

# ガスタービン圧縮機過渡条件の挙動予測 —(その2)産業用ガスタービンの検証—

## Prediction of Dynamic Response of Axial Compressor of Industrial Gas Turbine

小池 裕司\*<sup>1</sup>  
KOIKE Yuji

岸 真人\*<sup>2</sup>  
KISHI Makoto

高木 一茂\*<sup>2</sup>  
TAKAKI Kazushige

### ABSTRACT

Owing to the spread of renewable energy, gas turbine engine has a role to compensate grid energy. In such operation, prediction of dynamic state of gas turbine component is important. This paper investigates the dynamic behavior of heavy-duty gas turbine engine. Simulation model constitutes of compressor, turbine, combustion chamber, duct, and bleed component. Especially, compressor model is divided into four parts by bleed port. Start-up and shutdown simulation are carried out to validate the simulation model. Simulation results show that in rapid shutdown case the operating line passes through higher pressure point and load of rear stage of compressor grows temporary.

キーワード：ガスタービン，圧縮機，起動，負荷遮断，動特性予測

Key words : Gas Turbine, Compressor, Start up, Load rejection, Dynamic simulation

### 1. 緒言

再生可能エネルギーの活用が進む中，ガスタービン発電は再生可能エネルギーの出力変動に素早く対応するフレキシブルな運転が求められる。従来のガスタービンは設計点や高気圧温度，低気圧温度条件といった，気圧温度，出力に応じて決められた運転点における，静的な作動点の性能予測を中心としている。一方，起動昇速や負荷変動，負荷遮断などの過渡的な運転を行う際は，流量調整の入口案内翼開度や，燃料流量，回転数制御に応じて，準静的な運転点と異なる作動点を取ってガスタービンが運転される。そのためガスタービンの安全な運用のためには，このような過渡運転時における動特性（流量・圧力・温度・回転数等）を予測することが重要である。

設計点の性能予測には数値流体解析（CFD：Computational Fluid Dynamics）が広く用いられているが，時間進行的に圧縮機の状態量を変化させた際の挙動を捉えることができない。過渡運転時のような，数秒オーダーの動特性については，低次元のモデルにて予測する試みが古くからおこなわれてきた。Davis<sup>(1)</sup>らは圧縮機段毎にコントロールボリュームを設定し，圧縮機の昇圧特性・温度特性を考慮し，運動量などの保存則を解くことで動特性を予測している。また，圧縮機の旋回失速やサージに注目した研究がGreitzer<sup>(2)</sup>により行われており，また圧縮機を多段化したモデルでのシ

ミュレーションもBoyer<sup>(3)</sup>らにより行われている。また，Petkovic<sup>(4)</sup>らによってガスタービンの動特性予測が行われており，計算機の進歩などから，運転時にリアルタイムのシミュレーションも可能であるとの提案もされている。近年では，従来のガスタービンの状態量推定に一般的に用いられる物理モデルを用いず機械学習によりガスタービンの動特性を予測する試みも，Hassan<sup>(5)</sup>らにより行われている。入口全温，全圧，燃料流量から，タービン出口温度や回転数を動的に予測することが可能になり，プラントでの検証も行われている。このように，ガスタービンの動特性予測は，過去から継続的に考慮されてきたテーマであるが，近年の再生可能エネルギーの普及動向から，再び注目を集めつつあると考えられる。

シミュレーションにおいては，圧縮機，燃焼器，タービンなどのモデルを個別にモデル化し，過渡挙動の模擬している例が多いが，圧縮機の段間の負荷分布を予測する例は少ない。その理由として過渡挙動の予測を行うに十分な高応答な圧力・流量などの検証データを得ることが困難であり検証が難しいところにある。三菱重工業では，ガスタービン全体の動特性を予測するダイナミックシミュレーションのツールを有しており，実機試運転前の制御ロジック確認，過渡応答予測に活用している。圧縮機に関してはスケールモデル試験圧縮機で圧縮機単体の過渡挙動の高精度化の検証を行っており<sup>(6)</sup>，今回は実機プラント向けのガスタービンを対象に検証を行うことで，主流流路以外にも抽気流路も含め解析可能なモデルを開発し評価を行うことにより，実機適応性の検証を行った。段間の圧力分布を予測できるモデルを構築し，過渡運転時に取得されたデータを元に検証を行った。

原稿受付 2022年2月24日

査読完了 2023年4月17日

\*1 三菱重工業(株) 総合研究所  
〒676-8686 高砂市新井町新浜2-1-1  
E-mail: yuji.koike.f4@mhi.com

\*2 三菱重工業(株) ICTソリューション本部

## 2. 解析モデル

### 2.1 モデル概要

ガスタービンのダイナミックシミュレーションモデルは圧縮機、タービン、車室・燃焼器、その他配管システムといった要素で構成される。静特性である圧縮機やタービンの性能はテーブルマップで表現し、動特性は燃焼器車室や各配管の容積、圧縮機や入口ダクトの長さといった物理諸元を反映した微分方程式を解くことで考慮する。

本研究では特に圧縮機部に着目したモデル構築を行い、IGV (Inlet Guide Vane) と多段動静翼列からなる圧縮機を抽気段ごとに分割し、各々の特性を個別にモデル化した。圧縮機の抽気は低圧、中圧、高圧の3系統が存在するため、圧縮機は4ブロックに分割した。Fig. 1に圧縮機分割マップを用いたダイナミックシミュレーションモデルを示す。ガスタービンの軸回転数は発電機、圧縮機、タービンに関する軸仕事の関係により計算を行っており、流量/圧力に関しては、各ブロックの通過流量と、抽気流量の影響を考慮して計算している。ブロック段間のマッチングを変化した予測モデルであり、多段圧縮機における一次元的な動特性をより詳細に分析可能である。また、試運転時に弁を操作して抽気流量を変化させ、起動昇速を実施した際のシミュレーションへの活用も検討されている。

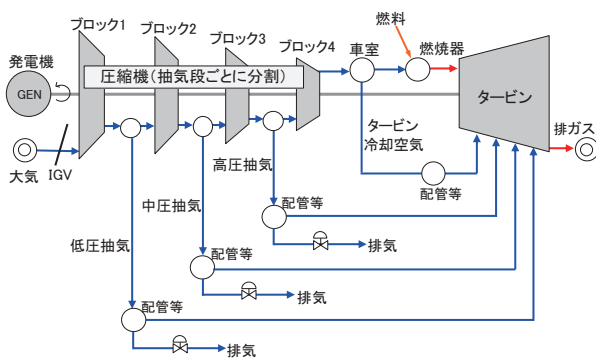


Fig. 1 Schematic of dynamic simulation model

### 2.2 圧縮機特性

ダイナミックシミュレーションは、多段軸流圧縮機を抽気段で分割した圧縮機ブロックとして扱う。圧縮機ブロックの流量係数、圧力係数、温度係数の特性をマップ化して用いており、特性マップはCFDや試験データを基に作成している。流量係数 $\Phi$ 、圧力係数 $\Psi_p$ 、温度係数 $\Psi_t$ の定義を(2-1)(2-2)(2-3)に示す。また、流量係数 $\Phi$ と圧力係数 $\Psi_p$ の、関係を表したマップをFig. 2に示す。圧縮機は流量低下に伴い、翼面の剥離などを伴い昇圧能力が低下してくるため、作動領域(operation)は上凸の左肩上がりのカーブで表現される。設計点を含む通常の運転点が低流量側に遷移して失速すると、左側の失速領域(Stall)や逆流領域(Reverse flow)に突入する。本モデルでは、失速領域や逆流領域は文献(7)を参

考に、健全領域の圧力係数が最も大きくなるパラメータから、失速/逆流領域を無次元パラメータで表現する方法を考案し、本モデルに実装した。Fig. 2に示すように流量係数、圧力係数が極大値となる点からの比率で逆流領域、失速領域の流量係数・圧力係数の変化比率を決定している。

また、圧縮機の特性はIGV開度によって変化する。対象とするガスタービンは、負荷に応じて異なるIGV開度での運転が想定され、複数のIGV開度に対応した特性マップを作成し、シミュレーションの際にはIGV開度でマップを補間して使用している。

$$\Phi = \frac{Vx}{U} \quad (2-1)$$

$$\Psi_p = \frac{P_s(exit) - P_s(inlet)}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad (2-2)$$

$$\Psi_t = \frac{T_s(exit) - T_s(inlet)}{\frac{U^2}{2C_p}} \quad (2-3)$$

$\Phi$  : 流量係数  $Vx$  : 軸流速度  $U$  : 回転速度

$\Psi_p$  : 圧力上昇係数  $\Psi_t$  : 温度上昇係数

$P_s$  : 静圧  $T_s$  : 静温  $C_p$  : 比熱

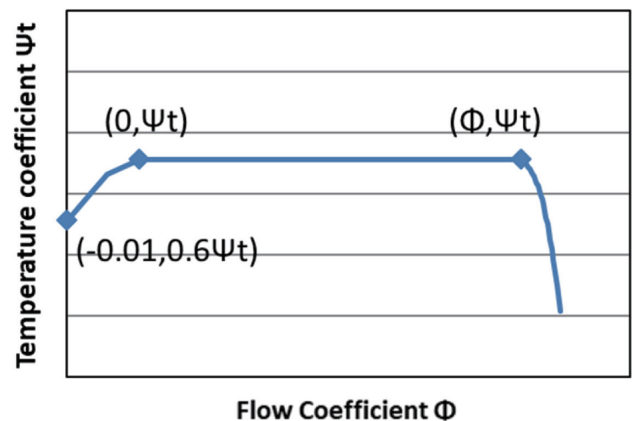
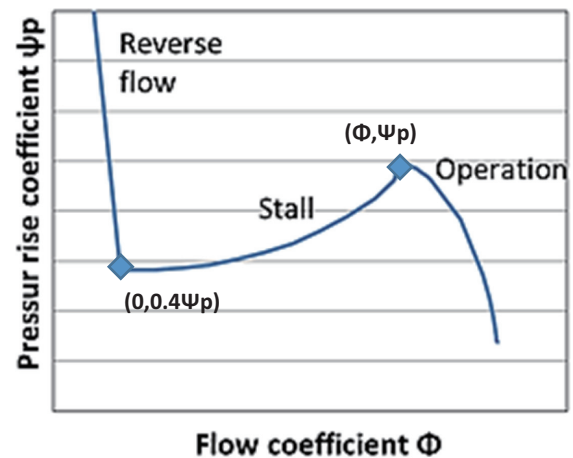


Fig. 2 compressor pressure rise characteristic map (Top: Pressure, Bottom: Temperature characteristics)

### 2.3 動特性計算モデル

動特性計算に用いている基礎式を (2-4), (2-5), (2-6) に示す。各圧縮機ブロック間や車室, 配管等のノード (計算点では圧力挙動を求めるため, (2-4) 式を解いて質量保存則を解き, (2-5) 式の理想気体の状態方程式を用いて圧力を得る。P [Pa] は圧縮機ブロック出口の圧力, m [kg] は圧縮機ブロック出口の保有重量, G [kg/s] は流量, R [Pa/m<sup>3</sup> K] は気体定数, T [K] は温度, V [m<sup>3</sup>] は容積である。添字*i*は圧縮機ブロックの番号を表す。

$$\frac{dm_i}{dt} = G_i - G_{i+1} \quad (2-4)$$

$$P_i = RT_i \frac{m_i}{V_i} \quad (2-5)$$

$$\frac{L_i}{A_i} \frac{dG_i}{dt} = P_{i-1} + \Delta P_i - P_i \quad (2-6)$$

$$\frac{dE_i}{dt} = (hG)_i + \Delta h_i G_i - (hG)_{i+1} \quad (2-7)$$

$$E_i = m_i h_i - P_i V_i \quad (2-8)$$

各部の圧縮機を通過する空気流量*G*は (2-6) 式から圧縮機による圧力上昇 $\Delta P$ と前後ノード圧力のバランスを解くことで求める。*L* [m] は流路長さ, *A* [m<sup>2</sup>] は流路断面積である。圧力上昇 $\Delta P$ はFig. 2に示したような圧縮機マップに流量係数を入力として得た圧力係数から算出する。

$$G_T = k_T \sqrt{\frac{P_{in}^2 - P_{out}^2}{T_{in}}} \quad (2-9)$$

また, タービン通過流量*G<sub>T</sub>* [kg/s] はStodolaの式 (2-9) を解くことで求める。*P<sub>in</sub>*, *P<sub>out</sub>*はタービン入口圧力および出口圧力, *T<sub>in</sub>*はタービン入口温度である。ストドラ係数*k<sub>T</sub>*はタービンの性能をテーブルマップ化して用いる。抽気系統の配管を通過する流量は弁の*C<sub>v</sub>*値や前後圧力, 温度から算出する。また燃焼器のモデルでは投入される燃料流量と発熱量, 車室空気流量等から燃焼温度を算出し, タービン入口温度を求めている。

### 3. 検証対象

本論文はFig. 3に示すような三菱重工業製のJシリーズの産業用ガスタービンを対象に動特性シミュレーションを行った。Table1にガスタービンの圧縮機部分の仕様を示す。ガスタービン圧縮機は低圧, 中圧, 高圧抽気を備えており, 起動時や負荷変動時に抽気弁を制御し, サージリスクの低減を行っている。

Table 1 Spec of gas turbine engine compressor

回転数	3600RPM
抽気系統	低圧抽気 中圧抽気 高圧抽気
可変静翼	IGV+ VV

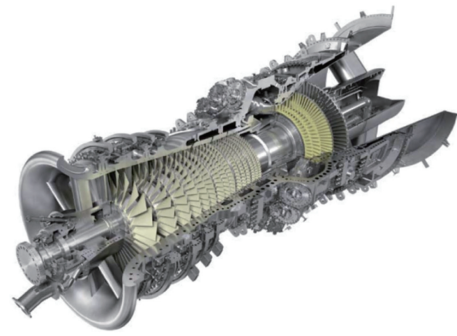


Fig. 3 MHI J series gas turbine <sup>(8)</sup>

## 4. 検証結果

### 4.1 起動シミュレーション

ガスタービンの起動昇速時の挙動を, 本研究で開発した動特性モデルでシミュレーションをした。通常のシミュレーションモデルにおいては, 回転数を軸仕事により計算することができるが, 起動時は制御上一定昇速率で回転数上昇できるように制御するため, Fig. 4に示す回転数スケジュールに沿ってガスタービンは昇速する設定とした。またIGV開度や弁開度なども実際の運転時の制御モデルをインプットとして与えている。流量, 圧力の運転挙動をFig. 5に示す。シミュレーションの結果は, ガスタービン実機の特許計測による圧力/流量の計測結果と比較している。本モデルにおいては回転数を無次元

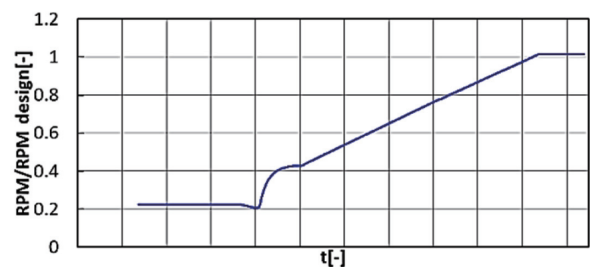


Fig. 4 Start-up Rotation speed

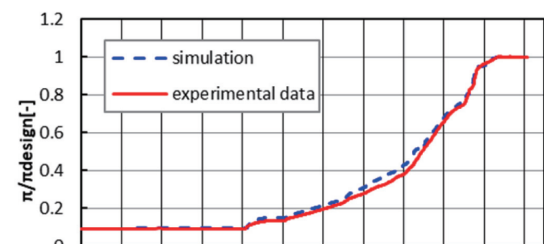
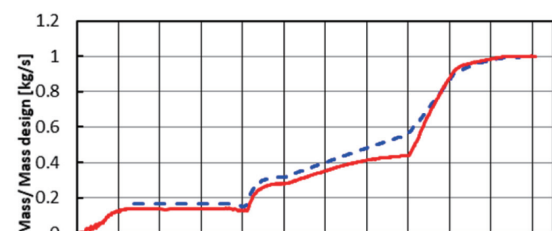


Fig. 5 Start-up simulation results  
(Top: Mass flow, Bottom: Pressure ratio)

化した特性線をブロック毎に使っているため、低回転数の予測精度に課題があるものの、昇速時やIGVの動作に伴う流量増加や、圧縮機マップを考慮した起動時の圧縮機の圧力上昇に関する定性的な傾向を再現できている。

4.2 負荷遮断シミュレーション

4.2.1 実機動作レートによるシミュレーション 動特性モデルから、負荷遮断 (shutdown) 運用時の圧力応答のシミュレーションを行った。負荷遮断の際はIGVを急速に閉じて流量を絞り、GT負荷を系統から切り離す運用形態であり、過渡的な回転数上昇や、燃焼器の失火、圧縮機のサージといった懸案事項がある。負荷遮断時の燃焼器に関する制御ロジックをシミュレーション上でも模擬しており、実機の制御ロジックを考慮した上で、回転数挙動なども含めたシミュレーションを行った。

負荷遮断時のIGVの動作スケジュールをFig. 6に示す。IGV開度の動作スケジュールはシミュレーション上の境界条件としている。Fig. 7に圧縮機の後方ブロック (ブロック 3, 4) では、IGV締切直前に圧力の抜けが遅れることから、負荷遮断時のサージマージンが低くなるのがシミュレーション結果より得られている。

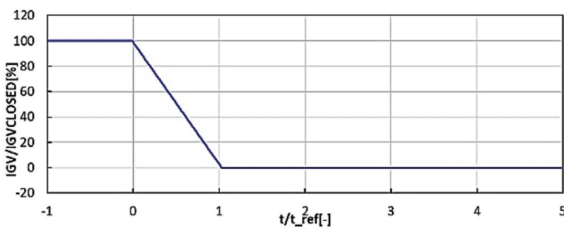


Fig. 6 IGV schedule of shutdown

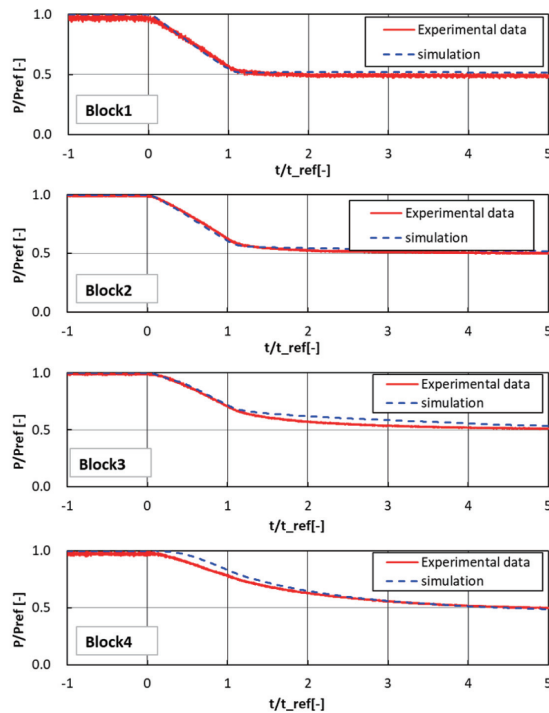


Fig. 7 Exit pressure of compressor block stage

$$SM = \frac{\psi_{psurge} - \psi_p}{\psi_{psurge}} \quad (4-1)$$

block1, block2, block3, Block4の出口の圧力の比較を示す。後方ブロック出口に行くにつれて、IGVの遮断に対しての圧力の低下が遅れていく傾向が、全段の作動点の挙動として定量的に模擬できている。本モデルはチャンバや流体の慣性を考慮したシミュレーションを行っており、動特性が妥当に予測できることを確認した。

また、負荷遮断時を通る圧縮機の作動点線から、失速域への近づき具合である、サージマージンをFig. 8に示す。値は式 (4-1) にて評価している。IGVを閉じる際、前方ブロックでは、流量を閉じて圧力係数も下がるため、サージマージンが増加する。一方、Fig. 7に示すように圧縮機の後方ブロック (ブロック 3, 4) では、IGV締切直前に圧力の抜けが遅れることから、負荷遮断時のサージマージンが低くなるのがシミュレーション結果より得られている。

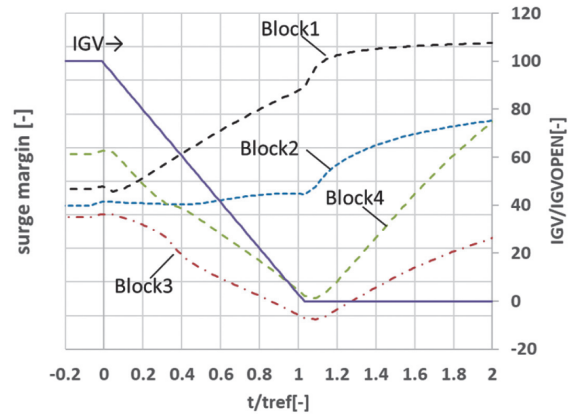


Fig. 8 Surge margin and IGV schedule

4.2.2 高速動作レートによるシミュレーション 負荷遮断時のIGVの動作レート高速化の検証の為、動作レートを変更した解析を実施した。IGVを通常より1.67倍近い速度で動作させ、同様の境界条件 (圧力・温度・圧縮機特性) でシミュレーションを実施した。各解析の動作レートの関係をTable 2に示す。

Table 2 IGV Closure rate

Normal rate [-]	1
Rapid rate [-]	1.67 (相対値)

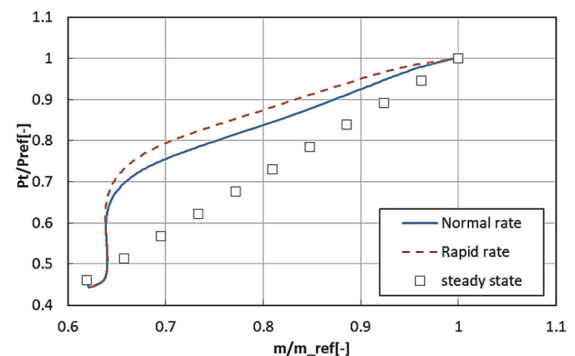


Fig. 9 Operation line of rapid and normal shutdown

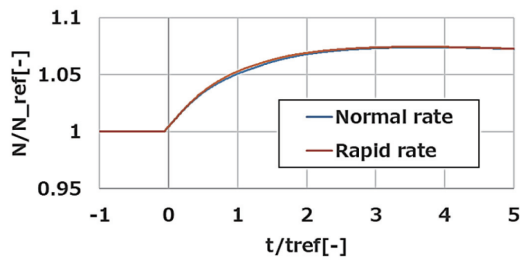


Fig. 10 Rotation speed during shutdown

Fig. 9に通常動作時、高速動作時の圧縮機の流量-圧力特性結果を示す。通常よりも高速のレートでIGVを動作させることにより、圧縮機の運転点としては高圧力比側で動作するようになり、またIGVの動作レートを上げることによりその傾向が顕著になっている。また、Fig. 10に回転数の挙動変化を示す。負荷遮断時は圧縮機とタービンの仕事のバランスにより、一時的に回転数が上昇するが、制御上IGV動作レートを上げて影響は小さい。

Fig. 11, Fig12に各ブロック段の負荷分布の挙動を示す。ブロック段負荷は負荷遮断前の圧力係数で無次元化している。ブロック1ではIGV-可変静翼を閉めることにより直接的に翼負荷を下げているため、IGVのレートに追従してブロック段負荷が下がる挙動を示しており、この動作による失速リスクは小さいと考えられる。

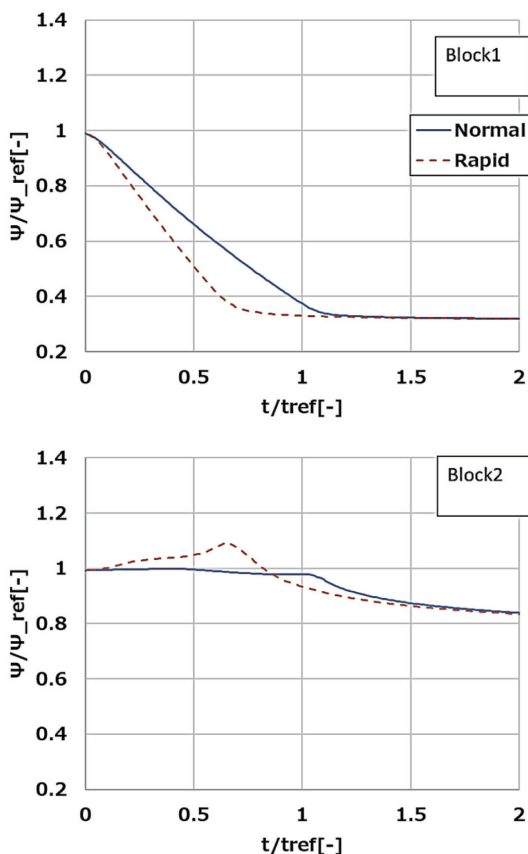


Fig. 11 Comparison of pressure coefficient (Top block1, Bottom Block2)

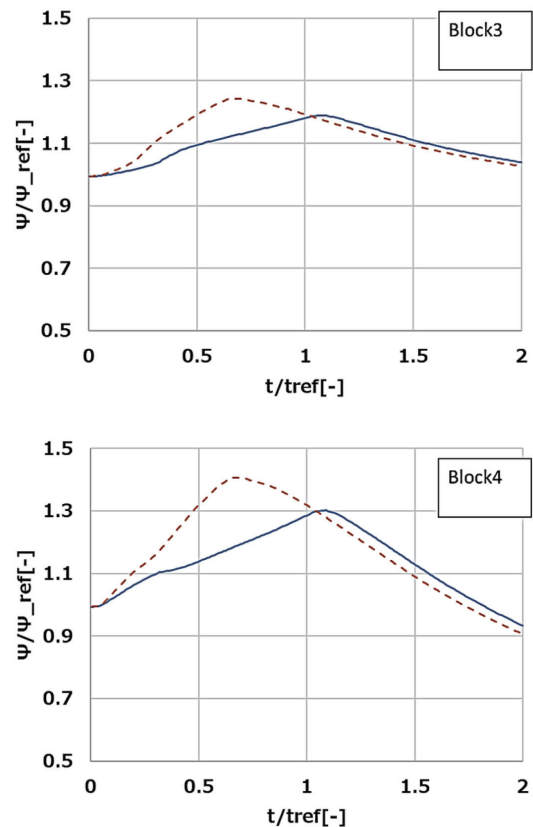


Fig. 12 Comparison of pressure coefficient (Top block3, Bottom Block4)

一方、ブロック2では、動作レートを速くすることにより、 $t=0.6t_{ref}$ の時刻にてブロック負荷が上がる挙動が見取れる。IGVによる流量絞りに対して圧力の抜けが遅れることにより負荷上昇が起きており、作動点変化と過渡の影響のバランスによって安定性が決まると言える。

Fig. 12にブロック3、ブロック4の結果を示す。後方段の圧力の抜けが遅れて、一時的に小流量側の運転点で作動するため、前方段に比べ顕著に負荷が増大している。圧縮機の流量低下に対する圧力低下が遅れるため、とりわけ圧縮機後方段の負荷が一時的に増大すると言える。

## 5. 結言

1次元の動特性計算モデルに基づいて、圧縮機/燃焼器/タービンをモデル化することによりGT全体の挙動を予測した。さらに圧縮機を抽気段で分割した詳細なモデル化により、負荷遮断時の過渡的な負荷分布を予測可能とし、以下の知見を得た。

- 負荷遮断運転時は圧縮機の後方段では、流量の低下に対して圧力比の低下が遅れるために、一時的に高負荷の運転状態となる。
- 入口に可変静翼を有する圧縮機においては、前方段は流量減とともに負荷も低減するため、前方段におけるサージリスクは高くない。

- 負荷遮断時の入口案内翼の動作速度を上げることで、圧力低下の応答が遅くなることから、後方段負荷が上がるため、適切なサージマージンの評価が必要である。

このようなダイナミックシミュレーションツールを活用することにより、ガスタービン圧縮機の過渡挙動の詳細評価が可能となると考えられる。また、実際にリスクが確認された場合は、負荷遮断レートの変更や、バルブ・配管系の増設や変更、IGV-VV動作範囲の変更、燃焼器制御ロジックの変更などの対策を事前に講じることが可能となると考えられる。

### 参考文献

- (1) M.W.Davis, Arnold AFS, W.F.O'Brien, A Stage-By-Stage Post-Stall Compression System Modeling Technique, AIAA/SAE/ASME/ASEE 23rd Joint Propulsion Conference, June 29-July 2, (1987).
- (2) E.M. Greitzer, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I Theoretical Compression System Model, ASME Journal of Engineering for Power, April (1976), pp. 190-198.
- (3) K. Boyer, W.O. Brien, Model Predictions for Improved Recoverability of a Multistage Axial-Flow Compressor, AIAA 25th Joint Propulsion Conference July 10-12, (1989).
- (4) Djordje Petkovic, Milan Banjac, Srdjan Milic, Milan V. Petrovic, Alexander Wiedermann, Modelling the transient behavior of gas turbines, Proceedings of ASME Turbo Expo, GT2019-91008, (2019).
- (5) Hamid Asgari, XiaoQi Chen, Mirko Morini, Michele Pinelli, Raazesh Sainudiin, Pier Ruggero Spina, Mauro Venturini, NARX Models for Simulation of the Start-up Operation of a Single-Shaft Gas Turbine University of Canterbury. Mathematics and Statistics, (2016).
- (6) Satoshi Yamashita, Ryosuke Mito, Yuji Koike, Makoto Kishi, Kazushige Takaki, Investigation of Unsteady Compressor Behavior under Transient Conditions, Proceedings of the International Gas Turbine Congress Tokyo, November 17-22, (2019).
- (7) Robert Normand Gamache, Axial compressor reversed flow performance, Massachusetts institute of technology doctor of philosophy, (1985).
- (8) Masanori Yuri, Junichiro Masada, Satoshi Hada, Susumu Wakazono, Operating Results of J-series Gas Turbine and Development of JAC, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 54 No. 3, September, (2017).