

다단 축류압축기의 표면조도가 성능에 미치는 영향

한경호* · 강영석* · 강신형**

Roughness effect on performance of a multistage axial compressor

Kyung-ho, Han*, Young-seok, Kang*, Shin-hyoung, Kang**

Key Words : Roughness(조도), Axial compressor(축류압축기), Mixing plane approach(혼합면 방법)

ABSTRACT

This paper presents roughness effects on flow characteristics and efficiency of multi-stage axial compressor using numerical simulation, which is carried out with a commercially available software, CFX-TASCflow. In this paper, the third of four stages of GE low pressure compressor is considered including one stator and one rotor. Mixing-plane approach is adopted to model the interface between the stator and the rotor; it is appropriate for steady state simulation. First, a flat plate simulation was performed to validate how exact the numerical simulation predicts the roughness effect for smooth and rough walls. Then GE compressor model was calculated about at each roughness height. Concluding, very small roughness height largely affects the performance of compressor and the increasing rate of loss decrease as roughness height increase.

1. 서론

축류 압축기는 동익과 정익의 여러 단으로 구성되며 그 내부의 유동흐름은 정익과 동익의 상호 작용으로 인하여 매우 복잡한 유동장을 형성한다. 압축기내부는 본질적으로 비정상 상태이기 때문에 이러한 유동장을 정확히 예측하기 위해선 3차원 비정상 계산을 통하여 해석되어야 할 것이다. 하지만 이러한 3차원 비정상계산은 높은 비용과 시간을 요구하며 실제 해석상에서도 동익과 정익의 날개수 비가 적절한 정수비가 아니면 날개의 형상을 변화시켜야 하는 등 정확한 계산이 어렵고 계산 결과도 설계자에게 필요한 평균된 정보가 아니기 때문에 여러 가지 비효율성을 갖게된다.

이러한 비효율성을 해결하기 위하여 혼합면 방법(mixing plane approach)이 고안되었다. 혼합면 방법은 각 익렬을 정상해법으로 해를 구하고 각 익렬과 익렬 사이는 혼합면 이라고 하는 가상의 경계면으로 두어 인접 익렬의 평균된 유동정보를 교환하여 유동장을 예측하게 된다.⁽¹⁾ 본 연구에서는 이러한 혼합면 해석을 사용하여 각 익렬에 표면 조도가 주어 졌을 때 얼마나 유동장을 적절히 예측 할 수 있으며 성능변화의 양상은 어떠한지에 초점을 맞추고 수행되었다. 표면조도는 터보기계 안에서 유동손실로 작용하며 터보기계의 성능예측에 중요한 변수가 된다. Boynton, Tabibzadeh, Hudson은 터빈에서 약 $10\mu\text{m}$ 의 Roughness height로 2.5% 가량의 성능 하락을 실험적으로 측정하였다.⁽³⁾ 이러한 표면조도의 영향을 수치해석 모델을 사용하여 적절히 예측하고 평가할 수 있다면 다단 축류압축기의 설계에 도움이 될 것이다. 하지만 이러한 CFD모형을 사용한 표면조도에 관한 연구는 잘 이루어지지 않았다.

* 서울대 기계항공공학부 대학원

** 서울대 기계항공공학부

E-mail : hankh74@turbo.snu.ac.kr

CFD 코드로 상용코드인 TASCflow를 사용하고 먼저 표면조도가 포함된 평판해석을 수행하여 표면조도 모델의 타당성을 검토하고 GE에서 설계된 저압 단단 축류 압축기의 3단⁽⁶⁾에 대하여 혼합면 해석을 수행하여 실험결과와 비교한 후 최종적으로 표면조도가 포함된 혼합면 해석을 수행하여 성능과 유동장을 예측하여 보았다.

2. 연구방법

2.1. 평판해석

2.1.1. 평판모델

본 모델은 TASCflow의 표면조도 모델의 타당성을 검토하고자 표면조도를 포함한 축류압축기의 해석을 수행하기 전에 CFD 가 수행되었다. 모델의 단순성을 위해서 긴 통로 형상에 두께가 없는 길이 10m 평판이 위아래 연속적으로 등 간격을 두고 있는 것과 같은 모델이다. 평판의 간격은 충분히 두어 서로 경계층에 의한 상호작용이 일어나지 않도록 하였고 Smooth Wall 과 Roughness height ($k=0.5,1\text{mm}$) 의 표면에 대해 각각 CFD 가 수행되었다. 난류모델은 $k-\omega$ 모델이며 입구속도는 100m/s 압력은 1기압, 난류강도는 3% 이다.

2.1.2. 수치해석 결과

본 CFD 는 Fully rough 한 영역에서 수행되었으며 표면 조도에 따른 y^+ 와 u^+ 의 변화를 살펴보았다.

$k=0.5,1\text{mm}$ 각각에 대해 u^+ 는 식(3),(4)와 같이 Δu^+ 만큼 평행 이동함을 확인하였다. 경험식과의 차이는 대략 10% 이내 였으며 k 값의 변화에 따른 Δu^+ 의 값은 잘 반영되었다. 여기서 k^+ 는 식

$$C_f \approx \frac{0.027}{Re_x^{1/7}} \quad (1)$$

$$C_f \approx (2.87 + 1.58 \log \frac{x}{k})^{-2.5} \quad (2)$$

$$u^+ = \frac{1}{0.41} \ln y^+ + 5.0 - \Delta u^+ \quad (3)$$

$$\Delta u^+ = \frac{1}{0.41} \ln(1 + 0.3 k^+) \quad (4)$$

$$k^+ = \frac{k u^*}{\nu} \quad (5)$$

(5)와 같이 정의된다.^{(4),(5)} 식(1)은 Smooth wall (2)는 x/k 로 모델링된 표면 마찰계수 C_f 값을 나타내며 CFD 결과와 식(1),(2)는 평판 전체에서 잘 일치하며 k 값에 따른 변화도 잘 모델링 하고 있음을 확인할 수 있었다.

2.2 축류 압축기의 혼합면 해석

2.2.1 제원

본 연구대상인 축류 압축기는 GE에서 설계된 실험용 4단 저압 축류 압축기로 각 단의 정익과 동익은 모두 같은 형상을 하고 있다. 동익은 54매 정익은 74매로 구성되었으며 허브와 케이싱의 반경은 각각 0.6477m 0.762m 이며 자세한 제원은 Table 1,2에 잘 나타나 있다.⁽⁶⁾

Fig 1.은 본 CFD에 사용된 격자계를 보여주고 있다. 동익 $88 \times 58 \times 36$, 183744개 정익 $96 \times 48 \times 36$, 165888개의 격자계가 사용되었고 동익의 입구와 정익의 출구에 inblock 과 outblock 이 각각 붙어

Table 1. Geometry of rotor blade

	1	2	3	4	5
radius(cm)	76.2	72.771	70.485	68.119	64.770
chord(cm)	9.055	9.55	9.55	9.55	9.55
solidity	1.076	1.127	1.163	1.202	1.265
stagger angle	56.93	53.30	50.36	47.87	42.90
	0.043	0.054	0.062	0.070	0.085

Table 2. Geometry of stator blade

	1	2	3	4	5
radius(cm)	76.2	72.771	70.485	68.119	64.770
chord(cm)	9.055	8.692	8.534	8.446	8.382
solidity	1.4	1.407	1.426	1.458	1.542
stagger angle	43.91	31.08	30.53	31.78	42.69
	0.90	0.081	0.075	0.069	0.060

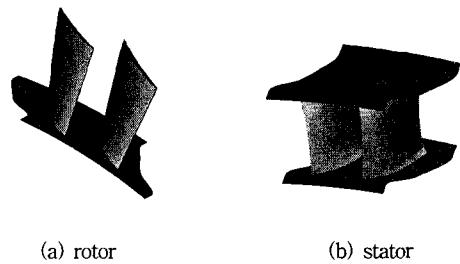


Fig 1. GE axial compressor 3rd stage

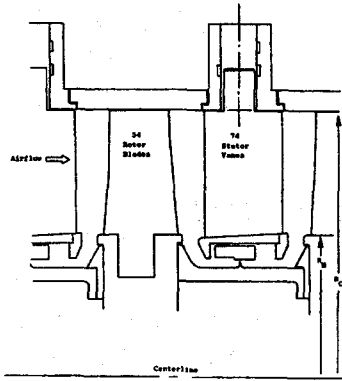


Fig 2. Cross section of compressor stage

있다. inblock과 outblock 이 붙은 이유는 입구와 출구 경계조건의 자연스러운 처리를 위해서 붙여졌으며 실제로 없을 때에는 매우 좋지 않은 결과를 가져 왔다.

2.2.2 수치해석 방법

CFD는 GE의 축류 압축기 세 번째 단을 기준으로 수행되었으며 실제 압축기 3단에는 동익의 말단과 케이싱 사이에 약 1.36% 또한 정익과 허브 사이에도 0.78%의 간극이 존재하나 이들은 모두 고려되지 않았다. Fig 2. 는 실제 압축기 3단에서의 계략도 이다. 경계조건은 설계점의 실험조건이 사용되었으며 입구에는 유량조건으로 속도 분포가 주어졌고 출구에는 평균 정압 조건이 주어졌다. 설계점에서의 회전수는 823rpm 정도이다.⁽⁶⁾ 동익과 정익의 쌍은 반복 단이므로 정익의 출구 유동분포가 동익의 입구 분포에 수렴 할 때까지 정익의 출구 유동조건을 동익의 입구유동조건으로 하여 반복 계산을 수행하였으며 대략 5회의 반복 계산에서 수렴시킬 수 있었다. 5회의 반복 계산을 거치면 입구유동과 출구 유동분포의 차이는 대략 0.1% 이내가 된다. 표면 조도는 블레이드의 Roughness height를 조절하여 각각 Smooth Wall, $k=0.5, 1\text{mm}$ 일 때 반복계

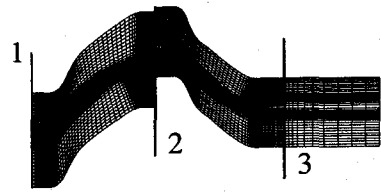


Fig 3. CFD grid and mixing plane

산이 수행되었다. 난류모델은 $k-\omega$ 모델이 사용되었으며 난류강도는 10% 가 사용 되었다. Fig 3.은 혼합면 모델의 격자계이며 1,2,3 번이 각각 혼합면 이라고 할 수 있다.

3. 수치해석 결과 및 고찰

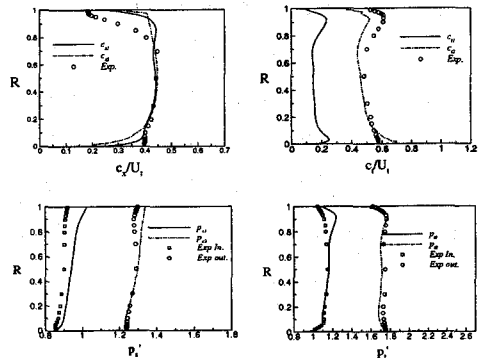
3.1. 혼합면 해석의 유동 분포

실험과 CFD의 유동분포와 압력분포를 비교해 보았

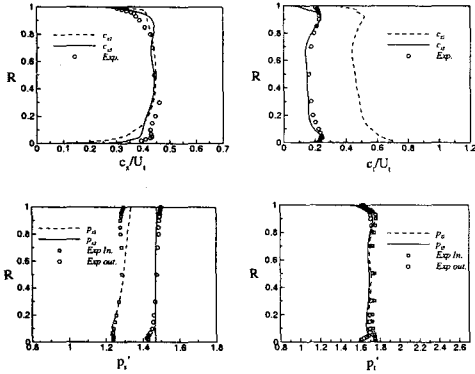
$$R = \frac{r - r_h}{r_c - r_h} \quad (6)$$

$$P_s' = \frac{P_s - P_{ref}}{\frac{1}{2} \rho_{ref} U_t^2} \quad (7)$$

$$P_t' = \frac{P_t - P_{ref}}{\frac{1}{2} \rho_{ref} U_t^2} \quad (8)$$



(a) Rotor velocity and pressure



(b) Stator velocity and pressure

Fig 4. Velocity and Pressure distribution

다. 속도는 동익의 익단의 속력 U_t 로 무차원화 되었다. Fig 4와 같이 평균적인 유동 분포는 대략적으로 실험결과와 비슷한 곡선을 그리고 있다. 그러나 동익 말단과 허브 쪽의 속도분포는 상당한 차이가 있음을 알 수 있다. 먼저 수치해석에 사용된 격자에는 동익의 말단과 정익의 허브에 있는 간극이 고려되지 않았고 유량 조건에 의해 한쪽 벽면의 유동분포가 다른 부분에도 영향을 미칠 수 있음을 감안하면 상이한 결과를 설명할 수 있을 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 주로 동익 말단과 허브쪽의 유동분포가 차이가 많이 난다는 걸 알 수 있다. 압력은 동익말단의 속력으로 무차원화된 압력으로 표현되었으며 무차원 반경 R, Normalized pressure⁽⁶⁾정압 P_s' , 전압 P_t' 등은 식 (6),(7),(8)과 같이 정의 된다. 압력 분포를 살펴보면 CFD의 압력 상승분이 실험 결과보다 낮다는 것을 알 수 있다. 전체 압력 상승분에서 CFD가 실험 보다 대략 5% 정도 낮은 값을 나타내는데 혼합면 해석이 비교적 근사적인 해를 낼 수는 있으나 혼합면에서의 유동정보가 회전 방향의 분포는 교환할 수 없기 때문에 혼합면 방법의 한계라고 생각할 수 있겠다.

3.2 표면 조도에 따른 유동 변화

각 익렬에 표면 조도가 있을때와 없을때의 유동변화를 살펴보면 Fig 5, Fig 6에서 보는 바와 같이 블레이드의 표면에서 전단응력이 증가하며 표면 마찰 손실이 뚜렷하게 나타나고 있다. Fig 5. (a),(b)는 U_t 로 무차원화된 속도 등고선으로 블레이드 표면에서 경계층이 두꺼워짐을 알 수 있다. (c),(d)는 동익의 출구에

서 전압 상승분을 무차원화 하였으며 식(9)와 같다. 비교대상은 $k=1\text{mm}$ 일때 이다. 블레이드 표면에서 유체의 손실이 증가하여 내부 유동장에 영향을 미치고 있음을 뚜렷하게 볼 수 있다. 동익의 출구 면에서 그 효과는 더욱 뚜렷하게 보이며 블레이드 표면을 지나온 유체는 다른 부분에 비하여 손실량이 다소 많아 반경 방향으로 긴 띠가 형성됨을 볼 수 있다. 전체적으로도 압력 상승분이 Smooth 한 경우에 비해서 많이 떨어

$$\xi = \frac{P_t - P_{ti}}{P_{ti} - P_{si}} \quad (9)$$

$$\zeta = \frac{P_{ti} - P_t}{P_{ti} - P_{si}} \quad (10)$$

지는 걸 관찰할 수 있다. Fig 6.(c),(d)는 정익에서의 손실계수를 나타내고 있으며 정의는 식(10)과 같다. 블레이드의 마찰 손실로 손실영역이 증가함을 볼 수 있다.

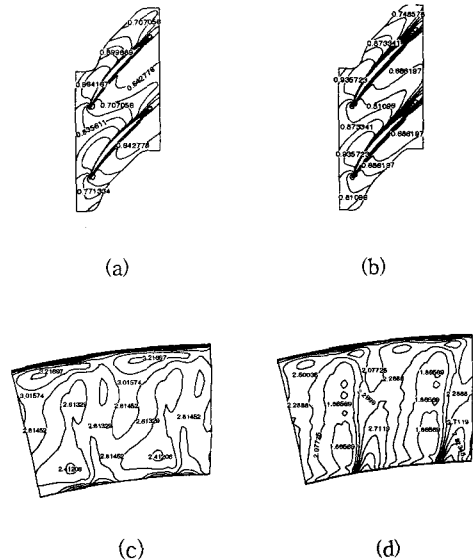


Fig 5. Rotor(a)smooth wall,(b)rough wall speed contour at mid span, and (c)smooth wall,(d)rough wall total pressure rise contour at rotor exit

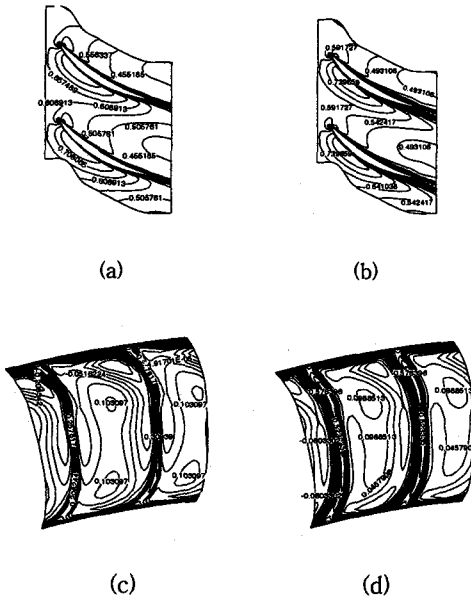


Fig 6. Stator(a)smooth wall,(b)rough wall speed contour at mid span and (c)smooth wall,(d)rough wall loss contour at stator exit.

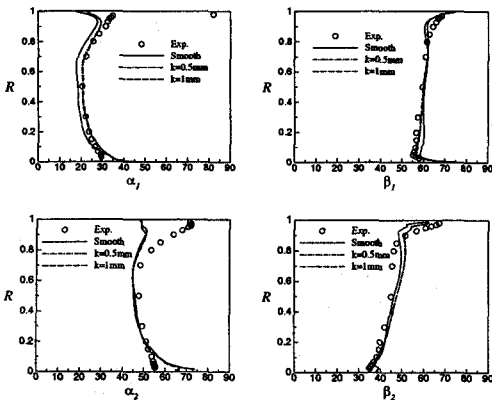


Fig 7. Flow angle

3.3 표면조도의 변화에 따른 유동변화

Fig 7.은 표면 조도의 변화에 따른 유동 각도를 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 k 값이 증가할수록 α_1 과 β_2 의 값이 전체적으로 증가하는 걸 볼 수 있다. α_1 과 β_2 가 증가한다는 것은 전체적으로 동익에서의 운동량 전달량이 줄어들고 있다는 걸 보여주는 것이다.⁽⁸⁾ 실제로 블레이드 표면에서는 표면조도가 커짐에 따라 경계층의 두께가 매우 두꺼워 지는 것을 확

인 할 수 있었으며 이것이 유동 손실을 증가시키고 운동량 전달을 방해하는 것으로 보인다. 또 특이한 것은 β_1 에서는 케이싱 쪽으로 갈수록 증가하고 허브 쪽으로 갈수록 감소하는걸 보여주고 있다.

Fig 8.은 위에서의 유동각으로 부터 운동량 전달을 해석하여 식 (11)과 같이 효율을 정의하였다.

$$\eta' = \frac{\Delta P_t}{\rho U C_m (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1)} \quad (11)$$

실험결과를 살펴보면 케이싱 근처에서 유동손실이 비교적 높게 나타나고 반대로 허브 근처에서 유체에 에너지가 많이 증가함을 알 수 있다. 평균적으로는 거의 100%에 가까운 효율을 보이고 있다. CFD 결과를 보면 전체 적으로 균일한 분포를 얻고 있고 실험결과와는 평균적으로 5%안팎의 차이를 보이고 있다. 표면 조도가 추가되면 손실 때문에 효율이 떨어지므로 전체적으로 평행 이동한 것과 비슷한 결과를 얻고 있다. Roughness hight 의 크기보다 손실 격차가 크게 나타

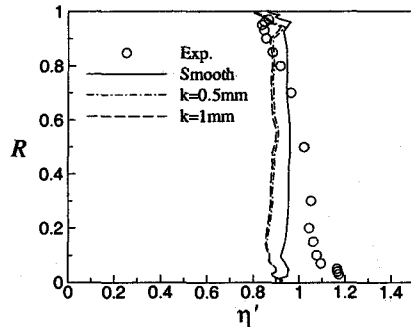
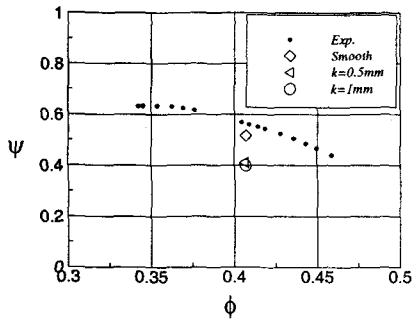
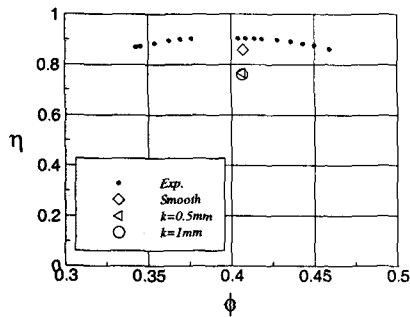


Fig 8. Radial efficiency

나고 있다. $k=0.5\text{mm}$ 와 $k=1\text{mm}$ 일때의 차이가 별로 크지 않게 나타나고 있다. 따라서 작은 표면조도라도 손실에 큰 기여를 하는 것으로 생각 된다. 식 (2)를 보면 C_f 가 평판에서 $\log(x/k)$ 값으로 모델링이 되어 있는 것처럼 $k=0.5, 1\text{mm}$ 일때의 격차가 상당히 작으며 Fig 8.과의 격차와 매우 닮아있다. 따라서 C_f 와 밀접한 관련이 있는 것으로 생각되며 k 값에 따라 지수



(a) Pressure coefficient



(b) Torque efficiency

Fig 9. Performance of 3rd stage

적으로 변할 것으로 생각된다. Fig 9(a). 는 실험데이터의 압력계수와 표면 조도의 변화에 따른 CFD의 결과를 나타낸 것이다. Fig 9(b)는 효율을 나타내고 있으며 CFD 와 실험간의 차이는 대략 5% 정도의 차이를 보이고 CFD 의 Smooth 한 경우와 Rough 한 경우의 차이는 대략 10% 정도를 나타내고 있다. 유량계수, 압력계수와 토크효율은 식(12),(13)(14)와 같다.

Roughness hight 차이에 비해선 성능 변화가 매우 작은걸 알 수 있다. 여기서 w 는 유량, H 는 엔탈피, ω 는 회전 각속도를 나타낸다.

$$\phi = \frac{w}{\rho A U_t} \quad (12)$$

$$\psi = \frac{\Delta H(isen)}{\frac{1}{2} \rho U_t^2} \quad (13)$$

$$\eta = \frac{\Delta H(isen)w}{T\omega} \quad (14)$$

4. 결론

1) GE 의 저압 축류 압축기에 대하여 혼합면 해석을

수행하였으며 표면 조도 모델을 추가하여 유동장과 성능을 예측하여 보았다. 실험 결과와 CFD 결과는 유동장에 있어서 대략적으로는 비슷하나 케이싱과 허브쪽에선 다소 차이를 보이고 있다.

2) CFD의 효율과 압력계수의 예측에서는 대략 5% 정도의 오차로 근접시키고 있다. 효율에서 CFD 결과가 실험치 보다 다소 떨어지고 있는데 Fig 8.을 보면 실험치의 효율이 상당히 높아 평균적으로는 거의 100%에 가까운 효율을 나타내고 있다. 이는 압력 측정시 어느 정도의 실험상 불확실성을 감안해 본다면 CFD와의 격차는 5% 이내가 될 것으로 생각된다.

3) Roughness hight 의 변화에 따라 유동장을 예측하여 보았다. 모두 Fully rough 한 영역에 대해 CFD 가 수행되었다. 매우 작은 Roughness height 도 손실에는 영향을 크게 주고 Roughness height 가 증가함에 따라 손실의 증가량은 감소하는 걸로 생각된다. 실제로 이전의 실험적 연구에서 터빈의 경우 $10 \mu m$ 정도의 Roughness height로 2.5% 가량의 성능하락이 관측되었다.⁽³⁾ 식(2)의 표면조도에 따른 C_f 의 모델링과 비슷한 양상을 보였으며 밀접한 관계가 있을 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 기초전력 공동연구소의 지원으로 수행되었습니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 박용우,강신형,"다단 축류압축기의 유동예측에 관한 연구", 2000, 서울대학교 대학원 석사학위 논문.
- (2) M. M. Rai, and N. K. Madavan,"Multi-Airfoil Navier-Stokes Simulations of Turbine Rotor-Stator Interaction", J. Turbomachinery, Vol.112,July 1990, pp. 377-384.
- (3) J. L. Boynton and R. Tabibzadeh,"Investigation of Rotor Blade Roughness Effect on Turbine Performance", ASME, 92-GT-297.
- (4) Frank M. White,"Viscous Fluid Flow",Mc Graw Hill,Ch 6, pp. 394-499.
- (5) Frank M. White,"Fluid Mechanics",Mc Graw Hill,Ch 7, pp. 387-403.

- (6) D. C. Wisler, "Core Compressor Exit Stage Study Volume IV - Data and Performance Report for the Best Stage Configuration", NASA CR-165357, May 1981.
- (7) U. Reinmoller, B. Stephan, S. Schmidt, R. Niehuis, "Clocking Effect in a 1.5 Stage Axial Turbine-Steady and unsteady Experimental Investigations Supported by Numerical Simulation", J. Turbomachinery, Vol.124, January 2002, pp. 52-59.
- (8) D. Japikse, N. C. Baines, "Introduction to Turbomachinery", Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press, Ch5