

海水熱源を利用したヒートポンプシステムの実験的研究

中岡 勉^{*1}, 首代英樹^{*2}, 西田哲也^{*1}
池上康之^{*3}, 上原春男^{*3}

Experimental study of the Heat Pump System

Tsutomu NAKAOKA, Hideki SYUDAI, Tetsuya NISHIDA,
Yasuyuki IKEGAMI and Haruo UEHARA

In this paper, an experimental study of sea water thermal source heat pump system is carried out. HCFC22 is used as refrigerant. In this system, the heat exchanger of shell and plate type is used. The experimental study was carried out in the inlet temperature of cooling water range of 21.1 to 34.9°C and the inlet temperature of brine range of -20.3 to 10.9°C. The performance of the heat pump system has been tested and its results are reported. The experimental data is compared with empirical equation.

Key Word : Heat Pump, Sea Water, Plate type Heat Exchanger, Unused Energy

1. 緒言

我が国は、産業活動に必要なエネルギー資源をほとんど輸入に頼っている。そのために、エネルギー問題の解決のために省エネルギー化、エネルギーの有効利用方法のシステムが考えられている。この中で省エネルギー有効利用方法の一つとしてヒートポンプシステムが注目されている。現在、ヒートポンプシステムについては、圧縮式、吸収式のシステムが考えられている。また、ヒートポンプシステムにおける各構成機器については、数多くの研究が行われている。

冷媒の選定については、非共沸混合冷媒を用い、サイクルの高効率化を目的とする研究が注目されている。非共沸混合冷媒は、沸点の異なる媒体を混合したもので、全組成範囲で共沸点を持たないものである。非共沸混合冷媒には、凝縮及び蒸発の相変化の際に温度が変化する純媒体には見られない特性がある。

未利用エネルギーを利用したヒートポンプシステムについては、渡邊⁽¹⁾が非共沸混合冷媒ヒートポンプを用いた河川水熱源冷暖房システムを想定し、補機動力を含めたシステムの消費電力量を最小にするための設計方法について報告している。また、黒川ら⁽²⁾は、未利用エネルギーを活用した地域熱供給システムの概要及び海水熱源ヒートポンプシステムの特徴を紹介し、運用実績をもとに海水熱源ヒートポンプの成績係数を算出し、未利用エネルギー活用による省エネルギー効果についても評価を行っている。

本研究は、海水熱源の利用を目的とした熱源を利用して、非共沸混合冷媒を使用する圧縮式ヒートポンプシステムを設計、製作を行った。このシステムについて、まず冷媒にHCFC22を使用し、熱交換器にプレート式熱交換器を用いてヒートポンプシステム、各構成機器の性能について実験を行った。その結果について述べる。

*原稿受付 平成10年3月20日

*1 水産大学校 海洋機械工学科(〒759-6595 下関市永田本町 2-7-1)

*2 水産大学校 水産学研究所(〒759-6595 下関市永田本町 2-7-1)

*3 佐賀大学理工学部付属海洋温度差エネルギー実験施設

(〒840-8502 佐賀市本庄町 1)

2. 記号

A : 伝熱面積, (m^2)	B : ブライン
B_o : ボンド数, (-), 式(22)	cal : 計算
B_{o*} : 修正ボンド数, (-), 式(18)	C : 冷却水, 凝縮器
c_p : 定圧比熱, ($kJ/(kgK)$)	CP : 圧縮機
COP : 成績係数, (-)	exp : 実験
D_{eq} : 相当直径, (m)	E : 蒸発器
f_p : 圧力係数, (-)	F : 冷媒
g : 重力の加速度, (m/s^2)	I : 入口
Gr : グラスホフ数, (-), 式(19)	L : 液体
h : エンタルピー, (kJ/kg), 熱伝達係数, ($W/(m^2K)$), 式(12), (24), フルートの高さ, (m)	O : 出口
H : 顕潜熱比, (-), 式(21), (29)	V : 蒸気
k : 熱伝導率, ($W/(mK)$)	W : 壁面
l : フルートの長さ, (m)	
L : 潜熱, (kJ/kg)	
m : 質量流量, (kg/s)	
n : 回転数, (rpm)	
Nu : ヌッセルト数, (-), 式(14)	
p : フルートのピッチ, (m)	
P : 圧力, (Pa), ポンプ動力, (kW)	
Pr : プラントル数, (-), 式(16), (20)	
q : 熱流束, (W/m^2)	
Q : 熱流量, (kW)	
rpm : 回転数, (rpm)	
Re : レイノルズ数, (-), 式(15)	
s : エントロピー, ($kJ/(kgK)$)	
T : 温度, (K)	
T_{ora} : トルク, (N·m)	
ΔT_m : 対数平均温度差, (K)	
ΔT_{sat} : 過熱度, (K)	
U : 熱通過係数, ($W/(m^2K)$)	
V : 流速, (m/s)	
W : 仕事, (W)	
X : 無次元数, (-), 式(28)	
Y : 無次元数, (-), 式(26), (27)	
δ : プレート伝熱面の厚さ, (m)	
μ : 粘性係数, ($Pa\cdot s$)	
ν : 動粘性係数, (m^2/s)	
ρ : 密度, (kg/m^3)	
σ : 表面張力, (N/m)	
ω : 角速度, (rad/s)	

3. 実験装置及び実験方法

3.1 実験装置

図1は、ヒートポンプシステムのフロー線図を示す。このシステムの主な構成機器は、圧縮機、セパレータ、凝縮器、レシーバータンク、ドライヤー、液-ガス熱交換器、膨張弁、蒸発器である。海水熱源の利用を目的とした熱源の構成機器としては、冷凍機、冷却水タンク、冷却水循環ポンプ、ボイラー、温水-ブライン熱交換器、ブライントタンク、ブライン循環ポンプである。

冷媒は、圧縮機で圧縮された後、セパレータで蒸気と液体とに分離される。液は圧縮機に戻り再循環される。蒸気は凝縮器へ入る。ここで予め冷凍機で冷やされた冷却水と熱交換し凝縮する。その後、レシーバータンク、ドライヤー、液-ガス熱交換器を通り膨張弁に入る。その後、蒸発器に入る。ここで、エチレングリコール(ブライン)と熱交換し蒸発して圧縮機に戻る。一方、ブラインは、温水ボイラーによって加熱される。

図2は、ヒートポンプシステムの外観の写真を示す。圧縮機は単段往復圧縮機、凝縮器、蒸発器、液-ガス熱交換器はプレート式熱交換器である。

図3は、実験に使用したプレート式凝縮器の外形寸法を示す。プレート長さは617mm、プレート幅は192mm、プレート式凝縮器の幅は約228mmである。総伝熱面積は $5.51m^2$ 、プレート枚数は60枚、プレート材質はSUS 316である。

図4は、実験に使用したプレート式凝縮器の冷媒側とブライン側の伝熱面形状の写真を示す。プレート厚さは0.4mm、プレート間の間隙(最大、最小)は5.0~2.5mm、プレート波形の深さは2.5mm、フルートピッチは8.8mm、

傾斜角度は35°である。また、この伝熱面は、プレート式蒸発器も同様である。

図5は、実験に使用したプレート式蒸発器の外形寸法を示す。プレート長さは617mm、プレート幅は192mm、プレート式蒸発器の幅は約200mmである。総伝熱面積は4.56m²、プレート枚数は50枚、プレート材質はSUS 316である。

液-ガス熱交換器は、プレート長さは617mm、プレート幅は192mmである。総伝熱面積は3.61m²、プレート枚数は40枚、プレート厚さは0.4mm、プレート材質はSUS 316である。

3.2 実験方法

実験は、熱源側の冷却水循環ポンプ、クーリングタワー循環ポンプ、冷凍機の順に作動させた。そして、温水ボイラーを起動する。次に、ヒートポンプ側を運転する。初めに冷却水循環ポンプ、ブライン循環ポンプが運転され、その後、圧縮機が運転され膨脹弁が開き運転される。

冷却水入口温度とブライン入口温度の設定は、ヒートポンプの制御盤の温度設定器で行った。

実験データの測定は、冷却水入口温度とブライン入口温度および各所の定常状態を確認後行った。

測定箇所は、ヒートポンプシステムと熱源の圧力、温度、流量、圧縮機の回転数、トルクである。この各測定機器の形式、精度について以下に示す。

圧力測定は、ヒートポンプシステム側では、歪みゲージ式圧力変換器((PGS-10KA, 圧力: 9.8x10⁵Pa用, 精度: ±0.5%以内), (PGS-50KA, 圧力: 4.9x10⁶Pa用, 精

度: ±0.5%以内))で行った。

蒸発器の冷媒側の差圧測定は、差圧変換器(PD-1KA, 圧力: 9.8x10⁴Pa用, 精度: ±0.5%以内)で行った。

温度測定は、ステンレス製サーミスタ(JPt 100 Ω (JIS-C1604-1989))を用い、ヒートポンプシステム側では8箇所、熱源側では、それぞれ4箇所で行った。

流量測定は、電磁流量計(精度: ±0.5%以内)を用い、それぞれ、冷却水流量、ブライン流量を行った。

圧縮機の回転数、トルクの測定は、それぞれ、パルス/アナログ変換器(MQ1, 精度: スパンの±0.3%)、トルク変換器(TP-20KMCB, 非直線性: 0.07% RO)を用い行った。

以上、各測定値は、データロガー(UCAM-10B)で集録し、温度は抵抗-電圧変換器を介し、プログラマブルペンレコーダ(HR-3324)で集録し、GP-1Bインターフェースを通してパーソナルコンピュータ(PC-9801DX)で処理を行った。

表1は、実験条件を示す。

冷媒はHCFC22を使用した。冷却水入口温度は21.1~34.9℃、ブライン入口温度は-20.3~10.9℃、冷却水流量は1.02x10⁴~1.38x10⁴kg/h、ブライン流量は1.24x10⁴~1.56x10⁴kg/hの範囲で行った。

4. 実験結果及び考察

4.1 各状態点

図6は、このヒートポンプシステムのP-h線図を示す。

図7は、T-s線図を示す。図6,7の各点1, 2, 3, 33, 4,

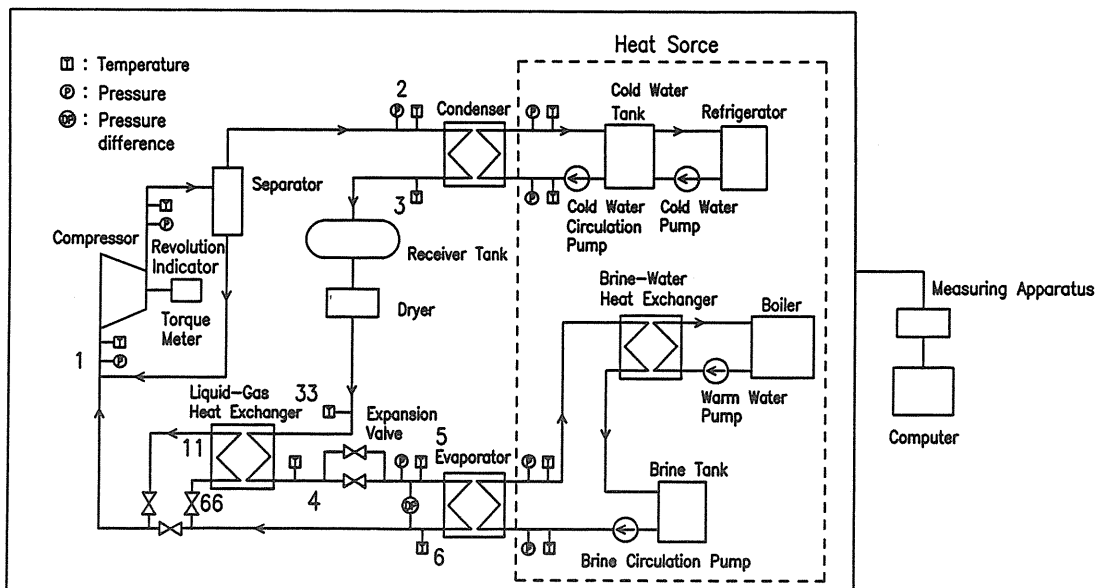


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant		HCFC22	
Condenser	Inlet temperature (cooling water)	T_{CI} (°C)	21.1~34.9
	" (refrigerant)	T_{CNI} (°C)	64.7~84.3
	Inlet pressure	P_{CNI} (MPa)	0.96~1.48
Evaporator	Mass flow rate (cooling water)	m_{CC} (kg/h)	$1.02 \times 10^4 \sim 1.38 \times 10^4$
	Inlet temperature (brine)	T_{EBI} (°C)	-20.3~10.9
	" (refrigerant)	T_{EFI} (°C)	-24.7~1.21
	Inlet pressure	P_{EFI} (MPa)	0.18~0.50
	Mass flow rate (brine)	m_{EB} (kg/h)	$1.24 \times 10^4 \sim 1.56 \times 10^4$
	Weight percent (")	x_{wB} (%)	66.0~71.0
Compressor	Inlet temperature	T_{CPI} (°C)	6.97~26.1
	Inlet pressure	P_{CPI} (Mpa)	0.18~0.49
	Outlet pressure	P_{CPO} (Mpa)	0.96~1.49
	Number of revolution	n (rpm)	975.0~987.5
	Torque	T_{oq} (N·m)	38.0~64.7

5, 6, 66, 11は、図1中の各点と対応している。また、点2iは、点1の状態から等エントロピ変化した点である。点66, 11, 33, 4は、液-ガス熱交換器のガス側、液側の入口、出口である。

冷媒のHCFC22の物性値は、文献[3]を使用した。また、冷却水、ブラインの物性値は、それぞれ、伝熱工学資料⁽⁴⁾、文献[5]を使用した。

4.2 熱交換器の交換熱量

4.2.1 凝縮器

凝縮器の冷却水側の熱量は、次式より求めた。

$$Q_{cc} = m_{cc} C_{Pcc} (T_{co} - T_{ci}) \tag{1}$$

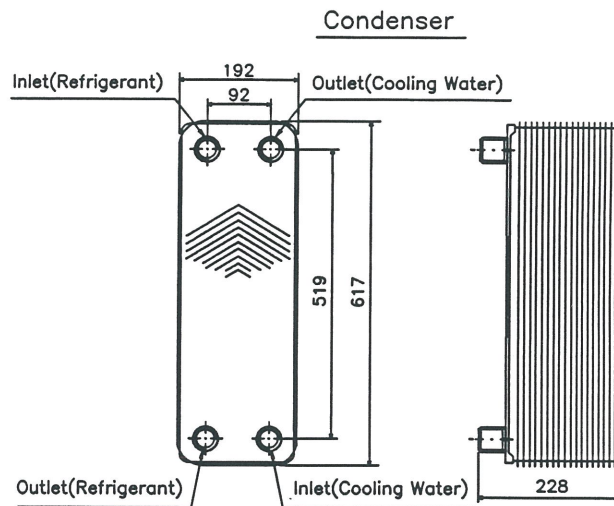


Fig.3 Dimension of a shell and plate type condenser

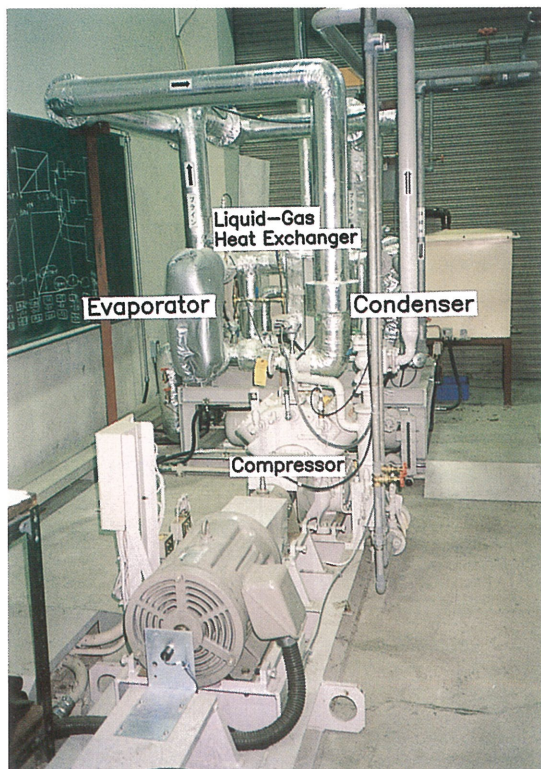
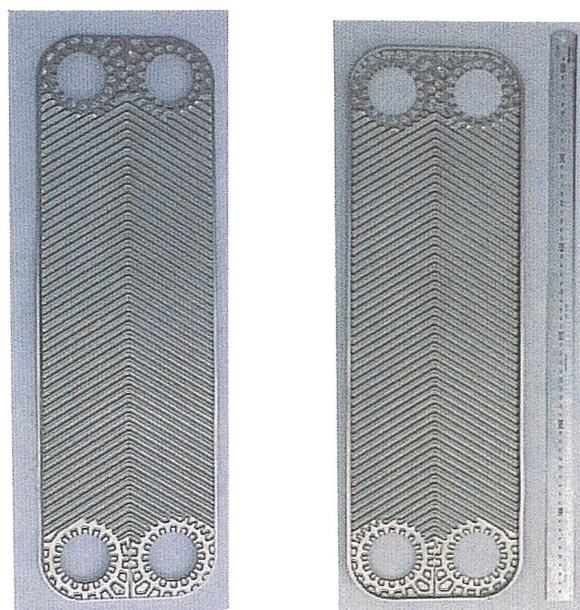


Fig.2 A picture of the heat pump system



(a) Refrigerant side (b) Water side

Fig.4 Surface of plates

ここで、 m_{cc} は冷却水の質量流量である。 C_{pcc} は冷却水の定圧比熱である。 T_{ci} 、 T_{co} は冷却水の入口、出口温度である。

冷媒の流量は、凝縮器の冷却水側の熱量より次式より求めた。

$$m_F = Q_{cc} / (h_{cni} - h_{cno}) \quad (2)$$

ここで、 Q_{cc} は凝縮器の冷却水側の熱量(式(1))である。 h_{cni} 、 h_{cno} は凝縮器の入口、出口のエンタルピである。

4.2.2 蒸発器

蒸発器のブライン側の熱量は、次式より求めた。

$$Q_{EB} = m_{EB} C_{pEB} (T_{EBi} - T_{EBo}) \quad (3)$$

ここで、 m_{EB} はブラインの流量である。 C_{pEB} はブラインの定圧比熱である。 T_{EBi} 、 T_{EBo} は、ブラインの入口、出口温度である。

蒸発器の冷媒側の熱量は、次式より求めた。

$$Q_{EF} = m_F (h_{EO} - h_{Ei}) \quad (4)$$

ここで、 m_F は冷媒の流量である。 h_{Ei} 、 h_{EO} は蒸発器の入口、出口のエンタルピである。

4.3 圧縮機動力

圧縮機動力 P_{CP} は、次式より算出した。

$$P_{CP} = T_{ore} \omega \quad (5)$$

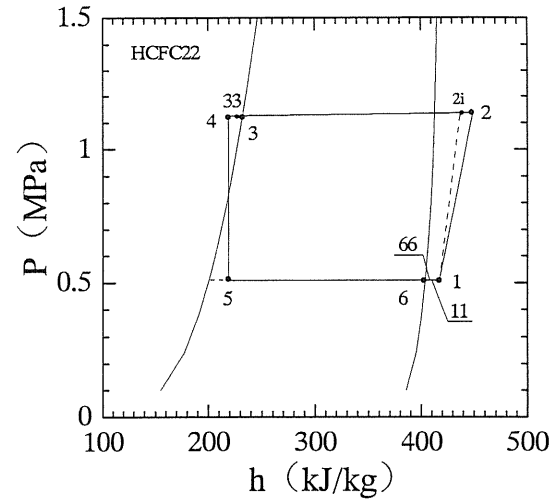


Fig. 6 P - h diagram

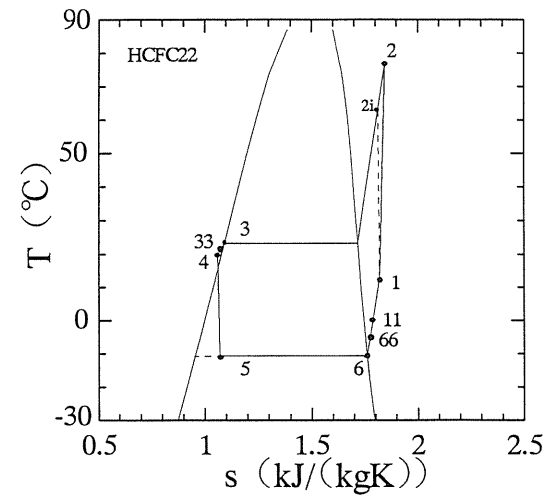


Fig. 7 T - s diagram

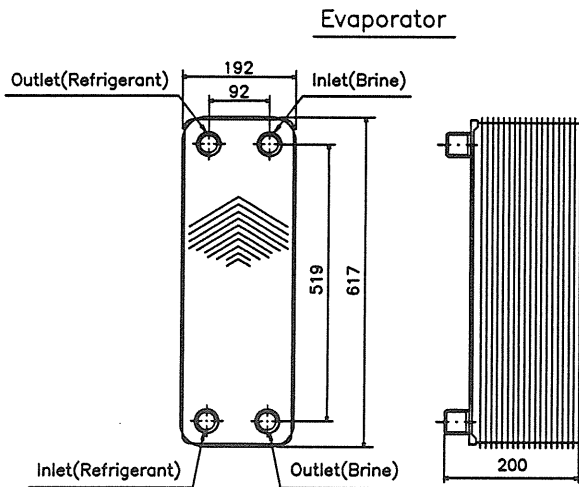


Fig. 5 Dimension of a shell and plate type evaporator

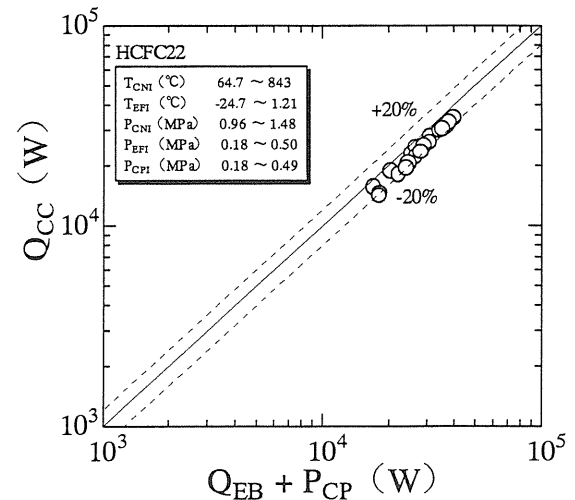


Fig. 8 Heat balance of the heat pump system

ここで、 T_{ora} は圧縮機のトルクである。このトルクは、トルク変換器の測定値である。 ω は次式に示す角速度である。

$$\omega = 2\pi n / 60.0 \quad (6)$$

ここで、 n は回転数である。この回転数は、パルス/アナログ変換器の測定値である。

図8は、このヒートポンプシステムのヒートバランスを示す。縦軸は凝縮器の冷却水側の熱量、横軸は蒸発器のブライン側の熱量と圧縮機動力を加えたものである。図より、このシステムのヒートバランスは約±20%以内である。

図9は、圧縮機動力 P_{CP} とトルク T_{ora} の関係を示す。図よりわかるように、圧縮機動力は、トルクが増加すると大きくなる。

4.4 成績係数

このヒートポンプシステムの成績係数COPは、次式より算出した。

$$COP = Q_{cc} / P_{CP} \quad (7)$$

ここで、 Q_{cc} は凝縮器の冷却水側の熱量(式(1))である。 P_{CP} は圧縮機動力(式(5))である。

図10は、ヒートポンプシステムの成績係数COPと凝縮器の冷却水側の熱量 Q_{cc} との関係を示す。図より、成績係数は、凝縮器の冷却水側の熱量が増加すると大きくなる。これは、凝縮器の冷却水側の熱量の増加の割合が圧縮機動力 P_{CP} の増加の割合より大きくなるためと考えられる。

4.5 熱通過係数

4.5.1 凝縮器

凝縮器の熱通過係数 U_{Cexp} は、次式より求めた。

$$U_{Cexp} = Q_{cc} / (A_c \Delta T_{mc}) \quad (8)$$

ここで、 Q_{cc} は式(1)で求めた凝縮器の冷却水側の熱量である。 A_c は凝縮器の総伝熱面積である。 ΔT_{mc} は次式に示す対数平均温度差である。

$$\Delta T_{mc} = \{ (T_{cso} - T_{co}) - (T_{cso} - T_{ci}) \} / \ln \{ (T_{cso} - T_{co}) / (T_{cso} - T_{ci}) \} \quad (9)$$

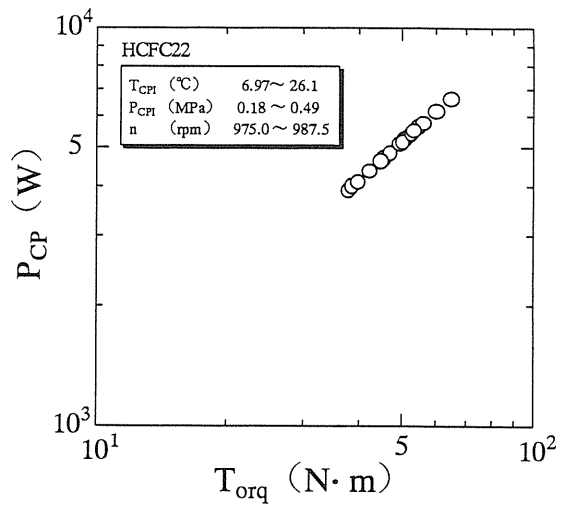


Fig. 9 Power and torque of compressor

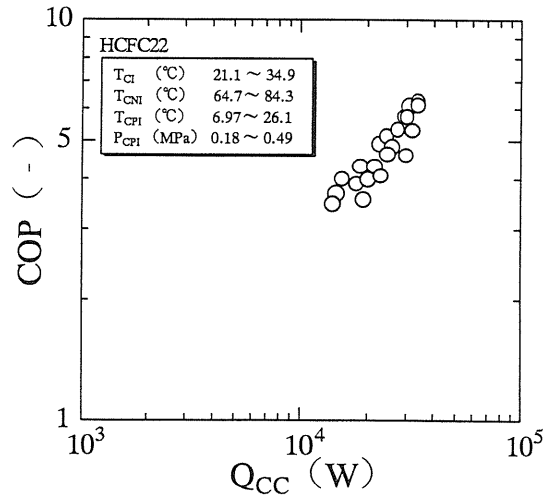


Fig. 10 Coefficient of performance versus heat transfer rate of cooling side in condenser

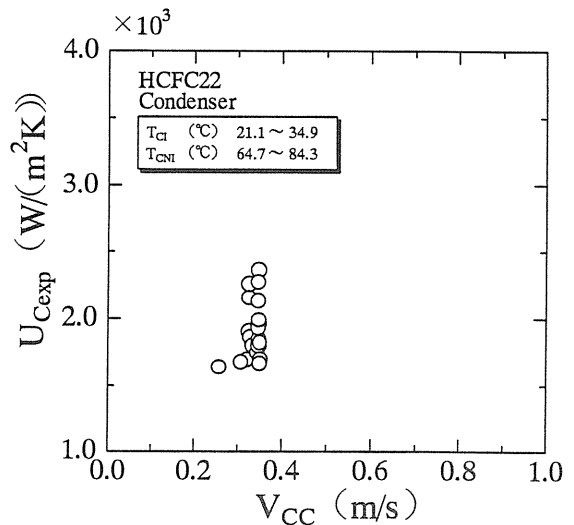


Fig. 11 Overall heat transfer coefficient of condenser

ここで、 T_{cvo} は冷媒側の出口温度、 T_{ci} 、 T_{co} は冷却水の入口、出口温度である。

図11は、凝縮器の熱通過係数 U_{cexp} と冷却水流速 V_{cc} の関係を示す。図よりわかるように、冷却水流速が0.26~0.35(m/s)の範囲で、熱通過係数は1636~2357(W/(m²K))となる。

4.5.2 蒸発器

蒸発器の熱通過係数 U_{exp} は、次式より求めた。

$$U_{exp} = Q_{EB} / (A_E \Delta T_{mE}) \quad (10)$$

ここで、 Q_{EB} は式(3)で求めた蒸発器のブライン側の熱量である。 A_E は蒸発器の総伝熱面積である。 ΔT_{mE} は次式に示す対数平均温度差である。

$$\Delta T_{mE} = \{ (T_{EB1} - T_{EFO}) - (T_{EEO} - T_{EFl}) \} / \ln \{ (T_{EB1} - T_{EFO}) / (T_{EEO} - T_{EFl}) \} \quad (11)$$

ここで、 T_{EFl} 、 T_{EFO} は冷媒側の入口、出口温度である。 T_{EB1} 、 T_{EEO} はブライン側の入口、出口温度である。

図12は、蒸発器の熱通過係数 U_{exp} とブライン流速 V_{EB} の関係を示す。図よりわかるように、ブライン流速が0.37~0.44(m/s)の範囲で、熱通過係数は1057~1494(W/(m²K))となる。

4.6 熱伝達係数

4.6.1 凝縮器

凝縮熱伝達係数 h_{cf} は、次式より求めた。

$$1/h_{cf} = 1/U_{cexp} - (1/h_{cc} + \delta/k_w) \quad (12)$$

ここで、 U_{cexp} は測定値、 δ はプレート伝熱面の厚さ、 k_w は伝熱面の熱伝導率である。 h_{cc} は次式より求められる冷却水側の熱伝達係数である。

冷却水側の熱伝達係数は、中岡、上原⁽⁶⁾の式より求めた。

$$Nu_{cc} = 0.047 Re_{cc}^{0.8} Pr_{cc}^{1/3} \quad (13)$$

ここで、

$$Nu_{cc} = h_{cc} (D_{eq})_{cc} / k_{cc} \quad (14)$$

$$Re_{cc} = V_{cc} (D_{eq})_{cc} / \nu_{cc} \quad (15)$$

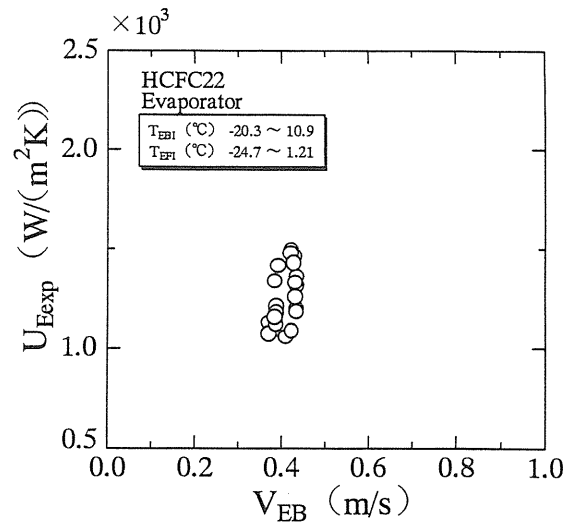


Fig. 12 Overall heat transfer coefficient of evaporator

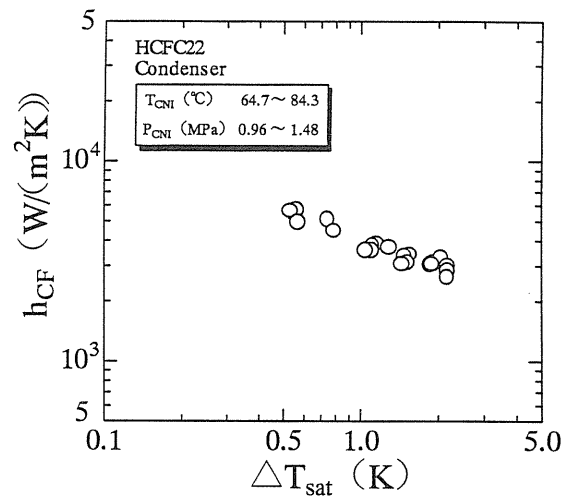


Fig. 13 Condensation heat transfer coefficient versus degree of superheat

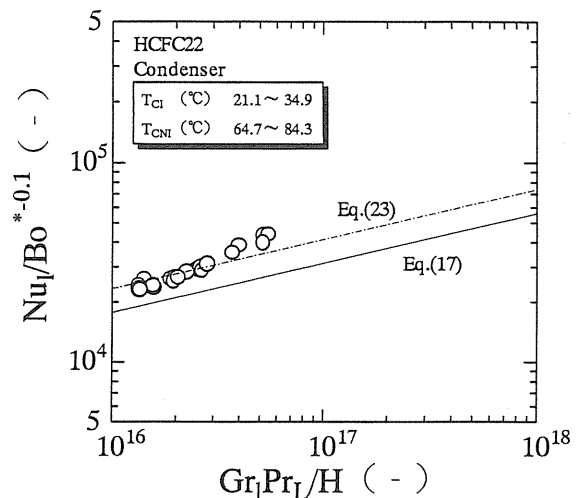


Fig. 14 $Nu_i/Bo^{*0.1} \sim Gr_L Pr_L / H$

$$Pr_{cc} = C_{pcc} \mu_{cc} / k_{cc} \quad (16)$$

ここで、 $(D_{ec})_{cc}$ は相当直径、 k_{cc} は熱伝導率、 V_{cc} は冷却水流速、 ν_{cc} は動粘性係数である。 C_{pcc} は定圧比熱、 μ_{cc} は粘性係数である。

図13は、凝縮熱伝達係数 h_{cf} と過熱度 ΔT_{sat} の関係を示す。ここで、過熱度は、冷媒の出口温度と壁面温度との差 ($T_{ex} - T_{wc}$) である。図よりわかるように、凝縮熱伝達係数は、過熱度が大きくなると小さくなる。

図14は、縦軸に $Nu_i / Bo^{*0.1}$ 、横軸に $Gr_i Pr_L / H$ をとって、次式に示す前報⁽⁷⁾で得られたプレート凝縮器の場合の経験式と実験値を比較したものである。図よりわかるように、実験値は、経験式より大きくなっている。

$$Nu_i = 1.77 Bo^{*0.1} (Gr_i Pr_L / H)^{1/4} \quad (17)$$

ここで、 Bo^* は修正ボンド数、 Gr_i はグラスホフ数、 Pr_L はプラントル数、 H は顕潜熱比である。それぞれ、次式に示す。

$$Bo^* = Bo(p/l)(p/h) \quad (18)$$

$$Gr_i = gl^3 / \nu_L^2 (\rho_L - \rho_V) / \rho_L \quad (19)$$

$$Pr_L = C_{pL} \mu_L / k_L \quad (20)$$

$$H = C_{pL} (T_{ex} - T_{wc}) / L \quad (21)$$

ここで、 Bo はボンド数で、次式に示す。

$$Bo = g \rho_L p^2 / \sigma \quad (22)$$

ここで、 p 、 l 、 h は、プレート伝熱面のフルートピッチ、長さ、高さ、 ν_L は動粘性係数、 ρ_L 、 ρ_V は液体、蒸気密度、 C_{pL} は定圧比熱、 μ_L は粘性係数、 k_L は熱伝導率、 L は潜熱、 σ は表面張力である。

図14より、実験値は、次式で表される。

$$Nu_i = 2.33 Bo^{*0.1} (Gr_i Pr_L / H)^{1/4} \quad (23)$$

4.6.2 蒸発器

蒸発熱伝達係数 h_{EF} は、次式より求めた。

$$1/h_{EF} = 1/U_{Eexp} - (1/h_{ED} + \delta/k_w) \quad (24)$$

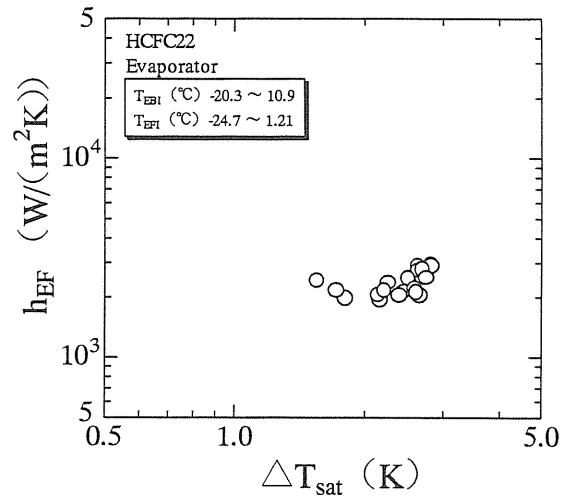


Fig. 15 Boiling heat transfer coefficient versus degree of superheat

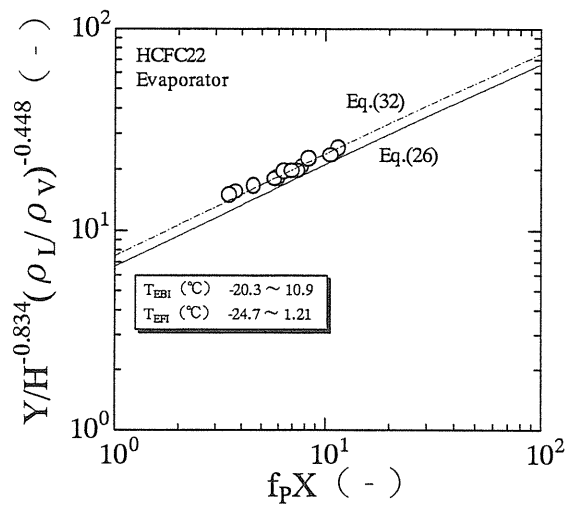


Fig. 16 $Y/H^{-0.834} (\rho_L/\rho_V)^{-0.448} \sim f_p X$

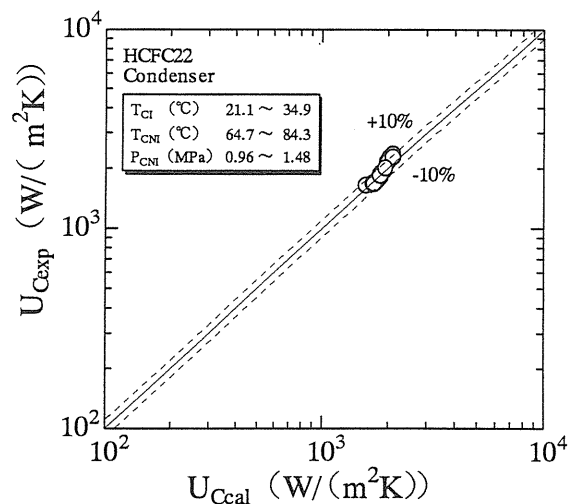


Fig. 17 Comparison between U_{Cexp} and U_{Ccal}

ここで、 U_{Exp} は測定値、 δ はプレート伝熱面の厚さ、 k_w は伝熱面の熱伝導率である。 h_{ms} は次式より求められるブライン側の熱伝達係数である。

ブライン側の熱伝達係数は、プレート伝熱面の形状より、次式のMaslovの式⁽⁶⁾より求めた。

$$Nu_{ms} = 0.125 Re_{ms}^{0.7} Pr_{ms}^{0.43} \quad (25)$$

図15は、蒸発熱伝達係数 h_{EF} と過熱度 ΔT_{sat} の関係を示す。ここで、過熱度は、冷媒の入口、出口温度の平均温度と壁面温度との差($T_{Em} - T_{wE}$)である。図よりわかるように、蒸発熱伝達係数 h_{EF} は、過熱度の変化に対して、ほぼ一定である。

図16は、縦軸に $Y/H^{-0.834}(\rho_l/\rho_v)^{-0.448}$ 、横軸に f_{FX} をとって、次に示す前報⁽⁹⁾で得られたプレート式蒸発器の場合の経験式と実験値を比較したものである。図よりわかるように、実験値は、経験式より大きくなっている。

$$Y = 6.646(f_{FX})^{0.5} H^{-0.834}(\rho_l/\rho_v)^{-0.448} \quad (26)$$

ここで、

$$Y = h_{EF}(D_{eq})_E/k_L \quad (27)$$

$$X = [c_{PL}\rho_L^2 g/P_0 M^2 k_L \sigma L \rho_V]^{1/2} (D_{eq})_E^{3/2} q \quad (28)$$

$$H = c_{PL}(T_{Em} - T_{wE})/L \quad (29)$$

ここで、

$$P_0 = 1.976 \text{ [W]} \quad (30)$$

$$M = 900 \text{ [m}^{-1}\text{]} \quad (31)$$

ここで、 $(D_{eq})_E$ は相当直径、 k_L は熱伝導率、 c_{PL} は定圧比熱、 ρ_L 、 ρ_V は液体、蒸気密度、 σ は表面張力、 L は潜熱、 q は熱流束である。

図16より、実験値は、次式で表される。

$$Y = 7.50(f_{FX})^{0.5} H^{-0.834}(\rho_l/\rho_v)^{-0.448} \quad (32)$$

4.8 実験値と経験式の比較

図17は、実験より得られた熱通過係数 $U_{c,exp}$ と冷却水側

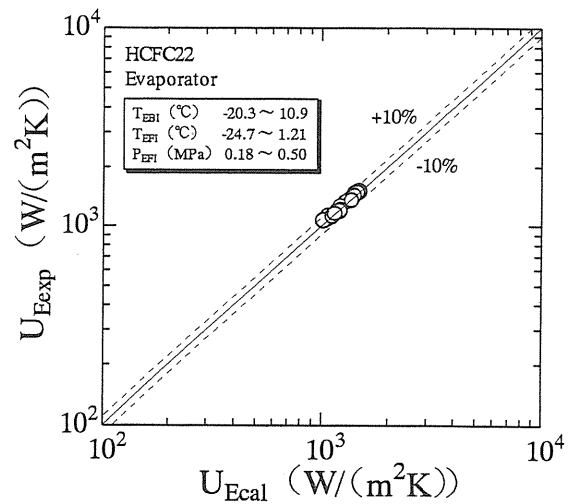


Fig.18 Comparison between U_{Exp} and U_{Ecal}

熱伝達係数に式(13)、凝縮熱伝達係数に式(23)を用いて算出した熱通過係数 $U_{c,cal}$ の関係を示す。図よりわかるように、 $U_{c,exp}$ と $U_{c,cal}$ は、約±10%以内で良い相関を示している。

図18は、実験より得られた熱通過係数 U_{Exp} とブライン側熱伝達係数に式(25)、蒸発熱伝達係数に式(32)を用いて算出した熱通過係数 U_{Ecal} の関係を示す。図よりわかるように、 U_{Exp} と U_{Ecal} は、約±10%以内で良い相関を示している。

5. 結論

本研究は、海水熱源の利用を目的とした熱源を利用して、非共沸混合冷媒を使用する圧縮式ヒートポンプシステムを設計、製作を行った。このヒートポンプシステムについて、まず冷媒にHCFC22を使用し、熱交換器にプレート式熱交換器を用いて実験を行った。以下、次の結果を得た。

- (1) このヒートポンプシステムのヒートバランスは、約±20%以内である。
- (2) 成績係数は、凝縮器の冷却水側の熱量が増加すると大きくなる。
- (3) 凝縮器の熱通過係数は、冷却水流速が0.26～0.35 m/sの範囲で、1636～2357 W/(m²K)となる。
- (4) 蒸発器の熱通過係数は、ブライン流速が0.37～0.44 m/sの範囲で、1057～1494 W/(m²K)となる。
- (5) 凝縮器の場合、実験より得られた熱通過係数 $U_{c,exp}$ と計算より求めた熱通過係数 $U_{c,cal}$ は、約±10%以内で一致する。

- (6) 蒸発器の場合、実験より得られた熱通過係数 $U_{E,exp}$ と計算より求めた熱通過係数 $U_{E,cal}$ は、約 $\pm 10\%$ 以内で一致する。

文 献

- (1) 渡邊激雄, 日本機械学会熱工学講演会講演論文集, 930-76, (1993), 85.
- (2) 黒川恵兒, 秋吉久士, 三原道生, 宮武 修, 日本海水学会, 52, (1), (1998), 34.
- (3) 日本機械学会編, 流体の熱物性値集, (1983), 208.
- (4) 日本機械学会編, 伝熱工学資料(改訂第3版), (1975).
- (5) 日曹丸善ケミカル(株), ナイブライン技術資料, 8, (1994).
- (6) Tsutomu Nakaoka and Haruo Uehara, Experimental Thermal and Fluid Science, 1, (3), (1988), 275.
- (7) Haruo Uehara, Tsutomu Nakaoka and Shoji Nakashima, Int. J. of Refrigeration, 8, (1), (1985), 22.
- (8) 尾花英明, 熱交換器設計ハンドブック, 工学図書, (1980).
- (9) 中岡 勉, 上原春男, OTEC, 1, (1), (1986), 31.