

# 高圧蒸気コンデンサシミュレーション

## High-pressure Steam Condenser Simulation

原山 昌巳 制御技術部 第一技術室 統括スタッフ  
池田 信彦 制御技術部 第二技術室 統括スタッフ  
阿瀬 始 制御技術部 統括スタッフ 工博

Masami Harayama  
Nobuhiko Ikeda  
Hajime Ase

当社では、プラント制御システムの高度化のためにシミュレーション技術の積極的な活用を図っている。その活動の一環として、ごみ焼却プラントの高圧蒸気コンデンサの制御性改善を目的とした、コンデンサプロセスのモデル化とシミュレーションによるモデルの検証を行った。本稿では、コンデンサモデルの概要とそのモデルを組み込んだシミュレータによるシミュレーション結果と実運転データとの比較を中心に述べる。

*NKK are developing advanced control systems of industrial plants utilizing process simulation technique. In order to control better the high-pressure steam condensers in refuse incineration plants, we have made a condenser process model and have checked it by simulation. In this paper, we describe a summary of the model and make a comparison the simulation results with the real plant data.*

る。以下に制御方法の概要を述べる。

### 1. はじめに

ごみ焼却プラントでは、燃焼排熱をボイラで蒸気として回収し発電や熱供給などを行うことが一般化している。中小規模のごみ焼却プラントの場合、電力系統連系技術要件ガイドラインにより蒸気タービン発電機出力の制限を受けるため、発電機に供給できない余剰蒸気が発生する。高圧蒸気コンデンサは、その余剰蒸気をファンにより空冷し、復水として回収するために設置される。

高圧蒸気コンデンサの制御は、コンデンサ器内蒸気圧力制御と復水温度制御からなる。従来、焼却炉の運転状況の変化などに伴う余剰蒸気量の急変により、器内圧力が変動して主蒸気系統に悪影響を及ぼすと同時に復水温度も不安定になることがあった。

そこで、当社では高圧蒸気コンデンサの制御性改善を目的として、コンデンサプロセスのモデル化とシミュレーションによる検証を実施した。以下にその内容を紹介する。

### 2. コンデンサの制御方法

現状の高圧蒸気コンデンサ制御系を Fig.1 に示す。ボイラで発生した蒸気は、高圧蒸気だめを経由して蒸気タービンに送られる。高圧蒸気だめは蒸気を各装置へ分岐するヘッダで、ボイラドラム内、蒸気タービン入口などの高圧主蒸気圧力変動を抑制するために設けられている。高圧蒸気だめの圧力制御は、高圧蒸気コンデンサに排出する蒸気流量を圧力制御弁で加減することにより行っている。

高圧蒸気コンデンサの制御目標は、変動する入口蒸気流量に対して器内蒸気圧力と復水温度を一定に保つことである。

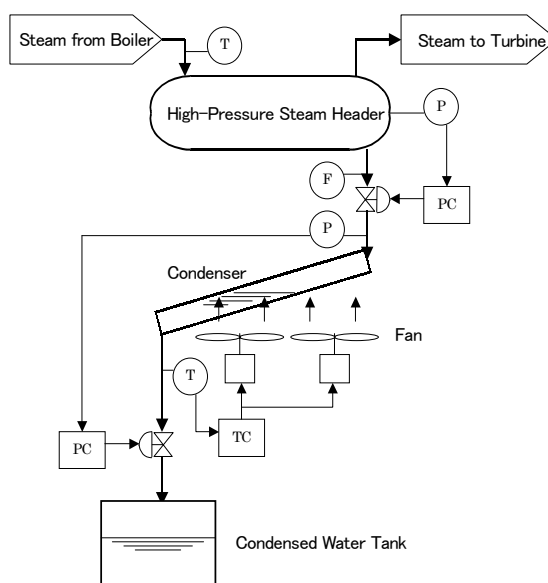


Fig.1 Condenser control system

#### 2.1 器内蒸気圧力制御

コンデンサ器内の蒸気圧力制御は、コンデンサ下流にある調節弁で復水流量を加減し、コンデンサ器内の復水レベルを調節することにより行っている。この制御方法の場合、コンデンサ入口蒸気流量の増減に対して器内圧力調節弁が頻繁に開閉を繰り返す、器内圧力が急激に変化する場合があるため、以下に述べるような制御ロジックを導入している。

### 2.1.1 器内圧力設定値変更

コンデンサ入口蒸気流量に応じてコンデンサ器内圧力の設定値を Fig.2 に示すテーブルに従って変更する。すなわち、入口蒸気流量が増加する場合、流量があるしきい値を越えると一定の変化率で器内圧力設定値を1段高い設定値まで上げる。一方、入口蒸気流量が減少する場合、流量があるしきい値以下になると一定の変化率で器内圧力設定値を1段低い設定値まで下げる。ここでは、設定値を上げるしきい値と下げるしきい値に差を付けることによってヒステリシス特性を持たせ、設定値が頻繁に変更されないようにしている。

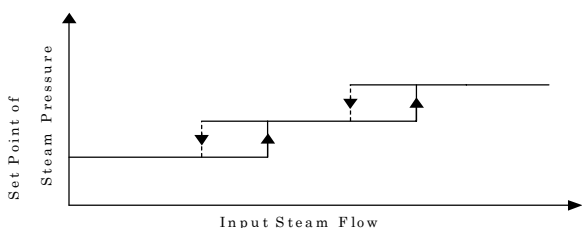


Fig.2 Set point table of steam pressure

### 2.1.2 器内圧力調節弁の開度制限

器内圧力調節弁の過度な開閉を避けるため、Fig.3 に示すように、入口蒸気流量に応じて開度制限を設けている。

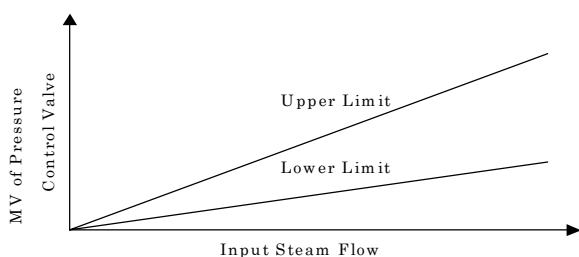


Fig.3 MV limit table of steam pressure control valve

## 2.2 コンデンサ出口復水温度制御

復水温度制御は、コンデンサ空冷用のファンの回転数を制御して冷却空気量を加減し、コンデンサからの放熱量を調節することにより行っている。

## 3. コンデンサプロセスのモデル化

高圧蒸気コンデンサの入口から流入した過熱蒸気は、冷却空気との熱交換によって冷却され飽和蒸気となる。さらに冷却されると飽和蒸気は凝縮して復水となり、水部においても熱交換により冷却され、コンデンサ出口で復水温度となる。

このようなコンデンサプロセスを Fig.4 に示すように蒸気部と水部に分割し、各部を集中定数系としてモデル化した<sup>1)</sup>。

ただし、

- $G_s$  : コンデンサ流入蒸気量 kg/sec
- $G_c$  : 凝縮量 kg/sec,  $G_w$  : 復水量 kg/sec
- $Q'''$  : 蒸気部での放出熱量 kcal/sec
- $Q^0$  : 水部での放出熱量 kcal/sec

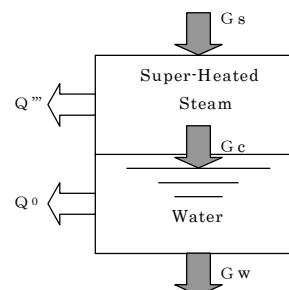


Fig.4 General idea of condenser model

このモデルに対応したエネルギー収支の式と物質収支の式はおのの以下ようになる。ただし、コンデンサ管壁温度は内部温度に等しいと仮定している。

・蒸気部（過熱）

エネルギー収支

$$(d/dt)(W'''u''' + C_m W'''_m \theta'''_m) = G_s i_s - G_c i'' - Q''' \quad \dots\dots(1)$$

物質収支

$$dW'''/dt = G_s - G_c \quad \dots\dots(2)$$

・水部

エネルギー収支

$$(d/dt)(W^0 u^0 + C_m W^0_m \theta^0_m) = G_c i'' - G_w i_w - Q^0 \quad \dots\dots(3)$$

物質収支

$$dW^0/dt = G_c - G_w \quad \dots\dots(4)$$

ただし、

- $W'''$  : コンデンサ内過熱蒸気重量 kg
- $W^0$  : コンデンサ内水重量 kg
- $W'''_m$  : コンデンサ管壁（蒸気部）の重量 kg
- $W^0_m$  : コンデンサ管壁（水部）の重量 kg
- $i_s$  : コンデンサ流入蒸気エンタルピ kcal/kg
- $i''$  : コンデンサ内飽和蒸気エンタルピ kcal/kg
- $i_w$  : 復水エンタルピ kcal/kg
- $u'''$  : コンデンサ内過熱蒸気の内部エネルギー kcal/kg
- $u^0$  : コンデンサ内水の内部エネルギー kcal/kg
- $\theta'''_m$  : コンデンサ蒸気部の管壁温度 °C
- $\theta^0_m$  : コンデンサ水部の管壁温度 °C
- $C_m$  : コンデンサ管壁比熱 kcal/kg°C

この式(1)～式(4)が基本式であり、凝縮量  $G_c$  を消去し、さらに冷却空気量との熱交換などを考慮して変形していくと、最終的に以下のモデルが得られる。

$$f(\dot{P}, \dot{T}_w, \dot{W}) = g(P, T_w, W, G_s, G_w, F_a, T_s, T_a) \quad \dots\dots(5)$$

ただし、

- P : コンデンサ器内圧力 kg/cm<sup>2</sup>
- T<sub>w</sub> : 復水温度 °C
- W : コンデンサ内蒸気+水の重量 kg
- G<sub>s</sub> : コンデンサ流入蒸気量 kg/sec
- G<sub>w</sub> : 復水流量 kg/sec , F<sub>a</sub> : 空気流量 m<sup>3</sup>/sec
- T<sub>s</sub> : 流入蒸気温度 °C , T<sub>a</sub> : 空気温度 °C

式(5)は、状態変数を P, T<sub>w</sub>, W とする非線形の状態方程式である。

### 3. コンデンサプロセスモデルの検証

#### 3.1 シミュレータの作成

2章で述べたコンデンサプロセスモデルの検証を行うため、プロセスモデルと制御系モデルを組み込んだシミュレータを汎用シミュレーションツールを用いて作成した。その概念図を Fig.5 に示す。

高圧蒸気コンデンサ流入蒸気温度 T<sub>s</sub>については、過熱蒸気エンタルピー密度が、高圧蒸気だめ圧力制御弁通過前後で保存されることを仮定し、高圧蒸気だめ蒸気圧力・温度およびコンデンサ器内圧力 P を用いて算出する。

また、コンデンサ出口復水流量 G<sub>w</sub> は、コンデンサ器内圧力 P と復水のヘッドおよびコンデンサ器内蒸気圧力調節弁の C<sub>v</sub> 値を用いて算出する。

#### 3.2 シミュレータの健全性確認

作成したシミュレータの健全性を確認するため、自己平衡性と静的収支バランス（物質・熱）をチェックした。

コンデンサ器内の圧力が上がると、流入蒸気量が減少し、冷却空気量が増えなければ凝縮量が増えて圧力は下がってくる。逆に、コンデンサ器内の圧力が下がると、流入蒸気量が増加し、凝縮量が減って圧力は上がってくる。すなわち、コンデンサプロセスには自己平衡性がある。

作成したシミュレータに自己平衡性があることを確認するため、冷却空気量一定かつコンデンサ器内蒸気圧力調節弁開度一定の条件で、コンデンサ流入蒸気量と高圧蒸気だめ蒸気圧力をステップ状に変化させた。その条件を以下に示す。

- (1) コンデンサ流入蒸気量 : t=5000 秒で 13t/h から 15t/h にステップ状に変化
- (2) 高圧蒸気だめ蒸気圧力 : t=5000 秒で 18kg/cm<sup>2</sup>G から 20 kg/cm<sup>2</sup>G にステップ状に変化
- (3) 高圧蒸気だめ蒸気温度 : 245°C 一定
- (4) コンデンサ内蒸気圧力制御弁 : C<sub>v</sub> 値 4.585 一定
- (5) 冷却空気量 : 35m<sup>3</sup>/sec 一定

このときのコンデンサ器内圧力の変化を Fig.6 に、復水温度の変化を Fig.7 に示す。これより、作成したシミュレータに自己平衡性があること確認できる。

また、平衡時において、式(1)～式(4)の左辺をおのおの 0 としたときの関係が成り立つ（すなわち収支がバランス状態にある）ことを確認した。

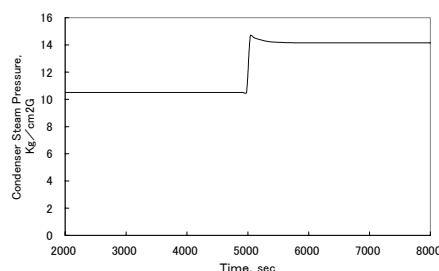


Fig.6 Self-balance check result of pressure

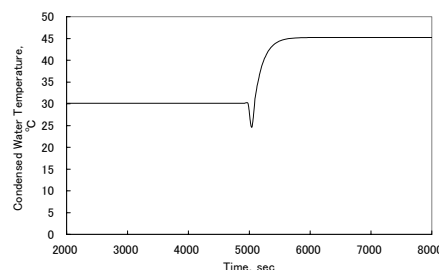
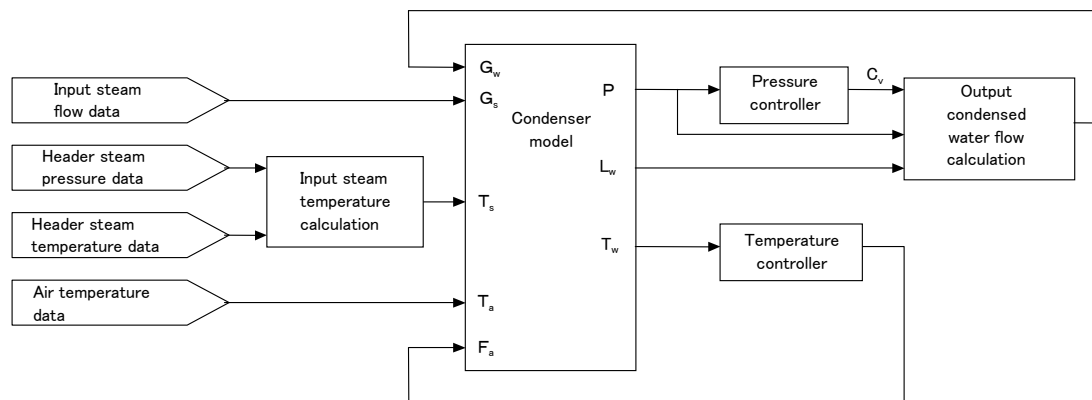


Fig.7 Self-balance check result of temperature



L : Condensed water level , C<sub>v</sub>: C<sub>v</sub> of control valve

Fig.5 Block diagram of simulator

### 3.3 シミュレーション結果と運転データとの比較

前節の検討で、作成したシミュレータの健全性が確認できたため、本節ではシミュレーション結果と運転データとの比較結果について述べる。

#### 3.3.1 シミュレーション条件

シミュレーション結果との比較に用いた2ケースの運転データを Fig.8 と Fig.9 に示す。これらのデータは当社が施工したごみ焼却プラントのものである。比較が容易なようにプロセスの状態変動が大きなものを選んだ。高圧蒸気だめ蒸気温度と空気温度のデータが得られなかったため、以下のように仮定した。

- (1) 高圧蒸気だめ蒸気温度：245℃一定
- (2) 空気温度：0℃一定

コンデンサの総括伝熱係数などの重要なプロセスモデルパラメータや調節計のパラメータなどはすべて実機と同じになるように設定した。

シミュレーション結果と実運転データとの比較の方法を以下に述べる。

- (1) シミュレータに入力する実運転データは、コンデンサ流入蒸気量、高圧蒸気だめ蒸気圧力、高圧蒸気だめ蒸気温度、空気温度である (Fig.5)。
- (2) シミュレータからの出力である、コンデンサ器内蒸気圧力と復水温度を実運転データと比較する。

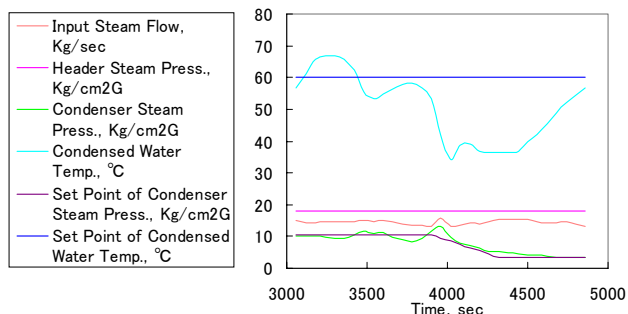


Fig.8 Real plant data (case 1)

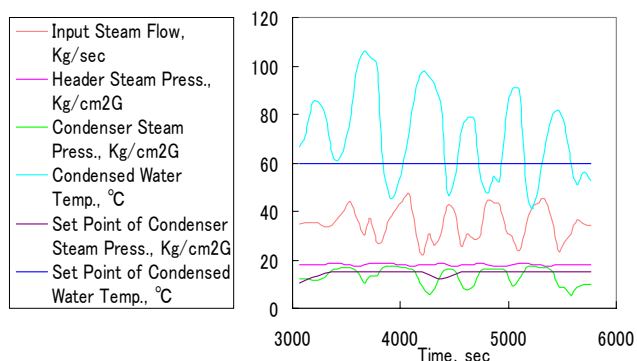


Fig.9 Real plant data (case 2)

#### 3.3.2 比較結果 (その1)

ケース 1, 2 の運転データについて、シミュレーション結果と実運転データとの比較結果を Fig.10~Fig.13 に示す。

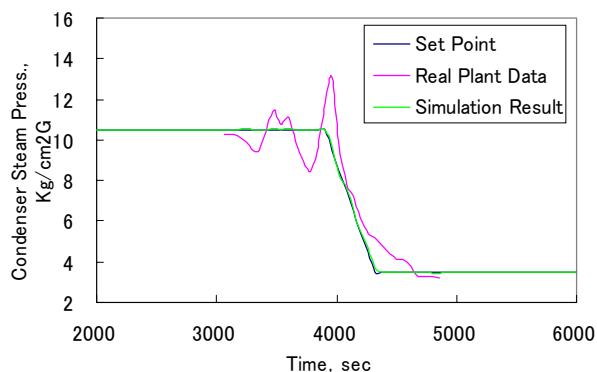


Fig.10 Simulation result of pressure (case 1)

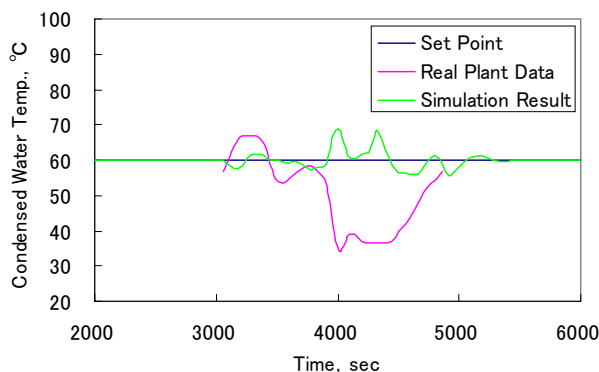


Fig.11 Simulation result of temperature (case 1)

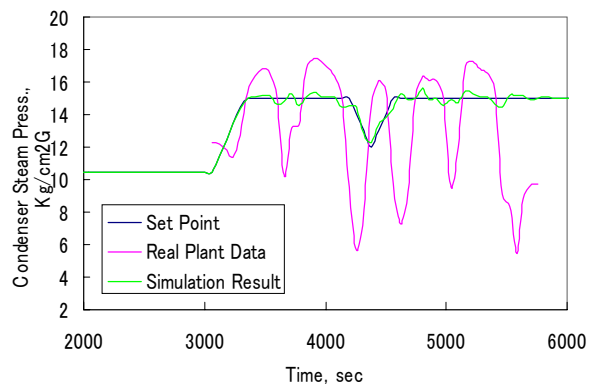


Fig.12 Simulation result of pressure (case 2)

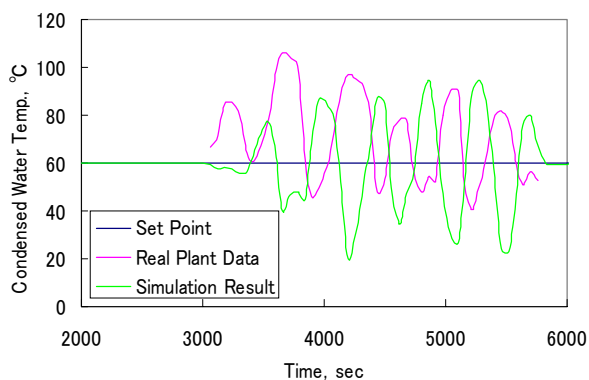


Fig.13 Simulation result of temperature (case 2)

### 3.3.3 シミュレータのチューニング

前項の比較結果は、あまり良好でなかったため、その理由について考察した。

コンデンサプロセスモデルによれば、流入蒸気量が増えコンデンサ内蒸気圧力が上昇すると、飽和蒸気温度も高くなるため復水温度も上昇してくるはずである。一方、Fig.12、Fig.13の運転データからわかるように、実際にはコンデンサ内圧力が上昇してから復水温度が上昇を始めるまで約200秒遅れている。

この遅れの理由として、温度検出位置までの復水の移動に伴う無駄時間と温度検出端の保護管の熱伝導による一次遅れなどが考えられた。そこで、現地を確認したところ、以下のような遅れ要因があることが判明した。

- (1) コンデンサ出口から温度検出位置まで 125A 配管が約 10m あり、これによる流送遅れが 30 秒前後ある。
- (2) 温度検出端が復水ために設置されており、これに伴う応答遅れがある。

この遅れ要因を 30 秒の無駄時間+120 秒の一次遅れとしてモデル化し、シミュレータに組み込んだ。

### 3.3.4 比較結果 (その 2)

前項で述べたチューニングを行ったシミュレータによる、シミュレーション結果と実運転データとの比較結果を Fig.14~Fig.17 に示す。

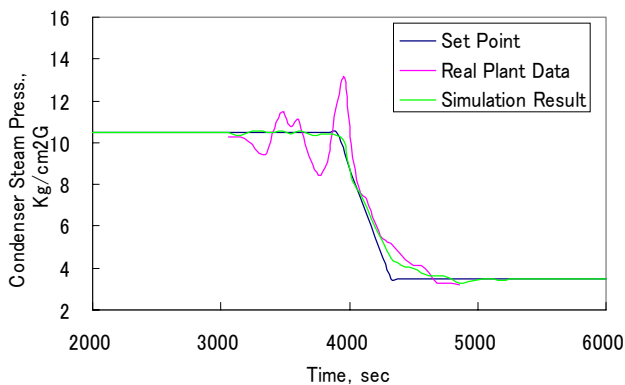


Fig.14 Simulation result of pressure (case 1)

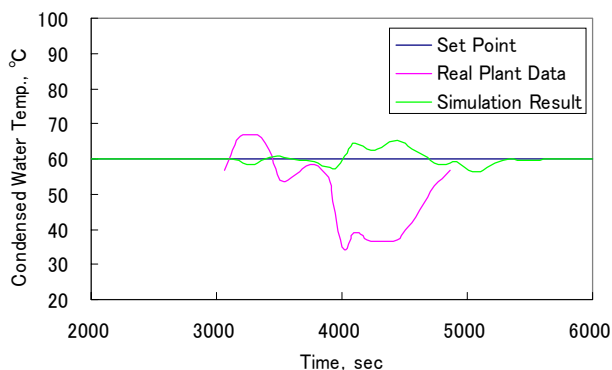


Fig.15 Simulation result of temperature (case 1)

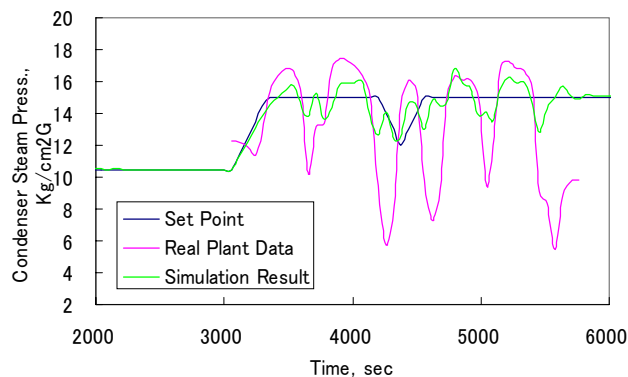


Fig.16 Simulation result of pressure (case 2)

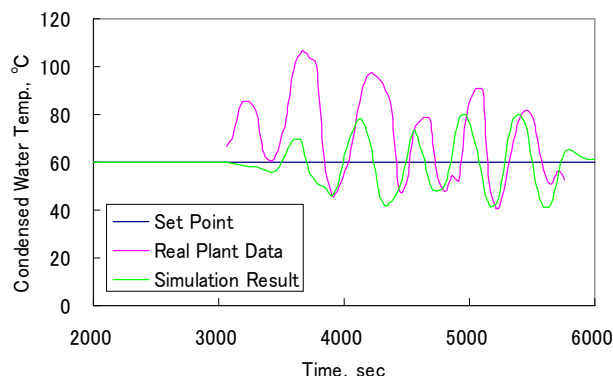


Fig.17 Simulation result of temperature (case 2)

### 3.3.5 考察

シミュレータのチューニングを行った結果、まだ運転データとの一致度は高くないものの大まかな傾向は表現できるようになった。このことにより、コンデンサプロセスモデルの妥当性は概ね確認できたものと考えている。

## 5. おわりに

高圧蒸気コンデンサの制御性改善を目的として実施した、コンデンサプロセスモデルとシミュレーションによるモデルの検証について述べた。今後、運転データをさらに収集してシミュレータの精度を高め、制御性改善策を検討していく予定である。

### 参考文献

- 1) 寺野ほか, “ボイラの自動制御”. 東京, オーム社. 1969. 113p.

<問い合わせ先>

制御技術部

Tel. 045 (505) 7787 原山 昌巳

E-mail address : harayam@eng.tsurumi.nkk.co.jp