

LNG冷熱利用発電の現状と将来システム

The Present Condition and the Future System of LNG Power Generation

久角喜徳*

Yoshinori Hisazumi

1. はじめに

1997年度のわが国のLNG受入量は、約4,800万トンに達し、その内約3,100万トンが発電用燃料として用いられている¹⁾。LNG冷熱発電は1979年から実用機が建設され、現在14基が12の電力及びガス会社のLNG受入基地で稼働しており、年間約850万トンが利用され、その発電出力合計は、約7万3千kWに及んでいる。また、LNGの冷熱は、冷熱発電以外に空気分離、BOG再液化、液化炭酸、冷蔵倉庫などに年間約360万トンが利用されている²⁾。

ここでは、LNG冷熱発電の現状を説明し、将来の高効率なLNG冷熱発電について紹介する。

2. LNG冷熱発電の現状

LNG液化基地において、1トンの天然ガスを液化するのに約380kWhの動力を必要とする。石油危機後の1979年には、省エネルギーの観点から、主に電力およびガス会社において、盛んに各種のLNG冷熱発電の技術が開発され、実プラントが稼働し始めた^{3, 4, 5)}。

図-1に冷熱発電方式を示す⁶⁾。図中の*印の方式が、実用化されており、これらの設備では、熱源に海水が用いられている。表1に、国内のLNG冷熱発電設備の一覧を示す。最近では、ガス供給所のガバナーに代わり、膨張タービンを設置する事例も出てきている⁷⁾。回収出力は、LNGの気化送出圧力や用いる冷媒の種類に応じて、大きく変わる。

LNGは、大気圧の状態ですら1トン当たり約250kWhの冷熱エクセルギーを有している。LNGポンプで、例えば4MPaに昇圧すると、常温に気化するまでに約半分の冷熱エクセルギーが利用できる。残りの冷熱エクセルギーは、ガスの送出圧力や天然ガス直接膨張

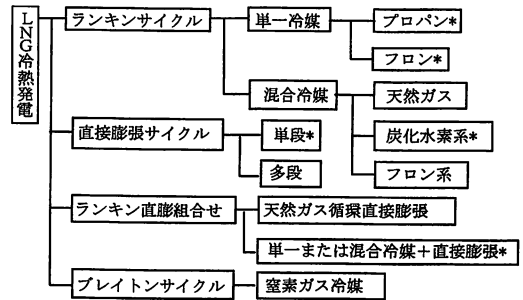


図-1 LNG冷熱発電方式の分類

タービンにより、圧力エクセルギーとして回収できる⁸⁾。

ガス会社では、LNGの気化送出圧力が高いため、単一冷媒や混合冷媒のランキンサイクルが採用された。これらのプラントでのLNG 1トン当たりの回収動力は、20kWh~40kWhである。一方、電力会社では、LNG導入当時、LNGがボイラー燃料に使われたので、LNG気化圧力が表1に示すように低く、天然ガス直接膨張サイクルが主に採用された。またランキンサイクルとの組み合わせプラントでは、LNG 1トン当たりの回収動力は、60kWhを越える。

しかし、LNG冷熱発電は、1990年代に入るとエネルギー価格の安定と建設コストの上昇などの経済的理由から建設されなくなった。特に、高効率のコンバインドサイクル(ACC: Advanced Combined Cycle)の採用により、LNGの気化圧力が上がり、LNG冷熱発電で回収できる出力が低下したことも大きな要因である⁹⁾。

ちなみに、燃料LNG 1トン当たりの発電出力は、蒸気タービンシステムの6,000kWhに比べ、最近のACCでは、ガスタービンの翼冷却技術やタービン翼コーティング技術の向上に伴い、タービン入口燃焼温度が1500℃まで上がり、その発電出力は、約7,900kWhとなり、また、高発熱量基準の発電効率は、52%に達し

*大阪ガス燃エンジンエンジニアリング部主幹シニアエンジニア
〒541-0046 大阪市中央区平野町4-1-2

表1 LNG冷熱発電設備の一覧

会社名・基地名称	基数	運転開始	出力(kW)	方式	LNG量(T/H)	送出圧(MPa)
大阪ガス・泉北第2	1	12/1979	1,450	Rankine	60	3.0
東邦ガス・知多共同	1	12/1981	1,000	Rankine	40	1.4
大阪ガス・泉北第2	1	2/1982	6,000	Rankine/NG	150	1.7
九電・新日鉄・北九州LNG	1	11/1982	9,400	Rankine/NG	150	0.9
中部電力・知多LNG	2	No.1 6/1983	7,200	Rankine/NG	150	0.9
		No.2 3/1984	7,200	Rankine/NG	150	0.9
東北電力・日本海LNG	1	9/1984	5,600	NG Direct	175	0.9
東京ガス・根岸	1	4/1985	4,000	M. F. Rankine	100	2.4
東京電力・東扇島	1	No.1 5/1986	3,300	NG Direct	100	0.8
大阪ガス・姫路	1	3/1987	2,800	Rankine	120	4.0
東京電力・東扇島	2	No.2 9/1987	8,800	NG Direct	170	0.4
		No.3 /1991	8,800	NG Direct	170	0.4
大阪ガス・泉北第1	1	2/1989	2,400	NG Direct	83	0.7
中部電力・四日市	1	12/1989	7,000	Rankine/NG	150	0.9

ている¹⁰⁾。

この出力の内、LNGの気化圧力による寄与分は、約90kWhであり、これまでのLNG冷熱発電による正味回収出力の約20~60kWhに比べ、むしろLNGの冷熱エクセルギーの利用効率が上がったと言える。

こうした状況から、現状では、大量にLNG冷熱を利用できる冷熱発電が建設されなくなり、気化時の冷熱エクセルギーの大部分が海水に捨てられている。

3. ガスタービンとLNG冷熱の組み合わせ

ガスタービンの排熱をLNGの気化に利用した設備は、既に、ベルギーのディストリガスのゼーブリュッツLNG基地で実用化されている。この設備では、従来のサブマージド型LNG気化器に代わり、出力40MWの航空機用ガスタービンの排熱で温水を造り、LNGを気化させている¹¹⁾。

コンバインドサイクルの廃熱を用いた高効率LNG冷熱発電システムについては、既に報告した¹⁰⁾。ここでは、さらに建設コストの低減と高効率化を図った新しいLNG冷熱発電システムを提案したい。

3.1 高効率LNG冷熱発電システムについて

図-2に、ガスタービンと高効率LNG冷熱発電を組み合わせたシステムの概略プロセスフローを示す。このシステムは、蒸気噴射再生式ガスタービンの排熱を活用し、天然ガス膨張タービンと混合フロンタービンを効果的に組み合わせたものである。

以下プロセスの流れについて説明する。ガスタービン吸気は、ランキンサイクルのHFC系混合フロンで冷却、圧縮された後、ボイラーで発生した飽和蒸気と

混合される。さらに、ガスタービン排気で予熱された後、天然ガスを燃料とするガスタービンに導入され、動力を回収される。

なお、混合フロンの組成は、R134a (C2F4H2) と R23 (CHF3) である。この混合フロンは、LNGと熱交換しても凝固しない特性がある。

一方、LNGタンクからポンプで昇圧されたLNGは、LNG主熱交で液化された天然ガスと混合された後、LNG主熱交とLNG気化器で常温まで気化昇温される。

さらに天然ガス予熱器を出た天然ガスは、高圧天然ガス熱交でガスタービン排ガスにより過熱され、高圧天然ガスタービンで膨張し、天然ガス予熱器で冷却された後、中圧ライン (3.5MPa) へ送出される。また高圧天然ガスタービンを出た一部の天然ガスは、再熱された後、低圧天然ガスタービンでさらに膨張し、動力を回収される。

気化した天然ガスは、ガス需要に応じて図に示す高圧ライン (7MPa)、あるいは低圧 (1.8MPa) ラインに送出することもできる。

混合フロンは、蒸発器で蒸発過熱され、タービンで動力を回収された後、LNGにより冷却液化される。さらにポンプで昇圧された混合フロンは、循環量を増やすため、LNG主熱交に戻された後、吸気冷却器に導入される。

3.2 海水を熱源とする冷熱発電システムの評価

図-2のボイラー出口排ガスの代わりに、温度20℃の海水を熱源に用い、中圧ラインにガスを送出する冷熱発電の軸出力は、LNG気化流量100ton/hの場合、約5,500kWと計算される。

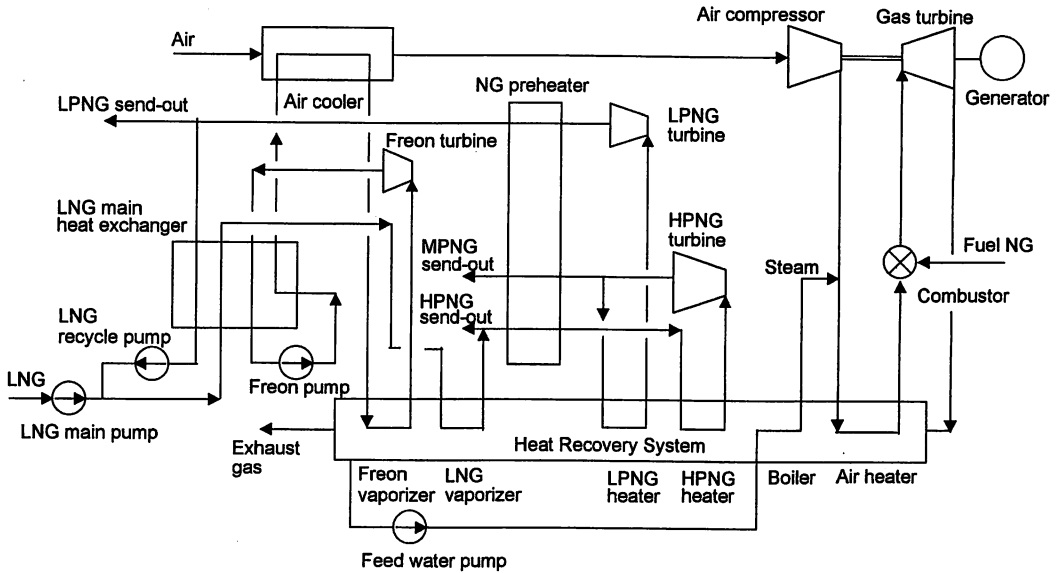


図-2 高効率LNG冷熱発電の概略プロセスフロー

内訳は、フロンタービンが1,610kW、高圧天然ガスタービンが2,640kW、低圧天然ガスタービンが1,250kWとなる。またLNGを気化させるための海水ポンプの電力として、約460kWが必要である。

本方式は、表1の炭化水素系混合冷媒ランキンサイクルの発電出力4,000kWに比べ、タービンが3台必要となるが、高い送出圧力で、高い発電出力が得られるという特徴がある。

しかし、海水温度が下がった場合、タービンブレード保護のため、混合フロンの蒸発温度を露点以上に高める必要があり、フロンの蒸発圧力を下げる必要がある。そのため、フロンタービンの出力が大幅に下がり、たとえば、海水温度が8℃の場合、システムの合計軸出力は、4,650kWに下がる。

すなわち、海水を熱源に用いるシステムでは、以下の問題がある。

- ・海水温度が季節により変化するため、年間を通じて設計点での運転ができなく、発電出力の低下が生じる。
- ・海水用熱交として、オープンラック式やチタン管の熱交を使う必要があり、価格が高く、設置場所も大きい。

3.3 ガスタービン発電サイクルのエクセルギー評価と問題点

LNG火力は、電源構成の約25%を占め、ACCの効率向上と合わせて、電力会社において、今後も増設が

進められている。また、最近では、建設コストの低減や内陸のため冷却水が使えない理由などから、ガスタービンだけで高い発電効率を得られるシステムが開発されている。実用化されているものに、ガスタービンに高圧蒸気を噴射するチェンサイクルや二流体サイクルさらに規模の大きなSTIG (Steam Injection Gas Turbine) サイクルと呼ばれる方式がある^{13, 14)}。その他に、高湿度ガスタービン (HAT) の開発も進められている¹⁵⁾。

ACCとチェンサイクルのエクセルギー評価を表2に示す。計算は、以下の条件で行った。

評価温度を20℃とし、タービン、空気圧縮機、発電機並びに低温液化ガスポンプの効率を、それぞれ88%、88%、98%、60%とした。

燃料のモル組成は、メタン88%、エタン6%、プロ

表2 ガスタービン発電システムのエクセルギー評価

	ACC	チェンサイクル
TIT	1,350℃	1,000℃
軸出力/発電出力	55.1/54.0	38.6/36.7
燃焼損失	28.70	30.7
回転機効率損失	7.7	8.1
ボイラー伝熱損失	5.2	8.3
蒸気/排ガスの混合損失	0.0	5.7
復水器放熱損失	2.5	0.0
排ガス放熱損失	0.8	8.6
高発熱量基準の発電効率	49.6	33.7

パン4%, ブタン2%とした。この燃料の高発熱量、低発熱量、化学エクセルギーは、それぞれ46.1MJ, 41.3MJ, 42.3MJとなる。ACCおよびチェンサイクルの高発熱量基準の発電効率は、49.6%と33.7%となる。

これらのガスタービンシステムの共通の問題点は、夏季での吸気温度の上昇である。ガスタービンの出力は、吸気温度が、たとえば、15°Cから35°Cに上がると、出力は約6%低下する。このため、電力会社では、LNG冷熱を利用したガスタービンの吸気冷却の検討を行っている¹⁷⁾。

また、チェンサイクルでは、ACCに比べ、蒸気タービンや復水器を使うことなく、従来のガスタービンより高い発電効率が得られるが、表2に示すように、蒸気と排ガスの混合やボイラーの伝熱、さらに、排ガスの放熱によるエクセルギー損失が大きい。

4. 高効率LNG冷熱発電の設備仕様とその特性評価

ここでは、図-2に示したガスタービンと高効率LNG冷熱発電を組み合わせたシステムの特性について述べる。

表3 高効率LNG冷熱発電システムの主要な運転条件

空気流量	139,200Nm ³ /h	予熱温度550°C
燃料天然ガス流量	5,000Nm ³ /h	
ガスタービン入口出口温度	1,350°C/663°C	
タービン燃焼圧力	1.85MPa	
ガスタービン軸出力	29.5MW	
ボイラー-蒸気温度圧力流量	214°C 2.06MPa 8.0t/h	
LNG気化送出流量圧力	100t/h 3.5MPa	

	軸出力 MW	流量 t/h	入口 温度°C	入口出口圧力 MPa
高圧天然ガスタービン	5.4	170	200	7.10/3.58
低圧天然ガスタービン	2.1	70	190	3.53/1.87
フロンタービン	2.5	180	45	2.06/0.17

4.1 設備仕様

表3にLNG気化流量100t/hに対するこのシステムの主要運転条件を示す。ガスタービンの入口温度は、最近の翼の冷却技術の進歩と空気予熱器の耐熱性から、1,350°Cとしたが、空気予熱温度をさらに上げることができれば、1,500°Cも可能と思われる。この条件における、各ガスタービンの合計発電出力は、LNG冷熱発電の減速機効率を考慮に入れると約38.4MWであり、投入した天然ガス燃料に対する高発熱量基準の発電効率は、60.0%となる。

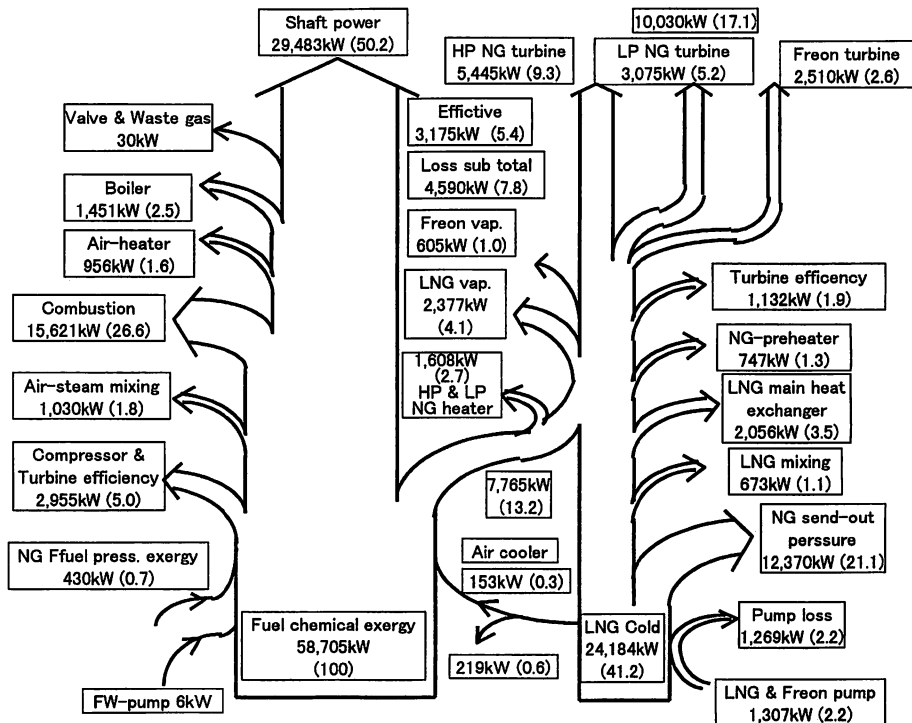


図-3 高効率LNG冷熱発電システムのエクセルギー評価

4.2 特性評価

図-3に本システムの各機器で生じるエクセルギー損失や投入あるいは回収されるエクセルギーをLNG気化流量100t/hの条件で示す。図中の()内数値は、燃料の化学エクセルギーを100%とした場合の値である。

この図をもとに、ガスタービンとLNG冷熱発電システムの融合効果について述べる。ガスタービンの吸気は、混合フロンにより-25℃まで冷却される。この冷却効果は、0.3%と僅かであるが、吸気冷却の効果により、空気圧縮機の所要動力を約3,000kW削減できる。

また、燃料の化学エクセルギーの13.2%が、LNG冷熱発電の加熱熱源として利用される。LNG気化器や高圧天然ガス過熱器などの伝熱に伴うエクセルギー損失として、7.8%が失われるため、LNG冷熱発電への有効回収寄与は、5.4%となる。

LNG気化器では、約2,380kWの伝熱に伴う大きなエクセルギー損失がある。そこで、この損失を空気のプレイトンサイクルで回収することを検討すると、回転機や熱交の特性によるが、約350kWの軸動力が回収できる。しかし、回収動力に対して、熱交のコストが高くなり、システムが複雑化するため、経済的でないと思われる。

これらの結果をもとに、本システムの発電効率を求めると、LNG冷熱発電は

$$17.1 \times 0.98 \times 0.96 / (20.1 - 0.6 + 13.2) = 49.2\%$$

ガスタービン発電は

$$50.2 \times 0.98 / (100 - 13.2 + 0.6) = 56.3\%$$

となる。ガスタービンの発電出力が、同じタービン入口燃焼ガス温度のACCの発電出力の54.0%よりも高いことは、注目すべきである。

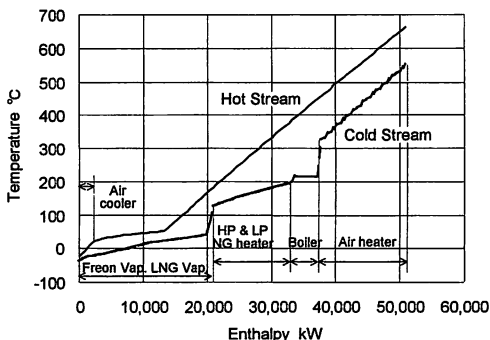


図-4 ガスタービンの排ガスと吸気のエンタルピー温度特性

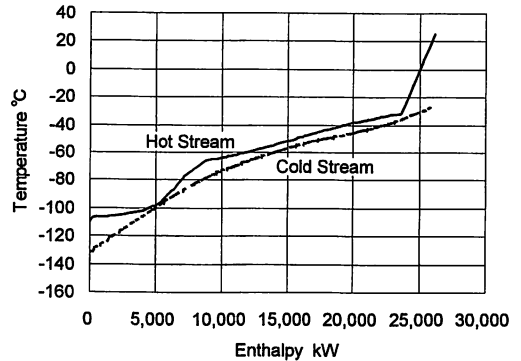


図-5 LNG主熱交のエンタルピー温度特性

そこで、高い出力が得られる理由を、図-4に示すガスタービンの排ガスおよび吸い込み空気 (Hot Stream) と被加熱流体 (Cold Stream) とのエンタルピー温度特性により説明する。

第1の理由は、ボイラーでの蒸気発生量を減らし、チェンサイクルなどで問題となる蒸気と空気の混合によるエクセルギー損失を抑えている。

第2の理由は、空気過熱器で高温排ガスの熱エクセルギーを大量に有効回収しており、これによりガスタービンの出力を高めている。

第3の理由は、吸気の冷却による空気圧縮機の動力削減がある。また、排ガスは、混合フロンにより大気とほぼ同じ温度まで冷却され、ボイラー給水流量以上の凝縮水を回収できる。

次に、LNG冷熱発電で高い出力が得られる理由を説明する。LNG主熱交の天然ガスと混合フロンの各流体 (Hot Stream) の凝縮工程とLNGと液化混合フロン (Cold Stream) の蒸発工程のエンタルピー温度特性を図-5に示す。

第1の理由は、LNGと混合フロンを組み合わせ、熱交の流体間の温度差を小さくすることで、伝熱に伴うエクセルギー損失を大幅に低減させている。

第2の理由は、各タービンの入口ガス温度をガスタービンの排熱で加熱し、タービン出力を高めている。

5. おわりに

海水を熱源とした高効率LNG冷熱発電で得られる発電出力は、LNG 1トン当たり50kWh程度である。通常、LNG気化器の1基当たりのLNG流量は、150ton/h程度である。したがってこの場合の発電出力は、7,500kWとなる。一方、LNG火力は、ACCの効率向上と大型化で発電効率が52%以上、1系列当たり

の出力が約330MWの設備が、既に試験運用されている。150ton/hの燃料LNGをこのACCで発電すると、約1,200MWが得られる。このことから、海水を用いる現在の方式のLNG冷熱発電は、主に経済的理由から建設されなくなった。

そこで、LNGの気化熱源として、蒸気噴射再生式ガスタービンの排熱を活用し、天然ガス膨張タービンと混合フロンタービンを効果的に組み合わせたLNG冷熱発電を提案し、そのエクセルギー解析を行った。

その結果、LNG 1トン当たりの発電出力は、約2倍の94kWhが得られ、海水ポンプや取排水設備が不要となるほか、高価な気化設備の代わりに、排熱回収ボイラーでLNGや混合フロン冷媒を気化できることがわかった。

またガスタービン入口燃焼ガス温度を1,350°Cとした場合、LNG冷熱発電とガスタービン発電の発電効率は、49.2% (冷熱エクセルギー基準) と51.6% (高発熱量基準) となる。

LNG気化流量150ton/hに対するこのシステムの発電出力は、約58MWであり、海水を用いる方式に比べ、約8倍の出力となる。また冷熱エクセルギーを除いた天然ガス燃料だけに対する発電効率は、60%と極めて高い。仮に、年間受入量5百万トン規模のLNG基地に、このシステムを6基採用すれば、ほぼ全量のLNG冷熱を回収でき、発電出力は約345MWとなる。

このシステムを実現するには、ガスタービンの吸気を-25°Cまで冷却する技術、ガスタービンの燃焼空気予熱温度を更に高める技術、さらに、排ガスを常温まで冷却するボイラーシステムと凝縮水のリサイクル技術などの開発が必要となる。

省エネルギーの面から、このシステムの早期の実用化が望まれる。

文 献

- 1) 通商産業省, エネルギー生産需給統計年報, 1997年度版
- 2) 久角, LNG冷熱利用と今後の課題, 日本エネルギー学会誌, Vol.75, No.5, p.308, 1996
- 3) 大岡他, 新しいLNG気化器と冷熱発電, 化学工学, Vol.45, No.3, p.57, 1981
- 4) 西本他, 東京電力東扇島LNGセンター冷熱発電設備1号機, 石川島播磨技報, Vol.26, No.6, p.385, (1986)
- 5) 宮田嘉明, 天然ガス時代のLNG技術, 日本機械学会誌, Vol.96, No.901, p.13, 1993
- 6) 生越他, LNG冷熱発電プラントの開発, 石川島播磨技報, Vol.21, No.4, p.1, 1981
- 7) 杉山, 都市ガス圧力エネルギー回収発電活用地域熱供給システム, エネルギー・資源, Vol.19, No.6, p.516, 1998
- 8) 環境と省エネルギーのためのエネルギー・新技術体系, 財団法人伝熱学会編, p.29, 1996
- 9) 田村, LNG火力発電, 日本エネルギー学会誌, Vol.75, No.5, p.296, 1996
- 10) Hiura, Evolution of High Temperature Industrial Gas Turbine for Large Capacity Combined Cycle Power Generation in Japan, Extended Abstracts RAN 98, p.2, 1998
- 11) Pairon他, Cogeneration as a solution to reduce the energy consumption of the submerged combustion vaporizers, LNG11, Paper3.3, 1995
- 12) 久角他, コンバインドサイクルの廃熱を用いた高効率LNG冷熱発電システムの提案, エネルギー・資源, Vol.17, No.6, p.590, (1996)
- 13) 小倉他, コージェネレーション用排気再燃焼技術の開発, 伝熱研究, Vol.37, No.146, p.30, 1998
- 14) 50MW蒸気噴射型ガスタービン発電設備, カタログ, 株式会社明電舎, 1994.9
- 15) 中村他, 高湿度ガスタービン(HAT)サイクル, 火力原子力, Vol.43, No.12, p.1587, 1992
- 16) 中原他, LNG冷熱利用吸気冷却ガスタービンシステムの開発, 三菱重工技報, Vol.21, No.2, p.33, 1984-3
- 17) 内田 他, ガスタービン入口空気の冷却システム, 冷凍 Vol.73, No.843, p.53, 1998-1