117. 大型構造機器実証試験装置(HENDEL) マザー第2ループ(M₂)および アダプターループ(A)の特性試験

田中 利幸*, 下村 寛昭*, 稲垣 嘉之*,
国富 彦*, 木佐森 演行**, 菱田 誠*

(1983年 8月5日 受理)

Performance Tests of HENDEL M₂+A Loop

By Toshiyuki TANAKA,
Hiroaki SHIMOMURA, Yoshiyuki INAGAKI,
Kazuhiko KUNITOMI, Hiroyuki KISAMORI and Makoto HISHIDA

The helium engineering demonstration loop (HENDEL) consists of the first and second helium loops (M₁ and M₂ loops), adapter helium loop (A loop) and six test sections, the first of which was completed and the others to be designed.

This report describes operational data of components (heater, blower and cooler) and overall performance of the second helium loop (M₂ loop) and adapter helium loop (A loop), during the test operation until March 1983.

Finally M₂ and A loops were confirmed to be able to provide helium gas up to 1,000°C, 4.0 kg/s and 4.0 MPa to the in-core structure test section (T₂) and the others which are to be installed.

KEYWORDS: VHTR type reactors, helium gas loop, large-scale components, reactor operation, data, performance, very high temperature

I. 緒 言

大型構造機器実証試験装置(HENDEL)は、前報⁽¹⁾に述べたようにマザー第1,第2ループ、アダプターと、試験部(現在第6試験まで計画されている)とから構成されている⁽²⁾⁽⁴⁾。

本報は、1983年3月までに実施された特性試験⁽³⁾のうちマザー第2ループ(M₂ループ)とアダプターループ(Aループ)を構成する加熱器、循環機、冷却器などの単体構成機器の特性、およびM₂+Aループ全体の性能について評価を行なったものである。この結果、M₂+Aループは最高温度1,000°C、最大流量4.0 kg/s、最高圧力4.0 MPaのHeガスを、将来設置が予定されている炉内構造物実証試験部(T₂試験部)、大流量実証試験部(T₃試験部)、高温機器実証試験部(T₄試験部)などに供給するのに十分な性能を有することが確認された。

II. M₂+A ループの概要

1. ループの構成

本ループは、T₂, T₃, T₄各試験部に高温高圧(1,000°C, 4.0 MPa)のHeガスを供給するための装置であり、M₂ループとAループから構成される。そのフローシートをFig. 1に示す。

(1) M₂ループ

M₂ループは、直並列に配置された3台の循環機B₂₁, B₂₂, B₂₃で昇圧された最大流量4.0 kg/sのHeガスを加熱器H₂で400°Cまで加熱し、試験部およびAループに供給する。これらから戻るHeガスは冷却器C₂で低温まで冷却される。

* 日本原子力研究所(Japan At. Energy Res. Inst.)

** 石川島播磨重工業(株)(Ishikawajima-Harima Heavy Ind. Ltd.)

Fig. 1 Flow sheet of HENDEL M₂+A loop

(2) A ループ

A ループは、M₂ ループから供給される 400°C の He ガスを、加熱器 H₃₁, H₃₂ により 1,000°C まで加熱して試験部に供給するとともに、試験部から戻る高温の He ガスを、冷却器 C₃₁, C₃₂ により 400°C まで冷却する。さらに弁の切替操作により、各試験部で必要とする温度、圧力、流量を容易に変更する機能を有する。

2. 試験モード

M₂+A ループの運転に当っては、弁の切替操作により Fig. 2 に示す 3 通りのモードで行なった。

Fig. 2 Operation modes of M₂+A loop

M₂-I モードは、M₂ ループで構成され、循環機 B₂₁, B₂₂, 加熱器 H₂, 冷却器 C₂ を循環するループである。流量 4.0 kg/s の He ガスを 400°C まで昇温することが可能である。

M₂-II モードは、M₂ ループと A ループで構成され、循環機 B₂₁, B₂₂, 加熱器 H₂, H₃₁, H₃₂, 冷却器 C₃₁, C₃₂ を循環するループである。流量 4.0 kg/s の He ガスを 880°C まで昇温することが可能である。

M₂-III モードは、主として A ループで構成され、循環機 B₂₂, 加熱器 H₃₁, H₃₂, 冷却器 C₃₁, C₃₂ を循環するループである。流量 2.8 kg/s の He ガスを 1,000°C まで昇温することが可能である。

3. 構成機器の概要

(1) 加熱器 H₂, H₃₁, H₃₂

加熱器 H₂ は、He ガスの 400°C までの昇温を目的として設置された加熱器で、その定格伝熱量は 2.0 MW である。ヒータエレメントは直接通電式のパイプヒータ (28.1^φ×8^t×3,000 mm^l) であり、He ガスは円管内を通過する。ヒータエレメントの材質はインコロイ 800 H である。圧力容器は外部に保温を施し、容器表面の最高設計温度は 500°C である。

加熱器 H₃₁ は、A ループの第 1 段目の加熱器で、その定格伝熱量は 4.7 MW である。ヒータエレメントは直接通電式のパイプヒータ (54.0^φ×8^t×5,040 mm^l) であり、その材質はインコロイ 800 H である。圧力容器は内部断熱および水冷ジャケットによる外部冷却方式とし、容器表面の最高設計温度は 350°C である。

加熱器 H₃₂ は、A ループの第 2 段目の加熱器で、その定格伝熱量は 4.36 MW である。ヒータエレメントは直接通電式のパイプヒータ (70.0^φ×14^t×3,800 mm^l) である。出口 He ガス温度が最高 1,000°C であり、ヒータエレメントの温度が約 1,300°C になることが予想されたため、ヒータエレメントは非金属材料である黒鉛を採用した。圧力容器は内部断熱および水冷ジャケットによる外部冷却方式とし、容器表面の最高設計温度は 300°C である。

加熱器 H₂, H₃₁, H₃₂ の仕様を Table 1 に示す。

Table 1 Specifications of heaters

	H ₂	H ₃₁	H ₃₂
Heater type	Resistively heated tubular elements		
He gas flow rate (kg/s)	4.0	2.8	2.8
He gas pressure (MPa)	4.0	4.0	4.0
Power to He gas (MW)	2.00	4.70	4.36
Inlet He gas temp. (°C)	304	397	700
Outlet He gas temp. (°C)	400	720	1,000
Heater tubes Materials	Incoloy 800H	Incoloy 800H	Graphite
Dimension (mm)	φ28.1×8 ^t ×3,000 ^l	φ54.0×8 ^t ×5,040 ^l	φ70.0×14 ^t ×3,800 ^l
Total numbers	72	42	36
Numbers in series	12	7	6

(2) 冷却器 C_2, C_{31}, C_{32}

冷却器 C_2 は、 M_2 ループに設置され、加熱器 H_2 において加熱昇温された He ガスを冷却するためのものである。 C_2 のバイパスラインに設けた調節弁によって C_2 本体とバイパスラインを通る He ガス流量を調節することにより、循環機 B_{21} の入口 He ガス温度を自動制御している。 C_2 は U 字管を使用したシェル・アンド・チューブ切欠きバッフル型熱交換器である。伝熱管外に高温の He ガス、管内には冷却水が流れ、定格伝熱量は 2.33 MW である。

冷却器 C_{31} は、A ループに設置されており、加熱器 H_{31}, H_{32} で昇温された He ガスを冷却するためのものである。入口 He ガス温度は最高 1,000°C と高温であるため、冷却には圧力 3.7 MPa に加圧した冷却水を用いて冷却水の沸騰を防止している。 C_{31} は直管を使用したシェル・アンド・チューブ・ステップアップバッフル型熱交換器である。伝熱管外に高温 He ガス、管内には冷却水が流れ、定格伝熱量は 6.71 MW である。圧力容器は内部断熱および水冷ジャケットによる外部冷却方式とした。

冷却器 C_{32} は、A ループに設置されており、加熱器 H_{31}, H_{32} で昇温された He ガスを冷却するためのものである。 C_{32} のバイパスラインに設けた調節弁によって C_{32} 本体とバイパスラインを通る He ガス流量を調節することにより、循環機 B_{21} または B_{23} の入口 He ガス温度を自動制御している。 C_{32} は U 字管を使用したシェル・アンド・チューブ切欠きバッフル型の熱交換器である。伝熱管外に高温 He ガス、管内には冷却水が流れ、定格伝熱量は 3.47 MW である。圧力容器は内部断熱および水冷ジャケットによる外部冷却方式とした。

冷却器 C_2, C_{31}, C_{32} の仕様を Table 2 に示す。

(3) 循環機 B_{21}, B_{22}, B_{23}

循環機 B_{21}, B_{22}, B_{23} は、 M_2 ループに設置され、将来設置する予定の T_2, T_3, T_4 試験部などに高純度の He ガスを循環させる機能を有する。He ガスへの不純物の混入がなく、He ガスの外部への漏洩を防止する観点から、密閉型、動圧ガスベアリングタイプの循環機を採用した。同タイプの 3 台の循環機により、流量 4.0 kg/s のときに各 0.1 MPa の昇圧が可能である。回転数制御範囲は 3,000~12,000 rpm である。

循環機 B_{21}, B_{22}, B_{23} の仕様を Table 3 に示す。

III. 特性試験

1. 試験の概要

1982年2月下旬から3月末にかけて総合機能試験を

Table 2 Specifications of coolers

	C_2	C_{31}	C_{32}
Type	Counterflow-tube-in-shell	Crossflow-tube-in-shell (Step-up baffled)	Counterflow-tube-in-shell
Fluid stream	He/Water	He/Pressurized water	He/Water
Flow rate (kg/s)	3.7/28	4.0/25.83	4.0/40
Inlet temp. (°C)	400/32	873/50	550/32
Outlet temp. (°C)	288/52	550/110	383/52
Inlet pressure (MPa)	4.0/0.4	4.0/3.7	4.0/0.4
Heat transfer rate (MW)	2.33	6.71	3.47
Counterflow LMTD (°C)	294	628	420
Thermal conductance UA (kW/m ² ·K)	0.375	0.737	0.488

Table 3 Specifications of blowers

	B_{21}, B_{22}, B_{23}
Type	Motor-driven variable speed hydro-dynamic gas bearing, centrifugal type
Fluid	He gas
He gas flow rate	4.0 kg/s
He gas pressure (inlet/outlet)	4.0/4.1 MPa
Inlet He gas temp.	400°C (max.)
Motor input power	250 kW
Revolution	3,000~12,000 rpm

行い、設計性能の確認を行なった。総合機能試験では、1,000°C の状態で 180 h、延べ約 600 h の運転を行なった。運転モードは M_2 -I, M_2 -II, M_3 -III の 3 モードである。試験は、主として次に示す条件を満たしているかの確認を目的として行なった。

- (1) 加熱器 H_2 出口で He ガス温度が 400°C (流量 0.4~4.0 kg/s) であること。
- (2) 加熱器 H_{32} 出口で He ガス温度が 880°C (流量 4.0 kg/s) および 1,000°C (流量 0.4~2.8 kg/s) であること。
- (3) 循環機 1 台で 0.1 MPa (流量 4.0 kg/s) の昇圧が可能なこと。
- (4) 循環機入口 He ガス温度の制御が可能なこと。

試験の結果、ループの性能がほぼ計画通りであり、加熱器、冷却器、循環機等各機器の性能および健全性が確認された。ただ、冷却器 C_2 と C_{31} の冷却性能が計画

値より約50~60%上回っていたが、C₂およびC₃₂回りのバイパス流量を調整することにより、循環機入口Heガス温度を所定の温度に保つことができた。

さらに、1982年9月から10月にかけて加熱器、冷却器、循環機の特性試験を行なった。運転モードはM₂-IおよびM₂-IIモードである。また、M₂+Aループに接続されるT₂, T₃, T₄試験部の試験条件を考慮して、上記(1)~(4)の項目のほかに次の項目を追加した。

(5) 加熱器H₂出口でHeガス温度を430°Cにする。

(6) 加熱器H₃₂出口でHeガス温度1,000°Cが可

能な最大流量を求める。

(7) 流量4.0, 3.5 kg/sのときに、加熱器H₃₂でのHeガス最高温度を求める。

流量0.4~4.0 kg/sのときに、H₂出口のHeガス温度を430°Cにすることは可能であった。また、H₃₂出口で1,000°Cが可能な最大流量は3.2, 4.0 kg/sのときのH₃₂出口のHeガス最高温度は900°C, 3.5 kg/sでは950°Cであった。

M₂-I, M₂-II, M₂-IIIの3モードにおける計画値と実績値をTable 4に示す。

Table 4 Comparison of design and measured values relating to characteristics of M₂+A loop

		M ₂ -I mode		M ₂ -II mode		M ₂ -III mode	
		Design value	Measured value	Design value	Measured value	Design value	Measured value
Pressure	(MPa)	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0
Flow rate	(kg/s)	0.4~4.0	0.4~4.0	0.4~4.0	0.4~4.0	0.4~4.0	0.4~4.0
Temperature	(°C)	400	430	880	880	1,000	1,000
	(kg/s)	(0.4~4.0)	(0.4~4.0)	(4.0)	(4.0)	(0.4~2.8)	(0.4~3.2)
Pressure drop	(MPa)	0.100	0.076	1,000	1,000		900
	(kg/s)	(4.0)	(4.0)	(0.4~2.8)	(0.4~2.8)		(4.0)
Blower	(MPa)	B ₂₁ 0.100	B ₂₁ 0.038	0.169	0.167	0.054	0.053
	(Revolution)	(12,000)	(7,752)	(4.0)	(4.0)	(2.8)	(2.8)
		B ₂₂ 0.100	B ₂₂ 0.038	B ₂₁ 0.100	B ₂₁ 0.083		
		(12,000)	(7,752)	(12,000)	(10,395)		
				B ₂₂ 0.100	B ₂₂ 0.084		
				(12,000)	(10,447)		
Heater power (MW)	H ₂	2.00	H ₂ 1.91			B ₂₃ 0.100	B ₂₃ 0.053
						(12,000)	(7,927)
				H ₂ 2.00	H ₂ 1.36		
				H ₃₁ 4.70	H ₃₁ 4.81	H ₃₁ 4.70	H ₃₁ 6.04
Cooler power (MW)	C ₂	2.33	C ₂ 1.85	H ₃₂ 4.36	H ₃₂ 4.28	H ₃₂ 4.36	H ₃₂ 5.05
				C ₃₁ 6.71	C ₃₁ 10.39	C ₃₁ 6.71	C ₃₁ 10.58
				C ₃₂ 3.47	C ₃₂ 0.10	C ₃₂ 3.47	C ₃₂ 0.58

2. 主要機器の特性

(1) 加熱器H₂, H₃₁, H₃₂

Fig. 3は、M₂-IIモードで3基の加熱器により流量2.8 kg/sのHeガスを1,000°Cまで加熱したときの昇温過程を示したものである。ヒータエレメントとHeガスの境界温度差は、H₃₁およびH₃₂では約200°C、H₂では約40°Cであった。

Fig. 4は、H₃₁とH₃₂の電気入力に対する加熱効率を示したものである。効率は約77~95%で、電気入力の減少に伴って低下しており、H₃₁の効率はH₃₂よりも約3~6%大きい。放熱熱量は本体胴内部に断熱を施し、かつ水冷ジャケットにより外部冷却を行なっているために電気入力とHeガス流量による影響は小さ

く、H₃₂では約170~300 kW, H₃₁では約150~200 kWであった。H₃₁はH₃₂よりも内部温度が低いため放熱熱量が小さく、その分、効率がH₃₂より大きい。

Fig. 5は、H₃₂のヒータエレメントの伝熱特性を示したものである。熱伝達率 α は次式により求めた。

$$\alpha = Q / A \Delta T_f \quad (\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}) \quad (1)$$

ここで、Q: 伝熱量(kW)

A: 伝熱面積(m²)

ΔT_f : 境界温度差(K)

ヌセルト数Nuの実測値を、次に示す円管内乱流熱伝達のDittus-Boelterの式と比較した。

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2)$$

実測値は実験式よりも約10%大きい。同様な傾向は H₂ についても見られた。しかし、ヒータエレメントと管板間の絶縁およびヒータエレメントの熱膨張による伸びの吸収等で、管板とヒータエレメントの間には隙間があるので、この隙間を通してバイパス流が生じる可能性がある。したがって、本来ならば実測値は実

験式よりも小さくなるはずであるが、実測値が上回ったのは、ヒータエレメントの温度測定法に問題があると考えられる。ヒータエレメントの温度測定用熱電対は、ヒータエレメント中に埋め込んだ絶縁材に取り付けられているので、熱電対は周辺の He ガス温度や絶縁材の熱抵抗の影響を受けて温度を低めに表示し、境膜温度差の実測値が実際の値よりも小さくなったのではないと思われる。また、ヒータエレメントの温度は各加熱器について 6 本ずつ測定したが、出口部におけるヒータエレメント間の温度差は約 30°C で、その時のヒータエレメント温度は約 1,062°C、境膜温度差は

約 205°C であった。したがって、約 ± 9% 程度の He ガス偏流が認められたが、ヒータエレメントに及ぼす影響は小さく、構造的には支障のない範囲であった。

Fig. 6 は、H₂ 圧力容器の壁面温度と He ガス流量との関係を示したものである。このときの He ガスの入口温度は 300~330°C、出口温度は 430°C である。ヒータエレメント出口(③点)と入口(①点)の温度は、流量の影響が小さく出入口の He ガス温度に支配されているが、加熱領域(⑥~⑧点)では流量の影響を強く受けている。圧力容器の温度を上昇させる要因として考えられるものは、ヒータエレメントによる熱放射と容器内 He ガスの自然対流である。ヒータエレメントの管板貫通部はシールされていないため、一部は管板とヒ

ータエレメントの隙間からバイパス流としてヒータエレメントの側部を流れる。流量が大きな場合にはそれに比例してバイパス流も大きくなり、加熱領域内に He ガスが滞留せず、容器はヒータエレメントからの熱放射によってほぼ加熱される。流量が減少するとそれに伴ってバイパス流も減少し、容器内に滞留した He ガスがヒータエレメントによって加熱され、自然対流により容器壁面が加熱されることになる。流量 0.4, 0.776 kg/s のときには、この効果が顕著に現れている。いずれにしても、Fig. 6 に示すように、容器の最高温度は出口 He ガス温度にほぼ等しく、容器の最高設計温度 500°C を十分に下回っており、容器の健全性が確認された。

Fig. 6 Surface temperature distribution of H₂ vessel

(2) 冷却器 C₂, C₃₁, C₃₂

Fig. 7 は、C₃₁ の冷却性能の実測値と計画値とを比較したものである。実測値は計画値を約 60% 上回っており、C₂ においても約 40~50% 上回っていた。この原因としては、次のことが考えられる。

- (1) 使用時間が短いため伝熱管内の汚れが少ない。
 - (2) 伝熱に寄与する面積が計算値よりも大きい。
 - (3) 管外熱伝達率が計画値よりも大きい。
- (1)および(2)の効果を考慮しても、冷却性能は計画値を約 30% 上回っていた。そこで(3)の効果について、型式の異なる 2 つの冷却器 C₃₁ と C₂ を対象にして検討を行なった。

Fig. 8 は、実測値より求めた C₃₁ の管外熱伝達率 (He ガス側) と既存の実験式を比較したものである。この計算では伝熱管内の汚れがなく、管内(冷却水側)の熱伝達は Dittus-Boelter の式に従い、伝熱面積はバップル板に囲まれた領域のみとした。比較に用いたのは、流体が円管群に直角に流れる場合の次の実験式である⁽⁶⁾。

$$Nu = 0.27 Re^{0.63} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (\text{Zukauskas}) \quad (3)$$

$$Nu = 0.33 C_H \phi Re^{0.6} Pr^{0.8} \quad (\text{Fishenden-Saunders}) \quad (4)$$

Fig. 7 Comparison of design and measured values of cooling characteristics of cooler C₃₁

ここで、 C_H , ϕ は配管方式、ピッチおよび He ガスのレイノルズ数 Re によって変化する係数で、 $C_H = \phi = 1.0$ とした。 C_{31} の計画に用いた式は、基盤目配管用の Zukauskas の式(3)であり、実測値は(3)式より約 30% 大きい。

Fig. 9 は、 C_2 の管外熱伝達率(He ガス側)と既存の実験式を比較したもので、計算条件は C_{31} の場合と同様である。 C_2 は切欠きバッフル型冷却器で、ちどり配管である。比較の参考に用いたのは次の実験式である⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

$$Nu = 0.35 C Re^{0.6} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (\text{Zukauskas}) \quad (5)^{(6)}$$

Fig. 9 Heat transfer characteristics at outer tube of cooler C₂

Fig. 8 Heat transfer characteristics at outer tube of cooler C₃₁

$$Nu = 0.33 C_H \phi Re^{0.6} Pr^{0.3} \quad (\text{Fishenden-Saunders}) \quad (6)^{(6)}$$

$$Nu = 0.23 Re^{0.6} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (\text{Donohue}) \quad (7)^{(7)}$$

ここで、 C , C_H , ϕ は配管方式、ピッチおよび He ガスの Re によって変化する係数で、 $C = 1.03$, $C_H = 1.01 \sim 1.07$, $\phi = 0.98$ とした。 C_2 の計画に用いた式は、切欠きバッフル板を考慮した Donohue の式(7)で、実測値は(7)式より約 30% 大きい。

管外熱伝達率の実測値が計画値を上回った原因としては、次のことが考えられる。

- (1) 胴内壁およびバッフル板から伝熱管への熱放射により伝熱が促進された。
- (2) C_{31} では冷却水を配分するヘッダ部、 C_2 では出入口ノズル近傍の U 字管部とプレナム部が伝熱に寄与した。
- (3) C_{31} のバッフル板により He ガスの流れに乱れが生じて伝熱が促進された。

胴内壁およびバッフル板からの熱放射による熱量は、 C_{31} ではたかだか全交換熱量の約 4%、 C_2 では 1% 以下であり、熱放射の影響は小さい。したがって、(2)および(3)の効果が大きいと思われる。しかし、実測値は計算式とはほぼ相似な関係を示しており、冷却器の管外熱伝達率を式で表わすことは可能である。

Fig. 9 で、 C_2 の管外熱伝達率の実測値が Fishenden-Saunders の式(6)とほぼ一致しているが、これは次の理由によるものと思われる。すなわち、切欠きバッフル型冷却器では、管外 He ガスの流れは必ずしも伝熱管に直交しているのではなく、また、管とバッフル板

との間隙や胴内径とバッフル板の間隙を通して流れる。この管外熱伝達率を減少させる効果と(2)の効果が相殺されて(6)式に一致したのではないと思われる。

(3) 循環機 B₂₁, B₂₂, B₂₃

Fig. 10は、B₂₁の昇圧の実測値と昇圧値とを比較したものである。同一流量、同一回転数で比較すると、昇圧値は約5~20%大きく、電動機入力も約0~5%増加している。また、同一流量、同一昇圧値で比較する

Fig. 10 Comparison of design and measured values of blower B₂₁

Fig. 11 Total efficiency of blower B₂₁, B₂₂, B₂₃

3. ループの流力特性

Fig. 12は、M₂-I、M₂-IIIモードの系統内圧損特性を示したものである。M₂-Iモードでは、流量4.0 kg/sのときを除いてループ中の電動弁を半開して故意に圧損を増した1点しか示していない。M₂-IIIモードの圧

と、回転数は約5~10%減少し、電動機入力も約3~10%減少した。この傾向は、B₂₂, B₂₃においても同様であった。本循環機1台で、流量4.0 kg/s(圧力4.0 MPa, 循環機入口温度400°C)のHeガスを約0.1 MPa昇圧でできることが確認された。

Fig. 11は、循環機の全効率 η を示したものである。本循環機では軸動力の測定を行っていないため、循環機入力 W (kW)と理論断熱動力 L_{ad} (kW)との比を全効率とした。理論断熱効率は次式により求めた⁽⁸⁾。

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{P_1 F}{600} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k/(k-1)} - 1 \right\} \quad (\text{kW}) \quad (8)$$

$$\eta = L_{ad} / W \quad (9)$$

ここで、 F : Heガス流量(m³/min)

P_1 : 循環機入口圧力(MPa)

P_2 : 循環機出口圧力(MPa)

k : 断熱指数

循環機入力が大きき場合には、B₂₁とB₂₂の全効率は計画値とほぼ等しく、B₂₃では約2~5%上回っている。循環機入力が小さくなる(50 kW以下)につれて効率が下がるが、この理由としては、電動機およびガス軸受部の冷却の影響が現れて、断熱圧縮よりもむしろ等温圧縮に近づき、断熱動力の割合が減少したためと推定される。

損は流量のほぼ2乗に比例していることがわかる。M₂+Aループにおいて差圧の計測を行っていない機器は循環機とフィルタだけであり、ループの圧損は循環機の昇圧値より求めた。

流量4.0 kg/sのときのM₂-Iモードの圧損は0.076

Fig. 12 Pressure drop in HENDEL M_2 +A loop

MPa で、計画値 0.1 MPa を下回っていた。また、流量 2.8 kg/s のときの M_2 -III モードの圧損は 0.053 MPa で、ほぼ計画値通りであった。

代表的な運転例として、 M_2 -I および M_2 -III モードに流量 4.0 kg/s の He ガスを流したときの温度、圧力、流量の分布を Fig.13 に示す。

T : Temperature ($^{\circ}\text{C}$), P : Pressure (MPa)
 ΔP : Pressure difference (MPa), F : Flow rate (kg/s)

Fig. 13 Heat and mass balance of M_2 -I and M_2 -III modes

IV. 結 言

M_2 +A ループの特性試験を行い、次の結論を得た。

- (1) 流量 0.4~4.0 kg/s のときに、加熱器 H_2 出口で He ガス温度 430 $^{\circ}\text{C}$ の運転が可能である。
- (2) 流量 0.4~3.2 kg/s のときに、加熱器 H_{32} 出口

で He ガス温度 1,000°C, 流量 4.0 kg/s のときに 900°C の運転が可能である。

- (3) 循環機 1 台で, 流量 4.0 kg/s のときに約 0.1 MPa の昇圧が可能である。
- (4) 冷却器の冷却能力は計画値を約 40~60% 上回っていたが, 冷却器本体とバイパスの流量を調節することにより, 循環機入口での温度制御が可能である。
- (5) M₂-I モードの系統内圧損は, 流量 4.0 kg/s のときに 0.076 MPa, M₂-III モードの系統内圧損は流量 2.8 kg/s のときに 0.053 MPa で, はば計画値通りであった。
- (6) 高温高压の He ガス雰囲気中における加熱器, 冷却器等構造物の健全性が確認された。

以上より, M₂+A ループに接続が予定される T₂, T₃, T₄ 試験部に要求される試験条件の He ガスを供給

するのに十分な性能を持つループであることが確認できた。

終りに, 本試験を行うに当りご協力頂いた関係各位に厚く謝意を表する。また, 有益なご助言, ご指導を頂いた日本原子力研究所高温工学部 佐野川好母次長に感謝する。

—参考文献—

- (1) 下村寛昭, 他: 大型構造機器実証試験装置(HENDEL)の概要と建設, 原子力誌, 26〔3〕, 239 (1984)。
- (2) 原研: 多目的高温ガス炉研究開発の現状, (1976~82)。
- (3) 岡本芳三, 他: 原子力学会昭54年会要旨集, A29, (1979)。
- (4) 下村寛昭, 他: 同昭55年会要旨集, A57, (1980)。
- (5) 稲垣嘉之, 他: 同昭57分科会予稿集, B31, (1982)。
- (6) 機械学会: 伝熱工学資料, (1975)。
- (7) 尾花英朗: 熱交換器設計ハンドブック, (1977), 工学図書。
- (8) 横山重吉, 六角康久: “流体機械”, (1971), コロナ社。

H. W. グレイブス 著

三神 尚・関本 博 訳

核燃料管理の方法と解析

菊判 350頁 定価 3,500円

核燃料管理には多くの技術的学問分野がかかわっている。核燃料の設計をおこない, 管理計画をたてるにあたっては要求される性能基準を満足するために, 原子炉物理, 熱水力解析, 材料のふるまい, 構造解析および経済解析が相互におよぼす影響を考慮する必要がある。

本書の目的は核燃料管理解析において考慮すべき物理現象の説明と上記の相互作用, とくに核燃料の設計と原子炉の性能解析の分野の相互作用を強調して述べることにある。本書は教科書として書かれたものであるが, 内容は核燃料の設計や核燃料管理にたずさわる現場技術者にとって利用価値の高いものとなっている。

—主な内容—

第1章 原子力発電所の系統と機器	第8章 核燃料設計と運転制限
第2章 燃料サイクル	第9章 燃料棒の熱設計
第3章 原子炉の設計と燃料装荷の必要事項	第10章 原子炉の熱水力解析
第4章 原子炉解析のための解析モデル	第11章 核燃料管理の解析
第5章 反応度制御	第12章 炉心燃料管理
第6章 原子炉出力分布の評価	第13章 動力炉におけるプルトニウムの利用
第7章 燃焼解析	付録 A. 核データ B. 代表的LWR 2群定数

現代工学社

東京都新宿区四谷3-8
電話 (03) 357-7161