

JAERI-M

8424

14MeV 高速中性子源の水冷ターゲット
：設計と実験

1979年9月

小川 益郎・関 昌弘・河村 洋・佐野川 好母

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、お申しこしてください。

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.

14 MeV 高速中性子源の水冷ターゲット：設計と実験

日本原子力研究所東海研究所高温工学室
小川益郎・関 昌弘・河村 洋・佐野川好母

(1979年8月15日受理)

本報告は、核融合炉実験用高速中性子源（FNS）のターゲットの冷却システムの設計、および冷却システムと同形状の電気加熱方式によるターゲット冷却実験装置を用いて、冷却システムの水力特性と除熱特性を調べるために行った実験に関する報告である。

冷却システムは、構造的、熱的、水力学的諸要求をすべて満たすように設計されたが、実験の結果、冷却水量は、 $1.3 \ell/S$ 付近が適当であることが分かった。最大流量のときでも、実験装置の振動やターゲット冷却部での冷却水のキャビテーションは起こらなかった。また、除熱特性に関する実験の結果、冷却システムの冷却能力は、FNSでのターゲット使用条件を十分に満足させており、実験結果を外挿すると、(1)ターゲットの最高温度を 200°C 以下にしたとき、強制対流非沸騰冷却方式によって最大 2.3 kW の熱負荷を除去できること、さらに、(2)フィン付き冷却面とすれば、最大 3.7 kW までの熱負荷を除去できることが分かった。

A water-cooled target of a 14 MeV neutron source
: Design and experiments

Masuro OGAWA, Masahiro SEKI, Hiroshi KAWAMURA
and Konomo SANOKAWA

Division of High Temperature Engineering,
Tokai Research Establishment, JAERI

(Received August 15, 1979)

For the cooling system of a stationary target for the fusion neutronics source (FNS), designed to meet the structural, thermal and hydraulic requirements, thermohydraulic experiments were made. In the heat transfer experiment, in place of an accelerator, electric-heater assemblies were used. The relation of head loss and heat transfer was obtained as a function of Reynolds number. The head loss was not large for flow rates up to 1.3 l/s. Neither vibration of the apparatus nor cavitation of water was observed even at the maximum flow rate. The heat load of 1 kW for the beam diameter of 15 mm, i.e. the requirement of FNS, could be removed by 0.2 l/s water flow, with the target-surface maximum temperature kept below 200 °C. Extrapolation of the experimental results showed that with the target system, the maximum heat load is 2.3 kW for the beam of diameter 15 mm. The value is sufficiently large compared with the heat load of FNS ; with finned cooling surfaces, the heat loads up to 3.7 kW may be removed.

Keywords : Fusion Neutronics Source, 14 MeV Neutron, Target Cooling System, Forced Convection, Water, Heat Transfer, Head Loss, Electrical Heater Pin, Finned Surface.

目 次

1. 序 論	1
2. ターゲット冷却システムの設計	2
2.1 冷却流路の設計	2
2.2 ターゲットの形状	3
3. 実験装置	6
3.1 ターゲットの加熱方式	6
3.2 実験装置	7
3.3 測定系と実験手順	7
4. 実験結果と検討	8
4.1 水力特性	8
4.2 熱伝達特性	9
4.2.1 実験データの処理方法	9
4.2.2 実験結果	10
4.2.3 FNSにおけるターゲット使用条件に合わせた冷却実験	11
4.3 除去可能な最大熱負荷に関する検討	12
4.3.1 フィン付き冷却面を有するターゲットの冷却実験	12
4.3.2 強制対流沸騰冷却	13
謝 辞	14
参考文献	14

Contents

1. Introduction -----	1
2. Design of a target cooling system -----	2
2.1 Configuration of a cooling channel -----	2
2.2 Geometry of a target backing -----	3
3. Experimental Apparatus -----	6
3.1 Method of heating the target -----	6
3.2 Apparatus -----	7
3.3 Measuring system and experimental procedure -----	7
4. Results and discussion -----	8
4.1 Hydraulics -----	8
4.2 Heat transfer -----	9
4.2.1 Processing of data -----	9
4.2.2 Results -----	10
4.2.3 Application to the target system of FNS -----	11
4.3 Augmentation of cooling capability -----	12
4.3.1 Target backing with a finned cooling surface -----	12
4.3.2 Forced convection boiling -----	13
Acknowledgment -----	14
References -----	14

記号表

D	: イオンビームの照射領域に相当する加熱体首部の直径	[mm]
d	: 冷却部の水力等価直径	[m]
g	: 重力加速度	[m/s ²]
ΔH	: 冷却部出入口ヘッド差	[m]
h	: 熱伝達率	[W/m ² ·K]
J_i	: 第1種の i 次ベッセル関数	
Nu	: ヌッセルト数 $\left(= \frac{hd}{\lambda_w} \right)$	
Nux	: 局所ヌッセルト数	
Nu ⁺	: 修正ヌッセルト数 $\left(= Nu / \left\{ Pr^{1/3} \left(\frac{\eta b}{\eta_w} \right)^{0.14} \right\} \right)$	
Pr	: プラントル数	
Q_e	: ヒーターピン電気入力	[kW]
Q_{ts}	: ターゲットへの熱入量	[kW]
\dot{q}	: 熱流束	[W/cm ²]
\dot{q}_{cr}	: 冷却面でのバーンアウト熱流束	[W/cm ²]
R	: 無次元半径方向距離 $\left(= \frac{r}{d} \right)$	
r	: 半径方向距離	[m]
r_1	: 熱流入部半径 (= D/2)	[m]
r_2	: 冷却面半径	[m]
Re	: レイノルズ数 $\left(= \frac{du}{\nu} \right)$	
Sc	: 冷却面面積	[m ²]
Sh	: 熱流入部面積	[m ²]
T	: 無次元温度 $\left(= \frac{\Theta - \Theta_\infty}{\dot{q}_{\max} \left(\frac{t}{\lambda} + \frac{1}{h} \right)} \right)$	
t	: ターゲット厚さ	[mm]
u	: 冷却部冷却水流速	[m/s]
x	: 流れ方向距離	[m]
Z	: 無次元軸方向距離 $\left(= \frac{z}{d} \right)$	
z	: 軸方向距離	[mm]
λ	: ターゲットバックキングの熱伝導率	[W/mK]
λ_w	: 冷却水の熱伝導率	[W/mK]

$$\zeta = \frac{2\pi \int_0^{r_1} r \dot{q}(r) dr}{2\pi \int_0^{\infty} r \dot{q}(r) dr}$$

γ : 比重量	(kg/m ³)
η : 粘性係数	(kg/ms)
ν : 動粘性係数	(m ² /s)
σ : 標準偏差	
θ : 温度	(°C)
θ_{∞} : 冷却水温度	(°C)

添 字

ex : 実験値
cal : 計算値
fin : フィン付冷却面
cs : 冷却面における値
ts : ターゲット熱流入部における値
max : 最大値
b : バルク温度に対する値
w : 壁温に対する値

1. 序 論

核融合炉開発研究の一環として、核融合炉用ブランケットの炉物理と遮蔽の研究のために、日本原子力研究所では、14 MeVの核融合炉実験用高速中性子源（FNS）を建設中である。図1にFNSの概念図を示す。FNSは、無酸素銅のバックリングにチタンを蒸着させ、これにトリチウムを吸着させたターゲットに重水素イオンビームを照射し、D-T反応によって14 MeVの高速中性子を得るものである。この高速中性子を用いて、ターゲットの周囲に格子状に配置された模擬ブランケット集合体（図2参照）で各種の実験が行われる予定である。これらの研究に必要な最低 5×10^{11} n/sの中性子束を得るためには、重水素イオンビームのエネルギーが大きくなければならず、イオンビームによって照射される直径15mmの範囲内に約1kWの熱負荷がターゲットに掛かると思われる。この多量の熱を除去するためにターゲットを回転させる冷却システム^[1]が考えられるが、ターゲット回転装置などのために冷却システムが大きくなり、模擬ブランケット集合体で行われる実験に空間的制約を加えることになる。したがって、静止ターゲットを用いた場合に、ターゲットから高熱流束を除去するための冷却システムについて、検討されなければならない。

今までに行われた研究では、実際に加速器が用いられており、ターゲットの冷却に関するよりむしろ、ターゲットの寿命や発生中性子束分布などに関するものが主であるが、それらの中から次にターゲットの冷却に関する報告を抜粋する。

Hanleyら^[3]は、ターゲットの溶断、あるいは塑性変形による破損がどの程度の熱負荷で生じるかを調べるために実験を行った。彼らは、厚さ1mmの無酸素銅のバックリングを水素イオンビームで照射し、表面温度を赤外放射温度計で測定し、得られた温度とビームパワーの関係を銅の融点まで外挿すると、許容熱流束は、 5.3 kW/cm^2 であるとした。

Smith^[4]の実験では、銅円板にチタンを蒸着し、トリチウムを吸着させたターゲットに重水素イオンを照射している。冷却水流速が 5 m/s で、ターゲット温度が 180°C 以下に抑えられた。この結果、ビームの熱流束が 200 W/cm^2 を越えると、ターゲットのピittingが著しくなることが報告されている。

一方、Sikkemaら^[5]が、熱電対付きのダミーターゲットを用いて行った実験によれば、ターゲットへの 417 W/cm^2 の熱流束は、 0.067 l/s の冷却水量で安定に除去でき、ターゲット表面温度は 100° 以下に保たれた。

FNSにおいて、無酸素銅バックリングとトリチウムから成るターゲットと、ターゲットの熱除去のための冷却システムに要求されている条件は、以下の3点に集約できる。

- (1) 直径15mmの領域に約1kWの熱負荷（約 600 W/cm^2 ）が掛かる。この熱を安定に除去しトリチウムの放出を防いでターゲットの寿命を長く保つために、トリチウムの温度を 200°C 以下に抑えること。
- (2) 格子集合体にターゲット冷却システムを挿入するため、断面 $55 \text{ mm} \times 55 \text{ mm}$ 以内、長さ1m程度の矩形管路内に、イオンビーム通路と冷却水通路を合わせ持つ冷却システムを格納する

こと。

- (8) トリチウムが損耗すると、ターゲットを交換する必要があるが生じるが、この際、トリチウム汚染を極力防止するために、ターゲットの交換が容易であること。

ターゲットのトリチウム部の温度を 200°C に抑えて、約 $600\text{W}/\text{cm}^2$ (以後、断らない限り、ターゲット熱流入部の熱流束を指す。)の熱流束を除去するのはかなり困難である。そこで、FNSの静止ターゲットの冷却システムを設計し、この冷却システムの水力特性と除熱特性を調べるために、これと同形状の実験装置を用いて実験を行った。

2. ターゲット冷却システムの設計

1章で述べたように、ターゲット冷却システムには、限られた空間内に格納できることと、ターゲットへの高熱流束を定常的に除去し得る高い冷却能力とが要求される。本章では、FNSのターゲット冷却システムとターゲットの銅バックキングに関する設計について述べる。

2.1 冷却流路の設計

高い冷却能力を得るためには、冷却部での冷却水流速を高め、熱伝達率を大きくすれば良い。しかしながら、流速を過度に増大させると、ポンプから冷却部に至る経路での圧力損失が増大し、冷却水流路の管壁や仕切壁に耐圧上の問題を生じるため、流速も適当な値に抑えなければならない。そこで、冷却部の冷却水流路断面を狭くして、この部分での流速を高め、一方、ポンプから冷却部に至る冷却水流路断面をできる限り広くして流速を高め、総合的に圧力損失を低減するよう工夫した。このとき、冷却部の冷却水流路を精度良く確保することが問題となった。

以上の観点から、イオンビームの通路と冷却水の流路のために、二重矩形管路を用いることとした。図3にターゲット冷却システムの概念図を示す。この図に示されているように、二重矩形管の外管は、 $50\text{mm} \times 50\text{mm}$ 、肉厚 2mm であり、内管は、 $36\text{mm} \times 36\text{mm}$ 、肉厚 2mm の共にSUS304製として、空間的制限条件を満足させた。内管部は、イオンビームの通路となり、環状部は、内外管に溶接された仕切壁によって上下2つの部分に仕切られており、冷却水が出入りする流路となる。

ターゲットの銅バックキングと対向する面の両端を 2mm 残し、幅 30mm 、深さ 1mm を切削した冷却部流路端栓を作り、この端栓の両端の非切削部を銅バックキングに密着させることによって形成される端栓と銅バックキング間の空間を冷却部冷却水流路とした。ターゲットは、二重矩形管の内管先端部に座を設け、Oリングを介して4隅でネジ止めした。端栓は、外管の先端にゴムパッキンをはさんでネジ止めした。この結果、ターゲットの交換は容易にできるし、高さ 1mm 、幅 30mm という極めて狭い冷却部流路断面を精度良く、しかも容易に確保することができた。従来の例では、イオンビーム延長管の外側に同軸の流路管をかぶせて二重管構造とし、底部のフランジで共締めするという構造になっており、流路仕切壁は、外管流路壁に接触

こと。

- (3) トリチウムが損耗すると、ターゲットを交換する必要が生じるが、この際、トリチウム汚染を極力防止するために、ターゲットの交換が容易であること。

ターゲットのトリチウム部の温度を 200°C に抑えて、約 $600\text{W}/\text{cm}^2$ (以後、断らない限り、ターゲット熱流入部の熱流束を指す。)の熱流束を除去するのはかなり困難である。そこで、FNSの静止ターゲットの冷却システムを設計し、この冷却システムの水力特性と除熱特性を調べるために、これと同形状の実験装置を用いて実験を行った。

2. ターゲット冷却システムの設計

1章で述べたように、ターゲット冷却システムには、限られた空間内に格納できることと、ターゲットへの高熱流束を定常的に除去し得る高い冷却能力とが要求される。本章では、FNSのターゲット冷却システムとターゲットの銅バックキングに関する設計について述べる。

2.1 冷却流路の設計

高い冷却能力を得るためには、冷却部での冷却水流速を高め、熱伝達率を大きくすれば良い。しかしながら、流速を過度に増大させると、ポンプから冷却部に至る経路での圧力損失が増大し、冷却水流路の管壁や仕切壁に耐圧上の問題を生じるため、流速も適当な値に抑えなければならない。そこで、冷却部の冷却水流路断面を狭くして、この部分での流速を高め、一方、ポンプから冷却部に至る冷却水流路断面をできる限り広くして流速を高め、総合的に圧力損失を低減するよう工夫した。このとき、冷却部の冷却水流路を精度良く確保することが問題となった。

以上の観点から、イオンビームの通路と冷却水の流路のために、二重矩形管路を用いることとした。図3にターゲット冷却システムの概念図を示す。この図に示されているように、二重矩形管の外管は、 $50\text{mm} \times 50\text{mm}$ 、肉厚 2mm であり、内管は、 $36\text{mm} \times 36\text{mm}$ 、肉厚 2mm の共にSUS304製として、空間的制限条件を満足させた。内管部は、イオンビームの通路となり、環状部は、内外管に溶接された仕切壁によって上下2つの部分に仕切られており、冷却水が出入りする流路となる。

ターゲットの銅バックキングと対向する面の両端を 2mm 残し、幅 30mm 、深さ 1mm を切削した冷却部流路端栓を作り、この端栓の両端の非切削部を銅バックキングに密着させることによって形成される端栓と銅バックキング間の空間を冷却部冷却水流路とした。ターゲットは、二重矩形管の内管先端部に座を設け、Oリングを介して4隅でネジ止めした。端栓は、外管の先端にゴムパッキンをはさんでネジ止めした。この結果、ターゲットの交換は容易にできるし、高さ 1mm 、幅 30mm という極めて狭い冷却部流路断面を精度良く、しかも容易に確保することができた。従来の例では、イオンビーム延長管の外側に同軸の流路管をかぶせて二重管構造とし、底部のフランジで共締めするという構造になっており、流路仕切壁は、外管流路壁に接触

しているだけであった。したがって、冷却水がこの仕切壁と管路壁とのすき間を浸透し、有効冷却水量を確保するのが困難であった。また、ターゲットを交換するためには、内管を外管から引き抜くという面倒な作業を必要とした。本設計により、これらの問題点が解決され、1章で述べた条件(2)、(3)を満たすことができた。

2.2 ターゲットの形状

イオンビームが、直径15mmの円内のトリチウムに照射され、14MeVの高速中性子を発生させるとともに、約1kWの熱負荷を銅バックングにもたらす。この熱は、銅バックング内を熱伝導によって伝わり、銅バックングの冷却部から、高速水流によって除去されるわけである。このとき、ターゲットの最高温度を200°C以下、冷却部表面の最高温度を水の沸点以下に抑えながら、高熱負荷を除去しなければならないが、ターゲットと冷却部表面の最高温度に対して、銅バックングの厚みと有効冷却部面積が大きく影響する。水の沸騰による冷却に関しては、後述する。

上記の影響を検討するために、以下のような簡単な解析を行い、ターゲットの形状を決めた。

解析モデルを単純化し、半径 r_2 、厚さ t の円板状のターゲットを考える。イオンビームが照射される熱流入部の半径を r_1 (面積 S_a)、冷却部半径を r_2 (面積 S_c)とする(図4を参照)。円柱座標系で、次の熱伝導方程式を解く。

$$\frac{\partial^2 \Theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Theta}{\partial r} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

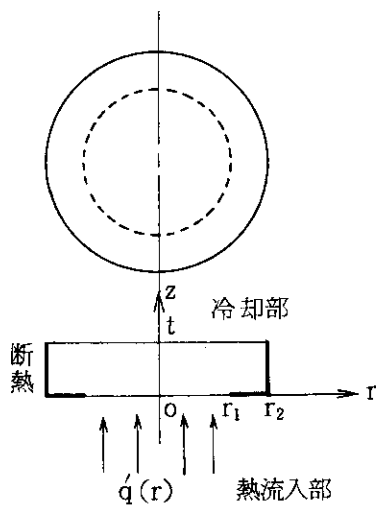


図4 解析モデル

境界条件として、

- (i) 図4において、左右対象として、 $r = r_2$ の面を断熱とする。したがって、 $r = 0$ と $r = r_2$ で、 $0 \leq z \leq t$ に対して、 $\partial \Theta / \partial r = 0$
- (ii) 熱流入部では、半径 r_1 の円内に、半径 r の関数である熱流束 $\dot{q}(r)$ が与えられ、 $r_1 \leq r \leq r_2$ の環状部は、断熱とする。したがって、 $z = 0$ で、 $0 \leq r \leq r_1$ に対して、 $-\lambda \times \partial \Theta / \partial z = \dot{q}(r)$ 、 $r_1 < r \leq r_2$ に対して、 $\partial \Theta / \partial z = 0$
- (iii) 冷却部では、冷却面の熱伝達率 h を一様に与える。

る。

したがって、 $z = t$ では、 $0 \leq r \leq r_2$ に対して $-\lambda \times \partial \Theta / \partial z = h(\Theta - \Theta_\infty)$ を与える。上記の境界条件のもとで、次の式(2)に従って

$$T = \frac{(\Theta - \Theta_\infty)}{\dot{q}_{\max} \left(\frac{t}{\lambda} + \frac{1}{h} \right)}$$

$$\left. \begin{aligned}
 R &= r/d \quad (R_2 = r_2/d, R_1 = r_1/d) \\
 Z &= z/d \quad (Z_1 = t/d) \\
 f(R) &= -\frac{\dot{q}(d \cdot R)}{\dot{q}_{\max}} - \frac{C_0}{\frac{t}{d} C_0 + 1} \\
 \left(\text{Nu} = \frac{h \cdot d}{\lambda_w} \right) \\
 C_0 &= -\frac{\lambda_w \text{Nu}}{\lambda}
 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

無次元化すると、式(1)の解は、

$$\begin{aligned}
 T(R, Z) &= (Z - Z_1 + C_0) \frac{2}{R_2^2} \int_0^{R_2} R \cdot f(R) dR \\
 &+ \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cdot J_0(\epsilon_n R) \cdot (B_n \cdot e^{\epsilon_n Z} + e^{-\epsilon_n Z})
 \end{aligned} \quad (3)$$

となる。ここで、 ϵ_n は、 $J_1(\epsilon_n R_2) = 0$ を満たす正根であり、 A_n 、 B_n は、

$$\left. \begin{aligned}
 A_n &= \frac{2 \int_0^{R_2} R \cdot f(R) \cdot J_0(\epsilon_n R) dR}{\epsilon_n (B_n - 1) \cdot R_2^2 \cdot J_0(\epsilon_n R_2)^2} \\
 B_n &= \frac{(\epsilon_n + C_0) e^{-\epsilon_n Z_1}}{\epsilon_n + C_0}
 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

で表わされ、 $J_i(X)$ は、第1種の*i*次ベッセル関数である。熱流入部に関してイオンビームの照射半径と熱流束分布、冷却部に関して冷却面熱伝達率と冷却水平均温度を決めてやると、ターゲットの厚さ *t* と、熱流入部面積 *Sh* と冷却部面積 *Sc* との比 *Sc/Sh* に対して、ターゲットの各部の温度が求まる。冷却水は、高速で流れるため、冷却部での冷却水出入口温度差は、高々2~3°Cにしかならないと思われ、冷却水温度として、出入口温度の平均をとって差し支えない。

図5は、直径15mmの円内に、800W/cm²の一様な熱流束 ($Q_{ts} = 1.41$ kW) が入り、冷却面熱伝達率が $\text{Nu} = 200$ であり、冷却水平均温度が20°Cの場合の、面積比 *Sc/Sh* とターゲット最高温度 θ_{ts}^{\max} 、冷却面最高温度 θ_{cs}^{\max} との関係を示している。 θ_{ts}^{\max} と θ_{cs}^{\max} は、*Sc/Sh* の増加と共に減少しているが、ある *Sc/Sh* の値以上ではほとんど変化しなくなっている。このことから、冷却部面積をある大きさ以上に増加させても、ターゲット最高温度や冷却面最高温度を減らすことはできないということが分かった。図6 a-cは、厚さと θ_{ts}^{\max} 、 θ_{cs}^{\max} の関係に図5を書き直したもので、いずれの場合も、厚さの増加と共に θ_{cs}^{\max} は減少するが、 θ_{ts}^{\max} は、*Sc/Sh* の値によってある厚さで最小になる。

FNSでは、発生されたイオンビームのエネルギー分布はガウス分布であると思われるが、ターゲットに届くまでに設けられた一連のレンズ系により、その分布は平坦化されることになる。しかしながら、どの程度まで平坦化されるか良く分からないので、熱流束分布の影響について検討する。熱流束分布として、次のようなガウス分布を与える。

$$\dot{q}(r) = \dot{q}^{\max} \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{r^2}{\sigma^2}\right) \quad (5)$$

図7.aは、半径方向の熱流束分布であり、図7.bは、ターゲット熱流入部の温度 Θ_{ts} と冷却面温度 Θ_{cs} の半径方向の分布を示している。平均熱流束は $800\text{W}/\text{cm}^2$ ($Q_{ts} = 1.41\text{ kW}$)であり、ターゲットの厚さ 4mm 、面積比 3.24 の場合である。図中の(1), (2), (3)は、各々 $r_1 = 2\sigma$ で $\zeta = 0.865$ 、 $r_1 = \sigma$ で $\zeta = 0.393$ 、一様熱流束に対応している。ここで、 $\zeta = 2\pi \int_0^{r_1} r \dot{q}(r) dr / 2\pi \int_0^\infty r \dot{q}(r) dr$ であり、分布の形の凸の度合を表しており、 ζ が小さい程、分布の形は平坦になる。(1), (2)の場合、最高熱流束は、各々 $1850\text{W}/\text{cm}^2$ 、 $1020\text{W}/\text{cm}^2$ であり、熱流束が一様な(3)の場合に比べて、 Θ_{cs} はほとんど変わらないが、 Θ_{ts} の最高温度は、各々 55K 、 15K 高くなっている。発生されたイオンビームの半径方向のエネルギー分布が、 $r_1 \leq \sigma$ 程度の凸型分布まで平坦化されれば、ターゲット最高温度に対する熱流束の分布の影響は、さほど大きくない。以下では、熱流束分布は一様として扱う。

冷却部における熱伝達率と冷却水平均温度が定められ、ある面積比 Sc/Sh に対して、ターゲット最高温度 Θ_{ts}^{\max} と冷却面最高温度 Θ_{cs}^{\max} をそれぞれある値以下に保とうとするとき、ターゲットの厚さをいくらにすれば、最大の熱負荷を除去できるかを考える。図8は、 $Nu = 200$ 、冷却水平均温度 20°C 、 $Sc/Sh = 3.24$ の場合、 $\Theta_{ts}^{\max} = 200^\circ\text{C}$ 、 $\Theta_{cs}^{\max} = 100^\circ\text{C}$ とするターゲットの厚みとそのとき除去できる熱流入部での熱流束の関係を示している。図中で格子線を引いた領域が、 Θ_{ts}^{\max} と Θ_{cs}^{\max} を上記の制限温度以下に保てる領域であり、この場合、ターゲット厚さを 5.3mm にすれば、最大 $1060\text{W}/\text{cm}^2$ ($Q_{ts} = 1.87\text{ kW}$)の熱を除去できる。この図8のような一連の図から、冷却面熱伝達率 Nu をパラメーターとして、ある Sc/Sh に対して、最大の熱負荷を除去できる最適のターゲット厚さを示したのが図9である。図9は、面積比 Sc/Sh が増加するとともに、最適厚さは減少し、それに対応する除去可能な最大熱流束は増加するが、面積比が3以上では、最適厚さはほとんど変化せず、 $Nu = 200, 300, 400$ の各々の場合に対して、最適厚さは、それぞれ 5mm 、 4mm 、 3.4mm に、除去可能な最大熱流束は、それぞれ $1150\text{W}/\text{cm}^2$ ($Q_{ts} = 2.03\text{ kW}$)、 $1300\text{W}/\text{cm}^2$ ($Q_{ts} = 2.30\text{ kW}$)、 $1440\text{W}/\text{cm}^2$ ($Q_{ts} = 2.54\text{ kW}$)に漸近することを示している。

ターゲットの厚さは、熱的には上記の結果から決めることができる。しかしながら、冷却水の水圧に対するターゲットの構造強度上、ある厚さ以上にしなくてはならず、発生中性子量、発生中性子のエネルギー量、バックキングの汚染という核的な立場からすれば、逆に薄ければ薄い程良いということになる。前節で述べた冷却システムでは、ターゲットは、 $36\text{mm} \times 36\text{mm}$ の直方体であり、冷却部の有効冷却面積を考えると、面積比は 3.40 となる。また、比較的容易に得られると思われる $1\ell/s$ の冷却水量では、熱伝達率が大体 $Nu = 300$ 程度になると考えられる。なるべく薄くという核的観点からの要請と本節の熱的検討結果から、ターゲットの厚

さは、4mmとする。このときの無酸素銅の許容応力は、JISによると 20 kg/cm^2 以上であり、安全率を2倍に取っても、水圧 5 kg/cm^2 に十分耐え、強度的に問題はない。

3. 実験装置

2章で設計したFNSのターゲット冷却システムの水力特性と除熱特性を調べるため、これと同形状の実験装置を製作した。本章では、この実験装置に関して述べる。

3.1 ターゲット加熱方式

イオンビームの照射によって、ターゲットには直径15mmの領域に約1kWもの熱エネルギー (0.57 kW/cm^2) が負荷される。

実験装置では、まずこのように大きな熱負荷を印加する方式として、①電子ビーム加熱方式、②ヒーターピンを埋込んだホットフィンガー加熱方式が挙げられる。①の電子ビーム加熱では、高出力の電子ビーム発生装置を用いるわけであるが、ターゲットが薄いため、表面に熱電対を埋め込むのが困難であり、遠隔操作による表面温度測定も、絶対温度が低いため測定誤差が大きくなって、ターゲットの表面温度の測定に難点がある。また、電子ビーム発生装置にかなりの費用を要する。②のホットフィンガー加熱方式というのは、ヒーターピンによって電気的に発熱させた熱を一般にホットフィンガーと呼ばれる熱伝導体の熱伝導によってターゲットへ輸送し、イオンビームによる発熱を模擬する方式である。この方式では、ターゲットとホットフィンガーが一体構造であるため、熱電対が容易に挿入でき、ターゲットの表面温度測定方法に悩まされることはなく、①に比べて、かなり安価である。しかしながら、この方式では印加可能な熱入量が高々2kWであり、熱流束分布の形も、イオンビームでは凸となると予想されるのに対して、凹となる。

温度測定の容易さと装置の安価な点から②の方式を採用した場合②の方式でターゲットに約1kWの熱を負荷するために、熱伝導体の形状などに関して、汎用伝熱解析コードTRUMP^[6]を用いて予備計算を行い、図10に示すようなホットフィンガーを設計した。①はターゲットであり、②が冷却面である。③の面は、イオンビームによって照射される領域に相当する熱流入部であり、FNSではここにトリチウムを吸着させている。④は、ホットフィンガーと呼ばれる熱伝導体であり、①のターゲットと一体構造になっていて、材質は無酸素銅である。⑧のヒーターピンによって発生された熱が、④の熱伝導体に伝わり、ターゲット面に連絡する⑤の部分(以後、この部分を"首"と呼ぶ。)を通してターゲットに印加される。④の熱伝導体と⑧のヒーターピンとのすき間には熱低抗を低減するための銀ロー⑥を充てんし、加熱時に銀ローは溶けるが、充てん部から逸散しないように熱伝導体底部をSUS304製の座⑦で覆い、これをヒーターピンに溶接する構造とした。

さは、4mmとする。このときの無酸素銅の許容応力は、JISによると 20 kg/cm^2 以上であり、安全率を2倍に取っても、水圧 5 kg/cm^2 に十分耐え、強度的に問題はない。

3. 実験装置

2章で設計したFNSのターゲット冷却システムの水力特性と除熱特性を調べるため、これと同形状の実験装置を製作した。本章では、この実験装置に関して述べる。

3.1 ターゲット加熱方式

イオンビームの照射によって、ターゲットには直径15mmの領域に約1kWもの熱エネルギー (0.57 kW/cm^2) が負荷される。

実験装置では、まずこのように大きな熱負荷を印加する方式として、①電子ビーム加熱方式、②ヒーターピンを埋込んだホットフィンガー加熱方式が挙げられる。①の電子ビーム加熱では、高出力の電子ビーム発生装置を用いるわけであるが、ターゲットが薄いため、表面に熱電対を埋め込むのが困難であり、遠隔操作による表面温度測定も、絶対温度が低いため測定誤差が大きくなって、ターゲットの表面温度の測定に難点がある。また、電子ビーム発生装置にかなりの費用を要する。②のホットフィンガー加熱方式というのは、ヒーターピンによって電気的に発熱させた熱を一般にホットフィンガーと呼ばれる熱伝導体の熱伝導によってターゲットへ輸送し、イオンビームによる発熱を模擬する方式である。この方式では、ターゲットとホットフィンガーが一体構造であるため、熱電対が容易に挿入でき、ターゲットの表面温度測定方法に悩まされることはなく、①に比べて、かなり安価である。しかしながら、この方式では印加可能な熱入量が高々2kWであり、熱流束分布の形も、イオンビームでは凸となると予想されるのに対して、凹となる。

温度測定の容易さと装置の安価な点から②の方式を採用した場合②の方式でターゲットに約1kWの熱を負荷するために、熱伝導体の形状などに関して、汎用伝熱解析コードTRUMP^[6]を用いて予備計算を行い、図10に示すようなホットフィンガーを設計した。①はターゲットであり、②が冷却面である。③の面は、イオンビームによって照射される領域に相当する熱流入部であり、FNSではここにトリチウムを吸着させている。④は、ホットフィンガーと呼ばれる熱伝導体であり、①のターゲットと一体構造になっていて、材質は無酸素銅である。⑧のヒーターピンによって発生された熱が、④の熱伝導体に伝わり、ターゲット面に連絡する⑤の部分(以後、この部分を"首"と呼ぶ。)を通してターゲットに印加される。④の熱伝導体と⑧のヒーターピンとのすき間には熱低抗を低減するための銀ロー⑥を充てんし、加熱時に銀ローは溶けるが、充てん部から逸散しないように熱伝導体底部をSUS304製の座⑦で覆い、これをヒーターピンに溶接する構造とした。

3.2 実験装置

前述のような設計に基づいて製作した実験装置について述べる。

図 11. a に実験装置全体のフローシートを、図 11. b に装置断面図を示す。冷却水は①のポンプでターゲット冷却システムに送り込まれ、バルブ V 4 を通って排水される。バルブ V 3 は、冷却水量を調整するために設けられたバイパス用のバルブである。ヒーターピン表面や熱伝導体は 1000°C 近い高温に達し、ヒーターピンや熱伝導体の酸化防止と熱損失量を少なくするために④のヘリウムガスポンプや⑤の真空ポンプを備え、二重管内管部をヘリウムガス雰囲気あるいは真空とした。2.1 で述べた冷却部流路端栓（図 3 参照）は、アクリル製とし、冷却部の冷却水流れが見えるようにした。

加熱体に関しては、首部（図 10 の⑤）の太さは、イオンビームの照射領域に等しく取っており、直径 15mm 及び 10.5mm の 2 種類を用意した。また、直径 15mm の首を持つ加熱体では、平坦なターゲット冷却面を有するもの以外に、図 12 に示すように冷却面にフィンを有するものも作製した。このターゲットの厚さは 4mm であり、深さ 2mm、幅 1mm の溝が 8 本、冷却水流れ方向に平行に設けられている。溝と溝の間隔は 1mm である。フィン付き冷却面の有効冷却面積と水力等価直径は、平坦な冷却面に対してそれぞれ 1.6 倍、1.01 倍である。

上記の 3 種類の加熱体で用いているヒーターピンの仕様は、外径 10.7mm、有効発熱長 20mm、発熱体材質がタンタル、シース材質がインコネル 600、最大出力約 2 kW である。

3.3 測定系と実験手順

加熱体内には、外径 0.65mm の CA シース熱電対を 8 本挿入し、各部の温度を測定した（図 10 参照）。ターゲットの熱流入部の表面温度を TC2 によって測定し、流入熱流束を求めるため熱伝導体の首部に TC3, TC4, TC5 の三本の熱電対を埋め込んだ。ヒーターピン表面温度を TC6, TC7 で測定し、実験中これらの温度が制限温度を越えないよう注意し、ヒーターピンの焼損を防いだ。また、銅熱伝導体外周表面温度を TC8 により測定し、ヒーターピンと熱伝導体間の熱低抗を評価した。冷却水の冷却部出入口温度は、TC9 と TC10（図 11 参照）の熱電対を用いて測定した。冷却部で加熱された冷却水が混合し、十分一様になったときの温度を測定するため、TC10 の熱電対は、冷却部出口から適当な距離を置いて設置した。

冷却水の流量は、二重管入口に設けた流量計（図 11 の③）で測定した。

冷却システムの冷却水の圧力損失は、二重管出入口に設けたブルドン管式圧力計（図 11 の P1, P2）で測定した。二重管内管部のヒーターピン雰囲気圧力は、図 11 の P_{He} 圧力計で測定した。

ヒーターピン電気入力、電流と、ターゲット冷却システムの末端に引き出されたヒーターピン電極での電圧とを測定して求めた。

実験は、まず冷却システムの水力特性を調べるために、流量と圧力損失を測定した。次に、熱伝達特性を調べるために、熱伝導体首部直径が 15mm と 10.7mm で冷却面が平坦な 2 種類の加熱体を用いて、ヒーターピンへの電気入力を一定とし、冷却水流量を変化させて実験を行い、電気入力を順次変えてこの手順を繰り返した。このときの実験パラメーターの範囲を表 1 に示

した。

表 1 実験パラメータの範囲

熱伝導体首部直径	(mm)	15.0	10.7
ヒーターピン電気入力	(kW)	1.04 - 2.30	0.75 - 1.86
冷均水流量	(l/s)	0.07 - 1.17	0.06 - 1.14
冷却部流速	(m/s)	2.33 - 39.0	2.00 - 37.8
レイノルズ数		7200 - 90700	5400 - 95100
冷却水入口温度	(°C)	23.5 - 30.7	29.6 - 32.8

さらに、より大きな熱負荷を除熱するために、フィン付き冷却面を持つ加熱体を用いて同じ実験を行った。ターゲットの冷却は、水流による単相強制対流冷却とし、一部サブクール沸騰を許す場合についても実験を行った。

4. 実験結果と検討

4.1 水力特性

冷却水出入口の圧力差と冷却部での冷却水流速との関係を図 13 に示す。冷却部での冷却水流速 u は、流量を冷却部流路断面積で割って求めた値であり、出入口圧力差 ΔH は、水柱で表わした。この出入口ヘッド差を冷却部での動圧 $\gamma u^2 / (2g)$ の関数として整理すると、実験値は次式で表わせる。

$$\Delta H_{ex} = 1.18 \frac{u^2}{2g} \quad (6)$$

従来^[7]の圧力損失の結果を用いて、出入口ヘッド差 ΔH_{cal} を計算すると、

$$\Delta H_{cal} = 1.25 \frac{u^2}{2g} \quad (7)$$

となる。この値は、流路が、直線流路、直角曲部、急縮小流路、急拡大流路から成っているとし、冷却部の流速を代表値として求めた。両者は良く一致した。本実験では、最大流量 1.17 l/s ($u = 38.9 \text{ m/s}$, $Re \approx 9 \times 10^4$) のときの冷却水出入口ヘッド差は 94m であった。流した限りの冷却水流量では、流体による装置の振動もなく、可視化用のアクリル端栓を通して見た限りでは、冷却部でのキャビテーションも起こらなかった。

本実験装置の冷却部流路断面の形状は、前述のとおり、高さ 1mm、幅 30mm である。①高さ 2mm、幅 30mm、②高さ 3mm、幅 30mm、③高さ 2mm、幅 15mm、④高さ 3mm、幅 15mm などの流路端栓を試作し、これらの水力特性を調べたが、冷却部でのキャビテーションの有無、流速とヘッド差の関係、予想される熱伝達率などの点から考えて高さ 1mm、幅 30mm の流路

した。

表 1 実験パラメータの範囲

熱伝導体首部直径	[mm]	15.0	10.7
ヒーターピン電気入力	[kW]	1.04 - 2.30	0.75 - 1.86
冷均水流量	[l/s]	0.07 - 1.17	0.06 - 1.14
冷却部流速	[m/s]	2.33 - 39.0	2.00 - 37.8
レイノルズ数		7200 - 90700	5400 - 95100
冷却水入口温度	[°C]	23.5 - 30.7	29.6 - 32.8

さらに、より大きな熱負荷を除熱するために、フィン付き冷却面を持つ加熱体を用いて同じ実験を行った。ターゲットの冷却は、水流による単相強制対流冷却とし、一部サブクール沸騰を許す場合についても実験を行った。

4. 実験結果と検討

4.1 水力特性

冷却水出入口の圧力差と冷却部での冷却水流速との関係を図 13 に示す。冷却部での冷却水流速 u は、流量を冷却部流路断面積で割って求めた値であり、出入口圧力差 ΔH は、水柱で表わした。この出入口ヘッド差を冷却部での動圧 $\gamma u^2 / (2g)$ の関数として整理すると、実験値は次式で表わせる。

$$\Delta H_{ex} = 1.18 \frac{u^2}{2g} \quad (6)$$

従来^[7]の圧力損失の結果を用いて、出入口ヘッド差 ΔH_{cal} を計算すると、

$$\Delta H_{cal} = 1.25 \frac{u^2}{2g} \quad (7)$$

となる。この値は、流路が、直線流路、直角曲部、急縮小流路、急拡大流路から成っているとし、冷却部の流速を代表値として求めた。両者は良く一致した。本実験では、最大流量 1.17 l/s ($u = 38.9 \text{ m/s}$, $Re \approx 9 \times 10^4$) のときの冷却水出入口ヘッド差は 94m であった。流した限りの冷却水流量では、流体による装置の振動もなく、可視化用のアクリル端栓を通して見た限りでは、冷却部でのキャビテーションも起こらなかった。

本実験装置の冷却部流路断面の形状は、前述のとおり、高さ 1mm、幅 30mm である。①高さ 2mm、幅 30mm、②高さ 3mm、幅 30mm、③高さ 2mm、幅 15mm、④高さ 3mm、幅 15mm などの流路端栓を試作し、これらの水力特性を調べたが、冷却部でのキャビテーションの有無、流速とヘッド差の関係、予想される熱伝達率などの点から考えて高さ 1mm、幅 30mm の流路

断面が最善であった。

4.2 熱伝達特性

本節では、ターゲット最高温度を 200°C 、冷却面最高温度を 100°C 以下にしたときの除熱可能な最大熱負荷を求めた。

4.2.1 実験データの処理方法

ターゲット熱流入部への熱入量は、

- (1) ヒーターピン電気入力と全損失熱量
- (2) 冷却水流量と冷却水出入口温度差
- (3) 熱伝導体首部の測定された温度勾配

の3つの方法で求められる。しかしながら、(1)の場合では、損失熱量(熱放射、熱伝導、自然対流による)を正確に評価するのが困難であるため、(2)の場合では、冷却水出入口温度差がわずかなため、ターゲット熱流入部への流入量を正確に決めることができない。ターゲット熱流入部の熱流束分布が一樣な場合には、(3)の方法で熱入量を求めることができる。しかし、本実験装置では、ターゲット熱流入部に高熱流束を供給する必要上、熱伝導体首部の長さを十分長くすることができず、このため熱流束分布も一樣とはならない。測定した温度勾配は、首部中心線に沿って測定しただけであり、(3)の方法だけでは不十分である。そこで、測定した温度と加熱体全体の熱伝導計算を併用し、温度分布と熱入量と熱流束分布を求めた。

熱伝導計算には、前述の TRUMP を用いた。各材料の物性値は、温度の関数として与えた。この数値計算には、ヒーターピンの有効発熱量、ターゲット冷却面の熱伝達率、冷却水温度を与えなければならないが、有効発熱量と熱伝達率は未知数である。有効発熱量は、ヒーターピンの電気入力から熱損失を引いた値で、ターゲットへの熱流入量に等しい。先に述べたように、熱損失を求めることは困難であるため、有効発熱量は、熱伝達率とともに次のようにして求めた。熱伝導体首部の温度勾配は、本実験範囲内では有効発熱量から決まり、熱伝達率にほとんど依存しない。したがって、測定された冷却水平均温度と適当な熱伝達率を用いて、測定された温度勾配と数値計算から得られた温度勾配が一致するように、有効発熱量を決め、次に、首部の測定された温度の絶対値が一致するように熱伝達率を決めた。このようにして、測定された温度から、有効発熱量、つまりターゲット熱流入部への熱入量と熱伝達率が一意的に決まり、ターゲット各部の温度が計算され、冷却面最高温度や熱流束分布を求めることができる。

図14に、2次元(r, z)円柱座標系における熱伝導計算に用いた格子分割と各格子の材質を示す。ターゲットは、実際には直方体であるが、この2次元計算では、冷却面積の等価な円柱で近似した。

しかし、この計算では、熱伝達率の流れ方向の変化を与えることはできない。そこで、図15に示すような円柱体と直方体を結合した3次元格子分割について、あらかじめ計算を行い、冷却面での熱伝達率を一様にした場合と、次式^[8]で与えられるような流れ方向に分布を持たせた場合とでターゲット熱流入部の熱入量に変化するかどうかについて検討した。

$$Nu_{ux} = 0.018 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \left\{ 1 + \left(\frac{d}{x} \right)^{0.7} \right\} \quad (8)$$

さらに、これらの結果と、熱伝達率の分布が一様な2次元の計算結果とを比較した。

3次元の計算によると、熱伝達率の分布がある場合と一様な場合とを比べた場合の、首部の温度分布とターゲット熱流入部の熱流束分布にほとんど違いが認められなかった。2次元の計算結果も、3次元のそれに比べて、熱流束分布がわずかに凹になっているだけであった。

3次元の熱伝導計算では、格子数が多く、FACOM 230-75大型計算機を用いたとき、1回の計算で、計算時間に約280秒を要し、2次元の計算における、30秒前後に比べ、数多くのデータを処理するのに適していない。したがって、測定結果から有効発熱量と熱伝達率を求めるにあたっては、もっぱら2次元で計算を行った。

4.2.2 実験結果

実験は表1に示した条件の範囲内で行った。水の物性値は温度によってかなり影響を受けるので、データの整理にあたり、次に示す修正ヌッセルト数 Nu^+ を導入した。

$$Nu^+ = Nu / \left\{ Rr^{1/3} \left(\frac{\eta_b}{\eta_w} \right)^{0.14} \right\} \quad (9)$$

図16は、首部の直径が15mmの場合のレイノルズ数 Re と修正ヌッセルト数 Nu^+ の関係を示したものである。図中の実線は、環状流路内の温度・速度が十分発達した乱流の熱伝達率^[9]で、次式で表わされる。

$$Nu^+ = 0.018 Re^{0.8} \quad (10)$$

加熱開始点近くで温度境界層が十分発達していない温度助走区間であって、さらに流れも十分発達していない速度助走区間でもある場合の局所的熱伝達率 Nux^+ は、

$$Nux^+ = 0.018 Re^{0.8} \left\{ 1 + \left(\frac{d}{x} \right)^{0.7} \right\} \quad (11)$$

となる。式(11)から、冷却区間における積分平均を求めると図16の点線となる。実験点は、実線と点線の間が存在する。すなわち、温度・速度が発達途中の流れであるため、熱伝達率は、十分発達した乱流の熱伝達率より大きな値を示している。

図17は、首部の直径が10.7mmの場合のレイノルズ数 Re と修正ヌッセルト数 Nu^+ の関係を示している。実線は、式(10)を示している。点線は、流れの十分発達している温度助走区間において、数値計算によって得られた局所ヌッセルト数を冷却区間で平均したものである。実験結果は、点線で示される数値計算結果と良く一致しており、図16の場合に比べてより実線に近い。これは、ターゲットの熱流入部面積が小さくなったため、冷却水の加熱開始点までに流れは発達しているものの、温度境界層が発達途中であることを意味している。

図18は、ターゲットへの熱入量とターゲット最高温度、つまり熱流入部中心温度との関係

を示している。首部直径が $D = 15\text{mm}$ と $D = 10.7\text{mm}$ のいずれの場合も、ターゲット最高温度は、熱入量の増加とともに直線的に増加する。

図 19 は、ある熱入量のときの、冷却水流量とターゲット最高温度の関係を示している。流量が低くても、かなり大きな熱負荷の除熱が可能である。この図に示されているように、流量が増加すると最高温度は減少するが、 0.75 l/s 以上になると最高温度はほとんど減少しなくなる。冷却水出入口ヘッド差を低減させるという立場からすれば、流量は、 1.3 l/s 付近が適当であると思われる。

表 2 は、首部直径 $D = 15\text{mm}$ と $D = 10.7\text{mm}$ の場合に、最大熱負荷を加えたときの実験条件と実験結果である。

表 2 首部直径が $D = 15\text{mm}$ と $D = 10.7\text{mm}$ の場合、
最大熱負荷を加えたときの実験条件と実験結果

熱伝導体首部直径	[mm]	15.0	10.7
ヒーターピン最高電気入力	[kW]	2.30	1.86
冷却水流量	[l/s]	1.17	1.13
冷却部流速	[m/s]	39.0	37.8
レイノルズ数		89,300	91,000
冷却水入口温度	[°C]	30.7	30.7
ターゲットへの熱入量	[kW]	1.73	1.21
平均熱流束	[W/cm ²]	980	1,350
ターゲット最高温度	[°C]	140	160
熱伝導体最高温度	[°C]	832	836

図 20. a, 20. b は、このときの熱流入部と冷却面における熱流束分布を示しており、TRUMPによって得られた温度から計算して求めたものである。

4.2.3 FNS におけるターゲット使用条件に合わせた冷却実験

イオンビーム照射直径 15mm, 熱負荷 1kW という FNS のターゲット使用条件に合わせた実験を行った。実験条件と実験結果を表 3 に示す。図 21 は、このときのターゲット熱流入部の半

表 3 FNS でのターゲット使用条件に
合わせた冷却実験結果

ターゲットへの熱入量	[kW]	1.16
平均熱流束	[W/cm ²]	657
冷却水量	[l/s]	0.9
冷却水入口温度	[°C]	30.4
ターゲット最高温度	[°C]	106
熱伝達率	[W/m ² K]	1.05×10^5

径方向温度分布と熱流束分布である。この図に示されているように、ターゲット熱流入部中心の熱流束は、端に比べて低くなっている。前にも述べたように、FNSのイオンビームのエネルギー分布を正確に知ることができないため、ここでは熱流束分布が一様であるとして、上記の実験から得られた熱伝達率を用いて図22に示したようなターゲット格子分割に対して、TRUMPによりターゲット温度分布を計算した。

図23は、熱流束分布が一様な場合について、計算で求めたターゲット熱流入部の半径方向温度分布である。熱流束分布が一様な場合の最高温度は、上記の実験結果より、約10°C高くなっている。しかしながら、ターゲット最高温度を200°C以下に抑えるという制限条件は、十分満足している。

4.3 除熱可能な最大熱負荷に関する検討

以上のように、直径15mmの範囲内に流入する1kWの熱負荷は、十分な余裕を持って除熱できることが分かった。それでは、温度制限範囲内で除熱できる最大熱負荷はどの位になるかということが問題となろう。

図24は、一様な熱流束分布の場合に対して、実験で得られた熱伝達率(図16,17を参照)を用いて、TRUMPで求めたターゲット最高温度と熱入量の関係を示している。熱流入部の直径が15mmの場合、熱入量が $Q_{ts} = 2.3 \text{ kW}$ ($\dot{q} = 1,300 \text{ W/cm}^2$)まで、10.7mmの場合、 $Q_{ts} = 1.5 \text{ kW}$ ($\dot{q} = 1,670 \text{ W/cm}^2$)までであれば、ターゲット最高温度は200°Cを越えない。このとき、いずれの場合も、冷却面最高温度は100°C以下である。凸型の熱流束分布の場合でも、そのピーク熱流束の値を上記の値以下にすれば問題はない。

さらに大きな熱負荷を除熱するには、(1)冷却水温度を下げる、(2)有効冷却面積を増やす、(3)熱伝達率を上げるようにすれば良い。

(1)に関しては、冷却水温度の低下とともに熱伝達率も減少し、大きな効果を期待できない。(2)に関しては、冷却表面にフィンをつけて冷却面積を増やすことが、簡便かつ有効である。(3)に関しては、冷却方式を、強制対流沸騰熱伝達にして、熱伝達率を増加させる。

4.3.1 フィン付き冷却面を有するターゲットの冷却実験

図12に示したようなフィン付き冷却面を持ったターゲットの冷却実験を行った。

図25は、冷却部冷却水流速と出入口圧力ヘッド差の関係を示している。フィン付き冷却面の場合、実験値は、次式で整理でき、平坦な冷却面の圧力ヘッド差の1.45倍の値を示した。

$$\Delta H_{\text{Hex, fin}} = 1.71 \frac{u^2}{2g} \quad (12)$$

ターゲットの冷却実験は、表4に示す実験パラメーターの範囲で行った。実験の結果、フィン付き冷却面は、平坦な冷却面に比べて、レイノルズ数とターゲット最高温度を等しくした場合には、1.6倍の熱量を除熱できることが分かった。フィン付き冷却面の冷却面積は、平坦な冷却面の1.6倍であるから、冷却面積が増加した分だけ熱除去能力が高くなったわけである。

表4 フィン付き冷却面を用いたターゲット冷却
実験の実験パラメータ

ヒーターピン電気入力	[kW]	1.75 - 2.25
冷却水流量	[l/s]	0.55 - 4.92
レイノルズ数		6,140 - 52,500
冷却水入口温度	[°C]	17.8 - 19.4

図26は、TRUMPによって求めたターゲット熱流入部の半径方向温度分布である。熱入量が1.34 kWの場合の平坦な冷却面の温度分布に比べて、フィン付き冷却面では、より平坦になっている。また、ターゲット最高温度は、平坦な冷却面の場合より35～45°C低くなっている。この計算では、フィン表面の熱伝達率をすべて一定と仮定し、測定された温度とこの熱伝達率を用いて計算した温度が一致するような熱伝達率を探した。このようにして求めた熱伝達率は、同じRe数に対するフィンのない平坦な流路の熱伝達率(図16)と同じであった。

以上の結果と図24から、フィン付き冷却面にすると、熱流入部の熱流束分布が一様な場合には、ターゲット最高温度を200°C以内に保ってなおかつ約3.7 kW ($\dot{q} = 2,080 \text{ W/cm}^2$)までの熱負荷を除熱できる。しかしながら、平坦な冷却面に比べて、同じ流速なら1.45倍の出入口ヘッド差がつき、同じレイノルズ数を得るには、1.6倍の冷却水流量を必要とすることは注意を要する。

4.3.2 強制対流沸騰冷却

冷却水の沸騰を許せば、熱伝達率は大きくなり、より大きな熱負荷を除熱できる。本実験装置の加熱体には発熱量に制限があり、高いレイノルズ数で冷却水が沸騰する程の熱入量を印加できない。そこでレイノルズ数が5,400で、首部直径が10.7 mmの加熱体を用いて熱入量を徐々に増加させ、冷却水の沸騰を可視用流路アクリル端栓から監視した。

図27は、ターゲット熱流入部の熱流束と冷却面の熱流束の半径方向分布である。 Nu^+ が25.8のとき、($Q_{ts} = 0.732 \text{ kW}$, $T_{ts}^{max} = 180^\circ\text{C}$)初めて沸騰が確認できた。 Nu^+ が28.4のとき、 $Q_{ts} = 0.889 \text{ kW}$, $T_{ts}^{max} = 203^\circ\text{C}$ であり、 Nu^+ が31.9の時 $Q_{ts} = 1.07 \text{ kW}$, $T_{ts}^{max} = 227^\circ\text{C}$ であった。この図から分かるように、同じ流量でも沸騰を許せば、かなり大きな熱負荷を除熱できる。

強制対流沸騰によって除熱できる最大熱負荷は、この冷却システムの冷却面におけるバーンアウト熱流束による。本実験装置では、バーンアウト熱流束を実験で求めることはできないが、過去に行われた他の報告結果に基づいて、 $u = 30 \text{ m/s}$ 、冷却部冷却水圧力 2 kg/cm^2 、冷却水温度 30°C 、水力等価直径 $1.936 \times 10^{-2} \text{ m}$ の場合について冷却面でのバーンアウト熱流束を求めてみた。D.H.Knoebelら⁽¹¹⁾によると $\dot{q}_{cr} = 3.550 \text{ W/cm}^2$ ($Q_{ts} = 21.3 \text{ kW}$)、B.A.Zenkerichら⁽¹²⁾によると $\dot{q}_{cr} = 3.400 \text{ W/cm}^2$ ($Q_{ts} = 20.4 \text{ kW}$)、P.Griffith⁽¹³⁾によると $\dot{q}_{cr} = 801 \text{ W/cm}^2$ ($Q_{ts} = 4.81 \text{ kW}$)となる。低圧でサブクール度の大きな場合のバーンアウト熱流束に関する実験例は少ない。また、その値は、流路の形状や表面状態などに大きく左右されるため、上記の値をそのまま受け入れることはできないが、一応の目安とはなる。いずれにしても実験的

に確かめることが必要である。

謝 辞

本研究遂行にあたり、有益な討論ならびに御協力をいただいた原子炉工学部炉物理実験開発室、中村知夫室長、前川洋副主任研究員、草野譲一研究員に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- (1) Booth, R. : IEEE Trans. NS-20, 472 (1973).
- (2) Maekawa, H. and Seki, Y. : J.Nucl. Sci. Technol. 14, 97 (1977).
- (3) Hanley, R.P., Haberl, A.W. and Taylor, A. : IEEE Trans. NS-14, 933 (1967).
- (4) Smith, D.L.E. : AWRE O-52167, (1974).
- (5) Sikkema, C.P. and Steendam, S.P. : Nucl. Instrum. Methods, 124, 161 (1975).
- (6) Edwards, A.L. : UCRL-14754, Rev. I, (1968).
- (7) Idel'chic, I.E. : Handbook of hydraulic resistance, AEC-TR-6630, (1960).
- (8) McAcams, W.H. : Heat transmission, 3rd ed., McGraw-Hill, (1954).
- (9) Seider, E. and Tate, G. : Ind. Eng. Chem., 28, 1429 (1936).
- (10) Kawamura, H. : Int. J. Heat and Mass Transfer, 20, 433 (1977).
- (11) Knoebel, D.H. : USAEC Report DP-1306, E.I. Dupont de Nemours & Company (1973).
- (12) Zenkevich, B.A. , J. Nuclear Energy, Part B, 1-2, 134 (1959) and 1-3, 197 (1960).
- (13) Griffith, P., ASME, Paper 57-HT-21 (1959).

に確かめることが必要である。

謝 辞

本研究遂行にあたり、有益な討論ならびに御協力をいただいた原子炉工学部炉物理実験開発室、中村知夫室長、前川洋副主任研究員、草野譲一研究員に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- (1) Booth, R. : IEEE Trans. NS-20, 472 (1973).
- (2) Maekawa, H. and Seki, Y. : J.Nucl. Sci. Technol. 14, 97 (1977).
- (3) Hanley, R.P., Haberl, A.W. and Taylor, A. : IEEE Trans. NS-14, 933 (1967).
- (4) Smith, D.L.E. : AWRE O-52167, (1974).
- (5) Sikkema, C.P. and Steendam, S.P. : Nucl. Instrum. Methods, 124, 161 (1975).
- (6) Edwards, A.L. : UCRL-14754, Rev. I, (1968).
- (7) Idel'chic, I.E. : Handbook of hydraulic resistance, AEC-TR-6630, (1960).
- (8) McAcams, W.H. : Heat transmission, 3rd ed., McGraw-Hill, (1954).
- (9) Seider, E. and Tate, G. : Ind. Eng. Chem., 28, 1429 (1936).
- (10) Kawamura, H. : Int. J. Heat and Mass Transfer, 20, 433 (1977).
- (11) Knoebel, D.H. : USAEC Report DP-1306, E.I. Dupont de Nemours & Company (1973).
- (12) Zenkevich, B.A. , J. Nuclear Energy, Part B, 1-2, 134 (1959) and 1-3, 197 (1960).
- (13) Griffith, P., ASME, Paper 57-HT-21 (1959).

に確かめることが必要である。

謝 辞

本研究遂行にあたり、有益な討論ならびに御協力をいただいた原子炉工学部炉物理実験開発室、中村知夫室長、前川洋副主任研究員、草野譲一研究員に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- (1) Booth, R. : IEEE Trans. NS-20, 472 (1973).
- (2) Maekawa, H. and Seki, Y. : J.Nucl. Sci. Technol. 14, 97 (1977).
- (3) Hanley, R.P., Haberl, A.W. and Taylor, A. : IEEE Trans. NS-14, 933 (1967).
- (4) Smith, D.L.E. : AWRE O-52167, (1974).
- (5) Sikkema, C.P. and Steendam, S.P. : Nucl. Instrum. Methods, 124, 161 (1975).
- (6) Edwards, A.L. : UCRL-14754, Rev. I, (1968).
- (7) Idel'chic, I.E. : Handbook of hydraulic resistance, AEC-TR-6630, (1960).
- (8) McAcams, W.H. : Heat transmission, 3rd ed., McGraw-Hill, (1954).
- (9) Seider, E. and Tate, G. : Ind. Eng. Chem., 28, 1429 (1936).
- (10) Kawamura, H. : Int. J. Heat and Mass Transfer, 20, 433 (1977).
- (11) Knoebel, D.H. : USAEC Report DP-1306, E.I. Dupont de Nemours & Company (1973).
- (12) Zenkevich, B.A. , J. Nuclear Energy, Part B, 1-2, 134 (1959) and 1-3, 197 (1960).
- (13) Griffith, P., ASME, Paper 57-HT-21 (1959).

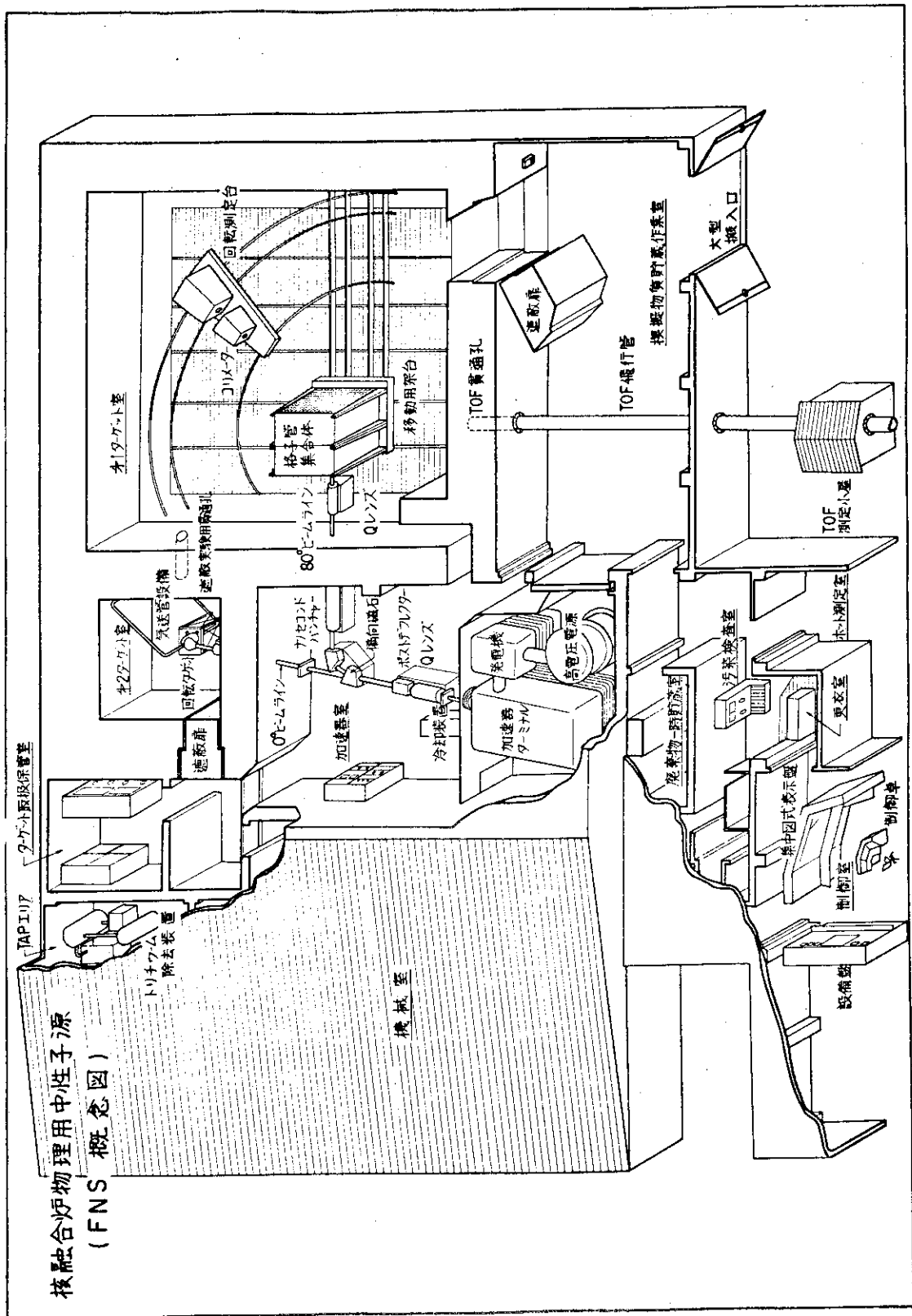


図1 核融合炉実験用高速中性子源 (FNS) の概念図

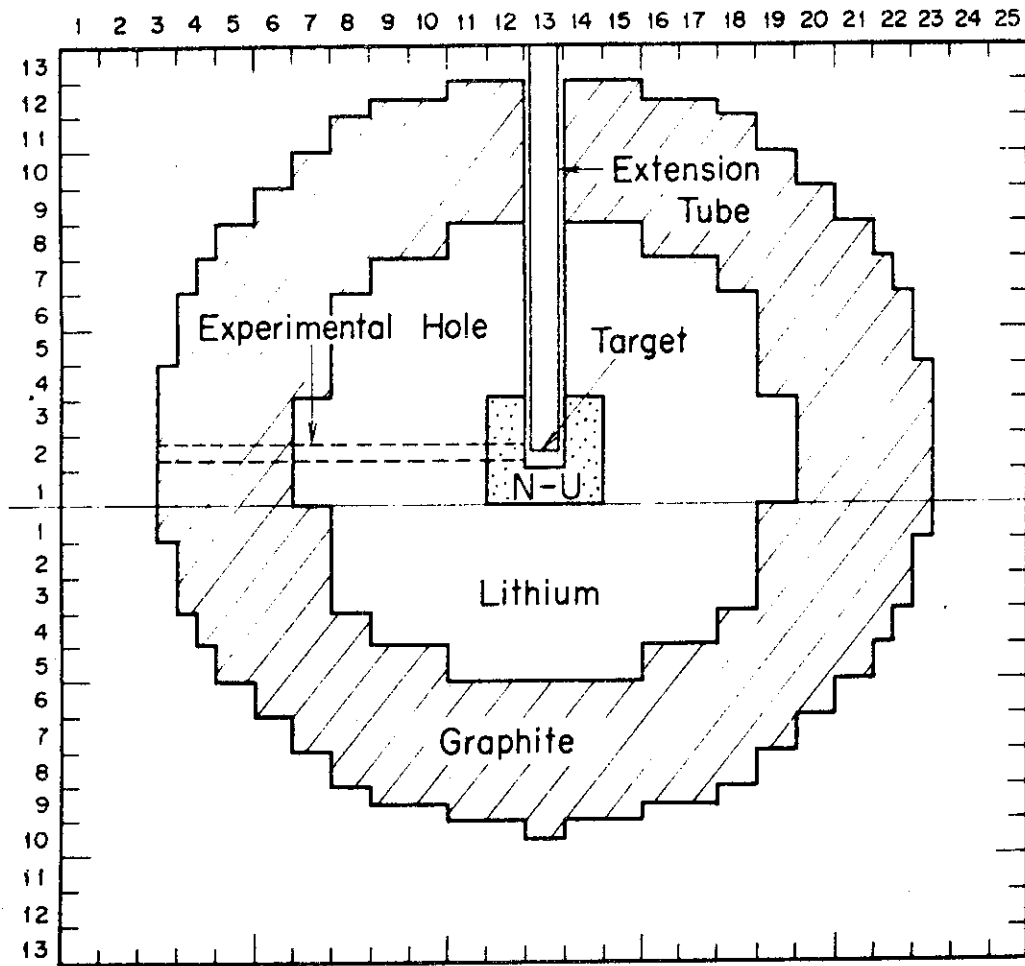


図2 模擬ブランケット集合体

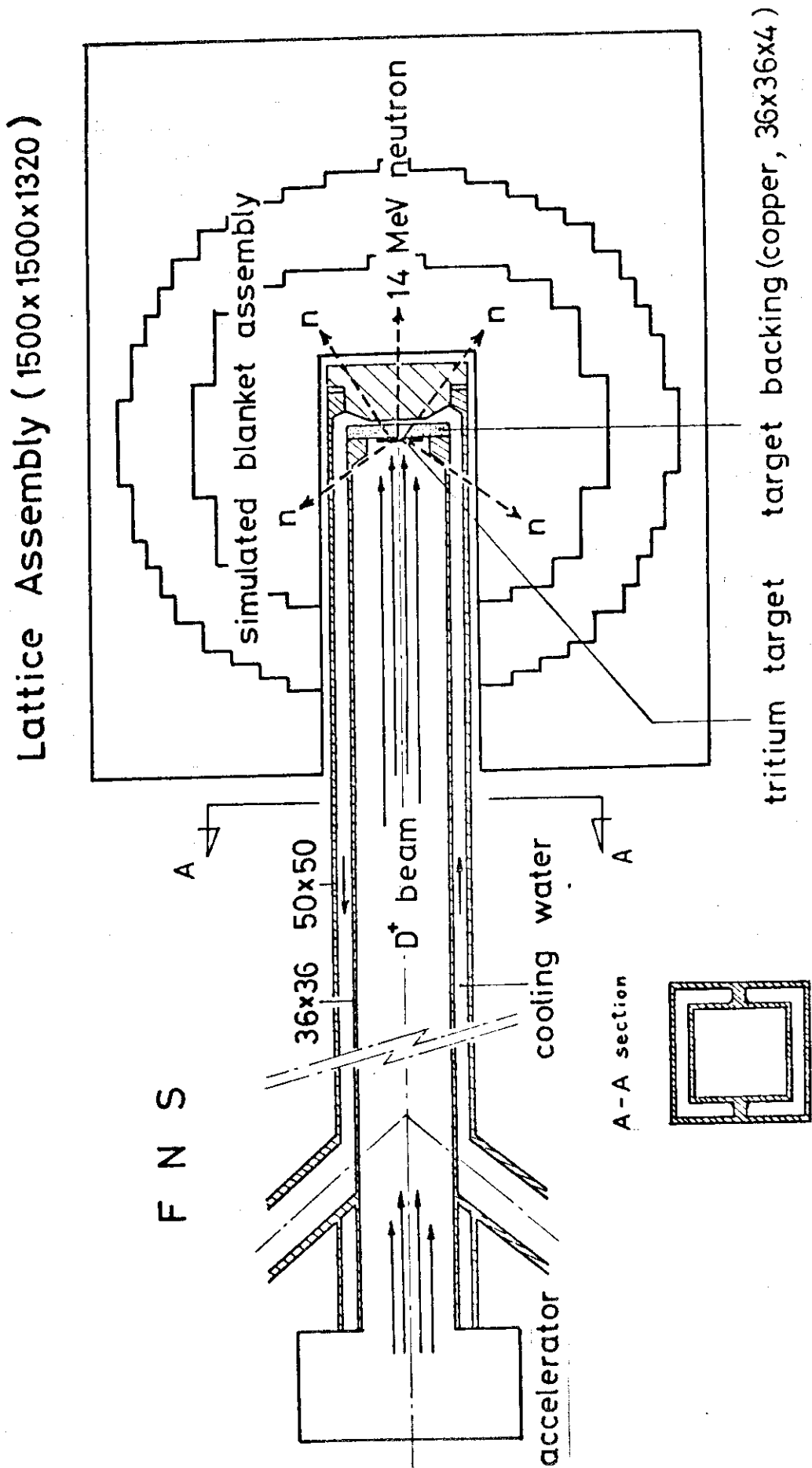


図3 ターゲット冷却システムの概念図

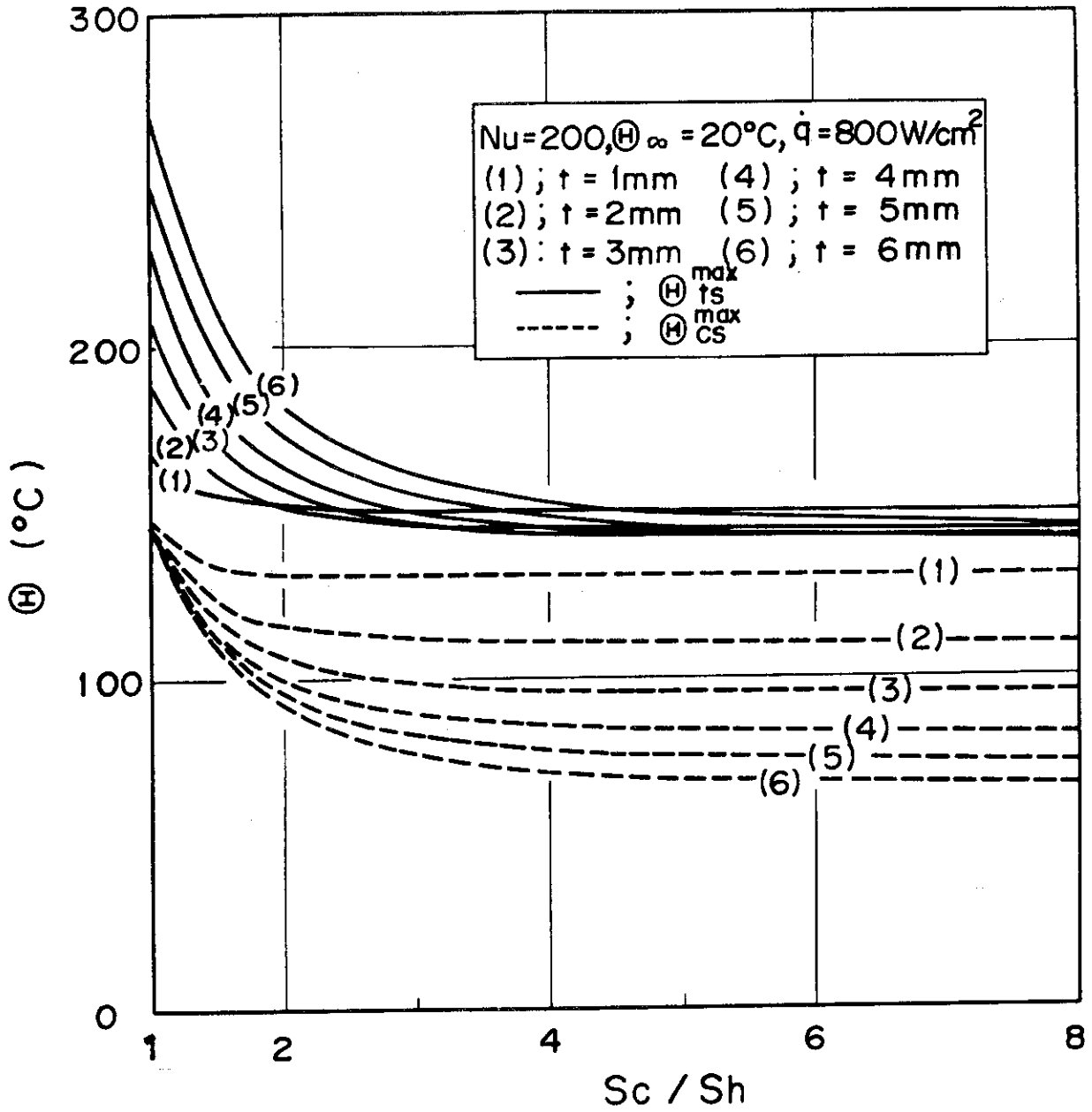


図5 種々のターゲット厚さに対する冷却面と熱流入部の面積比 Sc/Sh とターゲット最高温度、冷却面最高温度の関係

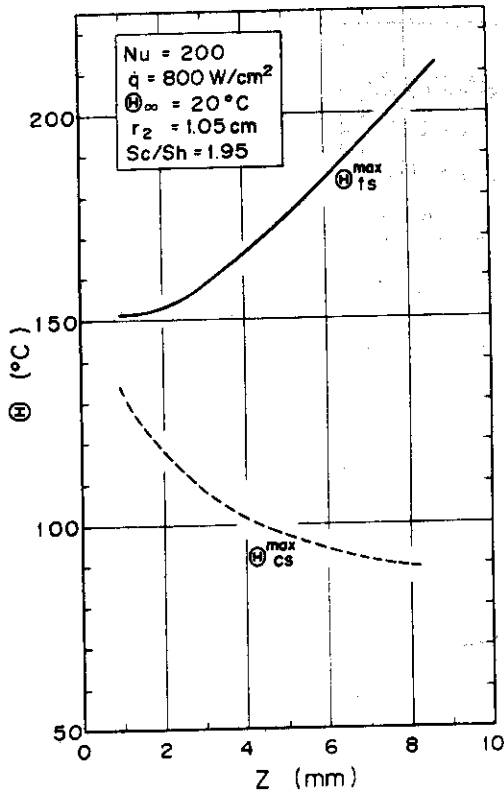


図 6. a 面積比が1.95の場合のターゲット厚さとターゲット最高温度，冷却面最高温度との関係

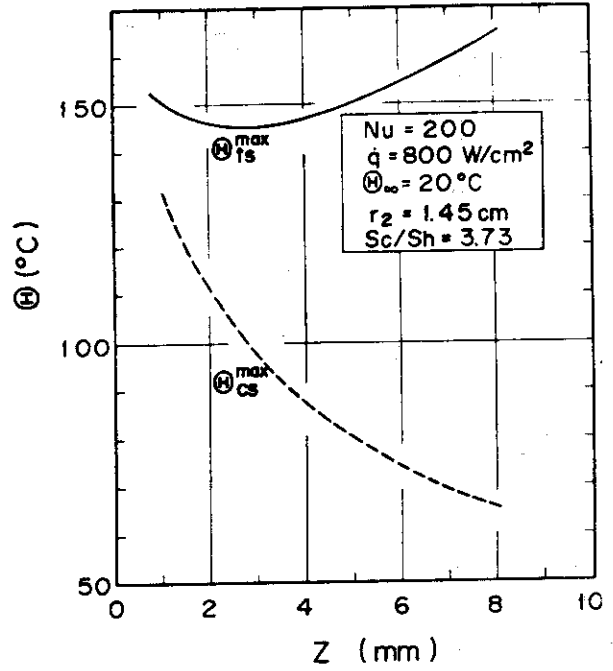


図 6. b 面積比が3.73の場合のターゲット厚さとターゲット最高温度，冷却面最高温度との関係

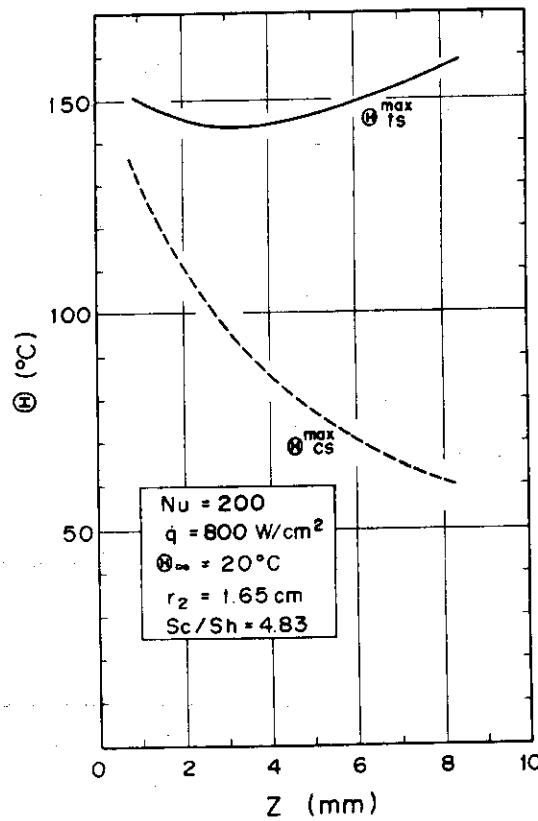


図 6. c 面積比が4.83の場合のターゲット厚さとターゲット最高温度，冷却面最高温度との関係

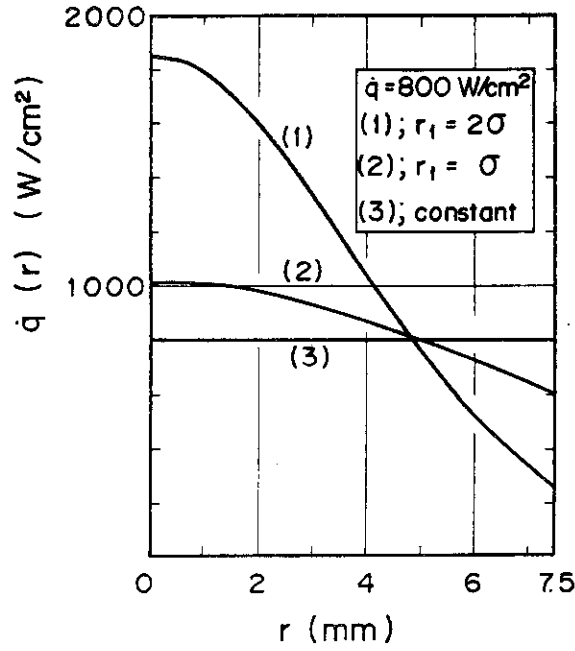


図 7. a 計算に用いたターゲット熱流入部の半径方向熱流束分布

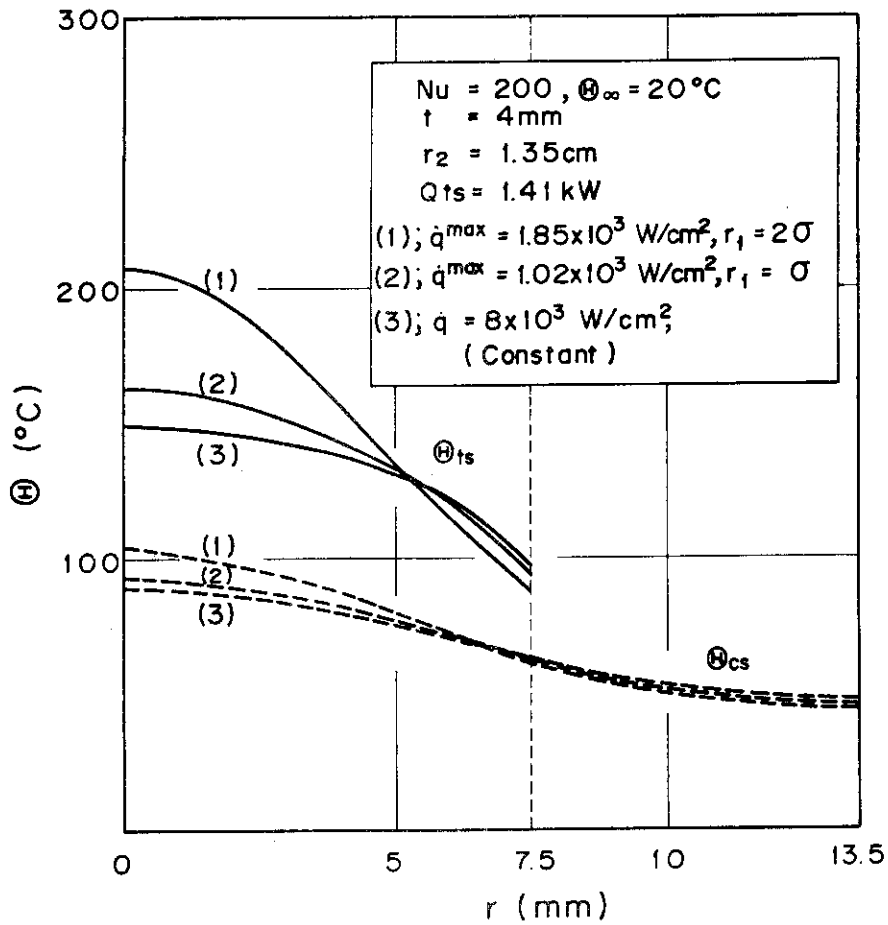


図 7. b 各熱流束分布に対するターゲット熱流部と冷却面の半径方向温度分布の関係

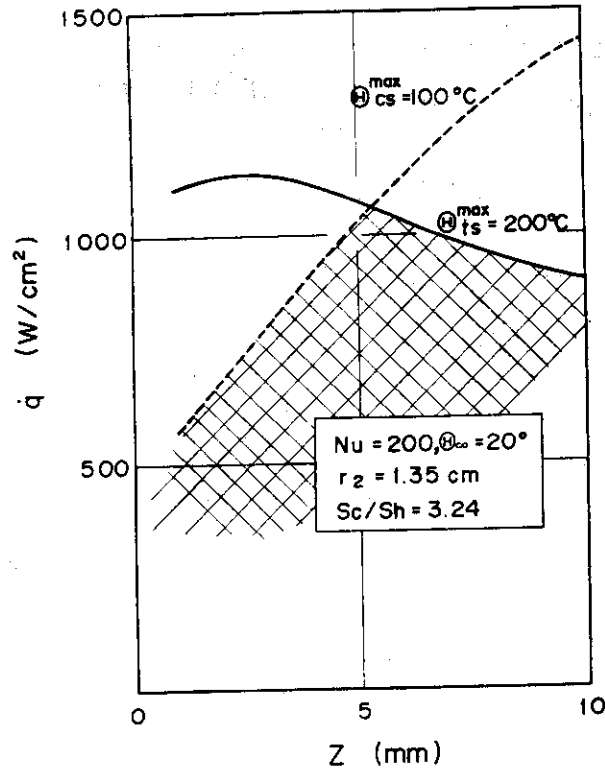


図8 ターゲット最高温度 200°C, 冷却面最高温度 100°C の場合のターゲット厚さと熱流入部における除熱可能な熱流束との関係

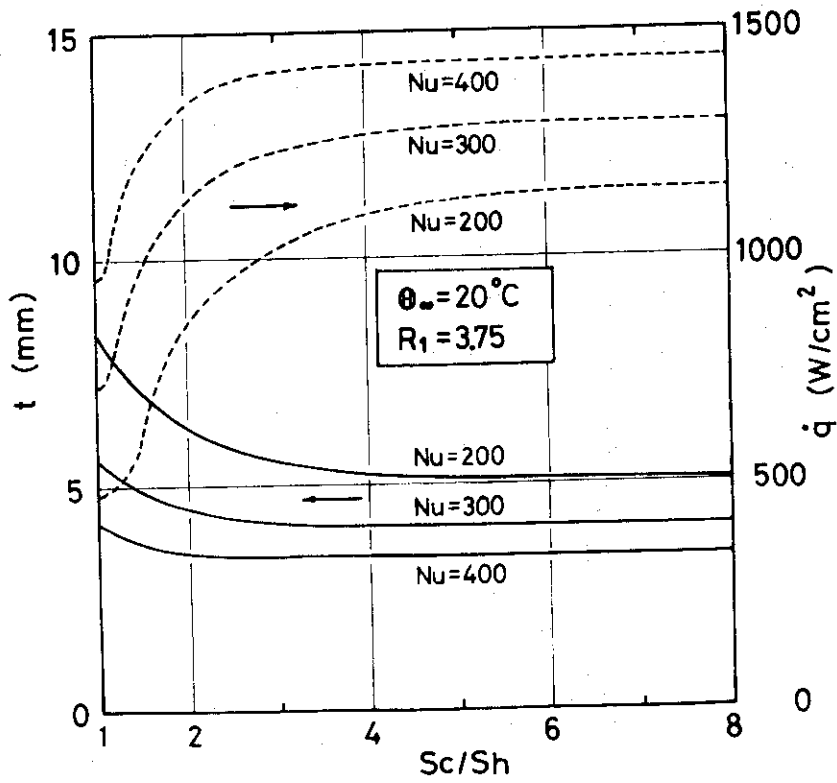


図9 ターゲット最高温度 200°C, 冷却面最高温度 100°C の場合の最適なターゲット厚さ, 除熱可能な熱流束に対する冷却面と熱流入部の面積比 Sc/Sh との関係

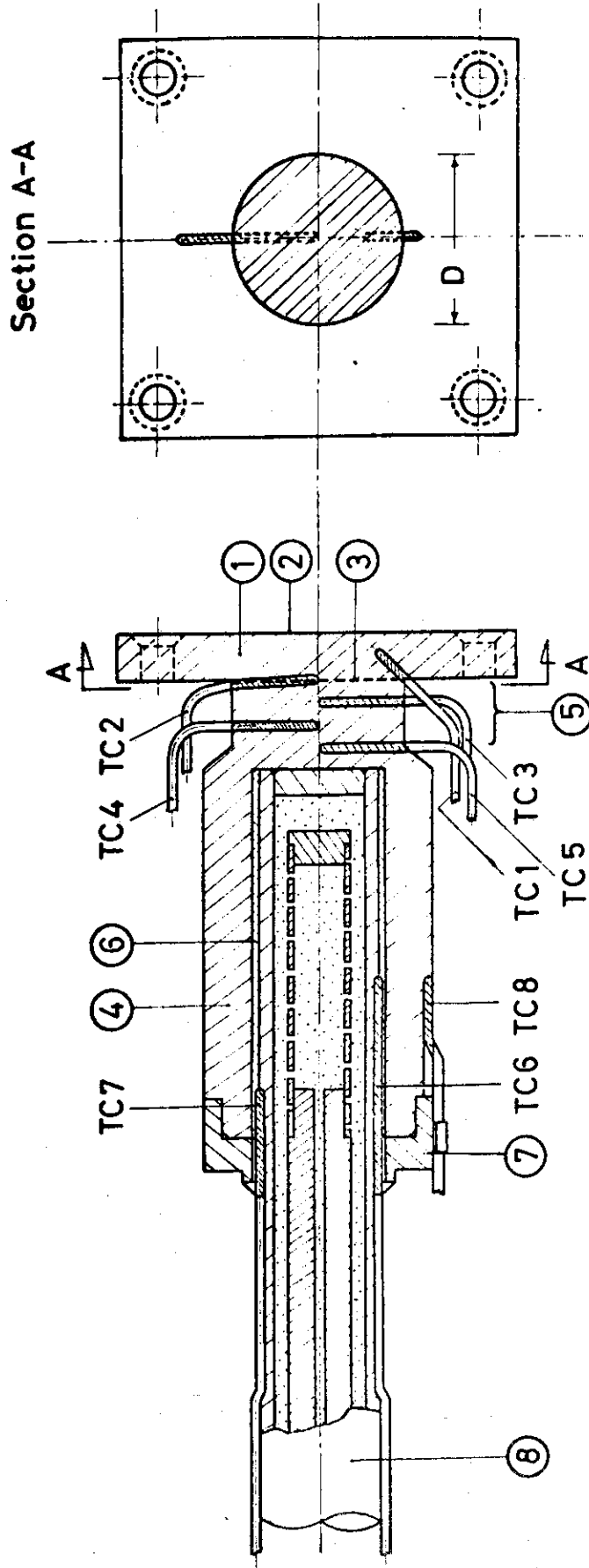


図 10 電気加熱のヒーターピンを用いたターゲット加熱体
(ホットフィンガー)

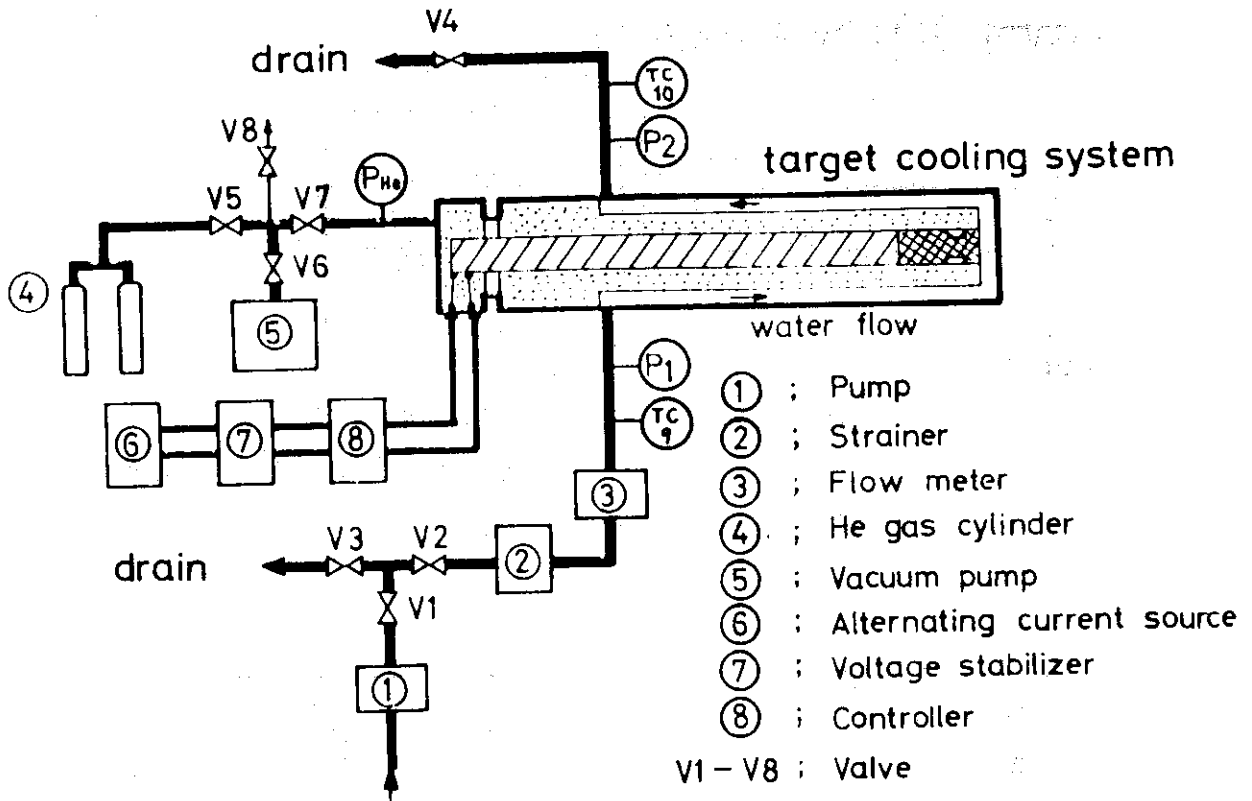


図 11. a 実験装置のフローシート

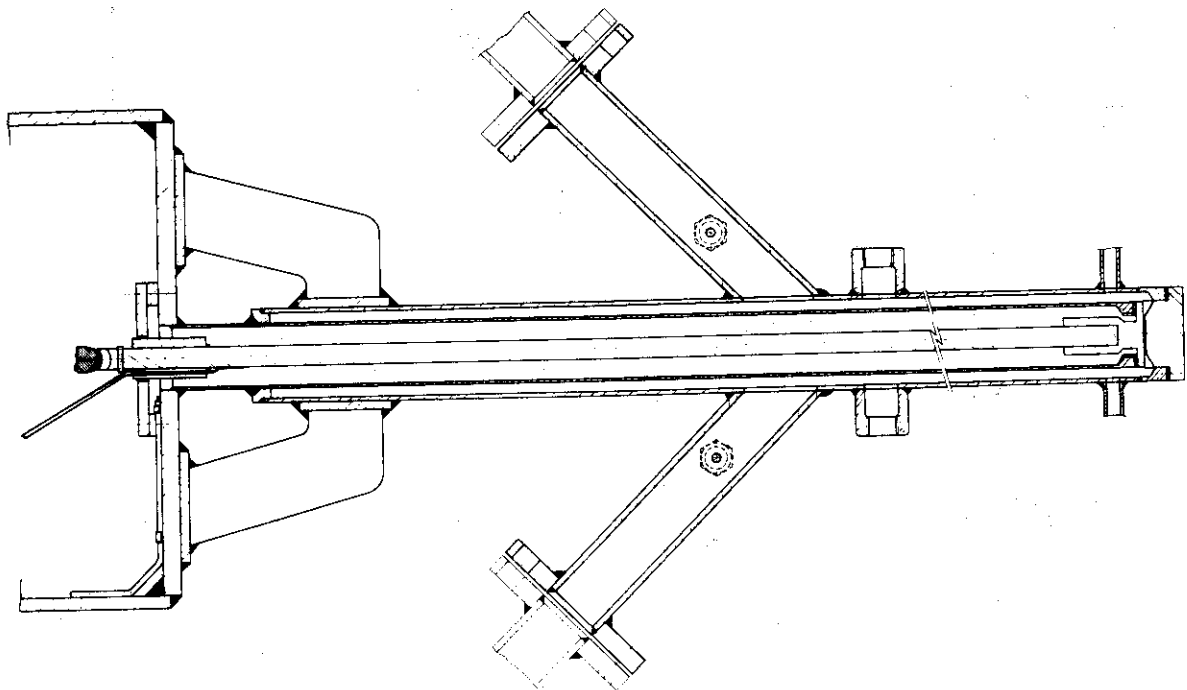


図 11 b 実験装置の断面図

Dummy Target Assembly

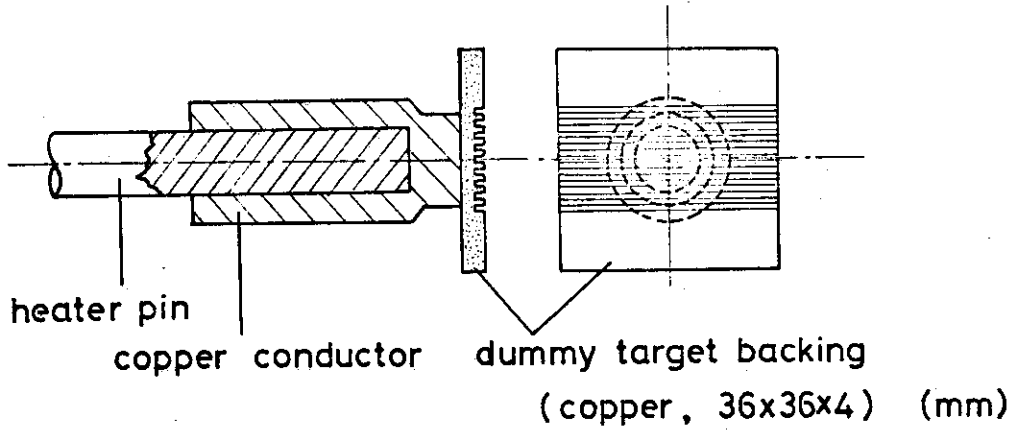


図12 フィン付き冷却面を有するターゲット

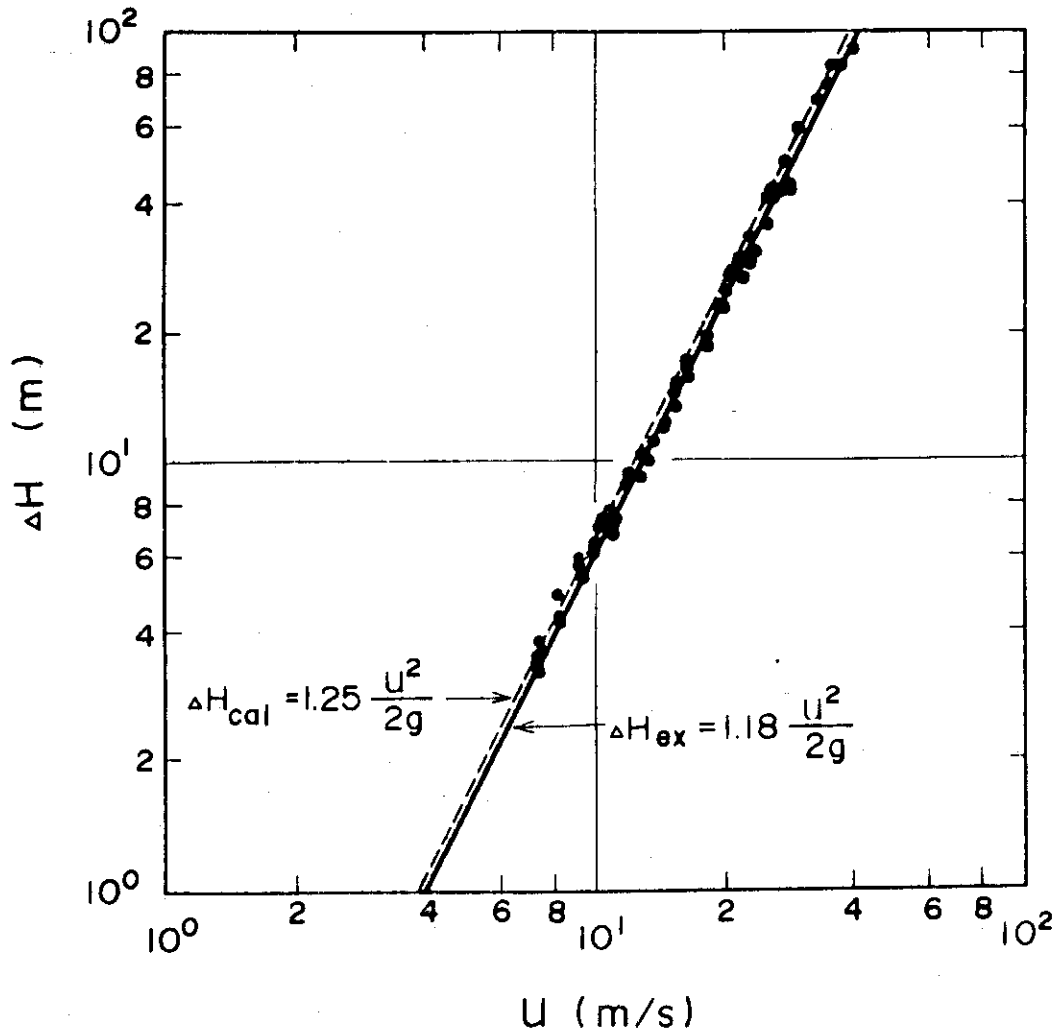


図13 冷却部冷却水流束と出入口圧力ヘッド差との関係

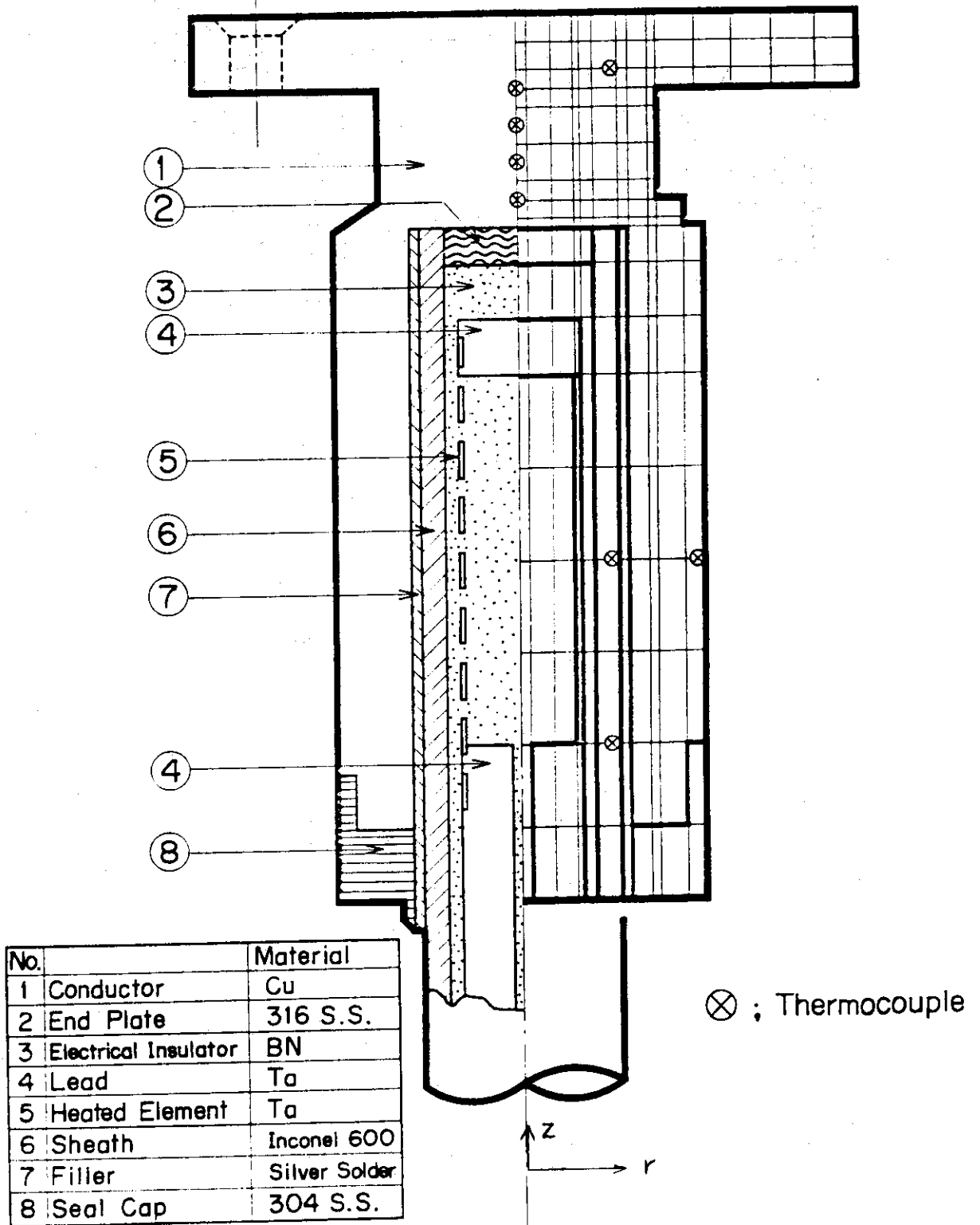


図 14 計算に使用した 2 次元円柱座標における格子分割と材質

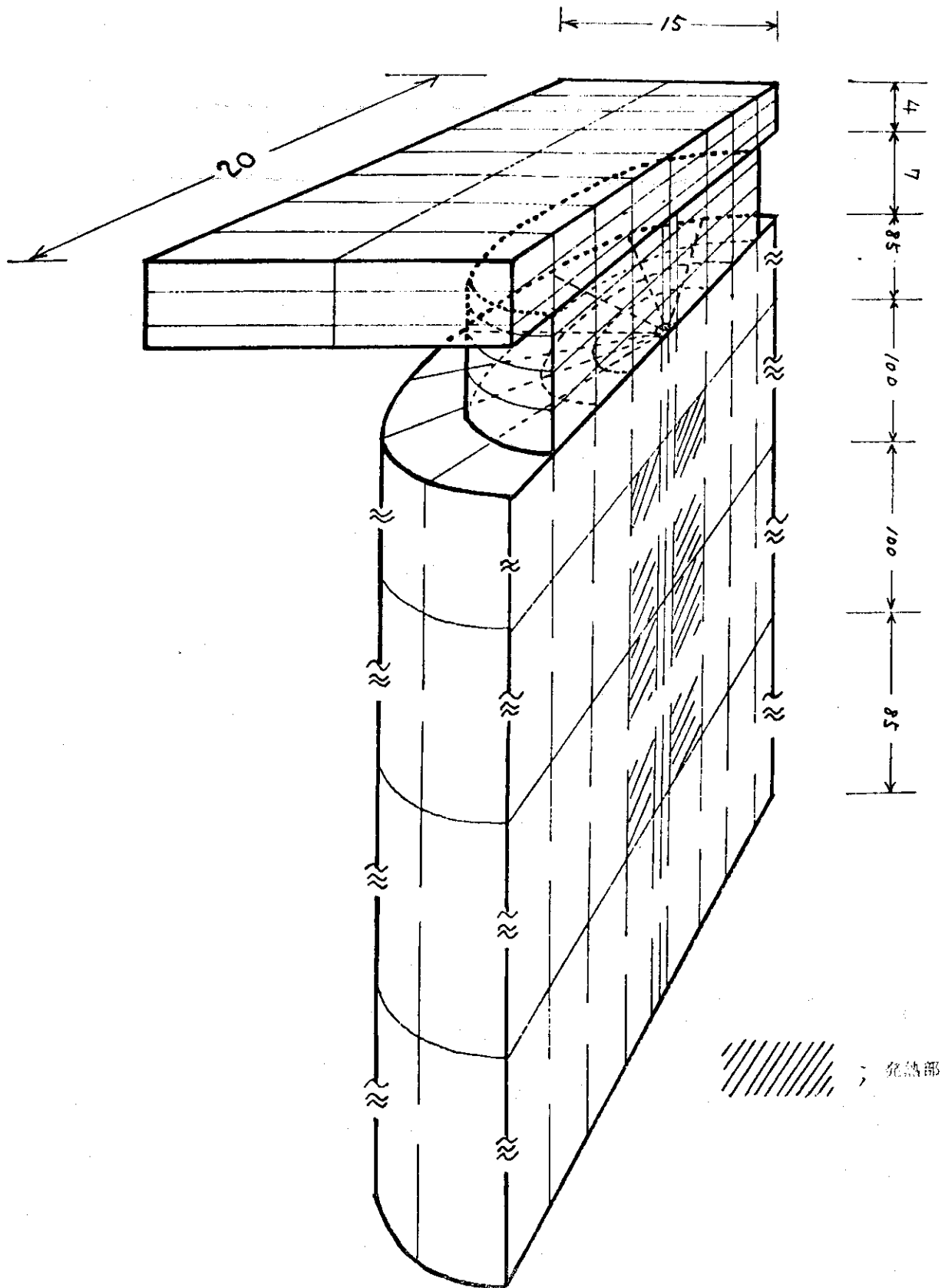


図 15 3次元熱伝導計算に使用した格子分割

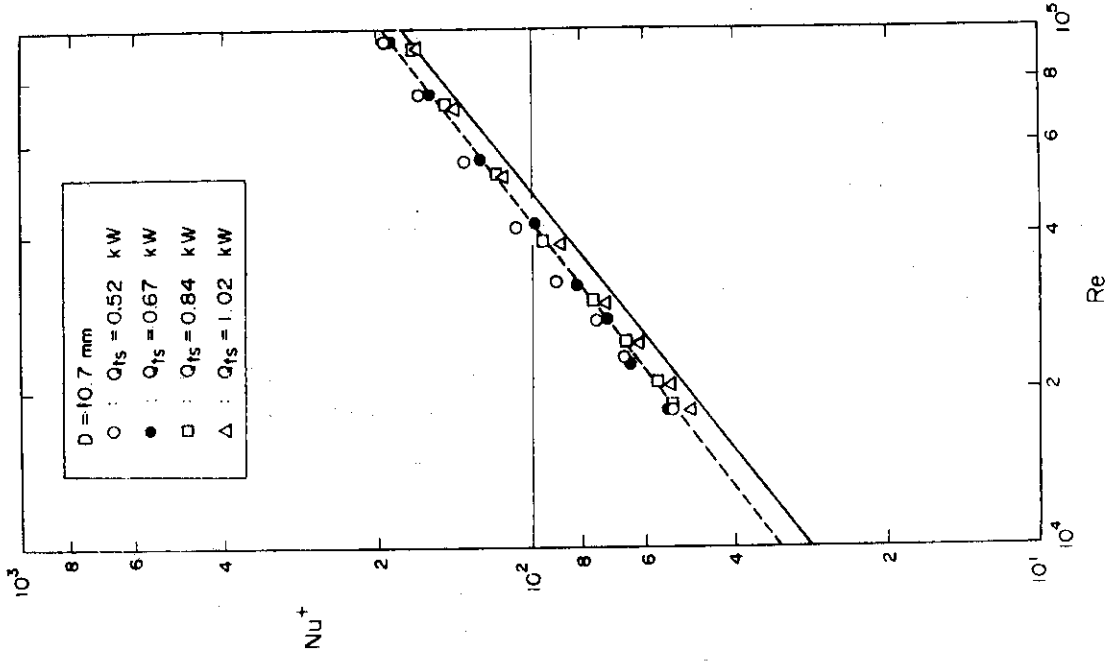


図 17 首部直径が 10.7 mm の場合の冷却部レイノルズ数と修正ヌッセルト数との関係

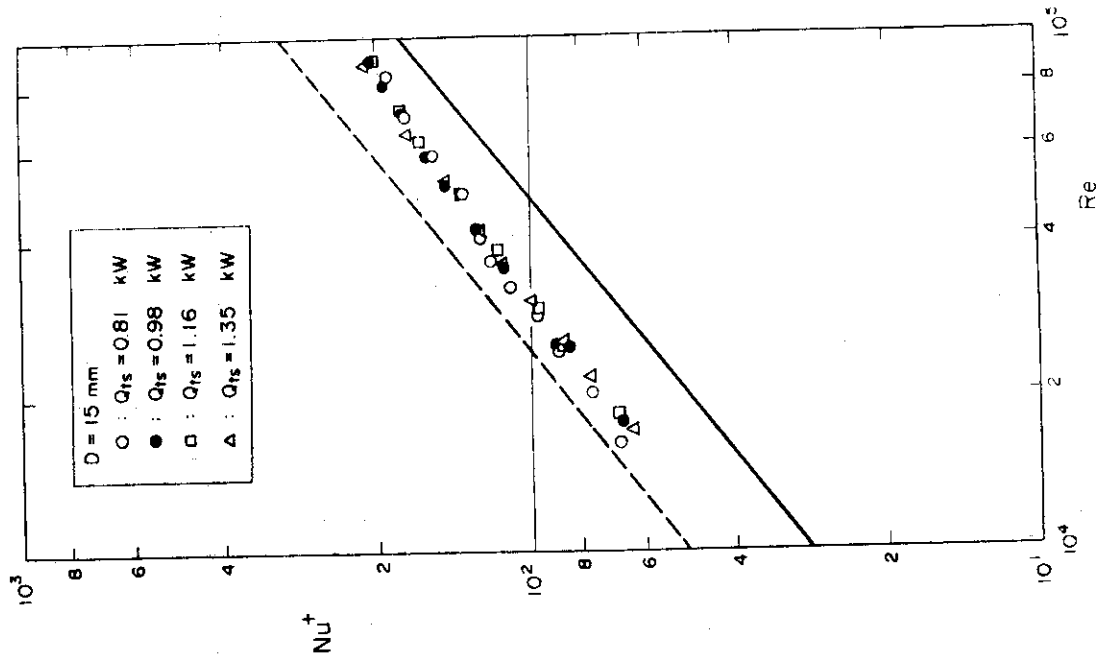


図 16 首部直径が 15 mm の場合の冷却部レイノルズ数と修正ヌッセルト数との関係

$$(Nu^+ = Nu / \{ Pr^{1/3} (\frac{\eta_b}{\eta_w})^{0.14} \})$$

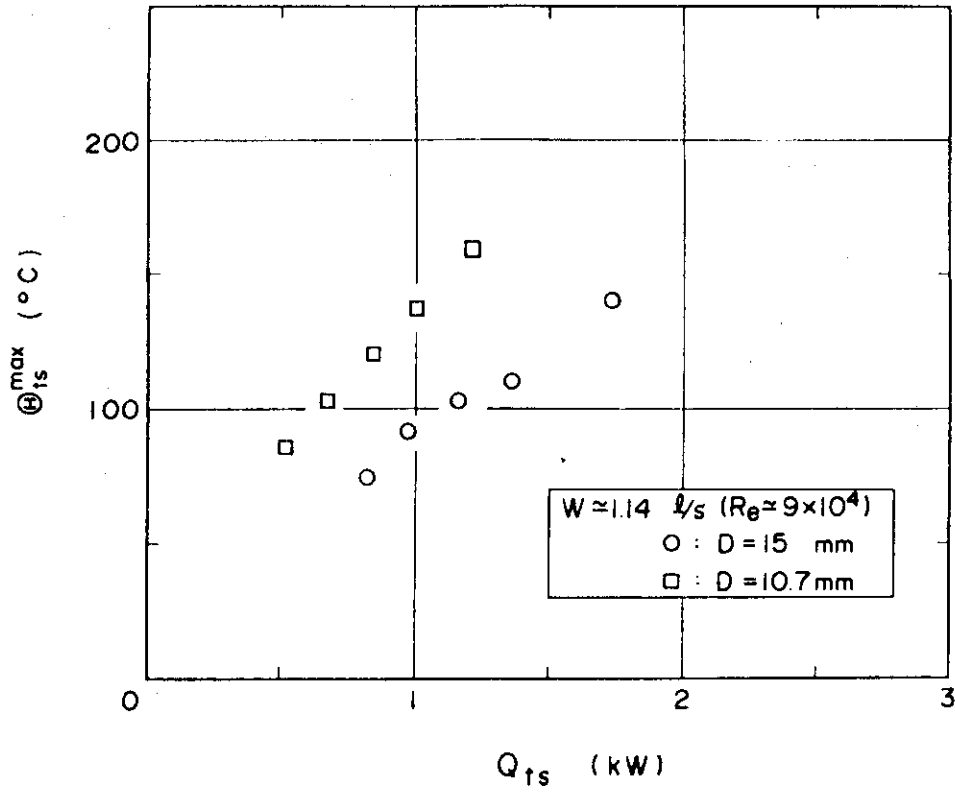


図 18 冷却水流量が 1.14 l/s の場合のターゲットへの熱入量とターゲット最高温度との関係

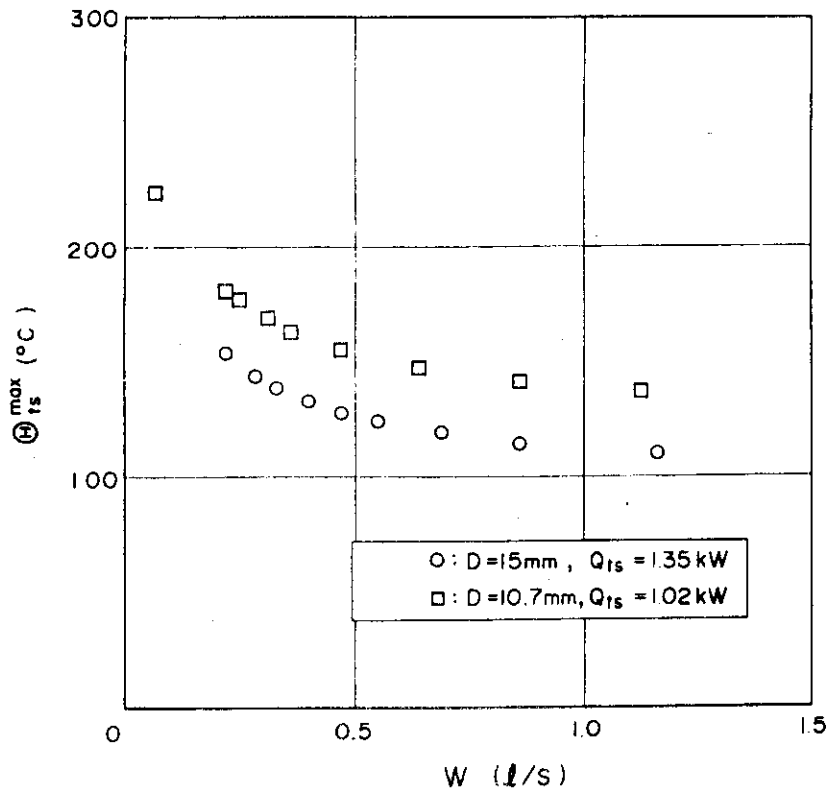


図 19 ターゲットへの熱入量が一定の場合の冷却水流量とターゲット最高温度との関係

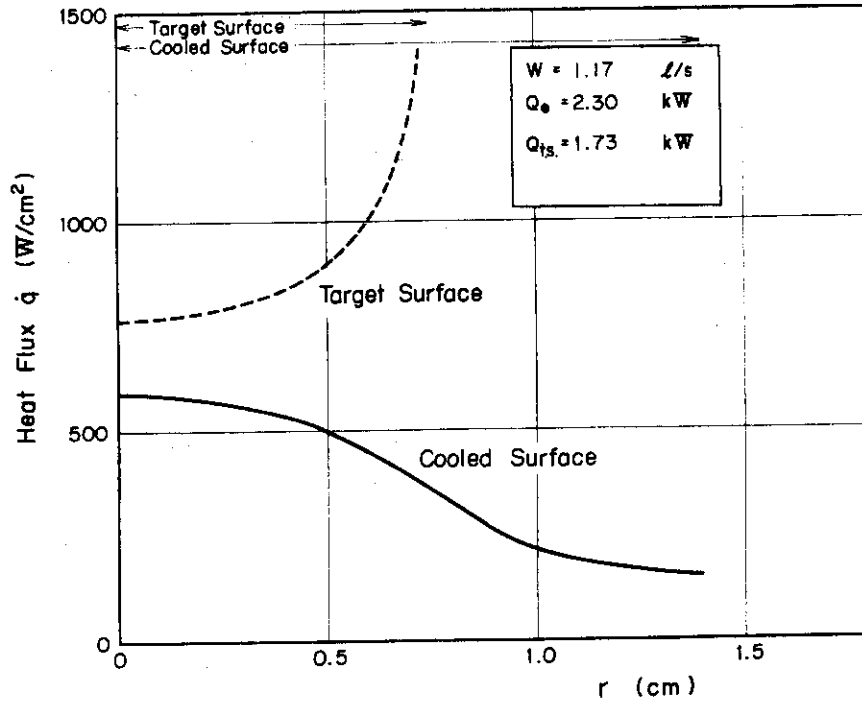


図 20. a 首部直径が15 mmの場合の最大熱負荷時のターゲット熱流入部と冷却面での半径方向熱流束分布

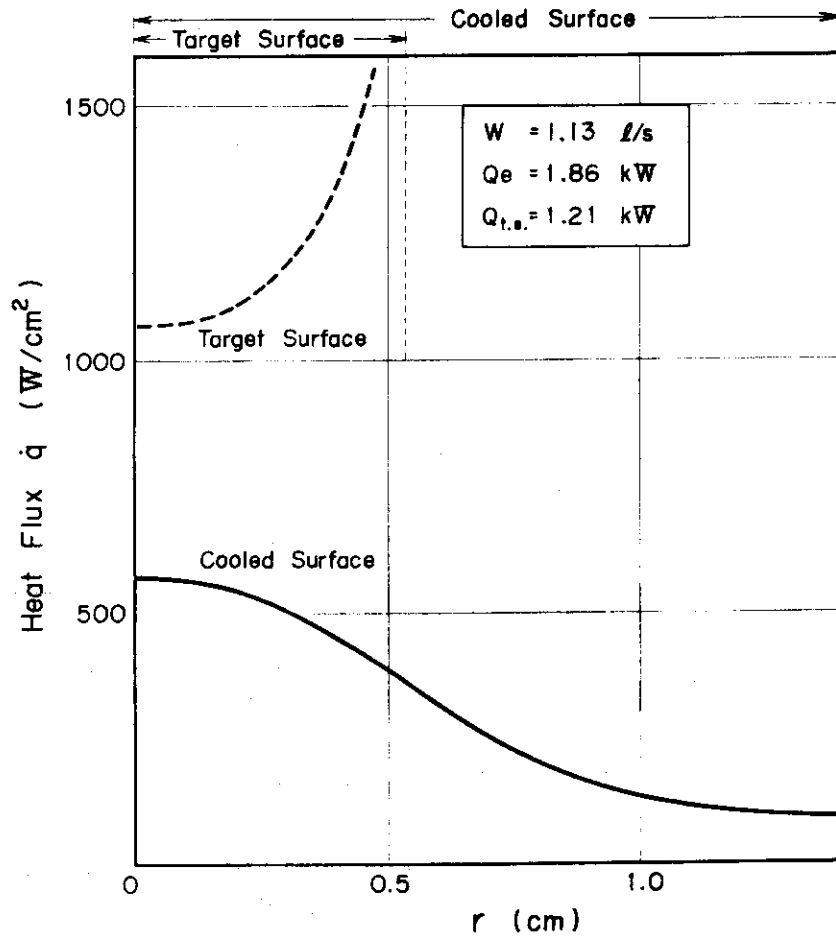


図 20. b 首部半径が10.7 mmの場合の最大熱負荷時のターゲット熱流入部と冷却面での半径方向熱流束分布

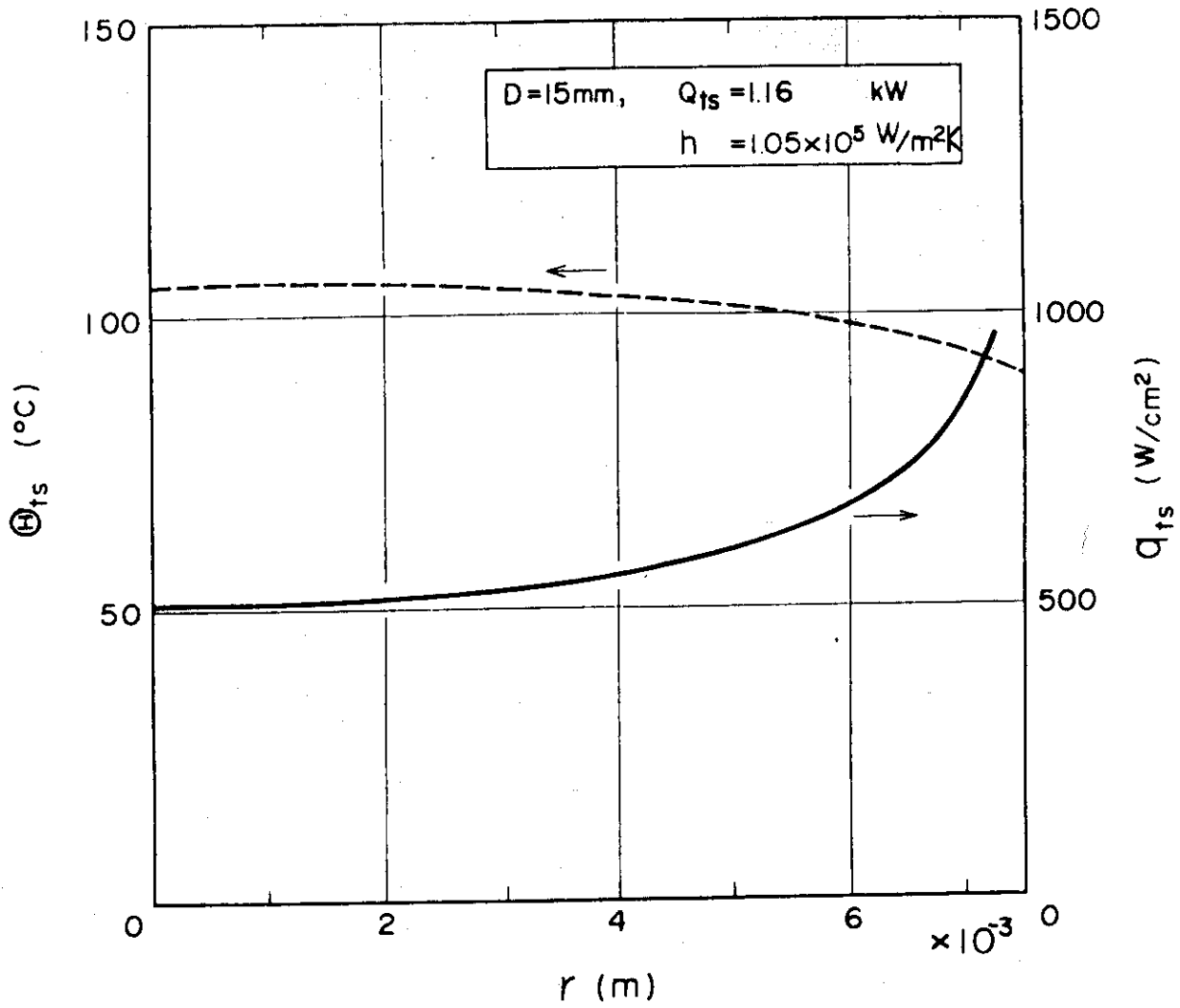


図 21 ターゲットの熱負荷が1.16 kW の場合の熱流入部の温度分布と熱流束分布との関係

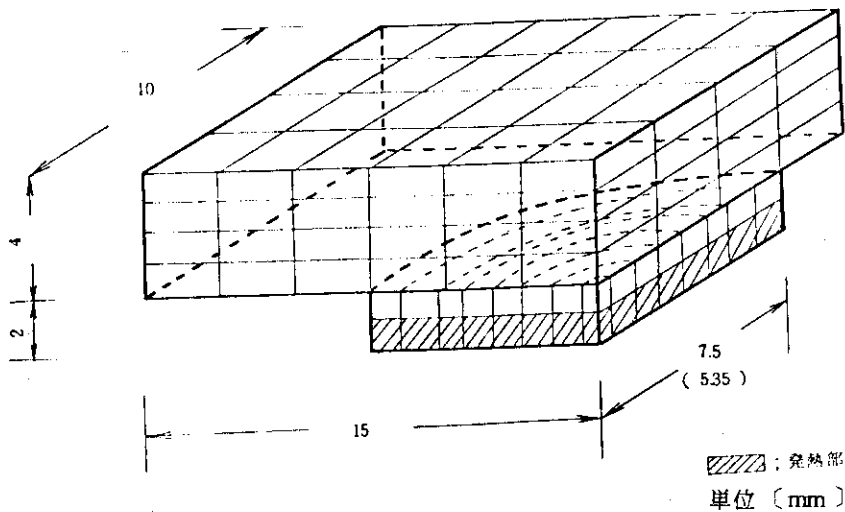


図 22 一様な熱流束分布を与えるための3次元熱伝導計算用格子分割

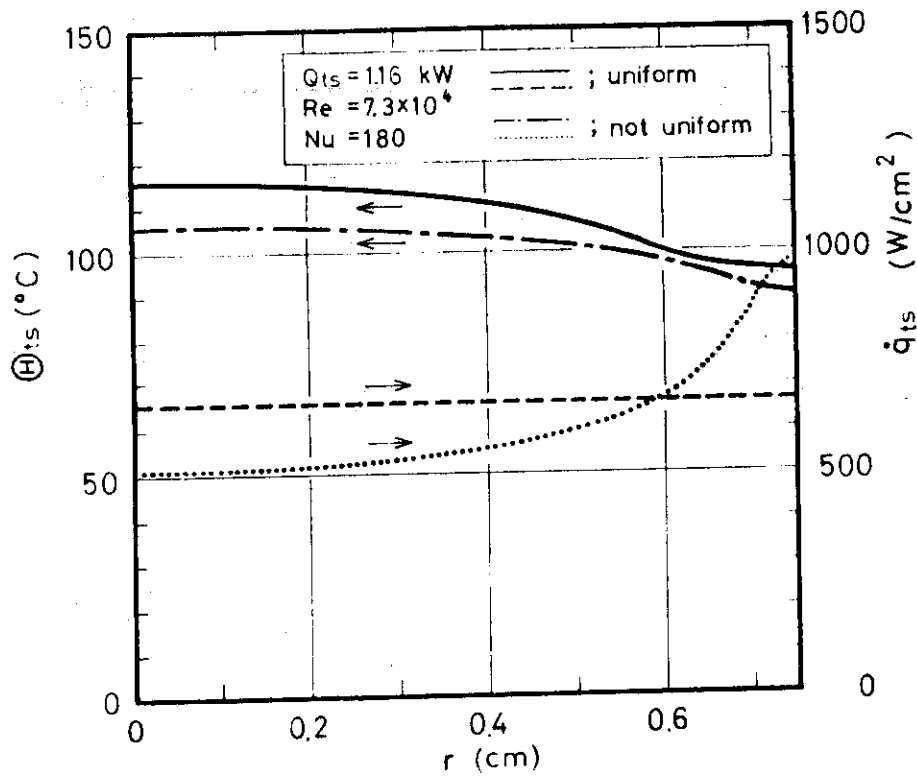


図 23 加熱体による熱流束分布と一様な熱流束分布との比較

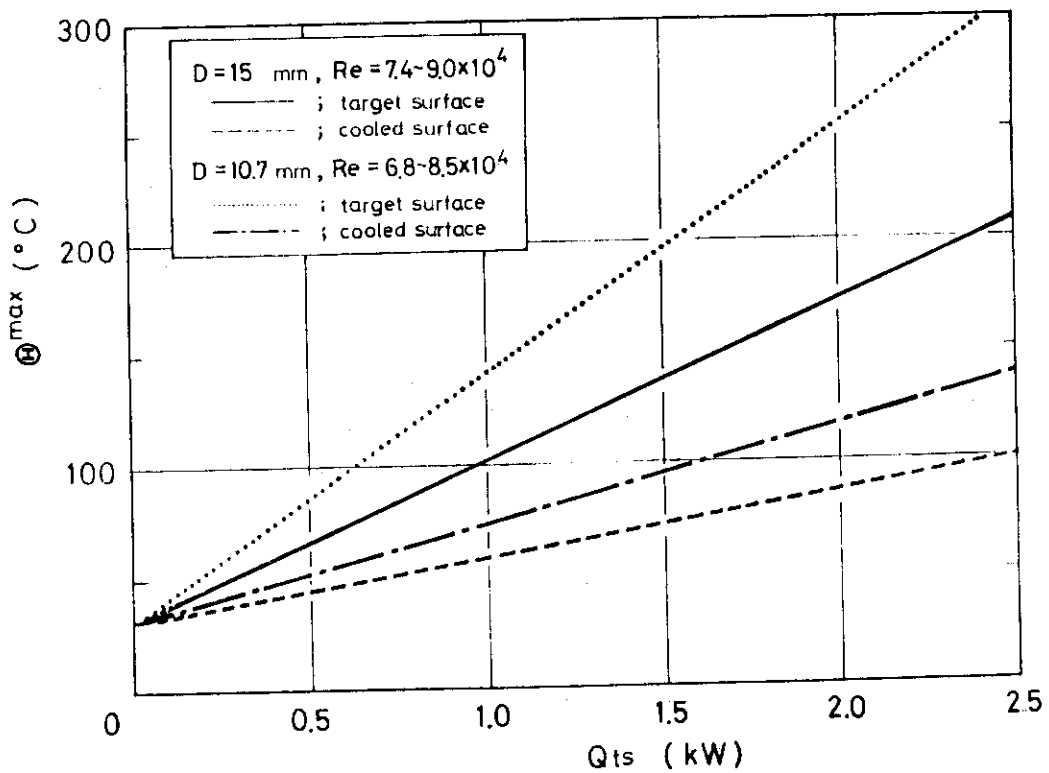


図 24 ターゲット最高温度と冷却面最高温度に対する
除熱可能な最大熱負荷との関係

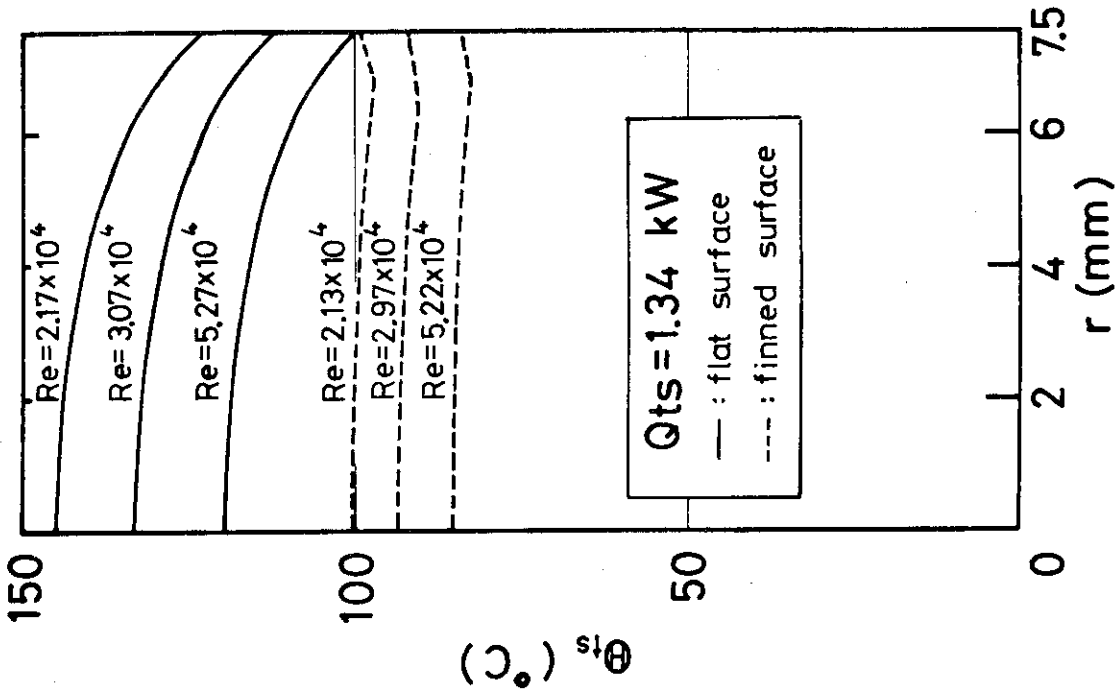


図 26 フィン付き冷却面におけるターゲット熱流入部の半径方向温度分布

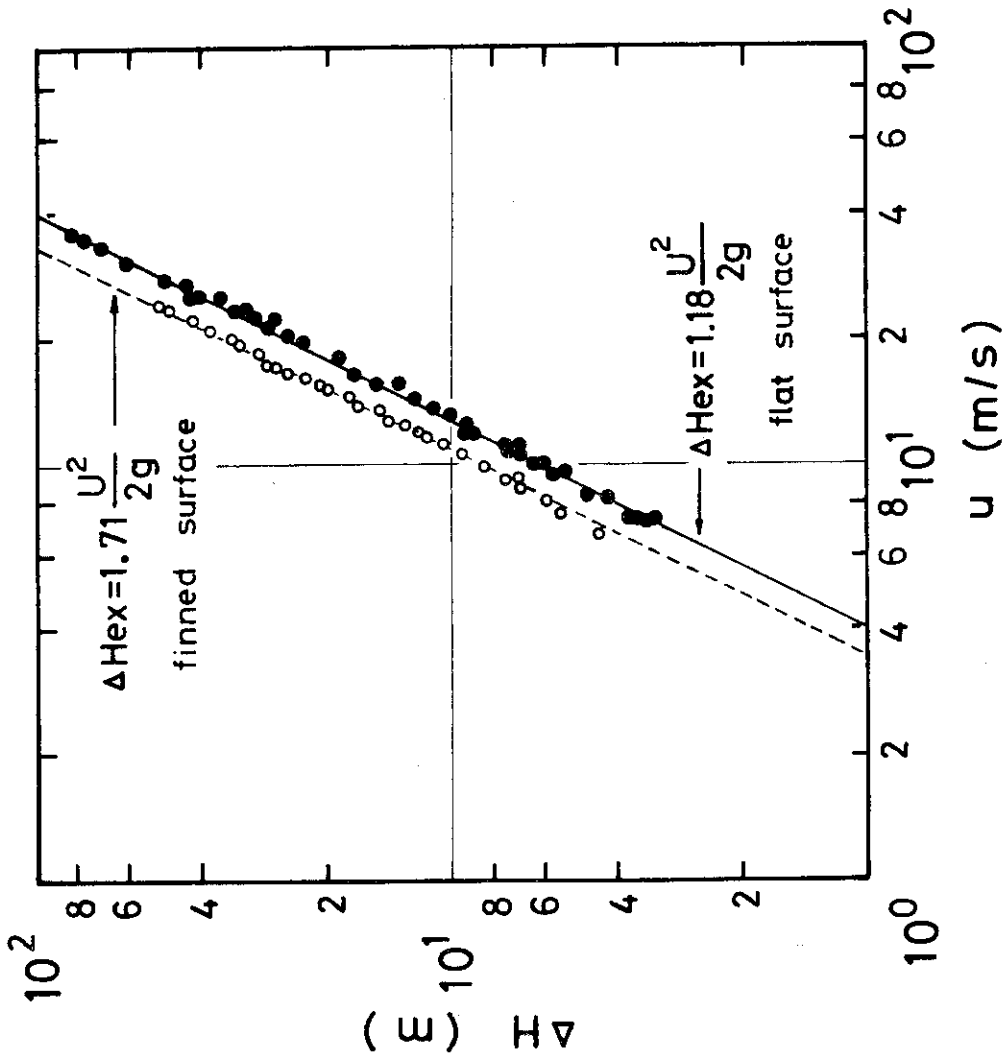


図 25 フィン付き冷却面における冷却部流速と出入口ヘッド差との関係

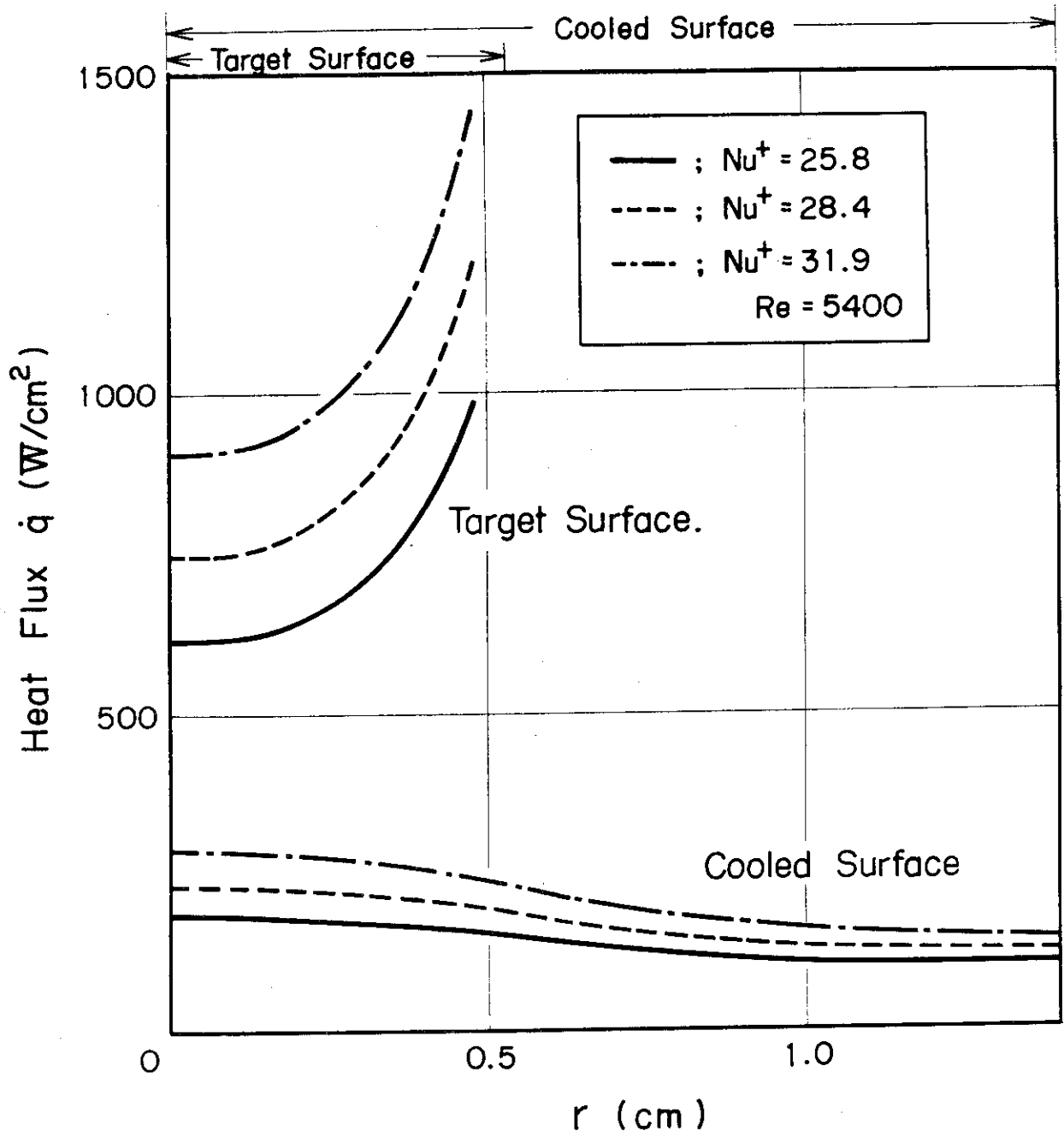


図 27 沸騰を伴う強制対流冷却方式による
除熱可能な熱流束との関係