t/yと見積もることができる。これは、日本の1990年二酸化炭素排出量11億7000万t/y（炭素換算では3億2000万t/y）の約0.146%の削減に貢献することがわかった。

第6章 二酸化炭素排出削減に向けた実プラントへの適用 その2

—— ソーラーハイブリッド蒸気噴射型ガスタービン発電システム ——

6. 1 はじめに

再生可能な自然エネルギーとしての太陽、風力、水力、海水温度差、河川水、都市排熱などは、その形態はさまざまで、潜在賦存量は膨大である。しかしエネルギー密度が小さいことが、経済的にその利用が思うように進められていない最大の理由となっている。

特に、太陽や風力の場合には、自然任せで、需要のきめ細かい変化への対応が極めて困難である。また、その欠点補完のため、負荷平準化を目指した蓄エネルギー技術も開発はされてきているが、いまだ経済的に許容されるレベルには達していない。

したがって、自然エネルギーを活用したシステムを構築していく場合には、出力された後の平準化ではなく、入力としての自然エネルギー変動を平準化していくことが必須となる。このため、太陽エネルギーを化石エネルギーのアシストと考えるのが順当である。

このように太陽エネルギーを発電システムに適用するには、かなりのシステム工夫が必要となるが、地球レベルでの温暖化防止への貢献可能技術の候補の一つとして検討を進めていかなければならない。

6. 2 太陽エネルギーの検討

前述の将来の世界エネルギー消費の動向（第1章 図1-2）で述べたように、2020年ころから化石エネルギー資源の逼迫が予測されことと地球温暖化防止の観点からも自然エネルギーとしての太陽エネルギーの活用が必須となってくる。

しかしながら、この太陽エネルギーは自然任せであることから、そのみでシステムを成立させることは難しく、必ず化石エネルギーのバックアップをシステムに付加させることが設計上必要となってくる。

次に、太陽エネルギーの潜在賦存量および世界の強度分布について考察する、

前述の自然エネルギー利用の発電技術と潜在賦存量（第1章 表1-2）で述べたように、太陽エネルギーは以下のように膨大な潜在賦存量を有している。

表6-1 太陽エネルギーの潜在賦存量

14,000百万Gcal/年 (16兆kWh/年)

太陽エネルギーを有効に活用するには、その強度分布を考慮しなければならない。更にこの太陽エネルギーのみでの独立したエネルギーシステムの構築は運用上適さないので化石エネルギーの供給が受けられるといった設置上の制約も設計上考慮しなければならない。

次にこの太陽エネルギーの世界における強度分布⁽⁶⁻¹⁾を図6-1に示す。

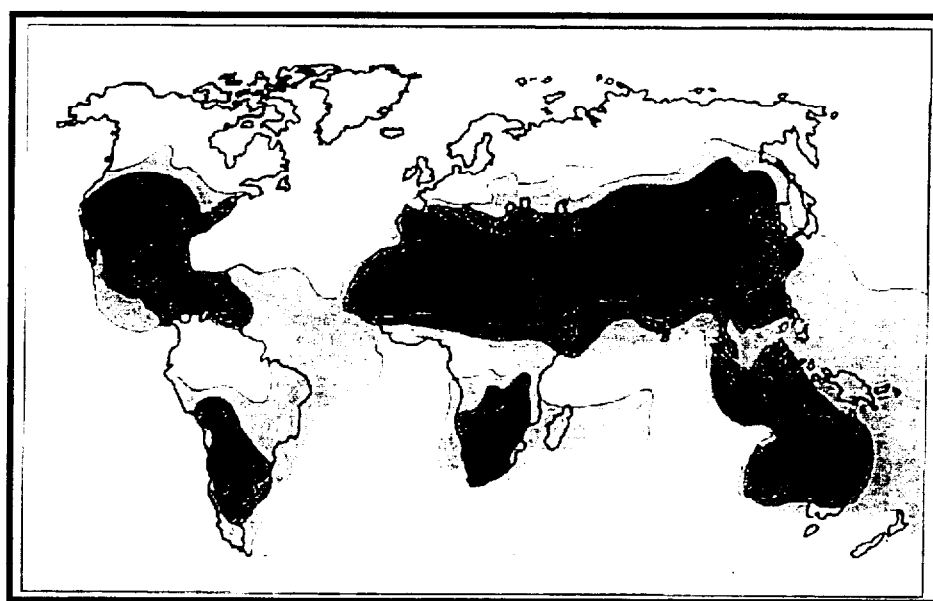


図6-1 世界の太陽エネルギーの強度分布

この図から、太陽エネルギーの強度が高い地域は、北アフリカ、アラビア半島北部、インド北部、中国中部、オーストラリア 更に米国南部であり、幸いなことに石油や天然ガスの資源が埋蔵されている地域に極めて近い。また、図6-2に示すように、既設のあるいは近い将来建設予定の天然ガスパイプライン網分布もこの太陽エネルギー強度分布とほ

ば一致し、パイプラインへのアクセスも容易であることは、自然エネルギーとしての太陽エネルギーの有効活用が近い将来大いに期待できることを示している。

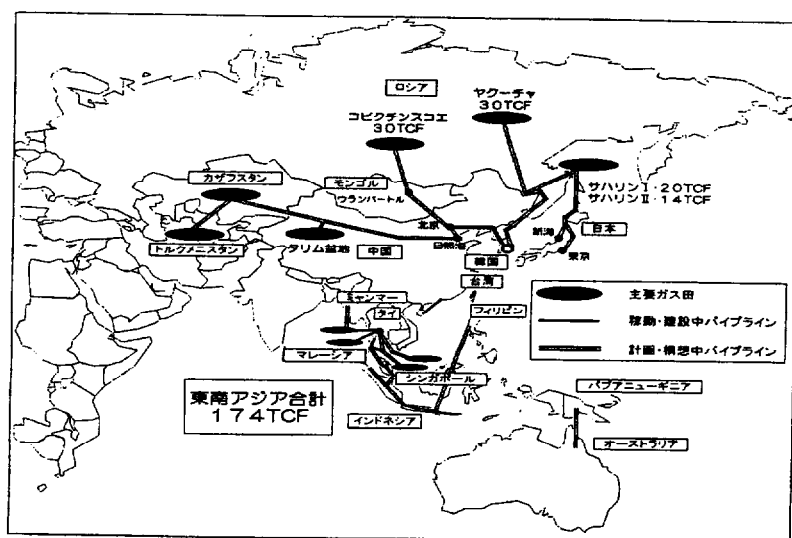


図 6-2 アジアパイプライン網計画

注: 東アジア合計は、インドネシア、マレーシア、タイ、ブルネイの埋蔵量合計

出典: 資源エネルギー庁「21世紀、脚光をあびるアジアの天然ガスエネルギー」

6. 3 従来の太陽熱発電プラントとその問題点

欧州、米国では天然ガスパイプラインと電力のグリッドが国境を越えて網の目のようにインフラ整備されているので、太陽エネルギーに恵まれている、いないに関わらず二酸化炭素排出削減のための太陽エネルギー利用発電システム実用化の研究開発が、ドイツ、米国などで長年進められてきている。中でもドイツは航空宇宙技術研究所（DLR）を中心として、民間企業も加わって継続的に研究開発が行なわれている。

今まで、世界各国の研究機関で試みられてきた発電システムへの太陽熱利用の方法は大別して2種類に分けられる。パラボリックトラフにて高温加熱された作動流体（融融塩等）によって発生させた比較的低温の蒸気を利用する方式と、ヘリオスタッドを用いてレシーバ等の限られた領域に反射・高密度集熱し、このレシーバにおける高温の温度場を利用する方式である。

これらの方式による従来の研究開発状況⁽⁶⁻²⁾を次に概要する。

前者の方式では、太陽エネルギーの変動を、化石エネルギーを利用したバックアップ燃

焼器によって補完した蒸気タービンによるランキンサイクル発電システムが1980年代に、米国カリフォルニア州にて商用運転がはじめられている。さらに、この比較的低温の蒸気をガスタービンの排気ガスで過熱するコンバインドサイクル発電システムの試みもなされている。

後者の方式では、高温レシーバにてガスタービン圧縮機の空気を再熱して燃焼器に送り込む再熱サイクルガスタービン発電システム、レシーバからの高温空気によって発生させた蒸気を利用した蒸気タービン発電システム、さらには蒸気噴射型ガスタービンと組み合わせた発電システムなど数々の研究開発がなされている。

しかしながら、ガスタービンの作動流体の最高温度は、タービン翼材料の耐熱性に制約され、現在の技術レベルで信頼性のあるシステムを構築するには、高々1000～1300℃にとどまっている。第4章の解析・検討により、ガスタービン入口温度（燃焼器出口温度）を1100℃にして燃焼器入口温度を上昇させても燃焼器エクセルギ効率に期待されるほどの効果が得られないことが示されている。（図4-20参照）

このようにガスタービン構成要素であるガス・ガス熱交換器に高温レシーバを使用するのではなく、新材料の融合、或いはメタノールなど化学燃料の合成に利用するのが合理的であると考えられる。

以上の考察により、システムの複雑化、高コスト化を避け、既存の信頼性の高い太陽エネルギー発電システムの構築には、ソーラーパラボリックトラフ等からの低質蒸気を活用することが最も適切であることがわかる。

6-4 実プラントシステムの構築

従来の蒸気噴射型ガスタービンでは、圧縮機のサージマージンの制約からその噴射蒸気量は少量に抑えられていた。しかし本研究にて提案し第4章にて解析・検討した「未利用エネルギーを活用したガスタービンリパワーリングシステム」は、ガスタービンの排熱回収ボイラからの蒸気に加え、外部からの未利用蒸気も合わせて噴射できる特徴を有している。したがって、ソーラーパラボリックトラフ等からの低質蒸気をこの外部導入蒸気とし

て活用すれば好都合である。そのシステム構成を図6－3に示す。

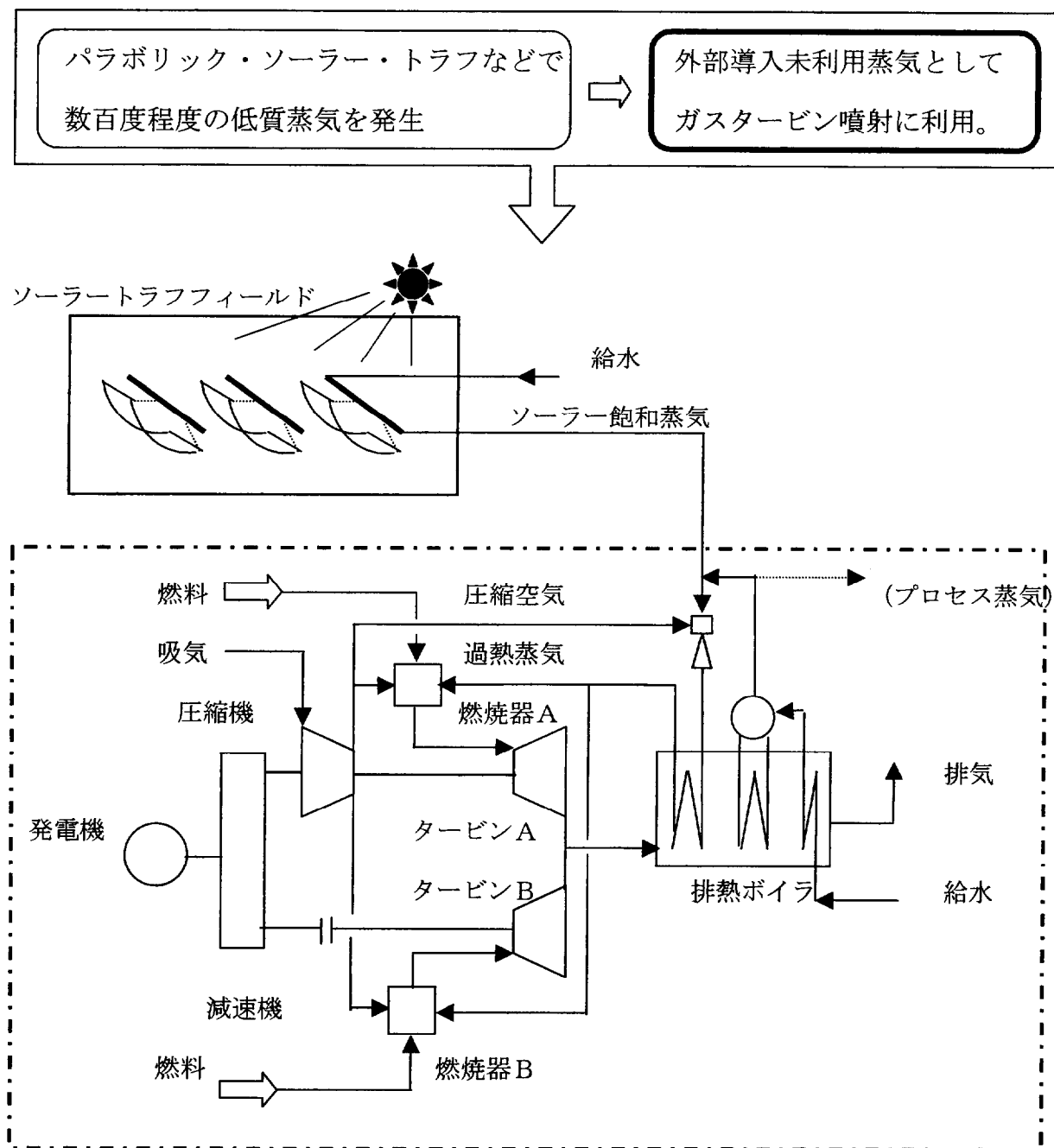


図6－3 ソーラーハイブリッド蒸気噴射型ガスタービン発電システム

システム構成は、第4章にて提案したシステムを基本として、排熱回収ボイラから発生した飽和蒸気とソーラーフィールドからの飽和蒸気とを合わせた蒸気が圧縮機からの空気と混合して再生熱交換器に導かれる。その後、燃焼器にて1100℃まで昇温されてター

ビンにて動力に変換される。

6. 5 システムの性能解析・評価

1) 解析の条件

これらの構成にて具現化される「ソーラーハイブリッド蒸気噴射型ガスタービン発電システム」の性能解析のための基本条件を、第4章の結果をもとに表6-2、表6-3のように定めた。

表6-2 システムの基本条件

タービン入口温度：1100 ℃	圧縮比 : 12
飽和蒸気圧力 : 1.62 Mpa	

注：噴射蒸気量比は噴射蒸気流量の空気流量に対する割合

表6-3 構成機器要素の熱効率

圧縮機効率：76.5 %	タービン効率：85.5 %
燃焼器効率：99.0 %	減速機 効率：95.5 %
発電機効率：95.5 %	

2) 性能解析結果

噴射蒸気量を変化させた場合のシステム性能変化の度合いについては、第4章の噴射蒸気量が性能に及ぼす影響のところで行なわれた詳細な解析・検討結果を参考にし、システムのエクセルギ効率が低い蒸気噴射量比 1.0（噴射蒸気流量 G_s = 空気流量 G_a ）の場合のシステムに太陽エネルギーからの飽和蒸気導入を図ることが最も効果的である。

この「ソーラーハイブリッド蒸気噴射型ガスタービン発電システム」に投入されるエネルギーは、①ソーラーパラボリックトラフからの飽和蒸気、②燃焼用化石燃料 の2種類であるが、二酸化炭素の排出起源として②燃焼用化石燃料のみを勘定に入ればよいことになる。

したがって、投入した燃料の持つエネルギーに対する出力としての電力との割合で効率を議論しても差し支えない。表6-4にその性能を示す。

表 6-4 ソーラーハイブリッド蒸気噴射型ガスタービン発電システムの
熱的及び質的性能

タービン入口温度	℃	1, 100
燃料低位発熱量	kJ / Nm^3	41, 363
燃料流量	Nm^3 / s	0. 4596
燃料熱量	$\text{kJ} / \text{s} \text{ (kW)}$	19, 012
燃料エクセルギー	$\text{kJ} / \text{s} \text{ (kW)}$	19, 725
ソーラーフィールド		
蒸気流量	kg / h	28, 661
飽和蒸気圧力	MPa	1. 619
飽和蒸気温度	℃	202
蒸気熱量	$\text{kJ} / \text{s} \text{ (kW)}$	20, 087
蒸気エクセルギー	$\text{kJ} / \text{s} \text{ (kW)}$	7, 381
排熱回収ボイラ		
発生蒸気量	kg / h	5503
発生飽和蒸気圧力	MPa	1. 619
発生飽和蒸気温度	℃	202
送出蒸気量	kg / h	0
発電端出力	kW	11, 099
総合(発電)熱効率	%	58. 4
総合(発電) エクセルギー効率	%	56. 3

得られた結果は、発電効率 58. 4 % の発電設備設置と同等の二酸化炭素排出削減効果が期待できることを示している。

6. 6 二酸化炭素排出削減効果の検討

このソーラーハイブリッド蒸気噴射型ガスタービン発電システムは「自然エネルギーを活用した二酸化炭素排出削減」が狙い目であるから、ミドルロードとして運転時間は9：00～17：00の8時間とし、出力としての電力はグリッドへ系統連系することが適切である。

また、第4章で検討したように噴射蒸気量の大幅な変化に対する柔軟性を持つ本システムは、ソーラー蒸気の変動にも十分対応が可能である。

このような世界規模にて実施するソーラープラントに対する二酸化炭素排出原単位の比較基準が定まっていない今日にあっては、とりあえず、我が国全体の原単位として、環境庁国立環境研究所 地球環境研究センター発行の「産業連関表による二酸化炭素排出原単位 1997」に従うこととする。(表6-5)

ただし、この排出起源別炭素排出係数の中で、電力については石炭・石油・天然ガスの火力と原子力を含めた数値となっているため、リパワーリングシステムや自然エネルギーシステム等の比較基準として最適であるかどうかの議論が今後なされなければならないが、本論文では便宜上当該発生電力が電力会社による既存大型発電所によって発電されると仮定して検討を行なう。

表6-5 排出起源別炭素排出原単位

排出起源名称	単位	発熱量	炭素排出原単位
		kcal	kg-C/kwh, kg-C/Nm ³
電力	kWh	2、250	0.1042
都市ガス	Nm ³	10、000	0.5655

本研究の「ソーラーハイブリッド蒸気噴射型ガスタービン発電システム」のミドルロード用発電プラントとして運用した場合の年間二酸化炭素排出量を排出起源電力と比較して表6-6に示す。

表 6－6 二酸化炭素排出量

発生電力	11,099 k W	
年間運転時間	2,750 h	
年間電力量	30,522 MWh	
排出起源	天然ガス	電力
排出起源量	4,550,040 Nm ³	30,522 MWh
炭素排出原単位	0.5655 kg-C/Nm ³	0.1042 kg-C/kwh
年間炭素排出量	2,573 ton/y	3,180 ton/y
年間CO ₂ 排出量	9,434 ton/y	11,660 ton/y
削減率	0.81	1.00

ソーラーハイブリッド蒸気噴射型

ガスタービン発電システム

表 6－6 の結果から、本研究の「ソーラーハイブリッド蒸気噴射型ガスタービン発電システム」をミドルロードとして運用した場合の年間二酸化炭素排出量は 9,434 トン／年となり、当該電力量を電力会社の既存大型発電所によって発電した場合の 11,660 トン／年と比較して、年 29%の削減効果が得られた。

また、第 5 章表 5－1 6 に示すように、我が国の石炭・石油・天然ガスの火力電源の炭素排出原単位は、原子力を含む全電源と比較した場合、1. 6 5 1 倍であるから、当該電力量を火力電源によって発電したとすればその炭素排出量は 19,251 トン／年となり年 51%の削減効果が得られることがわかった。

6. 7 第6章の結論

- 1) 世界規模での二酸化炭素排出削減を狙い目とした「ソーラーハイブリッド蒸気噴射型ガスタービン発電システム」の有効性が把握できた。
- 2) 設備の複雑化を避け、既存の実運用されているソーラー技術と本研究の蒸気噴射型ガスタービンシステムを組み合わせることによって即効性のある二酸化炭素排出削減を可能とする発電システムが可能であることがわかった。
- 3) 二酸化炭素削減への貢献を最も効果的にするには、太陽エネルギーの時間的変動を考慮してミドルロード用として運用することがよいことがわかった。
- 4) 当該発電量を電力会社による大型発電所グリッドから買電した場合と比較して、81%の二酸化炭素排出量で済み、その差29%の二酸化炭素削減効果が期待できることがわかった。また、火力電源と比較した場合には51%もの大幅な削減効果が期待できる。
- 5) 気候変動枠組条約締結国会議(COP)にて議論されている、排出権取引・共同実施・クリーン開発メカニズム(CDM)などの仕組みへの大きな武器となり、我が国の地球温暖化防止に向けての世界規模での貢献可能技術になり得ることが期待できる。

第7章 結論

1997年のCOP3以降、化石エネルギー資源の制約、発展途上国の人口増大・経済成長・エネルギー消費の増大、地球温暖化防止への取り組みなどのエネルギー問題が世界的な規模で議論されるようになってきた。

世界人口の15%の先進国が世界全エネルギーの51%を消費している責務から、我が国をはじめとする先進国は率先して世界的規模でのエネルギー問題への意識の高揚と実際の対応策を施さなければならない。

このような待ったなしの社会状況の中で、①省エネルギーの促進、②エネルギー変換効率の向上、③自然・未利用エネルギー等の再生可能エネルギーの活用を図った「二酸化炭素排出削減」を狙い目とした新しい蒸気噴射型ガスタービン発電システムの提案を行なった。

この新提案システムについて、従来の手法である熱力学第1法則に基づいたシステムの熱量的な評価（エンタルピー評価）、さらには熱力学第2法則に基づいたシステムの質的な評価（エクセルギー評価）を行った上で、二酸化炭素排出削減に対するシステムの有効性を示した。

エクセルギー評価は、従来の蒸気タービン発電システムやガスタービンコージェネレーションシステムの評価に適用された例はいくつかあるが、蒸気噴射型ガスタービンに適用してシステムの損失評価及び優劣評価を行った研究はほとんど見受けられない。

本研究で得られた主な知見は以下のとおりである。

- 1) 従来型蒸気噴射ガスタービンシステムの更なる機能向上も視野に入れて、ガスタービン自身の排気エネルギーから回収した全量の蒸気に加え、ごみ焼却場等で有効活用されずに無駄に捨てられている低質未利用蒸気や太陽熱などから発生した未利用蒸気も合わせて噴射することを可能とした新しい蒸気噴射型ガスタービンサイクルを考案した。（米国特許取得、日本特許申請中）
- 2) この新しく提案された「未利用エネルギーを活用したガスタービンリパワーリングシステム」に、従来のシステム優劣評価基準とされてきた熱力学第1法則に基づく熱量

的解析に加え、熱力学第2法則に基づく質的なエクセルギー解析・検討を加え、従来技術との比較の中からその性能特性を明らかにした。

- 3) 単純サイクルガスタービンコージェネの場合には、排熱回収系は蒸気ボイラのみであるが、本研究システムのようにガス対ガスの再生熱交換器、ガス対液体の蒸気ボイラが一体となった相変化を伴う排熱回収系のエクセルギー性能の評価を行なうには、排気ガス側のエクセルギー減少量、蒸気側の増加量及びその差損失量とを定量化し、排気ガス側が失った全エクセルギー量に対するエクセルギー損失量の割合を排熱回収系エクセルギー損失率 α として定義し、システム評価の有効な指標となることを示した。
- 4) 性能解析の結果から、タービン入口温度 1100℃、圧力比 12、蒸気圧力 1.62Mpa の条件が最適であることがわかった。

噴射蒸気量が全く無い従来の単純サイクルガスタービンコージェネレーションでは、今までの熱量的システム優劣評価手法では総合効率が 75.0%であり、徐々に噴射蒸気量を増加させてその量が空気流量と等しい値となった時には、熱量的総合効率は 28.2%まで低下していく。一方、質的なエクセルギーによるシステム評価では、単純サイクルガスタービンコージェネで総合エクセルギー効率 41.0%、排熱回収ボイラの発生蒸気を全量噴射させた場合に 33.7%、さらに外部からの未利用蒸気を導入していくとその総合エクセルギー効率は上昇し、排熱回収ボイラの蒸気と合わせた全噴射蒸気量が空気流量と等しくなると 40.9%にも達している。同時に発電端出力は 1.7MW から 11.1MWへと飛躍的に増大していくことがわかった。

- 5) ごみ焼却施設等で回収される熱エネルギーは飽和蒸気の場合が多く、一般に未利用エネルギーと呼ばれるこの熱エネルギーは低質（低エクセルギー率）で利用可能な用途が限られている。そこで、本研究では、既存の完成されたシステムであるガスタービンを用いて未利用蒸気活用が可能となるような新たな蒸気噴射型ガスタービンシステムを創造することにより、未利用エネルギーのエクセルギー率に見合った利用を可能ならしめて、高エクセルギー率の燃料で負担しているエクセルギー損失が大きい低温部分の加熱（圧縮プロセス）を減少させることによりシステムとして高い効率達成を

実現させている。また、噴射蒸気量の増加とともにガスタービン排気からの熱回収率も増加し、追加された燃料は再生熱交換器を出た後の過熱高温ガスの加熱に使われる割合が高くなり、極めて高効率で燃料が利用されることが可能となっている。

更に、全出力を何にでも利用できる高エクセルギー率の高品位仕事、すなわち電力に変換することにより、その後の利用プロセスにおけるエクセルギー損失をも低減するトータルシステムを実現している。

- 6) 地球温暖化防止のための二酸化炭素排出削減が社会的責務になっている現在に於いて有効活用されずにそのエネルギーが大気中に散逸されている未利用エネルギーとしての低質蒸気を補助エネルギー源として化石エネルギーシステムに付加することにより、より少ない化石エネルギー消費でより大きな出力が得られる「ガスタービンリパワーリングシステム」の構築が可能であることがわかった。
- 7) 中小規模ごみ焼却設備から発生している未利用低質蒸気を活用した発電システムの有効性が把握できた。
 - a) 既存ごみ発電設備の蒸気タービンの代替として本研究システムをリパワーリングすることにより、その効率を大幅に向上させることが可能であることが示された。
 - b) 既存のスーパーごみ発電システムと比較して、本研究システムは蒸気タービンや復水器を設置する必要が無くガスタービンだけの設置で、より簡単な構成で大幅な熱効率の改善が得られることが示された。
 - c) 従来の基本型単純サイクルガスタービンシステム及びごみ発電システムが各々単独運転されていた場合の化石燃料消費量にたいして、本研究のSAGAごみリパワーリングシステムが代替されたとした場合、化石燃料消費から見た電力リパワーリング熱効率は69.8%となり、同等の発電熱効率を有する発電設備設置に等しい二酸化炭素削減効果が期待できることがわかった。

この場合、全電源と比較して68%の二酸化炭素排出量で済み、その差32%の二酸化炭素排出削減効果が、また、火力と比較した場合には42%の二酸化炭素排出量で済み、その差58%もの大幅な二酸化炭素排出削減効果が期待できることがわかつ

で済み、その差58%もの大幅な二酸化炭素排出削減効果が期待できることがわかった。

- d) 既存ごみ発電設備の蒸気タービンの代替として本研究システムをリパワーリングしたごみ発電リパワーリングシステム（SAGAごみ発電システム）では、リパワーリング熱効率が52.1%となり、全電源と比較して91%の二酸化炭素排出量、火力と比較して55%の二酸化炭素排出量となることがわかった。

全国の既存ごみ焼却施設の75施設に本研究システムを付加した場合、二酸化炭素削減量は約171万t/yと見積もることができる。これは、日本の1990年二酸化炭素排出量11億7000万t/y（炭素換算では3億2000万t/y）の約0.146%の削減に貢献することがわかった。

- 8) 世界規模での二酸化炭素排出削減を狙い目とした「ソーラーハイブリッド蒸気噴射型ガスタービン発電システム」の有効性が把握できた。

- a) 設備の複雑化を避け、既存の実運用されているソーラー技術と本研究の蒸気噴射型ガスタービンシステムを組み合わせることによって即効性のある二酸化炭素排出削減を可能とする発電システムが可能であることがわかった。

- b) 二酸化炭素削減への貢献を最も効果的にするには、太陽エネルギーの時間的変動を考慮してミドルロード用として運用することがよいことがわかった。

- c) 本研究結果の発電量を電力会社グリッドから買電した場合と比較して、81%の二酸化炭素排出量で済み、その差29%の二酸化炭素削減効果が期待できることがわかった。また、火力電源と比較した場合には51%もの大幅な削減効果が期待できる。

- 9) 本研究は、気候変動枠組条約締結国会議（COP）にて議論されている、我が国の二酸化炭素削減、また、排出権取引・共同実施・クリーン開発メカニズム（CDM）などの国際的仕組みへの大きな武器となり、地球温暖化防止に向けての世界規模での貢献可能技術になり得ることが期待できる。

謝 辞

本研究は、著者が石川島播磨重工業株式会社にて 1970 年以来従事してきた産業用圧縮機、過給機、産業用ガスタービンなどの回転機械の研究開発において得られた知見を基に、我が国の急務となっている二酸化炭素排出削減に多少なりとも貢献すべく考案した蒸気噴射型ガスタービンを用いた「未利用エネルギーを活用したリパワーリングシステム」について、東京工業大学原子力工学研究所吉澤善男教授のご指導をいただき取りまとめたものである。

吉澤先生には、終始丁寧なご指導・ご鞭撻をいただきましたことに深く感謝申し上げます。玉浦先生には、地球温暖化防止に向けての二酸化炭素削減にはソーラーエネルギーの活用が不可欠になってくることをお教えいただきました。ここに厚く感謝申し上げます。また、論文審査にあたり適切なコメントとご助言をいただいた吉川邦夫教授、岡崎健教授、佐藤幹夫客員教授に深く感謝申し上げます。

芝浦工業大学平田賢教授には、未利用余剰蒸気の有効利用について貴重なご助言をいただきました。深く感謝申し上げます。

さらに、本研究の実施に際して、東京工業大学博士課程への入学をご了解いただいた上に暖かいご支援をいただきました石川島播磨重工業株式会社岩本頌一郎副社長・営業本部長、同営業本部神崎修副本部長に深く感謝申し上げます。本研究の推進にご協力をいただいた同石本礼二常務取締役、同ガスタービン事業部宇治茂一部長、同営業本部事業企画推進部龍沢正課長代理に深く感謝申し上げます。

本研究は以上多くの方々と関係者のご指導・支援、ご協力によって進められたものであり、地球温暖化防止に向けた二酸化炭素削減の為の技術として多少なりとも貢献することを念ずるものである。

引用文献

第 1 章

- 1－1：環境庁、地球温暖化対策技術評価検討会報告書、1996.5
- 1－2：秋山他、米国特許 Gas Turbine Generator with Dual Steam-injected Turbines、No.6141955, Nov.7,2000、国内特許 ガスタービン発電装置特開平 10-184315
- 1－3：資エネ庁、資源エネルギーデータ集、1995
- 1－4：新田他、破局からの脱出、電力新報社、1993
- 1－5：内山他、環境／エネルギー問題から見た原子力発電の役割、OHM社、1992
- 1－6：新田他、破局からの脱出、電力新報社、1993
- 1－7：茅、エネルギー技術の新パラダイム、OHM社、1995
- 1－8：伊藤他、火力発電ユニットのエクセルギ評価、火力原子力発電、1979.7
- 1－9：工藤他、火力発電プラントのエクセルギー解析、火力原子力発電、1984.1
- 1－10：須恵、エクセルギーによるコージェネレーションシステムの性能評価、日本ガスタービン学会誌、Vol.27、No.4、1997.7

第 2 章

- 2－1：長島他、ガスタービン設計のための燃焼生成物特性の計算法、日本ガスタービン学会誌、GTSJ12-47、1884

- 2－2：J I S、有効エネルギー評価方法通則 Z9204、1991

第 4 章

- 4－1：吉田、エクセルギー工学、共立出版、1999.2
- 4－2：宇治、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 66 巻 648 号 B 編 2000.8

第 5 章

- 5－1：一般廃棄物、産業廃棄物の排出及び処理状況（平成 10 年度実績）について 環境省大臣官房廃棄物・リサイクル対策部、2001,6

5－2：石川　、ごみ焼却排熱の有効利用、理工図書、1996.7

5－3：(社) 日本エネルギー学会編「天然ガスコージェネレーション計画・設計マニュアル 2000」

第 6 章

6－1：M.Becker　Solar Energy Concentrating Systems　DLR 1995

6－2：Franz Trieb　8th International Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies　Koeln　Oct.1996

申請特許

A：本研究結果をベースとした特許

1. 米国特許

「Gas Turbine Generator with Dual Steam-injected Turbines」

No.6141955, Nov.7,2000

2. 日本国特許

「ガスタービン発電装置」、特開平 10-184315

B 本研究関連特許

1. 日本国特許

「蒸気噴射ガスタービン」、特開平 11-229894

「吸気冷却ガスタービン発電装置」、特開平 11-257098

「二流体ガスタービン」、特開平 11-202992

「ガスタービン発電装置」、特開平 20-197890

付録 A : 本研究結果をベースとした特許

1. 米国特許

「Gas Turbine Generator with Dual Steam-injected Turbines」

No.6141955, Nov.7,2000

2. 日本国特許

「ガスタービン発電装置」、特開平 10-184315

The
United
States
of
America



**The Director of the United States
Patent and Trademark Office**

Has received an application for a patent for a new and useful invention. The title and description of the invention are enclosed. The requirements of law have been complied with, and it has been determined that a patent on the invention shall be granted under the law.

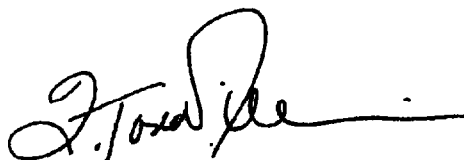
Therefore, this

United States Patent

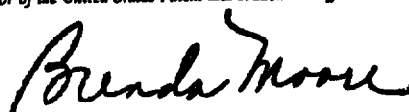
Grants to the person(s) having title to this patent the right to exclude others from making, using, offering for sale, or selling the invention throughout the United States of America or importing the invention into the United States of America for the term set forth below, subject to the payment of maintenance fees as provided by law.

If this application was filed prior to June 8, 1995, the term of this patent is the longer of seventeen years from the date of grant of this patent or twenty years from the earliest effective U.S. filing date of the application, subject to any statutory extension.

If this application was filed on or after June 8, 1995, the term of this patent is twenty years from the U.S. filing date, subject to any statutory extension. If the application contains a specific reference to an earlier filed application or applications under 35 U.S.C. 120, 121 or 365(c), the term of the patent is twenty years from the date on which the earliest application was filed, subject to any statutory extensions.



Director of the United States Patent and Trademark Office



Attest



US006141955A

United States Patent [19]**Akiyama et al.**[11] **Patent Number:** **6,141,955**[45] **Date of Patent:** ***Nov. 7, 2000**[54] **GAS TURBINE GENERATOR WITH DUAL STEAM-INJECTED TURBINES**[75] Inventors: **Kazuho Akiyama**, Tokyo; **Shigekazu Uji**, Ichikawa; **Masaru Hirata**, Kashiwa, all of Japan[73] Assignee: **Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.**, Tokyo, Japan

[*] Notice: This patent issued on a continued prosecution application filed under 37 CFR 1.53(d), and is subject to the twenty year patent term provisions of 35 U.S.C. 154(a)(2).

[21] Appl. No.: **08/996,912**[22] Filed: **Dec. 23, 1997**[30] **Foreign Application Priority Data**

Dec. 27, 1996 [JP] Japan 8-351190

[51] Int. Cl.⁷ **F02C 3/30**[52] U.S. Cl. **60/39.15; 60/39.3; 60/39.59**

[58] Field of Search 60/39.15, 39.163, 60/39.182, 39.3, 39.55, 39.59

[56] **References Cited****U.S. PATENT DOCUMENTS**

2,547,660	4/1951	Prince	60/39.15
2,677,932	5/1954	Forsling	60/39.15
3,868,818	3/1975	Itoh	60/39.163
5,239,830	8/1993	Banthin et al.	60/39.15

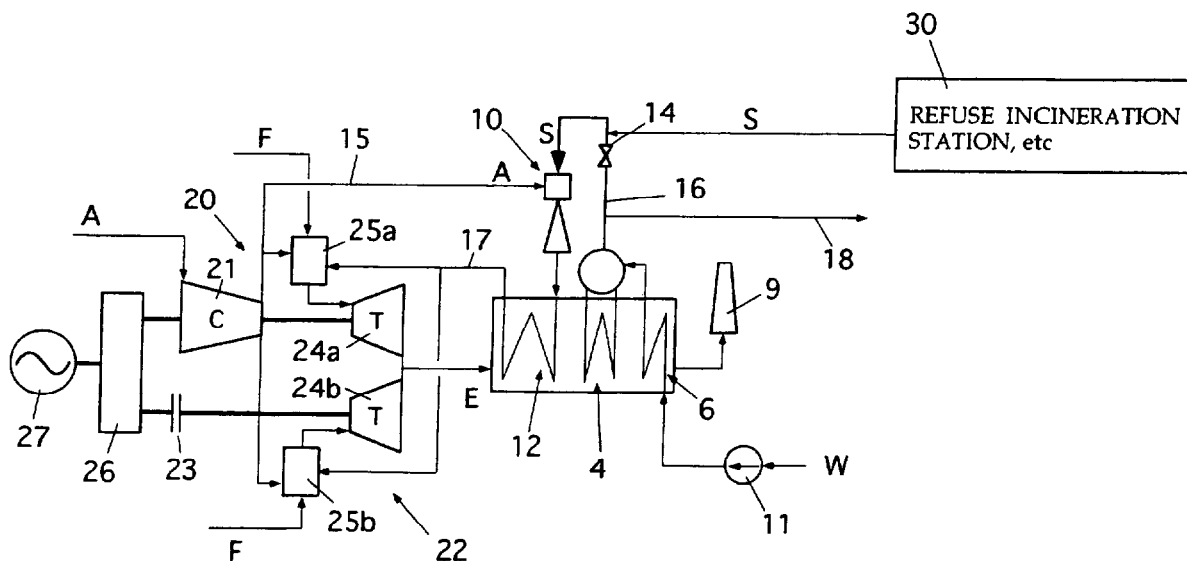
FOREIGN PATENT DOCUMENTS

6248974 9/1994 Japan .

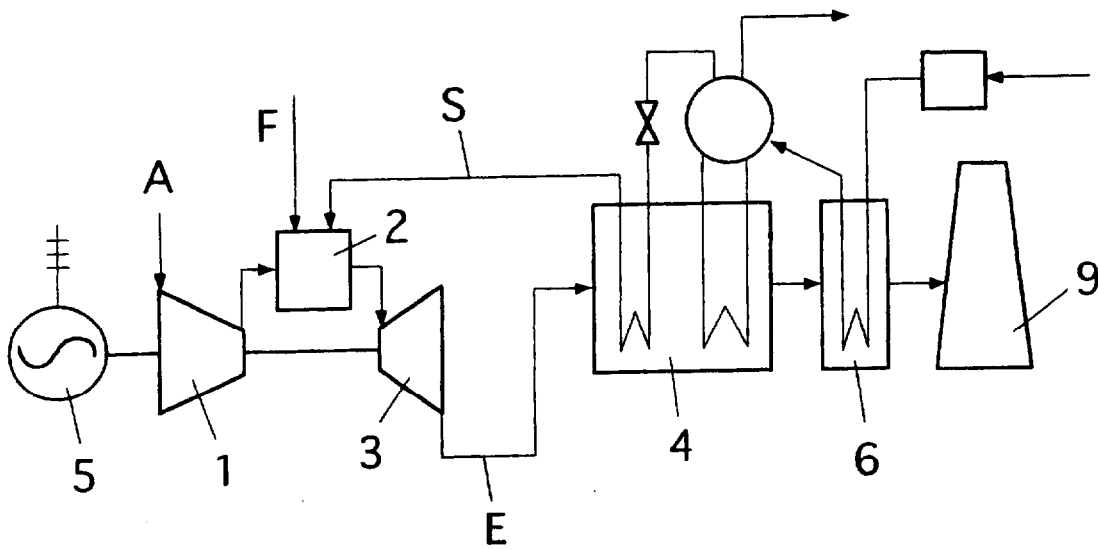
Primary Examiner—Louis J. Casaregola
Attorney, Agent, or Firm—Griffin & Szipl, P.C.

[57] **ABSTRACT**

A gas turbine generator includes a first gas turbine 20 having an air compressor 21, first turbine 24a and a first combustor 25a; a second gas turbine 22 having a second turbine 24b and a second combustor 25b; a generator 27 driven by the first gas turbine and the second gas turbine; and a coupling 23 arranged between the generator and the second gas turbine for connection and disconnection. When residual steam is sufficiently supplied, the residual steam is fed to the first combustor and the second combustor while connecting the coupling, and when the residual steam is not sufficiently supplied, the residual steam is fed to only the first combustor while disconnecting the coupling.

4 Claims, 4 Drawing Sheets

Prior Art



Prior Art

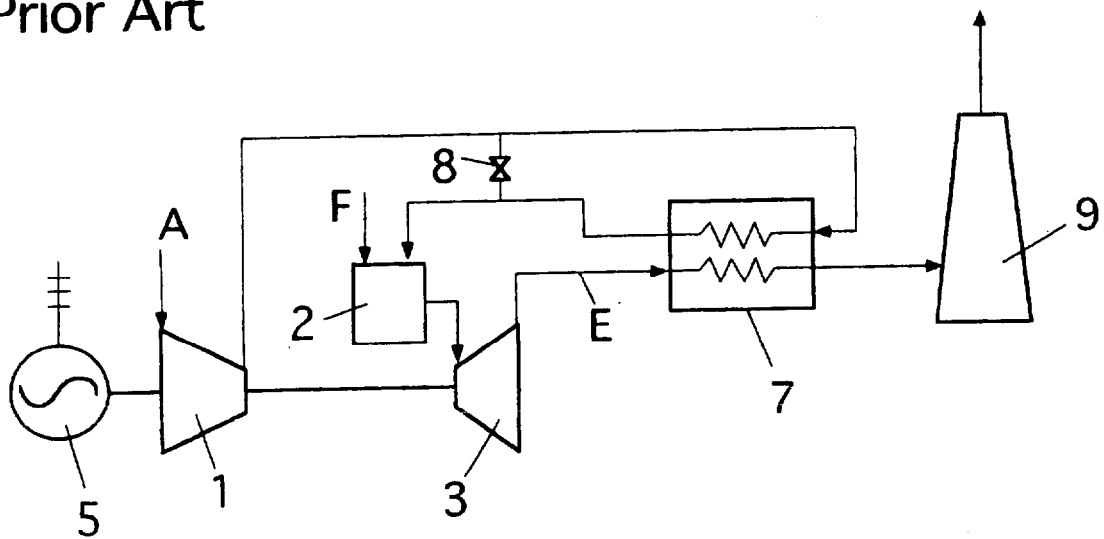


Fig. 3

Prior Art

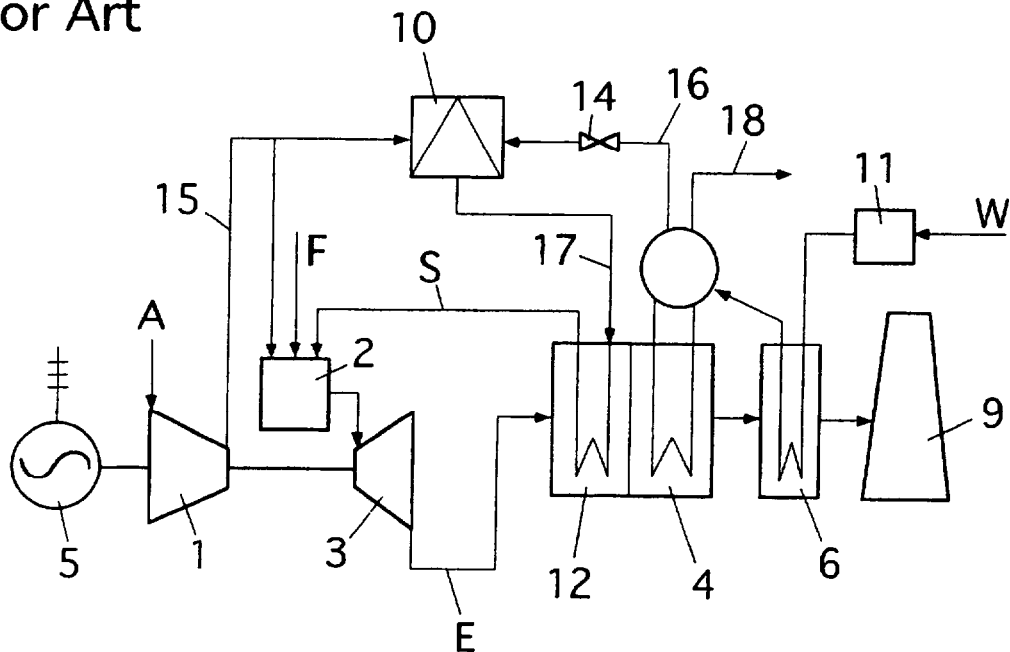


Fig. 4

Prior Art

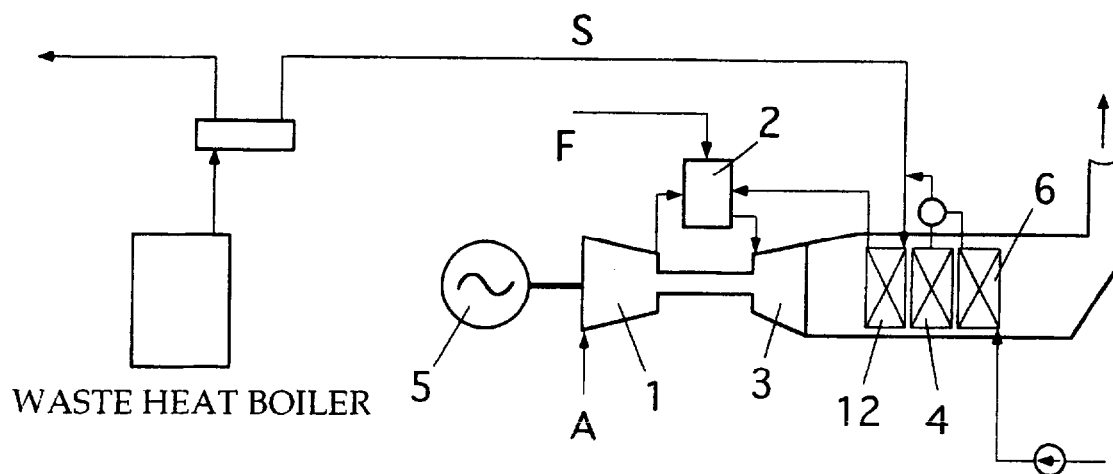


Fig. 5

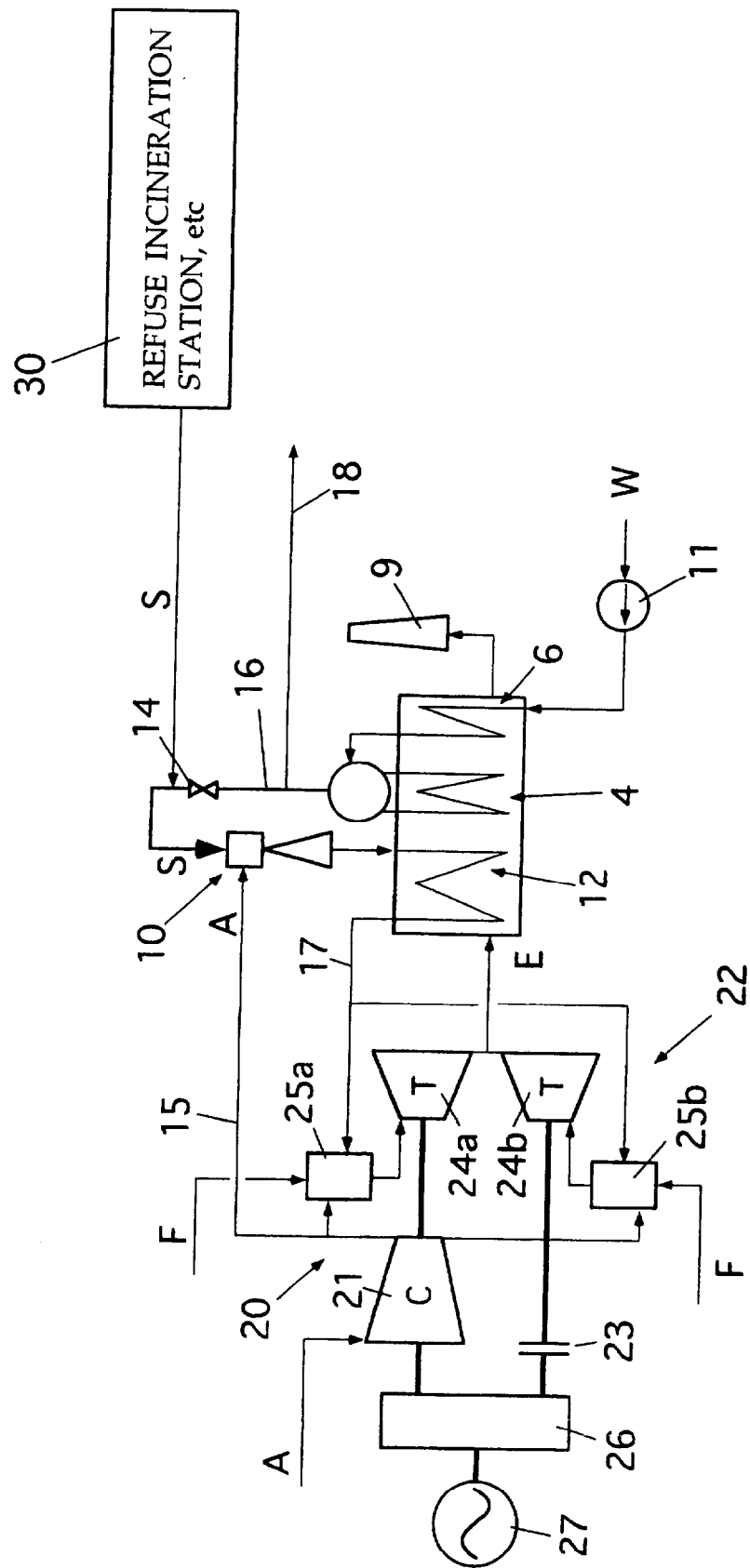
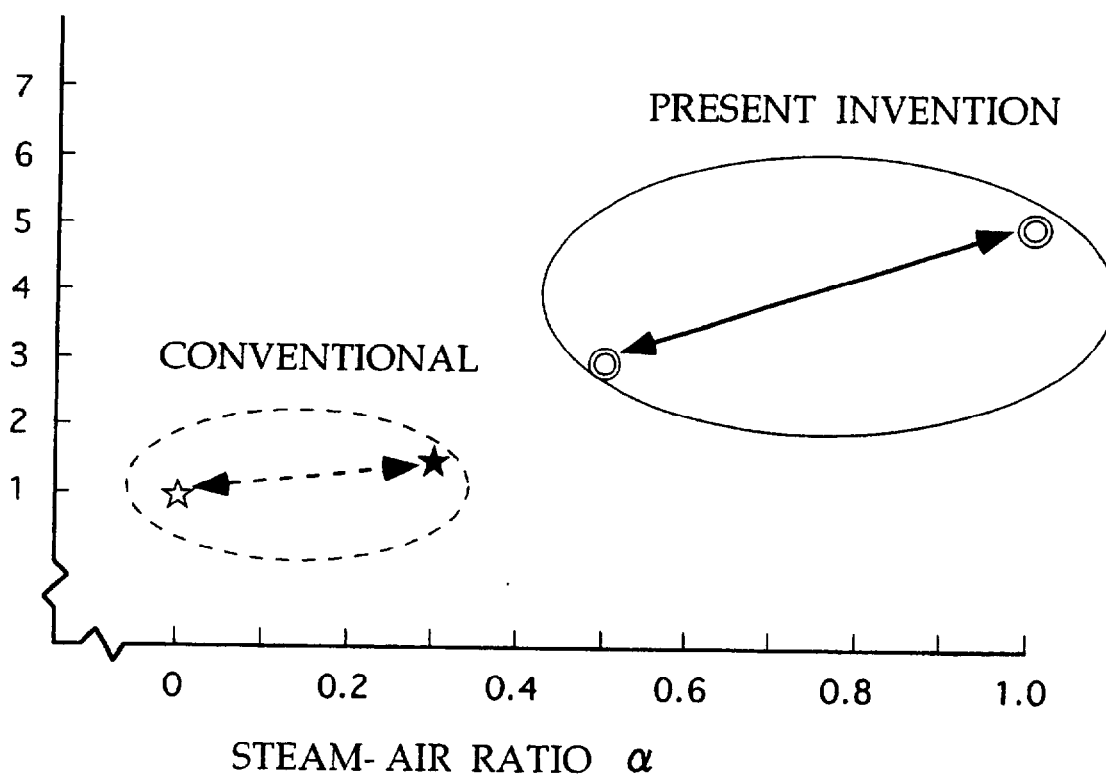


Fig. 6

OUTPUT RATIO



$$\alpha = G_s / G_a \text{ (INJECTED STEAM / SUCKED AIR)}$$

GAS TURBINE GENERATOR WITH DUAL STEAM-INJECTED TURBINES

BACKGROUND ART

1. Field of the Invention

The present invention relates to a gas turbine generator used in gas turbine cogeneration in which power or electric power and steam are generated to realize energy-saving.

2. Description of the Related Art

According to the configuration of a conventional dual fluid cycle gas turbine generator, for example as shown in FIG. 1, air A sucked in from the atmosphere is compressed by a compressor 1 and fed to a combustor 2. The compressed air becomes a high-temperature combustion gas by the combustion of a fuel F, and led to a turbine 3. After driving the turbine, the combustion gas E generates steam in waste-heat boiler 4 and is emitted into the atmosphere. Steam S generated in waste-heat boiler 4 is injected to the combustor 2, increases the flow of the combustion gas which enters the turbine 3, increases the specific heat of the combustion gas, and increases the output of the turbine 3. The output from the turbine 3 drives the compressor 1 and simultaneously generates electric power by driving a generator 5. An economizer 6 and a stack 9 are provided downstream of the waste-heat boiler 4 which is heated by the waste-heat from the turbine.

On the other hand, according to a conventional regenerative cycle gas turbine generator, for example as shown in FIG. 2, a heat exchanger 7 is provided downstream of the turbine 3. The air A compressed by the compressor 1 is preheated by the turbine waste heat E by the heat exchanger 7, and is fed to the combustor 2 to raise the temperature of the compressed air and to reduce the consumption of fuel F in the combustor 2.

However, in the above-described dual fluid cycle gas turbine generator (FIG. 1), when the entire amount of the steam generated by the waste-heat boiler 4 is injected to the combustor 2, the amount of injected steam reaches 20% to 30% of the taken in air. (1) Consequently, if the injection of steam stops, the flow rate in the turbine is too low and the efficiency of the turbine is badly reduced, thereby considerably lowering the thermal efficiency. (2) Furthermore, since the injected steam is emitted together with the exhaust gas into the atmosphere, there has been a problem that the more the steam is injected, the more the costs for generating the steam from pure water.

On the other hand, in the regenerative cycle gas turbine generator (FIG. 2) described above, since the temperature at the exit of the compressor 1 is high, there has been a problem that the preheating of air is limited and the thermal efficiency cannot be largely improved. With this regenerative cycle gas turbine generator, all of the compressed air from the compressor is preheated by the waste heat in the heat exchanger before it is fed to the combustor. (3) Therefore, the pressure loss in the piping before and after the heat exchanger reduces the thermal efficiency. (4) Additionally, a large thermal capacity causes a problem with control response. (5) Furthermore, a considerably large bypass valve 8 (see FIG. 2) is required to bypass the heat exchanger to prevent the turbine from running at an overspeed during the load shed.

To solve the problem described above, the applicant of the present invention has developed and filed a partial-regenerative dual fluid cycle gas turbine generator (Japanese Patent Application Laid-Open No. 7-248974 in 1995). As shown in FIG. 3, the gas turbine generator includes a gas

turbine having a compressor 1, a combustor 2, and a turbine 3; a mixer 10 for compressing air using steam as driving power and mixing both fluids; a superheater 12 for heating a mixed gas with the waste heat of the turbine; a waste-heat boiler 4 for evaporating water using the exhaust of the turbine as a heat source; an air line 15 for feeding a part of the air compressed by the compressor to a combustor and feeding the remainder to the mixer; a main steam line 16 for supplying a part of the steam generated by the waste-heat boiler to the mixer; and a mixed gas line 17 for feeding the mixed gas from the mixer to the combustor through the superheater 12. According to the invention, the amount of the steam injected into the combustor can be reduced, and the pressure loss in the piping before and after the superheater can also be reduced, thereby preventing the thermal efficiency from being lowered.

Recently, for example, a refuse-powered generator system, etc has been suggested using residual steam generated from a refuse incinerator by applying the dual fluid cycle, the regenerative cycle, and the partial regenerative dual fluid cycle shown in FIGS. 1 through 3. According to this refuse generator system, as shown in FIG. 4, residual steam S is heated by the waste heat from the turbine 3, and is provided for the combustor 2 of the gas turbine so that the flow of the turbine increases, the output of the generator also increases, and the entire thermal efficiency is enhanced. Such refuse incinerator systems are disclosed by (1) "Super Refuse-powered Generator System in Steam-jet-type Gas Turbine Method—performance characteristics and examples of their practical study" (Lecture theses published in the 5th Symposium of Power and Energy Technology in 1996, Japan Mechanical Society, 1996-11-13,14); (2) "Performance Characteristics of Refuse-powered Generator System using Steam-jet-type Gas Turbine" (The 8th Symposium of Thermal Technology in Jul. 7, 1995); etc. According to the conventional refuse-powered generator system described above, the output and thermal efficiency of the entire gas turbine increase as the steam-air ratio α increases (the steam-air ratio α is the ratio of the injected steam Gs to the air intake Ga: namely $\alpha = G_s/G_a$). Therefore, when a large volume of residual steam is generated from a refuse incinerator, it is desired that the steam-air specific ratio α has the largest possible value.

However, in the conventional refuse-powered generator system, there have been the following problems. That is, (1) when the combination of a compressor and a turbine is kept as original, the steam-air ratio α is approximately 20% to 30% at maximum. A ratio higher than these values disturbs the matching between the compressor and the turbine, and the generator cannot be operated at a constant revolution speed. (2) If the compressor is kept as original and only the turbine is relatively enlarged, the steam-air ratio α can be increased up to, for example about 50% to 60%. If the turbine is made larger, when the operation of a refuse incinerator is stopped, the stable operation of the turbine is not obtained, whereby stable supply of electric power becomes difficult.

SUMMARY OF THE INVENTION

The present invention has been developed to solve the problems described above. That is, an object of the present invention is to provide a gas turbine generator which increases the steam-air ratio a much more than the conventional technology by using residual steam, thereby improving the entire output from the gas turbine and the thermal efficiency, and, even if residual steam is unavailable, electric power can be stably supplied.

3

According to the present invention, there is provided a gas turbine generator comprising: a first gas turbine which comprises an air compressor and a first turbine interconnected therebetween and a first combustor, and which combusts a fuel with compressed air from the compressor and drives the first turbine using the combustion gas of the first combustor; a second gas turbine which comprises a second turbine and a second combustor, and which combusts a fuel with compressed air from the compressor and drives a second turbine using the combustion gas of the second combustor; a generator driven by the first gas turbine and the second gas turbine; and a coupling arranged between the generator and the second gas turbine to connect and disconnect the generator and the second gas turbine, whereby when a residual steam is sufficiently supplied, the residual steam is fed to the first combustor and the second combustor with connecting the coupling, and when the residual steam is not sufficiently supplied, the residual steam is fed to only the first combustor with disconnecting the coupling.

With the configuration described above, when residual steam is sufficiently supplied, the residual steam is fed to the first combustor and the second combustor with connecting the coupling so that the amount of the gas flowing through each turbine can be optimized even if the steam-air ratio α in the first turbine and the second turbine is increased much more (for example, up to about 60% to 100%) than in conventional technology. Thus, the output of the entire gas turbine and the thermal efficiency can be improved. When the residual steam is not available, or when the residual steam is short, the coupling is disconnected to feed the residual steam to only the first combustor in order to drive the generator by only the first gas turbine for continuous and stable power supply as in the conventional gas turbine. Furthermore, with the configuration described above, the combination of the compressor and the first turbine can be applicable as in the conventional technology. Therefore, the increase of equipment cost can be suppressed by avoiding the special design and production to make only a turbine relatively larger.

According to a preferred embodiment of the present invention, the gas turbine further comprises: a mixer for compressing air using steam as driving power and mixing both fluids; a superheater provided downstream of the first turbine and the second turbine for heating the mixed gas with waste heat of these turbines; a waste-heat boiler provided downstream the superheater for evaporating water using the exhaust of these turbines as a heat source; an air line for feeding a part of air compressed by the compressor to the first and second combustors and feeding a remainder to the mixer; a main steam line for supplying a part of the steam generated by the waste-heat boiler to the mixer; and a mixed gas line for feeding the mixed gas from the mixer to the first and second combustors through the superheater.

With the present configuration, since a mixer for mixing steam with compressed air is provided, a part of the compressed air is mixed with the steam by the mixer, and the mixed gas is preheated by the superheater and supplied to the first and the second combustors, the amount of the steam generated by the exhaust of the gas turbine can be reduced. As a result, the output of the gas turbine and the change in thermal efficiency can be reduced even if the amount of injected steam to the combustor is increased or decreased.

In yet another embodiment, the gas turbine further includes: an auxiliary steam line for feeding a remaining steam generated by the waste-heat boiler for a utility use; and a steam flow control valve provided on the main steam line, for dividing the steam generated by the waste-heat

4

boiler into the main steam line and the auxiliary steam line. With the configuration, the steam generated in the waste-heat boiler is distributed to the main steam line and the auxiliary steam line through the steam flow control valve, and can be used for utility.

Furthermore, it is desired that the mixer is a steam-driven ejector for sticking compressed air in. With the present configuration, the pressure of the air can be raised using the steam as a driving source, thereby compensating the pressure loss between the mixer and the combustor and improving the thermal efficiency.

Other objects and advantageous characteristics of the present invention will become apparent from the following descriptions with reference to the accompanying drawings.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

FIG. 1 is a general block diagram of a conventional dual fluid cycle gas turbine.

FIG. 2 is a general block diagram of a conventional regenerative cycle gas turbine.

FIG. 3 is a general block diagram of a partial regenerative dual fluid cycle gas turbine previously filed by the Applicant of the present invention.

FIG. 4 is a block diagram of a conventional refuse-powered generator system.

FIG. 5 is a block diagram of a gas turbine generator according to the present invention.

FIG. 6 illustrates a comparison between the steam-air ratio and the output ratio.

DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENTS

A preferred embodiment of the present invention is described below by referring attached drawings. A part commonly appearing in a plurality of figures is assigned the same reference numeral.

FIG. 5 is a general block diagram of a gas turbine generator according to the present invention. As shown in FIG. 5, the gas turbine generator comprises a first gas turbine 20, a second gas turbine 22, a generator 27, and a coupling 23. The gas turbine generator is provided near a refuse incineration station, a wood shop, a gas turbine power station (hereinafter referred to as a refuse incineration station 30), and receives residual steam S generated by the refuse incineration station 30.

The first gas turbine 20 comprises an air compressor 21, a first turbine 24a, and a first combustor 25a, and which combusts a fuel F with compressed air A from the air compressor 21. The combustion gas E drives the first turbine 24a. The configuration is the same as that of the conventional gas turbine.

The second gas turbine 22 comprises a second turbine 24b and a second combustor 25b, and combusts a fuel F with compressed air A from the air compressor 21. The combustion gas E drives the second turbine 24b.

Furthermore, a reduction gear 26 is provided between the generator 27 and the first gas turbine 20 and the second gas turbine 22, and reduces the rotation speed of each of the first gas turbine 20 and the second gas turbine 22, and drives the generator 27 at a predetermined synchronization speed (for example, 1500 rpm). Furthermore, the coupling 23 is provided between the generator 27 and the second gas turbine 22 (practically, between the reduction gear 26 and the second turbine 24b) so that they can be electrically

5

connected/disconnected according to a signal from the control unit not shown in the drawings.

In FIG. 5, the gas turbine generator according to the present invention further comprises a mixer 10, a superheater 12, a waste-heat boiler 4, an air line 15, a main steam line 16, and a mixed gas line 17.

According to the present embodiment, the mixer 10 is a steam-driven ejector for intake of compressed air A. The pressure of the air can be raised using the steam S as a driving source, and both fluids are mixed with each other.

The superheater 12 is provided downstream the first turbine 24a and the second turbine 24b, and the mixed gas from the mixer 10 is heated up to a sufficiently high temperature. The waste-heat boiler 4 is provided downstream the superheater 12 to evaporate water using the exhaust of the turbine as a heat source. According to the present embodiment, the waste-heat boiler 4 and the superheater 12 are designed to be incorporated into a waste heat recovery apparatus. However, the present invention is not limited to this application. That is, the waste-heat boiler 4 and the superheater 12 can be structured separately.

The air line 15 feeds a part of air compressed by the compressor 21 to the first combustor 25a and the second combustor 25b, and feeds the remainder to the mixer 10. The main steam line 16 supplies a part of steam generated by a waste-heat boiler 4 to the mixer 10. The mixed gas line 17 feeds the mixed gas from the mixer 10 to the first combustor 25a and the second combustor 25b through the superheater 12.

The air line 15 comprises a line through which a part of air compressed by the air compressor 21 is supplied directly to the first combustor 25a and the second combustor 25b; and a line through which the remaining compressed air is fed to the mixer 10.

The gas turbine generator further comprises an auxiliary steam line 18 for supplying the remainder of the steam generated by the waste-heat boiler 4 as steam for utility purposes. A steam flow control valve 14 is provided for the main steam line 16. As a result, the steam generated by the waste-heat boiler 4 can be divided into the steam flowing through the main steam line 16 and the steam flowing through the auxiliary steam line 18.

A gas turbine generator according to the present invention shown in FIG. 5 operates as follows.

The air A is sucked in from the atmosphere with the pressure raised by the air compressor 21. A part of the air is supplied to the first combustor 25a and the second combustor 25b, and the remaining compressed air is drawn and supplied to the mixer 10.

The compressed air A whose pressure is raised by the pressure energy of the steam is mixed with the steam S by the mixer 10, fed to the superheater 12, heated by the waste heat from the first turbine 24a and the second turbine 24b, further fed to the first combustor 25a and the second combustor 25b, and raised in temperature by the combustion of the fuel F with the compressed air directly flowing from the air compressor 21 to the combustors 25a and 25b.

The high-temperature and high-pressure combustion gas E generated in the combustors 25a and 25b works in the turbines 24a and 24b, passes through the superheater 12, the waste-heat boiler 4, and the economizer 6 which recover waste heat, and is exhausted to the atmosphere through the exhaust stack 9.

Supplied water W is raised in pressure by the water supply pump 11, and fed to the economizer 6. The saturated water

6

from the economizer 6 is fed to the waste-heat boiler 4 as supplied water, and the saturated water becomes saturated steam in the waste-heat boiler 4, measured by the steam flow control valve 14, mixed with the residual steam generated by the waste heat from the refuse incineration station 30, and fed to the mixer 10. In this case, it is possible that a part of the generated steam is not fed to the mixer 10, but is rather used as steam for utility purposes.

With the configuration described above, when there is sufficient residual steam generated by the waste heat from the refuse incineration station 30, the coupling 23 is connected to mix the residual steam with the air, and the mixture is heated by the superheater 12 and supplied to the first combustor 25a and the second combustor 25b. As a result, as shown in FIG. 6, the amount of the gas flowing to the turbines 24a and 24b can be reduced than a rated amount even if the steam-air ratio α is increased (for example, up to about 60% to 100%) much more than the conventional technology. (1) Therefore, the output of the entire gas turbine and the thermal efficiency can be improved.

(2) Furthermore, even if the refuse incineration station 30 stops its operation and residual steam is not available, or the residual steam is in short supply, continuous and stable power supply can be obtained by disconnecting the coupling 23 to feed the residual steam, after being mixed with air and heated by the superheater 12, to only the first combustor 25a in order to drive the generator 27 by the first gas turbine 20 only.

Furthermore, with the configuration described above, the combination of the compressor 21 and the first turbine 24b can be applicable as in the conventional technology. (3) Therefore, the increase of an equipment cost can be suppressed by avoiding the special design and production required to make only a turbine 24a relatively larger.

Additionally, since a part of the compressed air is mixed with the steam by the mixer, and the mixed gas is preheated by the superheater and supplied to the combustors 25a and 25b, the amount of the steam generated by the exhaust of the gas turbine can be reduced. As a result, the output of the gas turbines 20 and 22 and the change in thermal efficiency can be reduced even if the amount of injected steam to the combustor is increased or decreased. Furthermore, since the pressure of the air can be raised using the steam as a driving source, the mixer can reduce the pressure loss between the mixer and the combustor and improve the thermal efficiency.

The following effects are obtained by the above-described gas turbine generator.

- (1) The waste heat of a gas turbine and the residual steam of a refuse incineration station can be converted as much as possible into electric power.
- (2) A flexible generating operation can be implemented even if the steam from the refuse incineration station has been fluctuated or stopped.
- (3) The amount of the exhausted carbon dioxide per unit of the obtained amount of electric power (kwh), thereby contributing as an effective means for preventing global warming.

That is, using the residual steam, the gas turbine generator increases the steam-air ratio α much more than the conventional technology, thereby improving the entire output from the gas turbine and the thermal efficiency. As a result, electric power can be stably supplied even if the residual steam is unavailable.

The preferred embodiments of the present invention have been described above, but the scope of the right of the present invention is not limited to these embodiments only.

7

On the contrary, the scope of the right of the present invention includes all improvements, modifications, and equivalent items contained in the attached claims.

What is claimed is:

1. A gas turbine generator comprising:
 - a generator;
 - a first gas turbine assembly operatively connected to drive the generator, and including a first turbine having an intake and an exhaust, a first combustor having an intake and an exhaust operatively connected to output exhaust gas to the intake of the first turbine;
 - a second gas turbine assembly operatively connected to drive the generator, including a second turbine having an intake and an exhaust, a second combustor having an intake and an exhaust operatively connected to output exhaust gas to the intake of the second turbine;
 - an air compressor having an intake and an exhaust operatively connected to output compressed air to the intakes of the first and second combustors;
 - a coupling arranged between the generator and the second gas turbine having a first configuration coupling the second gas turbine to the generator, and a second configuration decoupling the second gas turbine from the generator; and
 - a mixed gas line connected to the inputs of the first and second combustors; and
 - a controller, operatively connected to said coupling and programmed to couple and decouple said coupling, and

8

connect and disconnect said mixed gas line from the second combustor, responsive to a flow rate of steam in said mixed gas line.

2. A gas turbine generator according to claim 1, further comprising:
 - a mixer disposed in said mixed gas line upstream of the first and second combustors, having an air intake, a steam intake, and an exhaust;
 - a superheater operatively connected to intake exhaust of the first and second turbines, and disposed in a flow path of the mixed gas line to heat a mixture of air and steam in the mixed gas line downstream of the mixer and upstream of the first and second combustors;
 - a waste-heat boiler operatively connected to intake exhaust downstream of the superheater and having a water intake, and a steam exhaust;
 - a compressed air line connecting the exhaust of the compressor to the air intake of the mixer;
 - a main steam line connecting the steam exhaust of the waste-heat boiler to the steam intake of the mixer.
3. A gas turbine generator according to claim 2, further comprising an auxiliary steam line, a valve provided in said main steam line, the valve being arranged to divert steam from the main steam line to the auxiliary line.
4. A gas turbine generator according to claim 2, wherein said mixer is a steam-driven ejector.

* * * * *

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-184315

(43)公開日 平成10年(1998)7月14日

(51)Int.Cl.⁶

F 0 1 K 23/10

識別記号

F I

F 0 1 K 23/10

T

U

X

A

21/04

21/04

F 0 2 C 3/107

F 0 2 C 3/107

審査請求 未請求 請求項の数4 O L (全 7 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願平8-351190

(22)出願日 平成8年(1996)12月27日

(71)出願人 000000099

石川島播磨重工業株式会社

東京都千代田区大手町2丁目2番1号

(72)発明者 平田 賢

千葉県柏市篠籠田1135-1-625

(72)発明者 宇治 茂一

東京都江東区豊洲二丁目1番1号 石川島
播磨重工業株式会社内

(72)発明者 秋山 算甫

東京都江東区豊洲3丁目2番16号 石川島
播磨重工業株式会社内

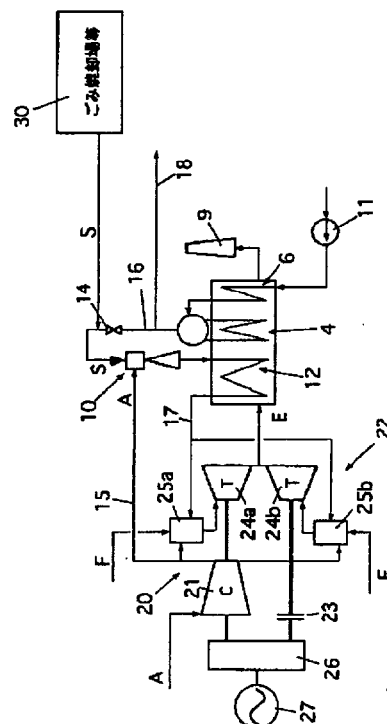
(74)代理人 弁理士 堀田 実 (外1名)

(54)【発明の名称】 ガスタービン発電装置

(57)【要約】

【課題】 余剰蒸気を利用して蒸気空気比率 α を従来以上に大幅に増大させ、これによりガスタービン全体の出力及び熱効率を向上させることができ、かつ余剰蒸気が利用できない場合でも安定して電力供給ができるガスタービン発電装置を提供する。

【解決手段】 空気圧縮機21、第1タービン24a及び第1燃焼器25aからなる第1ガスタービン20と、第2タービン24b及び第2燃焼器25bからなる第2ガスタービン22と、第1ガスタービン及び第2ガスタービンで駆動される発電機27と、発電機と第2ガスタービンとの間に設置され連結及び切断が可能なカップリング23とを備える。余剰蒸気が十分ある場合には、カップリング23を連結して、余剰蒸気を2つの燃焼器25a、25bに供給しガスタービン全体の出力及び熱効率を向上させる。また、余剰蒸気が利用できない場合には、カップリングを切断して、余剰蒸気を第1燃焼器25aのみに供給し、第1ガスタービン24aのみにより安定した発電を維持する。



6と、混合器による混合ガスを過熱器を介して燃焼器に導くための混合ガスライン17と、を備えた部分再生式二流体ガスタービンを創案し、出願した(特開平7-248974号公報)。これにより、燃焼器への注入水蒸気量を減少させることができ、かつ過熱器及びその前後の配管における圧力損失を低減し、熱効率の低下を防止することができるようになった。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】近年、図3～図5に示した二流体サイクル、再生サイクル及び部分再生式二流体サイクルを適用し、ごみ焼却場から発生する余剰蒸気を用いたごみ発電システムが提案されている。このごみ発電システムでは、例えば図6に示すように、タービン3の排熱により余剰蒸気Sを加熱し、これをガスタービンの燃焼器2に供給することにより、タービン流量を増大させて、発電出力を増大させるとともに全体の熱効率を高めるようになっている。なお、かかるごみ発電システムは、①「蒸気噴射型ガスタービン方式スーパーごみ発電システムの性能特性とその具体的検討事例」(日本機械学会、第5回動力・エネルギー技術シンポジウム'96講演論文集、1996-11-13、14)、②「蒸気噴射型ガスタービンを適用したごみ発電システムの性能特性」(第8回熱工学シンポジウム、1995年7月7日)、等に開示されている。

【0008】上述した従来のごみ発電システムでは、圧縮機吸込み空気量 G_a に対する噴射蒸気量 G_s (単位空気量当たりの噴射蒸気量又は蒸気空気比率： $\alpha = G_s / G_a$)を増すほどガスタービン全体の出力及び熱効率が向上する。従って、ごみ焼却場から発生する余剰蒸気が多い場合には、蒸気空気比率 α をできるだけ大きくすることが望ましい。

【0009】しかし、従来のごみ発電システムでは、①圧縮機とタービンの組み合わせをそのままにした場合、蒸気空気比率 α は、最大でも約20～30%程度にすぎず、それ以上になると圧縮機とタービンのマッチングが乱れ、発電機の一定回転駆動ができなくなる等の問題点があった。また、②圧縮機をそのままにし、タービンのみを相対的に大型化した場合には、蒸気空気比率 α を例えば約50～60%程度まで増大させることができるが、それ以上にタービンを大型化すると、ごみ焼却場が操業停止するような場合に、タービンの安定運転が困難となり、安定した電力供給ができなくなる問題点があった。

【0010】本発明は上述した問題点を解決するために創案されたものである。すなわち、本発明の目的は、余剰蒸気を利用して蒸気空気比率 α を従来以上に大幅に増大させ、これによりガスタービン全体の出力及び熱効率を向上させることができ、かつ余剰蒸気を利用できない場合でも安定して電力供給ができるガスタービン発電装置を提供することを目的とする。

【0011】

【課題を解決するための手段】本発明によれば、互いに連結された空気圧縮機及び第1タービンと、第1燃焼器とからなり、前記圧縮機による圧縮空気で燃料を燃焼させその燃焼ガスで第1タービンを駆動する第1ガスタービンと、第2タービン及び第2燃焼器とからなり、前記圧縮機による圧縮空気で燃料を燃焼させその燃焼ガスで第2タービンを駆動する第2ガスタービンと、第1ガスタービン及び第2ガスタービンで駆動される発電機と、該発電機と第2ガスタービンとの間に設置され、その間の連結及び切断が可能なカップリングと、を備え、余剰蒸気が十分にある場合には、カップリングを連結して余剰蒸気を第1燃焼器及び第2燃焼器に供給し、余剰蒸気が不足する場合には、カップリングを切断して余剰蒸気を第1燃焼器のみに供給する、ことを特徴とするガスタービン発電装置が提供される。

【0012】上記本発明の構成によれば、余剰蒸気が十分にある場合には、カップリングを連結して、余剰蒸気を第1燃焼器及び第2燃焼器に供給することにより、第1タービン及び第2タービンにおける蒸気空気比率 α を従来以上に大幅に増大させても(例えば約60%～100%)、各タービンを流れるガス量を最適化することができる。これによりガスタービン全体の出力及び熱効率を向上させることができる。また、余剰蒸気を利用できない場合、或いは余剰蒸気が不足する場合には、カップリングを切断して、余剰蒸気を第1燃焼器のみに供給することにより、従来のガスタービンと同様に、第1ガスタービンのみにより発電機を駆動して安定した電力供給を継続できる。更に、この構成によれば、圧縮機と第1タービンの組み合わせを従来のままにすることができるため、タービンのみを相対的に大型化する特殊設計・製作を回避して設備費の増大を防止することができる。

【0013】本発明の好ましい実施形態によれば、水蒸気を駆動源として空気を昇圧し、かつ両流体を混合する混合器と、前記第1タービン及び第2タービンの下流に設けられ前記混合器による混合ガスをタービン排気で加熱するための過熱器と、前記過熱器の下流に設けられタービン排気を熱源として水を蒸発させる排熱ボイラと、前記圧縮機による圧縮空気の一部を前記第1燃焼器及び第2燃焼器へ、その残部を前記混合器に導くための空気ラインと、前記排熱ボイラによる水蒸気の一部を前記混合器に送る主蒸気ラインと、前記混合器による混合ガスを前記過熱器を介して前記第1燃焼器及び第2燃焼器に導くための混合ガスラインと、を備える。

【0014】この構成によれば、水蒸気と圧縮空気を混合する混合器を備え、圧縮空気の一部が混合器で水蒸気と混合され、この混合ガスが過熱器で予熱されて第1及び第2の燃焼器に供給されるので、ガスタービン排気で生成される水蒸気の量を減少させることができる。このため、燃焼器への噴射蒸気量を増減させる場合でも、ガ

スタービンの出力、熱効率の変化を小さくすることができる。

【0015】また、排熱ボイラで発生した水蒸気の残部をユーティリティ用水蒸気として導く補助蒸気ラインを更に有し、かつ排熱ボイラで発生した水蒸気を主蒸気ラインを流れる水蒸気と補助蒸気ラインを流れる水蒸気とに配分するための蒸気流量制御弁が前記主蒸気ラインに設けられている。この構成により、蒸気流量制御弁により排熱ボイラで発生した水蒸気を主蒸気ラインと補助蒸気ラインとに配分し、ユーティリティとして用いることができる。

【0016】更に、前記混合器は、水蒸気で駆動され圧縮空気を吸引するエジェクタであることが好ましい。この構成により、水蒸気を駆動源として空気を昇圧することができるので、空気ラインの圧力損失を低減し、熱効率を向上させることができる。

【0017】

【発明の実施の形態】以下、本発明の好ましい実施形態を図面を参照して説明する。なお、各図において共通する部分には同一の符号を使用する。図1は本発明によるガスタービン発電装置の全体構成図である。この図に示すように、本発明のガスタービン発電装置は、第1ガスタービン20、第2ガスタービン22、発電機27及びカップリング23から構成される。また、このガスタービン発電装置は、ごみ焼却場、製材所、ガスタービン発電所等30（以下、ごみ焼却場等という）に併設されており、ごみ焼却場等30から発生する余剰蒸気Sを受け入れるようになっている。

【0018】第1ガスタービン20は、互いに連結された空気圧縮機21及び第1タービン24aと、第1燃焼器25aとからなり、圧縮機21による圧縮空気Aで燃料Fを燃焼させ、その燃焼ガスEで第1タービン24aを回転駆動するようになっている。かかる構成は従来のガスタービンと同様である。第2ガスタービン22は、第2タービン24b及び第2燃焼器25bからなり、第1ガスタービン21の共通の圧縮機21による圧縮空気Aで燃料Fを燃焼させ、その燃焼ガスEで第2タービン24bを駆動するようになっている。

【0019】更に、発電機27と第1ガスタービン21及び第2ガスタービン22との間には、減速器26が設置され、各タービン21、22の速度を減速し、発電機27を所定の同期速度（例えば1500rpm）で回転駆動するようになっている。更にカップリング23は、発電機27と第2ガスタービン22との間（具体的には減速器26と第2タービン24bとの間）に設置され、図示しない制御装置からの信号により電氣的に連結／切断ができるようになっている。

【0020】図1において、本発明のガスタービン発電装置は、更に、混合器10、過熱器12、排熱ボイラ4、空気ライン15、主蒸気ライン16及び混合ガスラ

イン17を備えている。混合器10は、この実施形態では、水蒸気Sで駆動され圧縮空気Aを吸引するエジェクタであり、水蒸気Sを駆動源として空気Aを昇圧し、かつ両流体を混合するようになっている。

【0021】過熱器12は、第1タービン24a及び第2タービン24bの下流に設けられ混合器10による混合ガスをタービン排気で十分高温まで加熱する。排熱ボイラ4は、過熱器12の下流に設けられタービン排気を熱源として水を蒸発させる。なお、この実施形態では、排熱ボイラ4と過熱器12を一体の排熱回収装置として構成しているが、本発明はこれに限定されず、別体に構成してもよい。

【0022】空気ライン15は、圧縮機21による圧縮空気の一部を第1燃焼器25a及び第2燃焼器25bへ、その残部を混合器10に導き、主蒸気ライン16は、排熱ボイラ4による水蒸気の一部を混合器10に送り、混合ガスライン17は、混合器10による混合ガスを過熱器12を介して第1燃焼器25a及び第2燃焼器25bに導くように構成されている。

【0023】空気ライン15は、圧縮機21で圧縮された空気の一部を第1燃焼器25a及び第2燃焼器25bに直接送るラインと、残りの圧縮空気を混合器10に導くラインとからなる。更に、排熱ボイラ4で発生した水蒸気の残部をユーティリティ用水蒸気として導く補助蒸気ライン18を有し、主蒸気ライン16に蒸気流量制御弁14が設けられている。これにより排熱ボイラ4で発生した水蒸気を主蒸気ライン16を流れる水蒸気と補助蒸気ライン18を流れる水蒸気とに配分することができる。

【0024】図1に示した本発明によるガスタービン発電装置は、以下のように作動する。作動用空気Aは大気より吸入され、圧縮機21により昇圧された後、一部が第1燃焼器25a及び第2燃焼器25bに送られ、残部の圧縮空気は抽気され混合器10に送られる。混合器10にて水蒸気の圧力エネルギーにより昇圧された圧縮空気Aは水蒸気Sと混合された後、過熱器12に送られ、第1タービン24a及び第2タービン24bの排熱で加熱され、更に第1燃焼器25a及び第2燃焼器25bに送られ、圧縮機21から直接燃焼器25a、25bに流入する圧縮空気と共に燃料Fの燃焼により昇温される。

【0025】燃焼器25a、25b内で生成される高温、高圧の燃焼ガスEはタービン24a、24bで仕事をした後、過熱器12、排熱ボイラ4、給水加熱器6を通り、これらにより排熱回収された後、排気煙突9により大気に排出される。給水Wは給水ポンプ11により昇圧された後、給水加熱器6に送られ、給水加熱器6を出た飽和水は排熱ボイラ4に給水として送られ、次いで排熱ボイラ4に送られた飽和水は排熱ボイラ4にて飽和蒸気となり、蒸気流量制御弁14により計量された後、ごみ焼却場等30の排熱により発生する余剰蒸気と混合し

て混合器10に送られる。なおこの場合、生成された水蒸気の一部を混合器10に送らず、ユーティリティとして使用することもできる。

【0026】上述した構成により、①ごみ焼却場等30の排熱により発生する余剰蒸気が十分にある場合には、カップリング23を連結して、余剰蒸気を空気と混合し過熱器12で加熱後に第1燃焼器25a及び第2燃焼器25bに供給することにより、図2に模式的に示すように、第1タービン24a及び第2タービン24bにおける蒸気空気比率 α を従来以上に大幅に増大させても（例えば約60%～100%に）、各タービン24a、24bを流れるガス量を定格より少なくすることができ、これによりガスタービン全体の出力及び熱効率を向上させることができる。

【0027】また、②ごみ焼却場等30が運転を停止し、余剰蒸気が利用できない場合、或いは余剰蒸気が不足する場合には、カップリング23を切断して、余剰蒸気を空気と混合し過熱器12で加熱後に第1燃焼器25aのみに供給することにより、第1ガスタービン20のみに発電機27を駆動して安定した電力供給を継続できる。

【0028】更に、③この構成によれば、圧縮機21と第1タービン24aの組み合わせを従来のままにすることができるため、タービン24aのみを相対的に大型化する特殊設計・製作を回避して設備費の増大を防止することができる。更にまた、圧縮空気の一部が混合器で水蒸気と混合され、この混合ガスが加熱器で予熱されて燃焼器25a、25bに供給されるので、ガスタービン排気で生成される水蒸気の量を減少させることができる。このため、燃焼器への噴射蒸気量を増減させる場合でも、ガスタービン20、22の出力、熱効率の変化を小さくすることができる。また、混合器は、水蒸気を駆動源として空気を昇圧することができるので、空気ラインの圧力損失を低減し、熱効率を向上させることができる。

【0029】

【発明の効果】上述したガスタービン発電装置により以下の効果を得ることができる。

① ガスタービンの排熱及びごみ焼却場等の余剰蒸気を可能な限り電気に変換することができる。

② ごみ焼却場等から送られる蒸気の変動及び停止に対してもフレキシブルな発電運転が可能となる。

【0030】③ 得られた電力量単位(kwh)当たりの二酸化炭素排出量が低減でき、地球温暖化防止のための有効手段と1つとなる。

【0031】すなわち、本発明のガスタービン発電装置は、余剰蒸気を利用して蒸気空気比率 α を従来以上に大

幅に増大させ、これによりガスタービン全体の出力及び熱効率を向上させることができ、かつ余剰蒸気を利用できない場合でも安定して電力供給ができる、等の優れた効果を有する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明によるガスタービン発電装置の全体構成図である。

【図2】蒸気空気比率と出力比を比較した図である。

【図3】従来の二流体サイクルガスタービンの全体構成図である。

【図4】従来の再生サイクルガスタービンの全体構成図である。

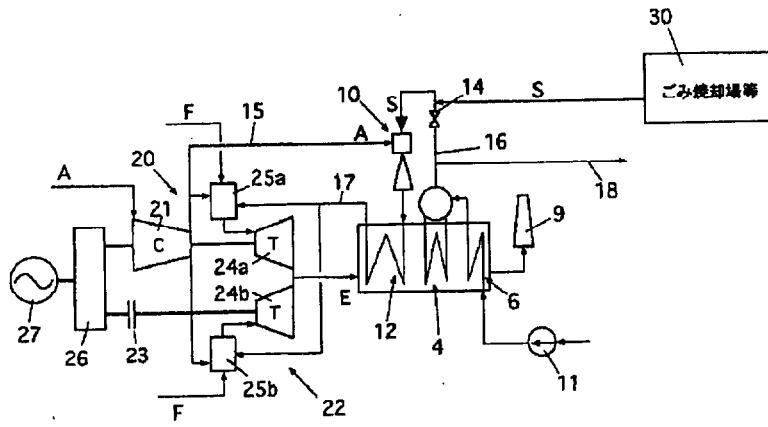
【図5】同一出願人の先行する部分再生式二流体ガスタービンの全体構成図である。

【図6】従来のごみ発電システムの構成図である。

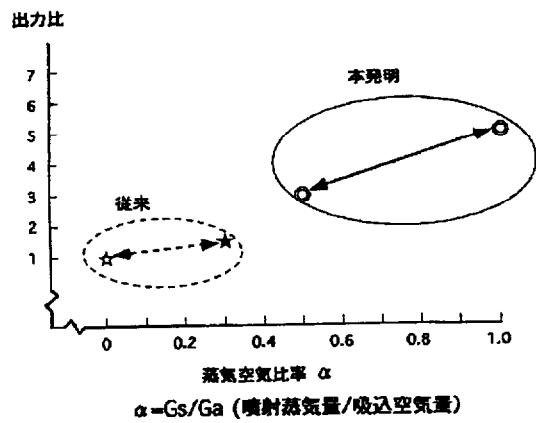
【符号の説明】

- 1 圧縮機
- 2 燃焼器
- 3 タービン
- 4 排熱ボイラ
- 5 発電機
- 6 給水加熱器
- 7 熱交換器
- 8 バイパス弁
- 9 煙突
- 10 混合器
- 12 熱交換器
- 14 蒸気流量制御弁
- 15 空気ライン
- 16 主蒸気ライン
- 17 混合ガスライン
- 18 補助蒸気ライン
- 20 第1ガスタービン
- 21 空気圧縮機
- 22 第2ガスタービン
- 23 カップリング
- 24a 第1タービン
- 24b 第2タービン
- 25a 第1燃焼器
- 25b 第2燃焼器
- 26 減速機
- 27 発電機
- A 空気
- F 燃料
- S 水蒸気
- E 燃焼ガス
- W 給水

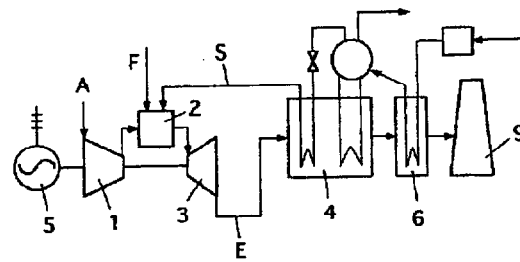
【図1】



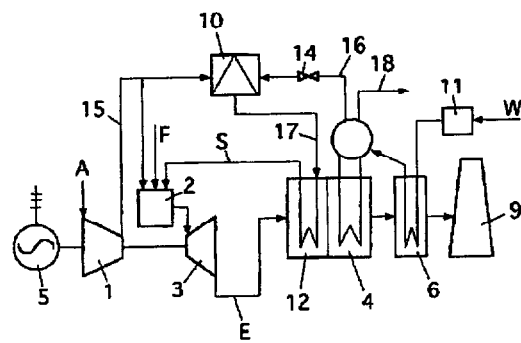
【図2】



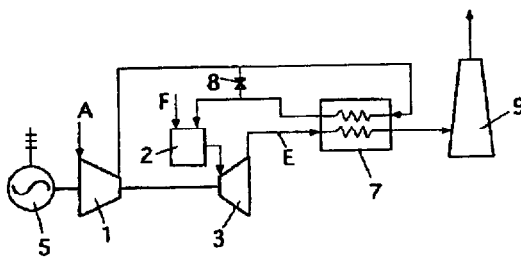
【図3】



【図5】



【図4】



【図6】

