

축류형 터빈의 설계기법 및 성능해석에 관한 연구

조수용(한국기계연구원), 박무룡(한국기계연구원), 오군섭(한국기계연구원),
 김수용(한국기계연구원), 윤의수(한국기계연구원)

1. 서론

터빈부는 연소기에서 가열되어 생성된 고온 고압의 가스가 팽창되어지면서 발생하는 에너지를 회전 운동으로 변환하는 기기이다. 터빈부에서 발생된 에너지는 고압을 발생하는 압축기의 회전운동에 필요한 동력을 제공할 뿐만 아니라, 산업용으로 사용되는 경우에는 출력을 생산한다. 터빈은 압축기와 반대로 흐름 방향에 따라 압력이 순구배 방향이므로 내부유동이 복잡하지 않으므로 성능해석 및 예측의 결과가 정확할 수 있으나, 고온 고압의 조건에서 작동하는 관계로 장시간의 운전에 따른 구조상의 문제에 유의하여야 한다.

터빈의 형태는 원심형과 축류형이 있으며 원심형의 경우는 낮은 레이놀드수의 일부 작동 영역을 제외하고는 효율이 낮으나 점유 공간이 작은 장점과 적은 제작비 관계로 소형의 장비와 저출력의 엔진에 사용되고 있다. 반면 축류형의 경우는 고온에서 작동하기가 용이하며, 효율이 높으며, 로터부의 응력에 대한 구조적인 장점과 대용량에 적합하므로 대형 고풍력을 필요로 하는 경우에 사용되어진다.

본 연구에서는 축류형 터빈부의 공력학적 설계를 수행하였다. 터빈은 제작 및 성능 시험을 고려하여 GPU나 소형 발전용으로 응용될 수 있는 출력으로 선정하였으며, 터빈부의 설계를 위한 입출구에서의 열역학적 물성치는 Table 1에 주어졌다. 터빈부의 크기 및 단(stage)은 시스템이 요구하는 출력에 따라 단수는 1단으로 선정하였으며 크기

Table 1 Thermodynamic properties at the inlet of turbine

CONTENTS	SPECIFICATIONS
Stages	1
회전수 (RPM)	30,000
Mass Flow	1.911 Kg/sec (4.214 lb/sec)
Power	278.8 KW (373.87 hp)
Inlet Temp.	1092.9 °K(1967.22 °R)
Inlet Total Pres.	27.636 psi
Expansion Ratio	1.8
Exit Temp.	969.6 °K (1745.28 °R)
Efficiency	84 %

는 평균 반경 해석에 의하여 결정하였다. 정익과 동익의 공력학적 설계를 위한 유로의 결정 및 익형의 입출구에서의 유동각은 유선곡률법에 의하여 결정하였다. 정동익의 입출구에서 구한 물성치로부터 익형의 형상 설계를 수행하였으며, 설계된 익형의 평가를 준3차원 유동해석을 하여 설계 시스템을 보완하였다. 마지막으로 결정된 익형의 성능평가는 3차원 압축성 유동해석에 의하여 평가되었다. 설계된 터빈이 설계점 이외의 영역에서 작동에 대한 탈 설계 성능 해석을 최종적으로 수행하였다.

2. 기본 형상 설계

사이클 해석의 결과로부터 얻어진 조건으로부터 최적의 가스 터빈을 설계하기 위하여서는 터빈의 성능에 영향을 주는 각각의 요인들과 터빈의 효율 등을 고려한 여러 관계식들로 부터 최적의 값을 얻을 수 있도록 매개 변수들을 설정하여야 한다. 하지만 사용하는 용도나 운행 조건 및 제작 등의 여러 요인들에 의하여 설계점의 결정은 설계자에 의하여 여러 가지의 결과를 얻을 수 있다. 즉 터빈의 단수를 1단으로 하는 설계 제한 조건과 효율의 향상을 위하여 출구에서의 에너지 손실을 최소화하기 위한 출구에서의 선회속도가 없도록 하는 등의 조건에 의하여 여러 설계의 결과를 얻게되는 것을 의미한다.

터빈의 출력은 브레이드 부하계수를 사용하여 나타낼 수가 있으며 브레이드 부하계수는 터빈의 효율을 결정하는 기본적인 요소이다. 터빈의 전효율(η_{t-t})은 Stewart⁽¹⁾의 모델에서 구하였다. 동익 전후의 원주 방향 속도의 차는 블레이드의 부하계수와 원주 속도로 부터 구할 수 있다.

동익의 입구와 출구에서의 원주 방향 속도는 선회 계수를 이용하여 나타낼 수가 있다. 선회계수는 블레이드의 부하계수와 속도선도에 의하여 달라지나 본 연구에서는 설계 제한 조건으로 선정한 출구에서의 선회 속도가 없도록 하였다.

입구에서 주어진 전온도와 전압력을 기준으로 출구에서의 전압력은 총효율에 의하여 구할 수 있다. 출구에서의 정온도는 전온도로부터의 절대속도에 의하여 계산되어지며, 또한 단일 팽창의 관계에 의하여 출구에서의 압력도 구할 수 있다.

터빈에서 필요로하는 최소 단면적을 구하기 위

심각한 영향을 주지는 않으나 아주 큰 값과 아주 작은 값은 피하도록 하여야 한다. 아주 작은 값으로 선정할 경우에는 동익의 경우에는 익단 끝부분에서의 간극에 의한 영향이 블레이드의 높이에 대하여 큰 영향을 미치게 된다. 그러므로 익단 끝에서의 손실이 크게 나타나게 되고 반경 방향의 높이에 비하여 유로의 길이가 길어짐에 따라 2차 유동에 의한 손실이 증가하게 된다. 반면에 큰 형상비를 선정하게 되면 블레이드의 폭에 비하여 높이가 크게 됨으로 블레이드의 진동 문제를 일으키게 된다. 터빈에서는 가스의 밀도가 단수를 지나게 되면서 저하하게 됨으로 형상비는 점차 증가하게 된다. 본 연구에서는 단단으로 터빈이 구성되어지므로 정확한 유동각의 형성을 위하여 정익에의 형상비는 1.25로 선정 하였으며 동익에서는 1.17로 선정 하였다.

Table 4. Basic design parameters at the stator and rotor (Unit: mm)

	Stator	Rotor
Blade Height (h)	29.57	31.09
Chord (c)	23.07	26.55
Pitch (s)	18.92	15.40
No. of Blade (N)	35	43
Tip Clearance (tc)	0	0.5
Tip Dia. (Do)	238.31	239.60
Inner Dia. (Di)	179.17	177.43
Axial Vel. (Cx, m/sec)	231.72	275.10
Aspect Ratio (h/c)	1.28	1.17
Solidity (s/c)	0.82	0.58

3. 유선곡률법에 의한 유로설계

터빈의 기본 형상 설계에서는 평균 반경을 기준으로 계산하였으며 팁과 허브 부분에서의 가스의 물성치를 파악하기 위하여 반경 방향으로의 전온도, 전압력이 일정하다는 가정하에 자유와류의 계산법을 적용하였다. 하지만 익형의 3차원 형상 설계를 위하여 반경 방향으로 여러 위치에서의 작동 유체의 물성치를 파악하여야 한다. 이를 위하여 반경 방향의 속도 성분을 자오면상의 유선에서 곡률의 변화를 고려한 유선곡률법(streamline curvature method)에 의한 수치해석을 수행하였다.

유선곡률법에 의한 해석은 자오면과 원주면에서 수행하게 되며 반경 방향 유동이 해석에 포함되어 있으므로 원주면에서 표시되는 일반적인 속도 삼각형에서는 절대속도를 나타낼 수 없으며 반경 방향

좌표는 각 설계 위치마다 변할 수 있게 된다. 터빈 설계를 위한 유동장의 해석은 각 설계 위치에서 전압력, 전온도 등의 열역학적 물성치와 절대 속도, 상대 속도, 유동각 등의 유체 역학적인 물성치를 구하는 문제가 된다. 이를 위하여 이상 기체의 상태 방정식과 비점성이며 축대칭의 흐름으로 가정하여 문제를 단순화 한다. 지배 방정식은 연속 방정식과 반경 방향의 유동을 고려한 반경 방향 평형 방정식 외에도 터빈의 기하학적인 조건과 유동에 따른 압력 손실 및 오일러 일 방정식이 적용된다.

3.1 반경 방향 평형 방정식(radial equil. eq.)

유선면상에 있는 임의의 점에 작용하는 반경 방향 힘들의 평형을 고려하기 위하여 유동이 축대칭이며 비점성이라는 가정과 함께 자오면상의 유선에서 힘들의 평형 관계를 구한다. 이때 터빈 내부에서 자오면 방향을 따라 자오면 속도의 변화는 무시할 수 있을 정도로 아주 적으며 또한 유선 경사각(A)이 크지 않음으로 $\sin A$ 의 값은 반경 방향의 평형에 미치는 영향은 아주 적다. 그러므로 다음과 같은 반경 방향 평형 방정식이 얻어진다.

$$\frac{g_o}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{V_u^2}{r} - \frac{V_m^2}{r_m} \cos A \quad (1)$$

3.2 전압 방정식(total pres. eq. or energy eq.)

일반적으로 터빈 입구에서의 반경 방향의 전압분포 $[P_{to}(r)]$ 는 설계자에 의하여 정하여져 활용하므로 이를 미분형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{d}{dr} (\log P_{to}) = \frac{1}{P_{to}(r)} \frac{d}{dr} P_{to}(r) \quad (2)$$

터빈 입구 다음 단계의 설계 위치인 정익 출구와 동익 입구에서의 전압 분포는 정익에서의 전압 손실 계수(Y_N)를 고려하여 식으로 나타낼 수 있다. 동익 출구에서 설계 위치가 정해지는 경우에도 동익에서의 전압 손실 계수(Y_R)를 도입하여 전압을 나타낸다. 계산을 위한 손실 계수들(Y_N, Y_R)은 설계 경험 및 성능 실험 등에 의해 결정되어야 하며 여기서는 NASA에서 도출⁽⁴⁾하여 수정⁽⁵⁾한 손실 계수를 사용한다.

3.3 속도 성분 방정식(vel. component eq.)

설계조건 및 설계위치에 따라 방정식의 계수는 달라지나 정익의 입구 및 출구에서 절대 유동각이 정의된 경우에는 원주방향 속도성분 V_u 는 다음과 같이 나타난다.

$$V_u = V_m \cos A \tan \beta \quad (3)$$

정익이나 동익의 출구에서 자오면의 속도 분포가 정의되었을 경우에 반경 방향으로의 속도 변화는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{dV_{m1}}{dr} = \frac{dV_{m1}(r)}{dr} \quad (4)$$

반경 방향으로 일정한 동익의 일이 정의 되어진 경우에는 아래와 같은 관계식이 주어진다.

$$\frac{dT_{ti}}{dr} = \frac{dT_{ti-1}}{dr} \quad (5)$$

3.4 오일러 일 방정식(Euler work equation)

첫번째 정의의 입구에서는 전온도 분포가 주어지므로 정의에서는 일이 발생하지 않음으로 설계 위치가 첫번째 정의의 입출구인 경우에는 아래와 같은 관계식이 주어진다.

$$T_{10} \frac{d \log T_{10}}{dr} = \frac{dT_{10}(r)}{dr} \quad (6)$$

설계 위치가 동익 전후인 경우에는 동익 전후에서의 일은 각운동량의 변화에 따른 일의 량과 같음으로 아래의 관계식을 이용한다.

$$C_p \Delta T_t = \frac{U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}}{g_0 J} \quad (7)$$

주어진 식(1)-(7)에서 온도와 압력의 변수 대신에 전압력과 전온도의 함수관계로 나타내기 위하여 밀도와 압력을 속도 및 전온도, 전압력의 함수로 정리하면 아래와 같은 식들을 구할 수 있다.

$$C_1 \frac{dV_m}{dr} + C_2 \frac{d}{dr} (\log P_t) + C_3 \frac{dV_u}{dr} + C_4 \frac{d}{dr} (\log T_t) = C_5 \quad (8)$$

식(8)에서의 계수(C)는 작동조건이나 위치에 따라 각각 다른식을 얻게 된다. 이상의 연립방정식을 반복하여 해를 구하는 경우 수렴의 확인은 연속 방정식에 의하여 확인한다.

사이클 해석에서 요구하는 시스템의 요구조건에 따라 반경 방향에 9개의 유선을 가정하고 각 유선에서의 가스의 물성치 변화를 계산하였다. Fig. 2는 마하수의 변화를 보여 주고 있는데 전체적으로 최고 마하수가 0.85 정도의 값을 보여 주고 있다. 자유 와류법에 의한 계산 결과에 비하여 다소 떨어졌음을 알 수 있으며 이는 반경 방향의 속도가 있음으로 말미암아 2차원적으로 판단하는 자유 와류법에 의한 계산보다는 절대속도가 다소 떨어졌기 때문이다.

Fig. 3은 가스의 유동각을 나타내고 있으며 동익의 출구에서 절대각이 0에 아주 근접하고 있음을 알 수 있다. 출구에서의 선회 속도를 0으로 하여 터빈을 지난후의 동력의 낭비를 막기 위하여 비선회 출구각으로 설계되었기 때문이며 설계된 결과가 이에 근접하고 있음을 보여 주고 있다. 정의과 동익에서의 얻어진 유동각의 결과는 이를 유지할 수 있도록 블레이드의 형상을 결정한다.

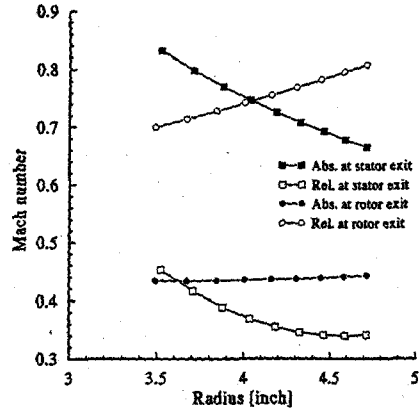


Fig. 2 Variation of Mach number along the radial direction

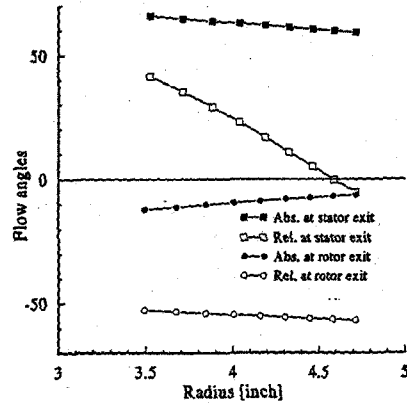


Fig. 3 Variation of flow angle along radial direction

이외에도 터빈을 지나는 가스의 속도와 축방향 속도를 구하였으며, 터빈내에서의 온도와 압력의 분포도 구하였다. 허브측의 높은 속도에 의한 팽창으로 정온도와 정압력이 정의 출구에서 허브측으로 갈수록 낮아짐을 알 수 있었다.

4. 익형 형상 설계

블레이드의 높이에 따른 각각의 유동각에 대한 결과치와 익형의 최적의 solidity와 피치로부터 결정된 코드 길이에 의하여 최소의 유동 손실을 발생하면서 필요한 유동각을 형성할 수 있도록 익형을 설계하여야 한다. 이러한 설계를 위하여 주어진 압력 분포나 속도 분포를 기준으로 형상을 계산하는 inverse 방법과 복소 함수에 의하여 계산하는 방법

한개의 다항식이나 기준에 결정되어져 있는 wing의 형상으로부터 설계하는 방법 등이 있으나, 본 연구에서는 여러 형상의 블레이드에 대하여 축적된 실험 결과들이 없음으로 설계 변수에 의하여 형상 설계를 하는 방법⁽⁶⁾을 채택하였다.

익형의 반경은 기본 설계시 결정한 유속과 유량의 관계로부터 계산되어진 값이 적용되어진다. 그 외에 입구 유동각(β_{in}), 출구 유동각(β_{out})은 유동각 계산에서 정하여진 값들이다. 블레이드의 갯수를 구하기 위하여서는 블레이드의 높이와 형상비로부터 코드 길이를 구하고 최적의 solidity로부터 블레이드의 갯수를 정할 수 있다. 정익과 동익의 갯수는 공진이 발생되지 않도록 상호간의 갯수를 조정하여야 한다. 축방향 코드(c_x)와 원주 방향의 코드(c_r)는 stagger각에 의하여 코드 길이로 부터 결정할 수 있다. stagger각은 일반적인 블레이드의 입출구 각에 따라 최소의 손실을 발생하는 실험 데이터에 의하여 정할 수 있으나 정익의 경우는 블레이드 입구에서의 유속과 출구에서의 유속의 백터합으로 구하였다. 이렇게 구한 stagger각은 실험 데이터에 의하여 얻어진 값과 차이가 크지 않았다.

Unguided turning각(ζ)은 각도를 증가하게 되면 throat의 위치에서 뒷전을 연결하는 블레이드 표면의 반경이 작아짐으로 볼록하게 된다. 이는 블레이드 표면의 연속성으로 인하여 throat 앞부분이 평편하게 되므로 부압면에서의 유동이 급격히 휘어지게 되지는 않는다. throat에서 뒷전까지의 블레이드 표면은 unguided turning각에 의하여 표면의 곡률이 달라진다. 이때 고려하여야 할 사항이 출구에서의 마하수, 뒷전에서의 구조적인 문제점과 부압면의 확산계수와 관련한 손실을 확인하여야 한다. 만일 블레이드의 출구 영역에서의 천이속도나 높은 아음속의 흐름이 나타나게 되면 유동의 가속을 방지하기 위하여 블레이드의 표면을 직선으로 하여 긴 뒷전 영역을 형성한다. 하지만 이런 경우에는 뒷전 부분이 구조적인 취약하게 된다. 그러므로 일반적으로 throat에서 뒷전까지의 블레이드의 표면은 어느 정도 곡률을 갖도록 설계 된다. 이런 경우 부압면에서의 확산 계수는 약간 증가하나 뒷전 영역이 구조적으로 안정화 되므로 추가적인 블레이드의 회전력을 얻을 수 있게 된다. 이부분에서의 곡률에 의한 손실은 미약하나 마하수가 0.8이상이면 유동에 의한 손실이 증가하게 된다. throat에서 앞전까지의 블레이드 표면과 압력면에서 블레이드의 표면은 기본적으로 블레이드를 따라서 원하는 속도 분포와 유동의 변형을 얻을 수 있도록 설계 되어야 한다.

입구 사이각(ϵ_m)은 블레이드의 최대 두께를 결정하는 변수이다. 이 각의 증가는 블레이드의 두께를 증가 시키므로 구조상의 문제점을 고려하여 허브측

에서의 값은 팁에서보다 큰 값을 갖도록 한다.

앞전 영역에서의 형상은 뒷전 영역에서의 형상보다는 터빈의 전체 성능에 미치는 영향은 적다. 이는 입구에서의 속도는 일반적으로 적고 블레이드를 통과하면서 증가하기 때문이다. 앞전에서의 반경은 블레이드 냉각 특성을 고려하여 큰 반경이 요구되어지나 반동도가 적은 블레이드나 입구에서의 마하수가 높은 경우에는 너무 큰 값이 되지 않도록 주의를 요한다. 낮은 반동도의 블레이드는 입구에서의 속도가 전체 블레이드 영역에서의 속도에 비하여 큰 편에 속하므로 부압면에서의 속도가 아주 크게 되므로 확산 계수의 증가에 따라 손실이 증가하게 된다. 입구에서의 마하수가 높은 경우에는 앞전의 반경을 크게 하게 되면 입구의 축소로 인한 축크가 발생할 수 가 있다. 앞전에서의 형상은 일반적으로 원형을 사용하나 곡률이 큰 경우에는 블레이드 표면에서의 속도의 급격한 현상이 발생되므로 곡률이 적은 타원형의 형상을 채택하기도 한다. 본 연구에서는 원형의 형상을 채택하였다.

뒷전에서의 형상은 기계적인 강도상의 문제점과 주물에 의한 형상 제작에 문제가 없다면 가능한 적게 하는 것이 손실을 최소화하는 방법이다. 뒷전에서의 두께는 유로의 차단을 형성함으로 블레이드를 지난 후의 유속과는 다른 유속을 가지나 회전 방향의 모멘텀은 같으므로 회전 방향의 유속은 같은 값을 가지나 축방향으로는 속도가 다르므로 연속 방정식에 의하여 블레이드를 지난 후의 유동각을 유지할 수 있도록 뒷전에서의 블레이드의 각도를 조절한다.

throat의 결정은 터빈의 설계시 중요한 설계 변수이다. 기본적인 첫수는 출구각으로부터 관계식에 의하여 구할 수 있으나 throat 위치에서의 블레이드의 두께에 의하여 폭은 다소 변경되어진다. throat의 폭이 크게 되면 블레이드의 두께가 가늘어지게 되고 부압면에서 블레이드의 곡률이 증가하게 된다. 만일 뒷전과 throat사이의 흐름에 차이가 없다면 throat의 폭(σ)은 아래와 같이 결정할 수 있다.

$$\frac{\sigma}{s} = \left(1 - \frac{t}{s \cos \beta_r}\right) \cos \beta_r \quad (9)$$

정익의 설계를 위하여 축방향 코드와 반경 방향의 코드는 stagger각으로부터 구하였으며 정익에서는 반경 방향을 따라서 코드 길이가 증가하는 것은 solidity를 반경 방향에 따라 일정하게 두었기 때문이다. 원주 방향의 코드는 유동각과 속도에 의하여 결정되어지는 stagger각에 의하여 좌우되어진다. unguided turning각은 반경 방향으로 점차 증가함에 따라 케이싱 부근에서의 유동각의 변화가 적으므로 최대 두께 위치의 부압면에서 유동의 변

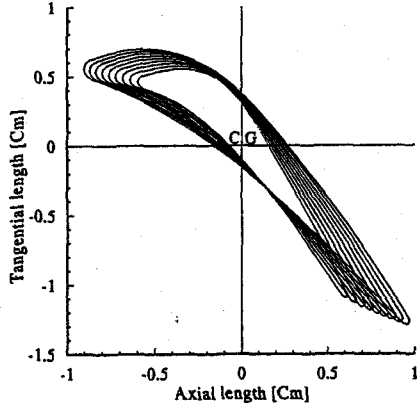


Fig. 4 Stator profile along radial direction

화가 적도록 유지 시켰다. 블레이드의 최대 두께를 결정하게 되는 입구 썸기각은 반경 방향으로 가면서 증가 시켰다. 이는 피치의 증가에 따라 이를 보상하고 코드와 함께 형상의 조화를 이루도록 하였다.

앞전과 뒷전에서의 반경은 반경 방향의 증가에 따라 증가 하도록 하였으며, 블레이드 코드 길이의 크기에 따라 적절히 조절 되었다. 제작상의 문제점을 고려하여 뒷전의 최소 두께를 0.3mm 이상이 되도록 하였다. 앞전에서의 반경은 언급한 바와 같이 생각을 고려하여 큰 것이 유리하나 본 연구에서는 입구 온도가 높지 않으므로 생각을 고려하지 않기 때문에 입구 썸기각과 함께 코드 길이를 고려하여 결정하였다. Fig. 4는 정의의 각 단면에서의 형상을 나타내고 있다. 9개의 유선을 따라서 형상을 결정하고 이를 3차원으로 stacking하였다. 단면이 큰 부분이 케이싱에 속하며 점차 단면이 적어져 허브측에 접하게 된다.

동익의 설계를 위하여 원주 방향의 코드는 반경 방향에 따라 증가하도록 하였다. 이는 동익에서 상대적 유동각을 기준으로 정하여진 stagger각의 변화가 팁측으로 가면서 증가하기 때문이다. 반면 축 방향의 코드는 반경 방향을 따라서 감소하고 있음을 보여 주고 있다. 동익은 원심력에 의한 블레이드의 응력을 고려하여 허브측에서 solidity가 팁에서 보다는 작아져야 한다. 이를 위하여 평균 반경에서의 최적의 solidity로부터 팁에서 허브측으로 solidity에 변화를 주었다. 본 연구에서는 허브측에서의 solidity는 0.45와 팁에서는 0.7을 적용하여 직선적으로 변화를 주었다. 앞전에서의 입구 썸기각은 반경 방향으로 점차 감소하도록 하였는데 이는 동익에서의 원심력에 의한 구조적인 문제점을 고려하여 블레이드 두께를 점차 감소하기 위하여서이다. 마찬가지로 unguided turning각은 팁측으로 가

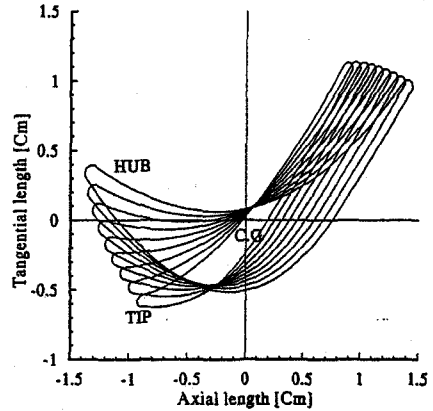


Fig. 5 Rotor profile along radial direction

면서 증가 하고 있는데 이는 유동각의 변화가 팁측으로 가면서 완화 되어지기 때문에 이를 고려하여 팁측으로 가면서 증가 시켰다. 동익의 설계를 위한 앞전과 뒷전에서의 반경은 반경 방향을 따라서 점차 감소 시켰다. 이는 코드 길이의 감소와 원심력을 고려한 구조적인 문제를 고려하여 정하였으며 팁측에서 블레이드가 취약하지 않도록 뒷전에서의 반경을 정의에서 보다는 크도록 정하였다. Fig. 5는 설계된 동익의 각 단면을 나타내고 있다. 정의에서와 마찬가지로 9개의 유선을 기준으로 형상을 결정하였으며 관성의 중심을 고려하여 3차원으로 stacking 하였다.

5. 준 3 차원 유동 해석

축류 터빈의 익형 설계에서 주어진 유량, 압력, 온도 등의 물리적인 조건을 만족하는 일차적인 설계 단계 후 설계된 익형의 문제점 파악과 아울러 효율이 좋은 익형의 설계를 위하여서는 익형을 지나는 가스의 유동 해석이 필수적이다. 이를 위하여 3차원 Full Navier Stokes 방정식이 익형 내부 유동장 해석에 이용 되어지고 있지만, 3차원 Navier Stokes 방정식을 이용하여 반복적인 유동 해석 단계를 거치기에는 아직도 충분히 빠른 계산 결과를 얻을 수 있는 실정은 아니다. 그러므로 익형의 초기 설계 단계에서는 준 3차원 방법을 이용하여 유동 해석을 수행하는 것이 일반적이다. 우선 준 3차원 방법으로 익형이 고효율에서 작동 되도록 설계 하며, 최종 설계 단계에서는 3차원 Full Navier Stokes 방정식에 의한 유동 해석을 수행한다.

준 3차원 유동 해석은 유동 해석 영역내의 많은 2차원 유동 해석 결과들의 상호 보완으로 3차원 결과를 얻는 것이다. 대부분 2차원 유동 해석의 면은

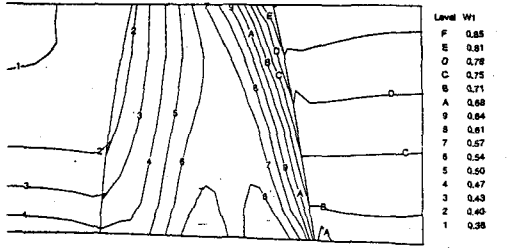


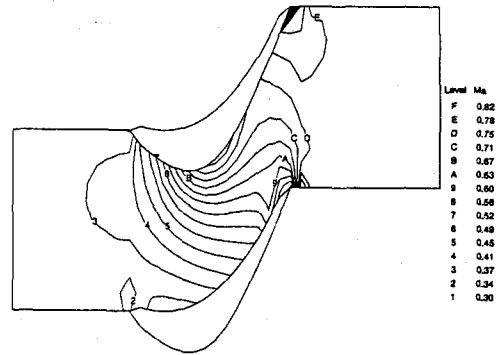
Fig. 6 Relative Mach numbers in the meridional plane

익형과 익형을 연결하는 면과 (Wu⁽⁷⁾)는 S1 면으로 제안 했으며, Blade-to-Blade 면이라함) 익형과 익형 사이의 중간 면에서 (S2 면, Hub-to-Shroud 면) 계산을 수행하게 된다. 그의 유동 방향에 수직 한 면에서도 계산을 수행하게 된다. 계산 과정은 S2 면에서의 계산을 위하여 익형의 형상 및 입출구에서의 유동 조건 등 필요한 물리적인 조건으로부터 계산이 수행되고 계산된 결과는 S1 면의 계산에서 이를 이용하여 반복 수행 된다. 본 연구에서는 Katsanis^(8,9)가 개발한 유선 함수법에 의한 방법을 이용하여 앞 절에서 설계 되어진 로터 1단에서의 S2 면과 S1 면에서의 유동을 해석하였다.

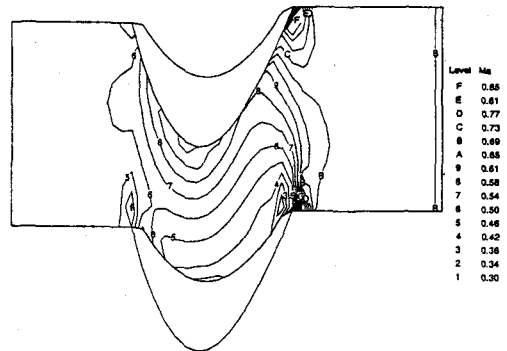
자오면(S2)에서의 유동을 해석하기 위하여 허브 측에서의 유선 함수는 0으로 두고 쉬라우드측에서의 유선 함수는 1로 하여, 유동의 입출구에서의 경계 조건을 만족하는 유선 함수를 유한 차분법에 의하여 구한다. 운동량 방정식을 하나의 유선 함수를 사용하여 유한 차분법으로 표현하는 방법은 Katsanis^(10,11)에 의하여 자세히 기술 되어졌다.

자오면에서의 압력, 온도 및 밀도를 구하기 위하여서는 우선 브레이드 열을 통과하면서 발생하는 전압력의 손실을 파악하여야 하는데 실험 및 경험적 데이터로부터 이러한 값을 미리 입력 데이터로 제공되어질 수도 있으나 그렇지 않은 경우에는 전압력의 손실은 실제로 발생할 상대적 전압력과 이상적인 팽창이 이루어졌을 경우의 상대적 전압력과 비교하여 나타낼 수 있다.

Fig. 6에서는 S2면에 구한 상대적인 마하수를 블레이드의 형상을 함께 보여주고 있다. 동익 입출구에서의 마하수는 Fig. 2에서 보여주는 반경 방향으로의 마하수와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 허브측에서는 마하수가 증가한 후 감소하였다가 증가하고 있음을 나타내고 있는데 이는 익형의 최고 두께의 영역까지 마하수가 증가하였다가 면적의 증가로 다소 감소한 후 다시 팽창함을 알 수 있다. 이러한 현상은 평균 반경을 지나면서 부터는 아주 약하게 보여주고 팁측으로 가면서 마하수는 거의 직선적으로 증가하고 있음을 알 수 있다.



(a) mean



(b) hub

Fig. 7 Mach number at the mean and hub

Fig. 7은 허브면, 평균 반경에서의 마하수의 분포를 보여주고 있다. 최고 마하수가 흡입면의 throat 부분에서 발생하고 있음을 나타내고 있다. 정압력도 최저의 값이 흡입면의 throat 부분에서 발생 되어지고 있음을 알 수 있었다. 정온도 분포도 정압력 분포와 아주 흡사한 모양을 보였다. 전압력 분포에서는 전체적으로 균일한 간격으로 팽창 되어지고 있음을 알 수 있었다.

6. FULL 3-D 유동 해석

6.1 지배 방정식

비정상 3차원 점성 난류유동의 지배 방정식으로 부터 난류 유동 해석을 위해서는 Boussinesq의 와 점성가정을 이용한 Two-equation 모델⁽¹²⁾을 사용 하였다. 본 연구에서는 난류 운동 에너지(k)와 난류 소산율(ϵ)에 대하여는 standard 난류 모델을 적용 하였다.

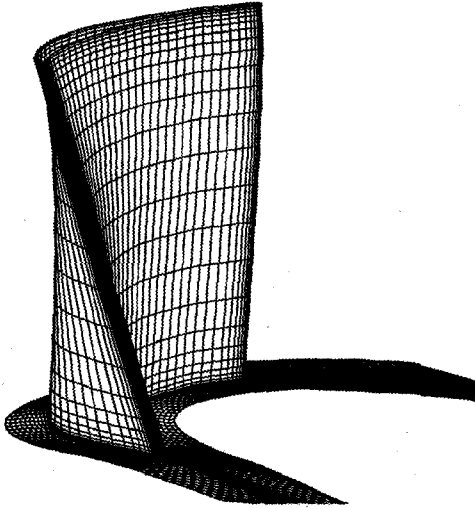


Fig. 8 The geometry and grid of turbine rotor

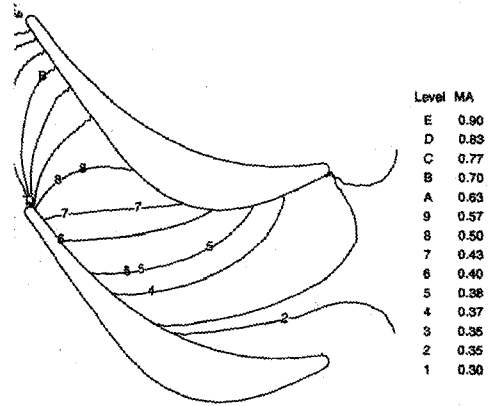
6.2 경계 조건

유동의 입구에서는 실험 조건에 맞도록 끝벽 경계층을 포함하여 자유 유동이 유입되도록 하였으며, 입구 경계층내에서의 속도 분포는 벽면으로부터의 수직 거리에 따라 1/7승의 근사식으로 결정하였다. 입구 경계층내에서의 난류 운동 에너지와 난류 소산율을 구하기 위하여 와점성 계수는 Cebeci와 Smith⁽¹³⁾에 의하여 얻어진 평판에서의 실험식을 사용하였으며, 경계층 밖에서의 난류 운동 에너지는 실험에서 얻어진 난류 강도를 참조하여 구하였다. 출구면은 뒷전의 영향으로 부터 유동장의 변화가 적어지는 위치에 설정하였으며, 모든 유동 변수는 내부 유동 영역으로부터 외삽하였으며, 속도는 반복 계산 과정 동안 입구 유동량과 출구 유동량이 같아지도록 보정하였다.

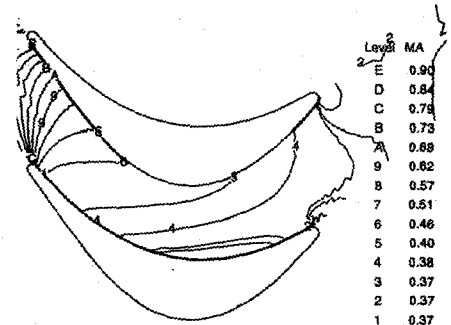
압력면, 흡입면, 허브등 벽면으로 부터의 경계 조건은 벽합수를 사용하여 벽면 근처의 격자수를 줄였다. 벽 마찰 용력은 벽면에 가장 가까운 격자점에서 벽에 평행한 속도 성분의 합수로 나타낸다.

6.3 격자계 생성

복잡한 기하학적 형상을 처리하기 위하여 경계 밀착 좌표계를 사용하였다. 격자계는 일반 좌표계에서 알고리즘 구성의 복잡성을 피할 수 있도록 비엇갈림 격자계를 채택하였으므로 모든 변수들은 같은 격자점에서 정의된다. 유동 특성에 맞는 적합한 격자점의 형성을 위하여 Sorenson⁽¹⁴⁾과 Steger와 Sorenson⁽¹⁵⁾에 의해서 개발된 방법을 사용하였다. 이 방법들에 의하여 수치 해석상 요구되는 격자의 매끄러움과 직교성 등의 성질을 향상하였으며, 앞 전 영역과 뒷전 영역에서의 격자점의 비틀림을 개



(a) mean



(b) hub

Fig. 9 Mach number contour at the hub, mean, and tip

선하기 위하여 여러개의 영역(block)으로 격자계를 세분화하였다. Fig. 8은 본 계산에 사용된 격자계의 형상을 보여준다.

6.4 차분기법

비선형 편미분 방정식인 지배 방정식의 해를 구하기 위하여 제어 체적에 대하여 차분화한 후 선형화된 대수 방정식으로 바꾸어 SIMPLE 알고리즘으로 해를 구하였다. 시간 미분항에 대한 차분화는 Crank-Nicholson scheme을 사용하였으며, 이산화된 대수 방정식을 풀기 위하여 반복 ADI(iterative alternative direction implicit) 방법을 사용하였다. 해의 수렴 조건으로는 연속 방정식과 운동량 방정식에 대한 이산화 방정식의 잔류량이 입구 유량 및 운동량의 0.1% 이내가 될때로 하였다.

Fig. 9는 평균반경과 허브측에서의 마하수를 보여주고 있다. 전체적으로 기본 설계에서 얻어진 결과와 유선곡률법에 의하여 얻어진 결과, 그리고 준 3차원의 결과와 3차원 유동해석의 결과가 상당히 일치된(consistent) 결과를 보여주고 있다.

7. 탈설계 성능해석

설계 되어진 터빈을 탈설계점에서의 운용에 대한 성능을 예측하여야 기동시나 탈설계점에서의 작동에 대해서도 터빈을 원활히 운용할 수 있다. 본 절에서는 축류 터빈 설계기법 의하여 설계되어진 터빈의 여러 설계 변수로부터 터빈의 여러 다른 회전수에서의 작동에 따라 총압력 손실을 예측하고 그것에 따라서 터빈의 출력 변화와 효율 등을 미리 파악하고 터빈 특성도를 작성하여 압축기와의 매칭에 이용할 수 있도록 한다.

7.1 터빈 손실 예측 모델

축류 터빈내의 유동에 의한 압력 손실은 익형 형상 손실(Y_b), 2차 유동손실(Y_s)과 날개 끝 간격이 있을 경우의 끝간극 손실(Y_c)의 합으로 구성된다.

$$Y = [C_1 C_2 (Y_b + Y_s) + Y_c] C_{RE} \quad (10)$$

총 손실의 계수 C_1 은 Carter⁽¹⁶⁾에 의해 개발된 속도 삼각형의 함수로 다음과 같이 구하여진다. 식(10)에서의 손실계수 C_2 는 Ainley와 Mathieson⁽¹⁷⁾에 의하여 개발되었던 끝단에서의 두께(te)와 피치(s)와의 비에 의한 관계식에서 향상한 것으로 끝단에서의 두께와 스톨(o)의 관계식으로 바꾼 것으로 일반적으로 가스터빈의 끝단에서의 흐름의 차단(blockage)비가 0.04임을 기준으로 Carter에 의하여 개발되었다.

7.1.1 형상 손실

터빈 익형의 표면을 따라 경계층이 형성되고 뒷전에서의 후류 발생으로 운동량의 손실을 가져오며 다른 회전수에 따라 입사각이 설계점에서와는 달리 값이 크게 되어지므로 형상에 따라 손실을 동반한다. 형상 손실 Y_b 는 다음과 같이 주어진다.

$$Y_b = K_b K_M K_\sigma K_t K_i |\tan \beta_o - \tan \alpha_i| \quad (11)$$

K_P 는 형상 손실 상수로서 여기서는 0.8을 사용한다. 마하수 보정계수(K_M)은 출구에서 초음속 이상이 될 경우에 이를 보정하기 위한 것으로 Keenan⁽¹⁸⁾에 의하여 행하여진 converging 노즐에서의 실험 결과를 기준으로 만들어졌다.

솔리디티 보정계수(K_σ)는 설계된 터빈의 솔리디티가 최적이지 아닌 경우에 대하여 이를 보정하는 것이다. 익형의 두께에 따른 보정계수 K_t 는 Ainley와 Mathieson에 의하여 개발된 방법을 채택한다.

7.1.2 2차 유동 손실

터빈내를 흐르는 유동은 익형의 압력면과 흡입면에서의 압력차에 따라 압력면에서 흡입면으로의 유동과 익형을 따라 흐름이 휘어지게 됨에 따라 와류가 발생하여 생기는 손실 등을 2차 유동 손실이라

고 한다. 2차 유동 손실(Y_s)는 Carter⁽¹⁹⁾에 의하여 개발되어진 식을 사용하여 아래와 같이 표현된다.

$$Y_s = \frac{K_s}{\left(\frac{h}{o}\right)} |\tan \alpha_o - \tan \alpha_i| \quad (12)$$

K_s 는 2차 유동 손실 계수이며 $\frac{h}{o}$ 는 유로의 형상비이다. 2차 유동 손실 계수는 Rogo와 Tabbey⁽²⁰⁾의 실험결과를 기준으로 6.0을 사용한다.

5.1.3 끝간격 손실

터빈에서 회전하는 회전익의 끝간극에서 내 벽면과의 사이에서 발생하는 손실을 끝간격 손실이라 하며, 끝간격 손실(Y_c)는 Dunham과 Came⁽²¹⁾에 의하여 제안된 식을 사용하며 아래와 같이 표현된다.

$$Y_c = BZ \left(\frac{c}{h}\right) \left(\frac{k}{c}\right)^{0.78} \quad (13)$$

식(18)에서의 끝간격 손실계수 B 는 단순 끝간극일 경우는 0.47을 사용하고 쉬라우드 형태인 경우에는 0.37을 사용한다. k 는 익형의 끝간격을 나타내며 Z 는 익형의 부하 계수를 의미한다.

이와같이 얻어진 수식으로부터 축류 터빈의 고정익과 회전익에서의 압력 손실 계수는 다음과 같이 구하여진다.

$$Y_N = \frac{P_{01} - P_{02}}{P_{02} - P_2}, \quad Y_R = \frac{P_{02r} - P_{03r}}{P_{03r} - P_3} \quad (14)$$

위 식에서 얻어진 손실로부터 축류 터빈의 총효율은 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_H = \left[1 + \frac{\sum_N \left(\frac{P_{03}}{P_2}\right)^{\eta_1} + \sum_R \left(\frac{P_{03}}{P_3}\right)^{\eta_1}}{T_{01} - T_{03}} \right]^{-1} \quad (15)$$

7.2 출구 유동각

익형의 출구에서의 마하수를 가정하여 반복 계산을 하면서 출구 유동각의 변화는 기준 유동각(β_1)으로부터 계산되어진다.

$$\beta_1 = \cos^{-1} \left(\frac{o}{s}\right) \quad (16)$$

하지만 β_1 은 익형에서 가속이 없는 이상적인 경우에 얻어지는 각이므로 출구에서의 작은 마하수에 따라 달라진다. 만일 마하수가 $0 < M_1 < 0.5$ 이면 마하수에 무관하게 출구각이 구하여진다.

만일 출구에서의 마하수가 1인 경우에는 출구 유동각은 익형의 스톨 면적의 변화에 의하여 구하여진다. 뿐만 아니라 끝간격이 존재하게 되면 끝간격로 부터의 손실에 의하여 출구 유동각의 변화를 초래하게 되므로 이를 고려하여야 한다.

7.3 탈설계 해석 방법

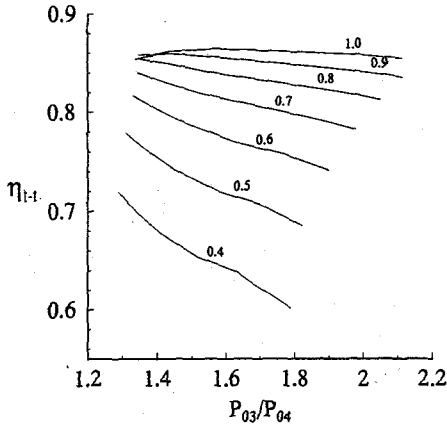


Fig. 10 Total-to-total efficiency versus expansion ratio

설계되어진 터빈에서의 설계점 성능과 속도 삼각형 선도로부터 터빈 내부의 손실 계수를 계산하고 여러 회전수에 따라 전압력, 효율, 유량 등을 계산할 수 있도록 익형의 출구에서의 마하수를 가정하고 가정한 유량과 함께 질량 유속 매개변수를 구하여 가정한 마하수가 일정한 값이 되어질 때까지 반복 계산한다. 회전익에서는 고정익의 출구에서 주어진 속도와 유동각으로부터 입사각에 따른 상대 입구각을 계산하고 고정익에서와 마찬가지로 출구에서의 마하수를 가정하여 이 값이 상대 질량 유속 매개변수와 함께 일정한 값에 도달하도록 반복 계산하여 여러 상태의 값을 구한다. 이러한 계산에서 익형에서의 초크의 발생 여부를 확인한다.

본 연구에서 설계되어진 터빈의 탈설계점에서의 성능 해석을 수행하여 터빈의 입출구에서의 전압력 비 즉 팽창비에 대한 효율, 유량, 출력 등의 변화를 계산하였다. 횡축에서의 P_{03} 는 터빈 입구에서의 전압력을 나타내며 P_{04} 는 터빈 출구에서의 전압력을 나타낸다. 하첨자 3,4로 표기한 것은 사이클 해석상에 사용하는 기준 위치를 참조로 하여 표기하였기 때문이다.

Fig. 10은 총효율을 나타내고 있으며 도표상의 1.0은 30,000rpm을 나타내며 가령 0.5는 30,000rpm의 0.5배인 15,000rpm이 된다. 우선 설계점에서의 회전수인 30,000rpm에서의 효율은 압력비가 낮은 값에서 증가함에 따라 점차 증가하다가 1.6 영역에서 부터는 감소하고 있음을 나타내고 있다. 실제 설계점의 압력비가 1.8이므로 이점에서의 효율은 86% 정도임을 알 수 있다. 기본 설계시 85% 정도로 가정하여 계산한 것 보다는 다소 높은 값이나 일반적인 터빈 효율과 아주 비슷한 값을 나타냄을 알 수 있다. 회전수의 감소에 따라 효율의 최고치를 얻을 수 있는 압력비는 낮은 값에서 형성되고

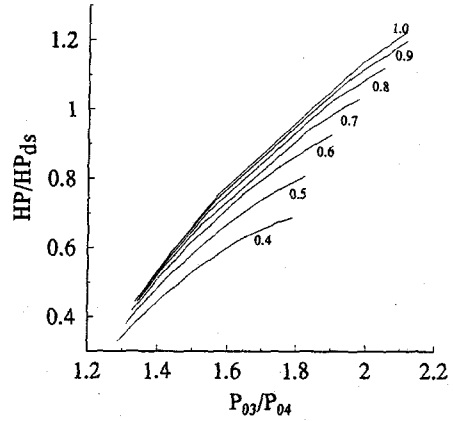


Fig. 11 Output power versus expansion ratio

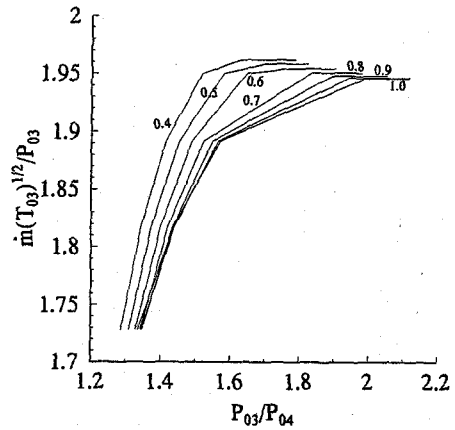


Fig. 12 Characteristics of turbine

있음을 알 수 있으며 압력비의 증가에 따른 효율 감소의 경향이 회전수의 감소에 따라 급격하게 나타남을 알 수 있다. 효율 선도 중에서 낮은 회전수인 경우의 효율 선도에서 미세하게 변화가 발생하는 부분은 그 압력비에서 초크가 발생되었기 때문이다. 이러한 경향은 일반적인 축류 터빈 선도에서 볼 수 있다.

Fig. 11는 압력비에 따른 출력 선도를 나타내고 있다. 압력비의 증가에 따라 출력이 향상하는 결과를 보여주고 있다. 설계점에서는 예상 출력(373.8HP)보다 다소 낮은 값을 보여주고 있는데, 이는 입구에서의 유량이 다소 감소하였기 때문이다. 이러한 것은 유량 선도에서 보여주는데 예상하는 유량(1.91kg/sec)보다 다소 낮은 유량이 유입되는 것으로 나타나고 있다. 이는 질량 유속 매개변수를 기준으로 한 출구에서의 마하수를 계산하는 과정에서 축방향 속도를 기준으로 계산한 결과에서 다소 낮은 값을 얻었기 때문이다. 하지만 출력과

유량의 변화폭은 3% 미만으로 설계점과 아주 근접한 결과를 보여주고 있다.

Fig. 12는 터빈의 특성을 보여준다. 이 특성을 이용하여 압축기와와의 매칭에 대한 연구가 가능하며 압력비에 따라 증가하고 있음을 보여주며 어느 영역 이상에서는 초크가 발생되어짐을 알 수 있다.

8. 결 론

본 연구에서는 74KW의 축류형 가스 터빈의 공력 설계와 해석을 수행하였다. 평균 반경 해석 기법에 의하여 기본적인 터빈의 형상을 결정하기 위하여 효율 모델을 이용하여 계산되어진 설계 변수인 유동계수와 반동도 및 블레이드 부하 계수를 사용하였다. 제작상의 단순화와 제작비를 고려하여 터빈의 케이싱은 일정한 반경으로 설계하였으며, 설계 변수들인 solidity와 형상비(h/c)의 최적화는 기존의 표준적인 블레이드의 데이터로부터 선정하였다.

블레이드 설계를 위하여 블레이드 입출구에서의 유동각 등 유체역학적 물성치들은 반경 방향의 속도를 고려하여 유선 곡률법의 방법에 의하여 계산하였다. 반경 방향으로 9개의 유선에 대하여 계산을 수행하였으며 유로에서의 최고 마하수는 0.9 이하였으며 반경 방향을 따라서 각각의 물성치를 구하게 되었다.

익형의 형상 설계는 설계 변수를 이용한 형상 설계 기법을 적용하였다. 정익에서의 solidity는 반경 방향을 따라서 일정하게 적용하였으므로 케이싱으로 갈수록 블레이드의 코드가 커지게 되었으며, 동익의 경우는 원심력에 의한 응력을 고려하여 허브측에서의 블레이드의 두께가 크도록 결정하였다. 블레이드의 형상은 3차원적인 축적을 위하여 무게 중심에 따라 반경 방향으로 축적을 하였다.

설계된 블레이드의 형상에 대한 문제점 파악을 위하여 준 3차원적인 방법에 의하여 동익의 통로에서 계산을 수행하였다. S1 면에서의 계산을 위하여 균일 간격으로 계산 격자를 적용함으로써 말미암아 블레이드 입구와 출구 부분에서 다소 불안정한 계산 결과를 얻었다. 차후 연구에서는 계산 격자를 경계 영역에 접합하는 body fitted 격자계로 변환하여 앞전과 뒷전에 충분한 계산 격자를 적용하여야 한다.

최종적으로 설계되어진 블레이드에 대하여 압축성 3차원유동 해석을 수행하였으며 준3차원에서 얻어진 결과와는 큰차이를 보이지 않았으며 기본설계과정에서부터 계산되어진 결과들은 일치된 경향을 보였다.

터빈이 설계점 이외의 영역에서 운행되어질 경우 대비하여 탈설계 해석을 수행하였으며 총효율, 정효율, 출력, 유량 및 터빈 특성을 터빈의 팽창비에 관하여 얻었으며 계산되어진 결과의 경향은 표준적인 축류형 터빈의 경향과 일치함을 알 수 있었다.

참 고 서 적

1. W.L. Stewart, 1961, "A Study of Axial-Flow Turbine Efficiency Characteristics in Term of Velocity Diagram Parameters" ASME-61-WA-37
2. Cohen, H, Rogers, G.F.C, Saravanamuttoo, H.I.H, 1993, "Gas Turbine Third edition, Longman Scientific & Technical
3. Stewart, W.L and Glassman, A.J. 1973, "Blade Design" 'Turbine Design and Application' Vol 2. NASA
4. A.F. Carter, M. Pratt, F.K. Lenberr, 1967, "Analysis of Geometry and Design Point Performance of Axial Turbine", NASA-CR-1181
5. Arthur J. Glassman 1992, "Users Manual and Modeling Improvements for Axial Turbine Design and Performance Computer Code TD2-2", NASA-CR-189118
6. Pritchard, L.J. 1985, "An Eleven parameter Axial Turbine Airfoil Geometry Model" 85-GT-219
7. Wu, C.H, 1952, "A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial-, and Mixed-Flow Types, NACA TN 2604
8. Katsanis, T. and McNally, W.D. 1977, "Revised Fortran Program for Calculating Velocities and Streamlines on the Hub-Shroud Midchannel Stream Surface of Axial-, Radial-, or Mixed-Flow Turbomachine or Annular Duct NASA TN D-8430
9. Katsanis, T. and McNally, 1977, W.D. "Revised Fortran Program for Calculating Velocities and Streamlines on the Hub-Shroud Midchannel Stream Surface of an Axial-, Radial-, or Mixed-Flow Turbomachine or Annular Duct NASA TN D-8431
10. Katsanis, T, 1968, "Computer Program for Calculating Velocities and Streamline on a Blade-to-Blade Stream Surface of a

- Turbomachine" NASA TN D-4525
11. Katsanis, T, 1965, "Use of Arbitrary Quasi-Orthogonals for Calculating Flow Distribution on a Blade-to-Blade Surface of a Turbomachine" NASA TN-2809
 12. Launder, B.E. and Spalding, D.B., "The Numerical Computation of Turbulent Flows" Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, 1974, pp. 269-289
 13. Cebeci, T. and Smith, A.M.O., "Analysis of Turbulent Boundary Layer", Academic Press Inc., 1974, pp. 403
 14. Sorenson, R.L., "A Computer Program to Generate Two-Dimensional Grids About Airfoils and Other Shapes by the Use of Poisson's Equation", NASA T.M. 81198, 1980
 15. Steger, J.L. and Sorenson, R.L., "Automatic Mesh-Point Clustering Near a Boundary in Grid Generation with Elliptic Partial Differential Equations", J. Computational Physics, Vol. 33, 1979, pp. 405-410
 16. Carter, A.F., Platt, M., and Lenherr, F.K., "Analysis of Geometry and Design Point Performance of Axial Flow Turbines, Part 1-Development of the Analysis Method and the Loss Coefficient Correlation," NASA CR-1181, September 1968.
 17. Ainley, D.G., and Mathieson, G. C. R., "A Method of Performance Estimation for Axial Flow Turbines," ARC R&M 2974, 1957, Aeronautical Research Council, England.
 18. Keenan, J.R., "Reaction Tests of Turbine Nozzles for Supersonic Velocities," ASME Transactions, October 1949, pp. 773-780
 19. Carter, A.F., and Lenherr, F.K., "An Investigation of Efficiency Limits for Small, Cooled Turbines," USAAVLABS-TR-70-14, August 1970, U.S. Army Aviation Material Laboratories, Fort Eustis, Virginia.
 20. Rogo, C. and Tabbey, A., "Experimental Investigation of Low Aspect Ratio and Tip Clearance on Turbine Performance and Aerodynamic Design," Report No. 1043, 1967, Continental Aviation and Engineering Corporation, Detroit, Michigan.
 21. Dunham, J. and Came, P. M., "Improvements to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance Prediction," ASME Paper No. 70-GT-2, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 92, No. 3, July 1970, pp. 252-253