

# 高速炉ガスタービン発電システム

1992年5月

動力炉・核燃料開発事業団  
大洗工学センター

複製又はこの資料の入手については、下記にお問い合わせください。

〒311-13 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター システム開発推進部・技術管理室

Enquires about copyright and reproduction should be addressed to: Technology Management Section O-arai Engineering Center, Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation 4002 Narita-cho, O-arai-machi, Higashi-Ibaraki, Ibaraki-ken, 311-13, Japan

動力炉・核燃料開発事業団 (Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation)

## 高速炉ガスタービン発電システム

大坪 章\*、羽賀 一男\*、関口 信忠\*\*

### 要 旨

#### [目的]

技術者の不足しがちな大都会より遠く離れた、寒冷地の小都市近郊での使用が期待される、高速炉を用いたコジェネタイプのガスタービン発電システムの概念を構築する。

#### [方法]

上記小都市人口を2万-20万程度と想定し、1万kWe、5万kWe、10万kWeの3種類の発電規模のプラントにつき検討する。

一次系は以前に水素製造用に検討した高温高速炉を用いる。二次系にはナトリウム-水反応の心配がなく、また水処理の必要もないHe-Xe混合ガスを使用した密閉ブレイトンサイクルとする。

二次系のガスタービン発電の熱効率を高くするためには高速炉の炉容器出口冷却材温度は高温にするのが望ましい。よって当該温度は、鉄-ニッケル基合金で達成されうる最高温度と考えられる650-700°Cと、現在の通常の高速炉の場合より100-150°C高温とする。この密閉ブレイトンサイクルの排熱は地域暖房等のコジェネに利用する。

#### [結果]

上記の3種類の発電規模のプラントにつき概念検討を行った結果、次のようなプラントシステムの可能なことが分かった。

#### 10万及び5万kWeシステム

一次系は両者とも2ループ、二次系は前者が4ループ後者が2ループ、炉容器出口冷却材温度は両者とも700°Cとする。二次系のガスの循環に非中間冷却型コンプレッサを使用する。システムの熱効率は両者とも約24%となった。

二次系建屋の大きさは、前者で31m(幅)×40m(奥行き)×30m(高さ)、後者で31m(幅)×22m(奥行き)×30m(高さ)である。

#### 1万kWeシステム

一次系、二次系とも2ループとし、炉容器出口冷却材温度を650°Cとする。二次系であるガス系の循環に中間冷却型コンプレッサを使用する。システムの熱効率は約24%となり、二次系建屋の大きさは、31m(幅)×23m(奥行き)×30m(高さ)となった。

\* 大洗工学センター技術開発部フロンティア技術開発室

\*\* 大洗工学センター技術開発部

## Gas Turbine Power Generation System Using A Fast Reactor

Akira Otsubo\*, Kazuo Haga\*, Nobutada Sekiguchi\*\*

### ABSTRACT

#### [Objective]

Study on the concept of a fast reactor gas turbine cogeneration system used near a small town, where there are not a large number of engineers, in a cold district distant from a large city.

#### [Method]

The population of the small town is supposed 200 to 2000 thousands. The study was performed on three kinds of plant systems, that is, 100, 50 and 10 MWe's.

The design of a high temperature fast reactor previously studied for hydrogen production was used for a primary system. A closed Brayton cycle (CBC) was adopted for the secondary system to generate electric power. These plant systems have not the accident occurrence possibility of sodium-water reaction since a steam turbine is not used for electric power generation. Water treatment is not necessary, too.

In order that the gas turbine system has high thermal efficiency, the reactor vessel coolant outlet temperature is desirable to be high. Therefore the temperature was set to be 650 to 700°C which is considered the highest temperature attained by steel and nickel alloy structural material. The temperature is higher than that of usual FBR's by 100 to 150°C. Exhausted heat from the closed Brayton cycle is used for cogeneration like district heating.

#### [Result]

The following plant systems were found to be possible from the conceptual design study on the above three kinds of power scale plants.

---

\* Frontier Technology Development Section, Technology Development Division,  
O-arai Engineering Center

\*\* Technology Development Division, O-arai Engineering Center

100 and 50MWe systems

Both systems adopted two loops for primary system. The former adopted four loops design and the latter two loops design for the secondary system, respectively. The reactor coolant temperature was 700°C at the reactor outlets for both systems. A non-intercooling type compressor was used in the secondary system. The thermal efficiency of the CBC was about 24%. The scales of the building containing the secondary system were 31m in width, 40m in depth and 30m in height for the former and 31m in width, 22m in depth and 30m in height for the latter.

10MWe system

A two loops design was adopted for both the primary and the secondary systems of the plant. The reactor coolant temperature was 650°C at the reactor outlets.

An intercooling type compressor was used in the secondary system. The thermal efficiency of the CBC was about 24%. The scale of the building containing the secondary system was 31m in width, 23m in depth and 30m in height.

## 目 次

1. はじめに .....	1
2. 系統設計 .....	4
2.1 検討方針 .....	4
2.2 密閉ブレイトンサイクルの検討 .....	5
2.3 ループ数 .....	5
2.4 ガス温度・圧力・流量 .....	5
3. 機器の概念設計 .....	7
3.1 設計方針 .....	7
3.2 1次系配管 .....	7
3.3 IHX .....	7
3.4 レキュパレータ .....	7
3.5 プレクーラ .....	8
3.6 ガス系及び水系配管 .....	8
3.7 タービン・コンプレッサ・発電機 .....	8
3.8 インタクーラ .....	9
4. 配 置 .....	10
4.1 5万kWeプラント機器配置 .....	10
4.2 10万kWeプラント機器配置 .....	10
4.3 1万kWeプラント機器配置 .....	10
5. まとめ .....	11
6. 結 言 .....	12
謝 辞 .....	13
参考文献 .....	14
付録-1 密閉ブレイトンサイクル解析 .....	46
付録-2 コジェネレーションシステム .....	49

## 表一覧表

表2.1 ガス温度・圧力	15
表2.2 ガス及びNaK流量	16
表3.1 1次系ヒートマスバランス	17
表3.2 NaK配管口径	18
表3.3 IHX仕様 (2.5万kWe／ループ)	19
表3.4 IHX仕様 (0.5万kWe／ループ)	20
表3.5 レキュパレータ仕様 (2.5万kWe／ループ)	21
表3.6 レキュパレータ仕様 (0.5万kWe／ループ)	22
表3.7 プレクーラ仕様 (2.5万kWe／ループ)	23
表3.8 プレクーラ仕様 (0.5万kWe／ループ)	24
表3.9 ガス配管口径	25
表3.10 インタクーラ仕様 (0.5万kWe／ループ)	26

## 図一覧表

図1.1	超小型原子炉プラント例	27
図2.1	コンプレッサ圧縮比と熱効率	28
図2.2	系統図（10万kWe：4ループ）	29
図2.3	系統図（5万kWe：2ループ）	30
図2.4	系統図（1万kWe：2ループ）	31
図3.1	IHX構造概念（2.5万kWe／ループ）	32
図3.2	IHX構造概念（0.5万kWe／ループ）	33
図3.3	レキュパレータ構造概念（2.5万kWe／ループ）	34
図3.4	レキュパレータ構造概念（0.5万kWe／ループ）	35
図3.5	プレクーラ構造概念（2.5万kWe／ループ）	36
図3.6	プレクーラ構造概念（0.5万kWe／ループ）	37
図3.7	空気を作動流体とする密閉ブレイトンサイクル例	38
図3.8	インタクーラ概念図（0.5万kWe／ループ）	39
図4.1	5万kWeプラント平面配置図	40
図4.2	5万kWeプラント立面配置図	41
図4.3	密閉ブレイトンサイクルシステムのガスの流れ	42
図4.4	プラント全体配置概念（5万kWeプラント）	43
図4.5	10万kWeプラント立面配置図	44
図4.6	1万kWeプラント立面配置図	45

## 1. はじめに

技術開発におけるブレークスルーは、技術の改良とは区別をしなければならないが、それは全く新しい個々の技術やそれらの組み合わせを指すだけでなく、これまでに開発された技術を組み合わせて全く新しい概念を構築することも含まれる。また、この新しい概念の創出こそ技術を前進させる駆動力である。

これまで、原子力のエネルギー変換は幾つかの基本システムの組み合わせで行われてきた。水冷却の原子炉と水蒸気タービンを組み合わせた重水炉や軽水炉、ガス冷却の原子炉と水蒸気タービンを組み合わせたガス炉、液体金属冷却炉と水蒸気タービンを組み合わせた高速炉、等である。これらの中で、ガスと液体金属のシステムの組み合わせは、他のシステムのそれと比べて、①高温化し易く、熱効率の向上を期待できる、②安全設計上の想定事象であるNa-水反応事象を排除出来る（無い）、③高速炉の特質を活用すると超小型の炉心が実現出来る、等の利点がある。本報告書では、文献等を基にこの様な超小型原子炉プラントを地上の特殊地域用のコジェネプラントとして利用することを想定した場合のプラントの大きさ等をプラントのガス系の検討から示した。

### 提案する超小型炉

ここでは、上に述べたガスと液体金属のシステムを組み合わせた超小型原子炉プラントとして、液体金属冷却高速炉とブレイトンサイクルを組み合わせたプラントを提案する。その一次系の熱輸送媒体はNaKで、二次系の作動流体はガスであり、このガスの熱膨張差を利用してタービンを駆動させる。

図1. 1に提案する超小型原子炉プラントの概念を示す。この様な超小型原子炉プラントの用途としては、少量ではあるが一定以上の長期に亘る安定したエネルギーが望まれる地上の特殊な地域（極地、寒冷地や遠隔地）、地上以外の特殊用途（深海調査、海底基地、宇宙基地などのエネルギー源）等のエネルギー源としての可能性がある。

このようなプラントを上記の用途の中で地上の特殊な地域のコジェネプラントとして使用することを目的とした場合について、大きさ、出力等を検討する。

### 本研究の前提条件

本研究での検討に当たっては、次に述べる前提条件を置いた。それらの理由は、各前提条件の後に付記した。

①プラントは、原子炉の熱輸送媒体にNaKを用いた液体金属冷却高速炉で、これにガスを作動流体とする密閉ブレイトンサイクルによる発電系を取りつけたものである。

#### 〔理由〕

これと類似なプラント構成のものが既に宇宙開発用エネルギー供給プラントとして机上研究されている。このため、種々の検討が文献で行われており、その成果を活用できる。

②検討対象は発電系である密閉ブレイトンサイクルだけとし、原子炉は文献<sup>(1)</sup>からのデータを用いるものとする。

[理由]

発電系の作動流体にガスを採用していることから、プラント全体の大きさはこの発電系の熱特性に限定し、原子炉は既に検討済のものを利用することとしたため。

③プラントの発電規模は、1万kWe、5万kWe、10万kWeの3種類とする。

[理由]

これは上に述べた地上の特殊地域の人口等を考えると必要な発電量は、せいぜい1万kWe - 10万kWeと報告者は想定したからである。

④プラントの発電には既に述べた密閉ブレイトンサイクルを用い、その作動流体はHe - 60% / Xe - 40%の混合ガスを用いるものとする。

[理由]

他の特殊用途での利用を前提とした超小型原子炉プラントの機上研究で既にこの混合ガスが使用されており、種々の熱特性等が検討され、またその利点が明らかにされていることによる。

⑤プラントのNaK系である一次系は2ループにするものとする。

[理由]

これまでのFBR開発経験から、炉容器内のNa流動伝熱の軸対称性が確保出来る最低限のループ数であることによる。

⑥プラント建設後の容易な運転開始を狙って一次系の冷却材にNaKを用いる。

⑦コジェネとしては、二次系のプレクーラ及びインタクーラよりの排熱を利用する。

プレクーラ及びインタクーラの排熱は水系を用いて行う。

検討方針

上の前提で検討を進めるが、その際の方針として本研究では以下を設定した。これも理由はそれぞれの後に付記した。

①発電系である密閉ブレイトンサイクルに用いる配管口径の最大は直徑で2m以下とする。

[理由]

配管施工の容易さを狙うため。

②発電系である密閉ブレイトンサイクルの配管内の気体の最大流速は、音速の1／10以下とする。

〔理由〕

検討の簡単化の為に、流体の圧縮性を考慮せずに済むため。

## 2. 系統設計

### 2.1 検討方針

密閉ブレイトンサイクルの系統検討に際し、以下の方針を設定した。各機器の設計に於ける目安値は、NaK側については現在のFBRの設計値を、ガス側については今までの密閉ブレイトンサイクルの設計値を参考に設定した。

(1) 5万及び10万kWeの場合には、ガス系統の圧力損失の割合は、従来の設計例を参考にプラントの熱効率を考慮して、全系統の7%程度とする。即ち、配管全体で2%、機器で5%とする。宇宙炉の設計例では、ガス系統の圧力損失の割合としては、5.7-9.0%の値を採用している。この割合は発電系の熱効率に影響する値なので、大きな数値は好ましくない。

各機器の圧力損失の目安値を以下のように設定した。

NaK-ガス熱交換器	NaK側 : 2 kg/cm <sup>2</sup>
	ガス側 : 0.15 kg/cm <sup>2</sup>
レキュパレータ	高温側 : 0.15 kg/cm <sup>2</sup>
	低温側 : 0.08 kg/cm <sup>2</sup>
プレクーラ	: 0.12 kg/cm <sup>2</sup>
各機器をつなぐ各配管	: 0.04 kg/cm <sup>2</sup>

NaK-ガス熱交換器 NaK側の圧損は「もんじゅ」と同程度とし、ガス側については上記7%という値を各機器に割り振った。

但し、1万kWeの場合にはインタークーラを有するため、ガス系統の圧力損失の割合は、8%程度とする。即ち、配管全体で2%、機器ではインタークーラの1%を加えて6%とする。この場合各機器をつなぐ各配管の圧力損失は0.03kg/cm<sup>2</sup>を目標とする。

上記の圧力損失値は、第4章の計算で実際に成立する事を確認した。

(2) 系統数を設定する場合、配管引き回しに余り困難を生じないこと及び次の(3)の流速条件を考慮して、配管口径は最大2m程度を制限条件とし、熱交換器の特性・形状を考えて設定するものとする。

(3) 配管内の気体の流速は、流動上圧縮性を考慮しなくて良い領域内とし、今までの経験則より音速の1/10程度以下を目安とする。

(4) NaK-ガス熱交換器 (IHXと略記する。) のシェル系の目安最大値は、実証炉の熱交換器の設計の知識が活用出来る範囲の外挿領域とし、実証炉の場合の4mより少し大きい5mとする。

(5) 統の設計検討に際しては、各機器の効率を以下のように設定する。<sup>(2)</sup>

タービン断熱効率：88.6%，コンプレッサ効率：83.8%，

レキュパレータ温度効率：85%，発電機効率：89%

(6) 密閉ブレイトンサイクルの混合ガスのタービン入口側の圧力は、一応の目安として $10\text{kg/cm}^2$ を選ぶ。コンプレッサ圧縮比は1.5-2.5の範囲で最適値を求める。この範囲は従来の設計例を参考にするとともに、密閉ブレイトンサイクルの低圧部分の寸法が大きくなりすぎないようにという配慮から選んだものである。

(7) プレクーラの冷却は水で行い、この水温は給湯等に利用可能なように出口／入口温度を80／20°Cとする。80°Cという値は、地域暖房用に温水を用いる場合、現時点の技術で最低に近い温度である。この温度は技術開発とともに更に低下する傾向にある。また20°Cという値は、気温の年平均値という考え方で設定したものである。ガスの出口温度は、水温20°Cより30°C高温にして50°Cとする。

(8) 1万kWeの場合のインタークーラの冷却も水で行うこととし、水温は給湯等に利用可能な出口／入口温度80／20°Cとする。

## 2.2 密閉ブレイトンサイクルの検討

コンプレッサの圧縮比をパラメータとし、熱効率の計算を行った。結果を図2.1に示す。温度が高くなると、熱効率のピークは圧縮比が大きい側に移動する。5万及び10万kWeの非中間冷却型のタービン入口温度685°Cの場合、圧縮比2.1程度において効率がピークを示すので、この値をコンプレッサの圧縮比とする。

また1万kWeの中間冷却型のタービン入口温度635°Cの場合、圧縮比2.3程度において効率がピークを示すので、この値をコンプレッサの圧縮比とする。

密閉ブレイトンサイクルの温度プロファイルについての計算結果を、付録-1に記す。

## 2.3 ループ数

1万及び5万kWeの場合については2次系を2ループとし、"2.1検討方針"の条件に沿った設計を行った。

10万kWeの場合については2次系を4ループとし、"2.1検討方針"の条件に沿った設計を行った。

以上の検討結果より、系統構成の概念を図2.2（4ループ：10万kWe、非中間冷却）、図2.3（2ループ：5万kWe、非中間冷却）、図2.4（2ループ：1万kWe、中間冷却）に示す。

## 2.4 ガス温度・圧力・流量

5万及び10万kWeの場合については、タービン入口温度を685°C、プレクーラ出口温度を50°Cとして検討した。1万kWeの場合については、タービン入口温度を635°C、プレクーラ

出口温度を50°Cとして検討した。タービン入口温度の設定は、宇宙炉の設計例では一次系の炉容器出口冷却材温度と二次系のタービン入口ガス温度の温度差が12°Cとなっているのを参考に、いまの場合この温度差を余裕を持たせて15°Cとして、一次系の炉容器出口冷却材温度より15°C低い温度にした。ガス温度・圧力を表2.1に示す。又、ガス及びN a K流量については表2.2に示す。

### 3. 機器の概念設計

#### 3.1 設計方針

2.1 の検討方針及び以下の設計方針に従って、機器の設計検討を行った。

- (1) 配管配置に際しては、建物壁との隙間はアクセス可能なスペースを空けるものとする。
- (2) タービン、レキュパレータ、プレクーラ及びインタクーラは、原子炉建物の外側の格納容器外の建物に設置するものとする。
- (3) レキュパレータは、ガスーガスの熱交換器であるため、伝熱面積を少なく出来、タービン発電プラントでよく使われるプレートフィン型の熱交換器とする。
- (4) プレクーラ及びインタクーラは、ガス側の圧力損失の少ないヘリカルコイル型熱交換器とする。

#### 3.2 1次系配管

1次系ヒートマスバランスの計算を、1, 5, 10万kWeの各ケースについて行った。結果を表3.1に示す。

表3.1のNaK流量の計算結果に基づき、NaK流速の目安値を5m/sとして各配管の口径を計算した。結果は表3.2に示す。

#### 3.3 IHX (ガスーNaK熱交換器)

IHXの設計に際しては、NaK側の圧力損失及びガス側の圧力損失を考慮して、形状を設定する。形状はガス側の圧力損失目標値を達成するため、ガス側の圧力損失を出来るだけ少なく出来るヘリカルコイル型の熱交換器とし、胴側をガス、伝熱管内をNaKが流れる構造とした。IHX仕様を表3.3 (2.5万kWe/ループ) 及び表3.4 (0.5万kWe/ループ) に示す。

又、IHX構造概念を図3.1 (2.5万kWe/ループ) 及び図3.2 (0.5万kWe/ループ) に示す。

#### 3.4 レキュパレータ

レキュパレータの設計に関しては、高温及び低温ガス側の圧力損失を考慮して、形状を設定する。即ち、ガスとガスの熱交換器のレキュパレータの構造は、小さな形状が可能で、圧力損失を小さく出来るプレートフィン型構造とし、対向流型熱交換器とする。圧力損失を少なくするため、1インチ当たりのフィンの数の少ない構造とする。レキュパレータ仕様を表3.5 (2.5万kWe/ループ) 及び表3.6 (0.5万kWe/ループ) に示す。

又、レキュパレータ構造概念を図3.3 (2.5万kWe/ループ) 及び図3.4 (0.5万kWe/ループ) に示す。

### 3.5 プレクーラ（ガス-水熱交換器）

プレクーラの設計に際しては、水側の圧力損失及びガス側の圧力損失を考慮して形状を決定する。尚、ガス側の圧力損失を少なく出来るヘリカルコイル型の熱交換器とし、胴側をガス、伝熱管内を水が流れる構造とした。プレクーラ仕様を表3.7（2.5万kWe／ループ）及び表3.8（0.5万kWe／ループ）に示す。

又、プレクーラ構造概念を図3.5（2.5万kWe／ループ）及び図3.6（0.5万kWe／ループ）に示す。

### 3.6 ガス系及び水系配管

ガス系の配管口径設定に際しては、配管の圧力損失条件及び流速制限の目安値を越えない条件で配管口径を設定する。

各ループ当たりのガス流量は、系統設計より下記の通りとなった。

- ・ 2.5万kWe／ループの場合の流量  $3.92 \times 10^6 \text{ kg/h}$
- ・ 0.5万kWe／ループの場合の流量  $7.50 \times 10^6 \text{ kg/h}$

各出力毎の配管各部での配管口径を表3.9に示す。

水系の配管の口径は、水の流速を2m/s程度を目安に設定する。

#### a) 2.5万kWe／ループの場合

プレクーラに於ける水の流量は、交換熱量・出入口温度差から $1.05 \times 10^6 \text{ kg/h}$ となり、流速を2m/s程度とすると、配管口径は $18^\circ$ となる。

#### b) 0.5万kWe／ループの場合

プレクーラに於ける水の流量は、交換熱量・出入口温度差から $1.30 \times 10^5 \text{ kg/h}$ となり、流速を2m/s程度とすると、配管口径は $8^\circ$ となる。

インタクーラに於ける水の流量は、 $6.74 \times 10^4 \text{ kg/h}$ となり、流速を2m/s程度とすると、配管口径は $5^\circ$ となる。

### 3.7 タービン・コンプレッサ・発電機

密閉ブレイトンサイクルの動力変換部であるガス系では、タービン・コンプレッサ・発電機そのものの機械寸法よりも、熱交換器系とこれを結ぶ配管設計が支配的要因となる。

本報告書で検討している60%He-40%Xe混合ガスを作動流体とする密閉ブレイトンサイクル用ターボ機器については、1962年より宇宙空間用の設計例と制作運転実績例があるが、出力規模は数10kWe程度である。これらは軸受にフォイル型気体軸受を採用しており、本検討対象となっている大型ターボ機械としては、開発要素を含むものであり、詳細な機器設計が必要となる。

これらの動力変換部の寸法は作動流体のモル重量で決まるので、従って本報告書では作動流体のモル重量が比較的近い、空気を用いた密閉ブレイトンサイクル制作例をもとに機器寸法を推定した。使用したのは、1961年に稼働したタービン入口条件が $29 \text{ atm} / 680^\circ\text{C}$ で、出力が1.2万kWeの規模の密閉ブレイトンサイクル発電所である。その機器配置と断面を図3.7に示す。

尚その他の条件としては、実績を優先して油軸受とし、ターボ機器と発電機の間には歯車式減速装置を想定し、インバータによる周波数変換装置は採用しない。またターボ機械は横置き1軸配置とする。

### 3.8 インタクーラ（ガス-水熱交換器）

インタクーラは0.5万kWe／ループの場合のみが対象となる機器であるが、設計に際しては、水側の圧力損失及びガス側の圧力損失を考慮して、形状を設定する。尚、この機器もガス側の圧力損失条件が厳しいので、胴側をガス、伝熱管内を水が流れる構造とした。インタクーラの仕様を表3.10に示す。又構造概念を図3.8に示す。

## 4. 配置

### 4.1 5万kWeプラント機器配置

配置検討に当たって次の方針を立てた。

- 1) 原子炉建物内の1次系については、出来るだけ水素製造用高温高速炉プラントの、原子炉系をベースとした機器配置を踏襲するものとする。
- 2) IHXは1次系のNaKを有することから、原子炉容器を設置する部屋に隣接する部屋に設置するものとし、原子炉建物内に設置することとする。
- 3) タービン据え付け床の空間と不活性ガスを内蔵する配管を配置する空間は、万一の事を考え別の部屋にすることとする。これにより、タービンへの良い接近性を確保するものとする。
- 4) レキュパレータ、プレクーラ及びそれらを接続するガス系配管は、タービン設置床の下に配置するものとする。
- 5) 配管等の機器配置に際しては、その接近性を考慮したスペースを取るものとし、機器と機器間または壁との間に空間を設けるものとする。

2.5万kWeの発電能力を有するループを2系統（合計5万kWe）有するプラントの発電系側の平面配置図、立面配置図を図4.1及び図4.2に示す。尚、この2系統の配置は、対称についている。ガス側の流れのルートを図4.3に示す。

又、プラント全体の配置のイメージを図4.4に示す。

### 4.2 10万kWeプラント機器配置

5万kWeプラント機器配置の検討方針と同じ方針の基に、機器配置検討を行った。

2.5万kWeの発電能力を有するループを4系統（合計10万kWe）有するプラントの発電系側の平面配置図を図4.5に示す。尚、この2系統と他の2系統の配置は、対称についている。

### 4.3 1万kWeプラント機器配置

この場合も原子炉建物内の1次系については、出来るだけ水素製造用高温高速炉プラントの、原子炉系をベースとした機器配置を踏襲するものとする。電気出力1万kWeの場合には、原子炉の要求熱出力は約40MWtとなる。水素製造用高温高速炉プラントは約360MWtである。ここでは1万kWeの原子炉設計例が無いため、各機器内のNaK流速を同じとし、原子炉容器系を約3分の1として、検討をした。

0.5万kWeの発電能力を有するループを2系統（合計1万kWe）有するプラントの発電系側の平面配置図を図4.6に示す。尚、この2系統と他の2系統の配置は、対称についている。

## 5.まとめ

遠隔地の小都市近郊に設置し、電力を供給するとともに地域暖房用の熱を提供する、ループ型高速炉プラントの機器配置を検討した。

動力変換系が2ループとなる電気出力5万kWeプラントでは、高速炉システム（原子炉建物エリア）と動力変換系（タービン建物エリア・補助建物エリア）で22m×50m程度の配置となつた。

又、密閉ブレイトンサイクルの冷却媒体としては、淡水による冷却とし、冷却水による熱併給によりプラントの熱利用率を大幅に上昇させることを目指して、冷却器への流入／流出温度を20°C／80°Cとした。

この冷却水温度設定により、今回検討した密閉ブレイトンサイクルでは、コンプレッサ入口温度が50°Cとなつた。この温度は密閉ブレイトンサイクルの熱効率に直接影響を及ぼすものである。この値を低下することが出来れば、発電端での熱効率は30%以上にまで上昇するが、これは熱利用系の概念検討との見合いで設定される必要がある。

## 6. 結 言

高温高速炉ガスタービン発電システムの概念を描き、熱効率とコジェネレーションの可能性を検討した。

このシステムは、主冷却系と動力伝達系に一切水を使用しないことにより、通常の液体金属冷却・水蒸気発電システムに付随する蒸気発生器設備に係わる、あらゆる負担を排除できるという特徴を有する。

液体金属の優れた特性、高い熱伝導度と低い蒸気圧を利用して、高温に耐える窒化物燃料や酸化物分散強化型合金（ODS合金）の技術（照射特性・クリープ疲労強度の評価と大型板材加工方法等）等が今後磨かれれば、このシステムの一層の高温化が達成できるであろう。

この報告書で具体的に検討された小出力のシステムの熱効率は、見掛け上通常のLMFBRのそれよりも低くなるが、水蒸気発生器系を悩ます様々な故障（PWRにおいても頻発している）につきまとわれる恐れが全く無いために、これが实际上プラント向上につながり、構成機器の保守点検の容易さと相まって、このシステムの有用性が将来明らかにされるであろう。さらにコジェネレーションが採用されれば、熱効率（プラントと核燃料の利用）の点で圧倒的優位が得られる可能性が十分にある。

もう一つ最大の特徴は、小出力炉心による固有安全性の追求である。これは、これから新しい価値観の時代において、プラントの立地上避けて通れない重要な条件である。この特性と熱損失が極めて少ない最新の長距離熱輸送系を組み合わせることにより、魅力ある原子力コジェネレーションを構築出来ると考えられる。

そして、この革新的なシステムの概念が、人類にとって残された最後のフロンティアと未来に開かれたフロンティアである、地球の極地、砂漠、深海、そして宇宙への応用の分野に対して、極めて有力な手段を提供出来る可能性があることを、今予感している。このことを最後に特記したい。

## 謝　　辞

本報告書制作に当たり、設計図作成等は川崎重工（株）の方々にお願いしたので、ここに謝意を表します。

## 参考文献

- (1) 大坪 章、羽賀 一男、関口 信忠、「高温高速炉概念検討」、PNC ZN9410 91-12、1991年3月
- (2) 大坪 章、羽賀 一男、「深海潜水調査船用高速炉システムの概念検討」、PNC TN9410 92-050、1992年2月
- (3) 野村 紀男、羽賀 一男、大坪 章、「極限環境閉鎖系におけるコジェネレーションシステムの検討」、PNC ZN9410 91-29、1991年8月
- (4) 早川 一也、「コジェネレーションシステム」、(株)シーエムシー、1985年
- (5) Hilsen, N.B et al., "An Assessment of Central Station Cogeneration Systems for Industrial Complexes," (United States Environmental Protection Agency), 1982
- (6) 長谷川 茂、「省エネルギー型吸収式冷凍機冷温水機の性能と実施例、空気調和と冷凍」、Vol. 21 No. 1、1981年

表2.1 ガス温度・圧力

5万kWe及び10万kWe

タービン入口温度 : 685°C (20ata)  
 タービン出口温度 : 485°C (10ata) (レキュパレータ入口温度)  
 レキュパレータ出口温度 : 227°C (10ata) (プレクーラ入口温度)  
 プレクーラ出口温度 : 50°C (10ata) コンプレッサ入口温度  
 コンプレッサ出口温度 : 182°C (20ata) (レキュパレータ入口温度)  
 レキュパレータ出口温度 : 440°C (20ata) (IHX出口温度)  
 IHX出口温度 : 685°C (20ata) (タービン入口温度)

1万kWe

タービン入口温度 : 635°C (20ata)  
 タービン出口温度 : 426°C (10ata) (レキュパレータ入口温度)  
 レキュパレータ出口温度 : 165°C (10ata) (プレクーラ入口温度)  
 プレクーラ出口温度 : 50°C (10ata) (コンプレッサ入口温度)  
 コンプレッサ出口温度 : 119°C (14ata) (中間冷却器入口温度)  
 中間冷却器出口温度 : 50°C (14ata) (コンプレッサ入口温度)  
 コンプレッサ出口温度 : 119°C (20ata) (レキュパレータ入口温度)  
 レキュパレータ出口温度 : 380°C (20ata) (IHX出口温度)  
 IHX出口温度 : 635°C (20ata) (タービン入口温度)

表2.2 ガス及びNaK流量

5万kWe及び10万kWe

## ・一次系流量等

原子炉出入口温度	700 / 570 °C
NaK流量	$3.40 \times 10^6 \text{ kg/h}$ / ループ

## ・ガス系流量等

ガス流量	$3.92 \times 10^6 \text{ kg/h}$ / ループ
熱効率	24.7%
IHX交換熱量	101.2 MWt / ループ
レキュパレータ交換熱量	106.6 MWt / ループ
プレクーラ交換熱量	106.6 MWt / ループ

1万kWe

## ・一次系流量等

原子炉出入口温度	650 / 520 °C
NaK流量	$0.70 \times 10^6 \text{ kg/h}$ / ループ

## ・ガス系流量等

ガス流量	$0.75 \times 10^6 \text{ kg/h}$ / ループ
熱効率	24.8%
IHX交換熱量	20.2 MWt / ループ
レキュパレータ交換熱量	20.7 MWt / ループ
プレクーラ交換熱量	9.1 MWt / ループ
インタクーラ交換熱量	4.7 MWt / ループ

表3. 1 1次系ヒートマスバランス

## Heat and mass balance in primary loop

- 2. 5万kWe×4ループの場合（原子炉側は2ループ）
 

炉心発熱	404.8MWt
原子炉入口／出口温度	570／700℃
NaK流量	$13.6 \times 10^6 \text{ kg/h}$ (炉心)
	$6.8 \times 10^6 \text{ kg/h}$ /ループ (原子炉出入口部)
	$3.4 \times 10^6 \text{ kg/h}$ /ループ (IHX側)
  
- 2. 5万kWe×2ループの場合
 

炉心発熱	202.4MWt
原子炉入口／出口温度	570／700℃
NaK流量	$6.80 \times 10^6 \text{ kg/h}$ (炉心)
	$3.40 \times 10^6 \text{ kg/h}$ /ループ
  
- 0.5万kWe×2ループの場合
 

炉心発熱	40.4MWt
原子炉入口／出口温度	520／650℃
NaK流量	$1.40 \times 10^6 \text{ kg/h}$ (炉心)
	$7.00 \times 10^5 \text{ kg/h}$ /ループ

表3.2 NaK配管口径

P i p e   r a d i u s   f o r   N a K

- 2. 5万kWe×4ループの場合

原子炉出入口側（2ループの部分） H L : 3 0<sup>b</sup>

C L : 3 0<sup>b</sup>

I H X 側（4ループ部分） H L : 2 2<sup>b</sup>

C L : 2 2<sup>b</sup>

- 2. 5万kWe×2ループの場合

原子炉側のI H X 側も2ループであり、配管口径は下記の値となる。

H L : 2 2<sup>b</sup>

C L : 2 2<sup>b</sup>

- 0. 5万kWe／ループの場合

原子炉側のI H X 側も2ループであり、配管口径は下記の値となる。

H L : 1 0<sup>b</sup>

C L : 1 0<sup>b</sup>

表3.3 IHX仕様 (2.5万kWe／ループ)

## IHX (2.5MWe / 1 loop)

項目	内 容	備 考
型式	ヘリカルコイル型	
基数／プラント	2 (4)	( ) 内は10万kWe
交換熱量／基	101.2 MWt	
作動流体 (管側／胴側)	NaK / He-Xe	
運転温度 管側 (入口／出口)	700°C / 570°C	
胴側 (入口／出口)	440°C / 685°C	
運転圧力 (管側／胴側)	~ 2 / 20 ata	
伝熱管 材質	Alloy-800H	
形状 (外径 × 肉厚)	φ 38.1 × t2.3 mm	
本数	570 本	
ピッチ (径 × 高さ)	80 × 70 mm	
伝熱部 最内層コイル	φ 960 / 12 本	
最外層コイル	φ 3840 / 48 本	
有効伝熱部高さ	6.6 m	
有効伝熱管長	24.5 m	
有効伝熱面積	1670 m <sup>2</sup>	
圧力損失 脇側／管側	0.13 / 0.5 kg/cm <sup>2</sup>	
構造 内部シュラウド外径	0.86 m	
外部シュラウド内径	3.94 m	
胴内径	4.2 m	
胴部高さ	14 m	

表3.4 IHX仕様 (0.5万kWe／ループ)

## IHX (5MWe/loop)

項目	内 容	備 考
型式	ヘリカルコイル型	
基数／プラント	2	
交換熱量／基	20.2MWt	
作動流体 (管側／胴側)	NaK/He-Xe	
運転温度 管側 (入口／出口)	650°C/520°C	
胴側 (入口／出口)	380°C/635°C	
運転圧力 (管側／胴側)	~2/20 ata	
伝熱管 材質	Alloy-800H	
形状 (外径×肉厚)	Φ38.1×t2.3 mm	
本数	112 本	
ピッチ (径×高さ)	75×70 mm	
伝熱部 最内層コイル	Φ750/10本	
最外層コイル	Φ1650/22本	
有効伝熱部高さ	6.1 m	
有効伝熱管長	24.5 m	
有効伝熱面積	290 m <sup>2</sup>	
圧力損失 脇側／管側	0.1/0.4 kg/cm <sup>2</sup>	
構造 内部シラウド外径	0.65 m	
外部シラウド内径	1.75 m	
脇内径	2.0 m	
脇部高さ	1.1 m	

表3.5 レキュパレータ仕様 (2.5万kWe／ループ)

Recuperator (25MWe/loop)

項目	内 容	備 考
型式	プレートフィン型	
基数／プラント	2(4)	( ) 内は10万kWe
交換熱量／基	106.6 MWt	
作動流体 (管側／胴側)	He-Xe/He-Xe	
運転温度 高温側 (入口／出口)	485°C/227°C	
低温側 (入口／出口)	440°C/182°C	
運転圧力 (高温側／低温側)	10/20 ata	
フィン 材質	ニッケル鋼	
フィンの数	5.3個/inch	
フィンの高さ	11.95 mm	
伝熱部 有効伝熱部長さ	1.4 m	
有効伝熱高さ	5.5 m	
有効伝熱幅	2.0 m	
圧力損失 高温側／低温側	0.15/0.07 kg/cm <sup>2</sup>	
構造 高さ	5.5 m	
幅	2.0 m	
奥行き	1.4 m	

表3.6 レキュパレータ仕様 (0.5万kWe／ループ)

Recuperator (5MWe/loop)

項目	内容	備考
型式	プレートフィン型	
基数／プラント	2	
交換熱量／基	26.6 MWt	
作動流体 (管側／胴側)	He-Xe/He-Xe	
運転温度 高温側 (入口／出口)	426°C/165°C	
低温側 (入口／出口)	380°C/119°C	
運転圧力 (高温側／低温側)	10/20 ata	
フィン 材質	ニッケル銅	
フィンの数	5.3個/inch	
フィンの高さ	11.95 mm	
伝熱部 有効伝熱部長さ	1.35 m	
有効伝熱高さ	2.0 m	
有効伝熱幅	1.0 m	
圧力損失 高温側／低温側	0.15/0.07 kg/cm <sup>2</sup>	
構造 高さ	2.0 m	
幅	1.0 m	
奥行き	1.35 m	

表3.7 プレクーラ仕様 (2.5万kWe／ループ)

## Precooler (25MWe/loop)

項目	内 容	備 考
型式	ヘリカルコイル型	
基数／プラント	2(4)	( ) 内は10万kWe
交換熱量／基	73.1MWt	
作動流体（管側／胴側）	水/He-Xe	
運転温度 管側（入口／出口）	20°C/80°C	
胴側（入口／出口）	227°C/50°C	
運転圧力（管側／胴側）	~2/20 ata	
伝熱管 材質	21/2Cr-1Mo	
形状（外径×肉厚）	φ38.1×t2.0 mm	
本数	286 本	
ピッチ（径×高さ）	100×70 mm	
伝熱部 最内層コイル	φ1000/10本	
最外層コイル	φ3400/34本	
有効伝熱部高さ	6.2 m	
有効伝熱管長	28.4 m	
有効伝熱面積	970 m <sup>2</sup>	
圧力損失 脳側／管側	0.1/0.5 kg/cm <sup>2</sup>	
構造 内部シュラウド外径	0.90 m	
外部シュラウド内径	3.50 m	
脳内径	3.8 m	
高さ	1.5 m	

表3.8 プレクーラ仕様 (0.5万kWe／ループ)

## Precooler (5MWe/loop)

項目	内 容	備 考
型式	ヘリカルコイル型	
基数／プラント	2	
交換熱量／基	9.1 MWt	
作動流体（管側／胴側）	水/He-Xe	
運転温度 管側（入口／出口）	20°C/80°C	
胴側（入口／出口）	165°C/50°C	
運転圧力（管側／胴側）	~2/20 ata	
伝熱管 材質	21/2Cr-1Mo	
形状（外径×肉厚）	φ38.1×t2.0 mm	
本数	44 本	
ピッチ（径×高さ）	110×70 mm	
伝熱部 最内層コイル	φ880/ 8本	
最外層コイル	φ1540/ 34本	
有効伝熱部高さ	6.7 m	
有効伝熱管長	33.6 m	
有効伝熱面積	180 m <sup>2</sup>	
圧力損失 脇側／管側	0.11/0.4 kg/cm <sup>2</sup>	
構造 内部シラウド外径	0.78 m	
外部シラウド内径	1.64 m	
胴内径	1.9 m	
高さ	14 m	

表3.9 ガス配管口径  
Pipe radius for gas

## (1) 2.5万kWeの場合のガス系の配管の口径

・タービン入口	1.6 m
・タービン出口	2.0 m
・プレクーラ入口	1.7 m
・プレクーラ出口	1.5 m
・コンプレッサ出口	1.4 m
・IHX入口	1.5 m

## (2) 0.5万kWeの場合のガス系配管の口径

・タービン入口	3 4 <sup>B</sup>
・タービン出口	3 6 <sup>B</sup>
・プレクーラ入口	3 4 <sup>B</sup>
・プレクーラ出口	3 2 <sup>B</sup>
・インタクーラ入口	3 0 <sup>B</sup>
・インタクーラ出口	3 0 <sup>B</sup>
・コンプレッサ出口	3 0 <sup>B</sup>
・IHX入口	3 2 <sup>B</sup>

表3.10 インタクーラ仕様 (0.5万kWe／ループ)

## I n t e r c o o l e r (5 M W e / l o o p )

項 目	内 容	備 考
型式	ヘリカルコイル型	
基数／プラント	2	
交換熱量／基	7.7 MWt	
作動流体（管側／胴側）	水／He-Xe	
運転温度 管側（入口／出口）	20°C／80°C	
胴側（入口／出口）	119°C／50°C	
運転圧力 （管側／胴側）	~ 2 / 14 ata	
伝熱管 材質	2 1/4-1 Mo	
形状（外径×肉厚）	φ 34.0 × t 2.0 mm	
本数	44 本	
ピッチ（径×高さ）	100 × 70 mm	
伝熱部 最内層コイル	φ 800 / 8 本	
最外層コイル	φ 1400 / 14 本	
有効伝熱部高さ	6.6 m	
有効伝熱管長	30.4 m	
有効伝熱面積	140 m <sup>2</sup>	
圧力損失 脇側／管側	0.1 / 0.2 kg/cm <sup>2</sup>	
構造 内部シラウド外径	0.70 m	
外部シラウド内径	1.5 m	
胴内径	1.65 m	
高さ	10.2 m	

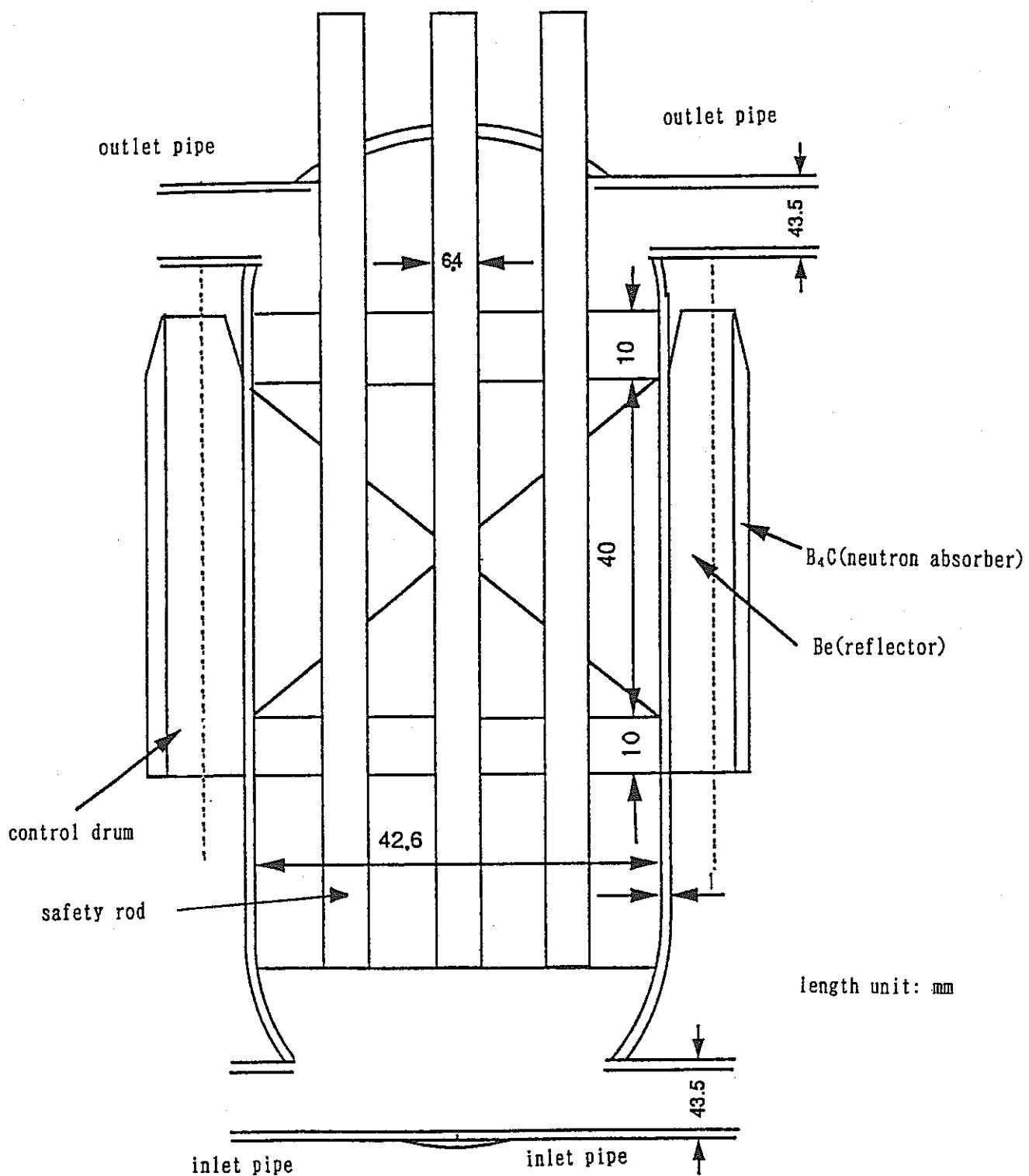
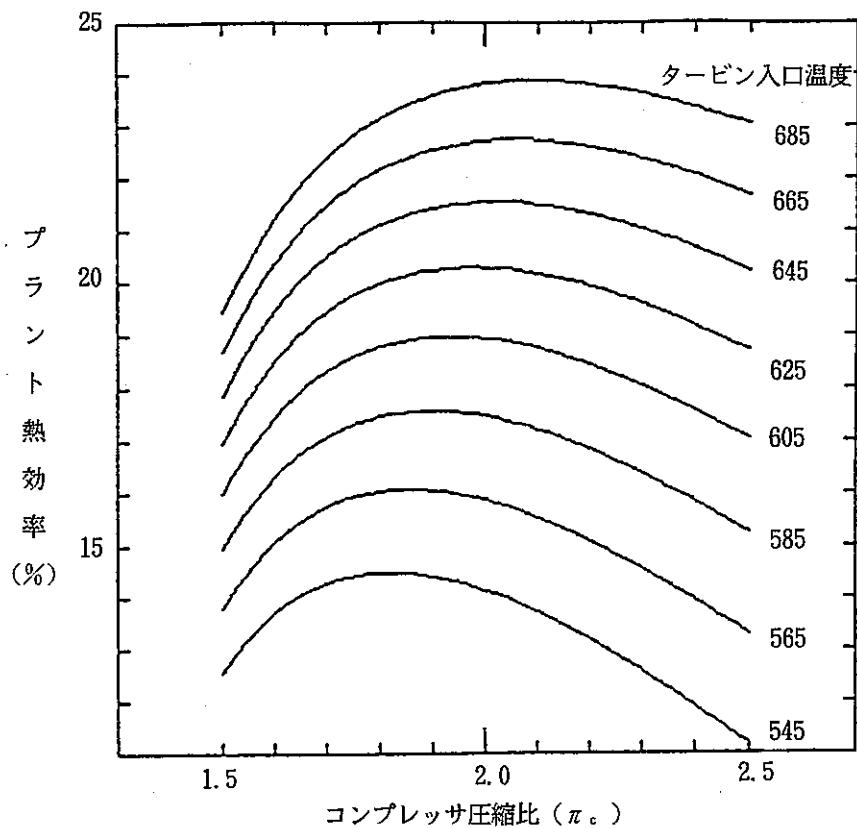
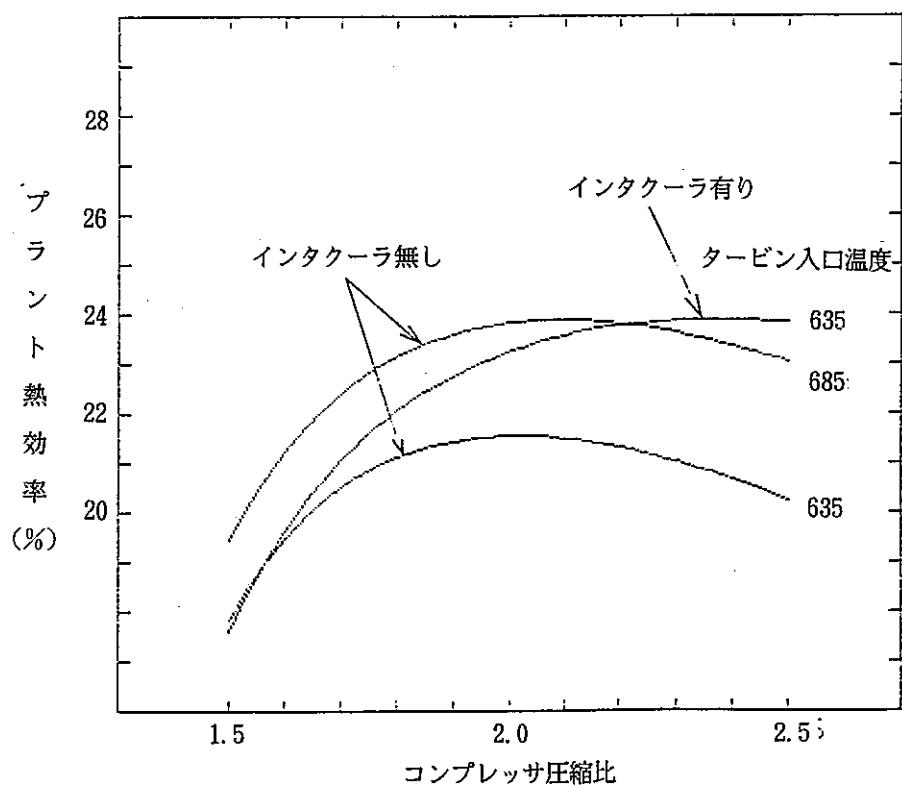


図1.1 超小型原子炉プラント例

Example of Very Small Reactor



a. 圧縮比、温度と効率の一般的な関係



b. 設計温度に対する圧縮比と効率の関係

図2.1 コンプレッサ圧縮比と熱効率

Com press ion rati o and thermal effici ency

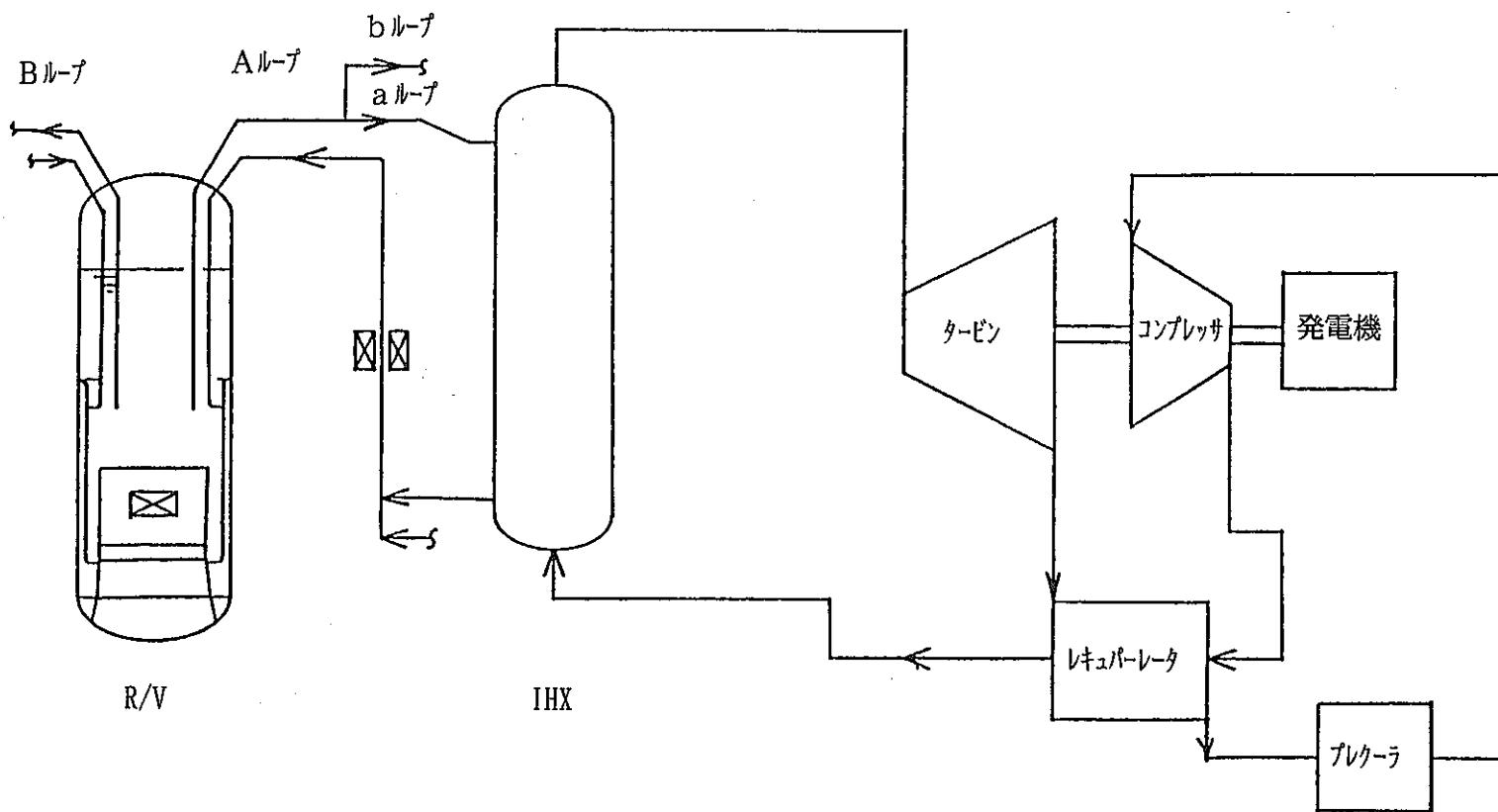


図2.2 系統図 (10万kWe : 4 ループ)

System diagram (100 MWe : 4 loops)

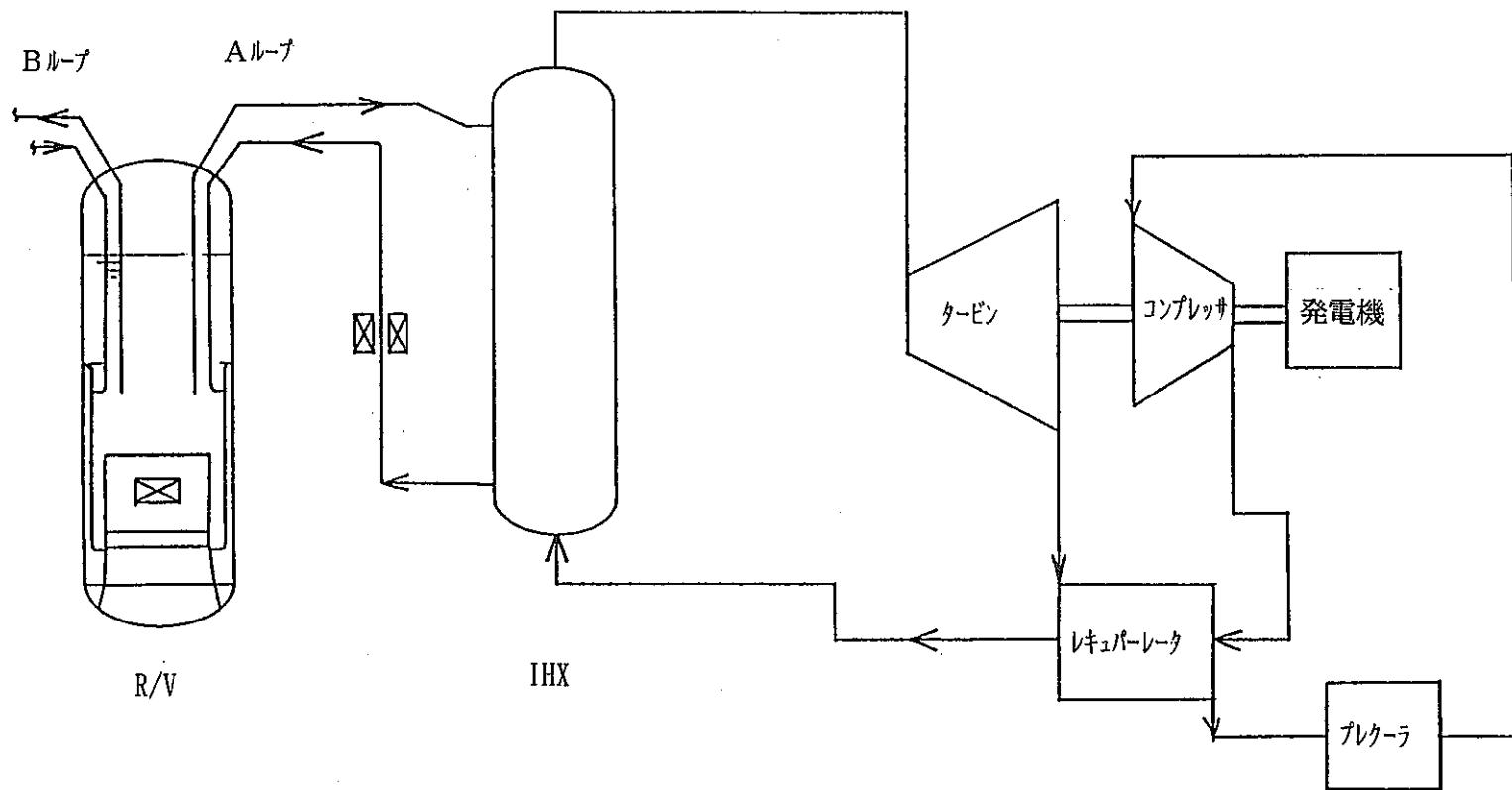
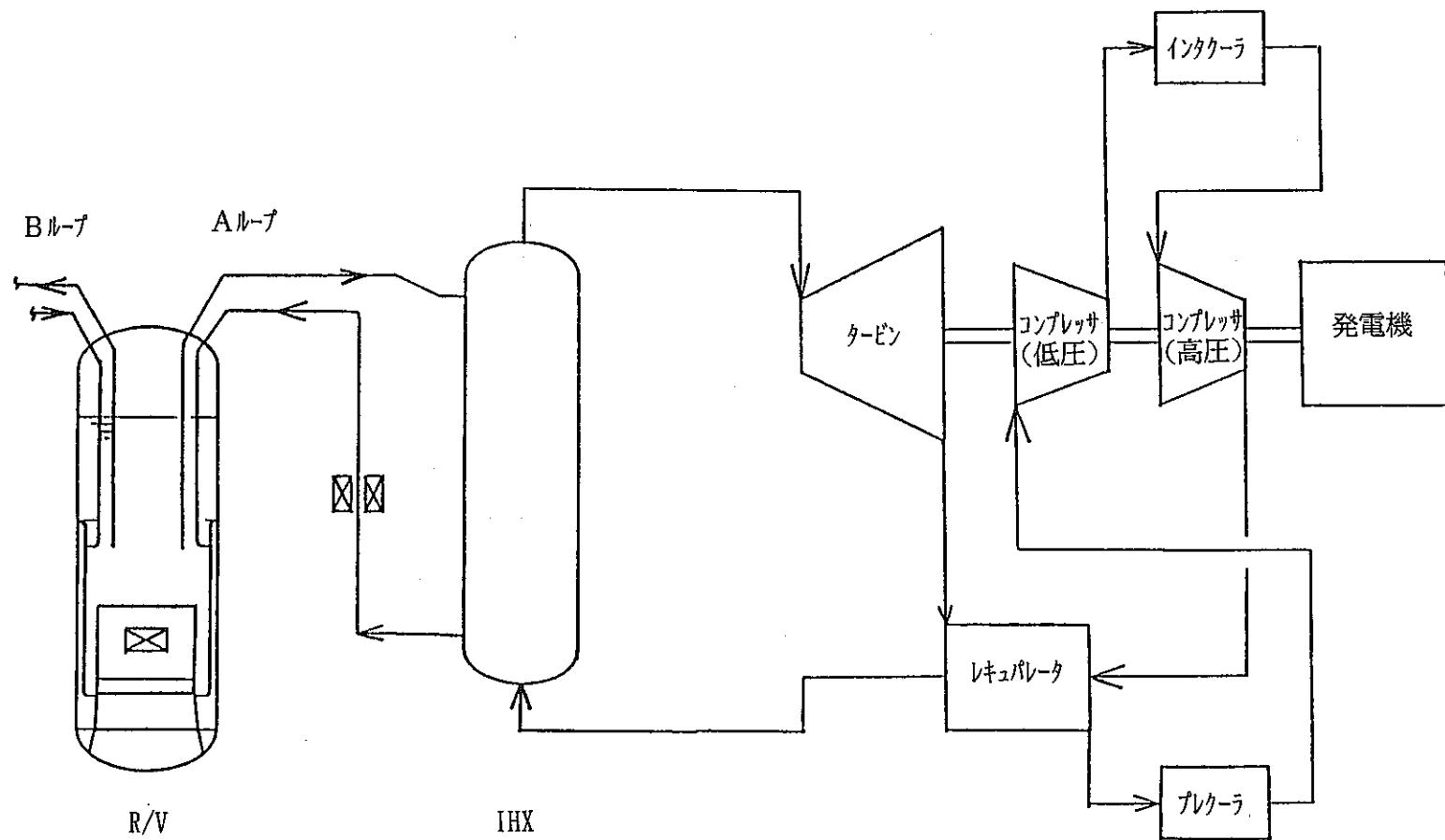


図2.3 系統図 (5万kWe: 2ループ)

System diagram (50 MWe : 2 loops)



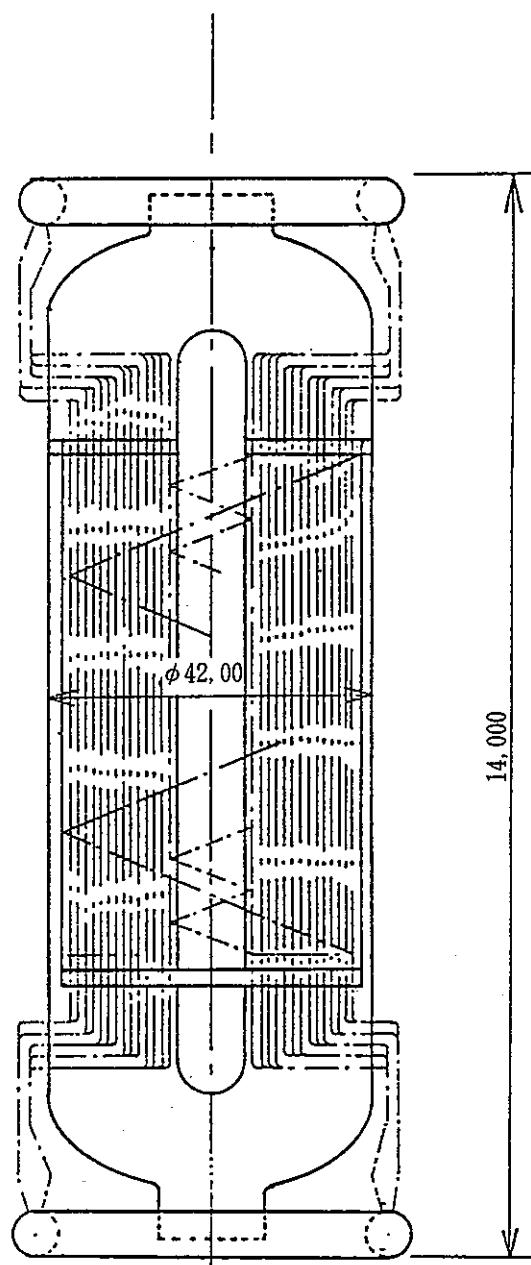


図3.1 IHX構造概念 (2.5万kWe／ループ)  
IHX structure (2.5 MWe / loop)

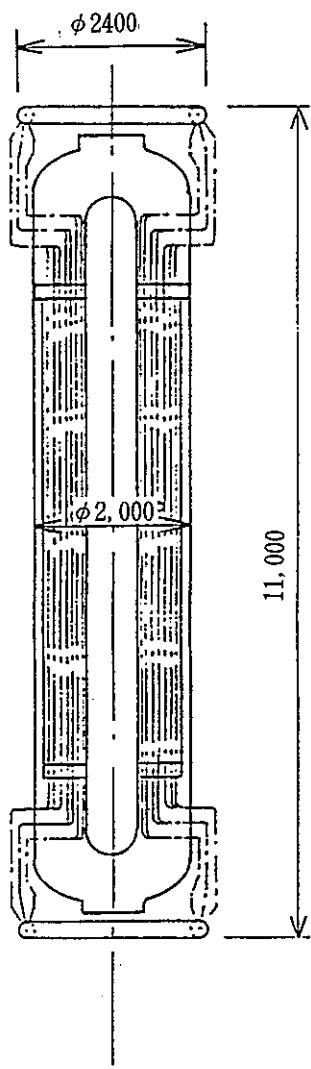


図3.2 IHX構造概念 (0.5万kWe／ループ)  
IHX structure (5 MWe/loop)

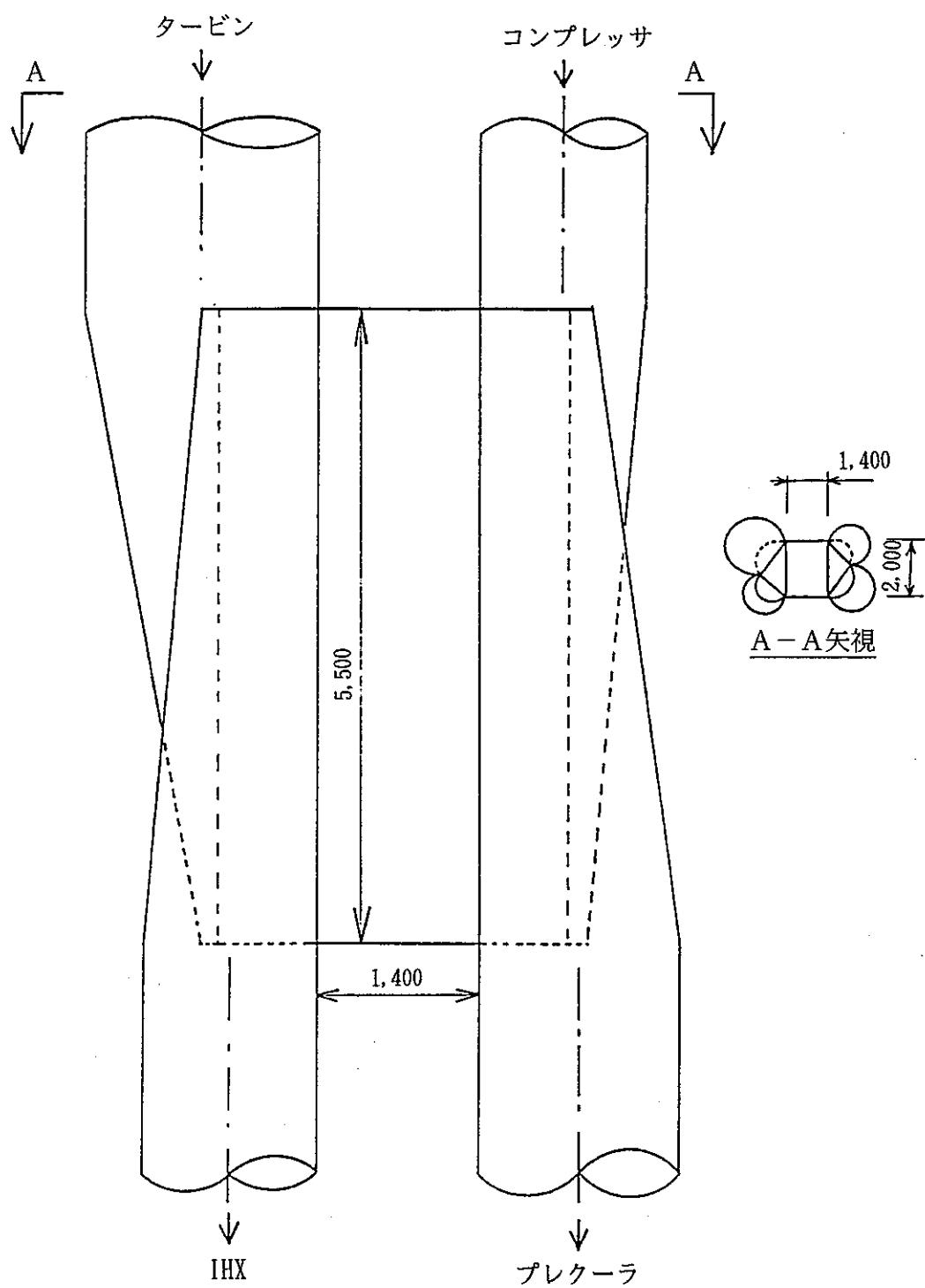


図3.3 レキュパレータ構造概念 (2.5万kWe／ループ)

Recuperator structure (2.5MWe/loop)

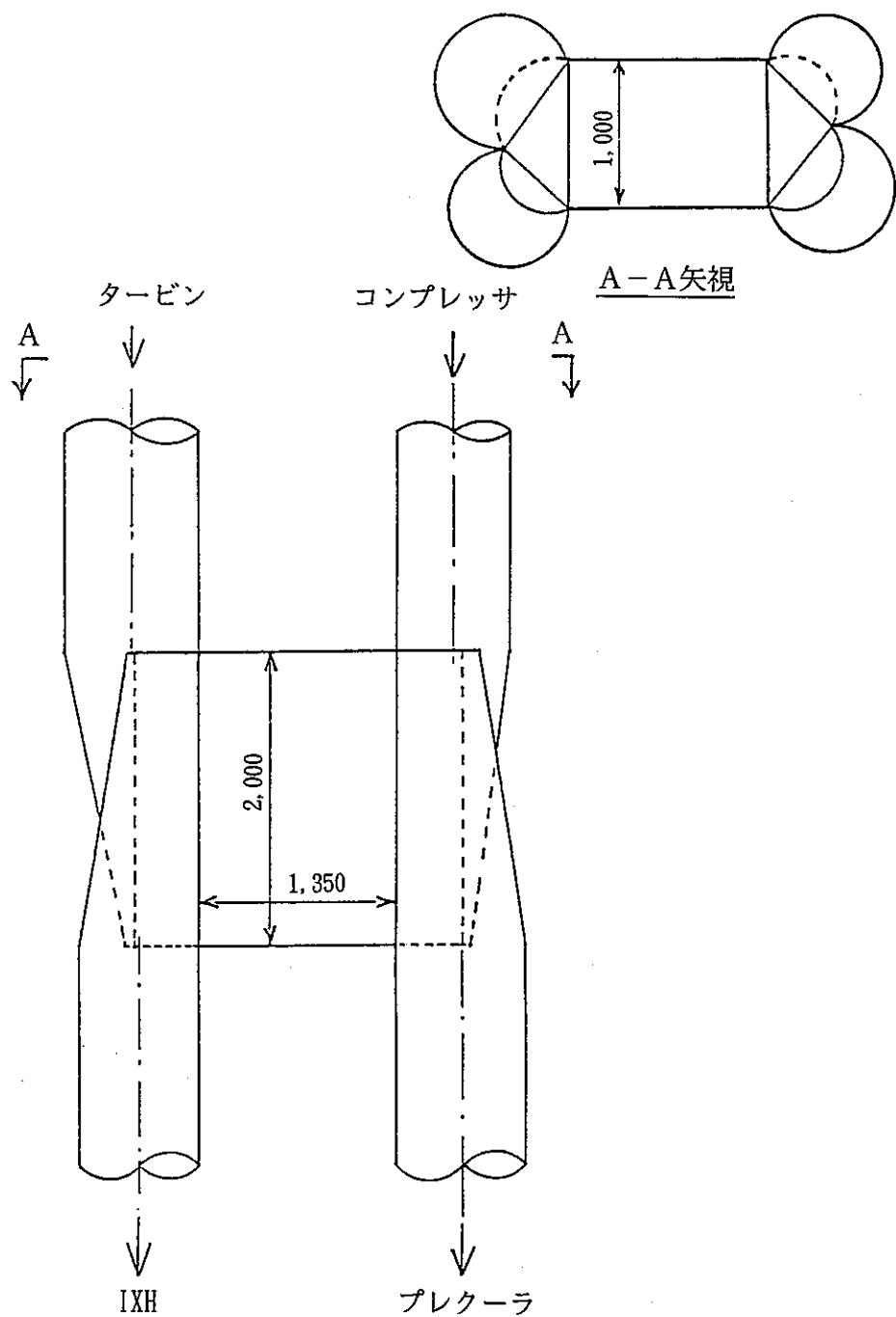


図3.4 レキュパレータ構造概念 (0.5万kWe／ループ)

Recuperator structure (5MWe / loop)

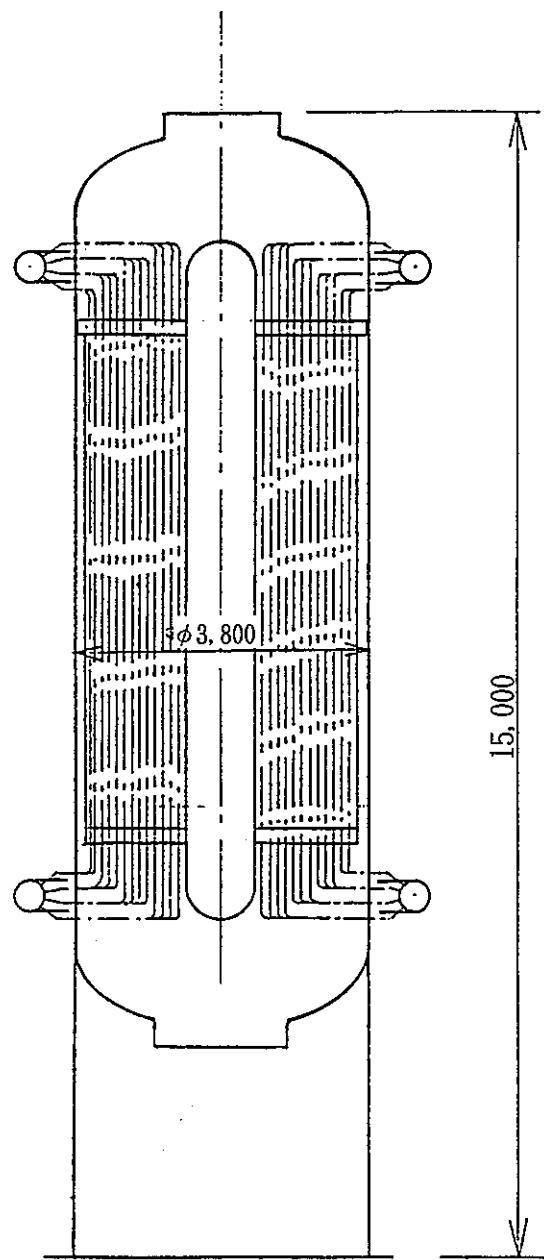


図3.5 プレクーラ構造概念 (2.5万kWe／ループ)

Precooler structure (2.5 MWe / loop)

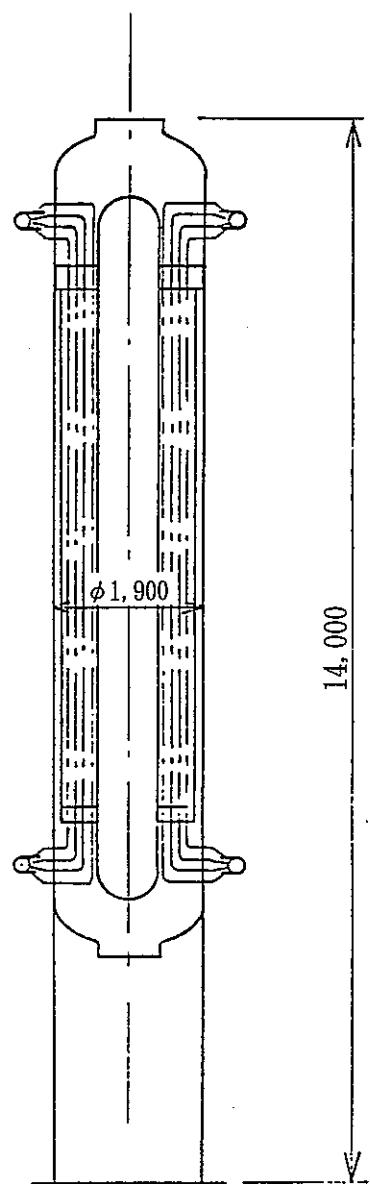
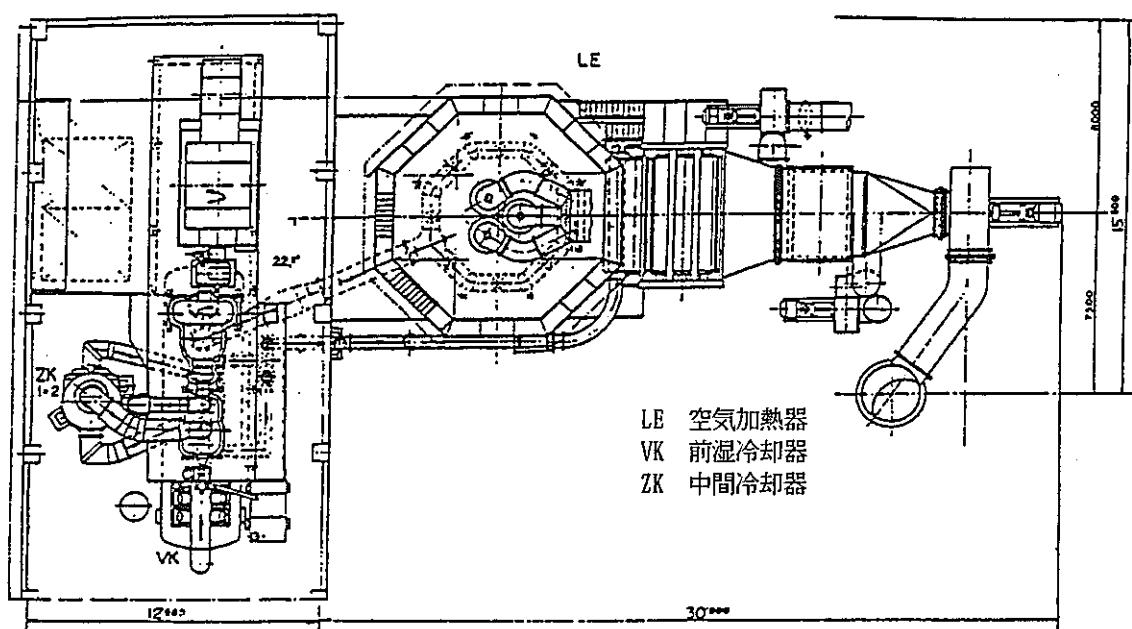


図3.6 プレクーラ構造概念 (0.5万kWe／ループ)  
Precooler structure (5MWe/loop)

## 機 器 配 置 図



### 断面図

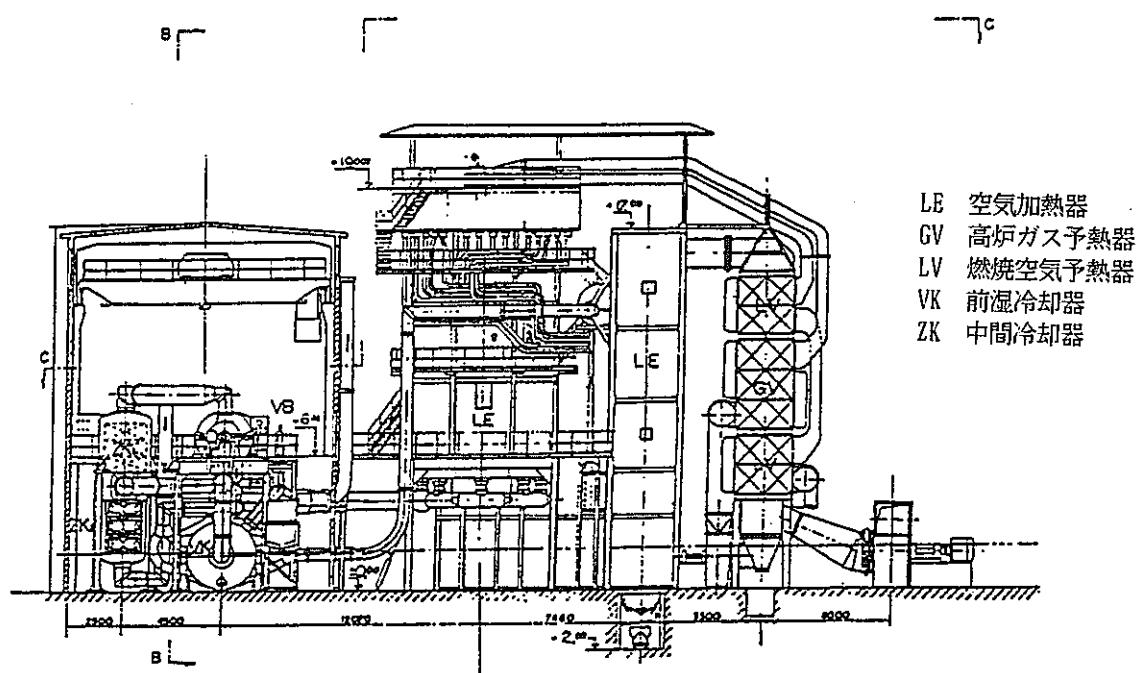


図3.7 空気を作動流体とする密閉ブレイトンサイクル例  
Closed Brayton cycle using air

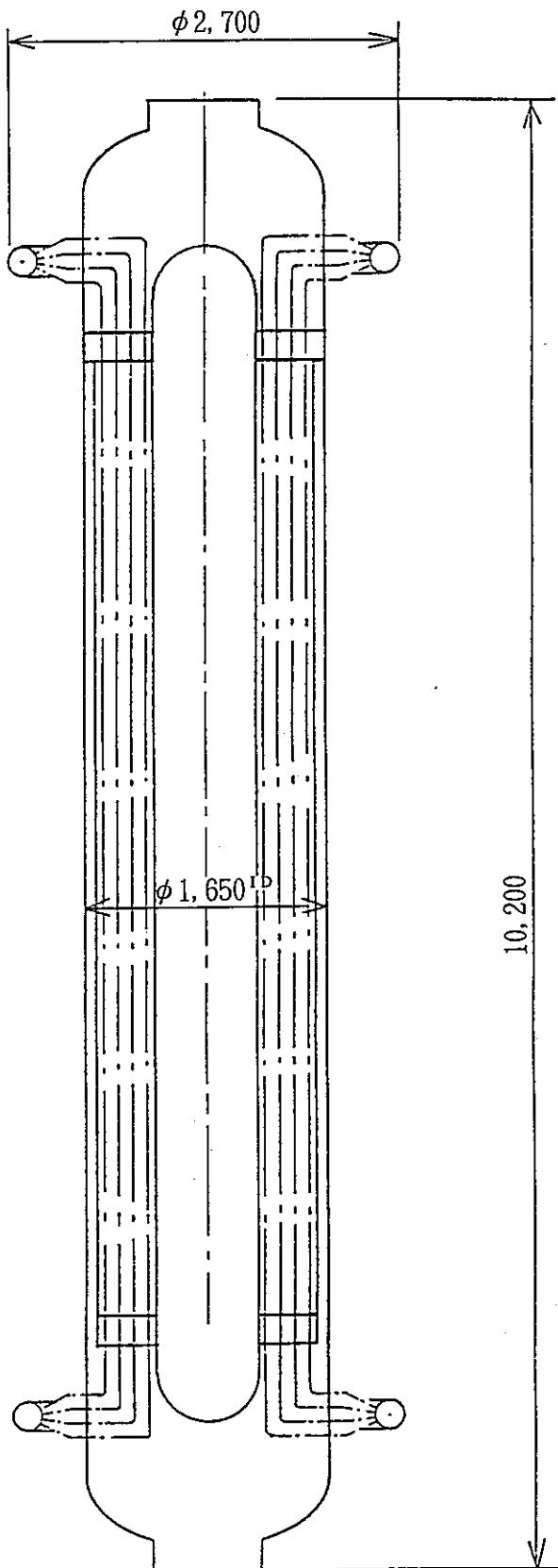


図3.8 インタクーラ概念図 (0.5万kWe／ループ)  
Intercooler (5MWe/loop)

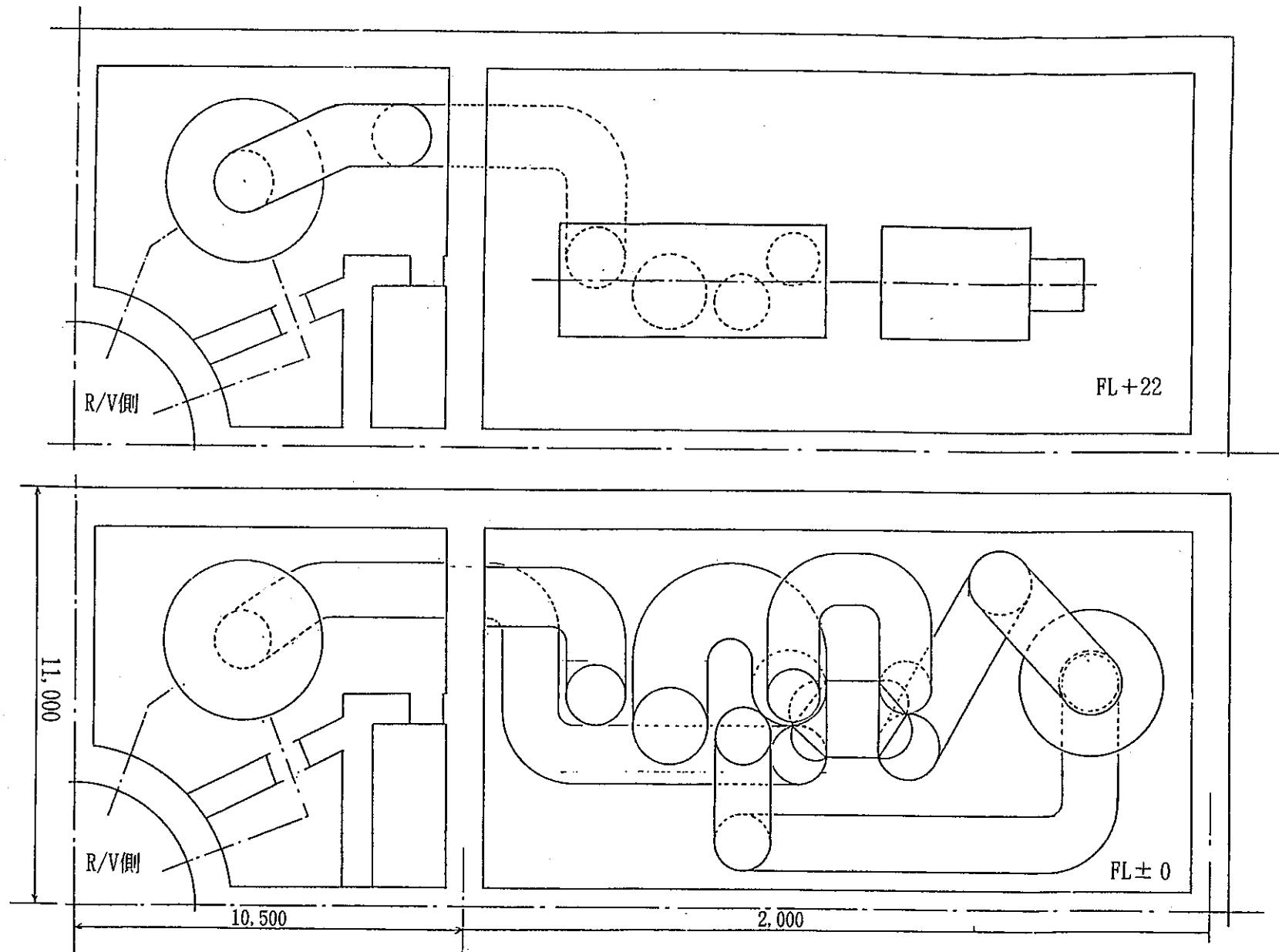


図4.1 5万kWeプラント平面配置図  
Plane view of 50MWe plant

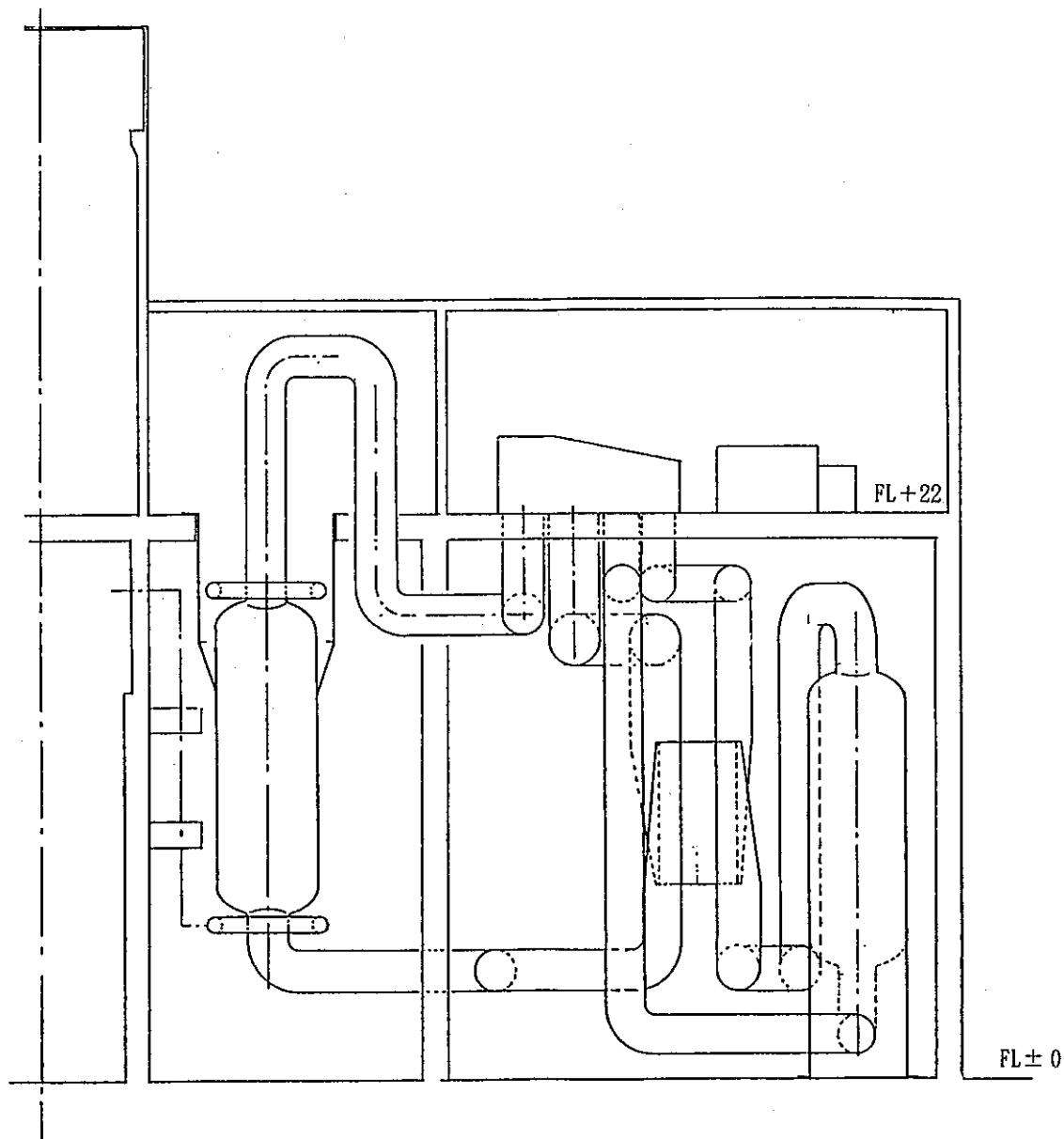


図4.2 5万kWeプラント立面配置図

Longitudinal view of 50MWe plant

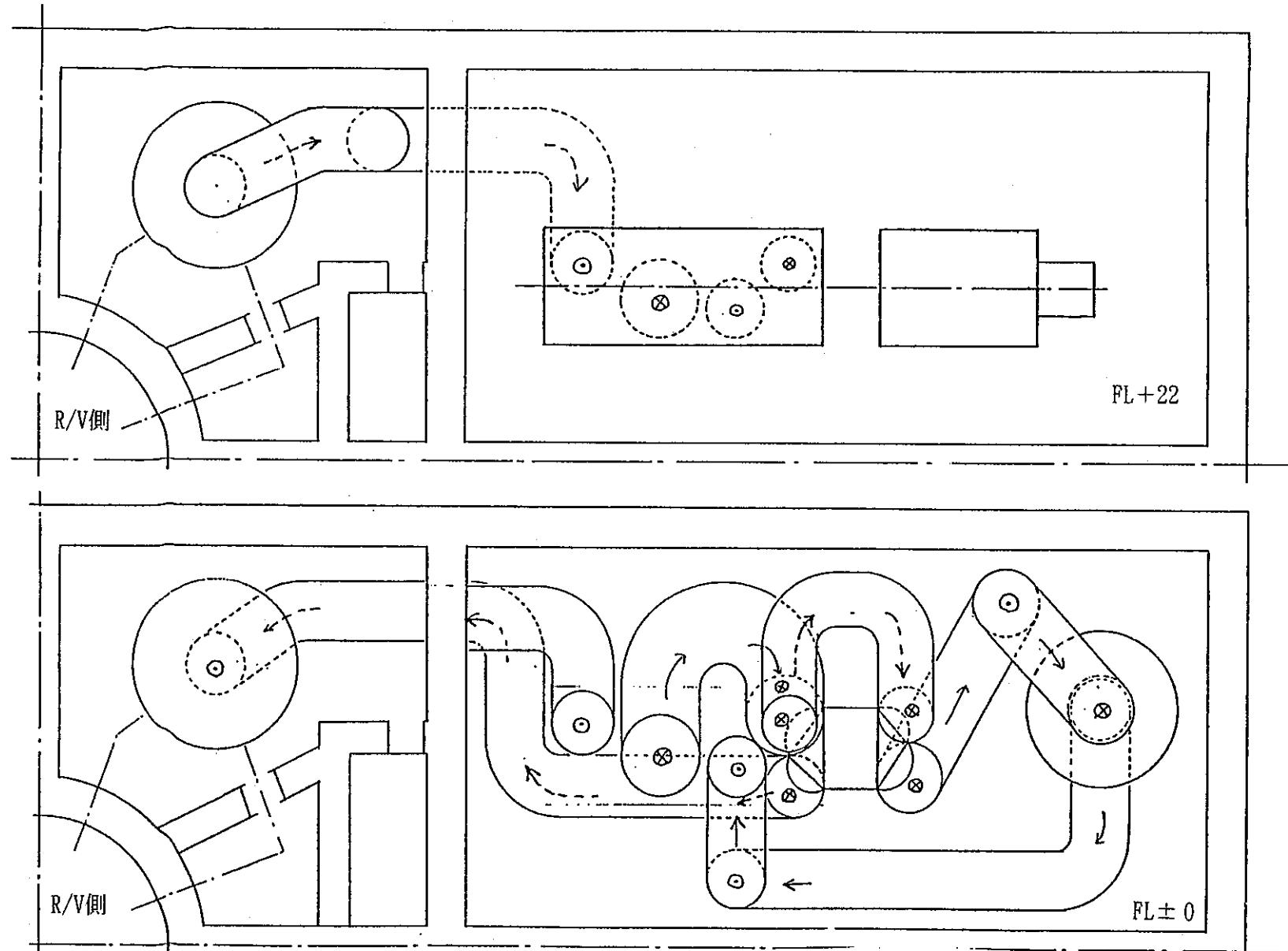


図4.3 密閉ブレイトンサイクルシステムのガスの流れ  
Gas flow of closed Brayton cycle

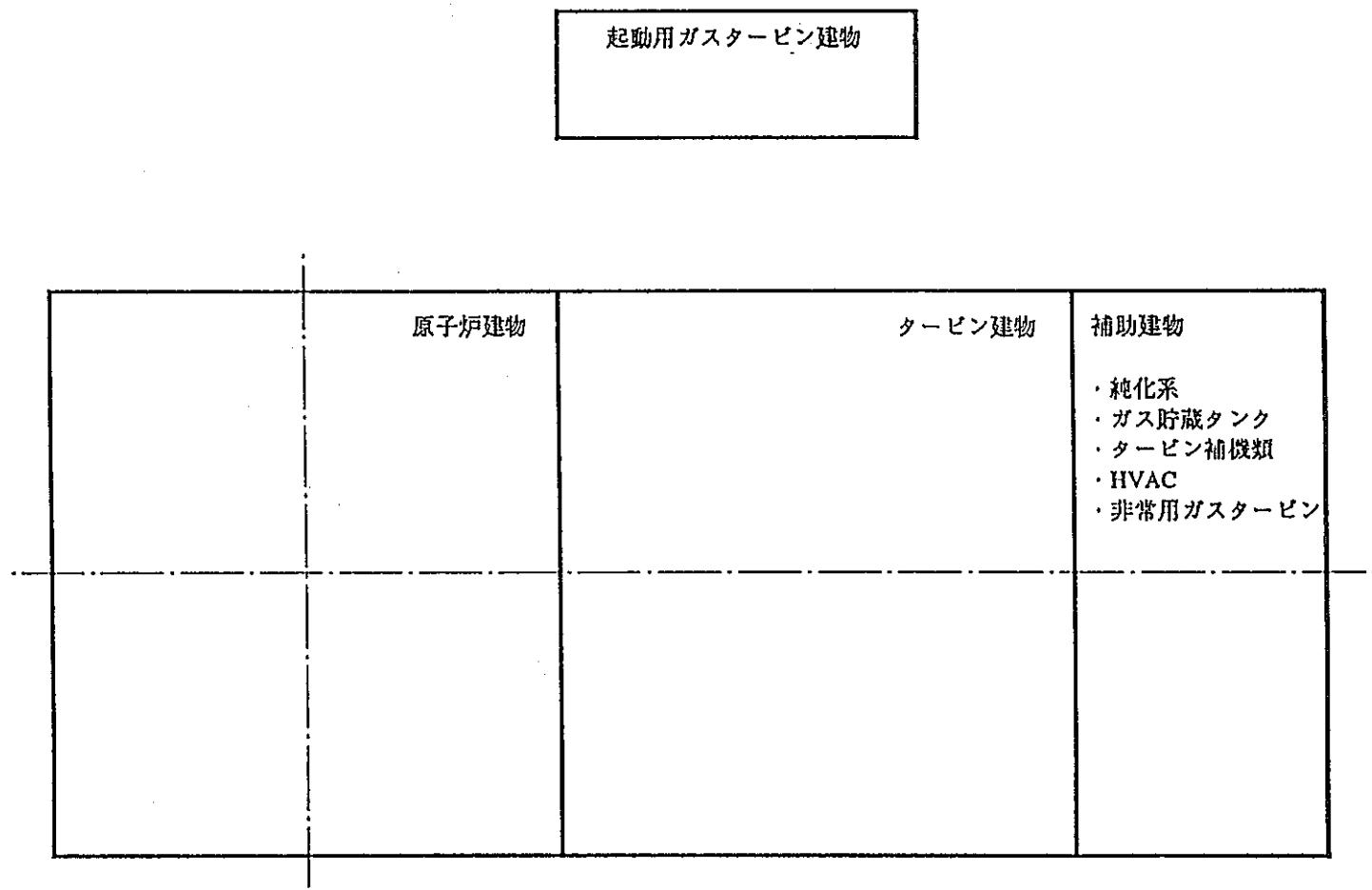


図4.4 プラント全体配置概念（5万kWeプラント）

Concept of whole plant arrangement  
(50 MWe)

-44-

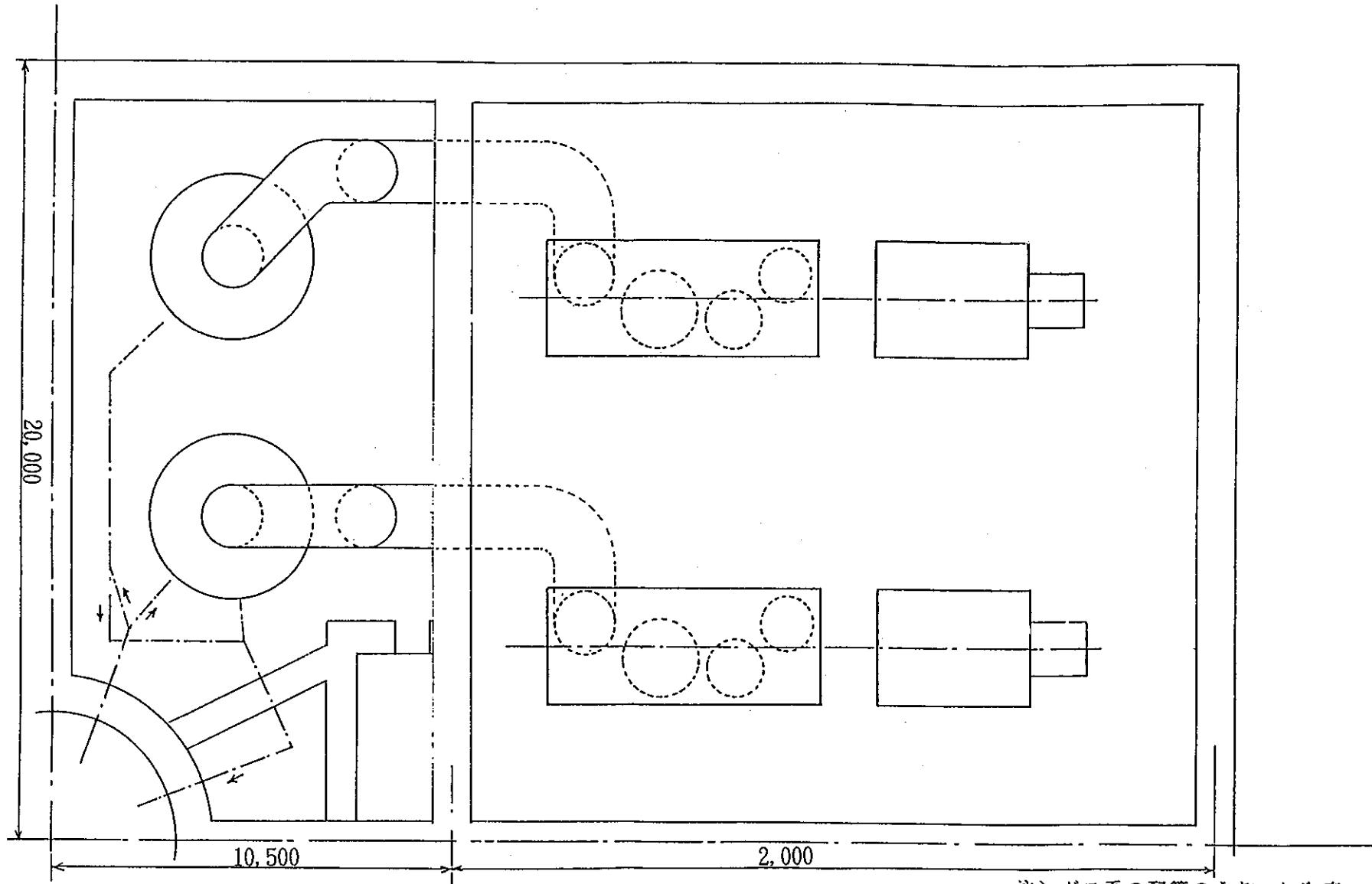


図4.5 10万kWeプラント立面配置図

Plane view of 100MWe plant

注) ガス系の配管のうち、タービン床の下にある配管配置は、図3.3.1-1と同じである。  
他の2つは、対称配置

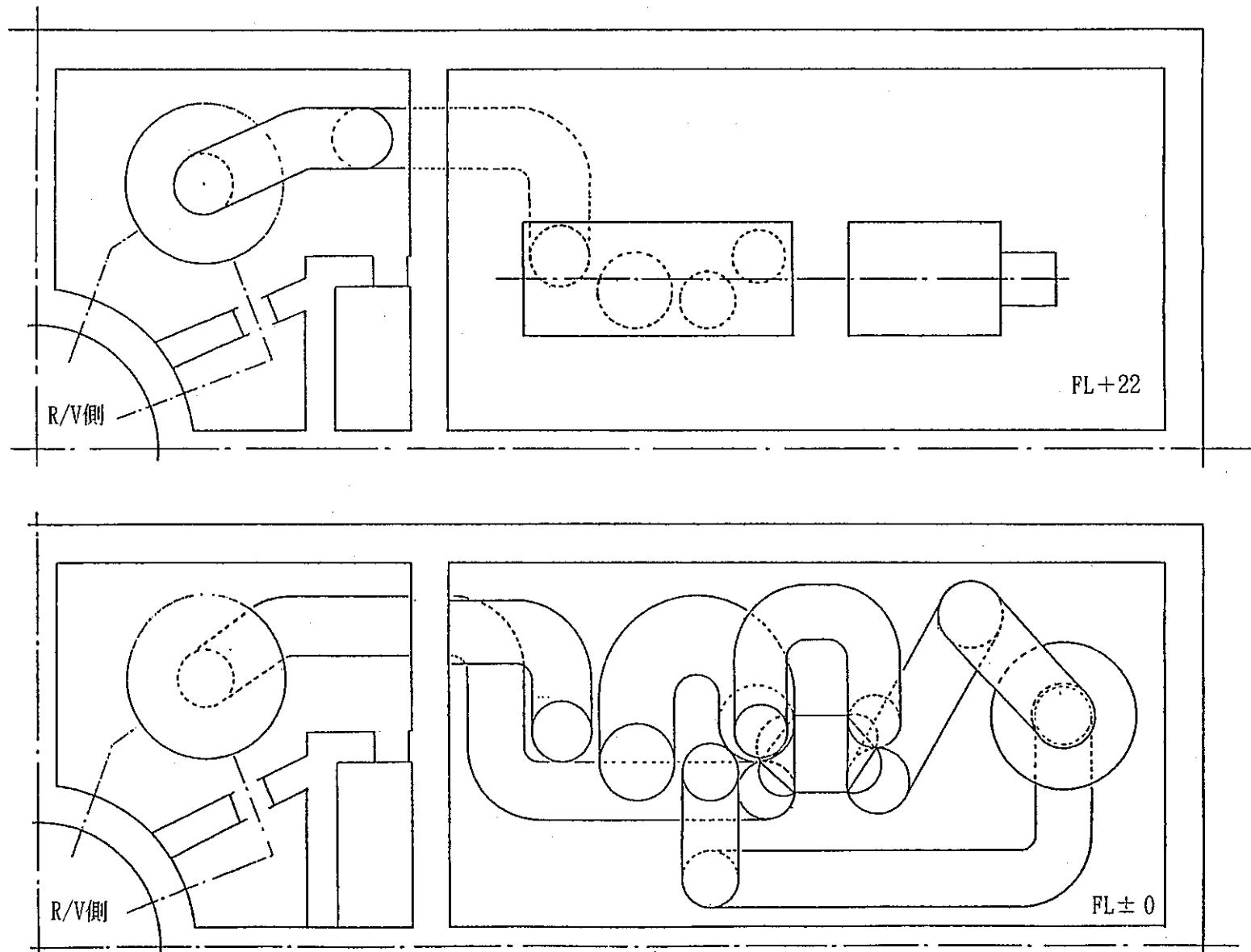


図4.6 1万kWeプラント立面配置図

Plane view of 10MWe plant

## 付録 - 1 密閉ブレイトンサイクル解析

### 1 コンプレッサ圧縮比の検討

圧縮比をパラメータとした検討結果を図2.1に示す。温度が高くなると、熱効率のピークは圧縮比の大きい側に移動する。非中間冷却型のタービン入口温度685°Cの場合、圧縮比2.1程度において熱効率がピークになるので、この値をコンプレッサ圧縮比とする。また、中間冷却型のタービン入口温度635°Cの場合、圧縮比2.3程度において熱効率がピークになるので、この値をコンプレッサ圧縮比とする。

尚、検討の条件である系統の圧力損失の割合は以下の通りとした。

非中間冷却型のタービン入口温度685°Cの場合：圧損7%

中間冷却型のタービン入口温度635°Cの場合：圧損8%

### 2 温度プロファイルの計算（非中間冷却型）

温度設定用に用いた混合気体の物性値は次の通りである。

$$C_p = 0.0907 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\kappa = 1.66 \text{ (} C_p / C_v \text{ の値)}$$

#### 1) タービン入口温度685°Cの場合（非中間冷却型）

$$\text{タービン膨張比 } \pi_T = \pi_c / (1 + \sum \delta) = 2.1 / 1.07 = 1.96$$

$$\text{タービン入口温度} = 685^\circ\text{C} = 958\text{K}$$

$$\text{タービン断熱効率 } \eta_T = 0.886$$

$$T_o = T_i \{ 1 - \eta_T (1 - \pi_T^{(1-1.66)/1.66}) \} = 758\text{K} = 485^\circ\text{C}$$

$$L_T = C_p (T_i - T_o) = 18.14 \text{ kcal/kg}$$

コンプレッサは圧縮比が $\pi_c = 2.1$ であり、非中間冷却型である。

$$\text{入口ガス温度 } T_i = (50 + 273) = 323\text{K}$$

コンプレッサの断熱効率 $\eta_c = 0.838$ としたので

$$T_o = T_i \{ 1 + (\pi_c^{(1.66-1)/1.66} - 1) / \eta_c \} = 182^\circ\text{C}$$

$$L_c = C_p (T_i - T_o) = 11.97 \text{ kcal/kg}$$

タービンとコンプレッサの出口温度が判明したので、レキュパレータの温度効率 $\eta_{HX} = 0.85$ よりプレクーラ入口温度とIHX入口温度を求める。

$$\eta_{HX} = (485 - \text{プレクーラ入口温度}) / (485 - 182) = 0.85$$

$$= (\text{IHX入口温度} - 182) / (485 - 182) = 0.85$$

$$\text{プレクーラ入口温度} = 227^\circ\text{C}, \quad \text{IHX入口温度} = 440^\circ\text{C}$$

求まった温度プロファイルを図付1.1に示す。

#### 2) タービン入口温度635°Cの場合（中間冷却型）

$$\text{タービン膨張比 } \pi_T = \pi_c / (1 + \sum \delta) = 2.3 / 1.08 = 2.13$$

$$\text{タービン入口温度} = 635^\circ\text{C} = 908\text{K}$$

$$\text{タービン断熱効率 } \eta_T = 0.886$$

$$T_o = T_i \{ 1 - \eta_T (1 - \pi_T^{(1-1.66)/1.66}) \} = 718K = 426^\circ C$$

$$L_T = C_p (T_i - T_o) = 18.96 \text{ kcal/kg}$$

コンプレッサは圧縮比が  $\pi_c = 2.3$  であり、中間冷却型である。

入口ガス温度  $T_i = (50 + 273) = 323K$

コンプレッサの断熱効率  $\eta_c = 0.838$ としたので

$$T_o = T_i \{ 1 + (\pi_c^{0.5 * (1.66-1)/1.66} - 1) / \eta_c \} = 119^\circ C$$

$$L_c = C_p (T_i - T_o) \times 2 = 12.52 \text{ kcal/kg}$$

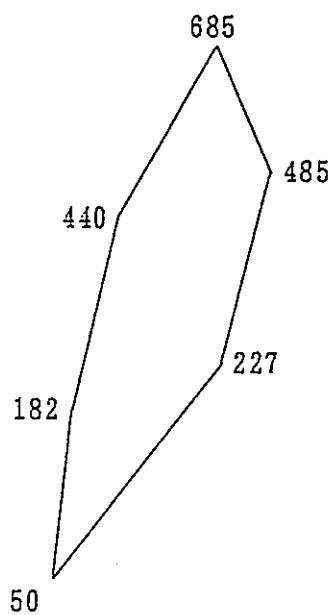
タービンとコンプレッサの出口温度が判明したので、レキュパレータの温度効率  $\eta_{HX} = 0.85$ よりプレクーラ入口温度と IHX 入口温度を求める。

$$\eta_{HX} = (426 - \text{プレクーラ入口温度}) / (426 - 119) = 0.85$$

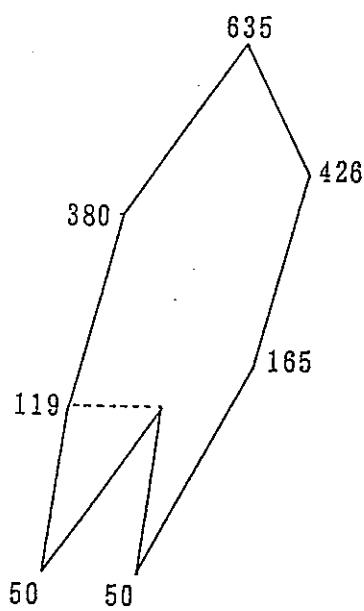
$$= (\text{IHX 入口温度} - 119) / (426 - 119) = 0.85$$

プレクーラ入口温度 =  $165^\circ C$ 、 IHX 入口温度 =  $380^\circ C$

求まった温度プロファイルを図付 1.2 に示す。



図付1.1 溫度プロファイル (685°C)



図付1.2 溫度プロファイル (635°C)

## 付録－2 コジェネレーションシステム

### 1 コジェネレーションシステム<sup>(3)</sup> の定義

コジェネレーションシステムとは、「原動機としてのディーゼルエンジン、ガスエンジン、ガスタービンなどを用いて自家発電し、その排熱によって暖房・給湯、工業用プロセス利用、あるいは吸収式冷凍機を介して冷房を行い、入力エネルギーを効率良く多段的に利用することを目的としたシステム」<sup>(4)</sup>と定義できる。

図付2.1に代表的なコジェネレーションと従来システムのエネルギーフローを示す<sup>(4)</sup>。従来システムでは、発電系と熱利用系の双方に独自のエネルギーを投入している。従って、発電系100、熱利用系50の合計150の入力に対して利用可能なエネルギーは電力（発電系）30、熱（熱利用系）40であった。これに対して、コジェネレーションシステムの場合は、発電系で発生する廃熱を有効利用するため、投入エネルギー100に対して電力が30、熱が40利用できる。この場合総合効率を考えると従来システムでは $(30+40)/(100+50) = 47\%$ であるのに対して、コジェネレーションシステムでは、 $(30+40)/100 = 70\%$ となる。このような差が生じるのは、従来システムの場合は大規模発電所を想定しており、ここで発生する廃熱を利用しないとの考え方立っているが、一方のコジェネレーションシステムでは、排熱が有効利用できるというためである。

このようなコジェネレーションシステムの特徴をまとめると次のように言える<sup>(4)</sup>。

- a. 発電機の排熱（冷却水、排ガス）を利用することによる省エネルギー効果に基づき、省資源に貢献できる。
- b. 省エネルギー効果により、環境汚染総量（熱汚染、浮遊微粒子、SO<sub>2</sub>など）の減少が期待できる。
- c. 電力需要ピーク時にも制限されることなく利用でき、また逆に低負荷時には売電を考慮できるので、電力ネットワークに対し安定供給への貢献が可能である。
- d. 契約電力の小量化および省エネルギー効果によってエネルギーコスト低減につながる。
- e. 受変電設備を小規模にし、従来死蔵していた非常用発電機を活用する意味で、設備費の低減ができる。

### 2 コジェネレーションシステムの分類

コジェネレーションシステムの構成機器は、その役割から大きく4つに分けることができる。すなわち、駆動システム、発電システム、熱回収システム、補助熱源システムである。表付2.1に各システムの主な構成機器を示す。

コジェネレーションシステムは、これら各機器を適宜組み合わせることにより、さまざまな形式のシステムが考えられるが、基本的には、駆動システムから次の4つに分類される。

- a. 蒸気タービンシステム
- b. ガスタービンシステム
- c. ディーゼルエンジンシステム
- d. ガスエンジンシステム

ここでは、ガスタービンシステムを用いた場合のコジェネレーションについて以下に説明する。

### 3 ガスタービンシステム

ガスタービンシステムは、図付2. 2<sup>(5)</sup>に示すように、ガス・石油などの燃料でガスタービンを駆動して発電し、排気を排ガスボイラに導いて、低圧蒸気あるいは温水として回収し、冷房・暖房・給湯需要をまかなうものである。ガスタービン発電の歴史は戦後に始まり、わが国でも近年、非常用発電機として普及が著しい。コジェネレーションシステムにガスタービンを用いる例は、米国では産業分野で多くみられ、蒸気を工場空調、プロセス蒸気に、あるいは排気を直接製品の乾燥に用いるなどの例がある。しかし、このガスタービンは発電効率が低く、排熱量に比べ電気出力が小さく熱電比（建物の熱需要÷建物の電力需要）の小さい民生用の建物にはあまり適さない。

### 4 排熱回収システム<sup>(4)</sup>

排熱は、ガス、蒸気、温水の3つの形態をとり、その質によって表付. 2に示す回収方法を考えられる。回収には、熱交換器、排熱利用の吸収式冷温水機、ヒートポンプなどが用いられ、蒸気、温水冷水に交換される。

排熱の有効利用率も向上してきている。ここでは、排熱の利用を目的とした吸収式冷温水機について述べる。

#### a. 低温水吸収式冷温水機<sup>(6)</sup>

冷水、温水を得ることができる単効用式の吸収式の冷凍機である。標準仕様では、冷水温度（入口13°C→出口8°C）、冷却水温度（入口30°C→出口38°C）、温水温度（入口85°C→出口80°C）である。

#### b. 排ガス吸収式冷温水機

冷水、温水の取り出し原理は低温水吸収式冷温水機と同様であり、再生器の加熱に排ガスを用いている。排ガスは低温水に比べて高品位なため、排ガス条件によっては二重効用式とすることが可能である。設計条件も低温水式に比べてゆるく、標準仕様で、冷水温度（12°C→7°C）、温水温度（55°C→60°C）、冷却水温度（32°C→37.5°C）である。

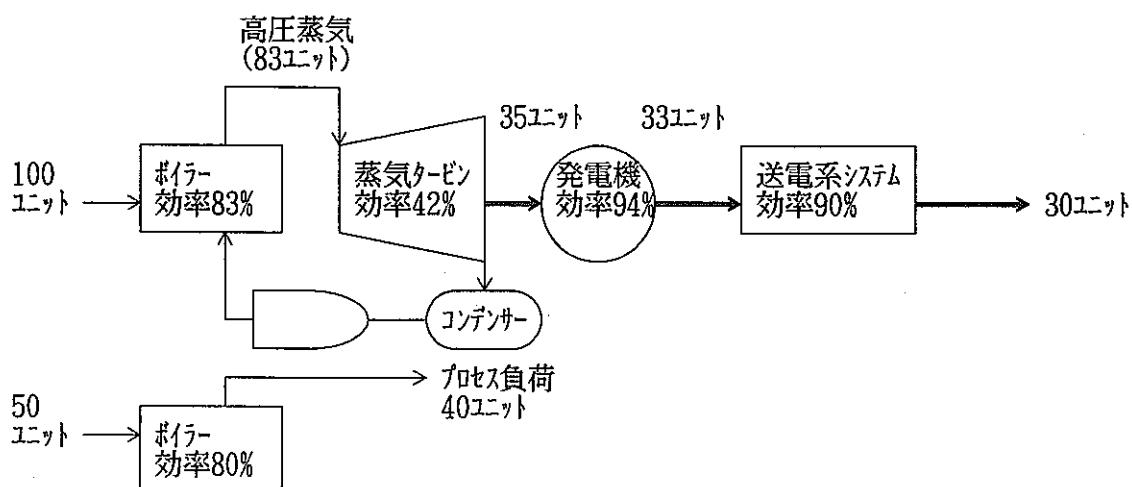
表付2.1 コジェネレーションシステムの主要構成機器  
Main components of cogeneration system

分類	構成機器	エネルギー形態
駆動システム	蒸気タービン ガスタービン ディーゼルエンジン ガスエンジン	高圧蒸気 — 動力 ガス・石油類 — 動力 石油類 — 動力 ガス — 動力
発電システム	発電機	動力 — 電力
熱回収システム	熱交換器 " " " 排温水吸收式冷凍機 排ガス吸收式冷凍機	温水 — 温水 温水 — 低圧蒸気 <sup>1)</sup> 排ガス — 温水 排ガス — 低圧蒸気 <sup>1)</sup> 温水 — 冷水, 温水 排ガス — 冷水, 温水
補助熱源システム	電動冷凍機 吸収式冷凍機 直だき吸収式冷凍機 ボイラ ヒートポンプ	電力 — 冷水 蒸気 — 冷水 ガス・石油類 — 冷水, 温水 ガス・石油類 — 温水, 蒸気 <sup>1)</sup> 電力 — 温水, 冷水

表付2.2 排熱回収方法

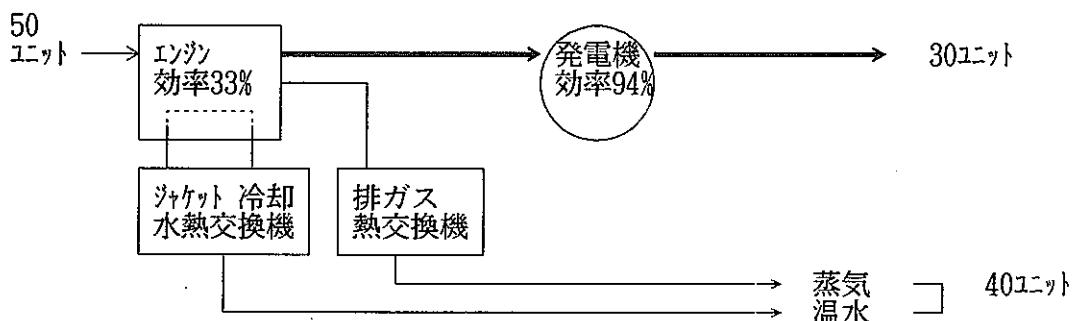
Recovering method of exhausted heat

利用方法	廃熱の種類	回 収 方 法
直接利用	高温廃ガス (400°C以上)	二重効用吸収冷温水機 ————— 冷水 温水
	低温廃ガス (300°C以上)	単効用吸収冷温水機 ————— 冷水 温水
	中圧廃蒸気 (4 kg/cm <sup>2</sup> G以上)	二重効用吸収冷凍機 ————— 冷水 温水
	低圧廃蒸気 (0.5 kg/cm <sup>2</sup> G以上)	単効用吸収冷凍機 ————— 冷水 温水
	低 温 水 (85°C)	単効用吸収冷凍機 ————— 冷水
	低 温 水 (60°C)	吸収式第一種ヒートポンプにより20~30°C 温水を昇温
間接利用	廃 ガ ス	廃熱蒸気ボイラ < 二重効用吸収冷凍機 ————— 冷水 温水
	廃 ガ ス	廃熱温水ボイラ ————— 単効用吸収冷凍機 ————— 冷水 (注) 温水温度は最低85°C



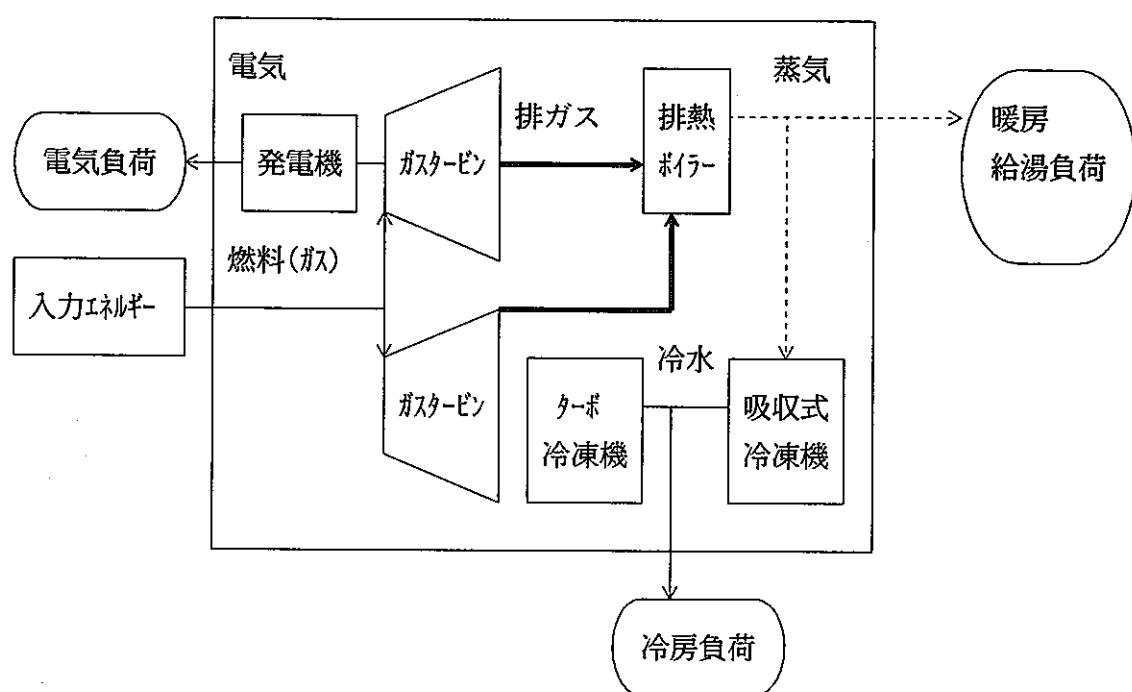
\* ボイラーエff率は規模の大小によって効率が異なることを考慮した。

### i ) 従来システム例



### i i ) コジェネレーションシステム

図付2. 1 従来システムとコジェネレーションのエネルギーflow  
Energy flow of usual and cogeneration systems



図付2. 2 ガスタービンシステム例  
Gas turbine system