

## 海洋深層水を用いた FCU 冷房システムによるサーバーラック冷却の 伝熱性能評価

有馬 博史<sup>\*1</sup>, 井田 悠生<sup>\*2</sup>, 江口 佳佑<sup>\*3</sup>

### Evaluation of heat transfer performance of server rack cooling by FCU cooling system using deep sea water

Hirofumi ARIMA<sup>\*1</sup>, Haruki IDA<sup>\*2</sup>, Keisuke EGUCHI<sup>\*3</sup>

<sup>\*1</sup> Institute of Ocean Energy, Saga Univ., 1-48, Hirao, Kubara-aza, Yamashiro-cho, Imari-shi, Saga 849-4256

<sup>\*2</sup> Graduate school of Science and Engineering, Saga Univ., 1-Honjo, Saga-shi, Saga 840-8502

<sup>\*3</sup> Department of Science and Engineering, Saga Univ., 1-Honjo, Saga-shi, Saga 840-8502

#### Abstract

To promote the reuse of deep ocean water from ocean thermal energy conversion, a cascade system is proposed for applications such as seawater desalination, aquaculture, and agriculture. One promising use is urban and building cooling using the cold heat of seawater. This study explores a deep ocean water-based cooling system for data centers. A prototype system was integrated into a server rack to evaluate its cooling performance. The system includes a fan coil unit, plate heat exchanger, chiller, and pump. Cooled tap water circulates through the fan coil unit inside the rack to absorb server heat. Performance was assessed by measuring the overall heat transfer coefficient, heat transfer rate, and temperatures at key components. These were analyzed using flow rates of tap water and cold water, as well as air volume through the fan coil unit. Results showed that with two servers, a tap water flow rate of 0.042 kg/s provided sufficient cooling. However, with four servers, even the maximum tap water flow rate was inadequate. To meet the cooling demand for four servers, the system would require a fan coil unit with four times the current cooling capacity. This highlights the importance of scaling the cooling system appropriately for larger server loads.

**Key words** : Cascade deep sea water, Cooling, Fan coil unit, Server rack, Heat exchanger

## 1. 緒 言

海洋温度差発電 (OTEC) では、発電で使用後の海洋深層水を利用する海洋深層水の касケード利用(沖縄県久米島町, 2011)が提案されている。海洋深層水の低温性は OTEC の冷熱源として利用されるが、その低温性は発電後も保たれていることから、OTEC で使用後の海洋深層水を、海水淡水化施設、海洋養殖施設や農業施設へ連続的に送ることで冷熱の有効活用が可能である。一方、海水の冷熱は、古くから海水冷房システム (Sea water air conditioning, 以下 SWAC)として利用 (木下ら, 2011) されており、米国ハワイ州ホノルル、仏領タヒチ島、英国国立海洋センター、沖縄県海洋深層水研究所等での利用例が挙げられる。SWAC は一般的に、海洋と 1 次熱交換器の間で海水をオープンサイクルで循環させる 1 次循環系、1 次熱交換器と 2 次熱交換器の間で水等の冷媒を循環させる 2 次循環系で構成される (Hunt ら, 2021)。冷房対象の空間は 2 次熱交換器により冷却される。一方、1 次側をクローズドサイクルにすることで海水以外の冷媒を使用する方法も提案されている (Liu ら, 2022)。1 次循環系で海水使用しないことで海水腐食を防止する。Hunt ら (2022) は、2 次循環系にアンモニアを流すことで長距離の熱分配について提案を行った。いずれも海水冷熱を使用することで、施設の冷房コストを削減することを目的としている。著者らは、これらの SWAC の技術を海洋深層水 касケードに組み込み、冷熱利用することを考えた。著者ら (有馬ら, 2023) は、カスケード利用の一つとして、海洋深層水の冷熱による家屋の冷房を提案し、床面積 2m<sup>2</sup> の物置を使用して、1 次熱交換器としてプレート式熱交換器 (PHE)と 2 次熱交換器としてファン

原稿受付 2025 年 12 月 22 日

<sup>\*1</sup> 佐賀大学海洋エネルギー研究所 (〒849-4256 佐賀県伊万里市山代町久原字平尾 1-48)

E-mail of corresponding author: arima@ioes.saga-u.ac.jp

コイルユニット (FCU), 冷熱源を冷凍機で代用した冷却システムを構築し, その伝熱性能評価を行った. 使用した物置の面積の場合, 提案の冷房システムにより十分な冷却が可能であることを明らかにした. 森野 (1995)は, 深さ 320m の深海からくみ上げた海洋深層水を利用して, 床面積 20m<sup>2</sup> の実験棟の冷却を行い, 機械式冷房と比して 4 割の省エネルギー効果を得ている.

一方で, SWAC はデータセンター冷却への応用も検討されている. データセンターでは, 世界の ICT の需要の高まりにより, 年々消費電力が増大しており, 2050 年には国内で 12,000TWh, 世界で 500,000TWh に達することが予想 (国立研究開発法人科学技術振興機構低炭素社会戦略センター, 2024)されている. そのため, データセンター冷却に要する電力についても同時に増大している. データセンターの冷却方法には, パッケージ方式, 中央熱源方式, 直接外気空調, 間接外気空調, 間接蒸発冷却方式 (日本データセンター協会, 2024) がある. この中でパッケージ方式および中央熱源方式はヒートポンプを用いるため, データセンターの冷却には膨大な電力を必要とする. これに対して, SWAC を応用した場合, 海洋深層水で冷却した水道水をエアハンドリングユニット(AHU)に直接循環させることで冷却を行えることから, ヒートポンプの圧縮機の電力の削減が見込める. 森野 (2010)は, 床面積 10,000m<sup>2</sup> のデータセンターの冷房に海洋深層水を使用した場合の消費電力の試算を行い, ヒートポンプ式冷房の消費電力との比較を行った. それにより, ヒートポンプ式に比べ 1/20 程度の消費電力まで削減できることを示した. 本研究では, 海洋深層水カスケードにおける冷熱利用をデータセンターの冷房に応用することを提案し, その基礎研究としてサーバーラック 1 台を対象とした, FCU とプレート式熱交換器を用いたサーバー冷却システムを構築し, その伝熱性能評価を行った. 本報ではその結果について報告を行う.

## 2. 記号

$A_c$	: 流路断面積	[m <sup>2</sup> ]	ギリシャ文字	
$A_s$	: 伝熱面積	[m <sup>2</sup> ]	$\beta$	: シェブロン角 [°]
$C_p$	: 定圧比熱	[J/kgK]	$\gamma$	: 放熱量比 [-]
$D_{eq}$	: 水力相当直径	[m]	$\Delta$	: (温度) 差
$h$	: 熱伝達率	[W/m <sup>2</sup> K]	添字	
$h_w$	: 波板高さ	[m]	<i>air</i>	: 空気
$H$	: プレート高さ	[m]	<i>c</i>	: 冷水
$k$	: 熱伝導率	[W/mK]	<i>ch</i>	: 流路
$L$	: プレート穴間隔	[m]	<i>cons</i>	: 消費 (電力)
$m$	: 質量流量	[kg/s]	<i>in</i>	: 入口
$p_w$	: 波板のピッチ	[m]	<i>lm</i>	: 対数平均
$q$	: 熱流束	[W/m <sup>2</sup> ]	<i>out</i>	: 出口
$Q$	: 熱交換量, 放熱量	[W]	<i>p</i>	: 伝熱プレート
$t$	: プレート厚さ	[m]	<i>PHE</i>	: PHE
$T$	: 温度	[°C]	<i>server</i>	: サーバー
$U$	: 熱通過率	[W/m <sup>2</sup> K]	<i>tw</i>	: 水道水
$V$	: 体積流量	[m <sup>3</sup> /h]	<i>w</i>	: 波板
$W$	: プレート幅	[m]		

### 3. 実 験

#### 3.1 実験装置

図1に実験装置概略図を示す。実験装置はテストセクションであるサーバーラック (StarTech.com 社製: オープンフレーム型, 19inch, 42U, 2POSTRACK42), それに組み込まれたサーバー4台, 図2に示すプレート式熱交換器 (アルファラバル製: T2-BFG, 以下 PHE), 図3に示すファンコイルユニット (新晃工業株式会社製: 床置き隠ぺい形 SFR-200, 冷却性能 1.74kW, 以下 FCU), 水道水タンク (日東金属工業製: ステンレスタンク, ST-33, 25L), 水道水循環ポンプ (エレポン化工機株式会社製: マグネットポンプ, SL-7SN, 65W), 冷凍機 (ORION 製: DC インバーターチラー RKE1500B2-V, 冷却能力 5.8kW) で構成される。また, 実験装置は冷水循環系, 水道水循環系の2つの循環系で構成される。実験装置には, 冷水及び水道水流量測定用に超音波式体積流量計 (KEYENCE 製: FD-Q10C, 0-30L/min, 測定精度 $\pm 1.6\%$ F.S.), 流体およびサーバーラック内温度測定用に K 型熱電対 (林電工製: ST6, クラス 1, 精度 $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$ ), FCU 内温度測定用に素線式熱電対 (坂口電熱株式会社製: K-6F, クラス 2), サーバーラック内の湿度測定用に相対湿度計 (GRAPHTEC 製: B-530) を設置した。サーバーの消費電力の測定のため, デジタル電流計 (オートニクス製: MT4W-AA-10, Max 5A) をサーバー電源側に設置した。また, これらの各センサーからの測定値はデータロガー (GRAPHTEC 製: midi LOGGER GL840) に収集, 保存した。

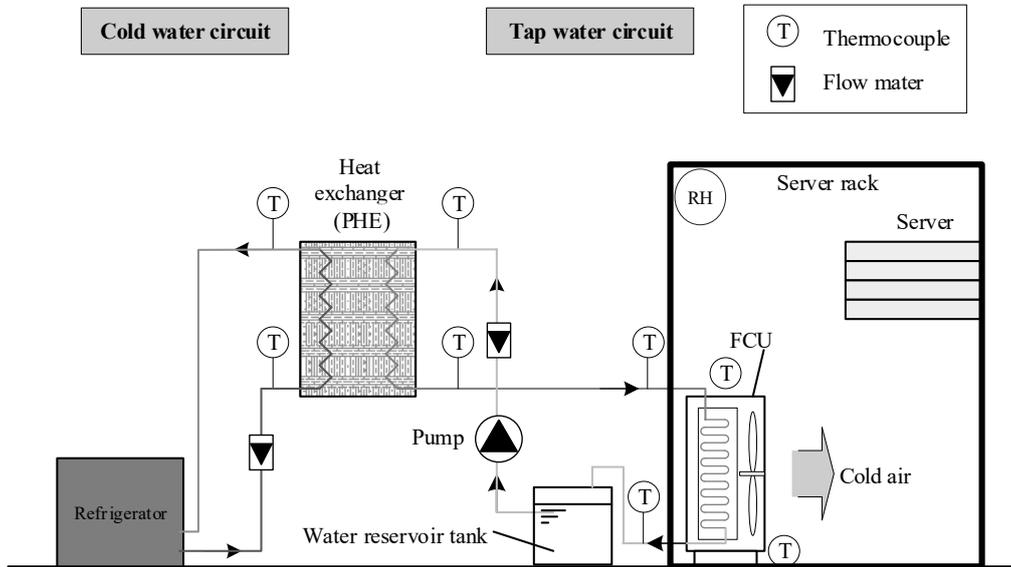
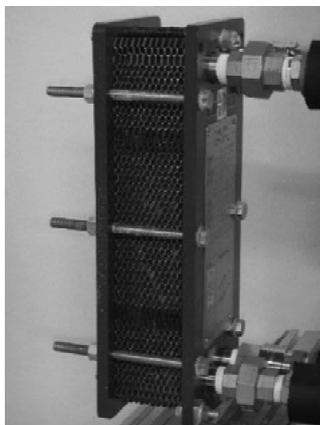
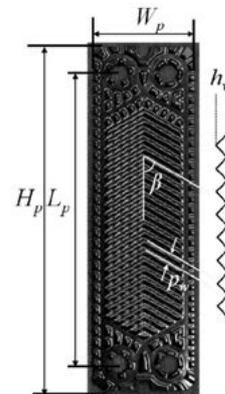


図1 実験装置概略図



(a) 外観



(b) チタン製伝熱プレート

図2 プレート式熱交換器 (PHE)

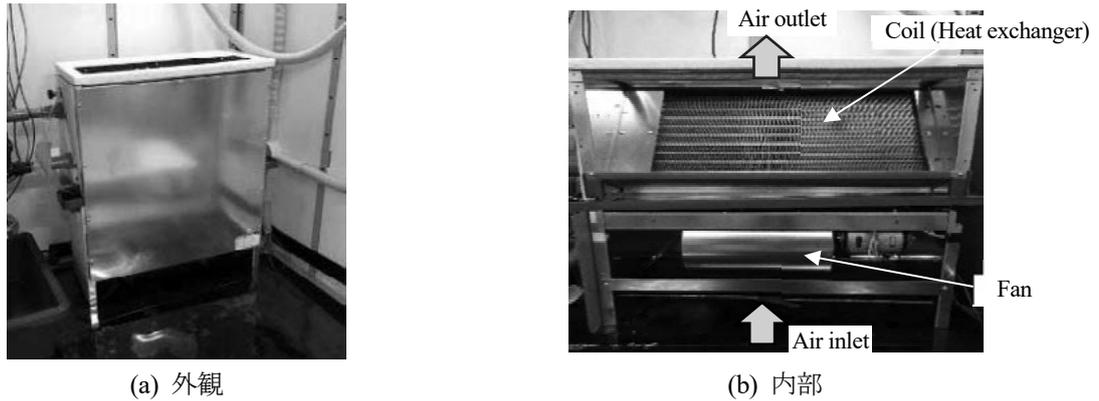


図3 ファンコイルユニット (FCU)

### 3.2 テストセクション

図 4(a)にテストセクションであるサーバーラックの外観写真, 図 4(b)にサーバーラック寸法および熱電対配置図を示す. サーバーラックは正面の門型の枠と固定用の足のみで構成されたオープンプレーム型を使用したため, それを囲うようにアルミフレームで枠を設置した. また, サーバーラックとアルミフレームで構成された枠の正面, 側面, 天井面, 背面に断熱材をはめ込むことで壁を設置し, サーバーラック内を外気と遮断する構造とした. サーバーラック内の背面付近の床には FCU を設置した. また, サーバーラック内温度分布の測定のため図 4(b)および表 1 に示す位置に計 22 本の熱電対を設置した.

本実験では, 図 5 に示すように 1U サーバー4 台をサーバーラックに設置した. 表 2 に実験に使用したサーバーの諸元を示す. 各サーバーは, 表 2-②を除いて同一の CPU を内蔵したモデルを用いた. また, 表 2-②については旧型の CPU を使用しており, 他のモデルと比較して消費電力が小さなモデルである.

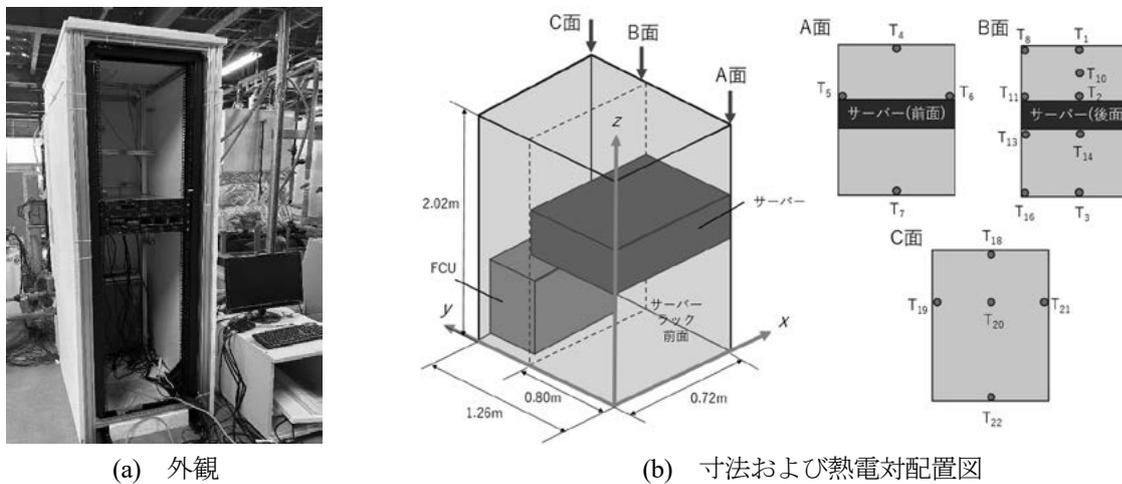


図4 テストセクション (19 inch サーバーラック)



図5 サーバー

表 1 サーバーラック内の熱電対設置位置

Position of T.C.	$x$ [m]	$y$ [m]	$z$ [m]	Position of T.C.	$x$ [m]	$y$ [m]	$z$ [m]
T-1	0.36	0.80	1.99	T-12	0.69	0.80	1.18
T-2	0.36	0.80	1.18	T-13	0.03	0.80	1.00
T-3	0.36	0.80	0.03	T-14	0.36	0.80	1.00
T-4	0.36	0.03	1.99	T-15	0.69	0.80	1.00
T-5	0.03	0.03	1.18	T-16	0.03	0.80	0.03
T-6	0.69	0.03	1.18	T-17	0.69	0.80	0.03
T-7	0.36	0.03	0.03	T-18	0.36	1.23	1.99
T-8	0.03	0.80	1.99	T-19	0.03	1.23	1.18
T-9	0.69	0.80	1.99	T-20	0.36	1.23	1.18
T-10	0.36	0.80	1.60	T-21	0.69	1.23	1.18
T-11	0.03	0.80	1.18	T-22	0.36	1.23	0.03

表 2 サーバー諸元

	①	②	③	④
Company	DELL	DELL	DELL	DELL
Model	PowerEdge R630	PowerEdge 750	PowerEdge R620	PowerEdge R620
CPU	Intel Xeon ES-2650	Intel Pentium4 FSB 800MHz	Intel Xeon ES-2650	Intel Xeon ES-2650
CPU clock	2.2GHz	3GHz	2.6GHz	2GHz
RAM	16GB	4GB	16GB	8GB
TDP	105W	82W	95W	105W

### 3.3 PHE および FCU

本実験装置では、PHE と FCU の 2 種類の熱交換器を使用した。

PHE の外観を図 2(a)に示す。また、図 2(b)に PHE に装填されているチタン製伝熱プレートの外観と表 3 に PHE と伝熱プレートの諸元を示す。

FCU の外観と内部の様子を図 3(a)(b)、諸元を表 4 に示す。図 3(b)に示すように FCU はコイル (熱交換器) とシロッコファンで構成されている。コイル部はチューブアンドフィン構造となっており、チューブは銅製、フィンはアルミ製である。コイル部の銅管に PHE で冷却後の水道水を流し、同時にファンで空気をコイル表面に送ることで、冷却する。

表 3 チタン製伝熱プレート及び PHE 諸元

Specifications of heat transfer plate		
Material	-	Titanium
Plate length $H$	mm	350
Plate width $W$	mm	100
Port distance $L_p$	mm	300
Thickness $t$	mm	0.5
Chevron angle $\beta$	deg	60
Wave height $h_w$	mm	2.2
Wave pitch $p_w$	mm	8.143

Heat transfer area $As_p$	m <sup>2</sup> /plate	0.02
Hydraulic diameter $D_{eq}$	mm	4.4
Thermal conductivity $k_p$	W/mK	22
<b>Specifications of PHE</b>		
Number of plates $N_p$	-	25
Cross-sectional area of the channel $A_{ch}$	tap water	$1.496 \times 10^{-4}$
	cold water	$1.496 \times 10^{-4}$
Number of channels $N_{ch}$	tap water	12
	cold water	12
Overall heat transfer area $AS_{PHE}$	m <sup>2</sup>	0.46

表4 FCU 諸元

With $W_F$	m	635
Height $H_F$	mm	632
Depth $D_F$	mm	229
Cooling capacity	kW	1.74
Heat transfer area $AS_{FCU}$	m <sup>2</sup>	6.55
Tube inner diameter	mm	9.26

### 3.4 実験手順

本実験は、FCU 冷却システムの冷却性能の評価を目的とするため、サーバーラック内に熱負荷をかけた状態から FCU で冷却を行うことで得られる温度変化から、伝熱性能の評価を行うことにした。実験は以下の手順で行った。手順について、図6に示す実験開始から終了までのサーバーラック温度の経時変化の例を用いて説明する。

① サーバーを2台又は4台稼働する。サーバーラックはサーバーフロントの開口部以外は断熱材で封鎖することで、サーバーからの排熱をサーバーラック内に保持する。それにより、サーバーラック全体の温度が上昇する。

② 90~200分後にサーバーラック内の温度がほぼ定常状態となる。定常を確認後、FCU と水道水循環ポンプ、冷凍機を起動しサーバーラック内の冷却を開始する。

③サーバー背面の温度 T-2 の定常を確認後に、全ての装置を停止して測定を完了する。

実験では、①の時間におけるサーバーの放熱量、③の時間におけるサーバー放熱量および FCU の冷却量について測定温度および流量から求めた。

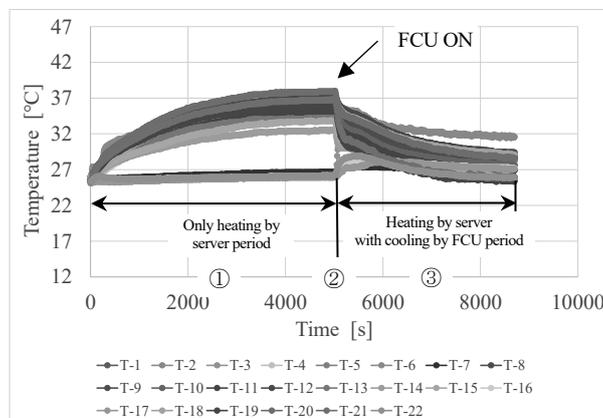


図6 サーバーラック内温度の経時変化の例

$$[2 \text{ servers, } m_{nw} (= m_c) = 8.33 \times 10^{-3} \text{ kg/s,}$$

$$V_{air} = 3.45 \text{ m}^3/\text{min (vol. L)}]$$

### 3.5 実験条件

表 5 に実験条件を示す。実験では、PHE 冷水側入口温度、冷水側流量、水道水側流量、FCU の風量、サーバーの台数、サーバーの CPU 負荷率を条件として与えた。

表 5 実験条件

Mass flow rate of tap water circuit, $m_{tw}$ and cold water circuit, $m_c$	kg/s (L/min)	$8.33 \times 10^{-3}$ , $16.7 \times 10^{-2}$ , $4.17 \times 10^{-2}$ , $8.33 \times 10^{-1}$ , $1.25 \times 10^{-1}$ , $1.67 \times 10^{-1}$ , $2.33 \times 10^{-1}$ (0.5, 1, 2.5, 5, 7.5, 10, 14)
Inlet temperature of PHE, $T_{c, in}$	°C	10
Air flow rate in FCU, $V_{air}$	m <sup>3</sup> /min	3.45 (L), 5.23 (M), 7.05 (H)
Number of servers and (Total power consumption of servers)	-	2 (Approx. 200W), 4 (Approx. 360W)
CPU load	%	0

### 3.6 データ整理

以下の(1)~(6)の値について、実験で測定された値を用いて整理を行った。本実験装置では、PHE と FCU の 2 種類の熱交換器を使用するため、それぞれの熱交換器についての伝熱計算を行った。

#### (1) PHE の熱交換量 $Q_{c, PHE}$

PHE の熱交換量  $Q_{c, PHE}$  [W] は PHE の冷水側の入口温度  $T_{c, PHE, in}$  [°C]、出口温度  $T_{c, PHE, out}$  [°C] 及び質量流量  $m_{c, PHE}$  [kg/s]、定圧比熱  $C_{p, c, PHE}$  [J/kgK] の値を用いて、以下の式で求めた。

$$Q_{c, PHE} = m_{c, PHE} C_{p, c, PHE} (T_{c, PHE, out} - T_{c, PHE, in}) \quad (1)$$

#### (2) PHE の対数平均温度差 $\Delta T_{lm, PHE}$

PHE における対数平均温度差  $\Delta T_{lm, PHE}$  [K] は、次式で定義した。

$$\Delta T_{lm, PHE} = \frac{(T_{tw, PHE, in} - T_{c, PHE, out}) - (T_{tw, PHE, out} - T_{c, PHE, in})}{\ln\{(T_{tw, PHE, in} - T_{c, PHE, out}) / (T_{tw, PHE, out} - T_{c, PHE, in})\}} \quad (2)$$

ここで、 $T_{tw, PHE, in}$  [°C]、 $T_{tw, PHE, out}$  [°C] は、PHE の水道水側の入口および出口温度である。

#### (3) PHE の熱通過率 $U_{PHE}$

PHE の熱通過率  $U_{PHE}$  [W/m<sup>2</sup>K] は、式(1)の熱交換量  $Q_{c, PHE}$  [W]、式(2)の対数平均温度差  $\Delta T_{lm, PHE}$  [K] および PHE の伝熱面積  $A_{SPHE}$  [m<sup>2</sup>] を用いて、以下の式で求めた。

$$U_{PHE} = \frac{Q_{c, PHE}}{\Delta T_{lm, PHE} A_{SPHE}} \quad (3)$$

#### (4) FCU の熱交換量 $Q_{tw, FCU}$

FCU の熱交換量  $Q_{tw, FCU}$  [W] は、FCU の水道水側の入口温度  $T_{tw, in}$  [°C]、出口温度  $T_{tw, out}$  [°C] 及び質量流量  $m_{tw}$  [kg/s]、定圧比熱  $C_{p, tw}$  [J/kgK] の値を用いて、以下の式で求めた。

$$Q_{tw, FCU} = m_{tw} C_{p, tw} (T_{tw, in} - T_{tw, out}) \quad (4)$$

(5) FCU の対数平均温度差  $\Delta T_{lm,FCU}$ 

FCU における対数平均温度差  $\Delta T_{lm,FCU}$  [K]は, 次式で定義した.

$$\Delta T_{lm,FCU} = \frac{(T_{air,FCU,in} - T_{tw,FCU,out}) - (T_{air,FCU,out} - T_{tw,FCU,in})}{\ln\{(T_{air,FCU,in} - T_{tw,FCU,out}) / (T_{air,FCU,out} - T_{tw,FCU,in})\}} \quad (5)$$

ここで,  $T_{air,FCU,in}$  [°C],  $T_{air,FCU,out}$  [°C]は, FCU の空気側の入口および出口温度である.

(6) FCU の熱通過率  $U_{FCU}$ 

FCU の熱通過率  $U_{FCU}$  [W/m<sup>2</sup>K]は, 式(4)の熱交換量  $Q_{tw,FCU}$  [W], 式(5)の対数平均温度差  $\Delta T_{lm,FCU}$  [K]および FCU の伝熱面積  $As_{FCU}$  [m<sup>2</sup>]を用いて, 以下の式で求めた.

$$U_{FCU} = \frac{Q_{tw,FCU}}{\Delta T_{lm,FCU} As_{FCU}} \quad (6)$$

## (7) FCU の冷却量の総和

FCU の運転時間における冷却量の総和を次の式で求めた.

$$\bar{Q}_{FCU} = \int_0^t Q_{tw,FCU} dt \quad (7)$$

## (8) サーバーの運転時間における放熱量の総和を次の式で求めた.

$$\bar{Q}_{server} = \int_0^t Q_{server} dt \quad (8)$$

## 4. 結 果

### 4.1 サーバー放熱量の測定

サーバーラック冷却装置の評価に必要なサーバーの放熱量  $Q_{server}$  は以下の方法で求めた. サーバーからの放熱量の直接測定は困難であるため, サーバー内部の温度及び CPU から熱流束値を用いて熱計算により導出する. サーバー内部の温度および CPU からの熱流束の測定には, 図 5-①のサーバー 1 台を用いた. サーバー内部の熱電対および放熱量の測定に用いた熱流束計の配置を図 7 に示す. 図 7 の  $T_{s1}$ ~ $T_{s4}$  は素線式熱電対,  $q_{s1}$  は熱流束計の設置位置を示す.

サーバー放熱量  $Q_{server}$  [W]は, サーバー正面温度  $T_{s1}$  [°C], 出口背面温度  $T_{s4}$  [°C]及びサーバー背面排気の質量流量  $m_{air}$  [kg/s], 定圧比熱  $C_{p,air}$  [J/kgK]の値を用いて, 以下の式で求めた.

$$Q_{server} = m_{air} C_{p,air} (T_{s4} - T_{s1}) \quad (9)$$

放熱量の測定では, まず初めにサーバー 1 台を任意の CPU 負荷で動作させ, その時の内部の温度および熱流束の測定を行い, 別途サーバーの電源に接続した電流計の値とともにデータロガーに記録する. 測定値をもとに, 消費電力及び CPU からの熱流束値とサーバー筐体前後温度から筐体全体の放熱量を求めた. 消費電力に対するサーバー放熱量の比  $\gamma$  を次の式で求めた.

$$\gamma = \frac{Q_{server}}{Q_{cons}} \quad (10)$$

表 6 に CPU 負荷に対する放熱量と放熱量の比  $\gamma$  の値について示す. 本節以降の実験結果で用いられるサーバー放熱量  $Q_{server}$  は, CPU 負荷の値に対する放熱量比  $\gamma$  と実験で得られた消費電力  $Q_{cons}$  を用いて求めた.

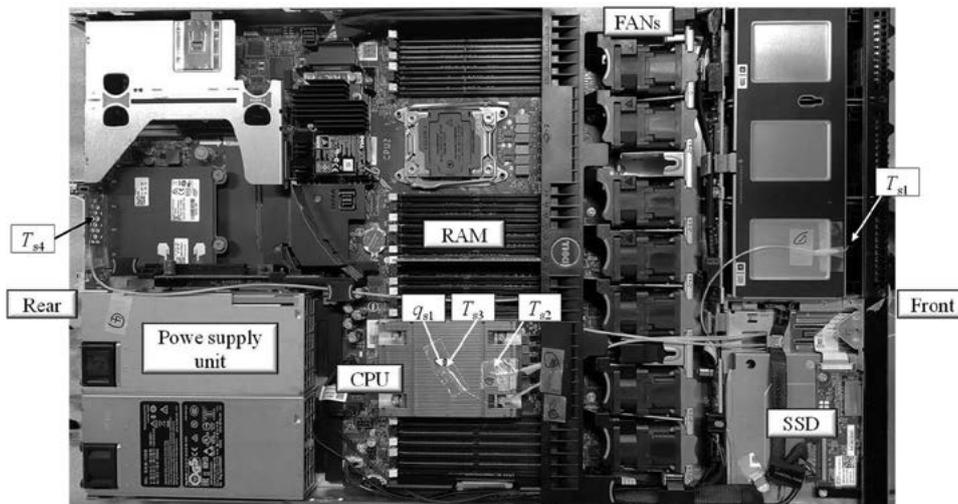


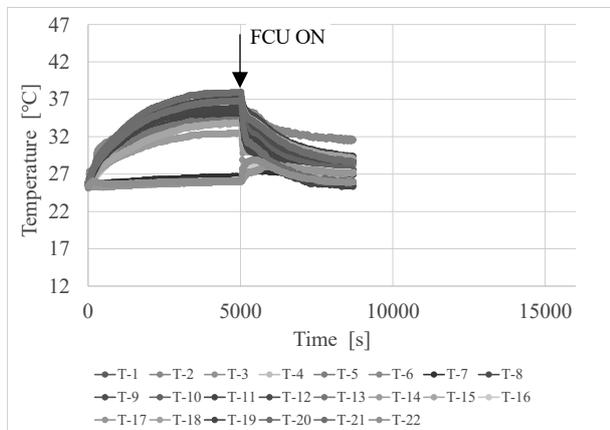
図 7 サーバー内部における熱電対及び熱流束計の配置

表 6 サーバー放熱量

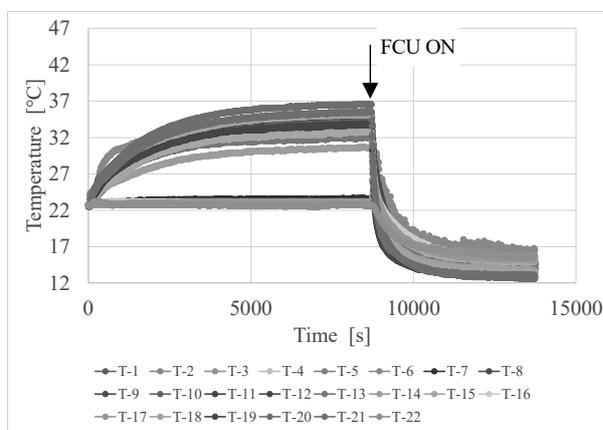
CPU load [%]	Heat dissipation of the CPU $Q_{CPU}$ [W]	Heat dissipation of the server $Q_{server}$ [W]	Power consumption of the server $Q_{cons}$ [W]	Heat dissipation ratio $\gamma$
0	18.9	39.3	74.9	0.53
25	24.5	37.8	81.9	0.46
50	41.4	30.5	107.8	0.28
100	53.5	45.5	152.9	0.30

#### 4.2 サーバーラック内部の温度の測定

図 8(a), (b)にサーバー2 台, 図 8(c), (d)にサーバー4 台の場合におけるサーバーラック内の温度変化を記す. また, 図 8(a), (c)は, 水道水流量が 0.5L/min, FCU の風量 3.45 m<sup>3</sup>/min, 図 8(b), (d)は, 水道水流量が 14L/min, FCU の風量 7.05 m<sup>3</sup>/min を各流量条件として与えた場合の結果である. 同一サーバー数条件で, サーバー内の各温度の



(a) 2 servers,  $m_{nw} (= m_c) = 8.33 \times 10^{-3}$  kg/s,  
 $V_{air} = 3.45$  m<sup>3</sup>/min (vol. L)



(b) 2 servers,  $m_{nw} (= m_c) = 2.33 \times 10^{-1}$  kg/s,  
 $V_{air} = 7.05$  m<sup>3</sup>/min (vol. H)

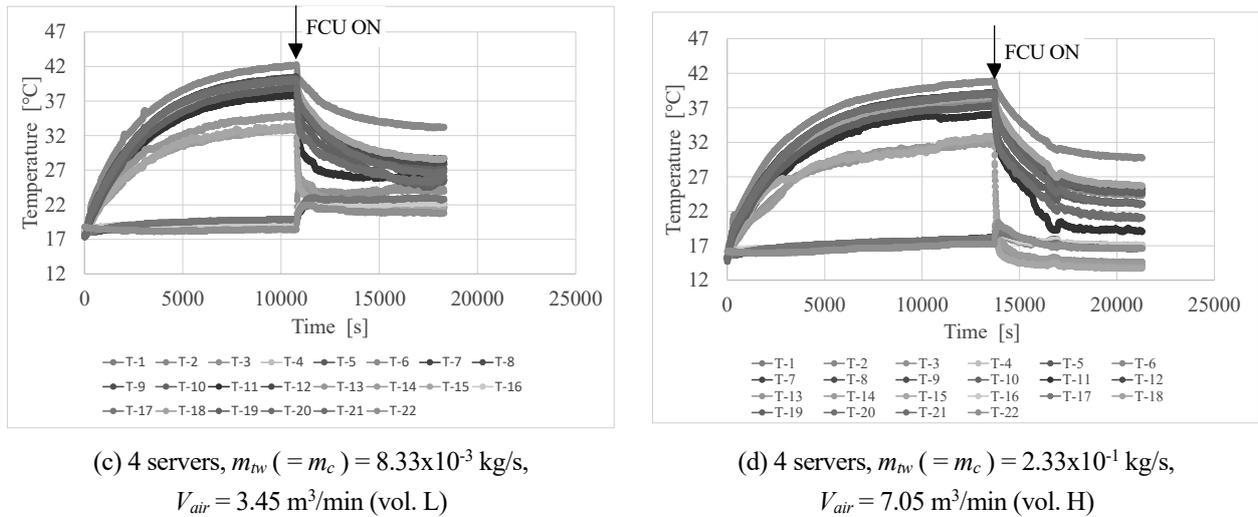


図 8 サーバーラック内温度の経時変化

変化を比較した。図 8(a),(b)において、実験開始から FCU による冷却開始までの温度変化はほぼ同一となる。一方、FCU で冷却開始後は、流量が大きい図 8(b)の方が図 8(a)に比べ、サーバー背面の T-2 の位置では、実験終了時の温度が  $15^\circ\text{C}$  低くなった。また、T-2 温度は、実験開始温度より  $5^\circ\text{C}$  減少した。図 8(c),(d)のサーバー 4 台の場合においても、実験開始から FCU 冷却開始までは同一の温度変化は同一である。FCU で冷却開始後は、流量が大きい図 8(d)の方が図 8(c)に比べ、サーバー背面の T-2 の位置では、実験終了時の温度が  $5^\circ\text{C}$  低くなったが、その温度差はサーバー 2 台の場合に比べ減少した。また、実験終了温度は、実験開始温度より  $15^\circ\text{C}$  の増加となった。

### 4.3 FCU および PHE の熱通過率の測定

図 9(a),(b)に各水道水流量条件、FCU の各風量条件における FCU の熱通過率  $U_{FCU}$  の値の FCU 起動から 30 分間の平均値  $\bar{U}_{FCU}$  について記す。図 9(a),(b)では、サーバー 2 台と 4 台の場合の結果について示す。熱通過率は、水道水の流量の増加に伴い増加する。また、FCU 風量の増加に伴い増加するが、図 9(a)において水道水流量  $0.23\text{kg/s}$  の場合、風量  $3.45$  と  $5.23\text{m}^3/\text{min}$  でその傾向が逆転していることが分かる。また、図 9(b)においても風量  $5.23$  と  $7.05\text{m}^3/\text{min}$  では、その傾向が逆転している。これは、FCU の空気側入口温度と水道水側入口温度との温度差の違いによる影響と考えられる。水道水流量  $0.23\text{kg/s}$  かつ FCU 風量が  $3.45, 5.23, 7.05\text{m}^3/\text{min}$  における FCU 起動時の空気側入口温度は、それぞれ  $34.7^\circ\text{C}, 24.1^\circ\text{C}, 22.6^\circ\text{C}$  である。一方、水道水側の入口温度は、それぞれ  $18.9^\circ\text{C}, 15.1^\circ\text{C}, 14.9^\circ\text{C}$  である。また、その時の熱交換量は、 $1082, 785, 979\text{W}$  となり、風量の大きい  $5.23 \text{ m}^3/\text{min}$  に比して空気との温度差が大きい  $3.45 \text{ m}^3/\text{min}$  の方が、結果的に熱通過率が高くなる結果となった。 $3.45 \text{ m}^3/\text{min}$  においても空気側入口温度を他の風量条件と同じにした場合は、熱通過率が  $5.23 \text{ m}^3/\text{min}$  より低くなると予想される。

また、サーバー台数 4 台の場合は、2 台の場合に比べサーバー放熱量が高く、空気側入口温度が高くなるため、対数平均温度差が大きくなる。そのため、図 9(b)に示すように図 9(a)より熱通過率が減少する結果となった。

PHE 単体の熱通過率の水道水及び冷水側流量による影響を図 10 に示す。冷水側流量が低い  $0.0083\text{kg/s}$  と  $0.0017\text{kg/s}$  の場合を除いて、水道水側流量の増加に伴い、熱通過率が増加する。一方流量が大きい  $0.1\text{kg/s}$  は流量に近い  $0.083\text{kg/s}$  の熱伝達率の大きな違いは見られなかった。また、PHE の熱通過率は FCU の値の約 50 倍以上の値であることから、本冷却システムでは、FCU 側の伝熱性能が律速となり、システム全体の伝熱性能を左右する。

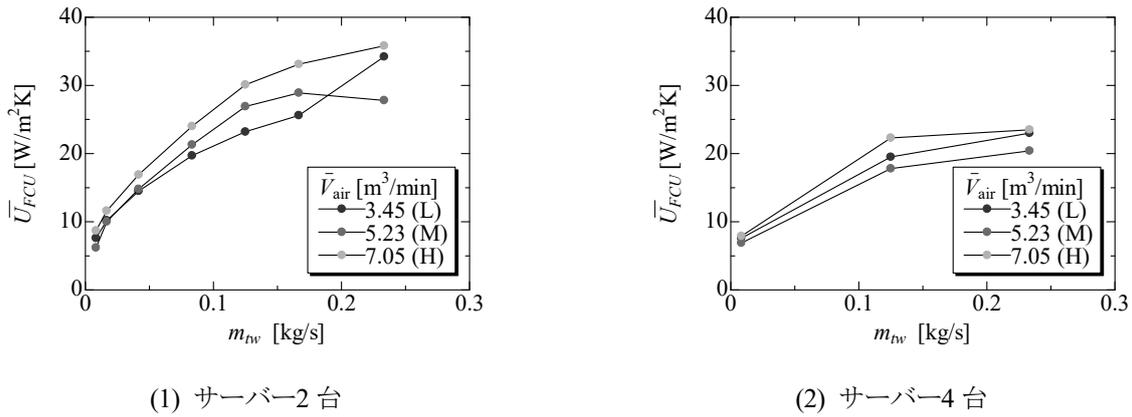


図9 FCU 熱通過率,  $U_{FCU}$

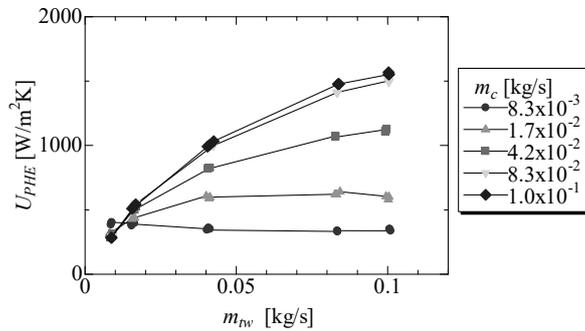
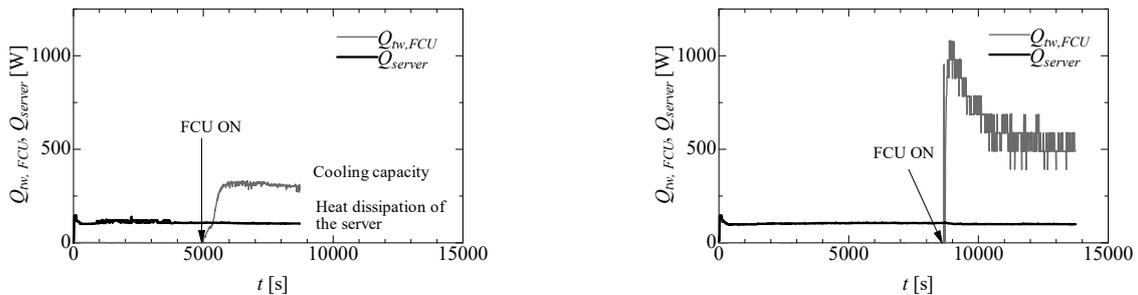


図10 PHE 熱通過率,  $U_{PHE}$

#### 4.4 サーバー放熱量及びFCU冷却量の経時変化

図 11(a)(b)および図 12(a)(b)にサーバー放熱量と FCU 冷却量の経時変化について示す. また, 各図の(a)は水道水流量  $m_{fw}$  が  $8.33 \times 10^{-3}$  kg/s, FCU 風量  $V_{air}$  が 3.45, 各図の(b)は  $m_{fw}$  が  $2.33 \times 10^{-1}$  kg/s,  $V_{air}$  が 7.05  $m^3/min$  の条件である.

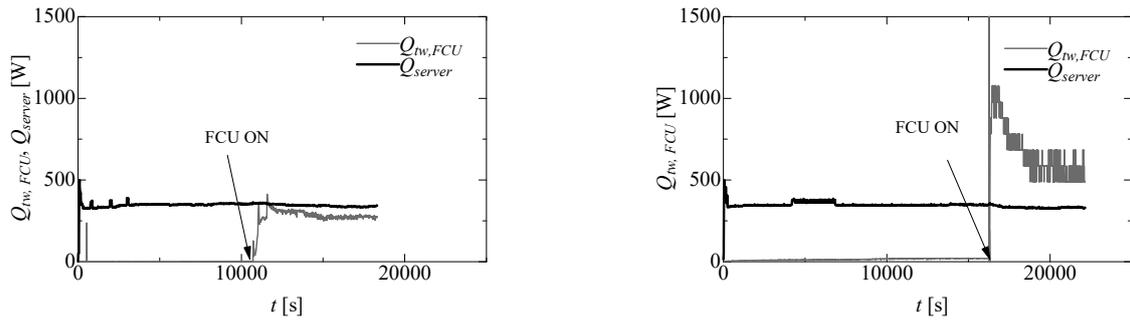
図 11, 12 に示すように, サーバー放熱量  $Q_{server}$  は時間に寄らずほぼ一定の値を示しており, また, その値は, 2台と4台では約2倍の値を示した. 一方FCU冷却量  $Q_{w,FCU}$  は, FCU 起動後から測定可能な値である. 図 11(b), 図 12(b)のように風量と水道水側流量が大きい場合は, FCU 起動直後に冷却量が一旦極大値を示し, その後徐々に定常値まで収束する変化が観察された. 一方, 風量と水道水側流量が小さい場合は, FCU 起動直後に定常値まで徐々に増加する変化が観察された. この理由として, 風量と水道水側流量が大きい場合は, FCU 起動時は入口空気の温度も高く, またFCUの空気側と水道水側の熱伝達率も高くなるため, その結果, FCU 起動時は放熱量



(a)  $m_{fw} (= m_c) = 8.33 \times 10^{-3}$  kg/s,  
 $V_{air} = 3.45$   $m^3/min$  (vol. L)

(b)  $m_{fw} (= m_c) = 2.33 \times 10^{-1}$  kg/s,  
 $V_{air} = 7.05$   $m^3/min$  (vol. H)

図 11 サーバー放熱量及びFCU冷却量の経時変化 [サーバー2台]



(a)  $m_w (= m_c) = 8.33 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ ,  
 $V_{air} = 3.45 \text{ m}^3/\text{min (vol. L)}$

(b)  $m_w (= m_c) = 2.33 \times 10^{-1} \text{ kg/s}$ ,  
 $V_{air} = 7.05 \text{ m}^3/\text{min (vol. H)}$

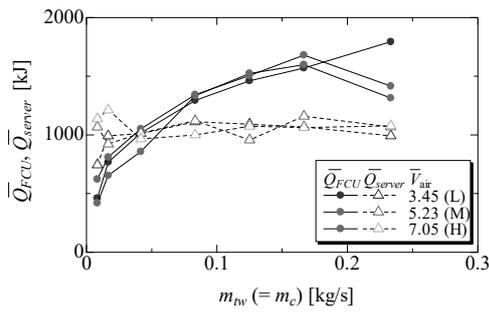
図 12 サーバー放熱量及び FCU 冷却量の経時変化 [サーバー4 台]

が急激に増加する．その後は空気入口温度が低下するため，放熱量も減少する．一方，風量と水道水側流量が小さい場合は，空気入口温度は高いが空気側と水道水側の熱伝達が小さく，熱通過率が低くなることから放熱量の変化が緩やかになる．定常における放熱量は，図 11，図 12 の各条件の(a)(b)の比較で，約 2 倍となることが分かる．

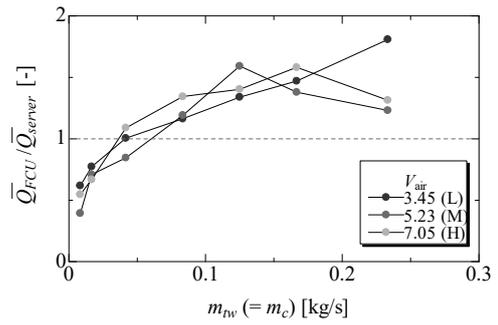
#### 4.5 FCU 冷却時の温度変化とサーバー放熱量

サーバーの放熱量に対する FCU の冷却量について比較を行った．本研究で用いた装置では，FCU でサーバーからの放熱を徐熱することにより，放熱で上昇したサーバーラック内の温度を下げる．その温度変化については，図 8 で示したように，FCU の水道水流量や空気流量で変化する．そこで，実験条件の温度変化への影響について検討する．図 13(a)にサーバー 2 台の条件における水道水流量に対するサーバー放熱量及び FCU 冷却量の変化について示した．ここで，サーバー放熱量  $\bar{Q}_{server}$  [kJ] は，実験開始時間から FCU 冷却 30 分後(図 6 に示す①の期間および③の期間の 30 分間)までの積算値である．また，FCU 冷却量  $\bar{Q}_{FCU}$  [kJ] は FCU 起動から FCU 冷却 30 分後まで(図 6 に示す③の期間の 30 分間)の積算値である．サーバー放熱量は FCU 風量，水道水流量によらずほぼ一定の値を示した．一方，FCU 冷却量は，水道水流量  $0.23 \text{ kg/s}$  の条件を除いて，水道水流量の増加に伴い増加する．また，FCU 冷却量は，風量の増加に伴い増加する．同一の水道水流量条件においてサーバー放熱量と FCU 冷却量の比を図 13(b)に示す．水道水流量  $m_w < 0.42 \text{ kg/s}$  ではサーバー放熱量と FCU 冷却量の比が 1 以下， $m_w > 0.42 \text{ kg/s}$  では 1 以上であり， $m_w > 0.42 \text{ kg/s}$  において FCU 冷却量がサーバー放熱量を超過していることが分かる．一方，温度変化について，図 13(c)にサーバーラック背面温度 (T-2) の FCU 起動時と FCU 起動から 30 分後の温度差，図 13(d)にサーバーラック背面温度 (T-2) の FCU 起動から 30 分後と実験開始時の温度差を示す．図 13(c)は各実験条件における最大温度からの温度変化を示している．図 13(a)の FCU 冷却量の変化と同様な傾向を持つことが分かる．一方，図 13(d)の温度差は，実験開始からのサーバー放熱による熱負荷を含めた温度変化を示していることになり，図 13(b)のサーバー放熱量と FCU 冷却量の比に連動する．図 13(d)の  $m_w > 0.83 \text{ kg/s}$  では温度差が負の値を示すことから，実験開始より FCU 冷却 30 分後の方が温度が低いことを示しており，サーバー放熱によるサーバーラック内の熱負荷を十分に排除できていることを示している．図 14(a)-(d)はサーバー 4 台による結果を示している．図 14(a)(b)よりサーバー放熱量は FCU 冷却量の 2~4 倍の値を示しており，サーバーラック内の熱負荷を全て排除するには不十分な値であることが分かる．そのため，図 14(c)(d)に示すように，FCU 起動時の温度からの温度変化がサーバー 2 台に比べて小さくなり，また実験開始時の温度からの温度の減少も小さく，流量条件のほとんどで開始温度より温度が上昇していることが分かる．

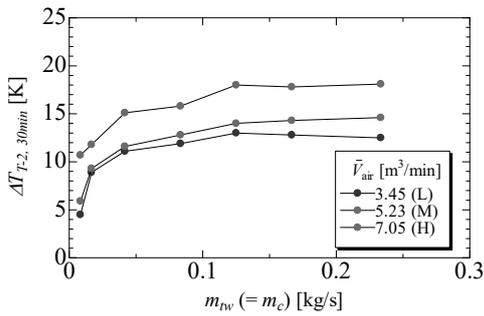
本実験で使用した FCU は 2 台のサーバーの冷却には充分であるが，4 台の場合は能力不足であることが明らかになった．また，4 台のサーバーの冷却には，本実験で用いた FCU の 4 倍の能力を持つ機種あるいは水道水流量条件の選定が必要である．



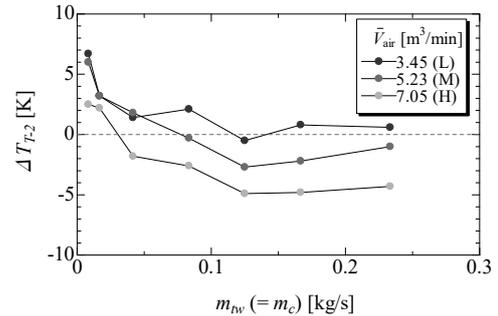
(a) サーバー放熱量及び FCU 冷却量



(b) サーバー放熱量と FCU 冷却量の比

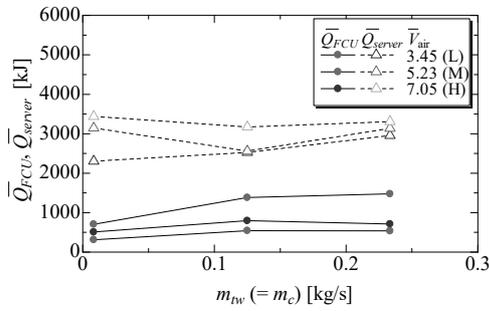


(c) サーバーラック背面温度 (T-2) の変化 (FCU 起動時—FCU 起動から 30 分後)

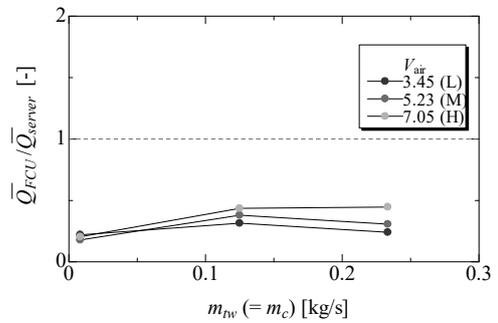


(d) サーバーラック背面温度 (T-2) の変化 (FCU 起動から 30 分後—実験開始)

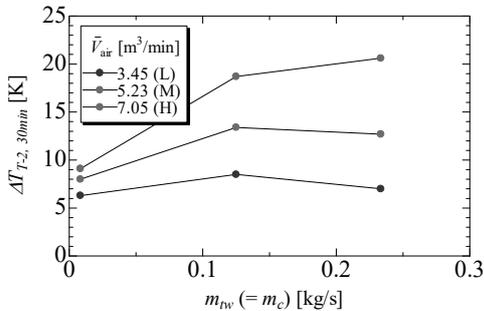
図 13 FCU の冷却量および温度変化 [サーバー 2 台]



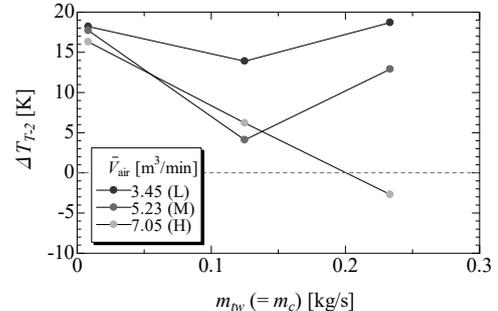
(a) サーバー放熱量及び FCU 冷却量



(b) サーバー放熱量と FCU 冷却量の比



(c) サーバーラック背面温度 (T-2) の変化 (FCU 起動時—FCU 起動から 30 分後)



(d) サーバーラック背面温度 (T-2) の変化 (FCU 起動から 30 分後—実験開始)

図 14 FCU の冷却量および温度変化 [サーバー 4 台]

## 5. 結 言

海洋深層水のカスケード利用の一つとして、データセンターの海洋深層水による冷却を想定してサーバーラックのFCUを用いた冷却システムを提案し、その装置についての伝熱性能評価を行った。その結果以下のことが明らかになった。

- (1) FCU と PHE を組み合わせた冷却システムを構築して、サーバーラックの冷却が可能であることを確認した。
- (2) サーバー2 台の場合、サーバーラック内を水道水の低流量条件では 250W, 高流量条件では 500W の FCU による冷却により、最大温度から 4°C および 18°C の温度低下、実験開始温度から +7°C および -4°C までの温度変化が得られた。
- (3) サーバー4 台の場合、サーバーラック内を水道水の低流量条件では 250W, 高流量条件では 500W の FCU による冷却により、最大温度から 6°C および 20°C の温度低下、実験開始温度から +18°C および -2°C までの温度変化が得られた。
- (4) FCU は 2 台のサーバーの冷却には充分であるが、4 台の場合は能力不足であるため、4 台の冷却には現在の 4 倍の冷却能力を持つ機種あるいは水道水流量条件の選定が必要である。

## 謝 辞

本研究は JKA 補助金 (2020M-210) により資金の助成を受けたものである。ここに記して感謝する。

## 文 献

- 森野仁夫, “海洋深層水による冷房実験”, 空気調和・衛生工学会 論文集, Vol. 20 (57), (1995), pp. 83-92.
- 森野仁夫, “データセンターの冷房に海洋深層水を利用した場合の省エネ性と経済性の検討”, Vol. 11 (1), (2010), pp. 26.
- 木下健ら, “深層水冷熱利用空調システム(SWAC)とその他の冷熱利用”, 海洋再生エネルギーの市場展望と開発動向, サイエンス&テクノロジー, (2011), pp. 224-232.
- 沖縄県久米島町, “久米島海洋深層水複合利用基本調査”, (2011), ,  
[https://www.town.kumejima.okinawa.jp/docs/eeocean\\_water\\_inspection\\_slip/file\\_contents/deepocean\\_water\\_figure.pdf](https://www.town.kumejima.okinawa.jp/docs/eeocean_water_inspection_slip/file_contents/deepocean_water_figure.pdf),  
2023 年 10 月
- Hunt, J. D., Weber, N. A. B., Zakeri, B., Diaby, A. T., Byrne, P., Filho, W. L., Schneider, P. S., “Deep seawater cooling and desalination: Combining seawater air conditioning and desalination”, Sustainable Cities and Society, Vol. 74, (2021), No. 103257.
- Liu, Y., Zhuang, Z., Zhou, Y., Zhao, S., Wang, D., Liu, H., “Heat transfer performance analysis of seawater heat exchange pipelines in deep seawater closed cooling air conditioning system”, Applied Thermal Engineering, Vol. 212, (2022), No. 118582.
- Hunt, J. D., Nascimento, A., Zakeri, B., Barbosa, P. S. F., Costalonga, L., “Seawater air-conditioning and ammonia district cooling: A solution for warm coastal regions”, Energy, Vol. 254, (2022), No. 124359.
- 有馬博史, 井田悠生, 松田昇一, “海洋深層水を用いた冷熱冷房システム用熱交換器の伝熱性能”, 海洋深層水研究, Vol. 24, (1), (2023), pp. 11.
- 国立研究開発法人科学技術振興機構低炭素社会戦略センター (LCS), “情報化社会の進展がエネルギー消費に与える影響 (Vol. 2)”, (2024), <https://www.jst.go.jp/lcs/pdf/fy2020-pp-03.pdf>.
- 日本データセンター協会, “データセンターサーバー室技術ガイドブック”, (2024), pp. 2-69 - 2-88.