高温水から冷空気流への蒸発伝熱共存対流熱伝達に関する研究*

Study on Convective Heat Transfer from Hot Water to Cold Air Flow with Evaporation

廣 田 竜 也** 海 老 原 豊*** 小 泉 安 郎**** 大 平 晃 嗣†
HIROTA Tatsuya EBIHARA Yutaka KOIZUMI Yasuo OHIRA Kouji

山 路 達 也†† 村 瀬 道 雄†††
YAMAJI Tatsuya MURASE Michio

Abstract Evaporation heat transfer from the hot water flow to the cold air flow in a horizontal duct was examined. Hot water was in the range of 35°C ~ 60°C. Cold water was approximately 25°C. The air velocity was varied from 0.0656 m/s ~ 1.41 m/s. The heat transfer rate from the water flow to the air flow became large with an increase in the air velocity. The higher the water temperature was, the larger the heat transfer rate was. When the total heat flux from water to the air flow is divided into two terms; the evaporation term and the forced flow convection term, the evaporation term dominate main part and that is about 90 ~ 80 % of the total heat flux. The measured values of the evaporation term and the forced flow convection term were larger than the predicted because of the effect of the diffusion of evaporated vapor. The correlation to predict the heat transfer from the hot water flow to the cold air flow with the evaporation was developed by modifying the laminar flow mass transfer correlation and the laminar forced convection heat transfer correlation. Good results were obtained.

Keywords: Heat transfer, Convection, Evaporation, Hot water, Cold air, Humidity

1. 結 言

原子炉で使用された核燃料は、原子力施設内の使用済燃料ピットにて保管・管理された後、最終処理場に運ばれる。使用済燃料ピットにて保管・管理中、使用済み核燃料中の核分裂生成物自然崩壊のため、使用済み核燃料は熱を発生する。そのために、使用済燃料ピット温度は、冷却設備によって一定温度以下に保たれる。したがって、浄化冷却設備が停止した場合の水温上昇を評価し、管理値に達するまでの時間を予測することが重要

である。プール内水温度上昇は、発生熱量と、プール水から建屋内換気空気へ伝えられ、建屋外気へ捨てられる熱量に主に依存する。プール水から建屋内換気空気への伝熱（除熱）には、プール水内自然対流熱伝達と建屋内換気空気への対流熱伝達に加えて、プール水表面で水の蒸発が生じることによるプール水の除熱も関わりを持つ。しかしながら、後者について精度良く求める方法が無い。そのため、安全性に関する保守性の観点から、断熱を仮定して水温度上昇を求めている。本研究

* 2012. 11. 20 受付

** 信州大学大学院工学系研究科機能機械学専攻 〒386-8567 長野県上田市常田 3-15-1
E-mail: 11fa421j@shinshu-u.ac.jp

*** IHI 回転機械

**** 信州大学繊維学部機械・ロボット学系

† 信州大学大学院理工学系研究科機械・ロボット学専攻

†† 信州大学繊維学部創造工学系機能機械学課程

††† 原子力安全システム研究所

では、蒸発を伴う熱伝達に関する伝熱量評価の整備を目的としている。矩形流路内底部を温水が流れ、その上部を冷温空気が流れる条件下で、温水から空気流への蒸発伝熱実験を行った。測定結果を基に、蒸発伝熱相関式を導いた。

2. 実験

2.1 実験装置

実験装置概要及び試験部詳細を Fig. 1、Fig. 2 に示す。

Fig. 1 Experimental apparatus.

Fig. 2 Details of test section.

試験部は水平に設置される。タンク内精製水はポンプにより浮子式流量計を経て試験部へ送られる。一方、コンプレッサからの空気は、浮子式流量計を経て水に対向する向きに試験部へ流入する。試験部は長さ 600 mm、断面は巾 50 mm、

高さ 40 mm の矩形である。水は流路端底面から流入し、流路他端底面から流出する。一方、空気は同様に上面から流入、流出する。流入、流出口には底面から 6 mm の高さで長さ 150 mm の水面跳ね水防止板が取り付けられている。流路内水位は、水出口オーバーフロ高さにより調節される。今回の実験では、水位は 5 mm とした。水温度は水タンク内ヒータで調節した。試験部、装置管路は十分保温されている。水、空気温度はそれぞれ試験部入口、出口にて K 型熱電対により測定した。空気湿度は試験部入口、出口にて電子式相対湿度計、HN-CHT (株式会社 CHINO) により測定した。空気温度 25 °C、0~90 %RH において ±2 %RH、90~95 %RH において ±3 % の精度である。圧力はブルドン管圧力計にて測定した。実験は、空気流速 0.00656 m/s ~ 1.41 m/s、水流速 0.0235 m/s ~ 0.186 m/s、水温度 308 K~333 K の範囲で行った。

2.2 実験結果

相対湿度 ϕ [%] と絶対湿度 x [kg/kg'] との関係は式(1)で与えられ、

$$x = 0.622 \times \phi P_{vs} / (P - \phi P_{vs}) \quad (1)$$

そのとき湿り空気エンタルピー h [kJ/kg'] は式(2)により求まる[1]。

$$h = 1.0046T - 274.42 + (1996 + 1.85T)x \quad (2)$$

乾き空気及び水蒸気のガス定数を R_{da} 、 R_w とすると、試験部気相入口状態を添字 1 で表すと、温度 T_1 、圧力 P_1 、絶対湿度 x_1 より入口湿り空気比容積 v_{g1} [m³/kg'] は、

$$v_{g1} = (R_{da} + x_1 R_w) (T_1 / P_1) \quad (3)$$

従って、試験部内乾き空気流量 G_{da} [kg'/s] は、

$$G_{da} = M_1 / v_{g1} \quad (4)$$

以上より、試験部流路内水面から空気流への総伝熱量 Q [kW] は、試験部流路出口の状態を添字 2 で表すと、次式で与えられる。

$$Q = G_{da} \times (h_2 - h_1) \quad (5)$$

水の試験部流路出入口平均温度 T_w [K] に対する飽和蒸気エンタルピーを h'' [kJ/kg] とすると試験部流路内で水面から気流へ持ち込まれる熱量 (蒸発伝

熱量) Q_e [kW]は式(6)で与えられる。

$$Q_e = (x_2 - x_1) G_{da} h'' \quad (6)$$

試験部流路内水面から気流へ持ち込まれる総伝熱量 Q [kW]は、水面からの蒸発伝熱量 Q_e と気流による対流伝熱量 Q_c [kW]の和であるから、対流伝熱量 Q_c は以下で求まる。

$$Q_c = Q - Q_e \quad (7)$$

Fig. 3、Fig. 4 に測定結果例として、水温度 323 K、水流速 0.055 m/s の空気及び水の入り口及び出口温度、空気入り口及び出口の相対湿度と絶対湿度を、空気流速に対して示す。空気は、入り口温度に対して出口で大きく上昇しているが、水側の入り口出口間の温度低下は小さい。空気流量が少ないところで、出口相対湿度が 100 % に達している。以下の検討では、これら出口相対湿度が 100 % に達したデータ点は除外した。

Fig. 3 Air and water temperatures.

Fig. 4 Relative and absolute humidities.

Fig. 5 に、水流速 $u_l = 0.055$ m/s の場合の水から空気への試験部内総伝熱量 Q を示す。総伝熱量は、空気流量の増加に伴い、また、水温度の上昇に伴い増大している。Fig. 6 は $u_l = 0.055$ m/s の総伝熱量 Q に占める蒸発伝熱量 Q_e の割合である。総伝熱量の内、蒸発伝熱が、8 割近くの大きな割合を占めていることが理解できる。蒸発伝熱量は、気流速度に大きく依存し、水温の影響は小さいようである。

Fig. 5 Total heat transfer rate. ($u_l = 0.055$ m/s)

Fig. 6 Ratio of evaporation heat transfer rate to total heat transfer rate. ($u_l = 0.055$ m/s)

3. 考 察

3.1 水面温度・熱流束

水、空気は層流で水面での蒸発は、水面直上水蒸気分圧と飽和水蒸気分圧との関係で起きている。本実験条件では水温のほうが気流温度より高いので、気流側からのエネルギー供給で蒸発が起き

ているわけではなく、界面温度 T_0 は気流側物質伝達の影響を受けない。水の熱伝導率 $\lambda_i=0.65$ [W/(mK)]、密度 $\rho_i=980$ [kg/m³]、比熱 $c_p=4.2$ [kJ/(kg・K)]は空気熱伝導率 $\lambda_a=0.026$ [W/(mK)]、密度 $\rho_a=1.04$ [kg/m³]、比熱 $c_p=1.009$ [kJ/(kg・K)]に比べてかなり大きく、また、本実験では水から空気への対流熱伝達率はそれほど大きくはない。そこで、水流内温度分布は一樣と考えて、水の表面温度はバルク温度と等しく、水面から遠方空気温度 $T_{a\infty}$ は空気バルク温度と等しいものとして、水流と空気流の温度分布は Fig. 7 に示すように仮定した。

Fig. 7 Temperature distribution.

Fig. 8 に示すように水面から空気への総熱流束 q は蒸発熱流束 q_e と対流熱流束 q_c の和であり、 q_c は式(8)で求められる。

$$q = q_e + q_c \quad (8)$$

Fig. 8 Heat transfer situation.

3.2 流動条件

Fig. 9 に本実験試験流路内流動状況部を模式的に表す。速度境界層は流路端から、温度境界層は伝熱水面端から成長を開始する。 u_{a1} を試験部流路入口空気流速とし、近似的に平板境界層の関係を用いると[2]、速度境界層厚さ δ 、温度境界層厚さ δ_t はそれぞれ式(9)、式(10)で求められる。ここで、 l は流路端からの距離、 l_0 は流路端から伝熱

開始点までの距離である。なお、水面跳ね水防止板部では温水-空気流間で伝熱は無いものとした。

$$\delta = 4.64 \frac{l}{\sqrt{\frac{u_{a1} l}{\nu_{af}}}} \quad (9)$$

$$\delta_t = 4.51 \frac{l}{\sqrt{\frac{u_{a1} l}{\nu_{af}}}} \left[1 - \left(\frac{l_0}{l} \right)^{3/4} \right]^{1/3} \left(\frac{1}{Pr} \right)^{1/3} \quad (10)$$

本実験条件で、 $\delta=10\sim125$ mm、 $\delta_t=8\sim102$ mm になる。本実験の空気速度 0.4 m/s 以上では空気層水伝熱面端(水面長さ 300 mm)速度境界層は空気流路全体を満たしていない。このことから、本実験結果整理では、流れは矩形流路内流れではなく、上方に無限空間が広がる平板上流れに近いとした。平板に沿う流れ同様と考えた場合、式(11)から本実験での平板空気相レイノルズ数 Re_L は最大で 2.8×10^4 程度である。

$$Re_L = \frac{\rho_a u_{da} l}{\mu_a} \quad (11)$$

Fig. 9 Flow situation in test flow channel.

3.3 蒸発伝熱量

試験部流路内水蒸気分圧を P_v とし、水面及び水面から遠方(境界層外)の水蒸気質量分率をそれぞれ w_{v0} 、 $w_{v\infty}$ とすると、

$$w_{v0} = \frac{(P_v)_{T_0s} R_{da}}{R_{da} (P_v)_{T_0s} + R_v \left(\frac{P_1 + P_2}{2} - (P_v)_{T_0s} \right)} \quad (12)$$

$$w_{v\infty} = \frac{(P_v)_{T_a} R_{da}}{R_{da} (P_v)_{T_a} + R_v \left(\frac{P_1 + P_2}{2} - (P_v)_{T_a} \right)} \quad (13)$$

水面蒸発質量流束 i は水蒸気物質伝達率を h_D 、空気密度を ρ_{da} として式(12)、式(13)より

$$i = h_D \rho_{da} (w_{v0} - w_{v\infty}) \quad (14)$$

一方、水蒸発伝熱量 Q_e は、蒸発熱流束 q_e と水面面積 A を用いると

$$Q_e = q_e A = i h'' A \quad (15)$$

ここで、 h'' は水面温度 T_0 に対する値である。
以上より、

$$q_e = \frac{Q_e}{A} = h_D \rho_{da} (w_{v0} - w_{v\infty}) h'' \quad (16)$$

ここで、 h_D は平板に沿う流れの層流熱伝達式とのアナロジーからシャーウッド数を用いて、

$$Sh = \frac{h_D l}{D_f} = 0.662 \left(\frac{\rho_{da} u_{da} l}{\mu_{daf}} \right)^{1/2} \left(\frac{v_{daf}}{D_f} \right)^{1/3} \quad (17)$$

ここで、 u_{da} 、 ρ_{da} 、 μ_{daf} 、 v_{daf} を使用したのは応用を考えた場合の簡便さを考慮したことによる。尚拡散係数 D は、標準状態の値を D_0 、標準状態圧力を P_0 とすると、式(18)で求められる[3]。

$$D = D_0 \cdot \left(\frac{T}{273.15} \right)^{1.75} \cdot \frac{P_0}{P} \quad (18)$$

$u_l = 0.055 \text{ m/s}$ の場合に対し、式(16)、式(17)から求めた蒸発伝熱量と測定値とを比較して Fig. 10 に示す。測定値のほうが計算値より 2~3 倍大きい。空気に流れがあることが、また空気流にとって底面の温度が高く自然対流の効果があることが、水蒸気物質伝達率を大きくしている可能性がある。平均して測定値は計算値の 3.22 倍となっているが、測定結果の傾向は計算値と良い一致を示している。そこで、測定値を最も良く表す計算式として、式(17)右辺の係数の 0.662 を 3.22 倍し、2.13 と修正すると

$$Sh = \frac{h_D l}{D_f} = 2.13 \left(\frac{\rho_{da} u_{da} l}{\mu_{daf}} \right)^{1/2} \left(\frac{v_{daf}}{D_f} \right)^{1/3} \quad (19)$$

式(16)、式(19)による蒸発伝熱量計算値と測定結果を比較して Fig. 11 に示す。図は $u_l = 0.055 \text{ m/s}$ に対してである。良い一致が得られている。Fig. 12 は本実験全条件に対する蒸発伝熱量の測定値と式(16)、式(19)による計算値との比較である。全体にわたり両者間で良い一致が得られている。

Fig. 10 Evaporation heat transfer rate.

Fig. 11 Measured and predicted evaporation heat transfer rate.

Fig. 12 Measured and predicted evaporation heat transfer rate. (All cases)

3.4 対流伝熱量

平板に沿う流れの層流熱伝達は、

$$Nu = \frac{\alpha_c l}{\lambda_{da}} = 0.662 Re_L^{1/2} Pr_{da}^{1/3} \quad (20)$$

これを用いて、対流伝熱量 Q_c は式(21)で求められる。

$$Q_c = q_c A = \alpha_c (T_0 - T_a) A \quad (21)$$

測定された対流伝熱量と式(20)、式(21)から求まる対流伝熱量の比を、

$$\gamma_e = \frac{(Q_c)_{Measured}}{(Q_c)_{Calculated}} \quad (22)$$

として、 $Re_L = u_a l / \nu_{af}$ に対して Fig. 13 に示す。図は $u_l = 0.055 \text{ m/s}$ の場合である。 γ_e は 1 より大きな値になっている。理由として、底面加熱による自然対流の影響が考えられる。これらの影響を現す無次元数として、スポルディング数 B [4]、

$$B = \frac{C_{pw}(T_{a0} - T_{a\infty})}{H_{fg}} \quad (23)$$

と Re_L 、式(20)、式(21)を用いて測定結果を最も良く表す γ_e を式(24)のように近似した。式(24)を使い式(20)を式(25)と補正した。なお、応用に当たっての簡便さを考慮し、 Re_L は乾燥空気流速で定義した。

$$\gamma_e = (0.076 + B) Re_L^{1/2} \quad (24)$$

$$Nu_c = \frac{\alpha_c l}{\lambda_a} = 0.662 \left[(0.076B + 0.05) Re_L^{1/2} \right] Re_L^{1/2} Pr_a^{1/3} \quad (25)$$

Fig. 14 に、対流熱流束の測定値と、式(21)、式(25)から計算される値を、 $u_l = 0.055 \text{ m/s}$ の場合に対して、比較して示した。比較的良好なまとまりが得られている。Fig. 15 には、本実験全条件に対する対流伝熱量の測定値と式(21)、式(25)による計算値を比較して示した。一致から外れる点が数点見られる。低空気流速では空気出口相対湿度が高くなり、湿度計の誤差も大きくなる。対流伝熱量 Q_c は総伝熱量 Q と蒸発伝熱量 Q_e の差で求めているため、 Q_c は Q_e の約 1/10 であるため誤差が強調された結果と思われる。全体にわたり両者間で良い一致が得られている。

Fig. 13 Multiplier of convection heat transfer rate.

Fig. 14 Measured and predicted convection heat transfer rate.

Fig. 15 Measured and predicted convection heat transfer rate. (All cases)

3.5 総伝熱量

水面から空気への総熱流束 q は式(8)、式(16)と式(19)、また、式(21)と式(25)から計算できる。以上により求めた総伝熱量を、 $u_l = 0.055 \text{ m/s}$ の場合に対して、測定値と比較して Fig. 16 に示す。両者間で良い一致が得られている。

Fig. 16 Measured and predicted total heat transfer rate.

本実験全条件に対し、総伝熱量の測定値と上記計算法による値を比較して Fig. 17 に示す。両者間で良い一致が見られる。対流伝熱量を示した Fig. 15 で、一部計算値からはずれるデータ点があった。総伝熱量に対し対流伝熱量は約 1/10 であり、総伝熱量で比較した場合、その誤差の程度は割合として小さくなり、Fig. 17 に示されるとおりその影響は現れなくなる。

4. 結 言

蒸発を伴う高温水から低温空気流への伝熱実験を行った。

- (1) 水流から空気流への熱伝達率は空気流速の増加に伴い増加し、水温度が最大の時に最大の値となった。
- (2) 総伝熱量の内、対流伝熱量は高々2割程度であり、蒸発伝熱が支配的である。
- (3) 蒸発熱伝達、対流熱伝達の測定値は水の蒸発による拡散のため予測した値よりも大きくなった。
- (4) 総伝熱量を蒸発伝熱量と対流伝熱量に分け、測定結果から、それぞれを与える計算式を導いた。計算される総伝熱量と測定値は良く一致した。

Fig. 17 Measured and predicted total heat transfer rate. (All cases)

Nomenclature

A	: heat transmission area	$[\text{m}^2]$
B	: spalding number	$[-]$
C_p	: constant pressure specific heat	$[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$
D	: diffusion coefficient	$[\text{m}^2/\text{s}]$
d_h	: hydraulic equivalent diameter	$[\text{m}]$
G	: mass flow rate	$[\text{kg}'/\text{s}]$
h	: enthalpy	$[\text{kJ}/\text{kg}']$
h''	: saturated steam enthalpy	$[\text{kJ}/\text{kg}]$
h_D	: mass transfer coefficient	$[\text{m}/\text{s}]$
i	: evaporation mass transfer rate	$[\text{kg}/\text{m}^2\text{s}]$
l	: distance from inlet	$[\text{m}]$
M	: air volume flow rate	$[\text{m}^3/\text{s}]$
Nu	: Nusselt number	$[-]$
Pr	: Prandtl number	$[-]$
P_v	: water vapor partial pressure	$[\text{MPa}]$
Q	: heat transfer rate	$[\text{kW}]$
R	: gas constant	$[\text{kJ}/\text{kgK}]$
Re	: Reynolds number	$[-]$
sh	: Sherwood number	$[-]$
T	: temperature	$[\text{K}]$
T_0	: water surface temperature	$[\text{K}]$
u	: flow rate	$[\text{m}/\text{s}]$
v	: specific volume	$[\text{m}^3/\text{kg}']$
w_v	: moisture mass fraction	$[-]$
x	: absolute humidity	$[\text{kg}/\text{kg}']$
y	: distance from water surface	$[\text{m}]$
Greek letters		
α_c	: heat transfer coefficient	$[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$
δ	: velocity boundary layer	$[\text{m}]$

δ_t	: thermal boundary layer	[m]	s	: saturation
λ	: thermal conductivity	[W/(m K)]	0	: water surface
μ	: viscosity	[Pa · s]	1	: entrance
ν	: dynamic viscosity	[m ² /s]	2	: exit
ρ	: density	[kg / m ³]	∞	: out side of boundary layer
	: relative humidity	[—]		

Subscripts

a	: air
c	: convection
e	: evaporation
da	: dry air
f	: film temperature
g	: gas phase
L	: flow along slab
v	: vapor
w	: wall surface

参考文献

- [1] Matsusita, I., University of Exercises Technical Thermodynamics (in japanese), 226-227, Syoukabou, Tokyo (2004)
- [2] M. N. Özisik, Basic Heat Transfer, Robert E.Krieger, 210-218, Publishing Company, Florida, USA (1987).
- [3] JSME Data Book : Heat Transfer 5th Edition (in japanese), 82-84, JSME, Tokyo (2009).
- [4] L. L. Ross and T. W. Hoffman, Evaporation of Droplets in a High Temperature Environment, Proc. of Third Int. Heat Transfer Conference, 50 – 59(1966).