

本資料は200/年10月4日付けて
登録区分変更する。 [技術展開部技術協力課]

高レベル廃棄物の貯蔵時における
伝熱流動解析手法の開発〔Ⅲ〕
成 果 報 告 書
(昭和58年度)

1984年10月

(株) 芙蓉情報センター

本資料は、核燃料サイクル開発機構の開発業務を進めるために作成されたものです。したがって、その利用は限られた範囲としており、その取扱には十分な注意を払ってください。この資料の全部または一部を複写・複製・転載あるいは引用する場合、特別の許可を必要としますので、下記にお問い合わせください。

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村大字村松4番地49
核燃料サイクル開発機構
技術展開部 技術協力課

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to:
Technical Cooperation Section,
Technology Management Division,
Japan Nuclear Cycle Development Institute
4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki, 319-1184
Japan

© 核燃料サイクル開発機構 (Japan Nuclear Cycle Development Institute)



配布限定

PNC-SJ 199 84-20 (2)

1984年10月

高レベル廃棄物の貯蔵時における伝熱流動解析手法の開発〔Ⅲ〕*

大島 務** 石井 義兼**
小玉 祥生** 成沢 知子**

要 旨

本開発業務は、高レベル廃棄物の貯蔵時における冷却特性を把握するための伝熱特性解析手法を開発する事である。本作業は昭和56年度に着手した。昭和56年度は、現象の把握と基礎モデルを作成した。昭和57年度は分岐合流圧損係数等の諸係数、諸式について検討し冷却システム試験データと比較した。

本年度は、定常時、過渡時、閉サイクル時、保管庫収納時について、本手法による計算結果と冷却システム試験データと比較検討した。この結果、試験結果とよい一致を得て、本解析手法の妥当性が示された。

次に本解析手法を用いて、実機保管庫について、ブレンナム高さ、ピット配列、定常時、キャニスター収納パターン、異常時と再通風時についての解析を行った。定常時については、発熱量と風量を与えたときに各部の温度を示す簡便式を得た。これにより高レベル廃棄物の保管時の熱的特性データを得た。さらに廃熱有効利用時の解析と長期貯蔵時の解析を行った。新形状ガラス固化体について崩壊計算、発熱計算および、ガラス注入時から保管時、貯蔵時の伝熱計算を行った。

* 本報告書は、株式会社芙蓉情報センターが、動力炉・核燃料開発事業団の委託により、実施した研究の成果である。

** 科学技術部



NOT FOR PUBLICATION
PNC-SU199 84-20 (2)
October 1984

The Development of the Fluid Heat Transfer Analysis Method of High Level Radioactive Wastes in Storage [III]*

Tsutomu Oshima**, Yoshikane Ishii**,
Akio Kodama**, and Tomoko Narusawa**

Abstract

Our research, which started in 1981, aimed at developing the fluid heat transfer analysis method to grasp the cooling characteristics of the high level radioactive wastes in Storage. In 1981, our efforts were centered on investigating the phenomena and developing a practical engineering model. In 1982, analysis and review were made of the pressure loss coefficients and equations by comparing with the Cooling System Test data.

This year, the computation results of the developed method were compared with the Cooling System Test data in stationary and transient state, closed cycle and in containing in a Custody facility. Good agreement with the data shows the validity of present analysis method.

Using the present analysis method, the analysis were made of Plenum hight, Pit configuration, Stationary State, Canister containment pattern, abnormalous state and re-ventilation of the Custody facility. The handy formulas which show the temperature of the parts in giving the heat generation rate and the ventilation amount, are obtained. These analyses give the heat characteristic data in the Custody of high level radioactive waste. The further analysis of the utilization of waste heat and long term storage are performed. The decay calculation, the heat generation calculation, and the heat transfer calculation of Custody and Storage from pouring glass of New Shaped vitrified high level liquid wastes are made.

*Work performed by Fuyo Data Processing & Systems Development Ltd. under contract with Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation.

**Scientific Application Division.

目 次

1. 開発研究の概要	1
2. 解析コードの検討	3
2.1 解析コードの改良	3
2.2 定常解析	10
2.3 過渡特性解析	22
2.4 閉サイクル時の解析	28
2.5 保管庫の解析	33
2.6 解析コードの評価	64
3. 保管庫の伝熱特性解析	67
3.1 保管庫の概要と計算	67
3.2 プレナム高さの解析	76
3.3 流体解析コードによるピット配列の解析	84
3.4 定常状態の解析	92
3.5 キャニスター収納パターンの解析	107
3.6 異常時と再通風時の解析	114
4. 廃熱有効利用時における伝熱特性解析	125
4.1 計算条件	125
4.2 強制空冷時	127
4.3 自然空冷時	130
4.4 過渡解析	135
5. 岩盤内長期貯蔵施設の伝熱特性解析	137
5.1 岩盤の熱的特性	137
5.2 計算法	139
5.3 計算モデル	141
5.4 計算結果	145
6. 新形状固化体の伝熱特性解析	155
6.1 ORIGEN計算	155
6.2 大気放冷時の伝熱計算	161
7. まとめ	171
おわりに	173
参考文献	174

1. 開発研究の概要

1. 開発研究の概要

1.1 開発研究の目的

使用済燃料の再処理工程より発生する高レベル廃液は、包蔵性にすぐれ管理が容易なガラス固化体にし、貯蔵される。ガラス固化体の貯蔵にあたっては、ガラス固化体の発熱にもとづく伝熱流動等の解析手法を確立する必要がある。

本開発研究の目的は、高レベル廃棄物の貯蔵時における冷却特性を把握するための伝熱流動解析手法を開発する事である。本研究開発業務は、昭和56年度に着手し、昨年度までの実施によって、高レベル廃棄物の貯蔵時伝熱流動解析コードを作成した。また冷却システム試験データとの突き合わせにより、その検証を行ってきた。本年度は定常、非定常時の検証を行うとともに、固化パイロットプラント保管庫仕様の冷却システム試験データにより解析コードを検証する。また解析コードを用いて保管庫の熱的特性を把握する。

1.2 開発研究の内容

開発研究の概要を図1.2.1に示す。

はじめに解析コードの評価、検討を行う。昨年度までに開発した解析コードを改良し、冷却システム試験との比較により伝熱式等について検討する。比較項目としては、定常解析、過渡特性解析、閉サイクル時の解析、保管庫の解析である。これらにより解析コードの評価・検討を行う。

次に解析コードを用いて保管庫の伝熱特性解析を行う。解析項目としては、プレナム高さの解析、ピット配列の解析、定常状態の解析、キャニスター収納パターンの解析、異常時と再通風時の解析である。

また、解析コードを用いて発熱有効利用時の解析と岩盤内長期貯蔵施設の伝熱特性解析を行う。さらに新形状ガラス固化体について、発熱計算を行い、ガラス注入時から貯蔵時までの一連の熱的計算を行う。このときのデータは東海事業所の計算機へ移管する。

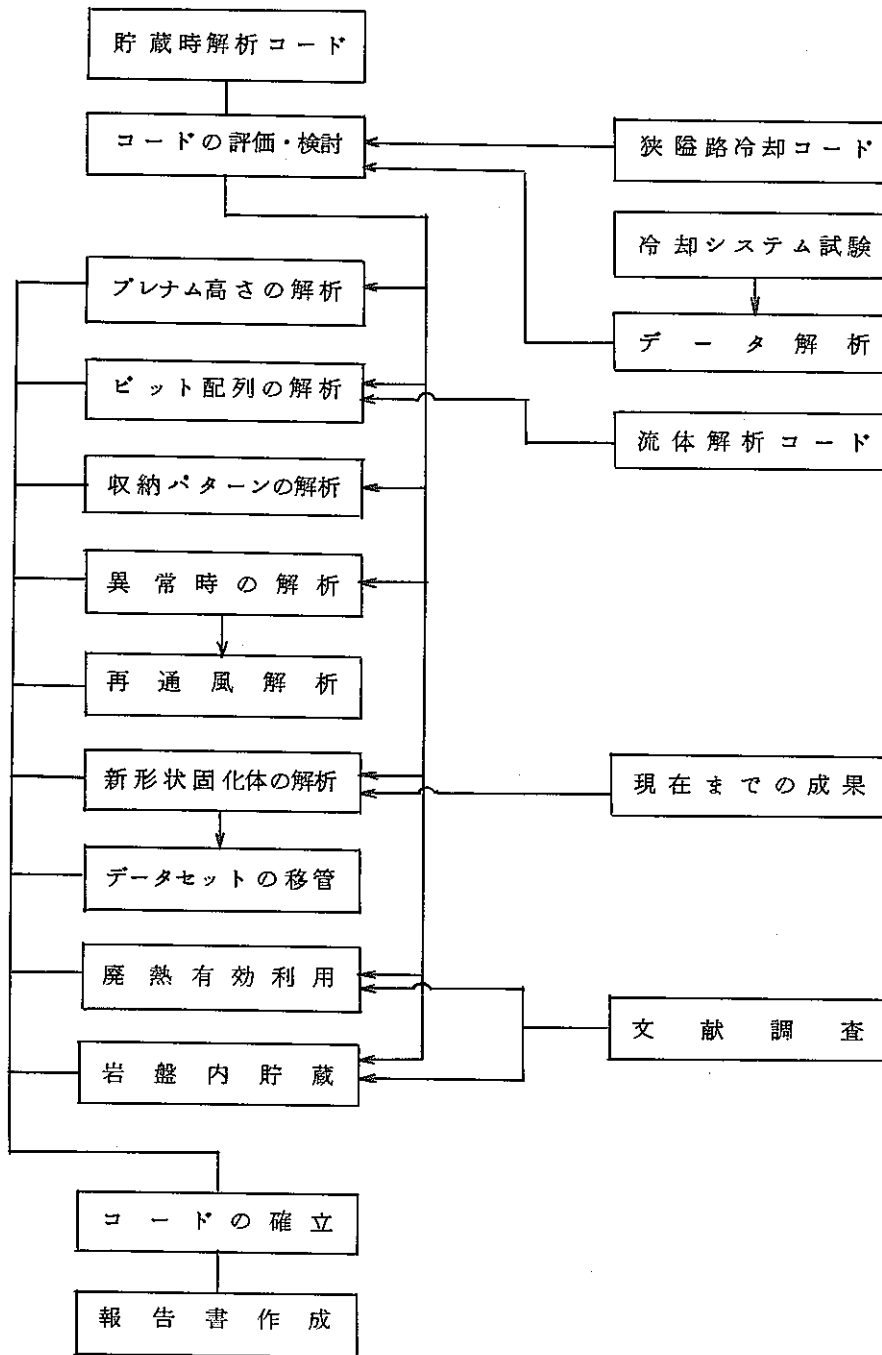


図 1.2.1 開発研究の概要

2 . 解析コードの検討

2. 解析コードの検討

ガラス固化体の貯蔵時伝熱流動計算コード（FLOSTコード）を用いて冷却システム試験と同条件の計算を行い、計算結果と試験データを比較して、コードの性能を検討する。検討項目としては、定常解析、過渡解析、閉サイクル時の解析、保管庫用試験の解析である。またこれに伴いコードの機能を改良した。

2.1 解析コードの改良

ガラス固化体の貯蔵時伝熱流動計算コード（FLOST）について、いくつかの改良を行なった。改良点は、(イ)流れ場の方程式の非線形性の収束法、(ロ)計算速度向上のためのデータ構造の改良、(ハ)分岐要素の組み込み、(ニ)ピット部のモデル化の改良、(ホ)ピット内流れの助走区間効果の組み込み等である。(イ)については、基礎式、圧損係数等の非線形性が非常に強いため、分岐圧損係数の部分の非線形性と他の部分とを分離して収束計算するようにした。このため収束性が改善された。(ロ)については要素データをファイルベースで取り扱っていたため、アクセス時間がかかっていた。これを一定数の要素数まではインコアで計算するようにした。このためアクセス時間は著しく短縮された。(ハ)、(ニ)、(ホ)については以下に述べる。その他の改良としていくつかの伝熱式をオプションで選べるようにした。

2.1.1 分岐要素

流れ場のピット出入口の分岐合流部の圧損係数は分岐合流の流量比に依存する。昨年までは、これを流速参照テーブルを用いて処理していたが、分岐要素を導入する事により、データ構造、計算の処理が簡単になり、また逆流、並流形等の任意の方向の流れに対してコード内で自動的に処理できるようになった。

分岐要素の構造は非常に複雑であるので、ここでは分岐流れの場合について簡単に説明する（図 2.1.1 参照）。

PNC-SJ 199 84-20

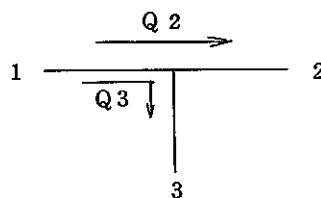


図 2.1.1 分岐部の流れ

「管路・ダクトの流体抵抗」（日本機械学会編）によれば、分岐の圧損を次式で表式すると整数が簡明であるとしている。

$$\Delta H_{12} = \frac{\rho}{2g} v_1^2 \zeta_{12} (Q_2/Q_1) \quad (2.1.1)$$

$$\Delta H_{13} = \frac{\rho}{2g} v_1^2 \zeta_{13} (Q_2/Q_1) \quad (2.1.2)$$

ΔH_{12} , ΔH_{13} : 1, 2間、1, 3間の全圧差

ζ_{12} , ζ_{13} : 1, 2間、1, 3間の圧損係数

((2.1.7) 式 ~ (2.1.10) 式参照)

Q : 流量

v : 流速

(2.1.1) 式と (2.1.2) 式を変形する事により次式を得る。

$$Q_2 = -C_{12}(H_1 - H_2) \quad (2.1.3)$$

$$Q_3 = -C_{13}(H_1 - H_3) \quad (2.1.4)$$

$$Q_1 = -(Q_2 + Q_3) = C_{12}(H_1 - H_2) + C_{13}(H_1 - H_3) \quad (2.1.5)$$

ここで、 Q は節点に流入する場合を負の量としている。

また C_{12} , C_{13} は (2.1.1) 式、(2.1.2) 式から導びかれる Q_1 , Q_2 の関数である。

(2.1.3) 式、(2.1.4) 式、(2.1.5) 式を行列表示すると次式となる。

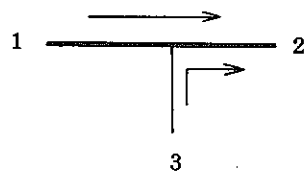
$$\begin{bmatrix} C_{12} + C_{13} & -C_{12} & -C_{13} \\ -C_{12} & C_{12} & 0 \\ -C_{13} & 0 & C_{13} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_1 \\ H_2 \\ H_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \end{bmatrix} \quad (2.1.6)$$

(2.1.6) 式が分岐要素の行列方程式となっている。(2.1.6) 式は、分岐流れの場合であるが、流れの状況を流量の符号、大小で判定する事により、分岐、合流について圧損係数を設定し、(2.1.6) 式と同様な行列方程式を処理すればよい。

分岐合流圧損係数は、昨年度行った「SOLA」を用いた解析から「管路・ダクトの流体抵抗」にある値を用いた。

(イ) 本管合流圧損係数

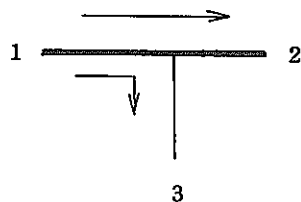
$$\zeta_{12} \begin{cases} = -1.34X + 1.4 & (0.4 \leq X \leq 1) \\ = 6.625X^3 - 8.425X^2 - 2.22X + 0.9 & (0 \leq X \leq 0.4) \end{cases} \quad (2.1.7)$$



$$X = Q_1 / Q_2$$

(ロ) 本管分岐圧損係数

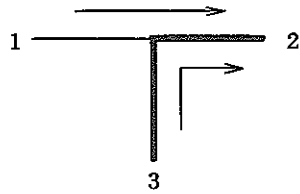
$$\eta_{12} = 0.63(0.79 - X)^2 + 0.01 \quad (2.1.8)$$



$$X = Q_1 / Q_2$$

(ハ) 支管合流圧損係数

$$\zeta_{32} \begin{cases} = 33.2(X - 1)^2 & (0.4 \leq X \leq 1) \\ = 49.45X - 79.4X + 35.8 & (0 \leq X \leq 0.4) \end{cases} \quad (2.1.9)$$

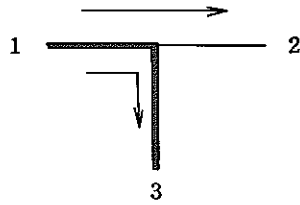


$$X = Q_1 / Q_2$$

(二) 支管分岐圧損係数

$$\bar{\eta}_{13} = 1.016 (X - 1)^2 + 1.17$$

(2.1.10)



$$X = Q_1 / Q_2$$

圧損係数 (2.1.6) 式、(2.1.7) 式、(2.1.8) 式、(2.1.9) 式は、図 2.1.2 に示す。温度場における移流熱伝達は、流れ場の計算結果に基づいて流れの方向を判定しながら、風上差分形式によって行う。

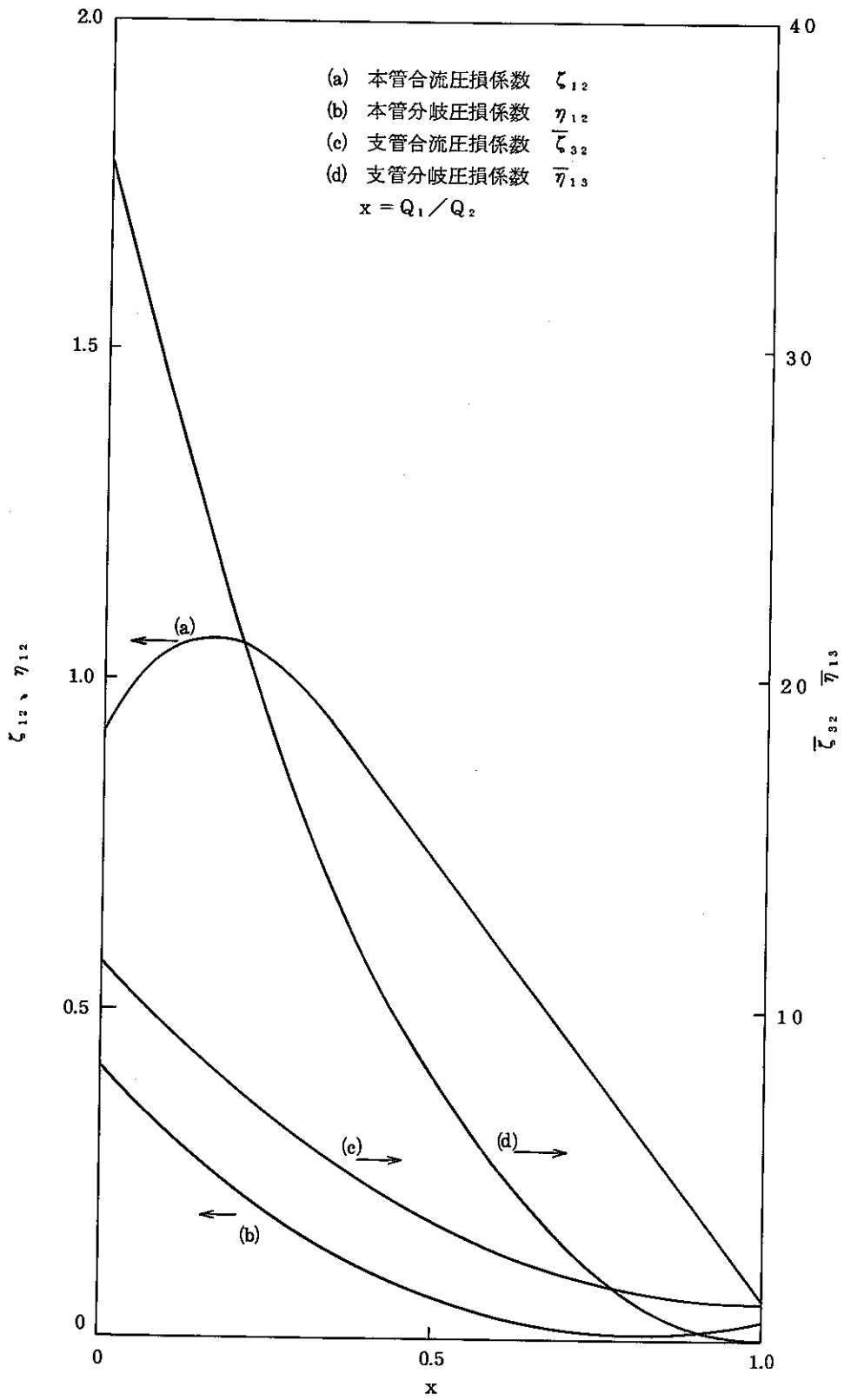


图 2.1.2 压损系数

2.1.2 ピット部のモデル化

ピット部の計算モデルを図 2.1.3 のようにした。各要素の断面積、長さ、体積は表 2.1.1 のようになる。モデルでは各キャニスター、各ピットは以下に分離している。これはこの間の熱流束が微小である事による。このモデルではガラス中心、キャニスター、ピットの温度は、これらを無限長であるとしたときの温度を与える事になる。従って、このモデルでは温度は実際と比べて若干高め値をとる。ガラス部の要素の長さは $r_G/2$ であるが、これは昨年度の解析により、無限円柱の解析解より導びかれたものである。

このような計算モデルによりピット部をモデル化する事により、流体の節点の支配領域が明確になり、合理的な温度分布が得られる。

PNC-SJ 199 84-20

表 2.1.1 要素の寸法 (図 2.1.3 参照)

要素 (図 2.1.3 参照)	断面積	長さ	体積
a	$2\pi r_G h$	$r_G/2$	$\pi r_G^2 h$
b	$2\pi \{ (r_G + r_C) / 2 \} h$	$r_C - r_G$	$\pi (r_C^2 - r_G^2) h$
c	$2\pi \{ (r_f + r_p) / 2 \} h$	$r_p - r_f$	$\pi (r_p^2 - r_f^2) h$
d	$2\pi r_C h$	—	—
e	$2\pi r_C h$	—	—
f	$2\pi r_f h$	—	—
g	$\pi (r_f^2 - r_C^2)$	h	$\pi (r_f^2 - r_C^2) h$

注 — は計算コードでは使用していない。

2.1.3 助走区間の効果

ピット下部の空気入口部は空気流れが乱れており、その熱伝達は乱流の助走区間の効果があると考えられる。そこで Boetler と Iversen らによる円管内の乱流の助走区間の熱伝達の取り扱いを導入する。Boelter と Iversen らの式は次式に示される。

$$f_z = f_\infty \text{Re}^{0.0286} (De/Z)^{0.1144} \quad (2.1.11)$$

for $Z < De \text{Re}^{0.25}$

f_z : 助走区間の熱伝達係数

f_∞ : 発達域での熱伝達係数

Re : レイノルズ数

De : 相当径

Z : ピット入口からの距離

なお (2.1.11) 式は、1つのピットに関してキャニスターの冷却効果を調べる「狭隘路冷却コードにおいて、キャニスター積み重ね部分のエッジ効果をモデル化する時に使用した (昭和 57 年「ガラス固化体の熱的挙動解析モデルの開発」P 184 参照)。

なお、図 2.1.3 に示すように、計算モデルでは 1本のキャニスターを 1つの計算点で代

表しているため、(2.1.11)式は1本のキャニスターの底面から頂面までの平均値を用いるべきである。しかし、平均値を用いる場合と、キャニスターの中央部の高さでの値を用いる場合ではその差違は約1.6%であるので、ここではキャニスターの中央部の高さでの値を用いた。

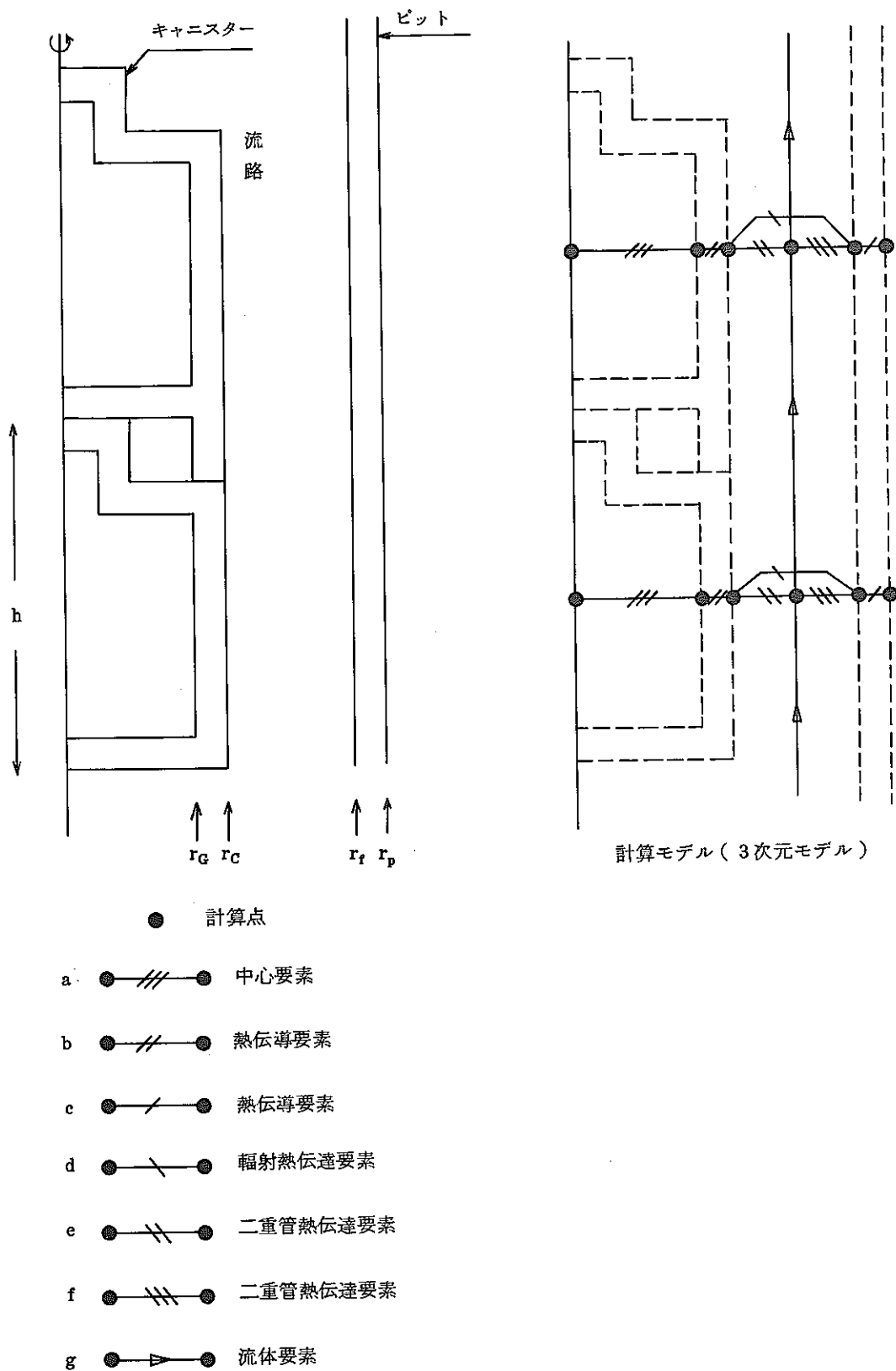


図 2.1.3 ピット部の計算モデル

図 2.1.4 に助走区間効果を導入した計算結果を示す。図 2.1.4 に示すように助走区間効果を導入する事により計算値は試験値と比較して、その温度、温度分布の傾向ともによく一致している。

なお図 2.1.4 の場合では、流速 5.34 (m/sec) であり、レイノルズ数は約 25600 となる。この場合 (2.1.10) 式より、最下段の熱伝達係数は発達域の熱伝達係数と比べて、およそ 18% 増加する。この結果最下段キャニスターは約 110℃ から 94℃ に低下し、試験値に近づく。

PNC-SJ 199 84-20

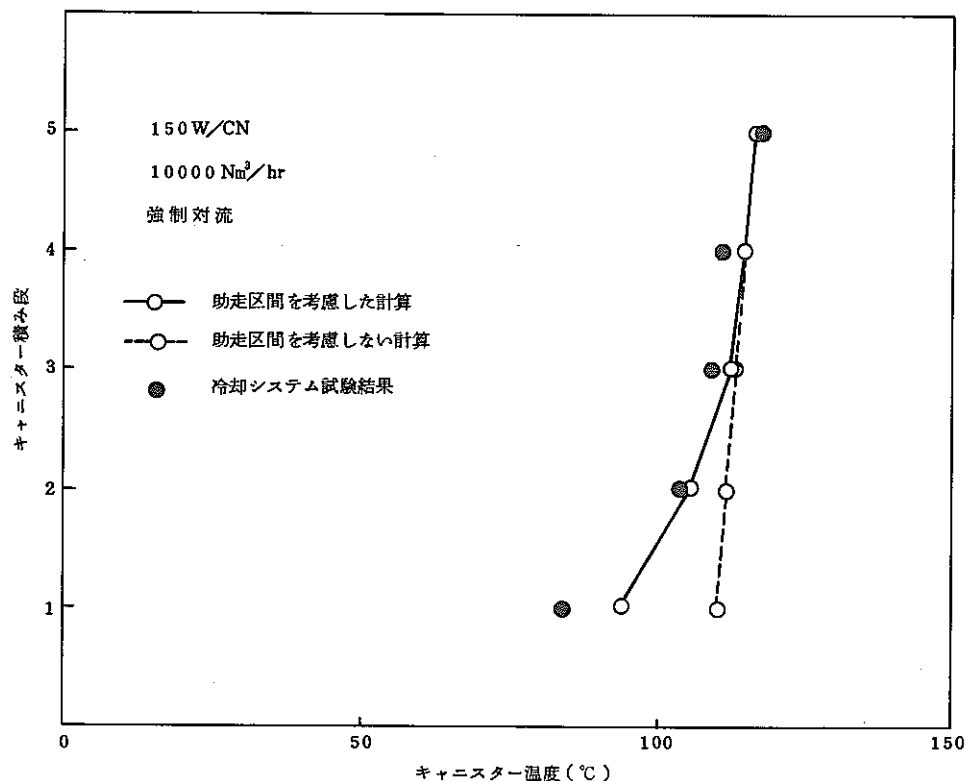


図 2.1.4 助走区間効果 (キャニスター温度)

2.2 定常時の解析

ここでは定常状態の冷却システム試験と同条件の計算を行い、試験データと計算結果を比較する。

2.2.1 冷却システム試験の概要

冷却システム試験装置の概要を図 2.2.1 と図 2.2.2 に示す。ここで使用したデータは、入気ダクトがあり、ピットが 12 行 4 列の場合 (X パターンとする) と入気ダクトがなくてピットが 12 行 4 列の場合 (D パターンとする) である。X パターンは昭和 56 年度に実施され、D パターンは昭和 57 年度に実施されたものである。D パターンは X パターンに比べて流れが巾方向に均一である。

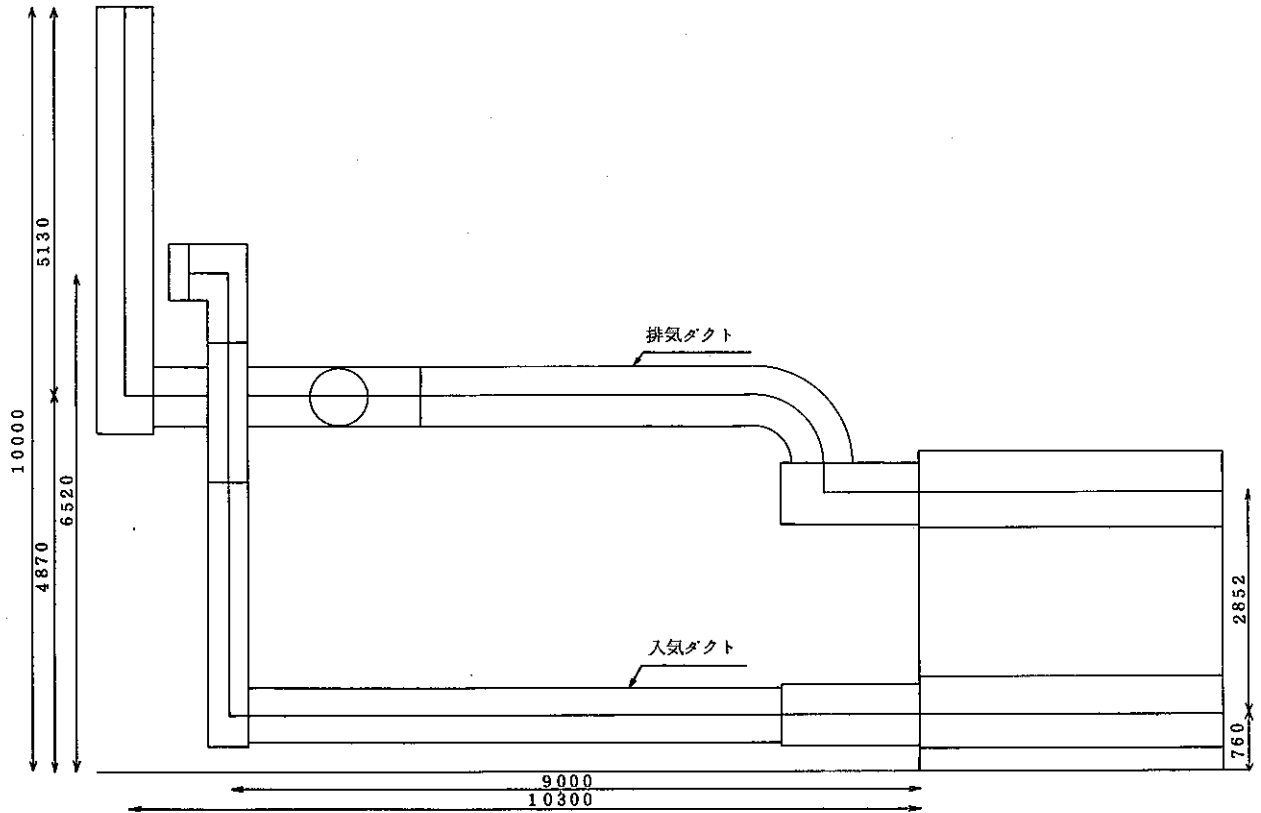


図 2.2.1 冷却システム試験の概要 (動燃殿資料による)

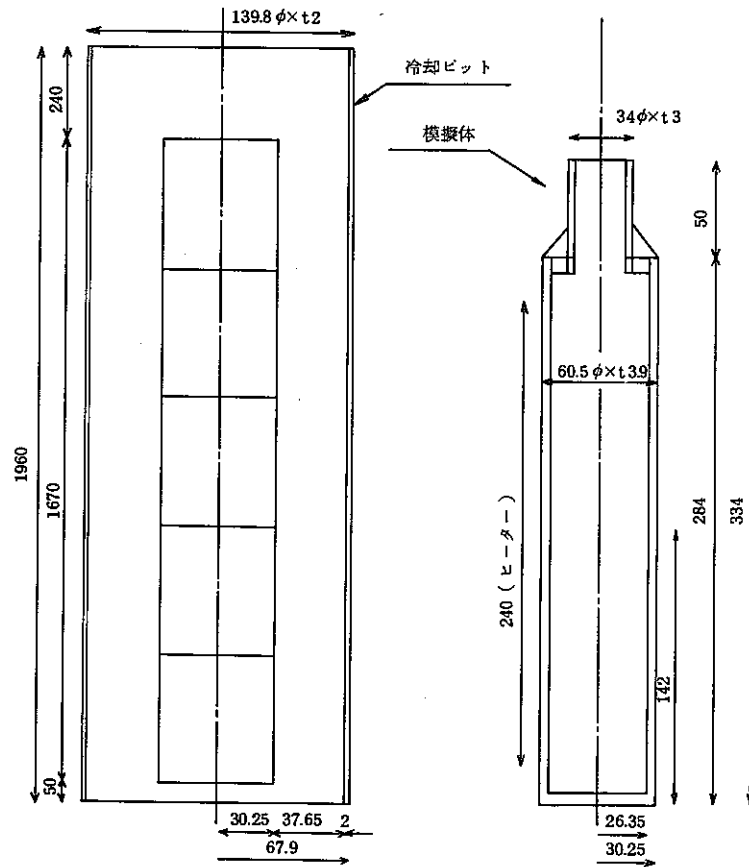


図 2.2.2 冷却システム試験用模擬体の概要（動燃殿資料による）

2.2.2 伝熱式の検討

ピット内の伝熱式としては、流動伝熱試験等の検討により強制対流と自然対流ともに次に示す Dittus & Boelter の式が適当であるとしていた（「ガラス固化体の熱的挙動解析モデルの開発」成果報告書 4.3 参照）。

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2.2.1)$$

ここで

Nu : ヌセルト数

Re : レイノルズ数

Pr : プラントル数

一方冷却システム試験のデータ解析により強制対流と自然対流ともに次の伝熱式を得ている（株式会社神戸製鋼所「冷却システム試験成果報告書」昭和 57 年度）。

$$\begin{cases} Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} & (Re \geq 22060) \\ Nu = 0.17 Re^{0.6} Pr^{0.4} & (Re < 22060) \end{cases} \quad (2.2.2)$$

（強制対流の場合）

$$\begin{cases} \text{Nu} = 0.094 (\text{Gr Pr})^{1/3} & (\text{Gr Pr} \geq 1.0322 \times 10^9) \\ \text{Nu} = 0.53 (\text{Gr Pr})^{1/4} & (\text{Gr Pr} < 1.0322 \times 10^9) \end{cases}$$

(自然対流の場合) (2.2.3)

ここで Gr : グラスホフ数

以上のような伝熱式を用いて計算を行い、試験データと比較した。なお、輻射率はキャニスターが0.45、ピットが0.6とした。

強制対流の場合の計算結果を図2.2.3に示す。伝熱式として、(2.2.1)式を用いる方が(2.2.2)式を用いる場合より高めになっている。また試験値と比べると(2.2.1)式を用いる方が最上級キャニスター温度で約5℃から10℃ほど高くなっている。

自然対流の場合の計算結果を図2.2.4に示す。(2.2.3)式を用いた場合は温度は高めになるが、温度分布の傾向は試験値と同様になる。また(2.2.1)式を用いる方が(2.2.2)式を用いる場合より温度は高めになり、試験値よりも最上段キャニスター温度で約8℃高くなっている。

以上の事から伝熱式としてDittus & Boelterの式((2.2.1)式)を用いれば、試験値と同様の値を得られると考えられるので、伝熱式としてDittus & Boelterの式を用いる。

2.2.3 定常時の解析

定常時の計算を行い試験データと比較する。図2.2.5に計算結果を示すように自然対流の場合は温度分布の傾向が試験値とやや異なるが、キャニスター最高温度は試験値と同様の値になっている。強制対流の場合は図2.2.5に示すように、試験値と計算値はよく一致している。

図2.2.3、図2.2.4および図2.2.5をみると定常時の温度分布は各種の風量条件、発熱条件で計算値は試験値を模擬していると考えられる。

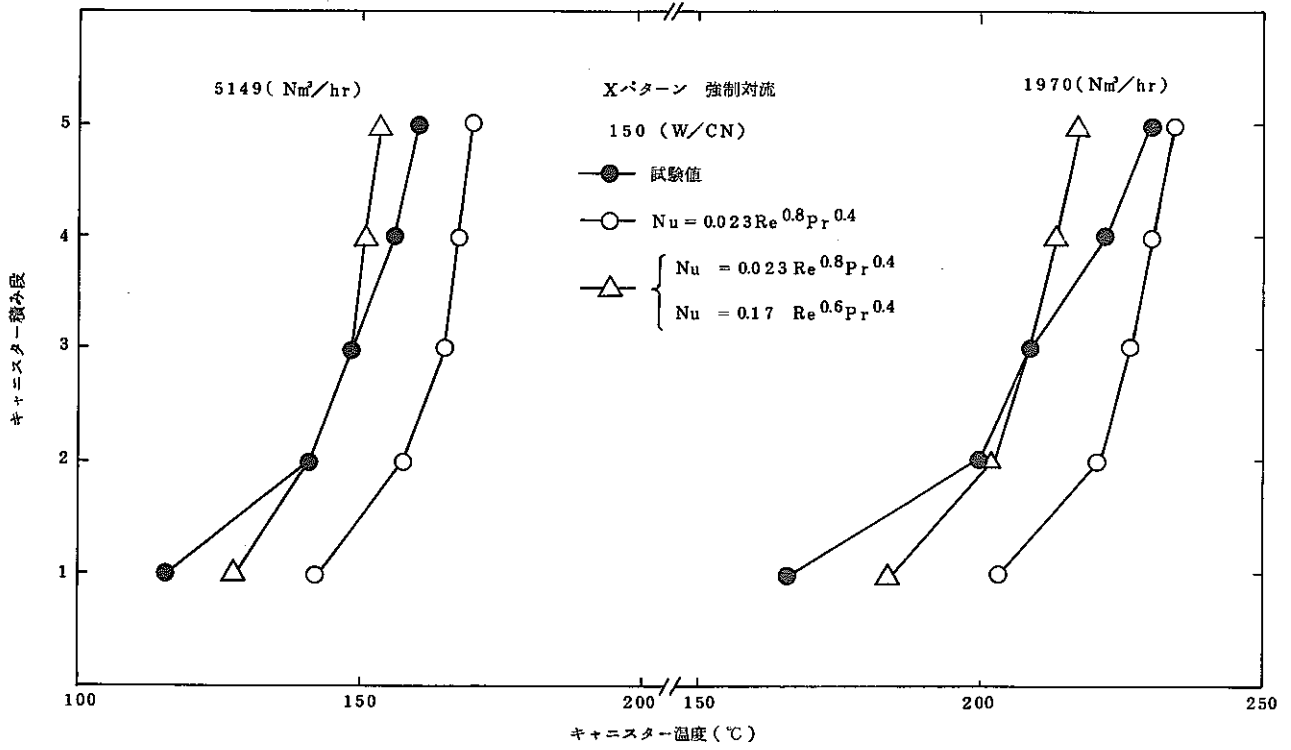


図 2.2.3 伝熱式の検討

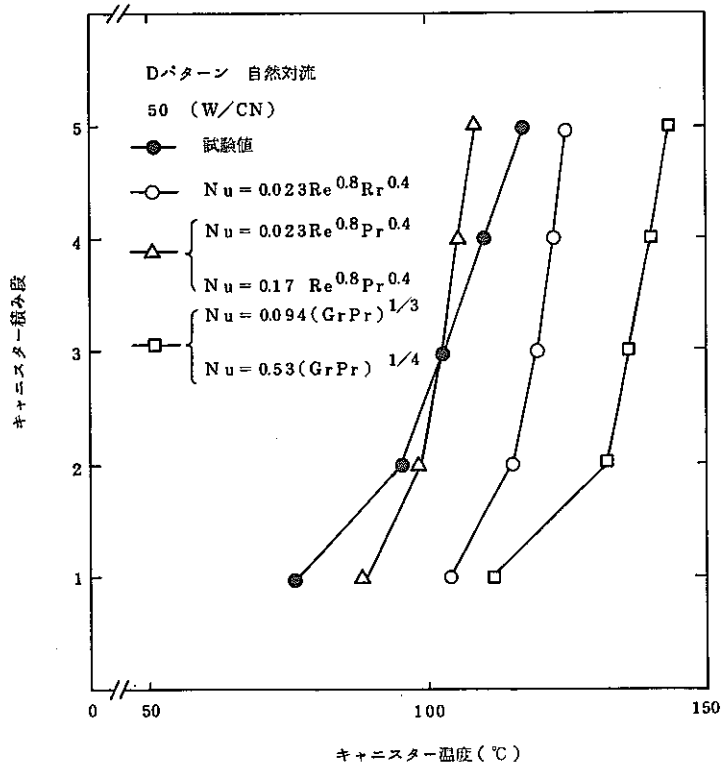


図 2.2.4 伝熱式の検討

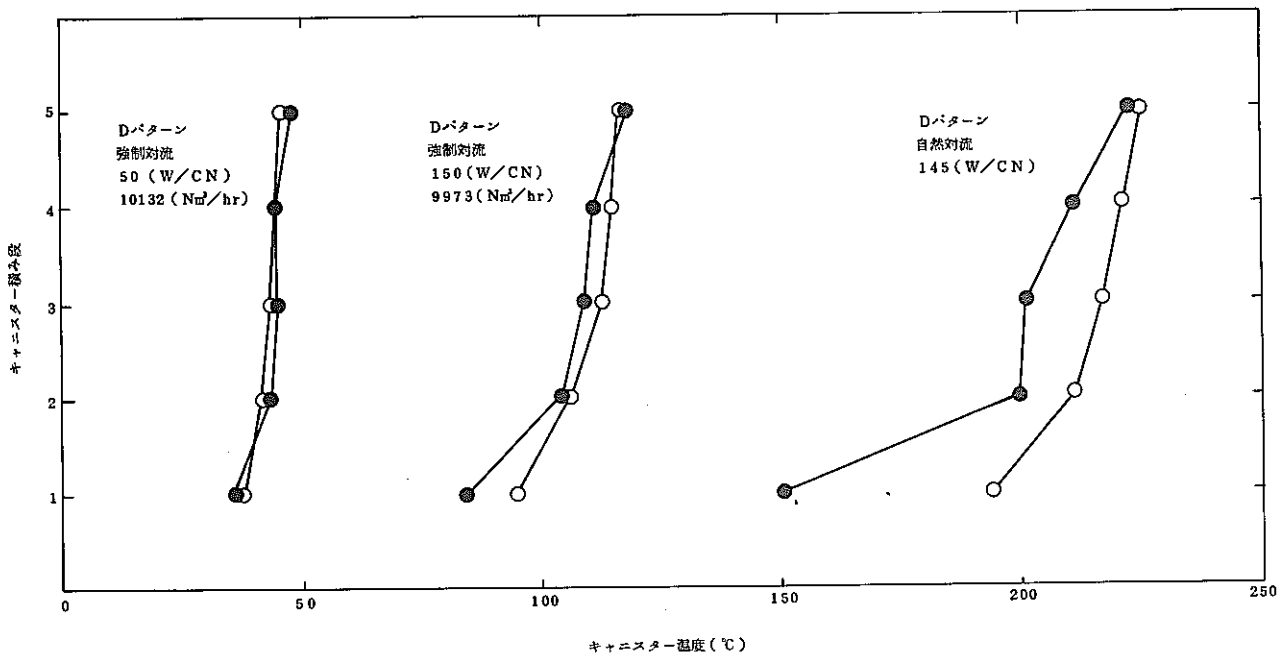


図 2.2.5 定常時の温度分布

2.2.4 圧損係数の影響

自然対流の場合には、施設全体の風量は、流路の圧力損失と浮力の釣り合いにより決まる。圧力損失は圧損係数によって決定される。現在圧損係数は主に文献により算定している。この算定には誤差が考えられるので、ここでは圧損係数を変化させたときの影響を調べる。冷却システム試験の排気ダクトの曲がり部の圧損係数の和は3.85になるが、これを10.0と20.0に変化させた場合の計算結果を図2.2.6に示す。ただしここでは伝熱式として(2.2.2)式を用いている。圧損係数が大きくなると空気は流れにくくなり、キャニスター温度は上昇する。しかし図2.2.6に示すように温度変化は非常に少ないと考えられる。

次に系全体の圧力分布をみるために図2.2.7に全体の全圧分布を示す。図で実際の部分は圧力損失により全圧が低くなる部分を示す。また破線の部分は浮力により全圧が上昇している事を示す。

図2.2.7では排気ダクトの曲がり部の圧損係数を0とした場合を示している。圧損係数を0とした場合は、圧損が小さくなるので流量は増加する。計算では2120(Nm³/hr)であったのが2540(Nm³/hr)に増加した。またキャニスター温度は約5℃低くなった。

以上により圧損係数の変化によるキャニスター温度への影響は少ないと考えられる。

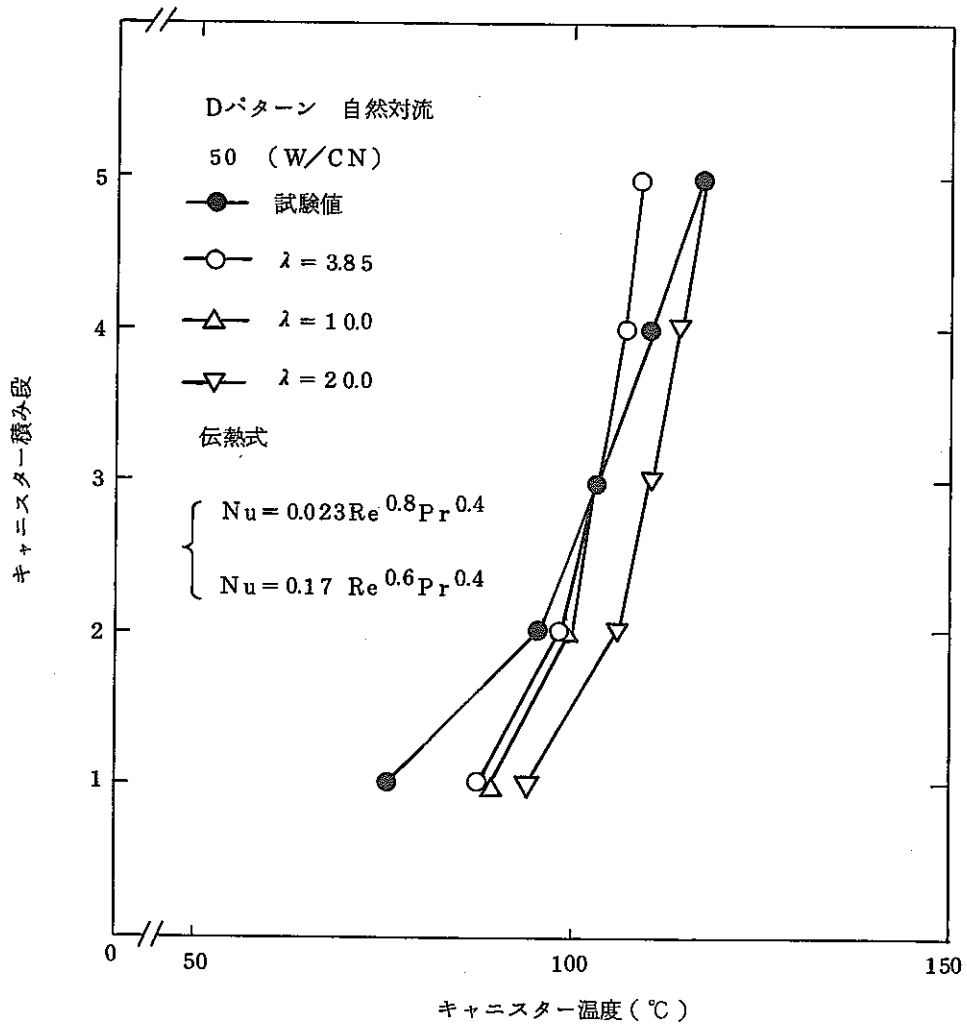


図 2.26 圧損係数の検討

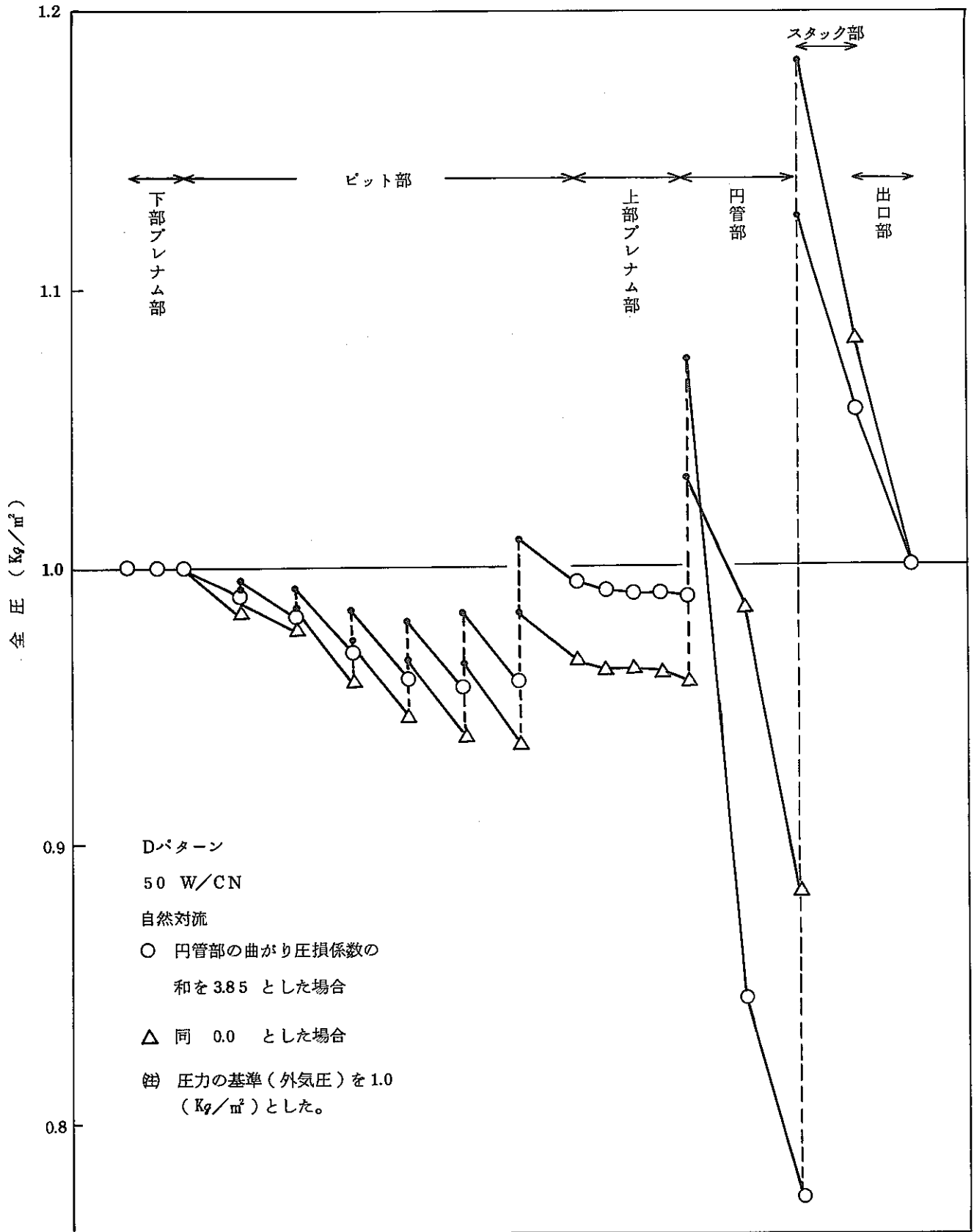


図 2.2.7 系の全圧と浮力分布

2.2.5 プレナム高さの影響

ここではプレナム高さを変えた場合の影響を調べる。冷却システム試験では上下プレナムの高さは0.9 (m)である。上部プレナムのみ1/2、1/4の高さにした場合の計算を行った。

反流型の場合の計算結果を図2.2.8に示す。図2.2.8ではプレナム高さが0.9 (m)の場合、とその2分の1、4分の1の場合について示す。また図2.2.9に並流型の場合の計算結果を示す。

図2.2.8に示すように反流型の風量分布は、プレナム手前側のピットの流量が多く、プレナム奥に向かってしだいに少なくなっている。これは反流型の風量分布の一般的傾向である。プレナム高さが低くなると、風量不均一が大きくなり、プレナム手前側の風量がさらに大きくなる。図2.2.10に冷却システム試験結果を示す。図2.2.10は12行12列のピット配置であり、プレナム入口は空気の噴流効果がある。そのため、風量分布の様子は図2.2.8とは異なっている。しかしながら、図2.2.10でわかるようにプレナム高さが低くなるとプレナム手前側のピットの風量が多くなっており、その傾向は図2.2.8と一致する。

図2.2.9に示すように、並流型の流速分布はプレナム手前側のピットの風量が少なく、プレナム奥に向かってしだいに多くなっている。これは並流型の風量分布の一般傾向である。また、風量の不均一性は反流型と比べて並流型の方が大きい。プレナム高さが低くなると不均一性は非常に大きくなる。この事から実機の施設でも、並流型の場合は流量不均一が大きく、プレナム高さを小さくすると不均一性は非常に大きくなると考えられる。なお、風量分布の特性については3.2章で調べる。

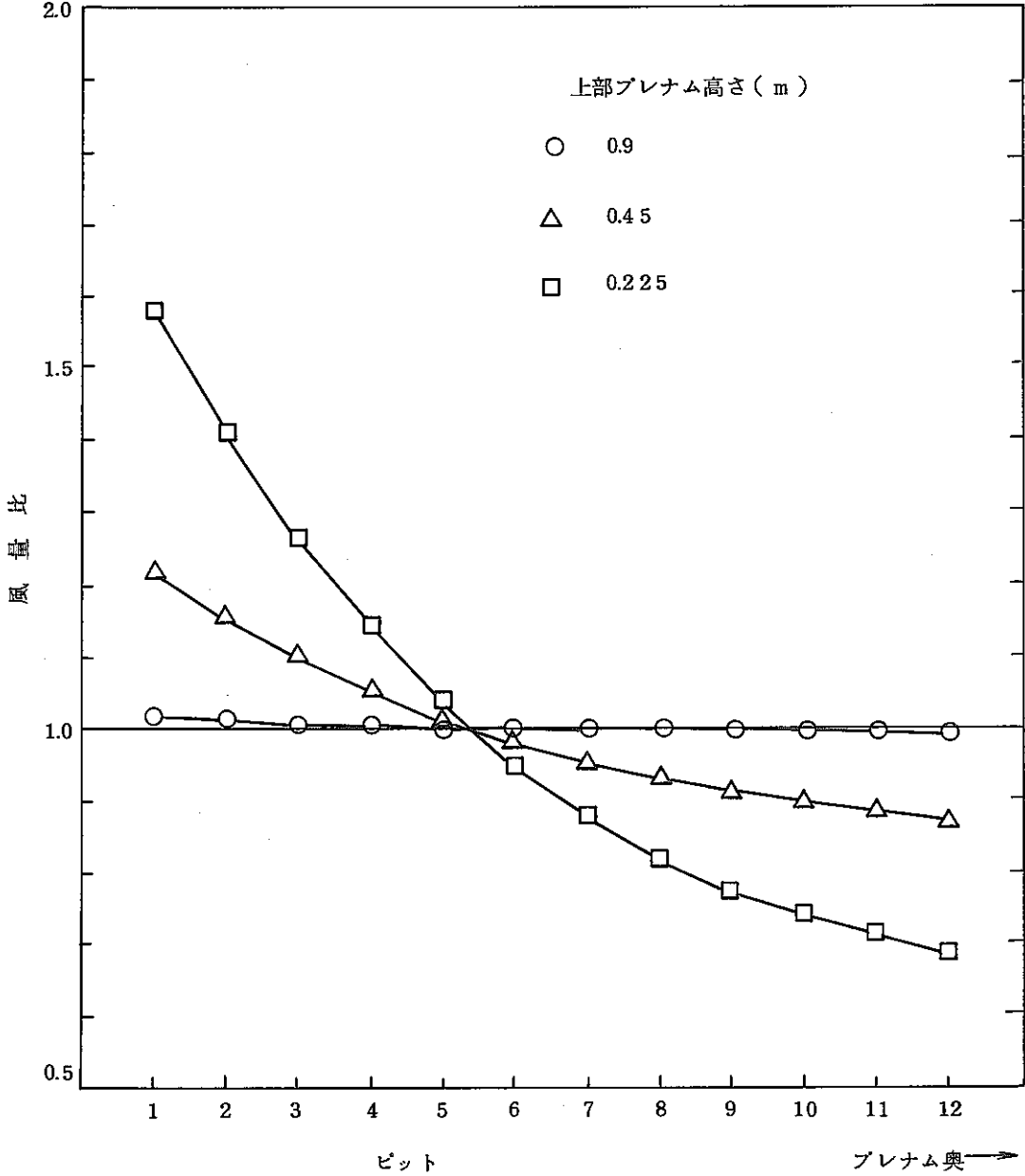


図 2.2.8 反流型の風量分配 (1/5 スケール)

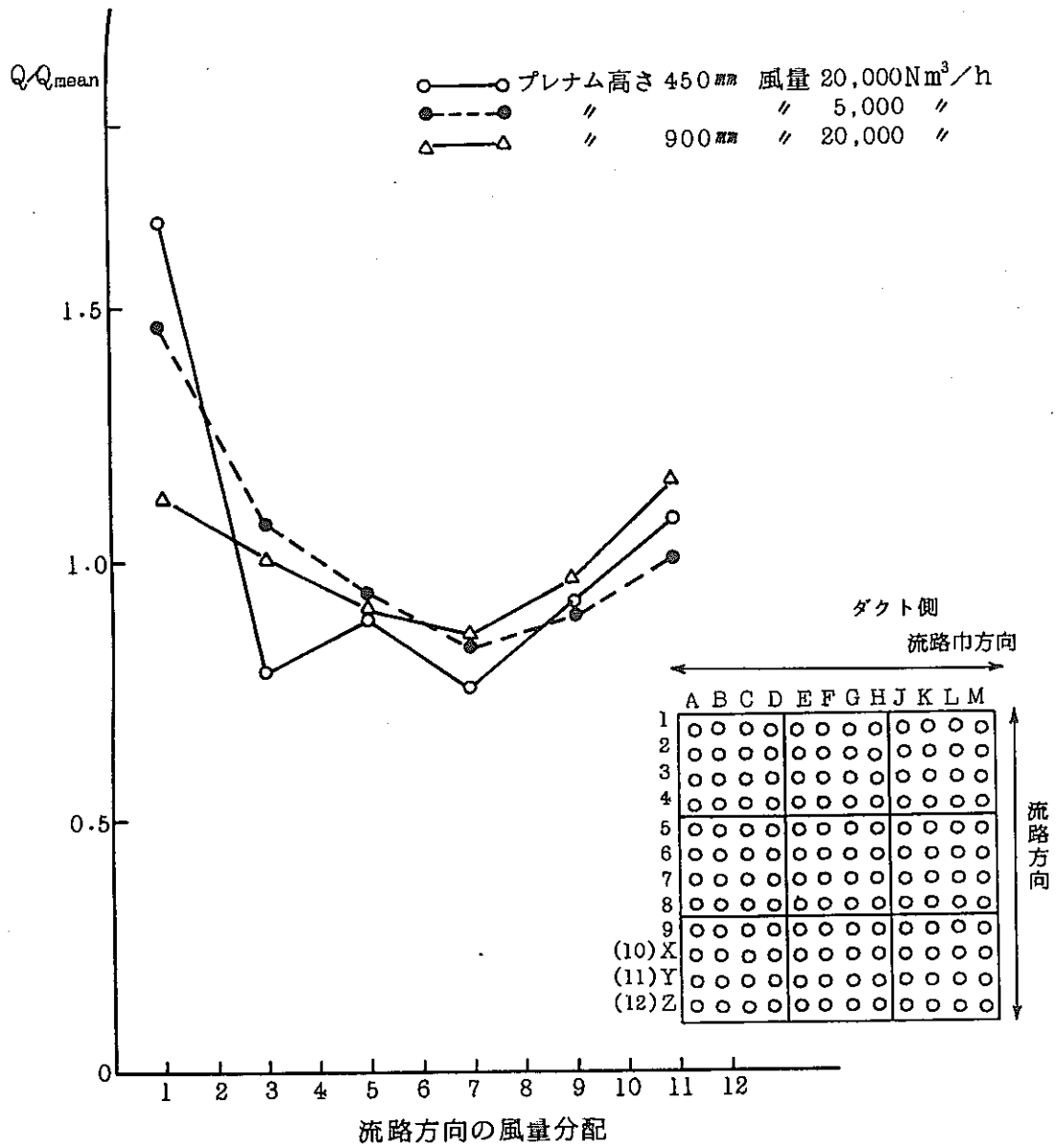


図 2.2.10 冷却システム試験結果
 (動燃殿より提供された資料)

2.3 過渡特性解析

ガラス固化体の貯蔵時伝熱流動計算コード（FLOSTコード）を用いて、過渡時の計算をし、冷却システム試験データと比較した。

2.3.1 計算条件と計算コース

計算条件は、昭和57年度行われた冷却システム試験と同様とした。試験の条件としては、使用ピットは4行12列で、そのうち発熱ピットは32ピット（Dパターン）である。

計算ケースは表2.3.1に示すように、強制対流から自然対流、密閉状態等への過渡計算8ケースについて行った。

2.3.2 伝熱式

ピット内の伝熱式は次の2つの式を用いた。

$$a. \text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (2.3.1)$$

$$b. \begin{cases} \text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} & (\text{Re} \geq 22060) & (2.3.2) \\ \text{Nu} = 0.17 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} & (\text{Re} < 22060) & (2.3.3) \end{cases}$$

図中には、a、bの記号で示してある。

なお、輻射率は、キャニスターとピットとも0.35とした。

PNC-SJ 199 84-20

表2.3.1 過渡解析の計算ケース

番号	初期状態			過渡状態			計算結果 の図番号
	状態	流量 (Nm ³ /hr)	発熱量 (W/CN)	状態	流量 (Nm ³ /hr)	発熱量 (W/CN)	
1	F	10000	50	N	—	50	図2.3.1
2	N	—	50	F	10000	50	図2.3.2
3	F	10000	150	N	—	150	図2.3.3
4	N	—	150	F	10000	150	図2.3.4
5	F	10000	50	C	—	50	図2.3.5
6	F	10000	150	C	—	150	図2.3.6
7	C	—	150	N	—	150	図2.3.7
8	C	—	150	F	10000	150	図2.3.8

注 F：強制対流冷却

N：自然対流冷却

C：密閉状態

2.3.3 計算方法

FLOSTコードでは過渡状態の計算方法は次のようにしている。ガラス固化体等の固体部分の温度変化に比べて、空気の流れの変化の方が一般に非常に速いと考えられる。そこ

で過渡時は温度場は非定常方程式を解いているが、この各時刻で流れ場は平衡状態になっていると考えて定常方程式を解いている。自然対流の場合は温度場を解く各時刻で、浮力と圧損が釣り合うように収束計算を行っている。このような計算法は狭隘路冷却コード (CREST) でも用いており、よい結果を得ている。

密閉状態の解析は、空気を完全に停止させず 1000 (Nm^3/hr) 程度のもれがあるために考えられる。昭和56年度に、「狭隘路冷却コード」を用いて、流動伝熱試験の通風停止時の解析を行ったときに(昭和57年「ガラス固化体の熱的挙動解析モデルの開発成果報告書」P194参照)空気の吸込速度を 0.4 (m/sec) とすると、試験結果とよく一致した。これはファンのすきまから空気がもれるためと考えられたためである。今回の場合も同様の状況であるためと考えられる。

2.3.4 計算結果

表2.3.1に示した計8ケースの計算結果を図2.3.1～図2.3.8に示す。図ではいずれも各ピットの最上段キャニスター温度の平均値を示す。

図2.3.1では強制対流冷却から自然対流冷却への温度状態を示すが、伝熱式として Dittus & Boelter の式(図2.3.1では(a)で示される)を用いると、計算値は試験値とよく一致している。図2.3.2～図2.3.4に示すようにその他の過渡解析でも計算値と試験値はよく一致している。ただし、定常状態の計算結果が試験値と計算値で多少の違いがあるため、過渡状態の始めと終わりで多少の違いがある。しかし過渡状態の温度の変化の様子はよく一致していると考えられる。

密閉状態の計算は、例えば図2.3.5にみるように、通風量なしの場合は、空気を完全に停止させ、貯蔵施設内の空気が存在しない、仮想的な条件である。この場合は図2.3.5のようにキャニスターの温度上昇は、閉鎖後20分ぐらいの間は試験値とよく一致しており、その後温度上昇は非常に大きくなっている。また通風量を 1000 (Nm^3/hr) 程度にすると計算値と試験はよく一致するようになる。これは閉鎖後、全体の温度が低いうちは、空気のもれはないが、全体の温度が高くなると、空気の浮力が大きくなり、空気のもれが出てくると考えられる。

図2.3.6では 150 (W/CN) の場合を示すが、この場合も計算値と試験値はよく一致している。

図2.3.7と図2.3.8に密閉状態からの過渡状態を示すが、計算値は試験値とよく一致している。

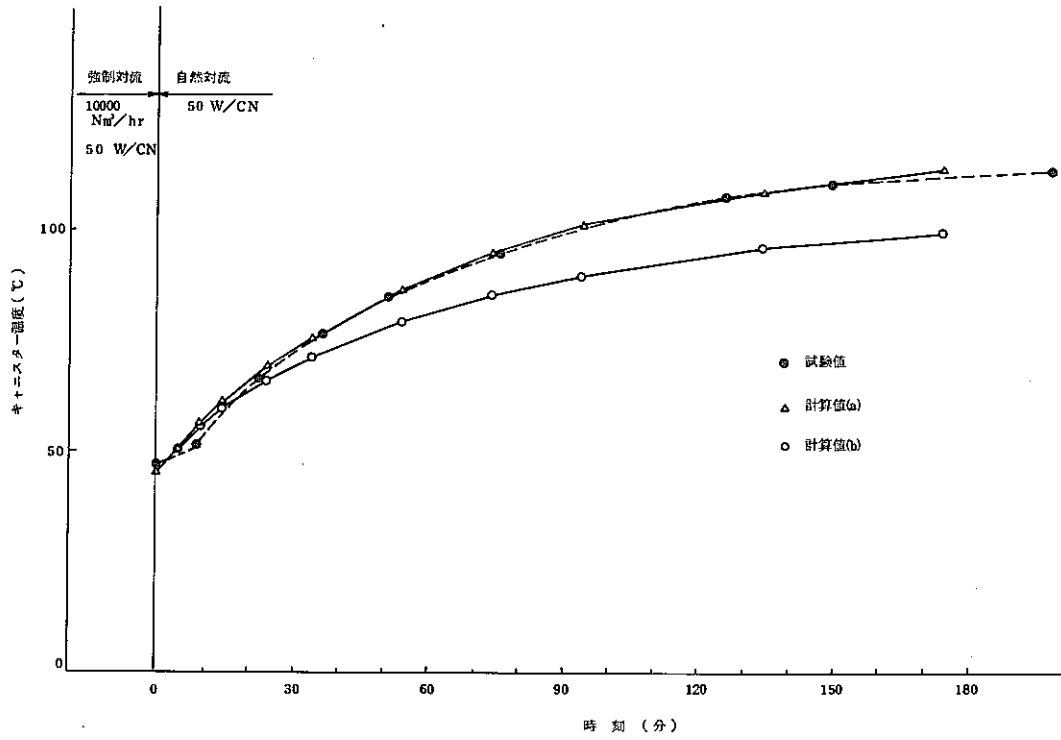


図 2.3.1 過渡解析

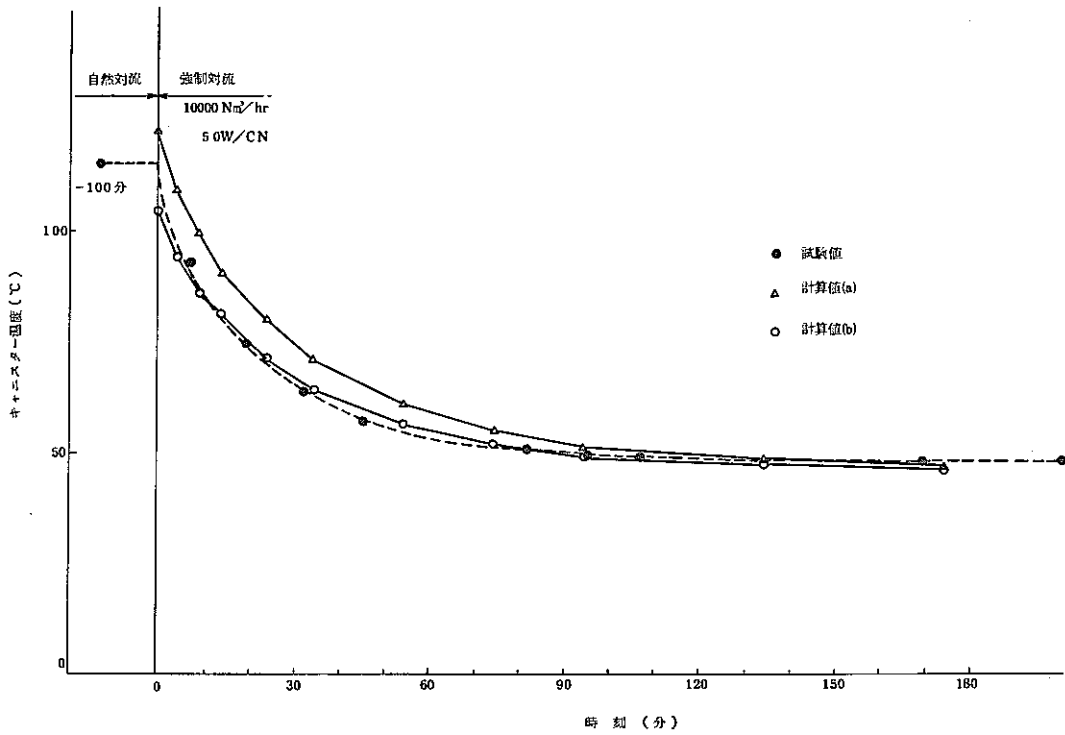


図 2.3.2 過渡解析

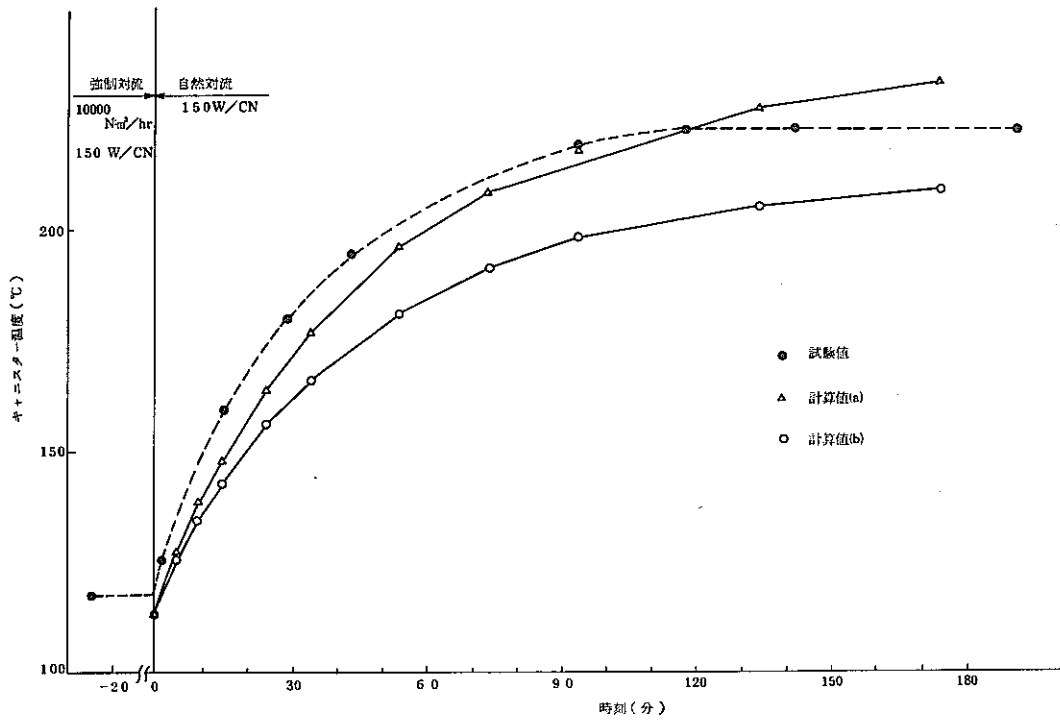


図 2.3.3 過渡解析

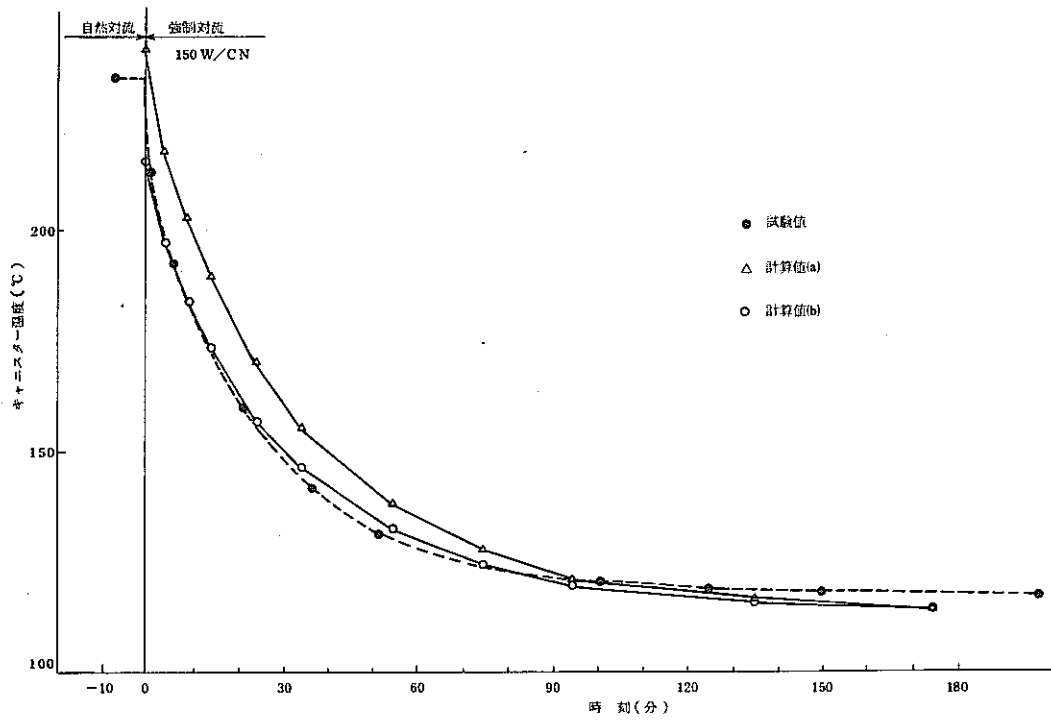


図 2.3.4 過渡解析

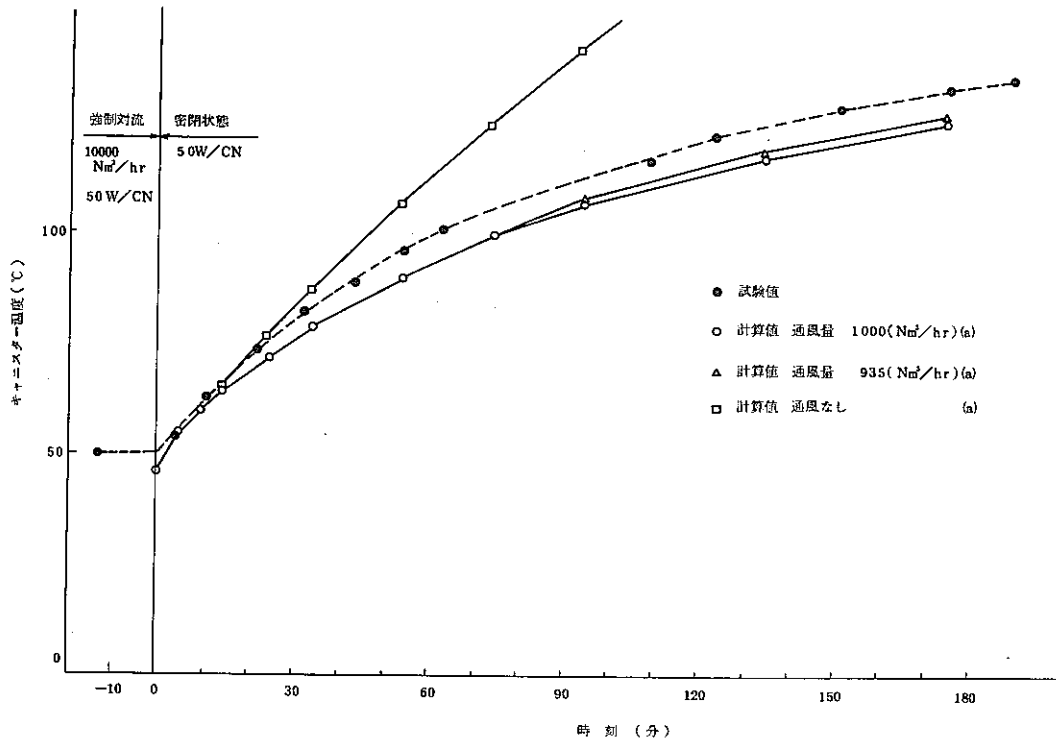


図 2.3.5 過渡解析

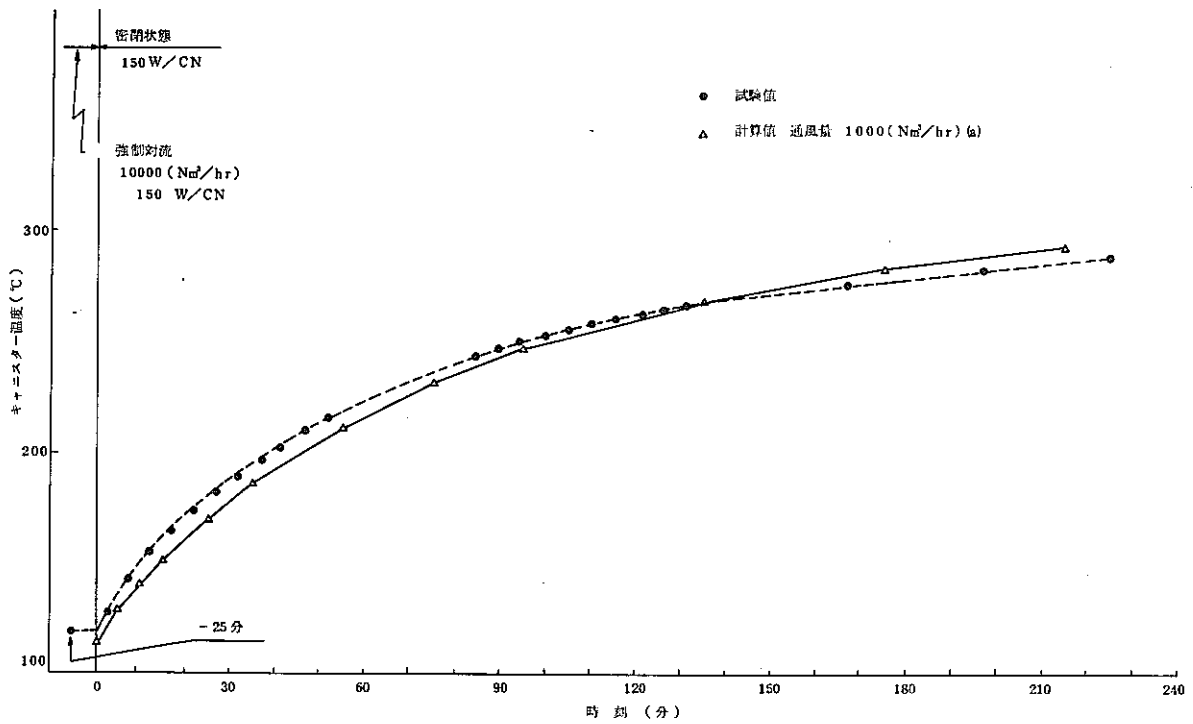


図 2.3.6 過渡解析

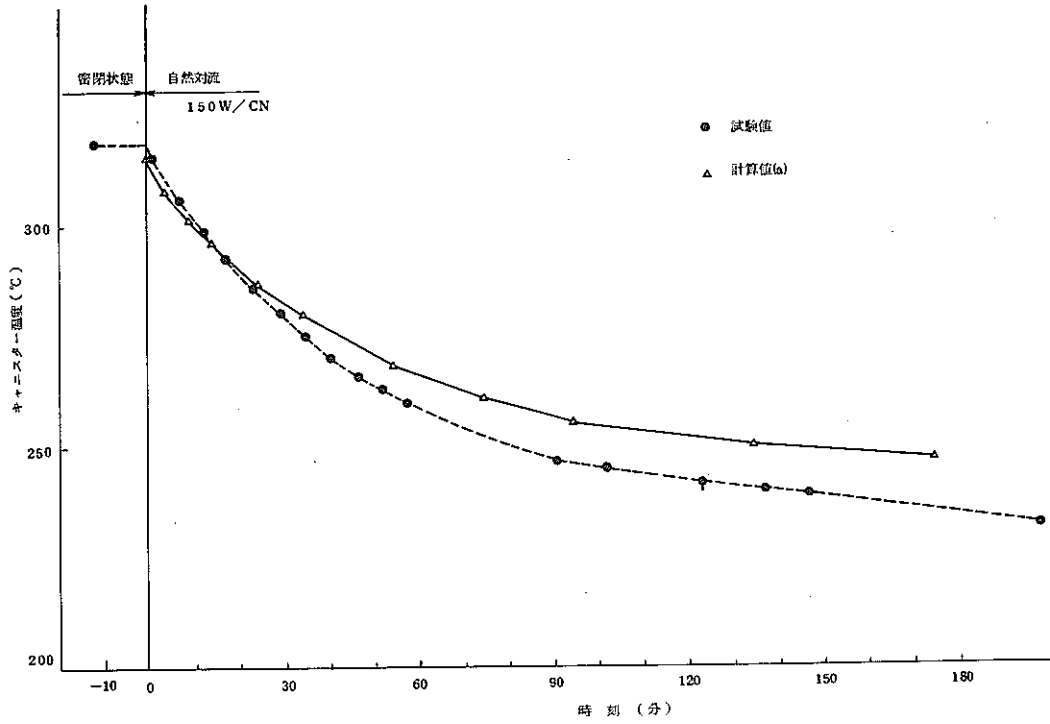


図 2.3.7 過渡解析

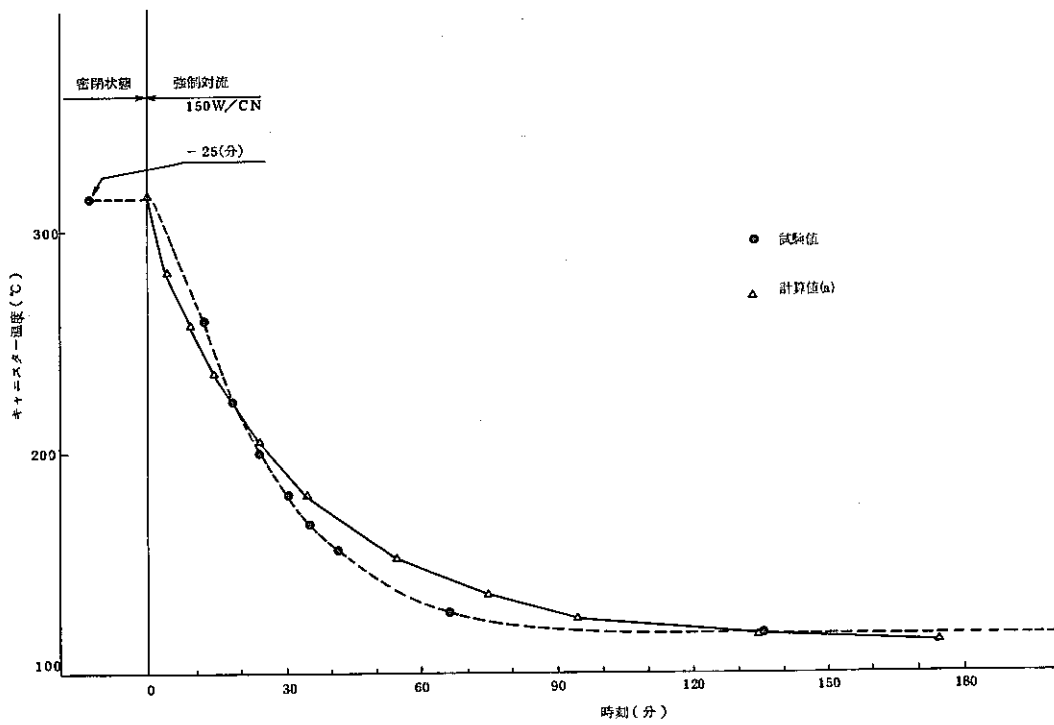


図 2.3.8 過渡解析

2.4 閉サイクル時の解析

高レベル廃棄物の冷却空気を循環させ、熱交換器により、廃熱を回収する事が考えられている。冷却システム試験において、閉サイクル系の装置を用いて、このときの伝熱特性試験を行っている。ここでは、FLOSTコードにより冷却システム試験と同様の計算を行い、試験値と比較する。

2.4.1 試験の概要

図 2.4.1 に閉サイクル時の試験装置の概要を示す。空気冷却器はエアロフィン型を用いている。

2.4.2 計算方法

ここでは空気冷却器の熱伝達係数、圧損係数を文献値より算定する。また試験では、上部プレナムから空気冷却器までの間の放熱が多いので、この部分の取り扱い法も調べる。

(1) 空気冷却器の熱伝達係数

空気冷却器の熱伝達係数は円形フィン付き形として算定した。冷却水と円管の熱伝達係数は次のように与えられる（「伝熱工学資料」P 199 (20) 式）。

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0.023 Re^{-0.2} \quad (2.4.1)$$

$$St = \alpha_w (\rho_w \cdot C_w \cdot u_w) \quad (2.4.2)$$

$$Re = d_w \cdot u_w / \nu_w \quad (2.4.3)$$

ここで、

St : スタントン数

α_w : 熱伝達係数 (Kcal/m²·sec·℃)

ρ_w : 冷却水の密度 (999 kg/m³)

C_w : 冷却水の比熱 (1.001 Kcal/kg℃)

u_w : 冷却水の流速 (1.77 m/sec)

Re : レイノルズ数

d_w : 管の直径 (0.0217 m)

ν_w : 冷却水の動粘性係数 (1.199×10^{-6} m²/sec)

Pr : プラントル数 (8.65)

ただし、冷却水の流速は、水量を 235 (m³/h) として計算した。以上により、熱伝達係数は次のようになる。

$$\alpha_w = 1.213 \text{ (Kcal/m}^2 \cdot \text{sec} \cdot \text{℃)} \quad (2.4.4)$$

$$\text{ただし } Re = 32034 \quad (2.4.5)$$

$$St = 6.854 \times 10^{-4} \quad (2.4.6)$$

また円形フィン付き円管と空気の熱伝達係数は次のように与えられる。（「伝熱工学資料」P 200 (22) 式）。

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0.134 Re^{-0.319} (S/H)^{0.200} (S/\delta_w)^{0.1134} \quad (2.4.7)$$

$$St = \alpha_a / (\rho_a \cdot C_a \cdot u_a) \quad (2.4.8)$$

$$Re = d_a \cdot u_a / \nu_a \quad (2.4.9)$$

ここで、

- α_a : 熱伝達係数 (Kcal/m² · sec · °C)
- ρ_a : 空気の密度 (1.036 kg/m³)
- C_a : 空気の比熱 (0.241 Kcal/kg · °C)
- u_a : 空気の最大流速 (0.463 m/sec)
- d_a : 管の直径 (0.0217 m)
- ν_a : 空気の動粘性係数 (1.928×10^{-5} m²/sec)
- Pr : 空気のプラントル数 (0.71)
- S : フィンの間隔 (0.005 m)
- H : フィンの高さ (0.018 m)
- δ_w : 壁の厚さ (0.0004 m)

ただし、空気の最大流速は、交換熱量より流量を求め、流路断面積を考慮して求めた。以上により熱伝達係数は次のようになる。

$$\alpha_a = 2.73 \times 10^{-3} \quad (\text{Kcal/m}^2 \cdot \text{sec} \cdot \text{°C}) \quad (2.4.10)$$

ただし

$$Re = 521 \quad (2.4.11)$$

$$St = 2.36 \times 10^{-2} \quad (2.4.12)$$

水と空気の熱伝達係数は次のようにして求められる。

$$\alpha = K_a F_a \quad (2.4.13)$$

$$\frac{1}{K_a} = \frac{1}{\eta \alpha_a} + \frac{F_w}{F_a \alpha_w} \quad (2.4.14)$$

- α : 水と空気の熱伝達係数と伝熱面積 (Kcal/sec · °C)
- K_a : 空気側の熱通過率
- η : フィンの全効率 (0.8とした)
- F_a : 空気側の伝熱面積 (33.84 m²)
- F_w : 水側の伝熱面積 (22.25 m²)

ただし(2.4.13)式ではフィン材料による熱伝導率は非常に大きいとした。(2.4.13)式より水と空気の熱伝達係数は次のようになる。

$$\alpha = 0.738 \quad (\text{Kcal/sec} \cdot \text{°C}) \quad (2.4.15)$$

(2) 空気冷却器の圧損係数

空気冷却器の空気流路の圧損係数を算定する。コアの抵抗が冷却器の入口、出口、および加速圧損と比べて大きいとすると、圧力損失は次式で示される(「伝熱工学資料」P200(25)式)。

$$\Delta P = \frac{1}{2g} \left(\frac{G}{A} \right) f \frac{F}{A} \frac{1}{\rho} \quad (2.4.16)$$

ここで、

- G : 質量流量 (= $\rho u A$)
 A : 流路断面積 (0.163 m²)
 f : 抵抗係数 (0.024 とした)
 F : 伝熱面積 (33.84 m²)

(2.4.16) 式より圧損係数は次のようになる。

$$\Delta P = \frac{\rho}{2g} u^2 \cdot \zeta \quad (2.4.17)$$

$$\zeta = 4.98 \quad (\text{圧損係数}) \quad (2.4.18)$$

(3) 空気冷却器付近の放熱

冷却システム試験では、上部プレナム出口から空気冷却付近で、放熱があるとしている。ここでは、この部分は自然対流熱伝達を設定し、伝熱面積は装置の上部プレナム出口から空気冷却器までの表面積を設定した。

伝熱式は、水平平板の自然対流伝熱式を用いた。(甲藤好郎「伝熱概論」P174 (8.40) 式)。

$$Nu = 0.27 (Gr Pr)^{1/4} \quad (2.4.19)$$

また伝熱面積 S は次のようにした。

$$S = 64.3 (\text{m}^2) \quad (2.4.20)$$

(2.4.19) 式に空気の物性値を代入すると熱伝達係数は次のようになる。

$$\alpha = 1.08 \times 10^{-2} (T - T_0)^{0.25} \quad (2.4.21)$$

α : 熱伝達係数と伝熱面積の積 (kcal/sec · °C)

2.4.3 計算結果

2.4.2 の(1)~(3)の計算条件を用いて冷却システム試験と同条件の計算を行った。発熱量は100 (W/キャニスター) である。空気冷却器なしの場合と、空気冷却器の冷却水が235 (m³/hr) の場合について計算した。

計算結果を表 2.4.1、および図 2.4.2、図 2.4.3 に示す。表 2.4.1 で空気入口温度とは、循環した空気の下部プレナムでの温度であり、空気出口温度とは、ピット出口での温度である。

図 2.4.2 と図 2.4.3 に示すとおり、計算値と試験値では、10% 程度の違いが見られる。これは主に、空気冷却器付近の放熱の算定の誤差と考えられる。温度の傾向としてはかなりよく一致していると考えられる。

表 2.4.1 に示すとおり、空気の温度は試験値と計算値はよく一致している。表 2.4.1 と図 2.4.3 に示すように冷却器がない場合でも、空気はかなり冷却される。これは冷却器をつけた場合には、冷却器による放熱が、計算ではおおよそ 25%、試験ではおおよそ 34% (動燃殿資料による) と全体の半分以下であり、冷却器付近の放熱の方が大きいと考慮される。

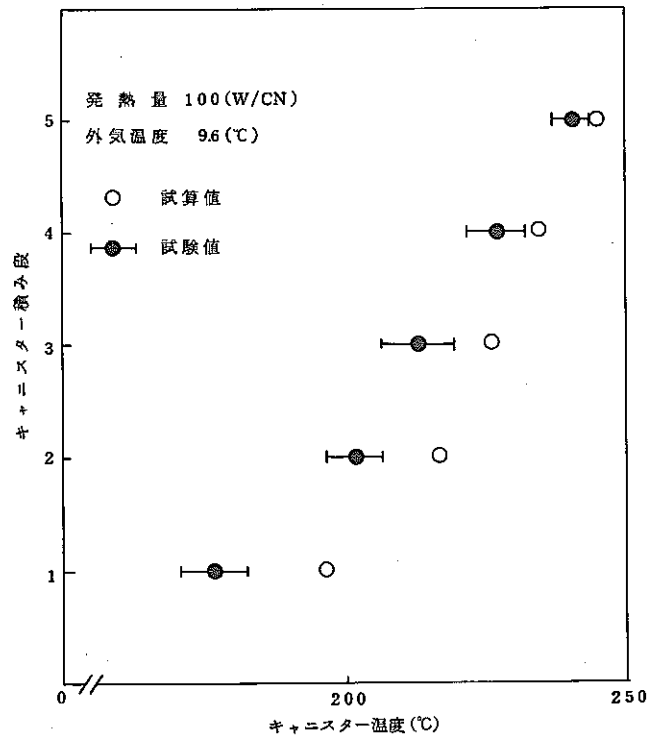


図 2.4.2 空気冷却器を用いた場合のキャニスター温度

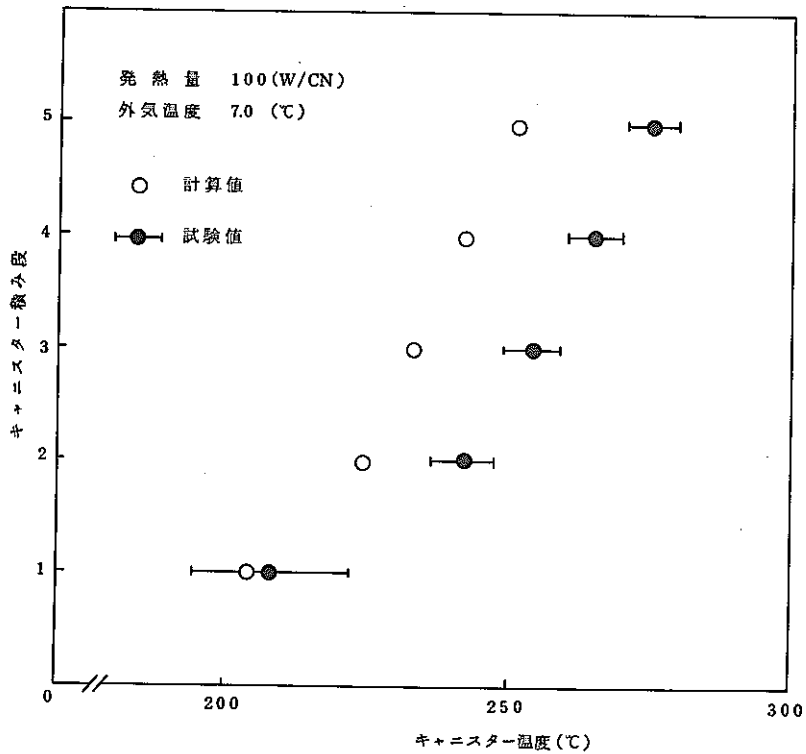
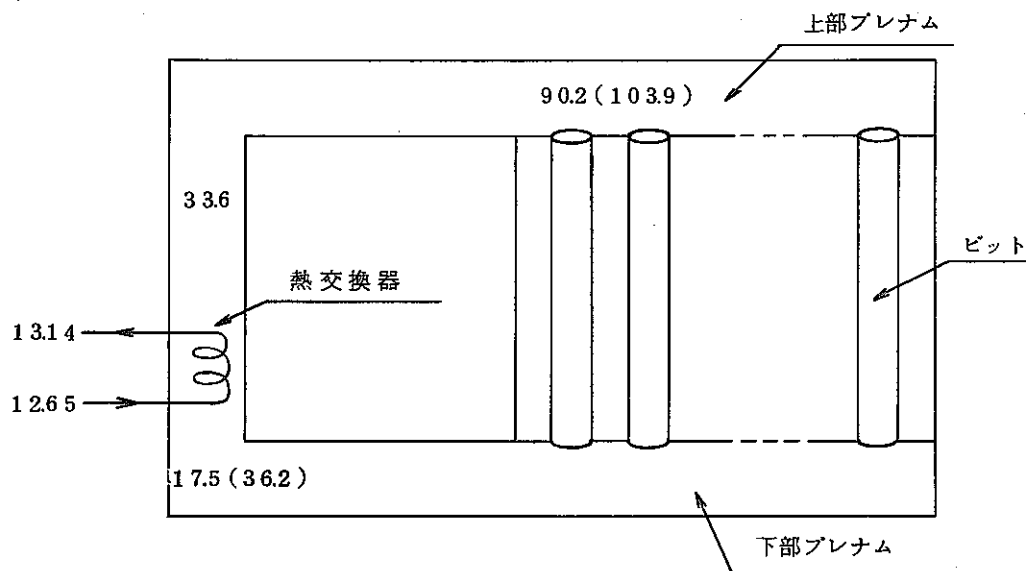


図 2.4.3 空気冷却器を用いない場合のキャニスター温度

表 2.4.1 計算結果

各部の温度 (℃)	冷却器を用いた場合 冷却水2.35 (m ³ /hr)		冷却器を用いない場合	
	試験値	計算値	試験値	計算値
空気入口温度	19.681	17.53	36.567	36.22
空気出口温度	94.117	90.20	107.843	103.9
冷却水入口温度	12.653	12.65		
冷却水出口温度	14.800	13.14		



数字は空気と冷却水の温度
 ()は熱交換器がない場合を示す。

図 2.4.4 閉サイクル時の温度

2.5 保管庫の解析

ここでは、保管庫を模擬した冷却システム試験と同条件の計算を行い、保管庫の熱的特性を調べる。

2.5.1 試験の概要

保管庫の通風方法はいわゆる並流型である。冷却システム試験ではこれを模擬して、4行12列の並流型ピットを用いて計7種類の試験が行われた。試験の構造を図2.5.1に示す。

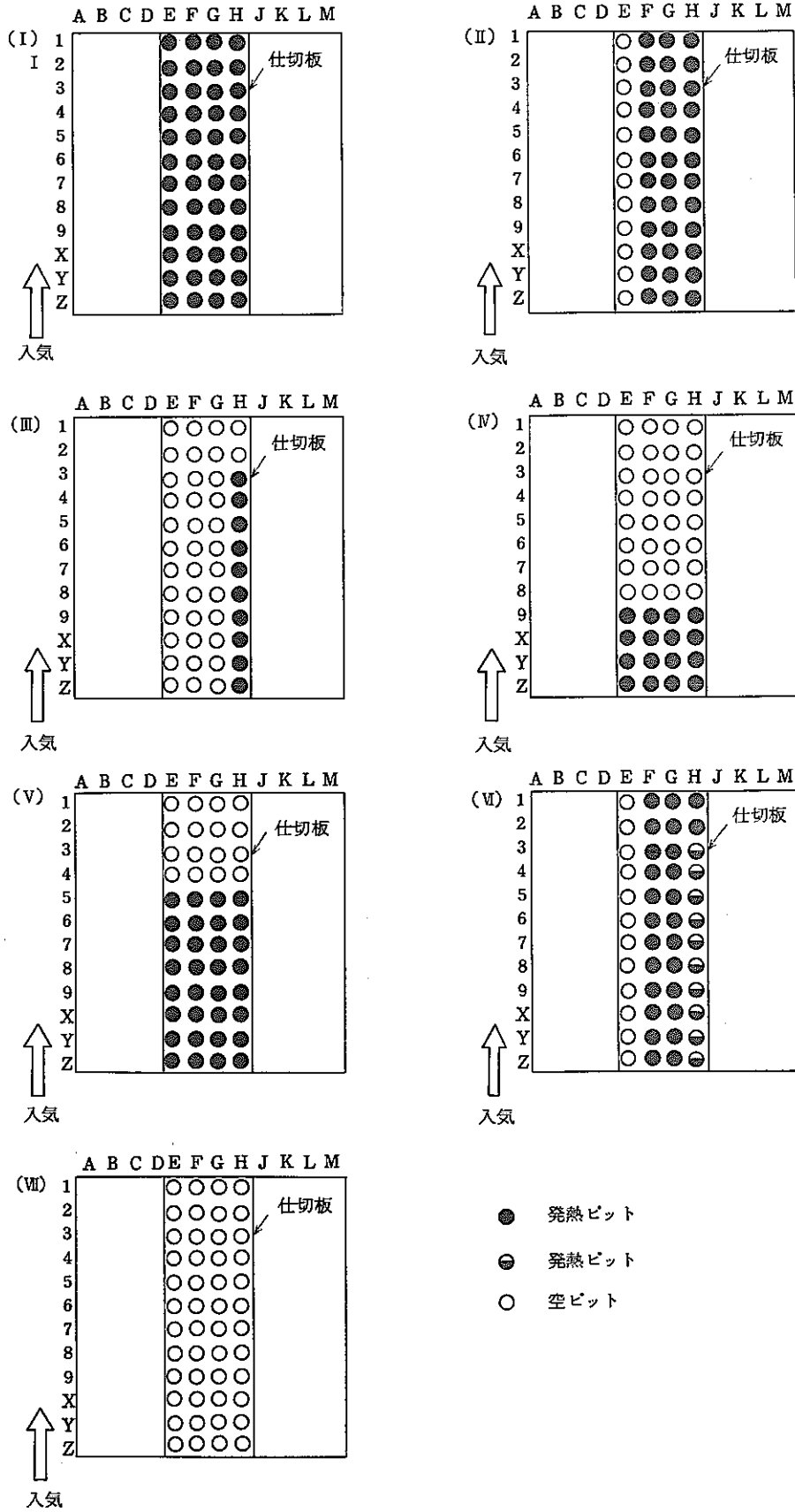


図 2.5.1 保管庫を模擬した冷却システム試験 (動燃殿資料による)

2.5.2 圧損係数について

保管庫用のピットの最下段キャニスター底面に支持板が取り付けられている。実ピットの場合はキャニスター底面にあるので空気の流れへの影響は少ないと考えられる。空ピットの場合はこの支持板がオリフィスになり空ピットへの空気流入を防いでいる。ここではこの支持板の圧損係数を文献より算出し、ピット内の圧損について検討する

(1) 支持板の圧損係数

ここでは空ピットの場合の支持板の圧損係数を文献を参考にして、算定する。空ピットの場合はピット下部は図 2.5.2 のようになる。

PNC-SJ 199 84-20

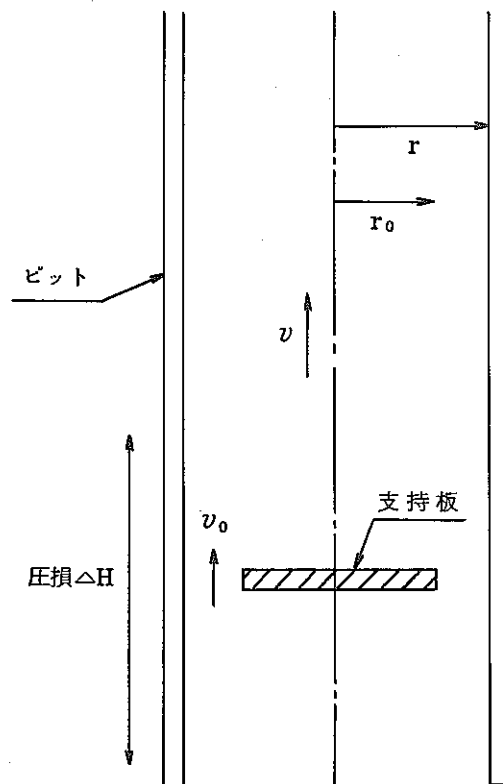


図 2.5.2 空ピット下部の模式図

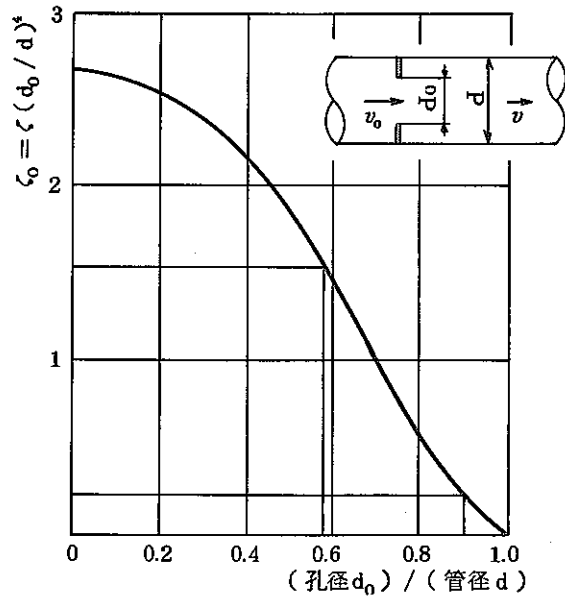


図 2.5.3 オリフィスの圧損係数
 (「管路・ダクトの流体抵抗」による)

図 2.5.2 のようなオリフィスによる圧損係数は文献では見あたらなかったので、図 2.5.3 に示したような場合についての圧損係数を利用する事にする。図 2.5.2 と図 2.5.3 とともに流路の急縮小と急拡大の組み合わせであり、空気の流れの現象としてはどちらも同様であると考えられる。

図 2.5.2 の支持板の前後の圧力損失は次式で表わせる。

$$\Delta H \frac{\rho}{2g} v^2 \zeta = \frac{\rho}{2g} v_0^2 \zeta_0 \tag{2.5.1}$$

次式の質量保存則を用いると ζ と ζ_0 は次の関係がある。

$$v_0 S_0 = v S \tag{2.5.2}$$

$$\zeta = \left(\frac{S}{S_0} \right)^2 \zeta_0 \tag{2.5.3}$$

- ここで
- ΔH : オリフィス前後の圧力損失
 - v : 空ピット中の流速
 - v_0 : オリフィス中の流速
 - S : 空ピットの断面積 (πr^2)
 - S_0 : オリフィスの孔の断面積 ($\pi (r^2 - r_0^2)$)
 - ζ : v を用いたときの圧損係数
 - ζ_0 : v_0 を用いたときの圧損係数
 - r : ピットの半径
 - r_0 : 支持板の半径

ただし支持板半径は、冷却システム試験では模擬体半径よりやや小さい。実機保管庫ではキャニスター半径と同じにした。

ピットの半径と支持板の半径は次の値である。

$$\left. \begin{array}{l} r = 0.0679 \\ r_0 = 0.0285 \end{array} \right\} \text{冷却システム試験}$$

$$\left. \begin{array}{l} r = 0.2643 \\ r_0 = 0.215 \end{array} \right\} \text{実機保管庫}$$

図 2.5.3 では孔径 d_0 と管径 d の比で圧損係数を表示している。そこで図 2.5.2 の場合には、管の面積と孔の面積の比が図 2.5.3 と等しくなるように (d_0/d) の値を決定する。

$$\frac{d_0}{d} = \sqrt{\frac{\pi d_0^2/4}{\pi d^2/4}} = \sqrt{\frac{S_0}{S}} = \sqrt{\frac{\pi(r^2 - r_0^2)}{\pi r^2}}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} = 0.908 \quad (\text{冷却システム試験}) \\ = 0.582 \quad (\text{実機保管庫}) \end{array} \right. \quad (2.5.4)$$

図 2.5.3 より圧損係数を読みとると次のようになる。

$$\zeta_0 \left\{ \begin{array}{l} = 0.22 \quad (\text{冷却システム試験}) \\ = 1.54 \quad (\text{実機保管庫}) \end{array} \right. \quad (2.5.5)$$

(2.5.5) 式の圧損係数 ζ_0 は孔の速度で圧力損失を表わした場合の値である。F L O S T コードでは管の速度で圧損係数を入力するので (2.5.3) 式を用いて変換する。

$$\zeta_R \left\{ \begin{array}{l} = 0.34 \quad (\text{冷却システム試験}) \\ = 1.346 \quad (\text{実機保管庫}) \end{array} \right. \quad (2.5.6)$$

(2) ピット内の圧力損失

支持板の圧損係数が (2.5.6) 式のように算定されたので、ここでピット内の圧力損失について調べる。

ピットの管壁圧損係数としては、流動伝熱試験データの解析により圧損係数を算定している。「高レベル廃棄物の貯蔵時における伝熱流動解析手法の開発(II)」参照)。この圧損係数はキャニスター首部の流路の拡がりを含んだ値である。一方、冷却システム試験では首部の流路の拡がりは小さく、また、実機の新形状キャニスターではスカートにより首部の影響がなくなっている。そこでここでは管壁圧損係数として Fanning の式を用いる事にする。

$$\lambda = 0.014 + 1.056 \text{Re}^{-0.42} \quad (2.5.7)$$

ここで λ : 圧損係数

Re : レイノルズ数

また、最下段キャニスター底部による流路の急縮小と最上段キャニスター上部による流路の急拡大による圧力損失は次式で示される。

キャニスター底部の圧損係数

$$\zeta_A = 0.46 \left(1 - \frac{S_0}{S}\right) \left(\frac{S}{S_0}\right)^2 \quad (2.5.8)$$

キャニスター上部の圧損係数

$$\zeta_B = \left(\frac{S}{S_0} - 1\right) \quad (2.5.9)$$

ここで S : ピットの断面積 (キャニスターがない部分)

S_0 : 流路の断面積

(2.5.8)式と(2.5.9)式はいずれも「管路ダクトの流体抵抗」にある流路の急拡大と急縮小の圧損係数を流路の広い部分の流速での値に変換したものである。

(2.5.8)式と(2.5.9)式により圧損係数として、次の値を得る。

$$\zeta_A \begin{cases} = 0.1421 & (\text{冷却システム試験}) \\ = 2.6601 & (\text{実機保管庫}) \end{cases} \quad (2.5.10)$$

$$\zeta_B \begin{cases} = 0.0613 & (\text{冷却システム試験}) \\ = 3.826 & (\text{実機保管庫}) \end{cases} \quad (2.5.11)$$

(3) 実ピットと空ピットの圧力損失

次にピット内の圧損係数の大きさについて簡単に検討する。ピット内の圧損係数は次式により表わす事ができる。

$$\Delta H = \frac{\rho}{2} v^2 \left[\frac{L_c}{D_{ec}} \lambda + \left(\frac{S}{S_0}\right)^2 \frac{L_p}{D_{ep}} \lambda + \left(\frac{S}{S_0}\right)^2 \zeta_{AB} + \left(\frac{S}{S_0}\right)^2 \zeta_R \right] \quad (2.5.12)$$

ここで ΔH : ピット内の圧損係数 (分岐、合流圧損は除く)

ρ : 空気の密度

v : クリアランスでの速度

D_{ec} : クリアランスの水力直径

L_c : キャニスターの総高さ

D_{ep} : キャニスターがない部分のピットの水力直径

L_p : キャニスターがない部分のピット長

λ : 圧損係数 (Fanning の式)

S_0 : キャニスターがない部分のピット断面積

S : クリアランス中の断面積

ζ_{AB} : キャニスター上下の圧損係数

ζ_R : オリフィスの圧損係数

(2.5.12)式の右辺第1項は、キャニスターがある部分でのピットの圧損、第2項はキャニスターがない部分でのピットの圧損、第3項は最上段キャニスターの上部圧損と最下段キャニスターの下部圧損の和、第4項はオリフィスによる圧損を示す。(2.5.12)式の各項の値を表2.5.1に示す。

表 2.5.1 実ビットと空ビットの圧力損失

単位 (kg/m²)

ビットの種類 圧 損	実機保管庫用ビット		冷却システム試験ビット	
	実 ビ ッ ト	空 ビ ッ ト	実 ビ ッ ト	空 ビ ッ ト
キャニスター部分	2.2 5	—	0.8 0	—
キャニスターがない部分	0.0 1	0.0 5	0.0 5	0.3 3
キャニスターの上下部分	0.7 4	—	0.1 3	—
オリフィス部分	—	1.5 4	—	0.2 2 (0.4 5)
計	3.0 0	1.5 9	0.9.8	0.5 5 (0.7 8)

(注1) Fanning の式は $Re = 10000$ のときの値 $\lambda = 0.036$ を用いた。

(注2) ()内はオリフィスの圧損係数を0.7とした場合

表 2.5.1 ではレイノズル数 10000 のときの圧損係数を用いる。また 2.5.3 章で示すように冷却システム試験データとの比較によりオリフィスの圧損係数は $\zeta_R = 0.7$ が妥当であると考えられるのでそのときの値を () 内に示した。

表 2.5.1 に示すように冷却システム試験の場合は $\zeta_R = 0.34$ とすると実ビットの圧損係数は 0.98 となり空ビットの場合の 0.55 と比べておよそ倍になっている。 $\zeta_R = 0.7$ とすると実ビットの方が 0.78 となり実ビットの方がおよそ 25% 大きくなっている。実機保管庫用ビットの場合は実ビットの圧損係数の方が空ビットの圧損係数と比べておよそ 2 倍大きい。実際にはオリフィスの圧損係数は文献から得た値 ($\zeta_R = 1.346$) より大きいと予想される。しかし空ビットの圧損係数を小さめに設定しておけば、実ビットの流量は少なめに評価され温度は高めの値を得る。このように安全側を考えて、実機ビットのオリフィスの圧損係数は $\zeta_R = 1.346$ とする。

2.5.3 風量分配

ここでは冷却システム試験データとそれと同条件での FLOSTコードによる計算結果のうち風量分配について比較する。

図 2.5.4 に全て実ビットの場合 (試験II) の計算結果を示す。図 2.5.4 に示すように、入気側のビットの流量が少なく、排気側のビットの流量が多いという並流型の特徴がよくでていいる。11番ビットの流量が試験では小さくなっているが、計算値は試験値と比べてかなりよく一致していると考えられる。

図 2.5.4 には示していないが、ビット内の圧損が大きくなると、風量分配はもっと均一になった。これは、流量の不均一の原因が、ビットの分岐合流圧損の影響であるため、ビット内の圧損が大きくなればその影響が小さくなり、流量は均一になるためである。図 2.5.4 では圧損係数として Fanning の式 ((2.5.7) 式参照) を用いているが、計算値と試験値の流量比の傾きがほぼ一致する事から Fanning の式を用いるのが妥当であると考えられる。

図 2.5.5 には全て空ピットの場合（試験（Ⅶ））の計算結果を示す。空ピットの場合はピットの支持板がオリフィスの役割を果たす。この圧損係数 ζ は不明であるが、2.5.2章(1)に示したとおり、文献による値を用いると ζ は0.34になる。そこでここではこの値をパラメータにして計算した。 ζ の値が大きいと、ピットの分岐合流圧損の影響が小さくなり、流量は不均一になる。図 2.5.5 に示すように計算でもこの傾向がでている。図 2.5.5 では $\zeta = 0.7$ の場合の計算値が試験値とよく一致している事がわかる。文献による値は $\zeta = 0.34$ であるので図 2.5.5 の場合はそのおよそ倍の値になっている。これは支持板のガイドの影響と流れの乱れによると考えられる。

図 2.5.5 に示すように $\zeta = 0.7$ の場合の計算値と試験値がよく一致する事がわかる。

図 2.5.6 には 8 列目まで空ピットがある場合（試験（Ⅴ））の計算結果を示す。この場合も ζ の値をパラメータにして計算した。図 2.5.6 に示すようにこの場合も $\zeta = 0.7$ にした計算結果が試験値とよく一致する。

図 2.5.7 には 4 列目まで空ピットがある場合（試験（Ⅴ））の計算結果を示す。図 2.5.7 に示すように空ピットの部分をみると $\zeta = 0.7$ とした場合がよく試験と一致する。しかし実ピットの部分は試験値と計算値は傾向が逆になっている。一般に並流型の場合は入気側の方が流量が小さいので、試験値の傾向は空気入口の影響があるのではないかと考えられる。

以上のように管壁圧損係数としては Fanning の式、空ピットのオリフィスの圧損係数は 0.7 を用いると風量分配特性は試験値とよく一致することがわかった。

PNC-SJ 199 84-20

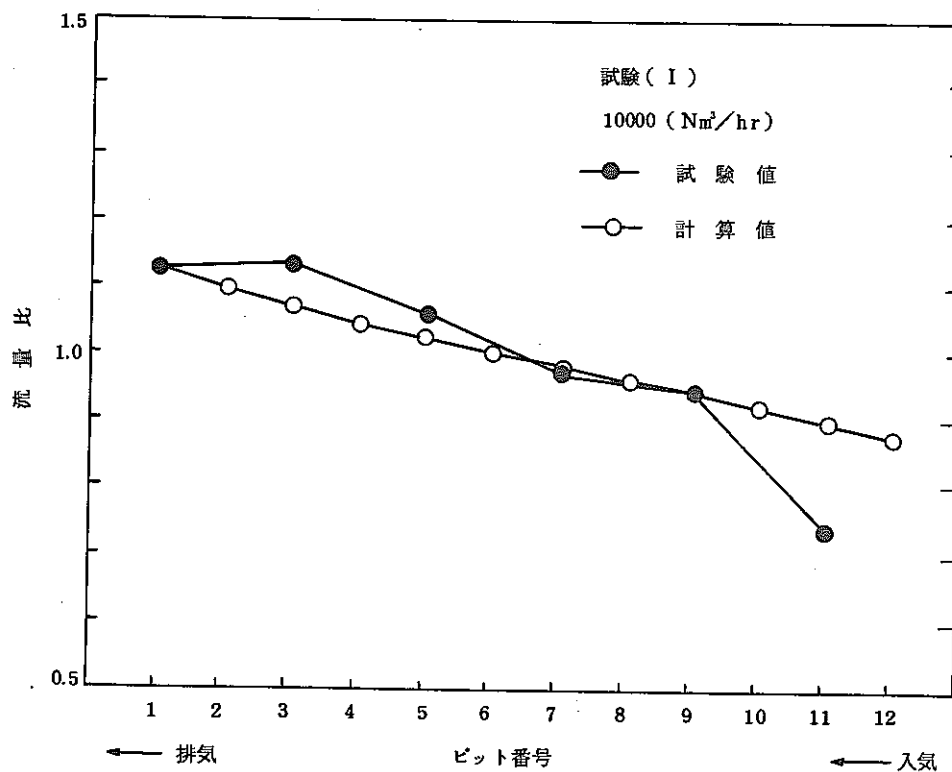


図 2.5.4 風量分配

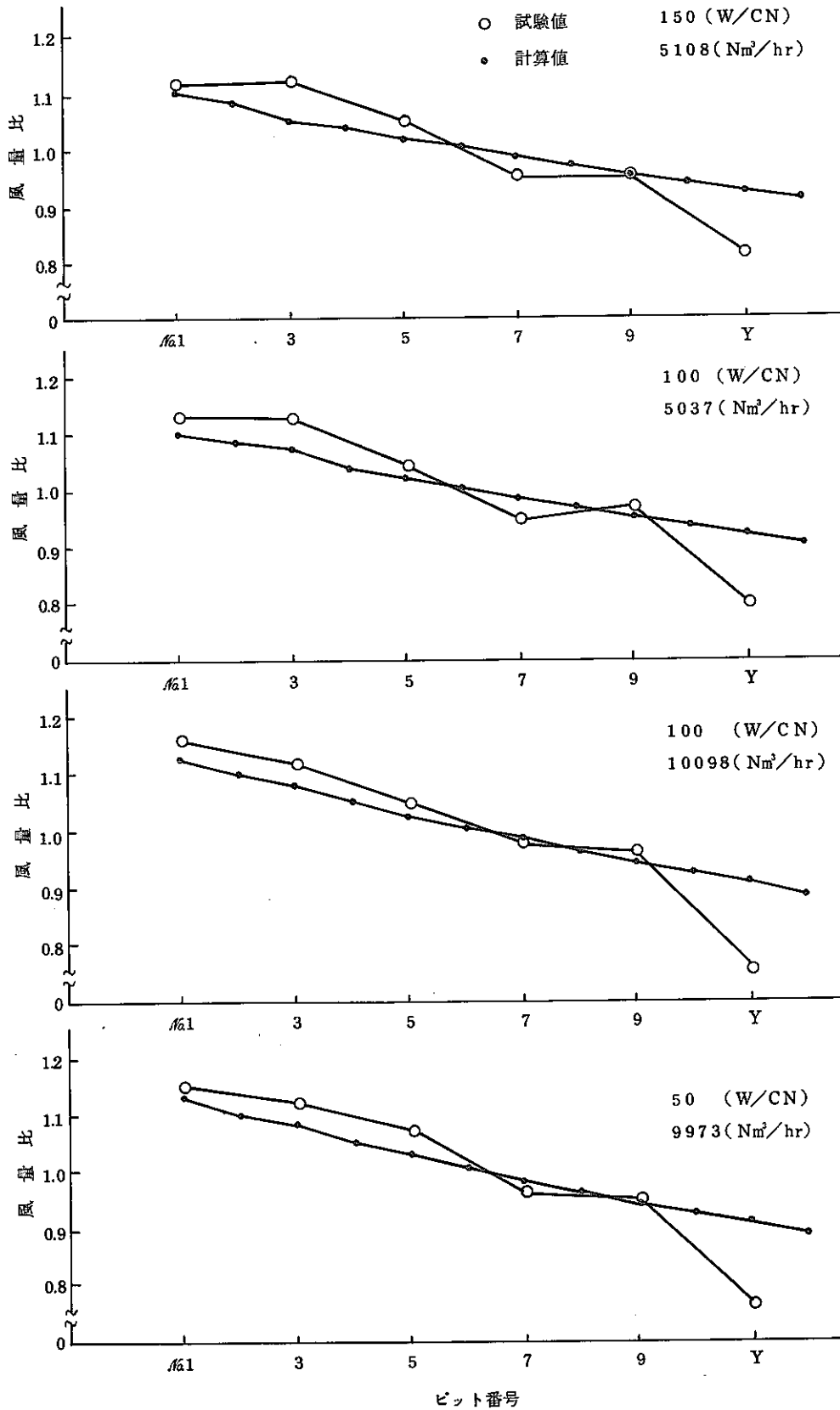


図 2.5.9 風量分配 (試験 I)

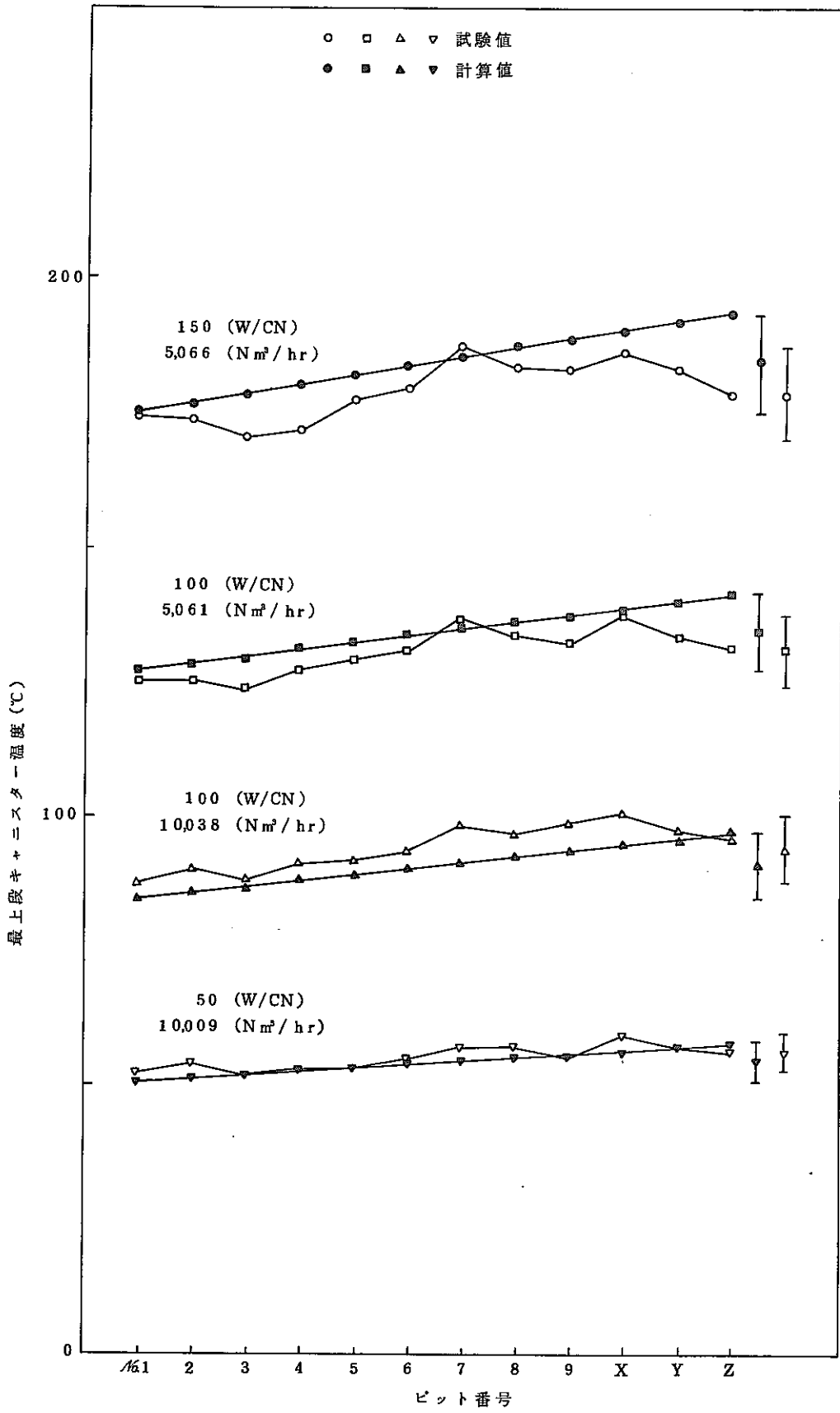


図 2.5.10 温度分布 (試験 I)

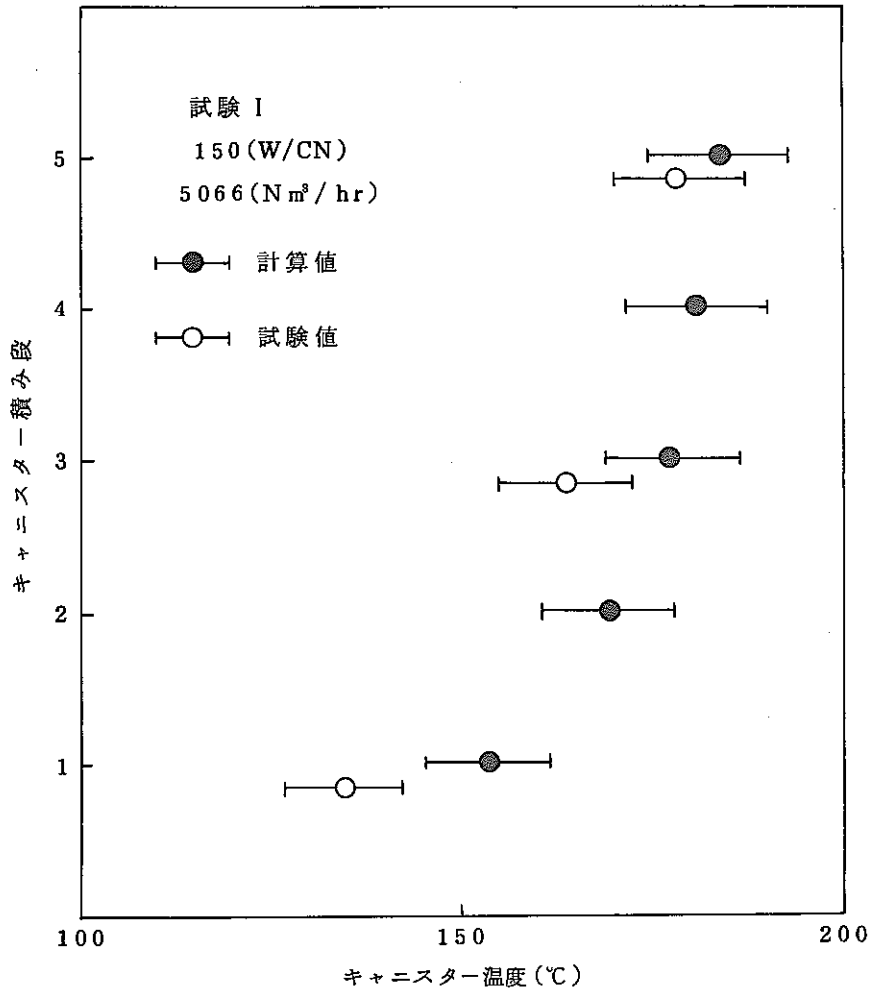


図 2.5.1.1 キヤニスター温度分布

の様子は計算値と試験値の傾向はほぼ一致している。試験ではY番目のピットの流量が小さくなっているが、図2.5.10の温度分布をみるとY番目のピットの温度が特に高いという事はない。従ってY番目の流量が小さくなっている原因はこのデータからは不明である。図2.5.10に示すように温度分布は、計算値と試験値はよく一致していると考えられる。図2.5.10の場合は発熱量が大きく、風量が小さくて温度が高くなるところでは計算値の方が高めになっている。図2.5.10に示すように温度のバラつき程度も、計算値と試験値では最大5℃程度の違いはあるがほぼ同様になっている。図2.5.11にキャニスターの各段の温度分布を示す。試験では2段目と4段目温度分布の傾向は計算値と試験値とほぼ一致していると考えられる。

(2) 試験Ⅱ

試験Ⅱは図2.5.12に示すように3行12列に発熱ピットがありE列は空ピットになっている。この場合の風量分配を図2.5.13に示す。図2.5.13では試験値の方が計算値よりも、不均一性が大きくなっている。しかし、図2.5.14をみるとこのときの温度分布の計算値は試験値と傾向がよく一致している。温度の最大値と最小値では、最大5℃程度の違いはあるがほぼ一致していると考えられる。

PNC-SJ 199 84-20

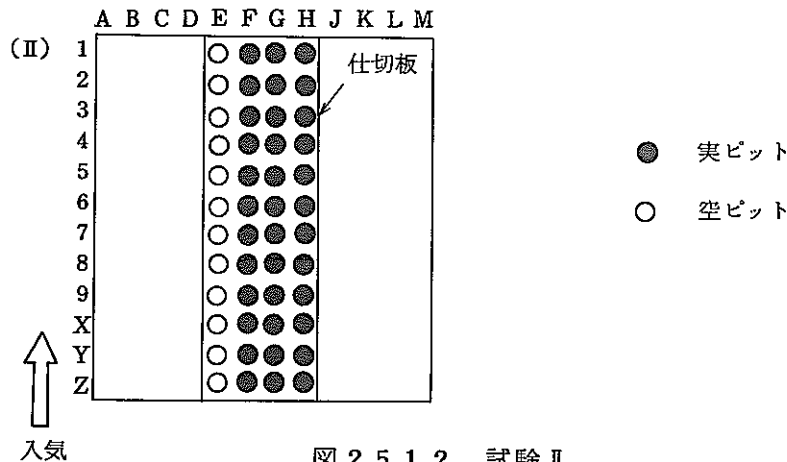


図 2.5.12 試験Ⅱ

(3) 試験Ⅲ

試験Ⅲは図2.5.15に示すように1行10列に発熱ピットがあり他は空ピットである。図2.5.16に風量分配を示す。図2.5.16に示すように試験値は不均一性がはげしいが、風量の変化とは必ずしも対応していない。図2.5.15に示すようにNO.1とNO.2ピットは空ピットであるので、図2.5.16でも計算値はNO.1とNO.2ピットの風量だけ様子が異なっている。発熱量が大きくて風量が小さい場合は実ピットには浮力の効果が大きくなり空ピットよりも風量は大きくなっている。一方発熱量が小さく風量が小さくなると浮力は相対的に小さくなり空ピットの方が風量が大きくなる。図2.5.17に示した温度分布をみると、計算値の方が試験値よりも最大25℃程度低くなっている。これは実ピットへの流入量が計算値の方が大きめに評価されているためと考えられるが、図2.5.16では風量分配の計算値は試験値の概略平均値をとっている。一方温度は試験値の方が全て計算

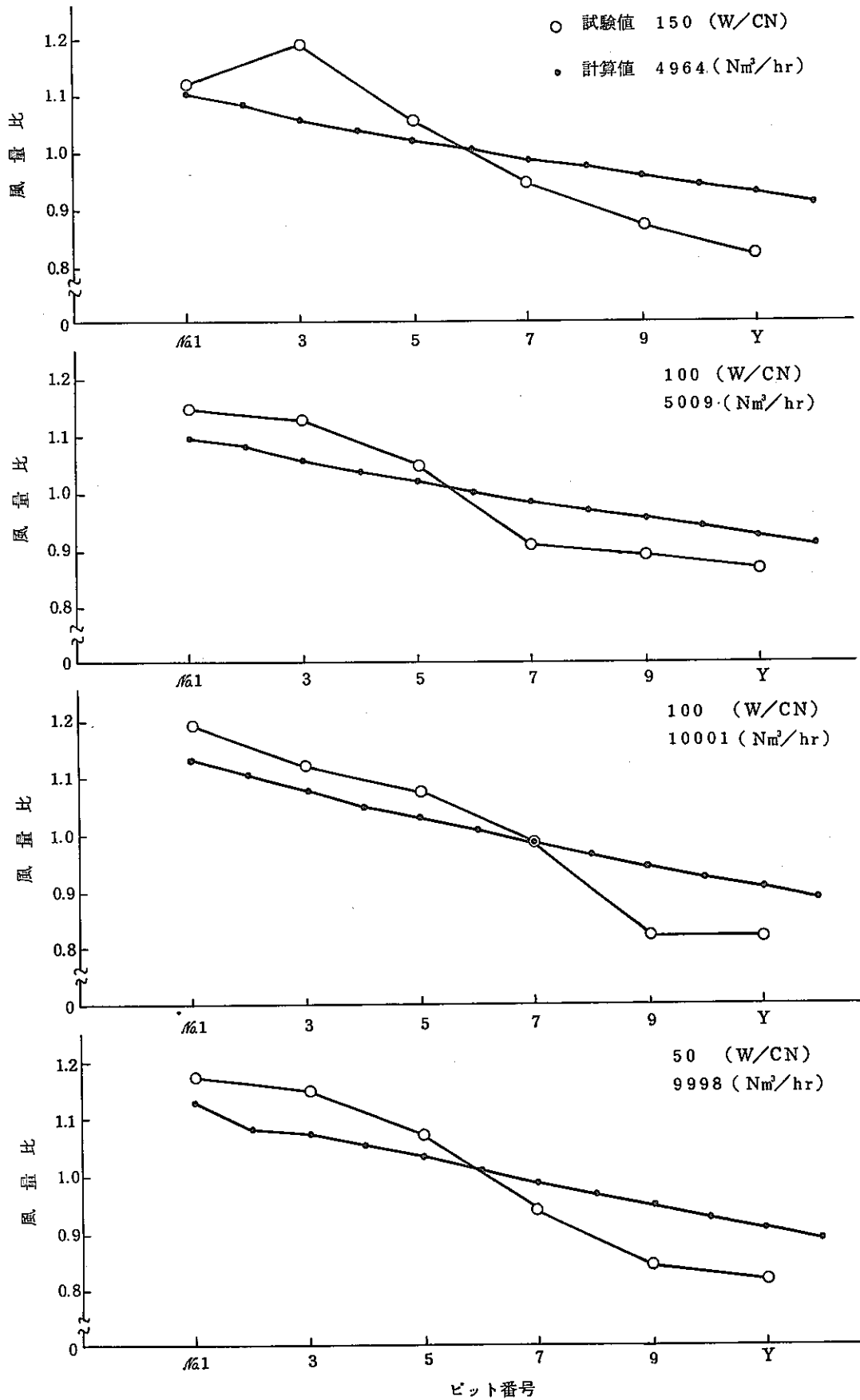


図 2.5.13 風量分配 (試験Ⅱ)

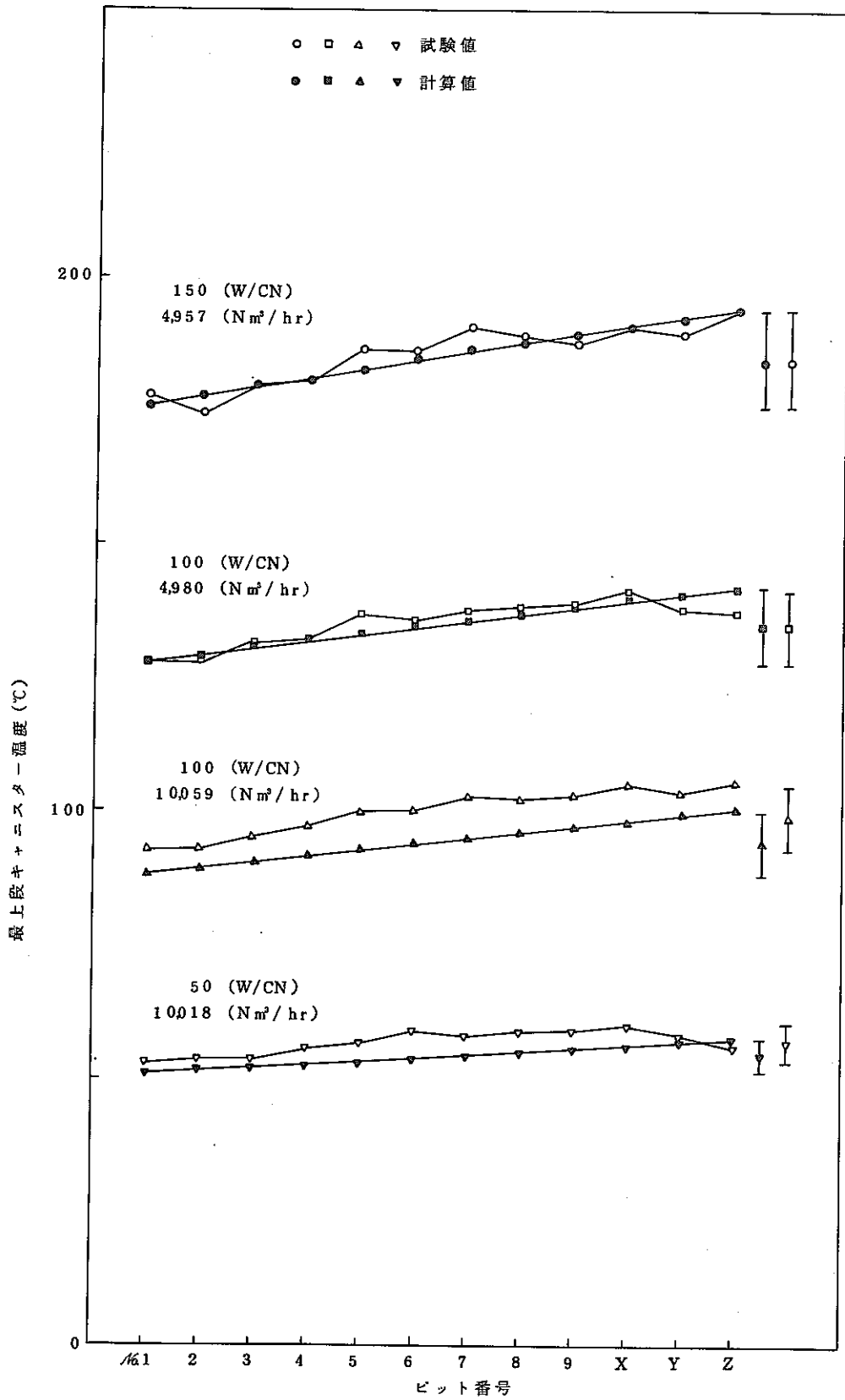


図 2.5.1 4 温度分布 (試験 II)

値よりも高くなっている。このため、計算値の方が温度が高くなる原因は今後の課題であると考えられる。

PNC-SJ 199 84-20

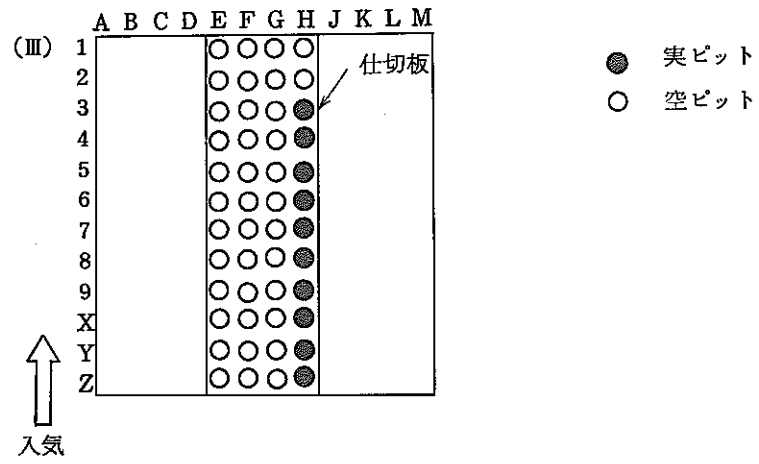


図 2.5.15 試験Ⅲ

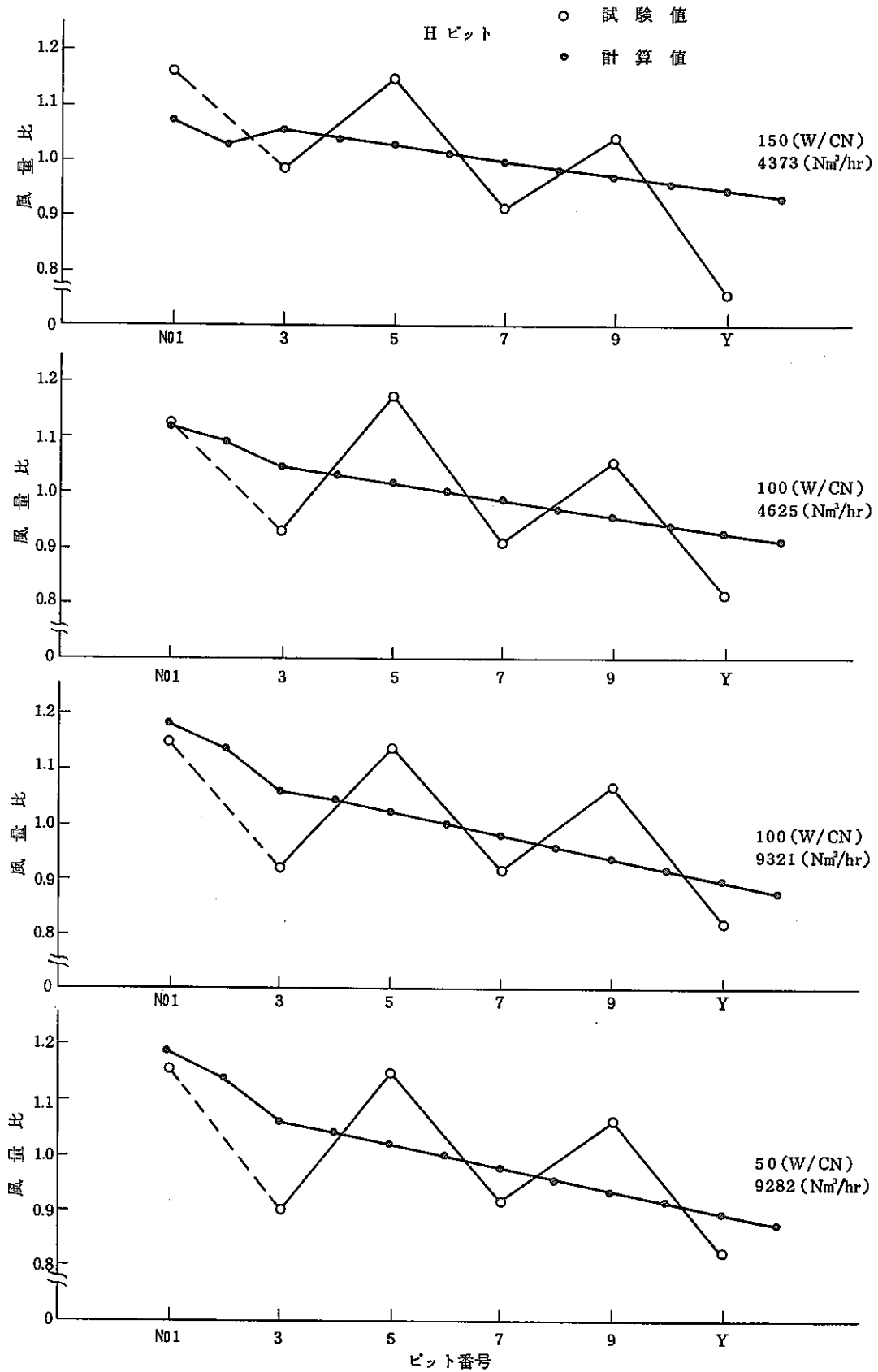


図 2.5.16 風量分配 (試験Ⅲ)

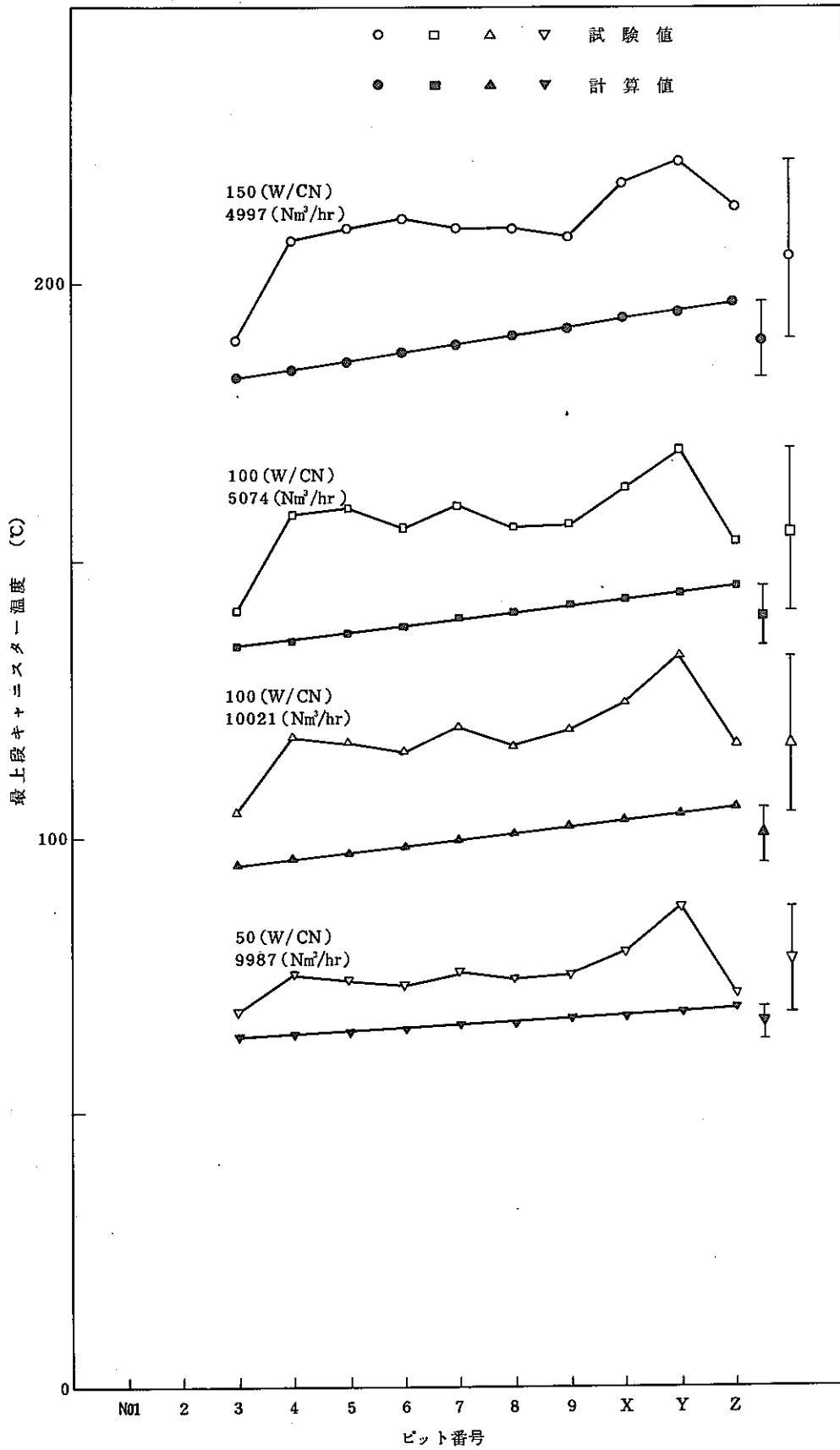


図 2.5.17 温度分布 (試験Ⅱ)

(4) 試験Ⅳ

試験Ⅳは図2.5.18に示すように4行4列に発熱ビットがあり、他は空ビットになっている。この場合の風量分配を図2.5.19に示す。図2.5.19に示すように風量分配の傾向は計算値と試験値は概略一致していると考えられる。図2.5.19においても、図2.5.16と同様に発熱量が大きく風量が小さいほど浮力効果により実ビットの風量が大きくなっている事がわかる。証2.5.20に温度分布を示す。温度は一般に計算値の方が試験値よりも低く、最大15℃程度低くなっている。

PNC-SJ 199 84-20

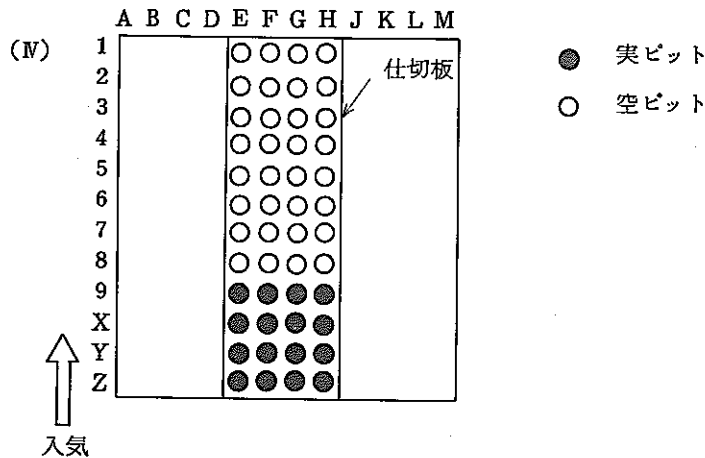


図2.5.18 試験Ⅳ

(5) 試験Ⅴ

試験Ⅴは図2.5.21に示すように4行8列に発熱ビットがあり、他は空ビットとなっている。図2.5.22に風量分配を示す。試験では空ビットの方が流量が大きくなっている。計算でも空ビットの方が流量が大きい、実ビットとの差はあまり大きくない。試験では実ビットの部分だけみると入気側の方が流量が大きい場合があるのが、計算では全て入気側の方が流量が小さい。一般には入気側の方が流量は小さくなるので、この場合の現象については不明であるが、図2.5.22に示すとおり、流量の最小値は計算値と試験値ではほぼ一致している。図2.5.23に温度分布を示す。図2.5.23に示すとおり計算値の方が試験値よりやや低めの値になっているが、最大値をみるとおよそ10℃以下の差である。

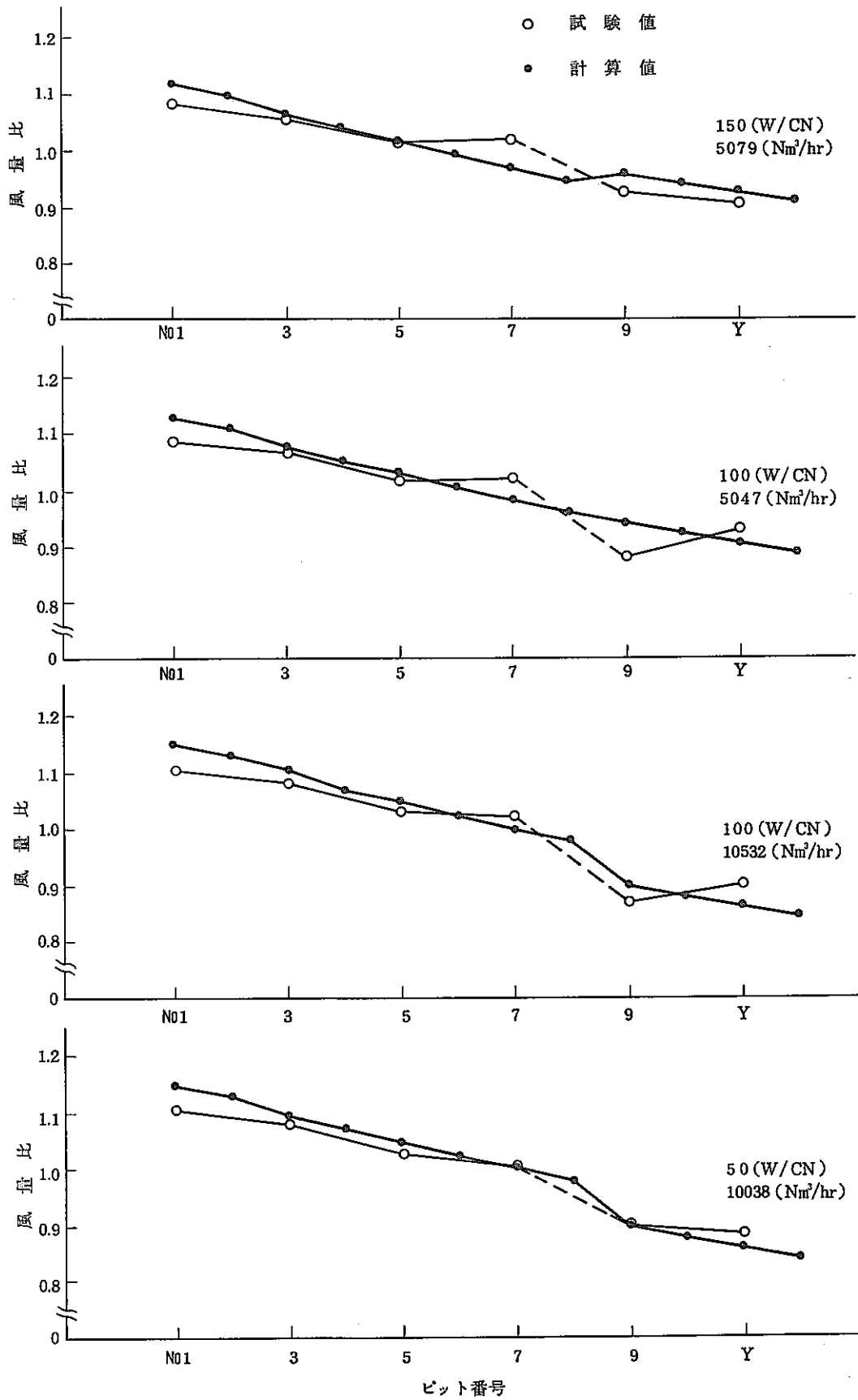


図 2.5.19 風量分配 (試験Ⅳ)

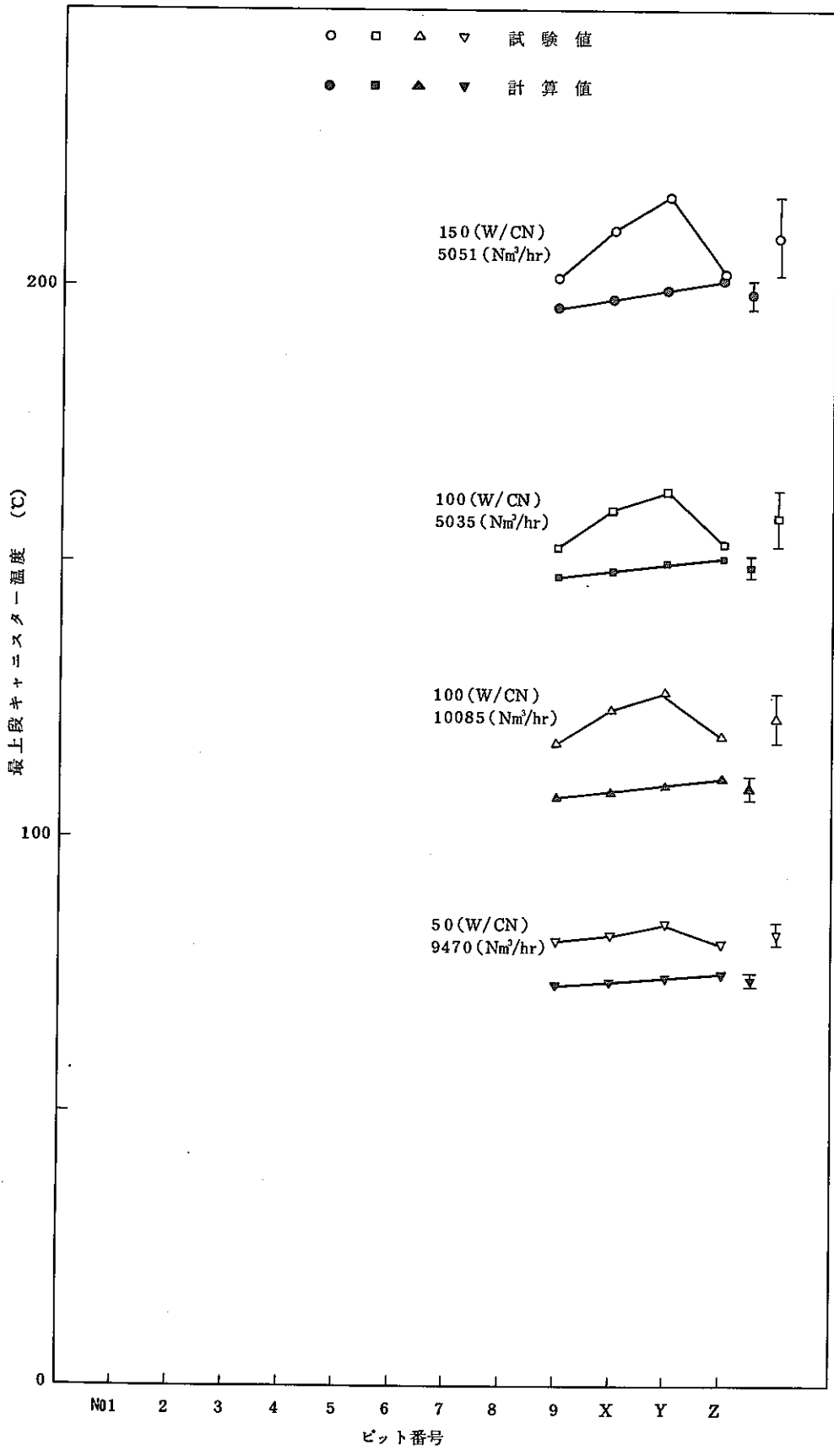


図 2.5.20 温度分布 (試験Ⅳ)

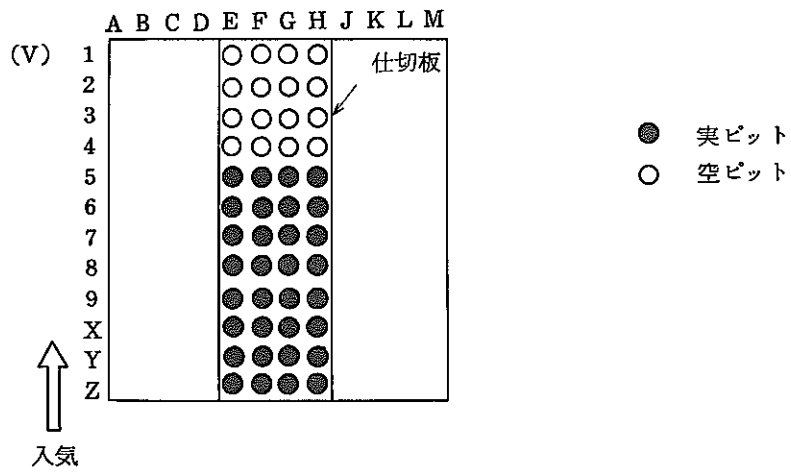


図 2.5.21 試験 V

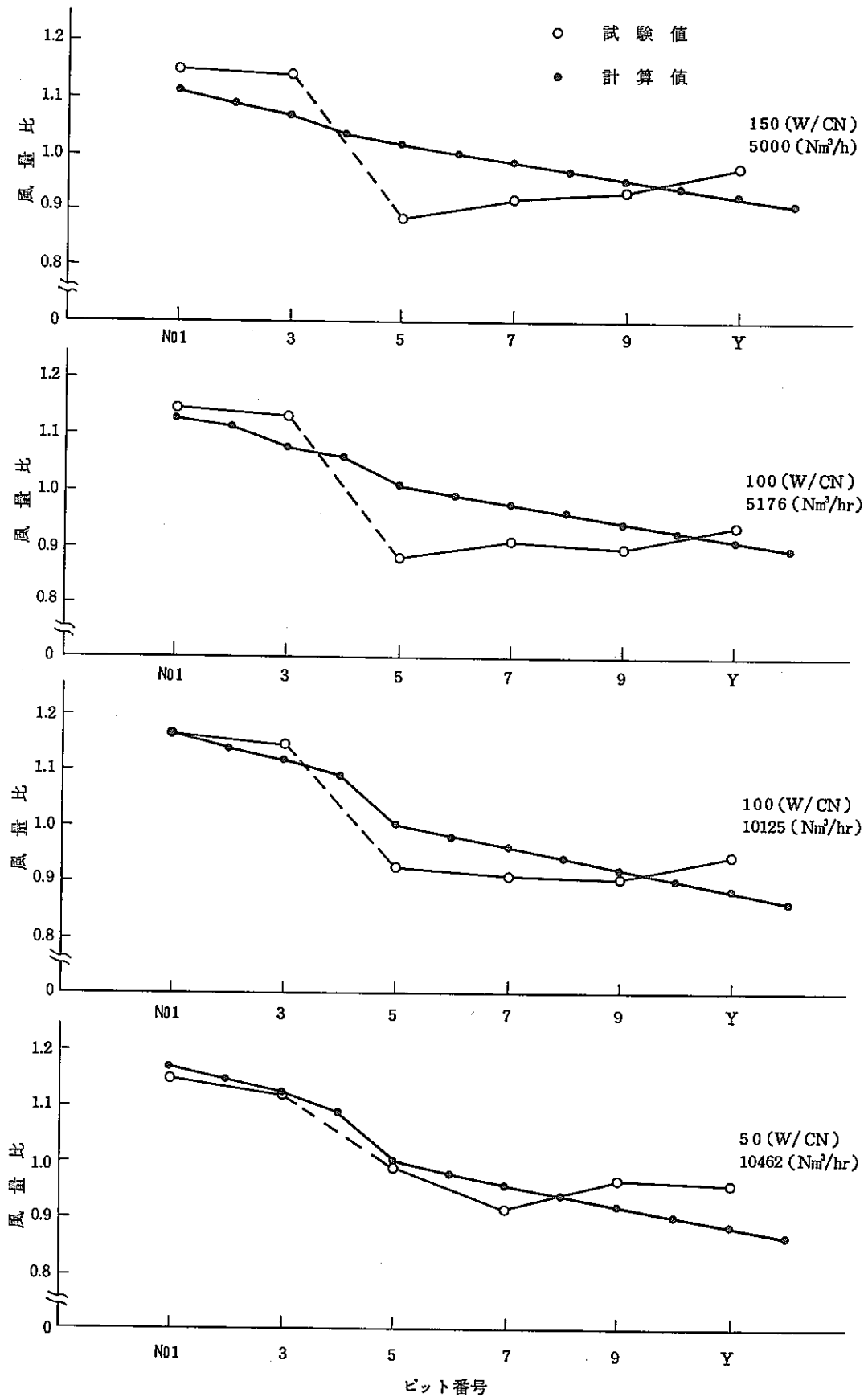


図 2.5.2.2 風量分配 (試験 V)

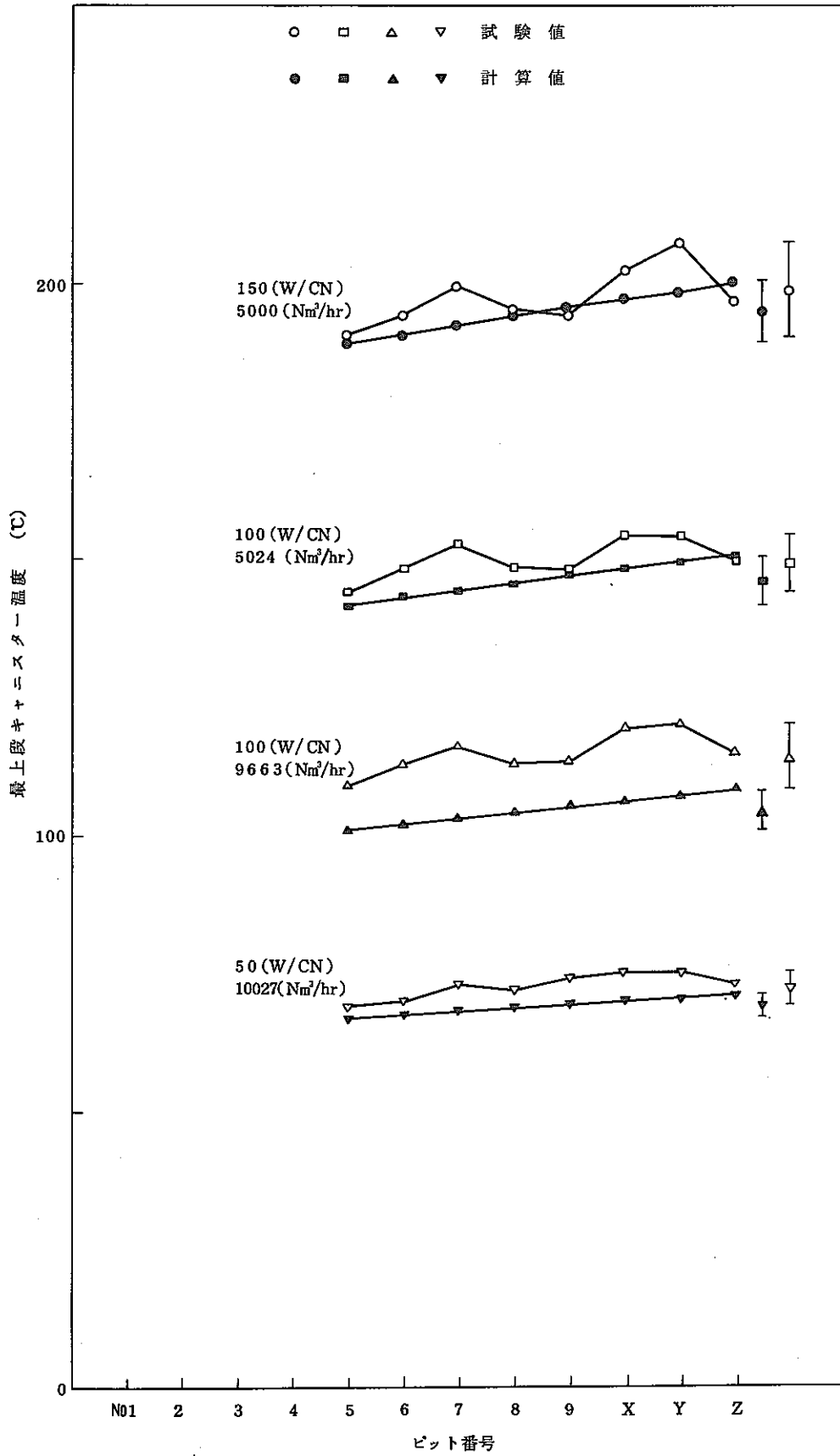


図 2.5.23 温度分布 (試験 V)

(6) 試験Ⅵ

PNC-SJ 199 84-20

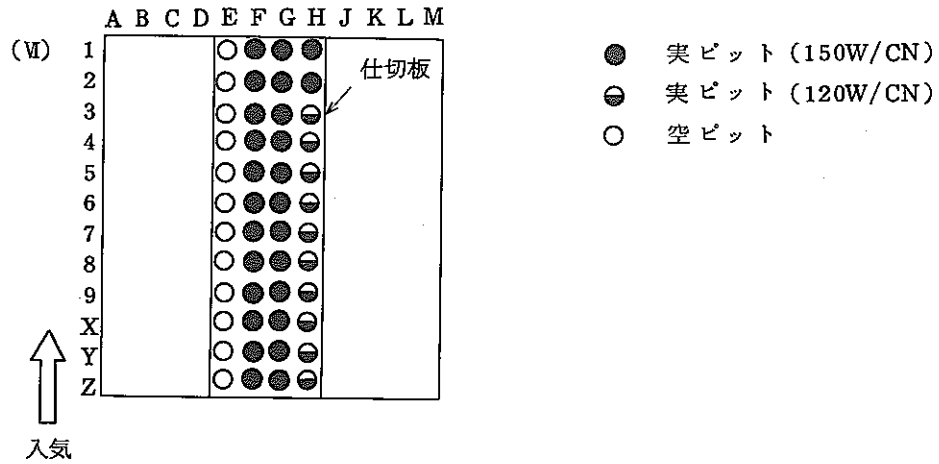


図 2.5.24 試験Ⅵ

試験Ⅵは図 2.5.24 に示すとおり、1 行 1 2 列が空ビット、1 行 1 0 列が 1 2 0 (W / CN) の発熱ビット、他が 1 5 0 (W / CN) の発熱ビットになっている。図 2.5.25 に風量分配を示す。図 2.5.25 に示すとおり H 列の風量分配は計算値はよく一致している。F 列をみると試験値は風量不均一が大きくなっており、3 番ビットが大きく、9 番と Y 番が小さくなっている。一方図 2.5.26 に示すように温度分布は風量分配の特徴を特に反映しているとは考えにくい。図 2.5.26 と図 2.5.27 に温度分布を示す。風量が小さいときは計算値はそこそこ一致していると考えられる。最大値の差は 1 0 ℃ 以内である。図 2.5.28 に H 列の温度分布を示す。風量が 5 0 0 0 (Nm³ / hr) のときには、1 5 0 (W / CN) の発熱量のビット部分が 1 2 0 (W / CN) の発熱量のビット部分よりも温度はおよそ 2 5 (℃) 高くなっている。計算値よりも温度が低くなっている。最大値をみると最高 1 5 (℃) ほど試験値の方が温度が高くなっている。

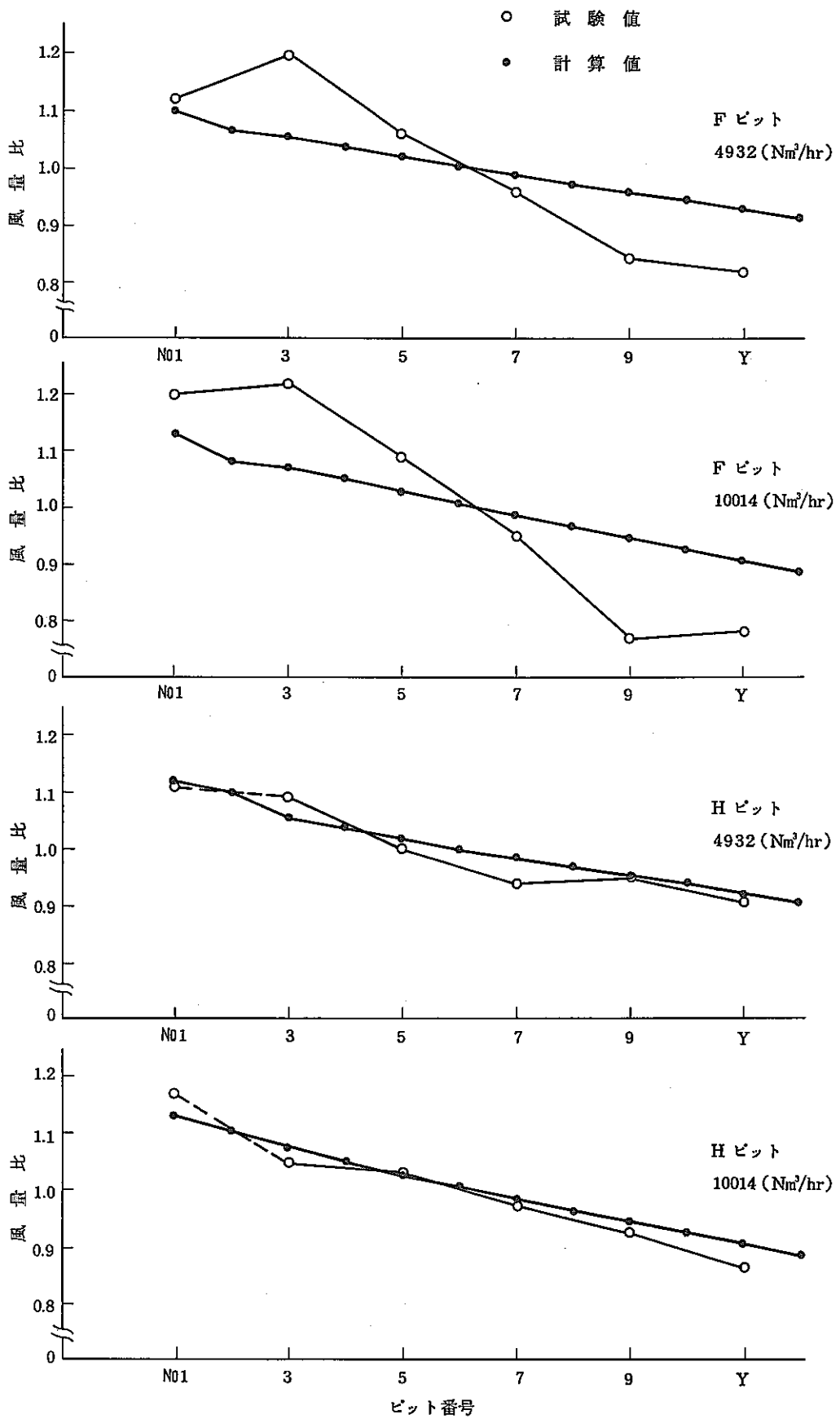
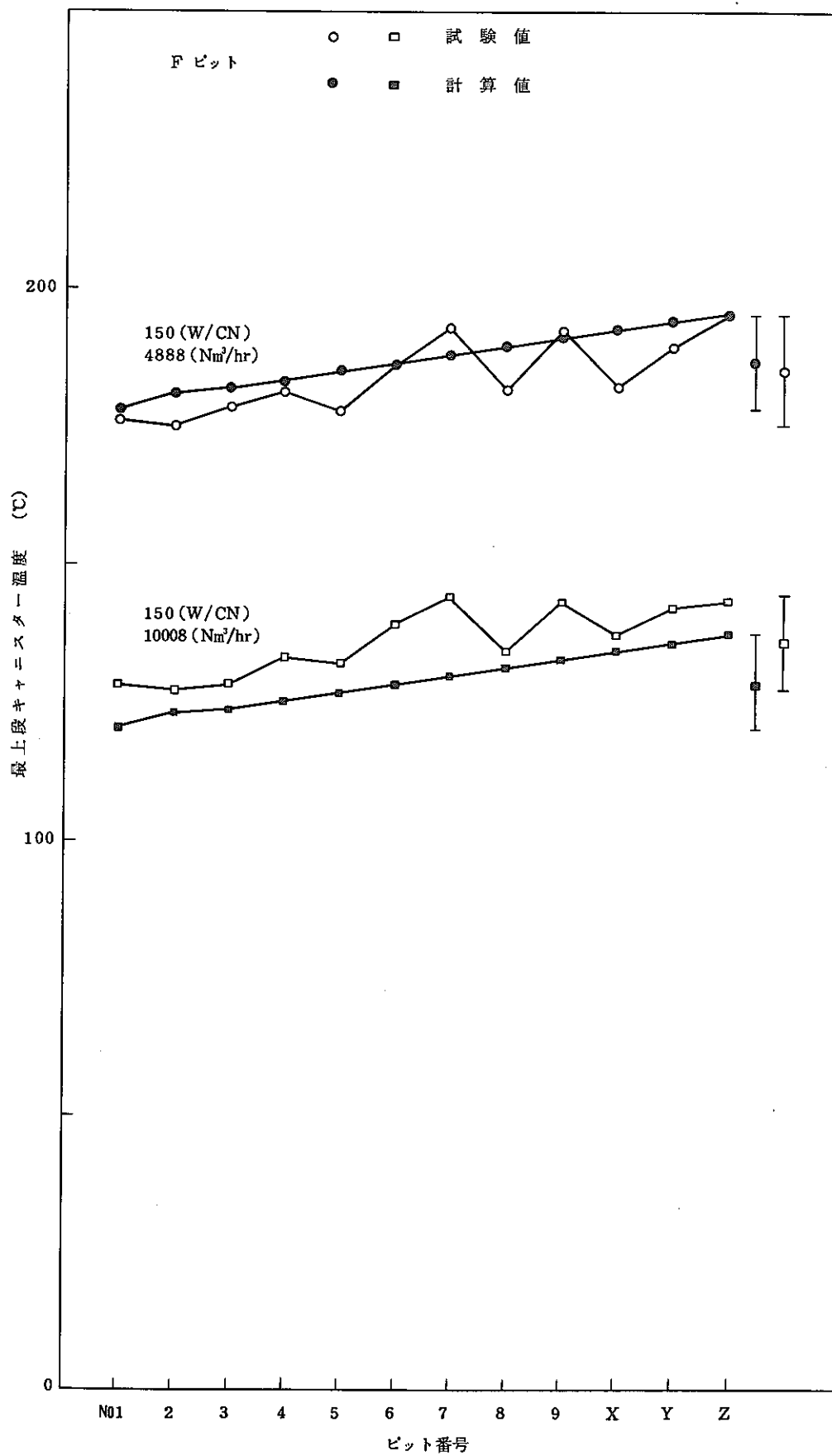


図 2.5.25 風量分配 (試験 VI)



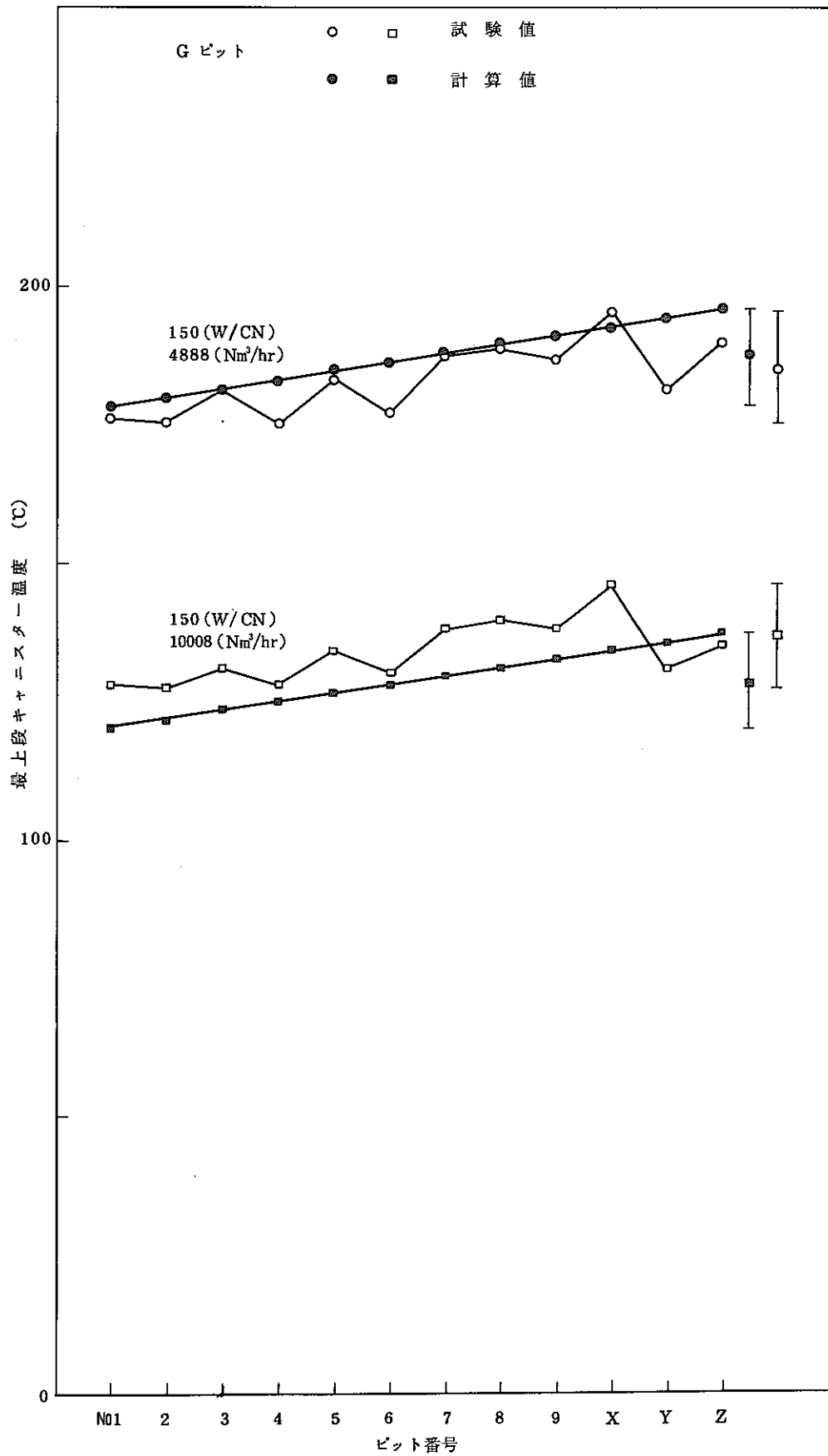


図 2.5.27 温度分布 (試験 VI)

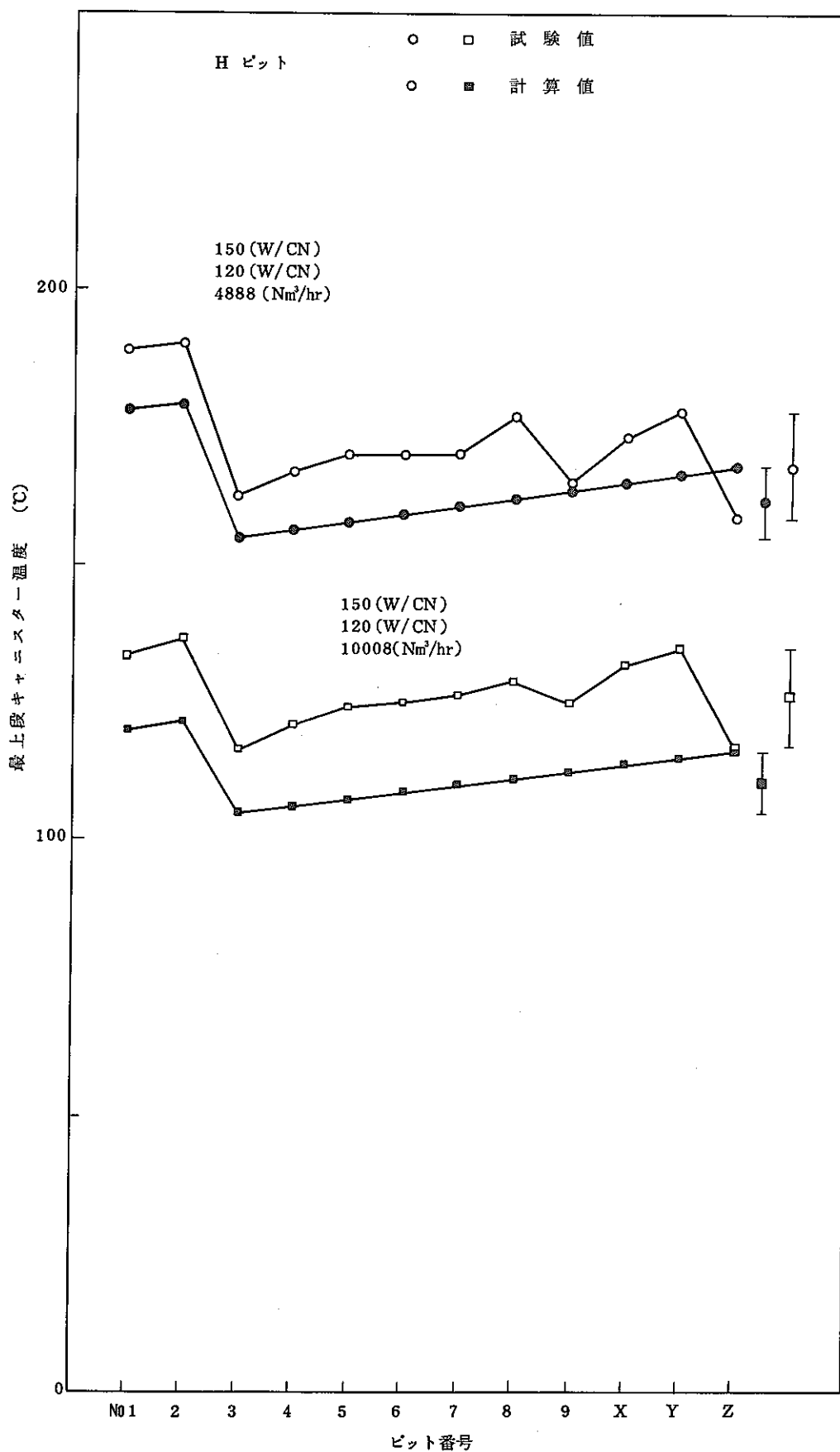


図 2.5.28 温度分布 (試験 VI)

(7) 試験Ⅶ

試験Ⅶは図2.5.29に示すように全て空ピットの場合である。図2.5.30に示すように風量分配は計算値と試験値とよく一致していると考えられる。

PNC-SJ 199 84-20

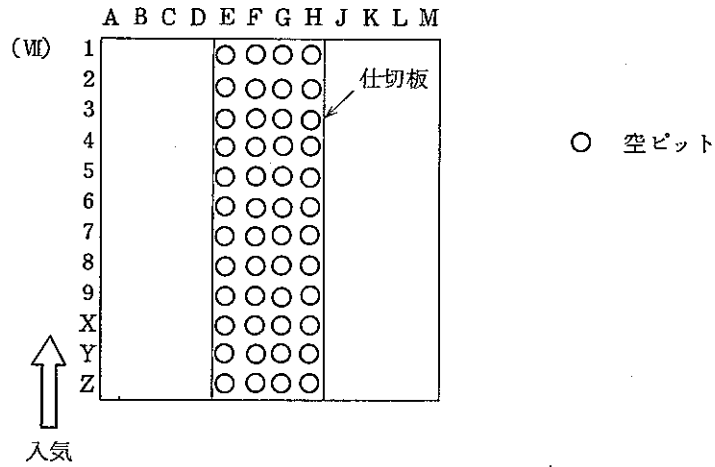


図2.5.29 試験Ⅶ

PNC-SJ 199 84-20

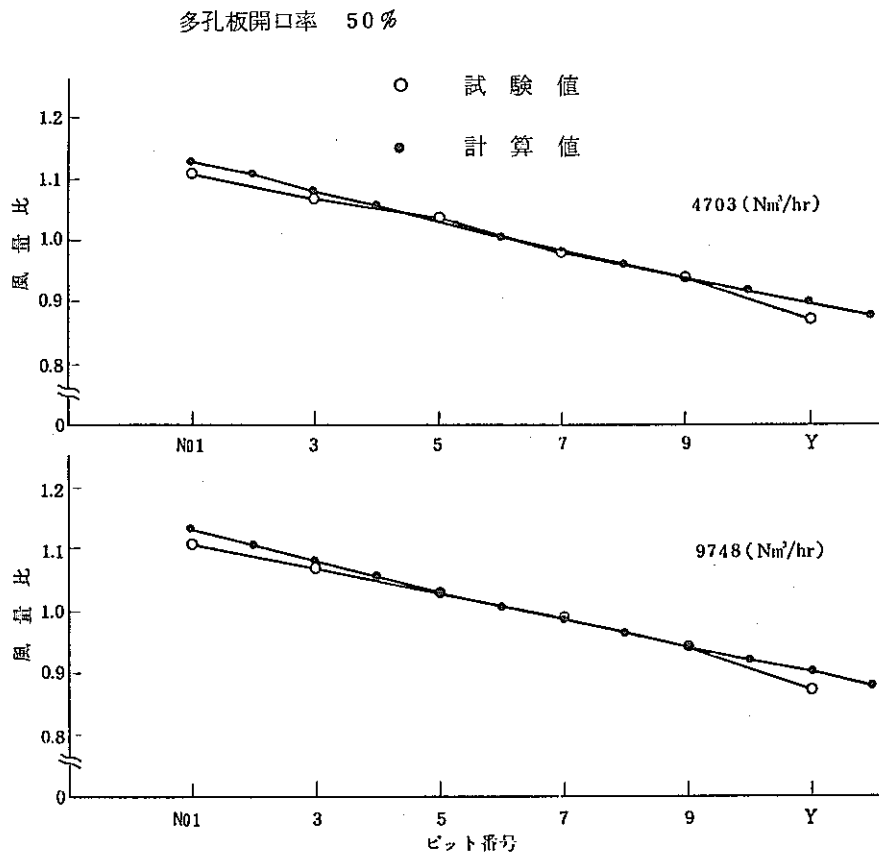


図2.5.30 風量分配(試験Ⅶ)

2.6 解析コードの評価

ここでは2.1章から2.5章までのまとめを行い、あわせて解析コードについて評価する。

2.6.1 まとめ

2.1章では解析コードの改良を行った。改良点としては分岐要素の組み込み、助走区間効果の組み込み等であるが、これらにより解析コードは取り易くなり非線形方程式の収束性が向上した。また助走区間効果が表現されるようになった。(図2.1.4参照)。

2.2章では定常時の解析を行ない冷却システム試験と比較検討した。その結果、ピット内の伝熱式としては、自然対流と強制対流ともにDittus & Boelterの式を用いれば試験値よりやや高めの温度を得る事がわかった(図2.2.3、図2.2.4参照)。自然対流時のダクトの圧損係数について解析したところ圧損係数の変化によるキャニスター温度への影響は少ない事がわかった(図2.2.6参照)。プレナムの高さについて調べたところ、並流型より逆流型の方が風量はより均一になる。またプレナム高さが低くなると風量は不均一になることがわかった。この傾向は試験と一致している(図2.2.8、図2.2.9、図2.2.10参照)。

2.3章では過渡特性について冷却システム試験結果と比較した。解析コードでは過渡時において温度場は非定常方程式を解き、流れ場は定常方程式を解いている。この方法で計算したところ、いずれの場合の過渡時でも、試験値とよい一致を示した(図2.3.1～図2.3.8参照)。従って過渡時における取り扱いを上記の方法でよいと考えられる。また密閉状態の試験ではファンのすきまから空気のもれがあると考えられ、このため解析ではこの通風量を1000(Nm³/hr)として計算した。この結果試験値とのよい一致をみた(図2.3.5参照)。

2.4章では閉サイクル時の冷却特性について冷却システム試験と比較した。空気冷却器の熱伝達係数と圧損係数は文献より算定した。また空気冷却器までの熱のもれについては自然対流伝熱式を適用した。この結果空気冷却器を用いない場合と用いた場合において計算値は試験値とほぼ一致する結果を得た(図2.4.1、図2.4.2参照)。このように解析コードにより閉サイクル時の自然対流現象も取り扱える事がわかった。

2.5章においては保管庫を模擬して行われた冷却システム試験と同条件の解析を計7ケースについて行い試験結果と比較した。まず、ピット内の圧損係数について算定した。流路の管壁圧損は流動伝熱試験データの解析より得たデータがあるが、これはキャニスター首部の流路の拡大縮小による圧損を含んでいる。冷却システム試験ではピットの断面積に比べて模擬体の断面積が小さく首部の影響が少ない事、および、実機のキャニスターは下部にスカートがあり首部がない事によりこのデータは今回の場合は不適当と考えられる。そこでここではFanningの式を用いた((2.5.7)式参照)この結果全て実ピットの場合の試験値と比べると風量分配の様子はほぼ一致しており(図2.5.4参照)この式が適用できると考えられる。空ピットの場合はピットの支持板がオリフィスの圧損係数を文献より算定した((2.5.6)式参照)。一方オリフィスの圧損係数の値をパラメータとして空ピットの場合の試験値と比較した結果、オリフィスの圧損係数として文献より得た値の2倍の

値を用いると風量分配は試験値とよく一致する(図2.5.5参照)。

以上の値を用いて7ケースの試験と同様の計算を行った。

全て発熱ピットの場合および3行13列が発熱ピットの場合の温度分布は試験とほぼ一致していた(図2.5.10、図2.5.14参照)。1行10列に発熱ピットがある場合の温度は最大25℃ほど試験値より低くなっている(図2.5.17参照)この原因については今後の課題であると考えられる。4行14列に発熱ピットがある場合は最大15℃ほど試験値より低くなっている(図2.5.20参照)。4行8列に発熱ピットがある場合は計算値は試験値とほぼ一致している(図2.5.23参照)。2行13列に150(W/CN)の発熱ピットがあり1行10列に120(W/CN)の発熱ピットがある場合については150(W/CN)のピットについては試験値とほぼ一致している(図2.5.26、図2.5.27参照)。120(W/CN)のピットでは最大15℃ほど試験値より高くなっている(図2.5.28参照)。

2.6.2 解析コードの評価

本解析コードは高レベル廃棄物の貯蔵時における冷却特性を解析する目的で、ガラス固体の熱伝導解析コードと狭隘路冷却コードの成果を踏まえて昭和56年度より開発してきた。

前年度までに、ピット内の伝熱式、圧損式、分岐合流圧損係数、キャニスター輻射率、各種物性値等について検討評価してきた。今年度は、ピット内の伝熱式と圧損式について再評価し、さらに助走区間の考慮等のコードの改良を行った。このコードを用いて冷却システム試験と比較した。比較は、定常時、過渡時、閉サイクル時について行った。また保管庫を模擬した冷却システム試験との比較を行った。その結果、定常時、過渡時、閉サイクル時については解析と試験値はよく一致した。また保管庫の解析では発熱ピットが多いときには試験値とよい一致をみた。発熱ピットが少ないときは試験値より多少低めの温度になる。

本解析コードは基礎式としては、3次元熱伝導方程式と全圧の式を用いている。また熱と流れについては各種係数、式を用いているが、これらは全て無次元数を用いており、実機の施設に適用できると考えられる。

3 . 保管庫の伝熱特性解析

3. 保管庫の伝熱特性解析

ここでは、高レベル廃液ガラス固化体を保管庫に収納したときの伝熱特性を解析する。解析は、FLOSTコードおよび流体解析コードSOLAを用いて行う。解析項目としては、プレナム高さの影響、ピット配列の解析、キャニスター収納パターンの解析、および異常時と再通風時の過渡解析である。

3.1 保管庫の概要と計算条件

保管庫の概要を図3.1.1～図3.1.4に示す。保管庫のピットの概要を図3.1.5に示す。キャニスター形状図を図3.1.6に示す。また、保管庫の熱的特性をFLOSTコードを用いて解析するためのピットのモデル図を図3.1.7に示す。解析に必要な各部の寸法を表3.1.1に示す。発熱量とフロアの流量を表3.1.2に示す。発熱量は固化体作成時の値とした。

PNC-SJ 199 84-20

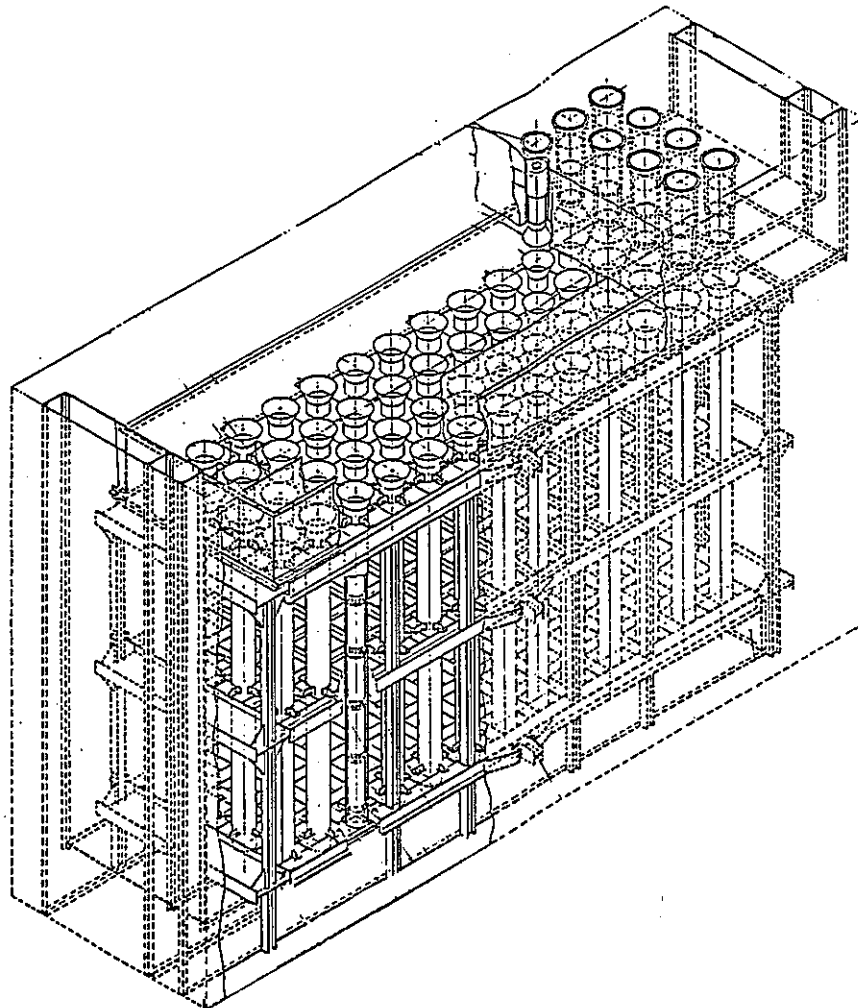


図3.1.1 保管庫の概要（動燃殿資料による）

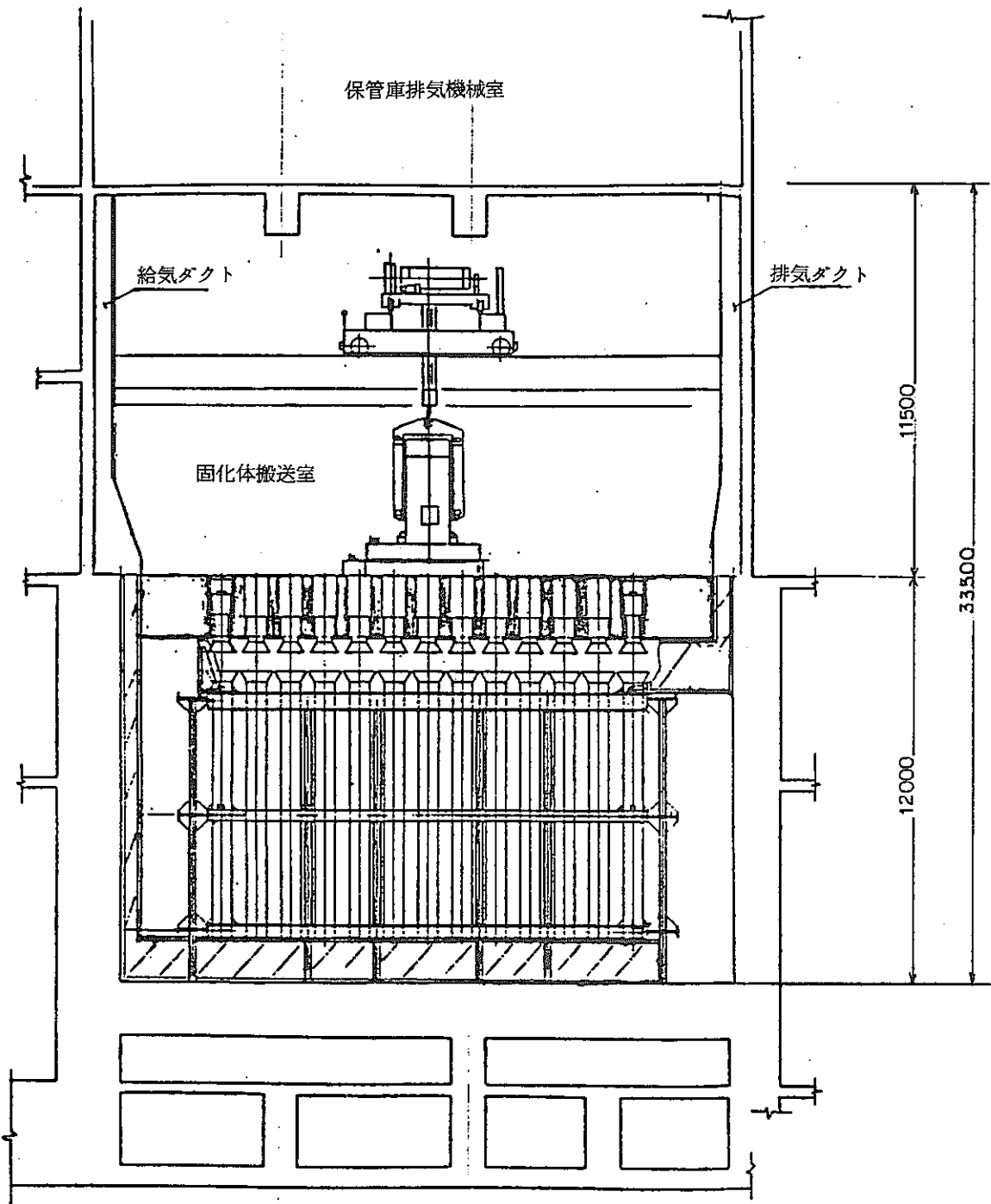


図 3.1.2 保管庫の概要 (動燃殿資料による)

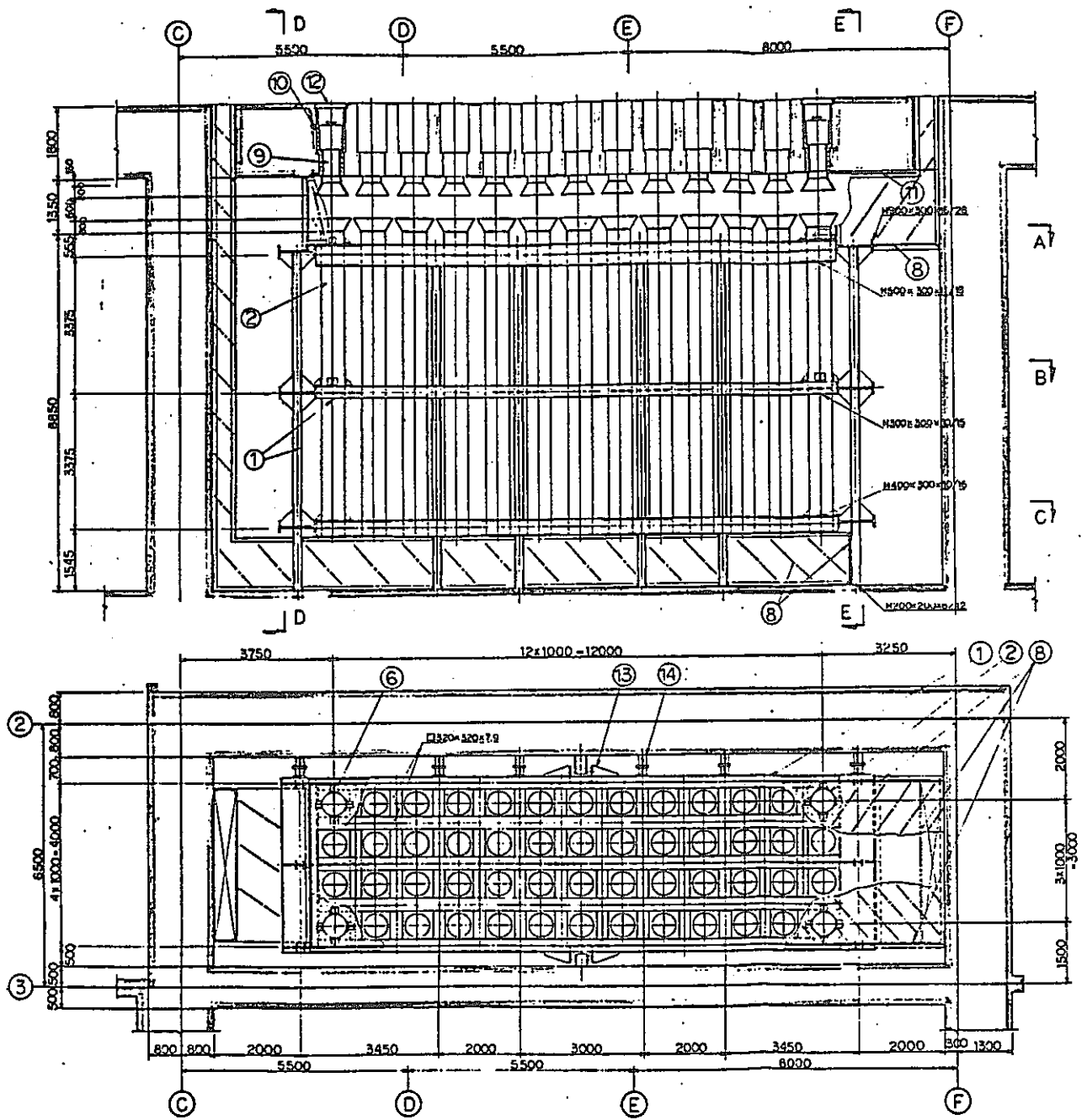


図 3.1.3 保管庫の概要 (動燃殿資料による)

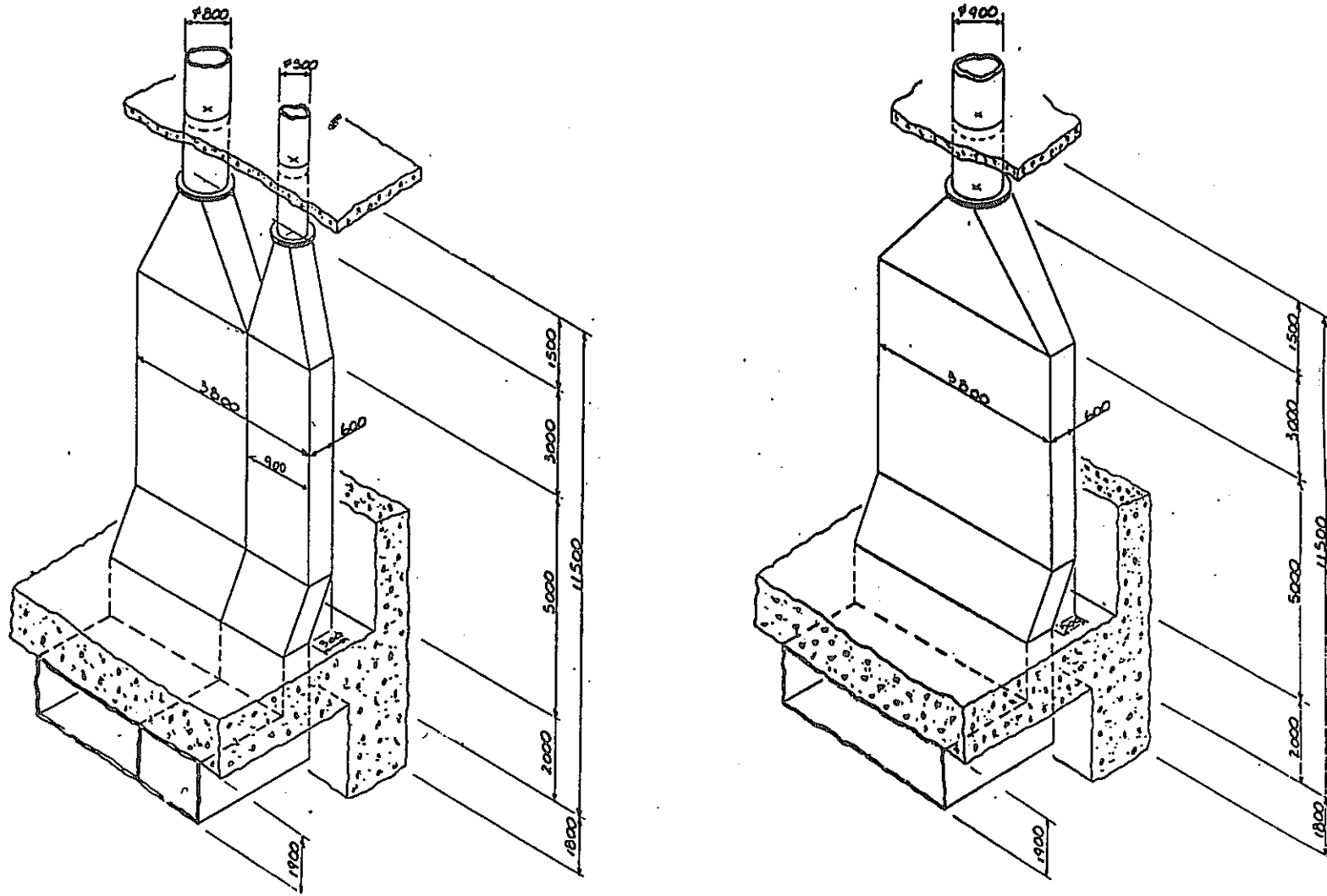


図 3.1.4 保管庫排気ダクト部 (動燃殿資料による)

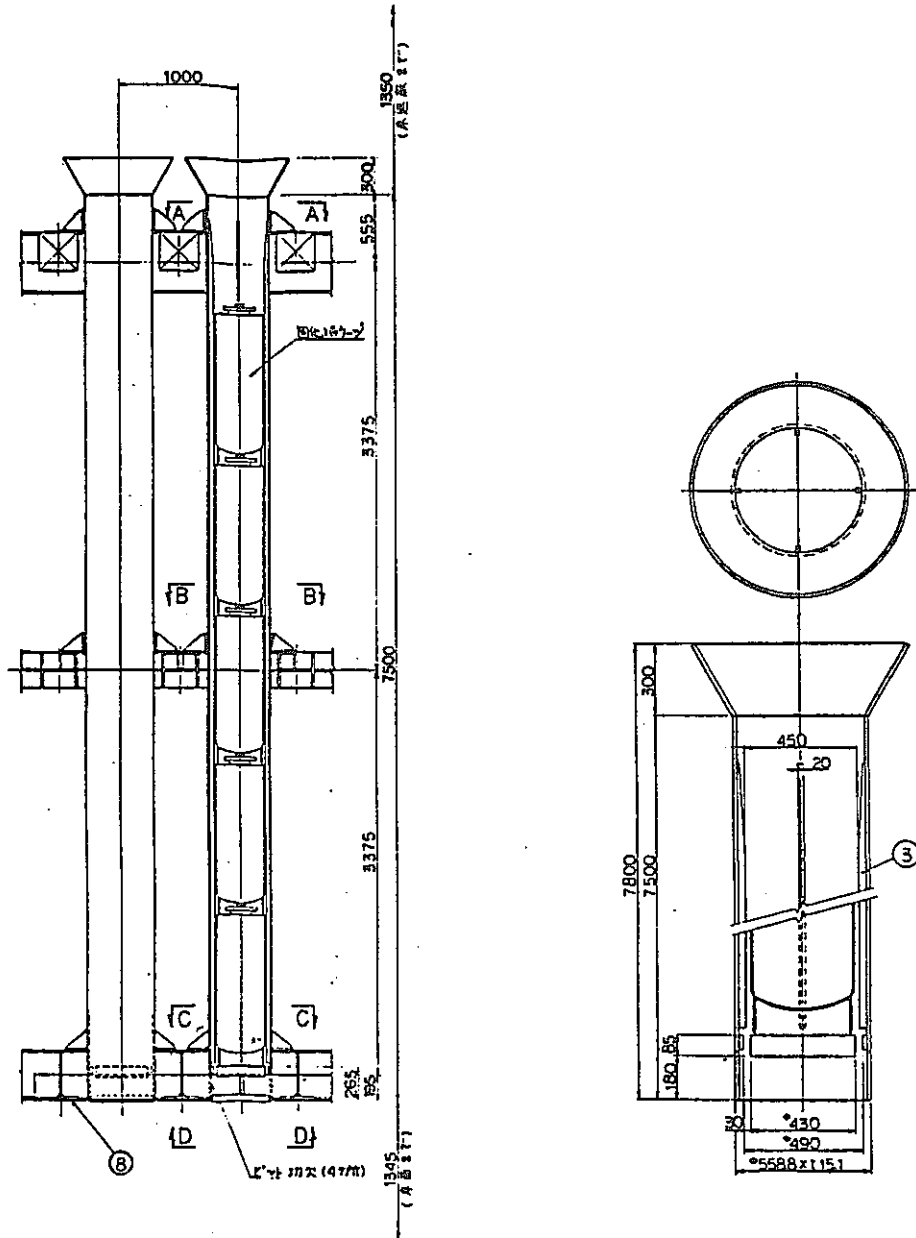


図 3.1.5 保管庫のピットの概要 (動燃殿資料による)

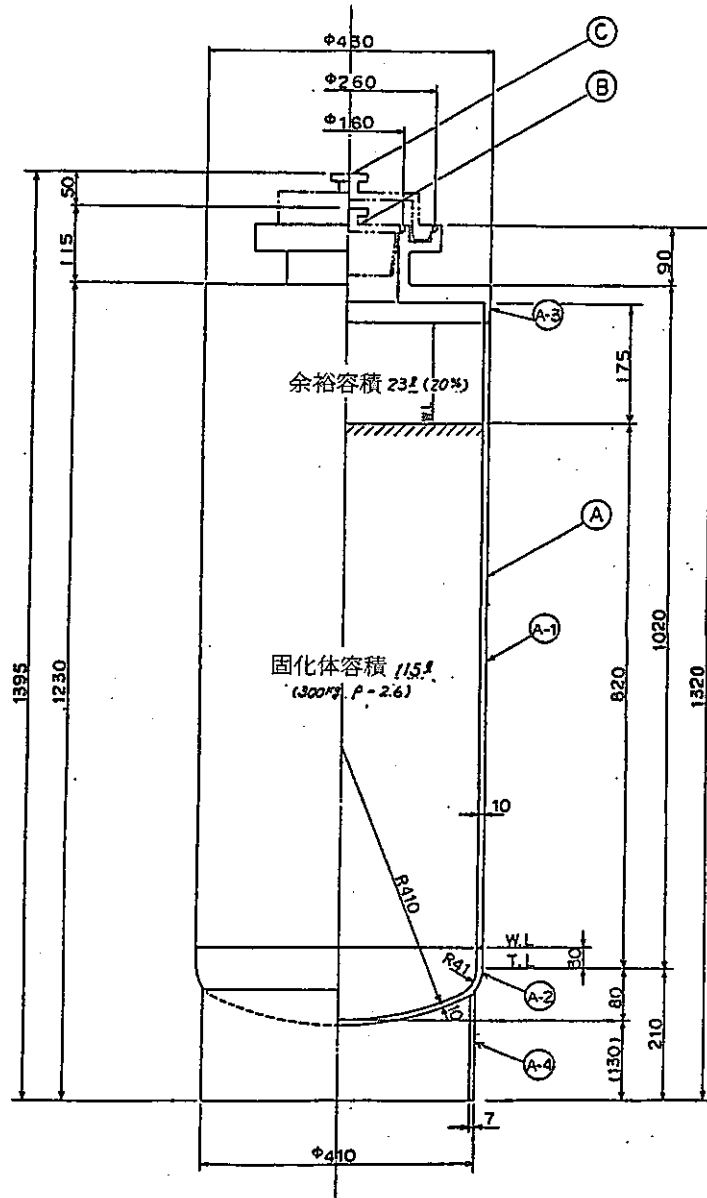
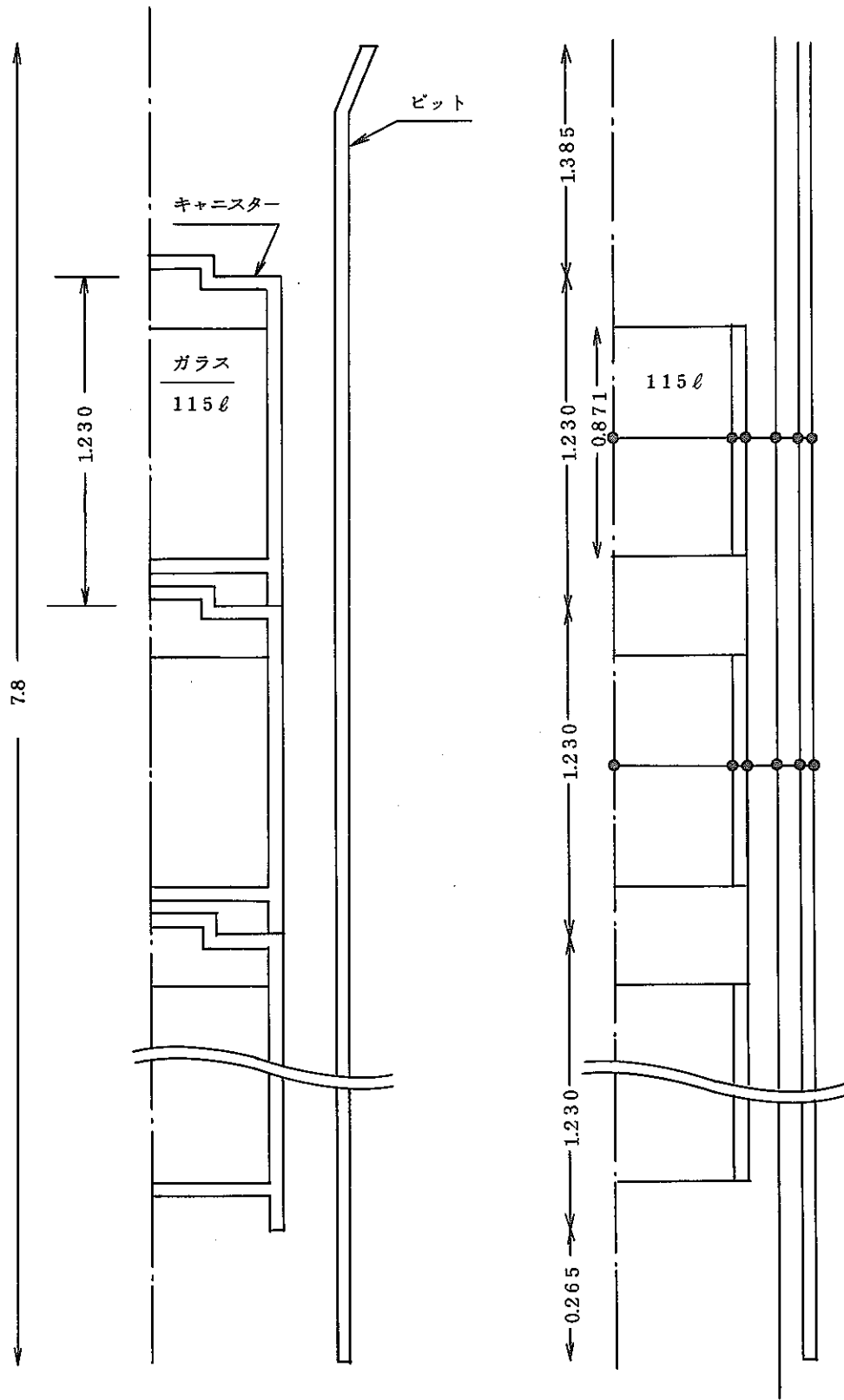


図 3.1.6 キャニスター形状図 (動燃殿資料による)



ビット模式図

モデル図

図 3.1.7 ビットのモデル (FLOSTコード)

表 3.1.1 保管庫諸量(動燃殿資料による)

項目	部位	記号	値	単位	備考
ガラス固体化	ガラス半径	r_G	0.205		
	ガラス高さ	h_G	0.9	m	
	ガラス高さ(FLOSTコードのモデル)	h'_G	0.871	m	
	ガラス容量	V_G	0.115	m	
	キャニスター半径	r_c	0.215	m ²	
	キャニスター厚さ	t_c	0.01	m	
	キャニスター高さ	h_c	1.345	m	オーバーキャップなし
	キャニスター高さ	h'_c	1.230	m	積んだときの高さ
ピット	ピット内半径	r_p	0.2643	m	
	ピット厚さ	t_p	0.0151	m	
	流路巾(クリアランス)	d	0.0493	m	$d = r_p - r_c$
	流路水力直径	D_e	0.0986	m	$D_e = 2(r_p - r_c)$
	流路伝熱直径(キャニスター)	D_{hc}	0.2198	m	$D_{hc} = 2(r_p^2 - r_c^2)/r_c$
	流路伝熱直径(ピット)	D_{hp}	0.1788	m	$D_{hp} = 2(r_p^2 - r_c^2)/r_p$
	流路断面積	S_p	0.07423	m ²	$S_p = \pi(r_p^2 - r_c^2)$
	流路水力直径	D'_e	0.5286	m	$D'_e = 2r_p$
	流路断面積	S'_p	0.21945	m ²	$S'_p = \pi r_p^2$
	ピット長さ	l	7.8	m	
	ガラス固体体5段積みの高さ	l_H	6.15	m	$l_H = h'_c \times 5$
	ピット下部長さ	l_L	0.265	m	
	ピット上部長さ	l_U	1.385	m	
ブレナム	ピットピッチ	P	1.0	m	行方向、列方向
	下部ブレナム高さ	h_{pl}	1.35	m	
	下部ブレナム断面積	S_{pl}	1.35	m ²	1行あたり
	下部ブレナム相当径	D_{pl}	2.7	m	$D_{pl} = 4 S_{pl} / (2P)$
	上部ブレナム高さ	h_{pu}	1.9	m	
	上部ブレナム断面積	S_{pu}	1.9	m ²	1行あたり
	上部ブレナム相当径	D_{pu}	3.8	m	$D_{pu} = 4 S_{pu} / (2P)$
輻射率	キャニスター表面	ϵ_c	0.45		
	ピット表面	ϵ_p	0.6		
	輻射係数	E_r	4.903×10^{-12}	Kcal/m ² SK ^{0.4}	

表 3.1.2 保管庫計算の計算条件

項 目	値	単 位	備 考
発熱量	1.44	kW/本	
発熱密度	2.99	Kcal/m ² sec	ガラス115ℓ
フロア1基の流量	36355	Nm ³ /hr	
フロア1基の質量流量	12633	kg/sec	
フロア2基の質量流量	25267	kg/sec	

3.2 プレナム高さの解析

ここでは保管庫のプレナムの高さが変わったときの風量分配への影響について調べる。

3.2.1 計算方法

プレナム高さを変更したときのピットとプレナムの分岐合流圧損係数は、プレナムとピットの断面積比が大きいため、同じ値を用いた。ピットは13本で、流れは並流型とした。流量はフロア2基(72710 Nm³/hr)発熱量は1.44 (kW/本)とした。ただし、解析では1行のピットのみで行った。

プレナム高さは、仕様では下部プレナムが1.35(m)、上部プレナムが1.9(m)である。プレナム高さが大きくなると風量分配は均一になるので(3.2.3章参照)、ここではプレナム高さを小さくした。上部プレナムは1.9(m)、1.0(m)、0.5(m)、と変化させ、下部プレナムは1.35(m)、1.0(m)、0.5(m)、と変化させて、計9ケースの計算を行った。

3.2.2 計算結果

計算結果として風量分布を図3.2.1と図3.2.2に示す。図3.2.1と図3.2.2をみるといずれも空気の入気側が風量が少なく、排気側が風量が多くなっている。また図3.2.1と図3.2.2と比べると風量分配の様子が少し異なっている。この点については3.2.3章で調べる。

図3.2.1と図3.2.2に示すように上部プレナム高さが1.9(m)、下部プレナム高さが1.35(m)の場合は風量比は最大値がおよそ1.07、最小値がおよそ0.93となっている。この場合よりプレナム高さが低くなると風量は不均一になる。この様子を見るために図3.2.3と図3.2.4にプレナム高さに対する風量比の最大値と最小値を示す。図3.2.3と図3.2.4をみると上部プレナムがおよそ1.5(m)以下、下部プレナムがおよそ1.0(m)以下では風量比は最大値と最小値ともに1.0以内である。プレナム高さがこれより低くなると風量は急激に不均一になる。

3.2.3 基本的要因

ここでは、プレナム高さを変更したときの影響の基本的要因を把握するために、解析解を用いて簡単な解析をする。

(1) 解析解

貯蔵施設の流れは、1次元的に考えるといわゆる分配集合管の流れと同様と考える事ができる。反流型と並流型の分配集管(図3.2.5と図3.2.6参照)の風量分配の解析解は、昭和56年度に導出している(昭和57年「高レベル廃棄物の貯蔵時における伝熱流動解析手法の開発」P59参照)。ここではその結果のみ記す。

(反流型)

$$u_n^* = \frac{N}{\sinh(\mu)} \left[\sinh\left(\mu\left(1 - \frac{n-1}{N}\right)\right) - \sinh\left(\mu\left(1 - \frac{n}{N}\right)\right) \right] \quad (3.2.1)$$

(並流型)

$$u_n^* = \frac{N}{\sinh(\mu)} \left[-\alpha \left\{ \sinh \left(\mu \frac{(n-1)}{N} \right) \right\} - \sinh \left(\mu \frac{n}{N} \right) \right] \\ + (1-\alpha) \left\{ \sinh \left(\mu \left(1 - \frac{n-1}{N} \right) \right) - \sinh \left(\mu \left(1 - \frac{n}{N} \right) \right) \right\} \quad (3.2.2)$$

$$\mu = \frac{NS}{A_1} \left[\frac{1}{k} \left\{ 2 \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right\} \right]^{1/2} \quad (3.2.3)$$

$$\alpha = \frac{2 A_1^2}{2 A_1^2 - A_2^2} \quad (3.2.4)$$

ここで U_n n 番目のピットの平均流速
 N ピット本数
 A_1 下部プレナム断面積
 A_2 上部プレナム断面積
 S ピット断面積
 k ピット部の圧損係数の和

$2(A_1/A_2)^2 - 1 < 0$ のときは $\mu = NS/A_1 \left[\frac{-1}{k} \left\{ 2(A_1/A_2)^2 - 1 \right\} \right]^{1/2}$ とし、(3.2.1)式と(3.2.2)式の \sinh を \sin とすればよい。

(3.2.1)式と(3.2.2)式は運動量と質量の釣り合いにより導出される。ピット部の圧損は k により示される。また下部プレナムではピットへ流入する空気は下部プレナム自身の運動量には影響を及ぼさない。上部プレナムではピットから流出空気を上部プレナムの空気が加速してあげており、このために上部プレナム自身の空気は運動量が減じ、エネルギーを失う。そこで上部プレナムの全圧は低下し、下部プレナムとの静圧差はピットにより変化し、ピットの風量不均一がおこる。

この1次元モデルでは、下部プレナム空気入口部が拡大している事によって生じる、いわゆる噴流効果は考慮されていない。また、ピット入口部と出口部の空気の乱れによる圧力損失は考慮されていない。ただし、前記のように、ピット出口部の運動量損失により圧損は考慮されており、実際の圧損係数は、空気乱れと運動量損失による圧損の和を示している。

(2) 解析コードとの比較

(3.2.2)式を用いて、保管庫の仕様に基づいた計算を行った。保管庫の流れを1次元的に考えると1列のピットについての計算条件は次のようになる。

$$N = 13 \text{ 本} \quad (\text{本}) \\ A_1 = 1.35 \quad (\text{m}^2) (\text{基準値}) \\ A_2 = 1.9 \quad (\text{m}^2) (\text{基準値}) \\ S = 0.0742 \quad (\text{m}^2) \\ k = 3.0 \quad (\text{表 2.5.1 による})$$

ここで、 A_1, A_2 は上下プレナム断面積であり計算では A_1 と A_2 を変化させた。 S はピッ

ト内の流路の断面積である。 λ はピット内の圧損係数の和であり、表2.5.1に示したように実ピットの場合の標準的な値である。

計算結果を図3.2.7に示す。図3.2.7に示すように、中部プレナム高さ1.9(m)のときは解析解は解析コードによる計算値とほぼ一致している。上部プレナム高さを0.5(m)にすると解析解は解析コードに比べて不均一性が大きくなる。

解析解においては、上部プレナムの合流圧損のみが考慮されているが、解析コードでは上下プレナムとピット上下部の分岐合流圧損がその流量比により考慮されている。このため、一般的には解析解のほうが、風量の不均一性が強くでてくる。特に上部プレナム断面積が小さいと上部プレナムの圧損が大きいため、解析解のほうが風量は不均一性が強調される。

以上により解析解は、解析コードと比べて風量が不均一になり、その傾向はほぼ一致する。これにより解析解の導出に用いられた考え方および、その結果に風量不均一の基本的要因が示されていると考えられる。

(3) 風量分配特性

(1)(2)で調べた解析解を用いて保管庫の風量分配特性を調べる。(3.2.1)式と(3.2.2)式に示したように風量分配は基本的には双曲線関数あるいは三角関数で表わせる。また、ここでは示していないが(3.2.1)式と(3.2.2)式を調べると反流型より並流型の方が風量は不均一になる。

(3.2.3)式に示すように風量不均一は μ の値により決定される。この値は無次元量であり、風量分配の重要なパラメータになっている。 μ の値が大きいほど風量は不均一になる。そこで(i)ピットの断面積とプレナム断面積の比が大きいほど、風量は不均一になり、(ii)ピット内の圧損係数が小さいほど風量は不均一になる事がわかる。

また(3.2.3)式に示すように上下プレナム断面積の比によって、風量分配が双曲線関数型あるいは三角関数型になる事がわかる。すなわち上部プレナム断面積が小さいと双曲線関数型になり上部プレナム断面積が大きいと三角関数型になる。図3.2.1と図3.2.2ではその傾向が異なるのはこのためであると考えられる。保管庫の仕様では上下プレナム断面積の比によって μ の値が非常に小さくなっている。この場合は風量分配はほぼ直線的になる。この場合の計算結果を図3.2.8に示す。図3.2.8ではピット内の圧損係数を変えた場合の風量分配を示している。図3.2.8に示すように、風量分配はほぼ直線的になっている。またこのときの風量比の最大値と最小値を図3.2.9に示す。図3.2.9に示すように、ピット内の圧損係数が2.5以上では風量比がおおよそ10%以内であるが、それ以下になると風量は急激に不均一になる。表2.5.1に示したように空ピットの場合はピット内の圧損係数は1.59としており、この場合は風量の不均一はおおよそ15%ぐらいであると考えられる。なお、表2.5.1では圧損係数は文献を参考にして得ており、冷却システム試験結果をみても、実際にはこれより大きいと考えられる。このことから圧損係数を小さめにとっておけば、解析では、不均一が過大に評価され、安全側の値を得られると考えられる。

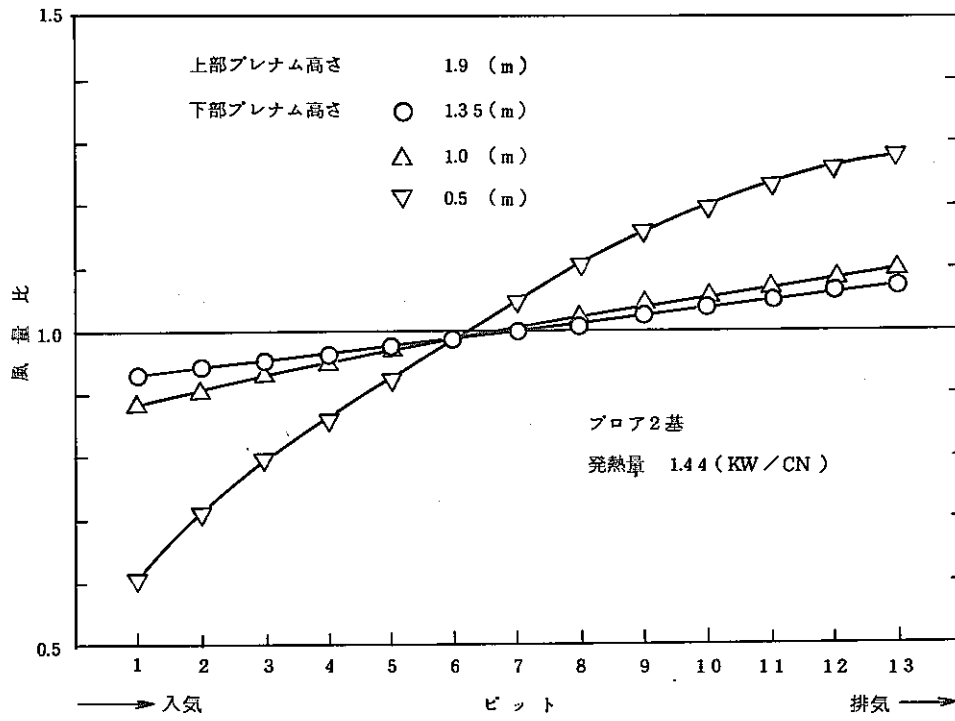


図 3.2.1 保管庫のプレナム高さの影響

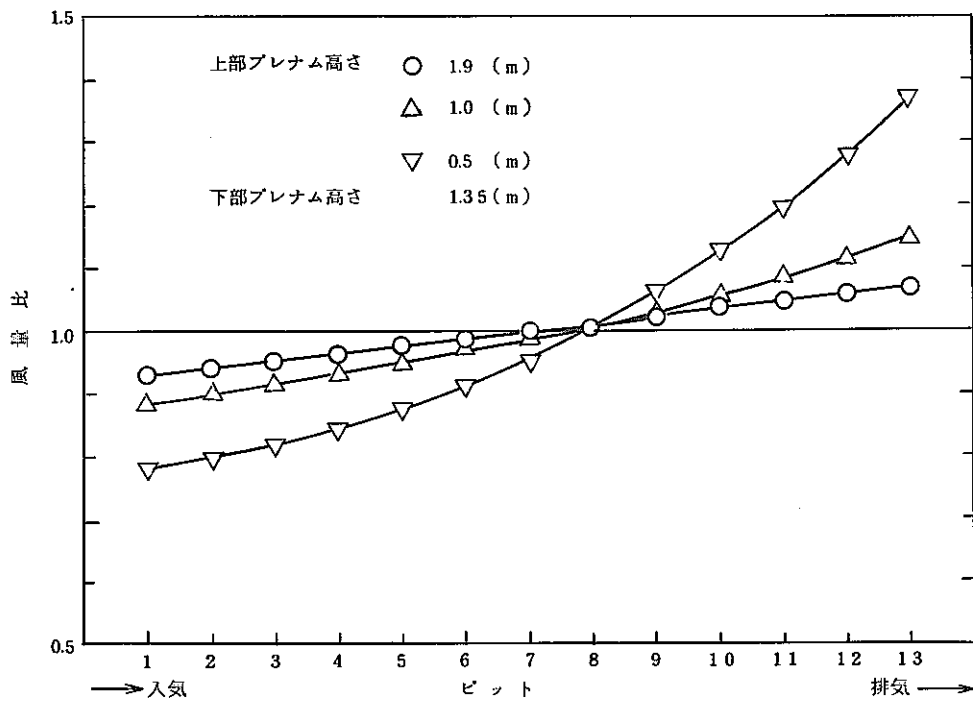


図 3.2.2 保管庫のプレナム高さの影響

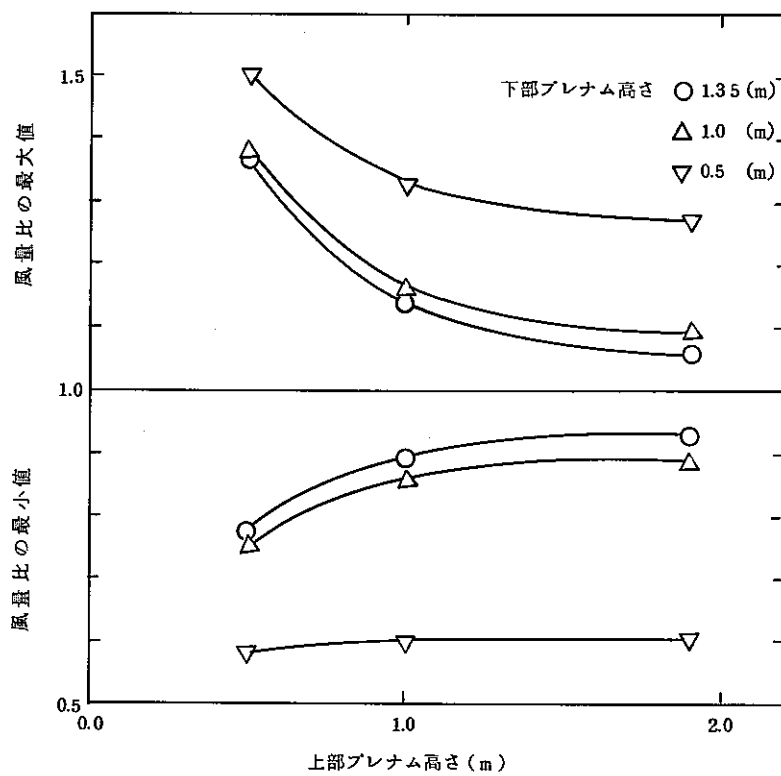


図 3.2.3 保管庫のプレナム高さの影響

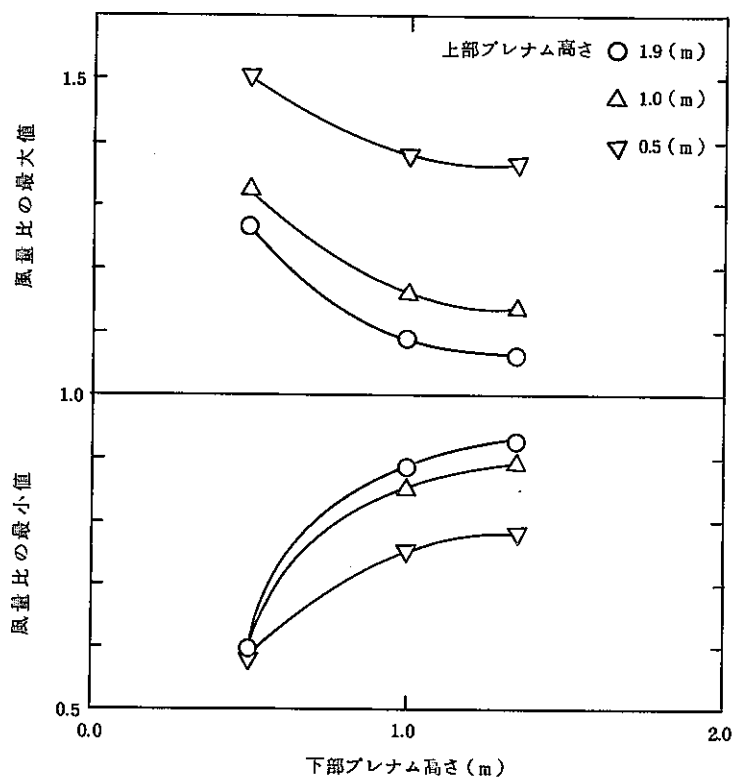


図 3.2.4 保管庫のプレナム高さの影響

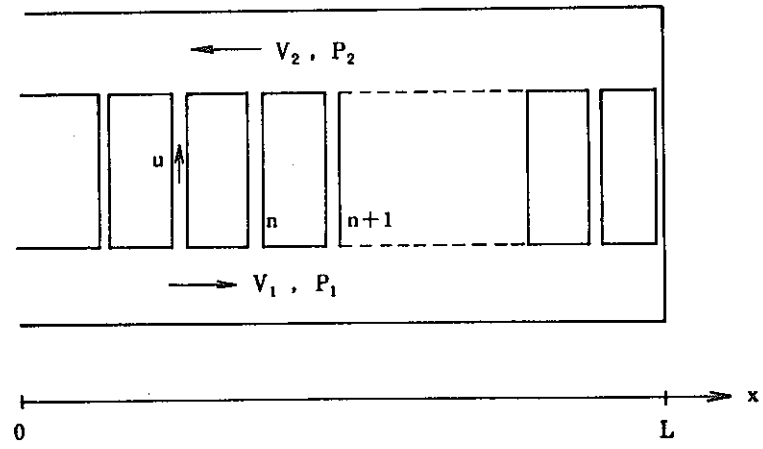


図 3.2.5 反流型の流れ

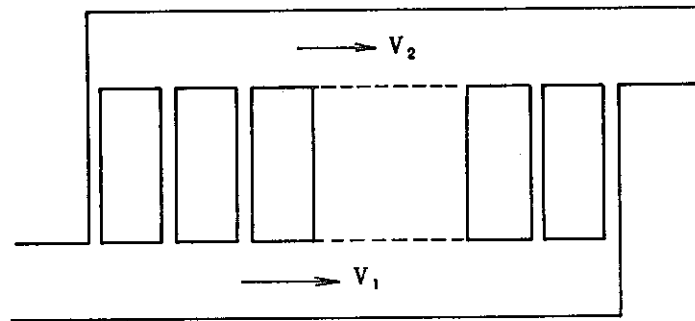


図 3.2.6 並流型の流れ

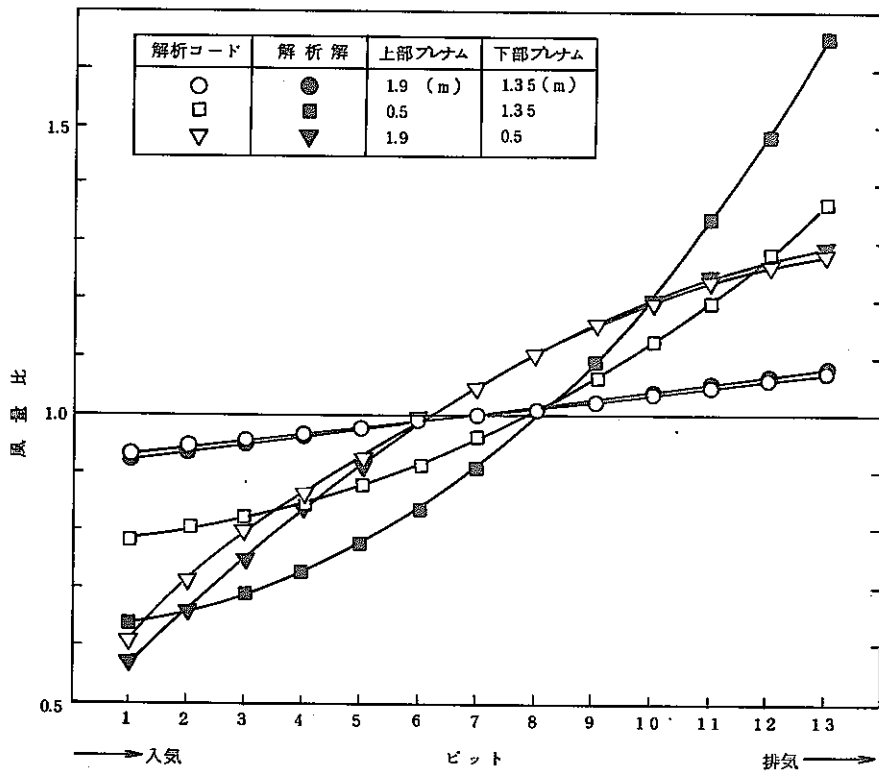


図 3.2.7 解析コードと解析解の比較

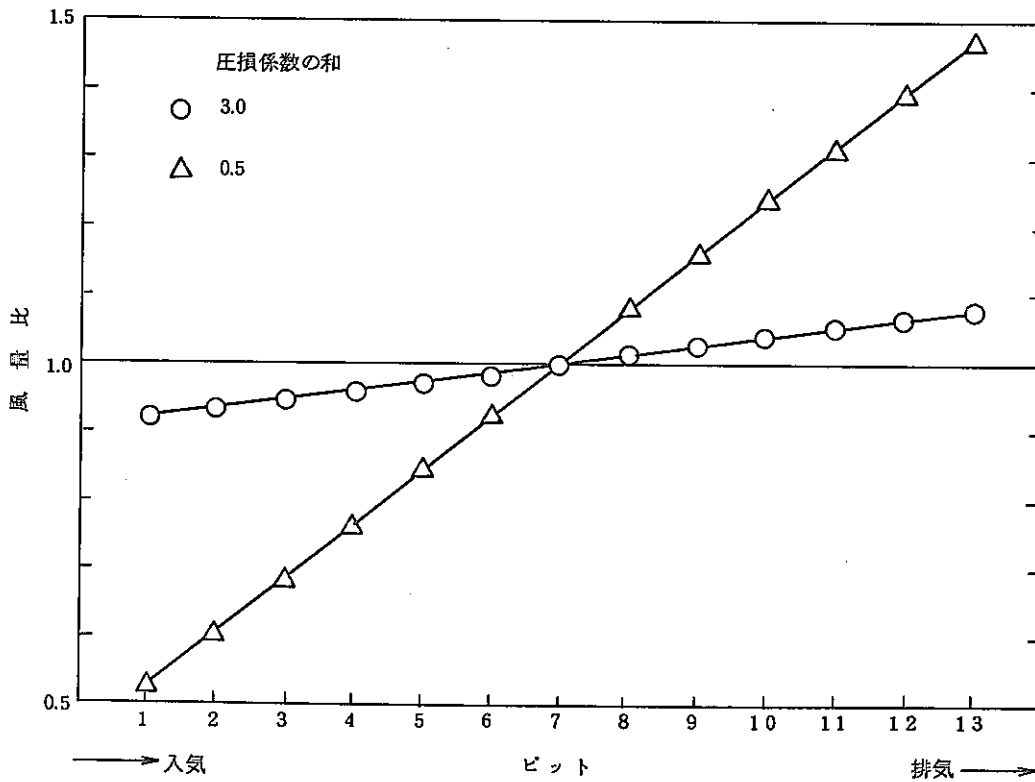


図 3.2.8 風量分配 (解析解による)

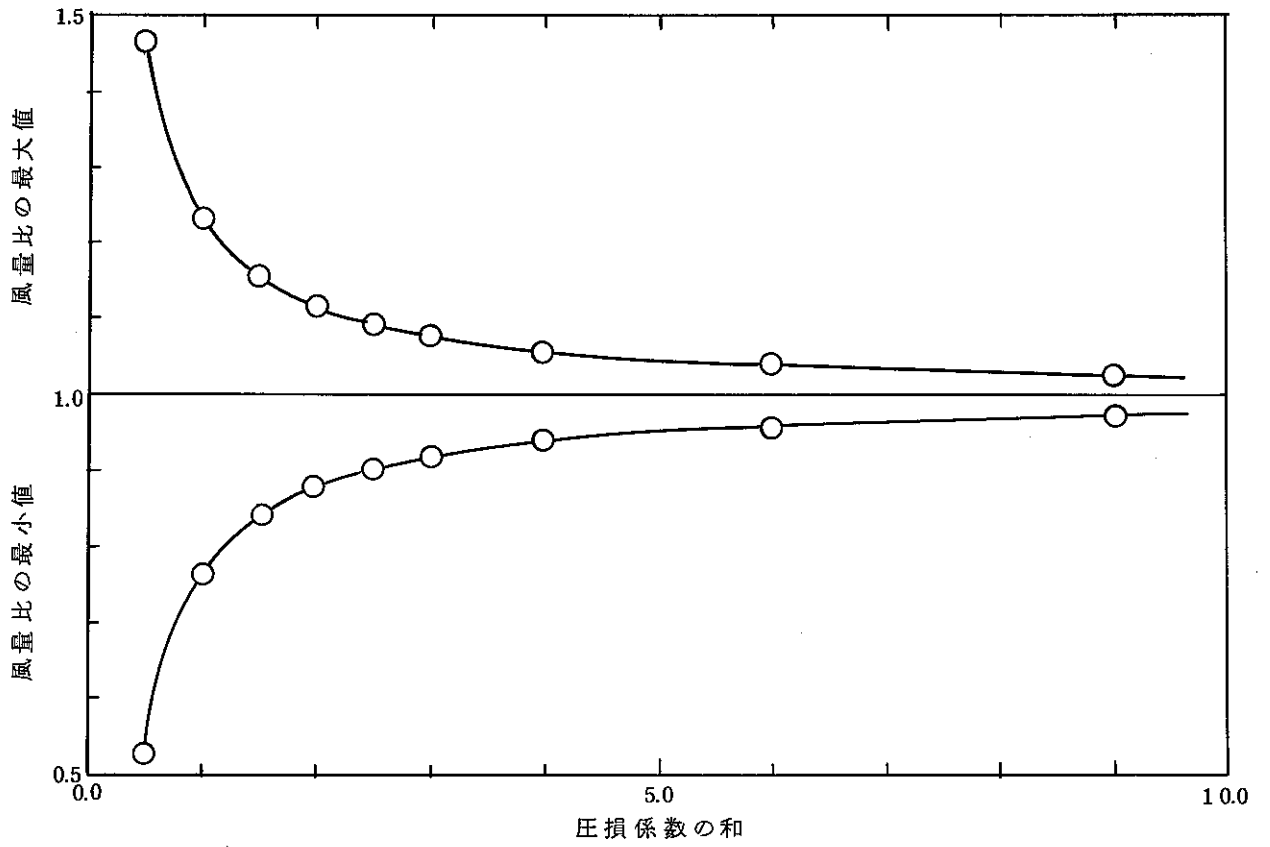
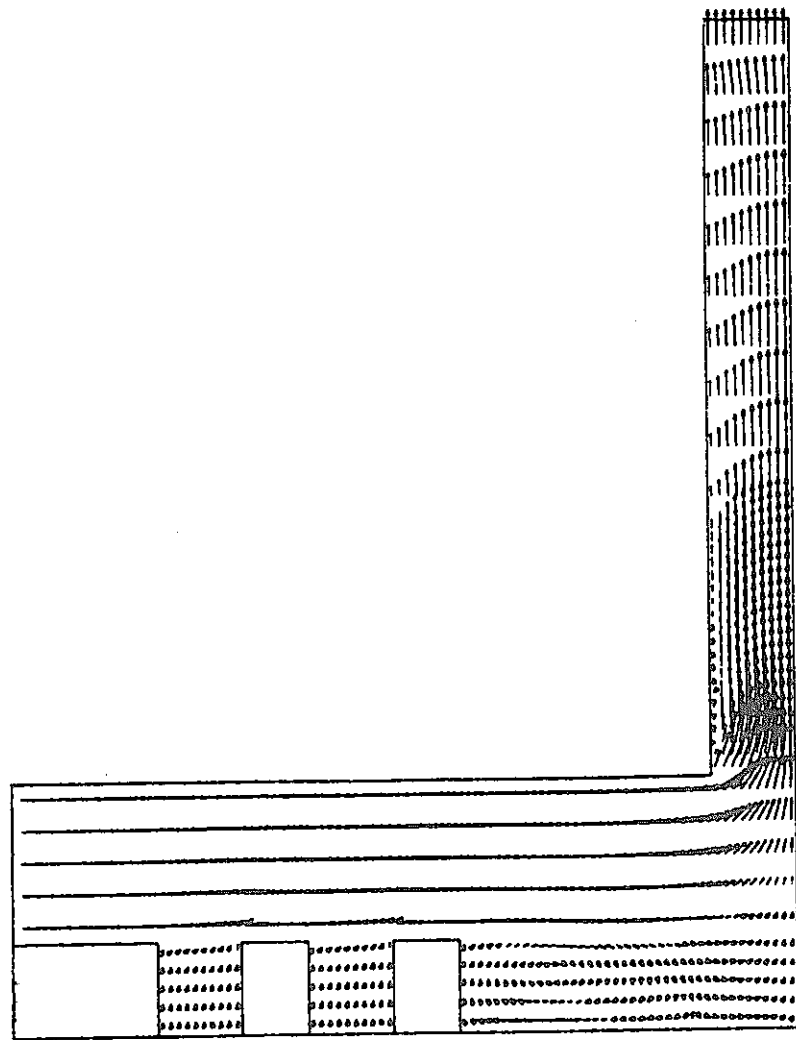
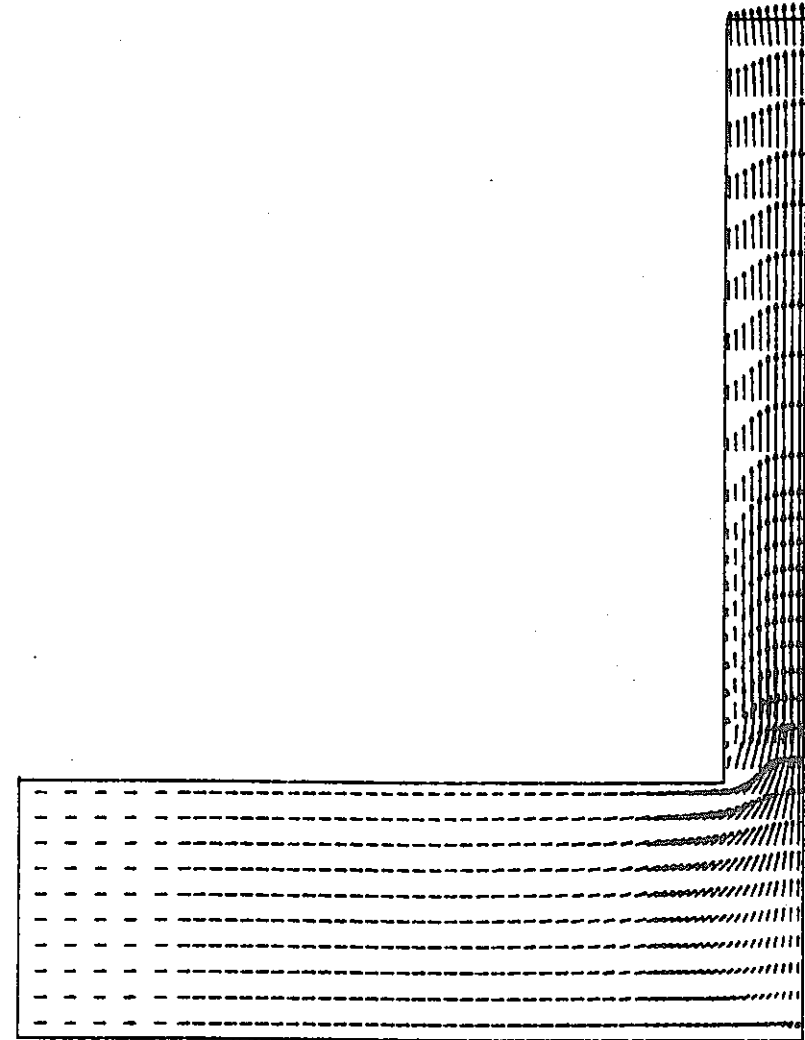


図 3.2.9 圧損係数による風量分配の変化(解析解による)

点である。ガイドがない場合は流れの様子は全体になめらかであり、上方の排気口の曲がり部で空気の流れは一樣ではなくなる。一方ガイドがある場合はガイドの後方でうずができています。またガイドがあるため、プレナムの断面積が実質的に小さくなっていて、排気口の曲がり部での様子が、ガイドがない場合に比べてやや違っています。実際にはガイドは3次元的な円錐形状をしているため、空気の大部分はガイドがない部分を通ることが予想されます。このためプレナム断面積が実質的に小さくなる事は考えにくい。以上よりガイドがあるために、上部プレナムの流れの様子が変わる事は少ない。



(ガイドがある場合)



(ガイドがない場合)

図 3.3.3 保管庫上部プレナム出口付近の流れ

3.3.2 上部プレナム部の流れ

保管庫のプレナム出口付近の構造は、図 3.1.4 に示すようになっていいる。保管庫は 2 種類あり、1 つは 13 行 4 列のピットがあり、他の 1 つは、13 行 3 列と 13 行 1 列に分離している。このようにピットの行の数が変わったときに、行方向に不均一な流量分配が生じる可能性があるので、保管庫の上部プレナム出口付近での流れの様子 SOLA により調べた。プレナムの横断面 2 次元面について、風量 10000 (Nm^3/hr)、16154 (Nm^3/hr)、23846 (Nm^3/hr) について調べたが、図 3.3.4 に風量 16154 (Nm^3/hr) の場合について示す。ピットから吹き出た空気は、流れの方向を横向きに変えてプレナム本流に合流する。空気はプレナム出口部で曲げられて排気ダクトに流れている。

この解析結果を用いて、プレナム出口から排気ダクト入口にかけての圧力損失係数を算定すると表 3.3.1 に示すように、およそ 0.40 となる。図 3.3.5 の各種曲がり管の圧損係数を示す。図 3.3.5 によると、圧損係数 0.4 となる曲がり管は、曲がり部がかなり丸くなっている。これは、図 3.3.4 に示すようにプレナムから排気ダクトへの曲がり形状は直角であるか、プレナム断面積が広いために、空気の流れは比較的ゆるやかに曲げられていることに対応していると考えられる。

PNC-SJ 199 84-20

表 3.3.1 プレナムとダクトの間の圧力損失係数

項目	流量 (Nm^3/hr)		
	10000	16154	23846
プレナム奥の圧力 (m^2/S^2)	0.25	0.63	1.39
ダクト入口部の圧力 (m^2/S^2)	-0.02	-0.06	-0.08
圧力差 (m^2/S^2)	0.27	0.69	1.47
ダクトの流速 (m/S)	1.157	1.870	2.760
圧力損失係数	0.40	0.39	0.39

(註) ここでは圧力の単位を (m^2/S^2) としている。

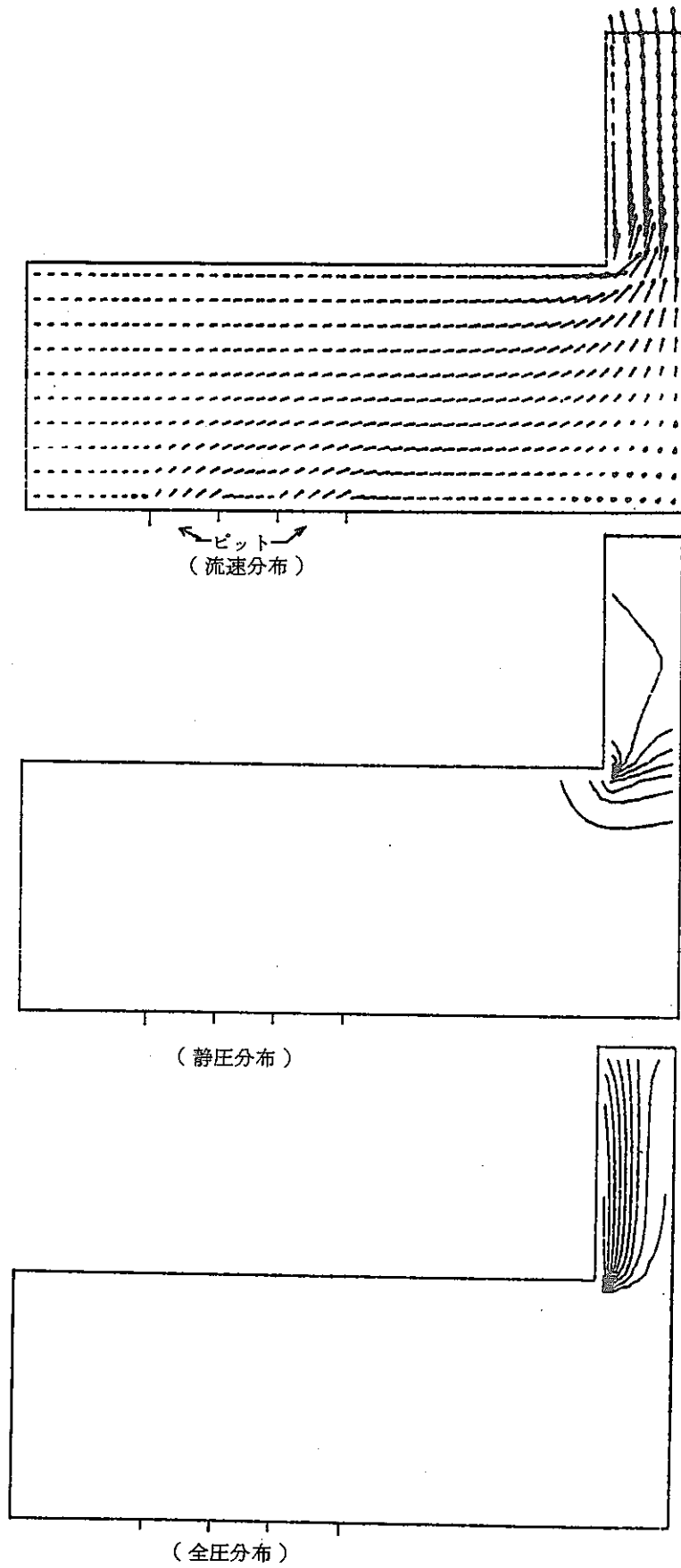
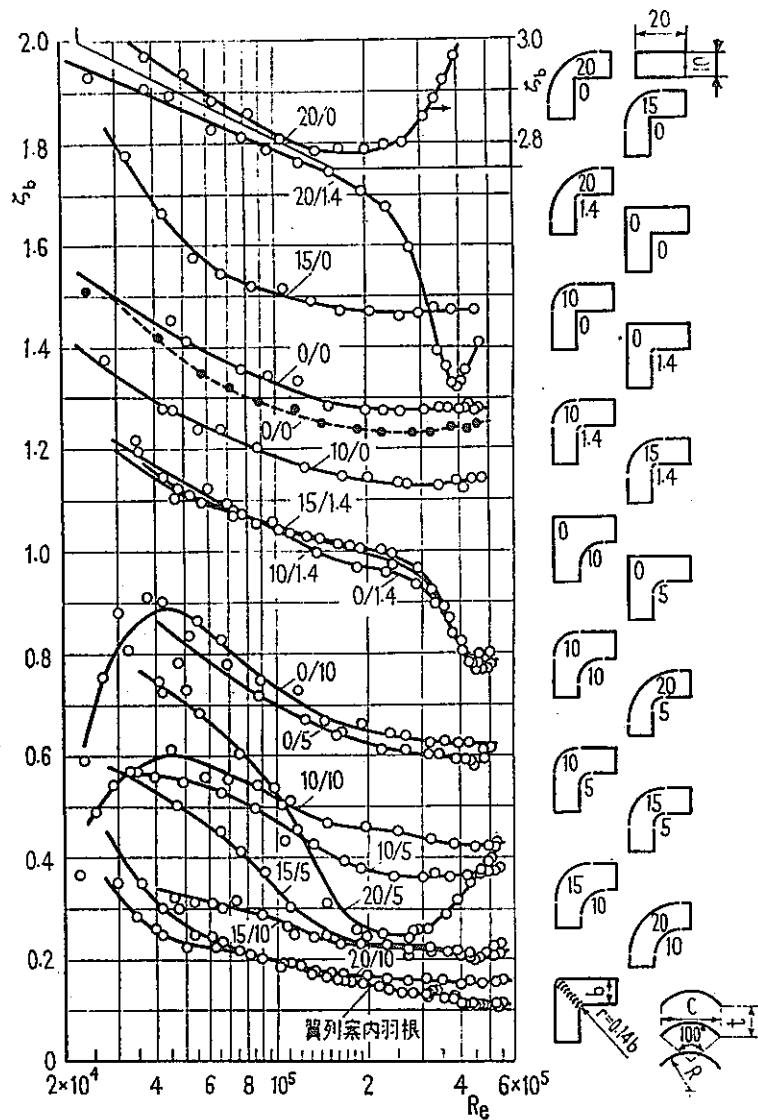


図 3.3.4 保管庫上部プレナム出口付近の流れ



$\theta=90^\circ$, 実線: $h/b=2$, 破線: $h/b=0.5$
 図中の数字は内外壁の曲率半径 cm

図 3. 3. 5 曲がり管の圧損係数 (「管路・ダクトの流体抵抗」による)

次に、排気ダクトを前方から見た 2 次元断面について、4 列ピットの場合と 3 列ピットの場合について調べた。流量は 4 列ピットの場合が $10000 \text{ (Nm}^3/\text{hr)}$ 、 $20000 \text{ (Nm}^3/\text{hr)}$ 、3 列ピットの場合が $7500 \text{ (Nm}^3/\text{hr)}$ 、 $15000 \text{ (Nm}^3/\text{hr)}$ であるが流れの様子はいずれの場合も同様であった。図 3. 3. 6 に流速分布図を示す。図 3. 3. 6 に示すように流路の中方向の流路分布は 4 列ピットの場合も、3 列ピットの場合もほとんど同様である。これは排気ダクトが、流路が狭くなる場所までおよそ 7 m と長いため、排気ダクトが狭くなることの影響が、排気ダクト入口までは及んでいないと考えられる。このことから、4 列ピットの場合も、3 列の場合も、流量は列方向に均一になっていると考えられる。

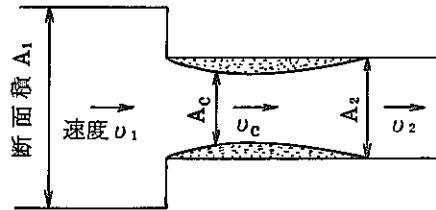
次に図 3. 3. 6 の解析結果から縮小部の圧力損失係数を算定する。表 3. 3. 2 に計算結果を示す。表 3. 3. 2 に示すように圧損係数は 4 列ピットの場合に 0.42、3 列ピットの場合に

0.37となっている。通常のゆるやかな縮小管では圧損係数は0.1以下である。また急激な縮小部では、流路断面積の比により変わるが、表3.3.3を用いて計算すると、4列ピットの場合で0.37、3列ピットの場合で0.35となる。

PNC-SJ 199 84-20

表 3.3.3 急縮小部の圧損係数（「管路・ダクトの流体抵抗」）

A_2/A_1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
C_c	0.61	0.62	0.63	0.65	0.67	0.70	0.73	0.77	0.84	1.00
ζ	0.41	0.38	0.34	0.29	0.24	0.18	0.14	0.089	0.036	0



このように解析結果は急な縮小部の圧損係数と同様な値となっている。

PNC-SJ 199 84-20

表 3.3.2 排気ダクトの圧損係数

項目	ピット 流量 (Nm ³ /hr)		3列ピット	
	10000	20000	7500	15000
ダクト入口圧力 (m ² /S ²)	1.00	3.97	0.73	2.92
ダクト出口圧力 (m ² /S ²)	-1.00	-3.95	-0.54	-2.10
圧力差 (m ² /S ²)	2.00	7.92	1.27	5.02
ダクトの流速 (m/S)	3.086	6.173	2.604	5.208
圧力損失係数	0.42	0.42	0.37	0.37

(注) ここでは圧力の単位を (m²/S²) としている。

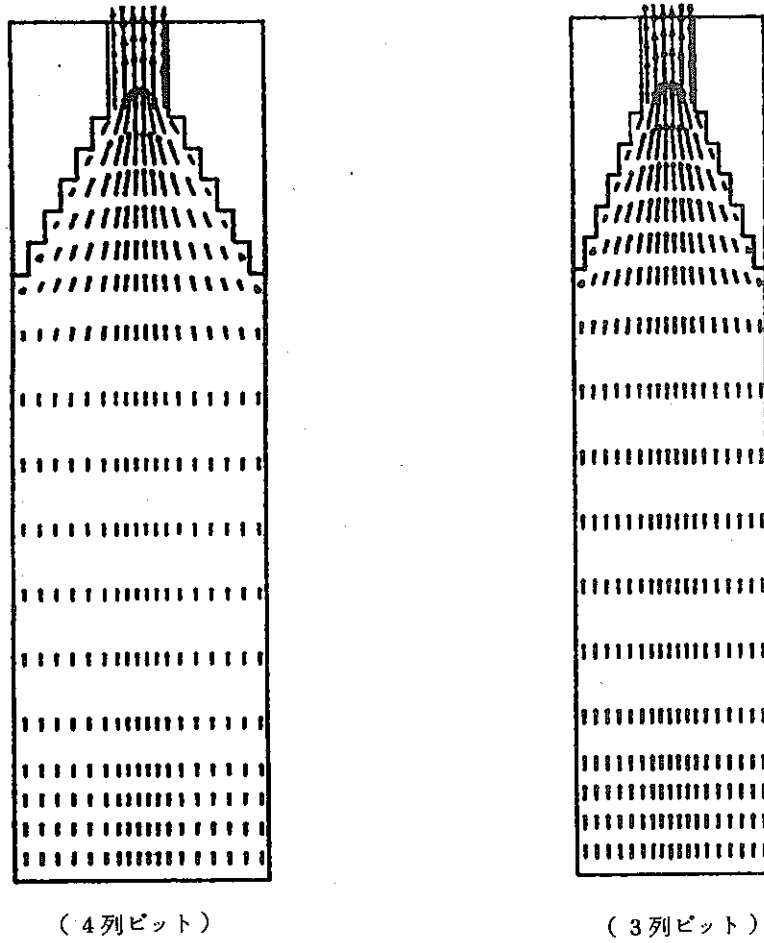


図 3.3.6 保管庫上部プレナム出口付近の流れ

3.4 定常状態伝熱解析

ここでは、保管庫にガラス固化体を収納したときの定常状態の伝熱特性を調べる。

3.4.1 計算方法

計算方法としては、風量と発熱量を変化させ、このときの各部の温度について調べる。発熱量は固化体作成時は1.44 (kW/CN)であるが、ここでは、その他に2.0 (kW/CN)、1.0 (kW/CN)、0.5 (kW/CN)について調べた。また風量は通常フロア2基を使用するが、ここではその他フロア1/4基、1/2基、1基について調べた。ここで、フロア1/4基、1/2基は低風量時を想定している。またフロア1基の風量は36355 (Nm³/hr)である。ピットは全て発熱ピットとした。

3.4.2 計算結果

計算結果として図3.4.1に風量分配を示す。図3.4.1ではフロア2基、発熱量1.44 (kW/CN)の場合を示してあるが、他の場合でもほぼ同様であった。図3.4.1をみると、風量比は入気側で最低値およそ0.93であり排気側で最高値およそ1.07である。

温度分布は風量が多いピットでは温度は低く、風量が少ないピットでは温度が高くなっていた。このときの温度分布を図3.4.2と図3.4.3に示す。図3.4.2に示すように通常運転時のフロア2基稼働時ではガラス最高温度はおよそ212℃となった。また図3.4.3に示すように、フロア1基ではガラス最高温度はおよそ248℃となった。

図3.4.4から図3.4.11に風量と発熱量を変化させたときのガラス固化体各部位の温度を示してある。図3.4.4から図3.4.7までは保管庫のなかで最高温度固化体について示してある。これは最も流量が小さく最も温度が高いピットの最上段固化体である。また、図3.4.8から図3.4.11までは保管庫のなかで最低温度固化体について示してある。これは最も流量が大きく、最も温度が低いピットの最下段固化体である。

3.4.3 簡便式

図3.4.4から図3.4.11の各部位の温度を最小自乗法を用いると次の簡便式を得る。

(ガラス温度)

$$T_{G \max} - T_0 = 3.83 \times 10^3 W^{0.875} M^{-0.305} \quad (3.4.1)$$

$$T_{G \min} - T_0 = 1.69 \times 10^3 W^{0.902} M^{-0.239} \quad (3.4.2)$$

(キャニスター温度)

$$T_{C \max} - T_0 = 5.76 \times 10^4 W^{0.879} M^{-0.633} \quad (3.4.3)$$

$$T_{C \min} - T_0 = 3.31 \times 10^4 W^{0.914} M^{-0.613} \quad (3.4.4)$$

(ピット温度)

$$T_{P \max} - T_0 = 3.40 \times 10^6 W^{1.08} M^{-1.11} \quad (3.4.5)$$

$$T_{P \min} - T_0 = 1.72 \times 10^7 W^{1.18} M^{-1.38} \quad (3.4.6)$$

(空気温度)

$$T_{Amax} - T_o = 6.06 \times 10^5 W^{0.987} W^{-0.976} \quad (3.4.7)$$

$$T_{Amin} - T_o = 6.85 \times 10^5 W^{0.998} W^{-0.992} \quad (3.4.8)$$

ここで、

T_{Gmax} : 最高温度固化体のガラス最高温度 (°C)

T_{Gmin} : 最低温度固化体のガラス最高温度 (°C)

T_{Cmax} : 最高温度固化体のキャニスター温度 (°C)

T_{Cmin} : 最低温度固化体のキャニスター温度 (°C)

T_{Pmax} : 最高温度固化体のピット温度 (°C)

T_{Pmin} : 最低温度固化体のピット温度 (°C)

T_{Amax} : 最高温度ピットの空気出口温度 (°C)

T_{Amin} : 最低温度ピットの空気出口温度 (°C)

T_o : 外気温度 (計算は 30 °C で行った)

W : 発熱量 (kW / CN)

M : 風量 (Nm³ / hr)

ただしフロア 1 基は 36355 (Nm³ / hr) であり、 2 基では 72710 (Nm³ / hr) である。

図 3.4.4 から図 3.4.11 には上記の簡便式の値を破線で示した。また計算では外気温度を 30 °C に設定したが、外気温度が変化したときはその分だけ各部の温度が変化すると考えられる。

PNC-SJ 199 84-20

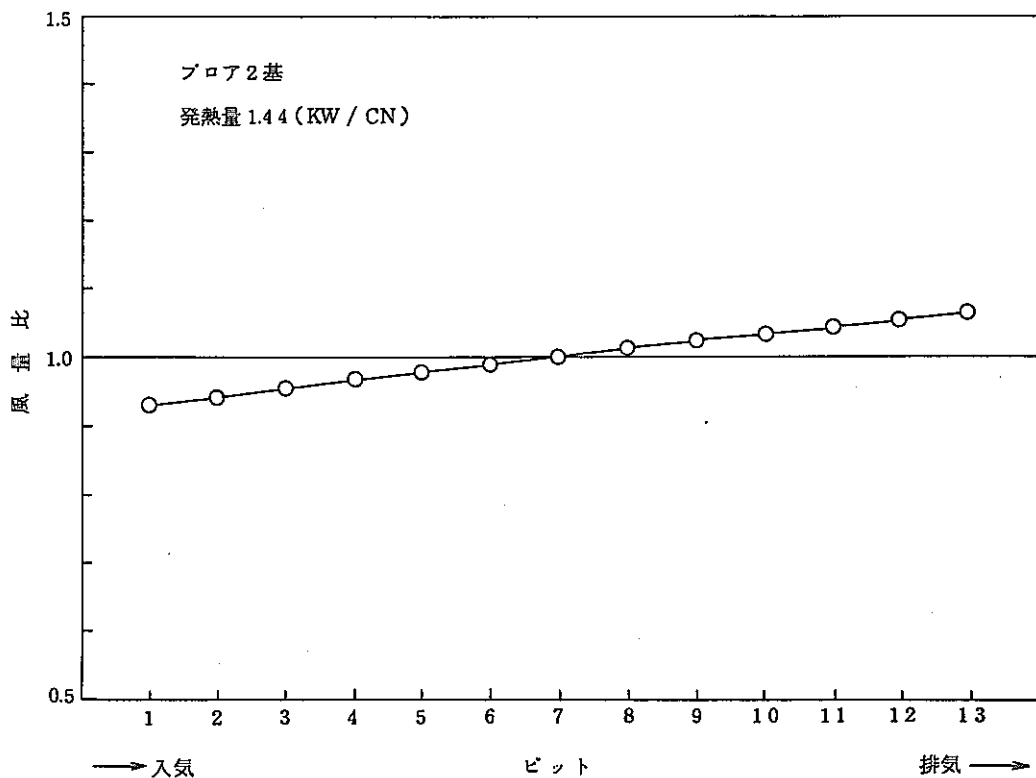


図 3.4.1 保管庫の風量分配

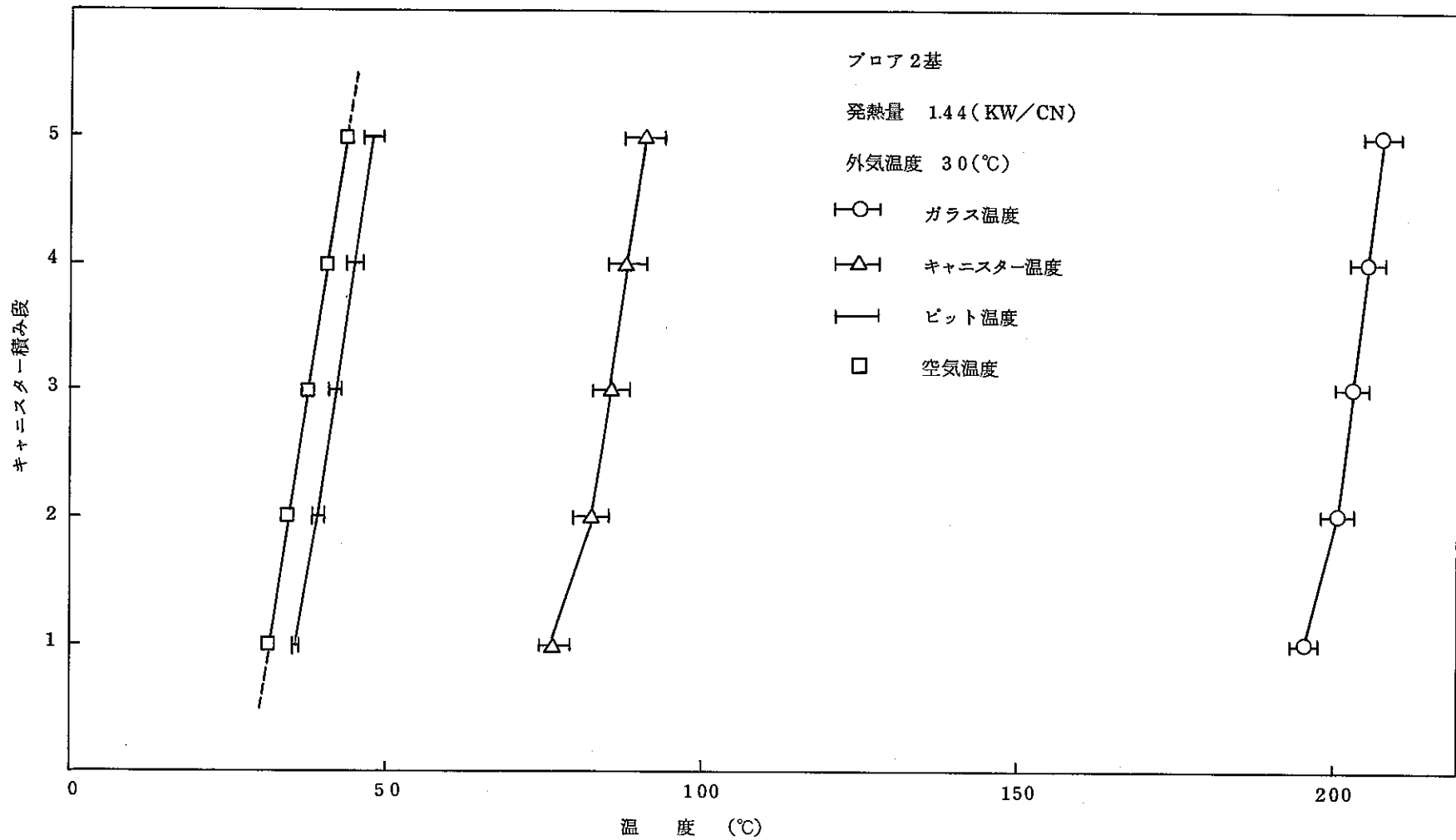


図 3.4.2 保管庫の温度分布 (フロア2基)

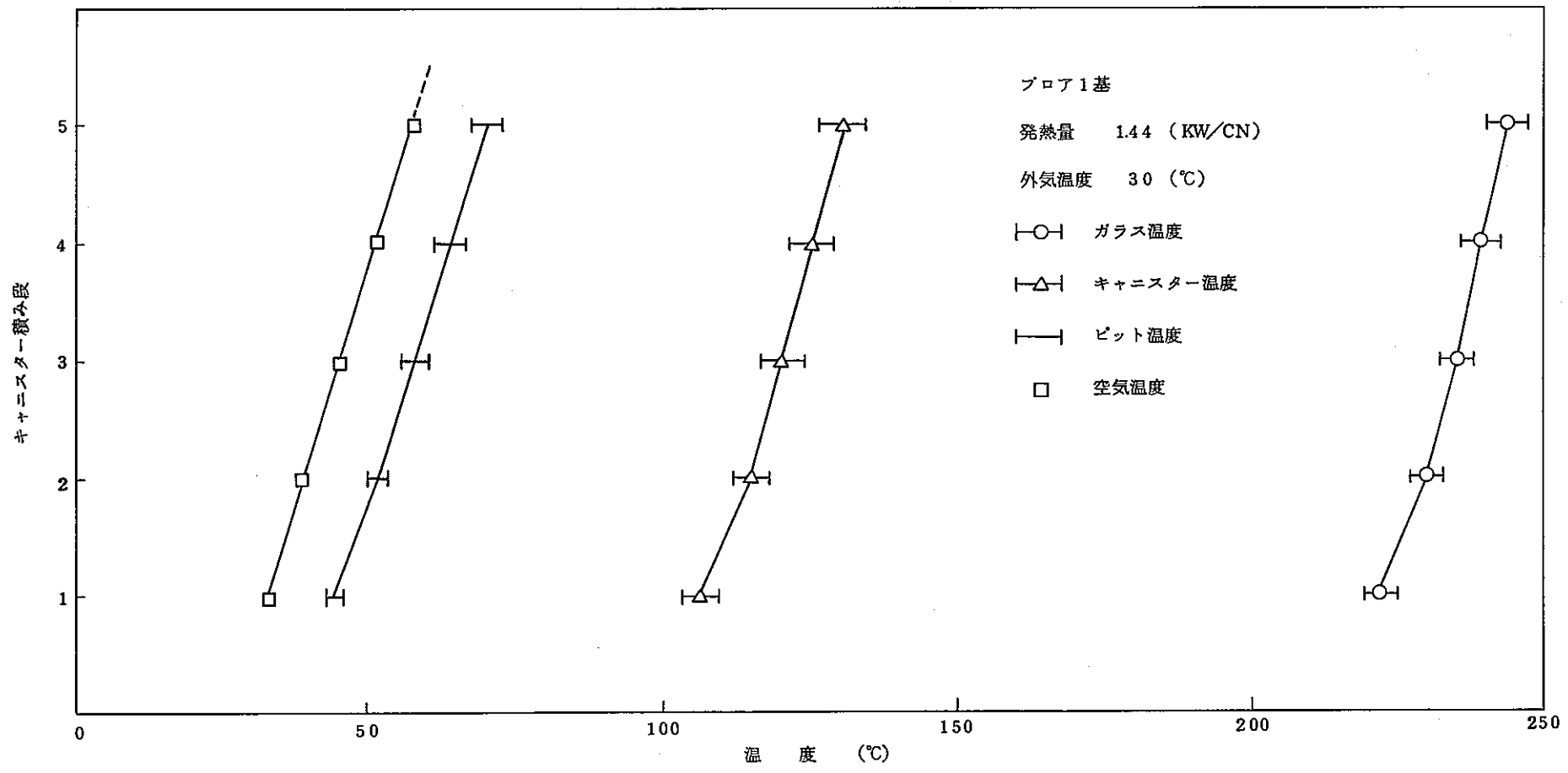


図 3.4.3 保管庫の温度分布 (フロア2基)

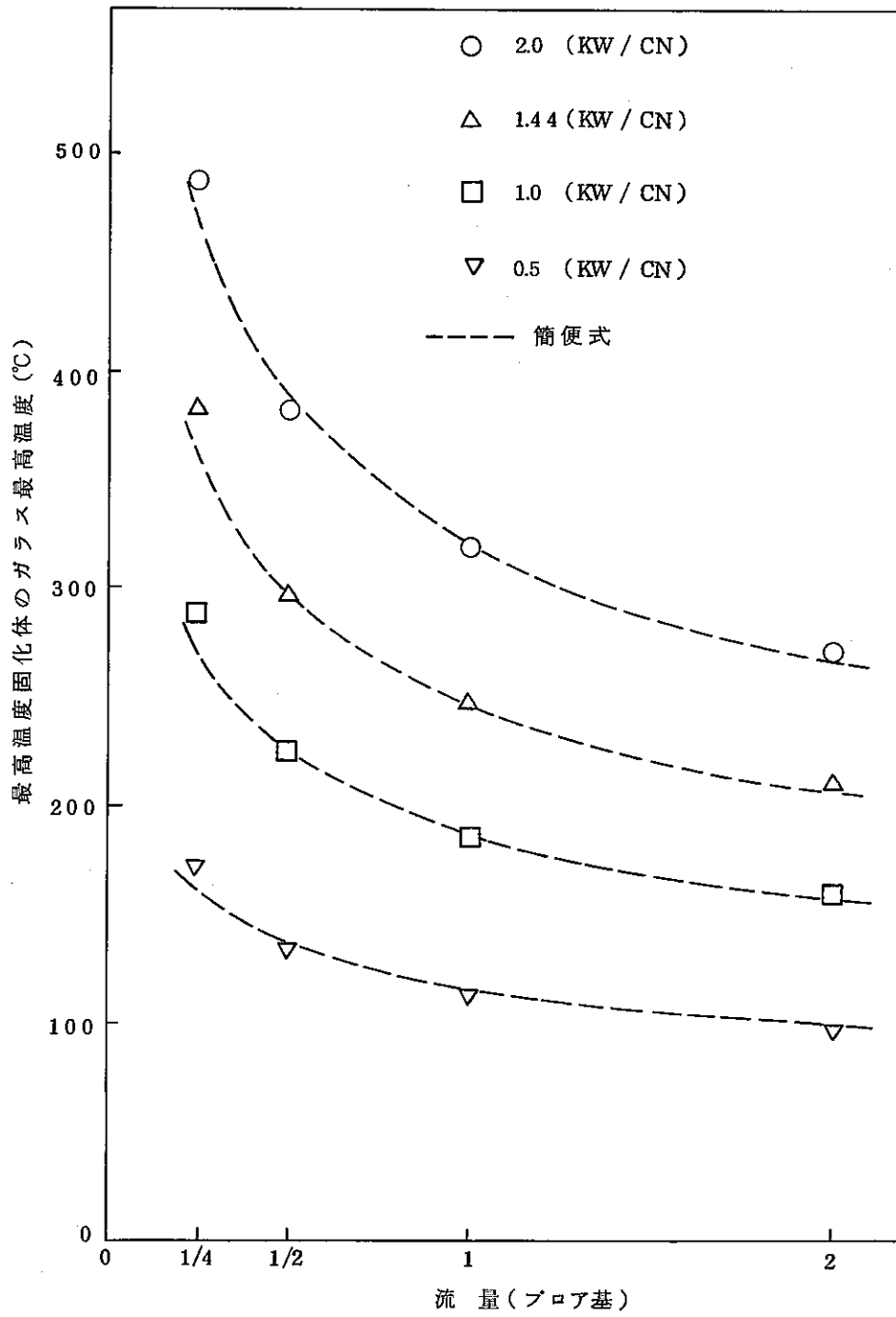


図 3.4.4 最高温度固化体のガラス最高温度

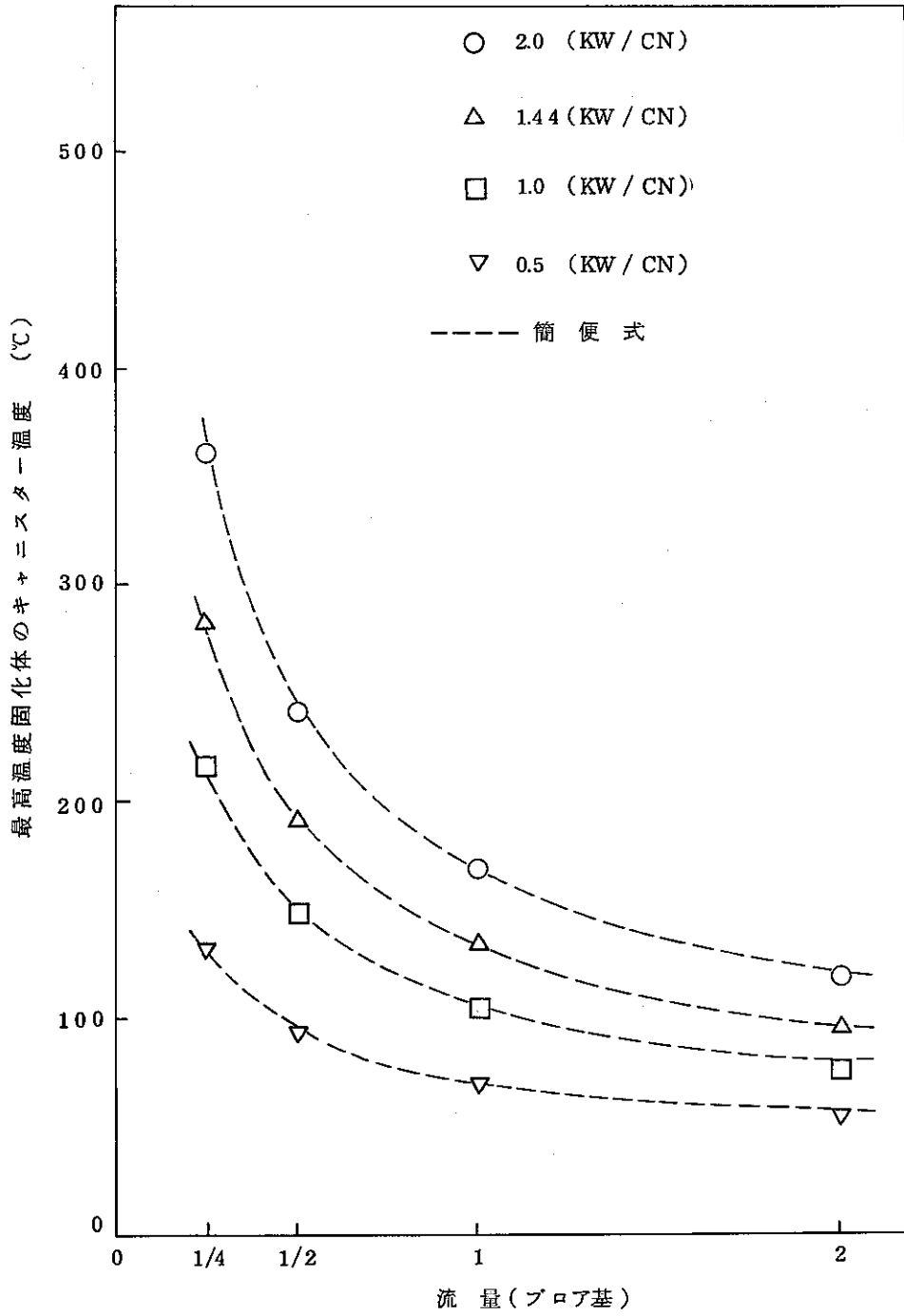


図 3.4.5 最高温度固化体のキャニスター温度

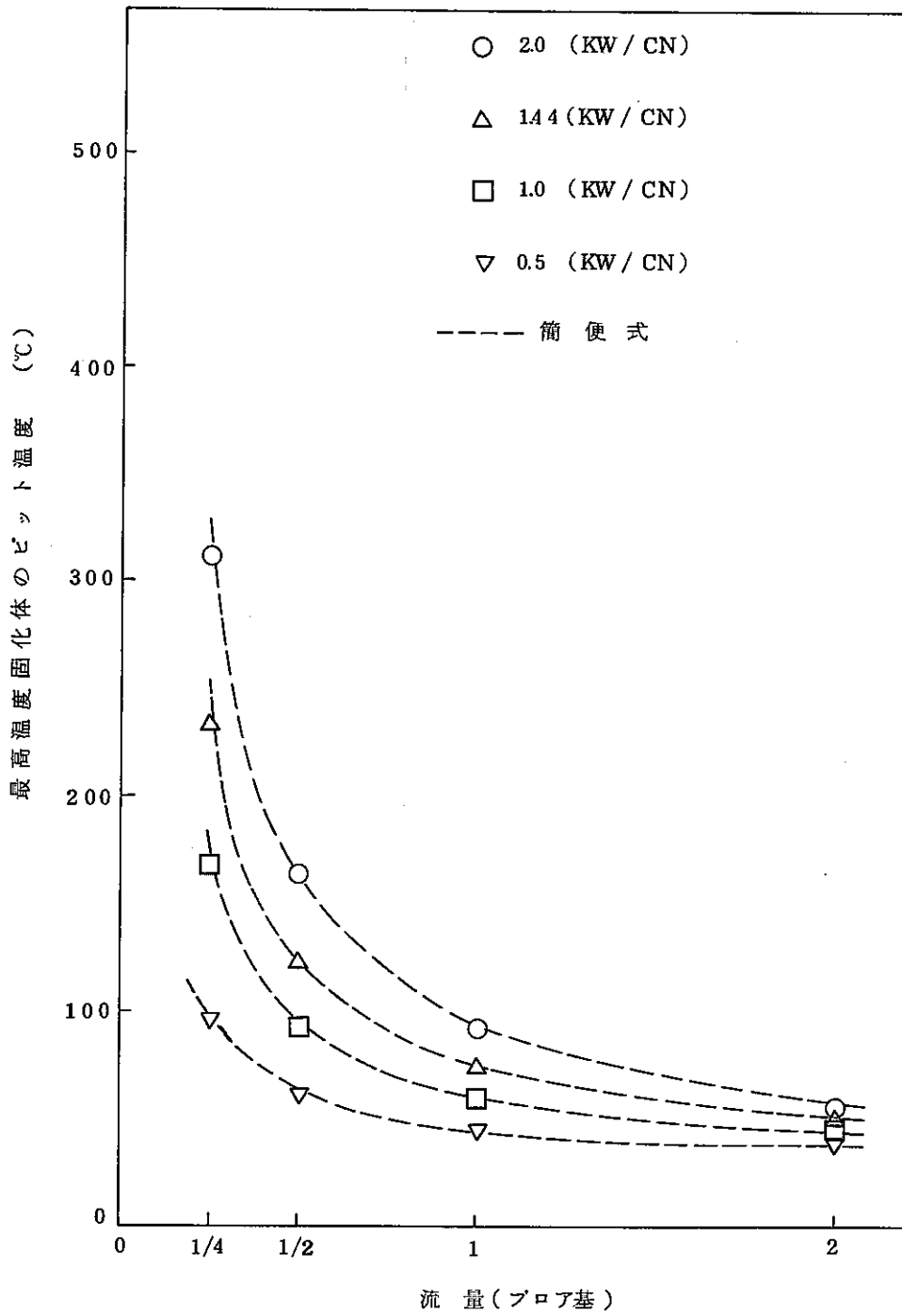


図 3.4.6 最高温度固化体のピット温度

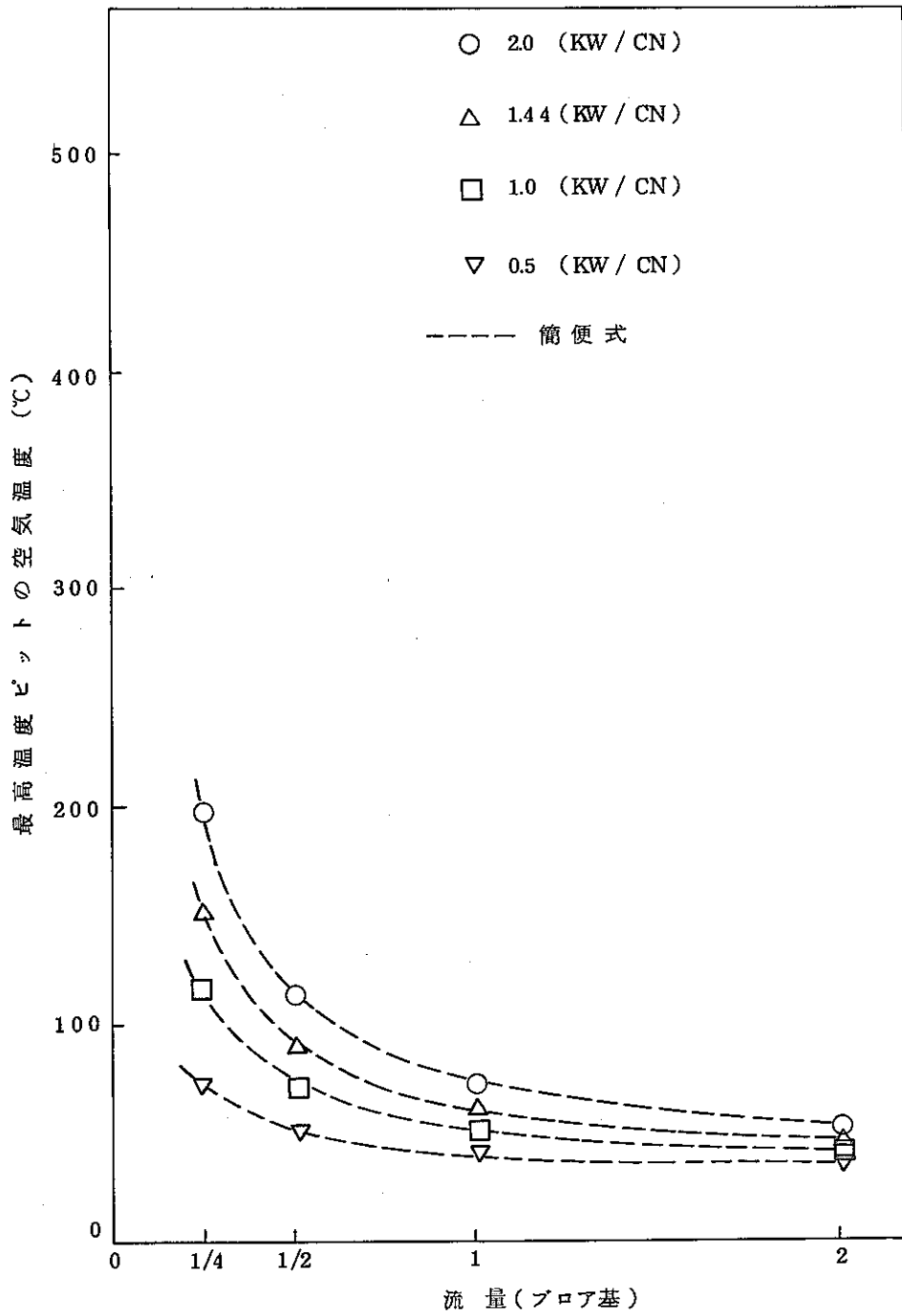


図 3.4.7 最高温度ピットの空気温度

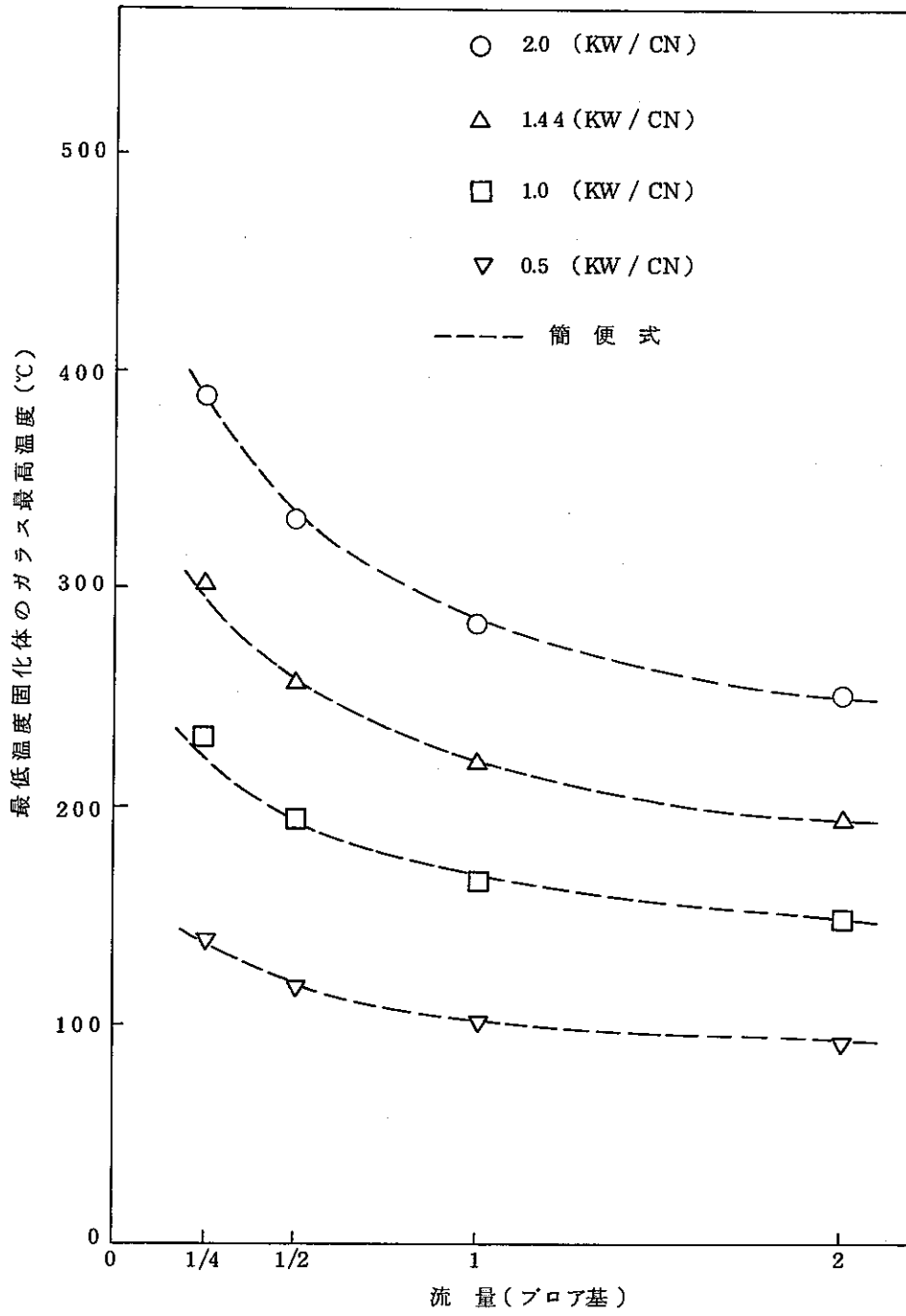


図 3.4.8 最低温度固化体のガラス最高温度

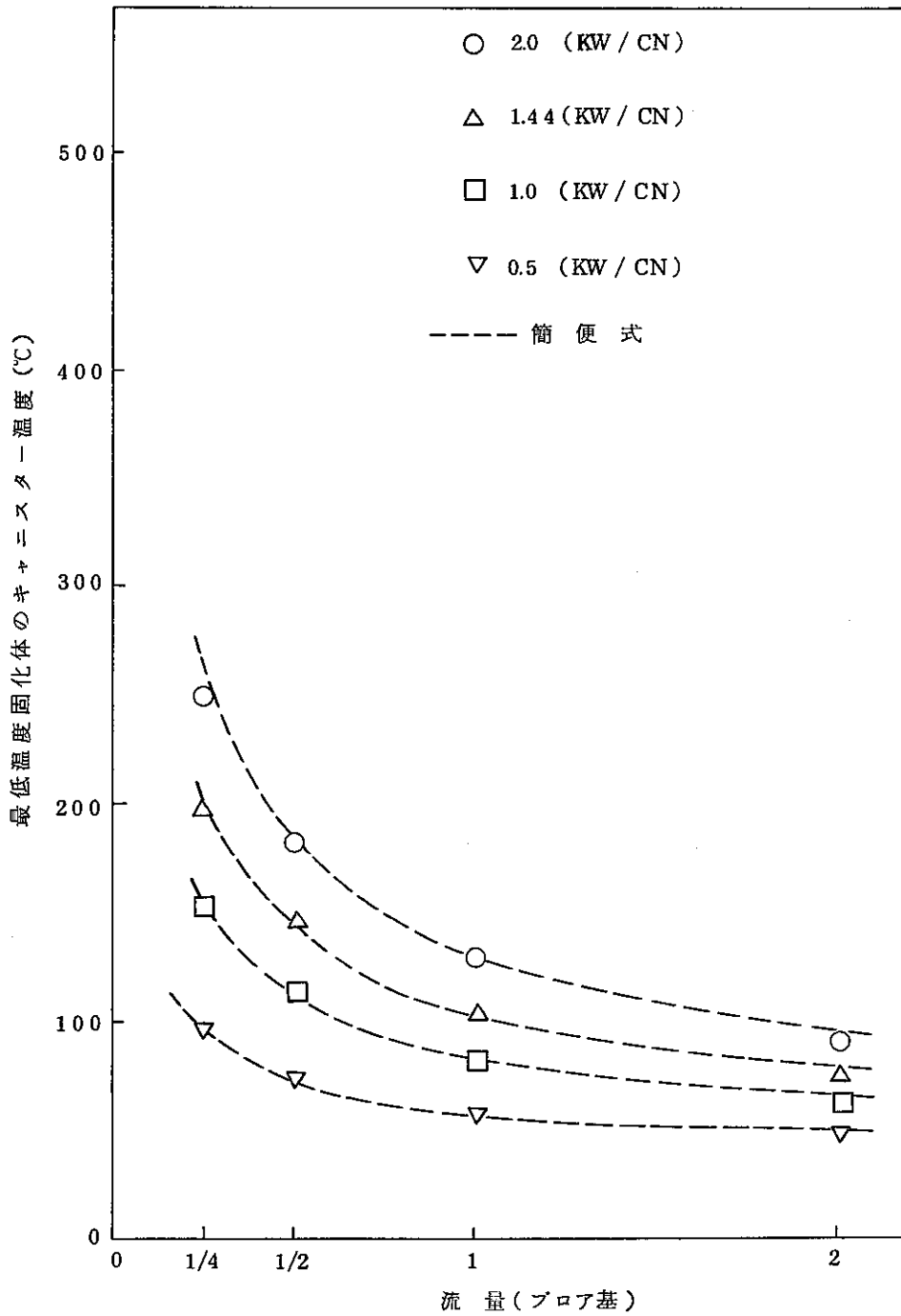


図 3.4.9 最低温度固化体のキャニスター温度

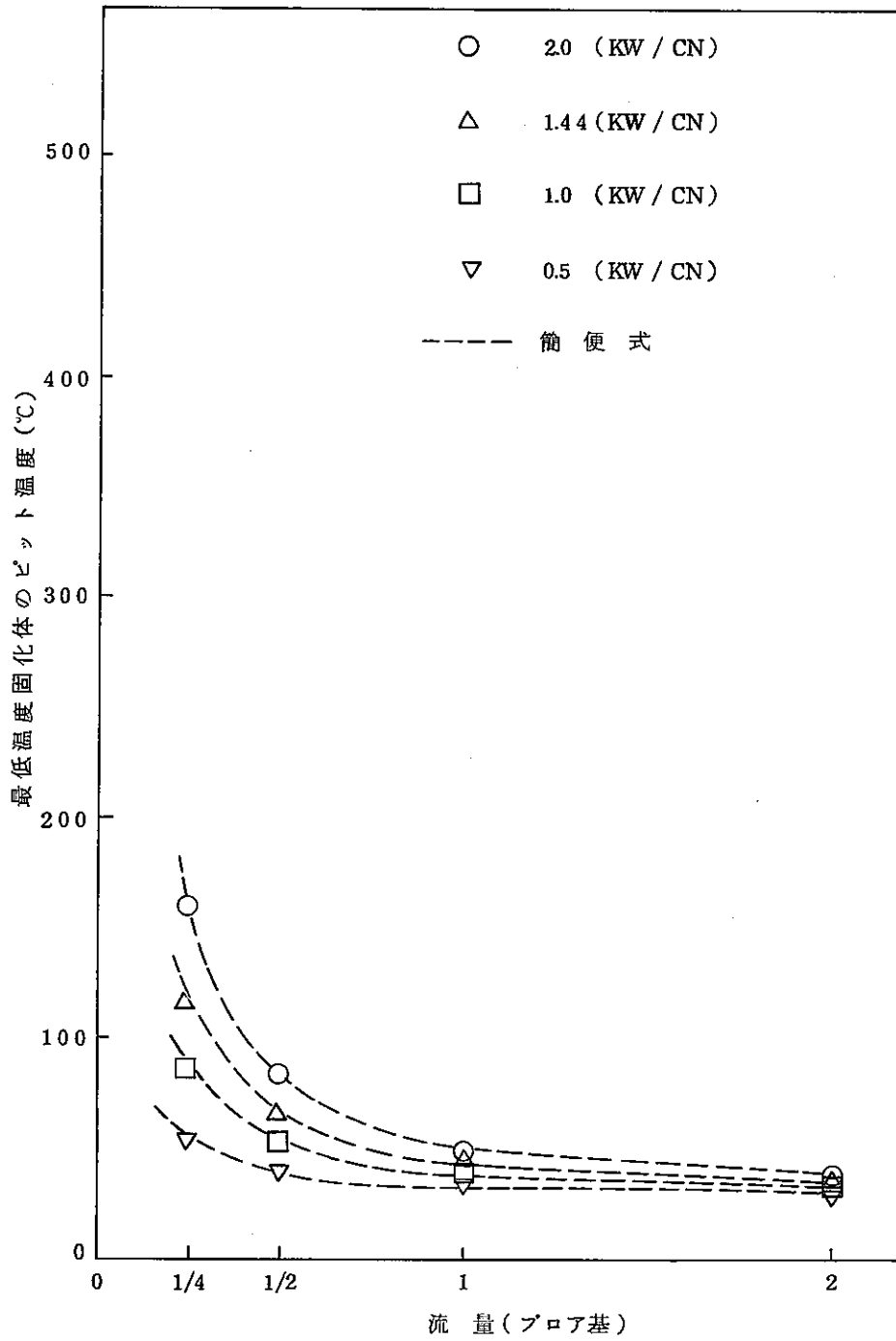


図 3.4.10 最低温度固化体のビット温度

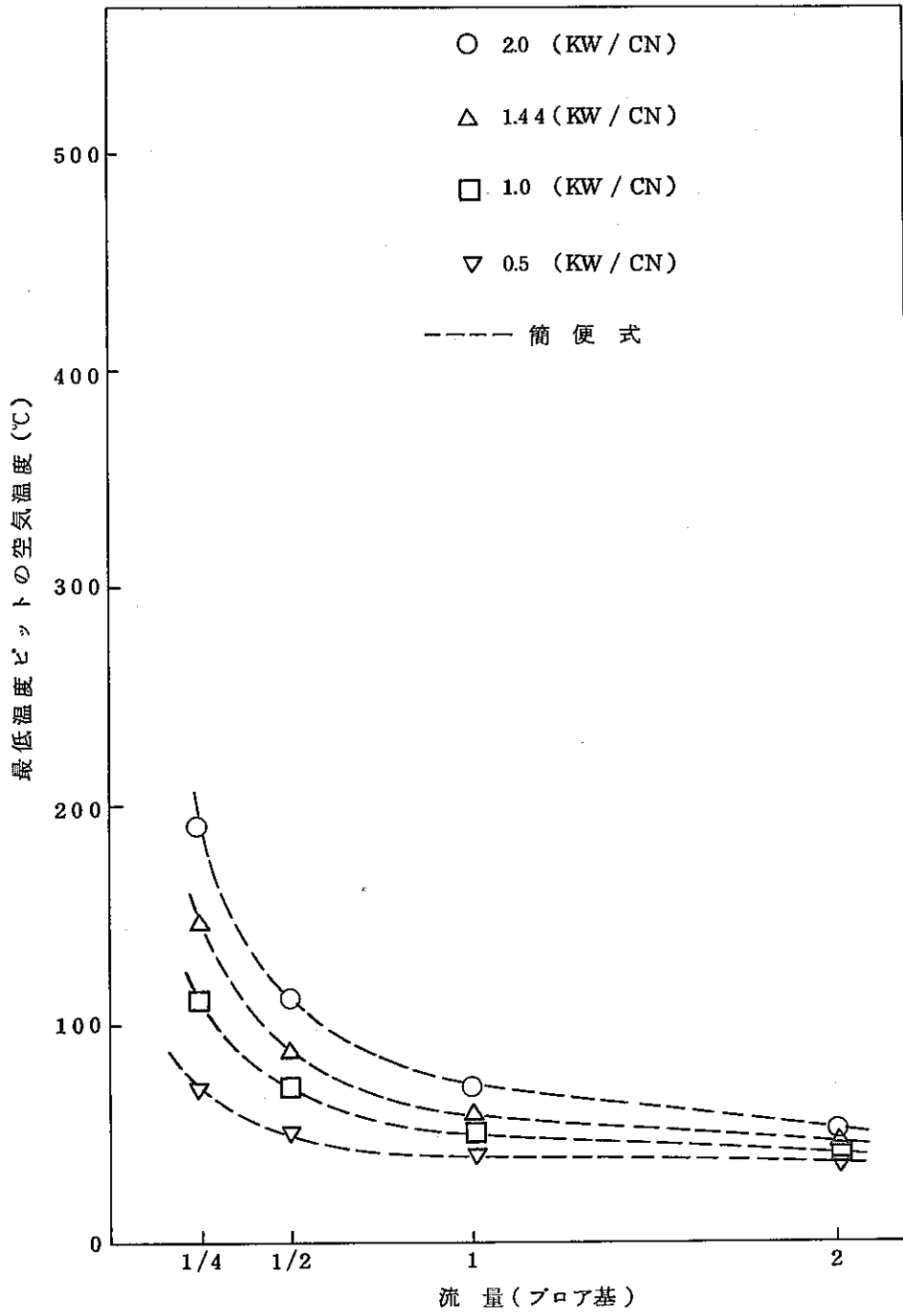


図 3.4.1.1 最低温度ピットの空気温度

3.4.4 解析コードの比較

ここでは本解析コード（FLOSTコード）と狭隘路冷却コード（CRESTコード）の比較をする。狭隘路冷却コードは1つのピットについての解析コードであり、昭和55年度より開発し、昭和56年度に完成したコードである。1つのピット内のガラス固化体を有限要素法により離散化し、ガラス固化体の温度分布を把握できる。

一方本解析コードは貯蔵施設全体を取り扱うため、ピット内をモデル化し、1つのガラス固化体に対して1組の計算点のみで代表している（図3.1.7参照）。さらにガラス中心の温度はガラス固化体を無限長円柱であると仮定して計算を行っている。そこで、ここではこのモデル化の妥当性を検討する。

発熱量1.44（kW/CN）風量はブローア2基（72710Nm³/hr）、発熱ピットは4行13列の場合について調べる。この場合、本解析コードの計算結果によると最小風量ピットの風量比は0.929961であり風量は1300.3（Nm³/hr）（0.4519kg/sec）であった。そこでこの風量を狭隘路冷却コードの入力データとして計算した。狭隘路冷却コードの計算結果として温度分布図を図3.4.12に、高さ方向の温度分布を図3.4.13に、各部の温度を表3.4.1に示す。

表3.4.1に示すように両コードによる計算結果は常に本解析コードの方が少し高めの温度になっている。ガラス中心では最大6℃ほど本解析コードの方が高くなっている。これは本解析コードではガラス固化体を無限長円柱であるとしているので固化体の上部下部方向への熱の逃げが考慮されていないためである。

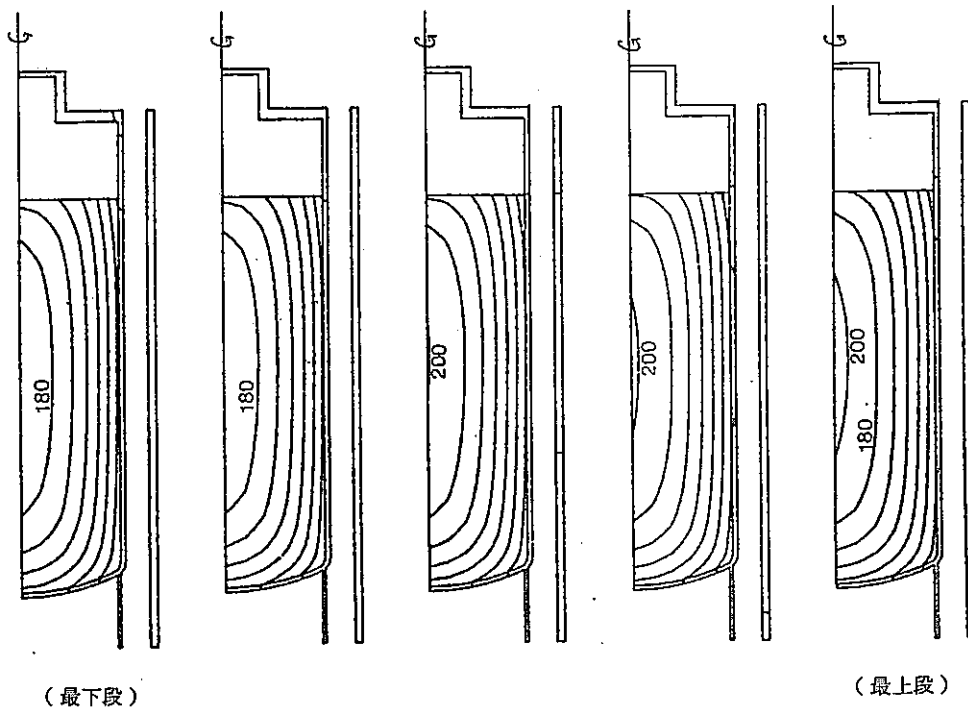
以下により、本解析コードによる計算では、固化体を詳細に計算した結果よりも常に少しだけ高めの温度を得る事になる。

図3.4.12に示すようにガラス固化体の温度分布は、固化体の中央部付近で最高温度になり、等温度線はほぼだ円状になっている。また図3.4.13に示すように、各部の高さ方向温度分布は、各段ともほぼ同様な分布をしており、上段になるほど高温になっている。またキャニスターの下部まで温度が少し高くなっているところがある。これは固化体下部の熱がキャニスター底面のステンレス部分を伝わって外部に逃げるため、キャニスター下部のスカート部が少し高温になると考えられる。

表 3.4.1 解析コードの比較

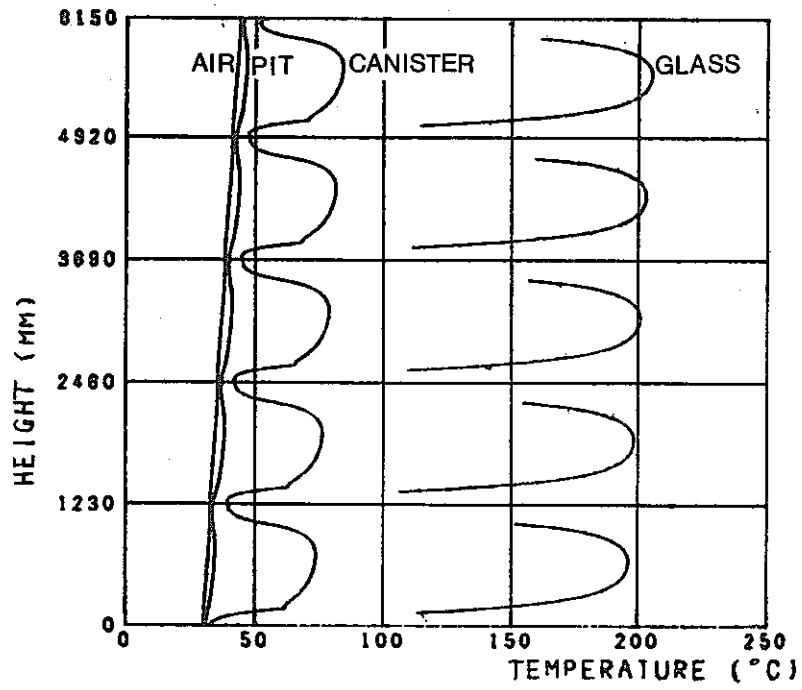
部 位	キャニスター 積み段 (※)	本解析コードに よる 温度 (°C)	狭 隘 路 冷 却 コードによる温度(°C)
ガラス中心	1	211.2	205.3
	2	208.6	202.9
	3	206.0	200.7
	4	203.5	198.5
	5	197.7	196.3
キャニスター	1	94.5	83.8
	2	91.5	81.2
	3	88.6	78.7
	4	85.8	76.1
	5	79.3	73.6
ピ ッ ト	1	49.7	46.3
	2	46.5	43.5
	3	43.3	40.7
	4	40.1	37.9
	5	36.3	34.1

(※) 最上段から数えて1、2、3、4、5とした。



1.44 (kW/CN)、プロア2基

図 3.4.12 保管庫のガラス固化体温度分布 (狭隘路冷却コードによる)



1.44 (kW/CN)、プロア2基

図 3.4.1.3 保管庫のガラス固化体温度分布
(狭隘路冷却コードによる)

3.5 キャニスター収納パターンの解析

ここではキャニスター収納時の解析としてキャニスターの収納状態による冷却特性を調べる。解析ケースは全て空ピットの場合を含めて計5ケースとした。ただし全部実ピットの場合は3.4章を参照とする。

3.5.1 計算ケースと計算条件

キャニスター収納のパターンとしては図3.5.1に示すように計5ケースとした。空ピットのオリフィスによる圧損係数としては2.5.2章で示したように文献による値を用いた。この場合管の速度で表わすと圧損係数は1.3.4.6となる((2.5.6)式参照)。ただし2.5.3章で示したように冷却システム試験結果をみると空ピットのオリフィスの圧損係数は、文献から得た値のおよそ2倍程度の値になっていると考えられる。そこで、ここでは実機の場合も文献から得られる値より大きいと考えて、圧損係数として2.0.0と3.0.0の場合について調べた。風量はプロア2基、発熱量は1.4.4(kW/CN)とした。

3.5.2 計算結果

図3.5.2に全て空ピットの場合(ケースI)の計算結果を示す。図3.5.2に示すように圧損係数が大きくなる程風量分配は均一になってくる。これは分岐合流圧損の影響が少なくなってくるからと考えられる。

図3.5.3に排気側の4行4列が空ピットの場合(ケースII)の風量分配を示す。図3.5.3に示すように空ピットのオリフィスの圧損係数を1.3.4.6とすると空ピットの方の風量比は1.1.7~1.2.2となり実ピットの風量比0.8.6~0.9.5と比べて大きくなる。圧損係数を大きくすると空ピットの風量比はしだいに小さくなる。2.5.3章で示したように空ピットのオリフィスの圧損係数は文献から得た値のおよそ2倍であった事を考えると、空ピットへの風量比は実ピットと同程度であると考えられる。図3.5.4に示したように入気側の風量が少ないので、図3.5.4では入気側の温度が高くなっている。図3.5.4に示すように圧損係数が1.3.4.6のときに最高温度キャニスターのガラス中心温度はおよそ21.4.5℃になる。圧損係数を変えた場合でも温度はそれほど変化しない事がわかる。また図3.4.2に示したように全て実ピットの場合にはガラス中心温度はおよそ21.2.0℃になり、この場合と大きな違いは見られない。

図3.5.5に入気側の4行4列が空ピットの場合(ケースIII)の風量分布を示す。この場合も図3.5.3(ケースII)と同様に圧損係数が大きくなると空ピットと実ピットの風量分配は同じ程度になっている。表2.5.1に示したように空ピットのピット内の圧損は実ピットに比べておよそ半分である。そこで空ピットのオリフィスの圧損係数を文献値のおよそ2倍にすると実ピットと同程度になる事からも予想される。図3.5.6にこのときの温度分布を示す。図3.5.6に示すように圧損係数が1.3.4.6のときの最高温度はおよそ21.2.0℃になり、圧損係数を変化させてもそれほど変わらない。

図3.5.7に発熱ピットが1行1.3列で他の空ピットの場合(ケースIV)の風量分布を示

す。空ピットのオリフィスの圧損係数は $\zeta = 1.346$ とした。図 3.5.7 に示すように空ピットの方が発熱ピットより風量が多くなる。空ピットの平均風量はおよそ $1460 \text{ (Nm}^3/\text{hr)}$ で発熱ピットの平均風量はおよそ $1210 \text{ (Nm}^3/\text{hr)}$ であった。図 3.5.7. に示すように発熱ピットの最低風量比はおよそ 0.79 となる。この場合の温度分布を図 3.5.8 に示す。図 3.5.8 に示すようにガラス中心温度は最高およそ $219 \text{ (}^\circ\text{C)}$ となる。図 3.4.2 に全て発熱ピットの場合の温度分布を示してあるが、この場合の最高温度はおよそ $211 \text{ (}^\circ\text{C)}$ であり、図 3.5.8 の方がおよそ $8 \text{ (}^\circ\text{C)}$ だけ高くなっている。このように全て発熱ピットの場合と比べて1行だけ発熱の場合は風量は小さくなるが、温度の上昇は少ない。さらにこの場合は圧損係数として文献から得た値を用いており、実際には、この温度上昇はさらに少ないと考えられる。

図 3.5.9 に発熱ピットが3行13列で他は空ピットの場合(ケースV)の風量分布を示す。この場合の空ピットの平均風量はおよそ $1610 \text{ (Nm}^3/\text{hr)}$ であり、発熱ピットの平均風量はおよそ、 $1328 \text{ (Nm}^3/\text{hr)}$ であった。またこのときの温度分布を図 3.5.10 に示す。図 3.5.10 に示すように、このときのガラス最高温度はおよそ $214 \text{ (}^\circ\text{C)}$ であり、全て発熱ピットの場合の最高温度(図 3.4.2 参照) $211 \text{ (}^\circ\text{C)}$ よりおよそ $3 \text{ (}^\circ\text{C)}$ 上昇している。このように、この場合も温度上昇は少ない。

PNC-SJ 199 84-20

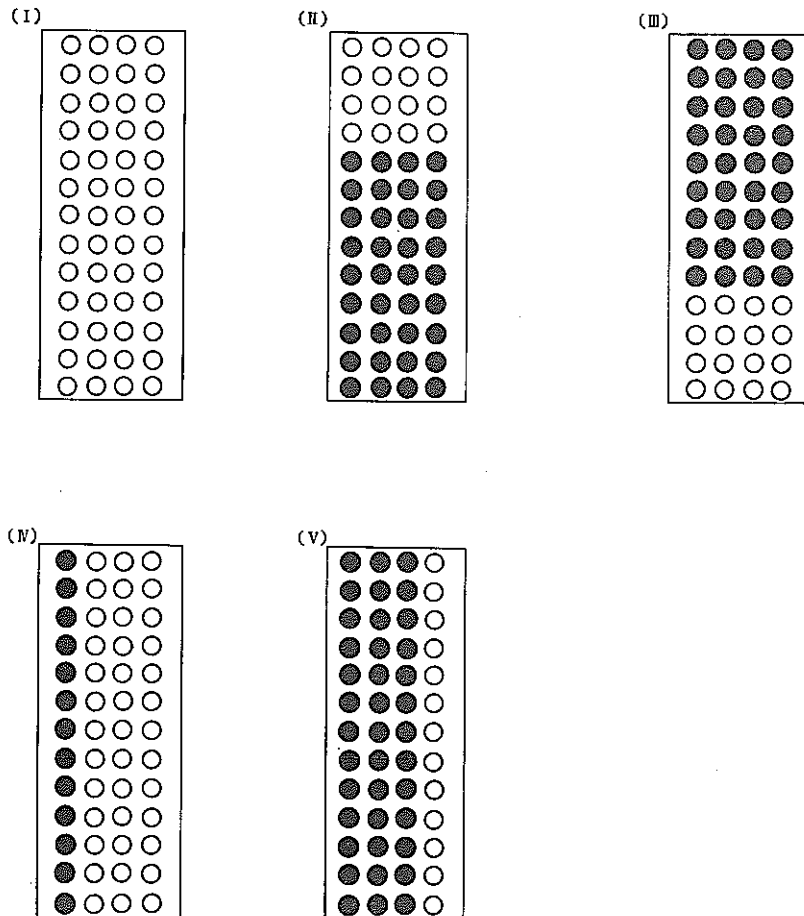


図 3.5.1 キャニスター収納パターン

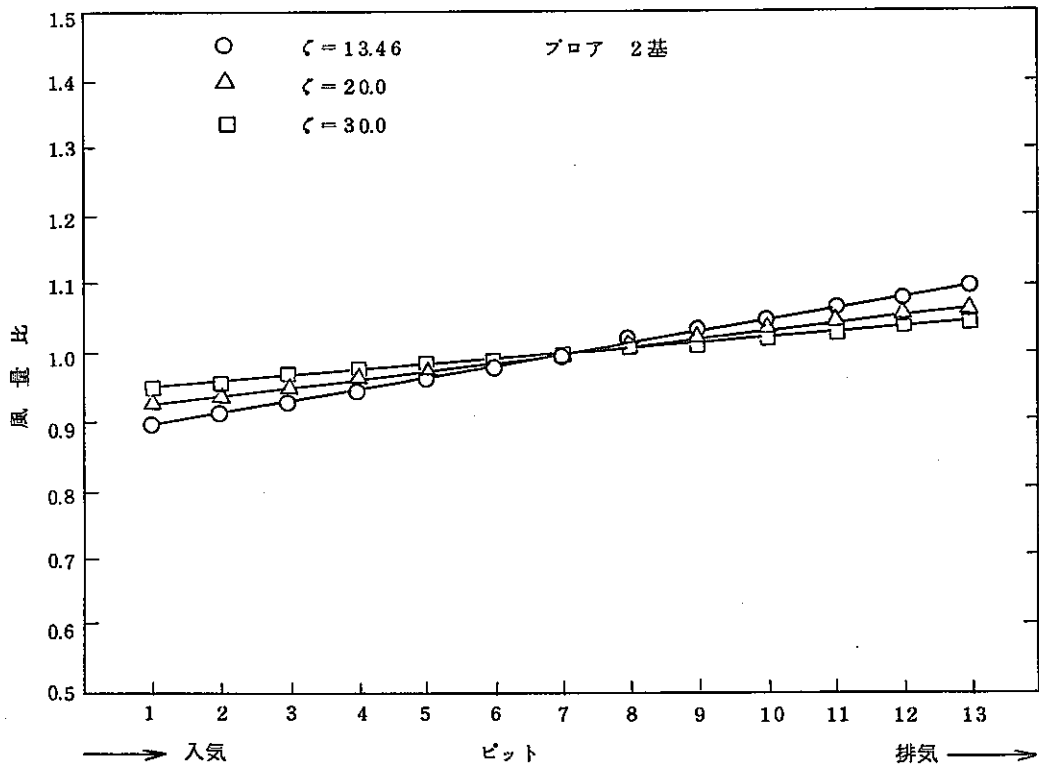


図 3.5.2 全て空ビットの場合の風量分布 (ケース I)

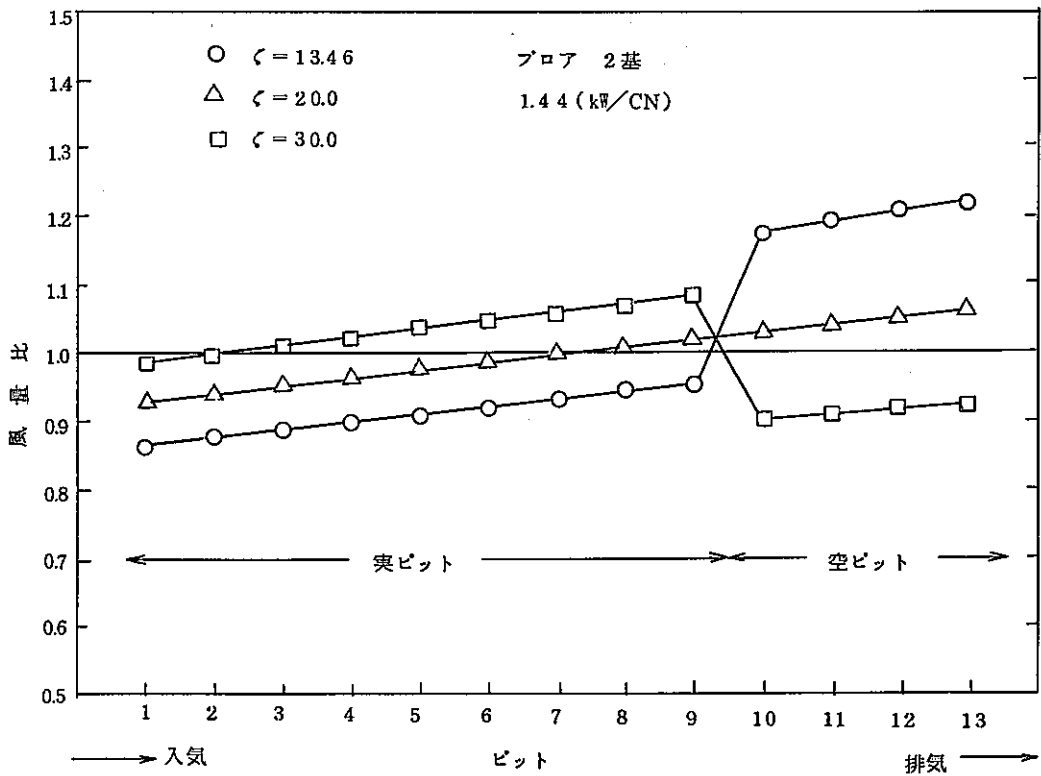


図 3.5.3 風量分布 (ケース II)

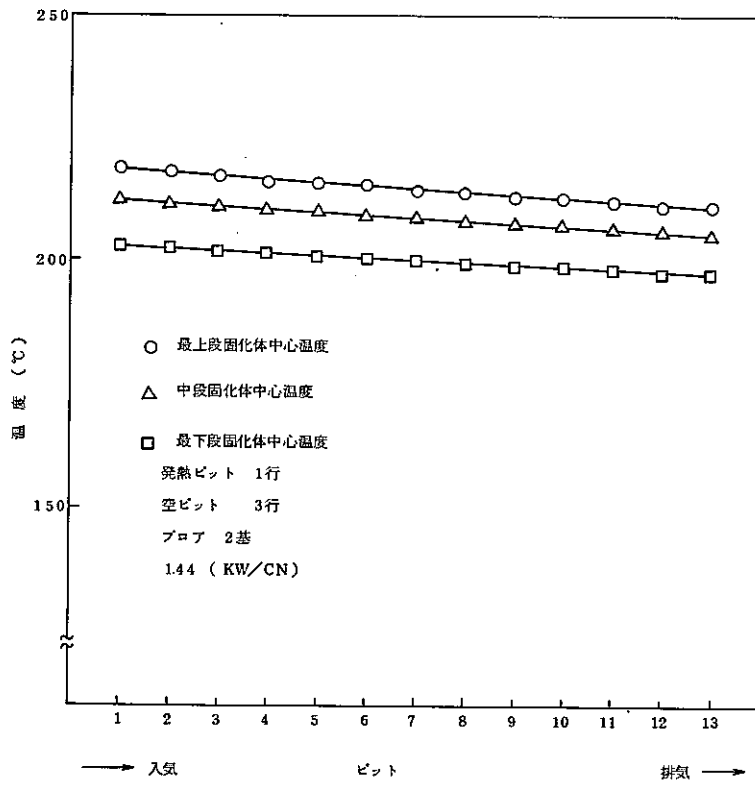


図 3.5.8 温度分布 (ケースⅣ)

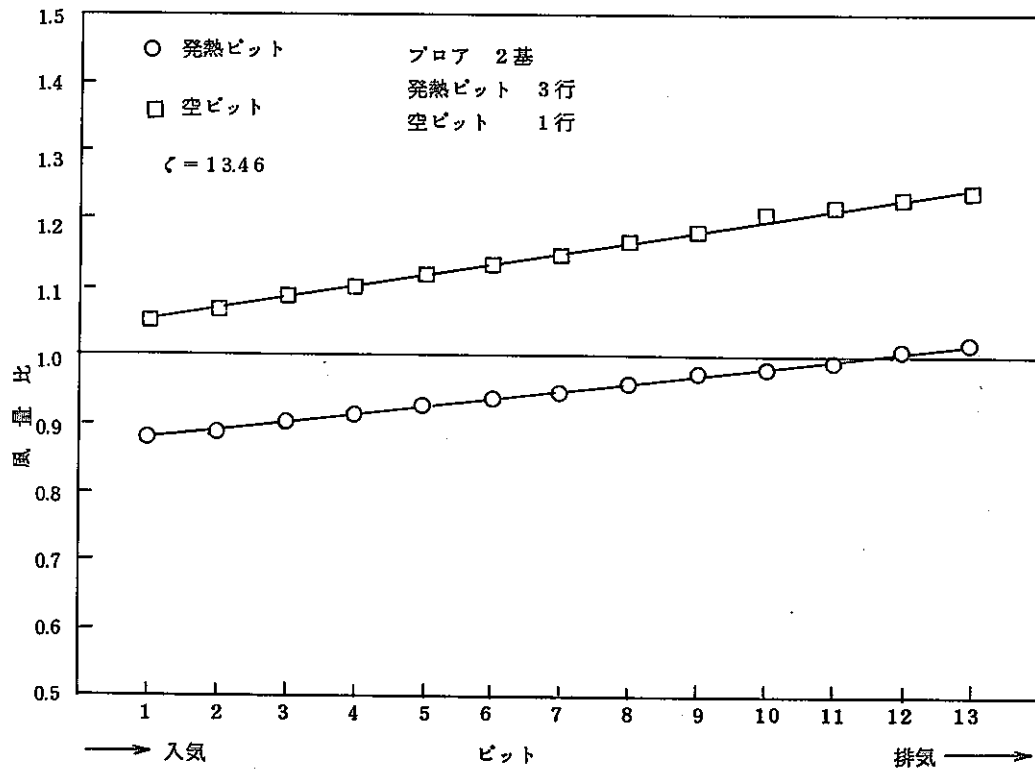


図 3.5.9 風量分布 (ケースⅤ)

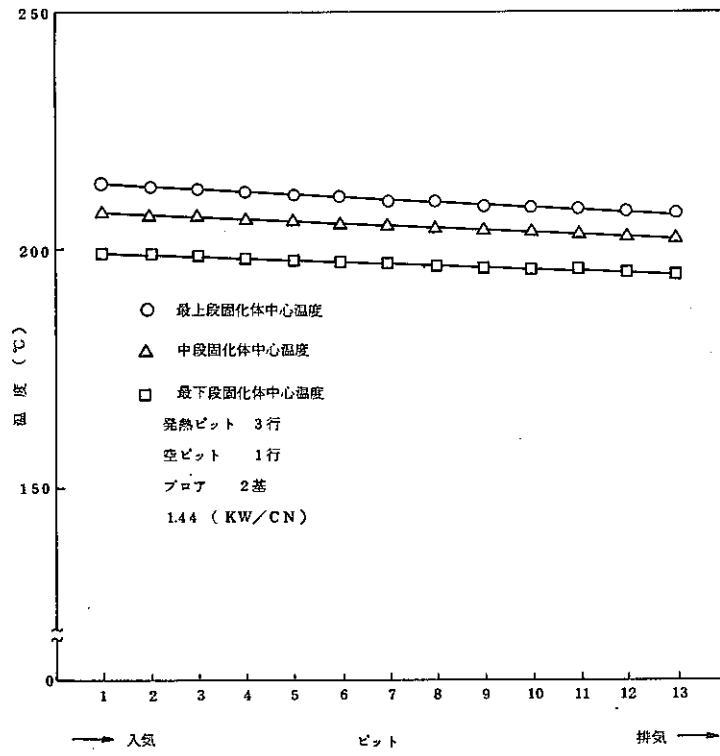


図 3.5.10 温度分布 (ケース V)

3.6 異常時と再通風時の解析

ここでは、管理庫において通風が停止したり、通風量が少なくなったときのいわゆる異常時と通風が再び正常になったときの再通風時の熱的特性を調べる。

3.6.1 計算ケース

計算ケースとして、次のようなケースを想定した。ブローが2基稼働している状態を正常時とし、異常時としては、ブローが停止して空気が完全に止まっている場合、ブローの能力がおちでブローの4分の1基分の風量がある低風量時、および、ブローが停止してそのすきまから空気が流れる自然空冷時とした。

また再通風時としては、異常時から、ブロー2基同時に復旧した場合と1基ずつ復旧した場合を考えた。

なお、閉サイクル時の異常時と再通風時の解析は4章において行う。

3.6.2 計算結果

(1) ブロー停止時と再通風時

ブローが2基稼働の正常運転時から、ブローが停止し、空気が完全に止った場合の異常時とその後ブローが復旧した場合の計算結果を図3.6.1と図3.6.2に示す。図3.6.1は最も高温の固化体として、最も風量が少ないピットの最上段固化体を示し、図3.6.2は最も低温の固化体として、最も風量が多いピットの最下段の固化体を示す。ブローが2基の定常時の温度をみると図3.6.1の方が図3.6.2よりおよそ18℃高くなっており、その後の温度変化もほぼ同様の差があるだけで傾向は両者とも同じである。

図3.6.1に示すようにブロー停止直後は、キャニスターの温度はすぐに上昇し始めおよそ4時間後にはほぼ直線的に温度は上昇する。これに対してガラス中心温度はブロー停止後ゆるやかに温度が上昇しおよそ4時間後にはほぼ直線的に温度は上昇する。このようにガラス中心の温度の上昇がゆるやかなのは、ガラスの熱容量のためであると考えられる。

図3.6.1では、ブロー停止後およそ27時間でガラス中心温度は450℃になる。ガラスの許容温度はおよそ450℃であるので、計算ではここでブローを再稼働させた。

図3.6.1に示すように2基同時に再稼働した場合と、1基ずつ再稼働させた場合について計算した。ブローを再稼働させると、キャニスター温度は直ぐ低下するが、ガラス中心温度は再稼働後もおよそ1時間ほど上昇し続け、その後ゆっくり温度が下がってくる。これはブロー停止時と同様にガラスの熱容量のためと考えられる。

図3.6.1に示すように2基同時に再稼働した場合にはガラス中心とキャニスターの温度差は再稼働後およそ5時間後最高185℃になる。一方、1基だけ再稼働した場合の温度差はおよそ7時間後に最高150℃になる。ブロー2基稼働時の定常時はおよそ116℃であるので、再稼働時にはいずれも定常時より温度差が大きくなる。ガラスの熱応力を考えるとガラス中心とキャニスターの温度差は小さい方がよいので、再稼働時はブロー

アを1基ずつ再稼動した方がよいと考えられる。

2基同時に再稼動する場合と1基だけ再稼動するのではガラス中心とキャニスターの温度差は異なるが、温度の降下の様子は同様である。どちらも再稼動後およそ30時間程度で定常状態になっている。また図3.6.1には初め1基再稼動し、およそ10時間後に2基再稼動の温度降下状態に移行している場合も示してある。

以上のようにブローが停止して空気が完全に止まるといふ仮想上の最悪の場合には、ブロー停止後およそ27時間で、ガラス中心は許容温度に達する。また、ブローを再稼動する事によりおよそ30時間で正常状態に達する。なお、この場合再稼動の様子については仮定は用いていないので、どのような状態からの再稼動でもおよそ30時間で正常状態に達すると考えられる。

(2) 低風量時と再通風時

ブローの故障により通風量が少なくなったことを想定した低風量時とその後の再通風時の過渡解析結果を図3.6.3と図3.6.4に示す。低風量時の風量としてここではブロー4分の1基の風量を仮定した。図3.6.3は最も高温の固化体として最小風量ピットの最上段固化体を示す。図3.6.4は最も低温の固化体として最大風量ピットの最下段固化体を示す。

図3.6.3と図3.6.4を比較すると、初期の定常状態では両者のガラス中心温度はおよそ180℃だけ高温固化体の方が高い。ところが、低風量状態では時刻とともに両者の差が大きくなり、57時間後では高温固化体の中心温度はおよそ375℃になるのに対し、低温固化体ではおよそ300℃になり75℃の差になる。これは3.4章で導出した簡便式によっても示されている。このように低風量時では、高温固化体の温度の差が大きくなる。

図3.6.3に示すように低風量時の場合はおよそ57時間後に定常状態に達する。その後ブロー2基によって冷却すると再稼動後およそ30時間後には正常状態に復旧する。

(3) 自然空冷時と再通風時

ブローが2基稼動している正常運転時から、ブローが停止して、自然対流によって空気が流れる自然空冷時とその後の再通風時の過渡解析を行う。

自然対流の計算条件としては保管庫の下部プレナムを基準として高さ30m、900φ円型ダクトをプレナム入口と出口側に設けている。ダクトの圧損係数としては、通常運転時のブロー2基稼動時のレイノルズ数がおよそ 2×10^6 であり、これにFanning式を適用して0.016とした。またHEPAフィルターはつけていない。

正常運転時から自然空冷時になり、その後再通風する過渡時の計算結果を図3.6.5、図3.6.6、図3.6.7、図3.6.8に示す。

図3.6.5と図3.6.6は最も高温の固化体として最小風量ピットの最上段固化体の温度変化を示す。図3.6.5に示すようにガラス中心温度は自然空冷に移行してからおよそ30時間後にほぼ定常状態になり、このときの温度はおよそ290℃である。これは図3.6.3に示したブロー $1/4$ 基分の流量があるときの温度よりも低くなっている。自然空冷時の風量はおよそ $19000 \text{ (Nm}^3/\text{hr)}$ であり、これはおよそブロー $1/2$ 基分に相当する。こ

のように自然対流時にはフロア $1/4$ 基分よりも多い風量となっている。

図 3. 6. 7 と図 3. 6. 8 は最も低温の固化体として最大風量ピットの最下段固化体の温度変化を示す。図 3. 6. 5 と図 3. 6. 7 を比較すると、高温固化体と低温固化体では定常状態ではガラス中心温度はおよそ $16(^{\circ}\text{C})$ の違いがあるが 30 時間後にはおよそ $34(^{\circ}\text{C})$ の差となる。このように風量が小さいと高温固化体と低温固化体の温度差が大きくなる。

図 3. 6. 5 には、自然空冷後 30 時間目に再稼動の方法は、フロア 2 基と 1 基稼動および 1 基稼動後 2 基稼動の 3 通りである。再稼動後いずれもおよそ 30 時間でほぼ定常状態に達している。

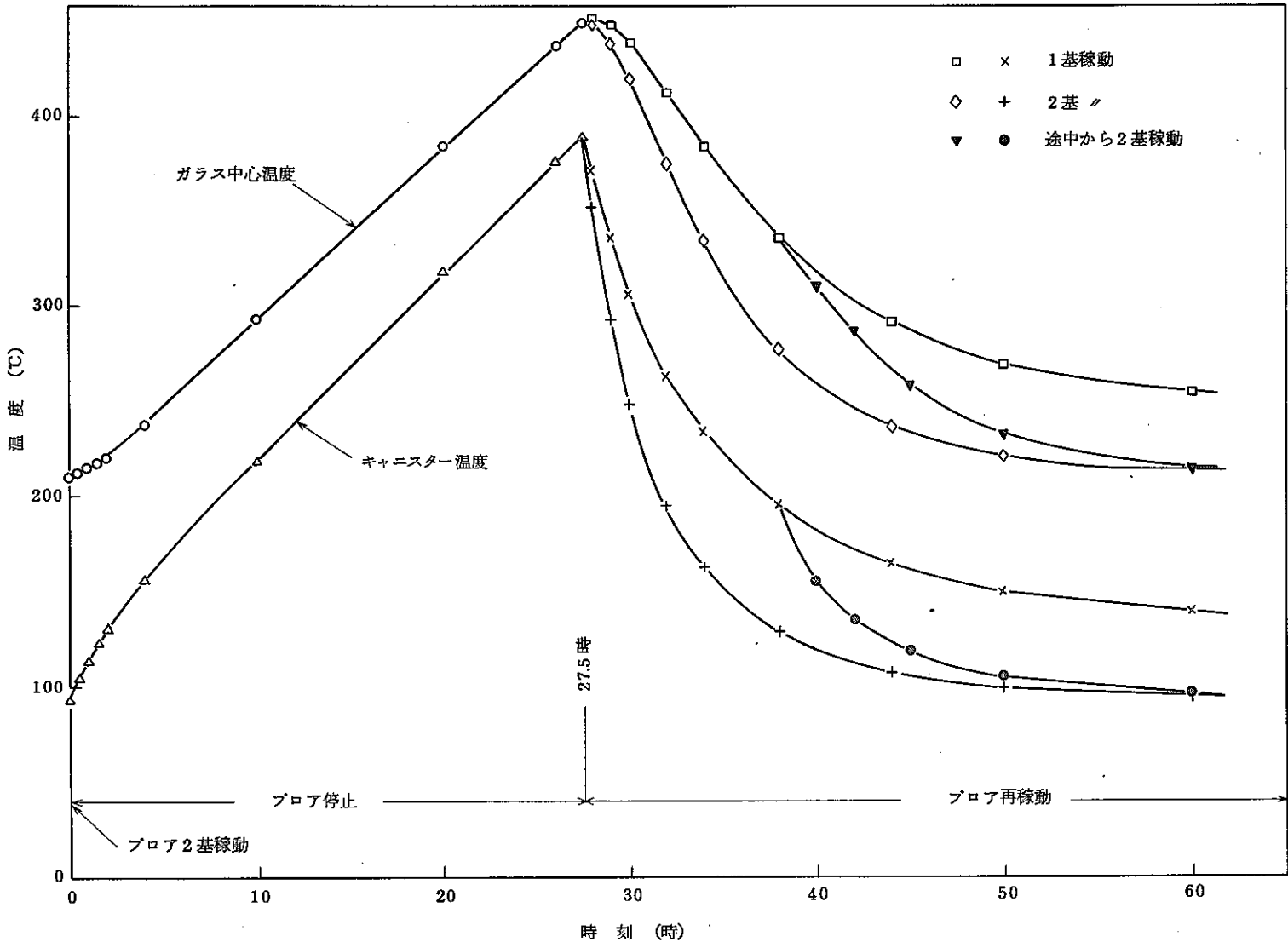


図 3.6.1 異常時と再通風時 (高温固化体)

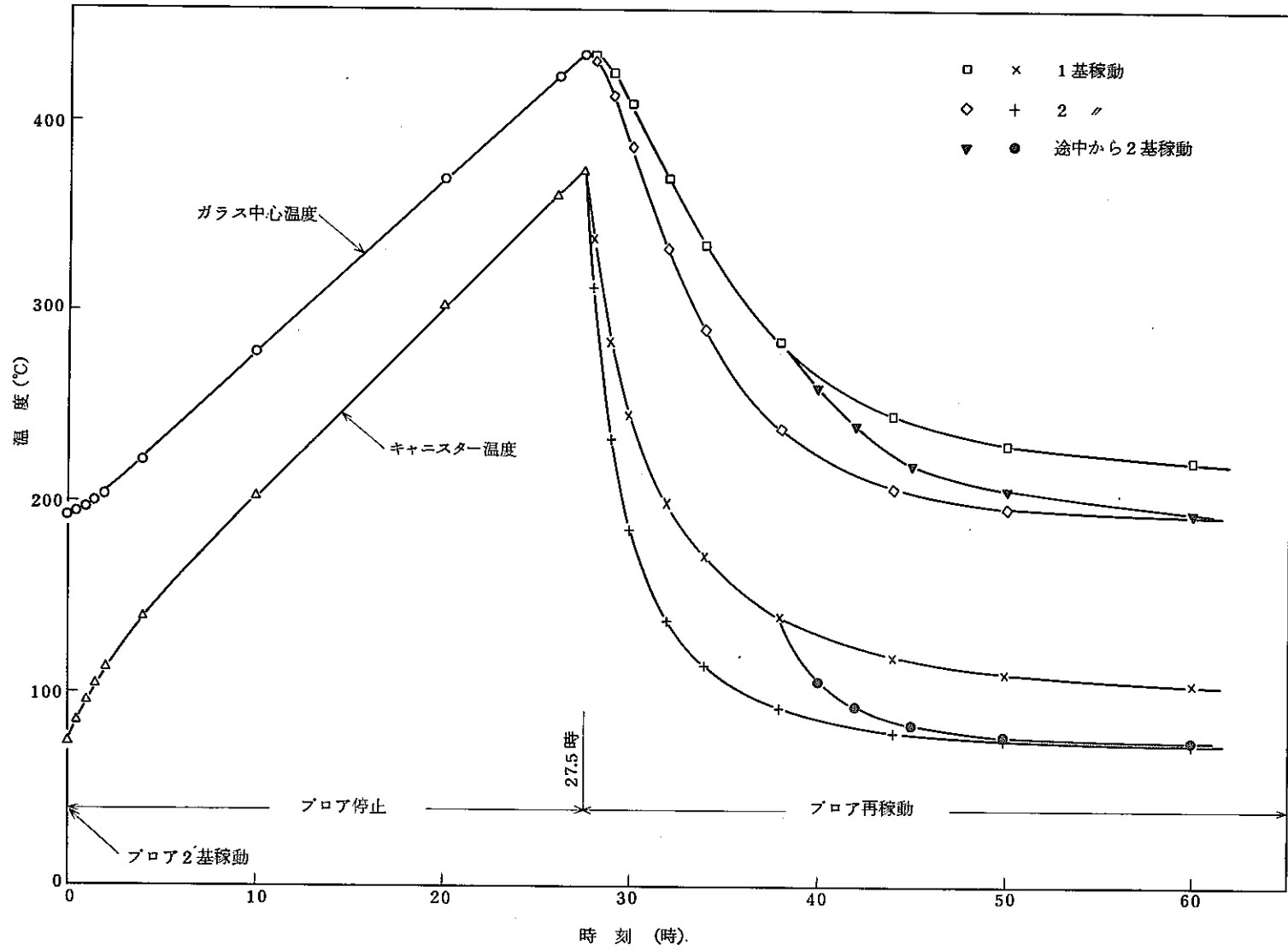


図 3.6.2 異常時と再通風時 (低温固化体)

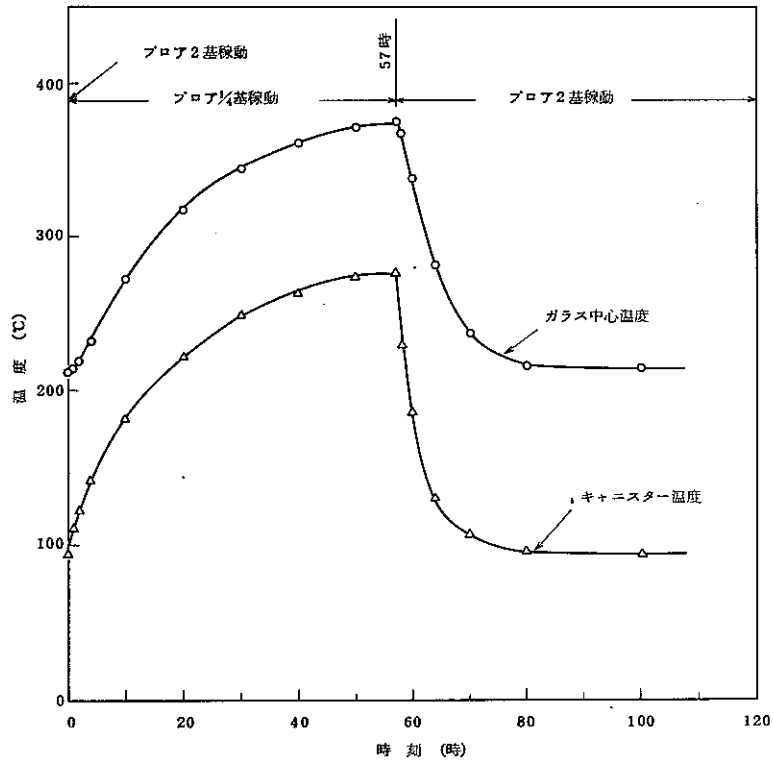


図 3.6.3 異常時と再通風時 (高温固化体)

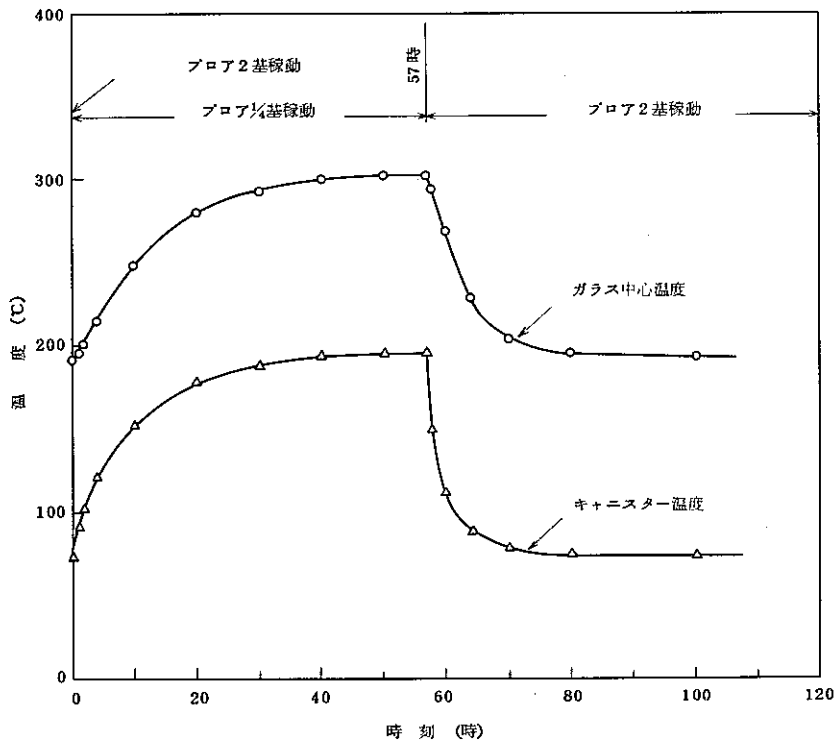


図 3.6.4 異常時と再通風時 (低温固化体)

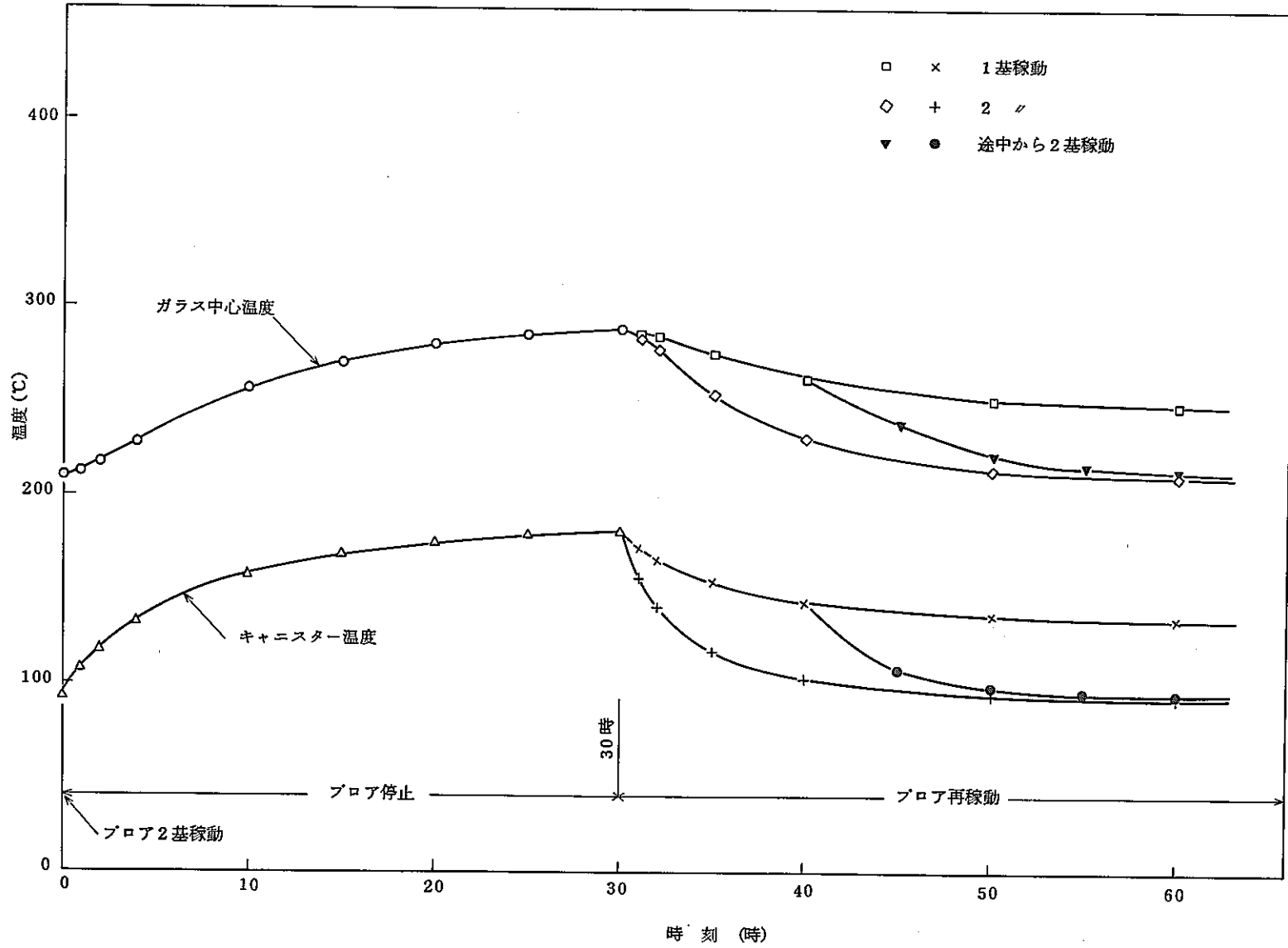


図 3.6.5 異常時(自然空冷時)と再通風時(高温固化体)

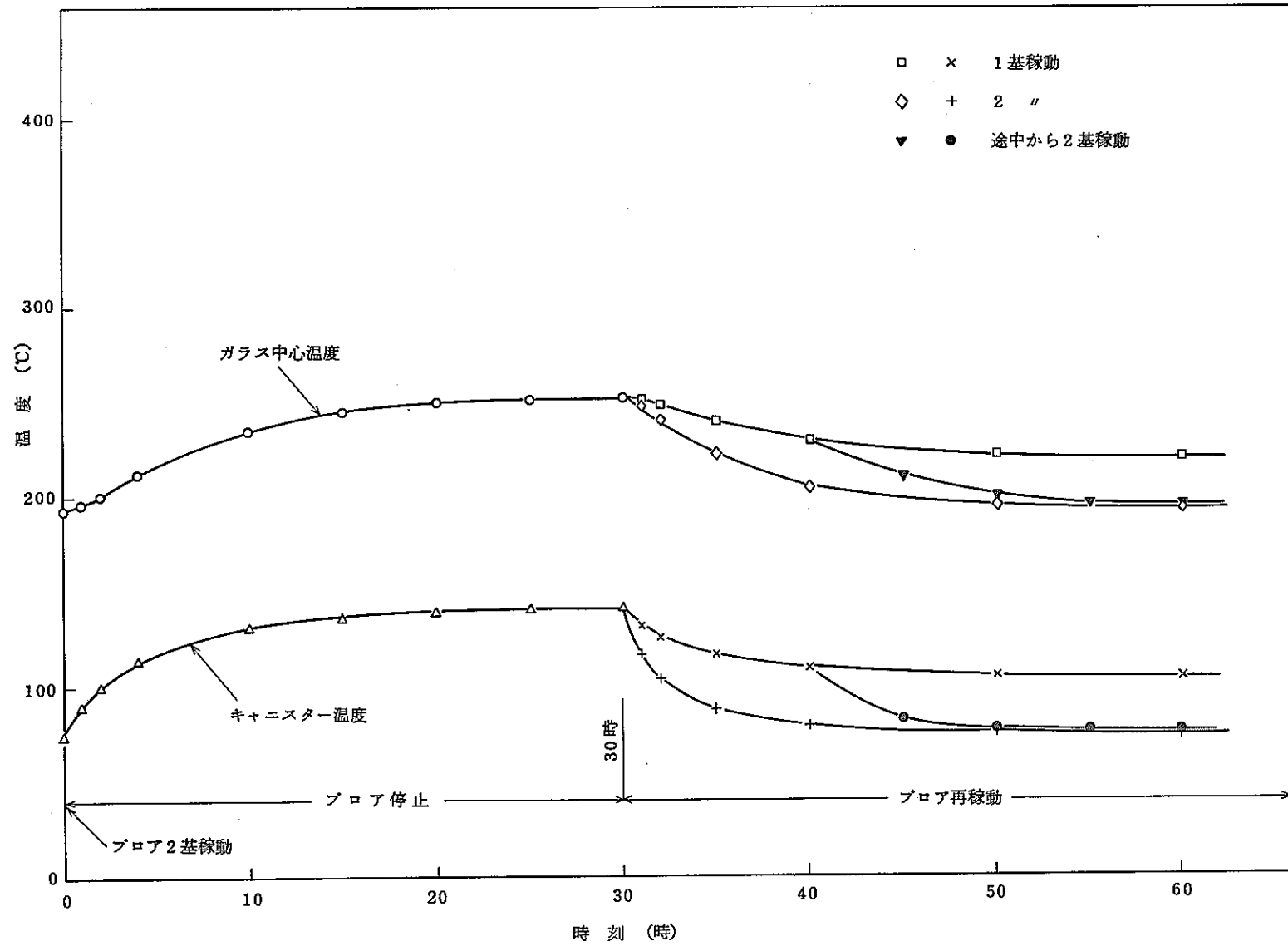


図 3.6.6 異常時（自然空冷時）と再通風時（低温固化体）

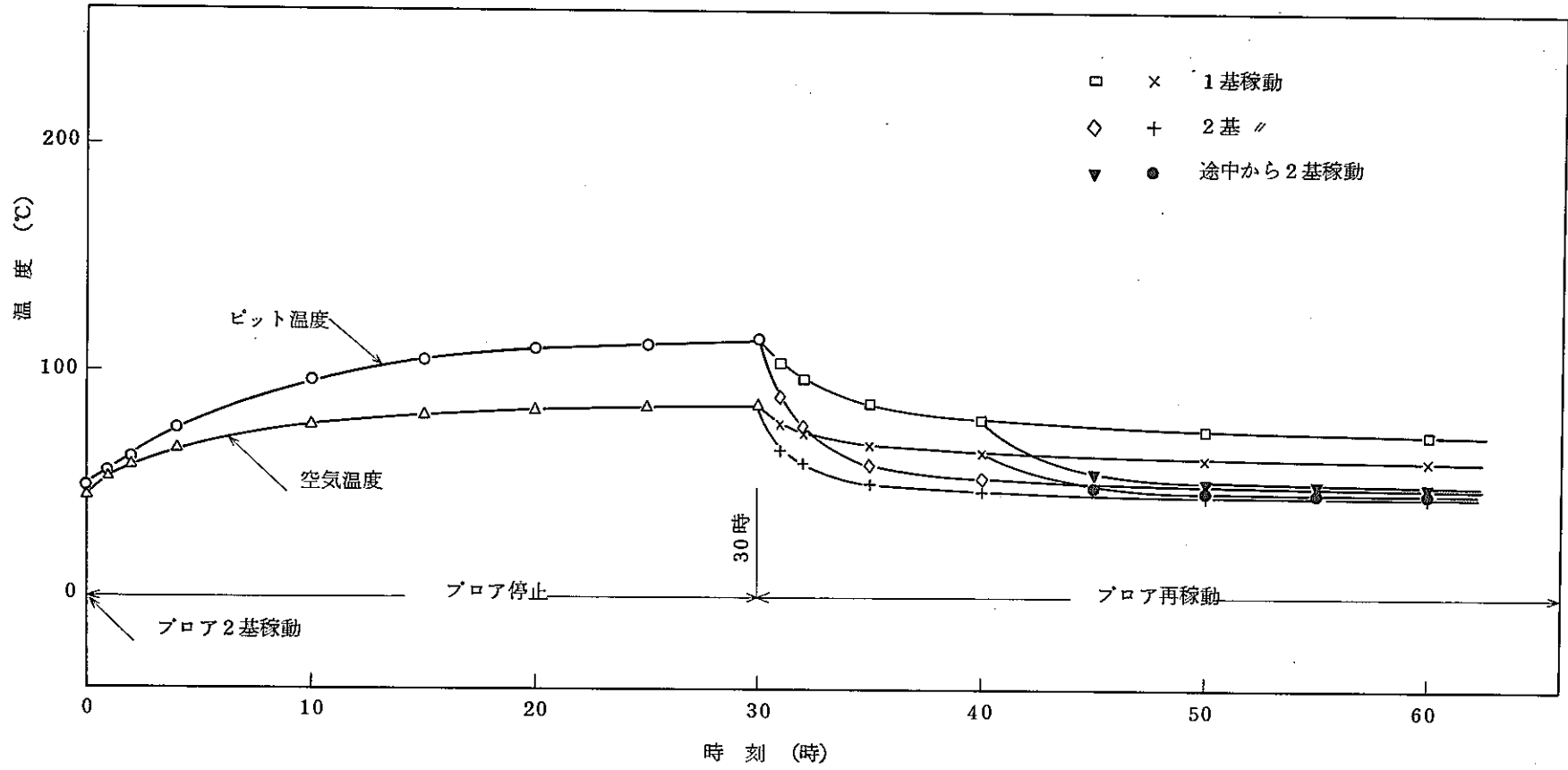


図 3. 6. 7 異常時 (自然空冷時) と再通風時 (高温固化体)

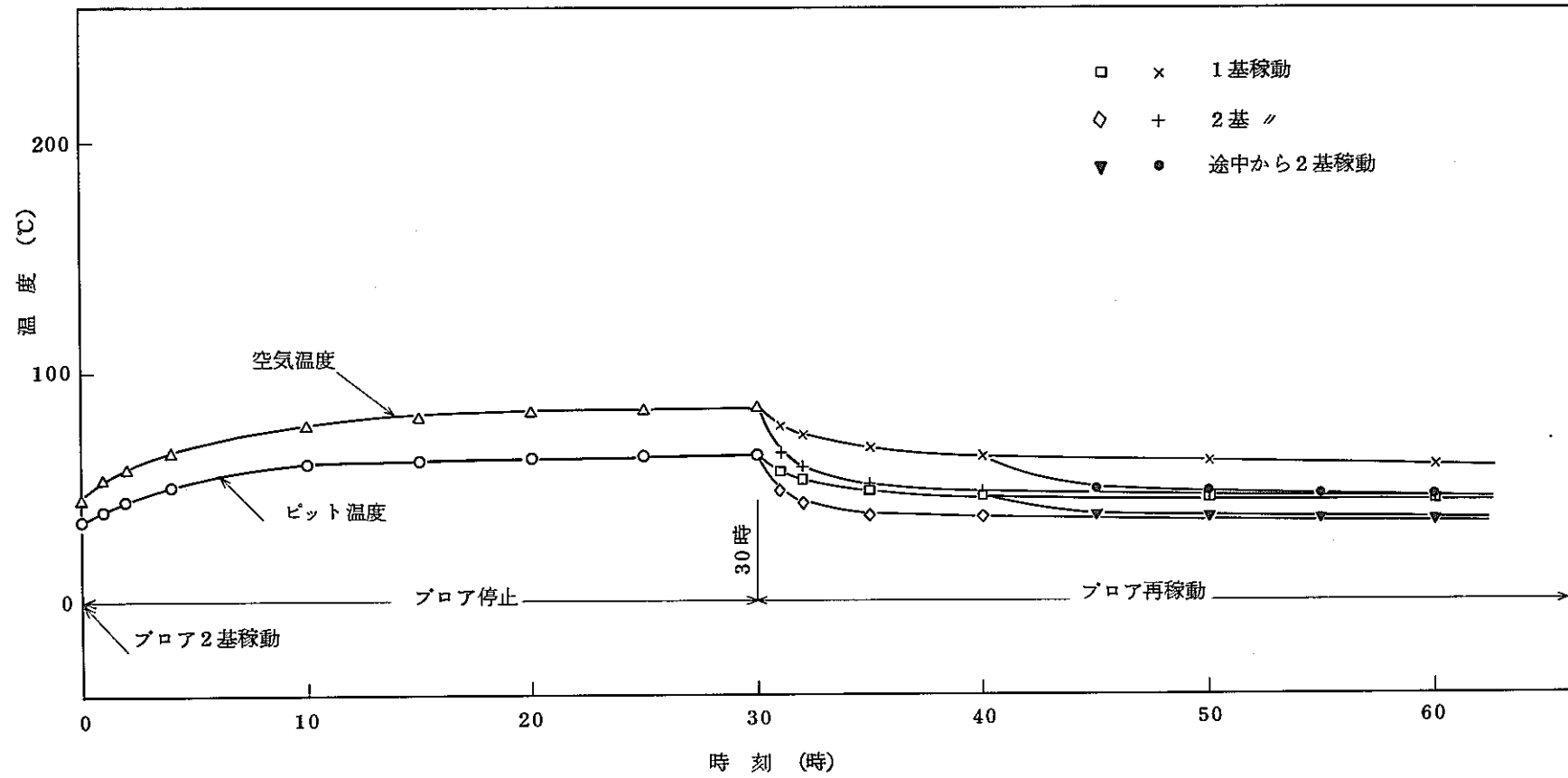


図 3.6.8 異常時 (自然空冷時) と再通風時 (低温固化体)

4 . 廃熱有効利用時における 伝熱特性解析

4. 廃熱有効利用時における伝熱特性解析

保管庫においては、固化体から発生する熱を有効に利用する事が考えられている。熱の回収は熱交換器によって行い、1行13列のピットを閉サイクル空冷する。ここではFLOSTコードを用いてこのときの保管庫の伝熱特性を解析する。冷却方程式は強制空冷と考えられるが、自然冷却についても検討する。また過渡時の解析も行う。

4.1 計算条件

閉サイクル冷却の概略は図4.1.1に示す。強制対流時は熱交換器の前部にブローを配している。固化体を配置してある部分の条件は3.1章に示してあるとおりである。また、ダクトは全て断熱条件とした。発熱量は1.44 (kW/本)とした。

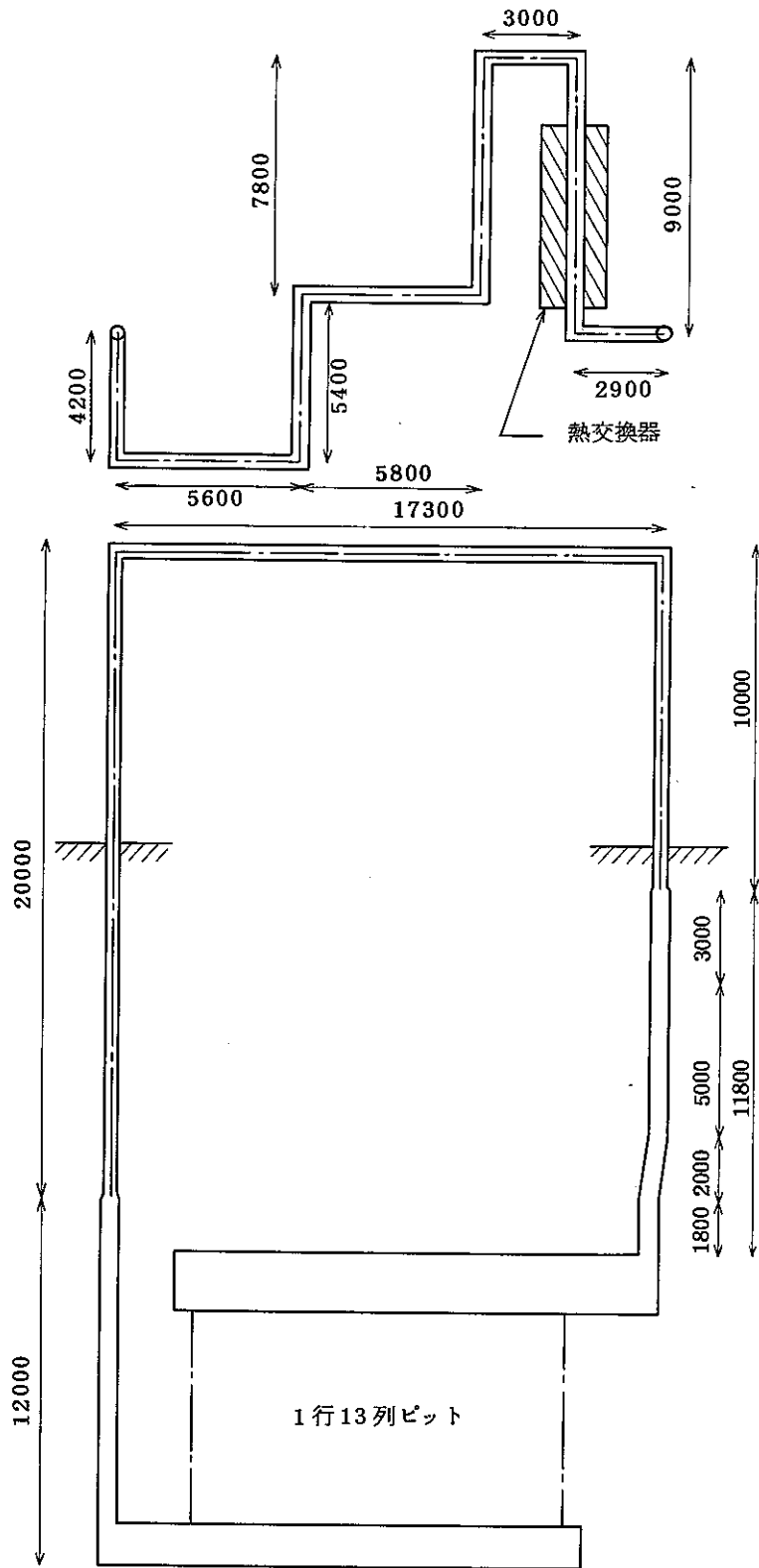


図 4.1.1 閉サイクル冷却の概略 (動燃殿資料による)

4.2 強制空冷時

PNC-SJ 199 84-20

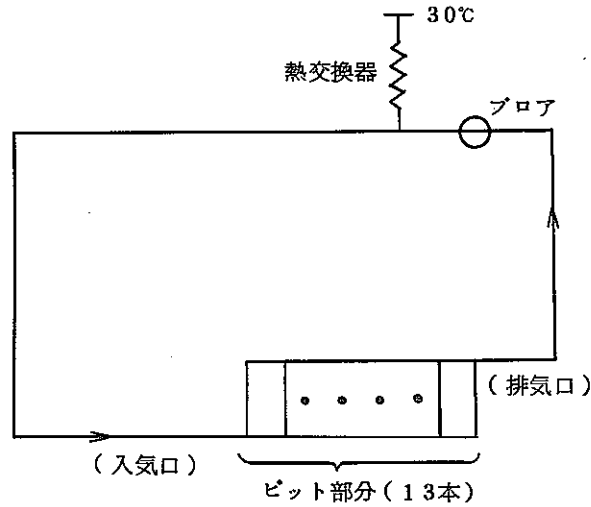


図 4.2.1

ここでは、熱交換器及びブローアを設置した閉サイクル実機保管庫の強制対流の解析を行う。構造は、熱交換器の前にブローアを設置したものである(図4.2.1参照)。ブローアによる全圧上昇は $290.64 \text{ (kg/m}^2\text{)}$ とした。これにより平均値で 0.4859 (kg/sec) が1ピットに流れる。これは4行13列の保管庫をブローア2基で冷却するときと同じ風量である。

図4.2.2に熱交換器の熱伝達率を変化させた場合のガラス固化体、キャニスター、ピット及び空気の温度を示す。図4.2.3に熱交換器の熱伝達率が $1.0 \text{ (Kcal/sec}\cdot\text{°C)}$ の場合の空気の温度を示す。

ここで熱伝達率は空気と熱交換器との熱伝達率に伝熱面の面積をかけたものである。2.4.2章で示したように冷却システム試験で用いたエアロフィン型の熱交換器の場合には、空気と冷却水との熱伝達率と面積の積は $0.738 \text{ (Kcal/sec}\cdot\text{°C)}$ であった((2.4.15)式参照)。

図 4.2.2 に示すように各部の温度は熱伝達率の増加とともに下がる。
 熱伝達率が 0.5 以下になると急に温度は高くなり 0.1 の場合はガラス温度はおよそ 400℃となる。熱伝達率が 1.0 の場合はガラス温度はおよそ 230℃となる。このときのプレナム出口の空気温度は図 4.2.3 に示すように、およそ 67℃となっている。

PNC-SJ 199 84-20

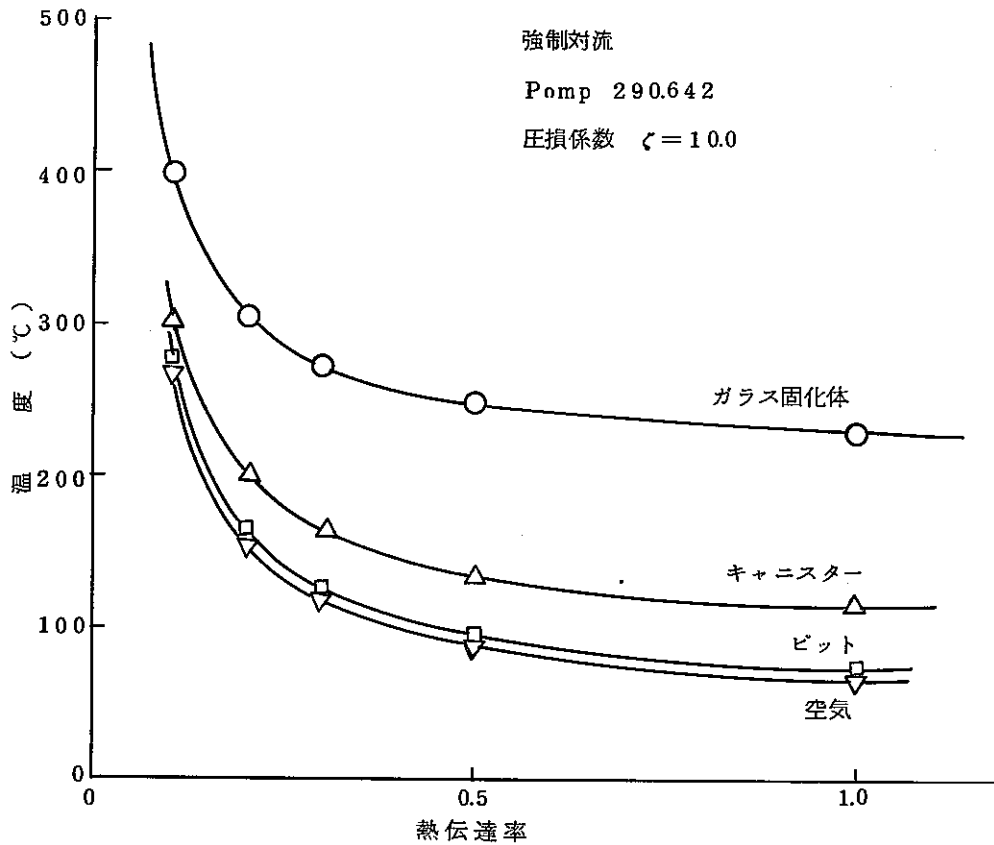
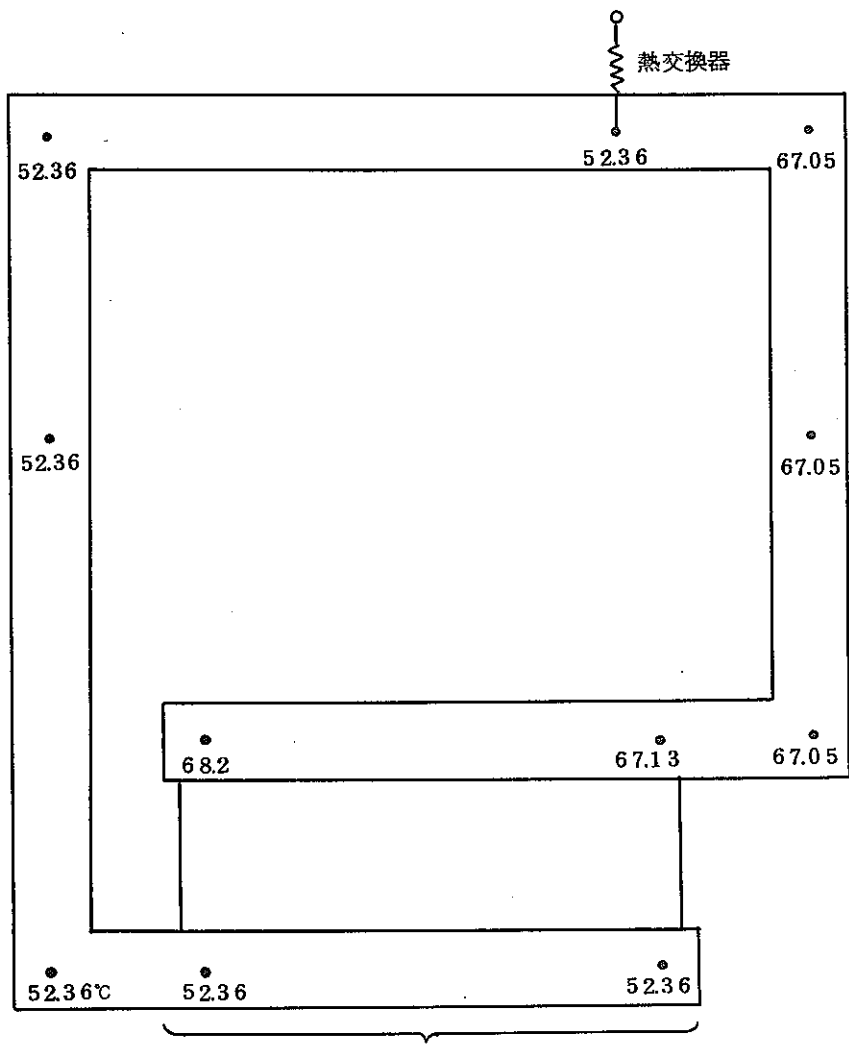


図 4.2.2 各部の温度



ピット部

熱伝達率 1.0 圧損係数 10.0

ポンプ 290.642

図 4.2.3 空気温度

4.3 自然空冷時

ここではフロアがなく、自然循環により空気が流れる場合について調べる。自然対流は浮力と圧損の釣り合いにより風量が決まる。熱交換器の圧損係数は冷却システム試験の場合は4.98（無次元量）（(2.4.18)式参照）であった。実機の熱交換器の圧損係数は不明であるので、ここではこれをパラメータとした。

図4.3.2に圧損係数を変化させたときの全風量を示す。また、このときの各部の温度を図4.3.3に示す。図4.3.2に示すように熱伝達率が大きい方が風量が大きい。これは次のように考えられる。排気側ダクトの浮力は施設全体の駆動力として働くが、入気側ダクトの浮力は空気の流れをおさえる力として働く。熱伝達率が大きいと施設全体の温度は下がる（図4.3.4と図4.3.5参照）。入気ダクトと排気ダクトの温度差は熱伝達率を変えてもほぼ同じであるが、密度が温度の線型の関数ではないので全体の温度が下がると、全体の駆動力は大きくなり風量が大きくなる。

図4.3.2に示すように圧損係数が小さいほど風量は小さくなる。実際にはあり得ない圧損係数が0になると風量はおよそ2800(Nm³/hr)となる。（熱伝達率が1.0(Kcal/sec・℃)の場合）図4.3.2に示すようにこのときのガラス温度はおよそ425(℃)となる。実際には圧損係数は0ではないので、ガラスの温度より高温になると考えられる。

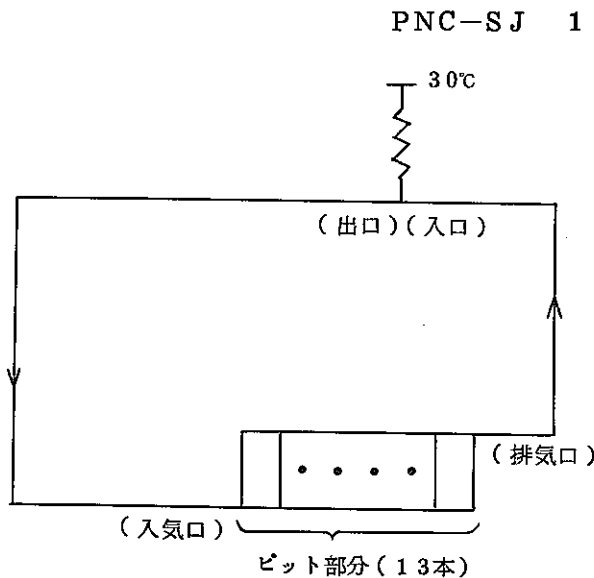


図 4.3.1

圧損係数が増大するにつれて、入気口寄りのピットは空気量比は増大し、排気口寄りのピットは減少する。

図4.2.4は、熱交換器の入口、出口温度の圧損係数依存をみたものであり、熱交換器の熱伝達率を0.3及び1.0にした場合のものである。入口、出口温度共に熱伝達率が小さい場合（熱交換が悪い）が高い。入口温度は、圧損係数に依存せず一定であるが、出口温度は圧損係数増大と共に増大する。

図 4.2.5 はガラス固化体最高温度の圧損係数依存をみたものであり、熱伝達率を 0.3 及び 1.0 にした場合のものである。熱伝達率が小さい場合高く、圧損係数増大と共に増大する。

図 4.2.6 及び図 4.2.7 は、キャニスター最高温度及びピット最高温度である。傾向はガラス固化体の場合と同様である。

図 4.2.8 は空気流量の圧損係数依存をみたものであり、熱伝達率を 0.3 及び 1.0 にした場合のものである。熱伝達率大の場合、流量大であり、圧損係数増大と共に減少する。

図 4.2.9 ~ 図 4.2.16 熱交換器の熱伝達率 0.3 及び 1.0 にし、圧損係数を 0.0, 5.0, 10.0 及び 15.0 にした場合の実機の各部の空気温度である。

PNC-SJ 199 84-20

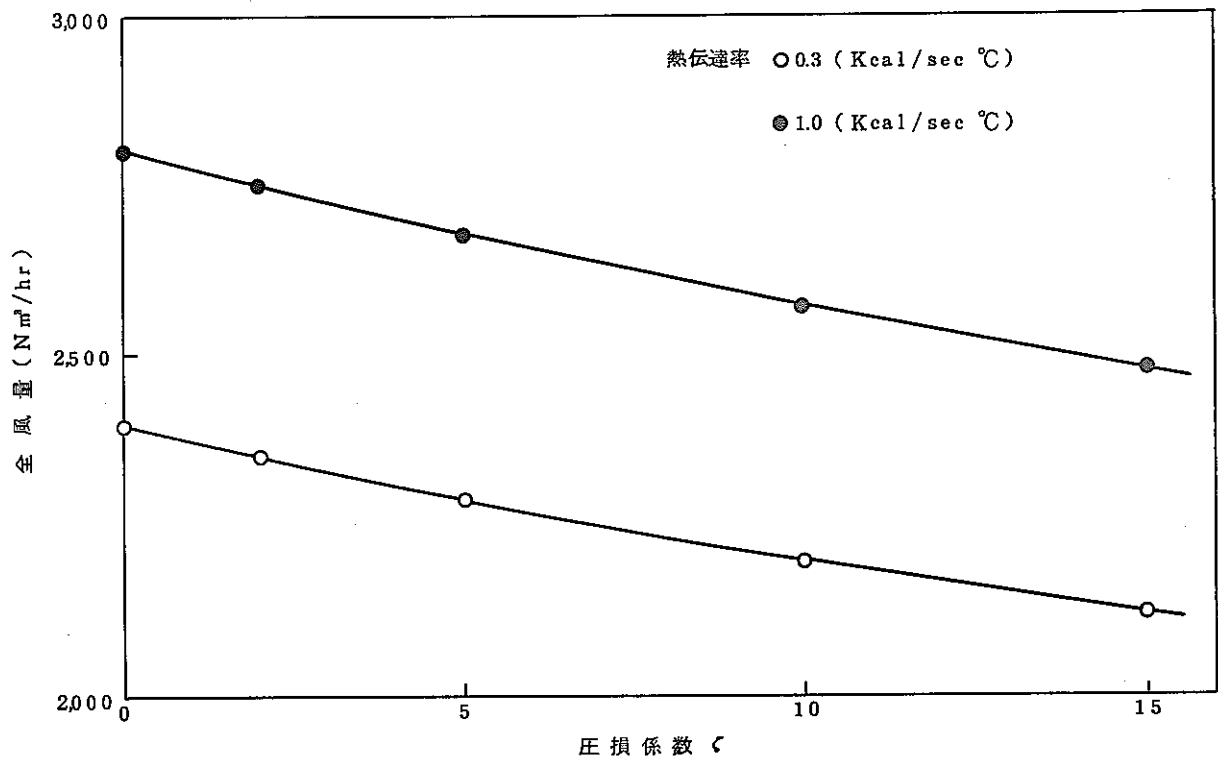


図 4.3.2 風 量

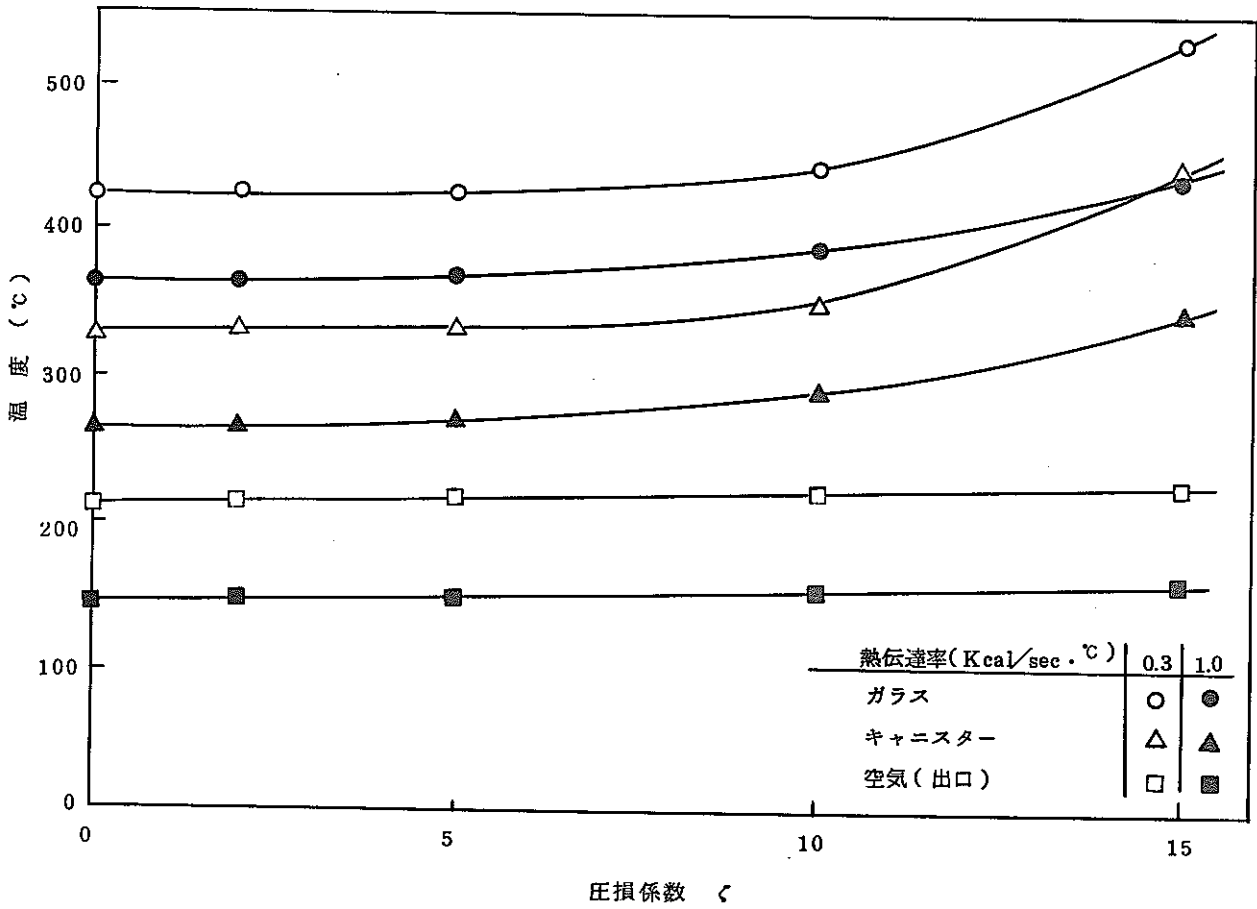
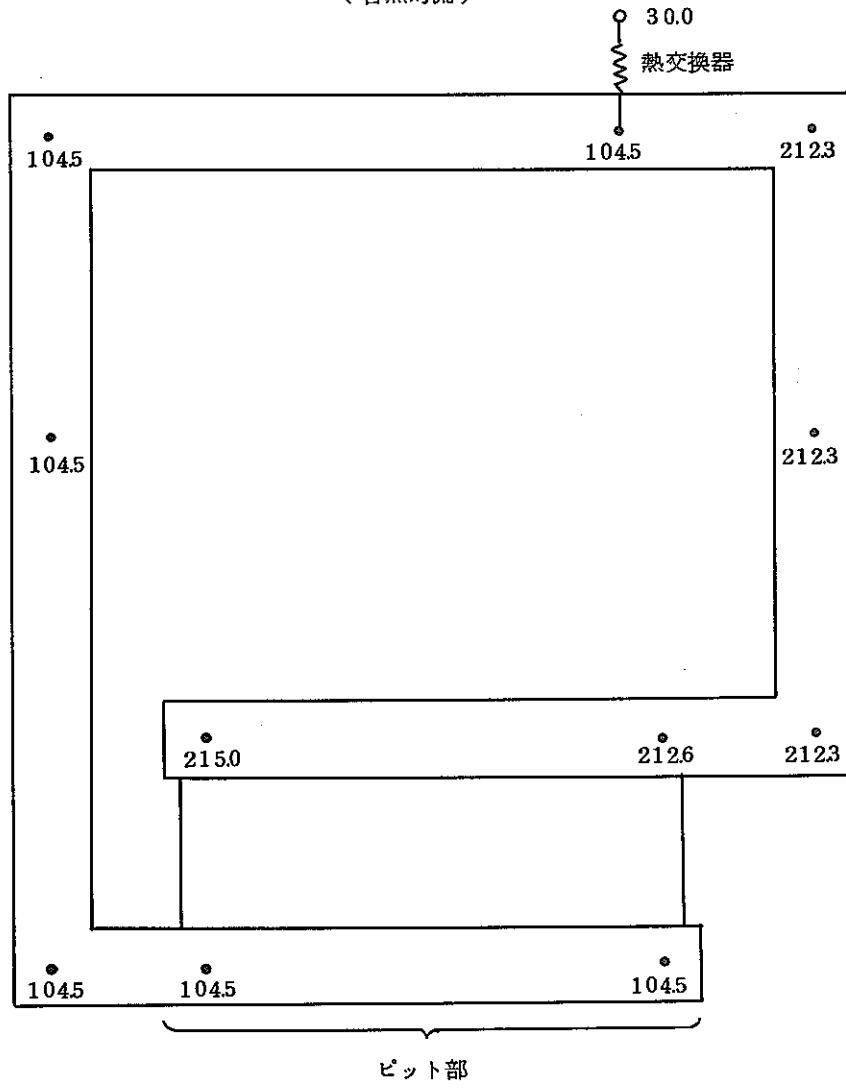


図 4.3.3 温度分布

(自然対流)

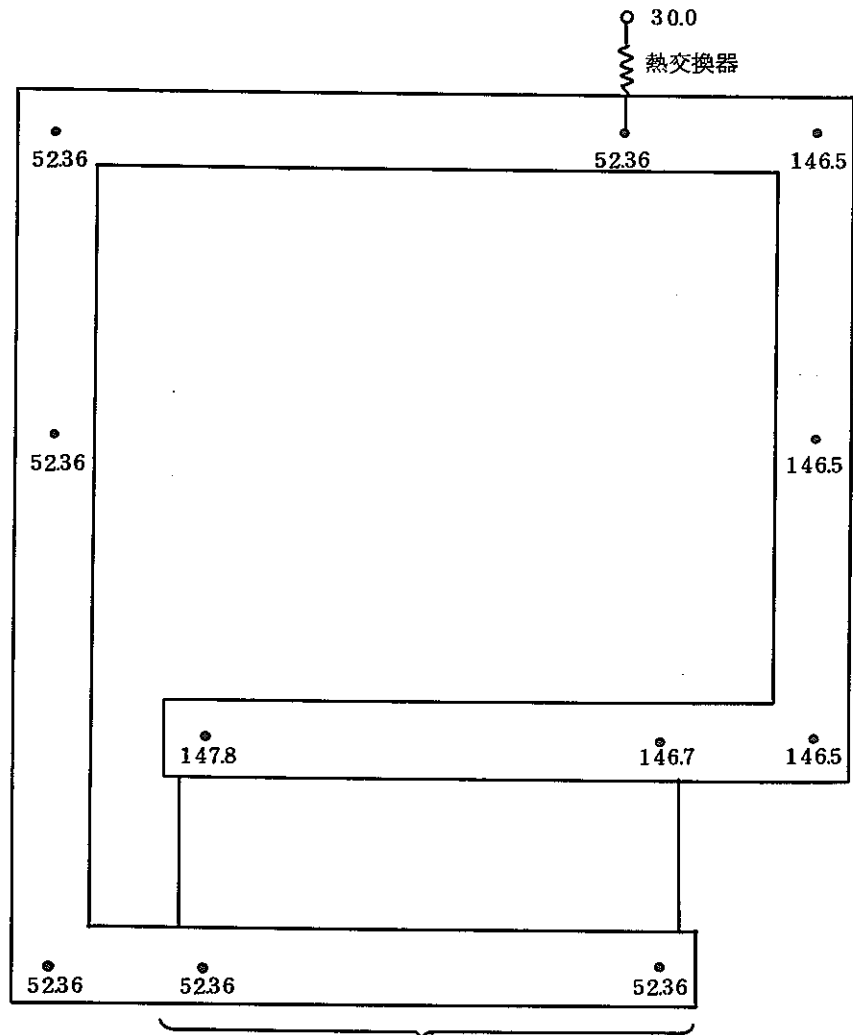


熱伝達率 $E = 0.3$

圧損係数 $\zeta = 0.0$

図 4.3.4 空気温度

(自然対流)



ピット部

熱伝達率 $E = 1.0$

圧損係数 $\zeta = 0.0$

図 4.3.5 空気温度

4.4 過渡解析

ここでは強制空冷時から、自然空冷時に移行する過渡時と再通風した時の過渡時について調べる。図 4.4.1 と図 4.4.2 に計算結果を示す。図 4.4.1 と図 4.4.2 を比べると熱交換器の圧損係数が異なっても過渡状態の様子はそれほど異なる。自然空冷に移行してからおよそ 48 時間後にガラス中心温度は 400℃ を越える。またガラスとキャニスターの温度変化の様子は 3.6 章で調べた結果と同様である。

PNC-SJ 199 84-20

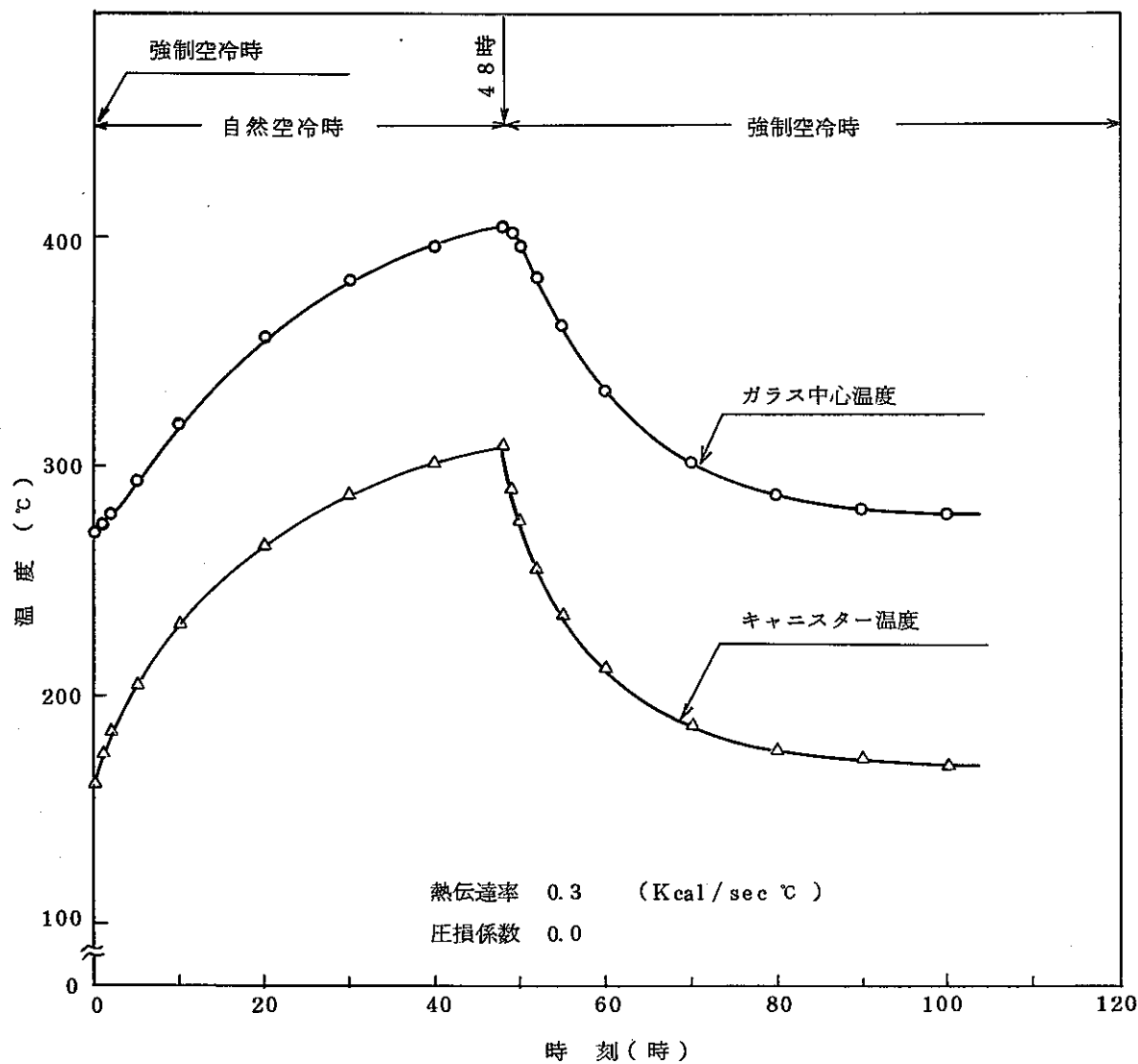


図 4.4.1 過渡解析

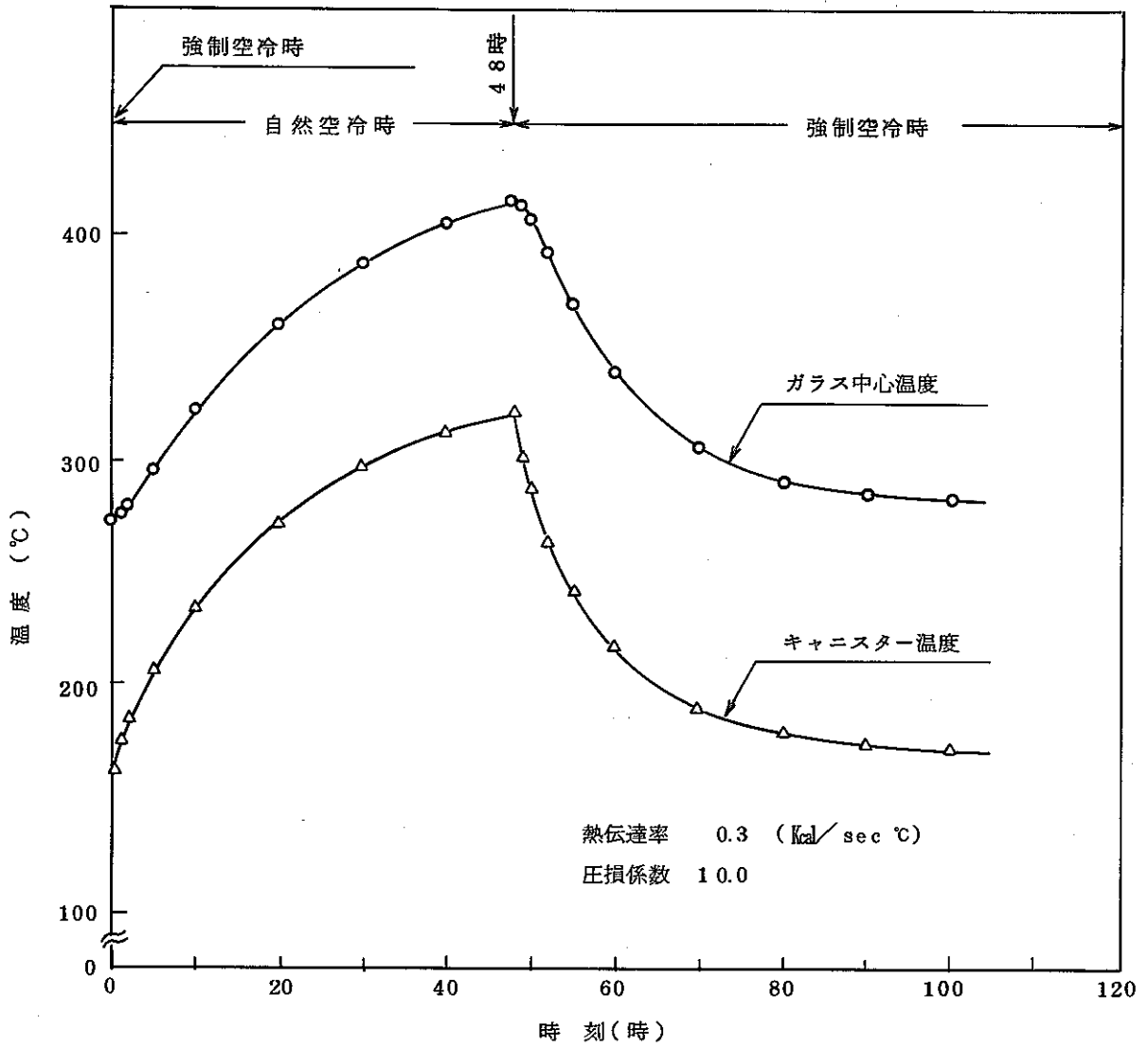


図 4.4.2 過渡解析

5 . 岩盤内長期貯蔵施設の 伝熱特性解析

5. 岩盤内長期貯蔵施設の伝熱特性解析

ここでは「ガラス固化体の貯蔵時伝熱流動計算コード(FLOST)」を用いて、岩盤内長期貯蔵施設の伝熱特性についての計算を行う。「ガラス固化体の貯蔵時伝熱流動計算コード(FLOST)」は、貯蔵施設内の解析の他に岩盤内長期貯蔵施設のようにトンネル及び岩盤等がある構造においても適用できる汎用性がある。

しかしながら、コードの検証は現在まで動燃殿で行われた「伝熱流動試験」と「冷却システム試験」と比較する事によって行ってきており、岩盤内施設についての検証は行っていない。

そこでここでの解析はFLOSTコードによる岩盤内施設の解析の可能性及び解析するための問題点の洗い出しを主な目的として行うこととする。従って今回の作業ではコードの改良は行わず、コードの現在の機能を用いて計算を行う。

5.1 岩盤の熱的特性

貯蔵施設の計算法(モデル化)については5.2章に示す。ここでは計算に必要な岩盤の物性値として、熱伝導率、熱容量、密度を文献により調査した。調査結果を表5.1.1に示す。

表5.1.1に示すように岩盤の物性値はバラつきが大きい。本解析では岩盤の温度分布を求める事よりも、施設内の温度分布を求める事を考えている。そこで安全側を考えて、施設から岩盤への熱の逃げを少なめに評価する事にする。熱の逃げは、温度拡散率(熱伝導率を密度と比熱で除した値)が小さいほど少ないので、ここでは熱伝導率は最も小さい値、熱容量と密度は最も大きな値を採る事とする。また岩盤の種類は特に考えない事とする。その結果次の値を得る。(表5.1.1参照)。

熱伝導率	2.5×10^{-4} (Kcal/m °C sec)
熱容量	0.351 (Kcal/°C · kg)
密度	2.9×10^3 (kg/m ³)

PNC-SJ 199 84-20

表 5.1.1 岩石の熱的物性値

岩石名	熱伝導率 (Kcal/m °C sec)	熱容量 (Kcal/°C kg)	密度 (kg/m ³)
花崗石 (*1)	6.0×10^{-4}	0.210	2.60×10^3
" (*2)	6.5	0.19	2.7
" (*3)	7.98		
" (*3)	7.77		
" (*4)	5.83	0.22	2.68
" (*5)	8.3 (20°C)		
	7.2 (100°C)		
	5.5 (200°C)		
	4.7 (300°C)		
	3.9 (400°C)		

岩 石 名	熱 伝 導 率 (Kcal/m °C sec)	熱 容 量 (Kcal/°C kg)	密 度 (kg/m ³)
花 崗 石 (*5)	4.9 × 10 ⁻⁴ (200 °C)		
	3.5 (400 °C)		
" (*5)	7.8 (200 °C)		
	5.6 (200 °C)		
" (*5)	8.3 (30 °C)		
	7.5 (100 °C)		
	6.5 (200 °C)		
玄 武 岩 (*6)	2.75 (100 °C)	0.22	2.8 × 10 ³
	4.61 (300 °C)		
	(*1) 3.6	0.351	2.87
	(*4) 3.1	0.19	2.9
岩 塩 (*4)	14.4 (0 °C)	0.22	2.4
	11.8 (50 °C)		
	9.99 (100 °C)		
	8.48 (150 °C)		
	7.31 (200 °C)		
頁 岩 (*1)	3.8	0.203	2.20
" (*4)	3.7	0.20	2.82
石 灰 岩 (*2)	4.8	0.22	2.7
" (*5)	4.4 (200 °C)		
	3.5 (400 °C)		
" (*5)	4.2 (100 °C)		
安 山 岩 (*5)	4.0		
" (*5)	2.5		

(*1) Assessment of a Numerical Technique for Thermal Analyses about Waste Canister Arrey.

(*2) 地熱調査ハンドブック (社)日本地熱学会

(*3) 岩の工学的性質と設計・施工への応用 土質学会偏

(*4) Thermal Criteria for Thermal Storage of Spent Nuclear Fuel Assemblies in Bedded Salt.

— Nuclear Engineering and Design, 1981 J. S. Ritchie, J. S. Busch et al.

(*5) 地熱開発総合ハンドブック 湯原浩三 監修

(*6) Waste Package heat-transfer Analysis Model development and Temperature estimate for Waste package in a Repository.

Located in Basalt

— KE/PB and Rockwell, 1980 M. K. Altenhofen.

5.2 計 算 法

ここでは貯蔵施設をFLOSTコードによって計算するときの計算法（モデル化）について示す。

(1) 浮力の考え方

坑の入口と出口で、大気的全圧 ($H = \rho h + \frac{\rho v^2}{2g} + P$) を与える（入力条件）。坑内では浮力は次式で計算する。

$$F_b = -(\rho - \rho_0) \Delta Z \quad (5.2.1)$$

F_b : 浮力

ρ : 坑内における空気の密度

ρ_0 : 入口の大気の密度

ΔZ : 排気口の要素（計算メッシュ）の高さ。

(2) 非定常解析

岩盤への熱拡散現象は非定常解析で行う。ただし、空気の流れは、時々刻々定常的であるとするとする。

(3) 岩盤への熱拡散

坑に比べて、岩盤は無限に広いと考え、坑付近の地形は考えずに、熱は坑の垂直方向に無限に拡散（モデルでは有限）するとする。

(4) 空気の流れ

坑内の空気の流れは次式による。

$$\Delta H = \frac{\rho v^2}{2g} \left(\frac{L}{D} \lambda + \zeta \right) \quad (5.2.2)$$

ΔH : 計算点の間の全圧差

L : 計算点の間の距離

D : 坑の相当径

λ : 圧損係数

ζ : 曲がり部の圧損係数

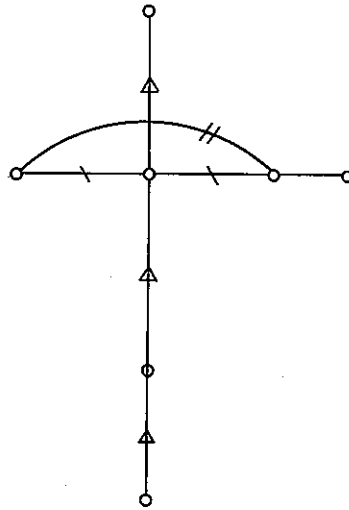
その他入口、出口部の圧損を考慮する。

(5) 発熱体のモデル化

発熱体付近は図 5.2.1 のようにモデル化する。

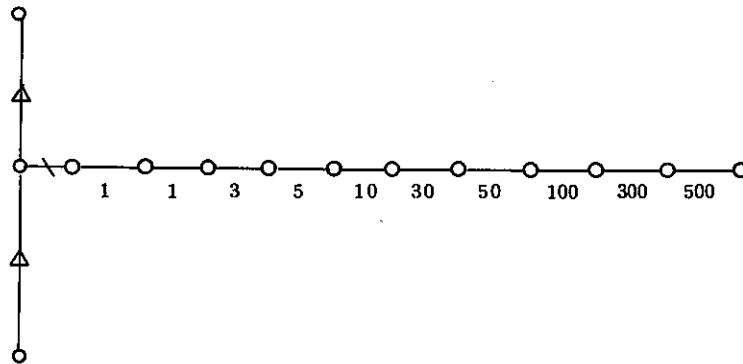
(6) 立坑付近のモデル化

立坑付近は図 5.2.2 のようにモデル化する。



- ガラス固化体(発熱部)(軸対称)
- //○ キャニスターから岩盤への輻射伝熱
- \○ キャニスターから空気および岩盤から空気への対流伝熱
- 空気の流れ

図 5.2.1 発熱体付近のモデル化



- \○ 空気から岩盤への対流伝熱
- 立坑内空気の流れ
- 岩から岩への熱伝達

(数字はメッシュの長さを表わす。単位 m)

岩盤は立坑に対して軸対称系としている。

図 5.2.2 立坑付近のモデル化

(3) 施設図

PNC-SJ 199 84-20

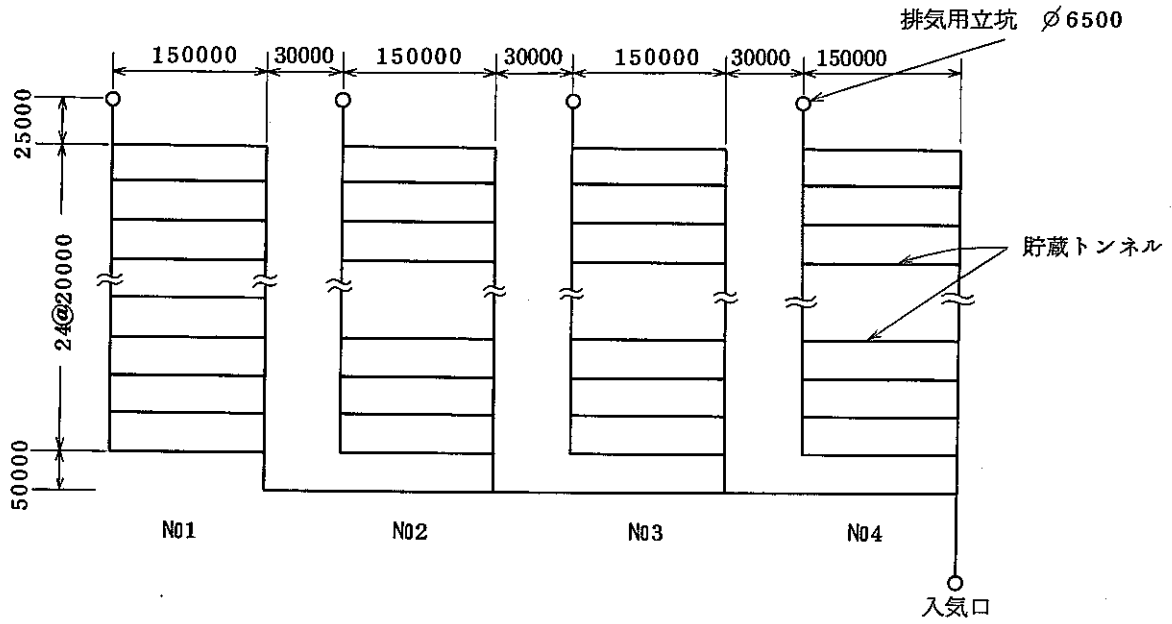


図 5.3.2 施設図 (動燃殿資料)

PNC-SJ 199 84-20

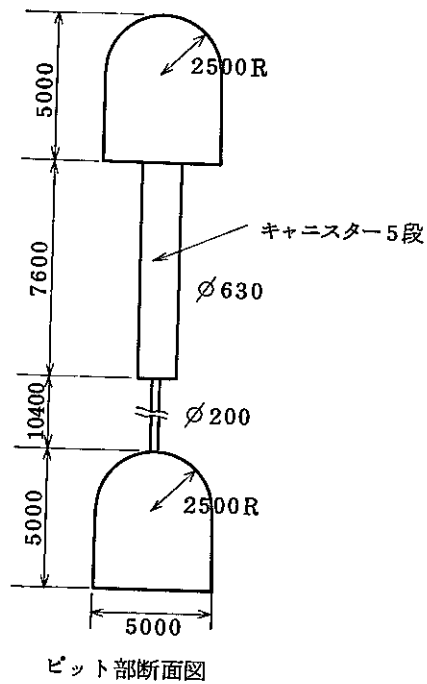


図 5.3.3 ピット部 (動燃殿資料)

5.3.2 計算領域のモデル化

施設は4つの貯蔵区があるが4貯蔵区のうち最奥をのぞく3つの貯蔵区を次のようにモデル化して、貯蔵トンネルを3本、1トンネル当りのビット数を1本とする。また、最奥の貯蔵区のうち中央のトンネル以外は1トンネル当りのビット数を1本とする。中央のトンネルに対しては、実機と同じ20本とする(図5.3.4参照)。

PNC-SJ 199 84-20

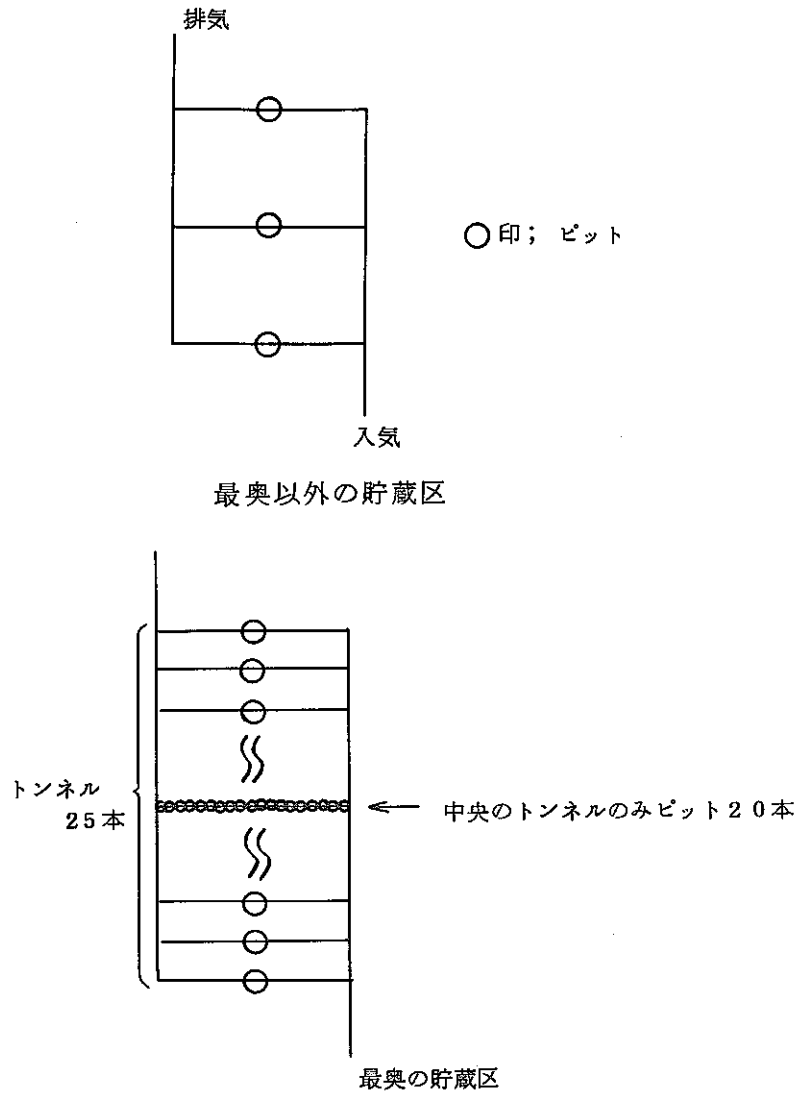


図5.3.4 モデル図

各貯蔵区の排気用立坑からの流量を、図 5.3.5 に示す。

この図 5.3.1 から各立坑からの排気量は、ほとんど均一となっていることがわかる。

また、図 5.3.6 に最奥貯蔵区の各トンネルにあるピット内の総流量を示す。この図 5.3.6 から各トンネルにあるピット内総流量は、ほとんど均一となっていることがわかる。

計算条件として、入気温度は 30℃、全圧は入口と出口で同一とした。ガラス固化体の条件は保管庫と同一とした。坑内の伝熱式は Dittus & Boelter の式を用いた。またパラメータとして外気温度、発熱量、立坑高さについて変化させて計算した。

PNC-SJ 199 84-20

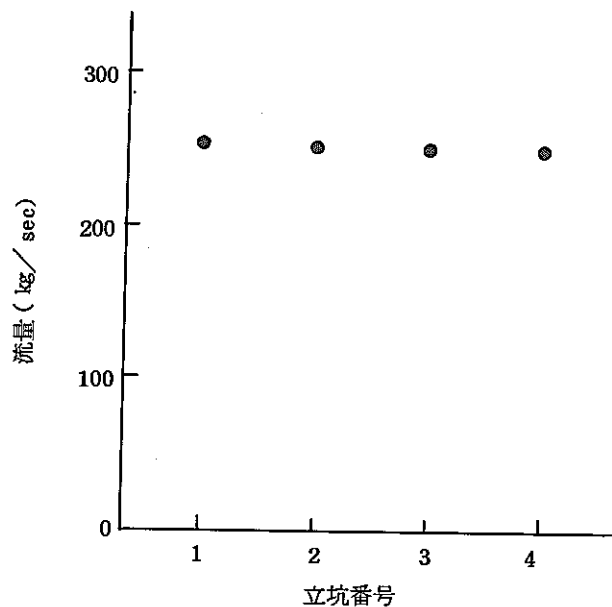


図 5.3.5 排気用立坑の流量

PNC-SJ 199 84-20

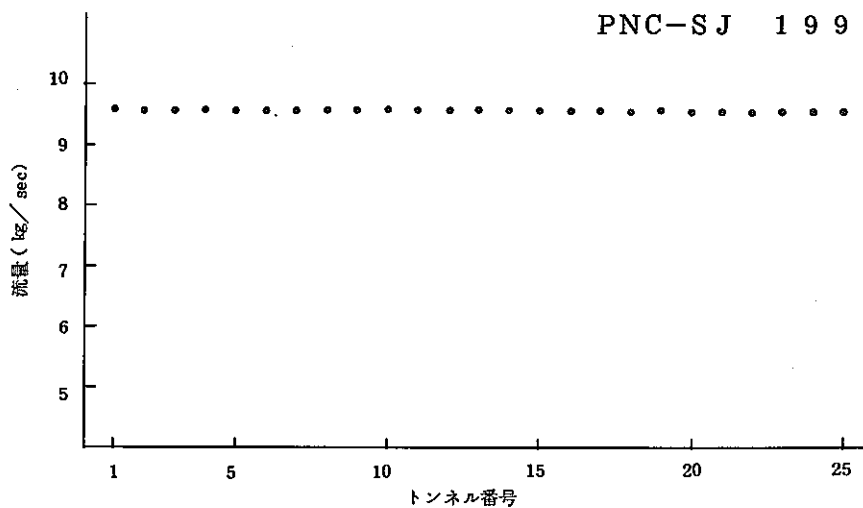


図 5.3.6 最奥貯蔵区の各トンネルにあるピット内総流量

5.4 計算結果

5.4.1 非定常計算

ここでは外気の年変化、日変化は考えずに固化体作成後10年たってから30℃の岩盤内貯蔵施設に固化体を貯蔵した場合の計算をした。ここで、岩盤への伝熱は排気用立坑部のみとして、ピット部から岩盤への伝熱は無視した。立坑は100m、入気温度は30℃とした。

このときの固化体中心温度、キャニスター温度、排気用立坑からの流量を図5.4.1と図5.4.2に示す。また排気用立坑部の空気および岩盤温度を図5.4.3と図5.4.4に示す。

図5.4.2に示すように立坑体あたりの空気の流量は貯蔵した時点ではおよそ193(kg/sec)(555000(Nm³/hr))であり、時間とともに減少していく。しかし発熱量も減少するため、図5.4.1に示すようにガラス固化体の温度も減少する。

図5.4.3と図5.4.4および表5.4.1に示すように立坑付近の岩盤温度は立坑からの距離に比例して、最高温度になる時期が遅く、かつ温度が低くなっている。これは岩盤中での熱の伝わり方が遅いため岩盤中での温度が最高になるころには固化体の発熱量が小さくなり再び温度が下がっていくためと考えられる。

図5.4.3と図5.4.4にみるように岩盤への熱の伝わり方は非常にゆるやかである。そこで、この熱の逃げを無視する事により定常計算を行ってみた。

計算結果を表5.4.2に示す。表5.4.2に示すように非定常計算結果と定常計算ではほぼ同じ温度になっている。この事から施設内の温度の岩盤による影響は少ないと考えられる。

PNC-SJ 199 84-20

表 5.4.1 岩盤の温度

立坑からの距離 (m)	最高温度になる時期 (年後)	最高温度 (℃)
1	6	35.2
2	10	33.7
5	20	32.2
10	30	31.2
20	80	30.5

PNC-SJ 199 84-20

表 5.4.2 非定常計算と定常計算との比較

時間 (年)	温度			
	非定常計算		定常計算	
	ガラス中心	キャニスター	ガラス中心	キャニスター
10	140	91.4	140	91.5
30	103	72.3	103	73
40	89.7	65.2	90	65.5
90	53.7	45.0	54	45

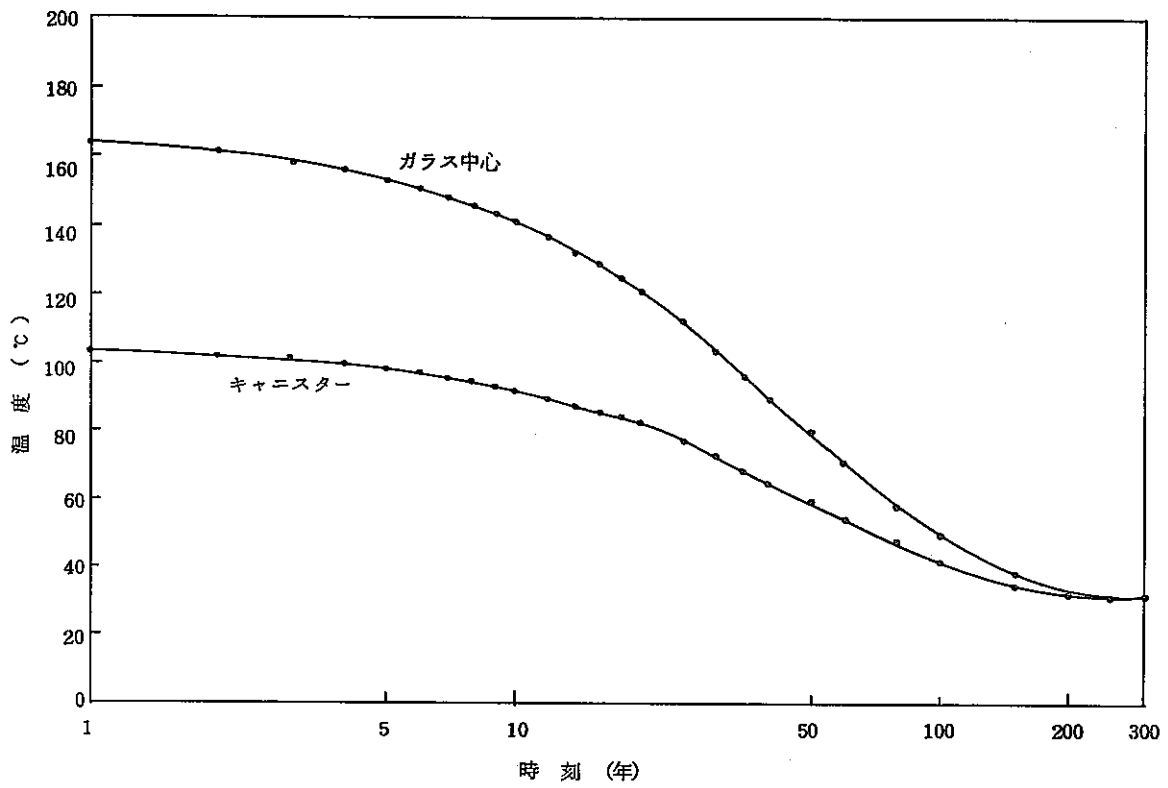


図 5.4.1 ガラス中心・キャニスターの温度変化

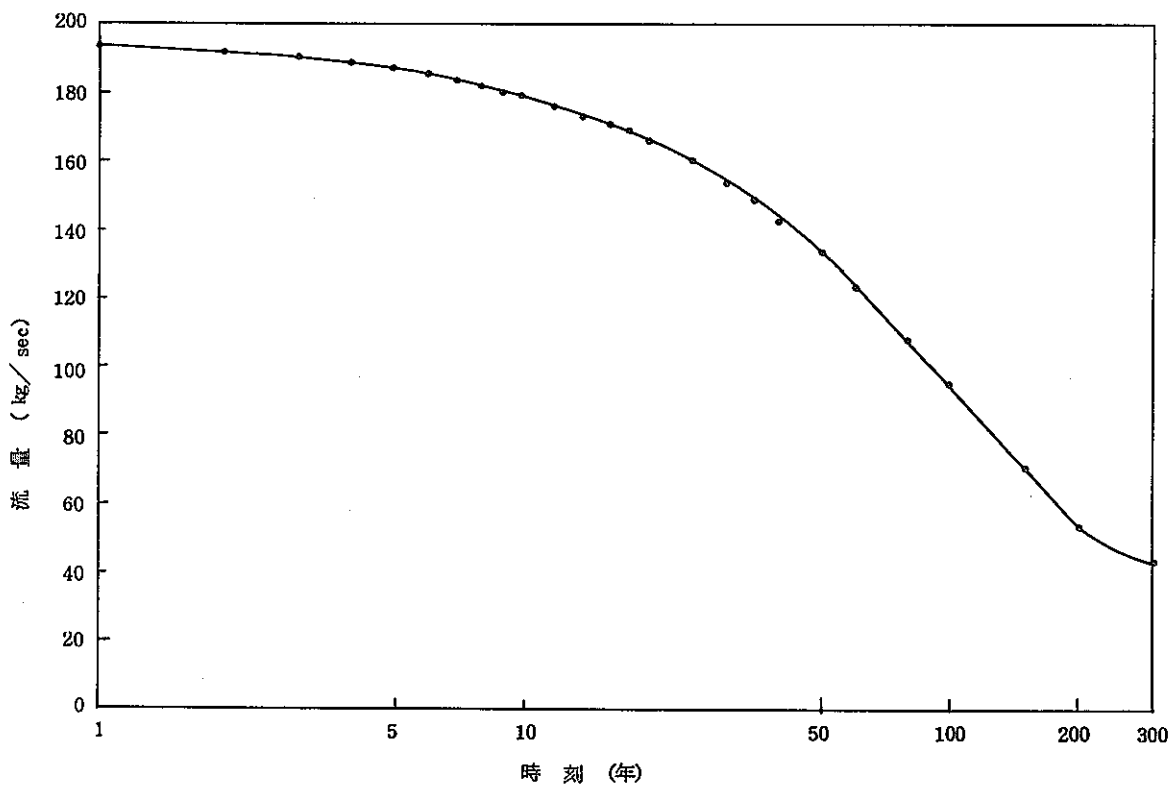


図 5.4.2 排気用立坑からの流量変化

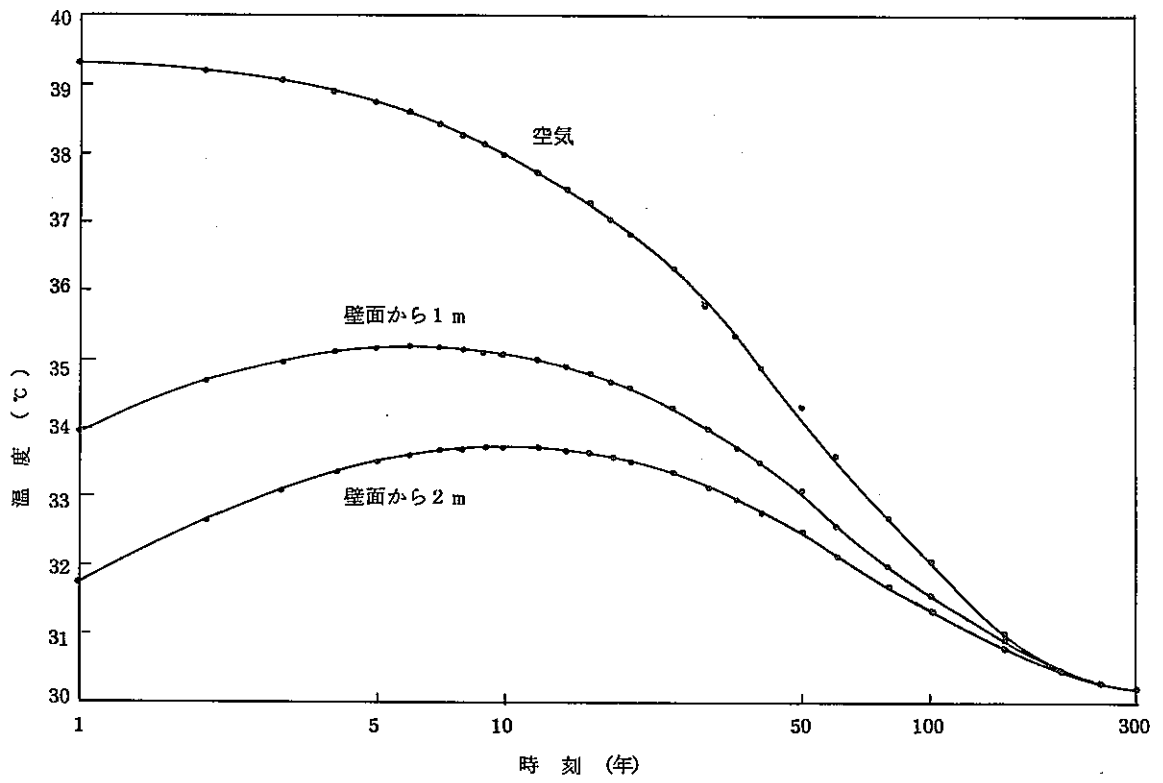


図 5.4.3 排気用立坑部分の温度変化

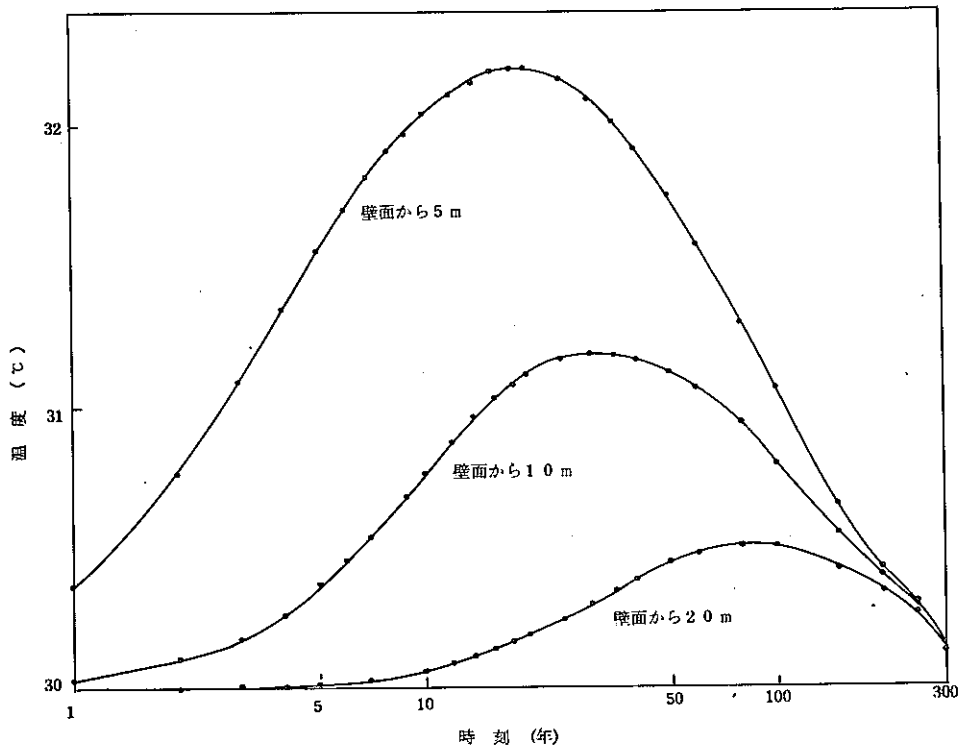


図 5.4.4 排気用立坑部分の温度変化

5.4.2 定常解析

5.4.1章によって施設内の温度は定常計算によって解析可能と考えられるので、ここでは発熱量はパラメータとして定常計算を行う。

キャニスター発熱量を変化させたときの自然対流・定常時の温度及び流量を図5.4.5、5.4.6に示す。このとき、外気温度は30℃としている。また、排気用立坑高さは100mである。

キャニスター1本当たりの発熱量が1.44kWのときのガラス中心温度は260°であり、キャニスター表面温度は150°となる。

PNC-SJ 199 84-20

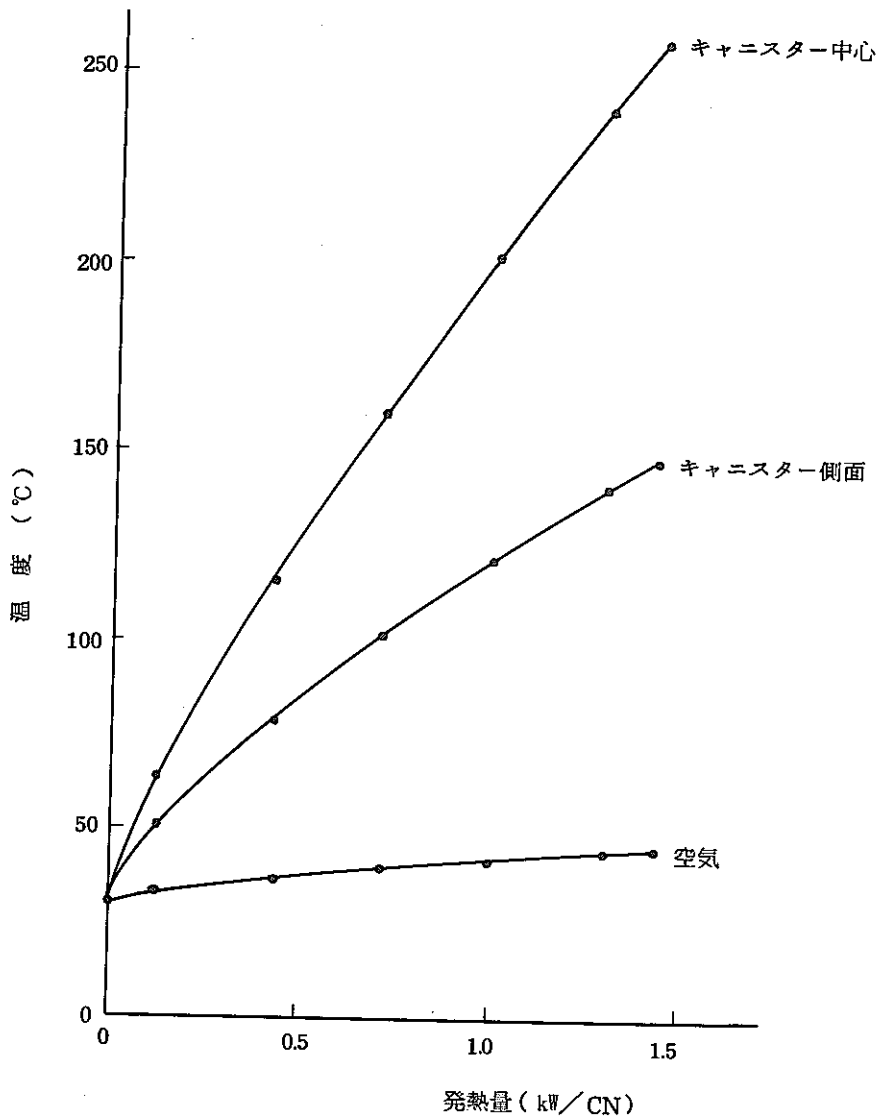


図 5.4.5 定常発熱時の温度

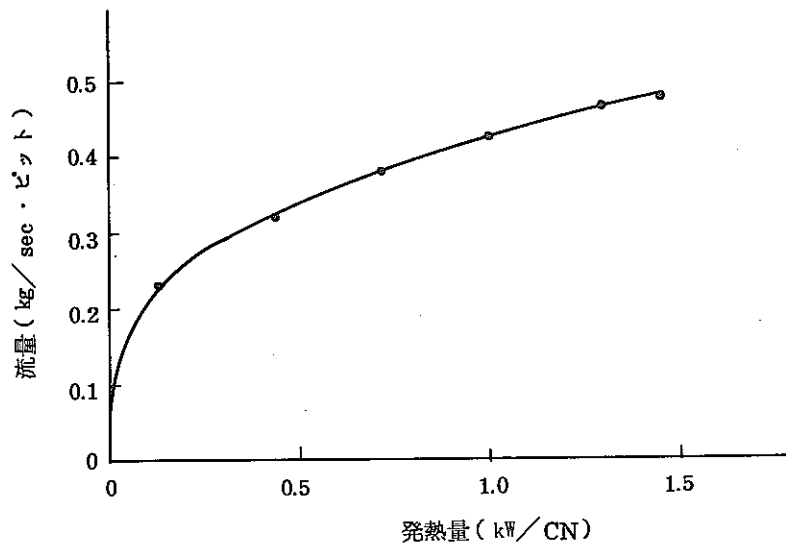


図 5.4.6 定常発熱時のビット内流量

5.4.3 外気温度の影響

入気温度 30℃ に対して、外気温度を考えて、定常計算をした。計算は、発熱量 1.44 (kW/本) のキャニスターを貯蔵した場合と、ビット内に何も入れていない場合について行った。計算結果を図 5.4.7、図 5.4.8、図 5.4.9 に示す。発熱のケースでは外気温度の 30℃ の場合ガラス中心温度 259℃、キャニスター温度 149℃ に対し、外気温度 0℃ の場合はガラス中心温度 225℃、キャニスター温度 111℃ となり、ガラス中心で 34℃、キャニスターで 38℃ の差がある。

5.4.4 排気用立坑高さの影響

発熱量 1.44 kW/本のキャニスターを貯蔵した場合のキャニスター温度、空気流量を排気用立坑高さを変えて、計算した。計算結果を図 5.4.10 に示す。

排気用立坑高さが 0 m のとき、ガラス中心温度は 313℃、キャニスター温度は 208℃ となり、100 m のときは、ガラス中心温度 259℃、キャニスター温度 149℃ となる。これに対し、200 m のときはガラス中心温度で 247℃、キャニスター温度で 136℃ となる。

排気用立坑が 0 m と 200 m の 2 つの場合を比べると、ガラス中心温度で 66℃、キャニスター温度で 72℃ のちがいがある。

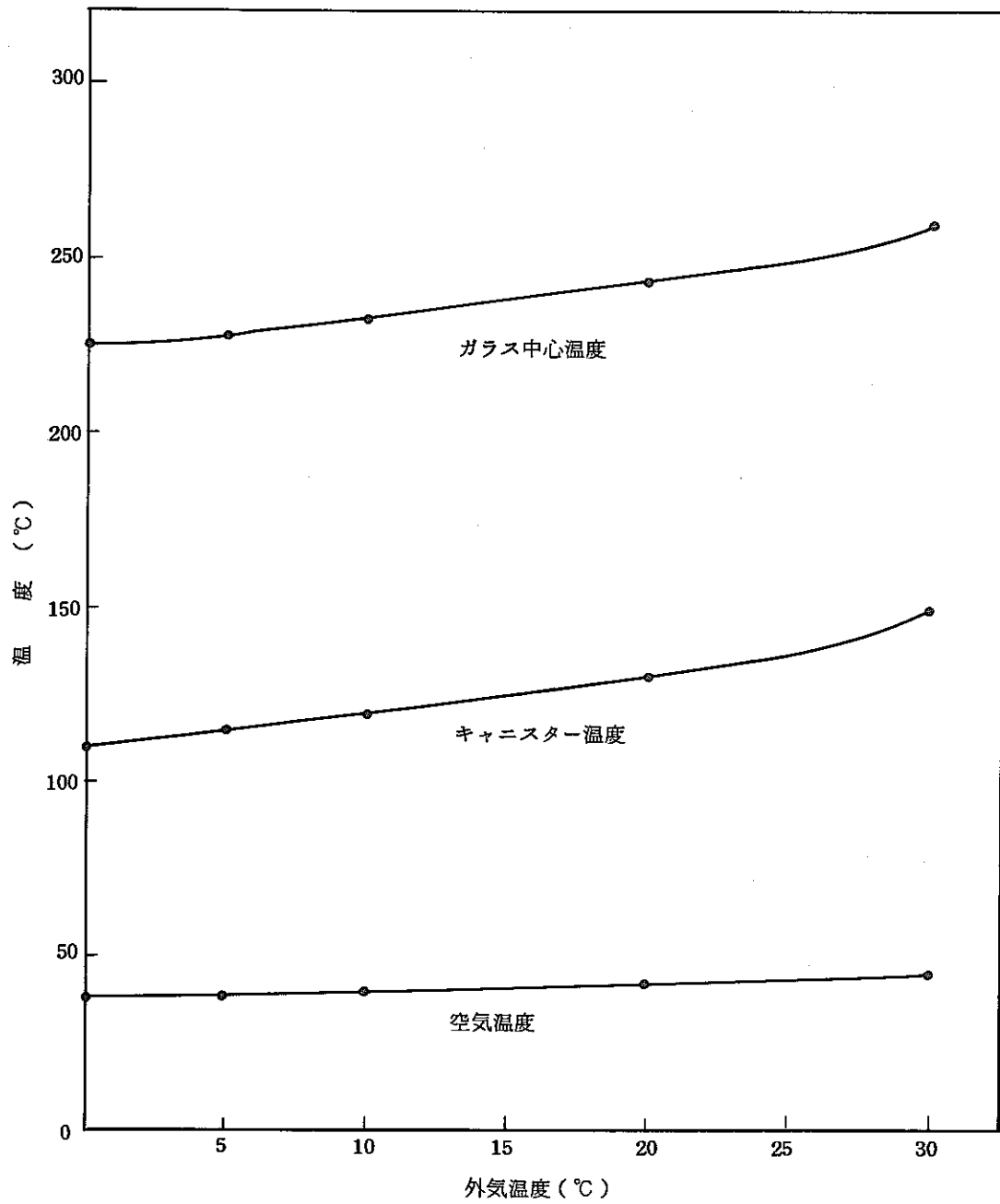


図 5.4.7 外気温度を変えた時の温度
(キャニスター1.44 kW、立坑高さ100 m)

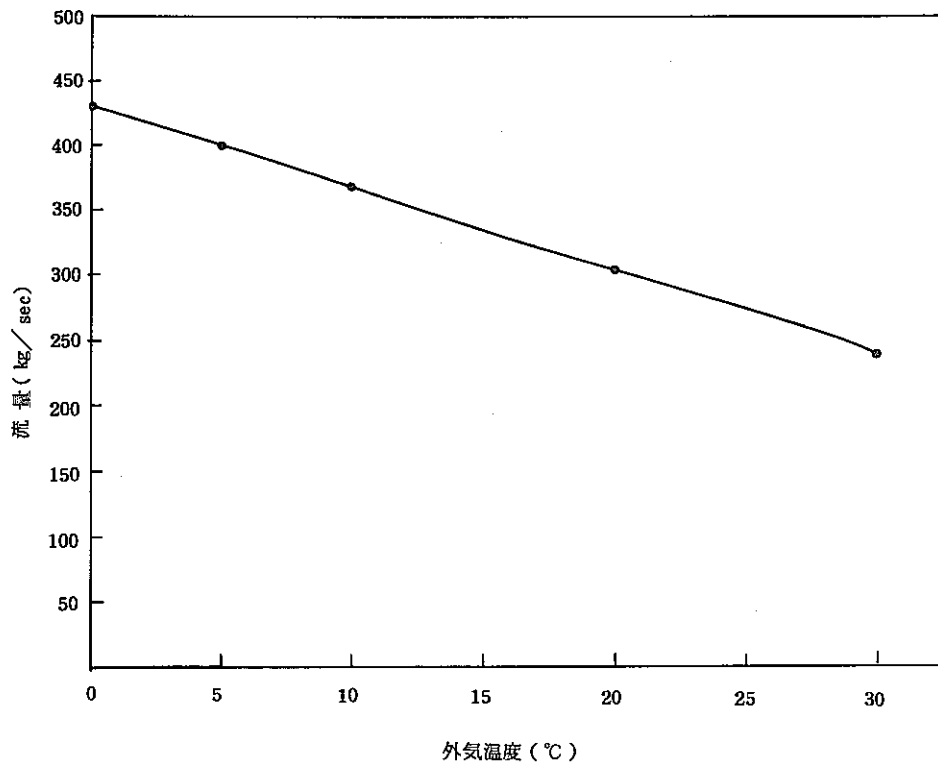


図 5.4.8 外気温度を変えた時の排気用立坑流量(キャニスター1.4 kW、立坑高さ100 m)

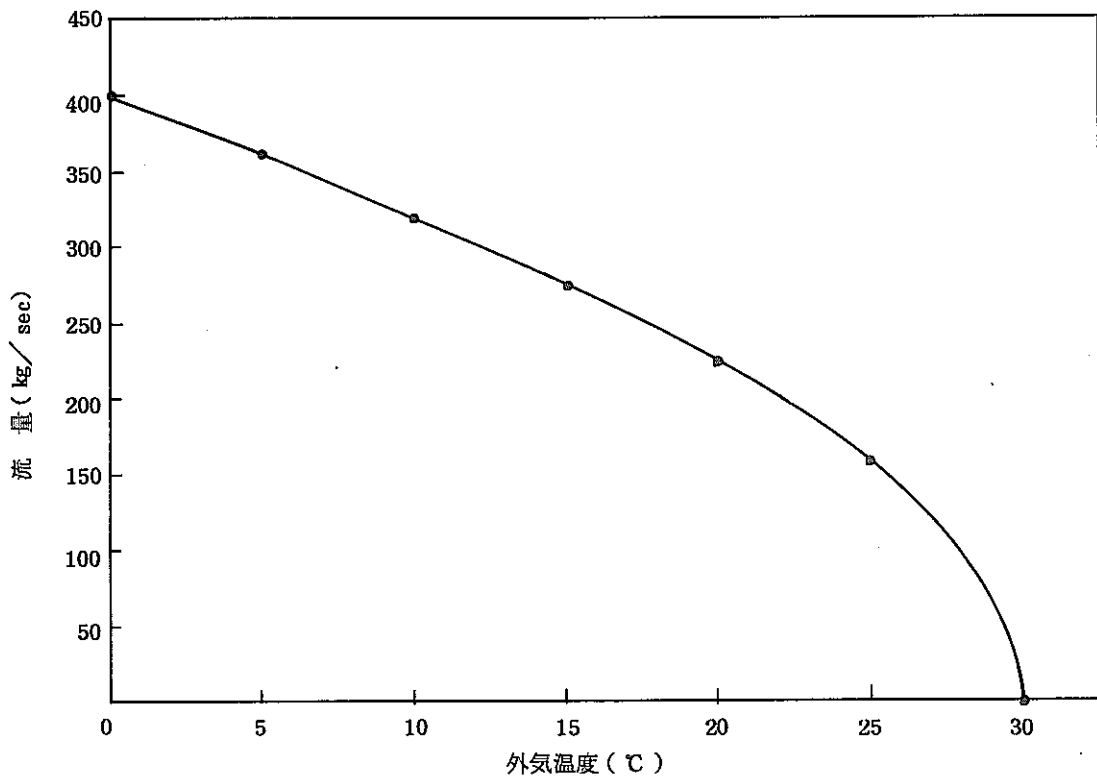


図 5.4.9 外気温度を変えた時の排気用立坑流量(キャニスターなし、立坑高さ100m)

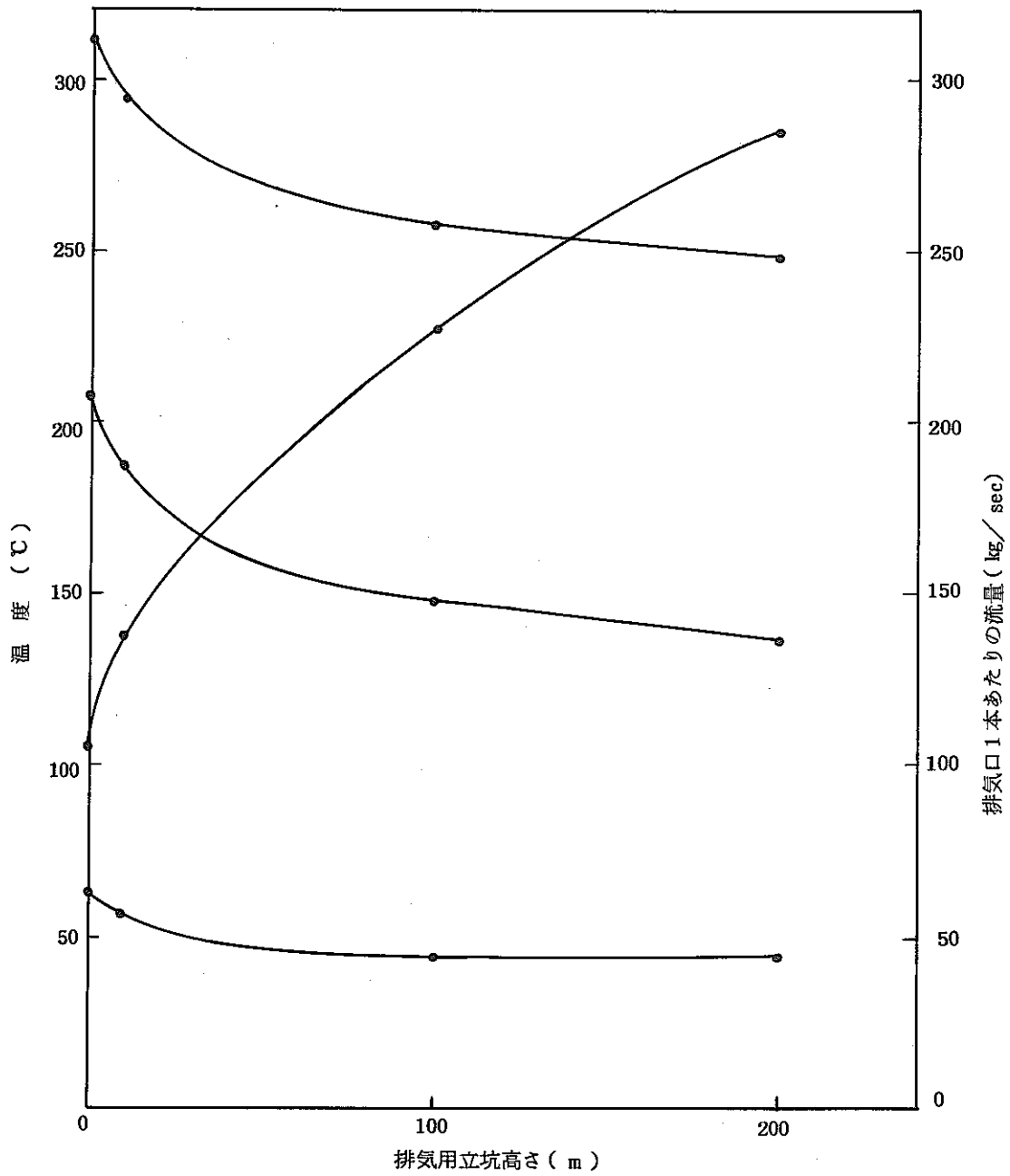


図 5.4.10 排気用立坑の高さによるちがい
(発熱量 1.44 kW/本)

5.4.5 まとめ

FLOSTコードを用いて岩盤内長期貯蔵施設の伝熱特性解析を行った。ここでの解析はFLOSTコードの現在の機能を用いて行ったために湿度の考慮等が不可能であった。しかし施設を解析するのに重要な要因である。自然対流解析、非定常解析を行う事ができ、FLOSTコードによる岩盤内施設の解析は可能であると考えられる。

より詳細に解析するための問題点としては次の点が考えられる。

- (1) 岩盤内は湿度が高く、この影響を考える必要がある。
- (2) FLOSTコードは全圧を未知量としており、解析の境界条件として、入口、出口での全圧が必要になる。
今回は両者とも同一の値を用いたが、実測値が必要となる。
- (3) 自然対流は空気の浮力によるが、これは坑内の空気温度と外気の空気温度の差による。そこで外気の空気温度により詳細な算定が必要になる。
- (4) 施設周囲の岩盤の熱物性値を文献によって調査したが、そのバラつきが大きかった。
今回は安全側を考えた値を用いたが、さらに検討を要すると考えられる。また地下水の影響も重要であると考えられる。
- (5) 施設内には非常に多数のピットがあるために、これらをモデル化せざるを得ない。このモデル化の妥当性については多種のモデル化による検討が必要になる。
- (6) 施設をモデル化してもかなりの計算点になる。このためこれらのデータを入力するための補助プログラムが必要になる。

6 . 新形状固化体の伝熱特性解析

6. 新形状固化体の伝熱特性解析

ここでは、新形状固化体の発熱量を求めるORIGEN計算と、その発熱量を用いた大気放冷^(*)時の伝熱特性解析を行った。伝熱特性解析では、ガラス注入実験との比較を行う目的のガラス注入計算と、注入完了後の非定常伝熱計算およびガラス注入時の影響がなくなり、高レベル廃棄物の発熱による温度を求める定常計算を行った。また、狭隘路冷却については、3章 保管庫の伝熱特性解析の中の3.4.4解析コードの比較を参照されたい。

6.1 ORIGEN計算

ORIGEN計算の計算条件を表6.1.1～6.1.3に示す。これらの条件の中で、原子炉の燃焼、冷却は、以前と同じであるが崩壊計算を行う前処理の回収計算の、U、Puの回収率が変った。また、ガラス固化体中のWaste 酸化物の量は、25.2 wt %で、ガラスの組成も変化した。計算結果のうちで、ガラス固化体一本当りの発熱量を、図6.1.1と表6.1.4に示す。また、固化体一本当りのActivityと γ 線表面線量を、図6.1.2と図6.1.3に示す。

PNC-SJ 199 84-20

表 6.1.1 高放射性核種の崩壊計算条件 (ORIGENコード)

	項 目	設 定 額
炉 の タ イ プ		L W R
炉 の 定 数	Therm	0.632
	Res	0.333
	Fast	2.0
Burn up 計 算	Power	35 MW/MT
	Burn up time	800日
	燃料計算 (U 235:4 wt %)	
	U 235	170.21276 (g-atom)40.0kg
U 238	4033.6134 (g-atom)960.0kg	
Cooling 計 算	Decay time	180日
回 収 計 算	回 収 率 (%)	$^3\text{H} = 96.0$ $^{53}\text{I} = 99.5$
		$^2\text{He} = 35$ $\text{Br} = 100$
		$^{36}\text{Kr} = 54$ $\text{Xe} = 100$
		$^{92}\text{U} = 99.5^{(**)}$ $^{93}\text{Np} = 0.0$
		$^{94}\text{Pu} = 99.7^{(**)}$
		$^{95}\text{Am} = 96$ $\text{Cm} = 0.0$
Waste volume		1000 l/MT

(注**) 回収率にもかかわらず、U 5.81 kg/MT、Pu 22.9 g/MTがHLWに入るとした。

(注*) 大気放冷時とは、風がない室内で自然対流熱伝達とまわりへの熱輻射を考慮した伝熱環境を言う。

表 6.1.2 発熱量計算条件

	項 目	設 定 値
廃 液 計 算	回収残渣のうち無視する元素	30Zn, 31Ga, 81Tl 82Pb, 83Bi, 84Po 85At, 86Rm, 87Fr 89Ac, 91Pa, 97Bk 98Cf, 99Es
	硝酸濃度 NaNO ₃ 混入量 再処理腐蝕生成物	3N Na ₂ O換算 30kg/MT Fe ₂ O ₃ 換算 6.2kg/MT Cr ₂ O ₃ 換算 0.3kg/MT Ni _o 換算 0.7kg/MT
ガラス固化時		Cooling time 後5年
ガラス固化体中の Waste 酸化物の量		25.2%

データの出所：動燃東海殿

表 6.1.3 ガラス固化体の組成

	酸 化 物	組 成 (wt%)
Glass Frit	SiO ₂	45.0
	B ₂ O ₃	14.2
	Al ₂ O ₃	3.6
	Li ₂ O	3.0
	CaO	3.0
	ZnO	3.0
	BaO	3.0
Waste Oxides	Na ₂ O	10.0
	Fe ₂ O ₃	20.4
	Cr ₂ O ₃	0.10
	NiO	0.233
	Fp	10.0
	Ac	2.5

データの出所：動燃東海殿

表 6.1.4 ガラス固化体の発熱量

年		一本当たりの発熱量 (W/本)	単位体積当り ^(*) (Kcal/m ³)
炉取り出し後	固 化 後		
1	-	6.85 E+03	
3	-	2.48 E+03	
5	0	1.44 E+03	2.9913
7	2	1.10 E+03	2.2850
10	5	8.97 E+02	1.8633
15	10	7.50 E+02	1.5580
25	20	5.79 E+02	1.2028
45	40	3.57 E+02	0.7416
55	50	2.82 E+02	0.5858
105	100	8.76 E+01	0.1820
205	200	1.13 E+01	0.0235
305	300	3.68 E+00	0.0076
405	400	2.52 E+00	0.0052
505	500	2.08 E+00	0.0043
705	700	1.56 E+00	0.0032
1000	1000	1.08 E+00	0.0022
3000	3000	3.29 E-01	0.0007
5000	5000	2.66 E-01	0.0005
10000	10000	1.99 E-01	0.0004
100000	100000	3.64 E-02	0.0008

(注*) ガラス容量は、115ℓ/本とした。

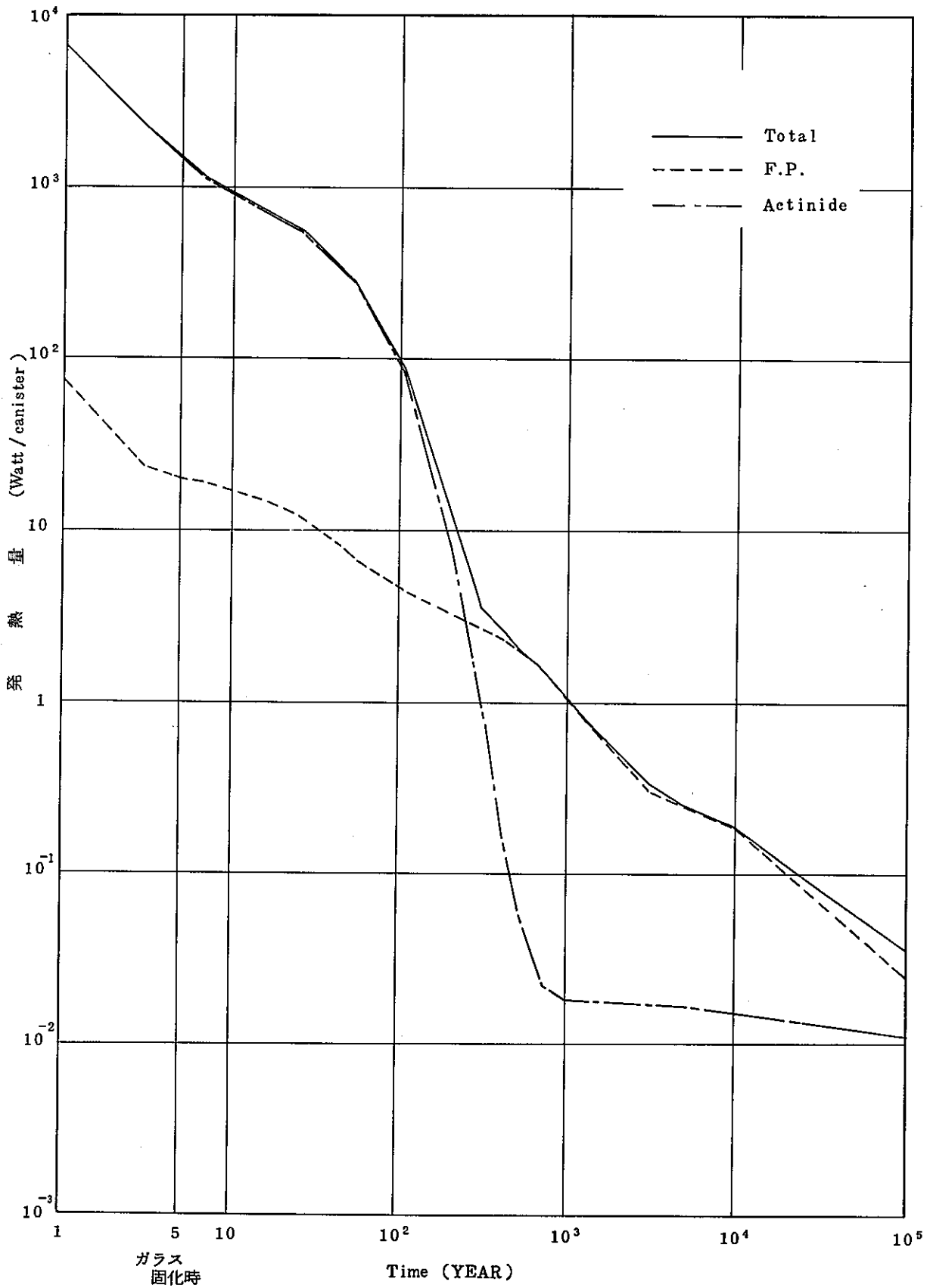


図 6.1.1 ガラス固化体一本当りの発熱量 (Watt/canister)

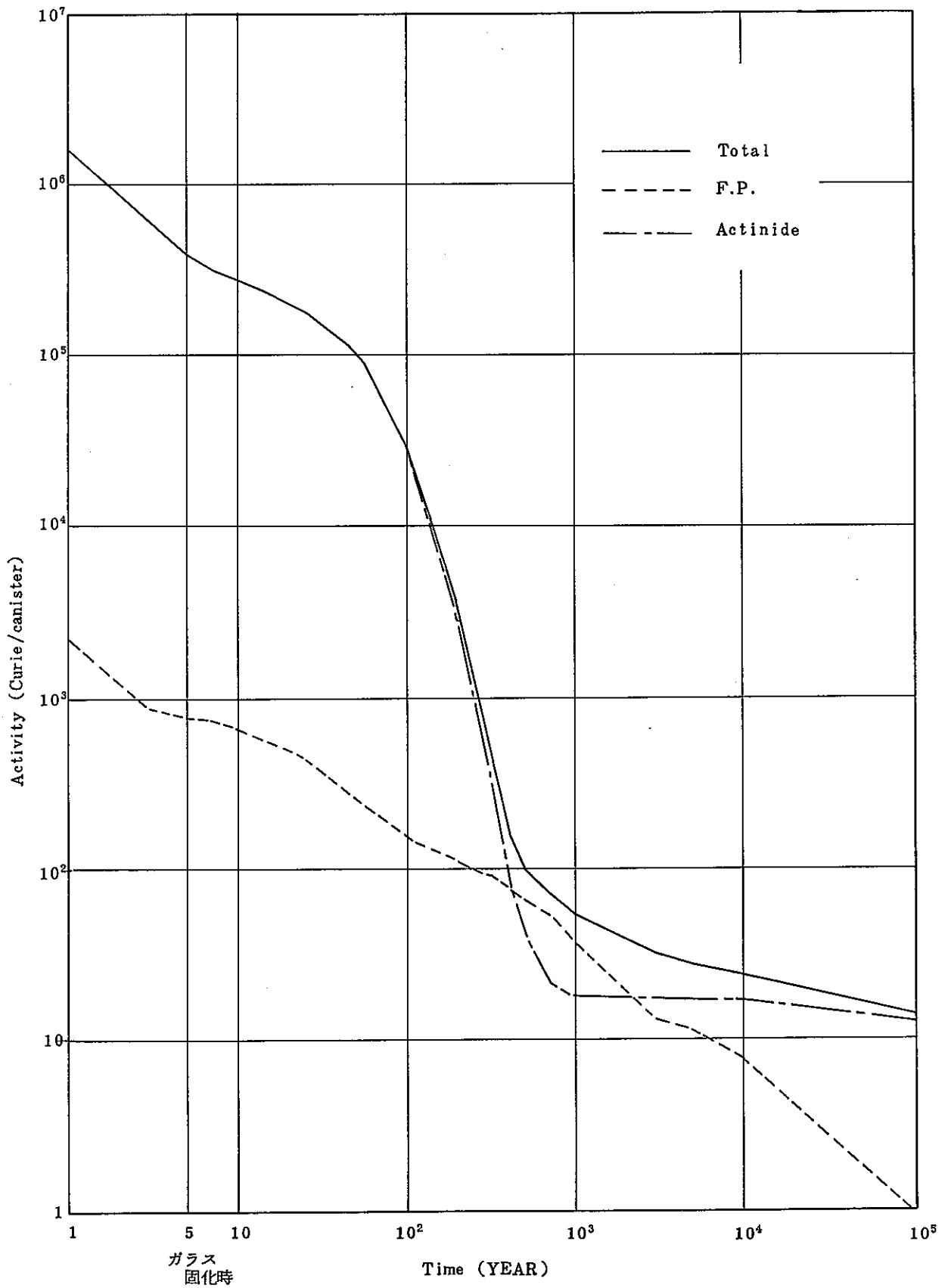


図 6.1.2 ガラス固化体一本当りの Activity (curie/canister)

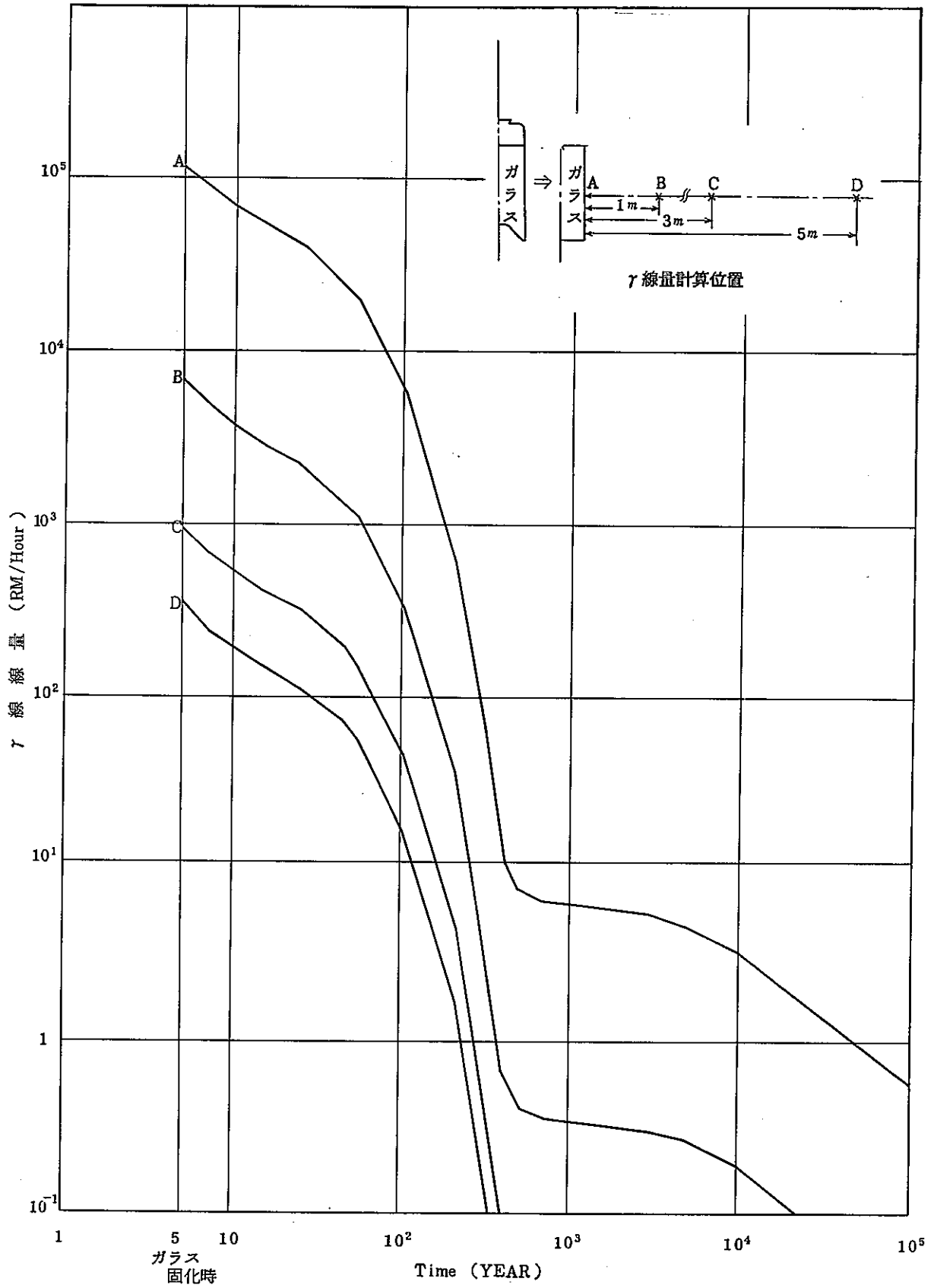


図 6.1.3 γ 線表面線量

6.2 大気放冷時の伝熱計算

大気放冷時の伝熱計算は、まず、ガラス注入時の実験結果との比較計算から行った。ガラス注入量は300kg、注入ガラス平均温度1030℃、注入時間124分である。この注入実験との比較を図6.2.1に示す。この結果はガラス中央部の高さ40cmの結果で実験と計算結果は、良い一致を示している。図6.2.2にガラス注入計算結果の温度分布図を示す。

ガラス注入計算結果の注入完了時の温度分布を引き継いで短期温度変化の非定常計算を行った。つぎに、長期の温度変化計算として、各時刻の発熱量(表6.1.4)を用いた定常計算を行った。短期の温度変化を図6.2.4に示し、短期と長期の温度変化の計算結果を描いたものが図6.2.5である。図6.2.6と図6.2.7は、ガラス固化体作成時の大気放冷の計算結果と保管庫に格納した場合の計算結果を同一図に示したものである。大気放冷時の温度計算の構造図は図6.2.3に示す。また温度分布を図6.2.8と図6.2.9に示す。保管庫に格納したときの条件としては、4行13列5段積みのピット配置で、フロア2基(72710(Nm³/hr))の風量で強制空冷している。このときの最高温度固化体と最低温度固化体について、それぞれガラス中心温度とキャニスター温度を示している。

物性値

表6.2.1、表6.2.2に示す。キャニスター輻射率は焼面 $\epsilon=0.45$ 、白色面 $\epsilon=0.3$ とした。

PNC-SJ 199 84-20

表6.2.1 ガラス物性値

密度 (kg/m ³)		比熱 (Kcal/kg℃)		熱伝導率 (Kcal/m·sec·℃)	
温度(℃)	値	温度(℃)	値	温度(℃)	値
20	2.8 × 10 ³	0	0.173	20	2.353 × 10 ⁻⁴
484	2.786 × 10 ³	435	0.302	500	3.650 × 10 ⁻⁴
1100	2.56 × 10 ³	490	0.400	1000	9.972 × 10 ⁻⁴
1200	-	560	0.42	1200	1.2503 × 10 ⁻⁴
-	-	800	0.35	-	-

PNC-SJ 199 84-20

表6.2.2 キャニスター物性値 (SUS 304L)

密度 (kg/m ³)		比熱 (Kcal/kg℃)		熱伝導率 (Kcal/m·sec·℃)	
温度(℃)	値	温度(℃)	値	温度(℃)	値
0.0	8.04 × 10 ³	0.0	0.118	0.0	3.389 × 10 ⁻³
1200.0	7.50 × 10 ³	1200.0	0.190	1200.0	6.056 × 10 ⁻³

(注) 動燃東海殿の指示で物性値は去年のものを使用する。

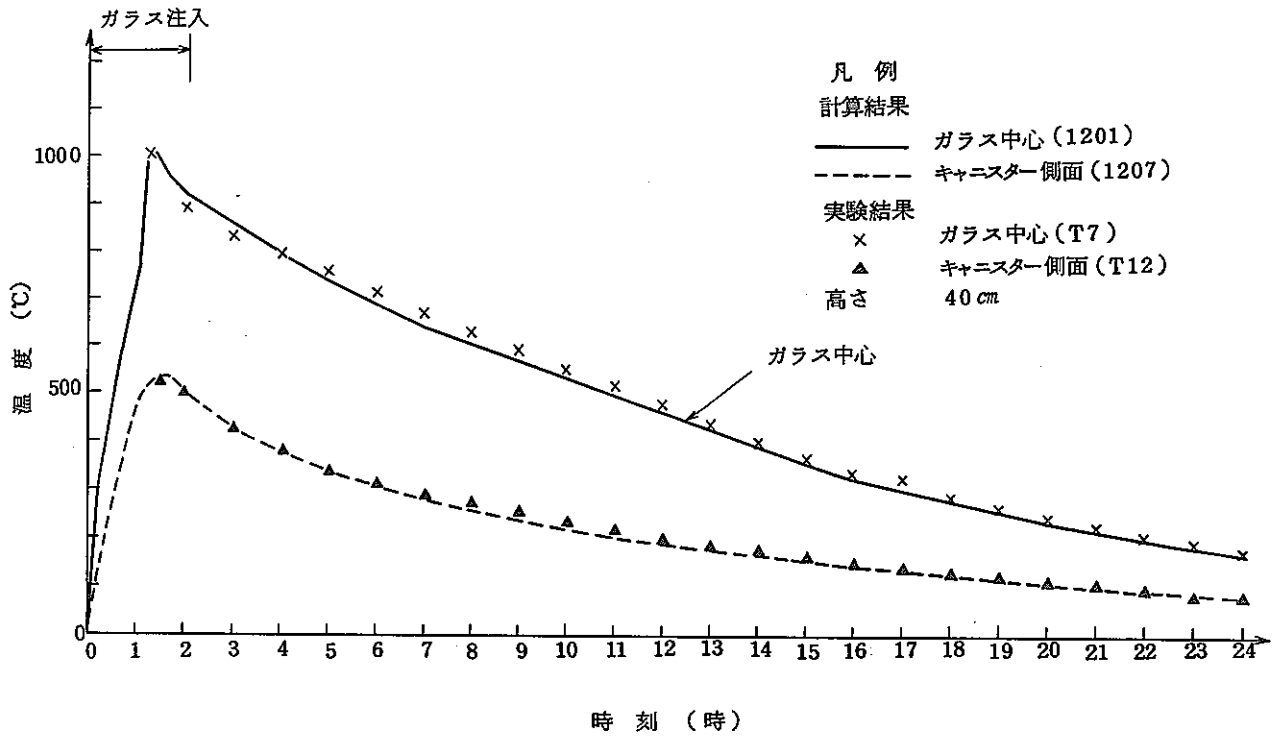


図 6.2.1 ガラス注入計算結果

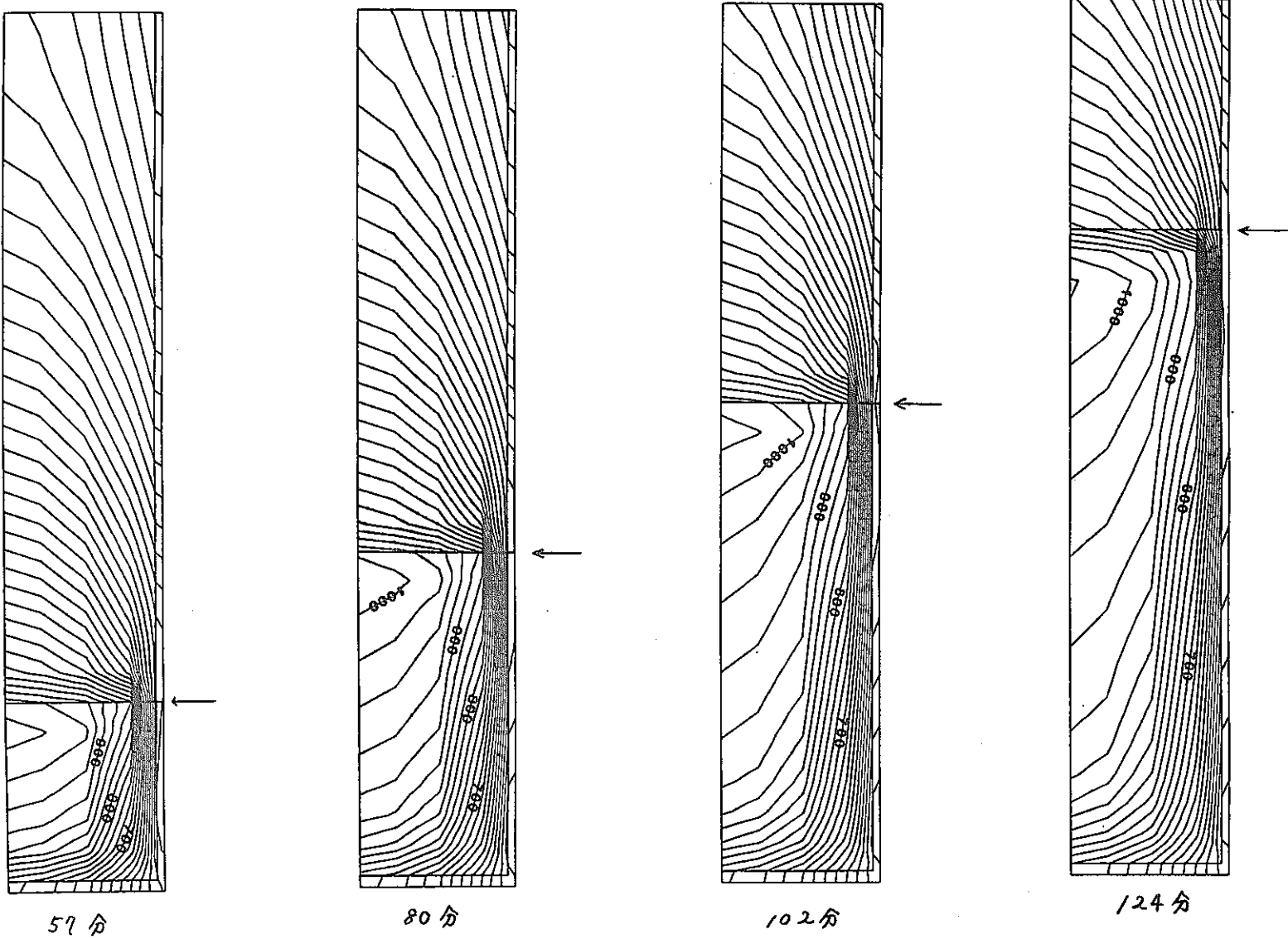


図 6.2.2 ガラス注入計算結果(注入中)

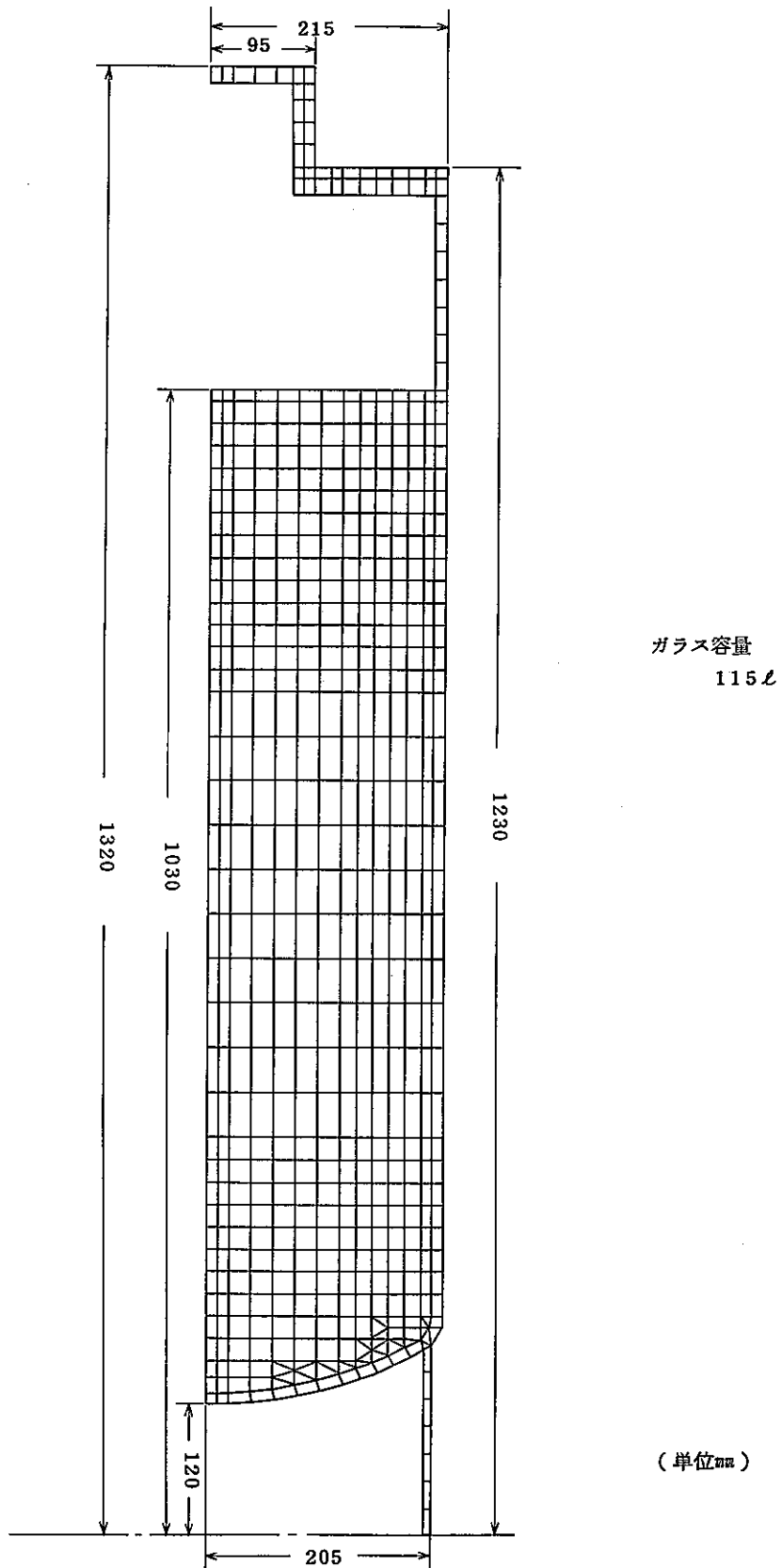


図 6.2.3 大気放冷時の構造図

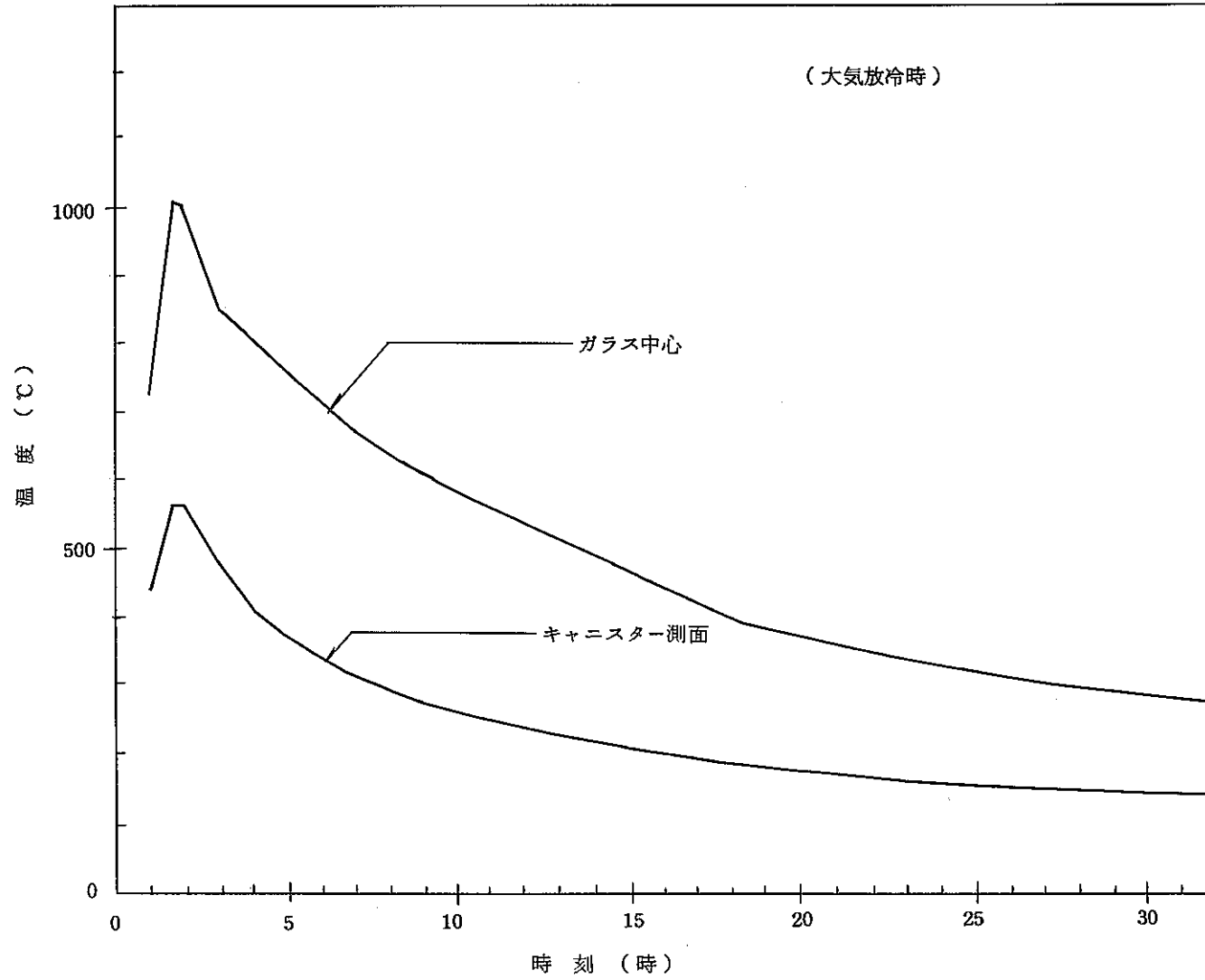


図 6.2.4 ガラス中心及びキャニスター外壁部の短期温度変化

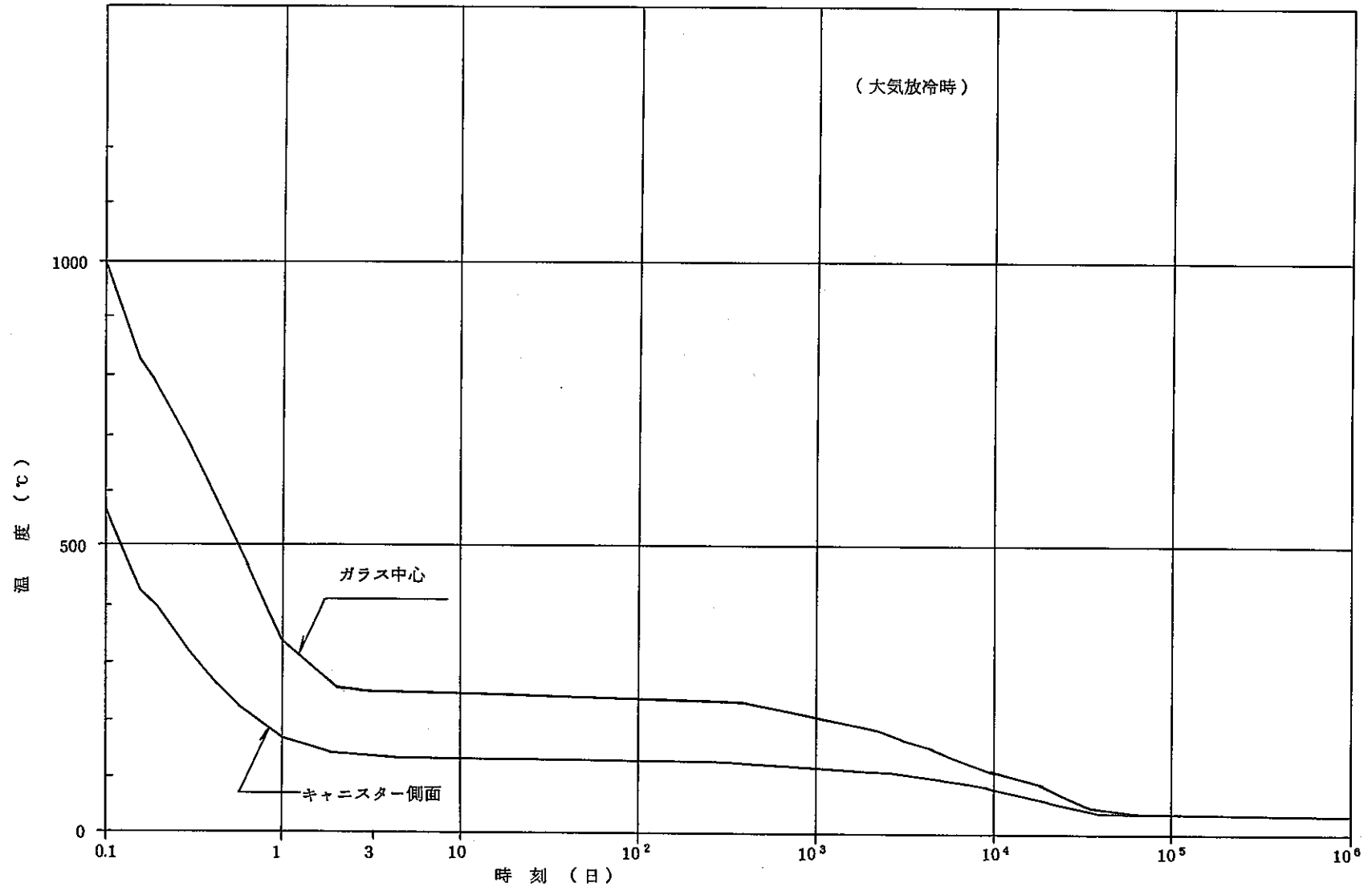


図 6.2.5 ガラス中心及びキャニスター外壁部の長期温度変化

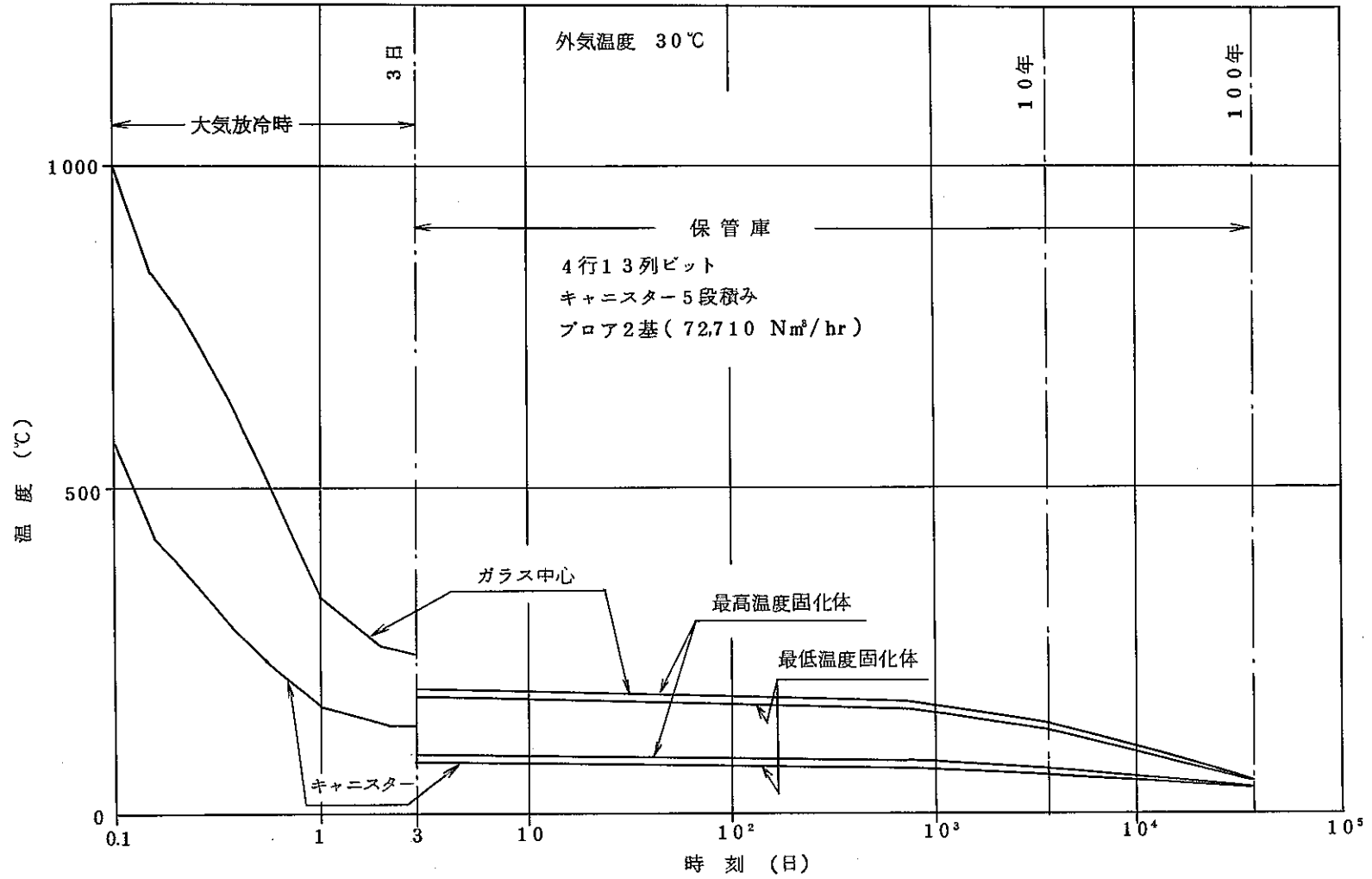


図 6. 2. 6 ガラス中心及びキャニスター外壁部の長期温度変化

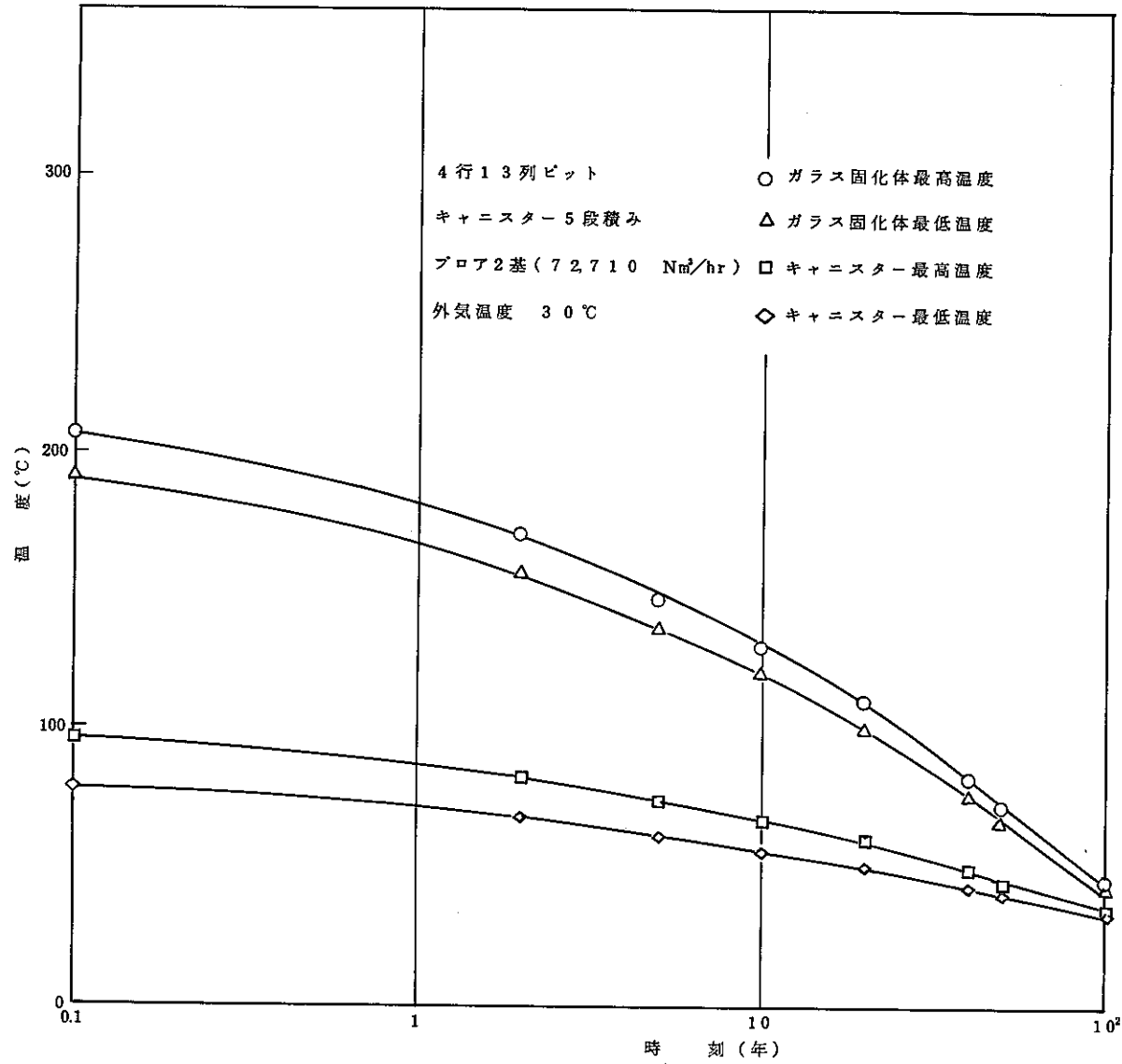


図 6.2.7 保管時のガラス中心及びキャニスター外壁部の温度変化

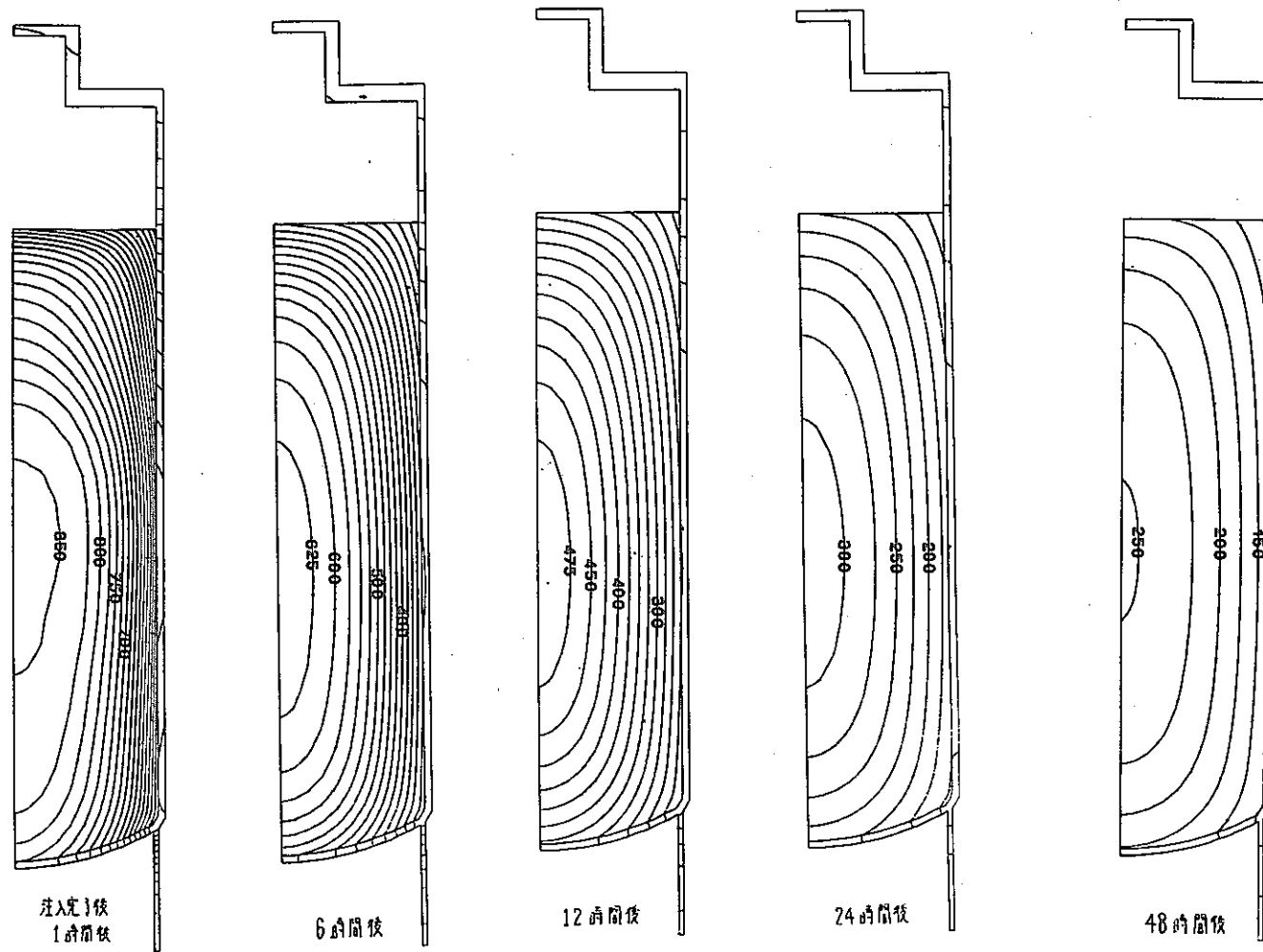


図 6. 2. 8 ガラス固化体の作成時の温度分布

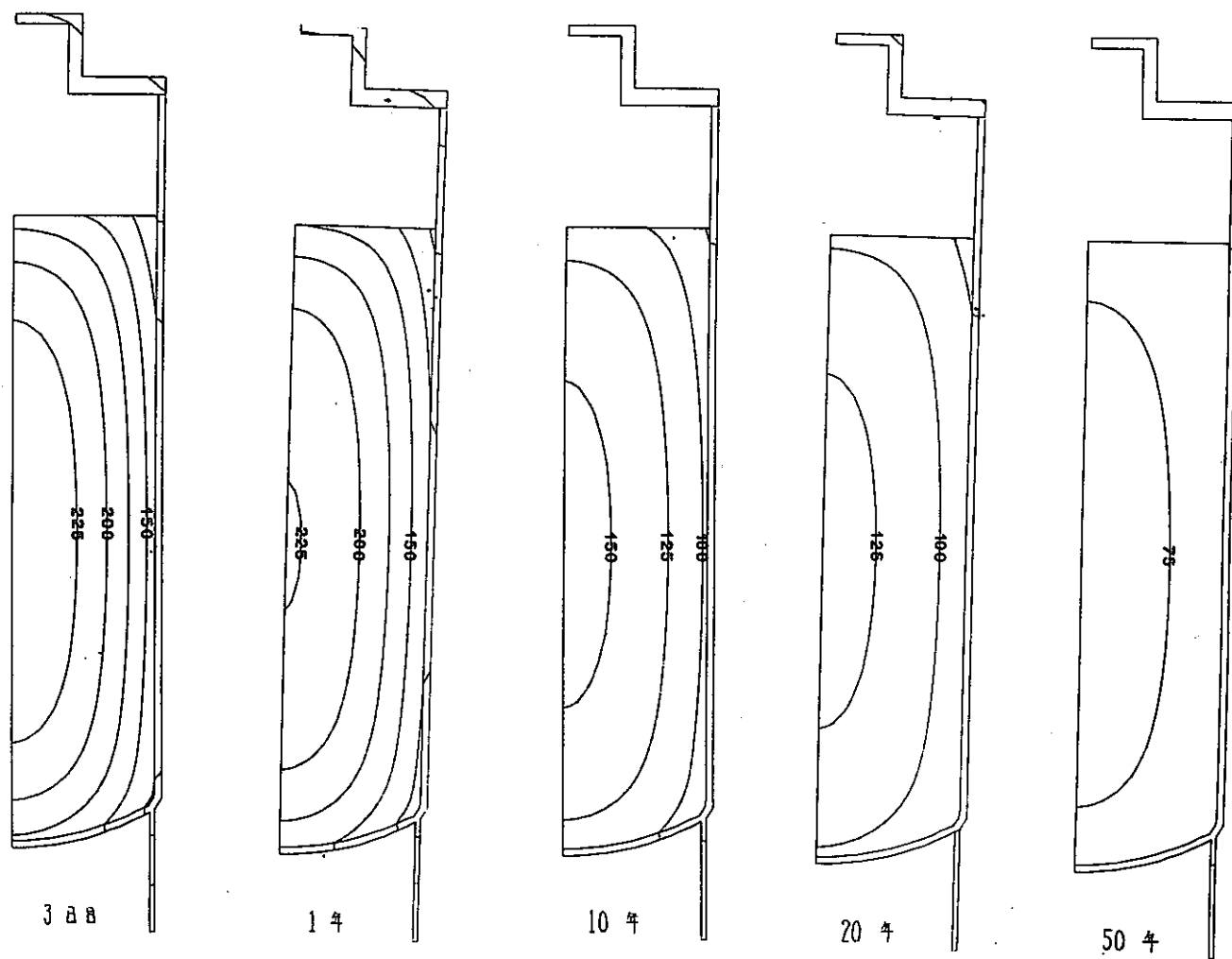


図 6.2.9 ガラス固化体の温度分布

7. ま と め

7. まとめ

高レベル廃棄物の貯蔵時における伝熱流動解析手法について、昭和56年度から解析コードの開発を行い、本年度解析コードを完成した。また解析コードを用いて保管庫等の解析を行った。以下に本年度の成果の要約を示す。

7.1 解析コードの検討

- (1) 解析コードに分岐要素、助走区間効果等を組み込みコードを改良した。これらにより計算精度が向上し、コードの取り扱いが容易になった。
- (2) ピット内の伝熱式と圧損式を再評価した。伝熱式は従来どおり Dittus & Boelter の式が妥当であった。また自然対流時の圧損係数の影響は少ない事がわかった。ピット内の圧損係数は新形状固化体ではキャニスター首部の影響がないために Fanning の式が適用できた。
- (3) 冷却システム試験と同条件を行い、計算結果と試験データとを比較・検討した。検討項目は定常時、過渡時、閉サイクル時、および保管庫を模擬した試験について行った。

定常時と過渡時については計算結果と試験データとは、より一致をみた。閉サイクル時は計算値の方が試験値より多少低めの値となった。これは試験装置の閉サイクル用ダクト部からの放熱が多くこの部分のモデル化が難しいためである。

保管庫を模擬した試験との比較については、まず空ピットのオリフィスの圧損係数について検討した。これにより全て実ピットと全て空ピットの場合および一部空ピットの場合の風量分配はほぼ一致した。温度分布については、実ピットが多い場合にはよい一致をみた。実ピットが少なくなると計算値の方が多少低めの値となった。

- (4) 解析コードの評価をした。解析コードの計算結果と冷却システム試験はよく一致した。また解析コードでは各種の式に無次元量を用いているため、解析コードにより、実機保管庫時と貯蔵時の解析が行えると考えられる。

7.2 保管庫の伝熱特性解析

- (1) 解析コードを用いて実機・保管庫の伝熱特性解析を行った。
- (2) プレナム高さの解析を行い、風量分配の基本的要因を把握した。また解析の結果上部プレナム高さが 1.5 (m) 以下、下部プレナム高さ 1.0 (m) 以下では風量が不均一になることがわかった。
- (3) 流体解析コードによりピット配列の解析を行った結果、4 行の場合は行方向にほぼ均一である事がわかった。
- (4) 解析コードにより定常時の解析を行い、発熱量と風量を与えたときの、各部の温度を示す簡便式を得た。
- (5) キャニスター収納時の解析を行った結果、収納時には風量は空ピットと発熱ピットで不均一になるが温度への影響は少ない事がわかった。
- (6) 異常時を再通風時の解析を行った。異常時としては、空気が止まった場合、低風量時および自然通風時とした。また再通風モードはブロア 2 基稼働、1 基稼働および 1 基から 2 基稼働とした。通風が完全に停止した場合は、およそ 27 時間で再通風が必要となる。

7.3 廃熱有効利用における伝熱特性解析

- (1) 保管庫における1行13列ピットの閉サイクル時伝熱特性を調べた。解析は強制空冷、自然空冷、および過渡時について行った。
- (2) 強制空冷時は熱交換器の熱伝達率を変化させて各部の温度を調べた。熱伝達率が0.5(Kcal/sec℃)以下では各部の温度は急に高くなった。
- (3) 自然空冷は熱伝達率を1.0(Kcal/sec℃)として熱交換器の圧損係数を変化させて各部の温度を調べた。
- (4) 過渡時の解析を行った。強制空冷から自然空冷に移行して、およそ48時間後にガラス中心温度は400℃を越えた。

7.4 岩盤内長期貯蔵施設の伝熱特性解析

- (1) 本解析コードを用いて長期貯蔵施設の伝熱特性解析を行った。岩盤の物性値は文献調査により得た。
- (2) 非定常計算と定常計算結果を比較した。この結果キャニスター温度は両者ともほぼ同じであった。これは非定常計算で考慮される岩盤への熱の逃げの影響が少ないためである。また、岩盤の温度分布の変化を得た。
- (3) 定常計算によって発熱量の変化によるキャニスター温度を調べた。
- (4) 外気温度の影響と、排気用立坑高さの影響について調べた。
- (5) 長期貯蔵施設の解析より詳細に解析するための問題点をまとめた。

7.5 新形状固化体の伝熱特性解析

- (1) 新形状固化体について、核種の崩壊計算、発熱計算を行った。
- (2) ガラス固化体の作成時、保管時、の一連の計算を行い、ガラスとキャニスター温度の経年変化を得た。

おわりに

本開発作業は昭和56年度に開始し、高レベル廃棄物の貯蔵時における伝熱流動解析手法として、解析コードを開発し、その評価をした。また解析コードを用いて保管庫の熱的特性を調べた。

本研究の作業を進めるにあたり、有意義な助言と丁寧な御指導を賜わり、また貴重な試験データを提供していただいた動力炉・核燃料開発事業団殿と株式会社神戸製鋼所殿、および清水建設株式会社殿の諸氏に、ここに厚く感謝する次第であります。

参 考 文 献

- (1) 大島務他：高レベル廃棄物の貯蔵時における伝熱流動解析手法の開発、S J 1 9 9 8 2 - 0 2、1 9 8 2
- (2) 大島務他：高レベル廃棄物の貯蔵時における伝熱流動解析手法の開発(II)、S J 1 9 9 8 3 - 0 8(2)、1 9 8 3
- (3) 大島務他：ガラス固化体の熱的挙動解析モデルの開発、S J 1 9 9 8 2 - 0 8、1 9 8 2
- (4) 管路・ダクトの流体抵抗出版分科会編：管路・ダクトの流体抵抗、社団法人 日本機械学会、1 9 7 8
- (5) 伝熱工学資料改訂第3版、社団法人 日本機械学会、1 9 7 5
- (6) Assessment of a Numerical Technique for Thermal Analyses about Waste Canister Arrey.
- (7) 地熱調査ハンドブック (社)日本地熱学会
- (8) 岩の工学的性質と設計・施行への応用 土質学会
- (9) J.S.Ritchie,J.S.Busch et al: Thermal Criteria for Theminal Storage of Spent Nuchear Fuel Assemblies in Bedded Salt,Nuclear Engineering and Design,1 9 8 1
- (10) 湯原浩三 監修：地熱開発総合ハンドブック
- (11) M.K.Atenhofen : Waste Package heat-transfer Analysis Model development and Temperature estimate for Waste package in a Repository. Located in Basalt,KE/PB and Rockwell, 1 9 8 0
- (12) 尾花英朗：熱交換器設計ハンドブック、工学図書 1 9 8 0
- (13) 熱交換器、化学工学協会、丸善 1 9 6 9
- (14) 井上宇市編：ダクト設計施工便覧、丸善 1 9 8 0
- (15) C.W.Hirt,B.D.Nichols.and N.C.Romelo : SOLA-A Numerical Solution Algorithm for Transient Fluid Flow,Los Almos Scientific Laboratory Report LA-5 8 5 2
- (16) M.J.Bell : ORIGEN The ORNL I sotope Generation and Depletion Code,ORNL-4 6 2 8
- (17) 甲藤好郎：伝熱概論、養賢堂 1 9 7 2