

■ 研究論文 ■

# 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

A Proposal of High Efficiency LNG Power Generation System Utilizing Waste Heat of Combined Cycle

久角喜徳\*・山崎善弘\*\*・杉山修\*\*\*  
Yoshinori Hisazumi Yoshihiro Yamasaki Shu Sugiyama

(原稿受付日1996年1月24日, 受理日8月8日)

### Abstract

A High efficiency LNG power generation with LNG vaporizing system is proposed which utilizes LNG cold energy to the best potential limit.

This system is applied to a LNG vaporizer in gas companies or electric power companies and recovers LNG cold energy completely as electric power. The system consists of rankine cycle with freon mixture, natural gas rankine cycle and combined cycle with gas and steam turbine. The heat sources of this system are the latent heat of steam turbine condenser and the sensible heat of exhaust gas from waste heat recovery boiler.

In order to find out the optimum condition of the system, several factors are evaluated by simulation such as gas turbine combustion pressure, steam pressure, condensing temperature in combined cycle and composition of mixture freon, natural gas vaporizing pressure.

The results of these studies show that in total system about 400kWh can be generated by vaporizing 1 ton of LNG, including about 60kWh/LNGton recovered from LNG cold energy when supplying NG of 3.6MPa.

About 8200kWh can be produced by using 1 ton of LNG as fuel, compared with about 7000kWh by conventional combined system. Net efficiency of over 53%HHV could be achieved by the proposed system.

In case of LNG terminal receiving 5 million tons of LNG per year, this system can generate 240 MW and reduce the power of sea pump by more than 2000kW.

## 1. はじめに

1994年度のLNG受入量は、約4300万トンに達し、その内約3100万トンが発電用燃料として用いられている<sup>1)</sup>。1994年度ベースでは、受入LNGの約20%が図-1に示すように主に冷熱発電に利用されている<sup>2)</sup>。図-2に稼働中の冷熱発電の方式と出力を示す。LNG冷熱発電は1979年から実用機が建設され、その発電出力の合計は約7.3万kWに及んでいる。この値は、ゴミ発電を除きCO<sub>2</sub>を発生しない新エネルギー発電設備として我が国では、地熱発電の約45万kWに次ぎ、太陽光発

電の約35000kW、風力発電の約14000kWに比べ充分大きな値である。

表1に冷熱発電の設備一覧を示すが、円高によるエネルギー価格の安定と建設コストの上昇、さらにガス

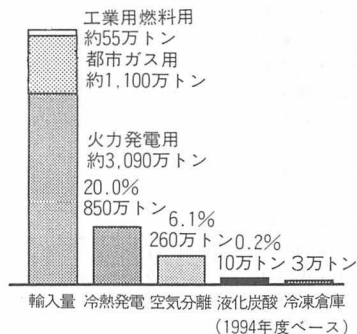


図-1 年間のLNG利用量

\*大阪ガス(株)エンジニアリング部主幹  
\*\* " " プラント技術チーム副課長  
\*\*\* " " エネルギー技術チーム

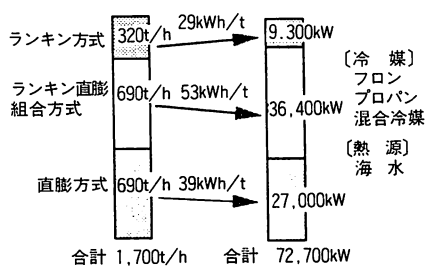


図-2 わが国の冷熱発電方式と定格発電出力

タービンと蒸気タービンをを用いたコンバインドサイクル（以下、単にコンバインドサイクルという）の採用でガス送出圧力が上がりLNGトン当たりの発電出力が低下したため、LNG冷熱発電の経済性が下がり、1990年に入ると建設されなくなった。

最近のLNG火力は、燃料LNGトン当たりの発電出力が、蒸気タービンでは、約6000kWhであったが、ガスタービンの翼冷却技術と材質の向上で燃焼温度1400℃の設計が可能となり、また燃焼圧力も3MPaと高くなり、図-3に示すようにコンバインドサイクルの効率が上がり<sup>3)</sup>、LNGトン当たりの発電出力は、約7000kWhに達している。この出力の内、LNGの気化圧力の寄与分は約90kWhであり、これまでのLNG冷熱発電の正味回収出力の約20～60kWhに比べ、むしろ回収効率が高くなったと言える。しかし、LNGはトン当たり約250kWh相当の寒冷エネルギーを有しており、冷熱の有効エネルギーのほとんどが海水に捨てられているのが現状である。

そこでLNG冷熱でガスタービンの吸気冷却が検討されている<sup>4)</sup>。これによる夏季の発電出力のアップとして、約10%が見込めるが、尖頭負荷の2時間の空気温度を冷却するための冷水貯蔵が必要となり、また一

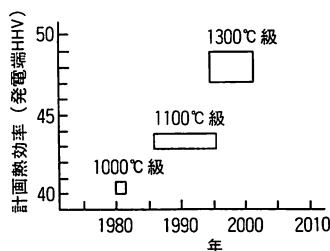


図-3 コンバインドサイクルの効率推移

160℃の冷熱を0℃近辺の冷水で利用するため、冷熱の有効利用率としては低いものである。

本研究では、コンバインドシステムとLNG冷熱発電を組み合わせ、海水に冷熱を全く捨てない、いまままで実施されていない新しい発想の高効率なLNG冷熱発電を提案する。

## 2. 高効率LNG冷熱発電システムの構成

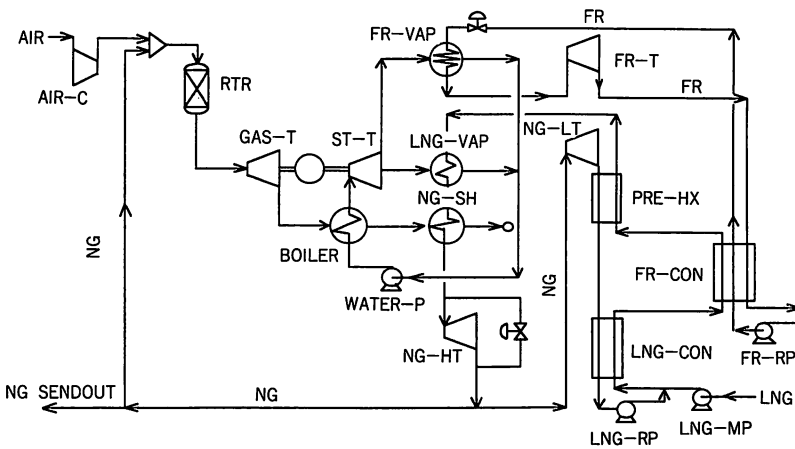
### 2.1 基本構成

高効率LNG冷熱発電システムの構成を図-4に示す。このシステムは、天然ガス（NG）を燃料とするガスタービン（GAS-T）・蒸気タービン（ST-T）によるコンバインドサイクルと排スチームの凝縮潜熱と排ガスの顕熱を熱源とする混合フロンタービン（FR-T）と天然ガスタービン（NG-HT,NG-LT）によるLNG冷熱発電サイクルの複合発電である。LNG/天然ガス（LNG-CON）とLNG/混合フロン（FR-CON）の熱交換器には、プレートフィン式が使用できる。また、排スチーム/天然ガス（LNG-VAP）、排スチーム/混合フロン（FR-VAP）及び排ガス/天然ガス（NG-SH）の熱交換器には、シェルアンドチューブ式が使用条件から選定される。

低温の天然ガスや混合フロンと排スチームが熱交換

表1 冷熱発電の設備一覧

会社名・基地名称	基数	運転開始	出力(kW)	正味出力(kW)	方式	LNG量(t/h)	送出圧(MPa)
大阪ガス・泉北第2	1	12/1979	1,450	1,385	Rankine	60	3.0
東邦ガス・知多共同	1	12/1981	1,000	957	Rankine	40	1.4
大阪ガス・泉北第2	1	2/1981	6,000	5,840	Rankine/NG	150	1.7
九電・新日鐵・北九州LNG	1	11/1982	9,400	8,400	Rankine/NG	150	0.9
中部電力・知多LNG	2	No1 6/1983 No2 3/1984	7,200	5,500	Rankine/NG	150	0.9
東北電力・日本海LNG	1	9/1984	5,600	4,600	NG Direct	175	0.9
東京ガス・根岸	1	4/1985	4,000	3,715	M. F. Rankine	100	2.4
東京電力・東扇島	1	5/1986	3,300	2,610	NG Direct	100	0.8
大阪ガス・姫路	1	3/1987	2,800	2,640	Rankine	120	4.0
東京電力・東扇島	2	No2 9/1987 No3 1991	8,800	7,540	NG Direct	170	0.4
大阪ガス・泉北第1	1	2/1989	2,400	2,360	NG Direct	83	0.7
中部電力・四日市	1	12/1989	7,000	5,300	Rankine/NG	150	0.9



- LNG : 液化天然ガス
- LNG-CON : LNG凝縮器
- LNG-VAP : LNG蒸発器
- LNG-MP : LNGメインポンプ
- LNG-RP : LNG循環ポンプ
- NG : 天然ガス
- PRE-HT : プレヒーター
- NG-SH : 天然ガス過熱器
- NG-HT : 天然ガスタービン
- NG-LT : 天然ガスタービン
- FR : 混合フロン
- R-CON : フロン凝縮器
- FR-VAP : フロン蒸発器
- FR-T : フロンタービン
- FR-RP : フロン循環ポンプ
- AIR : 空気
- AIR-C : 空気圧縮器
- RTR : 燃焼器
- GAS-T : ガスタービン
- ST-T : 蒸気タービン
- BOILER : ボイラー
- WATER-P : 循環ポンプ

図-4 高効率LNG冷熱発電システム

することから、伝熱管表面の着氷厚さが問題となるが、これまでのLNGと海水の伝熱技術から着氷の厚みを予測でき、管群の水による閉塞を避ける設計が可能である。

また、混合フロンや天然ガス循環系のタービンやポンプ (FR-RP, LNG-RP) が停止しても、バイパスシステムにより安定したガスの継続送出が可能である。

2.2 システムの特徴

本システムの特徴を以下に示す。

- ① 実用化された以下の既存技術の組み合わせで実現性が高い。
  - ・ フロン系あるいは炭化水素系ランキン発電<sup>5)</sup>
  - ・ 天然ガス直接膨張発電<sup>6)</sup>
  - ・ 中間媒体を用いてLNGを気化するTRI-EX式気化器<sup>7)</sup>あるいは減圧式LNG気化器<sup>8)</sup>
- ② 混合フロンはHFC系 (H, F, Cからなるオゾン破壊係数0のフロン) であり、熱交換器でのエクセルギー損失を低減でき、循環量を増やせる。
- ③ 天然ガスの循環ランキンと混合フロンランキンの組み合わせで冷熱と圧力エクセルギーの効率的回収が可能。

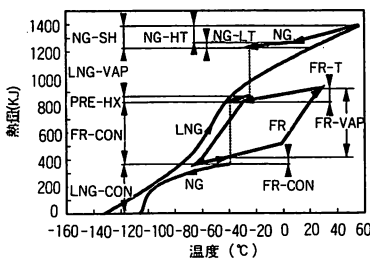


図-5 温度-熱量特性図

可能。

④ 図-4のシステムでLNG 1 kgを気化する場合の温度-熱量特性を図-5に示すが、天然ガス (NG) の凝縮を2つの部分に分けることによりフロン (FR) の循環量を増やすことができるとともに熱交換器で生じるLNGと天然ガスのそれぞれの出入り口での温度差を少なくできる。

3. 提案システムの特性評価

3.1 プロセスシミュレーション

本システムの特徴を評価するためにプロセスシミュレーター<sup>9)</sup>を用いて計算を実施した。

以下に計算条件を示す。

回転機効率: ガスタービン (GAS-T)	88%
蒸気タービン (ST-T)	85%
天然ガスタービン (NG-HT, LT)	88%
フロンタービン (FR-T)	88%
空気圧縮機 (AIR-C)	85%
LNGポンプ (LNG-MP, RP)	70%
フロンポンプ (FR-RP)	70%

LNG組成 (vol%) : CH <sub>4</sub>	89.39%
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	8.65%
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1.55%
iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.20%
nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.15%
iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.01%
N <sub>2</sub>	0.05%

天然ガス総発熱量: 10,510kcal/ Nm<sup>3</sup>

ガスタービンの AIR/NG流量比: 32

3.2 天然ガスの送出圧力

天然ガスの送出圧力が3.5MPaと1.8MPaの2つのケースでLNGの気化圧力と天然ガスの過熱温度を変えた時の高圧（NG-HT）および低圧（NG-LT）の天然ガス膨張タービンの合計出力に与える影響を評価した。計算結果を図-6に示す。図中の自己消費動力はタービン入口圧力までLNGを昇圧させる動力から通常の送出に必要な動力を引いた値である。いずれの場合もタービン入口圧力を上げると自己消費動力も上昇するが、それ以上に出力が上がる。実際のタービン入口圧力としては、使用する熱交換器の耐圧性能等から7MPa前後が妥当である。

また、タービン入口の天然ガスの過熱温度については、温度を上げるほど回収動力が増加するが、天然ガス過熱器（NG-SH）出口の排ガス温度が下がり、排ガス中にドレンが発生するので過熱には限度がある。

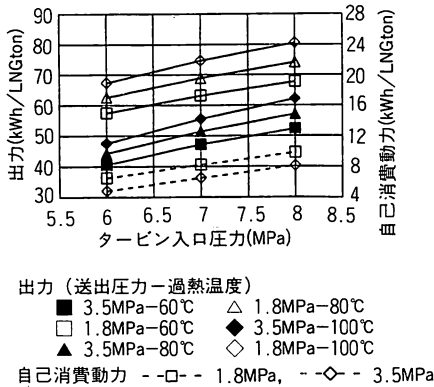


図-6 天然ガスの送出圧力評価

3.3 ガスタービンの燃焼圧力

燃焼温度1300°Cクラスの高圧タービンの燃焼圧力を変化させた場合の高圧タービン出力、蒸気タービン出力及び総発電量基準の効率を評価した。この結果を図-7に示す。高圧タービンは燃焼圧力を上げると出力は上昇するが、高圧タービン出口排ガス温度が下がるため蒸気タービン入口蒸気温度が下がり蒸気タービンの出力が減少する。しかし、燃焼圧力の上昇によるガス

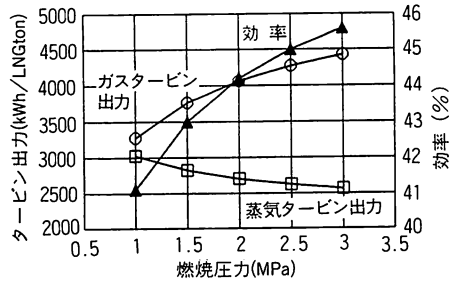


図-7 ガスタービンの燃焼圧力評価

タービンの出力増加は、蒸気タービンの出力減少を上回るため、燃焼圧力が高いほど効率が上がる。このことからLNG基地での天然ガスの送出圧力は、圧力損失などを考慮し3.5MPaとするのが妥当である。

3.4 蒸気タービン圧力

蒸気圧力を3～7MPaで変化させた場合の蒸気タービン出力と排ガス温度との関係を図-8に示す。タービン出力は蒸気圧力を上げると上昇するが排ガス温度も上昇する。また、給水ポンプの動力も蒸気圧力の上昇に伴って増加するが蒸気タービンの出力の方が上回るため最近のコンバインドサイクルの蒸気圧力は、7MPaを越えている。

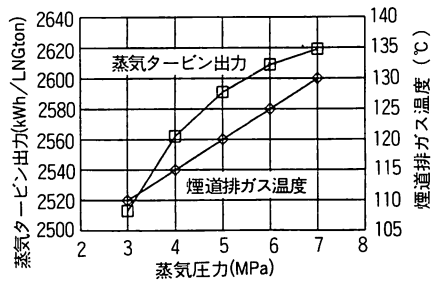


図-8 蒸気タービンの圧力評価

3.5 フロン系混合冷媒ランキンサイクル

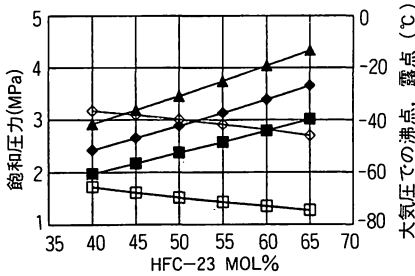
フロン系ランキンサイクルの冷媒は、HFC系から流通性、沸点及び凝固温度などを考慮して選定した。表2にHFC系フロンの物性一覧を示す<sup>10)</sup>。単一媒体として凝固温度が低くLNGと熱交換を行っても凝固

表2 HFC系フロン冷媒の物性一覧

成分	HFC-134a	HFC-152a	HFC-32	HFC-23	HFC-125	HFC-143a
化学式	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	CHF <sub>3</sub>	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	CH <sub>3</sub> CF <sub>3</sub>
分子量	102.0	66.1	52.0	70.0	120.0	84.0
沸点°C	-26.2	-24.1	-51.8	-82.0	-48.5	-47.3
凝固温度°C	-101.0		-136.8	-155.2	-103.0	
臨界温度°C	101.2	113.3	78.4	25.9	66.3	73.1
臨界圧力 MPa	4.1	4.5	5.8	4.8	3.6	3.8

しないHFC-23があるが、蒸気タービンの排スチームで加熱されると臨界圧力近くまで圧力が上昇するため、設計圧力を高くする必要があり経済的でない。そこで、沸点の高いHFC-134aとHFC-23を組み合わせた混合冷媒について評価した。

図-9にHFC-23とHFC-134aの組み合わせ組成に対する各温度における飽和圧力と大気圧での沸点、露点を示す。各温度における飽和圧力はHFC-23のモル比率が増加するに従って高くなる。したがって、機器の設計圧力の面からHFC-23のモル比率は40～45%が適当である。



各温度における飽和圧力 ■ 30℃, ◆ 40℃, ▲ 50℃  
□ 沸点, ◇ 露点

図-9 混合フロンの組成による熱特性

次にフロンタービン出口圧力が大気圧以上となるHFC-23組成を変えた場合の蒸気タービン復水温度に対するフロンタービン出力を図-10に示す。図中のタービン出口圧力は、フロンコンデンサー (FR-CON) でのLNGと混合フロンの温度差が5℃以上となるように決めた。また、タービン入口圧力は、復水温度-2℃の混合フロンの飽和圧力とした。

タービン出力は、HFC-23のモル比率にほとんど関係ないことが分かる。また、復水温度を上げればLNG気化1トン当たりの出力は増加するが、後述するように必要燃料も増えるため系全体としての評価が必要である。このことから設計圧力とタービン出力の両面からHFC-23とHFC-134aのモル組成は、40%/60%が最適である。

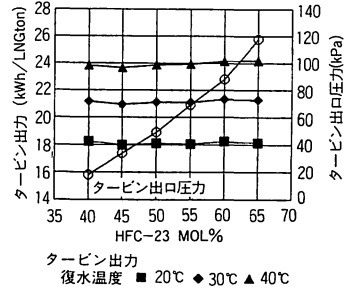


図-10 混合フロンの組成評価

3.6 復水温度による総合評価

排ガスの露点は42℃であるが、煙突から出る排ガスの白煙対策から天然ガスの過熱器 (NG-SH) 出口の温度は80℃以上が妥当である。

表3に復水温度によるシステム全体の発電量を示す。復水温度を下げると全体システムの効率は上昇するが、天然ガスタービン入口のガス温度が下がるため送出ガス温度が低下する。このため、復水温度としては30℃前後が適当である。

復水温度が30℃時のLNG 1トン当りのコンバインドサイクルと冷熱発電の発電量は342.83kWhと67.55kWhで自己消費電力を引いた合計発電量は402.64kWhである。この時の燃料使用量は48.94kgであることから燃料を1トン当りに換算するとコンバインドサイクルは約7000kWh、システム全体では約8200kWhとなる。

3.7 エクセルギー評価

LNGは、液化基地でトン当たり約380kWhのエネルギーで液化され、冷熱エクセルギーとして約250kWhの物理エクセルギーと13500kWhの化学エクセルギーを持っている。本システムのエクセルギー評価を最適条件で行った結果を図-11に示す。

フロンおよび天然ガス膨脹タービンの軸出力の合計は、67.5kWhであり、冷熱エクセルギーの有効回収率は56%となる。圧力エクセルギーの内90kWhが出力として回収されることから正味の回収量は約157kWhとなり、250kWhのLNG冷熱エクセルギーの内約63%を回収していることになる。この値は化学エク

表3 復水温度による発電出力評価

復水温度	LNG気化1 ton当たり							排ガス温度		天然ガス温度		燃料kgあたり出力
	コンバインド出力		冷熱発電出力		自己消費	正味出力	必要燃料	ボイラー出口	過熱器出口	タービン入口	送出	
	ガス	蒸気	フロン	NG								
20	210.95	126.37	20.26	43.83	7.60	393.81	47.62	130	82	45	1.0	8.270
30	216.84	125.99	21.50	46.05	7.74	402.64	48.94	130	84	55	10.6	8.227
40	223.85	125.73	25.27	48.86	7.91	415.80	50.53	130	82	68	23.0	8.229

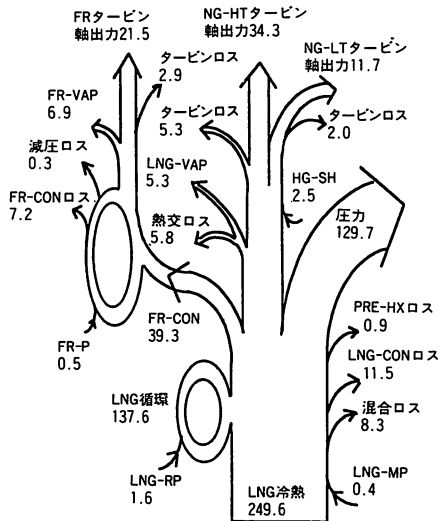


図-11 冷熱エクセルギー評価 (図中の数字はLNG 1トン当たりのエクセルギー-kWh)

セルギーの電力への変換効率より高い値である。

エクセルギー損失の多くは、熱交換器とタービンおよび再凝縮したLNGとの混合で発生している。タービンについては、効率の良いものを採用すればある程度改善されるが、熱交換器損失の低減では、システムを複雑化させ経済面から困難である。

冷熱の回収率は、冷熱回収率の良い空気分離設備の80%に比べれば低い値であるが、大量の冷熱を回収できるメリットは大きい。

#### 4. まとめ

天然ガスを燃料とするコンバインドサイクル発電と組み合わせたLNG気化器の熱源に海水を使わないLNG冷熱を最大限に活用する高効率な気化・発電システムを提案した。

システムは、ガス会社や電力会社のLNG気化送出に適用できるものであり、今まで海水に捨てられていたLNG冷熱を完全に発電の中で回収する。システム構成は、混合フロンランキンと天然ガスランキンの組み合わせで、熱源として蒸気タービンの排スチームの凝縮潜熱と廃熱回収ボイラーを出た排ガスの頭熱を利用する。

システム全体の効率化を計るため、コンバインドサイクルの燃焼圧力、蒸気圧力、復水温度の他に混合フロンの組成、天然ガスの送出圧力をシミュレーションにより評価した。

その結果、天然ガスの送出圧力が3.6MPaと高圧に

もかわらず、LNG冷熱で60kWh/LNGton以上の動力回収が可能である。この値は表2に示す送出圧力が3MPaや4MPaの場合の発電量と比較しても大きな値である。システム全体としては、LNG1トンを気化させると正味出力で約400kWhの発電が可能である。これは、現在のコンバインドシステムの発電量がLNG1トンを燃料とした場合約7000kWhであるのに対し、本システムでは、約8200kWhとなり、総発電量当たりの効率は53%以上となる。

年間500万トンを受入れるLNG基地では、600t/hのLNGを本システムで処理すると約24万kWの電力供給が可能となる。また600t/hのLNGを気化する為の海水約24000t/hが不要となることから海水ポンプ動力として約2000kW以上の動力を削減できる。

LNG冷熱発電は、燃料が不要でCO<sub>2</sub>の排出を伴わないシステムであり、コンバインドサイクルとの複合化で、海水が不要で経済性の高い、また発電出力の大きな効率の高い設備となりうる。このため、本システムは新しいエネルギー源または省エネルギー設備に対する投資としては最適のものである。

このシステムの実現のためには、混合フロンの熱特性の確認、排スチームの着水伝熱特性の確認、システム全体としての制御性や部分負荷に対する特性を確認する必要がある。

#### 参考文献

- 1) 「天然ガス冷熱利用システム開発調査報告書」財団法人天然ガス導入促進センター(平6-3)
- 2) 「95エネルギー・経済統計要覧」日本エネルギー経済研究所
- 3) 阿部:「最近のコンバインドサイクル発電プラントの運転実績と将来動向」火力原子力, Vol. 46, No. 6 (1995), 33-41
- 4) 中原・藤原・竹矢・角谷:「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(1984-3), 214-221
- 5) J. Maertens:「Design of Rankine Cycles for power generation from evaporating」Int. Refrig. Vol. 9, (1986), 137-143
- 6) 寺田, 中本:「LNG冷熱発電」火力原子力発電Vol. 37, No. 10(1986), 66-71
- 7) 大岡・上田・赤坂:「新しいLNG気化器と冷熱発電」化学工学, 第45巻, 第3号(1981), 187-190
- 8) 三浦:「減圧式LNG気化器(VSV)の開発」日本ガス協会誌, 45巻(1992), 34-36
- 9) 永井:「ソフトウェア・パッケージとその活用」化学装置, 8月号(1994), 31-37
- 10) 「HFC系代替冷媒データシート」, 「ダイフロン23」ダイキン工業株式会社