宇宙往還機用水噴霧冷却器を供試体とした実験^{*1}Experiment Using the Water Flash Evaporator for
Space Shuttle Type Spacecraft as Test Body青 木 伊 知 郎^{*2}

Ichiro AOKI

Key Words : Aerospace Industries, Flash Evaporation, Spacecraft, Fin Type Heating Surface, Simulation**Abstract**

This paper describes the water flash evaporation under low pressure circumstances, which considers the applicability to the practical use for spacecrafts of the data obtained in ref. 1). In the present work, experiments and analysis were carried out to estimate the performance of the water flash evaporating in the unsteady state with the fin type heating surface to be used for spacecrafts, which leads to the following results, (1) the water evaporating condition on the heating surface obtained under the steady state can be regarded to be realized instantaneously, (2) the fin-type heating surface with large angle of water impinging has heat rejection capability corresponding to that obtained with horizontal smooth flat plate, (3) the plump portion in flash evaporator should be avoided to inhibit icing in a pressure control type flash evaporator.

1. 結 言

現在、我が国において研究が進められている無人宇宙往還機 HOPE の排熱手段の一つとして、実用機レベルでは水噴霧冷却器が必要になってくるとみられている。水噴霧冷却器は低環境圧下での水の蒸発による潜熱を利用して被冷却媒体を冷却するものである。

低環境圧下における水噴霧冷却に関する研究として文献 1)~4) などが挙げられるが、これらは被冷却媒体の流入温度及び流出温度が一定状態となった場合の定常状態に関するもので、更に供試体の伝熱面姿勢、形状並びに面粗さが限定されたものである。従って、得られた低環境圧下での水噴霧による熱伝達係数を、被冷却媒体温度が時間変化する実機に対し応用し得るか否かの問題が残されている。

本報告では上述の理由から、HOPE で想定される被冷却媒体の流入温度の時間変化に対して、文献 1)

において定常状態で得られた水噴霧冷却に対する熱伝達係数が、どの程度応用可能であるかを調べることに焦点を当てる。

更に、HOPE 用水噴霧冷却器ではフィン伝熱面を利用することが考えられるが、文献 1) で得た水噴霧冷却の熱伝達データのフィン伝熱面への応用可能性、並びに、前述の最適環境圧に維持するための実機レベルでの技術的な問題についての考察を行う。

2. 実 験

2.1 実験セットアップ及び供試体 第 1 図は実験のセットアップ概念図である。

最上流にある水噴霧冷却器で発生した水蒸気は排気ダクト内を流れ、下流に設置したバルブユニットに入る。バルブユニットは、真空バルブの開度調節により全閉状態を含めて 16 種類の開口状態を得ることができる。また、最下流には左右に分岐した排気ダクト (2) を設けている。全ての排気ダクトの内径は 48.4 mm、またダクト及びバルブユニットのほぼ全表面には凍結防止用として面ヒータを貼り付け、これを 8 ブロックに分けて配線し、ダクト系の温度を制御できるようにしている。また、排気ダクト系は真空バルブを除いて全てアルミ製である。更に、断熱処理としてバルブユニットとその支持台 (第 1 図では省略) との間にはテフロンシートを挿入している。また、真空中での熱輻射を抑制するために、排気ダクト系の全表面をアルミ箔で覆った。

排気ダクト系は真空チャンバー内に設置し、水噴霧冷却器は真空チャンバーの外側上部に取り付け、両者を真空チャンバー内でフランジ結合しており、真空ポンプで真空チャンバー内の圧力を下げることにより、水噴霧冷却器内の圧力も下げられるようになっている。

第 1 図中の記号 P は圧力計を示しており、冷却器

^{*1} 平成 8 年 10 月 8 日原稿受理^{*2} 住友精密工業株式会社航空宇宙機器技術部

第1図 セットアップ概念図

内1箇所、排気ダクト内4箇所、及び真空チャンパー内1箇所の計6箇所の水蒸気圧並びに噴霧水と被冷却媒体の圧力を測定する。また、記号Tは温度センサーを表わし、これを用いて冷却器内温度、排気ダクト温度、噴霧水温度及び被冷却媒体温度を測定する。なお、真空計はキャパシタンス・マノメータを、温度センサーはタイプT銅・コンスタンタン熱電対を用いた。

また、第1図中の矢印は水噴霧用の純水と被冷却媒体であるフロリナート (FC77) の流れる方向を示している。図中の貯液槽 (RESERVOIR) には低温の被冷却媒体が入っており、後述の短周期試験において、被冷却媒体の入口温度を短時間で降下させる際に使用する。

第2図は、水噴霧冷却器の概念図である。供試体は実機で使用する冷却器を想定したサブスケールモデルである。排熱能力は実機の3分の1程度を狙って設計したもので、二重円筒構造をとっており、二重円筒内

を高温の被冷却媒体が下方③から流入し上方④から流出する。その内側円筒の中心軸側には冷却用フィンB (フィンの長手方向は供試体中心軸方向と一致、フィン断面はのこぎり状でこれが円周に配されたものとなっている) が配され、⑤から供給された水が水噴霧ノズルDから噴霧され、Bに入射、蒸発することにより被冷却媒体を冷却する。発生した水蒸気は冷却器下部の排出口Eから排気ダクト系へと流出していく。なお、噴霧は間欠噴霧であるため、噴霧水の一部は伝熱面 (フィン) に当たらずに、第2図で下方に逃げ去り無効水となり得る。この無効水を極力抑えるために、ACOD (図中のC: Anti Carry Over Device) を設置している。これは、被冷却媒体の一部を前もってACOD内部流路に分岐させ、無効水となるべき水を利用してフロリナートを冷却する装置である。これにより、冷却水の有効利用効率は約99%以上になっている (第1表参照)。

2.2 準定常実験方法 準定常実験は2種類の実験

からなる。

第一の実験は、第2図に示す供試体単体の性能に関するもの、第二の実験は、第1図に示すフルセットアップを用いた非定常実験に対する前準備用のものである。

第一の実験（以下、サブスケールモデル実験と呼ぶ）では、第1図の排気ダクト系は設置しない状態で、冷却器内圧力を時間平均値が約800 Paとなるよう調節しながら、被冷却媒体（この実験のみフロンート FX 3300 を使用）の入口温度と流量をそれぞれ58°C及び3 l/minに固定し、水噴霧量を変えて最大熱伝達係数を調べる。この実験により、文献1)において水平平滑平板型伝熱面を持つ供試体を用いて得た水噴霧冷却に対する最大熱伝達係数が、今回のフィン構造型鉛直伝熱面を有する実機型供試体構造で、どの程

第2図 水噴霧冷却器 (FE)

第1表 サブスケールモデル実験結果

試験 記号	FIN 部 排熱量 kW	FE 内 圧力 Torr	FIN 部 熱伝達係数 α kW/m ² °C	最大熱伝達 係数 α_{max} kW/m ² °C	α/α_{max} * 100	FE 全体 としての 排熱効率
A	1.89	6.2	3.097	7.402	45.9	0.987
B	2.89	6.1	5.73	7.326	69.6	0.996
C	3.17	6.2	6.205	7.402	78.8	0.965
D	3.29	7.1	7.39	8.109	84.0	0.939

度達成できるかを調べる。

第二の実験（以下、非定常シミュレーション準備実験と呼ぶ）では、後述の非定常実験において、被冷却媒体の冷却器入口温度が19~70°Cの範囲で変化する際に、被冷却媒体の出口温度が一定（15°C）となるような水噴霧冷却を行うことを試みるため、その準備として準定常状態における冷却器の排熱量と水噴霧量との関係を、0.1~1.5 kW まで0.1 kW 刻みに調べる。ここで0.1 kW 及び1.5 kW はそれぞれ、実用機レベルの HOPE に対して想定した被冷却媒体入口温度19°C及び70°Cの場合に対応している。

更に付帯条件として冷却器内環境圧は、各排熱量に対し時間平均値で613~800 Pa となるようにした。これは文献1)での実験結果より、水噴霧冷却は凍結防止の観点から三重点温度（613 Pa）以上であることが望ましいこと、また、最大熱流束が得られる環境圧は被冷却媒体温度が本実験範囲の時800 Pa 近傍に存在することが判明していることに基づいている。

2.3 非定常実験方法 前述のように、非定常実験では被冷却媒体入口温度を70°Cから15°Cまで変化させる。この時、被冷却媒体出口温度を一定（15°C）に保つように水噴霧量を変化させる。但し、制御は定値設定型（所与の排熱量に対して事前に得た噴霧水量を用いる）とし、被冷却媒体入口温度の変化に応じて、準定常実験で得た15種類の被冷却媒体入口温度に対する水噴霧量で冷却することにより、被冷却媒体出口

第3図 温度シミュレーション実験概念図

温度を制御する。第3図はこれを概念的に説明したもので、図中のワット数は排熱量を示す。

非定常実験は、長周期型と短周期型の二つに大別される。両周期は HOPE のミッション中に生じる温度変化を模擬したもので、周期の長短に対し、準定常状態にて取得したデータを使用する定値設定型制御採用の可否を調べることを目的としている。

定値設定型制御では、同図の A 点から 1.5 kW 排熱相当の水噴霧を行い、被冷却媒体入口温度が 1.4 kW 排熱相当の温度である B 点に下がるまでこの状態を維持する。B 点になったところで水噴霧を 1.4 kW 排熱に対応する状態に切り替える。以下、この操作を繰り返す。

2.4 準定常実験結果 第4図と第1表にサブスケールモデル実験結果を示す。第4図には、水噴霧流量と排熱量との関係並びに各排熱量に対する排熱効率 (= 単位時間当たりの排熱量/単位時間当たりノズルから供給する噴霧水の蒸発潜熱) を示している。第1表には、第4図中の A~D 点でのフィン部における水蒸発による熱伝達係数並びに排熱効率を示している。なお、準定常実験での噴霧水 (温度 10~15°C) の低環境圧下における蒸発量が、供給量の 1% 未満であることを予備実験により確認している。

第1表中の熱伝達係数 α は、排熱量、フィンの凹凸を考慮した伝熱面積及び過熱度 (= 伝熱面温度 - 飽和水蒸気温度) を、それぞれ Q 、 A 及び ΔT_s として、

$$\alpha = (Q/A)/\Delta T_s$$

で与えられる α の定義式より算出したものである。なお、水噴霧の入射するフィンの伝熱面積 A は、別途行った水噴霧分布可視化実験から 0.0173 m² であることが分かっている。また、 $\alpha_{\max}$ は所与の環境圧に対して得られる最大熱伝達係数を示し、文献 1) で得られた実験結果を線形補間して用いた。

サブスケールモデルでは、文献 1) で使用した供試

第4図 サブスケールモデルの排熱と効率 vs. 水噴霧量

体と異なる点として、噴霧水の伝熱面への入射角 (伝熱面の法線と噴霧水のなす角) が大きいこと、並びに伝熱面が水平でなく鉛直方向にあることが挙げられる。水噴霧冷却では、伝熱面上の水の薄膜状態が熱伝達係数の値に大きく影響するため、今回の供試体において熱伝達係数の大きい冷却が実験できるか否かが関心事項となっていた。

第1表の結果を見ると $\alpha/\alpha_{\max}$ は水噴霧量を増加させれば 0.84 以上の値となり、熱伝達係数はフィンを使用する限り、重力 (加速度) 方向及び噴霧水の入射角からの影響は受けにくいことが判明した。

これに対して、実際上の問題点は水噴霧量の増大に伴う排熱効率の低下にあることが分かる。この原因として、噴霧水増大に伴い伝熱面上の水薄膜から噴霧水が跳ね返り、一部が無効水抑制用伝熱面 (第2図中の C) に入射せず水蒸気流と共に第2図の E から逃げて行くことが考えられる。噴霧の裾野を広げると共に、被冷却媒体の冷却による温度変化を考慮して、より高温側により多くの噴霧水を供給するように入射角と分布を改善することにより、噴霧水の部分的な過剰供給を抑制することができる。これにより、入射噴霧水の反射による排熱効率の低下を引き起こさずに排熱能力を上げることができよう。

次に、非定常シミュレーション準備実験結果を第2表に示す。15 種類の場合を通して真空チャンパー内圧力は、実機で想定されている冷却器使用時の HOPE 機外圧力 160 Pa 以下に維持している。

第2表から、準定常状態では真空バルブ開度調節により冷却器内圧力を各ケースに対し時間平均で

第2表 非定常シミュレーション準備実験結果

被冷却媒体		排熱量 kW	冷却器内 圧力 Torr	排熱 効率	真空弁 開口比	噴霧水 質量流量 g/min
入口温度 °C	出口温度 °C					
70.7	15.3	1.5	5.51	1	15/15	35.3
65.5	14.5	1.4	5.92	0.99	14/15	32.8
63.5	14.9	1.3	5.19	1.01	13/15	29.9
60.3	15.5	1.2	5.06	0.99	12/15	28.4
54.9	14.5	1.1	4.6	1.03	11/15	24.4
53.5	15.1	1	4.96	1.01	10/15	23.8
49.1	15.3	0.9	4.82	1.01	9/15	21.4
44.3	15.1	0.8	4.61	1.02	8/15	18.4
41.5	15.1	0.7	5.44	1	7/15	15.9
37	15.1	0.6	4.85	0.98	6/15	13.2
33.3	14.6	0.5	4.72	0.96	5/15	11.2
30.2	14.7	0.4	4.82	1.03	4/15	8.6
26.5	15.2	0.3	4.78	0.95	3/15	7.1
22	14.9	0.2	4.63	0.99	2/15	4.1
19.5	15.2	0.1	4.67	0.96	1/15	2.5

613～800 Pa の範囲に制御できると共に、被冷却媒体出口温度を 15°C 近傍に制御可能であることが分かる。

水噴霧の少ない（排熱量の小さい 0.8 kW 以下）場合、間欠噴霧で噴霧が停止状態にある時には冷却器内圧力が水の三重点圧力を下回る。この場合でも、文献 1) での実験で確認したようにノズル口での氷結は生じなかった。

しかしながら、排熱量が 0.8 kW 以下の場合には、冷却器内で舞い上がった噴霧微小水滴が、冷却器内に 1 mm 程突出したノズル取り付け用ボルト（第 2 図の F）の頭を核として直径 3 mm 程度の氷柱になる様子が観察された。この氷柱により、噴霧の伝熱面への入射が一部妨げられるため、排熱能力が顕著に低下することが分かった。従って、実機では突出部を冷却器内に設けないよう考慮する必要があると考えられる。

2.5 非定常実験結果 第 5 図、第 6 図が示すように長周期型、短周期型共に、被冷却媒体入口温度変化に対して、その出口温度は所期の $15 \pm 5^\circ\text{C}$ にほぼ収まっており、準定常状態で得た排熱能力データが入口温度変化に対する予測値として使用可能であることが分かる。

長周期型と短周期型とを比較すると、後者では、入

第 5 図 長周期型実験結果

第 6 図 短周期型実験結果

口温度の最下点付近で出口温度に隆起変化を生じている点が大いなる相違点である。これは供試体の熱容量が無視できないことから、水噴霧による排熱能力の一部が供試体を冷却するために使われ、被冷却媒体の温度が下がらないことに起因する。そのため、被冷却媒体入口温度変化がより大きい短周期型実験にその影響が顕著に現われている。

3. 非定常解析

文献 1) での各環境圧下における水蒸発伝熱特性は、準定常状態で得たもので、実験において準定常状態を得るまでに 300～900 秒を要している。この主な理由は実験設備の温度状態整定にあると考えられるものの、伝熱面に入射した噴霧水が蒸発に要する時間に関して、伝熱面過熱度の時間変化に及ぼす影響についての考察は全くなされていらない。大気圧中での蒸発時間に関する報告⁹⁾はあるが、低環境圧における蒸発時間に関する報告は、筆者らの知る限りない。

従って、実機での伝熱面過熱度の時間変化に対する温度制御応答を解析する場合、準定常状態で得られた熱伝達係数を、時間に依存しない定数として扱えるか否かに対する考察が必要となる。しかしながら、蒸発時間そのものに関する実験は、計測器等の精度を考えると、必ずしも信頼のおけるデータが得られるとは言えないため、本報告では実機で想定される温度変化にのみ着目した考察を行う。

よってここでは、被冷却媒体入口温度を一定として、水噴霧冷却により被冷却媒体出口温度が実機レベルの温度変化をする場合を考え、実験と計算との比較検討を行う。

まず、実験で伝熱面温度を 70°C とし、1.5 kW 相当の噴霧条件で噴霧を開始し、被冷却媒体出口温度の時間変化を調べる。

次に、上記実験での温度変化を計算で予測することを考える。温度変化を記述するために、次の仮定を置いて定式化する。

仮定：準定常状態で実現される伝熱面上の濡れかたは、噴霧水量の増減に応じて瞬時に達成される。即ち、準定常状態で得た熱伝達係数の値は、環境圧が同じならば非定常問題において時間的に一定と見なせる。

C_t 及び C_r の温度変化は無視できるものとする。また、供試体は熱伝導率の高い材質でできているため、被冷却媒体出口温度（水噴霧により冷却された後の温度）と近似的に同じと見なせるものとすれば、熱量保存則より、

$$MC_t \Delta T(t) + m_r \Delta t C_r (T(t) - T_{in}) = -Q \Delta t \quad (1)$$

第7図 温度変化の実験と解析との比較

(1)式を整理して次式を得る.

$$\frac{dT(t)}{dt} + \frac{m_i C_i}{MC_i} T(t) - \frac{m_i C_i T_{in} - Q}{MC_i} = 0 \quad (2)$$

初期条件 $T(0) = T_0$ とすると(2)式の解は,

$$T(t) = A \exp(Bt) + C \quad (3)$$

但し,

$$A = T_0 - (m_i C_i T_{in} - Q) / (m_i C_i) \quad (4-1)$$

$$B = -m_i C_i / (MC_i) \quad (4-2)$$

$$C = (m_i C_i T_{in} - Q) / (m_i C_i) \quad (4-3)$$

$$Q = \alpha (T_w - T_s) A_s \quad (4-4)$$

ここで, t は時刻, m_i は被冷却媒体質量流量, C_i は供試体比熱, C_t は被冷却媒体比熱, M は供試体質量, Q は排熱量, $T(t)$ は被冷却媒体出口温度, T_w は伝熱面温度, T_{in} は被冷却媒体入口温度, T_0 は被冷却媒体出口初期温度, T_s は飽和水蒸気温度を表わす. また, α は熱伝達係数を表わす. なお, 本解析では仮定より Q の値は一定とし, 準定常状態で得られた第2表第3欄の値を使用する. 第7図は第2表中の1.5 kW 排熱の場合の実験結果と(3)式とを比較したものである. 図中のFE内温度は第1図中の温度センサー1が示す実験値である. 本節の実験では(4-4)式中の $T_w - T_s$ は(第2表の実験と同じ値で)一定であるため, Q を一定とすることは α を一定とすることと等価である. 使用した供試体の熱容量及び単位時間に流入する被冷却媒体の熱容量は, それぞれ4.1 kJ/°C及び0.027 kJ/°Cで, 排熱量1.5 kWで初期供試体温度が70°Cの場合, 供試体と被冷却媒体の温度を1°C下げるのに要する時間は約2.5秒である. 従って, 実機型伝熱面(フィン)を用いた場合の噴霧水の蒸発が定常となるまでの時間が100 msec以上のオーダの場合, 実験値と解析値に初期段階から顕著な食い違いを生じると考えられるが, 図から分かるように実験値と解析値は良い一致を示している. これは, 低環境圧下で実

機型伝熱面を用いた水噴霧冷却での水の蒸発時間のオーダが100 msec未満であることを示しており, 本解析で用いた仮定が成り立つことを裏付けている.

4. 結 論

実機型フィン構造を有する宇宙往還機用水噴霧冷却器並びに排気ダクト系を供試体として, 低環境圧での水噴霧冷却実験を行い, 次の結果を得た.

- ① フィン構造伝熱面を使用した水噴霧冷却においては, 伝熱面法線と重力(加速度)方向とが垂直であることが熱伝達係数に及ぼす影響は小さい.
- ② 鉛直型フィン伝熱面への水噴霧冷却の場合には, 最大熱伝達係数に近づくために噴霧流量を増加させると, 入射噴霧水が伝熱面から反射することにより無効水が増大し, 排熱効率が低下する.
- ③ 準定常状態で取得した被冷却媒体入口温度一定での準定常状態での伝熱面上の水蒸発状態は, 瞬時にこの関係が実現するという仮定を設けて, 被冷却媒体入口温度が時間的に変化する場合の冷却性能予測に用いることが可能である.
- ④ 水噴霧冷却装置内圧力を, 時間平均で水の三重点を上回る圧力に制御する場合, 水噴霧ノズル自体の水結は生じないが, 冷却装置内の微小な突起物は水結開始の主因となり得る.

本研究は, 宇宙開発事業団平成4年度委託業務「HOPE熱シンク装置の研究(その4のイ)」⁴⁾の一環として三菱重工業(株)殿と共同研究したものであり, 同事業団殿並びに同重工殿に対しここに謝意を表する.

参 考 文 献

- 1) 青木伊知郎: 真空環境下での水噴霧冷却, 機論, 60, B編(1994), pp. 4159-4164.
- 2) Grissom, W. M. and Wierum, F. A.: Spray Cooling of a Heated Surface, Int. J-Heat and Mass Transfer, V24(1981), pp. 261-271.
- 3) Nason, J. R., Wierum, F. A. and Yanosy, J. L.: Challenges in the Development of the Orbiter Active Thermal Control Subsystem, NASA Conference Publication 2342 Part 1 Space Shuttle Technical Conference, 1983, pp. 1-15.
- 4) Moribe, N., Itagaki, H., Nakagawa, T., Takagi, K. and Chiba, K.: A Study on Heat Sink Device, 19th International Symposium on Space Technology and Science, ISTS94a-11 (1994).
- 5) 戸田三朗: ミスト・クーリングに関する研究(第4報), 機論, 39(1973), pp. 2186-2193.