

コンバインドサイクル火力発電所向け 蒸気加熱式天然ガス減圧加温装置の開発

Development of the Equipment to Control the Pressure and Temperature of Natural Gas's with Steam Heating for Combined-Cycle Thermal Power Station

伊藤 雅 浩^{*(1)}
Masahiro ITO

定 木 淳^{*(4)}
Jun SADAKI

岩瀬 弘 明^{*(2)}
Hiroaki IWASE

元 内 利 文^{*(3)}
Toshifumi MOTOUCHI

村 越 健 一^{*(3)}
Kenichi MURAKOSHI

島 貫 靖 士^{*(5)}
Yasushi SIMANUKI

抄 録

コンバインドサイクル火力発電所向け天然ガス減圧加温装置として、天然ガスの加熱に中間熱媒体としての温水を介在させない蒸気加熱式のガス加熱器と減圧弁で構成する装置について、天然ガス流量の急激な大変動にも対応可能な制御システムを開発し、実機化した。制御システムの開発及び実機化にあたって、実機施工前の段階で本装置の動的挙動を把握できるダイナミックシミュレータを開発するとともにミニプラント実験を実施してダイナミックシミュレータの妥当性及び制御システムの有効性を検証した。それにより本装置の実機化を予定工期通りに完了するとともに本装置に要求された制御性能を予定通り発揮させた。その開発の概要を抄述した。

Abstract

An equipment to control the pressure and temperature of natural gas which is provided from gas pipelines to combined-cycle thermal power stations has been developed and taken to a commercial plant. It consists of a heat exchanger between natural gas and steam for gas heating without hot water as a heat transfer media and a valve for gas pressure reducing. Its control system is able to cope with quick and broad changes in gas flow rates during operation. Before the commercial plant's construction, a software simulator has been developed, which calculates the dynamic behavior of the equipment. In addition, an experimental plant has been constructed, which investigates the characteristics of the equipment and estimates the validity of the simulation model and the control system. Using the simulator, the commercial plant has been well designed before it's construction, so that it's construction is on schedule and it's performance has completely satisfied it's required control specification.

1. 緒 言

熱効率の更なる向上やSO_x、煤塵、CO₂発生量の低減のため、近年、火力発電所の建設にあたって天然ガスを燃料としたコンバインドサイクル化が推進されている。天然ガスはメタンが主成分で、燃焼により発生するCO₂量が同じ発熱量を得るために石炭を燃焼させた場合の二分の一、石油を燃焼させた場合の三分の二程度ですみ、また硫黄分を含まないためSO_xの発生がない等の利点がある¹⁾。

一方、燃焼ガスの膨張エネルギーを利用したガスタービン発電と排熱回収ボイラと蒸気タービンから構成される汽力発電を組み合わせるコンバインドサイクル発電は、汽力発電方式の最新鋭大容量火力発電所の熱効率を上回る熱効率が得られ、今後、主流となる火力

発電方式である。コンバインドサイクル火力発電所はガスタービン主体で構成され、蒸気タービンは比較的単純、小型となり、このため、起動、停止が短時間で容易にできる。更に、いくつかの小容量単位システムを組み合わせると大容量化されるため、電力需要量の変動に即応した出力調整はこれら単位システムの運転台数の増減によって対応でき、軽負荷運転時でも高い熱効率が実現できる。

著者らは、天然ガスを燃料とするコンバインドサイクル火力発電所において、ガスタービンへの供給ガス圧力、供給ガス温度を制御する装置として、蒸気によって天然ガスを加熱するシェルアンドチューブ型熱交換器(以後、ガス加熱器と称す)と減圧弁で構成する蒸気加熱式天然ガス減圧加温装置について、天然ガス流量の急激な大変動に対応できる制御システムを開発し、コンバインドサイクル

*⁽¹⁾ 技術開発本部 設備技術開発センター 計測・制御開発部 主任研究員
千葉県富津市新富20-1 ☎293-8511 ☎0439(80)3038

*⁽²⁾ エンジニアリング事業本部 エネルギーエンジニアリング事業部
エネルギーシステム設計技術部

*⁽³⁾ エンジニアリング事業本部 エネルギーエンジニアリング事業部

明海IPPプロジェクト班 マネージャー

*⁽⁴⁾ 技術開発本部 設備技術開発センター 計測・制御開発部 主任研究員
工学博士

*⁽⁵⁾ エンジニアリング事業本部 エネルギーエンジニアリング事業部
エネルギーシステム設計技術部 マネージャー

火力発電所向け蒸気加熱式天然ガス減圧加温装置として実機化した。

なお、天然ガスの加熱にあたって中間熱媒体としての温水を介在させず蒸気で加熱する方式(以後、蒸気加熱式と称す)は当時設置実績のない新しい方式であり、実機化にあたって本装置の動的挙動を把握できるダイナミックシミュレータを開発するとともに、ミニプラントによる実験的検証を実施することによって実機施工における詳細な制御システム設計・評価を可能とした。その結果、予定工期通り実機化を完了するとともに、本装置に要求された制御性能を予定通り発揮した。

本報は、その開発の概要を抄述する。

2. 開発の概要

2.1 蒸気加熱式天然ガス減圧加温装置と制御課題

本装置の概要を図1に示す。本装置は天然ガスパイプラインとガスタービンの間に設置される。パイプラインから供給される天然ガスはガスタービン運転圧力に制御するために減圧弁で減圧されるが、このときガス温度が大きく低下するため天然ガスが再液化し燃焼不良の原因となる。そこであらかじめガス加熱器で天然ガスを昇温した後、減圧することによって再液化を防止する。このとき、ガスタービンへの供給ガス圧力、供給ガス温度の制御に減圧弁開度及びガス加熱器への蒸気流調弁開度を操作する制御システムの開発が必要となる。また、ガス加熱器内への外気侵入による加熱効率の低下及びガス加熱器内の爆発雰囲気化を回避するため、ガス加熱器内圧力の負圧化を常時回避できる制御機能も必要となる。

2.2 本装置の開発ステップ

パイプラインから本装置に供給される天然ガスの圧力はガスタービン運転圧力(30kg/cm²G)より高圧で、かつパイプライン運転条件によって大きく変動(70~36kg/cm²G)する。そして温度も季節変動が大きい(29~-5℃)。また、ガスタービンへの供給流量は、系統負荷への追従、比較的頻度の多い起動、停止等に伴い大幅な急変動がある。このような条件下においてもガスタービンへの供給ガ

ス圧力、供給ガス温度を良好に制御するには、ガス加熱器、減圧弁、管路など本装置を構成する機器の動特性を考慮した上で制御システムを開発することが重要である。

特にガス加熱器では、シェル側流体である蒸気が管内流体である天然ガスとの熱交換によって凝縮水へと相変化するため、その際に生じるガス加熱器内圧力低下挙動の把握が重要である。また凝縮水面レベルの変化に伴う蒸気・天然ガス間の伝熱面積変化を考慮して熱交換特性を把握する必要がある。そしてガス加熱器は、天然ガスの流量変動に対して非線形かつ分布定数系としての特性をもつシステムとして捉えるべきであり²⁾、例えば、一次遅れ系+むだ時間といった線形集中定数系の伝達関数による取り扱いには限界がある。

そこで、本装置の開発を進めるにあたって以下のステップをとった。

<ステップ1>ダイナミックシミュレータの開発とシミュレータを駆使した制御システム設計環境の実現

本装置を構成するガス加熱器、減圧弁、管路の動特性解析モデルを新規開発した。これにより上述のガス加熱器の非線形かつ分布定数系としての特性を考慮した動特性解析が可能となり、より高精度な制御システム設計を可能としただけでなく、設計段階で機器仕様を変更した場合でも装置の挙動が予測できるようになった。更に、各機器の動特性解析モデルを、高い操作性、優れた拡張性を有する新日本製鐵開発のダイナミックシミュレータ“TRAS”^{*1}上のブロックとすることによって、汎用性、再利用性、制御システム設計作業の効率化を実現した。

<ステップ2>ミニプラント実験によるガス加熱器の特性把握及び動特性解析モデル、制御システムの有効性検証

一般にガス加熱器内の熱伝達挙動に関しては種々の熱伝達モデルがあるが⁴⁾、大規模な負荷変動²⁾に伴い運転動作点が大きく移動する本装置の場合、実験によってその特性を解明、把握しておく必要がある。特に、蒸気加熱式ガス加熱器は当時設置実績のなかった新しい方式であり、その動特性解析モデル及びシミュレータで検討した制御システムの有効性を実験的に検証しておくことによって、実機

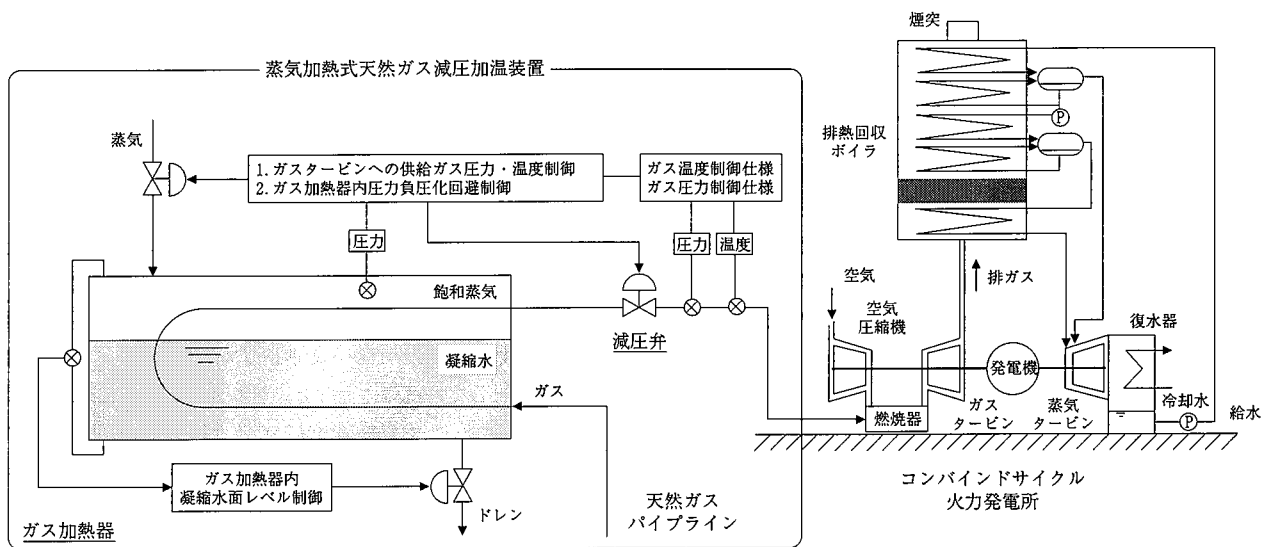


図1 蒸気加熱式天然ガス減圧加温装置の概要

*1 対話型ダイナミックシステムシミュレータ(計測・制御開発部開発)。常・偏微分方程式、差分方程式、代数方程式などで表現される動的システムを汎用ブロック化し、ブロックをマウスでウィンドウ

上に配置して接続線で結線するだけでダイナミックシミュレータを構築、実行できる³⁾。

*2 本装置では、ガス流量の大変動。

施工前の設計段階における実機制御システム設計・評価の信頼性、有効性を確認することとした。そこで、ミニプラントとして実機設備の約2/3規模の装置を設置して、蒸気加熱式ガス加熱器の特性把握及び動特性解析モデル、制御システムの実験的検証を実施し、その有効性を確認した。

<ステップ3>シミュレータを駆使した実機制御システムの開発
開発したダイナミックシミュレータを用いたシミュレーションにより、実機の制御システム設計及び性能評価を実機施工前に実施し、実機制御システム仕様を決定した。

3. ダイナミックシミュレータの開発

本装置を構成するガス加熱器、減圧弁、管路の動特性解析モデルの開発にあたって、質量保存則、エネルギー保存則等の物理法則と各種物性値テーブルに立脚するとともに、管束や管路寸法などの機器構造が考慮できる定式化を行った。これにより流体種類や機器仕様を変更した場合においても対応しうる汎用性を実現した。管路は外部への放熱を考慮したモデル(管路1)と管内流体の圧縮性を考慮したモデル(管路2)を開発し、適宜選択して使用できるようにした。定式化の詳細については別報にて報告予定であり、本報では概略と結果のみを示す。

3.1 記号

3.1.1 記号

θ : 温度	($^{\circ}\text{C}$)
h : 比エンタルピ	(J/kg)
u : 内部エネルギー	(J/kg)
p : 圧力	(Pa)
ρ : 密度	(kg/m^3)
c : 比熱	($\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$)
λ : 熱伝導率	($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)
管摩擦損失係数	(-)
w : 単位長さ当たりの熱容量	($\text{J}/(\text{m}\cdot\text{K})$)
m : 質量流量	(kg/s)
v : 流速	(m/s)
y : 凝縮水面レベル	(m)
q : 発熱量	(J)
S : 管路断面積又は断面積	(m^2)
A : 管路断面積	(m^2)
L : 等価伝熱管長さ	(m)
K : 換算熱伝達率	($\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$)
U : 単位長さ当たりの伝熱面積	(m^2/m)
h : 境膜熱伝達率	($\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$)
r_f : 汚れ係数	($(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}$)
N, F_D, x_T : バルブパラメータ	(-)
C_v : C_v 値	(-)
γ : 比熱比	(-)
x : 空間座標	(m)
弁開度	(-)
t : 時間	(s)

3.1.2 添字

- 1 : 管内流体又は伝熱管内側, 上流側
- 2 : 管外流体又は伝熱管外側, 下流側
- 3 : 伝熱管, 配管又はシェル内側

- 4 : シェル又はシェル外側
- 5 : 断熱材外側
- GW : 断熱材
- sur : 外気(側, 基準)
- l : 凝縮水部(側, 基準)
- s : 飽和蒸気部(側, 基準)
- c : 凝縮
- i : 入側
- o : 出側
- " : 気相
- ' : 液相

3.2 ガス加熱器

ガス加熱器は図2に示すようなシェルアンドチューブ型の熱交換器である。機器構造の考慮にあたって、まず、凝縮水面レベルと飽和蒸気または凝縮水に接触するU字伝熱管の本数の関係に着目し(図3参照)、凝縮水面レベル、シェル、管束配列の幾何学的な関係から飽和蒸気・ガス間及び凝縮水・ガス間の各伝熱面積、飽和蒸気体積、凝縮水体積を算出する。

次にガス加熱器を、算出した伝熱面積、飽和蒸気体積、凝縮水体積が等価な1本のU字伝熱管からなる熱交換器と仮定し、ガスの流れ方向に空間座標(x軸)を設定して展開する(図4参照)。このときガス加熱器を、相変化を伴う飽和蒸気・ガス間の熱交換部(以後、飽和蒸気部と称す)と凝縮水・ガス間の熱交換部(以後、凝縮水部と称す)が接続された系であると捉え、エネルギー保存則、質量保存則に基づき、流れ方向次元分布定数系の動特性解析モデルを導出した。

仮定事項1 伝熱管内を通過する流体(以後、管内流体と称す)はガスであり、相変化しない。

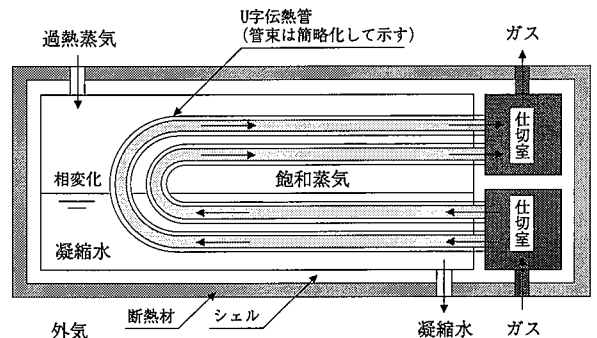
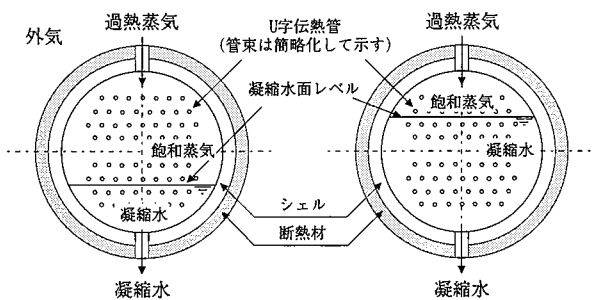


図2 ガス加熱器の概要



(a)凝縮水面レベルが低い場合 (b)凝縮水面レベルが高い場合
図3 凝縮水面レベルと飽和蒸気または凝縮水に接触するU字伝熱管の本数

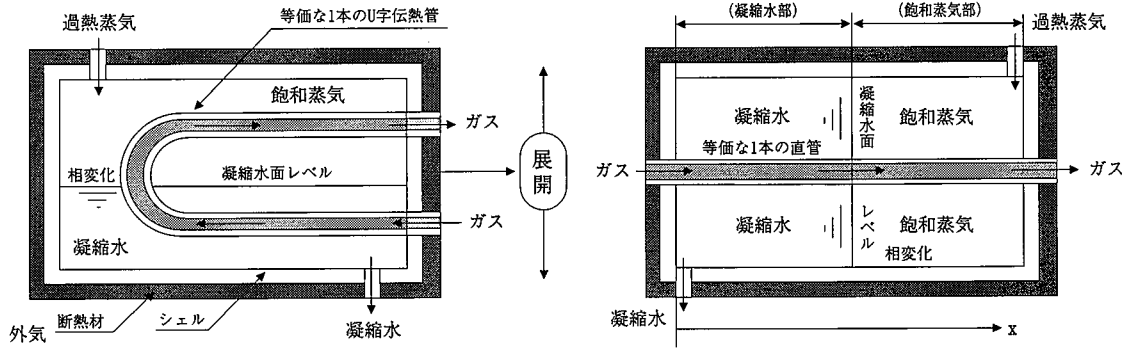


図4 ガス加熱器の座標系

- 仮定事項2 伝熱管外のシェル内を通過する流体(以後、シェル側流体と称す)は蒸気であり、凝縮水への相変化を考慮する。
- 仮定事項3 シェル側流体である蒸気は過熱蒸気の状態がガス加熱器に流入し、直ちに飽和蒸気へ状態が変化する。
- 仮定事項4 飽和蒸気は集中定数系として扱う。従って、飽和蒸気の比エンタルピ、内部エネルギー、温度、圧力、密度は空間的分布を考慮しないが、圧力及び密度の時間変化を考慮するという意味で飽和蒸気の圧縮性を考慮する。
- 仮定事項5 管内流体及び凝縮水は分布定数系で扱うが、圧縮性は考慮しない。従って、温度の空間的分布を考慮し、圧力、密度、比熱は空間的分布を考慮しない。
- 仮定事項6 伝熱管の熱容量を考慮し、分布定数系で扱う。ただし、伝熱管の温度は長手方向の一次元について空間的分布を考慮し、厚み方向の分布は考慮しない。また、比熱、密度は空間的分布を考慮しない。
- 仮定事項7 シェルは熱容量を考慮し、分布定数系で扱う。ただし、シェルの温度は伝熱管の長手方向の一次元に対応する空間的分布を仮定し、厚み方向の分布は考慮しない。また、比熱、密度の空間的分布は考慮しない。
- 仮定事項8 シェルから外部への放熱を考慮する。このとき、断熱材を考慮する。断熱材は熱伝導率を考慮し、熱容量は無視する。
- 仮定事項9 管内流体及びシェル側流体の流路断面積、伝熱面積に凝縮水面レベルを考慮する。
- 仮定事項10 熱通過率の算出に、境膜熱伝達率、汚れ係数、伝熱管、シェル及び断熱材の熱伝導率を考慮する。流速による熱伝達率の変化特性を考慮する。熱通過率には空間的分布を考慮しない。

$$\frac{\partial \theta_{1l}}{\partial t} + v_{1l} \frac{\partial \theta_{1l}}{\partial x} = \frac{K_{1l} U_{1l}}{w_{1l}} (\theta_{3l} - \theta_{1l}) \quad (3.2.1)$$

$$\frac{\partial \theta_{2l}}{\partial t} - v_{2l} \frac{\partial \theta_{2l}}{\partial x} = \frac{(h'_{2s} - c_{2l} \theta_{2l}) m_c}{w_{2l} \cdot L} + \frac{K_{2l} U_{2l} (\theta_{3l} - \theta_{2l}) + K_{3l} U_{3l} (\theta_{4l} - \theta_{2l})}{w_{2l}} \quad (3.2.2)$$

$$\frac{\partial \theta_{3l}}{\partial t} = \frac{K_{2l} U_{2l} (\theta_{2l} - \theta_{3l}) + K_{1l} U_{1l} (\theta_{1l} - \theta_{3l})}{w_{3l}} \quad (3.2.3)$$

$$\frac{\partial \theta_{4l}}{\partial t} = \frac{K_{3l} U_{3l} (\theta_{2l} - \theta_{4l}) + K_{4l} U_{4l} (\theta_{sur} - \theta_{4l})}{w_{4l}} \quad (3.2.4)$$

$$\frac{\partial \theta_{1s}}{\partial t} + v_{1s} \frac{\partial \theta_{1s}}{\partial x} = \frac{K_{1s} U_{1s}}{w_{1s}} (\theta_{3s} - \theta_{1s}) \quad (3.2.5)$$

$$\frac{d}{dt} (\rho''_{2s} u''_{2s}) = \frac{(h''_{2s} m_{2i} - \mu'_{2s} m_{2c})}{S_{2s} \cdot L} - \frac{p_{2s} \cdot m_{2o}}{\rho'_{2s} \cdot S_{2s} \cdot L} + \int_0^L \frac{K_{2s} U_{2s} (\theta_{3s} - \theta_{2s}) + K_{3s} U_{3s} (\theta_{4s} - \theta_{2s})}{S_{2s} \cdot L} dx \quad (3.2.6)$$

$$\frac{d \rho''_{2s}}{dt} = \frac{m_{2i} - m_{2c}}{S_{2s} \cdot L} \quad (3.2.7)$$

$$\frac{\partial \theta_{3s}}{\partial t} = \frac{K_{2s} U_{2s} (\theta_{2s} - \theta_{3s}) + K_{1s} U_{1s} (\theta_{1s} - \theta_{3s})}{w_{3s}} \quad (3.2.8)$$

$$\frac{\partial \theta_{4s}}{\partial t} = \frac{K_{3s} U_{3s} (\theta_{2s} - \theta_{4s}) + K_{4s} U_{4s} (\theta_{sur} - \theta_{3s})}{w_{4s}} \quad (3.2.9)$$

$$\frac{dy}{dt} = \frac{m_c - m_{2o}}{\rho_{2l} \cdot S} \quad (3.2.10)$$

$$\frac{1}{K_{1l}} = \frac{1}{h_{1l}} + r_{f1l} + \frac{1}{2\lambda_3} \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) \quad (3.2.11)$$

$$\frac{1}{K_{2l}} = \frac{1}{h_{2l}} + r_{f2l} + \frac{1}{2\lambda_3} \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) \quad (3.2.12)$$

$$\frac{1}{K_{3l}} = \frac{1}{h_{3l}} + r_{f3l} + \frac{1}{2\lambda_4} \cdot \frac{d_3 \cdot d_4}{d_3 + d_4} \cdot \ln \left(\frac{d_4}{d_3} \right) \quad (3.2.13)$$

$$\frac{1}{K_{4l}} = \frac{1}{2\lambda_4} \cdot \frac{d_3 \cdot d_4}{d_3 + d_4} \cdot \ln \left(\frac{d_4}{d_3} \right) + \frac{d_4}{2\lambda_{GW}} \cdot \ln \left(\frac{d_5}{d_4} \right) + \frac{1}{h_{sur}} \cdot \frac{d_4}{d_5} \quad (3.2.14)$$

$$\frac{1}{K_{1s}} = \frac{1}{h_{1s}} + r_{f1s} + \frac{1}{2\lambda_3} \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) \quad (3.2.15)$$

$$\frac{1}{K_{2s}} = \frac{1}{h_{2s}} + r_{f2s} + \frac{1}{2\lambda_3} \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) \quad (3.2.16)$$

$$\frac{1}{K_{3s}} = \frac{1}{h_{3s}} + r_{f3s} + \frac{1}{2\lambda_4} \cdot \frac{d_3 \cdot d_4}{d_3 + d_4} \cdot \ln \left(\frac{d_4}{d_3} \right) \quad (3.2.17)$$

$$\frac{1}{K_{4s}} = \frac{1}{2\lambda_4} \cdot \frac{d_3 \cdot d_4}{d_3 + d_4} \cdot \ln \left(\frac{d_4}{d_3} \right) + \frac{d_4}{2\lambda_{GW}} \cdot \ln \left(\frac{d_5}{d_4} \right) + \frac{1}{h_{sur}} \cdot \frac{d_4}{d_5} \quad (3.2.18)$$

$$w_{1l} = \rho_1 \cdot C_{1l} \cdot S_{1l}(y) \quad (3.2.19)$$

$$w_{2l} = \rho_2 \cdot C_{2l} \cdot S_{2l}(y) \quad (3.2.20)$$

$$w_{3l} = \rho_3 \cdot C_{3l} \cdot S_{3l}(y) \quad (3.2.21)$$

$$w_{4l} = \rho_4 \cdot C_{4l} \cdot S_{4l}(y) \quad (3.2.22)$$

$$w_{1s} = \rho_1 \cdot C_{1s} \cdot S_{1s}(y) \quad (3.2.23)$$

$$w_{3s} = \rho_3 \cdot C_{3s} \cdot S_{3s}(y) \quad (3.2.24)$$

$$w_{4s} = \rho_4 \cdot C_{4s} \cdot S_{4s}(y) \quad (3.2.25)$$

$$\theta_{1l}(0, t) = \theta_{1l}(L, t) \quad (3.2.26)$$

$$\theta_{1s}(0, t) = \theta_{1s}(L, t) \quad (3.2.27)$$

$$\theta_{1o}(t) = \theta_{1s}(L, t) \quad (3.2.28)$$

$$\theta_{2l}(L, t) = \theta_{2s}(t) \quad (3.2.29)$$

$$\theta_{2o}(t) = \theta_{2l}(0, t) \quad (3.2.30)$$

なお、過熱蒸気の比エンタルピ、飽和蒸気の比エンタルピ、内部エネルギー、密度等の物性値は、物性値テーブル⁵⁾で与えた。また、式(3.2.1)、式(3.2.2)、式(3.2.5)のような非線形双曲型方程式の数値計算にあたって、少ない空間メッシュで高精度な計算を実現する手法であるCIP法³⁾を採用した。

3.3 減圧弁⁷⁾

仮定事項1 運動エネルギーまで考慮したエネルギー保存則を基礎式とする。

仮定事項2 外部への放熱は考慮しない。

仮定事項3 通過流体は実在気体を仮定する。

仮定事項4 通過する質量流量は弁の上下流差圧と弁開度及びCv特性から与えられるものとする。

仮定事項5 上下流の圧力及び上流温度が与えられたとき下流温度を求めるモデルとする。

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2} = h_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (3.3.1)$$

$$h_1 = h(\theta_1, p_1) \quad (3.3.2)$$

$$h_2 = h(\theta_2, p_2) \quad (3.3.3)$$

$$v_1 = \frac{m}{\rho_1 \cdot A_1} \quad (3.3.4)$$

$$v_2 = \frac{m}{\rho_2 \cdot A_2} \quad (3.3.5)$$

$$\rho_1 = \rho(\theta_1, p_1) \quad (3.3.6)$$

$$\rho_2 = \rho(\theta_2, p_2) \quad (3.3.7)$$

$$m = N \cdot F_p \cdot C_{V(x)} \cdot Y \cdot \sqrt{(p_1 - p_2) \cdot \rho_1} \quad (3.3.8)$$

$$Y = 1 - \frac{p_1 - p_2}{3F_k \cdot x_T \cdot p_1}, F_k = \frac{\gamma}{1.40}$$

3.4 管路1 - 管外への放熱を考慮 -

仮定事項1 流れ方向一次元の非定常分布定数モデルとする。

仮定事項2 管内流体を非圧縮性流体と仮定する。

仮定事項3 外部への放熱を考慮する。このとき断熱材を考慮する。断熱材は熱伝導率を考慮し、熱容量は無視する。

仮定事項4 管路断面積は場所によらず一定とする。

$$\frac{\partial \theta_1}{\partial t} + v_1 \frac{\partial \theta_1}{\partial x} = \frac{K_1 U_1}{w_1} (\theta_3 - \theta_1) \quad (3.4.1)$$

$$\frac{\partial \theta_3}{\partial t} = \frac{K_2 U_2 (\theta_{sur} - \theta_3) + K_1 U_1 (\theta_1 - \theta_3)}{w_3} \quad (3.4.2)$$

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{h_1} + r_{f1} + \frac{1}{2\lambda_3} \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) \quad (3.4.3)$$

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{2\lambda_3} \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{d_2}{2\lambda_{GW}} \cdot \ln \left(\frac{d_3}{d_2} \right) + \frac{1}{h_{sur}} \cdot \frac{d_2}{d_3} \quad (3.4.4)$$

$$w_1 = \rho_1 \cdot C_1 \cdot S_1 \quad (3.4.5)$$

$$w_3 = \rho_3 \cdot C_3 \cdot S_3 \quad (3.4.6)$$

3.5 管路2 - 管内流体の圧縮性を考慮 -

仮定事項1 流れ方向一次元の非定常分布定数モデルとする。

仮定事項2 管内流体を圧縮性流体と仮定する。

仮定事項3 外部への放熱は無視する。

仮定事項4 管摩擦損失を考慮する。

仮定事項5 管路断面積は場所によらず一定とする。

³⁾ Cubic Interpolated Pseudo particle法⁹⁾

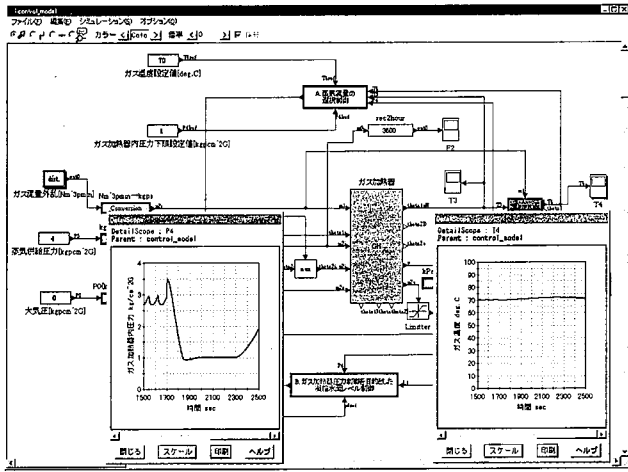


図5 本装置のダイナミックシミュレータ“TRAS”

$$\frac{\partial \rho_1}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_1 \cdot v_1) = 0 \quad (3.5.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_1 \cdot v_1) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_1 \cdot v_1^2) + \frac{\partial p_1}{\partial x} + \frac{\lambda_1}{2d_1} \rho_1 \cdot v_1 \cdot |v_1| = 0 \quad (3.5.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left\{ \rho_1 \cdot \left(u_1 + \frac{v_1^2}{2} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial x} \cdot \left\{ \rho_1 \cdot \left(u_1 + \frac{v_1^2}{2} \right) \cdot v_1 \right\} + \frac{\partial}{\partial x} (p_1 \cdot v_1) = \rho_1 \cdot \dot{q}_1 \quad (3.5.3)$$

上述のモデルの他に合流点、分岐点等のモデル開発を行い、これらをTRAS上の汎用ブロックとして構築した。

3.6 本装置のダイナミックシミュレータ

開発した各機器のTRASブロックに、流体物性値テーブルや管束配列、Cv特性、管路長さ等の機器仕様を設定し、TRAS上で結線することで本装置のダイナミックシミュレータを構築した(図5参照)。本シミュレータを用いたシミュレーションにより本装置の制御システム設計及び性能評価を実機施工前に実施し、実機制御システム仕様を決定した。

4. ミニプラント実験によるガス加熱器の特性把握と動特性解析モデルの妥当性検証

本開発で設置したミニプラントを図6に示す。ガス加熱器は実機設備と同形式のシェルアンドチューブ型熱交換器とし、装置規模は約2/3のものとした。実験の安全上、管内流体には天然ガスの代わりに高圧空気を用い、管内流速等の実験条件の設定にあたってはReynolds数などが実機設備と同等となるよう配慮した。

ミニプラント実験により、ガス加熱器の基本的な特性として伝熱管内境界熱伝達率は対流熱伝達率モデルの一つであるSieder and Tateの式とよく一致し、伝熱管内のガス流速が支配的因子であることを確認した。一方、凝縮熱伝達率は実験データをもとにガス加熱器の熱バランスから同定しモデル化した。また、凝縮水面レベルはガス加熱器内圧力との相関が強く、負圧化を回避する上で有効な操作端である知見を得た。

更に、ガス加熱器単体に対してガス流量のステップ応答実験を実施し、ガス加熱器の動特性解析モデルの妥当性を検証した(図7参照)。図7は、時間700sでガス流量を20Nm³/min(100%流量)から14Nm³/min(70%流量)へステップ状に急減させた後、時間3900sで再び20Nm³/minへステップ状に急増させた条件における、ガス出側温度、凝縮水排出温度、ガス加熱器内蒸気温度、ガス加熱器内蒸気圧力の応答を示すものである。

図7において実験結果とシミュレーションはよく一致しており、開発したガス加熱器の動特性解析モデルの妥当性が確認できた。なお、図7において凝縮水排出温度に鋸歯状の波形が見られるのは、凝縮水排出弁として使用した電磁弁の開閉動作と凝縮水レベル制御系内のヒステリシスリレー動作に起因するものである。開動作時に熱交換器内の凝縮水が瞬間的に加圧排出され、その際排出口から離れた位置の管束に近い高温の凝縮水が排出管を通過し、その温度が

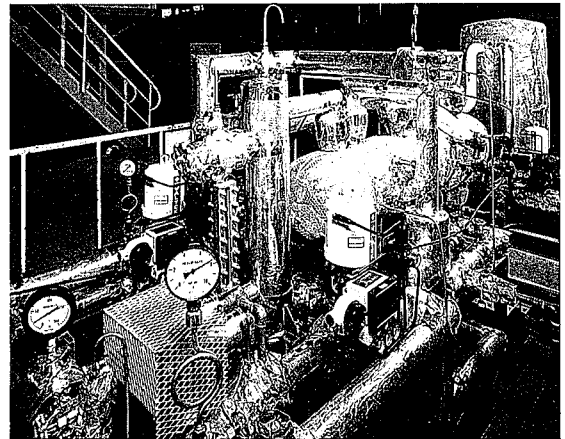


図6 ミニプラント

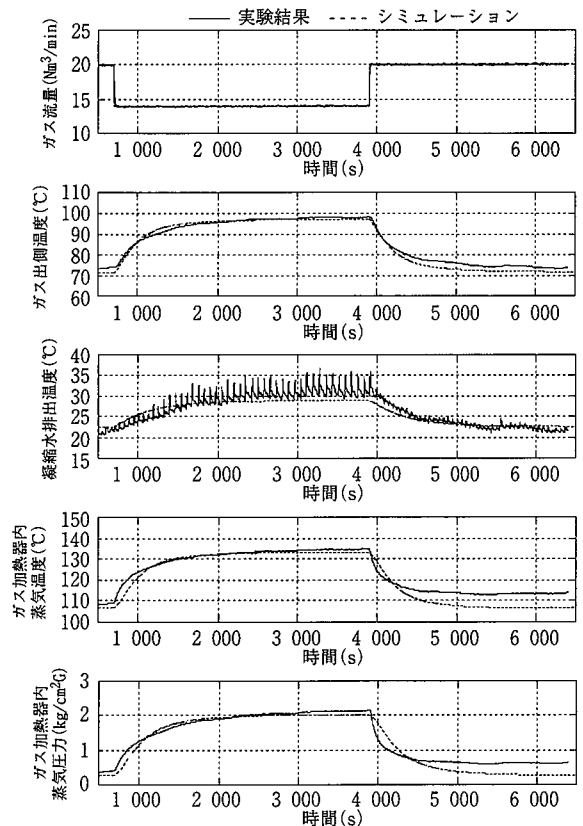


図7 ガス加熱器動特性解析モデルの妥当性検証実験

測定されている。

5. 制御システムの開発

ミニプラントで確認したガス加熱器の基本的な特性に関する知見や動特性解析モデルの妥当性を確認したダイナミックシミュレータを用いて、第2章で述べた制御課題を解決する制御システムの検討を実施した。制御システムの検討にあたっては、本装置で想定される最も厳しいガス流量変動条件、すなわち100%流量から所内単独運転時の相当流量である約25%流量にガス流量を急減する条件(図8参照)に対して、ガスタービン供給ガス温度を制御すると同時にガス加熱器内圧力の負圧化を常時回避できるガス加熱器の制御システムの検討を実施した。このとき、ガスタービン供給ガス圧力は減圧弁の制御システムで制御される。

5.1 単純な構成の制御システムの限界例

ガスタービン供給ガス温度をガス加熱器へ供給する過熱蒸気の流量でフィードバック制御し、ガス加熱器の凝縮水排出弁の操作によってガス加熱器内の凝縮水面レベルを一定に制御する単純な構成の制御システム(図9参照)の限界例を示す。図9に示す単純な構成の制御システムをミニプラント条件でダイナミックシミュレータ上に構築し、シミュレーションを実施した結果を図10に示す。図10は、時間200sでガス流量を20Nm³/min(100%流量)から5Nm³/min(25%流量)へステップ状に急減した条件における、ガス温度、蒸気流量、ガス加熱器内蒸気圧力、ガス加熱器内凝縮水面レベルの応答を示すものである。このとき、ガス温度設定値は70℃、凝縮水面レベル設定値は60mmである。

図10より、単純な構成の制御システムでは制御端がガス加熱器か

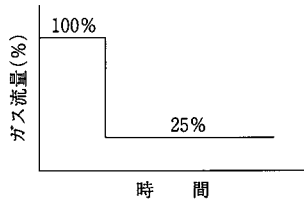


図8 本装置で想定される最も厳しいガス流量変動条件

ら遠く離れていることからガス温度の制御性が悪く、そのため制御ゲインを高め設定するとガス温度の上昇に伴い蒸気流調弁を急閉してしまうことによってガス加熱器内圧力が負圧化し、本装置の制御課題を解決できないことが確認できる。なお、図10における蒸気流量や凝縮水面レベルの鋸歯状の波形は、凝縮水排出弁としてミニプラントで使用した電磁弁の開閉動作と凝縮水レベル制御系内のヒステリシスリレー動作に起因する現象を本シミュレータが表現していることを示す。

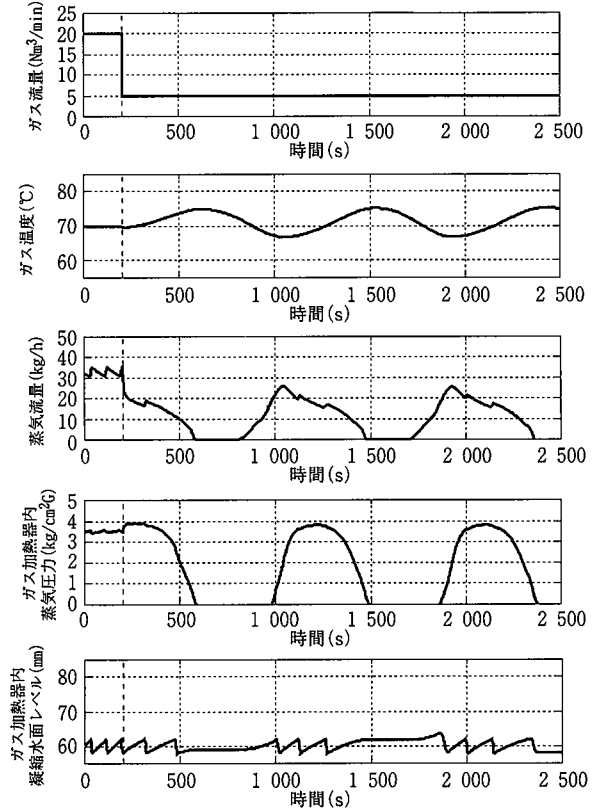


図10 単純な構成の制御システムの限界例(シミュレーション:ミニプラント条件)

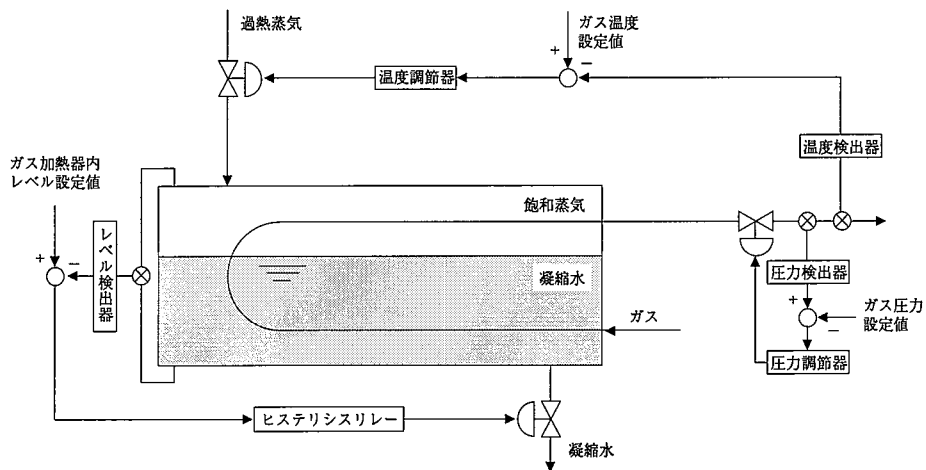


図9 単純な構成の制御システム

5.2 開発した制御システム

ガス温度の制御性を向上させ、かつガス加熱器内圧力の負圧化を常時回避するため、1)蒸気流量の選択制御(オーバーライド制御)と、2)ガス加熱器内圧力制御を目的とした凝縮水面レベル制御を組み合わせた制御システムをダイナミックシミュレータで開発した。その概略を図11に示す。

1)蒸気流量の選択制御(オーバーライド制御)⁸⁾

複数の信号の中から、装置の性能や安全性の面で最も重要あるいは適切な変数を自動選択して制御する方式が選択制御である。このとき、複数の測定信号のなかの一つが選択されて調節器の入力となる、いわば入力側での選択と、複数の制御量に対してそれぞれ調節器を用意し、そのなかから選択された一つの調節器の出力が操作部(例えば弁)を駆動する、いわば出力側での選択とがある。

本装置では出力側での選択制御として、通常は本来の制御目的であるガス温度調節器を選択し、異常時すなわちガス加熱器内圧力の急減時には、本来のガス温度制御を一時的に中断してガス加熱器内圧力の負圧化を回避するためガス加熱器内圧力調節器を選択する選択制御を採用した。このような選択制御は特にオーバーライド制御と呼ばれることがある。なお選択ロジックの詳細は本報では省略する。また、ガス流量変動に対して応答の速いガス加熱器出側直後のガス温度検出値をガス温度調節器に入力することでガス温度の制御性が向上できる。

2)ガス加熱器内圧力制御を目的とした凝縮水面レベル制御

ミニプラントにおける特性実験の結果、ガス加熱器内凝縮水面レベルはガス加熱器内圧力との相関が強く、ガス加熱器内圧力の有効な操作端である知見を得た。またダイナミックシミュレータ上でもその特性が表現できることを確認した。そこで、本装置の制御課題を解決する制御システムとしてガス加熱器内圧力制御を目的とした凝縮水面レベル制御系を構成した。

1)蒸気流量の選択制御と2)ガス加熱器内圧力制御を目的とした凝縮水面レベル制御で構成される制御システムは、ガス流量の急減に対して以下のように互いに補完しつつ動作することによって本装置の制御課題を解決する。

図12は、図11に示す本制御システムをミニプラント条件を例にダイナミックシミュレータで構築し、時間200sでガス流量を20Nm³/min(100%流量)から5Nm³/min(25%流量)へステップ状に急減した条件における、ガス温度、蒸気流量、ガス加熱器内蒸

気圧力、ガス加熱器内凝縮水面レベルの応答を示すものである。このとき、ガス温度設定値を70℃、ガス加熱器内蒸気圧力設定値を3.0kg/cm²G、下限設定値は1.0kg/cm²Gとした。

基本的には蒸気流量によってガス温度制御を、凝縮水面レベルによってガス加熱器内圧力制御を行うが、凝縮水面レベルは操作端である凝縮水排出量に対して積分系(液位系)であるため、ガス加熱器内圧力制御の速応性は悪い。その欠点を補う働きとして蒸気流量の選択制御が実行される。すなわち、凝縮水面レベルが上昇するまでの時間(図12中、400~800s)、ガス加熱器内圧力が下限設定値を下回ると圧力制御を選択し一時的に蒸気を流入させて負圧化を回避し、圧力下限設定値が維持できるとガス温度制御を選択しガス温度設定値に制御する。この選択ロジックを適切に設定することによ

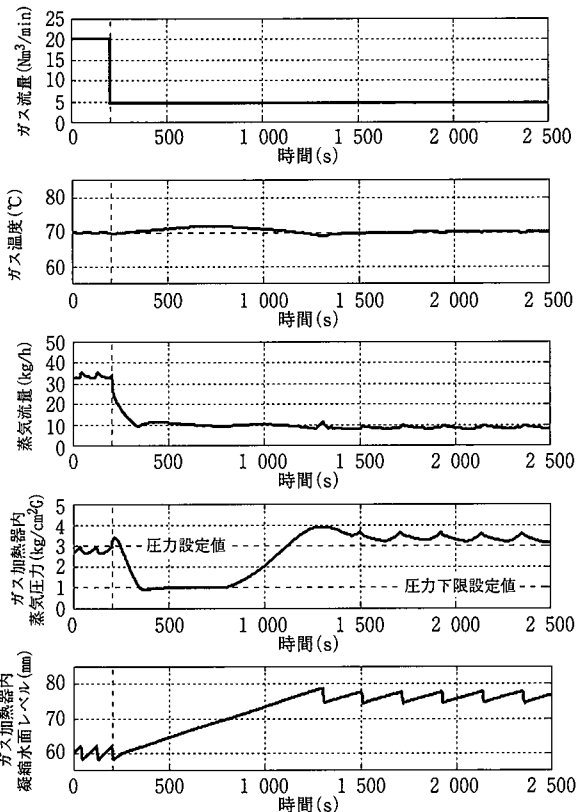


図12 開発した制御システムの動作(シミュレーション:ミニプラント条件)

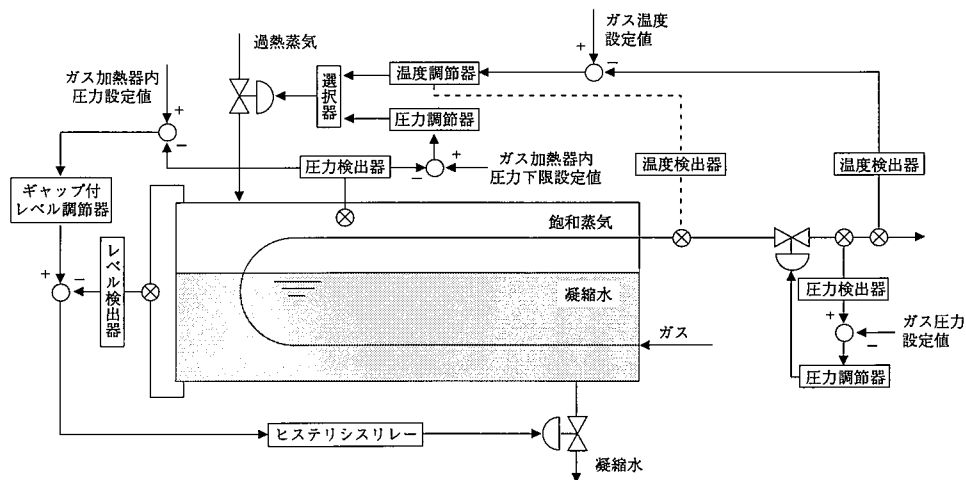


図11 開発した制御システム

り、ガス温度制御性能を維持しつつガス加熱器内圧力の負圧化が回避できる。やがて凝縮水面レベルの上昇にともない蒸気流量の選択制御によらずガス加熱器内圧力下限値が維持できる段階になると(図12中、800s以後)、蒸気流量の選択制御は積極的にガス温度制御を選択する。

5.3 ミニプラントによる制御システムの有効性検証

図11に示す制御システムを構築したミニプラントにおける制御実験を実施し、開発した制御システムの有効性を検証した。

図13は、ミニプラントにおいて時間200sでガス流量を20Nm³/min(100%流量)から5Nm³/min(25%流量)へステップ状に急減した条件における、ガス温度、蒸気流量、ガス加熱器内蒸気圧力、ガス加熱器内凝縮水面レベルの応答を示すものである。なお、制御パラメータは図12のシミュレーション条件と同一である。図13は、単純な構成の制御システムの限界例(図10)と比較してガス温度の制御性の向上を実現し、かつガス加熱器内圧力の負圧化を常時回避できてきていることを示しており、開発した制御システムの有効性が確認できた。

また、図12と図13は良く一致していることから、開発したダイナミックシミュレータは本装置の動的挙動、制御システムの動作を精度よく表現できており、実機制御システム設計・評価に向けてその有用性が確認できた。

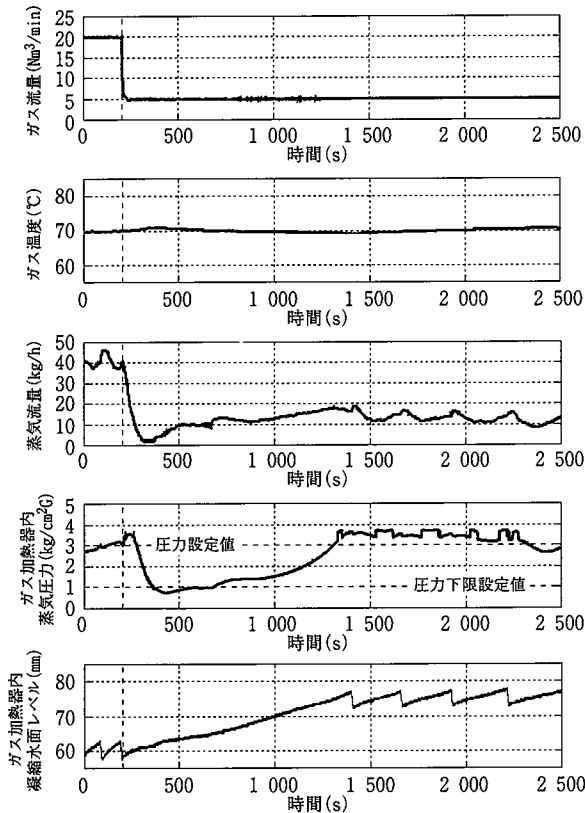


図13 開発した制御システムの有効性検証実験結果(ミニプラント実験結果)

6. 実機化とその制御結果

ダイナミックシミュレータで開発し、ミニプラント実験でその性能を確認した制御システムを実機に適用した。実機への適用にあたって、ダイナミックシミュレータを駆使することによって実機施工前の段階で詳細な制御システムの設計・評価を実施するとともに、現地試運転での迅速な調整を可能とした。その一例として、ガス流量の急減に対する制御システムの制御結果を図14、15に示す。

図14、15は、時間1minでガス流量を80%流量から20%流量へステップ状に急減し、その後徐々にガス流量を80%流量まで増加させた条件における、ガス温度、ガス加熱器内蒸気圧力の応答を示すものである。図14はシミュレーション結果を、図15は実機データを示している。

図15より、ガス流量の急減に対して開発した制御システムが有効に機能し、ガス温度制御性を満足するとともに、ガス加熱器内圧力の負圧化が常時回避され、本装置の制御課題が解決されていることが分かる。また、本装置で想定される最も厳しいガス流量変動条件に対応できていることから、系統負荷への追従等に伴う通常のガス流量変動に対しても有効な制御システムであると言える。

また、図14と図15は良く一致していることから開発したダイナ

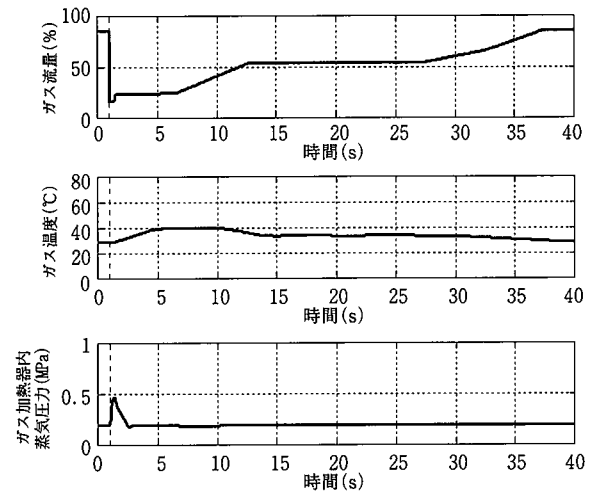


図14 シミュレーション結果

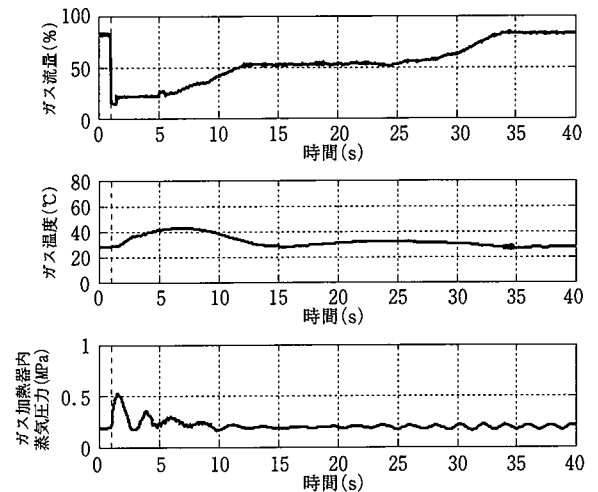


図15 実機データ

ミックシミュレータの有用性が確認できる。ただし、実機データではガス加熱器内圧力の振動的な応答が測定されており、これはガス加熱器の動特性解析モデルにおける配管部を含めた飽和蒸気体積の算出方法や飽和蒸気の圧縮性流体としての仮定事項に起因するものと考えられ、動特性解析モデルを今後更に高精度化していく上での課題である。

7. 結 言

天然ガスを燃料としたコンバインドサイクル火力発電所において、ガスパイプラインからガスタービンに天然ガスを供給する際の圧力・温度制御装置として蒸気加熱式天然ガス減圧加温装置を開発した。制御システムの開発にあたり汎用性の高い高精度なダイナミックシミュレータを開発し、ミニプラント実験でその有効性を確認することによって、実機施工前に詳細な制御システム設計・評価を実施するとともに、現地試運転での迅速な調整を可能とした。この結果、予定工期通り試運転調整を完了するとともに、本装置に要求された制御性能を予定通り発揮した。実機は中部電力(株)新名古屋火力発電所で1998年8月より営業運転を開始している。

8. 謝 辞

本装置は、中部電力(株)新名古屋火力発電所向け装置として開発いたしました。開発にあたってデータの御提供等、中部電力(株)及び(株)東芝に多大なる御支援、御協力を賜りました。深く感謝いたします。また、ミニプラントの計装開発及び実験結果の整理に当たっては(株)日鉄エレックスの斉藤信一殿のご尽力によるところが大きく、感謝の念を表します。

参考文献

- 1) 平田賢:省エネルギー論, オーム社, 1994, p.7
- 2) 増淵正美:熱交換器, その動特性と制御, 計測と制御, 16(2), 173-183(1977)
- 3) 今野, 塩谷, 植山:ダイナミックシミュレータの開発と応用, 新日鐵技報, 357, 53-57(1995)
- 4) 例えば, Incropera, F.P., DeWITT, D.P.: Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 3rd ed. John Wiley & Sons, 1990
- 5) 技術資料流体の熱物性値集, 日本機械学会, 1983
- 6) Yabe, T., Aoki, T.: A Universal Solver for Hyperbolic Equations by Cubic-polynomial Interpolation. One-dimensional Solver, Computer Physics Communications, 66, 219-232(1991)
- 7) Flow Equations for Sizing Control Valves, Instrument Society of America, ISA-S75.01-1985
- 8) 須田 ほか:システム制御情報ライブラリー6 "PID制御", システム制御情報学会編, 朝倉書店, 1992, p.67-68
- 9) 河合素直:制御工学, 昭晃堂, 1983