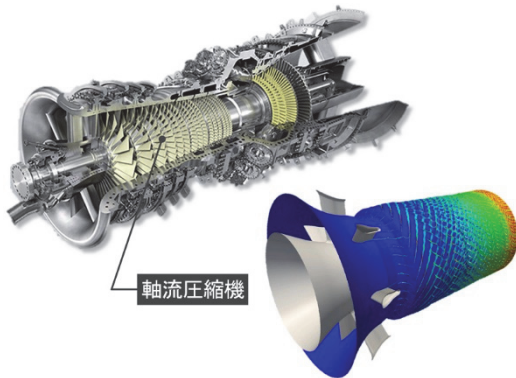


# 産業用ガスタービンの軸流圧縮機における 動静翼干渉音予測技術

## Prediction Technology for Blade Interference Sound in Axial Compressor of Industrial Gas Turbine



森田 大輔\*<sup>1</sup>  
Daisuke Morita

林 智宏\*<sup>2</sup>  
Tomohiro Hayashi

近年、ガスタービンの大流量化に伴い、吸気騒音レベルが増大する懸念があり、それに応じて騒音対策費用も増大傾向にある。一方で、ガスタービンの吸気騒音は軸流圧縮機 1 段動翼の翼通過周波数成分が支配的であり、従来の騒音予測手法では考慮できていない内部流動（遷音速領域で発生する衝撃波）と騒音の翼通過周波数成分との関連性を指摘する文献もある。そこで、三菱重工業株式会社が保有する高精度な数値解析技術を用いて、吸気騒音の発生メカニズムを考慮した新たな予測手法を構築、吸気騒音の予測精度を改善し、騒音対策の適正化を可能にした。

### 1. はじめに

昨今、CO<sub>2</sub> 排出量削減の重要性の高さから、風力発電や太陽光発電などの再生可能エネルギーによる電力供給が計画・実行されているが、電力供給量が気象条件により変動する不安定電源であり、電力系統に急激な周波数変動や、負荷変動が生じる等の懸念もある。その中で地球環境保全、及び、エネルギー安定供給の観点から、従来火力と比べ高効率かつ運用性に優れたガスタービンコンバインドサイクル発電（以下、GTCC）の重要性がより高まってきている。さらに、中東での脱石油などの燃料転換事業や、米国でのデータセンター向け需要の影響で、今後 3～4 年は世界全体で年間約 40～50GW の GTCC プラント新設需要が継続するとの見込みもあり、ガスタービンの更なる大流量・大容量化が必要となる。

一方、ガスタービンの大流量化に伴い、従来の流量と圧力比により補正する騒音予測手法<sup>(1)</sup>では、流量増加によって吸気騒音の予測値が増大し、騒音対策のために多大な騒音対策費用を費やしている。しかし、[図 1](#)（図中の A～K はプラントを示す）に示すように、従来予測手法を用いた吸気騒音の予測精度は悪く、予測精度を改善することによって、GTCC プラントにおける過剰な騒音対策費用を低減できる可能性がある。[図 2](#) に示すように、ガスタービンの吸気騒音は軸流圧縮機 1 段動翼の翼通過周波数（以下、BPF）成分とその高調波が支配的であることが計測結果からわかっており、従来の騒音予測手法では考慮できていない遷音速領域で発生する衝撃波との関連性を指摘している公知文献<sup>(2)</sup>もある。

本報では、数値解析技術を用いて遷音速領域での吸気騒音発生メカニズムを明らかとし、従来予測手法よりも高精度な騒音予測手法を構築した事例について紹介する。

\*1 総合研究所 エナジー研究推進部

\*2 総合研究所 振動研究部

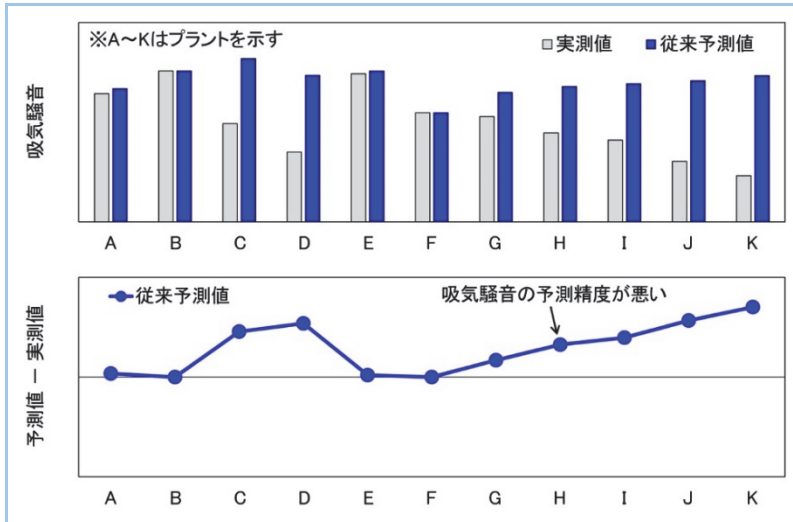


図1 吸気騒音の実測値と従来予測値の比較

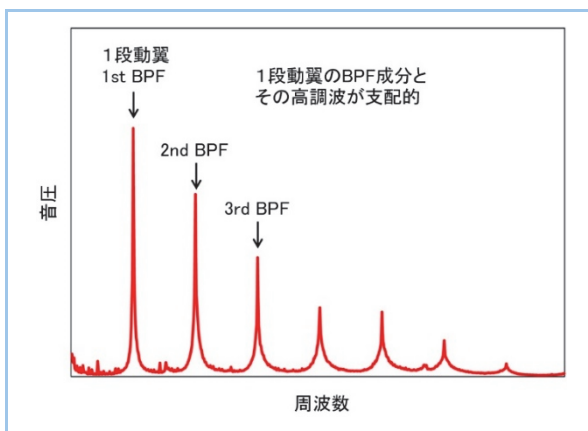


図2 吸気騒音の周波数スペクトル

## 2. 吸気騒音発生メカニズムの解明

### 2.1 数値解析手法

ガスタービンの吸気騒音発生メカニズムを明らかとするため、ガスタービン吸気部を対象として数値流体力学(CFD:Computational Fluid Dynamics)を用いて内部流動を評価した。解析対象は図3に示すように、ガスタービンの吸気マニホールド、ストラット、及び、軸流圧縮機の入口案内翼(以下、IGV)～2段静翼の領域とし、約1.2億ノードの計算格子を使用した。吸気流量の増減に伴う内部流動や圧力変動レベルの変化を評価するため、IGV開度を変更した計算格子を数ケース用意して解析を実施した。数値解析は非定常RANS(Reynolds-Averaged Navier-Stokes)を行い、乱流モデルにはSA(Spalart-Allmaras)モデルを使用した。

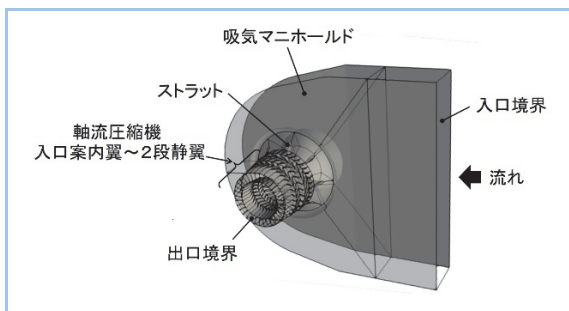


図3 解析モデル

### 2.2 内部流動と吸気騒音発生メカニズム

図4にIGV開度を変えて吸気流量を変化させた際のストラット～1段動翼の外径側の静圧分

布を示す。1 段動翼では衝撃波が発生しており，吸気流量の増減に伴い，衝撃波が発生する流れ方向の位置が変化している。また，図5に吸気流量を変化させた際のストラット前～1 段動翼前の圧力変動スペクトルを示す。いずれも 1 段動翼の BPF 成分が騒音の主成分となっているが，IGV 前やストラット前での圧力変動レベルには差が生じている。

衝撃波が 1 段動翼に対してある特定の位置となる流量条件では，衝撃波と IGV の干渉が強く，BPF 成分の圧力変動レベルも大きいことがわかる。それよりも大流量条件では，衝撃波が後退して 1 段動翼の流路内に吸い込まれるため，衝撃波と IGV の干渉が弱まり，BPF 成分の圧力変動レベルも大幅に低下している。一方，小流量条件では，衝撃波が前進して 1 段動翼の前縁から大きく離脱した衝撃波となるため，IGV との干渉はある程度強いことがわかる。しかし，図6に示すように，IGV が閉じていることで衝撃波との干渉音が IGV の流路内で減衰しながら上流側へと伝播するため，IGV 前での圧力変動レベルは低下する。

以上により，吸気騒音は 1 段動翼で発生する衝撃波と IGV との干渉が主要因であり，吸気流量の増減に伴う衝撃波位置の変化や，IGV の開閉に伴う IGV 流路内での圧力変動の減衰の変化により，吸気騒音のレベルが変化することが明らかとなった。

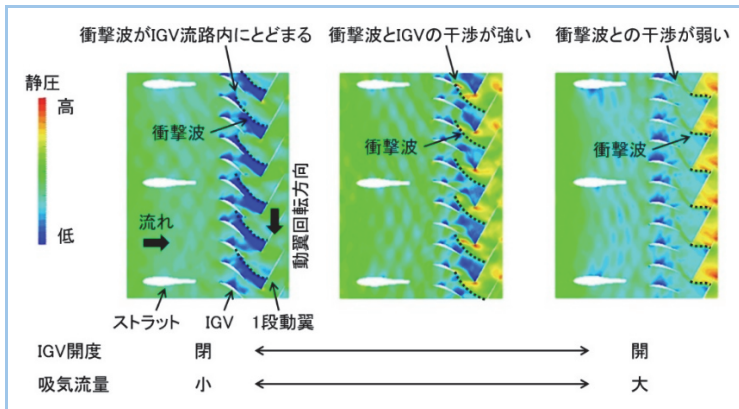


図4 静圧分布の比較

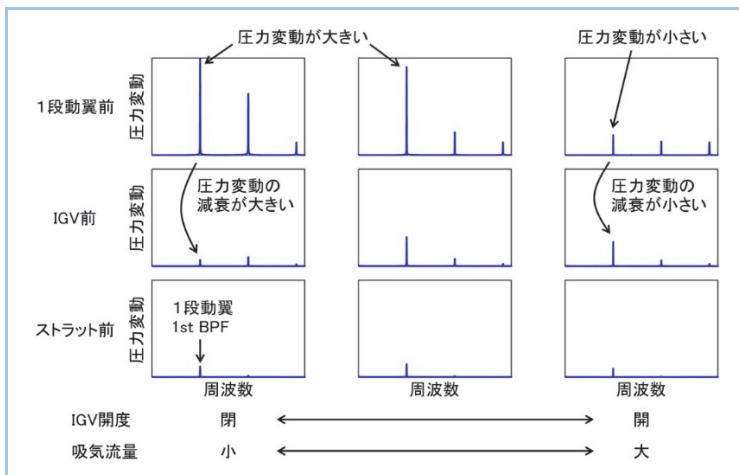


図5 圧力変動スペクトルの比較

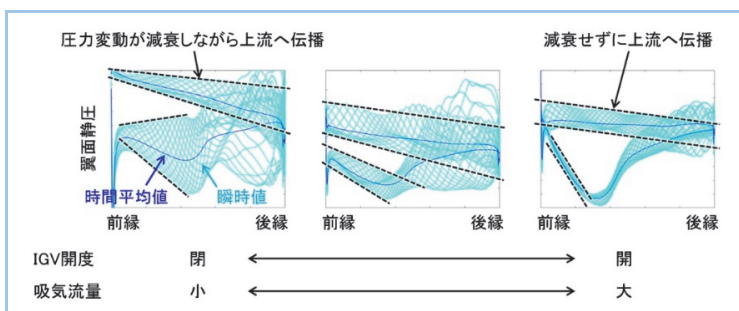


図6 IGVの翼面静圧分布の比較

### 3. 吸気騒音予測手法の構築

図 7 に示す数値解析の結果から、吸気騒音はある特定の流量条件でピークを持ち、それより大流量条件では衝撃波が後退して IGV との干渉が弱まり騒音が低下、小流量条件では IGV が閉じていることにより、IGV 流路内で圧力変動が減衰して騒音が低下する、と推定される。一方、従来の吸気騒音予測手法では、流量増加に伴い、騒音も単調増加するモデルを用いているため、設計段階で騒音を過大に評価してしまい、過剰な騒音対策を施している可能性がある。

吸気騒音の発生メカニズムを踏まえて、従来予測値を補正する量を求める補正カーブを算出し、従来予測値に加えた新たな予測値を導出した。この新たな吸気騒音予測手法により、図 8 に示すように、評価に使用した全てのプラントにおいて、吸気騒音の予測精度を向上できる目途を得た。

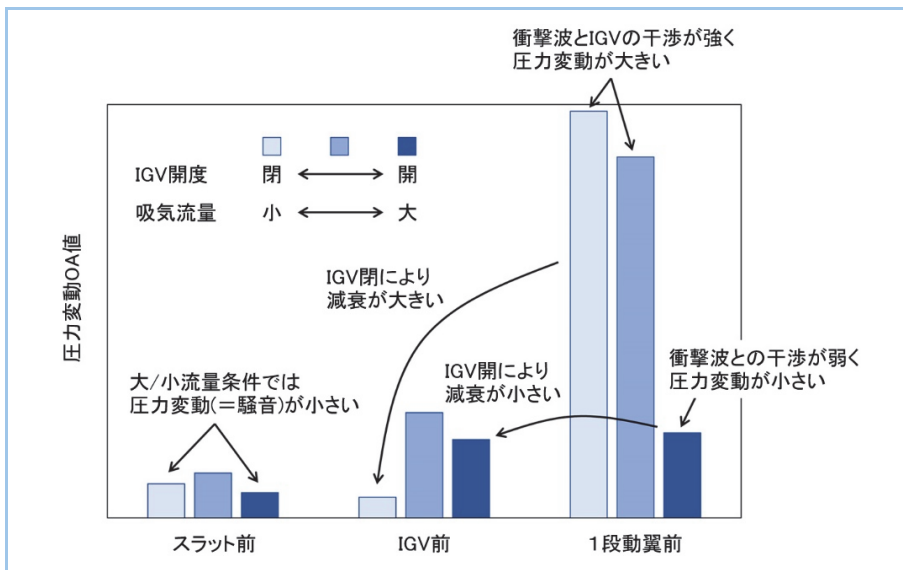


図7 圧力変動 OA 値の比較

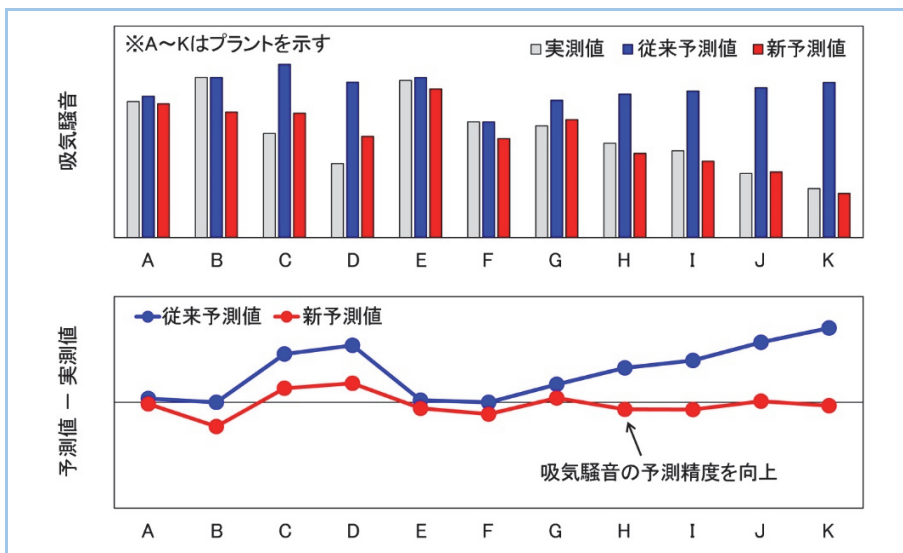


図8 新手法による吸気騒音の予測値精度向上

### 4. まとめ

本報では、数値解析技術を用いて遷音速領域での吸気騒音発生メカニズムを明らかとし、従来予測手法よりも高精度な騒音予測手法の構築について紹介した。従来予測手法では不明であった吸気騒音の吸気流量や IGV 開度に対する傾向を説明することができ、予測精度の大幅な向上、及び、過剰な騒音対策費用を低減できる目途を得た。

## 参考文献

---

- (1) R. D. Madison et al., Fan Noise Variation with Changing Fan Operation, Trans. ASHAE, Vol. 64, (1958), p.319-340
- (2) Liping Xu, SHOCKWAVE AND NOISE ABATEMENT OF TRANSONIC FANS, ASME Turbo Expo, GT2004-53545