

JAERI - M
85-072

大型構造機器実証試験装置(HENDEL)・
マザー第1ヘリウムガスループ(M₁)の性能特性

1985年6月

高瀬 和之・丸山 創・井沢 直樹
田中 利幸・下村 寛昭・清水 明*

JAERI-M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。
入手の問合わせは、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、お申しこしてください。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。

JAERI-M reports are 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, 1985

編集兼発行 日本原子力研究所
印刷 いばらき印刷㈱

大型構造機器実証試験装置 (HENDEL)・
マザー第1ヘリウムガスループ(M₁)の性能特性

日本原子力研究所東海研究所高温工学部

高瀬 和之・丸山 創・井沢 直樹

田中 利幸⁺・下村 寛昭・清水 明^{*}

(1985年5月17日受理)

大型構造機器実証試験装置 (HENDEL) は、多目的高温ガス実験炉 (VHTR) の主要構成部である炉心部、炉床部、高温配管、高温弁及び中間熱交換器などの実証試験を、実験炉とはほぼ同じ条件の高温高圧の He ガス (400 °C, 4.0 MPa) を用いて行う目的で建設された。本試験装置は、マザー第1 (M₁)、第2 (M₂+A) He ガスループと試験部 (現在、第6試験部まで計画されており、そのうち第1試験部 (T₁) は昭和58年3月に完成し、第2試験部 (T₂) は昭和61年3月完成予定である) から構成されている。

本報は、昭和58年3月までに実施された特性試験のうち、マザー第1 He ガス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と M₁ ループ全体の特性について評価したものである。

この結果、M₁ ループは最高温度 450 °C、最大流量 0.4 kg/s、最高圧力 4.0 MPa の He ガスを第1試験部 (燃料体スタック実証試験部) に供給するのに十分な性能を有していることが確認された。

+ 現在、動力炉開発・安全性研究管理部

* 三菱重工業 (株)

Performance characteristics of HENDEL M₁ loop

Kazuyuki TAKASE, Soh MARUYAMA,
Naoki IZAWA, Toshiyuki TANAKA⁺,
Hiroaki SIMOMURA and Akira SHIMIZU^{*}

Department of High Temperature Engineering
Tokai Research Establishment, JAERI

(Received May 17, 1985)

The helium engineering demonstration loop (HENDEL) at JAERI is designed as a large-scale model test facility for demonstrative operation of high-temperature components, such as a fuel stack, an in-core structure, an intermediate heat exchanger, high-temperature pipings and valves of the experimental very high-temperature gas cooled reactor (VHTR). The HENDEL is supposed to be operated under the simulated conditions of the VHTR. The HENDEL consists of the first and second helium gas loops (M₁ and M₂ loops) and six test sections, the first of which was completed and the others are being designed.

This report describes operational data of components (heater, blower and cooler) and overall performance of the first loop (M₁ loop), during the test operations until March, 1983.

M₁ loop is to provide helium gas of 450 °C, 0.4 kg/s and 4.0 MPa to a fuel stack test section (T₁).

KEYWORD: Gas-cooled Reactor, Helium Gas Loop, Large-scale Model,
High Temperature, Reactor Components, Performance Test

⁺ Department of Power Reactor Projects

^{*} Mitsubishi Heavy Ind. Co., Ltd.

目 次

1. 緒 言	1
2. M_1 ループ	1
2.1 ループ構成	1
2.2 構成機器の構造	2
2.2.1 加熱器	2
2.2.2 循環機	2
2.2.3 冷却器	4
2.2.4 フィルタ	4
2.2.5 混合タンク	4
2.2.6 He ガス配管	5
2.2.7 弁	5
2.3 計測制御系	6
2.3.1 構成	6
2.3.2 流量及び温度制御	6
3. 試験計画	17
3.1 総合機能試験の推移	17
3.2 試験内容	17
3.3 試験項目及び方法	18
3.4 試験データの整理	19
3.4.1 データ処理	19
3.4.2 計算式	19
4. 構成機器の諸特性	28
4.1 結果の概要	28
4.2 加熱器の加熱特性	28
4.3 循環機の性能特性	30
4.4 冷却器の冷却特性	32
5. ループ全体の性能	53
5.1 熱特性	53
5.2 流動特性	54
5.3 計算値との比較	54
6. 結 言	62
謝 辞	63
参考文献	64
Appendix A. 運転状態確認画面の出力例	64

Appendix B.	計算結果の出力例	67
Appendix C.	試験結果の出力例	69
Appendix D.	使用計算式	70

CONTENTS

1. Introduction	1
2. M ₁ loop	1
2.1 Construction of M ₁ loop	1
2.2 Structure of loop components	2
2.2.1 Heater	2
2.2.2 Gas blower	2
2.2.3 Cooler	4
2.2.4 Filter	4
2.2.5 Mixing tank	4
2.2.6 Helium gas pipeline	5
2.2.7 Valve	5
2.3 System of measurements and controls	6
2.3.1 Composition	6
2.3.2 Controls of flow rate and temperature	6
3. Test planning	17
3.1 History of general faculty tests	17
3.2 Content of tests	17
3.3 Test items and experimental methods	18
3.4 Arrangement of experimental data	19
3.4.1 Data management	19
3.4.2 Calculated equations	19
4. Performance characteristics of loop components	28
4.1 Summary	28
4.2 Heating characteristics of heater	28
4.3 Performance characteristics of gas blower	30
4.4 Cooling characteristics of cooler	32
5. Performance of M ₁ loop	53
5.1 Heating characteristics	53
5.2 Flow characteristics	54
5.3 Comparison with observed data and calculated values	54
6. Conclusion	62
Acknowledgement	63
Appendix A. Output examples of faceplate to confirm on operating conditions	64
Appendix B. Output examples of calculated results	67
Appendix C. An output erample of experimental results	69
Appendix D. Calculated equations for gas blower	70

List of Tables

Table 2.2.1	Specifications of heater (H_1)
Table 2.2.2	Specifications of blower (B_1)
Table 2.2.3	Specifications of cooler (C_1)
Table 3.3.1	Experimental conditions
Table 3.4.1	Measuring items and numbers
Table 4.1.1	Experimental results on each test mode
Table 4.2.1	Experimental data of temperature distribution around heater surface
Table 4.2.2	Experimental data and calculated values at heater
Table 4.3.1	Experimental results of blower
Table 4.3.2	Comparison between designs and experimental results at rated output of blower
Table 4.4.1	Experimental results of cooler
Table 5.1.1	Heat loss from M_1 loop pipeline including mixing tank, filter and some valves
Table 5.2.1	Measuring data on M_1 loop characteristic test
Table 6.1.1	Summary of experimental results

List of Figures

Fig. 2.1.1	Schematic diagram of HENDEL M_1 loop
Fig. 2.2.1	Structural drawing of heater (H_1)
Fig. 2.2.2	Structural drawing of blower (B_1)
Fig. 2.2.3	Structural drawing of cooler (C_1)
Fig. 2.3.1	Construction of systems for measurement and control
Fig. 2.3.2	Control system of heater outlet He gas temperature
Fig. 2.3.3	Control system of blower inlet He gas temperature
Fig. 2.3.4	Control system of He gas flow rate in M_1 loop
Fig. 2.3.5	Control system of He gas pressure in M_1 loop
Fig. 3.1.1	Relation between heat tube outlet temperature and He gas flow rate of heater
Fig. 4.1.1	Operating history of HENDEL M_1 loop
Fig. 4.2.1	Temperature distributions of heater tube and He gas
Fig. 4.2.2	Experimental results of temperature distributions
Fig. 4.2.3	Performance characteristics of heater

- Fig. 4.2.4 Relationship between Nusselt number Nu_b and Reynolds number Re_b
- Fig. 4.2.5 Relationship between dimensionless heat flux parameter \dot{q}_{in}^+ and inlet Reynolds number Re_{bin}
- Fig. 4.3.1 Dependence of blower characteristic curve on He gas temperature
- Fig. 4.3.2 Blower experimental performance curve
- Fig. 4.3.3 Performance curve of blower
- Fig. 4.3.4 Blower efficiency data
- Fig. 4.3.5 Experimental results of blower efficiency
- Fig. 4.4.1 Experimental results of cooler
- Fig. 4.4.2 Heat transfer at the outside tube of cooler
- Fig. 5.1.1 Estimated heat loss from the He gas pipeline of M_1 loop
- Fig. 5.1.2 Relationship between He gas flow rate and heat loss from M_1 loop pipeline
- Fig. 5.2.1 Experimental results of pressure drop in M_1 loop
- Fig. 5.3.1 Heat and mass balance of M_1 loop at 400 °C, 0.4 kg/s
- Fig. 5.3.2 Heat and mass balance of M_1 loop at 400 °C, 0.04 kg/s

記 号 表

A	: 伝熱面積	S_t	: スタントン数
C_H	: 管群定数	T	: ヘリウムガス温度
c_p	: 比 熱	T_a	: 大気温度
d_i, d_o	: 内径, 外径	T_b	: 混合平均温度
G	: 重量流量	T_h	: 加熱器伝熱管温度
h	: 加熱器伝熱管本数	T_w	: 冷却水温度
K	: 熱通過率	v	: 流 速
L	: 循環機軸動力	W	: 入力電力
L_{ad}	: 理論断熱動力		
L_i	: 循環機内部動力	(ギリシャ文字)	
L_t	: 全圧理論空気動力	α	: 熱伝達率
l	: 加熱器伝熱管有効発熱長	γ	: 比 重量
M_i	: 重量流量の換算値 = $G \cdot \sqrt{T} / P$	η	: 全体効率
M_{dp}	: 昇圧値の換算値 = $\Delta P / P$	η_{ab}	: 断熱温度効率
M_n	: 回転数の換算値 = N / \sqrt{T}	η_h	: 加熱器熱効率
M_w	: 入力電力の換算値 = $W / (P \cdot \sqrt{T})$	η_{mo}	: 電動機効率
N	: 回 転 数	η_{lad}	: 全断熱効率
Nu	: ヌセルト数	η_p	: ポリトロープ効率
n	: ポリトロープ指数	κ	: 断熱係数
P	: 圧 力	μ	: 粘性係数
Pr	: プラントル数	μ_w	: 壁面での粘性係数
ΔP	: 昇 圧 値	ν	: 動粘性係数
Q_{cl}	: 冷却器除熱量	ρ	: 比 重
Q_h	: 加熱器伝熱量	σ	: ボルツマン定数
Q_L	: 配管からの放散熱量	φ	: 管群列数により決まる定数
Q_1	: 加熱器熱換失量		
Q_p	: 配管からの放熱量	(添字)	
Q_{pre}	: 循環機内での He ガスの受熱量	b	: He ガス
\dot{q}_i^+	: 無次元熱流束	i, o	: 入口, 出口
q_h	: 加熱器表面熱負荷	m	: 平均値
\bar{q}_w	: 平均壁面熱流束	H	: 加熱器
R	: ガス定数	B	: 循環機
Re	: レイノルズ数	C	: 冷却器
R_f	: 伝熱管内汚れ係数	P	: 配 管
R_t	: 伝熱管材熱抵抗	0	: 初期値

1. 緒 言

大型構造機器実証試験装置 (HENDEL)⁽¹⁾ は、多目的高温ガス実験炉の主要構成部である炉心部、炉床部、高温配管、高温弁及び中間熱交換器等の高温実証試験を実施する目的のために設置されたものである。本試験装置は、マザー第1、第2 He ガスループ (M₁ ループ、M₂ ループ)、アダプターループ (A ループ) の本体装置と試験部 (現在、第6 試験部まで計画されており、そのうち第1 試験部は昭和 58 年 3 月に完成し、第2 試験部は昭和 61 年 3 月完成予定である。) から構成されている。

本体装置の一部である M₁ ループは、多目的高温ガス実験炉炉心部の熱流力的基本データ及び主要構成要素である燃料棒、黒鉛ブロック、制御棒等に関する広範な工学的特性を得ることを目的とする第1 試験部 (燃料体スタック実証試験部 T₁) に、実験炉の炉心入口条件とほぼ等しい高温高圧の He ガス (400 °C、4.0 MPa) を供給するための装置である。

本報は、昭和 57 年 4 月から昭和 58 年 3 月にかけて実施した HENDEL 第1～第3 試験のうち、M₁ 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及び M₁ ループ全体の性能について報告⁽²⁾ するものである。

試験の結果、M₁ ループは最高温度 450 °C、最大流量 0.4 kg/s、最高圧力 4.0 MPa の He ガスを第1 試験部に供給するのに十分な性能を有していることが確認された。

2. M₁ ループ

2.1 ループ構成

本ループは、多目的高温ガス実験炉 (VHTR)⁽³⁾ の炉心部伝熱流動に関する諸特性試験を実施することを目的とする「燃料体スタック実証試験部 (T₁)」に、高温高圧の He ガスを供給するための装置である。従って、温度、圧力、流量およびその他の試験条件の設定は、上記諸特性試験の遂行上、かなり広範囲に設定可能であることが要求される。また、試験部側からの要求から、設定条件の変更操作が容易であることが必要である。更に試験部では、1 チャンネルおよび多チャンネル試験の実施に伴い、試験体内部の組み替えあるいは交換を短かい周期で行う必要がある。従って、M₁ ループは他のループとは独立した運転が可能である様計画を計画した。

M₁ ループのフローシートを、Fig. 2.1.1 に示す。本ループは循環機 (B₁)、加熱器 (C₁)、混合タンク (MT₁)、フィルタ (F₁)、各種計測器、弁、各種配管等より構成される。供給・回収系及び精製系とは、混合タンクを介して接続されており、M₁ ループの圧力制御は、供給・回収系からの He ガスの供給・回収により行われ、圧力は約 4.0 MPa 程度に保つことができる。また M₁ ループ内で発生した不純物ガスは、混合タンクから He ガスの一部を抽出して精製系に送り除去する。

1. 緒 言

大型構造機器実証試験装置(HENDEL)⁽¹⁾は、多目的高温ガス実験炉の主要構成部である炉心部、炉床部、高温配管、高温弁及び中間熱交換器等の高温実証試験を実施する目的のために設置されたものである。本試験装置は、マザー第1、第2 Heガスループ(M₁ループ、M₂ループ)、アダプターループ(Aループ)の本体装置と試験部(現在、第6試験部まで計画されており、そのうち第1試験部は昭和58年3月に完成し、第2試験部は昭和61年3月完成予定である。)から構成されている。

本体装置の一部であるM₁ループは、多目的高温ガス実験炉炉心部の熱流力的基本データ及び主要構成要素である燃料棒、黒鉛ブロック、制御棒等に関する広範な工学的特性を得ることを目的とする第1試験部(燃料体スタック実証試験部T₁)に、実験炉の炉心入口条件とほぼ等しい高温高圧のHeガス(400℃、4.0 MPa)を供給するための装置である。

本報は、昭和57年4月から昭和58年3月にかけて実施したHENDEL第1～第3試験のうち、M₁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及びM₁ループ全体の性能について報告⁽²⁾するものである。

試験の結果、M₁ループは最高温度450℃、最大流量0.4 kg/s、最高圧力4.0 MPaのHeガスを第1試験部に供給するのに十分な性能を有していることが確認された。

2. M₁ ループ

2.1 ループ構成

本ループは、多目的高温ガス実験炉(VHTR)⁽³⁾の炉心部伝熱流動に関する諸特性試験を実施することを目的とする「燃料体スタック実証試験部(T₁)」に、高温高圧のHeガスを供給するための装置である。従って、温度、圧力、流量およびその他の試験条件の設定は、上記諸特性試験の遂行上、かなり広範囲に設定可能であることが要求される。また、試験部側からの要求から、設定条件の変更操作が容易であることが必要である。更に試験部では、1チャンネルおよび多チャンネル試験の実施に伴い、試験体内部の組み替えあるいは交換を短い周期で行う必要がある。従って、M₁ループは他のループとは独立した運転が可能である様計画を計画した。

M₁ループのフローシートを、Fig. 2.1.1に示す。本ループは循環機(B₁)、加熱器(C₁)、混合タンク(MT₁)、フィルタ(F₁)、各種計測器、弁、各種配管等より構成される。供給・回収系及び精製系とは、混合タンクを介して接続されており、M₁ループの圧力制御は、供給・回収系からのHeガスの供給・回収により行われ、圧力は約4.0 MPa程度に保つことができる。またM₁ループ内で発生した不純物ガスは、混合タンクからHeガスの一部を抽出して精製系に送り除去する。

M₁ ループの運転仕様は、次のとおりである。供給・回収系より本ループの混合タンクに供給された He ガスは、フィルタにより微粒子等を取り除かれた後、循環機に入り昇圧(最大 0.2 MPa 程度)される。循環機により系内に循環された He ガスは、まずオリフィス流量計を通過することにより流量が計測される。ここでは、流量を大・中・小の 3 つの範囲について、高精度の計測が可能であるように 3 台の流量計を並列に設置している。He ガスの流量制御は、循環機の回転数制御及び循環機バイパス流量制御により行われ、最大 0.4 kg/s から最小 0.025 kg/s の流量範囲で制御される。循環機の回転数制御は、可変電圧可変周波数方式が採用されており、その制御範囲は 3,000～12,000 rpm である。次に、He ガスは加熱器に入り、ここで所定の温度まで、すなわち試験条件に加熱され、燃料体スタック実証試験部(T₁)に供給される。今回の試験では、試験部が建設中であるために、M₁ ループを構成する各機器の高温下における特性試験は、試験部のバイパスラインを用いて実施した。加熱器で加熱された He ガスは、冷却器を経て混合タンクに入る。ここで冷却器をバイパスした He ガスと合流し、再び循環機に戻る構成となっている。

2.2 構成機器の構造

2.2.1 加熱器

Table 2.2.1 に、加熱器の圧力容器、伝熱管(加熱用ヒータエレメント)及び加熱器入力制御装置の仕様構成を示す。また、Fig. 2.2.1 に加熱器の全体構成を示す。

本装置は、M₁ ループ内を循環する He ガスを加熱するために設置された加熱器である。循環機から送り出された He ガスは、まず流量調節弁、次に流量計を通り加熱器圧力容器下部の He ガス入口ノズルから加熱器内部に流入し、容器下部プレナム部と上部プレナム部を連絡する伝熱管によって加熱され、容器上部の He ガス出口ノズルから流出する。

圧力容器の寸法は、直径約 1.3 m、高さ約 6.3 m であり、材質は SCMV 2、設計温度及び圧力はそれぞれ 500 °C、4.5 MPa である。

本加熱器で使用している伝熱管は、中空円筒形構造を様し、He ガスは伝熱管の内部空間を通過することにより加熱される。伝熱管の材質は、試験部側で要求される加熱器出口ガス温度が 450 °C 前後であるので、伝熱管温度は 550 °C 以下と判断しインコロイ 800 H を採用した。伝熱管の外形寸法は内径 20.2 mm、外径 27.2 mm、全長約 2.84 m、有効発熱長 2.048 m であり、容器内中間胴部に 15 本の伝熱管が並列に取り付けられている。また、本伝熱管はモジュール構造を採用し、容器からの組み替え交換を可能とした。更に圧力容器を貫通する伝熱管の電力供給用電極は、高温時における絶縁抵抗の低下を防ぐために、電極内部を水で冷却する水冷電極を使用した。なお、本加熱器は、容器からの放熱量防止対策として外部保温方式を採用した。

本加熱器の入力制御装置は、3 相サイリスタ制御方式を採用し、定格入力 6.3 kV、50 Hz、設定方式は現場手動及び遠隔設定の両者について可能とした。本入力制御装置の主要構成は変圧器、サイリスタ、制御装置などである。

2.2.2 循環機

供試循環機は、系統の単純化を図り、He ガスへの不純物の混入が無く、He ガスの外部への

漏えいも防止することを目的として、密閉形、動圧ガスベアリング形の循環機を採用した。また、本機は比較的小流量のHeガスを高揚程で流す必要があるため再生式とした。

Table 2.2.2 に循環機の仕様を、Fig. 2.2.2 に構造図を示す。

(1) ケーシング (Casing)

ケーシングは、上部にあるフランジ部で上部ケーシングとボルトにより結合されており、外側に冷却水ジャケットが設けられている。またケーシングの内側には内部ケーシングを有している。

(2) 冷却水ジャケット (Cooling Water Jacket)

冷却水ジャケット下部に冷却水入口ノズル、上部には出口ノズルが設けられ、ジャケット内部には冷却水を導くためヘリカルコイル状の案内板が設置されている。

(3) 上部ケーシング (Upper Casing)

上部ケーシングは、同レベルにHeガス用の吸入ノズル及び吐出ノズルが設けられており、配管と溶接接続されている。

(4) 下部フランジ (Lower Flange)

下部フランジは、ケーシングの下部にボルト止めされており、Oリングにより機密を保持している。下部フランジには電源のターミナル、回転数検出器および熱電対リード線のための貫通電極が設けられている。

(5) 内側ケーシング (Inner Casing)

内側ケーシングは、ケーシングの内側に固定されている。上部にはジャーナル・フロント・ベアリングのサポートが取り付けられ、中段部にはモータのステータが、下部にはジャーナル・スターン・ベアリングが取り付けられている。また最下端には、スラスト・ベアリングが取り付けられている。

(6) 渦形室 (Volute)

渦形室は最上部にあり、その内部で羽根車が回転する。羽根車は先端の溝のある部分を渦形室内に突き出して回転し、Heガスは吸込口から渦形室内に入りほぼ一周して吐出し口から流出する。

(7) 熱遮へい板 (Thermal Plate)

熱遮へい板は金属板とアスベストの積層構造で、上部の圧縮機と下部の電動機間の伝熱を極力少なくする構造を採用している。

(8) ラビリンスシール (Labyrinths Seal)

ステータとロータ間のシール用に、熱遮へい板上部にラビリンスシールを取り付けている。

(9) ジャーナルベアリング (Journal Bearing)

ジャーナル・フロント・ベアリング及びジャーナル・スターン・ベアリングのサポートは、内側ケーシングにピンとねじで芯出しされ固定されている。各々のサポートはプリロード・ピボットを内蔵している。

(10) スラストベアリング (Thrust Bearing)

スラストベアリングは6個のセグメントから成り、ピボット及びビームによる自己位置修正機能を有している。

(11) 軸 (Shaft)

軸は中空であり、電動機のロータ、ジャーナル軸受のライナ等が取り付けられている。底部にはスラスト軸受用カラー及び内部冷却 He ガス用の循環翼が、また最上部には圧縮機のインペラが取り付けられている。

(12) 冷却システム (Cooling System)

電動機は、補助インペラからの冷却ガスにより冷却される。この冷却ガスは、ジャーナル・スターン軸受、モータ、ジャーナル・フロント軸受を通り、最後にケーシングと内側ケーシング中を下降しながら水冷ジャケット中の冷却水により冷却される。

2.2.3 冷却器

本冷却器は、 M_1 ループ単独運転時には加熱器において He ガスの受けた熱量を除熱し、試験部との接続運転時は試験部より戻される高温 (400 °C 以下) の He ガスを循環機入口の温度条件に合致するように除熱することを目的として設置されている。

本器は、U 字管を使用したシュルアンドチューブ切り欠きバッフル形熱交換器であり、その仕様を Table 2.2.3 に、構造図を Fig. 2.2.3 に示す。

Fig. 2.2.3 において、冷却水は下部水室から U 字管内を流れ、仕切板で下部水室と隔てられた上部水室を通り出口配管より流出する。He ガスは中央部の He ガス入口ノズルより流入し、管外流として切り欠きバッフル板を反転しながら流動中に除熱され、He ガス出口ノズルより混合タンクへと流出する。

2.2.4 フィルタ

Fig. 2.2.1 に示すように、本フィルタは混合タンクから循環機に至る途中に設置され、循環機への異物の流入を防止することを目的とする。

本フィルタでは、構造が簡単であり保守も容易に行えることから、カートリッジ形のエレメントを採用した。エレメント本体は、5 層の鋼製金網を円筒状に成型加工したものである。この 5 層の金網のうち、2 層はカートリッジの強度を高めるための補強層である。また、他の 3 層のうち、ろ過精度を決定するためのファインメッシュ層は 1 層であり、その両側の保護金網により防護されている。

フィルタ容器内に入った He ガスは、容器内に垂直に取り付けられた 7 本のフィルタエレメントを通過する。ここで微粒子をろ過した He ガスは、エレメントの内部空間を通り容器上部へ進み、出口ノズルから流出する。仕切板は、ろ過前の一次側容器とろ過後の 2 次側容器を仕切る役目をすると共に、この仕切板にフィルタエレメントが固定される。また、胴フランジは、フィルタエレメントを交換したり容器内部の点検、又は修理を行うための開口部である。

2.2.5 混合タンク

混合タンクは、循環機の入口に設置され、冷却器を通過及びバイパスした He ガス、精製系からの流入 He ガスの混合を行う機能と精製系への抽出、流入及び供給・回収による M_1 ループの圧力調整に伴う He ガスの流入、抽出による圧力脈動を減少させる機能を有している。

容量は約 1 m^3 の横置円筒型タンクで、外部保温により熱損失を少なくする構造としている。

2.2.6 He ガス配管

He ガス配管は呼び径 100 の単管であり、内部を高温の He ガスが通過するため外部に保温材が施工されている。

配管材としては、配管用合金鋼管 (STPA) 及び高温配管用炭素鋼管 (STPT) を使用し、He ガスの漏えいを防止するために溶接継手を採用した。また外部保温材としては、珪酸カルシウムを 90 ~ 110 mm の厚さに施工した。

2.2.7 弁

ヘリウム配管系の弁類は、系統外への He ガスの漏えいが無いベロー・シール方式を採用し、流量調節及び系統の流路切り換えに使用される。M₁ ループの流量調節弁の仕様を以下に示す。

設計圧力	約 4.5 MPa
" 温度	450 °C
定格 Cv 値	113
ストローク	38.1 mm
作動スピード	30 ~ 37 秒

2.3 計測制御系

2.3.1 構成

計測制御系は Fig. 2.3.1 に示すように、分散型計装システム、集中監視制御システムに分けられている。各システムの構成と機能を以下に示す。

(1) 分散型計装システム

分散型計装システムは、プロセスと直結して PID 制御、ON-OFF 制御等を実行するマイクロプロセッサ (DDC 1~5)、DDC に対し各制御対象プロセス量の設定値等を設定するミニ・コンピュータ (U-400)、CRT を介してプロセスの監視、機器、弁類の ON-OFF を操作員が行うためのオペレータ・コンソール、タイプライタ及びハードコピー装置から構成される。

本システムにより、操作員はプロセス状態の把握、手動操作によるプロセス状態の変更、機器の ON-OFF 等の操作が可能である。また、集中監視制御システムと結合することにより、M+A ループの自動起動、昇圧、昇温、降圧、降温、自動停止等の操作が可能である。

(2) 集中監視制御システム

集中監視制御システムは、分散型計装システムのミニ・コンピュータに対する指令、プロセスデータの収集等を行うミニ・コンピュータ (U-400)、シーケンス選択、シーケンス実行状況等を行うシーケンス・コンソール、システム・タイプライタ、ロギング・タイプライタ等から構成される。

本システムは分散型計装システムに対し、各機器、弁類の ON-OFF 指令、各計器の状態変更、プロセス量の制御目標値の設定等を指令することにより、ループの運転をあらかじめ選定したシーケンスに従い、自動的に実行する。また、シーケンス・コンソールからの指令によりプロセスの各種データを印字できる。さらに、GP-IB 信号ラインを經由して、外部のデータ処理計算機にデータを送信することができる。

上記の両システムは、それぞれ発生した警報の内容を印字すると共に、操作員が各システムに対して行った動作の内容を印字する。

この他、分散型制御システムに故障等が発生した場合に備えてバックアップ制御システムを設けている。またこれらと独立してプロセス異常時に主要機器を停止する安全防護系が設けられており、人員及び各装置の安全確保を図っている。

2.3.2 流量及び温度制御

M₁ ループでは、試験部に所定の温度、圧力、流量の He ガスを供給できるように自動制御を行っている。また、循環機の保護と加熱器での加熱量制限のために、循環機入口温度も自動制御を行っている。

(1) 加熱器出口 He ガス温度制御 (C 103)

Fig. 2.3.2 に示すように加熱器出口温度 (T 103 又は T 104) を検出し、PID 制御により加熱器の電気入力をサイリスク制御装置で調節し、出口温度を設定値に保つ。検出点としては試験部 (T₁) との取り合い点 (T 105 または T 106) も可能である。

(2) 循環機入口 He ガス温度制御 (C 101)

Fig. 2.3.3 に示すように循環機入口温度 (T101 または T102) を検出し、PID 制御により冷却器入口流量調節弁 TA 101 及び C₁ バイパスライン流調弁 TA 102 により、冷却器の流量及び伝熱量を調節し、循環機入口での温度制御を行う。ここで、TA 101 と TA 102 は逆動作となっており、また各弁はサーマルショックを防止するため、全閉リミッタを設けている。

(3) 加熱器流量制御 (C 141, C 142, C 143)

Fig. 2.3.4 に示すように、加熱器を通過する He ガスの循環機の回転数制御と主流路に設置された流調弁 (FA 101) 及びバイパス流路 (循環機バイパス) に設置された流調弁 (FA 102) の開度調整によって制御される。

まず、CPU からの加熱器の He ガス流量目標値により、FA 101 および FA 102 の弁開度を比率設定機 C 142 及び C 143 により一義的に決定する。次に、He ガスの流量を加熱器入口に設置した流量計で検出した値に圧力と温度の補正を行い、PID 制御により循環機の回転数を制御して循環機を通過する He ガスの流量 (弁開度が一定であれば加熱器の流量はこれに比例する) を調節する。

FA 101 及び FA 102 を任意の値に調節したい場合は、C 141 の自動制御を続行したままで C 142 及び C 143 のみマニュアル操作をすることも可能である。

(4) M₁ ループ圧力制御 (C 131)

Fig. 2.3.5 に示すように、M₁ ループの圧力制御は加熱器出口圧力 (P 101) 又は混合タンク内圧力 (P 102) を検出し、ON-OFF 制御により供給弁 PA 101 及び排出弁 PA 102 を操作して制御している。また検出値と設定値がほぼ同じであれば両方の弁とも閉まるようにしている。

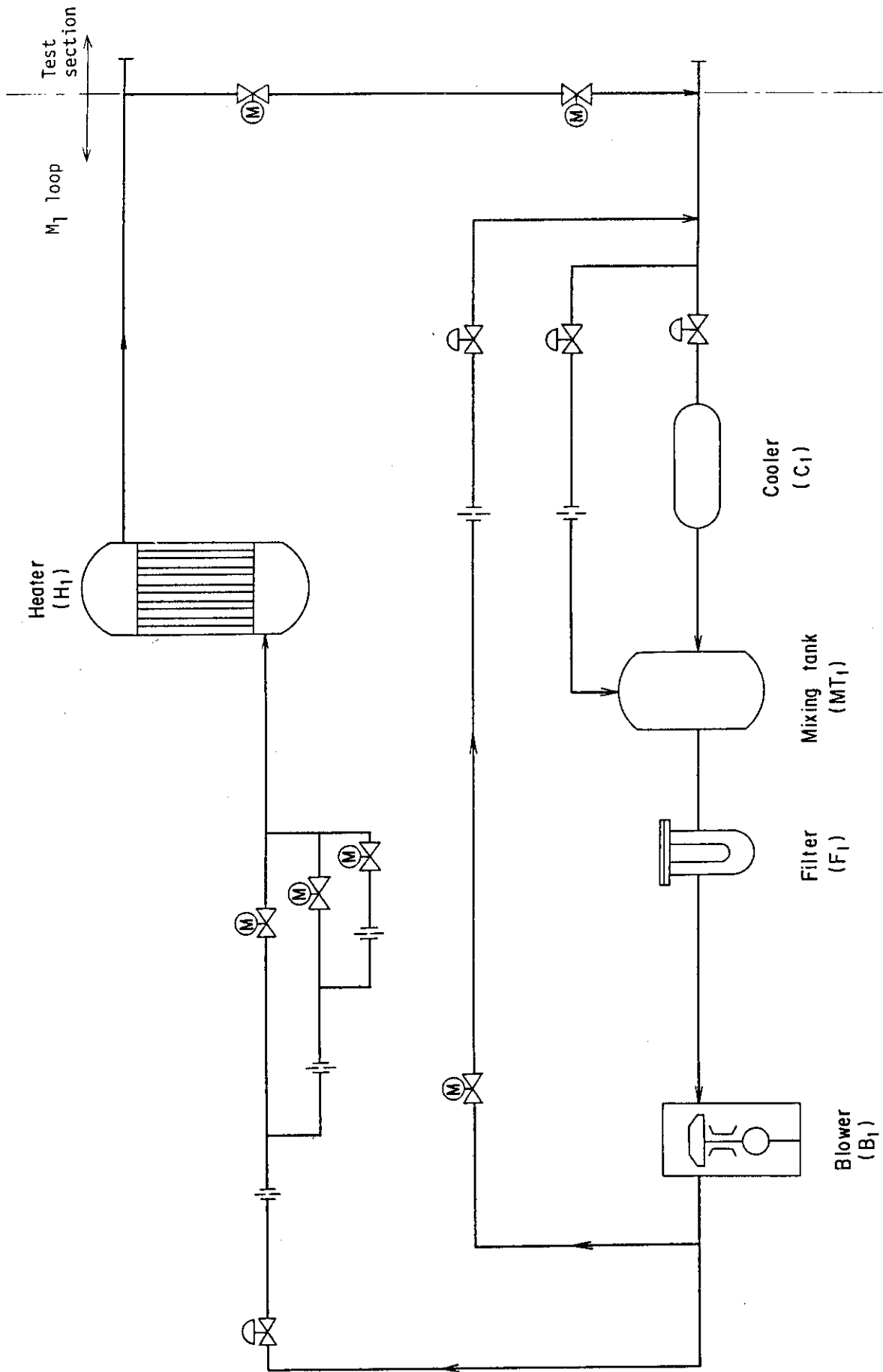


Fig. 2.1.1.1 Schematic diagram of HEDEL M₁ loop.

Table 2.2.1 Specifications of heater (H₁)

Type		Pipe heater, once-through type
No. of unit		1
Performance	Fluid	Helium
	He gas flow rate	0.4 kg/s
	Inlet He gas temperature	323 °C
	Outlet He gas temperature	400 °C
	He gas pressure	4.1 MPa
Electric input		160 KW
Shell	Material	SCMV 2
	Outside diameter	1,280 mm
	Height	5,600 mm
Tube	Material	Incoloy 800
	Size	27.2 mmO.D. × 3.5 mmt
	Length	2,839 mm
	Heating length	2,048 mm
	Number	15

Table 2.2.2 Specifications of blower (B₁)

Type		Regenerative blower, Gas bearing
No. of unit		1
Performance	Fluid	Helium
	He gas flow rate	0.4 kg/s
	Pressure drop	Max. 0.2 MPa
	Inlet He gas temperature	Max. 400 °C
Motor	Revolution	3,000 ~ 12,000 rpm
	Voltage	3φ, 440 V
	Electric input	130 KW
Material	Casing	Stainless steel
	Shaft	Alloy steel
	Impeller	Alloy steel

Table 2.2.3 Specifications of cooler (C₁)

Type		Shell and tube , U-tube type
No. of unit		1
Tube side	Fluid	Water
	Flow rate	2.1 kg/s
	Inlet He gas temperature	32 °C
	Outlet He gas temperature	52 °C
	He gas pressure	0.3 MPa
Shell side	Fluid	Helium
	Flow rate	0.4 kg/s
	Inlet He gas temperature	395 °C
	Outlet He gas temperature	313 °C
	He gas pressure	4.0 MPa
Removed heat		170 KW
Tube	Material	STB 35 S
	Size	27.2 mmO.D. × 3.2 mmt
	Length	4,200 mm
	Heating length	2,040 mm
	Number	7
Shell	Material	STPA 22
	Outside dia.	2,674 mm
	Height	2,300 mm

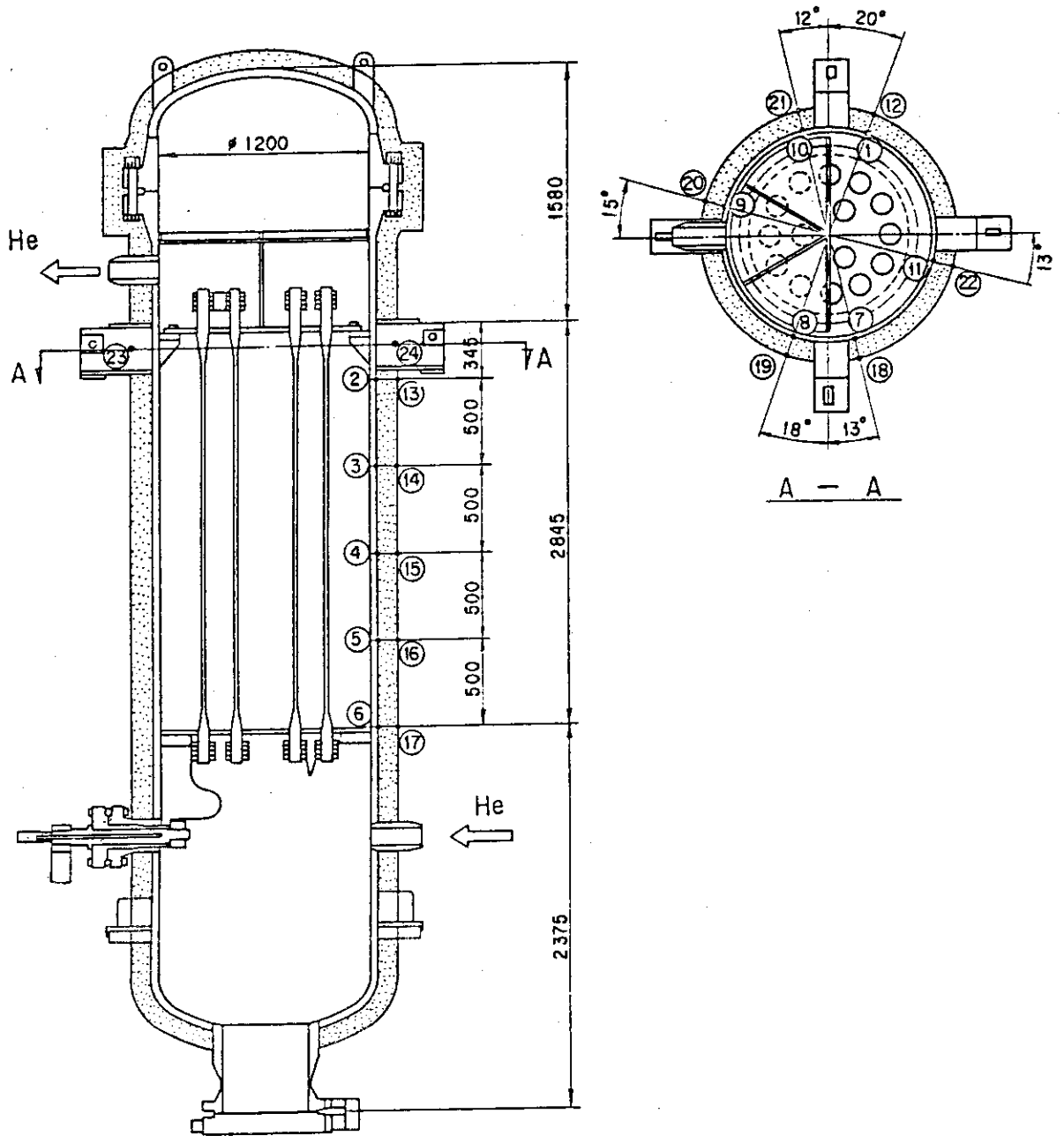


Fig. 2.2.1 Structural drawing of heater (H_1).

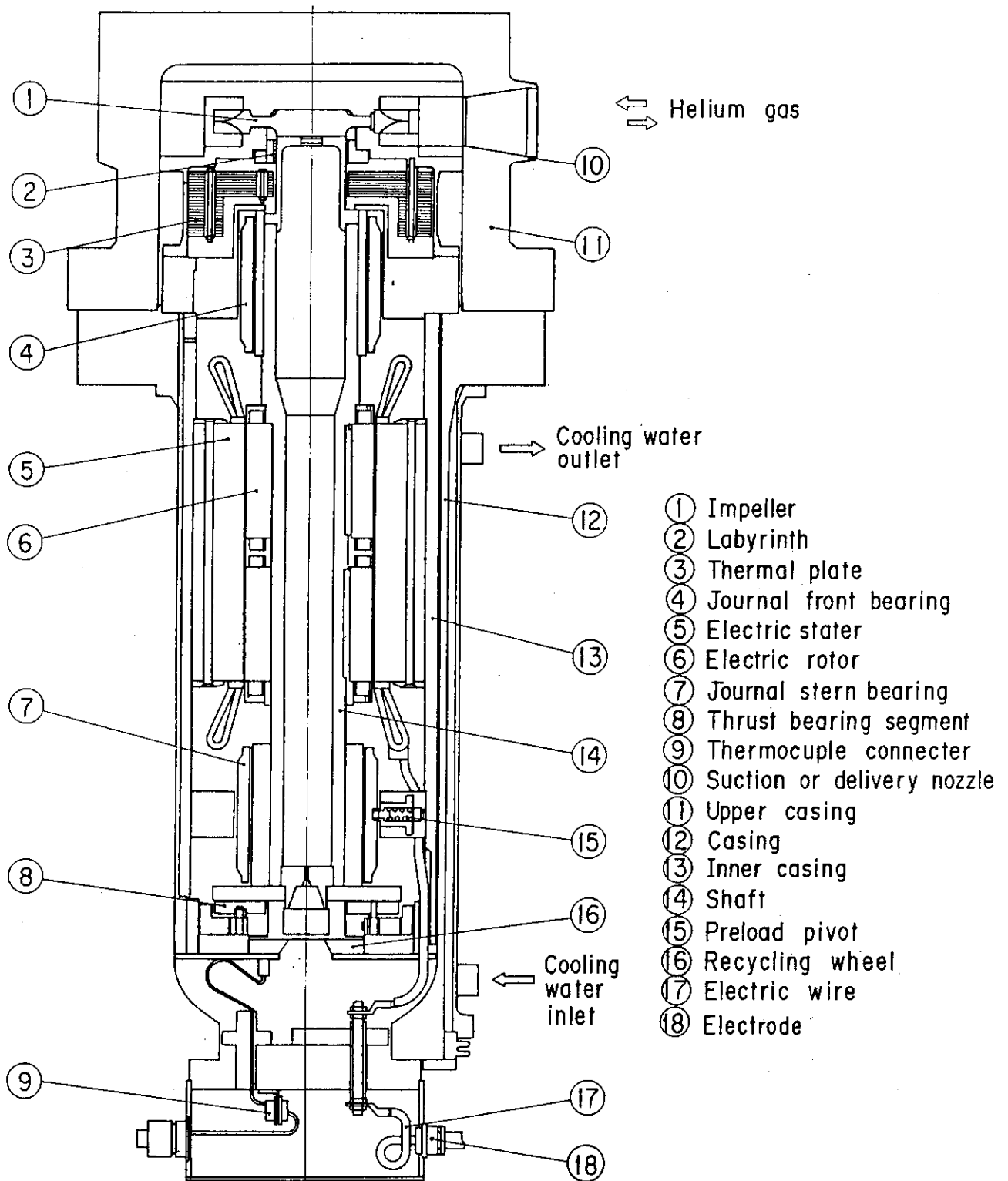


Fig. 2.2.2 Structural drawing of blower (B₁).

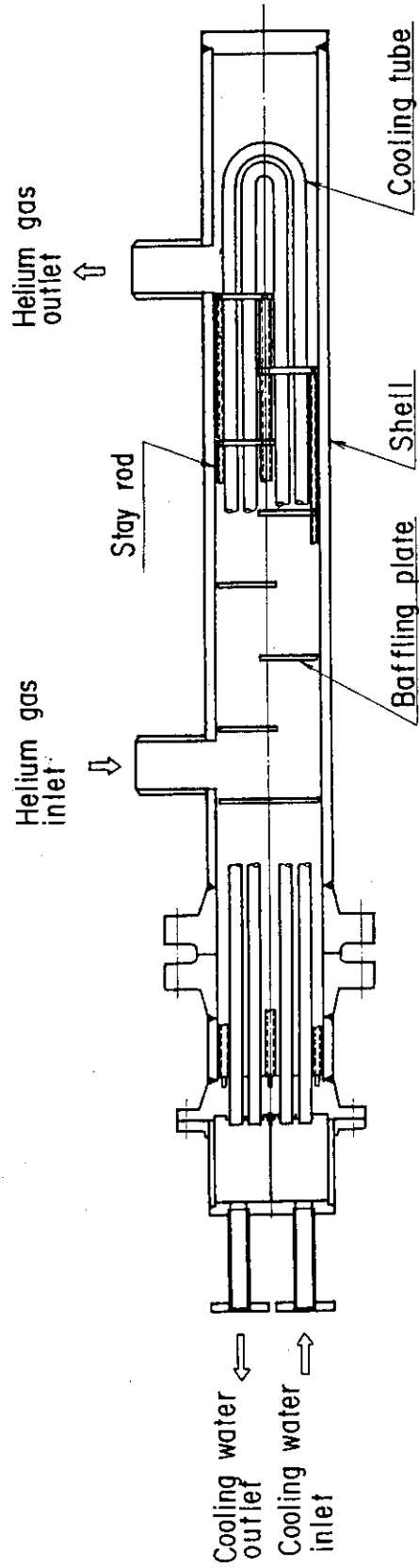


Fig. 2.2.3 Structural drawing of cooler (C1).

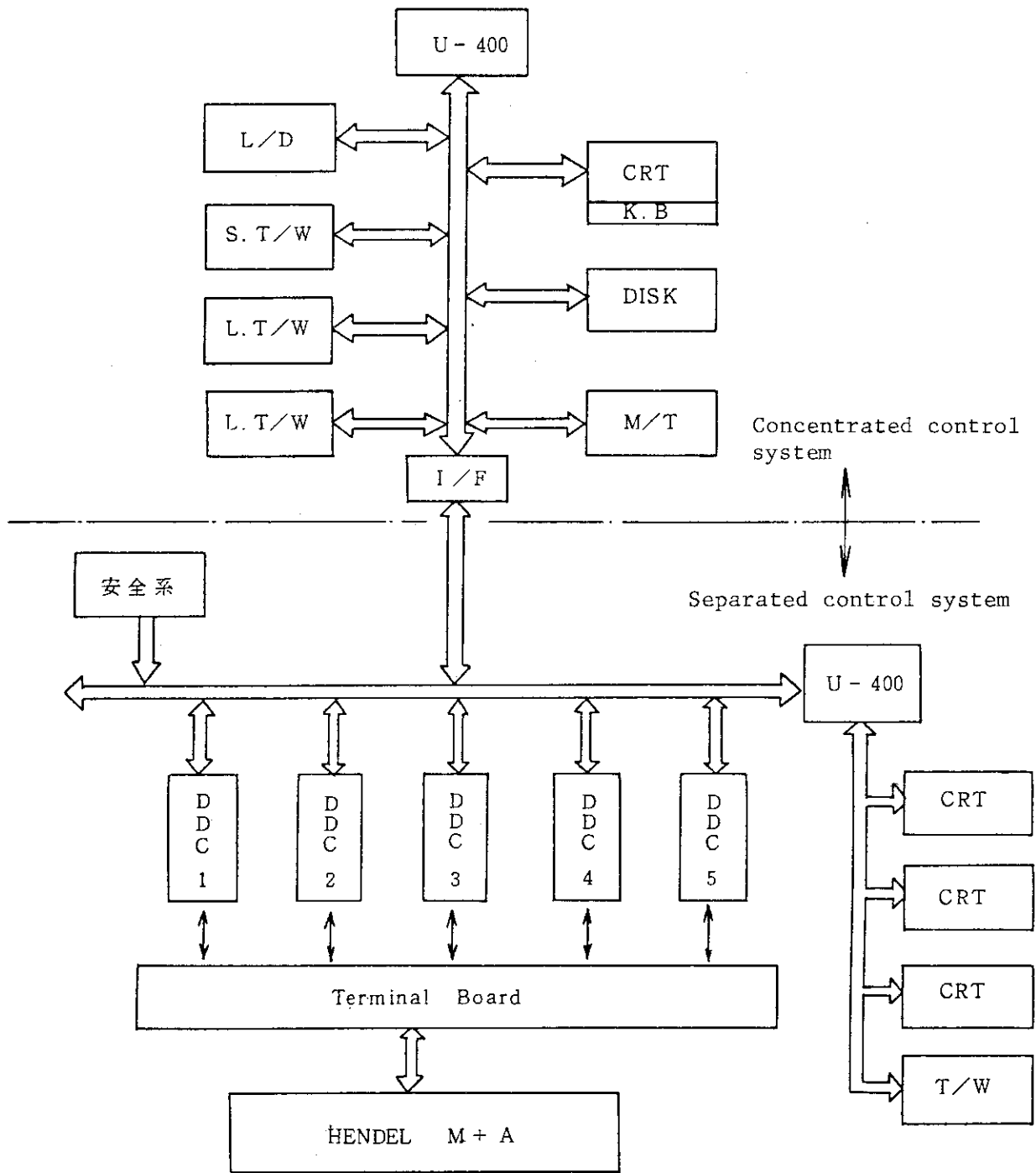


Fig. 2.3.1 Construction of systems for measurement and control.

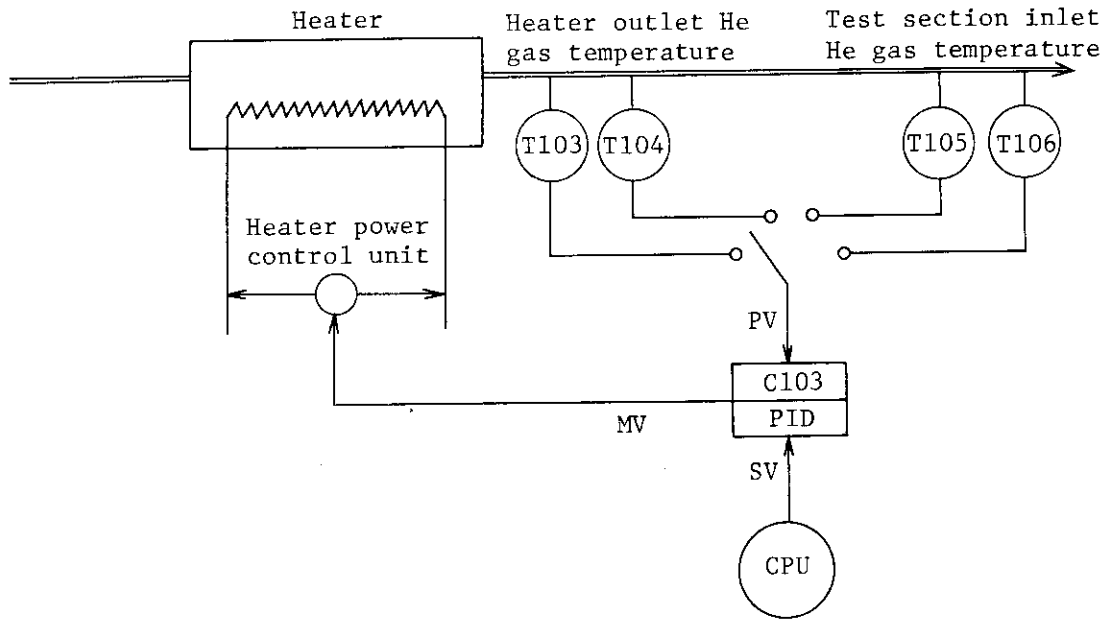


Fig. 2.3.2 Control system of heater outlet He gas temperature.
(C103 : Control module number)

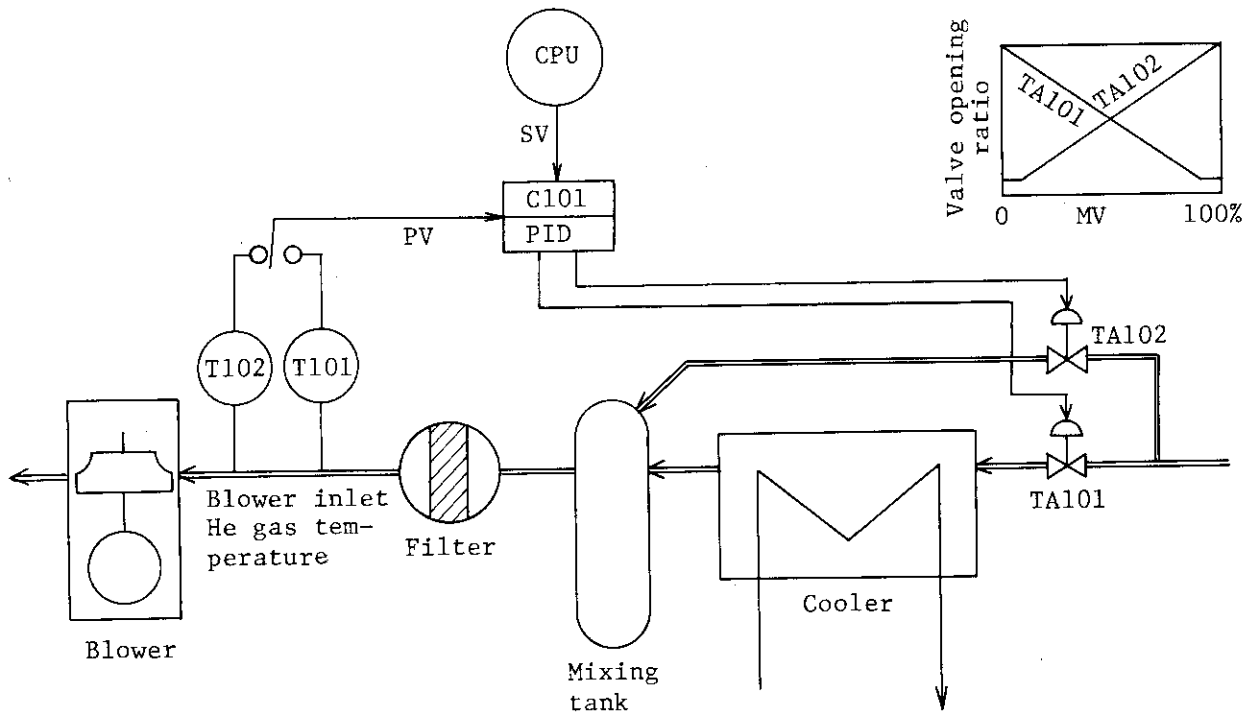


Fig. 2.3.3 Control system of blower inlet He gas temperature.
(C101 : Control module number)

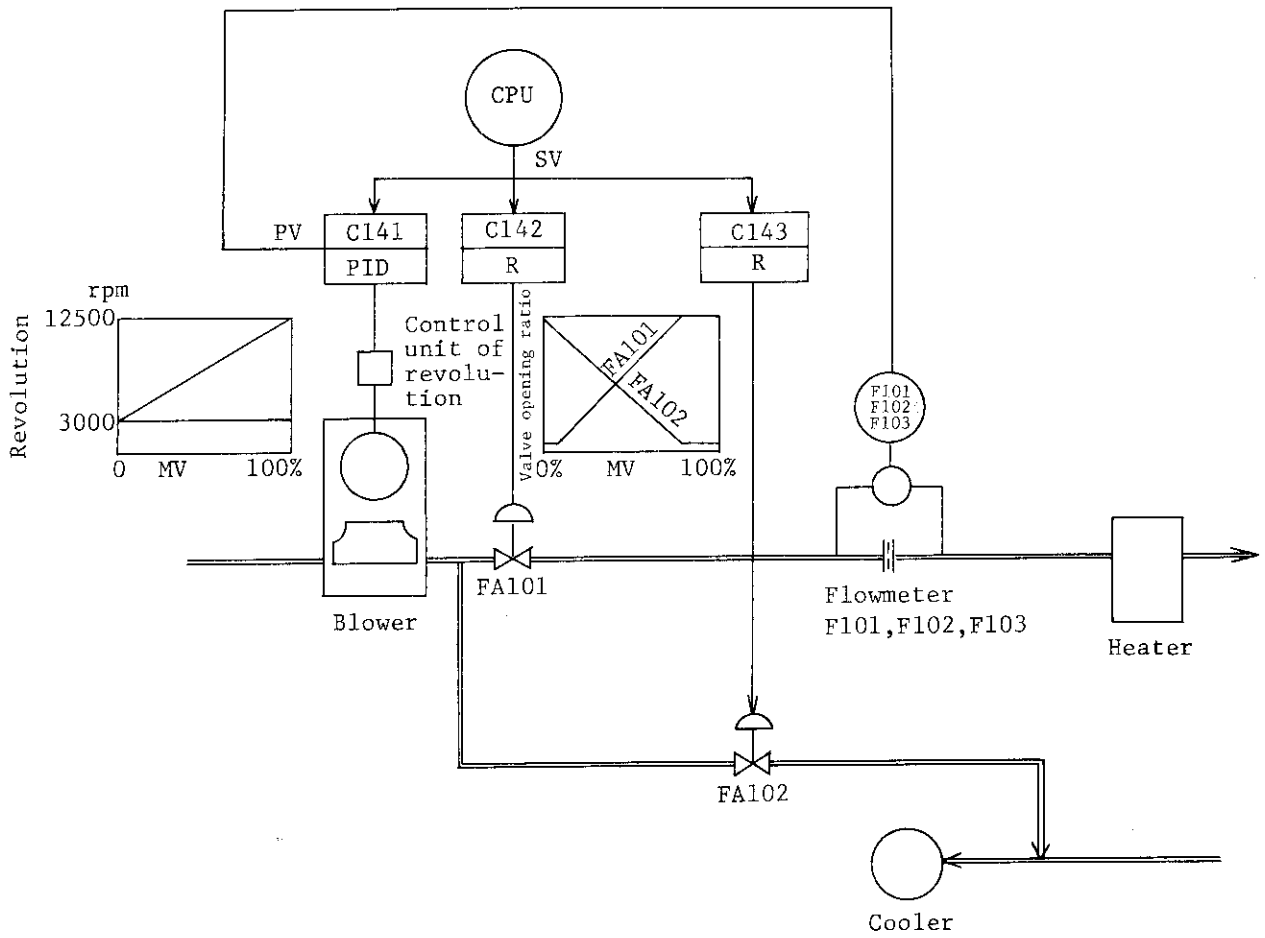


Fig. 2.3.4 Control system of He gas flow rate in M₁ loop.
(C141 : Control module number)

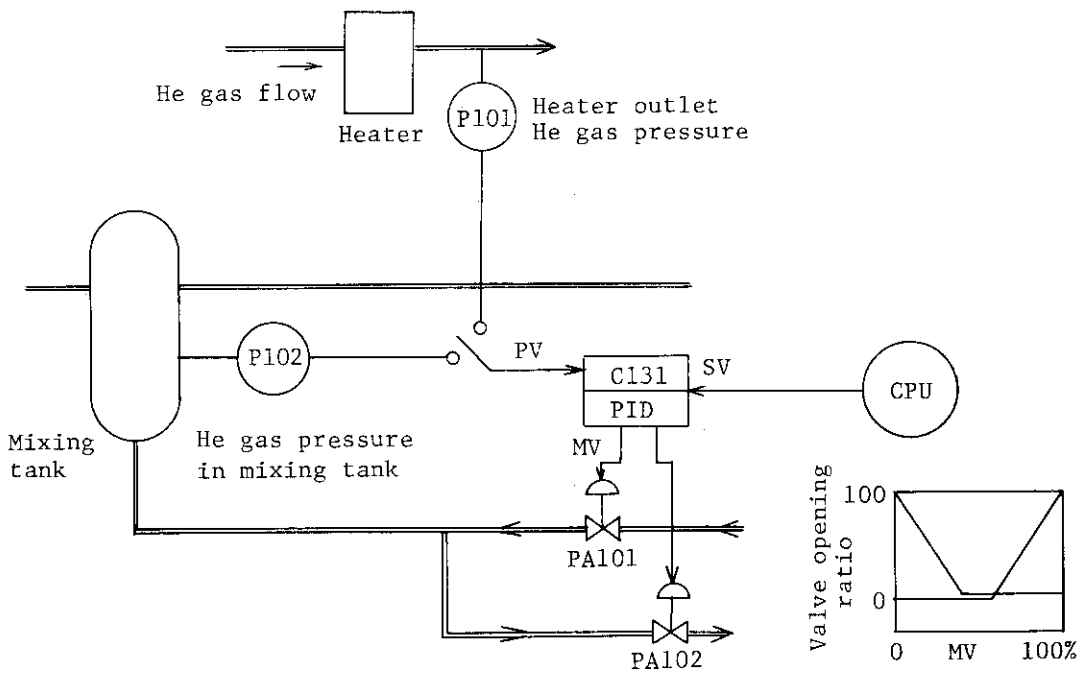


Fig. 2.3.5 Control system of He gas pressure in M₁ loop.
(C131 : Control module number)

3. 試験計画

3.1 総合機能試験の推移

昭和57年2月～3月に実施した総合機能試験時の確認事項は次のとおりである。

- ① 運転モードM₁-1, M₁-2, M₁-3の性能確認
- ② 加熱器, 循環機, 冷却器の性能確認

当初, M₁ループの試験運転は予定通り順調に行われたが, 加熱器通過流量を10 g/sとして計画していたM₁-3モード運転は, Heガス流量が定格値の1/40であり, 自動制御可能な領域でないことが判明した。また, 低流量時には当然ながら熱伝達率の低下に伴って, 容器出口部における伝熱管とHeガスとの境膜温度差が増大し, 容器外表面温度も設計温度(500℃)以上になる場合が予想されたため, 加熱器容器の健全性を考慮し, 加熱器の出口Heガスの温度上限値を450℃に設定した。従って, M₁-3モード試験(流量10 g/s)を, 加熱器温度自動制御が可能な実際の最低流量が40 g/sであることを確認した。Fig. 3.1.1に, 流量変化に伴う伝熱管出口温度の変動状態を示す。

3.2 試験内容

第1サイクル運転の試験計画を立案するに当たり, 以下の項目を考慮した。

(1) プラント状態の再現性の確認

総合機能試験時に試験実績のある試験モードM₁-1(加熱器出口Heガス温度400℃, Heガス流量0.4 kg/s)を実現し, 温度, 圧力, 流量等の各検出器に異常の無いことを確認する。

(2) 燃料体スタック実証試験部の試験条件を満足すること

試験部側で想定される試験条件を満足する可能性及び熱物質収支の計算値と測定値とを比較し, 試験条件の整合性を確認する。

(3) 加熱器出口Heガス最高温度の確認

流量0.04 kg/s～0.4 kg/sの範囲内にて, 加熱器で温度制御可能なHeガスの出口最高温度を確認する。

(4) 循環機特性の把握

循環機を回転数が3,000 rpmから12,000 rpm, 及び昇圧値が最大約0.2 MPaの範囲内で運転し, 性能曲線を求める。

(5) 冷却器特性の把握

冷却器を通過するHeガス流量を最小から最大まで変化させ, 冷却器の除熱性能を確認する。

3.3 試験項目及び方法

前項の検討内容に従い、Table 3.3.1 に示すように第一サイクル運転における M_1 ループ試験条件を設定した。以下に、その理由を示す。

(1) $M_1 - 1$ モード試験

総合機能試験時で実施した $M_1 - 1$ モードの運転を再び行い、温度、圧力、流量等の各種検出器に異常がないか、あるいは運転操作が正常に行われたかどうかを確認する。

(2) B_1 モード試験

常温および高温時における循環機性能を確認することを目的とする。確認事項は、主として次の3項目である。

i) 低流量試験

総合機能試験では、循環機流量を $0.4 \sim 0.6 \text{ kg/s}$ 流して試験を実施したが、試験部を接続した場合には、最低 0.12 kg/s 程度の流量を流す予定であり、低流量時における運転状態を確認する。

ii) 高差圧試験

現在、 M_1 ループと試験部を合わせて最大 0.2 MPa の圧力損失が予測されている。この圧力損失分を、循環機で昇圧する必要がある。今回は、 M_1 ループに設置してある電動弁を徐々に絞り込むことにより、循環機の最大昇圧値を求める。

iii) 低回転数試験

総合機能試験では、循環機回転数が約 $10,000 \text{ rpm}$ 前後の高回転数域にて試験を実施した。今回は、低回転数 ($3,000 \sim 3,200 \text{ rpm}$) 域での試験も合わせて行い、循環機の特性曲線を求める。

(3) M_1 モード試験

総合機能試験において、加熱器出口 He ガス温度を $400 \text{ }^\circ\text{C}$ 程度に保ち、加熱器を通過する He ガスの流量を次第に低下させた場合、加熱器出口部において、伝熱管温度と He ガス温度との境膜温度差が増大し、それに伴い加熱器容器外表面温度も上昇し、設計温度を上回ることが確認された。従って、今回は加熱器出口 He ガス温度を $300 \text{ }^\circ\text{C}$ 程度に下げ、境膜温度差と He ガス流量との関係を実験的に把握する。更に、流量制御を自動設定から手動設定に変更し、加熱器を通過する最低 He ガス流量を確認する。

(4) C_1 モード試験

総合機能試験では、冷却器を通過した He ガスの流量は最大 0.15 kg/s 程度であった。今回は、冷却器を流れる He ガス流量を、 $0.03 \text{ kg/s} \sim 0.7 \text{ kg/s}$ 程度まで変化させて、本冷却器の除熱特性を確認する。

(5) $T_1 - 1$ モード試験

本試験条件は、将来接続予定である燃料体スタック実証試験部の1チャンネル試験を想定した場合の試験モードであり、加熱器出口部の He ガス温度を $430 \text{ }^\circ\text{C}$ 一定の状態、流量 0.04 kg/s から 0.1 kg/s まで変化させて試験を行う。更に、流量 0.04 kg/s の際には、加熱器入力の制御点を加熱器出口部の He ガス温度から M_1 ループと試験部との取合部での温度に移行し

た場合の温度制御性についても確認する。

(6) T₁-2 モード試験

本試験条件は、燃料体スタック実証試験部の多チャンネル試験を想定した場合の試験モードであり、加熱器出口部の He ガス温度は 430 °C ~ 450 °C、流量は 0.15 kg/s ~ 0.4 kg/s の範囲内にて試験を行う。更に前項(5)と同様、加熱器入力制御点を M₁ ループと試験部との取合点に移行した場合の試験も実施する。

3.4 試験データの整理

3.4.1 データ処理

M₁ ループの計測項目を、Table 3.4.1 に示す。

M₁ ループ各部からのデータは、試験モードに対応して定期的に測定され、印字出力される。また測定データは、データ集録用小型計算機 (HP-1000) に送信され、ディスク及び磁気テープに集録し、保管される。更に、この集録データを計算プログラムによって処理することにより、ループ全体の性能および各種構成機器の特性を実時間で試験中に評価している。Appendix A に、運転状態確認画面の出力例を示す。

3.4.2 計算式

M₁ ループ各部にて測定された温度、圧力、差圧及び流量のデータは、加熱器、循環機、冷却器などの構成機器別に作製した計算プログラムにより特性計算を行い、測定値の妥当性を検討評価した。本計算に使用した計算式は、次のとおりである。

(1) 加熱器測定データ

① 伝熱量

$$Q_h = \frac{0.0002389 \times 3600}{859.6} \times G \cdot c_p \cdot (T_o - T_i) \quad (3.4.2.1)$$

ここに、Q_h : 伝熱量 (kW)

G : He ガス流量 (kg/sec)

c_p : 流体比熱 (J/kg・°C)

T_i : 加熱器入口 He ガス温度 (°C)

T_o : 加熱器出口 He ガス温度 (°C)

② 熱損失量

$$Q_l = W - Q_h \quad (3.4.2.2)$$

ここに、Q_l : 熱損失量 (kW)

W : 加熱器入力電力 (kW)

③ 伝熱管内表面熱流束

$$q_h = Q_h / \pi \cdot d_i \cdot l \cdot h \quad (3.4.2.3)$$

ここに、q_h : 表面熱流束 (kW/m²)

d_i : 伝熱部流路内径 (m)

l : 有効発熱長 (m)

h : 伝熱管本数

④ 熱効率

$$\eta_h = (Q_h / W) \times 100 \quad (3.4.2.4)$$

ここに, η_h : 熱効率 (%)

⑤ 平均熱伝達率

$$\alpha_m = q_h \cdot \frac{\{(T_{hi} - T_i) / (T_{ho} - T_o)\}}{(T_{hi} - T_i) - (T_{ho} - T_o)} \quad (3.4.2.5)$$

ここに, α_m : 平均熱伝達率 (kW/m²・°C)

T_{hi} : 入口部伝熱管温度 (°C)

T_{ho} : 出口部伝熱管温度 (°C)

⑥ 平均ヌセルト数

$$Nu_m = \alpha_m \cdot d_i / \lambda_m \quad (3.4.2.6)$$

ここに, Nu_m : 平均ヌセルト数

λ_m : 伝熱管中央部での He ガスの熱伝導率 (kW/m・°C)

⑦ 局所ヌセルト数 (計算値)

i) $Re \geq 2300$ の場合

$$Nu = C \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot (T_b / T_h)^{0.5} \quad (3.4.2.7)$$

ここに, C : = 0.021 または, 0.023

Pr : 流体プラントル数

ii) $Re < 2300$ の場合

$$Nu = 4.364 (T_b / T_h)^{0.5} \quad (3.4.2.8)$$

⑧ 境膜温度差 (推定値)

$$\Delta T = 10^3 \cdot Q_h / \alpha \cdot \pi \cdot d_i \cdot \ell \cdot h \quad (3.4.2.9)$$

ここに, ΔT : 境膜温度差 = 伝熱管温度 - 流体温度 (°C)

α : 局所熱伝達率 = $Nu \cdot \lambda / d_i$ (kW/m²・°C)

Appendix B.(1)に代表試験モードの計算結果を示す。

(2) 循環機測定データ

循環機の測定データに関しては, 循環機入口及び出口での He ガス温度, 圧力, 流量の計測データを基に, 循環機の動力, 効率等を計算した。

① 循環機入熱量

$$Q_{pra} = c_p \cdot G \cdot (T_o - T_i) \cdot \frac{3600}{859.6} \times 2.389 \times 10^{-4} \quad (3.4.2.10)$$

ここで

Q_{pra} : 循環機において He ガスの受けた熱量 (kW)

c_p : He ガス比熱 (1.2406 × 4186 J/kg)

T_i / T_o : 入口 / 出口 He ガス温度 (°C)

② 理論断熱動力

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{G \cdot R \cdot T_i}{102} \cdot \left\{ \left(\frac{P_o}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \quad (3.4.2.11)$$

ここで

- L_{ad} : 理論断熱動力 (kW)
 P_i/P_{o2} : 入口/出口 He ガス圧力 (MPa)
 k : 断熱係数 (He の場合 1.66)
 R : 気体定数 (He の場合 211.9 kg · m / kg · °K)

③ 全体効率

$$\eta = \frac{L_{ad}}{W} \quad (3.4.2.12)$$

ここで

- η : 全体効率 (モータ効率 × 全断熱効率)
 [全断熱効率 = L_{ad}/L (軸動力)]
 W : 循環機入力電力 (kW)

④ 流量, 昇圧値, 回転数, 入力の変換

循環機入口での He ガスの温度及び圧力が変化した場合にも, 上述の特性値の比較が可能
 なように下記の換算を行った。

$$M_i = G \cdot \sqrt{T_i / P_i} \quad (3.4.2.13)$$

$$M_{dp} = \Delta P / P_i \quad (3.4.2.14)$$

$$M_n = N / \sqrt{T_i} \quad (3.4.2.15)$$

$$M_w = \frac{W}{P_i \cdot \sqrt{T_i}} \quad (3.4.2.16)$$

ここで

M_i , M_{dp} , M_n , M_w : それぞれ重量流量, 昇圧値, 回転数, 入力電圧の換算値を示す。
 Appendix B.(2) に代表試験モードの計算結果を, Appendix D. に性能計算式を示す。

(3) 冷却器関係測定データ

ここでは, 測定データを基に, 冷却器での熱貫流率を計算すると共にフィルタでの差圧の評
 価, M_1 ループ配管全体からの放熱損失の計算を行う。

① 冷却器

i) 除熱量

伝熱量は He ガスの失った熱量を下記の式で計算した。

$$Q_{cl} = \left(\frac{0.2389 \times 3.6}{860} \right) \times G \cdot c_p \cdot (T_o - T_i)$$

ここで

- Q_{cl} : 冷却器での熱量 (kW)
 G : He ガスの重量 (kg/s)

(3.4.2.17)

c_p : He ガス比熱 (J/kg・°C)

T_i/T_o : He ガス入口/出口温度 (°C)

冷却水の流量及び昇温値より除熱量を計算することは流量計の精度上の問題により、本計算には採用しなかった。

ii) 熱貫流率

$$K = \frac{Q_{cl}}{A \cdot \Delta T} \quad (3.4.2.18)$$

ここで

K : 熱貫流率 (kW/m²・°C)

A : 余裕分を含んだ伝熱面積 (≒ 1.22 m²)

ΔT : He ガスと水との平均温度差 (°C)

なお、本冷却器は、U字管方式であるので上述した平均温度差 (ΔT) は対向流の場合の対数平均温度差 (T_{lm}) に修正係数 (F_t) を掛けて次式より求めた。

$$\Delta T = T_{lm} \times F_t \quad (3.4.2.19)$$

$$T_{lm} = \frac{\Delta t_2 + \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} \quad (3.4.2.20)$$

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln\left(\frac{1-S}{1-R \cdot S}\right)}{(R-1) \cdot \ln\left(\frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right)} \quad (3.4.2.21)$$

ここで $R = \frac{T_i - T_o}{T_{wo} - T_{wi}}$

$$S = \frac{T_{wo} - T_{wi}}{T_i - T_{wi}}$$

$$\Delta t_1 = T_o - T_{wi}$$

$$\Delta t_2 = T_i - T_{wo}$$

T_{w1} : 冷却水入口温度 (°C)

T_{w2} : 冷却水出口温度 (°C)

iii) 管内熱伝達率 (水側-設計値)

$$\alpha_i = 0.023 \cdot Re_i^{0.8} \cdot Pr_i^{0.4} \cdot \frac{\lambda_i}{d_i} \quad (3.4.2.22)$$

ここで

α_i : 管内熱伝対率 (kW/m²・°C)

Re_i : 管内レイノズル数

Pr_i : 管内プラントル数

λ_i : 水の熱伝導率 (kW/m・°C)

d_i : 伝熱管内径 (m)

IV) 管外熱伝達率 (He ガス側)

$$\alpha_o = 0.23 \cdot Re_o^{0.6} \cdot Rr_o^{1/3} \cdot \frac{\lambda_o}{d_o} \quad (3.4.2.23)$$

ここで

α_o : 管外熱伝達率 (kW/m²・°C)

Re_o : 管外レイノルズ数

Rr_o : 管外プラントル数

λ_o : Heガスの熱伝導率 (kW/m・°C)

d_o : 伝熱管外径 (m)

② フィルタ測定データ

フィルタの差圧は、Heガスの温度、圧力、流量等の試験条件に大きく左右される。ここでは試験の結果求められた差圧を、次式に示す換算式を用いて、温度 320 °C、圧力 4.0 MPa 流量 0.4 kg/s の場合の差圧に換算して評価した。

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \left(\frac{G_2}{G_1}\right)^2 \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2}\right) = \left(\frac{G_2}{G_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2}\right) \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right) \quad (3.4.2.24)$$

ここで

ΔP : フィルタ差圧 (MPa)

G : フィルタを通る重量流量 (kg/s)

γ : 比重量 (kg/m³)

P : 入口圧力 (MPa)

T : 入口温度 (K)

添字

1, 2 : 添字 1 は計測値、添字 2 は換算値を示す。

③ M₁ ループ配管からの放熱損失

弁、フィルタ、混合タンクを含む M₁ ループの配管全体からの放熱損失量は、加熱器及び循環機における Heガスの受熱量から、冷却器における除熱量を差し引いたものであると考え、下記の式で計算を行った。

$$Q_H = c_p \cdot G_H \cdot (T_{oH} - T_{iH}) \cdot \delta \quad (3.4.2.25)$$

$$Q_B = c_p \cdot G_B \cdot (T_{oB} - T_{iB}) \cdot \delta \quad (3.4.2.26)$$

$$Q_C = c_p \cdot G_C \cdot (T_{iC} - T_{oC}) \cdot \delta \quad (3.4.2.27)$$

$$Q_P = Q_H + Q_B - Q_C \quad (3.4.2.28)$$

ここで

Q : 受熱量または除熱量 (kW)

c_p : He ガス比熱 (J/kg・°C)

G : He ガス流量 (kg/s)

T_i/T_o : 入口/出口 He ガス温度 (°C)

δ : 換算値 = $0.0002389 \times 3600 / 859.6$

添字 H, B, C, P : それぞれ加熱器, 循環機, 冷却器及び配管を示す。

Appendix B.(3)に, 代表試験モードの計算結果を示す。

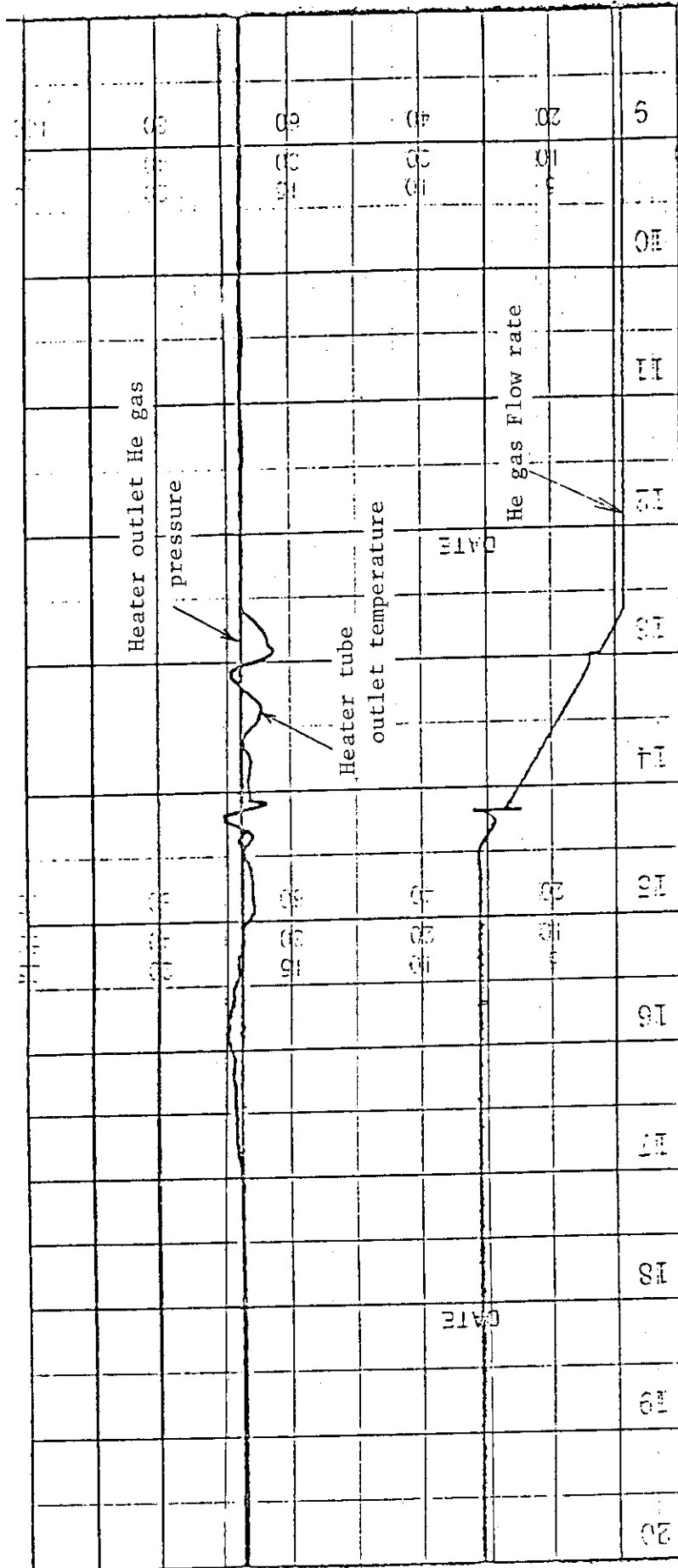


Fig. 3.1.1.1 Relation between heater tube outlet temperature and He gas flow rate of heater.

Table 3.3.1 Experimental conditions

Test mode name	Heater outlet He gas temp. *) Test section inlet He gas temp. (°C)	Heater inlet He gas flow rate (kg/s)	Blower inlet He gas flow rate (kg/s)	Blower inlet He gas temp. (°C)	Differential pressure of blower (MPa)	Heater outlet He gas pressure (MPa)
M ₁	1	0.4	0.44	360	0.04	4.0
	0	<100	0.1 ~ 0.8	<100	<0.2	4.0
B ₁ -1	1	0.04	0.1	280	—	4.0
	2	0.2	0.2	300	—	4.0
	3	0.4	0.4	320	—	4.0
H ₁ -1	1	0.01	0.4	140	—	4.0
	2	0.02	0.4	160	—	4.0
	3	0.03	0.4	180	—	4.0
C ₁ -1	240	0.4	<0.7	<240	0.05	4.0
T ₁ -1	1	0.04	0.5	200	—	4.0
	2	0.04	0.5	200	—	4.0
	3	0.08	0.5	225	—	4.0
	4	0.1	0.5	240	—	4.0
T ₁ -2	1	0.15	0.5	310	—	4.0
	2	0.2	0.5	320	—	4.0
	3	0.2	0.5	320	—	4.0
	4	0.3	0.5	340	—	4.0
	5	0.4	0.5	360	—	4.0

Table 3.4.1 Measuring items and numbers

Unit	Measuring item	Number
Blower	• Inlet temperature	2
	• Outlet temperature	1
	• Motor coil temperature	3
	• Thrust bearing temperature	1
	• Upper journal bearing temperature	1
	• Lower journal bearing temperature	1
	• Outlet pressure	1
	• Differential pressure	1
	• Electric power	1
	• Electric current	1
	• Revalution	1
	• Frequency	1
	Heater	• Inlet temperature
• Lower plenum temperature		1
• Mid- layer helium temperature		1
• Upper plenum temperature		1
• Inlet heater tube temperature		3
• Outlet heater tube temperature		3
• Outlet temperature		1
• Inlet pressure		1
• Outlet pressure		1
• Vacuum ratio		1
• Electric power		1
• Electric current		1
• Voltage		1
• Unbalance electric current		1
• Flow rate		3
Cooler	• Inlet temperature	1
	• Outlet temperature	1
	• Inlet cooling water temperature	1
	• Outlet cooling water temperature	1
Mixing tank	• Pressure	1
Filter	• Differential pressure	1
pipingline	• Test section inlet temperature	1
	• Test section outlet temperature	1
	• Blower bypass pipingline flow rate	1
	• Cooler bypass pipingline flow rate	1

4. 構成機器の諸特性

4.1 結果の概要

Fig. 4.1.1 に M₁ ループの運転実績、また Table 4.1.1 に試験結果のそれぞれ一例を示す。運転はほぼ予定どおり順調に行われ、当初計画した温度、圧力、流量等の諸設定値も十分満足された。

本試験の結果、M₁ ループは燃料体スタック実証試験部 (T₁) に対して、加熱器出口部で最高温度 450 °C、最大流量 0.4 kg/s 及び圧力 0.4 MPa の試験条件 He ガスを供給可能であることが確認された。

4.2 加熱器の加熱特性

加熱器は、入口/出口 He ガス温度及び伝熱管温度、上部/下部プレナム混合ガス温度のほか、Fig. 2.2.1 に番号①~④ で示した箇所に熱電対を取り付け、加熱器圧力容器周りの温度分布も計測している。Table 4.2.1 に、各試験時の測定結果の一例を示す。

Table 4.2.2 は、各試験モード時の加熱器特性結果を測定値と計算値について表している。以後、これらの結果を基に検討評価する。

Fig. 4.2.1 は、各試験モード時における加熱器入口部と出口部での He ガス温度と伝熱管との温度分布を表す。ここに He ガス温度と伝熱管温度の境膜温度差は、加熱器入口部と出口部において大きな差があることが分かる。例えば、Fig. 4.2.1 において、流量 0.04 kg/s である試験モード T1/110 の場合、入口部での境膜温度差は約 195 °C、出口部では約 91 °C である。また、流量 0.4 kg/s 時の試験モード T1/250 の場合には、前者は約 66 °C、後者は約 50 °C である。以下、前述した境膜温度差が試験モードにより、あるいはまた測定場所により異なる原因を検討する。

一般に境膜温度差は、次式で与えられる。

$$\Delta T_f = T_h - T \quad (4.2.1)$$

$$= \frac{q_h}{\alpha_h} \quad (4.2.2)$$

$$= \frac{G \cdot c_p (T_o - T_i)}{\alpha_n \cdot A} \times \left(\frac{0.2389 \times 3.6}{859.6} \right) \quad (4.2.3)$$

ここに、 ΔT_f : 境膜温度差 (°C)

T_h : 伝熱管温度 (°C)

T	: He ガス温度	(°C)
q_h	: 伝熱管熱流束	(kW/m ²)
α_h	: 管内熱伝達係数	(kW/m ² ・°C)
G	: He ガスの流量	(kg/s)
T_i, T_o	: 入口及び出口 He ガス温度	(°C)
A	: 伝熱面積	(m ²)
c_p	: 比熱	(J/kg・°C)

すなわち、低流量時には加熱器入口部での He ガス温度は低く、かつ高温にまで加熱するため、伝熱管及び He ガスの単位長さ当たりの温度変化率は大きい。更に、管内流速の低下に伴い熱伝達率が減少するため、大きな境膜温度差を示している。

また、加熱器入口部と出口部において境膜温度差が変化した要因として、次のことが考えられる。

i) 熱流束が起因する場合

- 伝熱管軸方向に対して、熱の下向流れが発生し、入口部での管内 He ガスへの伝熱量が増加した。
- 加熱器容器内に停滞する He ガスを通じて、伝熱管から容器側への自然対流熱伝達が、入口部に比べて出口部の方が大きく、管内 He ガスへの伝熱量及び熱流束は出口部の方が小さくなった。
- 上記と同様に、伝熱管から容器側への放射熱伝達は出口部の方が大きかった。

ii) 管内熱伝達率に起因する場合

- 伝熱管内の He ガスの物性値変化により、出口部の熱伝達率が入口部に比べ大きくなり、境膜温度差は低下した。

iii) その他

- 伝熱管温度の計測位置が容器内管板に近い場合、管板を通じての熱伝導の影響が起こった。

このうち、伝熱管軸方向下流への熱伝導及び He ガスの物性値変化による熱伝達率の増減が、境膜温度差に与える影響は他の項目に比べ微小であると判断される。

Fig. 4.2.2 は、各試験モード時に得られた加熱器の温度分布を表す。伝熱管入口/出口部における伝熱管温度及び He ガス温度を示し、かつ試験時における加熱器容器表面温度の最高値を示している。また、He ガスの試験流量範囲は将来接続予定である試験部条件を考慮し、流量 0.04 kg/s ~ 0.4 kg/s とした。なお、流量が 0.04 kg/s 以下の範囲にも実験値を表示しているが、これは加熱器を通過する He ガスの最低流量を求めるために実施した試験結果である。試験の結果、伝熱管出口部での境膜温度差は、流量 0.04 kg/s の場合に約 100 °C、同様に流量 0.2 kg/s 及び 0.4 kg/s の場合にそれぞれ約 72.5 °C、約 50 °C であることが分かった。また、温度制御可能な He ガスの最低流量は 0.013 kg/s であることが確認された。

Fig. 4.2.3 に、本加熱器の加熱特性を示す。ここに、横軸は He ガスの流量を、縦軸圧側には入力電圧を、右側には表面熱負荷、伝熱量及び熱効率を表す。

Fig. 4.2.4 に、加熱器伝熱管部の管内熱伝達特性を示す。各段階の試験において、入口及び出

口伝熱管温度のばらつきはそれぞれ 10 °C 未満である。従って、15 本の伝熱管に対して、最大 8 % 程度の偏流を生じる可能性はあるが、He ガスの熱伝達率は円管内乱流熱伝達の式 (Dittus-Boelter の式 (3.4.2.7)⁽⁴⁾⁽⁵⁾) に比較的良く一致することが確認された。更に最小流量である 0.013 kg/s 近傍では、ほぼ層流熱伝達の値を示している。

Fig. 4.2.5 に、伝熱管入口部における流体レイノズル数と無次元熱流速との関係を示す。ここでは、加熱の強さを示す変数として、次式で示されるような入口無次元平均流束 \dot{q}_i^+ を用いた。

$$\dot{q}_i^+ = \bar{q}_w / (G \cdot c_p \cdot T_i) \quad (4.2.4) \quad (6)(7)$$

ここに、 \bar{q}_w : 平均壁熱流束 (kW/m²)
 G : 単位面積当たりの質量流量 (kg/m²・s)
 c_p : 定圧比熱 (J/kg・K)
 T_i : 入口 He ガス温度 (K)

\dot{q}_i^+ の値は、レイノズル数が 4,000 以上の範囲では $2.65 \times 10^{-4} \sim 1.42 \times 10^{-3}$ 、4,000 未満では $1.12 \times 10^{-3} \sim 1.30 \times 10^{-3}$ 程度であった。

4.3 循環機の性能特性

試験は循環機における He ガスの流量及び昇圧値を広範囲に変化させて、その流量、昇圧値、回転数、入力電力、諸効率の相互関係を把握することを目的とし、循環機におけるガス温度を室温付近とした常温流動試験と 350 °C 付近とした高温流動試験の 2 つを実施した。Table 4.3.1 に示す試験結果の一例を基に、本循環機の性能を次のように整理した。

4.3.1 試験結果に基づく特性曲線

本試験で行った流量、昇圧値、入力電力、回転数を入口圧力 P_0 及び入口温度 T_0 で換算表示を行い、かつ送風機の比例則を用いて、一定の回転数 (回転数換算値 $N/\sqrt{T_0} = 462.57$, N : 回転数) に合わせた場合の特性曲線を Fig 4.3.1 に示す。図中白丸は入口 He ガス温度が約 300 °C ~ 320 °C で行われた高温試験の結果を示し、黒丸は入口 He ガス温度が約 20 °C ~ 60 °C で行われた常温試験の結果を示す。両試験結果とも単独では 1 つの曲線 (ほぼ直線) で近似できるが、常温試験と高温試験の結果は異なった曲線となっている。入口圧力及び入口温度が変わり比重量のみが変化した場合は常温試験と高温試験結果は同一の特性曲線で表示されるので、温度が異なった場合に特性曲線が変化した原因は下記のとおり推定される。

まず第 1 に、作動流体の温度が変化すると粘度が変化し、そのために特性が変化したことが考えられる。一般的に、再生ポンプにおいて作動流体の粘度が高くなれば、ポンプ内の流体損失が増大して揚程、吐出し量及び効率は低下し、運転トルクは増大する⁽⁸⁾。本循環機では作動流体が気体になっているが、特性はポンプと同一と考えられるので、常温運転に比べて高温運転では He ガスの粘度が高くなるために一定回転数では流量及び揚程が下がり、入力電力は増大するものと考えられる。流量と揚程に関する関係では、実験結果は高温運転の方が常温運転より揚程が高くなり理論と逆の傾向を示しているため、これに対しては更に検討を加える必要がある。

再生ポンプの性能、特にその揚程は羽根車両側面とそれに接するケーシングライナーとのすきま C_1 及び C_2 が大きくなればポンプの揚程は下がり、すきまが小さくなればポンプの揚程が上がる⁽⁸⁾。これを本循環機に当てはめると、He ガスの温度変化はケーシングよりも冷却を行っていない羽根車に伝わると考えられるので、高温運転では羽根車の寸法が大きくなりすきま C_1 及び C_2 が小さくなり揚程が高くなったものと思われる。

その他の原因として、高温運転の場合は放熱量が常温運転に比べ大きくなるために入力電力が上がったことも考えられる。

結論として、高温運転時と常温運転時の特性曲線が異なったのは、作動流体の温度による粘度の違い、羽根車の熱膨張によるケーシングとのすきまの寸法変化、運転温度の差による放熱量の変化の複合したものと考えられる。

以上のように、循環機の入口温度が変化すると、特性曲線も若干変化するが、実際に試験部と接続運転を行う場合は高温運転になると考えられるので、今回の試験のうち、高温流動試験結果 (Fig. 4.3.1 に示す実線及び一点鎖線) を基にして循環機の特性曲線を算出した。その結果を Fig. 4.3.2 に示す。特性曲線はほぼ直線を示すが、これは再生ポンプの特徴⁽⁹⁾を示している。

4.3.2 設計値と測定値との比較

Fig. 4.3.3 に、循環機の特性曲線の設計値と測定値を比較して示す。図中の各曲線は、回転数の換算値 $N/\sqrt{T_0}$ が 462.57 の場合を示している。ここに、昇圧値の測定値が設計値を若干上回ってはいるが、入力電力の測定値が設計値を大幅に上回っており、全体として循環機の効率が落ちていることが判明した。すなわち図中に破線で示す入力電力は、昇圧値の改善分を考慮して入力電力設計値を補正したものであるが、実線で示す入力電力測定値はそれを上回る結果となった。

Fig. 4.3.3 には全断熱効率の比較を併せて示したが、測定値は設計値を下回る結果となった。

所要入力電力が大きくなったため、本試験では昇圧値の最高値が 0.18 MPa 程度までしか実現できなかった。この件に関しては、電源改造を行った結果、常温流動試験ではあるが、昇圧値 = 約 0.25 MPa、入力電力 = 約 170 kW を確認し、試験部との接続運転は十分余裕をもって行える見通しを得た。

Table 4.3.2 は高温流動試験の結果を基に、循環機の入口温度、圧力、流量及び昇圧値を、設計上の定格点と合わせた場合に予想される性能を示しているが、入力電力は設計値に比べ約 18% 増加している。He ガスの昇温値については製作メーカーから、設計初期の段階では 21 °C、最終段階では 46 °C の 2 つの値が示されているが、試験結果は最終段階での設計値と一致している。

循環機製作メーカーの設計性能曲線と実機の性能が一致していなかった原因は断定はできぬが、工場試験に比べ本試験では作動流体である He が高温になったために、作動流体の粘性係数、羽根車とケーシング間の寸法及び循環機からの放熱量が変化したことが原因と推定される。

4.3.3 効率

横軸に流量、縦軸に昇圧値をとったグラフ上で、循環機の効率を比較すると Fig. 4.3.4 となる。流量が下がり、昇圧値が大きくなるほど、効率は落ちる傾向にある。循環機には種々の効率が考えられるが、本検討では、電動機を含めた全効率 $\eta (= \eta_{mo} \cdot \eta_{tad}; \eta_{mo}: \text{電動機効率}, \eta_{tad}: \text{全}$

断熱効率) 及び断熱温度効率 (η_{ad}) について整理した。

$$\eta_{tad} = L_{ad}/L \quad (4.3.1)$$

$$\eta_{mo} = L/W \quad (4.3.2)$$

$$\eta = \eta_{mo} \cdot \eta_{tad}/W \quad (4.3.3)$$

$$\eta_{ad} = L_{ad}/L_i \quad (4.3.4)$$

ここで

$$L_{ad} = \text{理論断熱動力} \quad (\text{kW})$$

$$L = \text{軸動力} \quad (\text{kW})$$

$$W = \text{電動機入力電力} \quad (\text{kW})$$

$$L_i = \text{循環機内部動力} \quad (\text{kW})$$

本来は、電動機効率 (η_{mo}) と循環機の全断熱効率 (η_{tad}) を分離して論ずべきであるが、本循環機の場合、軸動力の計測を行っていないため、両者の積 (電動機を含めた循環機の全効率と仮に呼ぶこととする) で結果を整理した。

本循環機には、電動機と循環機を結ぶ中空軸と同軸に内部冷却ガス循環用の補助インペラが設置されており、電動機の無負荷運転が行えないため、電動機効率を正確に求められなかった。電動機効率の目安としては、低圧かご形誘導電動機の定格における標準的な値としては約 93% 程度と考えられる。

高温試験、常温試験それぞれのデータを換算変数 $(\Delta P/P_0)/(G\sqrt{T_0}/P_0)^2$ を横軸に、数グラフ上ではほぼ直線状に並んでいる。直線を数式で表すと本循環機に対しては下記の実験式が得られた。

$$\eta_{mo} \cdot \eta_{tad} = 0.150 a^{0.366} \quad (\text{高温および常温試験}) \quad (4.3.5)$$

$$\eta_{ad} = 0.244 a^{-0.366} \quad (\text{高温試験}) \quad (4.3.6)$$

$$\eta_{ad} = 0.196 a^{-0.366} \quad (\text{高温試験}) \quad (4.3.7)$$

ここに、 a は換算変数を表し

$$a = \frac{\Delta P/P_0}{(G\sqrt{T_0}/P_0)^2}$$

である。

効率が換算変数 a により一義的に決定されるというのは、Fig. 4.3.4 において、2 乗曲線上では循環機が一定の効率を示していることを意味しており、送風機の比例則からも、説明可能である。

4.4 冷却器の冷却特性

本冷却器は、U 字形の伝熱管を有する熱交換器であり、管外を He ガス、管内を冷却水が流れる構造となっている。

Table 4.4.1 及び Fig. 4.4.1 に冷却器の試験結果を示す。本試験では、He ガス流量及び伝熱量を広範囲に変えて行った。

4.4.1 管外熱伝達率

(1) 管内熱伝達率の計算

本冷却器の管内流は水の単相流であり、管形状も単純な円管であるため、比較的良く既存の実験式に合うと考えられる管内熱伝達率を(4.4.1)式を使用して算出した⁽⁴⁾。

$$\alpha_i = 0.023 \text{ Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4} \cdot \frac{\lambda}{d_i} \quad (4.4.1)$$

ここで

α_i : 管内熱伝達率 (kW/m²・°C)

Re : レイノズル数 (管内)

Pr : プラントル数 (管内)

λ : 冷却水の熱伝導率 (kW/m・°C)

d_i : 伝熱管内径 (m)

(2) 熱通過率

次に、(4.4.2)式で算出した伝熱量と、冷却器の伝熱面積及び対数平均温度差より(4.4.3)式を使用して熱通過率を求めた。

$$Q = G \cdot c_p \cdot (T_i - T_o) \cdot 3600 \times 0.0002389 / 859.6 \quad (4.4.2)$$

$$K = \frac{Q}{A \cdot \Delta T} \quad (4.4.3)$$

ここで

Q : 伝熱量 (kW)

G : He ガス重量流量 (kg/s)

C_p : He ガス比熱 (J/kg・°C)

T_i : He ガス入口温度 (°C)

T_o : He ガス出口温度 (°C)

K : 熱通過率 (kW/m²・°C)

A : 伝熱面積 (余裕 10 % を含む) (1.22 m²)

ΔT : 水と He ガスの平均温度差 (°C)

(3) 管外熱伝達率およびヌッセルト数

次に、前述した管内熱伝達率と熱通過率より(4.4.4)式及び(4.4.5)式を使用して管外熱伝達率及びヌッセルト数を算出した。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} \cdot \frac{d_o}{d_i} + R_f \frac{d_o}{d_i} + R_t + \frac{1}{\alpha_o} \quad (4.4.4)$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_o \cdot d_o}{\lambda} \quad (4.4.5)$$

ここで

K : 熱通過率 (kW/m²・°C)

α_i : 管内熱伝達率 (kW/m²・°C)

α_o :	管外熱伝達率	(kW/m ² ・°C)
d_i :	伝熱管内径	(= 0.0208 m)
d_o :	伝熱管外径	(= 0.0272 m)
R_f :	汚れ係数	(kW/m ² ・°C) ⁻¹
R_t :	管材熱抵抗	(= 0.0001 kW/m ² ・°C) ⁻¹
λ :	He ガス熱伝導率	(kW/m・°C)
Nu :	ヌッセルト数	

(4) 管外流体のレイノズル数

管外を流れるHeガスの流量と相当流路断面積より、管外流体のレイノズル数を(4.4.6)式で求めた。

$$Re = \frac{G}{A \cdot \gamma} \cdot \frac{d_o}{\nu} \quad (4.4.6)$$

ここで

Re :	管外レイノズル数
G :	ヘリウムガス重量流量 (kg/s)
A :	相当通過断面積 (= 0.01316 m ²)
γ :	比重量 (kg/m ³)
ν :	動粘性係数 (= m ² /s)

本検討で、特に管外熱伝達特性に着目したのは、切り欠きバッフル板式熱交換器の管群外面の流れが一部では管に直交、一部では平行又は斜めに当たる流れとなり、また管群外周と容器間からの漏れ、バッフル板と管の間から漏れなどのため、管外熱伝達率はかなり変化し、正確には試験結果より算定する必要があるためである。

4.4.2 試験結果と既存の実験式の比較検討

Fig. 4.4.2 に、冷却器の管外熱伝達特性に関して、黒丸で示す実験結果と直線で示す既存の実験式を比較して示す。

今回比較検討を行った実験式は、次のとおりである。

(1) 流体が管群(10列以上)に直角に流れる場合の乱流熱伝達式⁽¹⁾(Fishenden-Saundersの式)

$$Nu = 0.33 C_H \psi Re^{0.6} Pr^{0.3} \quad (4.4.7)$$

$$Nu = 0.33 Re^{0.6} Pr^{0.3} \quad (4.4.8)$$

ここで

C_H : 配管方式とピッチ直径比及び Re によって変化する係数 (0.8 ~ 1.2)

ψ : 管列数により変化する係数

(10列以上で 1.0, それ以下では減少し 1列の場合は 0.65)

本冷却器の伝熱管はU字管構造であり、従って伝熱管の本数は片側が7本、往復で14本、管の列数としては約4列程度である。本検討では、典型的な管群の熱伝達率と比較するため、

$C_H = \phi = 1.0$ の場合の (4.4.8) 式を図上に表示した。なお He ガスのプラントル数は 285°C , 4.0 MPa の場合の値を使用し $Pr = 0.6484$ で一定であるとした。その他の実験式についても同様である。

(2) 単円柱外面からの強制対流熱伝達の式⁽¹⁾ (五十嵐・平田)

$$Nu = 0.373Re^{1/2} + 0.057Re^{2/3} \quad (4.4.9)$$

使用流体が空気の場合 (4.4.9) 式で与えられるのでそれを He ガスに換算し、(4.4.10) 式を使って検討した。

$$Nu = 0.418Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} + 0.0638Re^{2/3} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.4.10)$$

(3) 単円柱外面よりの強制対流熱伝達の式⁽¹²⁾ (Hilpert)

$$Nu = 0.174Re^{0.618} \quad (4.4.11)$$

レイノルズ数が 4×10^4 までの空気に対しては (4.4.11) 式が成立するので、He ガスに対しては (4.4.12) 式が成立する。

$$Nu = 0.195Re^{0.618} Pr^{1/3} \quad (4.4.12)$$

(4) 切り欠きバツフル形熱交換器管外熱伝達率計算式⁽¹³⁾

切り欠きバツフル形熱交換器の場合、バツフル間隔、バツフル穴面積、漏れの量、管の配置、パスの構成などによって管外の熱伝達率はかなり変化するが、一般に次式が与えられている。

$$St \cdot Pr^{2\beta} = C (Re)^{-0.4} (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (4.4.13)$$

ここで

St : スタントン数

C : 係数 (0.22 ~ 0.25)

μ : He ガス粘性係数 ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)

μ_w : 壁温での He ガス粘性係数 ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)

(4.4.13) 式を変形すると (4.4.14) 式となる。

$$Nu = C \cdot Re^{0.6} \cdot Pr^{1/\beta} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.4.14)$$

試験結果は上記の実験式のうち、(4.4.8 式) とほぼ一致したが、この理由は次のように考えられる。

本熱交換器はチューブ本数も少なく、また必ずしも、管外 He ガスの流れは伝熱管に直交しているわけではないので、実際の熱伝達率は (4.4.8) 式より低下しているものと考えられる。その反面、熱伝達は設計計算では有効伝熱面に算入していない U 字管部分でもある程度行われたため、熱伝達率の低下と伝熱面積の増加分が相殺し、熱交換器の伝熱特性は前述の Fishenden-Saunders の式 [(4.4.8) 式] に一致したものと考えられる。

Table 4.1.1 Experimental results on each test mode

Mode name	Test name	Data		Heater outlet He gas temp. *)Test section inlet He gas temp. (°C)	Heater inlet He gas flow rate (kg/s)	Heater outlet He gas pressure (MPa)	Blower inlet He gas flow rate (kg/s)	Blower inlet He gas temp. (°C)	Differential pressure of blower (MPa)
M ₁	M1/102	1982	9:33	399.7	0.399	4.0	0.44	360.0	0.041
		6/27	—	24~74	0.07~0.40	4.0	0.16~0.86	24~65	0.03~0.18
B ₁	B1/001~B1/061	6/22	—	401.2	0.041	3.95	0.091	299.2	0.115
		6/25	17:41	399.7	0.171	3.95	0.234	300.0	0.136
		6/25	11:52	400.5	0.34	3.98	0.404	321.4	0.172
B ₁ -1	B1/130	6/24	15:31	285.0	0.013	3.98	0.351	139.5	0.013
		7/ 6	11:40	297.7	0.021	3.98	0.40	156.7	0.013
		7/ 5	20:01	299.2	0.03	3.98	0.399	178.5	0.018
H ₁ -1	H1/120	7/ 5	13:07	240.0	0.4	4.0	0.60~0.67	170~220	0.05~0.06
		7/ 6	—	429.7	0.04	4.0	0.486	200.2	0.026
		6/29	17:55	422.2*)	0.04	4.0	0.482	199.5	0.026
C ₁	C1/100~C1/107	6/29	18:25	430.7	0.08	4.01	0.552	201.0	0.031
		6/29	9:27	430.5	0.10	4.0	0.563	240.0	0.037
		6/28	9:03	448.0	0.151	4.0	0.520	309.7	0.036
		7/ 1	9:17	447.7	0.20	4.0	0.513	320.2	0.036
T ₁ -1	T1/220	7/ 2	10:27	443.2*)	0.201	4.01	0.514	320.0	0.036
		7/ 3	9:08	430.5	0.303	4.0	0.493	339.7	0.036
		7/ 3	17:03	429.7	0.40	4.0	0.444	360.0	0.041
T ₁ -2	T / 250	7/ 3	17:03	429.7	0.40	4.0	0.444	360.0	0.041
		7/ 3	17:03	429.7	0.40	4.0	0.444	360.0	0.041
		7/ 3	17:03	429.7	0.40	4.0	0.444	360.0	0.041
		7/ 3	17:03	429.7	0.40	4.0	0.444	360.0	0.041
		7/ 3	17:03	429.7	0.40	4.0	0.444	360.0	0.041

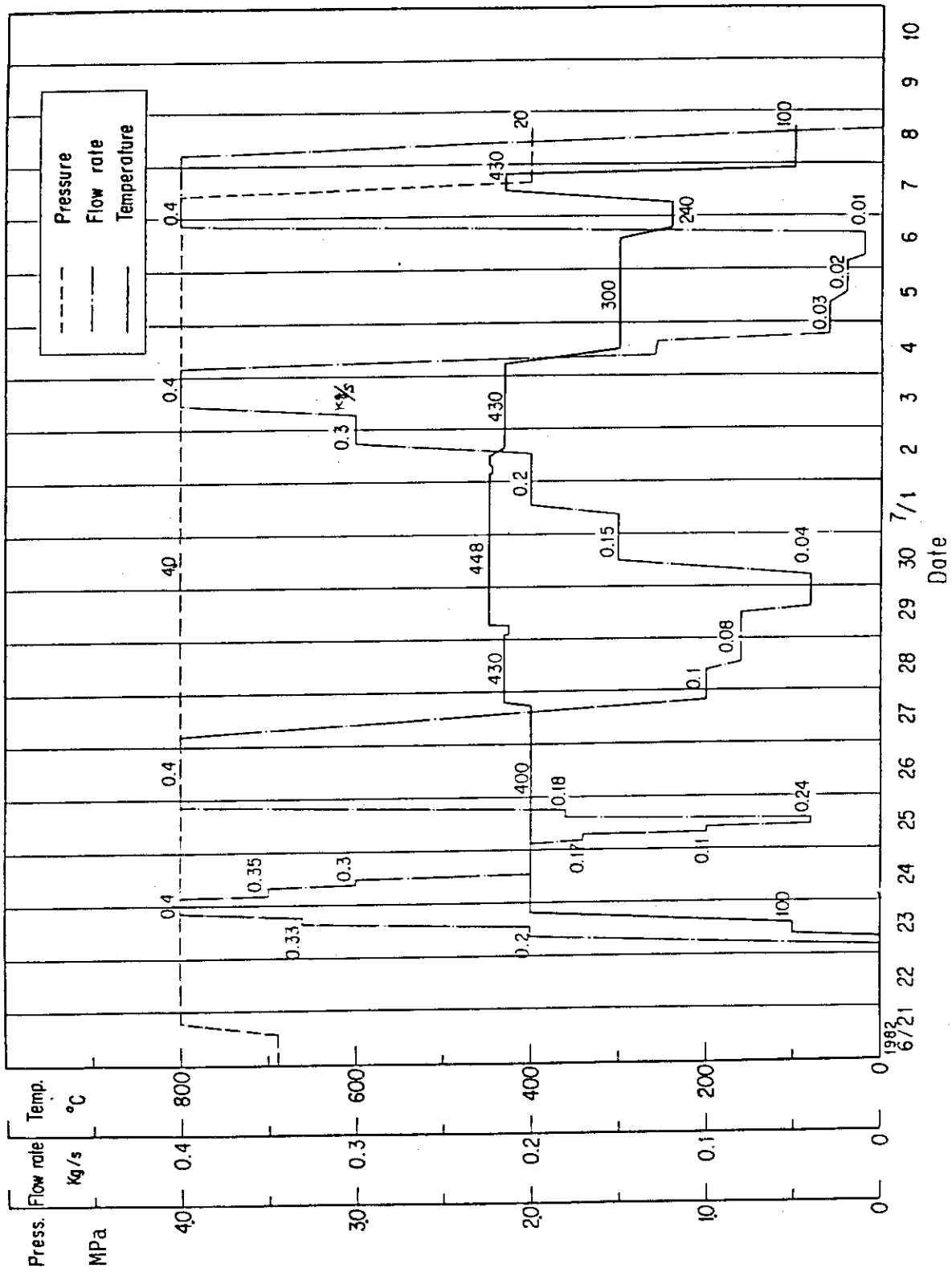


Fig. 4.1.1 Operating history of HENDEL M₁ loop.

Table 4.2.2 Experimental data and calculated values at heater

Test mode	Data		Flow rate kg/s	Outlet pressure MPa	Inlet temp. °C	Outlet temp. °C	Mean temp. °C	Heater tube inlet temp. °C	Heater tube outlet temp. °C	Heater tube mean temp. °C	Bottom plenum temp. °C	Shell inside temp. °C	Upper plenum temp. °C	Test section inlet temp. °C	Heater electric input KW	Surface thermal load KW/m ²	Efficiency %	Heat transfer coefficient KW/m ² ·°C	Nusselt No.
	Measuring time (1982)																		
MI/102	6/27 9:38		0.4003	4.0	360.27	400.23	380.25	388.61	430.11	416.36	358.63	367.60	399.53	396.23	113.4	42.63	73.3	1256	94.47
TI/110	6/29 17:54		0.040	4.0	188.45	430.65	309.55	373.23	530.83	452.03	178.60	430.50	440.0	422.25	72.49	25.80	69.44	186.7	15.23
TI/12X	6/29 18:24		0.040	4.0	188.20	430.50	309.35	372.83	529.47	451.15	178.60	429.90	439.70	421.85	72.17	25.81	69.77	187.9	15.33
TI/130	6/29 9:27		0.080	4.0	194.40	430.68	312.54	355.40	530.95	443.18	188.5	417.0	435.0	423.75	121.20	50.35	81.02	392.6	31.92
TI/13A	6/29 10:18		0.077	4.0	194.50	430.85	312.68	357.43	534.17	445.8	188.9	417.7	436.6	424.10	119.70	48.48	78.99	370.4	30.08
TI/140	6/28 9:03		0.100	4.01	235.4	430.10	332.75	364.60	521.73	443.17	227.6	415.6	434.5	424.1	125.9	51.86	80.34	474.3	37.68
TI/210	7/1 9:17		0.150	4.01	306.1	448.45	377.28	396.63	527.97	462.3	300.6	426.2	450.5	442.85	147.2	56.88	75.36	669.9	50.58
TI/220	7/2 9:15		0.1990	4.01	317.2	488.5	382.85	409.33	525.97	467.65	315.5	414.2	449.6	443.2	172.8	69.60	78.56	822.8	61.66
TI/23X	7/2 10:30		0.2010	4.0	316.6	450.0	383.3	409.47	528.13	468.8	315.4	414.7	450.8	444.35	175.3	71.43	79.46	837.4	62.72
TI/24X	7/2 17:59		0.2980	4.0	338.9	430.5	384.7	415.43	489.47	452.45	339.5	363.3	430.3	425.6	174.4	72.72	81.31	1079.4	80.68
TI/240	7/3 9:03		0.3010	4.0	338.3	430.5	384.4	415.43	490.63	453.03	339.5	363.8	430.3	425.2	176.9	73.93	81.50	1082.7	80.93
TI/250	7/3 17:03		0.4010	3.98	360.3	430.5	395.4	427.0	479.33	453.17	361.5	377.0	429.7	425.6	180.0	74.99	81.25	1309	96.70
HI/120	7/5 20:01		0.021	3.98	141.0	297.35	219.18	262.23	389.4	325.82	126.2	317.5	309.1	289.85	26.87	8.74	63.48	82.53	7.607
HI/12X	7/5 17:09		0.020	3.98	148.1	303.15	225.63	269.73	297.90	333.82	131.1	325.8	315.1	295.28	26.86	8.26	59.98	76.74	7.018
HI/12Y	7/6 9:07		0.021	3.98	131.8	281.25	206.53	246.47	370.0	308.23	113.2	299.9	293.9	274.1	27.17	8.36	60.01	82.65	7.78
HI/130	7/5 13:07		0.03	3.98	164.62	300.03	232.33	262.75	365.33	314.04	144.8	306.1	307.98	293.46	34.18	10.83	61.75	134.3	12.22
HI/110	7/6 10:52		0.0145	3.98	126.95	284.03	205.49	255.67	380.58	318.13	109.15	304.7	298.6	275.25	27.02	6.07	43.79	54.23	5.10
HI/111	7/6 11:16		0.013	3.97	124.9	285.7	205.3	257.8	383.8	320.8	108.7	306.7	300.6	276.25	26.87	5.57	40.42	48.58	4.56
HI/112	7/6 11:40		0.013	3.97	121.86	286.92	204.39	260.04	388.2	324.12	108.1	309.58	303.0	277.31	26.90	5.72	41.30	48.13	4.515
HI/113	7/6 12:59		0.013	3.98	117.0	291.7	204.35	262.2	292.87	327.53	106.4	314.6	308.0	281.6	26.87	6.05	43.91	49.65	4.65

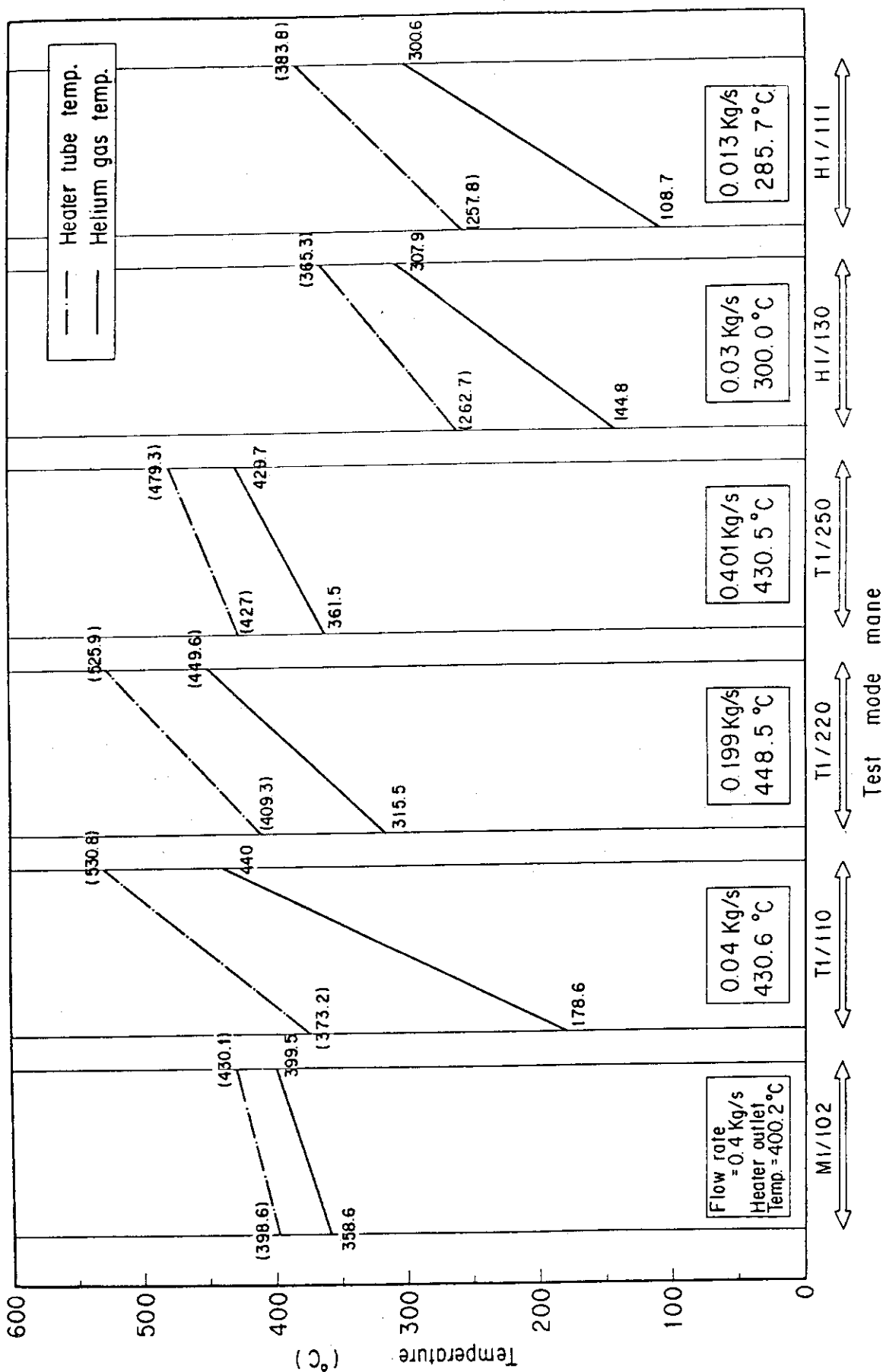


Fig. 4.2.1 Temperature distributions of heater tube and He gas.

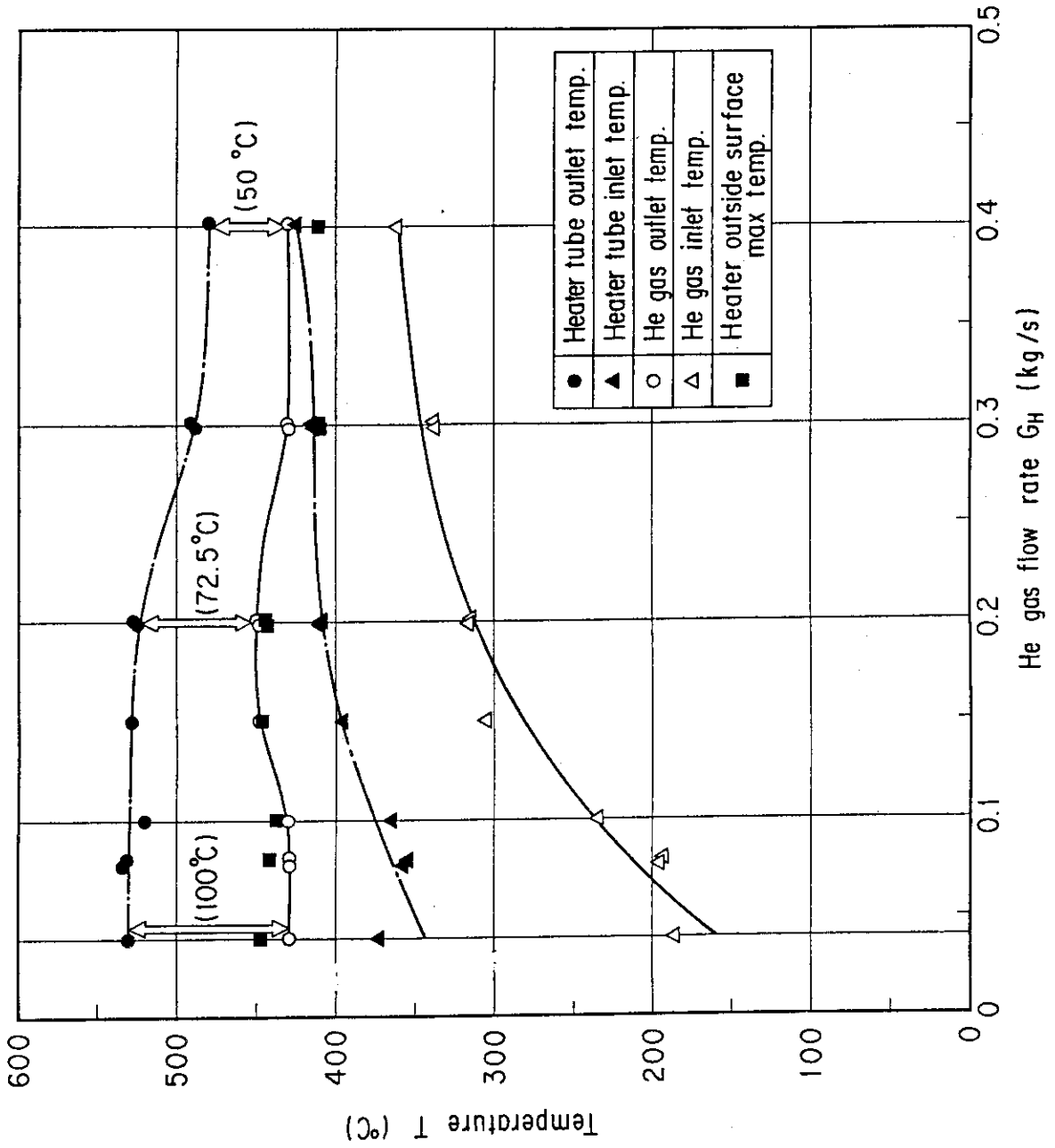


Fig. 4.2.2 Experimental results of temperature distribution.

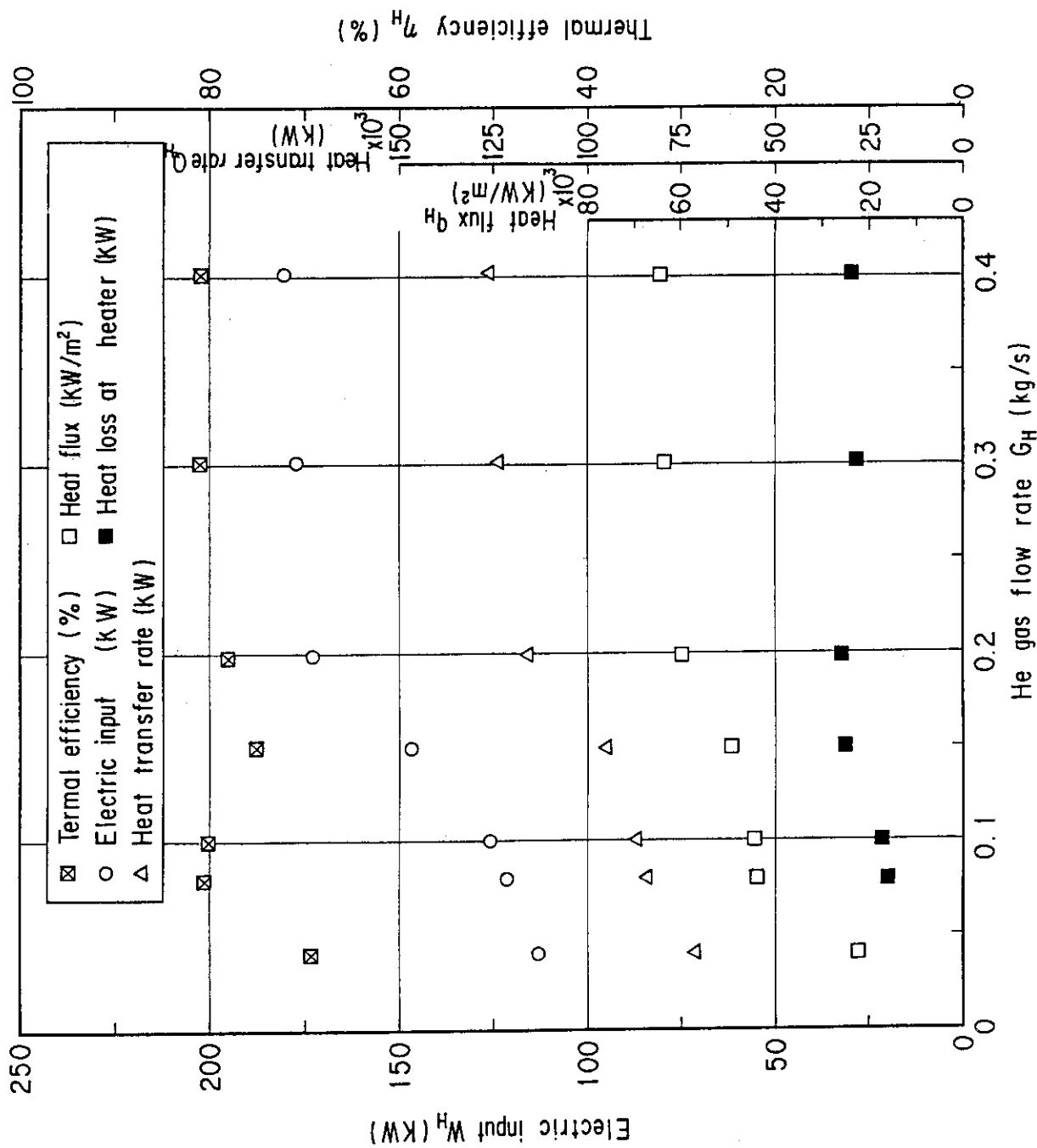


Fig. 4.2.3 Performance characteristics of heater.

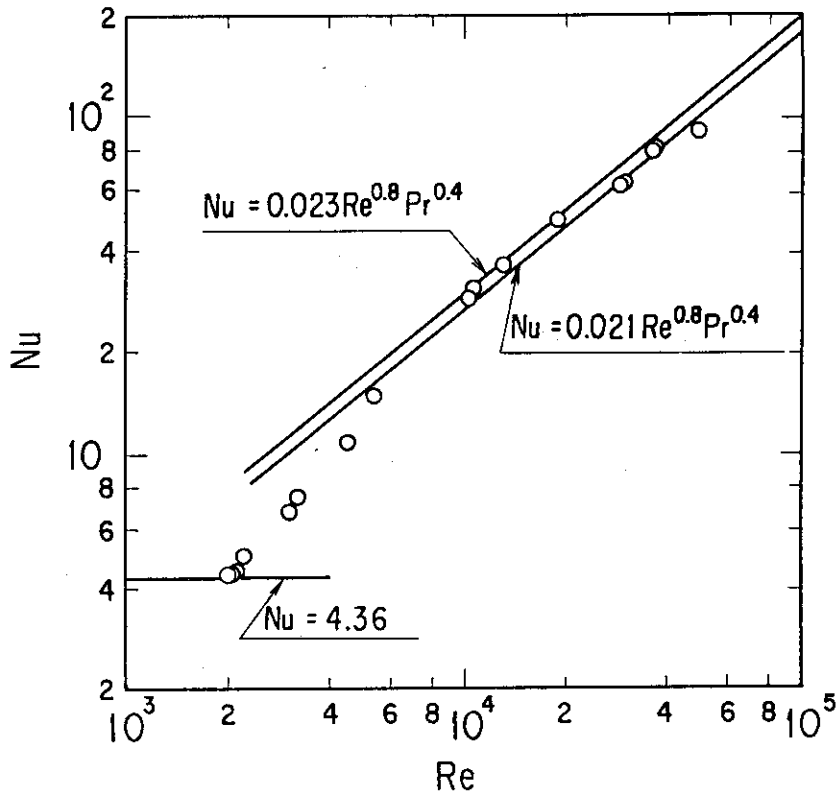


Fig. 4.2.4 Relationship between Nusselt number Nu and Reynolds number Re.

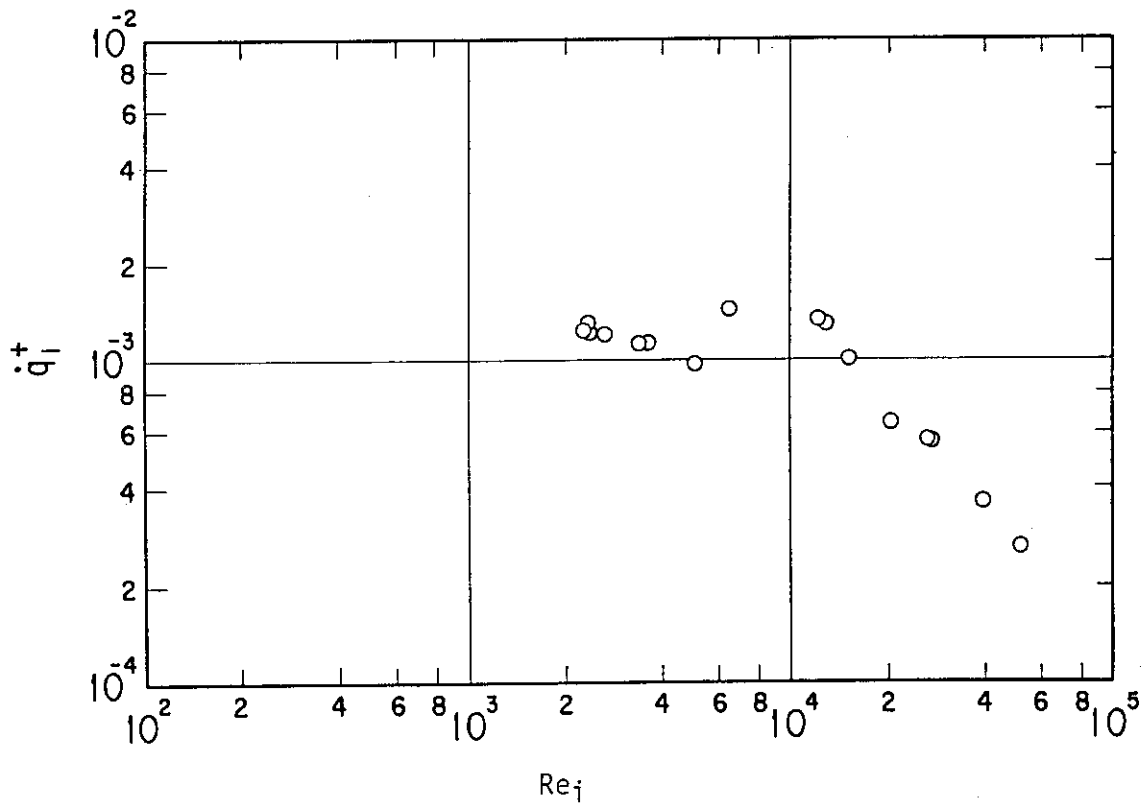


Fig. 4.2.5 Relationship between dimensionless heat flux parameter \dot{q}_i^+ and inlet Reynolds number Re_i .

Table 4.3.1 Experimental results of blower

No.	Time	Flow rate (kg/s)	Inlet press. (MPa)	Press. rise (MPa)	Inlet temp. (K)	Temp. rise (K)	Revo- lution (rpm)	Power (KW)	$\frac{G\sqrt{T_0}}{P_0}$	$\frac{\Delta P}{P_0}$	$\frac{W}{P_0\sqrt{T_0}}$	$\frac{N}{\sqrt{T_0}}$
		G	P ₀	ΔP	T ₀	ΔT	N	W				
6/22												
01	11:08	0.393	4.10	0.023	298.6	1.0	3202	6.3	0.166	0.006	0.009	185.29
02	10:45	0.262	4.10	0.032	297.5	1.5	3202	7.2	0.110	0.008	0.010	185.64
03	10:54	0.155	4.10	0.037	297.5	5.9	3202	7.8	0.065	0.009	0.011	185.64
11	11:48	0.738	4.08	0.056	301.7	4.7	5285	22.2	0.315	0.014	0.031	304.29
12	11:33	0.656	4.08	0.065	300.1	5.6	5302	24.4	0.279	0.016	0.035	306.05
13	13:06	0.415	4.09	0.085	302.8	10.4	5285	28.8	0.177	0.021	0.040	303.74
14	13:20	0.200	4.10	0.098	307.3	23.6	5285	31.3	0.086	0.024	0.043	301.50
24	13:43	0.248	4.11	0.160	309.9	37.2	6772	62.8	0.106	0.039	0.087	384.70
34	14:15	0.256	4.10	0.184	318.5	46.7	7402	78.8	0.111	0.045	0.108	414.75
40	15:19	0.860	4.05	0.125	333.2	13.0	7735	66.9	0.388	0.031	0.090	423.78
41	15:07	0.691	4.07	0.150	332.0	17.6	7735	75.0	0.309	0.037	0.101	424.51
42	14:55	0.541	4.08	0.166	331.3	23.3	7717	79.7	0.241	0.041	0.107	424.00
43	14:41	0.390	4.09	0.185	327.2	33.9	7717	85.3	0.172	0.045	0.115	426.65
44	14:33	0.259	4.10	0.197	322.3	50.9	7717	87.5	0.113	0.048	0.119	429.88
51	15:33	0.942	4.05	0.152	333.5	15.0	8190	82.8	0.379	0.037	0.112	448.47
52	15:44	0.734	4.06	0.166	334.3	18.5	8190	87.8	0.330	0.041	0.118	447.96
53	15:54	0.595	4.08	0.182	335.0	24.2	8190	93.1	0.267	0.045	0.125	447.46
61	16:09	0.804	4.06	0.174	338.4	19.4	8575	97.5	0.365	0.043	0.131	466.16
6/23												
75	14:10	0.398	2.79	0.138	305.8	28.4	8137	68.8	0.250	0.050	0.141	465.30
76	14:52	0.502	2.77	0.248	324.2	54.0	11340	170.3	0.326	0.090	0.341	629.81
6/24												
A	11:00	0.463	4.06	0.173	594.2	33.0	10640	120.3	0.2785	0.0428	0.122	436.23
B	14:45	0.404	4.06	0.172	594.6	35.9	10377	115.3	0.2429	0.0425	0.117	425.58
C	16:45	0.366	4.06	0.176	594.6	39.8	10360	115.6	0.2198	0.0433	0.117	424.9
D	19:30	0.269	4.07	0.179	575.1	48.2	9852	108.1	0.1584	0.0439	0.111	410.8
E	21:45	0.264	4.04	0.173	574.3	48.2	9747	105.6	0.1566	0.0427	0.109	406.7
6/25												
F	12:00	0.231	4.05	0.137	574.7	36.0	8592	72.2	0.1368	0.0337	0.074	358.4
G	14:00	0.241	4.05	0.173	574.3	51.8	9600	101.5	0.1427	0.0426	0.105	403.1
H	16:00	0.165	4.05	0.184	574.7	78.9	9747	105.9	0.0976	0.0453	0.109	406.6
I	16:30	0.112	4.06	0.089	575.4	35.1	6755	37.2	0.0662	0.029	0.038	281.6
J	17:00	0.114	4.05	0.144	574.3	69.6	8505	71.9	0.0675	0.0355	0.074	354.9
K	17:30	0.091	4.05	0.115	573.6	60.2	7507	50.6	0.0538	0.0283	0.052	313.5
6/28												
L	9:03	0.576	4.09	0.037	513.9	3.2	6072	20.3	0.3200	0.0090	0.022	267.85
6/29												
M	9:27	0.552	4.08	0.031	473.6	2.0	5390	14.7	0.2940	0.0080	0.017	247.68
7/7												
R	14:45	0.399	3.93	0.181	651.2	40.6	11200	129.7	0.259	0.0460	0.129	438.96

Table 4.3.2 Comparison between designs and experimental results at rated output of blower

Item	Symbol	Design	Test *** result
Inlet He gas pressure (MPa)	P_{B_i}	4.103	4.103
Inlet He gas temperature (K)	T_{B_i}	673.2	673.2
He gas flow rate (kg/s)	G_B	0.400	0.400
Pressure rise (MPa)	ΔP_B	0.2	0.2
Revolution (rpm)	N	12.000	11.826
Electric input (kW)	W_B	129	153
Theoretical adiabatic load (kW)	L_{tad}	27	27
Total efficiency* (%)	η_a	21	18
Internal load (kW)	L_{it}	44**	95
Adiabatic thermal efficiency (%)	η_{ad}	61	29
Temperature rise (°C)	ΔT_B	21**(46****)	46

* Total efficiency

$$\eta_a = \eta_{mo} \cdot \eta_{tad}$$

where

η_{mo} : Motor efficiency

η_{tad} : Total adiabatic efficiency

** Design data at early stage

*** Design data at final stage

**** Modified rated output from test results

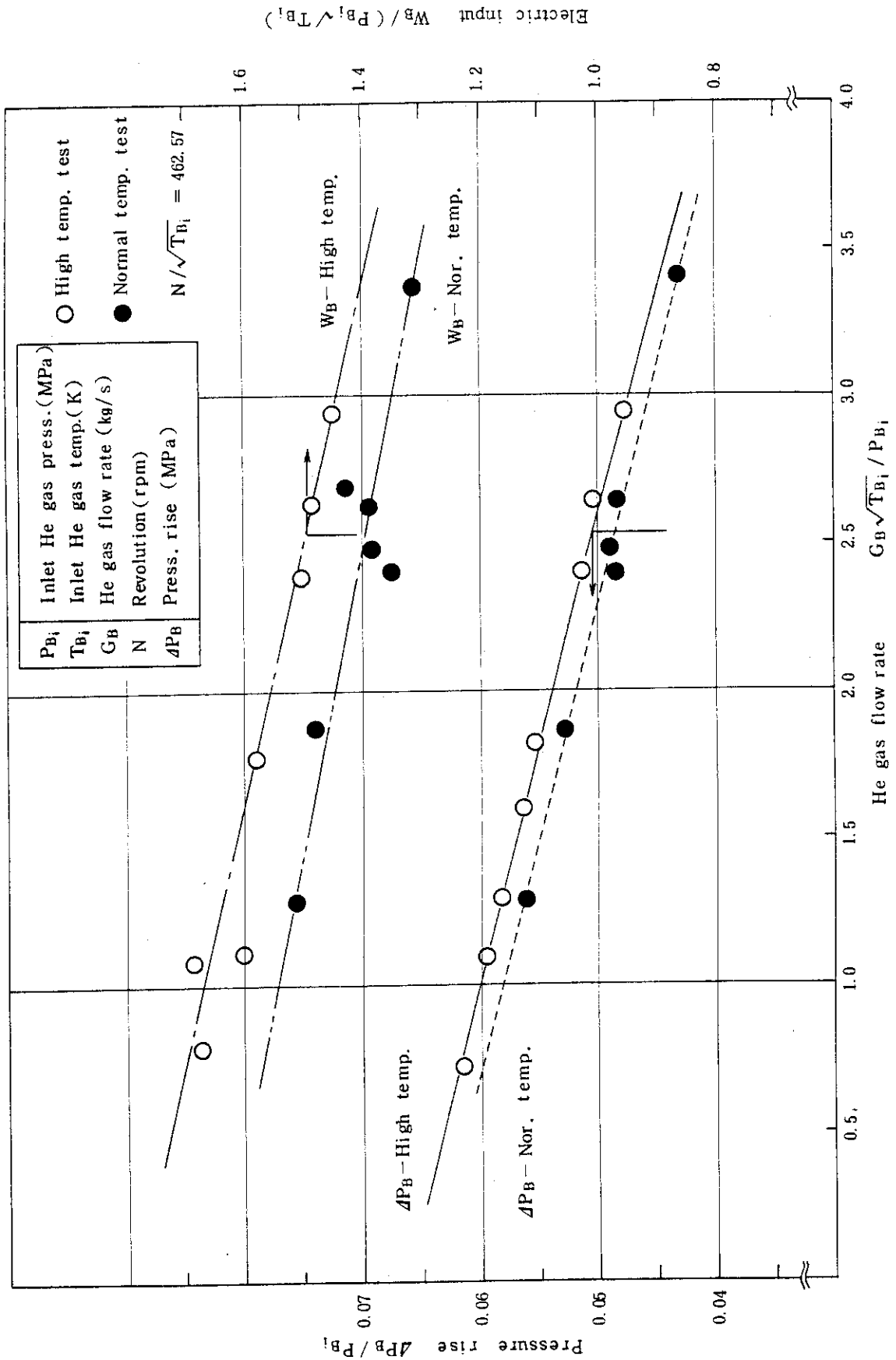


Fig. 4.3.1 Dependence of blower characteristic curve on He gas temperature.

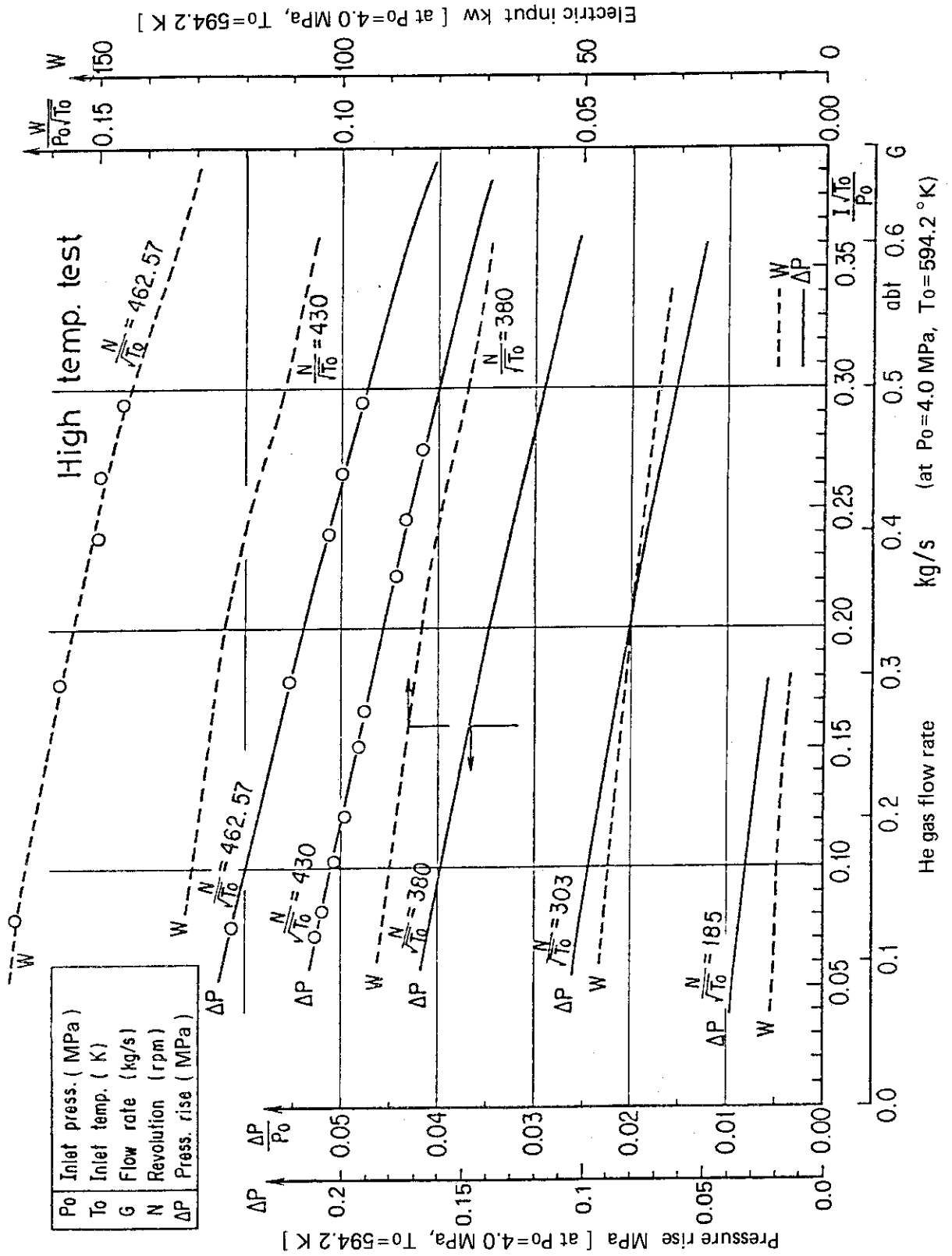


Fig. 4.3.2 Blower experimental performance curve.

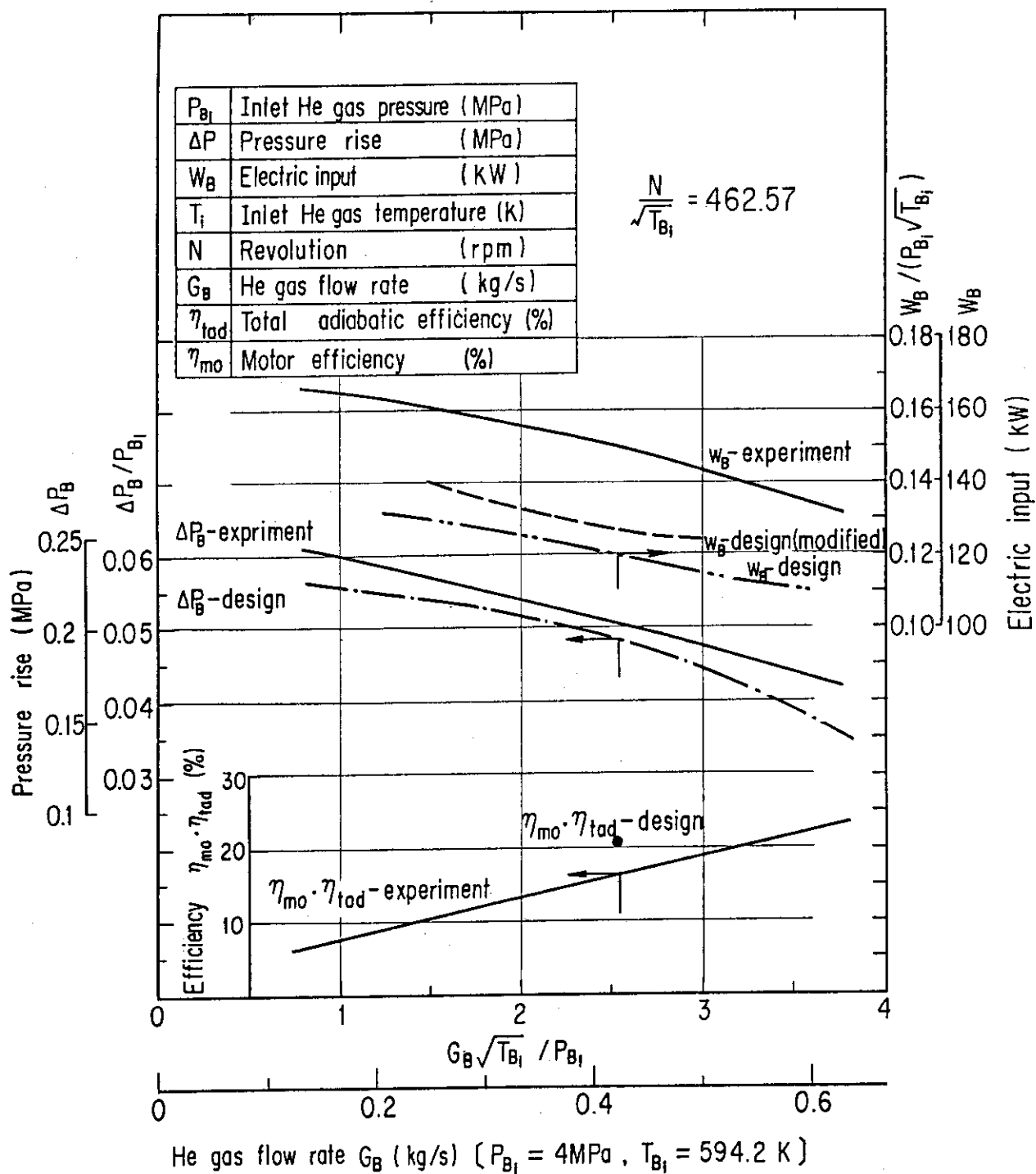


Fig. 4.3.3 Performance curve of blower.

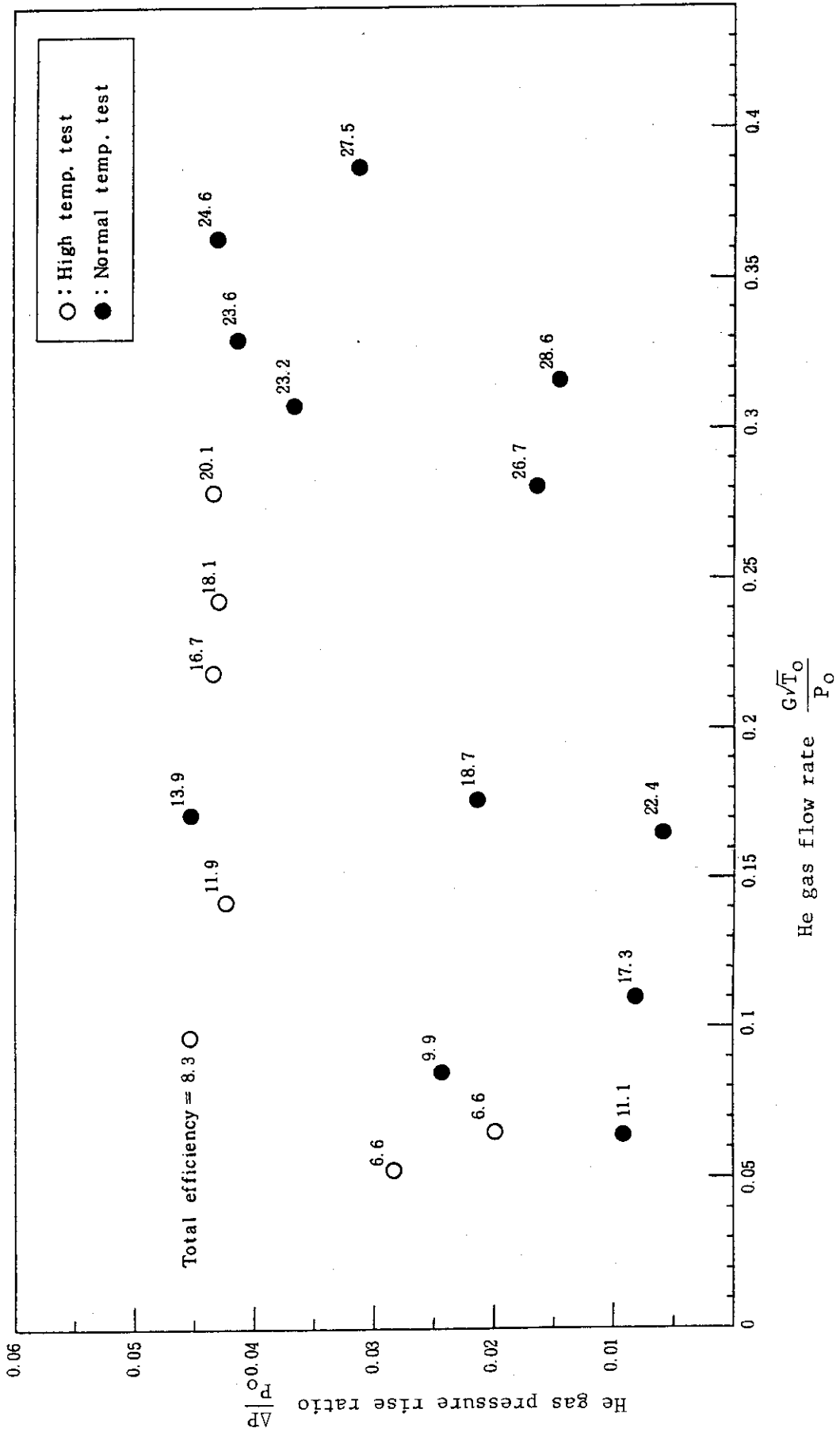


Fig. 4.3.4 Blower efficiency data.

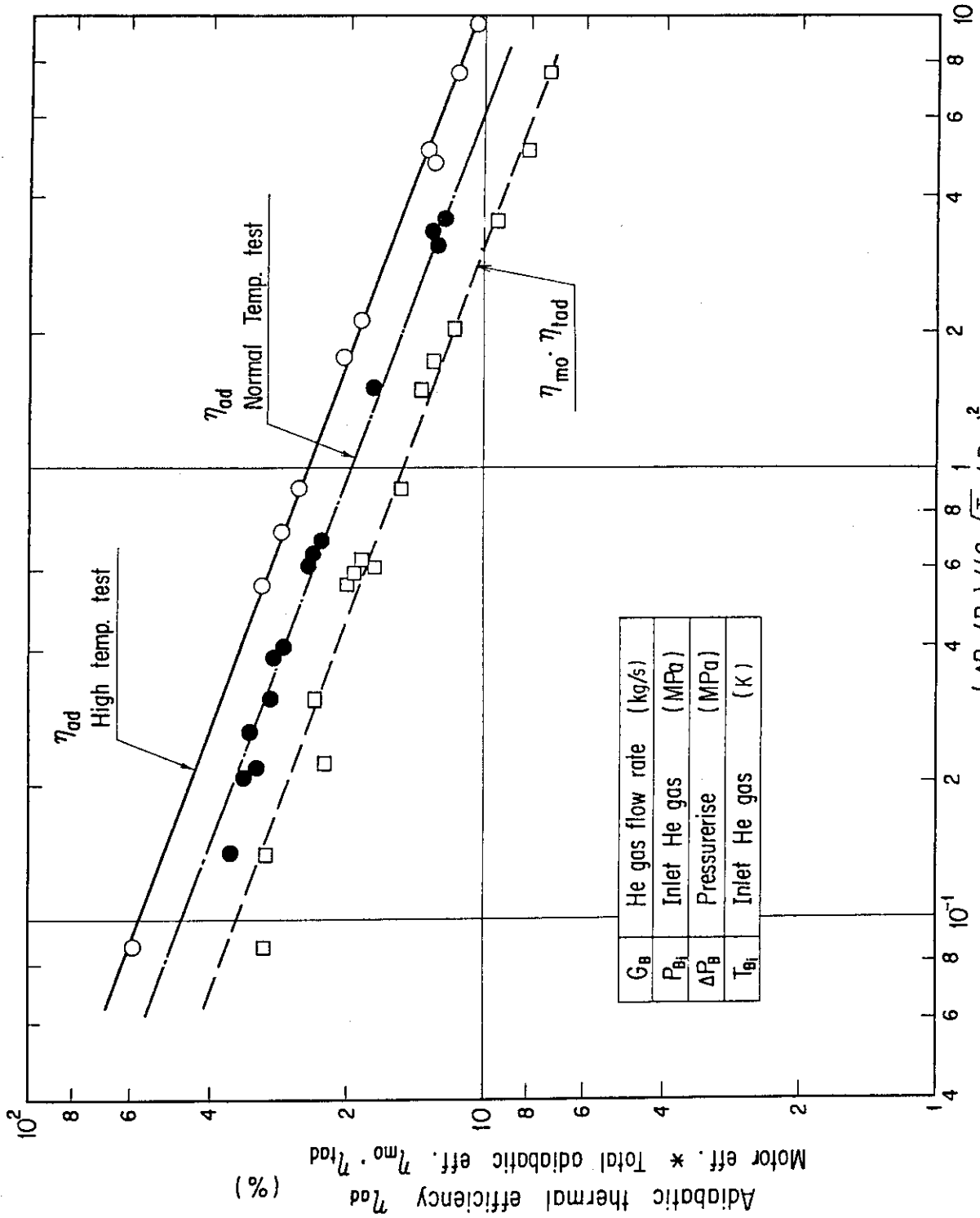


Fig. 4.3.5 Experimental results of blower efficiency.

Table 4.4.1 Experimental results of cooler

Helium gas				Cooling water		
Mode	Flow rate (kg / s)	Inlet temp. (°C)	Outlet temp. (°C)	Flow rate (kg / s)	Inlet temp. (°C)	Outlet temp. (°C)
C 1 / 100	0. 672	212. 2	170. 1	1. 611	29. 8	55. 2
C 1 / 107	0. 617	213. 5	169. 8	"	29. 2	53. 8
C 1 / 101	0. 574	213. 9	167. 5	"	28. 1	52. 6
C 1 / 102	0. 468	215. 6	162. 4	"	29. 4	52. 2
C 1 / 103	0. 359	216. 6	154. 7	"	28. 3	49. 2
C C 1 / 104	0. 256	218. 7	143. 2	"	28. 7	46. 7
C 1 / 105	0. 144	222. 1	123. 7	"	29. 3	42. 9
C 1 / 106	0. 0267	216. 2	67. 5	"	29. 0	32. 1
T 1 / 110	0. 044	210. 8	73. 3	"	25. 8	31. 8
T 1 / 12X	0. 044	210. 8	73. 6	"	25. 9	32. 0
T 1 / 130	0. 154	228. 4	126. 7	"	24. 4	38. 7
T 1 / 13A	0. 161	228. 5	127. 1	"	24. 7	37. 9
T 1 / 140	0. 114	268. 9	128. 1	"	24. 8	38. 5
T 1 / 210	0. 081	342. 5	138. 6	"	28. 6	44. 4
T 1 / 220	0. 104	363. 1	162. 4	"	29. 2	48. 7
T 1 / 23X	0. 098	363. 1	161. 8	"	28. 6	48. 4
T 1 / 24X	0. 09	392. 5	162. 6	"	28. 6	48. 1
T 1 / 240	0. 096	392. 5	162. 6	"	28. 6	48. 1
T 1 / 250	0. 079	412. 0	157. 7	"	28. 3	47. 5
Inner diameter				: 20. 8 mm		
Outer diameter				: 27. 2 mm		
Flow passage area of helium gas				: 0. 01316 m ²		
Number of tube				: 7		
Heat transfer area with margin				: 1. 22 m ²		

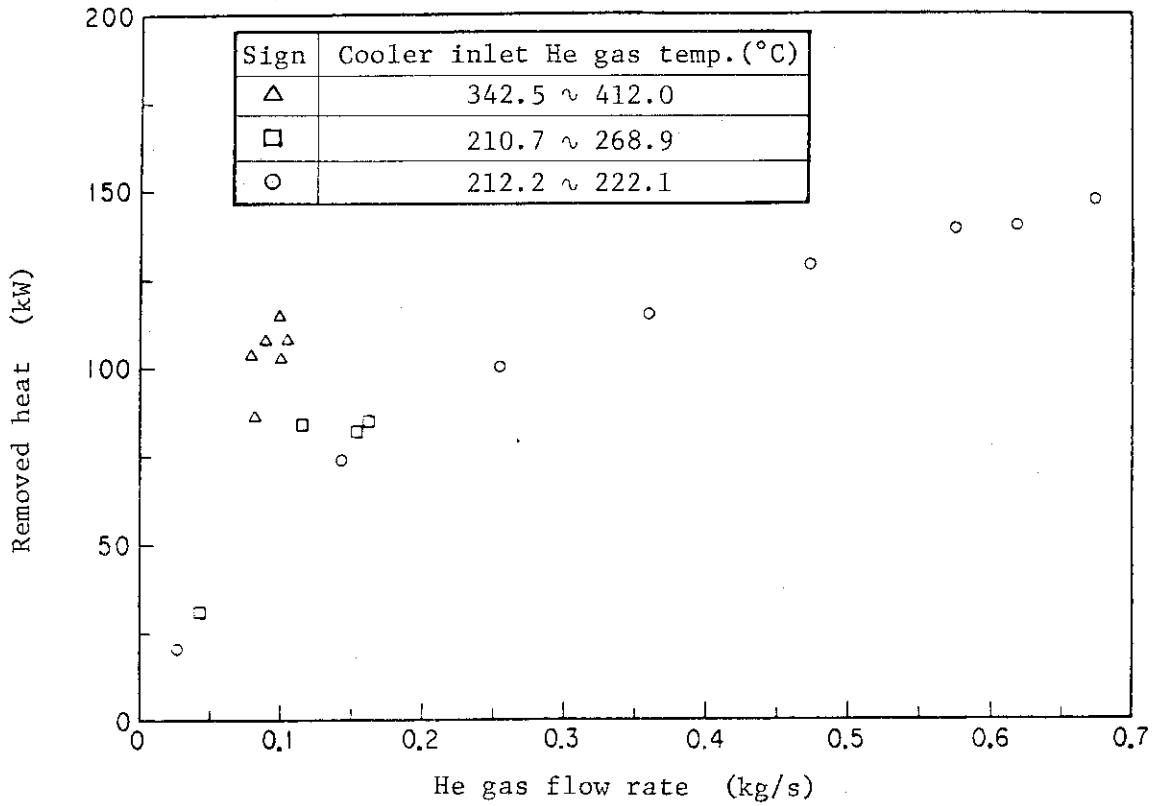


Fig. 4.4.1 Experimental results of cooler.

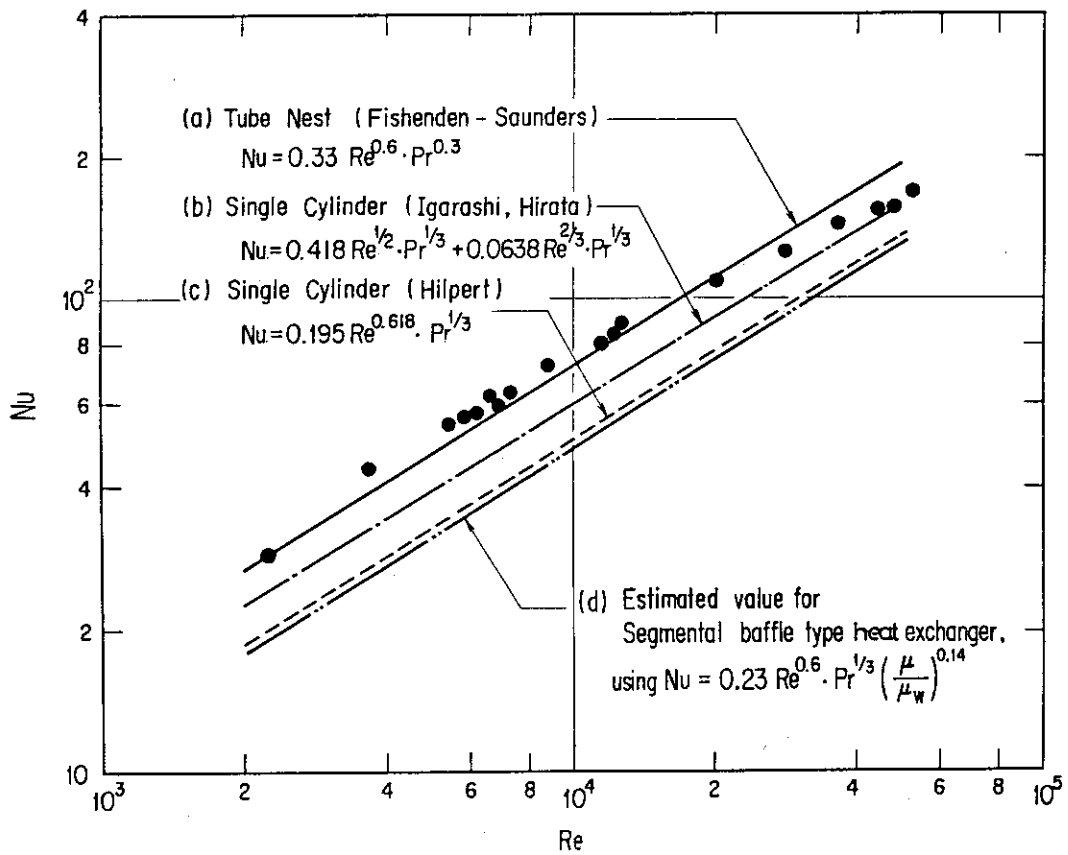


Fig. 4.4.2 Heat transfer at the outside tube of cooler.

5. ループ全体の性能

5.1 熱特性

Fig. 2.1.1 に示す M_1 ループの全体構成より、混合タンク、フィルタ及び弁を含む M_1 ループ配管部からの熱損失は、加熱器と循環機により He ガスが受けた熱量から、冷却器で He ガスが失った熱量を差し引いたものと考えられる。

Table 5.1.1 に、各試験条件時における加熱器、循環機、冷却器の伝熱量、及びこの3つの構成機器を除く M_1 ループ配管部からの放散熱量を示す。また、Table 5.1.1 に基づき、加熱器、循環機、冷却器の交換熱量及び配管部での放散熱量と加熱器を通過する He ガス流量との関係を Fig. 5.1.1 に示す。この結果、He ガス流量 0.4 kg/s 時において、 M_1 ループからの放散熱量は約 50 kW 以下であることが確認された。

Fig. 5.1.1 に見られるように、He ガス流量の減少に伴い、放散熱量は低下した。この理由としては、第一に、小流量の場合には配管内での He ガスの速度は遅いため、管内での熱伝達率は小さく、従って配管部の熱貫流率が減少したためと考えられる。第二に、低流量時には大流量時に比べて、循環機及び加熱器入口部での He ガス温度が低いため、配管内での He ガス温度と管外の大気温度との温度差が小さく、放熱量が低下したものと思われる。

Fig. 5.1.2 は、冷却器を通過する He ガス流量と配管放熱量との関係を示している。流量の増加と共に、配管放熱量は減少することが分かる。ここに、加熱器の出口温度及び流量は、それぞれ 240°C 、 0.4 kg/s で一定である。また、循環機入口での He ガス温度は、循環機本体、循環機から加熱器までの配管部及び循環器バイパス流路での放熱量は支配的である。従って、冷却器流量の減少に伴い冷却器除熱量は低下するが、冷却器バイパス流路を流れる He ガス流量は逆に増加するため、循環機入口での He 温度は上昇する。その結果、配管部からの放熱量が増大することが分かる。

更に、配管からの放散熱量を次式により算出したが、

$$Q_L = K \cdot S \cdot (T - T_a) \quad (5.1.1)$$

ここに、

Q_L	： 放散熱量	(kW)
K	： 配管部熱通過率	(kW/m ² ・°C)
S	： 配管部保温材表面積	(m ²)
T	： 配管内 He ガス温度	(°C)
T_a	： 配管回りの大気温度	(°C)

実際には配管各部に設置してある弁からの放熱、及び保温材を貫通しているハンガ等の金属構造物からの熱伝導による放熱の影響を有し、測定値は計算値を若干上回っていることが確認された。

5.2 流動特性

M₁ループは、HENDEL 本体部の He ガス供給・回収系より、ループに設置してある混合タンクに圧力約 4.0 MPa の He ガスを供給され、その He ガスを循環機によりループ内に循環する構成である。従って、M₁ループ全体での圧力損失は、循環機の昇圧分、すなわち循環機の入口と出口間の差圧値から求めた。

Table 5.2.1 に、各試験条件時における M₁ループ各部における圧力、温度、流量の測定値及び流量調節弁の開度比を示す。また Fig. 5.2.1 に、M₁ループ全体での圧損値と加熱器を通過する He ガス流量との関係を示す。M₁ループにおける加熱器通過 He ガス流量の制御は M₁ループ構成図(Fig. 2.1.1) に示すように、加熱器入口主配管に設置してある主流調弁と循環機通過直後に主配管から分岐され、直接冷却器入口まで He ガスを送り込むバイパス配管に設置されたバイパス流調弁の開度比により自動的に分配調整を行っている。従って、Fig. 5.2.1 の測定値に見られるように、流量の自動制御を行った場合には、M₁ループ自体の圧力損失に加えて、主流調弁において流量の絞り込みを行った際の弁自体の圧損分を上積みして評価している。Fig. 5.2.1 に実線で示した 2 次曲線は、主流調弁とバイパス流調弁の開度をそれぞれ全開、全閉とし、加熱器を通過する最大 He ガス流量が 0.4 kg/s 時の圧損値から流量比の自乗により補正換算して求めた理論曲線である。これより、流量制御を自動から手動設定に変更し、M₁ループを運転した場合は、ループの圧力損失は加熱器を流れる He ガスの全流量範囲に対して、実線で示す理論値までは減少させることが可能であると判断される。

試験の結果、M₁ループの全圧力損失は加熱器を通るヘリウムガスが最大 0.4 kg/s 時において約 0.042 MPa であり、若干余裕を考慮しても 0.045 MPa 以下であることが確認された。

5.3 計算値との比較

各段階の試験において、単体構成機器及び配管の熱通過率が測定されたので、これを基に熱物質収支の検討を行った。Fig. 5.3.1 に、加熱器出口 He ガス温度 400 °C、流量 0.4 kg/s の場合の測定値と計算値とを比較して示す。この試験条件は、M₁ループの定格運転条件であり、計算結果は測定値に比較的良く一致している。実際には、配管各部に設置してある弁からの放熱や保温材を貫通している支持機構等の金属構造物からの放熱の影響があるので、測定値と計算値とに多少の差が見られるのはこれらが原因であろうと思われる。Fig. 5.3.2 に、加熱器出口ガス温度が約 400 °C、He ガス流量が 0.04 kg/s の場合を示す。Fig. 5.3.1 に比べて、測定値と計算値との誤差は少なくなっている。これは、流量の低下に伴って放熱量も減少し、その結果上述した各支持機構からの放熱も減少したためと考えられる。

Table 5.1.1 Heat loss from M₁ loop pipeline including mixing tank, filter and some valves.

Mode name	Test name	Measuring date	Heater				Blower				Cooler						Heat loss from pipeline (kW)	
			Flow rate (kg/s)	Inlet temp. (°C)	Outlet temp. (°C)	Heat transfer (kW)	Flow rate (kg/s)	Inlet temp. (°C)	Outlet temp. (°C)	Heat transfer (kW)	Inlet temp. (°C)		Outlet temp. (°C)		Removed Heat transfer (kW)			
											He gas	Water	He gas	Water				
M ₁	1	M 1 / 102	0.400	360.3	400.2	82.56	0.444	361.5	363.3	7.54	0.260	1.611	373.9	24.4	83.8	32.2	39.19	50.91
	1	T 1 / 110	0.040	188.5	430.7	50.21	0.486	200.4	201.7	4.80	0.044	1.639	210.8	26.0	73.3	32.0	31.05	23.95
	2	T 1 / 12X	0.040	188.2	430.5	50.34	0.482	200.6	201.8	4.88	0.044	1.611	210.8	26.3	73.6	32.4	31.70	23.52
	3	T 1 / 130	0.080	194.4	430.7	98.11	0.552	200.4	202.4	7.31	0.154	1.611	228.4	24.8	126.7	39.3	81.35	24.06
T ₁ - 1	4	T 1 / 140	0.100	235.4	430.1	100.9	0.576	240.8	243.9	11.67	0.114	1.611	268.9	24.8	128.0	38.3	83.44	29.16
	1	T 1 / 210	0.150	306.1	448.5	100.3	0.552	311.2	313.4	10.03	0.081	1.611	342.5	28.8	138.6	43.9	85.79	34.57
	2	T 1 / 220	0.199	317.2	448.5	135.7	0.511	321.4	322.6	6.37	0.104	1.639	363.1	29.2	162.4	48.9	108.4	33.67
	3	T 1 / 23X	0.201	316.6	450.0	139.3	0.514	321.7	322.6	6.41	0.098	1.639	363.1	28.8	161.8	48.3	102.5	43.22
T ₁ - 2	4	T 1 / 240	0.301	338.3	430.5	144.2	0.491	341.2	343.0	8.42	0.096	1.639	392.5	28.6	162.6	47.9	114.6	37.93
	5	T 1 / 250	0.401	360.3	430.5	146.2	0.445	361.5	363.3	7.63	0.079	1.639	412.0	28.4	157.7	47.3	104.4	49.50
	1	H 1 / 112	0.013	121.9	286.9	11.05	0.352	138.9	138.7	0.33	0.003	1.639	132.4	29.6	34.8	30.6	1.62	9.75
	2	H 1 / 120	0.021	141.0	297.4	17.02	0.341	156.4	155.9	-0.18	0.010	1.639	149.7	30.0	37.9	31.5	5.81	11.03
H ₁ - 1	3	H 1 / 130	0.030	164.6	300.0	21.00	0.400	178.9	179.2	1.49	0.005	1.639	168.3	30.2	38.2	31.6	3.52	18.98
	1	C 1 / 100	0.401	174.4	240.0	136.6	0.672	170.3	175.7	21.64	0.672	1.639	212.2	29.5	170.1	54.9	147.0	11.33
	2	C 1 / 101	0.401	175.6	240.4	134.1	0.670	172.9	176.8	14.97	0.574	1.639	213.9	28.1	167.5	52.9	138.3	10.76
	3	C 1 / 102	0.402	177.9	240.0	128.7	0.668	175.9	179.8	14.92	0.468	1.639	215.6	29.4	162.4	51.9	129.3	15.27
C ₁ - 1	4	C 1 / 103	0.400	181.4	240.0	121.8	0.659	180.0	182.6	11.64	0.359	1.639	216.6	28.4	154.7	49.3	115.4	17.97
	5	C 1 / 104	0.402	185.9	240.7	114.4	0.655	186.0	187.8	8.85	0.256	1.639	218.7	28.7	143.2	46.5	100.40	22.88
	6	C 1 / 105	0.401	194.6	240.9	96.01	0.641	194.4	197.4	11.65	0.144	1.639	222.1	29.3	123.7	42.9	73.35	34.32
	7	C 1 / 106	0.389	220.5	241.5	43.52	0.604	220.5	223.6	12.24	0.027	1.639	216.2	28.2	67.5	32.1	30.62	35.14
	8	C 1 / 107	0.400	176.2	240.0	132.5	0.667	172.6	177.2	17.01	0.617	1.639	213.5	29.2	169.8	53.9	140.0	9.49

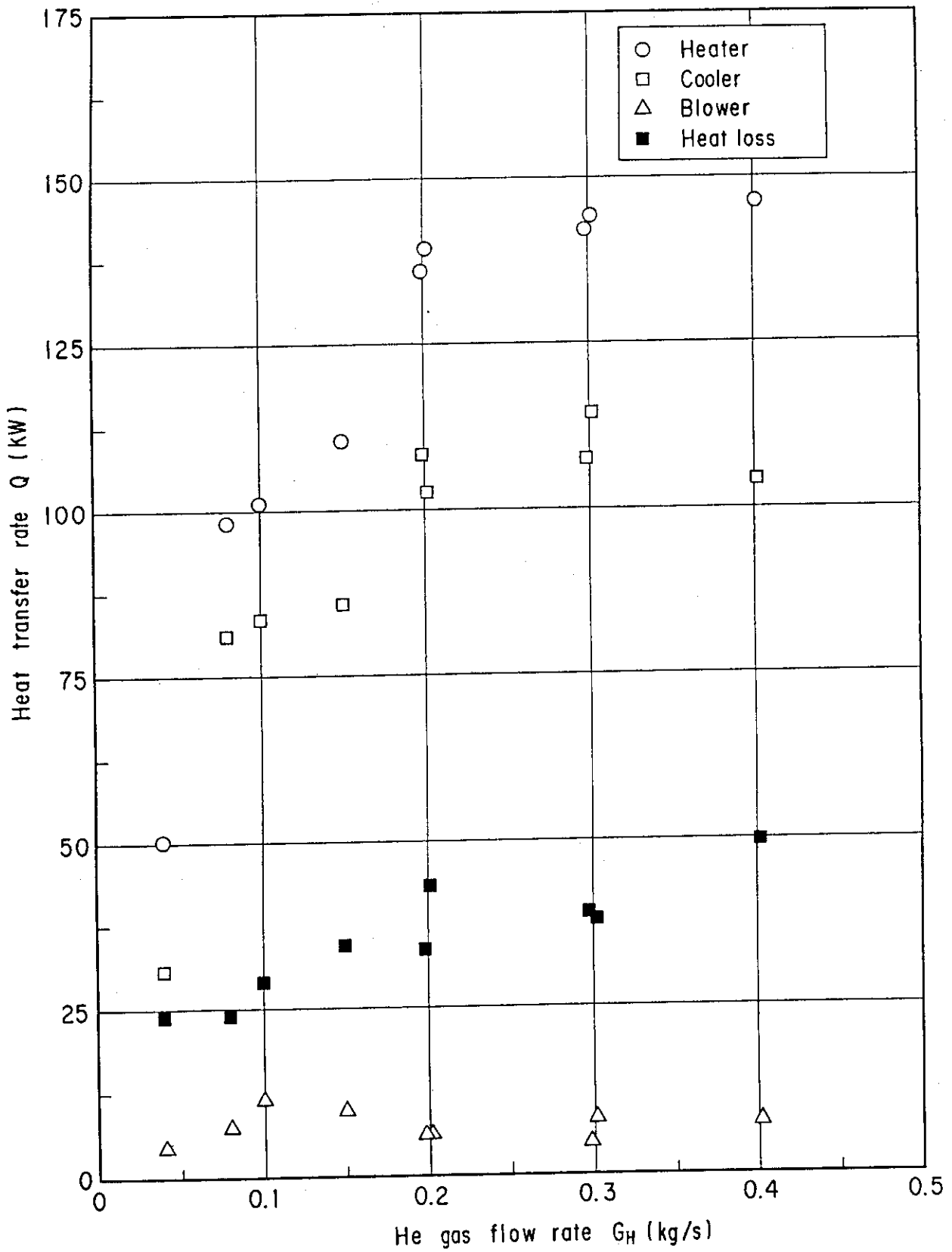


Fig. 5.1.1 Estimated heat loss from the He gas pipeline of M₁ loop.

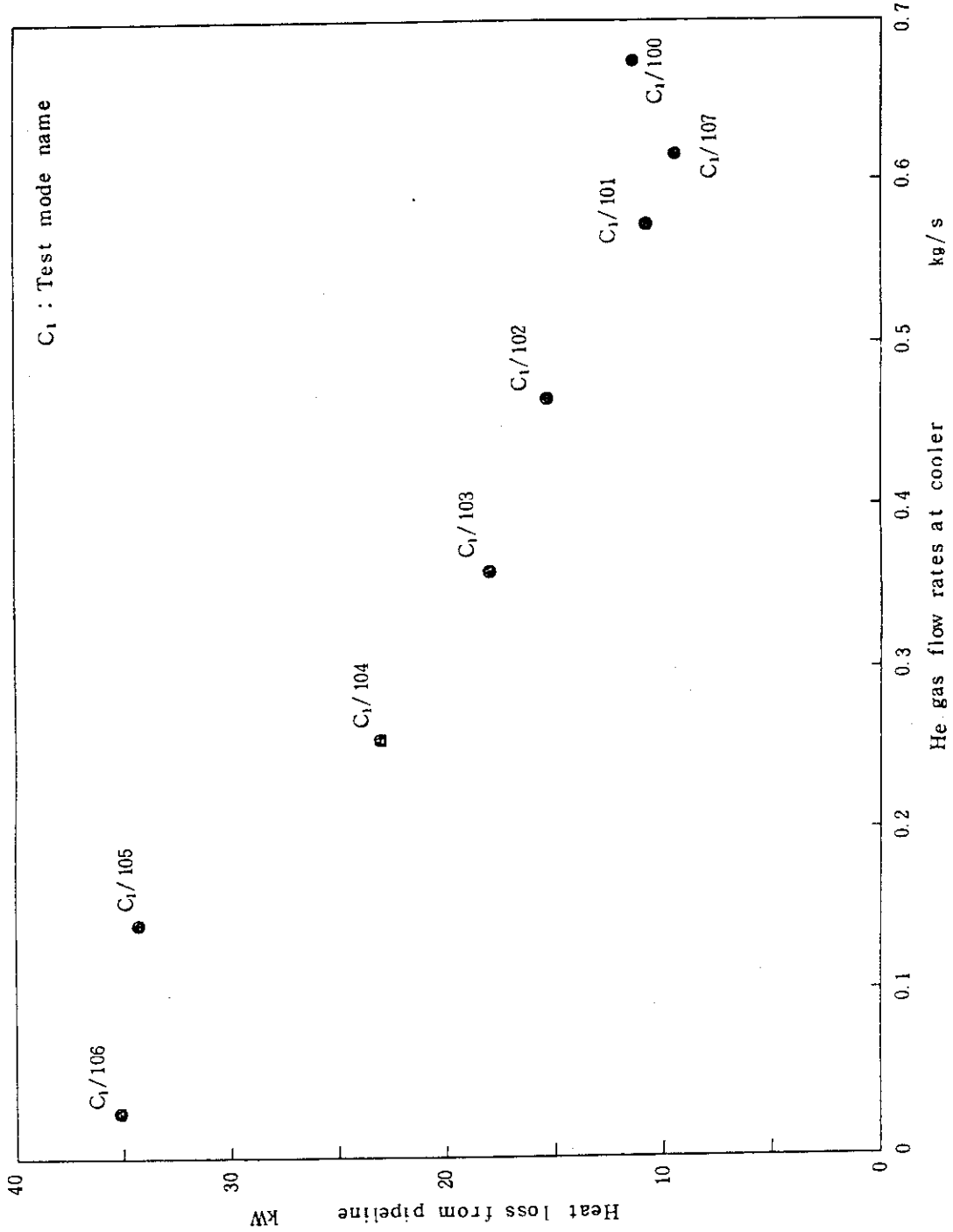


Fig. 5.1.2 Relationship between He gas flow rate and heat loss from M₁ loop pipeline.

Table 5.2.1 Measuring data on M₁ loop characteristic test

Made name	Test name	Measuring date	Blower				Heater			M ₁ loop/ Test section		Cooler	Control valve				
			Pres-sure rist MPa	Inlet Pres- sure MPa	Inlet temp. °C	Flow rate kg/s		Inter- pres- sure MPa	Outlet pres- sure MPa	Outlet temp. °C	Flew rate kg/s		Inlet temp. °C	Outlet pres- sure MPa	Flow rate kg/s	Differe- ntial pressure KPa	Main piping line (FAI01) %
M ₁	1 M1/102	1982 6/27	0.041	3.98	361.5	0.444	0.044	4.01	4.0	400.2	0.400	396.2	3.99	0.250	2.6	94.4	5.6
	1 T1/110	6/29	0.026	3.98	200.4	0.486	0.446	4.0	4.0	430.7	0.040	422.3	3.99	0.044	2.1	7.0	93.0
T ₁ -2	2 T1/12X	6/29	0.026	3.99	200.6	0.482	0.442	4.0	4.0	430.5	0.040	421.9	3.99	0.044	2.1	7.0	93.0
	3 T1/130	6/29	0.031	3.98	200.4	0.552	0.472	4.01	4.0	430.7	0.080	423.8	3.99	0.154	2.6	14.0	86.0
	4 T1/140	6/28	0.037	3.98	240.8	0.576	0.476	4.01	4.01	430.1	0.100	424.1	3.99	0.114	3.1	19.1	80.9
	1 T1/210	7/ 1	0.036	3.98	311.2	0.552	0.372	4.0	4.01	448.5	0.150	442.9	3.99	0.081	3.1	32.5	67.5
T ₁ -2	2 T1/220	7/ 2	0.036	3.98	321.4	0.511	0.312	4.01	4.01	448.5	0.199	443.2	3.99	0.104	3.0	32.5	67.5
	3 T1/23X	7/ 2	0.036	3.98	321.7	0.514	0.313	4.01	4.0	450.0	0.201	444.4	3.99	0.098	3.0	44.1	55.9
	4 T1/240	7/ 3	0.037	3.98	341.2	0.491	0.190	4.01	4.0	430.5	0.301	425.2	3.99	0.096	2.9	56.3	43.7
	5 T1/250	7/ 3	0.041	3.97	361.5	0.445	0.044	4.01	4.0	430.5	0.401	425.6	3.99	0.079	2.6	68.5	31.5
H ₁ -1	1 H1/112	7/ 6	0.013	3.96	138.9	0.352	0.339	3.98	3.97	286.9	0.013	277.3	3.96	0.003	1.0	1.2	98.5
	2 H1/120	7/ 5	0.013	3.97	156.4	0.341	0.320	3.99	3.98	297.4	0.021	289.9	3.97	0.010	1.0	3.2	96.8
	3 H1/130	7/ 5	0.018	3.97	178.9	0.400	0.370	3.98	3.98	300.0	0.030	293.5	3.97	0.005	1.4	5.0	95.0
	1 C1/100	7/ 6	0.062	3.96	170.3	0.672	0.271	4.01	4.0	240.0	0.401	237.0	3.99	0.672	3.5	66.6	33.4
C ₁ -1	2 C1/101	7/ 6	0.055	3.97	172.9	0.670	0.269	4.01	4.0	240.4	0.401	237.4	3.99	0.574	3.5	66.9	33.1
	3 C1/102	7/ 6	0.050	3.97	175.9	0.668	0.266	4.01	4.0	240.0	0.402	237.4	3.99	0.468	3.4	67.1	32.9
	4 C1/103	7/ 6	0.049	3.97	180.0	0.659	0.259	4.01	4.0	240.0	0.400	237.4	3.99	0.359	3.4	67.9	32.1
	5 C1/104	7/ 6	0.048	3.97	186.0	0.655	0.253	4.01	4.0	240.7	0.402	237.4	3.99	0.256	3.4	68.9	31.1
	6 C1/105	7/ 6	0.045	3.98	194.4	0.641	0.241	4.01	4.0	240.9	0.401	238.1	3.99	0.144	3.4	69.7	30.3
	7 C1/106	7/ 6	0.046	3.97	220.5	0.604	0.205	4.01	4.0	241.5	0.399	238.9	3.99	0.027	3.3	73.6	26.4
	8 C1/107	7/ 7	0.058	3.96	172.6	0.667	0.267	4.01	4.0	240.0	0.400	237.0	3.99	0.617	3.4	66.8	33.2

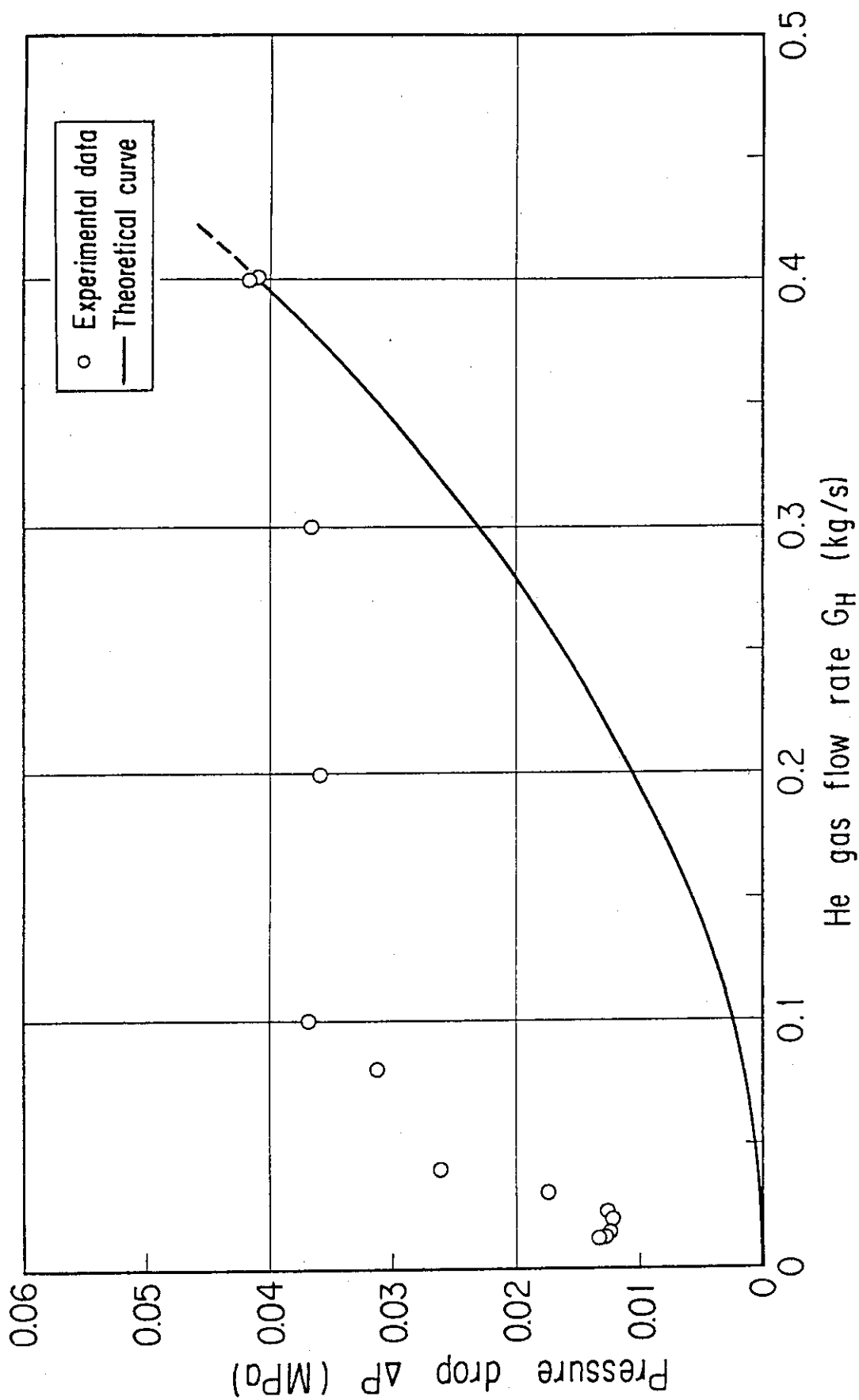


Fig. 5.2.1 Experimental results of pressure drop in M_1 loop.

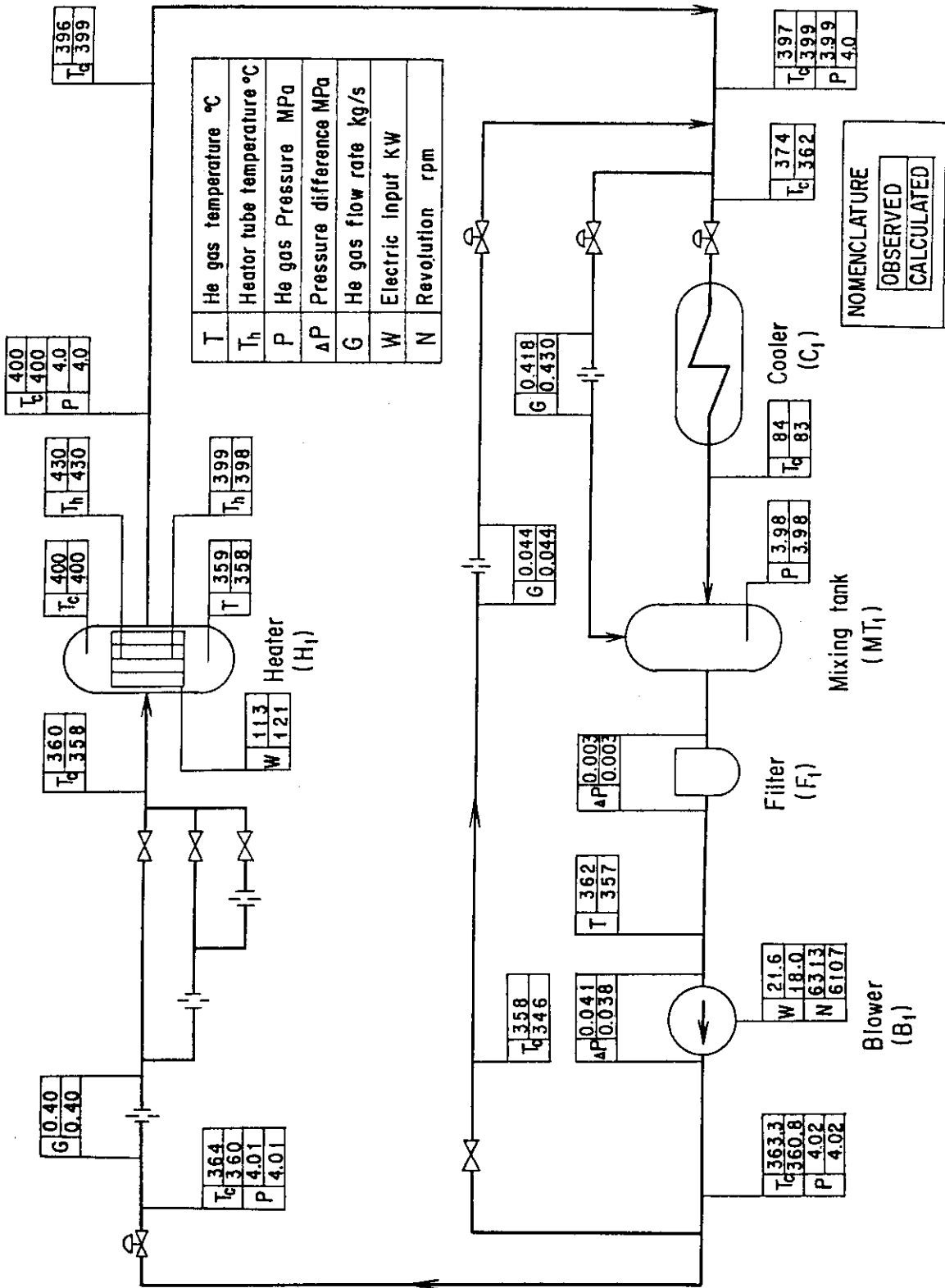


Fig. 5.3.1 Heat and mass balance of M₁ loop at 400 °C, 0.4 kg/s.

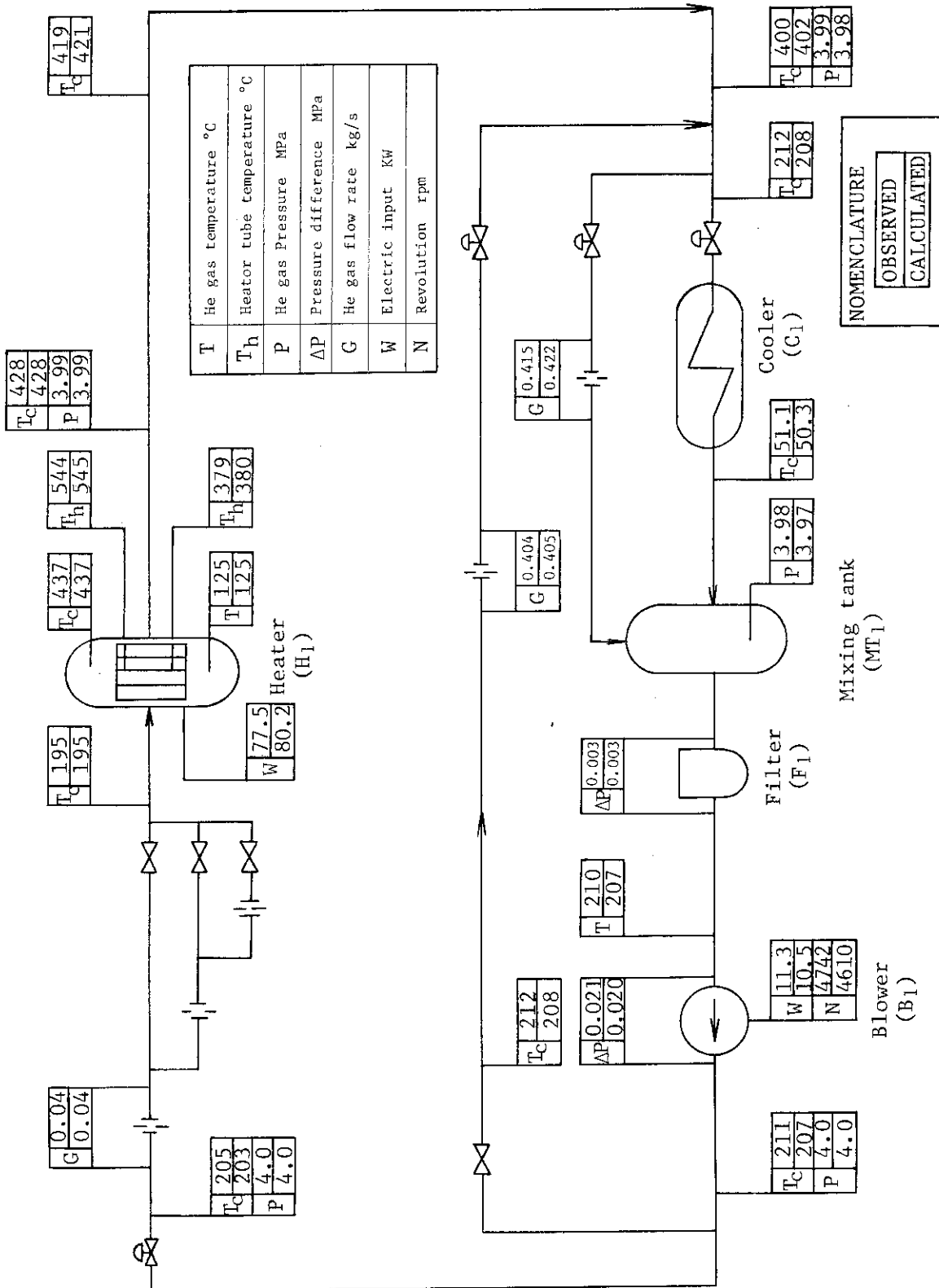


Fig. 5.3.2 Heat and mass balance of M1 loop at 400 °C, 0.04 kg/s.

6. 結 言

本試験で確認された内容を、Table 6.1.1.に示す。その主なものは、次のとおりである。

- (1) 加熱器における最大伝熱量は、出口部最高 He ガス温度 450 °C、最大流量 0.4 kg/s のときに 165 kW である。
- (2) 循環機は、最高 0.2 MPa まで昇圧することが可能である。
- (3) 冷却器の最大除熱量は、170 kW である。
- (4) 加熱器および冷却器内部における He ガスの熱伝達率に関しては、それぞれ Dittus-Boelter の式 (3.4.2.7)、Fishenden - Saunders の式 (4.4.8) が適用できる。
- (5) M₁ ループ全体の圧力損失は、0.045 MPa 未満であり、放熱量は 50 kW 以下である。

以上の結果、M₁ ループは燃料体スタック実証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された。

Table 6.1.1 Summary of experimental results

Heater	
He gas flow rate	0.013 ~ 0.40 kg/s
Outlet He gas temperature	Maximum 450 °C
Outlet He gas pressure	4.0 MPa
Electric input	Maximum 160 kW
Blower	
He gas flow rate	0.10 ~ 0.87 kg/s
Inlet He gas temperature	Maximum 361.5 °C
Pressure rise	Maximum 0.2 MPa
Cooler	
He gas flow rate	0.03 ~ 0.67 kg/s
He gas pressure	4.0 MPa
Removed heat	Maximum 170 kW
M ₁ loop	
Pressure drop	Under 0.045 MPa
Heat loss	Under 50 kW

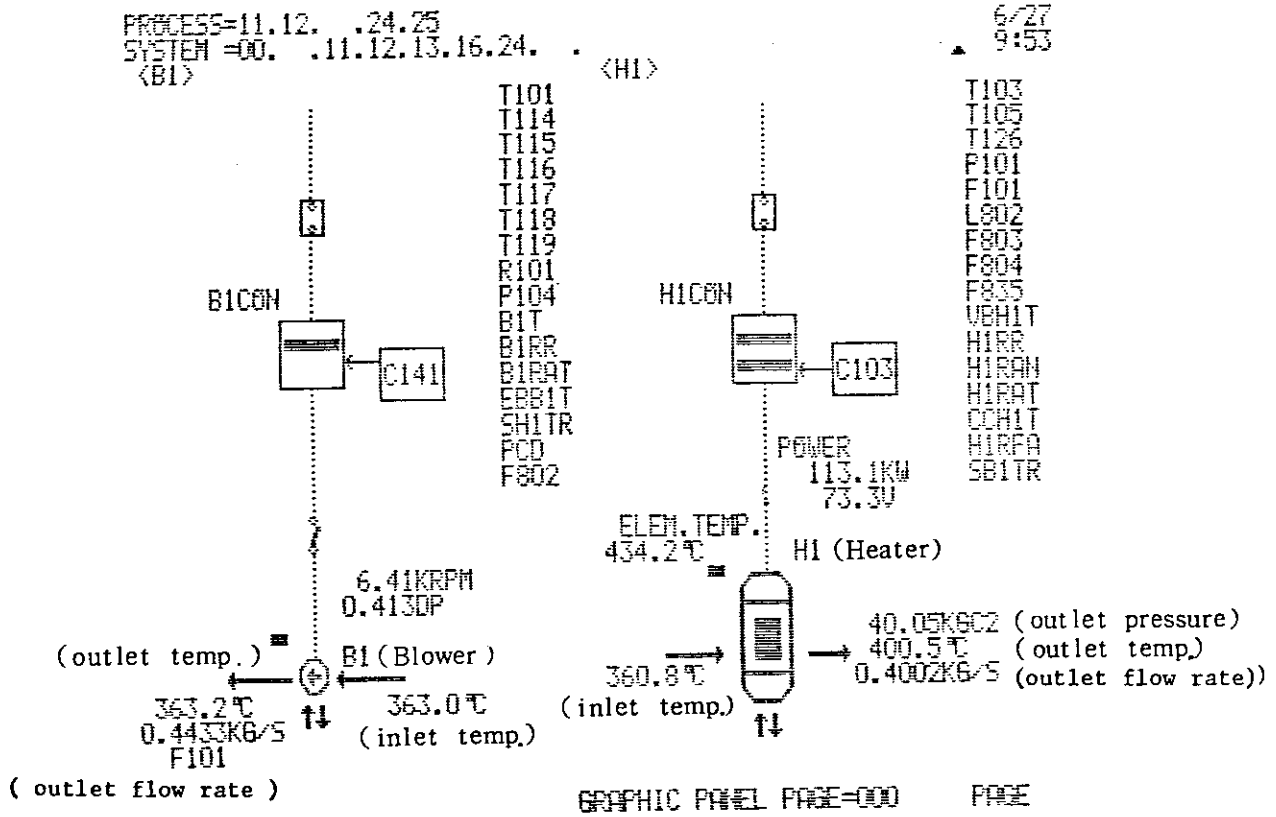
謝 辞

終りに、本報を執筆するに当たり適切な助言を頂いた日本原子力研究所高温工学部佐野川好母部長及びM₁ループ運転に際して多大の尽力を頂いたHENDEL管理室全員に感謝の意を表する。

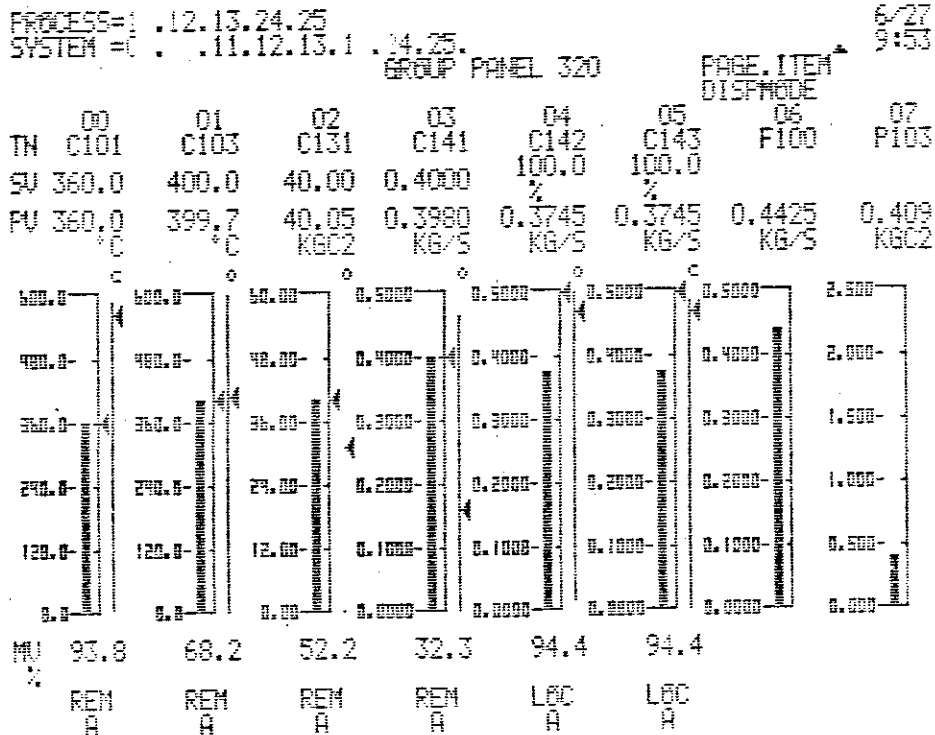
参考文献

- (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) 田中利幸, 他: 大型構造機器実証試験装置(HENDEL)マザー第1ループ(M₁)の特性試験, 26〔4〕, 318(1984)。
- (3) 例えば, 安野武彦, 他: JAERI-M 8399(1979)。
- (4) Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K., Univ. Calif. Pub. Eng., 2(1930)。
- (5) Magree, P.M., McEligot, D.M.: Nucl. Sci. Eng., 31, 337(1968)。
- (6) McEligot, D.M., et al.: Int. J. Heat Mass Transfer, 5, 973(1962)。
- (7) McEligot, D.M., et al.: ibid., 12, 431(1969)。
- (8) 機械工学便覧, 水力機械, 9, 70(改訂第5版)。
- (9) 横山重吉, 新編機械工学講座18 流体機械, 71, コロナ社(1974)。
- (10) Fishenden, M. and Saunders, O.A., Introduction to Heat Transfer, Oxford Clarendon Press., 132(1950)。
- (11) 五十嵐・平田, 機論, 39-322, 1890(昭48)。
- (12) Hilpert, R., Forch. Gebiete Ingenieurw., 4, 215(1933)。
- (13) Donohue, D.A., "Indust. Engng. Chem., 41-11, 2499(1949)。

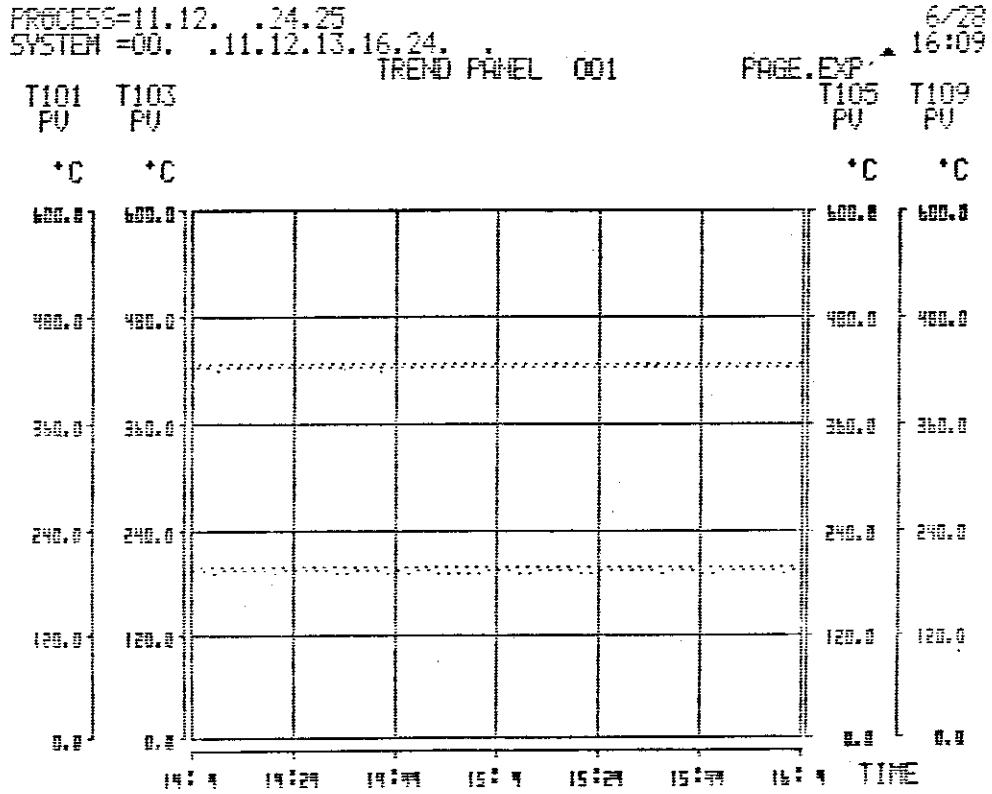
Appendix A(1) 運転状態確認画面の出力例



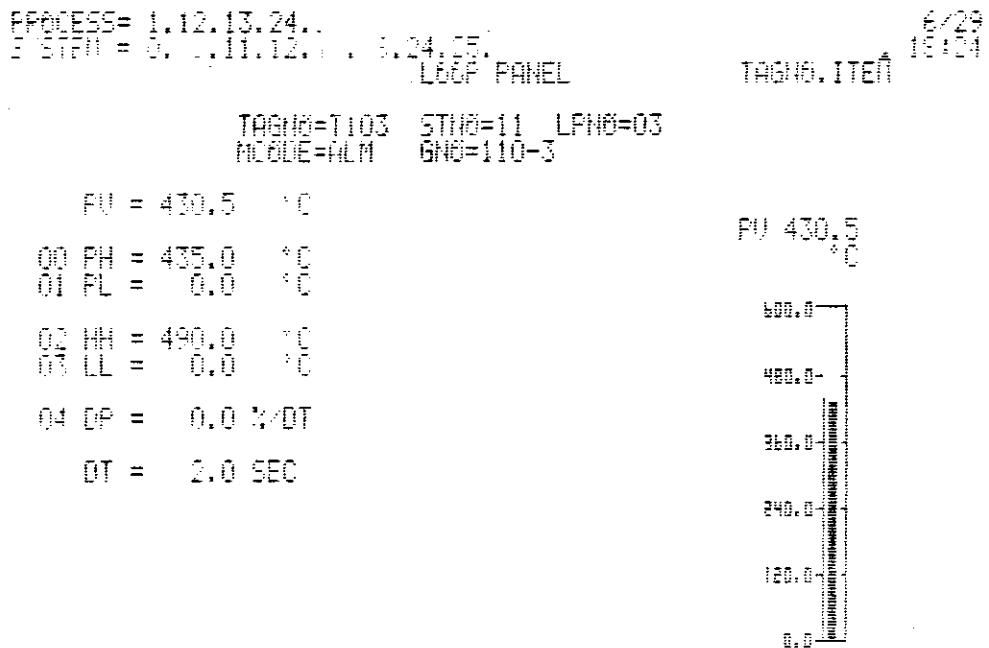
A(2) 運転状態確認画面の出力例



A(3) 運転状態確認画面の出力例



A(4) 運転状態確認画面の出力例



A(5) 運転状態確認画面の出力例

PROCESS= .12.13.24.25
 SYSTEM = . .11.12.13. .24.25.
 LOOP PANEL

6/29
 18:23

TAGNO.ITEM

TAGNO=T191 STNO=11 LPNO=05
 NCODE=MP GNO=110-5

00 U0 #T101	(%.032) =	200.2	°C
01 U1 #T102	(%.033) =	201.0	°C
02 U2 #T103	(%.034) =	430.5	°C
03 U3 #T104	(%.035) =	430.5	°C
04 U4 #T105	(%.036) =	422.2	°C
05 U5 #T106	(%.037) =	420.7	°C
06 U6	(,) =		
07 U7	(,) =		

TAGNO=T106

Appendix B(1) 計算結果の出力例 (加熱器)

***** DATE ('92 4 / 27 9 : 33) *****

***** TEST MODE NAME ('M1/102) *****

***** TYPICAL DATA OF M-1 LOOP *****

HEATER (M-1) OUTLET TEMP. = 400.233 (DEG.C)
 (M-1) FLOW RATE = 6.003 (KG/S)
 (M-1) OUTLET PRESSURE = 39.997 (KG/CM2.G)
 (M-1) INLET TEMP. = 361.500 (DEG.C)
 (M-1) PRES. DIFFERENCE = 4.120 (KG/CM2.A)
 (M-1) FLOW RATE = 6.443 (KG/S)
 TEST SECTION (M-1) INLET TEMP. = 396.233 (DEG.C)

***** HEATER (M-1) ANALYSIS *****

HELIUM FLOW RATE = 6.400 (KG/S)
 INLET TEMPERATURE = 360.267 (DEG.C)
 OUTLET TEMPERATURE I. = 396.967 (DEG.C)
 II. = 400.500 (DEG.C)
 HELIUM INLET PRESSURE = 40.123 (KG/CM2.G)
 OUTLET PRESSURE = 39.997 (KG/CM2.G)
 LOWER PLENUM HELIUM TEMPERATURE = 358.633 (DEG.C)
 VIC-LAYER HELIUM TEMPERATURE = 367.600 (DEG.C)
 UPPER PLENUM HELIUM TEMPERATURE = 399.533 (DEG.C)
 INLET HEATER ELEMENT TEMP. I. = 396.800 (DEG.C)
 II. = 396.633 (DEG.C)
 III. = 399.400 (DEG.C)
 OUTLET HEATER ELEMENT TEMP I. = 433.033 (DEG.C)
 II. = 432.633 (DEG.C)
 III. = 424.667 (DEG.C)
 TEST SEC. T-1 INLET TEMP. I. = 396.000 (DEG.C)
 II. = 413.000 (K)
 III. = 73.067 (V)
 INLET POWER = 17.5000 (A)
 VOLTAGE = 6.2667 (A)
 ELECTRIC CURRENT = 5.0030 (DORR)
 UNBALANCE ELECTRIC CURRENT = 0.00481 (M)
 VACUUM RATIO IN M-1 VESSEL = 1.96950 (M)
 PIPE HEATER SECTION AREA *15 = 0.02020 (M)
 EFFICIENCY HEATING AREA = 2.00600 (M)
 EFFICIENCY HEATING LENGTH

MEAN OUTLET HELIUM TEMPERATURE = 400.233 (DEG.C)
 TEMP. DIFFERENCE (IN/OUT) = 39.967 (DEG.C)
 MEAN TEMP. OF HEATER (IN/OUT) = 380.250 (DEG.C)
 MEAN OUTLET TEMP. OF ELEMENT = 430.111 (DEG.C)
 MEAN INLET TEMP. OF ELEMENT = 396.811 (DEG.C)
 TEMP. DIFF. OF ELEMENT (IN/OUT) = 33.300 (DEG.C)
 MEAN TEMP. OF ELEMENT (IN/OUT) = 414.361 (DEG.C)

TEMP. DIFF. OF UPPER PLENUM = 40.900 (DEG.C)
 UP/LOW PLENUM MEAN TEMPERATURE = 379.063 (DEG.C)
 UP/LOW PLENUM MEAN TEMPERATURE = 387.600 (DEG.C)
 MEAN INLET TEMP. OF T-1 SECTION = 396.233 (DEG.C)
 MEAN TEMP. DIFF. OF FILM (IN) = 19.978 (DEG.C)
 (OUT) = 39.111 (DEG.C)
 TEST SECTION HEAT LOAD (OUT) = 30.579 (MICAL/H)
 = 1.1323 (MICAL/H)
 HEAT INPUT = 71.459 (MICAL/H)
 HEAT LOSS = 26.029 (MICAL/H)
 SURFACE THERMAL LOAD = 36.655 (MICAL/M2.H)
 HEAT EFFICIENCY = 73.300 (%)
 MEAN HEAT TRANSFER COEFFICIENT = 1080.141 (KCAL/M2.H.DEG.C)
 MEAN NUSSELT NUMBER OF HEATER = 94.8719

M-1 PERFORMANCE ** MODE NAME ('M1/102) **

INLET MID OUTLET

HELIUM PRESSURE (ATA) = 41.030 41.030
 HELIUM TEMPERATURE (DEG.C) = 358.633 379.083
 HELIUM PROPERTY = 2.23775 2.23601
 DENSITY (KG/M3) = 3.042 2.947
 LAMDA (KCAL/M.H.DEG.C) = 0.2859
 MU (M2/S) = 0.23054
 PRANDTL NUMBER = 1.07375E-05 1.1921E-05
 REYNOLDS NUMBER = 0.645091 0.644706
 HELIUM VELOCITY IN HEATER ELEMENT (M/S) = 29.377 29.132
 REYNOLDS NUMBER = 50406.398 49362.813
 HEAT TRANSFER COEFF. I (KCAL/M2.H.DEG.C) = 1249.555 1275.901
 HEAT TRANSFER COEFF. II (KCAL/M2.H.DEG.C) = 1159.150 1170.561
 NUSSELT NUMBER I = 113.5847 109.4962
 NUSSELT NUMBER II = 103.7097 100.1574
 FILM TEMPERATURE DIFFERENCE I (DEG.C) = 28.872 28.720
 FILM TEMPERATURE DIFFERENCE II (DEG.C) = 31.422 31.314
 ELEMENT SURFACE MEAN TEMPERATURE I (DEG.C) = 407.956 417.812
 ELEMENT SURFACE MEAN TEMPERATURE II (DEG.C) = 410.705 410.568
 MEAN DIFF. TEMP. OF ELEMENT I (DEG.C) = 34.464 34.540
 MEAN DIFF. TEMP. OF ELEMENT II (DEG.C) = 31.456 31.413

B(3) 計算結果の出力例 (冷却器関係)

```

***** T=00000.15 ON LU 04
***** DATE ( 1982 6 / 27 9 : 33 ) *****
***** TEST MODE NAME ( M1/102 ) *****
***** TYPICAL DATA OF M-1 LOOP *****
HEATER (M-1) OUTLET TEMP. = 400.233 (DEG.C)
(M-1) FLOW RATE = 4003 (KG/S)
(R-1) OUTLET PRESSURE = 39.997 (KG/CM2.G)
(R-1) INLET TEMP. = 361.500 (DEG.C)
(R-1) PRESS. DIFFERENCE = 4.120 (KG/CM2.A)
(B-1) FLOW RATE = 4443 (KG/S)
TEST SECTION (T-1) INLET TEMP. = 396.233 (DEG.C)

***** COOLER (C-1) ANALYSIS *****
SYSTEM PRESSURE = 41.030 (KG/CM2.A)
HE FLOW RATE OF COOLER = 4026 (KG/S)
HE INLET TEMP. OF COOLER = 373.933 (DEG.C)
HE OUTLET TEMP. OF COOLER = 83.760 (DEG.C)
C.A. FLOW RATE OF COOLER = 1.839 (KG/S)
C.A. INLET TEMP. OF COOLER = 24.420 (DEG.C)
C.A. OUTLET TEMP. OF COOLER = 32.187 (DEG.C)
LOGARITHMIC TEMP. DIFF. = 155.701 (DEG.C)

*** RESULT OF CALCULATION FOR C-1 COOLER ***
HEAT TRANSFER OF COOLER = 33695.016 (KCAL/H)
HEAT TRANSFER (C.A. TEMP.) = 45779.649 (KCAL/H)
SURFACE HEAT FLUX = 27619.893 (KCAL/M2.H)
OVERALL H.T. COEF. (ACTUAL) = 174.200 (KCAL/M2.H.DEG.C)
HEAT TRANS. COEF. (INSIDE) = 2626.056 (KCAL/M2.H.DEG.C)
OVERALL H.T. COEF. (THEOR) = 131.154 (KCAL/M2.H.DEG.C)
K(CO)/K(TH) RATIO = 1.632 (---)
REYNOLDS NUMBER = 1922.937 (---)

*** RESULT OF CALCULATION FOR PRESSURE DROP OF FILTER ***
HE FLOW RATE OF FILTER = 444 (KG/S)
HE TEMPERATURE OF FILTER = 360.000 (DEG.C)
HE ABSOLUTE TEMP. OF FILTER = 633.160 (DEG.K)
PRESSURE AT FILTER = 40.795 (KG/CM2.A)
PRESS. DIFF. AT FILTER = 0.026 (KG/CM2)
CONSTANT OF FILTER = 0.008 (---)
PRESS. DIFF. (320.C/0.4KG/S) = 0.020 (KG/CM2)

*** RESULT OF CALCULATION FOR HEAT LOSS FROM PIPE ***
HEAT TRANSFER OF HEATER (OH) = 82.556 (KW)
HEAT TRANSFER OF BLOWER (OB) = 7.540 (KW)
HEAT TRANSFER OF COOLER (OC) = 39.189 (KW)
HEAT LOSS FROM PIPE (OH+OB+OC) = 50.907 (KW)

```

B(2) 計算結果の出力例 (循環機)

```

***** T=00000.15 ON LU 04
***** DATE ( 1982 6 / 27 9 : 33 ) *****
***** TEST MODE NAME ( M1/102 ) *****
***** TYPICAL DATA OF M-1 LOOP *****
HEATER (M-1) OUTLET TEMP. = 400.233 (DEG.C)
(M-1) FLOW RATE = 4003 (KG/S)
(R-1) OUTLET PRESSURE = 39.997 (KG/CM2.G)
(R-1) INLET TEMP. = 361.500 (DEG.C)
(R-1) PRESS. DIFFERENCE = 4.120 (KG/CM2.A)
(B-1) FLOW RATE = 4443 (KG/S)
TEST SECTION (T-1) INLET TEMP. = 396.233 (DEG.C)

***** BLOWER (B-1) ANALYSIS *****
PRESS. OF BLOWER (OUT) = 40.200 (KG/CM2.G)
PRESS. DEF. OF BLOWER = 412 (KG/CM2)
DELIVERY TEMP. OF BLOWER = 363.267 (DEG.C)
INLET TEMP. OF BLOWER (I) = 360.000 (DEG.C)
INLET TEMP. OF BLOWER (II) = 363.000 (DEG.C)
FLOW RATE OF M-1 HEATER = 400 (KG/S)
FLOW RATE OF M-1 BYPASS = 444 (KG/S)
INPUT POWER OF BLOWER = 21.547 (KW)
REVOLUTION (EM) = 6393.333 (RPM)
STATIC PRESS. OF BLOWER (OUT) = 12378.750 (KG/M2.A)
STATIC PRESS. OF BLOWER (IN) = 86259.120 (KG/M2.A)
DELIVERY TEMP. OF BLOWER = 636.417 (DEG.K)
INLET TEMP. OF BLOWER (ET) = 634.650 (DEG.K)
MASS FLOW RATE OF BLOWER = 444 (KG/S)
THEORETICAL DELIVERY TEMP. = 637.189 (DEG.K)
PRACTICAL INPUT HEAT = 4.077 (KW)
THEORETICAL ADIABATIC LOAD = 5.894 (KW)
TOTAL ADIABATIC EFFICIENCY = 27.353 (%)

PRESS. OF BLOWER (OUT) = 41.233 (KG/CM2.A)
PRESS. DEF. OF BLOWER (ED) = 40.821 (KG/CM2)
PRESS. DEF. OF BLOWER (EAP) = 412 (KG/CM2)
MASS FLOW RATE OF BLOWER = 444 (KG/S)
INLET TEMP. OF BLOWER (ET) = 634.650 (DEG.K)
REVOL. TION (EM) = 6393.333 (RPM)
INPUT POWER OF BLOWER = 21.547 (KW)
FLOW RATE (E1+SQRT(T)/P) = 0.274 (---)
DIFF. (EAP/P) = 0.010 (---)
POWER (EAP/P) = 0.010 (---)
REVOL. TION (EAP/SQRT(T)) = 253.782 (---)
FLOW AT NORMAL REVOLUTION = 0.335 (---)
DIFF. PRESS. AT NORMAL REVOLUTION = 0.335 (---)
POWER AT NORMAL REVOLUTION = 0.1269 (---)
REV. AT NORMAL REVOLUTION = 462.570 (---)

```


Appendix D 循環機性能関係式

(1) ポリトロープ効率および断熱温度効率

入口圧力に対して昇圧値の小さな循環機に関してはポリトロープ効率は断熱温度効率にほぼ等しいと考えられる。以下その理由を示す。

各効率の算出式は下記の通りである。

$$\eta_p = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{\kappa-1}{\kappa} \quad (D \cdot 1)$$

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L_i} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{n}} - 1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \quad (D \cdot 2)$$

ここで

η_p : ポリトロープ効率

η_{ad} : 断熱温度効率

n : ポリトロープ変化の指数

κ : 断熱係数

P_1 : 入口ガス圧力 (MPa)

P_2 : 出口ガス圧力 (MPa)

(6.2.2-13) 式を変形すると

$$\begin{aligned} \eta_{ad} &= \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{n}} - 1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} = \frac{\left(1 + \frac{\Delta P}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{n}} - 1}{\left(1 + \frac{\Delta P}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \doteq \frac{1 + \frac{\kappa-1}{n} \cdot \frac{\Delta P}{P_1} - 1}{1 + \frac{\kappa-1}{\kappa} \cdot \frac{\Delta P}{P_1} - 1} \\ &= \frac{n}{n-1} \cdot \frac{\kappa-1}{\kappa} = \eta_p \quad (D \cdot 3) \end{aligned}$$

以上の通り、ポリトロープ効率と断熱温度効率は入口圧力に比べ昇圧値の小さな範囲ではほぼ等しいと言える。

(2) 全圧理論空気動力と理論断熱動力

気体の圧縮性を考えないで良い程度の圧力上昇を行なう送風機に対しては、ポンプと同様にして動力が求められるが、これは全圧理論空気動力と呼ばれる。また圧力比の高い圧縮機に対しては、理論断熱動力が基本の理論動力である。

ここでは、圧力比を1に近づけていった場合に理論断熱動力が全圧理論空気動力と一致することを説明する。この2つの理論動力はそれぞれ下記の式で表わされる。

$$L_t = \frac{Q \Delta P}{102} = \frac{GRT_1 \Delta P}{102 \cdot P_1} \quad (D \cdot 4)$$

$$L_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{GRT_1}{102} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad (D \cdot 5)$$

ここで

L_t : 全圧理論空気動力	(kW)
L_{ad} : 理論断熱動力	(kW)
P_1/P_2 : 入口/出口圧力 (全圧) 比	
ΔP : 昇圧値	(MPa)
Q_1 : 入口体積流量	(m^3/s)
G : 重量流量	(kg/s)
T_1 : 入口温度	(K)
K : 断熱係数	(He の場合 1.66)
R : 気体定数	(He の場合 $211.9 \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{kg} \cdot \text{k}$)

昇圧値が小さな場合に (D・5) 式を変形していくと下記の通り (D・4) 式と一致する。

$$\begin{aligned} L_{ad} &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{GRT_1}{102} \cdot \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \\ &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{GRT_1}{102} \cdot \left\{ \left(1 + \frac{\Delta P}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \\ &\doteq \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{GRT_1}{102} \cdot \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{\Delta P}{P_1} = \frac{GRT_1}{102} \cdot \frac{\Delta P}{P_1} = L_t \quad (D \cdot 6) \end{aligned}$$

以上の通り、昇圧値が入口圧力に比べて相対的に小さい循環機に対しては、理論断熱動力は全圧空気動力とは一致し、かつ重量流量および昇圧値に比例すると言える。