

修士論文

高温鋼板の円形水噴流冷却の
VOF シミュレーションと検証実験

通し番号 1 - 71 完

平成 15 年 2 月 14 日 提出

指導教官 庄司 正弘 教授

16203 山神 成正

目次

第1章 序論	・ ・ ・ ・ ・ 3
1.1 背景	・ ・ ・ ・ ・ 4
1.2 衝突噴流冷却	・ ・ ・ ・ ・ 5
1.3 過去の研究例	・ ・ ・ ・ ・ 6
1.4 本研究の目的	・ ・ ・ ・ ・ 8
第2章 計算方法	・ ・ ・ ・ ・ 9
2.1 計算の指針	・ ・ ・ ・ ・ 10
2.2 基礎式	・ ・ ・ ・ ・ 11
2.3 計算条件の設定	・ ・ ・ ・ ・ 17
2.4 計算方法	・ ・ ・ ・ ・ 19
第3章 実験方法	・ ・ ・ ・ ・ 21
3.1 実験装置	・ ・ ・ ・ ・ 22
3.2 実験手順	・ ・ ・ ・ ・ 27
3.3 実験条件	・ ・ ・ ・ ・ 28
第4章 結果および考察	・ ・ ・ ・ ・ 29
4.1 放射状流れ	・ ・ ・ ・ ・ 30
4.2 非定常逆問題	・ ・ ・ ・ ・ 31
4.3 非沸騰域	・ ・ ・ ・ ・ 33
4.4 沸騰域（層流）	・ ・ ・ ・ ・ 36
4.5 沸騰域（乱流）	・ ・ ・ ・ ・ 57
第5章 結論	・ ・ ・ ・ ・ 65
5.1 結論	・ ・ ・ ・ ・ 66
5.2 今後の展望	・ ・ ・ ・ ・ 67
主要記号表	・ ・ ・ ・ ・ 68
謝辞	・ ・ ・ ・ ・ 69
参考文献	・ ・ ・ ・ ・ 70

第 1 章

序論

1.1 背景

沸騰現象は液体から蒸気への相変化を伴うため、単相流体の熱伝達と比較して格段に高い熱伝達が得られる。このため工業的に冷却を目的として各種工業用プラントやボイラを用いた発電設備、原子炉の緊急炉心冷却、電子デバイスの冷却など、応用は多岐にわたっている。特に、沸騰冷却は鉄鋼の製造プロセスにおいて、生産設備の保護用冷却、鋼材の熱処理用冷却、製品の冷却時間短縮用冷却など多くの工程で利用されている。

沸騰熱伝達と関係の深い熱処理用冷却では製品の強度や加工性、靱性の確保のために熱間圧延後の制御冷却が行われ、特に急冷が求められる工程では噴流冷却が用いられる。

この熱処理工程では、極力同じ温度で変態させることにより、均一な処理組織を得ることを目的として、変態開始直上の温度から冷却を開始し、所定の処理温度（変態温度等）までは急冷する。

この急冷により、降温の間の変態開始や変態進行は抑制されるが、その反面、位置により冷却に差が生じ、温度分布不均一が発生する。

従来の熱処理プロセスでは、鋼材は約900℃の均一温度から常温まで連続的に急冷されるため、熱伝達の不均一性はそれほど顕在化しなかった。これに対し制御圧延プロセスでは、初期温度分布が不均一であり、かつ600～400℃で水冷を停止するため、悪影響が顕在化している。

薄板製造においても厚板製造においても、圧延後の水冷における近年の課題はほとんど、この冷却時の温度分布不均一による塑性変形起因の、冷却後（常温時）の変形、残留応力の問題である。鋼板の水冷過程における鋼板内の温度分布不均一を減じることは、現在の鋼板冷却技術の最も大きな課題である。

1.2 衝突噴流冷却

ノズルからの噴流を高温固体に衝突させ、面上に形成される液膜によって冷却を行う衝突噴流冷却では高い熱流束が得られる。この冷却過程では膜沸騰、遷移沸騰、核沸騰、単相強制対流熱伝達と移行すると同時に高温面上に各熱伝達様式が共存するという複雑な非定常冷却となっている。鋼板の水冷過程における温度分布が生じる要因を大別すると、流体側因子では、流速、流れの形態（射流と常流）、水温が挙げられ、固体側因子では表面粗さ、酸化膜がある。これらの要因が複雑に干渉する。鋼板表面温度分布を計測するとともに、各熱伝達様式の境界位置を明らかにする必要がある。

しかし、実際の製鉄プロセスでは冷却設備出口での非接触温度計による測温値が参考となるのみで熱電対による継続的な温度測定が困難であるため、鋼板内温度分布を鋼板冷却実験や固体内熱伝導を数値計算で求めることとなる。

1.3 過去の研究例

1.3.1 鋼板冷却

比較的簡単な設備で高い熱伝達率が得られる衝突噴流では Wolf ら[1]のレビューがあるが、多くの研究は衝突領域に着目している。また比較的大きな伝熱面を用いた場合でも、定常的熱除去を目的としているためか、加熱量を増加していく方向での熱伝達を議論したものが多い。

Monde らの研究[2]によれば、飽和の衝突噴流沸騰系の限界熱流束は実験条件によって四つの特性領域に分類され、それぞれの領域における予測式が提案されている。

また、サブクール液を用いた衝突噴流沸騰系の限界熱流束の予測式も門出ら[3]によって示されている。

一方で過渡沸騰冷却においては、熊谷[4]らは、飽和温度の二次元水噴流を銅ブロック（上端面 150×20 mm）に衝突させ、噴流速度が大きいほど伝熱面上で熱伝達の促進される領域は広がり固液接触開始温度も高いことを示している。続いて熊谷[5]らは、サブクール度を 50K まで変化させた二次元水噴流冷却実験で固液接触開始温度は、サブクール度が高いほど、また衝突点に近いほど高いことを示している。

また、鈴木[6]はステンレス鋼板水冷過程における遷移沸騰熱伝達特性について実験的研究を行い、表面粗度が $5 \mu\text{m}$ 以下の薄板並みの鋼板では温度分散は射流と常流という流れの形態によって生じ、温度分散低減のためには流れの制御を行い、表面粗度の分散を低減することが必要であるとしている。

1.3.2 ウェットティング

高温物体の非定常冷却過程では各沸騰熱伝達様式と単相強制対流熱伝達様式が現れ、熱伝達の様式によってその熱伝達率が大きく異なることから、各様式の境界の速度、特にウェットティング（膜沸騰から核沸騰に遷移する位置）を明らかにすることが冷却伝熱特性を把握する上で非常に重要になる。ウェットティング速度に関する研究は、原子炉安全解析の必要性から流下液膜による垂直高温乾き面の冷却について数多く行われている。

このウェットティング速度に関して先駆的な山内のモデル解析解[7]があるが、液膜先端壁部温度とぬれ域表面の熱伝達率およびその分布を与える必要がある。

ウェットティング速度を決定するためには熱伝達率分布、熱流束支配型あるいは表面温度支配型の固液接触条件などの仮定を必要とするため、その予測結果が普遍的に適用できない欠点がある。そこで、ウェットティングの機構に立脚したモデル化が必要である。最近大竹ら[8]はプール沸騰熱伝達特性を境界条件とする高温面内の 2 次元非定常熱伝導に基づくウェットティング速度の予測モデルを提案している。

一方、衝突噴流冷却中に現れるウェットティング速度を研究した例については、Hatta ら[9]はサブクール度 80 K、初期温度 $900 \text{ }^\circ\text{C}$ の高温ステンレス板の衝突噴流冷却実験において核沸騰後縁位置 r_b の傾向が時刻のべき関数式

$$r_b = C \cdot t^n \quad (1.1)$$

で整理されることを示している。

光武ら[10]は、高温ブロックの非定常冷却実験結果から核沸騰後援位置半径 r_b の傾向が時刻のべき関数式でよく整理され、(1.1)式を支配する比例定数 C およびべき乗 n に及ぼす、材質・噴流速度・サブクール度の影響を示した。

1.3.3 気液界面と相変化

沸騰現象は相変化を含み気液界面が時間的空間的に不規則に変動するためその支配方程式は複雑なものとなる。柳田[11]のように、沸騰のパターン（核沸騰、膜沸騰）を簡単なルールでシミュレーション（CML法）し、沸騰現象の本質を追求したものがある。

気液二相流を数値計算する際の基礎式として、質量保存式、運動量保存式、エネルギー式がある。自由界面は時々刻々場所と形状を変える特殊な移動境界とみなすことができ、この計算を行うためには、界面の位置を決定するモデルと、自由界面上で満たさなければならない境界条件としての物理条件が不可欠である。

界面位置を決定する方法として、流体とともに移動する座標系を用いて界面位置を追跡する方法と界面位置を追跡するために特別なモデルを用いる方法がある。任意の界面形状に適用できる汎用的な解析方法としては、MAC (Mark and Cell) 法[12]やVOF (Volume of Fluid) 法[13]などがよく知られている。特にVOF法は計算セルごとに流体の体積占有率であるVOF関数 F を定義し、この F の輸送方程式を解くことにより自由表面の形状を決定するために、計算効率がよく、かつ液体体積の保存に関しても精度がよい。また多相流体へも比較的容易に解ける。ただし、VOF法はもともと相変化を生じていない流体界面を含む流れ場に対して開発されたものである。

白川ら[14]は加熱面上のヘリウム中および水中の気泡の成長問題において相変化を考慮したVOF法による熱流動解析手法を提案している。

円形衝突噴流冷却では相変化を含まない温度範囲において、Fujimotoら[15]が流れ場をMAC法、固体側熱伝導を差分法によって解き、定常状態で液膜厚さが石谷ら[16]の式と良く合うことを示し、非定常状態において衝突点近傍の熱流束が時間発展とともに減少することを報告している。

1.4 本研究の目的

鋼板冷却過程において時空間的な表面温度分布が問題であるが，沸騰現象を考慮した衝突噴流冷却をシミュレートした例は見当たらない．

そこで，本研究では単一ノズルによる衝突噴流冷却を対象とし，VOF法に相変化を考慮して流体側と固体側の双方をシミュレートし，鋼板表面近傍温度分布の予測を目的とする．それとともに鋼板冷却の実験的研究を行い，鋼板温度変化，液膜の広がりの様子に注目し，数値解析によって得た予測値と実験値を比較し，数値解析手法の妥当性を評価する．

第 2 章

計算方法

2.1 計算の指針

衝突噴流冷却では、膜沸騰、遷移沸騰、核沸騰、単相強制対流様式が現れ、各様式が混在する複雑な非定常冷却である。特に遷移沸騰から核沸騰へ移行する固液接触の判定条件が問題となるが、沸騰現象は気液界面が時空間的に変動し、相変化をともなうため、その支配方程式は複雑なものとなる。自由界面追跡コードで最も成功したVOF法に相変化を加えて、単一ノズルからの円形水噴流を用いてSUS304鋼板の冷却過程をシミュレートする。VOF法で気液二相流の流れを解析する場合には、液相の運動のみを解く1流体計算法と液相と気相の運動を同時に解く2流体計算法がある。ここでは蒸気の運動も考慮するため2流体計算法を用いる。基礎式の数値計算には有限差分法を用いる。

2.2 基礎式

基礎式の導出にあたり，以下の仮定を設ける．

- (1) 流れ場は非圧縮・層流として取り扱う．
- (2) 表面張力，粘性力，重力の影響を考慮する．
- (3) 水の粘性係数，ステンレス鋼板（SUS304）の熱伝導率，比熱の温度依存性を考慮し，水の密度，熱伝導率，比熱，表面張力，蒸気の粘性係数，密度，熱伝導率，比熱，鋼板の密度は一定とする．
- (4) 計算領域において跳水は生じないとする．
- (5) 流れ場と鋼板との熱伝達を考慮する．
- (6) 相変化は界面を含む流体領域の最下層セルで，そのセルの水温が飽和温度以上の場合に生じるものとする．
- (7) 平行平板の放射伝熱の式を適用し，熱放射を考慮する．

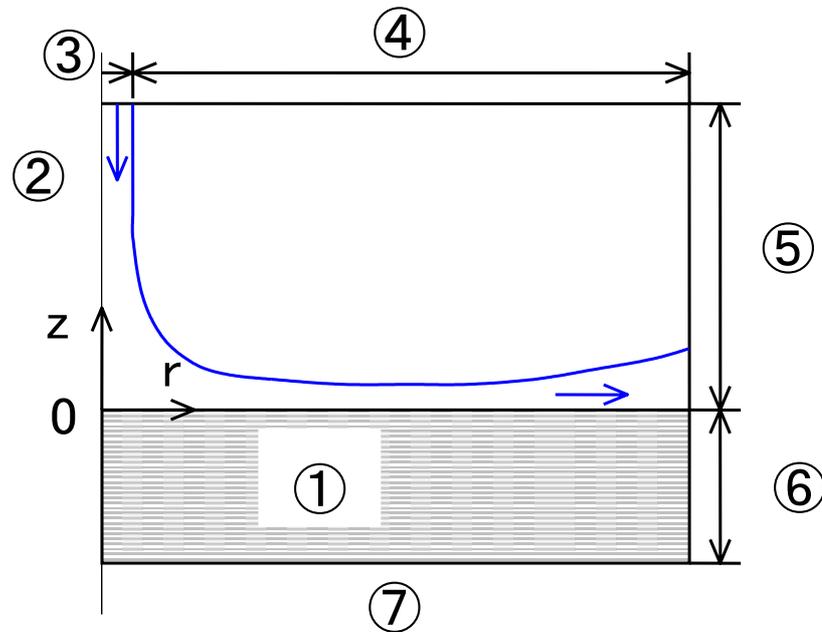


Fig.2.1 Schematic diagram of computational domain.

以上をもとに2次元円柱座標系において基礎式を導出した。VOF法では計算セル内の液相体積割合 F を与え、 F が1ならば液相とし、 F が0ならば気相であり、 $0 < F < 1$ のとき気液界面が存在する。この F の輸送方程式は次のようになる。

$$\frac{\partial F}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rFu) + \frac{\partial Fv}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

なお、相変化により減少する液体の体積は考慮しない。

また、質量保存式、運動量保存式（保存形）は次のようになる。

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(ru) + \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (2.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(ru^2) + \frac{\partial uv}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\tau_{rr}) + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} - \frac{\tau_{\theta}}{r} \right) + f_r \quad (2.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(ruv) + \frac{\partial v^2}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\tau_{rz}) + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) - \rho g + f_z \quad (2.4)$$

ここで、

$$\tau_{rz} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad \tau_{rr} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial r} \quad \tau_{\theta} = 2\mu \frac{u}{r} \quad \tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial z} \quad (2.5)$$

であり、 f は表面張力を体積力の形で表したものである。

流体と鋼板のエネルギー保存式は次のようになる。

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(ruT) + \frac{\partial vT}{\partial z} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (2.6)$$

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) \quad (2.7)$$

基礎式に用いる物性値は F を用いて以下のように計算する。

$$\rho_l = \rho_w F + \rho_v(1-F) \quad (2.8)$$

$$v_l = v_w F + v_v(1-F) \quad (2.9)$$

$$\lambda_l = \lambda_w F + \lambda_v(1-F) \quad (2.10)$$

$$\rho_l c_l = \rho_w c_w F + \rho_v c_v(1-F) \quad (2.11)$$

物性値を以上の式で計算すれば流体側計算領域のすべてのセルにおいて、質量、運動量およびエネルギーが保存されるので、界面セルに境界条件式を適用する必要はない。

表面張力が支配的な流れを解析する場合、自由表面を数値で正確に表現し、その表面形状から流れに及ぼす力を正確に表現しなければならない。表面張力の評価は界面の曲率から Laplace の式より圧力差を求め、その圧力差と界面の傾きから検査体積に働く力を計算する方法で行う。液面形状 $z = z(r)$ は曲率

$$\frac{1}{R} = \frac{d}{dr} \left\{ \frac{dz/dr}{\sqrt{1+(dz/dr)^2}} \right\} \quad (2.12)$$

を差分化し、液面形状 $r=r(z)$ も同様に曲率を差分化し、表面張力の計算に用いた。

2.2.1 熱伝達様式

非定常冷却過程を膜沸騰域、核沸騰域、非沸騰域と分類し、以下に示す仮定を置き各計算セルにおいて基礎方程式を解く。

まず始めに各熱伝達様式の判定基準について述べる。流体側最下部メッシュ（鋼板に接するメッシュ）において次の条件によって各熱伝達様式を定義する。

(1) 非沸騰域

鋼板表面温度が 100 °C 以下で、計算セルが液相 ($F = 1$) である場合。

(2) 核沸騰域

鋼板表面温度が 100°C 以上で鋼板表面温度がぬれ限界温度以下の場合。

(3) 膜沸騰域

鋼板表面温度がぬれ限界温度以上の場合。

ここでぬれ限界温度は、バルク液温に対する極小熱流束条件を示す Dhir-Purohit の整理式を用いた。

$$T_{MHF} = 201 + 8\Delta T_{sub} \quad (2.13)$$

2.2.2 相変化

前節で示した沸騰域において、Fig.2.2 に示す蒸気膜から水流に伝わる熱流束 $q_{V \rightarrow L}$ が正で、計算セル内の水温が飽和温度以上の場合に、この熱流束 $q_{V \rightarrow L}$ を潜熱 h_{fg} (2.255×10^6 J/kg) として気液界面から蒸気を発生させる。蒸気の発生速度 v は次式に示す換算蒸気速度を用いる。

$$v = \frac{q_{V \rightarrow L}}{\rho_g h_{fg}} \quad (2.14)$$

また、核沸騰域の上層セルにおいて水温が飽和温度よりも低い場合には、 $v \rho_g h_{fg} \delta z$ を流体の内部発熱とする。液相体積割合 F の体積誤差は質量保存の式(2.2)と密接に関係するため、水温が飽和温度以上の場合には、メッシュの体積を 1 としたときの単位時間あたりの蒸気発生率を質量保存式の残差の補正值とする。

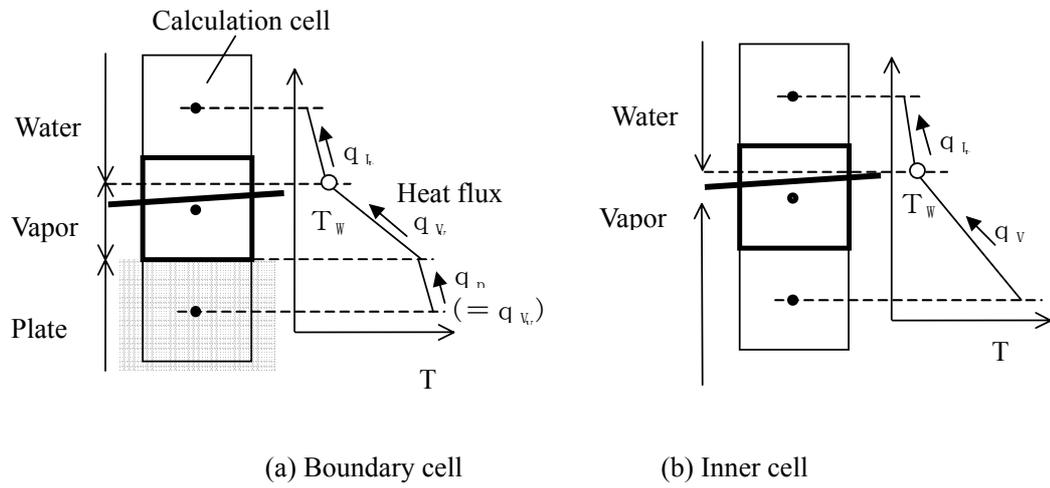


Fig.2.2 Heat flux.

2.2.3 ドナー・アクセプター法

Fig.2.3 に流体側計算領域で使用するスタガードメッシュを示す. r, z 方向の格子番号をそれぞれ i, j で表すと(2.1)式の差分は次式になる.

$$F_{i,j}^{n+1} = F_{i,j}^n - \frac{1}{r} \frac{\delta F_E^n - \delta F_W^n}{\delta r} - \frac{\delta F_N^n - \delta F_S^n}{\delta z} \quad (2.15)$$

$$\left. \begin{aligned} \delta F_E^n &= (rFu)_{i+\frac{1}{2},j}^n \delta t, \delta F_W^n = (rFu)_{i-\frac{1}{2},j}^n \delta t \\ \delta F_N^n &= (Fv)_{i,j+\frac{1}{2}}^n \delta t, \delta F_S^n = (Fv)_{i,j-\frac{1}{2}}^n \delta t \end{aligned} \right\} \quad (2.16)$$

ここでセル面を通過して移動する液体量(δF^n)を単純な内挿により計算すると, 数値拡散により界面形状はぼやけてしまうので, 界面形状を考慮したドナー・アクセプター法[13]により式(2.16)を計算する. Fig.2.4 のように上流側のセルをドナーセル(D1), 下流側のセルをアクセプタセル(A1)とし, セル面を通過して移動する液体量を次式によって計算した.

$$\left. \begin{aligned} \delta F &= \text{sign}[\min(F_{AD}|u|\delta t + CF, F_{D1}\delta r_{D1}), u] \\ CF &= \max[(1 - F_{AD})|u|\delta t - (1 - F_{D1})\delta r_{D1}, 0] \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

ここで, \max 関数は, 移動する気体量がセル内の気体量以上になるのを防ぎ, \min 関数はする液体量がセル内の液体量以上になるのを防ぐ. また, sign 関数は, 移動体積の方向を示す. F_{AD} は液体移動量の推定値であり, 原則として, 界面がほぼ法線方向に移動する場合, アクセプタセルの F 値(F_{A1})を用い, それ以外の場合, ドナーセルの F 値(F_{D1})を用いる. ゆえに, 通過するセル面が界面に対し法線方向と接線方向のどちらに近いかを求めなければならない. そこで周りのセルを Fig2.4 のように設定し, セル H1 と H2 の F 値の積により界面方向を決定する. F_{AD} 計算方法をまとめると Tab 2.1 になる. このドナー・アクセプター法では得られた F 値が 10^{-6} であるときには $F=0$ とし F 値が $1 - 10^{-6}$ であるときには $F=1$ として丸め誤差の影響を排除している.

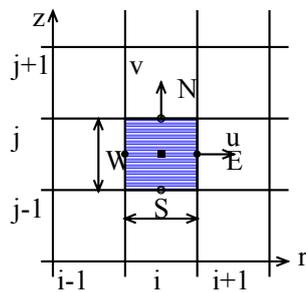


Fig.2.3 Staggered mesh.

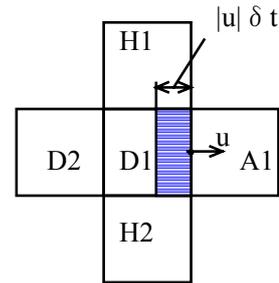


Fig.2.4 Cell definition in donor-acceptor method.

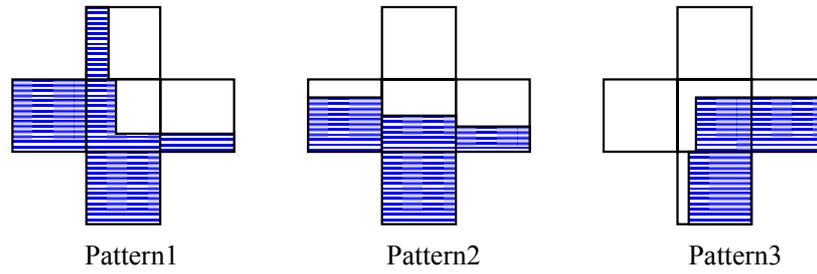


Fig.2.5 Surface patterns in donor-acceptor method.

Tab.2.1 Donor-acceptor method.

Conditions		Pattern No.	F_{AD}
$F_{H1} \cdot F_{H2} \neq 0$		1	F_{A1}
$F_{H1} \cdot F_{H2} = 0$	$F_{D1} \cdot F_{D2} \neq 0$	2	F_{D1}
	$F_{D1} \cdot F_{D2} = 0$	3	F_{A1}

2.2.4 離散化

Fig.2.3 に示す変数配置を用いて，基礎式を差分化する．流れ場は SOLA 法で，温度場は陰解法で解く．一例として(2.3)式の差分化表示を示す．

$$\rho \left(\frac{u^{n+1} - u^n}{\Delta t} + f_x(u^n, v^n) \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + g_x(u^{n+1}, v^{n+1}) \quad (2.18)$$

f と g はそれぞれ対流項と粘性項を示す．(2.3)，(2.4)式 of 非線形性を有する対流項には二次風上差分を用いる．(2.6)，(2.7)式は SOR 法を用いて計算する．

2.3 計算条件の設定

計算は対称性を考慮して、2次元円柱座標を用いた。解析領域には流体側、固体側ともに噴流の衝突点近傍でメッシュが細くなる Fig.2.6 に示す不等間隔格子を用いた。

時間刻み Δt はクーラン数 C が 0.05 以下となるように決定した。

$$C = \min\left(\frac{u\Delta t}{\Delta r}, \frac{v\Delta t}{\Delta z}\right) \quad (2.19)$$

(2.6), (2.7)式で使用するセル境界面における熱伝導率は調和平均で与えた。

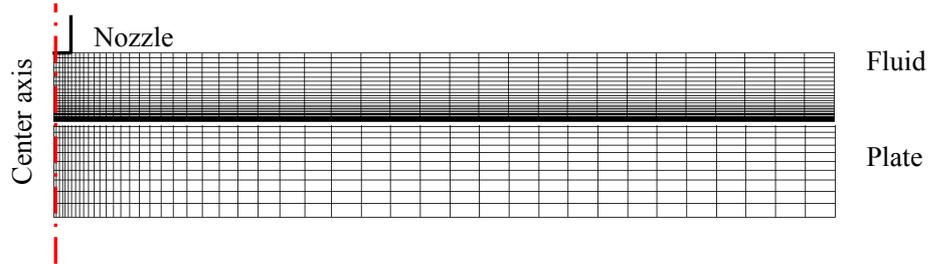


Fig.2.6 Calculation mesh.

2.3.1 境界条件

本計算で使用了した流れ場と温度場の境界条件を以下に記す。流れ場は SOLA 法を用いているため圧力の境界条件が不要である。

流れ場

$$\textcircled{1} \text{水冷面} \quad : \quad u = 0 \quad v = 0 \quad (2.20)$$

$$\textcircled{2} \text{対称軸} \quad : \quad u = 0 \quad (2.21)$$

$$\textcircled{3} \text{ノズル出口} \quad : \quad u = 0 \quad v = -U_{in} \quad (2.22)$$

$$\textcircled{4} \text{自由流出面} \quad : \quad \frac{\partial u}{\partial z} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial r} = 0 \quad (2.23)$$

$$\textcircled{5} \text{自由流出面} \quad : \quad \frac{\partial u}{\partial r} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial r} = 0 \quad (2.24)$$

温度場

$$\textcircled{1} \text{水冷面} \quad : \quad T = T_r \quad -\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial z} \quad (2.25)$$

$$\textcircled{2} \text{対称軸} \quad : \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0 \quad (2.26)$$

$$\textcircled{3} \text{ノズル出口} \quad : \quad T = T_{in} \quad (2.27)$$

$$\textcircled{4} \text{自由流出面} \quad : \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (2.28)$$

$$\textcircled{5} \text{自由流出面} : \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (2.29)$$

$$\textcircled{6} \text{側面} : \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0 \quad (2.30)$$

$$\textcircled{7} \text{裏面} : -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial z} = -\varepsilon_c \sigma_B \left[(T + 273)^4 - (T_{air} + 273)^4 \right] \quad (2.31)$$

2.4 計算方法

本研究のフローチャートを Fig.2.7 に示す.

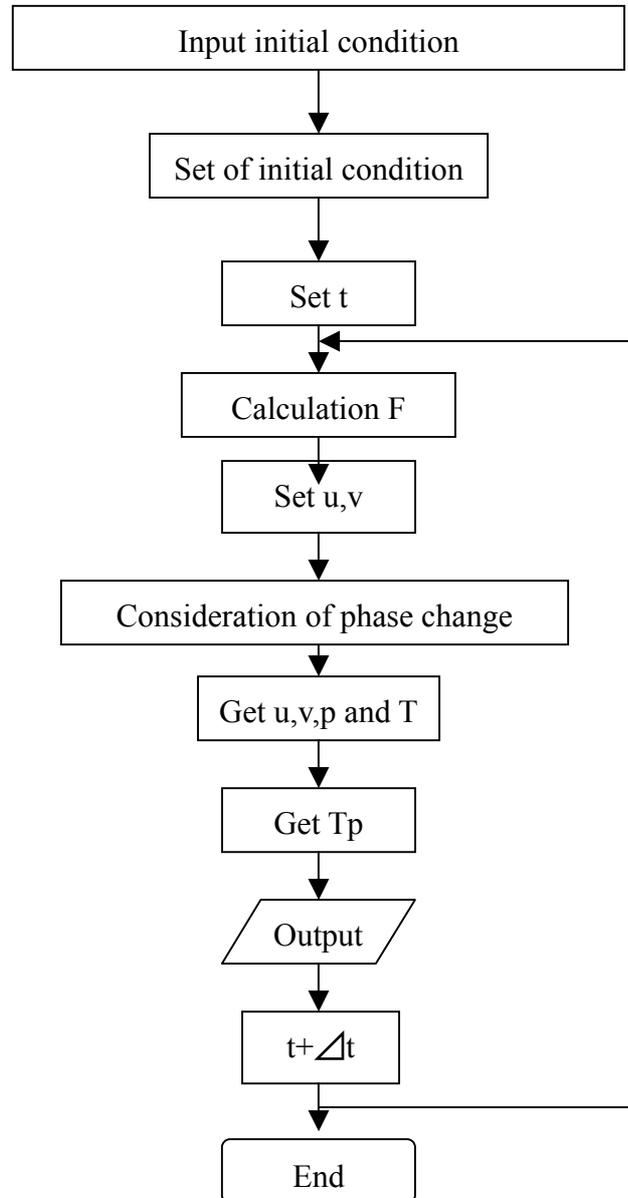


Fig.2.7 Flowchart of simulation.

(2.1), (2.2), (2.3), (2.4)式を差分化し, SOLA 法を基本としたアルゴリズムで数値計算する.

- (1) (2.1)式をドナー・アクセプター法で解くことにより次時刻の界面形状を決定する.
- (2) 得られた F から表面張力項を計算する.
- (3) (2.2), (2.3), (2.4)式を SOLA 法で解き, u, v, p を求める.
- (4) 圧力補正式には次式を用い, Gauss の消去法で解く.

$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{\rho} \nabla \delta p \right) = \frac{1}{\delta t} \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (2.32)$$

- (5) (2.6)式から陰解法により流体の温度 T を計算する.
- (6) 熱伝達様式を判定する.
- (7) (2.7)式から陰解法により鋼板温度 T_p を計算する.
- (8) 次のタイムステップの計算を行う.
- 以上の手順を所定の時刻まで繰り返す.

2.4.1 計算点

本計算の計算条件を示す. 基本条件はノズル出口径が $\phi 16$, $\phi 6$ mm の 2 種類でそれぞれ水温を 30, 50, 70°C と変化させた.

Tab.2.2 Calculation condition.

半径方向最小メッシュサイズ	mm	0.5
軸方向最小メッシュサイズ	mm	0.05
ノズル出口流速	m/s	0.83, 5.89
水温	°C	30, 50, 70
半径方向長さ	mm	71.4, 64.7
軸方向長さ	mm	6.9
板厚	mm	10

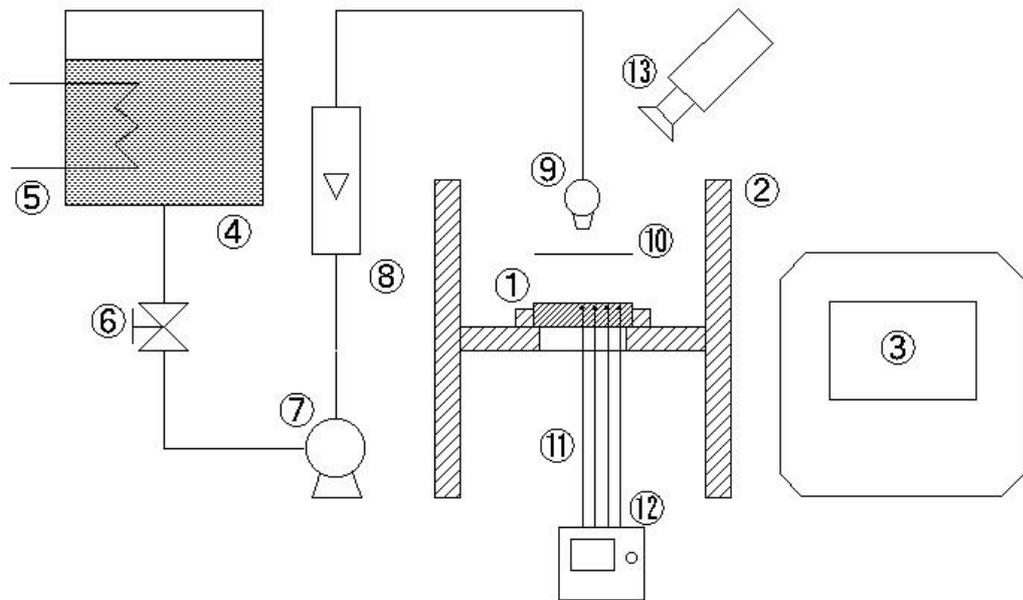
第 3 章

実験方法

3.1 実験装置

3.1.1 実験装置概略

高温鋼板冷却時の温度を測定するため、実験装置本体は、試験材支持台、試験材となっており、本装置は試験材を加熱するための加熱系、ポンプ等からなる冷却水を供給するための水系、試験材に取り付けられた熱電対等からなる測定系およびビデオカメラからなる複雑な沸騰冷却現象を観測するための観測系から構成されている。実験装置の概略図を Fig.3.1 に示す。



1:Heated plate 2:Plate holder 3:Furnace 4:Tank 5:Heater 6:Valve 7:Pump 8:Flowmeter 9:Nozzle 10:Shutter
11:Thermocouples 12:Recorder 13:Video camera

Fig.3.1 Experimental apparatus.

3.1.2 加熱系

雰囲気炉 (ヤマザキ電機製)

雰囲気ガスは窒素であり、最高 1450 °Cまで加熱することができる(Fig.3.2)。試験材冷却開始温度が 800 °Cの場合は炉内の温度を 870 °Cに設定し、30 分程度試験材を加熱した。



Fig.3.2 Furnace.



Fig.3.3 Tank.



Fig.3.4 Pump.

3.1.3 水系

水系は研究所備え付けの恒温タンク(Fig.3.2)、ポンプ (HITACHI 製) (Fig.3.3)、流量計、ノズルから構成されており、これらは配管およびブレードホースで連結されている。使用したノズルは出口径が $\phi 16.8 \text{ mm}$ 、 $\phi 6 \text{ mm}$ の 2 種類である。



Fig.3.5 Flowmeter.

流量計 (RYUTAI KOGYO 製)

試用液として工業用水を用いた。流量範囲は 0~50 l/min であり、精度は $\pm 0.2 \text{ l/min}$ である(Fig.3.5)。

温度調節計 (OMRON 製)

恒温タンクに蒸気を混入することによって水温を最大 80 °Cまで変化させることができる。水温の精度は $\pm 1 \text{ °C}$ である(Fig.3.6)。



Fig.3.6 Regulator.

3.1.4 測定系

試験材 (SUS304)

ステンレス熱延鋼板 (SUS304) を用い、形状は $150 \times 150 \times 10 \text{ mm}$ で片面にバフ研磨 (十点平均粗さ $R_z=4 \text{ } \mu\text{m}$) を施した。この試験材は SUS304 製の支持台によって保持されており、試験材と支持台はボルトの点接触により位置決めを行った。

Tab.3.1 Chemical component of SUS304 [%].

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	その他
≦0.08	≦1.00	≦2.00	≦0.045	≦0.030	8.00/10.50	18.00/20.00	-	-

熱電対 (川惣電機製)

鋼板温度を測定するため用いた。使用した熱電対はK型シース熱電対（接地型）シース径は ϕ 1.0 mm, 素線径は0.2 mmである。試験材に加工された ϕ 1.1 mm, 深さ9 mmの穴に熱電対を挿入し, シース部を折り曲げてアルミ箔によって試験材に固定した。

試験材周辺および熱電対取り付け位置を Fig.3.7~9 に示す。試験材は3種類用い, 試験材①は5点（中心から0, 15, 30, 45, 60 mmの位置）, 試験材②は10点（中心から0, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 60 mmの位置）, 試験材③は4点（中心から0, 15, 30, 45 mmの位置）熱電対を取り付ける。特に試験材②では, 衝突領域と流水領域とで領域分けを行うため熱電対を10本使用した。Tab.3.2 に熱電対の検査報告を示す。

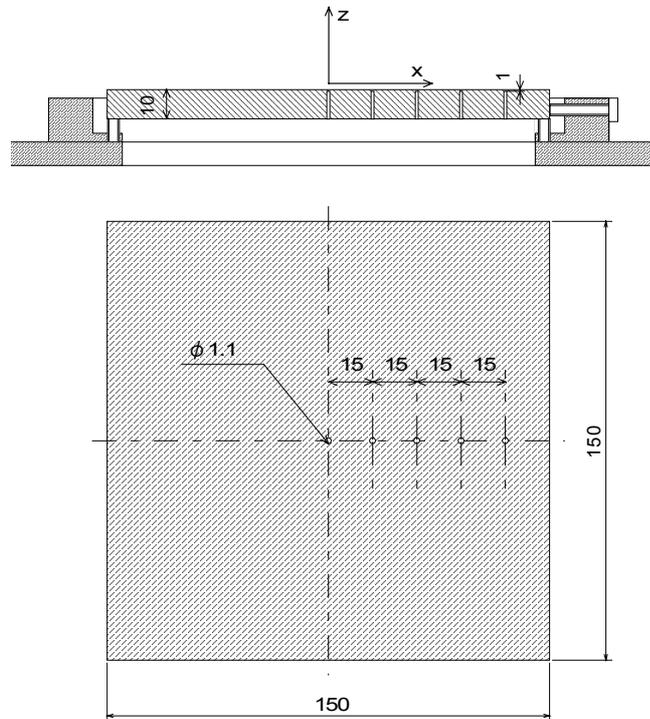


Fig.3.7 Schematic of Heated Plate ①.

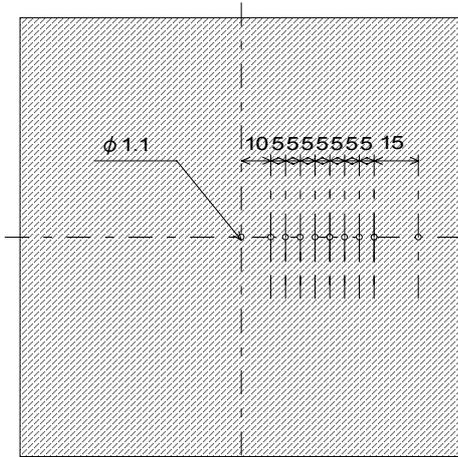


Fig.3.8 Schematic of Heated Plate ②.

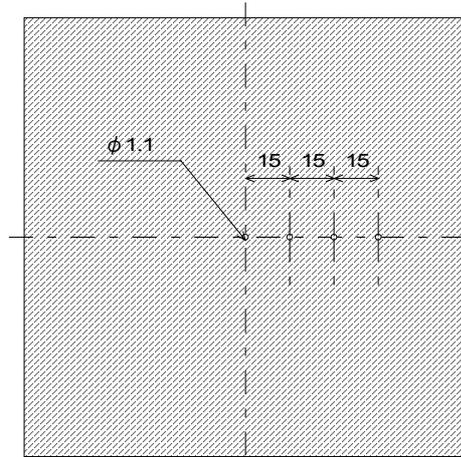


Fig.3.9 Schematic of Heated Plate ③.

Tab.3.2 Thermocouples.

温度 100°C		温度 300°C		温度 500°C	
規準値	許容差	規準値	許容差	規準値	許容差
4.096mV±0.104mV	±2.5°C	12.209mV±0.104mV	±2.5°C	20.644mV±0.160mV	±3.8°C
熱起電力	偏差	熱起電力	偏差	熱起電力	偏差
mV	mV	mV	mV	mV	mV
4.117	+0.021	12.204	-0.005	20.618	-0.026
100.5°C	+0.5°C	299.9°C	-0.1°C	499.4°C	-0.6°C

デジタルマルチメータ (YOKOGAWA 製, ORM1300)

鋼板温度を測定する熱電対の電圧測定に用いた. サンプル周波数は 20 Hz で測定を行った (Fig.3.10).

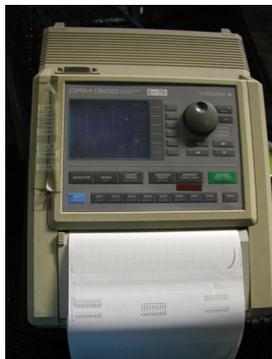


Fig.3.10 Recorder.

Tab.3.3 Recorder.

レンジ	K
測定可能範囲	-200.0~1300.0°C
確度	±(0.2% of rdg+1.5°C)

基準接点補償確度 ±1°C

3.1.5 観測系

ビデオカメラ (SONY 製)

冷却の様子を観察するために用い、30 fps で撮影を行った。

3.2 実験手順

以下に示す手順で実験を行った。

1. ノズルの位置決めを行う。
2. 熱電対を取り付けた試験材を加熱炉に入れる。
3. 流量計に備え付けられた弁を調整して流量を決定する。
4. 温度制御盤を操作して水温を決定する。
5. 鋼板が初期温度以上まで加熱されたことを確認して、炉から試験材を取り出し台に置く
6. ノズルからの水流が試験材にかからないようにシャッターにより防いでおく。
7. 試験材の温度が冷却開始温度付近になると温度を測定するとともに、ビデオカメラで撮影する。
8. 冷却開始温度になったと同時にシャッターを外し、冷却を開始する。
9. 以後、2.~8.の手順を繰り返す。

3.3 実験条件

噴流冷却過程における熱伝達様式の特徴を調査するため、Tab.3.4 に示す実験を行った。流量は 10 l/min とし、Fig.3.11 に示すようにノズル出口レイノルズ数 Re_D が 20000 以下ならば層流[17]であり、ノズル出口径は $\phi 16.8$ mm と $\phi 6$ mm の 2 種類用い、ノズルから鋼板表面までの距離はそれぞれ 300, 150 mm とした。

Tab.3.4 Experimental condition.

	水温 [°C]	Re_D	冷却開始温度 [°C]	熱電対個数
非沸騰実験	30	1.57×10^4	100	5
沸騰実験 (層流)	30	1.57×10^4	800	10
	50	1.57×10^4	800	10
	70	1.57×10^4	800	10
沸騰実験 (乱流)	30	4.40×10^4	800	4
	50	4.40×10^4	800	4
	70	4.40×10^4	800	4

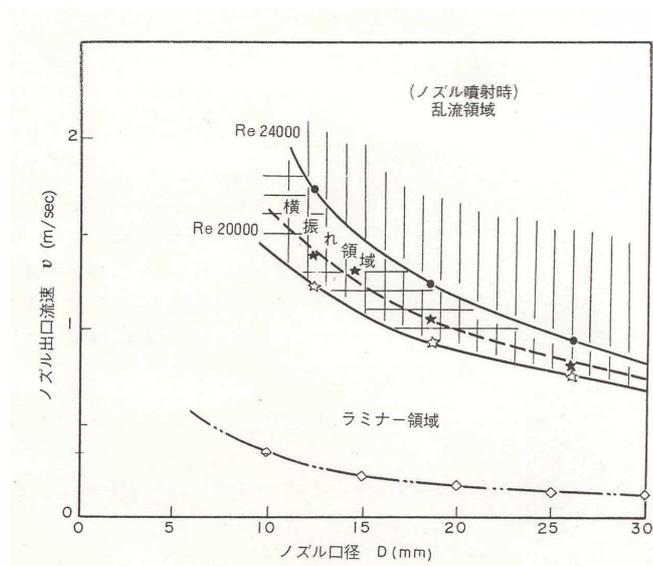


Fig.3.11 Region of flow pattern [17].

第4章

結果および考察

4.1 放射状流れ

単一の噴流が水平平板に衝突し、半径方向へ流れる射流液膜は Re_{r_i} が一定であれば δ/r_i と r/r_i はノズル径にかかわらず一つの曲線となる。Watson は運動量積分式を用いて液膜厚さの近似値を求め[18]、流れが層流のとき $(\delta/r_i)Re_{r_i}^{1/3}$ が $(r/r_i)Re_{r_i}^{-1/3}$ の関数として表され、流れがすべて乱流の場合は $(\delta/r_i)Re_{r_i}^{1/9}$ が $(r/r_i)Re_{r_i}^{-1/9}$ の関数として表される関係を導いている。なお、 δ は液膜厚さであり、 r は半径、 r_i は衝突時噴流半径、 Re_{r_i} はレイノルズ数、Watson は発達液膜の相似速度分布を全域にわたって用いているが、石谷ら[16]は仮定する速度分布が膜厚の計算結果におよぼす影響を調べるため、三次式近似 $f = -(1/2)\eta^3 + (3/2)\eta$ と四次式近似 $f = 2\eta - 2\eta^3 + \eta^4$ の両速度分布について近似膜厚を求め、四次式近似した解が実験値とよく合うことを示した。ただし f は無次元速度であり、 η は無次元座標である。この四次式近似を用いた膜厚の近似式は次のように与えられる。

$$r^* \leq r_a^* \text{ で}$$

$$\delta^* = 1.01r^{*1/2} + 0.5/r^* \quad (4.1)$$

$$r^* > r_a^* \text{ で}$$

$$\delta^* = 1.41r^{*2} + 0.3315/r^* \quad (4.2)$$

ただし $r^* = Re_{r_i}^{-1/3}(r/r_i)$ 、 $\delta^* = (\delta/r_i)Re_{r_i}^{1/3}$ であり、 r_a^* は境界層厚さと膜厚が等しくなる無次元半径である。

相変化のない常温で本数値解析法による水膜厚さ分布と式 (4.1) , (4.2) と比較した結果を Fig.4.1 に示す。衝突点から半径方向に液膜が広がるにつれて、膜厚は次第に薄くなりやがて最小厚さ (約 0.17 mm) となり、その後増加する。また、鋼板表面ほど流速は小さくなることがわかる。よって、非加熱で流れ場の予測が可能である。

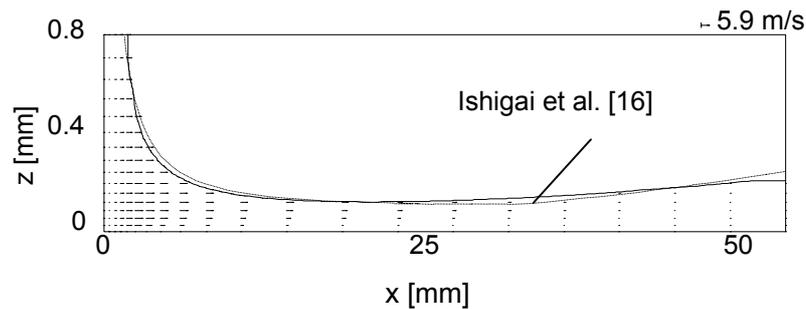


Fig.4.1 Steady state velocity profile in the liquid film and distribution of film thickness
($d = 3.2$ mm, $u = 5.9$ m/s).

4.2 非定常逆問題

熱は拡散現象の一つであり, 測温位置が表面から 1 mm 程度でも温度伝播遅れが存在するため, 内部温度に基づく表面熱伝達の評価は本質的に 2 次元あるいは 3 次元の非定常逆問題に帰着する. ここでは 1 次元非定常逆問題解[19]を用いて表面熱流束と表面温度の評価を行う. 0~800 °C の間で熱伝導率と比熱はそれぞれ 38, 23 % 変化するため温度依存性を考慮する.

境界条件が時刻ごとに変化する 1 次元変物性熱伝導方程式を解く. 未来時刻の表面熱流束が線形に変化すると仮定し (Fig.4.2), その熱流束を用いた測定点の温度と予測値との差が最小になるように熱流束と表面温度を決定する.

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (4.3)$$

次式のように将来時刻 t_{m+k-1} における熱流束が直線的に変化すると仮定する.

$$\left. \begin{aligned} q_{m+1} &= 2q_m - q_{m-1} \\ q_{m+2} &= 2q_{m+1} - q_m = 3q_m - 2q_{m-1} \\ &\dots \\ q_{m+r-1} &= rq_m - (r-1)q_{m-1} \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

将来時刻における温度は次式のようにおく.

$$T_{m+k-1} = T_0 + Z_{m+k-1} - \left(\sum_{i=1}^{k-1} F_i \right) q_{m-1} + \left(\sum_{i=1}^k F_i \right) q_m \quad (4.5)$$

ここで

$$Z_{m+k-1} = q_1 \Delta F_{m+k-2} + q_2 \Delta F_{m+k-3} + \dots + q_{m+k-2} \Delta F_1, \quad F_0 = \frac{\alpha t}{L^2} \quad (4.6) \quad \text{である.}$$

この実測値との差が最小となるように予測値を決定する.

$$S = \sum_{k=1}^r (Y_{m+k-1} - T_{m+k-1})^2 \quad (4.7)$$

つまり, 次式を解くことになる.

$$\frac{\partial S}{\partial q_m} = 0 \quad (4.8)$$

よって

$$q_m = \frac{\sum_{k=1}^r [Y_{m+k-1} - Z_{m+k-1} + \left(\sum_{i=1}^{k-1} F_i \right) q_{m-1}] \sum_{i=1}^k F_i}{\sum_{k=1}^r \left(\sum_{i=1}^k F_i \right)^2} \quad (4.9)$$

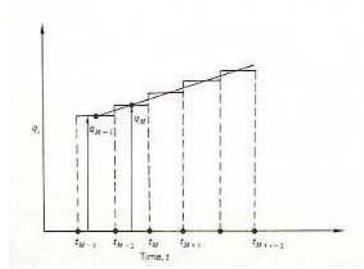


Fig.4.2 Connected linear heat flux functional form.

伝熱面に垂直な方向を x とし，温度を T ，伝熱面の温度伝導率を α ，熱伝導率を λ ，熱伝達率を h とする．

境界メッシュにおける 1 次元差分安定条件は次式となる．

$$\frac{\Delta x^2}{\alpha \Delta t} \geq 2 \left(\frac{h \Delta x}{\lambda + 1} \right) \quad (4.10)$$

加熱面厚さは 10 mm なので SUS304 の物性値，衝突噴流冷却熱伝達率の概算値である 10^4 W/(m²·K)[6]を用いて条件を満たすように時間刻み Δt と境界メッシュサイズ Δx を決定した．左辺の値は 0.618，右辺は 0.0426 である．

4.3 非沸騰域

まず鋼板初期温度を 100°C とした非沸騰域噴流冷却において数値解析値と実験値を比較する。ノズルから噴出された水流はなめらかな液膜となり鋼板上を流れる(Fig.4.3)。

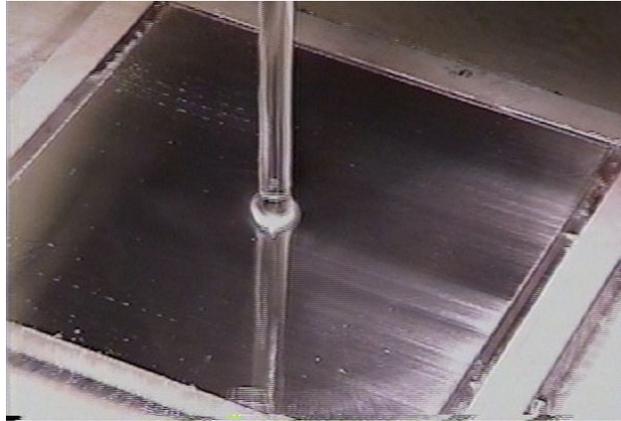


Fig.4.3 Photograph of transient cooling ($t = 8$ sec).

冷却開始後数十 msec で液膜は鋼板全面を覆うため, Fig.4.4 に示すように一様に各測定点における温度は降下する。衝突点に近いほど温度降下は大きい, $x = 45, 60$ mm においてその傾向が異なっていることは, 板端部の過冷の影響だと考えられる。

Fig.4.5 に実験値と計算値の比較を示す。両者は時間の経過とともに数 $^{\circ}\text{C}$ ほど差が生じているが, ほぼ一致している。ここで $x = 60$ mm の位置の温度は実験値のほうが計算値よりも約 $5\sim 6^{\circ}\text{C}$ 低い原因は, 板端部の様子を計算では断熱条件としているが, 実験では放射ロスが生じており過冷の影響であると考えられる。

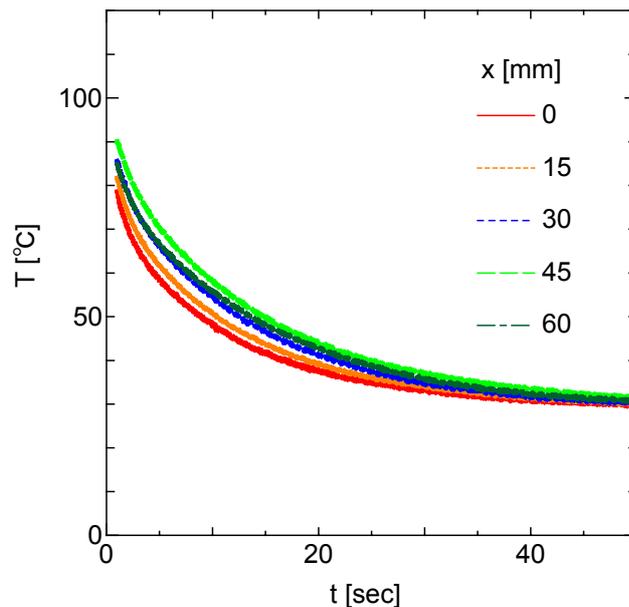


Fig.4.4 Temperature history.

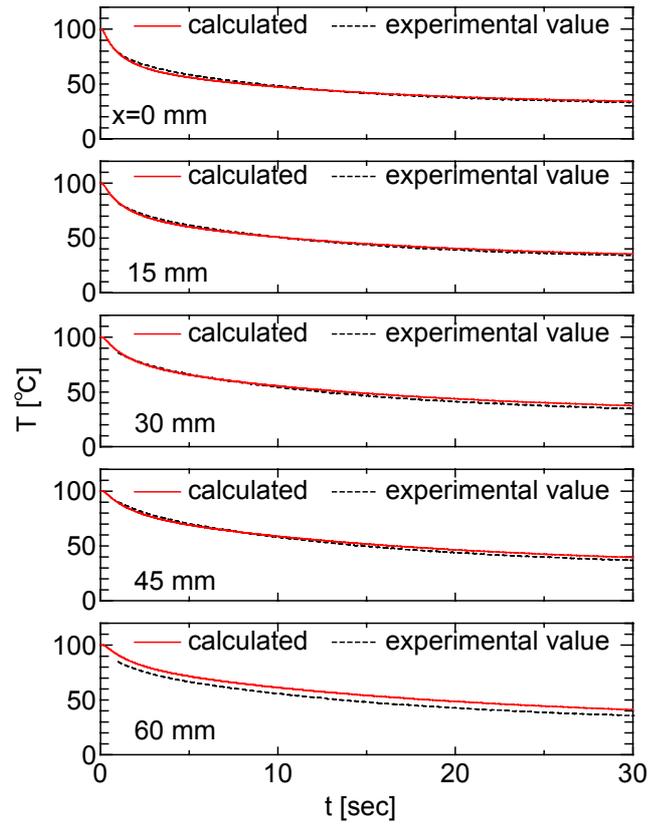


Fig.4.5 Comparison of calculated temperature with experimental value.

また、Fig.4.6 に冷却開始から 8 sec 間隔で流体側の温度分布と固体側の等温線を示す。液体の温度は鋼板表面近傍において上昇しており、衝突点近傍では鋼板表面温度が急激に降下し、時間発展とともに水温と鋼板表面温度の差は小さくなる。

よって、非沸騰域では測定点における温度を予測の可能性を確認した。

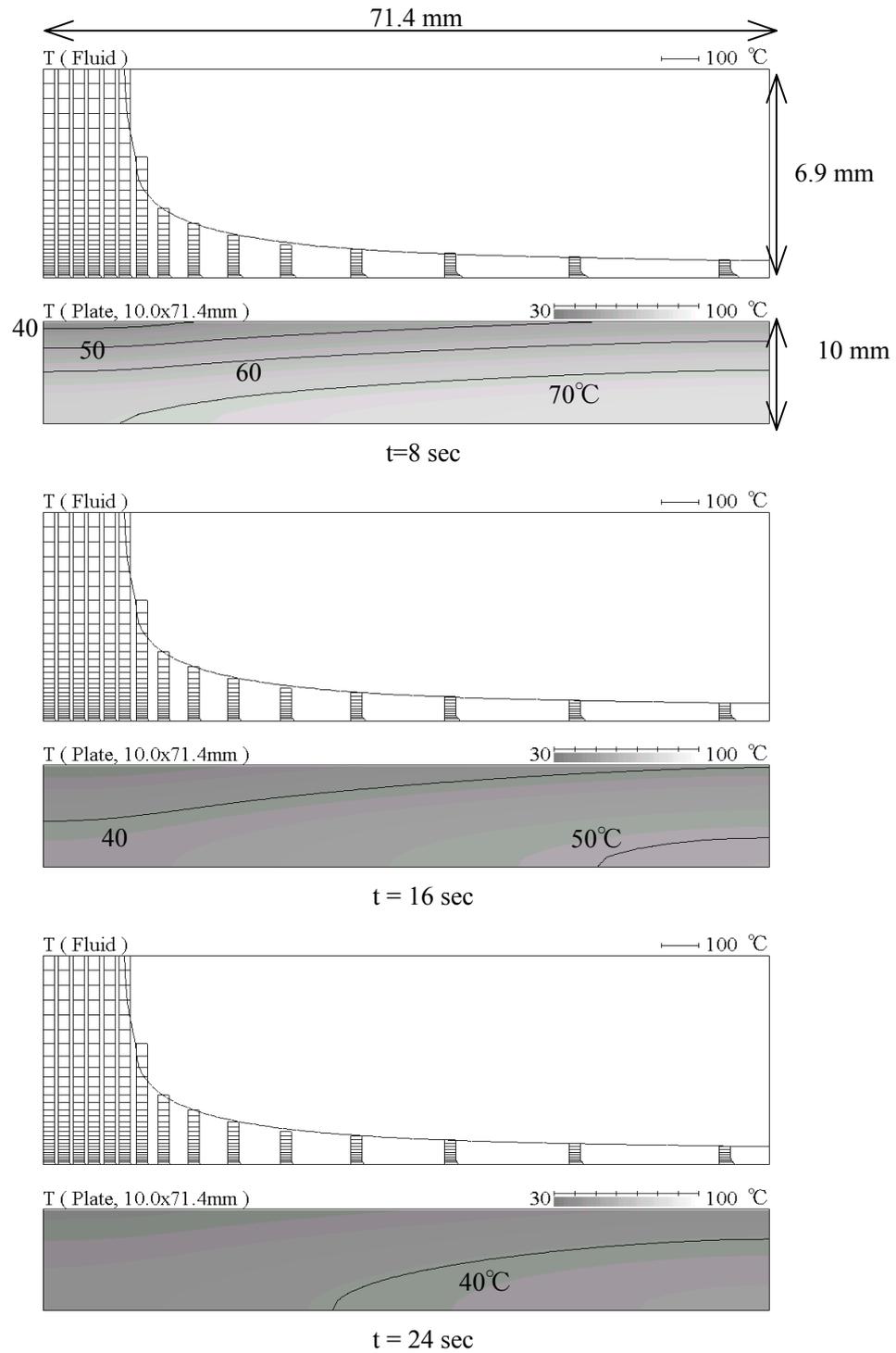


Fig.4.6 Calculation fluid and plate temperature distribution with elapsed time.

4.3 沸騰域（層流）

4.3.1 冷却の様子

ビデオカメラでの観察から冷却時の特徴を挙げる。

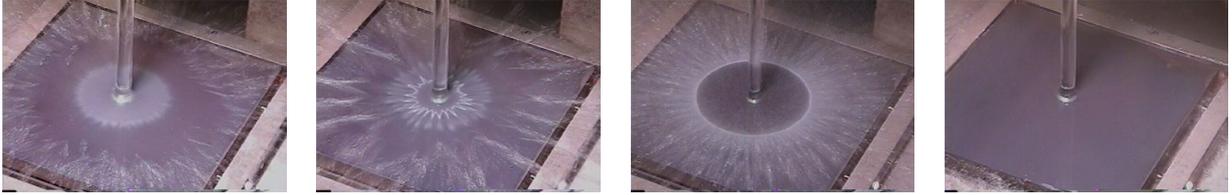


Fig.4.7 Photograph of transient cooling ($T_w=30\text{ }^\circ\text{C}$, $t=0.1, 0.3, 5, 55\text{ sec}$).



Fig.4.8 Photograph of flow boiling ($T_w = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $t = 0.1\text{ sec}$).

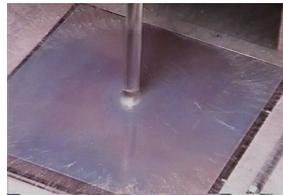


Fig.4.9 Photograph of flow boiling ($T_w = 70\text{ }^\circ\text{C}$, $t = 0.1\text{ sec}$).

(1) 膜沸騰域

水温 $70\text{ }^\circ\text{C}$ のみ(Fig.4.9), 噴流が鋼板に衝突した直後に高音が鳴り, 鋼板上を液膜がなめらかに流れる状態が観察された. これは他の水温と比較して飽和温度に近い為, 噴流衝突直後に蒸気膜が形成され, 膜沸騰が生じたものと思われる.

(2) 固液接触不安定域

冷却開始直後の数百 msec 程度の短時間, 噴流は鋼板に衝突後, 鋼板に沿って広がり飛散する. 鋼板表面は高温であるため, 噴流と鋼板の間は蒸気により分離され, 固液接触は起きていないと考えられる. よどみ点近傍には白い領域が観察されるが, そこは, ぬれと乾きが交互に現れる不安定な固液接触状態にあるものと考えられる (Fig.4.7 ($t=0.1\text{ sec}$), Fig.4.8).

この現象の持続時間は水温が低いほど短い. これは, 供給される液と鋼板の条件による, 鋼板表面での蒸発する液の量の違い (蒸気膜厚さ) が関係あるものと思われる. すなわち, 供給される液の温度が飽和温度に近いと, 鋼板表面に衝突後すぐに蒸発し, 蒸気膜厚さは厚くなるので, 安

定な固液接触が起きるまで時間がかかるが、液の温度が低いと蒸発するまで時間がかかり、蒸気膜厚さは薄くなるので、すぐに蒸気膜が破れ、頻繁に固液接触が起きる。

(3) 固液接触開始域

その後、白い領域のなかよどみ点近傍から、激しい沸騰音とともに液膜の跳ね上げが見られ、その外側には液体はほとんど供給されなくなる。液膜の跳ね上げ位置より内側の領域では、固液接触が継続して行えるようになったものと考えられる (Fig.4.7 (t = 0.3 sec)).

(4) 固液接触面拡大域

よどみ点近傍での固液接触が継続して存在するようになると、その後は時間の経過とともに固液接触面が鋼板中心から外周部に向かって拡大を開始する。

そのときの鋼板上に、よどみ点中心より単相強制対流熱伝達、沸騰熱伝達領域 (白く見える環状部分) が存在する(Fig.4.7 (t = 5 sec)).

ただし、単相強制対流域と沸騰領域との境界位置は、実際は図のように明確なものではなく、徐々に遷移しているものと思われる。境界付近での正味の蒸気発生はみられないが、水温 70 °C では蒸気泡らしきものは観察された。その理由として、伝熱面表面に形成された蒸気泡は伝熱面に付着したままか、あるいはバルク液体内を移動中に完全に凝縮するということが考えられる。

沸騰域の外周の固液接触線上では、激しい沸騰により液膜流が鋼板に対して 10~20 ° の角度で液滴として飛散され、固液接触線の外側は乾燥面のままと思われるが、液膜の流動など鋼板上の状態は、蒸気などにより観察することができなかった。

沸騰領域の幅 Δx_b は、約 1 mm で水温による変化は見られなかった。

Black zone の定義は、「衝突点近傍のぬれ領域」とあいまいなものだが、本研究では、衝突点を中心に広がる沸騰領域後縁部までの黒く見える領域を Black zone とし、その半径を x_b とする (Fig.4.10).

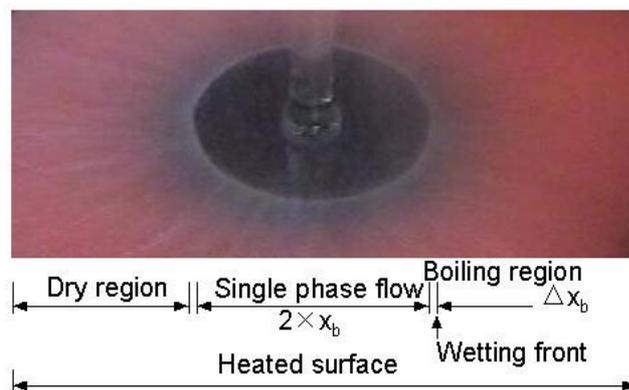


Fig.4.10 Photograph of flow boiling ($T_w = 30$ °C, $t = 3$ sec).

(5) 単相強制対流域

固液接触境界線が矩形板の端に到達後、加熱面は単相液膜流で覆われた(Fig.4.7 (t = 55 sec)).

4.3.2 表面熱流束および表面温度

Fig.4.11 に測定点における温度と x_b の位置の時間変化 (水温 $T_w = 70$ °C) を示す. 衝突点近傍 ($x = 0 \sim 20$ mm) では冷却開始と同時に急激に温度が低下する.

Fig.4.12 に 1 次元非定常逆問題を解くことによって求めた表面熱流束と x_b の位置の時間変化を示す. 最大熱流束は $x = 25$ mm 以降ではほぼ 1.3×10^6 W/m² をとり, $x = 20$ と 25 を境に衝突領域と流水領域に分けられる. 最大熱流束は沸騰領域 Δx_b で生じるものと思われるが, 沸騰領域到達以前に最大熱流束に達している. これは, 冷却開始時刻を中心位置の温度降下によって判断していることによる時間差や熱電対の応答性, 非定常 1 次元逆問題の信頼性の問題が挙げられる.

Fig.4.13 に測定点における温度 T_m ($x=30$ mm) と逆算によって得た温度 T_e との差を示すが, 逆算結果は測定温度の ± 0.3 °C 内にある. 非沸騰域において逆算値は数値解析値の最大熱流束で 58%, 表面温度は 30°C の差がある. 沸騰域での表面温度と表面熱流束の逆算値について, 推定誤差を検討する際, 水冷面の境界条件を設定する必要があるが, Black zone と乾燥領域で分け, その位置が時間とともに移動する移動境界条件として解く. Black zone 内では水冷面の熱伝達率を与え, 乾燥領域では断熱条件とする. 今後解析が必要である.

また Fig.4.14 に衝突領域と流水領域とそれぞれの代表値である, $x = 0, 30$ mm の沸騰曲線を示す. $x = 0$ mm では過熱度 500 K 程度で最大熱流束を示す. $x = 30$ mm では膜沸騰域が存在している.

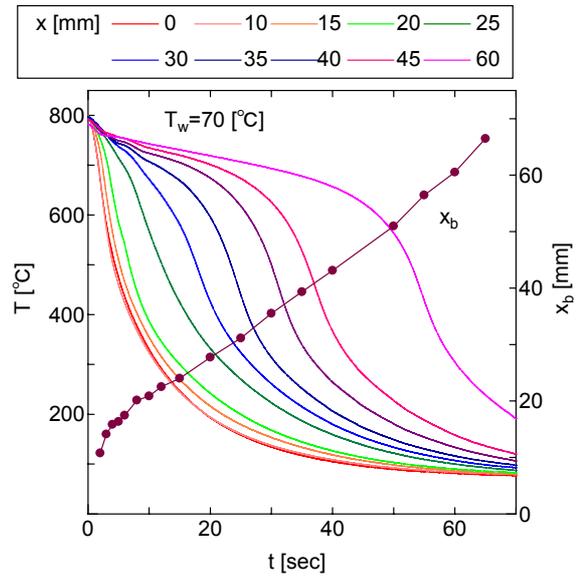


Fig.4.11 Time evolution of temperature and x_b .

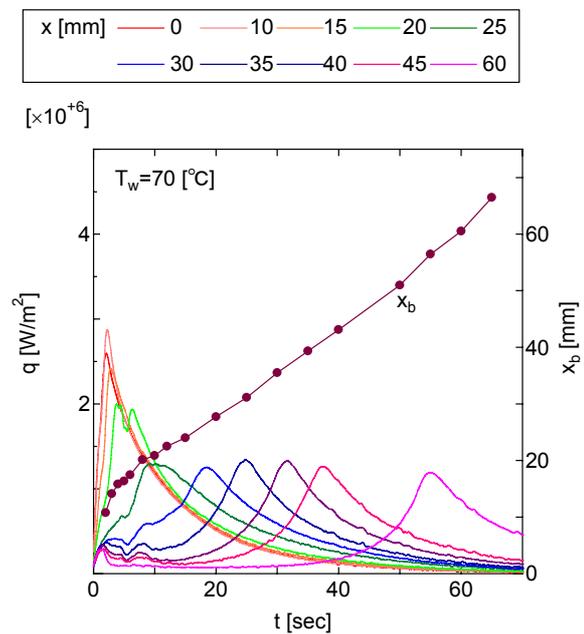


Fig.4.12 Time evolution of surface heat flux and x_b .

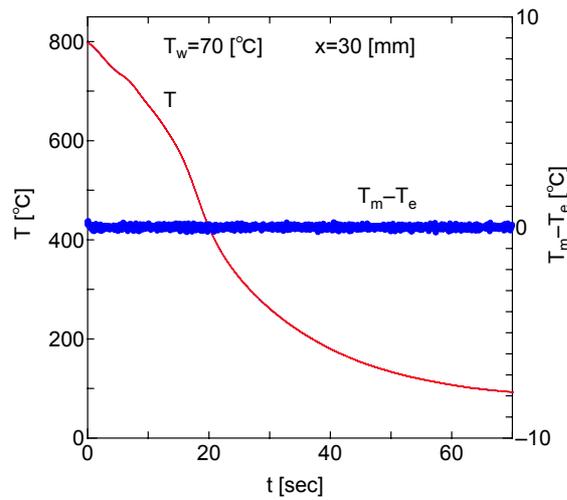


Fig.4.13 Time evolution of temperature.

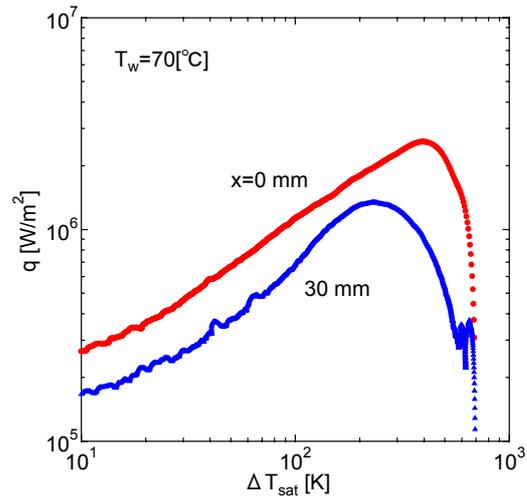


Fig.4.14 Boiling curve.

4.3.3 Black zone

水冷却実験の観察結果から各水温での Black zone の広がりを見 Fig.4.15 に示す。冷却初期は(4.11)式で示される時刻のべき関数による近似で、その後は(4.12)式の直線近似によって表す。その比例定数 a , b , α , β は最小二乗法によって決定した。このべき関数近似と直線近似の交差する位置をそれぞれ破線で示す。水温が低いほど、噴流衝突後に x_b は急激に広がる。なお式の形は物理的な理由に基づいたものではなく、もっとも x_b の傾向を示すものとして選択されたものであり、 a , α , β の比例定数は有次元であることを注意を要する。

$$x_b = at^b \quad (4.11)$$

$$x_b = \alpha t + \beta \quad (4.12)$$

平均的な Black zone の広がり速度は水温 30, 50, 70°C でそれぞれ, 3.4, 1.6, 1.0 mm/sec であった. この沸騰後縁位置の移動と数値解析における膜 - 核沸騰境界位置の移動とを比較する. 本来ならば固液接触開始点 $x_b + \Delta x_b$ を比較すべきであるが, 沸騰後縁位置としても大差は生じないため Black zone を測定した.

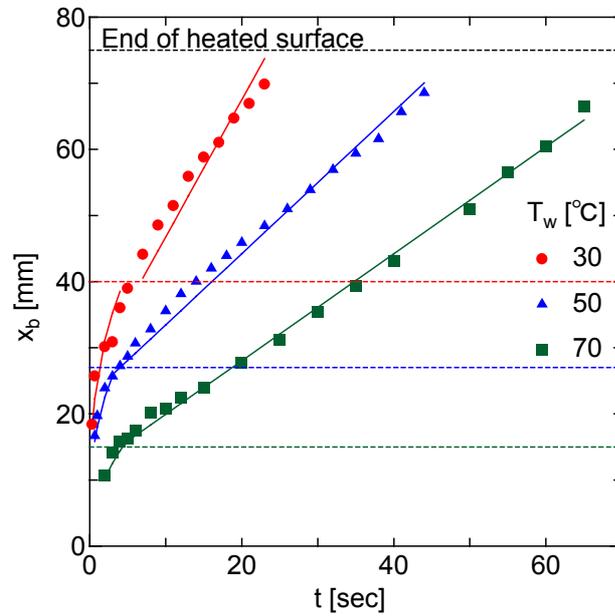


Fig.4.15 Time evolution of x_b .

4.3.4 固液接触率

これまで示したように衝突噴流冷却では核沸騰と膜沸騰の混在状態である遷移沸騰域が高温にまで及ぶ。そこで、ぬれと乾きが交互に現れる核沸騰域において固液接触率 ($\alpha = 0.5$) を考慮し、水冷面における流体と鋼板の速度、温度境界条件は次のように設定した。

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \alpha, T = \alpha T_s \quad (4.13)$$

固液接触を仮定した場合の測定点における温度変化（水温 $T_w = 70^\circ\text{C}$ ）を Fig.4.16 に示す。膜-核沸騰境界位置の判定条件であるぬれ限界温度は 441°C とした。 $x = 30, 45 \text{ mm}$ の位置における計算値の温度は実験値で示すような緩やかな温度降下（先行冷却）が見られず、核沸騰熱伝達による急激な温度降下となっている。

Fig.4.17 は表面熱流束および表面温度を計算値と逆算値で比較したものである。実験値から得られた熱流束は $x = 30, 45 \text{ mm}$ でそれぞれ 19, 37 sec に最大値をとるが、計算値の表面熱流束は冷却開始後 10 sec の間に $5 \times 10^6 \text{ W/m}^2$ 程度の値を示し、その後緩やかに低下する。

また、Fig.4.18 に示す膜沸騰メッシュに接する核沸騰メッシュの位置の変化は 10 sec 足らずで板の端まで達し、核沸騰熱伝達が鋼板領域の大部分を占めている。このことは核沸騰領域が比較的狭い Δx_b 内に生じるといふ実験結果と異なるものである。

Fig.4.19 に示す流体と固体と等温線 (100°C 刻み) では、矢印で示す位置より外側に高温の蒸気膜が存在しているが、時間が経過するとともに蒸気膜は薄くなり液膜が鋼板を覆うようになる。

核沸騰域において固液接触率を仮定したシミュレーションでは、衝突中心近傍に限らずその周囲の流水部分においても急激な温度降下を示しており、この流体-固体間の境界条件は実現象と異なる。

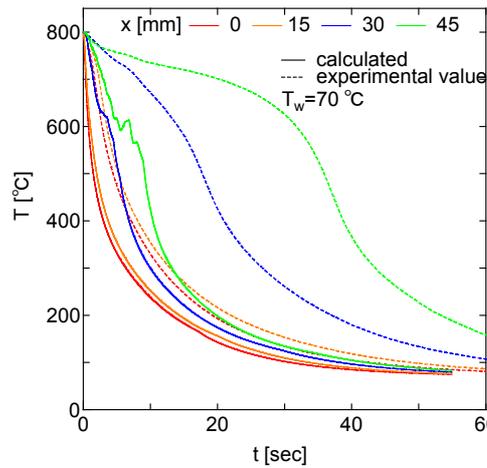


Fig.4.16 Comparison of calculated temperature with experimental value.

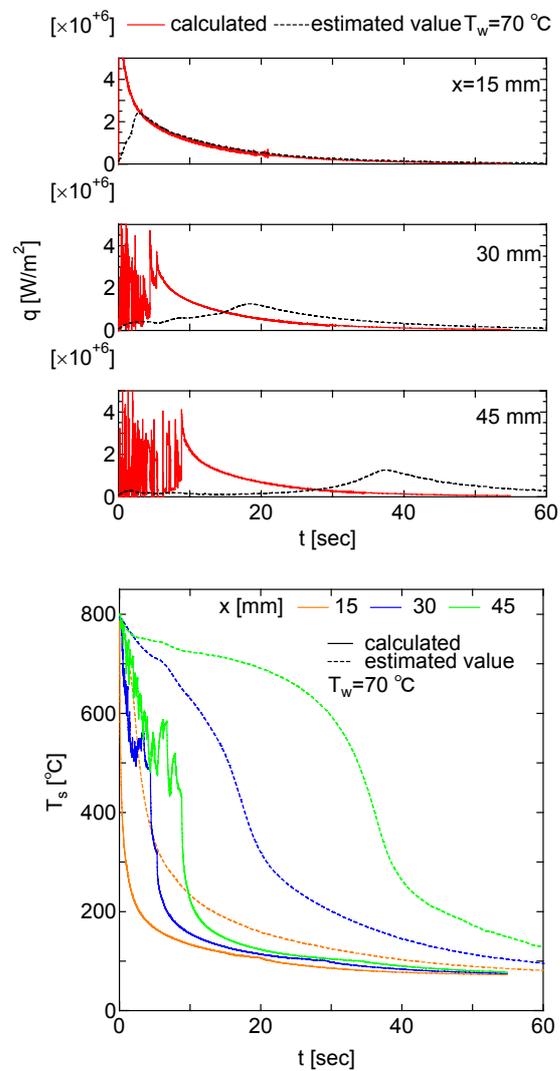


Fig.4.17 Comparison of calculated surface heat flux and surface temperature with estimated value.

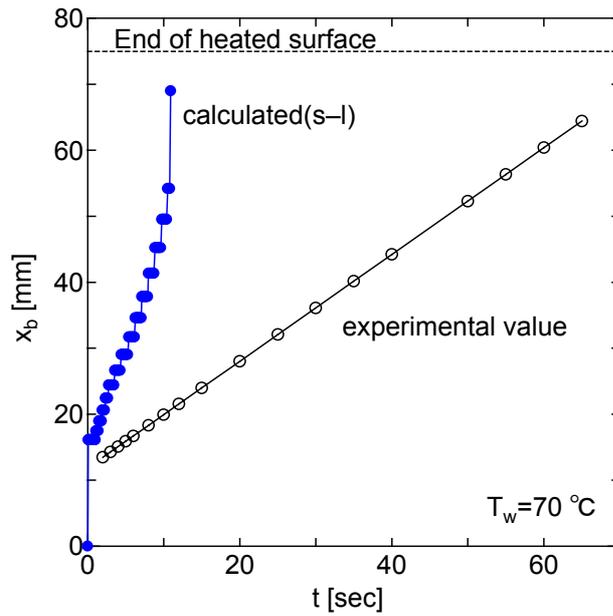


Fig.4.18 Comparison of calculated wetting front and experimental value.

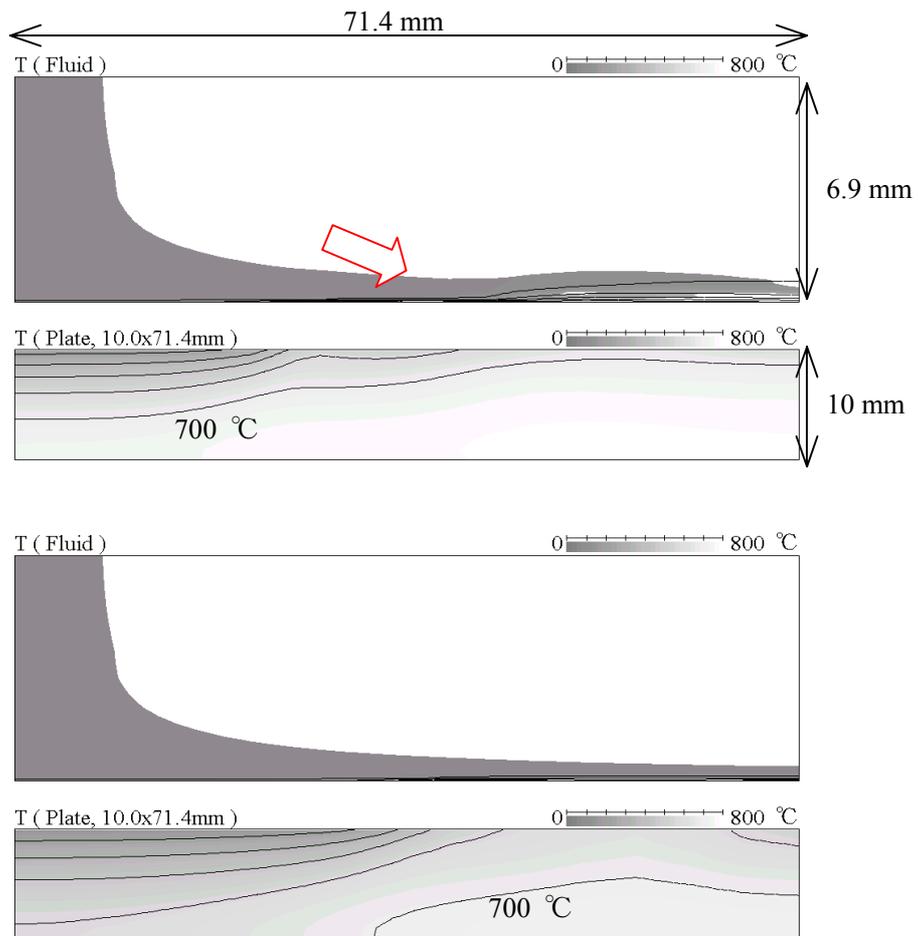


Fig.4.19 Time evolution of distribution of fluid and plate temperature

Upper: $t = 2.7$ sec, Lower: $t = 6.4$ sec.

4.3.5 周期的固液接触

衝突噴流冷却において大部分の冷却は核沸騰域で行われており、この核沸騰域において周期的に固液を接触することにより熱伝達を増加させた。その接触の周期は 4.0×10^{-6} sec とした。なお、定常加熱系の遷移沸騰域における蒸気泡発生周期は数十 msec といわれている。接触時間内の温度浸透厚さは 0.0165 mm であり、鋼板厚さ方向表面メッシュサイズ 0.939 mm に比べて小さい。

Fig.4.20 に測定点における温度を計算値と実験値で比較したものを示すが、 $x = 45$ mm の位置で 10 sec の間は緩やかな温度降下となっているが、計算値は固液接触による急激な温度降下が実験値よりも早い時刻で生じている。衝突中心から離れるにつれて最大熱流束が発生する時刻も次第に遅くなるが、その値は 10^7 程度であり予測値と大きく異なる(Fig.4.21)。

Fig.4.22 に核沸騰の先端位置と Black zone の時間変化を示す。計算値は実験値よりも速い速度で板の端まで到達するが、広がり傾向は再現している。

Fig.4.23 に流体と固体の等温線を示す。冷却初期には液滴が飛散し高温の蒸気膜が存在しているが、次第にその厚さは薄くなり液膜が鋼板に覆う領域で温度が低下している。

しかしながら、周期的な固液接触を考慮すると熱流束のオーダーが予測値よりも 1 オーダー高く流水領域においても高熱流束を示すため、この数値解析手法は妥当でない。

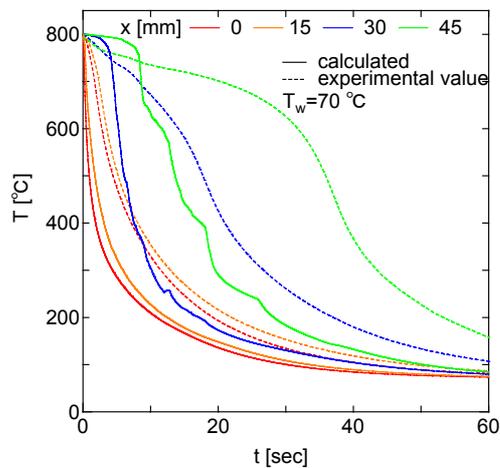


Fig.4.20 Comparison of calculated temperature with experimental value.

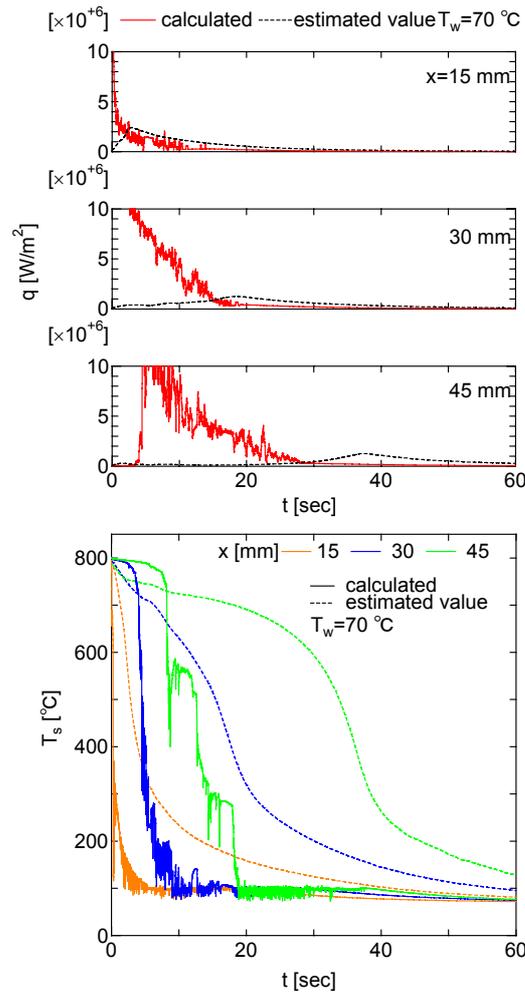


Fig.4.21 Comparison of calculated surface heat flux and surface temperature with estimated value.

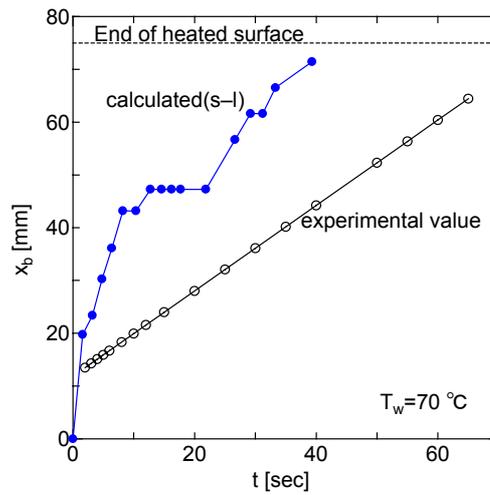


Fig.4.22 Comparison of calculated wetting front and experimental value.

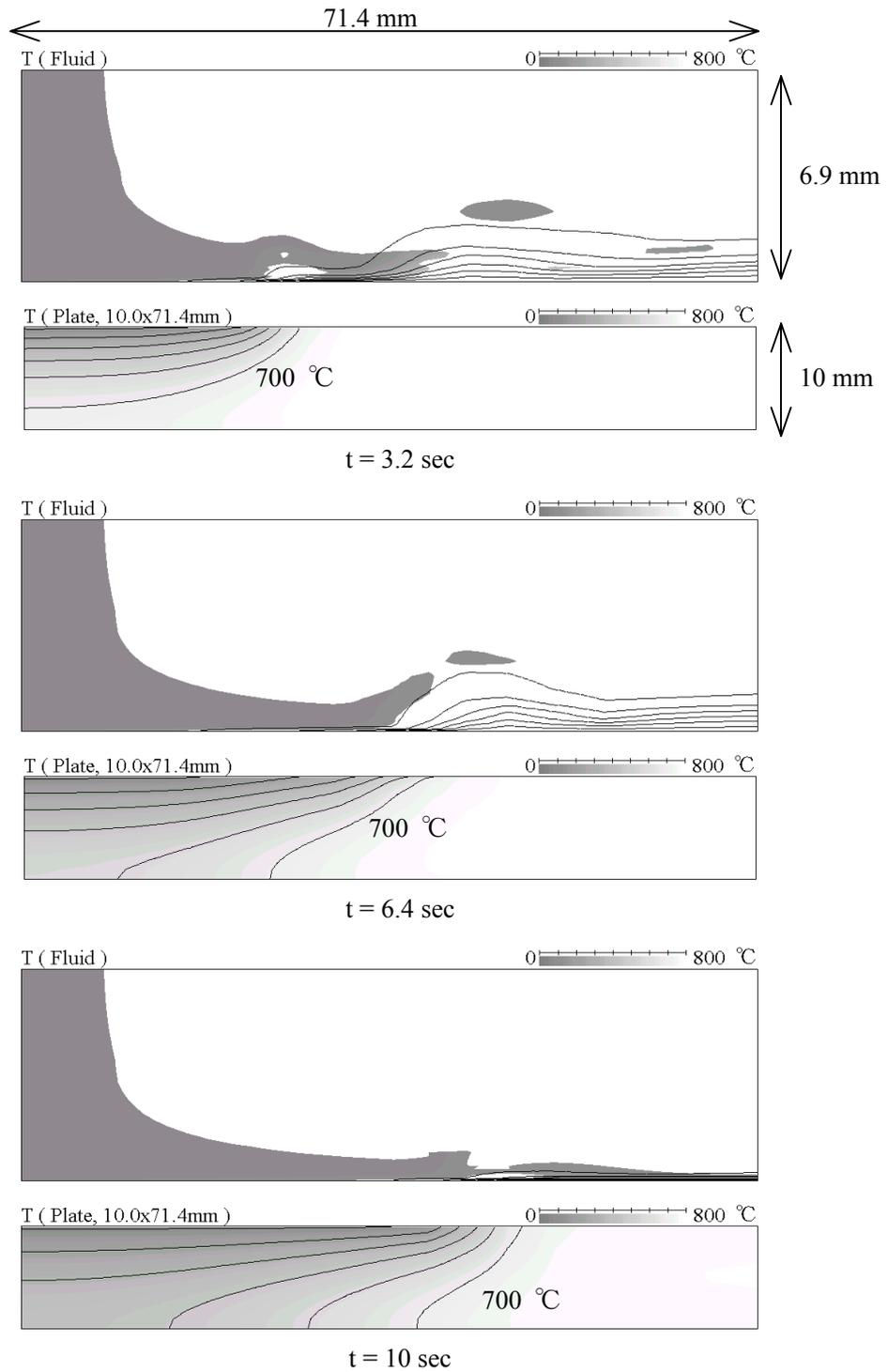


Fig.4.23 Time evolution of distribution of fluid and plate temperature.

4.3.6 ノンスリップ条件

本計算においてこれまで固液接触率の考慮、核沸騰域における周期的な固液接触を考慮してきたが、実現現象の測定点温度、表面熱流束、表面温度の時間変化と定量的に大きく相違する。そこで、鋼板と流体との境界にノンスリップ条件を用いて解析を行う。

Fig.4.24 において $x = 0 \text{ mm}$ の位置の冷却曲線は実験値と定量的に良い一致を示す。 $x = 45 \text{ mm}$ の位置の計算値温度は冷却開始直後から緩やかに降下するが、時間発展とともに実験値との差が大きくなり、急激な温度降下を再現することができていない。また、 $x = 15, 30 \text{ mm}$ の位置の温度履歴は実験値と大幅に異なる。

$x = 30 \text{ mm}$ 以降では温度降下が緩やかであるため熱流束の値も小さい。冷却開始から 40 sec 経過するとようやく急激な温度降下を示し、徐熱量も上昇してくる (Fig.4.25)。

Fig.4.26 に示す Black zone の比較は、固液接触率を考慮した条件では実験値よりも広がりやすく、ノンスリップ条件では実験値よりも広がりが遅い。

境界条件として固液接触率を与えたものとノンスリップ条件としたものおよび逆算結果との沸騰曲線の比較を示す (Fig.4.27)。固液接触率を考えると核沸騰域の傾向を再現しているものの、全領域において熱流束は予測値よりも高い値を示す。境界条件をノンスリップ条件とすると、熱流束のオーダーは予測値と近い値を示すが、遷移沸騰域から核沸騰域への移行が再現できていない。このことから核沸騰域への遷移判定条件をさらに改良する必要がある。

なお、鋼板表面の境界条件は、鋼板表面温度を指定すること、鋼板表面の熱伝達条件を指定すること、鋼板と流体の固液接触割合を考慮すること等が挙げられるが、現状ではノンスリップ条件が最適である。

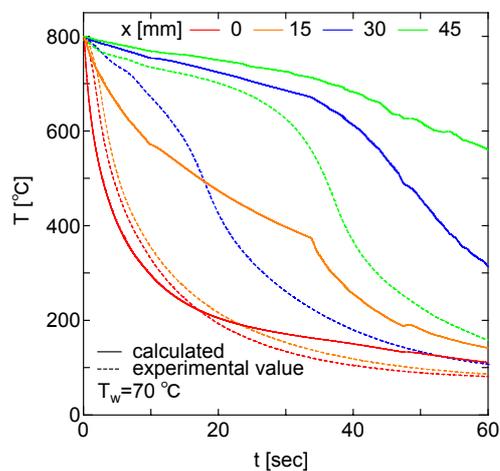


Fig.4.24 Comparison of calculated temperature with experimental value.

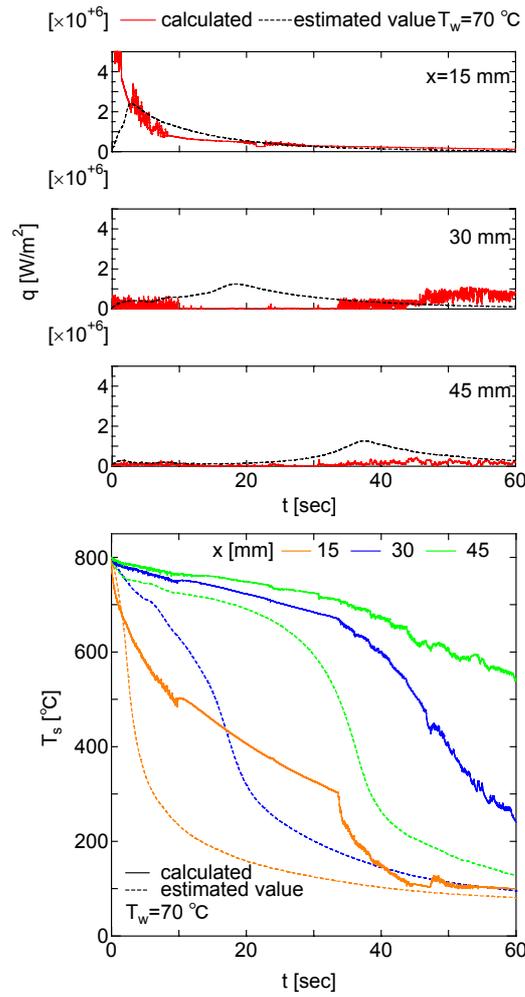


Fig.4.25 Comparison of calculated surface heat flux and surface temperature with estimated value.

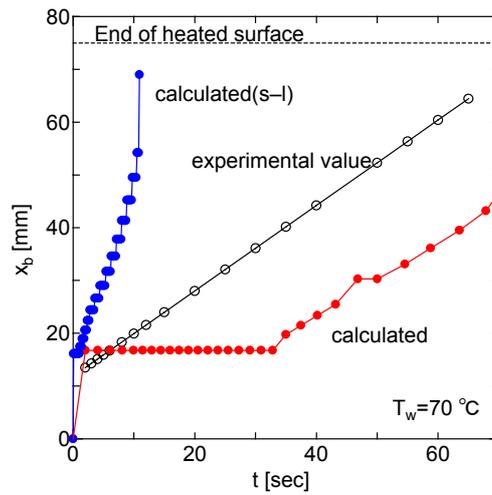


Fig.4.26 Comparison of calculated wetting front and experimental value.

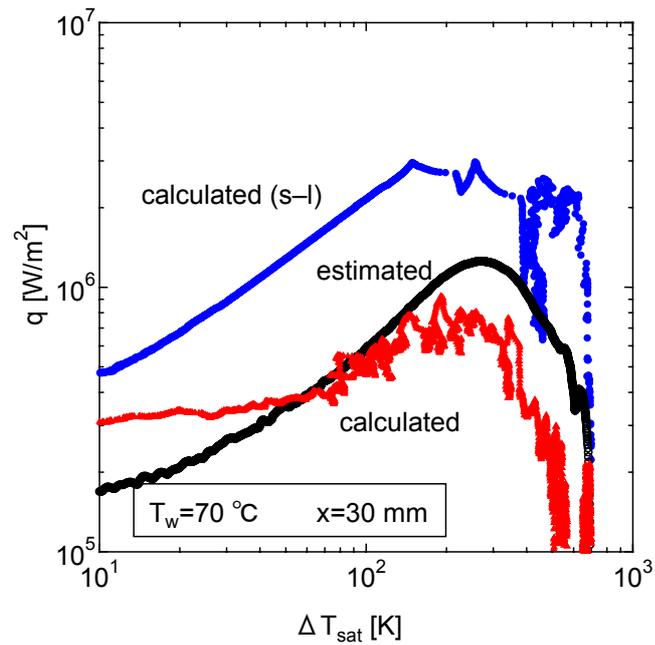


Fig.4.27 Comparison of calculated boiling curve with estimated.

4.3.7 メッシュサイズの影響

流体と鋼板の表面近傍では軸方向に急激な温度勾配があるため、本計算で軸方向厚さの影響を調査した。軸方向最小メッシュサイズを 0.05 mm から 0.15 mm へ変更した。軸方向メッシュ数は双方とも等しくしたため、流体側解析領域の軸方向長さはそれぞれ 6.9 mm と 20.7 mm である。

Fig.4.28 に示す測定点温度の時間変化は、よどみ点から離れるにつれ同時刻における計算値と実験値の差が大きくなっている。流体側軸方向最小メッシュサイズを 3 倍にすると全体的に冷却が進み、特に衝突領域において急激に温度が降下している。Fig.4.29 に示す表面熱流束と表面温度は、 $x = 15$ mm の位置においてメッシュサイズの影響が顕著である。

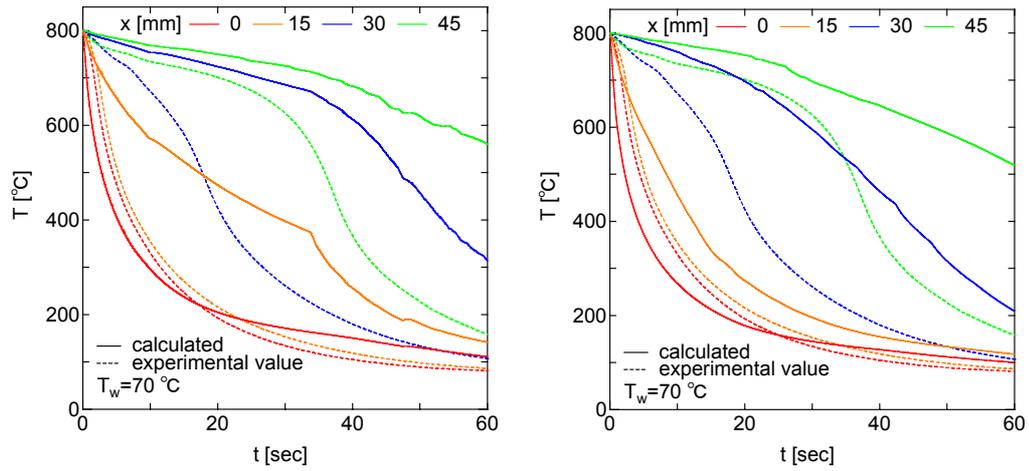


Fig.4.28 Comparison of calculated temperature with experimental value
 Left: $z_{\min} = 0.05$ mm, Right: $z_{\min} = 0.15$ mm.

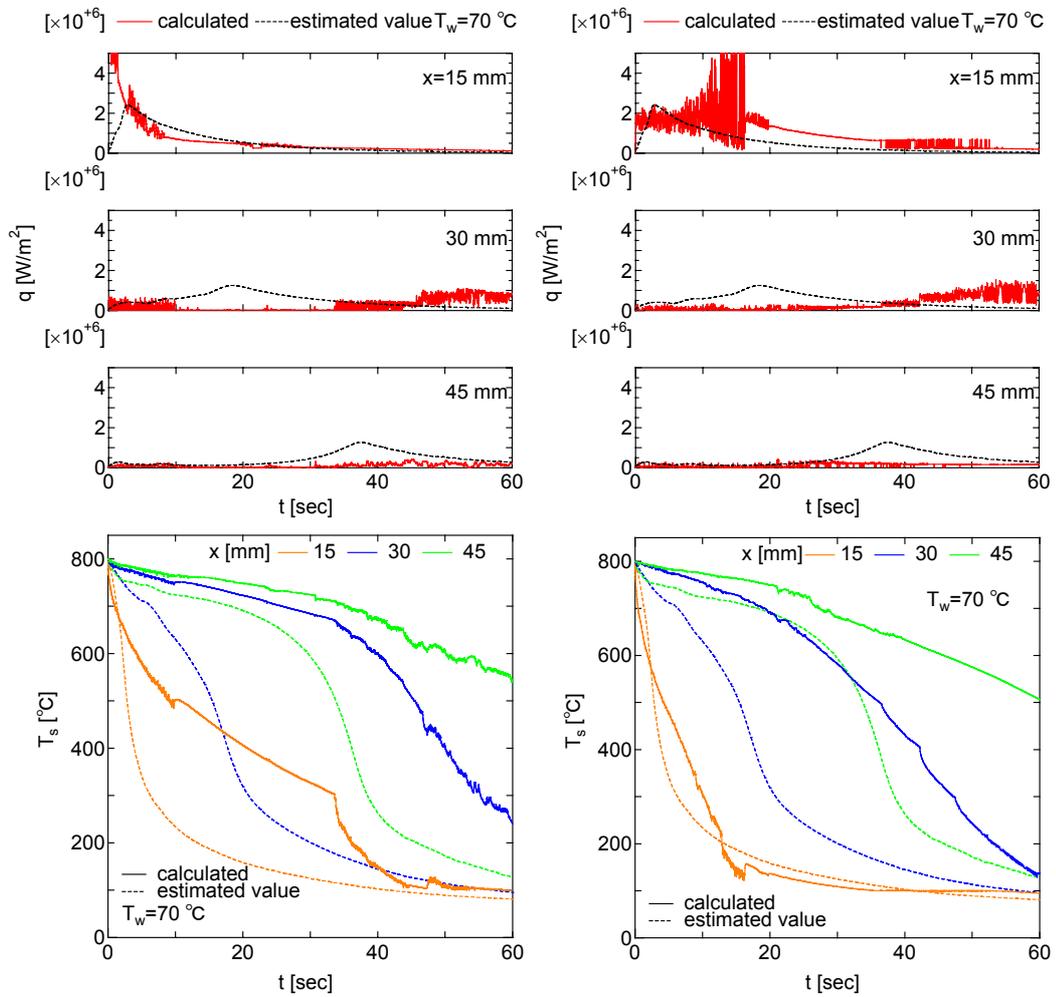


Fig.4.29 Comparison of calculated surface heat flux and surface temperature with estimated value
 Left: $z_{\min} = 0.05$ mm, Right: $z_{\min} = 0.15$ mm.

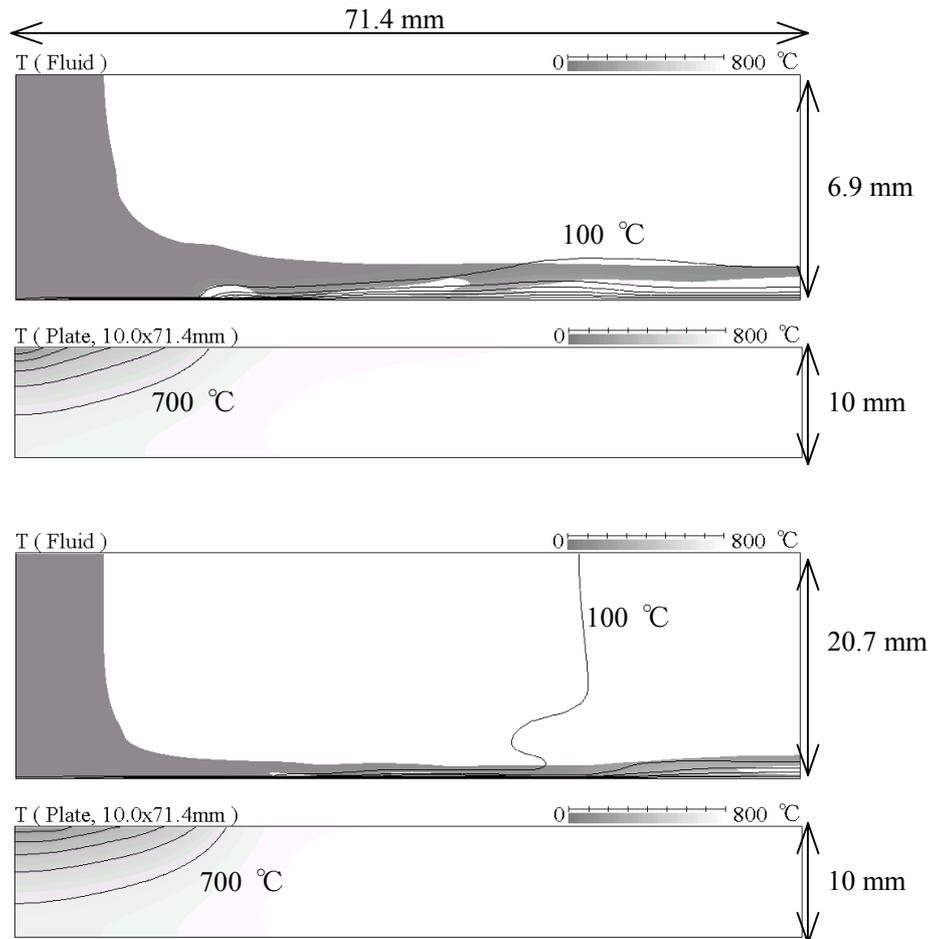


Fig.4.30 Mesh size effect of distribution of fluid and plate temperature ($t = 4.0$ sec)

Upper: $z_{\min} = 0.05$ mm, Lower: $z_{\min} = 0.15$ mm.

流体側軸方向メッシュサイズは温度勾配や蒸気膜厚さに影響を及ぼすことが示唆される．熱流束の定量的な評価のためには，沸騰域の蒸気膜の厚さ（ $100 \mu\text{m}$ 程度と予想される）や固液接触の周期が必要とされる．

なお，半径方向最小メッシュサイズを 0.50 mm から 0.84 mm へ，半径方向メッシュ数を 44 から 33 へ変更したが，流れ場と温度場に対する影響は，軸方向に対するメッシュサイズの変更と比較して小さかった．

4.3.8 水温 50°C

水温を 50°C とし，流体－固体間の境界条件にノンスリップ条件を採用して衝突噴流冷却数値解析を行った．膜沸騰から核沸騰への遷移判定条件であるぬれ限界温度は 601°C とした．

実験では噴流衝突点近傍 ($x = 0 \sim 30$ mm) は冷却開始直後に温度が急激に低下するが，計算では噴流衝突点を除き温度降下が緩やかであり，熱流束の立ち上がりも鈍く絶対値は半分以下となる (Fig.4.31, 32)．Fig.4.33 に示す Black zone の比較であるが，計算値の膜-核沸騰境界位置は冷却初期において広がりが遅くなっている．

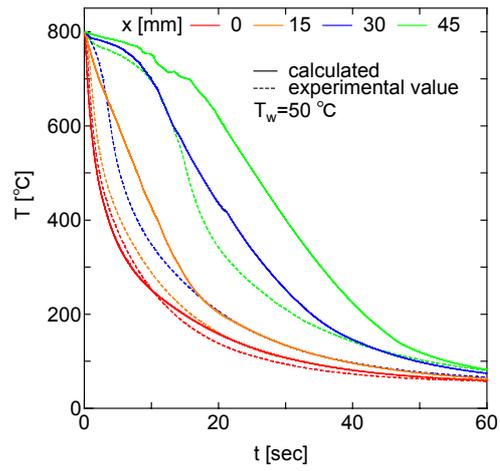


Fig.4.31 Comparison of calculated temperature with experimental value.

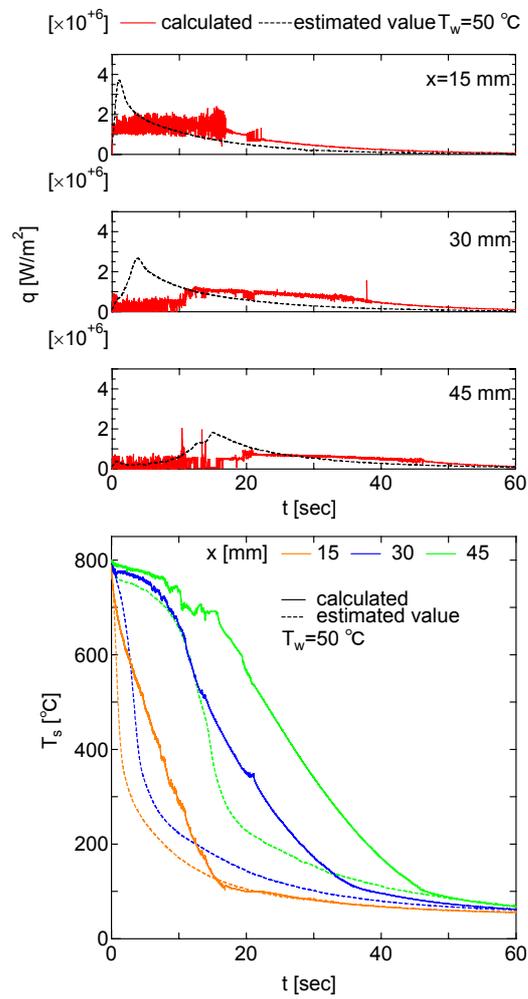


Fig.4.32 Comparison of calculated surface heat flux and surface temperature with estimated value.

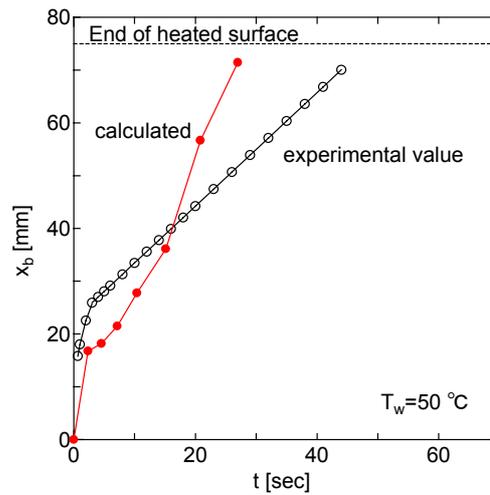


Fig.4.33 Comparison of calculated wetting front and experimental value.

Fig.4.34 に示す沸騰曲線から計算値は最大熱流束が明確でなく、低過熱度の核沸騰域では緩やかな曲線である。急激な温度勾配である限界熱流束域が現れない。計算では蒸気膜がなめらかに存在しているが、噴流冷却では発生した蒸気に対する凝縮能力が高いため安定な蒸気膜は形成されず、形成されてもすぐに崩壊する。この蒸気膜の崩壊を考慮した数値計算のモデル化が求められる。

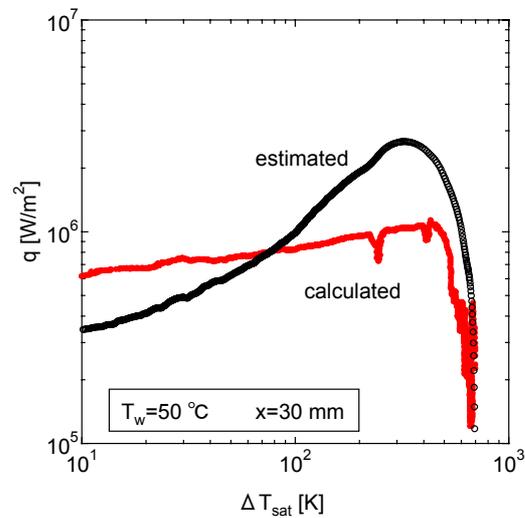


Fig.4.34 Comparison of calculated boiling curve with estimated.

4.3.9 水温 30°C

水温を 30°C とし、ぬれ限界温度を 761°C とし計算を行った。実験では噴流衝突点近傍 ($x = 0 \sim 35$ mm) で急激に温度低下するが、計算値では鋼板全領域において顕著な温度低下を示す(Fig.4.35)。

熱流束はピークが鮮明でなく、単相強制対流域に近い低過熱度の核沸騰域のオーダーである(Fig.4.36)。

ぬれ限界温度が初期温度に近い為、膜-核沸騰境界位置は冷却開始後すぐに板の端まで達する(Fig.4.37)。

沸騰曲線の形状は予測値と異なり、低過熱度ではほぼ熱流束の値はほぼ一定である。これはぬれ限界温度が 761°C という高温であるため、冷却開始直後に板の端まで核沸騰が生じており核沸騰領域が比較的狭い範囲に限られるという実現象と異なっているものと考えられる(Fig.4.38)。

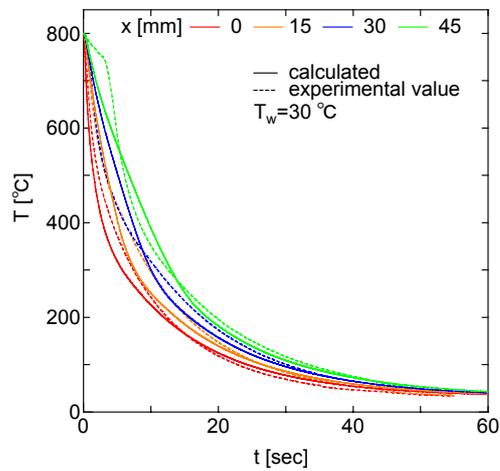


Fig.4.35 Comparison of calculated temperature with experimental value.

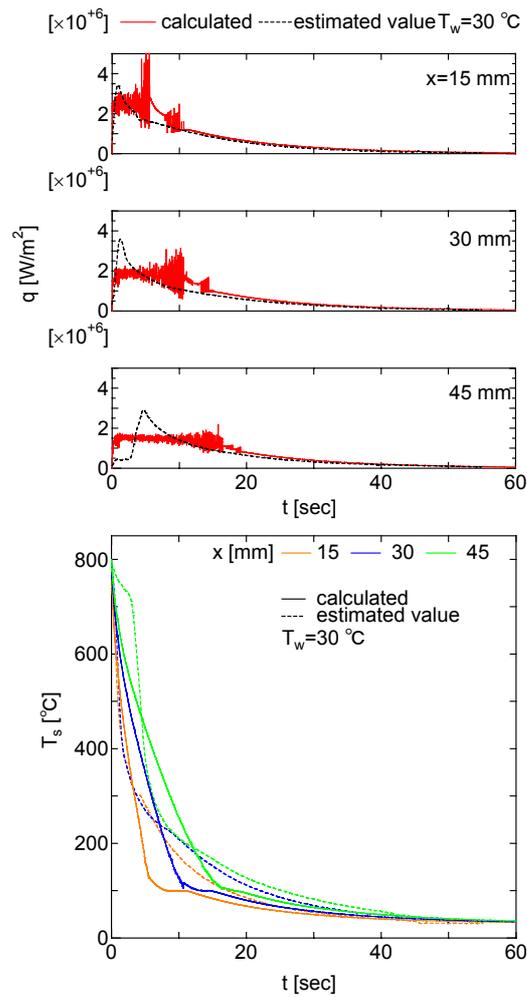


Fig.4.36 Comparison of calculated surface heat flux and surface temperature with estimated value.

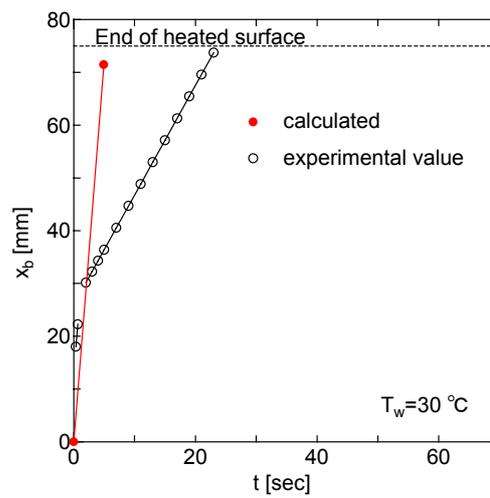


Fig.4.37 Comparison of calculated wetting front and experimental value.

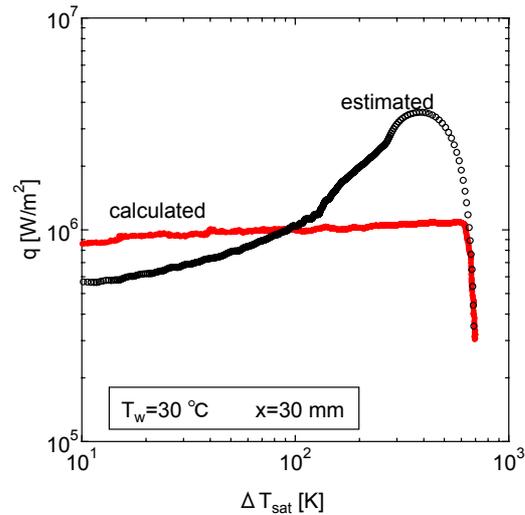


Fig.4.38 Comparison of calculated boiling curve with estimated.

4.3.10 固液接触開始温度

数値解析において膜沸騰から核沸騰へ移行する際のぬれ限界温度は $T_{MHF} = 201 + 8 \Delta T_{sub}$ によって決定を行ったが、実験から見積もった固液接触開始温度を示す。沸騰領域 Δx_b は衝突開始を除いてほぼ変化しないため、固液接触開始位置 $x_b + \Delta x_b$ が各熱電対位置を通過したときの表面温度を求めると Fig.4.39 になる（画像が不鮮明な点は掲載していない）。

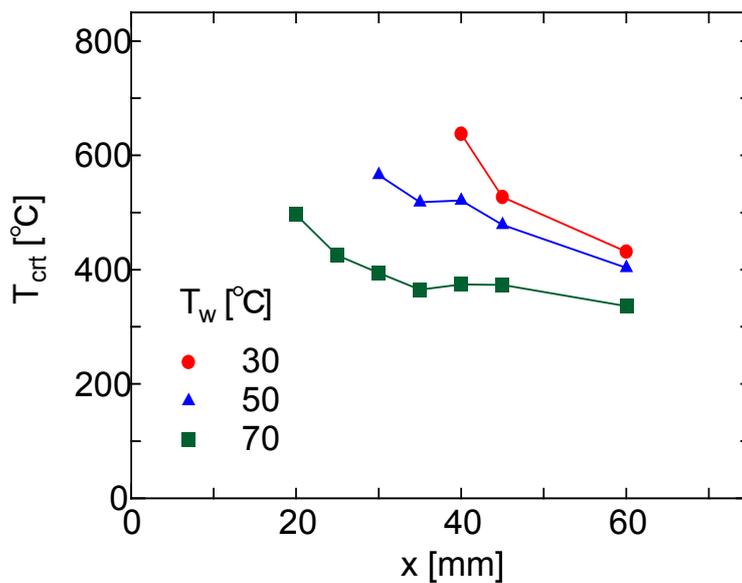


Fig.4.39 Solid-liquid contact temperature.

逆算値より求めた表面温度の精度が問題であるが、このぬれ限界温度 T_{crit} は水温 70°C では $x = 30 \text{ mm}$ 以降で約 380°C である。よどみ点近傍ではサブクールされた液体の強制的な供給により、液体が蒸発して蒸気膜を形成する前に固液接触を開始してしまうこ

とや、蒸気膜が形成されてもその蒸気膜は不安定ですぐに崩壊してしまう可能性が高いことが考えられる。そして、よどみ点からの距離が大きくなるにつれて、その効果が弱くなり、ぬれ限界温度が低くなるものと思われる。

大気圧下で水のライデンフロスト温度は、280°C 以上となる。固液接触開始温度は実験条件によって大きく異なり、その予測モデルが求められる。数値計算手法ではノズル半径の 2 倍の位置は衝突直後から非沸騰域としているが、固液接触開始温度を踏まえて決定する必要がある。

大気圧下で水のライデンフロスト温度は、280°C 以上となる。固液接触開始温度は実験条件によって大きく異なり、その予測モデルが求められる。数値計算手法ではノズル半径の 2 倍の位置は衝突直後から非沸騰域としているが、固液接触開始温度を踏まえて決定する必要がある。

4.4 沸騰域（乱流）

ノズル出口レイノルズ数 Re_D が 4.40×10^4 である乱流域の噴流冷却について述べる。

4.4.1 冷却の様子

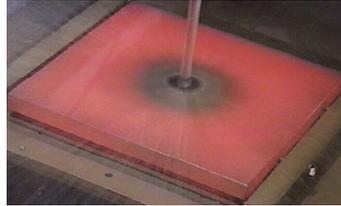


Fig.4.40 Photograph of flow boiling ($T_w = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $t = 0.1 \text{ sec}$).

ノズル出口の見かけ流速は 5.89 m/s であり層流域と比較して流速が高いため、衝突開始数百 msec の間、液膜は鋼板に沿って広がる領域が狭く冷却水は勢いよく飛散する (Fig.4.40)。同じ水温の層流域実験と比較して Black zone の広がりも速い (Fig.4.41)。この理由は、流速が高いと気液界面が不安定となり安定な蒸気膜が形成されにくく、蒸気膜が発生しても崩壊しやすく、固液接触も頻繁に起こるためだと考えられる。また、水温が低いほど、発生した蒸気に対する凝縮能力が高く、安定な蒸気膜が形成されにくいためだと考えられる。

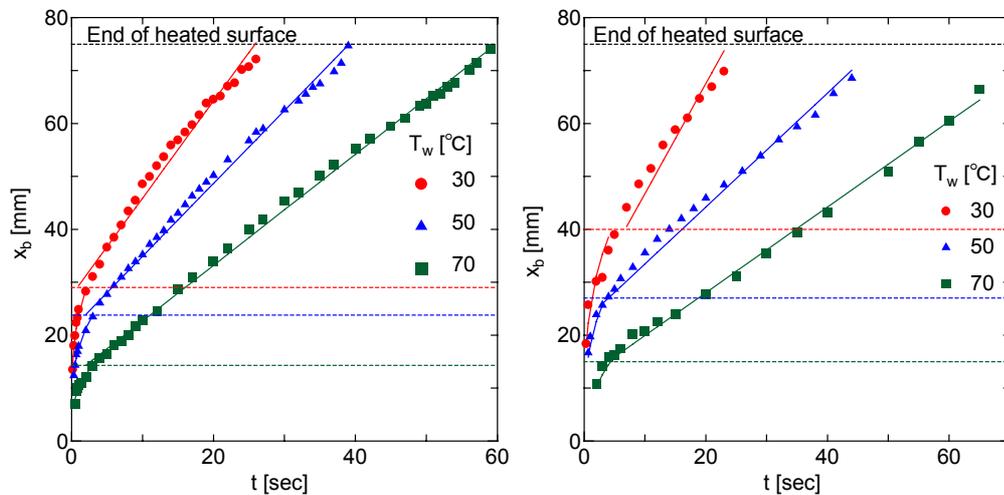


Fig.4.41 Time evolution of black zone

Left: $Re_D = 4.40 \times 10^4$, Right: $Re_D = 1.57 \times 10^4$.

Fig.4.42 に x_b の広がりを冷却初期と冷却後期とでそれぞれべき乗近似、直線近似した式の比例定数の水温による変化を示す. a , b , α , β ともに水温との線形関係が見受けられる. なお, Hatta[9] らは b が 0.5 の値を示すことを報告している.

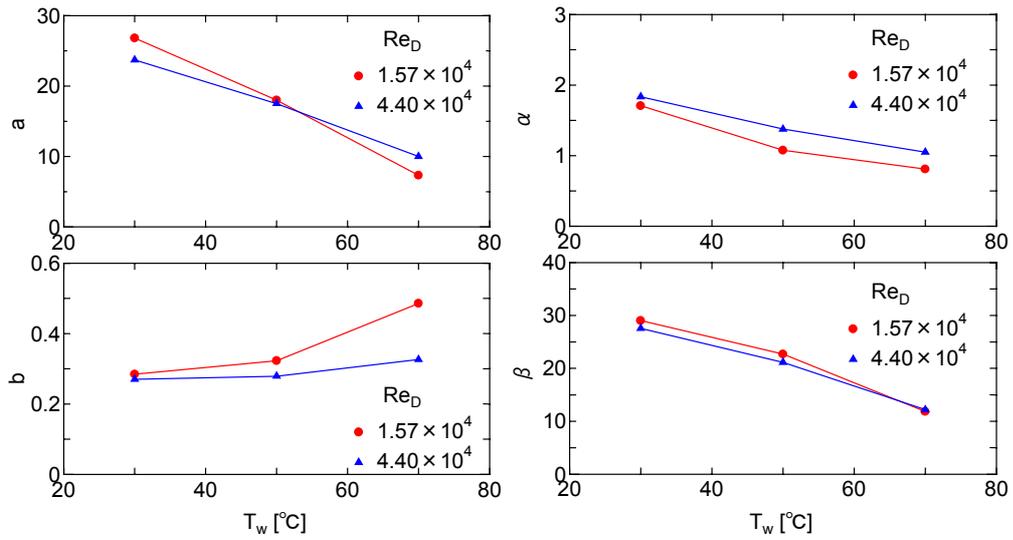


Fig.4.42 Relationship between constant a and temperature of jet,
 Relationship between exponent b and temperature of jet,
 Relationship between constant α and temperature of jet,
 Relationship between constant β and temperature of jet.

4.4.2 水温 30°C

計算値と実験値の測定温度、表面熱流束と表面温度、Black zone の比較を示す (Fig.4.43~45). ぬれ限界温度が高温であるため、流水領域 ($x = 45$ mm) の計算値は先行冷却域が現れず急激に温度降下するが、 $x = 30, 45$ mm の熱流束はピーク値が推定値よりも若干遅い。流水領域の熱流束時間 $x = 15$ mm の位置における沸騰曲線は低過熱度においても高熱流束を示す。温度変化の微分値である熱流束の評価を行うには、空間的な温度分布と時間的な温度分布の再現が必要である。

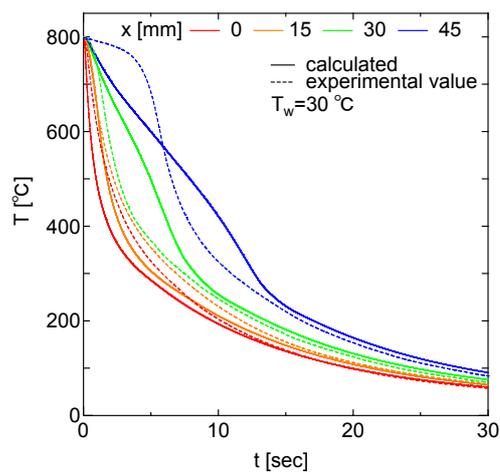


Fig.4.43 Comparison of calculated temperature with experimental value.

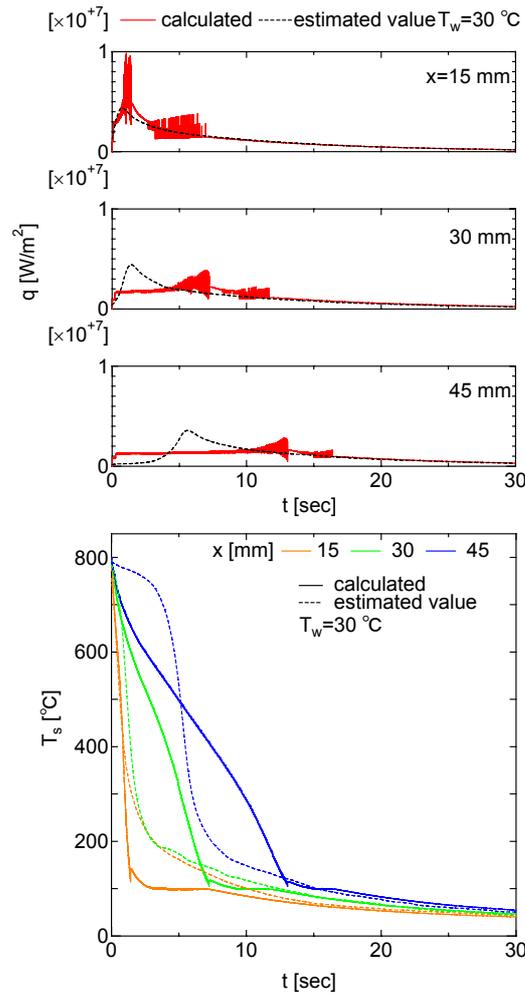


Fig.4.44 Comparison of calculated surface heat flux and surface temperature with estimated value.

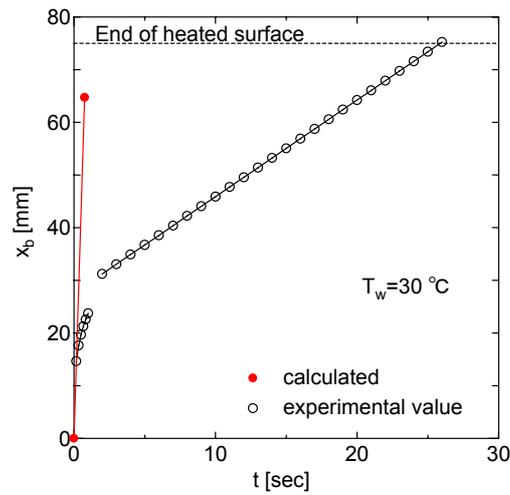


Fig.4.45 Comparison of calculated wetting front and experimental value.

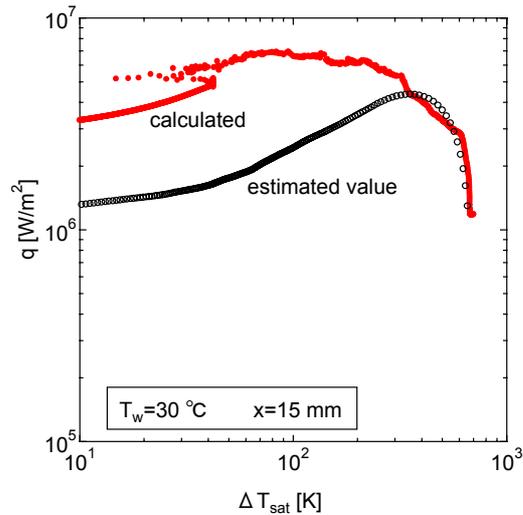


Fig.4.46 Comparison of calculated boiling curve with estimated.

4.4.3 水温 50°C

計算値と実験値の測定点温度，表面熱流束と表面温度，Black zone の比較を示す (Fig.4.47~49)．冷却初期の $x = 30 \text{ mm}$ の位置の温度変化と熱流束変化は良い一致を示すが，急激な温度降下は差が生じている．急冷点の広がりには冷却開始 8 sec 後から傾向が異なっている． $x = 15, 30, 45 \text{ mm}$ における沸騰曲線は遷移沸騰域において計算値と逆算値は比較的良好に一致しているが，核沸騰域において計算値は以前高熱流束のままである (Fig.4.50)．以上のことから遷移沸騰から核沸騰への遷移条件が問題である．

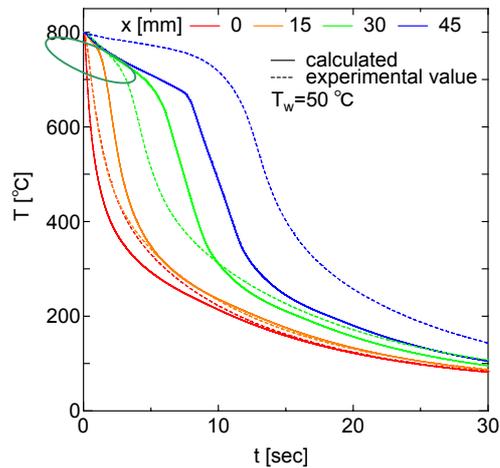


Fig.4.47 Comparison of calculated temperature with experimental value.

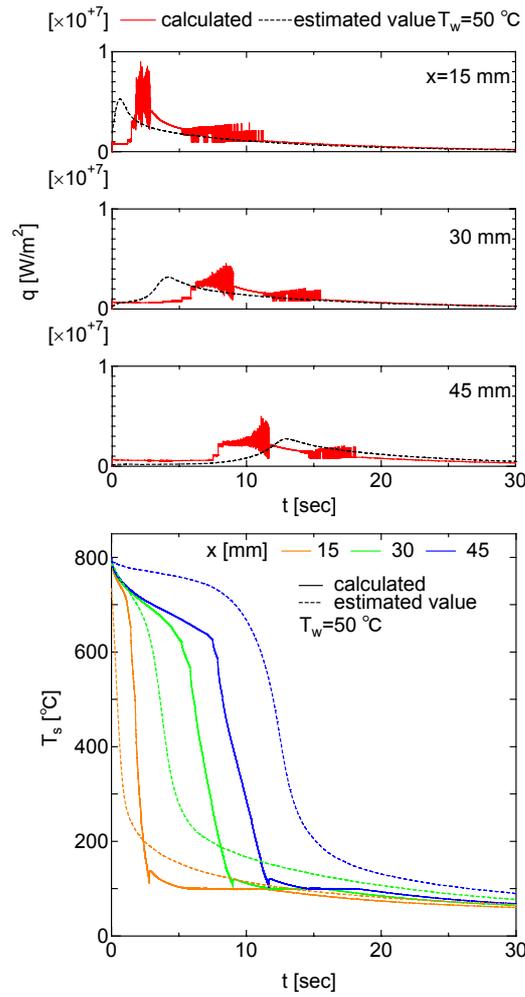


Fig.4.48 Comparison of calculated surface heat flux and surface temperature with estimated value.

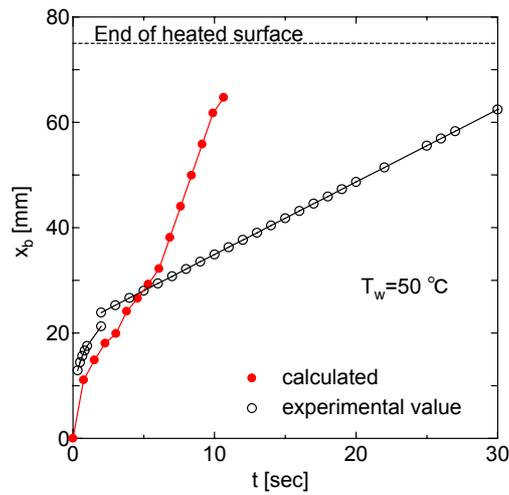


Fig.4.49 Comparison of calculated wetting front and experimental value.

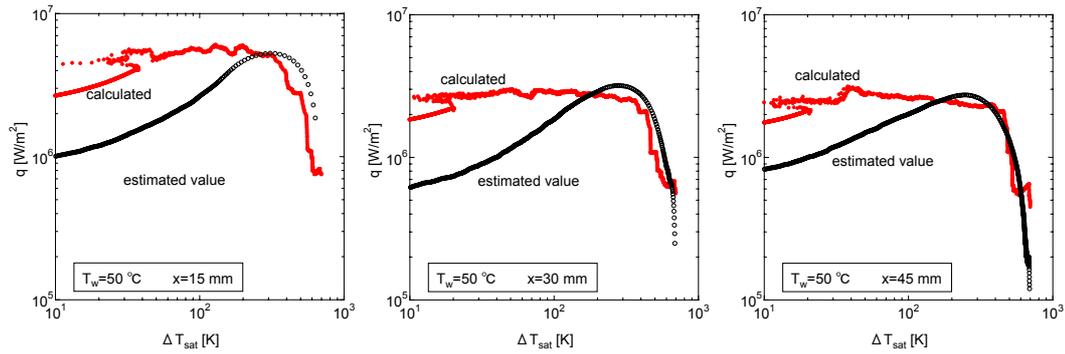


Fig.4.50 Comparison of calculated boiling curve with estimated.

4.4.4 水温 70°C

Fig.4.51 に冷却曲線, Fig.4.52 に表面熱流束, 表面温度の比較を示す. Fig.4.53 に Black zone の比較を示す. Fig.4.54 の沸騰曲線から計算値は膜沸騰が生じていることを示しているが, 遷移沸騰から核沸騰への遷移が問題となり, 低過熱度においても高熱流束のままである. 数値計算では, 気液界面の温度でなくセルの水温を判定条件として, その水温が飽和温度以上で, 蒸気膜から水流に伝わる熱流束が正の場合に蒸気を発生させている. 飽和温度以下の場合には液体の内部発熱として蓄えられている. 熱流束の定量的な議論を行うためには, 軸方向の蒸気膜厚さを考慮した水温分布を再現する必要がある. また, 高温の安定した蒸気膜が存在していることによる影響が大きい. 高温固体上にマクロ液膜の存在を仮定するなど, モデルの本質的な改良が必要である.

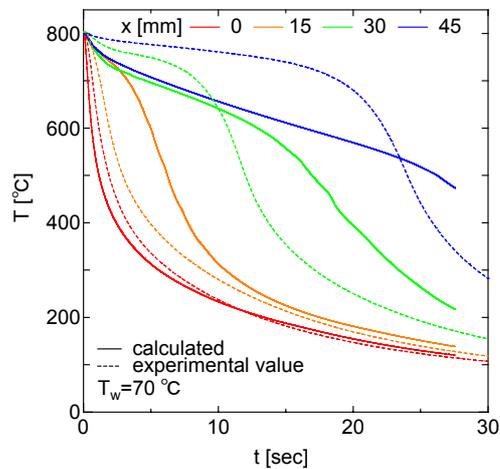


Fig.4.51 Comparison of calculated temperature with experimental value.

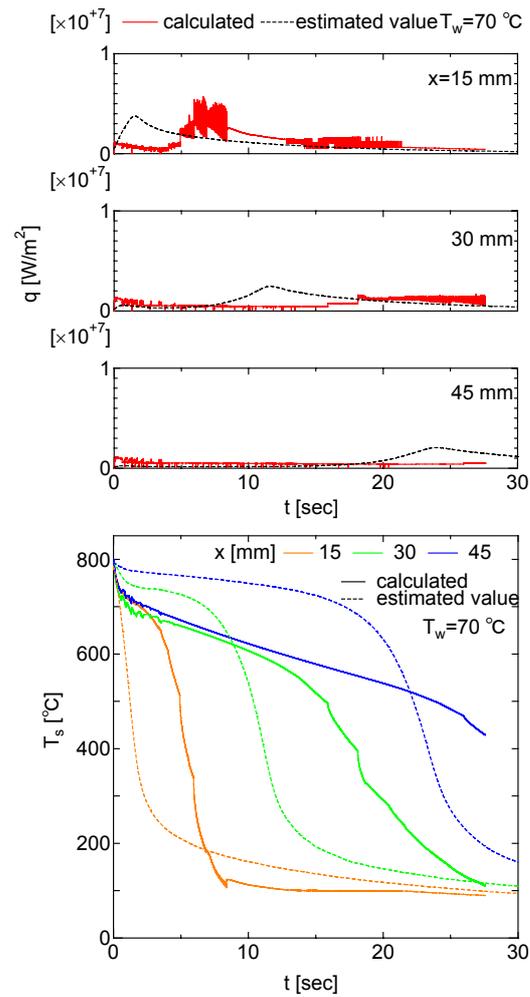


Fig.4.52 Comparison of calculated surface heat flux and surface temperature with estimated value.

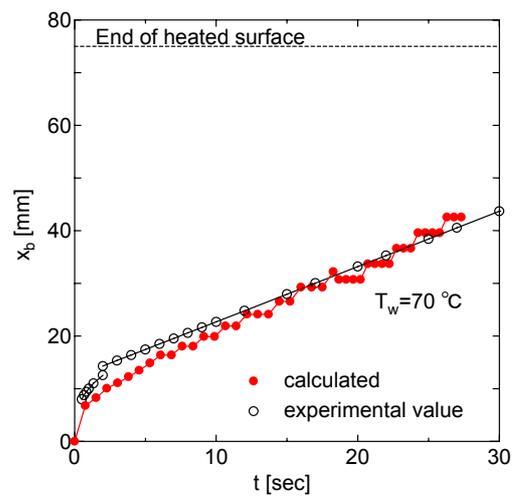


Fig.4.53 Comparison of calculated wetting front and experimental value.

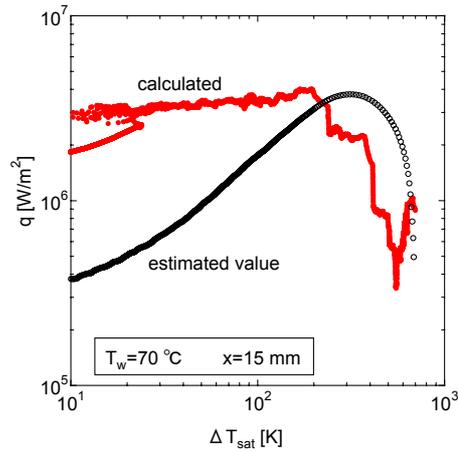


Fig.4.54 Comparison of calculated boiling curve with estimated.

4.4.5 水温、ノズルレイノルズ数の影響

Fig.4.55, 56 にそれぞれ水温とノズルレイノルズ数が沸騰曲線に及ぼす影響を示す. 水温が低いほど発生した蒸気に対する凝縮能力が高く、流速が高いと気液界面が不安定になりやすいため、沸騰曲線は高熱流束側へ移動する.

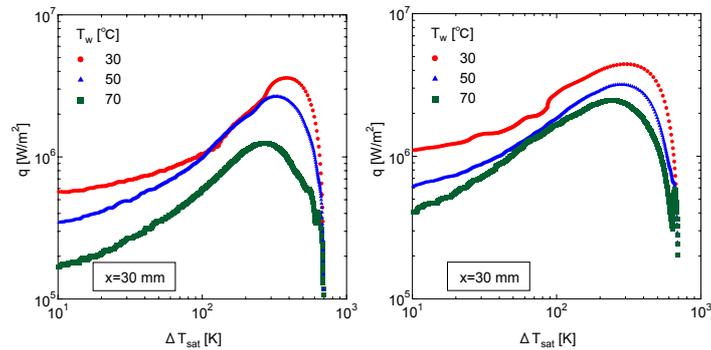


Fig.4.55 Temperature of jet effect of boiling curve

Left: $Re_D = 1.57 \times 10^4$, Right: $Re_D = 4.40 \times 10^4$.

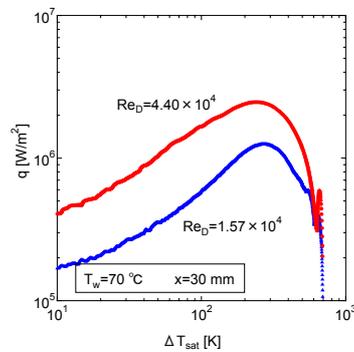


Fig.4.56 Re_D effect of boiling curve.

第 5 章

結論

5.1 結論

衝突噴流冷却シミュレーションとその検証実験を行い以下の結論を得た。

数値解析の検証結果

- 非沸騰域において鋼板表面近傍の温度分布予測の可能性を示した。
- 流体と固体間の境界条件にノンスリップ条件を用いることによって、衝突点近傍および乾燥領域の温度分布を傾向的に再現できるが、沸騰領域の温度分布は再現が困難である。

実験から現象の観察および解析結果

- 水温が 70℃以下では発生した蒸気に対する凝縮能力が高く膜沸騰が生じにくい。
- 水温が低く、流速が速いほど、安定な蒸気膜が形成されにくくなり沸騰曲線は高熱流束側へ移動する。

5.2 今後の展望

- より正確な蒸気膜厚さや固液接触の周期を見積もり，それを計算モデルに考慮する．
- 蒸気発生条件および蒸気凝縮条件を見直す．
- 固液接触の判定条件にぬれ限界温度と熱伝達率分布を与える熱伝達率支配型，臨界蒸気膜厚さ以下の熱流束に至ると固液接触が発生すると考える熱流束支配型，あるいは沸騰曲線から固液接触を予測するなどの改良を加える．
- 飛散液滴と鋼板の間にマクロ液膜の存在を仮定するなど，衝突噴流冷却のモデル化に改良を加える．

主要記号

F	: F 関数 (液体体積占有率)	[-]
g	: 重力加速度	[m/s ²]
r	: 水平方向座標	[m]
t	: 時間	[s]
u	: 水平方向速度	[m/s]
v	: 垂直方向速度	[m/s]
z	: 垂直方向座標	[m]
p	: 圧力	[Pa]
T	: 温度	[°C]
f	: 体積力	[N/m ²]
μ	: 粘性係数	[Pa·s]
ρ	: 密度	[kg/m ³]
c	: 比熱	[J/(kg·K)]
σ	: 表面張力	[N/m]
τ	: 応力テンソル	[N/m ²]
σ_B	: ステファン・ボルツマン定数	[W/(m ² ·K ⁴)]
ε_c	: 水冷面の放射率	[-]
Re_D	: ノズルレイノルズ数	[-]
x_b	: ブラックゾーン	[mm]

添字

v	: 蒸気
l	: 水 (液体)
s	: 鋼板
r	: 水平成分
z	: 垂直成分

謝辞

本研究の遂行にあたり適切なご指導をいただいた東京大学大学院工学系研究科，庄司正弘教授に厚く謝意を申し上げます。また，研究会で貴重なご助言をいただいた同大学大学院工学系研究科，丸山茂夫助教授に感謝の意を表します。

同大学大学院工学系研究科，渡辺誠技官には実験装置の製作にあたりご指導をいただいたとき，研究を潤滑に進めるために様々な面からご協力いただきました。心よりお礼申し上げます。同大学大学院工学系研究科，井上満助手には研究会等で貴重なご助言をいただき，心よりお礼申し上げます。

住友金属工業株式会社総合技術研究所，原口洋一氏には本研究のプログラムおよび解析プログラムをご提供いただき，またお忙しい中，研究室にお越しくださり適切なご助言をいただきました。ここに深く感謝いたします。本実験の実施にあたり多大なご協力をいただいた住友工業株式会社総合技術研究所，植村久富氏，向後久義氏に心よりお礼申し上げます。

庄司・丸山研究室の皆様にもたいへんお世話になりました。

博士課程 3 年，伊藤浩二氏には幾度となく励ましの言葉をいただきました。ここに感謝いたします。

修士課程 2 年，宮崎大輔君，千足昇平君，手島一憲君には研究だけでなくいろいろなことに親身になって相談にのってくれ，本当にありがとうございました。

本実験を行うにあたり学部 4 年岩本厚君にはたいへんお世話になりました。彼の辛抱強い協力がなければ，本実験の実施は困難でした。ありがとうございました。

計算機環境に対して，山口康隆氏，木村達人氏，渋谷靖氏には多くのご助力をいただき本当にありがとうございました。

また，本研究の計算は丸山研究室の HPC-P4 を使用した。記してここに謝意を表す。

最後に，ここでは挙げられなくともあらゆる面において支えになっていただいた方々に感謝の意を表します。

参考文献

- [1] D. H. Wolf, F. P. Incropera, and R. Viskanta, "Jet Impingement Boiling", *Advances in Heat Transfer*, Vol.23, pp.1-132, 1993.
- [2] M.Monde, "Critical Heat Flux in Saturated Forced Convection Boiling on a Heated Disk With an Impinging Jet", *J. Heat Transf.*, Vol. 109, pp.991-996, 1987.
- [3] 門出政則, 北島健一郎, 井上利明, 光武雄一, "衝突噴流沸騰系の限界熱流束 (サブクールの影響)", *日本機械学会論文集(B編)*, 第 60 号, 第 571 号, pp.932-939, 1994.
- [4] 熊谷 哲, 佐野佳洋, 鎌田長幸, 鈴木伸寿, 久保 良, "高温物体の衝突噴流による過渡沸騰冷却," *日本機械学会論文集(B編)*, 第 60 卷, 第 570 号, pp.609-613, 1994.
- [5] 熊谷 哲, 川添正孝, 鈴木伸寿, 久保 良, "高温物体のサブクール衝突噴流による過渡沸騰冷却," *日本機械学会論文集(B編)*, 第 61 号, 第 590 号, pp.3749-3754, 1995.
- [6] 鈴木孟文, "鋼板の水冷過程における温度分散に関する実験的研究", pp1-400, 1999.
- [7] 山内敦男, "垂直高温壁上の水膜境界移動速度", *日本機械学会論文集*, 第 34 卷, 第 266 号, pp.1756-1767, 1968.
- [8] 大竹浩靖, 小泉安郎, 高橋 輝, "流下液膜による垂直高温厚肉面のリウエッティングに関する研究", *日本機械学会論文集 (B編)*, 第 64 卷, 第 624 号, pp.2547-2555, 1998.
- [9] Natsuo HATTA, Jun-ichi KOKADO and Koichi HANASAKI, "Numerical Analysis of Cooling Characteristics for Water bar", *Transactions ISIJ*, Vol. 23, pp.555-564, 1983.
- [10] 光武雄一, 門出政則, "衝突噴流冷却中の高温面の非定常冷却伝熱", *日本機械学会論文集 (B編)*, 第 67 卷, 第 660 号, pp.2081-2088, 2001.
- [11] 柳田達雄, "沸騰のパターン", *数理科学*, 350, pp.29-35, 1992.
- [12] J.E.Welch, et al., Los Alamos Sci. Lab., Rep.No.LA-3425, 1966.
- [13] B. D. Nichols, et. al., Los Alamos Sci. Lab., Rep. No.LA-8355, 1980.
- [14] 白川英観, 高田保之, 黒木虎人, 伊藤猛宏, 里中 忍, "VOF 法による相変化を伴う熱流動の数値解法", *日本機械学会論文集 (B編)*, 第 66 卷, 第 649 号, pp.2405-2412, 2000.
- [15] Hitoshi Fujimoto, Hirohiko Takuda, Natsuo Hatta and Raymond Viskanta, "Numerical Simulation of Transient Cooling of a Hot Solid by an Impinging Free Surface Jet", *Numerical Heat Transfer, Part A*, 36, pp.767-780, 1999.
- [16] 石谷清幹, 中西重康, 水野 稔, 今村豊夫, "衝突円形水噴流による熱伝達", *日本機械学会論文集*, 第 42 卷, 第 357 号, pp.1502-1520, 1976.
- [17] 社団法人鉄鋼協会編, "鋼材の強制冷却", p26, 1978.
- [18] E. J. Watson, "The Radial Spread of a Liquid Jet over a Horizontal Plane", *J. Fluid Mech.* Vol.20, part3, pp.481-499, 1964.
- [19] J. V. Beck, "Nonlinear Estimation Applied to the Nonlinear Inverse Heat Conduction Problem", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.13, pp.703-716, 1970.

以上

通し番号 1-71 完

修士論文

平成 15 年 2 月 14 日 提出

16203 山神 成正