

論文

가스터빈 베인 끝벽의 열전달 특성 및 정압분포 측정

이용진*, 신소민**, 곽재수***

Measurement of Heat Transfer and Pressure Distributions on a Gas Turbine Vane Endwall

Yong Jin Lee*, Somin Shin**, Jae Su Kwak**

ABSTRACT

Heat transfer coefficients and static pressure distributions on a gas turbine vane endwall were experimentally investigated in a 5 bladed linear cascade. The Reynolds number based on an axial chord length and the cascade exit velocity was 500,000. Both heat transfer and pressure measurements on the vane endwall were made at the two different turbulence intensity levels of 6.8 % and 10.8 %. Detailed heat transfer coefficient distributions on the vane endwall region were measured using a hue detection based transient liquid crystals technique. Results show various regions of high and low heat transfer coefficients on the vane endwall surface due to several types of secondary flows and vortices. Heat transfer coefficient and endwall static pressure distributions showed similar trends for both turbulence intensity, however, the averaged heat transfer coefficients for higher turbulence intensity case was higher than the lower turbulence intensity case by 15 %.

Key Words : 대류열전달(Convective Heat Transfer), 가스터빈(Gas Turbine), 선형 익렬(Linear Cascade), 천이액정법(Transient Liquid Crystals Technique)

1. 서 론

최근의 가스터빈은 출력과 시스템 효율을 증가시키기 위해 가스터빈의 입구 온도를 증가시키는 경향이 있으며, 이에 따라 터빈의 각 부품들이 겪는 열부하도 점차 커지고 있다. 또한 터빈 익렬의 끝벽 부근에서 발생하는 유동박리 및 재부착, 다양한 형태의 와류 등과 같은 복잡한 유동 현상도 국부적인 열전달 및 열응력을 증가시키는 주요 요인이 되고 있다.

익렬 끝벽에서의 연소가스 거동 특성 및 열전

달 분포에 대한 연구는 국내외에서 다양하게 수행되어 왔다. Graziani 등[1]은 입구 유동의 경계층 두께가 익렬 끝벽에서의 열전달 및 2차 유동에 미치는 영향에 대해 연구하였으며, 정압 분포와 열전달 분포 형태의 유사성을 밝혔다. York 등[2]은 가스터빈 엔진의 주요 운용 조건 및 그 밖의 다양한 조건에 대해 끝벽에서의 Stanton 수를 측정하였다. Gaugler와 Russel[3]은 다양한 유동가시화 기법을 이용하여 끝벽에서 발생하는 2차 유동을 관찰하고 열전달 현상과 비교하였다. Goldstein과 Spores[4]은 통로와류의 위쪽으로 터빈 블레이드의 스펠 방향을 따라 상승하는 와류가 존재함을 규명하였다. Boyle과 Russel [5]은 가스터빈의 고정익렬 끝벽에서의 열전달 분포가 익렬을 통과하는 유동 조건에 의해 크게 영향을 받는 것을 보여주었다. Spencer 등[6]은 최초로 액정기법을 이용하여 환형 익렬 끝벽에서의 전체

* 한국항공대학교 대학원/국방기술품질원

** 한국항공대학교 대학원

*** 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부
연락처, jskwak@hau.ac.kr
경기도 고양시 덕양구 화전동 200-1

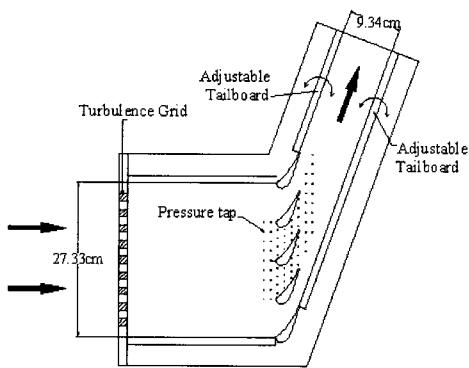


Fig. 1 Test section with 5-blade cascade and location of pressure taps

열전달 분포를 측정하였다. Kang과 Thole[7]은 가스터빈 블레이드의 확대 모델을 이용하여 앞전 와류 및 정압, 열전달 분포에 대한 레이놀즈수의 영향을 연구하였다. Radomsky와 Thole[8,9]은 가스터빈의 고정 익렬 통로에서 자유유동장의 높은 난류효과가 끝벽 부근의 유동장 및 열전달 분포에 미치는 영향에 대해 연구하였다.

그러나 회전익에 비해 낮은 회전각도(turning angle) 및 높은 유동 가속 특성을 가진 베인(vane)에 대한 연구는 많지 않다. 따라서 기존의 연구 결과를 바탕으로 베인 끝벽 유동 특성에 대한 보다 자세한 이해 및 세부적인 열전달계수 분포에 대한 연구가 요구된다.

본 연구에서는 색상 검출법을 바탕으로 한 천이액정 기법을 이용하여 가스터빈 베인 끝벽에서의 국부 열전달계수 분포를 실험적으로 측정하였다. 또한 블레이드 스팬 중심부 및 끝벽에 대한 정압을 측정하여 열전달 특성과 비교하였다.

II. 실험 장치

실험 장치는 크게 고압공기 저장탱크 및 유량 제어기, 공압밸브로 구성된 블로다운(blow-down) 설비와 5개의 블레이드로 구성된 선형 익렬, 계측장비 등으로 구성된다. 유량 제어기는 공압밸브의 개폐를 제어하여 저장탱크에 압축 공기를 시험부로 유입시키며, 익렬 후류의 압력 신호를 피드백하여 후류 속도를 요구되는 값의 $\pm 3\%$ 이내로 제어한다.

Fig. 1은 시험부 및 정압측정을 위한 압력공의

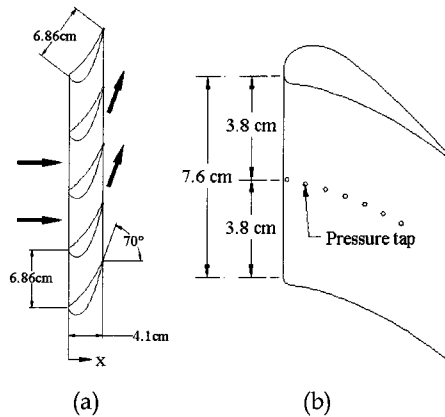
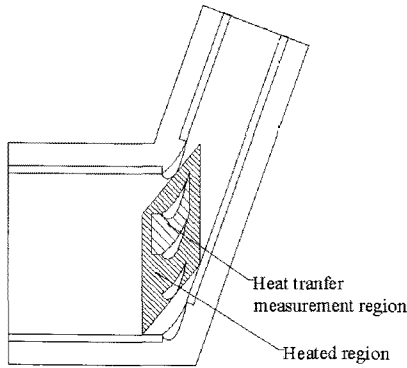


Fig. 2 (a) Blade endwall definition and location of pressure taps
(b) Pressure tap location on the blade

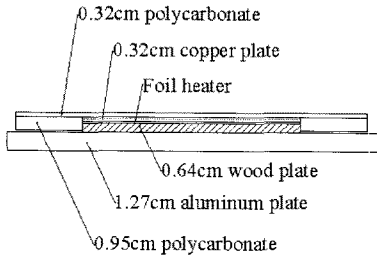
위치를 나타낸 것이다. 익렬 입구부의 크기는 폭 27.3 cm, 높이 7.6 cm로 설계되었다. 블레이드는 알루미늄으로 제작하였으며, 시험부의 상판 및 바닥판, 측판은 1.27 cm 두께의 폴리카보네이트로 제작하였다. 한편, 끝벽에서의 열전달계수 측정을 위해 상판을 1.27 cm 두께의 투명 아크릴 판으로 교체할 수 있도록 하여 광학 장비에 의한 촬영이 용이하도록 하였다. 끝벽에서의 정압 분포 측정을 위해 바닥판에 총 68개의 압력공을 설치하였다. 블레이드 뒷전에는 두개의 유동 조절판을 설치하여 중앙 블레이드의 양쪽 유로를 통과하는 유동장 특성을 동일하게 조절할 수 있도록 하였다. 압력 분포는 48채널의 스캐니밸브(Scanivalve) 시스템 및 Labview 5.0을 이용하여 계측하였다.

Fig. 2는 시험에 사용된 가이드 베인의 형상을 나타낸 것이다. 베인은 익폭 7.6 cm, 익현길이 4.1 cm로서 원형에 비해 1.6배 확대된 모델로 제작되었으며, 익폭 방향으로 일정한 단면을 갖는다. 익렬의 블레이드 피치는 6.68 cm이고, 입구 유동 유입각은 0° , 출구각은 70° 로서 총 회전각(turning angle)은 70° 이다. Fig. 2(b)는 블레이드 표면에 설치된 압력공의 위치를 나타낸 것으로, 총 16개의 압력공을 블레이드의 중앙부를 따라 압력면과 흡입면에 설치하였다.

난류강도, Tu , 는 중앙 블레이드의 앞전으로부터 6 cm 상류에서 열유속계(TSI IFA-100)를 이용하여 측정하였다. 난류강도는 다음의 식으로 정의된다.



(a)



(b)

Fig. 3 Heat transfer measurement region and endwall heater

$$T_u = (u'u')^{0.5} / U \quad (1)$$

여기서 U 는 평균속도이고, u' 는 주 유동 속도의 변화량을 나타낸다. 본 연구에서는 난류강도를 변화시킬 수 있도록 공극률 54 %의 난류발생 격자를 중심 블레이드로부터 26.7 cm 앞에 설치하였다. 난류발생 격자는 길이가 76 cm이고 1.27 cm × 1.27 cm의 단면을 갖는 사각 봉으로 이루어진 격자 형태로 되어 있다. 자유 유동장의 난류강도는 난류발생 격자를 설치하지 않은 경우 6.8 %이며, 난류발생 격자를 설치한 경우 10.8 %이다.

Fig. 3은 열전달 측정 구간 및 끝벽 히터를 나타낸 것이다. 끝벽에서의 열전달 계수는 0.32 cm 두께의 폴리카보네이트 위에서 측정한다. 폴리카보네이트 판과 얇은 포일히터 사이에는 0.32 cm 두께의 구리판을 설치하여 열이 고르게 분포되도록 하였다. 또한 히터의 밑면에는 0.64 cm 두께의 나무판을 추가로 설치하여 열손실을 줄일 수

있도록 하였다.

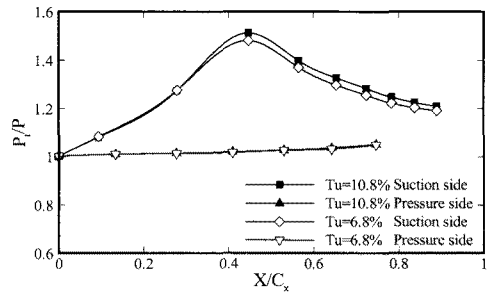


Fig. 4 Pressure distribution at the mid-span of center blade

본 연구의 실험조건은 입구부 전압이 110.31 kPa이고, 출구 정압이 101.35 kPa로서, 블레이드의 총 압력비는 1.08이다. 익렬을 통과하는 질량 유량은 1.55 kg/s(최대 3분간)이다. 실험 중 입구 유속은 64 m/s(Mach 0.19), 출구 유속은 184 m/s(Mach 0.54)로 유지되며, 이때 블레이드 익현길이 및 출구 유속을 기준으로 한 레이놀즈수는 0.5×10^6 이다.

III. 압력분포 측정결과

Fig. 4는 중앙 블레이드의 중심부를 따라 설치된 압력공으로부터 측정된 압력면 및 흡입면의 정압 분포를 나타낸 것이다. 최대 압력 차이는 축코드 길이의 약 45 % 부근에서 발생하였으며, 이때의 마하수는 난류강도 $Tu=10.8\%$ 인 경우에는 $M=0.73$, $Tu=6.8\%$ 인 경우에는 $M=0.71$ 이다.

Fig. 5는 두 가지 난류강도를 갖는 경우에 대해 끝벽 면에서의 정압에 대한 입구유동의 전압비(P_t/P)를 나타낸 것으로 이를 통해 끝벽 면에서의 열전달 현상을 예측할 수 있다. 즉, 압력비가 작은 경우 정압이 크고 속도가 작다(낮은 열전달 계수)는 것을 의미하며, 압력비가 큰 경우 정압이 작고 속도가 크다(높은 열전달 계수)는 것을 의미한다. 이러한 결과는 중앙 블레이드의 양쪽 통로에 대해 거의 동일하게 나타났다. 또한, 압력면에서 흡입면으로 흐르는 횡단유동의 경로를 알 수 있으며, 유로 면적이 최소가 되는 목(throat) 부분에서 흡입면 측의 끝벽 부근에서 높은 속도 분포를 갖는 영역을 관찰할 수 있다. 이러한 경향은 두 가지 난류 강도 조건에서 동일하게 나타난다.

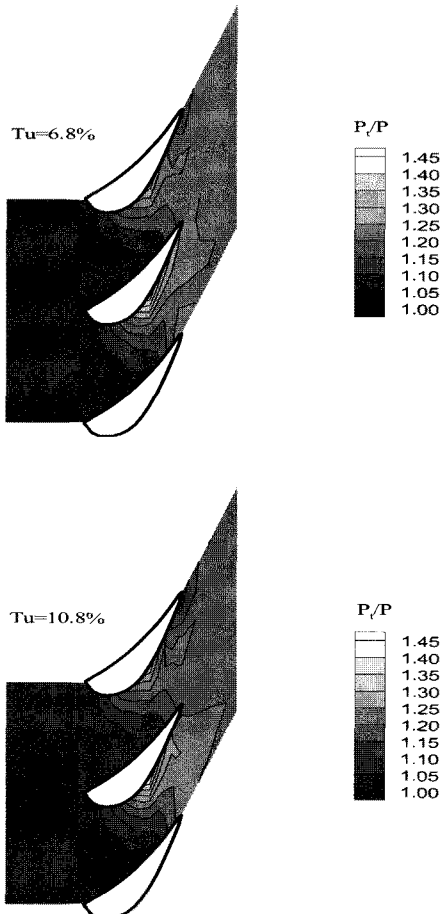


Fig. 5 Pressure distribution on the endwall

IV. 끝벽 열전달 측정

입구유동의 난류강도 조건에 대해 익렬 내부 끝벽에서의 열전달은 천이액정법을 이용한 색깔 검출기법을 이용하여 측정하였다. 본 시험에 적용된 액정(R34C20W, Hallcrest)의 온도 반응대역은 34~54 °C이다. 먼저 끝벽 표면을 흑색 페인트(BB-G1, Hallcrest)로 도포한 후, 액정을 균일하게 분무하였다. 끝벽 면은 균일한 온도 분포를 갖도록 약 1시간 동안 가열하였다. 끝벽 면이 요구 온도인 약 70 °C로 가열된 후, 유량 제어용 공압 밸브를 개방하여 저장탱크에 압축된 공기가 시험부로 유입되도록 하였다. 이때의 액정의 색깔 변화를 CCD 카메라를 이용하여 촬영하고, 초당 10 프레임의 속도로 PC에 저장하였다. 저장된 영상의 각 픽셀로부터 'Single hexcone color

model'(Foley et al,[10])을 이용하여 색상을 계산하였다. 시험시간은 10~30초로 매우 짧기 때문에 끝벽 면을 반무한 고체(semi-infinite solid)로 가정하는 것이 가능하므로, 대류 경계조건을 갖는 반무한 고체 면으로의 1차원 천이 전도 문제로 가정하면 열전달 방정식, 초기조건 및 경계조건은 아래와 같다.

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial x} \tag{2}$$

$$T = T_i \quad \text{at } t = 0 \tag{3}$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial X} = h(T_w - T_m) \quad \text{at } x = 0 \tag{4}$$

$$T = T_i \quad \text{as } x \rightarrow \infty \tag{5}$$

위식의 표면(x=0)에서의 해는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{T_w - T_i}{T_m - T_i} = 1 - \exp\left(\frac{h^2 \alpha t}{k^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h \sqrt{\alpha t}}{k}\right) \tag{6}$$

여기서 Tw는 시간 t에서의 표면 온도이고, Ti는 저장된 이미지의 첫 번째 프레임을 이용하여 산출한 초기 온도이다 Tm은 주유동의 온도(약 24 °C)이고, k와 a는 폴리카보네이트의 열전도도 및 열확산 계수이다. 본 시험에서 Tw(37 °C)는 색상 값이 40에 해당하는 온도이다. Kline과 McClintock[11]이 제시한 방법으로 계산된 본 실험의 측정오차는 ±9.2 %로 산출되었다. 알루미늄 재질의 블레이드에 인접한 영역에서는 2차원 열전도 현상이 발생하며, 이로 인하여 1차원 열전도 문제로 가정하여 계산된 열전달 계수의 측정 정확도가 다소 떨어질 것으로 예상된다.

열전달 시험은 2가지의 난류강도 조건에 대해 수행하였다. Fig. 6은 난류강도가 각각 6.8 % 및 10.8 %인 경우에 대해 끝벽 면에서의 Nusselt 수의 분포를 나타낸 것이다. Nusselt 수는 $Nu = hC/ka$ 로 정의되며, 여기서 h는 열전달계수, C는 익현길이, ka는 공기의 열전도도이다. 광학기기를 이용한 영상데이터 획득시 발생하는 블레이드 그림자의 영향을 최소화하기 위해 시험은 블레이드 앞전 부분과 뒷전 부분에 대해 각각 별도로 수행한 후, 데이터 처리 과정에서 통합하였다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 시험을 두 번으로

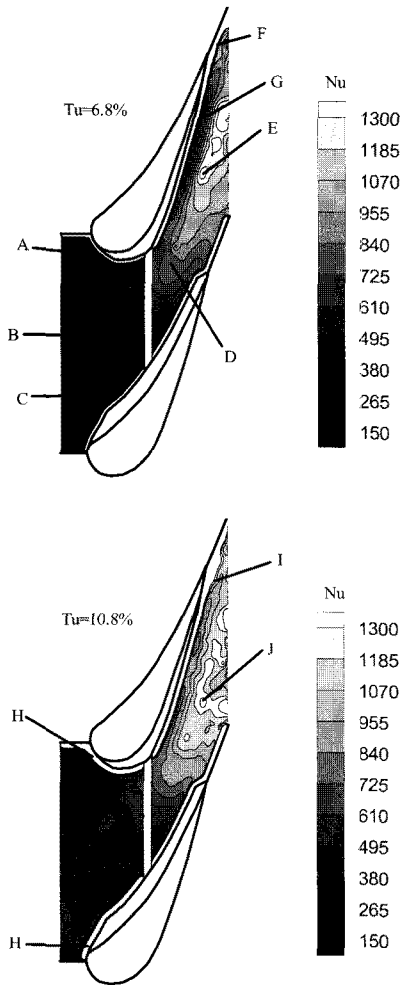


Fig. 6 Nusselt number distribution on the endwall

나누어 수행하였음에도 불구하고 데이터의 연속성이 유지됨을 알 수 있다.

난류강도, $Tu=6.8\%$ 인 경우 블레이드 앞전 부근(A 영역)에서의 Nusselt 수는 인접 부위에 비해 낮게 나타나는데, 이는 블레이드 앞전 부근에서 유동 속도의 감소로 인한 것이다. 상대적으로 유속이 균일하고 2차원 유동 거동 특성을 보이는 각 블레이드 앞전 사이의 B 영역에서는 Nusselt 수 역시 균일한 분포를 나타내었다.

유속이 낮은 압력면 부근의 C 영역 근처에서는 열전달이 작으며, 속도가 최고가 되는 D 영역에서는 열전달 계수가 높게 나타났다. 그러나 최대 열전달은 블레이드 통로 출구 근처의 E 영역에서 발생하였다. 이 영역에서 열전달이 최대로

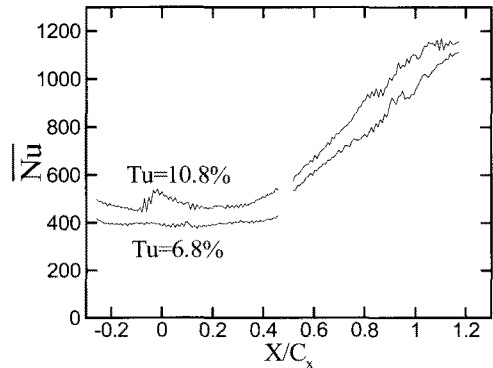


Fig. 7 Pitchwise averaged Nusselt number

나타나는 것은 블레이드 앞전의 압력면 부근에서 발생하기 시작하여 인접 블레이드의 흡입면 뒷전 방향으로 통로를 따라 강하게 발달하는 통로와류에 의한 것으로 판단된다. 각 블레이드의 뒷전 부근(영역 F)에서는 블레이드 후류로 인해 열전달이 크게 발생하는 하였다. 흡입면과 끝벽의 모서리 부근에 열전달이 높은 영역(영역 G)이 나타나는데, 이는 모서리 와류로 인한 것으로 판단된다. 전체적으로 열전달 계수는 흡입면 측 끝벽이 압력면 측 끝벽에 비해 큰 것으로 확인되었다.

난류강도가 10.8 % 및 6.8 %인 경우 모두 Nusselt 수의 분포 형태는 거의 동일하였다. 그러나 평균값은 난류강도가 10.8 %인 경우가 약 15 % 정도 크게 나타나며, 말굽와류의 영향으로 블레이드 앞전 부근(영역 H)에서 열전달이 크게 발생하였다. I 영역에서는 블레이드 후류의 영향으로 높은 열전달 현상이 나타났다. 난류 강도가 6.8 %에서 10.8 %로 증가되면서 축방향 익현길이 50 % 이후의 열전달이 큰 J 영역은 상류 방향으로 이동하면서 매우 폭넓게 형성된다. 이는 난류강도의 증가로 인한 것으로 판단된다. Fig. 7은 두 가지 난류강도에 대해 블레이드 피치 방향으로 평균한 Nusselt 수의 분포를 보여준다. 실험결과 난류강도가 6.8 %에서 10.8 %로 증가함에 따라 Nusselt 수는 약 10~20 % 증가하였으며, $Tu=10.8\%$ 인 경우, 앞전 부근($x/Cx=0$)에서의 높은 열전달 영역이 분명히 나타난다. Fig. 7에서 볼 수 있는 바와 같이 Nusselt 수는 $x/Cx=0.5$ 이후에서 급격하게 증가한다. 이는 유동의 가속 및 하류로 갈수록 발달하는 통로와류에 의한 것이다.

V. 결 론

본 연구에서는 천이 액정법과 끝벽 압력 측정을 통하여 가스터빈 베인 끝벽의 열전달 및 정압 분포 특성을 실험적으로 고찰하였으며, 결과는 다음과 같다.

- 익현 길이의 40~50 % 부근에서 유동 속도가 최대가 된다.
- 끝벽에서의 Nusselt 수는 횡단유동으로 인해 압력면에서 흡입면 방향으로 증가한다.
- 열전달 계수는 통로 와류의 발달로 인해 뒷전 부근에서 가장 높게 나타났다 .
- 난류강도가 6.8 % 에서 10.8 %로 증가함에 따라, 평균 열전달이 약 15 % 증가하였다.
- 난류강도가 10.8 % 인 경우 높은 난류 혼합으로 인해 높은 열전달 계수 영역이 넓은 구간에 걸쳐 발생한다.

참고문헌

[1] R. A. Graziani, M. F. Blair, J. R. Taylor and R. E. Mayle, "An Experimental Study of Endwall and Airfoil Surface Heat Transfer in a Large Scale Turbine Blade Cascade", *Journal of Engineering for Power*, Vol. 102, pp257-267, 1980

[2] R. E. York, L. D. Hylton and M. S. Milec, "An Experimental Investigation of Endwall and aerodynamics in a Linear Vane", ASME Paper No. 83-GT-52, 1983

[3] R. E. Gaugler and L. M. Russel, "Comparison of Visualized Turbine Endwall

Secondary Flow and Measured Heat Transfer Patterns", ASME Paper No. 83-GT-52, 1983.

[4] R. J. Goldstein and R. A. Spores, "Turbulent Transport on the Endwall in the Region Between Adjacent Turbine Blades", *Transaction of ASME*, pp. 862-869, 1988

[5] R. J. Boyle, and L. M. Ressel, "Experimental Determination of Stator Endwall Heat Transfer", ASME Paper No. 89-GT-219, 1989

[6] M. C. Spencer, G. D. Lock and T. V. Jones, "Endwall Heat Transfer and Aerodynamics Measurements in an Annular Cascade of Nozzle Guide Vanes", ASME Paper No. 95-GT-356, 1995

[7] M. B. Kang, A. Kohli and K. A. Thole, "Heat Transfer and Flowfield Measurements in the Leading edge region of a Stator Vane Endwall", ASME Paper No. 98-GT-173, 1998

[8] R. W. Radomsky and K. A. Thole, "Flowfield Measurements for as Highly Turbulent Flow in a Stator Vane Passage", ASME Paper No. 99-GT-253, 1999

[9] R. W. Radomsky and K. A. Thole, "High Freestream Turbulence Effects on Endwall Heat Transfer for a Gas Turbine Stator Vane", ASME Paper No. 2000-GT-0201, 2000

[10] J. D. Foley, A. van Dam, S.K. Feiner and J.F. Huyghes, *Computer Graphics: Principles and Practices*, Addison-Wesley Publishing Company, PP 592, 1990

[11] S. J. Kline and F. A. McClintock, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments", *Mechanical Engineering*, Vol.75, pp. 3-8, 1953