

JAERI-Tech

95-055



ガスタービンプロセスを用いた 原子力コジェネシステムの予備検討

1995年12月

文沢元雄・稲葉良知・菱田 誠・小川益郎
緒方 寛*・山田誠也*

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

本レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。
入手の問合せは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課(〒319-11 茨城県那珂郡東海村)あて、お申し越しください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター(〒319-11 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内)で複写による実費頒布をおこなっております。

This report is issued irregularly.
Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Division,
Department of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura,
Naka-gun, Ibaraki-ken 319-11, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1995

編集兼発行 日本原子力研究所
印 刷 (株)高野高速印刷

ガスタービンプロセスを用いた原子力コジェネシステムの予備検討

日本原子力研究所東海研究所高温工学部

文沢 元雄・稲葉 良知・菱田 誠・小川 益郎⁺
緒方 寛*・山田 誠也*

(1995年11月15日受理)

原子力発電プラントは、化石燃料火力発電プラントに比べ単位発電電力量当たりの二酸化炭素の排出量が極めて少なく、環境問題の解決に大きく貢献できるものと期待されている。高温エネルギーから高い熱効率で電気を作る方が良いと言う観点から、ヘリウムガスタービンプロセスを用いたコジェネシステムの検討を行うことは重要である。本予備検討では、高温ガス炉に接続したヘリウムガスタービンにおいて、サイクルの検討・抽出、サイクル効率の検討、サイクルの最適化時に解決されるべき技術課題の摘出を行った。さらに、本検討ではガスタービンプロセスから排出される中・低温核熱のプロセス・温度レベル、コジェネシステムの総合効率の検討・評価などを行った。その結果、総合効率に関しては、低温域(200°C以下)では直接・再生サイクルが有利であること、中温域から高温域では直接・再生・中間冷却サイクルが有利であることが明らかとなった。

東海研究所：〒319-11 茨城県那珂郡東海村白方白根2-4

+ 企画室

* 三菱重工業(株)

Preliminary Study of Nuclear Power Cogeneration System
Using Gas Turbine Process

Motoo FUMIZAWA, Yoshitomo INABA, Makoto HISHIDA, Masuro OGAWA⁺
Kann OGATA* and Seiya YAMADA *

Department of High Temperature Engineering
Tokai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received November 15, 1995)

The Nuclear power generation plant (NPGP) releases smaller amount of carbon dioxide than the fossil power plant for the generation of the unit electrical power. Thus, the NPGP is expected to contribute resolving the ecological problems. It is important to investigate the nuclear power cogeneration system using gas turbine process from the view point that it is better to produce electricity in high thermal efficiency from the high temperature energy. We carried out, in the current preliminary study, the survey and selection of the candidate cycles, then conducted the evaluation of cycle efficiency, the selection of R&D items to be solved for the decision of the optimum cycle. Following this, we evaluated nuclear heat application for intermediate and low temperature level released from gas turbine process and overall efficiency of cogeneration system. As a result, it was clarified that overall efficiency of the direct regenerative cycle was the highest in low temperature region below 200°C, and that of the direct regenerative inter cooling cycle was the highest in middle and high temperature region.

Keywords : Cogeneration, Gas Turbine, Carbon Dioxide, Cycle Efficiency, Nuclear Heat Application, Regenerative Cycle, Reheating Cycle, Intercooling Cycle

+ Office of Planning

* Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.

目 次

1.	まえがき	1
2.	候補サイクルの検討	2
2.1	直接サイクルと間接サイクル	2
2.2	再生, 再熱及び中間冷却サイクル	3
2.3	組み合わせサイクル	4
3.	候補サイクルの抽出	8
3.1	サイクルの評価	8
3.2	直接サイクル	10
3.3	間接サイクル	13
3.4	候補サイクル	17
4.	サイクル効率の評価	34
4.1	パラメータサーベイ	34
4.2	候補サイクルの効率	36
4.3	各候補サイクルにおける機器効率の影響	36
5.	最適サイクル	64
5.1	最適サイクルの選定	64
5.2	技術課題の摘出	69
6.	中, 低温核熱レベルと総合効率の評価	88
6.1	熱利用とガスタービン発電効率	88
6.2	原子力コジェネシステムにおける総合効率の検討・評価	92
7.	まとめと今後の課題	116
7.1	まとめ	116
7.2	今後の課題	117
謝 辞	124	
参考文献	125	

Contents

1. Introduction	1
2. Survey of Candidate Cycles	2
2.1 Direct Cycle and Indirect Cycle	2
2.2 Regenerative, Reheating and Inter Cooling Cycles	3
2.3 Combined Cycle	4
3. Selection of Candidate Cycles	8
3.1 Evaluation of Cycle	8
3.2 Direct Cycle	10
3.3 Indirect Cycle	13
3.4 Candidate Cycle	17
4. Evaluation of Cycle Efficiency	34
4.1 Parameter Survey	34
4.2 Efficiency of Candidate Cycle	36
4.3 Effect of Component Efficiency	36
5. Optimum Cycle	64
5.1 Selection of Optimum Cycle	64
5.2 Selection of R&D Items	69
6. Nuclear Heat Application for Intermediate and Low Temperature Level and Evaluation of Overall Efficiency	88
6.1 Nuclear Heat Application and Generation Efficiency of Gas Turbine	88
6.2 Evaluation of Overall Efficiency	92
7. Summary and Subject for Future Study	116
7.1 Summary	116
7.2 Subject for Future Study	117
Acknowledgments	124
References	125

記号表

C_p	定圧比熱
G_c	コンプレッサ流量
G_t	タービン流量
m	$(\kappa-1)/\kappa$
N_c	コンプレッサ入力 (所要動力= $(\pi^m-1)/\eta_c$)
N'_{c_2}	2段圧縮の場合のコンプレッサ入力 ($=(\pi^{m/2}-1)/\eta_c$)
N_t	タービン出力 ($=(\pi^m-1)/\eta_t$)
N'_{t_2}	2段圧縮の場合のタービン出力 ($=(\pi^{m/2}-1)/\eta_t$)
P_h	タービン入口圧力
P_L	コンプレッサ入口圧力
ΔP_h	コンプレッサ出口とタービン入口間の圧力損失
ΔP_L	タービン出口とコンプレッサ入口間の圧力損失
Q	供給熱量
T_h	タービン入口温度
T_L	コンプレッサ入口温度
T_{to}	タービン出口温度
T_{co}	コンプレッサ出口温度
ε_h	圧力損失率 ($= \Delta P_h / P_h$)
ε_L	圧力損失率 ($= \Delta P_L / P_L$)
η_t	タービン断熱効率
η_c	コンプレッサー断熱効率
η_R	再生熱交換器温度効率
η_e	発電機効率
η_1	メカニカルロス
η_2	冷却損失
κ	比熱比
π	圧力比 ($= P_h / P_L$)
τ	温度比 ($= T_h / T_L$)

1. まえがき

原子力発電プラントは、化石燃料火力発電プラントに比べ単位発電電力量当たりの二酸化炭素の排出量が極めて少なく、環境問題の解決に大きく貢献できるものと期待されている。一方で、大量の温排水の排出など全く環境に影響を与えないというわけではない。大量の温排水を減らすには、発電効率を上げることや総合熱効率を上げること、即ち、コジエネレーション（以下では、コジェネと略す）の実施などが考えられる。より一層総合熱効率を上げるため、高温ガス炉を対象としてコジェネを考える時、下記のようにガスタービンプロセスで主に発電を行う場合と、高温核熱を別途利用した後蒸気タービンプロセスで発電を行う場合がある。

①〔ガスタービン発電〕 + 〔中・低温核熱利用（蒸気タービン発電を含む）〕

②〔高温核熱利用〕 + 〔蒸気タービン発電（中・低温核熱利用を含む）〕

上記②では、高温核熱で石炭の改質を行い水素を得る核熱・石炭によるメタノール製造システムが既に検討されている。一方、①のコジェネシステムでは、燃焼ガスを用いたガスタービンは既に商用レベルにあるが、ヘリウムガスを用いたガスタービンでは、実験的に試みられた事はあり、商用化するためには開発課題はあるものの、その発電効率については未だ十分検討されたことがない。更に質の高い高温エネルギーから高い熱効率で電気を作る方が良いと言うことから、ヘリウムガスタービンプロセスを用いたコジェネシステムの検討を行う必要がある。このシステムでは、高温領域の核熱をヘリウムタービン発電に中・低温域の核熱をメタノール製造システム（石炭部分酸化炉とメタノール合成と蒸気タービン）を土台とした核熱利用（蒸気発電を含む）に供するものである。

本検討では、高温ガス炉に接続したヘリウムガスタービンにおいて、サイクルの検討・抽出、サイクル効率の検討、サイクルの最適化時に解決されるべき技術課題の摘出を行い、ガスタービンプロセスから排出される中・低温核熱のプロセス・温度レベル・熱量の検討、コジェネシステムの総合効率の検討・評価、今後の課題の検討などを行う。

2. 候補サイクルの検討

原子力コジェネレーションシステムにおいて、候補となりえるガスタービンサイクルを絞り込む為に、ここでは想定されるサイクルを複数取上げ、個々のサイクルについて検討を行った。ガスタービンサイクルとしては、まず、原子炉（高温ガス炉）の1次冷却材を直接ガスタービンの作動流体とする直接サイクルと、中間熱交換器を介して2次冷却材をガスタービンの作動流体とする間接サイクルが考えられる。この各々のサイクルに対し、基本となるブレイトンサイクル（後述の図3.1に示す）をもとにして、再生サイクル、再熱サイクル、中間冷却サイクル等が考えられる。

2.1 直接サイクルと間接サイクル

直接サイクルと間接サイクルの両者について、サイクル効率、系統構成、経済性、安全性、運転・メンテナンス性、将来性等の種々の面から比較を行った。比較結果を表2.1に示す。

(1) サイクル効率

サイクル効率に影響を与える要因としては、タービン入口温度、コンプレッサ入口温度、系統圧力損失、各コンポーネント効率等が考えられるが、タービン入口温度について両者を比較すると、明らかに中間熱交換器を介する間接サイクルの方がタービン入口温度は低くなる。従って、サイクル効率も低くなる。また、間接サイクルにおいては、新たに中間熱交換器が加えられることにより系統の圧力損失が増大すること、1次系の冷却材であるヘリウムを循環させるための循環機の動力が負荷として加わること等によりサイクル効率は低下すると考えられる。

(2) 系統構成

系統構成の面では、明らかに直接サイクルの方が簡素なシステムとなる。一方、間接サイクルは中間熱交換器、1次ヘリウムガス循環機、2次ヘリウム配管及び2次ヘリウム純化設備、圧力調整設備等の2次系の附属設備が新たに必要となる。

(3) 経済性

前述の通り、直接サイクルは系統構成が簡素でサイクル効率が高いことから経済性の面

では有利と考えられる。一方、間接サイクルは、系統構成機器設備が多くサイクル効率も低いことから経済性の面では不利と考えられる。

(4) 安全性

直接サイクルにおいては、格納容器（C/V）内にガスタービンサイクル（G・Tシステム）を構成する主要機器を収納する場合、高速回転するターボマシンのタービン翼等の破損によるミサイルが、原子炉冷却材圧力バウンダリであるケーシングや配管及びC/Vに対し与える影響の評価について検討することが必要と考えられる。

間接サイクルにおいても、C/V内にガスタービンサイクルを構成する主要機器を収納する場合、直接サイクルの場合と同様にミサイルに対する検討が必要となる。C/V外にガスタービンサイクルを構成する主要機器を設置する場合、ミサイルに対する圧力バウンダリの防護の必要はなくなるが、信頼性の高いC/V隔離弁は必要である。

(5) 運転・メンテナンス性

直接サイクルにおいては、1次冷却材が作動流体として直接ガスタービンサイクルの構成機器を循環することから、構成機器はFPによる汚染についての評価と、メンテナンス時の遠隔保守等の検討が必要である。またガスタービンサイクル側の圧力、流量、温度変動等が直接原子炉に外乱として加わるため、原子炉の運転制御が難しくなる。

間接サイクルにおいては、ガスタービンサイクルの構成機器が基本的に1次系と隔離されている為、金属壁を透過するトリチウムを除けばFPによる汚染はないと考えられる。またガスタービンサイクル側のプロセス量の変動は2次側ループにより緩和されるので原子炉側への外乱は小さく運転制御は直接サイクルに比べると容易であると考えられる。

(6) 将来性

将来的に原子炉の燃料の高性能化が進み、原子炉出口ガス温度が現状の850°Cから950°C、1000°Cへと上昇した場合、直接サイクルではタービン入口温度もそれに伴い上昇しサイクルの効率を改善させるが、間接サイクルにおいては、中間熱交換器が高温化、高効率化を制限する機器となることが予想される。

2. 2 再生、再熱及び中間冷却サイクル

ガスタービンサイクルとしては、基本サイクルであるブレイトンサイクルを基にし、熱力学的改良法として大きく再生サイクル、再熱サイクル、中間冷却サイクルに大別できる。

(1) 再生サイクル

再生サイクルはタービン排ガスの熱を再生熱交換器を介して回収し、原子炉戻りヘリウ

ムガスの予熱を行うものであり系統構成は最も単純である。

(2) 再熱サイクル

再熱サイクルは理想サイクルであるエリクソンサイクル（後述の図3.1に示す）の膨張過程（等温膨張）に近づける為にタービン膨張を数段に分けてその間に作動流体の再加熱を行うものである。

(3) 中間冷却サイクル

中間冷却サイクルは理想サイクルであるエリクソンサイクルの圧縮過程（等温圧縮）に近づける為にコンプレッサの圧縮を数段に分けてその間に作動流体の冷却を行うものである。

2. 3 組み合わせサイクル

前述の直接、間接サイクルと再生、再熱、中間冷却サイクルを組み合わせて、それらの比較を行った。その結果を表2.2に示す。同表は圧損を無視した場合のサイクル効率計算式と計算例を合わせて示している。表2.2の計算に用いたデータは以下のとおり。

- ・タービン入口温度 $T_H = 850^{\circ}\text{C}$
- ・コンプレッサ入口温度 $T_L = 35^{\circ}\text{C}$
- ・タービン断熱効率 $\eta_T = 0.9$
- ・コンプレッサ断熱効率 $\eta_C = 0.87$
- ・再生熱交換器温度効率 $\eta_R = 0.9$
- ・圧力比 $\pi = 1.5 \sim 3.0$

同表の6サイクルについて、サイクル効率の相対的比較を以下に示す。

(1) 直接-再生サイクル

系統構成が単純であり、タービン排ガスの熱を回収するので比較的高効率である。

(2) 直接-再熱サイクル

作動流体の再熱の為、原子炉へ再度作動流体を投入させる必要があるが、系統及び運転制御が複雑である。

(3) 直接-中間冷却サイクル

コンプレッサ入力（所要動力）は減少するが、タービン入口温度を上昇させる為により大きな入熱が必要となり効率は増大しない。従って、単独で用いず再生サイクルと組み合わせて用いる。

(4) 間接一再生サイクル

間接サイクルの中で最も単純であるが、IHXでの温度降下の為、タービン入口温度が低くなり直接一再生サイクルよりも効率は低くなる。

(5) 間接一再熱サイクル

タービン出力は増大するが、コンプレッサ入口温度を下げるためにより多くの除熱を行う必要があり効率は増大しない。従って、単独で用いず再生サイクル、再生と中間冷却サイクルを組み合わせて用いる。

(6) 間接一中間冷却サイクル

コンプレッサ入力は減少するが、タービン入口温度を上昇させる為により大きな入熱が必要となり効率は増大しない。従って、単独で用いず再生サイクルあるいは再生、再熱サイクルを組み合わせて用いる。

表2.1 直接サイクルと間接サイクルの比較

	直 接 サ イ ク ル	間 接 サ イ ク ル
サイクル効率	<ul style="list-style-type: none"> ガスタービン入口温度が高いことから高効率 	<ul style="list-style-type: none"> ガスタービン入口温度が低くなることから直接サイクルと比較して効率が低い。 IHXにおける圧損と1次ヘリウム循環動力に起因する効率低下がある。
系 統 構 成	<ul style="list-style-type: none"> 系統構成が単純 	<ul style="list-style-type: none"> 系統構成が複雑（以下の機器設備の増加） <ul style="list-style-type: none"> 中間熱交換器 1次ヘリウムガス循環機 2次ヘリウム配管 2次ヘリウム純化設備、圧力調整設備等の付属設備
経 濟 性	<ul style="list-style-type: none"> 系統構成が簡素でサイクル効率が高いことから、経済性の面で有利と考えられる。 	<ul style="list-style-type: none"> 系統構成機器設備数が多く、直接サイクルと比較するとサイクル効率も低いことから、経済性の面では不利と考えられる。
安 全 性	<ul style="list-style-type: none"> C/V内にG/Tシステムを格納する場合、回転機器のミサイル事故に対する、C/V等の安全系設備の破損防止及び原子炉冷却材圧力バウンダリ破損防止についての検討が必要。 	<ul style="list-style-type: none"> C/V内にG/Tシステムを格納する場合、直接サイクルと同様ミサイルに対する防護対策が必要。
運転・メンテナンス性	<ul style="list-style-type: none"> ターボマシン等の機器のFPによる汚染に対するメンテナンス時の作業員の被ばく量評価が必要。 ガスタービン系統の圧力、流動、温度変動が原子炉に外乱として直ちに加わる。 	<ul style="list-style-type: none"> トリチウム以外FPによる被曝はない。 ガスタービン系統の変動は二次側ループにより緩和される。
将 来 性	<ul style="list-style-type: none"> 高性能燃料により更に高温、高効率運転が可能。 	<ul style="list-style-type: none"> IHXが最も重要な高温1次系圧力カバウンダリ機器になっているが、高性能燃料が利用可能となった場合、より効率の高い直接サイクルへの移行が可能となる。

表2.2 ガスタービンサイクルの比較

	ガスタービン サイクル	系 統 構 成	サイクル効率	サイクル 効率の値	特 徴
直 接 サ イ ク ル	再 生 サイクル		$\frac{\tau N_{\tau} - N_c}{\tau (1 - \eta_R (1 - N_{\tau})) - (1 - \eta_R) (1 + N_c)}$	45% ($\phi=2.0$)	<ul style="list-style-type: none"> ・系統構成が単純 ・タービン排ガスの熱を回収するので効率は比較的高い。
	再 熱 サイクル (2段膨張)		$\frac{2 \tau N'_{\tau} - N_c}{\tau (1 + N'_{\tau}) - (1 + N_c)}$	25% ($\phi=3.0$)	<ul style="list-style-type: none"> ・タービン1段膨張後、再度原子炉に作動流体を投入させる為、系統及び運転制御が複雑。
	中間冷却 サイクル (2段圧縮)		$\frac{\tau N'_{\tau} - 2 N'_{c}}{\tau - (1 + N'_{c})}$	25% ($\phi=3.0$)	<ul style="list-style-type: none"> ・コンプレッサ入力は減少するがタービン入口温度を上昇させる為により大きな入熱が必要となり効率は増大しない。従って、単独で用いず再生サイクルと組合せて用いる。
間 接 サ イ ク ル	再 生 サイクル		直接-再生サイクルと同式	44% ($\phi=2.2$)	<ul style="list-style-type: none"> ・間接サイクルの中で、系統構成が単純。 ・IHXでの温度降下の為、タービン入口温度が低くなり直接-再生サイクルよりも効率が低い。
	再 熱 サイクル (2段膨張)		直接-再熱サイクルと同式	24% ($\phi=3.0$)	<ul style="list-style-type: none"> ・タービン出力は増大するが、コンプレッサ入口温度を下げる為により大きな除熱が必要となり効率は増大しない。従って、単独で用いず再生サイクル、あるいは再生サイクルと中間冷却サイクルを組合せて用いる。
	中間冷却 サイクル (2段圧縮)		直接-中間冷却サイクルと同式	25% ($\phi=3.0$)	<ul style="list-style-type: none"> ・コンプレッサ入力は減少するが、タービン入口温度を上昇させる為、より大きな入熱が必要となり効率は増大しない。従って単独で用いず、再生サイクルあるいは再生サイクルと再熱サイクルと組合せて用いる。

R : 原子炉, T : ガスタービン, C : コンプレッサ, RE : 再生熱交換器, P : 前置冷却器, IC : 中間冷却器, IHX : 中間熱交換器, G : 発電機

3. 候補サイクルの抽出

3. 1 サイクルの評価

サイクル評価においては、効率、経済性、さらには技術レベルを考慮して評価する必要がある。本章ではガスタービンと高温ガス炉との直接接続、間接接続のそれぞれに対し熱利用系とのコジェネシステムの検討に先立ち、ガスタービン発電システムの効率について検討を行った。

ガスタービンサイクルとしては、ブレイトンサイクルを基本とした下記のサイクルが挙げられる。ブレイトンサイクルの熱力学的改良法として、大きく再生、再熱、中間冷却の3つに分類できる。各サイクルのT-S線図を表3.1に示す。

- (1) ブレイトン（基本）サイクル
- (2) 再生サイクル
- (3) 再熱サイクル
- (4) 再熱・再生サイクル
- (5) 中間冷却サイクル
- (6) 中間冷却・再生サイクル
- (7) 再熱・中間冷却・再生サイクル（エリクソンサイクル）

各サイクルの理想的出力ならびに効率（各機器効率を考慮しない）を表3.2に示す。表中には数値計算例として圧力比5及び温度比3.65とした場合の数値計算例を併せて示している。ここでタービン入口温度とコンプレッサ入口温度の比は $(850+273.15)/(35+273.15)$ である。また、圧力比をパラメータとしたサイクル効率を図3.1に示す。図3.1に示すように中間冷却と再熱のみを行った場合の効率はブレイトンサイクルより小さく、効率向上のためには再生との組合せが必要となる。また、再生、再熱、中間冷却を組合せたエリクソンサイクルは理想的にはカルノーサイクルの効率と等しいものとなる。

実際のサイクルでは①タービン、コンプレッサの非可逆損失②配管、熱交換器等の摩擦による非可逆損失による圧力降下③熱交換器熱回収量100%未満（再生熱交換器温度効率は90%程度）により熱効率は低下する。そこで、ガスタービンサイクルの基本となるブレイトンサイクルならびに再生サイクルにおいてこれらの損失を考慮した場合の効率について示す。

(1) 単純ブレイトンサイクル

- ・コンプレッサの所要動力 :

$$N_c = G_c C_p T_L \left[\pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] / \eta_c \quad (3.1)$$

- ・タービンの出力 :

$$N_t = G_t C_p T_H \left\{ 1 - \left[\pi(1 - \varepsilon_H) / (1 + \varepsilon_L) \right]^{(1-\kappa)/\kappa} \right\} \eta_t \quad (3.2)$$

- ・供給熱量 :

$$Q = G_c C_p \left\{ T_H - T_L - T_L \left[\pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] / \eta_c \right\} \quad (3.3)$$

- ・サイクル効率 :

$$\eta = C_p \frac{G_t T_H \left\{ 1 - \left[\pi(1 - \varepsilon_H) / (1 + \varepsilon_L) \right]^{(1-\kappa)/\kappa} \right\} \eta_t - G_c T_L \left[\pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] / \eta_c}{Q} \quad (3.4)$$

(2) 再生サイクル

- ・コンプレッサの所要動力, タービン出力 : 単純ブレイトンサイクルと同一

- ・再生熱量 : $G_t = G_c = G$ の場合

$$Q_R = G C_p (T_{TO} - T_{CO}) \eta_R \quad (3.5)$$

- ・供給熱量 :

$$\begin{aligned} Q &= G C_p \left\{ T_H - T_L - T_L \left[\pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] / \eta_c \right\} - Q_R \\ &= G C_p \left\{ T_H - T_L - T_L \left[\pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] / \eta_c \right\} - G C_p \eta_R \\ &\quad \times \left\{ T_H - \eta_t T_H \left[1 - \left[\pi(1 - \varepsilon_H) / (1 + \varepsilon_L) \right]^{(1-\kappa)/\kappa} \right] - T_L - T_L \left[\pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] / \eta_c \right\} \\ &= \frac{G C_p}{\eta_c} \\ &\quad \times \left\{ T_H \eta_t \eta_c \eta_R \left[1 - \left[\frac{\pi(1 - \varepsilon_H)}{(1 + \varepsilon_L)} \right]^{(1-\kappa)/\kappa} \right] + (1 - \eta_R) \left[\eta_c \left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) - \left[\pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] T_L \right] \right\} \end{aligned} \quad (3.6)$$

- ・サイクル効率 :

$$\eta = G C_p \frac{T_H \left\{ 1 - \left[\pi(1 - \varepsilon_H) / (1 + \varepsilon_L) \right]^{(1-\kappa)/\kappa} \right\} \eta_t - T_L \left[\pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] / \eta_c}{Q} \quad (3.7)$$

ここで, C_p : 定圧比熱, G : 流量, N_t : コンプレッサ所要動力, N_c : タービン出力, P_H : タービン入口圧力, P_L : コンプレッサ入口圧力, ΔP_H : コンプレ

レッサ出口からタービン入口までの圧力損失, ΔP_L : タービン出口からコンプレッサ入口までの圧力損失, Q : 供給熱量, T : 各点温度, ε : 圧力損失比 ($\varepsilon_H = \Delta P_H/P_H$, $\varepsilon_L = \Delta P_L/P_L$), η_c : コンプレッサ効率, η_t : タービン効率, η_R : 再生熱交換器温度効率, κ : 比熱比, π : 圧力比 ($=P_H/P_L$), (添字) c : コンプレッサ, L : 低圧側, H : 高圧側, t : タービン, C_o : コンプレッサ出口, T_o : タービン出口

但し, 上記計算式は定圧比熱を温度によらず一定とした場合である。

(3.4)式, (3.7)式に示すサイクル効率は, タービン, コンプレッサの冷却損失, メカニカルロスならびに発電機効率を含んでいない。以降のサイクル効率評価では, これらを考慮したサイクル効率として, 以下の(3.8)~(3.10)式に示すように(3.4)式及び(3.7)式の分子第1項のタービン出力に対しメカニカルロスならびに冷却損失を考慮し, タービン出力とコンプレッサ動力の差に対し発電機損失を考慮しサイクル効率を評価した。

・タービン出力:

$$N_t = G_t C_p T_H \left\{ 1 - [\pi(1 - \varepsilon_h) / (1 + \varepsilon_c)]^{(1-\kappa)/\kappa} \right\} \eta_t (1 - \eta_1) (1 - \eta_2) \quad (3.8)$$

・ヘリウムタービン出力:

$$N = (N_t - N_c) \eta_g \quad (3.9)$$

・サイクル効率:

$$\eta = \frac{(N_t - N_c) \eta_g}{Q} \quad (3.10)$$

ここで, η_1 : メカニカルロス, η_2 : 冷却損失, η_g : 発電機効率

現在発電用として種々の形式のガスタービンが使用されている。ガスタービンは, 軸流圧縮機, タービン軸, ノズル, ダイヤフラム, 燃焼器等を基本構成要素として, これらを支持する軸受, ケーシングと一体となって一つのベースに支持されている。さらにエンクロージャと呼ばれる囲いでおおったタービンパッケージ化が行われている。ガスタービンの性能は, 圧縮機及びタービンの断熱効率ならびに燃焼器の燃焼効率により決定され, 現在では, 各々の効率向上が図られており, ①圧縮機断熱効率: 85~89%、②タービン断熱効率: 88~92%、③燃焼器燃焼効率: 95%、④その他の損失 (メカニカルロス, 冷却損失) : 2~4%となっている。

3. 2 直接サイクル

高温ガス炉とガスタービンを直接接続するサイクル（中間熱交換器のない場合）では、炉心での再熱は技術的に不可能であり、再生サイクル及び再生・中間冷却が候補サイクルとなる。そこで、これらのサイクルに対し効率に影響を与える因子として①タービン効率②コンプレッサ効率③圧力損失④再生熱交換器温度効率ならびに⑤炉心出口温度をパラメータとした検討を行った。この場合、各構成機器の設計（大きさ、配置）等を行いその妥当性を評価する必要があるが、本検討では以下の基準ケース（ベースケース）を設定し、ベースケースに対し各因子単独の効率に対する影響を評価した。また、ヘリウム比熱及び比熱比の温度依存性は少なく、比熱5.19kJ/kgK、比熱比1.667を用いた。

ベースケース仕様

- ・炉心出口温度 T_H : 850.0 (°C)
- ・コンプレッサ入口温度 T_L : 35.0 (°C)
- ・タービン入口圧力 P_H : 60.0 (ata)
- ・タービン断熱効率 η_t : 92.0 (%)
- ・コンプレッサ断熱効率 η_c : 88.0 (%)
- ・メカニカルロス η_I : 2.5 (%)
- ・冷却損失 η_2 : 1.0 (%)
- ・再生熱交換器温度効率 η_R : 95.0 (%)
- ・発電機効率 η_g : 98.0 (%)
- ・圧力損失 $\Delta P/P_H$: 6.0 (%) = $(0.85+1.48+0.64\times 2)/60$
 - ・炉心 : 0.85 (kg/cm²)
 - ・再生熱交換器(高温側) : 1.48 (kg/cm²)
 - ・再生熱交換器(低温側) : 0.64 (kg/cm²)
 - ・プレクーラ : 0.64 (kg/cm²)

ただし、ベースケース仕様の各値は、GA等の検討データならびに従来の検討データを参考として設定した。

再生サイクルに対し各機器効率が与える影響について検討した結果を以下に示す。

(1) 再生熱交換器温度効率

再生熱交換器の温度効率をパラメータとした場合のサイクル効率を図3.2に示す。ここで、圧力比はコンプレッサの圧縮比を示す。また、温度効率の定義は下記の通りである。

$$\eta_R = \frac{(T_{HIN} - T_{HOUT})}{(T_{HIN} - T_{CIN})} = \frac{(T_{COUT} - T_{CIN})}{(T_{HIN} - T_{CIN})} \quad (3.11)$$

ここで、 T_{CIN} : 低温側入口温度、 T_{COUT} : 低温側出口温度、 T_{HIN} : 高温側入口温度、 T_{HOUT} : 高温側出口温度

図3.2に示すように温度効率の減少に伴い、効率最大となる圧力比は大きくなりサイクル効率は低下する。さらに、温度効率が高いほど温度効率增加による効率上昇の割合は高くなり、温度効率95%（ベースケース）における効率は約41%であり、温度効率を90%とした場合の効率低下は約3.5%，温度効率100%とした場合効率は約7%上昇し効率は47.4%となる。

図中に単純サイクルの効率を示すが再生サイクルと交差する点（圧力比約5.5）が再生の限界を示している。温度効率100%とは無限大の再生熱交換器伝熱面積を要することを意味し、一般的に熱交換器の温度効率は最大でも95%程度であり経済性を含めた検討が必要である。また、再生熱交換器温度効率が高いほど圧力損失が高くなるが、本検討ではベースケースに対し圧力損失の変化はないものとしている。すなわち、ベースケースに対し温度効率が小さい場合、圧力損失が減少し効率は本検討結果に対し上昇し、逆に温度効率が大きい場合効率は減少する。

(2) コンプレッサ断熱効率

コンプレッサ断熱効率をパラメータとした場合のサイクル効率を図3.3に示す。コンプレッサ断熱効率の2%改善により、効率は約1%増加する。また、コンプレッサ断熱効率の減少と共に効率最大を与える圧力比は小さくなる。断熱効率100%とした場合、ベースケースに対し効率は約5%上昇し45.8%となる。

(3) タービン断熱効率

タービン断熱効率をパラメータとした場合のサイクル効率を図3.4に示す。コンプレッサ同様、タービン断熱効率の2%改善により効率は約1%増加し、タービン断熱効率の減少と共に効率最大を与える圧力比は小さくなる。断熱効率100%とした場合、ベースケースに対し効率は約4%上昇し44.7%となる。

(4) 圧力損失

圧力損失をパラメータとした場合のサイクル効率を図3.5に示す。ここで、圧力損失の影響として系統圧力（炉心出口圧力）に対する系統合計圧力損失の割合をパラメータとした。圧力損失割合が2%大きくなると効率は2%低下する。また、圧力損失上昇に伴い効率最大を与える圧力比は高くなる。圧力損失がないとした場合、ベースケースに対し効率は約7%上昇し47%となる。

また、系統圧力の変化は系統圧力損失の割合として効率に影響する。すなわち、系統圧力が高いほど圧力損失が減少するため圧力損失割合が小さくなり、効率は高くなる。しかしながら、系統の高圧化は構成機器設計の困難さ、コスト上昇を伴うため、これらを考慮した上で系統圧力を設定する必要がある。

(5) 炉心出口温度

炉心出口温度をパラメータとした場合のサイクル効率を図3.6に示す。炉心出口温度が50°C高くなると効率は約2%上昇し、出口温度950°Cではベースケースに対し効率は約3%上昇し約44%となる。また、炉心出口温度の高温化に伴い効率最大を与える圧力比は高くなる。

図中に火力並のガスタービン入口温度(1300°C)とした場合の効率を合わせて示す。この場合効率は52.3%となるが、炉心入口温度は約830°Cとなり機器設計と共に炉心設計が困難となる。

(6) 中間冷却

再生サイクルに中間冷却を組合せることにより、コンプレッサ動力の低減により効率向上が可能となる。しかし、コンプレッサの基数が有限であると共に中間冷却は冷却器の増設を必要とし、さらに、中間冷却器の増設による圧力損失の増加をもたらすため、中間冷却は1段または2段が適当である。

再生・中間冷却サイクルの効率を図3.7に示す。ここで、実際のコンプレッサでは低圧段より高圧段になる程、コンプレッサ効率が低下するが全体効率評価に対する影響は少ないため、中間冷却回数をn回とした場合のコンプレッサ出口温度及び必要動力を以下の式で求め中間冷却の効果を評価した。

中間冷却間の圧力比

$$\pi' = \pi^{1/(n+1)} \quad (3.12)$$

各中間冷却後の温度をコンプレッサ入口温度と同一とした場合のコンプレッサ動力

$$N_c = (n+1)G_c C_p T_L \left\{ [\pi']^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right\} / \eta_c \quad (3.13)$$

中間冷却回数をパラメータとした場合のサイクル効率を図3.7に示す。中間冷却を2回行う場合、圧力比2.25で効率は最大となり中間冷却なしの場合に対し効率は3.5%上昇し44.2%となる。また、中間冷却回数が増加するに伴い効率最大を与える圧力比は高くなるものの、回数の増加に伴い中間冷却回数の増加による効率向上は少なくなる。コンプレッサでの等温断熱圧縮（無限大の中間冷却回数）を仮定した場合、効率は46.2%（圧力比2.32）であり、中間冷却2回の場合に比べて効率向上は2%程度である。ここでは中間冷却器の圧力損失を含んでおらず、これを含めた場合中間冷却の効果は少なくなる。

3. 3 間接サイクル

間接サイクルにおける計算条件は、炉心出口温度 T_H を800°Cに変更し、他の条件は3.2節に示したベースケース仕様と同じ条件である。

(1) 再熱

間接サイクルの場合、中間熱交換器（IHX）を介するため2次側流体の温度が低下し直接サイクルに比べてサイクル効率が低下する。また、1次ヘリウムの循環機動力を必要とするためさらに効率は低下する。間接サイクルにおいて2次側流体をヘリウムとし、IHXでの1次側と2次側ヘリウム温度差を50°Cとした場合のサイクル効率は、炉心出口温度が800°Cなので、表3.3に示すように約38.8%となり、直接サイクルでのサイクル効率（=40.7%）に比較して低下する。

そこで、直接サイクルでは不可能である再熱について、下記の仮定の基に検討を行った。

- (1) IHX出口温度 : 800 (°C)
- (2) 再熱温度 : 800 (°C) ただしIHXの設計妥当性の検討が必要
- (3) 再熱間圧力比 : 下記式による

$$\pi = \pi_t^{1/(n+1)} \quad (3.14)$$

ここで、 π : 再熱間圧力比、 π_t : タービン全段圧力比、 n : 再熱回数

検討結果を図3.8に示す。再熱1段の場合、効率は約2%上昇し40.7%となる（圧力比1.86）。ここで、図3.8の再熱無しの場合と図3.7の中間冷却無しの場合のサイクル効率を比較すると、それぞれ39%、40.5%となるが、その原因是タービン入口温度がそれぞれ800°C、850°Cだからである。また中間冷却同様、再熱回数が増加するに伴い効率最大を与える圧力比は高くなるものの、回数の増加に伴い再熱回数の増加による効率向上は少なくなる。タービンでの等温断熱膨張（無限大的再熱回数）を仮定した場合効率は43.0%（圧力比2.34）であり、再熱1段と比べて効率向上は2%程度である。

また、中間冷却2段、再熱1段の再熱再生中間冷却の検討結果を図3.8に併せて示す。この場合圧力比2.63で効率は最大の約45%となる。

以上の検討結果より間接サイクルにおいては、再生・中間冷却（2段）サイクル、またはIHX開発が必要となるものの再熱再生中間冷却（再熱1段、中間冷却2段）サイクルが候補として考えられる。

(2) 2次側流体

直接サイクルのガスタービンの作動流体は炉心冷却材のヘリウムとなるものの、間接サイクルでは、IHXを介することから作動流体の検討を行う必要がある。そこで、ヘリウム（He）とキセノン（Xe）の混合流体について検討を行った。

i) He+Xe物性値

He+Xeの物性値をPPDS（Physical Property Data Service：英国化学協会）により求めた。物性値推算値を表3.4に示す。He+Xe混合流体を理想気体と見なした場合、密度を除き物性値の圧力依存性は少なく以下のとおりとなる。

・密度 (kg/m^3)

$$\rho = \frac{(n_{HE} M_{HE} + n_{XE} M_{XE}) \cdot P}{R(T + 273.15)} \quad (3.15)$$

ここで, M : 分子量 (g/mol)

n : モル分率 (-)

P : 圧力 (atm)

R : 気体定数

$$= 22.414 / 273.15 = 8.2057 \times 10^{-2} (dm^3 atm / Kmol)$$

T : 温度 ($^{\circ}C$)

(添字) HE : ヘリウム, XE : キセノン

・比熱 (kJ/kgK)

比熱は 圧力及び温度依存性が少なく單一流体の比熱より以下の式で求められる。

$$C_p = (x_{HE} C_{p,HE} + x_{XE} C_{p,XE}) \quad (3.16)$$

ここで, C_p : 比熱 (kJ/kgK)

$$C_{p,HE} : ヘリウム比熱 = 5.19 (kJ/kgK)$$

$$C_{p,XE} : キセノン比熱 = 0.1583 (kJ/kgK)$$

x : 重量分率 (-)

また, He及びXeの比熱比 (κ) は, 単原子分子であるため單一流体の比熱比は1.667となり, いづれのモル分率においても1.667となる。

・粘性係数 (cp), 熱伝導率 (W/mK)

粘性係数, 熱伝導率は圧力依存性が少なく, 各モル分率に対し温度に対する下記の5次近似式で推算可能である。

$$\mu, \lambda = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 \quad (3.17)$$

ここで, T : 温度 ($^{\circ}C$)

a, b, c, d, e, f : 係数 (表3.5に示す)

ii) 定性的評価

He+Xeを2次側流体とした場合, 比熱比がヘリウム単一の場合と同一であり, 構成機器の設計及び圧力損失の差がサイクル効率に影響を与えるものと考えられる。このため, ヘリウム單一流体で行った概略設計と比較する必要があり, 定性的な評価を行った。

・熱伝導率

熱伝導率は図3.9に示すように、Heより小さく熱交換器の寸法が大きくなる可能性がある。しかし、分子量が40（Heモル分率0.717）以下であれば熱交換器の伝熱面積はほぼ同一面積となるとされている。

・比熱

比熱は図3.10に示すように、Xeを10%混合するだけで5.197kJ/kgKから1.242kJ/kgKとなり、IHXの出入口温度差を同一とした場合、質量流量は約4倍となる。このとき、同一仕様の熱交換器を使用した場合、圧力損失は増加し約3.2倍となる。

熱交換器（配管）での圧力損失は、一般的に下記式で示される。

$$\Delta P = 4f \frac{L}{d_e} \frac{\rho v^2}{2g} = 4f \frac{L}{d_e} \frac{G^2}{2g\rho} \quad (3.18)$$

ここで、 f は摩擦係数で下記ブラジウスの式で求められるものとする。

$$f = 0.079 / Re^{0.25} \quad (3.19)$$

作動流体の流量比は、比熱の逆数として以下の式で示される。

$$G_{HE+XE} / G_{HE} = C_{PHE} / C_{P(HE+XE)} \quad (3.20)$$

(3.18)式～(3.20)式より He+Xeの混合流体の圧力損失とヘリウム单一流体の圧力損失の比は以下の式で示される。

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P_{He+XE}}{\Delta P_{HE}} &\propto \left(\frac{f_{He+XE}}{f_{HE}} \right) \left(\frac{G_{He+XE}}{G_{HE}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{HE}}{\rho_{He+XE}} \right) \\ &\propto \left(\frac{C_{P(HE+XE)} \mu_{He+XE}}{C_{PHE} \mu_{HE}} \right)^{0.25} \left(\frac{C_{PHE}}{C_{P(HE+XE)}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{HE}}{\rho_{He+XE}} \right) \\ \frac{\Delta P_{He+XE}}{\Delta P_{HE}} &\propto \left[\frac{(1242)(0.04484)}{(5.197)(0.03417)} \right]^{0.25} \left(\frac{5.197}{1242} \right)^2 \left[\frac{4.0026}{(4.0026)(0.9)+(1313)(0.1)} \right] \\ &\propto (0.767)(17.51)(0.239) \cong 3.2 \end{aligned} \quad (3.21)$$

・タービン及びコンプレッサ

タービン及びコンプレッサについては、上記と同一条件の比較では以下に示すように体積流量がほぼ等しく、He+Xeの混合流体の密度が大きいことから設計し易くなるものと考えられる。

$$\frac{G_{V(HE+XE)}}{G_{VHE}} \propto \left(\frac{C_{PHE}}{C_{P(HE+XE)}} \right) \left(\frac{\rho_{HE}}{\rho_{HE+XE}} \right)$$

$$\propto \left(\frac{5.197}{1.242} \right) \left[\frac{4.0026}{(4.0026)(0.9) + (1313)(0.1)} \right] \cong 1.0 \quad (3.22)$$

上記検討結果より、He+Xeを2次流体とした場合タービン、コンプレッサの設計を除き圧力損失、機器寸法の増大が考えられヘリウム單一流体を使用した方がシステム設計、効率の上で有利であることを確認した。

3. 4 候補サイクル

前項までの検討の結果、候補サイクルとして以下の各サイクルを選定した。各サイクルの系統構成、特徴等をまとめて表3.6に示す。

(1) 直接-再生サイクル

本サイクルは直接サイクルであることからターボマシン、再生熱交換器、前置冷却器が汚染されメンテナンスの点で不利であるが、系統構成が簡素で比較的高効率であることから候補サイクルとして選定した。

(2) 直接-再生・中間冷却サイクル

本サイクルは直接-再生サイクルと同様に直接サイクルであることからターボマシン、再生熱交換器、前置冷却器、中間冷却器が汚染されメンテナンスの点で不利である。また中間冷却器が増設され系統構成は複雑となるが、コンプレッサ入力が減少し最も高いサイクル効率が予測されるシステムであることから候補サイクルとして選定した。

(3) 間接-再生・中間冷却サイクル

間接サイクルにおいては、IHXの設置によりタービン入口温度の低下、圧損の増大を招き効率は低下するが、1次系と直接接続されていないことからタービンサイクルの機器のメンテナンスが容易であることから候補サイクルとして選定した。

(4) 間接-再生・再熱・中間冷却サイクル

本サイクルは間接-再生・中間冷却サイクルと同じく、IHXの構造及び系統構成が複雑となり経済性の面で不利であるが、間接サイクルであることからメンテナンスの面で有利であること、タービン出力が増大し、再生・中間冷却サイクルよりもサイクル効率は高くなることが予測されるので候補サイクルとして選定した。

表3.1 ブレイトンサイクルのT-S線図

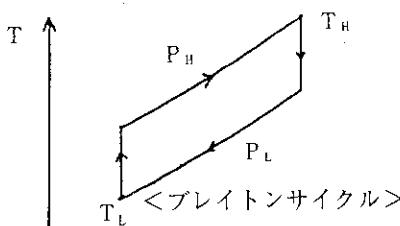
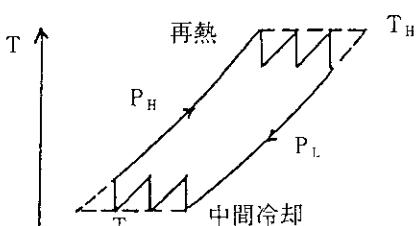
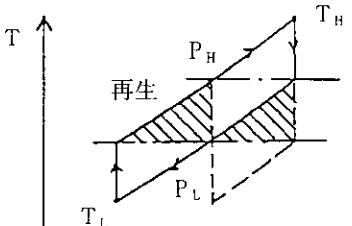
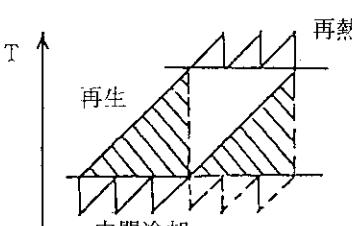
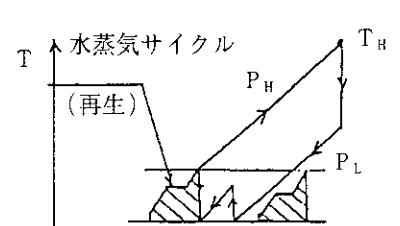
サイクル	温度・エントロピ線図
(1)単純サイクル (SIMPLE CYCLE)	
(2)中間冷却・再熱サイクル (INTERCOOLED AND REHEAT CYCLE)	
(3)再生サイクル (RECUPERATIVE CYCLE)	
(4)中間冷却・再生・再熱サイクル ⇒ パワサイクル	
(5)蒸気噴射ガスタービンサイクル (中間冷却) (INTERCOOLED CYCLE WITH STEAM INJECTION)	

表3.2 ブレイトンサイクルの出力及び効率

項目	出力	サイクル効率	数値例	
			出力	効率
ブレイトン (基本) サイクル	$\frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\frac{T_L}{T_H} \right) \left\{ \frac{T_L}{T_H} - \left(\frac{P_H}{P_L} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\}$	$I - \left(\frac{P_L}{P_H} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$	1.035	0.482
再生サイクル	$\cdot \left\{ I - \left(\frac{P_L}{P_H} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\}$	$I - \left(\frac{P_H}{P_L} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(\frac{T_L}{T_H} \right)$		
再熱サイクル (等温)	$\frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\frac{T_L}{T_H} \right) \left\{ I - \left(\frac{P_H}{P_L} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\}$ $+ \ln \left(\frac{P_H}{P_L} \right)$	$I - \left(\frac{P_H}{P_L} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{\kappa-1}{\kappa} \left(\frac{T_H}{T_L} \right) \ln \left(\frac{P_H}{P_L} \right)$ $\frac{T_H}{T_L} - \left(\frac{P_H}{P_L} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{\kappa-1}{\kappa} \left(\frac{T_H}{T_L} \right) \ln \left(\frac{P_H}{P_L} \right)$	1.651	0.371
再熱再生サイ クル(等温)		$I + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{I - \left(\frac{P_H}{P_L} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\ln \left(\frac{P_H}{P_L} \right) \left(\frac{T_H}{T_L} \right)}$		
中間冷却 サイクル	$\frac{\kappa}{\kappa-1} \left\{ I - \left(\frac{P_L}{P_H} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\}$ $+ \left(\frac{T_L}{T_H} \right) \ln \left(\frac{P_L}{P_H} \right)$	$I - \left(\frac{P_H}{P_L} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{\kappa-1}{\kappa} \left(\frac{T_L}{T_H} \right) \ln \left(\frac{P_L}{P_H} \right)$ $I - \frac{T_L}{T_H}$	1.227	0.438
中間冷却再生 サイクル		$I + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{I - \ln \left(\frac{P_H}{P_L} \right)}{\frac{T_H}{T_L} - \frac{T_H}{T_L} \left(\frac{P_L}{P_H} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$		
エリクソンサ イクル(等温)	$I - \left(\frac{T_L}{T_H} \right) \ln \left(\frac{P_H}{P_L} \right)$	$I - \frac{T_L}{T_H}$	-	0.800
T-S線図				$\frac{P_H}{P_L} = 10$ $\frac{T_H}{T_L} = 3.645$ $\kappa = 1.667$

表3.3 サイクル効率に対する機器効率の検討

1. 再生熱交換器温度効率の影響						
		η_R	%	100.0	95.0	85.0
圧力比	P_H/P_L	-		1.501	1.902	2.160
サイクル効率	η	%		47.4	40.7	37.1
					34.7	32.8
2. コンプレッサ効率の影響						
コンプレッサ効率	η_c	%		100.0	98.0	96.0
圧力比	P_H/P_L	-		1.992	1.977	1.962
サイクル効率	η	%		45.8	45.1	44.2
					43.4	42.5
					41.6	40.7
						39.7
3. ダーピング効率の影響						
ダーピング効率	η_d	%		100.0	98.0	96.0
圧力比	P_H/P_L	-		1.935	1.927	1.919
サイクル効率	η	%		44.7	43.8	42.8
					41.7	40.7
						39.6
4. 圧力損失の影響						
圧力損失割合	$P_H/\Delta P$	%		0.0	2.0	4.0
圧力比	P_H/P_L	-		1.710	1.774	1.838
サイクル効率	η	%		47.2	45.0	42.9
					40.7	38.4
						36.0
5. 炉心出口温度の影響						
炉心出口温度	T_H	°C		800.0	850.0	900.0
圧力比	P_H/P_L	-		1.867	1.902	1.936
サイクル効率	η	%		38.8	40.7	42.4
					43.9	45.4
						52.3

表3.4 He及びHe+Xe混合流体の物性値 (1/2)

温度 °C	He=100%					Xe=100%				
	Cp kJ/kgK	κ	μ	λ	ρ kg/m³	Cp kJ/kgK	κ	μ	λ	ρ kg/m³
35	5.197	1.667	0.02034	0.1586	3.164	0.158	1.667	0.02408	0.0057	103.854
85	5.197	1.667	0.02254	0.1757	2.722	0.158	1.667	0.02765	0.0065	89.355
135	5.197	1.667	0.02465	0.1921	2.389	0.158	1.667	0.03110	0.0074	78.409
185	5.197	1.667	0.02667	0.2079	2.128	0.158	1.667	0.03445	0.0082	69.852
235	5.197	1.667	0.02863	0.2232	1.919	0.158	1.667	0.03770	0.0089	62.978
285	5.197	1.667	0.03053	0.2380	1.747	0.158	1.667	0.04085	0.0097	57.337
335	5.197	1.667	0.03237	0.2523	1.603	0.158	1.667	0.04392	0.0104	52.623
385	5.197	1.667	0.03417	0.2663	1.481	0.158	1.667	0.04692	0.0112	48.625
435	5.197	1.667	0.03593	0.2800	1.377	0.158	1.667	0.04984	0.0119	45.192
485	5.197	1.667	0.03764	0.2934	1.286	0.158	1.667	0.05270	0.0125	42.211
535	5.197	1.667	0.03932	0.3065	1.206	0.158	1.667	0.05550	0.0132	39.600
585	5.197	1.667	0.04097	0.3194	1.136	0.158	1.667	0.05824	0.0138	37.292
635	5.197	1.667	0.04259	0.3320	1.074	0.158	1.667	0.06094	0.0145	35.239
685	5.197	1.667	0.04418	0.3444	1.018	0.158	1.667	0.06358	0.0151	33.400
735	5.197	1.667	0.04575	0.3566	0.967	0.158	1.667	0.06619	0.0157	31.744
785	5.197	1.667	0.04729	0.3686	0.921	0.158	1.667	0.06875	0.0163	30.244
835	5.197	1.667	0.04881	0.3805	0.880	0.158	1.667	0.07127	0.0169	28.879
885	5.197	1.667	0.05031	0.3921	0.842	0.158	1.667	0.07376	0.0174	27.632
935	5.197	1.667	0.05178	0.4036	0.807	0.158	1.667	0.07622	0.0180	26.489
985	5.197	1.667	0.05324	0.4150	0.775	0.158	1.667	0.07864	0.0185	25.436
He:Xe=0.90:0.10					He:Xe=0.85:0.15					
温度 °C	Cp kJ/kgK	κ	μ	λ	ρ kg/m³	Cp kJ/kgK	κ	μ	λ	ρ kg/m³
35	1.242	1.667	0.02603	0.1160	13.233	0.900	1.667	0.02693	0.1004	18.267
85	1.242	1.667	0.029	0.1282	11.385	0.900	1.667	0.0301	0.1110	15.717
135	1.242	1.667	0.03185	0.1400	9.991	0.900	1.667	0.03315	0.1211	13.792
185	1.242	1.667	0.03459	0.1513	8.900	0.900	1.667	0.03609	0.1308	12.287
235	1.242	1.667	0.03726	0.1621	8.025	0.900	1.667	0.03894	0.1401	11.078
285	1.242	1.667	0.03985	0.1727	7.306	0.900	1.667	0.04171	0.1492	10.085
335	1.242	1.667	0.04237	0.1829	6.705	0.900	1.667	0.04442	0.1580	9.256
385	1.242	1.667	0.04484	0.1929	6.196	0.900	1.667	0.04706	0.1666	8.553
435	1.242	1.667	0.04726	0.2026	5.758	0.900	1.667	0.04964	0.1749	7.949
485	1.242	1.667	0.04962	0.2122	5.378	0.900	1.667	0.05218	0.1831	7.425
535	1.242	1.667	0.05195	0.2215	5.046	0.900	1.667	0.05467	0.1911	6.965
585	1.242	1.667	0.05423	0.2306	4.752	0.900	1.667	0.05711	0.1989	6.560
635	1.242	1.667	0.05647	0.2396	4.490	0.900	1.667	0.05951	0.2066	6.198
685	1.242	1.667	0.05868	0.2484	4.256	0.900	1.667	0.06188	0.2142	5.875
735	1.242	1.667	0.06086	0.2570	4.045	0.900	1.667	0.06421	0.2216	5.584
785	1.242	1.667	0.063	0.2655	3.854	0.900	1.667	0.0665	0.2289	5.320
835	1.242	1.667	0.06512	0.2739	3.680	0.900	1.667	0.06877	0.2361	5.080
885	1.242	1.667	0.0672	0.2822	3.521	0.900	1.667	0.071	0.2432	4.860
935	1.242	1.667	0.06926	0.2904	3.375	0.900	1.667	0.07321	0.2502	4.659
985	1.242	1.667	0.0713	0.2985	3.241	0.900	1.667	0.07539	0.2571	4.474

理想気体とした場合の推算値

表3.4 He及びHe+Xe混合流体の物性値 (2/2)

温度 °C	He:Xe=0.80:0.20					He:Xe=0.75:0.25				
	Cp kJ/kgK	κ	μ	λ	ρ kg/m³	Cp kJ/kgK	κ	μ	λ	ρ kg/m³
35	0.706	1.667	0.02732	0.0874	23.302	0.58	1.667	0.02742	0.0765	28.336
85	0.706	1.667	0.03063	0.0966	20.049	0.58	1.667	0.03082	0.0845	24.380
135	0.706	1.667	0.03381	0.1054	17.593	0.58	1.667	0.0341	0.0921	21.394
185	0.706	1.667	0.03688	0.1138	15.673	0.58	1.667	0.03726	0.0995	19.059
235	0.706	1.667	0.03986	0.1219	14.131	0.58	1.667	0.04033	0.1065	17.184
285	0.706	1.667	0.04276	0.1297	12.865	0.58	1.667	0.04331	0.1134	15.644
335	0.706	1.667	0.04558	0.1374	11.807	0.58	1.667	0.04623	0.1200	14.358
385	0.706	1.667	0.04835	0.1448	10.910	0.58	1.667	0.04907	0.1265	13.267
435	0.706	1.667	0.05105	0.1520	10.140	0.58	1.667	0.05185	0.1328	12.330
485	0.706	1.667	0.0537	0.1591	9.471	0.58	1.667	0.05458	0.1389	11.517
535	0.706	1.667	0.05629	0.1660	8.885	0.58	1.667	0.05725	0.1449	10.805
585	0.706	1.667	0.05885	0.1728	8.367	0.58	1.667	0.05988	0.1508	10.175
635	0.706	1.667	0.06136	0.1794	7.907	0.58	1.667	0.06246	0.1566	9.615
685	0.706	1.667	0.06383	0.1860	7.494	0.58	1.667	0.0665	0.1623	9.113
735	0.706	1.667	0.06626	0.1924	7.122	0.58	1.667	0.0675	0.1679	8.661
785	0.706	1.667	0.06866	0.1987	6.786	0.58	1.667	0.06997	0.1734	8.252
835	0.706	1.667	0.07102	0.2049	6.480	0.58	1.667	0.0724	0.1788	7.880
885	0.706	1.667	0.07336	0.2111	6.200	0.58	1.667	0.0748	0.1842	7.539
935	0.706	1.667	0.07566	0.2171	5.943	0.58	1.667	0.07717	0.1895	7.227
985	0.706	1.667	0.07794	0.2231	5.707	0.58	1.667	0.07952	0.1947	6.940
	He:Xe=0.70:0.30									
温度 °C	Cp kJ/kgK	κ	μ	λ	ρ kg/m³					
35	0.493	1.667	0.02736	0.0671	33.371					
85	0.493	1.667	0.03082	0.0741	28.712					
135	0.493	1.667	0.03416	0.0808	25.195					
185	0.493	1.667	0.03739	0.0872	22.445					
235	0.493	1.667	0.04052	0.0934	20.237					
285	0.493	1.667	0.04357	0.0994	18.424					
335	0.493	1.667	0.04654	0.1052	16.909					
385	0.493	1.667	0.04944	0.1109	15.624					
435	0.493	1.667	0.05228	0.1164	14.521					
485	0.493	1.667	0.05506	0.1218	13.564					
535	0.493	1.667	0.05778	0.1270	12.724					
585	0.493	1.667	0.06046	0.1322	11.983					
635	0.493	1.667	0.06309	0.1372	11.323					
685	0.493	1.667	0.06568	0.1422	10.732					
735	0.493	1.667	0.06823	0.1471	10.200					
785	0.493	1.667	0.07075	0.1519	9.718					
835	0.493	1.667	0.07323	0.1567	9.280					
885	0.493	1.667	0.07567	0.1613	8.879					
935	0.493	1.667	0.07809	0.1659	8.512					
985	0.493	1.667	0.08047	0.1705	8.173					

理想気体とした場合の推算値

表3.5 He及びHe+Xe混合流体の粘性係数、熱伝導率推算式係数

モル%		係数					
He	Xe	a	b	c	d	e	f
粘性係数 (cp)							
100	0	1.8744E-02	4.6420E-05	-2.2449E-08	1.9382E-11	-1.1316E-14	2.8921E-18
90	10	2.3881E-02	6.2464E-05	-2.9170E-08	2.8075E-11	-1.8890E-14	5.5476E-18
85	15	2.4633E-02	6.6696E-05	-3.0442E-08	2.8493E-11	-1.8788E-14	5.4507E-18
80	20	2.4928E-02	6.9458E-05	-3.0741E-08	2.7745E-11	-1.7946E-14	5.1768E-18
75	25	2.4959E-02	7.1399E-05	-3.0956E-08	2.7146E-11	-1.7399E-14	5.0717E-18
70	30	2.4862E-02	7.2381E-05	-2.8706E-08	2.0461E-11	-9.9424E-15	2.1243E-18
熱伝導率 (W/mK)							
100	0	1.4613E-01	3.6204E-04	-1.7878E-07	1.6402E-10	-1.0431E-13	2.9283E-17
90	10	1.0704E-01	2.6010E-04	-1.3645E-07	1.3769E-10	-9.9392E-14	3.1965E-17
85	15	9.2709E-02	2.2415E-04	-1.1717E-07	1.1098E-10	-7.2117E-14	2.0618E-17
80	20	8.0751E-02	1.9472E-04	-1.0334E-07	9.9171E-11	-6.5592E-14	1.9175E-17
75	25	7.0700E-02	1.6849E-04	-8.0796E-08	6.0767E-11	-2.8736E-14	5.8409E-18
70	30	6.2036E-02	1.4764E-04	-7.1781E-08	5.6728E-11	-2.9972E-14	7.1880E-18

表3.6 選定された候補サイクル

	系 統 構 成	サイクル効率	特 徴	選 定 理 由
直 接 サ イ ク ル	<p>再生サイクル</p>	$40.7\% \quad (\pi = 1.90)$	長所 <ul style="list-style-type: none"> ・系統構成が単純で経済性の面で有利。 	<ul style="list-style-type: none"> ・系統構成が単純で経済性の面で有利なシステムであることから選定。
	<p>再生・中間冷却サイクル</p>	$44.2\% \quad (\pi = 2.25)$	長所 <ul style="list-style-type: none"> ・コンプレッサ入力が減少し再生サイクルより効率は高くなる。 	<ul style="list-style-type: none"> ・最も高いサイクル効率が予測されるシステムであることから選定。
間 接 サ イ ク ル	<p>再生・中間冷却サイクル</p>	$42.2\% \quad (\pi = 1.86)$	長所 <ul style="list-style-type: none"> ・1次系と直接接続されていないことから、メンテナンスの面で有利。 	<ul style="list-style-type: none"> ・系統が複雑となるがメンテナンスの面で有利なシステムであることから選定。
	<p>再生・再熱・中間冷却サイクル</p>	$45.0\% \quad (\pi = 2.63)$	長所 <ul style="list-style-type: none"> ・コンプレッサ入力が減少し再生・再熱サイクルよりも効率は高くなる。 ・再生・中間冷却サイクルと同じくメンテナンスの面で有利。 	<ul style="list-style-type: none"> ・最も複雑なシステムであるが、メンテナンスの面で有利な間接サイクルの中で最も高いサイクル効率が予測されることから選定。
			<ul style="list-style-type: none"> ・IHXの構造が複雑 ・再生・中間冷却サイクルよりも更に系統構成が複雑で経済性の面で不利。 	

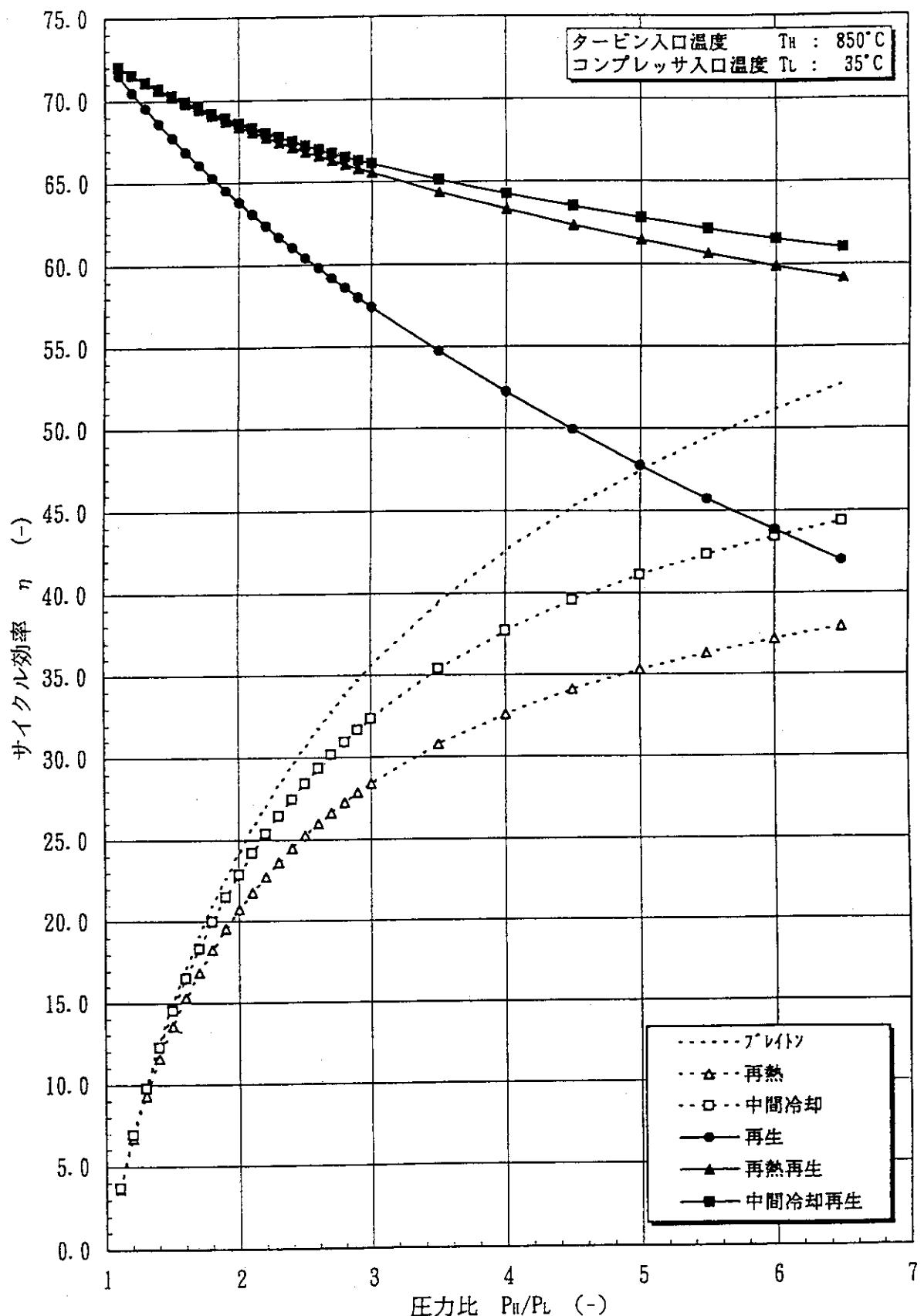


図3.1 ブレイトンサイクルの効率（理想的な値）

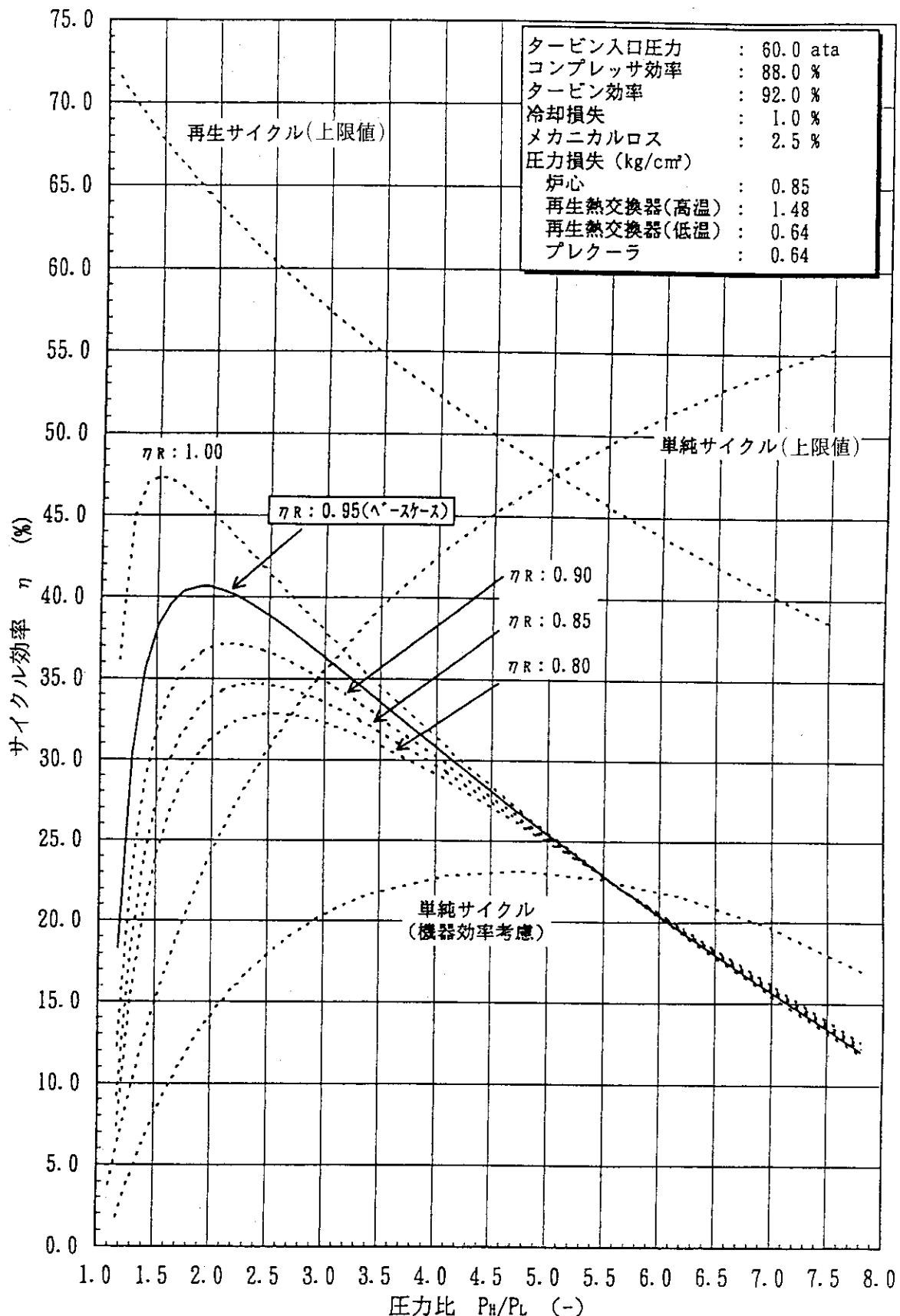


図3.2 再生熱交換器温度効率の影響（再生サイクル）

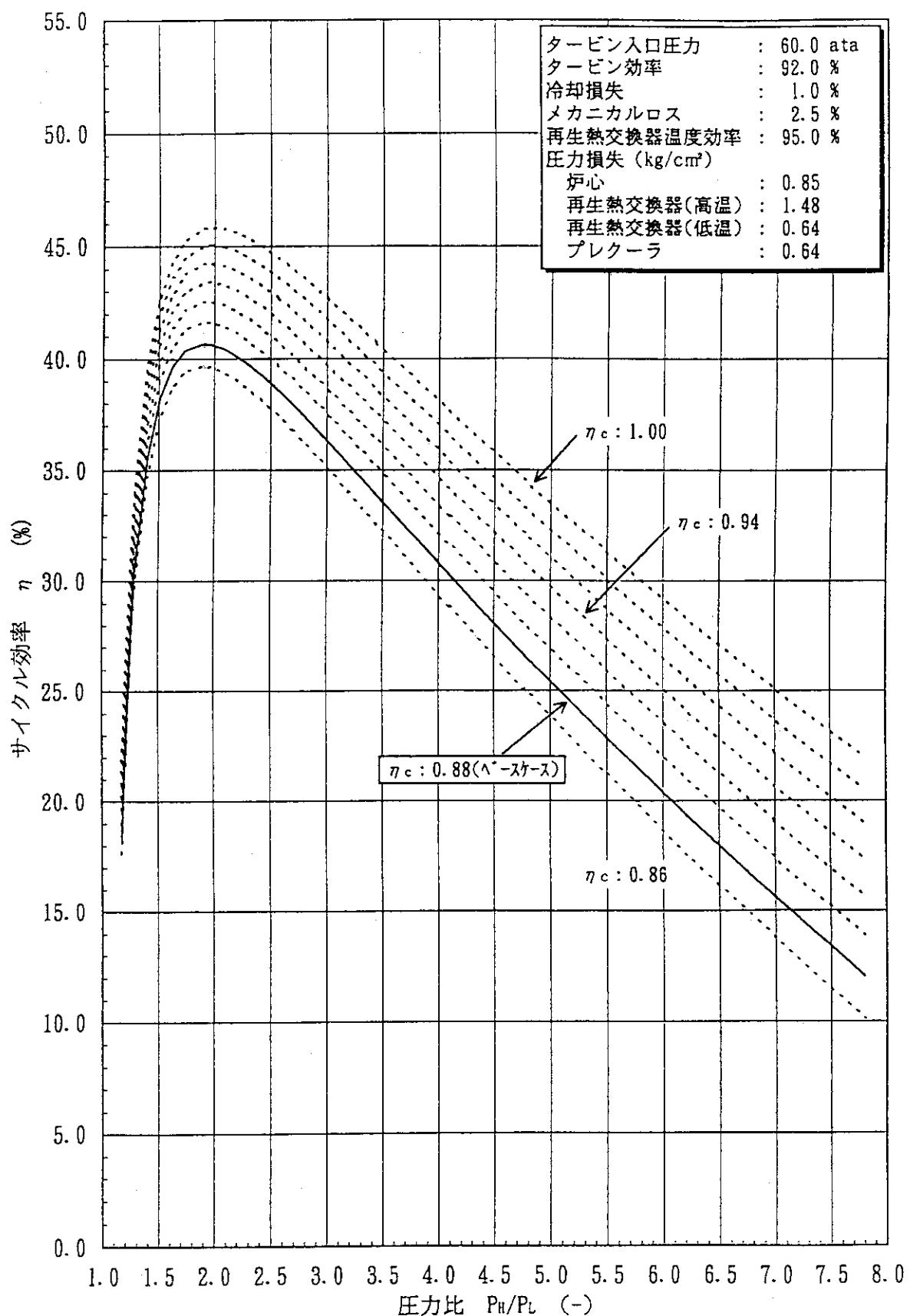


図3.3 コンプレッサ効率の影響（再生サイクル）

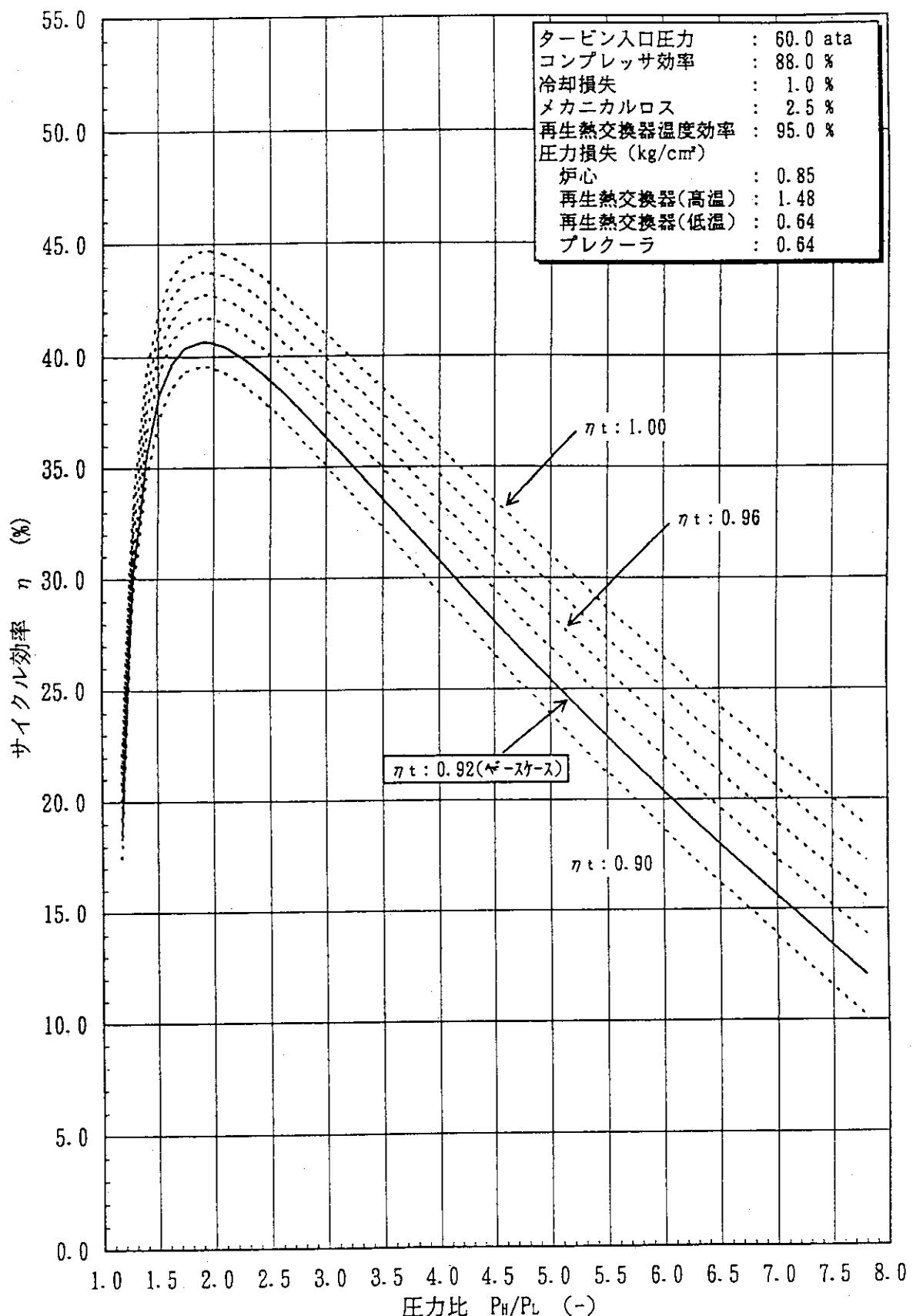


図3.4 タービン効率の影響 (再生サイクル)

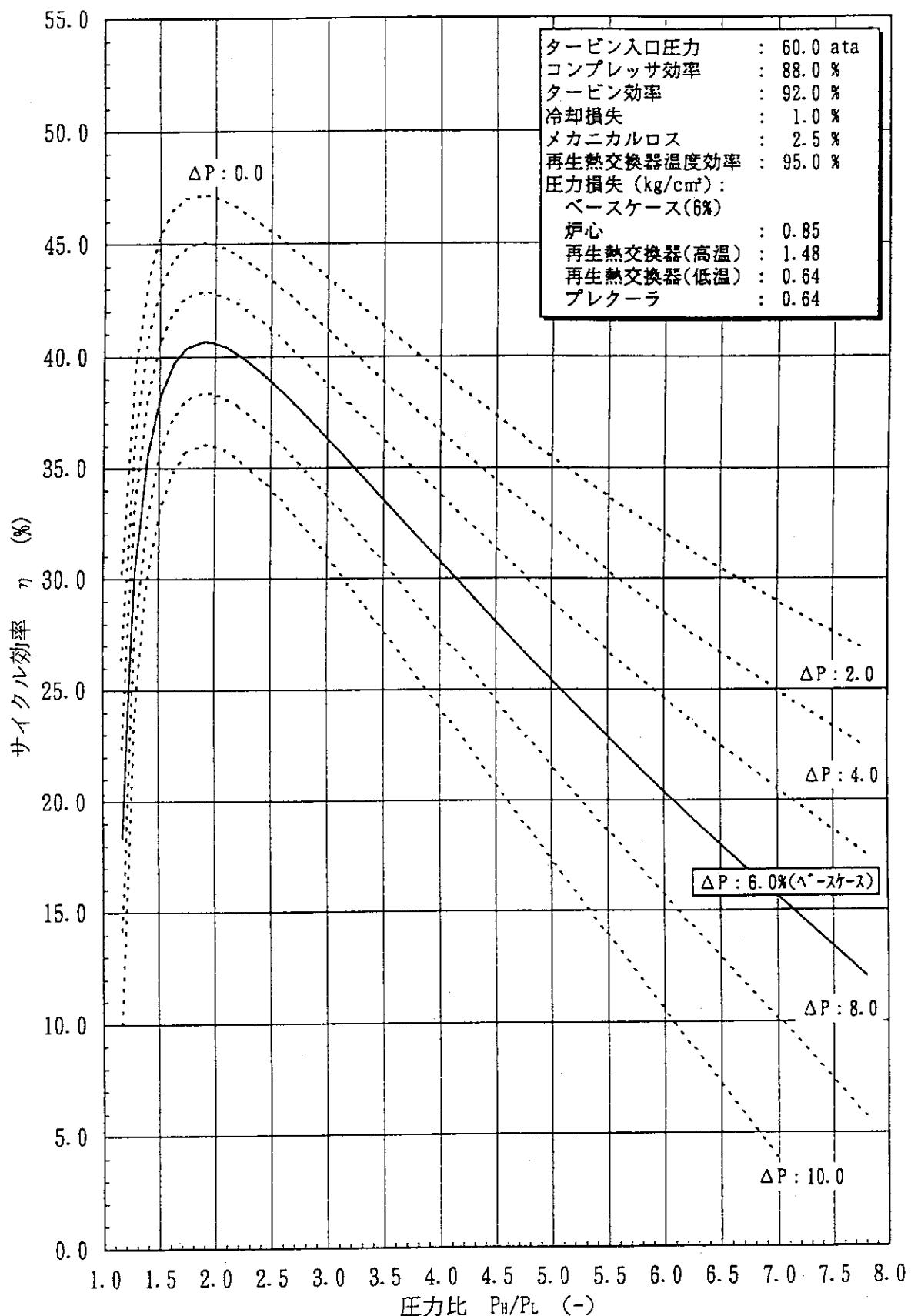


図3.5 圧力損失の影響 (再生サイクル)

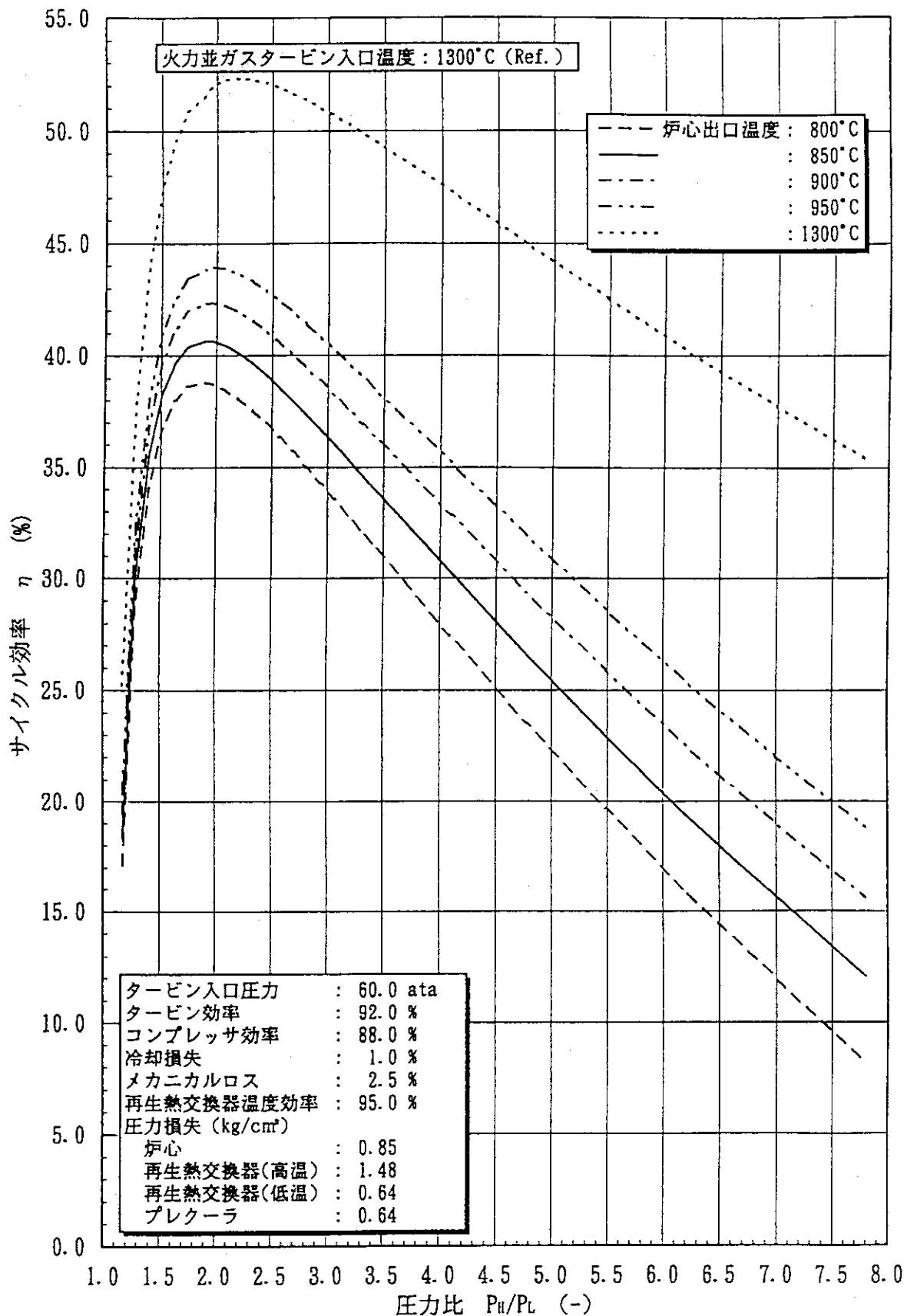


図3.6 炉心出口温度の影響 (再生サイクル)

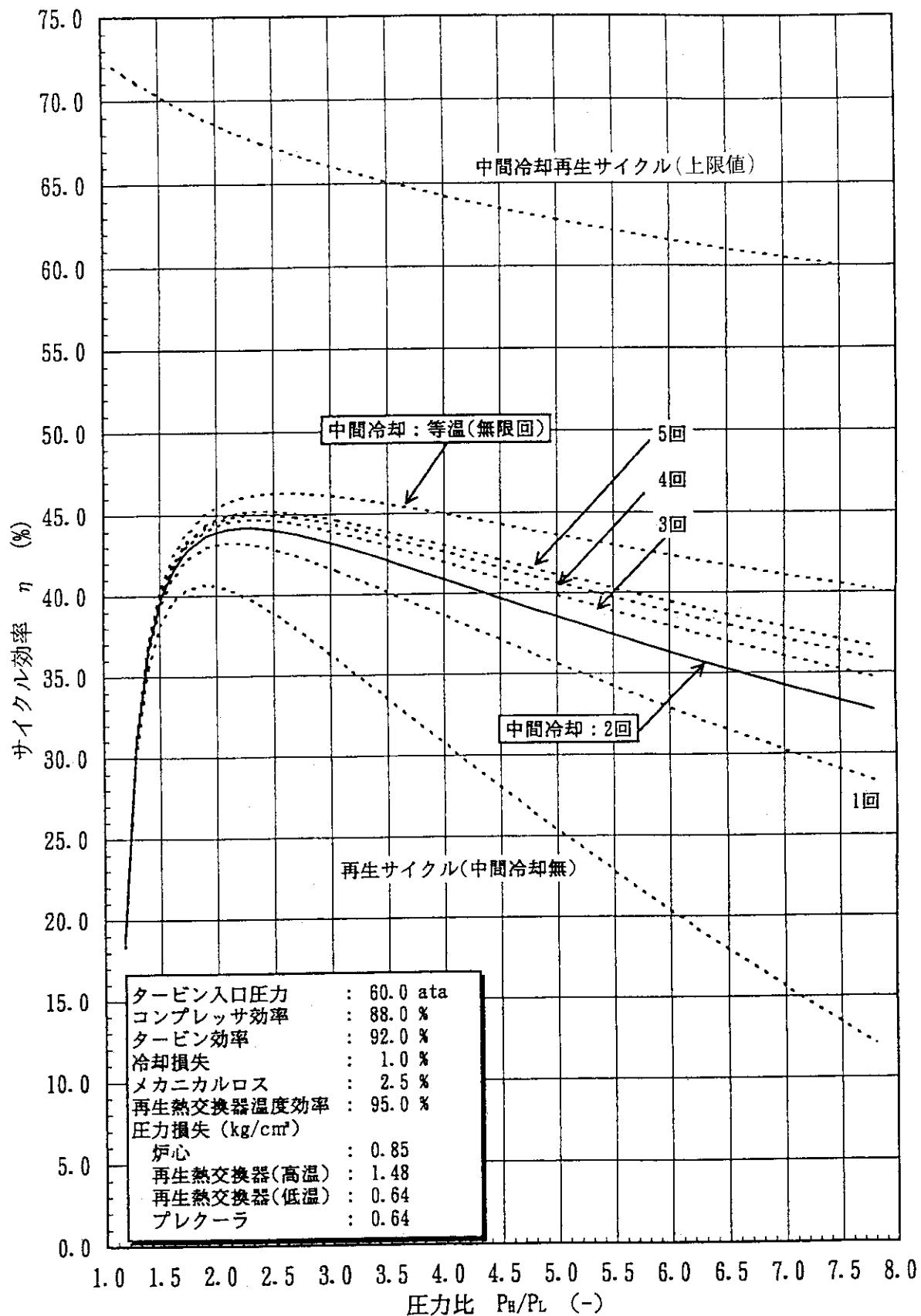


図3.7 中間冷却の効果（再生・中間冷却サイクル）

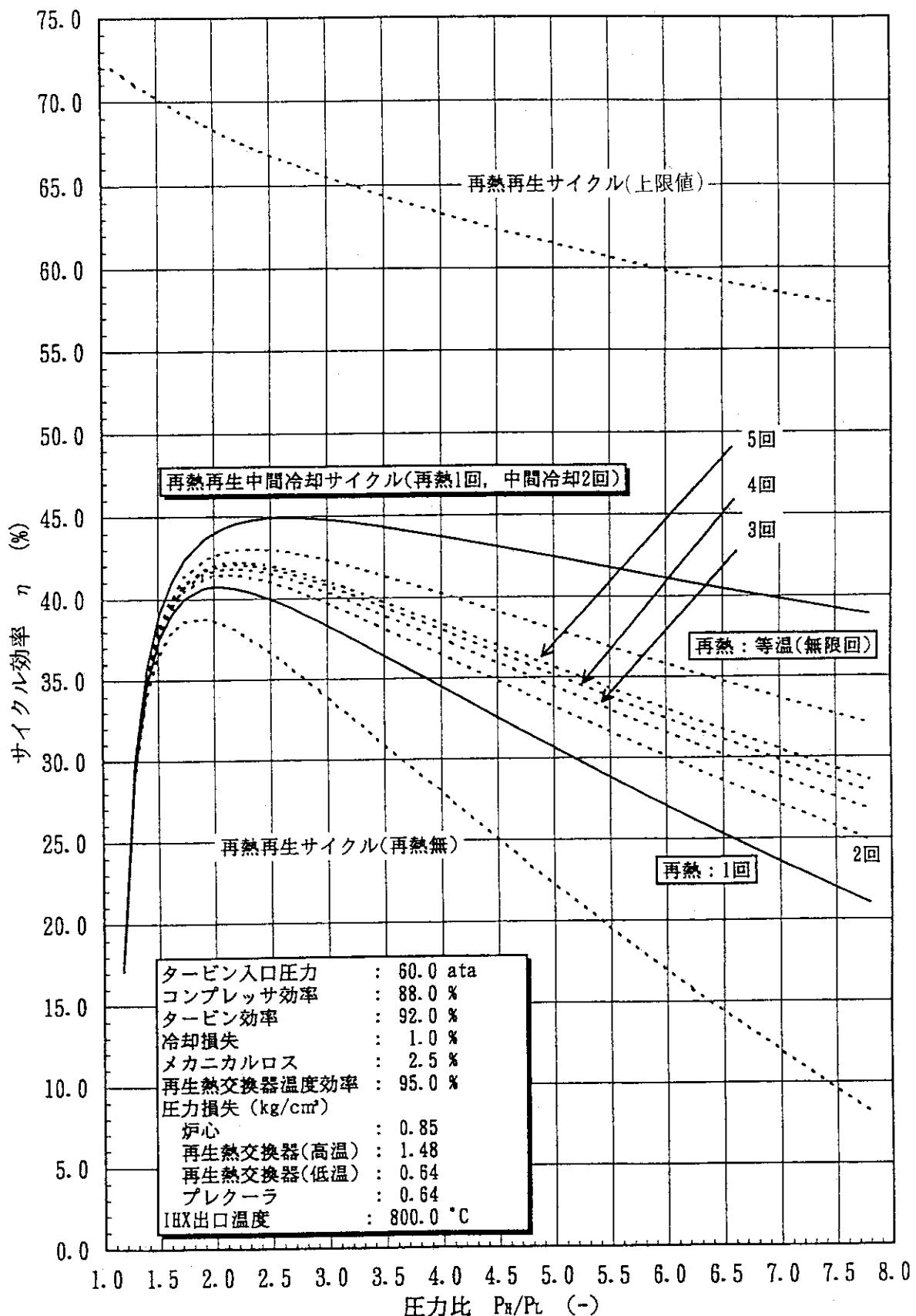


図3.8 再熱の効果 (再生・再熱サイクル)

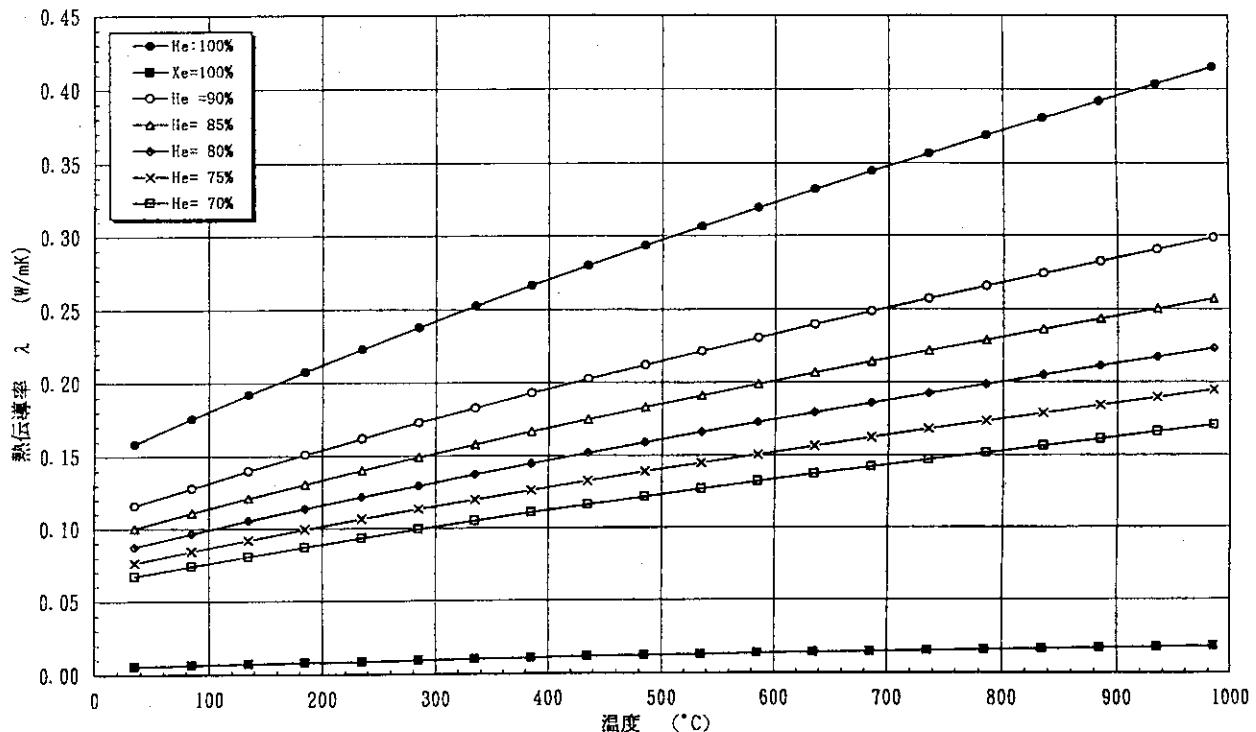


図3.9 He及びHe+Xe混合流体の熱伝導率

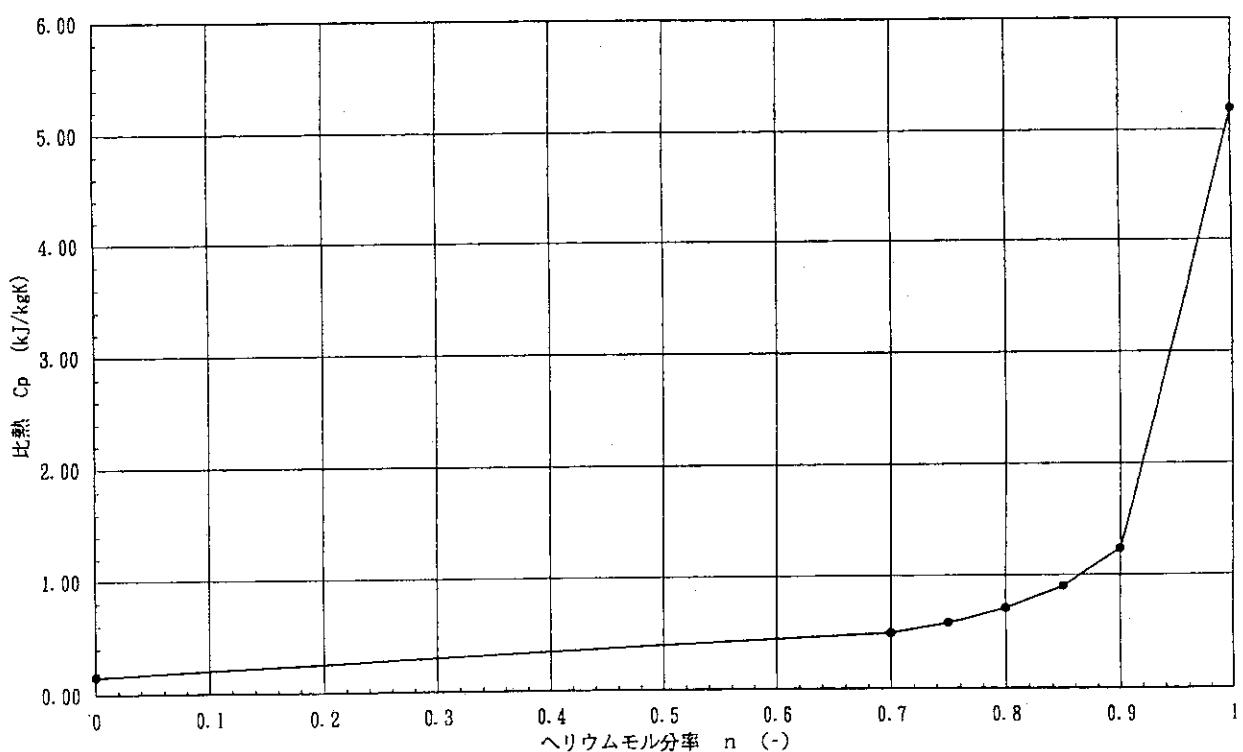


図3.10 He及びHe+Xe混合流体の比較

4. サイクル効率の評価

本章では、前章において選定した下記の4つの候補サイクルについてサイクル効率を検討し、各機器効率のサイクル効率に対する影響を評価した。

- ①直接一再生サイクル
- ②直接一再生・中間冷却サイクル
- ③間接一再生・中間冷却サイクル
- ④間接一再生・再熱・中間冷却サイクル

4. 1 パラメータサーベイ

各機器効率の影響をパラメータサーベイする場合、詳細には各機器の設計を行い効率の評価を行う必要があるものの、各条件での機器設計が困難なことから各機器効率に対し以下の仮定のもとにパラメータサーベイを行った。

- ①コンプレッサ、タービン効率 : 圧力比によらず断熱効率一定
- ②冷却損失、メカニカルロス、発電機効率 : 各条件で一定
- ③中間熱交換器（IHX）の1次側Heと2次側Heの温度差 : 50 °C
- ④炉心、プレクーラ、再生熱交換器、中間冷却器、中間熱交換器の圧力損失 :

圧力損失は炉心ならびに熱交換器の各条件における流量、圧力、温度、交換熱量、熱貫流率により以下の仮定による補正を行った。

炉心並びに各種熱交換器の断面形状を全ての条件で同一とすれば、圧力損失 ΔP_0 と各条件での圧力損失 ΔP_1 は、各々下記の式で示される。

$$\Delta P_0 = 4f_0 \frac{L_0}{d_e} \frac{\rho_0 v_0^2}{2g} = 4f_0 \frac{L_0}{d_e} \frac{(W_0 / A_R)^2}{2g \cdot \rho_0} \quad (4.1)$$

$$\Delta P_1 = 4f_1 \frac{L_1}{d_e} \frac{\rho_1 v_1^2}{2g} = 4f_1 \frac{L_1}{d_e} \frac{(W_1 / A_R)^2}{2g \cdot \rho_1} \quad (4.2)$$

ここで、 A_R : 流路断面積、 d_e : 流路相当径、 f : 摩擦係数、 g : 重力加速度、 L : 流路長、 v : 流速、 W : 流量、 ρ : 密度、(添字) 0 : 基準値(ベース)における、 1 : 各条件における

炉心を含めた各種熱交換器の断面形状(流路形状)が同一とすれば、圧力損失の比は、(4.1), (4.2)式より以下の(4.3)式で示される。

$$\frac{\Delta P_I}{\Delta P_0} = \left(\frac{f_I}{f_0} \right) \left(\frac{W_I}{W_0} \right)^2 \left(\frac{\rho_0}{\rho_I} \right) \left(\frac{L_I}{L_0} \right) \quad (4.3)$$

またヘリウムを理想気体とみなした場合、各条件圧力 P_I 、温度 T_I における密度 ρ_I と基準値における圧力 P_0 、温度 T_0 における密度 ρ_0 の比は以下に示す(4.4)式で与えられ、この式を(4.3)式に代入すると、以下に示す(4.5)式が得られる。

$$\frac{\rho_I}{\rho_0} = \frac{P_0 T_0 + 273.15}{P_I T_I + 273.15} \quad (4.4)$$

$$\frac{\Delta P_I}{\Delta P_0} = \left(\frac{f_I}{f_0} \right) \left(\frac{W_I}{W_0} \right)^2 \left(\frac{P_0}{P_I} \right) \left(\frac{T_I + 273.15}{T_0 + 273.15} \right) \left(\frac{L_I}{L_0} \right) \quad (4.5)$$

さらに、熱交換器の流路長さ L は、交換熱量 Q 、単位長さ当たりの伝熱面積 A_s 、対数平均温度差 ΔT 及び熱貫流率 K により、以下に示す(4.6)式で示され、(4.5)式に代入すると、以下に示す(4.7)式が得られる。

$$L = \frac{Q}{K \cdot A_s \Delta T} \quad (4.6)$$

$$\frac{\Delta P_I}{\Delta P_0} = \frac{f_I}{f_0} \left(\frac{W_I}{W_0} \right)^2 \left(\frac{P_0}{P_I} \right) \left(\frac{T_I + 273.15}{T_0 + 273.15} \right) \left(\frac{Q_I}{Q_0} \right) \left(\frac{K_0}{K_I} \right) \left(\frac{\Delta T_0}{\Delta T_I} \right) \quad (4.7)$$

一般的に、熱伝達率 h 、摩擦係数 f は、レイノルズ数 Re 、プラントル数 Pr を用い以下に示す(4.8)、(4.9)式で整理される。

$$h = A_I Re^{n1} Pr^{1/3} \propto A_I' W^{n1} \quad (4.8)$$

$$f = A_2 Re^{n2} \propto A_2' W^{n2} \quad (4.9)$$

ここで、①熱貫流率に対しヘリウムの熱伝達率が熱抵抗のほとんどを占める($K \propto h$) ②冷却器、中間冷却器及び炉心の対数平均温度差は同一となるよう設計が可能③再生熱交換器及び IHX の対数平均温度差は仕様、形式により異なり、簡易的に $\Delta T_0 = \Delta T_I$ である、と見なせば(4.7)～(4.9)式より次式が導かれる。

$$\frac{\Delta P_I}{\Delta P_0} = \left(\frac{W_I}{W_0} \right)^{2-n1+n2} \left(\frac{P_0}{P_I} \right) \left(\frac{T_0 + 273.15}{T_I + 273.15} \right) \left(\frac{Q_I}{Q_0} \right) \quad (4.10)$$

本検討では炉心熱出力450MWtを想定し、熱交換器形式としては下記の様式を採用し、圧力損失の補正を行った（ここで、炉心は円管内圧力損失として評価）。

再生熱交換器：プレートフィン熱交換器	$(h \propto Re^{n1=0.630}, f \propto Re^{n2=-0.200})$
プレクーラー：ヘリカルコイル熱交換器	$(h \propto Re^{n1=0.466}, f \propto Re^{n2=-0.265})$

中間冷却器	： フィン付偏平管型熱交換器	$(h_{oc} Re^{n1=0.694}, f_{oc} Re^{n2=-0.283})$
中間熱交換器	： ヘリカルコイル熱交換器	
1次系（管外）	：	$(h_{oc} Re^{n1=0.466}, f_{oc} Re^{n2=-0.263})$
2次系（管内）	：	$(h_{oc} Re^{n1=0.800}, f_{oc} Re^{n2=-0.250})$

本章でベースケースとして用いた各機器効率及び圧力損失を表4.1に示す。尚、ベースケースとして用いた各機器の効率は4章同様、GAデータならびに従来の検討データにより設定したものである。

4. 2 候補サイクルの効率

各候補サイクルのベースケースにおけるサイクル効率、圧力比を表4.2に示す。本表に示すように、直接一再生・中間冷却サイクルが最も高効率となり、間接サイクルではIHXでの2次ヘリウムの温度低下ならびにヘリウム循環機動力により効率が低下する。再生・中間冷却サイクルで比較すると、間接サイクルは直接サイクルに対し約3.7%効率が低下する。また、間接サイクルにおいて再熱を行った場合の効率は直接一再生・中間冷却サイクルとほぼ等しい効率となるものの、前章に述べたようにIHXの構造及び系統構成が複雑となり経済性の面で不利である。

4. 3 各候補サイクルにおける機器効率の影響

各候補サイクルにおいて、効率に対する機器効率の影響を検討した結果を表4.3～表4.6及び図4.1～図4.24に示す。ここで、圧力比はコンプレッサの圧縮比を示している。図4.1～図4.20に示すように圧力比が低い場合、前章で圧力比にかかわらず系統の圧力損失一定とした検討に対し効率の低下が著しい。これは、本検討では前項により圧力損失の変化を考慮しており、低圧力比→高タービン出口温度→高炉心入口温度（再生熱交換器の低温側ヘリウム出口温度）→低炉心出入口温度差→ヘリウム流量増加→系統圧力損失増加となるためである。また、前章における検討結果に対し各候補サイクルで最大の効率を与える圧力が高くなっている。これは、前章の検討において用いた圧力損失と本検討で用いた各機器における圧力損失が異なっており、さらに圧力損失の変化を(4.10)式で補正しているためである。前述通りサイクル効率は各機器の詳細設計により機器効率、圧力損失等の清算を行う必要があるものの、各機器効率のサイクル効率に対する影響の程度は変わらないものと考えられる。

各候補サイクルに対する、①再生熱交換器温度効率②コンプレッサ効率③タービン効率④炉心出口温度⑤系統圧力の影響を表4.7に示す。各候補サイクルに対する各機器効率の影響は以下の通りである。

(1) 再生熱交換器温度効率

各サイクルで再生熱交換器の温度効率の変化によるサイクル効率の変化はほぼ等しく、温度効率を95%から90%へ低下させた場合約2%の効率低下となる。前章の3.5%に対し、温度効率の影響が低くなったのは、温度効率低下→交換熱量減少→再生熱交換器伝熱面積減少→圧力損失低下によるものである。従って、温度効率が低くなるほどこの影響は少なくなる。

(2) コンプレッサ断熱効率、タービン断熱効率

再生熱交換器の温度効率同様、各サイクルに対する断熱効率の影響はほぼ等しく、コンプレッサ断熱効率及びコンプレッサ断熱効率の2%改善により効率は約1%増加する。また、断熱効率が低いほどこの影響は大きくなる。さらに、変化の程度は少ないものの、コンプレッサ断熱効率の減少と共に効率最大を与える圧力比は小さくなり、タービン断熱効率の減少と共に効率最大を与える圧力比は大きくなる。

(3) 炉心出口温度

炉心出口温度においても、各サイクルにおいて与える影響はほぼ同じであり、炉心出口温度が50°C高くなると効率は約2%上昇する。また、炉心温度が高くなるほど炉心温度の効率に対する影響は少なくなる。さらに、炉心出口温度の高温化に伴い効率最大を与える圧力比は高くなる。

(4) 系統圧力

前章では、圧力比にかかわらず系統圧力損失はタービン出口圧力に対し6%として、系統圧力に対する圧力損失の割合として評価を行った。本章では上述の(4.2)式により圧力によるヘリウム密度等の影響を考慮できるとして、系統圧力の影響を評価した。例えば70ataから80ataに系統圧力が10ata高くなる場合、効率は約1%高くなる。また、系統圧力が高くなるほど、圧力損失が低下し系統圧力に対する圧力損失の割合が低くなるため、効率の影響は少なくなる。さらに、系統圧力が高いほど効率最大を与える圧力比は低くなる。

各サイクルにおいて、各機器効率のサイクル効率に対する影響を整理したものを図4.21～図4.24に示す。基準ケース（ベースケース）は表4.1に示す評価ベースのデータである。図の横軸は各パラメータの基準ケースからの偏差、縦軸は基準ケースのサイクル効率との偏差を示している。図から明らかのように、いずれのサイクルにおいても各パラメータがサイクル効率に与える影響は同様な傾向を示している。パラメータの中ではタービン効率の与える影響が最も大きく、順次コンプレッサ効率、再生熱交換器温度効率、炉心出口温度、系統圧力となっている。

表4.1 ベースケース各機器効率

原子炉熱出力	MWt	450.0
炉心出口温度 : T_H	°C	850.0
コンプレッサ入口温度 : T_L	°C	35.0
タービン入口圧力 : P_H	ata	60.0
タービン効率 : η_t	%	92.0
コンプレッサ効率 : η_c	%	88.0
メカニカルロス : η_I	%	2.5
冷却損失 : η_2	%	1.0
再生熱交換器温度効率 : η_R	%	95.0
発電機効率 : η_g	%	98.0
圧力損失 : 合計	%	9.21
: 炉心	kg/cm ²	1.41
: 再生熱交換器(高温側)	kg/cm ²	2.40
: 再生熱交換器(低温側)	kg/cm ²	1.24
: プレクーラ	kg/cm ²	0.13
: 中間冷却器(1段目)	kg/cm ²	0.21
: 中間冷却器(2段目)	kg/cm ²	0.22
: 中間熱交換器(炉側)	kg/cm ²	1.38
: 中間熱交換器(2次系)	kg/cm ²	2.20
ヘリウム流量	T/h	1350.8

表4.2 ベースケースにおける候補サイクルの効率

候補サイクル	効率 (%)	最適圧力比* ¹
直接－再生	40.7	2.38
直接－再生・中間冷却	45.2	2.77
間接－再生・中間冷却	41.5	2.89
間接－再生・再熱・中間冷却	44.4	3.78

*1: コンプレッサの圧力比を示す。

表4.3 サイクル効率に対する機器効率の検討（直接／再生サイクル）

1. 再生熱交換器温度効率の影響							
再生熱交換器温度効率	η_R	%	95.0	90.0	85.0	80.0	
圧力比	P_H/PL	-	2.38	2.46	2.59	2.73	
サイクル効率	%	%	40.7	38.9	37.4	36.1	
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	5.08	4.08	3.34	2.81	
2. コンプレッサ効率の影響							
コンプレッサ効率	η_c	%	100.0	98.0	96.0	94.0	92.0
圧力比	P_H/PL	-	2.44	2.43	2.42	2.41	2.40
サイクル効率	%	%	46.3	45.4	44.6	43.7	42.7
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	4.88	4.91	4.95	4.98	5.01
5.05	5.08	5.12					
3. タービン効率の影響							
タービン効率	η_t	%	100.0	98.0	96.0	94.0	92.0
圧力比	P_H/PL	-	2.32	2.33	2.35	2.36	2.38
サイクル効率	%	%	45.8	44.7	43.4	42.1	40.7
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	4.35	4.52	4.69	4.88	5.08
5.29							
4. 炉心出口温度の影響							
炉心出口温度	T_H	°C	800.0	850.0	900.0	950.0	1000.0
圧力比	P_H/PL	-	2.36	2.38	2.40	2.42	2.44
サイクル効率	%	%	38.7	40.7	42.6	44.3	45.8
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	5.12	5.08	5.04	4.99	4.93
4.55							
5. 系統圧力の影響							
系統圧力	P_H	ata	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0
圧力比	P_H/PL	-	2.61	2.38	2.23	2.13	2.06
サイクル効率	%	%	38.5	40.7	42.2	43.2	43.9
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	6.44	5.08	4.11	3.38	2.83
2.41							

表4.4 サイクル効率に対する機器効率の検討（直接／再生・中間冷却サイクル）

1. 再生熱交換器温度効率の影響							
再生熱交換器温度効率	η_R	%	95.0	90.0	85.0	80.0	
圧力比	P_H/PL	-	2.77	3.01	3.30	3.60	
サイクル効率	%	%	45.2	43.1	41.4	39.9	
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	4.81	3.82	3.18	2.76	
2. コンプレッサ効率の影響							
コンプレッサ効率	η_c	%	100.0	98.0	96.0	94.0	92.0
圧力比	P_H/PL	-	2.87	2.85	2.83	2.82	2.80
サイクル効率	%	%	50.4	49.7	48.8	48.0	47.1
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	4.51	4.56	4.61	4.65	4.71
4.76	4.81	4.87					
3. タービン効率の影響							
タービン効率	η_t	%	100.0	98.0	96.0	94.0	92.0
圧力比	P_H/PL	-	2.70	2.72	2.73	2.75	2.77
サイクル効率	%	%	49.8	48.7	47.6	46.5	45.2
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	4.04	4.22	4.40	4.60	4.81
5.04							
4. 炉心出口温度の影響							
炉心出口温度	T_H	°C	800.0	850.0	900.0	950.0	1000.0
圧力比	P_H/PL	-	2.73	2.77	2.80	2.84	2.88
サイクル効率	%	%	43.3	45.2	47.0	48.6	50.1
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	4.94	4.81	4.69	4.57	4.46
3.11	3.11	3.89					
5. 系統圧力の影響							
系統圧力	P_H	ata	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0
圧力比	P_H/PL	-	3.05	2.77	2.59	2.47	2.38
サイクル効率	%	%	43.7	45.2	46.2	46.9	47.4
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	6.46	4.81	3.74	3.00	2.46
47.8	47.8	2.06					

表4.5 サイクル効率に対する機器効率の検討（間接／再生・中間冷却サイクル）

1. 再生熱交換器温度効率の影響							
再生熱交換器温度効率	η_R	%	95.0	90.0	85.0	80.0	
圧力比	P_H/PL	-	2.89	3.08	3.32	3.57	
サイクル効率	%	%	41.5	39.8	38.3	37.1	
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	5.47	4.54	3.90	3.45	
2. コンプレッサ効率の影響							
コンプレッサ効率	η_c	%	100.0	98.0	96.0	94.0	92.0
圧力比	P_H/PL	-	2.99	2.98	2.96	2.94	2.92
サイクル効率	%	%	47.1	46.3	45.4	44.5	43.6
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	5.15	5.20	5.25	5.30	5.36
3. タービン効率の影響							
タービン効率	η_t	%	100.0	98.0	96.0	94.0	92.0
圧力比	P_H/PL	-	2.82	2.83	2.85	2.87	2.89
サイクル効率	%	%	46.4	45.3	44.1	42.9	41.5
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	4.65	4.84	5.03	5.25	5.47
4. 炉心出口温度の影響							
炉心出口温度	T_H	°C	800.0	850.0	900.0	950.0	1000.0
圧力比	P_H/PL	-	2.85	2.89	2.92	2.96	3.00
サイクル効率	%	%	39.3	41.5	43.6	45.4	47.1
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	5.60	5.47	5.35	5.23	5.12
5. 系統圧力の影響							
系統圧力	P_H	ata	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0
圧力比	P_H/PL	-	3.20	2.89	2.69	2.56	2.47
サイクル効率	%	%	39.8	41.5	42.7	43.4	43.9
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	7.38	5.47	4.24	3.38	2.77

表4.6 サイクル効率に対する機器効率の検討（間接／再生・再熱・中間冷却サイクル）

1. 再生熱交換器温度効率の影響							
再生熱交換器温度効率	η_R	%	95.0	90.0	85.0	80.0	
圧力比	P_H/PL	-	3.78	4.20	4.67	5.16	
サイクル効率	%	%	44.4	42.7	41.2	39.9	
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	6.46	5.47	4.78	4.29	
2. コンプレッサ効率の影響							
コンプレッサ効率	η_c	%	100.0	98.0	96.0	94.0	92.0
圧力比	P_H/PL	-	3.96	3.93	3.90	3.87	3.84
サイクル効率	%	%	49.7	48.9	48.1	47.2	46.3
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	6.15	6.20	6.25	6.30	6.35
3. タービン効率の影響							
タービン効率	η_t	%	100.0	98.0	96.0	94.0	92.0
圧力比	P_H/PL	-	3.71	3.73	3.74	3.76	3.78
サイクル効率	%	%	48.9	47.9	46.8	45.6	44.4
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	5.63	5.82	6.02	6.23	6.46
4. 炉心出口温度の影響							
炉心出口温度	T_H	°C	800.0	850.0	900.0	950.0	1000.0
圧力比	P_H/PL	-	3.72	3.78	3.84	3.90	3.97
サイクル効率	%	%	42.3	44.4	46.4	48.1	49.7
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	6.58	6.46	6.33	6.22	6.11
5. 系統圧力の影響							
系統圧力	P_H	ata	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0
圧力比	P_H/PL	-	4.24	3.78	3.49	3.30	3.16
サイクル効率	%	%	42.7	44.4	45.5	46.2	46.7
圧力損失割合	$\Delta P/P_H$	%	8.93	6.46	4.92	3.88	3.14

表4.7 候補サイクルに対する機器効率の影響

候補サイクル	効率増加 (%)				
	①	②	③	④	⑤
直接-再生	1.78	0.98	1.38	1.85	1.44
直接-再生・中間冷却	2.12	0.92	1.22	1.75	1.00
間接-再生・中間冷却	1.75	0.98	1.30	2.02	1.10
間接-再生・再熱・中間冷却	1.76	0.93	1.20	1.93	1.04

(注記) 下記機器効率の変化の影響を示す。

- ①再生熱交換器温度効率 : 90%→95%の場合
- ②コンプレッサ断熱効率 : 88%→90%の場合
- ③タービン断熱効率 : 92%→94%の場合
- ④炉心出口温度 : 850°C→900°Cの場合
- ⑤系統圧力 : 60ata→70ataの場合

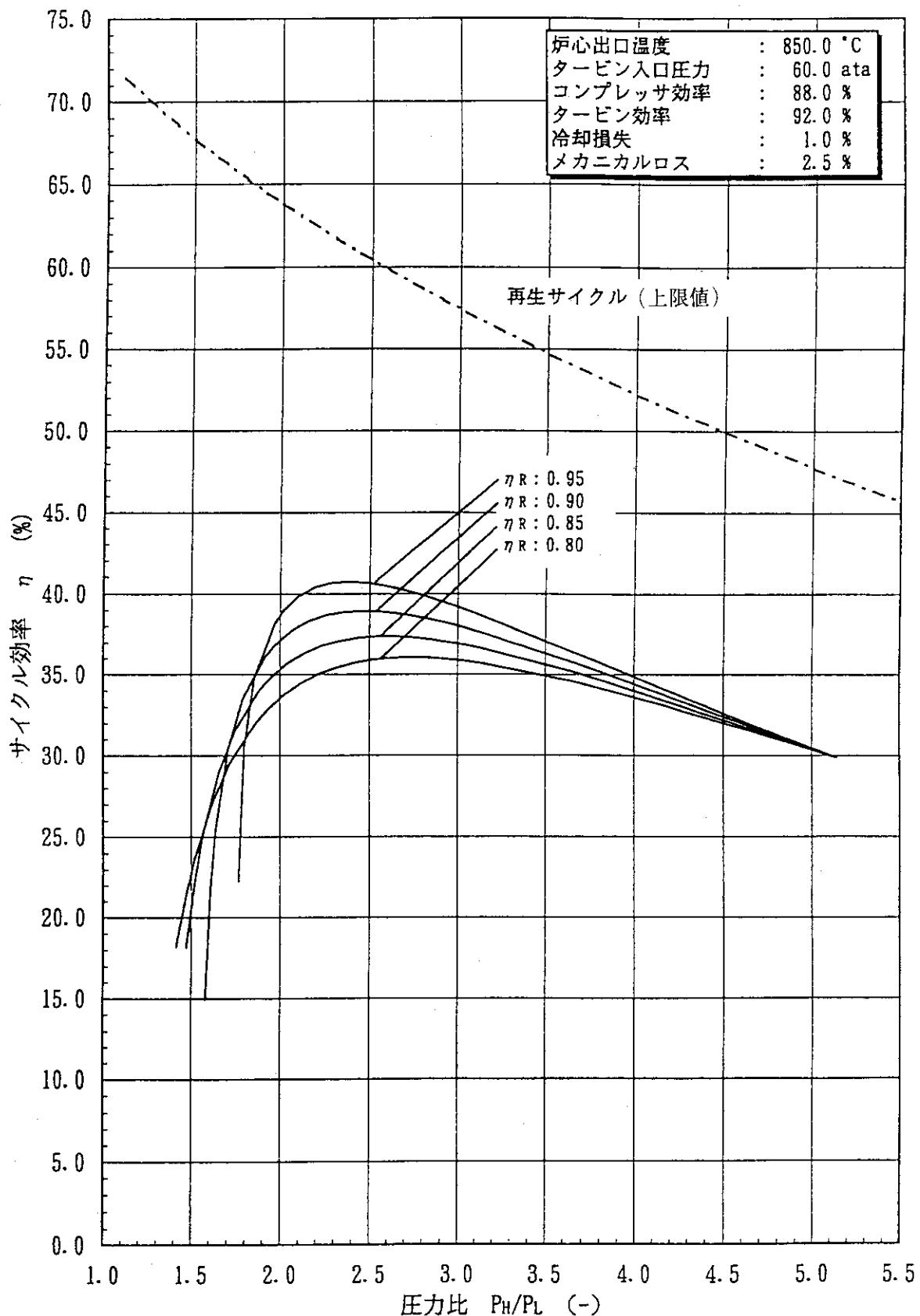


図4.1 再生熱交換器温度効率の影響（直接／再生サイクル）

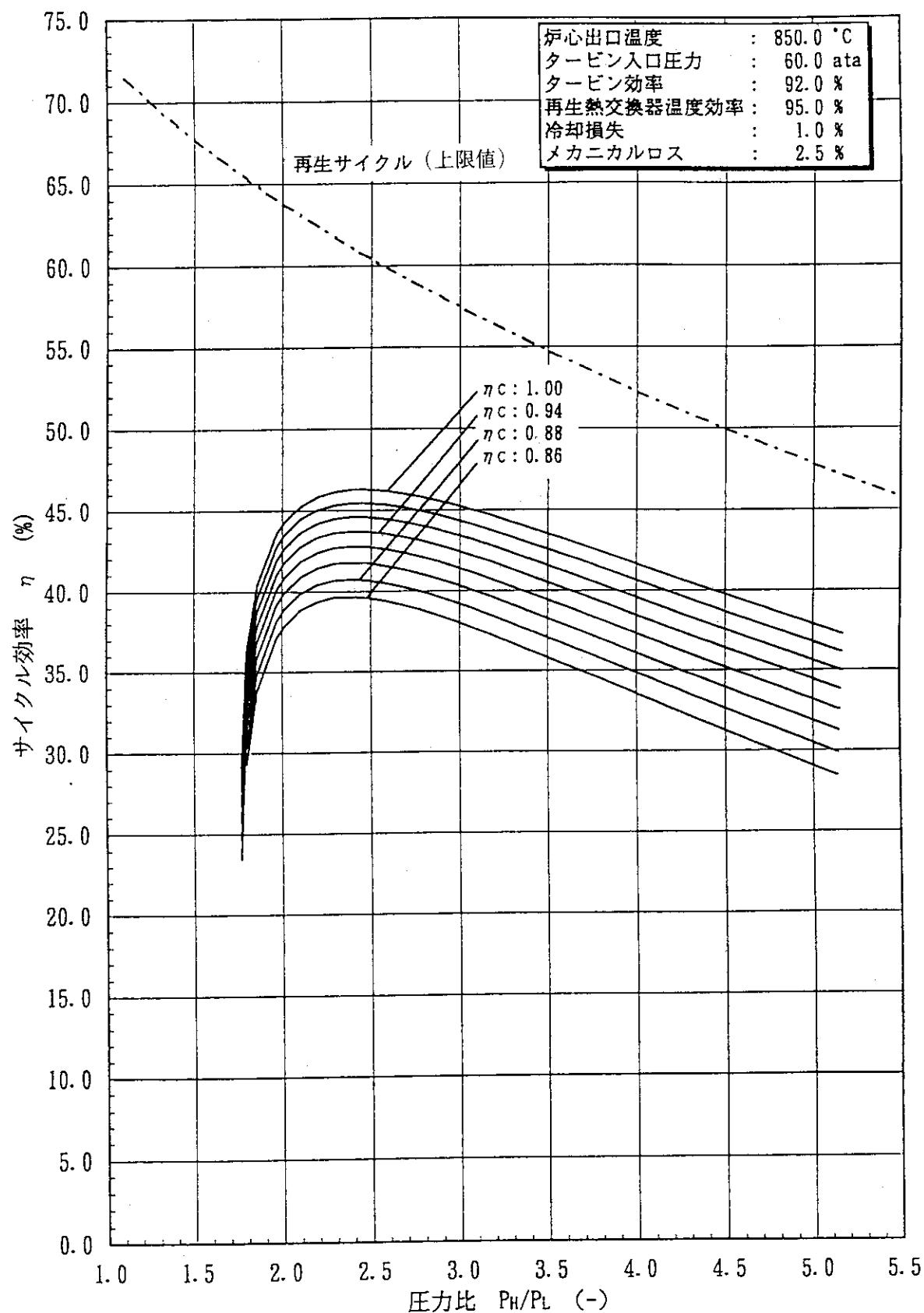


図4.2 コンプレッサ効率の影響（直接／再生サイクル）

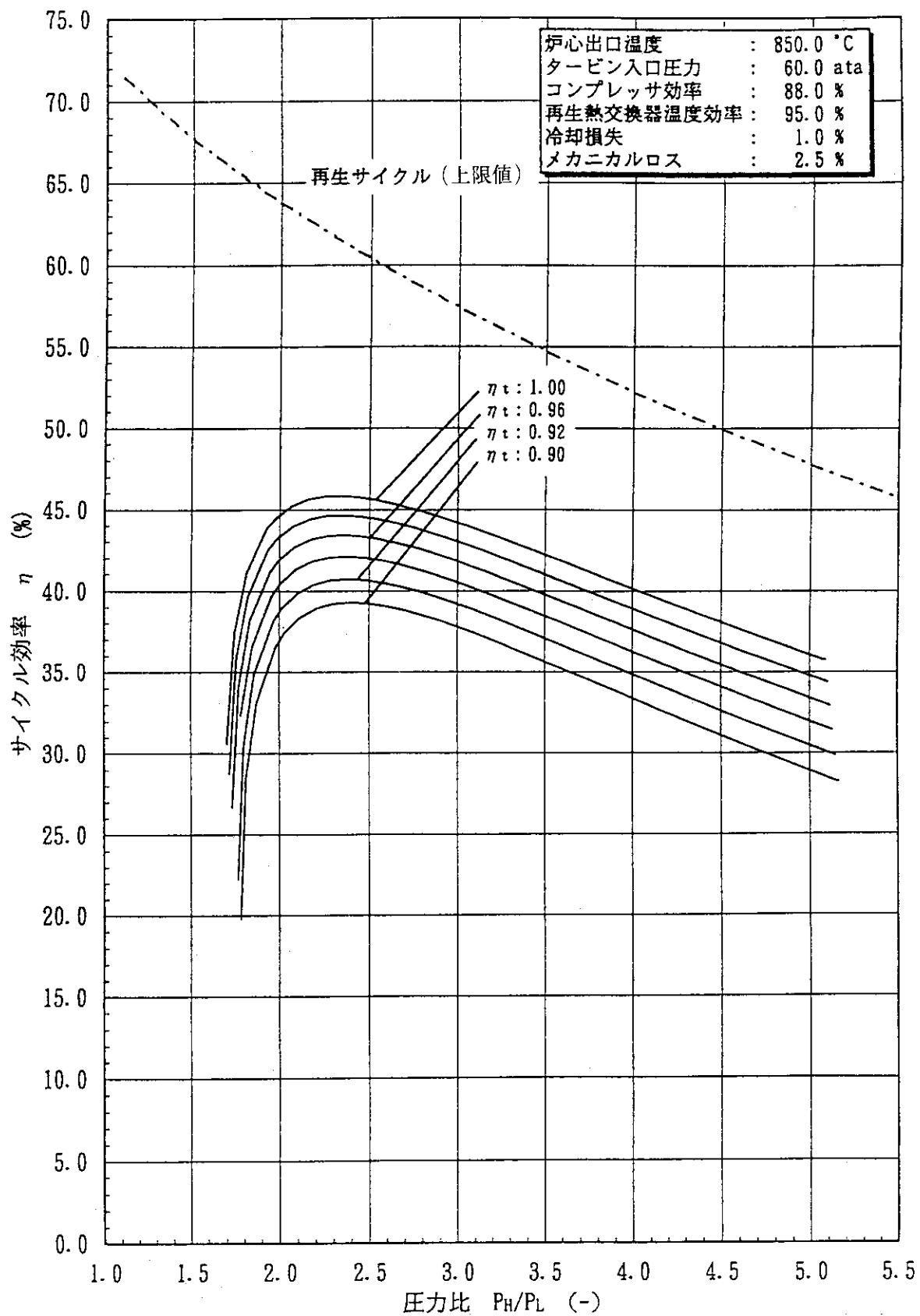


図4.3 タービン効率の影響（直接／再生サイクル）

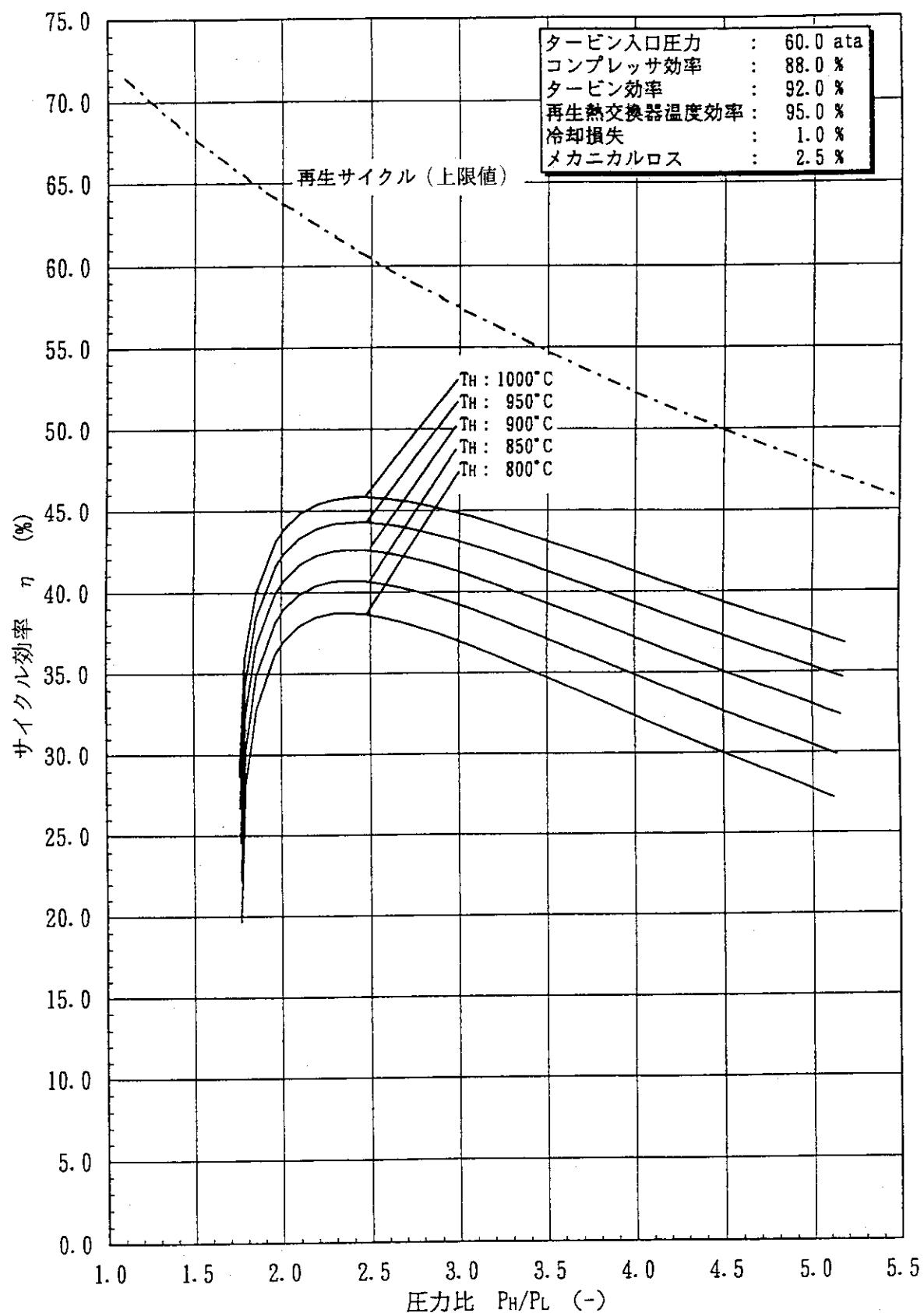


図4.4 炉心出口温度の影響（直接／再生サイクル）

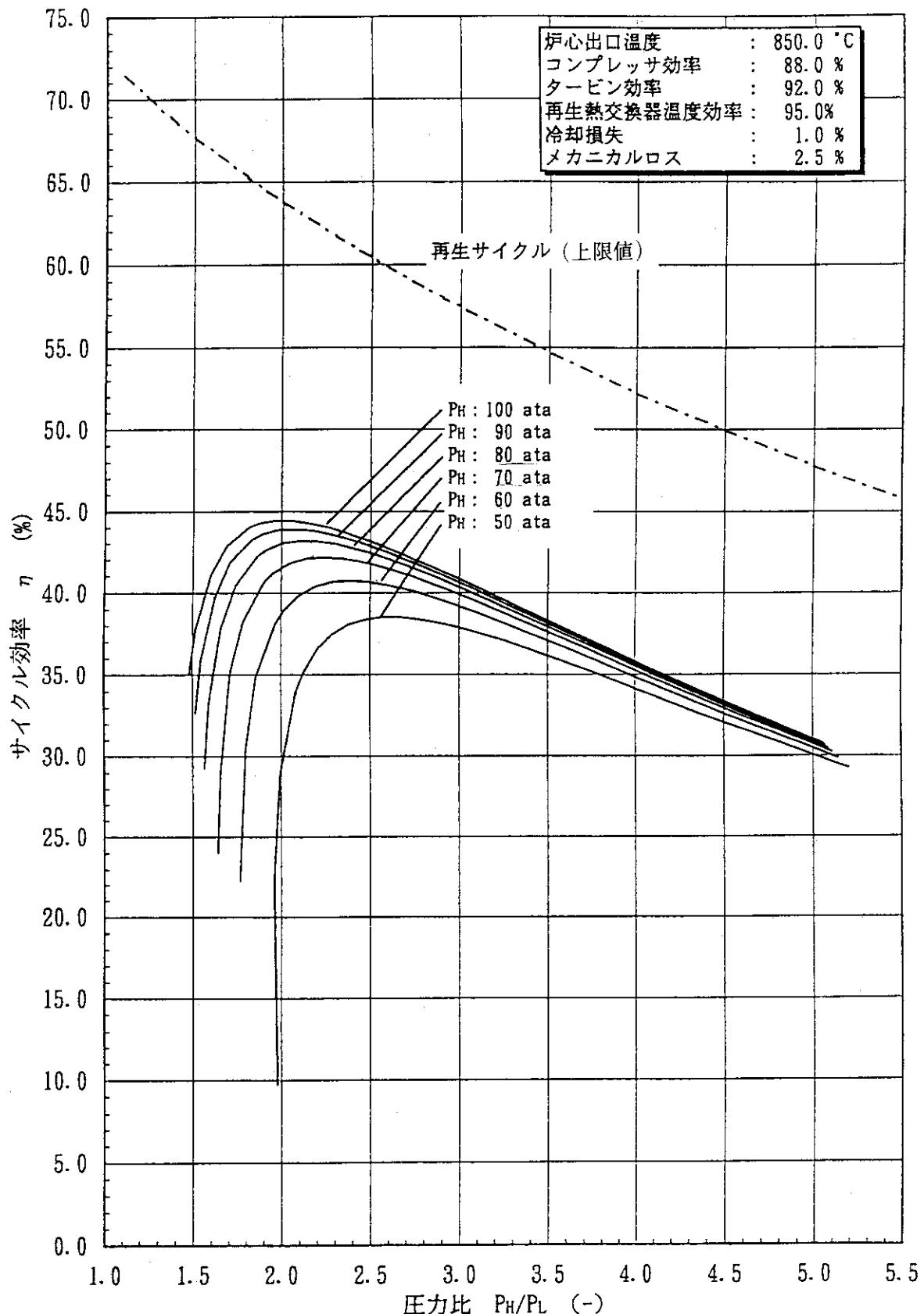


図4.5 系統圧力の影響（直接／再生サイクル）

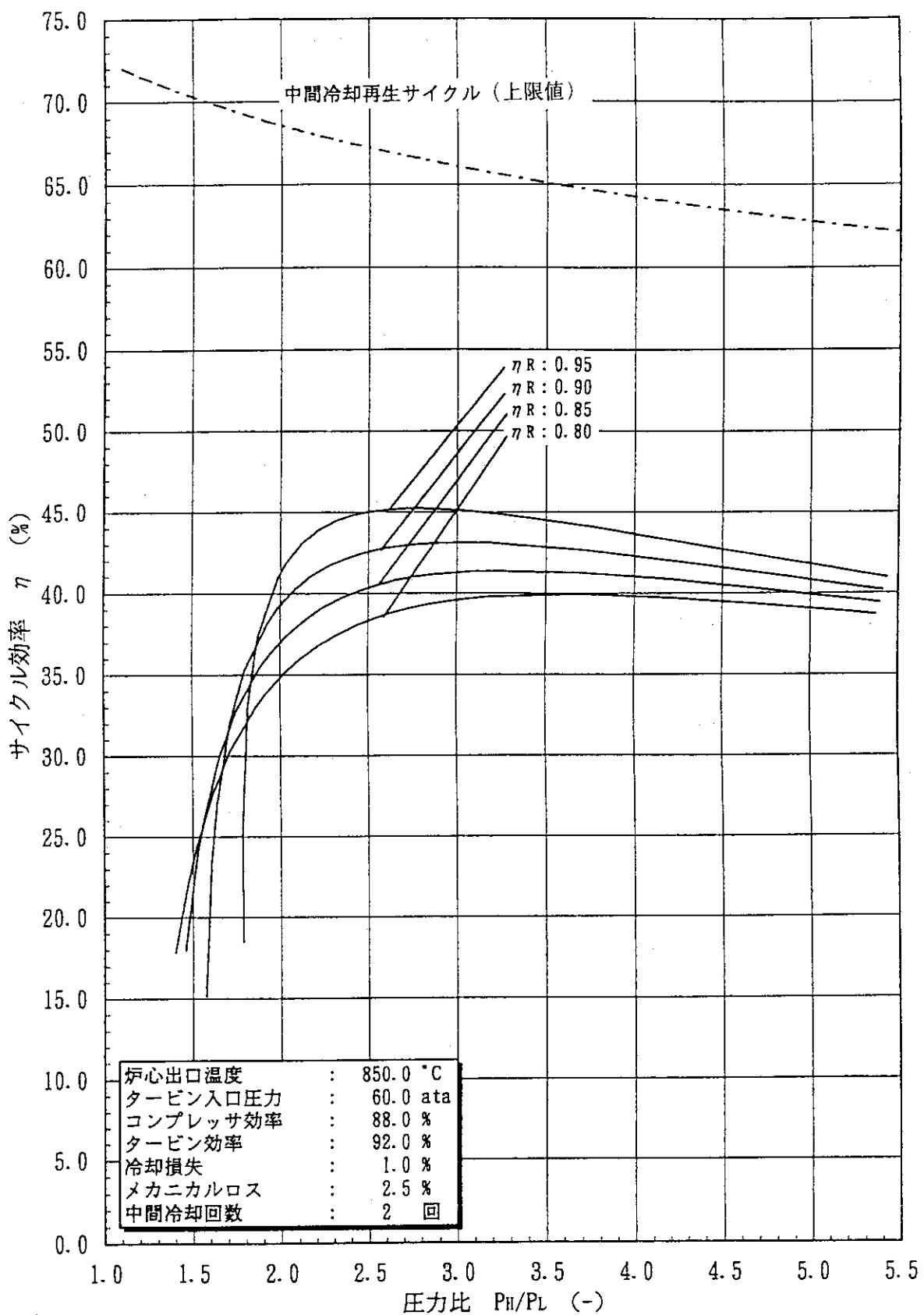


図4.6 再生熱交換器温度効率の影響（直接／再生・中間冷却サイクル）

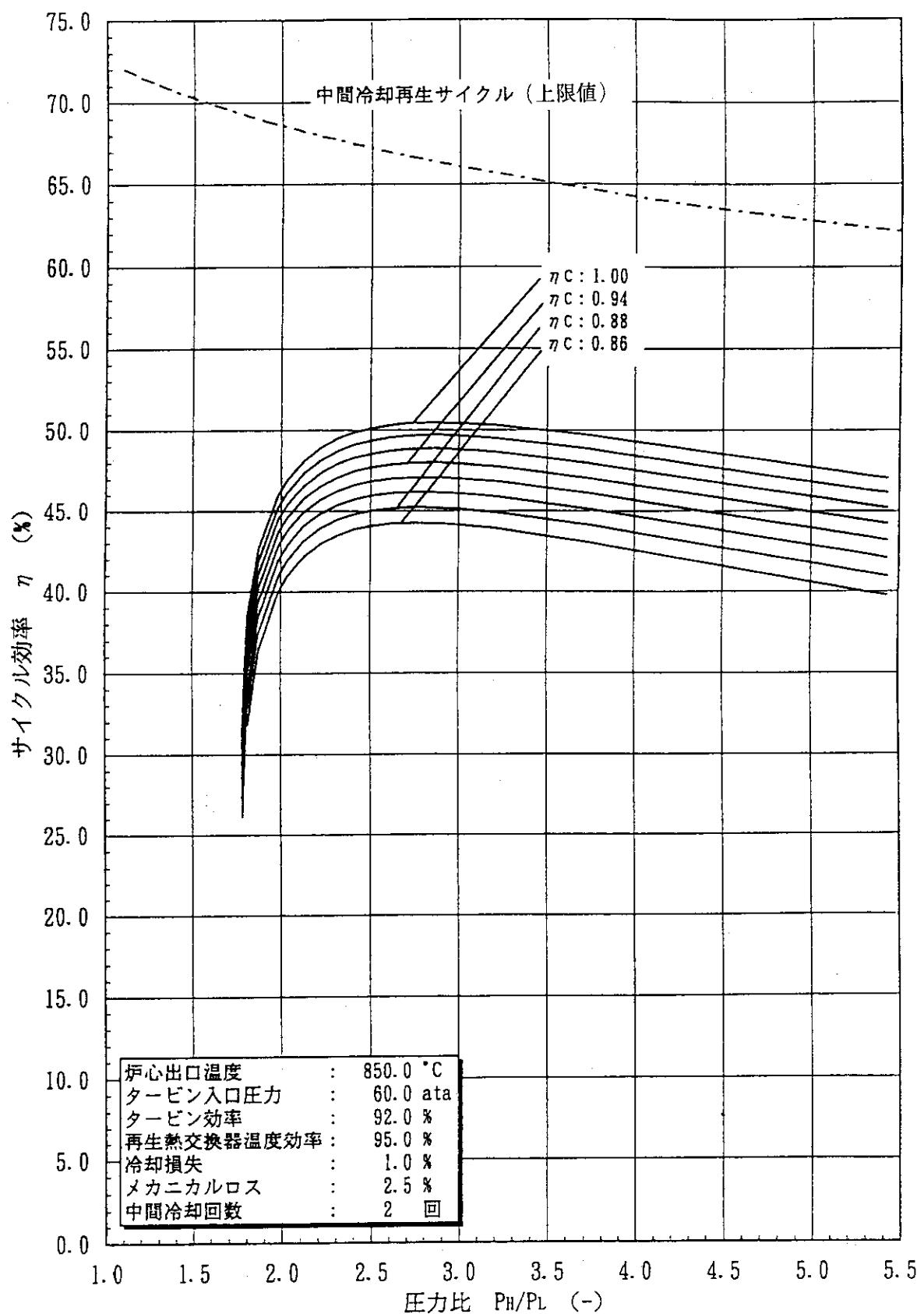


図4.7 コンプレッサ効率の影響 (直接／再生・中間冷却サイクル)

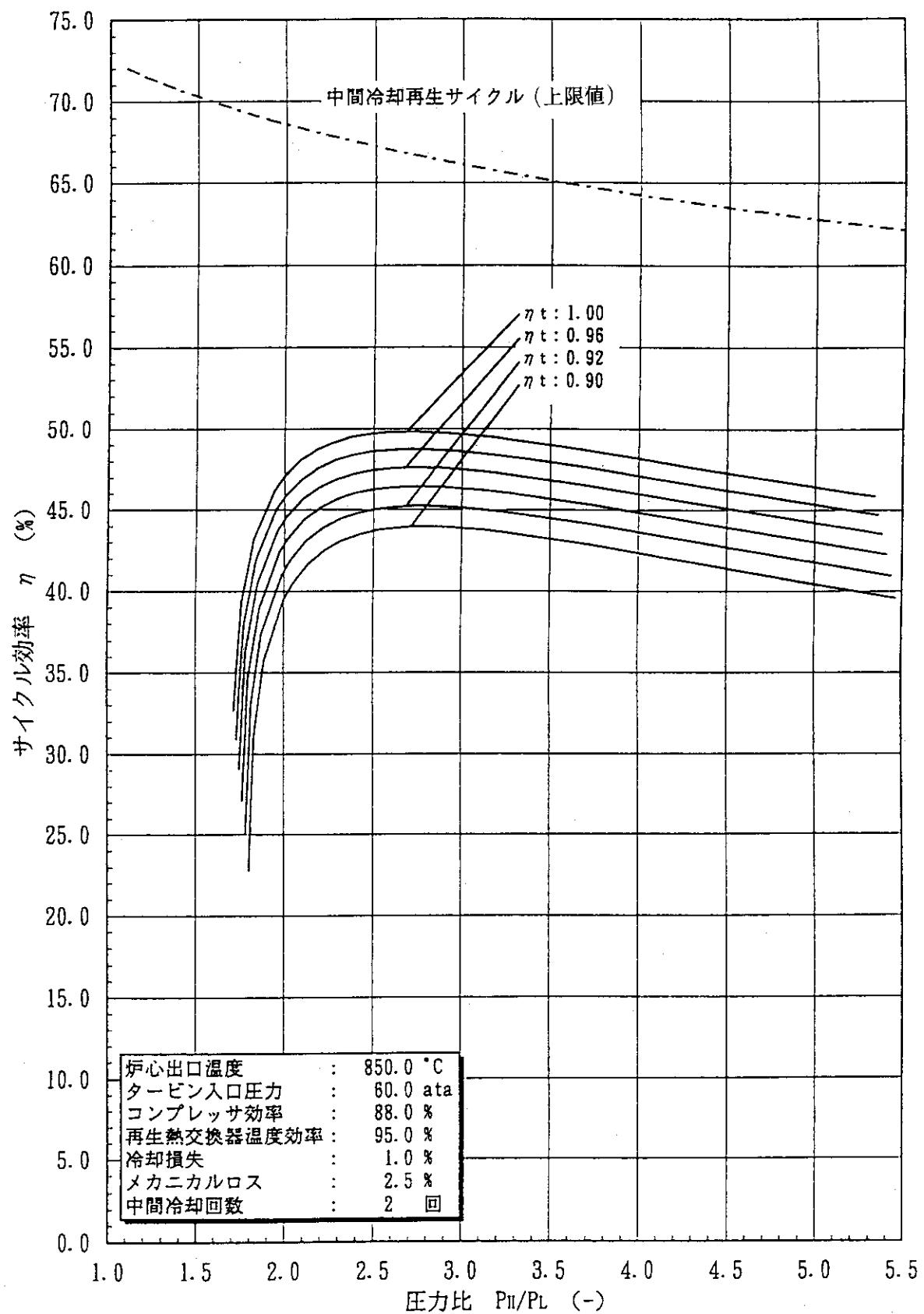


図4.8 タービン効率の影響（直接／再生・中間冷却サイクル）

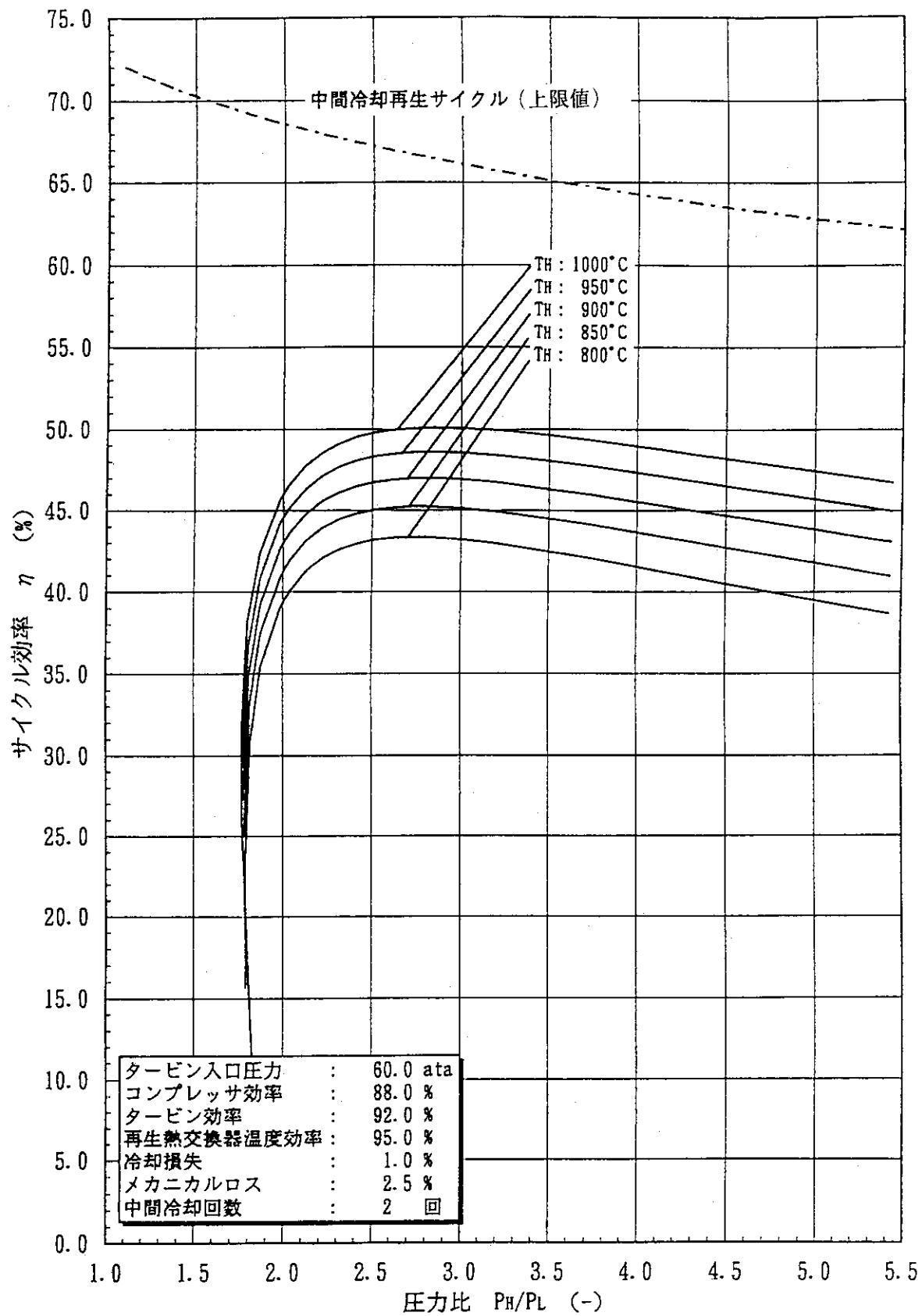


図4.9 炉心出口温度の影響（直接／再生・中間冷却サイクル）

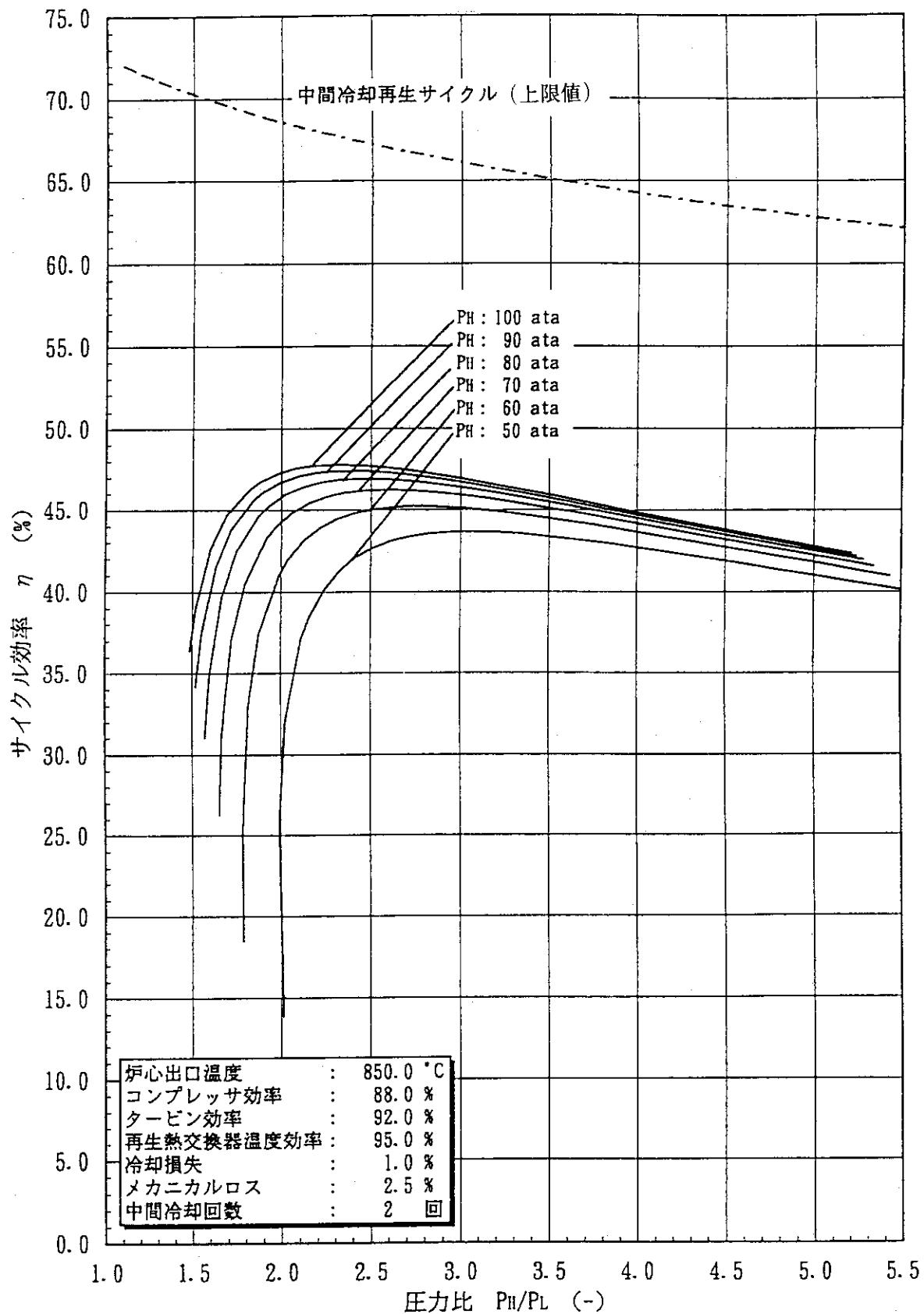


図4.10 系統圧力の影響（直接／再生・中間冷却サイクル）

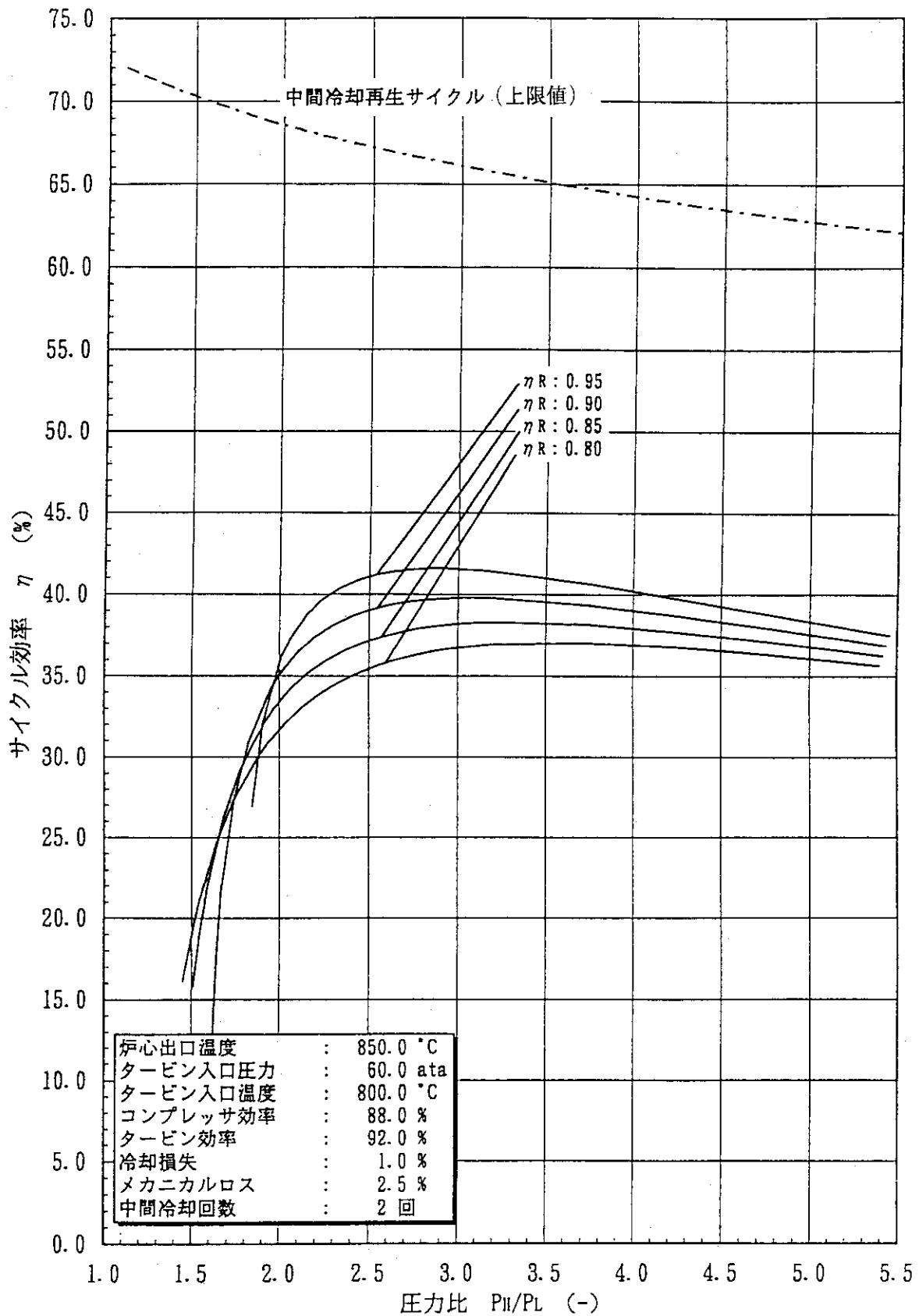


図4.11 再生熱交換器温度効率の影響（間接／再生・中間冷却サイクル）

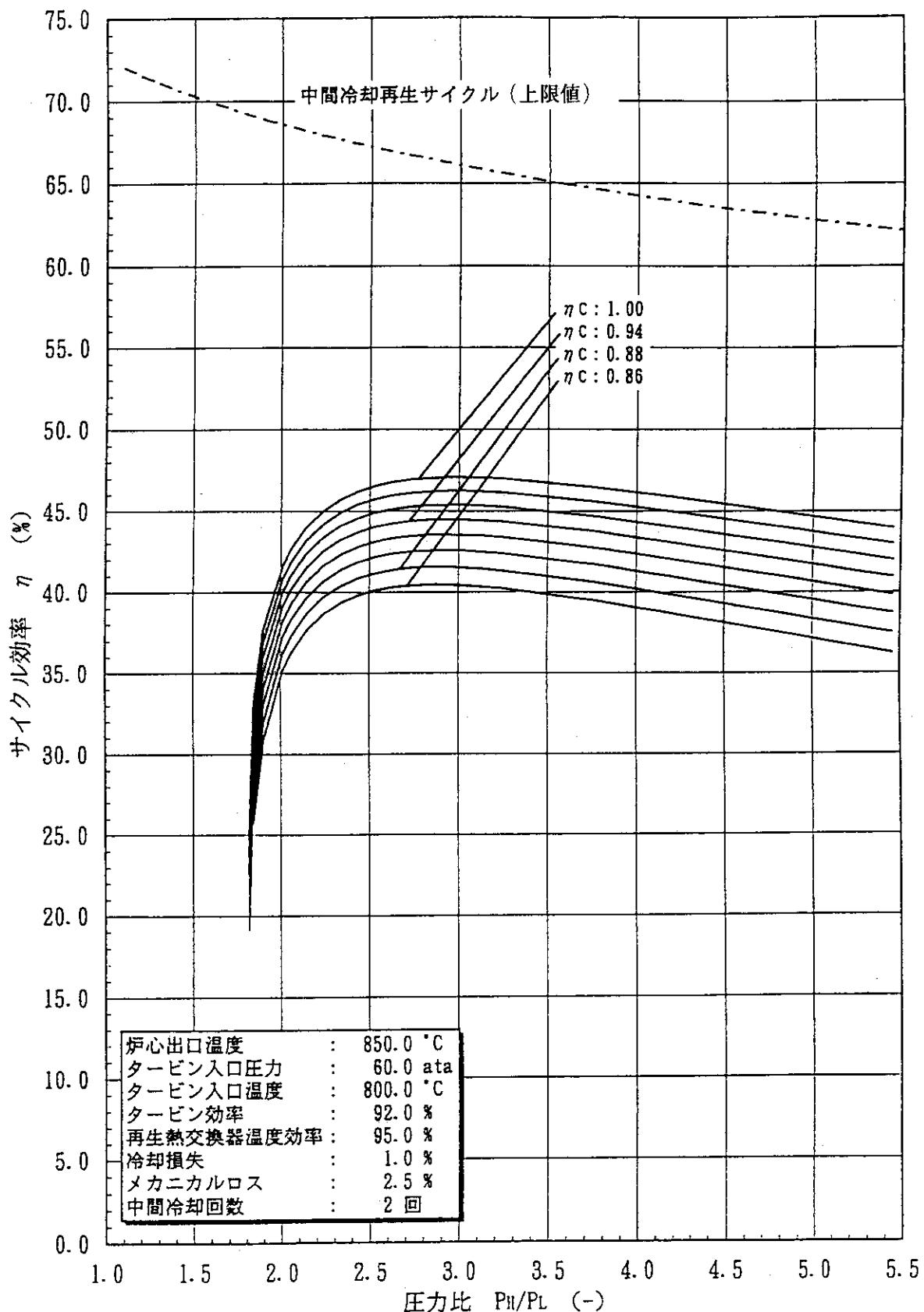


図4.12 コンプレッサ効率の影響(間接／再生・中間冷却サイクル)

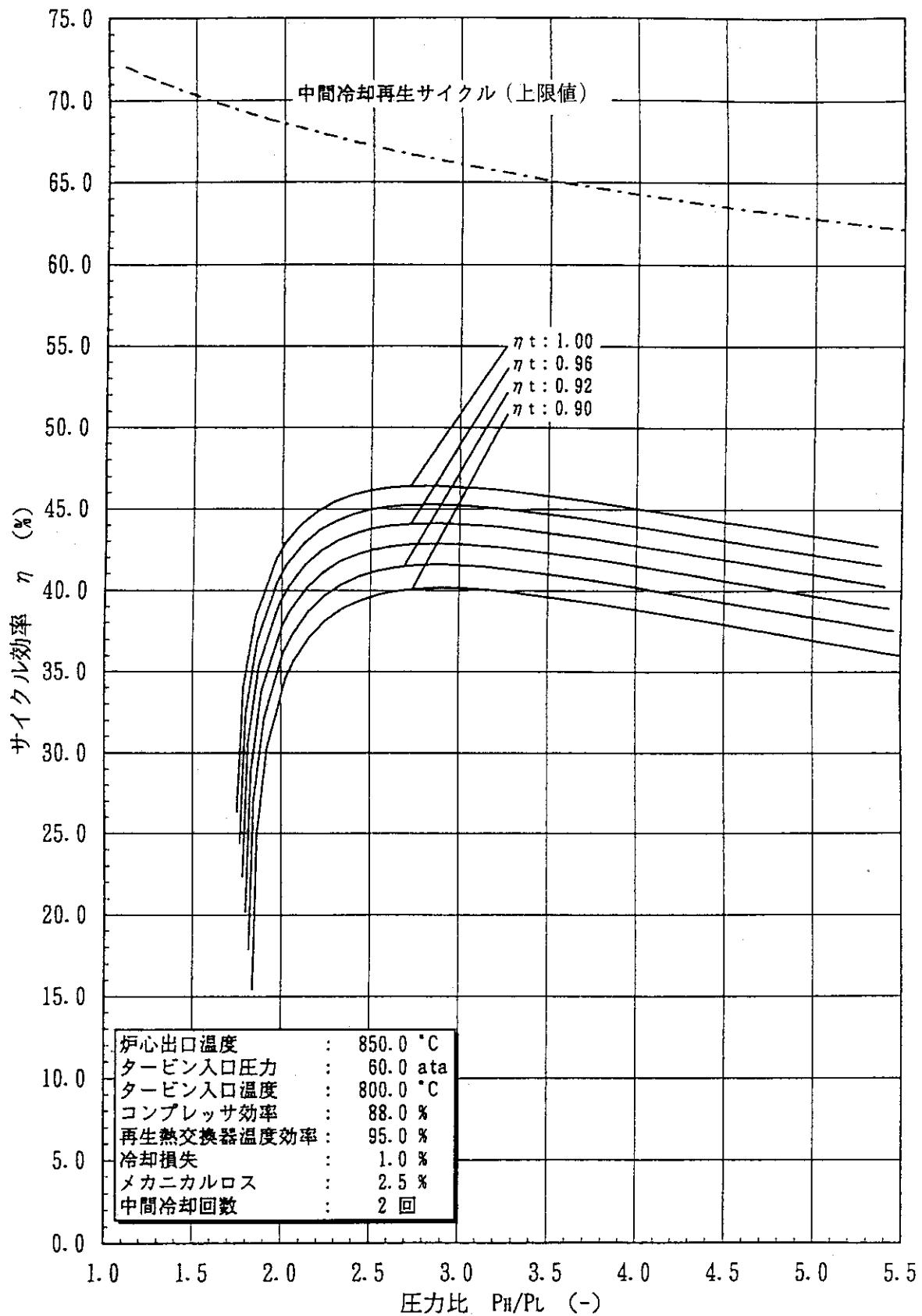


図4.13 タービン効率の影響（間接／再生・中間冷却サイクル）

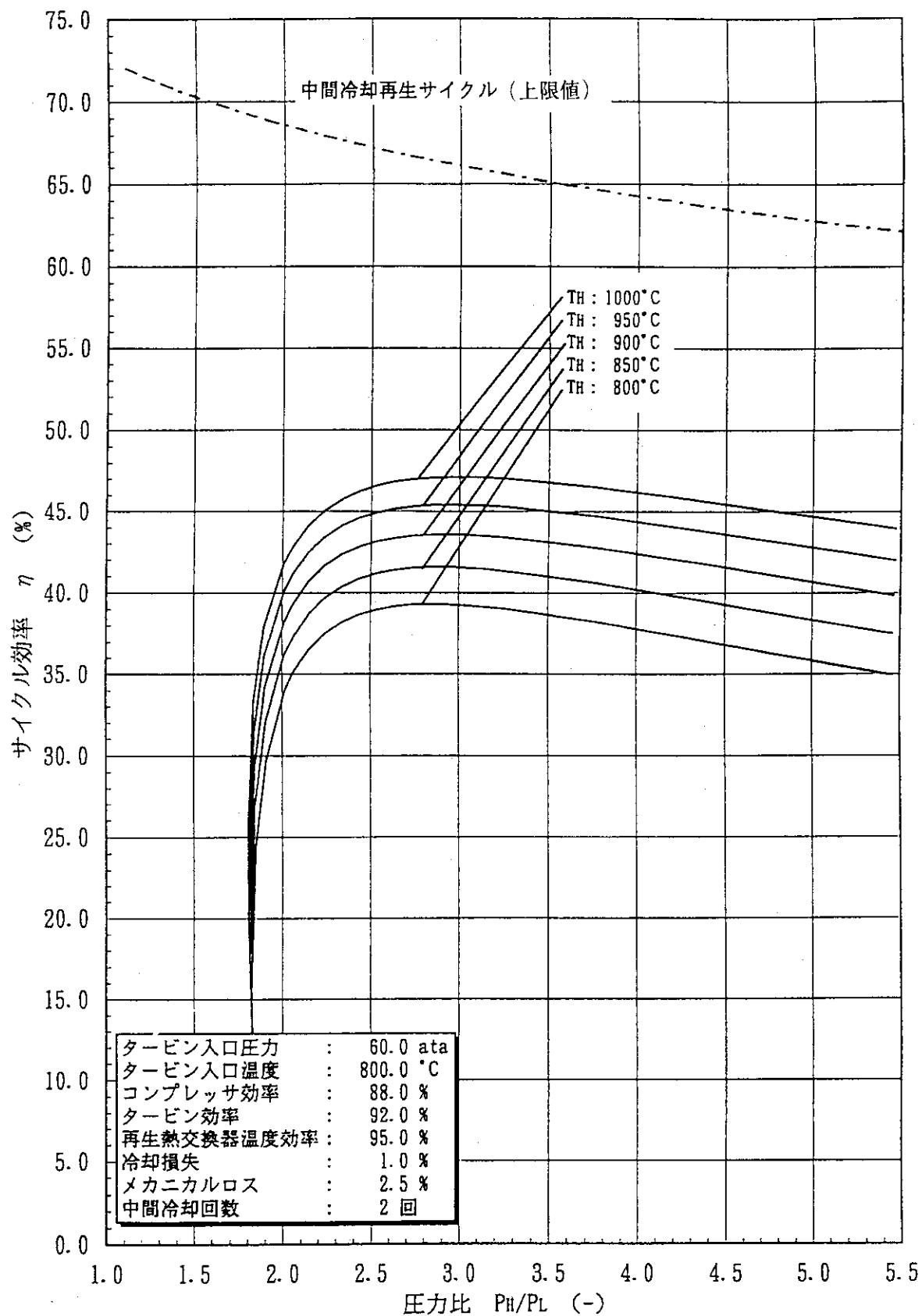


図4.14 炉心出口温度の影響（間接／再生・中間冷却サイクル）

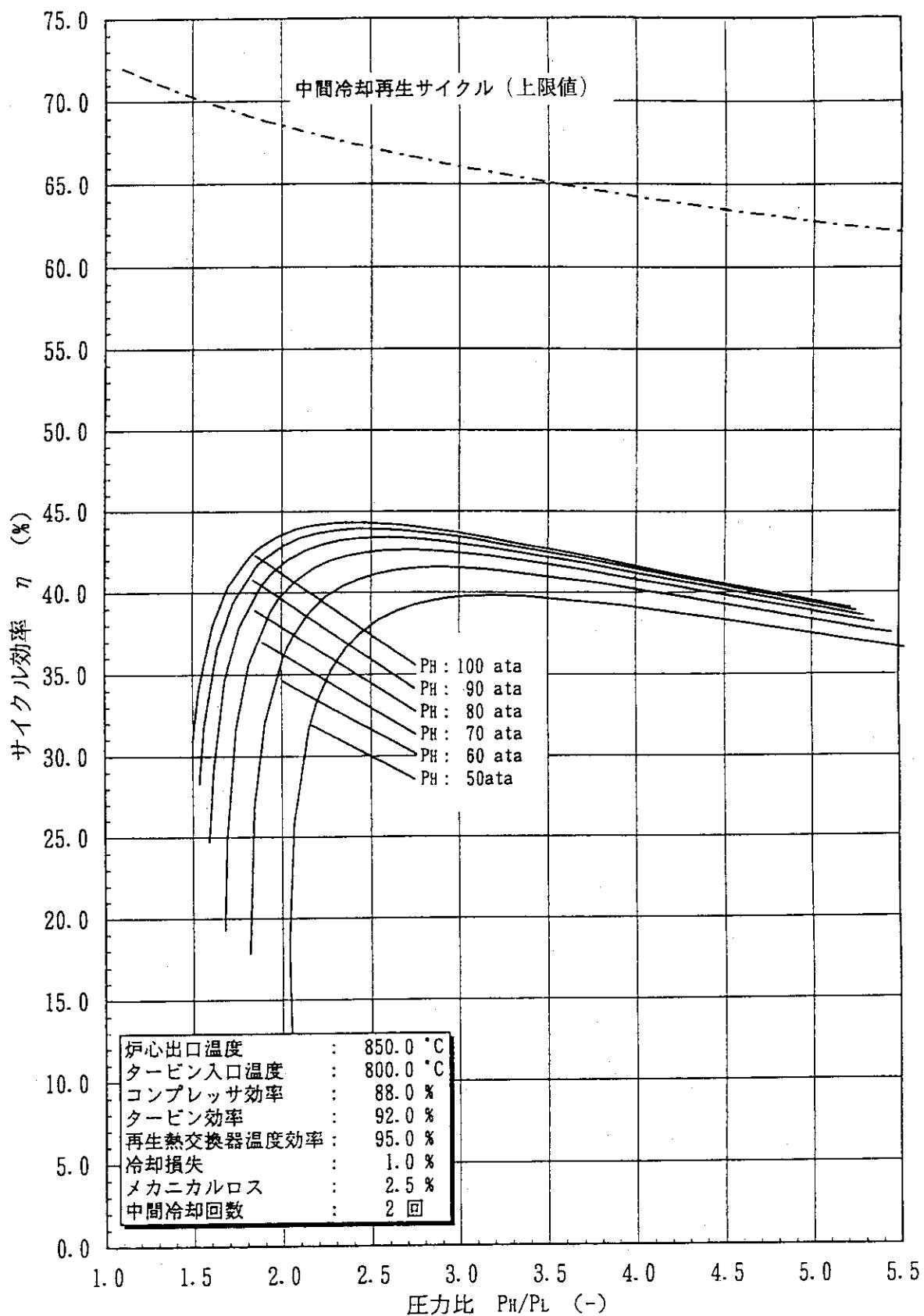


図4.15 系統圧力の影響（間接／再生・中間冷却サイクル）

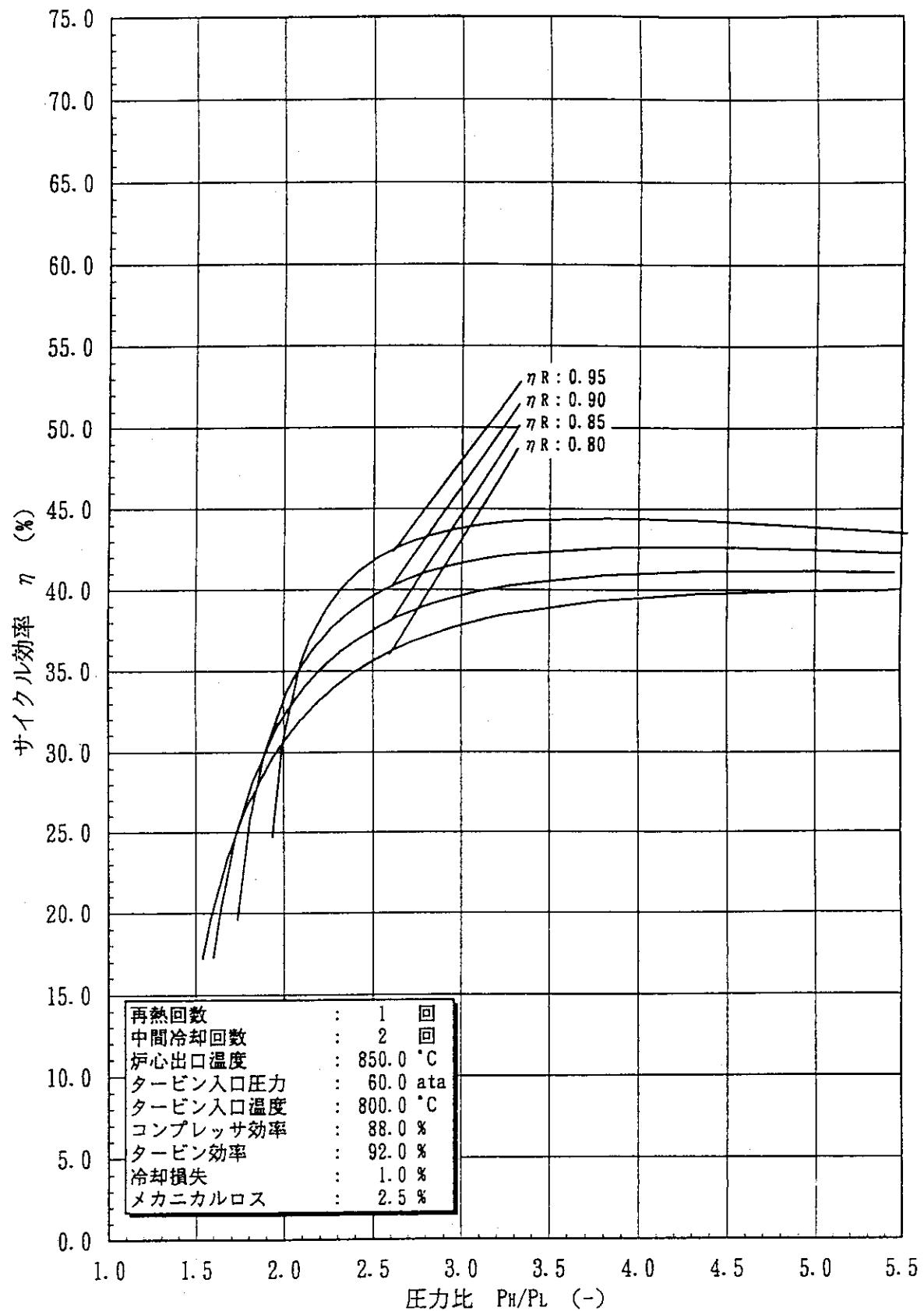


図4.16 再生熱交換器温度効率の影響（間接／再生・再熱・中間冷却サイクル）

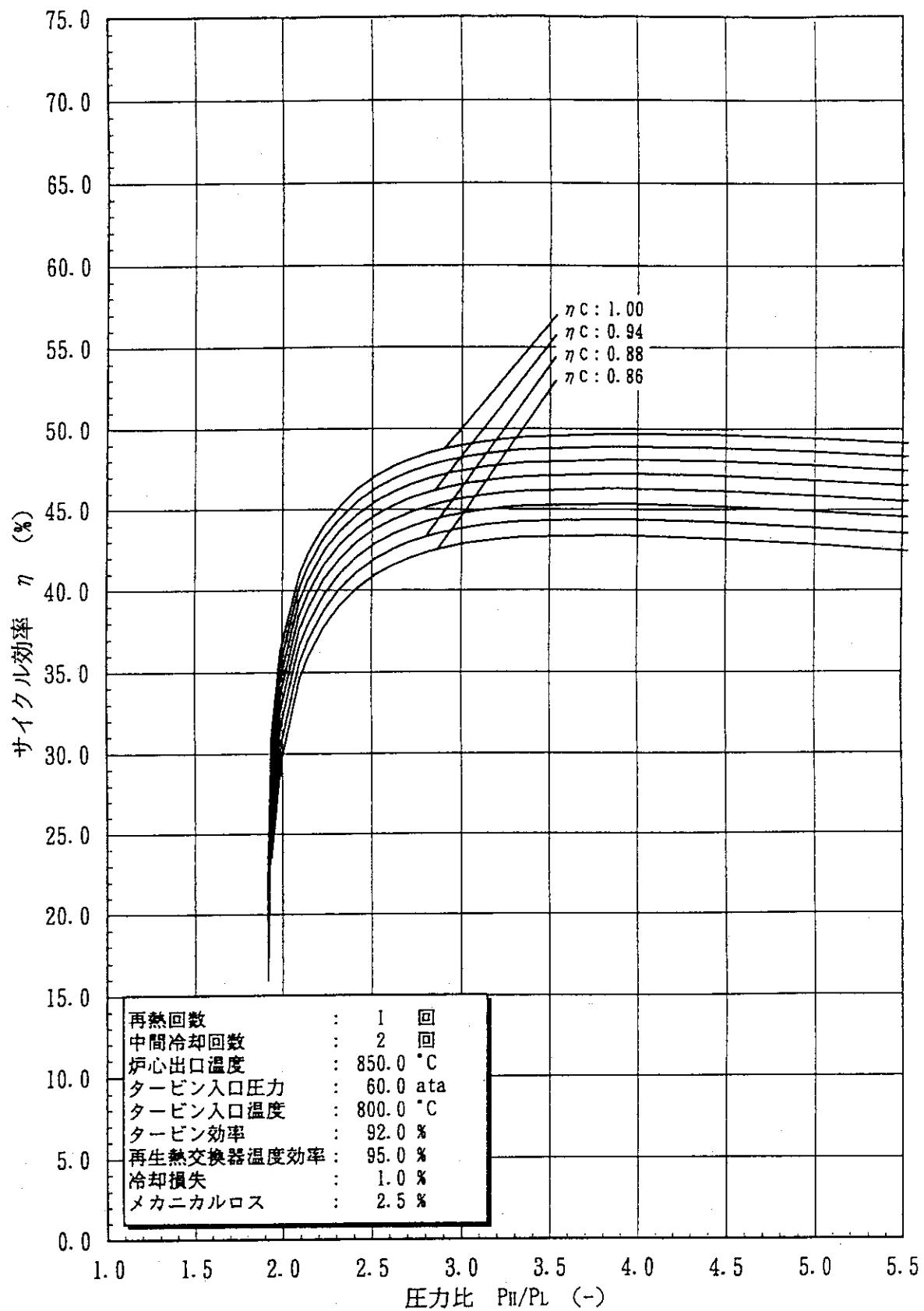


図4.17 コンプレッサ効率の影響（間接／再生・再熱・中間冷却サイクル）

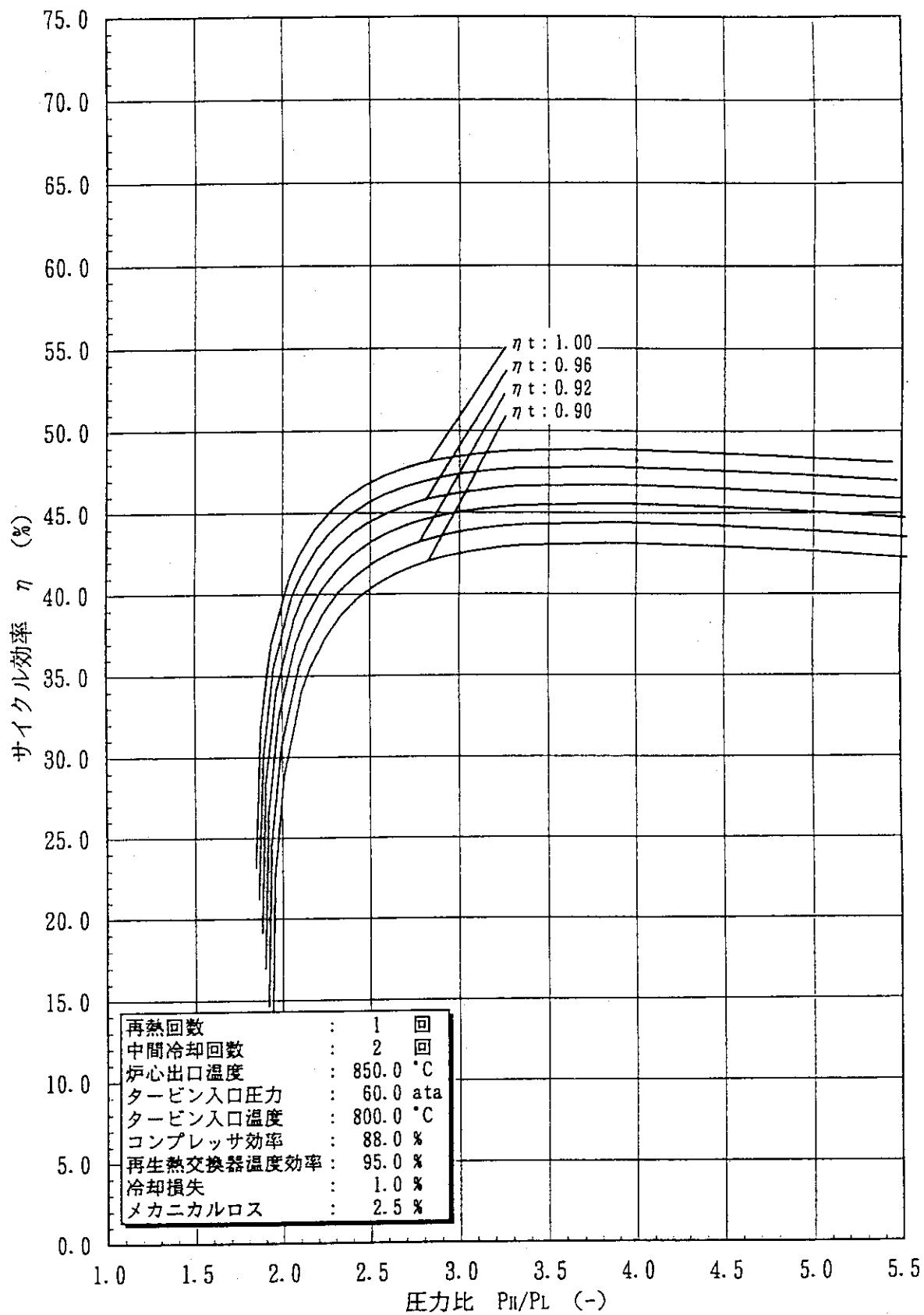


図4.18 タービン効率の影響（間接／再生・再熱・中間冷却サイクル）

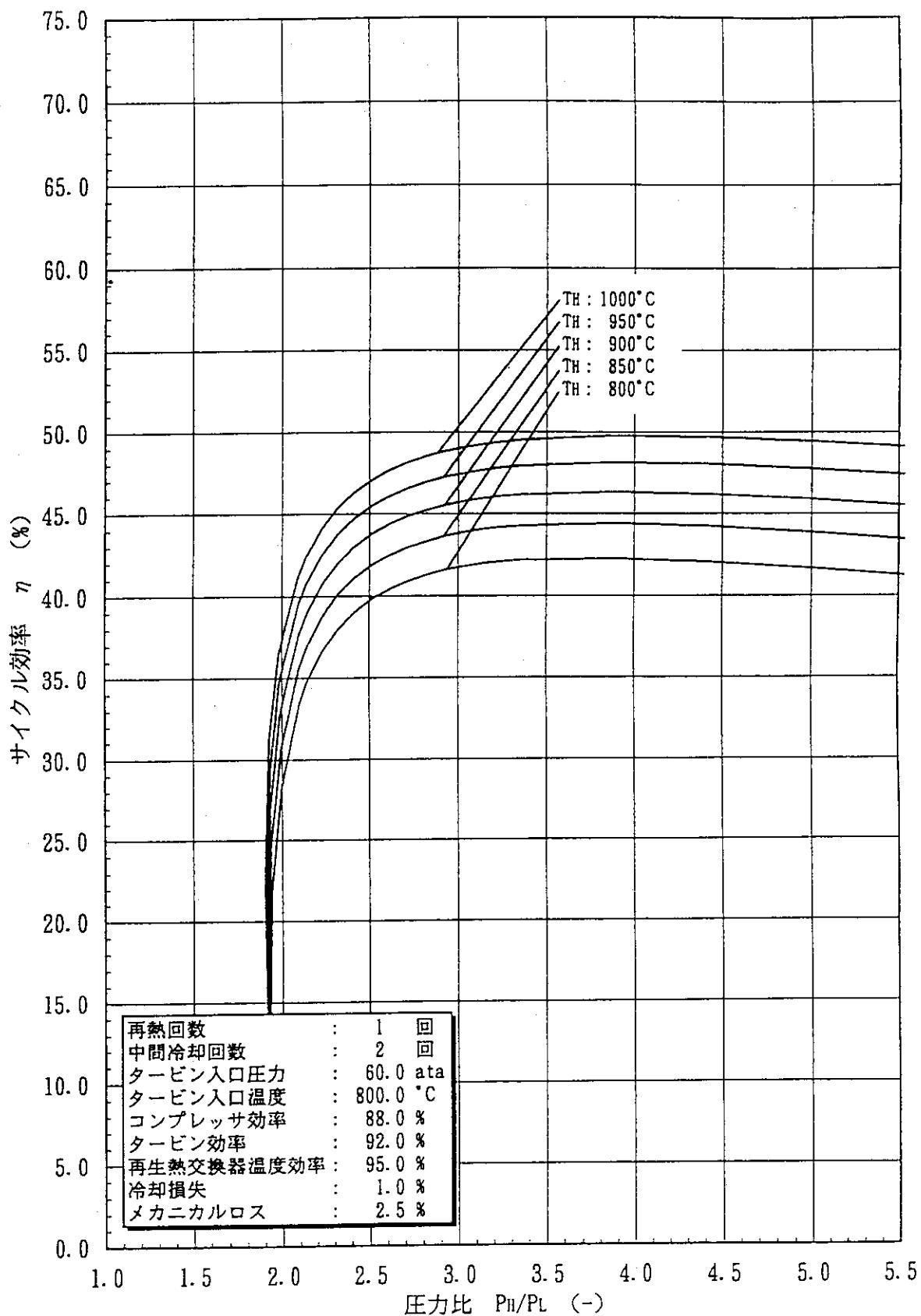


図4.19 炉心出口温度の影響（間接／再生・再熱・中間冷却サイクル）

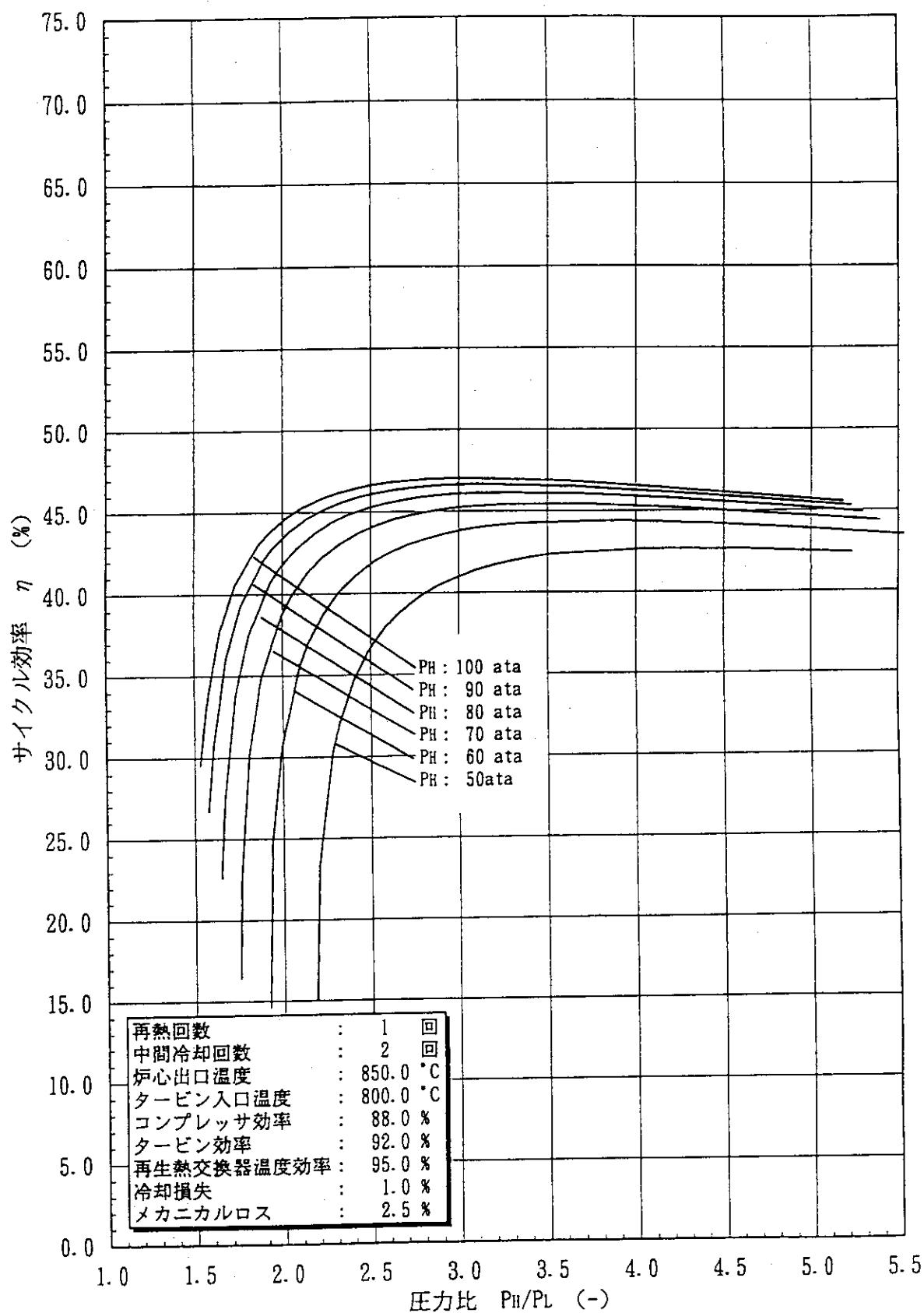
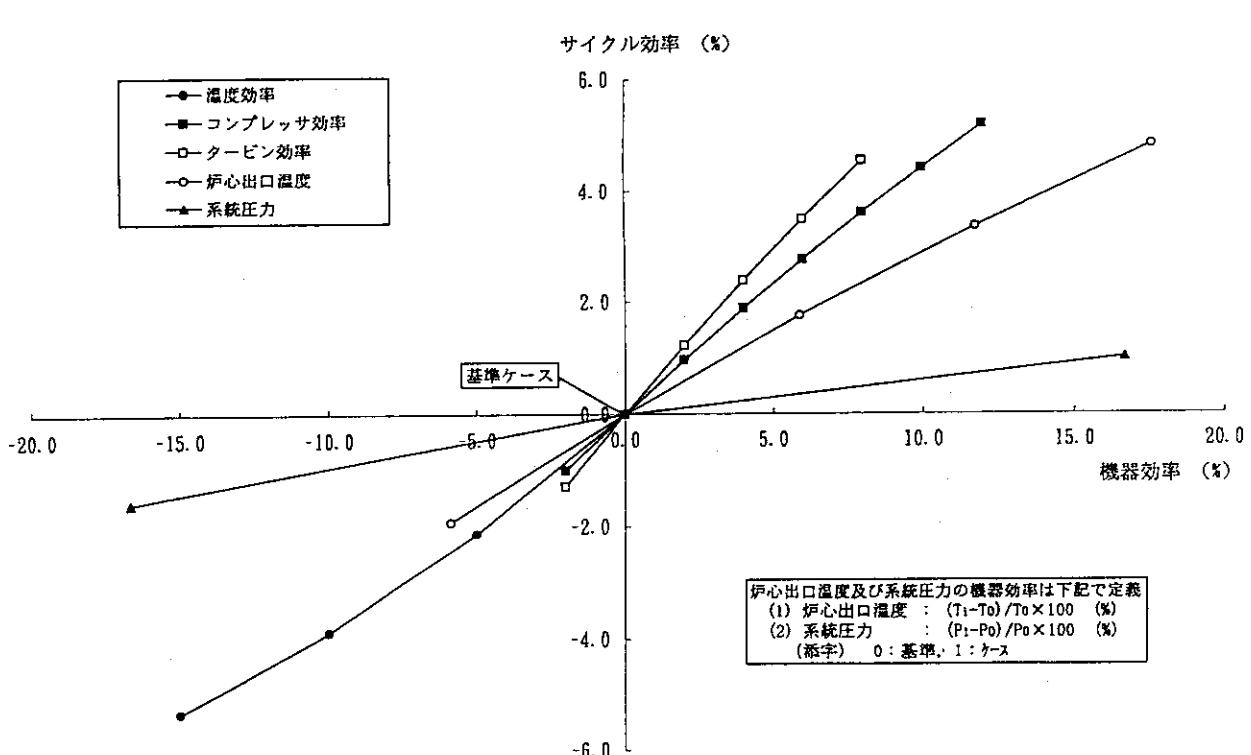
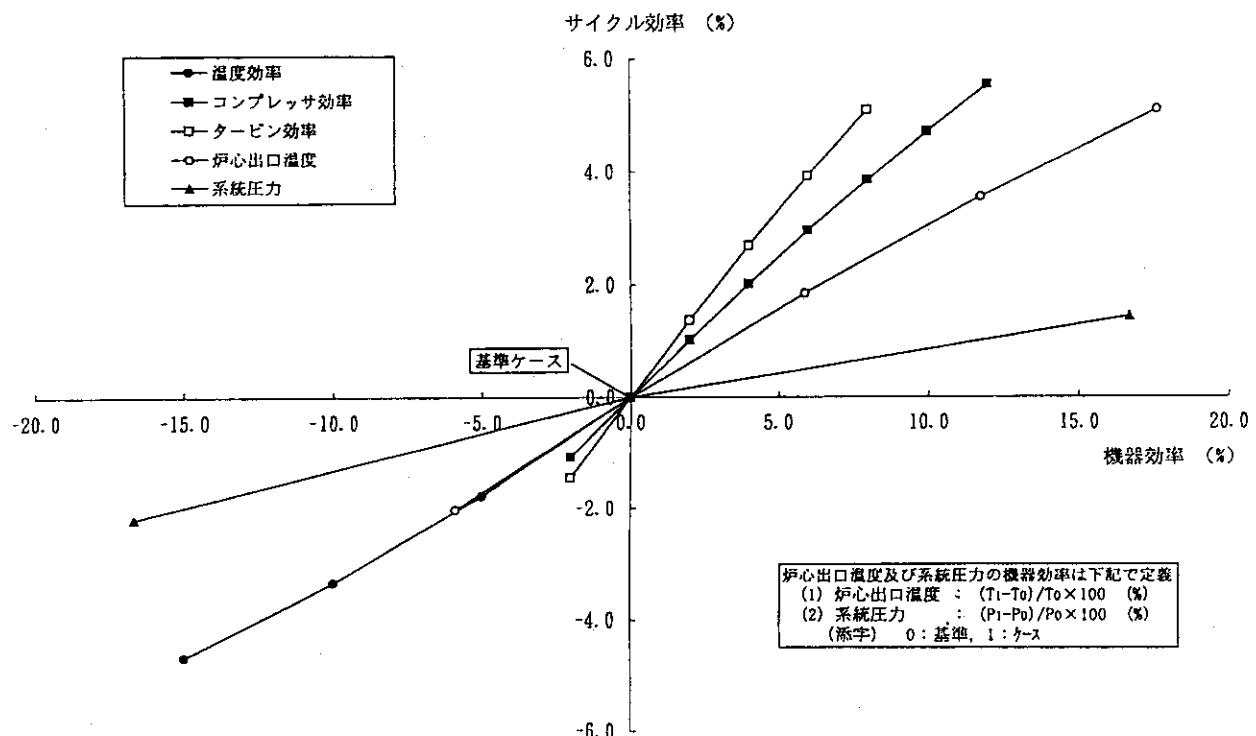


図4.20 系統圧力の影響（間接／再生・再熱・中間冷却サイクル）



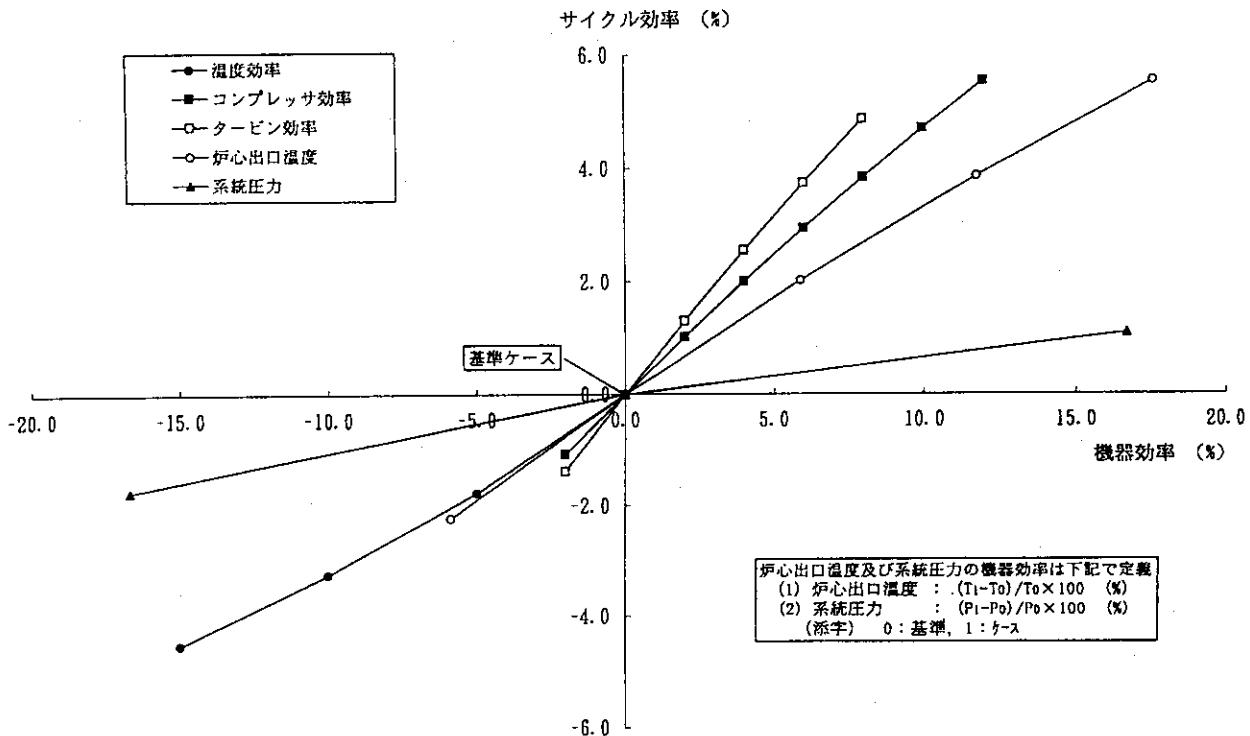


図4.23 各機器効率のサイクル効率に対する影響（直接／再生・中間冷却サイクル）

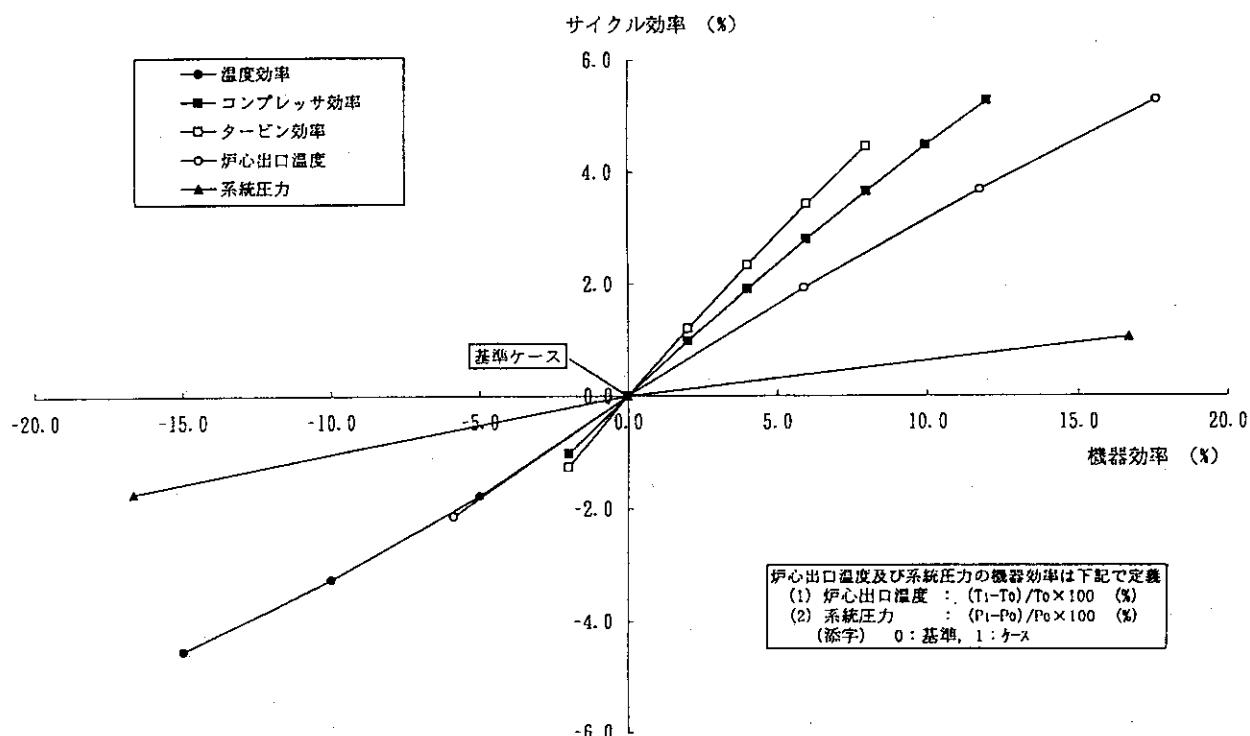


図4.24 各機器効率のサイクル効率に対する影響（間接／再生・再熱・中間冷却サイクル）

5. 最適サイクル

5.1 最適サイクルの選定

本節では、前記4つの候補サイクルについて、サイクル効率、経済性、技術レベル、将来性のそれぞれの観点から評価を行い最適サイクルの選定を行った。

(1) サイクル効率

前章において行ったサイクル効率の評価により得られた各サイクルの最大サイクル効率及びその効率を与える圧力比におけるヒートマスバランスを表5.1、図5.1に示す。表6.1より明らかに、直接サイクルにおける再生・中間冷却サイクルが最も効率が高く45.2%となっている。以下、間接サイクルにおける再生・再熱・中間冷却サイクル(44.4%)、再生・中間冷却サイクル(41.5%)、直接サイクルにおける再生サイクル(40.7%)という順となっている。

(2) 経済性

候補サイクルの経済性の評価に当たっては、米国DOEの資料¹⁾に基づき概略推定する。直接・再生・中間冷却サイクルのDOEデータを基に直接・再生サイクルの発電単価の算出を行う。推定条件を表5.2に示す。直接・再生サイクルでは、中間冷却器が削除されること、圧力比が低くタービン、コンプレッサの段数が少ないと、発電機容量が小さいこと、ターボマシン、熱交換器を収納する圧力容器が小さいこと等から建設費は低くなることが予測される。これらを概略予測すると約2.5%程度の低い値が見込まれる。ここで、予備費、建設中金利について直接・再生・中間冷却サイクルにおけるDOEデータでは、前者が建設費に対して約24%、後者が建設費+予備費に対して約12%の割合を占めている。この比率を直接・再生サイクルについても適用する。また年経費率は0.0945を適用する。

年間資本費は以下の式で与えられる。

$$\begin{aligned} (\text{年間資本費}) &= (\text{資本費}) \cdot (\text{年経費率}) \\ &= (\text{建設費} + \text{予備費} + \text{建設中金利}) \cdot (\text{年経費率}) \end{aligned} \quad (6.1)$$

上式の関係から年間資本費を算出すると直接・再生サイクルでは直接・再生・中間冷却

サイクルに比べて約 7.7 % の低い値が見込まれる。

年間経費は以下の式だとえられる。

$$(年間経費) = (年間資本費 + 年間運転維持費 + 年間燃料費 + 年間廃炉費) \quad (6.2)$$

ここで、年間運転維持費は建設費の 2.8%、年間燃料費、年間廃炉費については DOE データと等しいと仮定すると、年間運転維持費は直接・再生サイクルでは、直接・再生・中間冷却サイクルに比べて約 3 % 低い値が見込まれる。

発電単価は以下の式で与えられる。

$$(発電単価) = (年間経費) / (年間発電電力量) \quad (6.3)$$

ここで年間発電電力量の算出に当たっては、DOE データにおける直接・再生・中間冷却サイクルのサイクル効率 (48.3%) が、本解析を行なって得られた値 (45.2%) よりも 3.1 % 高いことから、直接・再生サイクルの年間発電電力量の算出に用いるサイクル効率の値についても、本解析で得られた値 (40.7%) に 3.1 % を加算して計算を行なった。

以上の条件のもとで発電単価を算出すると、表 5.2 に示すように、直接・再生サイクルの発電単価は直接・再生・中間冷却サイクルに比べて約 7 % 程度高い値 (42.4 mil \$/KWh) となる。従って、直接・再生サイクルは直接・再生・中間冷却サイクルに比べて、建設費は低いもののサイクル効率が低いことから発電単価は高くなり経済性の面では劣ると考えられる。

次に、間接・再生・中間冷却サイクルの DOE データを基に間接・再生・再熱・中間冷却サイクルの発電単価の算出を行なう。間接・再生・再熱・中間冷却サイクルでは、再熱部を有する中間熱交換器の設置、再熱ループの増設、1 次系のヘリウム循環機容積の増大、タービン、発電機の増大等から建設費の増加が予測される。これらを概略予測すると、間接・再生・再熱・中間冷却サイクルの建設費は、間接・再生・中間冷却サイクルに比べて約 13 % 程度の高い値が見込まれる。ここで予備費、建設中金利について間接・再生・中間冷却サイクルにおける DOE データでは、前者が建設費に対して約 21 %、後者が建設費 + 予備費に対して約 12 % の割合を占めている。この比率を間接・再生・中間冷却サイクルについても適用する。また年経費率は 0.0945 を適用すると、前述の (6.1) 式から年間経費は、間接・再生・再熱・中間冷却サイクルでは間接・再生・中間冷却サイクルに比べて約 8.6 % の高い値が見込まれる。

また、年間経費については、前述の (6.2) 式を用い、年間運転維持費は建設費の 2.5 %、年間燃料費、年間廃炉費は DOE データと等しいと仮定する。間接・再生・再熱・中間冷却サイクルでは間接・再生・中間冷却サイクルに比べて年間経費は約 8.7 % 程低

い値が予測される。

発電単価については、D O Eデータにおける間接・再生・中間冷却サイクルのサイクル効率(44.8%)が今回解析を行なって得られた値(41.5%)よりも3.3%程高いことから、間接・再生・再熱・中間冷却サイクルの年間発電電力量算出に用いるサイクル効率の値についても、今回解析で得られた値(44.4%)に3.3%を加算して計算を行なう。

以上の条件のもとで発電単価を算出すると、表5.2に示すように、間接・再生・再熱・中間冷却サイクルでは、間接・再生・中間冷却サイクルに比べて約2.3%程高い値(49.5 mills/KWh)となる。従って、間接・再生・再熱・中間冷却サイクルは間接・再生・中間冷却サイクルに比べて、サイクル効率は高いものの建設費が高いことから発電単価は高くなり経済性の面では劣ると考えられる。

以上の通り、各候補サイクルについて経済性の評価を行なった結果、4つのサイクルの内、直接・再生・中間冷却サイクルが最も発電単価が低く、以下直接・再生サイクル、間接・再生・中間冷却サイクル、間接・再生・再熱・中間冷却サイクルの順で発電単価が高くなると考えられる。

(3) 技術レベル

各候補サイクルを構成する主要コンポーネントにおける技術レベルについて整理を行つた。

①原子炉

i)被覆燃料粒子の健全性

ガスタービンサイクルにおいては、炉心出口温度を高くすることにより通常運転時の燃料温度が高くなり、被覆燃料粒子からの核分裂生成物の発生量が増加する恐れがある。これに対しガス閉じ込め及び金属FPの拡散障壁の役割を有する被覆燃料粒子の炭化ケイ素(SiC)層を高温下で高い閉じ込め機能が期待できる炭化ジルコニウム(ZrC)層に置き換える事が検討されている。ZrC被覆燃料粒子からのFPの放出率を図5.2に示す。

燃料粒子に関しては、各サイクル間で特に相違がある訳ではないが、原子炉入口温度が高い間接・再生・再熱・中間冷却サイクルは、運転時の燃料温度も高くなる為、核分裂生成物の発生量を抑える上で被覆燃料粒子の性能向上に対する要求は高くなる。

ii)崩壊熱除去

間接・再生・再熱・中間冷却サイクルサイクルは前述の様に通常運転時の燃料温度が高いので、強制冷却喪失時に自然循環により圧力容器等の金属の温度が直接サイクルよりも高くなる可能性がある。

iii)炉容器冷却

通常運転時における高い原子炉入口温度は、原子炉圧力容器や炉内構造物の冷却を困難

にする。これに対しては、コンプレッサ出口の低温ヘリウムガスを導く方法等を検討する必要がある。

②ターボマシン

i)タービン入口温度

現在の燃焼ガスタービンにおける技術レベルからサイクル効率に大きな影響を与えるタービン入口温度について評価する。タービン入口温度の推移を図5.3に示す。図より明らかに、タービン入口温度は年々上昇してきている。初期の無冷却タービンの段階では、耐熱材料の高温強度改善により年平均10°C程度、その後は空冷技術の進歩により年平均20°C程度の上昇が達成されてきた。更に近年、精密鋳造技術の進歩により、一方で凝固翼、単結晶翼が開発され、耐熱性の大きな改善がなされている。発電用ガスタービン材料の開発の推移を図5.4に示す。また、代表的材料を表5.3に示す。高温ガスにさらされるタービン部は、効果的な冷却が必要であり、それに伴った精密な加工が要求されるため、高温強度特性とともに優れた加工特性も要求される。

動翼はガスタービンに最重要部品であり、高いクリープ破断強度を有するNi基合金が通常用いられている。従来は主に鍛造合金が使用されてきたが、タービン入口温度の上昇に伴い、より高温強度の高い材料が要求され、且つ複雑な冷却構造が製作可能な精密鋳造合金が使用されるようになった。

静翼にはCo基合金が多く用いられている。これはCo基合金が他の合金に比べて一般に熱疲労強度が高く、溶接補修性も良く、また耐高温腐食性が優れているためであると考えられる。高いクリープ破断強度が要求される場合にはタービン静翼にもNi基合金を使用している。

以上のようにタービン入口温度及び高温部の材料についてみると、燃焼ガスタービンが1350°Cを商用化しているのに対し、ヘリウムガスタービンの初期目標温度は850°Cであることから燃焼ガスタービンの技術が適用可能と考えられる。

ii)ヘリウム漏洩

作動媒体にヘリウムガスを用いることに伴い発生する問題点に関してはまだ検討が必要と言える。過去にドイツにおいて建設されたオーバハウゼン市のヘリウムタービンプラントとユーリッヒ研究所のHHVについて行った調査結果を表5.4に示す。調査結果から分かる様に、ヘリウムターボマシンでは、内部、外部におけるヘリウムガスの漏洩について十分検証する必要がある。

iii)タービンミサイル

ターボマシンにおけるミサイルの発生及び原子炉への影響についても検討しておく必要がある。タービンの全翼損失の発生頻度は、燃焼ガスタービンについてみると約 10^{-3} /年程度²⁾である。ヘリウムガスタービンでは燃焼ガスタービンに比べ運転条件が緩和されるので発生頻度は更に小さくなると期待される。表5.5にタービンミサイルに対するケ

ーシングの強度評価手法を示す。間接サイクルにおいては、格納容器内にターボマシンを配置する場合、直接サイクルと同様な安全上の対応が必要となるが、格納容器外に設置する場合その必要はなく財産保護上の問題としての対応となる。

iv)保守管理

ガスタービンの保守管理については、一般の燃焼ガスタービンにおける手法を参考とする事ができる。燃焼ガスタービンにおける定期点検の時期及び内容を表5. 6に示す。燃焼ガスタービンは金属の融点を超える温度の燃焼ガスを作動媒体として使用する為、高温部材について特に注意を払う必要がある。ヘリウムガスタービンは燃焼ガスタービンに比べると作動媒体の温度は低いことから高温部材の経年劣化等は緩和されると考えられるが、大型高速回転機器として保守管理については同様の要求がなされるべきである。表5. 6から分かる様に燃焼ガスタービンの点検に当たっては定期的な開放点検が要求されている。しかしながらヘリウムガスタービンサイクルにおいては蒸気サイクルに比べ通常運転時の燃料温度が高いことからプレートアウト放射能量が増加する。DOEデータによれば350 MWt 蒸気サイクルにおける保守時の作業員の線量当量は 139 man-rem/年と見込まれている²⁾。このデータを基に予測されるガスタービンサイクルシステムにおける作業員の線量当量は蒸気サイクルにおける線量当量の 10 倍程度である。詳細なプレートアウト量については今後検討の必要があるが、ガスタービンの保守に対しては特に遠隔保守技術の開発、被覆燃料粒子の健全性向上を図って行く必要がある。

尚、沸騰水型軽水炉（BWR）における保守時の線量当量について見てみると、国内原子力プラントの平均線量当量は 1989 年に約 4 人・Sv/年 (400 man-rem/年) である（図5. 5 参照）。BWRにおいては、原子炉関係の検査の一方、蒸気タービンの解放検査が行なわれる。蒸気タービンの点検作業は高压ケーシング、低压ケーシングおよび軸受の上半部を撤去し、各部の間隔計測、振れ計測、センタリングチェックおよびスラスト軸受の分解を行なう。その後、ロータおよびその下部の部品を吊出して下記の検査を並行して実施し、その結果による手入れ、作動調整等を実施する。⁴⁾

- ・タービン本体点検
- ・軸受検査
- ・ロータ検査
- ・ラビリンスパッキン検査
- ・軸継手検査
- ・ターニング装置検査
- ・ブレード検査
- ・制御装置検査
- ・ノズルダイアフラム検査

③再生熱交換器

再生熱交換器はサイクルの効率に影響を与える重要なコンポネントである。この再生熱交換器の主要性能について、現状の一般火力におけるものとヘリウムガスタービン用として計画のものとの比較する。G A 社のデータ³⁾によると現在一般産業用ガスタービンプラントに用いられている再生熱交換器はヘリウムガスタービン用として計画のものに比べ、温度効率、圧力損失、低温流体と高温流体間差圧等、いずれも性能が下回っている。再生熱交換器の性能の向上に当たっては、製作技術も含め、細密フィンの採用、高積層化等の検討を進めていく必要がある。特に、直接サイクルにおいてはコンパクトな一体型（ヘリウムガスタービンシステムを一つの圧力容器内に納めたものを指向していることから再生熱交換器のコンパクト化が要求される。

④中間熱交換器

間接サイクルにおけるサイクル効率の向上を目的として、間接・再生・再熱・中間冷却サイクルの検討を行ったが、このサイクルにおいては再熱部を有する IHX が必要となる。この IHX の概念図を図 5. 6 に示す。図に示す IHX は 2 重構造のセンターパイプを有し、容器の内径を小さく保つ為に、初めの加熱部と再熱部の伝熱部のヘリカルコイルを組合せている。この IHX の成立性については、製作性も含め性能、構造強度に関する検討が必要である。

以上の各主要コンポーネントにおける技術レベルについて整理して表 5. 7 に示す。

（4）将来性

前項までの評価、検討をもとに各候補サイクルの将来性についてみると、被覆燃料粒子の健全性、タービンミサイル、保守管理の観点から、短期的視点では現状比較的安全性、保守性に優れた間接サイクルが有望となる。一方、長期的視点に立つと、被覆燃料粒子の性能向上等が図られ、サイクル効率、経済性ともに優れた直接サイクルが有望となる。

（5）選定した最適サイクル

本検討における最適サイクルとしては、前項までの検討結果をもとに以下のサイクルを選定する。尚、各候補サイクルの比較結果を表 5. 8 に示す。

①短期的視点において

間接・再生・中間冷却サイクル

②長期的視点

直接・再生・中間冷却サイクル

5. 2 技術課題の抽出

（1）直接サイクル（再生・中間冷却サイクル）

直接サイクルシステムの技術課題の摘出に当たっては、GA社で提案されている構造例³⁾を対象とした。システムを構成する各コンポーネントにおいては、コンパクトであること、信頼性が高いこと、運転操作性が容易なこと、保守性が容易なこと等が要求される。

①原子炉

前節の技術レベルの項でも触れた様にFPの放出を抑制するための被覆燃料粒子のZrC層の開発が必要と考えられる。

②ターボマシン

ヘリウムガスタービンは、既存の航空用、発電用ガスタービンと比較しても、同程度のサイズである。しかし運転条件は既存の航空用、発電用ガスタービンが厳しいものとなっている。従って、いくつかのヘリウムガスタービン固有の課題を除けば、既存のガスタービン技術を用いて開発は可能であると考えられる。高温ガス炉用ヘリウムガスタービン固有の開発課題としては以下の各事象が考えられる。

i) 磁気ペアリング及び補助ペアリング

磁気ペアリング自体は、ガスパイプライン用コンプレッサ等で既に多くの使用実績があるが、GA社等で検討されている様な大型、豊型のターボマシン用の大容量ペアリングは現在存在しない。従って、大容量のスラストペアリングの開発が必要となる。補助ペアリングについても大容量のものがないことから同時に開発の必要がある。

ii) 内部支持構造及びシール構造

直接サイクルシステムの構造案として提案されているGA社の一体型では、静的動的荷重を安全に支持する一方でメンテナンス時の交換性を考慮した容器内部におけるターボマシンの支持構造及びシール構造の開発が必要である。

iii) 流路構成

上記内部支持構造と同様に一体型では容器内部に収納される各コンポーネント間を接続するダクト、タービンインレットスクロール等における流量配分、圧力損失を考慮した流路構成を考える必要がある。

iv) オーバースピード対策

オーバースピード防止設備の機能確認及びミサイル事故時の防護設備として設けるミサイルシールドの健全性の確認が必要である。

v) 制御系

タービン出力制御系に用いられるバルブの応答性、信頼性等の確認が必要である。また制御系を含むシステムのシミュレーターによる性能確認が必要である。

③発電機

ターボマシンと同様に回転機である発電機においては、ターボマシンと同様の技術課題を有するが他に以下の様な課題を有する。

i)発電機冷却

系内低温ヘリウムを用いた冷却システムの有効性を確認する必要がある。

ii)電気ペネトレイション

発電機を圧力容器内に収納することにより、回転軸の貫通部はなくなつたが、その代わり大型の電気ペネトレイションが必要となる。このペネトレイションについてはシール性、絶縁性能等について確認する必要がある。

iii)高温ヘリウム中の発電機の運用

発電機の構成部品であるダイオードや構成材料である絶縁物は高温ヘリウム雰囲気下で健全性を確認する必要がある。

④再生熱交換器

既存の燃焼ガスタービンシステムで用いられているプレートフィン型再生熱交換器が、熱サイクル的にも、作動流体の腐食性の点でも厳しい条件下で使用されているので、その技術を高温ガス炉用再生熱交換器に適用できるが、以下の点に関しては確認が必要である。

i)高差圧下での健全性

高温ガス炉ヘリウムガスタービンでは、再生熱交換器の高温側流体（低圧側）と低温側流体（高圧側）間の圧力差が大きいことから、プレート間に大きな差圧が作用する。従つて、高差圧下でのプレートの健全性を確認する必要がある。

ii)内部支持構造及びシール構造

伝熱部の支持構造については、構造物の支持機能の他に、ヘリウムの漏洩を抑制すること、熱伸びを吸収できること、保守時に取外し、交換が容易に行なえることなどが要求される為、これらの機能を十分に満足する支持構造の確認が必要である。

(2)間接サイクル(再生・中間冷却サイクル)

間接サイクルシステムを構成する主要コンポーネントは既存技術の延長技術のもとで対応が可能と考えられる。原子炉については、Fort Saint VrainおよびHTTRにおける技術と経験が適用できると考えられる。ターボマシンについては、既存の水平設置型のターボマシン技術が適用できると考えられる。密閉サイクルヘリウムガスタービン技術についてもOberhausen等の既存設備の技術、経験²⁾が適用可能と考えられる。

再生熱交換器については直接サイクルと同様に高差圧下での健全性の確認が必要であるが1次系と隔離されていること、一体容器内に収納する必要が無いことなどから開発は直接サイクルに比べると容易と考えられる。

間接サイクルにおいて最も重要と考えられる中間熱交換器についてはHTTRにお

ける技術、経験が適用できると考えられる。間接サイクルシステムの位置づけとしては、直接サイクルシステム開発のための前ステップとみることができる。特にタービン系と原子炉系を接続したシステムとしての特性把握に重点が置かれるべきものと考えられる。

以上、各サイクルにおける技術課題を表5.9に整理して示す。

表5.1 候補サイクルの最大サイクル効率

	MWt	直接サイクル		間接サイクル	
		再 生	再生・中間冷却	再生・中間冷却	再生・再熱・中間冷却
原子炉出力	MWt	450			
系統圧力	ata	60			
コンプレッサ断熱効率	—	0.88			
タービン断熱効率	—	0.92			
発電機効率	—	0.98			
再生熱交換器温度効率	—	0.95			
中間冷却／再熱回数	-/-	-/-	2/-	2/-	2/1
圧力損失割合	%	5.08	4.81	5.47	6.46
圧力比	—	2.38	2.77	2.89	3.78
原子炉 入口温度	°C	552	504	511	611
出口温度	°C	850			
流 量	t/h	1046	903	922	1308
I H X 入口温度	°C	—	—	461	561
出口温度	°C	—	—	800	
流 量	t/h	—	—	922	689
タービン 入口温度	°C	850		800	
出口温度	°C	571	526	481	586
圧 縮 機 入口温度	°C	35			
出口温度	°C	180	86	88	103
再生熱交 交換熱量	MW	560	545	496	455
入口温度(高温側)	°C	571	526	481	586
出口温度(高温側)	°C	200	108	108	127
入口温度(低温側)	°C	180	86	88	103
出口温度(低温側)	°C	552	504	461	561
前置冷却器 交換熱量	MW	248	95	97	92
入口温度	°C	200	108	108	127
出口温度	°C	35			
中間冷却器 交換熱量	MW	—	66	71	68
入口温度	°C	—	86	88	103
出口温度	°C	—	35		
電 気 出 力	MW	183	204	187	200
最大サイクル効率	%	40.7	45.2	41.5	44.4

表5.2 候補サイクルの発電単価の比較

		直接サイクル		間接サイクル	
		再生	再生・中間冷却 ^{*1}	再生・中間冷却 ^{*1}	再生・再熱・中間冷却
原子炉出力	MW t	450 × 4	450 × 4	450 × 4	450 × 4
発電効率	%	43.8 * ²	48.3	44.8	47.7 * ³
発電量	MWe	788	869	806	859
稼動率	%	84	84	84	84
建設費	M\$	1161	1191	1455	1644
予備費	M\$	278 * ⁴	285	310	350 * ⁵
建設中金利	M\$	143 * ⁶	182	216	201 * ⁷
資本費	M\$	1583	1659	1981	2195
年経費率	%	0.0945	0.0945	0.0945	0.0945
年間資本費	M\$/年	145	157	188	207
年間運転維持費	M\$/年	32.5 * ⁸	33.5	37.0	41.7 * ⁹
年間燃料費	M\$/年	58	58	57.6	57.6
年間廃炉費 ^{*10}	M\$/年	5.4	5.4	5.4	5.4
年間経費	M\$/年	246	254	288	313
年間発電電力量	MWh	5.80 × 10 ⁶	6.39 × 10 ⁶	5.93 × 10 ⁶	6.32 × 10 ⁶
発電単価	Mills/KWh	42.4	39.7	48.4	49.5

注 * 1 DOEデータによる。¹⁾ (プラント寿命は30年としている。)

* 2 今回の解析値に3.1%を加算した。(直接・再生・中間冷却サイクルのDOEデータが解析値より3.1%高い為。)

* 3 今回の解析値に3.3%を加算した。(間接・再生・中間冷却サイクルのDOEデータが解析値より3.3%高い為。)

* 4 建設費の24%とした。(DOEデータによる。¹⁾)

* 5 建設費の21%とした。(DOEデータによる。¹⁾)

* 6 建設費+予備費の12%とした。(DOEデータによる。¹⁾)

* 7 建設費+予備費の12%とした。(DOEデータによる。¹⁾)

* 8 建設費の2.8%とした。(DOEデータによる。¹⁾)

* 9 建設費の2.5%とした。(DOEデータによる。¹⁾)

*10 廃炉費は全ての放射性廃棄物の除去、全ての建物の撤去、整地に要する費用。

表5.3 タービン主要材料の組成

(a) 材料名

項目		GE社 1100°C級	GE社 1300°C級
タ静 ー ビ ン翼	第1段	F SX-414 (铸造)	F SX-414 (铸造)
	第2段	F SX-414 (铸造)	G TD-222 (铸造)
	第3段	F SX-414 (铸造)	G TD-222 (铸造)
タ動 ー ビ ン翼	第1段	G TD-111 (铸造)	G TD-111 (铸造)
	第2段	I N-738 (铸造)	G TD-111 (铸造)
	第3段	U-500 (铸造)	G TD-111 (铸造)
燃焼器	ライナ トランジションピース	HASTELLOY-X N-263	HASTELLOY-X および HS-188 N-263

(b) 材料の組成

材料名称	組成 (wt%)							
	Ni	Cr	Co	Fe	W	Mo	Ti	Al
F SX-414	10.0	29.0	ベース	1.0	7.0	—	—	—
G TD-111	ベース	14.0	9.5	—	3.8	1.5	4.9	3.0
I N-738	ベース	16.0	8.3	0.2	2.6	1.75	3.4	3.4
U-500	ベース	18.5	18.5	—	—	4.0	3.0	3.0
HASTELLOY-X	ベース	22.0	1.5	1.9	0.7	9.0	—	—
N-263	ベース	20.0	20.0	0.4	—	6.0	2.1	0.4
HS-188	22.0	22.0	ベース	1.5	14.0	—	—	—
G TD-222	ベース	22.5	19.0	—	2.0	—	2.3	1.2

5)

出典 火力原子力, Vol. 42, No. 3, 1991

表5.4 高温ヘリウムガスタービン設備の調査

名 称	EVO (Energie Versorgung Oberhausen)	HHV (Hochtemperatur Helium Versuchs Anlage)	
建設場所	独、オーバーハウゼン市	独、KFA (ユーリッヒ研究所)	
目的	オーバーハウゼン市の電力需要増加対策兼試験用	試験研究用	
役割	<p>① Heタービンの制御特性、動特性及びHeタービン発電所の実現性に対する確認を得る。</p> <p>② Heタービンの個々の部分の運転特性及び長期間運転の際の各系統機器の特性を知る。</p>	<p>① 実機と同等の寸法、圧力、温度、流量条件下で各機器の試験を行い、大出力Heタービンの設計、製作、運転の為のデータの蓄積。</p> <p>② 各機器の性能確認、タービン系統を構成する機器の実機と同一な運転条件下での試験。</p> <p>③ タービン製作メーカーの積極的な参加の促進と強力な人員構成の実現。</p> <p>④ 大出力HHV発電プラント実現への電力側の支援拡大、原子力ガスタービン運転者の教育。</p>	
運転実績	約20000時間	各種事故の為、運転が遅れ、1981年4月にタービン入口温度850°Cに達しテストが開始されたが、1983年より運転停止となり、その後解体撤去された。	
主要目	He加熱方法	コークス炉加熱	加熱器は無くコンプレッサの風損で温度上昇
	タービン入口温度	750°C	850°C
	タービン入口圧力	27 bar	52.5 bar
	He流量	84.4 Kg/s (304 t/h)	200 Kg/s (720 t/h)
	製作メーカー	GHH (GHH Sterkrade)	BBC (Brown Boveri & Cie)
運転中発生した主な問題点	<p>① 高圧タービン、コンプレッサロータ軸の振動（最大250 μm）</p> <p>② ケーシング水平端面、軸受ハウジング端面からのヘリウム漏洩（インペントリ1400 Kgに対し40 Kg/dayの漏洩）</p> <p>③ 軸封装置のシール油中への空気混入、更にヘリウム中への侵入に伴なうN₂濃度上界</p> <p>④ 各部端面でのコロージョン</p> <p>⑤ 軸出力不足（設計出力50MWに対して35~37MWしか得られず。外部圧損による外部損失増大と内部ヘリウム漏洩による内部損失増加が原因。前者は閉サイクルシステムにおける大きな技術課題、後者はヘリウムを作動流体とする回転機における大きな技術課題。）</p>	<p>① ケーシング水平端面、軸受ハウジング端面からのヘリウム漏洩</p> <p>② 軸封用油のヘリウム中への混入（運転ミスにより1000 lの油混入、系統内清浄化、補修に1~2年要した。）</p>	
対策	<p>① 振動（250 μmから50~80 μmに減少）</p> <p>1)ラビリンスシール隙間から流出する渦流を防止し流体力抵抗力を抑制</p> <p>2)ロータを短くして剛性を増大</p> <p>3)軸受の設計変更により減衰特性を改善</p> <p>② 漏洩(40Kg/dayから5~10Kg/dayに減少)</p> <p>1)水平端面の加工精度向上</p> <p>2)フランジ部のシール溶接</p> <p>③ 混入</p> <p>1)バキュームタンクを設置しシール油中の空気を抽気</p>	<p>① 漏洩</p> <p>1)水平フランジ、軸受部の改良を行い、1981年から運転再開したが水平フランジ部からの漏洩は完全に止まらないまま運転された模様。</p>	

参考文献 (1) ヘリウムタービン調査委員会、「直接サイクルヘリウムタービン発電システムに関する調査報告書」日本電気工業会(1974)⁵⁾

(2) K.Bammert,"Layout and Present Status of the Closed-Cycle Helium Turbine Plant Oberhausen", ASME paper 74-GT-132, Apr. 1974⁶⁾

表5.5 タービンミサイルに対するケーシングの強度評価手法 (1/2)

タービンミサイル（破片）によるケーシングの破壊モードとしては、パンチングモード
破壊と引張モード破壊が考えられる。

1) パンチングモード破壊

破片の非弾性衝突によるエネルギー損失 ΔE_1 を破片衝突部の圧縮エネルギー E_c と
破片衝突周辺部の剪断エネルギー E_s でカバーできない場合、破片はケーシングを貫通
する。

$$\boxed{\text{破壊条件} \quad \Delta E_1 > E_c + E_s}$$

① 非弾性衝突による破片のエネルギー損失 : ΔE_1

$$\Delta E_1 = \frac{W_2}{W_1 + W_2} \cdot \frac{W_1}{2g} \cdot V_1^2$$

ここで

 W_1 : 破片の重量 W_2 : ケーシングの有効重量

$$W_2 = W_{21} + W_{22} / 3$$

$$W_{21} = \rho t a b$$

 $W_{22} = \rho t \cdot k \cdot 2 (a+b)$: 衝突部分の重量 (付図1参照)

 $W_{22} = \rho t \cdot k \cdot 2 (a+b)$: 衝突周辺部の重量 (付図1参照)
 V_1 : 破片の初速 g : 重力加速度② 破片衝突部の圧縮エネルギー : E_c

$$E_c = \varepsilon_c \sigma_d t a b$$

ここで

 ε_c : 限界平均圧縮歪 σ_d : 平均動的流れ応力

$$\sigma_d = (\sigma_T + \sigma_r) / 2$$

 σ_T : 引張強さ σ_r : 降伏応力③ 破片衝突周辺部の剪断エネルギー : E_s

$$E_s = a \cdot \sigma_d \cdot 2 (a+b) t^2$$

④ パンチングモード破壊した場合の貫通後の破壊速度 : v_{21}

$$v_{21} = \frac{W_1 V_1 - W_{22} V_3 / 3}{W_1 + W_{21}}$$

ここで

$$V_3 = \frac{W_1 V_1}{W_1 + W_2} [1 - (1 - \frac{E_s + E_c}{\Delta E_1})^{1/2}]$$

表5.5 タービンミサイルに対するケーシングの強度評価手法 (2/2)

2) 引張モード破壊

パンチングモードで破壊しなくとも破片が、非弾性衝突後に持っている運動エネルギー ΔE_2 が引張変形で吸収できるエネルギー E_t よりも大きければ破片は貫通する。

$$\boxed{\text{破壊条件} \quad \Delta E_2 > E_t}$$

- ① 非弾性衝突後の破片の運動エネルギー : ΔE_2

$$\Delta E_2 = \frac{W_1}{W_1 + W_2} \cdot \frac{W_1}{2g} \cdot V_t^2$$

- ② 破片衝突部の引張変形で吸収されるエネルギー : E_t

$$E_t = \varepsilon_t \sigma_a V_t$$

ここで

ε_t : 限界平均引張歪

V_t : 引張を受ける体積

$$V_t = t a b + 2 t k (a + b)$$

- ③ 引張モード破壊した場合の貫通後の破片速度 : v_{22}

$$v_{22} = \frac{W_1 V_t}{W_1 + W_2} \left(1 - \frac{E_t}{\Delta E_2} \right)^{1/2}$$

k		W_{22}	
b		W_{21}	W_{22}
	W_{22}		
k		W_{22}	
	k	a	k

α : 衝突周辺部の形状で定まる係数

ρ : 密度

t : 板厚

W_{21} : 衝突部分の重量

$$W_{21} = \rho t a b$$

W_{22} : 衝突周辺部の重量

$$W_{22} = \rho t \cdot k \cdot 2 (a + b)$$

付図1 衝突部分と衝突周辺部分

表5.6 ガスタービン設備定期点検の時期および内容

主要機器	①標準期定期点検	②初回定期点検	日常保守の対応	備考
1. ガスタービン車室	<p>a. 上半車室を取り外して点検を行う。</p> <p>b. 必要に応じて下記を行う。 ・浸透探傷検査（以下「PT検査」という） ・間隙測定</p>	標準期定期点検を行う。	<ul style="list-style-type: none"> タービン入口又は出口ガス温度の監視 ガス漏洩の確認 異音の確認 	<ul style="list-style-type: none"> 4~6年毎に上下半ノズルを取り外して車室の点検を行うことが望ましい。
(2) 車軸、円板	<p>a. 車軸は取出さず静かに回転させて次の点検を行う。 ・車軸 ・円板 ・翼取付部 ・バランスウェイト取付状態</p> <p>b. 必要に応じて下記を行う。 ・PT検査 ・車軸振れ測定</p>	<p>a. 車軸を取出して次の点検を行う。 ・車軸 ・円板 ・翼取付部 ・バランスウェイト取付状態</p> <p>b. 必要に応じて下記を行う。 ・PT検査 ・車軸振れ測定</p>	<ul style="list-style-type: none"> ホイルスペース温度の監視 軸損傷の監視 	<ul style="list-style-type: none"> 4~6年毎に車軸を取出して点検を行うことが望ましい。 8万時間経過後、精密点検を行うことが望ましい。（硬度、組織、中心孔等）
(3) ノズル 隔板、静翼、噴口	<p>a. 上半ノズルは取外し、下半ノズルは車室に取付た状態で点検を行う。</p> <p>b. 必要に応じて下記を行う。 ・PT検査 ・間隙測定 ・冷却穴の点検</p>	<p>a. 上半ノズルは取外して点検を行う。</p> <p>b. 必要に応じて下記を行う。 ・PT検査 ・間隙測定 ・冷却穴の点検</p>	<ul style="list-style-type: none"> タービン入口又は出口ガス温度の監視 ホイルスペース温度の監視 停止時に適宜点検口からボアスコープ等により目視点検を行う。 	<ul style="list-style-type: none"> 4~6年毎に上下半ノズルを取り外して点検を行うことが望ましい。 4万時間経過後、ノズルを抜取り特別精密点検を行うことが望ましい。（硬度、組織等） 初段ノズルは燃焼器点検に合わせて点検することが望ましい。
(4) 動翼	<p>a. 下半車室に入れた状態で静かに回転させて次の点検を行う。 ・翼 ・翼取付部</p> <p>b. 必要に応じて下記を行う。 ・PT検査 ・冷却穴の点検 ・コーティング剥離状況検査</p>	<p>a. 車軸を取出して次の点検を行う。 ・翼 ・翼取付部</p> <p>b. 必要に応じて下記を行う。 ・PT検査 ・冷却穴の点検 ・コーティング剥離状況検査</p>	<ul style="list-style-type: none"> 軸振動の監視 タービン入口又は出口ガス温度の監視 タービン出口ガス温度パターンの監視（変化と分布） 停止時に適宜点検口からボアスコープ等により目視点検を行う。 	<ul style="list-style-type: none"> 4~6年毎に車軸を取出して点検を行うことが望ましい。 4万時間経過後、翼を抜取り特別精密点検を行うことが望ましい。（硬度、組織等）
(5) 軸受	a. 軸受部の外観点検を行う。	<p>a. 軸受を開放して点検を行う。</p> <p>b. 必要に応じてPT検査を行う。</p>	<ul style="list-style-type: none"> 給・排油温度の監視 軸振動の監視 排油量・色の監視 	車軸の取外し周期に合わせて随時開放点検を行う。
(6) 軸締手	<p>a. 下半車室に入れた状態で静かに回転させて点検を行う。</p> <p>b. 必要に応じて振れ測定を行う。</p>	<p>a. 軸締手を切り離して点検を行う。</p> <p>b. 必要に応じて振れ測定を行う。</p>	軸振動の監視	4~6年毎に車軸を取出して点検を行うことが望ましい。
(7) 調速装置 非常停止装置等	<p>a. 調速機、非常調速機、トリップ装置等の外観点検を行う。</p> <p>b. 非常停止装置、補助油ポンプ等の作動試験を行う。</p>	標準期定期点検を行う。	<ul style="list-style-type: none"> グリス注入 ボルト、ピン、回り止めのゆるみの確認 潤滑の確認 補助油ポンプ等の作動試験 	<ul style="list-style-type: none"> 次の点検を4~8年毎に行なうことが望ましい。 (i) レバー、リンク機構の摩耗、発錆状況の点検 (ii) サーボ弁、電磁弁の異物の混入、摩耗状況の点検 (iii) 油圧作動機器の摩耗状況の点検
2. 空気圧縮機	<p>a. 上半車室を開放し、車軸は取出さない状態で次の点検を行う。 ・車室 ・車軸 ・動翼 ・静翼</p> <p>b. 必要に応じて下記の点検を行う。 ・PT検査 ・冷却空気取出口の点検</p> <p>c. 給気フィルタの点検を行う。</p>	<p>a. 上半車室を開放し、車軸を取出して次の点検を行う。 ・車室 ・車軸 ・動翼 ・静翼</p> <p>b. 必要に応じて下記を行う。 ・PT検査 ・冷却空気取出口の点検</p> <p>c. 給気フィルタの点検を行う。</p>	<ul style="list-style-type: none"> 軸振動の監視 圧縮機出口圧力・温度の監視 異音、振動の確認 給気フィルタの差圧監視 	4~6年毎に車軸を取出して点検を行うことが望ましい。
3. 燃焼器	<p>a. 内筒、尾筒を取り外して点検を行う。</p> <p>b. 必要に応じて下記を行う。 ・PT検査 ・熱遮蔽コーティングの剥離状況検査</p>	標準期定期点検を行う。	<ul style="list-style-type: none"> タービン入口又は出口ガス温度の監視 燃焼状態の確認 運転時間8000時間又は起動回転400回のいずれか早い時期に下記の点検を行うことが望ましい。 (i) 内筒、尾筒を取り外して点検を行う。 (ii) 必要に応じて下記を行う。 ・PT検査 ・熱遮蔽コーティングの剥離状況検査 	

(注) フリータービン式のものにあっては、ガス発生機についてもこの表に準じて点検を行う。

表5.7 ガスタービンサイクルシステムの主要コンポーネントにおける技術レベル

コンポーネント	項目	内 容
原 子 炉	被覆燃料粒子	(直接サイクル・間接サイクル) 金属F P拡散障壁及びガス閉じ込めの機能を有する被覆燃料粒子の炭化ケイ素(SiC)層よりも高温下でも閉じ込め機能の高い炭化ジルコニウム(ZrC)層への置き換え開発中。
	崩壊熱除去	(直接サイクル・間接サイクル) 通常運転時燃料温度が高いことから、強制冷却喪失時に自然循環による圧力容器温度の上昇が予測される為対策必要。
	炉容器冷却	(直接サイクル・間接サイクル) 通常運転時における原子炉入口温度が高いので、低温ヘリウムによる炉容器冷却対策必要。
ターボマシン	タービン入口温度	(直接サイクル・間接サイクル) 燃焼ガスタービンにおいてタービン入口温度1350°Cが商用化されていることから、ヘリウムガスタービンの初期目標温度850°Cに対しては既存技術の適用が可能。
	ヘリウム漏洩	(直接サイクル・間接サイクル) ヘリウムガスの内部漏洩、外部漏洩に対して十分な漏洩防止対策必要。
	タービンミサイル	(直接サイクル) 安全機能を喪失しない為にタービンミサイルに対する対策必要。
	保守管理	(直接サイクル) プレートアウト放射能量の増大が予測されることから遠隔保守技術の開発、被覆燃料粒子の健全性向上対策必要。
再生熱交換器	温度効率 圧力損失 流体間差圧	(直接サイクル・間接サイクル) 製作技術を含め細密フィンの採用、高集積化による性能向上必要。
中間熱交換器	再熱構造	(間接サイクル) 低圧損の伝熱部の設計必要。特に再熱部を設ける場合、製作性を含め性能、構造強度の検討必要。

表5.8 候補サイクルの比較

	直接サイクル		間接サイクル	
	再生・中間冷却サイクル	再生・中間冷却サイクル	再生・中間冷却サイクル	再生・再熱・中間冷却サイクル
サイクル効率 (圧力比)	40.7% (2.38)	45.2% (2.77)	41.5% (2.89)	44.4% (3.78)
順位	4	1	3	2
経済性 (発電単価)	4.2. 4 mils/kWh	3.9. 7 mils/kWh	4.8. 4 mils/kWh	4.9. 5 mils/kWh
順位	2	1	3	4
技術レベル	① 被覆燃料粒子ZrC層の開発が必要 ② 通常運転時燃料温度が高いため、強制冷却要走行メタルの温度が低くなる ③ 原子炉入口温度が高いため、炉容器冷却材の必要性が大 ④ 1次系外にターボマシンが設置されるのでタービンミサイルに対する対策が必要 ⑤ プレートアウト放射能が増大しターボマシンの保守困難			
将来性	短期的視点において直接サイクル有力 • 被覆燃料粒子の性能向上 • プレートアウト放射能削減 • サイクル効率の更なる向上 • 経済性の向上 • 保守性の改善			
最適サイクル			長期的視点において 間接・再生・中間冷却	短期的視点において 間接・再生・中間冷却

表5.9 ガスタービンサイクルシステムの主要コンポーネントにおける技術課題

サイクル	コンポーネント	項目	内 容
直接	原子炉	被覆燃料粒子	・F P放出を抑えるZrC層の開発
		磁気ベアリング 補助ベアリング	・大容量スラストベアリングの開発
		内部支持構造 シール構造	・静的、動的荷重及び保守性を考慮した容器 内部構造、シール構造の開発
		オーバースピード 対策	・オーバースピード防止設備、ミサイルシールド設備の機能確証
		制御系	・制御バルブの応答性、信頼性確認 ・システムシュミレータの開発
	発電機	発電機冷却	・系内低温ヘリウムによる冷却システム確認
		電気ネットレーション	・絶縁性、シール性確認
		構成部品	・高温ヘリウム雰囲気下でのダイオード、 絶縁物の健全性確認
	再生熱交換器	高差圧構造	・低温、高温流体間の高差圧下での健全性 確認
		内部支持構造 シール構造	・伝熱部の支持、ヘリウム漏洩抑制、熱伸び 吸収、保守性を考慮した容器内部支持構造 シール構造の開発
間接		<ul style="list-style-type: none"> ・既存技術の延長技術により対応が可能と考えられる。 <ul style="list-style-type: none"> ・原子炉 --- Fort Saint Vrain, HTTR 等 ・ターボマシン --- Oberhausen 等 ・中間熱交換器 --- HTTR ・再生熱交換器 --- 燃焼ガスタービンプラント ・直接サイクルシステム開発の為の前ステップとして位置づけ。 ・タービン系と原子炉系を接続したシステムとしての特性把握に重点。 	

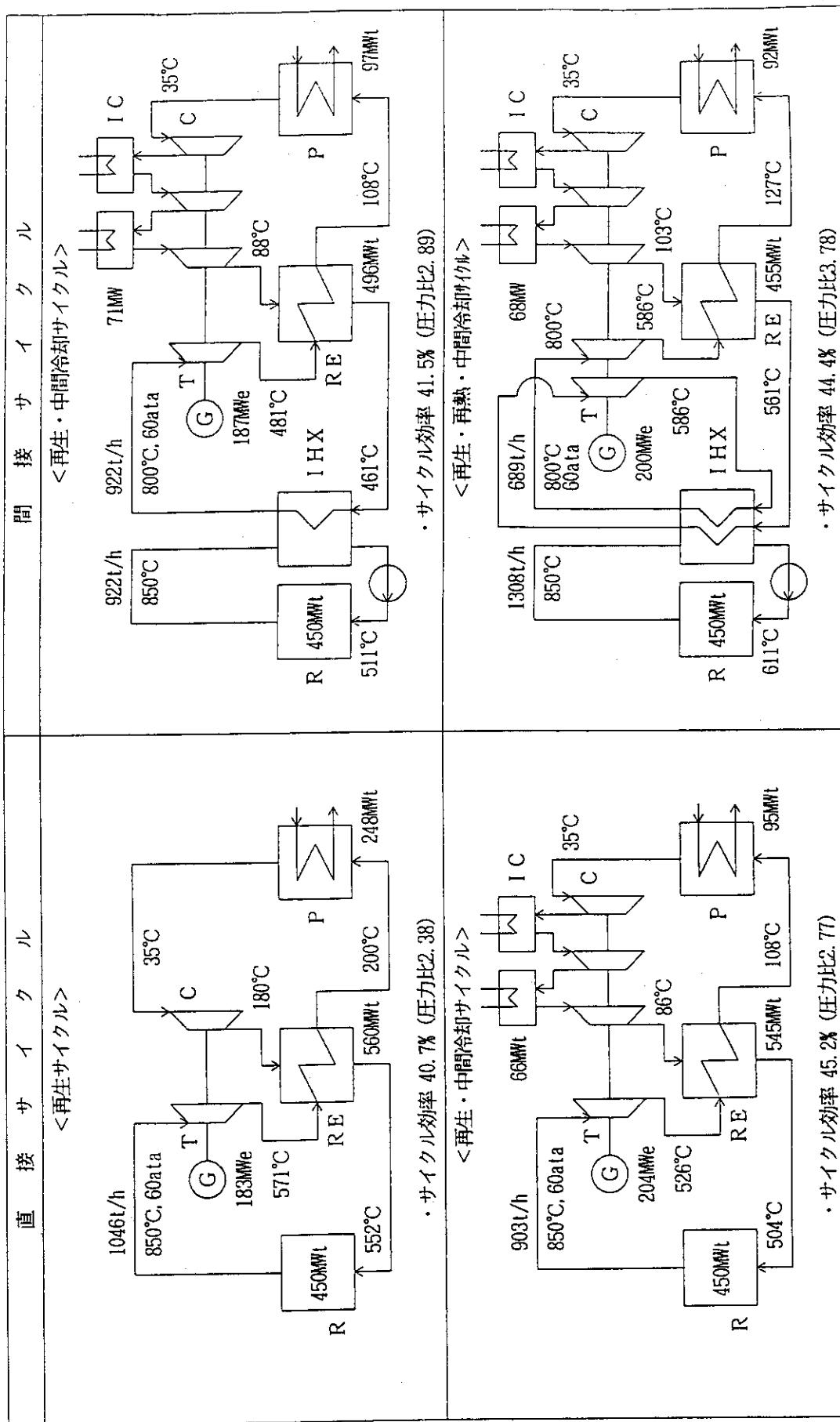
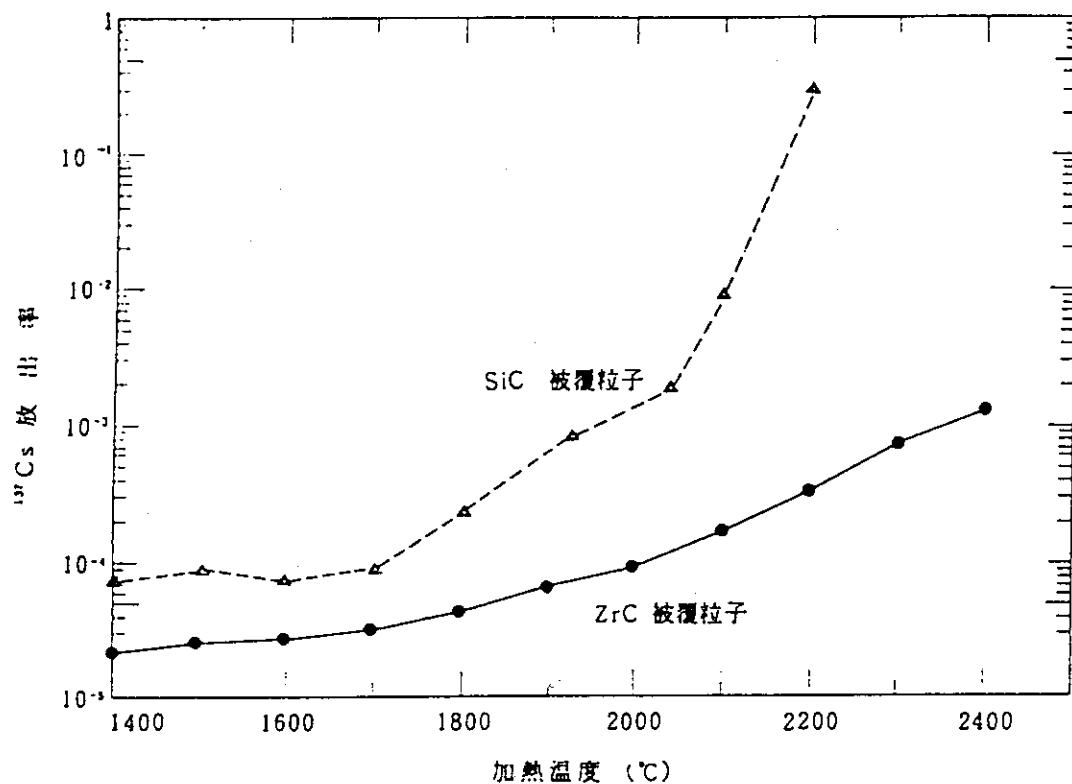


図5.1 候補サイクルのヒートマスバランス



SiC 被覆粒子からの ^{137}Cs 放出率は 2000 °C を越えると急激に増加するが、ZrC 被覆粒子からの放出率は 2400 °C まで急激な増加はない。

図5.2 照射後加熱におけるSiC及びZrC被覆粒子からの ^{137}Cs 放出率の比較

出典 日本原子力研究所、高温工学試験研究の現状、1991 7)

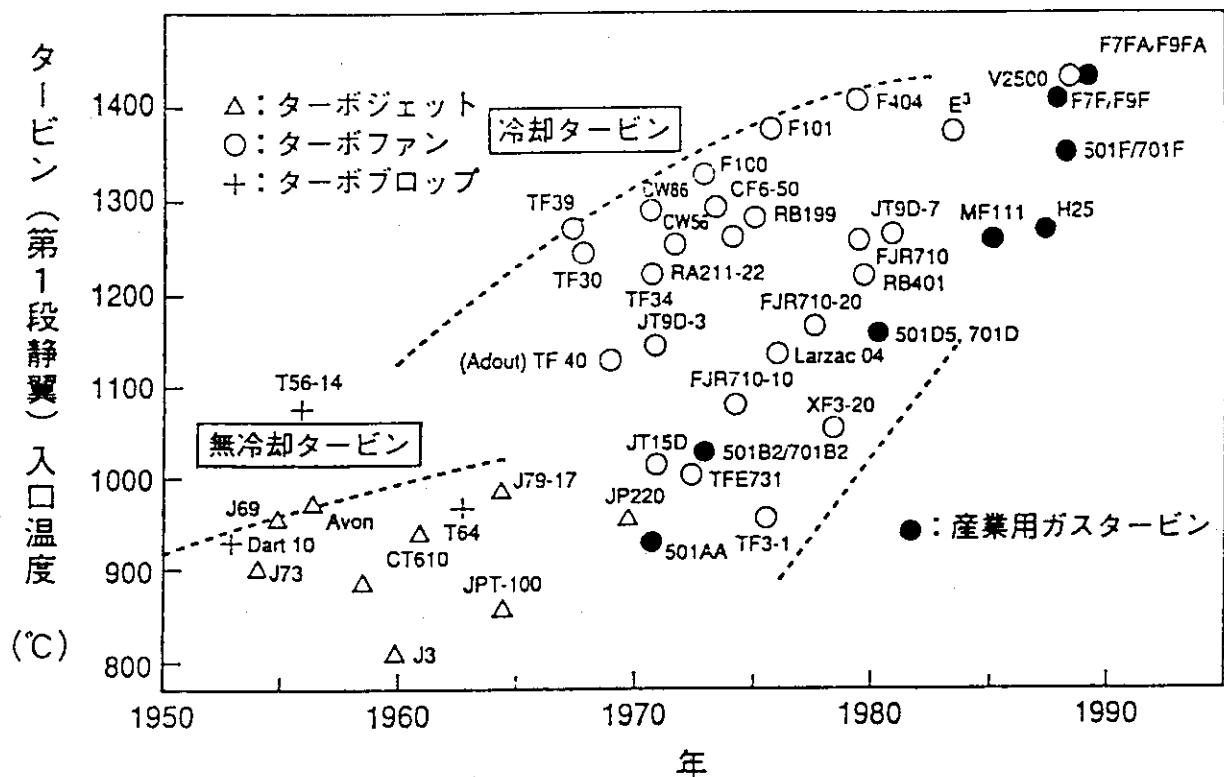


図5.3 タービン入口温度の推移

出典 火力原子力, Vol. 45, No. 10, 1994 8)

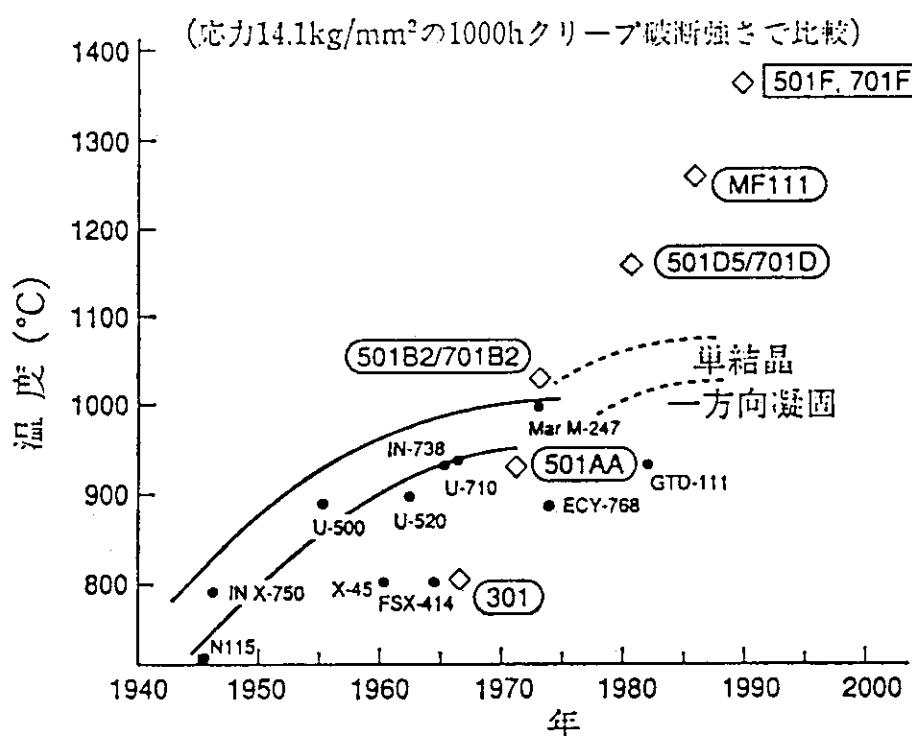


図5.4 発電用ガスタービン用材料の開発の推移

出典 火力原子力, Vol. 45, No. 10, 1994 8)

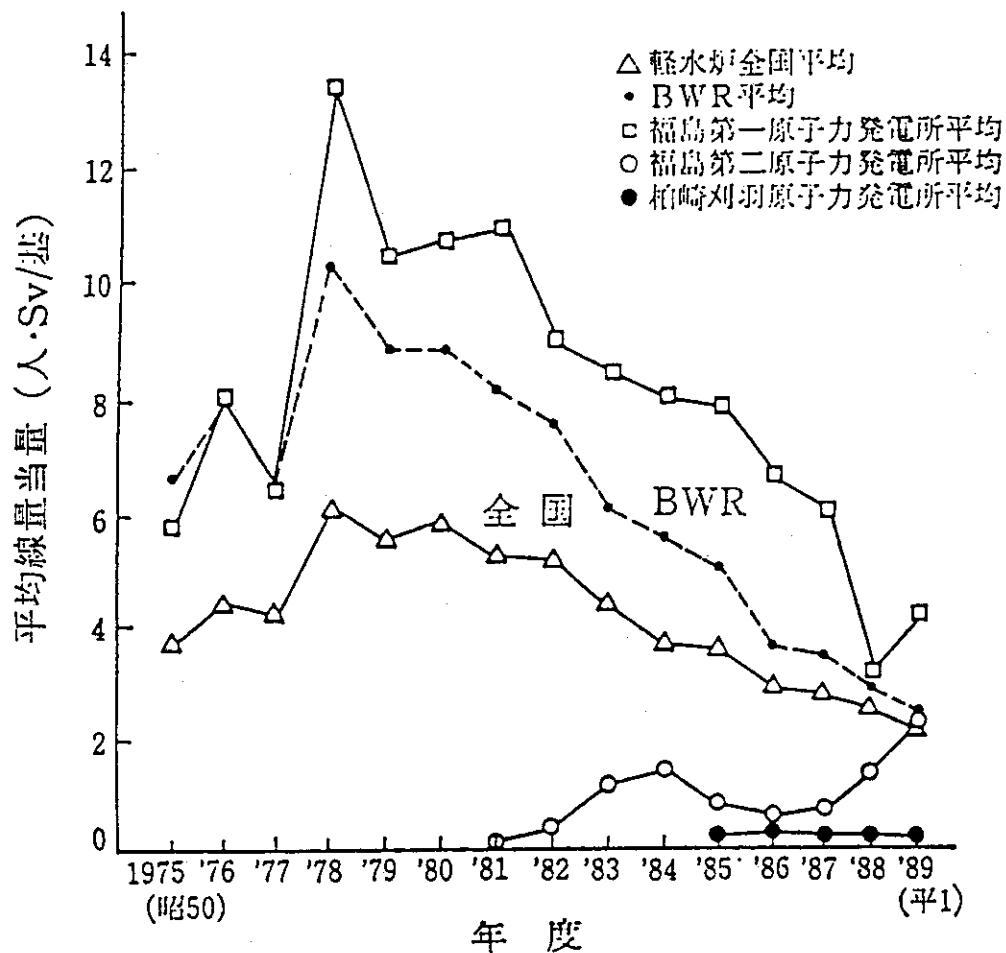


図5.5 国内原子力プラントの平均線量当量の推移

出典 火力原子力, Vol. 42, No. 12, 1991 9)

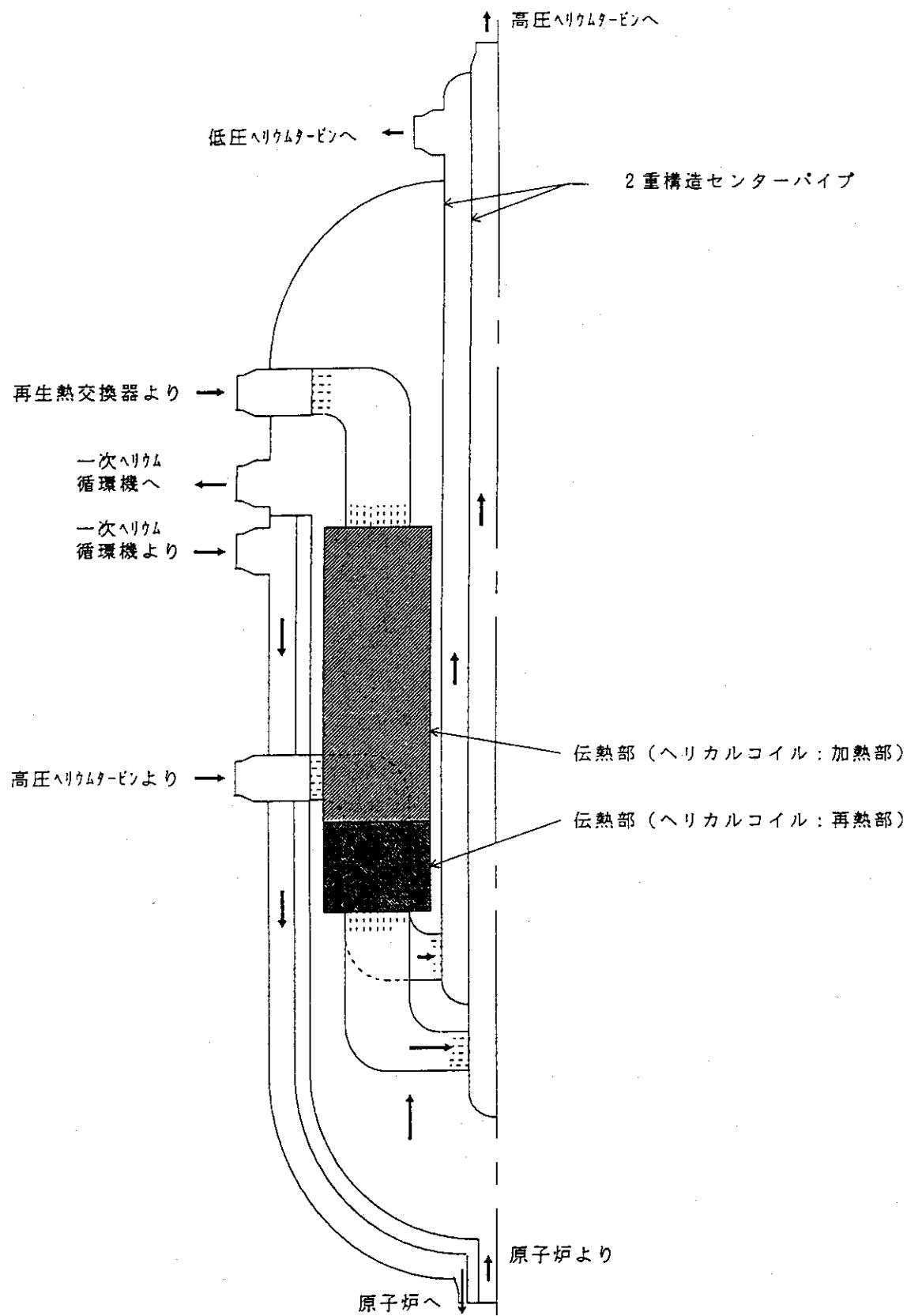


図5.6 再熱部を有する中間熱交換器概念図

6. 中, 低温核熱レベルと総合効率の評価

本章では、選定した候補サイクルにおける各機器の中、低温の未利用核熱の温度レベルの評価及び原子力コジェネシステムとして総合効率の評価のため、コジェネシステムとしての熱利用温度をパラメータとしたガスタービンサイクル効率ならびに供給可能熱量の検討を行う。

6. 1 热利用とガスタービン発電効率

我国における部門別エネルギー消費量を表6.1、図6.1に、各産業の必要温度領域を図6.2に示す。熱エネルギー消費量は電力を除けば400~700°Cの範囲では消費量が少なく、鉄鋼では800°C以上の熱エネルギーを必要とし、200°C以下の熱エネルギーは民生で消費されている。コジェネシステムの検討では各コジェネシステムに対し熱利用系を含めたシステムの最適化が必要であるものの、本章ではHTGR炉心出口温度が950~850°Cであることから、800°C~50°C間で100°C毎の温度領域に対し熱エネルギーを供給した場合のガスタービンの発電効率及び供給可能熱量の検討を行った（100~50°Cでは50°Cの温度範囲）。本検討では第4章のサイクル効率の検討で設定した仮定に加え、以下の仮定のもとに検討を行った。

- ①熱供給用熱交換器のヘリウム温度 : 热利用温度 + 50°Cとする。
(例) 热供給用熱交換器ヘリウム出入口温度 : 750°C/850°C (供給温度800°C)
- ②熱供給熱交換器形式 : ヘリカルコイル型熱交換器
- ③再生熱交換器のピンチ温度 : 25°C

以下に各サイクルに対する検討結果を示す。

(1) 直接/再生サイクル

熱利用を行わない場合のサイクル効率及び各機器の出入口温度を図6.3に示す。本図において再生熱交換器の高温ヘリウム出口温度はブレクーラ入口温度を示しており、直接再生サイクルでは圧力比により150~350°Cの温度領域が排熱となっている。そこで図6.4に示すように、300~50°Cの温度領域への熱供給システムをベースケースとして（図6.4 Base），中温領域への熱供給システムの検討を行った。また、800~700°Cの温度領域への熱供給システムではHTGR炉心出口温度が850°Cであることから、炉心とタービンの間に熱供給用熱交換器を配置した（図6.4(1)）。700~3

00°Cの温度領域では、タービン基数ならびに再生熱交換器基数を検討し最適化を行った。ここで行った計算条件は、熱利用熱交換器の出入口温度は熱利用温度レベル+50°C、サイクル最低温度（コンプレッサ入口温度）は一定（35°C）とした。例えば、熱利用温度レベルが700°Cから600°Cの場合、熱利用熱交換器の出／入口温度は750°C/650°Cとなる。その結果得られた熱利用温度レベルと発電効率の関係を図6.5に示す。熱利用温度100~50°Cでは、プレクーラの排熱を供給できるため発電効率の低下はない。しかし、熱利用温度の上昇とともに発電効率は低下し、熱利用温度300~200°Cの発電効率は31.8%となり、熱利用温度800~700°Cで最小の27.8%となる。熱利用温度700~300°Cで発電効率は熱利用温度の低下にともない高くなるが、これは①熱供給用熱交換器の後流にタービンを設置②再生熱交換器の2段化（温度レベル600~300°C），により排熱の減少および再熱の増加を図ったためである。

熱利用温度レベルと利用最大可能熱量の関係を図6.6に示す。熱利用温度100~50°Cの場合圧力比の増加と共に供給熱量が増加する。熱利用温度300~100°Cでは、圧力比、発電効率の増加に伴い供給熱量が低下し、発電効率の減少と共に供給熱量が多くなる。熱利用温度800~300°Cでは圧力比の増加に伴い供給可能熱量は減少し、温度レベルの上昇、発電効率の低下にともない供給可能熱量は増加する。各熱利用温度レベルにおいて発電効率最大となる圧力比におけるシステム効率を表6.2、図6.7に示す。ここで、熱利用可能最大効率は炉心熱出力に対する供給可能熱量の割合を示している。

(2) 直接/再生・中間冷却サイクル

熱利用を行わない場合のサイクル効率及び各機器の出入口温度を図6.8に示す。再生サイクル同様再生熱交換器の高温ヘリウム出口温度はプレクーラ入口温度を示している。中間冷却サイクルではプレクーラでの排熱温度は直接/再生サイクルに対し圧力比により50~200°C低く、100~150°Cとなっている。これは、中間冷却によるコンプレッサ出口温度（再生熱交換器の低温ヘリウム温度）の低下により高温ヘリウム温度が低下するためであり、これにより再生熱量、サイクル効率が増加する。従って、図6.9に示すように本サイクルでは、100~50°Cの温度領域への熱供給システムをベースケースとして（図6.9 Base），直接再生サイクルと同様に中温領域への熱供給システムの検討を行った（温度領域800~700°C：炉心とタービンの間に熱供給用熱交換器配置—図6.9(1)，温度領域700~300°C：タービン基数ならびに再生熱交換器基数の最適化）。

熱利用温度レベルと発電効率の関係を図6.10に示す。再生・中間冷却サイクルで

は再生サイクルに対し再生熱交換器の高温ヘリウム温度が低いことから、熱利用温度100～50°Cにおいても熱利用を行わない場合に対し発電効率が低下し、熱利用温度の上昇とともに発電効率の低下は大きくなる（熱利用温度100～50°Cの発電効率41.5%，800～700°Cで最小の30.9%）。

熱利用温度レベルと利用最大可能熱量の関係を図6.11に示す。再生・中間冷却サイクルでは圧力比の増加と共に供給可能熱量は減少し、温度レベルの上昇、発電効率の低下にともない供給可能熱量は増加するものの、800～100°Cでは熱利用温度レベルの高温化による供給熱量増加割合は発電効率の低下割合より少ない。

各熱利用温度レベルにおいて発電効率最大となる圧力比におけるシステム効率を表6.3、図6.7に、各温度レベルに対するコジェネシステムのフローシートを図6.9に示す。再生・中間冷却サイクルでは、熱利用無しの場合と同様に熱利用を行った場合でも、再生サイクルに対し発電効率が高くなるものの供給可能熱量は少なくなる。これは、中間冷却器によりコンプレッサ出口温度が低下することにより再生熱量が増加するためである。特に、熱利用温度100～50°Cでの供給熱量の低下が示すように、発電効率は高いものの低温域熱利用に対しては再生サイクルが有利と考えられる。

(3) 間接/再生・中間冷却サイクル

熱利用を行わない場合のサイクル効率及び各機器の出入口温度を図6.12に示す。間接サイクルでは、中間冷却器（IHX）を介することからタービン入口温度が炉心出口温度より低下し、炉心出口温度850°Cに対して IHX出口温度を800°Cとして検討を行っており、直接サイクルに対しサイクル効率、各機器出入口温度は低くなる。図6.13に示すように、本サイクルでは、直接/再生・中間冷却サイクル同様100～50°Cの温度領域への熱供給システムをベースケースとして（図6.13 Base），中温領域への熱供給システムの検討を行った。但し、熱利用最高温度レベルは750～700°Cとしている。

熱利用温度レベルと発電効率の関係を図6.14に示す。再生・中間冷却サイクルでは直接、間接の違いによらず熱利用温度の上昇とともに発電効率の低下は大きくなる（熱利用温度100～50°Cの発電効率39.2%，700～650°Cで最小の31.7%）。但し、直接サイクルに対し、熱利用温度750～700°Cでは50°Cの温度差の熱供給としているため供給熱量の減少により発電効率は高くなる。

熱利用温度レベルと利用最大可能熱量の関係を図6.15に示す。間接サイクルにおいても直接サイクル同様、圧力比の増加と共に供給可能熱量は減少し、温度レベルの上昇、発電効率の低下にともない供給可能熱量は増加する。700～100°Cでは熱利用

温度レベルの高温化による供給熱量増加割合は発電効率の低下割合より少ない。また、上述のように熱利用温度750~700°Cでは供給熱量が少なくなる。

各熱利用温度レベルにおいて発電効率最大となる圧力比におけるシステム効率を表6.4、図7.6に、各温度レベルに対するコジェネシステムのフローシートを図6.13に示す。間接サイクルにおいても直接サイクル同様、熱利用温度100~50°Cでの供給熱量の低下が示すように、低温域熱利用に対しては再生サイクルが有利と考えられる。

(4) 間接/再生・再熱・中間冷却サイクル

熱利用を行わない場合のサイクル効率及び各機器の出入口温度を図6.16に示す。図6.17に示すように本サイクルにおいても、IHX出口温度を800°Cとして検討を行っており、間接/再生・中間冷却サイクル同様100~50°Cの温度領域への熱供給システムをベースケースとして（図6.17 Base）中温領域への熱供給システムの検討を行った。

熱利用温度レベルと発電効率の関係を図6.18に示す。再熱を行った場合でも熱利用温度の上昇とともに発電効率は低下するものの、熱利用温度500~100°Cの発電効率はほとんど変わらない（熱利用温度100~50°Cの発電効率42.0%，700~650°Cで最小の31.8%）。但し、間接/再生・中間冷却サイクルと同様に熱利用温度750~700°Cでは50°Cの温度差の熱供給としているため供給熱量の減少により発電効率は高くなる。

熱利用温度レベルと利用最大可能熱量の関係を図6.19に示す。再熱サイクルにおいても圧力比の増加とともに供給可能熱量は減少し温度レベルの上昇、発電効率の低下にともない供給可能熱量は増加する。しかし、熱利用温度500~100°Cでは発電効率同様供給可能熱量はほとんど変わらない。また、700~400°Cでは再熱前後のタービン出口ヘリウムで熱供給が可能であるものの、発電効率の低下が大きくなるため、図6.17(3)に示すように再熱後のタービン出口ヘリウムのみによる熱供給としており、750~700°Cにおける供給熱量とあまり変わらない結果となっている。熱利用温度700~600°Cにおいて再熱前のタービン出口ヘリウムによる熱供給を行う場合、発電効率26.4%，供給可能熱量149MWとなる。

各熱利用温度レベルにおいて発電効率最大となる圧力比におけるシステム効率を表6.5、図6.7に、各温度レベルに対するコジェネシステムのフローシートを図6.17に示す。直接/再生・中間冷却サイクル、間接/再生・中間冷却間接サイクル同様、熱利用温度が低いほど発電効率が増加するのに対し供給熱量が低下するため、低温域熱利用に対しては発電効率を含め熱利用系の最適化を行う必要がある。

6.2 原子力コジェネシステムにおける総合効率の検討・評価

前節における検討結果を整理して、熱利用温度レベルとシステム効率（＝総合効率）の関係を示した図6.7のデータをもとに原子力コジェネシステムにおける総合効率の検討・評価を行なう。

図6.7のデータを基に各システムの各熱利用温度レベルにおける総合効率の順位を整理したものを図6.20に示す。図から明らかな様に、熱利用温度レベルの全般に渡って直接サイクルが間接サイクルよりも総合効率の点で有利であると考えられる。低温域（200°C以下）における総合効率をみると、直接・再生サイクルが有利であるが中温域から高温域にかけては直接・再生・中間冷却サイクルが有利であると言える。図6.20では間接・再生・中間冷却サイクル（□）と間接・再生・再熱・中間冷却サイクル（■）の総合効率順位が見かけ上頻繁に入れ替わっているが、その理由は図6.7におけるそれぞれのサイクル効率の値にほとんど差がないことが挙げられる。ここでは熱利用系の具体的なシステムを組み入れた最適ヒートマスバランスのもとで評価を行なっていないため、熱利用システムによっては若干傾向が変わると考えられるが、図6.20は原子力コジェネシステムのシステム計画段階で、対象とする熱利用温度レベルにおいて最も有利となるガスタービンサイクル選定の目安として有効に利用できると考える。

表6.1 部門別エネルギー消費量

わが国における部門別熱エネルギー収支表(昭和52年)

		0°C ~9°C	100 ~199	200 ~299	300 ~399	400 ~499	500 ~599	600 ~699	700 ~799	800 ~899	900 ~999	1,000 ~1,099	1,100 ~1,199	1,200 ~1,299	1,300 ~1,399	1,400 ~1,499	1,500 ~1,599
1. 林	林	1,243	993	219													
2. 紙	製品		626	626	626	820	820										
3. 食料品		1,739	1,740	386													
4. 織織(化成)		209	5,017														
5. その他製造業①		6,414															
6. 紙・パルプ		3,935	3,933	2,213													
7. 化学工業		3,007	3,552	5,262	3,552	3,477	2,935	6,724	6,725								
8. 石油製品		1,414	1,567	6,045	1,047	371		800	800								
9. 石炭製品																	
10. 鉄鋼								2,348	2,348	1,903	5,950	9,299	14,458	16,361	12,771	12,971	10,067
11. 窒素・土石		107	434	434	1,422	398	398										
12. 非鉄金属		24	88	89	88	38	39										
13. 金屬			68	67		66	67										
14. 機械		75	75	903	903		176	176	176								
15. その他製造業②		1,677	1,677		(17,104)	(34,206)	(17,104)										
16. 電力																	
17. ガス・水道						210	151										
18. 葉柄		8,809	7,324	492													
19. 家庭		14,570	5,246	1,267													
合計		29,512	29,086	19,904	15,935	7,080	5,728	5,963	14,021	19,185	6,997	10,517	15,447	18,537	13,986	14,808	10,434

注: ()は電力の消費エネルギーである。

表6.2 热利用温度レベルとサイクル効率(直接／再生サイクル)

热利用温度レベル	Tr °C	800～700	700～600	600～500	500～400	400～300	300～200	200～100	100～50
圧力比	P _H /P _L	-	2.31	2.24	2.18	2.37	2.37	3.66	2.95
発電効率	η %	27.8	29.4	31.1	32.2	32.1	31.8	38.4	40.2
熱利用系最大効率	η _q %	26.2	26.2	26.0	24.0	24.0	20.5	26.8	33.6
熱利用最大可能熱量	Q _r MW	118	118	117	108	108	92	120	151
圧力損失割合	ΔP/P _H	%	2.9	2.9	2.9	2.4	2.4	1.6	3.1
再生熱交換器基數	N ₁	-	1	1	2	2	1	1	1
再生熱交換器1 温度効率	η _{R1} %	95.0	92.3	90.4	6.8	46.6	53.7	91.0	93.9
再生熱交換器2 温度効率	η _{R2} %	-	-	72.8	90.8	85.3	-	-	-
タービン基數	N ₂	-	1	2	2	2	1	1	1
フローシート図7.7	-	-	(1)	(2)	(3)				Base

表6.3 热利用温度レベルとサイクル効率(直接／再生・中間冷却サイクル)

热利用温度レベル	Tr °C	800～700	700～600	600～500	500～400	400～300	300～200	200～100	100～50
圧力比	P _H /P _L	-	3.05	3.02	2.81	2.71	3.05	3.05	3.05
発電効率	η %	30.9	34.4	35.2	36.0	36.4	36.4	36.4	36.4
熱利用系最大効率	η _q %	22.5	21.4	22.0	22.1	20.5	20.5	20.6	11.4
熱利用最大可能熱量	Q _r MW	101	96	99	100	92	92	93	51
圧力損失割合	ΔP/P _H	%	2.9	2.5	2.6	2.6	2.4	2.4	3.2
再生熱交換器基數	N ₁	-	1	1	1	2	2	2	1
再生熱交換器1 温度効率	η _{R1} %	92.6	92.1	92.5	92.6	23.4	52.5	65.6	85.6
再生熱交換器2 温度効率	η _{R2} %	-	-	-	90.3	84.3	57.5	-	-
タービン基數	N ₂	-	1	2	2	1	1	1	1
フローシート図7.11	-	-	(1)	(2)	(3)				Base

表6.4 热利用温度レベルとサイクル効率(間接／再生・中間冷却サイクル)

热利用温度レベル	Tr	°C	750～700	700～600	600～500	500～400	400～300	300～200	200～100	100～50
圧力比	P _H /P _L	-	2.95	2.93	2.92	2.81	3.11	3.11	3.09	3.46
発電効率	η	%	34.8	31.7	32.6	33.5	34.3	34.3	34.2	39.2
热利用系最大効率	η _a	%	13.0	22.7	22.4	22.6	21.1	21.1	21.2	11.8
热利用最大可能熱量	Q _r	MW	58	102	101	102	95	95	95	53
圧力損失割合	△P/P _H	%	4.2	3.2	3.1	3.1	2.8	2.8	2.9	3.7
再生熱交換器基数	N ₁	-	1	1	1	1	2	2	2	1
再生熱交換器1 温度効率	η _{R1}	%	92.9	91.6	91.4	91.5	0.2	44.5	61.8	84.3
再生熱交換器2 温度効率	η _{R2}	%	-	-	-	-	90.3	84.2	57.0	-
タービン基数	N ₂	-	1	2	2	2	1	1	1	1
フローシート図7.15	-	-	(1)	(2)	(3)	(2)	(3)	(3)	(3)	Base

表6.5 热利用温度レベルとサイクル効率(間接／再生・中間冷却サイクル)

热利用温度レベル	Tr	°C	750～700	700～600	600～500	500～400	400～300	300～200	200～100	100～50
圧力比	P _H /P _L	-	4.35	3.01	3.36	4.67	4.32	4.31	4.31	4.81
発電効率	η	%	34.3	31.8	35.8	36.9	36.9	37.0	37.0	42.0
热利用系最大効率	η _a	%	17.2	21.9	19.3	16.0	16.6	16.6	16.6	9.4
热利用最大可能熱量	Q _r	MW	77	99	87	72	75	75	75	42
圧力損失割合	△P/P _H	%	3.8	3.3	2.9	3.5	3.5	3.5	3.4	4.7
再生熱交換器基数	N ₁	-	1	1	1	2	2	2	2	1
再生熱交換器1 温度効率	η _{R1}	%	93.9	92.4	93.0	92.5	47.0	62.8	71.3	92.3
再生熱交換器2 温度効率	η _{R2}	%	-	-	-	-	89.6	82.1	37.1	-
タービン基数	N ₂	-	1	2	2	1	1	1	1	1
フローシート図7.19	-	-	(1)	(2)	(3)	(2)	(3)	(3)	(3)	Base

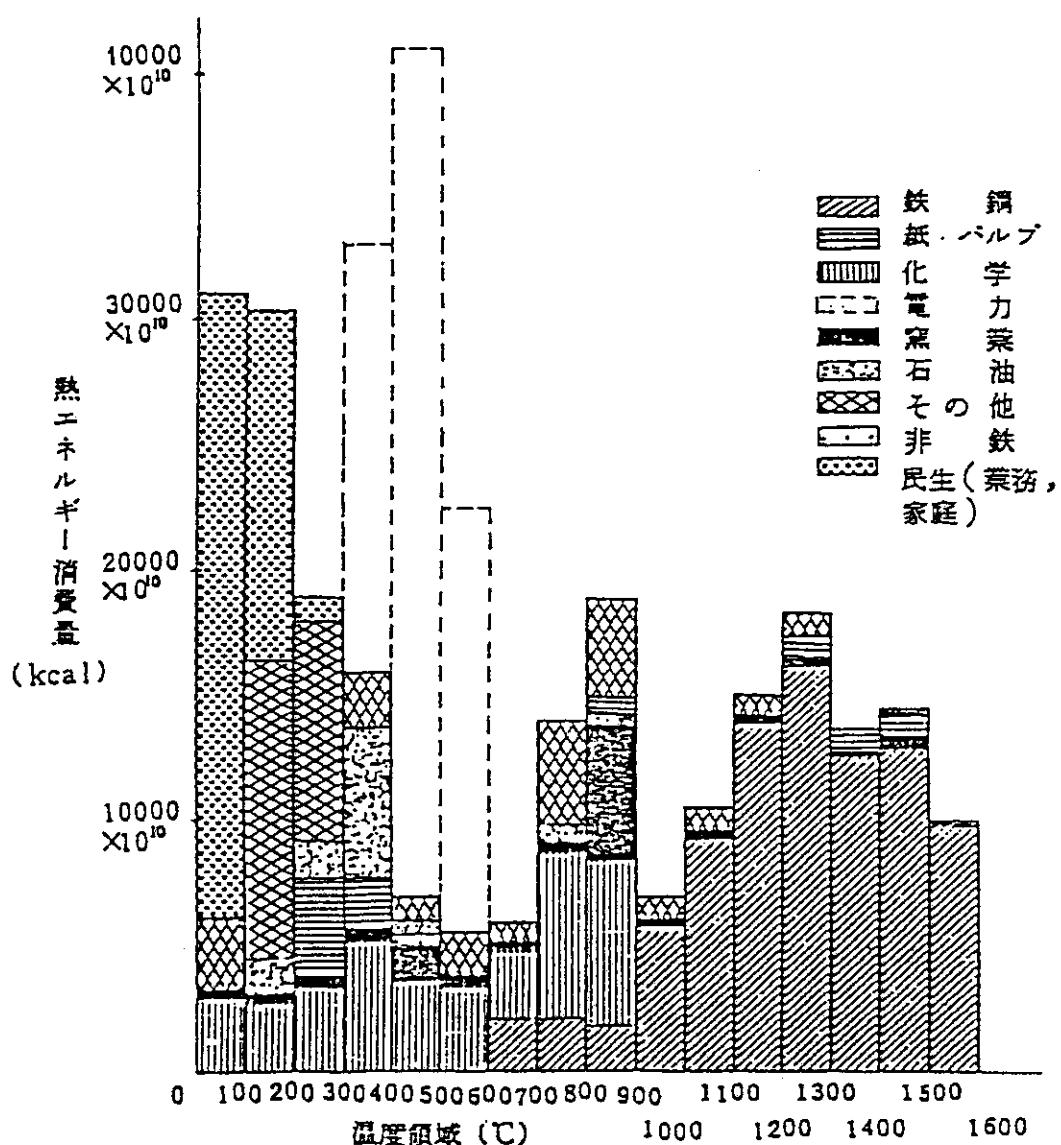


図6.1 部門別エネルギー消費量（温度スペクトル）

出典：日本原子力産業会議

11)

「原子力熱利用懇談会報告書」（昭和56年10月）

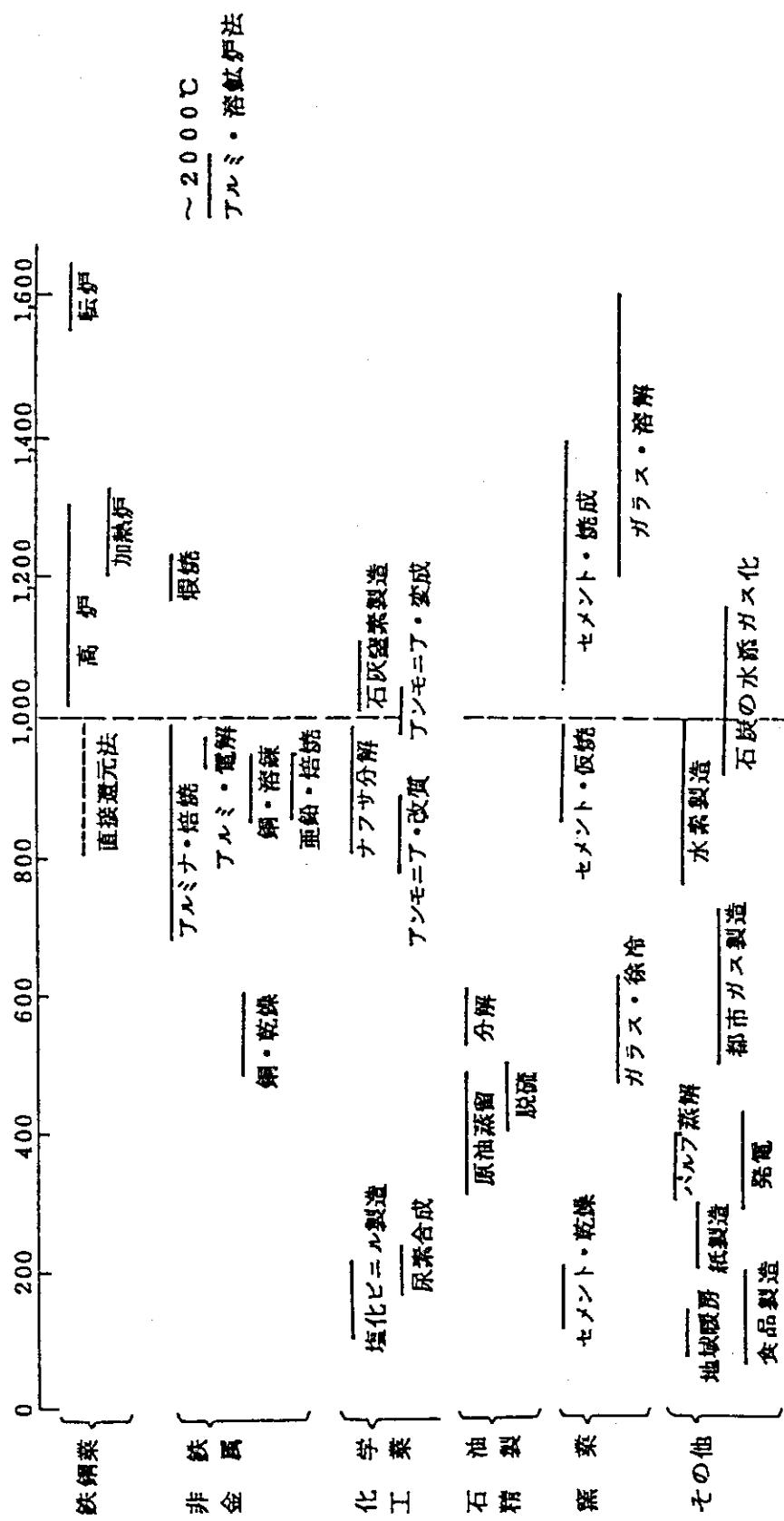


図6.2 各産業の必要温度領域

出典：日本原子力産業会議資料
日本原子力研究所資料、熱管理と公害(1976年)、公害防止技術ハンドブック
工業雑誌(化学工業社)等より作成

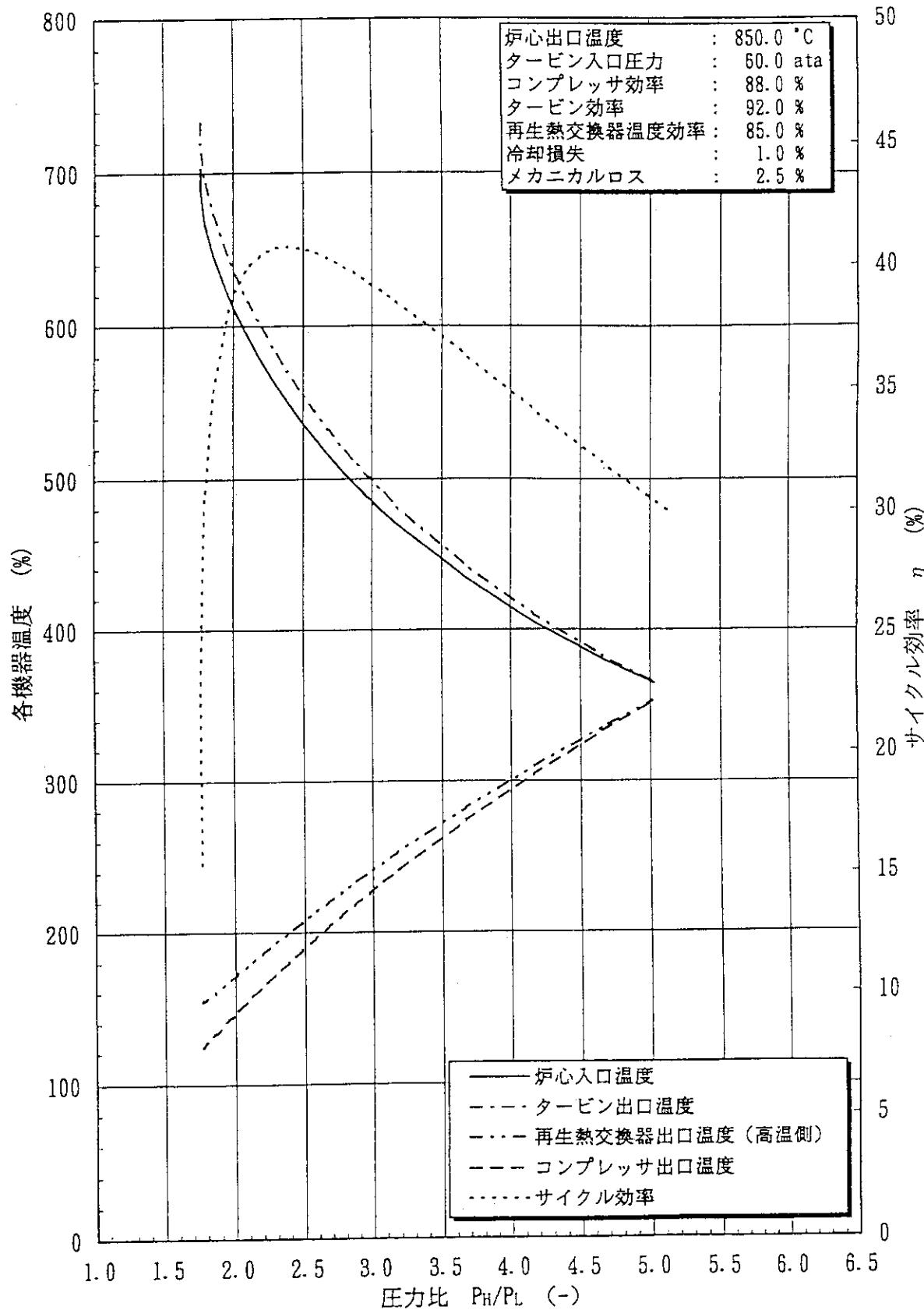


図6.3 直接再生サイクルの各機器温度

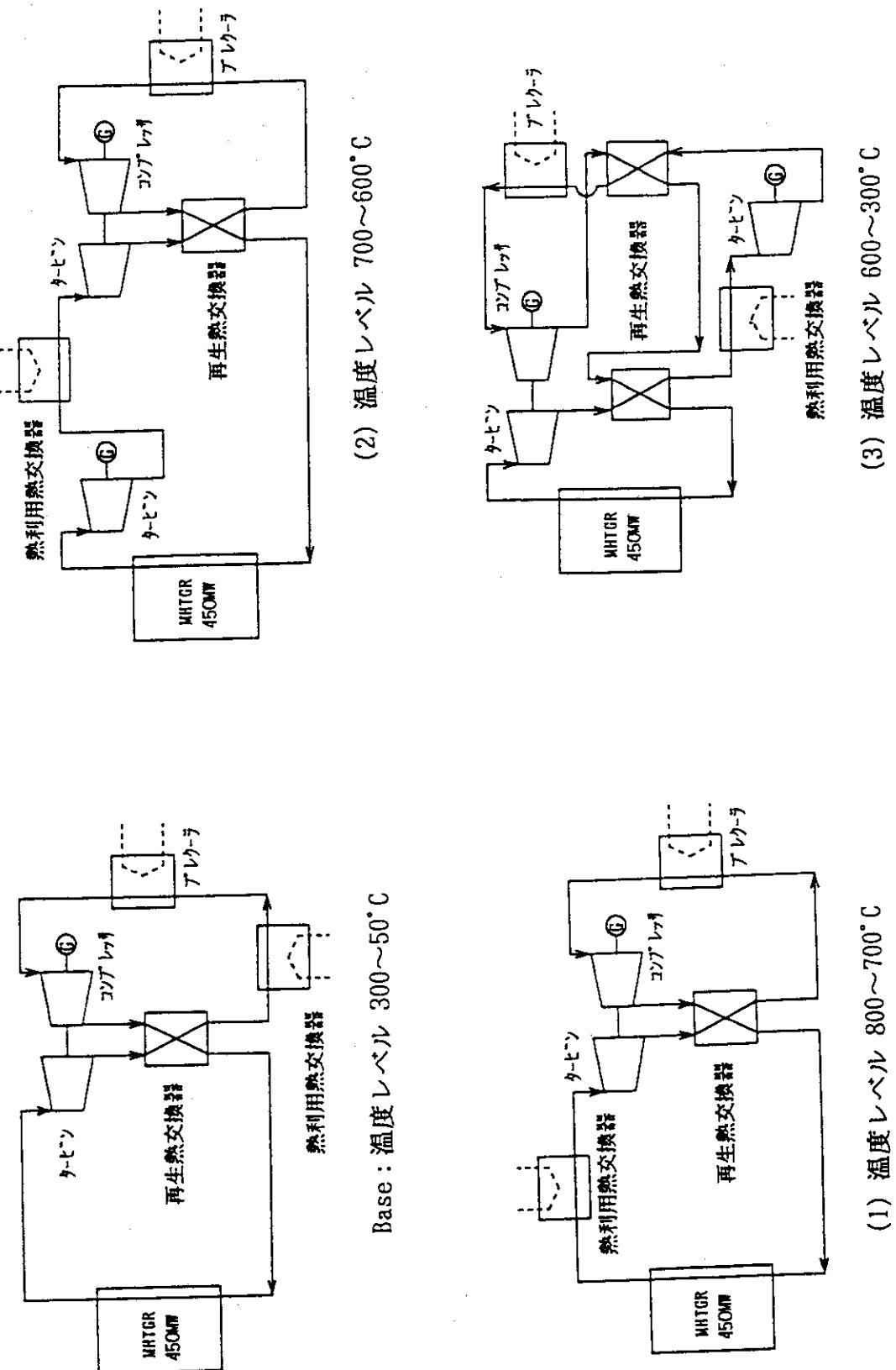


図6.4 MHTGRコジェネシステムフローシート(直接／再生サイクル)

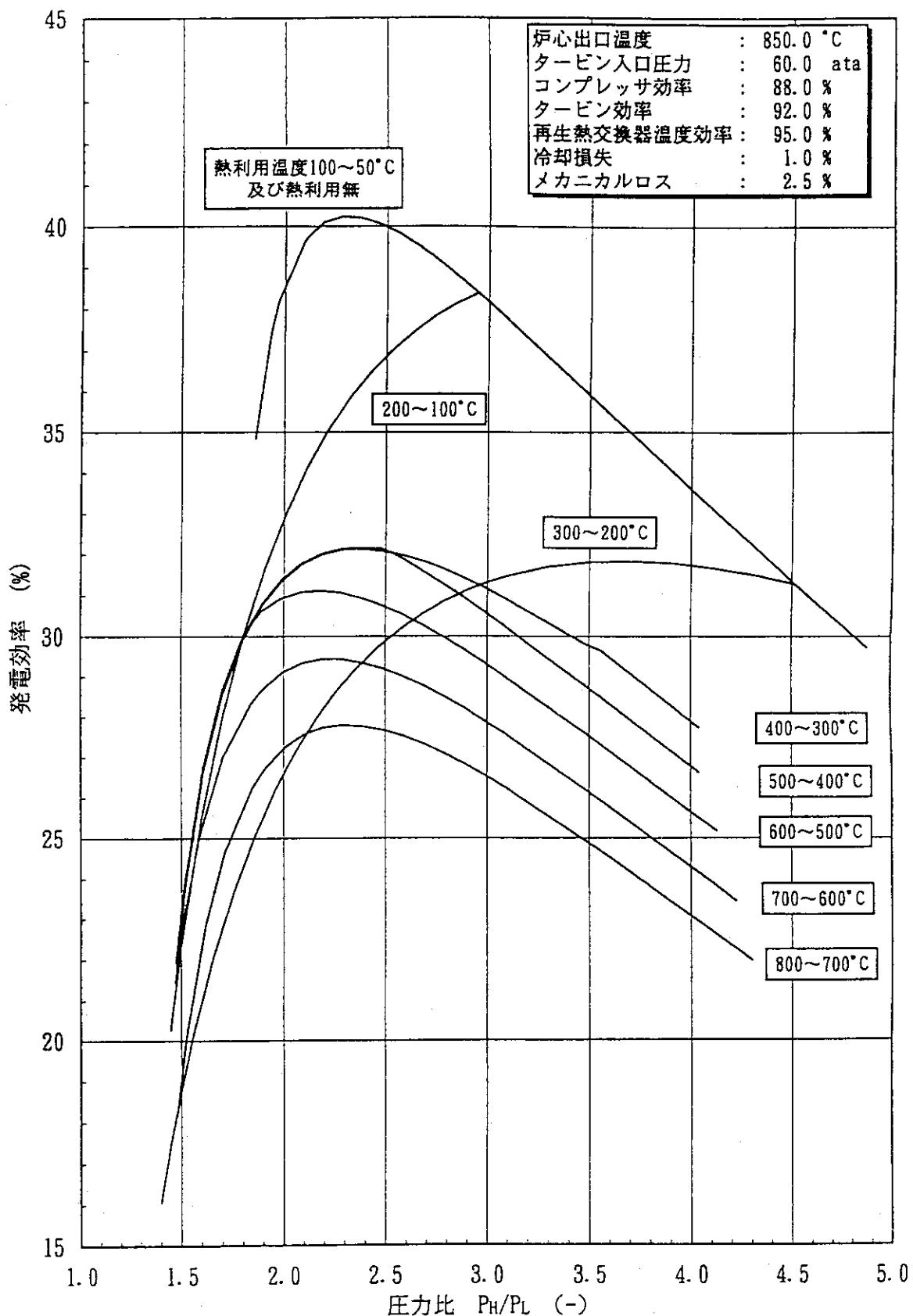


図6.5 热利用温度レベルと発電効率（直接／再生サイクル）

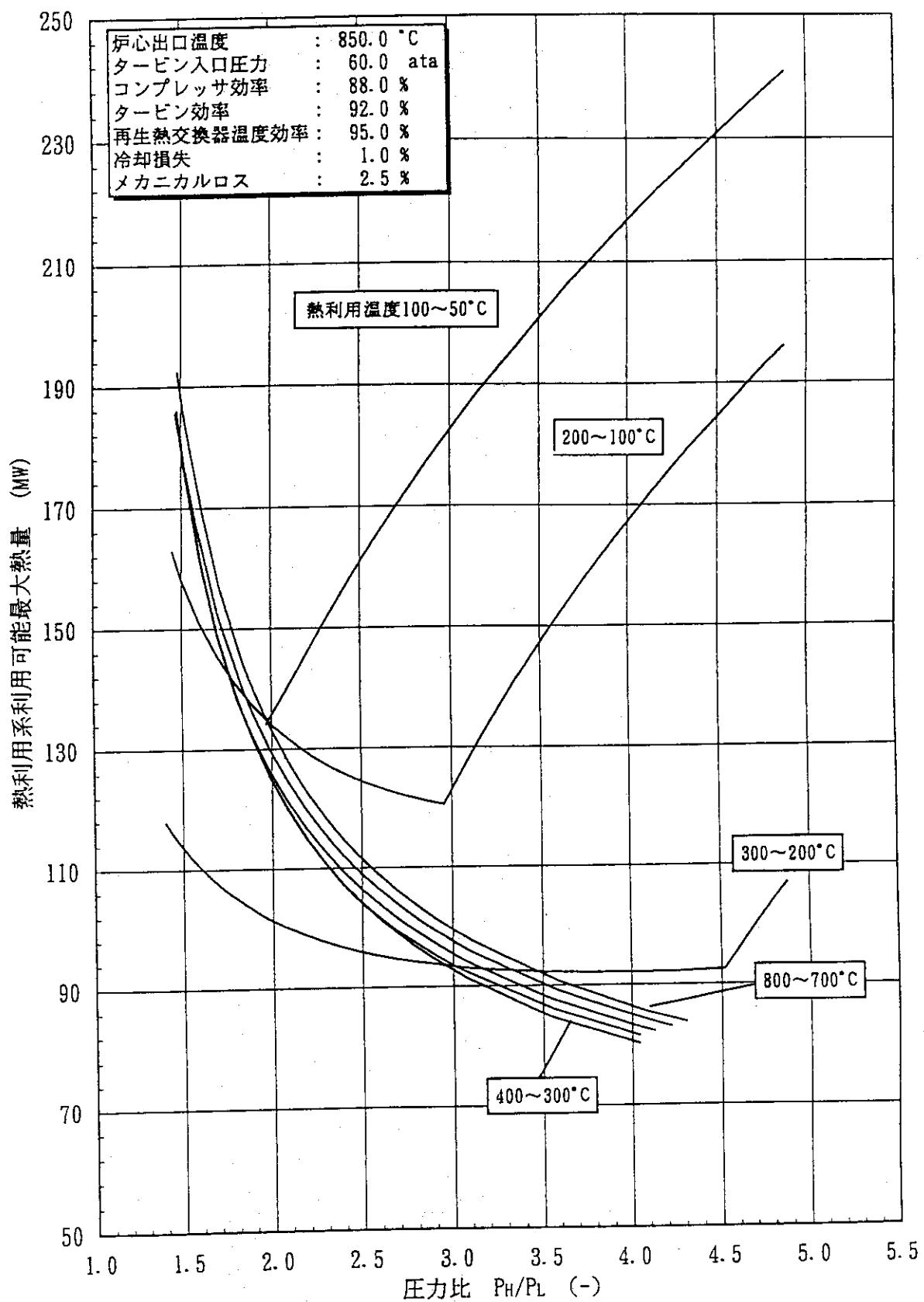
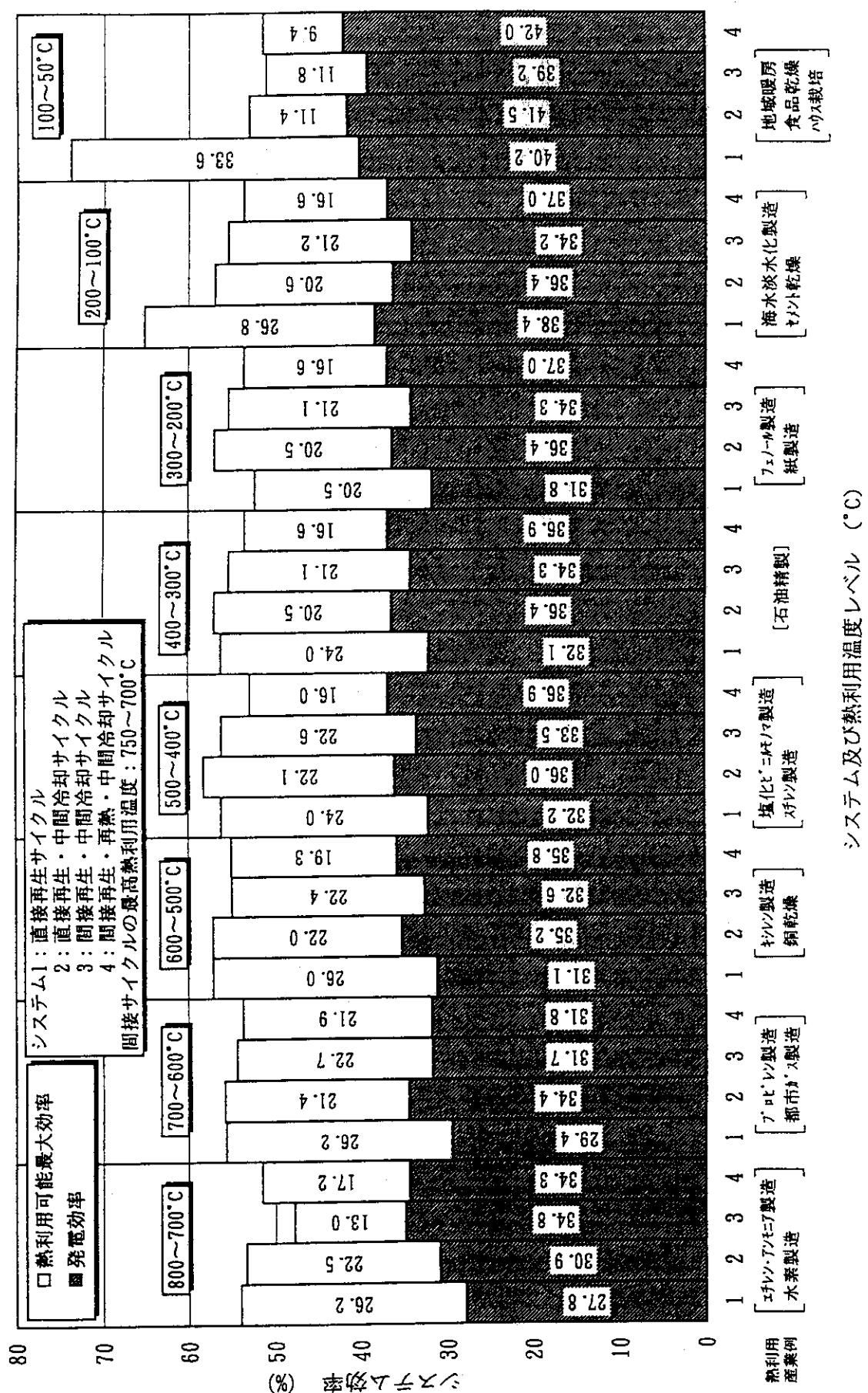


図6.6 热利用温度レベルと利用最大可能熱量（直接／再生サイクル）



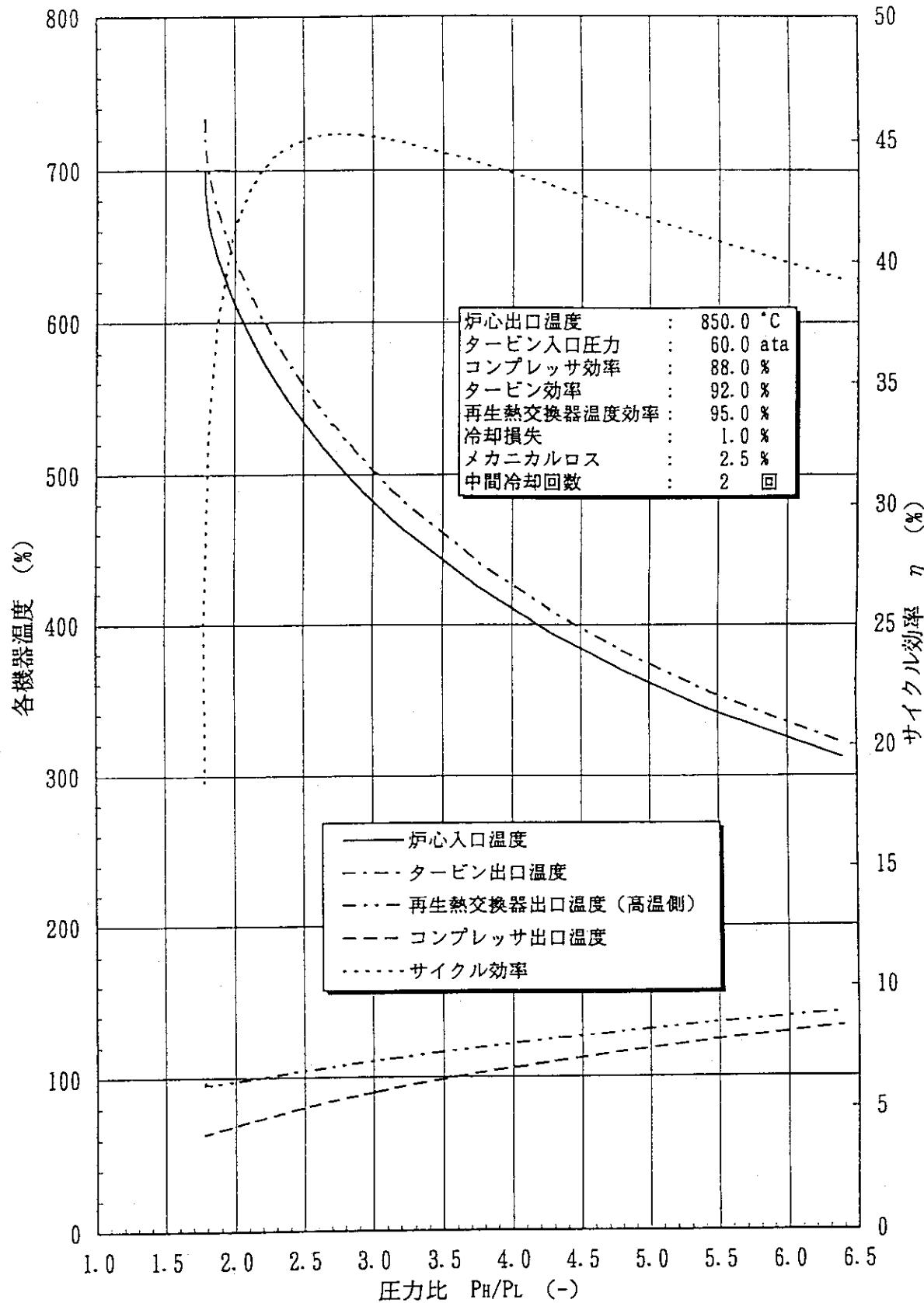
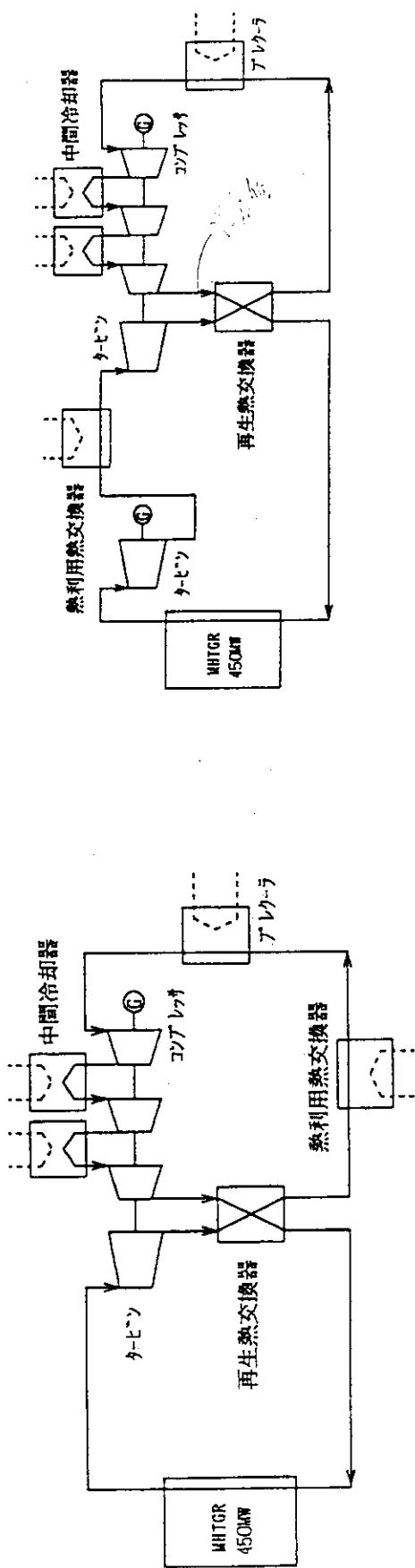
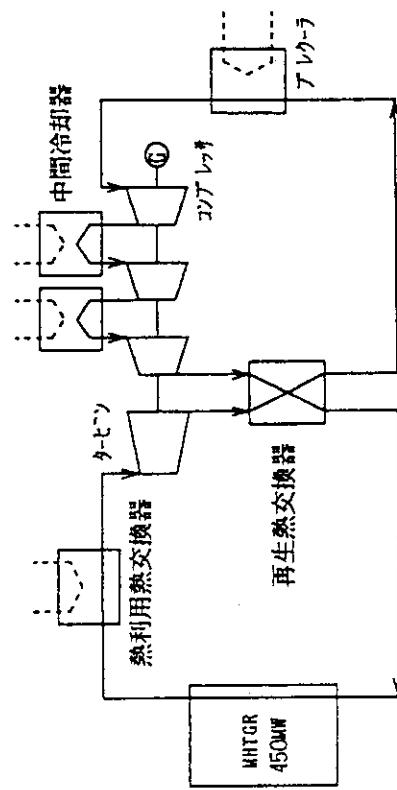


図6.8 直接再生・中間冷却サイクルの各機器温度

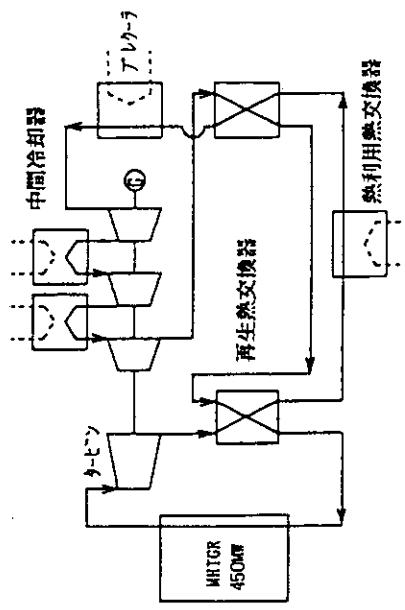


Base : 溫度レベル 100~50°C

(2) 溫度レベル 700~400°C



(1) 溫度レベル 800~700°C



(3) 溫度レベル 400~100°C

図6.9 MHTGRコジェネシステムフローシート（直接／再生・中間冷却サイクル）

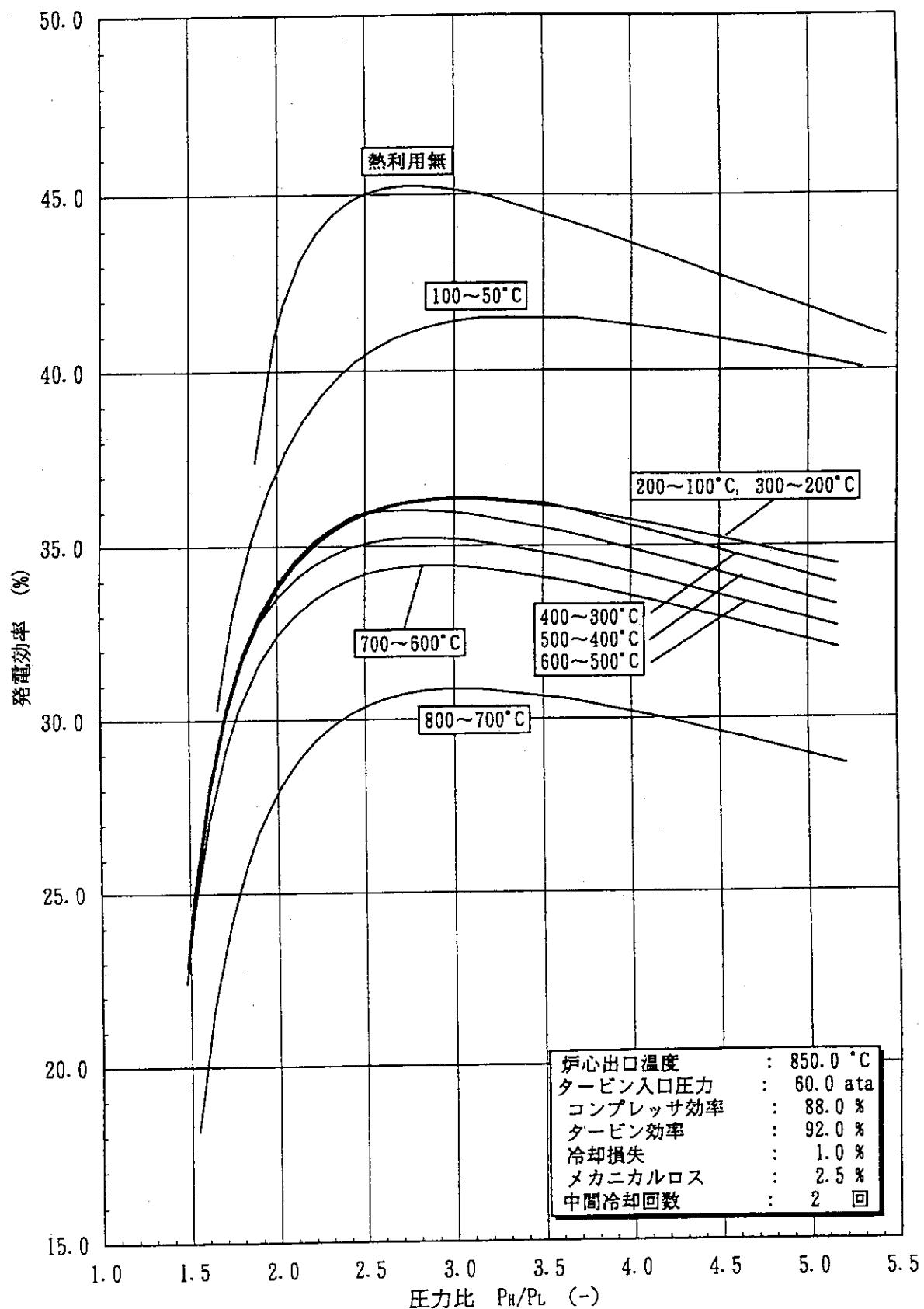


図6.10 热利用温度レベルと発電効率（直接／再生・中間冷却サイクル）

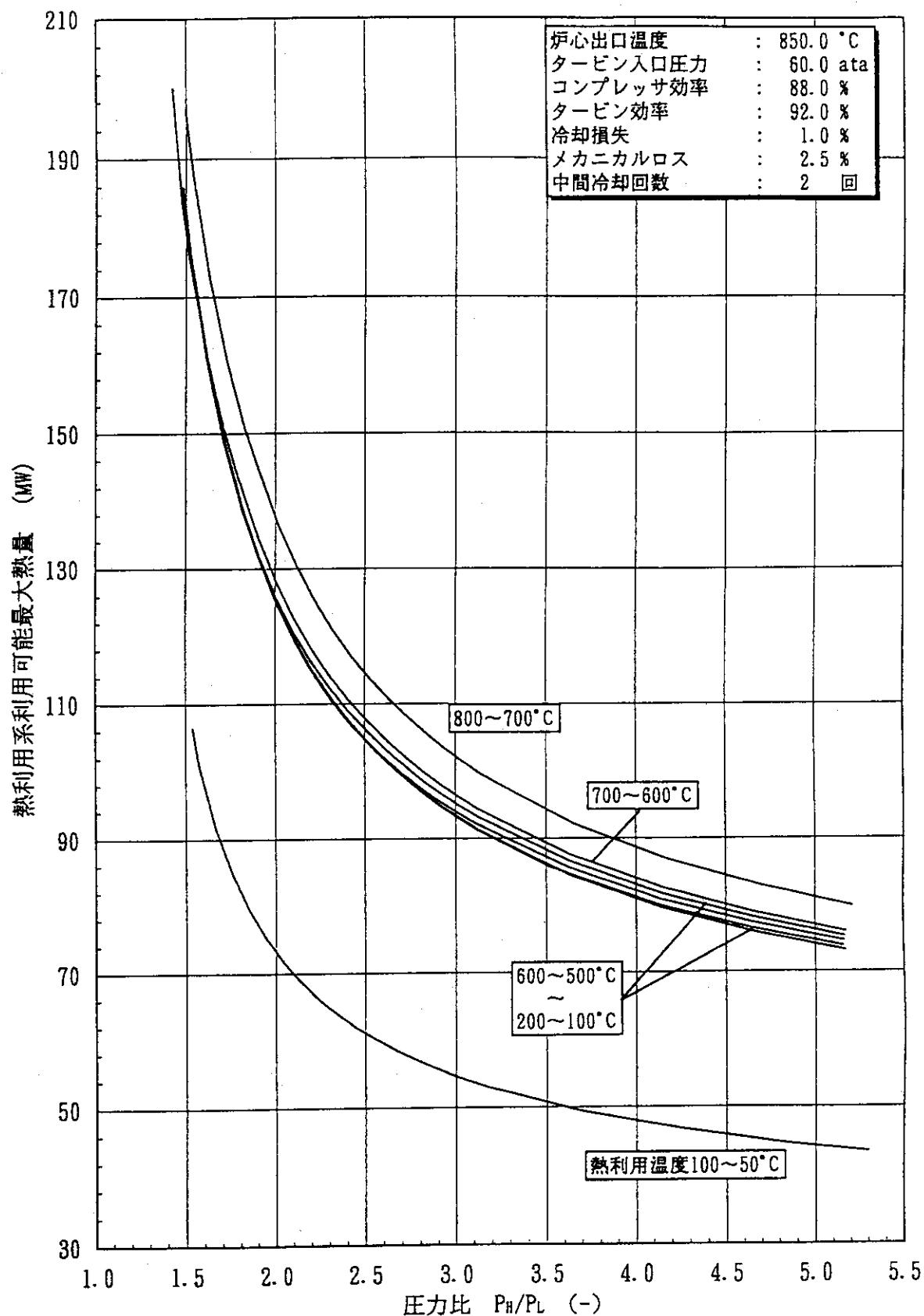


図6.11 热利用温度レベルと利用最大可能熱量（直接／再生・中間冷却サイクル）

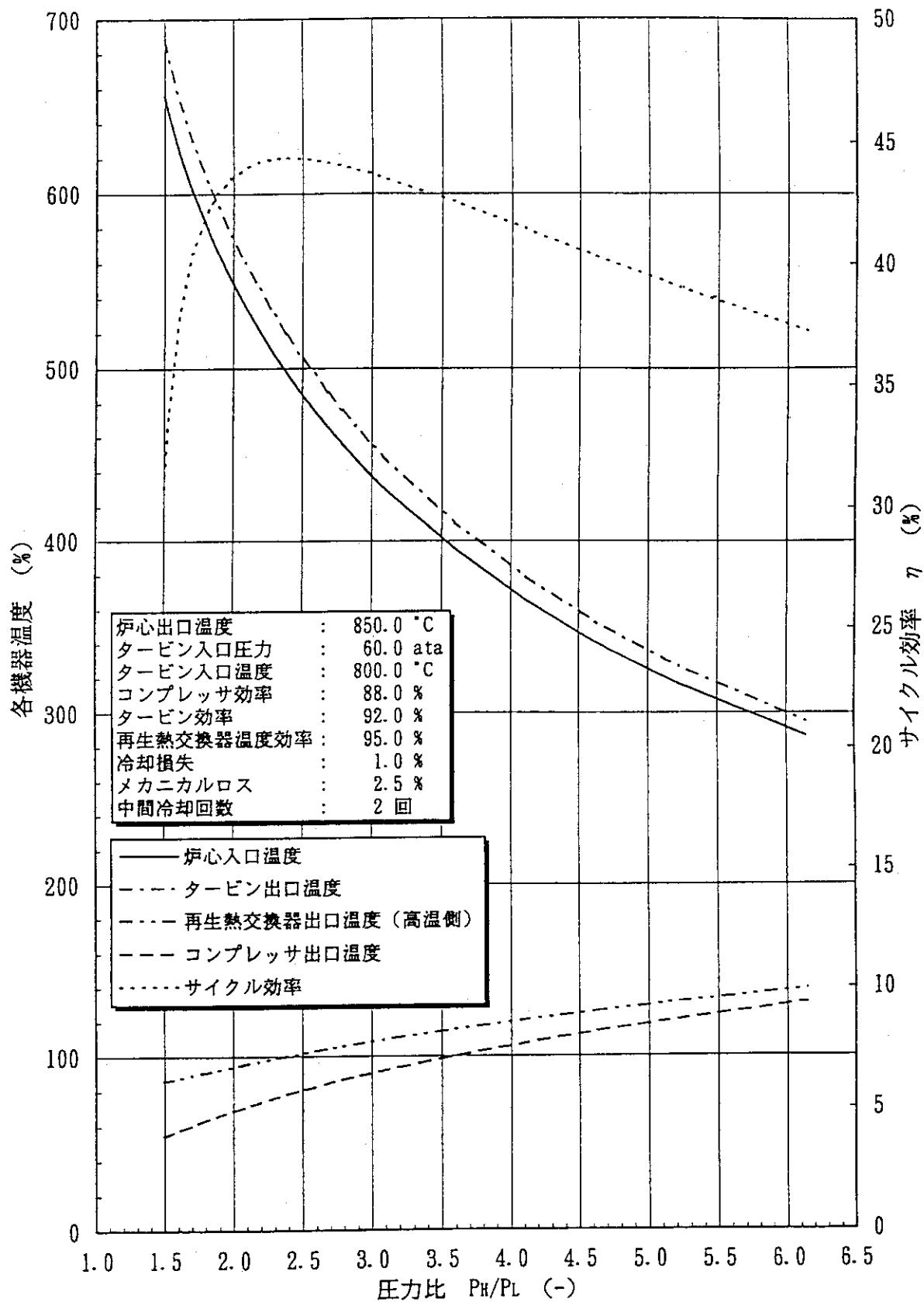
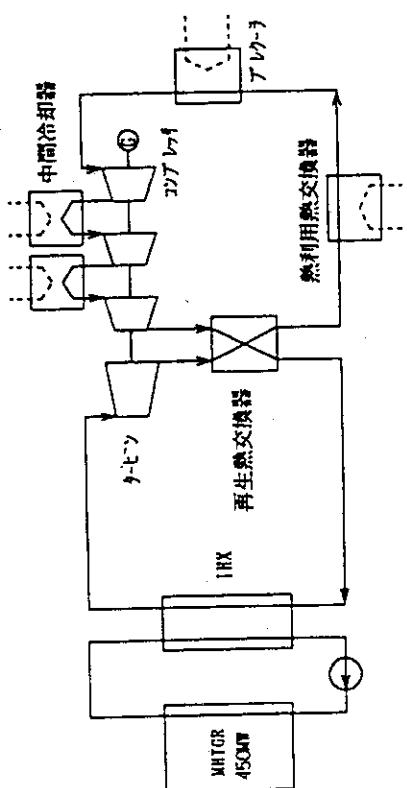
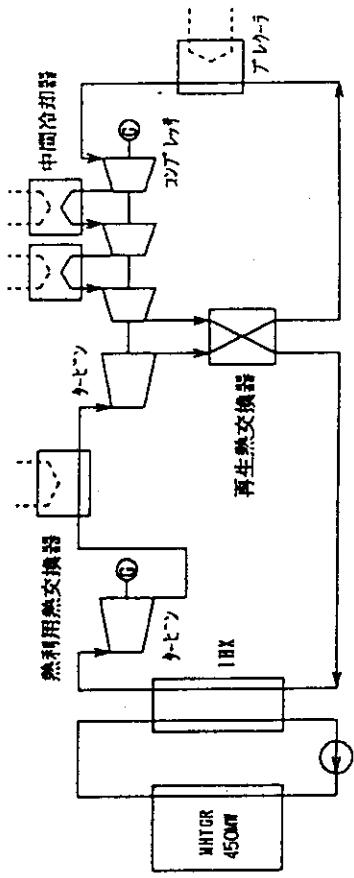


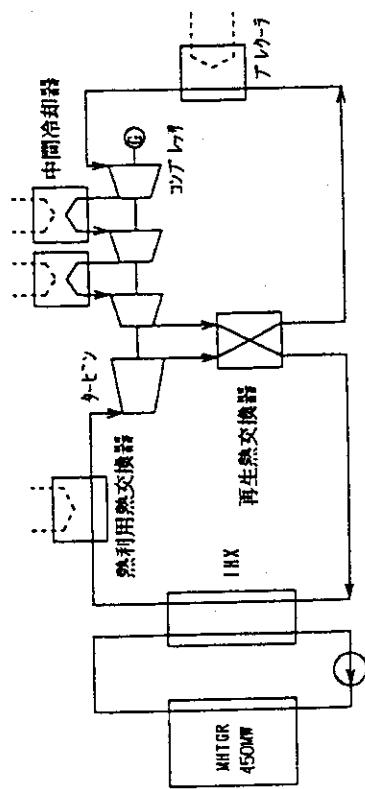
図6.12 間接再生・中間冷却サイクルの各機器温度



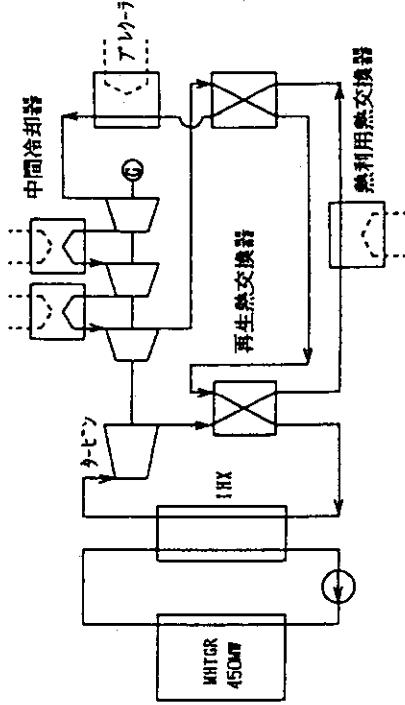
(2) 溫度レベル 700~400°C



Base : 溫度レベル 700~400°C



(1) 溫度レベル 750~700°C



(3) 溫度レベル 400~100°C

図6.13 MHTGRコジェネシステムフローシート（間接／再生・中間冷却サイクル）

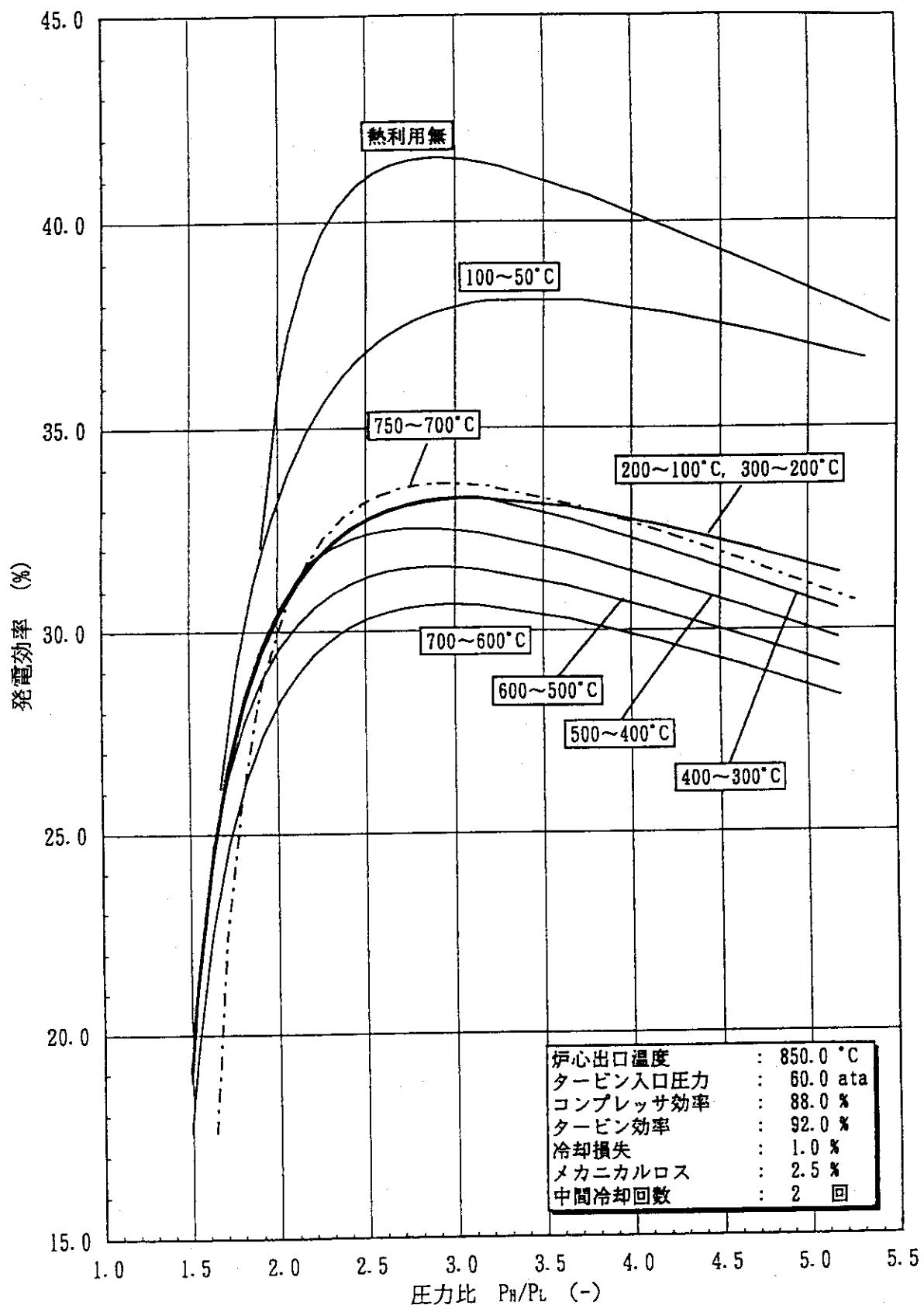


図6.14 热利用温度レベルと発電効率（間接／再生・中間冷却サイクル）

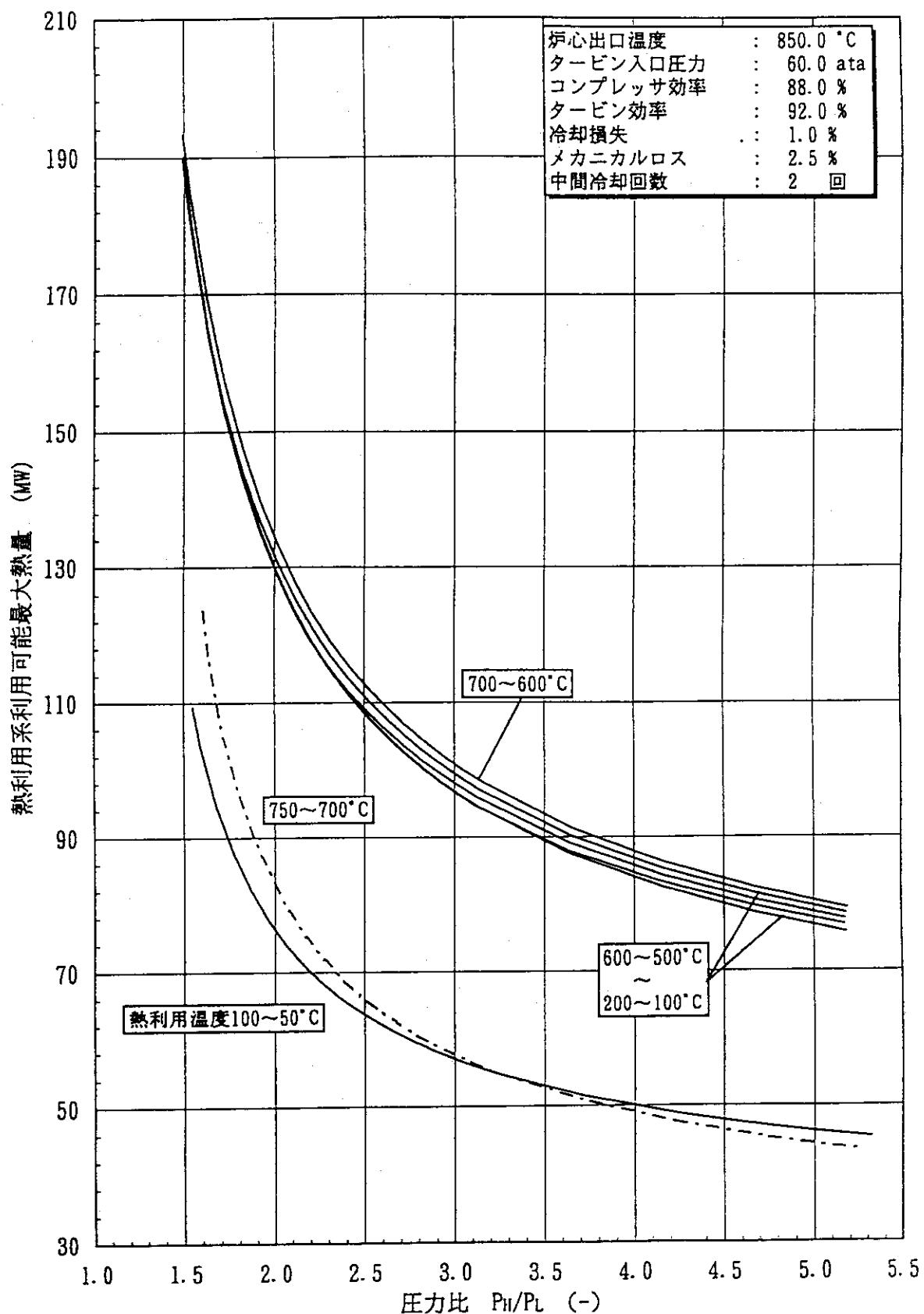


図6.15 热利用温度レベルと利用最大可能熱量（間接／再生・中間冷却サイクル）

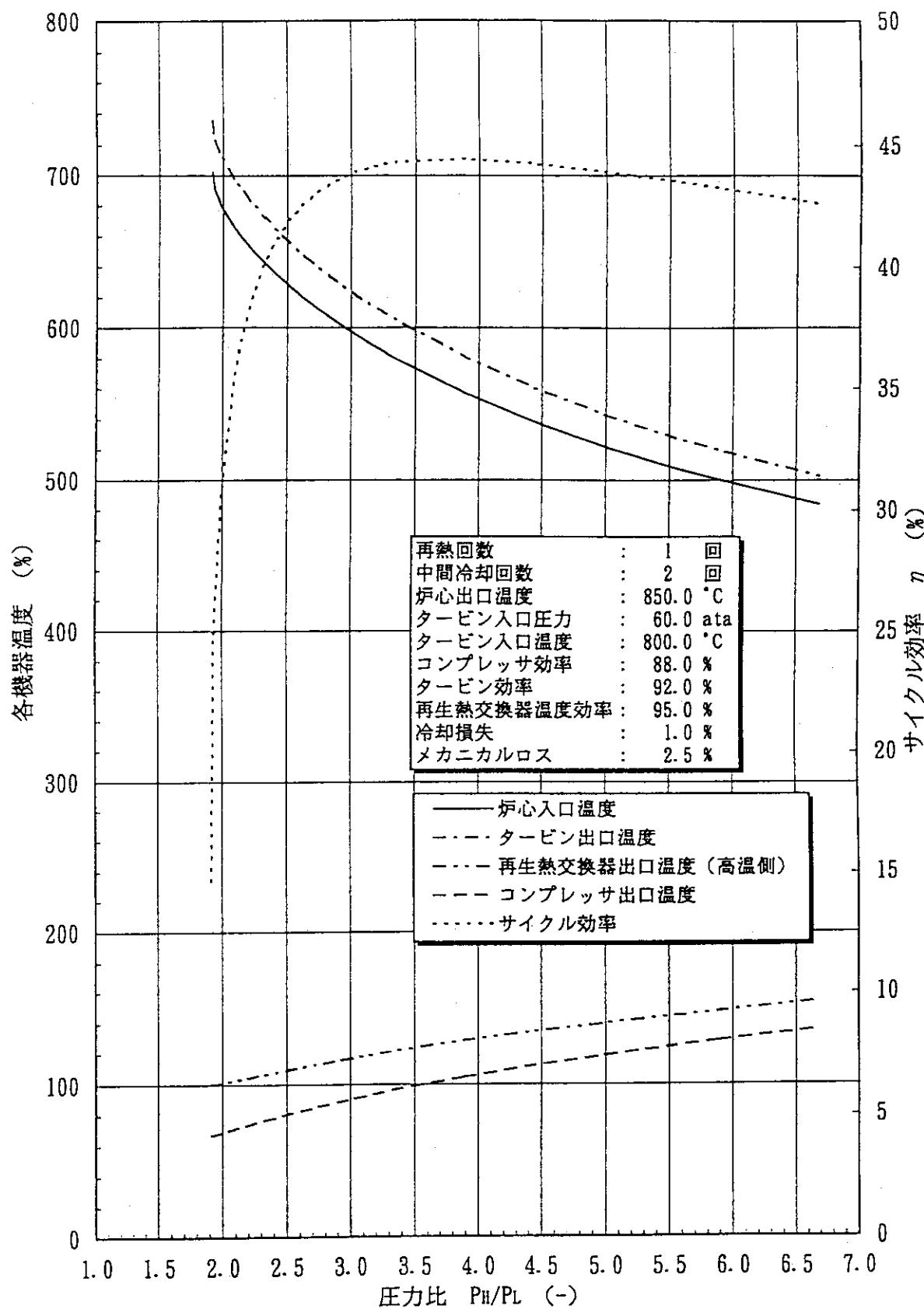


図6.16 間接再生・再熱・中間冷却サイクルの各機器温度

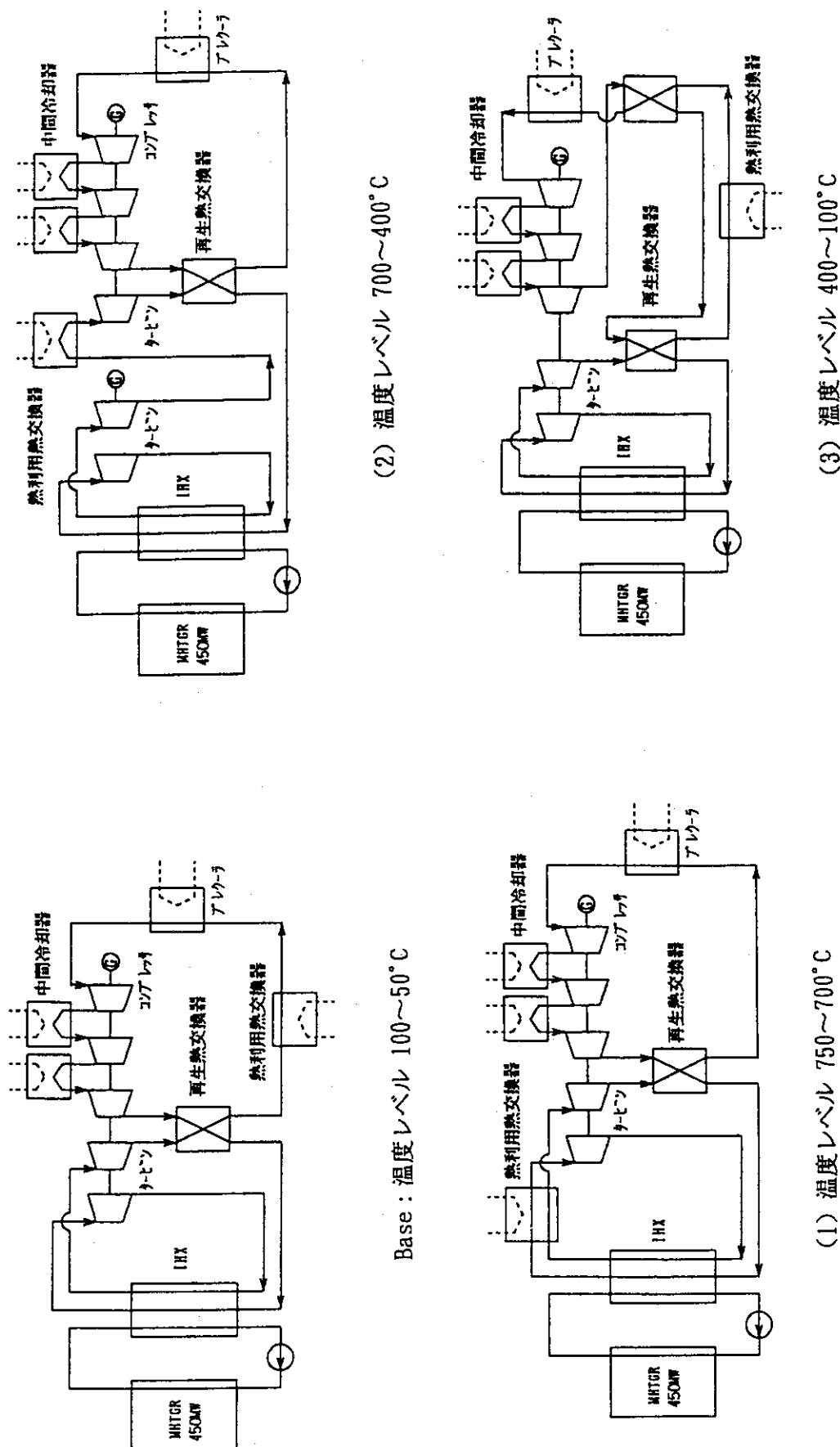


図6.17 MHTGRコジェネシステムフローシート（間接／再生・中間冷却サイクル）

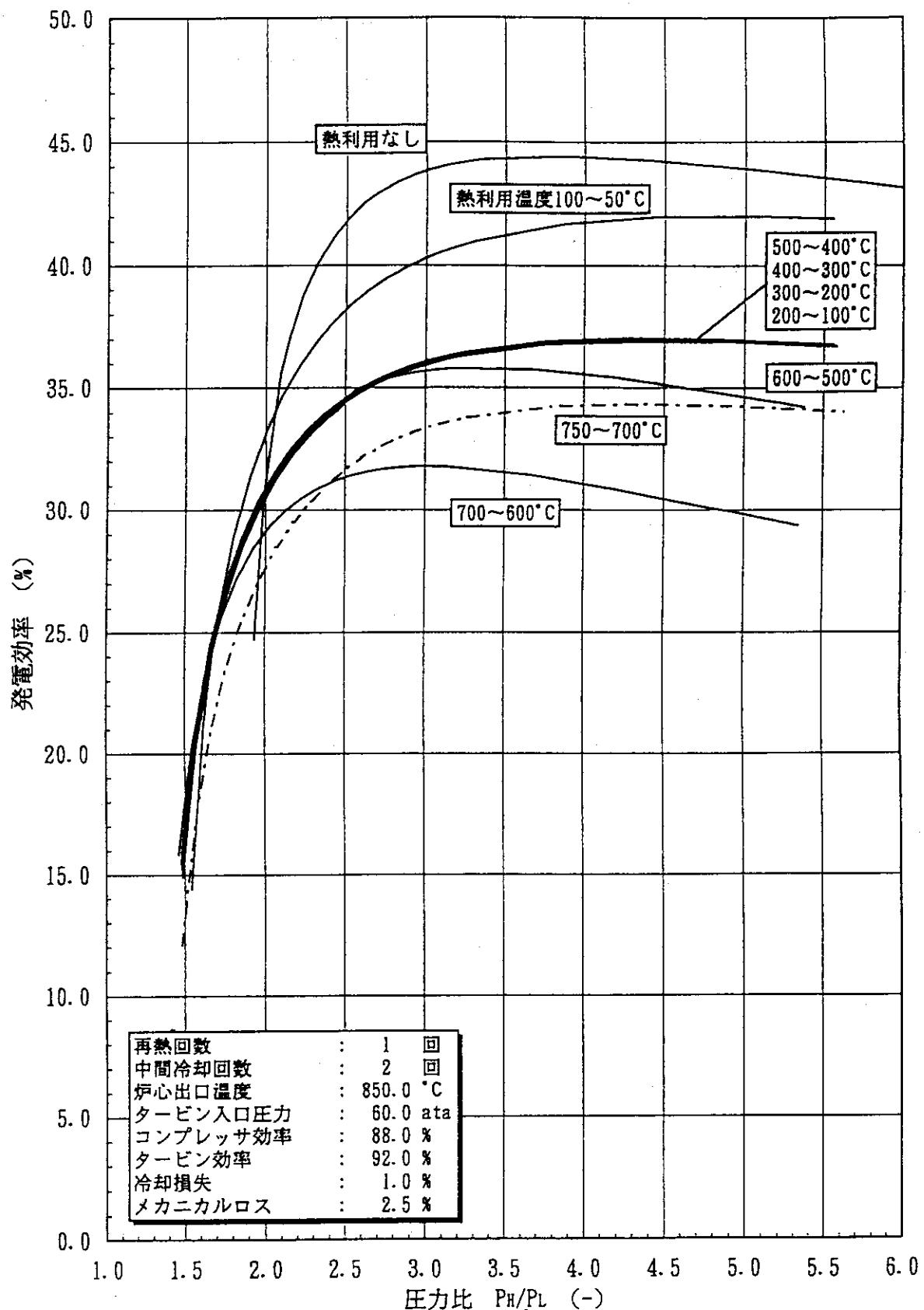


図6.18 热利用温度レベルと発電効率（間接／再生・再熱・中間冷却サイクル）

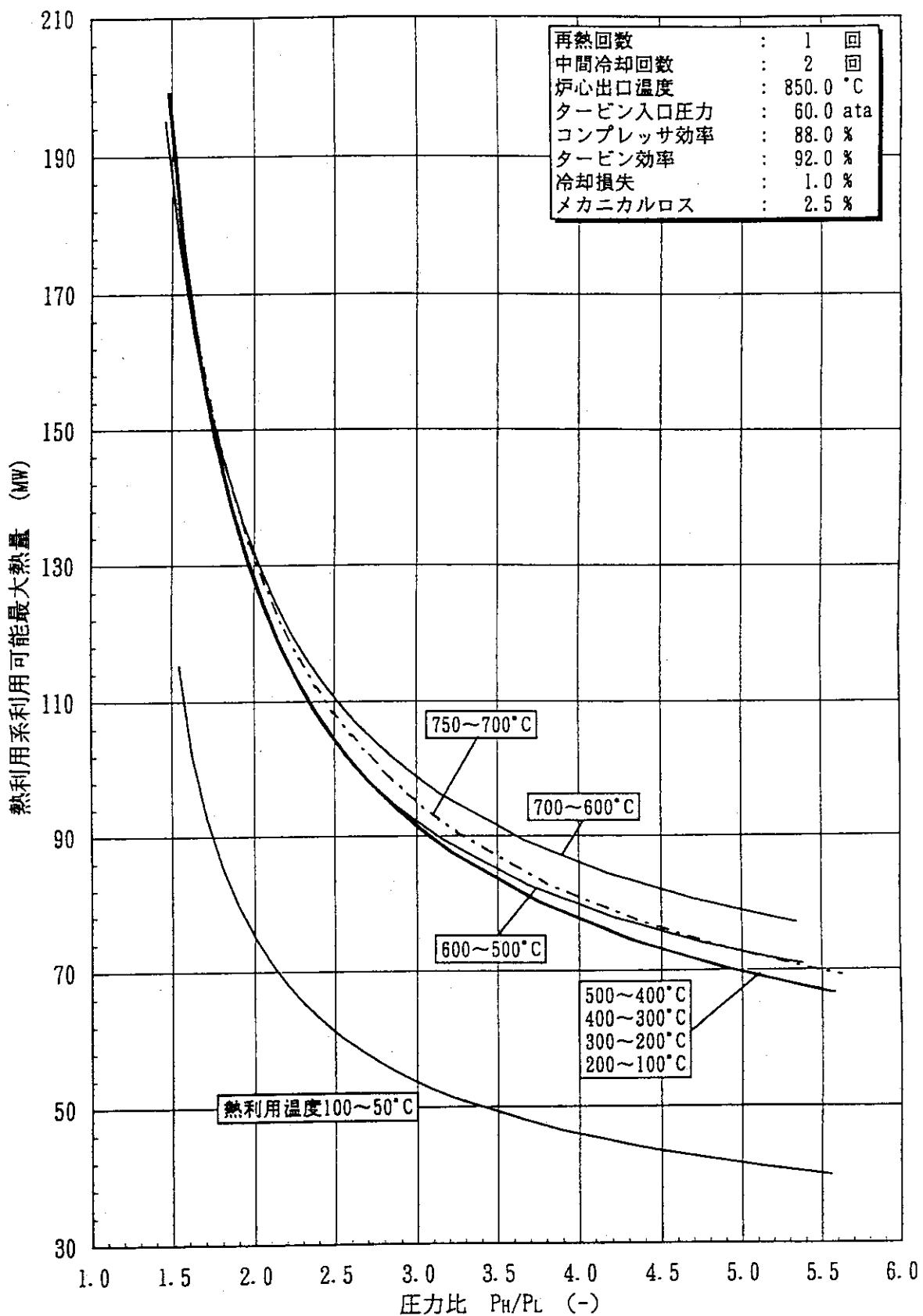


図6.19 热利用温度レベルと利用最大可能熱量（間接／再生・再熱・中間冷却サイクル）

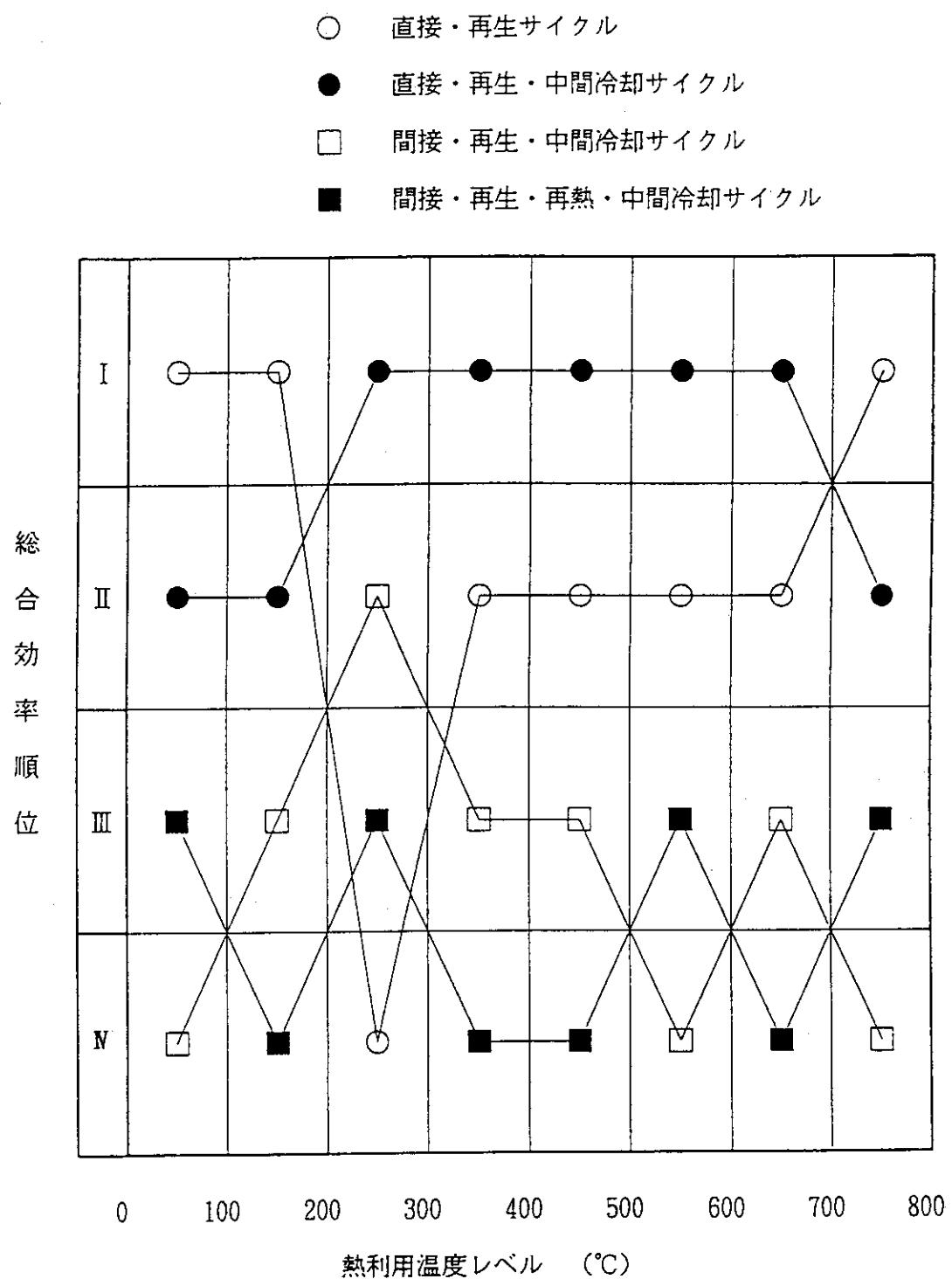


図6.20 各サイクルの各熱利用温度レベルにおける総合効率順位

7.まとめと今後の課題

本検討では、長期的、短期的視点に立ち高温ガス炉用ヘリウムガスタービンシステムの最適サイクルの選定を行なうと共に、熱利用温度レベルに応じた有利なガスタービンシステムを有する原子力コジェネシステムの分類を行なった。ここでの成果は有効な高温ガス炉による原子力コジェネシステムの構築に際し、一つの有効な指標になると考える。

7.1 まとめ

本検討における検討の順序を図7.1に示す。本検討では、先ずヘリウムガスタービンプロセスにおいて候補となる複数のサイクルについて経済性、将来性、技術レベルの観点から検討を行い4つの候補サイクルを抽出した。次にこの4つの候補サイクルについて、タービン効率、コンプレッサ効率、圧力損失、熱交換器温度効率等をパラメータとしてサイクル効率の評価を行なった。この評価結果をもとに更に経済性、将来性、技術レベルの各観点から検討を行い最適サイクルを選定し、その技術課題の摘出を行なった。また並行して、4つの候補サイクルについて、未利用核熱の温度レベル、熱量を調査すると共に、熱利用温度をパラメータとして候補サイクルにおけるシステム効率の評価を行なった。以下に各検討項目における検討結果をまとめて述べる。

(1) 候補サイクルの検討

ヘリウムガスタービンサイクルの検討対象として先ず直接サイクルと間接サイクルとに大別し、それに対しブレイトンサイクルを基本とする再生サイクル、再熱サイクル、中間冷却サイクルを組み合わせたサイクルを取り上げた。

サイクル効率の点では直接サイクルが有利なこと、系統構成でも直接サイクルが単純であること、経済性の面でも直接サイクルの優位性が予想されるが、安全性、運転メンテナンス性の点では間接サイクルが優位であると考えられる。但し、将来性の面では課題はあるものの直接サイクルが高効率化の可能性を有していると考えられる（表2.1参照）。

また、再熱サイクル、中間冷却サイクルは単独でシステムを構成してもサイクル効率の向上は期待できず、再生サイクルと組み合わせたシステム、あるいは3サイクルを組み合わせたシステムにおいて効率向上の可能性があることが明らかとなった（表2.2参照）。

(2) 候補サイクルの抽出

前章の結果をもとに複数のサイクルについて効率の評価を行なった結果、系統構成が単

純で経済性の面で有利なシステムであることから直接・再生サイクルを、また最も高いサイクル効率が予測されるシステムであることから直接・再生・中間冷却サイクルを抽出し、更に系統が複雑となるがメンテナンスの面で有利なシステムであることから間接再生・中間冷却サイクルを、そして最も複雑なシステムであるがメンテナンスの有利な間接サイクルの中で最も高いサイクル効率が予測される間接・再生・再熱・中間冷却サイクルの4サイクルを候補サイクルとして抽出した（表3.6参照）。

(3) サイクル効率の評価

4つの候補サイクルについて、再生熱交換器温度効率、コンプレッサ効率、タービン効率、炉心出口温度、系統圧力（系統圧損に反比例）をパラメータとして詳細なサイクル効率の評価を行なった。流体機械における損失を図7.2に示す。ターボマシン、コンプレッサの効率改善に当たっては各損失の低減を図る必要がある。評価の結果、タービン効率がパラメータの中でサイクル効率に最も大きな影響を与える事が明らかとなった。以下コンプレッサ効率、再生熱交換器温度効率、炉心出口温度、系統圧力に順となった（図4.21～図4.24参照）。尚、サイクルのなかで最も効率が高かったのは直接・再生・中間冷却サイクルで以下、間接・再生・再熱・中間冷却サイクル、間接・再生・中間冷却サイクル、直接・再生サイクルの順となった（表4.2参照）。

(4) 最適サイクルの選定、技術課題の摘出

4つの候補サイクルについて、サイクル効率、経済性、技術レベル、将来性の各観点から評価を行なった結果、被覆燃料粒子の健全性、タービンミサイル、保守管理等の面で、短期的視点では安全性、保守性に優れた間接・再生・中間冷却サイクルを選定した。長期的視点では被覆燃料粒子の性能向上等が図られ、サイクル効率、経済性共に優れたサイクルとなる可能性が高い直接・再生・中間冷却サイクルを選定した（表5.8参照）。また選定した各サイクルについて、G A 社の設計例を基に技術課題を摘出し整理した（表5.9参照）。

(5) 未利用核熱の検討評価

4つの候補サイクルについて800°C～50°C間で100°C毎の温度領域に対し熱エネルギーを供給した場合のガスタービンサイクルの発電効率及び供給可能熱量の検討を行なった。検討の結果、ヘリウムガスタービンプロセスを有する原子力コジエネシステムにおける総合効率に関しては、低温域（200°C以下）では直接・再生サイクルが有利であること、中温域から高温域では直接・再生・中間冷却サイクルが有利であることが明らかとなった（図6.20参照）。

7. 2 今後の課題

前節までの検討において、長期的視点、短期的視点に立った最適サイクルの選定並びに熱利用温度レベルに応じた有利なガスタービンサイクルの分類を行なったが、原子力コジエネシステムの最適なシステム構築に当たっては、ここで得られた成果をもとに具体的な熱利用システムを設定して最適化を行なって行く必要がある。想定される熱利用システムは広範囲に渡っており、目指すシステムの意義を明確にして計画を進める必要がある。

一方、直接サイクルが熱効率、経済性の面で優れているが、安全性、保守性の面では間接サイクルの方が優れている。したがって、将来的に燃料製造技術が向上し、燃料の破損、F Pの放出を考慮する必要がなくなれば直接サイクルが熱効率、経済性の面では圧倒的に有利となるが、安全性、保守性の面では本質的に間接サイクルが有利と考えられる。そこで、この利点を生かし熱効率の改善を図った間接サイクルシステムについて検討を行なうこととは意義のあることと考える。具体的候補システムとしては、水素燃焼タービンを用いた間接サイクルシステムが考えられる。このシステム構成図を図7.3に示す。本システムは、夜間は余剰電力を利用し水素製造のみを行い、昼間はその水素を利用し高効率発電のみを行なうもので、負荷平準化システムとしての機能を有する。図7.4、図7.5には、主要な構成要素となる高温水蒸気電解装置の構造案と海水淡水化装置のシステム構成例を示している。

本システムは、環境問題、資源問題、エネルギー需給の問題に対応して原子力エネルギーを有効に活用できるものであり、今後システムの成立性について検討を進めていく必要があると考える。

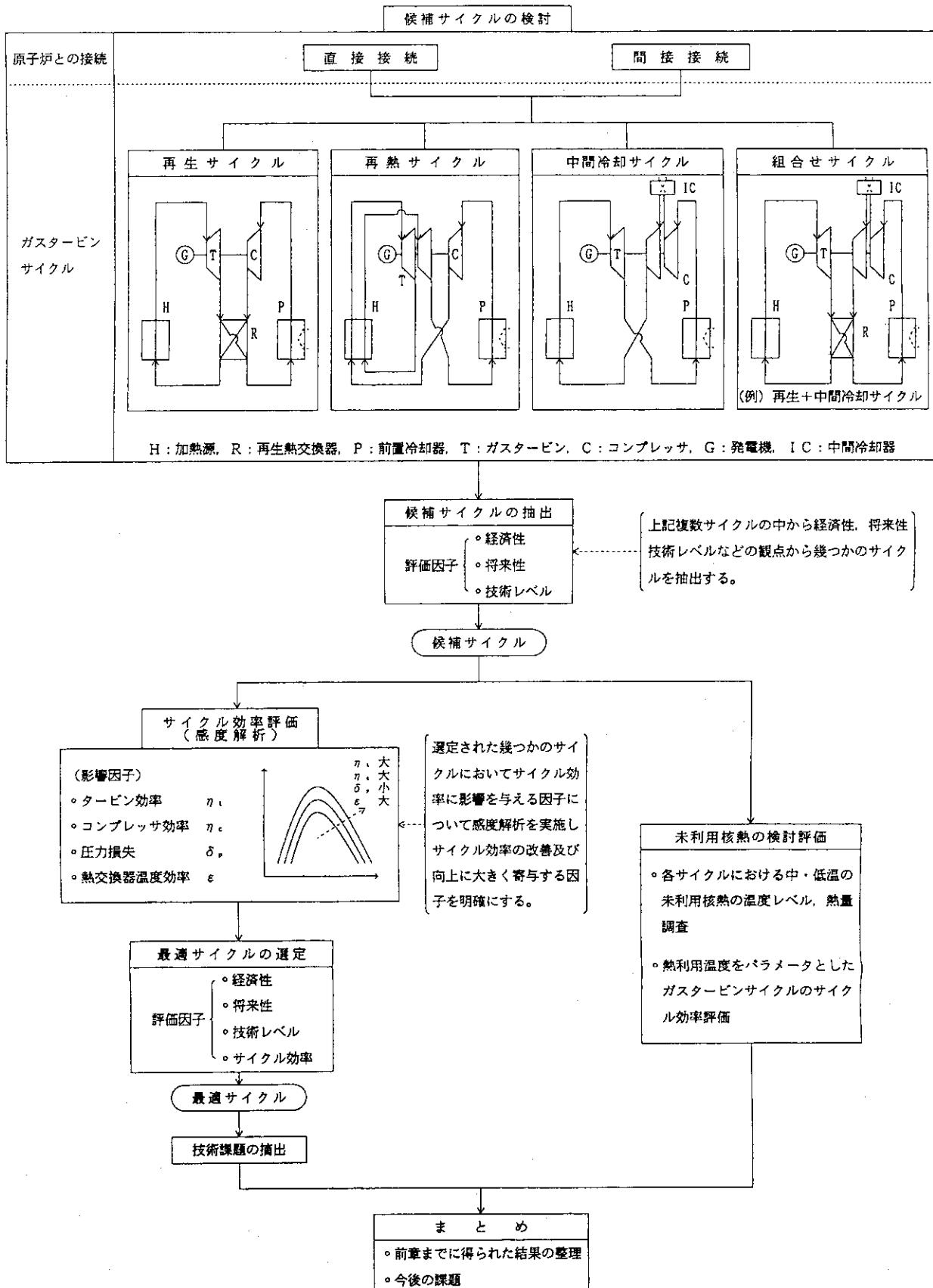
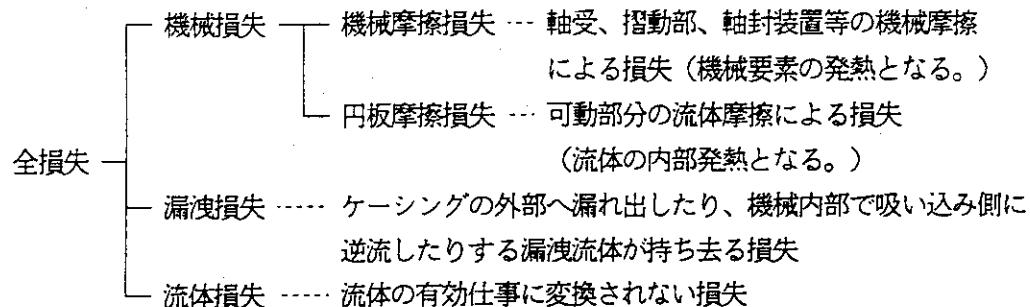
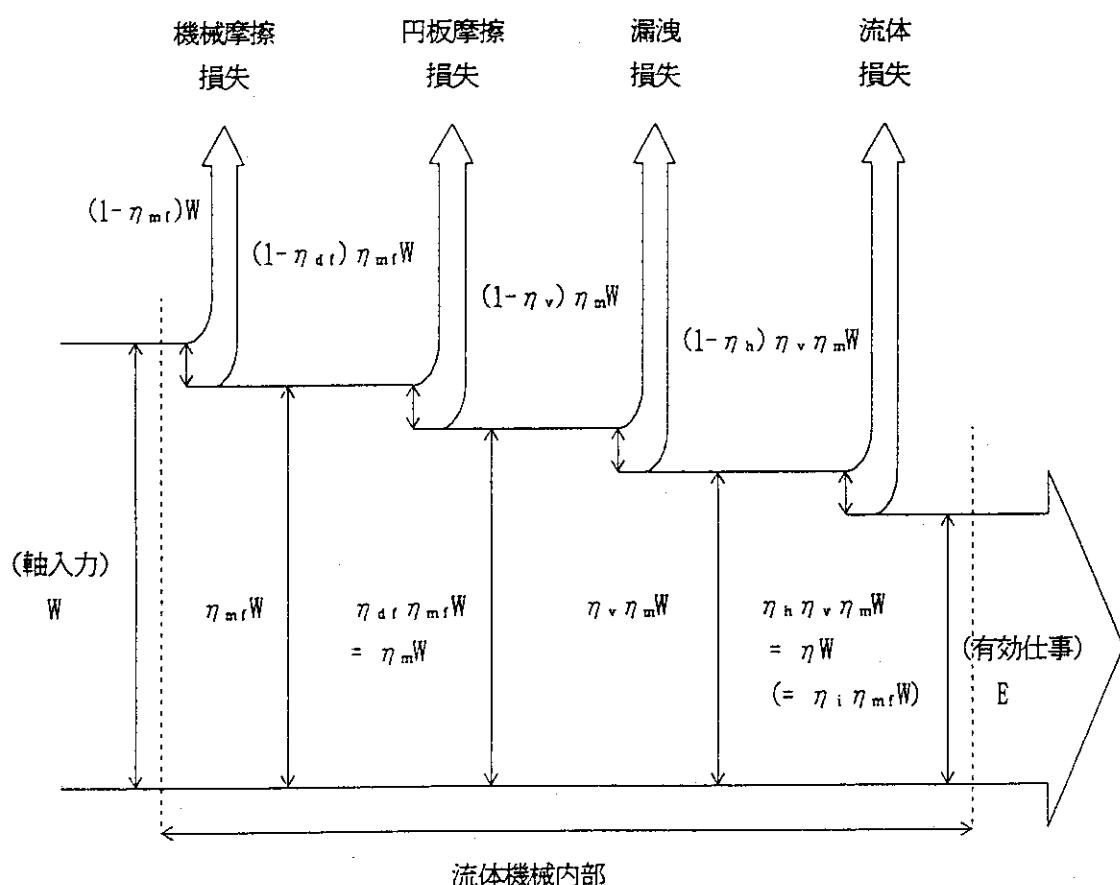


図7.1 「原子力コジェネシステムの予備検討」の順序

流体機械における損失流体機械における有効仕事と損失の関係

η_{mt} : 機械摩擦効率	η_h : 流体効率
η_{dt} : 円板摩擦効率	η : 全効率
η_m : 機械効率	η_i : 内部効率 ($\eta_i = \eta_{dt} \eta_m \eta_h$)
η_v : 体積効率	圧縮性流体における断熱効率は内部効率に相当する。

図7.2 流体機械における有効仕事と損失¹²⁾

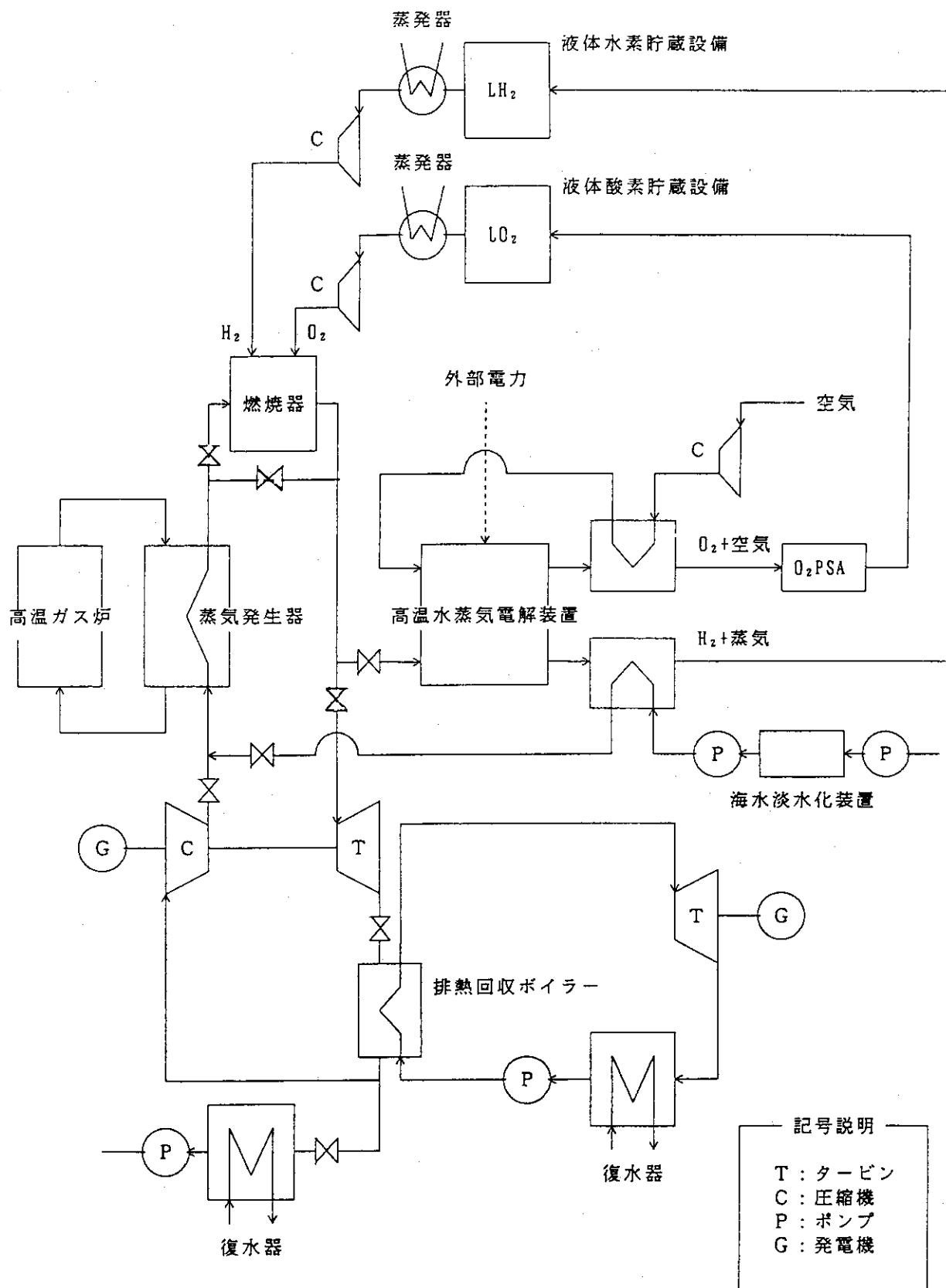


図7.3 水素燃焼タービン電力平準化システム構成図

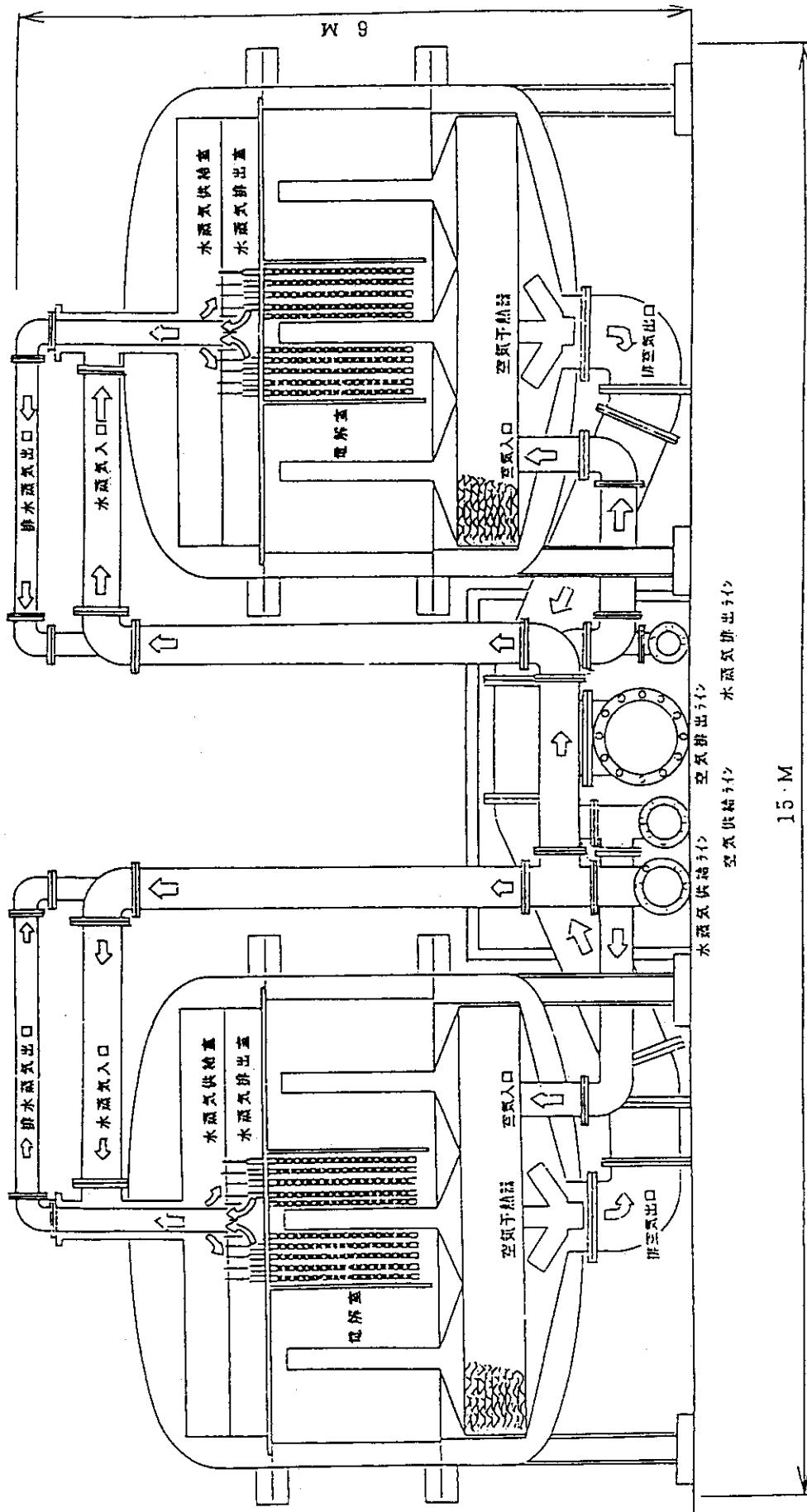


図7.4 高温水蒸気电解装置概念図

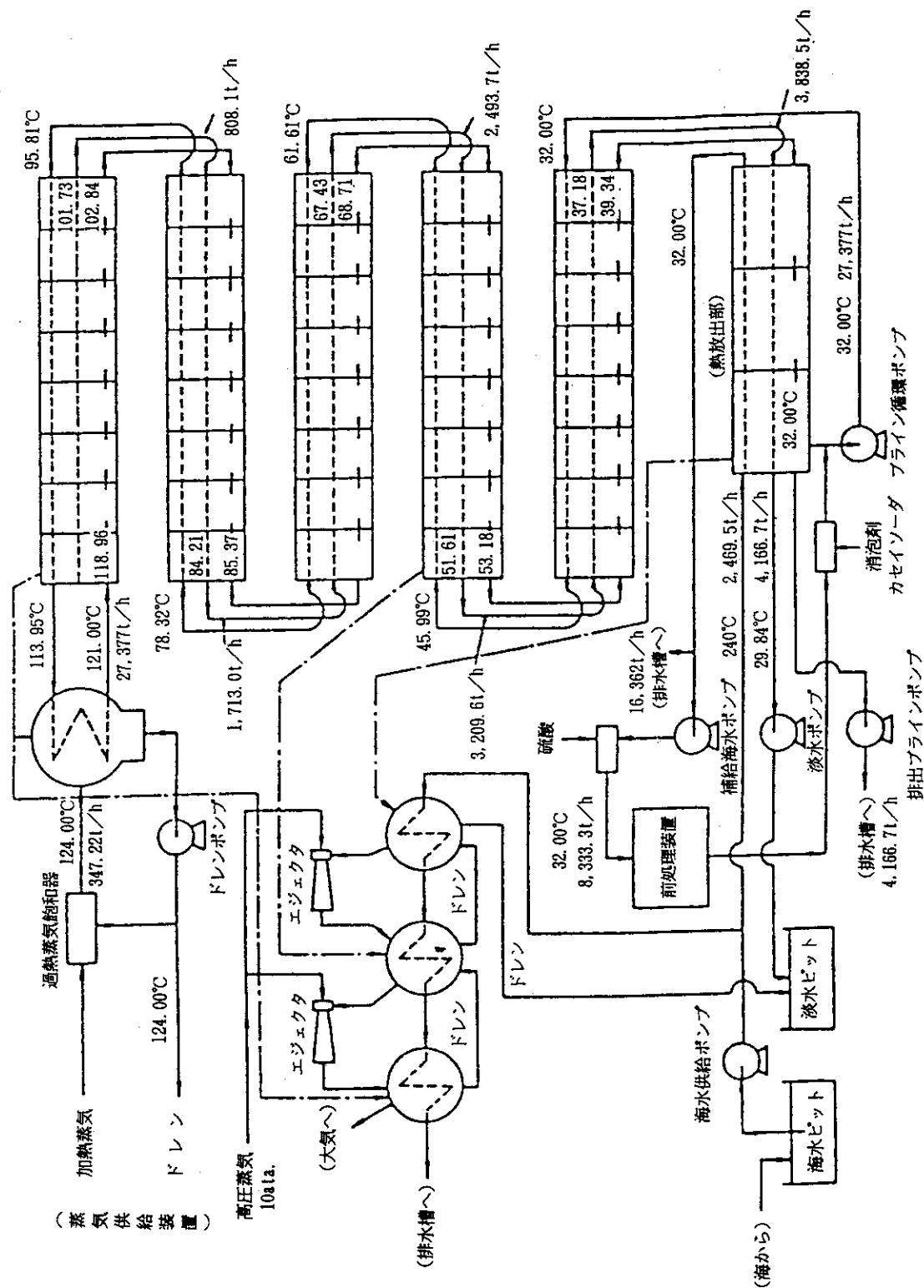


図7.5 海水淡化装置システム構成例

出典 日本産業技術振興協会、海水淡化化技術
13)

謝辞

本検討を進めるに当たり、ご支援を頂いた東京工業大学森康夫名誉教授及びご協力を頂いた三菱重工業（株）長崎造船所の野村真一氏に深く感謝いたします。また本報告をまとめるに当たり、ご指導を頂いた高温工学部高温構造工学研究室長の武藤 康氏に深く感謝いたします。

参考文献

- 1) DOEレポート、DOE-HTGR-90365, Modular high temperature gas-cooled reactor commercialization and generation cost estimates, Nov.1993
- 2) DOEレポート、DOE-GT-MHR-100002, Evaluation of the gas turbine modular helium reactor, Feb.1994
- 3) GAレポート、GT-003, Enabling technologies that minimize the development risk of the gas turbine power conversion system for the GT-MHR, Feb.9, 1994
- 4) 火力原子力, 「発電所の建設・試運転と運転保守」Ⅶ. ガスタービンの保守管理, Vol.45, No.12, p91-p106, Dec.1994
- 5) ヘリウムタービン調査委員会, 直接サイクルヘリウムタービン発電システムに関する調査報告書, 日本電気工業会, 1974
- 6) K.Bammert, Layout and present status of the closed-cycle helium turbine plant Oberhausen, ASME paper 74-GT-132, Apr.1974
- 7) 日本原子力研究所, 高温工学試験研究の現状, p64, 1991
- 8) 火力原子力, コンバインドサイクル設備の設計と材料, Vol.45, No.10, p122-p142, Oct. 1994
- 9) 火力原子力, BWR プラント水質管理の改善による線量ならびに廃棄物量低減, Vol.42, No.12, p84-p97, Dec.1991
- 10) 原子力調査時報, No.43
- 11) 日本原産会議, 原子力熱利用懇談会, Oct.1981
- 12) 日本機械学会, 機械工学便覧, B5 編, 流体機械, B5-7, 1987
- 13) 日本産業技術振興協会, 海水淡化化技術, p113, Mar.1978