

排湯熱回収のための流下液膜式熱交換器の性能評価

藤澤 拓己, 白土 博康

Performance Evaluation Test of Falling-Film Heat Exchanger for Shower Drain Heat Recovery

Takumi FUJISAWA, Hiroyasu SHIRATO

抄 録

シャワーや浴槽などの排湯から熱を回収して、給水を予熱することで給湯負荷の削減に寄与することを目的とした排湯熱交換器の性能評価を行った。本熱交換器を流下液膜式と浸漬式で使用した場合を比較すると、流下液膜式の方が熱通過率、熱交換効率がともに高く、特にシャワーなどの短時間入浴の場合に流下液膜式が有効であることがわかった。流下液膜式熱交換器は高い熱交換能力を有し、省エネルギーに有効であることを確認した。

キーワード：排湯熱回収, 流下液膜式熱交換器

1. はじめに

入浴時のシャワーや浴槽などの湯は、灯油やガスなどの化石燃料を使用して加温され、使用後も40℃程度の熱を保有しているにもかかわらず、そのまま捨てられている。日本の給湯用のエネルギー消費量は、家庭で消費されているエネルギー全体の約1/3を占めており¹⁾、このような排湯熱を回収して給湯予熱に用いることで燃料費の削減や省エネルギー、環境への影響の低減に貢献できる。

本研究では、排湯熱回収用の熱交換器として、流下液膜式熱交換器を用い、実際の利用条件を想定して、シャワー利用などの短時間入浴時における排湯熱交換器の熱回収量や熱交換効率、熱通過率の評価を行った。また、本熱交換器を浸漬式として使用した試験を行い、流下液膜式との熱交換能力を比較した。

2. 試験装置

2.1 流下液膜式熱交換器

図1に、試験に用いた流下液膜式熱交換器（JOULIA Ltd. J3/DR-5P-630-W）の断面図を、図2には排湯熱交換器としての利用イメージを示す。流下液膜式熱交換器は、図1のように複数の配管を縦に重ねて配置し、上部から高温流体を薄い液膜状に流下させることで、配管内の低温流体に高

い熱伝達率で熱を移動させる熱交換器である。供試熱交換器は上部が開口しており、高さ120mm、横幅733mm、奥行き68mmの金属製のケース内に熱交換部が収められている。ケース内に流入した排湯は、一度堰き止められて熱交換部の上部から流下し排出される。熱交換部は外径11.5mm、長さ630mm（露出部）の銅製の配管が中心ピッチ13.5mmの間隔で縦列に5本配置されており、冷水は配管内を2往復半する間に、排湯から熱を受け取る。銅製配管部の外表面積は、0.1141 m²（メーカー値）である。

図2のように排湯熱交換器を浴室の排水部に設置する場合、シャワー入浴の際には、例えば40℃程度の排湯が流れるが、10℃程度の給水が熱交換器の配管内を通過中に排湯熱が移動し20℃程度まで加温され、さらに給湯器で加温されシャワー温水となる。

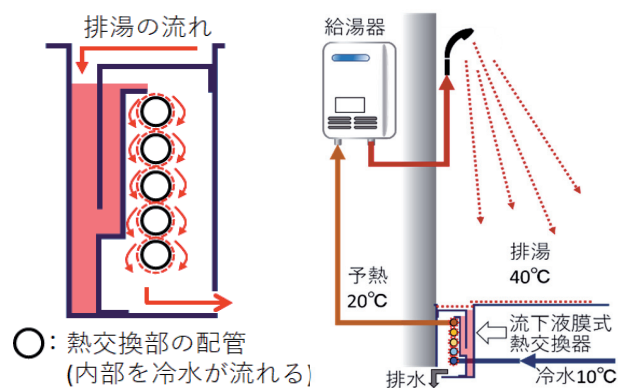


図1 流下液膜式熱交換器断面

図2 利用イメージ

事業名：連携協定活用型 研究交流推進事業

課題名：再生可能熱エネルギーの大量導入に寄与する採熱機器開発のための基礎研究

2.2 熱回収試験装置の概要

図3に熱回収試験装置の概略図を、図4には流下液膜式熱交換器の試験状況写真を示す。装置は、温水と冷水のそれぞれの温度と流量を調整して流すことが可能な構成とした。温水側は、温水槽（約300L）内に水中ポンプを設置し、ビニールホースとステンレス配管で流下液膜式熱交換器に接続し、ホースと配管の周囲と温水槽を断熱材で覆った。温水槽の温度制御には、投げ込みヒーターと温度調節器を用いた。冷水側は、冷水槽（約200L×2台）に、ラインポンプを接続し、ビニールホースとステンレス配管で流下液膜式熱交換器に接続し、ホースと配管の周囲を断熱材で覆った。冷水槽には、チラーを接続した。流下液膜式熱交換器の温水側入口出口、冷水側入口出口の配管の中心部に、それぞれ測温抵抗体を設置した。温水及び冷水の配管には、グローブバルブと羽根車式流量計を接続した。冷水の入口及び出口の配管にデジタル圧力計を設置した。流下液膜式熱交換器の排湯入口の上部には、温水が測定系外に飛散することを防止するためアクリル製の囲いを設置した。

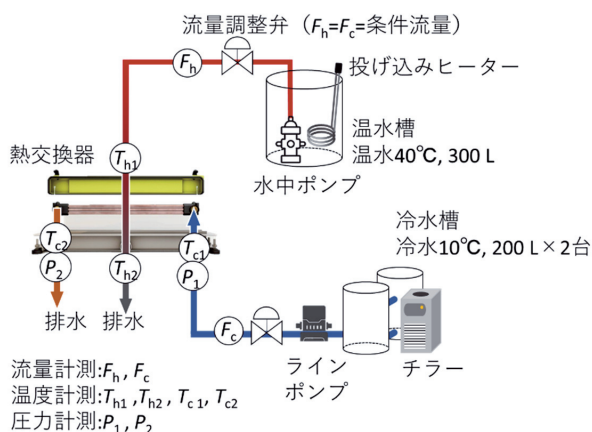


図3 試験装置概略図

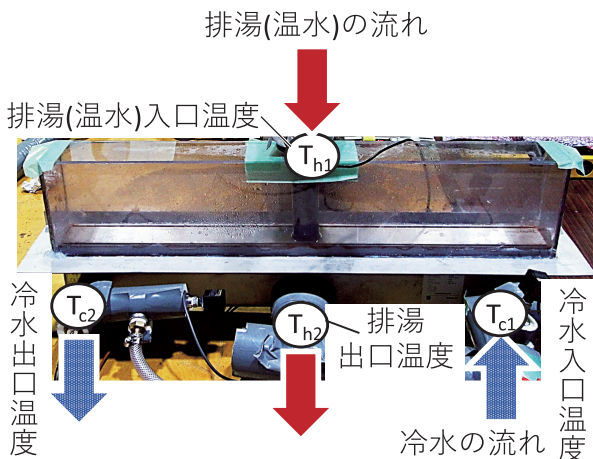


図4 流下液膜式熱交換器の試験状況

3. 試験

3.1 試験方法

試験は、温水と冷水を同じ流量に設定し、表1に示すように5つの流量条件で実施した。このうち3条件は、NTA8800 (Netherlands technical arrangement 8800) : 2019付属書U (シャワー水熱回収効率についての規定) で定められたものであり、今回の試験では、さらに詳細に特性を把握するため、2条件を追加した。

試験は、各流量条件において以下の方法で行った。

- (1) 温水槽を40℃、冷水槽を10℃に調整した。
- (2) 冷水を通水し、流量調整弁で設定流量に調整した。
- (3) 温水を通水し、流量調整弁で設定流量に調整した。
- (4) 温水の通水を開始した時刻を測定開始時刻とし、10分間の通水を行った。

なお、温度、流量及び圧力の記録はデータロガーを用い、測定間隔は10秒とした。

また、この流下液膜式熱交換器を浸漬式として使う場合には、図5に示すように熱交換器の排湯側出口配管を立ち上げた状態とし、熱交換器ケース内の温水が空の状態から試験を開始し、熱交換部全体を温水に浸漬させた。この時、温水出口温度の計測位置は、配管立ち上げ部である。

表1 流量の条件

流量 (L/min)	積算給水量 (L)	備考
5.8	47	NTA8800:2019 CW-klasse 2
7.5	60	追加した条件
9.2	73	NTA8800:2019 CW-klasse 3
10.5	84	追加した条件
12.5	100	NTA8800:2019 CW-klasse 4,5,6

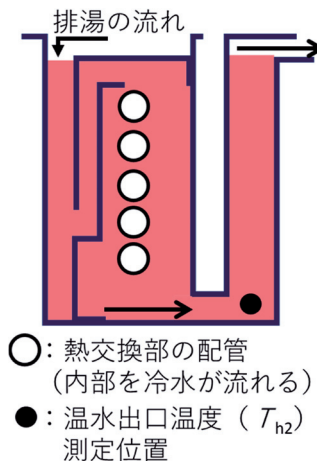


図5 浸漬式として使用した際の熱交換器断面

3.2 熱交換器の効率及び熱通過率の計算

シャワーなどの短時間入浴時を想定した熱交換器の効率の計算は、NTA8800：2019付属書U（シャワー水熱回収効率についての規定）の計算方法をもとに行った。以下に、計算に用いた式(1)～(3)を示す。NTA8800に規定されたとおり、実際のシャワー利用状況を想定した評価を行うため、計算には測定開始後から所定の積算給水量となるまでの約8分間の測定データを用いた。

$$\eta = Q_c / Q_d \times 100 \quad \dots (1)$$

η ：熱交換器の効率[%]

Q_c ：冷水の積算熱回収量 [kJ]

Q_d ：温水と冷水のエンタルピー差の積算値 [kJ]

$$Q_c = \sum \{ F_c \times \rho(T_{c1}) [h(T_{c2}) - h(T_{c1})] \times dt \} \quad \dots (2)$$

F_c ：冷水流量 [m³/s]

$\rho(T_{c1})$ ：冷水密度（冷水入口温度における）[kg/m³]

$h(T_{c1})$ ：冷水の比エンタルピー（冷水入口温度における）
[kJ/kg]

$h(T_{c2})$ ：冷水の比エンタルピー（冷水出口温度における）
[kJ/kg]

dt ：測定間隔 [s]

T_{c1} ：冷水入口温度 [°C]

T_{c2} ：冷水出口温度 [°C]

$$Q_d = \sum \{ F_h \times \rho(T_{h1}) \times [h(T_{h1}) - h(T_{c1})] \times dt \} \quad \dots (3)$$

F_h ：温水流量 [m³/s]

$\rho(T_{h1})$ ：温水密度（温水入口温度における）[kg/m³]

$h(T_{h1})$ ：温水の比エンタルピー（温水入口温度における）
[kJ/kg]

$h(T_{c1})$ ：冷水の比エンタルピー（冷水入口温度における）
[kJ/kg]

dt ：測定間隔 [s]

T_{h1} ：温水入口温度 [°C]

ただし、温度 T [°C] における密度 $\rho(T)$ と比エンタルピー $h(T)$ は以下の(4)式及び(5)式より算出した。

$$\rho(T) = 999.9649 + 0.0264672 \times T - 0.0061549 \times T^3 + 1.775 \times 10^{-5} \times T^5 \quad \dots (4)$$

$$h(T) = 0.167853 + 4.18587 \times T - 0.000146789 \times T^2 + 9.38153 \times 10^{-7} \times T^3 + 8.36764 \times 10^{-9} \times T^4 \quad \dots (5)$$

熱交換器の熱通過率の計算は以下の(6)式を用いて算出した。

定常時の熱交換能力を評価するため、計算には温度が安定した後の測定開始後5～10分までの5分間の各測定データの平均値を用いた。

$$K = Q / (A \cdot \Delta T_m) \quad \dots (6)$$

K ：熱通過率 [kW/(m²·K)]

Q ：冷水の熱回収量 [kW]

A ：伝熱面積 [m²]（メーカー値）

ΔT_m ：対数平均温度差 [K]

4. 試験結果と考察

4.1 流下液膜式 試験時の各温度の推移

図6及び図7に、例として流量9.2L/minの場合における、流下液膜式熱交換器の試験時の温度及び流量データをそれぞれ示す。温水入口温度は、試験が開始され温水が流れると開始温度から上昇し、200秒程度で40°C程度となり安定した。温水出口温度は、試験開始後に低下し、20秒で最低温度となった後、徐々に上昇し安定した。これは、試験手順として先に冷水を流しており、熱交換部が十分に冷却されていたためと考えられる。したがって冷水出口温度が上昇した後に、温水出口温度が上昇し安定する。冷水入口温度は、試験開始から終了まで10°C程度で安定していた。熱交換部では温水から冷水へ熱が移動するため、冷水出口温度は試験開始とともに上昇し、その後安定した。温水流量については、試験開始後50秒以降は設定流量±2%以内で安定していた。冷水流量については、試験開始から終了まで設定流量±2%以内で安定していた。

また、試験の実施時の室温状況により、流下液膜式と浸漬式では温水側の試験開始時の温度や温度上昇の速度が異なっていた。熱通過率は、温度が安定した後のデータを用いており、影響はわずかであった。熱交換効率は、温水入口温度と冷水入口温度と温水流量からエンタルピー差の積算値を算出して分母としており、流下液膜式と浸漬式で1.7%程度の差異があった。この影響については、4.3節で記述する。

4.2 浸漬式 試験時の各温度の推移

図8及び図9に、例として流量9.2L/minの場合における、熱交換器を浸漬式として用いた際の試験時の温度及び流量データをそれぞれ示す。温水入口温度は、試験を開始し温水が流れると上昇し、200秒程度で40°Cとなり安定した。本熱交換器を浸漬式として使用した場合には、熱交換器内が空の状態から試験を開始しており、温水が熱交換器内に溜まった後に排水が始まる。そのため、温水出口温度は流下液膜式として用いた場合よりも安定するまで時間が必要であり、試験開始からの積算温水量が熱交換器容積（約6L）を超える40秒程度から温度が上昇した。冷水入口温度は、試験開始から終了

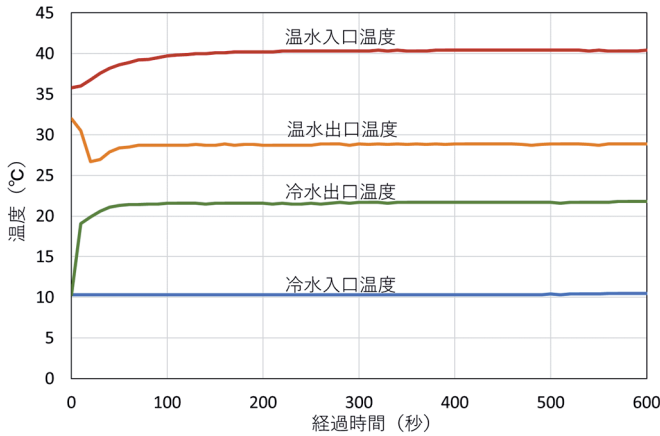


図6 流下液膜式 試験時の温度推移 (流量9.2L/min)

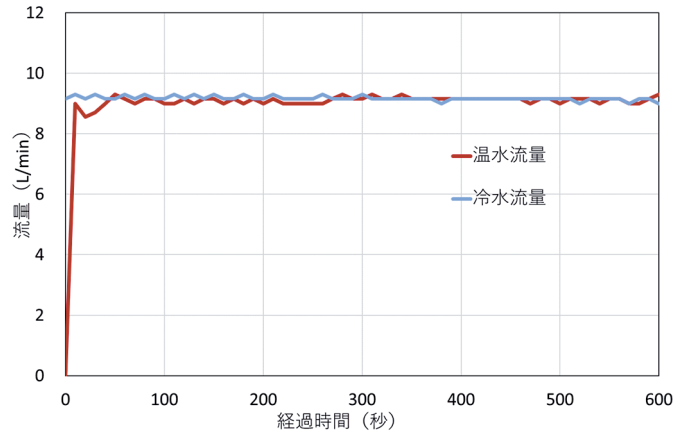


図7 流下液膜式 試験時の流量推移 (流量9.2L/min)

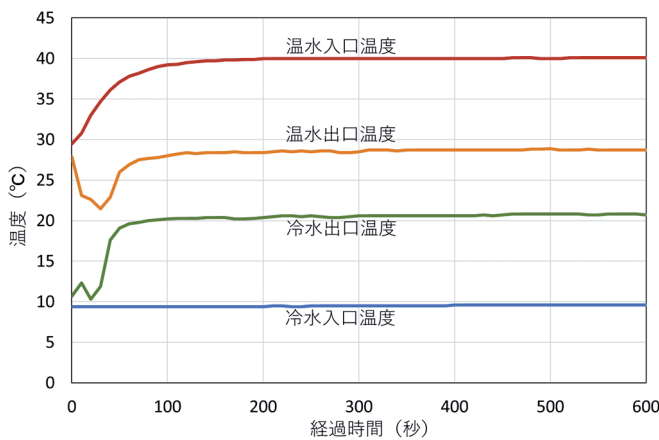


図8 浸漬式 試験時の温度推移 (流量9.2L/min)

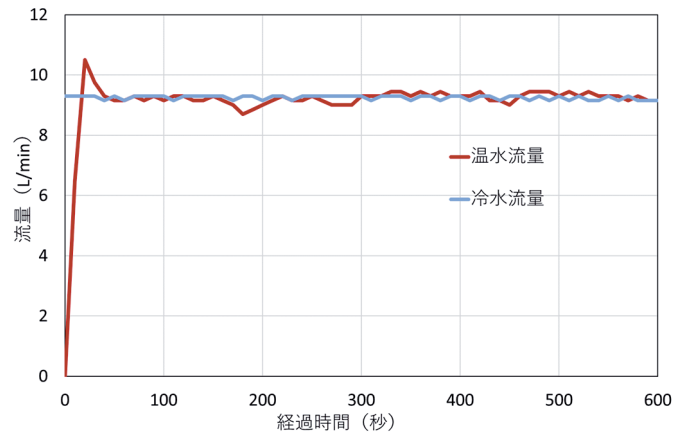


図9 浸漬式 試験時の流量 (流量 9.2L/min)

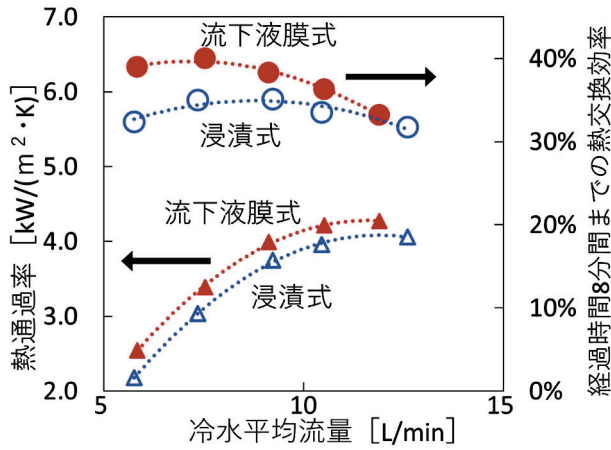


図10 熱通過率と熱交換効率

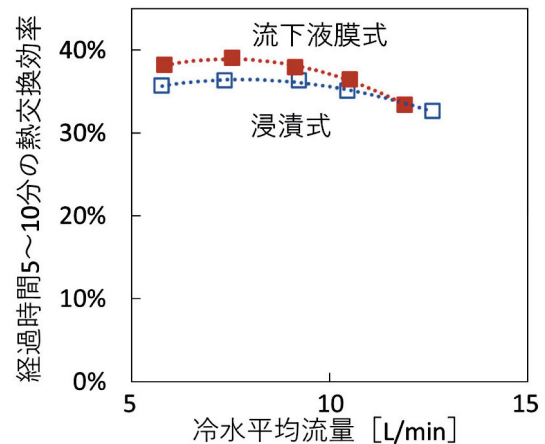


図11 温度安定時の熱交換効率

まで10°Cで安定していた。冷水出口温度は試験開始とともに一旦上昇し、その後低下して再び上昇した。これは、温水から冷水へ熱は移動するが、温水の排水が開始されるまで熱交換器内の温水温度の低下が続くため、冷水と温水との温度差が小さくなり、冷水に移動する熱量が少なくなることが原因であると考えられる。温水流量については、熱通過率計算に用いた300~600秒の範囲では設定流量±2%以内で安定していた。冷水流量は、試験開始から終了まで設定流量±2%以

内で安定していた。

4.3 流下液膜式と浸漬式の能力比較

本熱交換器を流下液膜式及び浸漬式として使用した場合の、各冷水平均流量における定常時の熱通過率と短時間使用時の熱交換効率を図10に示す。各流量条件において、熱交換効率と熱通過率のどちらも流下液膜式の方が高い数値を示しており、浸漬式よりも流下液膜式が高効率の熱交換方式であるこ

とがわかった。これは、流下液膜式では温水が薄い液膜状に流下することで、優れた伝熱特性を示すという既往の成果と合致する²⁾。

熱通過率は、流下液膜式、浸漬式ともに冷水平均流量が10.5 L/min以上では、流量の増加に対し、ほぼ一定値に漸近する傾向にある。どちらの方式においても、流量10.5 L/min以上では、温水から冷水への熱伝達率が一定値に近づくものと推察される。

短時間使用時の熱交換効率は、特に通水流量が少ない条件において流下液膜式に優位性があることがわかった。浸漬式では温水が熱交換器内に溜まった後に排水が開始されるため、それまでは温水側の温度が低い状態で推移し、冷水との温度差が小さく、熱の移動量が小さいことが原因の一つであると考えられる。特に流量が少ない条件では排水開始までに、より多くの時間が必要なため、影響が大きいと考えられる。また、試験の実施時の室温状況により、流下液膜式と浸漬式では温水側の試験開始時の温度や温度上昇の速度が異なっており、熱交換効率を算出する式の分母となる温水と冷水のエンタルピー差の積算値は1.7%程度の差異があるが、これを考慮して熱交換効率を算出しても0.6%程度の差異にとどまる。

さらに、温度が安定した試験開始5分後から10分後までを範囲として、同様の方法で算出した熱交換効率を図11に示す。温度が安定した状態においても、流下液膜式の方が浸漬式よりも熱交換効率が高いことが確認できるが、流量が多い条件では、その差が小さくなっていることがわかる。これは、流量が多くなると液膜が厚くなり、熱交換部分に接触しない温水も増えるため、浸漬式の状態に近づくことが原因と考えられる。

浴場でのシャワー流量は平均9.9 L/min³⁾、節水シャワーでは4.5～8.5L/min程度と報告がある⁴⁾。さらに、シャワー利用時間は平均7分程度(夏季)～10分程度(冬季)であり³⁾、シャワー使用時は排水と給水が同時に行われる。以上より、シャワー使用状況が流下液膜式の優位な条件に合致していることから、今回試験に使用した熱交換器を用いた場合、シャワーなどの短時間入浴の場合に流下液膜式が特に有効であると考えられる。

5. まとめ

流下液膜式である排湯熱交換器の熱交換能力を評価し、省エネに有効であることを確認した。本熱交換器を流下液膜式と浸漬式で使用した場合を比較すると、熱通過率、熱交換効率ともに流下液膜式の方が高く、特にシャワーなどの短時間入浴の場合に流下液膜式熱交換器が有効であることがわかった。

参考文献

- 1) 経済産業省 資源エネルギー庁：平成29年度エネルギーに関する年次報告(エネルギー白書2018)，(2018)
- 2) 白岩寛之・喜多由拓：流下液膜式熱交換器の伝熱特性に関する研究，空気調和・衛生工学会論文集，No.202，pp.23-28，(2014)
- 3) 根岸紗弓・飯尾明彦・岩崎彩雅他：シャワー使用行為の実態に関する研究—その1 使用時調査からみた流量・温度について—，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第1巻，pp.37-40，(2014)。
- 4) TOTO株式会社：水圧に関する注意事項について：
https://jp.toto.com/products/faucet/bath/shower_head/images/shower_head.pdf

