

JAERI-M
9198

JT-60中性粒子入射装置における
パルス的熱負荷除去の設計

1980年11月

荒木 政則・堀池 寛・栗山 正明
松田 慎三郎・森田 洋昭*・小原 祥裕

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

この報告書は、日本原子力研究所が JAERI-M レポートとして、不定期に刊行している研究報告書です。入手、複製などのお問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしください。

JAERI-M reports, issued irregularly, describe the results of research works carried out in JAERI. Inquiries about the availability of reports and their reproduction should be addressed to Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, Japan.

JT-60 中性粒子入射装置におけるパルス的熱負荷除去の設計

日本原子力研究所東海研究所核融合研究部

荒木 政則・堀池 寛・栗山 正明

松田慎三郎・森田 洋昭*・小原 祥裕

(1980年10月24日受理)

JT-60 中性粒子入射装置の冷却系に要求される条件は非常に厳しいものである。この冷却系は熱負荷が大きくかつパルス的であるため従来の設計手法により冷却系を設計すると大規模なものにならざるをえない。また仮りに設計ができたとしても製作経費や空間的条件等を考慮すれば極めて不合理な設備となってしまう。

本設計ではこのパルス的熱負荷を取扱うにあたって、時間依存性を考慮し、その除去法について検討した。本設計の結果、従来の設計の $\frac{1}{10}$ 以下の規模の冷却系設備で熱除去が可能であることがわかった。なお、JT-60 中性粒子入射装置の原型となる原型ユニット冷却系にも本設計内容が採用されている。

* 外来研究員；三菱重工（株） 現在、三菱重工神戸造船所

Design of Pulsed Heat Load Removal System
for JT-60 Neutral Beam Injectors

Masanori ARAKI, Hiroshi HORIIKE, Masaaki KURIYAMA,
Shinzaburo MATSUDA, Hiroaki MORITA* and Yoshihiro OHARA

Division of Thermonuclear Fusion Research,
Tokai Research Establishment, JAERI

(Received October 24, 1980)

Restrictions imposed on the heat removal system for JT-60 Neutral Beam Injectors are very severe.

Since it handles a large amount of pulsed heat load, the system tends to be very large, if it is designed based on a conventional method.

Such a design would be unreasonable, if we consider about construction fee as well as space allowed for it.

In the present report, we have taken into account the transient state of pulsed heat load and have tried to design the heat load removal system suffering pulsed heat load to be very compact.

As a result of the design, it turned out that the system can be made in a scale which is less than 1/10 of the conventional design.

This design is also applied to heat load removal system for the prototype-NBI for JT-60.

Keywords; Neutral Beam Injector, Pulsed Heat Load,
Heat Removal System, JT-60, Planning

* On leave from Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.

目 次

1. はじめに.....	1
2. 系統構成, 運転モード.....	1
2.1 流路系統.....	1
2.2 運転モード.....	2
3. 設計条件.....	2
4. 熱解析	3
4.1 パルス的熱負荷の平均化モデル.....	3
4.2 過渡的熱負荷の導入.....	5
4.3 バッファータンクと熱交換器交換熱量の相互関係.....	6
5. 動特性シミュレーション.....	6
5.1 シミュレーションモデル.....	7
5.2 シミュレーション結果.....	8
6. 考 察.....	9
7. まとめ.....	10
謝 辞.....	11
参考文献.....	11

Contents

1. Introduction	1
2. System construction, Operation mode	1
2.1 Flow system	1
2.2 Operation mode	2
3. Restrictions of design	2
4. Heat analysis.....	3
4.1 Heat balance model of pulsed heat load.....	3
4.2 Consideration of transient state of pulsed heat load	5
4.3 Mutual relation between heat exchanger and buffer tank ...	6
5. Simulation of dynamic response	6
5.1 Simulation model.....	7
5.2 Results of simulation	8
6. Consideration.....	9
7. Conclusion	10
Acknowledgement	11
Reference	11

1. はじめに

臨界プラズマ試験装置（以下 JT-60 と呼ぶ）用中性粒子入射装置(:Neutral Beam Injector 略して NBI と呼ぶ）の冷却系に要求される条件はその機能、構造、機器条件等から見て非常に厳しいものである。

JT-60用NBI冷却系の特長は、高熱負荷がパルス的に発生するため冷却水温度もパルス的に変動することである。またNBI 1基当り最大で 10 MW の熱負荷が 10 秒間続き、高熱流束受熱面を直接冷却することによるバーンアウトの危険性もあるため大流量の冷却水を流す必要がある。さらに JT-60 のシステムは非常に多くの機器（NBI, RF, 真空容器, トロイダル, ポロイダルコイル, 真空排気系及び計測機器等）で構成される関係上、各機器のスペースは極めて制限されるためコンパクトな設計が要求される。このため、従来の設計手法で本冷却系を設計すると経済的あるいは幾何学的空间等々の面から察しても非常に不合理で不可能に近いものとならざるをえない。

以上の観点より冷却水温度の均一化等を考慮して JT-60 用 NBI 冷却系を実現可能な領域まで合理化した設計を行い、この設計内容の妥当性を動的シミュレーション等により評価した。なお、本冷却系の設計で最も重要なことは、熱交換器の交換熱量^{*1}とバッファータンク（緩衝器+タンク）の有効容積^{*2}との相関関係を明確にしたことになり、その項で一次冷却水総流量等を加味して最適値を決定したことである。さらに本設計法と従来の設計手法の違いについても合せて評価した。

2. 系統構成、運転モード

2.1 流路系統

本冷却系の系統構成について Fig. 1 に示す。JT-60 用 NBI 冷却系の冷却対象は大別すると次の 2 系統である。

- (i) ビームライン循環系統
- (ii) レギュレータバルブ循環系統

ビームライン循環系統とは Fig. 2 に示すようにイオン源、中性化セル I, II, 偏向磁石ウォータージャケット、ビームダンプ、カロリメータ、第 1 ビームリミタ、第 2 ビームリミタ、接続ベローズ、それに偏向磁石ホロー導体、打消コイルホロー導体を循環冷却する系統であり、

* 1 本報告書で用いる用語は、熱交換器の熱通過率 K と伝熱面積 F の積を意味する。

KF は単位温度差当りの熱量である。

* 2 有効容積とは温度均一化に必要な容積である。

JT-60用NBIは14基で構成される。またレギュレータバルブ循環系統とはイオン源用電源の一部であるレギュレータチューブを循環冷却する系統である。（以下、R・V循環系統と略す。）冷却水は高電圧の壁面を直接冷却するため純度の高い純水を使用し、流路としては一次冷却水ポンプで所定の圧力、流量を得た冷却水はビームライン循環系統、R・V循環系統等にそれぞれ流入しパルス的熱負荷を受けた後一部は熱交換器を通り残りは熱交換器をバイパスしてバッファータンクへ流入する循環冷却系統である。この系統の利点としては

- (1) 一次冷却水ポンプの吐出圧力は比較的低くて良い。（熱交換器が一次冷却水ポンプと熱負荷受熱部の間にある場合より2～3 kg/cm²程度低くて良い。）
 - (2) 熱交換器において一次冷却水と二次冷却水の温度差が比較的大きくとれるため、熱交換器での熱交換効率が良い。
- 等々が挙げられる。

2.2 運転モード

JT-60用NBIの運転モードはフラッシング（又はコンディショニング）とビーム入射の2種類である。

フラッシングとはイオン源の調整、ビーム入射前の調整を行うもので最大で0.5秒パルスのビームを10ショットまで打つモードである。この間のビームは全てカロリメータ等NBIタンク内で吸収される。ビーム入射とはJT-60のプラズマ（原型ユニットではビームターゲットになる。）にビームを入射することであり、最大で10秒のパルスを打つ。この間のビームはJT-60のプラズマへ入射されるため、カロリメータでの受熱はないが、これ以外のビーム（正確には接続ベローズ等の受熱はある）は除熱対象である。1サイクルは600秒でこの間にパルス幅0.5秒10ショットのフラッシング（300秒）とパルス幅10秒のビーム入射（300秒）が行われる。但し、いずれのパルス幅もそれぞれ最大のものである。Fig. 3に運転モードの大略を示す。本冷却系として上記モードで運転した場合問題となるものは最大で10秒パルスのビームをJT-60のプラズマへ入射するビーム入射時で、この間の各受熱機器の発熱である。一方、フラッシング時での各受熱機器の発熱はduty cycleが低いこと、ビーム入射時に比べビーム引き出し時間が最大で0.5秒と短かいこと、14基のビームラインユニットの位置が異なることによる流路差などによりあまり高い温度ピークは現われず、ほぼ平均化されるものと思われる。

3. 設計条件

本冷却系は非常に多くの制約条件があることは既に述べたが、本章ではNBI機器側からの主な制約条件について述べる。

- i) 除去熱量 Table 1 及び Table 2 による熱量
- ii) 一次冷却水流量（ビームライン循環系統） G_0
 $2110 \text{ m}^3/\text{hr}$ (全て、基本ユニットの場合), $3360 \text{ m}^3/\text{hr}$ (基本ユニット8基、増力ユニット)

(ト 6 基時)

- iii) 一次冷却水流量 (R・V 循環系統) G_{RV}
1510 m^3/hr (増力時, 2160 m^3/hr)
- iv) 一次冷却水ビームライン循環系入口温度 T_{in}
 $\leq 42^\circ C$
- v) 热交換器入口一次冷却水流量 G_2
500 $m^3/hr \sim 2070 m^3/hr$
- vi) 热交換器交換熱量 KF
 $< 1 \times 10^7 \text{ kcal}/hr^\circ C$
- vii) 二次冷却水流量 G_2
v) 同量 (500 $m^3/hr \sim 2070 m^3/hr$)
- viii) 二次冷却水热交換器入口温度 T'_{in}
 $\leq 31^\circ C$

等々で、JT-60 用 NBI 冷却系の热交換器、バッファータンク等については原型ユニット^{*3}で用いられるこれらをスケールアップした場合以下 ($\sim \frac{1}{5}$ 程度) の規模に制限されている。

4. 热 解 析

本章では本冷却系の設計手法について述べ、4.1 にはパルス的熱負荷を一様負荷として系統内の平衡温度を求め、4.2 ではさらに、4.1 の結果にパルス的熱負荷が加わった場合の手法について述べる。

4.1 パルス的熱負荷の平均化モデル

運転モードについては既に 2.2 で述べたように JT-60 用 NBI は大きなパルス運転である。故にこのパルス的熱負荷を定常的な一様熱負荷と見做して系統内の一様なベース温度^{*4} T_0 を仮定する。

T_0 は次式により求められる。(Fig. 4)

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{02} = \frac{G_2 \gamma C T_{01} + KF \cdot T'_{in}}{G_2 \gamma C + KF} \\ T_{01} = T_0 + \Delta T_1 \end{array} \right. \quad 4.1-(1)$$

$$\left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right. \quad 4.1-(2)$$

$$T_{02} = T_{01} - \frac{G_0 \gamma C (T_{01} - T_0) + G_{RV} \gamma C (T_{03} - T_0)}{G_2 \gamma C} \quad 4.1-(3)$$

*3 JT-60 用 NBI と基本的には同一のものであるが、JT-60 用 NBI の原型となるものである。
また JT-60 用 NBI は 14 基で構成される。

*4 以下 平衡温度と呼び、 T_0 で表わすものとする。

$$T_{02} = T_{01} - \frac{G_0 r C (T_{01} - T_0) + G_{RV} r C (T_{03} - T_0)}{G_2 r C} \quad 4.1-(3)$$

$$= T_{01} - \frac{Q}{G_2 r C} \quad 4.1-(4)$$

$$T_{03} = T_0 + \Delta T_2 \quad 4.1-(5)$$

ここで

T_0	；平衡温度	°C
T_{01}	；ビームライン循環系統熱負荷出口温度	°C
T_{02}	；熱交換器出口温度	°C
T_{03}	；R・V循環系統出口温度	°C
G_0	；ビームライン循環系統流量	m^3/hr
G_1	；熱交換器バイパス流量	m^3/hr
G_2	；熱交換器 1 次側流量	m^3/hr
G_{RV}	；R・V循環系統流量	m^3/hr
KF	；熱交換器交換熱量	$kcal/hr°C$
Q	；総発熱量	$kcal/hr$
r	；比重 ($r=r(T)$)	Kg/m^3
C	；比熱 ($C=C(T)$)	$kcal/Kg°C$
ΔT_1	；ビームライン循環系統温度上昇分	°C
ΔT_2	；R・V循環系統温度上昇分	°C
T'_{in}	；熱交換器入口二次冷却水温度	°C

ここで求めた平衡温度 T_0 はフラッシング時の温度を簡単に模擬したものでビーム入射時の場合は、この様な型で表わすことは不可能である。フラッシング時の温度が上記に示した式 4.1-(4)～4.1-(5)で近似出来ることは 2.2 項の「運転モード」で説明した通りであるので本章では省略する。Fig. 4 に縦軸にフラッシング時の平衡温度 T_0 を、横軸に熱交換器の交換熱量 KF をとりパラメーターとして二次冷却水流量をとったものを示す。但し、本設計の場合、一台当りの熱交換器において熱交換器に流入する一次冷却水流量と二次冷却水流量の差が本冷却系に与える影響は両流量差も少ないこともあり比較的少ないため便宜上、^{*5} 热交換器へ流入する冷却水流量は一次二次共、同流量とした。

また、平衡温度が本設計の制限値に対して、どの程度の余裕があるかを示したものが Fig. 5 である。

上記 2 図 (Fig. 4, Fig. 5) より、二次冷却水流量 G_2 が $500 m^3/hr$ のとき、 KF は $5.5 \times 10^5 kcal/hr°C$ 以上、また G_2 が $2000 m^3/hr$ の場合、 KF は $3.2 \times 10^5 kcal/hr°C$ 以上でなければなら

*5 便宜上、としたのは一次、二次の流量が異なることによる解析の困難さに比べ、その結果はあまり違わないためである。

ないことがわかる。また、余裕度 ΔT_{eff} の最大値は二次冷却水熱交換器入口温度 T'_{in} で制限されるため最大で11°C以下となり、KF $\sim 2 \times 10^6 \text{ kcal}/\text{hr}^\circ\text{C}$ 程度から余裕度 ΔT_{eff} はKFに関係なくほぼ一定となっている。したがって、KF $\sim 2 \times 10^6 \text{ kcal}/\text{hr}^\circ\text{C}$ 近傍の値を用いて設計することが全体的にみて効果的で、その時の余裕度 ΔT_{eff} 、平衡温度 T_0 はそれぞれ4°C、38°C ($G_2 = 500 \text{ m}^3/\text{hr 時}$)、9°C、33°C ($G_2 = 2000 \text{ m}^3/\text{hr 時}$)である。

4.2 過渡的熱負荷の導入

上記モデルの結果に1ユニットあたり10MWの熱負荷が10秒間加わるビーム入射時を考慮する。この場合、パルス的熱負荷による温度上昇分 ΔT_{pulse} 、 $\Delta T_{\text{RV pulse}}$ は一次冷却水流量によって変化するが、ここでは $\Delta T_{\text{pulse}} \cong 23.1^\circ\text{C}$ ($G = 3360 \text{ m}^3/\text{hr 時}$) $\sim 41.6^\circ\text{C}$ ($G = 2108 \text{ m}^3/\text{hr 時}$)、 $\Delta T_{\text{RV pulse}} \cong 17.1^\circ\text{C}$ とした。

ビーム入射時のパルス的熱負荷を一樣熱負荷と見做すことは出来ないため、最も厳しい条件のもとでは熱交換器入口一次冷却水温度が80°Cを超えることになる。

上記関係をFig. 6に示す。同図は縦軸にビーム入射時の熱交換器入口一次冷却水温度 T_1 を、横軸に熱交換器の交換熱量KFをとって二次冷却水流量変化による温度変化を示している。ここではより実際の場合に近づけるため熱交換器の台数による温度変化も考慮している。つまり熱交換器に流入する冷却水流量に以下の条件を加味している。

$$\frac{KF}{G\gamma C} = \text{Const} \quad 4.2-(1)$$

ただし、流量Gは熱交換器1台当りの冷却水流入量である。Fig. 7に以上のこと考慮したビーム入射時の熱交換器出口温度変化を示す。同図では殆んど飽和性は現われず、ビーム入射時の熱交換器出口一次冷却水温度 T_2 は $\log(KF)$ に反比例している。また一次冷却水の総流量が一定の場合、熱交換器1台当りの一次冷却水流入量が少ない時の方が $\frac{KF}{G\gamma C} = \text{Const}$ にもかかわらずより低い熱交換器出口一次冷却水温度を示している。この原因是熱交換器の交換熱量KFとその系統内の保有する保有熱量 $G\gamma C$ との相対熱量の相互関係にある。つまり4.1-(1)式から4.1-(5)式までを整理すると

$$T_2 \propto \frac{A_1 T_1 + A_2 KF}{KF + G\gamma C} \quad 4.2-(2)$$

となり同式の分母の増加に対する分子の増加の割合が小さいことに起因している。

最後の予備計算としてパルス熱負荷流入時のバッファータンク入口温度 T_3 を算出する。この温度 T_3 は熱交換器出口一次冷却水温度 T_2 、熱交換器バイパスライン温度 T_1 、それにRV循環系統出口温度（それぞれパルス熱負荷流入時である）を流量、比熱、比重量を加味して平均した温度であるため、バッファータンクの有効容積 V_{eff} と熱交換器交換熱量KFとの相関関係を求める際に現われる理想的な温度である。

パルス熱負荷流入時のバッファータンク入口温度 T_3 と熱交換器交換熱量KFの関係をFig. 8

に示す。

4.3 バッファータンクと熱交換器交換熱量の相互関係

バッファータンクの有効容積 V_{eff} と熱交換器交換熱量 KF との関係を示す式として次式がある。

$$G\gamma C (T_3 - T_{in}) = \frac{dT_{in}}{dt} \gamma C V_{\text{eff}} \quad 4.3-(1)$$

$$T_3 = T_3 (KF) \quad 4.3-(2)$$

ここで

G ; 一次冷却水総流量 ($= G_0 + G_{RV}$) m^3/hr

T_{in} ; 一次冷却水NB I 機器入口温度 $^{\circ}\text{C}$

4.3-(1)式を整理すると次式が得られる。

$$V_{\text{eff}} = \frac{G\gamma t}{-\gamma \ln \left(\frac{T_3 - T_{in}}{T_3 - T_0} \right)} \quad 4.3-(3)$$

$$G\gamma = G_1 \gamma_1 + G_2 \gamma_2 + G_{RV} \gamma_{RV} \quad 4.3-(4)$$

$$T_3 = \frac{G_1 \gamma_1 C_1 T_1 + G_2 \gamma_2 C_2 T_2 + G_{RV} \gamma_{RV} C_{RV} T_{RV}}{G_1 \gamma_1 C_1 + G_2 \gamma_2 C_2 + G_{RV} \gamma_{RV} C_{RV}} \quad 4.3-(5)$$

ここで、 T_1 、 T_2 は熱交換器交換熱量 KF の関数である。Fig. 9 に上記関係をさらに整理してバッファータンクの有効容積 V_{eff} と熱交換器交換熱量 KF との相互関係を示す。

前項までは $\frac{KF}{G\gamma C} = \text{const}$ という条件のもとで温度についてはほぼ一定値であったが、本項の KF と V_{eff} との間には $\frac{KF}{G\gamma C} = \text{const}$ という条件のもとでもバッファータンクの有効容積は一定にはならず、多少変化している。このことは解析的にみて、バッファータンクの有効容積 V_{eff} は 4.3-(3)式に示すようにそれぞれの温度差の比の対数に反比例しているためである。

5. 動特性シミュレーション

動特性シミュレーション解析を行う範囲としては、NBI タンク内、バッファータンク、熱交換器を主体とする一次冷却系統である。二次冷却系統からは、熱交換器入口温度 ($\leq 31^{\circ}\text{C}$) が与えられるものとする。動解析を行う上で以下に記載するような近似モデル化を行った。また本解析に用いた系統概念図を Fig. 10 に示す。

5.1 シミュレーションモデル

a. 热交換器モデル

実際に使用する熱交換器はプレート型熱交換器で流路形状は非常に複雑な形となっているが、本検討では、直円管型の熱交換器にプレート型熱交換器を同一性能、同一所要時間の条件下等価変換した。

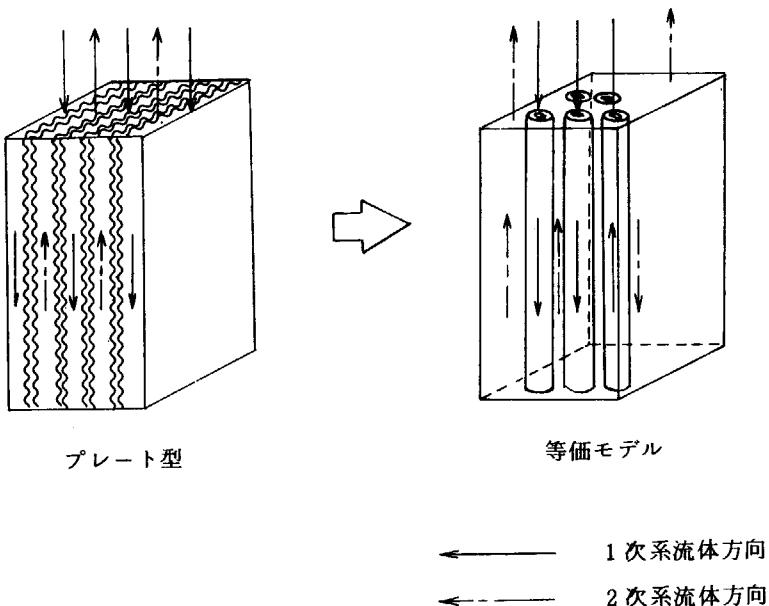


Fig. 11 热交換器の等価モデル

b. バッファータンクモデル

バッファータンクは以下の仮定の元にモデル化した。

- i) バッファータンク内蓄積流体と、一次冷却系統流入流体との混合遅れは、一点集中化してモデル化する。
- ii) 本モデル化には、イオン交換器も含めて行う。

$$\text{混合演算式} \quad H_2 = \frac{H_1 Q_1 + H_3 r Q_1}{(1+r) Q_1}$$

$$\text{混合遅れ演算式} \quad V_{TK} D H_3 = (1+r) Q_1 (H_2 - H_3)$$

ここで、

H_1 ; 一次冷却系統よりバッファータンクへ流入する流体のエンタルピ [kcal/Kg]

H_2 ; H_1 と H_3 との合流後のエンタルピ [kcal/Kg]

H_3 ; バッファータンク出口エンタルピ [kcal/Kg]

Q_1 ; 一次冷却系統よりバッファータンクへ入る流量 [Kg/hr]

rQ_1 ; イオン交換器を循環して来る流量	[Kg/hr]
r としては 0.02 ~ 0.05 である。	
V_{TK} ; バッファータンク内の流体の重量	[Kg]
D ; 時間微分演算子	

バッファータンクのモデル化では、バッファータンクへの流入エンタルピ H_1 に対する出口エンタルピ H_3 の応答を求めるものである。

c. 配管モデル

むだ時間、及びおくれ時間の計算は下式による。

むだ時間 LNA (Min)

$$LNA = \frac{1}{V}$$

$$V = \frac{Q}{A \times r}$$

ここで、

l ; 配管長さ	[m]
V ; 流速	[m/Min]
Q ; 重量流量	[Kg/Min]
A ; 配管断面積	[m ²]
r ; 流体の比重量	[Kg/m ³]

おくれ時間 LNA (Min)

$$LNA = \frac{C_M W_M}{C_T Q}$$

ここで

C_T ; 流体比熱	[kcal/Kg °C]
Q ; 流体の重量流量	[Kg/min]
C_M ; 配管比熱	[kcal/Kg °C]
W_M ; 配管重量	[Kg]

等価変換後の結果を Table 3 に示す。

5.2 シミュレーション結果

シミュレーション結果として Fig. 12 ~ Fig. 15 に示す。

Fig. 12 にパルス的熱負荷を定常的な一様熱負荷と見做した時の温度分布を示し、Fig. 13 には

ビーム入射時のパルス的熱負荷を考慮した時の熱負荷出口付近^{*6}の温度変化を示す。本冷却系設計において要求される条件で最も重要な事項はバッファータンク出口部での温度であるが、この出口部近傍の温度変化を Fig. 14, Fig. 15 に示す。

この時の条件は以下に示す通りである。

	Fig. 14	Fig. 15
バッファータンク有効容積	10 m ³	100 m ³
一次冷却水流量	3620 m ³ /hr	3620 m ³ /hr
二次冷却水流量	2070 m ³ /hr	1600 m ³ /hr
熱交換器交換熱量	5×10^5 kcal/hr °C	1×10^6 kcal/hr °C

6. 考 察

本設計報告では一次冷却水流量の変化に対する他の機器への影響については省略したが、一次冷却水流量の多い場合は同一の熱交換器を使用した場合、バッファータンクの有効容積 V_{eff} が大きくなるという結果を得た。これは一次冷却水流量の少ない場合の方が、二次冷却水との温度差を高くとることが可能となる。さらに熱交換の効率は温度差が高い場合の方が良くなる等によるものである。4.3-(3)式で一次冷却水流量を一定とし熱交換器の交換熱量 KF を一定とすると 4.3-(3)式の分母はほぼ一定となるが、一次冷却水流量変化があるため 4.3-(3)式で分子が増加し結果的に一次冷却水流量の多い場合の方が、より大きなバッファータンクを必要とすることがわかった。また動的解析において高い温度ピーク値が現われる要因を考えると

i) 単一ピーク値が高い

すなわち、Fig. 16 (a) に示すように時刻 t_1 で受けた入熱ピークの効果が遅れ時間 L 後に負荷入口温度に現われるために生じるピーク。

ii) ベース温度の変化により現われる高いピーク値

Fig. 16 (b) に示すように初期 TL_1 の温度であった負荷入口温度が時刻 t_1 で入熱を受けてピーク P_1 を示すことは前述の通りであるが、これがベース温度 TL_1 まで下がり切らない (TL_2 とする) うちに第2周期の時刻 t_2 で次の入熱を受けるため、第2のピーク P_2 が P_1 より高くなる場合。

iii) ピークの重なりにより生じるピーク。

Fig. 16 (c) に示すように時刻 t_1 で受けた入熱ピークの効果は t'_1 時点で負荷入口温度に P_1 のピークとなって現われる。

その後仮りに入熱を受けないと一次冷却水はループを一巡して来て t'_2 時点で再び P_3 のピークとなって現われることが考えられる。ところが t_2 時点で第2の入熱を受け、この効果が偶然 t'_2 で表われると P_3 のピークと重なり合って P_2 という高いピークを生じる。

*6 出口部付近としたのは、NBI Aライン、同Bライン、RVA ライン、同B ラインがあるためある。

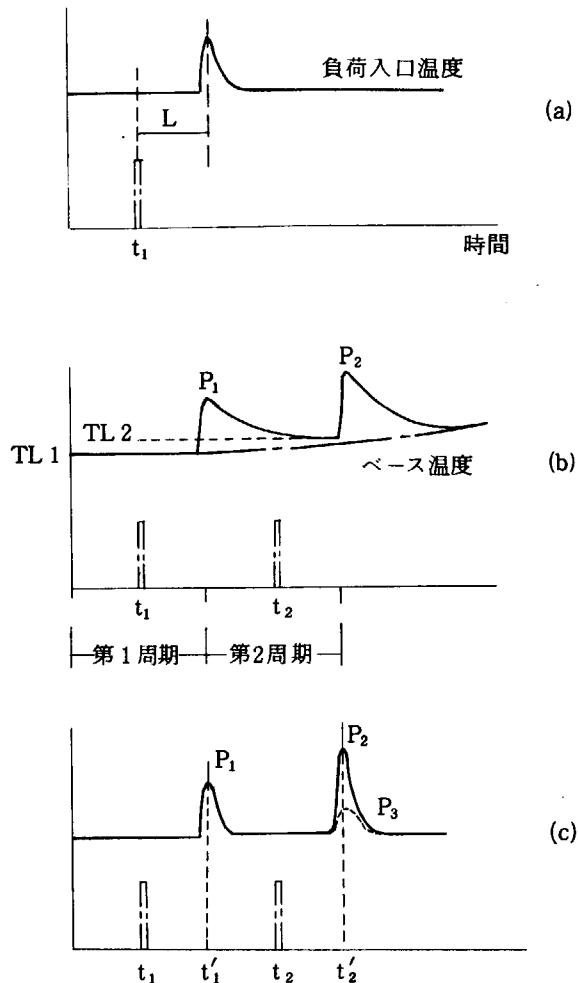


Fig. 16 温度ピーカの要因

等々が考えられる。これらの高いピークを生じさせないような方法として

- i) バッファータンクの大型化
- ii) 一次冷却水の一巡する時間と運転モードとの時間ずれ
- iii) 热交換器の大型化

などが挙げられるが、本設計では ii) の時間ずれによるピークの重なりを防ぐ方法を検討し採用した。なお、Fig. 9 は今後本冷却系を始めとして JT-60 のいろいろな空間的条件に対応する上で非常に重要である。

7. ま と め

以上、本設計計算結果をまとめると以下のようになる。

- i) 一次冷却水の流量変化に対してこの流量の変化から予想される温度の変化は計算値より小さく、流量の少ない方が熱交換効率が良いため効果的に熱除去される。

- ii) バッファータンクの有効容積は～50 m³程度で温度の平均化の役割を十分果している。しかし、本冷却系統では系統内の水抜きのためのタンクも兼ねるので実際のバッファータンク容積は100 m³～150 m³となる。
 - iii) 热交換器の交換熱量KFは本設計では $5 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$ kcal/hr°Cの範囲で良い。その時のバッファータンクの容積は、10 m³～200 m³まで幅がある。
 - iv) 本設計では通常の設計で算出されるバッファータンク有効容積、热交換器交換熱量のそれぞれ $1/10$ 以下の値の機器を用いて良いことがわかった。この妥当性は動特性シミュレーション結果により立証された。
- 等である。

謝 辞

本設計の開始にあたり、不斷の激励を頂いた白形弘文加熱工学第1研究室長をはじめ、有益な議論をして頂いた加熱工学第1研究室の諸氏に感謝します。また動特性シミュレーションに協力して頂いた三菱重工㈱の山中氏、竜野氏に感謝します。最後に終始御指導と激励を頂きました磯核融合研究開発推進センター長ならびに小幡核融合研究部長に感謝します。

参 考 文 献

- 1) 松田慎三郎他：JAERI-M 7655 (1978)
- 2) 日本機械学会：伝熱工学資料 改訂第3版 (1975)
- 3) 日本機械学会：機械工学便覧 改訂第6版 (1979)

Table 1 基本ユニット (2500 ϕ NBI タンク) の冷却対象機器一覧表

機 器		熱負荷 KW(最大)	流量※ l/min	圧力損失 Kg/cm ²	備 考
イ オ ン 源 部	E B D	1000	200 } 250	2	入口圧力 10 Kg/cm ² G " " " "
	A C 電流導入端子	140		2	
	P G	160		4	
	G G	160		4	
	S G	< 40		4	
	E G	160		4	
	セル入口 (イオン源)	~ 0		2	
	" (フランジ)	~ 0		2	
計		1660	450	4	
中 性 化 セ ル		1000	390	2	
偏 向 石 ウォータージャケット		228	580	3~4	
ビームダンプ		5600	2200	5	入口圧力 10 Kg/cm ² G
カロリメータ		2000	250	1	慣性冷却
偏 向 石		55	30	4.6	入口圧力 10 Kg/cm ² G
打 消 コ イ ル		55	30	5.6	"
第 1 ビームリミター		110	30	2	
第 2 ビームリミター		110	30	2	
接 続 ベ ロ ー ズ		~ 0	5	2	
レギュレーターチューブ (RT)		1720	1800	6	

※冷却水流量について
は参考とする
※※除去熱量 Q_1
(1ユニット当り)
 $Q_1 = 160.6 \text{ MJ}/\text{サイクル}$

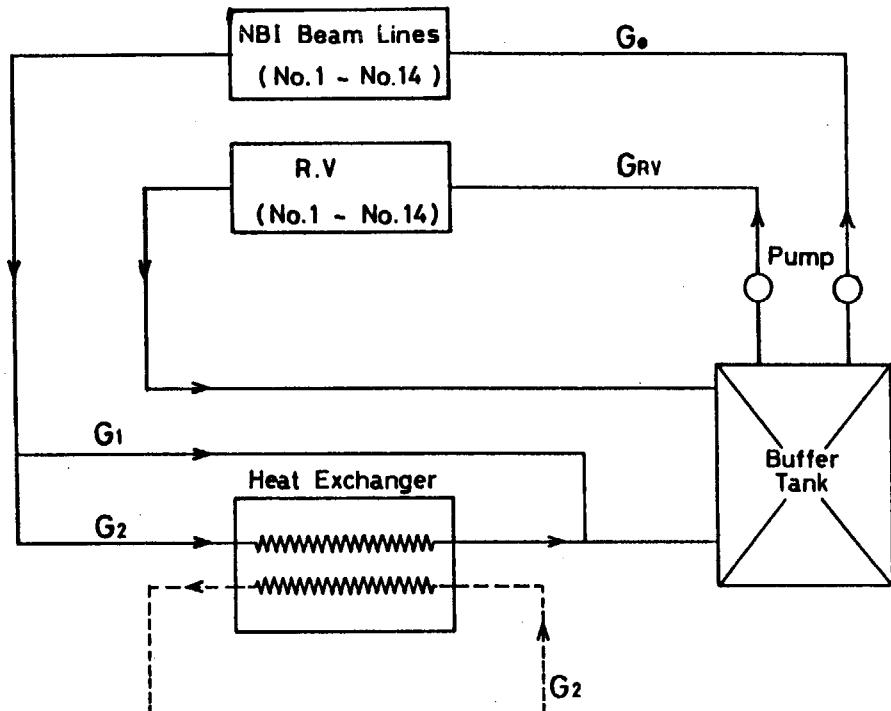
Table 2 増力ユニット (2800 ϕ NBI タンク) の冷却対象機器一覧表

機 器		熱負荷 KW(最大)	流量※ l/min	圧力損失 Kg/cm ²	備 考
イ オ ン 源 部	E B D		400	2	入口圧力 10 Kg/cm ² G " " " "
	A C 電流導入端子		530	2	
	P G			4	
	G G			4	
	S G G			4	
	E G G			4	
	セル入口 (イオン源)			2	
	" (フランジ)			2	
計		2836	930	4	
中 性 化 セ ル		1920	750	2	
偏 向 石 ウォータージャケット		365	930	3~4	
ビームダンプ		8960	3520	5	入口圧力 10 Kg/cm ² G
カロリメータ (4000)		500	1	1	慣性冷却
偏 向 石 (100~120)		60			入口圧力 10 Kg/cm ² G
打 消 コ イ ル (110~130)		60			" "
第 1 ビームリミター (220)		60	2~3		
第 2 ビームリミター (220)		60	2~3		
接 続 ベ ロ ー ズ ~0		10			
レギュレーターチューブ (RT)		3440	3600	6~7	

※冷却水流量について
は参考とする
※※除去熱量 Q_2
(1ユニット当り)
 $Q_2 = 271.6 \text{ MJ}/\text{サイクル}$

Table 3 配管等価モデル

配管	流量 (m ³ /h)	配管サイズ	むだ時間		おくれ時間		
			エレメント No.	MIN.	エレメント No.	MIN.	
1	3620.4	300 A × 3 m 500 A × 20 m	165	0.066	170	0.005	
2	3801.4	500 A × 20 m 500 A × 10 m	220	0.192	230	0.013	
	3620.4	400 A × 5 m 500 A × 30 m					
3	NBI-A	1204.8	400 A × 213 m 350 A × 7 m 300 A × 13 m	280	* 1.380	285	* 0.101
	NBI-B	903.6	400 A × 220 m 350 A × 13 m	330	* 1.848	335	* 0.242
	RV-A	864.0	300 A × 160 m	380	0.096	385	0.064
4	RV-B	648.0	400 A × 230 m	430	2.571	435	0.188
	NBI-A	1204.8	350 A × 7 m 400 A × 213 m	300	1.302	305	0.095
	NBI-B	903.6	350 A × 13 m 400 A × 220 m	350	1.828	355	0.134
	RV-A	864.0	300 A × 160 m	400	0.081	405	0.062
5	RV-B	648.0	400 A × 230 m	450	2.551	455	0.185
	NBIタンク (Aライン)	3620.4	500 A × 20 m 300 A × 3 m	540	0.06	125	0.005
			100 A × 1 m 50 A × (2 × 0.452 m) $\phi D_{14} \times (2 \times 0.187 \text{ m})$	—	0.015	—	0.0019
*	NBIタンク (Bライン)	903.6	$\phi D_{14} \times 0.915 \text{ m}$ 200 A × 6 m 150 A × 4.5 m 50 A × 4.7 m	—	0.020	—	0.0025
※印NBIタンクは、*印NBI-A, Bラインに含まれる。							



Cooling System for JT-60 NBI

Fig. 1 JT-60 用 NBI 冷却系概略図

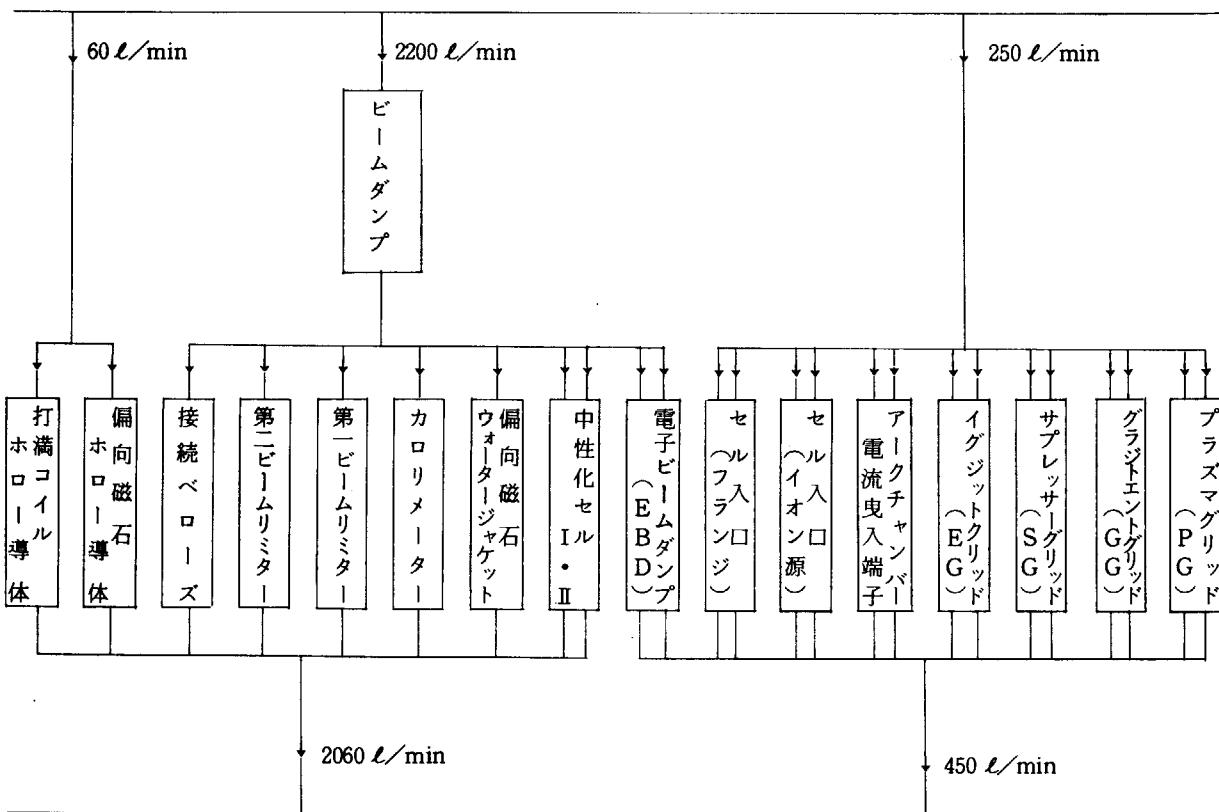


Fig. 2 NBI 1 ユニットの流路系統図

図中の流量については、NBI ビームイン系統流量 $G_0 = 2510 \text{m}^3/\text{hr}$ 時のものである。

INJECTION MODE FOR JT-60 NBI

FLASHING DUTY : 1/60
 INJECTION DUTY : 1/30

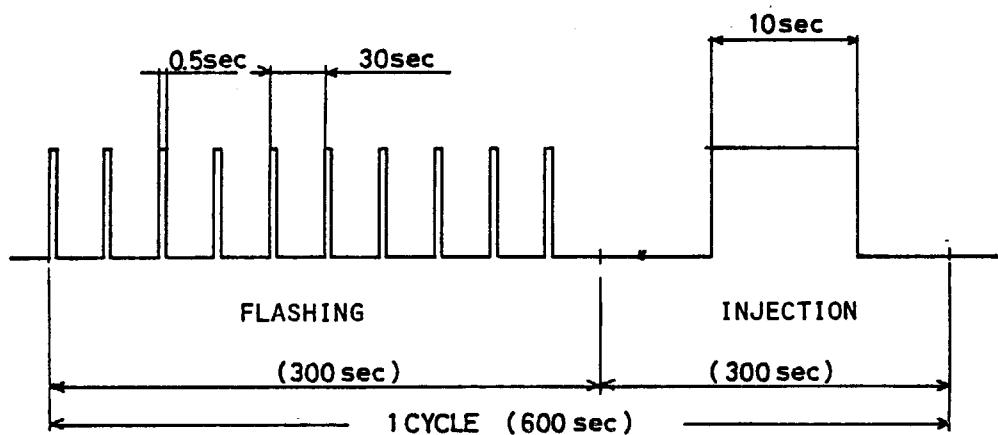
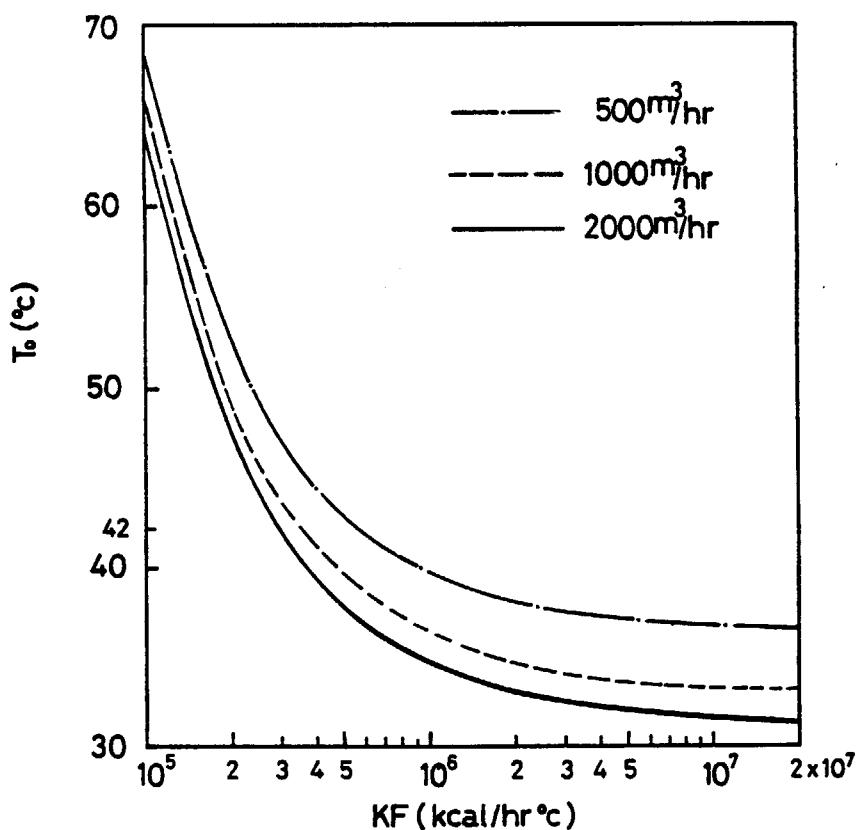


Fig. 3 JT - 60 用 NBI のオペレーションモード

1 サイクルは 600 sec であるがフラッシング時及びインジェクション時のパルス帳 0.5 sec,
 10 sec は最大値である。

Fig. 4 平衡温度 T_o - 热交換器交換熱量 KF 関係図

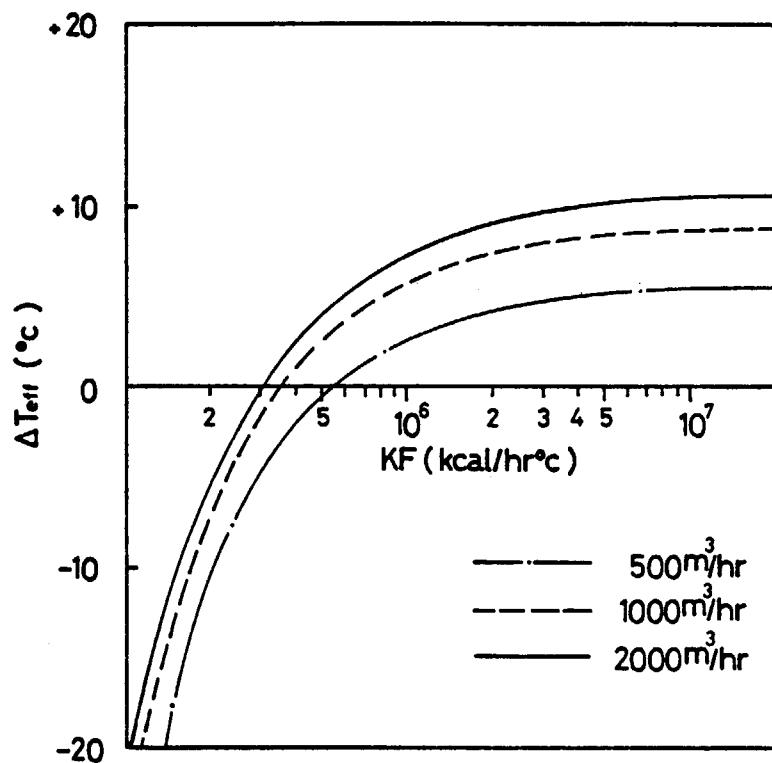
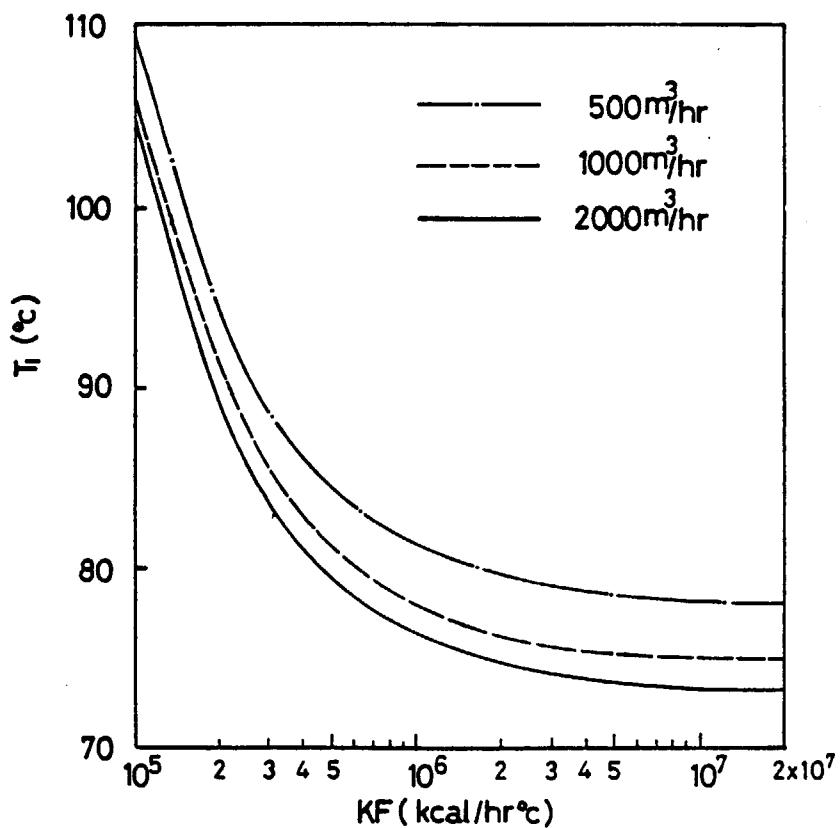
Fig. 5 平衡温度の余裕度 ΔT_{eff} 

Fig. 6 ピーム入射時の熱負荷出口温度分布

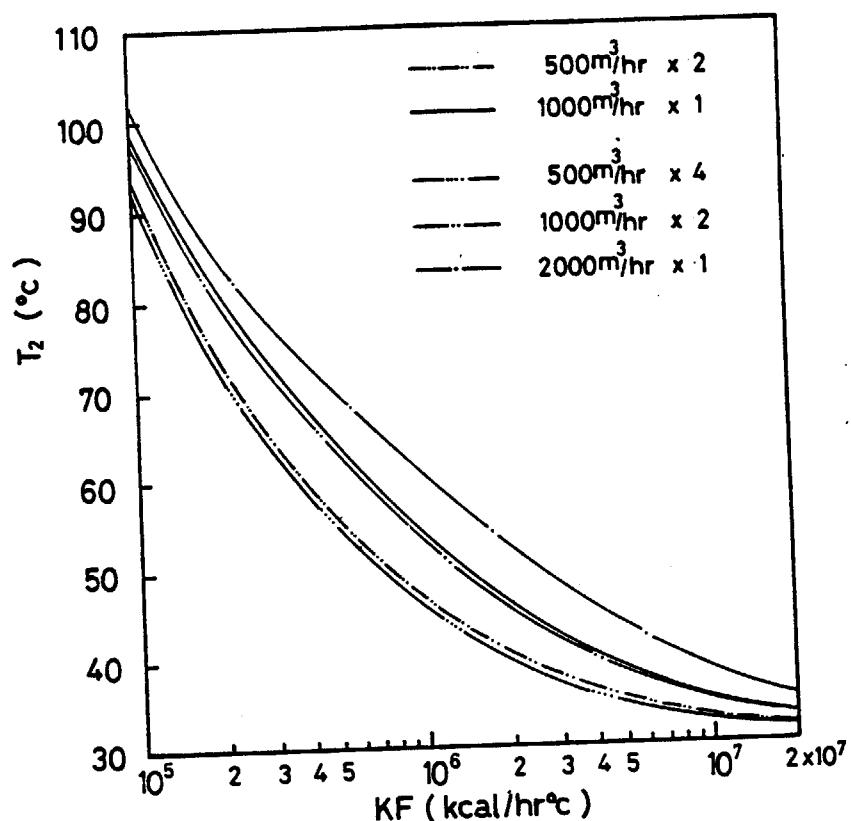


Fig. 7 ビーム入射時の熱交換器出口温度分布

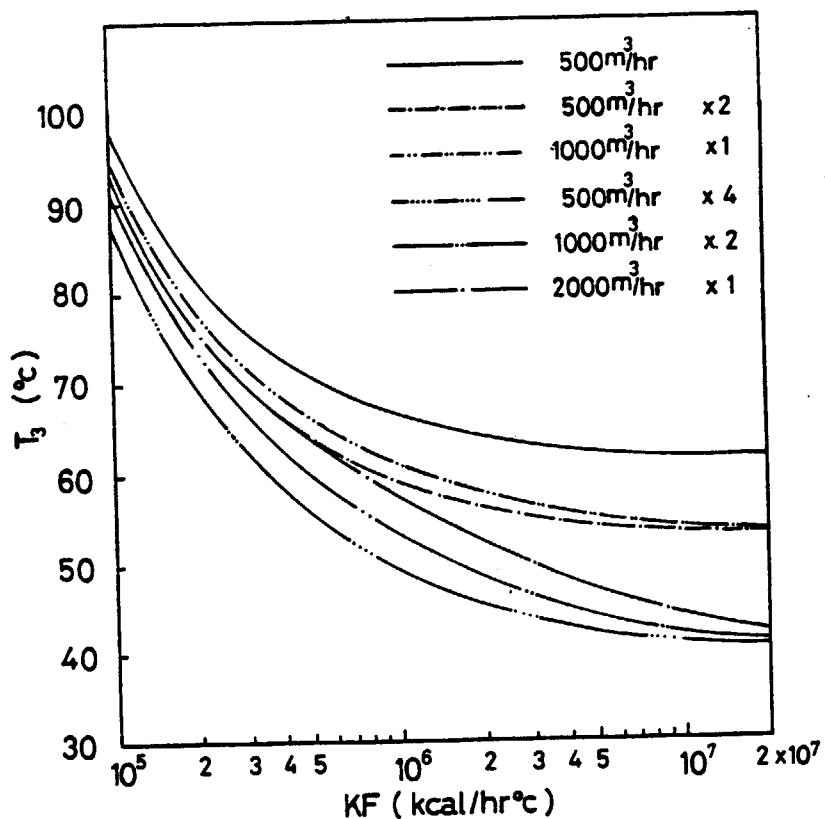


Fig. 8 パルス熱負荷時のバッファータンク入口温度分布

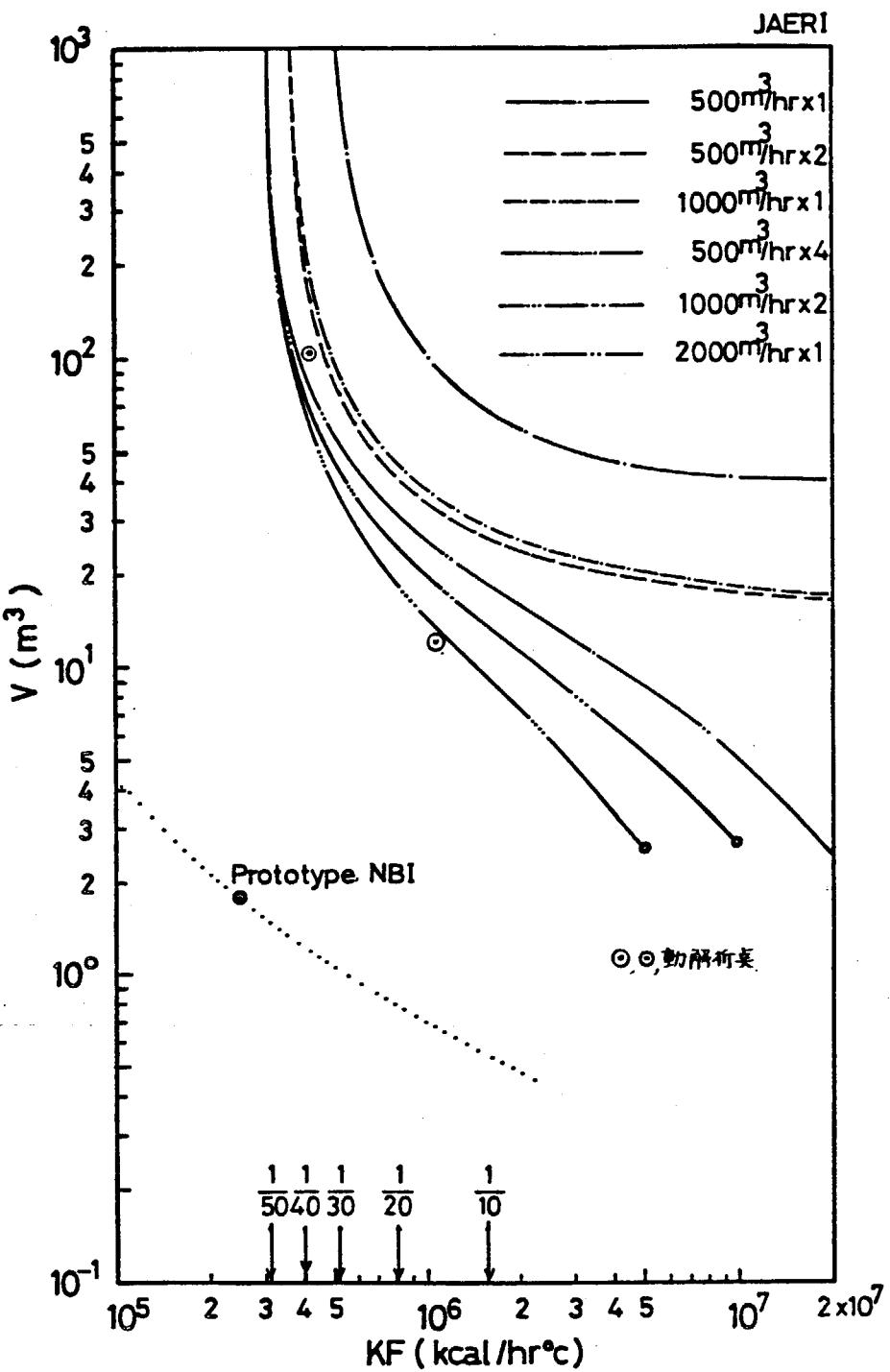


Fig. 9 バッファータンク有効容積 V - 热交換器交換熱量 KF
相関関係図

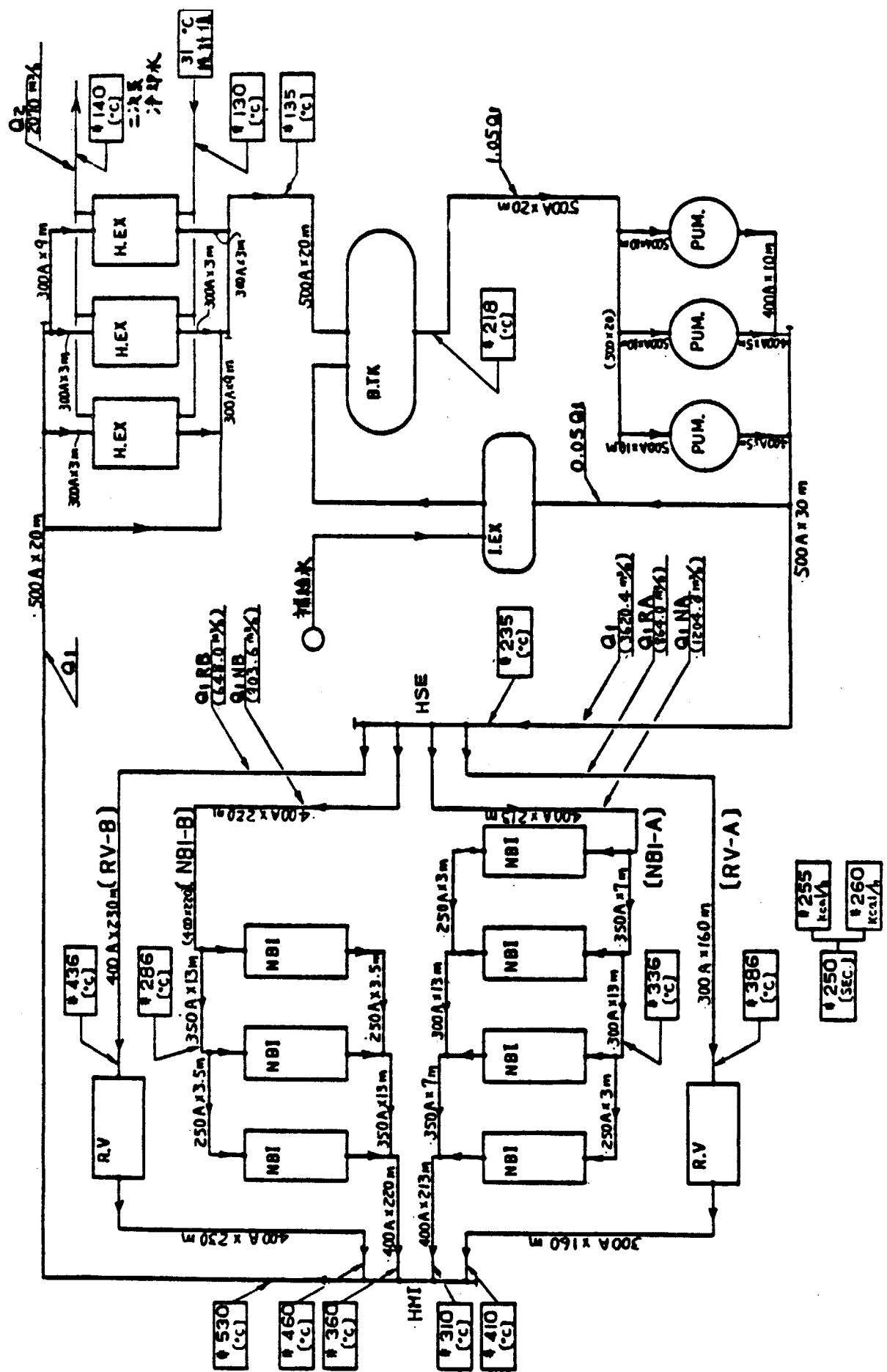
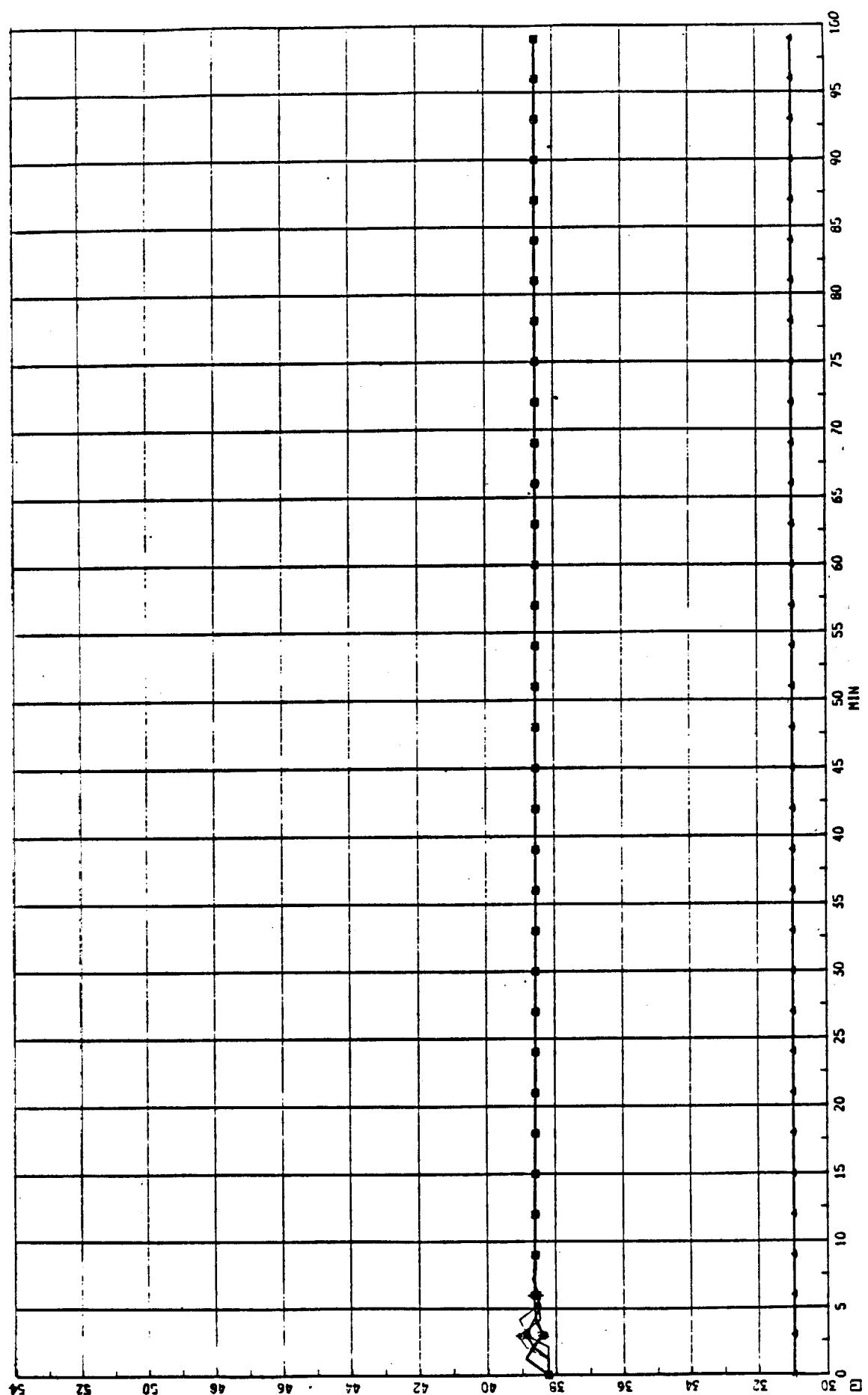


Fig. 10 動特性シミュレーションでの系統概略図



*** JI-60 NBI COPING SYSTEM SIMULATION ***
GNB1-P22
Fig. 12 平衡温度 T_0 の動特性シミュレーション

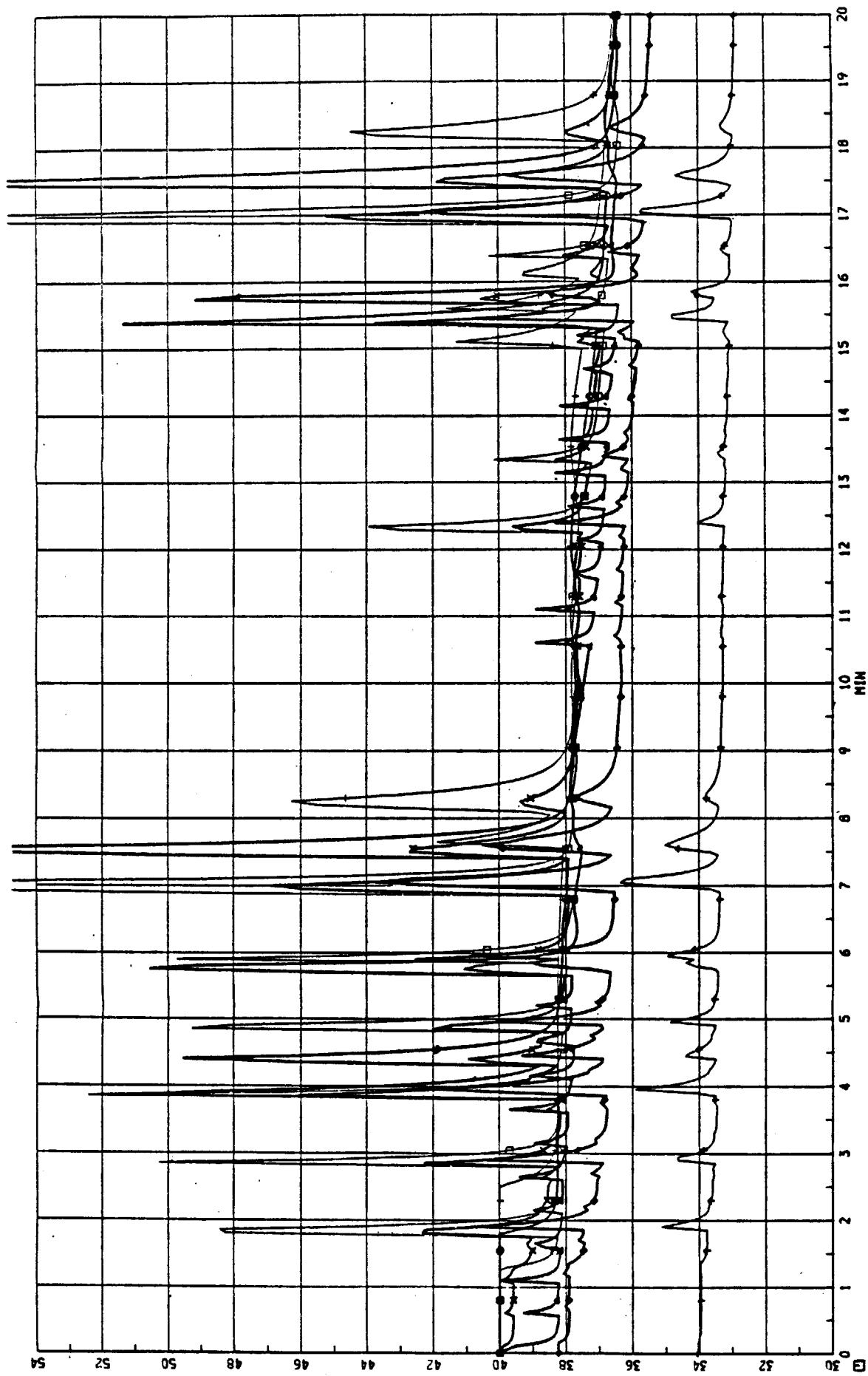


Fig. 13 ビーム入射時の熱負荷出口部付近での温度変化

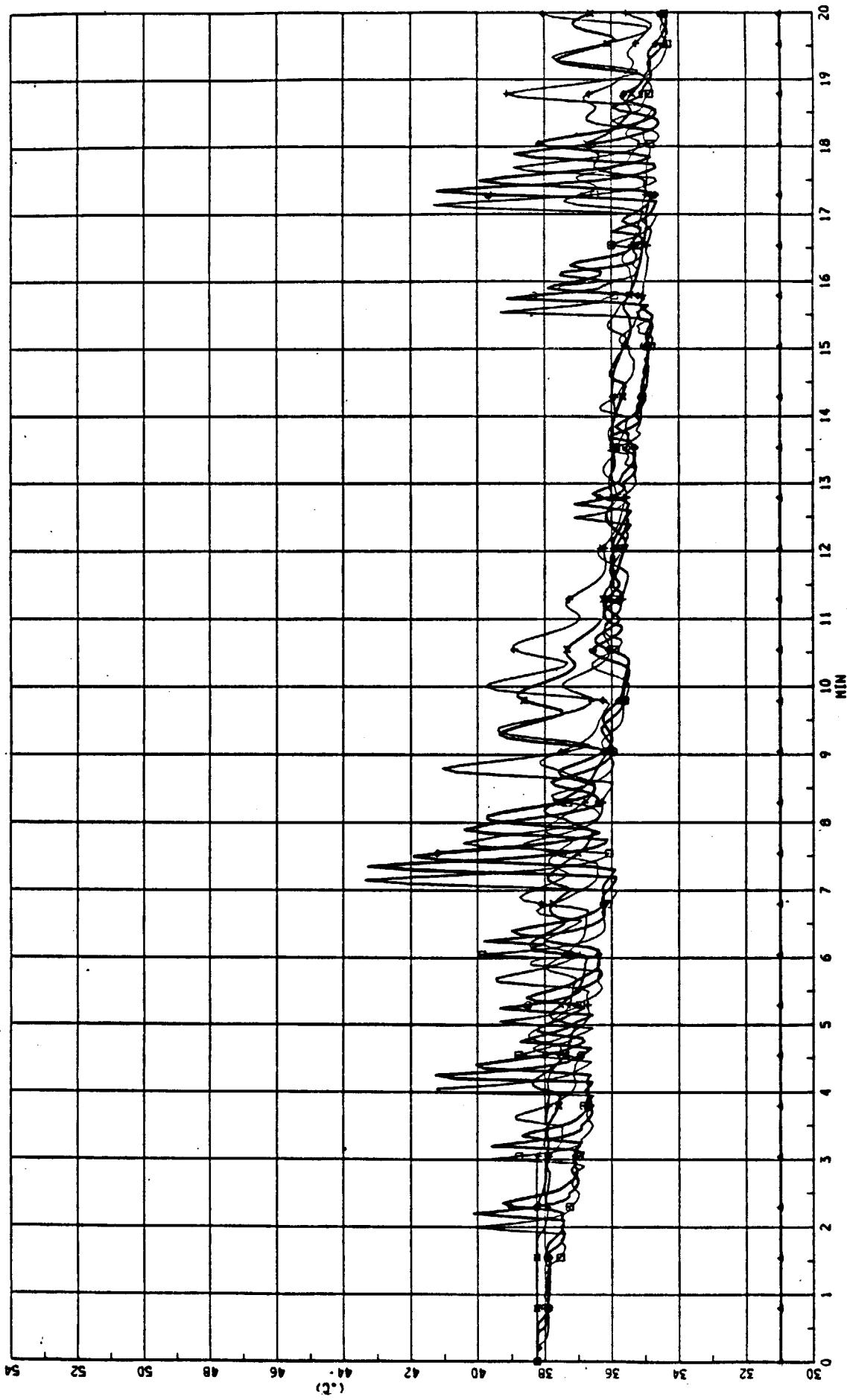


Fig. 14 パッファータンク出口付近温度変化 (1)
JT-60 No.1 COOLING SYSTEM SIMULATION *** GNE1-V2

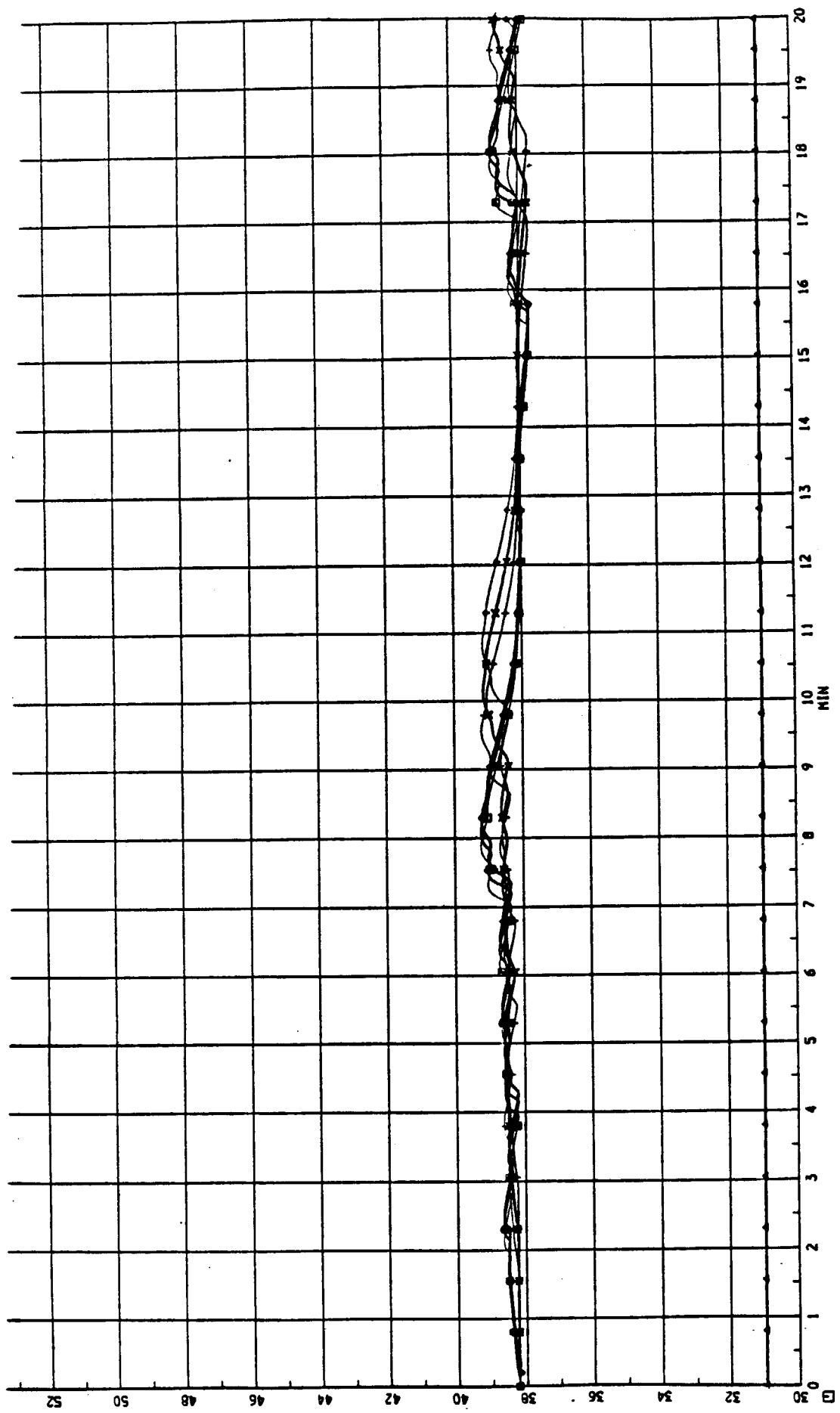


Fig. 15 バッファータンク出口付近温度変化 (II)