

産業用遠心圧縮機における励振力低減構造の開発

Development of Excitation Force Reduction Structure for Industrial Centrifugal Compressors



山下 修一*¹
Shuichi Yamashita

岩崎 真人*²
Makoto Iwasaki

深尾 伸次*³
Shinji Fukao

大村 尚登*⁴
Naoto Omura

岡村 遼樹*⁵
Haruki Okamura

小田 貴士*⁶
Takashi Oda

遠心圧縮機や蒸気タービンなどのターボ機械では、高速化・高負荷化による小型化や段数低減を狙っているが、インペラ・動翼部分及びシール部分で発生する流体励振力（以下、励振力）の増大により軸振動安定性裕度が低下傾向にある。ターボ機械の高速化・高負荷化を推進するため、励振力低減による軸振動安定性の向上は不可欠である。一方で、励振力は狭い領域かつ微小流量の流動現象に関連し、予測が困難である。そこで、当社では遠心圧縮機を対象に数値解析技術を用いて、励振力低減構造を開発した。

1. はじめに

プラント容量の増大化に伴い、プラントで運用される遠心圧縮機や蒸気タービンなどのターボ機械も大型化し、それに伴って設置スペースや運転コストが増大する傾向にある。それらを低減するため、ターボ機械の高速化・高負荷化による小型化や段数低減が有効であるが、高速化・高負荷化に伴う励振力の増大、軸振動安定性裕度の低下を回避するため、励振力低減構造が必要である。

遠心圧縮機は図1に示すような構造となっており、ロータに締結されたインペラが回転することで吸い込んだガスを昇圧し、インペラ下流のディフューザ、スクロールを経てガスが吐出される。インペラから吐出されるガスの一部はシュラウド隙間に流入し、インペラマウスに設置されるシールフィンを通じた後、主流のガスと混合する。

シールフィンをもつ遠心圧縮機や蒸気タービンでは、シールフィンを起点として励振力が発生する場合があります。励振力はシールフィンに流入するガスの回転速度とおおよそ比例関係にあることがわかっている⁽¹⁾。遠心圧縮機における励振力を低減させる構造として、スワールキャンセラを設置した事例を図2に示す。スワールキャンセラはスクロール内のガスの一部を、シールフィンを通じたガスの回転速度を低減するようにスワール方向と逆方向にシールフィン内部に流入させる構造である。スクロールからスワールキャンセラを介してシールフィン内部に流入したガスはインペラに再流入するためインペラの仕事量が増加し、その結果動力が増加する。動力増加は運転コスト増大につながるため、励振力低減構造適用による動力増加を最小限に抑制する必要がある。

本報では、数値解析技術の適用による動力増加を抑制した励振力低減構造の開発について紹介する。

*1 総合研究所 ターボ機械研究部 技術士(機械部門)

*3 総合研究所 流体研究部 主席研究員

*5 総合研究所 流体研究部

*2 総合研究所 振動研究部

*4 総合研究所 ターボ機械研究部

*6 三菱重工コンプレッサ株式会社 技術センター

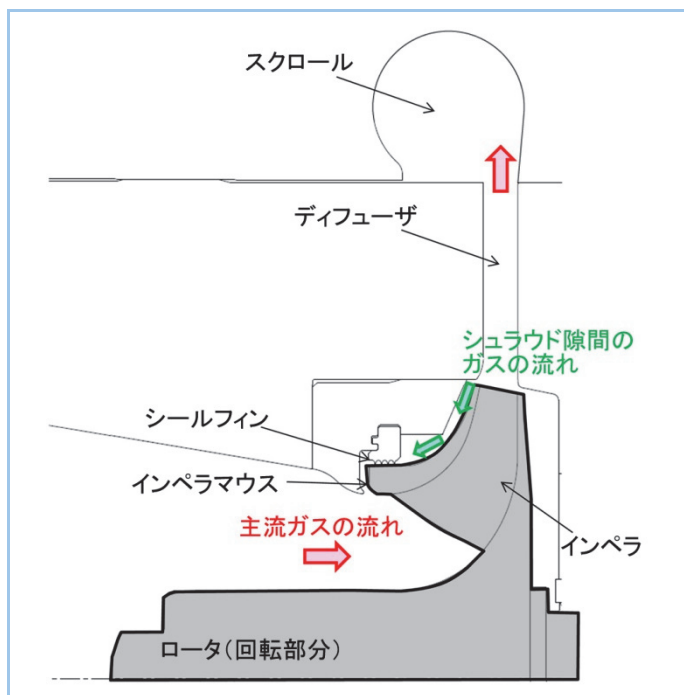


図1 遠心圧縮機

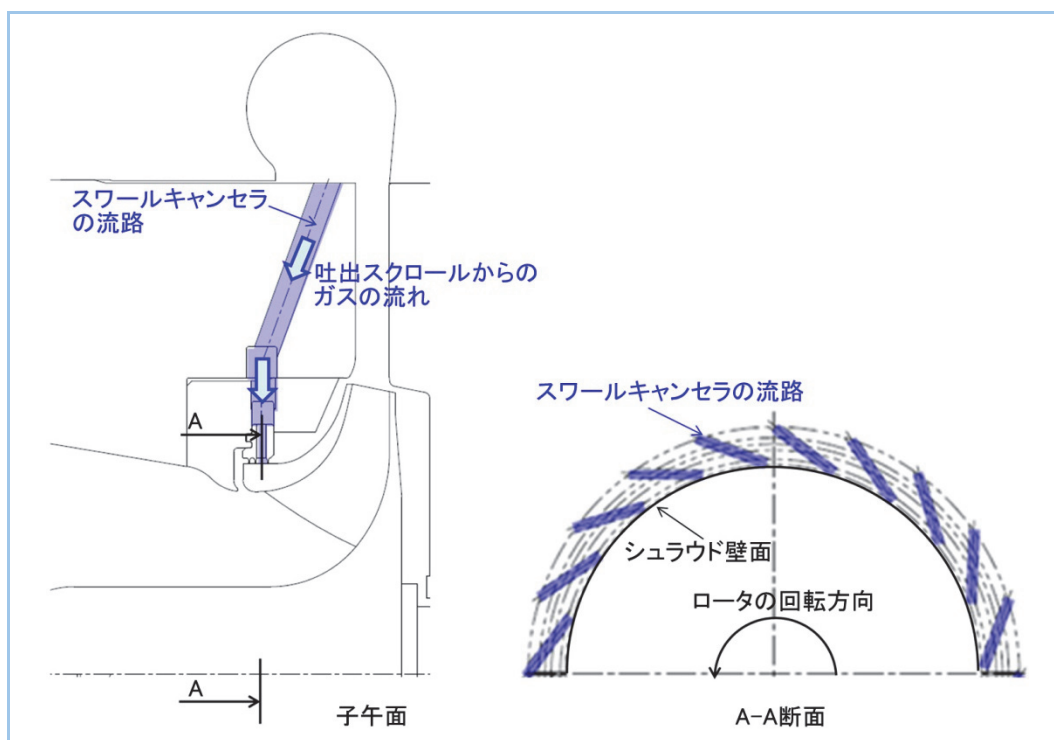


図2 スワールキャンセラ

2. 検討内容

2.1 検討対象

図3に検討対象とした遠心圧縮機並びに表1に主要諸元を示す。本遠心圧縮機は多軸多段(5段構成)・増速ギア内蔵のモータ駆動型であり、増速ギアを介して各ピニオン軸にモータの動力が伝達されることで各段が駆動される。本報では、吐出圧力が最も高圧で約 5.8MPa となる5段目を対象に検討を実施した。

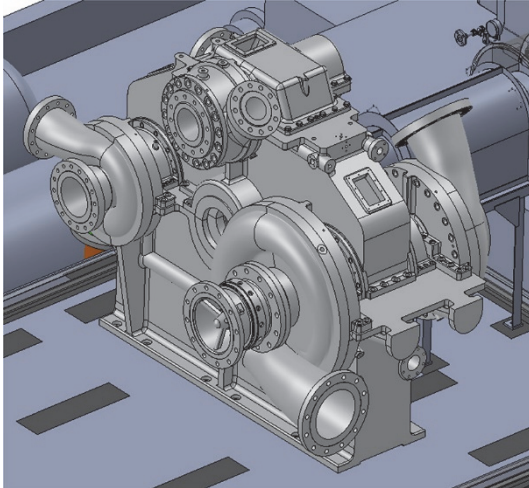


図3 多軸多段・増速ギア内蔵型の遠心圧縮機

表1 遠心圧縮機の主要諸元

段数	5段
作動流体	空気
吐出圧力	約 5.8 MPa

2.2 励振力発生メカニズム

図4に示すとおり、ロータが何らかの理由によってX軸の+方向($\theta = 0\text{deg}$ 方向)に偏心した場合、インペラマウスのシールフィンのクリアランスが小さい領域($\theta = 0\text{deg}$ 周辺)と大きい領域($\theta = 180\text{deg}$ 周辺)が発生する。クリアランス分布が周方向に不均一になることでシールフィンを通る流体の流量分布が周方向に非一様となり、静圧分布も周方向に非一様となる。静圧分布の位相はクリアランス分布の位相からずれ、位相ずれの度合いはシールフィンを通る流体の巡回速度によって変化する。静圧の高い領域から低い領域へ作用する力(ロータをY軸の+方向に押す作用力)が発生し、これがロータを加振する不安定化力(励振力F)となり、励振力の発生により軸振動安定性裕度が低下する。さらに、シールフィンで発生した周方向の静圧分布が上流のシュラウド隙間を伝播することにより、シュラウド隙間においても周方向の静圧分布が発生し、シールフィンと同様に励振力が発生するため、更に軸振動安定性裕度は低下することになる。

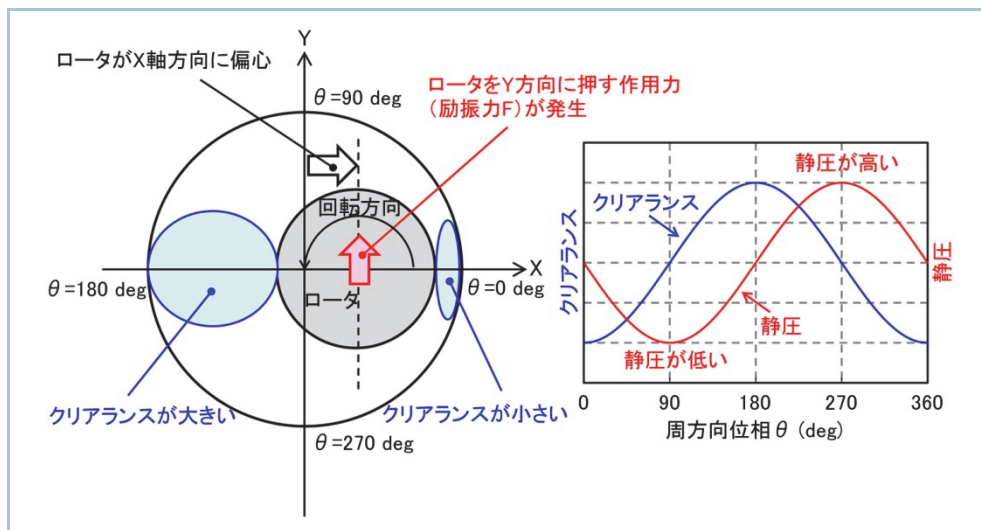


図4 ロータの偏心により発生する周方向のクリアランス分布と静圧分布のイメージ

2.3 数値解析手法

検討対象の遠心圧縮機の励振力を評価するため、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5に示すようにシュラウド隙間及びシールフィンの領域とし、約 4500 万ノードの計算格子を使用した。ロータの偏心により発生する周方向に不均一なシールクリアランスを模擬するため、シュラウド壁面をシールクリアランスの10%を偏心させた状態で解析を実施した。数値解析は汎用の三次元粘性流動解析コード ANSYS CFX を使用し、乱流モデルは SSTk- ω とした。

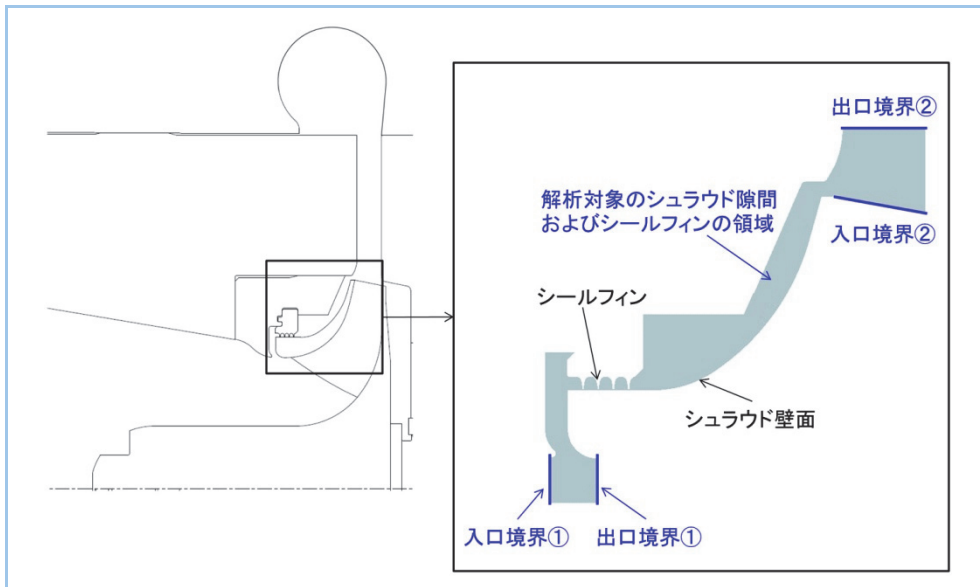


図5 解析モデル

3. 検討結果

3.1 励振力低減構造の具体化

1章で述べたとおり、シールフィン及びシュラウド隙間の励振力低減のためにはシールフィンを通過するガスの旋回速度を低減する必要がある。そこで本研究では、シュラウド隙間へのスワールブレイカ(じゃま板)設置による、シールフィンを通過するガスの旋回速度低減構造を具体化した。

図6に、今回検討したスワールブレイカ形状を示す。スワールブレイカの設置位置については、①シュラウド隙間は内径側に向かうにつれて流路面積が狭くなり、スワールブレイカが占める流路面積割合が大きくなるため、ガス通過時の圧力損失が大きくなり旋回速度低減効果が大きくなると推定される、②スワールブレイカによる旋回速度低減効果により、ガスとシュラウド壁面の回転速度の差が生じる領域を可能な限り狭くし、摩擦損失を小さくするの2点を踏まえ、シュラウド隙間の内径側にスワールブレイカを設置する構造とした。本形状を対象に数値解析を実施し、励振力及び動力評価を実施した。

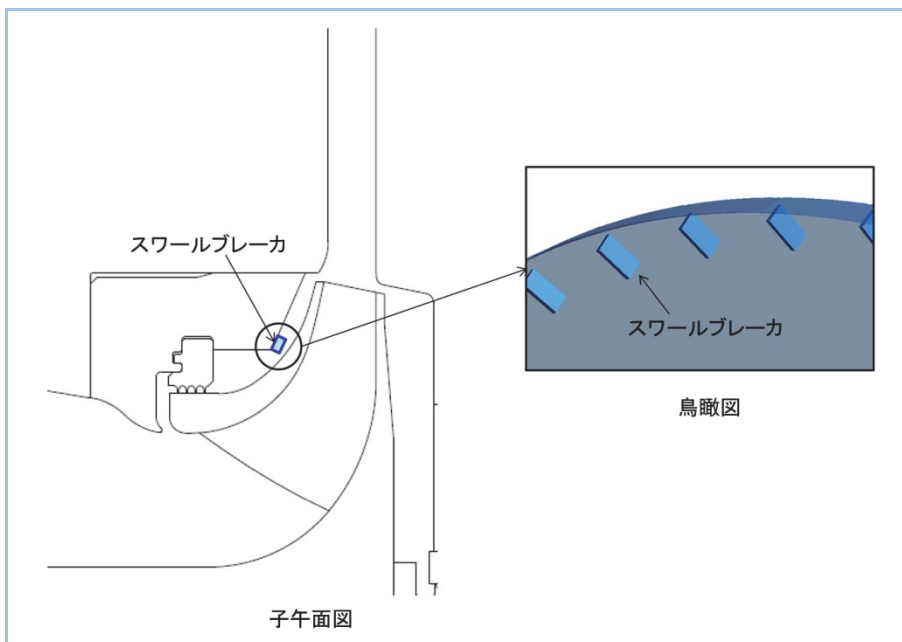


図6 スワールブレイカ

3.2 励振力低減構造適用効果の評価結果

図7に、スワールブレーカ有無における励振力の比較を示す。スワールブレーカありの場合には、スワールブレーカが励振力を大きく低減することを確認した。

図8に、スワールブレーカ有無におけるシュラウド隙間の巡回速度分布の比較を示す。スワールブレーカありの場合にはスワールブレーカを内径側に設置したことで、目論見どおりスワールブレーカにガスが流入するまでは巡回速度が大きい状態(シュラウド壁面の回転速度との差が小さい状態)を維持し摩擦損失を低減しつつ、スワールブレーカの位置から巡回速度が低減していることがわかる。

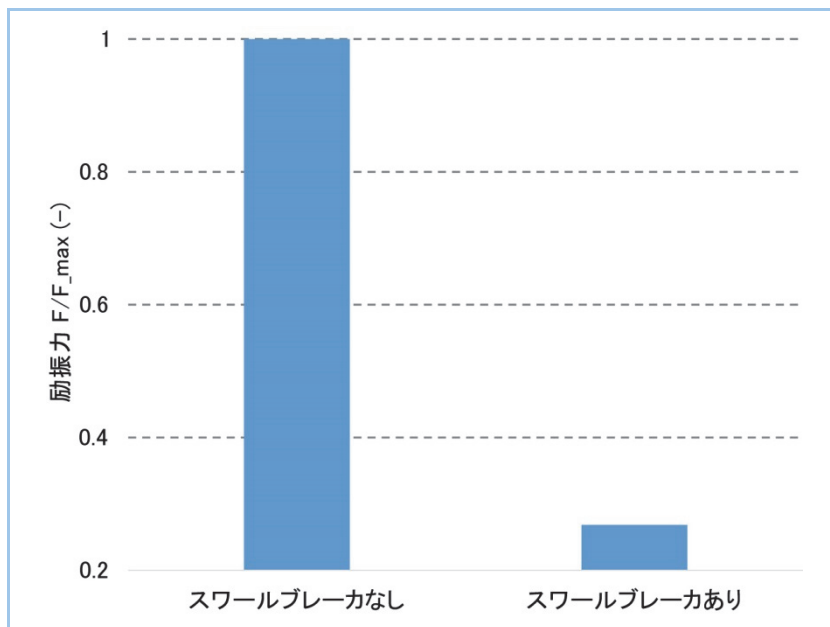


図7 スワールブレーカ有無における励振力の比較

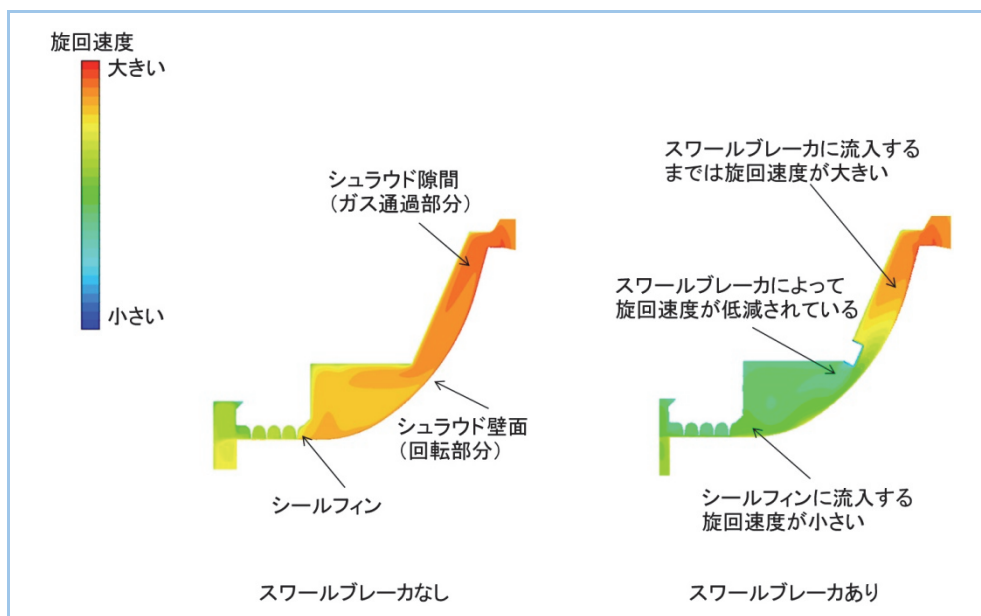


図8 シュラウド隙間のガスの巡回速度分布

図9に、スワールブレーカ有無における動力の比較を示す。スワールブレーカありの場合には、スワールブレーカなしの場合に対して動力増加は 0.6%程度であることを確認した。スワールブレーカありの場合には、スワールキャンセラの設置時に生じるようなシールフィンを通るガスの流量増加をほとんど生じず、インペラの仕事量増加による動力増加が小さいと考える。

図10に、今回の検討で得られた動力と励振力の関係をまとめる。本報では記載を省略した従来の励振力低減構造であるスワールキャンセラを設置した場合の解析結果についても同図に示

す。スワールキャンセラを設置した場合には励振力は低減されるものの、その排反事象として大きな動力増加を伴っていたが、スワールブレーカを設置した場合には、動力増加を抑制しつつ励振力も大きく低減できることを確認した。

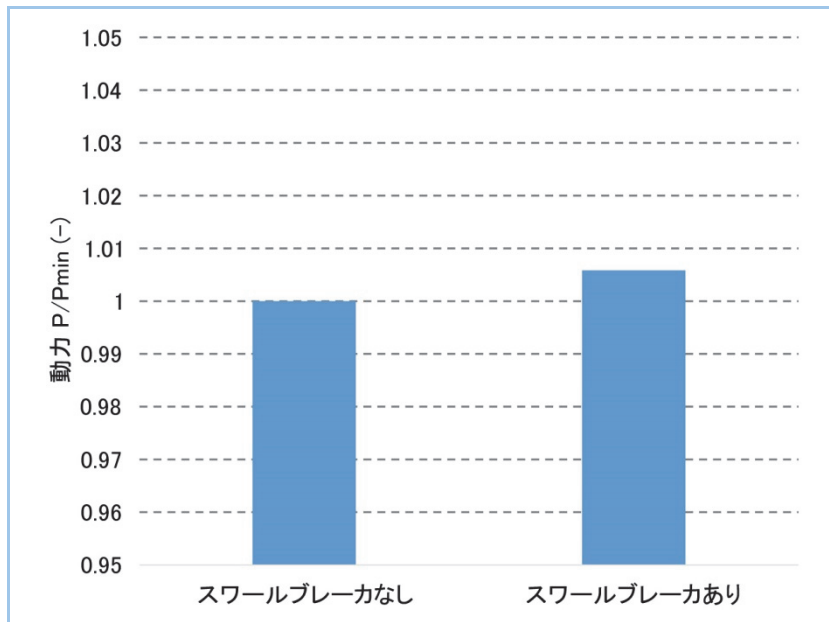


図9 スワールブレーカ有無における動力の比較

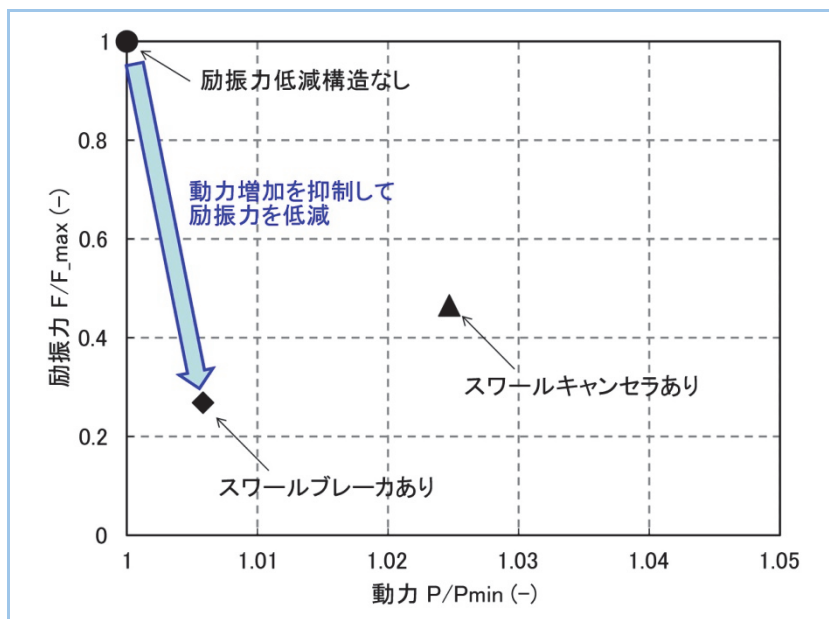


図10 励振力低減構造の有無における動力と励振力の関係

4. まとめ

今般、遠心圧縮機を対象に数値解析技術を用いて、動力増加を抑制しつつ励振力を大きく低減できるスワールブレーカ構造を導出した。今後、要素試験によるインペラシュラウド隙間部分・スワールブレーカ部分の内部流動把握、スワールブレーカ設置効果の確認を推進し、数値解析技術の妥当性検証、並びにさらなる励振力低減技術の開発に取り組んでいきたい。

参考文献

- (1) Iwasaki M. et al., EFFECT OF PARTIAL ADMISSION AND SWIRL BRAKES ON DESTABILIZATION FORCE OF LABYRINTH GAS SEAL, ASME Turbo Expo, GT2020-14155