

# 海洋温度差発電実験装置の連続運転における スペクトル解析

Spectrum Analysis of OTEC Experimental Plant Under Continuous Operation

森崎敬史<sup>1</sup>・池上康之<sup>2</sup>・後藤 聡<sup>3</sup>

Takafumi MORISAKI<sup>1</sup>, Yasuyuki IKEGAMI<sup>2</sup> and Satoru GOTO<sup>3</sup>

## Abstract

The ocean thermal energy conversion (OTEC) system is one of the promising solutions for providing a stable electricity supply and many other by-products. Using ammonia/water mixture (AWM) as a working fluid results in performance improvement of the cycle under the same operating conditions. Though the power generation system using AWM as working fluid has been put into practical use in the waste-heat power generation systems at high heat source temperatures, power generation using OTEC system at low heat source temperatures has not been verified thoroughly. Previous study has reported the dynamic characteristics and system model. However, the spectrum characteristics analysis to develop models for dynamic and control systems of OTEC is not clear. It is necessary to develop models for dynamic and control systems of OTEC in order to control the system stability and to match the plant's output with electricity demand. As it is of great importance for the design of the system, this paper reports on the spectrum characteristics of the OTEC system outputs. In this study, two weeks of steady operation was performed and the obtained data were analyzed. As a result, it is clarified that the warm water temperature and the working fluid temperature and pressure at the turbine inlet are related to positive correlation. The cold water temperature and the working fluid temperature and pressure at the turbine outlet are related to positive correlation. Moreover, the working fluid pressure in the evaporator was found to affect the cold water temperature and flow rate more than the warm water temperature. These results are expected to be useful for the design of dynamic models of the OTEC system.

**Key Words:** Ammonia/water Mixture, Continuous Operation, Correlation Function, OTEC, Periodogram Method

## 要 旨

自然エネルギーのなかでも地熱発電のように安定的な発電が可能な海洋温度差発電 (OTEC) が注目されている。一方、電力需要や運転条件の変化に対応した最適制御および安定的な運転のためには、OTEC システムの動的モデルや制御システムの構築が必要である。これまで様々な動特性の研究やシステムモデルが提案されているが、OTEC の高精度な動的モデル構築のための動特性解析およびスペクトル解析評価などが十分に明らかにされていない。そこで、本研究では、アンモニア／水を用いた 30 kW OTEC 実験装置による連続運転データを解析し、構成機器がサイクルへ及ぼす影響についてスペクトル解析および各機器の運転特性における相関係数について検討を行った。その結果、温熱源の温度は、タービン入口の作動流体の温度と圧力に、冷熱源の温度および流量はタービン出口の温度と圧力に正の相関が確認された。さらに、蒸発器における作動流体圧力では、冷熱源による強い影響がみられた。

**キーワード:** アンモニア／水、連続運転、相関係数、海洋温度差発電、ピリオドグラム法

<sup>1</sup>佐賀大学大学院 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1 番)

<sup>2</sup>佐賀大学海洋エネルギー研究センター (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1 番)

<sup>3</sup>佐賀大学大学院工学系研究科 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1 番)

## 1. 緒 言

近年のアジア、アフリカなどの経済発展は目覚ましく、世界的にそれに伴う急激なエネルギー消費量の増大が懸念されている。さらに、石油、天然ガスおよび石炭など化石燃料の消費増大は、その枯渇や地球温暖化の原因とされている温室効果ガス排出等の深刻な問題を抱えている。このような状況の中、海洋温度差発電（OTEC）は再生可能な自然エネルギーによる発電システムの一つとして注目されている。OTECは、発電のみならず海水淡水化や水素製造、漁場造成、リチウム回収など様々な複合利用が可能なことから注目されている（電子技術研究所、1990；本間ら、1980；近藤ら、1996；池上、2001；井関、2000；海洋工事技術委員会、2006；大内ら、2012；上原、1990）。OTECで利用できる温度差は、従来の火力や原子力発電と比較して小さいため、起動停止特性や負荷変化特性等を含めたシステム的な高性能化が重要となる。OTECシステムの高性能化の研究は、最近、アンモニア／水混合流体を作動流体に用いる発電システムなどが注目されている（Kalina, 1984; 上原ら1998）。さらに、実海域でのデータを用いて性能解析（中岡ら、2011）などが検討されている。OTECの発電特性は、太陽光発電や風力発電などの他の自然エネルギーと比べて、地熱発電のように熱源の温度が安定的であると評され、その特徴が期待されている。しかし、電力需要や運転条件の変化に対応した最適制御および負荷変化等に対して安定的な運転のためには、OTECの動的モデルや制御システムの構築が必要である。

OTECの動特性やシステムモデルの構築に関する研究は、これまで海水の流量変化に対する動特性などが中心であり、システムの構成要素である蒸発器の動特性、作動流体流量の制御を含めた検討も行われている（高沢ら、1980；村田ら、1986, 1987；中村ら、1991, 2003）。これらの検討において、使用される作動流体はアンモニアやフロン系などの低沸点の純媒体が対象とされている。一方、システムの高性能化のためにアンモニア／水混合流体を作動流体に用いた発電システムについても検討が行われてい

る。後藤ら（2009）は、混合流体を用いたOTECの制御器構成やシミュレータ作成のためにシミュレーションモデルを構築し、これを用いた計算機シミュレーションの初期値決定法を提案した。さらに、海水淡水化プラントと統合させた複合プラントに関して、その設計や制御器の構成のためにシミュレーションモデルを提案した（後藤ら、2011）。井芹ら（2011）は、この混合流体を用いたOTECに関して、システムの安定化を目的に湿り蒸気の作動流体を気相と液相に分ける気液分離器に注目し、その液位制御のためのシミュレーションモデルを構築し、シミュレーション結果によりその液位の変動と制御系の構成について検討を行った。

一方で、アンモニア／水のOTECに関する動特性について実験的研究はほとんど行われていない。混合流体に関して、蒸発での濃度変化や凝縮での濃度境界層の生成が報告されており、特に、アンモニア／水を作動流体に用いた場合には、フロン系の混合流体と比較すると沸点と露点の温度差が非常に大きいために、システムが不安定になるのではないかと懸念されている（安永ら、2008；池上ら、2012）。例えば、蒸発器において沸点が低いアンモニアが先に蒸発し、沸点が高い水が蒸発しにくく蒸発器に留まりやすくなり、システムの不安定性の要因となることが課題として掲げられている。さらに、OTECの重要な構成機器の一つである熱交換器の高性能化および小型化を図るためにプレート式熱交換器が現在主流であるが、これまでの実験的検討を含めた動特性に関する研究では、チューブ式熱交換器を用いた研究がほとんどであり、プレート式熱交換器を用いたOTECにおける動特性の実験的検討はほとんど行われていない。特に、アンモニア／水混合流体やプレート式熱交換器を含むシステムについて各構成機器の動特性を明らかにすることは、これまでの静特性の研究によって最適化されたシステムの最適運転制御に必要とされる動的モデル構築に寄与する。そのためには、アンモニア／水混合流体やプレート式熱交換器を用いたOTECの各構成機器における動特性や各機器間における状態量の相関関係について実験的に明らかにする必要がある。

そこで、本研究では、アンモニア/水を用いた OTEC の動特モデルや制御システムの構築のための第一段として、アンモニア/水を用いた 30 kW OTEC 実験装置による連続運転を行い、これらのデータを用いて、各構成機器がサイクルへ及ぼす影響についてスペクトル解析評価をするとともに各機器の運転時の相関関係について検討を行う。

## 2. 海洋温度差発電実験装置

### 2.1 アンモニア/水を用いた海洋温度差発電

図1に本研究で用いたアンモニア/水混合流体を作動流体とする海洋温度差発電実験装置のサイクル図を示す。なお、本報の実験装置は、蒸発器および凝縮器については池上ら (2012)、それ以外は安永ら (2008) の実験装置と同様である。図1中の各数字は、それぞれ作動流体の各状態点を示している。発電サイクルは、蒸発器、凝縮器、気液分離器、第一タービン、第二タービン、再生器、減圧弁、凝縮器、作動流体ポンプ1、加熱器、作動流体ポンプ2 および連結パイプによって構成される。アンモニア/水の作動流体は、作動流体ポンプ1により加熱器および再生器を経て蒸発器に送られ、温熱源と熱交換し湿り蒸気となった後、気液分離器により蒸気および液に分離される。蒸気は第一タービンで仕事を行った後、一部が抽気され加熱器に送られる。残りの蒸気は第二タービンに送られ仕事を行った後、気液分離器を出た液に吸収される。この液は、再生器に入り蒸発器に送られる前の作動流体を予熱し、減

圧弁により減圧された後、タービンから排出された蒸気を吸収する。その後、作動流体は凝縮器に送られ、冷熱源と熱交換して液化する。液化できなかった蒸気は補助凝縮器に送られ、完全に液化する。液化された作動流体は作動流体ポンプ1によって加熱器に送られ、第一タービンの出口で抽気された蒸気を凝縮する。抽気された作動流体は作動流体ポンプ2によって加圧され、加熱器によって予熱された作動流体に合流する。そして再生器に送られ、気液分離器で分離された液で予熱されて蒸発器に送られる。これを繰り返すことにより発電を行う。

### 2.2 実験装置および測定方法

実験は、アンモニア/水の混合流体を作動流体とする 30 kW 実験装置を用いて行った。蒸発器および凝縮器にはプレート式熱交換器を使用し、プレートは千鳥状に配列された多数のピラミッド状のエンボス形状である。本実験では、汚損被膜の影響を排除するため、水道水を用い、温熱源にボイラで加熱した水を、冷熱源には冷凍機で冷却した水を用いた。熱源の温度測定には測温抵抗体を用い、その精度は 0.1℃である。温水および冷水の流量は電磁流量計を用いて測定され、その測定精度は 0.5%である。温水の蒸発器入口温度は設定温度±0.2℃、温水の流量は設定流量±0.5 kg/sで制御される。冷水の温度および流量は、設定温度±0.3℃、設定流量±1.5 kg/sで制御される。作動流体の温度はシース測温抵抗体を用いて測定した。圧力伝送器および差圧伝送器の精度は、0.075%である。作動流体の温度および圧力は各構成機器の出入口にて測定を行っている。作動流体の液の流量は、作動流体ポンプ1出口、再生器低温側入口、再生器高温側入口、作動流体ポンプ2出口、凝縮器出口の各点で質量流量計を用いて測定し、測定精度は 0.1%である。作動流体の液密度も質量流量計を用いて測定を行い、その測定精度は 1.0 kg/m<sup>3</sup>である。作動流体の蒸気の流量は、気液分離器の蒸気側出口、第一タービン入口、第二タービン出口、凝縮器入口の各点で測定を行い、測定精度は、1%である。なお、データは1分おきのデータを10分間平均し、解析を行った。

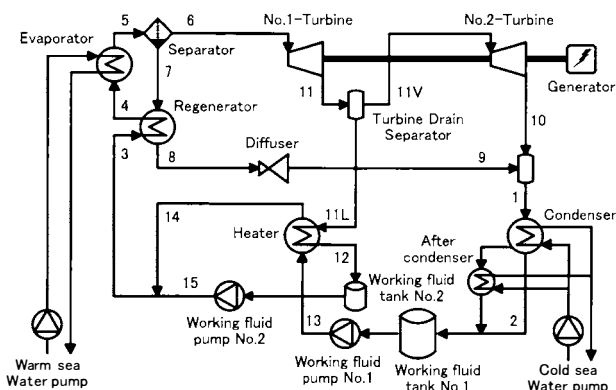


図1 アンモニア/水 OTEC 実験装置の概要

アンモニア／水の物性値は、プログラムパッケージ M-PROPATH (Ibrahim and Kelein) (PROPATH group) を用いた。比エンタルピーおよび比エントロピーの基準値については、それぞれ 273.15 K での飽和液の状態を基準状態とし、基準状態でのエンタルピーを 200 kJ/kg、エントロピーを 1 kJ/(kg・K) とした。本報では、アンモニア／水の組成はアンモニアの質量分率とする。

### 3. 解析方法および実験条件

#### 3.1 実験における評価式

実験結果の性能解析は以下の式を用いた。

熱通過係数  $U$  は、交換熱量  $Q$ 、伝熱面積  $A$  および対数平均温度差  $\Delta T_m$  を用いて次式で与えられる。

$$U = Q / (A \cdot \Delta T_m) \quad (1)$$

蒸発器および凝縮器の交換熱量  $Q_E$  および  $Q_C$  はそれぞれ、

$$Q_E = m_{WS} c_{PWS} (T_{WSI} - T_{WSO}) \quad (2)$$

$$Q_C = m_{CS} c_{PCS} (T_{CSO} - T_{CSI}) \quad (3)$$

ここで、 $m_{WS}$  および  $m_{CS}$  は温水および冷水の流量、 $c_{PWS}$  および  $c_{PCS}$  は温水および冷水の定圧比熱、 $T_{WSI}$  および  $T_{CSI}$  は温水および冷水の入口温度および  $T_{WSO}$  および  $T_{CSO}$  は温水および冷水の出口温度を示す。

蒸発器および凝縮器の対数平均温度差  $(\Delta T_m)_E$ 、 $(\Delta T_m)_C$  は次式を用いた。

$$(\Delta T_m)_E = \frac{(T_{WSI} - T_5) - (T_{WSO} - T_{4B})}{\ln \left( \frac{T_{WSI} - T_5}{T_{WSO} - T_{4B}} \right)} \quad (4)$$

$$(\Delta T_m)_C = \frac{(T_1 - T_{CSO}) - (T_2 - T_{CSI})}{\ln \left( \frac{T_1 - T_{CSO}}{T_2 - T_{CSI}} \right)} \quad (5)$$

ここで、 $T_5$  は作動流体の蒸発器出口温度、 $T_{4B}$  は作動流体の沸点、 $T_1$  は作動流体の凝縮器入口温度、

$T_2$  は作動流体の凝縮器出口温度を示す。

タービン出力  $W_T$  および作動流体ポンプ動力  $W_{PWF}$  はそれぞれ次式となる。

$$W_T = m_6 (h_6 - h_{11}) + m_{11V} (h_{11V} - h_{10}) \quad (6)$$

$$W_{PWF} = m_2 (h_{13} - h_2) + m_{15} (h_{15} - h_{12}) \quad (7)$$

ここで、第二タービンの入口流量  $m_{11V}$  は第一タービン入口の質量流量  $m_6$  と抽気した質量流量  $m_{11L}$  の差から算出した。ただし、 $m_6$  は気液分離器出口の蒸気を飽和蒸気と仮定し、比容積と体積流量計の測定値の積から算出した。なお、実験に用いたタービンは高圧段と低圧段の 2 段により構成されるが、特に記載がない場合は双方をまとめて 1 つのタービンとしての評価を行う。

正味出力  $W_{net}$  は次式を用いた。

$$W_{net} = W_T - (W_{PWF} + W_{PWS} + W_{PCS}) \quad (8)$$

ここで、 $W_{PWS}$  は温水ポンプの動力、 $W_{PCS}$  は冷水ポンプの動力を示す。温冷水ポンプの動力はそれぞれ次式となる。

$$W_{PWS} = m_{WS} \Delta P_{WS} / (\rho_{WS} \eta_{PWS}) \quad (9)$$

$$W_{PCS} = m_{CS} \Delta P_{CS} / (\rho_{CS} \eta_{PCS}) \quad (10)$$

ここで、 $\Delta P_{WS}$  および  $\Delta P_{CS}$  は温水および冷水側の圧力差、 $\rho_{WS}$  および  $\rho_{CS}$  は温水および冷水の密度、 $\eta_{PWS}$  および  $\eta_{PCS}$  は温水および冷水ポンプの機械効率を示す。ただし、圧力損失は、熱交換器の出入口圧力差から算出した。さらに、ポンプの機械効率は通常 0.8~0.9 であることから、本報では 0.85 とした。

海洋温度差発電実験装置の運転における各状態点の周波数特性の解析は、時系列データを直接フーリエ変換してパワースペクトルを求めるピリオドグラム法 (平岡・上野, 2007) を用いて検討を行う。 $\Delta t$  時間ごと (サンプリング周波数  $f_s = 1/\Delta t$ ) に離散的にサンプリングされた時系列データ  $y_n = y(n\Delta t)$  のフーリエ変換は次式で表される。

$$Y_k = \Delta t \sum_{n=1}^N y_n e^{-2\pi i f_k n \Delta t} \quad (11)$$

ここで、 $\Delta f = 1/(N\Delta t)$  間隔で周波数をサンプルするものとするれば、 $f_k = k/(N\Delta t)$ 、 $-f_N \leq f_k \leq f_N$ 、そして  $f_N$  はナイキスト周波数であり、 $f_N = 1/2\Delta t$  である。よって、パワースペクトル  $S_p$  は、

$$S_p(f_k) = \frac{1}{N\Delta t} |Y_k|^2 \quad (12)$$

となる。

さらに、データの相互の関係性を分析するために相関係数を用いて検討を行う。2組のデータ列  $(x, y) = \{(x_i, y_i)\} (i = 1, 2, \dots, n)$  から、相関係数  $\gamma_k$  は、 $\bar{x}$ 、 $\bar{y}$  を相加平均として次式で求める。

$$\gamma_k = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (13)$$

### 3.2 実験条件

表1に主な実験条件を示す。熱源の条件は、温熱源（温水）温度 30℃、流量 400 m<sup>3</sup>/h、冷熱源（冷水）温度 8℃および流量 400 m<sup>3</sup>/hとした。定常運転は、OTECの連続運転特性および安定特性を実験により検討するために2週間行った。本報ではター

表1 実験条件

Item	Unit	Value
Warm source evaporator inlet	temperature	℃
	flow rate	m <sup>3</sup> /h
Heat transfer area of evaporator per unit	m <sup>2</sup> /unit	136.2
Cold source condenser inlet	temperature	℃
	flow rate	m <sup>3</sup> /h
Heat transfer area of condenser per unit	m <sup>2</sup> /unit	91.1
Number of heat exchanger units	units	3
Evaporator inlet mass fraction NH <sub>3</sub> /(H <sub>2</sub> O+NH <sub>3</sub> )	kg/kg	0.98
Mass flow rate of working fluid	t/h	7

ビン効率の影響を少なくするため、初めにガバナ開度を25%となるように発電機の負荷を調整した後、タービン出力を33 kWおよびタービン回転数を1800 rpmで一定として運転を行った。なお、作動流体の循環は、系の総充填量から2週間で約1.28 × 10<sup>3</sup> 回となる。

## 4. 結果および考察

### 4.1 連続運転の実験結果

図2に温水および冷水の熱交換器入口温度  $T_{WSI}$ 、 $T_{CSI}$  および流量  $m_{WS}$ 、 $m_{CS}$  の経時変化を示す。図2より、温水および冷水の温度は、ほぼ変動がなく安定に制御されていることがわかる。また、温水および冷水の流量ともほぼ一定であるものの若干変動していることがわかる。この変動は、実験条件の温度および流量に制御する際に起こるものである。一方、冷水流量が1日目21時付近および5日目10時付近で急激に大きくなり、変動していることが確認できる。これは、手動による水供給量の変動の影響である。熱源の温度や流量の変動は、熱交換器の交換熱量により作動流体流量やタービン出力など、システムが不安定になることが懸念されるが、急激な流量の変動にも関わらずシステム全体が安定して稼働していることが確認できる。一方、システム全体は比較的安定しているが、熱交換器での熱の授受等により、蒸発器での作動流体の圧力増加や凝縮器

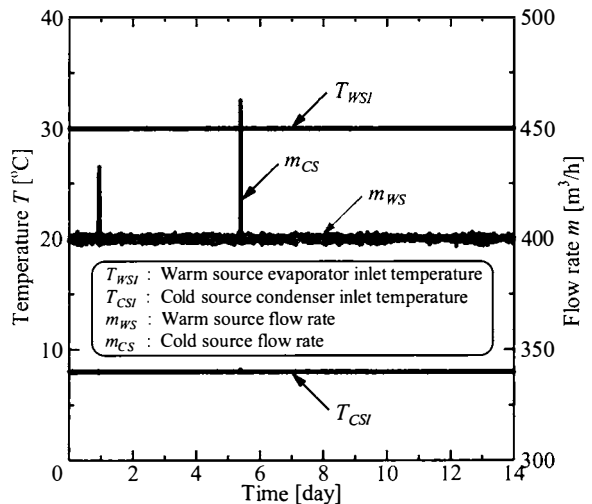


図2 温水と冷水の温度および流量の経時変化

での凝縮量低下により系を循環する作動流体流量が変動し、タービン出力やその他の機器に影響を及ぼしていると考えられる。OTECシステムの安定化を達成するためには、熱交換やそれに伴う作動流体流量の変動等を考慮し、各構成機器における安定性に対する影響を明らかにする必要がある。このため、本研究ではシステムを不安定にする要素、つまり各要素の変動がシステムに及ぼす影響を検討するために、本実験データを評価することとした。

図3に作動流体流量  $m_{WF}$  ( $m_4, m_6, m_7$  および  $m_{15}$ ) の経時変化を示す。図3より、蒸発器入口の作動流体流量  $m_4$  は若干変動しているものの概ね7 t/hに制御されていることが確認された。気液分離器により分離された蒸気流量  $m_6$  および液流量  $m_7$  についてもほぼ一定であり、液流量  $m_7$  は蒸発器入口の作動流体流量  $m_4$  と似た変動をしており、タービンへ送られる蒸気流量  $m_6$  はほぼ一定に保たれていることがわかる。なお、高圧段タービンの後に抽気された作動流体流量  $m_{15}$  は変動しているが、これは、実験装置の特性上、加熱器を経て凝縮した後、一旦作動流体タンク2に溜まり、作動流体ポンプ2によって作動流体タンク2の液面を制御しつつ間欠運転を行ったためである。

図4にタービン出力  $W_T$ 、正味出力  $W_{net}$  およびタービン回転数  $n$  の経時変化を示す。図4より、タービン出力、正味出力およびタービン回転数は、ほぼ変動がなく安定していることが確認された。

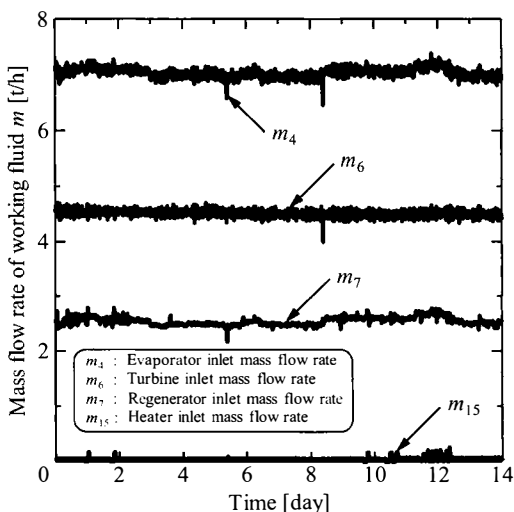


図3 作動流体流量の経時変化

これらの結果から、二週間連続運転で得られたデータから安定的な9時間20分（7日目10:15～19:35）のデータを抽出し、周波数の平滑化による精度の向上と周波数分解の低下を考慮し、10分割してピリオドグラム法による解析結果の検討を行った。

#### 4.2 熱源および作動流体に関する検討

図5に温水入口温度  $T_{WSI}$  および温水流量  $m_{WS}$  のパワースペクトル  $S_p$  を示す。図5より、温水流量  $m_{WS}$  の周期  $f_k$  はほとんどみられないが、温水入口温度  $T_{WSI}$  の周期  $f_k$  は、18.7分 ( $8.93 \times 10^{-4}$  Hz)、8分 ( $2.08 \times 10^{-3}$  Hz) および1.6分 ( $1.04 \sim 1.07 \times 10^{-2}$  Hz) で表れていることが確認できる。

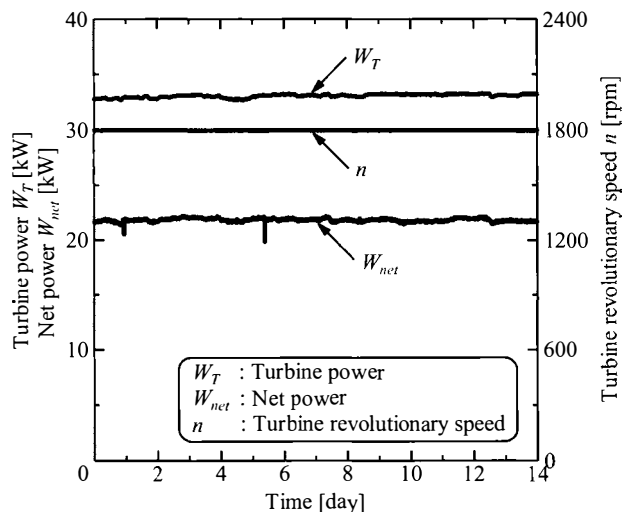


図4 出力、正味出力およびタービン回転数の経時変化

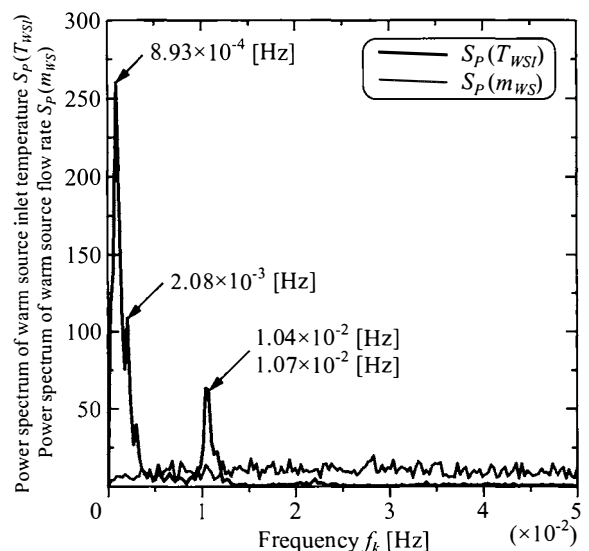


図5 温水温度および流量

図6に冷水入口温度  $T_{CS}$  および流量  $m_{CS}$  のパワースペクトル  $S_p$  を示す。なお、図7には、図6の周期を  $0 \sim 1 \times 10^{-2}$  Hz に拡大した範囲について示している。図6および図7より、冷水入口温度  $T_{CS}$  および流量  $m_{CS}$  の周期  $f_k$  は、18.7分 ( $8.93 \times 10^{-4}$  Hz)、9.3分 ( $1.79 \times 10^{-3}$  Hz)、6.2分 ( $2.68 \times 10^{-3}$  Hz)、4.7分 ( $3.57 \times 10^{-3}$  Hz)、3.1分 ( $5.36 \times 10^{-3}$  Hz) および2.5分 ( $6.55 \times 10^{-3}$  Hz) で表れていることが確認できる。本システムでは温熱源にボイラで加熱した温水を、冷熱源には冷凍機で冷却した冷水を貯水タンクに貯めて用いており、これらの熱源は作動流体との熱交換により貯水タンクの温水の温度は低下し、

冷水の温度は上昇する。そのため、これらの温度は若干の変動が起こっており、スペクトルに周期成分が認められる。このとき、冷水側では高温と低温の冷水をそれぞれ貯水タンクに貯められており、配管内で合流させて温度を調節するため、温度とともに流量にも周期成分が認められる。

ここで、冷水入口温度  $T_{CS}$  および流量  $m_{CS}$  の18.7分の周期  $f_k$  は、温水入口温度  $T_{WS}$  にも存在する。このことより、冷水の温度  $T_{CS}$  と流量  $m_{CS}$  の変動であることから、温水温度  $T_{WS}$  に対して作動流体との熱の授受を通じて影響を及ぼしているものと考えられる。

図8に作動流体流量  $m_{WF}$  および分離器液面高さ  $L_{WF}$  のパワースペクトル  $S_p$  を示す。図8より、作動流体流量  $m_{WF}$  の周期  $f_k$  は、28分 ( $5.95 \times 10^{-4}$  Hz)、8分 ( $2.08 \times 10^{-3}$  Hz)、4.7分 ( $3.57 \times 10^{-3}$  Hz)、3.1分 ( $5.36 \times 10^{-3}$  Hz)、2.5分 ( $6.55 \times 10^{-3}$  Hz) および1.6分 ( $1.07 \times 10^{-2}$  Hz) で表れていることが確認できる。なお、作動流体流量  $m_{WF}$  ( $m_1$ ) の28分以外の周期は、温水入口温度  $T_{WS}$  および冷水入口温度  $T_{CS}$ 、冷水流量  $m_{CS}$  と同じ周期成分が認められ、熱交換器での熱の授受による作動流体流量の変動が影響しているものと考えられる。一方、分離器液面高さ  $L_{WF}$  の周期  $f_k$  は、56分 ( $2.98 \times 10^{-4}$  Hz) で表れているが、サンプリング時間が56分であるため、それより長い周期であることが考えられる。

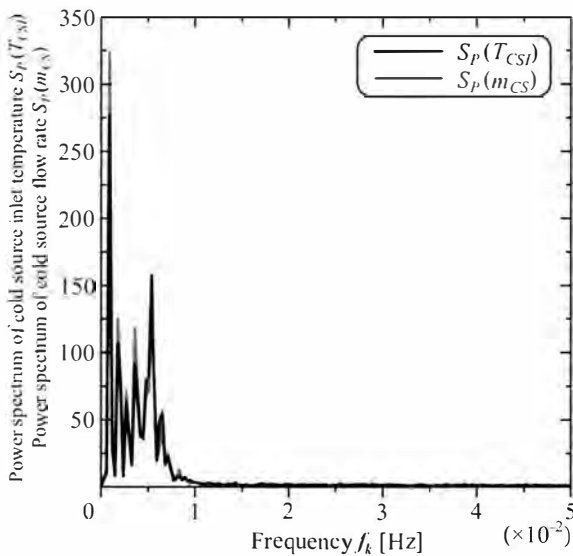


図6 冷水温度および流量

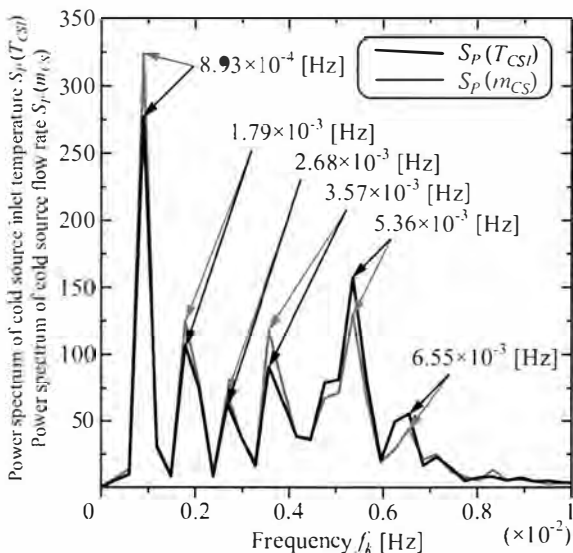


図7 冷水温度および流量 (図6の拡大)

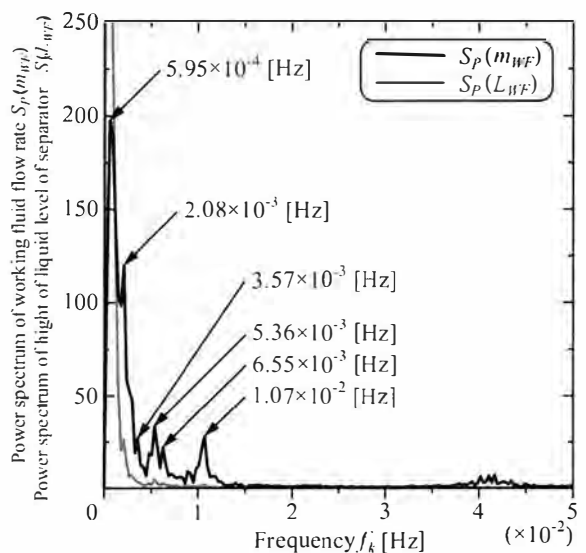


図8 作動流体流量および分離器液面高さ

以上の結果より、温水入口温度  $T_{WSI}$  および作動流体流量  $m_{WF}$  ( $m_4$ ) では8分 ( $2.08 \times 10^{-3}$  Hz) および1.6分 ( $1.04 \sim 1.07 \times 10^{-2}$  Hz) の周期が、冷水入口温度  $T_{CSI}$ 、流量  $m_{CS}$  および作動流体流量  $m_{WF}$  では4.7分 ( $3.57 \times 10^{-3}$  Hz)、3.1分 ( $5.36 \times 10^{-3}$  Hz) および2.5分 ( $6.55 \times 10^{-3}$  Hz) の周期が存在し、それぞれ強く影響しているものと考えられる。このことから、作動流体流量  $m_{WF}$  の制御には、作動流体ポンプだけでなく、冷水温度  $T_{CSI}$  および流量  $m_{CS}$  による変動の影響を考慮することが重要であることがわかる。

### 4.3 熱交換器周辺に関する検討

図9に作動流体蒸発器入口温度  $T_{WFEI}$  ( $T_4$ ) および圧力  $P_{WFEI}$  ( $P_4$ ) のパワースペクトル  $S_p$  を示す。図9より、蒸発器入口温度  $T_{WFEI}$  の周期  $f_k$  は、8分 ( $2.08 \times 10^{-3}$  Hz) および3.1分 ( $5.36 \times 10^{-3}$  Hz) で表れており、蒸発器入口圧力  $P_{WFEI}$  の周期  $f_k$  は、18.7分 ( $8.93 \times 10^{-4}$  Hz)、8分 ( $2.08 \times 10^{-3}$  Hz) および1.6分 ( $1.07 \times 10^{-2}$  Hz) で表れていることがわかる。このとき、蒸発器入口温度  $T_{WFEI}$  および圧力  $P_{WFEI}$  に共通する周期は、8分 ( $2.08 \times 10^{-3}$  Hz) であり、温水入口温度  $T_{WSI}$  および流量  $m_{WS}$  の周期  $f_k$  と同じである。なお、蒸発器入口温度  $T_{WFEI}$  の3.1分 ( $5.36 \times 10^{-3}$  Hz) の周期は、冷水入口温度  $T_{CSI}$  および流量  $m_{CS}$  の周期  $f_k$  と、蒸発器入口圧力  $P_{WFEI}$  の18.7

分 ( $8.93 \times 10^{-4}$  Hz) の周期  $f_k$  は、温水温度  $T_{WSI}$  および冷水温度  $T_{CSI}$ 、流量  $m_{CS}$  と等しく、1.6分 ( $1.07 \times 10^{-2}$  Hz) の周期は、冷水入口温度  $T_{CSI}$  および流量  $m_{CS}$  の周期  $f_k$  と同じである。そのため、蒸発器入口の作動流体温度  $T_{WFEI}$  および圧力  $P_{WFEI}$  では主に温水温度との熱交換による影響が大きく、作動流体圧力  $P_{WFEI}$  には凝縮器側の冷水温度および流量の交換熱量による影響が及んでいるものと考えられる。

図10に作動流体蒸発器出口温度  $T_{WFEO}$  ( $T_5$ ) および圧力  $P_{WFEO}$  ( $P_5$ ) のパワースペクトル  $S_p$  を示す。図10より、蒸発器入口温度  $T_{WFEI}$  の周期  $f_k$  は、18.7分 ( $8.93 \times 10^{-4}$  Hz) で表れており、蒸発器入口圧力  $P_{WFEI}$  の周期  $f_k$  は、18.7分 ( $8.93 \times 10^{-4}$  Hz)、8分 ( $2.08 \times 10^{-3}$  Hz) および1.6分 ( $1.07 \times 10^{-2}$  Hz) で表れていることがわかる。このとき、蒸発器入口温度  $T_{WFEI}$  および圧力  $P_{WFEI}$  に共通する周期は、18.7分 ( $8.93 \times 10^{-4}$  Hz) であり、温水温度  $T_{WSI}$  および冷水温度  $T_{CSI}$ 、流量  $m_{CS}$  の周期  $f_k$  と同じである。なお、蒸発器出口温度  $T_{WFEO}$  の8分 ( $2.08 \times 10^{-3}$  Hz) および1.6分 ( $1.07 \times 10^{-2}$  Hz) の周期は、温水入口温度  $T_{WSI}$  の周期  $f_k$  と同じである。蒸発器では熱交換が行われるため主に温水温度  $T_{WSI}$  の影響が大きいことが確認された。なお、蒸発器での作動流体の圧力は凝縮器側と同じ周期のスペクトルが認められ、熱交換器での熱の授受による影響が大きいことがわかる。

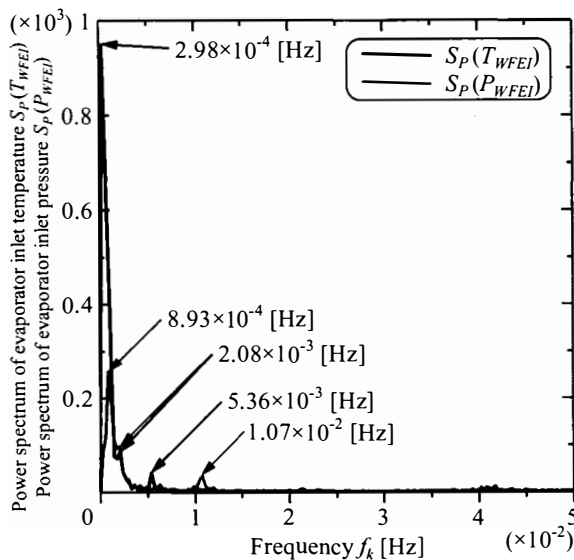


図9 作動流体蒸発器入口温度および圧力

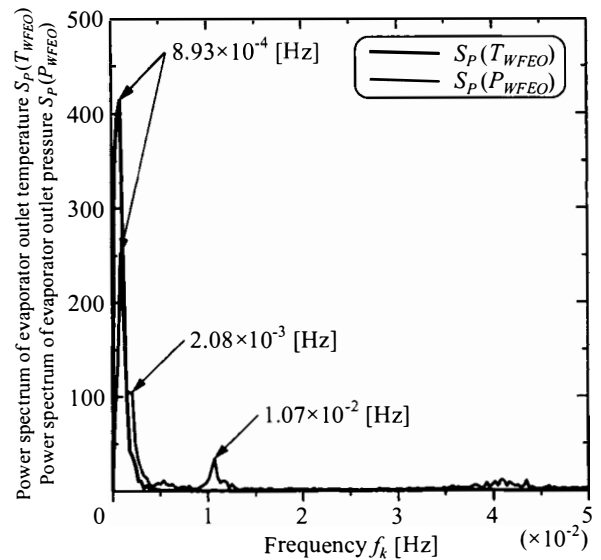


図10 作動流体蒸発器出口温度および圧力



図 11 に作動流体凝縮器入口温度  $T_{WFCI}$  ( $T_1$ ) および圧力  $P_{WFCI}$  ( $P_1$ ) のパワースペクトル  $S_P$  を示す。なお、図 12 には、図 11 の周期を  $0 \sim 1 \times 10^{-2}$  Hz に拡大した範囲について示している。図 11 および図 12 より、凝縮器入口温度  $T_{WFCI}$  および圧力  $P_{WFCI}$  の周期  $f_k$  は、18.7 分 ( $8.93 \times 10^{-4}$  Hz)、9.3 分 ( $1.79 \times 10^{-3}$  Hz)、6.2 分 ( $2.68 \times 10^{-3}$  Hz)、4.7 分 ( $3.57 \times 10^{-3}$  Hz) および 3.1 分 ( $5.36 \times 10^{-3}$  Hz) で表れていることが確認できる。なお、凝縮器入口圧力  $P_{WFCI}$  の周期  $f_k$  は、2.5 分 ( $6.55 \times 10^{-3}$  Hz) で表れていることがわかる。凝縮器入口温度  $T_{WFCI}$  および圧力  $P_{WFCI}$  の多くの周期 (9.3 分、6.2 分、4.7 分、3.1 分お

よび 2.5 分) は、冷水入口温度  $T_{CSI}$  および流量  $m_{CS}$  の周期  $f_k$  と同じである。このことより、凝縮器入口作動流体には主に冷水温度および流量の影響の大きいことがわかる。

図 13 に作動流体凝縮器出口温度  $T_{WFCO}$  ( $T_2$ ) および圧力  $P_{WFCO}$  ( $P_2$ ) のパワースペクトル  $S_P$  を示す。なお、図 14 には、図 13 の周期を  $0 \sim 1 \times 10^{-2}$  Hz に拡大した範囲について示している。図 13 および図 14 より、凝縮器出口温度  $T_{WFCO}$  および圧力  $P_{WFCO}$  の周期  $f_k$  は、18.7 分 ( $8.93 \times 10^{-4}$  Hz)、9.3 分 ( $1.79 \times 10^{-3}$  Hz)、6.2 分 ( $2.68 \times 10^{-3}$  Hz)、4.7 分 ( $3.57 \times 10^{-3}$  Hz) および 3.1 分 ( $5.36 \times 10^{-3}$  Hz) で表

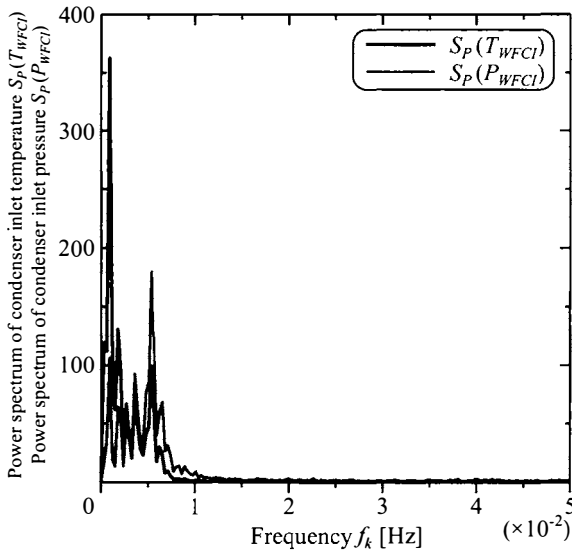


図 11 作動流体凝縮器入口温度および圧力

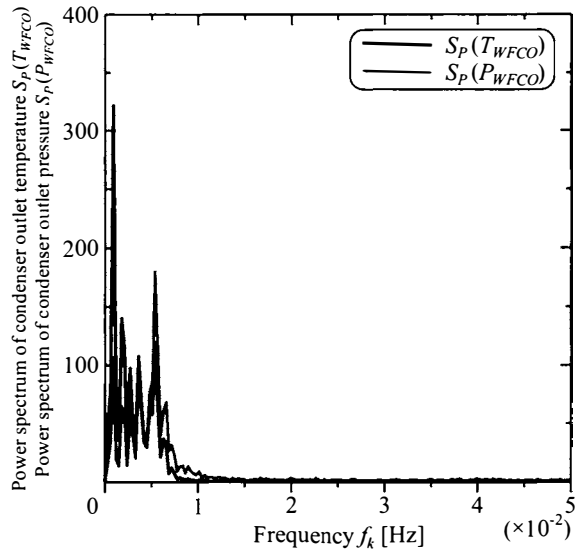


図 13 作動流体凝縮器出口温度および圧力

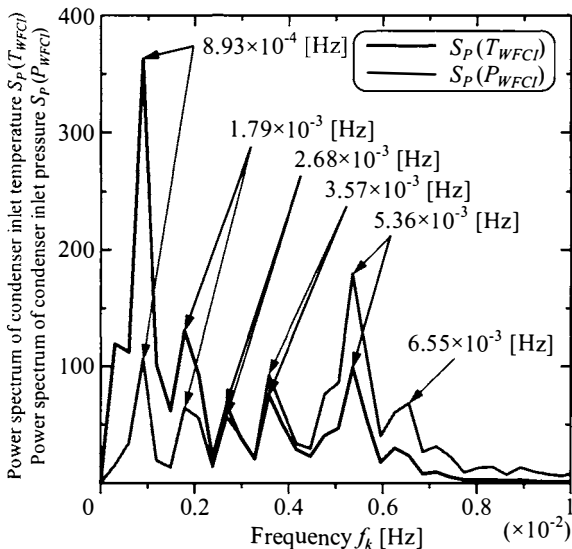


図 12 凝縮器入口温度および圧力 (図 11 の拡大)

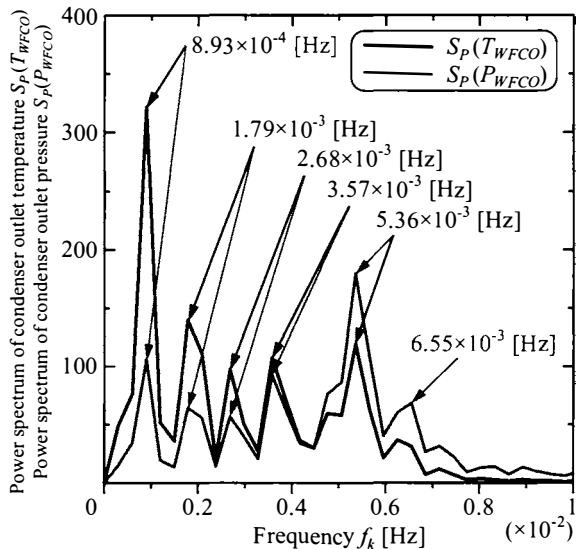


図 14 凝縮器出口温度および圧力 (図 13 の拡大)

れていることが確認できる。さらに、凝縮器出口圧力  $P_{WFCO}$  の周期  $f_k$  は、2.5分 ( $6.55 \times 10^{-3}$  Hz) で表れていることがわかる。凝縮器出口温度  $T_{WFCO}$  および圧力  $P_{WFCO}$  の多くの周期 (9.3分, 6.2分, 4.7分, 3.1分および2.5分) は、冷水入口温度  $T_{CSI}$  および流量  $m_{CS}$  の周期  $f_k$  と同じである。このことより、凝縮器出口作動流体には主に冷水温度および流量の影響が大きいことが確認された。一方で、凝縮器に対して蒸発器の入口・出口の作動流体圧力には、凝縮器側の冷水温度および流量と同様のスペクトルの周期が認められ、冷水の交換熱量やそれに伴う作動流体の凝縮が高圧側のシステムに及ぼす影響の大きいことが確認された。

#### 4.4 タービンに関する検討

図15にタービン出力  $W_T$  およびタービン回転数  $n$  のパワースペクトル  $S_p$  を示す。図15より、タービン出力  $W_T$  の周期  $f_k$  は、56分 ( $2.98 \times 10^{-4}$  Hz) で表れているが、サンプリング時間が56分であるため、それより長い周期であることが考えられる。タービン回転数  $n$  の周期  $f_k$  は、24秒 ( $4.11 \times 10^{-2}$  Hz) とその周囲で表れている。これは、タービンのアクチュエータ開度による回転数制御の際の周期と考えられ、タービン出力の周期もサンプリング時間より長いことから、タービンに備わる制御により温水および冷水の温度および流量の変動による影響はほと

んどないことがわかる。

図16にタービン入口作動流体温度  $T_{TI}$  ( $T_6$ ) および圧力  $P_{TI}$  ( $P_6$ ) のパワースペクトル  $S_p$  を示す。図16より、タービン入口温度  $T_{TI}$  および圧力  $P_{TI}$  の周期  $f_k$  は、18.7分 ( $8.93 \times 10^{-4}$  Hz)、8分 ( $2.08 \times 10^{-3}$  Hz) および1.6分 ( $1.04 \sim 1.07 \times 10^{-2}$  Hz) で表れている。このとき、タービン入口温度  $T_6$  および圧力  $P_6$  の周期は、18.7分 ( $8.93 \times 10^{-4}$  Hz) であり、温水温度  $T_{WSI}$  および冷水温度  $T_{CSI}$ 、流量  $m_{CS}$  の周期  $f_k$  と、8分 ( $2.08 \times 10^{-3}$  Hz) および1.6分 ( $1.07 \times 10^{-2}$  Hz) の周期は、温水入口温度  $T_{WSI}$  の周期  $f_k$  と同じである。このことより、タービン入口では主に温水温度の影響が大きいことが確認された。

図17にタービン出口温度  $T_{TO}$  ( $T_{10}$ ) および圧力  $P_{TO}$  ( $P_{10}$ ) のパワースペクトル  $S_p$  を示す。なお、図18には、図17の周期を  $0 \sim 1 \times 10^{-2}$  Hz に拡大した範囲について示している。図17および図18より、タービン出口温度  $T_{TO}$  および圧力  $P_{TO}$  の周期  $f_k$  は、18.7分 ( $8.93 \times 10^{-4}$  Hz)、9.3分 ( $1.79 \times 10^{-3}$  Hz)、6.2分 ( $2.68 \times 10^{-3}$  Hz)、4.7分 ( $3.57 \times 10^{-3}$  Hz)、3.1分 ( $5.36 \times 10^{-3}$  Hz) および2.5分 ( $6.55 \times 10^{-3}$  Hz) で表れていることが確認できる。タービン出口温度  $T_{10}$  および圧力  $P_{10}$  の多くの周期 (9.3分, 6.2分, 4.7分, 3.1分および2.5分) は、冷水入口温度  $T_{CSI}$  および流量  $m_{CS}$  の周期  $f_k$  と同じである。このことより、タービン出口では主に冷水温度およ

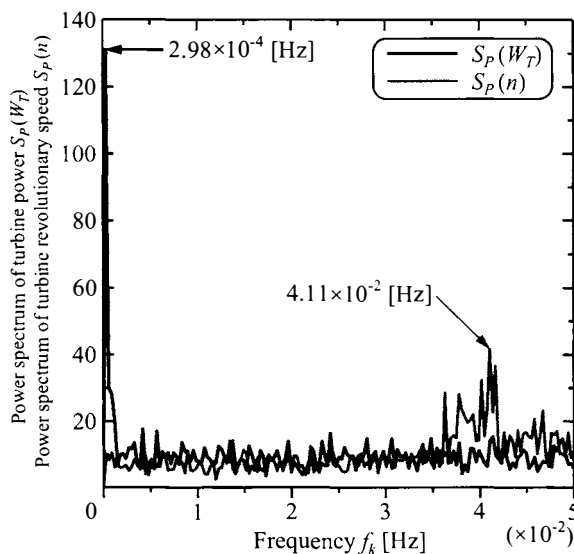


図15 タービン出力および回転数

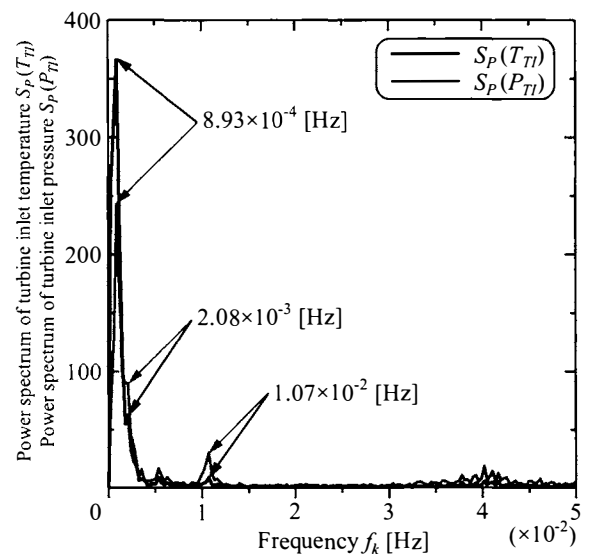


図16 タービン入口作動流体温度および圧力

び流量の影響が強いことが確認された。

タービン入口の作動流体温度  $T_{TI}$  および圧力  $P_{TI}$  の周期は、温水温度  $T_{WSI}$  の周期と、タービン出口温度  $T_{TO}$  および圧力  $P_{TO}$  では冷水温度  $T_{CSI}$  および流量  $m_{CS}$  の周期と一致しており、温水温度はタービン入口の作動流体温度と圧力、冷水温度と流量はタービン出口の作動流体温度と圧力に対する影響の大きいことが推察される。なお、冷水温度および流量はタービン入口の作動流体温度および圧力と同じ周期が認められ、タービンを介して蒸発器側に影響を及ぼしていると考えられる。

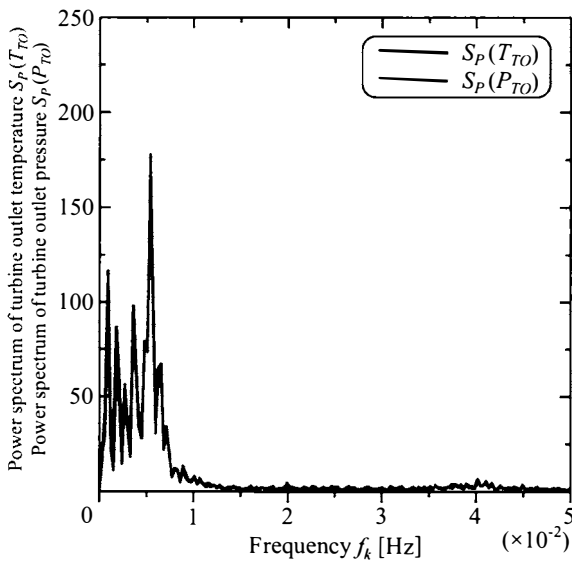


図 17 タービン出口作動流体温度および圧力

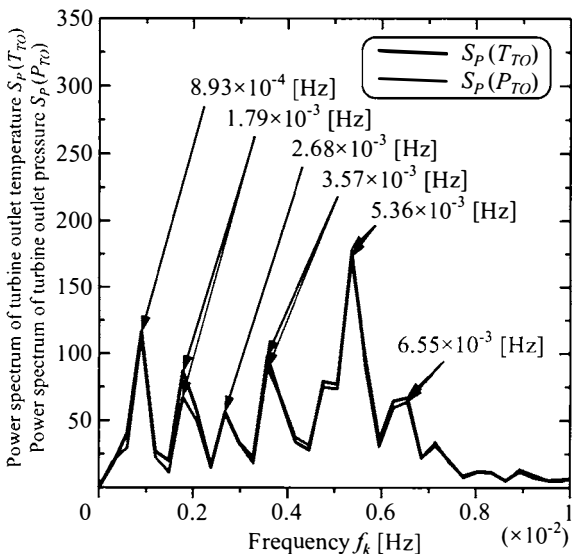


図 18 タービン出口温度および圧力 (図 17 の拡大)

#### 4.5 相関係数

ピリオドグラム法により周期の一致が確認された各点における温度、圧力および流量などの状態量の相関関係を検討するために、それぞれの相関係数を比較する。

図 19 に温水の温度  $T_{WSI}$  および流量  $m_{WS}$  との相関係数を蒸発器、凝縮器およびタービン出入口における作動流体温度および圧力について示す。図 19 より、温水流量との相関はみられないが、温水温度と他の状態量とは相関がみられる。このとき、温水温度とは、作動流体蒸発器入口、出口と高い相関がみられた。さらに、タービン入口圧力に対しても相関がみられた。いずれも正の相関である。一方、凝縮器出口の作動流体圧力とは低い負の相関であることがわかる。これは、作動流体の蒸発圧力の増加により作動流体流量が減少し、凝縮器側での作動流体の凝縮圧力が低下するためと考えられる。

図 20 に冷水の温度  $T_{CSI}$  および流量  $m_{CS}$  との相関係数を蒸発器、凝縮器およびタービン出入口における作動流体温度および圧力について示す。相関係数を示す。図 20 より、冷水入口温度は、作動流体タービン出口温度、圧力および凝縮器出口圧力と強い相関がみられる。一方、冷水流量は、作動流体凝縮器入口および出口温度と強い相関がみられる。いずれも正の相関である。冷水温度および流量とタービン入口圧力および蒸発器における作動流体圧力とは低

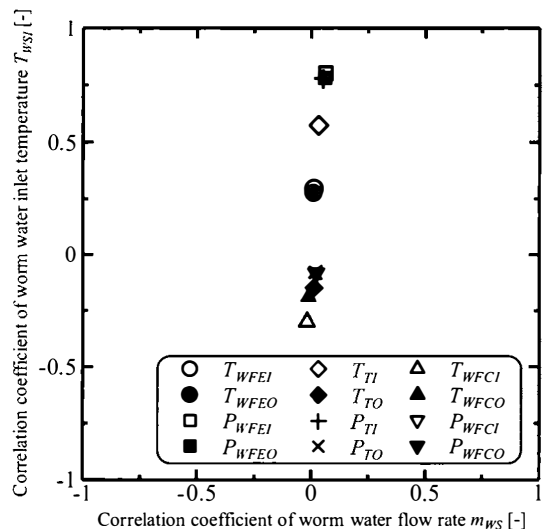


図 19 温水温度および流量の相関係数

い負の相関であることがわかる。一方で、同じスペクトルの周期が認められた蒸発器側とは、ほとんど相関がみられない。これは、タービンを介して影響を及ぼすため急激な挙動はなく、時間差が生じることが考えられる。

図 21 にタービン入口の作動流体温度  $T_{TI}$  ( $T_6$ ) および圧力  $P_{TI}$  ( $P_6$ ) との相関係数を蒸発器、凝縮器およびタービン出入口における作動流体温度および圧力について示す。図 21 より、作動流体蒸発器入口および出口圧力は、タービン入口温度および圧力と強い相関であり、タービン入口および出口温度と蒸発器入口および出口温度・圧力はタービン出口温度・圧力および凝縮器とは強い相関がみられる。

一方、タービン出口温度および圧力と低い負の相関であることがわかる。

図 22 にタービン出口の作動流体温度  $T_{TO}$  ( $T_{10}$ ) および圧力  $P_{TO}$  ( $T_{10}$ ) との相関係数を蒸発器、凝縮器およびタービン出入口における作動流体温度および圧力について示す。図 22 より、タービン出口作動流体温度および圧力は、凝縮器入口および出口圧力と高い相関であり、凝縮器における温度とも相関がみられる。一方、蒸発器入口の作動流体温度および圧力とは低い負の相関である。

図 23 にタービン回転数  $n$  および作動流体流量  $m_{WF}$  ( $m_4$ ) との相関係数を蒸発器、凝縮器およびタービン出入口における作動流体温度および圧力

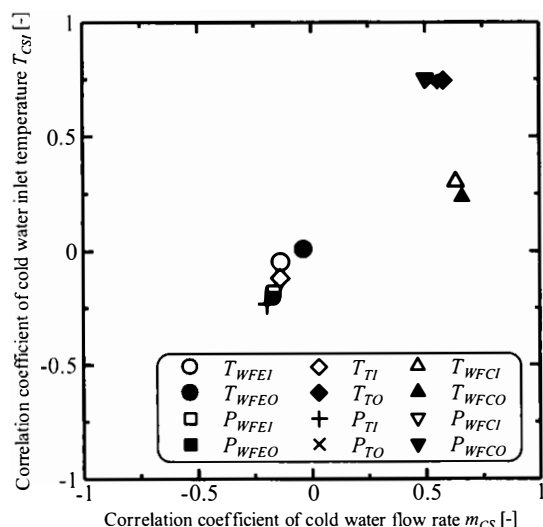


図 20 冷水温度および流量の相関係数

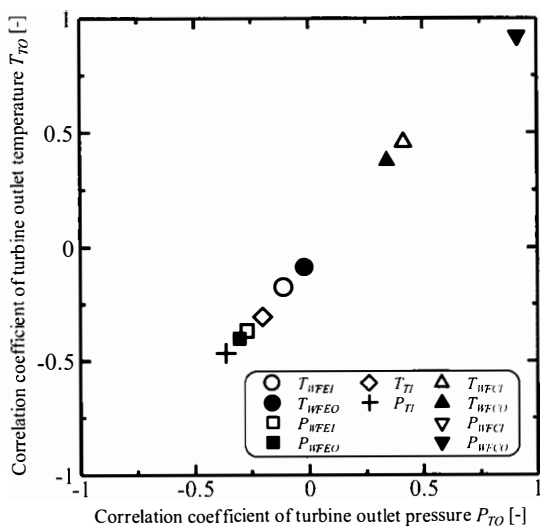


図 22 タービン出口温度および圧力の相関係数

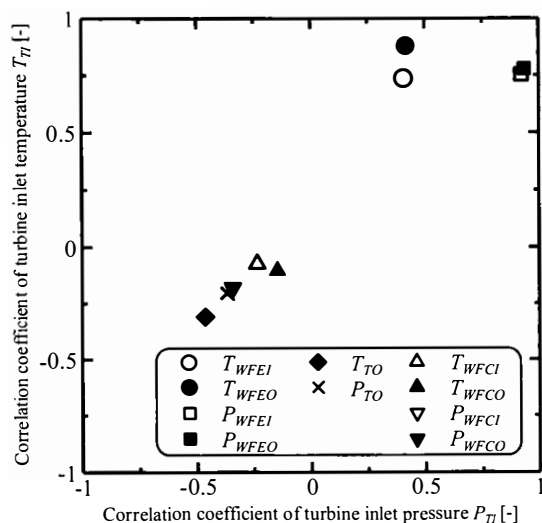


図 21 タービン入口温度および圧力の相関係数

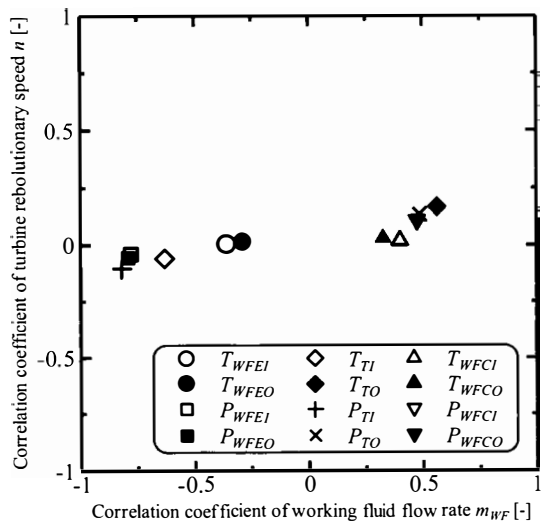


図 23 回転数および作動流体流量の相関係数

について示す。図 23 より、タービン回転数との相関はみられないが、作動流体流量はタービン入口および蒸発器における作動流体圧力と高い負の相関となった。一方、凝縮器側の圧力とも負の相関がみられ、作動流体を介して凝縮器側での交換熱量による影響が蒸発器側に及ぼされていると考えられる。

## 5. 結 言

本研究では、アンモニア／水を用いた 30 kW OTEC 実験装置による連続運転データを解析し、各構成機器がサイクルへ及ぼす影響についてスペクトル解析および各機器の運転特性における相関関係について検討を行ない、下記のことが明らかとなった。

温熱源の温度はタービン入口の作動流体の温度および圧力に、冷熱源の温度および流量はタービン出口の温度および圧力において強い影響が確認された。このとき、蒸発器における作動流体圧力では、冷熱源の温度および流量による影響が、作動流体流量には温熱源温度、冷熱源温度および流量による影響が確認された。

ピリオドグラム法により、周期の一致が確認された温度、圧力および流量などの状態量について相関係数により評価した。温熱源の温度とタービン入口の作動流体圧力は高い正の相関があり、冷熱源の温度とタービン出口温度および圧力は高い正の相関であることが明らかとなった。このことから、温熱源の温度はタービン入口の作動流体圧力に、冷熱源の温度はタービン出口温度および圧力において強い影響が確認できる。一方、作動流体流量はタービン入口および蒸発器における作動流体圧力と高い負の相関となっていることが明らかとなった。

本報で得られた結果により作動流体としてアンモニア／水混合流体を使用する OTEC の動的モデルの設計手法の構築における高精度化および高度化に対する知見の一助となると考えられる。今後は、様々な組成の影響および流量等の急激な変化に対する影響などの実験を行う予定である。

## 文 献

- 電子技術研究所 (1990) 洋上型深層水利用システムのための海洋温度差発電の実海域実験. 電総研ニュース, 481, 1-7.
- 後藤 聡・本嶋良樹・中村政俊・杉 剛直・安永 健・池上康之 (2009) ウエハラサイクルを用いた海洋温度差発電プラントのシミュレーションモデル構成. 電気学会論文誌 B, 129(2), 272-282.
- 平岡 怜・上野公彦 (2007) 海洋波のスペクトル解析における問題点. 数理水産科学, 5, 82-96.
- 本間琢也・黒木敏郎・梶川武信 (1980) 海洋エネルギー読本, オーム社, 東京, p. 233.
- 池上康之 (2001) インド洋における海洋温度差発電実証プロジェクト. 海洋深層水利用研究会ニュース, 5(1), 13-15.
- 池上康之・有馬博史・森崎敬史・古川崇之・岸川泰大・園田浩太郎 (2012) アンモニア／水を用いたプレート式熱交換器の性能試験. 日本伝熱シンポジウム講演論文集, 49, ROMBUNNO.E112.
- 井関和夫 (2000) 海洋深層水による洋上肥沃化－持続生産・環境保全型の海洋牧場構想－. 月刊海洋号外, 22, 170-178.
- 井芹大智・森崎敬史・松田吉隆・杉 剛直・後藤 聡・池上康之 (2011) 海洋温度差発電プラント気液分離器の液位制御のためのシミュレーションモデル構成. 電気関係学会九州支部連合大会講演論文集, 64, ROMBUNNO.05-2P05.
- 海洋工事技術委員会 (2006) 21 世紀の海洋エネルギー開発技術, 山海堂, 東京, pp. 737-742.
- Kalina, A. I. (1984) Combined cycle system with novel bottoming cycle. Trans. ASME, J. Gas Turbine, 106(4), 737-742.
- 近藤俊郎・上原春男・木方靖二・宮崎武景・谷野賢二 (1996) 海洋エネルギー利用技術読本, 森北出版株式会社, 東京, pp. 95-151.
- 村田晃伸・高沢弘幸・飯高 弘・梶川武信 (1986) クローズドサイクル海洋温度差発電システムの動特性と設計指針. 電子技術総合研究所い報, 50(9/10), 958-968.
- 村田晃伸・高沢弘幸・梶川武信 (1986) クローズドサイクル海洋温度差発電システムの静特性モデルに関する実験的検討. 電子技術総合研究彙報, 50-9(10), 37-45.
- 村田晃伸・高沢弘幸・梶川武信 (1987) クローズドサイクル海洋温度差発電システムの動特性モデルに関する実験的研究. 電気学会論文誌, 107(3), 123-130.
- 中村政俊・杉 剛直・池上康之・上原春男 (2003) OTEC 実験プラントにおける非線形分離制御法に

- 基づく制御機設計. 電気学会論文誌 C, 123(3), 482-490.
- 中村政俊・上原春男・実原定幸・磯貝久寿 (1991) 海洋温度差発電プラントの設計と制御のための計算機シミュレーションの開発. 計測自動制御学会論文集, 27(1), 107-114.
- 中岡 勉・西田哲也・大原順一・植田貴宏・吉村英行・浦田和也・池上康之 (2011) 海洋深層水を利用した発電システムの研究 - 対馬海域の場合 -. 海洋深層水研究, 12(2), 99.
- 大内一之・實原定幸・渡辺敬之 (2012) 離島インフラ生産のための海洋深層水複合利用洋上浮体施設. 海洋深層水研究, 13(1), 17-24.
- PROPATH group, A Program Package of Thermophysical Properties of Fluids, Version11.1, PROPATH Group.
- 高沢弘幸・梶川武信・西山勝男・天野雅継・阿川孝司・飯高 弘 (1980) 海洋温度差発電システムの特徴. 電気学会新・省エネルギー研究会資料, ESC-80, 30-34, 33-42.
- 上原春男 (1990) 海洋温度差発電読本, オーム社, 東京, p. 202.
- 上原春男・池上康之・西田哲也 (1998) 吸収と抽気を伴うサイクルを用いた海洋温度差発電システムの性能解析. 日本機械学会論文集 (B 編), 64(624), 384-389.
- 安永 健・池上康之・門出政則 (2008) アンモニア/水を作動流体としてシェル & プレート式熱交換器を用いた海洋温度差発電の性能評価 (熱源の温度および流量の影響). 日本機械学会論文集 B, 74(738), 445-451.

(2013 年 9 月 6 日受付 ; 2014 年 1 月 4 日受理)