



Title	有限長の垂直円柱まわりの過渡膜沸騰熱伝達に関する研究 (第3報) : 新伝熱整理式
Author(s)	山田, タカシ; 茂地, 徹; 桃木, 悟; 金丸, 邦康
Citation	長崎大学工学部研究報告 Vol.29(53) p.181-186, 1999
Issue Date	1999-07
URL	http://hdl.handle.net/10069/5071
Right	

This document is downloaded at: 2017-10-24T07:53:46Z

有限長の垂直円柱まわりの過渡膜沸騰熱伝達に関する研究 (第3報：新伝熱整理式)

山 田 昭*・茂 地 徹*
桃 木 悟*・金 丸 邦 康*

Study on Transient Film Boiling Heat Transfer around a Vertical Finite-Length Cylinder (3rd Report : New Correlation of Heat Transfer)

by

Takashi YAMADA*, Toru SHIGECHI*, Satoru MOMOKI*
and Kuniyasu KANEMARU**

The film boiling heat transfer from a vertically placed cylinder of finite-length was analyzed to predict the overall heat transfer rate around the cylinder in terms of boiling curve. The overall heat transfer rate around the cylinder was determined by taking into account every convective heat transfer on the bottom, side and top surfaces of the cylinder. The local heat transfer rate on the bottom surface was analyzed by the method similar to that developed by the authors for a downward-facing horizontal circular plate. For the vertical lateral surface of the cylinder, Bromley's model and the vapor-film-unit model presented by Nishio and Ohtake were introduced. Bromley's model is effective for the smooth interface, while the vapor-film-unit model is effective for the wavy interface. Bromley's model was modified to accommodate the continuity of the vapor flow rate at the lower end of the side wall, where the vapor film had a finite thickness due to the vapor inflow out of the bottom surface. Berenson's model was adopted on the top surface. The effects of length and diameter of the cylinder on the overall heat transfer rate were discussed in terms of boiling curve. The new prediction method was compared with the experimental data obtained by the authors.

1. まえがき

金属の焼入れ、材料の製造工程、緊急冷却時の原子炉等で発生する3次元物体まわりの沸騰熱伝達の研究は実用上重要な課題である。金属の焼き入れの伝熱に関連して多くの沸騰研究¹⁾が発表されているものの現状ではまだ知見が不足しており、3次元物体まわりの伝熱特性を適切に推定することは困難である。液体中で冷却される3次元物体まわりの膜沸騰特性を明らかにするためには、現象の詳細な観察や実験データの蓄積も不可欠であるが、沸騰特性(沸騰曲線)を理論

的に検討して正確に予測する方法を確立することが重要である。著者らは、3次元物体として金属の焼き入れで用いられる有限長さの垂直円柱を対象として、高温に加熱された有限長さの垂直円柱の実験的研究と垂直円柱の底面すなわち下向き水平面の膜沸騰伝達に関する著者らの研究実績²⁾を基とした理論的研究の両面から研究を行い、これまでに第1報³⁾で報告した測定値を±10%以内で相関できる伝熱整理式⁴⁾を作成している。しかし、第2報⁴⁾で報告した伝熱整理式は、解析的に導かれた予測式の円柱底面からの熱伝

平成11年4月23日受理

*機械システム工学科 (Department of Mechanical Systems Engineering)

達係数と円柱側面からの熱伝達係数を著者らの測定値³⁾のみを用いて修正しているため、その有効性や汎用性において課題が残る。

そこで、本報では、円柱側面からの熱伝達係数の推定精度を高めるために、円柱側面に形成される蒸気膜の気液界面の波状性を考慮した西尾・大竹⁵⁾の蒸気膜ユニットモデルを導入して膜沸騰熱伝達を再評価し、改めて第1報で報告した過渡膜沸騰実験(焼き入れ実験)のデータと比較検討を行ったのでその結果について報告する。

主要記号

- A 円柱体の全伝熱面積
- B 無次元パラメーター [式(7), 式(9)]
- c_p 定圧比熱
- D 円柱直径
- g 重力加速度
- Gr グラスホフ数
- \bar{h} 平均熱伝達係数
- k 熱伝導率
- l 蒸発潜熱
- L 円柱長さ
- L_{B1} Bromley モデルが適用できる垂直部分の長さ [式(1)]
- Pr プラントル数
- q 全伝熱面積平均の壁面熱流束
- Q 伝熱量
- Sp 無次元過熱度 [式(9)]
- Sp^* 修正無次元過熱度 [式(9)]
- T_w 伝熱面表面温度
- T_{sat} 飽和温度
- ΔT_{sat} 伝熱面過熱度 $\equiv T_w - T_{sat}$
- λ 蒸気膜ユニット長さ [式(7)]
- λ_0 毛管長さ [式(2)]
- λ_{cr} 臨界波長 [式(1)]
- ν 動粘性係数
- ρ 密度
- σ 表面張力

添字

- 平均値
- A 底面
- B, B₁, B₂ 側面
- C 上面
- L 液体
- V 蒸気

vs 飽和蒸気
sat 飽和状態

2. 伝熱整理

Fig. 1は直径 D, 長さ L で一様温度(T_w)の円柱体が、飽和温度(T_{sat})の液体中で膜沸騰により定常的に冷却されている物理モデルを示したものである。

2.1 円柱側面の熱伝達について

円柱側面においては、Fig. 1に示すように円柱の長さ L が L_{B1} よりも小さい場合と大きい場合とで異った熱伝達係数の評価を行うことにする。これは、気液界面の平滑性や波状性の影響を考慮するため、 L_{B1} は気液界面が平滑界面を維持するうえでの限界長さであり、ここでは、 L_{B1} を下式に示すように臨界波長 λ_{cr} に等しくとる。それは、臨界波長 λ_{cr} よりも小さい垂直伝熱面の場合には蒸気膜の気液界面は安定した平滑界面であるのに対し、臨界波長よりも大きい垂直伝熱面の場合には気液界面は不安定な波状界面に移行することが著者らの観察実験から裏付けられたからである。

$$L_{B1} = \lambda_{cr} = 2 \pi \lambda_0 \tag{1}$$

$$\lambda_0 \equiv [\sigma / g(\rho_L - \rho_{VS})]^{1/2} \tag{2}$$

ここで、g, ρ_L , ρ_{VS} , λ_0 および σ はそれぞれ、重力加速度、飽和液体の密度、飽和蒸気の密度、毛管長さおよび表面張力である。

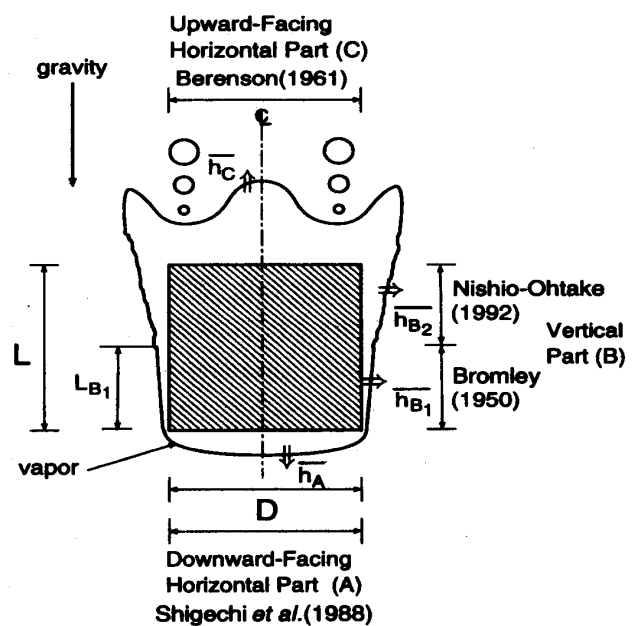


Fig. 1 Film boiling model around a vertical finite-length cylinder

2.2 全表面の伝熱量と壁面熱流束の算定

円柱全表面からの伝熱量 Q を次式のように円柱の底面 (Fig. 1 の A の部分) からの伝熱量 Q_A , 側面 (Fig. 1 の B の部分) からの伝熱量 Q_B および上面 (Fig. 1 の C の部分) からの伝熱量 Q_C の総和と定義する。

$$Q \equiv Q_A + Q_B + Q_C \quad (3)$$

$$Q_A \equiv \bar{h}_A (T_w - T_{\text{sat}}) (\pi D^2/4) \quad (4)$$

$$Q_B \equiv \bar{h}_B (T_w - T_{\text{sat}}) (\pi DL) \quad (5)$$

$$Q_C \equiv \bar{h}_C (T_w - T_{\text{sat}}) (\pi D^2/4) \quad (6)$$

ここで, \bar{h}_A , \bar{h}_B および \bar{h}_C はそれぞれ, 円柱の底面, 側面および上面のそれぞれの面積で平均化された熱伝達係数である。

いま, 気液界面が平滑界面である時の平均熱伝達係数を \bar{h}_{B_1} , 気液界面が波状界面である時の平均熱伝達係数を \bar{h}_{B_2} とすると, 式(5)で示した円柱側面からの伝熱量 Q_B は次式のように評価される。

$$L \leq L_{B_1}: Q_B \equiv \bar{h}_{B_1} (T_w - T_{\text{sat}}) (\pi DL) \quad (7)$$

$$L > L_{B_1}: Q_B \equiv \bar{h}_{B_1} (T_w - T_{\text{sat}}) (\pi DL_{B_1}) + \bar{h}_{B_2} (T_w - T_{\text{sat}}) \{\pi D(L - L_{B_1})\} \quad (8)$$

全伝熱面積平均の壁面熱流束 q は次式で定義される。

$$q \equiv Q/A \quad (9)$$

ここで, A は円柱体の全伝熱面積で次式で与えられる。

$$A \equiv \pi DL + 2(\pi D^2/4) \quad (10)$$

従って, 全伝熱面積平均の壁面熱流束 q は以下のような式で与えられる。

$$L \leq L_{B_1}:$$

$$q = \left[\frac{\bar{h}_A + 4\bar{h}_{B_1}(L/D) + \bar{h}_C}{2 + 4(L/D)} \right] \Delta T_{\text{sat}} \quad (11)$$

$$L > L_{B_1}:$$

$$q = \left[\frac{\bar{h}_A + 4\{\bar{h}_{B_1}L_{B_1} + \bar{h}_{B_2}(L - L_{B_1})\}/D + \bar{h}_C}{2 + 4(L/D)} \right] \Delta T_{\text{sat}} \quad (12)$$

ここで, ΔT_{sat} は伝熱面過熱度 ($\Delta T_{\text{sat}} \equiv T_w - T_{\text{sat}}$) である。

2.3 各面の熱伝達係数の評価

Fig. 1 に示すように各面での現象は, 物理的にはそれぞれ, 下向き水平面, 垂直面および上向き水平面か

ら構成される有限長さの円柱体からの膜沸騰としてモデル化される。有限の下向き水平面に関しては, 著者らの研究²⁾があるが, 垂直面と上向き水平面に関しては, 伝熱面の有限性を考慮した解析が見あたらないので, それぞれ無限に広い面を対象とした Bromley⁶⁾と Berenson⁷⁾のモデルで代用する。なお, 近年, 長い垂直面に対して, 西尾・大竹⁵⁾が蒸気膜ユニットモデルを導入して波状界面を考慮した熱伝達係数の伝熱整理式を発表している。

本研究は長さが有限の垂直円柱体の全伝熱面積平均の膜沸騰特性 (沸騰曲線) を実用上十分な精度で予測できる方法を見出すことを目的としているから, このような単純な単一面のモデルの組み合わせから導出される伝熱整理式を適用して膜沸騰領域の伝熱特性を予測することを試みる。

円柱底面, 側面および上面の各面の平均熱伝達係数 \bar{h}_A , \bar{h}_{B_1} , \bar{h}_{B_2} および \bar{h}_C の大きさを決定するために, 円柱の底面に対しては有限下向き水平面に関する著者ら²⁾の研究, 円柱側面に対しては伝熱面長さが L_{B_1} より小さい場合には平滑界面に適用される Bromley⁶⁾の解析を修正し, また L_{B_1} より大きい場合には前者と波状界面に適用される西尾・大竹⁵⁾の研究を複合させ, さらに上面に関しては Berenson⁷⁾の研究を導入する。Bromley⁶⁾の解析の前提は垂直面の下端部 (前縁) で蒸気膜厚さが零の場合で, さらに垂直面が無限に長い場合である。ここでは, 有限の長さ L の円柱側面に対して, Bromley の解析を側面の下端部で蒸気膜厚さが有限であることを考慮して修正を施している。一方, Berenson⁷⁾の解析は, 水平上向きの無限平面を対象にしているため, 伝熱面の有限性が考慮されていないが, ここでは, 近似的に代用させる。

以上のことから, 円柱底面からの平均熱伝達係数 \bar{h}_A , 気液界面が波状である場合の円柱側面からの平均熱伝達係数 \bar{h}_{B_2} および円柱上面からの平均熱伝達係数 \bar{h}_C は次式によって評価されるが, \bar{h}_{B_2} は西尾・大竹⁵⁾の伝熱整理式を \bar{h}_C は Berenson⁷⁾の伝熱整理式を採用している。

$$\bar{h}_A = 1.0327 (k_V/D) (Gr_A/Sp)^{1/5} \quad (13)$$

$$\bar{h}_{B_2} = 0.740 (k_V/\lambda) (Gr_{B_2}/Sp^*)^{1/4} \quad (14)$$

$$\bar{h}_C = 0.425 (k_V/\lambda_0) (Gr_C/Sp)^{1/4} \quad (15)$$

一方, 気液界面が平滑である場合の円柱側面からの平均熱伝達係数 \bar{h}_{B_1} は Bromley の解析⁶⁾に修正を施して得られた解で円柱側面の長さによって次式のように評価される。

$L \leq L_{B1}$:

$$\overline{h_{B1}} = \frac{2}{3}(k_V/L)[(1+B)^{3/4}-B^{3/4}](Gr_{B1}/Sp)^{1/4} \quad (16)$$

$$B = 0.28228(D/L)^{4/5}(Sp/Gr_{B1})^{1/5} \quad (17)$$

$L > L_{B1}$:

$$\overline{h_{B1}} = \frac{2}{3}(k_V/L_{B1})[(1+B)^{3/4}-B^{3/4}](Gr_{B1}/Sp)^{1/4} \quad (18)$$

$$B = 0.28228(D/L_{B1})^{4/5}(Sp/Gr_{B1})^{1/5} \quad (19)$$

ここで、式(17)と式(19)で計算される B は円柱底面と円柱側面の蒸気流量の接続条件から定まる無次元パラメータ、 k_V は蒸気の熱伝導率、 Gr_A 、 Gr_{B1} 、 Gr_{B2} および Gr_C は円柱底面、側面および上面のグラスホフ数、 Sp は無次元過熱度、 Sp^* は修正無次元過熱度、 λ は蒸気膜ユニット長さで、それぞれ次式で定義される。

$$Gr_A \equiv (gD^3/\nu_V^2)[(\rho_L/\rho_V)-1] \quad (20)$$

$$L \leq L_{B1} : Gr_{B1} \equiv (gL^3/\nu_V^2)[(\rho_L/\rho_V)-1] \quad (21)$$

$$L > L_{B1} : Gr_{B1} \equiv (gL_{B1}^3/\nu_V^2)[(\rho_L/\rho_V)-1] \quad (22)$$

$$Gr_{B2} \equiv (gl^3/\nu_V^2)[(\rho_L/\rho_V)-1] \quad (23)$$

$$Gr_C \equiv (g\lambda_0^3/\nu_V^2)[(\rho_L/\rho_V)-1] \quad (24)$$

$$Sp \equiv c_{pV}\Delta T_{sat}/(Pr_V \ell) \quad (25)$$

$$Sp^* \equiv c_{pV}\Delta T_{sat}/[Pr_V(\ell+0.5c_{pV}\Delta T_{sat})] \quad (26)$$

$$\lambda = 16.2[1/(Sp^*Gr_{B10})]^{1/11}\lambda_0 \quad (27)$$

ここで、 c_p 、 ℓ 、 Pr 、 ν および ρ は定圧比熱、蒸発潜熱、

プラントル数、動粘性係数および密度である。また、式(27)中の Gr_{B10} は毛管長さ λ_0 を代表寸法とするグラスホフ数で式(24)より定義される Gr_C に等しい。物性値の下添字 L は液体、V は蒸気、VS は飽和蒸気を表している。なお、物性値は膜温度 $T_f = T_{sat} + 0.5\Delta T_{sat}$ で評価するが、圧力 0.101325MPa (飽和温度 100℃) の大気圧水の場合には毛管長さ λ_0 [式(2)参照] は約 2.5 mm となるので、Bromley モデルが適用できる円柱側面の最大長さ L_{B1} は約 15.7 mm である。

3. 予測値と測定値の比較

予測値の検証に用いた測定値³⁾ は過渡実験(焼き入れ)より得られたもので、供試円柱は純度 99.99% の銀で、円柱の直径 D は 8 mm、15 mm、32 mm と 50 mm の 4 種類、円柱の長さ L は 8 mm、16 mm、32 mm と 64 mm の 4 種類、それに直径 10 mm、長さ 30 mm の計 17 種類である。直径 10 mm、長さ 30 mm の供試円柱は JIS K 2242 の熱処理油の冷却曲線性能試験に銀棒⁸⁾ として使用されているものと同じ大きさである。

Table 1 は前節で示した諸式を用いて得られた壁面熱流束の予測値と測定値を膜沸騰の現象が安定している過熱度が $\Delta T_{sat} = 250$ K の場合について比較したものである。各面の平均熱伝達係数の評価の中で、幾何学形状に依存するのは円柱底面からの平均熱伝達係数 $\overline{h_A}$ と L_{B1} より小さい伝熱面の場合の円柱側面からの平均熱伝達係数 $\overline{h_{B1}}$ であり、 $\overline{h_A}$ は円柱の直径 D に、

Table 1 Comparison of predicted values with experimental values at $\Delta T_{sat} = 250$ K

$D \times L$ [mm]	L/D [-]	$\overline{h_A}$ [W/(m ² ·K)]	$\overline{h_{B1}}$ [W/(m ² ·K)]	$\overline{h_{B2}}$ [W/(m ² ·K)]	$\overline{h_C}$ [W/(m ² ·K)]	q_{pred} [kW/m ²]	q_{exp} [kW/m ²]	q_{exp}/q_{pred} [%]
8 × 8	1.00	145.71	201.26	—	189.97	47.53	—	—
8 × 16	2.00	145.71	176.08	201.09	189.97	43.69	—	—
8 × 32	4.00	145.71	176.08	201.09	189.97	46.61	54.64	+17.2
8 × 64	8.00	145.71	176.08	201.09	189.97	48.34	44.42	-8.1
10 × 30	3.00	133.27	174.66	201.09	189.97	45.89	51.54	+12.3
15 × 8	0.53	113.31	194.07	—	189.97	43.38	47.39	+9.2
15 × 16	1.07	113.31	171.72	201.09	189.97	41.41	50.78	+22.6
15 × 32	2.13	113.31	171.72	201.09	189.97	45.00	46.63	+3.6
15 × 64	4.27	113.31	171.72	201.09	189.97	47.36	46.14	-2.6
32 × 8	0.25	83.69	183.12	—	189.97	38.07	35.22	-7.5
32 × 16	0.50	83.69	164.80	201.09	189.97	37.78	39.02	+3.3
32 × 32	1.00	83.69	164.80	201.09	189.97	41.94	42.21	+0.6
32 × 64	2.00	83.69	164.80	201.09	189.97	45.27	42.08	-7.0
50 × 8	0.16	70.01	175.53	—	189.97	35.26	30.06	-14.7
50 × 16	0.32	70.01	159.76	201.09	189.97	35.47	35.32	-0.4
50 × 32	0.64	70.01	159.76	201.09	189.97	39.62	39.24	-1.0
50 × 64	1.28	70.01	159.76	201.09	189.97	43.45	41.22	-5.1

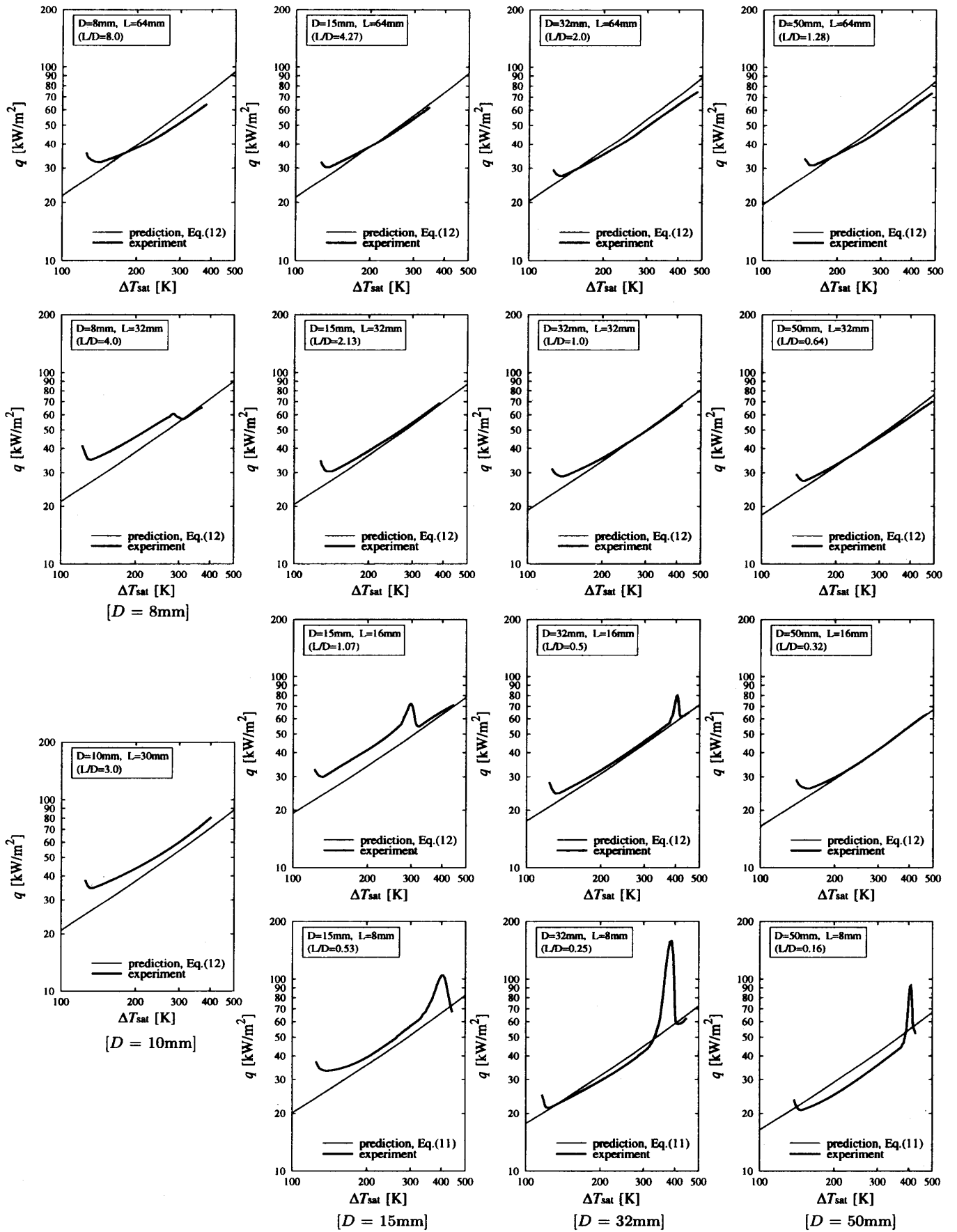


Fig. 2 Comparison of quenching data for film boiling with prediction, Eq. (1) or Eq. (12)

$\overline{h_{B_1}}$ は円柱の長さ L に依存する。一方, L_{B_1} より大きい伝熱面の場合の円柱側面からの平均熱伝達係数 $\overline{h_{B_2}}$ は蒸気膜ユニット長さ λ , 円柱上面からの平均熱伝達係数 $\overline{h_C}$ は毛管長さ λ_0 が代表寸法となっているので物性値のみで定まる。よって, 過熱度一定の場合には $\overline{h_{B_2}}$ と $\overline{h_C}$ の値は表中に示すように全ての円柱で同じ値となる。

次に, 平均熱伝達係数の評価によって定まる壁面熱流束の予測値と測定値を比較してみると, 円柱の直径 D が 8 mm の場合, 円柱側面の長さ L が 8 mm の場合のいわゆる熱容量の小さなもので両者に隔たりが認められるものの, それ以外の熱容量の大きな円柱では $\pm 10\%$ 内外で一致していることがわかる。

Fig. 2 は膜沸騰領域における壁面熱流束の予測値(細線)と過渡実験より得られた測定値(太線)を沸騰曲線上で比較したものであるが, 沸騰曲線は, Table 1 に示した円柱の直径 D が 8 mm で長さ L が 8 mm と 16 mm 以外の円柱に対して作図している。座標の縦軸を表す壁面熱流束の予測値は, 円柱の直径 D が 15 mm, 32 mm および 50 mm で, 長さ L が 8 mm の場合には式(1)で計算される L_{B_1} より小さいため式(1)で, それ以外は L_{B_1} より大きいため式(2)でそれぞれ算出される。壁面熱流束の予測値は円柱の直径が小さい程, また円柱側面の長さが長い程大きい値となり, この傾向は過渡実験で得られた測定値の傾向と一致している。太線で示す著者らの過渡実験に基づく測定値の沸騰曲線の中で, 円柱の長さ L が 32 mm および 64 mm のように長い円柱の場合には認められないが, 円柱の長さが 8 mm および 16 mm のように短い円柱の場合には, 測定値は膜沸騰領域において高過熱度域と低過熱度域に熱流束の極小が二つ存在する沸騰曲線となっている。このような沸騰特性は第 1 報³⁾ で記述しているように, Witte & Lienhard⁹⁾, 西尾・上村¹⁰⁾ および Peyayopanakul & Westwater¹¹⁾ の過渡実験でも報告されており, これらの研究では熱流束の極小が二つ生じる要因として, 瞬時的な蒸気膜の崩壊によって供試体と液体が接触し, 熱流束の促進がなされるものと考えられており, 供試体の浸漬深さや熱容量の影響が議論されている。一般に, 沸騰曲線は膜沸騰領域から遷移沸騰領域への遷移領域においては, 滑らかな丸みをおびた凹形状の曲線となるもので, 太線で示す測定値はそれを裏づける傾向を示しているが, 細線で示す予測は単調に変化するのみで, この領域の沸騰特性を表現することができない。従って, 低過熱度領域の極小熱流束点近傍では両者の隔たりは大きい, その領域以外の高過熱度側では $\pm 10\%$ 内外で一致している。

4. むすび

有限長さの垂直円柱から飽和液体中への膜沸騰熱伝達を予測するために, 円柱体の底面, 側面および上面の各表面の平均熱伝達係数を評価して総合する飽和膜沸騰の伝熱整理式を構築するとともに著者らが行ったアスペクト比 $L/D=0.16\sim 8.0$ の供試円柱による過渡膜沸騰熱伝達の実験に基づく測定値と比較して, 整理式の妥当を検証した。特に, 円柱側面からの平均熱伝達係数の評価に当たっては, L_{B_1} より大きい伝熱面で生じる蒸気膜の波状性を考慮するために, 蒸気膜ユニットモデルを導入した。このことにより, 円柱側面からの熱伝達の推算の精度が向上したと考えられる。なお, 新伝熱整理式は著者らの測定値をおおむね $\pm 10\%$ 内外の精度で相関できた。

参 考 文 献

- 1) 日本機械学会編; 沸騰熱伝達と冷却, (1989), 128.
- 2) 茂地 他 3 名; 日本機械学会論文集(B編), 54, (1988), 1808, T. Shigechi *et al.*; *JSME Int. Journal, series II*, 32(1989), 646, T. Shigechi *et al.*; *Transport Phenomena in Thermal Engineering*, 1, Begell House Inc.(1993), 402, S. Momoki *et al.*; *Proc. 4th ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, Lahaina*, 2, (1995), 265.
- 3) 山田 他 3 名; 長崎大学工学部研究報告, 28, 51, (1998), 139.
- 4) 山田 他 3 名; 長崎大学工学部研究報告, 28, 51, (1998), 143.
- 5) 西尾・大竹; 日本機械学会論文集(B編), 58, 554, (1992), 3161.
- 6) Bromley L. A.; *Chem. Eng. Prog.*, 46, (1950), 221.
- 7) Berenson P. J.; *Trans. ASME, J. of Heat Transfer*, 83, (1961), 351.
- 8) 日本工業標準調査会; 日本工業規格, 熱処理油 (JIS K 2242), (1991).
- 9) Witte L. C. and Lienhard J. H.; *Int. J. Heat Mass Transfer*, 25, 6, (1982), 771.
- 10) 西尾・上村; 日本機械学会論文集(B編), 52, 476, (1986), 1811.
- 11) Peyayopanakul W. and Westwater J. W.; *Int. J. Heat Mass Transfer*, 21, 11, (1978), 1437.