

## 沸騰冷却における熱流束\*

白岩俊男\*\*・小林純夫\*\*\*

## Heat Flux of in Plates during Cooling by Boiling Water

Toshio SHIRAIWA and Sumio KOBAYASHI

## Synopsis:

Boiling curves for water cooling of high temperature materials were obtained. Surface temperature and heat flux were calculated from measured temperatures in the test material (copper) by means of extrapolation based on the finited difference equation of heat conduction. Boiling curves were obtained in following cases:

1. low pressure water jet cooling,
2. high pressure water jet cooling,
3. water spray cooling.

Effects of water flow rate, water temperature and water pressure were studied. Cooling processes for ultrasonic inspection and water quench of steels plates were calculated from the boiling curves and compared with the measured results. Errors due to the measuring method of boiling curve were studied.

(Received July 2, 1970)

## 1. 緒 言

水による高温鋼材の冷却は、鋼の製造工程や使用面において広く使われている。この場合物体の温度が $100^{\circ}\text{C}$ 以上であるといわゆる沸騰冷却となる。水の沸騰冷却における冷却能については静止水における冷却すなわちプール沸騰と呼ばれるものについては比較的研究が進んでいるが、流水における冷却能の研究は必ずしも十分ではない。著者らは高温鋼板の超音波探傷法の開発を行なつたが、比較的短時間で表面を冷却する必要があり、その場合超音波を鋼中に使える媒体としての層状流水柱やまたはその前段におかれる予備冷却水が対象になるが、これらの冷却能を知るために実験を行なつた。これらは、層流水柱、噴霧などの沸騰冷却能を $100\sim 700^{\circ}\text{C}$ の範囲内で求めたもので、水温の影響も測定した。これらの結果は超音波探傷だけでなく焼き入れその他の冷却にも利用しうるものである。

## 2. 熱流束の測定

一般に静止水による沸騰冷却の場合、被冷却材の温度により核沸騰、遷移沸騰、膜沸騰が存在することが知られている<sup>2)</sup>。Fig. 1は、白金線を使用して著者らが測定したプール沸騰の熱流束である。測定は白金線に電流を

流し、その抵抗値より温度を、消費電力により熱流束を求める定常状態法を使用している。この方法では、Fig. 1の膜沸騰領域に見られるような、被冷却物の温度上昇とともに冷却能が増加する場合は定常状態ができるため測定可能であるが、遷移沸騰のように被冷却物の温度上昇とともに冷却能が減少する場合には定常状態を実現できず測定不可能である。流水による熱流束の測定においても同様な定常状態法を試みたが定常状態を作ることとは不可能であつた。これは後に述べる測定結果からわかるように膜沸騰に相当する領域が $700^{\circ}\text{C}$ までは存在しないためである。以上の理由で非定常状態より熱流束を求めた。

## 2.1 熱流束測定法の原理

非定常状態より沸騰曲線を求める方法には、被冷却物の表面温度を測定することによつて熱流束を算定する吉田の方法<sup>3)</sup>があるが、

- (1) 表面温度を測定することがむずかしい。
- (2) 結果が試料の初期温度分布の影響を受ける。

という難点があるためここでは別の手段を用いた。

\* 昭和43年9月本会講演大会にて発表  
昭和45年7月2日受付

\*\* 住友金属工業(株)中央技術研究所 理博

\*\*\* 住友金属工業(株)中央技術研究所

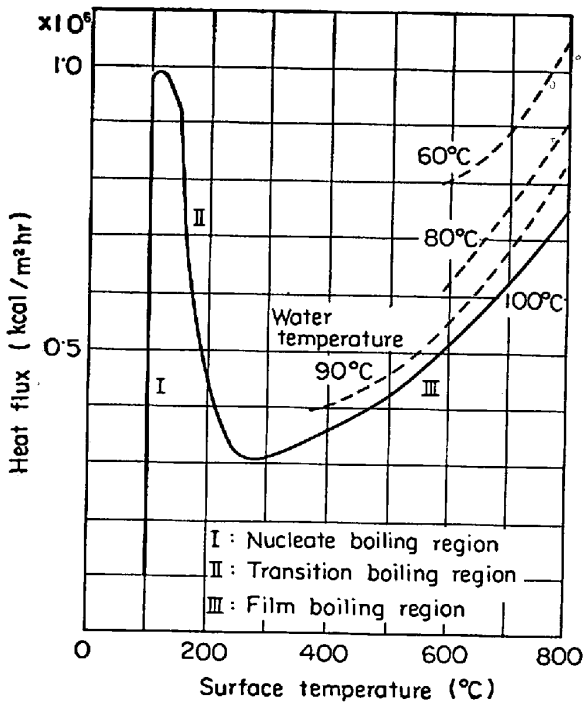


Fig. 1. Boiling curves for water pool cooling.

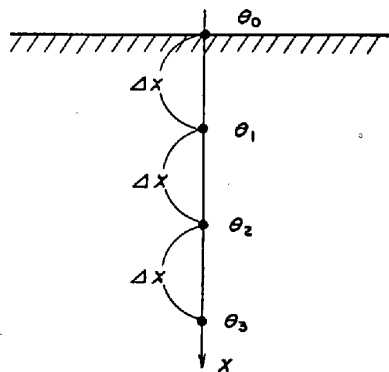


Fig. 2. Definition of  $\theta_i$ .

測定に用いたのは試料内部の温度より熱流束を求めるもので結果が初期温度分布に依存しないという特徴がある。試料内の熱流束が一次元であるとすれば、温度分布  $\theta(x, t)$  は(1)式で与えられる。

$$C\rho \frac{\partial}{\partial t} \theta(x, t) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial}{\partial x} \theta(x, t) \right) \dots\dots (1)$$

ここで、 $t$  : 時間

$x$  : 位置

$C$  : 試料の比熱

$\rho$  : 試料の比重量

$\lambda$  : 試料の熱伝導度

である。熱常数  $\lambda, C\rho$  が温度、位置によらず一定であると見なせる場合には、(1)は(2)のように変形できる。

$$\frac{\partial}{\partial t} \theta(x, t) = a \frac{\partial^2}{\partial x^2} \theta(x, t) \dots\dots (2)$$

ここで、 $a$  は熱拡散率であつて

$$a = \frac{\lambda}{C\rho} \dots\dots (3)$$

である。(2)の右辺を差分方程式で近似すると

$$\frac{\partial}{\partial t} \theta(x, t) \cong \frac{a}{\Delta x^2} \left[ \theta(x + \Delta x, t) - 2\theta(x, t) + \theta(x - \Delta x, t) \right] \dots\dots (4)$$

のように表わすことができる。いま、Fig. 2 に示したように表面から内部に向かつて  $x$  座標を取り、 $\theta(n\Delta x, t)$  を  $\theta_n(t)$  と記すことにすれば、(4)で  $x = \Delta x$  と置くことによつて(5)のようになる。

$$\frac{d}{dt} \theta_1(t) = \frac{a}{\Delta x^2} \left[ \theta_2(t) - 2\theta_1(t) + \theta_0(t) \right] \dots\dots (5)$$

すなわち、

$$\theta_0(t) = 2\theta_1(t) - \theta_2(t) + \frac{\Delta x^2}{a} \frac{d\theta_1(t)}{dt} \dots\dots (6)$$

(6)は試料内部の温度  $\theta_1(t), \theta_2(t)$  より表面温度を求めることができることを示している。今回用いた測定法は(6)を用いて試料内部温度より表面温度を求め、また以下に述べる方法で表面における熱流束を求めるものである。(6)の右辺の第3項は、伝熱が非正常であることに起因する項であり、測定精度上なるべく小さいことが望ましい。なお、実際は  $d\theta_1/dt$  も差分で近似し

$$\theta_0(t) = 2\theta_1(t) - \theta_2(t) + \frac{\Delta x^2}{a\Delta t} \left[ \theta_1(t) - \theta_1(t - \Delta t) \right] \dots\dots (7)$$

を用いて  $\theta_0$  を求めた。一方表面における熱流束は

$$q = \lambda \left( \frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=0} \dots\dots (8)$$

で与えられるが(8)を

$$q = -\frac{\lambda}{\Delta x} [\theta_1 - \theta_0] \dots\dots (9)$$

で近似した。

### 2.2 測定試料および方法

測定試料には銅の丸棒を用い、端面を給熱面として使用した。試料に銅を用いたのは、銅の熱拡散率が大きく差分近似の誤差を小にできるからである。参考までに銅および炭素鋼の熱常数を Table 1 に示す。

試料を Fig. 3 に示すようにカンタル炉内に設置し、試料上端部の温度で約 700°C に加熱した後、加熱を停止し試料上端面を水冷却した。このとき Fig. 4 に示した各点の温度を CA 熱電対で測定し電磁オシログラフで記録した。測定結果を前述の方法で解析したが、使用

Table 1. Thermal constants of carbon steel and copper.

Material	Specific heat (kcal/kg °C)	Thermal conductivity (kcal/mhr °C)	Thermal diffusivity (m <sup>2</sup> /hr)
Carbon Steel (20°C)	0.5C	46	0.053
	1.0C	39	0.045
	1.5C	31	0.036
Copper	0.11	320	0.360

Table 2. Adopted values for calculation.

$\Delta x$	3 mm (= $3 \times 10^{-3}$ m)
$\Delta t$	0.1 sec (= $1/36000$ hr)
$a$ (thermal diffusivity)	0.360 m <sup>2</sup> /hr
$\lambda$ (thermal conductivity)	320 kcal/mhr°C

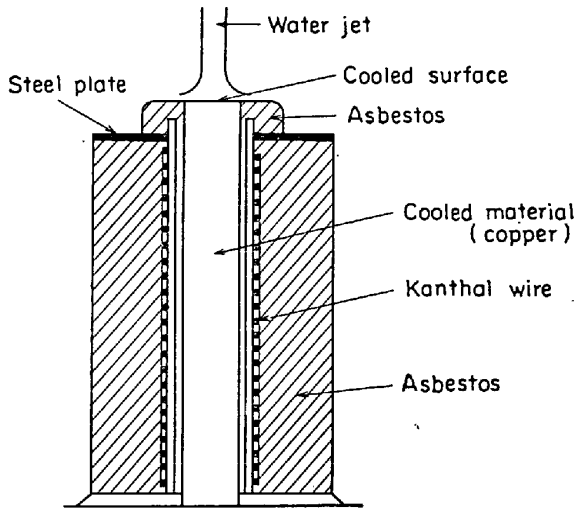


Fig. 3. Cooled material and furnace.

した定数を Table 2 に示す。

### 2.3 低圧ジェットによる冷却能の測定

低圧ジェットによる冷却装置の概略を Fig. 5 に示す。冷却水は水面高さが 2.5m (一定) のヘッドタンクから供給し、ポンプによって循環できるようにした。また水槽中には 50kW の電気ヒータを設け水温を可変とした。使用ノズルはガラス直管で、内径はそれぞれ 5.0 mm, 9.4 mm, 12.6 mm の 3 種である。冷却条件は、流量を 0.5~4.0 l/min で可変、水温を 20°C, 40°C, 60°C としノズル先端と伝熱面間の距離を 50 mm で一定とした。なお以上の条件の場合、噴射圧は、 $10^{-4}$ ~ $6 \times 10^2$  kg/cm<sup>2</sup> の範囲である。

### 2.4 高圧ジェットによる冷却能の測定

高圧ジェットによる冷却装置の概略を Fig. 6 に示す。冷却水を一度タンクに貯め、タンク中に高圧ガスを吹き込むことによつて、圧力の高いジェットを得ている。ノ

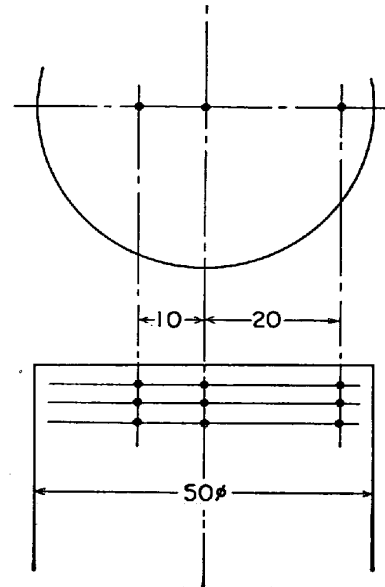


Fig. 4. Positions of temperature measurement.

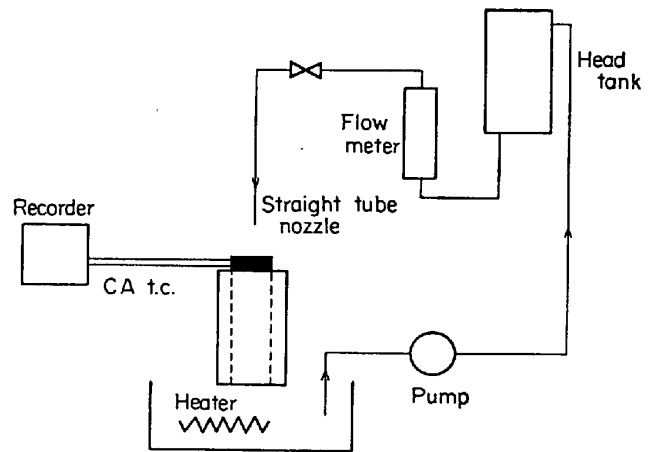


Fig. 5. Experimental apparatus for low pressure jet cooling.

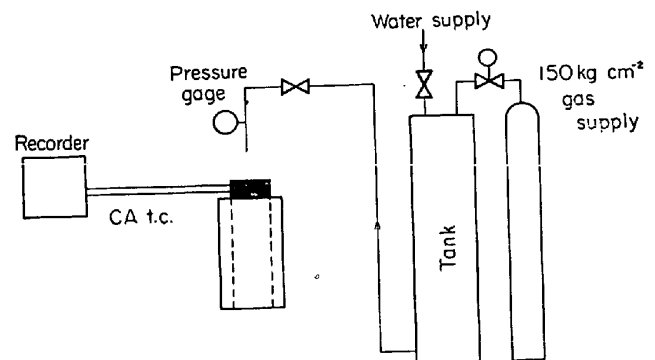


Fig. 6. Experimental apparatus for high pressure jet cooling.

ズルの種類は、口径が各 2, 5, 10 mm の 3 種であり、各ノズルについて圧力を 1~10 kg/cm<sup>2</sup> の間で変化させて測定を行なつた。水温はとくに制御しなかつたが、25

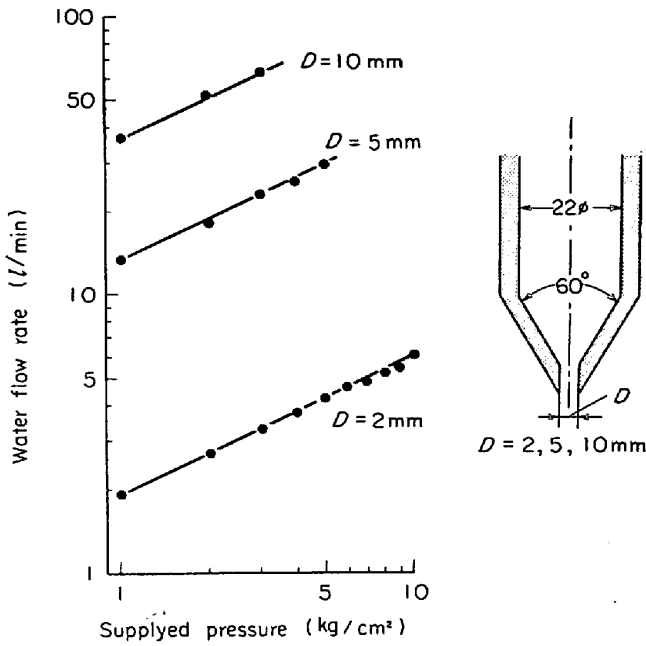


Fig. 7. Characteristics of nozzles for high pressure jet.

~30°C の範囲内である。Fig. 7 にノズル形状および供給圧対流量特性を示すが流量は 2~60 l/min で広範囲にわたっている。また流量は供給圧の 1/2 乗にほぼ比例している。

2.5 噴霧による冷却能の測定

ここでいう噴霧とは、水と空気を混合することにより水を微小な滴にして冷却するもので、使用ノズルを Fig. 8 に示す。水および空気圧をそれぞれ 1~10 kg/cm² の範囲で変化させて測定を行なった。

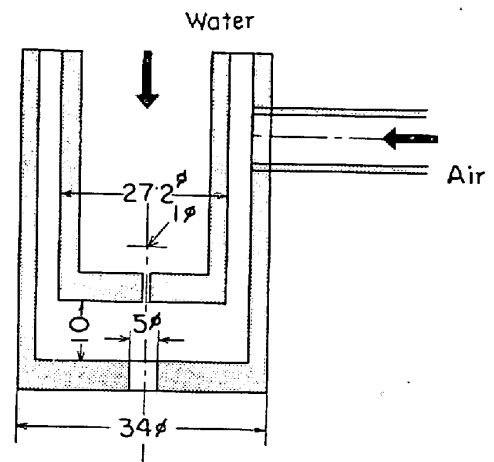


Fig. 8. Spray nozzle.

3. 結 果

3.1 低圧ジェット冷却能

冷却曲線の一つを Fig. 9 に示す。このような冷却曲線より 2 で述べた計算法を用いた冷却能を算出した。

3.1.1 低圧ジェット衝突点における沸騰曲線

2 で述べた方法にしたがつてジェット衝突点における熱流束  $q$ 、表面温度  $\theta_0$  を求め、沸騰曲線 ( $q - \theta_0$  曲線) を描くと Fig. 10 に示すようになり、これはノズル径、流量によらずほぼ一定である。低圧ジェット冷却における沸騰曲線の特徴を示すとつぎのとおりである。

(1) 熱流束がきわめて高いこと

飽和温度に近いプール沸騰の沸騰曲線を Fig. 1 に示したが、この場合の極大熱流束は  $10^6$  kcal/m<sup>2</sup>hr の程度

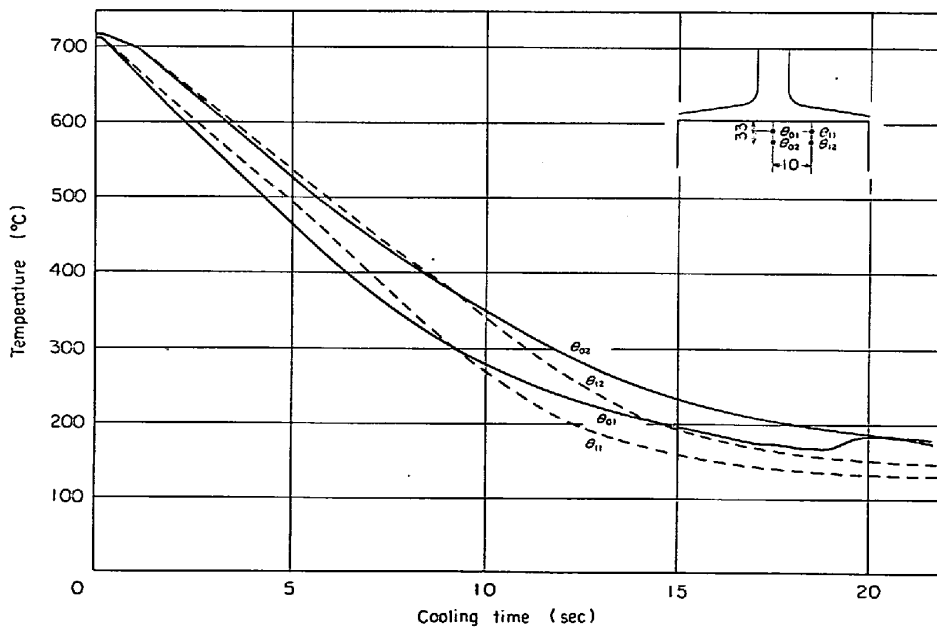


Fig. 9. Examples of cooling curves.

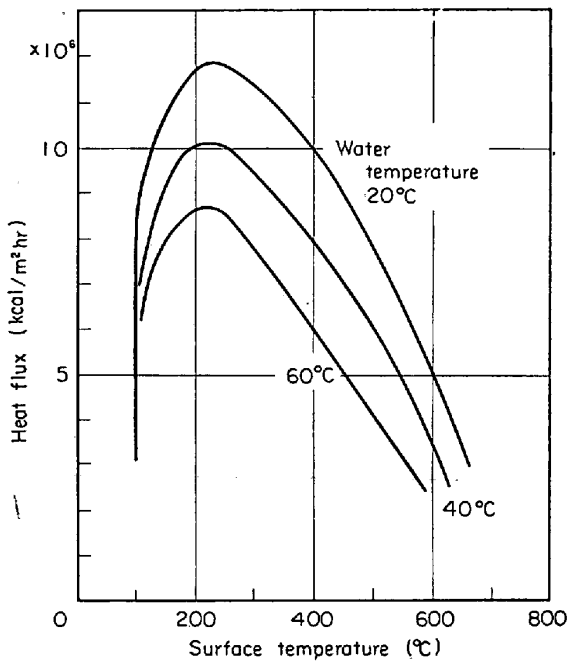


Fig. 10. Boiling curves for water jet cooling at the jet striking point.

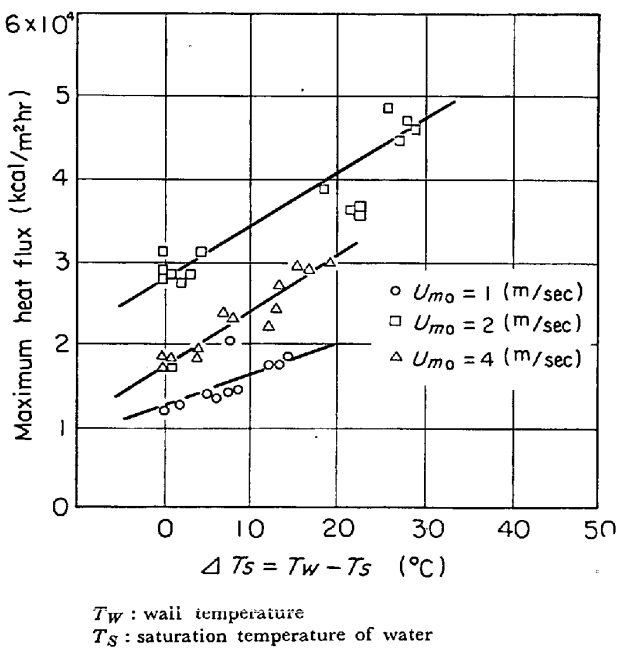


Fig. 11. Maximum heat flux for forced convection boiling in a vertical circular tube (1atm).

である。一方、ジェット衝突点における極大熱流束は  $1.2 \times 10^7$  kcal/m<sup>2</sup>hr の程度できわめて高い。また、Fig. 11 に円管内流における極大熱流束のデータの一例を示すが<sup>5)</sup>、これと比較してもジェット衝突点における極大熱流束の値は高い。

(2) 沸騰曲線が、山形をなしており、飽和沸騰に見られるようなN字形の特徴が見られないこと。

熱流束は、 $\theta_0 = 250^\circ\text{C}$  近傍に極大値を持ち、 $\theta_0 > 250^\circ\text{C}$

では、伝熱面温度が上昇するにつれて熱流束はかえって減少する。沸騰曲線の形から見て、少なくとも表面温度  $700^\circ\text{C}$  までの範囲では、膜沸騰は存在せず、核沸騰および遷移沸騰のみである。

(3) 水温が上昇するにつれて熱流束はかなり低下すること、および前述のごとく熱流束は流量の影響を受けないこと。

Fig. 12 には、流速と極大熱流束の関係を水温をパラメータにして描いたものであるが、熱流束が流速に無関係であり、また水温が上昇するにつれて熱流束が低下することが明らかである。なお、ジェット衝突点における流速  $V_0$  は、

$$V_0 = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\pi D^2}\right)^2 + 2gx} \dots\dots\dots (10)$$

より計算によつて求めた。ここで

$Q$  : ジェット流量

$D$  : ノズル内径

$x$  : ジェット水柱長

$g$  : 重力加速度

である。

3.1.2 衝突点からはずれた点における沸騰曲線

Fig. 4 に示した各点の温度を測定することにより、2 で述べた一次元の式を用いてジェット衝突点からはずれた点の沸騰曲線を求めたが、その一例を Fig. 13 に示す。特徴を列記するとつぎのようになる。

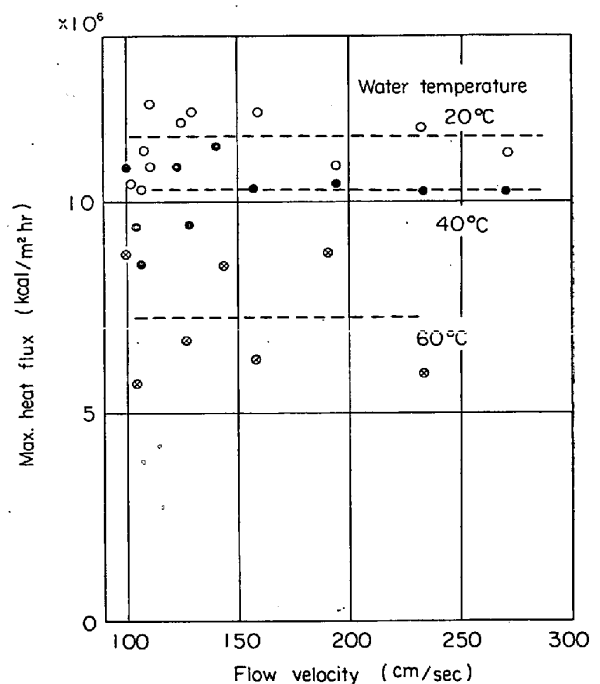


Fig. 12. Maximum heat flux vs. flow velocity at jet striking point.

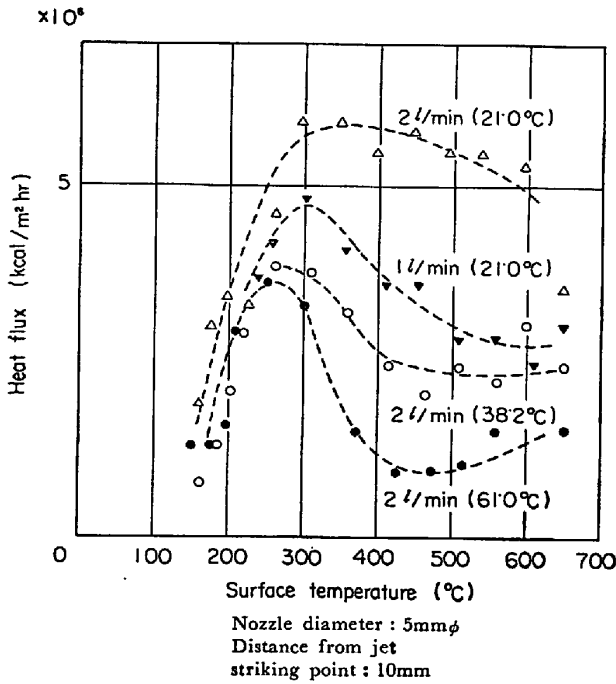


Fig. 13. Boiling curves for water jet cooling at the point apart from the jet striking point.

(1) [沸騰曲線の形] 沸騰曲線は、ほぼ山形であるが水温が高いときにはN字形のものも見られる。すなわち、プール沸騰曲線と、衝突点における沸騰曲線の間中間的な傾向が見られる。N字形の沸騰曲線は、膜沸騰の存在を意味していると思われるが、ただし熱流束は、プール沸騰にくらべるとかなり高い。

(2) [流量の影響] ジェット衝突点の場合とは違って流量が大きいほど熱流束が高い傾向が見られる。したがって1本のジェットによる冷却能は流量が大きいほど大きいと言える。熱流束の場所的な分布を知るため、ジェット衝突点からの距離  $r$  を衝突点におけるジェット半径  $r_0$  で無次元化し、 $r/r_0$  と熱流束の関係とを求めると、Fig. 14 のようになって比較的よく整理できる。ここで  $r_0$  は、

$$V_n D_n^2 = V_0 (2r_0)^2 \dots\dots\dots (11)$$

- $V_n$  : ノズル出口におけるジェット流速
- $V_0$  : 衝突点におけるジェット流速
- $D_n$  : ノズル内径

にしたがって計算により求めた量で、流量、ノズル径、ジェット量に支配されるが、ノズルが決まれば流量が大きいほど、またノズルと伝熱面との距離が小さいほど大になる。Fig. 14 より  $(r/r_0) \leq 2.0 \sim 2.5$  では冷却はほぼ一様であり、この範囲を越えると、ほぼ  $1/r$  に比例して熱流束が減少することがわかる。

(3) [水温の影響] 水温が上昇するにつれて熱流束

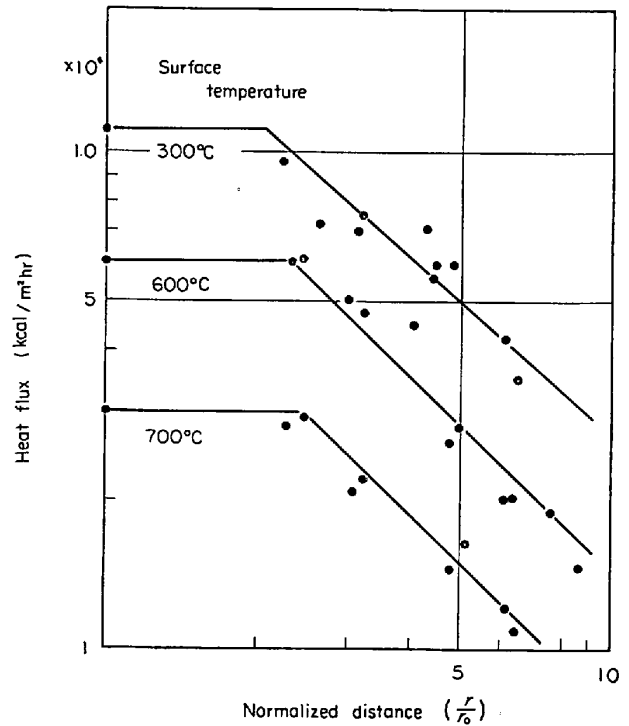


Fig. 14. Heat flux vs. normalized distance.

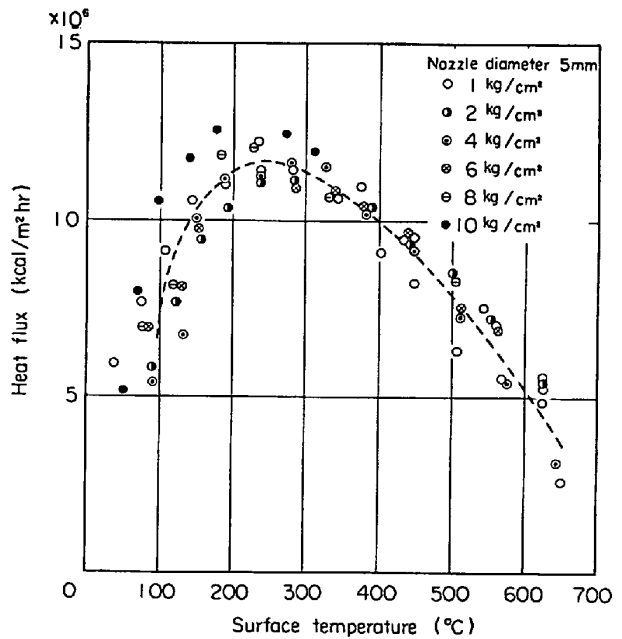


Fig. 15. Boiling curve for high pressure jet cooling at the jet striking point.

は減少する。これは衝突点の場合と同様である。また、水温が高い場合には、膜沸騰が存在すると思われる。

### 3.2 高圧ジェットの冷却能

#### 3.2.1 衝突点における沸騰曲線

口径が 5 mm φ で比較的大きいノズルについて得た結果を Fig. 15 に示す。10 mm φ の場合も同様な結果である。特徴を列記するとつぎのようになる。

(1) [沸騰曲線の形] 流れの状態が一見非常に異なるにもかかわらず、沸騰曲線の形は、低圧ジェットの場合と酷似しており熱流束の値にも差はない。すなわち伝熱面温度が 100°C になると熱流束は急に立ち上り核沸騰領域に入る。θ<sub>0</sub>=250°C 付近に極大熱流束 1.2×10<sup>7</sup> kcal/m<sup>2</sup>hr 程度があり θ<sub>0</sub>>250°C では伝熱面温度の上昇とともに熱流束は減少する。

(2) [圧力の影響] 圧力(すなわち流量, 流速)が変化しても熱流束の値には目立つた変化が見られない。この点も低圧ジェットの場合と同様である。

一方、口径が 2 mm φ の細いノズルについてえた結果を Fig. 16 に示す。

(1) [沸騰曲線の形] 沸騰曲線の形は、やはり山形で膜沸騰に相当する領域は存在しないが、熱流束は低圧のジェット、あるいはノズル口径の大きい高圧のジェットにくらべて低い。

(2) [圧力の影響] いままでの結果とは異なり、明らかな圧力依存性が見られる。

3.2.2 衝突点をはずれた位置の沸騰曲線

ジェット衝突点から 10 mm 離れた位置の沸騰曲線の一例を Fig. 17 に示す。ノズルの口径が大きい場合にも圧力依存性がみられる。沸騰曲線の形はやはり山形で、膜沸騰に相当する領域は存在しない。

高圧ジェット冷却の場合の熱流束の圧力依存性を見るために、熱流束の代表値として最大熱流束 q<sub>0</sub> をとり圧力 p との関係を示したものが Fig. 18 である。q<sub>0</sub> と p の関係は、log-log 図上でほぼ直線であり、また Fig. 7

に示したノズル特性より

$$q_0 \propto p^n \propto Q^m \dots\dots\dots (12)$$

が成立する。ここで Q はジェット流量である。Fig. 18 について n, m を求めると Table 3 のようになる。

3.3 噴霧による冷却

噴霧冷却の場合の沸騰曲線の例を Fig. 19 に示す。空

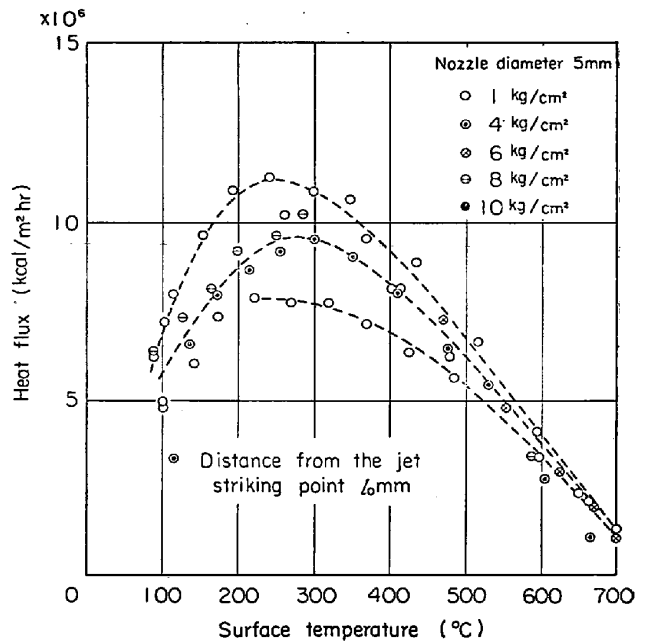


Fig. 17. Boiling curves for high pressure jet cooling at the point apart from the jet striking point.

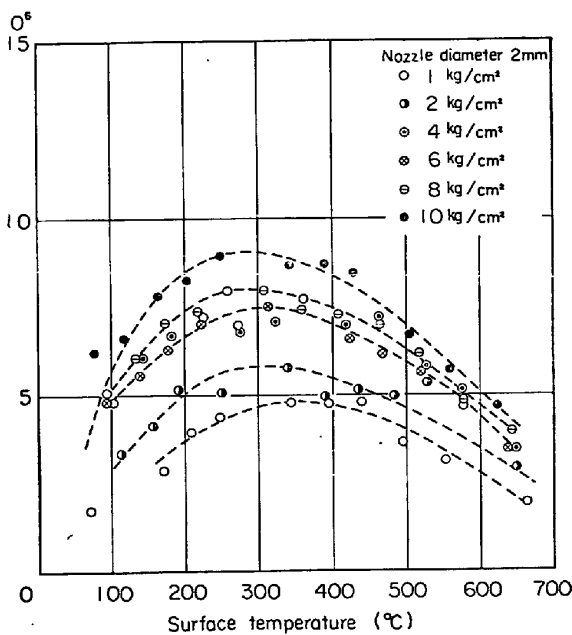


Fig. 16. Boiling curves for high pressure jet cooling at the jet striking point (fine nozzle).

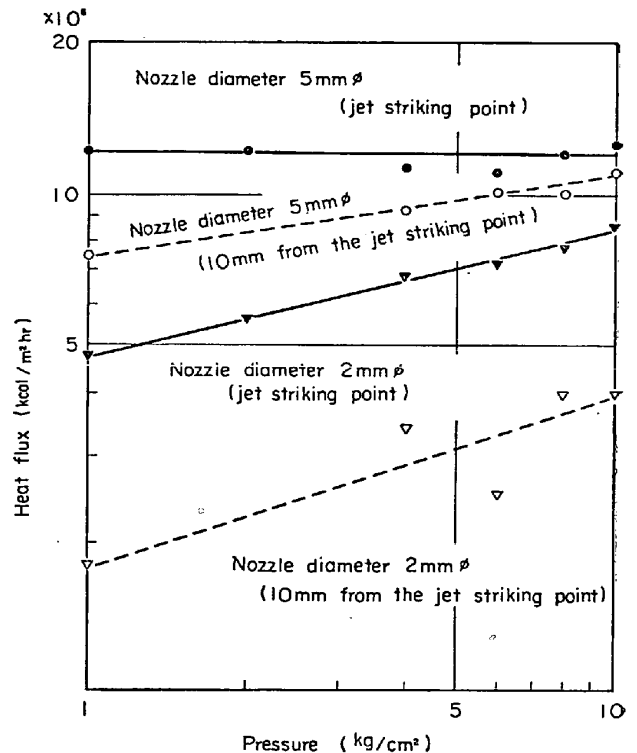


Fig. 18. Maximum heat flux vs. pressure.

Table 3. Heat flux dependency on pressure.

Nozzle diameter	Distance from the jet striking point	index <i>n</i>	index <i>m</i>
2 mmφ	0 mm	0.25	0.50
	10 mm	0.35	0.70
5 mmφ	0 mm	0	0
	10 mm	0.17	0.33

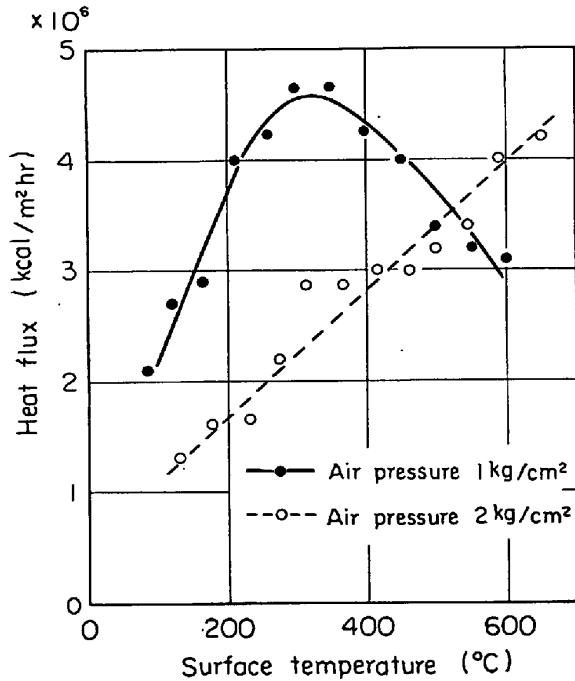


Fig. 19. Boiling curves for spray cooling.

気量が大きくなると遷移沸騰に相当する領域が見られなくなり沸騰曲線が伝熱面温度に対して直線的になる。ジェット冷却にくらべて熱流束は大きくないが、

- (1) 場所的に一様な冷却ができること。
- (2) 単位水量に対する熱流束が大きいこと。

の特徴がある。

#### 4. 測定誤差の検討

##### 4.1 表面温度推定の誤差

###### 4.1.1 差分近似による誤差

本方法では偏微分方程式

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \dots\dots\dots (13)$$

を差分で近似して

$$\theta_0 = 2\theta_1 - \theta_2 + \frac{\Delta x^2}{a} \frac{d\theta_1}{dt} \dots\dots\dots (14)$$

を用いて表面温度を推定した。(13)を(14)で近似する場合の誤差について検討する。いま  $\theta(x)$  を  $x = \Delta x$  の周りに Taylor 展開すると

$$\theta_0 = \theta_1 - \left(\frac{\partial \theta_1}{\partial x}\right) \Delta x + \frac{1}{2!} \left(\frac{\partial^2 \theta_1}{\partial x^2}\right) \Delta x^2 - \frac{1}{3!} \left(\frac{\partial^3 \theta_1}{\partial x^3}\right) \Delta x^3 + \frac{1}{4!} \left(\frac{\partial^4 \theta_1}{\partial x^4}\right) \Delta x^4 \dots\dots\dots (15)$$

$$\theta_2 = \theta_1 + \left(\frac{\partial \theta_1}{\partial x}\right) \Delta x + \frac{1}{2!} \left(\frac{\partial^2 \theta_1}{\partial x^2}\right) \Delta x^2 + \frac{1}{3!} \left(\frac{\partial^3 \theta_1}{\partial x^3}\right) \Delta x^3 + \frac{1}{4!} \left(\frac{\partial^4 \theta_1}{\partial x^4}\right) \Delta x^4 \dots\dots\dots (16)$$

(15), (16)を加え、さらに(13)の関係を使うと

$$\theta_0 = 2\theta_1 - \theta_2 + \frac{\Delta x^2}{a} \frac{\partial \theta_1}{\partial t} + \frac{1}{12} \left(\frac{\partial^4 \theta_1}{\partial x^4}\right) \Delta x^4 \dots\dots\dots (17)$$

すなわち(13)を(14)で近似する場合の誤差は  $\Delta x^4$  のオーダーであるから(17)式右辺の第3項にくらべても十分小さいと考えられる。

###### 4.1.2 熱拡散率 *a* を一定とみなした誤差

熱拡散率 *a* が試料温度によらず一定であるとみなしたことは誤差の原因となりうる。銅の熱拡散率 *a* と試料温度の関係を Fig. 20 に示す<sup>6)</sup>。熱拡散率は温度とともに変動し、計算に採用した値は ±10% 程度の偏差を持つが、(14)式右辺第3項の  $\theta_0$  に対する寄与は小さいから

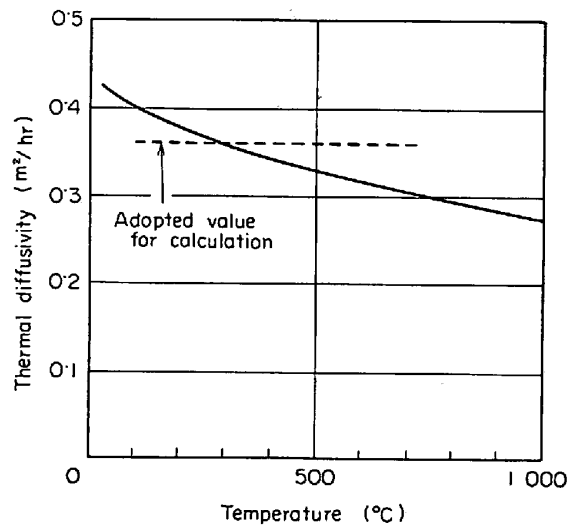


Fig. 20. Thermal diffusivity of copper<sup>6)</sup>.

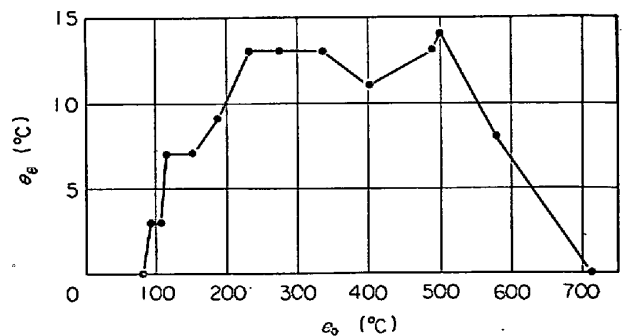


Fig. 21. Contribution of  $\theta_\epsilon = \frac{\Delta x^2}{a} \frac{\partial \theta_1}{\partial t}$  to the calculated surface temperature  $\theta_0$ .



熱拡散率  $a$  の変動の  $\theta_0$  に対する影響は非常に小さい。  
 Fig. 21 に、 $\theta_e = (\Delta x^2/a) (\partial \theta_1 / \partial t)$  と  $\theta_0$  の関係の一例を示す。

4.1.3 一次元仮定の誤差

熱流束が一次元であると仮定して計算したが、この仮定は厳密には成立せず、温度分布は(2)式ではなく、

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \dots \dots \dots (18)$$

で記述すべきであろう。しかし、Fig. 13 に示されるように  $r/r_0$  が約 2.5 であれば熱流束は  $r$  によらず一定であるから衝突点の場合については一次元仮定がほぼ成立すると思われる。実際、ジェット衝突点直下の、試料内部における3点の温度  $\theta_1, \theta_2, \theta_3$  を測定し(14)と同様な式

$$\hat{\theta}_1 = 2\theta_2 - \theta_3 + \frac{\Delta x^2}{a} \frac{d\theta^2}{dt} \dots \dots \dots (19)$$

にしたがつて  $\hat{\theta}_1$  を計算し実測した  $\theta_1$  と比較した結果を Fig. 22 に示すが、 $\hat{\theta}_1$  と  $\theta_1$  はよく一致している。

一方、衝突点からはずれた場合の誤差を検討するため(18)の右辺を差分近似すると

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \theta(x, r) = & a \left[ \frac{1}{\Delta x^2} \left\{ \theta(x + \Delta x, r) - 2\theta(x, r) + \theta(x - \Delta x, r) \right\} \right. \\ & + \frac{1}{\Delta r^2} \left\{ \theta(x, r + \Delta r) - 2\theta(x, r) + \theta(x, r - \Delta r) \right\} \\ & \left. + \frac{1}{r} \frac{1}{\Delta r} \left\{ \theta(x, r + \Delta r) - \theta(x, r) \right\} \right] \dots \dots \dots (20) \end{aligned}$$

ここで、 $x = \Delta x, r = \Delta r$  とおき  $\theta(m\Delta x, n\Delta r) = \theta_{mn}$  とように表わすと(20)は

$$\frac{\partial \theta_{11}}{\partial t} = a \left\{ \frac{1}{\Delta x^2} (\theta_{21} - 2\theta_{11} + \theta_{01}) \right.$$

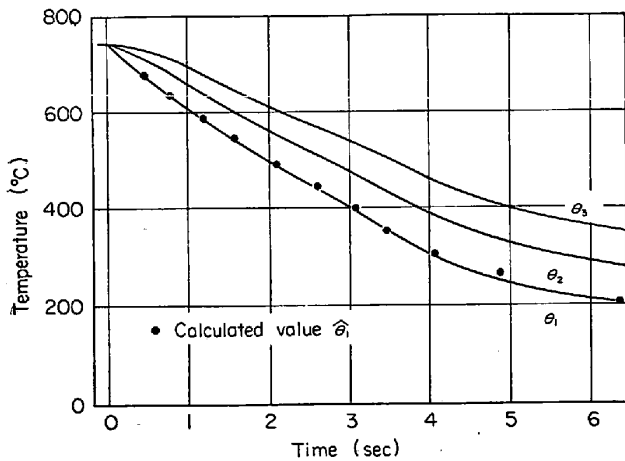
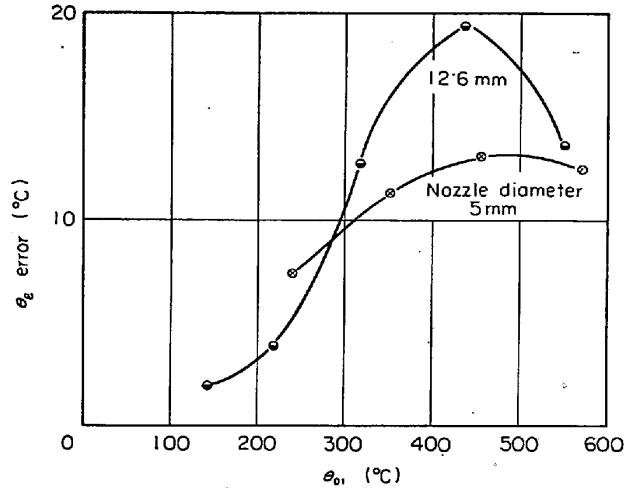


Fig. 22. Comparison of calculated results curve and measured cooling.



$\theta_{01}$ : Estimated surface temperature (°C)

Fig. 23.  $\theta_e$  vs.  $\theta_{01}$ .

$$+ \frac{1}{\Delta r^2} (2\theta_{12} - 3\theta_{11} + \theta_{10}) \left. \right\} \dots \dots \dots (21)$$

となる。(21)を変形することより

$$\begin{aligned} \theta_{01} = & \left( 2\theta_{11} - \theta_{21} + \frac{\Delta x^2}{a} \frac{\partial \theta_{11}}{\partial t} \right) \\ & - \frac{\Delta x^2}{\Delta r^2} (2\theta_{12} - 3\theta_{11} + \theta_{10}) \dots \dots \dots (22) \end{aligned}$$

(22)式の第2項

$$\theta_e = \frac{\Delta x^2}{\Delta r^2} (2\theta_{12} - 3\theta_{11} + \theta_{10}) \dots \dots \dots (24)$$

が、熱流束を一次元であると仮定したことによる誤差に対応する項である。 $\Delta r = 10 \text{ mm}$  とし実測値  $\theta_{12}, \theta_{11}, \theta_{10}$  より計算した  $\theta_e$  と(14)にしたがつて計算した  $\theta_{01}$  の関係の一例を Fig. 23 に示すが、この場合の表面温度推定誤差は最大  $20^\circ\text{C}$  ほどである。一次元差分近似による表面温度推定法は、ジェット衝突点の場合には問題ないが、衝突点からはずれた場合には精度が落ち問題が残る。

4.2 熱流束推定の誤差

4.2.1 差分近似による誤差

$$q = \lambda \left( \frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=u} \dots \dots \dots (25)$$

$$\text{を } q = \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_1 - \theta_0) \dots \dots \dots (26)$$

で近似したが、 $\theta(x)$  を  $x=0$  の周りで Taylor 展開すると

$$\theta_1 = \theta_0 + \frac{\partial \theta_0}{\partial x} \Delta x + \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 \theta_0}{\partial x^2} \Delta x^2 \dots \dots \dots (27)$$

であるから

$$\begin{aligned} \frac{\partial \theta_0}{\partial x} = & \frac{\theta_1 - \theta_0}{\Delta x} - \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 \theta_0}{\partial x^2} \Delta x + \dots \dots \dots \\ = & \frac{\theta_1 - \theta_0}{\Delta x} - \frac{1}{2!} \frac{\partial \theta_0}{\partial t} \frac{\Delta x}{a} + \dots \dots \dots (28) \end{aligned}$$

となつて、差分近似の誤差は  $\Delta x$  のオーダーであり小さい。 (23) 式第 2 項の熱流束におよぼす効果

$$q_e = -\frac{\lambda}{2a} \frac{\partial \theta_0}{\partial t} \Delta x \dots\dots\dots (29)$$

の計算結果の一例を Fig. 24 に示す。  $(\partial \theta_0 / \partial t)$  は測定結果より計算で求めたものである。 誤差は 3~10% であり偏りが生じている。

4.2.2 熱伝導度を一定とみなした誤差

熱伝導度を試料温度によらず一定とみなしたために真の熱伝導度との間に生じた誤差は、そのまま熱流束推定の誤差になる。 銅の熱伝導度  $\lambda$  と試料温度との関係を Fig. 25 に示す。 この場合の誤差は、 $\pm 5\%$  の範囲内である。

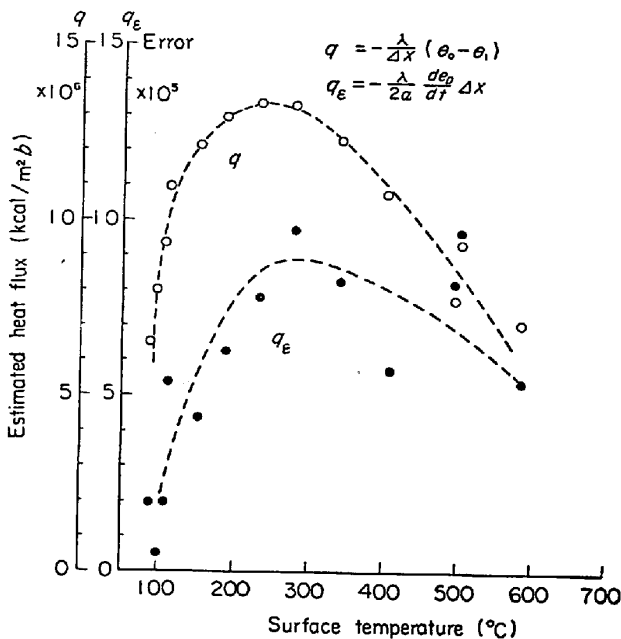


Fig. 24. Error of heat flux estimation.

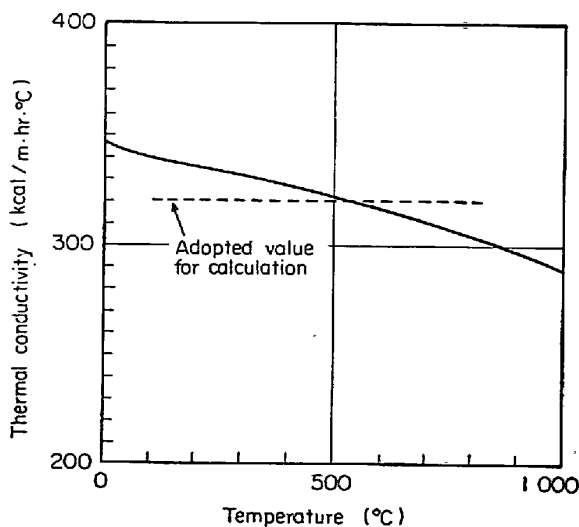


Fig. 25. Thermal conductivity of copper.

5. 応 用 例

5.1 厚板の超音波探傷における表面の冷却

5.1.1 厚板の連続超音波探傷

厚板の超音波探傷をミルライン中で行なうには、KRAUTKRÄMER の開発した<sup>9)</sup> ジェット水柱を使用した方法がある。これは層流ジェットを板の上下面に作り、超音波を上部層流水柱を通じて鋼板内に送り込み、鋼板を通過した超音波を上部の層流水柱を通じて受信探触子で受ける。もし、鋼板内に欠陥があれば、超音波が遮断され欠陥のあることがわかる。水が使用されているため 100°C 以上の鋼板表面では沸騰が生じ超音波が伝播しなくなる。しかし水柱自身によつて、ジェット水柱の直下に材料がくるまでにある程度冷却が行なわれるため、初期温度が 100°C 以上の鋼板でも探傷が可能である。当社においては和歌山製鉄所に KRAUTKRÄMER の設備を設置したが、60m/min の探傷速度ではその探傷可能温度は 230°C までであり実際にはそれ以上の温度の鋼板があるから、より高温での探傷が望ましい。そのため種々の基礎的な検討を試み、これらの結果はすでに報告したが<sup>9)</sup>、本報告での冷却能を使用した。検討結果を報告する。

5.1.2 超音波結合用水柱による冷却能と水量の関連

低圧ジェット水柱による冷却能は、Fig. 9, Fig. 13 に与えられているが、Fig. 13 の値を平均することにより、1本のジェット水柱の冷却能が得られる。これを Fig. 26 に示す。この場合、伝熱面温度 300°C ノズル直径 8 mm, ノズル伝熱面間距離 100 mm とし、冷却範囲を便宜上ノズルの前後 50 mm と仮定した。Fig. 26 よりわかることは、水量に対して冷却能が飽和に近づくことである。一般にジェットの流量を増すと層流の乱れが生じ超音波に好ましくないが、冷却の点でもあまり効果が認められない。

5.1.3 冷却曲線

各伝熱面温度について、流量が 6l/min の場合の場所的な平均熱流束を求めると Fig. 27 のようになる。Fig. 27 の平均熱流束を用い鋼板を 60m/min で送つた場合の冷却曲線を求めると Fig. 28 のようになる。図中の実験値は鋼板表面につけた熱電対で測定した表面温度である。この温度は直接水に触れるため必ずしも正確とは言えないが、かなりの一致を示している。

5.1.4 内部温度分布

Fig. 27 の冷却能を使用したときの計算による鋼板内の温度分布は Fig. 29 である。表面より約 2 mm の範囲のみが冷却されており、鋼板が厚ければすぐに復熱が

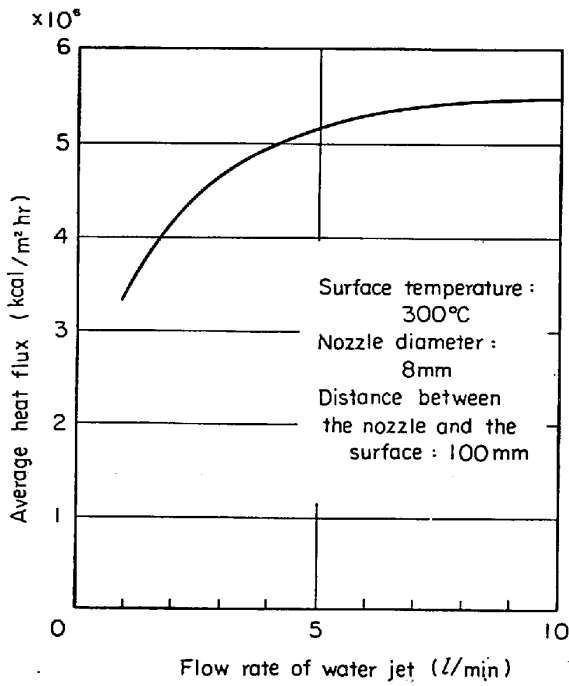


Fig. 26. Average heat flux for jet cooling.

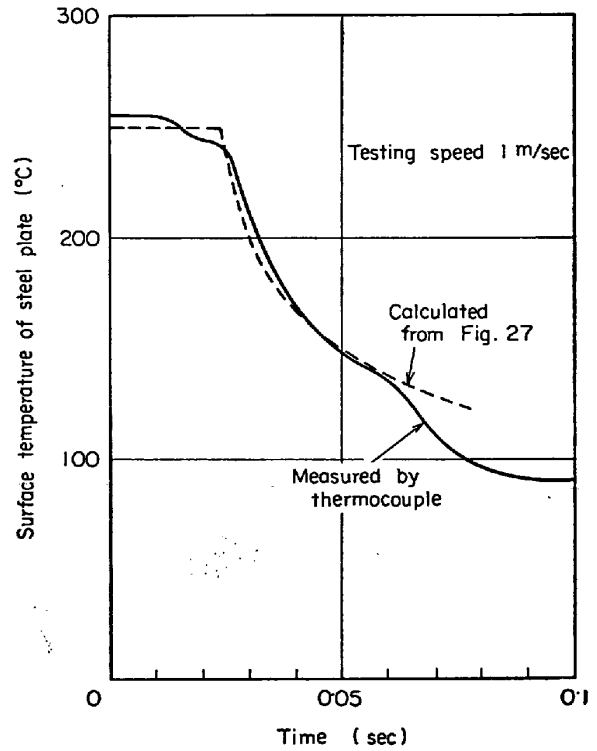


Fig. 28. Cooling curves for jet cooling.

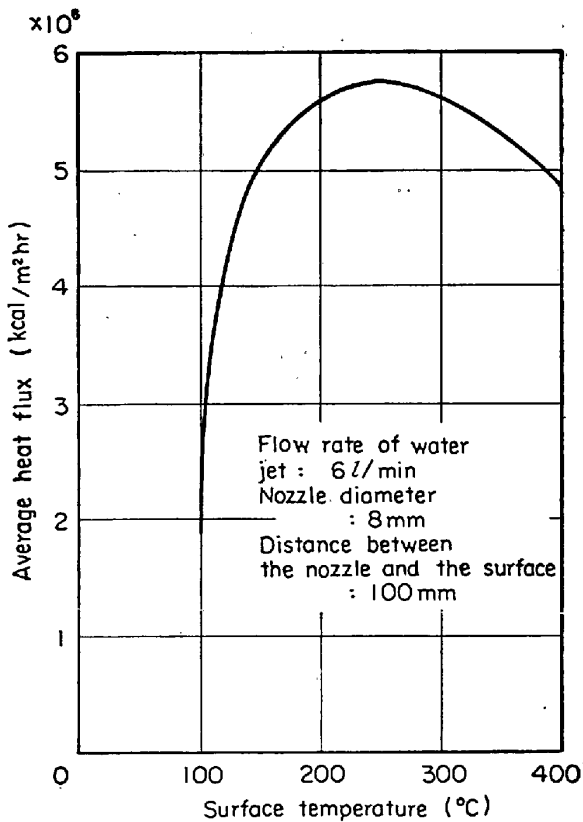


Fig. 27. Average heat flux for jet cooling.

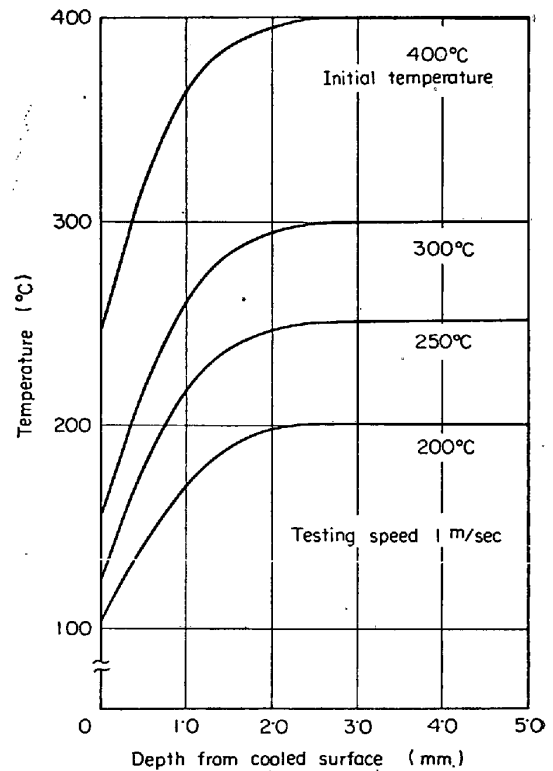


Fig. 29. Temperature distribution in steel plate at the jet striking point (calculated from the average heat flux of Fig. 27).

生ずる。

### 5.2 厚板の焼入れ

厚板の焼入れ時において冷却能を高める方法が検討されているが、本報告では述べた結果では、流水直下にお

ける冷却能が最も高い。流水直下における熱流束を、種々の厚さの鋼板の表面から奪った場合の鋼板中心にお

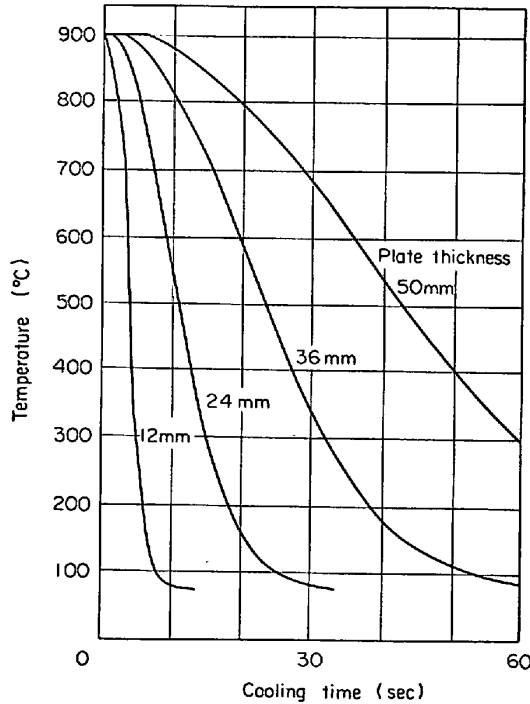


Fig. 30. Cooling curves at the center point of steel plate for jet cooling (calculated from boiling curves of Fig. 9).

る冷却曲線の計算結果を Fig. 30 に示す表面温度 700°C 以上の熱流束のデータがないので Fig. 9 の結果を log-log 線上で 900°C まで外挿して用いた。また、鋼の熱常数は Fig. 31, Fig. 32 に示したものをを用いた。当社、和歌山製鉄所の厚板熱処理ラインにおける実測結果を Fig. 33 に示すが、Fig. 30 の結果とほぼ一致しており、現在行なわれている冷却法が水冷却でえられる最高値に近いことを示している。

6. 結 言

試料内部の温度変化を測定することにより、差分近似による外挿を用いて表面温度および熱流束を算定する方法を用いることにより、従来あまり知られていなかった流水による沸騰冷却（とくに水ジェット冷却）時の沸騰曲線を伝熱面温度 100~700°C の範囲で求めた。また測定結果の適用例を示した。

(1) 低圧ジェット冷却の場合

a. ジェット衝突点における熱流束はきわめて高く、極大値は  $1.2 \times 10^7$  kcal/m<sup>2</sup>hr の程度で飽和プール沸騰の場合の 10 倍強である。衝突点からはずれるにしたがい、熱流束はほぼ  $1/r$

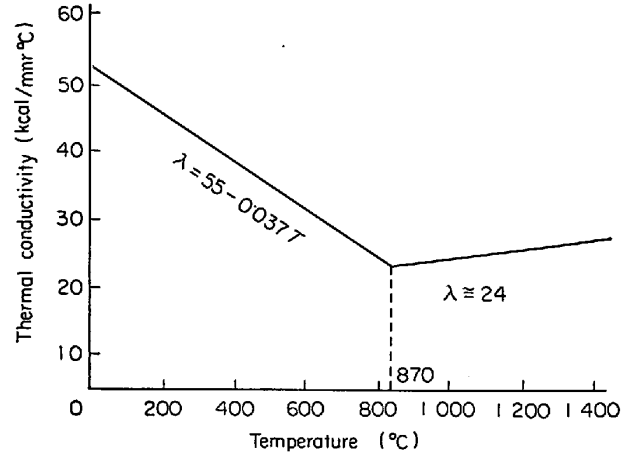


Fig. 31. Thermal conductivity of carbon steel.

に比例して減少する。

b. 衝突点における沸騰曲線は山形で、250°C 付近に極大値を持つ。伝熱面温度 700°C 以下では膜沸騰に相当する領域は存在しない。

c. 衝突点における熱流束は流量に依存しない。衝突点を離れると流量に依存し、流量が大きくなると熱流束は大きくなる。

d. 熱流束は水温にかなり依存し、水温が上昇すると熱流束は減少する。

(2) 高圧ジェット冷却の場合

a. ノズル径の大小によつて熱流束の圧力依存性に異なつた傾向がある。

b. 大口径ノズルの場合、沸騰曲線の形は低圧ジェットの場合と酷似しており熱流束の値もほぼ等しい。また熱流束の圧力依存性も見られない。

c. 小口径ノズルの場合、沸騰曲線の形は低圧ジェットの場合と似ているが熱流束の値は低く圧力依存性がある。

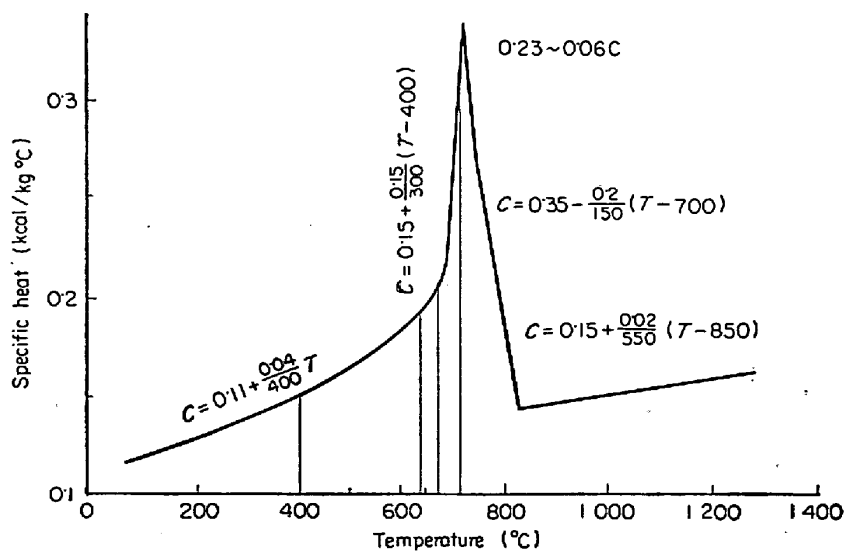


Fig. 32. Specific heat of carbon steel.

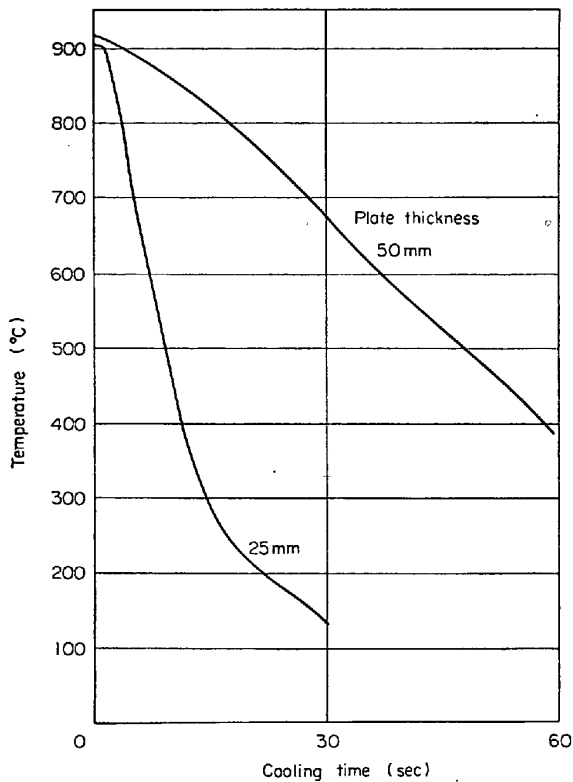


Fig. 33. Cooling curves at the center point of steel plate for jet cooling (measured by thermocouple).

(3) 噴霧による冷却の場合、ジェット冷却にくらべて熱流束は大きくないが、

- a. 場所的に一様な冷却ができること。
  - b. 単位水量に対する熱流束が大きいこと。
- という特徴がある。

(4) 熱流束測定法の誤差は

- a. 差分近似による誤差
- b. 熱常数を一定とした誤差
- c. 熱流束を一次元とした誤差

が考えられ、総合精度で 15% 程度ある。衝突点からはずれた点ではさらに誤差が大になる。

(5) 応用例として、超音波探傷の場合と厚板の熱処理の場合をあげ、冷却曲線の実測値と計算値の比較、鋼材中の内部温度分布などを示した。

文 献

- 1) 日本機械学会: 沸騰熱伝達, (1965), p. 1
- 2) 同 上
- 3) 吉田哲夫: 日本機械学会論文集, 16 (1950) 54, p. 32~39
- 4) 日本機械学会: 伝熱工学資料, (1966), p. 254
- 5) 鳥飼欣一: JAERI 1017 (1961), p. 20
- 6) Y. S. TOULOUKIAN: Hand book of Thermophysical Properties of Solid Materials, 1, Macmillan Co., p. 460
- 7) 同 上, p. 458
- 8) H. KRAUTKRÄMER: Materials Evaluation, (1964) Sept., p. 404
- 9) 白岩, ほか: 住友金属, 21 (1969) 4, p. 37