火力発電プラントにおける性能低下診断手法の開発*

高橋 徹^{*1}, 幸田 栄一^{*1}, 中尾 吉伸^{*1}Development of Performance Deterioration Diagnosis Method
for Thermal Power Generation PlantsToru TAKAHASHI^{*2}, Eiichi KODA and Yoshinobu NAKAO^{*2} Central Research Institute of Electric Power Industry,
2-6-1 Nagasaka, Yokosuka-shi, Kanagawa, 240-0196 Japan

It is necessary to maintain or improve the thermal efficiency in actual thermal power generation plants to reduce CO₂ emission and energy consumption. And also it is important to decrease the maintenance cost in commercial plants. Thus, when the thermal efficiency decreases, it is crucial to identify the performance deterioration factors and solve the problems promptly by sufficient energy management. However, it is difficult to understand the internal state of the plants sufficiently and to determine performance deterioration factors only from operation data because actual thermal power generation plants are composed of many components and they are very complex systems. Therefore, we develop a method based on heat and mass balance analysis to calculate the immeasurable quantity of state and the component performance in the plants, and to correct the component performance to standard state using the performance function obtained from long-term operation data. Through the method, the analysis of the influence of deterioration factors on thermal efficiency becomes possible. As the results, we can determine the main factor that affects thermal efficiency deterioration using this method.

Key Words: Thermal Efficiency, Thermal Power Generation, Energy Management, Performance Deterioration, Heat and Mass Balance Analysis

1. 緒 言

二酸化炭素排出量とエネルギー消費量の増加抑制あるいは削減のために、既存の火力発電プラントにおいては、その熱効率を維持、向上することが重要である。また、熱効率が低下した場合、その要因を早急に解明し対策を講じることができれば、熱効率の維持・向上だけでなく、メンテナンスコスト低減にもつながる。そのためには、熱効率の低下要因を解明する手法が必要である。

現在の火力発電プラントにおいては、損失法や入出熱法による熱効率管理が行われており^{(1), (2)}、プラント全体の熱効率を示すプラント熱効率の他、汽力発電プラントにおいては、ボイラ効率およびタービン室熱効率、また、ガスタービン複合サイクル (GTCC) 発電プラントにおいては、ガスタービン室効率、蒸気タービン室効率、排熱回収ボイラ効率といった指標が用いられている。しかしながら、発電プラントを構成する機器の数が多いため、プラント熱効

率が低下した場合、これらの方法および指標ではその低下要因を特定することが困難である。また、これらの指標は、大気条件、海水温度などの外的条件により変動することから、十分な性能管理に使用することが難しい。

一方、筆者らは、これまで発電システムの熱物質収支解析を汎用的に行うことができる手法を開発し⁽³⁾、また、その手法をプログラム化し、グラフィックユーザーインターフェースを用いたソフトウェアを開発してきた⁽⁴⁾。さらに、それら手法、ツールを用いて、主に新型発電システムの開発における熱効率解析、比較評価および最適化などを行ってきた^{(5), (6)}。

この解析技術を応用して、既設の火力発電プラントについて、その運転データを用いた熱物質収支解析により、プラント内の計測が困難な箇所の状態量や構成機器の性能などを算出することで熱効率影響因子を把握し、さらに、外的条件変化の影響を排除した上で個々の因子が熱効率に与える影響を定量化することにより、熱効率低下要因の解明を行う手法を開発した。本報では、その手法ならびに実火力発電プラントに適用した事例を示す。

* 原稿受付 2010年5月18日。

^{*1} 正員, (財)電力中央研究所(〒240-0196 横須賀市長坂2-6-1)。

E-mail: toru-tak@criepi.denken.or.jp

2 現状の熱効率管理の問題点と

熱効率低下診断手法の開発

2.1 現状の熱効率管理の問題点 事業用火力発電プラントは、図1に示すように、一般に高圧タービン(HPT)、中圧タービン(IPT)、低圧タービン(LPT)などの蒸気タービン(ST)の他、給水加熱器(FWH)、ポンプ、各種熱交換器、復水器など数多くの機器で構成されている。現在の火力発電プラントにおいては、損失法や入出熱法による熱効率管理が行われており、火力発電プラントにおける熱効率の性能指標としては、(1)式で定義されプラント全体の熱効率を示すプラント熱効率 η_p の他、(2)式で定義され蒸気タービン系(主に蒸気タービン、給水加熱器、復水器等で構成される、ボイラ以外の蒸気系統全体)の熱効率を示すタービン室熱効率 η_t 、(3)式で定義されボイラの熱効率を示すボイラ効率 η_b のみが用いられている。ここで、 P は発電出力、 H_i は燃料発熱量、 Q は空気および燃料顕熱、 Q_s はボイラでの有効出熱、 L_l はボイラにおける損失合計である。さらに、 m_j はボイラにおける給水または蒸気の流量、 Δh_j はボイラ各部における水、蒸気の熱量変化を示す。

$$\eta_p = \frac{P}{H_i + Q} \quad (1)$$

$$\eta_t = \frac{P}{\sum(m_j \Delta h_j)} = \frac{P}{Q_s} \quad (2)$$

$$\eta_b = \frac{Q_s}{H_i + Q} \quad \text{または} \quad \eta_b = 1 - \frac{L_l}{H_i + Q} \quad (3)$$

したがって、(1)から(3)式の間には、(4)式に示す関係が成り立つ。

$$\eta_p = \eta_b \times \eta_t \quad (4)$$

以上の式から分かるように、これら指標は、プラント全体、ボイラあるいは蒸気タービン系の性能を示すものであり、したがって、プラント熱効率が低下した場合、その原因がボイラ側か蒸気タービン系側か半別することは出来るが、火力発電プラントを構成する数多くの機器のどの機器であるかを特定することは困難となっている。

Fig. 1 Schematic diagram of a steam power plant⁽⁷⁾

また、事業用 GTCC 発電プラントは、図2に示すように、圧縮機 (COMP)、ガスタービン (GT)、高圧タービン、中低圧タービン (ILPT) の他、排熱回収ボイラ (HRSG) における多くの伝熱面などで構成されている。その熱効率の性能指標としては、プラント熱効率の他、(5)式で定義されガスタービン系(主に圧縮機、燃焼器、ガスタービンで構成される系)の熱効率を示すガスタービン室効率 η_{GT} 、(6)式で定義され蒸気タービン系の熱効率を示す蒸気タービン室熱効率 η_{ST} 、(7)式で定義され排熱回収ボイラの熱効率を示す HRSG 効率 η_{HRSG} といった指標が用いられている。

$$\eta_{GT} = \frac{P_{GT}}{H_i + Q} = 1 - \frac{Q_{gas}}{H_i + Q} \quad (5)$$

$$\eta_{ST} = \frac{P_{ST}}{\sum(m_j \Delta h_j)} = \frac{P_{ST}}{Q_s} \quad (6)$$

$$\eta_{HRSG} = \frac{\sum(m_j \Delta h_j)}{Q_{gas}} = \frac{Q_s}{Q_{gas}} \quad (7)$$

ここで、 Q_{gas} はガスタービンの排ガス顕熱を示し、 P_{GT} 、 P_{ST} はガスタービン系と蒸気タービン系それぞれの発電出力を示す。 P_{GT} 、 P_{ST} は(8)式の関係があるため、(5)から(7)式の間には(9)式に示す関係が成り立つ。

$$P = P_{GT} + P_{ST} \quad (8)$$

$$\eta_p = (1 - \eta_{GT}) \times \eta_{ST} \times \eta_{HRSG} + \eta_{GT} \quad (9)$$

これら式から分かるように、火力発電プラントと同様、プラント熱効率が低下した場合、これら指標のみではその原因がガスタービン系側か、蒸気タービン系

側かあるいは排熱回収ボイラ側かを判別することは出来るが、その原因が数多くの機器の中のどの機器であるかを特定することは困難である。

Fig. 2 Schematic diagram of a GTCC power plant⁽⁸⁾

また、一軸型の GTCC の場合、ガスタービン系と蒸気タービン系それぞれの発電出力 P_{GT} , P_{ST} を個別に把握することは困難である。梅沢⁽⁹⁾によるトルクセンサを用いた新たな方法も考案されているが、現状、給水流量や吸込空気流量などの関数からそれぞれの発電出力を算出することが一般的であり、プラントの性能が変化した場合、実際のそれぞれの発電出力は変化するにも拘らず、計算値は変化しないため、上式による各効率算出値が実態と異なる可能性がある。

さらに、上記の指標は、大気条件、海水温などの外的条件により大きく変動することから、これらによる十分な性能管理が難しいものとなっている。また、構成する機器の性能値がそれら外的条件により変化した場合、機器自体の性能変化も把握しづらいものとなる。

2・2 熱効率低下診断手法の開発 前節で示した問題点から、火力発電プラントにおける熱効率低下要因を解明するための手法を検討し、以下を考案した。

(1) 実測値基準解析

火力発電プラントにおいて、個々の機器の性能指標、たとえば圧縮機、ガスタービン、各蒸気タービンなど回転機器では断熱効率、各給水加熱器ではそれぞれの端末温度差や初温度差、排熱回収ボイラの各伝熱面については熱貫流率などを把握できれば、プラント熱効率が低下した場合、その原因がどこにあるのか推測できると考える。

これらの性能指標を算出するためには機器出入口作動流体の状態量が必要となるが、計測が困難なものがある。たとえば、低压タービン出口の蒸気は一部湿り域に入ってしまう、温度、圧力の計測値ではその湿り度を把握できず、したがって、その作動流体のエンタルピが不明であるため、計測値から直接断熱効率を算出することはできない。また、ガスタービンにおいては、燃焼温度が高温となるため直接温度を計測する

ことが難しく、燃焼温度を把握するためには燃料および圧縮空気による燃焼計算を行う必要がある。そこで、計測されている運転データから熱物質収支解析(以下、実測値基準解析と記す)を行うことにより、計測できない部分の状態量を算出し、それらにより各機器の性能値を算出することが可能となる。

また、一定負荷で設定された場合でも、プラント内部は流れの乱れ、外乱等により常に変動しており状態は必ずしも一定ではなく、計測値にも誤差を含むため、ある瞬時値での比較では正しい性能評価が行えない可能性がある。したがって、長期間にわたり短間隔で収録された膨大なデータを処理することにより、ある程度の幅を持つものの、各機器性能値の経年的な変化傾向を把握できると考える。

(2) 機器性能値の標準状態換算

機器の性能において、定格出力時であっても、大気条件、海水温などの外的条件により変化する場合があります。そこで、機器入口の作動流体の状態量を独立変数とする機器性能関数を作成し、この関数の独立変数を標準の値(以下、標準条件と記す)とすることで、標準条件での機器性能値(以下、標準状態と記す)に換算できる。これによって、同一の条件下での比較が可能となると考える。

図3に、機器性能関数の概念を示す。運転開始1年目のある時点での機器性能値が点Aだったとし、n年目のある時点での値が点Bだったとする。値自体は同程度であるが、作動流体の状態が全く異なっている。

そこで、長期間の運転データから算出された多数の機器性能値から、最小二乗法などにより関数の傾きを求め、その傾きをもつ関数が点A、Bそれぞれ通るように定数項を求めることによって、それぞれの点を通る性能関数を求めることができる。それら関数に、標準条件を入力することにより機器性能値を標準状態に換算でき、それら差を性能変化として求めることができると考える。

Fig. 3 Concept of the performance function

(3)機器性能基準解析

以上により機器性能値が算出され、さらに標準状態への換算により、同一条件下での機器性能値の比較評価が可能となる。しかしながら、機器によってその性能指標は異なっており、またそれぞれの機器性能値の変化がプラント熱効率に与える影響は異なる。したがって、性能が最も大きく低下した機器が必ずしもプラント熱効率の低下を招いている最大の原因とは限らない。たとえば、火力発電プラントにおいて高圧、中圧、低圧タービンそれぞれの断熱効率が1%低下した場合、それぞれのタービン出力が異なるため、プラント熱効率に与える影響は異なる。したがって、個別の機器性能値を把握するだけでは、プラント熱効率低下の主要因の特定には至らない。

そこで、実測値基準解析から得られた個々の機器性能値、さらに標準状態への換算で得られた機器性能値を用いて熱物質収支解析（以下、機器性能基準解析と記す）を行い、その個々の機器性能値の変化がプラント熱効率に与える影響を定量的に解析することで、どの機器の性能変化がプラント熱効率の低下に最も関与しているかが解析できるものとする。

(4)解析手順

以上の解析手法の手順を図4のフロー図に示す。主要内容は以下の通りである。

- i. 対象プラントの熱物質解析モデルを作成し、データ入力点を計測点と一致させる。
- ii. 計画のヒートバランスと対比し、作成した熱物質解析モデルの妥当性を検証する。
- iii. 長期間の運転データを用いて熱物質解析モデルにより実測値基準解析を行い、その結果から各機器性能値の経年変化を把握する。
- iv. 同一条件下での比較のため、機器性能関数を作成し機器性能値の標準状態への換算を行う。
- v. 任意の時期のプラント熱効率と各機器性能値、たとえば運転開始時と数年経った現在での値を比較し、それらの変化量を得る。
- vi. 機器性能基準解析を行い、それぞれの機器性能値の変化量がプラント熱効率に与える影響を個別に解析する。
- vii. それらの結果からプラント熱効率の低下に最も影響している因子を特定する。

以上のようにそれぞれの因子がプラント熱効率に与える影響を定量的に把握することにより、それらを改善した場合の経済評価も可能になる。つまり、機器を改善するための修繕コストと、機器を改善しプラント熱効率が回復または向上した場合の燃料費低減分を比較することにより、最も費用対効果の高い因子を決定できると考える。

Fig. 4 The procedure to analyze performance deterioration factors

3. 既設火力発電プラントの解析結果

3.1 火力発電プラントの解析

近3年間でプラント熱効率に低下が見られた既存の1000MW級火力発電プラントについて本手法を適用し、その要因解析を行った。

プラントは常に変動しているため、データ点数が短期間の少量のものである場合には、機器性能値等の変化がその変動の幅に入っている可能性がある。そこで、3年間の定格出力時1時間毎の運転データを用いて実測値基準解析を行い、各機器性能値の変化を調べた。その一例として、図5に高圧タービン断熱効率の経年変化を示す。この図から、

定格出力での高圧タービン断熱効率においては季節変化による変化は見られず、また定期点検時において回復が見られるものの、長期間にわたっては経年的に低下していることがわかる。

Fig. 5 Secular change of adiabatic efficiency of HPT

図6に復水器真空度の経年変化を示す。図が示すように、復水器真空度は夏季に低く冬季に高くなる傾向が見られ、季節変化の影響を強く受けることが分かる。したがって、復水器自体の性能変化を把握するためには、この季節の変化、つまり冷却海水温度の変化の影響を除外して比較する必要がある。

Fig. 6 Secular change of vacuum in the condenser

そこで、復水器真空度の冷却海水温度に対する依存性を調べた。その結果を図7に示す。図が示すように復水器真空度は冷却海水温度に対し強い依存性を示すことがわかる。

2.2節(2)で示した方法により、復水器真空度の標準状態への換算を行った。真空度 P_v の図中における各点での冷却海水温度 t_w に対する性能関数を作成した。図の長期間多点数のデータから最小二乗法により、それぞれの性能関数の二次項および一次項が得られ、下式が得られる。

$$P_v = 8.44 \cdot 10^{-3} t_w^2 + 6.22 \cdot 10^{-2} t_w + c_0 \quad (10)$$

さらに、各点の性能関数の定数項 c_0 は、各点を通るように上式を平行移動させることにより、つまり、各 x , y 軸の値を代入することにより得ることが出来る。以上で得られた各点の機器性能関数に、標準の冷却海水温度を代入することにより、補正された真空度が得られる。

Fig. 7 Relation between vacuum in condenser and circulating water temperature

以上の方法により標準の冷却海水温度に換算した真空度の経年変化を図8に示す。図が示すように、図6で見られた季節変化による性能の変化を排除でき、復水器自体の性能変化が把握できた。その結果、定期点検前までに真空度が低下しており性能低下が見られるが、定期点検時の洗浄による性能向上が認められた。しかし、その後徐々に性能が低下して行き、初年と3年後ではほぼ同程度となっていることが分かった。

Fig. 8 Secular change of corrected vacuum in condenser

以上のように、実測値基準解析から得られた各機器の性能値、また、主蒸気や再熱蒸気温度などプラント熱効率に大きく影響する主要な状態量について、3年間での変化を比較した。各タービンの断熱効率の変化を図9に、給水加熱器の性能指標として端末温度差 (TTD) および初温度差 (ITD) の変化を図10に示す。これら図から、特に高圧タービンおよび第1A高圧給水加熱器 (1A-FWH) において性能低下が著しいことが分かった。一方、中圧タービン、第6給水加熱器 (6-FWH) など熱効率を向上している因子

もあることが分かった。その他、主蒸気管および再熱蒸気管の熱損失の上昇、主蒸気圧力の低下、低圧給水加熱器入口温度の低下、ボイラ入口給水配管の熱損失の低下、ボイラ給水ポンプタービン (BFPT) の駆動用蒸気流量の増加など、熱効率低下因子が見られた。

Fig. 9 Difference of adiabatic efficiency of each steam turbine for 3 years

Fig. 10 Difference of terminal temperature difference (T.T.D) and initial temperature difference (I.T.D) of each feed water heater for 3 years

以上から、本火力発電プラントに対して、実測値基準解析により、プラント熱効率の変化に影響を与えている因子を挙げることができた。

しかしながら、機器によってその性能指標が異なり、また同じ種類の機器、つまり、同じ性能指標であっても、プラント熱効率に与える影響は異なる。

そこで、実測値基準解析により得られた影響因子から機器性能基準解析を行い、それらの因子がプラント熱効率に与える影響を定量的に解析し、プラント熱効率低下の主要因を特定した。その結果を図 11 に示す。機器性能としては給水加熱器の性能の低下が見られたが、この図から、プラント熱効率に与える影響は小さいことがわかる (なお、それぞれの給水加熱器の性能低下による熱効率への影響は微小であったため、ひとつのグラフに纏めた)、全ての影響因子の中で最もプラント熱効率低下に影響を与えている因子は、高圧タービン断熱効率の低下であることがわかった。

Fig. 11 Influence of each factor on thermal efficiency

3.2 GTCC 発電プラントの解析 近 4 年間でプラント熱効率に低下が見られた既設の 250MW 級一軸型の GTCC 発電プラントについて、開発手法を適用した事例を以下に示す。

長期間の運転データにより実測値基準解析を行い、機器性能値の変化を調べた。なお、解析のための運転データとしては、圧縮機での吸込空気体積流量が一定となるよう圧縮機入口翼開度が全開付近の 1 時間毎のデータを抽出した。

圧縮機断熱効率および圧力比の経年変化をそれぞれ図 12, 13 に示す。図が示すように、GTCC 発電プラントにおいては、復水器真空度だけでなく、圧縮機断熱効率および圧力比も季節変化の影響を受けることがわかる。圧縮機断熱効率は夏季に高く冬季に低くなり、圧力比は夏季に低く冬季に高くなっている。したがって、圧縮機自体の性能変化を把握するためには、この季節の変化つまり大気条件の変化の影響を除外する必要がある。

Fig. 12 Secular change of adiabatic efficiency of compressor

Fig. 13 Secular change of pressure ratio of compressor

大気条件、つまり大気温度、大気圧、湿度の変化によって空気密度が変化するため、吸入空気体積流量一定の条件下では、吸入空気重量流量が変化する。そこで、圧縮機断熱効率および圧力比の吸入空気重量流量に対する依存性を調べた。それらの結果を図 14, 15 に示す。これらの図が示すように、圧縮機断熱効率および圧力比は吸入空気重量流量に対し強い依存性を示すことがわかる。

これらについても、2.2 節(2)で示した方法により標準状態への換算を行った。図中における圧縮機断熱効率 η_{ad} および圧力比 r_p 各点での空気重量流量 m_a に対する性能関数を作成した。各図の長期間多点数のデータから最小二乗法により、それぞれの性能関数の二次項および一次項が得られ、下式が得られる。

$$\eta_{ad} = -3.98 \cdot 10^{-4} m_a^2 + 3.02 \cdot 10^{-1} m_a + c1 \quad (11)$$

$$r_p = 1.13 \cdot 10^{-5} m_a^2 + 1.74 \cdot 10^{-2} m_a + c2 \quad (12)$$

さらに、各点の性能関数の定数項 $c1$, $c2$ は、各点を通るように上式を平行移動させることにより、つまり、 x , y 軸の値を代入することにより得ることが出来る。以上で得られた各点の性能関数に、標準大気の重量流量を代入することにより、補正された圧縮機断熱効率および圧力比が得られる。

Fig. 14 Relation between adiabatic efficiency and mass flow

Fig. 15 Relation between pressure ratio and mass flow

以上の方法により標準大気条件に換算した断熱効率および圧力比の経年変化をそれぞれ図 16, 17 に示す。これら図が示すように、図 12, 13 に見られた季節変化による性能の変化を除外でき、圧縮機自体の性能変化が把握できた。その結果、翼洗浄、定期点検により、断熱効率および圧力比は向上するものの、経年的には当初に比べ性能が低下していることがわかった。

Fig. 16 Secular change of corrected adiabatic efficiency of compressor

Fig. 17 Secular change of corrected pressure ratio

4 年間の各機器の性能値を比較した結果を図 18, 19 に示す (なお、図 19 中の HP, IP, LP はそれぞれ高圧、中圧、低圧を示し、1SH, 2SH, 1RH, 2RH, EVA, 1ECO, 2ECO はそれぞれ 1 段目過熱器、2 段目過熱器、1 段目再熱器、2 段目再熱器、蒸発器、1 段目節炭器、2 段目節炭器を示す)。これら図が示すように、回転機器では低中圧タービンの低下が著しく、HRSG 各伝熱面の性能にも低下が見られた。また、これら機器性能のほかに、主蒸気配管での熱損失、HRSG ガス側の圧力損失の上昇も確認された。

Fig. 18 Difference of adiabatic efficiency of each machine for 4 years

Fig. 19 Performance change of each component for 4 years

以上のように、実測値基準解析により機器個別の性能の変化が把握できたが、特に GTCC 発電プラントにおいては火力発電プラントに比べ機器の種類が多く、機器によってその性能指標が異なる。そこで、プラント熱効率の低下の主要因を特定するため、機器性能基準解析によってこれらの因子がプラント熱効率に与える影響を定量的に解析した。その結果を図 20 に示す。この図から、本 GTCC 発電プラントの熱効率低下の主要因は ILPT 断熱効率の低下であり、その他、圧縮機断熱効率の低下、復水器真空度の低下であることがわかった。一方で、HRSG 伝熱面の性能低下はほとんどプラント熱効率の低下には大きくは影響していないことがわかった。

Fig. 20 Effect of each factor on thermal efficiency

以上の結果のように、本解析手法によって既設の汽力ならびに GTCC 発電プラントにおける熱効率低下要因、さらにそれらの影響を定量的に把握できた。したがって、本解析手法は、火力発電プラントの熱効率低下主要因の特定に有効であると考えられる。

4. 結 語

火力発電プラントにおいて、プラント熱効率の維持、向上のため、プラント熱効率が低下した場合、その要

因の特定が必要である。そこで、計測運転データを用いた熱物質収支解析により熱効率影響因子を把握し、また、外的条件変化の影響を排除した上で、個々の因子がプラント熱効率に与える影響を定量化することにより、熱効率低下要因の解明を行う手法を開発した。さらに、その手法を用いて既設の汽力および GTCC 発電プラントの熱効率低下要因の解明を行い、本手法がこれらに対して有効であることを示した。

謝 辞

本手法の開発にあたっては、電力各社の方々から、火力発電所の現場における熱効率管理の現状や要望についてご教授いただいた。また、実際の解析研究を通じて、電力各社の方々には多くのご指導、ご鞭撻をいただいた。ここに、関係各位に心から謝意を表す。

文 献

- (1) Japanese Industrial Standard, Land boilers - Heat balancing, B 8222:1993
- (2) Japanese Industrial Standard, Steam turbines - acceptance test, B 8102:2002
- (3) Koda, E., Takahashi, T., "Method of systems analysis, analyzation equipment using it and recording medium who can read computer that records systems analysis program", Japanese Patent Disclosure H11-275340 (1999)
- (4) Koda, E., Takahashi, T., Development of general purpose software to analyze the steady state of power generation systems, *Energy Conversion and Management journal*, Vol.43 (1999), pp. 264-268.
- (5) Takahashi, T., Koda, E. and Mimaki, T., A Systematic Analysis of the Effect of Air Humidification to Gas Turbine System, *International Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.45, No.3 (2002), pp. 530-535.
- (6) Koda, E., Takahashi, T., Uematsu, K., Yamashita, K., Study on the High Efficiency Closed-Cycle Gas Turbine System for CO₂ Collection, *Journal of Gas Turbine Society of Japan*, Vol. 30 No. 1, (2002), pp. 63-67.
- (7) The Institute of Electrical Engineers of Japan ed., Thermal Power Generation (in Japanese), p.40, Ohmsha, Ltd.
- (8) Thermal and Nuclear Power Engineering Society ed., Combined Generation (in Japanese), p.31, Thermal and Nuclear Power Engineering Society
- (9) Umezawa, S., Performance Diagnosis using Optical Torque Sensor for Selection of a Steam Supply Plant among Advanced Combined Cycle Power Plants, *JSME Journal of Power and Energy Systems*, Vol. 2 (2008), No. 3 pp. 956-964.