

地上型圧縮空気エネルギー貯蔵 (CAES) による 中容量ガスタービン発電システムの出力変化率の改善

Improvement of Load Changing Rate of Heavy Duty Gas Turbine Applied with Overground Compressed Air Energy Storage (CAES) System

後藤 絢大^{*1}
GOTO Kenta

中野 晋^{*2}
NAKANO Susumu

竹田 陽一^{*1,2}
TAKEDA Youichi

ABSTRACT

In order to stabilize power grid systems, thermal power generation systems, especially gas turbine systems, are used frequently to regulate the electric power demand. One of functions required for electric power generators as load following is to improve in the load changing rate. However, most existing gas turbine systems have an issue that is the so-called “a booting-up congestion owing to the high temperature exhaust gas”. In this study, we propose an overground compressed air energy storage (CAES) system to solve the issue. The operation method of an existing medium-capacity gas turbine applying the overground CAES is presented to improve the load changing rate. It is shown that the time to reach the rated power output from the partial load can be reduced to 1/2 of the normal operation of the existing turbine system by increasing the air supply from the CAES.

キーワード：ガスタービン, CAES, 負荷調整, 出力変化率, 圧縮機, リザーバ

Key words : Gas turbine, CAES, Load-following, load changing rate, Compressor, Reservoir

1. はじめに

地球温暖化防止の観点から、発電時に二酸化炭素を排出しない再生可能エネルギーの導入が進められており、日本においても増加傾向にある。しかしながら再生可能エネルギー、とりわけ太陽光や風力などといった変動出力型再生可能エネルギーは出力が天候に依存するため、電力需要に合わせた出力調整が困難である。現時点では、大容量電力の貯留が困難であるため、変動電源の導入増加時には、他の発電設備によって電力需要に合わせて出力を調整する負荷追従運転を行うことが電力系統安定化のためには不可欠である。負荷追従運転には比較的起動時間が短く、出力調整も容易であるといった特徴を持つ火力発電、その中でも特に起動性、応答性に優れるガスタービンが用いられてきた。従来の重構造ガスタービン設備は、定格運転時に高効率な運転が行われるように設計されているが、負荷追従用ガスタービンには、最低負荷から定格負荷までの運転範囲の拡大と、起動時間の短縮等の負荷変化率の増加が求められる。負荷変化率の増加に関しては、既存の重構造ガスタービンで起動時

や発電出力増加時に燃料投入量を増加させて出力変化率を上げる際に、いわゆる「排ガス温度高起動渋滞」⁽¹⁾という課題がある。これは、タービンシステムでは高温部位の保護のため、燃焼温度の上昇を排ガス温度の監視で行っているが、燃料流量の増加による排ガス温度の上昇が、タービン運転の制限値を超えてしまい、実際には燃料投入量を増やすことができず出力増加率を上げられないといった課題である。

本研究では、既存の重構造ガスタービンに地上設置型のCAES (Compressed Air Energy Storage) システムを付加することで、ガスタービンの負荷追従性を向上させることを検討している。負荷追従機能の一つであるタービンの運転範囲の拡大に関しては、本研究の先行研究として、中容量ガスタービンシステムに地上CAESを付加することで、日本における昼食時間帯の約1時間の電力需要の低下時に圧縮機吐出空気の一部を貯留することで、その運転範囲を約1.4倍拡張できることを示した⁽²⁾。今回は、この地上CAESをタービン出力の変化率の向上に適用する。実機中容量ガスタービンの部分負荷から定格出力までの運転データを基に、中容量ガスタービンを対象としたタービンシステムの動作解析プログラム⁽³⁾により、現状の運転方法の再現、仮想的に燃料流量を増加させた場合、および地上CAESからの空気供給を受ける場合の3ケースに関してタービンシステムの動作解析を実施し、タービン出力変化率の増加に対する地上CAESの有効性を検討した。

原稿受付 2022年11月17日

査読完了 2023年7月6日

*1 東北大学大学院 工学研究科ファインメカニクス専攻
〒980-0845 仙台市青葉区荒巻青葉6-6

E-mail: Kenta.goto@rift.mech.tohoku.ac.jp

*2 東北大学大学院 工学研究科 附属先端材料強度
科学研究センター
〒980-0845 仙台市青葉区荒巻青葉6-6

記号の説明

A : 流路断面積, タンク表面積 [m^2]
 C_p : 定圧比熱 [$\text{J}/(\text{kg K})$]
 dt : 時間刻み [s]
 f : 圧縮機吸気流量の ω に関する関数 [-]
 g : 質量比 [-]
 H_B : 発熱量 [J/kg]
 h : 比エンタルピー [J/kg]
 I : ロータの慣性モーメント [kgm^2]
 M : 質量 [kg]
 m : 質量流量 [kg/s]
 P : 圧力 [Pa]
 Pr : 正規化圧力比 [-]
 Q : 正規化吸気流量比 [-]
 R : 気体定数 [$\text{J}/(\text{kg K})$]
 T : 温度 [K]
 t : 時間 [s]
 V : 体積 [m^3]
 W : 出力 [W]
 α : 対流熱伝達率 [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$]
 β : 放射率 [-]
 η_B : 燃焼効率 [-]
 η_{pl} : ポリトロップ効率 [-]
 κ : 比熱比 [-]
 σ : Stefan-Boltzmann定数 [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$]
 ω : 角速度 [rad/s]
 添え字
 1 : 貯留タンク流入
 2 : 貯留タンクから放出タンク
 3 : 放出タンク流出
 a : 空気または大気
 C : 圧縮機
 caes : CAES
 co : 圧縮機吐出側
 co2 : 二酸化炭素
 d : 定格点
 dst : 放出タンク
 ex : 出口
 f : 燃料
 G : 発電機
 g : 燃焼ガス
 H₂O : 水蒸気
 in : 入口
 loss : 軸受損失
 N₂ : 窒素
 O₂ : 酸素
 out : タンク外壁
 rated : IGV定格開度時
 rt : 貯留タンク
 shift : IGV開度減少時

T : タービン

 θ : IGV開度

2. 地上CAES

2.1 基本構成

既存のCAESシステム^{(4),(5)}では、圧縮機とタービンの回転軸が分離、または切り離しが可能な構造で、圧縮機とタービンは独立に運転できる。一方、既存発電用ガスタービンは圧縮機とタービンが同一の回転軸を有する場合が多いため、圧縮機とタービンをそれぞれ独立に運転することはできない。このため、既存発電用ガスタービンに地上CAESを適用するためには、圧縮機とタービンを分離運転しないことが制約になる。

地上CAESを付加したガスタービンシステムの概要をFig. 1に示す。地上CAESシステムは、タービンシステム圧縮機の吐出空気の一部を貯留する貯留タンクと、貯留タンク内の空気を昇圧する中間圧縮機、昇圧した空気を貯留する放出タンク、およびバルブ類から構成される。貯留タンク内の空気は、タービンシステム圧縮機の運転状態を変更することなく燃焼器空気流量を増加させたい場合に、圧力調整弁を介して燃焼器に供給される。中間圧縮機は、供給過剰になった変動電源出力によって稼働する。

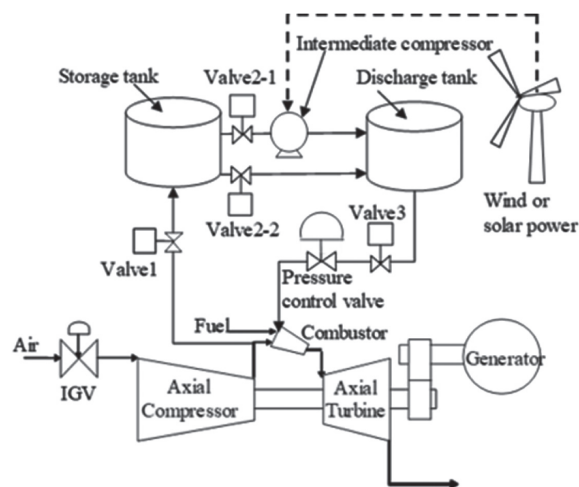


Fig. 1 Schematic diagram of over ground CAES

2.2 地上CAESシステムの運転方法

圧縮機吐出空気の貯留は、系統への電力需要が少ないときで、例えば待機運転中や部分負荷運転時が考えられる。ここでは、部分負荷運転時の圧縮機吐出空気の一部を貯留する場合を考える。タービン負荷が少ない状態では、圧縮機吐出圧は低下するため、貯留タンク内に貯められる空気圧は、圧縮機定格吐出圧以下になる。タンクから供給できる空気はタンク圧よりも低下するため、この圧力状態では、タービン出力増加時に燃焼器に空気を送ることはできない。そのため、放出タンク内の空気をタービン出力増加時にも送れるように、貯留タンクの空

気を中間圧縮機で昇圧し放出タンクに蓄える。放出時は、本研究で対象とする負荷変化率を上げる場合の操作になるが、タービン出力は部分負荷運転されており、例えば入口案内弁 (IGV) を絞ることで圧縮機吸気流量を減らした運転を行っている。Fig. 2は圧縮機の性能曲線として、各回転数における圧縮機吸気流量比と正規化圧力比を示したものである⁽⁶⁾。横軸の正規化吸気流量比は修正流量を設計点である定格修正流量で除した値で、縦軸の正規化圧力比は圧力比を定格圧力比で除した値である。回転数は修正回転数と定格修正回転数の比をパーセントで表示したものである。なお、本論文での燃料流量や圧縮機吸気流量など流量と記載されるものは、体積流量との記載がない限り質量流量を表す。圧縮機の吐出圧は、タービンの負荷によって決まる。タービン動作は、圧力比の小さい領域を除き、修正流量 ($m\sqrt{T/P}$) が一定になるため、タービン入口温度が一定の場合、流量の低下と共に圧力も低下する。定格回転数での圧縮機性能曲線はIGVを絞ることで、図の破線へとシフトする⁽⁷⁾。今、部分負荷運転として①の状態にあるものとする。この状態で、CAESからの空気供給によってタービン流量を定格流量にしてタービン出力を定格に持っていくことを考える。運転点④と①の流量差分の空気をCAESから供給する。タービンの負荷上昇に伴い、圧縮機吐出圧は破線で示した特性曲線上を上昇する。Fig. 2に示した例では、IGV開度68%の性能曲線上の10%サージマージン点 (以後、単にサージ点と呼ぶ) ②は、IGV定格開度における定格運転点の圧力比④を下回るため、このIGV開度では圧力比を定格値まで上昇できない。②に到達する前にIGV開度を上げ、例えばFig. 2のIGV開度78%の状態に持っていく。この状態の性能曲線のサージ点③は定格運転での圧力比④をわずかに上回るため、CAESからの空気供給によってタービン動作点を定格値まで上昇できる。CAESからの空気供給を終了させる時は、IGV開度を定格開度に広げて圧縮機吸気流量を定格流量に持っていく。

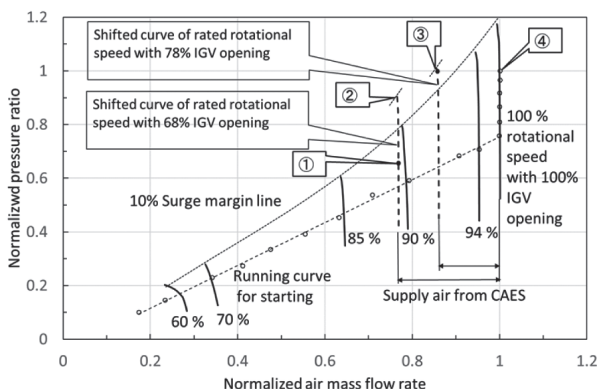


Fig. 2 Characteristic curves of the compressor and operation method of CAES

2.3 圧縮機性能曲線の移動方法

Fig. 2において圧縮機性能曲線はIGV開度によってシフトさせたが、ここではその移動方法の概略を述べる。この方法は生井・井上⁽⁷⁾によって示された方法と同様の方法である。Fig. 3はFig. 2に示した定格回転数でIGV定格開度の圧縮機性能曲線 (図中 $\overline{BCD}$ で示す実線) を、回転数は同一に保ちIGV開度を定格開度の68%にした場合の性能曲線 (図中 $\overline{GHJ}$ で示す破線) への移動方法を示す図である。

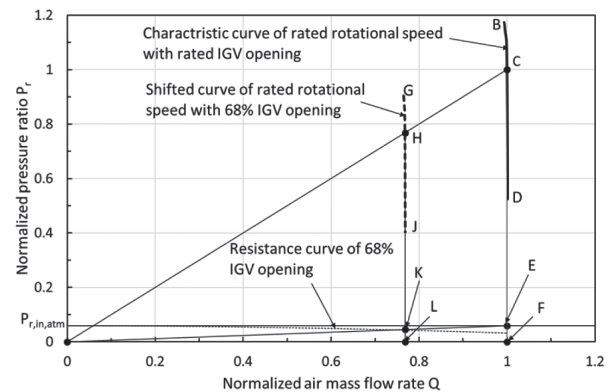


Fig. 3 Shifting method for characteristic curves of the compressor

初めにIGV定格開度における定格運転点Cを移動する。定格運転点の正規化吸気流量比を $Q_{rated,d}$ 、正規化圧力比を $P_{r,rated,d}$ 、圧縮機入口の正規化圧力比を $P_{r,rated,in}$ とする。また、IGV開度を絞った時の正規化吸気流量比を $Q_{shft,d}$ とする。IGV開度を絞り圧縮機吸気流量比を $Q_{shft,d}$ にした時、圧縮機入口圧比も低下する。回転数は一定のため体積流量はIGVを絞った場合も変わらない。また、流体の運動エネルギーを無視できると仮定した場合、IGV前後でエンタルピーは等しく、IGVを通過する流れを絞り膨張流れと考え、空気を理想気体と仮定すれば、ジュール・トムソン係数はゼロになり圧力降下による温度変化は生じなくなる。このため、圧力変化は密度変化に比例する。つまり、圧縮機入口圧力の低下は空気質量流量の低下に比例することになる。よって、Fig. 3の原点と点E ($Q_{rated,d}$, $P_{r,rated,in}$) を通る直線上で流量が $Q_{shft,d}$ となる点K ($Q_{shft,d}$, $P_{r,shft,in}$) がIGVを絞った状態での圧縮機入口の正規化圧力比になる。次に原点と定格運転点C ($Q_{rated,d}$, $P_{r,rated,d}$) を結ぶ直線を引き、この線と点L ($Q_{shft,d}$, 0) から立てた垂線の交点をH ($Q_{shft,d}$, $P_{r,shft,d}$) とする。点C, Fおよび原点からなる三角形と、点H, Lおよび原点から成る三角形で、両者は相似三角形になる。同様に、点E, Fおよび原点から成る三角形と点K, Lおよび原点からなる三角形も相似になる。よって線分の比 $\overline{CF} : \overline{EF}$ と $\overline{HL} : \overline{KL}$ は等しくなる。これらの比は定格運転における圧力比とIGVを絞った時の圧力比に対応する。よって点H ($Q_{shft,d}$, $P_{r,shft,d}$) が定格運転点C ($Q_{rated,d}$, $P_{r,rated,d}$) のIGVを絞った時の作動点となる。ここで、 $P_{r,shft,in}$ は定格

運転点の正規化吸気流量比 $Q_{rated,d}$ と正規化圧力比 $P_{r,rated,d}$ およびIGV開度絞った時の正規化吸気流量比 $Q_{shft,d}$ を用いて式(1)で表される。また、点K ($Q_{shft,d}$, $P_{r,shft,in}$) はFig. 3の細破線で示すIGV開度を定格開度の68%に絞った時の抵抗曲線上に位置する。IGVの抵抗曲線は流量に関して2次式になり、流量ゼロでは抵抗はゼロで大気圧に対応する正規化圧力比 $P_{r,in,atm}$ になる。点K ($Q_{shft,d}$, $P_{r,shft,in}$) と点 (0, $P_{r,in,atm}$) を通る流量の2次式として抵抗曲線上の圧力比 P_r は式(2)で表される。

$$P_{r,shft,in} = \frac{Q_{shft,d}}{Q_{rated,d}} P_{r,rated,in} \quad (1)$$

$$P_r = P_{r,in,atm} - \frac{(P_{r,in,atm} - P_{r,shft,in})}{Q_{shft,d}^2} Q^2 \quad (2)$$

定格回転数、定格IGV開度の状態にある圧縮機性能曲線上の任意の点 (Q_i , $P_{r,i}$) は、定格運転点吸気流量比 $Q_{rated,d}$ を $Q_{shft,d}$ までIGVで絞った時、式(1)と(2)から導かれる式(3)、および式(4)を満たす点 (Q , P_r) に移動する。

$$\frac{P_{r,in,atm}}{Q_{shft,d}^2} \left(\frac{Q_{rated,d} - Q_{shft,d}}{Q_{rated,d}} \right) Q^2 + \frac{P_{r,in,atm}}{Q_i} - P_{r,in,atm} = 0 \quad (3)$$

$$P_r = \frac{Q}{Q_i} P_{r,i} \quad (4)$$

3. 計算方法および計算条件

3.1 タービンシステムの基礎式

タービン回転軸の運動方程式は式(5)で表される。タービン出力 W_T 、および圧縮機動力 W_C は、入口温度 T_{in} と圧力比 (P_{ex}/P_{in}) を用いて式(6)および(7)で示される。損失 W_{loss} は軸受損失を考慮した。発電機出力 W_G は式(5)のタービン出力から圧縮動力および式(5)左辺の慣性力による仕事を差し引いて算出する。タービン入口温度 $T_{in,T}$ は式(8)に示す燃焼前後のエンタルピーの釣り合いから算出する。圧縮機の吸気流量と圧力比は対象としたガスタービンシステムの圧縮機特性曲線⁽⁶⁾から求めた。圧縮機吸気流量は、式(9)に示すように、回転数の関数として特性曲線から読み取った値にIGV開度の面積比を乗じて算出する。これらの計算では、空気および燃焼ガスを理想気体の混合ガスとして扱った。

$$\frac{d\omega^2}{dt} = \frac{2}{I} (W_T - W_C - W_{loss} - W_G) \quad (5)$$

$$W_C = m_C C_{p,C} T_{in,C} \left\{ \left(\frac{P_{ex,C}}{P_{in,C}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\eta_{p,C}\kappa}} - 1 \right\} \quad (6)$$

$$W_T = m_T C_{p,T} T_{in,T} \left\{ 1 - \left(\frac{P_{ex,T}}{P_{in,T}} \right)^{\eta_{p,T} \frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\} \quad (7)$$

$$T_{in,T} = \frac{h_a m_c + h_{caes} m_{caes} + h_f m_f + \eta_B H_B m_f}{m_g (C_{p,co2} g_{g,co2} + C_{p,H2O} g_{g,H2O} + C_{p,N2} g_{g,N2} + C_{p,O2} g_{g,O2})} \quad (8)$$

$$m_C = \frac{A_\theta}{A_{\theta,rated}} f(\omega) \quad (9)$$

なお、上式において、圧縮機のポリトロップ効率⁽⁸⁾は参考文献(6)に示される図から読み取り、タービンのポリトロップ効率は、Smith線図⁽⁸⁾から推定した断熱効率を比熱比と圧力比で表される断熱効率とポリトロップ効率の関係式⁽⁹⁾から算出した。また、式(8)に用いられる燃焼効率は参考文献(10)に示される環状缶型燃焼器の燃焼効率を示した図から読み取った値を用いた。

3.2 CAESシステムの基礎式

次にタンク内状態量変化の計算方法を示す。タンク内の状態量変化は、式(10)および式(11)に示す質量保存式、式(12)および式(13)に示すエネルギー保存式、式(14)および式(15)に示す状態式を用いて算出した。また、エネルギー式ではタンク表面からの放熱を、対流熱伝達率7 (W/(m²K))、放射率0.5と仮定して計算した。

$$\frac{dM_{rt}}{dt} = m_1 - m_2 \quad (10)$$

$$\frac{dM_{dst}}{dt} = m_2 - m_3 \quad (11)$$

$$\frac{d(C_p M_{rt} T_{rt})}{dt} = m_1 C_p T_{co} - m_2 C_p T_{rt} - A_{rt} [\alpha (T_{rt,out} - T_a) + \beta \sigma (T_{rt,out}^4 - T_a^4)] \quad (12)$$

$$\frac{d(C_p M_{dst} T_{dst})}{dt} = m_2 C_p T_{rt} - m_3 C_p T_{dst} - A_{dst} [\alpha (T_{dst,out} - T_a) + \beta \sigma (T_{dst,out}^4 - T_a^4)] \quad (13)$$

$$P_{rt} = \frac{M_{rt}}{V_{rt}} R T_{rt} \quad (14)$$

$$P_{dst} = \frac{M_{dst}}{V_{dst}} R T_{dst} \quad (15)$$

3.3 対象ガスタービンと計算条件

地上型CAES動作の計算は、中容量ガスタービンシステムを解析対象とし、既開発のガスタービンシステムダイナミックシミュレータ^{(3),(11)}にCAES動作計算プログラム⁽²⁾を組み込み行った。対象としたガスタービンシステムと地上型CAESの基本仕様をTable 1に示す。タービンシステムの計算には、計算条件として、タービンロータの回転数、IGV開度、および燃料流量を与える必要がある。計算は実機タービンシステムの起動から定格運転までの一実施例を対象とし、その時の運転条件をFig. 4に示す。薄色太線が運転データで、実機運転を再現する計算の計算条件は、運転データを濃色細線で近似した値を用いている。また、計算は60%回転数から開始する。Fig. 4には発電機出力の計測データと計算結果も一緒に示した。これは、本計算におけるIGV開度操作を説明するためである。次章では出力変化率を上げるためにCAESを適用する運転方法と、比較のために燃料流量のみ増加させる運転方法を試す。それらの運転では通常運転に比べて出力の増加率が上昇する。時間に対するIGV開度操作を通常運転と同じにすると、出力増加に伴い作動点がサージ点に達する恐れが生じる。Fig. 4に示した

通常運転のIGV開度と発電機出力を比較すると、経過時間1.8hでIGV開度は68%から増加する。この時の発電機出力は64%になる。本計算で実施する出力変化率を増加させるための2ケースの運転方法でも、発電機出力が64%に到達した時点で、IGV開度を68%から増加させる。以後、Table 2に示すように、ケース1を実機運転条件、ケース2を燃料流量のみを増やす運転条件、ケース3をCAESからの空気供給を受ける運転条件とする。

Fig. 5に実機運転方法を含めた3ケースの計算入力条件の燃料流量とIGV開度を示す。また、参考のためケース3のCAESからの供給空気量も示す。経過時間1.35 hから燃料流量投入量は増加する。ケース2と3の燃料増加率はケース1の2倍にした。ケース3で1.6 hで燃料流量の増加が止まるが、これは発電機出力が定格出力に到達したため燃料流量が保持されたことを示す。

IGV開度に関しては、ケース3が最初に68%開度から増加を開始する。Fig. 2に示したように78%開度でIGV開度を保持する。78%開度では、圧縮機性能曲線のサージ点は定格運転点の圧力よりも上回るため、この開度で負荷を上昇させても圧縮機の安定運転は維持できる。発電機出力が定格出力到達後は、燃料流量とIGV開度を定格値まで増加させる。IGV開度の増加に伴い圧縮機吸気流量は増加するため、CAESからの空気を減少させる。ケース2では1.58 hからIGV開度の増加が始まる。なお、ケース2およびケース3のIGVの開度増加率はケース1と同じである。

4. 結果および考察

4.1 実機運転データとの比較

前章のFig. 4に実機発電機出力と計算結果の比較図を示した。実機タービンシステムはコンバインドサイクルのため、計測される発電機出力はガスタービンと蒸気タービンの出力の合計値になる。本研究ではガスタービンのみから成るシステムを対象としているため、実測データから蒸気タービン出力の推定値を差し引いて比較に用いた。なお、蒸気タービンの出力は、供給蒸気と排気蒸気の計測値から、それらのエンタルピー差によって推定した。Fig. 4において、計算結果は実機計測値と最大9.2%の誤差はあるが、ほぼ全域にわたり実機出力と良好に一致している。

Table1 Specifications of target plant and over ground CAES

Rated power of turbine system		109 MW ((GT+ST)×2)
Rated rotational speed		7280 rpm
Compressor		17 stages axial flow
Turbine		3 stages axial flow
Combustor		Low NOx combustor
Storage and discharge tanks		Spherical shape with a diameter of 18 m
Intermediate compressor	Pressure ratio	4
	Rated flow rate	10% of turbine system compressor
Inner diameter of piping		0.14 m
Initial tank pressure		5 MPa

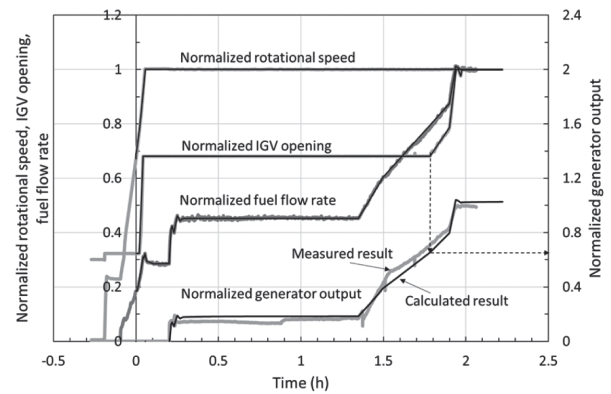


Fig. 4 Comparison between plant operation data and calculation conditions and result

Table 2 Calculation cases

CASE	Operation	Rotational speed	Fuel supply rate	IGV operation
1	Normal operation	Normal operation	Normal supply rate	Normal operation
2	Rapid fuel supply operation	Same as normal operation	Doubled supply rate after 1.35 h	Same as normal operation for IGV opening to Generator output
3	CAES operation	Same as normal operation	Doubled supply rate after 1.35 h	Same as normal operation for IGV opening to Generator output

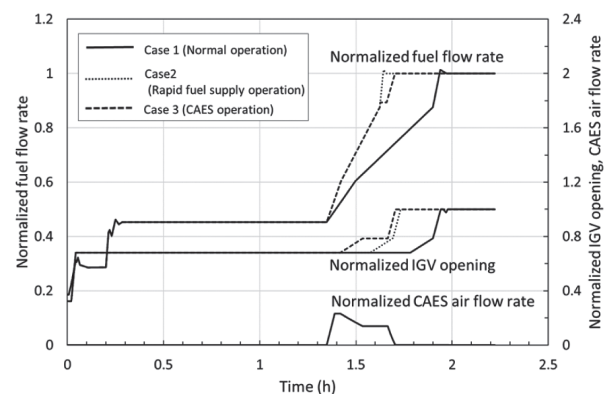


Fig. 5 Calculation conditions of three cases

4.2 起動線の比較

Fig. 6に3ケースの起動線の計算結果を示す。実線で示す実機の起動線はIGV開度68%で圧力比が定格圧力比の77%まで上昇し、その後IGVを定格開度まで開けていき定格運転点に到達する。ケース2の起動線もケース1と同等であるが、IGV開度68%から定格開度までがわずかに圧力比が高く、タービン負荷が実機運転よりもわずかに増加した状態で定格運転点に到達する。

ケース3はIGV開度68%の状態、サージ線直前まで圧力比を上げ、IGV開度78%において定格運転点近くの圧力比に到達する。他ケースに比べて、CAESからの空気供給によってタービン負荷を上げるため、圧縮機吸気流量が低い段階で動作点圧力比は上昇していることが分かる。しかし、ケース3の起動線は10%サージマージン以下に収まっている。

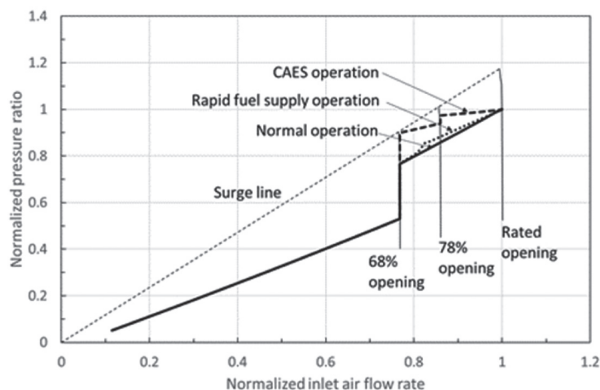


Fig. 6 Comparison of starting lines for three cases

4.3 出力変化率とタービン入口温度の比較

本研究では、Fig. 4に示した約1.35時間経過後からの出力増加時間帯を対象に、出力変化率の検討を行う。Fig. 7に各ケースの発電出力を示す。また、Fig. 7にはFig. 5に示したCAESからの空気供給量も示す。ケース2では、Fig. 5の燃料流量が定格流量に達する1.64 hにおいて、発電機出力は定格出力に到達していない。この段階では、まだIGV開度が低く空気流量が不足するためである。IGV開度が定格開度になる直前の1.7 hで定格出力に到達する。ケース3のCAESを適用した場合、1.62 hでほぼ定格出力に到達している。CAESからの空気流量と比較すると、CAES開始時の空気供給量の立ち上がり、発電機出力の増加の立ち上がりが同様の変化を示す。CAES開始時の発電機出力の増加はCAESからの空気量の増加が大きく影響することが分かる。1.35 hの部分出力から定格出力到達までの時間は、従来運転では約0.6 h掛かっていたのに対して、CAESを適用した場合には約半分の時間で到達できている。

Fig. 8にタービン出力と圧縮機駆動動力を示す。ケース1および2では、IGV開度の増加に伴い、タービン出力および圧縮機動力が増加する。ケース3では、IGV開度を一旦78%開度で保持するため、圧縮機動力の増加は抑えられるが、この間にもタービンにはCAESからの空気供給があるためタービン出力は増加する。IGV開度を78%で保持している間のタービン出力の増加により、発電機出力は定格出力に達する。ケース1および2の発電機出力増加傾向は、燃料流量の増加率とIGV開度の増加率に依存するが、CAESを適用する方法では、CAESからの空気供給開始時の空気流量の増加が発電出力の短時間での増加につながる特徴と言える。

Fig. 9はタービン入口のガス温度比を示したものである。ケース2では、発電機出力比が70%に到達する1.6 hで、タービン入口温度は定格温度に達するため、実際の運転ではこれ以上の燃料流量を増加することはできないことになるが、燃料流量を定格流量まで増加すると、Fig. 9に示したようにタービン入口温度は定格温度の1.1倍まで上昇する。また温度の上昇率も実機運転に比べて

大きくなっている。このため実際にはこのような運転は行えないことが分かる。ケース3ではガス温度の上昇率は従来運転とほぼ同等に保たれていることが分かる。燃料流量の増加率を従来方法の2倍にしても、高温部位の熱伸びは従来運転と同等に保てると考えられる。

Fig. 10は各ケースの燃空比の変化を示したものである。Fig. 9のタービン入口ガス温度と同様に、ケース1と3に対してケース2の燃空比は高くなっている。燃空比は燃焼器での燃料の燃え方に密接に関連する。CAESを適用した場合でも、燃空比の変化は、従来運転と大きく外れることはなく、従来運転と同等の燃焼が実現できると考えられる。

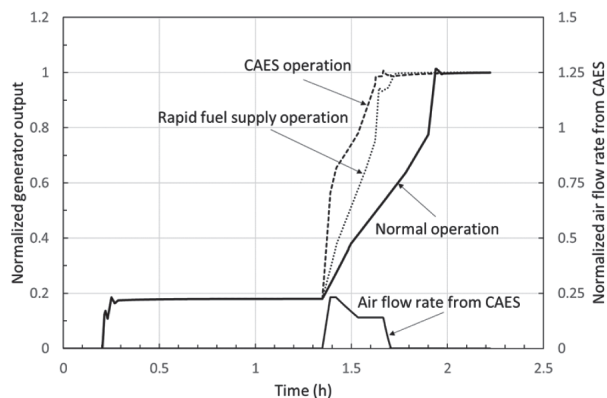


Fig. 7 Generator output power

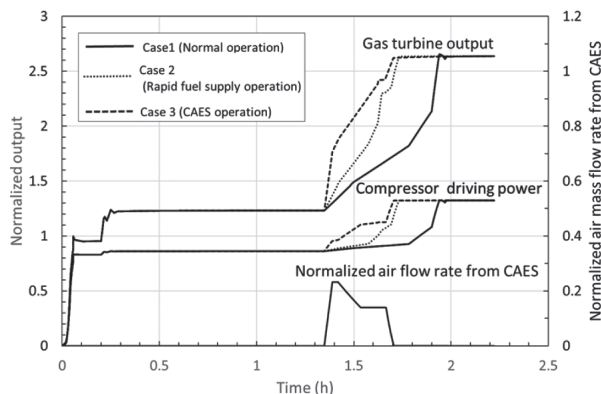


Fig. 8 Turbine and compressor power

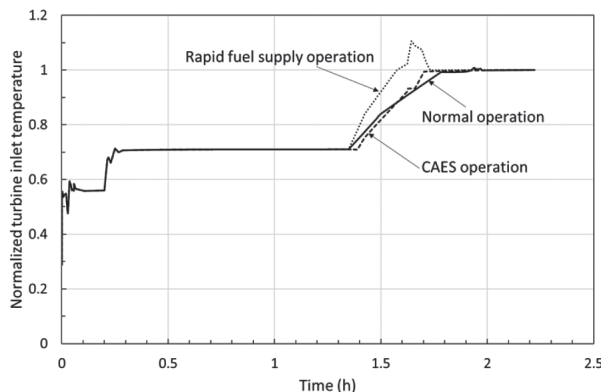


Fig. 9 Turbine inlet gas temperature

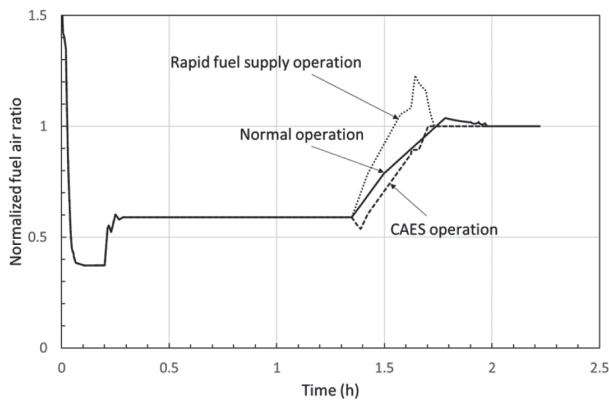


Fig. 10 Fuel air ratio

燃料流量の投入率を従来運転の2倍にすることで、発電機出力の増加率を上げることが確かめてきたが、一方で、燃料流量の増加は、高温部位の過熱や燃焼の安定性にも影響を及ぼすと考えられる。燃料流量の増加とCAESを適用することで、高温部位の温度上昇や燃焼に関しては従来運転方法と同等に維持できることを確認した。

4.4 放出タンクの圧力変化

最後に、CAESシステムの計算結果として、ケース3における放出タンクおよびタービン入口圧力の変化を、定格タービン入口圧で正規化した結果をFig. 11に示す。2.2で述べたように、CAESからの給気供給を可能にするため、タンク圧力はタービン入口圧よりも高く保持されていなければならない。Fig. 11において放出タンク内の空気圧は常にタービンの入口空気圧よりも高く保たれている事が分かる。このため、Table 1に示したCAESの仕様で、ケース3においてCAESシステムは常に安定した空気供給を行える事が示された。

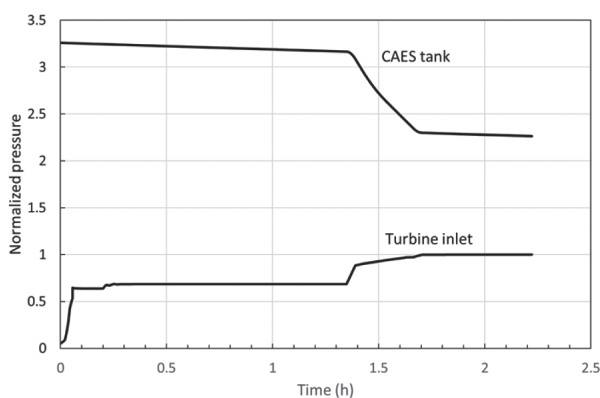


Fig. 11 Pressure changes in CAES tank and turbine inlet

5. 結論

既存の中容量ガスタービンの部分負荷から定格負荷への出力変化率の向上を目的に、燃料流量の増加と共に地上型CAESを適用した場合のタービンシステムの動作解析を行い以下の結論を得た。

- (1) 燃料投入量を従来運転の2倍に、さらに地上CAESからの空気供給を行うことで、部分負荷から定格負荷に到達する時間を、従来運転の約1/2に短縮できることを確認した。
- (2) CAESからの空気供給を行うことで、燃料供給率を2倍にした場合でも、タービン入口温度および燃空比の変化は従来運転と同等に維持できることを確認した。

謝辞

本研究は東北電力株式会社と東北大学の共同研究部門である電力エネルギー未来技術共同研究部門で実施されたもので、研究遂行に対して東北電力株式会社からは多くの支援を頂きました。ここに謝意を表します。

参考文献

- (1) 福泉靖史, 上田慎太, 火力プラントの柔軟性向上による電力システムの安定化, 火力原子力発電, Vol. 66, No. 11 (2015), pp. 16-31.
- (2) 野々村弘樹, 中野晋, 竹田陽一, 負荷調整用地上型圧縮空気エネルギー貯蔵 (CAES) を備えたガスタービンシステムの基礎検討, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 48 No. 6 (2020), pp. 41-50.
- (3) 鈴木晃純, 中野晋, 田中翔悟, 竹田陽一, 菅原由貴, 中容量ガスタービン用動作解析シミュレータの開発, 第45回日本ガスタービン学会定期講演会 講演論文集, (2017), pp. 83-88.
- (4) Jidai Wang, Kunpeng Lu, Lan Ma, Jihong Wang, Mark Dooner, Shihong Miao, Jian Li, and Dan Wang, Overview of Compressed Air Energy Storage and Technology Development, Energies 10, 991 (2017).
- (5) 中北智文, 小林英夫, 奥原巖, 高橋克行, 安田友芝, 圧縮空気エネルギー貯蔵ガスタービン (CAES-G/T) の開発, 石川島播磨技法, Vol. 43 No. 3 (2003).
- (6) Y. Kashiwabara, Y. Katoh, H. Ishii, T. Hattori, Y. Matsuura, and T. Sasada, Developments leading to an axial flow compressor for a 25 MW class high efficiency gas turbine, 90-GT-238, (1990).
- (7) 生井武文, 井上雅弘共著, ターボ送風機と圧縮機, コロナ社, (1988).
- (8) Moustapha, H., Zelesky, M. F., Baines, N. C., and Japikse, D., Axial and Radial Turbines, Concept NREC, (2003).
- (9) Nonomura, H., Nakano, S., and Takeda, Y., A FUNDAMENTAL STUDY ON A GAS TURBINE SYSTEM WITH OVERGROUND COMPRESSED AIR ENERGY STORAGE (CAES) FOR LOAD FOLLOWING, Proceedings of Global Power and Propulsion Society, GPPS-CH-2020-0025 (2020).
- (10) Lefebvre, A. H., Gas Turbine Combustion, Taylor & Francis, (1983).
- (11) 関慧一, 中野晋, 竹田陽一, マイクロガスタービンの動作解析, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 43 No. 3 (2015), pp. 68-74.