

可搬型炉特性パラメータ解析計算

1998年6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下さい。

〒311-1393 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

Inquires 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, 311-1393, Japan

© 動力炉・核燃料開発事業団

(Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation) 1998

可搬型炉特性パラメータ解析計算

大坪 章*、小綿 泰樹*

要旨

動燃では宇宙・地上・深海高速炉システムの定常解析コードとしてSTEDFAST(Space, TErrestrial and Deep sea FAST reactor system)を開発している。これは、深海、宇宙及び地上でのコジェネレーション用の動力源として用いるガスタービン発電方式高速炉システムにつき、システムパラメータの最適値を得るためのものである。今回は本解析コードを使用してパラメータサーベイ計算を行って可搬型炉特性につき研究することとした。

深海炉については、40kWe のNaK 冷却型の炉をベースケースとして種々の変数を変化させて計算した。深海炉では設計上重要な要素である機器重量合計と廃熱のための耐圧殻上の必要表面積に着目した。前者については発電量及び耐圧殻材料が、後者については発電量、原子炉出入口温度、海水自然循環熱伝達係数等が特に影響の大きい変数であった。

宇宙炉については、40kWe のNa冷却型の炉をベースケースとして、コンプレッサ入口温度、原子炉出入口温度、タービン入口圧力を変化させて計算した。宇宙炉の重要特性である機器重量合計には、前2者の影響が大きかった。

地上炉についてはPb冷却の熱出力100MWtの炉をベースケースとして、コジェネレーション用の100 °Cの熱水を製造する熱交換器の伝熱管本数、コンプレッサ段数、1次系冷却材の種類を変化させて計算した。1次系冷却材をPbとNaの場合の比較では、密度がかなり異なるので当然のことであるが、1次系重量流量に関しては前者の場合後者の場合よりもずっと大きくなつた。その他については、特筆するほどの大きな特性の変化は無かつた。

* 大洗工学センター基盤技術開発部先進技術開発室

June, 1998

Parameter Analysis Calculation on Characteristics of
Portable FAST Reactor

Akira OTSUBO * , Yasuki KOWATA *

ABSTRACT

The analysis program code STEDFAST; Space, Terrestrial and Deep sea FAST reactor • gas turbine system; had been developed in PNC to get the best values of system parameters on fast reactor • gas turbine power generation systems used as power sources for deep sea, space and terrestrial cogeneration. In this report, we performed a parameter survey analysis by using the code to study characteristics of the systems.

Concerning the deep sea fast reactor • gas turbine system, caculations with many variable parameters were performed on the base case of a NaK cooled reactor of 40kWe. We aimed at total equipment weight and surface area necessary to remove heat from the system as important values of the characteristics of the system. Electric generation power and the material of a pressure hull were specially influential for the weight. The electric generation power, reactor outlet/inlet temperatures, a natural convection heat transfer coefficient of sea water were specially influential for the area.

Concerning the space reactor • gas turbine system, the caculations with the variable parameters of compressor inlet temperature, reactor outlet/inlet

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

temperatures and turbine inlet pressure were performed on the base case of a Na cooled reactor of 40kWe. The first and the second variable parameters were influential for the total equipment weight of the important characteristic of the system.

Concerning the terrestrial fast reactor · gas turbine system, the caculations with the variable parameters of heat transferred pipe number in a heat exchanger to produce hot water of 100 °C for cogeneration, compressor stage number and the kind of primary coolant material were performed on the base case of a Pb cooled reactor of 100MWt. In the comparison of calculational results for Pb and Na of primary coolant material, the primary coolant weight flow rate was naturally large for the former case compared with for the latter case because density is very different between them. No large difference of the characteristics was found except the weight flow rate.

目 次

1 はじめに	1
2 深海炉用計算	2
2. 1 システム概念	2
2. 2 ブレイトンサイクル関連データ	2
2. 3 ベースケース	3
2. 4 パラメータサーバイ	5
3 宇宙炉用計算	27
3. 1 システム概念	27
3. 2 ベースケース	27
3. 3 パラメータサーバイ	28
4 地上炉用計算	41
4. 1 システム概念	41
4. 2 計算結果	41
5 議論	49
6 おわりに	52
参考文献	53

表リスト

表2.1	深海炉ベースケース入力（ケースA）	9
表2.2	深海炉ベースケース出力（ケースA）	10
表2.3	深海炉ベースケース入力（ケースB）	11
表2.4	深海炉ベースケース出力（ケースB）	12
表2.5	コンプレッサ入口温度変化計算結果（深海炉）	13
表2.6	発電量変化計算結果（深海炉）	14
表2.7	原子炉出入口温度変化計算結果（深海炉）	15
表2.8	海水温度変化計算結果（深海炉）	16
表2.9	自然循環熱伝達率変化計算結果（深海炉）	17
表2.10	フィン熱伝達向上係数変化計算結果（深海炉）	18
表2.11	ガス流路高さ変化計算結果（深海炉）	19
表2.12	ガス平均流速変化計算結果（深海炉）	20
表2.13	設計深度変化計算結果（深海炉）	21
表2.14	耐圧殻材料変化計算結果（深海炉）	22
表2.15	タービン入口圧力変化計算結果（深海炉）	23
表3.1	宇宙炉ベースケース入力（ケースA）	31
表3.2	宇宙炉ベースケース出力（ケースA）	32
表3.3	宇宙炉ベースケース入力（ケースB）	33
表3.4	宇宙炉ベースケース出力（ケースB）	34
表3.5	コンプレッサ入口温度変化計算結果（宇宙炉）	35
表3.6	原子炉出入口温度変化計算結果（宇宙炉）	36
表3.7	タービン入口圧力変化計算結果（宇宙炉）	37
表4.1	地上炉ベースケース入力	43
表4.2	伝熱管本数変化計算結果（地上炉）	44
表4.3	コンプレッサ段数変化計算結果（地上炉）	45
表4.4	1次冷却材種類変化計算結果（地上炉）	46

表 4.5 原子炉出入口温度变化計算結果（地上炉） 47

表 5.1 深海炉重量検討表 51

図リスト

図 2.1 可搬型炉（深海炉）	24
図 2.2 コンプレッサ入口温度変化計算結果（深海炉）	25
図 2.3 自然循環熱伝達率変化計算結果（深海炉）	26
図 3.1 可搬型炉（宇宙炉） システム系統図	38
図 3.2 コンプレッサ入口温度変化計算結果（宇宙炉）	39
図 3.3 原子炉出口温度変化計算結果（宇宙炉）	40
図 4.1 可搬型炉（地上炉） システム系統図	48

1 はじめに

解析コードSTEDFAST(Space, TErestrial and Deep sea FAST reactor system)¹⁾は可搬型炉、即ち深海、宇宙及び地上コジェネレーション用の動力源として用いるガスタービン発電方式高速炉システムにつき、システムパラメータの最適値を得るための定常解析を行うものである。本解析コードについては、その使用法につき既に動燃報告書¹⁾を作成した。そしてその中で既にある程度の数のサンプル計算を実施した。

今回はより良く可搬型炉の特性を理解する目的で、このサンプル計算の数を増やし、新たにパラメータサーベイ計算を実施することとした。本報告書ではこのパラメータサーベイ計算結果について報告する。

2 深海炉用計算

2. 1 システム概念

可搬型炉（深海高速炉）のシステム概念を図2. 1に示す。システム全体は、深海の高圧状態に耐えるように、耐圧殻の中に設置されている。原子炉を含む一次系は耐圧殻内部空間の下方に位置し、 $H_e - X_e$ 混合ガスを使用したガスタービン発電システムからなる2次系は上方に位置する。システムからの廃熱は耐圧殻の内側表面に設けられた冷却器（図2. 1ではガス放熱バス）から耐圧殻の中を熱伝導で伝わったのち、海水中に海水の自然循環で伝わる。

次に深海高速炉の概念検討の現状について図2. 1を参照しつつ少し説明する。深海高速炉の輸送及び海底への設置の容易性の点から深海高速炉の概念検討で最も重要なのは、システム全体の寸法及び重量だということになる。寸法はこのシステムの一番外側の機器である耐圧殻の寸法と同じである。重量については、後に示す2. 3節のベースケースの計算結果から明らかになることであるが、耐圧殻の部分の重量が最も大きな部分を占めている。

耐圧殻の寸法は2次系の1体型のガスタービン・発電機・コンプレッサ部分（TAC）を4体組み合わせたときの寸法によって決定される。単品のTACの大きさについては米国の製造メーカの情報をもとに寸法を推測した。

以上が現在の状況ではあるが、後に2. 4節で行うパラメータサーベイ計算では、耐圧殻の部分の寸法と重量、及びそれに密接に関係する耐圧殻表面のうちシステムからの廃熱に利用される必要伝熱面積、更に本システムの発電装置としての最も重要な効率を示すシステム熱効率に特に着目して実施することとした。

2. 2 ブレイトンサイクル関連データ

前節で説明したように本システムでは発電系として、密閉ブレイトンサイクルを用いている。解析コードSTEDFASTを用いて計算を行うには、この密閉ブレイトンサイクルに関連するデータが必要であるが、残念ながら我々は独自のデータを持っていない。そこでここでは、仏国において宇宙炉用に設計研究が実施されたERATO計画のうちの、一次系に炉心出口温度が680°C以下のNa或いはNaK冷却炉を用いた場合の二次系の密閉ブレイトンサイクルのデータを用いることとした。ここでは次の二つのケースを採用することとした。

	[ケース A] ²⁾	[ケース B] ³⁾
タービン断熱効率	0.886	0.888
レキュパレータ温度効率	0.842	0.843
発電機効率	0.890	0.859
コンプレッサ断熱効率	0.838	0.850
コンプレッサ圧縮比	2.06	1.95

2. 3 ベースケース

前節の [ケース A]²⁾ の密閉ブレイトンサイクル関連データを用いて作成したベースケースの入力を、表2. 1に示す。この表で頭に○印のついた項目は次節でパラメータサーベイ計算に用いたものである。ここではベースケースとして選んだ値の意味について説明する。

- (1) 1次冷却材の種類については、約2°Cの深海の温度でも固化せず、又沸点が約750 °C (1気圧下) と高いということで、NaKを選んだ。
- (2) 電気出力については、海洋観測用に現在要望されている電源容量が50kWe程度であること、米国で販売している発電機が1基10kWeであること及び発電機の設計上の配置を考慮して、40kWeとした。
- (3) 原子炉出口温度は、原子炉容器の材質にSUSを用いるとして650 °C以下にする必要があること、NaKによるSUSの腐食を考えると低温側が有利であること、発電機の熱効率の点からは高温側が有利であること、更に現在の高速増殖炉の原子炉出口温度は600 °Cに達していないこと等を考慮した上で600 °Cとした。原子炉入口温度は、原子炉出口温度より100 °C低く設定した。
- (4) 1次系熱伝達効率は、炉心で発生した熱量が全て2次系に伝わるとして1.0とした。1次系ループ数は、深海炉概念検討を始めるときに参考とした宇宙炉の設計⁴⁾にならって1とした。2次系ループ数は1基10kWeの発電機で40kWe発電するとして4とした。尚1次系は破損してもNaKが外部に漏洩しないように2重配管構造になっている。
- (5) He-Xeモル分率については、報告文献^{2) 3)}を参考に、代表値としてXeを40%と選定した。ここで、2次系にHe-Xeガスを用いるのは次の理由による。即ち、Heは熱伝導率が大きいので熱伝達能力に優れているが、分子量が小さいのでタービンを回すのには向いていない。そこでこの小さい分子量を補う意味で熱伝達能力には優っていないXeを用いている。
- (6) タービン入口温度は、技術的判断で原子炉出口温度より15°C低く設定した。

- (7) タービン入口圧力は、文献調査の結果、 $10\text{kg}/\text{cm}^2$ を選定した。
- (8) コンプレッサ圧縮比／段数からシステム圧力損失効率は、米国のメーカのパンフレットから選定した値である。
- (9) 機器重量評価式としては、解析コードSTEDFAST¹⁾には米国式と仏国式の2つの評価式が用意されている。本報告書では、ベースケースには米国式を採用して計算した。
ここで米国式というのは米国の文献²⁾で紹介されているものであり、仏国式というのは仏国ERATO計画のデータを基に作成したものである。
- (10) 耐圧殻材料としては、重量が軽いとして近年良く海洋研究に用いられているチタン合金を採用した。深海炉設計では耐圧殻は海水中への放熱のための冷却器の伝熱板として用いているため、チタン合金よりも熱伝導率の大きい10%Ni鋼の方が望ましいこともある。しかし10%Ni鋼では、海水による腐食対策が必要になることがあるので、ここではベースケースには、チタン合金を選んだ。
- (11) 深海炉を設置する海底の深度については、深海1号炉についてはなるべく技術的に難しくならないように、出来るだけ浅い場所にしたいという考え方と、あまり狭い領域に限定しないという考え方から、太平洋の海底のほぼ半分が設置可能となる3,500mとした。
- (12) 海水温度は深海底の代表的な温度とされている2°Cとした。赤道付近の海底ではこれよりも高くなるが、それはパラメータサーベイ計算で検討することとした。
- (13) 冷却器のガス流路高さ及び冷却器内のガス平均流速については、今までの経験に基づいたいわゆる技術的判断で選んだ。
- (14) 放射線遮蔽材としては比重の小さいLiHを選んだ。LiHは水と接触すると化学反応で水素を分離するが、ここではLiHの表面を薄い金属板で覆っておけば水との接触は避けられると考えた。この考えが実際に耐圧殻からの海水漏洩という仮想事故時の高圧状態でも成立するかどうかは、将来確認する必要がある。
- (15) 海水側熱伝達率については、参考文献4)のTABLE 13.1-1で液体の自然循環の熱伝達率が $100\text{-}600 \text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ となっていたので、その中間的な値を選定した。フィンによる熱伝達向上係数についても同じ文献を参考に簡単な計算をして選定した。

表2. 2には、表2. 1のベースケース入力を用いた計算結果を示す。システム熱効率は18.3%で、炉の熱出力は219kWtとなった。耐圧殻の内径は2.92mとなった。この値は深海炉システムの電気出力で決まる値である。深海炉システムの総重量は26.6tである。この総重量の内訳のうち主なものは、耐圧殻が18.9tで遮蔽が6.65tである。この両者で25.55tとなり、総重量の約96.4%を占める。深海炉システムから周囲の海水中への放熱のために必要な、耐圧殻表面の伝熱面積は26.2m²となった。設計上伝熱面積として利用可能な表面積は53.6m²なので、十分に余裕がある。

また、前節の〔ケース B〕³⁾のデータを用いたベースケースの入力を、表2. 3に示す。この表で○印のついた項目は次節でパラメータサーベイ計算に用いたものである。表2. 4には、〔ケース B〕³⁾のデータを採用した表2. 3のベースケース入力を用いた計算結果を示す。

表2. 2と表2. 4を比較すると、密閉ブレイトンサイクルの機器即ち、タービン・コンプレッサ・発電機の発電効率を示すサイクル熱効率は20.5%と21.7%と1.2%の差が出たが、システム全体の発電効率を示すシステム熱効率は18.3%と18.6%と差が0.3%と小さくなる。更にシステムからの廃熱に必要な耐圧殻上の必要表面積になると、26.2m²と26.0m²と殆ど差がなくなる。従って本報告書では、密閉ブレイトンサイクル関連データの差は余り大きなものではないという立場で次節のパラメータサーベイ計算を行うこととする。

2. 4 パラメータサーベイ計算

表2. 1及び表2. 3の各項目のうち○印のついた項目につきパラメータサーベイ計算を行う。パラメータサーベイ計算を行うにあたっては、各パラメータの影響を調べ、その結果最適設計値を見出すことが目的となる。計算結果は表2. 5～表2. 15に示す。また表2. 3を入力とした計算結果は()内に表している。

(1) コンプレッサ入口温度

コンプレッサ入口温度を25°Cから75°Cまで変化させて計算した。表2. 5に主な項目についてのコンプレッサ入口温度40、50、60、70°Cでの計算結果を示す。コンプレッサ入口温度が高くなるにつれて、サイクル熱効率及びシステム熱効率とも減少し、そのため同じ40kWeを発電するために必要な原子炉熱出力が大きくなる。1次系及び2次系冷却材流量は原子炉熱出力の大きさに対応して大きくなる。

耐圧殻内径が2.92mと同じなので機器重量合計もほぼ同じとなる。コンプレッサ入口温度が70°Cで機器重量合計がほんの少し大きいのは、2次系の配管部分及び1次系と2次系の間の熱交換器の部分の重量が、少し大きくなるためである。

図2. 2にはコンプレッサ入口温度と必要伝熱面積及びシステム熱効率の関係を示す。システム熱効率はコンプレッサ入口温度が小さいほど大きな値となり、コンプレッサ入口温度の25°Cから75°Cまでの変化に対して、21.8%から17.6%まで変化する。一方、必要伝熱面積はコンプレッサ入口温度が55°Cのときに最小値26.2m²となる。設計では伝熱面積として利用できる面積は53.6m²であるので十分に余裕がある。この必要伝熱面積は主に熱効率で決まるシステムからの廃熱量と、耐圧殻内面に設けられた冷却器内のガス温度と海水温度との間の温度差によって決定されるため、コンプレッサ入口温度が55°Cのときに最小

値を示す。

(2) 発電量

発電量を20, 30, 40, 50kWeと変化させたときの計算結果を表2. 6に示す。システム熱効率は18.3%で同一である。発電量が増大するにつれてTACの寸法が大きくなるため、耐圧殻内径も大きくなり、機器重量も増大する。50 kWeの場合は37.4tで、20kWeの場合の9.37tの約4倍である。

必要表面積はいずれの発電量の場合も設計表面積よりずっと小さく、システムからの廃熱設計の問題点はない。

(4) 原子炉出入口温度

計算結果を表2. 7に示す。原子炉出口温度を550, 600, 650 °Cと変化させた。650 °Cというのは、原子炉容器材料のSUSの使用最高温度として設定したものである。原子炉入口温度は各々のケースについてこの温度より100 °C低い温度とした。またタービン入口温度は原子炉出口温度より15°C低く設定した。

原子炉出口温度が550 °Cから650 °Cへと上昇するにつれて、サイクル熱効率及びシステム熱効率が大きくなり、炉熱出力が大きくなる。1次系及び2次系冷却材流量は原子炉熱出力が大きくのに対応して大きくなる。

必要表面積はいずれの発電量の場合も設計表面積よりずっと小さく、システムからの廃熱設計の問題点はない。

(5) 海水温度

耐圧殻周辺の海水は自然循環によりシステムからの廃熱を除去する。従って海水温度が高くなれば廃熱除去の効率が悪くなる。ここでは海水温度を2, 10, 15, 20°Cと変化させて計算した。2 °Cはベースケースであるが、よく深海の海水温度の代表値として用いられる値である。20°Cは赤道近くの海底の夏の温度として選んだものである。中間値として10, 15 °Cを選んだ。

計算結果を表2. 8に示す。表2. 2のベースケースの計算結果と異なるのは、耐圧殻表面の廃熱に必要な表面積のみである。いずれの場合も必要表面積は設計表面積より小さいが、設計表面積のうち廃熱に使用できる表面積を一応の目安として70%とするとその面積は37.52m²となり、海水温度が20°Cの場合の33.0m²では約10%ぐらいの余裕しか無いことになる。

(6) 自然循環熱伝達率

耐圧殻周辺の海水の自然循環熱伝達率を $100\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ から $500\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ まで変化させて計算した。これは上記(5)と同様、耐圧殻表面上の廃熱に必要な表面積について調べるものである。計算結果を表2. 9と図2. 3に示す。いずれのケースも必要表面積は、設計表面積のうち廃熱に使用できる表面積の目安の、 37.52m^2 より小さな値となった。しかし $100\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ の場合は必要表面積は 37.0m^2 となり、ほとんど余裕が無い状態である。この自然循環熱伝達率は、実際に試験装置を作成し、試験により決定する必要がある。

尚、図2. 1の深海炉は構造を簡単にするために、耐圧殻表面を海水の自然循環で冷却しているが、この耐圧殻の下方に海水を流動させる小型の電磁ポンプを設置する構造にすれば、耐圧殻を海水の強制循環で冷却することになり、廃熱能力は飛躍的に向上し、ここで述べた必要表面積に関する問題は無くなる。

(7) フィン熱伝達率向上係数

フィン熱伝達率向上係数とは、耐圧殻内面の冷却器部分にフィンを取り付けられたことによる、2次系ガスの強制熱伝達率の向上係数である。これを1.0から1.6まで変化させて計算した。その結果を表2. 10に示す。耐圧殻表面上の廃熱に必要な表面積は 28.0m^2 から 25.8m^2 まで変化したが、特に大きな変化はなかった。

(8) ガス流路高さ

2次系ガス流路の高さを変化させて計算した。高さの値を小さくするとガス速度が大きくなり、ガスから耐圧殻内面への熱伝達率が向上し、耐圧殻表面上の廃熱に必要な表面積が小さくなる。計算結果を表2. 11に示す。高さの値が 0.005m (5mm)から 0.025m (2.5cm)へ変化したときに、必要表面積は 25.4m^2 から 26.7m^2 まで約5%大きくなるだけである。

(9) ガス平均流速

2次系ガス平均流速を変化させて計算した。ガス平均流速を大きくすると、ガスから耐圧殻内面への熱伝達率が向上し、耐圧殻表面上の廃熱に必要な表面積が小さくなる。計算結果を表2. 12に示す。ガス平均流速が 15m/s から 35m/s へ変化したときに、必要表面積は 28.4m^2 から 25.3m^2 まで約11%小さくなるだけである。

(10) 設計深度

本システムの設計深度を $2,000\text{m}$ から $5,000\text{m}$ まで変化させて計算した。計算結果は表2. 13の通りである。設計深度を深くすると、耐圧殻にかかる外圧が増大するため、耐圧殻の厚さを大きくする必要がある。そのため、機器重量合計が大きくなるとともに、耐圧殻

表面上の廃熱に必要な表面積も大きくなる。計算結果を表2. 1 3に示す。5,000m³では、機器重量合計は約30t になる。

(11) 耐圧殻材料

耐圧殻材料を変えた場合の主要項目計算結果は表2. 1 4の通りである。10%Ni鋼の場合、チタン合金に比べて強度がやや大きいため、耐圧殻の板厚は小さくなるものの、比重量が大きいため耐圧殻重量は大きくなる。

一方、本システムからの廃熱に必要な表面積は、10%Ni鋼の方がずっと小さくなる。これは、10%Ni鋼の方が板厚が小さいのに加えて、熱伝導率が、チタン合金7.74kcal/m hKに対して10%Ni鋼25.7kcal/mhKとずっと大きいためである。10%Ni鋼の場合には、設計表面積のうち廃熱に使用できる表面積の目安の37.52m² は、必要表面積の約3倍なので、廃熱の面だけから考えると10%Ni鋼の場合には、本システムで40kWe の約3倍の120kWeの発電システムとしての設計が可能である。

(12) タービン入口圧力

計算結果は表2. 1 5の通りである。タービン入口圧力を増加させた場合、サイクル熱効率は少し減少している。これは混合ガスの比熱の圧力依存性によるものと考えられる。このサイクル熱効率の変化の影響は、廃熱に必要な表面積には殆ど関係しないほどの小さいものである。

実際の設計上の問題について考えると、ガス圧力を大きくすると、システム圧損率が同じ場合ガス系の配管・機器等の寸法を、ガス圧力が小さい場合より小さくすることが出来る。よって耐圧殻内の機器の配置上、有利な点が出てくる可能性がある。

表2. 1 深海炉ベースケース入力(ケースA)
Input for deep sea reactor base case (case A)

項目名称	値
プラントタイプ	深海炉
1次冷却材の種類	NaK(Na;0.22, K;0.78)
○ 原子炉熱出力(又は電気出力)	電気出力;40 kW _e
○ 原子炉出入口温度	出口;600 °C, 入口;500 °C
1次系熱伝達効率	1. 0
1次系／2次系ループ数	1／4
H e-X e モル分率	X e ; 40%
○ タービン入口温度	585 °C
○ コンプレッサ入口温度	50 °C
○ タービン入口圧力	10 kg/cm ²
コンプレッサ圧縮比／段数	2.06/ 1段
発電機効率	0.890
タービン断熱効率	0.886
コンプレッサ断熱効率	0.838
レキュパレータ温度効率	0.842
システム圧力損失効率	$\chi_{P1}:0.03, \chi_{P2}:0, \chi_{P3}:0.03$
機器重量評価式	米国式
○ 耐圧殻材料(耐圧殻熱伝導率)	チタン合金(7.7382kcal/m ² h °C)
○ 設計深度	3,500 m
○ 海水温度	2 °C
○ ガス流路高さ	0.015 m
○ ガス平均流速	25 m/s
放射線遮蔽材	LiH
○ 海水側熱伝達率	300 kcal/m ² h°C (自然循環)
○ フィンによる熱伝達向上係数	1.4

○印はパラメータサーベイ計算を行うもの。

表2.2 深海炉ベースケース出力(ケースA)
Output for deep sea reactor base case (case A)

項目	値	項目	値
炉 熱出力	219 kWt	サイクル熱効率	20.5 %
入／出口温度	500/600 °C	システム熱効率	18.3 %
流量	8,960 kg/h	機器重量 炉	0.382 t
Xe モル分率	0.4	遮蔽	6.65 t
2次系流量	2,540 kg/h	ブレントサイクル	0.575 t
IHX熱伝達量	219 kWt	IHX	0.049 t
タービン 入／出口温度	585/409 °C	合計	26.6 t
入／出口圧力	10/5.16 kg/cm ²	TAC 直径	0.508 m
コンプレッサ 入／出口温度	50/178 °C	長さ	0.914 m
入／出口圧力	5/10.3 kg/cm ²	耐圧殻 内径	2.92 m
ジェネレータ 出力	50.7 kWt	耐圧殻 厚さ	80.4 mm
低／高温側出口温度	373/215 °C	必要表面積	26.2 m ²
ブローラ 出力	43 kWt	設計表面積	53.6 m ²
入／出口温度	215/50 °C	伝熱面積	26.3 m ²
伝熱面積			

注) TAC : 1体型のタービン・発電機・コンプレッサ

表2. 3 深海炉ベースケース入力(ケースB)
Input for deep sea reactor base case (case B)

項目名称	値
プラントタイプ	深海炉
1次冷却材の種類	NaK(Na;0.22, K;0.78)
原子炉熱出力(又は電気出力)	電気出力;40 kW _e
○ 原子炉出入口温度	出口;600 °C, 入口;500 °C
1次系熱伝達効率	1. 0
1次系／2次系ループ数	1／4
H e-X e モル分率	X e ; 40%
○ タービン入口温度	585 °C
○ コンプレッサ入口温度	50 °C
○ タービン入口圧力	10 kg/cm ²
コンプレッサ圧縮比／段数	1.95/ 1段
発電機効率	0.859
タービン断熱効率	0.888
コンプレッサ断熱効率	0.850
レキュパレータ温度効率	0.843
システム圧力損失効率	$\chi_{P1}:0.03, \chi_{P2}:0, \chi_{P3}:0.03$
機器重量評価式	米国式
耐圧殻材料(耐圧殻熱伝導率)	チタン合金(7.7382kcal/m ² h °C)
○ 設計深度	3,500 m
○ 海水温度	2 °C
ガス流路高さ	0.015 m
ガス平均流速	25 m/s
放射線遮蔽材	LiH
海水側熱伝達率	300 kcal/m ² h°C (自然循環)
フィンによる熱伝達向上係数	1.4

○印はパラメータサーベイ計算を行うもの。

表2. 4 深海炉ベースケース出力(ケースB)
Output for deep sea reactor base case (case B)

項目	値	項目	値
炉 热出力	215 kWt	サイクル热効率	21.7 %
入／出口温度	500/600 °C	システム热効率	18.6 %
流量	8,790 kg/h	機器重量 炉	0.382 t
Xe モル分率	0.4	遮蔽	6.65 t
2次系流量	2,600 kg/h	ブリトサイクル	0.572 t
IHX熱伝達量	215 kWt	耐圧殻	18.9 t
タービン 入／出口温度	585/422 °C	IHX	0.048 t
入／出口圧力	10/5.45 kg/cm ²	合計	26.6 t
コンプレッサ 入／出口温度	50/166 °C	TAC 直径	0.508 m
入／出口圧力	5.29/10.3 kg/cm ²	長さ	0.914 m
キューラー 出力	57.6 kWt	耐圧殻 内径	2.92 m
低／高温側出口温度	381/206 °C	厚さ	80.4 mm
ブローラー 出力	41.7 kWt	必要表面積	26.0 m ²
入／出口温度	206/50 °C	設計表面積	53.6 m ²
伝熱面積	26.0 m ²		

注) T A C : 1体型のタービン・発電機・コンプレッサ

表 2. 5 コンプレッサ入口温度変化計算結果(深海炉)

Calculational result in the variable parameter case of compressor inlet
temperature (deep sea reactor)

コンプレッサ入口温度°C	4 0	5 0 ベースケース	6 0	7 0
炉熱出力 kW t	203(201)	219(215)	238(231)	261(250)
一次系流量 kg/h	8310(8230)	8960(8790)	9740(9450)	10700(10200)
二次系流量 kg/h	2330(2410)	2540(2600)	2790(2830)	3090(3090)
サイクル熱効率 %	22.1(23.2)	20.5(21.7)	18.9(20.2)	17.2(18.6)
システム熱効率 %	19.7(19.9)	18.3(18.6)	16.8(17.3)	15.3(16.0)
機器重量 合計 t	26.6(26.6)	26.6(26.6)	26.6(26.6)	26.7(26.6)
耐圧殻内径 m	2.92(2.92)	2.92(2.92)	2.92(2.92)	2.92(2.92)
必要表面積 m ²	26.9(26.9)	26.3(26.0)	26.3(25.6)	26.3(25.8)
設計表面積 m ²	53.6(53.6)	53.6(53.6)	53.6(53.6)	53.6(53.6)

注) 上表で入力値ケースAに対する出力は()の前に、入力値ケースBに対する出力
は()の中に示す。

表 2. 6 発電量変化計算結果 (深海炉)

Calculational result in the variable parameter case of electric power
(deep sea reactor)

発電量 kW	20	30	40 ベースケース	50
システム熱効率 %	18.3	18.3	18.3	18.3
TAC直径 m	0.344	0.433	0.508	0.574
TAC長さ m	0.633	0.786	0.914	1.03
耐圧殻 内径 m	2.02	2.51	2.92	3.28
機器重量 合計 t	9.37	17.2	26.6	37.4
必要表面積 m ²	10.6	18.0	26.3	35.4
設計表面積 m ²	25.7	39.6	53.6	67.7

表2. 7 原子炉出入口温度計算結果(深海炉)

Calculational result in the variable parameters case of reactor outlet
and inlet temperatures (deep sea reactor)

原子炉出／入口温度 °C	550／ 450	600／ 500 △-△-△	650／ 550
炉熱出力 kW t	263	219(215)	191(191)
一次系流量 kg/h	10800	8960(8790)	7830(7810)
二次系流量 kg/h	3310	2540(2600)	2060(2140)
サイクル熱効率 %	17.1	20.5(21.7)	23.5(24.4)
システム熱効率 %	15.2	18.3(18.6)	20.9(21.0)
機器重量 合計 t	26.6	26.6(26.6)	26.6(26.6)
耐圧殻内径 m	2.92	2.92(2.92)	2.92(2.92)
必要表面積 m ²	33.6	26.3(26.0)	21.7(21.8)
設計表面積 m ²	53.6	53.6(53.6)	53.6(53.6)

注) 上表で入力値ケースAに対する出力は()の前に、入力値ケースB
に対する出力は()の中に示す。

表2. 8 海水温度変化計算結果(深海炉)

Calculational result in the variable parameter case of sea water
temperature (deep sea reactor)

海水温度°C ベース	2	10	15	20
耐圧殻内径 m	2.92(2.92)	2. 9 2	2. 9 2	2.92(2.92)
必要表面積 m ²	26.3(26.0)	2 8 . 8	3 0 . 7	33.0(32.7)
設計表面積 m ²	53.6(53.6)	5 3 . 6	5 3 . 6	53.6(53.6)

注) 上表で入力値ケースAに対する出力は()の前に、入力値ケースBに対する出力
は()の中に示す。

表 2. 9 自然循環熱伝達率変化計算結果

(深海炉)

Calculational result in the variable parameter case of natural convection thermal transfer coefficient (deep sea reactor)

熱伝達率 kcal/m ² h °C	1 0 0	2 0 0	3 0 0 ペ-スケ-ス	4 0 0	5 0 0
耐圧殻内径 m	2. 9 2	2. 9 2	2. 9 2	2. 9 2	2. 9 2
必要表面積 m ²	3 7. 0	2 9. 0	2 6. 3	2 4. 9	2 4. 1
設計表面積 m ²	5 3. 6	5 3. 6	5 3. 6	5 3. 6	5 3. 6

表2. 10 フィン熱伝達向上係数変化計算

結果(深海炉)

Calculational result in the variable parameter case of fin
thermal transfer improvement coefficient (deep sea reactor)

フィン熱伝達 向上係数	1. 0	1. 2	1. 4 ベースケース	1. 6
耐圧殻内径 m	2. 92	2. 92	2. 92	2. 92
必要表面積 m ²	28. 0	27. 0	26. 3	25. 8
設計表面積 m ²	53. 6	53. 6	53. 6	53. 6

表2. 1 1 ガス流路高さ変化計算結果(深海炉)

Calculational result in the variable parameter case of gas flowing path height (deep sea reactor)

ガス流路高さ m	0. 0 0 5	0. 0 1 0	0. 0 1 5 ペ-ケ-ス	0. 0 2 0	0. 0 2 5
耐圧殻内径 m	2. 9 2	2. 9 2	2. 9 2	2. 9 2	2. 9 2
必要表面積 m ²	2 5. 4	2 6. 0	2 6. 3	2 6. 5	2 6. 7
設計表面積 m ²	5 3. 6	5 3. 6	5 3. 6	5 3. 6	5 3. 6

表2. 1 2 ガス平均流速変化計算結果 (深海炉)

Calculational result in the case variable parameter of gas
average flow velocity (deep sea reactor)

ガス平均流速 m/s	1.5	2.0	2.5 ペースケ-ズ	3.0	3.5
耐圧殻内径 m	2.92	2.92	2.92	2.92	2.92
必要表面積 m ²	28.4	27.1	26.3	25.7	25.3
設計表面積 m ²	53.6	53.6	53.6	53.6	53.6

表 2. 1 3 設計深度変化計算結果(深海炉)

Calculational result in the variable parameter case of
design water depth (deep sea reactor)

設計深度 m	2 0 0 0	3 5 0 0 ベーベルス	5 0 0 0
耐圧殻内径 m	2. 9 2	2.92(2.92)	2.92(2.92)
耐圧殻厚さ mm	6 0. 7	80.4(80.4)	96.0(96.0)
必要表面積 m ²	2 2. 2	26.3(26.0)	29.5(29.2)
設計表面積 m ²	5 3. 6	53.6(53.6)	53.6(53.6)
機器重量合計 t	2 2. 0	26.6(26.6)	30.3(30.3)

注) 上表で入力値ケースAに対する出力は()の前に、

入力値ケースBに対する出力は()の中に示す。

表 2. 1 4 耐圧殻材料変化計算結果(深海炉)

Calculational result in the case of changing pressure hull material
(deep sea reactor)

耐圧殻材料	チタン合金 ベースケース	10%Ni 鋼
耐圧殻内径 m	2. 92	2. 92
耐圧殻厚さ mm	80. 4	53. 6
必要表面積 m ²	26. 3	13. 0
設計表面積 m ²	53. 6	53. 6
耐圧殻重量 t	18. 9	22. 7
機器重量合計 t	26. 6	30. 3

表 2. 1 5 タービン入口圧力変化計算結果(深海炉)

Calculational result in the variable parameter case of
turbine inlet pressure (deep sea reactor)

タービン 入口圧力 kg/cm ²	8	10 ベヌカス	12
炉熱出力 kW t	215	219	223
二次系流量 kg/h	2490	2540	2590
サイクル熱効率 %	21.0	20.5	20.1
システム熱効率 %	18.6	18.3	17.9
耐圧殻内径 m	2.92	2.92	2.92
必要表面積 m ²	26.5	26.3	26.3
設計表面積 m ²	53.6	53.6	53.6

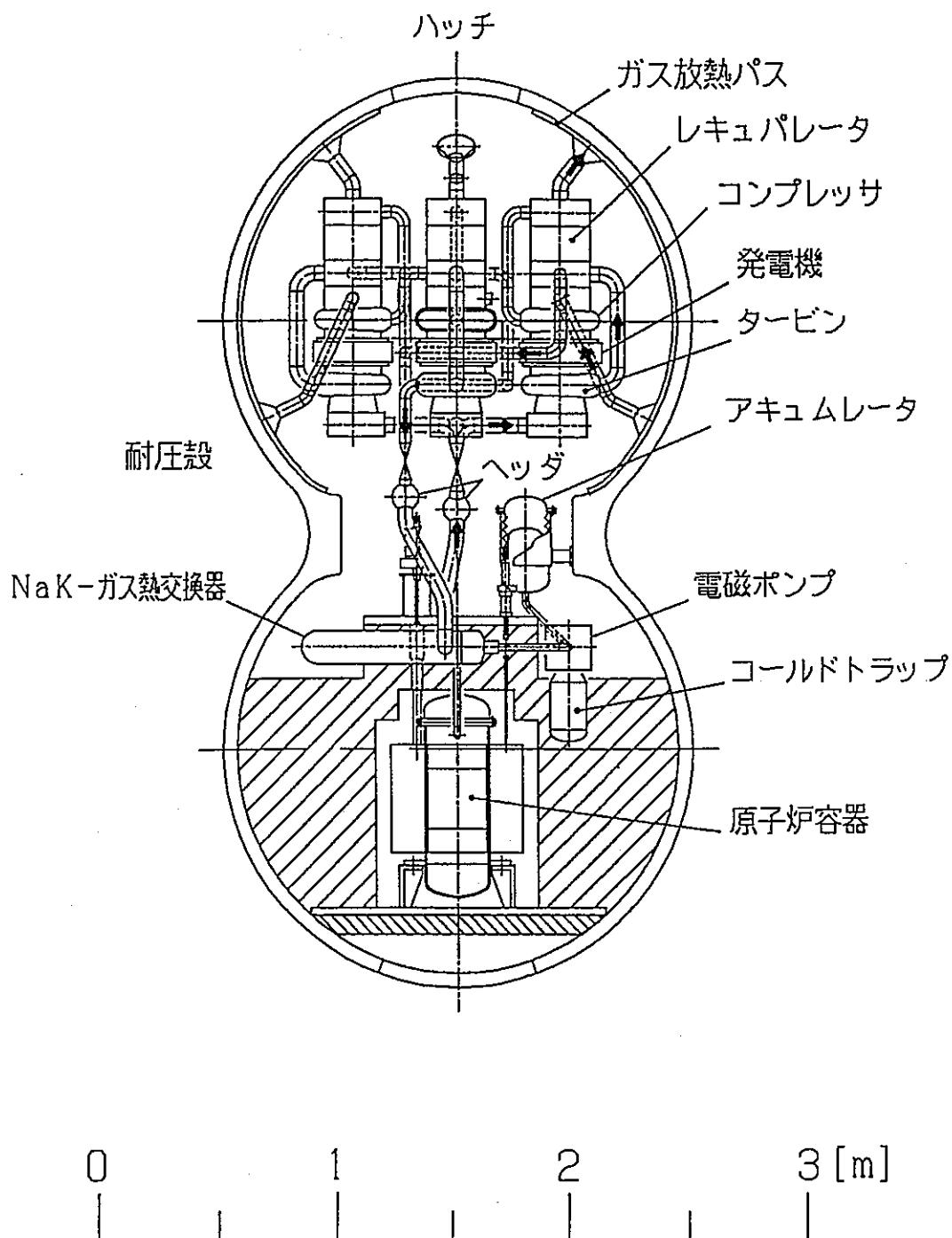


図2. 1 可搬型炉 (深海炉)

A portable reactor (deep sea reactor)

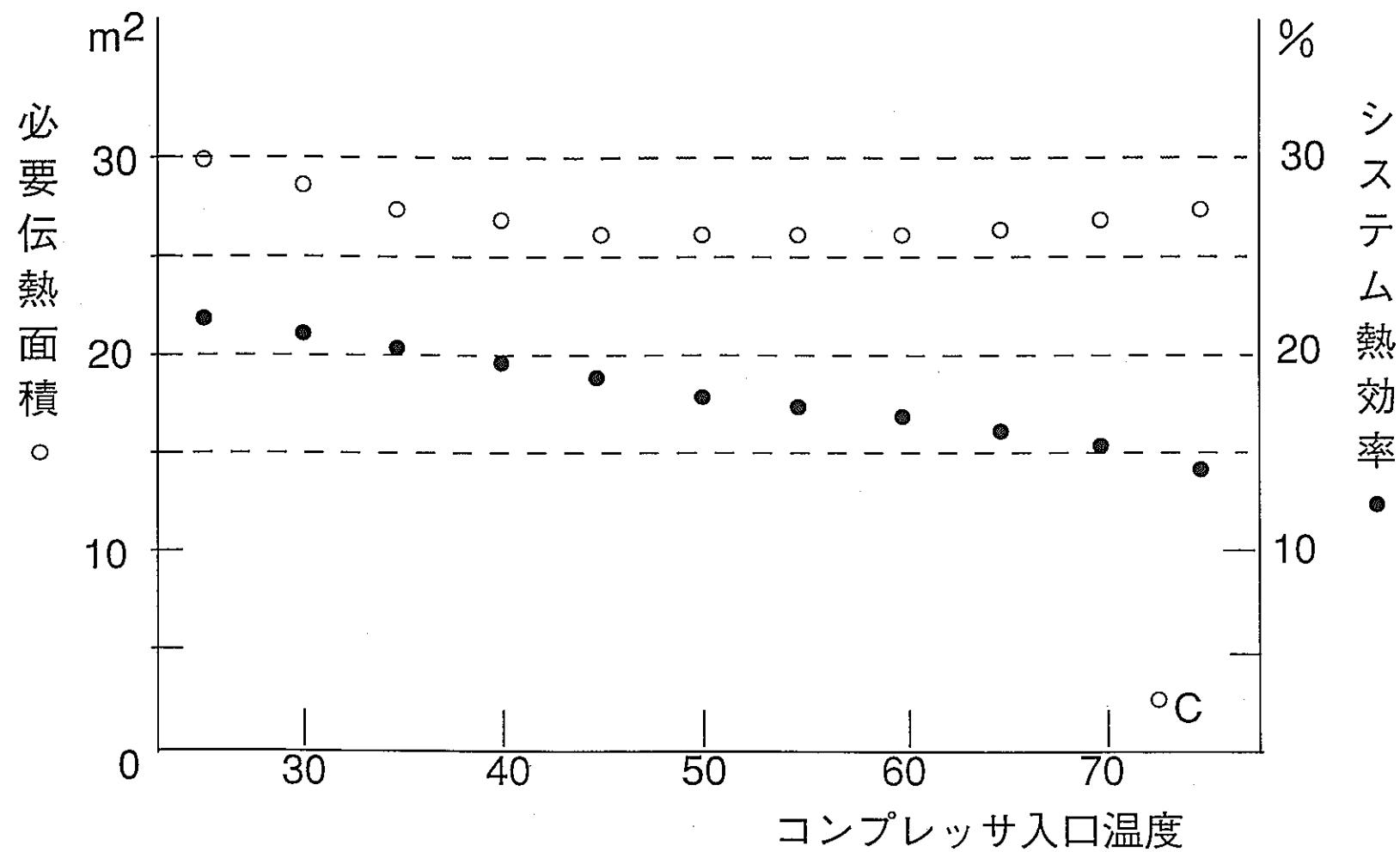


図2. 2 コンプレッサ入口温度変化計算結果（深海炉）

Calculational result in the variable parameter case of compressor inlet temperature (deep sea reactor)

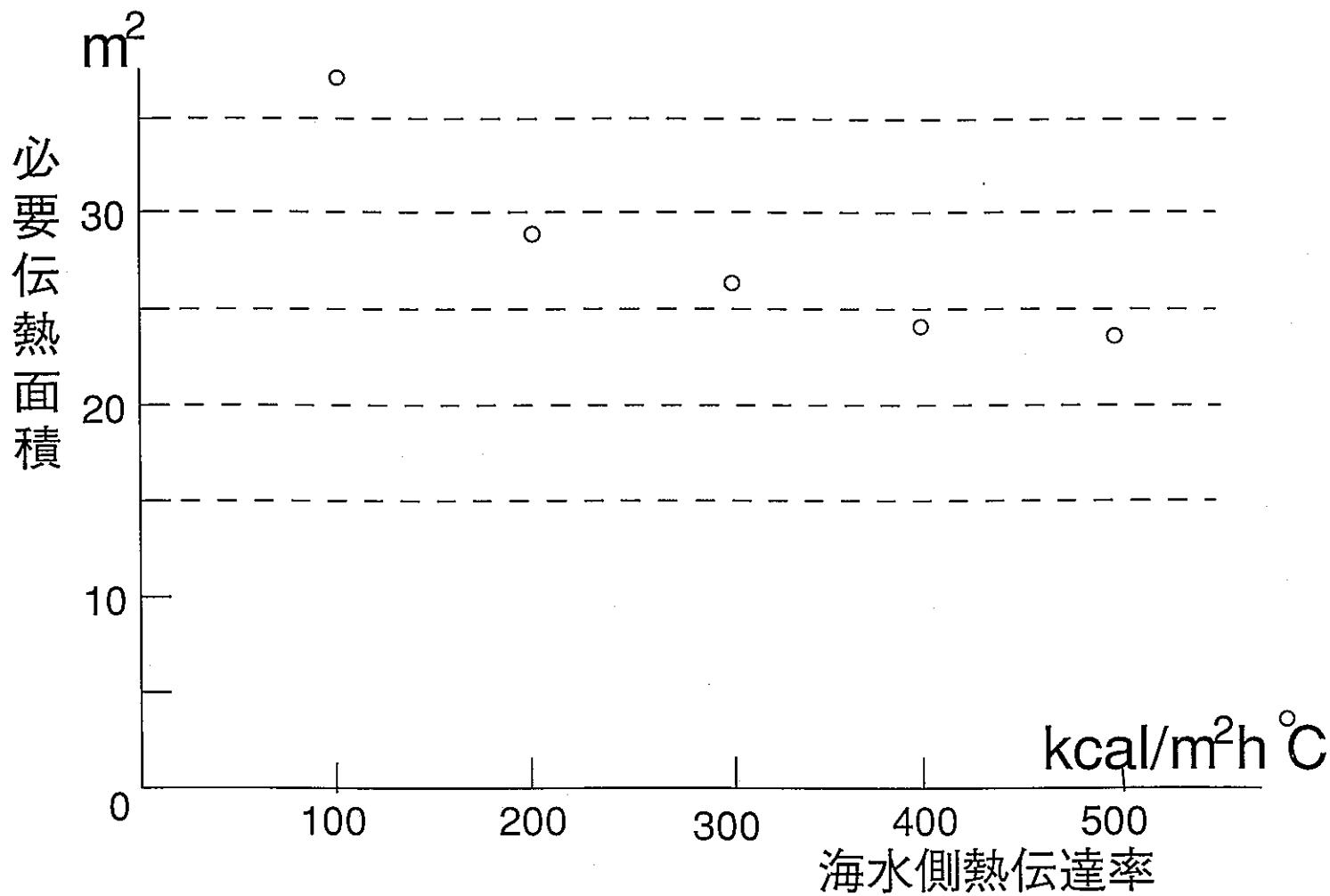


図2. 3 海水側熱伝達率変化計算結果（深海炉）

Calculational result in the variable parameter case of natural convection
thermal transfer coefficient (deep sea reactor)

3 宇宙炉用計算

3. 1 システム概念

可搬型炉（宇宙炉）のシステム概念を図3. 1に示す。1次系のNaK冷却の原子炉で発生した熱は、2次系のHe-Xeガス系に伝わり発電したのち、廃熱は更にNaK冷却の系を経た後、無限宇宙への放熱板（ラジエータ）に導かれる。

解析コードSTEDEFASTでは、後者の廃熱用のNaK冷却系については特に計算は行わず、放熱板（ラジエータ）の運転温度はガス側の平均温度とNaK側平均温度の差を入力として与えて設定することとしている。放熱板（ラジエータ）から無限宇宙への放熱への放熱は、参考文献5)のモデルにより算出している。

3. 2 ベースケース

2. 2節の〔ケース A〕²⁾の密閉ブレイトンサイクル関連データを用いて宇宙炉計算用に作成したベースケースの入力を、表3. 1に示す。この表で○印のついた項目は次節でパラメータサーベイ計算に用いたものである。ここではベースケースとして選んだ値の意味について説明する。

- (1)1次冷却材の種類については、沸点が約880 °C（1気圧下）と高いとNaKよりも高温のNaを選んだ。これは後で述べる原子炉出口温度を出来るだけ高くして、熱効率を高くし、単位発電量当たりの原子炉重量を小さくして、宇宙炉打ち上げにかかる費用を安くするためである。
- (2)電気出力については、深海炉と同じ40kWeとした。
- (3)原子炉出口温度は、原子炉容器の材質にSUSを用いる場合の設計最高温度650 °Cとした。原子炉入口温度は、原子炉出口温度より100 °C低く設定した。
- (4)1次系熱伝達効率は、炉心で発生した熱量が全て2次系に伝わるとして1.0とした。1次系ループ数は、参考とした宇宙炉の設計⁶⁾にならって1とした。2次系ループ数は、1基10kWeの発電機で40kWe発電するとして、4とした。尚1次系は破損してもNaが宇宙空間中に蒸発しないように2重配管構造になっている。

(5)H e - X e モル分率については、深海炉同様代表値としてX eが40%を選定した。タービン入口温度は、技術的判断で原子炉出口温度より15°C低く設定した。タービン入口圧力は、深海炉の場合と少し差をつける意味で10kg/cm²を選定した。コンプレッサ圧縮比／段数からシステム圧力損失効率は、深海炉同様米国のメーカーのパンフレットから選定した値である。

(6)機器重量評価式としては、ベースケースには米国式を採用した。

(7)放射線遮蔽材としては 比重の小さいL i Hを選んだ。

表3. 2には、表3. 1のベースケース入力を用いた計算結果を示す。

システム熱効率は21.3%で、炉の熱出力は188kWtとなった。宇宙炉システムの総重量は1.28tである。この総重量の内訳のうち主なものは、密閉ブレイトンサイクルが0.550t、原子炉が0.399t、遮蔽が0.201tである。宇宙炉システムから宇宙空間への放熱のために必要な、ラジエータの伝熱面積は38.3m²となった。

また、前節の〔ケース B〕³⁾のデータを用いたベースケースの入力を、表3. 3に示す。この表で○印のついた項目は次節でパラメータサーベイ計算に用いたものである。表3. 4には、〔ケース B〕³⁾のデータを採用した表3. 3のベースケース入力を用いた計算結果を示す。

ところで表3. 2と表3. 4を比較すると、密閉ブレイトンサイクルの機器即ち、タービン・コンプレッサ・発電機の発電効率を示すサイクル熱効率は23.9%と24.8%と0.9%の差が出たが、システム全体の発電効率を示すシステム熱効率はともに21.3%と有為な差がなくなる。更にシステムからの廃熱に必要な耐圧殻上の必要表面積については、38.3m²と40.1m²と殆ど差がない。従ってシステム全体で考えるとき、密閉ブレイトンサイクル関連データの差は余り大きなものではないとも言える。

3. 3 パラメータサーベイ

表3. 1及び表3. 3の各項目のうち○印のついた項目につきパラメータサーベイ計算を行う。パラメータサーベイ計算を行うにあたっては、各パラメータの影響を調べ、その結果最適設計値を見出すことが目的となる。各表において表3. 3を入力とした計算結果は（ ）内に示した。

(1) コンプレッサ入口温度

コンプレッサ入口温度を10°Cから90°Cまで変化させて計算した。表3. 5に主な項目についてのコンプレッサ入口温度10、50、70、90°Cでの計算結果を示す。コンプレッサ入口温度が高くなるにつれて、サイクル熱効率及びシステム熱効率とも減少し、そのため同じ40kWe を発電するために必要な原子炉熱出力が大きくなる。1次系及び2次系冷却材流量は原子炉熱出力の大きさに対応して大きくなる。このため、一方システム重量も少し増大する。

図3. 1にはコンプレッサ入口温度とラジエータ面積、システム熱効率及びシステム重量の関係を示す。システム熱効率はコンプレッサ入口温度の10°Cから90°Cまでの変化に対して緩やかに減少する。一方ラジエータ面積はコンプレッサ入口温度が10°Cから50°Cまでは減少するが、50°C以上はほぼ一定である。システム重量はコンプレッサ入口温度の増加に対して増大するが、その割合はほんの少しである。

(2) 原子炉出入口温度

原子炉出口温度を600, 650, 700, 750 °Cと変化させた。計算結果を表3. 6及び図3. 3に示す。650 °Cというのは、原子炉容器材料のSUS の使用最高温度として設定したものである。700, 750 °Cというのは、原子炉容器材料をより高温に耐えるアロイMA-754の条件で計算したものである。原子炉入口温度は各々のケースについてこの温度より100 °C低い温度とした。またタービン入口温度は原子炉出口温度より15°C低く設定した。原子炉出口温度が600 °Cから750 °Cへと上昇するにつれて、サイクル熱効率及びシステム熱効率が大きくなり、炉熱出力が小さくなる。1次系及び2次系冷却材流量は原子炉熱出力が小さくなるのに対応して小さくなり、ラジエータ面積も小さくなる。

一方システム重量も小さくはなるがその割合は極僅かである。これは表3. 6で分かるように機器重量のうち炉本体の重量が、原子炉出口温度について大きくなるからである。

(3) タービン入口圧力

計算結果は表3. 7の通りである。タービン入口圧力を増加させた場合、サイクル熱効率は少し減少している。これは混合ガスの比熱の圧力依存性によるものと考えられる。このサイクル熱効率の変化の影響は、廃熱に必要な表面積には殆ど関係しないほどの小さい

ものである。

炉熱出力及び機器重量等もタービン入口圧力の変化とともに変化するが、いずれも極小さな変化である。

表3. 1 宇宙炉ベースケース入力(ケースA)
Input for space reactor base case (case A)

項目名称	値
プラントタイプ	宇宙炉
1次冷却材の種類	Na
原子炉熱出力(電気出力)	電気出力; 40kWe
○ 原子炉出／入口温度	650 °C / 550 °C
1次系熱伝達効率	1. 0
1次系／2次系ループ数	1 / 4
H e - X e モル分率	X e ; 40%
○ タービン入口温度	635 °C
○ コンプレッサ入口温度	50°C
○ タービン入口圧力	8 kg/cm ²
コンプレッサ圧縮比／段数	2.06 / 1段
発電機効率	0.890
タービン断熱効率	0.886
コンプレッサ断熱効率	0.838
レキュパレータ温度効率	0.842
○ システム圧力損失効率	$\chi_{P1}:0.03, \chi_{P2}:0, \chi_{P3}:0.03$
機器重量評価式	米国式

○印はパラメータサーベイ計算を行うもの。

表3. 2 宇宙炉ベースケース出力(ケースA)
Output for deep sea reactor base case (case A)

項目	値	項目	値
炉 热出力	188 kWt	サイクル热効率	23.9 %
入／出口温度	550/650 °C	システム热効率	21.3 %
流量	5,290 kg/h	機器重量 炉	0.399 t
Xeモル分率	0.4	遮蔽	0.201 t
2次系流量	2,030 kg/h	ブレントサイクル	0.550 t
IHX熱伝達量	188 kWt	ラジエータ	0.192 t
タービン 入／出口温度	635/449 °C	IHX	0.042 t
入／出口圧力	8/4.13 kg/cm ²	合計	1.38 t
コンプレッサ 入／出口温度	50/178 °C		
入／出口圧力	4.00/8.13 kg/cm ²		
リキューバータ 出力	47.2 kWt		
低／高温側出口温度	406/221 °C		
ナクーラ 出力	35.5 kWt		
入／出口温度	221/50 °C	ラジエータ 表面積	38.3 m ²
伝熱面積	38.3 m ²		

表3. 3 宇宙炉ベースケース入力(ケースB)
Input for space reactor base case (case B)

項目名称	値
プラントタイプ	宇宙炉
1次冷却材の種類	Na
原子炉熱出力(電気出力)	電気出力; 40kWe
○ 原子炉出入口温度	650 °C / 550 °C
1次系熱伝達効率	1. 0
1次系／2次系ループ数	1 / 4
He-Xeモル分率	Xe ; 40%
○ タービン入口温度	635 °C
○ コンプレッサ入口温度	50°C
○ タービン入口圧力	8 kg/cm ²
コンプレッサ圧縮比／段数	1.95 / 1段
発電機効率	0.859
タービン断熱効率	0.888
コンプレッサ断熱効率	0.850
レキュパレータ温度効率	0.843
○ システム圧力損失効率	$\chi_{P1}:0.03, \chi_{P2}:0, \chi_{P3}:0.03$
機器重量評価式	米国式

○印はパラメータサーベイ計算を行うもの。

表3. 4 宇宙炉ベースケース出力(ケースB)
Output for deep sea reactor base case (case B)

項目	値	項目	値
炉 熱出力	188 kWt	サイクル熱効率	24.8 %
入／出口温度	550/650 °C	システム熱効率	21.3 %
流量	5,280 kg/h	機器重量 炉	0.399 t
Xe モル分率	0.4	遮蔽	0.201 t
2次系流量	2,110 kg/h	ブロトサイクル	0.550 t
IHX熱伝達量	188 kWt	タービン	0.200 t
タービン 入／出口温度	635/462 °C	IHX	0.042 t
入／出口圧力	8/4.36 kg/cm ²	合計	1.39 t
コンプレッサ 入／出口温度	50/166 °C		
入／出口圧力	4.23/8.25 kg/cm ²		
ヒューリック 出力	53.9 kWt		
低／高温側出口温度	416/212 °C		
ナクテ 出力	35.1 kWt		
入／出口温度	212/50 °C	タービン 表面積	40.1 m ²
伝熱面積	40.1 m ²		

表3. 5 コンプレッサ入口温度変化計算結果(宇宙炉)

Calculational result in the variable parameter case of
compressor inlet temperature (space reactor)

コンプレッサ入口温度°C	10	50 ベースケース	70	90
炉熱出力 kW t	151	188(188)	215(212)	253(243)
一次系流量 kg/h	4260	5290(5280)	6060(5950)	7120(6850)
二次系流量 kg/h	1570	2030(2110)	2370(2430)	2840(2850)
サイクル熱効率 %	29.7	23.9(24.8)	20.9(22.0)	17.8(19.1)
システム熱効率 %	26.4	21.3(21.3)	18.6(18.9)	15.8(16.4)
機器重量 合計 t	1.35	1.38(1.39)	1.44(1.43)	1.52(1.50)
炉 kg	394	399(399)	402(402)	407(406)
遮蔽 kg	139	201(201)	240(235)	286(275)
ブレイトサイクル kg	521	550(550)	572(569)	603(595)
タージェータ kg	265	192(200)	176(180)	170(170)
熱輸送系 kg	34	42(42)	49(48)	57(55)
必要表面積 m ²	53.1	38.3(40.1)	35.2(36.1)	34.1(34.0)

注) 上表で入力値ケースAに対する出力は()の前に、入力値ケースBに対する出力は()の中に示す。

表3. 6 原子炉出入口温度計算結果(宇宙炉)

Calculational result in the variable parameters case of
reactor inlet and outlet temperatures (space reactor)

原子炉出／入口温度 °C	600／ 500	650／ 550 ベースケース	700／ 600	750／ 650
炉熱出力 kW t	215	188(188)	170	157
一次系流量 kg/h	6040	5290(5280)	4790	4410
二次系流量 kg/h	2490	2030(2110)	1710	1480
サイクル熱効率 %	21.0	23.9(24.8)	26.4	28.7
システム熱効率 %	18.6	21.3(21.3)	23.5	25.5
機器重量 合計 t	1.48	1.38(1.39)	1.32	1.28
炉 kg	382	399(399)	417	436
遮蔽 kg	239	201(201)	172	149
ブレントサイクル kg	572	550(550)	536	525
ラジエータ kg	236	192(200)	161	139
熱輸送系 kg	48	42(42)	38	35
必要表面積 m ²	47.2	38.3(40.1)	32.2	27.7

表3.7 タービン入口圧力変化計算結果(宇宙炉)

Calculational result in the case variable parameter of
turbine inlet pressure (space reactor)

タービン入口圧力 kg/cm ²	4	6	8 ベースケース	10
炉熱出力 kW t	183	185	188(188)	191
一次系流量 kg/h	5140	5210	5290(5280)	5380
二次系流量 kg/h	1970	2000	2030(2110)	2060
サイクル熱効率 %	24.6	24.3	23.9(24.8)	23.5
システム熱効率 %	21.9	21.6	21.3(21.3)	20.9
機器重量 合計 t	1.36	1.37	1.38(1.39)	1.40
炉 kg	398	399	399(399)	499
遮蔽 kg	193	197	201(201)	206
ブレトンサイクル kg	546	548	550(550)	553
ラジエータ kg	183	188	192(200)	195
熱輸送系 kg	41	42	42(42)	43
必要表面積 m ²	37.0	37.6	38.3(40.1)	39.1

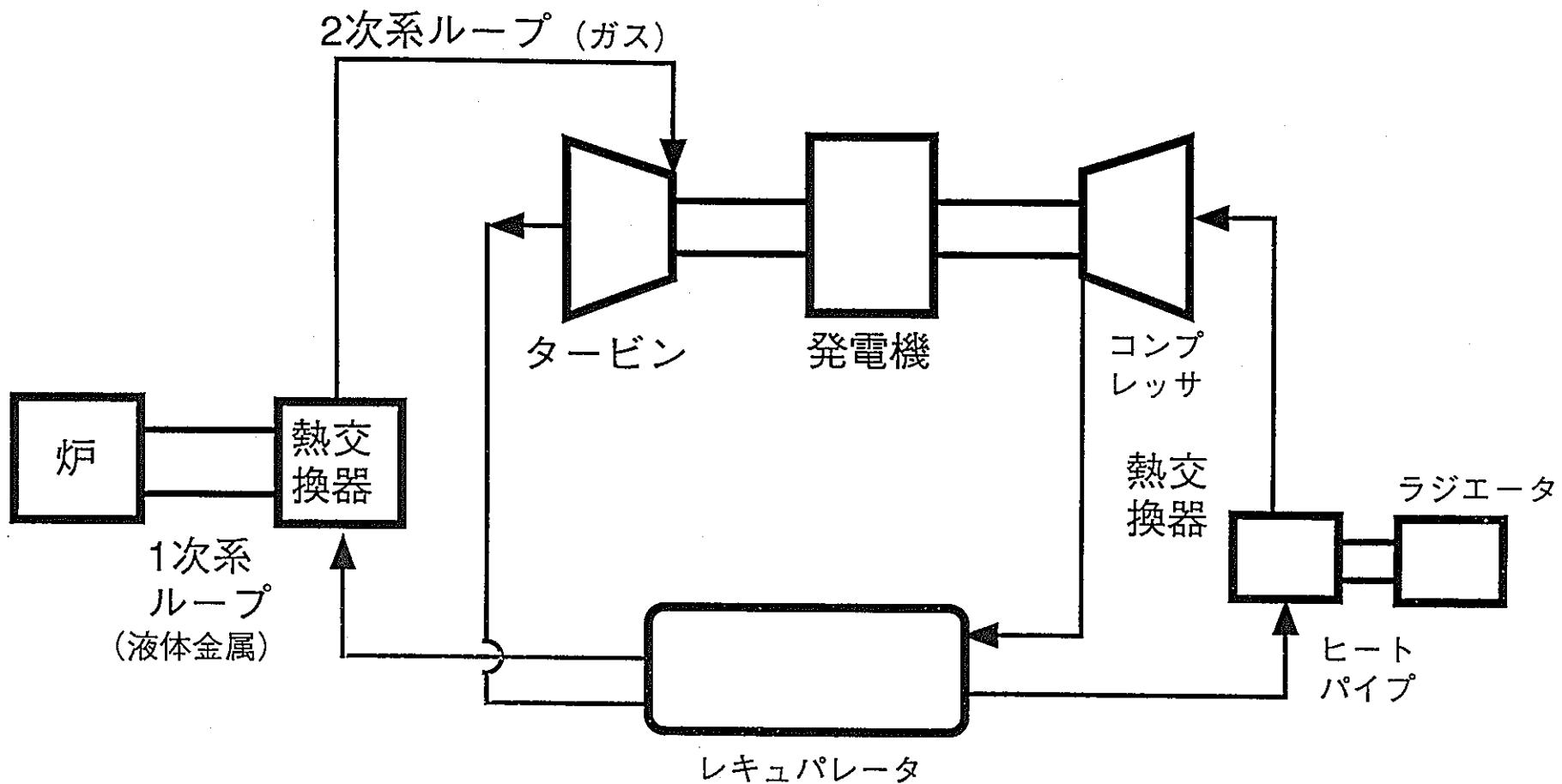


図3. 1 可搬型炉（宇宙炉）システム系統図

A portable reactor (space reactor) system diagram

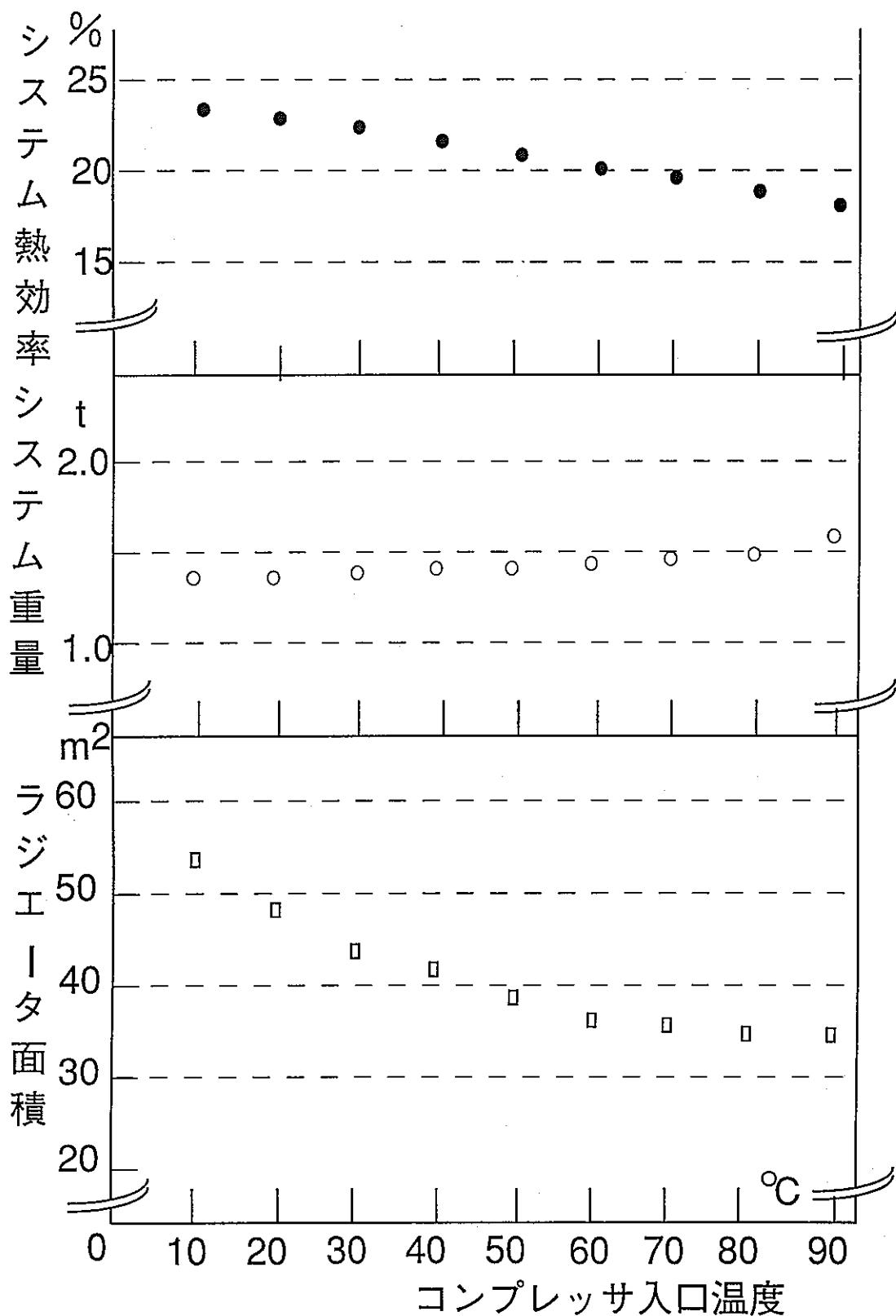


図3. 2 コンプレッサ入口温度変化計算結果（宇宙炉）

Calculational result in the variable parameter case of compressor inlet temperature (space reactor)

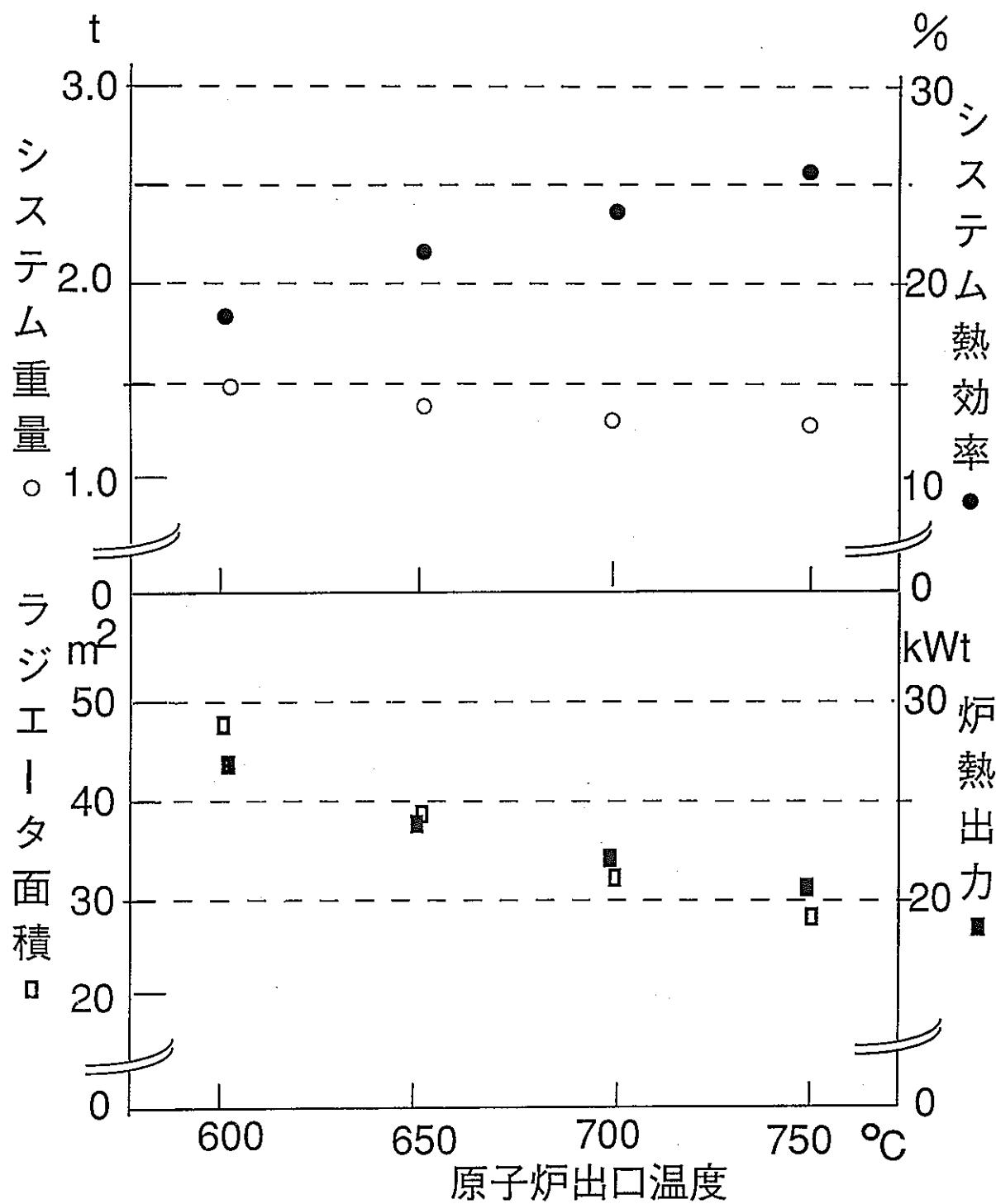


図3. 3 原子炉出口温度変化計算結果（宇宙炉）

Calculational result in the variable parameter case of reactor outlet temperature (space reactor)

4 地上炉用計算

4. 1 システム概念

可搬型炉（地上炉）のシステム概念を図4. 1に示す。1次系のN a或いはP b等の液体金属冷却の原子炉で発生した熱は、2次系のHe-Xeガス系に伝わり発電したのち、廃熱は更に水冷却の3次系に移り、熱水を製造する。この熱水は地域暖房等の民生用に使用されるものである。

次節以降の計算では、1次系のループ数は深海炉及び宇宙炉の場合と同じように1ループとしたが、2次系については電気出力50%運転も可能にするということで2ループとした。

また廃熱で製造される熱水については、民生熱供給に必要な温度レベルの約100 °Cになるように、予備計算を実施して水側流量を設定した。

4. 2 計算結果

本節では、発電と共に、民生用熱供給も行うコジェネレーション用地上炉（電気出力10MWe）について計算を行った。ベースケース入力を表4. 1に示す。タービン断熱効率、コンプレッサ断熱効率、レキュパレータ温度効率は、深海炉及び宇宙炉用のケースBと同じとしている。1次冷却材には参考文献1）の場合のN aに代えて、P bを選んだ。

このシステムの熱利用については例えば表4. 2に示すように、原子炉熱出力498MWtのうち、電気出力が100MWeで、熱水になる熱エネルギーが172.6MWt (86.3 ×2)である。

パラメータサーベイ計算は下記のパラメータについて行った。

- ・熱交換器伝熱管本数
- ・コンプレッサ段数
- ・1次冷却材の種類
- ・原子炉出入口温度

次に各パラメータサーベイ計算結果について説明する。

(1) 热交換器伝熱管本数

図4. 1では図の右側の熱交換器で民生用熱供給用の熱水を製造している。この熱交換器の伝熱管本数を変化させて計算した。主要計算結果を表4. 2に示す。

主要プロセス値は、当然のことながら変化していない。伝熱面積は、伝熱管本数の増加に伴い、増大しているが、これは、伝熱管本数が増加すると管内流速が減り、水側熱伝達率が減少するためと考えられる。

(2) コンプレッサ段数

コンプレッサ段数を1段から2段と変化させた場合の主要計算結果を表4-3に示す。この計算ではコンプレッサ圧縮比については、1段の場合と2段の場合とで、全体で同じとした。

コンプレッサ段数を1段から2段とした場合、サイクル熱効率が増大する。これは2段の場合コンプレッサで中間冷却を行うことにより、コンプレッサ作動温度が低下しコンプレッサ作動に要するエネルギーが1段の場合よりも小さくなるためである。また、これに伴い、熱交換器出力も低下する。

(3) 1次冷却材の種類

1次冷却材の種類を変化させた場合の主要計算結果を表4. 4に示す。

1次冷却材をNaとした場合、比熱がPbの約8.25倍に大きくなつた分だけ流量が反比例して減少している。但し、比重は、Pbが約13.6倍大きいため体積流量は逆に増大することとなる。

(4) 原子炉出入口温度

原子炉出入口温度を変化させた場合の主要計算結果を表4-5に示す。

原子炉出入口温度を下げた場合、深海炉及び宇宙炉の計算の場合と同様サイクル熱効率は減少する。一方、熱交換器出力はやや増大する。

表4. 1 地上炉ベースケース入力

Input for terrestrial reactor base case

項目 名 称	値
プラントタイプ	地上炉
1次冷却材の種類	Pb
原子炉出入口温度	650°C, 536°C
1次系熱伝達効率	0.93
1次系ループ数	2
2次系ループ数	4
He-Xe モル分率	0.36
IHX 2次側出口温度(タービン入口温度)	639°C, 589°C
コンプレッサ入口温度	40°C
タービン入口圧力	7.65kg/cm ² a
コンプレッサ圧縮比	1.95
コンプレッサ段数	1
発電機効率	0.859
タービン断熱効率	0.888
コンプレッサ断熱効率	0.850
レキュパレータ温度効率	0.843
システム圧力損失率(X _{P1})	0.37
システム圧力損失率(X _{P3})	0.38
水側入口温度	30°C
水側流量	1.06 × 10 ⁶ kg/h
伝熱管内径	0.0202m
伝熱管外径	0.0254 m
伝熱管ピッチ	0.035m
バッフル板間隔	0.35m
シェル内径	1.0m
伝熱管本数	700本
水側汚れ係数	30000kcal/ m ² · h · °C
伝熱管熱伝導率	22.8kcal/ m ² · h · °C
伝熱面積補正係数	1.0

表4. 2 伝熱管本数変化計算結果(地上炉)

Calculational result in the variable parameter case of
the number of heat transferred pipes (terrestrial reactor)

伝熱管本数	560	700(標準)	840
シェル内径 (m)	0.9	1.0	1.1
原子炉出力 (MWt)	→	498	←
1次系流量(kg/hw/l- ρ)	→	5.08×10^7	←
熱交換器出力 (MWt)	→	86.3	←
" 入口温度 (°C)	→	202	←
" 伝面 (m ²)	2490	2780	3060
" 水側出口温度 (°C)	→	100	←
サイクル熱効率 (%)	→	25.1	←

表4. 3 コンプレッサ段数変化計算結果

(地上炉)

Calculational results in the variable parameter case of
compressor stage number (terrestrial reactor)

コンプレッサ段数	1 (V77NS)	2
原子炉出力 (MWt)	498	471
1次系流量(kg/hw/lv- \dot{v})	5.08×10^7	4.80×10^7
熱交換器出力 (MWt)	86.3	54.7
" 入口温度 (°C)	202	152
" 伝面 (m ²)	2780	2270
" 水側出口温度 (°C)	100	74.5
サイクル熱効率 (%)	25.1	26.6
水側流量 (kg/h)	1.06×10^6	1.06×10^6
伝熱管本数	700	700

表4. 4 1次系冷却材種類変化計算結果

(地上炉)

Calculational results for various primary coolants (terrestrial reactor)

1次系冷却材の種類	Pb(リフアレス)	Na
原子炉出力 (MWt)	498	←
1次系流量(kg/hw-ルーブ)	5.08×10^7	6.15×10^8
熱交換器出力 (MWt)	86.3	←
" 入口温度 (°C)	202	←
" 伝面 (m ²)	2780	←
" 水側出口温度 (°C)	100	←
サイクル熱効率 (%)	25.1	←

表4. 5 原子炉出入口温度変化計算結果

(地上炉)

Calculational results in the variable parameter case of reactor inlet temperature (terrestrial reactor)

原子炉出入口温度 (入口温度=出口温度-114)	650 (アラレソ)	600
原子炉出力 (MWt)	498	556
1次系流量(kg/hw-ルーブ)	5.08×10^7	5.67×10^7
熱交換器出力 (MWt)	86.3	99.6
" 入口温度 (°C)	202	195
" 伝面 (m ²)	2780	3700
" 水側出口温度 (°C)	100	111
サイクル熱効率 (%)	25.1	22.5
水側流量 (kg/h)	1.06×10^6	1.06×10^6

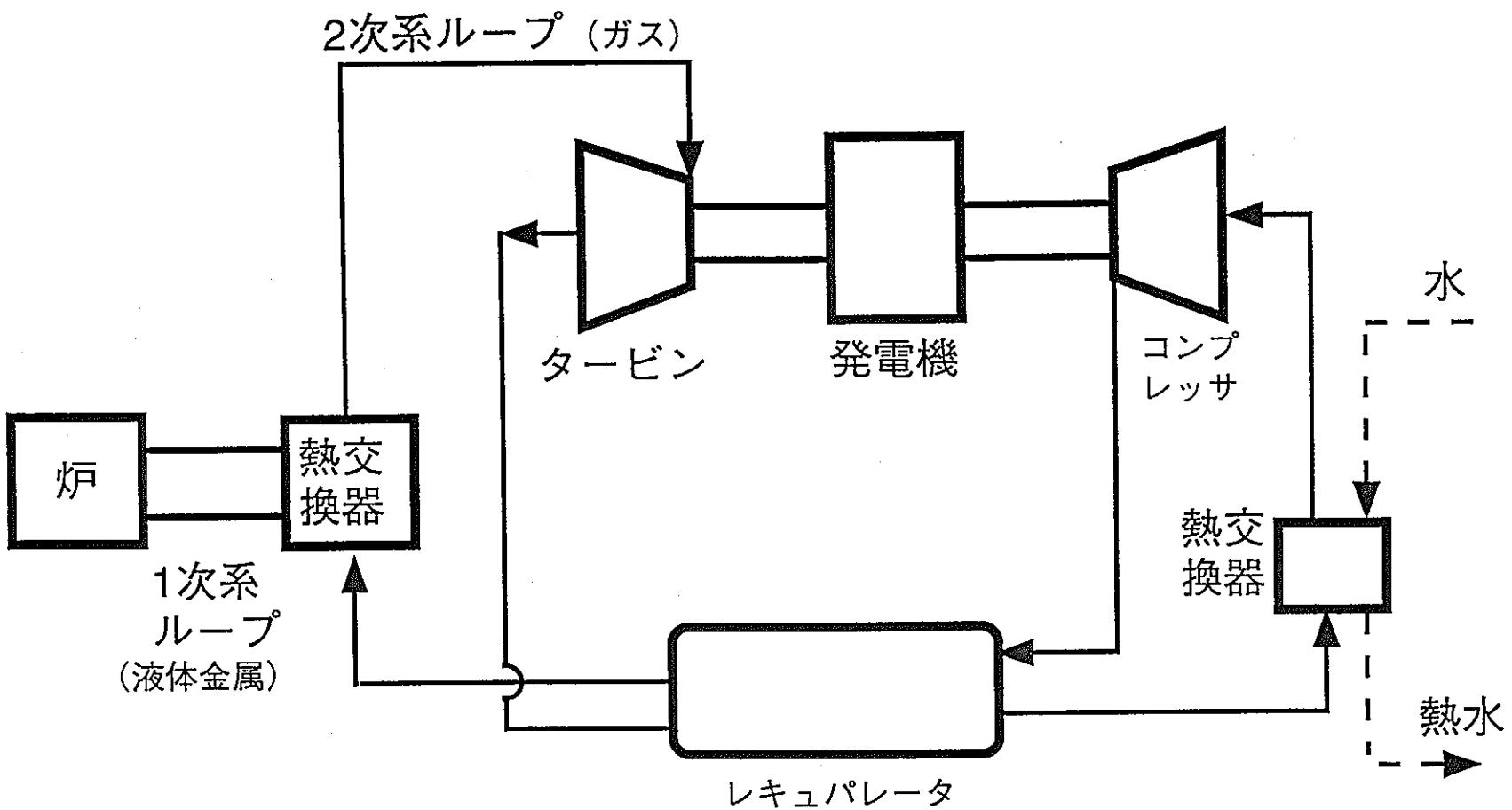


図4.1 可搬型炉（地上炉）システム系統図

A portable reactor (terrestrial reactor) system diagram

5 議論

深海炉の計算結果では機器重量合計の大部分は耐圧殻と遮蔽の重量である。例えば表2のベースケースAの計算出力でみると、機器重量合計が26.6tに対して、耐圧殻と遮蔽の重量の和は25.55tになる。筆者はこの重量を小さく出来ると考えている。

現在のSTEDFASTコードに組み込んでいるモデルでは、耐圧殻形状は、図2. 1で分かるように上下に同じ大きさの2つの球状の部分が連結した形をしている。上部の部分は円筒状のTACが4体配置されている場所で、当然電気出力が増大すればTACも大きくなる部分である。しかし下部の原子炉が設置される部分は、電気出力が40kWeの場合でも20kWeの場合と同じ原子炉を使用しているので、下部の球状の部分のみ小さくすることは可能である。

深海炉の重量は100t以内であれば現在の技術で船から下ろして海底に設置することが可能だという専門家の意見もあるが、それにしても運搬及び設置の点から考えて重量は軽いほうが良い。従ってここでは耐圧殻下部の球状の部分の内径が小さくなれば、深海炉システムの機器重量合計がどのくらい小さくなるか検討してみることとする。このためここでは、電気出力を20kWe及び30kWeとして計算した表2. 6の結果について、重量部分をより詳しく見てみることとした。これを表5. 1に示す。

表5. 1を見ると、20kWe～50kWeに耐圧殻の内径が増大するにつれて、機器重量が大きく変化しているのが分かる。機器重量の中で大きいのは耐圧殻と遮蔽である。また、30kWeと40kWeの機器重量を比較してみた。40kWeの耐圧殻下部の球状部の内径2.92mを30kWeの耐圧殻の場合の内径2.51mにしたとする。耐圧殻については、重量が18.9tから12.0tに6.9t減少しているが、この1/2の3.45tが軽くなることになる。また下部の球状部にある遮蔽の重量は6.65tから4.21tに2.44t減少する。従って機器重量合計としては5.89t減少して、26.6tから20.71tになる。

一方廃熱に必要な表面積について検討する。30kWeの設計の場合 18.0m^2 である。この耐圧殻で40kWe発電の場合の廃熱をするとすると、 24.0m^2 ($18.0 \times 4/3$)必要となる。耐圧殻下部の球状部分で40kWeの半分の20kWeの廃熱をするとすると、この部分で 12.0m^2 ($24.0 \times 1/2$)必要となる。この部分の設計表面積 19.8m^2 ($39.6\text{m}^2 \times 1/2$)の70%が、廃熱用の面積として使用できるとすると、その面積は 13.85m^2 となりこれは 12.0m^2 より大きな値とな

る。

以上の検討結果から、上下で大きさの異なる球状部分をした耐圧殻を使用した場合、40 kW_e システム重量は約20t 程度で設計することが可能となる。このような検討を詳細に行うことでの重量を減少させることが可能である。

表 5. 1 深海炉重量検討表

Table for study of total equipments weight of deep sea reactor

発電量 kW _e	20	30	40 ベース	50
システム熱効率 %	18.3	18.3	18.3	18.3
TAC直径 m	0.344	0.433	0.508	0.574
TAC長さ m	0.633	0.786	0.914	1.03
耐圧殻 内径 m	2.02	2.51	2.92	3.28
機器重量 t 炉	0.369	0.376	0.382	0.389
遮蔽	2.19	4.21	6.65	9.46
ブレントサイクル	0.488	0.531	0.575	0.619
耐圧殻	6.30	12.0	18.9	26.9
IHX	0.025	0.037	0.049	0.062
合計	9.37	17.2	26.6	37.4
必要表面積 m ²	10.6	18.0	26.3	35.4
設計表面積 m ²	25.7	39.6	53.6	67.7

6 おわりに

STEDFASTコードを使用して、電気出力40kWe のNaK 冷却型の深海炉と宇宙炉、およびPb 冷却型の熱出力100MWtの地上炉をベースケースとして、その特性を調べるためのパラメータサーベイ計算を行った。

深海炉では設計上重要な要素である機器重量合計と廃熱のための耐圧殻上の必要表面積に着目して計算した。前者については発電量及び耐圧殻材料が、後者については発電量、原子炉出入口温度、海水自然循環熱伝達係数等が特に影響の大きい変数であった。

宇宙炉については、その重要特性である機器重量合計には、コンプレッサ入口温度および原子炉出入口温度の影響が大きかった。

Pb冷却型の地上炉についてはコジェネレーション用の100 °Cの熱水を製造する熱交換器の伝熱管本数、コンプレッサ段数、1次系冷却材の種類を変化させて計算した。1次系冷却材のPbをNaとした場合の計算結果の比較では、密度がかなり異なるので当然のことであるが、1次系重量流量に関しては前者の場合後者の場合よりもずっと大きくなつた。その他については、特筆するほどの大きな特性の変化は無かつた。

今後この研究が本格的に行われることになり、STEDFASTコードが改良され過渡解析ができるようになることが望まれる。

参考文献

- 1) 動燃報告書 PNC ZN9520 95-002、「宇宙・地上・深海高速炉ガスタービン発電システム定常解析コード“S T E D F A S T”」、大坪 章他、1995年 2月。
- 2) “Space Nuclear Power Studies in France Over View of the ERATO Program,” E. Proust et al., 23rd Intersociety Energy Conversion Engineering Conf., Jul. 31-Aug. 5, 1988-Denver(Colorado).
- 3) “Status of the CNES-CEA Joint Program on Space Nuclear Brayton Systems,” F. Carre et al., Proc. 24th IECE Conference, Arlington VA USA, Aug. 1989.
- 4) “TRANSPORT PHENOMENA,” R. B. Bird et al., John Wiley & Sons, Inc., 1960.
- 5) “Selection of Power Plant Elements for Future Reactor Space Electric Power Systems,” D. Buden et al., LA-7858, Sep. 1979.
- 6) “Design and Performance Characteristics for Low Power Space Reactor Systems,” N. F. Shepard et al., IECEC-90 Paper No. 900145, 1990.
- 7) “Energy Conversion for Megawatt Space Power Systems,” R. Ewell, 18th IECEC, 1983.