

증기터빈 설계 기술 동향



나 운 학 (한국중공업 터빈설계실)

- '80 영남대학교 기계학과(학사)
- '81 호남에틸렌 공무기획부 근무
- '81-현재 한국중공업 터빈설계실
Rotor Analysis Engineering 담당

요 약

증기터빈의 수명연장, 운전 비용의 절감 및 출력의 증대 등을 위해 터빈 제작사에서는 꾸준한 연구가 계속되어 왔으며, 그간의 신소재, 신기술의 개발과 더불어 터빈은 꾸준한 성능향상을 이루어 왔다.

새로 건설되는 발전소에 고효율, 고출력을 실현 하면서 발전설비의 부피와 중량을 줄이는 출력 밀도 향상의 개념을 도입함으로써 발전설비에 드는 비용 절감에 일조할 수 있게 된다. 이러한 비용절감은 신기술의 개발에 기인한다고 할 수 있다.

본고에서는 근간에 이루어진 설계유형, 새로운 설계이론의 개발 및 적용, 신기술의 실제 적용예, 신기술의 동향 등에 대해 기술하고자 한다.

1. 서 론

증기터빈에 있어서 더욱 더 긴 수명, 운전 비용의 절감 및 출력의 증대등을 위해 터빈 제작사에서는 꾸준한 연구 및 개선의 노력을 경주하고 있으며, 과거 20~30년간에 걸친 소재 품질 향상에 힘입어 새로운 기술을 적용함으로써 터빈의 성능향상이 더욱 가속화되고 있다.

새로운 발전소의 최대출력은 초기의 발전설비에 비해 그 규모가 점점 대형화되면서 지속적인 증가추세를 보이고 있다. 이러한 추세에 부응하기 위해 출력증대를 위한 터빈발전기의 지속적인 기술개발 및 출력밀도 증가를 위한 노력이 경주되

어 왔다. 출력밀도(power density)는 터빈 발전기의 소형화의 계수값이다. 이 출력밀도의 증가를 위해서는 터빈 발전기, 기초 및 건물 등에 소요되는 비용을 줄이고 주어진 전기적 출력을 만족하면서 크기와 중량을 줄이는 설계 및 소재 기술의 발달이 선행되어야 한다. 고출력 밀도 증기터빈의 설계기술은 고출력 기기의 제작뿐만 아니라, 폭넓은 출력 범위에서의 신뢰성 있고 비용이 적게 드는 터빈 발전기의 제작에도 이용되고 있다.

실질적인 터빈 발전기 실용화가 이루어진 후 초기 50년 동안은 증기의 온도와 압력을 높이고 재생급수가열 및 재열주기 사이클 도입을 통해 효율향상을 이루어 왔다. 1950년대 이래 초임계 증기압력과 1000°F(538°C) 이상의 초기 증기온도 및 제2차 재열사이클 등이 고출력 터빈에 적용되고 있으며, 최근까지도 출력밀도의 증가를 위한 기술개발이 꾸준히 이루어지고 있다. 이러한 근간의 기술개발 내용을 아래에 기술하고자 한다.

2. 본 론

2.1 새로운 설계 유형

2.1.1 대형 직렬형(larger tandem-compound) 설계

전통적으로 발전소의 최대출력 증가는 발전기의 최대 출력용량의 한계로 인해 병렬형(cross-compound) 터빈 발전기 설계를 사용해 왔다. 병렬형 설계는 두개의 분리된 터빈축에 발전기를 각각 설치해서 출력을 얻는 방법인데 이는 비교적 넓은 발전소 부지가 필요하고 발전설비 내부 구조가 상당히 복잡해지는 단점을 안고 있다.

발전기의 기술이 진보되면서 더 큰 출력용량을 가진 발전기의 제작이 가능하게 되어 병렬형 설계에 비해 훨씬 비용이 적게드는 직렬형 설계가 용이하게 되었다. 오늘날 화력발전소용 직렬형 설계는 대략 1100MW 용량까지 가능하다.

2.1.2 전속(full speed, 3600 또는 3000rpm) 설계

증기의 체적 유량이 증가함에 따라 그에 상응하는 체적 유량을 통과시킬 수 있는 터빈의 증기 유로를 필요로 하는데 이것은 다중 평행유로 흐름(multiple parallel flows) 또는 반속(half-speed, 1800 rpm 또는 1500rpm) 설계를 통해 가능하다.

반속 운전의 경우에는 원심력에 의한 응력을 줄일 수 있겠으나 전속 설계에 비해 많은 단수가 요구된다. 1940년대 경에는 많은 대형 비재열 터빈들이 반속으로 운전되었다. 현대식 설계에 의해 증기의 초기 압력의 상승이 용이해지면서 재열사이클의 적용이 가능하게 되었는데, 이는 초기 증기의 체적 유량이 감소되는 결과를 가져왔다. 오늘날 화력발전소에서 매우 큰 직렬형 대형 터빈에도 전속설계가 채용되고 있으며, 반속운전의 설계는 대형 병렬 터빈의 저압터빈이나 원자력터빈에 그 적용이 제한되어 있다. 수냉식 원자력 반응기(water-cooled nuclear reactor)로부터 터빈으로 유입되는 증기는 저압, 포화 상태이면서 매우 큰 체적을 가진다. 따라서 수냉식 원자력 발전소의 경우에는 체적유량을 수용하면서 터빈의 직경을 줄일 수 있는 반속 운전조건으로 설계된다.

2.1.3 터빈 케이싱의 수량 감소

전속 직렬형 터빈에서 전체 케이싱의 수를 줄일 수 있는 방법에는 두가지가 있다. 첫번째 방법은 마지막단 버켓의 길이를 증가시키는 것이다. 저압부에서 요구되는 배기 흐름의 수는 가장 긴 마지막단 버켓의 길이에 의해 결정된다. 직렬형 터빈은 1, 2, 3, 4 및 6개의 배기 흐름구조로 제작되어 왔다. 근래에는 단일 배기 흐름 또는 1, 2, 3의 이중 흐름(double flow) 배기부가 사용된다. 마지막단 버켓 길이의 증가는 곧 케이싱 수량의 감소를 뜻하며, 주어진 출력에 대한 배기부의 수를 감소시킨 현재의 터빈에서는 출력 농도가 크게 증가되었다.

두번째 방법은 고압 및 중압터빈을 일체형으로

제작해서 별도의 중압부 터빈을 없애는 것이다. 고압과 중압부 터빈이 일체형으로 제작된 터빈은 현재 고출력 농도를 얻기 위해 널리 사용되고 있다.

2.2 긴 마지막단 버켓의 개발

효율적인 터빈 설계를 위해서는 증기가 매우 낮은 압력까지 팽창되어 낮은 운동에너지로 배기 되는 것이 필요하다. 다시 말해서 되도록 많은 양의 증기에 포함된 에너지를 일로 전환시켜야 하는데 이는 큰 배기환형 면적이 필요함을 의미한다. 오늘날의 소형터빈과 흡사한 초기의 증기터빈은 단일 배기흐름으로 건설되었다. 역사적으로 출력의 증가는 다중의 2, 3, 4 혹은 6개의 대칭 배기흐름을 가진 직렬형 터빈을 사용하는 방법이 더 긴 마지막단 버켓의 개발보다 훨씬 빠른 속도로 진행되어 왔다.

긴 마지막단 버켓의 획기적인 개발은 증기터빈의 최대출력 및 출력밀도의 증가에 결정적인 역할을 담당한다. 3600rpm 터빈에 대해 1940년대에는 20inch(508mm) 마지막단 버켓이 소개되었으며, 1948년에 23inch (584mm), 1954년에 26inch (660mm), 1962년에 30inch (762mm), 1967년에 33.5inch (851mm)가, 1980년대 중반에는 티타늄 40inch (1016mm)가 소개되었다.

3000rpm에 대해서도 일반적으로 3600rpm과 병행해서 42inch (1067mm)의 긴 마지막단 버켓(3600rpm의 33.5inch에 대해)이 1992년에 소개되었으며, 3600rpm에 티타늄 48inch (1219mm)의 적용이 가능해졌다. 3000rpm 및 3600rpm의 마지막단 버켓군은 배기환형 면적을 대략 25% 증가시키게 되었다. 40inch 및 48inch 티타늄 버켓의 사용은 33.5inch 및 42inch 이상의 긴 버켓의 로터와 버켓에서 요구되는 응력 허용치를 티타늄이라는 신소재를 사용함으로써 만족시킬 수 있었으며 이는 지속적인 연구결과의 산물이라 하겠다.

1950년대의 경우를 보면, 긴 버켓은 커버를 사용하지 않고, 중간 베인 또는 팁 가까이 구멍을

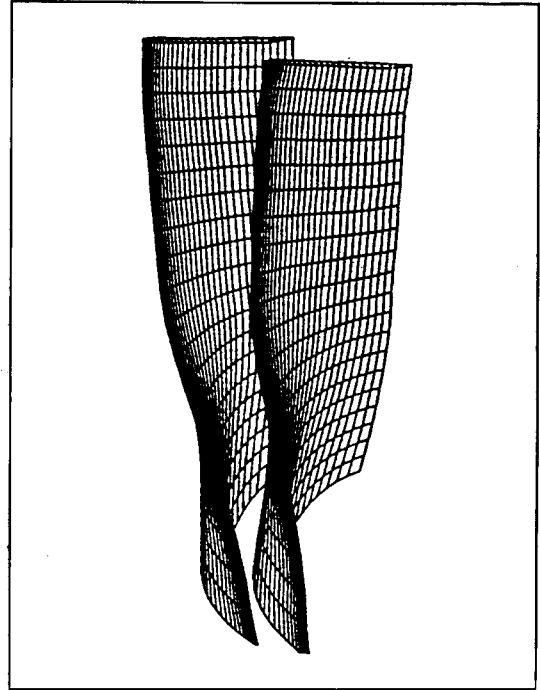


그림 1. 40인치 마지막단 버켓의 컴퓨터 모델

뚫어 타이 와이어 (또는 lashing wire)를 사용하여 버켓을 4~5개씩 그룹으로 묶어 진동이 감소될 수 있도록 설계되어 있다. 버켓길이의 증가는 더 빠른 팁끝속도 및 더 큰 베인응력을 가져오는 것이 사실이다. 긴 버켓의 개발은 프리 스탠딩 또는 연속적 연결설계(continuously-coupled design)와 같이, 서로 다른 부문에서 독립적으로 이루어졌다. 프리 스탠딩 버켓은 버켓과 중간베인 또는 팁사이에 연결부위가 없다. 그러므로 이것들은 기계적 감쇠가 낮으며, 따라서 높은 강성을 갖도록 설계되어야 한다. 강성은 뿌리(root)에 넓은 폭의 베인을 사용하고 뿌리에서 팁쪽으로 갈수록 경사도를 높힘으로써 증가시킬 수 있다. 따라서 상대적으로 뿌리(root) 부위에 넓은 폭의 베인을 사용하는 프리 스탠딩 설계는 연속적 연결설계 방식에 비해 베인수가 줄어드는 결과를 초래한다.

1967년에 맨처음 긴 버켓에 대한 연속적 연결설계(continuously-coupled design)가 소개되었다(그림 2). 버켓열은 버켓 중간점 가까이에 슬리브와, 팁에 커버를 사용하여 휠주위에 360도 연속적

으로 연결된다. 이러한 연결은 효율적인 버켓 대 버켓 통로를 유지하면서, 원심부하로 인한 원주방향 성장을 자유롭게 해주고, 원심력에 의한 베인의 휨각도가 줄어드는 현상(untwisted force)을 상쇄시켜 준다.

구조적으로, 커버와 슬리브의 연결은 강성, 모달서프레션(modal suppression), 및 감쇠 효과를 제공하도록 되어 있다.

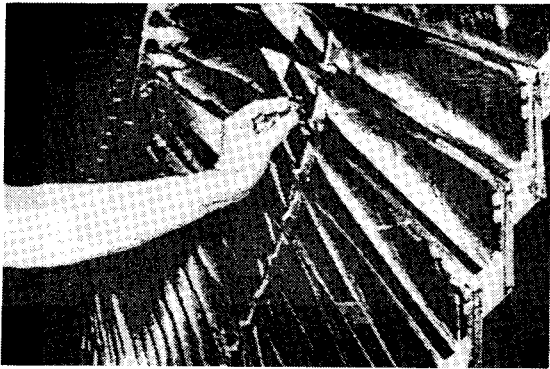


그림 2-1. 연속적 연결 마지막 단 버켓

공기역학적인 효율측면에서 열(row)당 많은 수의 버켓을 사용하는 것이 소수의 무거운 베인을 사용하는 것보다 우수한 것으로 알려져 있다. 테이퍼가 많이 진 베인(highly tapered vane)은 앞에서 언급한 바와 같이 열당 베인의 수량이 작고,

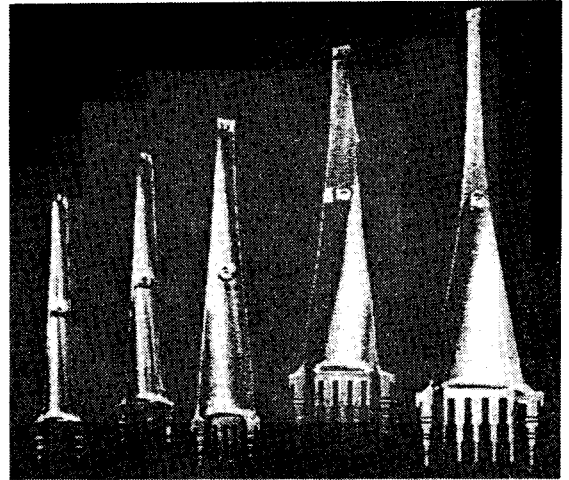


그림 2-2. 3600rpm군의 연속적 연결 버켓

견고성이 떨어지며 틱과 틱사이의 간격이 증가하게 된다. 버켓이 길어질수록 상대적인 유속은 증가하게 되는데 마지막 버켓의 틱부위는 초음속 상태가 되며 초음속이 발생하는 유로의 형상은 충격파에 의한 손실을 줄이기 위해 매우 중요한 부분이다.

그림 3에 연속적 연결 마지막 단 버켓의 초음속 틱부위와 프리 스탠딩(free standing) 버켓 틱부위와의 차이점을 보여준다. 초음속 수렴-발산 유동 통로 (converging-diverging flow passage) 를 적용하게 되면 제작 및 운전시 형상공차를 매

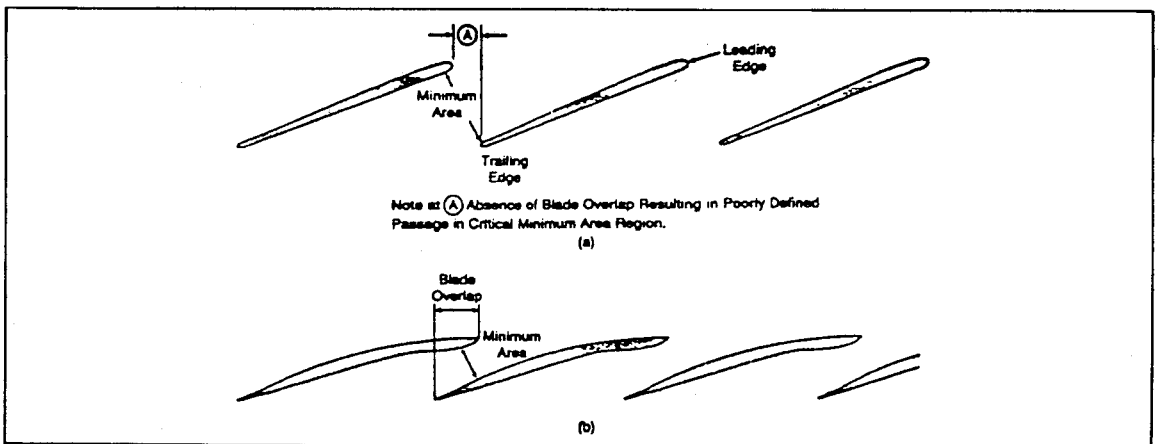


그림 3. (a) 낮은 입체성을 가진 전형적인 마지막단 버켓 팁부
(b) 연결 마지막단 버켓 설계인 전형적인 일체형 초음속팁부

우 엄격하게 유지하는 것이 요구된다. 이때 버켓 커버는 틱을 고정하고 엄격한 공차를 유지하는데 유용하다.

커버는 또한 틱의 누설 손실을 줄이기 위한 스피ل 스트립(spill strip)이라는 밀봉장치를 설치할 수 있는 공간을 제공한다. 커버가 없는 설계는 틱 부위에서의 불규칙한 유동현상을 일으켜서 제2차 유동손실을 증가시켜 결국에는 효율의 저하를 가져온다. 커버가 있는 경우에는 고정부와 틱사이의 누설량을 최소화해서 제2차 유동손실을 줄여줄 수 있다(그림 5).

연결설계에서의 베인 중간지점 연결은 증기흐름에 약간의 방해가 되어 효율의 손실을 야기한다. 이러한 효율의 손실은 연결부위를 유속이 높은 지역에서 멀리 떨어지게 설치하고 공기 역학적인 연결 모양을 사용해서 최소화할 수 있다. 결과적으로 버켓 커버와 틱 스피ل 스트립(tip spill strip), 열 (row)당 버켓수 증가 및 최적 일체성(optimum solidity)을 가진 버켓을 사용하면 효율 향상을 가져올 수 있다.

최초의 연속 연결 설계의 성공적인 테스트 및 그간의 운전 경험에 따라, 발전용 및 복합화력용의 모든 3000rpm 및 3600rpm 터빈의 마지막단 버켓은 연속연결 및 최신의 공기역학적 베인 형태를 조합하여 재 설계되었다.

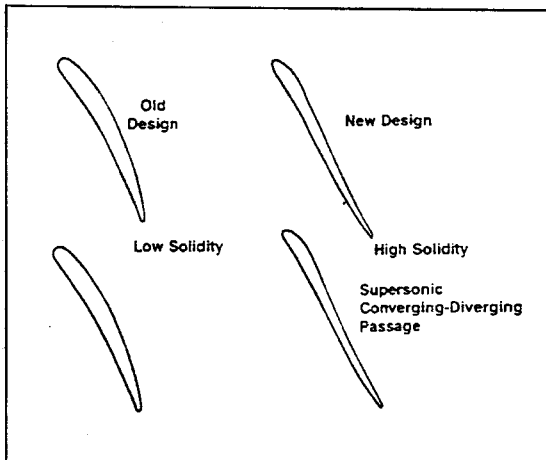


그림 4. 수렴 발산 초음속 버켓 팁 설계

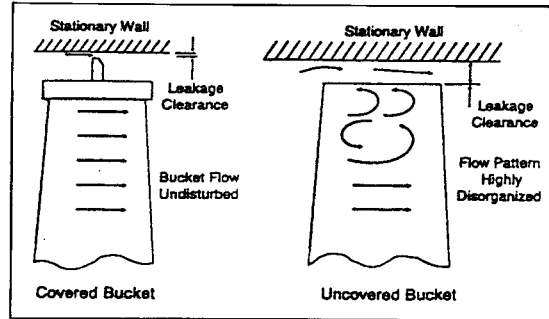


그림 5. 누설손실과 틱커버가 있음으로써 유동교란 감소

2.3 고압 및 중압의 일체형 대칭 유동 터빈 설계

2.3.1 일체형 대칭 유동 터빈

하나의 스펠에 고압 및 중압이 함께 제작된 일체형 대칭 유동 터빈(combined high pressure/intermediate pressure opposed flow turbine)의 설계가 고안되어 1950년에 80MW급이 최초로 운전에 들어갔다. 1950년대말에 이르러서는 이러한 형태의 터빈이 192기가 운전되었으며 그중에는 최고 260MW까지의 용량을 가진 터빈도 있었다. 오늘날에는 이러한 대칭 유동 설계를 적용한 터빈이 500기 이상 공급되었다(GE사의 실적). 가장 큰 터빈의 출력은 738MW로서 이중 재열설계를 적용하였으며 1969년에 최초 가동에 들어갔다. 전 세계적으로 많은 제작자들이 이 설계 형태를 채택하고 있다.

일체형 대칭 유동 고압/중압 터빈구조는 미국에서 가장 많이 사용되고 있으며, 일본, 프랑스, 한국, 타이완 등에서 휠 및 다이아프램 구조(wheel and diaphragm construction)를 가진 증동터빈에도 일부 채택되고 있다. 반동터빈의 경우에는 그 적용이 흔치 않다. 증동터빈에도 일부 채택되고 있다. 반동터빈의 경우에는 그 적용이 흔치 않다. 증동터빈의 기술을 이용할 경우 작은 로터직경, 적은 단수 및 짧은 베어링 스펠을 적용하는 등의 많은 장점이 있어서 고출력에서 훨씬 콤팩트한 설계가 가능하다.

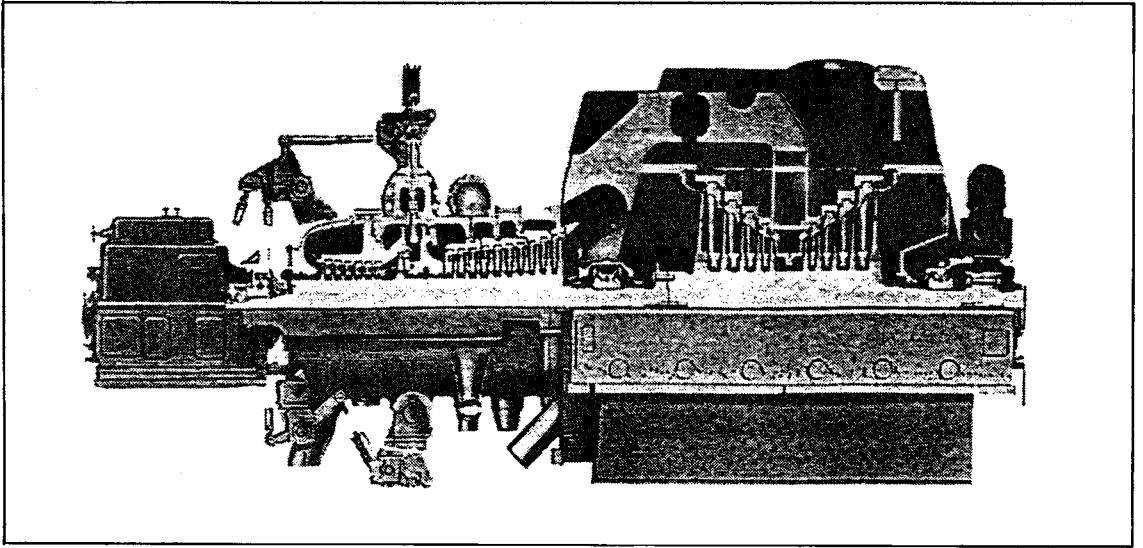


그림 6. 80MW 증기터빈으로서 최초 일체형 고압/중압부 설계

대형 유동부의 콤팩트한 설계는 전체 터빈 케이싱수를 줄여 기초와 건물의 크기 및 비용을 줄이게 된다. 설치 시간 및 비용을 절감하는 것은 상당히 중요하다. 정비 보수비용도 케이싱수를 줄임으로서 감소하게 된다. 패키징, 베어링 및 커플링(coupling) 부품과 같은 예비품에 대한 비용 또한 줄어든다. 대형 유동 설계는 다양한 출력 및 증기조건에 성공적으로 응용되고 있다. 고압증기는 일체형 고압/중압 터빈부의 중간으로 유입되어 한쪽끝으로 흐르게 되며, 비슷한 온도를 가진 재열기(reheater)로 부터의 재열증기는 중간 가까이로 유입되어 다른 한쪽끝으로 흐르게 된다. 이 배열은 가장 높은 온도의 증기가 중심부 한곳으로 유입되어 중간에서 양쪽쪽으로 균등한 온도구배를 가지도록 하여, 양쪽끝 패키징 및 베어링 근처에는 가장 온도가 낮은 상태가 되도록 한다. 이러한 온도구배는 빠른 재기동을 요구하는 심야 및 주말 정지시에 온도부식율이 낮다는 것이 테스트를 통해 입증되었다. 양쪽 끝단의 온도를 될 수 있는 한 낮추기 위해서는 터빈의 내부효율이 높을수록 좋다. 특히 누설흐름에 의한 손실을 최소화하는 것이 이상적이다. 일부 터빈 제조사에서는 큰 용량의 터빈에는 고압 및 중압부를 일체형으로 제

작하지 않고 별도의 두개의 케이싱을 사용하는 것을 선호한다. 이것은 콤팩트한 일체형 고압/중압설계는 높은 용력을 받게 되므로 효율 또는 운전의 유연성등이 분리형에 비해 다소 떨어질 수 있다는 생각 때문이다. 실제로 일체형 혹은 분리형의 선택시에는 여러가지 관점에서의 세심한 고려가 필요하다.

2.3.2 신뢰성

모든 대형 터빈의 설계 규칙, 허용 용력, 하중 범위 등은 현재까지 운전 중인 많은 터빈에서의 성공적인 경험을 토대로 결정된다. 일체형 고압/중압 터빈의 설계는 엄격한 설계 및 성공적인 운전경험에 그 기초를 두고 있으므로 그 신뢰성 또한 높다. 사실, GE의 자료에 따르면 미국내에서 가동중인 전체 발전용 터빈의 신뢰성에 대한 통계는 같은 용량을 기준으로 섹션이 분리된 설계에 비해 일체형 대형 유동 설계가 견실한 신뢰성을 가지고 있음을 보여준다. 이것은 적은수의 베어링, 커플링, 패키징과 같은 구성품과 적은수의 로터와 케이싱을 가지는 결과이며, 이것은 콤팩트한 설계일수록 견고한 구조를 지닌다는 사실을 말해준다.

2.3.3 효 율

일체형 고압/중압터빈 설계와 분리형 케이싱의 설계와의 차이점은 열역학적인 성능에 영향을 준다. 대칭 유동 설계는 베어링에 의한 손실이 상대적으로 작고, 상대적으로 작은 추력 베어링을 필요로 하며, 저어널 베어링의 갯수도 4개 대신 2개를 사용하는 장점이 있다.

일체형 대칭 유동 설계는 패킹 누설손실이 작다. 분리형 케이싱 설계는 4개의 축끝단에 패킹이 있는데 비해 대칭 유동설계의 경우에는 축끝단 패킹이 2개뿐이고, 축중간에 1개의 패킹이 있다. 더우기, 분리형 케이싱 설계는 주증기 및 재열증기의 유입부위에 각각의 축 끝단 패킹이 있는 반면, 대칭 유동 설계는 주증기와 재열증기에 하나의 패킹만을 필요로 한다. 분리형 케이싱 설계와 대칭 유동의 중압 터빈의 근본적인 차이점을 알아보면 버켓이 길어 체적유동이 증가함에 따라 대칭 유동 설계의 한쪽방향 유동 중압터빈이 높은 효율을 가진다. 한편, 대칭 유동 설계의 로터는 분리형 케이싱 설계의 고압 혹은 중압로터보다 베어링 스패니 크고 로터 직경이 크다. 그러므로, 단에서의 증기누설량도 더 크다.

이 모든 요소들을 고려해 보면, 근본적으로 대칭 유동 설계와 분리형 케이싱 설계와의 효율면에서의 차이는 용량에 관계없이 거의 동일하다. 이것은 새로운 터빈의 초기효율이나 일정기간의 운전기간을 거친 터빈의 성능에서나 마찬가지이다. 이러한 효율의 비교는 휠-다이하프램형(wheel & diaphragm)과 드럼형 사이에서도 가능하다. 드럼형 로터는 그 운전특성상 로터의 직경이 크므로 밀봉직경 또한 증가하여 일체형 터빈이 적합하지 않을수도 있다. 휠과 다이하프램 형의 터빈은 그 구조상의 특징으로 인해 단에서의 밀봉 직경이 드럼형 로터 보다 근본적으로 작다.

2.3.4 중간 스패 패킹(mid-span packing)의 사용

대칭 유동 설계에서는 고압과 중압 터빈을 분리시키기 위해 로터 중간에 패킹이 필요하다. 다른 어떤 패킹 누설 유동과 마찬가지로 고압터빈

에서 중압터빈으로의 증기 누설은 터빈의 성능을 감소시킨다. 중간 스패 패킹을 통한 누설은 효율적인 측면에서는 손실이 분명하지만 첫번째 재열단 휠을 냉각시켜주는 역할도 수행한다. 이 중간 패킹은 로타 진동에 의한 마모가 가장 빈번히 발생하는 곳으로 특히 진동이 심한 터빈의 초기 기동시나 정지시에 대부분의 마모가 발생한다.

2.3.5 열에 의한 변형의 여유

주증기 배관 연결부와 재열 증기 배관 연결부는 일체형 고압/중압 케이싱 중간에 설치된다. 입구에서의 허용 온도차이는 부하와 관계되는데, 부하가 작을때 허용 온도차이가 커지며 이때 보일러 온도 조절은 가장 어렵다. 부하가 올라갈수록 허용온도차의 범위는 줄어든다. 이러한 현상은 드럼형이나 관류형 설계의 모든 형태의 보일러에서 쉽게 경험할 수 있다. 지금까지 주증기와 재열증기 사이의 과도한 온도차이로 인한 케이싱 변형이나, 내부의 마찰, 수평 접합면에서의 누설에 대한 보고는 없다. 이것은 휠 및 다이하프램 설계의 특성에 기인하는 것으로 단사이의 밀면과 끝면사이의 간극조절장치를 받쳐주는 분리형 다이하프램을 사용하여 근본적으로 로터와는 동심을 유지 시킴으로써 내부 셀에서 상당한 열변형이 있어도 단에서 적당한 패킹 간극을 유지할 수 있기 때문이다.

바이패스 시스템은 가끔 터빈 기동시 보일러 온도조절 기능을 향상시키거나 주증기 온도와 재열증기온도 사이의 온도차이를 감소시킬 목적으로 사용되기도 한다. 바이패스 시스템의 원래의 기능은 빠른 기동시간을 확보하는 것이다.

2.3.6 기동 및 부하운전 능력

대형증기 터빈의 기동 및 부하 운전 능력은 고압과 중압로터의 열응력에 의해 결정된다. 주어진 허용 열응력에 대한 온도상승율을 결정하는 주요한 요인은 로터의 직경이다. 대칭 유동 로터의 베어링 스패니는 분리된 고압과 중압 터빈의 어떤 로터에서의 베어링 스패니보다 더 크므로 유사한 동

역학적인 특성을 가질 경우, 축직경이 증가하는 경향이 있다. 큰 용량의 터빈의 경우, 보일러와 다른 주변 장치의 급격한 기동이 필요할 경우에는 일체형 대칭 유동 로터의 사용은 바람직하지 못한 것으로 생각할 수도 있다. 그러나 대부분의 경우 휠 및 다이아프램 형의 대칭 유동 설계는 고압과 재열 터빈이 분리된 드럼형 설계와 비교해서 손색이 없는 기동 및 부하 능력을 가지고 있다.

2.4 고출력 밀도의 응용

저압단의 수량을 줄이기 위해 마지막단에 긴 버켓을 사용하는 것은 모든 응축 터빈에 적용 가능하다. 마지막단에 티타늄 버켓을 사용할 경우 하나의 저압터빈을 사용해서 최대 700MW까지의 전력을 생산할 수 있는데 이때 응축기의 배압이 가장 중요한 변수로 작용한다. 복합 사이클에서의 증기 터빈은 급수가열기로 추기되는 증기의 양이 거의 없어서 터빈 출구측의 배출량이 상당히 많아지므로 마지막 단에 긴 버켓을 사용하는 것이

유리하다. 급수 가열기로 증기가 추기되는 재생사이클의 화력 증기 터빈은 주증기의 70에서 80%에 해당하는 유량을 응축기로 배출한다.

다양한 형태의 일체형 고압/중압 터빈 설계가 특수한 목적을 위해서 개발되어져 왔다. 그림 7은 대형 발전용 증기 터빈을 보여준다. 고압터빈의 입구측에서 노즐박스는 초임계 증기압력에서 부분아크 유입에 사용되어진다. 그림 8의 설계는 역시 대형 발전용 터빈이지만 아임계 압력용이다. 고압터빈 입구측에는 노즐박스 대신 노즐 플레이트가 있다. 그림 9는 재열 복합 사이클이다. 단일 벽면 형태의 셸은 주증기압력이 1800psi (12.41 MPa) 이하에서 사용한다. 이러한 설계는 고압과 재열 입구영역에서 셸의 형태가 단순하며 일일 기동 및 정지와 급격한 부하변화 운전이 적당하여, 특히 복합사이클에서 사용된다. 그림 10에서 보여주는 설계는 내부 케이싱이 짧아서, 고압터빈 입구의 몇개 단에서만 이중 벽면을 구성한다. 이러한 설계 유형은 화력과 복합사이클에서 입구압력이 1800psi(12.41MPa)에서 2400psi(16.5MPa) 사이의 소형 및 중형급의 재열 터빈에 사용된다.

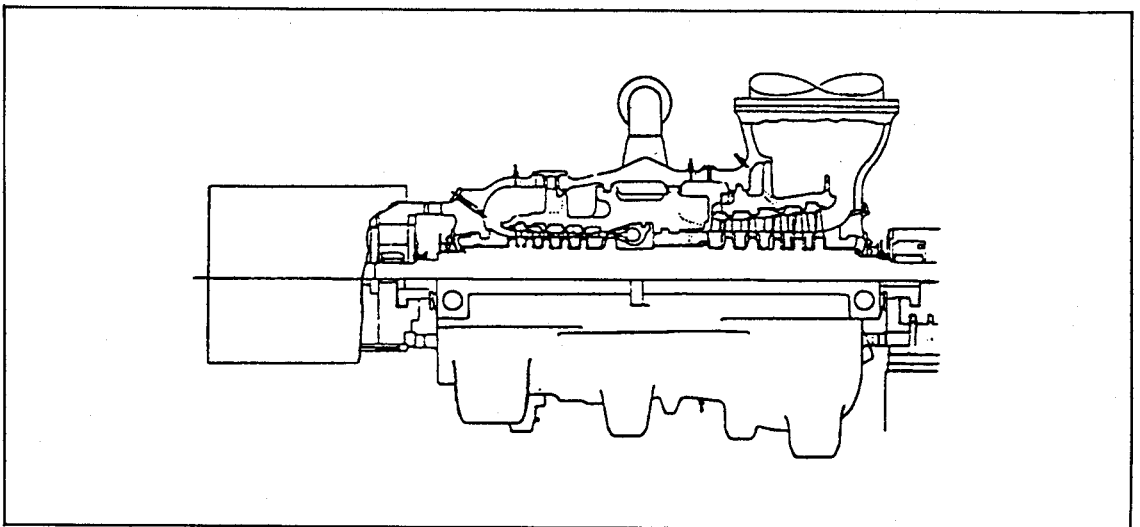


그림 7. 노즐박스가 있는 일체형 고압/중압 설계

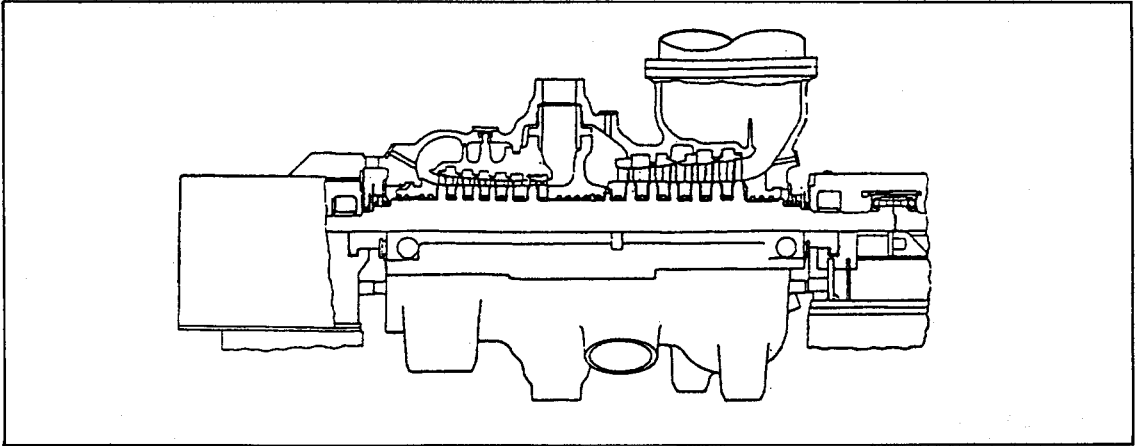


그림 8. 2400PSIG(165MPa)용 일체형 고압/중압 설계

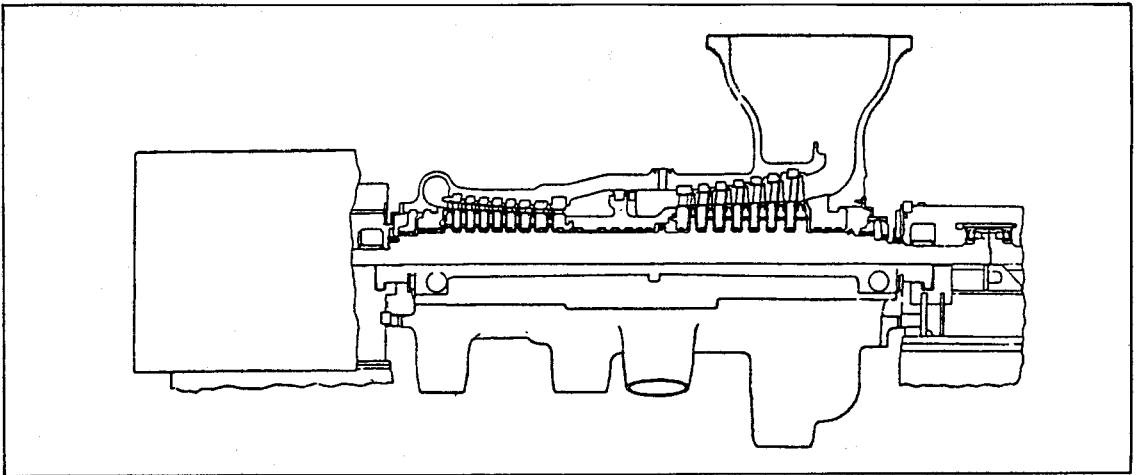


그림 9. 복합 사이클용 단일 케이싱 구조

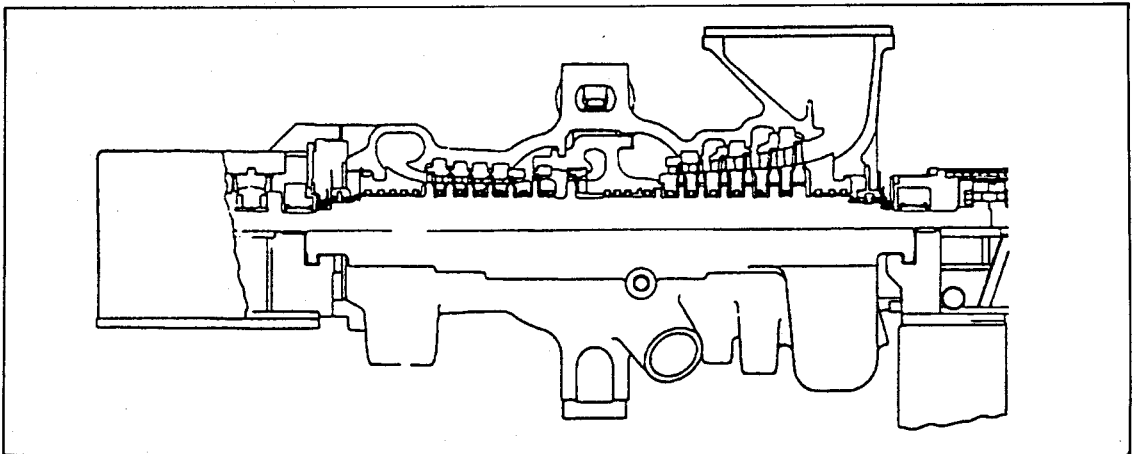


그림 10. 짧은 내부케이싱을 가진 일체형 고압/중압 설계

2.5 제어 선회 단(controlled vortex stage) 설계

터빈의 단을 통과하는 증기의 흐름은 반경방향 평형(radial equilibrium) 상태를 만족해야 한다. 반경방향 평형 방정식은 운동과 기초 열역학과의 관계에서 유도된 방정식으로 유체에 작용하는 압력에 의한 힘과 유체의 속도에 의한 관성력과의 관계를 표현한 것이다. 3차원의 완전한 반경방향 평형 방정식은 매우 복잡하고 난해하다. 그러나 몇가지의 단순화된 가정을 통해 실제로 응용가능한 형태의 방정식을 얻어낼 수 있다. 반경방향의 속도 성분을 무시하고, 반경방향과 접선방향의 속도성분의 곱이 일정하다고 가정하면 자유선회흐름(free vortex design)을 얻을 수 있다. 현재 운전중인 터빈은 주로 자유 선회 반경방향 유동분포를 사용하고 있다. 짧은단의 경우 자유 선회 설계는 아주 적절하고 효율이 높으며, 긴 버킷의 경우는 비틀림양이 많기 때문에 기계적으로 설계가 어렵고 팁부위에서 반동력 및 손실이 크다. 저압 터빈의 긴 버킷설계에서 더욱 좋은 효율을 위하여 비 자유선회단(non free vortex stage)을 사용하고 있으며, 버킷과 노즐을 적절히 설계하여 제2차 유동손실, 익형손실(profile loss)을 최소화하고, 버킷의 중간부분의 효율을 증가시키기 위해 1980년대 중반부터 다양한 “제어 선회(controlled vortex)” 설계 개념을 연구하기 시작했으며 1990년에는 더욱 가속화 되어 다양한 제어 선회단을 설계 및 시험하게 되었다.

제어 선회단의 경우, 뿌리부 반동력이 증가하여 뿌리부의 성능이 증가되고, 팁부 반동력이 감소되어 팁손실이 감소된다. 실험실에서 공기를 매체로 실험한 결과, 제어 선회단이 기존의 자유선회보다 효율이 더 나은 것이 입증되었다.

그림 11은 650MW 터빈 중앙부에서 제어 선회단에 대한 증기유선을 나타낸다. 또한 그림 12는 일반적인 제어 선회단을 나타낸다. 현재 200MW 이상의 모든 새로운 발전용 화력 재열 증기터빈에서 표준화된 형상의 제어 선회단을 적용하고

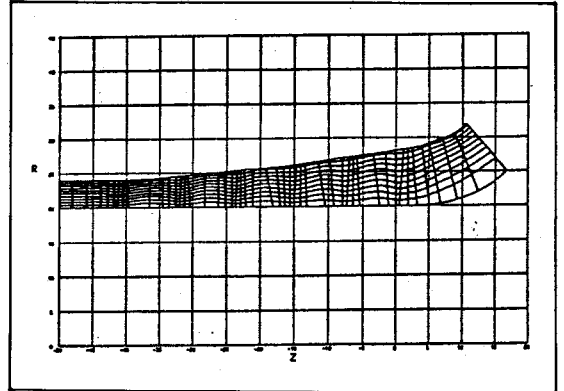


그림 11. 제어 선회단 설계용 증기유로의 구성

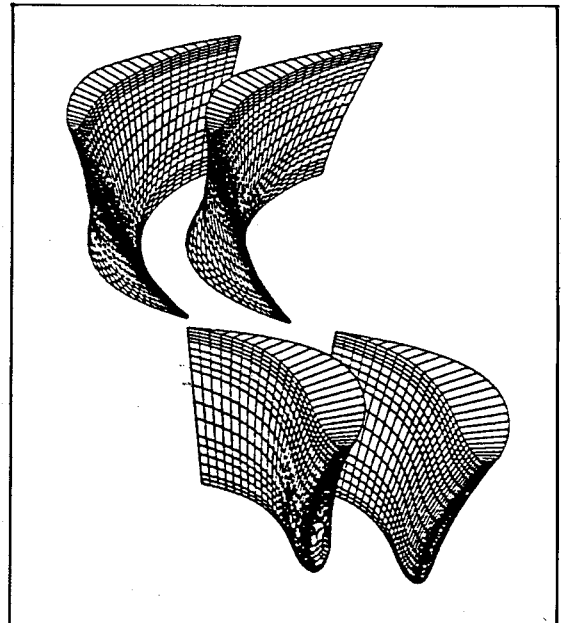


그림 12. 제어 선회단

있다.

제어 선회단 설계는 200MW 미만의 복합 사이클 터빈에도 적용할 수 있다.

2.6 압력 가변 간극 패킹(positive pressure variable clearance packing)설계

고온의 증기터빈 로터의 중간스팬에 밀접해 있는 라비린스셀 패킹은(labyrinth seal packing) 마찰(rubbing)에 상당히 민감하다. 기동시 진동으로

인한 마찰 때문에 간극이 증가하면 연료비는 증가하고 발전소 출력은 감소하게 된다. 기동시 패킹 마찰에 의한 진동은 터빈의 임계속도(critical speed) 통과를 방해하여 기동시간 지연을 초래하게 된다. 압력가변 간극 패킹은 기동시는 간극을 크게 하고 동조(synchronizing)후는 간극이 줄어들 수 있도록 설계된 패킹이다. 이와 같은 배열을 통해 기동시의 진동에 의한 패킹의 마모를 최소화할 수 있다. 그림 13은 이 압력 가변 간극 패킹을 보여주고 있다.

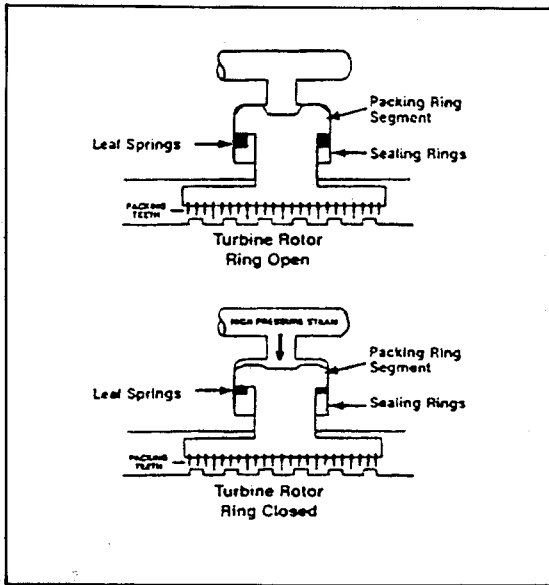


그림 13. 압력가변 패킹

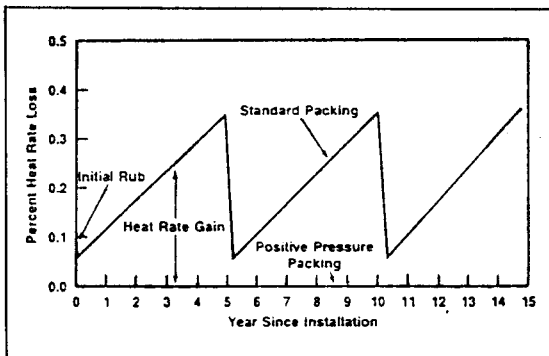


그림 14. 500MW 터빈에 압력가변 패킹에 의한 열소모율 개선

내부 중간 스펠 패킹(internal mid-span packing, N2 packing)과 고압과 증압터빈의 첫째단에서 3단까지는 터빈 기동시 마찰에 대해 상당히 민감하다.

일반적으로 이들 패킹의 설계상 간극은 0.015inch (0.381mm)이나 5년 정도 운전 후 패킹 간극은 0.06inch (1.524mm)까지로 늘어 나며 이로 인해 열 소모율 (heat rate)은 약 0.35% 증가된다.(그림 14)

3. 결 론

전세계 발전시장에서는 대형 증기터빈 보다는 기동성이 좋고 건설비가 적게 들며 공기가 짧은 복합 사이클과 가스터빈에 더 많은 관심을 가지고 있으며 현재 이 분야에 대한 기술인력, 기술개발 및 성능개선에 총력을 기울이고 있다.

증기 터빈에서의 기술개발은 새로운 연구 아이템의 선정 보다는 주로 기존 터빈을 개선하는 방법을 연구한다. 단순실(stage loss)의 대부분을 차지하는 증기 통로부의 설계변경과 각 콤포넌트의 재질변경등이 주로 연구되는 과제이다.

발전소에서 중요시되는 것은 전력의 안정성, 전력의 질, 기기의 신뢰성이며 특히 전력의 질은 각 공장에서 생산되는 제품등의 불량률과도 밀접한 관계가 있다.

본 보고서에서는 오늘날 고출력 밀도의 터빈 발전기의 설계로 더 높은 효율과 출력을 가져다 줄 수 있는 설계기술등을 간략하게나마 소개하였다. 끝으로 1990년대 후반의 터빈 기술의 전망을 살펴보면 다음과 같다.

-터보 기기에 대한 더 자세한 공기역학적 이해를 위한 설계와 해석도구를 계속해서 개발하여 부수적인 효율의 상승을 얻을 수 있는 새로운 설계 개념을 만든다.

-설계시스템을 더욱 더 자동화하여 단시간내에 고객의 요구사항을 만족할 수 있도록 한다.

-설계에 있어서 비용효과와 품질을 향상시킨다.

-새로운 설계 개념의 개발 및 시험과 새로운 생산라인의 구성으로 50% 이상 설계에 소요되는 시간을 절약한다.

참 고 문 헌

1. Schofield, S., and Summer, W.J., "Improving the Thermal Performance of Older Steam Turbines," 1990 ASME International Joint Power Generation Conference, vol, 10, PP 88-97.
2. Morson, A., "Steam Turbine Long Bucket Developments," GE Power Generation Turbine Technology Reference Library Paper GER-3647, 1990.
3. O'Connor, M.F., Robbins, K.F and Williams, J.C., "Redesigned 26-Inch Last Stage for Improved Turbine Reliability and Efficiency." ASME Paper No. 84-JPGC-GT-17, 1984.
4. O'Connor, M.F., Williams, J.C., Dinh, C.V., Ruggles, S.G., and Kellyhouse, W.W, "An Update on Steam Turbine Redesigns for Improved Efficiency and Availability," GE Power Generation Turbine Technology Reference Library Paper NO. GER-3577, 1988.
5. Morson, A.M., Williams, J.C., Pedersen, J.R., and Ruggles, S.G., "Continuously-Coupled 40-Inch Titanium Last Stage Bucket Development," GE Power Generation Turbine Technology Reference Library Paper No. GER-3590, 1988.
6. Morrison, B.L., Booth, J.A., and Schofield, P., "Positive Pressure Variable Clearance Packing," 1989 EPRI Heat Rate Improvement Conference, Knoxville, TN.
7. Spencer, R.C., "Design of Double Reheat Turbine for Supercritical Pressures," Presented at 1980 American Power Conference, Chicago. IL.
8. Cofer, IV, J.I., Koenders, S., and Summer, W.J., "Advances in Steam Path Technology," GER-3713C, 38TH General Electric Turbine State-of-art Technology Seminar, August 1994.
9. Ellert, E.J., Stoll, H.G., and Szczepanski, R.S., "Trends in Generating Unit Performance and Impact on 1990s Power Systems," GE Power Generation Paper GER-3555.
10. Schofield, P., "Steam Turbine Sustained Efficiency," GE Power Generation Turbine Technology Reference Library Paper No. GER-3750A, 1993.