法政大学学術機関リポジトリ

HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

PDF issue: 2024-12-26

非軸対称Endwallによるタービン翼列内の二 次流れの低減 : 凹凸形状の軸方向分布範囲 の影響

BANDO, Tsubasa / 板東, 翼

(出版者 / Publisher) 法政大学大学院理工学研究科

(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

(巻 / Volume) 60 (開始ページ / Start Page) 1 (終了ページ / End Page) 7 (発行年 / Year) 2019-03-31

(URL) https://doi.org/10.15002/00021982

非軸対称 Endwall によるタービン翼列内の 二次流れの低減 -凹凸形状の軸方向分布範囲の影響-

REDUCTION OF SECONDARY FLOW IN TURBINE CASCADE BY NON-AXISYMMETRIC ENDWALL CONTOURING - INFLUENCE OF AXIAL-WISE DISTRIBUTION RANGE OF CONVEX AND CONCAVE CONTOURING -

板東翼

Tsubasa BANDO 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

In the turbine cascade, the secondary flow such as the passage vortex is main cause of generation of aerodynamic losses. The secondary flow loss due to the passage vortex can be reduced by locally reducing the pitch wise pressure gradient near the endwall. In this study, the flows in the linear turbine cascades with three types of non-axisymmetric endwall, which are different in the axial-wise range of the distributed concavo-convex curved surface, were investigated experimentally by the 5-hole Pitot tube and the oil flow visualization. The experimental results clarified that the reduction of the axial-wise range of the convex-concave curved surface intensified the cross-flow locally by increasing the curvature of the convex curved surface generated along the boundary between the plane endwall and the concave curved surface distributed near suction surface, and consequently increased the loss.

Key Words : Non-Axisymmetric Endwall, Gas Turbine, Linear Turbine Cascade

1. 緒論

近年,世界各国において活発な経済活動が行われており, 目覚ましい成長を見せている国が増えている.しかし、そ の裏側では地球温暖化といった世界規模の環境問題が深 刻化している.経済の発展における様々な分野で,必要不 可欠な動力や電力を得るためには,大量の化石燃料を使用 する原動機が使われている.このため、不完全燃焼による 粒子状の環境汚染物質や有毒ガス,二酸化炭素などが排出 され,環境問題の原因となっている. さらに化石燃料消費 に伴う資源の枯渇が懸念され、これらの問題に対応するた めに、二酸化炭素などの温室効果ガスの排出量に関する規 制が先進国を中心に強化されている.また,風力,太陽光 エネルギーなどの再生可能エネルギーが注目を浴びてい るが、これらの天候依存型のクリーンエネルギーは供給が 不安定であるため、主要なエネルギー源として使うことは 現状の蓄電技術では難しい. そのため, 化石燃料を使用す る原動機の低燃費化や環境負荷を低減する技術の研究が 各国で行われており,特に産業用ガスタービンや航空用ジ ェットエンジンの高性能化に関する研究が急務となって

いる.

産業用ガスタービンや航空用ジェットエンジンの性能 を向上させる方法の一つに、その主要構成要素の一要素で あるタービンの空気力学的性能の向上がある.タービンの 翼列内では、空気力学的損失生成の主要因となる流路渦や 馬蹄形渦などの二次流れが発生する.したがって、タービ ンの空力性能の向上を図るには、それらの二次流れを低減 させる必要がある.特に損失生成に与える影響が大きい流 路渦は、翼間圧力勾配と Endwall 近傍の境界層流に作用す る流路の曲率に起因する遠心力との不均衡が生じること で発生する.この流路渦の低減方法の一つとして、Hub 側 Endwall 面上に三次元的な凹凸形状の曲面を施すことによ り、Endwall 付近の翼間圧力勾配を制御する非軸対称 Endwall[1-4]がある.

非軸対称 Endwall とは、タービン翼列の Hub 側 Endwall 面上の圧力面側に凸形状、負圧面側に凹形状を施すことに より、特に流路渦などの二次流れの発生原因となる Endwall 近傍の翼間圧力勾配を低減する技術である.しか しながら、この非軸対称 Endwall の形状は、凹凸を施す位 置や範囲およびその高さと曲率などの多くの幾何学的パ ラメータによって規定される.したがって,流路渦低減に 最も効果的で最適な Endwall 形状を施すための設計指針を 確立させるには,これらの幾何学的パラメータが Endwall 上の圧力分布や二次流れに与える影響を明らかにする必 要がある.

本研究では、凹凸を規定する多くの幾何学的パラメータ のうち、翼間 Endwall 上における凹凸の軸方向分布範囲に 着目した.この分布範囲を変えることによる影響を調査す るために、設計した非軸対称 Endwall を直線タービン翼列 に適用し、Endwall 上の静圧分布の測定、5 孔ピトー管によ る翼間流路内部の流動測定および油膜法による固体壁面 上のせん断流の可視化実験を行い、非軸対称 Endwall に対 する設計指針確立のための知見を収集した.

2. 実験装置

本研究で使用した実験装置の全体図を Fig.1 に示す.本 風洞試験装置は大気開放型吹き出し風洞である.送風機に より吸い込まれた空気は風洞,ノズル,整流格子,測定セ クションを通過後,大気に放出される.測定セクションの 概略図を Fig.2 に示す.直線翼列モデルは測定セクション の底側から挿入し固定する.測定セクション内部の入口側 と出口側には翼列への入射角と翼列下流の流出角を設定 するための案内板を設置した.測定セクション上部には5 孔ピトー管を移動させるための天井走行型トラバース装 置を設置した.測定セクション上面の第1軸方向の可動壁 は送風機からの空気の流入方向に対して垂直な水平方向 へ,その上に設置された第2軸方向のトラバース装置は送 風機からの空気の流入方向へ,さらにその上に設置された 第3軸方向のトラバース装置は翼スパン方向へ移動する.

3. 翼列形状

(1) タービン翼

本研究で用いた供試タービン翼形状を Fig.3 に,その仕様を Table 1 に示す.同翼は転向角 113.3°の軸流タービン動翼であり[5],翼根元(Hub)から翼先端側(Tip)まで同形状の二次元翼である.また,翼の製作には三軸加工機を使用した.また,翼先端側(Tip)には翼端の漏れ流れを防止するためにフェルトが貼り付けられている.

(2) Endwall

本研究で使用した Type 1 ~ Type 4 の 4 種類の Endwall の 壁面起伏を示す等高線分布を Fig.4 に示す. Type 1 は基準 となる平面 Endwall である. Type 2 は $Z/C_{ax}=0.0$ から Z/C_{ax} = 1.0 の範囲に凹凸形状が施され, 翼転向部 $Z/C_{ax}=0.41$ に おいて凸形状最高点が翼圧力面上に,凹形状最低点が翼負 圧面上に位置する Endwall である. ここで, Z/C_{ax} は翼前縁 を 0.0, 翼後縁を 1.0 とした軸方向無次元距離である. ま た,凹凸形状の分布範囲が異なる Endwall として,凸形状 最高点および凹形状最低点の位置は Type 2 と同様で,凹 凸形状が $Z/C_{ax}=0.05$ から $Z/C_{ax}=0.95$ の範囲に分布する Type 3, Z/C_{ax}=0.1 から Z/C_{ax}=0.9 の範囲に分布する Type 4 を使用した. なお凹凸の起伏の最大値と最小値は Type 1 の Endwall を基準面として, 翼高さ H の±5 %に相当する ±4.35 mm とした.

各 Type の Endwall へのタービン翼の取り付け方法は, 翼と Endwall にねじ穴と位置決め用のピンの穴を空け,そ のピンで位置を決め,ねじで翼と Endwall を固定した. Endwall に 6 枚の翼を差し込んだ直線翼列モデルの写真を Fig.5 に示す.この翼列の翼間内および下流の流動現象を 測定した.



Fig.5 Linear turbine cascade

4. 実験方法

(1) 実験条件

本実験においては、作動流体は空気であり、試験流速は 測定セクション入口に設置した JIS型ピトー管を用いて35 m/s に設定した.その際の入口乱れ度は1%で、翼列出口 流速と翼弦長に基づくレイノルズ数は1.41×10⁵である.

(2) 5 孔ピトー管による翼列内部流れの測定

5 孔ピトー管による内部流動の測定は, 翼間内の P1 から P6 および翼列下流の P7 の合計 7 断面で行った. 各測定 断面の軸方向位置を Fig.6 および Table 2 に示し,また各測 定断面での測定点数を Table 2 に示す. 各測定断面におけ る測定点数は,スパン方向については平面 Endwall と非軸 対称 Endwall の平坦な部分では 57 点とし,凹凸形状の部 分ではその形状に合わせて点数を増減させた. ピッチ方向 については,翼間内の各断面では流路幅のピッチ方向距離 に合わせて調節し,翼列下流では翼列 1 ピッチの長さを満 たす 25 点とした. 各測定点間の距離は 1.5 mm とし,凹凸 付近のスパン方向については 1.0 mm とした.

内部流動の測定は, 圧力センサを接続した5孔ピトー管 をトラバース装置に固定し, 自動計測プログラムによりト ラバースさせて行った. 凹凸壁面近傍については形状が複 雑なため手動でトラバースを行った.

(3) Endwall 面静圧の測定

Endwall 面静圧の測定は, Fig.7 および Table 3 に配置を 示す翼列上流の L1 から翼列下流の L7 までの合計 7 列の 測定孔を用いて行った. なお,静圧孔のピッチ方向の間隔 はピッチ方向無次元距離 *X/S*=0.065 とした.

測定は,各静圧孔に差し込んだステンレスチューブに接 続された圧力センサにより測定し,圧力センサを接続して いない静圧孔は蓋をすることにより,漏れを防止した.

(4) Hub 側 Endwall 上の流跡線の可視化

Endwall 上のせん断流の可視化に用いた油膜は流動パラフィン,二酸化チタン,オレイン酸からなる混合物であり,それらの質量混合比は1:1:1である.

この混合した油膜を Hub 側 Endwall 上に均一に塗布した 後,送風機を 30 分間運転し,形成された油膜のパターン をデジタルカメラにより記録した.





Fig.6 Distribution of measured planes

Fig.7 Distribution of static pressure taps on endwall

Table 2 Locations of measured planes and numbers of measured points

| 測定断面 | 断面位置 (Z/C _{ax}) | 測定点数 (N _x ×N _y) |
|------|------------------------------|---|
| P1 | 0.0 | 684(12×57) |
| P2 | 0.2 | 741(13×57) |
| P3 | 0.4 | 684(12×57) |
| P4 | 0.6 | 684(12×57) |
| P5 | 0.8 | 684(12×57) |
| P6 | 1.0 | 1083(19×57) |
| P7 | 1.1 | 1425(25×57) |

Table 3 Locations and numbers of static pressure taps on endwall

| 列 | 列の位置(Z/C _{ax}) | 静圧孔の数 |
|----|--------------------------|-------|
| L1 | -0.205 | 19 |
| L2 | 0.015 | 13 |
| L3 | 0.235 | 11 |
| L4 | 0.445 | 10 |
| L5 | 0.675 | 10 |
| L6 | 0.895 | 12 |
| L7 | 1.115 | 23 |

5. データの解析方法

本研究で設計した非軸対称 Endwall の効果を調べるため に用いたパラメータの定義を以下に示す.

静圧係数 Cps:

$$C_{ps} = P_s / \left(0.5 \times \rho \times V_{mout}^2 \right) \tag{1}$$

ここで、 P_s は各静圧孔で測定した静圧、 ρ は空気の密度、 V_{mout} は翼列出口断面平均流速である.

全圧損失係数 Cpt:

$$C_{pt} = (P_{tin} - P_t) / (0.5 \times \rho \times V_{mout}^2)$$
⁽²⁾

ここで、 P_{tin} は測定セクション入口における全圧、 P_t は測定全圧である.

二次流れ運動エネルギー係数 Csk:

$$C_{sk} = (V_{si} / V_{mout})^2 \tag{3}$$

ここで、Vsiは二次流れ速度ベクトルの成分である.

6. 実験結果および考察

(1) Endwall 面静圧の測定結果

Fig.8 に Type 1 から Type 4 における Endwall 上の静圧係 数 C_{ps} 分布を示す.また, Fig.9(a)に Type 2, (b)に Type 3, (c)に Type 4 の静圧差係数 ΔC_{ps} の分布を示す.ここで, ΔC_{ps} は各非軸対称 Endwall 面における静圧係数 C_{ps} 分布から平 面 Endwall の同分布を同位置間において差し引いた値とし て定義される.したがって,正の ΔC_{ps} は平面 Endwall より 圧力が上昇し,負の ΔC_{ps} は低下していることを示してい る.なお,これらの図中における PS は翼圧力面,SS は翼 負圧面を示しており,また翼列上流の L1 から翼列下流の L7 は各静圧測定孔の軸方向位置を示している.

平面 Endwall (Type 1)では静圧の高い領域が圧力面側に, また最も低い領域が負圧面側の翼転向部より下流の位置 に分布している(Fig.8(a)). その結果, L4 および L5 付近に おいてピッチ方向の圧力勾配が最も大きくなっているこ とが分かる. 一方, Type 2 では Type 1 に比べて負圧面側 の転向部付近においては圧力が増加していることが分か る(Figs.8(a), (b), 9(a)). その結果,特にL4においてピッ チ方向の圧力勾配が低減している.また, Type 3,4 でも 同様に Type 1 に比べて負圧面側の転向部付近において圧 力が増加している(Figs.8(a), (c), (d), 9(b), (c)). これら負 圧面側での圧力上昇は、作動流体が翼負圧面側の Endwall 上に施した凹曲面に沿って流れることにより, 流体粒子に 作用する曲率半径方向の遠心力に釣り合う負の圧力勾配 が曲率中心方向に生じたため, 凹曲面の底部において圧力 が上昇したと考えられる.以上の結果から、本研究で設計 した凹凸形状を用いて翼間圧力勾配を制御することがで きると云える.

Type 2 では Type 1 に比べて, 圧力面側転向部よりも上 流付近では、僅かであるが圧力が上昇している(Fig.9(a)). また, Type 3, 4 についても圧力面側の圧力分布に同様の 傾向がみられる(Figs.9(b), (c)). これらの圧力増加域の位置 は平面から連続的に凸曲面に変化する境界の位置に対応 していることから、その境界に沿う付近では Endwall 形状 が凹曲面状になっているため, 圧力が上昇したと考えられ る.一方, 負圧面側に凹曲面を有する Type 2 から Type 4 では、翼負圧面側の翼転向部よりも上流側のL3付近と翼 転向部よりも下流側の L5 付近の圧力が Type 1 より低下 し、その傾向は Type 4 が一番強くなっているのが確認で きる(Fig.9). これは、平面から連続的に凹曲面に変化する 境界に沿う付近の Endwall 形状が凸曲面状になっているた めと考えられる. また, Type4 でこれらの現象が最も強く 表れた原因は, 翼列軸方向の分布範囲が最も狭く, 各凹凸 曲面を形成する曲率が最も大きいためと考えられる.した がって、凹凸曲面による Endwall の圧力制御においては、 その凹凸曲面と平面との境界に沿って, 意図した圧力制御 とは逆の現象が生じることが分かる.

以上の結果から、本研究で提案した凹凸形状の曲面を有 する非軸対称 Endwall は、凹凸曲面の最低点と最高点を結 ぶ付近では、翼間圧力勾配を最も低減させることができ、 特に凹曲面による効果が大きいことが分かった.また、非 軸対称 Endwall の凹曲面と平面、凸曲面と平面のそれぞれ の境界部分の曲率により圧力変化が生じるため、凹凸形状 の分布範囲変更に伴う曲率の変化を考慮する必要がある ことが分かった.

(2) Hub 側 Endwall 上の流跡線の可視化結果

Fig.10 に各 Type の Hub 側 Endwall 面の油膜法による流 れの可視化結果を示す. なお,各図において,上側が翼列 上流側に対応しており,黄矢印は翼間転向部よりも下流側 の流跡線の向きを示している.



Fig.8 Distribution of Cps on endwall



on non-axisymmetric endwall





(c) Type 3

(d) Type 4

Fig.10 Oil flow visualization on endwall

全ての Type において, 翼間内で負圧面へ偏向する流れ の流跡線が確認できる(Fig.10). Type 2 において, 翼転向部 よりも上流側で Type 1 と比べてより強い偏向流が発生し ている(Figs.10(a), (b)). これは Type 2 の L3 の圧力面付近 の圧力が Type 1 より増加し, L3 の負圧面付近の低圧領域 が発生したことにより(Figs.8(a), (b), 9(a)), 両付近間の圧 力勾配が強くなるためと考えられる.また, Type 3, 4 の 同領域においても, 同様の傾向が確認でき(Figs.8(c), (d), 9(b), (c)), L3 の負圧面付近において圧力低下が顕著に表 れている Type 4 で最も強くなっていることが分かる.

次に転向部よりも下流側に着目すると, Type1に比べて Type 2 から Type 4 の方が圧力面から負圧面へ向かう流れ の偏向が低減していることが分かる(Fig.10). これは, 凹凸 形状を施したことによる翼間圧力勾配の低減効果に起因 すると考えられる(Figs.8, 9). Type4は Type2, 3に比べて 偏向の低減効果が小さいが, これは翼転向部よりも下流の L5 付近に表れた, 凹曲面と平面の境界部分の曲率増加に 伴う圧力の低下により(Fig.9(c)), その領域へ向かう偏向流 が発生したためと考えられる.

以上の結果より、本研究で設計した凹凸形状の曲面を有 する非軸対称 Endwall は、前述の翼間圧力勾配の低減効果 により流路渦を構成する翼間下流側の Endwall 上の横断流 を弱めることが分かった.しかし、凹凸形状を施したこと による翼転向部上流側および下流側で発生する低圧領域 が局所的に偏向流を強めることが分かった.

(3) 5 孔ピトー管による翼列内部流れの測定結果

Fig.11, 15, 19 にそれぞれ断面 P3, P4, P7 における全圧 損失係数 Cpt 分布と二次流れ速度ベクトルを重ねた図を, Fig.12, 16, 20 にそれぞれ P3, P4, P7 における二次流れ 運動エネルギー係数 Csk分布を示す.なお,各図の(a)が Type 1, (b)が Type 2, (c)が Type 3, (d)が Type 4 に対する測定結 果である.これらの図は全て翼列下流側から観察した翼間 流路断面の様子であり、左側が SS、右側が PS にあたる. また, 各図の縦軸 Y/H はスパン方向位置を翼高さ H で無 次元化した Hub を原点とするスパン方向無次元距離であ り, 0.5 が Midspan の位置を示している. Fig.13, 17, 21 に それぞれ P3, P4, P7 における各 Type の全圧損失係数 Cpt のピッチ方向質量平均値 Cptp のスパン方向分布を示す. Fig.14, 18, 22 にそれぞれ P3, P4, P7 における各 Type の 二次流れ運動エネルギー係数 Csk のピッチ方向質量平均値 Csk,pのスパン方向分布を示す. また, Fig.23 には P7 にお ける全圧損失係数の Hub から Midspan までの断面質量平 均値 C_{pt,m}を示す.

翼間転向部およびその僅かに下流側に位置する P3, P4 において,いずれの Type でも Hub 壁近傍に境界層による 高損失領域が形成されている(Figs.11, 13, 15, 17). Type 2 から 4 では Type 1 に比べてその高損失領域が縮小してお り, Type 3, 4 ではこの高損失領域の縮小割合が Type 2 と 比べて小さく Type 3 で最も小さくなっている. これらの縮



小は,前述の翼間圧力勾配の低減効果が流路渦を構成する Endwall 上の横断流を弱めたためと考えられる. このこと は, Type 2 から 4 の Hub 壁面近傍の二次流れ運動エネル ギー係数が Type 1 と比べると小さくなっていることによ り裏付けられる(Figs.12, 14, 16, 18).

翼列下流の P7 においても、Hub 壁面近傍について翼間 内と同様な傾向を示しており,加えて負圧面側に広く高損 失領域が形成している(Figs.19, 21). いずれの Type でも Hub 壁面近傍に高損失領域が形成され, Type 2 から 4 では Type 1に比べてその高損失領域が縮小しており、Type 3, 4 ではこの高損失領域の縮小割合が Type 2 と比べて小さく なっている.二次流れ運動エネルギー係数についても Type 2から4の方が Type 1 より小さい(Figs.20, 22). また, P7 の Y/H=0.2~0.4 において Type 3, 4 の全圧損失係数のピッ チ方向質量平均値が他の二つの Type よりも高いことが分 かる(Fig.21). これは, Type3, 4の負圧面側の高損失領域が 僅かに厚くなっていることに対応している(Fig.19). この原 因として, 翼間の Endwall 上の横断流は弱められたが, 負 圧面側の凹曲面の分布範囲が狭くなることにより負圧面 上を Endwall から Midspan へ向かう縮流が強くなり、その 結果,高損失流体の負圧面上での移送が強められたと考え られる.この縮流の増強については更なる実験による検証 が必要と考える.

Hub から Midspan までを平均化の対象とした全圧損失係 数の断面質量平均値から(Fig.23), 翼列下流の P7 において は、Type2が最も損失が小さいことが分かる.これは、適 用した凹凸形状により翼間圧力勾配が低減され, 流路渦を 構成する翼間内の横断流が弱められたためと考えられる. しかしながら、Type 3、4はType 1と同程度の損失となっ ている.これは、Type3および4もType2と同様、翼間圧 力勾配の低減効果により横断流を弱めていると考えられ るが,先にも述べた特に凹曲面と平面の境界部分で発生す る低圧領域が,局所的に横断流を強めることにより流路渦 の低減効果が低下したためと考えられる.しかし、Type 4 で Type 1 よりも損失が僅かに低減できたのは, 凹凸曲面の 分布範囲を狭めたことに伴い, 曲面を形成する曲率が大き くなり, 翼間圧力勾配の低減による影響が大きくなったこ とで横断流が弱められたためと考えられる.このことは, Hub 側 Endwall 近傍の二次流れ運動エネルギー係数が低減 していることによって裏付けられる(Figs.16, 18).





Fig.19 Distribution of C_{pt} and Secondary flow velocity vector (P7)





以上の結果から、本研究で提案した凹凸形状の曲面を有 する非軸対称 Endwall は、翼間圧力勾配の低減効果により 流路渦を弱めることが分かった.また、凹凸形状の分布範 囲の違いやそれに伴う凹凸曲面と平面の境界での曲率の 変化は局所的に横断流を強めることにより、翼列下流にお ける二次流れと損失生成に与える影響が大きいことが分 かった.最終的に本研究で提案した Type 2 の非軸対称 Endwall が二次流れ損失低減に最も有効であることが分か った.

7.結論

本研究により以下の結論を得た.

- (1) 凹凸形状を有する非軸対称 Endwall は、凹曲面の最低 点と凸曲面の最高点を結ぶ領域(翼転向部)付近の翼間 圧力勾配を低減させることができ、また、その低減効 果への影響は凹曲面の方が強い.
- (2) 非軸対称 Endwall は, 翼間圧力勾配の低減効果により 流路渦を構成する翼間内下流側の Endwall 上の横断流 を弱める.
- (3) 凹凸形状の分布範囲の違いやそれに伴う凹凸曲面と 平面の境界での曲率の変化は、局所的に横断流を強め ることにより、二次流れおよびそれに起因する損失生 成の低減に影響を与える。
- (4) 凹曲面の分布範囲が狭くなることにより負圧面上を
 Endwall から Midspan へ向かう縮流が強くなることが
 示唆された.
- (5) 本研究で提案した3種類の非軸対称 Endwall においては、Type2 が二次流れ損失低減に対して最も有効である。



Fig.23 Mass-averaged C_{pt} on cross-section(P7)

参考文献

- Hartland, J, C, Gregory-Smith, D, G, and Rose, M, G(1998),Non-axisymmetric Endwall Profiling in a Turbine Rotor Blade, ASME Paper, 98-GT-525.
- Li, G, J, Ma, X, Y, and Li, J,(2005), Non-axisymmetric Turbine Endwall Profiling and Numerical Investigation of Its Effect on the Turbine Cascade Loss, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, 710049.
- Poehler, T, Niewoehner, J, Jeschke, P, and Guendogdu, J,(2014), Investigation of Non-axisymmetric Endwall Contouring and 3D airfoil Design in a 1.5 Stage Axial Turbine, ASME, GT2014-56784.
- Sendden, G, Dunn, D, Ingram, G, and Gregory-Smith, D, (2010), The performance of a generic non-axisymmetric endwall in a single stage rotating turbine at on and off-design conditions, ASME Paper, GT2010-22006.
- Yamamoto, A, (1986), Production and Development of Secondary Flows and Losses in Two Types of Straight Turbine Cascade, ASME Paper, 86-GT-185.