

超後負荷軸流タービン円環翼列の空力性能に関する実験的研究

小林, 洋一 / KOBAYASHI, Yoichi

(出版者 / Publisher)

法政大学大学院理工学・工学研究科

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

法政大学大学院紀要. 理工学・工学研究科編 / 法政大学大学院紀要. 理工学・工学研究科編

(巻 / Volume)

57

(開始ページ / Start Page)

1

(終了ページ / End Page)

8

(発行年 / Year)

2016-03-24

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00012947>

超高負荷軸流タービン円環翼列の 空力性能に関する実験的研究

EXPERIMENTAL STUDY FOR AERODYNAMIC PERFORMANCE OF ULTRA-HIGHLY LOADED AXIAL TURBINE CASCADE

小林洋一

Yoichi KOBAYASHI

指導教員 辻田星歩 教授

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程

The objective of this study is to reveal the influences of the expansion ratio, the rotational speed and the relative inlet flow angle on the performance characteristics of ultra-highly loaded axial turbine cascade (UHLTC) with the blade turning angle of 160 degree. Moreover, in order to examine the performance characteristics of the aerodynamic performance of UHLTC, the performance of UHLTC was compared with that of conventional axial turbine cascade (CTC) with the blade turning angle of 113.3 degree. The experimental results showed that the turbine efficiency of UHLTC was increased according to the increase of the rotational speed. Near the design inlet flow angle of UHLTC, the increase of the relative inlet flow angle from the design one degraded the turbine efficiency. On the other hand, the decrease of the relative inlet flow angle from the design one enhanced the turbine efficiency.

Key Words : Axial Turbine Cascade, High Loading, Aerodynamic Performance, Turbine Efficiency

1. 緒論

世界の電力消費量はほぼ一貫して増加傾向にあり、近年においても新興国を中心に電力消費量は増え続けている。そのため、発電電力量に関しても増加の一途を辿っている⁽¹⁾。一方で、地球温暖化や大気汚染などに代表される地球規模の環境問題が深刻化している。そのため、近年においては発電の際に二酸化炭素の排出を伴わない風力発電や太陽光発電などに強い関心が寄せられている。しかしながら、これらの発電方式が総発電電力量に占める割合は僅かであり、実情世界の総発電電力量の約 60%は火力発電が占めている。そのため、増え続ける電力消費に対応し、尚且つ環境問題を解決するためには火力発電の高効率化が不可欠である。特に近年においては、GTCC(Gas turbine combined cycle)やIGCC(Integrated coal gasification combined cycle)などの高効率火力発電方式が多く採用されていることから、それらの主要機器であるガスタービンの性能向上は重要な課題である。

ガスタービンの高性能化を図るために、主要構成要素であるタービンに対して主に熱力学および空気力学的に研究が進められている。タービンの空気力学的性能向上技術の一つに、転向角の増大により翼負荷を増加させるタービン翼の高負荷化がある。高負荷化は翼枚数および段数の

削減やタービン径の縮小を可能にし、その結果ガスタービンの小型・軽量化が期待される。特に高バイパス比化を追求する航空機用エンジンにおいては、コアエンジンの小型・軽量化を可能にすることから寄与するところが大きい。しかしながら、転向角の増加による高負荷化は翼間圧力勾配を増大させるため、翼列流路内で強い二次流れが生じ、結果として翼列性能の低下が予測される。したがって、高効率・高負荷翼の実現には、全体性能および内部流動を明らかにし、効率向上のために必要な知見を収集する必要がある。

タービン翼の高負荷化に関する研究として、本研究室では転向角 160°を有する超高負荷軸流タービン翼を対象に研究を行っている。これまでに、同翼を直線状に配列した超高負荷タービン直線翼列に対して実験的および数値解析的手法により、入射角の変化や翼形状の違いによる影響などの調査が行われてきた⁽²⁻⁴⁾。さらに、同翼を円環状に配列した超高負荷軸流タービン円環翼列(UHLTC)に対しても実験的および数値解析的手法により研究が進められている。UHLTC を対象に行った実験的研究の一連の研究結果から、翼形状および翼端間隙高さの違いによる性能への影響、さらにそれらの相互作用の影響が明らかになった⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

本研究においては、超高負荷軸流タービン翼をマイクロガスタービンへ適用することを視野に入れ、タービン直径80mmのUHLTCを対象に、従来に比べて高速回転化を可能にした小型円環翼列風洞試験装置により性能試験を行い、膨張比、回転数および相対流入角の変化が空力性能に与える影響を調査した。また、UHLTCの特性を把握するために、比較対象として従来程度の転向角を有する軸流タービン円環翼列(CTC)に対しても同様の試験を実施した。

2. 供試翼列

本研究の評価対象であるUHLTCの静翼と動翼の翼形状および円環翼列をFig.1とFig.2に、UHLTCの比較対象であるCTCの静翼と動翼の翼形状および円環翼列をFig.3とFig.4にそれぞれ示す。UHLTCおよびCTCの主な仕様をTable 1とTable 2にそれぞれ示す。また、翼端間隙高さTCLの定義をFig.5に示す。UHLTCの動翼の転向角は 160.0° であり、静翼および動翼の翼枚数はそれぞれ17枚と18枚である。一方、CTCの動翼の転向角は 113.3° であり、静翼および動翼の翼枚数はそれぞれ34枚と38枚である。また、全ての供試翼がスパン方向に一樣翼形状の二次元翼であり、動翼のTCLは両翼形状共に3%に設定した。

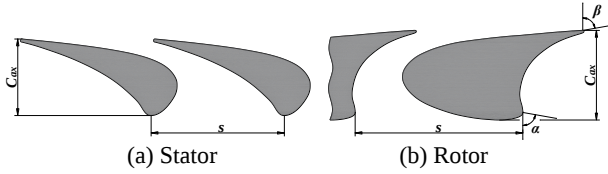


Fig.1 Profile of blades (UHLTC)

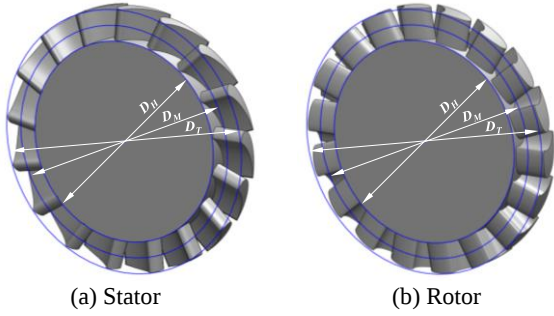


Fig.2 Annular cascades (UHLTC)

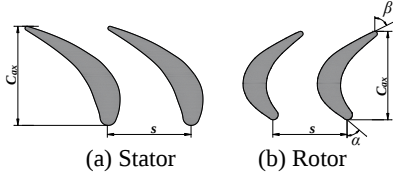


Fig.3 Profile of blades (CTC)

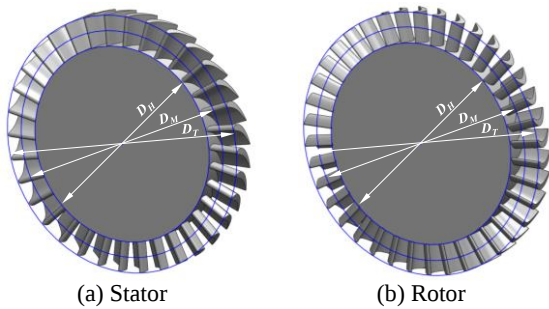


Fig.4 Annular cascades (CTC)

Table 1 Specification of cascades (UHLTC)

	Stator	Rotor
Number of blade	17	18
Blade axial chord length C_{ax} [mm]	7.47	6.57
Blade pitch at midspan s [mm]	13.01	12.23
Blade span H [mm]	9.60	9.30
Tip clearance size ΔH [mm]	0.0	0.3
Tip clearance TCL [%]	0	3
Tip diameter D_T [mm]	80.0	79.4
Midspan diameter D_M [mm]	70.4	70.1
Hub diameter D_H [mm]	60.8	60.8
Inlet metal angle α [deg.]	0.0	80.0
Outlet metal angle β [deg.]	82.4	80.0
Design inlet flow angle α_d [deg.]	0.0	80.0

Table 2 Specification of cascades (CTC)

	Stator	Rotor
Number of blade	34	38
Blade axial chord length C_{ax} [mm]	7.76	6.93
Blade pitch at midspan s [mm]	6.50	5.80
Blade span H [mm]	9.60	9.30
Tip clearance size ΔH [mm]	0.0	0.3
Tip clearance TCL [%]	0	3
Tip diameter D_T [mm]	80.0	79.4
Midspan diameter D_M [mm]	70.4	70.1
Hub diameter D_H [mm]	60.8	60.8
Inlet metal angle α [deg.]	0.0	49.8
Outlet metal angle β [deg.]	68.2	63.5
Design inlet flow angle α_d [deg.]	0.0	43.6

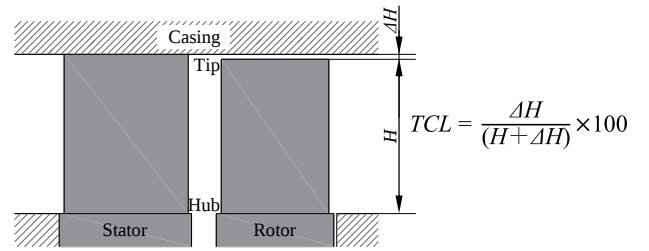


Fig.5 Definition of tip clearance

3. 実験装置

空力性能試験に使用した、小型円環翼列風洞試験装置の概略図および実機の写真をFig.6に示す。また、静動翼間距離 Z の定義をFig.7に、全温および圧力の測定位置をFig.8に示す。試験装置測定部内のタービン段は、静翼と動翼で構成される単段軸流タービンであり、静動翼間距離 Z は動翼の軸方向翼弦長 C_{ax} の30%に設定した。試験装置に供給された圧縮空気は整流格子を通過後、測定部内の静翼で膨張し、動翼を駆動させた後に大気へ放出される。測定部上流の流路中央には熱電対が、測定部のタービン段入

口および出口には全圧管と静圧管が周方向にそれぞれ 4 箇所ずつ設置されている。試験装置後方にはトルクメータおよびヒステリシスブレーキが設置されており、動翼の回転数はヒステリシスブレーキにより制御した。

4. 実験条件および実験方法

4.1 実験条件

Table 3 に各翼形状に対する空力性能試験の試験範囲を示す。修正質量流量の試験範囲は翼形状毎に異なり、UHLTC で 0.022~0.042kg/s, CTC で 0.061~0.100kg/s である。各翼形状の下限値は、試験の最高回転数までタービンを駆動させることの出来る流量に設定した。一方、上限値は圧力センサの許容圧力範囲およびヒステリシスブレーキの許容負荷電力を超えない流量にそれぞれ設定した。修正回転数の試験範囲は両翼形状共に 5,000~18,000rpm である。試験の最高回転数は、トルクメータの許容回転数を考慮して決定した。

Table 4 に空力性能試験における各翼形状のレイノルズ数 Re を示す。レイノルズ数 Re については、代表長さを動翼の翼弦長、代表速度を速度三角形に基づき算出した動翼の相対流出速度として算出した。

4.2 実験方法

空力性能試験は、ヒステリシスブレーキにより修正回転数を一定に制御し、質量流量計下流に設置した流量調整バルブにより修正質量流量を変化させて行なった。測定の手順は、修正質量流量および修正回転数を目標値に設定し、それぞれの値が安定した後、タービン段入口および出口における全圧と壁面静圧、タービン段入口の全温、およびトルクを測定した。その後、修正回転数一定の条件下で流量を増加させ、流量を変化させる毎に同様の測定を繰り返し行った。なお、タービン段出口全圧の測定に関しては、流量の変化に伴い動翼からの絶対流出角が変化するため、流量の変化に応じて全圧管の向きを調整した。また、圧力および全温の測定は 300 点のデータを、トルクの測定は 100 点のデータを取得し、その測定値の算術平均値をデータ処理に用いた。

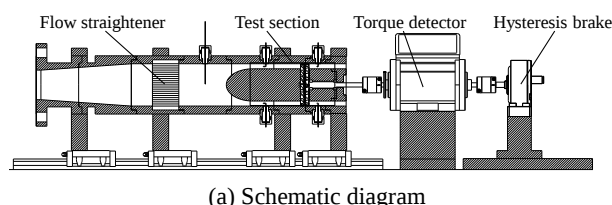
5. 性能評価方法

本研究における性能評価は標準大気状態(101,300[Pa], 288.15[K])に修正して行った⁽⁷⁾⁽⁸⁾。修正に用いた補正係数である無次元タービン段入口温度 λ [-]と無次元タービン段入口全圧 δ [-]を Eq.(1)および Eq.(2)にそれぞれ示す。

$$\lambda = \frac{T_{t1}}{T_{st}} \quad (1)$$

$$\delta = \frac{P_{t1}}{P_{st}} \quad (2)$$

ここで、 T_{t1} [K]はタービン段入口全温、 T_{st} [K]は標準大気温度であり、 P_{t1} [Pa]はタービン段入口全圧、 P_{st} [Pa]は標準大気圧力である。



(a) Schematic diagram



(b) Photograph of equipment

Fig.6 Small annular turbine cascade test rig

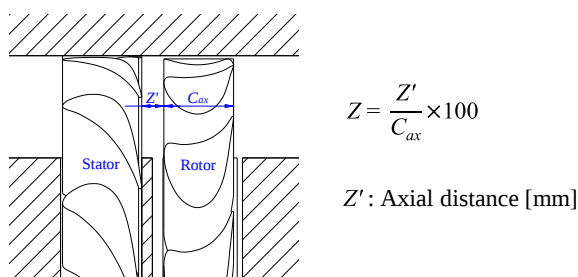


Fig.7 Definition of axial gap between stator and rotor

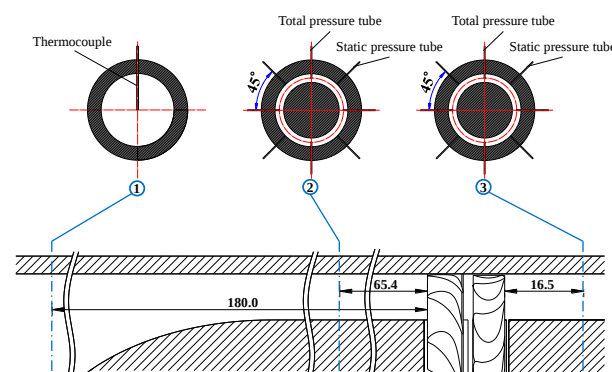


Fig.8 Measurement points of temperature and pressure

Table 3 Test conditions

	UHLTC	CTC
Corrected mass flow rate G_c [kg/s]	0.022~0.042	0.061~0.100
Corrected rotational speed N_c [rpm]	5,000~18,000	

Table 4 Reynolds number

	UHLTC	CTC
Reynolds number Re [-]	$(2.65 \sim 5.86) \times 10^4$	$(2.87 \sim 5.01) \times 10^4$

5.1 修正質量流量

質量流量 G [kg/s]を標準大気状態に修正した修正質量流量 G_c [kg/s]は次式により算出した。

$$G_c = G \frac{\sqrt{\lambda}}{\delta} \quad (3)$$

5.2 修正回転数

回転数 N [rpm]を標準大気状態に修正した修正回転数

$N_c[\text{rpm}]$ は次式により算出した.

$$N_c = \frac{N}{\sqrt{\lambda}} \quad (4)$$

5.3 全圧膨張比

タービン段の全圧膨張比 $\pi_t[-]$ は次式により算出した.

$$\pi_t = \frac{P_{t1}}{P_{t2}} \quad (5)$$

ここで, $P_{t2}[\text{Pa}]$ はタービン段出口全圧である.

5.4 修正トルク

トルク $\tau[\text{N}\cdot\text{m}]$ を標準大気状態に修正した修正トルク $\tau_c[\text{N}\cdot\text{m}]$ は次式により算出した.

$$\tau_c = \frac{\tau}{\delta} \quad (6)$$

5.5 修正比出力

比出力 $S[\text{J/kg}]$ を標準大気状態に修正した修正比出力 $S_c[\text{J/kg}]$ は次式により算出した.

$$S_c = \frac{S}{\lambda} \quad (7)$$

ただし, 比出力 $S[\text{J/kg}]$ は回転数 $N[\text{rpm}]$, トルク $\tau[\text{N}\cdot\text{m}]$ および質量流量 $G[\text{kg/s}]$ を用いて次式により算出した.

$$S = \frac{2\pi N \tau}{60G} \quad (8)$$

5.6 段負荷係数

動翼の段負荷係数 $\psi_s[-]$ は次式により算出した.

$$\psi_s = \frac{S_c}{U_M} \quad (9)$$

ここで, $U_M[\text{m/s}]$ は動翼の Midspan における周速度である.

5.7 エンタルピー降下

タービン段のエンタルピー降下 $\Delta h[\text{J/kg}]$ は次式により算出した.

$$\Delta h = c_p T_{st} \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \quad (10)$$

ここで, $c_p[\text{J/kg}\cdot\text{K}]$ は定圧比熱, $\kappa[-]$ は比熱比である.

5.8 タービン段効率

タービン段効率 $\eta_c[\%]$ は次式により算出した.

$$\eta_c = \frac{\frac{2\pi N \tau}{60}}{G c_p T_{st} \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_t} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \times 100 \quad (11)$$

5.9 相対流入角

動翼への相対流入角 $\gamma[\text{deg.}]$ は次式により算出した.

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\tan \beta_s - \frac{1}{\phi} \right) \quad (12)$$

ここで, $\beta_s[\text{deg.}]$ は静翼流出角であり, $\phi[-]$ は軸方向速度 $V_z[\text{m/s}]$ と動翼の Midspan における周速度 $U_M[\text{m/s}]$ を用いて次式で定義される流量係数である.

$$\phi = \frac{V_z}{U_M} \quad (13)$$

6. 実験結果および考察

6.1 膨張比および回転数の影響

6.1.1 膨張比特性

Fig.9に各翼形状の修正質量流量 G_c に対する全圧膨張比 π_t を, 修正回転数 N_c をパラメータとして示す. また, Fig.10には各翼形状の $N_c=18,000\text{rpm}$ における, タービン段入口静圧 P_{s1} の修正質量流量 G_c に対する関係を示す.

Fig.9 より, 両翼形状共に全ての N_c で G_c の増加に対して π_t が上昇している. G_c の増加に対する π_t の増加率は UHLTC の方が高く, CTC と比較して低流量で高い膨張比を示していることが分かる. これは, UHLTC では P_{s1} が G_c の増加に対して著しく増加したことが要因の一つであると考えられる(Fig.10). また, 同一の流量 G_c に対する N_c の増加に伴う π_t の増加量は, 両翼形状共に低流量側では僅かであるが, G_c の増加と共に増大する傾向にある(Fig.9).

以上の結果から, UHLTC は CTC と比較して低流量で高い膨張比特性を有することが分かった.

6.1.2 タービン段効率特性

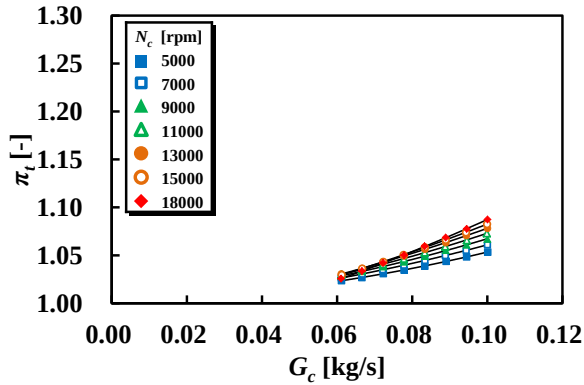
Fig.11に各翼形状の全圧膨張比 π_t に対するタービン段効率 η_c を, 修正回転数 N_c をパラメータとして示す.

CTC および UHLTC の η_c が, π_t または N_c の変化に対して異なる挙動を示したため, 初めに CTC の結果に対して考察する. Fig.11(a)より, 最大効率の値は N_c により異なっており, 特に $N_c=7,000\text{rpm}$ から $9,000\text{rpm}$ へ回転数を増加させることにより 4%程度上昇している. しかしながら, $N_c=13,000\text{rpm}$ から回転数を増加させた場合, N_c の増加に対する最大効率の上昇は僅かであり, $N_c=13,000\text{rpm}$ 以上の N_c に対しては, 最大効率は全て $\eta_c=74\%$ 程度を示している. また, 各 N_c において最大効率を示す π_t に着目すると, $N_c=7,000\text{rpm}$ および $9,000\text{rpm}$ では $\pi_t=1.03\sim 1.04$ 近傍で示しているのに対して, $N_c=13,000\text{rpm}$ 以上の N_c では $\pi_t=1.06\sim 1.08$ 近傍で示している. したがって, N_c の増加に伴い最大効率を示す π_t は高膨張比側へ移動しており, π_t の変化に対する η_c の変化の傾向は N_c によって大きく異なることが分かる. 一方, 各 π_t において最大効率を示す N_c に着目すると, $\pi_t=1.03$ では $N_c=9,000\text{rpm}$ で示しているのに対して, $\pi_t=1.08$ では $N_c=15,000\text{rpm}$ および $18,000\text{rpm}$ で示している. したがって, 各 π_t において最大効率を示す N_c は, π_t の増加に伴い高回転数側へ移動することが分かる.

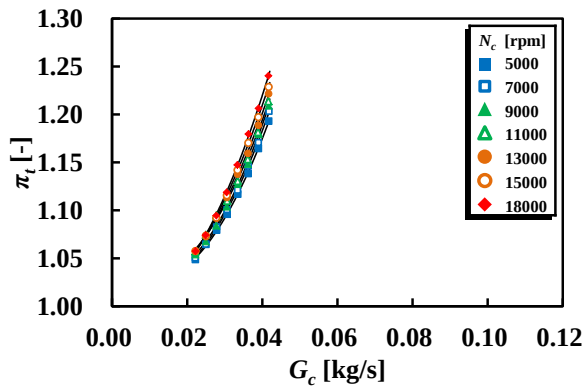
次に, π_t または N_c の変化が UHLTC の η_c に与える影響について考察する. Fig.11(b)より, CTC と同様に最大効率の値は N_c により異なっている. しかしながら, CTC とは異なり $N_c=13,000\text{rpm}$ からの回転数の増加に対しても最大効率は顕著に上昇しており, $N_c=15,000\text{rpm}$ から $18,000\text{rpm}$

への回転数の増加により4%程度上昇している。そのため、UHLTCに対しては回転数を $N_c=18,000\text{rpm}$ から増加させることにより最大効率は更に上昇すると予測される。また、CTCと同様に N_c の増加に伴い最大効率を示す π_t は高膨張比側へ移動しており、 π_t の変化に対する η_c の変化の傾向は N_c によって異なることが分かる。また、同一 π_t に対して N_c を増加させた場合、CTCとは異なり全ての π_t において N_c の増加に伴い η_c は上昇しており、全ての π_t に対して $N_c=18,000\text{rpm}$ の η_c が最も高くなっていることが確認できる。

以上の結果より、CTCに対しては N_c を増加させることにより最大効率は上昇するが、 $N_c=13,000\text{rpm}$ 以上では最大効率に大きな差が生じないことが分かった。また、各 N_c において最大効率を示す π_t は、 N_c の増加に伴い高膨張比側へ移動し、各 π_t において最大効率を示す N_c は、 π_t の増加に伴い高回転数側へ移動することが分かった。一方、



(a) CTC



(b) UHLTC

Fig.9 Total pressure expansion ratio

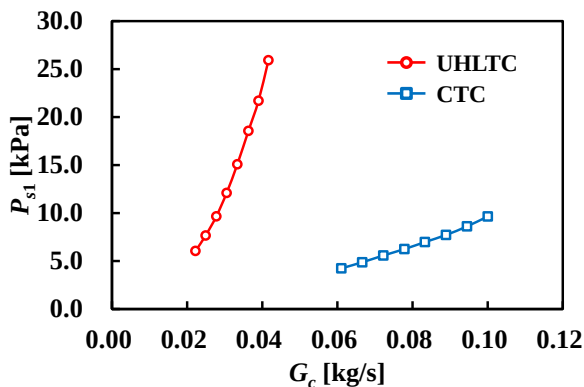


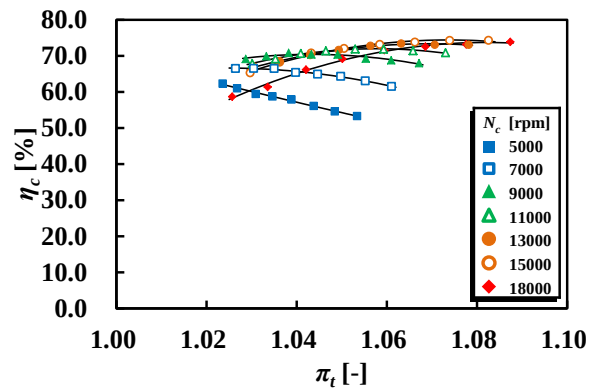
Fig.10 Inlet static pressure

UHLTCに対しては全ての π_t で N_c の増加に伴い η_c は上昇し、 N_c を増加させることにより最大効率は顕著に上昇することが分かった。そのため、UHLTCに対しては N_c を現状の最高回転数より増加させることにより、今回の最大効率 $\eta_c=62.5\%$ より高い効率を示すと予測される。

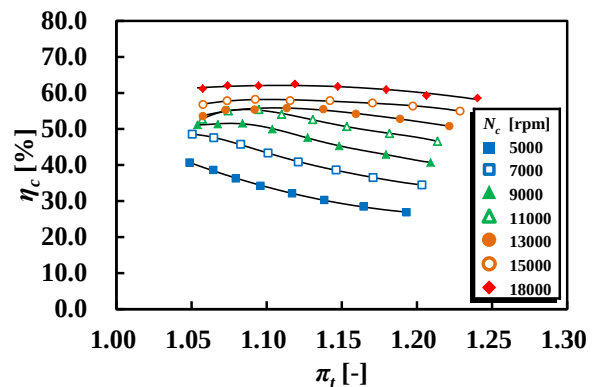
6.1.3 比出力特性

Fig.12に各翼形状の全圧膨張比 π_t に対する修正比出力 S_c を、修正回転数 N_c をパラメータとして示す。

CTCおよびUHLTCの S_c が、 π_t または N_c の変化に対して異なる挙動を示したため、初めにCTCの結果に対して考察する。Fig.12(a)より、全ての N_c において π_t の増加に対して S_c が増加していることが分かる。しかし、その増加率は、 $N_c=5,000\text{rpm}$ および $7,000\text{rpm}$ に対しては他の N_c と比較して明らかに低いことが分かる。一方、 $N_c=13,000\text{rpm}$ 以上の N_c に対しては、その増加率に大きな差はなく、一次関数的に一定の値を取っている。同一 π_t に対して N_c を増加させた場合、 $\pi_t=1.05$ 近傍に着目すると、回転数を $N_c=5,000\text{rpm}$ から $9,000\text{rpm}$ へ増加させることにより S_c が顕著に増加することが分かる。しかし、 $N_c=9,000\text{rpm}$ 以上の回転数の増加に対しては、 S_c はほぼ一定の値を示しており、明確な増加は確認できない。これは、 $N_c=9,000\text{rpm}$ で同膨張比での出力の限界値に達したためと考えられる。前述の $N_c=13,000\text{rpm}$ 以上の N_c において S_c が π_t の増加に対して一次関数的に増加したのは、 $N_c=13,000\text{rpm}$ 以上の N_c における S_c が全て、各 π_t での出力の限界値に達しているためと考えられる。



(a) CTC



(b) UHLTC

Fig.11 Turbine efficiency characteristics

次に、 π_t または N_c の変化が UHLTC の S_c に与える影響について考察する。Fig.12(b)より、CTC と同様に全ての N_c において π_t の増加に対して S_c が増加している。また、その増加率は N_c の増加と共に増大する傾向にある。一方、同一 π_t に対して N_c を増加させた場合、CTC とは異なり全ての π_t において N_c の増加に伴い S_c が増加しており、UHLTC に対しては全ての π_t において出力の限界値を確認することができなかった。

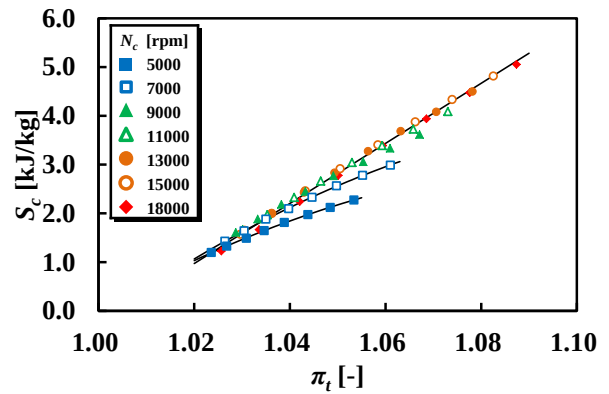
以上の結果から、両翼形状共に全ての N_c において π_t の増加に対して S_c が増加することが分かった。また、CTC では各 π_t に対する出力の限界値が確認できたのに対して、UHLTC では確認できず、全ての π_t において N_c の増加に伴い S_c が増加した。

6.2 相対流入角の影響

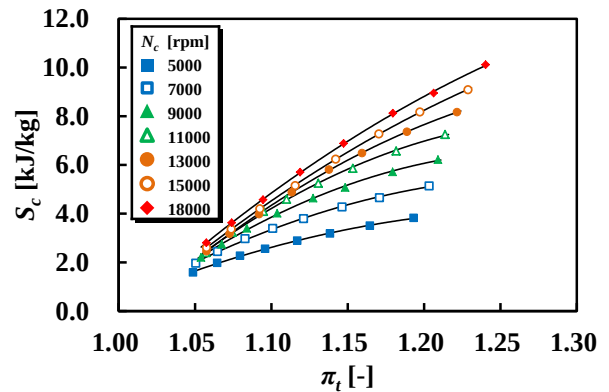
修正質量流量 G_c または修正回転数 N_c の変化は相対流入角 γ の変化を引き起こすため、相対流入角 γ の変化が CTC および UHLTC のタービン段効率 η_c に与える影響について考察する。Fig.13 に各翼形状に対する、タービン段効率 η_c と相対流入角 γ の関係を示す。また、Fig.14 には CTC に対する、 $N_c=9,000\text{rpm}$ および $18,000\text{rpm}$ におけるエンタルピー降下 Δh および修正比出力 S_c の相対流入角 γ に対する関係を、Fig.15 には UHLTC に対する、 $N_c=5,000\text{rpm}$ および $18,000\text{rpm}$ におけるエンタルピー降下 Δh および修正比出力 S_c の相対流入角 γ に対する関係をそれぞれ示す。

最初に、 γ の変化が CTC の η_c に与える影響について考察する。Fig.13(a)より、 η_c は設計流入角である 43.6° 近傍で最大効率を示しており、同領域を境にして η_c が低下していることが分かる。この原因を以下に考察する。 γ を設計流入角より増加させた場合、 S_c および Δh が共に増加していることが分かる(Fig.14(a))。 N_c を固定しているため、この S_c および Δh の増加は翼負荷の増加に起因している。しかしながら、 γ の増加に対する増加率に着目すると、 Δh の方が S_c より高く、その結果、 γ の増加に伴い S_c と Δh の差が拡大していることが分かる。 Δh の増加率が高くなった要因は、 γ の増加により翼間で生じる流路渦が増強し、空力損失が増大したためと考えられる。また、翼負荷の増加に伴い翼面圧差が大きくなり、翼端間隙を通過する流れが増強するため、流れに起因して生じる流れ渦の増強も空力損失を増大させる要因の一つとして考えられる。したがって、設計流入角から γ を増加させた際に見られた η_c の低下は、流路渦および流れ渦などに起因する空力損失が増大したためと考えられる。一方、 γ を設計流入角より減少させた場合、 S_c および Δh が共に減少しており、 γ の減少に対する S_c と Δh の減少率は同程度であることが分かる(Fig.14(b))。 N_c を固定していることから、 S_c と Δh の減少は翼負荷の減少に起因する。したがって、設計流入角から γ を減少させた際に見られた η_c の低下は、 γ の減少に伴い翼負荷が顕著に減少し、また γ の減少に対する S_c と Δh の減少率が同程度であったためと考えられる。

次に、 γ の変化が UHLTC の η_c に与える影響について考

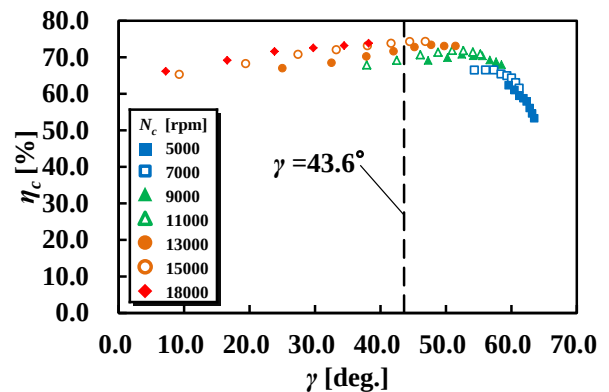


(a) CTC

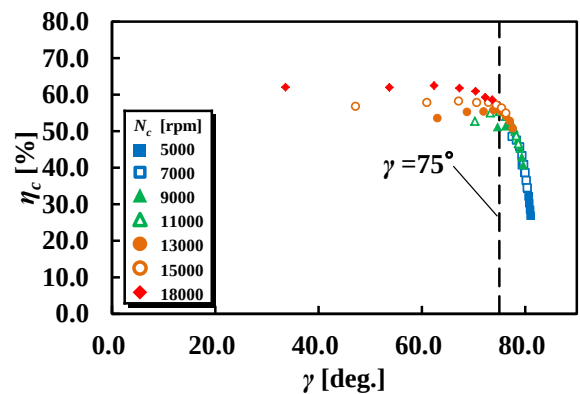


(b) UHLTC

Fig.12 Specific power characteristics



(a) CTC



(b) UHLTC

Fig.13 Variation of turbine efficiency with relative inlet flow angle

察する。Fig.13(b)より、 η_c は設計流入角である 80° 近傍より小さい γ で最大効率を示している。また、 γ の変化に対する η_c の変化の挙動は 75° 近傍を境に大きく異なっており、 γ を 75° 近傍より増加させた場合、 γ の僅かな増加に対して η_c が顕著に低下している。これは、 γ の増加に対する Δh の増加率が顕著に高く、 γ の増加に伴い S_c と Δh の差が急激に拡大しているためである(Fig.15(a))。UHLTCにおいては、 γ の増加は翼間入口付近での1翼間分の流路幅の流路方向拡大率を増加させ、同領域での流体の減速率を増加させる⁽⁴⁾。そのため、 Δh の著しい増加は減速率の増加により流入境界層の発達が進められ、馬蹄形渦および流路渦などに起因する空力損失が増大したためと考えられる。一方、 γ を 75° 近傍より減少させた場合、 γ の変化に対して η_c はほぼ一定の値を示している(Fig.13(b))。これは、 γ の減少に伴い γ の減少に対する S_c と Δh の減少率の差が縮小したためである(Fig.15(b))。 N_c を固定しているため、 S_c の減少率が低下したのは翼負荷の減少率が低下したためである。UHLTCの翼間流路幅は翼間流路後半部にかけて急激に減少しているため(Fig.1(b))、翼間流路後半部に向かって流体は加速される。そのため、翼列全体での負荷に対して翼列後半部での負荷が占める割合は比較的大きいと考えられる。したがって、翼負荷の減少率が低下したのは、 γ の減少により翼列前半部での負荷が減少するが、翼列後半部での負荷が一定の値を維持したためと考えられる。

以上の結果より、CTCに対しては設計流入角である 43.6° 近傍で最大効率を示し、同領域を境に η_c が低下する

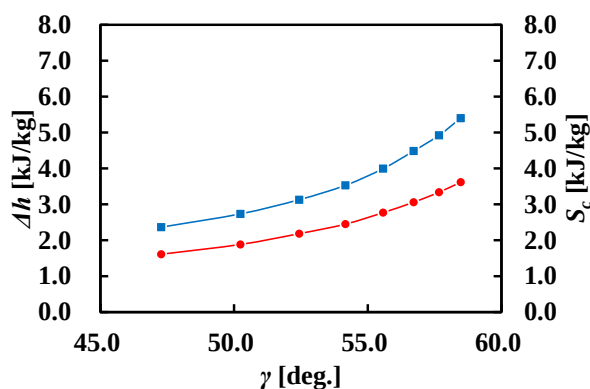
ことが分かった。設計流入角より γ を増加させた場合に η_c が低下したのは、空力損失の増大に起因すると考えられる。一方、設計流入角より γ を減少させた場合に η_c が低下したのは、翼負荷の減少に起因すると考えられる。UHLTCに対しては、設計流入角である 80° 近傍より小さい γ で最大効率を示すことが分かった。これは、 γ を 75° 近傍より増加させた場合、空力損失の増大に伴い Δh が急激に増加し、 η_c が低下するためである。また、 γ を 75° 近傍より減少させた場合、 η_c に顕著な変化はなく、ほぼ一定の値を示した。これは、 γ の減少に対する翼負荷の減少率が低下し、それに起因して S_c の減少率が低下したためである。

6.3 UHLTC と CTC の性能比較

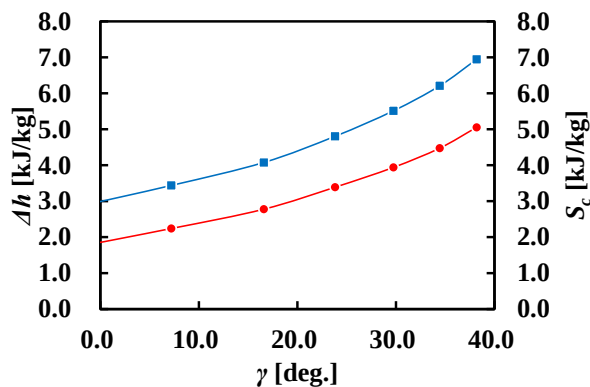
Fig.16に各翼形状に対する、段負荷係数 Ψ_s と流量係数 φ の関係を、Fig.17には各翼形状に対する、タービン段効率 η_c と流量係数 φ の関係をそれぞれ示す。

Fig.16より、 φ の増加に対する Ψ_s の増加率はUHLTCの方がCTCより高く、UHLTCは高い負荷性能を有していることが分かる。また、UHLTCの設計流入角付近と予測される $\varphi=0.55$ において両翼形状の Ψ_s を比較すると、UHLTCはCTCの8倍程度の段負荷を有している。一方、同領域で η_c を比較すると、UHLTCの η_c はCTCの半分程度まで低下していることが分かる(Fig.17)。しかしながら、UHLTCの η_c は低流量係数域に向かって急激に上昇しており、 $\varphi=0.36$ 以下ではCTCの η_c を上回ると予測される。

以上の結果より、 φ の増加に対する Ψ_s の増加率はUHLTCの方がCTCより高く、UHLTCは高い負荷性能を

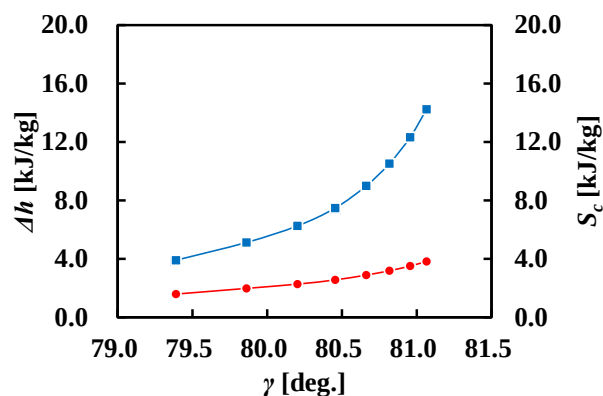


(a) $N_c=9,000\text{rpm}$

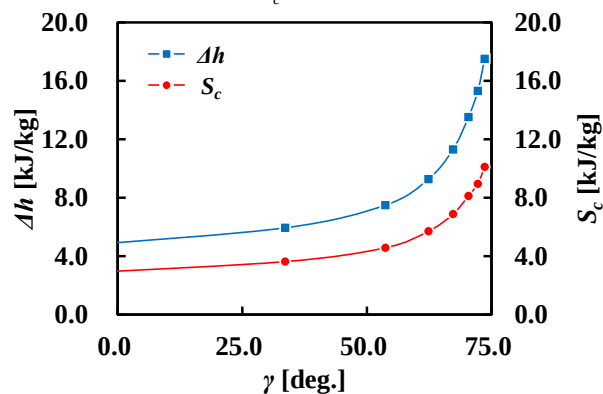


(b) $N_c=18,000\text{rpm}$

Fig.14 Variations of enthalpy drop and specific power with relative inlet flow angle (CTC)



(a) $N_c=5,000\text{rpm}$



(b) $N_c=18,000\text{rpm}$

Fig.15 Variations of enthalpy drop and specific power with relative inlet flow angle (UHLTC)

有しているが、UHLTC の設計流入角付近と予測される流量係数域では、UHLTC の η_c は CTC の半分程度まで低下することが分かった。しかしながら、 $\phi=0.36$ 以下の低流量係数域では UHLTC の η_c が CTC を上回ると予測される。今後は設計流入角付近における負荷性能を維持すると共に、効率の低下を低減させる方法を検討する必要がある。一方で、今回の試験において CTC の最大効率が $\eta_c=74.3\%$ と比較的低い値を示したのは、高速回転化を考慮して TCL を 3% と大きく設定したことが要因の一つであると考えられる。そのため、試験装置の更なる高速回転化と並行して、UHLTC および CTC の TCL を縮小することが重要な課題である。

7. 結論

以上、本研究により以下の結論を得た。

- (1) 本性能試験により、膨張比、回転数および相対流入角の変化が超高負荷および従来型軸流タービン円環翼列の空力性能に与える影響を明らかにした。
- (2) 超高負荷軸流タービン円環翼列は従来型のものと比較して、低流量で高い膨張比特性を有する。
- (3) 従来型軸流タービン円環翼列においては、回転数の増加により最大効率は上昇するが、13,000rpm 以上の回転数に対してはほぼ同一の値を示す。
- (4) 超高負荷軸流タービン円環翼列においては、全ての膨張比において回転数の増加により効率は上昇し、最大効率については顕著に上昇する。
- (5) 本試験回転数の範囲において、従来型軸流タービン円環翼列は全ての膨張比に対して出力は限界値に達したが、超高負荷軸流タービン円環翼列では全ての膨張比において達しなかった。
- (6) 従来型軸流タービン円環翼列では設計流入角近傍において最大効率を示した。
- (7) 超高負荷軸流タービン円環翼列では相対流入角を 75° 近傍より増加させると、空力損失の増大に起因するエンタルピー降下の増加により、効率は低下する。
- (8) 超高負荷軸流タービン円環翼列では相対流入角を 75° 近傍より減少させると、相対流入角の減少に対する翼負荷の減少率が低下し、それに伴い比出力の減少率が低下するため、効率はほぼ一定の値を示す。
- (9) 超高負荷軸流タービン円環翼列は従来型のものより高い負荷性能を有しているが、効率については設計流入角付近と予測される流量係数域においては従来型のものの半分程度まで低下する。

参考文献

- 1) 経済産業省、国際エネルギー動向、平成 26 年度エネルギーに関する年次報告、2015, pp.158-202.

- 2) 辻田星歩, 水木新平, 山本孝正, 超高負荷タービン翼列内の流れの数値解析, 日本機械学会論文集(B編), Vol.70, No.697(2004), pp.2332-2340.
- 3) 辻田星歩, 山本孝正, 超高負荷タービン翼列内の二次流れ, 日本ガスタービン学会誌, Vol.36, No.5(2008), pp.379-384.
- 4) 辻田星歩, 林宏樹, 山本孝正, 超高負荷タービン翼列内の二次流れと損失生成への入射角の影響, 日本機械学会論文集(B編), Vol.79, No.800(2013), pp.577-593.
- 5) 宇田久人, 超高負荷タービン円環翼列の空力性能 翼形状の影響, 法政大学修士論文集, 2012.
- 6) 荒井翔太, 超高負荷軸流タービン円環翼列の空力性能 翼端間隙および翼形状の影響, 法政大学修士論文集, 2014.
- 7) 山本孝正, 高原北雄, 能瀬弘幸, 井上重雄, 臼井弘, 三村富嗣雄, 空冷軸流タービンの空力性能に関する研究 (第一報 空冷タービンの設計および冷却空気を流さない場合の全体性能に関する実験的研究), 航空宇宙技術研究所報告, NAL TR-321(1973), pp.1-20.
- 8) 井上重雄, 臼井弘, 西村英明, 山本孝正, 蓑田光弘, 高原北雄, 能瀬弘幸, 竹嶋健次郎, 殿村兆史, 高負荷低圧タービンの研究開発(Ⅲ)全体性能試験, 航空宇宙技術研究所資料, NAL TM-493(1983), pp.1-17.

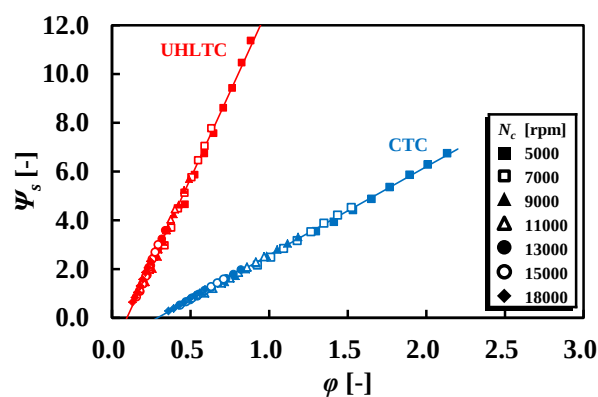


Fig.16 Relationship between stage loading coefficient and flow coefficient

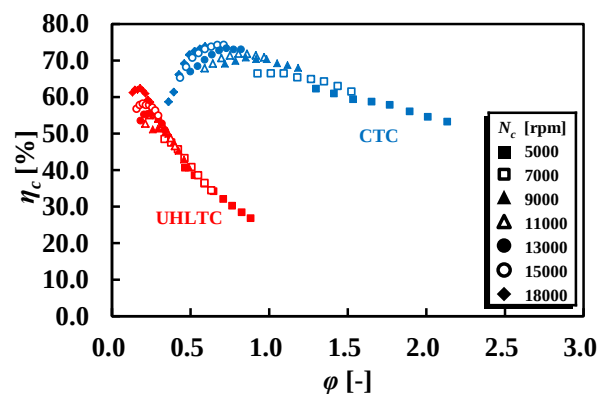


Fig.17 Relationship between turbine efficiency and flow coefficient