

터빈 공력 설계 기술



김 광 호
(한국과학기술연구원)

'73-'77 서울대학교 공과대학 기계공학과(학사)
'77-'79 한국과학기술원 생산공학과(석사)
'81-'87 독일 아헨 공대 기계공학과(박사)
'79-현재 한국과학기술연구원 책임연구원



김 동 섭
(한국과학기술연구원)

'84-'88 서울대학교 공과대학 기계공학과(학사)
'88-'90 서울대학교 공과대학 기계공학과(석사)
'90-'95 서울대학교 공과대학 기계공학과(박사)
'95-현재 한국과학기술연구원 연수연구원

1. 서 론

가스 터빈에서 터빈의 역할은 연소기에서 배출되는 고온고압의 가스를 팽창시켜서 얻은 에너지로 압축기를 구동시키고 동시에 동력을 발생시키는 장치로서 가스 터빈의 핵심 부품이다. 터빈은 일반적으로 축류형과 구심형이 있으며 유량이 많고 출력이 큰 경우 축류형이 주로 사용되고 있으며, 구심형은 주로 소형 터보차저에서 사용되고 있다.

외국에서는 그간의 오랜 경험을 바탕으로 많은 터빈 설계기술이 축적되어 있으며 현재에는 터빈의 입구온도를 증가시키거나 날개 형상을 유동장에 맞게 3차원적으로 최적 설계함으로써 터빈의 효율을 향상시키는 방향으로 연구를 수행하고 있으며 이를 위하여 날개 주위를 냉각시키거나 초내열 합금개발 그리고 날개의 공기역학적 설계에 관한 연구를 많이 수행하고 있다. 그 예로 미국과 일본은 각각 AGT 계획[1]과 Moonlight 계획[2]을 실시한 바 있고, 이 계획을 통하여 세라믹 재료 등 초고온 내열 재료연구, 요소 기술 개발, 최적 시스템 개발에 이르기까지 많은 진전이 있었다. 그림 1.에 대표적인 최신 고성능 발전용 가스터빈 [3]에 사용되는 4단 터빈을 예시하였다.

한편, 국내에서 터빈에 관련하여 수행된 연구는 날개 주위의 유동장에 관한 학계의 연구와 KIST 등 연구기관에서 수행 중인 시스템 설계, 날개의 기본 형상 설계, 성능 예측기법 연구[4,5,6,7] 등이 있으나 연구 수준이나 양에 있어서 외국과 비교한다면 아직 기초단계에 머물러 있는 실정이라고

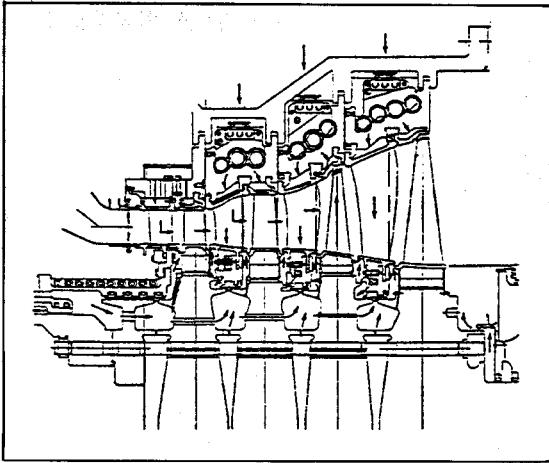


그림 1. 고성능 산업용 가스터빈에 사용되는 4단 터빈[3]

할 수 있다. 국내 관련 업체에서도 부품을 수입하거나 일부 제작 조립하는 수준에 머물러 있으며 최근들어 항공 관련회사, 중공업 회사 등에서 기술개발, 독자 모델 개발을 시도하고 있으나 터빈의 자체 설계경험은 매우 미약한 실정이다.

현재 대부분의 터빈 설계 및 제작 기술을 보유한 기술 선진국들은 터빈의 핵심기술 이전을 기피하고 있으며 점점 첨단 기술에 대한 보호정책을 펴고 있으므로 지속적이고 집중적인 연구개발이 없이는 주요 핵심 기술분야에서 이들 선진국의 기술 종속국을 벗어 나기 어려울 전망이다.

이러한 현실적인 여건에서 터빈을 자체적으로 설계 제작할 수 있는 기술 축적은 거의 모두 수입에 의존하던 것을 국산화하는 효과뿐 아니라 성능 향상, 안정성 그리고 수명 연장을 고려한 설계 기법의 도입으로 국제 경쟁력 향상과 수출신장을 통하여 경제적 이득을 가져올 수 있다. 특히 이 분야는 고도의 기술집약적 산업으로 부가가치가 높고 관련분야에 파급효과가 매우 큰 유망한 산업분야로 기대된다.

본 원고에서는 이러한 중요한 의미를 갖는 터빈 설계기술의 가장 첫 단계라고 할 수 있는 터빈의 공력설계기술에 대해 살펴보고자 한다. 물론 여기에서 설계과정 전체를 구체적 수치를 가지고

자세히 다룰 수는 없지만 설계시 필요한 변수들, 특히 무차원 특성변수들을 정리하고 그들의 특징, 영향 등을 분석함으로써 앞으로의 연구방향을 제시하고자 한다.

2. 터빈 형상 설계

터빈 설계는 일반적으로 전체 사이클 해석의 결과를 기초로 터빈의 입구와 출구에서 열역학적 상태와 출력을 결정하는 과정(단수결정, 일본배포함), 터빈 날개 및 케이싱의 내부 유로 형상을 설계하는 과정 그리고 설계된 터빈의 성능을 예측하고 평가하는 과정 등으로 구분할 수 있다. 이 중에서 사이클 해석은 본 원고의 범위에서 벗어나므로 생략을 한다. 터빈 설계과정을 요약하면 그림 2.에 나타난 바와 같다. 본 절에서는 유량과 각 단의 열역학적 상태점등이 결정된 이후의 터빈 공력 설계과정에 중점을 두어 기술하고자한다.

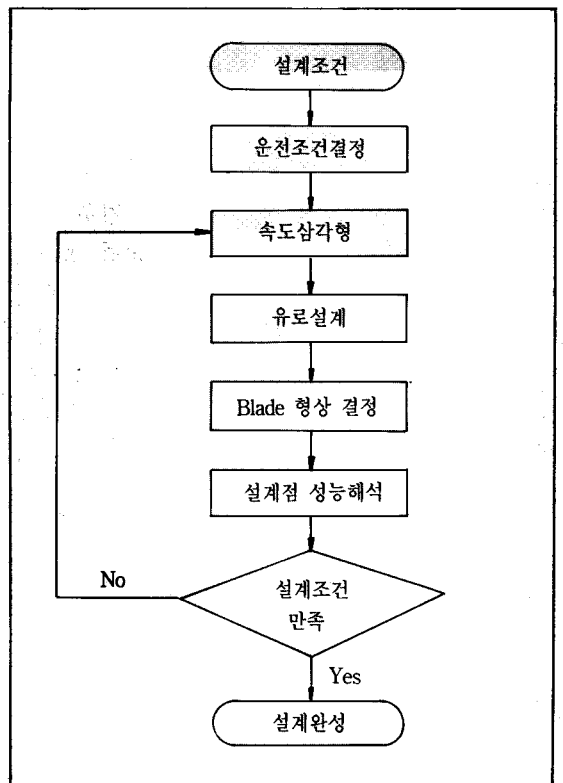


그림 2. 터빈 공력설계 순서도

즉, 회전수 및 직경 설정등 기본적인 설계와 구체적 형상설계에 대해 요약 한다.

2.1. 기본 변수 결정

터빈공력설계의 경우 새로운 소재, 예를들면 세라믹 소재, 탄소 복합소재 등이 개발되어 이용한다든지 하는 경우를 제외하고는 처음부터 완전히 새로운 모델을 개발하는 예는 극히 드물다. 대부분의 경우 기존의 항공용 엔진을 산업용으로 개조한다든지, 기존엔진의 핵심부분(고압 압축기, 고압 터빈부분)은 그대로 유지하면서 그외부분(저압부분)을 개조한다든지 하는 경우가 많으므로 회전수 및 직경의 선정은 이미 그 선정범위가 제한되어 있는 경우가 많다.

터빈의 회전수와 평균직경을 결정하는 일반적인 관계식은 없지만 무차원 설계변수방법과 Cordier 선도를 이용하면 회전수와 평균직경을 계산할 수 있다. 물론 발전용에서는 감속기를 쓰지 않는 경우, 3600 rpm (60 Hz 기준) 으로 고정되기도 한다.

이 방법 중에서 무차원 설계변수 방법을 이용할 경우 위 두 변수 중 하나는 설계자가 선정하여야 하기 때문에 설계 경험이 없는 경우 많은 시행 착오가 수반되므로 이 방법에 의한 설계는 어려움이 있다. 그러나 Cordier 선도에 의한 방법에서는 그래프를 사용하여 설계하고자하는 터빈에 해당하는 무차원 매개변수 즉 비속력(specific Speed)와 비직경(specific diameter)를 선정하여 이 두 무차원 관계식으로 부터 터빈의 회전수와 직경을 유도할 수 있다[8].

2.2. 터빈 유로 형상 설계

터빈은 정익(stator)과 회전익(rotor)으로 구성된 단(stage)에서 고온 고압의 연소가스가 팽창하면서 발생한 동익의 회전력을 이용하여 유용한 에너지를 얻는 가스 터빈의 주요 구성요소이다. 한 단은 블레이드 사이의 가스를 가속시키고 압력손

실없이 동익의 입구 유동각과 잘 일치하도록 안내하는 정익과 가스의 각 운동량 변화를 일으켜서 축 동력을 얻는 동익으로 구성되어 있다. 현재 이러한 터빈에 대한 설계 및 해석방법으로는 축방향과 접선방향의 속도만 고려한 2 차원 유동으로 가정하여 평균반경에서 유동각과 속도 삼각형을 계산한뒤, 3 차원 설계를 위해서는 free vortex, forced vortex, 그리고 일정 반동도 방법등을 적용하는 것이 일반적이다[9].

2.2.1. 속도 삼각형

그림 3에 2차원유동을 가정한 속도삼각형을 예시하였다. α , β 는 절대속도와 상대속도들이 축방향과 이루는 유동각(flow angle)으로서 세개의 무

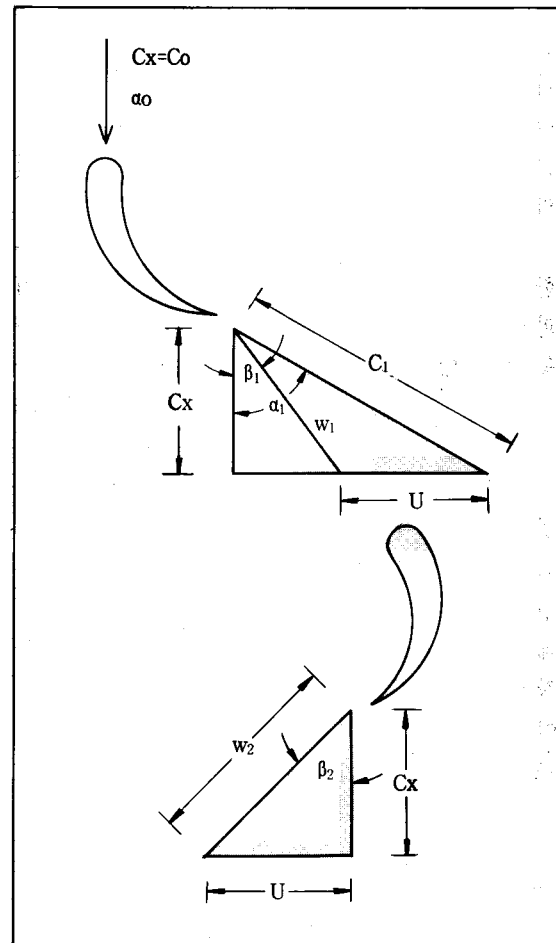


그림 3. 속도 삼각형

차원 수 즉 블레이드 부하계수(블레이드 loading coefficient), 흐름계수(flow coefficient), 그리고 반응도(degree of reaction)의 함수로 계산되며 이들 각은 속도 삼각형을 결정한다. 정익로 부터 나온 가스는 상대속도 (W_1)와 상대 유동각(β_1)으로 동익로 유입되어 동익를 회전시키고 출구로 흘러 나오면서 원주방향의 각운동량 변화에 의한 회전 모멘트에 의하여 블레이드에 일을 하게 된다.

2.2.2. 유로 설계

터빈에서 일어나는 열역학적 상태변화는 T-s선도(혹은 h-s선도)에 표시할 수 있으며 압축성유체 관계식을 이용하면 터빈의 각 단에서의 온도와 압력강하를 알 수 있다. 또한 이 값들을 이용하면 정익와 동익 진후에서 밀도변화에 따른 연속 방정식을 적용하여 축 방향에 따른 블레이드 크기와 터빈의 내경과 외경을 간단히 결정할 수 있다.

각 단에서의 정익와 동익의 효율을 가정하고 Cordier 선도등으로 구한 축 회전수와 직경을 이용하면 정익와 동익의 출구에서 열역학적 상태량(압력, 온도, 밀도등)과 각 지점에서의 속도(마하수)등의 정보를 바탕으로 유로를 계산할 수 있다.

2.2.3. 날개 길이 결정

터빈 블레이드의 길이는 유로의 허브(hub)와 팁(tip)의 직경으로 부터 날개 끝 간극을 고려하면 구할 수 있다. 일반적으로 날개 끝간극은 제작상의 문제와 날개의 열팽창에 의하여 블레이드의 끝이 케이싱(casing)을 긁는 블레이드 rubbing 문제 때문에 대개 0.38mm이상으로 한다[8]. 날개 길이결정에 영향을 주는 또 하나의 중요한 요소는 날개 뿌리 부분에 작용되는 원심력에 의한 응력 발생이다. 공력 설계를 수행한다 해도 이러한 기계적 제한조건을 무시할 수 없으며 결국 최적설계를 모색해야 할 것이다.

2.2.4. 증황비

증황비(aspect ratio)는 블레이드의 코드(chord, c)에 대한 블레이드의 길이(h)의 비로 나타내는

무차원 수로서 블레이드 내의 2차유동(secondary flow)이나 블레이드 진동에 큰 영향을 준다. 예로서 증황비가 너무 크면 블레이드 표면에서의 마찰손실은 적어지나 흐름이 블레이드 표면을 따라서 제대로 흐르지 못하고 블레이드 진동을 유발시켜서 많은 문제점을 발생시킨다. 이러한 측면의 예도 일반적으로 블레이드의 길이는 터빈 전체 높이의 제한등에 영향을 받고 또한 적절한 열 입출구 속도를 유지해야하므로 역시 제한을 받는다. 한편 축방향코드는 터빈 축방향 전체길이에 영향을 주므로 선택에 주의를 요한다. 앞절에서 설명하였듯이 일반적으로 유로면적(블레이드 길이)이 우선적으로 결정되고 이어서 적절한 축방향 코드가 설정되면 준이론적인 식[10]을 이용하거나 혹은 경험적으로 주어지는 블레이드 각도와 설치각(stagger angle, 코드와 축방향코드 사이의 각도) 사이의 관계[11]를 이용하여 코드를 결정할 수 있다.

2.2.5. 블레이드 간격

블레이드 간격(pitch, s)은 일반적으로 경험적으로 주어지는 최적의 간격/코드 비(s/c)를 이용하여 정할 수 있다(역수 c/s 는 solidity 라 부른다.). 일반적으로 이 비가 작아지면 갯수가 증가하여 유동각은 잘 유지시킬 수 있으나 마찰손실을 유발시켜서 효율에 영향을 미친다. 그러나 이 비가 손실에 미치는 영향은 최적점 부근에서는 그리 심하지 않으므로 설계자가 가지는 선택의 폭이 넓은 편이다. 기초 경험자료들을 바탕으로 정리된 최적의 s/c비의 예[12]를 그림 4.에 예시하였다. 이들 값은 대체로 0.7-0.9 사이에 존재한다. 이 비가 설정되면 블레이드의 수가 결정된다.

2.2.6. 날개 열 간의 간격

블레이드 열간의 간격(axial distance)은 블레이드 진동, 소음과 유동각 유지라는 두 가지 상반된 조건을 고려하여 결정하여야할 설계변수로서 그림 5.는 블레이드 열간의 간격이 효율에 미치는 영향을 보여 주는 그림[13]이다.

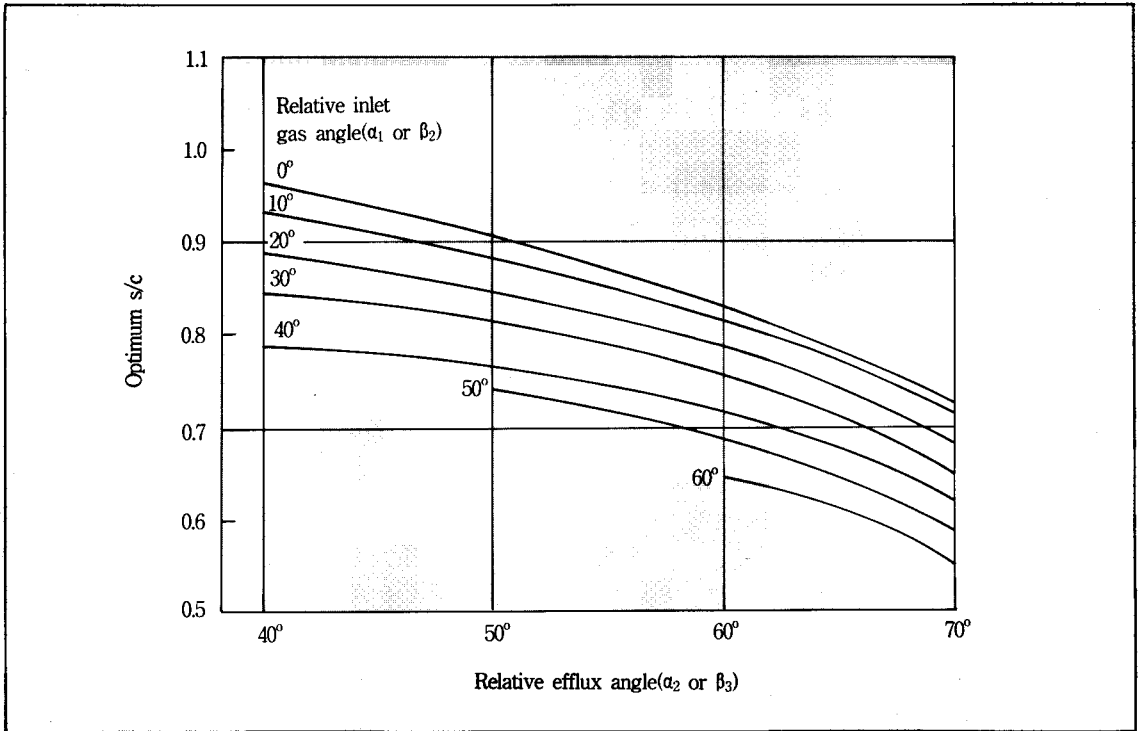


그림 4. 최적 피치/코드 비[12]

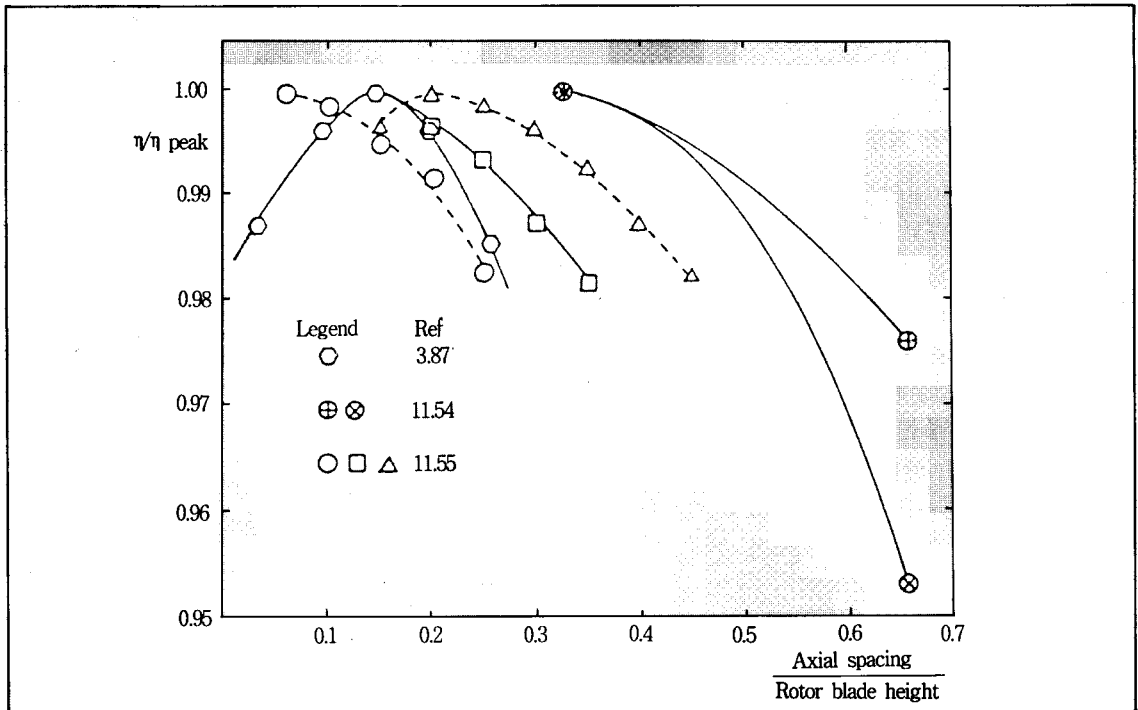


그림 5. 익렬 사이 간극이 효율에 미치는 영향[13]

2.3. 익형 선정

터빈 각 단별로 최적의 속도 삼각형이 정해지면 이로부터 터빈 익형을 결정할 수 있다. 터빈에서 블레이드 주위를 흐르는 유동은 대개 순구배 압력분포를 갖게 되어서 압축기 블레이드 주위에서 생기는 경계층 박리와 같은 손실이 발생하지 않으므로 터빈 블레이드의 형상이 터빈 효율에 미치는 영향은 압축기 블레이드보다 적으며 터빈 효율의 2% 미만이라고 알려져 있다. 따라서 기존의 터빈 블레이드 형상은 NACA Series, 혹은 다항식, 원호등을 캠버선(camber line)으로 이용한 블레이드 형상을 그대로 사용하였다. 이와같이 기존의 익형중에서 유동조건에 맞는 익형을 선정하는 경우가 대부분이지만 최근에는 유동조건에 맞는 익형을 순전히 계산에 의해서 구하는 방법(inverse method)도 연구 되고 있다[14].

비록 입출구 유동각도, 코드, 설치각등이 설정되어도 여전히 블레이드 형상을 결정하기 위해서는 그림 6. 과 같이 많은 변수들을 계산하여야 한다. 입구블레이드 각도는 설계점 운전시에 가스유입

각과 같게 두거나 유도 입사각(induced incidence)를 부여하여 설정하는 것[10]이 일반적이며, 출구각은 유도 이탈각[12]을 고려하여 설정하게 된다. 그 외에서 중요한 것은 캠버선과 두께의 분포 그리고 이들 값들이 최대가 되는 지점을 선택하는 것이다.

2.3.1. 캠버선 결정

대개 캠버가 최대가 되는 위치는 블레이드의 출구각으로 결정되지만 두께가 최대가 되는 위치는 설계자의 경험, 기존의 블레이드 좌표, 그리고 케스케이드(cascade) 실험 자료에 의해서 결정하여야 한다. 최종적으로 결정할 블레이드의 형상은 캠버선을 따라서 두께를 분포 시키면 흡입면(suction side)과 압력면(pressure side)의 형태를 구할 수 있다.

2.3.2. 두께 분포

블레이드 두께는 일반적으로 설계자의 경험과 실험으로 결정하는 변수이다. 터빈 블레이드의 한 설계 예로 코드의 30% 근처에 최대의 두께를 위

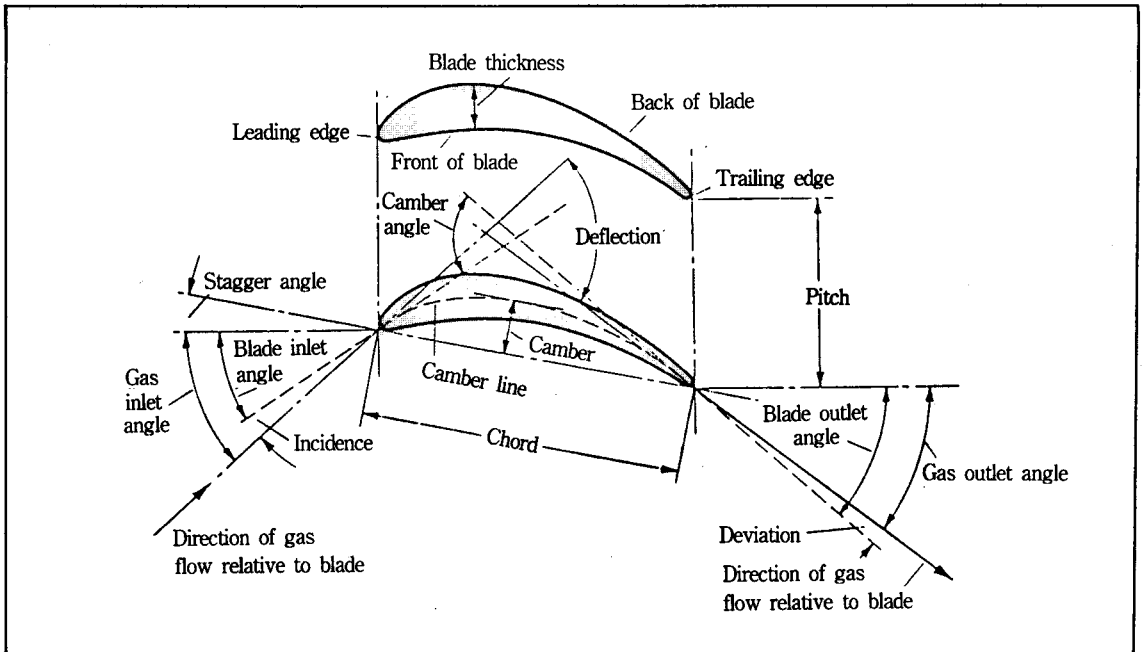


그림 6. 터빈 블레이드를 결정하는 형상 파라미터 [15]

치시키며 그 두께는 코드 길이의 20 %를 사용하기도 하며[16], 대체로 다른 예에서도 이와 유사한 수치를 사용한다. 기존의 실제 터빈 자료를 정리하여 설계에 사용할 수 있도록 입출구 각도의 함수로 제시한 예도 있다[11].

블레이드의 선단(leading edge)과 후미(trailing edge)는 유체역학적으로 중요한 부분으로서 그 곡률반경과 두께는 코드 길이를 기준으로 결정되며 선단의 곡률반경은 터빈의 정의과 동익에 대해서 대개 2.0-3.0 % 정도의 값을 가지게 된다.

블레이드 두께의 분포는 내부 유로의 결정을 의미하며, 그 자체에 공학적인 엄밀한 방법에 존재한다기 보다는 설계자의 경험에 크게 의존하여 왔다[10]. 한편 근래에는 분포과정을 좀더 정형화하여 다항식을 사용하거나 완전히 수치적방법을 사용하는 방법들도 사용되고 있다.

2.3.3. 블레이드 축적방법

허브와 팁에서 원주속도가 동일하지 않고 주위 유동상태가 많이 변하기 때문에 각 위치 따라 단면형상이 변하고 이러한 각 단면의 형상을 3차원적으로 축적(staking)하기 위해서는 기준 축이 필요하다. 이러한 기준축으로서 선단, 블레이드 단면의 도심 그리고 2차 모멘트등을 중심으로 정할 수 있다. 이러한 3차원 배열은 유동측면과 함께 회전 응력을 고려한 설계가 되어야 한다. 그림 7.에 블레이드 반경방향 축적예를 나타내었다. 한편 근래에 개발되는 터빈에서는 고전적인 형태(허브에서 팁으로 가면서 단조로운 형태변화)를 벗어나서 반경방향으로 단면 형상의 변화가 심하게 변화되는 예도 살필 수 있다(그림 1. 참조). 이는 복잡한 3차원 유동을 고려하여 손실을 최소화하기 위한 시도로 풀이된다.

3. 성능 예측

형상이 결정된 터빈에 대하여 성능을 평가하거나 그 결과를 토대로 설계조건을 수정하고 만족할 만한 설계계수를 결정하기 위해서는 설계점

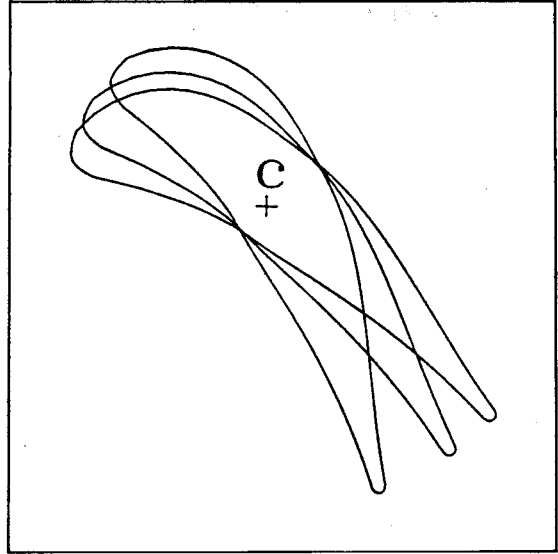


그림 7. 블레이드 반경방향 축적 예

유동해석이 필요하다.

터빈내의 유동은 고온 고압하에서 연소가스의 팽창과 복잡한 형태의 3차원 블레이드를 지나감에 따라서 마찰에 의한 손실, 이차유동, 와류 등으로 인하여 복잡한 형태를 가지게 된다. 이러한 유동을 현 상황에서 정확하게 이론적으로 계산한다는 것은 어려운 문제이다.

특히 3차원 수치해석은 매우 제한적인 범주에서만 다루어 질 수 밖에 없으므로 다수의 단에 대한 설계점 및 탈설계점의 성능을 예측하기 위해서는 비교적 간단한 해석이 필히 요구된다. 그러한 한가지 방법으로는 평균반경을 기준으로한 해석 방법(mean line analysis)이 있다[17]. 이 방법은 전체적인 성능 예측에는 큰 도움이 되나 평균반경만을 다루므로 그 이외 위치에서 유동 현상에 대한 정보를 알 수 없다는 단점이 있다. 그에 비하여 반경방향으로 상이한 유동조건에 의한 효과를 반영할 수 있는 방법들이 존재한다. 이에 크게 유선곡률법(stream curvature method)과 매트릭스방법(matrix through flow method)으로 대별된다. 이 중 유선곡률법이 비교적 계산 시간이 적게 들며 평균반경법과 유사한 손실모델을 사용할 수 있는 관계로 널리 사용되고 있다.

이와 같은 간략화된 3차원 유동해석을 위해서는 대부분 Wu[18]에 의해서 정리된 일반화된 식들이 이용된다. 실제 SCM을 사용하여 익렬과 익렬 사이 그리고 허브와 팁 사이면을 분리하여 3차원 계산으로 이용할 수 있으나, 축류터빈에서는 일반적으로 익렬과 익렬 사이의 손실에 대한 실험적 정보가 다수 존재하는 관계로 대부분의 성능예측을 위한 경우에는 축방향 자오면(meridional plane)을 대상으로 허브와 팁 사이의 반경방향 방정식만을 해석한다. 즉, 반경방향으로 다수의 유선을 도입하여 반경방향 비점성 방정식을 해석하는 것으로서 점성효과는 손실로서 처리한다. 경우에 따라서는 반경방향의 속도성분을 무시한 해석도 이용될 수 있으나, 유로기울기 변화가 심한 경우에는 엄밀한 반경방향 운동식을 적용해야한

다[19]. 해석의 대상이 되는 유동은 정상상태, 축대칭, 비점성 유동이며, 자오면에 분포된 반경방향의 다수의 유선에 대하여 해석을 수행한다. 압력 손실은 경험적으로 주어지는 자료들을 상관식으로 만들어서 사용하게 되며, 주로 이용되는 식들은 Ainley 와 Matieson [17]이 제안한 것과 이로부터 수정 보완된 것들[11,20], 그리고 Balje 와 Binsly[21]가 제시한 식 등이다. 유선 곡률법에 의한 터빈 성능 예측은 실제로 많이 이용되고 있으며, 정확한 손실 모델의 적용이 관건이 된다[22].

터빈 단의 효율은 거시적으로 볼 때 부하계수와 흐름계수에 가장 큰 영향을 받으며, Smith[23]는 다수의 터빈자료를 이 두 파라미터를 사용하여 정리 하였다. 그림 8은 현재 설계 단계에 있는 8단 터빈[24]의 유선곡률법을 이용한 성능 예

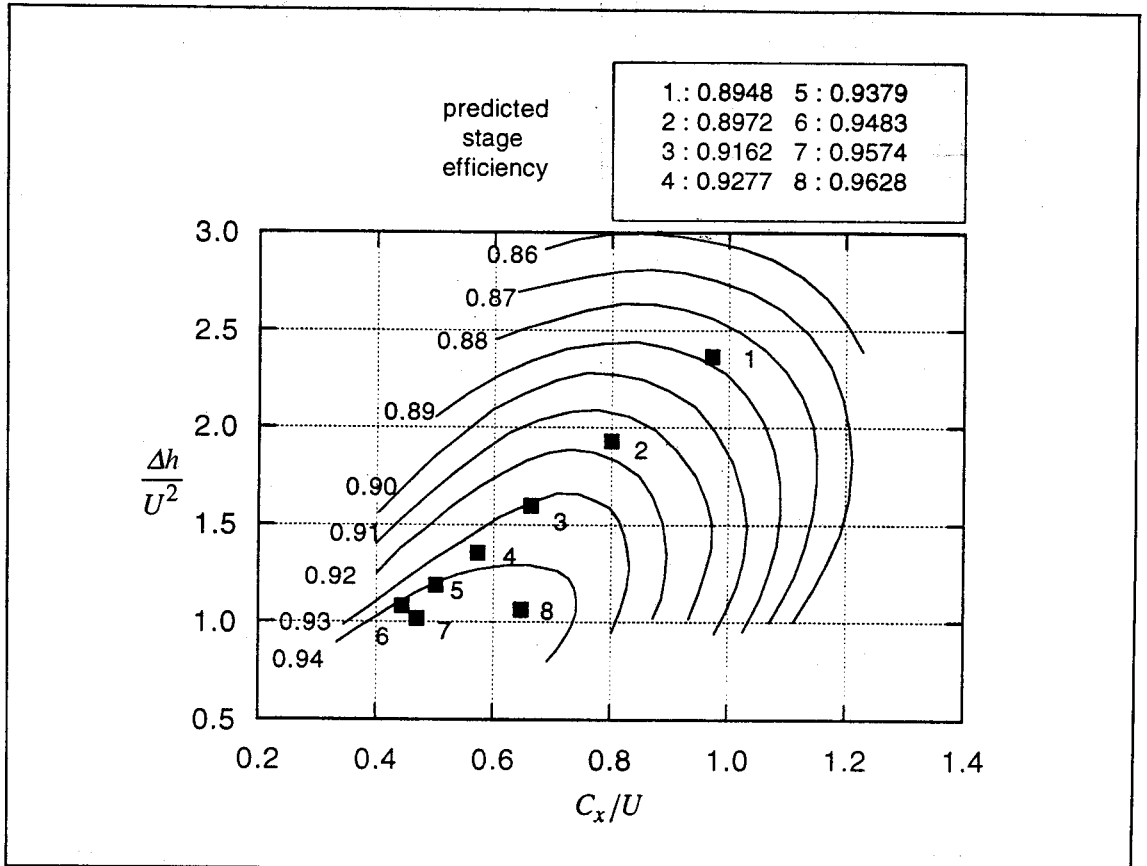


그림 8. 유선곡률법으로 예측된 8단 터빈의 단 효율[24]

측 결과를 Smith 선도 위에 나타낸 것이다. 이 예측 방법이 상당히 합리적으로 실제 터빈 성능 예측에 사용될 수 있음이 확인된다. 또한 이 터빈의 각 단에서 반경방향으로 효율의 분포를 그림 9. 에 예시하였다. 평균반경부근에서 손실이 가장 작고 벽근처에서 2차 유동에 의한 손실 효과로 효율이 낮게 나타난다.

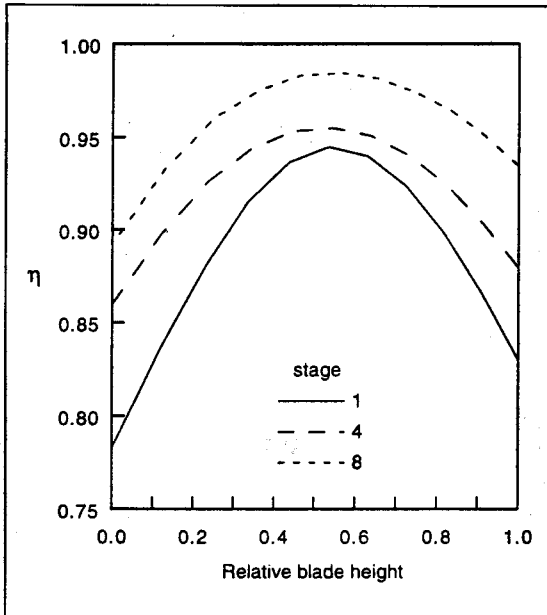


그림 9. 유선곡률법으로 예측된 반경방향 효율분포[24]

4. 날개 주위의 유동 해석

터빈의 성능과 효율을 향상시키기 위해서는 터빈 내부의 유동에 대한 정확한 해석이 요구된다. 그러나 실제 터빈 내부의 유동은 그림 10. 과 같이 3 차원 형상을 가진 블레이드의 고속 회전, 허브에서 발생된 경계층 그리고 casing과 블레이드 사이의 틈 간격등으로 인하여 2 차 유동, wake, vortex 등의 복잡한 형태를 가지게 되므로 해석하는데 많은 어려움이 수반된다.

현재 터빈 내부유동을 해석하는 방법은 일반적으로 포텐셜 방정식, 유선 곡률방법 그리고 Euler

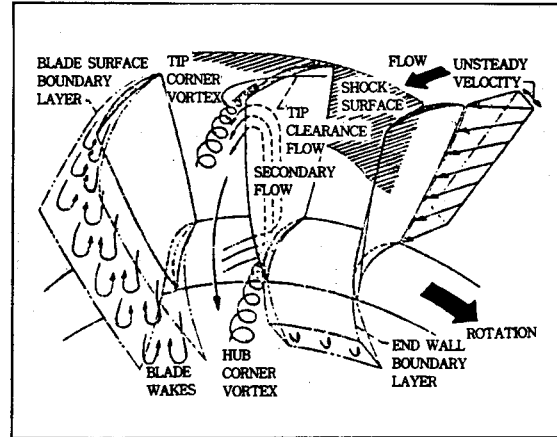


그림 10. 블레이드를 지나는 3차원 유동 패턴의 복잡성[25]

방정식을 이용한 비점성 해법과 parabolic, partially parabolic 그리고 elliptic 방정식을 이용한 점성해법으로 구분할 수 있다[25].

최근 대형 컴퓨터의 발전과 새로운 수치해법 개발 그리고 열 유체 수치해석용 범용코드의 상용화를 통하여 터빈 내의 유동현상을 점성과 압축성을 고려한 3 차원 Navier-Stokes 방정식을 이용한 계산을 시도하고 있다.

그러나 아직은 이러한 수치해석적 접근은 하나의 블레이드 열에 대한 국소적인 해석에 그치고 있는 실정으로서 설계를 주도 한다기 보다는 보완해주는 역할을 한다. 최근에는 수치해석을 심분 이용하여 설계에 응용하고는 있지만 이 경우에는 완벽한 유체 운동방정식을 푸는 수치해법이라기 보다는 적절한 모델링을 사용한 접근법이라 하겠다.

한 열에 대한 유동 수치해석의 예로서 실험용 선형 케이스케이드 주위의 2차원 유동 해석에 의한 속도 분포를 그림 11.에 예시하였다.

한편 수치해석에 이용된 많은 가정과 사용된 각 모델링 계수들의 불확실성 등으로 결과를 실제 설계에 이용하기에는 많은 제약이 수반되므로 실험적인 방법에 의한 연구가 병행되어야 한다. 지금까지 터빈에 관련하여 수행했던 실험의 대부분은 케이스케이드 주위의 유동에 국한된 것이며

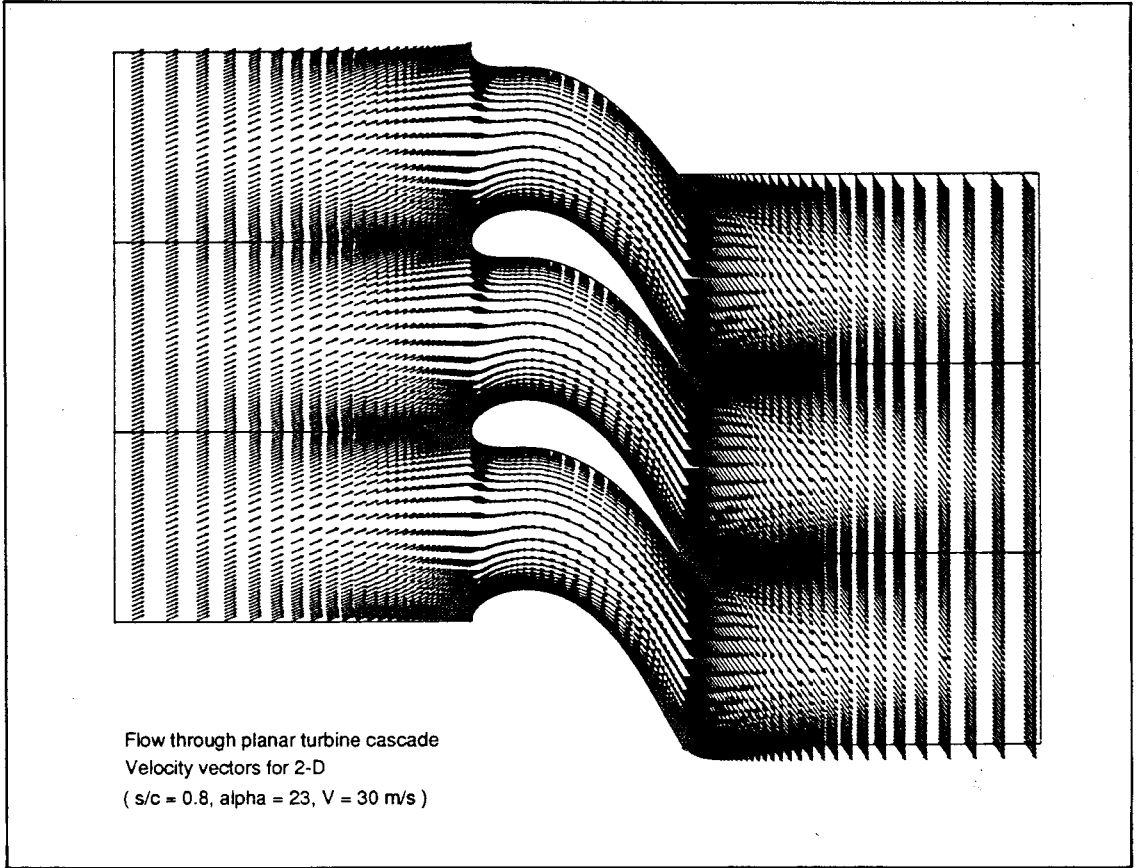


그림 11. 수치해석으로 예측된 선형 케스케이드를 지나는 유동의 속도 분포[24]

터빈의 성능을 평가하는 실험은 거의 이루어지지 않았다. 하지만 완전한 터빈을 설계하기 위해서는 유동현상을 잘 이해하고 이론적으로 계산한 성능 해석결과를 수정 보완하기 위해서는 성능실험이 필요하리라 생각된다. 그림 12. 에 풍동내 설치를 위하여 준비된 케스케이드 실험용 블레이드를 예시하였다.

5. 냉각 기술

출력과 효율 향상을 위한 터빈 입구온도의 증가는 터빈이 받는 기계적 하중 뿐만 아니라 열하중을 동시에 증가시켜서 블레이드의 파손과 재료의 강도를 크게 떨어뜨리는 주 원인이 되고 있다. 특히 제 1 단 정익은 연소기에서 나온 고온의 연

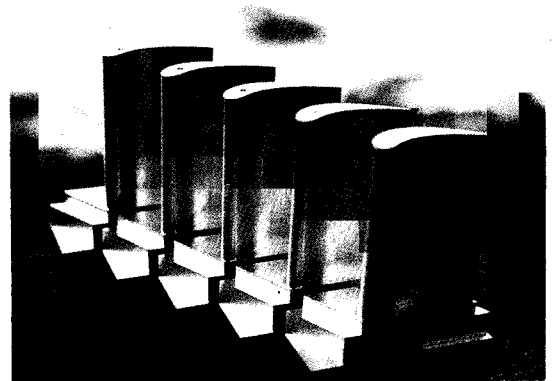


그림 12. 케스케이드 실험을 위해 준비된 선형 블레이드[24]

소가스가 지나게 되고 또한 연소가스 온도의 불균일로 말미암아 큰 열 부하를 받게 되어서 블레이드 냉각이 필요하다.

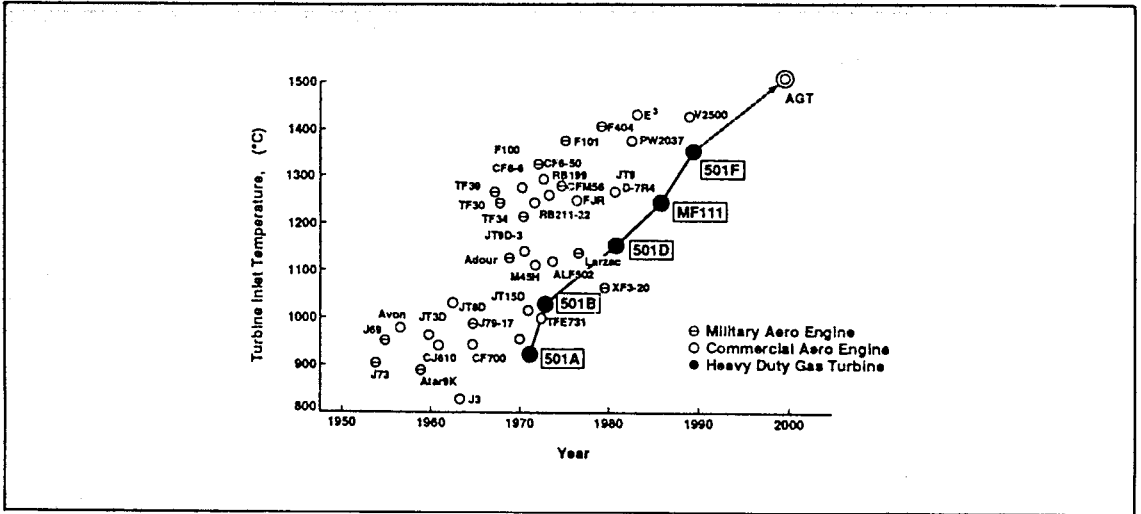


그림 13. 연도에 따른 터빈 입구온도 증가 추세[26]

그림 13은 터빈입구온도의 증가경향[26]을 나타낸 그림으로서 터빈 냉각기술은 1960년대 부터 가스 터빈에 사용한 이래로 많은 진전이 있었고 현재는 냉각기술개발과 내열성이 강한 재료개발을 통하여 매년 거의 20°C씩 증가하는 추세를 나타내고 있는 것을 보여주고 있다.

지금까지 산업용으로 사용되고 있는 가스 터빈 중에서 터빈 입구온도가 950°C 이상인 경우 대부분 블레이드 냉각을 하고 있으며 여러가지의 냉각방법이 이용되거나 예상되고 있다. 각각에 대하여 간단히 언급한다.

5.1. 대류냉각 (convection cooling)

현재 산업용에 사용되는 냉각 방법 중 가장 간단한 방법으로서 터빈 블레이드 내부의 좁은 유로를 지나가는 냉각 공기와 블레이드 재료와의 대류 열전달을 이용하여 냉각시키는 방법이다. 이때 냉각공기는 주로 허브에서 유입되어 반경방향으로 흐르면서 팁 쪽으로 빠져나가는 것이 대부분이지만 허브와 팁 사이를 여러번 지나서 팁 쪽으로 흘러 나가는 방법도 있다. 대류냉각은 블레이드 후미 부분에서 단면이 얇아서 냉각하는데 어려운 단점은 있으나 냉각 유로의 형태를 변경하

면 효과적으로 블레이드를 냉각할 수 있다.

5.2. 충돌냉각 (impingement cooling)

냉각공기를 고속으로 냉각할 블레이드의 표면에 분사하여 부분적으로 높은 냉각효과를 얻을 수 있는 방법으로써 특히 많은 열부하를 받는 블레이드 전연부의 정체점 부분에 많은 구멍을 통하여 고속의 제트(jet)를 분사하여 효과적으로 블레이드를 냉각할 수 있다.

5.3. 막냉각 (film cooling)

블레이드 표면의 기공으로 부터 냉각공기가 경계층을 형성시킨 후 블레이드 표면과 블레이드 주위를 지나가는 고온의 연소가스 사이의 열전달을 차단하여 블레이드 표면의 온도상승을 억제하는 냉각방법으로서 대류냉각에 비하여 월등히 좋은 냉각효과를 보인다. 따라서 현재 대형 고성능 가스터빈의 첫단등 고온부에는 예외 없이 막냉각을 사용하고 있다. 그림 14에 대류냉각에서 막냉각까지 냉각 기술의 발전추이[26]를 예시하였다.

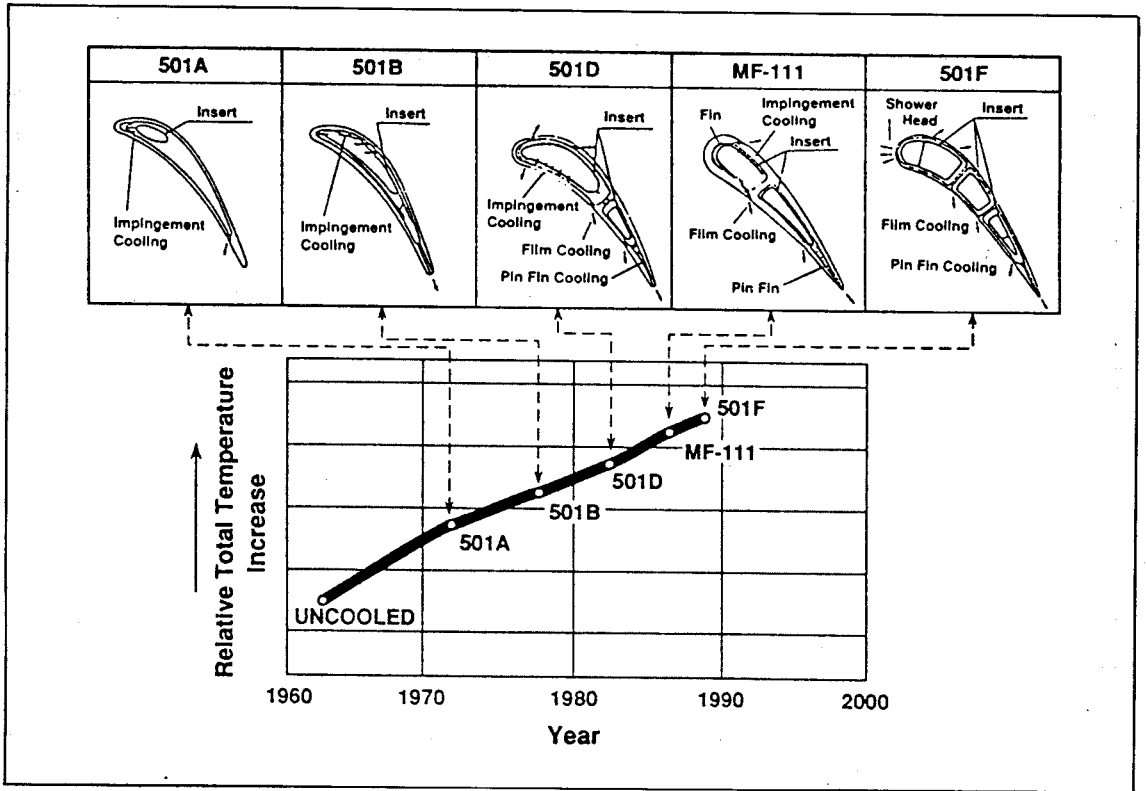


그림 14. 블레이드 냉각 방법 발전 추이[26]

5.4. 투과냉각 (transpiration cooling)

투과냉각법은 가장 효과적인 냉각방법으로서 블레이드 표면에 무수히 많이 분포되어 있는 작은 기공을 통하여 냉각공기가 분사되는 것 이외에는 막냉각과 같다. 이 방법에 의한 블레이드 냉각은 가장 효과적임에도 불구하고 블레이드 표면에 많은 기공으로 인하여 압력손실과 재료의 강도가 약한 구조적인 단점으로 사용하는 데 문제가 수반된다. 따라서 현재에는 막냉각을 강화하여 다수의 분사 구멍을 설치한 완전막냉각(full coverage film cooling, FCFC)으로서 투과 냉각과 유사한 냉각 성능을 얻고자 하는 노력이 기울여지고 있다.

5.5. 물 또는 증기 냉각 (water or steam cooling)

그 밖에 위의 방법들을 복합한 냉각방법도 사용되어지고 있으며 좀 더 효과적인 방법으로 공기보다 비열비가 크고 상변화가 생길 때 잠열을 이용할 수 있는 냉각수를 이용하는 방법이 있다. 그러나 이 방법은 냉각수에 의한 부식과 냉각수를 고속으로 회전하는 동익으로 전달하는데 어려움이 수반된다. 한편 증기를 이용한 냉각방식 역시 공기 냉각에 비하여 상당히 효과적이다. 이러한 방식들은 이미 오래전에 제안되었으나 최근까지 실용화가 힘들었다. 그러나 현재에는 최신 가스터빈에서 증기냉각 방식을 택하기 시작하였으며, 앞으로 이에대한 관심이 고조되리라 생각된다.

6. 맺는 말

이상으로 공력학적 측면에서 터빈 날개 형상에 대한 기본설계를 수행하는 과정을 살펴보았다. 본

문에서도 언급한 바와 같이 설계란 결국 설계 데이터 베이스(data base) 확보가 관건이며 이들 데이터는 실험으로 검증되어야 한다. 또한 전문가들의 귀중한 경험을 어떤 종류의 변수로, 어떻게 수량화해서 자신의 고유기술로 만드느냐, 또는 다른 설계 기술자들이 어떻게하면 쉽게 접근하여 이용할 수 있느냐가 문제해결의 열쇠이다.

뿐만아니라 터빈 설계는 매우 많은, 다양한 분야의 종합 예술로서 이러한 열·유체역학적 측면 뿐만 아니라 구조설계, 열응력 문제, 진동, 회전체 동역학, 고속회전체 윤활, 재료, 수명 등에 관한 측면에서도 검토되어야 하며 이들의 영향을 종합적으로 반영할 수 있는 최적화 기법도 역시 도입되어야 할 것이다.

처음으로 설계과정을 접하는 경우에도 자신감을 가지고 설계과정을 전체적으로 수행한 다음 시제품을 제작하여 성능시험을 해보는 것이 중요하다. 사정이 허락한다면 물론 정격운전 상태에서 시험하는것이 최선이겠지만 크기효과 등을 고려한다면 실험실 규모로 작은 터빈에 대해서 수행할 수도 있다. 완벽한 설계란 있을 수가 없고 완벽한 종합적인 설계 소프트웨어 역시 현실적으로 불가능하다. 과정과정 사이에서 많은 수정, 보완이 이루어져야 하며 이것으로부터 귀중한 경험이 쌓이게 된다. 실패를 두려워 하지말고 설계보다 성능이 미달되었을 때 어떻게 원하는 성능을 얻을수 있을까 노력하는 가운데서 기술이 축적되고 자립화가 이루어 질 것이다.

이상으로 이미 잘 알려져 있는 과정과 기법이지만 간단하게 정리해 보았다. 본 글이 관련 전문가들의 연구 수행에 조금이라도 도움이 되었으면 하는 바람을 갖고 이 글을 마친다.

참 고 문 헌

1. G.L. Boyd, "AGT101/ATTAP Ceramic Technology Development", ASME, J. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 111, pp. 158-167, 1989.
2. "고효율 가스 터빈에 의한 복합발전", ENE-RGY, 1982.
3. L. Southall and G. McQuiggan, "New 200 MW Class 501G Combustion Turbine" ASME paper, 95-GT-251, 1995.
4. 김광호, 축류 가스 터빈 기본 형상 설계용 프로그램 개발에 관한 연구, 한국과학기술연구원, 1990.
5. 김광호, 터빈 Spiral Casing 설계기술개발에 관한 연구, 한국과학기술연구원, 1988.
6. 김광호, 가변익 터빈 개발에 관한 연구, 한국과학기술연구원, 1989.
7. 최동환, Turbocharger의 설계 및 제작기술 개발, 한국기계연구소, 1986.
8. 홍용식, 가스터빈 엔진 이론과 실제, 청문각, 1983.
9. S.L. Dixon, "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery", Pergamon Press.
10. D.G. Wilson, Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines, the MIT Press, 1984.
11. S.C. Kacker and U. Okapuu, "A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency", ASME. J. of Eng. for Power, Vol. 104, pp. 111-119, 1982.
12. H. Cohen, G.F.C. Rogers and H.L.H. Saravanamuttoo, Gas Turbine Theory, Longman Scientific & Technical, 3rd ed., 1987.
13. J.P. Gostelow, Cascade Aerodynamics, Pergamon Press, 1984.
14. G. Meauze, "An Inverse Time Marching Method for Definition of Cascade Geometry", ASME. J. of Eng. for Gas Turbine and Power, Vol. 104, pp. 6-22, 1982.
15. C.R. Simmons, Gas Turbine Manual, Temple Press.
16. "Enfwerfen von Strahlantrieben", RWTH Aachen, Vorlesungsmanuskript, 1984.
17. D.G. Ainley and G.C.R. Matieson, "A

- Method for Performance Estimation for Axial-Flow Turbines”, British ARC, R&M 2974, 1951.
18. C.H. Wu, “A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial-, and Mixed-Flow Types”, NACA TN 2604, 1952
 19. R.A. Novak, “Stream Curvature Computing Procedures for Fluid-Flow Problems”, ASME. J. of Eng. for and Power, vol. 89, pp. 478-490, 1967.
 20. J. Dunham and P.M. Came, “Improvement to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance Prediction”, ASME. J. of Eng. for Power, vol. 92, pp 252-256, 1970.
 21. O.E. Balje and R.L. Binsly, “Axial Turbine Performance Evaluation. Part A Loss-Geometry Relationships”, ASME. J. of Eng. for Power, vol. 90, pp. 341-348, 1968.
 22. R.K. Sullerey and G. Kumar, “A Study of Axial Turbine Loss Models in a Streamline Curvature Computing Scheme”, ASME. J. of Eng. for Power, vol. 106, pp. 591-597, 1984.
 23. S.F. Smith, “A Simple Correlation of Turbine Efficiency”, J. Royal Aeronautical Society, Vol. 69, 1965.
 24. 김광호, 복합열병합발전 플랜트 국산화 설계 기술 및 제작기술 개발-터빈공력설계기술 연구, 한국과학기술연구원, 1995.(예정)
 25. W.D. McNally and P.M. Sockol, “REVIEW-Computational Methods for Internal Flows With Emphasis on Turbomachinery”, ASME. J. of Fluids Engineering, Vol. 107, pp 6-22, 1985.
 26. S. Amagasa, K. Shimomura, M. Kadowaki, K. Takeisi, H. Kawai, A. Aoki and K. Aoyama, “Study on the Turbine Vane and Balde for a 1500oC Class Industrial Gas Turbine”, ASME. J. of Eng. for Gas Turbine and Power, Vol. 116, pp. 597-604, 1994.