

Title	複合サイクル発電システムの高性能化・最適化に関する研究
Author(s)	辻, 正
Citation	大阪大学, 2001, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.11501/3184359
rights	
Note	

Osaka University Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

Osaka University

複合サイクル発電システムの高性能化・最適化
に関する研究

平成12年12月

辻 正

複合サイクル発電システムの高性能化・最適化に関する研究

目 次

第1章 序 論	1
1.1 緒 言	1
1.2 従来の技術および研究	2
1.2.1 複合サイクル発電の発展システム	3
1.2.2 CO ₂ 無排出のための閉サイクルシステム	4
1.2.3 ハイブリッド型複合発電システム	5
1.3 研究の背景と目的	7
1.3.1 複合サイクル発電の発展システム	7
1.3.2 CO ₂ 無排出のための閉サイクルシステム	8
1.3.3 ハイブリッド型複合発電システム	9
1.4 論文の構成	11
参考文献	13
第2章 翼冷却空気削減技術によるガスタービンならびに複合サイクル発電システムの 高性能化	17
2.1 緒 言	17
2.2 翼冷却空気のガスタービンならびに複合サイクル発電性能特性	19
2.2.1 性能改善の基本構想	20
2.2.2 冷却空気削減と性能向上の関係	22
2.2.3 ガスタービンの冷却空気割合	26
2.3 発電システムのモデル化	28
2.3.1 ガスタービンの空気配分	28
2.3.2 ガスタービンモデル	28
2.3.2.1 モデル化の方針と手順	28
2.3.2.2 ガスタービンモデル	30
2.4 カスケード冷却技術	34
2.4.1 カスケード冷却技術	34
2.4.2 翼冷却空気の温度調整	37
2.5 翼冷却空気によるタービン段間温度の制御	40
2.5.1 冷却空気流量条件	40
2.5.2 翼冷却空気のヒートマスバランス	42
2.5.3 タービン段間温度制御の判定	43

2.6	翼冷却空気削減による性能向上	44
2.6.1	冷却空気削減量に対する性能向上	44
2.6.2	冷却空気削減と回収熱の活用における性能向上	45
2.6.3	性能向上技術における本技術の位置付け	46
2.6.4	プラント発電効率の寄与因子	48
2.7	カスケード冷却技術による性能改善幅の評価	49
2.8	結 言	52
	参考文献	52

第3章 CH₄/O₂燃焼の閉サイクルガスタービンとCH₄/O₂燃焼蒸気タービンの複合サイクル発電システムの最適化および高性能化 53

3.1	緒 言	53
3.2	循環媒体の選定	56
3.2.1	作業流体の熱的物性とガスタービン性能	57
3.2.2	GT 出力構成	64
3.2.3	GT 比出力, GT 出力比	70
3.2.4	循環媒体の選定	75
3.3	CO ₂ /H ₂ O Hybrid システム	80
3.3.1	CO ₂ /H ₂ O Hybrid システムの構成	80
3.3.2	CO ₂ ・CBC システムの最適化	82
3.3.3	燃焼蒸気タービンシステムの最適化	96
3.3.4	CO ₂ /H ₂ O Hybrid システムの最適化	101
3.3.4.1	CO ₂ /H ₂ O Hybrid システムの効率向上技術	102
3.3.4.2	CO ₂ ・CBC における効率向上技術の効果	106
3.3.4.3	燃焼蒸気タービンにおける効率向上技術の効果	106
3.3.4.4	CO ₂ /H ₂ O Hybrid システムにおける効率向上技術の効果	108
3.3.5	複合サイクル発電システムの高性能化	110
3.3.6	CO ₂ /H ₂ O Hybrid システムの性能総括	119
3.4	結 言	124
	参考文献	125

第4章 燃料電池とガスタービンの複合による複合サイクル発電システムの高性能化 126

4.1	緒 言	126
4.2	SOFC/GT 複合サイクル発電 (SOFC/GT Hybrid) システム	128
4.2.1	高性能化の基本構想	128
4.2.2	燃料電池の選定	133
4.2.3	SOFC/GT Hybrid システムの構成	136

4.3	燃料電池の作動特性	138
4.3.1	SOFC の理論効率	138
4.3.2	SOFC の運用性能	143
4.3.2.1	SOFC の実用効率	143
4.3.2.2	SOFC のモデル化	146
4.4	SOFC/GT Hybrid システム基本性能	151
4.5	SOFC と GT の複合化における性能評価	153
4.5.1	在来の SOFC による再熱方式 (SOFC/AF GT/CC) と非再熱方式 (SOFC/NF GT/CC) の SOFC/GT Hybrid システム性能の評価	153
4.5.2	ACT (Advanced Cooling Technology) による SOFC/GT Hybrid システムの性能向上効果	156
4.5.3	SOFC/GT Hybrid システムの性能総括	162
4.6	結 言	171
	参考文献	172
第5章 結 論		173
謝 辞		175

第1章 序 論

1.1 緒 言

事業用火力発電所は国のエネルギー政策・環境政策と直接的に関係する設備であることから、歴史的に国と民間の双方の努力によって改善がなされてきた。過去の石油危機を契機にした石油価格の高騰とそれに連動して設定されている LNG 価格の上昇に対しては、1970 年代の第 1 次の高効率発電推進が省エネルギーつまり燃料節約の観点から行われた。その結果ガスタービンと蒸気タービンの複合サイクル発電システムが開発され、この技術は日本ならびに世界に普及した。もはやガスタービン単独発電は非常用待機電源等特殊用途に限られ、一方蒸気タービン発電はガスタービンに使用できない燃料（石炭・重油等）に限られており、現在では LNG 新設火力発電所は複合サイクル発電とすることが常識になっているといっても過言ではない。

その後、1990 年代に入ると地球規模の環境問題である温暖化防止のために温暖化物質の排出抑制が世界的に議論されるようになり日本でも指標物質の CO₂ の排出量削減においては化石燃料を多量に消費する火力発電所の改善つまり第 2 次の高効率発電推進によって燃料節約が改めて求められる情勢となっている。したがって、今後建設予定の化石燃料を使用した火力発電所は「最大限に高効率化を図ったシステム」でなくてはならない状況になっている。

さらに、この数年来 IPP (Independent Power Producers, 自家発分散型電源) の低価格電力を購入しあるいは電力会社自身の努力によって発電単価つまり電気代を安くするように、また電力事業の規制緩和の施策に沿うように国の指導がなされている。

以上のことから、この数年および今後を見通した火力発電分野の技術の動向としては、「CO₂ 排出抑制ならびに発電単価低減」を実現する対応策として「火力発電設備の高効率化技術」が求められますますその重要度を増してくるものと予想される。

そこで本論文は、今後 21 世紀に向けて必要とされる高効率発電技術の候補として、

- ・複合サイクル発電の発展システム
- ・CO₂ 無排出のための閉サイクルシステム
- ・複合発電要素に更に燃料電池 (SOFC, Solid Oxide Fuel Cell, 固体酸化物型燃料電池) を付加したハイブリッド型複合発電システム

をとり上げて、それらの効率向上の効果・寄与の程度を解析・評価した。その結果、従来から議論され半ば定説となっている値を越えて更に良好な高効率を得るための指針を得ることが出来た。

1.2 従来の技術および研究

火力発電分野においては先進的技術開発⁽¹⁾、老朽火力対策ならびに電気料金削減等において歴史的に対策が進められてきた。この技術の範囲は大型発電(Utility Scale)、天然ガス燃料(Natural Gas)発電および産業適用(Industrial)中小型発電等の多岐に亘る。このうちの最新最大の技術は1500℃級ガスタービンを蒸気冷却翼で実現するもので、GE⁽²⁾の7Hと9H、三菱重工業⁽³⁾の501Hと701Hが開発完了間近かにあり、既に供給機種として登録⁽⁴⁾されている。一方発電システムとしては燃料電池-GT複合のHybridシステムやHAT⁽⁵⁾(Humid Air Turbine)サイクルその他のシステムも多数研究開発されてきている。

今後の21世紀の技術を展望してみると、現在の技術の萌芽が成長期に入るものと期待される。現在でも研究が盛んな次の2技術はとくに今後の発展が期待される。

- (1)多様な燃料を扱える発展型タービン
- (2)燃料電池-ガスタービンのHybridシステム

技術(1)については天然ガス以外の石炭・重油について石炭ガス化複合発電、PFBC(加圧流動床ボイラ)や重油熱分解複合発電が研究されており、技術(2)の燃料電池については本体そのものが開発途上にあるが、それが完成し経済性も向上した時点で改めてシステムの具体化が進むものと考えられるが現在はHybridシステムのあり方を探る試みが種々研究されている。

今後の研究の指標としてその目標値を掲げることは技術の具体化にあたって重要である。

例として米国DOE(the U.S. Department of Energy)のVision21プログラム⁽⁶⁾(2001~2015年)の目標値を参考までに次に示す。

- (1)事業用発電(Power)：石炭使用で熱効率60%HHV以上(現状33~35%HHV)
天然ガス使用で75%HHV以上
- (2)熱併給発電(Combined Heat/power)：全体熱効率85~90%LHV
- (3)環境負荷低減(Environment)：大気汚染物質の無排出(Zero Emission)
- (4)温室効果ガス：CO₂排出は熱効率の改良で40~50%減少

この10年を振り返ると従来より行われてきたガスタービンシステム開発の論点は、

- (1)高温化
- (2)燃料多様化
- (3)複合化
- (4)低公害化

で、今後もこれらの重要性は変わらず技術開発努力は継続されるものである。

- (1)高温化は現在標準的に使われている空気による翼冷却方式においてはタービン入口温度1500℃が上限である。また、冷却流体を別途蒸気に求めて空気はタービン作動流体として有効に出力転換する努力が、前記のH級蒸気冷却タービン(タービン入口温度

1500℃)で行われている。一方国家プロジェクト(WE-NET計画およびそれ以降)では将来技術として1700℃の高温化および冷却技術の開発に取り組んでいる。

- (2)燃料多様化は、石油以上に推定埋蔵量の多い石炭を清浄な気体燃料にしてガスタービンに使用する努力が石炭ガス化複合発電で進んでいる。発電効率を高めるために石炭ガス化ガスを用いたSOFC(Solid Oxide Fuel Cell) Hybridシステム⁽⁷⁾などのシステムの多様化が進められている。
- (3)複合化は、ガスタービンと蒸気タービンの複合発電(Gas-Steam combined Cycle)が商用化されており、火力発電所の主流をなしている。現在、発電効率を更に高めるために燃料電池-ガスタービン(蒸気タービン)のHybridシステムの研究が盛んに行われている。燃料電池そのものが開発途上技術という制約はあるが斬新な新システムが期待されている。
- (4)低公害化は、従来低NO_x化が主流であった。最近のCO₂排出量削減については発電効率向上(燃料消費量削減)で対処するのが世界的な流れであるが、今後はNO_xやCO₂を大気中へ放出しない排気無排出プラントが求められる。

本論文では、ガスタービン発電システムで今後求められる技術分野から

- (1)高温化を支援するために、冷却空気そのものを低温にすることで冷却空気の削減を実現し、プラントの高効率化を達成する新システムを提案する。
- (2)複合化において、燃料電池-ガスタービンのHybridシステムを構成する際の燃料・空気のFCへの投入条件の最適化を図ることで高効率を達成する新システムを提案する。
- (3)低公害化は、閉サイクルガスタービン-燃焼蒸気タービンの組み合わせでCO₂を大気に排出しない複合発電システムとし、作業流体条件の最適化によって高効率化を達成した新システムを提案する。

ことを主題に選び開発技術を論じた。

1.2.1 複合サイクル発電の発展システム

LNG 気化ガスや天然ガスは硫黄分を含まず、石油燃料のような高温腐食成分(Na, K, V 他)や窒素分を含まないことから世界的にガスタービン燃料の主流になっている。この天然ガスはガスタービンの高温化においても材料障害を起こさず有利であるため、タービン入口温度1500℃の最高温度機種も天然ガス焚きを採用している。ガスタービン入口温度を高温にするに伴い大出力・高効率となるのは当然で航空用ガスタービン(ジェットエンジン)が先行して高温化を達成してきた。陸用ガスタービンの高温化はタービン翼冷却技術の実用化・改善をこの航空用ガスタービン技術の移転で行ってきた。しかしながら翼冷却技術⁽⁸⁾が一通り出揃っている現状では空気冷却翼の改善に多くを期待できない状況にある。つまり、1500℃級のガスター

ピンは、燃焼用空気を優先して確保するため燃焼器自身の冷却空気および翼の冷却空気が十分取れなくなっている。それを打開する技術が蒸気冷却翼⁽²⁾⁽³⁾で、陸用ガスターピンの利点である複合サイクル発電の蒸気タービン系からの蒸気を燃焼器や翼の冷却媒体として活用しようというもので実用化間近にある。蒸気以外の新規の冷却媒体⁽⁹⁾としては水（液体）や水素、一方新たな要素としてヒートパイプが評価されているがまだ研究段階である。

以上述べた技術動向は高温化のための翼冷却技術開発であるが、翼冷却効率そのものの改善はタービン効率の改善を確実にできるがその改善幅は限られる。数十%もの大幅な冷却空気の削減を図るには蒸気などの空気以外の流体適用に挑戦する必要がある。

通常冷却空気は圧縮機の所定の圧力段から対応する圧力のタービン段へ抽気して投入している。その冷却効果を高める方法として空気に加湿する方式⁽⁹⁾が試算されているが、蒸気冷却の方が更に良好であるという結果が示されている。

1.2.2 CO₂無排出のための閉サイクルシステム

ガスタービン排気側を圧縮機吸気側に結合して構成する閉サイクル(CBC, Closed Brayton Cycle)には、古くは空気あるいはHeを作業流体として燃焼器は間接熱交換器で系外から加熱する方式⁽¹⁰⁾が実験されており1939年にEscher Wyssが世界初の空気循環型を完成した。Heliumタービンは1975年にドイツで50MWが完成している。しかし、タービン入口温度が650~750°C程度と低く特殊発電の域を出ていない。また応用システムとしてLNG冷熱を用いて圧縮機吸気温度を冷やす閉サイクル⁽¹¹⁾も研究されている。ごく最近では高圧ガス化炉HTGR(High Temperature Gas Cooled Reactor)のHeliumタービンHTGR-GT⁽¹²⁾が報告されている。本格的な火力発電システムとしては、(1)CO₂100%を作業流体とする閉サイクルガスタービン⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾、(2)CO₂とH₂Oの混合流体を作業流体とするシステムでガスタービンと蒸気タービンを混然一体に構成するGrazサイクル⁽¹⁵⁾が研究されている。

一方、(3)蒸気タービンの入口に燃焼器を置いて燃焼蒸気タービンサイクル⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾を構成し本来の閉サイクルである蒸気タービンプラント高効率にしたシステムも研究されている。但し、このシステムは蒸気を系外から導入しなければならない欠点を持つ。GrazサイクルはいわゆるRanking-Brayton複合サイクルでH₂/O₂燃焼システム⁽¹⁸⁾として開発されたものである。類似システムの発展型が他にも⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾研究されているが構成機器とその流体条件が複雑に影響するためその最適化手法が論点といえる。

更に高効率プラントとするために、H₂/O₂燃焼およびCH₄/O₂燃焼のGrazサイクルにMCFC(Molten Carbonate Fuel Cell)を組み入れたHybridシステム⁽²¹⁾も試算されている。

水素/酸素燃焼方式の閉サイクル発電は日本の国家プロジェクトのWE-NET計画⁽²²⁾⁽²³⁾⁽²⁴⁾(World Energy Network, 1993~1998)で研究され、Grazサイクルを発展させて1700°Cの高温

ガスタービンを組込むシステム⁽²⁵⁾⁽²⁶⁾⁽²⁷⁾⁽²⁸⁾が検討された。

国家プロジェクトとしてはWE-NETで開発したシステムを天然ガス/O₂燃焼で作動させる「CO₂回収対応クローズド型ガスタービン」に形を変えて1999年～2003年の5ヶ年計画が進んでいる。

以上のとおり、閉サイクルシステムは

- (1) CBC (Closed Brayton Cycle)
- (2) Rankine-Brayton 複合サイクル
- (3) 燃焼蒸気タービンサイクル

の3つに分類がされ(2)は(1)と(3)の複合システムといえる。

1.2.3 ハイブリッド型複合発電システム

複合サイクル発電の効率を改善・向上する方法の一つとしてガスタービンに燃料電池を付加・統合する技術があり、従来より多数研究されてきている。燃料電池そのものは単独で作動できず、空気供給源が必要でその空気はブローヤやガスタービンの圧縮機吐出空気で供給する。また、燃料電池の排気は高温であるため燃焼器の補助あるいは代替として利用することができるなど、燃料電池とガスタービンの要素は密接な相互関係にある。

燃料電池には約1000℃の高温で作動するSOFC(固体酸化物型, Solid Oxide Fuel Cell), 約650℃の中温で作動するMCFC(熔融炭素塩型, Molten Carbonate Fuel Cell), 約200℃の中低温で作動するPAFC(リン酸型, Phosphoric Acid Fuel Cell), 約80℃の低温で作動するPEFC(高分子型, Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell)がある。

これらの燃料電池の中で最も高温で作動する固体酸化物型(SOFC)はほぼ1000℃の排気温度を持ち、タービン入口温度に近いことガスタービンとの熱収支の均衡が取りやすい。燃料電池そのものはまだ開発途上品であるがPAFCは商用実証段階、PEFCは実用化直前、MCFCとSOFCは性能および要素技術の改善中である。

SOFC/GT/CCについては多くの論文で報告されているが現状のSOFCとGTの単純な組合せ・構成を扱ったものがほとんどである。

ハイブリッド型複合発電システムは大別すると、

- (1) 再熱方式(SOFC/AF GT/CC) : 高圧作動SOFCを燃焼器の上流に配置してタービン入口温度を所定値とするために燃料を助燃するシステム
- (2) 非再熱方式(SOFC/NF GT/CC) : 燃焼器を用いずSOFC排気をそのまま用いてタービンを作動させるシステム

の2通りであるが、両者を体系的に論じたものはなく、高効率システムをら列評価したものが多⁽²⁹⁾⁽³⁰⁾い。

燃焼電池の作動要素は燃料利用率、セル電圧、電流密度、酸素濃度、圧力および温度などが複雑に絡むがその特性は解明されつつある。⁽³¹⁾

SOFC は大別して円筒形 (Tubular) と平板型 (Flat Plate) の2つに分けられ、それとは別に Monolithic 型もある。更に天然ガスを水蒸気改質して H_2 と CO の燃料に転換して用いるが、燃料極の触媒作用を利用した内部改質型は装置の簡素化に有利である。改質器を燃料電池の直前に別置きする外部改質型はその出入りの流体配管や制御系が必要となり装置は複雑となる。

米国 DOE の Hybrid システムの高効率目標は ATS プログラム (1992~2001 年) において 70%LHV 以上⁽²⁹⁾であったが、2001 年から始まる NGGT プログラム (2001~2015) および Vision21 プログラム⁽⁶⁾では 75%HHV 以上に引き上げられており、システム開発のハードルが1段と高くなっている。

米国 Siemens Westinghouse 社は円筒型 SOFC に特化して開発を進めているが原理上空気が FC 発電膜に到達する迄に昇温する。この点に注目したタービン入口温度 $900^{\circ}C$ のマイクロガスタービンの Hybrid システム^{(32) (33) (34) (35)}が比較的新しいシステムである。但し単なる組み合わせに過ぎずシステム最適化の議論はなされていない。

また、1つのシステムを構成してそのシステムに対する圧力等の最適条件を探った研究はあるが、再熱方式と非再熱方式のいずれが有利か、設計条件においてそれをどう使い分けるかまた実現しうる最大効率 (極限值) はいくらかということを体系的に論じた論文は見当たらない。

その理由は小型タービン (Microgasturbine, 数百 kW) ではタービン入口温度が約 $900^{\circ}C$ ^{(32)~(36)}程度で FC 排気をそのままタービンに導いてこれ以上の高温とはしないためである。260kW で 64.9%LHV⁽³¹⁾, Siemens Westinghouse 社は 19500kW で 70%LHV⁽³⁷⁾程度である。

比較的システム組み合わせを種々評価した研究⁽³⁰⁾では、

- (1) Hybrid システムに再熱 GT (高圧 T と低圧 T) を用いると効率が高く 72%LHV と 200MW の値が示されている。
- (2) 再熱方式は 65%LHV で非再熱方式 68.8%LHV より低い。

燃料電池の作動条件を評価し通常の高圧タービンとの組合せを行った研究⁽³⁸⁾では

- (1) 再熱方式の効率は 75%LHV で非再熱方式 70%LHV より高い。
- (2) 出力割合 (タービン出力/FC 出力) は再熱方式で 37%/63%, 非再熱方式で 12%/82% で、再熱方式でありながらタービン出力が小さい。

のとおり研究者やシステム構成により再熱・非再熱の方式への判定が異なる。

1.3 研究の背景と目的

1.3.1 複合サイクル発電の発展システム

複合サイクルの二大構成要素のガスタービンと蒸気タービン（および排熱回収ボイラ）は、煙突排気と復水器循環水（温排水）に本質的なシステム損失を持っている。複合サイクル発電の高性能化は、現在のところ

- ・ガスタービンを高温タービンとする。
- ・蒸気タービンを再熱・再生タービンとする。

の組み合わせで行うことが常識となっている。

一番効果があるのは、「ガスタービンの性能向上」で、これはプラント発電出力の 70~80% をガスタービン出力が占めていること、および発電システムへのエネルギー投入はガスタービン燃焼器への燃料のみであることによる。

ガスタービンの性能向上はガスタービンの本質にかかわる命題として

- ・タービン入口温度（TIT）を 1350℃から 1500℃へ上昇
- ・タービン翼冷却の強化を標準・空気冷却（TIT=1350℃及び 1500℃）から蒸気冷却（TIT=1500℃）に転換

の技術開発に期待が寄せられている。

蒸気冷却翼は、タービン入口 1500℃で翼を冷却する際に冷却空気が多量となるために折角の高温下による効率向上を目減りさせてしまうことを解消させるためのアイデアで、冷却空気を最小限に抑えて主要な冷却熱を蒸気に回収することで、冷却空気量の増大を防止しようとするものである。但し、空気冷却の扱いやすさは重要であるため、蒸気冷却に転換しなくても空気冷却の改善でタービンの高温化に対応できれば、実績のある冷却空気系統の設計方針を適用できる上、

(1) 他系から蒸気を供給する場合に比べて自系内部供給の空気はガスタービン運用の微妙な変化や過渡的な運用において応答性が良好。

(2) 蒸気系に用いる供給・回収の複雑な配管や制御系が不要。

の利点を発揮できる。

従ってこれら最近の蒸気冷却に対して 本論文では、従来の空気冷却を改善して、

- (1) 翼冷却空気量自体を削減することで、ガスタービンの出力と効率を向上する。
- (2) 翼冷却空気量を削減するためには、翼を効率良く冷却する新しい冷却技術を採用しなければならないが、技術開発の限界にきており大幅な削減は期待できない。

そこで冷却空気そのものの温度を低温にして供給し、翼冷却に必要な回収熱を空気顕熱に転換するときの昇温幅を大きくとることで相対的に冷却空気量を削減する。

- (3) 冷却空気は 300~400℃の圧縮機吐出空気から順次冷却するが最終的に 15℃とするために冷水（7/12℃）を用い、それは吸収冷凍機で供給する。冷凍機作動用熱水 90℃の生

成の他、燃料の予熱・低圧蒸気の生成をあわせて行うことによって約400℃の空気を15℃に仕上げる CASCADE 冷却技術を採用する。

について技術開発を行った。

開発の目的は

- ・LNG 燃料で作動する 1350℃級ガスタービンおよび複合サイクル発電において 1500℃級に近い発電効率を得ること
- ・そのための CASCADE 冷却技術とガスタービンの熱的バランスの最適化を図ることとした。

1.3.2 CO₂無排出のための閉サイクルシステム

前記のとおり、ガスタービンには煙突排気損失が、一方蒸気タービンには復水器損失が付随するため、これらの削減によって複合サイクル発電の高性能化を図ることとした。

具体的には

- ・ガスタービンを CBC (Closed Brayton Cycle, 閉サイクル) とすることで煙突排気を無くすること。
- ・蒸気タービンを燃焼蒸気タービンとすることで燃料入熱を高めるが復水器損失はほぼ一定とすることで相対的に動力変換割合を高めること。

を基本仕様として採用した。

本論文では

(1) LNG 気化ガス／純酸素 燃焼：

ガスタービン及び燃焼蒸気タービンの燃焼器では LNG 気化ガス／純酸素の燃焼を行い、この燃焼排気がガスタービンでは作業流体の CO₂・H₂O 混合気体と、燃焼蒸気タービンでは蒸気と各々混合・稀釈してタービンへ供給される。

(2) CBC 作業流体：

燃焼ガスの組成 (CO₂, H₂O) を総熱量効率が最大となるようにとり決める。

CBC のタービン排気側に HRSG (排熱回収ボイラ) を設け、その回収熱と発電出力の総エネルギーが最大、つまりシステム損失最小の条件を採用した。

(3) 燃焼蒸気タービン作業流体：

燃焼蒸気タービンは観点を変えれば蒸気を作業流体とするガスタービンから圧縮機をなくして、その代りに給水ポンプで必要圧力を得るシステムと考えることができる。蒸気タービンの入口温度を 1350℃以上で設定する際タービン膨張比を確保して熱バランスをとる必要から主蒸気圧力の最大条件に超臨界圧 (34.3MPa) を採用した。

(4) 補助流体発電：

燃料の LNG、酸素の L-O₂ は液体で貯留し、液相加圧して必要圧力にしてから気化させる。この場合システムとしての最大圧力 34MPa 迄加圧することとし、ガスタービンや低圧蒸気タービンの作動圧力迄の間の圧力差を利用して膨張仕事を取り出すことで効率改善に寄与させる。

について技術開発を行った。

開発の目的は、

- ・ CBC の最適作業流体の組成を決めること
- ・ 燃焼蒸気タービンは蒸気の（圧力、温度）を（再熱方式、単熱方式）の 2 種類についてとり決め、タービン入口温度を CBC のタービン入口温度と同一とすることで 1350℃、1500℃さらに 1700℃でのシステム発電端効率および出力の特性を明らかにすること
- ・ 補助流体発電は膨張タービンの前後で HRSG と熱回収して燃料と酸素を加熱し、この補助流体発電を採用することによる性能の改善の度合いを明らかにすること
- ・ 閉サイクルシステムの宿命として CO₂ 抽気圧縮機動力と酸素製造力が必要であるが、これらを差引いた有効発電端端効率が 対応するタービン入口温度の在来型複合発電の発電端効率を上回り良好となるための最適条件を明らかにすること

とした。

1.3.3 ハイブリッド型複合発電システム

燃料電池をガスタービンの燃焼器の上流に置くか、もしくは燃焼器を代替することでガスタービンと燃料電池のハイブリッドシステムを構成する。

燃料電池には高温型で最も効率の良い SOFC（固体酸化物型）を採用し、その排気でガスタービン作動させるが、燃料と空気を 950℃に加熱して供給し SOFC 内で内部改質を行わせるために加熱用の熱交換器を FC 排気側と GT 排気側の 2 箇所の高圧排気中に配置する。

これら熱交換器の熱負荷（回収熱量の分担）を調整することによって高効率システムの熱バランスの最適化を図る。

本論文では

(1) SOFC の空気・燃料の最適ヒート・マスバランス：

燃料電池冷却に使用する空気は SOFC の FC 効率に対して一義的に決まる。空気は燃焼用と冷却用の総量として投入するが冷却用が多く、結果として FC 排気中の残存 O₂ が高い濃度のまま残留する。これはとりもなおさず空気送給のための圧縮機動力が大きいことを示しており、FC ハイブリッドシステムの効率を目減りさせる最大の要因で

あるため、FC のヒート・マスバランスに占める冷却空気の状況と性能の関係を分析・評価した。

(2) 再熱・非再熱の高効率への有効性：

燃料電池とタービンの間に燃焼器を設けタービン入口温度を 1350℃とする再熱型と、FC 排気から熱交換したあとの排気をそのままタービンに投入する非再熱型のいずれが高効率となるかは一概に論じられない。つまり条件次第であり、それはタービン入口温度と HRSG 入口温度をいかに高く保って制御するかそのシステム化に左右される。

(3) ACT (Advanced Cooling Technology) モデル：

ACT は(1)に述べた SOFC 冷却空気解消のため FC の冷却熱で燃料と空気を加熱する熱収支を取り入れ、FC への投入温度は 950℃以下の低温に抑制することを狙った技術である。

これは燃料と空気を 950℃へ昇温するときの顕熱で FC を冷却するもので 950℃の空気で FC を冷却する現在の使用条件に比べて空気流量を低減できる能力がある。

について技術開発を行った。

開発の目的は

- ・再熱・非再熱の選択を行う際に必要となる高効率のための選定基準を明らかにすること
- ・ハイブリッドシステムの構成において、ACT モデルを適用した場合の最高プラント効率、つまり実用 FC 効率 0.60 でもって熱計画上達成しうる最大効率値を確定することとした。

1.4 論文の構成

本論文は以下の第1章から第5章で構成されている。

第1章では火力発電分野の従来の技術および研究を概観し、それらの技術の発展として本研究で取り上げた3種類の新システム（第2章，第3章，第4章）の位置付けを示した。

第2章ではガスタービンの翼冷却空気量を削減する技術として CASCADE 冷却技術を開発し、その性能改善効果を論じた。この CASCADE 冷却技術はガスタービン自系内に組み込まれているため設計・計画や運用・制御が行いやすい。約 400°Cの空気を約 15°C迄冷却してその顕熱冷却幅を拡大して翼冷却に必要な熱量（回収熱）は確保しながら翼投入空気量を減らすことを基本コンセプトとしている。400°Cを 15°Cに冷却する過程で回収する熱を燃料予熱，低圧蒸気生成，吸収冷凍機作動用高温水の生成に段階的（CASCADE 的に高温から低温）に活用してプラント性能向上のための条件を明らかにした。

第3章では CH_4/O_2 燃焼の閉サイクルガスタービン ($\text{CO}_2 \cdot \text{CBC}$) と CH_4/O_2 燃焼蒸気タービンを組み合わせた複合発電システム・ $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$ Hybrid システムを開発し、その高効率化のための最適条件を求めた。 $\text{CO}_2 \cdot \text{CBC}$ については最適な作業流体組成を決定し、燃焼蒸気タービンについては最大効率のための温度・圧力およびシステム構成を評価した。その結果、閉サイクル発電でありながら在来の複合発電システムを上まわる高効率を実現できる可能性を明らかにした。

第4章では燃料電池をガスタービンの圧縮機とタービンの間に配置する Hybrid システムについて、高性能を得るための論点を明確にした。また燃料電池とタービンの間に燃焼器を配置するかどうかで性能が全く異なることから燃焼器を配してタービン入口温度を通常タービンと同じ 1350°Cとする再熱方式と、燃焼器を用いず燃料電池排気で直接タービンから出力を取り出す非再熱方式の二方式の性能上の相違点を明らかにした。さらに、燃料電池性能を阻害する因子はその冷却空気の多量消費にあることを究明し、その最適化によって達成しうる最高のシステム効率（極限值）を導き出すことができた。

第5章では、第2章から第4章までの総括を述べた。

以上の要点をさらにまとめると、

第2章 : 空気冷却翼を持つガスタービンおよび複合サイクル発電プラントの性能向上において「大幅に冷却した空気」を生成しその回収熱自体も同時に活用した点。

第3章 : 閉サイクルシステム構成において、「 $\text{CO}_2 \cdot \text{CBC}$ の HRSG（排熱回収ボイラ）を介して燃焼蒸気タービンと複合」して $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$ Hybrid システムとすることで従来の閉サイクルシステムより高効率を達成した点。

第4章 : Hybrid システムにおいて、「燃料電池を作動流体の空気と燃料で冷却する際、燃料電池からの冷却回収熱で低温の空気と燃料を作動温度迄高める」という FC 冷却投入の考え方に基づき極限の高効率値を確認した点。で、これらの点について各々独自性を発揮した。

以上、本研究では従来議論が不十分であった技術テーマに着目し新技術を考案してその最適化を図ることでいずれも高効率への改善技術として有効であることを明らかにした。

第2章の CASCADE 技術は実設計への実現可能性を示した点、第3章の $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$ Hybrid システムは閉サイクルシステムとして Graz サイクル (Rankine-Brayton 複合サイクル) に対するもう1つの典型システムを提案した点、第4章の Hybrid システムでは現在の SOFC (効率 0.60) に対してシステムを工夫することで約 68%HHV の高効率の可能性を示した点は各々が火力発電技術の発展・高効率化においてその技術開発の方向性を示したことで価値がある。

各々の技術成果は今後火力発電分野の高性能化において大いに寄与し得るものとする。

参考文献

1.2

- (1) I. Stambler, Follow-on ATS Program Focus on More Efficient 30-150MW Designs, GAS TURBINE WORLD, Nov.-Dec. 1999, 32-40
- (2) J. C. Corman, "H" Gas Turbine Combined Cycles Power Generation System for the Future, 95-YOKOHAMA-IGTC-143, 1995
- (3) 梅村 直, 森 昌彦, 佃 嘉章, 秋田 栄司, 赤城 弘一および岩崎 洋一, 最新鋭1500℃級ガスタービンの開発・運転状況, 三菱重工技報, Vol. 35, No. 1, 1998-1,
- (4) Gas Turbine World (1998-1999) Handbook, Vol. 19, 1999, Pequot Publishing, Inc.
- (5) P. Chiesa, G. Lozza and E. Macchi, An Assessment of the Thermodynamic Performance of Mixed Gas-Steam Cycles: PartB: Water-Injected and HAT Cycles, 94-GT-424, International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Hague, Netherlands, June, 1994
- (6) Department of Energy, Vision 21 : a concept for tomorrow's pollution - free energy plant, Vision 21 Program Plan (PDF-214K), http://www.fe.doe.gov/coal_power/Vision_21/vision_21_sum.html, as of April 2000
- (7) K. Lobachyov, H. J. Richter, Combined Cycle Gas Turbine Power Plant with Coal Gasification and Solid Oxide Fuel Cell, Transactions of the ASME, Journal of Energy Resources Technology, December 1996, Vol. 118, 285-292

1.2.1

- (8) (社)日本ガスタービン学会, 第21期調査研究委員会, ガスタービンの高温化と冷却技術, 1997年3月31日
- (9) K. Jordal and T. Torisson, Comparison of Gas Turbine Cooling with Dry Air Humidified Air and Steam, 2000-GT-0169, Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000 Munich, Germany, May 8-11, 2000

1.2.2

- (10) McDonald C.F., Large Closed-Cycle Gas Turbine Plants, SAWYER'S GAS TURBINE ENGINEERING HANDBOOK Third Edition Volume II, Chapter 8, 1985
- (11) U. Desideri and C. Belli, Assessment of LNG Regasification Systems with Cogeneration, 2000-GT-0165, Proceedings ASME TURBOEXPO 2000, Munich, Germany, May, 8-11, 2000
- (12) Y. Muto, S. Ishiyama, Y. Fukuyama, J. Okumoto, T. Kishibe and S. Yamada, Design Study of Helium Turbine for the 300MW HTGP-GT Power Plant, 2000-GT-0159, Proceedings ASME

- TURBOEXPO 2000, Munich, Germany, May, 8-11, 2000,
- (13) A. J. B. Jackson, A. C. Neto, M. W. Whellens, Gas Turbine Performance Using Carbon Dioxide as Working Fluid in Closed Cycle Operation, 2000-GT-153, Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000, Munich Germany May 8-11, 2000
 - (14) G. Cau, D. Cocco, Performance Assessment of Semi-Closed Chemically Recuperated Gas Turbine Systems, 2000-GT-161, Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000, Munich, Germany, May 8-11, 2000
 - (15) H. Jericha, W. Sanz, J. Woisetschlager and M. Fesharaki, CO₂-Retention Capability of CH₄/O₂-Fired Graz Cycle, CIMAC Interlaken 1995, G07
 - (16) P. S. Pak, T. Kosugi and Y. Suzuki, Evaluation of characteristics and economies of a CO₂-capturing H₂O Turbine Power Generation System Utilizing Waste Heat from a Garbage Incineration Plant, International Journal of Global Energy Issues, 11, 1-4, 211-217, 1998
 - (17) 小杉 隆信, 朴 柄植, 船津 徹也および鈴木 胖, 経済性を考慮した CO₂ 回収 H₂O タービン発電システムの検討, エネルギー・資源学会, 第 18 回研究発表会講演論文集, 1999. 6. 9-10
 - (18) H. Jericha and R. Ratzeskerger, A Novel Thermal Peak Power Plant, CONF-890863, IGTI-Volume4, PP59-64, Proceedings of the ASME 3rd International Symposium on Turbomachinery, combined-cycle technologies and cogeneration (COGEN-TURBO-3), Nice, France, 30 Aug-1 Sep, 1989
 - (19) 幸田 栄一, 水素燃焼タービンサイクル, 日本機械学会 [No. 98-12] 講習会教材, 1998-6. 25 東京 蒸気サイクルシステムの将来, 1998
 - (20) 森塚 秀人, CO₂回収型ガスタービン発電について, ガスタービンセミナー第 27 回資料集 ('99-1), 1, 1999
 - (21) V. Hacker, H. Jericha, M. Fesharaki, K. Friedrich and A. Lukasser, Graz Cycle Enhancement by Medium and High Temperature Fuel Cells, International Conference on Power Engineering, ICOPE-97, Vol. 2, Japan, 1997, pp361-368
 - (22) M. Murase, R&D Plants For WE-NET (World Energy Network), International Hydrogen and Clean Energy Symposium '95, Tokyo Japan, Feb 6-8, 1995.
 - (23) M. Chiba, H. Arai and K. Fukuda, International and National Program And Project "Hydrogen Energy Technology Development In Japan : New Sunshine Program", 11th World Hydrogen Energy Conference, Stuttgart Germany June 23-26, 1996, pp13-25
 - (24) K. Okano, WE-NET : The National Hydrogen Program Of Japan Vision and Status, HYDROTHESIS II, Grimstad Norway, August 18-22, 1997.

- (25) H. Sugishita, H. Mori and K. Uematsu, A Study of Thermodynamic Cycle and System Configurations of Hydrogen Combustion Turbines, 11th World Hydrogen Energy Conference, Stuttgart Germany, June 23-26, 1996, PP1851-1860.
- (26) H. Sugishita, H. Mori and K. Uematsu, A Study Advanced Hydrogen/Oxygen Combustion Turbines, HYPOTHESIS II, Gtinstad Norway, August 18-22, 1997
- (27) S. Aoki, ect, A Study of Hydrogen Combustion Turbines, 98-GT-394, ASEM Turbo Expo '98, Stockholm Sweden, June, 1998
- (28) H. Mori, H. Sugishita and K. Uematsu. A Study 50MW Hydrogen Combustion turbines, 12th World Hydrogen Energy Conference, Buenos Aires Argentine, 1998.

1.2.3

- (29) Sy A. Aly, and R. R. Moritz, The Hybrid Cycle : Intergration on Turbo machinery with a Fuel Cell, 99-GT-361, International Gas Turbine & Aeroengine Cogress & Exhibition, Indianapolis, (1999)
- (30) K. B. Johanson, M. H. Båfält, and J. Pålson, Solid Oxide Fuel Cells in Future Gas Turbine Combined Power Plant, CIMAC Congress 1998 Copenhagen, (1998), PP277-286 .
- (31) J. H. Hirschenhofer, D. B. Stauffer, R. R. Engleman, and M. G. Klett, Fuel Cell Handbook, Fourth Edition, DOE/FETC-99/1076, 1999
- (32) S. Campanari, Full Load and Part-Load Performance Prediction for Integrated SOFC and Microturbine Systems, Transactions of the ASME (Journal of Engineering for Gas Turbines and Power), April 2000, vol.122, 239-246
- (33) S. Campanari, Full Load and Part-Load Performance Prediction for Integrated SOFC and Microturbine Systems, 99-GT-65, International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Indianapolis, Indiana, June 7-10, 1999
- (34) S. Companari and E. Machi, The Combination of SOFC and Microgasturbine for Civil and Industrial Cogeneration, 99-GT-84, International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Indianapolis, Indiana, June 7-10, 1999
- (35) S. Companari and E. Macchi, Thermodynamic Analysis of Advanced Power Cycles based upon Solid Oxide Fuel Cells : Gas Turbines and Rankine Bottoming Cycles, 98-GT-585, International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Stockholm, Sweden, June 2-5, 1998
- (36) A. F. Massardo, C. F. Mcdonald and T. korakianitis, Microturbine/Fuel-Cell Coupling for High-Efficiency Electrical-Power Generation, 2000-GT-175, Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000, Munich, Germany, May 8-11, 2000

- (37) S. E. Veyo and W. L. Lundberg, Solid Oxide Fuel Cell Power System Cycles, 99-GT-356, International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Indianapolis, Indiana, June 7-10, 1999
- (38) A. F. Massardo and F. Lubeli, Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine Combined Cycles (IRSOFCC-GT) Part A : Cell Model and Cycle Thermodynamic Analysis, 98-GT-577, International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Stockholm, Sweden, June 2-5, 1998

第2章 翼冷却空気削減技術によるガスタービンならびに複合サイクル発電システムの 高性能化

2.1 緒言

高温部品として最も過酷な条件にさらされるタービン翼（静翼，動翼）はもちろん回転応力を受けるタービン側ロータに対しても従来から空気冷却が採用されている。この冷却空気流量はタービンの高温化に伴って増加してきており，1350℃級の実績機では圧縮機吸気流量の約20%もの空気が投入されている。但し，この冷却空気はタービンの各段落に入って主流ガス流の温度を下げるため，それ自身は十分タービン動力に変換されない上にタービンの動力回収の条件を悪化させてしまうことになる。空気圧縮機で昇圧した空気を全量タービン作動流体にすることができれば出力・効率を共に最大に出来て理想的なガスタービンを得ることができるが，実際は最新の蒸気冷却式の1500℃級ガスタービン⁽¹⁾⁽²⁾であっても1・2段目は蒸気冷却だが後段を空冷翼としたりシール保持のために空気を併用せざるを得ないのが実情である。

本章では，まず冷却空気流量がガスタービンおよび複合サイクル発電の性能に及ぼす影響を評価し，冷却空気流量削減が性能向上に有効であることを示した。次に CASCADE 冷却技術を開発しそれを翼冷却空気系に適用した場合の空気冷却系の設計と，空気量削減が性能向上に及ぼす効果を論じた。

第2章で論じるテーマは

1. 翼冷却空気のガスタービン性能への影響
2. 冷却空気系統の熱回収・熱利用
3. 複合発電プラントの高性能化

の3点である。

各テーマにおける論点は主として以下のとおり設定している。

1. 翼冷却空気のガスタービン性能への影響
 - ・冷却空気使用割合
 - ・ガスタービンモデル
2. 冷却空気系統の熱回収・熱利用
 - ・CASCADE 冷却技術
 - ・燃料予熱/LP・ST 蒸気/吸収冷凍機熱源水
3. 複合発電プラントの高性能化
 - ・プラント発電効率の寄与（因子・効果）
 - ・増分値発電効率

システム研究における主な仕様は次のとおりである。

- (1) 複合発電システム
 - ・多軸方式 (ガスタービン×3 + 蒸気タービン×1)
- (2) 燃 料
 - ・LNG 気化ガス
- (3) タービン入口温度
 - ・1350℃級
- (4) 冷却空気温度制御
 - ・対 象：1 段静翼および動翼 (ロータ系)
 - ・仕上り温度：15℃
- (5) 冷却空気回収熱の利用
 - ・燃料予熱
 - ・LP・ST 蒸気の生成
 - ・吸収冷凍機熱源水の生成

2.2 翼冷却空気のガスタービンならびに複合サイクル発電性能特性

翼冷却空気を削減してタービン作動流体を増加することはガスタービンおよび複合サイクル発電の性能向上に必須の要件といえる。

その対処方法としては、すでに

- (1)翼冷却効率の向上による冷却空気量の削減。
- (2)蒸気などの別途冷却媒体の導入による冷却空気量削減。

が種々試みられている。

本研究では、冷却空気そのものの温度を最大限に冷却し、翼内での温度上昇幅を高めることで空気量を削減し得ることに注目してその効果を評価した。冷却にて回収した熱は高温から低温に順次カスケード的にガスタービン系内で使用することにより、単なる翼冷却空気削減での改善効率より以上の高効率を得ることができた。

つまり、吸気流量の約 20%もの空気が空冷翼に使用されタービンでの出力変換に十分寄与していない点に着目し、翼冷却空気温度（通常 200℃～400℃）を一気に 15℃程度まで冷却して消費空気量そのものを低減しその結果タービン通過空気量を増大させて出力・効率の向上を目指したものである。本研究の冷却方法は、(1)200～400℃の空気から 90℃の熱水を発生させ、(2)その熱水を熱源として吸収冷凍機を作動させて冷水（7℃/12℃程度）を生成し、(3)(1)で減温した空気をこの冷水で最終的に 15℃程度まで順次冷やす方法である。

以上の技術を適用すると 15 万 kW 級のガスタービンにおいて翼冷却空気が 40～90t/h 程度削減できその削減分が全てタービン作動空気の増加となることから、表 2.2-1 に示すとおり約 1～2 万 kW の増出力と相対値+3～8%の効率向上が得られることを確認した。ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせた複合サイクル発電では 70 万 kW 級において約 4 万～8 万 kW の増出力と相対値+2～5%の効率向上が見込まれる。以下に本論文の論点を示す。

- (1)空気を高温から低温に順次冷却するカスケード冷却の熱回収において、燃料予熱の他蒸気生成・熱水生成を行いその後冷凍機の冷水によって冷却。
- (2)翼冷却空気を 15℃程度に冷却することで削減し、タービン作動流体を増加。
- (3)タービン作動流体の増加によりガスタービンならびに複合サイクル発電の性能（出力・効率）を向上。

Table 2.2-1 Plant Performance Estimates

		Base Case	Modification ①	Modification ②
Cooling Air Reduction		Base	-40.3t/h	-86.2t/h
G T	Power Output	145.9MW	156.0MW	167.1MW
	Gross Thermal Eff. (HHV)	30.8%	31.9%	33.3%
C C (3GT+1ST)	Power Output	692.4MW	733.4MW	770.2MW
	Gross Thermal Eff. (HHV)	48.7%	49.9%	51.1%

G T	Power Output	Base	+10.1MW	+21.2MW
	Gross Thermal Eff. (HHV)	Base	+1.1% (relatively +3.5%)	+2.5% (relatively +8.1%)
C C (3GT+1ST)	Power Output	Base	+41MW	+77.8MW
	Gross Thermal Eff. (HHV)	Base	+1.2% (relatively +2.4%)	+2.4% (relatively +4.9%)

2.2.1 性能改善の基本構想

ガスタービン冷却空気は下記(1)の現状にあることを認識して(2)の改善を行うことを基本構想とした。

(1) 現状認識

- ① 圧縮機抽気にて翼冷却空気を吸気の約 20% 使用。
- ② 動翼 (ロータ) 冷却空気は大気放熱によって約 200°C に冷却しているが熱は回収活用していない。
- ③ 静翼冷却空気は高温の抽気 (200~400°C) を使用。

(2) 改善技術事項

- ① 翼冷却空気の温度を低下してその流量を削減。
- ② 翼冷却空気からの回収熱は蒸気・熱水の生成および燃料予熱に活用。

ガスタービンおよび複合サイクルプラントでの要素の配列状況を図 2.2-1 に示す。通常のガスタービンは圧縮機(C)で昇圧した空気を燃焼器(CC)で燃料と燃焼させて所定のタービン入口温度に制御してタービン(T)で出力を取り出す。Tの出力とCの動力の差引きが発電機(GEN)から電力として取り出される。複合サイクル発電ではTの排気から熱回収して蒸気を生成する排熱回収ボイラ(HRSG)を併設して蒸気タービン(ST)を作動させる。ST排気(蒸気)は復水器(COND)で復水しそれを再びボイラ給水として用いる。HRSG排気は煙突から大気へ放出する。冷却空気削減のために追加した要素は、熱交換器であり、蒸気生成(C1)・熱水生成(C2)・冷水冷却(C3)・燃料予熱(C4)を各々設置した。

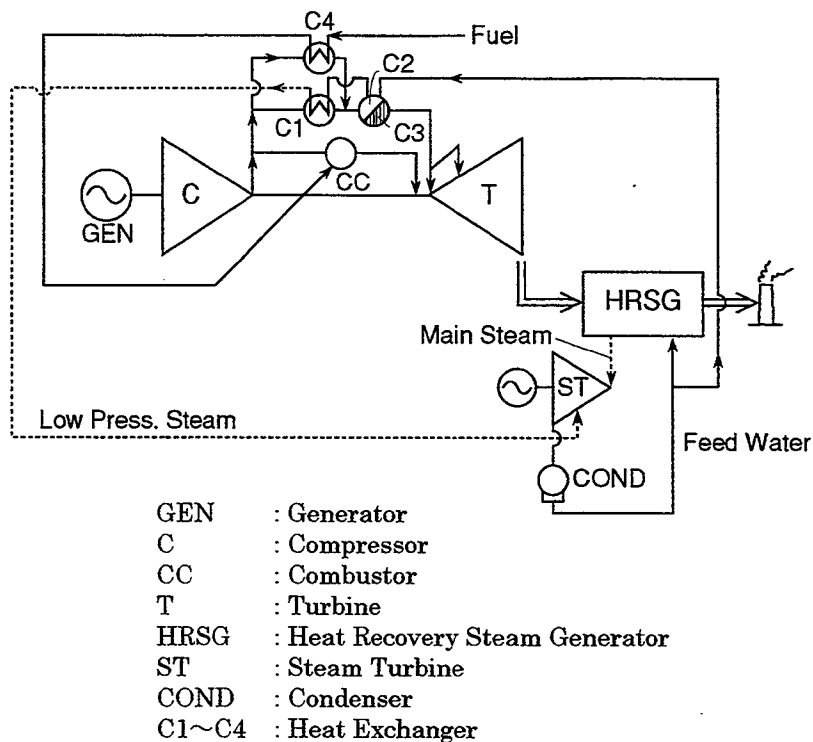


Fig.2.2-1 Proposed Plant Basic Configuration

具体的な冷却媒体は表 2.2-2 のとおり冷却段階毎に使い分け、回収熱と利用熱の過不足をなくした。最終の冷却 (C₃) に用いる冷水は中温水一重効用の吸収冷凍機を用いて生成することとし、システム内の基本熱源水 (90°C) で作動させている。

Table 2.2-2 Coolant of Heat Exchangers

Heat Exchanger	Air Temp. (Inlet → Outlet)	Type of Coolant
C ₁	Compressor Discharge Temp. → 150°C	Hot Water (to Steam)
C ₄		Fuel
C ₂	150°C → 40°C	Feed Water from Condenser
C ₃	40°C → 15°C	Chilled Water from Absorption Chiller

吸収冷凍機の基本仕様は表 2.2-3 のとおりで、システム内で使用可能な熱源流体に対して取り決める。二重効用が成績係数 (COP: Coefficient of Performance) が最良であるが、CASCADE 冷却システムは熱源水 (90°C/85°C) を仲介媒体として熱バランスを取る関係から中温水の一重効用を採用した。

Table 2.2-3 Major Specification of Refrigerator

		Heat Source	COP
Type of Refrigerator	Single Effect Absorption Chiller	196kPa Steam (120°C)	0.67
		Middle Temp. Water (90°C) High Temp. Water (140°C)	0.6
	Double Effect Absorption Chiller	883kPa Steam (174.7°C)	1.2
		High Temp. Water (175°C)	1.0
Chilled Water Usage	As a Coolant of GT Cooling Air (supplied to Rotor, Blades and Vanes)		

2.2.2 冷却空気削減と性能向上の関係

前記 2.2.1 の基本構想の技術が発揮する性能改善効果は密接に関連し合うためその関係を図 2.2-2 に論じた。説明のため図 2.2-1 に更に現象 (A1・A2) および効果 I・II・III (AA1~AA4) を追加している。

翼冷却空気削減は性能改善に寄与する重要な現象として、A1・タービン作動空気量の増大と A2・段間ガス温度と排気温度の上昇をもたらす。この 2 現象は共に出力増大 (GT・ST) をもたらし。出力増大によって複合サイクル (CC) の効率が向上するがそれをさらに助長するために C₄・燃料予熱を併用している。

これらの効果を具体的に示すため、冷却空気比 (冷却空気量/圧縮機吸気量) に対してガスタービンおよび複合サイクルの性能の関係を求めた。

図 2.2-3 にガスタービン比出力、図 2.2-4 にガスタービン排気温度、図 2.2-5 にガスタービン効率 (LHV 基準)、図 2.2-6 に複合サイクル効率 (HHV 基準) を各々冷却空気比に対して示す。これら諸値は冷却空気比の削減に伴ってほぼ直線的に変化する。但し 1 段目タービンの通過ガス量が増えて正味タービン出力が比例的に増加することに対して、ほぼ一定の圧縮機動力を差引いた発電出力による比出力の変化はタービン通過ガス (つまり空気量相当) の変化率よりも大きく改善されることになる。

以上述べたとおり翼冷却空気量を削減すると、吸気流量およびタービン入口温度の仕様を変更することなく、

- (1)タービン作業流体 (空気および燃料) の増大
- (2)タービン段間温度の上昇

のタービン出力増加に有効に作用する因子をいずれも改善することができる。

つまり、翼冷却空気削減は本質的に、

- (1)既納のガスタービンに冷却系統を追設する若干の改造工事で性能向上が図れる。

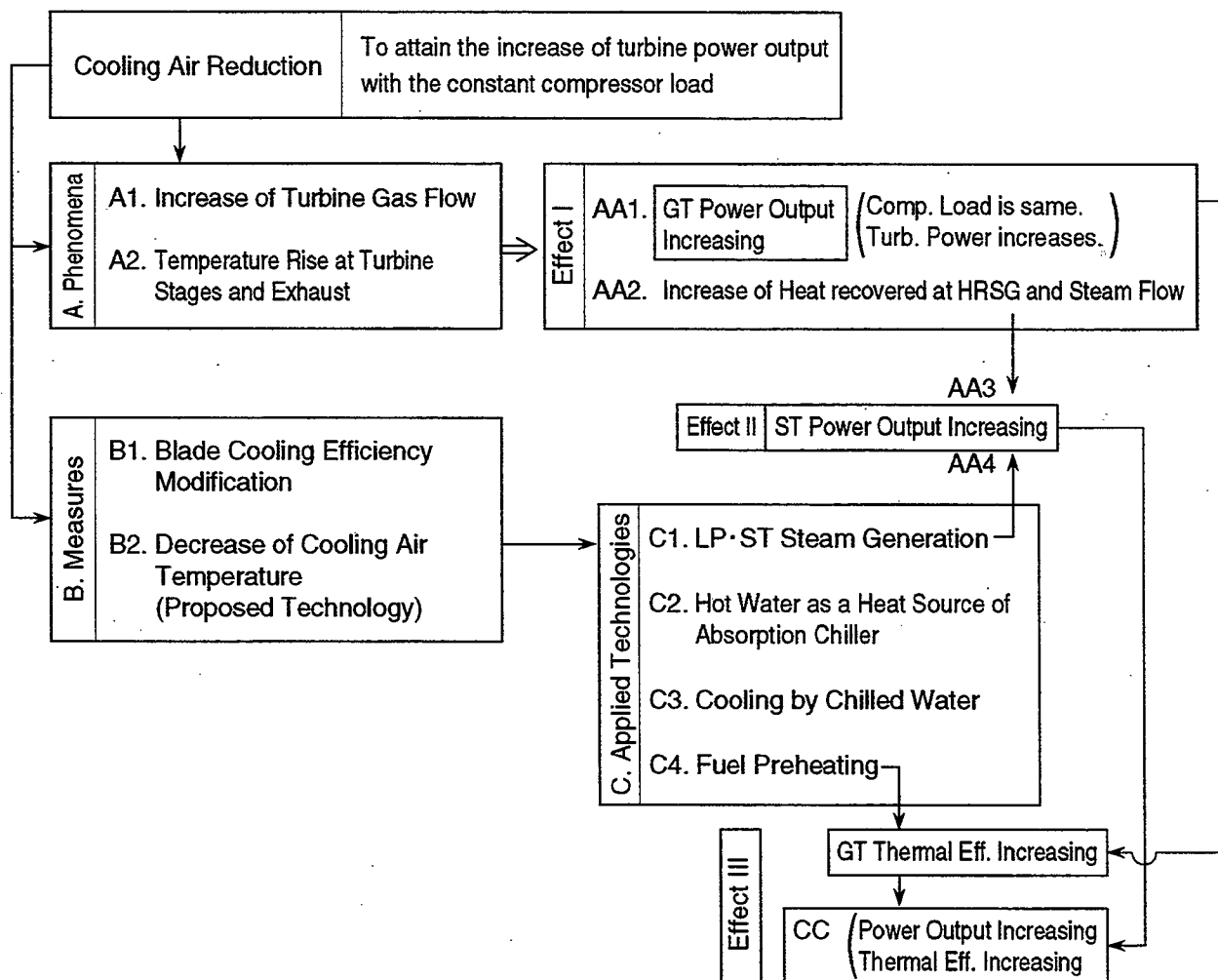
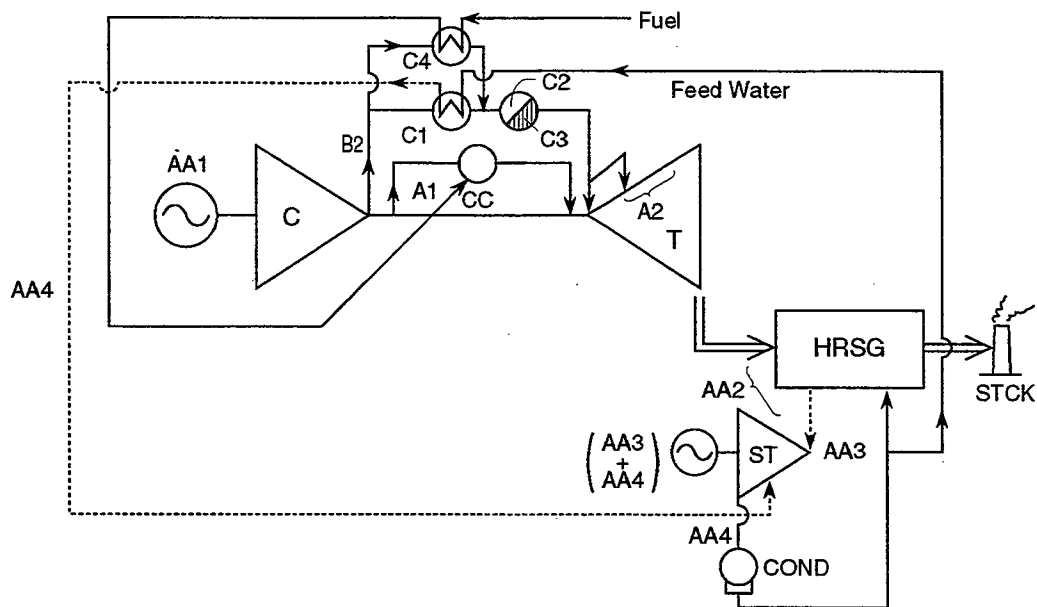


Fig.2.2-2 Effect of Cooling Air Reduction on Plant Performance Enhancement

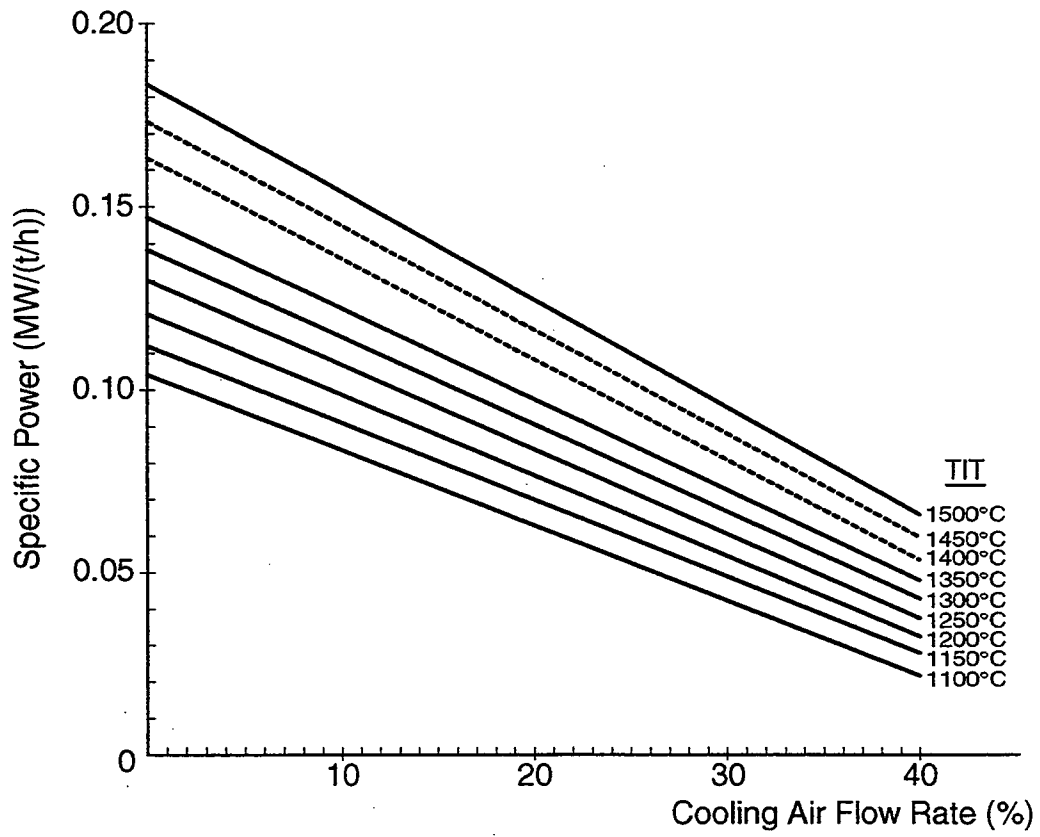


Fig. 2.2-3 Gas Turbine Specific Power

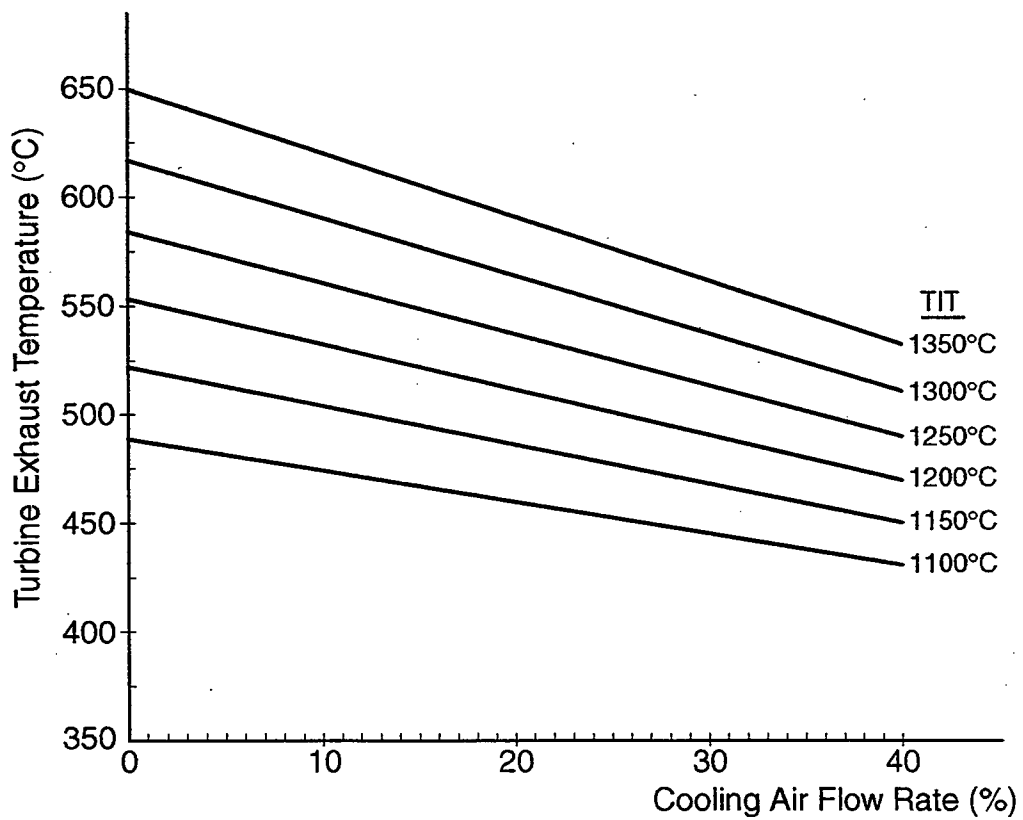


Fig. 2.2-4 Gas Turbine Exhaust Temperature

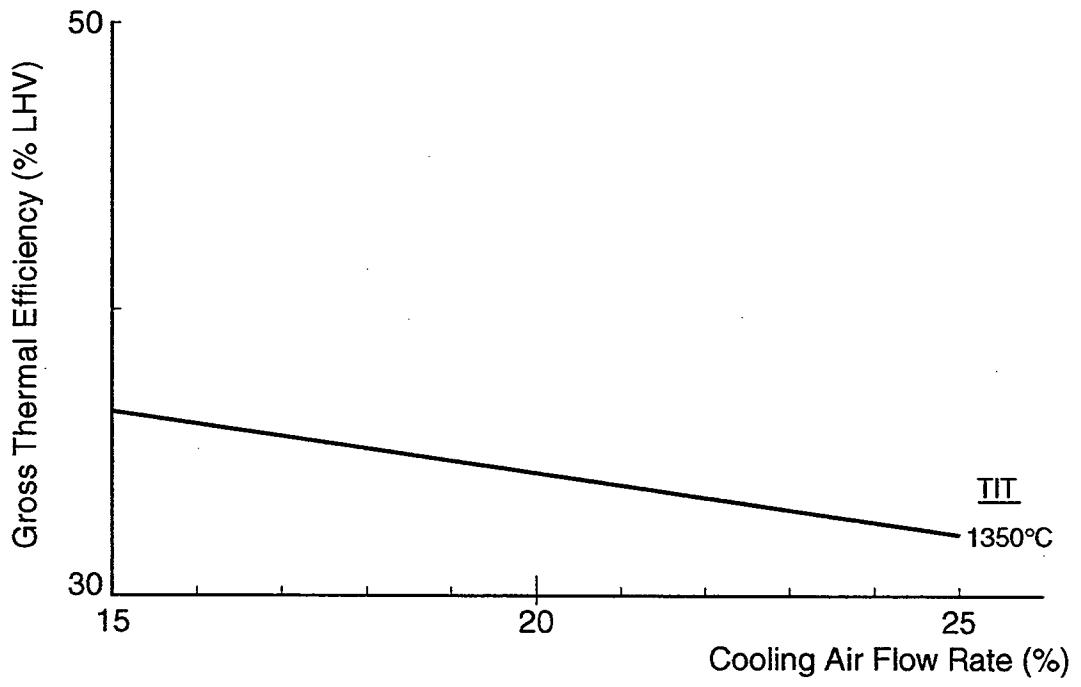


Fig. 2.2-5 Gas Turbine Generating Efficiency

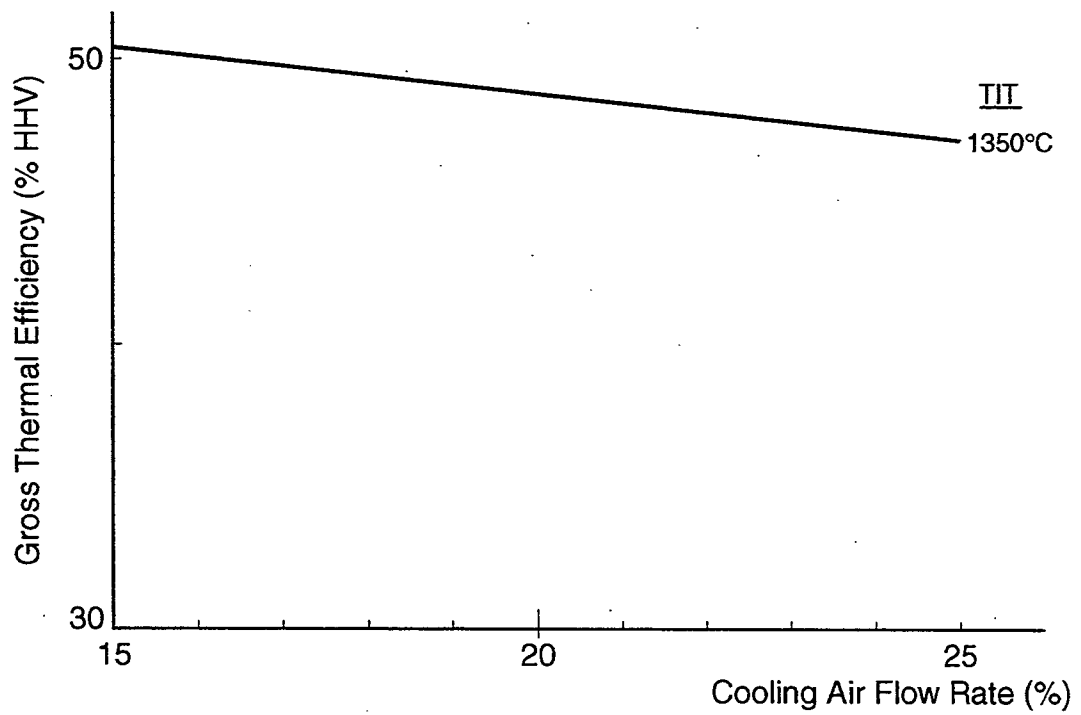


Fig. 2.2-6 Combined Cycle Generating Efficiency

(2) ガスタービン高温化に伴う空気不足は深刻で 1500℃級では蒸気などの別途冷却媒体を導入せざるを得ないが、必要冷却の多くを空気冷却で実現し蒸気の消費を節約できる可能性が出てくる。

の利点を持っている。

従って、実際のガスタービンプラントにおいては、

- (1) 1 ランク上の性能が同一のタービン入口温度のまま確保でき、高温部品の寿命は現状のとおりで変更がない。
- (2) 蒸気回収翼と空気冷却翼を併用する場合、空気冷却の能力向上により蒸気の送給・回収系を簡素化できる。

等の実質的な利得を發揮することができる。

2.2.3 ガスタービンの冷却空気割合

空気冷却翼を採用したガスタービンでは、タービン入口温度を高めて高性能化しようとする
と冷却空気量も増加させて翼表面温度を約 700～800℃以下に保持しなければならない。

図 2.2-7 に世界のガスタービン仕様⁽⁴⁾から推定した翼冷却空気割合(翼冷却空気流量/圧縮機吸気流量)とガスタービン比出力(発電端出力/圧縮機吸気流量)の関係を示す。1350℃級ガスタービンの 6 メーカー 7 機種⁽⁴⁾の公称仕様によれば圧縮機吸気のほぼ 20% (18%～22%) もの空気を動・静翼の冷却に使用しており、この空気は圧縮機で昇圧しているにもかかわらずタービンでの出力転換の割合が小さい(つまり高圧段タービンをバイパスする)状況にある。

参考までに、引用した機種を表 2.2-4 に示す。

Table 2.2-4 Referred Gas Turbines (F class, TIT : 1300～1400℃) ⁽⁴⁾

Name of Manufacturer	Type of Gas Turbine
ABB Alstom	Cyclone
Bharat Heavy Electricals	PG 6101 (FA)
GE Energy Products-Europe	PG 9351 (FA)
Hitachi	PG7241 (FA)
Mitsubishi Heavy Industries	M501F M701F
Nuovo Pignone-Turbotechnica	MS9001FA
Orenda Aerospace	GT25000
Toshiba	PG 7231 FA PG 9351 FA

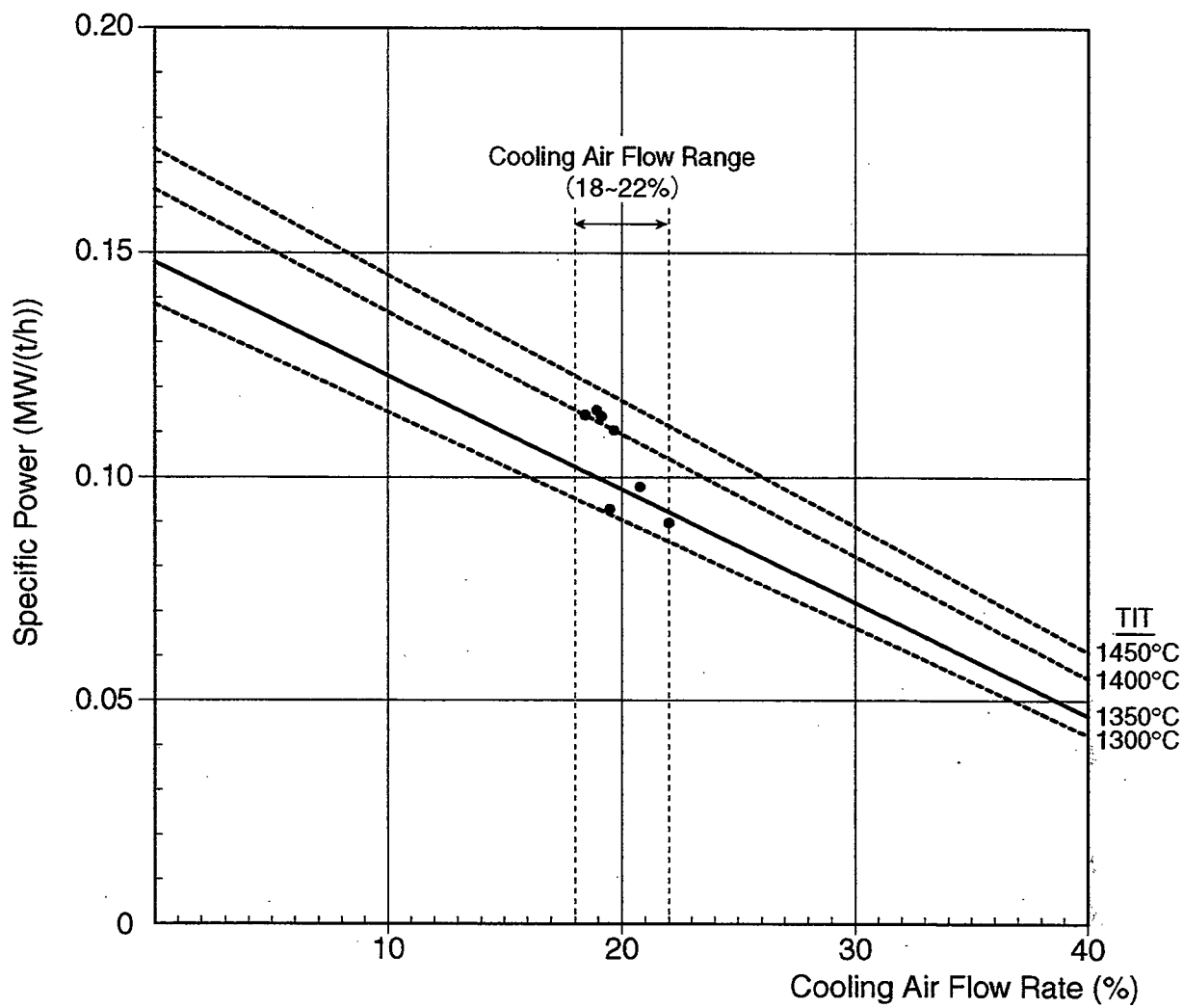


Fig. 2.2-7 Cooling Air Flow of Conventional Gas Turbine

2.3 発電システムのモデル化

ガスタービンには、圧縮機で昇圧した空気に燃料を投入して昇温し、所定のタービン入口温度に制御してタービンで膨張仕事を取り出す機械である。しかしながら 2.2.3 節で述べたとおり圧縮機吸気流量の約 20% もの翼冷却空気を使用するため、ガスタービンシステムにおいてもこの冷却空気をモデル化する必要がある。簡易的にはこの冷却空気を無視することが多いが、これは

- (1) タービンに無冷却翼を採用するとき
- (2) 絶対値は誤差を含むことを予め認識して基本条件での性能を求めておき、その相対値で性能を論じるとき（つまり絶対値でなく傾向の大小を論じるとき）

においてのみ正しい。但し、(1) の場合でも回転体であるため、静止側（車室）との間にシールを設け、大気との差圧でシール空気を流すため実際には数%の無効空気を考慮する必要がある。

ガスタービンモデル化の要点を以下に述べる。

2.3.1 ガスタービンの空気配分

ガスタービンの翼冷却ルートは模式的に示しても、図 2.3-1 のとおり複雑である。送気の基本はタービン側投入部点の圧力に見合って圧縮機の段落から空気を抽気することである。この方法を用いているのは静翼側で、ロータ（および動翼）側は回転しているため冷却空気は圧縮機吐出から一括抽気して供給する。ガスタービンの吸気から排気迄の間に作業流体（空気および燃料）の条件（温度、圧力、流量）は大きく変化する。圧縮機およびガスタービンがこの変化して流れる作業流体に対して作用し、ガスタービン全体として所定の平衡点性能を示す。

但し、静翼側空気 (g_1, g_2, g_3) および動翼側空気 (A, B, C, D) は供給点での取合状況を示すが、翼での冷却空気とシール空気は翼直前通路に合流・分岐があるため翼個々の空気量を示すものではない。

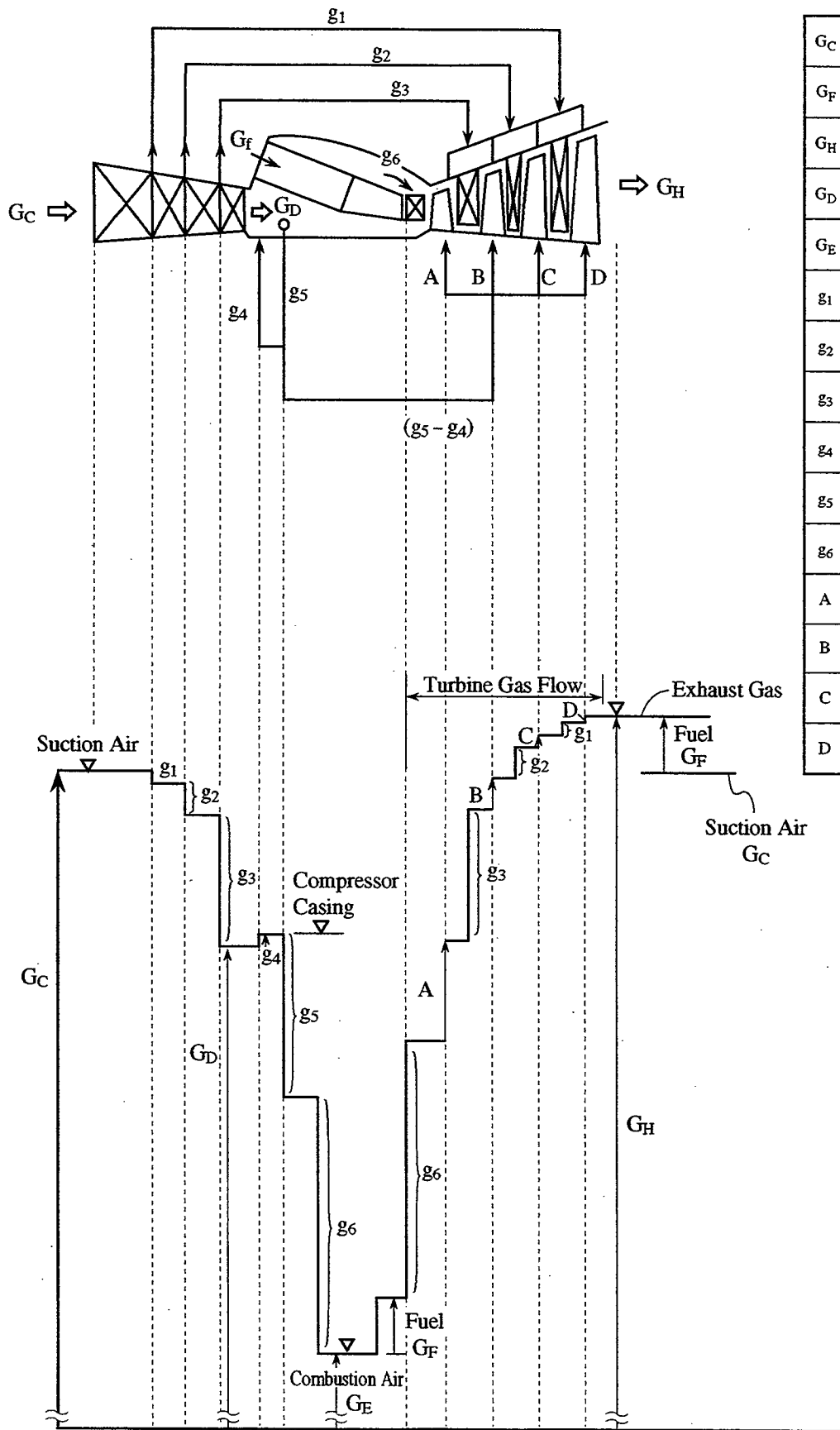
2.3.2 ガスタービンモデル

2.3.2.1 モデル化の方針と手順

ガスタービン基本モデルを図 2.3-2 に示す。「タービン作業流体は ($G_e + G_f$) であり、冷却空気総量 ($G_c - G_e$) はタービン出口で混合する」ことをモデル化の基本とした。この場合以下の条件を設定した。

- (1) 圧縮機の通過空気流量は G_c 一定とする

圧縮機中間段抽気 g_1 と g_2 は全冷却空気の 10% と小さく、又抽気 g_3 は最終段に近いことから圧縮機の通過空気量は吸気流量のまま昇圧されると考えた。その場合の誤差は 1% 程度であり性能評価上問題はない。



(Note) Flow

G_C	Suction air
G_F	Fuel
G_H	Exhaust Gas
G_D	Compressor Discharged Air
G_E	Combustion Air
g_1	Comp. Bleed (1)
g_2	Comp. Bleed (2)
g_3	Comp. Bleed (3)
g_4	Comp. Seal Air
g_5	Rotor Cooling Air
g_6	#1 Stator Vane Cooling & Seal Air
A	#1 Rotating Blade Cooling & Seal Air
B	#2 Rotating Blade Cooling & Seal Air
C	#3 Rotating Blade Cooling & Seal Air
D	#4 Rotating Blade Cooling & Seal Air

Fig. 2.3-1 Gas Turbine Cooling Air Flow Route & Mass Balance

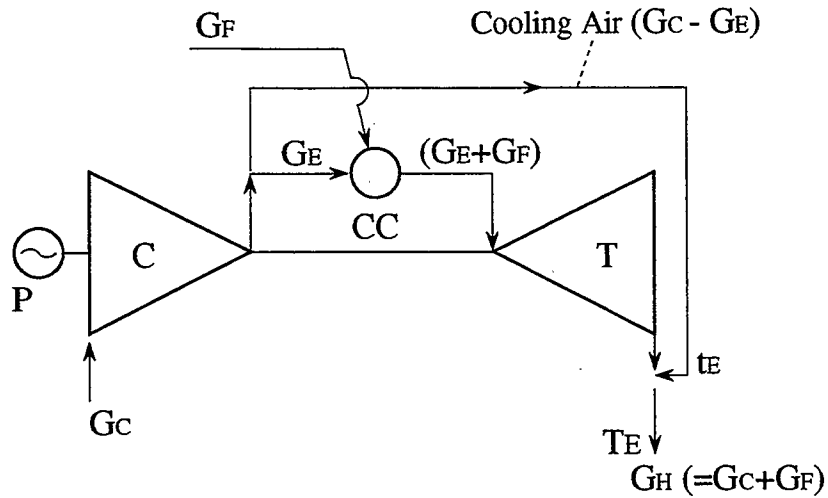


Fig. 2.3-2 Gas Turbine Model

- (2) 翼冷却空気はタービンをバイパスし、タービン排気で合流する。
- (3) タービン出力は、燃焼器排気 ($G_E + G_F$) に対して求め、補正係数 (k_1) をかける。
タービンの翼からガス流に合流する空気によってタービン作業流体が増えるためその増出力分を経験的に補正する。
- (4) タービン排気温度 T_E を設計値とするために冷却空気総量の混合温度 t_e を熱平衡値から指定する。

このモデルで得られる圧縮機動力 (L_c kW), タービン出力 (P_T kW) から最終的には次式を用いてガスタービン発電端出力 (P kW) を得る。

モデル化の諸値の修正にはこの P が設計値どおりになるようにとり決めた。

$$P = \{(P_T - L_c) - \ell_m\} \times \eta_{GEN}$$

$$\begin{cases} \ell_m & : \text{機械損失 (例 0.5\% 対発電出力)} \\ \eta_{GEN} & : \text{発電機効率 (例 0.989)} \end{cases}$$

2.3.2.2 ガスタービンモデル

以上述べたモデルに対して、一般に用いられているモデルは冷却空気系統を考慮しない「簡易モデル」と呼ぶべきものである。簡易モデルでは、発電出力あるいは発電効率のいずれか一方しか基準性能に合わせることができない。

本研究の基本モデルと簡易モデルの性能比較を表 2.3-1 に示す。基本モデルでは全性能項目を基準性能 (1350°C 級ガスタービンおよび複合サイクル発電) に合わせることができのに対して簡易モデルでは全く異なる性能になってしまう。

Table 2.3-1 Performance of Turbine Model

		Referred Performance	Model		Simple Model				
					①	②			
1. Ambient Air	Temperature	15°C							
	Pressure	101.3kPa							
	Component (wt%)	N ₂ : 75.04, O ₂ : 23.05, Ar : 1.28, H ₂ O : 0.63							
2. Power Output	GT	145.9MW	63%	145.9MW	63%	145.9MW	53%	116.8MW	60%
	ST	84.9MW	37%	84.9MW	37%	127.7MW	47%	175.4MW	40%
	CC	230.8MW	100%	230.8MW	100%	273.6MW	100%	292.2MW	100%
3. Fuel		31,160kg/h	31,160kg/h		39,440kg/h		39,440kg/h		
4. Compressor Discharge Temperature		374°C	374°C		374°C		374°C		
5. Turbine Inlet Temperature (TIT)		1350°C	1350°C		1350°C				
6. Turbine Exhaust Temperature		588°C	588°C		802°C		746°C		
7. Exhaust Gas Component (wt%)	H ₂ O	4.9	4.9		6.0				
	N ₂	73.5	73.5		73.2				
	CO ₂	5.6	5.6		7.0				
	O ₂	14.7	14.7		12.6				
	Ar	1.3	1.3		1.2				
8. Gas Turbine Gross Thermal Efficiency		34.1%LHV	34.1%LHV		26.9%LHV		32.4%LHV		
9. Combined Cycle Plant Gross Thermal Efficiency		48.7%HHV	48.7%HHV		45.7%HHV		48.7%HHV		
10. Component Efficiency	Compressor	Base	0.865		0.865		0.865		
	Turbine	Base	0.910 [Power Coefficient k ₁ =1.08]		0.776		0.851		
11. Mechanical Loss		780kW	780kW		780kW				
12. Generator Efficiency		0.989	0.989		0.989				

(注) その他仕様条件

G T 系	<ul style="list-style-type: none"> ・ 吸気流量 : 1,526,000kg/h ・ タービン入口温度 : 1350℃ ・ 圧縮比 : 13.548 (入口/出口 : 129mmH₂O(1.021ata)/13.833ata) ・ 膨張比 : 12.109 (入口/出口 : 13.333ata/680.6mmH₂O(1.10106ata)) ・ 燃料 : LNG気化ガス
S T 系	<ul style="list-style-type: none"> ・ 煙突排気 : 106.4℃ ・ ST効率 (Overall) : 0.36733 (対 HRSG回収熱量)

Table 2.3-2 Fuel Specification of LNG (Liquefied Natural Gas)

Constituent	Methane (CH ₄)	88.99 mole %	79.58 wt %
	Ethane (C ₂ H ₆)	8.92 mole %	14.95 wt %
	Propane (C ₃ H ₈)	1.60 mole %	3.93 wt %
	i-Butane (C ₄ H ₁₀)	0.27 mole %	0.87 wt %
	n-Butane (C ₄ H ₁₀)	0.19 mole %	0.62 wt %
	Pentane (C ₅ H ₁₂)	0 mole %	0 wt %
	Nitrogen (N)	0.03 mole %	0.05 wt %
Average Molecular Weight		17.940	
Specific Density (kg/m ³ N)		0.800	
Heating Value (kcal/kg)	Higher Heating Value (HHV)	13,070	
	Lower Heating Value (LHV)	11,820	
Heating Value (kcal/m ³ N)	Higher Heating Value (HHV)	10,456	
	Lower Heating Value (LHV)	9,456	

簡易モデルでは一項目を選びそれを基準性能に一致させた。

- ┌ 簡易モデル① : GT 発電出力
- └ 簡易モデル② : プラント効率

性能解析に用いた燃料仕様は表 2.3-2 のとおりである。

まず簡易モデルでは GT/ST 出力割合が実機と全く異なり, ST 出力の割合が大きくなる。

簡易モデル①では、タービン通過流量は吸気流量と燃料の合計で基準性能よりも多く評価される。その分を反映してGT出力が基準値よりも大きくなってしまったため、タービン効率を低めにとってGT出力を145.9MWにおさえることになる。その結果タービン排気が高温となってHRSGでの蒸気発生量が増え、ST出力が基準84.9MWに対して127.7MWと増えてしまう。この場合復水器損失が増えることからプラント効率は45.7%HHVと低い。

次に簡易モデル②では、プラント効率が基準の48.7%HHVとなるようにタービン効率を0.851とするが、その結果GT出力/ST出力の割合とCC出力そのものは基準性能と全く異なることになる。

つまり簡易モデルでは、実際のガスタービンおよび複合サイクル発電のモデル化は不可能であり、もし簡易モデル的発想でシステムを組むときは、「出力・効率の性能の絶対値は実機と全く異なる」と認識し、「性能の相対的な比較にのみ限定使用する」という配慮が必要である。

本研究では、2章、3章、4章のいずれにおいても基本モデル（図2.3-2）を適用して評価している。

2.4 カスケード冷却技術

翼冷却空気削減で得られる性能向上に加え、冷却回収熱を有効利用して更に性能を改善するために採用したカスケード冷却技術について述べる。

2.4.1 カスケード冷却技術

約 400°Cの翼冷却空気を 15°C迄減温する冷却設計は、表 2.2-2 に示した段階冷却を順次行うことを基本とした。その空気系統計画を図 2.4-1 に示す。

熱交換の方針は、次の4点とした。

- (1) 翼冷却空気に圧縮機吐出空気を使用している1段静翼と動翼の冷却空気を削減対象とした。(2段以降の静翼は圧縮機中間段の抽気を用いるため本技術対象から除外した。)
- (2) 90°C熱水の中核としてこれを吸収冷凍機、蒸気生成、燃料予熱の熱源とする。
- (3) 燃料予熱と蒸気生成は仕上げ温度を高温とするために圧縮機吐出空気(約 400 °C)から熱回収する。
- (4) 150°Cから 40°Cに冷却する際の回収熱で 90°C熱水を保持する。

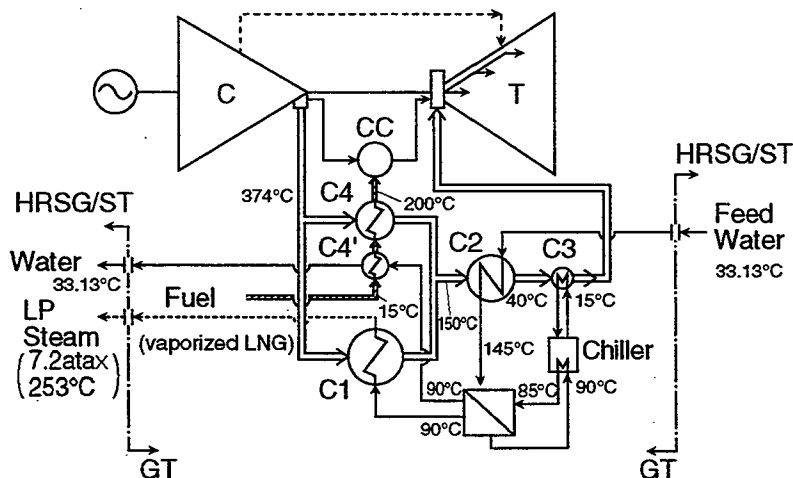


Fig. 2.4-1 Cascade Cooling Configuration

熱利用状況について回収熱(高熱側)は 10,542Mcal/h、冷却熱(冷熱側)は 988Mcal/h で合計 11,530Mcal/h にて翼冷却空気を減温した。

圧縮機吐出空気の高熱(約 400°C)から熱回収する際、高温流体(蒸気)および燃料への熱回収を優先しているが、その状況を表 2.4-1 と表 2.4-2 に示す。

表 2.4-1 の熱利用状況のうち、性能向上への寄与は表 2.4-2 のとおり各々異なる。表 2.4-2 において高出力が必要なときは①、高効率が必要なときは②(および①)を実施する。

このうち③の熱水を①の給水および②の前段加熱に利用したあと、その残余は

③₁ 冷却空気の更なる減温：40℃以下（例えば15℃～10℃）

この場合、熱水は吸収冷凍機作動用の熱源水とする。

③₂ ボイラの給水予熱：蒸気量の増加

の2通りの使用形態があるが③₁の方を採用している。

Table 2.4-1 Balance of Recovered Heat

Factor of Heat Utilization	Specification	Recovered Heat
① Low Pressure Steam	706kPa×253℃ (7.2ata)	50.0%
② Fuel preheating	200℃	35.4%
③ Hot Water	91℃	14.6%
Total of Recovered Heat		100%

Table 2.4-2 Effect of Factors on Performance Enhancement

Factor of Heat Utilization	GT Power Output	ST Power Output	CC Thermal Eff.
①	—	○	○
②	▼	▼	◎
③ →Additional Heating to ①②	(influences ① and ②)		
③ ₁ →Hot Water to Chiller	○	○	○
③ ₂ →Feed Water Heating	—	△	△

(Note:◎ Excellent, ○ Good, △/▼ Slightly Increase/Decrease)

熱利用においては、熱源水を基準としている、その理由は、

- (1) 一重効用吸収冷凍機の作動流体
- (2) 燃料予熱の第1段階加熱
- (3) 低圧蒸気の第1段階給水加熱

のように多様に活用でき熱バランスにおいて熱量の最終微調整に使用しやすいためである。

表 2.4-3 に熱源流体（熱源水、圧縮機吐出空気）の使用状況および熱回収状況を示す。

(1) 熱源水：

燃料予熱の第1段階加熱では 90℃→33.13℃（給水）の熱回収（於 C4'，図 2.4-1）によって減温した給水は複合発電プラントへそのまま再循環できるようにしているのが特徴である。つまり、複合発電プラントへは熱的影響を残さず熱バランスを構成することができる。

(2) 圧縮機吐出空気：

吐出温度（374℃）を 15℃まで冷却する。

まず、燃料予熱（200℃）と LP・ST 蒸気（706kPa，253℃）を得るための加熱を 374℃/150℃の熱回収で行う。

次に、熱源水生成を 150℃/40℃の熱回収で行い、最終の 40℃/15℃の仕上げ冷却は吸収冷凍機で生成する冷水（7℃/12℃）で行う。

Table 2.4-3 Balance of Heat Recovery and Heat Utilization

Heat Utilization			Heat Source		Hot Water Utilization (Note 1)		Heat Recovery	
			Hot Water	Comp. Discharged Air			Comp. Discharged Air (Note 2)	
Fuel Preheating	$15.60 \times 10^6 \text{kJ/h}$ [3,727 (Mcal/h)]	35.4%	○	○	C4' $5.63 \times 10^6 \text{kJ/h}$ (1,345Mcal/h)	C4 $9.972 \times 10^6 \text{kJ/h}$ (2,382Mcal/h)	374℃/150℃ (I)	
Absorption Chiller Hot Water	$6.46 \times 10^6 \text{kJ/h}$ [1,543 (Mcal/h)]	14.6%	○	—	$6.46 \times 10^6 \text{kJ/h}$ (1,543Mcal/h)	C2 $14.776 \times 10^6 \text{kJ/h}$ (3,530Mcal/h)	150℃/40℃	
Low Pressure Steam Generation	$22.07 \times 10^6 \text{kJ/h}$ [5,272 (Mcal/h)]	50.0%	○	○	$2.69 \times 10^6 \text{kJ/h}$ (642Mcal/h)	C1 $19.3824 \times 10^6 \text{kJ/h}$ (4,630Mcal/h)	374℃/150℃ (II)	
Total Heat Utilization	$44.13 \times 10^6 \text{kJ/h}$ [10,542 (Mcal/h)]	100%			Sub Total $14.78 \times 10^6 \text{kJ/h}$ (3530 Mcal/h)	C3 $4.1346 \times 10^6 \text{kJ/h}$ (988Mcal/h)	40℃/15℃	
					Total Heat Exchange	$48.265 \times 10^6 \text{kJ/h}$ (11,530Mcal/h)=10542+988		

(Note 1) Hot Water Condition : 91℃

(Note 2) Comp. Discharged Air condition : 374℃→15℃

124,686kg/h

(11,530Mcal/h)

図 2. 4-2 に各熱交換器での熱回収状況を示す。

熱の回収・活用においてⅢの加熱水生成が ①吸収冷凍機熱源水（混合加熱），②蒸気の給水予熱，③燃料予熱（第 1 段階）に使用され，これらのバランスによって圧縮機吐出空気（374℃）から 15℃の翼冷却空気に仕上げている。

2. 4. 2 翼冷却空気の温度調整

冷却空気の減温には循環流体として蒸気タービン復水器から送水されるボイラ給水を使用することを基本とした。

熱回収と熱利用の収支に不均衡があると熱水が余剰となる。この熱水はボイラ給水の予熱に使用できるが量的には少量のため，蒸気タービン系への寄与は無視した。

翼冷却空気温度の仕上り値を減温することで空気量を削減する状況を図 2. 4-3 に示す。

熱収支調整の結果，系から熱水を排出しない以下の最適条件を得ることができた。

- (1) 150℃仕上り温度迄は回収熱で蒸気（この例では 706kPa（7. 2ata），253℃）を生成して熱収支の過不足は存在しない。
- (2) 150℃から 40℃仕上り迄は 90℃の熱水が排出され，その量が増加する。
- (3) 40℃以下 15℃までの間は冷水で冷却するため，90℃熱水を熱源として吸収冷凍機を作動させる。この場合余剰熱水は約 20T/h に減少する。
- (4) この余剰熱水を燃料予熱に用い，ボイラへは復水と同じ温度で戻す。更に燃料を仕上りの 200℃を得るために圧縮機吐出空気を熱源とするのでその分蒸気生成量は減少する。

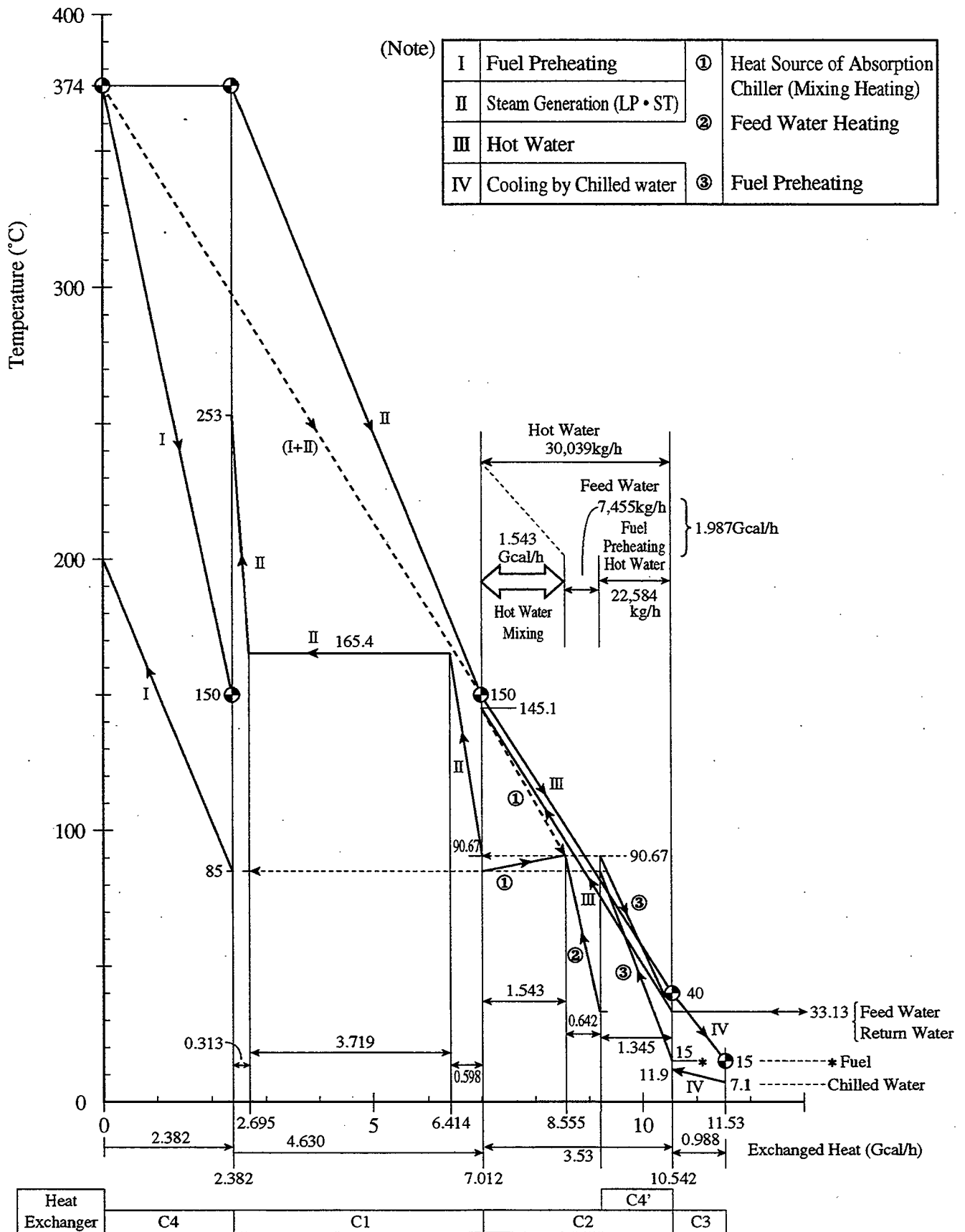


Fig. 2.4-2 Heat Balance of Cascade Cooling Technology

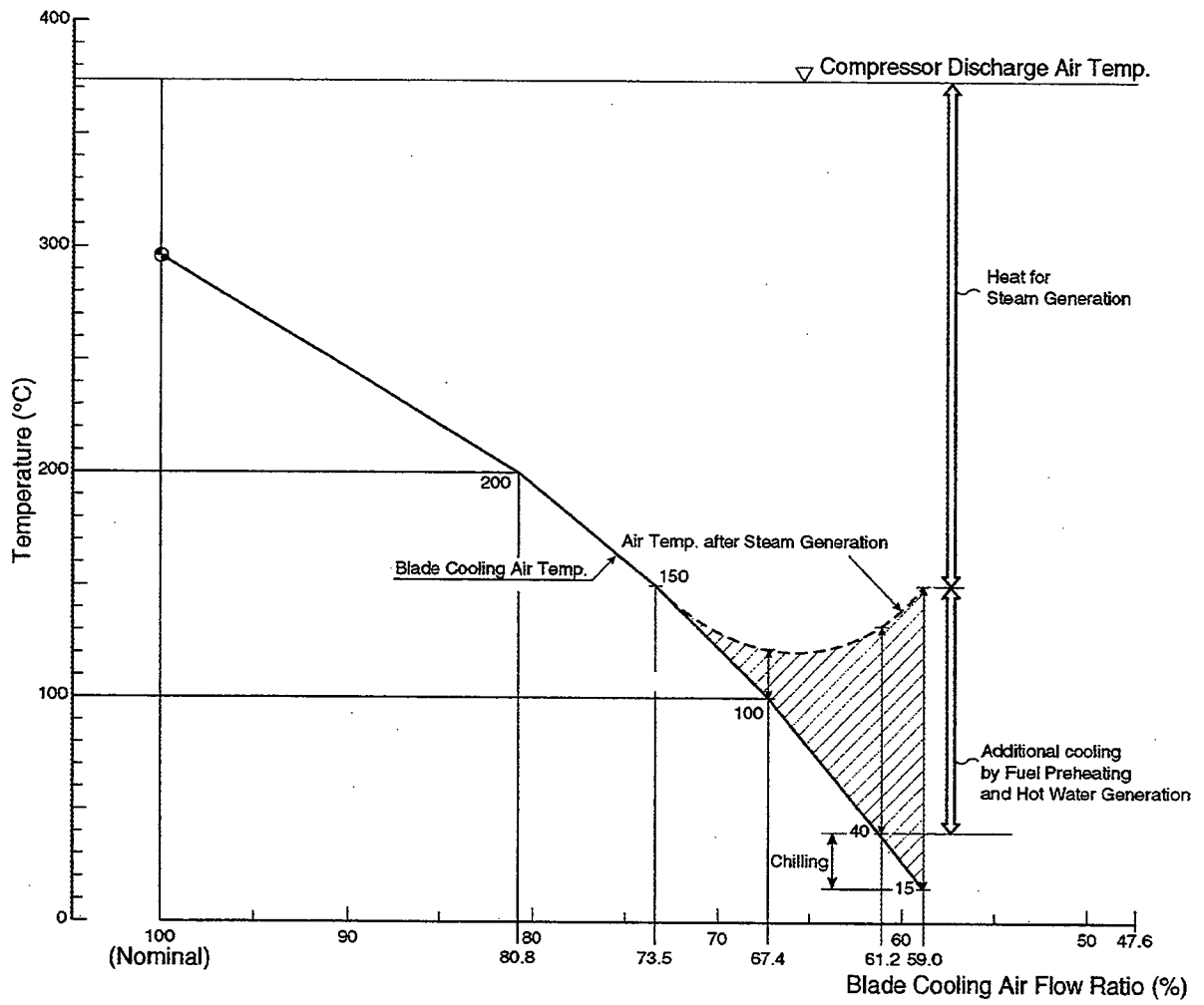


Fig. 2.4-3 Temperature Control of Blade Cooling Air by the Cascade Cooling

2.5 翼冷却空気によるタービン段間温度の制御

翼冷却空気を削減したときに、「タービン作業流体量の増加」「タービン段間のガス温度の上昇」という2つの効果が発揮でき、この2効果でタービン出力が増加する。

ここでは模式的に1枚の翼についてこの2効果を得るための条件を評価し、次の2条件を得た。

$$\begin{cases} \text{冷却空気流量} < 0.73 \times \text{基準冷却空気流量} \\ \text{冷却空気温度} < 229^\circ\text{C} \end{cases}$$

2.5.1 冷却空気流量条件

翼冷却空気は翼を冷却したあとタービン主流ガスに混入する。その状況を図 2.5-1 に示す。高温 (T_1) の主流ガス (G_1) からは常に低温の翼平均メタル温度 (T_M) に対して Q_2 の熱移動がある。翼冷却空気 (G_2) は Q_2 の加熱を受けながら昇温することで翼を冷却し T_M に保持する。冷却空気は翼の冷却孔から主流ガス流に排出され混合し、その結果翼後流で T_a のガス温度をもたらす。翼冷却空気を g だけ削減したときの流体の条件を図 2.5-2 に示す。混合後の主流ガス保有熱は ($Q_1 + Q_a$) から ($Q_1 + q + Q_b$) に変化する。これらの熱バランスを表 2.5-1 に示す。

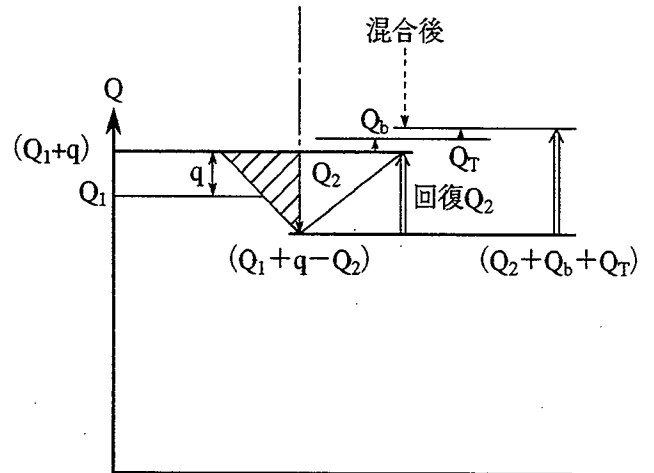
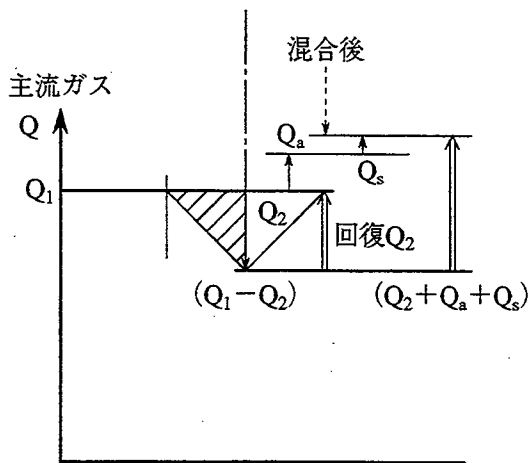
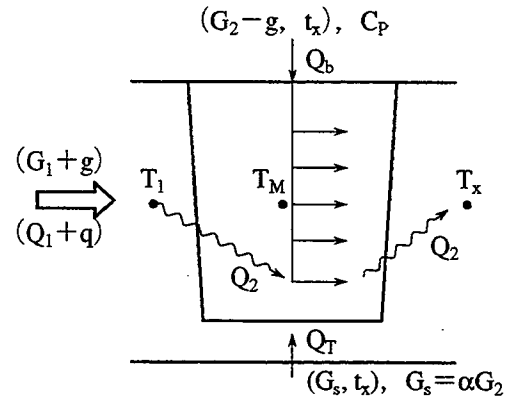
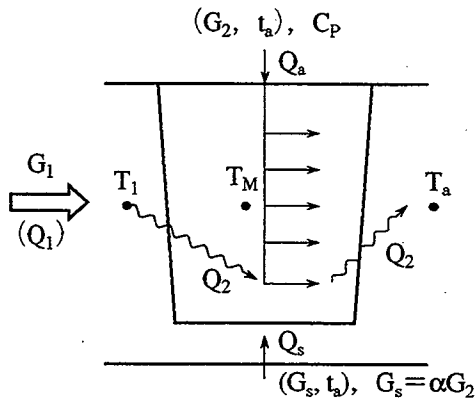
翼冷却空気削減量 g でタービン段間のガス温度を上昇させるためには、

$$g > \left(\frac{t_a - t_x}{T_1 - T_x} \right) G_2$$

でなくてはならない。

$T_1 = 1350^\circ\text{C}$, $t_a = 370^\circ\text{C}$, $t_x = 15^\circ\text{C}$ の条件では $g > 0.27 G_2$

つまり、新冷却空気量は、 $(G_2 - g) < 0.73 G_2$ を満足しなければならない。



- G_1 : タービン主流ガス流量
- Q_1 : タービン主流ガス保有熱量
- T_1 : タービン主流ガス温度
- G_2 : 翼冷却空気流量
- Q_a : 翼冷却空気保有熱量
- t_a : 翼冷却空気温度
- C_p : 空気定圧比熱
- T_M : 翼平均メタル温度
- Q_2 : 翼冷却に伴う回収熱量
- T_a : 翼後流ガス温度

- g : 翼冷却空気削減量
- q : 主流ガス保有熱量増分
- $G_1 + g$: タービン主流ガス流量
- $Q_1 + q$: タービン主流ガス保有熱量
- Q_b : 翼冷却空気保有熱量

Fig. 2.5-1 基準条件

Fig. 2.5-2 冷却空気削減条件

Table 2.5-1 主流ガス温度

		基準条件	冷却空気削減条件
ガス流れ熱収支	混合前	Q_1	$Q_1 + q$
	混合後	$Q_1 + Q_a$	$Q_1 + q + Q_b$
	冷却空気放出熱	$Q_2 + Q_a$	$Q_2 + Q_b$
混合後ガス温度		$(Q_1 + Q_a) = (G_1 + G_2) \times C_p \times T_a$ $\longrightarrow T_a = \frac{Q_1 + Q_a}{(G_1 + G_2) C_p}$	$(Q_1 + q + Q_b) = (G_1 + G_2) \times C_p \times T_x$ $\longrightarrow T_x = \frac{Q_1 + (q + Q_b)}{(G_1 + G_2) C_p}$
混合後昇温のための条件		$T_a < T_x$ $\longrightarrow Q_1 + \underline{Q_a} < Q_1 + \underline{(q + Q_b)}$ $G_2 \times t_a \times C_p < (g \times T_1 \times C_p) + (G_2 - g) \times t_x \times C_p$ $\therefore G_2 \times t_a < G_2 \times t_x + g(T_1 - t_x) \rightarrow g > \frac{(t_a - t_x)}{(T_1 - t_x)} G_2$	
		例. $T_1 = 1350^\circ\text{C}$, $t_a = 370^\circ\text{C}$, $t_x = 15^\circ\text{C}$ では $g > 0.27 G_2 \Rightarrow$ 新冷却空気量 $(G_2 - g) < 0.73 G_2$	

2.5.2 翼冷却空気のヒート・マスバランス

圧縮機吐出空気（約 370°C）でタービン翼を冷却する場合は翼平均メタル温度 750°C を基準にとると空気昇温幅が 380°C（図 2.5-3）、15°C で翼を冷却するときは空気昇温幅は 735°C（図 2.5-4）である。この昇温幅の差を利用して翼冷却空気流量を削減する。

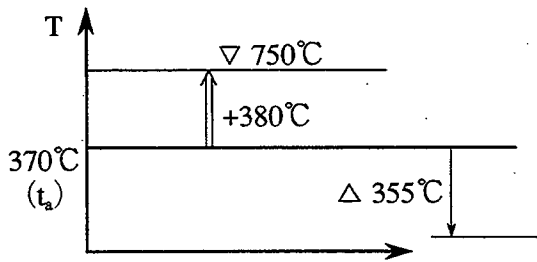


Fig. 2.5-3 基準条件での翼冷却空気温度

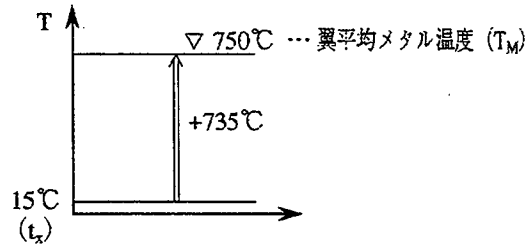


Fig. 2.5-4 翼冷却空気削減での冷却空気温度

いずれの条件においても翼がガス主流から受ける熱量 Q_2 は共通であるため次の関係が成り立つ。

- ・改善前: $Q_2 = (750^\circ\text{C} - 370^\circ\text{C}) \times G_2 \times C_p$
- ・改善後: $Q_2 = (750^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C}) \times (G_2 - g) \times C_p$

つまり $380 G_2 = 735(G_2 - g)$

で、 $g = 0.48 G_2$ となる。

別の表記では、

$$\therefore \boxed{g = \frac{(t_a - t_x)}{(T_M - t_x)} G_2} = \frac{(370 - 15)}{(750 - 15)} \times G_2 = \underline{0.483 G_2}$$

となる。

つまり、15°Cの翼冷却空気を用いると約半分の流量に削減することが可能である。

2.5.3 タービン段間温度制御の判定

CASCADE 冷却の空気仕上り温度 15°Cは限界温度 229°Cを下まわることからタービン段間温度が上昇する。

- (1) 新冷却空気量 = $(G_2 - g) = 0.52 G_2 < 0.73 G_2$
- (2) 段間温度を上昇させるための翼冷却空気限界温度：229°C以下であれば良い。

下記の条件 1 と条件 2 を満足する値としてこの 229°Cが求まる。

条件 1： $(G_2 - g) < 0.73 G_2$

条件 2： $G_2 - g = \frac{(T_M - t_x) - (t_a - t_x)}{(T_M - t_x)} G_2$

$$(T_M - t_x) - (t_a - t_x) < 0.73(T_M - t_x)$$

$$t_x < \frac{0.73 T_M - (T_M - t_a)}{0.73}$$

$$\therefore t_x < \frac{t_a - (1 - 0.73) T_M}{0.73}$$

ここで、 $t_a = 370^\circ\text{C}$ 、 $T_M = 750^\circ\text{C}$ より $t_x < 229^\circ\text{C}$ である。

2.6 翼冷却空気削減による性能向上

基本技術に二次技術を加味してプラント性能を向上した。

(1) 基本技術：「翼冷却空気を減温することによりその量を削減」

通常は圧縮機吐出空気 (350℃～400℃) をそのまま、あるいは 200℃程度迄冷却して翼へ送給しているが徹底的 (例えば 15℃程度) に冷やすことで送気量を削減する。

(2) 二次技術：「冷却に伴って回収した熱の活用」

回収した熱を種々に変換して性能を向上させる。

2.6.1 冷却空気削減量に対する性能向上

まず冷却空気削減のみでの効率と出力の改善状況を図 2.6-1 および図 2.6-2 に示す。

冷却空気の削減は次の 2 効果を同時に実現でき、性能向上策としては理想的であるといえる。

- ① タービン作動空気量の増大
- ② タービン段間温度の上昇

タービン段間の温度が上昇すると動力回収幅 (タービン段落でのエンタルピー差) が大きくなり、それに作動空気増大が相乗されるため、出力・効率が向上する。

GTとCCでの性能改善状況は表 2.6-1 のとおりとなる。

翼冷却空気を減温して送気するときは翼内での空気の昇温幅が大きくとれ、結果として送気量を低減することが可能となる。新しい条件で新設計した翼を用いることを基本とするが、元の送気量の翼をそのまま用いる場合は冷却効率が低下することを折り込んで送気の条件を決める。

一方タービン排気温度が約 10～20℃上昇するため、後流のボイラでの熱回収量と蒸気タービン出力も増大する。その結果蒸気タービン出力が約 3% 相対的に向上した。

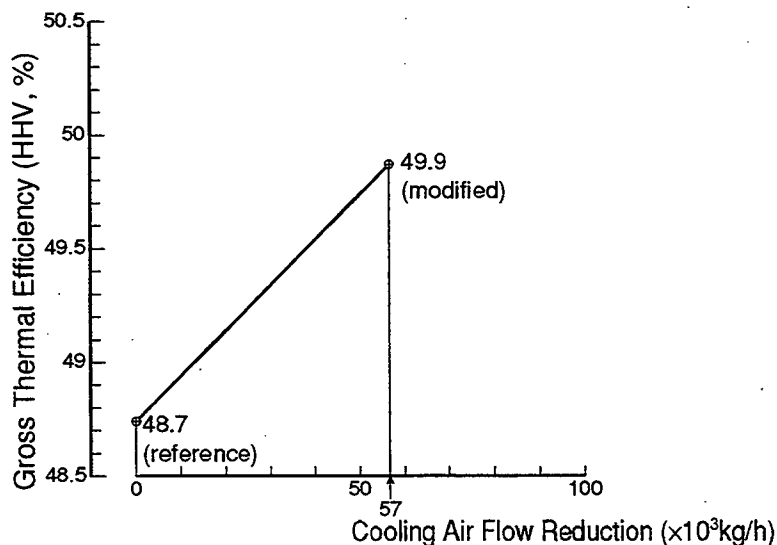


Fig. 2.6-1 Power Generation Efficiency of CC with Blade Cooling Air Reduction

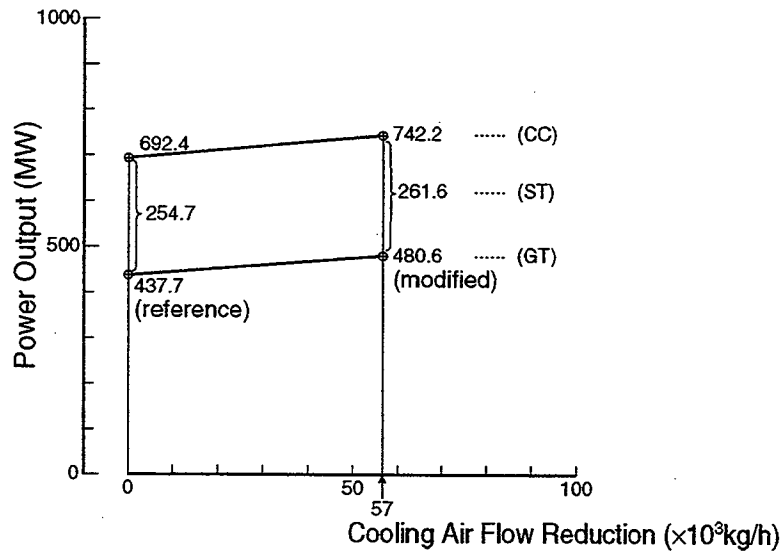


Fig. 2.6-2 Power Output of CC with Blade Cooling Air Reduction

Table 2.6-1 Performance Enhancement by Cooling Air Reduction (60t/h)

		Plant Performance Increment to existing 1350°C GT
GT	Gross Power Output Gross Thermal Eff.	+14.3MW×3 (+9.8%) +1.7% (relatively +5.6%)
GT · CC (3GT+1ST)	Gross Power Output Gross Thermal Eff.	+49.8MW (+7.2%) +1.2% (relatively +2.5%)

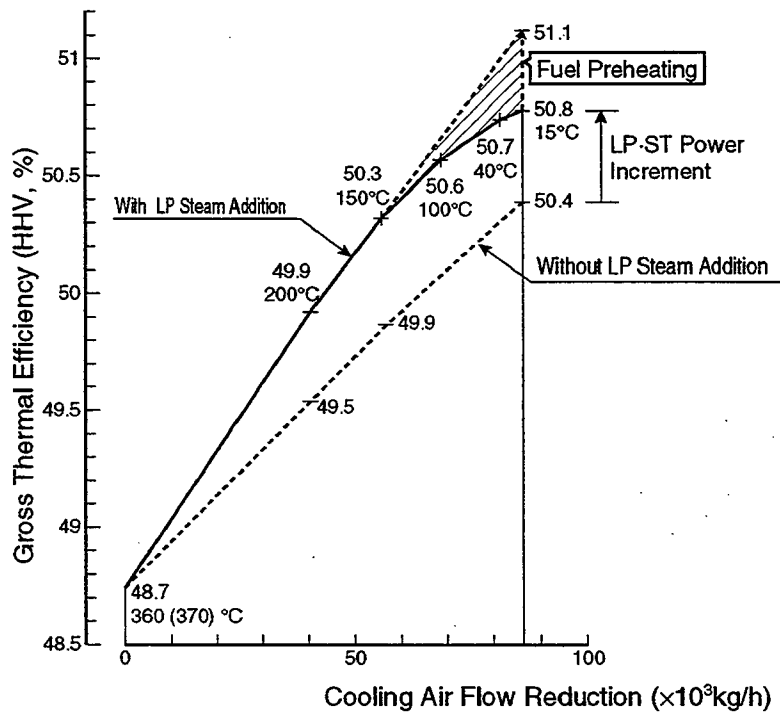
2.6.2 冷却空気削減と回収熱の活用における性能向上

翼冷却空気の送気温度を圧縮機吐出温度約 400°Cから順次低温とすることで冷却空気量を削減してゆく。

翼冷却空気 150°Cでは 56t/h の削減が可能で、回収熱で低圧蒸気を生成して蒸気タービン出力増強を行うので、CC発電端効率は 49.9%から 50.4%に向上、発電出力は 742MW から 748MW に増加する。

次に 150°C供給から 15°C供給に改善すると図 2.6-3 のとおり冷却空気を 56t/h 以上 86t/h 迄削減できる。この場合プラント効率は更に+0.9% (相対) , プラント出力は+3%向上する。

15°C供給の場合、90°C熱水が約20t/h（ガスタービン1台当り）余剰となるが、余剰分全量を燃料（LNG 気化ガス）の予熱に用いた。この熱水と圧縮機吐出空気で燃料を約200°Cに加熱すると燃料消費量が節約され、プラント効率は+0.7%（相対）更に向上する。ただし、この場合タービン通過ガス量が燃料の節約分だけ少くなるためプラント出力はΔ0.3%減少することになる。



Talbe 2.6-3 Power Generation Efficiency with Reduced Cooling Air and Increased LP Steam

2.6.3 性能向上技術における本技術の位置付け

ガスタービンおよび複合サイクル発電の性能向上技術のうち、高温化技術と対比して本技術の優劣を評価した。

- (1) 最高効率の確保 1350°C級複合発電プラントに本技術（翼冷却空気量削減，燃料予熱）を用いた場合，約51%の高効率が得られる。

これは1500°C級の空気冷却ガスタービン複合発電プラントに匹敵する値である。

- (2) 翼冷却空気削減においては削減量の増加に従ってタービン作動空気が増加し出力が増加するが，燃焼器に投入される空気増加分はタービン入口温度を1350°Cに保って燃料増加させる。それらは一定の燃空比にあるため，効率は出力と同じく直線的に増加する。

- (3) この均衡を破って更に高性能とするために，冷却で回収した熱量を系内で利用した。

複合サイクル発電の蒸気タービン低圧蒸気と同じ条件の蒸気を生成し，その分増出力することで50.8%へ，更に燃料予熱を併用することで51.1%に発電効率を高めることができる。

このプラント出力、効率の改善状況を図 2.6-4 に示す。ハッチング部で性能の向上状況を示している。つまり、「空気冷却ガスタービンを 1500℃の高温にすることなく 1350℃の作動温度で同様の高効率を得るには、翼冷却空気量を減温によって削減しその際の回収熱を有効に利用することで可能となる」ことが確認できた。

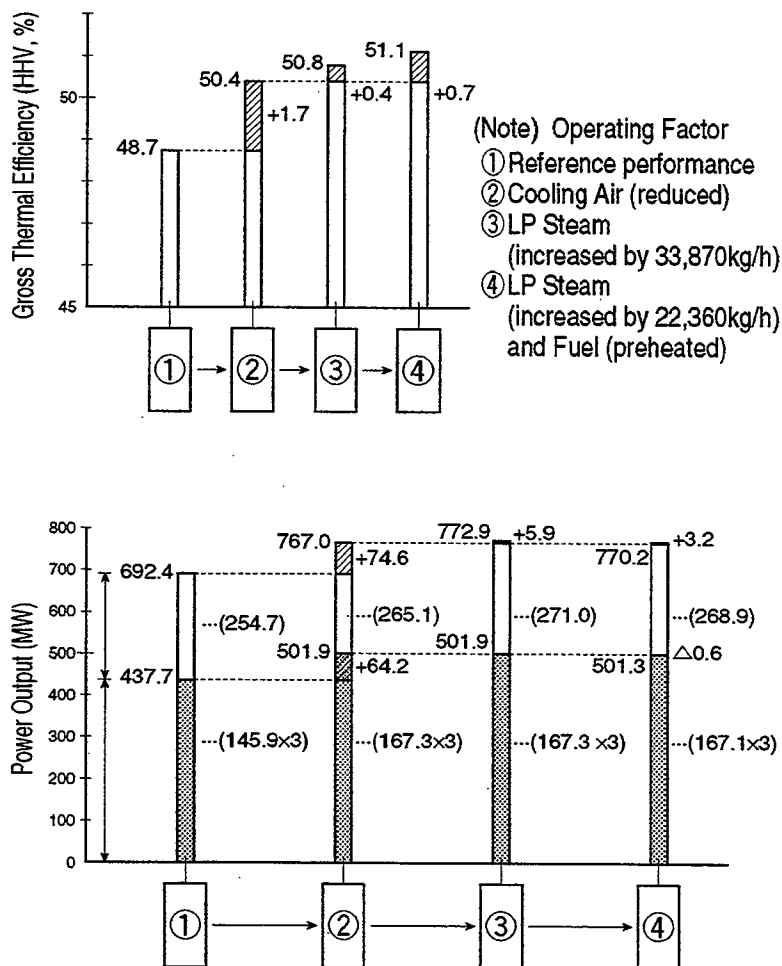


Fig. 2.6-4 Effect of Performance Factors

2.6.4 プラント発電効率の寄与因子

前記図 2.6-3 の発電端効率が冷却空気削減に伴って鈍化傾向を持っているが、これは図 2.4-3 のシステム損失 (90°C熱水) の増加によるものである。

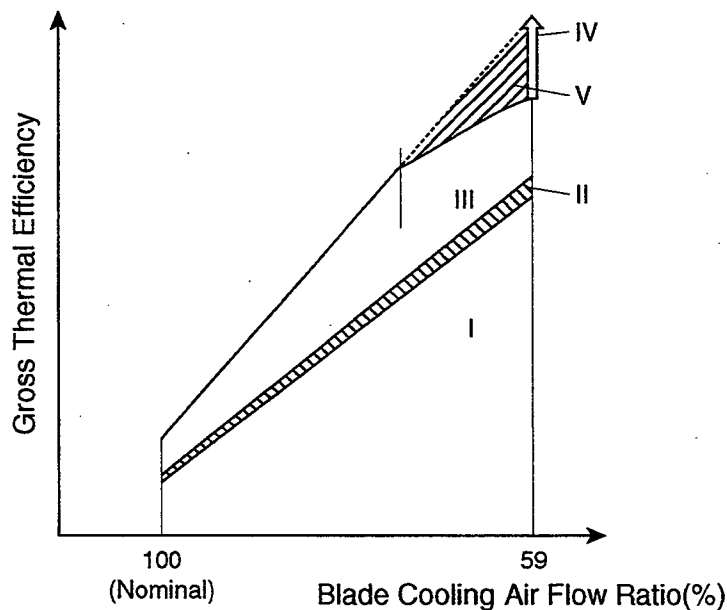
プラント発電効率への寄与因子の扱いは、基本因子 (I, II) に熱活用 (III, IV) を加味し、システムロス (V) を低減することを設計方針とした。

各因子の傾向は図 2.6-5 のとおりで、翼冷却空気の削減に伴い各因子がほぼ直線傾向をもって増加する。更に特徴的な傾向は次のとおりである。

- (1) ガスタービン排気流量： 翼冷却空気を 40°C およびそれ以下に減温するときは冷却熱交換器で生ずる凝縮水の分だけ余分に冷却空気を確保するのでタービン通過ガス量および排気流量が減少する。

高性能化のために燃料予熱を行うと、燃料節約分だけ排気流量がさらに下がる。但しこれらは、ガスタービンと蒸気タービンの出力増加を若干目減りさせる程度である。

- (2) システム排熱損失 (熱水流量)： 低圧蒸気生成の残余が余剰熱として熱水となる。この熱水は吸収冷凍機熱源水として利用すると共に、圧縮機吐出の高温空気と燃料の熱交換および蒸気生成を行う際の予熱に用いることでその残余量を抑制し、システム排熱損失を抑制することが可能である。



Factor	Specification
Basic [I II	Blade Cooling Air Reduction GT Exhaust Temp. (ST Power) Increase (HRSG-ST)
Heat Utilization [III IV	Low Pressure Steam Generation Fuel Preheating
System Loss V	Excess Hot Water

Fig. 2.6-5 Effect of Factors on Plant Efficiency

2.7 カスケード冷却技術による性能改善幅の評価

プラント出力と効率の向上については既に述べた。この節ではプラント高性能化のために行われている技術のうち

- (1) 1500°C級複合発電
- (2) 吸気冷却ガスタービン

の2技術と本技術の対比を行った。図 2.7-1 のカスケード冷却技術性能の延長上に 1500°C性能を併記した。評価は「1350°C基準複合発電システム性能に対する燃料増分と出力増分の両値」を求め、それから得た増分値発電効率を用いて行った。結果を図 2.7-2 に示す。その結果「本研究のカスケード冷却技術の増分値発電効率は 1350°C級でありながら 1500°C級の値よりも大きく性能改善効果が顕著」であることが分る。

- (1) 1350°C級 GT・CC では冷却空気削減のみで 74% (HHV) が得られる。この 74%は基本性能の Turbine 部の総熱量効率の 74%に同一であり、翼冷却空気の削減はこのタービン部高効率を引き出す技術であるといえる。
- (2) 1500°C級 GT・CC との対比：

1350°C基準性能からタービン入口温度を 1500°C級に引き上げたときの増分値発電端効率は 87%HHV である。

これは 1500°C級が大幅に翼冷却空気を削減しているため高温化に加えてその分の出力増加幅が大きくなっているためである。

但し、これは 1500°C GT・CC の「蒸気冷却の併用で翼冷却空気を削減する」ことの効果だが、蒸気の昇温利用は性能に加味していない。

- (3) 吸気冷却との対比：
 - ① 吸気冷却では吸気流量が増加することによる増出力のため増分値発電効率は複合発電システム効率なみの約 50%で本技術の約 74%より小さい。
また、せいぜい 7°Cの冷却のため出力増加幅は約 20MWにとどまり、本技術の約 80MWより小さい。吸気冷却を水噴霧⁽⁵⁾で行うときは増分値発電効率は 55%であるがやはり低い。
 - ② 吸気冷却のための冷凍機は約 2500USRt で本技術の約 1000USRt の 2.5 倍である。
これは、吸気冷却では吸気全量を冷却するのに対して、本技術はその約 20%を冷却することによる。但し、冷却温度は 40°C→15°Cと 25°C冷却する都合上冷凍機能力は 40%にとどまる。
- (4) 低圧蒸気生成・燃料予熱：

回収熱を有効利用し、低圧蒸気タービン出力の増加で 74%HHV を約 80% (HHV) まで向上することができる。本技術で開発したカスケード冷却技術は冷却空気削減にこの低圧蒸気による増出力と更に燃料予熱による燃料増分緩和の両方の効果で増分値発電効率を約 90%HHV まで向上することができる。

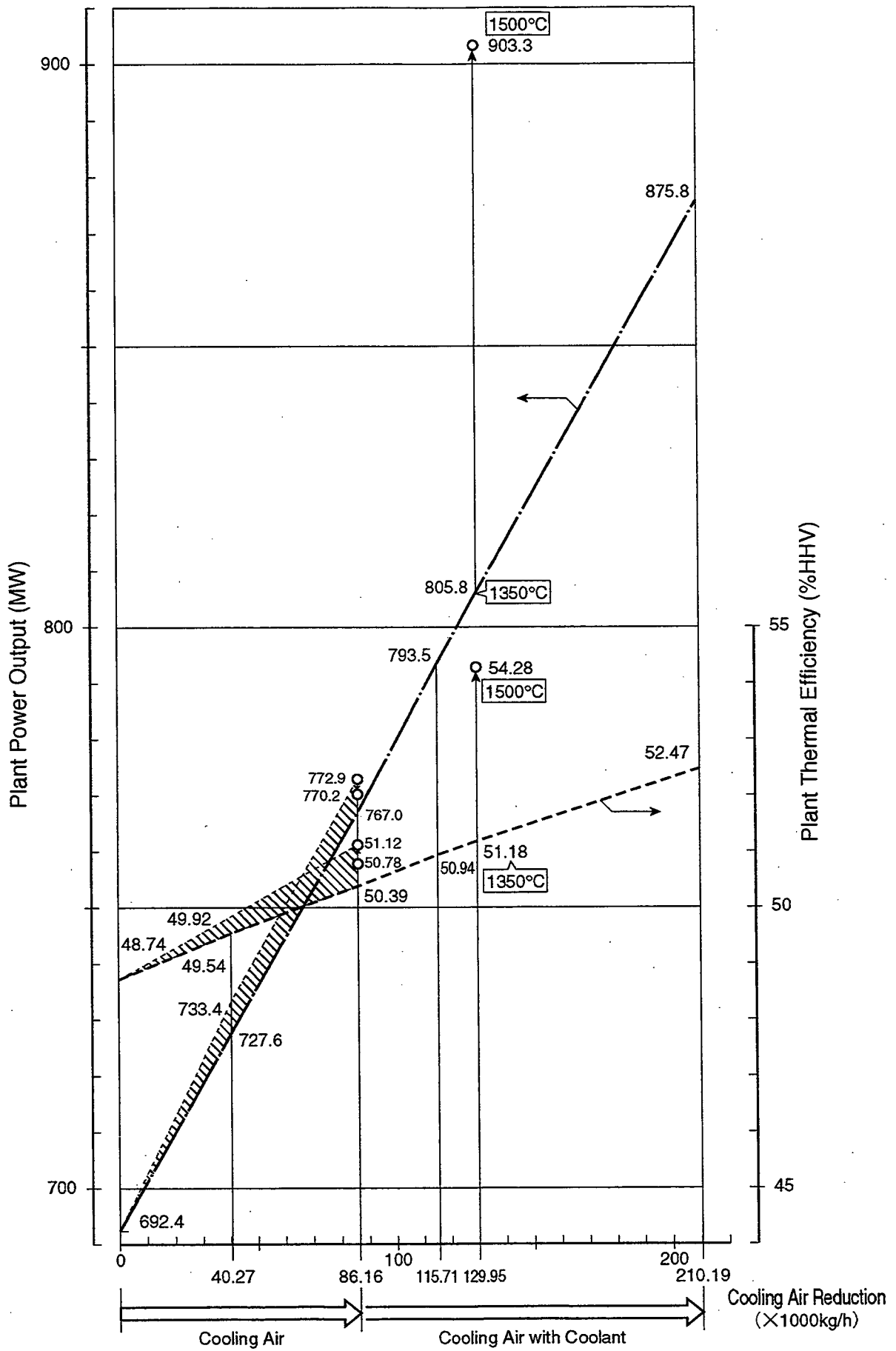


Fig. 2.7-1 Plant Performance Enhancement by Cooling Air Reduction

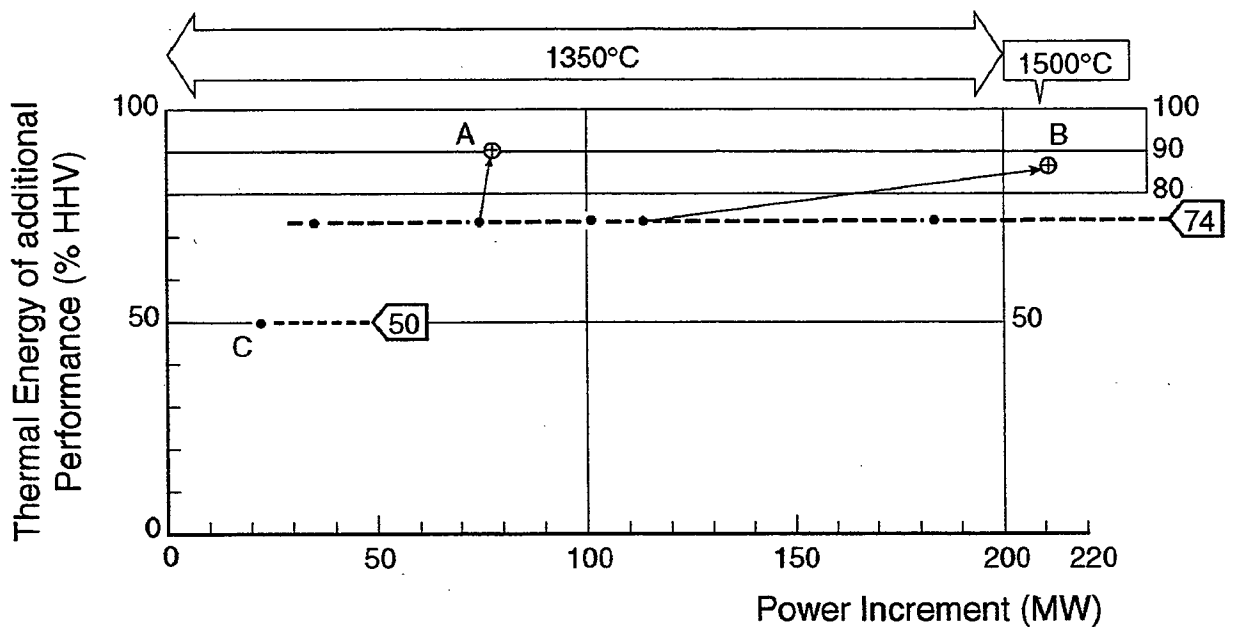


Fig. 2.7-2 Comparison of Performance Enhancement Technologies

2.8 結 言

本研究では、翼冷却空気の削減とその冷却回収熱の活用による性能向上を提案し、その可能性について論じてきた。提案技術の評価から得られた知見のうち主要なものを以下に述べる。

- (1) 1350°C級ガスタービンにおいて約 40~90t/h (吸気流量の約 3~6%に相当) の翼冷却空気を削減する場合、プラント効率は約 48.7% (HHV) から 50.4% (HHV) へ向上できる。
- (2) 回収した熱量をカスケード的に系内で活用した場合、効率を更に 51.1% (HHV) へ向上できる。これは 1500°C級空気冷却ガスタービンの発電端効率並みの値である。
- (3) (1)および(2)においては、プラント発電出力は約 110%に増強できる。
- (4) 本技術の最大の利点は 1350°C級の実績あるガスタービンおよび複合サイクル発電 (既存、新設) プラントの改良技術として高温部品 (翼・燃焼器) の寿命を消耗することなく 1500°C級に迫る高性能を発揮しうる点にある。具体的には 1500°C級蒸気冷却式ガスタービンでの増分値発電効率以上の値を 1350°C級ガスタービンで発揮できている。
- (5) 本技術のカスケード冷却はガスタービン単独で成り立つように、熱源を複合発電の蒸気系に求めないのが特徴である。その結果、設計および制御が容易で既存の複合発電プラントの改良技術としても大変扱い易いシステムにまとめることができた。

参考文献

- (1) J. C. Corman, "H" Gas Turbine Combined Cycles Power Generation System for the Future, 95-YOKOHAMA-IGTC-143, 1995
- (2) 梅村 直, 森 昌彦, 佃 嘉章, 秋田 栄司, 赤城 弘一および岩崎 洋一, 最新鋭 1500°C級ガスタービンの開発・運転状況, 三菱重工技報, Vol. 35, No. 1, 1998-1
- (3) 冷熱ハンドブック (空調編Ⅱ), (1995), 608-622, 三菱重工業株式会社
- (4) Gas Turbine World (1998-1999) Handbook, Vol. 19, 1999, Pequot Publishing, Inc.
- (5) 宇多村 元昭, 水噴霧を利用したガスタービンの特性改善, 日本機械学会 [No. 98-12] 講習会教材 [’98-6-25, 東京, 蒸気サイクルシステムの将来] 1998, pp57-62

第3章 CH_4/O_2 燃焼の閉サイクルガスタービンと CH_4/O_2 燃焼蒸気タービンの複合サイクル発電システムの最適化および高性能化

3.1 緒言

大気環境排気無排出つまり CO_2 無排出プラントを基本仕様に、現在火力発電システムの主力であるガスタービン・蒸気タービン複合サイクル発電を発展させた新発電システムを開発した。

CO_2 無排出とは「大気への CO_2 放出を行わない」という意味で、発電システムから密閉状態で回収された高濃度の CO_2 を大気から隔離された状況で固定化处理するものとしている。発電所から回収する 100%濃度の CO_2 は多量であることから地球環境に配慮した形での固定(安定的貯留)が必要である。固定化技術には CO_2 クラスレートとして深海底の加圧域に投入する技術や、涸渇した油田の跡に封入することが考えられており、最近では炭化物系の鉱石 (Mineral Carbonate) に安定化⁽¹⁾する技術も論じられている。但し、これら固定化技術は論点および議論が多岐に亘るため本論文の対象から除外している。

複合サイクル発電を基本としたのは、ガスタービンと蒸気タービンの各々に対して

- ・ CO_2 ・CBC (Closed Brayton Cycle)
- ・ 燃焼蒸気タービン (Combustion Steam Turbine)

の新技术を適用し、両者を CO_2 ・CBC 側の排熱回収ボイラ (HRSG, Heat Recovery Steam Generator) で生成する蒸気で結合して複合システム ($\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$ Hybrid System) を構成するためである。

CO_2 ・CBC は、通常ガスタービンが煙突から大気に放出している排気を再び圧縮機入口に再循環させるシステムである。 CO_2 ・CBC は CH_4/O_2 燃焼の閉サイクルガスタービンであり再循環ガスは CO_2 主体の (CO_2 , H_2O) 混合ガスとなる。但し、高性能化の論点は

- ・ CO_2 ・CBC の再循環ガス組成の最適化
- ・ 燃焼蒸気タービンの蒸気高圧化、タービン入口高温化およびシステム構成 (単熱方式/再熱方式)
- ・ 補助流体タービン (メタン、酸素を作業流体とするタービン) の併用

であり、これらを解決することで、また酸素製造動力と CO_2 抽気圧縮機の主要動力を差し引いた条件においても空気作動の開サイクルガスタービンよりも高効率とすることができた。

燃焼蒸気タービンでは、通常の蒸気タービン自体がすでに閉サイクル (Rankine Cycle) であるので、 CH_4/O_2 燃焼蒸気タービンとすることでタービン入口温度を高めて性能 (出力, 効率) を向上させた。補助流体タービンも併用して更に性能を改善している。

別の見方をすれば、燃焼蒸気タービンは「圧縮機動力を不要とした状況での蒸気作動のガスタービン」と理解することができる。圧縮機を持たない分は高圧の蒸気生成のための給水ポンプ動力を考慮すれば良く、空気圧縮機より大幅に小さな動力で済む利点がある。

CH_4/O_2 燃焼で生ずる CO_2 と H_2O の系外への抽出は、

- (1) CO_2 ・CBC : 単純抽気 (於 HRSG~圧縮機の接続ダクト)

- (2) 燃焼蒸気タービン：復水器からの CO_2 抽気（不凝縮ガス抽気）と復水の一部排出で行っており、共に現用技術で可能である。

本研究で開発したシステムの最大の利点は、Brayton Cycle と Rankine Cycle を独立構成（実際は蒸気で運用上連結されている）している点である。つまり本システムは、既存の複合発電システムの GT あるいは ST の一方を開発技術として取り替え、

- (1) CO_2 ・CBC／在来の ST
- (2) 在来の GT／燃焼蒸気タービン

の組合せで Repowering System を構成できる融通性を持っている。最終構想の $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$ Hybrid System (CO_2 ・CBC／燃焼蒸気タービン) に至るまでに段階的に実用化を進めることが可能である点は非常に現実的で有利である。また、システム運用は通常の複合サイクルの GT・ST 操作と何ら変わらないため本システムは大変運用しやすい。

CO_2 無排出システムには GRAZ サイクル⁽²⁾があり H_2/O_2 燃焼および CH_4/O_2 燃焼について報告がなされている。この Graz サイクルは閉サイクル発電の一つの典型としてすでに研究されているが、ガスタービンと蒸気タービンが不可分で混然一体に構成されているため上述のような設計上、建設上、運用上の利点や融通性は全くない。

一方蒸気タービンの入口に燃焼器を置いて CH_4/O_2 燃焼を行う燃焼蒸気タービンサイクル⁽³⁾もあるが、このサイクルは何らかの形で系外から蒸気を導入しなければならない欠点を持つ。これに対して本研究で提案したシステムは、 CO_2 ・CBC 系と燃焼蒸気タービン系の 2 システムを排熱回収ボイラ (HRSG) を介して結合して熱計画および運転・制御のし易いシステムとしている。

また CO_2 ・CBC については、単純に 100% CO_2 を循環させるシステム⁽⁴⁾⁽⁵⁾が研究されているが、抽出系を含めた全体システムまでは論じられていない。

第 3 章で論じるテーマは

1. 作動流体のガスタービン性能への影響
2. 閉サイクル発電の要素システムの特徴
3. $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$ Hybrid System の高性能化

の 3 点である。

各テーマにおける論点は主として以下のとおり設定している。

1. 作動流体のガスタービン性能への影響
 - ・空気／ $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$
 - ・作動温度域での熱的物性値
 - ・圧縮機動力／タービン出力

- ・タービンの比出力・総熱量効率
- 2. 閉サイクル発電の要素システムの特徴
 - ・CO₂・CBC (Closed Brayton Cycle)
 - ・燃焼蒸気タービン
- 3. CO₂/H₂O Hybrid System の高性能化
 - ・システム効率 (定義・要因)
 - ・要素システムの組合せ
 - ・高性能化因子

システム研究における主な仕様は次のとおりである。

- (1) 閉サイクル発電
 - ・ガスタービンの閉サイクルシステム (CO₂・CBC)
 - ・蒸気タービンの高効率システム (燃焼蒸気タービン)
 - ・両閉サイクルの複合 (CO₂/H₂O Hybrid System)
- (2) 燃料
 - ・LNG 気化ガス (表 2.3-2 に性状を示す)
- (3) 酸化剤
 - ・O₂ (液体酸素を気化して使用)
酸素製造動力原単位 : 0.319kWh/Nm³-O₂
- (4) タービン入口温度
 - ・1350℃級
 - ・1500℃級
 - ・1700℃級

3.2 循環媒体の選定

通常の複合サイクル発電は空気を作業流体とするガスタービンと蒸気タービンの組み合わせである。空気以外の作業流体でガスタービン（圧縮機，タービン）を作動させるにあたって，LNG 気化ガスを純 O_2 と燃焼する開サイクルガスタービンを想定し 空気/ CO_2 / H_2O の3種類の作業流体を中心に，ガスタービン性能および複合サイクル発電性能の特徴を分析した。

これらの分析結果を元に循環媒体（作業流体）の選定を行った。

「どの種類の流体を何℃で再循環させると高性能の閉サイクルを得ることができるか」ということを論点に解析を行った。

以降の作業流体分析において採用したシステムを基本システム（図 3.2-A）と対比して以下にまとめて示しておく。図 3.2-A の詳細構成は 3.3 に後述した。分析のため図 3.2-B は間接熱交換器を，図 3.2-C と D は燃焼器（LNG 気化ガス/ O_2 ）を各々構成している。

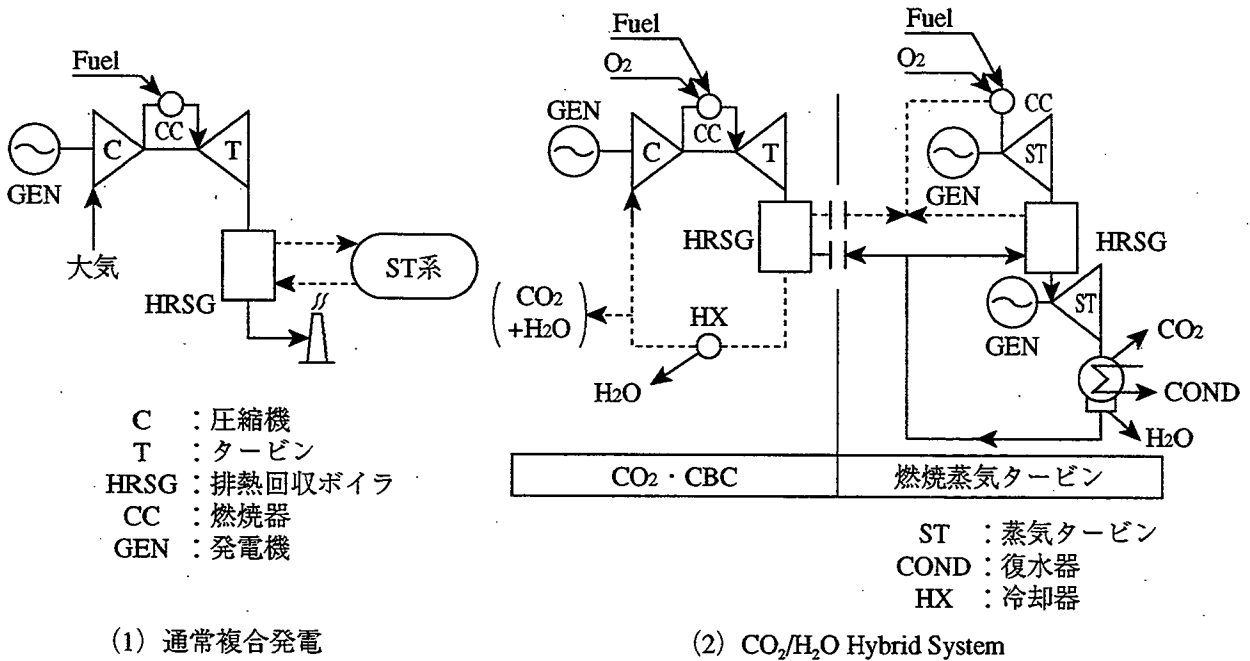


Fig.3.2-A Basic System configuration

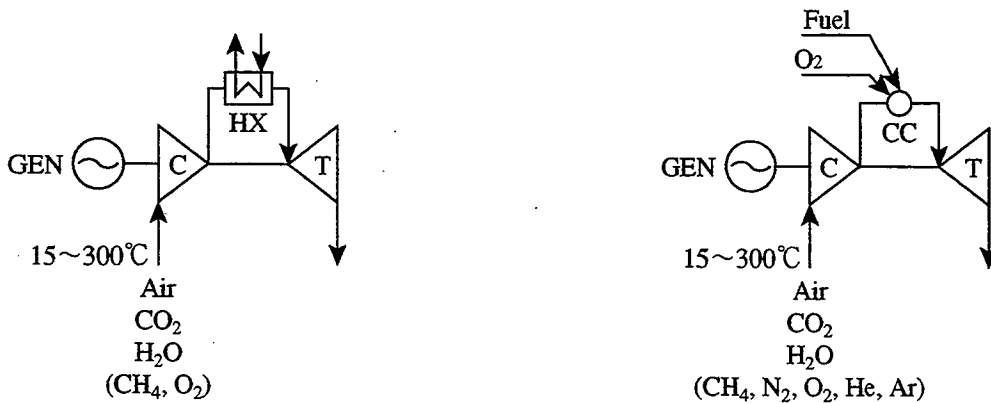


Fig.3.2-B Component Performance Model
(Sect. 3.2.1)

Fig.3.2-C GT Performance Model
(Sect. 3.2.2, 3.2.3)

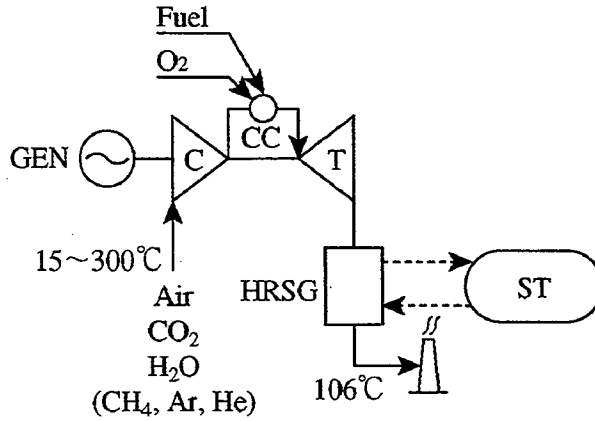


Fig.3.2-D Combined Cycle Performance Model (Sect. 3.2.4)

3.2.1 作業流体の熱物性とガスタービン性能

燃焼排気である CO_2 、 H_2O および本来の作動流体である空気の3種類の作業流体の熱物性について、温度が 250 K から 1700 K に上昇する際の比熱比 (κ) と定圧比熱 (C_p) の変化の様子を図 3.2-1 に示す。

これらの熱物性値は JANAF⁽⁶⁾ の数値に基づいている。表 3.2-1 に各値を示すとともに日本機械学会⁽⁷⁾ の熱物性値と照合し、ほぼ一致していることを確認した。温度に対する定圧比熱と比熱比の変化の様子を図 3.2-2、図 3.2-3 に示す。

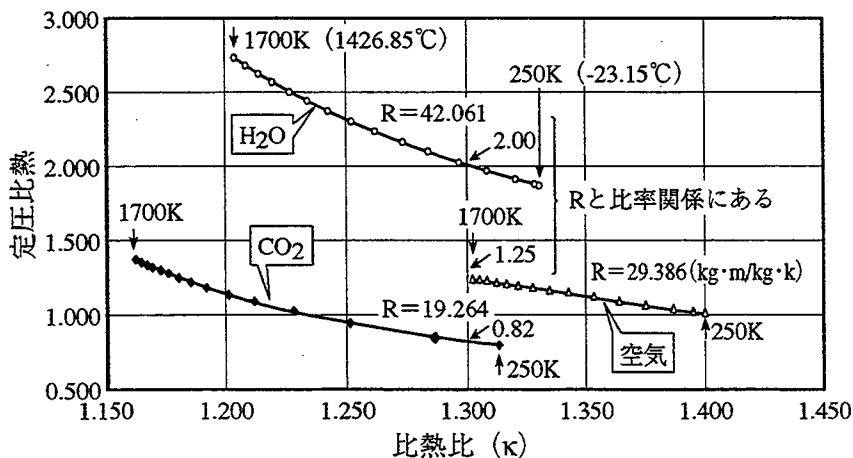


Fig. 3.2-1 Thermal characteristics of working fluid

Table 3.2-1 作業流体の低圧比熱（絶対圧力・1 bar におけるモル定圧比熱による）および比熱比（κ）

単位
J/(mol·K) | kJ/(kg·K)

温度 (κ)	流体 (°C)	CH ₄			CO ₂			H ₂ O			N ₂			O ₂			Ar			空気			
		16.043			44.010			18.015			28.013			31.999			39.947			28.850			
		J/(mol·K)	kJ/(kg·K)	(κ)	J/(mol·K)	kJ/(kg·K)	(κ)	J/(mol·K)	kJ/(kg·K)	(κ)	J/(mol·K)	kJ/(kg·K)	(κ)	J/(mol·K)	kJ/(kg·K)	(κ)	J/(mol·K)	kJ/(kg·K)	(κ)	J/(mol·K)	kJ/(kg·K)	(κ)	
200	-73.15				32.359			33.349															
250	-23.15	34.216	2.133	1.321	34.789	0.790	1.314	33.472	1.858	1.331	29.111	1.039	1.400	29.201	0.913	1.398	20.786	0.520	1.667		1.009	1.400	
298.15	25	35.639	2.221	1.304	37.129	0.844	1.289	33.590	1.865	1.329	29.124	1.040	1.400	29.376	0.918	1.395	20.786	0.520	1.667		1.010	1.399	
300	26.85	35.708	2.226	1.304	37.221	0.846	1.288	33.596	1.865	1.329	29.125	1.040	1.400	29.385	0.918	1.395	20.786	0.520	1.667		1.010	1.399	
400	126.85	40.500	2.524	1.258	41.325	0.939	1.252	34.262	1.902	1.320	29.249	1.044	1.397	30.106	0.941	1.382	20.786	0.520	1.667		1.019	1.394	
500	226.85	46.342	2.889	1.219	44.627	1.014	1.229	35.226	1.955	1.309	29.580	1.056	1.391	31.091	0.972	1.365	20.786	0.520	1.667		1.035	1.386	
600	326.85	52.227	3.255	1.189	47.321	1.075	1.213	36.325	2.016	1.297	30.110	1.075	1.382	32.090	1.003	1.350	20.786	0.520	1.667		1.057	1.375	
700	426.85	57.794	3.602	1.168	49.564	1.126	1.202	37.495	2.081	1.285	30.754	1.098	1.371	32.981	1.031	1.337	20.786	0.520	1.667		1.081	1.363	
800	526.85	62.932	3.923	1.152	51.434	1.169	1.193	38.721	2.149	1.273	31.433	1.122	1.360	33.733	1.054	1.327	20.786	0.520	1.667		1.105	1.353	
900	626.85	67.601	4.214	1.140	52.999	1.204	1.186	39.987	2.220	1.263	32.090	1.146	1.350	34.355	1.074	1.319	20.786	0.520	1.667		1.128	1.343	
1000	726.85	71.795	4.475	1.131	54.308	1.234	1.181	41.268	2.291	1.252	32.697	1.167	1.341	34.870	1.090	1.313	20.786	0.520	1.667		1.148	1.335	
1100	826.85	75.529	4.708	1.124	55.409	1.259	1.177	42.536	2.361	1.243	33.241	1.187	1.334	35.300	1.103	1.308	20.786	0.520	1.667		1.166	1.328	
1200	926.85	78.833	4.914	1.118	56.342	1.280	1.173	43.768	2.430	1.235	33.723	1.204	1.327	35.667	1.115	1.304	20.786	0.520	1.667		1.182	1.322	
1300	1026.85	81.744	5.095	1.113	57.137	1.298	1.170	44.945	2.495	1.227	34.147	1.219	1.322	35.988	1.125	1.300	20.786	0.520	1.667		1.196	1.317	
1400	1126.85	84.305	5.255	1.109	57.802	1.313	1.168	46.054	2.556	1.220	34.518	1.232	1.317	36.277	1.134	1.297	20.786	0.520	1.667		1.209	1.313	
1500	1226.85	86.556	5.395	1.106	58.379	1.326	1.166	47.090	2.614	1.214	34.843	1.244	1.313	36.544	1.142	1.295	20.786	0.520	1.667		1.220	1.309	
1600	1326.85	88.537	5.519	1.104	58.886	1.338	1.164	48.050	2.667	1.209	35.128	1.254	1.310	36.796	1.150	1.292	20.786	0.520	1.667		1.230	1.306	
1700	1426.85	90.283	5.628	1.101	59.317	1.348	1.163	48.935	2.716	1.205	35.378	1.263	1.307	37.040	1.158	1.289	20.786	0.520	1.667		1.238	1.303	

(注1) 定圧比熱(J/(mol·K))および分子量はCH₄・CO₂・H₂O・N₂・O₂・Arについて下記を参照。
(出典：JANAF Thermochemical Tables, Third Edition (1985))

(注2) 空気組成：

	(mol%)	(wt%)
N ₂	77.28	75.03
O ₂	20.78	23.06
Ar	0.93	1.28
H ₂ O	1.01	0.63
計	100	100

(注3) 定圧比熱の照合

	CH ₄	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	Ar	空気
上値(1 bar, 298.15K)	2.221	0.844	1.865	1.040	0.918	0.520	1.010
照合値(1 atm, 25°C)	2.232	0.850	1.870	1.040	0.919	0.522	1.006

照合値出典：日本機械学会「技術資料 流体の熱物性値集」
(注) 空気組成は、照合値と本解析(注2)で多少異なる。

(注4) 比熱比(κ) = 1/(1 - (R/J) × 3600/8600/Cp), R(ガス定数, kg·m/kg·K), R/J(kcal/kg·K), 1 kg·m = (1/J)kcal, J = 426.8
ガス定数(R) = 一般ガス定数(847.8 kg·m/kgmole·K)/分子量

	CH ₄	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	Ar	空気
	52.845	19.264	47.061	30.265	26.495	21.223	29.386

(注5) 比熱比(κ)の照合

	CH ₄	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	Ar	空気
上値(1 bar, 298.15K)	1.304	1.289	1.329	1.400	1.395	1.667	1.399
照合値(1 atm, 25°C)	1.303	1.301		1.400	1.399		1.402

照合値出典：日本機械学会「技術資料 流体の熱物性値集」

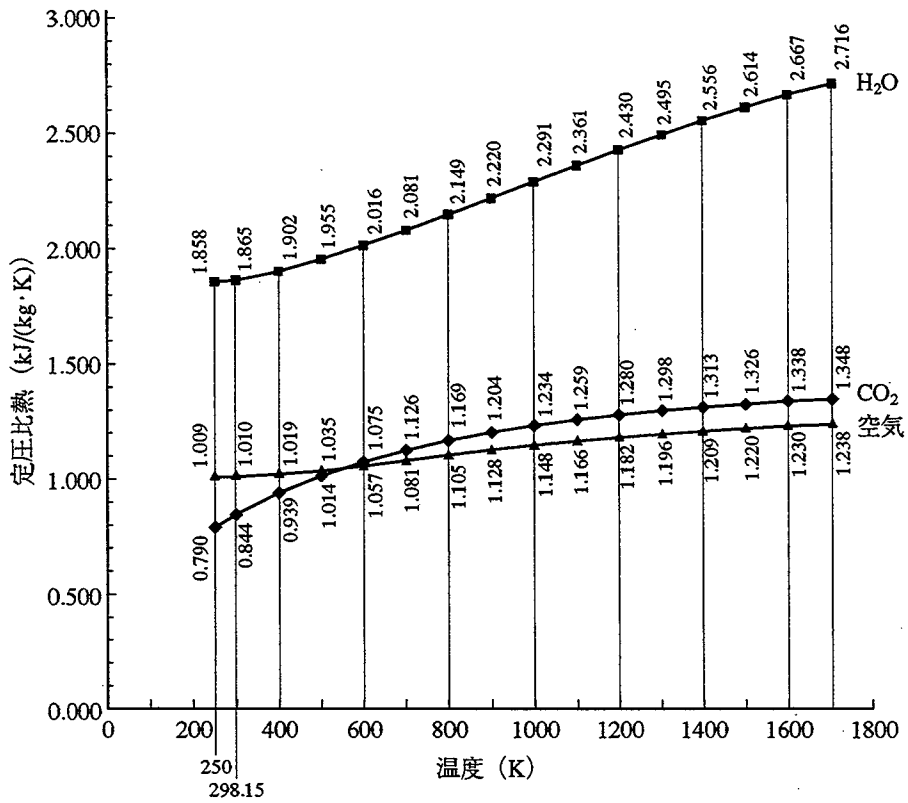


Fig. 3.2-2 比熱・温度・線図

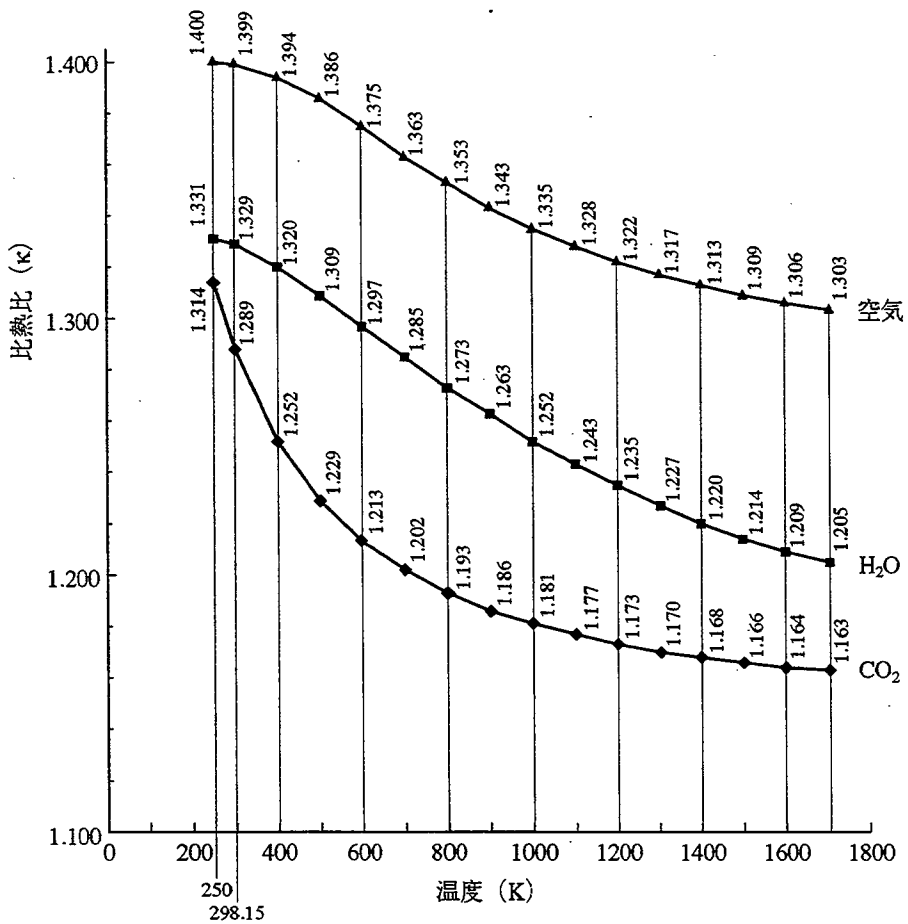


Fig. 3.2-3 比熱比 (κ) ・温度・線図

ガスタービン作動流量を基本の「空気」から CO₂, H₂O に変更した場合

- ・ 圧縮機動力
- ・ タービン出力

の受ける影響は物性 (κ ・比熱比) による。

ここで重要なのは「 κ の値の大小」「 κ の温度特性」の2点である。

250° K~1700° K (-23.15~1426.85°C) の温度帯において、 κ の値は図 3.2-3 に示した変化をする。

	250° K ~ 1700° K	変化幅	特 徴
空気	1.400 ~ 1.303	0.097	ほぼ一様な変化
H ₂ O	1.331 ~ 1.205	0.126	
CO ₂	1.314 ~ 1.163	0.151	200~600° Kの κ 変化 (1.314~1.213) とくに大きい

このうち、CO₂の特性としては「圧縮機の温度領域での κ の値の変化が大きい」といえる。

これは「同じ吸気温度帯においてはCO₂の方が空気よりも圧縮機動力の変化幅が大きい」ことを示している。

	15°C (288.15°C) ~ 300°C (573.15°C)		
空気	295kW/(kg/s)	~ 548kW/(kg/s) 186%
CO ₂	199kW/(kg/s)	~ 387kW/(kg/s) 194%

(注) kW/(kg/s) : 吸気流量基準の比動力

つまり、CO₂は空気に比べて

- ・ 圧縮機動力が低い
- ・ 温度に対する動力の変化幅が大きい

ことが特徴といえる。

ガスタービン性能の圧縮機動力とタービン出力は簡易的に次式で求めた。

$$\text{圧縮機動力} : L_c = \frac{L_{ad}}{\eta_c}$$

$$L_{ad} = \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right) \frac{R \cdot T_s \cdot G_s}{102} \left\{ (\phi)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1 \right\}$$

$$\text{正味タービン出力} : P_t = P_{ad} \cdot \eta_T$$

$$P_{ad} = \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right) \frac{R \cdot T_1 \cdot G_1}{102} \left\{ 1 - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right\}$$

η_c : 圧縮機効率	η_T : タービン効率
ϕ : 圧縮比	π : 膨張比
T_s : 吸気温度 (K)	T_1 : 入口温度 (K)
G_s : 吸込重量流量 (kg/s)	G_1 : 入口重量流量 (kg/s)

$$\text{定圧比熱} : C_p \text{ (kJ/kg} \cdot \text{K)} = \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right) \frac{R}{J}$$

ガス定数 : $R = \text{kg} \cdot \text{m/kg} \cdot \text{K}$

$$J = 426.8$$

η_c , η_T には前記表 2.3-1 の値 0.865, 0.910 (出力補正 1.08 にて 0.98 相等) を使用した。
表 2.3-1 の簡易モデルにて求めた圧縮機動力・正味タービン出力を表 3.2-2 に示す。

$$G_s = G_1 = 424 \text{ kg/s (1,526 t/h)}$$

$$\phi = 13.548$$

$$\pi = 12.109$$

他の設置条件は表 3.2-2 のとおりである。

但し、検討目的が空気との相対比較であることから燃焼器の排ガス混入を無視できるように間接熱交換器を想定し、非燃焼での純粋流体の特性を求めた。(図 3.2-B, Component Performance Model)

実際の GT 出力 (絶対値) を求めるときは、

$$(1) \text{ GT 出力} = (\text{正味タービン出力 (kW) を燃焼ガスの物性で修正}) \times \text{タービンガス流量} \\ - \text{圧縮機動力 (kW)} \times \text{吸気流量} - \text{各種ロス (機械損失, 発電損失他)}$$

$$(2) \text{ タービンガス流量} = (\text{吸気流量} \times 0.79) + (\text{燃料流量} + \text{酸素流量})$$

ここに 0.79 は翼冷却空気割合を 0.21 としたときの修正係数である。

の修正を伴う。これらを反映した実際の GT 出力は図 3.2-4 と図 3.2-5 に示した。(図 3.2-C, GT Performance Model)

Table 3.2-2 Comparison of turbine power and compressor load

流体種類		空 気				CO ₂				H ₂ O			
ガス定数R(kg·m/kg·k)		29.386				19.264				47.061			
タービン 出力	入口温度	1350℃ (1623.15K)				1350℃ (1623.15K)				1350℃ (1623.15K)			
	圧力比 (π)	12.109				12.109				12.109			
	κ	1.305				1.163				1.208			
	出力(kW)/ 入口流量 (kg/s)	884kW/(kg/s)				645kW/(kg/s)				1518kW/(kg/s)			
		1.0 (ベース)				0.73				1.72			
圧縮機 動力	入口温度 (K)	15℃ (288.15)	100℃ (373.15)	200℃ (473.15)	300℃ (573.15)	15℃ (288.15)	100℃ (373.15)	200℃ (473.15)	300℃ (573.15)	15℃ (288.15)	100℃ (373.15)	200℃ (473.15)	300℃ (573.15)
	圧力比 (ϕ)	13.548				13.548				13.548			
	κ	1.399	1.390	1.388	1.378	1.299	1.262	1.235	1.217	1.329	1.322	1.312	1.300
	出力(kW)/ 入口流量 (kg/s)	321	413	523	628	194	244	302	359	—	627	788	945
		1.0 (ベース)	1.0 (ベース)	1.0 (ベース)	1.0 (ベース)	0.604	0.591	0.577	0.572	—	1.518	1.507	1.505

表 3.2-2 において、空気作動に対する CO₂ と H₂O 各流体のタービン出力と圧縮機動力の比率は詳細解析の後述の図 3.2-4、図 3.2-5 の傾向とほぼ一致しており、相対比較においては、本検討は妥当であることが分る。

次に通常のタービン入口条件(A) (1350℃, 1.3MPa(13.33ata)) と超臨界圧 ST の入口条件(B) (700℃, 34.3MPa(350ata)) のように大きく作動温度が相違したときのタービン出力の対比を比出力を用いて表 3.2-3 に示す。

非燃焼の純粋流体において、条件(A) 1350℃と(B) 700℃の比出力比 : (B) / (A) はほぼ 0.6 である。但し、H₂O は最小の比出力比 0.590 を持つ。

比出力そのものの大小関係は、

$$CO_2 < O_2 < \text{空気} < \boxed{H_2O} < CH_4$$

の順位で、作業流体の重量流量あたりのタービン出力は H₂O が大きく良好である。

このように各流体で比出力が異なるのは 1350℃と 700℃での「 κ の温度特性」に差があるためである。

実際に条件(A)と(B)を使用するシステムは燃焼蒸気タービンであり、作業流体 H₂O の比出力比 0.590 の関係において超臨界圧 ST(B) / 低圧 ST(A) を構成することになる。

Table 3.2-3 タービン出力の対比 (於 1350°C(A), 700°C(B))

作業流体		空気	CO ₂	H ₂ O	CH ₄	O ₂
ガス定数 R (kg·m/kg·K)		29.386	19.264	47.061	52.845	26.495
比熱比 (κ)	(A)	1.3053	1.1638	1.2080	1.1033	1.2913
		於 1350°C (1623.15 K)				
	(B)	1.3371	1.1823	1.2550	1.1454	1.3146
		於 700°C (973.15 K)				
膨張比 (π)	1350°C (A)	12.109 $\left(\frac{P_{1T}}{P_{2T}} = \frac{13.333 \text{ ata}}{1.10106 \text{ ata (680.6 mmH}_2\text{O)}} \right)$				
	700°C (B)	12.925 $\left(\frac{P_{1T}}{P_{2T}} = \frac{350 \text{ ata}}{27.08 \text{ ata}} \right)$				
比出力 (出力/入口流量量) kW/(kg/s) (注1)	1350°C (A)	884	645	1518	1870	804
	700°C (B)	529	389	896	1147	491
	$\frac{(B)}{(A)}$	0.598	0.603	0.590	0.613	0.611

$$(注1) \text{ 比出力 } \left(\frac{\text{kW}}{\text{kg/s}} \right) = \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right) \frac{R \cdot T_1}{102} \left\{ 1 - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\}$$

$$\text{タービン出力: } P_1 = P_{ad} \cdot \eta_T$$

$$P_{ad} = \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right) \frac{R \cdot T_1 \cdot G_1}{102} \left\{ 1 - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\}$$

$$\text{従って, 比出力 } \frac{P_{ad}}{G_1}$$

$\eta_T = 1.0$ での上値は, 相対比較においては共通の η_T を考慮したことに相当。

3.2.2 GT 出力構成

GT 出力に対して（圧縮機動力，正味タービン出力）は次式の関係にある。

$$\text{GT 出力} = (\text{正味タービン出力} - \text{圧縮機動力} - 780\text{kW}) \times 0.9886$$

* 1 * 2

* 1 : メカニカルロス (780kW)

* 2 : 発電機効率 (0.9886)

$$\text{正味タービン出力} = \text{圧縮機動力} \times \text{GT 出力比}$$

(表 3.2-4) (表 3.2-5) * 3

* 3 : GT出力比 = $\frac{\text{正味タービン出力}}{\text{圧縮機動力}}$

GT Performance Model (図 3.2-C) において，作業流体を空気→H₂O，空気→CO₂に変更したときの出力／動力の温度特性の変化状況を図 3.2-4，図 3.2-5 に示す。

各図の傾向から表 3.2-4～表 3.2-6 の特性が抽出できる。

一般的特性	圧縮機動力	入口流体温度の影響が大きく，ほぼ相対値 +30%/100℃の割合で増加する。
	正味タービン出力	圧縮機吐出温度が高いと燃料投入は少なくてすむためタービン入口流量が減り，ほぼ相対値Δ 3%/100℃の低下割合となる。

(1) 圧縮機動力の温度変化割合 (表 3.2-4)

- ・ 流体によらずほぼ共通の変化割合である。
- ・ 圧縮機動力の流体間の比率は各温度でほぼ同じである。

(2) GT 出力比の温度変化割合 (表 3.2-5)

- ・ 流体によらずほぼ共通の変化割合である。
- ・ GT 出力比の流体間の比率は各温度でほぼ同じである。

(3) 正味タービン出力の温度変化割合 (表 3.2-6)

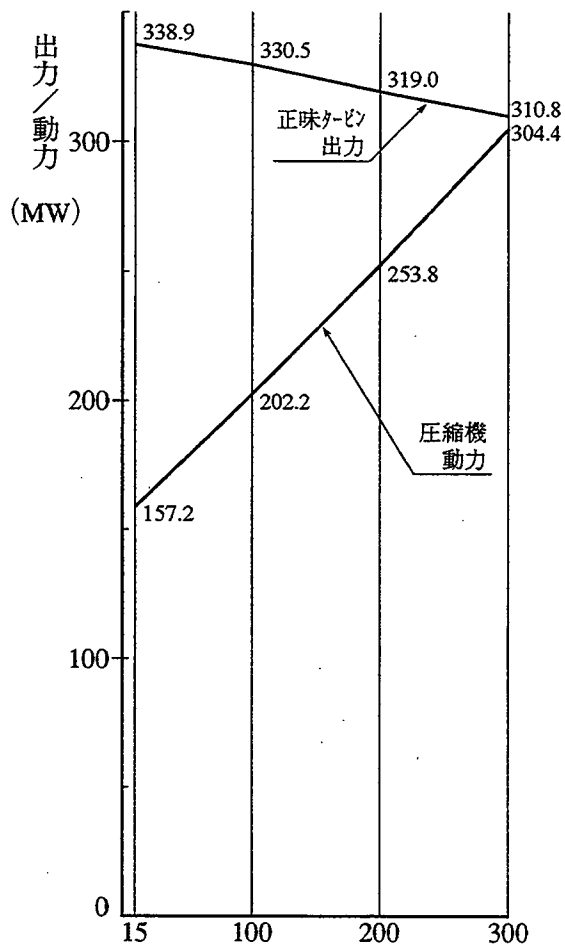
- ・ 流体によらずほぼ共通の変化割合である。
- ・ 正味タービン出力の流体間の比率は各温度でほぼ同じである。

- (4) 三原子分子 ($\text{CO}_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$) の空気 (15~300°C内範囲) に対する割合はタービン出力の方が圧縮機動力より高く求まる傾向にある。圧縮機入口温度 100°Cでの CO_2 と H_2O の空気に対する割合を次に示す。

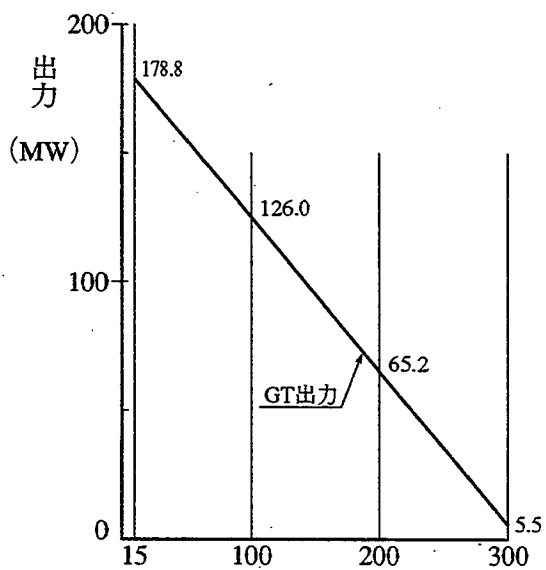
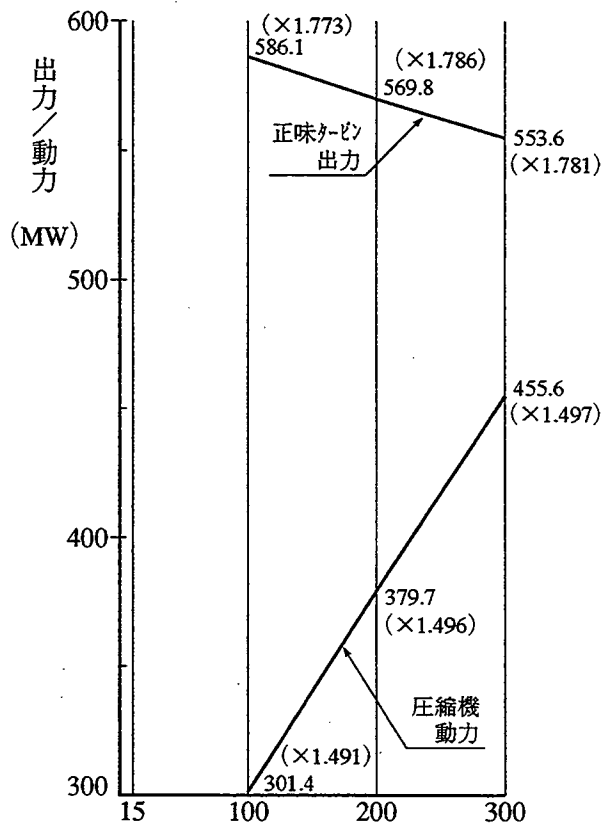
	CO_2	H_2O
圧縮機動力	約 0.58 倍	約 1.49 倍
正味タービン出力	約 0.80 倍	約 1.77 倍

その結果、GT 出力比は空気より向上する。

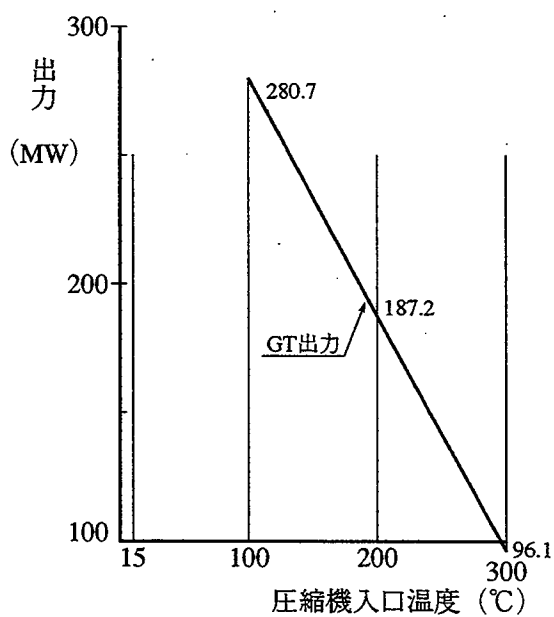
	CO_2	H_2O
GT 出力比	約 1.38 倍 (0.80/0.58)	約 1.19 倍 (1.77/1.49)



(注) (×) は空気での値との比率を示す。

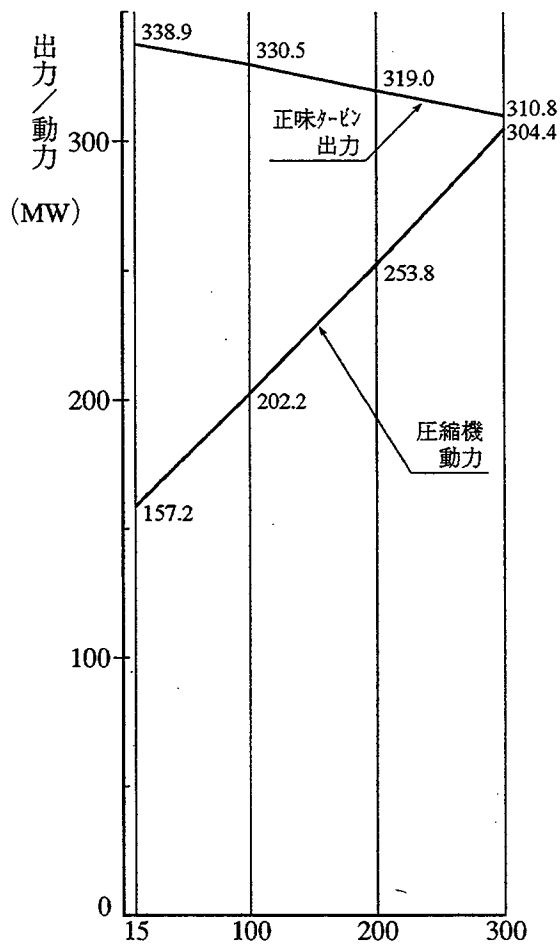


作動流体 空気

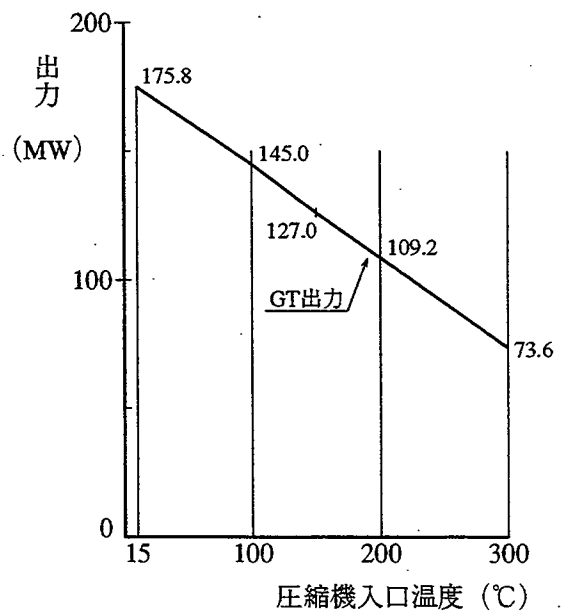
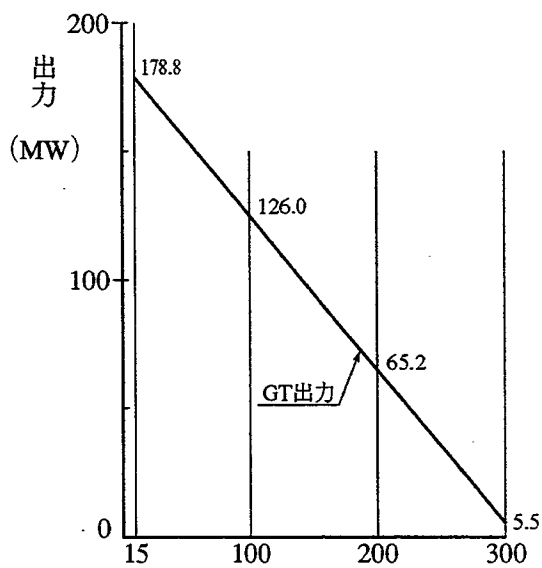
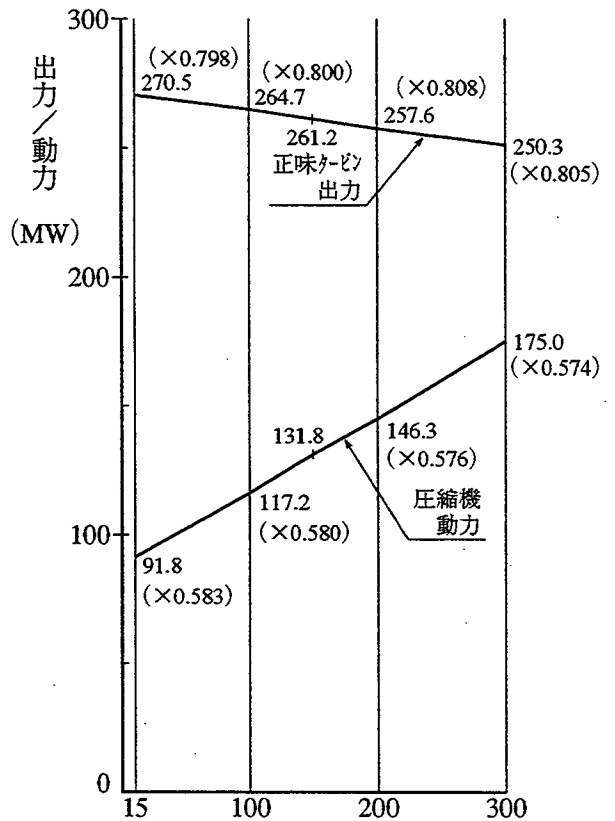


作動流体 H₂O

Fig. 3.2-4 作動流体：空気→H₂O の (出力/動力) 変化



(注) (×) は空気での値との比率を示す。



作動流体 | 空気

作動流体 | CO₂

Fig. 3.2-5 作動流体：空気→CO₂の(出力/動力)変化

Table 3.2-4 圧縮機動力の温度変化割合

流体	吸気温度	
	15-100-300℃	100-300℃
CO ₂	100-128-191%	100-149%
H ₂ O	-	100-151%
空気	100-129-194%	100-151%

流体	15℃		100℃		300℃	
	吸気温度	流体	吸気温度	流体	吸気温度	流体
CO ₂	91.8MW	0.583	117.2MW	0.580	175.0MW	0.574
H ₂ O	-	-	301.4MW	1.491	455.6MW	1.497
空気	157.2MW	1.0 (ベース)	202.2MW	1.0 (ベース)	304.4MW	1.0 (ベース)

Table 3.2-5 GT 出力比の温度変化割合

流体	吸気温度		
	15℃	100℃	300℃
CO ₂	2.947	2.259	1.430
	100%	76.7%	48.5%
		100%	63.3%
H ₂ O	-	1.945	1.215
	-	100%	62.5%
空気	2.156	1.635	1.021
	100%	75.8%	47.4%
		100%	62.5%

流体	15℃		100℃		300℃	
	吸気温度	流体	吸気温度	流体	吸気温度	流体
CO ₂	2.947	1.367	2.259	1.382	1.430	1.400
H ₂ O	-	-	1.945	1.190	1.215	1.190
空気	2.156	1.0 (ベース)	1.635	1.0 (ベース)	1.021	1.0 (ベース)

Table 3.2-6 正味タービン出力の温度変化割合

吸気温度 流体	15-100-300℃	100-300℃
CO ₂	100-98-93%	100-95%
H ₂ O	—	100-94%
空気	100-98-92%	100-94%

吸気温度 流体	15℃		100℃		300℃	
CO ₂	270.5MW	0.798	264.7MW	0.800	250.3MW	0.805
H ₂ O	—	—	586.1MW	1.773	553.6MW	1.781
空気	338.9MW	1.0 (ベース)	330.5MW	1.0 (ベース)	310.8MW	1.0 (ベース)

3.2.3 GT 比出力, GT 出力比

GT 出力構成 (3.2.2 に既述) について, 更に GT 比出力と GT 出力比を以下の定義で求め, 作業流体の相違点を評価した。

$$\begin{aligned}\bullet \text{ GT 比出力 (重量流量基準)} &= \frac{\text{GT出力(kW)}}{\text{吸気流量(kg/h)}} \\ \bullet \text{ GT 比出力 (容積流量基準)} &= \frac{\text{GT出力(kW)}}{\text{吸気流量(kgmole/h)}} \\ \bullet \text{ GT 出力比} &= \frac{\text{正味タービン出力}}{\text{圧縮機動力}}\end{aligned}$$

但し, 各定義は以下の特徴を持つ。

GT 比出力:

- (1) 吸気重量流量を基準とした GT 比出力は, 分子量の小 (大) の流体では容積流量が多 (少) となり, GT サイズが大 (小) となる。
- (2) 吸気容積流量を基準とした GT 比出力は, 同サイズの GT をもって作動させた値を示す。

GT 出力比:

- (1) 無次元のため GT のサイズとは無関係の表示である。
- (2) 流体の種類が異なると圧縮機動力, 正味タービン出力が共に変化する。
圧縮域 (15~600°C) と膨張域 (600°C~1350°C) の物性の関係を分析できる。

(3) $\frac{\text{正味タービン出力}}{\text{圧縮機動力}} > 1.0$

において GT 出力が取り出せる (自立する)。

この GT 出力比の大きい流体程, 出力取出し量が多い。

- (1) 容積流量基準 GT 比出力の特性を図 3.2-6 に示す。

この図より以下の傾向が評価できる。

① 比出力の順位: $\text{CH}_4 > \text{CO}_2 > \text{H}_2\text{O} > \text{空気} > \text{Ar} \cdot \text{He}$,

つまり 5 原子分子 > 3 原子分子 > 2 原子分子 > 単原子分子 の順位で GT 出力の取出割合は CH_4 が一番大きい。

② 15~100°Cでの比出力変化幅: $\text{CH}_4 < \text{CO}_2 (< \text{H}_2\text{O}) < \text{空気} < \text{Ar} \cdot \text{He}$

つまり 5 原子分子 < 3 原子分子 < 2 原子分子 < 単原子分子 の順位で吸気温度に対する影響は CH_4 が一番小さい。

③ 単原子分子 (Ar · He) はほぼ同値・同傾向である。

④ 圧縮機入口温度に対して比出力は直線傾向を持つ。

(2) 重量流量基準 GT 比出力の特性を図 3.2-7 に示す。この図より以下の傾向が評価できる。

但し、統一性の観点からは図 3.2-6 をもって判定するのが好ましい。

① 流体種類によって温度特性の傾向はまちまちで統一性が出ない。

② 単原子分子 (Ar・He) は分子量 (39.948, 4.003) の違いによって全く異なる特性 (約 10 倍の差) となる。

③ 圧縮機入口温度に対して比出力は直線傾向を持つ。

(3) GT 出力比 $\left(\frac{\text{正味タービン出力}}{\text{圧縮機動力}} \right)$ の特性を図 3.2-8 に示す。この図より以下の傾向が評価できる。

① 比出力の順位: $\text{CH}_4 > \text{CO}_2 > \text{H}_2\text{O} > \text{空気} > \text{Ar} \cdot \text{He}$, つまり GT 出力は CH_4 が最も大きい。

一方、圧縮機動力: $\text{CH}_4 > \text{H}_2\text{O} > \text{空気} > \text{Ar} > \boxed{\text{CO}_2}$, つまり圧縮機動力は CO_2 が順位を移動して最小となる。

② タービン出力: $\boxed{\text{正味タービン出力} = \text{GT出力比} \times \text{圧縮機動力}}$

つまり CH_4 が最も大きいタービン出力 (圧縮機入口流体 1,526,000kg/h 共通) を取り出せる。

③ 15~100°Cでの GT 出力比変化幅: $\text{CH}_4 = \text{CO}_2 \begin{matrix} 0.7 & 0.7 & (-) \\ & & \end{matrix} > \text{空気} > \text{Ar} \cdot \text{He} \begin{matrix} 0.5 & 0.4 \end{matrix}$

つまり吸気温度に対する影響は CH_4 が一番大きい。

但しその変化率は $0.21 < 0.234 (< _) < 0.240 < 0.28$ で CH_4 が一番小さい。

$$\begin{array}{ccccccc} & \uparrow & & \uparrow & & \uparrow & & \uparrow \\ \left(\frac{0.7}{3.3} \right) & & \left(\frac{0.69}{2.95} \right) & & & & \left(\frac{0.52}{2.16} \right) & & \left(\frac{0.4}{1.44} \right) \end{array}$$

④ 単原子分子 (Ar・He) は出力比が 1 に近くタービン出力が圧縮機動力に近い。

⑤ 空気は 300°C 以上では出力比が 1 を下まわり自立できない。Ar・He は 150°C 以上では自立できない。

⑥ 圧縮機入口温度に対して GT 出力比は曲線傾向を持つ。

以上より CH_4 , CO_2 , H_2O は 15°C での出力比大きいため、高温の 300°C になっても GT は自立できる。但し空気は 300°C では自立限界にあり、発電設備としての出力発生はほとんどない。単原子分子の (Ar, He) は 100°C の段階ですでに自立限界に到達してしまう。

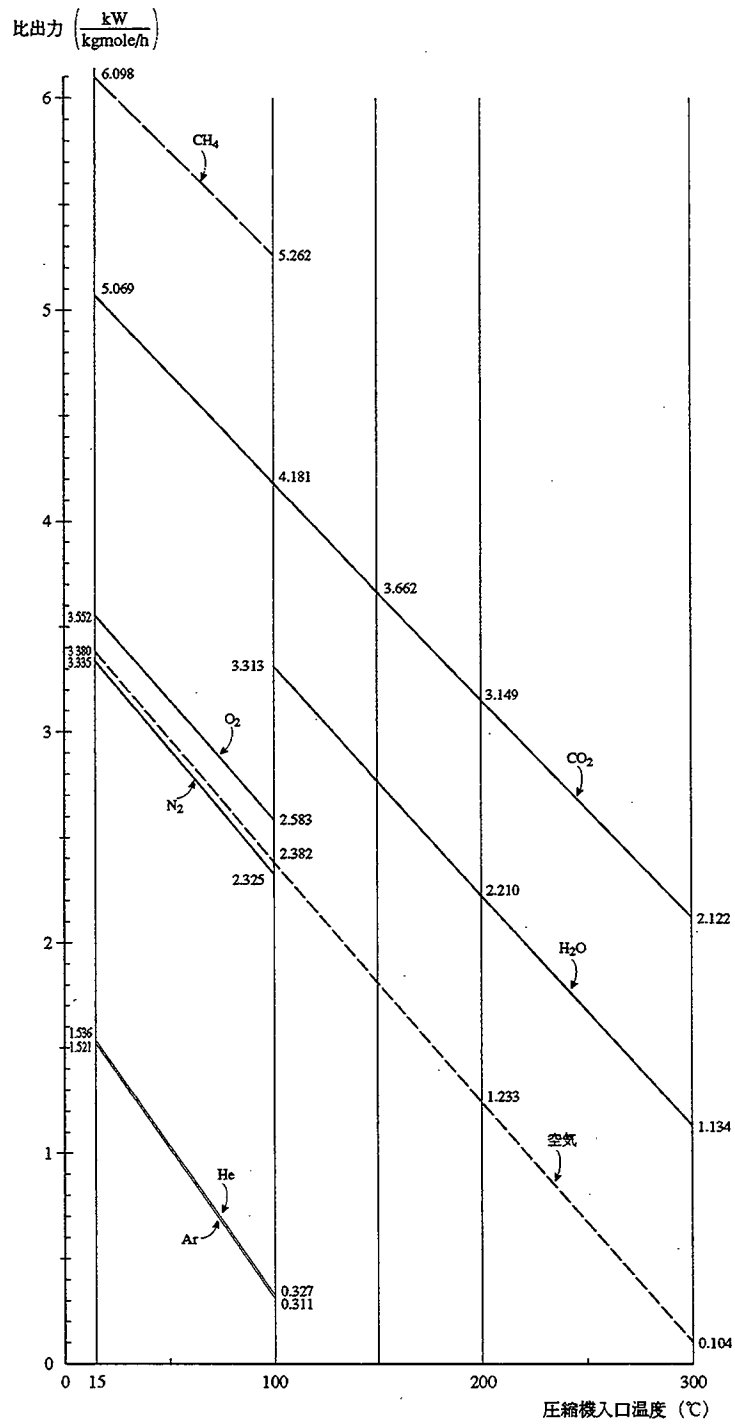


Fig.3.2-6 GT 比出力の圧縮機入口温度特性 (容積流量基準)

比出力 (kW/kg/h)

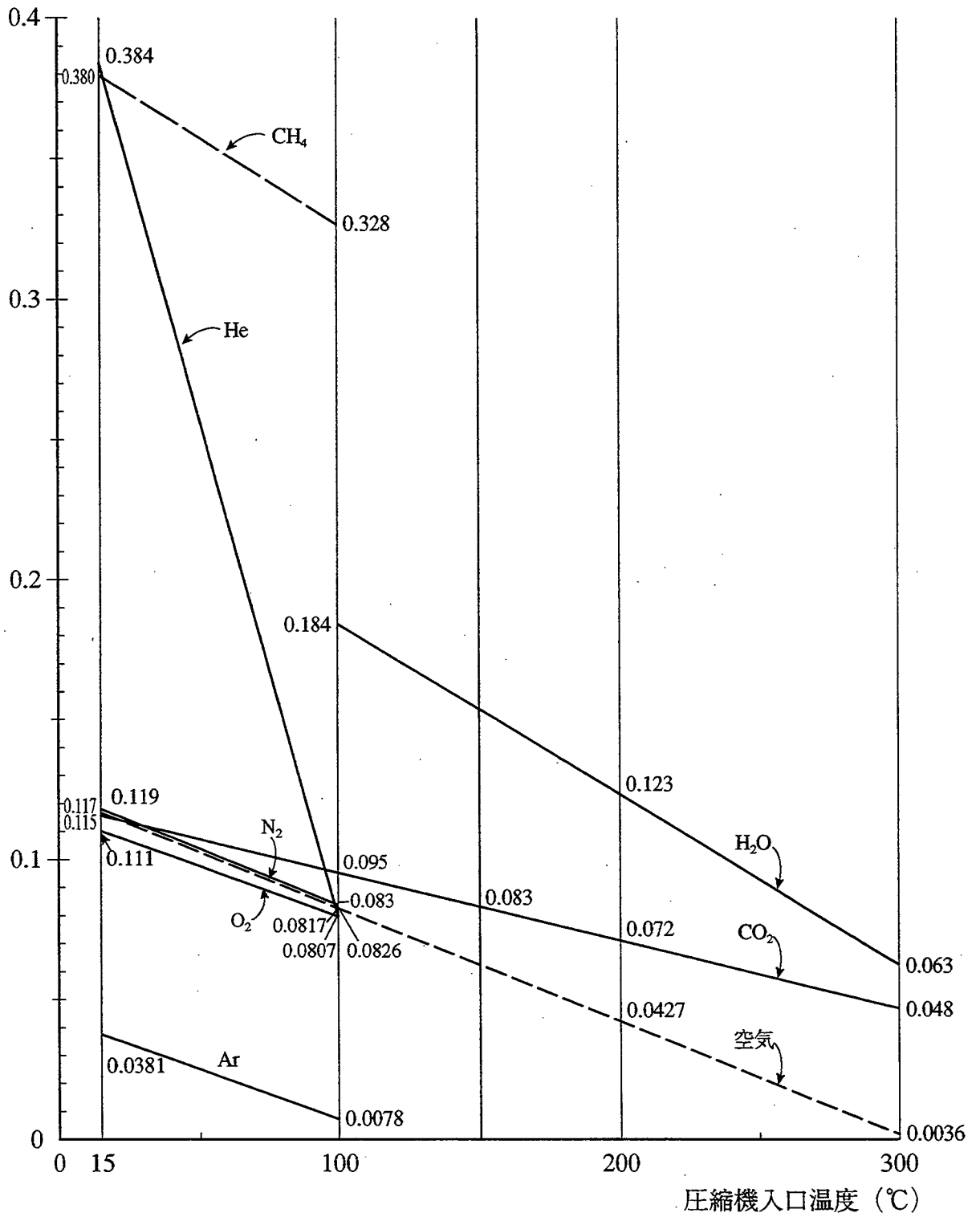


Fig.3.2-7 GT比出力の圧縮機入口温度特性 (重量流量基準)

出力比 (タービン出力/圧縮機動力)

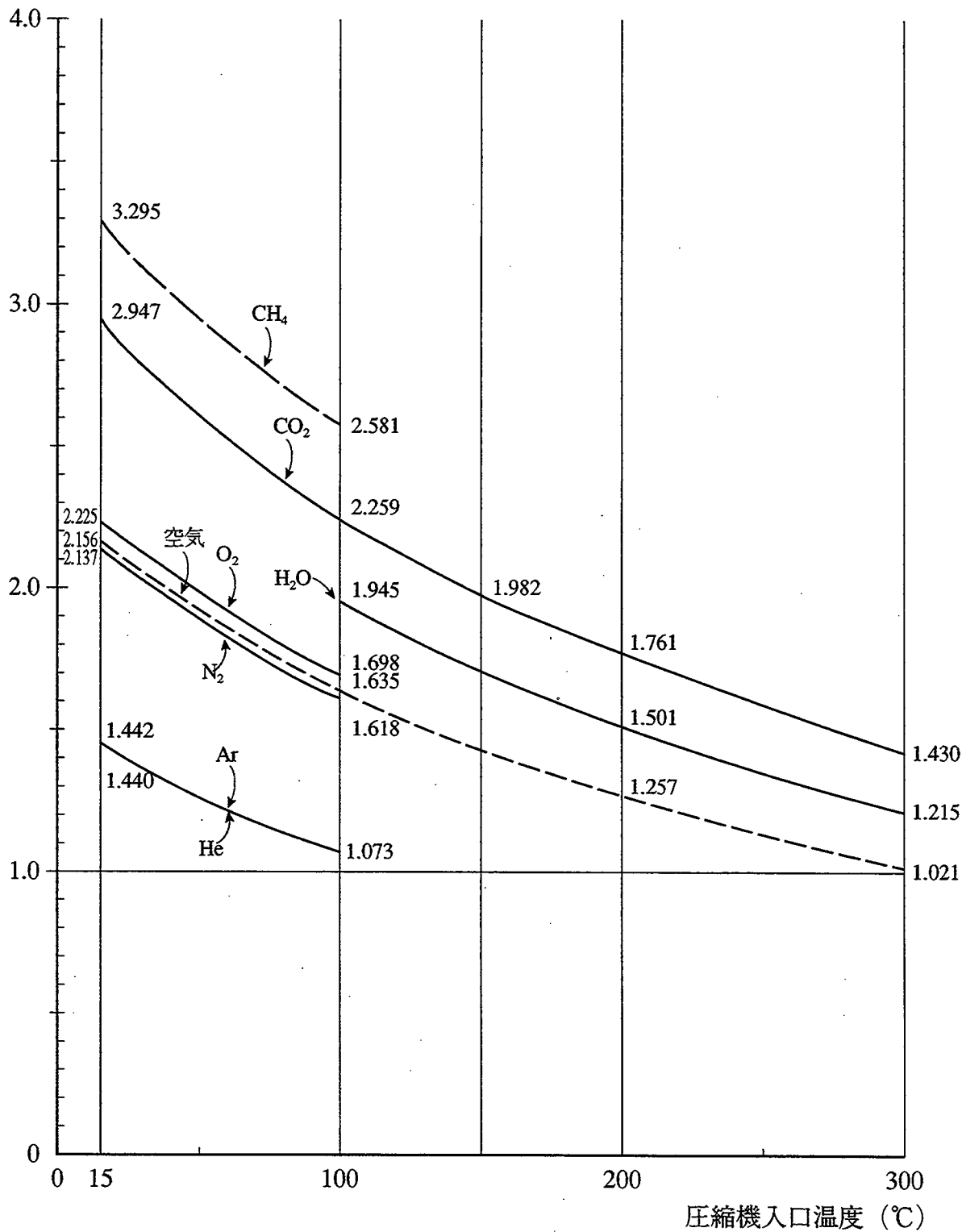


Fig.3.2-8 GT 出力比の圧縮機入口温度特性

3.2.4 循環媒体の選定

CH₄/O₂燃焼ガスタービンではCH₄・O₂・CO₂・H₂Oの4種類の流体が関係しているがこのうち燃焼排気であるCO₂・H₂Oを本来の作業流体の空気と比較し、性能への寄与の度合いを評価した。前述の図3.2-1に250K~1700Kの温度範囲での比熱比(κ)と定圧比熱(kJ/kg・K)の関係を示し、両者が関係して出力・動力が求まる条件を表3.2-2に既述している。さらに図3.2-4, 図3.2-5の圧縮機動力, タービン出力ならびにガスタービン出力に基づいて以下の知見を得ている。

- (1) 圧縮機動力(Lc)とタービン出力(Pt)についてはH₂Oは空気より大, CO₂は空気より小である。
- (2) 両者の差である発電出力はその絶対値と吸気温度特性に物性の違いが現れる。
 - ① H₂O: 発電出力(100℃)は空気の約2倍であるが温度による出力の減少割合は小さい。
 - ② CO₂: 発電出力(15℃)は空気とほぼ同じであるが温度による出力の減少割合は小さく, 発電出力(100℃)では空気の約1.2倍である。

次に, 図3.2-DのCombined Cycle Performance Modelによってオープンサイクルでの複合サイクル発電を想定し, 各作業流体の性能を求めた。

図3.2-9の出力特性および図3.2-10の出力比から次の知見を得た。

- (3) 容積流量を同一, つまり同じ体格のガスタービンを使用する条件では分子量と比熱の関係からCO₂>H₂O>空気の順位で高出力となる。

1. タービン部性能に及ぼす作業流体の影響

ガスタービン発電出力について, 圧縮機動力を削除せずに正味タービン出力のみを評価した。

タービン入口温度・1350℃級のガスタービンにおいては(出力, 効率)のいずれを優先させるかで選定すべき流体の種類が異なる。

エネルギー変換状況を,

$$(1) \quad \text{タービン入口熱量} = \text{圧縮機動力エネルギー} + \text{燃料入熱 (LHV)}$$

$$(2) \quad \text{タービン総熱量効率} = \frac{\text{タービン出力エネルギー}}{\text{タービン入口熱量}}$$

これは, エネルギー変換効率(ETR, Energy Transfer Ratio, 参照4.4)とも呼称する。

$$(3) \quad \text{タービン比出力の対空気比}$$

で各々定義した。

(1) タービン総熱量効率

図3.2-12にタービン熱量構成割合およびタービン総熱量効率(ETR)を示す。

単原子分子のArを例外として, 2原子分子(O₂), 3原子分子(H₂O, CO₂)および5原子分子(CH₄)のタービン総熱量効率は空気より低くなる。

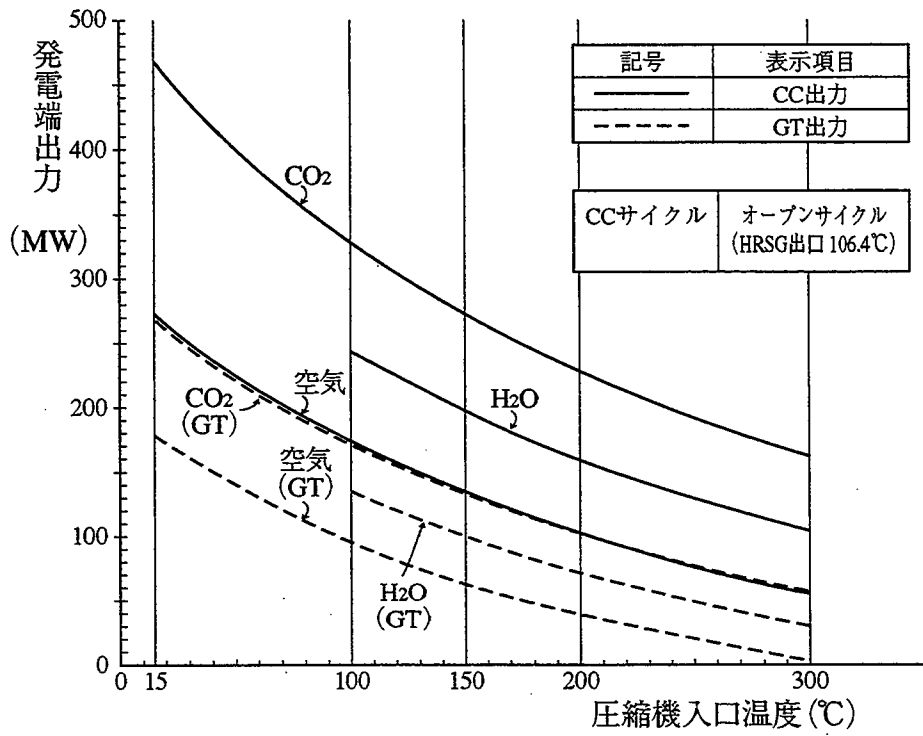


Fig.3.2-9 Plant power output of CO₂, H₂O and Air at Constant Volume
Air Flow of Compressor Suction

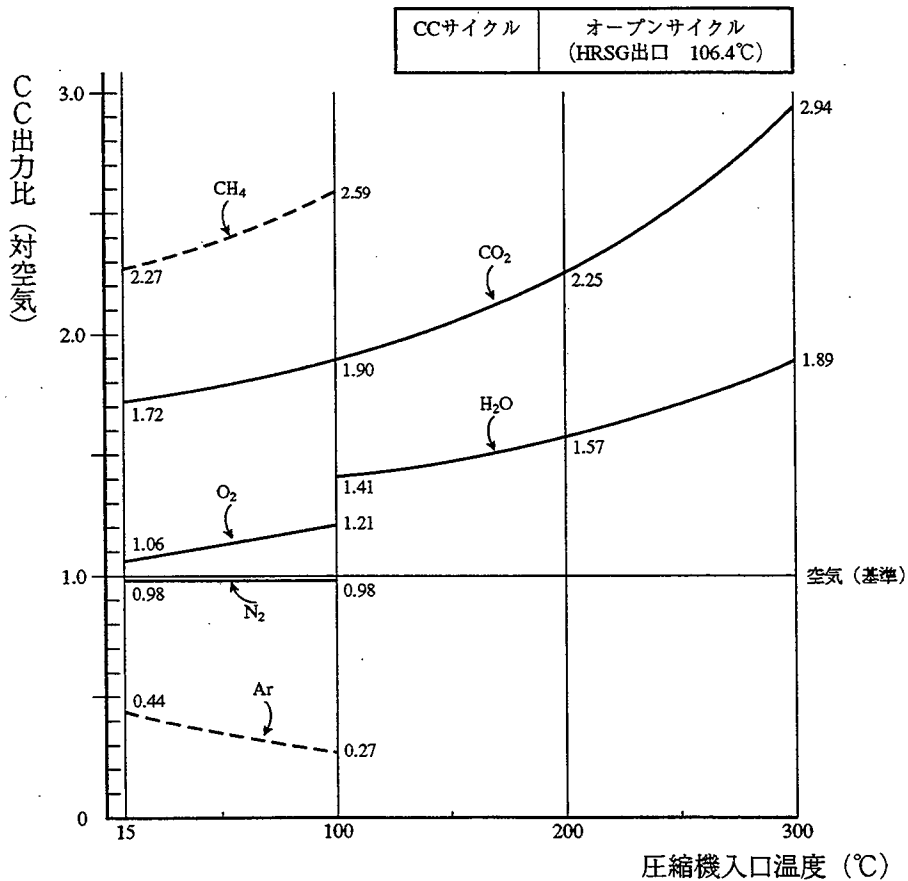


Fig.3.2-10 対空気の CC 出力比 (圧縮機容積流量 : 1,261,000m³/h)

圧縮機流量	1,526 t/h
タービン入口温度	1350℃

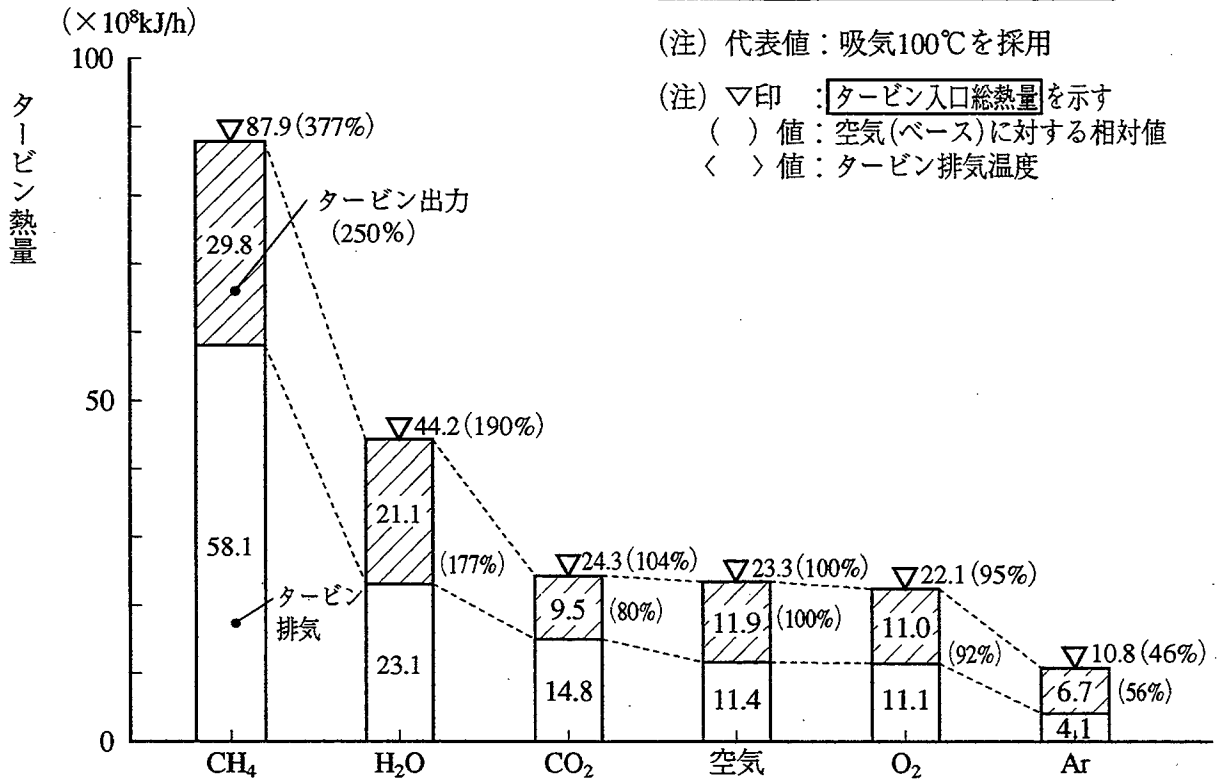


Fig.3.2-11 タービンエネルギー平衡

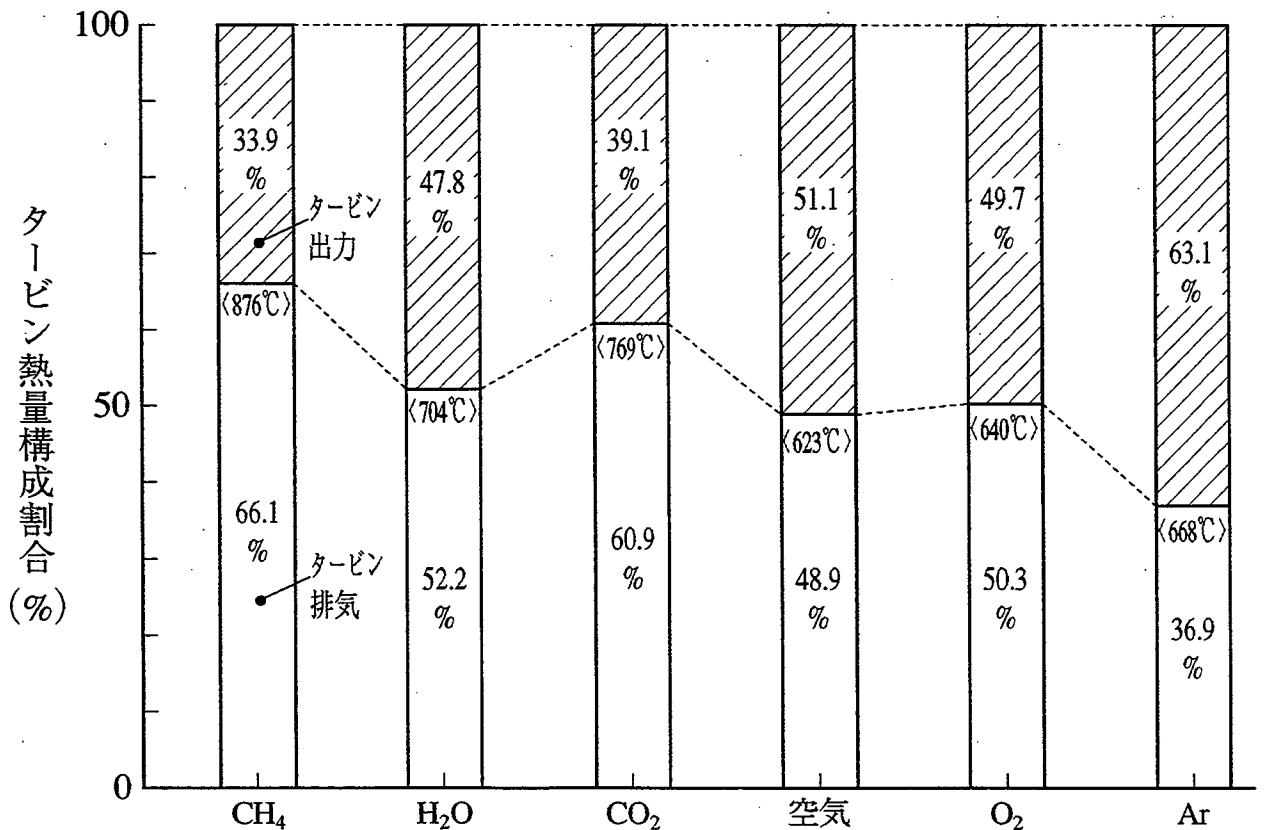


Fig.3.2-12 タービン熱量構成

Ar > 空気 > O₂ > H₂O > CO₂ > CH₄
 0.63 0.51 0.50 0.48 0.39 0.34

タービン出力は 1350℃での比熱比 (κ) とガス定数 (R) に対応して求まるため、各作業流体の物性値差 (κ, R) が ETR の相違をもたらしている。

(2) タービン比出力

図 3.2-11 のタービン出力エネルギー量を対比して表 3.2-7 の値を得た。タービン比出力の大小関係は、圧縮機吸気条件 (重量流量一定, 容積流量一定) で若干異なる。つまり、重量流量基準のタービン比出力の大小関係を作業流体の分子量で修正する容積流量基準では CO₂ と O₂ の順位が下記のとおり移動し、CO₂ のタービン比出力が大きくなる。

重量流量基準 : CH₄ > H₂O > 空気 > O₂ > CO₂ > Ar
 (×10⁸kJ/h, 1526t/h) 29.8 21.1 11.9 11.0 9.5 6.7

容積流量基準 : CH₄ > CO₂ > H₂O > O₂ > 空気 > Ar
 (×10⁸kJ/h, 1261000m³/h) 16.5 14.5 13.2 12.2 11.9 9.3

Table 3.2-7 Effect of Working Fluid on Turbine Section Performance

作業流体	タービン比出力割合		タービン総熱量効率 (ETR) (図3.2-12)		排気熱量 (注2) (照合 : $\frac{\text{タービン出口温度}}{1350^\circ\text{C}}$)
	重量流量基準 (図3.2-11)	容積流量基準			
CH ₄	2.50倍※	1.39倍※※	33.9%	相対 0.78倍	66.1% (64.9)
H ₂ O	1.77倍	1.11倍	47.8%	0.94倍	52.2% (52.1)
CO ₂	0.80倍	1.22倍	39.1%	0.77倍	60.9% (57.0)
空気	ベース	ベース	51.1%	(ベース)	48.9% (46.1)
O ₂	0.92倍	1.02倍	49.7%	0.97倍	50.3% (47.4)
Ar	0.56倍	0.78倍	63.1%	1.23倍	36.9% (34.7)

(注1) ※ 2.50=29.8/11.9 (於図3.2-11)

※※1.39=2.50×(16.043/28.85)

GT同サイズとして圧縮機入口容積流量を基準にとるときは下記の分子量の比で修正する。

CH₄: 16.043, H₂O: 18.015, CO₂: 44.010, 空気: 28.850, O₂: 31.999, Ar: 39.947

(注2) 排気熱量; Cp=一定 を想定すると () 内の照合値が対応する。

定圧比熱は高温の方が低温よりも大きいため実際の排気熱量は

照合値より2~3%大きく排出される。

(但し, H₂Oはほぼ同値)

(注3) 共通仕様;

圧縮機流量	1,526 t/h
タービン入口温度	1350℃
圧縮機入口温度	10℃

図 3.2-11 のタービン入口総熱量は各純粋流体の 1350°C での定圧比熱 (kJ/ (kg・k)) におおむね対応する。

CH₄ : 5.543, H₂O : 2.678, CO₂ : 1.340, 空気 : 1.232, O₂ : 1.152, Ar : 0.520
(4.50) (2.17) (1.09) (1ベ-ス) (0.94) (0.42)

但し、実際は燃焼ガス (CH₄/O₂ 燃焼) が混合するためタービン作動流体の組成および定圧比熱が若干異なり空気との比率は下記のとおりで低目 (CH₄, H₂O, CO₂) あるいは高目 (O₂, Ar) となる。

CH₄ : 3.77, H₂O : 1.90, CO₂ : 1.04, 空気 : 1.0, O₂ : 0.95, Ar : 0.46

2. 循環流体の選定

CO₂・CBC の作業流体 (循環流体) は、「CO₂ を主体とした (CO₂+H₂O) の混合流体」および「0~100°C の再循環温度領域で使用する」を基本仕様として決定した。

作業流体は表 3.2-7 より

- ・出力重視では CO₂ 主体
- ・効率重視では H₂O 主体

を選択すべきであることが分る。

但し、本研究では後述の 3.3.2 において作業流体組成 (CO₂, H₂O) の最適混合割合を詳細に評価することとした。

この評価においては CO₂/H₂O Hybrid システムを構成した上でシステムの総熱量効率を最大とする組成を選定している。このシステム総熱量効率 (表 3.3-2) の定義は前述のタービン総熱量効率とは異なる。

3.3 CO₂/H₂O Hybrid システム

本研究の CO₂/H₂O Hybrid システムは、CO₂・CBC 系と燃焼蒸気タービン系の 2 システムを HRSG (排熱回収ボイラ) を介して結合したもので、熱計画および運転・制御のしやすいシステムである。別の観点に立てば、このシステムは CO₂・CBC から蒸気の供給を受ける燃焼タービンサイクルとしてとらえることができる。作業流体は CO₂・CBC では CO₂、燃焼蒸気タービンでは H₂O を各々主体としている。

3.3.1 CO₂/H₂O Hybrid システムの構成

図 3.3-1 に本提案の発電システムの構成を示す。

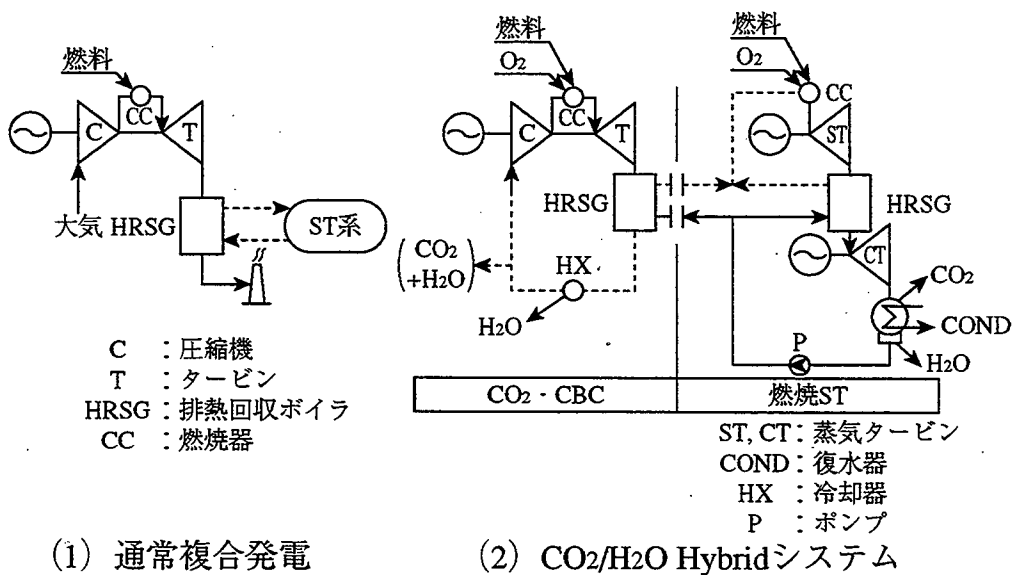


Fig.3.3-1 System Configuration

通常の複合発電では図(1)の煙突排気が存在するがこれを圧縮機(C)入口に再循環させて CO₂・CBC としている。CO₂/H₂O Hybrid システムでは図(2)の左半分が CO₂・CBC で右半分は燃焼蒸気タービンシステムで構成する。

CO₂・CBC のタービン(T)からの排気は排熱回収ボイラ (HRSG) で熱回収されたあと圧縮機(C)の吸気側へ再循環される。燃料は CH₄ を主成分とする天然ガス (LNG 気化ガス) とし、酸化剤は純酸素(O₂)である。燃焼量に相当する燃焼排ガス H₂O・CO₂ は HRSG を経たあとシステム外へ排出する。

CH₄/O₂ 燃焼ガスタービン(T)を 1350°C で作動させ閉サイクルを構成するために、約 100°C の排熱回収ボイラ (HRSG) 排気を圧縮機入口に導く。LNG 気化ガス (CH₄・約 80wt%) を燃焼器で純 O₂ と当量燃焼させて、その排気 CO₂, H₂O を再循環流体と混合する。再循環流体組成が

(CO₂, H₂O)=(56.5wt%, 43.5wt%)の当量燃焼排気に対してCO₂が多いのかH₂Oが多いのかによってシステム機器構成が異なる。

つまり、図 3.3-1 の構成のCO₂・CBC を作動させるときCO₂ (又はH₂O) 濃度の違いは冷やすべき再循環流体の温度つまり熱交換器 (HX) の仕様に影響を与える。再循環流体を燃焼排気と同じCO₂, H₂O 組成とすることによって熱交換器(HX)を省略し、単純抽気での排出が可能となる。

燃焼蒸気タービンシステムではCO₂・CBC系のHRSGと自系のHRSGの両方からの総蒸気を主蒸気として使用する。蒸気タービン (ST) の入口温度を高めるために燃焼器 (CC) で燃料 (LNG 気化ガス) と純酸素を燃焼させる。ST の高温排気は排熱回収ボイラ (HRSG) で熱回収されたあと復水タービン (CT) 作動条件に調整される。CT の排気は復水器 (COND) で真空に保たれており、燃焼量に相当する燃焼排ガス (H₂O, CO₂) は復水の一部と不凝縮ガス (CO₂ 他) としてシステム外へ排出する。

蒸気タービンの作動条件を高性能化するためにCH₄/O₂燃焼器を併設した。この場合、作業流体は蒸気と燃焼ガスの混合気であり、タービン入口温度 1350℃～1700℃の蒸気タービン (ST) とした。後続の低圧側タービン (CT) は直前に自系のHRSGを併設して蒸気を冷却し、入口蒸気条件を確保している。CO₂・CBC系のHRSGと自系のHRSGの両方からの蒸気でシステムを構成した。順次蒸気圧力を高めた場合や、燃焼器を単熱方式 (1個) と再熱方式 (2個) の2通りとした場合について効率向上を評価した。図 3.3-1 ではこの単熱方式を示している。蒸気圧力を高める場合、超臨界圧 (34.3MPa, 350ata) で作動する超臨界圧タービン (USC・T) とその後流の 1.3～4.3MPa で作動する低圧タービン (LP・T) に大別できる。ここで USC・T を膨張タービンとし LP・T を燃焼器付きの燃焼タービンとするものを単熱方式 (Single Combustion, SC), USC・T と LP・T を共に燃焼タービンとするものを再熱方式 (Double Combustion, DC) と呼称する。

CO₂/H₂O Hybrid システムの主な仕様を以下にまとめて示す。

- (1) 通常のカスタタービンでは煙突へ放出する HRSG 排気を圧縮機 (C) 吸気側に結合して CO₂・CBC サイクルを構成する。燃焼は LNG 気化ガス/O₂ で行う。
- (2) HRSG で生成する蒸気を更に燃焼器 (CC) で昇温する燃焼蒸気タービンを採用する。
H₂O・CBC (H₂O 循環の閉サイクルガスタタービン) での圧縮機を削除し、作動蒸気圧力は給水ポンプ (P) で必要な値を得るシステムである。
- (3) 燃焼で生じる H₂O と CO₂ はシステム外へ排出する。CO₂・CBC では冷却器 (HX) での排水と下流抽気によって燃焼生成物の H₂O と CO₂ を排出する。燃焼蒸気タービンでは復水器 (COND) で H₂O と CO₂ を排出する。
- (4) CO₂/H₂O Hybrid System での作業流体選定：
 - ① CBC は圧縮機を持つガスタタービンであるため、発電出力の大きい CO₂ (図 3.2-9) を用いて CO₂・CBC とした。

CO₂・CBC においては (発電出力+HRSG 回収熱) を燃料入熱で割る総熱量効率 (ETR, Energy

Transfer Ratio) (表 3.3-2) が 96%LHV (表 3.3-3 に後述) と通常の GT の 88%LHV より高いため発電効率の若干の低さは緩和される。

- ② 燃焼蒸気タービンは、本来 H_2O が作動流体であり、(HRSG 回収熱+燃料入熱) の総熱量に対する発電効率 (表 3.3-2) が高いという特徴を持つ。

燃焼蒸気タービンでは蒸気圧力を給水ポンプ(P)で自由に設定でき、ガスタービンでの圧縮機(C)を持たない分、超臨界圧迄の燃焼 ST を構成することができる。また燃焼蒸気タービンの排気がほぼ大気圧・約 $700^{\circ}C$ であるため自系でも HRSG を持つこととしている。但しこの HRSG からの吸収熱のみでは蒸気生成のための必要熱量の約 1/2 にとどまるため系外 (CO_2 ・CBC) から残りの 1/2 の蒸気を補う。

- ③ 燃焼排ガスのシステム外への排出については CO_2 ・CBC の循環流体を圧縮機入口で (CO_2 ・ H_2O) = (95wt%, 5wt%) の混合流体とすることで冷却器 (HX) での除湿をしやすくした。更なる高性能化検討の結果最終的には (56.5wt%, 43.5wt%) を採用し、冷却器を用いないで、燃焼生成物の CO_2 と H_2O を系外へ排出することとした。燃焼蒸気タービンの復水器 (COND) から抽気する不凝縮ガスは通常の給水に溶存する気体の他に燃焼排気の CO_2 が加わり多量となる。蒸気と不凝縮ガスの分離能力改善が必要となり、またシステム系への不凝縮ガスの排出動力の増大を伴う。

3.3.2 CO_2 ・CBC システムの最適化

作動流体である CO_2 と H_2O の混合流体のうち CO_2 濃度を 100wt% から 0 wt% へ変化させた場合の性能を図 3.3-2 に示す。図中の a, b, c, d, e, f 点は表 3.3-1 に述べた典型的な CO_2 (または H_2O) 濃度点である。図中の総熱量効率 (Energy Transfer Ratio, ETR, LHV 基準) および発電端効率 (Gross Thermal Efficiency, GTE, HHV 基準) は表 3.3-2 の定義によっている。表中の記号 ②~⑥ は図 3.3-3 に記載のエネルギー入力/出力を示す。総熱量効率は蒸気保有熱と同じく物理現象として熱の移動を扱うため燃料の低位発熱量 (LHV) を、発電端効率は燃料の取引単価表示として公に用いられている高位発熱量 (HHV) を用いて各々表示した。

但し、容量は圧縮機入口流体流量 1526t/h 当りで考え、以下も同様である。再循環流体が (CO_2 , H_2O) = (56.5wt%, 43.5wt%) の濃度の d 点の場合、その濃度は量論燃焼ガスの濃度そのままであるので、その系外排出は単純抽気で良い。この値よりも CO_2 が高濃度の場合は H_2O 排出のために再循環流体を冷やす必要があり、その結果圧縮機への再循環温度が低下 (表 3.3-1, a~f: $0 \sim 100^{\circ}C$) して燃料投入量が増え総熱量効率が低くなる。一方 H_2O が高濃度になると復水器での復水と CO_2 抽気が必要となり、 H_2O が 100wt% 近くでは系外からの熱を確保しないと再循環できなくなり、非現実的である。(CO_2 , H_2O) = (56.5wt%, 43.5wt%) の d 点の総熱量効率は最大値 96.3% LHV で従来のガスタービンの総熱量効率は 88%LHV 程度でそれより大幅に高く、また循環流体平衡排出のための熱交換器は不要で、設備・性能ともに最良の条件である。この条件では HRSG から系外へ供給できる熱量は最大値 $1.6905 \times 10^9 kJ/h$ となり、燃焼 ST との組み合わせにとっても最良の CO_2 ・CBC 条件といえる。

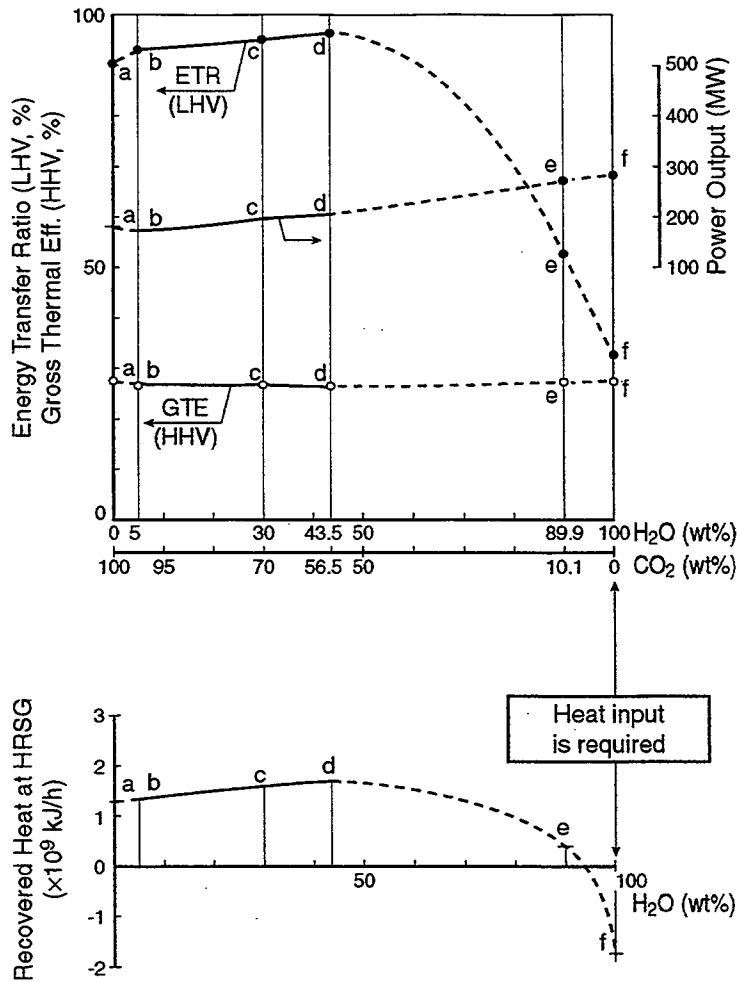


Fig.3.3-2 Effect of (CO₂, H₂O) Concentration on CO₂-CBC Performance

Table 3.3-1 Specification of CO₂ · CBC System

Firing Temperature	1350°C						
Fuel	Gasified LNG (Liquified Natural Gas)						
Component (wt%)	CH ₄ : 79.6 i-C ₄ H ₁₀ : 0.9 C ₂ H ₆ : 15.0 n-C ₄ H ₁₀ : 0.6 C ₃ H ₈ : 3.9						
Higher Heating Value	54,712 kJ/kg						
Lower Heating Value	49,479 kJ/kg						
Oxygen	O ₂ : 100wt%						
Working Fluid Component (wt%)		a	b	c	d	e	f
[d equals to Stoichiometric Combustion Exhaust]	CO ₂	100	95	70	56.5	10.1	0
	H ₂ O	0	5	30	43.5	89.9	100
HRSG Outlet Temperature	106°C						
Compressor Inlet Temperature	a	b	c	d	e	f	
[depends on the working fluid component]	0°C	50°C	82°C	100°C	100°C	100°C	

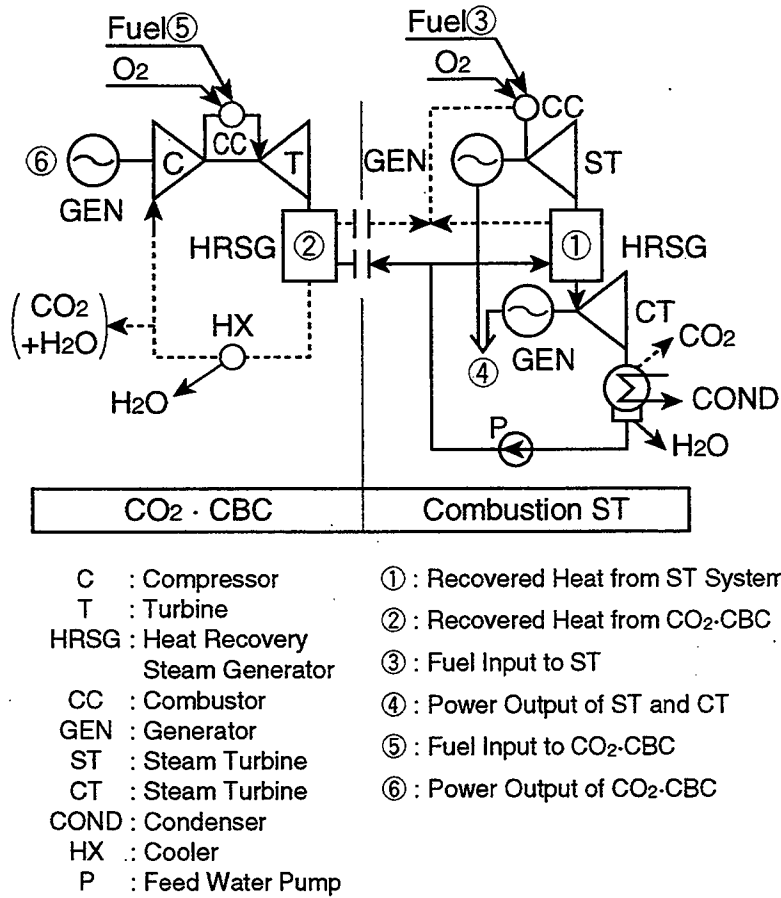


Fig.3.3-3 CO₂/H₂O Hybrid System Configuration

Table 3.3-2 Performance Coefficient

Performance Coefficient	CO ₂ · CBC	Combustion ST	CO ₂ /H ₂ O Hybrid
Gross Thermal Efficiency (GTE)	$\eta_{10} = \frac{⑥}{⑤}$	$\eta_2 = \frac{④}{②+③}$	$\eta = \frac{④+⑥}{③+⑤}$
Energy Transfer Ratio (ETR) of combined Heat/Power	$\eta_1 = \frac{⑥+②}{⑤}$	—	—

(1) CO₂・CBC システムの高温性能および GT 性能との対比

CO₂・CBC のタービン入口温度を 1350℃から 1500℃に昇温するとき GT 効率が向上し同時に (電・熱) 比率が向上する。(CO₂, H₂O) = (56.5, 43.5) wt%での向上の様子を表 3.3-3 に示す。

Table 3.3-3 CO₂・CBC Performance Enhancement by TIT Increasing

タービン入口温度	1350℃	1500℃
発電端出力	192.4MW $\left(\frac{0.6926}{\times 10^9 \text{kJ/h}}\right)$	262.3MW $\left(\frac{0.9443}{\times 10^9 \text{kJ/h}}\right)$
発電端効率 (GTE)	29.30% LHV	33.61% LHV
HRSG回収熱量	1.5842×10 ⁹ kJ/h	1.7536×10 ⁹ kJ/h
燃料流量	47,800kg/h	56,800kg/h
(電・熱) 比率	0.304	0.350
総熱量効率 (ETR)	96.31%	96.04 %

$$\textcircled{1} \text{ 発電端効率} = \frac{\text{発電端出力}}{\text{燃料入熱}} \quad (\text{ここで}\textcircled{1}=\textcircled{2}\times\textcircled{3})$$

$$\textcircled{2} \text{ (電・熱) 比率} = \frac{\text{発電端出力}}{\text{発電端出力} + \text{HRSG回収熱量}}$$

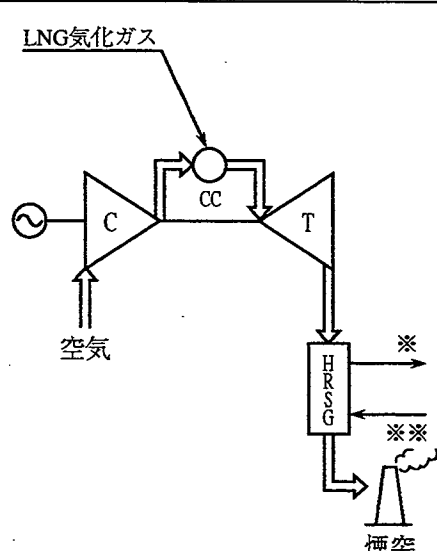
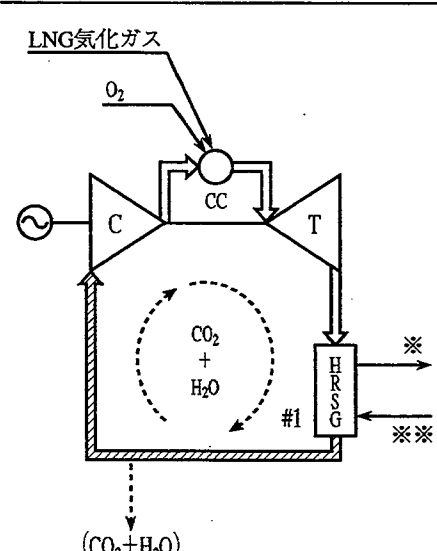
$$\textcircled{3} \text{ 総熱量効率} = \frac{\text{発電端出力} + \text{HRSG回収熱量}}{\text{燃料入熱}}$$

通常 GT と CO₂・CBC の両システムの 1350℃と 1500℃性能の対比を表 3.3-4 に示す。CO₂・CBC はシステムからの排出流体流量が GT の約 20%以下となり、その結果総熱量効率が GT の 88%から 96%へ向上する。さらに詳細のデータを表 3.3-5 に示す。タービン出口温度が GT の 588℃/605℃ (TIT: 1350℃/1500℃) が 729℃/770℃となる他、排出流体保有熱量 (相対値) がタービン入口熱量基準で 54%/50%から 9.8%/9.3%に大幅に改善されていることがわかる。

Table 3.3-4 作動条件対比 (通常 GT, CO₂・CBC)

	GT		CO ₂ ・CBC		
構成					
タービン入口温度	1350℃	1500℃	1350℃	1500℃	
作動流体	空 気		CO ₂ : 56.5 wt% H ₂ O : 43.5 wt%		
排出流体流量	1,557,000kg/h	1,561,000kg/h	251,000kg/h	298,000kg/h	
流量比	ベース (*)	ベース (**)	0.161 (対*)	0.196 (対**)	
発電端	出力	145.9 MW	183.7 MW	192.4 MW	279.9 MW
	効率	30.8%HHV, 34.1%LHV	34.5%HHV, 38.2%LHV	26.4%HHV, 29.3%LHV	30.4%HHV, 33.6%LHV

Table 3.3-5 作動条件対比 (通常 GT, CO₂・CBC)

		GT		CO ₂ ・CBC	
構成					
タービン入口温度		1350℃	1500℃	1350℃	1500℃
作動流体		空 気		CO ₂ : 56.5 wt% H ₂ O : 43.5 wt%	
圧縮機	入口流量	1,526,000 kg/h		1,526,000 kg/h	
	入口温度	15℃	15℃	100℃	100℃
	出口温度	374℃	434℃	427℃	475℃
タービン	排気流量	1,557,000 kg/h	1,561,000kg/h	1,777,000 kg/h	1,825,000kg/h
	入口温度	1350℃	1500℃	1350℃	1500℃
	出口温度	588℃	605℃	729℃	770℃
HRSG出口温度		106.4℃ (注2)	102℃ (注2)	106.4℃ (100℃でCへ)	102℃ (100℃でCへ)
排出流体流量		1,557,000 kg/h	1,561,000 kg/h	251,000 kg/h	299,000 kg/h
流量比		ベース (*)	ベース (**)	0.161 (対*)	0.196 (対**)
排出流体 保有熱量	絶対値 (対15℃)	1.1374×10 ⁹ kJ/h	1.1968×10 ⁹ kJ/h	0.2997×10 ⁹ kJ/h	0.3543×10 ⁹ kJ/h
	相対値 (注1)	54.0%	50.2%	9.8%	9.3%
発電端	出力	145.9 MW	183.7 MW	192.4 MW	279.9 MW
	効率	30.8%HHV, 34.1%LHV	34.5%HHV, 38.2%LHV	26.4%HHV, 29.3%LHV	30.4%HHV, 33.6%LHV
燃料量		31,200 kg/h	35,000 kg/h	47,800 kg/h	60,600 kg/h

(注1) 相対値 = $\frac{\text{排気流体保有熱量}}{\text{タービン入口熱量 (燃料入熱 + 圧縮機動力)}}$

において、圧縮機動力は 157.2 MW / 180.8 MW / 196.8 MW / 222.7 MW

(2) CO₂・CBC システムの構成

- ① CO₂ : 100wt% (H₂O : 0 wt%) の作業流体 CASE a のシステムは図 3.3-4 のとおり構成した。微量の燃焼排出ガスである H₂O を凝縮するためには深冷熱源を用いて冷却する必要があり、燃料の LNG の気化潜熱を利用した。熱交換器 (HX) と LNG 蒸発器 (VAP1) の 2 箇所から排水を行い、H₂O : 0 wt% の出口再循環流体から燃焼生成による CO₂ を排出する。
- ② CO₂ : 95wt% (H₂O : 5 wt%) の作業流体 CASE b のシステムは図 3.3-5 のとおり熱交換器 (Hx) での凝縮水を予め排水し、残りの H₂O と燃焼生成の CO₂ は再循環ラインからの一括抽気により排出する。CO₂ : 70wt% (H₂O : 30wt%) の CASE c も同様のシステムを構成した。
- ③ CO₂ : 56.5wt% (H₂O : 43.5wt%) の作業流体 CASE d のシステムは図 3.3-6 のとおり燃焼器 (CC) での LNG 気化ガスと純 O₂ の当量燃焼の排気組成に合わせているため、排熱回収ボイラ (HRSG) ~ 圧縮機 (C) の間の接続ダクトから単純に抽気するだけで燃焼生成物を排出できる。
- ④ CO₂ : 10wt% (H₂O : 90wt%) の作業流体 CASE e のシステムは図 3.3-7 のとおり排出すべき CO₂ 量を復水器 (COND) に導くことで設計している。
従って余分の H₂O も伴って蒸気タービン (ST) を作動させ、復水器では余分の復水が出るためそれを後置ボイラ (HRSG #1B) で再び水蒸気にして再循環流体に参入させる。燃焼生成の H₂O と CO₂ は復水器から排出する。
- ⑤ CO₂ : 0 wt% (H₂O : 100wt%) の作業流体 CASE f のシステムは図 3.3-8 のとおりシステム全流体を ST 発電に利用し復水する。復水を再び水蒸気にするには系内の熱量 (HRSG #1) では不足のため約 1/2 の熱量を系外 (HRSG #2) に求める。

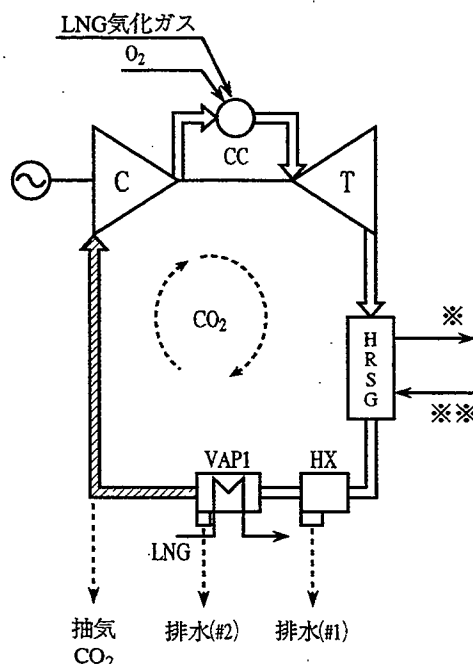


Fig. 3.3-4 CO₂-CBC (CASE a)

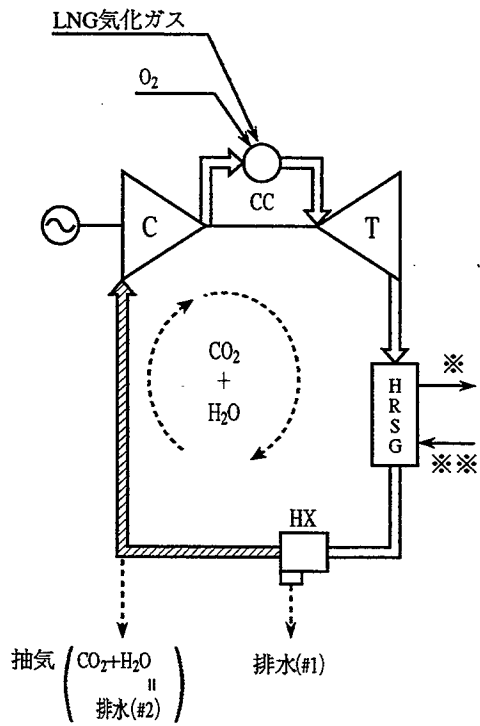


Fig. 3.3-5 CO₂-CBC (CASE b & c)

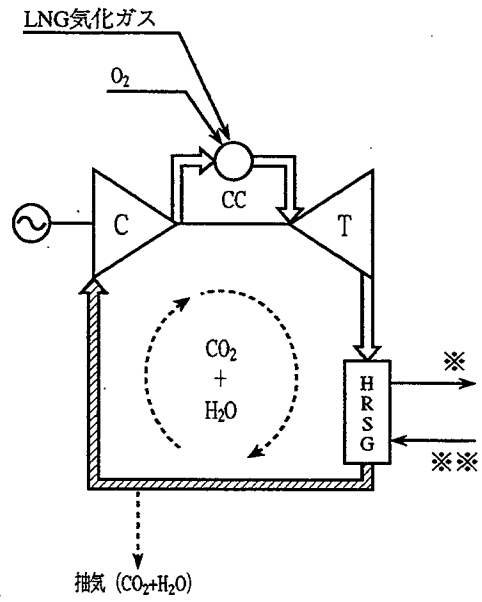


Fig. 3.3-6 CO₂-CBC (CASE d)

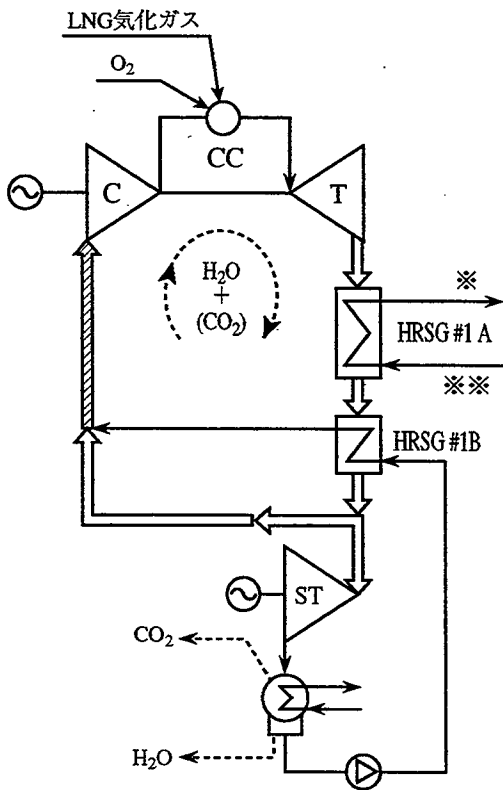


Fig. 3.3-7 CO₂-CBC (CASE e)

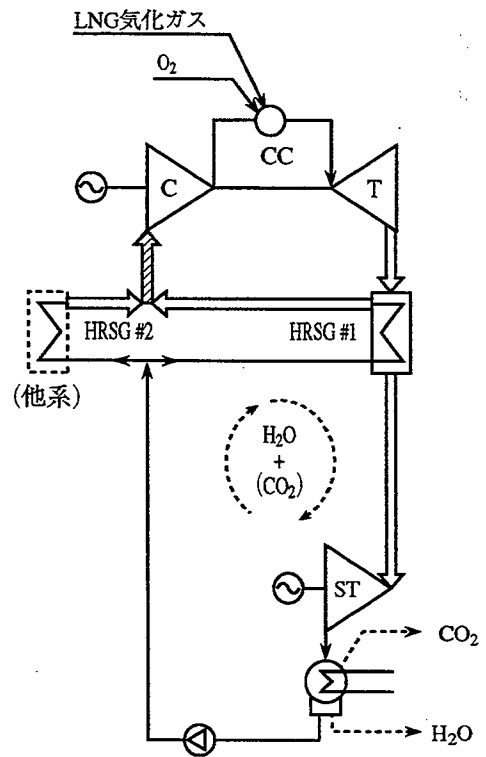


Fig. 3.3-8 CO₂-CBC (CASE f)

(3) CO₂・CBC システムの総熱量効率と循環流体の関係

前述の (CO₂, H₂O) 排出の際のシステム損失の状況を表 3.3-6 に示す。

再循環流体の圧縮機入口温度は冷却との関係で決まり、a - 0°C, b - 50°C, c - 82°C, d・e・f - 100°C である。

また総熱量効率 (ETR) は、a - 90%LHV, b - 93%LHV, c - 95%LHV, d - 96%LHV と d 条件までは順調に増加するが復水器を作動させると e - 53%LHV に低下し、他系から蒸気を導入する f では 32%LHV に大幅に低下する。

再循環流体 (タービン作業流体) に燃料/O₂ の燃焼排気が合算されたのち系外へ排出するための流体処理の状況を表 3.3-7 に詳しく述べておく。

(4) CO₂・CBC と通常 ST との複合発電プラント

CO₂ 濃度の変化に対応して在来 ST との複合発電プラントの効率を試算した。

圧縮機入口吸気流量が 1526t/h 一定の重量流量基準での性能を表 3.3-8 に、容量流量 1,261,000m³/h を基準としたときの性能を表 3.3-9 に示す。

CO₂ 濃度に対する容積流量基準での性能変化を図 3.3-9 に示す。CC 効率は条件 d (CO₂ 56.5wt%) で最大値となる。図 3.3-10 は空気サイクルの GT および CC の性能に対して CO₂ 濃度 a ~ d で改善される性能を対比して示した。条件 d の CO₂・CBC と在来 ST との複合発電プラントは、効率を条件 A の通常の複合発電プラント (空気開サイクル GT と在来 ST) とほぼ同じ値まで上昇改善できることが分かる。

これは CO₂・CBC そのものの効率は GT より低いものの排熱回収ボイラ (HRSG) での回収熱量が多く ST 出力が増加し、その結果通常の複合発電プラントなみの効率に改善したものである。

Table 3.3-6 CBC システム構成

システムNo.		CASE 1	CASE 2		CASE 3	CASE 4			CASE 5								
条件No.		a	b	c	d	e			f								
圧縮機入口	組成	CO ₂ 100wt%	95wt%	70wt%	56.5wt%	10.1wt%			0wt%								
	温度	H ₂ O 0wt%	5wt%	30wt%	43.5wt%	89.9wt%			100wt%								
		0℃	50℃	82℃	100℃	100℃			100℃								
システム構成																	
		減温量：大 (排水潜熱)		減温量：中 (排水潜熱)		減温量：小 (排水潜熱)		減温量：小小 (H ₂ Oは気体のままで排出)									
		大		中		小		(なし)									
		—		—		—		—									
		総熱量効率		90.2 % LHV		93.0 % LHV		95.0 % LHV		96.3 % LHV		52.7 % LHV		32.3 % LHV			
システム損失		抽気損失		冷却損失		復水損失		CO ₂ 排出圧縮機動力 (対応：燃料流量)									
		小		中		大		小 (小) 系内				中 (中) 系内		大 (大) 系内		大大	

Table 3.3-7 CO₂・CBC の総熱量効率と循環流体の関係

A (=D)	循環流体
B	燃焼流体
C	タービン流体

システム	CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4	CASE 5
条件No.	a	b	d	e	f
圧縮機入口循環流体	CO ₂ : 100wt%	CO ₂ : 95wt% H ₂ O : 5wt%	CO ₂ : 56.5wt% H ₂ O : 43.5wt%	CO ₂ : 10.1wt% H ₂ O : 89.9wt%	H ₂ O : 100wt%
	0°C	50°C	100°C	100°C	100°C
タービン流体入口(出口)	100% CO ₂	95% CO ₂ 5% H ₂ O	56.5wt% CO ₂ 43.5wt% H ₂ O	10.1wt% CO ₂ 89.9wt% H ₂ O	100% H ₂ O
タービン排気処理	<p>全排気冷却 (低温) による水分凝縮(全量)及び水分抽出</p>	<p>全排気冷却 (中温) による水分凝縮 (一部)</p>	<p>高温排気</p>	<p>一部排気の復水 → 水分凝縮全量 (水分少)</p>	<p>全排気の復水 → 水分凝縮全量 (水分多)</p>
システム損失	冷却損失 抽気・排水による系外への損失	冷却損失 抽気・排水による系外への損失	冷却損失 抽気・排水による系外への損失	冷却損失 抽気・排水による系外への損失	冷却損失 抽気・排水による系外への損失
効率	90.2% LHV	93.0% LHV	96.3% LHV	52.7% LHV	32.3% LHV

Table 3.3-8 複合発電プラント性能 (重量流量基準吸気)

重量流量	1,526t/h
------	----------

仕様	条件 No.	発電部分基準 (注2)		総熱量基準 効率(LHV)	供給可能熱量 ($\times 10^9$ kJ/h)
		重量流量基準出力 (GT+復水ST)※	効率(HHV)		
CO ₂ -CBC	a	181.3 MW	27.52 %	90.24 %	1.2825
	b	171.6 MW	26.58 %	92.98 %	1.3368
	c	196.5 MW	26.74 %	94.97 %	1.5643
	d	205.3 MW	26.49 %	96.31 %	1.6905
	f	※357.4 MW =267.2+90.2	36.51 % (GT 27.29 %)	52.69 %	0.3927
	h	(※459.6 MW) =280.5+179.1	(44.91 %) (GT 27.41 %)	(32.71 %)	(Δ 1.7274)

空気開サイクル	A	145.9 MW	30.81 %	88.04 %	0.83208
---------	---	----------	---------	---------	---------

(注1) h点は他系からの入熱によって数値変化幅を持つ。

(注2) 発電部分基準出力=GT出力+復水ST出力。(HRSGは熱量評価)

Table 3.3-9 複合発電プラント性能 (容積流量基準吸気)

容積流量	1,261,000 m ³ /h
------	-----------------------------

仕様	条件 No.	容積流量基準 (1,260,780m ³ /h)				
		CC出力	CC効率(HHV)	GT出力	GT効率(LHV)	GT効率(HHV)
CO ₂ -CBC	a	476.2 MW	47.40 %	276.6 MW	30.43 %	27.52 %
	b	438.2 MW	47.70 %	244.1 MW	29.39 %	26.58 %
	c	379.1 MW	48.74 %	209.2 MW	29.57 %	26.74 %
	d	353.9 MW	48.74 %	192.4 MW	29.30 %	26.49 %
	f	204.0 MW +復水ST 59.9 MW	(31.38 % 40.59 % (復水ST含)	177.4 MW +復水ST 59.9 MW	(30.18 % 40.37 % (復水ST含)	(27.29 % 36.51 % (復水ST含)
	h	(175.1 MW (+復水ST 111.8 MW)	(27.41 % 44.91 % (復水ST含)	(175.1 MW (+復水ST 111.8 MW)	(30.31 % 49.65 % (復水ST含)	(27.41 % 44.91 % (復水ST含)

(注1)

空気開サイクル	A	230.8 MW	48.74 %	145.9 MW	34.07 %	30.81 %
---------	---	----------	---------	----------	---------	---------

(注1) h点は系外からの入熱を必要とする。

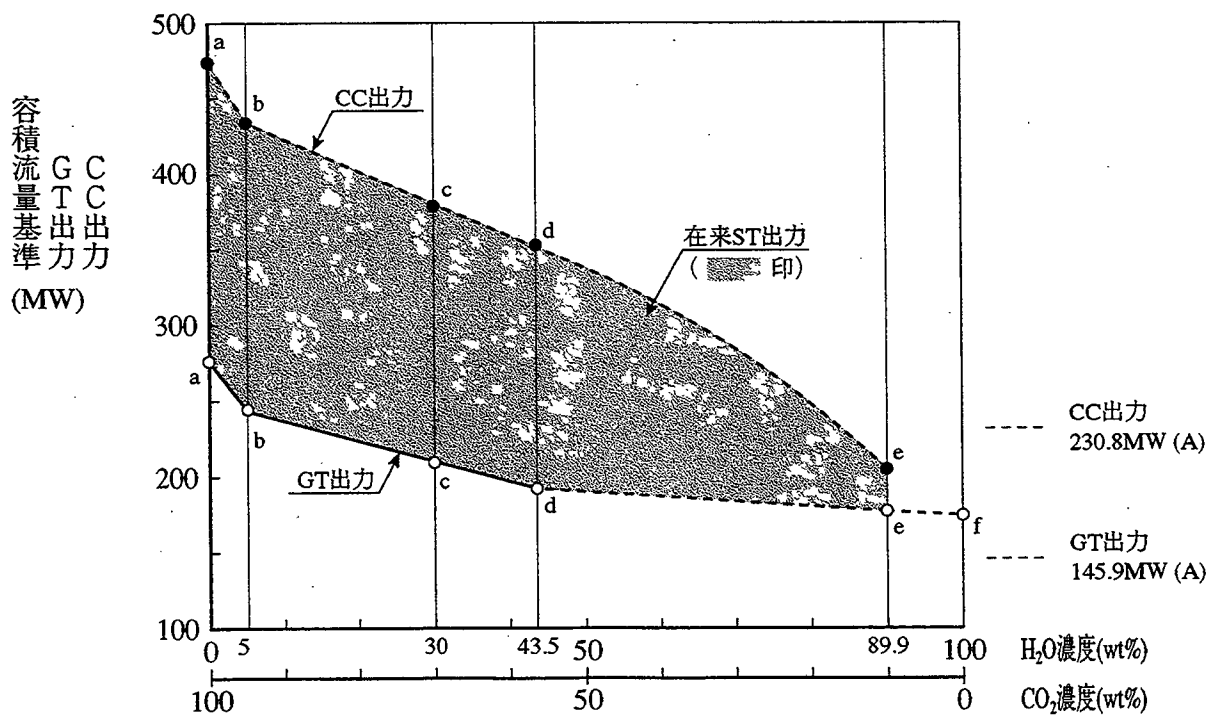
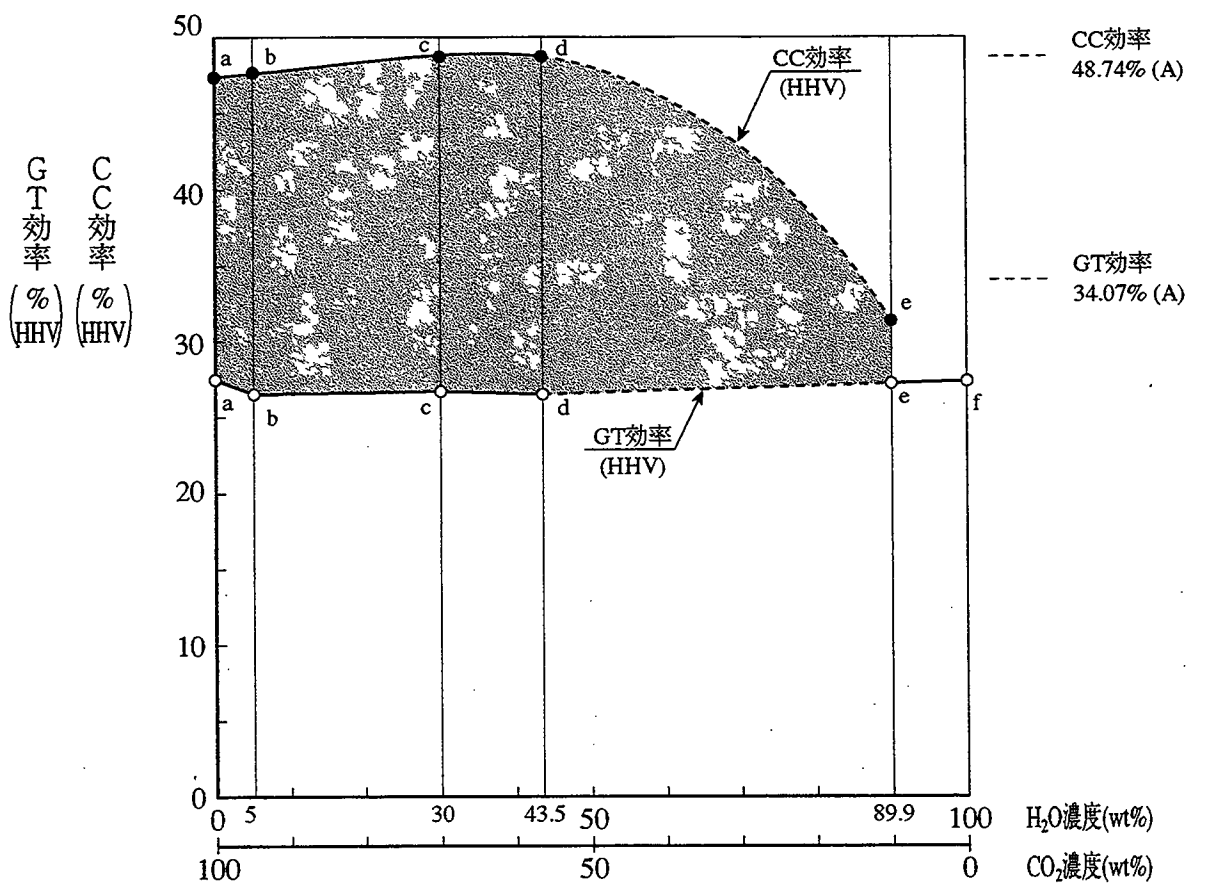


Fig. 3.3-9 (CO₂, H₂O)濃度と容積流量基準のCO₂・CBC性能の関係

発電端効率 (% , HHV)

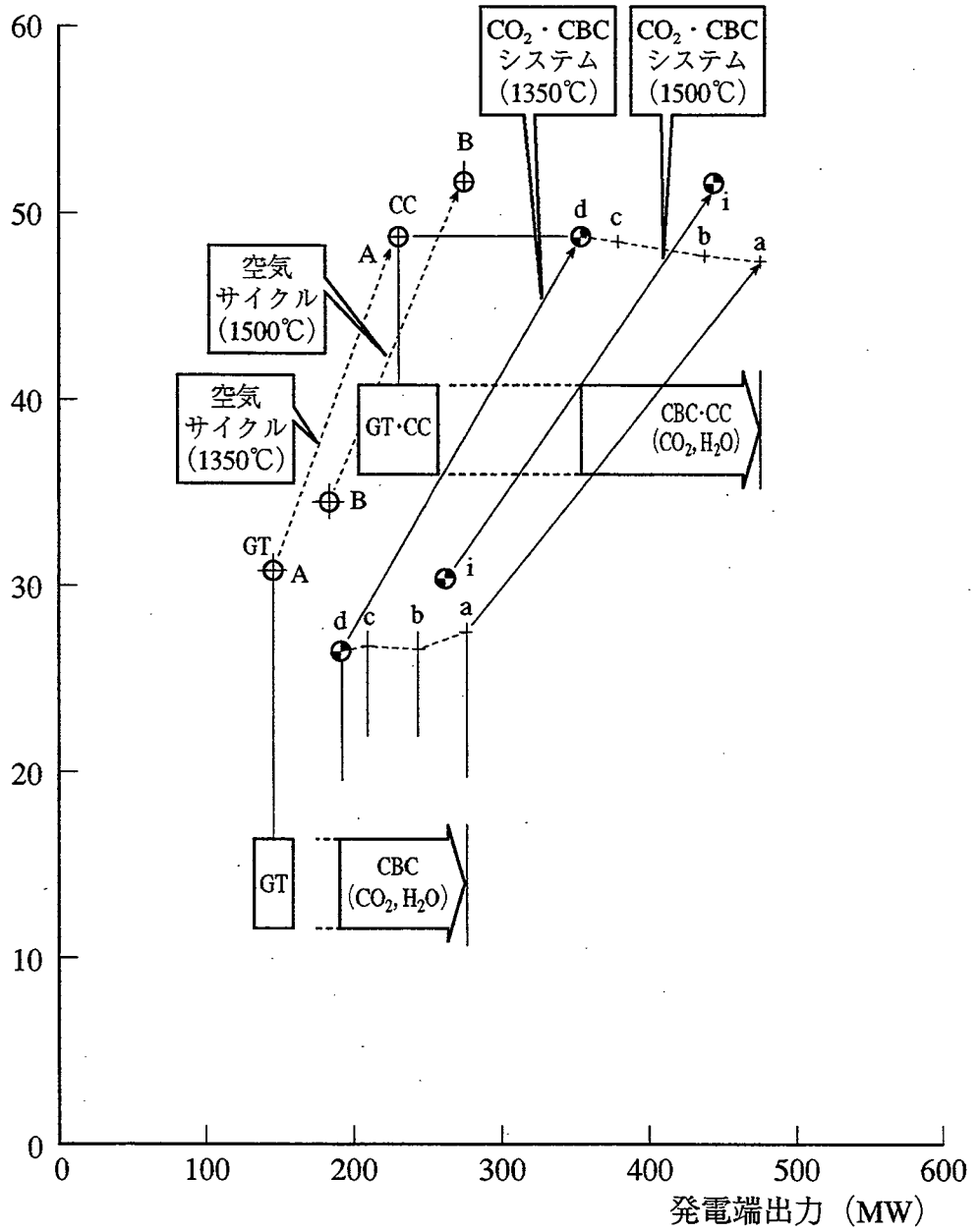


Fig. 3.3-10 CO₂・CBC と在来 ST との複合発電プラント性能

3.3.3 燃焼蒸気タービンシステムの最適化

HRSGで生成した蒸気で通常の複合サイクル発電の蒸気タービンを作動させると、蒸気入熱に対するその発電出力で示す発電効率は小さく約37%である。これはタービン入口蒸気が（約540℃、15.2MPa）と低いため、蒸気タービンの高性能化のために本研究では図3.3-1に示したように燃焼器(CC)でLNG気化ガスとO₂の燃焼を行わせ、そのために入口温度を通常のガスタービン並み（1350℃、1500℃）に高める他、圧力も高めて最高は超臨界圧34.3MPaと2倍程度に昇圧する。この場合蒸気タービンは高圧タービン（HP・T）・低圧タービン（LP・T）・復水タービン（CT）の3種の組み合わせを基本とし、適宜中圧タービン（IP・T）を用いることとした。蒸気タービンの仕様は表3.3-10のとおりで燃料と酸素は表3.3-1と同条件としている。

燃焼蒸気タービンの燃焼においてはガスタービンと同様にタービン翼の冷却が必要となるため、上流の蒸気の約20%をタービン入口で分岐して冷却にあてることで評価している。

表3.3-2の燃焼蒸気タービン性能分析指数の発電端効率（GTE, Gross Thermal Efficiency）を用いて効率改善の状況を図3.3-11にまとめた。この図は主蒸気流量が1526t/hの場合の発電端出力と発電端効率の関係を示したものである。図中併記のタービン構成は表3.3-10の各呼称によっている。

蒸気圧力はA点1.3MPa、B点2.1MPa、C点4.4MPaに順次高めD点以降は34.3MPaの超臨界圧とした。A点～E点は単熱方式（SC, Single Combustion）で、高効率を得るためにG・H点は再熱方式（DC, Double Combustion）としている。その結果H点で約62%LHVの高性能が得られた。

Table 3.3-10 Specification of Combustion Steam Turbine System

Turbine Inlet Temperature	1350°C, 1500°C, 1700°C
Steam Pressure	34.3MPa (max)
Combustor Location	Single Combustion (SC) ・Low Pressure Turbine (LP・T)
	Double Combustion (DC) （・Ultra-supercritical Pressure Turbine (USC・T) ・Low Pressure Turbine (LP・T)
Turbine Type	Conventional Steam Turbine （・Ultra-supercritical Pressure Turbine (USC・T) ・High Pressure Turbine (HP・T) ・Intermediate Pressure Turbine (IP・T) ・Condensing Turbine (C・T)
	Combustion Steam Turbine （・Ultra-supercritical Pressure Turbine (USC・T) ・Low Pressure Turbine (LP・T)
Condenser Vacuum	0.005MPa

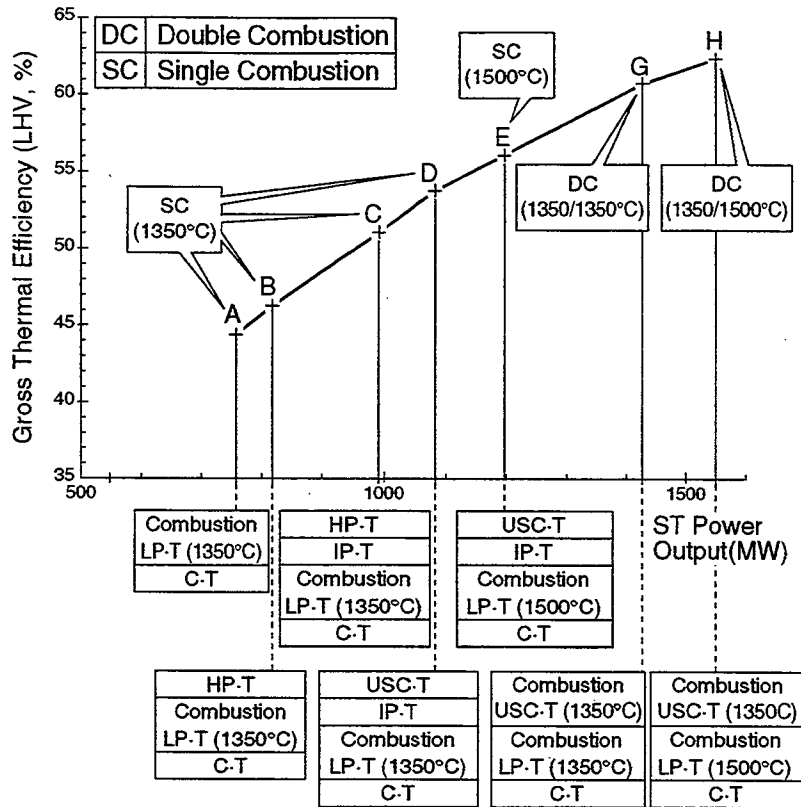
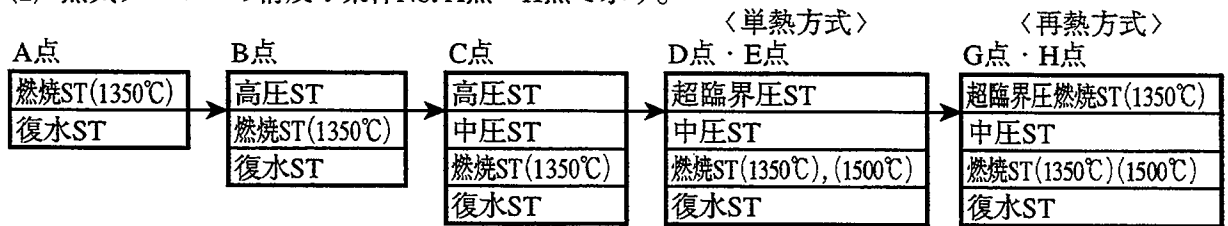


Fig.3.3-11 Combustion Steam Turbine Performance

作動流体条件および蒸気タービンの構成（改善の順序）は以下のとおりとした。

- (1) 蒸気条件
- 流量：1526t/h
 - 圧力/温度：最大（34.3MPa, 593℃）の超臨界圧
 - 復水器真空：0.005MPa（722mmHg_v）
 - 燃焼STのタービン入口温度：1350, 1500℃

- (2) 蒸気タービンの構成：条件No. A点～H点で示す。



蒸気タービン構成の詳細を表 3.3-11 に示す。

Table 3.3-11 燃焼 ST システム構成

システムNo	CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4		CASE 5		
条件 No	A	B	C	D	E	G	H	
タービン入口温度	1350℃		1350℃		1350℃	1500℃	1350℃/1350℃	1350℃/1500℃
ST 構成	高压ST	高压ST 21.65ata (2123kPa)		高压ST 151ata (14808kPa) 中压ST 45.5ata (4462kPa)	超臨界圧ST 350ata (34323kPa) 中压ST 45.5ata (4462kPa)		超臨界圧燃焼ST 350ata (34323kPa)	
	低压ST	燃焼ST 13.333ata (1308kPa) 復水ST 1.0332ata (101.322kPa)	燃焼ST 13.333ata (1308kPa) 復水ST 1.0332ata (101.322kPa)	燃焼ST 13.333ata (1308kPa) 復水ST 1.0332ata (101.322kPa)	燃焼ST 13.333ata (1308kPa) 復水ST 1.0332ata (101.322kPa)	燃焼ST 13.333ata (1308kPa) 復水ST 1.0332ata (101.322kPa)	燃焼ST 13.333ata (1308kPa) 復水ST 1.0332ata (101.322kPa)	燃焼ST 13.333ata (1308kPa) 復水ST 1.0332ata (101.322kPa)
システム構成								

次に超臨界圧蒸気を用いるときの燃焼蒸気タービンについて単熱と再熱の発電端効率(GTE)の改善状況を表 3.3-12 に示す。単熱方式(SC-ST)ではD点とE点, 再熱方式(DC-ST)ではG点とH点の性能を示している。

GTEの絶対値は単熱方式の方が小さいが, タービン入口温度(TIT, Turbine Inlet Temperature)の向上による効率改善幅は単熱方式の方が大きいことが分る。

次に CO₂・CBC と燃焼蒸気タービンの複合による CO₂/H₂O Hybrid システムの性能詳細を表 3.3-13, 表 3.3-14, 表 3.3-15 に示す。

また, プラント発電端効率と発電端出力への改善効果を図 3.3-12 に示す。

G点対応システム性能が表 3.3-13 と表 3.3-14, H点対応システム性能が表 3.3-15 である。

G点においては共通の燃焼蒸気タービンサイクル・再熱方式(1350°C/1350°C)に対して CO₂・CBC が作動流体組成(CO₂, H₂O) = (95wt%, 5wt%) の場合 57.3%HHV であるが組成の最適値(56.5wt%, 43.5wt%)において 57.8% HHVに向上する。

Table 3.3-12 Gross Thermal Efficiency of Combustion Steam Turbine

タービン入口温度 \ システム型式	単熱方式 (SC-ST)	再熱方式 (DC-ST)
1350°C	53.8%LHV (D)	60.7%LHV (G)
1500°C	55.9%LHV (E)	62.3%LHV (H)
効率改善幅	+2.1% (絶対値) +3.9% (相対値)	+1.6% (絶対値) +2.6% (相対値)

$$\text{但し, Gross Thermal Efficiency (GTE)} = \frac{\text{ST出力}}{\text{他系からの導入熱量} + \text{燃料入熱 (LHV基準)}} \quad (\text{参照: 表3.3-2})$$

Table 3.3-13 CO₂/H₂O Hybrid System Performance with CO₂・CBC Working Fluid (CO₂, H₂O):(95wt%, 5wt%) and System TIT of 1350°C

システム	CO ₂ ・CBC	燃焼蒸気タービンサイクル		
	1350°C	超臨界圧燃焼 ST (1350°C)	燃焼ST (1350°C)	低圧ST
発電端出力	281.5MW	589.0MW	639.7MW	198.9MW
燃料 (天然ガス)	69,700kg/h	68,100kg/h	58,600kg/h	—
発電端効率 (各タービン)	26.6% HHV	56.9% HHV	71.8% HHV	—
総熱量効率	93.0% LHV	60.7% LHV (移動熱量: 21.9×10 ⁸ kJ/h)		
総出力	1709.1MW			
総燃料	196,400kg/h			
総合効率	57.3% HHV			

Table 3.3-14 CO₂/H₂O Hybrid System Performance with CO₂·CBC Working Fluid (CO₂,H₂O):(56.5wt%,43.5wt%) and System TIT of 1350°C

システム	CO ₂ ·CBC	燃焼蒸気タービンサイクル		
	1350°C	超臨界圧燃焼 ST (1350°C)	燃焼ST (1350°C)	低圧ST
発電端出力	266.3MW	589.0MW	639.7MW	198.9MW
燃料 (天然ガス)	66,100kg/h	68,100kg/h	58,600kg/h	—
発電端効率 (各タービン)	26.5% HHV	56.9% HHV	71.8% HHV	—
総熱量効率	96.3% LHV	60.7% LHV (移動熱量: 21.9×10 ⁸ kJ/h)		
総出力	1693.9MW			
総燃料	192,800kg/h			
総合効率	57.8% HHV			

Table 3.3-15 CO₂/H₂O Hybrid System Performance with CO₂·CBC Working Fluid (CO₂,H₂O):(56.5wt%,43.5wt%) and System TIT of 1500°C

システム	CO ₂ ·CBC	燃焼蒸気タービンサイクル		
	1500°C	超臨界圧燃焼 ST (1350°C)	燃焼ST (1500°C)	低圧ST
発電端出力	286.5MW	540.4MW	805.9MW	204.1MW
燃料 (天然ガス)	62,000kg/h	68,130kg/h	74,140kg/h	—
発電端効率 (各タービン)	30.4% HHV	52.2% HHV	71.5% HHV	—
総熱量効率	96.0% LHV	62.3% LHV (移動熱量: 19.2×10 ⁸ kJ/h)		
総出力	1836.9MW			
総燃料	204,270kg/h			
総合効率	59.2% HHV			

燃焼蒸気タービン蒸気流量	1,526t/h
タービン入口温度	1,350°C, 1500°C

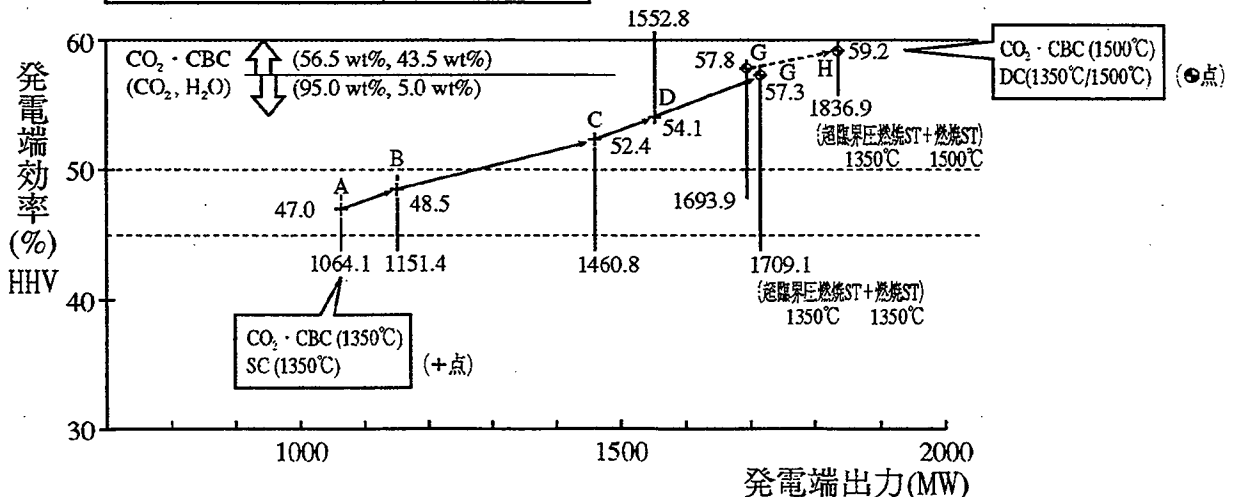


Fig. 3.3-12 Gross Thermal Efficiency of CO₂/H₂O Hybrid System

3.3.4 CO₂/H₂O Hybridシステムの最適化

以上では構成システムのCO₂・CBCシステムと燃焼蒸気タービンシステムを個別に論じたが、両者を複合したCO₂/H₂O Hybridシステムについて以下に述べる。

CO₂・CBC側のHRSGを介して両システムが結合しているため、その交換熱量の大小がシステム効率に関係する。図3.3-3において交換熱量②を加味したCO₂・CBCの総熱量効率(ETR) $(⑥+②)/⑤$ は本来の発電端効率(GTE) $⑥/⑤$ に回収熱の値②/⑤を上のせした値である。

通常空気作動の開サイクルガスタービンのETRは88.0%LHV程度で、これに対してCO₂・CBCシステムは90%を超える高い値を持つ。一方燃焼蒸気タービンはCO₂・CBCから導入する熱量②と燃料投入熱量③に対して発電端効率(GTE) $④/(②+③)$ が定義できる。通常複合サイクル発電の蒸気タービンは燃料を投入しないため、 $④/②$ が一般に用いられている蒸気タービン効率で約37%である。燃焼蒸気タービンは燃料投入によって約62%LHVまでこの効率を高めることができる。つまり従来複合サイクル発電ではガスタービン側88%LHVと蒸気タービン側37%の組み合わせであるのに対して本研究の方式ではCO₂・CBC側90%LHV以上と燃焼蒸気タービン62%LHVの組み合わせを実現している。

主要機器の作動条件は表3.3-16のとおりで、CO₂・CBCシステムのタービン入口温度ならびに燃焼蒸気タービンシステムの低圧タービン(LP・T)入口温度を高めるときは圧力も高めて膨張比を増加し、タービン排気を700~800℃程度の値としている。

CO₂/H₂O HybridシステムにおいてはCO₂・CBCシステムのタービン入口温度と燃焼蒸気タービンシステムの低圧タービン入口温度は協調をとって同じ温度としている。

なお再熱方式(Double Combustion)では超臨界圧タービン(USC・T)と低圧タービン(LP・T)の入口温度を組み合わせ表示しており、USC・T入口は常に1350℃一定値にて1350/1350℃、1350/1500℃、1350/1700℃の3通りの条件で評価した。

CO₂・CBCシステムと燃焼蒸気タービンシステムを単純に複合した場合、各システム内のHRSGでの回収熱は全て蒸気に転換して運用することになる。システムの最適化においては単純複合より高効率をえることを目標に、HRSGの回収熱をまず燃料・酸素の予熱に使うことでこれらの消費量を節減し、次に燃料・酸素に回収した熱を膨張タービンで動力転換することでシステムの出力行率の向上に寄与させた。

残りのHRSG回収熱で燃焼蒸気タービン作動用の蒸気生成のための熱バランスをとっている。

Table 3.3-16 Operating Condition of CO₂/H₂O Hybrid System Components

CO ₂ /H ₂ O Hybrid System	Operating Condition						
CO ₂ ·CBC System	Compressor	Inlet	Temp.	100°C			
			Press.	0.1MPa			
	Turbine	Inlet	Temp.	1350°C	1500°C	1700°C	
			Press.	1.3MPa	1.9MPa	4.2MPa	
	Outlet	Press.	0.1MPa				
Combustion Steam Turbine System	System Name of SC-ST		1350°C	1500°C	1700°C		
	System Name of DC-ST		1350/1350°C	1350/1500°C	1350/1700°C		
	USC-T (with/without combustion)	Inlet	Temp.	590°C (without combustion) 1350°C (with combustion)			
			Press.	34.3MPa			
		Outlet	Press.	1.3MPa	1.9MPa	4.2MPa	
	LP-T (with combustion)	Inlet	Temp.	1350°C	1500°C	1700°C	
			Press.	1.3MPa	1.9MPa	4.2MPa	
		Outlet	Press.	0.1MPa			
Condensing Turbine	Inlet	Temp.	106°C				
		Press.	0.1MPa				
Condenser		Press.	0.005MPa				

3.3.4.1 CO₂/H₂O Hybridシステムの効率向上技術

システム効率向上は、まずタービン入口温度の上昇（およびそれに伴う圧力増加）が第1義であり、CO₂·CBCは3.3.2節に、燃焼蒸気タービンは3.3.3節にその効果を説明した。本研究では更に

技術(1) 燃料・酸素の予熱

技術(2) 補助流動体タービン (AT) (メタンタービン (M-T) /酸素タービン (O-T))

技術(3) 回収型翼の採用

の改善技術を併用して効率向上を図った。図3.3-13に単熱システム、図3.3-14に再熱システムでのCO₂/H₂O Hybridシステムの構成および改善技術を示す。

技術(1) : 約 450°C迄燃料および酸素を予熱することで燃料節約を図る。この方式は CO₂·CBC と燃焼蒸気タービンの両システムに採用するが、超臨界圧燃焼蒸気タービンでは 400°Cとして若干低温供給としている。(図中 技術(1)) まず技術(2)のために CO₂·CBC/燃焼蒸気タービンの両システムの酸素と燃料を熱交換器 E1・E3/E5・E6・E8 で昇温したのち補助流体タービン (AT) を作動させその排気を E2・E4/E7・E10 で加熱して所定の温度に仕上げる。

技術(2) : LNG 気化ガス (LNG) と酸素 ($L-O_2$) は共にポンプ (P_1, P_2) で 36.7MPa に昇圧したのち $CO_2 \cdot CBC$ / 燃焼蒸気タービンの両システムの酸素と燃料を熱交換機 $E1 \cdot E3 / E5 \cdot E6 \cdot E8 \cdot E9$ で蒸発し、加熱して所定の温度約 400°C まで昇温した後メタンタービン (M-T) と酸素タービン (O-T) を作動させその排気を再び $E2 \cdot E4 / E7 \cdot E10$ で加熱して所定の温度 450°C に仕上げる。

M-T と O-T では入口圧力 34.5MPa から 4.5MPa の低圧タービン圧力迄膨張させて動力を回収する。ここに燃料・酸素はいずれも液相でポンプ昇圧するためその動力は 5~10kW と極めて小さい。(図中 技術(2))

技術(3) : 通常のタービン冷却では翼を冷却した流体はタービン通路に流入させるが、この回収型翼では流体をタービン通路に開放せず超臨界圧タービン (USC-T) や低圧タービン (LP-T) の燃焼器 (CC) 入口に再循環している。

復水器 (COND) の復水を給水ポンプ (P_3) で昇圧し、熱交換器 ($E11, E12$) で得た蒸気を、燃焼器を持つ USC-T や LP-T の翼で 600~700°C 程度迄昇温したのち CC 入口に投入する。これにより中圧タービン (IP-T) 排気 540°C を混合加熱することで燃料投入量を節減することができる。(図中 技術(3))

以上の熱利用の結果、燃焼蒸気タービンでは低圧タービン (LP-T) の排気から HRSG#1 で蒸気を生成し、また $CO_2 \cdot CBC$ ではタービン (T) の排気から HRSG#2 でも蒸気を生成しその合計を超臨界圧タービン (USC-T) の作動蒸気としている。

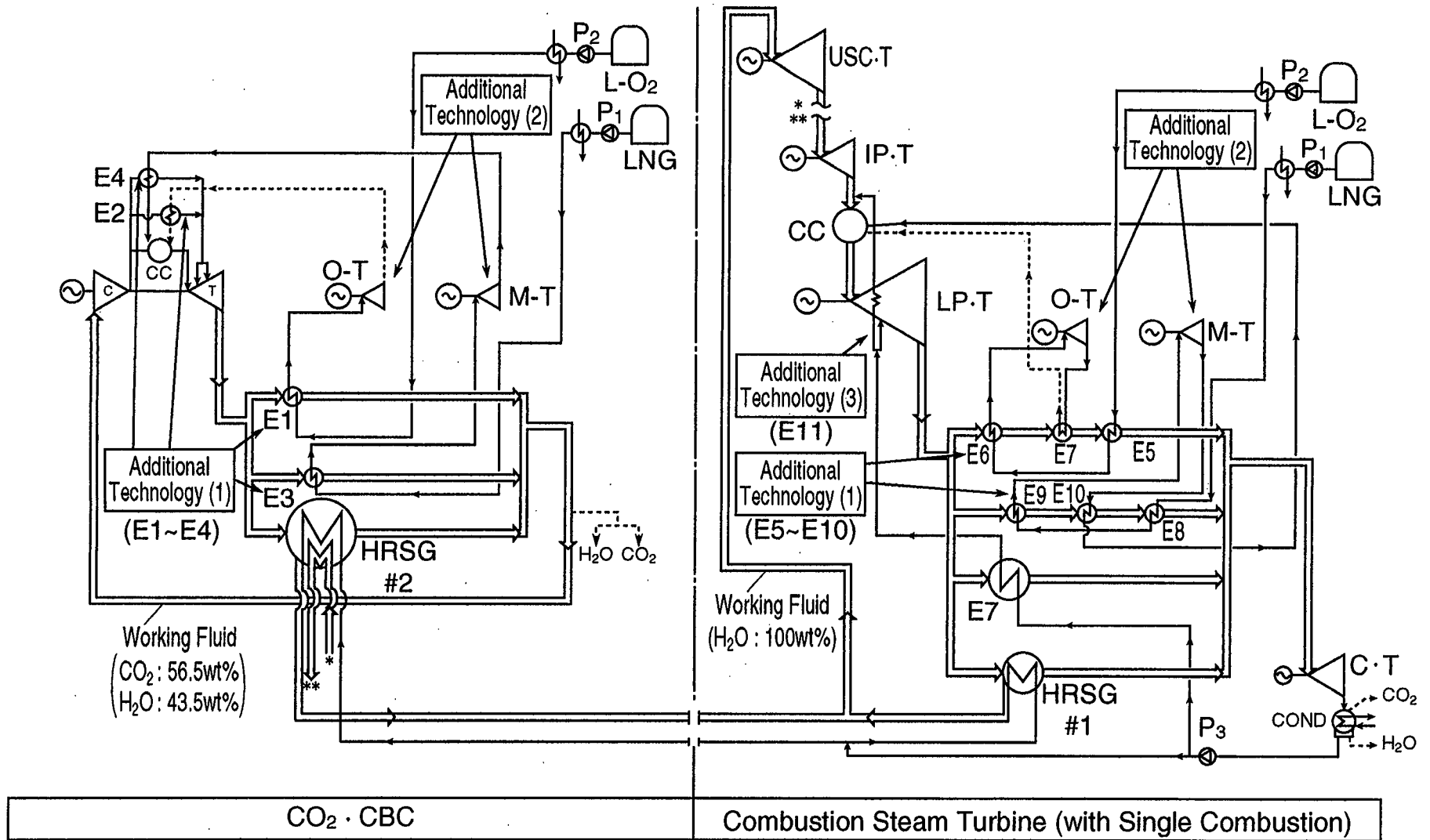


Fig. 3.3-13 CO₂/H₂O Hybrid System Configuration (with USC·T/IP·T/Combustion LP·T/C·T)

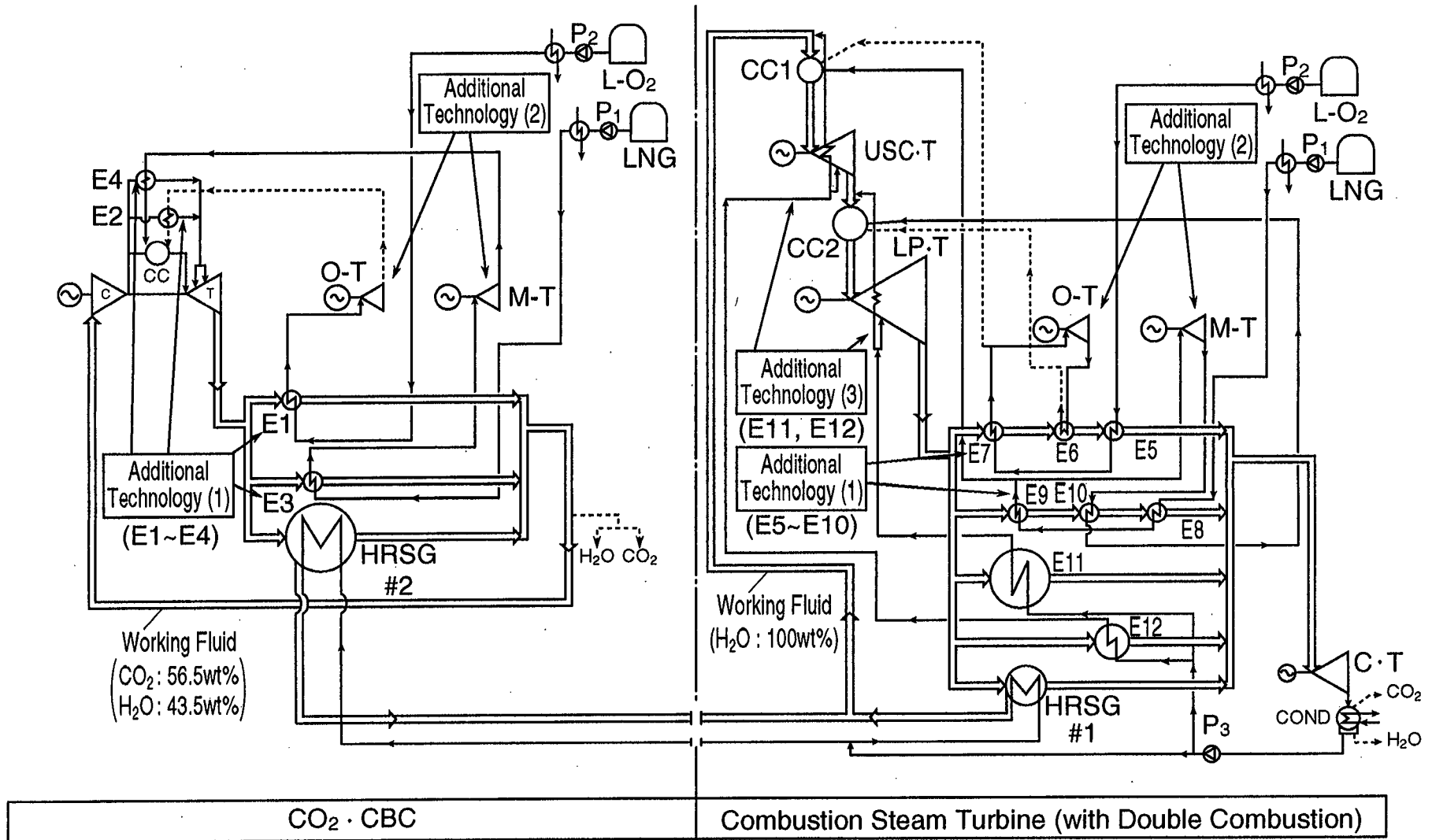


Fig. 3.3-14 CO₂/H₂O Hybrid System Configuration (with Combustion USC·T/Combustion LP·T/C·T)

3.3.4.2 CO₂・CBCにおける効率向上技術の効果

通常の空気作動の開サイクルガスタービンに対するCO₂・CBCの性能の改善状況を図3.3-15に示す。点(1, 2, 3)は通常ガスタービンで、タービン入口温度が各々1350℃, 1500℃, 1700℃の性能を示す。再循環流体の(CO₂, H₂O)組成についてCO₂・CBCの性能を示したのがa・b・c・dでCO₂を100wt%から95, 70, 56.5wt%へ変化させたものである。dの組成は、(56.5wt%, 43.5wt%)の採用値でタービン入口温度が1350℃の場合、d'とd''は各々1500℃, 1700℃の高温性能である。前述した効率向上技術を用いると①・②・③の効率となる。

①・②・③の総熱量効率がd, d', d''より低下するのはタービン排気熱の一部を技術(1)(2)で用いるためHRSGでの利用熱量が減少することによる。ここに、圧縮機吸気流量は1526t/hとし、総熱量効率と発電端効率は表3.3-2に基づいている。CO₂・CBCの発電端効率は35~45%LHV, 総熱量効率は95%LHV前後である。燃料・酸素の予熱と補助流体タービンの2技術をCO₂・CBCに採用した場合、通常の空気作動の開サイクルガスタービン以上の効率を各々達成でき、これら2技術の有効性が確認できた。

3.3.4.3 燃焼蒸気タービンにおける効率向上技術の効果

前述の3技術(1)(2)(3)を採用した燃焼蒸気タービンでは、出力と効率の大幅な上昇を図ることができた。再熱(1350℃/1700℃)では66.5%LHV, 単熱(1700℃)では60.7%LHVが得られた。

その状況を図3.3-16の①, ②, ③, ④, ⑤, ⑥点で示す。最大効率は、①点の再熱(1350℃/1700℃)では66.5%LHV, ②点の単熱(1700℃)では60.7%LHVが得られた。

図3.3-11に比べるとST発電出力および効率が増加し、その傾向は再熱方式で顕著である。同じタービン入口温度に対してはD, E, G, H点および①, ②, ③, ④点にて改善状況を表した。ここに主蒸気流量、つまり給水流量は図3.3-11および図3.3-16ともに共通の1526t/hとしている。

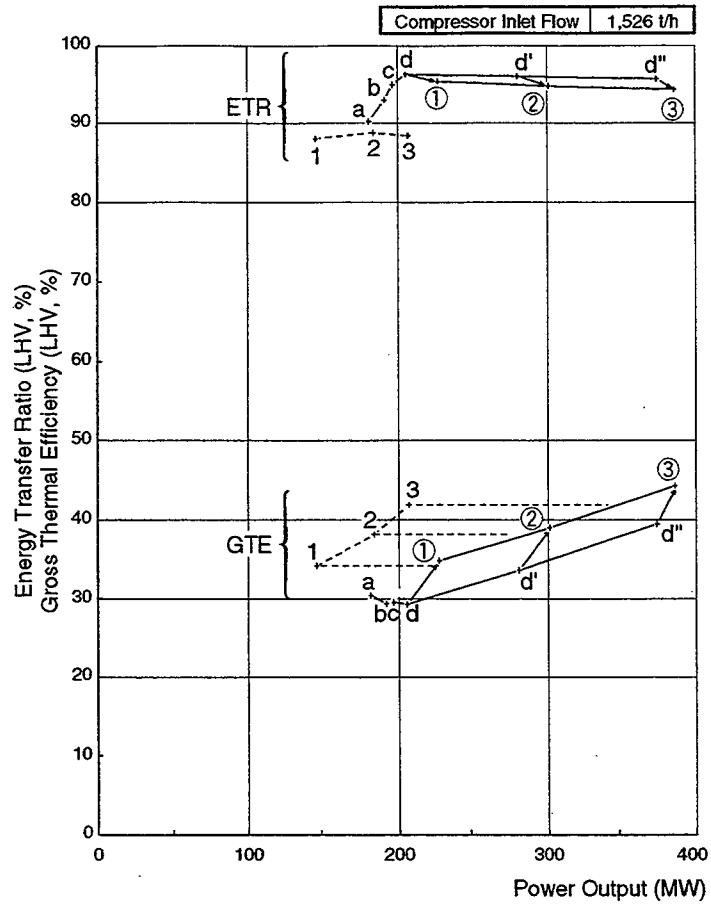


Fig. 3.3-15 Effect of Additional Technologies on CO_2 · CBC Performance Enhancement

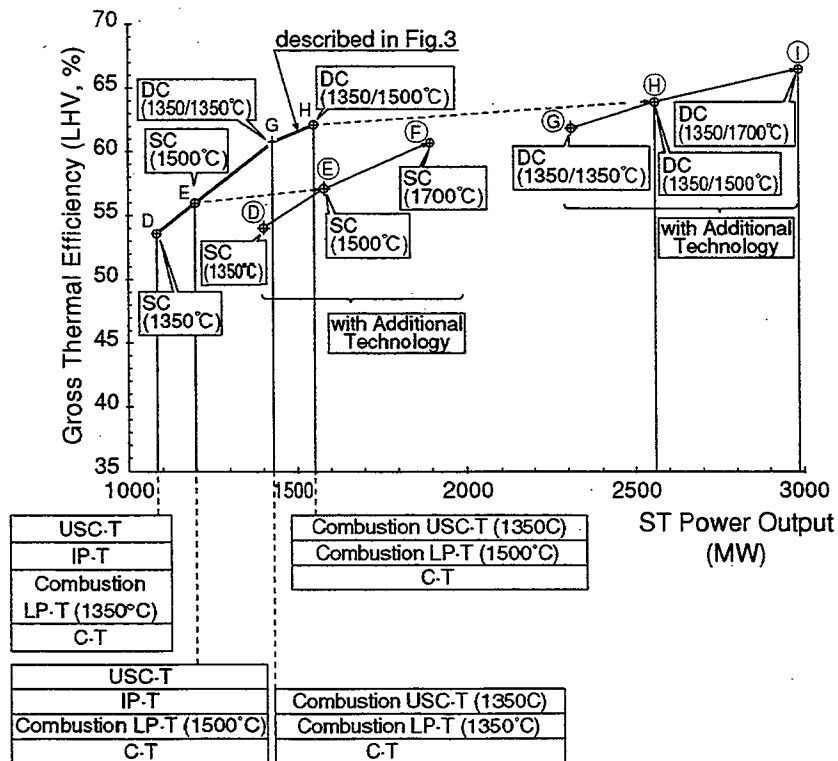


Fig. 3.3-16 Effect of Additional Technologies on Combustion Steam Turbine Performance Enhancement

3.3.4.4 CO₂/H₂O Hybridシステムにおける効率向上技術の効果

CO₂・CBCシステムのタービン(T)ならびに燃焼蒸気タービンシステムの低圧タービン(LP・T)のタービン入口温度は同一値で運用する。図3.3-17にこれらのタービン入口温度によるシステム効率の改善の状況を示す。

技術(3)は共通条件として適用し、技術(1)・(2)および単熱方式(SC)・再熱方式(DC)の効果を表している。CO₂・CBC 700°C点③(図3.3-15)と再熱方式(1350°C/1700°C)図3.3-16の点①の組合せ③+①点が63.9% HHVの最高効率を示す。これは、③と単熱(1700°C)図3.3-16の点⑥の組合せ③+⑥点61.9% HHVに対して絶対値で+2%の大幅な改善である。前述の技術(1)・(2)を用いないときの単熱(1700°C)システム点Sは60.2% HHVであるがこれは図3.3-15の①と低温の再熱方式(1350°C/1350°C)に(1)~(3)の技術を採用した図3.3-16の⑥点の組合せ①+⑥点の60.1% HHVに匹敵する。これはタービンが低温作動でも再熱方式と技術(1)~(3)によって高温での無対策システム(単熱方式)なみの高効率を発揮できることを示している。

さらに特徴を示せばCO₂/H₂O Hybridシステムの効率はタービン入口温度に対して1次関数的に増加しており、高温化が効率向上に有効であることが分る。閉サイクルプラントの場合、CO₂抽気圧縮機動力と酸素製造動力を差引いた効率を評価しなければならない。表3.3-17および表3.3-18に単熱方式と再熱方式の有効発電効率と比出力を示す。有効発電効率は発電端出力からCO₂抽気圧縮機動力と酸素製造動力(0.319 kWh/Nm³-O₂)を差引いた有効出力の投入燃料発熱量に対する比率で表わす。有効比出力は圧縮機吸気流量に対するプラント有効出力で示す。

空気作動の開サイクルガスタービンを用いた通常の複合サイクル発電の性能を表3.3-19に示す。表3.3-17、表3.3-18のHybridシステムの有効比出力と有効発電端効率はいずれも表3.3-19よりも良好である。

構成機器仕様を表3.3-20に、CO₂/H₂O Hybridシステムの条件を表3.3-21に示す。

プラント発電端効率の改善傾向は燃焼蒸気タービンの再熱方式と単熱方式で異なるため、各々について図3.3-18、図3.3-19に示す。但し、これらの図はプラント比出力(プラント発電端出力/CO₂・CBC圧縮機吸気流量)で示しており、追加技術も併記した。

また点A(1350°C)、点B(1500°C)、点C(1700°C)で空気作動の開サイクルGTと三圧蒸気タービンの通常の複合サイクル発電性能を併記している。

図3.3-20は両方式を合併表示したものである。

参考までに図3.3-18と図3.3-20の中に3.3.2節で述べた(CO₂, H₂O)組成改善による性能向上a→b→c→dを併記した。この図によって高効率のためにd組成(56.5wt%, 43.5wt%)を選択したことは最適であることが改めて確認できる。

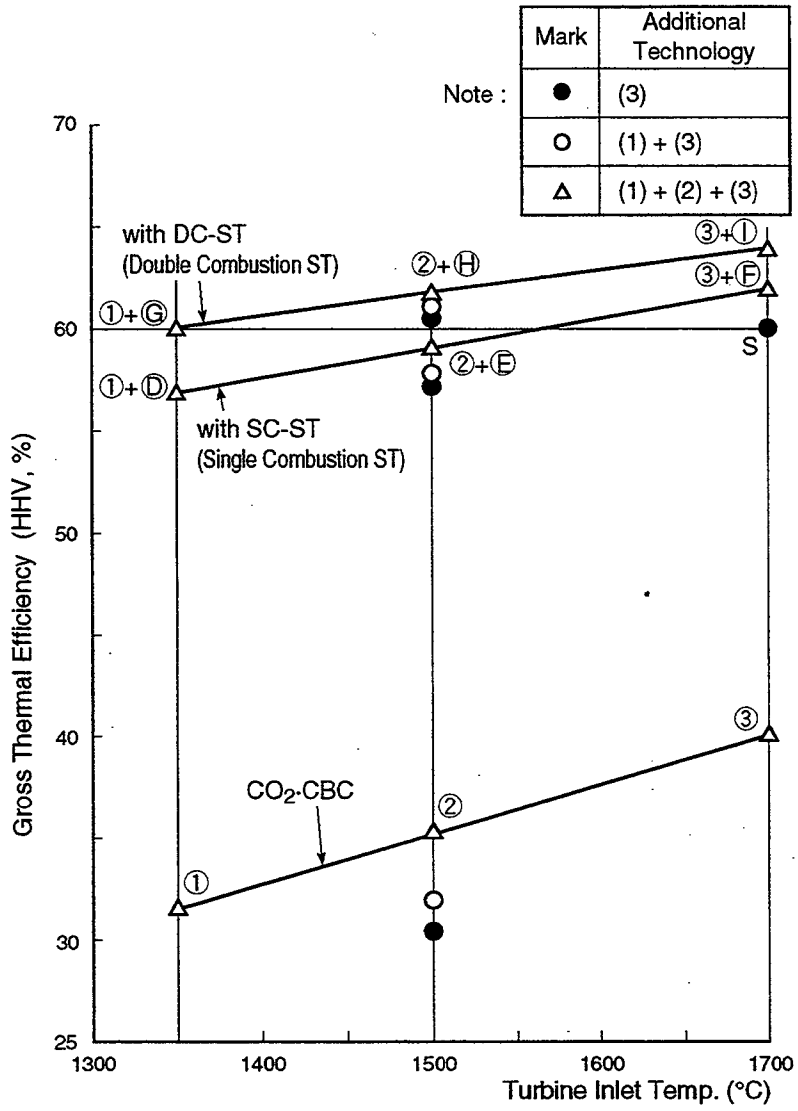


Fig.3.3-17 Effect of Additional Technologies on Power Generation Efficiency Enhancement of CO₂/H₂O Hybrid System

Table 3.3–17 Performance of CO₂/H₂O Hybrid System
with Single Combustion Steam Turbine

Turbine Inlet Temp.	1350°C	1500°C	1700°C
Gross Thermal Efficiency	56.9%HHV	59.1%HHV	61.9%HHV
Effective Gross Thermal Efficiency (Major Utility Load is taken into account)	49.7%HHV	51.8%HHV	54.5%HHV
Effective Gross Specific Power	0.372 MW/(t/h)	0.483 MW/(t/h)	0.619 MW/(t/h)

Table 3.3–18 Performance of CO₂/H₂O Hybrid System
with Double Combustion Steam Turbine

Turbine Inlet Temp.	1350°C/1350°C	1350°C/1500°C	1350°C/1700°C
Gross Thermal Efficiency	60.1%HHV	61.8%HHV	63.9%HHV
Effective Gross Thermal Efficiency (Major Utility Load is taken into account)	52.2%HHV	53.9%HHV	55.9%HHV
Effective Gross Specific Power	0.560 MW/(t/h)	0.737 MW/(t/h)	0.929 MW/(t/h)

(Note1) First Combustion is achieved at 1350°C and Secondary Combustion is at 1350°C, 1500°C and 1700°C

(Note2) Effective Gross Specific Power =

$$\frac{\text{Effective Gross Power Output (MW)}}{\text{Compressor Air Flow (t/h)}}$$

Table 3.3–19 Performance of Conventional Combined Cycle Power Plant

Point No.	I	II	III
Turbine Inlet Temp.	1350°C	1500°C	1700°C
Gross Thermal Efficiency	48.7%HHV	51.7%HHV	53.7%HHV
Gross Specific Power	0.151 MW/(t/h)	0.182 MW/(t/h)	0.192 MW/(t/h)

Table 3.3-20 構成機器仕様

システム組合せ：

1350℃	CO ₂ ・CBC	1350℃
	燃焼蒸気タービン	再熱 (1350℃/1350℃)
1500℃	CO ₂ ・CBC	1500℃
	燃焼蒸気タービン	再熱 (1350℃/1500℃)
1700℃	CO ₂ ・CBC	1700℃
	燃焼蒸気タービン	再熱 (1350℃/1700℃)

		作動条件				要素効率		発電機効率
CO ₂ ・CBC	圧縮機	入口	温度	100℃			圧縮機 効率	0.865
		出口	圧力	100.344kPa				
	タービン	入口	温度	1350℃	1500℃	1700℃	タービン 効率	0.910 (係数 1.08)
		出口	圧力	1307.54kPa, 1852.960kPa, 4176.259kPa				
H ₂ O・CBC	高圧タービン (超臨界圧 燃焼ST)	入口	温度	1350℃			タービン 効率	0.837
		出口	圧力	34323:148kPa				
	低圧タービン (燃焼ST)	入口	温度	1350℃	1500℃	1700℃	タービン 効率	0.910 (係数 1.01)
		出口	圧力	1307.54kPa, 1852.960kPa, 4176.259kPa				
	復水タービン	入口	温度	106℃			タービン 効率	0.872
			圧力	101.322kPa				
復水器		圧力	722mmHgr 5.07kPa					

Table 3.3-21 CO₂/H₂O Hybridシステム条件

システム		システム条件						
識別記号		ST方式	蒸気圧力	タービン温度	流体組成 (CO ₂ /H ₂ O)	ST 翼冷却	燃料・温度	AT
蒸気タービン 系統試算	A	単熱方式	亜臨界圧	1350℃系	95wt% /5wt%	上流分岐	15℃	(無)
	B							
	C							
	D							
CO ₂ ・CBC/ 燃焼ST (再熱方式)	G	再熱方式	超臨界圧	1350℃/ 1350℃系	70wt% /30wt%	回収型翼	449℃ (400℃)	M-T O-T
	b							
	c							
	d							
	H		*					
	**							

(H)								
(I)								
(G)								
CO ₂ ・CBC/ 燃焼ST (単熱方式)	E	単熱方式	超臨界圧	1500℃系	56.5wt% /43.5wt%	上流分岐	15℃	無
	(*)							
	(**)							
	(E)							
(F)								
(D)								
1700℃系								
1350℃系								
空気GT・CC (開サイクル)	I	在来ST		1350℃	空気	-	15℃	-
	II			1500℃				-
	III			1700℃				-
空気GT/ 燃焼ST (単熱方式)	(I)	単熱方式	超臨界圧	1350℃	空気	回収型翼	GT: 15℃ ST: 449℃	GT: (無)
	(II)			1500℃				ST: (M-T)
	(III)			1700℃				O-T
CO ₂ ・CBC/ 在来ST	燃料 O ₂ 予熱		在来ST	1350℃	56.5wt% /43.5wt%	-	449℃	M-T O-T
				(i)				
				(ii)				
	同 ・ 15℃		在来ST	1350℃	56.5wt% /43.5wt%	-	449℃	M-T O-T
				i				
				ii				
iii								

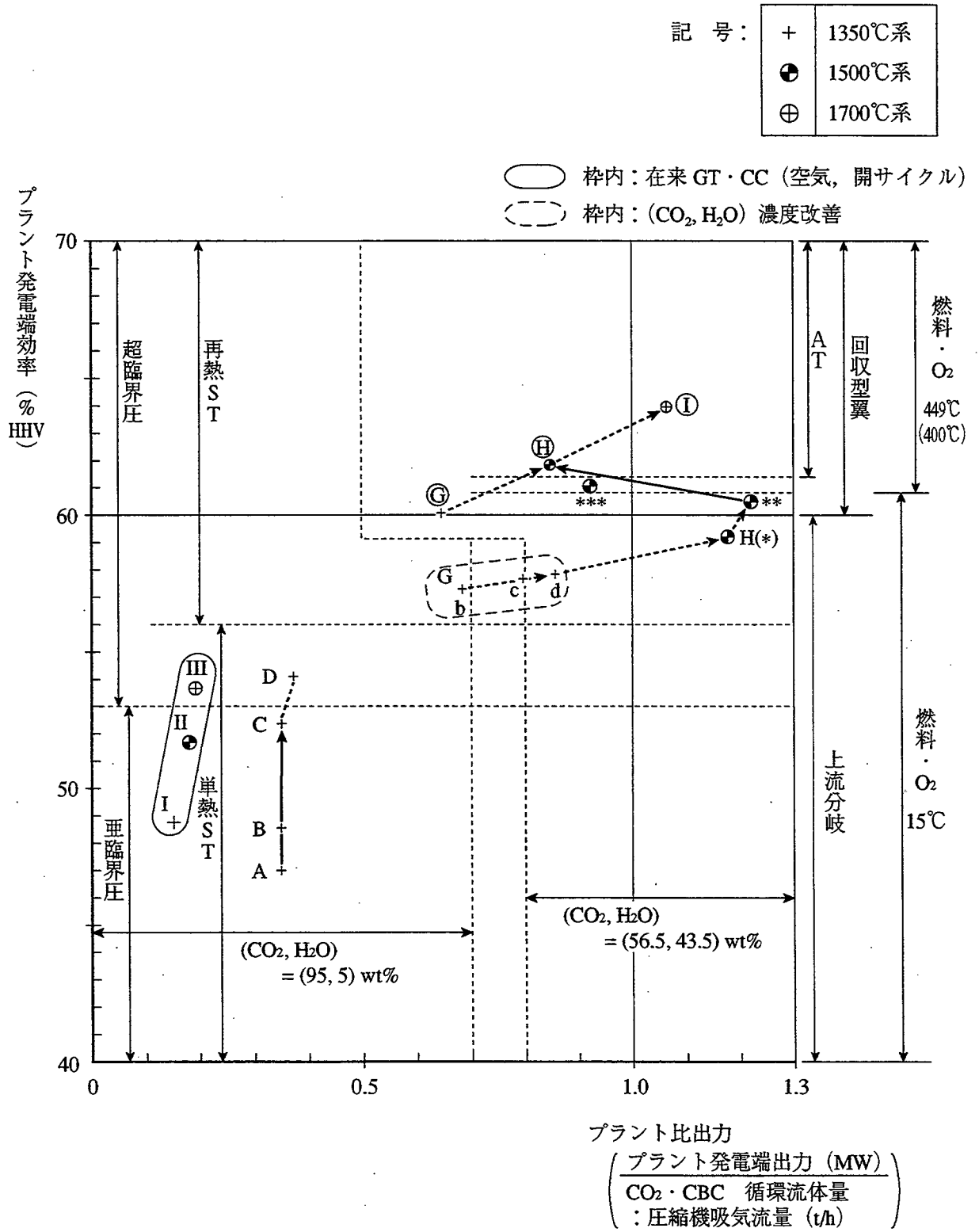


Fig 3.3-18 CBC・CCプラント比出力と効率向上の関係 (再熱方式)

記号:	+	1350℃系
	●	1500℃系
	⊕	1700℃系

○ 枠内：在来 GT・CC（空気，開サイクル）

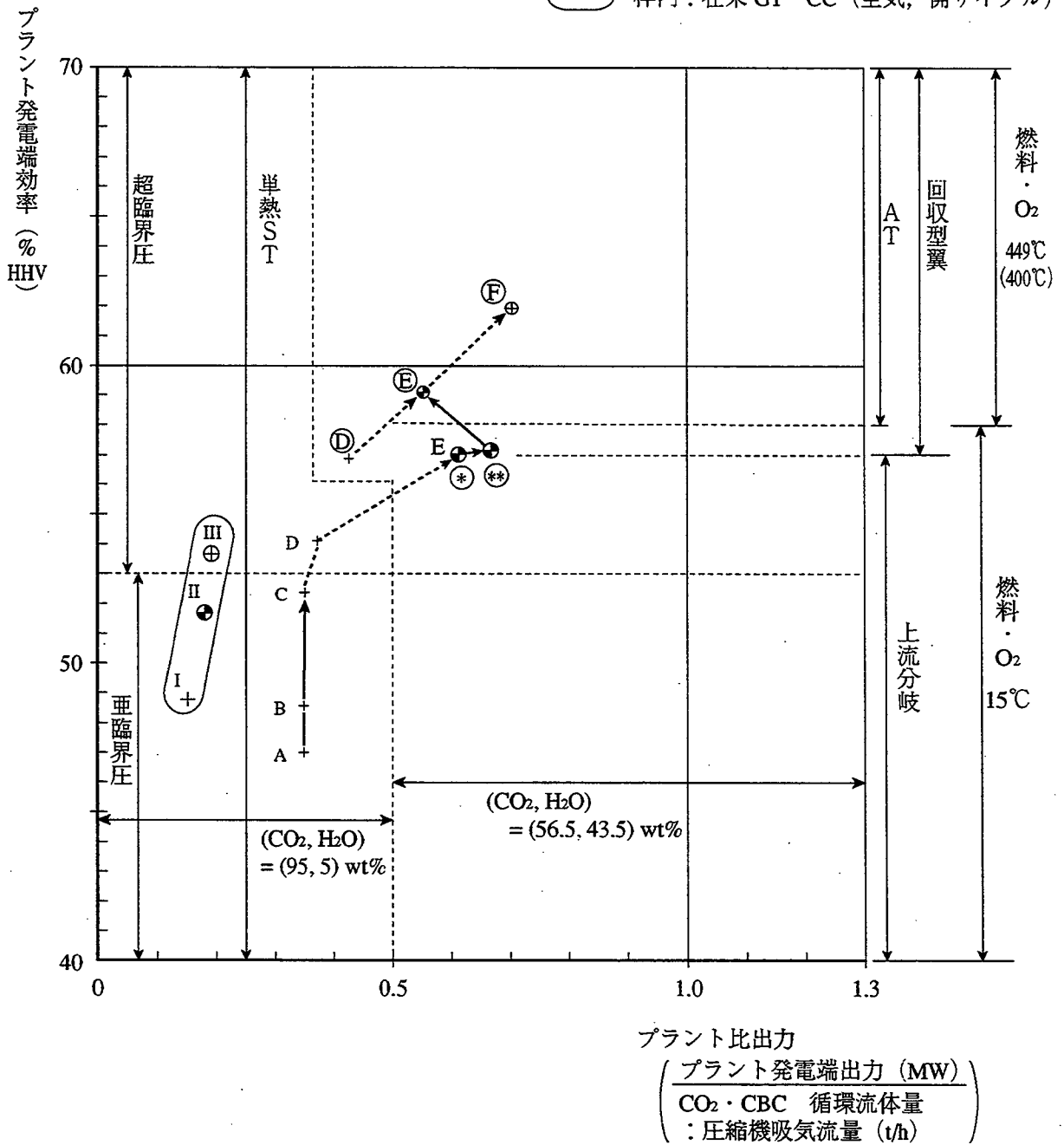


Fig 3.3-19 CBC・CCプラント比出力と効率向上の関係（単熱方式）

記号:	+	1350℃系
	●	1500℃系
	⊕	1700℃系

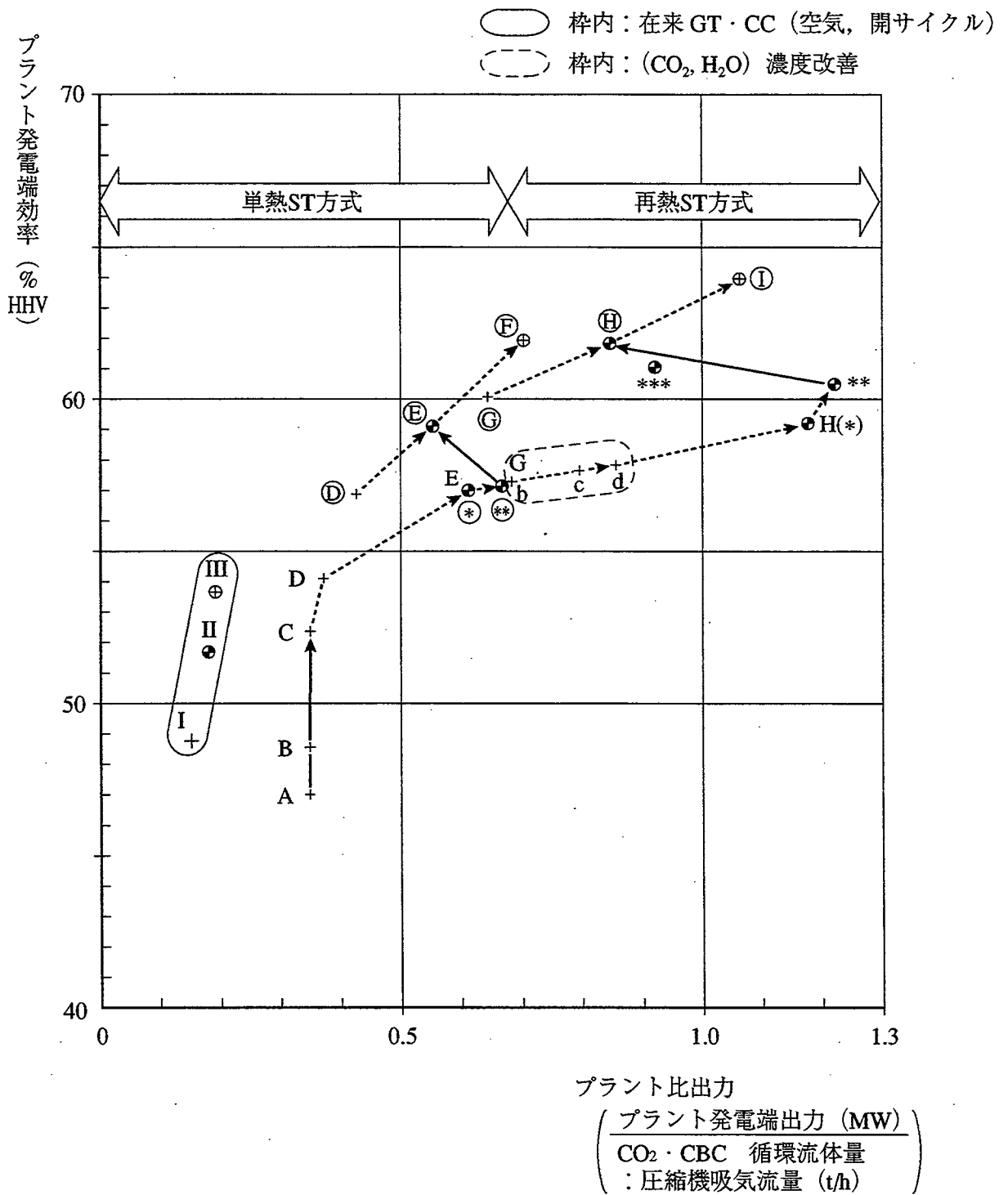


Fig 3.3-20 CBC・CCプラント比出力と効率向上の関係 (再熱方式/単熱方式)

3.3.5 複合サイクル発電システムの高性能化

従来方式の複合サイクルプラントはGT・HRSGとSTが複合されているが、このうちの一方に開発技術を用いて(1)燃焼ST(および回収型翼, 燃料・酸素の予熱, 補助流体タービン)をSTと代替する場合と、(2)CO₂・CBC(および燃料・酸素の予熱, 補助流体タービン)をGTと代替する場合について性能改善の効果を評価した。

図3.3-21に性能改善状況を比出力と発電端効率で示す。

(1) (在来GT+燃焼ST) システム: 燃焼蒸気タービンは単熱方式を採用した。在来GT・CCのタービン入口温度1350℃, 1500℃, 1700℃の性能点Ⅰ・Ⅱ・Ⅲは①・②・③に改善されその効率向上は絶対値で約+6%である。

(2) (CO₂・CBC+在来ST) システム: 技術(1)・(2)を適用しない条件でのCO₂・CBCと在来STの複合性能のタービン入口温度1350℃, 1500℃, 1700℃での性能点をi・ii・iiiに示す。1350℃および1500℃では在来GT・CCなみの効率であるが1700℃の高温型iiiは在来GT・CCⅢより高効率となる。CO₂・CBCに技術(1)燃料・酸素予熱と技術(2)補助流体タービン(AT, メタンタービンM-Tおよび酸素タービンO-T)を付加すると①・②・③に大幅に効率が向上するが、予熱に伴って燃料とO₂の消費量が節減されその結果タービン通過の作動流体が少なくなる。つまり図3.3-21の①・②・③はタービン出力およびHRSGでの回収熱量が低下するため i・ii・iiiに対して比出力が若干小さくなる。

(1)(2)を総合的に判断すると、(1)の方式が(出力, 効率)の両面において性能向上が発揮されている。以上のとおり開発技術(燃焼ST, CO₂・CBC)の一方を在来のGT又はSTと組み合わせることは性能改善に有効であることが分る。

(1)(2)のプラント性能値から閉サイクルに固有の主要補機動力(CO₂抽気圧縮機動力と酸素製造動力)を差引いた有効出力を用いて在来GT・CCと比較した。評価結果を表3.3-22・表3.3-23に示し、表3.3-19の従来方式の複合サイクルプラントとの比較を以下に述べる。

(1) (在来GT+燃焼ST) システム: 比出力および効率がいずれも在来GT・CCよりも向上する。

(2) (CO₂・CBC+在来ST) システム: 比出力は在来のGT・CCよりも向上するが効率は約3%低下する。このシステムはCO₂全量回収の環境対応プラントであることおよび出力増大の2点で価値がある。

ここで比出力は、発電出力(MW)/圧縮機吸気流量(t/h)で定義している。発電出力は表3.3-19では発電端出力を、表3.3-22・表3.3-23では発電端出力から閉サイクルに固有の主要補機動力を引いた有効出力を各々用いている。

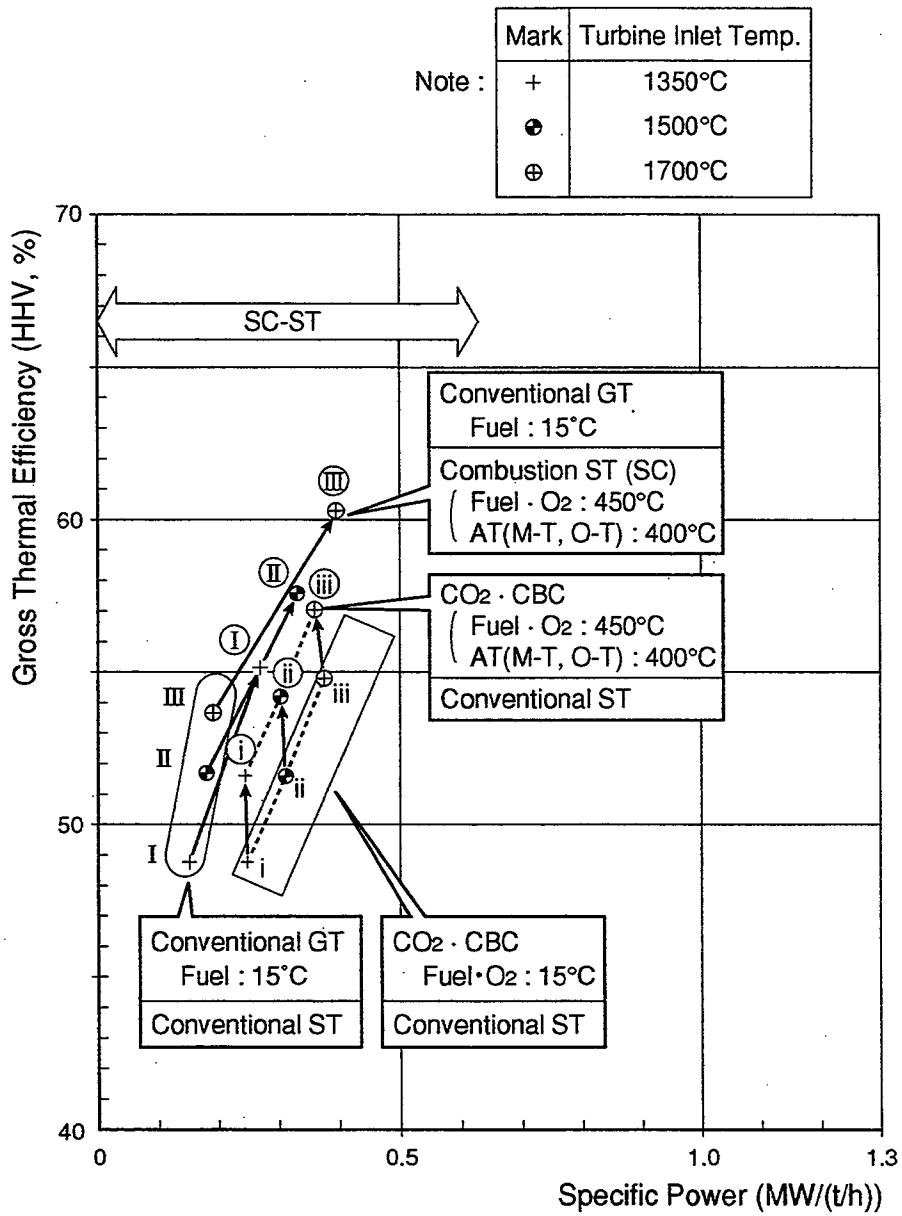


Fig.3.3-21 Performance Enhancement of Combined Cycle

Table 3.3–22 Performance of Conventional GT and Combustion ST Combined Plant

Point No.	Ⓘ	Ⓜ	Ⓜ
Turbine Inlet Temp.	1350°C	1500°C	1700°C
Gross Thermal Efficiency	55.1%HHV	57.6%HHV	60.3%HHV
Effective Gross Thermal Efficiency [Major Utility Load is taken into account]	51.6%HHV	53.8%HHV	56.0%HHV
Effective Gross Specific Power	0.252 MW/(t/h)	0.310 MW/(t/h)	0.366 MW/(t/h)

Table 3.3–23 Performance of CO₂-CBC and Conventional ST Combined Plant

Point No.	Ⓛ	Ⓜ	Ⓜ
Turbine Inlet Temp.	1350°C	1500°C	1700°C
Gross Thermal Efficiency	51.6%HHV	54.2%HHV	57.0%HHV
Effective Gross Thermal Efficiency [Major Utility Load is taken into account]	45.9%HHV	48.4%HHV	51.3%HHV
Effective Gross Specific Power	0.216 MW/(t/h)	0.271 MW/(t/h)	0.323 MW/(t/h)

3.3.6 CO₂/H₂O Hybridシステムの性能総括

CO₂/H₂O Hybridシステムと在来複合サイクル発電システムとの併用システムの性能の相互関係を図3.3-22に示す。

主要補機動力を削除した有効発電効率を図3.3-23に示す。このうちCO₂/H₂O Hybridシステムについては1350℃/1500℃/1700℃の各々について主要性能値を下記に述べる。

(1) 1350℃ CO₂/H₂O Hybridシステム作動性能：

	単熱 (1350℃)	再熱 (1350℃/1350℃)
① 発電端効率	56.9%HHV	60.1%HHV
② CO ₂ 抽気圧縮機動力を差引	55.4%HHV	58.0%HHV
③ 酸素製造動力 (省エネ型) を差引	49.7%HHV	52.2%HHV

1350℃の空気開サイクルの通常のGT・CCは48.7%HHVで、③の値49～52%HHVはいずれも高効率発電となっている。

(2) 1500℃ CO₂/H₂O Hybridシステム作動性能：

	単熱 (1500℃)	再熱 (1350℃/1500℃)
① 発電端効率	59.1%HHV	61.8%HHV
② CO ₂ 抽気圧縮機動力を差引	57.6%HHV	59.6%HHV
③ 酸素製造動力 (省エネ型) を差引	51.8%HHV	53.9%HHV

1500℃の空気開サイクルの予想のGT・CCは51.7%HHVで、③の値52～54%はいずれも高効率発電となっている。

(3) 1700℃ CO₂/H₂O Hybridシステム作動性能：

	単熱 (1700℃)	再熱 (1350℃/1700℃)
① 発電端効率	61.9%HHV	63.9%HHV
② CO ₂ 抽気圧縮機動力を差引	60.3%HHV	61.6%HHV
③ 酸素製造動力 (省エネ型) を差引	54.5%HHV	55.9%HHV

但し、「CO₄/O₂燃焼の閉サイクル発電技術としては、②の値で60%HHVを凌駕できる」点が本技術の特長である。

(4) CO₂/H₂O HybridシステムにおいてCO₂・CBCの占める割合

Hybridシステムの上位機器 (Topping) の出力および燃料流出の割合について図 3.3-24に示す。

高性能化においては蒸気タービンサイクルの改善に従ってトッピングの占める割合が小さくなる。

Table 3.3-24 プラント性能におけるトッピング機器の割合

領域	トッピング機器	蒸気タービンサイクル	トッピング出力割合	トッピング燃料割合
A	CO ₂ ・CBC	在来ST	0.6~0.7	1.0
B	CO ₂ ・CBC	単熱方式 燃焼ST	約0.35	0.55~0.65
	GT (空気・開サイクル)			
C	CO ₂ ・CBC	再熱方式 燃焼ST	約0.22	0.35~0.45

蒸気タービンの最高効率 は再熱方式・燃焼STで得られるがこの場合ST出力が大きいためトッピング出力割合は約0.22となり、プラント性能は蒸気タービンサイクル (出力割合0.78) が支配することになる。

つまり、トッピングの種類の違い (CO₂・CBCと空気開サイクルGT) がプラント性能に及ぼす影響は小さいということである。

このことは具体的には、単熱方式・燃焼ST (トッピング出力割合0.35) においてCO₂・CBCの ④、⑤、⑥点と空気開サイクルGTの ①・②・③点 がほぼ同じ領域Bに混在することからも容易に理解できる。

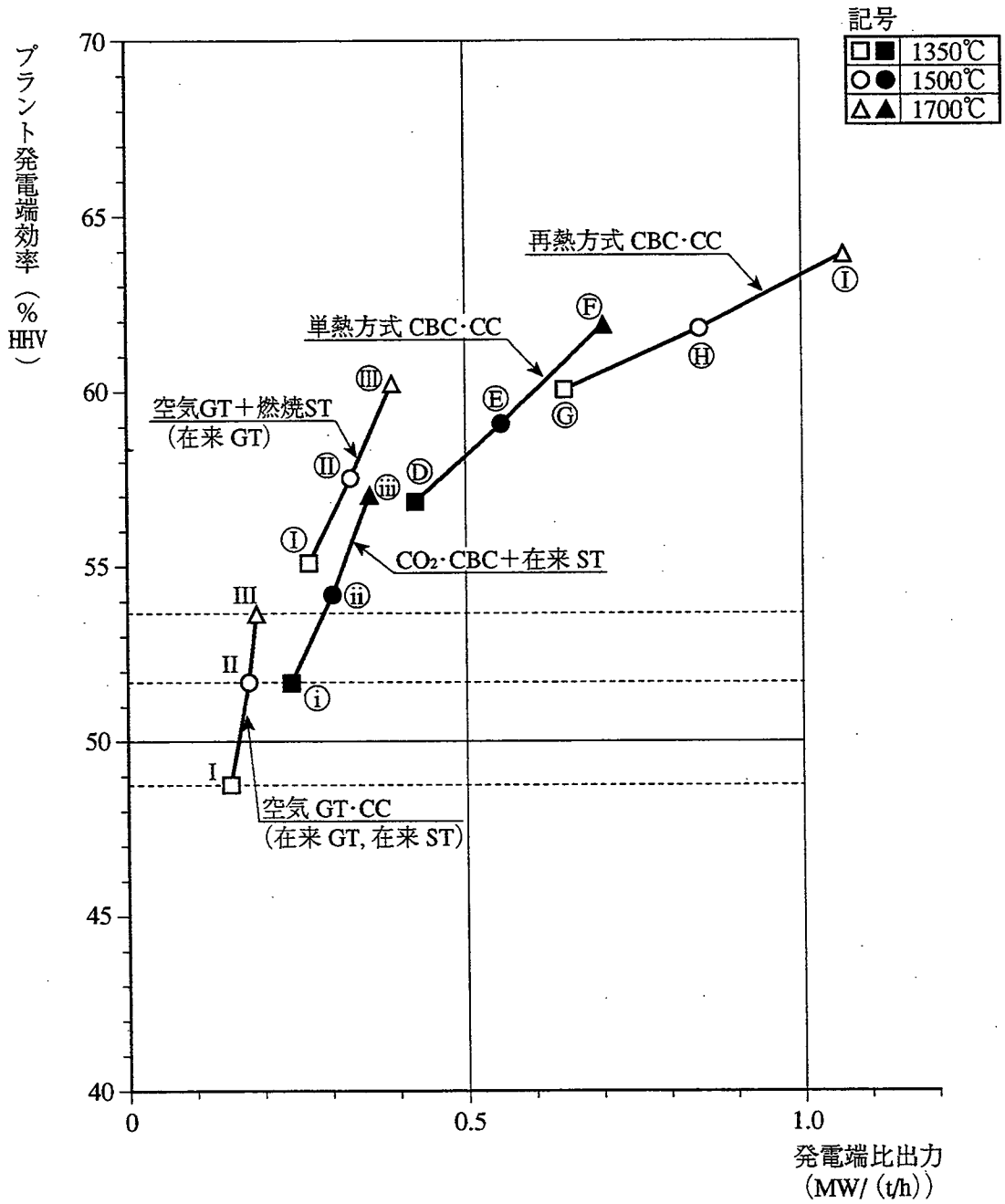
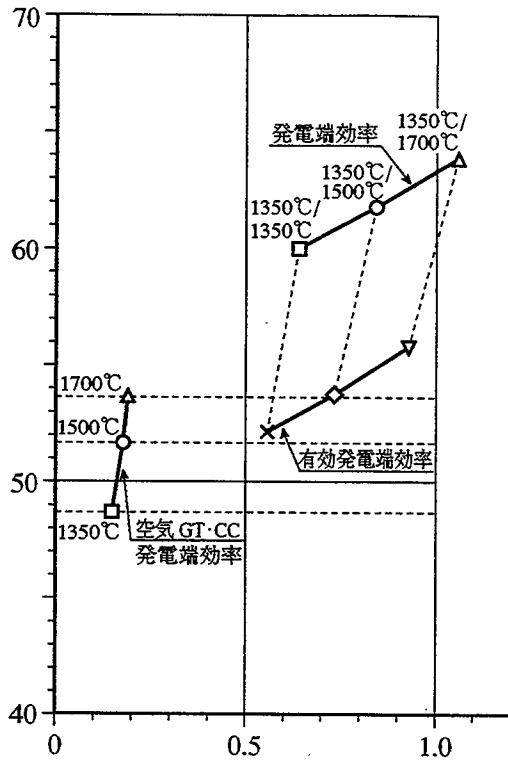
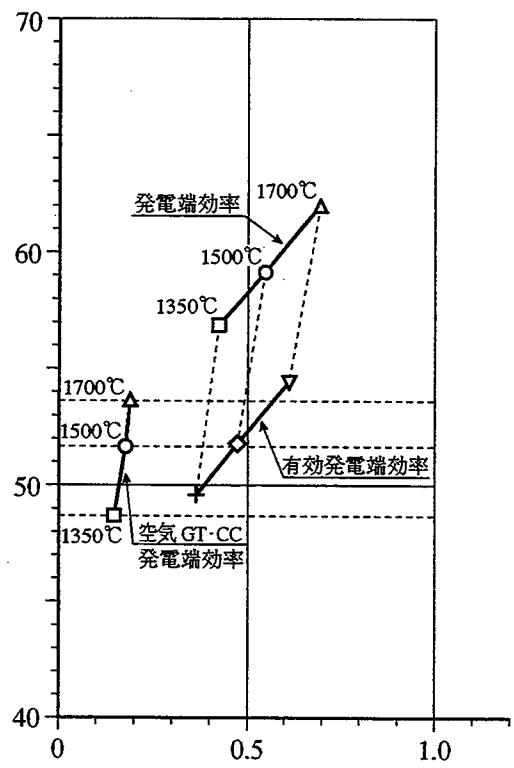


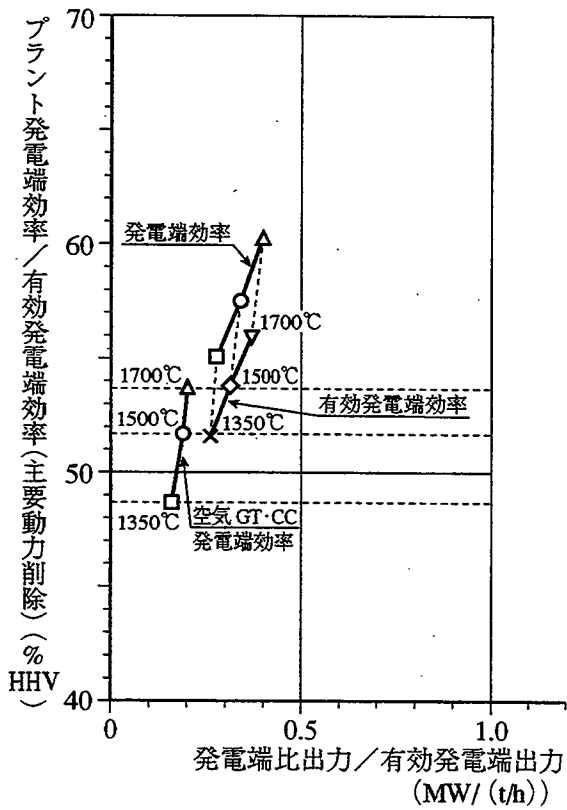
Fig.3.3-22 プラント発電端効率の比出力特性



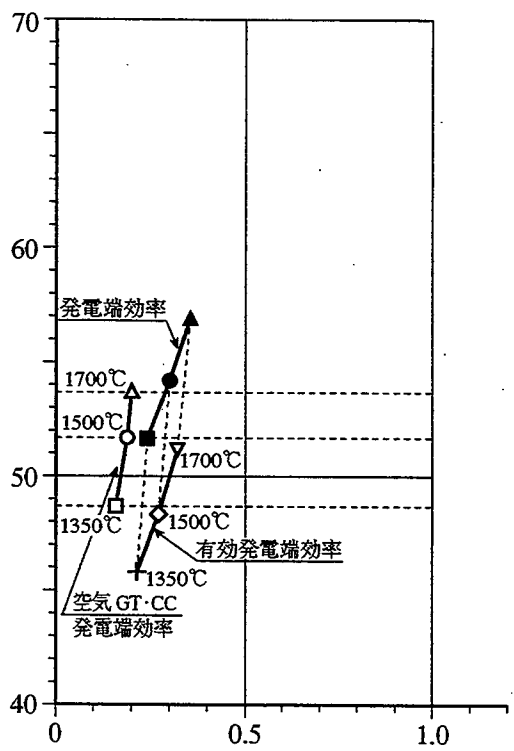
(1) 再熱方式 CBC・CC



(2) 単熱方式 CBC・CC



(3) 空気GT+燃焼ST(単熱)



(4) CO₂・CBC+在来ST

Fig.3.3-23 各システム特性対比

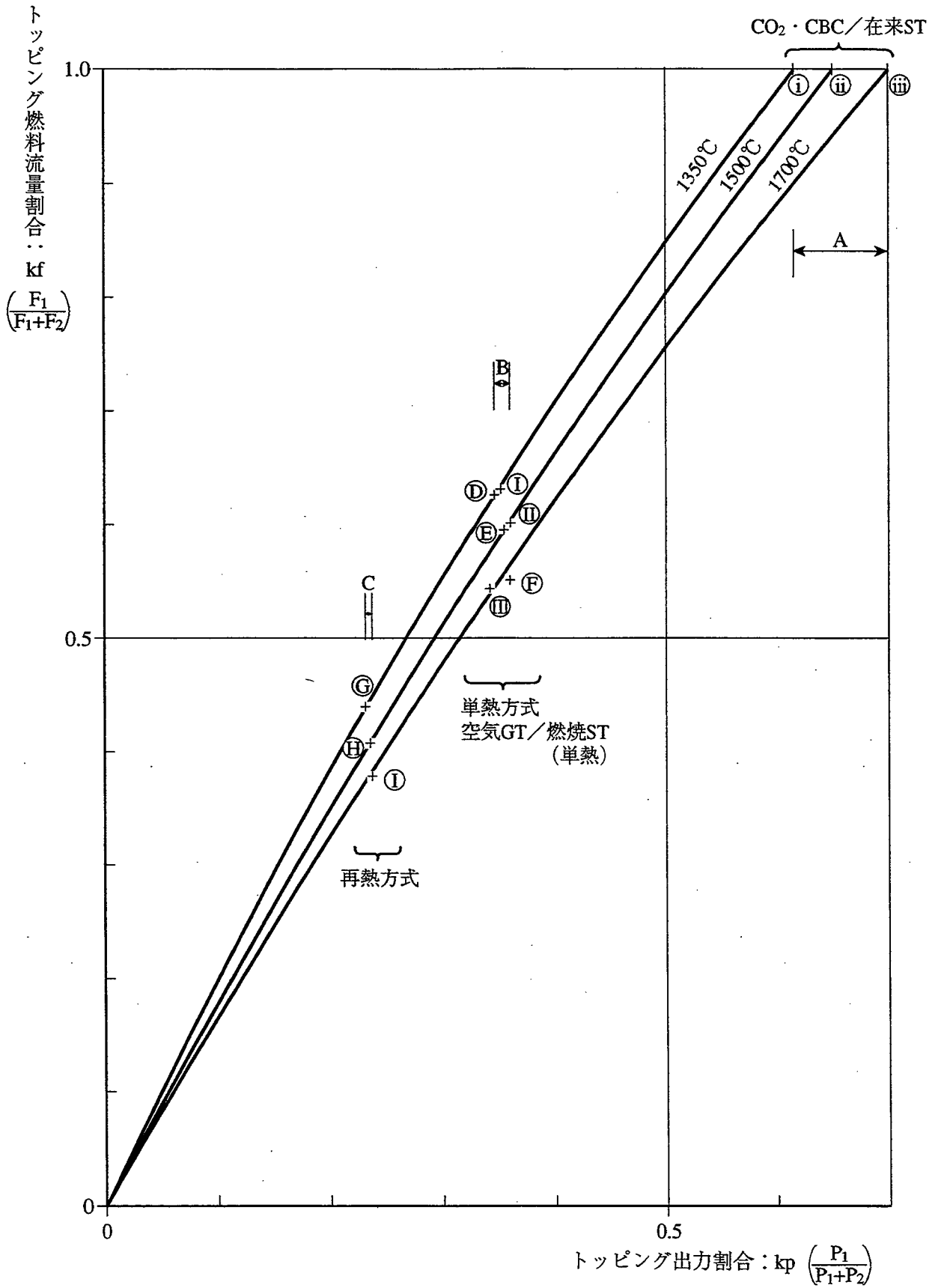


Fig.3.3-24 CO₂/H₂O Hybridシステムの出力行割合・燃料割合

3.4 結 言

閉サイクル発電は大気環境にCO₂を排出せず、CO₂濃度を高めた排気を簡単な操作で回収することが基本仕様である。しかしながら純O₂を必要とするためその製造動力を含めた発電端効率は従来の空気方式GT・CCより大幅に小さくならざるを得ない。

本研究はこの制約を克服する技術としてCO₂/H₂O Hybridシステムを提案するもので、閉サイクル発電に付随するCO₂抽気圧縮機動力と酸素製造動力の増加を考慮した実用条件において従来の複合サイクル発電システム(GT・CC)よりも発電出力および発電効率をともに向上できることを示した。結論を以下に述べる。

- (1) CO₂・CBCの循環流体組成は当量燃焼排気の(CO₂/H₂O) = (56.5wt%, 43.5wt%)で最大の総熱量効率96%LHVが得られ、従来ガスタービンの88%より向上した。この場合機器構成・制御が最も単純となる。
- (2) 燃焼蒸気タービンは蒸気圧力を超臨界圧34.3MPa (350ata) 迄、作動温度を1700℃迄高め、さらに単熱方式を再熱方式とすることで高効率を得られる。
- (3) CO₂/H₂O Hybridシステムの主要補機(CO₂抽気圧縮機、酸素製造)動力を差引いた有効発電効率は、1350℃~1700℃および単熱方式・再熱方式のいずれにおいても従来のGT・CC以上の高効率が得られた。
但しこの場合流体予熱(燃料・O₂)、補助流体タービン設置に加えて燃焼蒸気タービンにはさらに蒸気冷却の回収型翼を併用して効率を改善・増進している。将来の高温タービンとしてタービン入口1700℃の最高温度での性能を再熱方式で推定するとCO₂抽気圧縮機動力を差引いた発電プラントとしては約60%HHV、さらに酸素製造動力を差引くと約55%HHV(表3.3-17, 表3.3-18)で空気開サイクルGT・CC(1700℃)の約54%HHV(表3.3-19)よりも高効率が期待される。
- (4) 在来GT・CCのGTをCO₂・CBCと置換するシステムは出力が向上するが効率は低下する。在来CCのSTを燃焼蒸気タービンと置換するシステムは効率と出力を各々在来のGT・CCよりも向上することができる。
- (5) CO₂/H₂O Hybridシステムの発電端効率はタービン入口温度の上昇に対して一次関数的に上昇する。これは空気式開サイクルのGTおよびCCと同様の傾向で今後の高温化技術をCO₂/H₂O Hybridシステムにも反映することによって高性能化を更に進めることが可能である。

参考文献

- (1) Los Alamos National Laboratory, Zero Emission : Coal to Hydrogen, Mineral Carbonation : Permanent Disposal of CO₂ Waste, <http://www.lanl.gov/energy/est/zec/index.html>, as of April, 2000.
- (2) H. Jericha, W. Sanz, J. Woisetschlager and M. Fesharaki, CO₂-Retention Capability of CH₄/O₂ - Fired Graz Cycle, CIMAC Interlaken 1995, G07
- (3) Pak, P. S., Kosugi, T. and Suzuki, Y., Evaluation of Characteristics and Economics of a CO₂-capturing H₂O Turbine Power Generation System Utilizing Waste Heat from a Garbage Incineration Plant, International Journal of Global Energy Issues, 11, 1-4, 211-217, 1998
- (4) A. J. B. Jackson, A. C. Neto, M. W. Whellens, Gas Turbine Performance Using Carbon Dioxide as Working Fluid in Closed Cycle Operation, 2000-GT-153, Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000, Munich Germany May 8-11, 2000
- (5) G. Cau, D. Cocco, Performance Assessment of Semi-Closed Chemically Recuperated Gas Turbine Systems, 2000-GT-161, Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000, Munich, Germany, May 8-11, 2000
- (6) JANAF Thermochemical Tables, Third Edition (1985)
- (7) 日本機械学会「技術資料 流体の熱物性値集」

第4章 燃料電池とガスタービンの複合による複合サイクル発電システムの高性能化

4.1 緒言

複合サイクル発電の効率向上技術の1つとして、GT・STに次ぐ第3の要素として燃料電池をガスタービンの上流に配置 (Topping) する方式が有効である。但しそのシステムは現在開発途上にあり、種々のものが試みられている⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾が典型システムと呼べるものはない。本研究では新規のシステムを開発し、FC・GT Hybrid System の上限効率 (限界値) を見極めたので以下に提案する。燃料電池には電池効率の最も良好な高温型の固体酸化物型 (SOFC, Solid Oxide Fuel Cell) を採用した。SOFCは天然ガス/空気で作動させるが排気は約1000°C, 更に未燃燃料の燃焼で約1100°Cとなりタービン入口温度に近くなるためGTとの熱バランスを取りやすいという特徴がある。SOFCは燃料極, 空気極やインターコネクターの材質の関係から耐熱・熱応力に制約があり入口950°C~出口1050°Cの温度範囲で運用制御する必要がある。燃料と空気が当量燃焼すると断熱火炎温度が約2400°C, ここからエネルギー (DC発電出力) を取り出しても1450°C程度でありこれを1050°C迄に冷却しなければならない。SOFC内の電気化学反応は冷却も含めて平衡状態でバランスして進行するため実際にはこのような高温は存在しないが, 冷却空気の不足等でバランスが崩れると昇温する危険が常に内在している。そのために燃焼用空気以上に多量の空気を冷却空気として投入し, 希釈混合冷却を行っているのが現状である。

この冷却空気はSOFC発電にとっては無効 (出力に転換できない) のために空気圧縮機動力が無駄に消費され, その結果FC・GT Hybrid System の効率・出力が低くならざるを得ない。本研究ではこの点を改善して最大プラント効率 (極限值) を見極めるためにACT (Advanced Cooling Technology) 技術を開発し, それをSOFCに適用した場合の燃料系・空気系の設計とプラント効率向上に及ぼす効果を論じた。

FC・GT Hybrid Systemは大別するとFCとGTとの間に燃焼器を持つ再熱方式とFC排気をそのままGTに投入する非再熱方式の2つに分類できる。

「いずれの方式が高性能 (高出力・高効率) であるか」という点については研究者⁽¹⁾⁽²⁾によって全く逆の知見が述べられている。本研究では常に再熱方式と非再熱方式の特性を分析比較することによって, 「FC・GT Hybrid System の設計においていずれの方式を選ぶべきか」についての指針および統一的な見解を導き出すことができた。

第4章で論じるテーマは,

1. SOFC熱収支のFC・GT Hybrid System への影響
2. 再熱方式/非再熱方式の特性
3. FC・GT Hybrid System の高性能化

の3点である。

各テーマにおける論点は主として以下のとおり設定している。

1. SOFC 熱収支の FC・GT Hybrid System への影響
 - ・FC エlement 効率
 - ・FC プラント 効率
 - ・エネルギー変換効率 (ETR, Energy Transfer Ratio)
2. 再熱方式/非再熱方式の特性
 - ・タービン入口温度 (TIT, Turbine Inlet Temperature)
 - ・プラント発電端出力と TFPR (Turbine FC Power Ratio)
 - ・プラント発電端効率と FC Element 効率
3. FC・GT Hybrid System の高性能化
 - ・ACT (Advanced Cooling Technology)
 - ・FC 冷却
 - ・FC 回収熱量

システム研究における主な仕様は次のとおりである。

- (1) SOFC 発電
 - ・発電効率 : 0.60 (および 0.70, 0.80)
 - ・燃料・空気の供給温度 (FC Element 入口) : 950°C
- (2) 燃 料
 - ・LNG 気化ガス (表 2.3-2 に性状を示す)
- (3) 酸 化 剤
 - ・空 気
- (4) タービン入口温度
 - ・再熱方式 : 1350°C 級
 - ・非再熱方式 : 約 500°C (無対策) ~ 約 1300°C (ACT 適用)

4.2 SOFC/GT 複合サイクル発電(SOFC/GT Hybrid)システム

複合サイクル発電の効率を改善・向上するためにガスタービンに燃料電池を付加・統合する際の基本的認識は、燃料電池そのものは単独では作動せず空気供給源が必要であるという点にある。その空気をガスタービンの圧縮機吐出空気で供給する発電システムが Hybrid システムである。

燃料電池の排気は高温であるため燃焼器の補助あるいは代替として利用することができるなど、燃料電池とガスタービンの要素は密接な相互関係にある。

燃料電池の中で最も高温で作動する固体酸化物型 (SOFC, Solid Oxide Fuel Cell) はほぼ 1000°C の排気温度を持ちタービン入口温度に近いいためガスタービンとの熱収支の平衡が取りやすい。

本研究は SOFC を燃焼器の上流に配置する高圧作動の Hybrid システムについて SOFC 供給空気の最小化を論点にプラント効率向上の可能性を分析・評価したものである。これまで報告されている Hybrid システムは現状の SOFC と GT の単純な組合せ・構成を扱ったものがほとんどであることから、本研究では高圧作動 SOFC を燃焼器の上流に配置し、タービン入口温度を所定値 (1350°C) とするために燃料を助燃する再熱方式 (SOFC/AF GT/CC) と燃焼器を用いず SOFC 排気をそのまま用いてタービンを作動させる非再熱方式 (SOFC/NF GT/CC) の両システムに対して SOFC に ACT (Advanced Cooling Technology) モデルの概念を導入して空気消費量を削減し、Hybrid システムの最適化・高性能化を図った。従来のように SOFC をそのまま統合する Hybrid システムでは発電効率が 55%HHV 以下であるのに対して、ACT モデルにて SOFC 供給空気量を最小化する提案のシステムでは再熱・非再熱の両方式ともに 65%HHV 以上の高効率を発揮できる可能性が確認できた。

4.2.1 高性能化の基本構想

燃料電池とガスタービンの作動上の相違点と類似点を表 4.2-1 に示し、この2つの主要構成機器について基本認識をまとめた。

(1) 基本認識 1 : FC と GT の類似点

- ・作動温度：1000°C以上の高温で作動
- ・装置冷却：作動温度保持のために多量の稀釈冷却空気を使用。
更に GT では翼冷却空気を使用。

(2) 基本認識 2 : FC と GT の相違点

- ・発電方式：FC は一定圧力下での電気化学反応
GT は高圧から低圧へ流体が膨張するときの物理エネルギーの回収
- ・エネルギー変換効率 (Energy Transfer Ratio) :
FC の 0.16 は GT の 0.26 の 1/1.6 倍と小さい。

(3) SOFC/GT Hybrid システムの設計理念

後流に配置する GT・CC の性能を変化させることなく SOFC を追加することを設計理念とした。

つまり、「圧縮機吐出圧力下（一定圧力）で FC を作動させても GT（および CC）の作動については基本条件から変更することなく設定することができる」点が Hybrid システムの最大の特徴であるがこの特徴を実現できるシステムが再熱方式である。

再熱方式と非再熱方式の特性を以下に対比する。

- | | | |
|---|---|--|
| { | 再熱方式 | : GT・CC の性能を保持しやすい。 |
| | | ・ GT 性能は変化なし
(TIT (1350°C) を一定に保持するために燃焼器を使用) |
| | | ・ HRSG~ST は再生のため回収熱減少の影響を受ける。 |
| | 非再熱方式 | : GT・CC の熱バランスが崩れる。 |
| | ・ GT の TIT は FC 排気温度 (700°C程度に低下) でそのときの熱バランス次第で一定ではない。 | |
| | ・ HRSG-ST は GT 排気温度が低温のため HRSG で熱回収が行えず不成立 | |

(4) 高性能化の基本構想

FC が GT の上流 (Topper) に配置される関係から FC の運用性能が下流の GT（および CC）の性能を支配する。

つまり、「FC の性能の向上が Hybrid システム性能の改善」につながる。

表 4.2-2 に基本構想の技術が発揮する性能改善効果の関係を示す。

複合発電システムの共通テーマである「空気圧縮機動力の削減」を FC 改善 (B1→C1&C2) で実現するための技術開発および効果の評価を論じることとする。

(5) 燃料電池 (SOFC) と GT を複合して Hybrid システムとすることの必然性

Hybrid システムを FC プラントと GT プラントのいずれに位置付けるかによってシステム構成が異なる。これは発電出力構成における FC 出力と GT 出力の割合から理解できる。

本研究で提案した ACT (Advanced Cooling Technology) 技術を採用すると両者の境界がなくなり、共に類似の高性能を示すようになる。

そのシステム改善の様子を以下に述べる。

1. FC プラントでは GT を補機に位置付ける。
2. GT プラントでは FC を追設トッピング設備に位置付ける。

1. FCプラント … 非再熱方式 が基本。空気圧縮機 (およびGT) は 補機設備

論点
 ・FC作動用空気は補機 (空気圧縮機) で供給。
 ・FC排気は高温なので回収する。

(Case 1=常圧FC+HRSG+ST : 従来ボイラの代替
 Case 2=高圧FC+膨張タービン : 圧縮機動力の軽減……………
 (SOFC/NF GT/CC)

発電出力構成

FC	88%
T	12%
TIT : 490℃	

(GTおよびHRSG (~ST) を積極的に構成し、タービン入口温度(TIT)を 再熱方式 並みに高める。
 Advanced Case=FCについてACTモデルを適用……………
 (SOFC/NF GT/CC)

FC	68%
GT	31%
ST	1%
TIT : 1280℃	

2. GTプラント … 再熱方式 が基本。FCは 追設トッピング設備

論点
 ・FCは一定圧力下で作動するので燃焼器の上流に配置。
 ・GT出力にFC出力を付加して性能を向上する。

Case 3=高圧FC+GT (SOFC/AF GT/CC) ……………

FC	31%
GT	58%
ST	11%
TIT : 1350℃	

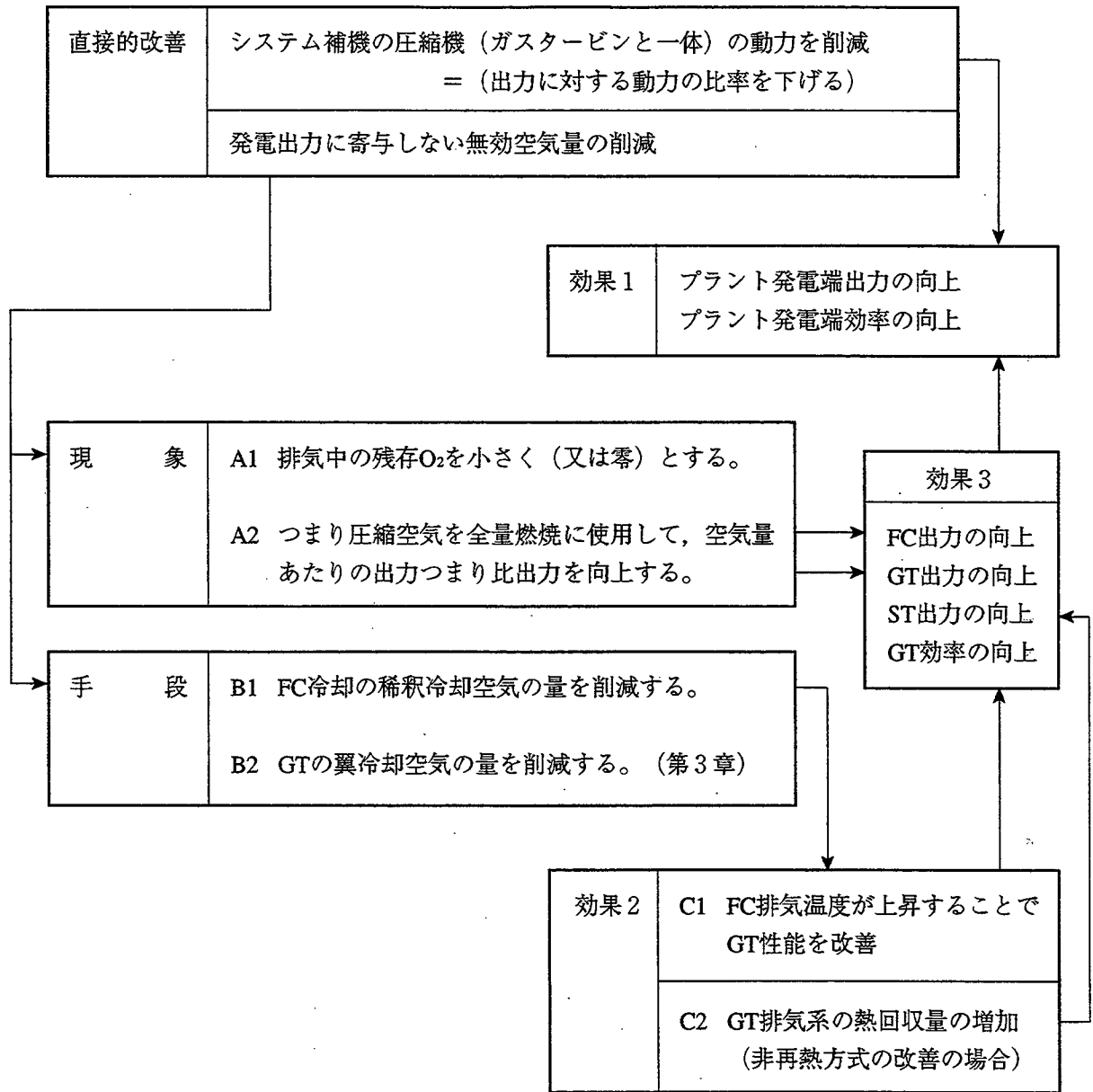
Advanced Case=FCについてACTモデルを適用……………
 (SOFC/AF GT/CC)

FC	65%
GT	33%
ST	2%
TIT : 1350℃	

Table 4.2-1 Comparison of FC and GT for Advanced Technology

項目		FC	GT
相違点	エネルギー変換効率	低 (0.16)	高 (0.26)
	作動圧力	一定圧力 (高圧において高効率)	変圧 (膨張タービンで減圧)
	排気からの動力機器回収	再生 GT HRSG & ST	再生 HRSG & ST
	発電効率(対燃料)	0.60 (0.80 : 理論)	タービン出力 0.714, GT出力 0.367 (圧縮機動力削除での出力)
	発電用エネルギー入力	燃料の電気化学反応。 (燃料の投入が前提)	タービン入口の作動流体が高温(高圧)のこと。つまり作動流体の物理力(温度, 圧力, 流量)によって出力を得る。 ①燃料の投入は2次的要素。(TIT制御) ②つまり昇温は燃焼器でなく間接加熱の熱交換器でも良い
類似点	加圧空気	FC発電に寄与しない空気が約85%~50%存在する。 (FCを1050℃以下に保つための多量の稀釈冷却空気)	タービン膨張発電に寄与しない空気(タービン冷却空気)が約20%存在する。
			火炎温度をタービン入口温度(1350~1500℃)とするために多量の稀釈空気を使用。
性能向上策	比出力 $\left(\frac{\text{発電出力}}{\text{圧縮機吸気量}} \right)$ の増加	<ul style="list-style-type: none"> 高圧排気で膨張タービンを作動する際に高温TITとする。 FC冷却空気を削減 FCを別途媒体で冷却。 	<ul style="list-style-type: none"> 圧縮機動力の削減 タービン出力の増強 (翼冷却空気削減, 第2章)

Table 4.2-2 Effect of SOFC Modification on Plant Performance Enhancement



4.2.2 燃料電池の選定

燃料電池には低温型から高温型まで、現在4種類のものが開発研究されている。表 4.2-3 のうちリン酸型 (PAFC) は定置型として実証段階にあり、固体高分子型 (PEFC) は車載用として最近実用化が加速している。中温型の熔融炭酸塩型 (MCFC) と高温型の固体酸化物型 (SOFC) は発電システムとの複合用として開発途上にある。

本研究では、最も高温・高効率の SOFC を採用した。

SOFC は構造によって3タイプに分類できる。図 4.2-1 のうち円筒型 (Tubular) は多管配置となるため容積が大きく、平板型 (Flat Plate) は積層のため容積が小さい。

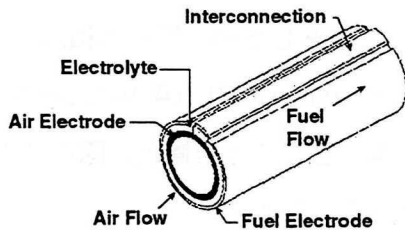
インターコネクト材の形状がこれらの構造を決定するがこれは装置化の際に分化したものである。国内外の代表的なメーカーと SOFC 構造の関係は表 4.2-4 に示すように円筒型と平板型が大勢を占めている。

Table 4.2-3 Fuel Cells

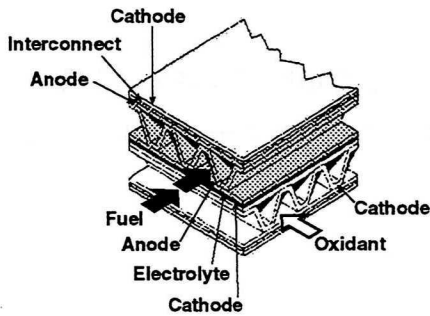
Fuel Cell Type	PEFC	PAFC	MCFC	SOFC
	Polymer Electrolyte Membrane	Phosphoric Acid	Carbonate	Solid Oxide
Electrolyte	Ion Exchange Membrane	Phosphoric Acid	Alkali Carbonates Mixture	Yttria Stabilized Zirconia
Operating Temperature, °C	80	200	650	1,000
Charge Carrier	H ⁺	H ⁺	CO ₃ ⁼	O ⁼
Electrolyte State	Solid	Immobilized Liquid	Immobilized Liquid	Solid
Cell Hardware	Carbon-or Metal-Based	Graphite-Based	Stainless Steel	Ceramic
Electrode Catalyst	Platinum	Platinum	* Perovskites ** Nickel	* Perovskites ** Nickel/YSZ Cermet
Cogeneration Heat	None	Low Quality	High	High
Fuel Cell Efficiency, % LHV	<40	40-45	50-60	50-60

(Note) * La Mn O₃ (Cathode), La Cr O₃ (Interconnector)
 ** Nickel/YSZ Cermet (Anode)
 * Li₂ Mn O₃ (Cathode)
 ** Nickel (Anode)

• TUBULAR



• MONOLITHIC



• FLAT PLATE

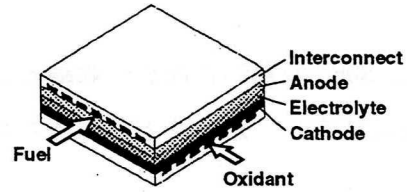


Figure 4.2-1 Solid Oxide Fuel Cell Designs⁽⁴⁾

Table 4.2-4 インターコネク ト材製造技術とスタック開発⁽⁵⁾

スタック開発者	デザイン	プロセッシング	材 料	備 考
Siemens-Westinghouse社	円筒型縦縞	EVD法	La (Cr, Mg) O ₃	100kW
Siemens-Westinghouse社	円筒型縦縞	大気圧プラズマ溶射	LaCrO ₃ + Ca-Al-O	
東陶機器(株)/九州電力	円筒型縦縞	湿式・焼結	(La, Ca) CrO ₃	
三菱重工業・長崎/電源開発	円筒型横縞	大気圧プラズマ溶射	Al-Ni合金	10kW
三菱重工業・長崎/電源開発	円筒型横縞	湿式・焼結	Ti系酸化物	1kW
三菱重工業・神戸/中部電力	平板型	湿式・焼結	(La, Sr) CrO ₃	5kW
大阪ガス/村田製作所	平板型	湿式・焼結	(La, Sr) CrO ₃	
Dornier	平板型	湿式・焼結	LaCrO ₃ (Sr, Mg)	開発中止

燃料電池は電気化学的反応に起因する発電が主たる機能であり、2次元的には反応層としての特徴をもつので平板型を積層する構造が最も適している。SOFC 以外の燃料電池では全てこの積層構造を採用している。しかし、SOFC の実際の開発では、平板型よりも円筒型の方が先行した。例えば、Siemens-Westinghouse 社では平板型から出発したが、円筒型横縞を経て、円筒型縦縞に至って大きなブレークスルーを達成した。また、Dornier 社（現 Daimler Benz 社）でも、円筒型から出発した。このように円筒型が先行した理由としては装置化の際の利点、

- 1) セラミックスの熱応力は円筒型の方が逃げやすいこと
- 2) ガスシールがしやすい、あるいはほとんどする必要がないこと

を挙げることができる。

本研究では、SOFC の熱的特性を一般論として解析して Hybrid システムを構成している。従って、その構造は特定しておらずどのような型式のものでもシステムと組合せて所定の性能を発揮することができる。

4.2.3 SOFC/GT Hybrid システムの構成

Hybrid システム (SOFC/GT/CC) の再熱方式 (SOFC/AF GT/CC) について機器構成を図 4.2-2 に、代表仕様を表 4.2-5 に示す。事業用の複合発電所を念頭に置いて検討するため、燃料は天然ガス (LNG 気化ガス) をガスタービン (GT) のタービン (T) 入口温度は 1350°C を採用している。

作動流体は、まず大気 (a) を圧縮機 (C) で昇圧して高温・高圧の空気 (a_1) とする。 a_1 は再生器 (RECA) と空気加熱器 (HA) で加熱して燃料電池 (FC) に作動用空気として送給する。一方燃料 (f) のうち FC 用燃料 (f_1) を燃料再生器 (RECF) と燃料加熱器 (HF) で加熱して FC に投入する。FC 排気中の残存燃料は後置燃焼器 (AB) で燃焼させ、HA と HF で熱交換した低温の排気は燃焼器 (CC) でタービン用燃料 (f_2) によって所定のタービン入口温度に制御される。T 出口の排気はまず RECA・RECF の加熱源に用い、次に排熱回収ボイラ (HRSG) で蒸気発生を行ったあと煙突から大気に排出される。

FC には高温型・高効率の SOFC を採用し、燃料の LNG 気化ガス (天然ガス) は SOFC で内部改質するため改質温度 950°C にして供給する。空気も同温度の 950°C で供給し、SOFC の熱平衡 950~1050°C を保つ。システムの容量を支配する a の流量は 1500t/h、FC の出口温度は 1050°C、T の入口温度は 1350°C として f (f_1 と f_2) をバランスさせている。CC および f_2 を用いないときは HF/HA の排気そのまま T を作動させる。HRSG で生成する蒸気は図示していないが蒸気タービン (ST) と復水器 (COND) を経由して給水が再び HRSG に循環する通常のボトムリングサイクルを構成している。

ガスタービンの圧縮機効率は 0.86、タービン効率は 0.91 ならびに SOFC の発電効率は 0.60 としている。ここに、SOFC の発電効率は FC 投入燃料のうち有効に使われた燃料の発熱量 (HHV) による投入熱量に対する発電出力 (DC) の比率である。

プロセス流体の条件設定は以下のとおりである。

15°C の f_1 と約 400°C の a_1 は第 1 段階⑩⑬ (550°C) まで昇温する。熱源は⑥ (約 600°C) であり、熱回収により⑦ (400°C) 更に熱回収して⑧ (106°C) にして大気へ排出する。⑩⑬は② (約 1130°C) を熱源として⑪⑭ (950°C) に仕上げる。②は③④ (740°C) となり f_2 によって 610°C の昇温を行い、⑤ (1350°C) を得る。SOFC の燃料利用率は供給燃料に対する SOFC での有効反応燃料の割合で 0.8 のため残存燃料は 0.2 の比率で存在し、その燃焼によって AB において① (1050°C) が② (1130°C) に昇温する。

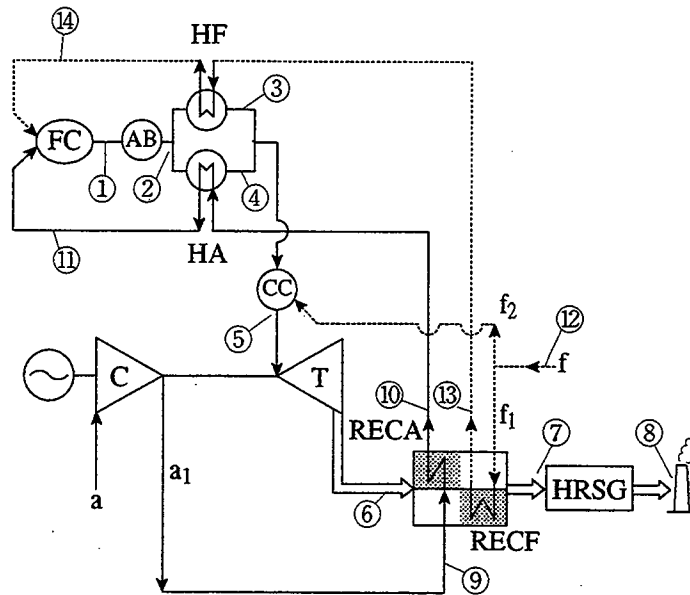


Fig.4.2-2 SOFC/Gas Turbine Combined Cycle (SOFC/AF GT/CC)

Table 4.2-5 Major System Specification

Units	Specification
Fuel Cell	Type : SOFC (Solid Oxide Fuel Cell) Fuel Cell Efficiency (DC) : 0.60 Power Conduit Efficiency : 0.95 Operating Temperature : 950°C (inlet)/ 1050°C (outlet)
	Fuel Processor : Steam Reforming ((Steam/Carbon) Ratio : S/C = 3) Type : Internal Reforming Raw Gas : Natural Gas (CH ₄) Fuel Utilization Ratio : 0.8
Gas Turbine	With Combustor (Turbine Inlet Temp. : 1350°C) Without Combustor (Turbine Inlet Temp. : FC exhaust)
Steam Turbine	Low Pressure Steam : 250°C, 598kPa
Stack Exhaust	106°C

4.3 燃料電池の作動特性

4.3.1 SOFC の理論効率

燃料電池の高温下での発電効率について特徴を以下に述べる。

温度 T (K) の電池内で起きる化学反応の自由エンタルピー変化 ΔG (ギブズ自由エネルギー変化ともいう) は生成系の自由エンタルピーから原系の自由エンタルピーを引いた値である。この ΔG が負号をとる場合に、それに相当する電気エネルギーを取り出して発電を行える。

$$\Delta G = \Delta H - T\Delta S \quad (\text{又は } \Delta H = \Delta G + T\Delta S)$$

ΔH : 反応のエンタルピー変化

ΔS : 反応のエントロピー変化

(1) 理論効率

メタン (CH_4) の理論効率 ($\Delta G/\Delta H$) は図 4.3-1 に示すとおり、作動温度が $0 \sim 1400\text{K}$ でほぼ一定値 0.99 である。特徴としては水素 (H_2) は昇温と共に理論効率が低下するが、他のパラフィン系炭化水素 C_mH_n は逆に上昇する点があげられる。

これは水素の反応は ΔS が正つまりエントロピー増加にて外部に熱放出するために冷却をして電池を一定温度に保つことが必要なためである。一方メタンは熱放出 ≈ 0 のためそのまま、 C_mH_n ($m \geq 2$) の反応では ΔS が負つまりエントロピー減少のため外部からの加熱によって電池を一定温度に保つことで図 4.3-1 の効率を達成できる。

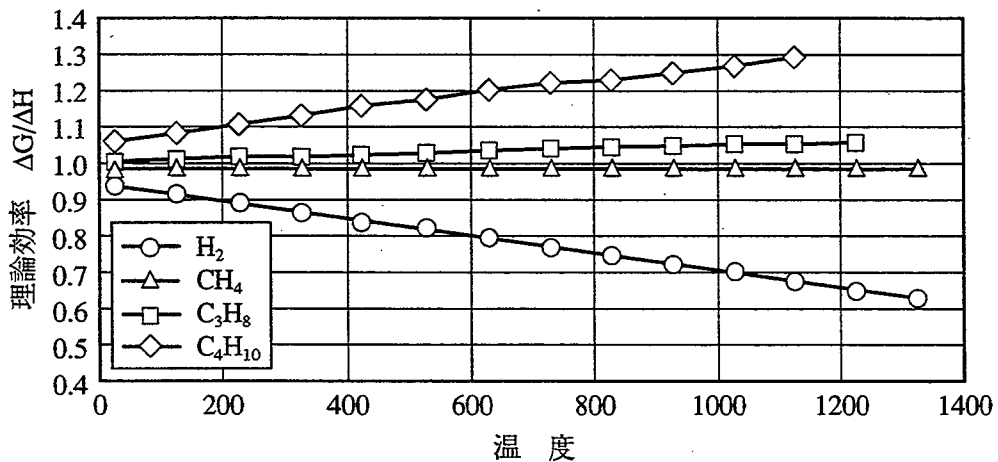


Fig.4.3-1 各種燃料の理論効率 $\Delta G/\Delta H$ の温度依存性

参考までに、温度 150°C での各種燃料の理論熱効率 (理想熱効率) を表 4.3-1 に、温度 $1000\text{K} \cdot 1250\text{K}$ の CO , CH_4 および C の理論熱効率を表 4.3-2 に、および H_2 の理論熱効率を表 4.3-3 に各々示す。

いずれも図 4.3-1 の特性を示す値となっている。これらの表において ΔG^0 は標準自由エンタルピー変化、 ΔH^0 は標準エンタルピー変化、 ΔS^0 は標準エントロピー変化を示す。

(2) LNG 気化ガスでの理論効率

LNG 気化ガス (表 2.3-2) を燃料とする場合、 CH_4 89.0 mol%, C_2H_6 8.9 mol%, C_3H_8 1.6 mol%, C_4H_{10} 0.5 mol% の組成で C_mH_n ($m \geq 2$) の組成が約 11mol% 存在することからその理論効率は図 4.3-1 の純メタンよりも若干高く求まる。その傾向を図 4.3-2 に示す。

Table 4.3-1 各種燃料の理論熱効率⁽⁶⁾

電池反応	ΔG^0 (kJ/モル)	ΔH^0 (kJ/モル)	反応 関与 電子数	E^0 (V)	E^0 の 温度係数 (mV/°C)	E^0 の 圧力係数 $\partial E^0 / \partial \log P$ (mV)	ε^T ($\Delta G^0 / \Delta H^0$)
温度 150°C							
$\text{H}_2 + 1/2\text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O}$	-221.6	-243.3	2	1.14799	-0.25	21	0.911
$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	-800.6	-801.2	8	1.03702	0	0	0.999
$\text{C}_2\text{H}_6 + 1/2\text{O}_2 \rightarrow 2\text{CO}_2 + 3\text{H}_2\text{O}$	-1452.3	-1425.8	14	1.07491	+0.04	-3	1.019
$\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{O}_2 \rightarrow 3\text{CO}_2 + 4\text{H}_2\text{O}$	-2090.8	-2041.8	20	1.08324	+0.05	-4.2	1.024
$\text{C}_4\text{H}_{10} + 13/2\text{O}_2 \rightarrow 4\text{CO}_2 + 5\text{H}_2\text{O}$	-2728.7	-2654.8	26	1.08747	+0.06	-4.9	1.028
$\text{C}_5\text{H}_{12} + 8\text{O}_2 \rightarrow 5\text{CO}_2 + 6\text{H}_2\text{O}$	-3369.2	-3269.7	32	1.09099	+0.07	-5.4	1.030
$\text{C}_8\text{H}_{18} + 25/2\text{O}_2 \rightarrow 8\text{CO}_2 + 9\text{H}_2\text{O}$	-5289.3	-5113.4	50	1.09614	+0.08	-5.9	1.034
$\text{C}_{10}\text{H}_{22}(\text{g}) + 31/2\text{O}_2 \rightarrow 10\text{CO}_2 + 11\text{H}_2\text{O}$	-6569.6	-6342.6	62	1.09796	+0.08	-6.2	1.036
$\text{NH}_3 + 3/4\text{O}_2 \rightarrow 1/2\text{N}_2 + 3/2\text{H}_2\text{O}$	-197.9	-323.5	3	0.6835	-0.96	-7.1	0.612
$\text{C} + 1/2\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}$	-151.1	-110.1	2	0.782	+0.47	-21	1.372
$\text{C} + \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2$	-394.9	-393.8	4	1.02309	0	0	1.003
$\text{CO} + 1/2\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2$	-243.8	-283.7	2	1.26335	-0.46	21	0.860

Table 4.3-2 高温における燃料電池の理論熱効率⁽⁶⁾

電池反応	温度 (°C)	ΔG^0 (kJ/モル)	ΔH^0 (kJ/モル)	E^0 (V)	ε^T ($\Delta G^0 / \Delta H^0$)
$\text{CO} + 1/2\text{O}_2 = \text{CO}_2$	727 (1,000K)	-195.4	-283.3	1.013	0.69
	977 (1,250K)	-173.2	-282.0	0.898	0.61
$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	727	-802.5	-800.4	1.039	1.00
	977	-802.9	-801.2	1.039	1.00
$\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$	727	-396.6	-396.2	1.027	1.00
	977	-396.6	-396.6	1.027	1.00

Table 4.3-3 水素酸素燃料電池の各温度における理論熱効率⁽⁶⁾

電池反応	温度 (°C)	ΔG^0 (kJ/モル)	ΔH^0 (kJ/モル)	ϵ^T ($\Delta G^0/\Delta H^0$)
$H_2+1/2O_2 = H_2O (g)$	127	-223.8	-242.7	0.922
$H_2+1/2O_2 = H_2O (g)$	227	-219.2	-243.5	0.900
$H_2+1/2O_2 = H_2O (g)$	427	-209.2	-245.6	0.852
$H_2+1/2O_2 = H_2O (g)$	727	-192.5	-248.1	0.776
$H_2+1/2O_2 = H_2O (g)$	1,027	-176.1	-249.8	0.705

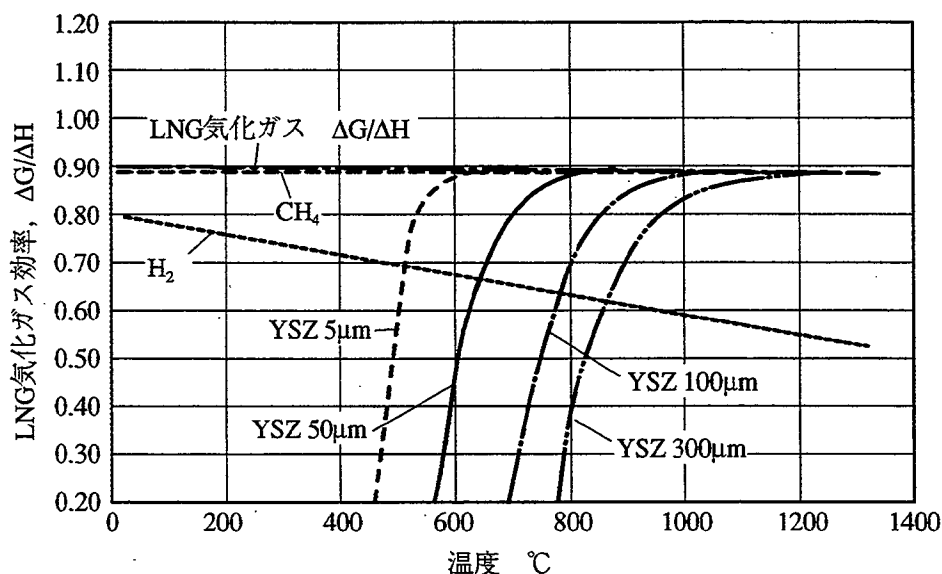


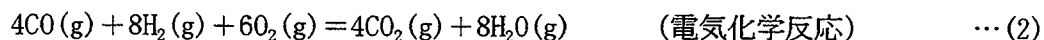
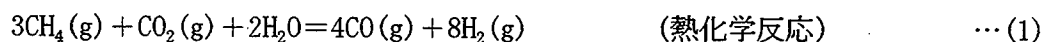
Fig.4.3-2 LNG 気化ガスの理論効率 $\Delta G/\Delta H$ の温度依存性

SOFC の燃料極 Ni/YSZ (Yttria Stabilized Zirconia) の電気抵抗は低温では大きくなるため理論効率が目減りするが高温になると抵抗が低下して理論効率に近づく。YSZ 5 μ m膜~YSZ 300 μ m膜では薄膜の 5 μ mの方が低抵抗である。但し 950°C~1050°Cの間では膜厚 5 μ m~100 μ mの影響はなくなりほぼ理論効率となる。この膜厚は燃料電池構造 (図 4.2-1) によって決まり、円筒型ではほぼ 100 μ m, 平板型では 300 μ mである。

(3) 燃料の内部改質を行う場合の理論効率

燃料の水蒸気改質を加味した場合は図 4.3-3 のとおり H_2 と CO の組成に基づく効率の低下が生ずる。改質すると H_2 と CO の 2成分が中心となるため原料ガスの種類と組成が若干変わってもほぼ同じ理論効率を示す。実用燃料電池の YSZ 100 μ m~YSZ 300 μ mの膜では約 1000°Cの作動温度で理論効率が 0.80 程度 (0.77~0.80) である。またこの傾向は文献⁽⁵⁾で示されているものとほぼ同程度であることを確認済みである。

現状では、メタンを燃料として使う場合、CO と H₂ に改質してから燃料電池で発電するのが一般的である。これは現在用いられているニッケル電極が炭素析出に弱く炭化水素を排除する必要があるためである。改質も含めた SOFC の反応は次の化学式(1) (2) (3)で表す。(1)式は燃焼生成物 (CO₂, H₂O) の CH₄による還元, (2)式は改質ガスの酸化 (燃焼) を示す。



(2)式で生成する CO₂ と H₂O の 1/4 を循環させて CH₄ の改質反応(1)式に使うと、トータルとして(3)式に帰着する。(1)式は吸熱型熱化学反応であり, (2)は発熱型電気化学反応であるので, 電気化学反応の(2)式が改質反応温度よりも高い温度で行われれば, (2)式の発生する熱を(1)式の反応に用いることができる。この意味で, 改質反応を燃料電池内で行う方が効率のよい熱の使い方ができる。(2)式はエントロピー変化が正であるので, 理論効率は温度が上がるほど低下することになる。

他方, 次の反応



では, ほとんどエントロピー変化がゼロなので, 理論効率は 100%近い値を示し, 温度による変化はほとんどない。(図 4.3-1 を参照)

内部改質と外部改質の得失を表 4.3-4 に示す。

本研究では上記の基本的な理由 (電気化学反応と熱化学反応の併合) と表 4.3-4 の得失から内部改質を採用し, SOFC のコンパクト性を保持することとした。

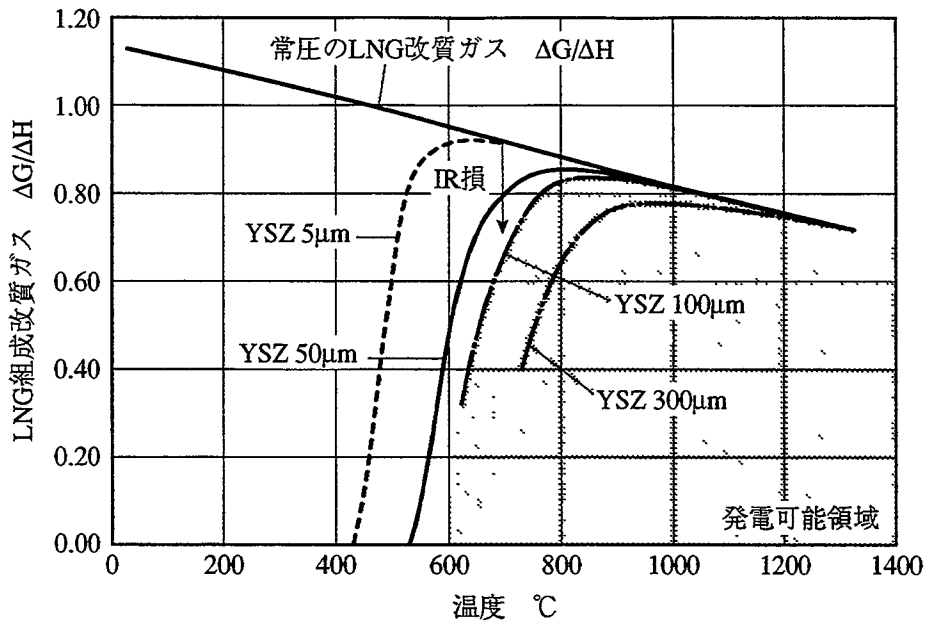


Fig.4.3-3 LNG 改質ガスの理論効率 $\Delta G/\Delta H$ の温度依存性

Table 4.3-4 燃料改質の形式と得失

形 式	内部改質	外部改質
改質触媒形状	燃料極 (Ni)	触媒ペレット
基本構想	燃料改質と発電を同時に行う。	まず改質器で燃料処理したあとFCへ供給
1. 装置	コンパクト FCのみで良い。	一体型 改質器とFCを収納
2. 触媒寿命	燃料極を交換	触媒ペレットを交換
3. 触媒形状・密度	FCの構造によって支配される。	任意
4. 触媒作動条件	FCの条件に引きずられ改質の条件に裕度がない。	改質器の最適作動条件に制御 (熱収支がとれる)
5. 改質効率	未改質メタンがFCを素通りし、そのまま未燃燃料となる。	良好 (未改質燃料を減らせる)
6. 水蒸気投入	燃焼生成の蒸気を用いる場合は外部からの投入量は少なくなる。 $S/C=1.0\sim 1.5$ (モル比) <u>燃焼生成の水蒸気</u> 計 $S/C=3$ (モル比)	$S/C=3$ (モル比)で蒸気を投入し、Carbon析出を防止する。

4.3.2 SOFCの運用性能

燃料改質を加味した場合、図4.3-3よりLNG改質ガスの理論効率は1000℃の作動温度において約0.8(0.77~0.81)であり、さらに発電の際の電極抵抗(IR損)の影響は極めて小さいことが分る。

これは常圧(1 ata)の値であるのでSOFCを14ataの加圧下で用いるときは1000℃で+8.6%(相対)の改善が見られ、0.84~0.88の効率となる。

この推定効率0.84に実装置の設計裕度を約5%見込んでSOFCの理論効率を0.80と規定した。

4.3.2.1 SOFCの実用効率

SOFCは燃料の持つ内部エネルギー(化学エネルギー)から直接電気エネルギーを取り出す装置である。

SOFCの実用効率(エネルギー効率) η_E はSOFCシステムに投入した燃料の発熱量(エンタルピー変化: $-\Delta H$)に対する電気出力W(DC)の比率で求められる。

$$\begin{aligned}\eta_E &= \frac{W}{-\Delta H \cdot \ell} = \frac{V_{\text{obs}} \times iAN}{-\Delta H \cdot \ell (\text{J/mol} \times \text{mol/s})} \\ &= \frac{(E \cdot \eta_V) \times \left(\frac{iAN}{\ell}\right)}{-\Delta H} \\ &= \frac{(E \cdot \eta_V)(U_f nF)}{-\Delta H} = \frac{(E_z F) \eta_V U_f}{-\Delta H} \\ &= \left(\frac{\Delta G}{\Delta H}\right) \eta_V U_f\end{aligned}$$

$$\left[\begin{array}{l} \text{理論効率} \left(\frac{\Delta G}{\Delta H}\right) = \frac{\text{自由エネルギー(仕事への変換可能エネルギー)} (\text{J/mol})}{\text{熱変換可能なエネルギー} (\text{J/mol})} \\ \text{燃料投入量} (\ell \text{ mol/s}) \end{array} \right.$$

つまり η_E は燃料の種類で決まる理論効率($\Delta G/\Delta H$)に電圧効率 η_V と燃料利用率 U_f を掛けて求まる。この場合のSOFCからの放熱量は $(1 - \Delta G/\Delta H)$ である。

AC出力についての総合効率は η_E にA/D変換器(インバータ)の直交変換効率 η_{AD} を掛けて求める。

$$\text{電圧効率は } \eta_V = \frac{\text{操作電圧}(V_{\text{obs}})}{\text{ガス組成で決まる電圧(Gibbs電圧)}(E)} \text{ である。}$$

CH_4 が中心のLNG気化ガスの内部改質において1000℃のEは0.92V、一方操作電圧は(0.6)~0.7Vを選択することが多い。

この操作電圧は加圧下では図4.3-4の電圧ゲインがあり、1000℃ 14ataでは1000℃ 1ataに対して0.06Vつまり0.7Vに対しては+8.6%(相対)の上昇となる。

図4.3-3に対してこの加圧効果を加味すると14ataの圧力下では図4.3-5の理論効率となる。約1000℃の作動温度では0.84 (YSZ 300 μ m) ~0.88 (YSZ 100 μ m) の間の理論効率値となるが、本研究では若干の余裕をみて理論効率を0.80に設定した。

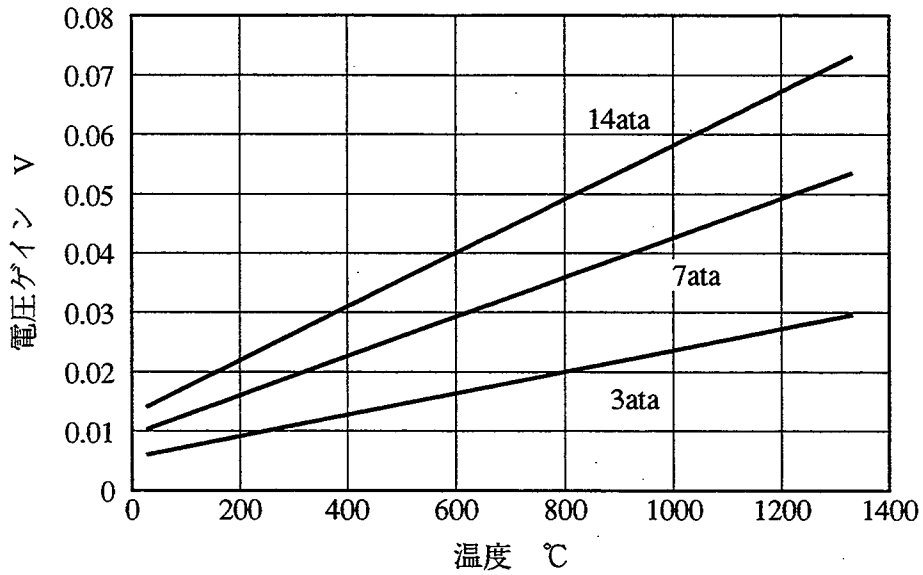


Fig.4.3-4 加圧下における電圧ゲイン

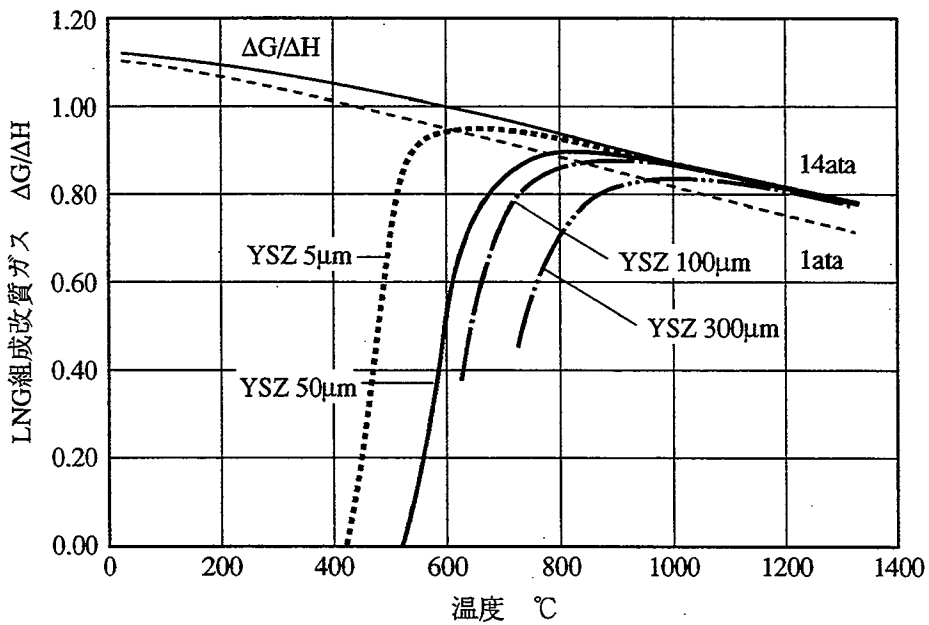


Fig.4.3-5 LNG 改質ガスの加圧下における理論効率 $\Delta G/\Delta H$ の温度依存性

本研究では下記の考え方に従って、理論効率：0.80、実用効率（直流）：0.60、実用効率（交流）：0.58を採用することとした。

(1) 燃料電池発電効率： $\eta_{\text{GEN}} = \left(\frac{\Delta G}{\Delta H}\right) \times \eta_V = \text{燃料エネルギーの電気変換割合} = \left(\frac{\text{電気出力 (kW)} \times 860}{\text{燃料入熱 (HHV) (kcal/h)}}\right)$

電圧効率： $\eta_V = \frac{V_{\text{obs}}}{E}$ ，ギブズ電圧： $E = 0.92\text{V}$ ，操作電圧： $V_{\text{obs}} = 0.7\text{V}$

直流	理論効率	0.80	ギブズ効率 $\left(\frac{\Delta G}{\Delta H}\right)$
	実用効率	0.60	$\left(\frac{\Delta G}{\Delta H}\right) \left(\frac{V_{\text{obs}}}{E}\right) = 0.8 \times \left(\frac{0.7}{0.92}\right) = 0.6087$
交流	実用効率	0.58	直流実用効率 $\times \eta_{\text{AD}} = 0.6087 \times 0.95$

(2) 燃料電池プラント効率： $\eta_E = \eta_{\text{GEN}} \times U_f$

燃料利用率： $U_f = 0.8$ では $\eta_E = 0.4626$ である。

(3) 交流発電端出力： $W_A = 0.58 \times \text{HHV} \times (G \times U_f) \times \frac{1}{860} \times \eta_{\text{AD}}$ (kW)

但し，G：燃料量 (kg/h)

HHV：燃料の高位発熱量 (kcal/kg) ……13070

U_f ：燃料利用率 ……0.80

η_{AD} ：直交変換効率 ……0.95

4.3.2.2 SOFCのモデル化

FCの作動条件は以下のとおり設定した。

型 式	: SOFC
燃料電池効率	: 0.60 (DC)
作動温度 (入口/出口)	: 950°C/1050°C
燃 料	: LNG気化ガス (組成: 表2.3-2) , 950°C供給
酸 化 剤	: 空気, 950°C供給
燃料処理	: 水蒸気改質 内部改質方式 蒸気混入比: S/C=3 (Steam Carbon mole ratio)
燃料利用率 (U_F)	: 0.8
直交変換効率 (η_{AD})	: 0.95

FC発電システムの構成を図4.3-6に、SOFCモデルを図4.3-7に示す。

モデル化の主な構想は以下のとおりである。

(1) LNG気化ガスの内部改質での熱授受

改質反応での吸熱量は反応式によって若干異なるが表4.3-5のとおりであり、この熱量はSOFC本体から供給される。

SOFC本体はその熱量分だけ冷却され改質燃料はカロリーアップする。SOFCでの燃焼反応および電力転換においてはSOFC系外から投入する熱量の絶対量そのものを考えれば良い。改質ガスの組成を改質蒸気/燃料中炭素=3 (モル比, S/C) にて求めると表4.3-6のとおりで、高温下での燃料改質効率を100%つまり改質ガス中には炭化水素(C_nH_n)は残留しないこととした。参考までに外部改質の例では表4.3-7のと通りの組成となる。COを少なくするときはシフト反応も併用しなければならない。

LNG気化ガスの改質反応は760~980°Cの温度域で成立し、生成する H_2 とCOでSOFCを作動させる。本研究の熱計画においては950°Cを採用し、燃料・空気ともにこの温度に仕上げてSOFCに投入することとした。

(2) 燃料利用率の扱い

燃料利用率は文献によれば0.80⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾と0.85⁽⁸⁾⁽¹¹⁾の2通りが見られるが、本研究では0.80を採用し、燃料投入(および改質燃料)の80%が発電に関与するとしてその当量燃焼空気を反応させた。従って残りの空気はSOFCの混合稀釈冷却に使用してSOFCを1050°C

以下に保持する。1050℃の排気に含まれる未燃燃料 20%は SOFC の後流で燃焼させることとした。

(3) SOFC 冷却空気の扱い

SOFC の冷却について図 4.3-8 のモデルによって段階的冷却を模式的に考えた。つまり 950℃で供給された燃料と空気で当量燃焼を行い断熱火炎温度 (約 2400℃) 迄昇温した燃焼ガスから DC 発電でエネルギーを取出して冷却し、その後 FC をバイパスした空気 (空気比 6.2/1.1 : 於 FC 効率 0.60/0.80) で希釈混合して所定の SOFC 排気 1050℃とする。

ここで空気利用率は 0.139/0.486 (於燃料電池効率 0.60/0.80) である。空気利用率は文献によれば 0.17⁽⁸⁾と 0.25⁽⁹⁾が見られるが SOFC の冷却方式次第のため一率の値とはならない。

(4) 燃料電池の出力と効率の扱い

図 4.3-7 の SOFC 有効燃料量 $f_e = 0.8f_p$ (f_p は混合燃料 ($f_p + S$: LNG 気化ガス + 改質用蒸気) の成分である) に対して、DC 発電出力は LNG 気化ガスの高位発熱量 (HHV) を基準とした燃料電池効率 0.60 に基づいて

$$\frac{f_e \times \text{HHV} \times 0.60 \times \frac{1}{860}}{(\text{kg/h}) (13070 \text{kcal/kg})}$$

から求める。

エネルギー変換効率は燃料電池効率が高い程高効率を示す。

在来 SOFC (燃料電池効率 0.60) ではエネルギー変換効率が 0.16 と低いが、理論効率 (0.80) においては 0.35 で約 2 倍に改善される。

在来 SOFC の DC 発電出力は同一の作動空気量において理論効率 (0.80) での出力の約 1/4.6 と小さくなる。これは空気利用率比 (0.139/0.486) × 燃料電池効率比 (0.6/0.8) の積で得られる値である。

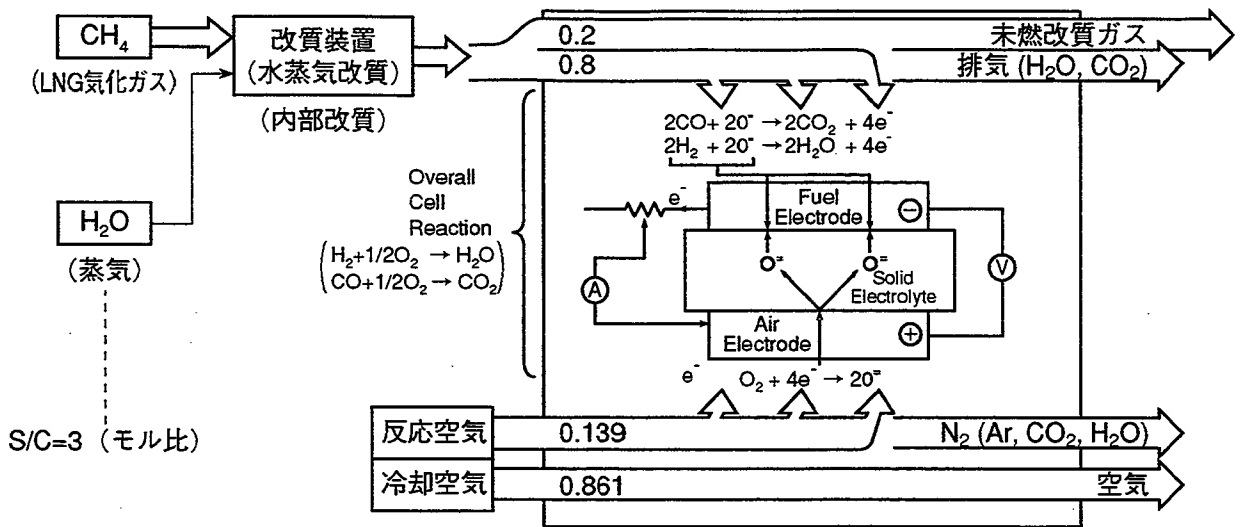
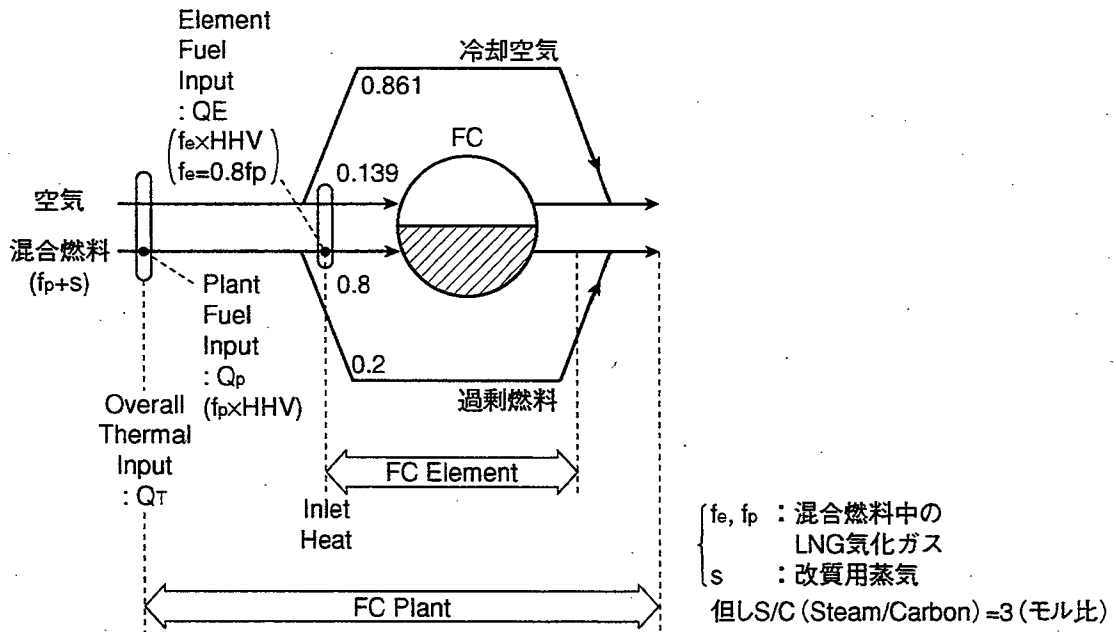


Fig.4.3-6 FC Generation System



1. 燃料電池効率 = $\frac{\text{発電出力 (DC)} \times 860}{Q_E (\text{FC燃料} \cdot f_e \times \text{HHV})} = (0.6087)$
2. 燃料電池プラント効率 = $\frac{\text{発電出力 (AC)} \times 860}{Q_P (\text{プラント燃料} \cdot f_p \times \text{HHV})} = \text{燃料電池効率} \times \text{交直交換効率} \times \text{燃料利用率} (=46.26\% \text{HHV})$
 $(0.6087) \quad (0.95) \quad (0.8)$
3. エネルギー変換効率 (ETR, Energy Transfer Ratio) = $\frac{\text{発電出力 (DC, AC)}}{Q_T (\text{送給流体の総熱量, LHV})}$

Fig.4.3-7 SOFC Model

Table 4.3-5 Reaction Heat of CH₄ Reforming

温度 ℃	改質反応吸熱 kJ/mol	
	CH ₄ +H ₂ O=3H ₂ +CO	CH ₄ +2H ₂ O=4H ₂ +CO ₂
1000	229	197
900	228	195
800	227	194
700	226	191

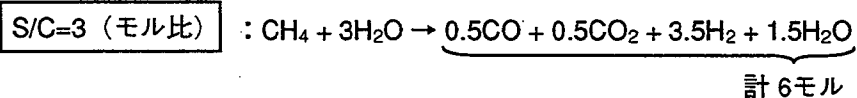
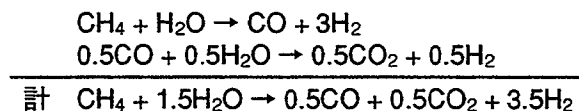
- ・内部改質：Ni系触媒(NiO, 担体Al₂O₃)(作動温度：700℃以上)
- ・高温作動の利点：(1)反応速度が高速 (2)改質装置がコンパクト

Table 4.3-6 Reformed Gas of CH₄ (100% Conversion)

Mole Percent	Reformer Effluent
H ₂	58.3
CO	8.3
CO ₂	8.3
CH ₄	0
N ₂	0
H ₂ O	25.1
Total	100.0

(注) 低温での改質においてはCO₂濃度が増加する。

(参考) 水蒸気改質反応の代表的な組合せ (高温での改質)

Table 4.3-7 Typical Steam Reformed Natural Gas Product ⁽⁴⁾

Mole Percent	Reformer Effluent	Shifted Reformate
H ₂	46.3	52.9
CO	7.1	0.5
CO ₂	6.4	13.1
CH ₄	2.4	2.4
N ₂	0.8	0.8
H ₂ O	37.0	30.4
Total	100.0	100.0

(注) H₂を得る素反応は、CH₄+H₂O=CO+3H₂、C_mH_n+mH₂O=mCO+(n/2+m)H₂ および CO+H₂O=CO₂+H₂ である。

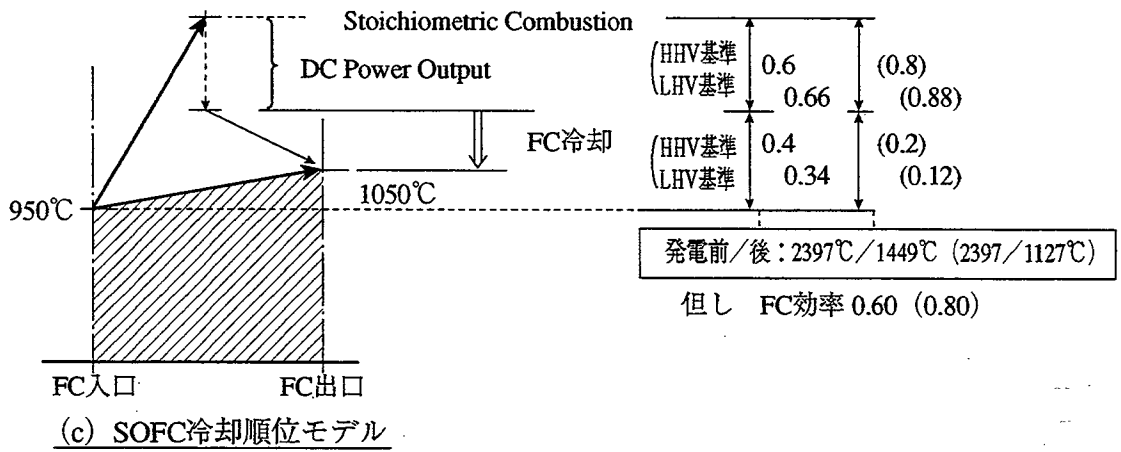
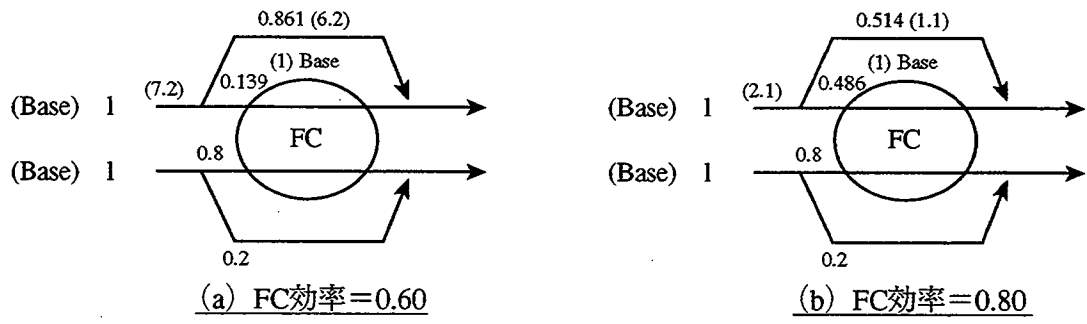


Fig.4.3-8 SOFC Cooling Model

4.4 SOFC/GT Hybrid システムの基本性能

図 4.2-2 のように各構成機器を最も簡単に組み合わせた場合について Hybrid システム (SOFC/AF GT/CC) 性能の特徴を以下に分析する。ただし、

- ・SOFC：燃料電池効率 0.60
- ・複合サイクル発電：TIT 1350°C級 GT・CC

としている。

SOFC は入口が 950°C、出口が 1050°Cのほぼ一定温度で作動させる。投入燃料の熱量 (HHV 基準) は約 60%が発電出力に転換するので残り 40%が SOFC 本体を昇温させるが冷却空気を送り約 1000°Cに保持している。この冷却空気は SOFC 出力に寄与しない空気であり、この存在が SOFC の熱的性能を支配し特徴付けている。

主要機器の相互関係を図 4.4-1 の熱流れ図に示す。FC 投入燃料熱量 (LHV 基準) を基本値 100 として各流体の熱バランスを相対的に表示している。圧縮機吐出空気の保有熱量 73.6 は RECA で 38.2, HA で 91.5 の加熱をして 950°C, 総熱量 203.3 に仕上げる。

一方、燃料は RECF で 5.4 の加熱を受けたあと改質用蒸気 17.2 と混合したのち HF で 8.6 の加熱をして 950°C, 総熱量 31.2 に仕上げる。つまり FC 投入燃料熱量の 2.3 倍の熱量 234.5 が再循環して FC に供給される。

次に機器入口/出口の熱量に注目してエネルギー変換効率を新たに定義し、要素機器である SOFC・ガスタービン・蒸気タービンの相互の比較を行った。エネルギー変換率は、「作業流体が持ち込む総熱入力に対する発電出力の比」として定義した。

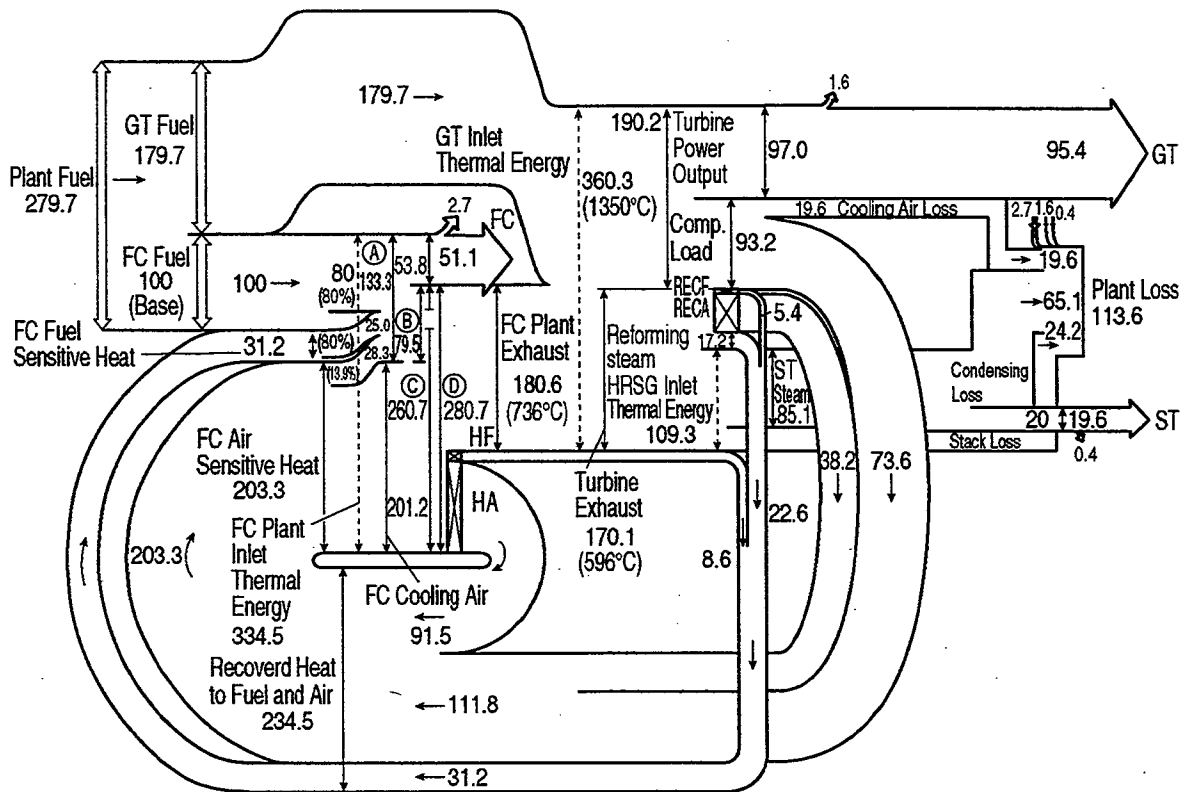
エネルギー変換効率 (ETR, Energy Transfer Ratio)

$$= \text{発電出力 (交流又は直流)} / \text{総熱入力}$$

この ETR を用いれば単体では各々異なる効率定義を持つ機器であっても相互に比較することが出来る。

主要機器 (SOFC/GT/ST) のエネルギー変換効率を表 4.4-1 に示す。GT が 3 機器の中で最大の 26%を持つ。空気圧縮機動力をプラント補機に位置付けてタービン部のみの値として求めると 53%であるが、この圧縮機動力を引いた有効タービン出力に対しては表中の 26%となる。

図 4.4-1 の熱流れ図において各機器の熱量の関係を示すと、FC のエネルギー変換効率 16%は入口総熱量 334.5 に対する FC 出力 (DC) 53.8 の比率である。FC 効率 0.6 は燃料利用率 0.8 による有効燃料 80 (LHV) つまり 88.5 (HHV) に対する FC 出力 (DC) 53.8 の比率である。GT のエネルギー変換効率 26%は入口総熱量 360.3 に対する有効タービン出力 95.4, ST の 18%は HRSG 入口総熱量 109.3 に対する ST 出力 19.6 の比率である。



FC: Fuel Cell Power Output
 GT: Gas Turbine Power Output
 ST: Steam Turbine Power Output

(A) FC Element Effective Inlet Thermal Energy
 (B) FC Element Exhaust
 (C) FC Plant Exhaust
 (D) Overall FC Plant Exhaust (After Burning of Residual Fuel)

Fig.4.4-1 Heat Flow Diagram of FC/GT-CC (SOFC/AF GT/CC)

Table 4.4-1 Energy Transfer Ratio of Units

FC	16%	Power vs. FC Inlet Fuel Heat (LHV and Sensitive Heat) and Air Heat
GT	26%	Power vs. FC Exhaust Heat and Fuel Heat (LHV)
ST	18%	Power vs. HRSG Inlet Heat

4.5 SOFC と GT の複合化における性能評価

プラント性能に対する各構成機器の寄与の度合を ETR で分析した結果 SOFC は 3 機器の中で最も低い値を持つことが分った。本論文は Hybrid システムの性能向上で最も重要な論点として「FC 冷却空気の削減」に焦点をあて、ACT (Advanced Cooling Technology) モデルを提案してそれを解決しようとするものである。FC 冷却空気とは投入される空気総量から SOFC で反応する燃焼用空気を差し引いた残りをいう。ACT モデルの基本構想は「FC 投入空気量の削減」で、現在は FC を冷却するために回収すべき熱を 950°C の冷却空気と希釈混合しているが、それを改め燃焼用空気を低温供給して燃料改質温度へ加熱する顕熱回収とバランスさせる技術である。この技術によって FC の冷却空気が不要となり、燃焼用空気と燃料それ自体が FC の冷却流体として使用される。ACT モデルの最大の効果は、FC 発電出力に対する空気流量が少なくて済み結果として圧縮機動力が削減されることである。別の観点に立てば、この ACT モデルは同一の空気流量において SOFC 発電設備の発電出力を増大させることのできる技術であるといえる。

4.5.1 在来の SOFC による再熱方式 (SOFC/AF GT/CC) と非再熱方式 (SOFC/NF GT/CC) の SOFC/GT Hybrid システム性能の評価

標記の 2 方式で最も異なる仕様はタービン入口温度であり、再熱方式 (SOFC/AF GT/CC) では従来 GT と同様の 1350°C とするが非再熱方式 (SOFC/NF GT/CC) では FC 排気から更に熱回収する関係から 490°C と低くなる。

再熱方式の機器構成は前述の図 4.2-2 のとおりである。非再熱方式では燃焼器 (CC) を省き、再生器 (RECA/RECF) はタービン出口からタービン入口に場所を変更して構成した。従って、再熱方式では熱交換器 (HA/HF) 出口排気ガスの 740°C を燃焼器で燃料を燃やして 1350°C 迄加熱するが、非再熱方式では再生器 (RECA/RECF) で冷却されるためタービン入口では 490°C の低温となる。

主要機器である SOFC, GT および ST の発電出力とプラント総出力を図 4.5-1 に示し、プラント効率 (発電端効率) も併せて表示した。ここに、プラント効率はシステムの総燃料入熱 (HHV 基準) に対する機器 (SOFC, GT, ST) の発電出力合計で定義している。性能詳細値を表 4.5-1 に示す。

再熱方式の性能は発電出力 280MW で発電端効率 54%HHV であるのに対して、非再熱方式では 121MW と 52%HHV で再熱方式より低い性能値となる。この性能の相違は空気と燃料の温度バランスの差によるものである。

再熱方式でのガスタービン (GT) の発電出力は十分大きいですが、非再熱方式での膨張タービン (T) の出力は GT のほぼ 54% に小さくなる。さらに、再熱方式ではガスタービン排気系に排熱回収ボイラ・蒸気タービンを構成できるが非再熱方式では排気温度が低くこれらの機器を構成できないため、再熱方式のタービン総出力 (GT+ST) は非再熱方式の T 出力の約 2 倍となる (図

4.5-1の①/②)。圧縮機(C)の動力はプラン補機に位置付けて共通の動力値を発電出力から差し引くこととした。その結果プラント発電出力比(非再熱方式/再熱方式)は大幅に小さくなる(図4.5-1の①/③)。再熱方式は空冷タービン翼を非再熱方式は無冷却翼を用いるため、同量の圧縮機入口空気流量で両システムを作動したとき非再熱方式の方がFC空気量と発電出力がともに若干多くなる(図4.5-1の③対④)。在来のSOFCの冷却空気は燃焼用空気の約6倍(表4.5-1)が必要である。

次にタービン-燃料電池出力比(TFPR, Turbine-FC Power Ratio)は燃料電池発電出力に対するタービン発電出力の比で定義し、再熱方式では(GT+ST-C)/FC、非再熱方式では(T-C)/FCとしている。在来のSOFCとGTのハイブリッドでは再熱方式のTFPRが2.3、非再熱方式では0.1でタービン出力割合が20倍異なる。

プラント発電効率を向上させるときのタービンの寄与効果は、FCプラント効率0.46の基本値に対してどれだけ上乗せされるかという点で評価した。この0.46はAC発電効率で、DC発電効率の公称FC効率値0.6にDCをACに変換する際の直交変換効率0.95と燃料利用率0.8(表4.2-5)をかけて求められる値である。タービンを複合するとき、この基本値46%に加えられるべき値は再熱方式で約8%非再熱方式で約6%である。つまり再熱方式は燃料投入で非再熱方式は燃料非投入のため、再熱方式のタービン出力は194MWで非再熱方式の14倍と大きいですが、FCプラント効率46%に加えられるべき値は8%で非再熱の6%の1.3倍にとどまる。

以上の評価から、在来のSOFC(DC発電効率は公称の0.6)と組み合わせるHybridシステムSOFC GT/CCは発電出力と効率がともに高い再熱方式を選定すべきであることが分かった。

Fig.4.5-1 Performance Estimates of SOFC/AF GT/CC and SOFC/NF GT/CC

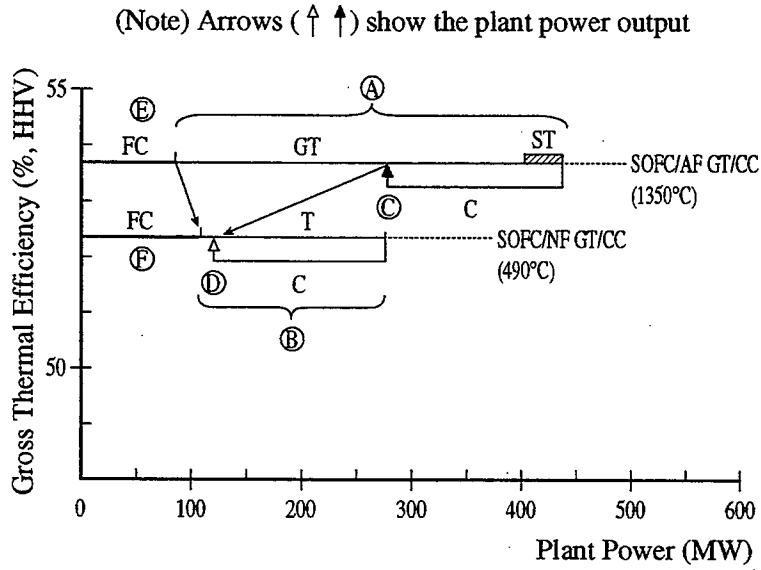


Table4.5-1 Conventional Hybrid System Performance Estimates

Items	SOFC/AF GT/CC		SOFC/NF GT/CC	
Turbine Inlet Exhaust Temperature	1350°C		490°C	
SOFC Cooling Air Flow Equivalent Ratio to Combustion Air	6.2		6.2	
Heat Utilization Ratio Recovered from SOFC	None		None	
Energy Transfer Ratio of SOFC	0.16		0.16	
Gross Thermal Efficiency	53.7% HHV		52.4% HHV	
SOFC Power (AC)	86.2MW	31%	106.6MW	88%
Gas Turbine Power	161.0MW	57%	14.0MW	12%
Steam Turbine Power	33.0MW	12%	-	-
Plant Power Output	280.2MW	100%	120.6MW	100%
TFPR (Turbine-FC Power Ratio)	2.25		0.13	

4.5.2 ACT (Advanced Cooling Technology)による SOFC/GT Hybrid システムの性能向上効果

現在の SOFC (効率 0.6) は表 4.5-1 に述べたとおり燃焼用空気の約 6 倍の冷却空気が必要である。ハイブリッドシステム性能向上の最も重要な打ち手は SOFC 冷却空気量を最少にする新技術を考案することである。

燃料電池での温度上昇は燃料電池内で消費される燃料の内、反応過程でエントロピー変化として熱に変換される熱量と、発電膜の電気抵抗等による不可逆損失により発生する熱量によってもたらされる。従って、燃料電池内の発熱は反応に伴って発電膜あるいはインターコネクタ等で生じており、これらの部位で発生する熱を除去し SOFC 出入口温度を規定値以内とする冷却方法が必要となる。

表 4.5-2 に各種 SOFC の冷却方法の比較を示す。

現在の SOFC では希釈冷却あるいはガス再循環が使用されている。燃料改質用の蒸気の一部(又は全部)に燃焼生成の H₂O を活用する場合はこのガス再循環を使用する。この場合、FC 排気を再循環温度 (600°C程度) に冷却してから FC へ投入することになる。しかしこの場合ガス再循環ファンの動力が必要となり発電出力を目減りさせてしまう欠点がある。高効率を目指すときは改質用の蒸気は別系から供給して内部改質とし、SOFC を作動用空気 (950°C) で希釈冷却する。この際、作動用空気を低温 (500~600°C) で供給する冷却投入方式が熱計画上および設備的にも最良であることが分る。

Table 4.5-2 各種 SOFC 冷却方式の比較

方式	希釈冷却	ガス再循環	外部冷却	冷却投入
概要	燃料電池へ投入する空気量を反応に必要な量の数倍流す事で温度上昇を抑制	燃料電池からの排ガスを再循環させ燃料電池内を流れるガス量を増加させる事で温度上昇を抑制	燃料電池で発生する熱を外部から冷却することにより温度上昇を抑制	燃料電池へ送給する空気・燃料の温度を低温とし、燃料電池と熱交換あるいは分割した燃料電池の排ガスと熱交換する事で電池の温度上昇を抑制
冷却効果	燃料電池内部での冷却が可能	燃料電池内部での冷却が可能	燃料電池を周囲から冷却する	燃料電池内部での冷却が可能
必要設備	空気圧縮機	ガス再循環ファン 再生熱交換器	外部冷却熱交換器	中間予熱熱交換器
特徴	システムとしてはシンプルであるが必要以上の空気を流すため圧縮機動力の増加と排ガスからの熱ロスが増加するため熱効率が低下する。Hybridシステムでの加圧SOFCがこの方式である。	高温ガスの循環が必要となる。再循環のため補機動力が増加するためシステム効率が低下。システム化が比較的容易であり常圧のSOFCで採用実績がある。	燃料電池から発生した熱は冷却媒体に回収され別途利用が可能。冷却により燃料電池内外に温度分布が発生する可能性がある。	燃料電池から発生した熱は空気および燃料の予熱として回収・有効利用される。熱交換要素あるいは燃料電池周囲の配管引き回しが若干複雑となる。
評価	○	○	△	◎

冷却投入方式を SOFC で実施する場合、円筒型 SOFC は構造上空気供給管が元々冷却投入能力を保有しているのに対して平板型 SOFC は別途冷却通路を加えるために新たな改良が必要である。

本研究では、実用化にあたっての SOFC の構造議論は対象外とし、システム計画・熱計画の上であるべき姿として「SOFC の理想的な作動条件」を明らかにするとともに、その結果得られる「発電効率の上限値」を把握することに主眼をおいた。

Hybrid システム性能向上の最も重要な手段として冷却空気量を最小にする新技術 ACT(Advanced Cooling Technology)を SOFC に適用した。

ACT の技術内容は図 4.5-2 に示すとおり、FC 作動流体である燃料と燃焼用空気を FC 冷却媒体として使用しようとするものである。

図 4.5-2 の熱交換器 HA/HF から送出される空気および燃料は 600~700 °C 程度に調整する。これらは FC 冷却域 (FC Cooling Section) で燃料の改質温度である 950°C まで加熱され、冷却媒体 (空気と燃料) の温度は約 300°C 加熱される。これに対して在来の FC を適用する場合は FC 冷却域を持たないため HA/HF で空気と燃料を 950°C に仕上げている。つまり、ACT 技術では HA/HF の送出温度を 950°C 以下の低温とすることで冷却空気流量を減少させるが、この加熱温度差および空気流量の減少の 2 効果によって HA/HF の交換熱量が減少して HA/HF 出口排気温度が上昇する。

この技術では冷却空気そのものが別途必要とならないため圧縮機で昇圧された空気は全量が発電つまり SOFC での燃焼用空気として使うことができる。空気と燃料は当量比で SOFC に供給されるため、結果的に ACT 技術においては無効空気が存在せず、空気の投入も SOFC での過剰空気を極小とするように行われる。この技術は Hybrid システムの発電効率と発電出力の最適化に有効な手段であると考えられる。

図 4.5-3 に非再熱方式でのタービン入口温度 (TIT, Turbine Inlet Temperature) の上昇とそれに伴うプラント発電端効率の向上の状況を示す。

図 4.5-3 の領域 I には在来 SOFC との Hybrid システムを領域 II に ACT 技術適用での性能領域を示すが、非再熱方式でのプラント発電端効率は TIT の上昇に従って向上している。SOFC へ投入する空気と燃料を蒸気改質温度の 950°C に加熱する際の加熱源は FC 冷却において回収した熱である。その結果熱交換器 HA/HF の熱負荷は低減し HA/HF の吐出排気が高温の 1280°C にバランスする。

在来の SOFC と Hybrid システムを構成した場合の性能を図 4.5-3 の領域 I に示す。図中の値は前述の表 4.5-1 に述べた値である。非再熱システムの膨張タービン (T) の TIT は約 490°C で再熱システムのガスタービン (GT) の TIT は 1350°C である。非再熱システムではタービンに燃料を用いないが ACT を適用すれば発電端効率は 52% から 67% へ向上し、その改善幅が大きい。ACT 技術の最大の注目点は、膨張タービンの TIT が 490°C から 1280°C に上昇することによって非再熱方式の発電端効率が再熱方式 (TIT=1350°C 一定) の値を超過して高効率を示すようになる点である。

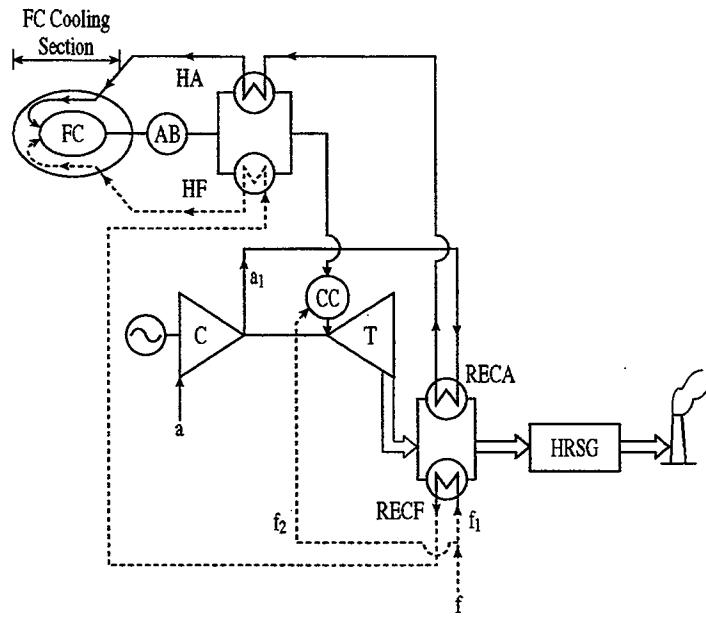


Fig.4.5-2 ACT Configuration (SOFC/AF GT/CC)

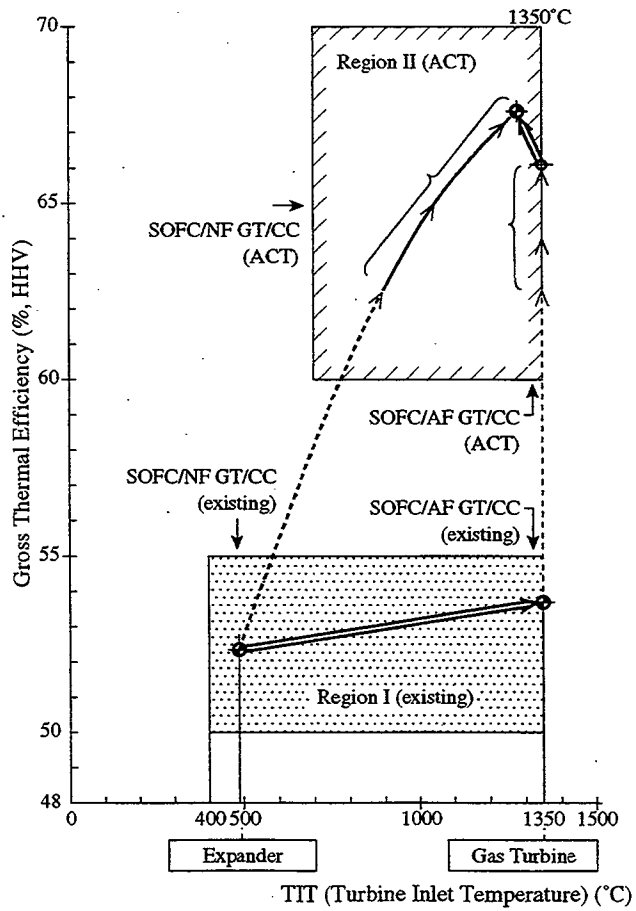


Fig.4.5-3 Performance Enhancement by ACT

図 4.5-4 はタービン・燃料電池出力比：TFPR (Turbine - FC Power Ratio) を用いて Hybrid システムの効率を評価したものである。この図によって再熱方式と非再熱方式の性能を分離表示することが可能となった。

FC 効率 0.8, 0.7 および 0.6 に対して在来 SOFC で Hybrid システムを構成した場合、再熱方式では A・B・C, 非再熱方式では I・II・III のプラント発電端効率となる。本論文の採用 FC 効率 0.6 での性能の C 点と III 点は、ACT 技術の適用によって 67%HHV 程度の高効率となる。

図 4.5-4 の分析で得られたもう一つの重要な知見は、再熱方式と非再熱方式の性能領域がお互いに独立している点である。つまり、非再熱方式の存在する TFPR=0~0.5 の領域と再熱方式の存在する TFPR=0.5~2.5 の 2 領域である。最大のシステム発電効率を得るには TFPR を 0.5 付近に調整する必要があるが、再熱方式では FC 出力増強、非再熱方式では膨張タービン出力の増強を各々行うことで最大効率に到達することができる。

FC 効率 0.60 において在来 SOFC の Hybrid システムから出発して ACT 技術で性能向上を徐々に行う、つまり徐々に冷却空気流量を減らしてゆくと再熱方式と非再熱方式のプラント発電端効率の大小関係は 60%HHV 付近で逆転する。つまり 60%HHV よりも低い効率の条件では非再熱方式は再熱方式の値を下まわり、それに対して 60%HHV よりも高い効率の条件では ACT 技術併用の非再熱方式が ACT 技術併用の再熱方式よりも良好な効率を示すようになる。

表 4.5-3 に ACT 技術適用での再熱方式と非再熱方式の最大のプラント発電端効率での性能値をまとめて示す。

Table 4.5-3 ACT model Performance Estimates

Items	SOFC/AF GT/CC		SOFC/NF GT/CC	
Turbine Inlet Exhaust Temperature	1350°C		1280°C	
SOFC Cooling Air Flow Equivalent Ratio to Combustion Air	0.35		0.25	
Heat Utilization Ratio Recovered from SOFC	92%		94%	
Energy Transfer Ratio of SOFC	0.30		0.30	
Gross Thermal Efficiency	66.1% HHV		67.6% HHV	
SOFC Power (AC)	459.6MW	65%	497.6MW	68%
Gas Turbine Power	238.0MW	33%	225.5MW	31%
Steam Turbine Power	14.6MW	2%	4.1MW	1%
Plant Power Output	712.2MW	100%	727.2MW	100%
TFPR (Turbine-FC Power Ratio)	0.55		0.46	

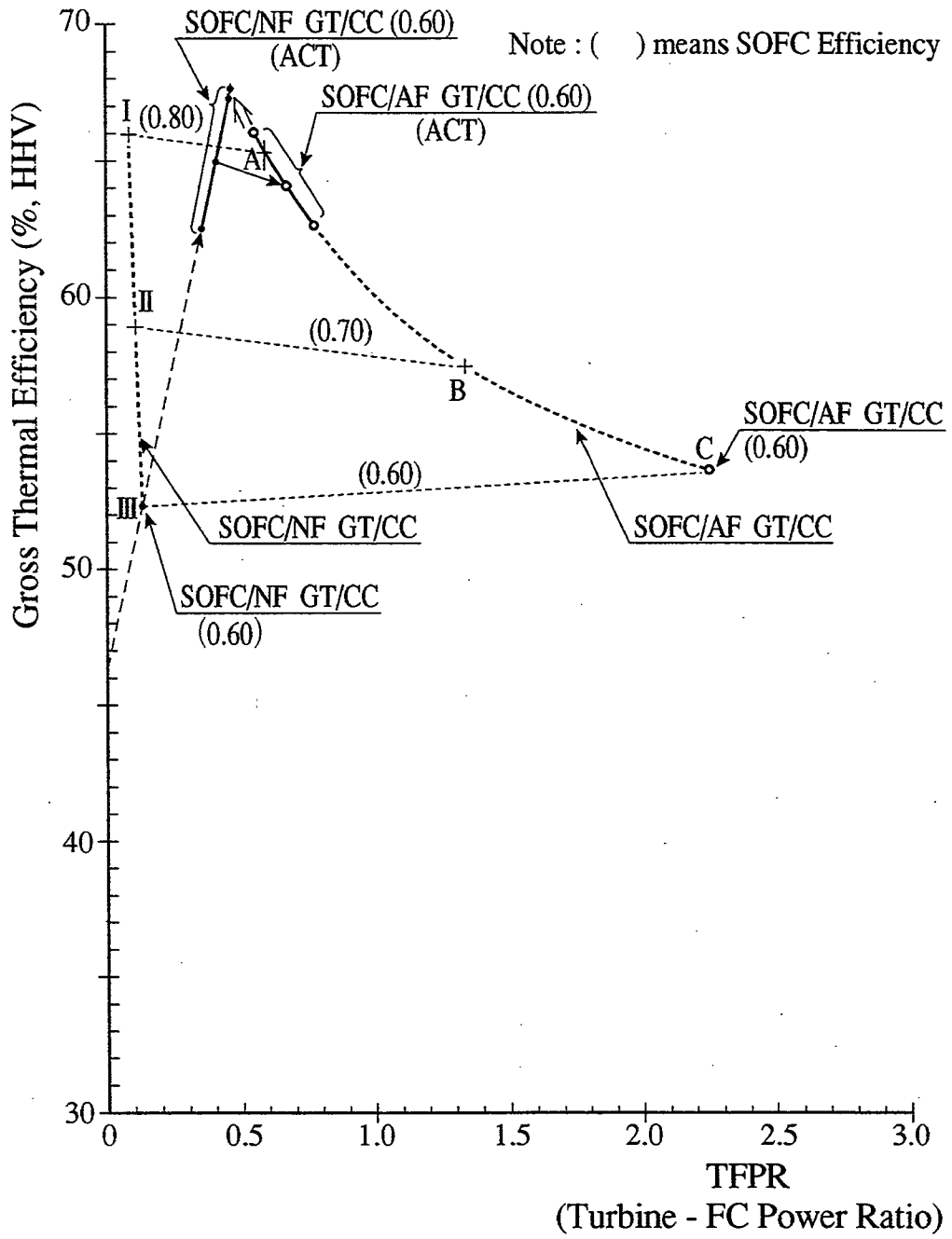


Fig.4.5-4 Promising Performance Estimates of ACT

在来 SOFC (燃料電池効率 0.60) に対して ACT 技術のもたらす効果は以下のとおりである。

- (1) 非再熱方式でのタービン入口温度が在来 Hybrid システムの 490°C (表 4.5-1) から 1280°C に上昇する。
- (2) SOFC 冷却空気量は在来 Hybrid システムでの燃焼用空気の 6 倍 (表 4.5-1) から 0.3 倍に大幅に低減する。
- (3) SOFC 本体から冷却回収した熱はその約 90% を空気・燃料の予熱に有効利用できている。
- (4) SOFC の ETR は在来 Hybrid システムの 0.16 (表 4.5-1) から 0.30 に大幅に改善し、ガスタービンの 0.26 を上回りシステム内で最大となる。またこれは理論効率 (0.80) での ETR 値 0.35 に迫る良好な値である。
- (5) 非再熱方式でのプラント発電端効率が約 68%HHV となる。
- (6) 再熱方式の FC 出力比率は在来 Hybrid システムの 31% (表 4.5-1) から 65% に改善され、FC 中心のシステムとなる。非再熱方式での FC 出力比率はさらに高く 68% である。再熱方式では GT 作動用の燃焼空気 (つまり酸素) を FC 排気に残留させる必要から非再熱方式よりも SOFC 出力が小さい。但し SOFC の ETR が GT の ETR を上まわるためプラント発電端効率は SOFC 出力割合の大きな非再熱方式の方が大きい。
- (7) TFPR は、再熱方式では在来システムの 2.3 (表 4.5-1) から 0.55 に約 1/4 倍に、非再熱方式では 0.13 から 0.46 に約 3.5 倍になりいずれもほぼ 0.5 に漸近する。

4.5.3 SOFC/GT Hybrid システムの性能総括

1. 標準 GT・CC, 再生 GT・CC および SOFC/GT/CC の性能を表 4.5-4 に対比して示す。

- (1) 標準の GT・CC および再生 GT・CC では GT 発電主体であるため GT 性能がプラント性能を支配する。
- (2) SOFC/GT/CC については FC/GT 出力割合が再熱方式 (SOFC/AF GT/CC) で 31%/58%, 非再熱方式 (SOFC/NF GT/CC) で 88%/12% である。FC 主体の非再熱方式の発電効率が 52.4% HHV で再熱方式 53.7% HHV より低いのは, 表 4.4-1 に前述したとおり FC の総熱量効率が 0.16 で GT の 0.26 よりも低いためである。
- (3) ACT 技術を適用した発展型 SOFC/GT/CC については FC/GT 出力割合が再熱方式 65%/33% および非再熱方式 68%/31% でいずれも FC 主体となる。但し表 4.5-3 に前述したとおり FC の総熱量効率が 0.30 に改善された点およびタービン入口温度が非再熱方式で TIT 1280°C に上昇した点から GT に燃料投入しない非再熱方式の方が高効率 67.8% HHV となった。

図 4.5-5~図 4.5-8 に SOFC/GT/CC と発展型 SOFC/GT/CC の各部の流体の熱計画温度を示す。図中番号は図 4.2-2 の基本構成と同じである。発展型の再熱方式では燃焼器 (CC) 用に O_2 を確保するが非再熱方式では FC で空気を全量使い切るため, 冷却空気の空気比が 0.25 (表 4.5-3) と低く抑制できた。その分, 相対的に FC 燃料と FC 出力および冷却回収すべき熱量が増えるため, HA/HF 出口は 630°C (つまり 950°C への回収温度上昇幅は +320°C) とした。その結果 AB 吐出温度が 1280°C と高くなり, GT 性能も良好となっている。

2. 図 4.5-9 に在来型 GT・CC, 現用 SOFC/GT/CC および ACT 適用の発展型 SOFC/GT/CC の出力・効率特性を示す。

圧縮機の作動条件 (吸気流量, 圧縮動力他) が全く同一にもかかわらず,

(1) 現用 SOFC/AF GT/CC :

在来型 GT・CC よりも出力・効率ともに向上した。

一方現用 SOFC/NF GT/CC の効率は SOFC/AF GT/CC より低いものの在来型 GT・CC よりは高い。但し出力は在来型 GT・CC の約 1/2 と低く性能的・経済的な魅力はない。

(2) 発展型 SOFC/GT/CC :

在来型 GT・CC に対する向上幅は良好な SOFC/NF GT/CC において,

- ・発電出力 : 約 3 倍
- ・発電効率 : +39% (相対)
+19% (絶対)

である。

つまり、

- ・現用 SOFC/GT/CC では再熱方式 (SOFC/AF GT/CC)
- ・発展型 SOFC/GT/CC では非再熱方式 (SOFC/NF GT/CC)

を各々選択すべきであるという重要な知見を導き出すことができた。

3. 図 4.5-10 に FC 排気および GT 入口での酸素濃度を示す。

現用 SOFC/GT/CC では FC 排気で 18.5wt%, GT 入口で 11wt%程度でまだ酸素利用の余地がある。

ACT (Advanced Cooling Technology) で空気利用効率を極限まで高める場合、再熱では FC 排気中の O_2 を 1.5wt%まで残存させて GT 入口で 0 wt%とするが、一方非再熱では FC 排気で 0 wt%としている。この 1.5wt%と 0 wt%の違いつまり FC への燃料投入量の違いにより、SOFC/NF GT/CC (ACT) の方が SOFC/AF GT/CC (ACT) よりも高効率・高出力の FC 作動となる。

また本研究で試算した ACT 性能は O_2 を極限まで利用しているのものでこれ以上の高性能は存在しないことが分かる。

4. 図 4.5-11 に FC 効率に対する再熱・非再熱の特性の違いを評価した。但しシステムは現用 SOFC/GT/CC としている。

実用効率域 (0.50~0.60) においては再熱方式 (SOFC/AF GT/CC) の方が高効率を示す。

この傾向は効率 0.65 で逆転し、0.65 以上の FC 効率域では非再熱方式 (SOFC/NF GT/CC) の方が効率が良くなる。これは元々 FC 出力比率の高い非再熱方式において FC の総熱量効率 (ETR) が向上することによる。(FC 効率 0.6~0.8 では ETR 0.16~0.35 に対応している。)

5. 図 4.5-12 に再熱方式 (SOFC/AF GT/CC) の性能対比、図 4.5-13 に非再熱方式 (SOFC/NF GT/CC) の性能対比を各々示す。

いずれも ACT 技術を適用することによって 0.60 の実用効率でありながら理論効率 0.80 の発電出力および効率を凌駕できていることを示している。とくにその改善幅は非再熱方式において顕著である。

6. 図 4.5-14 に FC 効率 0.5~0.8 における再熱方式 (SOFC/AF GT/CC) と非再熱方式 (SOFC/NF GT/CC) のプラント効率の大小を比較した。評価指標に FC/C 出力比 (=FC 出力/圧縮機動力) を用いた所、再熱方式の効率が常に非再熱方式を上まわることが分った。但し、図 4.5-11 で確認したとおり FC 効率 0.65 以上の 0.7 と 0.8 でのプラント効率の絶対値は非再熱方式の方が高い。また $0 < FC/C < 1$ の領域では FC 単独プラントは不成立でタービン出力によって初めてシステムから電力を取り出せる状況となっている。この領域では、(FC 出力-圧縮機動力) が負値となるが非再熱方式ではそれをまかなって正值とすべきタービン出力が小さいため、プラント効率はタービン出力の大きい再熱方式よりも低下する。FC/C=0 の再熱方式の効率 46.6%HHV は再生 GT・CC (表 4.5-4) のプラント効率でありこれに上乘せする形で FC を複合することによりプラント効率が向上する。但し非再熱方式は TIT=490°C でタービン翼冷却空気が不要のため全量空気を FC 発電に使用できる。従って同一圧縮機に対して FC 出力が大きくとれ、再熱方式の FC/C に対して一定割合で大きな FC/C が得られている。

Table 4.5—4 Summary of Performance

Systems Items		① GT · CC				② SOFC/GT/CC				③ Advanced SOFC/GT/CC (ACT)			
		Conventional		(Recuperated Air Preheated Fuel)		SOFC/AF GT/CC		SOFC/NF GT/CC		SOFC/AF GT/CC		SOFC/NF GT/CC	
Air Temp.	to GT : ①	370°C		550°C		950°C		950°C		660°C		630°C	
Fuel Temp.	to FC : ②③	15°C		550°C		950°C		950°C		660°C		630°C	
Turbine Inlet Temp.		1350°C		1350°C		1350°C		490°C (HRSG Inlet: 126°C)		1350°C		1280°C	
Combustor Inlet Air Temp.		370°C		550°C		740°C				1250°C			
Gross Thermal Efficiency		48.7% HHV		46.6% HHV		53.7% HHV		52.4% HHV		66.1% HHV		67.6% HHV	
SOFC Power (AC)		—	—	—	—	86.2MW	30.8%	106.6MW	88.4%	459.6MW	64.5%	497.6MW	68.4%
Gas Turbine Power		145.9MW	63.2%	142.6MW	80.6%	161.0MW	57.5%	14.0MW	11.6%	238.0MW	33.4%	225.5MW	31.0%
Steam Turbine Power		84.9MW	36.8%	34.4MW	19.4%	33.0MW	11.7%	—	—	14.6MW	2.1%	4.1MW	0.6%
Plant Power Output		230.8MW	100%	177.0MW	100%	280.2MW	100%	120.6MW	100%	712.2MW	100%	727.2MW	100%

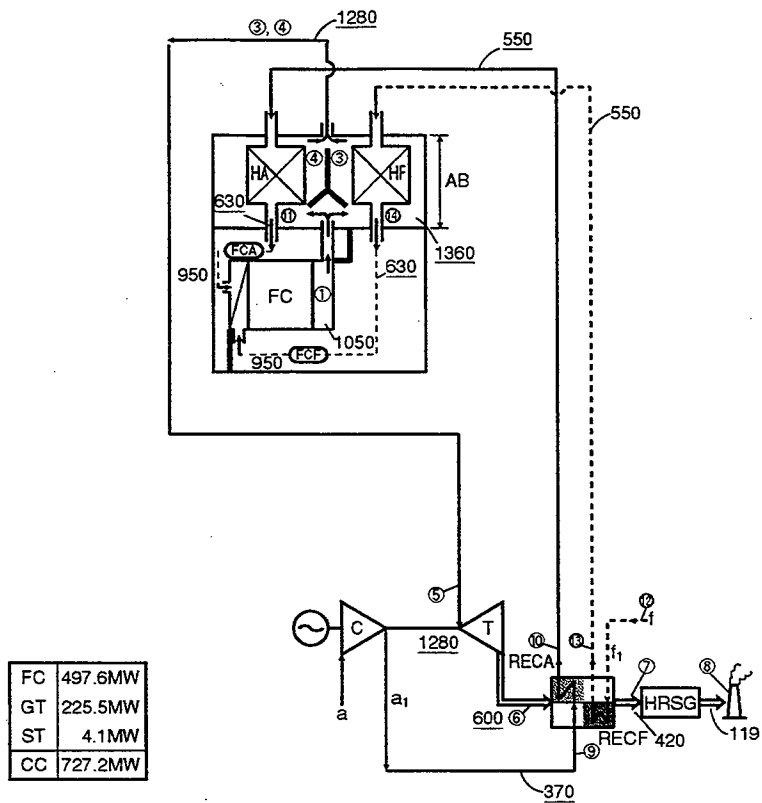


Fig.4.5-7 ACT Configuration and Specification (SOFC/AF GT/CC 66.1%HHV)

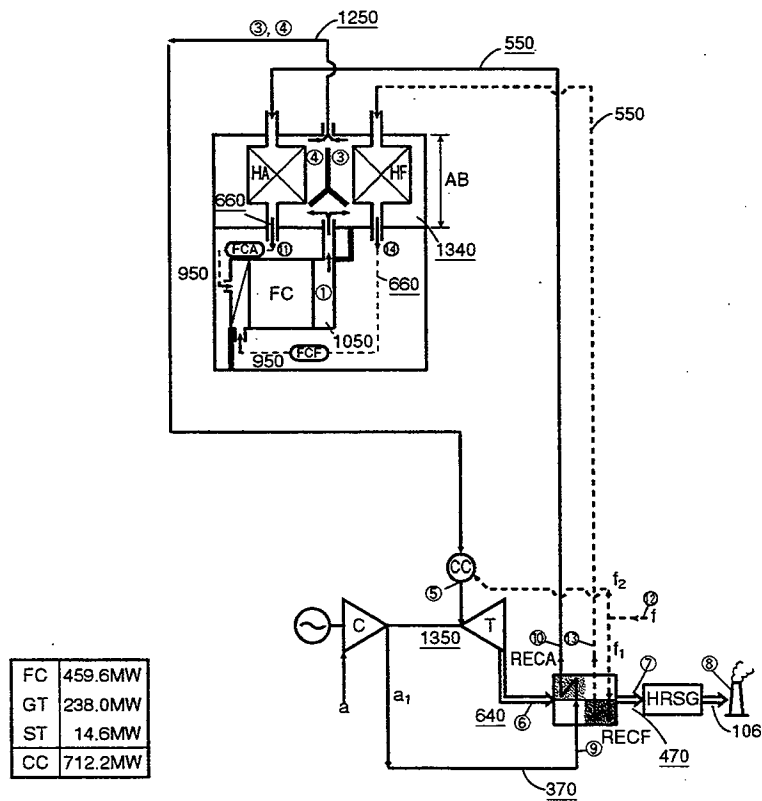


Fig.4.5-8 ACT Configuration and Specification (SOFC/NF GT/CC 67.6%HHV)

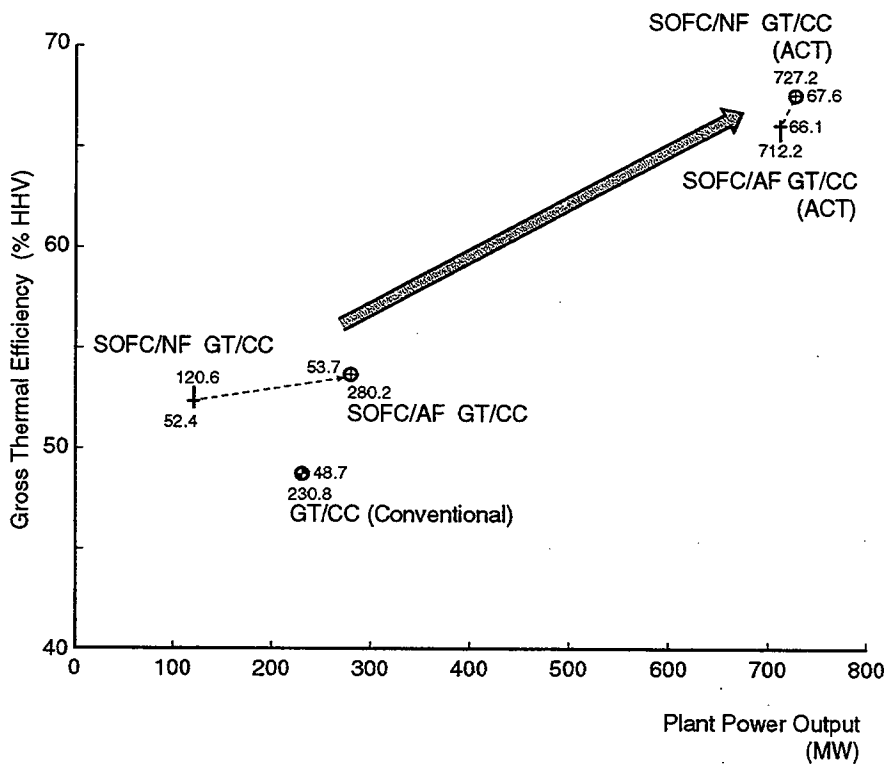


Fig.4.5-9 Performance Enhancement

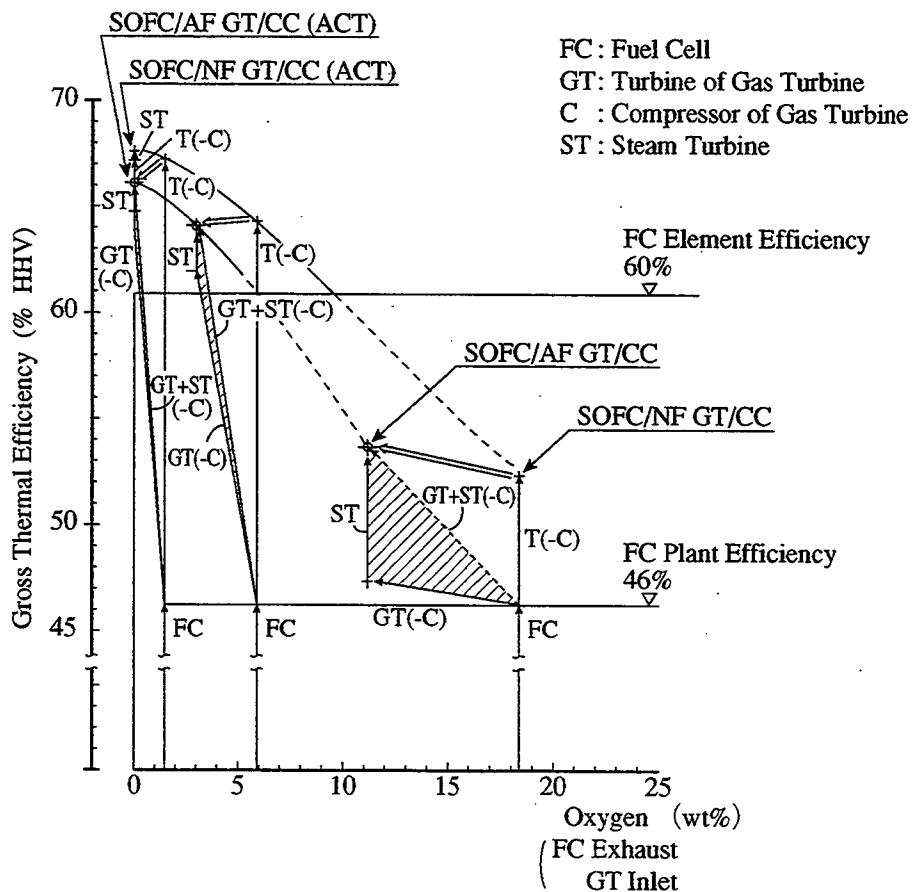


Fig.4.5-10 Usage of Oxygen at Performance Enhancement

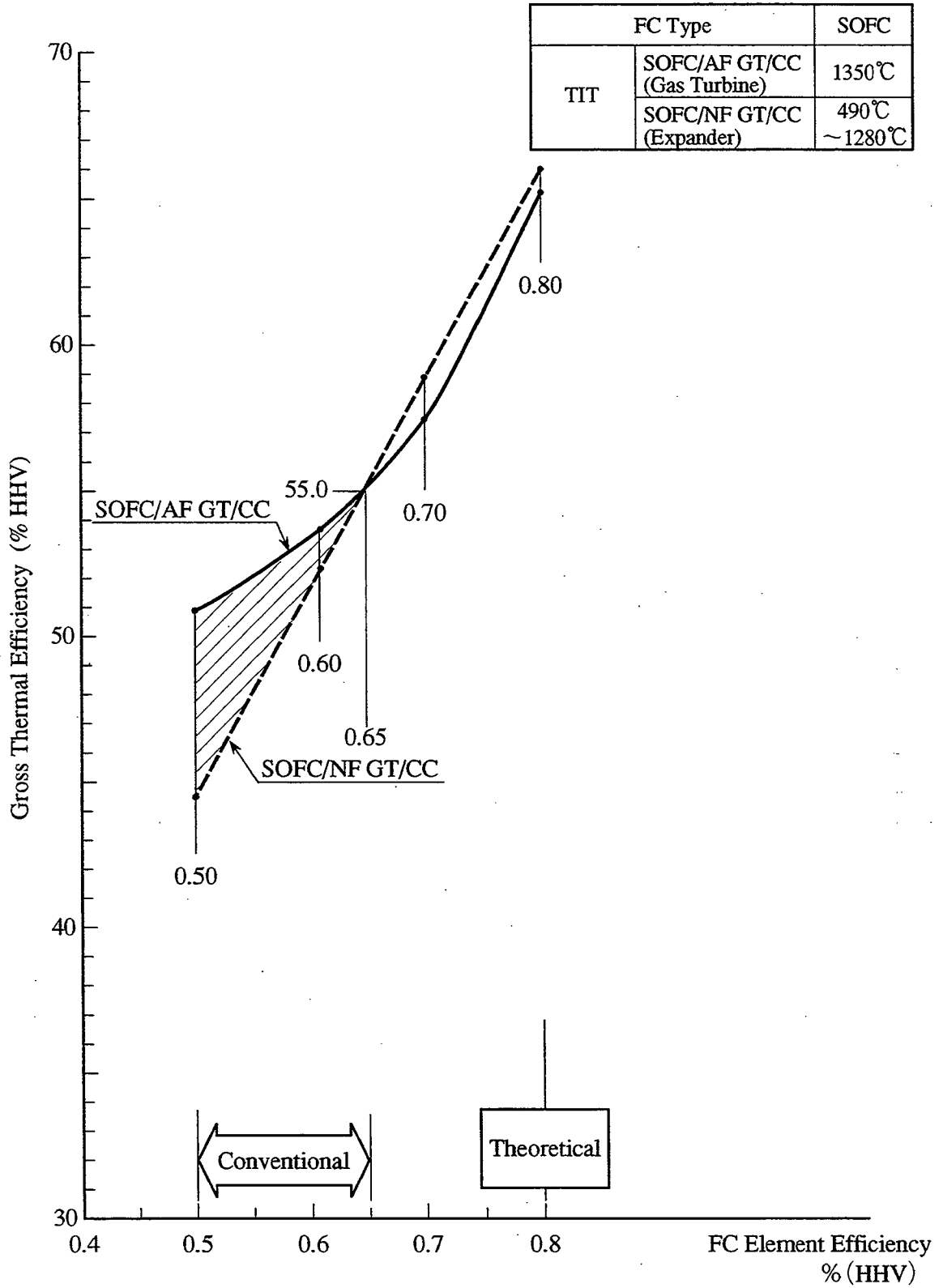


Fig.4.5-11 Plant Efficiency with FC Element Efficiency (η_{FC}) Increasing

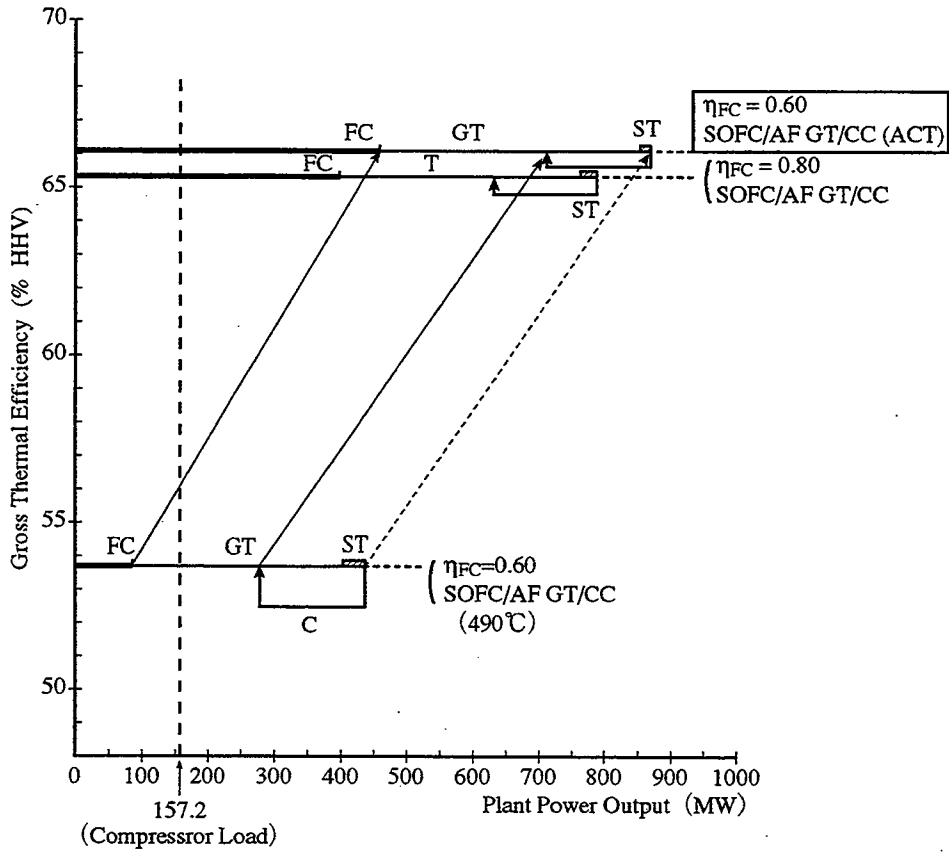


Fig.4.5 – 12 SOFC/AF GT/CC Performance Promoted by ACT

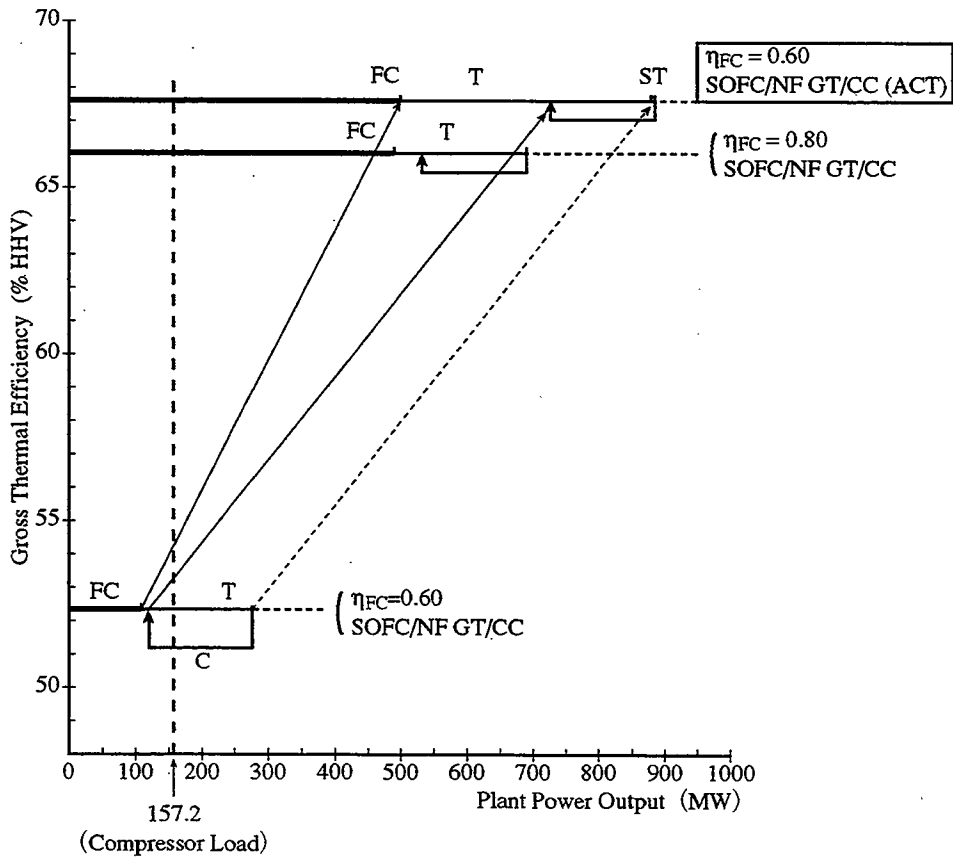


Fig.4.5 – 13 SOFC/NF GT/CC Performance Promoted by ACT

Type of Fuel Cell		SOFC
TIT	SOFC/AF GT/CC (Gas Turbine)	1350°C
	SOFC/NF GT/CC (Expander)	490°C

FC Efficiency	0.50
	0.60
	0.70
	0.80

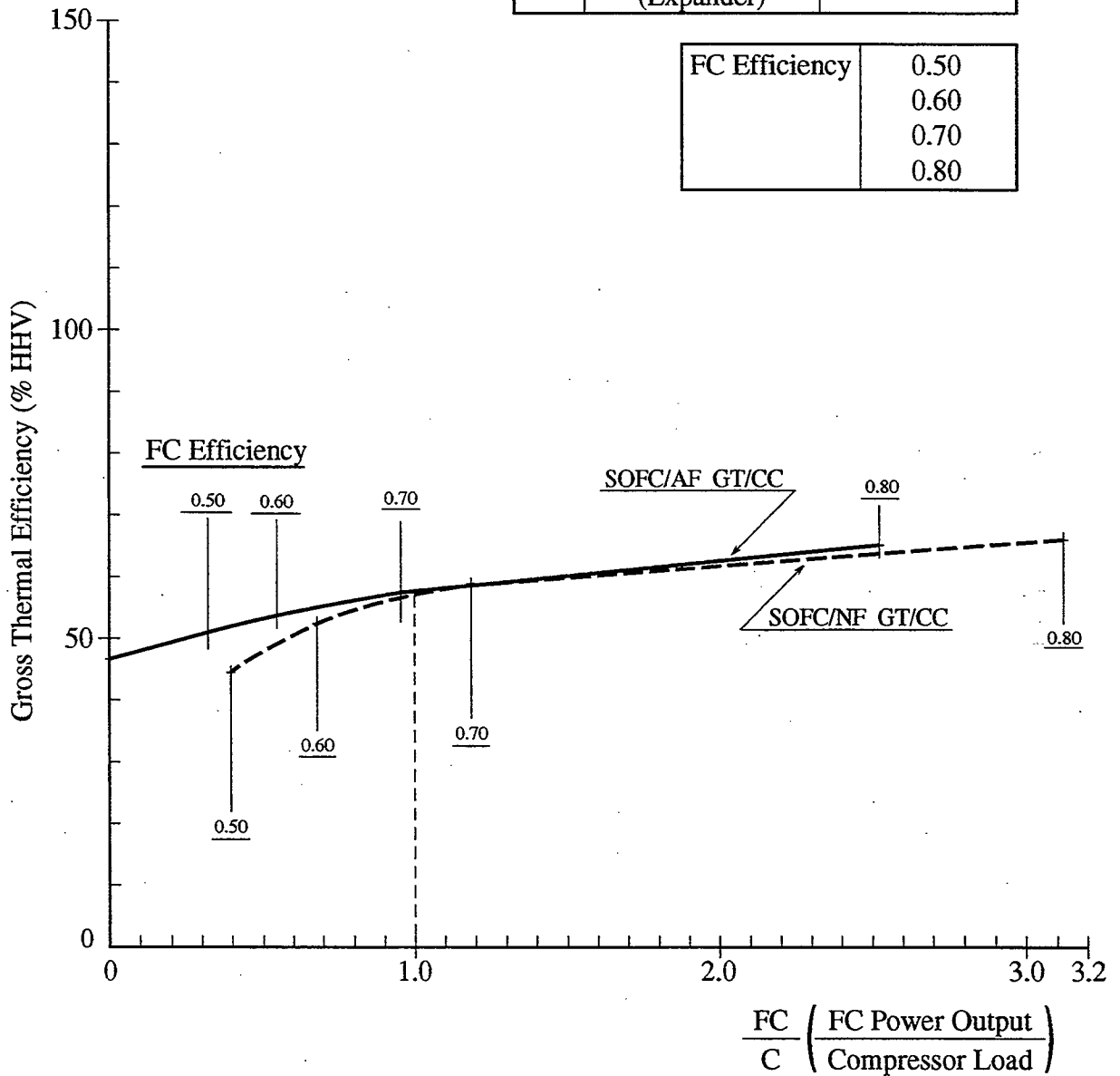


Fig.4.5-14 Effect of FC Efficiency on Plant Performance

4.6 結 言

本研究ではFCの作動運用条件ならびにACTモデルを適用したHybridシステム(SOFC/GT/CC)の性能について論じた。非再熱方式(SOFC/NF/CC)と再熱方式(SOFC/AF GT/CC)の熱的性能を分析評価し、その結果以下の知見を導き出すことができた。これらは燃料電池効率に実用効率0.60(DC)を用い、システムの高効率化限界を評価したものである。

- (1) SOFCは多量の冷却空気を必要とするため、プラント発電効率を改善する際の制約であると共に最大の改善対象である。
- (2) SOFCのエネルギー変換効率(ETR, Energy Transfer Ratio)0.16はGTの0.30よりも大幅に小さく、STの0.18よりも若干低い。これは多量の950°CのFC冷却空気が使用され、SOFC入口総熱量が非常に大きくなるためである。ACT(Advanced Cooling Technology)モデルではSOFCのETRが0.3に向上しガスタービンの0.26を越えてシステム内最大となる。
- (3) ACTモデルはSOFC冷却空気を低減する際のシステムモデルである。ACTモデルを用いた熱力学的解析により、Hybridシステムの最大効率約68%HHVがTFPR(Turbine - FC Power Ratio)0.5付近で達成し得ることが分かった。
- (4) システムの最大効率はTITとTFPRに支配される傾向を持つ。在来のSOFCを用いてHybridシステムを設計するときは、再熱方式(TIT=1350°C)の方が非再熱方式よりも効率・出力ともに高い。

将来的に高性能システムを計画するときは、ACTモデルを適用することによって66%HHV(再熱方式)~68%HHV(非再熱方式)の高効率を得ることができる。

つまり、ACT技術を適用すれば再熱方式ならびに非再熱方式のいずれにおいても70%LHV⁽⁷⁾(63%HHV)の高い効率値を超過して達成することができる。(但し、この効率値70%LHVは米国DOE(Department of Energy)から公表されたHybridシステムの目標値である。)

参考文献

- (1) K. B. Johanson, M. H. Båfält, and J. Pålson, Solid Oxide Fuel Cells in Future Gas Turbine Combined Power Plant, CIMAC Congress 1998 Copenhagen, (1998), pp277-286
- (2) A. F. Massardo and F. Lubeli, Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine Combined Cycles (IRSOF-CGT) Part A : Cell Model and Cycle Thermodynamic Analysis, 98-GT-577, International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Stockholm, Sweden, June 2-5, 1998
- (3) V. Hacker, H. Jericha, M. Fesharaki, K. Friedrich and A. Lukasser, Graz Cycle Enhancement by Medium and High Temperature Fuel Cells, International Conference on Power Engineering, ICOPE-97, Vol. 2, Japan, 1997, pp361-368
- (4) Department of Energy, Fuel Cell Hand book, Fourth Edition, DOE/FETC-99/1076, USA, NOV. 1998
- (5) 横川晴美, 固体酸化物型燃料電池の原理, FCDIC 第 10 回燃料電池講習会「SOFC のすべて」, 第 1 章, 1999, P19
- (6) 高橋武彦, 燃料電池 (改訂 2 版), 共立出版, 1992
- (7) Sy A. Aly and R. R. Moritg, The Hybrid Cycle : Intergration on Turbomachinery with a Fuel Cell, ASME 99-GT-361, International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Indianapolis, (1999)
- (8) H. Ide, T. Yoshida, H. Ueda and N. Horiuchi, Natural Gas Reformed Fuel Cell Power Generation Systems-A Comparison of Three System Efficiencies, CH2781-3/89/000-1517, 1989 IEEE, 1517-1522
- (9) S. Campanari, Full Load and Part-Load Performance Prediction for Integrated SOFC and Microturbine Systems, 99-GT-65, International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Indianapolis, Indiana, June 7-10, 1999
- (10) A. F. Massardo, C. F. McDonald and T. Korakianitis, Microturbine/Fuel Cell Coupling for High-Efficiency Electrical-Power Generation, 2000-GT-175, Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000, May 2000, Munich Germany
- (11) D. Stephenson and I. Richey, Parametric Study of Fuel Cell and Gas Turbine Combined Cycle Performance, 97-GT-340, International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, 1997, Orlando Florida USA

第5章 結 論

火力発電システムの高性能化・最適化を図るにあたり、LNG 気化ガス（あるいは天然ガス）を燃料とする複合サイクル発電において新たに開発した技術を適用してその性能改善効果を明らかにした。

第2章では CASCADE 冷却技術を開発し、1350℃級の複合サイクル発電で発電効率を 4.9%（相対）改善した。ガスタービンに不可欠の翼冷却空気は圧縮機吸気量の約 20%も存在しておりガスタービン部分で十分な出力変換に寄与していないことから、その削減がガスタービンおよび複合サイクル発電の性能向上に有効であることを示した。翼冷却空気削減を実現するために、(1)冷却空気温度を 15℃迄冷却 (2)冷却過程で回収した熱を燃料予熱/低圧蒸気タービン用蒸気生成/吸収冷凍機用熱源に活用 の2点を実現する CASCADE 冷却技術を提案した。

この場合の性能向上は、翼冷却空気の削減そのものの効果と燃料予熱および低圧蒸気タービンの増出力の相乗効果で発揮できたものである。

プラント性能を向上する際通常は外部損失ともいべき煙突排気損失や復水器損失から議論されるがもっと直接的で改善効果の大きいガスタービンの内部損失に注目して、翼冷却空気の削減・最適化を図った。冷却空気量削減のためには翼冷却構造改善による冷却効率向上が通常なされる方法であるが、空気温度そのものを低減して冷却顕熱を通常より大きくとることによって冷却能力を維持しながらその空気量を下げるという基本構想を設定した。次に翼冷却空気を何度まで下げれば良いか、何度まで下げることができるかという点を評価し、吸収冷凍機の冷水を併用することで 15℃迄の冷却を可能とした。

第3章では排気無排出プラントを高効率で実現するために CO₂・CBC と燃焼蒸気タービンを提案し、その両者を組み合わせた CO₂/H₂O Hybrid システムによって、発電効率を 23.2%（相対、1350℃）、19.6%（相対、1500℃）改善した。但し閉サイクル構成のために必要となる酸素製造動力と復水器からの CO₂ 抽気動力を差し引くと 7.1%（相対、1350℃）、4.4%（相対、1500℃）と改善幅は小さくなってしまいが、第2章の CASCADE 冷却技術よりは改善幅が大きく CO₂ 全量回収の排気無排出プラントであることの意義が大きい。

CO₂・CBC を最大効率で実現するためには作業流体組成 (CO₂, H₂O) は (56.5, 43.5) wt% が最適であることを明らかにした。この場合、システム損失は燃焼生成物の単純抽気のみに限られるため、総熱量効率（いわゆるコージェネ効率）は約 96%LHV で、煙突排気がシステム損失となる通常の GT 約 88%LHV を大幅に改善できた。但し酸素製造動力を差し引くと発電出力が目減りして、89%LHV 程度の若干の改善にとどまる。CO₂・CBC/CC の発電効率は在来の GT・CC に対して 5.9%（相対、1350℃）、4.9%（相対、1500℃）改善した。但し、閉サイクル構成のために必要となる酸素製造動力を差し引くと在来の GT・CC を -5.7%（相対、1350℃）、-6.4%（相対、1500℃）下まわる。燃焼蒸気タービンを最大効率で実現するために主蒸気圧力を超臨界圧

(34.3MPa) まで高めた他、低圧タービン (1.3~4.2MPa) と組み合わせて、超臨界圧 (1350°C) / 低圧 (1350, 1500, 1700°C) の再熱方式を採用し、その結果在来の蒸気タービンの発電効率約 37% を 62%LHV (1350°C) , 64%LHV (1500°C) に改善できた。在来の GT と燃焼蒸気タービンとの複合サイクル (CC) によって発電効率を 13.1% (相対, 1350°C) , 11.4% (相対, 1500°C) 改善した。但し酸素製造動力と復水器からの CO₂ 抽気動力を差し引くと改善幅は 6.0% (相対, 1350°C) , 4.1% (相対, 1500°C) に低下するがこの値は CO₂/H₂O Hybrid システム並み (若干低目) の性能改善能力をもつことを明らかにした。閉サイクルでは LNG 気化ガスを酸素燃焼するため、LNG と L-O₂ の液相加圧および蒸発が行えるのでこれを利用して補助タービン (AT) を構成することを提案した。上述の諸効率は LNG 気化ガスは M-T (メタンタービン) , 酸素は O-T (酸素タービン) を各々膨張タービンとして構成してその出力を発電出力に上のせしたものである。CO₂/H₂O Hybrid システムにおいて TIT (タービン入口温度) を上昇すると効率向上が図れ、将来技術の 1700°C 級 CO₂/H₂O Hybrid システムについては再熱方式で 63.9%HHV の発電端効率となることを示した。CO₂ 圧縮機動力を差し引くと 61.6%HHV , 更に酸素構造動力を差し引くと 55.9%HHV である。

第 4 章では冷却投入型 SOFC を提案し、FC・GT Hybrid システムを構成することで、発電効率を 1350°C 級複合サイクル発電に対して 35.6% (相対, 再熱方式) , 38.7% (相対, 非再熱方式) 改善した。在来の SOFC では燃料改質温度の 950°C 迄昇温した空気と燃料 (LNG 気化ガス+改質用蒸気) を投入していたためその低い冷却能力によって多量の空気が冷却にあてられていた。これに対して冷却投入型 SOFC では 600°C 台の空気と燃料を SOFC に投入し、それらが 950°C の反応温度まで昇温する際の顕熱で SOFC 本体を冷却しようとする技術である。次に高温・高効率の SOFC (固体酸化物型燃料電池) を用いその後流にガスタービンのタービン部を配置したが、FC 排気そのままタービンを作動させる非再熱方式と FC 排気を燃焼器で昇温して TIT 1350°C でタービンを作動させる再熱方式のいずれが高性能であるかという点について究明を行った。その結果在来の FC・GT Hybrid システムでは再熱方式、本提案の冷却投入型 SOFC の FC・GT Hybrid システムでは非再熱方式が高効率となることを示した。また TFPR (Turbine-FC Power Ratio) で分類すると両者の特性分析が行いやすいことを明らかにした。なぜ在来の FC・GT Hybrid システムでは発電効率が低いのかという点については Hybrid システム全体の熱的解析により量論空気量の 6 倍の FC 冷却空気を用いている点にあることをつきとめ、FC 冷却空気を極限まで削減する技術として冷却投入型 SOFC を提案した。その結果冷却空気は量論空気量の 0.3 倍まで削減でき、FC 排気中の O₂ 濃度は数% まで空気を使い切ることによって前述の高効率を達成することに成功した。

謝 辞

本研究をまとめるにあたり、終始懇切丁寧な御指導と有益な御助言を賜るとともに、本論文の執筆に際しても綿密な校閲を頂いた大阪大学大学院工学研究科教授 高城 敏美 博士に、謹んで感謝の意を表します。

また、論文の校閲と御助言をいただいた大阪大学大学院工学研究科 香月 正司 教授ならびに片岡 勲 教授に感謝いたします。

本研究は将来型高性能発電システムの可能性を追求・開発したのですが、その実施に御理解・御支援を頂きました 三菱重工業㈱ 高砂製作所 柴内 宏興 所長，福江 一郎 副所長ならびに高砂研究所 田代 光 ターボ機械推進研究室長，宮本 均 主席，森 秀隆 主席，渡部 正治 主任，末永 潔 主任をはじめとする関係各位に多大な御協力を頂きましたことを記して感謝の意を表します。

最後に本研究の実施にあたって 有益な御助言・御討議をいただいた大阪大学大学院工学研究科 木下 進一 助手ならびに 西田 耕介殿に心から感謝の意を表します。