┫技術論文 ┣━

ガスタービン圧縮機過渡条件の挙動予測 ー(その1)モデル試験機における過渡サージ挙動の調査

Prediction of Transient Surge Behavior for Gas Turbine Compressor -Investigation of transient surge behavior of model compressor

山下 知志 *1	岸 真人 ^{*2}	小池 裕司 *1	高木 一茂 *2
YAMASHITA Satoshi	KISHI Makoto	KOIKE Yuji	TAKAKI Kazushige

ABSTRACT

Dynamic simulation model of multistage axial compressor for industrial gas turbine was established. To capture stage loading distribution change on transient condition, compressor model is divided by each stage. Compressor map is created by CFD result, stall and reverse flow region is roughly estimated and included in this map. The model was verified by 8staege compressor test result, transient surge limit happened on shut down operation can be estimated. Unsteady pressure fluctuation is measured by high response pressure sensors installed casing wall. As for transient surge condition, rotating stall occurred on 5th rotor just before surge happened, the rotating stall propagated circumferentially and spread axially, and finally surge happened. On the other hand, steady state surge case, 1D pressure fluctuation continuously occurred before surge. However rotating stall also occurred on 5 stage just before surge. Final trigger of surge is rotating stall happened on 5th rotor, regardless of steady or transient surge, the surge trigger is same.

キーワード: ガスタービン, 圧縮機, 圧力変動, サージ, 過渡, ダイナミックシミュレーション **Key words**: Gas Turbine, Compressor, pressure fluctuation, surge, transient, dynamic simulation

1. 緒言

火力発電の一種であるガスタービンコンバインドサイ クルは、安全かつ高効率であり安定的に電力供給可能な ことから、現在の主要な発電形式の一つである。ガス タービンは、天然ガスや石油などの化石燃料を消費する ため、昨今の地球温暖化防止や二酸化炭素排出量削減の ニーズからより一層の高効率化が必要であり、当社では 燃焼温度の上昇とガスタービンコンバインドサイクル効 率向上に継続的に取り組んでいる⁽¹⁾。

一方で,近年は太陽光発電や風力発電などの再生可能 エネルギーの利用が拡大している。再生可能エネルギー は,発電時に二酸化炭素を排出しないという点でクリー ンな発電方法ではあるものの,気候条件の突発的な変化 により発電量が変動し,電力需要に追従して発電量を調 整出来ないという大きなデメリットがある。そのため, 電力需要と供給量の変動差を吸収するため,大型ガス タービンに対しても電力負荷変動に追従したフレキシブ

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 ターボ機械研究部 ターボ機械第二研究室

E-mail: satoshi.yamashita.fr@mhi.com

 *2 三菱重工業(株) デジタルイノベーション本部 CIS部 制御2グループ
 〒676-8686 高砂市新井町新浜2-1-1 ルな運転の需要が高まっている⁽²⁾。ガスタービン用軸流 圧縮機は、定格条件での性能向上のみならず、部分負荷 運転範囲の拡大、急速起動と起動安定性の向上などフレ キシブル運用への対応が求められる。

従来のベースロード運用のガスタービンにおいては, 作動状態の変化レートが概ね分単位であり, 圧縮機の作 動状態は準静定状態であると仮定して空力安定性の評価 を行ってきた。再生可能エネルギーの利用拡大に伴い, 電力需要の変動をガスタービンで吸収するためには,将 来的には秒単位の変化レートでの作動状態の変化が求め られると想定する。秒単位で作動条件を変化する場合, 車室やダクトの容積に起因する圧力変化の時間遅れが発 生し,静定条件とは異なる過渡条件でのサージ発生が懸 念される。そのため,過渡状態における圧縮機空力挙動 の把握と, 圧縮機の健全性評価手法の確立が求められて いる。

近年の過渡特性における圧縮機の安定性評価の研究 事例として、航空エンジン用圧縮機を対象としたKiss, A., Spakovszky, Z.⁽³⁾の研究が挙げられる。この研究 では、航空エンジンの起動条件を対象として、圧縮機部 分の主流ガス温度と、ディスク、翼、およびケーシング 壁面の熱伝達率による熱の授受を計算した。起動途中の 時々刻々と変化する主流のガス温度を推定、温度変化に より多段圧縮機の段マッチングが変化することによる 圧縮機特性と失速余裕の変化を推定した。またPetkovic, Petrovicら⁽⁴⁾は、圧縮機、燃焼器、タービンのガスター ビン全体を含んだモデルを構築し、ガスタービンの起動 と急速負荷変化のシミュレーション予測に取り組んだ。 独自に開発している多段圧縮機性能評価ツールと組み合 わせ、ベーン開度、回転数、クリアランスごとの圧縮機 マップを事前に準備し、運転中の条件に応じてマップを 内挿して圧縮機全段での特性を評価した。

また近年は、大規模非定常CFD解析によるサージ挙 動の研究も行われつつある。Fanzhou, Vaddatiら⁽⁵⁾は、 航空エンジンの圧縮機を対象として、プレナム容積を変 更した場合の失速からサージ発生、更にはサージ後の挙 動を、非定常CFD解析を行いて予測し、考察した。容 積の小さい場合はパートスパンでの旋回失速が発生し逆 流を伴わないマイルドサージが発生するが、容積の大 きい場合にはフルスパンでの失速が発生し、逆流を伴 うディープサージが発生する。非定常CFD解析により、 サージ発生とサージ後の挙動に関して興味深い洞察が得 られるが、計算時間や解析コストを考慮すると、実機設 計への適用は未だ現実的ではない。

本研究では、従来からあるガスタービン全体の過渡状 態を推定する手法であるダイナミックシミュレーショ ン^{(6).(7).(8)}に対して、過渡状態の予測精度向上を目的とし て、圧縮機部分のモデル改良を行った。具体的には、過 渡的に生じる圧縮機段の負荷分布の変化を推定するため、 圧縮機部分のモデルを段ごとで分割し、各段の圧縮機特 性マップをインプットとして準備した。また、参考文献 を元にサージ後と逆流領域の特性線をマップに追加する ことでサージ発生有無をシミュレーションで推定可能と した。圧力変化の時間遅れを捉えるために支配方程式に 慣性項を追加した。

8段の軸流圧縮機試験装置を対象として,ダイナミッ クシミュレーションで過渡状態の特性を予測,過渡状態 の圧力挙動とサージ挙動のシミュレーションを実施した。 実測とシミュレーションを比較し,実用上十分な予測精 度を有していることを確認した。さらに,定常条件と過 渡条件でサージ試験を行って非定常圧力変動データを収 録し,各々のサージ発生前とサージ発生の瞬間の挙動を 比較することでサージ発生に至るメカニズムを推定した。

記号

m:コントロールボリューム内の質量 t:時間 G:質量流量 P:圧力 R:気体定数 T:温度 V:体積 Lc:管路長さ Ac:管路断面積 Q:内部エネルギ h:比エンタルピ Cp:比熱比 Ps:静圧 Ts:静温 U:周速度 Vx:軸流速度 φ:流量係数 ψ_p:圧力係数 Vy: E力係数 CP: 圧力上昇係数

添え字

In: 解析ノード境界入口 out: 解析ノード境界出口

略語

- IGV (Inlet Guide Vane):入口案内翼
- VV (Variable Vane):可変静翼
- CFD (Computational Fluid Dynamics)

2. 試験装置

2.1 前方8段モデル試験機

今回の研究では、過去のNEDOプロジェクトで建設し 社内で所有する8段の軸流圧縮機試験装置を対象とし た^{(9),(0)}。設備の全景をFig.1に示す。この圧縮機は、実 機ガスタービン圧縮機の前方8段を模擬した0.25倍ス ケールモデル試験装置であり、マッハ数を実機運転条件 と一致させて試験を行う。圧縮機ローターをFig.2に示 す。フローパス、翼型のみならず、吸気ダクト形状、抽 気ポートの形状、抽気配管サイズを、実機を忠実に模 擬しスケール縮小している。また、実機と同様にIGVと VVを有しており、電動アクチュエータで翼角度を各々 変更可能である。8段静翼出口以降の形状は実機とは異 なり、ディフューザで静圧回復した後で車室へと流出す る。圧縮機出口車室はタービン入口車室まで配管で接続 しており、圧縮機吐出空気は、後述する動力回収タービ ンに直接流入する。



Fig. 1 Test Facility overview

- 55 -

8段圧縮機の必要動力は約9MWであるが,社内で所 有する既設電動モーターの最大出力は4MWである。そ のため,圧縮機吐出に動力回収を行う空気タービンを直 結し、5-6MWの動力をタービンで回収し、モーター と合わせて圧縮機の駆動力とした。タービンローター をFig.3に示す。この動力タービンの1段静翼は可変翼 であり、電動アクチュエータで翼開度を変更する。動力 タービンの1段静翼開度により圧縮機吐出の絞りを調整 し、圧縮機の圧力比を変更する。



Fig. 2 Compressor Rotor

Fig. 3 Turbine Rotor

試験設備の配管系統をFig. 4に示す。圧縮機の6段静 翼下流には抽気室と抽気配管を接続しており、実機の起 動中の抽気や定格運転中の冷却空気流量を模擬してい る。圧縮機車室に設置したバイパス配管により、圧縮機 の作動点を微調整する。また、このバイパス配管系統に はサージ発生時の緊急放風弁を設置している。緊急放風 弁は、トリップ信号が入力されると瞬時にバルブが全開 となり、 圧縮機をサージ状態から解放する。本設備には サージ検出器回路が取り付けられており,非定常圧力変 動のピーク値を常時モニタリングし、変動レベルが閾値 に達すると自動的に回路が働いてトリップ信号を出力す る。サージ検出器回路と緊急放風弁を組み合わせること で, 圧力変動が閾値に達してから1秒以下で自動的にバ ルブが全開となる。サージ検出器により、圧縮機の翼列 や周辺機器をサージによる損傷から保護し、安全にサー ジ試験を行うことが可能である。



Fig. 4 Test Facility valve layout

2.2 試験条件

実機ガスタービンでは、シャットダウンと同時に燃焼 器の燃料供給カットとIGV閉動作を行う。燃焼器の失火 防止の観点から、圧縮機のIGVを迅速に閉じる必要があ る。IGV閉動作スピードが速い場合、車室圧の低下にタ イムラグがあるため圧縮機の出口圧が高い状態を維持し サージが発生する可能性がある。今回の試験は、シャッ トダウン時に圧縮機で発生するサージ現象を模擬し、過 渡条件の圧縮機挙動を計測してシミュレーションモデル 検証用のデータを取得することを目的とする。

今回実施した試験の運転条件の模式図をFig.5に示す。 まずベースとなるA:準静定条件として,圧力の静定を 保ちながら,IGV開から閉まで圧縮機の出口の絞りを一 定として分単位の速度でIGVを作動する。この条件では, 圧縮機は出口の絞り一定ライン上を動く。次にB:過渡 運転として,Fig.5内の1)に示すようにIGVを急閉する。 この条件のIGV開から閉までの動作時間は秒単位のオー ダーである。この条件では,IGV閉動作による流量低下 と,圧縮機車室から圧力が抜けるまでにタイムラグが生 じるために圧力が高い状態を維持され,準静定条件と比 較して作動点は高めの圧力比を推移しサージラインに近 づく。IGV動作速度を速め,かつ2)のように初期圧力 比を上昇すると最終的にサージが発生する。



Fig. 5 Image of the transient surge test

2.3 計測システム

本試験では、定常状態での吸気温度、圧縮機入口・出 口の圧力・温度、段間のケーシング壁圧、温度の他に、 過渡状態での瞬時の圧縮機作動状態を把握するために、 非定常圧力計測を行った。非定常流量を推定するために、 吸気ダクトの中心線位置に幅方向に3本の熱線流速計を 配置した。定常流量は吸気ダクト上流に設置した吸気ベ ルマウスで計測する。過渡条件の試験では、吸気ベルマ ウスで計測したIGV動作開始前の静定状態の流量に、熱 線流速計で計測した非定常流速の変化割合を掛けて、非 定常流量を推定した。

段間に発生する圧力変動と圧力の非定常挙動を計測す るため、7段動翼を除く全段の動翼前縁付近のチップ ケーシングに非定常圧力センサーを設置した。Fig. 6に, 非定常センサーの軸方向の設置位置を示す。翼列間の非 定常センサーは,周方向に位相の異なる複数位置に設置 した。非定常的な圧縮機マップを取得するため,圧縮機 入口ダクトと,吐出車室にも高応答の非定常圧力セン サーを設置し,吸気ダクトには熱線流速計を設置した。



Fig. 6 Unsteady measurement system

3. ダイナミックシミュレーション

3.1 シミュレーションモデル

ダイナミックシミュレーションモデルは、Matlab-Simulinkを用いて構築した。実機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、燃焼器、 タービンの各コンポーネントから構成されている。今回 の研究では圧縮機部分のモデル改良を目的とするため, 前章で示した前方8段モデル試験機を対象として, 圧縮 機部分のみのダイナミックシミュレーションモデルを構 築した。Fig. 7に、モデルの概略図を示す。シミュレー ションでは、各コントロールボリュームにおいて、3.2 節で述べる支配方程式を解くことで圧縮機の過渡的な挙 動を推定する。圧縮機部分のモデルは一段ごとに分割 し、各段の特性マップをインプットとした。圧縮機マッ プの詳細は、3.3節で述べる。また、インレットダクト、 翼間, 抽気室・配管, 車室の容積と, バルブの開度特性 を、それぞれモデルに組み込んだ。段ごとにモデルを分 割することで、過渡条件におけるの段方向の負荷分布の 挙動を明らかにし、また段間の抽気流量が異なる場合に も同じ圧縮機マップでシミュレーションを可能とした。



Fig. 7 Dynamic simulation model

3.2 支配方程式

支配方程式を以下に示す。コントロールボリューム内 の質量変化は質量保存則(式(1))を満たす。また,理想 気体を想定し,理想気体の状態方程式(式(2))を用い る。式(3)は,Greitzerの参考文献⁽¹¹⁾に示される,流体の 慣性をモデル化した運動方程式である。各段の圧縮機翼 列ブロックのコントロールボリューム出口の静圧,静温 は、次節で述べる圧縮機マップから,翼列入口の流量係 数を引数として算出する。段出口の静圧,静温,および流 量はそのまま下流段の入口境界条件となり,下流段の圧 縮機マップから出口の状態が決まり,前方段から順に状 態が決まっていく。式(4)はエネルギー保存則を示してお り,コントロールボ(5),式(6)から算出する。

$$\frac{dm}{dt} = G_{in} - G_{out} \quad (1)$$

$$P_s = RT_s \frac{m}{v} \quad (2)$$

$$\frac{L_c}{A_c} \frac{dG}{dt} = P_{sin} + \Delta P_s - P_{sout} \quad (3)$$

$$\frac{dQ}{dt} = (hG)_{in} + c_p \Delta T_s G_{in} - (hG)_{out} \quad (4)$$

$$Q = mh - PV \quad (5)$$

$$h = f(T) \quad (6)$$

3.3 圧縮機マップ

ダイナミックシミュレーションでは、インプットとし てチョークからサージまでの各段の広い運転範囲のマッ プが必要である。試験機は、構造上すべての段間に計測 プローブを挿入することが不可能であった。また、多段 圧縮機ですべての段の作動範囲をチョークからサージ まで変化して運転することは困難である。そのため、圧 縮機マップは実測ではなく定常CFD解析結果を用いて 作成した。後方段翼列は、入口境界条件として上流段翼 列の影響を受けるため、吸気ダクトから後方段までの多 段CFD解析を行った。多段圧縮機で背圧が変化した場 合,最終段は広い作動範囲を動く一方で,前方段は作動 点がほとんど変化しない。そのため、後方段のマップ作 成には全段,中間段のマップ作成には入口から中間段ま で,前方段のマップ作成には入口から前方段までのそれ ぞれのCFD解析モデルを行いて解析を行い、背圧を変 化させて各段の幅広い運転範囲の作動マップを作成した。 圧縮機マップは、式(7)-式(9)に示す定義で無次元化し回 転数の影響を排除した。前方段は、IGV、VV開度が変 化することでマップが変化するため翼開度ごとにマップ を準備し、シミュレーション内部で翼開度に応じてマッ プを内挿した。後方段については、IGV、VV開度の変 化によるマップの変化は小さいと仮定し、IGV設計開度 の解析結果から作成したマップを代表して用いた。圧縮 機の失速領域、逆流領域のマップは、参考文献地をもと

に推定した。また健全領域から失速領域にかけて、マッ プが急激に変化する点がある。シミュレーション内部で は1本の連続的な曲線として圧縮機特性をインプットし ているが、圧縮機特性の不連続的な変化がある場合には 不連続点が結果的にサージ限界に影響する可能性が高い。 本研究では、これまで複数の実験結果を用いて検証を進 めてきたインハウスのCFD解析コード¹³³を用いることで、 CFD解析の計算発散点が実際の失速限界を予測可能で あると考え、健全領域からサージ限界までのマップを CFD解析結果から作成した。Fig. 8に、作成した圧縮機 マップの例を示す。



Flow Coefficient Φ

Fig. 8 Compressor map

$$\phi = \frac{\frac{V_x}{U}}{(7)}$$

$$\psi_p = \frac{\frac{P_{sexit} - P_{sinlet}}{0.5\rho U^2}}{(8)}$$

$$\psi_t = \frac{cp(T_{sexit} - T_{sinlet})}{0.5U^2}$$
(9)

4. 結果と考察

4.1 準定常状態

準静定条件での試験結果を示す。初期条件の作動点から, 圧力の静定を確認しIGVとVVを閉じる動作を行う。 IGV閉動作の時間は,設計開度から全閉まで約20分間で ある。IGV・VV動作の間,圧縮機出口バルブ,抽気バ ルブ,およびタービン開度は変化しないため,この圧縮 機の作動ラインは圧縮機出口のスロットルー定ラインに 相当する。本試験結果は,次項以降で述べる過渡条件で の計測結果と比較するためのベースとする。準静定状態 の圧縮機作動マップをFig.9に示す。なお,流量と圧力 比は設計点の値で正規化した。



4.2 過渡状態

過渡条件の圧縮機作動マップをFig. 10に示す。IGV動 作速度を速め、作動時間を10[s]より速くすると、作動 点がFig. 9の準定常状態の作動ラインから外れ、過渡的 な影響が見られる。IGV動作速度を更に速くすると、圧 縮機の作動ラインは高圧力比側に推移する。この理由は、 車室容積が大きいため、車室圧力の低下とIGVを閉じる ことによる吸気流量の低下との間にタイムラグが生じる ためである。IGV動作速度が速いほど圧縮機の作動点は 高圧力比側に推移し、サージラインに近づくためサージ 発生リスクが高まる。



Fig. 10 Transient compressor map

Fig. 11に示す点において, IGV動作速度が1[s]の条件と準静定条件の段間の圧力分布を比較した結果をFig. 12に示す。初期状態の流量を100%として,98%,88%, 76%,66%の各流量での段間の壁面圧力から算出した 圧力上昇係数(CP,定義は式(10))分布を比較する。なお, 7段動翼入口には非定常センサーを設置していないため, 6,7段は平均値としてCPを算出した。段間壁面圧力と 壁面温度の計測値から密度を,流量と断面積から軸流速 度を求め,両者と壁面静圧からCPを算出した。準静定 条件では,流量低下に伴い前方段のCPが低下し後方段 のCPが増加する傾向にあるが,過渡条件では5段から 8段の後方4段のCPが準静定条件より高くなる。した がって、過渡条件では中間段から後方段の負荷が全体的 に高くなり、特に5-7段でサージ発生リスクが高まる と推定される。

$$CP = \frac{\left(P_{s_{exit}} - P_{s_{inlet}}\right)}{0.5\rho V_x^2} \quad (10)$$



Fig. 11 Quasi-steady and Transient compressor map



Fig. 12 Axial distribution of pressure rise coefficient

4.3 過渡条件のサージ

初期圧力比を標準条件から5%高めとし, IGVを1[s] で閉じた条件でサージが発生した。サージが発生した ケースと,サージが発生していないケースの非定常圧 縮機マップの比較をFig. 13に示す。サージ発生の瞬間 は,非定常圧力センサーの圧力変動計測値が閾値に達し た点1)と定義した。サージ発生後,点2)で流量がほぼ ゼロとなり圧力が低下,その後圧縮機の作動点が回復し, 点3)では流量,圧力とも一旦増加する。しかしながら サージ検出器により圧縮機は緊急停止動作を開始してい るため,元の作動点には戻らず,そのまま回転停止する。



サージ発生の瞬間の段間圧力の時間履歴をFig. 14に 示す。サージ発生よりも動翼回転で約5回転前に,5段 および6段で最初に圧力変動が発生し、周方向に伝播し ながら軸方向に圧力変動の発生範囲が拡大, サージの直 前には3段より下流でほぼ全段に亘って圧力変動が発生 している。1.2段では、明確な圧力変動のピークは見 られない。5段動翼上流チップケーシングの圧力変動 計測結果をFig15に示す。5段動翼上流には、周方向に 180°対向する位相に非定常センサーを取り付けている。 5R-2のセンサーで最初に圧力変動のピークを計測した後、 対向する5R-1のセンサーでピークが計測された。周方向 に180°位相の違う2つのセンサーで圧力変動ピークを 検出した時間が異なり、この2点の圧力変動ピークのタ イミングの差は約0.5回転である。このことから、サー ジ発生の直前に5段および6段において旋回失速が発生 して周方向に数回転回転し,同時に軸方向には3段から 8段において旋回失速が発生、旋回失速セルの発生領域 がほぼ全段に拡大した後、最終的に全段でサージが発生 したと推定する。



Fig. 14 Time history of unsteady pressure (Transient surge)



Fig. 15 Unsteady pressure at 5th rotor tip (Transient surge)

- 59 -

4.4 準静定条件のサージ

前項の過渡条件でサージが発生したと判断した IGV62%Close条件において, IGV開度を一定とし徐々に 圧縮機吐出圧を上昇させ,準静定状態でのサージ試験を 行った。過渡状態のサージと,準静定状態のサージ試験 結果の圧縮機マップをFig. 16に示す。準静定サージ条 件では,過渡サージ条件よりも高い圧力比でサージが発 生した。



Fig. 16 Compressor map - Steady vs. Transient Surge

準静定サージ発生時の段間非定常圧力変動の計測結果 をFig. 17に示す。前項の過渡サージと同様に、サージ が発生する直前に5段および6段動翼で圧力変動が発生 するが、その後は1段から8段において全段で圧力変動 が発生し、最終体にサージが発生した。サージ発生前の 5段動翼チップケーシングでの圧力変動計測結果をFig. 18に示す。サージ発生以前には、55Hzの圧力変動が発 生した。この圧力変動は、サージ発生前から長時間継続 的に発生しており、5段動翼ケーシングに設置した周方 向に位相の異なるセンサー5R-1,5R-2で圧力変動のピー クが同時に観測された。このことから、この圧力変動は 周方向には分布を持たず、軸方向に1次元的に発生する 圧力変動であり55Hzはこの配管系の固有値であると推 定する。一方で、サージ直前に発生する圧力変動は、セ ンサー 5R-1, 5R-2で圧力変動ピークのタイミングが異 なっており、周方向に伝播していると推測する。4.3 項で述べた過渡サージと同様に旋回失速が発生し、旋回 失速が数回転継続し、同時に旋回失速の発生領域がほぼ 全段に拡大し最終的にサージが発生したと考える。サー ジ発生前から55Hzの1次元的な圧力の配管系の脈動が発 生しているが、サージ発生の最終的なトリガーは5段お よび6段動翼で発生する旋回失速であり、5段および6 段動翼の旋回失速からほぼ全段での旋回失速. サージに 至るメカニズムは、過渡サージ条件と準静定サージ条件 で同様であると推定する。

Fig. 12に示したとおり,過渡条件では準静定条件と 比較して5段と6・7段のCpが高くなる。本圧縮機の IGV62%Close条件におけるサージのトリガーが5段お よび6段であるとすると、過渡的な影響で5段から6・ 7段にかけての負荷が局所的に高くなる過渡条件の方が、 準静定条件よりも低い全段圧力比でサージが発生すると 考える。これは、過渡/静定のサージ試験におけるサー ジ発生圧力比点の結果と整合する。



Fig. 17 Time history of unsteady pressure (Steady surge)



Fig. 18 Unsteady pressure at 5th rotor tip (Steady surge)

4.5 シミュレーション結果との比較

Fig. 19に, 試験でサージが発生したケース, 発生し ていないケースのシミュレーションと実測の比較を示す。 試験でサージが発生していない初期圧力比100%条件で はシミュレーションでもサージが発生せず, IGV閉動作 後に低流量の作動点に安定した。一方, 試験でサージが 発生した初期圧力比105%条件では, シミュレーション でもサージが発生すると推定した。シミュレーション のサージ発生点は, 圧力の急変が発生した点で定義した。 シミュレーションのサージ発生点は実測と概ね一致して おり, サージの発生した初期圧力比とIGV動作速度の条 件も実測と一致している。初期圧力比5%の差は, 圧縮 機運用上は有意差として十分大きく, 本シミュレーショ ン手法は運転可否の評価を行う上で実用上問題のないレ ベルの精度を有していると判断した。

一方で,サージの発生していないケースにおいて,実 測は流量低下がオーバーシュートしているがシミュレー ションではオーバーシュートは見られなった。原因とし て,シミュレーションモデルの慣性項の影響が考えられ, 今後も改良の余地があると考える。

改良したダイナミックシミュレーションを用いること で、過渡条件におけるサージ限界を推定することが可能 となった。瞬時シャットダウン運転時の過渡条件におけ る実機の健全性を担保することが可能となり、実機ガス タービンの信頼性向上に寄与する。なおこのシミュレー ションは、劣化やばらつきの無い理想的な条件を仮定し て実施している。実機の運転可否判断においては、性能 劣化や寸法ばらつきも考慮して十分なマージンを確保す ることが必要である。



Fig. 19 Surge prediction by improved dynamic simulation

サージ発生前後の,段間の非定常圧力挙動の実測とシ ミュレーションの比較をFig. 20に示す。実測ではサー ジ発生の瞬間に4段と5段では圧力が一時的に上昇して おり,シミュレーションでも同様に圧力の一時的な上昇 が確認できた。この理由は,実測で確認されたとおり5 段での失速がトリガーとなるため,5段より上流側で流 量が減少し圧力比が一時的に上昇するためであると考え る。圧力のピーク値とピークの発生タイミングは実測と シミュレーションで概ね一致している。

しかしながらシミュレーションと実測の圧力変動挙動 を詳細に比較すると、シミュレーションの変動は実測よ りも鋭い。また実測では7段はほとんど圧力比が上昇し ていないが、シミュレーションでは圧力比が上昇してお り、差異が見られる。シミュレーションモデルに課題が あると考えられるため、引き続き現象の考察とモデルの 改良検討を行う。





5. まとめ

8段の軸流圧縮機を対象として,試験とダイナミック シミュレーションによりガスタービンの瞬時シャットダ ウン運転を模擬した多段軸流圧縮機の非定常挙動を調査 した。また,過渡条件と準静定条件それぞれのサージ試 験を行い,サージ発生時メカニズムを推定した。

1) IGV動作速度変更 過渡運転

IGV動作速度が10[s]以下に速まると、準静定条件の作動ラインと差が生じ、過渡的な影響が出る。 IGVの動作速度を速めるにつれて、作動点の圧力比 は高圧力比側を推移し、準静定条件の作動線からの 差が大きくなる。IGV動作速度が速いほど車室圧が 高めに推移し作動点がサージラインに近い側にシフ トするため、サージ発生リスクが高まる。

2) 過渡サージ

初期圧力比を設計圧力比の105%とし, IGVを1[s] で動作するとサージが発生した。サージの直前に5 段・6段動翼において旋回失速が発生し, 旋回失速 が周方向に伝播しながら失速領域が軸方向に拡大し, 最終的にサージに至ったと推定する。したがって5 段で発生した旋回失速がサージの最終的なトリガー であると考える。

3)準静定サージ

IGV開度を固定し, 圧縮機の背圧を徐々に上昇させ る準静定条件でのサージ試験を実施した。過渡条件 でサージが発生した圧力比よりも高い圧力比で,準 静定条件のサージが発生した。サージ発生の前から 長時間にわたって55Hzの1次元的な振動が発生し ており,管路系の固有値による振動と推定する。一 方で,サージ直前には5段・6段動翼で圧力変動 が発生し,周方向に圧力ピークが伝播しながら軸方 向へ圧力変動が拡大し,全段で旋回失速が発生,最 終的にサージ発生に至った。このメカニズムは過渡 サージ条件と準静定サージ条件で酷似しており,最 終的なサージのトリガーとサージ発生メカニズムに は、準静定条件と過渡条件で同様であると考える。

- 4) ダイナミックシミュレーションの改良
 - ダイナミックシミュレーションの圧縮機モデルを改 良した。圧縮機モデルを段で分割し,段ごとのイン プットマップを準備した。改良後のモデルを用いた シミュレーションにより,IGV動作速度と初期圧力 比のサージ発生条件を推定可能であることを確認し た。また,サージ発生時の非定常圧力挙動は実測 と定性的に一致していることを確認した。一方で, サージ発生時の圧力変動の詳細分布は実測とシミュ レーションで差異が見られ,今後原因の調査とモデ ルの改良検討を進めていく。

謝辞

本研究は,経済産業省の補助事業として2004年度から 2015年度まで実施し,2016年度からNEDO事業として継 続して実施した「高効率ガスタービン技術実証事業」の 一環で導入した試験設備を利用したものである。また MITのProf. Greitzer, Prof. Spakovszkyには,本研究 に関して貴重な助言を頂いた。関係各位に対して,ここ に謝意を表す。

参考文献

- Hada, S., Masada, J., Ito, E. and Tsukagoshi, K., Evolution and Future Trend of Large Frame Gas Turbine for Power Generation - A new 1600 degree C J class gas turbine -, ASME Turbo Expo, GT2012-68574, (2012).
- (2) 渡邉泰, 高橋徹,鈴木晃純, "動特性解析におけるガス タービン複合発電システムの急速負荷変化時の運用性評 価", 日本機械学会2020年度年次大会, J12109, (2020).

- (3) Kiss, A., Spakovszky, Z., "Effects of the Transient Heat Transfer on Compressor Stability", J. Turbomachinery, Vol. 140, 121003, (2018).
- (4) Petkovic, D., Petrovic, M., et.al, "Modeling the Transient Behavior of Gas Turbine", J. Turbomachinery, Vol.142, 08005, (2020).
- (5) Zhai, F., Dodds, J., Vahdati, M., "Post-Stall Behavior of a Multi-stage High Speed Compressor at Off-Design Conditions", J. Turbomachinery, Vol. 140, 121002, (2018).
- (6) N. Sugiyiama, "Derivation of System Matrices from Nonliner Dynamic Simulation of Jet Engines", J. Guidance, Control and Dynamics, Vol. 17, No. 6 (1994).
- (7) N. Sugiyiama, "Generalized High Speed Simulation of Gas Turbine Engine", ASME Paper No. 90-GT-270, (1990).
- (8) N. Yamaguchi, "Development of a Simulation Method of Surge Transient Flow Phenomena in a Multistage Axial Flow Compressor and Duct System", J. of Fluid Machinery and System, Vol. 6, No. 4, pp. 189-199, (2013).
- (9) S. Yamashita, R. Mito, M. Okuzono, "Application of 3D Printing Measurement Blades for High Speed Axial Com-pressor Test Rig", ACGT2016120, (2016).
- (10) R. Mito, S.Yamashita, "Prediction of Rotating Stall during Startup for Axial Compressor", ASME Paper No.GT2019-91340, (2019).
- E.M.Greitzer, "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors", J. Engineering for power, Vol. 98, pp. 190-211, (1976).
- (12) R.N. Gamache, E.M. Greitzer, "Reverse flow in Multistage Axial Compressors", J.Propulsion, Vol. 6, No. 4, pp. 461-473, (1990).
- (13) 関亮介 他, "多段軸流圧縮機のチップクリアランス効果の数値・実験調査",第43回ガスタービン学会定期公演会(米子) 公園論文集, B-1, (2015).

-62 -