高温ガス炉ガスタービン発電システム用軸流式ヘリウムガス圧縮機の
端壁境界層厚さの抑制方法に関する研究*高田 昌二^{*1}, 滝塚 貴和^{*1}, Xing YAN^{*2}
国富 一彦^{*1}, 稲垣 嘉之^{*1}Study on Restriction Method for End-Wall Boundary Layer
Thickness in Axial Helium Gas Compressor for Gas Turbine
High Temperature Gas Cooled ReactorShoji TAKADA^{*3}, Takakazu TAKIZUKA, Xing YAN,
Kazuhiko KUNITOMI and Yoshiyuki INAGAKI^{*3} Japan Atomic Energy Agency, Nuclear Science and Engineering Directorate,
4002 Narita-cho, Oarai-machi, Higashi-ibaraki-gun, Ibaraki, 311-1393 Japan

Aerodynamic performance test was carried out using a 1/3 scale, 4-stage model of the helium gas compressor to investigate an effect of end-wall over-camber to prevent decrease of axial velocity in the end-wall boundary layer. The model compressor consists of a rotor, 500 mm in diameter, which is driven by an electric motor at a rotational speed of 10 800 rpm. The rotor blade span of the first stage is 34 mm. The test was carried out under the condition that the helium gas pressure of 0.88 MPa, temperature of 30°C, and mass flow rate of 12.47 kg/s at the inlet. A 3-dimensional aerodynamic code, which was verified using the test data, showed that axial velocity was lowered by using a blade which increased the inlet blade angle around the end-wall region of the casing side in comparison with that using the original design blade, because the inlet flow angle mismatched with the inlet blade angle of the rotor blade, as opposed to the prediction by a conventional air compressor design method. The overall adiabatic efficiency of the full scale 20-stage helium gas compressor was predicted 89.7% from the Reynolds number dependency of the test data by using the original design blade.

Key Words: Aerodynamic Performance Test, Model Compressor, Helium Gas, Restriction of End-Wall Boundary Layer Thickness, Axial Velocity, End-Wall Over-Camber, Inlet Blade Angle

1. 緒 言

高温ガス炉ガスタービン発電システムの設計研究⁽¹⁾
⁽²⁾では、再生熱交換器によりタービンの排熱を利用する再生式ガスタービンを採用した。また、運転・保守、物量、磁気軸受負荷容量の観点から、中間冷却無しサイクルを採用し、圧力比を2.0まで低減することで、発電効率45.8%を得た。ヘリウムガスと空気の比熱比の違いから、ヘリウムガス圧縮機の翼高さは産業用空気ガスタービンの圧縮機の約1/3、段当たりの熱落差も小さく、高ボス比、多段型となる。一方、高圧ヘリウムガスでは、ケーシングやロータの壁面上に形成される端壁境界層厚さは空気圧縮機と同程度である。また、翼端すき間は両者とも同程度である。このため、ヘリウムガス圧縮機の翼高さに対する翼端すき間や端壁境界層の厚さの比は、空気圧縮機の約3倍大きくなり、翼列損失が大きくなって効率が低下しやすい。

ヘリウムガス圧縮機の設計には、従来の産業用空気

ガスタービンの圧縮機で多くの実績を有する設計手法⁽³⁾を採用した。設計では、3次元翼の採用などにより、段数20段、断熱効率89%を得た。しかし、本設計手法を、ヘリウムガス圧縮機設計に適用できるかどうかその妥当性は不明である。空気圧縮機の設計手法は、豊富な実績とデータベースをもとに、すでに確立されている。しかし、ヘリウムガス圧縮機の場合には、製作実績がほとんどない。1981年にドイツで実施された大規模ターボ機械試験装置HHV⁽⁴⁾のヘリウムガス圧縮機についても、試験データの詳細は未公開である。3次元数値解析により端壁境界層の発達を伴う流れや、翼列損失を直接計算しようとしても、膨大な計算容量、計算時間を必要とし、また、十分な予測精度を有していない。

そこで、実機ヘリウムガス圧縮機の効率の予測および設計手法の検証を目的として、実機圧縮機設計に基づいてスケールモデルの設計・製作を行い、圧縮機モデル空力性能試験を実施することとした⁽⁵⁾。試験で得られるデータにより、ヘリウムガス圧縮機の設計手法を確立する。圧縮機モデルは1/3スケール、4段とし、作動流体として圧力0.88 MPaのヘリウムガスを用いる。また、空力的相似性の保持のため、動翼先端の周

* 原稿受付 2008年3月27日。

^{*1} 正員、(独)日本原子力研究開発機構(〒311-1393 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002)。^{*2} (独)日本原子力研究開発機構原子力基礎工学研究部門。

E-mail: takada.shoji@jaea.go.jp

速度を実機圧縮機と同じとした。多段軸流圧縮機の全段で翼列内速度分布と流入・流出角がほとんど変わらないリピーティングステージ流れとなる。本圧縮機モデルは試験設備を大規模にすることなく、リピーティングステージ流れを模擬することができ、かつ十分な翼の加工公差、レイノルズ数および計測精度を維持することができる。このため、4段の試験結果から実機20段の性能を予測することが可能である。

計画通りの空力仕事を実現するために、端壁境界層厚さを抑制することが必要となるが、設計では、端壁境界層抑制のために、翼付根部および翼端付近の翼前縁の翼入口角を流れの流入角に合わせるエンドウォールオーバキャンバ設計を採用した。端壁境界層厚さを抑制するためには、翼高さに関わらず、翼列出入口間で軸流速度が変化しなければよい。本研究では、翼入口角を変えると翼列出入口間で軸流速度が変化する性質に着目した。境界層厚さ抑制のために、設計翼（ケース1）に比べて端壁近傍の翼入口角をさらに大きくした翼

（ケース2）により試験を実施した。翼入口角による軸流速度への影響を試験と数値解析により明らかにする。また、入口圧力を変えて、翼列出入口の全圧と全温を計測して、効率のレイノルズ数依存性に関する相関式⁶⁾の係数を導出する。本相関式を使用して、実機圧縮機の効率を予測する。

なお、本論文は、電源開発促進対策特別会計法に基づく文部科学省からの受託事業として、日本原子力研究開発機構（旧日本原子力研究所）が実施した平成16、17年度に実施した「核熱利用システム技術開発」の成果の一部を含む。

記 号

Re	: レイノルズ数
V	: 平均流速
Vc	: 周速度
c	: 翼コード長さ
k_{cla}	: 翼表面粗さ計測値 (ギリシャ文字)
η	: ポリトロップ効率
ν	: 動粘性係数
ξ	: 軸流速度変化率 (添字)
critical	: 臨界値
in	: 翼列入口
m	: モデル
out	: 翼列出口
p	: 実機 (指数)
n	: 試験結果より決める定数

2. 試 験 方 法

2-1 圧縮機モデル 圧縮機モデルの概要を図1、主要仕様を表1に示す。上部ケーシングをはずした圧縮機モデルの概観を図2に示す。圧縮機モデルの幾何学形状は、実機圧縮機の第1〜4段と相似である。段数が少ない圧縮機モデルでは、最終段において流れを軸方向化できないので出口案内翼を設置した。ロータは両端をラジアル軸受で支持し、電動機との接続端の反

Fig. 1 Outline of compressor model

Fig. 2 Overview of compressor model

Table 1 Specifications of the 1/3-scale test model

Inlet temperature	30°C
Flow rate	31,450m ³ /hr
Compression ratio at design point	1.156
Compression ratio at surge point	1.2044
Reynolds number	7.6×10^5 (at 0.883 MPa)
Maximum inlet pressure	0.883 MPa
Maximum Outlet pressure	1.063 MPa
Design pressure	1.063 MPa
Stage number	4
Outer diameter of rotor blade (1st/4th stage)	568/566 mm
Rotor diameter (1st/4th stage)	500/500 mm
Rotational speed	10800 rpm
Material	
Blades of stator and rotor	17-4PH
Rotor	SCM435-QT
Casing	FCD450

Fig. 3 (a) Comparison of rotor blades between Case 1 and 2

対側にスラスト軸受を設けた。軸受はティルティングパッド型油軸受とした。圧縮機ケーシングの軸貫通部にはドライガスシールを設け、ヘリウムガスの外部への漏えいを防止した。翼枚数は、入口案内翼、静翼、出口案内翼が各 94、動翼が 72 とした。圧縮機モデルの翼端すき間は、実機圧縮機の翼端すき間 1 mm の 1/3 で約 0.4 mm とした。圧縮機モデルの動翼の翼コード長さ c は 26 mm である。

従来の翼設計手法⁽³⁾では、段を経るごとに発達する境界層に起因して、翼付根部および翼端付近では翼の角度と流れの角度との間にずれが生じることになる。すなわち、境界層内では軸方向速度が低くなるため、流入角が大きくなる。このため、翼付根部および翼端

Fig. 3 (b) Comparison of stator blades between Case 1 and 2

付近の翼前縁の翼入口角を流れの角度に合わせてより大きくした形状とする必要がある。圧縮機モデル性能試験では、前述する特徴を持った実機設計の 1/3 スケールの翼（ケース 1）とその翼よりさらに翼入口角を大きくした翼（ケース 2）の 2 ケースを使用した。図 3 に両者の翼形状の比較を示す。ケース 2 の翼形状には、端壁境界層がケース 1 より薄くなるような形状を選定した。

2.2 試験ループ 試験ループの概要を図 4 に示す。試験ループは圧縮機モデル、冷却器、圧力調節弁、流量計測用配管、オリフィス型流量計等により構成される。圧縮機モデルの圧力比を圧力調節弁により、入口圧力を圧縮機入口に設けた圧力制御弁により制御した。

Fig. 4 Outline of helium gas test loop

圧縮機モデルは増速機を介して同期電動機により駆動した。圧縮機モデルと増速機間、増速機と電動機間の軸接続にはフレキシブルカップリングを用いた。電動機の定格回転数は 1800 rpm であり、増速比 6 の増速機により圧縮機モデルロータを 10800 rpm で駆動した。

2.3 計測方法 計測項目を表 2 に示す。ヘリウムガス流量を計測するために、オリフィス前後の差圧を計測した。圧縮機吸込みケーシング入口配管および吐出ケーシング出口配管でヘリウムガスの静圧と温度を計測した。静圧は、周方向 4 点からの導圧管を集合させて圧力を計測した。静圧と温度の計測には、それぞれデジタルマノメータと T 型熱電対を用いた。それぞれの計測精度は計測値の $\pm 0.025\%$ と $\pm 0.36^\circ\text{C}$ である。入口案内翼の前、各段の動翼後、出口案内翼の後で、3 孔式ピトー管を翼高さ方向にトラバースさせて流速および旋回角を計測した。翼列出入口間の圧力比および断熱効率を求めるために、入口案内翼前および出口案内翼後で全温と全圧を計測した。全温と全圧の計測のために、それぞれ、プローブを周方向の 4 箇所に挿入した。各プローブでは、計測孔を翼高さの 10, 30, 50, 70, 90% の 5 箇所に設けた。全温と全圧の計測には、それぞれ、熱電対とスキヤニバルブ型圧力センサーを用いた。ピトー管、全温および全圧計測プローブの校正は、大気圧空気の実験風洞において実施した。入口案内翼前および出口案内翼後では、静圧および壁温度を周方向に 4 点計測した。定格点での圧力比、温度比および断熱効率の計測誤差は、全温および全圧の計測

誤差の伝播公式により算出し、それぞれ、0.1, 0.2, 0.9% であった。また、回転軸の振動等を計測した。中間ケーシング上部には、光ファイバー型非接触式変位センサーを設置して、運転中の動翼翼端すき間の相対変位を測定した。センサーの周波数特性及び分解能は、それぞれ、DC-200 kHz, および $3\mu\text{m}$ である。

2.4 試験方法および条件 試験は、回転数を変化させずに定格回転数 10800 rpm で実施した。また、圧縮機入口圧力を 0.88 MPa, 入口温度を 30°C , 質量流量を 12.47 kg/s とした。翼翼端すき間は定格回転数で 0.4mm となるように、静止時の翼翼端すき間を設定した。定格回転数における動翼翼端の変位量を解析により求めたが、回転中の変位量の計測結果と比較することで、その妥当性を検証した。翼列内での流速分布、全圧分布、静圧分布、翼列出入口間圧力比および効率等に関する各種試験データを取得した。また、圧縮機入口圧力を 0.193 MPa から 0.889 MPa まで変えて、圧縮機モデルの効率のレイノルズ数依存性に関する相関式を導出し、実機圧縮機の効率を予測した。

3. 数値解析方法

圧縮機モデルの翼列内流れを詳細に調べるために、産業用空気ガスタービンの設計で実績を有する 3 次元粘性流動解析コード⁽³⁾により数値解析を実施した。数値解析コードは有限体積法を使用した。圧縮機翼列流れがリーピーニングステージ流れになる原因について

Table 2 Measurement items for performance test

Measuring positions	Measurement items	Number of points in circumferential direction
Compressor inlet	Static pressure at wall	4
	Temperature	4
Before inlet guide vane	Static pressure at wall	4
	Total pressure by probe	4
	Static and total pressure by traverse	1
	Temperature at wall	4
	Total temperature by probe	4
After outlet guide vane	Static pressure at wall	4
	Total pressure by probe	4
	Static and total pressure by traverse	1
	Temperature at wall	4
	Total temperature by probe	4
Compressor outlet	Static pressure at wall	4
	Temperature	4
Each vane row		
After rotor blade	Static and total pressure by traverse	1/stage
Before rotor blade and outlet guide vane	Static pressure at wall	2/stage
	Temperature at wall	2/stage
Before orifice	Pressure	4
	Temperature	4
Orifice differential pressure	Pressure	4
Compressor shaft input	Torque	-
Motor	Current/Power	-
Mechanical properties	Vibration/Noise	-

は、端壁近傍境界層内で生じた圧力損失が乱流拡散によって主流部にミキシングされていくというメカニズムで明らかにされている^(7,8)。このことから、本数値解析では、リピーティングステージ流れを再現するために、乱流モデルとして0方程式系のPrandtlの混合距離理論⁽⁹⁾を使用して、非定常3次元多段数値解析を実施した。そして、試験により得られた軸流速度、流出・流入角および翼列内全圧の計測値の翼高さ方向分布と比較することにより、数値解析結果の妥当性を検証した。解析対象を入口案内翼、1段静翼～4段静翼、出口案内翼の10段の翼列として、入口・出口ケーシングは含めない。翼列1段の1翼間あたりの格子点数を、軸方向110、周方向46、径方向49とした。数値解析では、翼端すき間に格子点を設け、翼端すき間からの流れを考慮できるようにした。また、翼端すき間としては、別途実験により妥当性を検証した解析方法による推定値を使用した。解析は、翼列入口全圧、全温、入口案内翼前の流速分布を境界条件として与えた。入口案内翼前の流速分布については、周方向4点に設けた固定プローブによる計測値の平均値とした。

4. 試験および数値解析結果

4.1 圧縮機モデル性能 圧縮機モデルの設計点における翼列出入口間性能の試験結果と数値解析結果を表3に示す。断熱効率の計測結果は、ケース1で88.4%、ケース2で87.7%であり、ケース1の方が0.7%高かった。圧力比はケース1でわずかに高くなった。断熱効率の数値解析結果は、試験結果と比較的良く一致し

Table 3 Comparison of experimental and numerical results of performance of compressor at design point

	Case 1		Case 2	
	Experiment	Analysis	Experiment	Analysis
Pressure ratio	1.188	1.186	1.183	1.143
Adiabatic efficiency [%]	88.4	87.4	87.7	87.5

Fig. 5 Comparisons of experimental and numerical results of axial velocity between Case 1 and 2

た。圧力比の数値解析結果は、約2%以内の予測精度で計測値と一致した。

図5に、ケース1における、入口案内翼入口、第2,4段各翼列出口における流れの軸流速度の翼高さ方向分布の計測値を点で示し、数値解析結果を実線で示して比較する。軸流速度の計測値の翼高さ方向分布は、第2段以降でほとんど変わらない分布となった。これにより、リピーティングステージ流れが形成されていることを明らかにできた。翼高さ10～85%の範囲の主流部では、軸流速度に顕著な低下は見られない。第4段動翼では、翼高さ95%の翼端付近で、軸流速度の計測値は約84 m/sと低くなった。これは、翼端とケーシングとの間の翼端すき間からの流れが発生するためである。一方、翼高さ5%の翼付根部では、軸流速度の計測値は約127 m/sであり、翼端部と比較して高い。動翼の翼付根部には、翼端すき間がないためである。数値解析結果は、計測により得られた軸流速度の翼高さ方向分布と概ね良く一致し、数値解析コードによる解析結果の妥当性を確認できた。破線で示したケース2の数値解析結果より、第4段動翼出口での軸流速度の翼高さ方向分布は、第2段とほとんど変わらない分布となった。翼高さ95%の翼端付近で、軸流速度の解析結果はケース1より10 m/s低くなった。翼高さ5%の翼付根部では軸流速度はケース1と同程度であった。

動翼出口での軸流速度の低下が大きかった。翼高さ50%以上に着目して、図6に代表的な翼高さでの各翼列出口の軸流速度の数値解析結果を示す。ケース1を

Fig. 6 Comparison of numerical results of axial velocity distribution along blade rows between Case 1 and 2

実線で、ケース2を破線で示す。なお、入口案内翼(IGV)のみ入口流速とする。ケース1では、ケーシングに近い翼高さ95%で、軸流速度は翼端すき間のある動翼で減速したが、翼端すき間のない静翼では逆に増速した。この影響は、端壁境界層の影響が翼高さ70%程度までおよんだ。しかし、第2段翼列以降、軸流速度がさらに低下することはなかった。数値解析結果が、第2段目以降リーディングステージ流れが形成されたことを示している試験結果を適切に再現した。ケース2では、端壁境界層厚さの抑制のために、動翼及び静翼の翼端部の翼入口角を大きくした。しかし、第4段静翼出口では、ケース1と比較して軸流速度が低くなった。なお、回転軸に近い翼高さ5%付近での軸流速度の増減は、翼高さ95%とは逆に、動翼で増速、静翼で減速する。

翼入口角の境界層厚さに対する効果を明らかにするため、軸流速度が低下することで境界層厚さが増加する性質に着目して、軸流速度変化率 ξ を以下の式で計算した。

$$\xi = \frac{V_{out} - V_{in}}{V_{in}} \quad (1)$$

ケース1と2の数値解析結果から ξ を計算して図7に比較して示す。翼高さ95%では、両ケースで、動翼出入口間で軸流速度が減少したことから、 ξ が負となった。静翼では逆に正となった。ケース2では、第2段動翼以降で ξ の絶対値がケース1より大きくなった。翼入口角をより大きくすることで、動翼では ξ が負の方向に大きくなった。逆に、静翼での ξ が正の方向に増加したことから、翼入口角の増加が効果的であった。翼高さ90%以下では、 ξ の絶対値がケース1を下回り、第3,4段では、 ξ がほぼ0となった。

ケース2の設計では、ケーシング側の端壁境界層厚さがケース1より薄くなるとされた。しかし、数値解析では、逆にケース1より端壁部での軸流速度の低下が大きくなった。また、翼列間断熱効率の実験結果もケース1が0.7%高くなった。端壁境界層厚さ抑制のために、動翼及び静翼の翼端部における翼入口角を大きくしたケース2の設計が良好に機能しなかった。

数値解析では、ケース1と比較して、ケース2の ξ は静翼で正方向により大きな値となり、動翼で負方向により大きな値となった。このことから、軸流速度低下の抑制に対して動翼で翼入口角を大きくしたことが良好に機能しなかったことが明らかである。原因としては、静翼の翼端すき間のないケーシング側で、軸流速度が顕著に増加したため、流出角が増加せず、動翼の翼入口角との差が大きくなったためである。

本ヘリウムガス圧縮機は、産業用空気圧縮機的设计手法および設計データを使用して設計された。ヘリウムガス圧縮機的设计では、端壁境界層厚さ抑制のために、翼端すき間のないケーシング側で、静翼により軸流速度が増加する効果を考慮する必要があることを明らかにできた。なお、産業用空気圧縮機でも同様の現象が起こりえるが、ヘリウムガス圧縮機と比較して、翼高さに対する端壁境界層厚さの比が1/3程度と小さく、その影響は小さい。したがって、この問題は、ヘリウムガス圧縮機固有のものである。

Fig. 7 Comparison of axial velocity differential ratios at constant blade height between Case 1 and 2

4.2 実機圧縮機性能の予測 圧縮機モデルの翼列間損失 $1-\eta$ のレイノルズ数 Re 依存性に関する試験結果を図8に示す。なお、 Re は、

$$Re = \frac{cV}{\nu} \quad (2)$$

で定義する。翼列間損失はレイノルズ数とともに低下するが、レイノルズ数が約 4×10^5 より高い領域では損失に変化はない。軸流圧縮機の場合、損失がレイノルズ数のべき乗に反比例するとして、実機とモデルの効率の関係は下式で表される⁽⁶⁾。

$$\frac{1-\eta_p}{1-\eta_m} = \left(\frac{Re_m}{Re_p} \right)^n \quad (3)$$

試験結果の近似曲線から n を計算して以下を得た。

$$n = \begin{cases} 0.35 & Re < Re_{critical} \\ 0 & Re \geq Re_{critical} \end{cases} \quad (4)$$

翼の表面粗さに起因して、ある臨界レイノルズ数 $Re_{critical}$ を超えると翼列損失が低下しないことが知られている。実機圧縮機における $Re_{critical}$ を計算するために表面粗さ k_{cla} を代表長とするレイノルズ数 Re_k を定義する。Nikuradse の表面粗さに対する流動抵抗に関する実験式⁽⁷⁾ を圧縮機に適用するために以下のように変形する。

$$Re_k = k_{cla} \frac{V}{\nu} = k_{cla} \frac{Re_{critical}}{c} \quad (5)$$

k_{cla} は(5)式で定義する水力的表面粗さとは厳密には異なるが、動静翼の負圧面における翼コード方向の中心線に沿って計測した表面粗さの平均値を使用した。一方、圧縮機モデルの $Re_{critical}$ は図8より 4×10^5 であった。このときの Re_k をもとに実機圧縮機の $Re_{critical}$ を計算すると、 1.2×10^6 を得た。本 $Re_{critical}$ における実機圧縮機の翼列損失を外挿することで、実機圧縮機翼列部のポリトロプ効率 92% を得た。本試験結果および3次元数値解析結果との比較により別途検証した既存のスルーフローコードによる予測値は 91.5% であり、実験による外挿値とよく一致した。この値から、吸込ケーシングと吐出ケーシングの損失を含めた実機圧縮機全体の断熱効率が 89.7% であり、実機圧縮機の全体断熱効率の設計値である 89.0%⁽²⁾ を上回った。

Fig. 8 Reynolds number dependency of compressor efficiency

5. 結 言

高温ガス炉ガスタービン発電システム用ヘリウムガス圧縮機を模擬した1/3スケール、4段の圧縮機モデルを使用して空力性能試験を実施した。試験結果との比較により、既存の3次元数値解析コードによる数値解析結果の妥当性を検証した。計画通りの空力仕事を実現するために、端壁境界層厚さを抑制することが必要となるが、圧縮機的设计では、端壁境界層抑制のために、翼入口角を流れの方向に合わせる設計が採用されている。端壁境界層厚さの抑制にあたり、軸流速度の低下を抑えることが必要であるが、端壁近傍の翼入口角を変えた2ケースの試験及び数値解析により、翼入口角の軸流速度への

影響を明らかにした。また、実機圧縮機の効率を予測した。得られた主要な知見を以下に示す。

- (1) 試験より、現状の設計翼（ケース1）では、端壁部以外の主流部では軸流速度に顕著な低下は見られなかった。また、第2段以降で軸流速度に変化はなく、リピーティングステージ流れが形成されたことを明らかにした。数値解析は、ケーシングに近い端壁部では、動翼の翼端すき間からの流れの影響により軸流速度が低下し、翼端すき間のない静翼では、軸流速度が顕著に増加することを明らかにした。また、第2段動翼以降で静翼と動翼で増減を繰り返したが、軸流速度がさらに低下することではなく、リピーティングステージ流れが形成されたことを示す試験結果を適切に再現することを明らかにした。
- (2) ケース2の設計では、ケーシング側の端壁境界層厚さがケース1より薄くなるとされた。しかし、数値解析では、逆にケース2の方が端壁部での軸流速度の低下が大きくなり端壁境界層が厚くなる結果となった。また、翼列間断熱効率の実験結果もケース1が0.7%高くなった。ケース1と比較して、ケース2では、軸流速度が動翼で大きく低下したことから、軸流速度低下の抑制に対して動翼で翼入口角を大きくしたことが良好に機能しなかった。原因としては、静翼の翼端すき間のないケーシング側で、軸流速度が顕著に増加したため、流出角が増加せず、動翼の翼入口角との差が大きくなったためである。翼高さに対する端壁境界層厚さの比が大きくなるヘリウムガス圧縮機的设计では、端壁境界層厚さ抑制のために、翼端すき間のないケーシング側で、静翼により軸流速度が増加する効果を考慮する必要があることを明らかにした。
- (3) ヘリウムガス圧縮機のケース1翼による翼列間損失のレイノルズ数依存性に関する相関式を、試験結果をもとに導出した。表面粗さの効果により、レイノルズ数が約 4×10^5 より大きい領域では損失は変化しなくなった。表面粗さの計測値をもとに実機圧縮機の臨界レイノルズ数 1.2×10^6 を得た。これにより、実機圧縮機の断熱効率の予測値として 89.7% を得ることができ、設計断熱効率 89.0% を満足することを明らかにした。

謝 辞

なお、本論文をまとめるにあたり、圧縮機モデル性能試験および解析にご協力いただきました三菱

重工業(株)の谷平正典氏, 伊高英彦氏, 森英二氏
に感謝します。

文 献

- (1) Kunitomi, K., Katanishi, S., Takada, S., Takizuka, T., et al., Design Study on Gas Turbine High Temperature Reactor (GTHTR300), *Transactions of Atomic Energy Society of Japan*, Vol. 1, No. 4 (2002), pp. 352-360.
- (2) Takada, S., Takizuka, T., Kunitomi, K., Yan, X., et al., Study of Power Conversion System for the Gas Turbine High Temperature Reactor (GTHTR300), *Transactions of Atomic Energy Society of Japan*, Vol. 1, No. 4 (2002), pp. 341-351.
- (3) Nobuyuki Yamaguchi, Application of Numerical Calculation for Design of Axial Compressor (in Japanese), *Turbo Kikai*, Vol. 3, No. 11(1985), pp. 678-685.
- (4) Bammert, K., and G. Groschup, Status report on closed-cycle power plants in the Federal Republic of Germany, *Trans. ASME, J. Eng. Power*, Ser. A, Vol. 99, No. 1, (1977), pp. 37-46.
- (5) Takada, S., Takizuka, T., Kunitomo, K., Kosugiyama, S., Yan, X., et al, Program for Tests on Magnetic Bearing Suspended Rotor Dynamics for Gas Turbine High Temperature Reactor (GTHTR300), *Transactions of Atomic Energy Society of Japan*, Vol. 2, No. 4 (2003), pp. 523-531.
- (6) Ikui, T., Inoue, M., *Turbo-Blowers and Compressors*, (1988), p. 793, Corona Publishing Co., Ltd.
- (7) Gallimore, S. J., and Cumpsty, N. A., Spanwise Mixing in Multistage Axial Flow Compressors: Part I - Experimental Investigation, *Transactions ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 108 (1986), pp. 2-9.
- (8) Gallimore, S. J., Spanwise Mixing in Multistage Axial Flow Compressors: Part II - Throughflow Calculations Including Mixing, *Transactions ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 108 (1986), pp. 10-16.
- (9) Yoshizawa, A., Murakami, S., Kobayashi, T., Taniguchi, N., et al., Analysis of Turbulent Flows, (1995), p. 25, University of Tokyo Press.
- (10) Nikuradse, Gesetzmässigkeit der Turbulenten Strömung in Glatten Rohren, *Forsch. Arb. Ing. Wes.* No. 356 (1932).