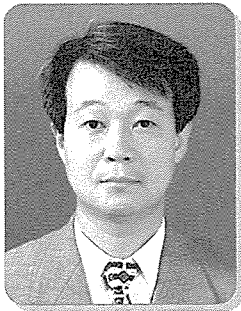


다. B/(100X)축 위의 점과 Oil 산화 %축 위의 79.5%에 해당하는 점 사이에 직선을 그리면, 22%/year의 터빈 Severity Scale와 교차하게 된다. 높은 Severity level을 가지고 있는 윤활 계통은 잦은 보충이나 완벽한 새 Oil 충전이 필요한 반면 낮은 Severity level을 가진 윤활 계통은 일상적인 보충으로도 문제가 생기지 않을 것이다. 최신 설계된 터빈/발전기는 1965년 이전에 설치된 것보다 더 높은 "B" Level을 가지고 있다. 윤활 계통의 온도가 증가되어 최근 설계된 터빈의 "B" Level이 더 높아진 것이 아닌가 생각된다. 보다 대형화된 축, Turning 기어, Coupling, 그리고, 더욱 작아진 Oil Tank의 체적은 시간당 Oil 냉각기를 통과하여야 하는 Oil Gallon당 열의 양을 증가시키게 되었다. 또한 압입 통풍형 보일러에서 새어나온 석탄 분말과 Fly Ash에 의한 Oil의 오염도 한 인자가 되어 왔다.

### 3. 결 언

저자의 협회는 발전소 설계 및 정비 기술자들이 근본 원인은 물론, 특정한 베어링 손상 Mode를 감정할 수 있도록 도와주고 적절하게 대응할 수 있도록 하는 안내서와 Software를 개발했다. 베어링 손상 Mode와 원인을 확인하고 현장에서 발생하는 관련 문제를 교정하는 것에 의하여 설비 안정성을 증가시키면서 발전소 정비비용이 절감될 수 있다. 또한 윤활유의 열화는 여기서 다루어진 몇 가지 손상 Mode와 함께 터빈 베어링 손상의 주요 원인이기 때문에 터빈 윤활 계통은 적정하게 유지 정비되어야 한다. 저자의 협회는 이와 같은 윤활 계통을 감시하고 유지 정비하기 위한 지침서를 개발했다.

## 부곡 복합화력 발전소 및 가스터빈 소개



**LG건설(주) 부곡복합화력발전소 엔지니어링팀**  
**부장 문설중**  
**Tel : (041)351-2430**

### 1. 머리말

열병합 발전이란 에너지의 효율적인 이용방안으로서 단일 연료로부터 열과 전기를 동시에 생산, 이용하는 발전방식이며 증기터빈 발전방식, 가스터빈 발전방식, 복합발전방식(증기/가스터빈 조합), 디젤엔진 발전방식과 폐기물 소각열 이용방식 등을 일반적으로 채택하고 있다.

근래까지 국내 열병합 발전설비는 증기Cycle방식이 주류를 이루어 왔으나, 최근 환경 규제 강화 문제와 함께, 가스터빈 발전방식 및 복합발전방식의 특성 즉, 기동정지가 용이하고 기동시간 및 건설기간이 짧으며 건설Cost도 비교적 저렴할 뿐만 아니라 입지조건 제약이 상대적으로 적다는 것 등의 장점과 설비의 효율성 및 신뢰성 등 종합적인 측면을 고려하여 볼 때 복합

Cycle 열병합발전 도입이 보다 활성화 되리라 예상된다.

국내 발전산업의 85% 이상은 한국전력공사에 의하여 생산, 운영되며, 열병합을 포함한 자가발전량은 10% 미만으로 그 규모가 크지 않으나, 국내 발전분야의 효율성 제고에 의한 국가경쟁력 강화의 목적으로 1993년 6월 신경제 5개년 계획 상에 민자발전사업 추진방침을 확정하고, 1996년 10월 제1차 민전사업자를 LNG복합 및 석탄화력 2Group으로 나누어 LNG복합에 LG에너지와 현대에너지, 석탄화력에 포스에너지를 각각 선정, 민간 사업자에 의한 대형 발전사업을 추진하게 되었다.

이 사업 중 복합Cycle 열병합발전과 유사한 복합 Cycle 발전소이며, 첫 번째 신규 민자발전 사업자인 LG에너지에 의해 수행되고 있는 LG부곡 복합화력 발전소에 대하여 개략적으로 소개하고, 복합화력 발전소의 주기기이며, 세계 유수의 대형 발전용 가스터빈

(Heavy Duty Industrial Gas Turbine) 제작사 즉, GE, ABB, Westinghouse, Siemens 중에서 국내 발전시장에 최초로 도입, LG부곡 복합화력 발전소에 설치하고 있는 Siemens의 Gas Turbine Model V84.3A를 중심으로 가스터빈 본체의 주요계통 및 설비에 대한 기술규격, 구조 및 특성, 운전 및 제어에 대한 사항을 알아보기로 한다.

## 2. LG부곡 복합화력 발전소 소개

### 가. 발전소 개요

- 1) 위치 : 충청남도 당진군 송악면 부곡리  
(아산국가공단 부곡지구내)
- 2) 설비용량 : 550 MW급 (2 Gas Turbine+2 HRSG+1 Steam Turbine)
- 3) 준공 년 월일 : Gas Turbine(Simple Cycle) 2000년 7월1일  
(상업운전개시) Steam Turbine(Combined Cycle) 2001년 5월 1일
- 4) 사용연료 : 천연가스(LNG), 비상연료로 경유사용
- 5) 냉각수 : 해수 취수하여 사용
- 6) 운전방식 : 중간 및 첨두 부하 담당 (설비는 부하 추종성, 일일 기동정지 기능)
- 7) 자동화 범위 : 중앙집중 및 분산제어(전자동 운전)
- 8) 형식
  - Gas Turbine : Single Flow, Open Cycle Heavy Duty Industrial Type
  - HRSG : Triple Pressure, Non-Firing, Indoor, Horizontal Type
  - Steam Turbine : Tandem Compound, Condensing Type
- 9) 공급용수 : 아산국가공단 용수관로에서 공급
- 10) 연료공급
  - LNG : 평택LNG기지에서 공급되며, 주배관에서 분기공급  
(LNG Governor Station 건설은 한국가스공사 시행)
  - 경유 : 탱크로리를 이용하여 공급
- 11) 환경오염 방지설비
  - 질소산화물 : 100PPM 이하의 저 NOx 연소설비
  - 배기가스 : 주변환경영향을 최소화하도록 적정 연돌높이 설치
  - 수질오염 : 종합폐수처리설비 설치
  - 소음 및 진동 : 기기육내 배치, 방음벽설치, 방음 설비 구비
  - 기타폐수, 온·배수 등 환경보전설비는 지역여

건에 맞는 최적설비로 계획

### 12) 송전선로 및 변전소

- 송전선로 : 154kV 송전선로
- 연계점 : 한국전력공사 송악변전소
- 소내 변전소 : 154kV 옥외형 GIS(가스절연개폐 설비)

### 나. 건설 주요공정

LG 부곡복합화력 건설 주요공정(Milestone Schedules)은 다음과 같다.

항 목	공 정
○ 본관기초 굴착	1998. 12. 1
○ 본관기초 콘크리트 타설	1999. 2. 1
○ 가스터빈건물 철골입주	1999. 4. 1
○ 가스터빈 설치착수	1999. 10. 1
○ 수 전	2000. 1. 31
○ 증기터빈 상업운전	2001. 5. 1
○ 가스터빈 1호기 계통병입	2000. 3. 24
○ 가스터빈 2호기 계통병입	2000. 3. 29
○ 가스터빈 상업 운전	2000. 7. 1
○ 증기터빈 설치착수	2000. 2. 1

### 다. 발전소 주요설비 배치기준

LG 부곡복합화력의 기기배치는 발전소부지의 동서간 중심선을 기준으로 Power Block을 부지 남측에 일렬로 나란히 배치하는 이동형 배치(Slide Along)개념으로 설계하였다. 중앙제어실은 Power Block의 중심이 되는 증기터빈 건물의 남쪽에 위치하며 가스터빈 건물은 증기터빈 건물 서측에 이격공간 없이 직접 붙여서 설치하였다. HRSG건물은 가스터빈 건물 남측에, 발전기 주변압기 및 보조변압기는 해당 증기터빈 및 가스터빈 터빈건물 북단에 각각 위치한다.

LNG는 한국가스공사 공급설비인 정압기로부터 발전소 내로 정격압력으로 조정,공급되며, 비상연료로 사용할 경유(D.O) 저장설비는 발전소 서쪽 Tank Farm Area에 배치되어있다.

G/T건물과 HRSG건물 사이에 각 가스터빈 별로 바이패스 연돌을 설치하여 가스터빈 단독운전이 가능토록 되어있으며, 복합운전 시에는 가스터빈 별로 각각 설치된 주 연돌로 배기한다.

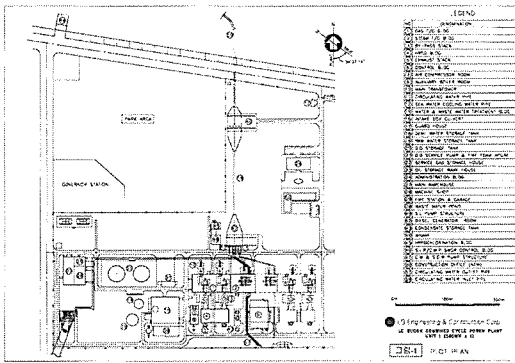
해수양수 펌프(SLP : Sea Lift Pump)가 설치된 SLP Structure는 부지의 북측 해안선과 가까운 곳에 배치되어, 심층 취수한 해수를 1차 집수한다. SLP에 의해 양수된 해수는 Box Culvert Type의 Intake Cannel

를 통하여, SLP Structure와 일직선 상 남측 Power Block 가까운 곳에 배치된 CWP Structure에 다시 2차 집수되며, 이 CWP Structure에 순환수 펌프(CWP : Circulating Water Pump) 및 해수 냉각수 펌프(SCWP : Seawater Cooling Water Pump)가 설치된다.

증기터빈 건물 내에 설치된 Condenser를 거쳐 나온 온 배수는 남측 부지경계선 Fence와 동측 부지경계선 Fence를 따라 설치된 Discharge Box Culvert를 통하여 부지 북,동측 Corner 지점으로 표층 배수된다

송전선로는 부지 서,남측 Corner에 설치된 소내 154kV GIS에서 인출되어 발전소에서 서,남측으로 1.2km거리에 위치한 한국전력공사의 154kV 송압변전소에 연결되며, 2회선이다.

발전소 전체 배치도는 다음과 같다.



라. 주요계통설명(다음의 개략 계통도 “그림-2” 참조)

1) 가스터빈 발전기

- (1) 가스터빈은 압축비 16.93인 15단 압축기와 4단 가스터빈으로 구성되어있다.
- (2) 연료로는 LNG 및 경유 연소가 가능토록 되어 있으며, 이들 연료는 압축기에서 압축된 공기와 혼합되어 연소기에서 연소되며, 이 때 얻어진 고온고압의 연소가스는 터빈에서 팽창되면서 터빈을 회전시키고 배기되어 배열회수 보일러로 보내진다.
- (3) 질소산화물 저감설비로서, LNG를 연료로 사용할 때는 Dry Low NOx Combuster에서 질소산화물의 생성을 최소화하며 운전되나, 경유 연소 시에는 순수를 연소기에 주입하여 질소산화물 생성을 저감 시킨다.
- (4) 발전기는 전밀폐형, 원통형, 수소냉각식, 2극, 3,600 rpm, 60Hz의 3상 교류 동기발전기이며, 수소압력 2.1kg/cm<sup>2</sup>g, 역률 0.9, 정격전압 16KV에서 205MVA 이다.

2) 배열회수 보일러

- (1) 보일러는 배열회수, 삼(3)압식, 재열, 자연순환식, 옥내형이며, 비조연형으로서 가스터빈 출력에 따라 증기를 증기터빈에 공급한다.
- (2) 보일러는 고압 (131.3kg/cm<sup>2</sup>, 548.2°C), 중압 (28.7kg/cm<sup>2</sup>, 547.8°C), 저압 (4.64kg/cm<sup>2</sup>, 234.6°C)의 증기를 생산, 증기터빈에 공급한다.

3) 증기터빈 발전기

- (1) 증기터빈은 교축증기조건 고압 128.9kg/cm<sup>2</sup>a, 중압 28.1kg/cm<sup>2</sup>a, 저압 4.5kg/cm<sup>2</sup>a (543.8°C / 544.9°C / 279.8°C\*)과 배압 38mm Hg abs., 보충수량 0% 상태에서 정격출력(명판출력) 186.1MW 용량의 직렬배열(Tandem Compound), 3,600rpm, 단류 고압/중압 일체형 터빈, Side Exhaust Type,복수식 저압 터빈이다.  
\*(주) HRSG에서 발생한 저압증기와 중압터빈에서 배기된 증기를 혼합하여 저압 터빈으로 공급하므로 HRSG에서 발생한 저압 증기 온도보다 높음
- (2) 발전기는 가스터빈 발전기와 같은 용량, 같은 형식이다.

4) 연료 계통

주연료인 LNG 가스는 가스공사로부터 공급되고, 비상대체연료인 경유는 미처리 경유저장탱크에 보관된 후 연료처리설비를 거쳐 처리경유저장탱크에 저장되고 발전소 공용으로 사용하게 된다.

5) 보충수 계통

- (1) 보충수 계통은 브로우다운 손실수, 누설수, 시료채취수, 실험실용 및 기기냉각수 계통에서의 손실수를 보충하기 위해 순수를 공급한다.
- (2) 순수보충수는 원수(공업용수)를 여과하여 순수제조설비를 거쳐 순수저장탱크에 저장된 순수로부터 공급 받는다.  
각 순수제조설비는 응집침전조(Clarifier), 중력식 여과기, 마이크로필터, R/O설비 및 혼상이온 교환기로 구성되어 있다.  
순수제조설비에서 제조된 순수는 순수저장탱크를 거쳐서 복수저장 탱크로 보내지며 복수저장 탱크의 복수는 복수기 Hot Well로 보충된다.

6) 복수 및 급수계통

- (1) 복수기 Hot Well의 복수는 복수펌프에 의해 탈기기로 보내지며 복수펌프는 각각 50% 용량의 전동기구동 Vertical Pit형 3대로 구성된다.
- (2) HRSG 급수펌프(고압 및 중압급수 겸용)는 50% 용량 3대의 전동기구동, 수평 원심형, 다

단 펌프로써 탈기 저장탱크로부터 급수를 흡입하여 펌프의 토출측에서 각각의 HSRG 고압 절탄기 및 HRSG 고압 과열저감기로 공급하고 중간단에서 나온 급수는 주증기 Bypass 온도저감 및 증압절탄기와 재열온도 조절기에 공급하게 된다. 이 펌프는 HRSG 1, 2호기 사이의 탈기 저장탱크 하부에 설치된다. 저압급수는 복수펌프 토출측에서 분기, 직접 공급한다.

### 7) 순환수계통

- (1) 순환수계통은 2단 취수방식으로서 해수는 먼저 해수양수펌프에 의해서 Intake Canal로 양수되고 양수된 해수는 순환수 펌프에 의해서 복수기를 통과한 후에 바다로 방출된다.
- (2) 심층취수된 해수는 약 1.2km의 취수관로 (Offshore Intake)를 통하여 해수양수펌프 구조물에 모여, 집수된 해수는 해수양수펌프에 의해서 취수Cannel로 양수된다. 취수관로, 해수양수펌프구조물은 후속기를 고려하여 총 2호기용으로 설계되었으며, 순환수 펌프 구조물도 2호기용으로 설계되었다.
- (3) 해수양수펌프 및 순환수펌프는 각각 호기당 50%×2대이며 Vertical Wet Pit Type으로서 SLP Structure의 Pump Pit에 설치되었다.
- (4) 각 펌프마다 Trash Rack, Stop Gate, Trash Rake 및 Travelling Screen을 포함하는 취수설비가 설치되었다.
- (5) 복수기는 두개의 셀을 갖는 단일압력, 이중 패스형으로 분리형 수실로 구성되며, 증기터빈이 Side Exhaust Type이므로 증기터빈 양측에 1대씩 2대의 복수기가 설치되었다.
- (6) 순환수계통은 복수기 튜브의 청결유지와 해조류의 부착 및 서식을 방지하기 위한 튜브 세척설비, Debris Filter와 염소주입설비 등으로 구성된다.
- (7) 각 복수기의 진공은 100% 2대의 복수기 진공 펌프에 의하여 유지된다.

### 8) 발전소 공용설비

이상의 주요계통 외에 발전소 공용설비는 공기압축기 계통, 보조보일러계통, 소화설비 계통, 비상발전기 계통, HAVC설비 계통, 소내용수 계통 및 음료수계통, 서어비스가스 계통, 폐수 및 오수이송 계통과 크레인 및 호이스트설비 등으로 구성된다.

### 9) 전기설비

- (1) 발전소의 정상운전 시 소내부하는 해당 가스터빈 발전기 모선에 연결된 소내 보조변압기에서

공급하도록 소내 전력계통을 구성하고, 다중공급설비로 설계되어 있다.

- (2) 발전소 기동시의 소내전력은 발전기차단기 개방상태로 송전계통으로부터 발전기 주변압기와 소내 보조변압기를 통하여 공급된다.
- (3) 발전기, 발전기 주변압기 및 소내 보조변압기는 자냉식 상분리 모선으로 서로 연결된다.

### 마. 주기기 운전조건

#### 1) 발전 용량 (ASME ISO Condition 기준)

- 가스터빈 : 183.8 MW
- 증기터빈 : 186.1 MW
- 복합발전 : 553.7 MW

\*(주) ASME ISO Condition : 고도(해수면), 상대습도(60%), 대기압(1.013Bar), 대기온도(15°C)

#### 2) 주증기 조건

상기 “라. 3), (1)”항 참조

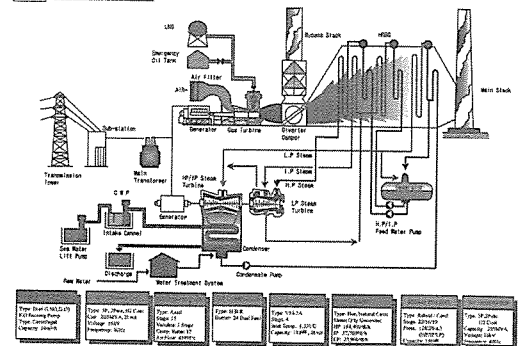
#### 3) 증기 터빈 설계 배압

38.1 mm Hg abs.

#### 4) 기동시간 :

- 가스터빈 단독운전 시 기동 : 17.5분 이내
- 복합발전 Warm Start시 : 120분
- 복합발전 Hot Start 시 : 60분
- 복합발전 Cold Start시 : 180 분

그림-2 SYSTEM DIAGRAM



## 3. Siemens Gas Turbine (Model No. V84.3A)의 소개

### 가. 가스터빈 일반

가스터빈은 제2차 세계대전 이후 항공기용 원동기로서 Turbo Jet Engine이 비약적으로 개발, 진보되었고, 이들 항공기용 원동기의 진보가 발전용, 산업용 가스터빈에 반영되어서, 그 성능 향상에 크게 공헌하여 왔

다. Heavy Duty Industrial Gas Turbine이란 원래 이 Jet Engine의 기술을 기본으로 증기터빈 기술을 조합하여, 정치용에 적합하도록 개량, 발전시켜온 것이다.

가스터빈은 통상 제조사마다 표준화되어 생산되며, 시장의 Need와 더불어 각 회사별 역사 또는 진화의 계보를 가지면서 발전되었고, 운전,보수를 지원하는 예비품, Service System도 이에 따라 각각 발전되어 왔다.

가스터빈의 기본적인 개발 Philosophy는 크게 3가지 면으로 추진되는데, (1)기존의 실증된 기종을 기본으로 하여, 점진적 설계 개량을 함으로써 계보를 가지고 성능 향상 도모, (2)기하학적 상사설계에 의한 제품기종의 확장 및 다양화, (3)적극적인 요소기술의 개발과 실용화 등 이다.

Siemens의 발전용 가스터빈은 다음의 3Group으로 발전되었다. (굵은 글씨가 적용 Model)

Group	Model	Turbine speed (rpm)	ISO.Rating (MW)	Heat Rate (kcal/kWh)	Compress. Ratio	Exhaust Temp.(C)	1st Year Available
1	V64.3	3000/3600	63	2,442	16.1	531	1990
	V64.3A		70	2,355	16.2	571	1996
2	V84.2	3600	109	2,529	11.0	544	1985
	V84.3A		180	2,233	17.0	577	1994
3	V94.2	3000	159	2,492	11.1	540	1981
	V94.2A		190	2,362	14.0	573	1997
	V94.3A		255	2,233	17.0	577	1995

대형 발전용 가스터빈의 4대 Major Maker의 유사 등급 Model를 비교하면 다음과 같다.

Maker	Model	Turbine speed	ISO.Rating (MW)	Heat Rate (kcal/kWh)	Compress. Ratio	Exhaust Temp.(C)	1st Year Available
Siemens	V84.3A	3600	180	2,233	17.0	577	1994
G.E	PG7241FA	3600	171	2,373	15.5	602	1994
W.H	W501F	3600	186	2,284	14.0	595	1989
ABB	GT24	3600	183	2,245	30.0	640	1994

가스터빈의 기본개념은 Joule-Brayton Cycle이며, 주위공기를 압축기에서 압축하여 압축된 공기에 연료를 연소시킨 후 이 고온의 가스를 터빈에서 대기압까지 팽창시킨다. 이때의 가스의 온도는 상당히 높은 상태이며, 터빈에서 연소가스가 배출됨으로써 Joule-Brayton Cycle이 완성된다. 본 발전소에 적용된 가스터빈의 Real Process에 대한 T-S Diagram은 다음 그림-3과 같으며, 압축기에서의 Compression Line (①→②), 연소기에서의 Combustion Line (②→③), 터빈에서의 Expansion Line (③→④), 터빈으로부터 대기로의 Exhaust Line (④→⑤)으로 Closed Cycle이 구성된다.

가스터빈은 열에너지를 기계에너지로 변환시키는 설비로서, Lower Value의 열화학에너지를 Higher Value의 전기에너지로 변환시킨다. 그러나 앞의 T-S

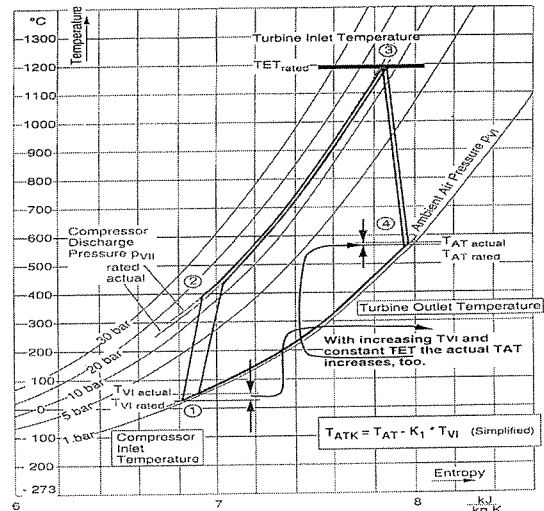


그림-3 T<sub>ATK</sub> (Corrected Turbine Outlet Temperature) - Base Load - Simple Cycle -

Diagram에서 알 수 있는 바와 같이 4개의 Curve Line의 내부면적이 가스터빈의 Performance이고 Exhaust Line 하단부는 손실을 의미하므로, Chemical(Fuel) Energy의 약 1/3를 약간 상회하는 수준인 38% 정도만이 전기에너지로 변환되고 나머지 손실(약 58%)의 대부분은 고온의 가스로 배출된다. 따라서 이 많은 부분의 손

실을 회수하고자 Bottoming Steam Cycle(HRSG와 Steam Turbine Cycle)을 적용하게 된다. 가스터빈에서의 Energy Balance는 용량별, 형식별, 제작사별 차이는 있으나 본 발전소에 적용된 경우는 대략 다음과 같다.

Fuel gas energy(100%)  
 = Useable electric energy(~38%) + Generator losses(~0.8%) + Compressor Mechanical Losses(~0.5%) + Turbine mechanical losses(~0.5%) + Radiation Loss of combustion chamber(~2%) + Exhaust heat energy (~58.2%)

### 나. 가스터빈의 구조 및 특성

Siemens Gas Turbine V84.3A는 제작공장에서 완전히 조립, 공급된다. 따라서 현장설치 시 가스터빈 본체에 대한 별도의 분해 또는 조정작업은 수행하지 않는다.

압축기와 터빈은 Single Casing으로 되어있고, 하나의 Rotor 구조로 되어있다.

Siemens Gas Turbine V84.3A의 Main Component구조는 대략 다음 그림과 같다

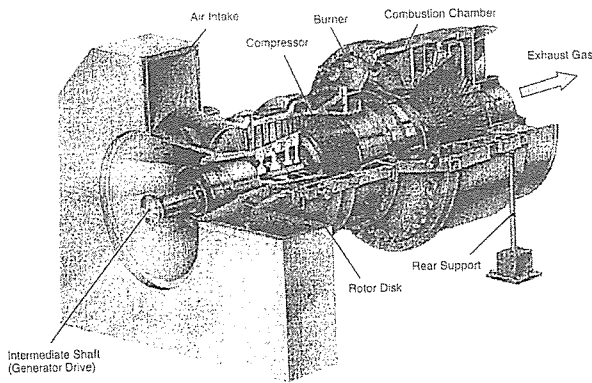


그림 4 Arrangement of the Main Components

### 1) 압축기와 터빈의 Casing 및 Support

Compressor Bearing과 Gas Turbine Bearing 사이의 Turbine Single Casing은 3개의 Section으로 구성되며, Compressor Bearing Casing에 직접 연결된 첫 번째 Casing은 Compressor Stationary Blade Carrier - 1으로서 1단에서 9단까지의 압축기 Stage와 5단 및 9단 추기점이 이 Casing에 포함된다. Stationary Blade Carrier - 1의 끝에는 Conical Welded Casing이 연결되는데 이 두 번째 Casing이 Compressor Stationary Blade Carrier-2이며 열팽창을 흡수할 수 있는 구조로 되어 있고, 13단 추기점과 Burner 공간이 이 Casing에 포함된다. 세 번째 Casing은 Turbine Stationary Blade Carrier 또는 Exhaust Casing으로 부르며 Combustion Chamber와 Turbine Stationary Blade가 이 Casing에 장착된다. 이 Turbine Stationary Blade가 설치되는 Exhaust Casing은 가스터빈 후단의 Exhaust Gas Diffuser와 연결된다.

가스터빈은 Compressor Bearing Casing을 지지하는 철골로 제작된 Compressor Support 2개와 Gas Turbine Rear Outer Casing을 지지하는 가는 등근 환봉 Rod로 제작된 Rear Support 2개, 총 4개만으로 지지, 설치된다. 이 중 Compressor Support는 모든 방향의 움직임에 대한 고정점이 되고, Rear Support는 축방향 팽창과 Casing팽창 등 모든 방향의 열팽창을 흡수할 수 있는 유연성 있는 지지대이며 또한 열차단 기능을 갖는 지지대로서 Siemens만의 독특한 설계 및 구조로 되어 있다.

Compressor Bearing Casing에 Combined Journal Trust Bearing이 조립되어 있고, 이 Front Bearing Pedestal은 Intake Air Flow Guide의 Rib에 의해 Ring으로 지지된다. 또한 이 Bearing은 Lube Oil 계통에서 공급되는 Lube Oil에 의해 윤활 되는데 Rotor와 Shell 사이에 Lube Oil Wedge가 깨져 소멸되는 저속도에서는 Bearing Shell 하부의 Nozzle에서 고압의 Oil로써 Jacking 된다.

속도가 80rpm 이상이면 Lube Oil Wedge가 낮은 압력으로도 형성되고, 240rpm 이상 시 Jacking Oil 공급은 더 이상 필요 없으므로 중단된다.

Turbine Bearing Casing은 한 개의 Inner Cylinder에 의해 조립되어 있으며, 5개의 Rib Link로 외부 Casing에 고정된다. Turbine Bearing Casing Liner가 설치되어 열팽창에 충분히 대응하며 원활한 Exhaust Gas 흐름을 유도한다.

### 2) Rotor

Rotor는 Hollow Shaft와 여러 단의 Disk로 구성되어 있다. Compressor측에 Front Hollow Shaft와 Compressor Disk 15단이 직결, 조립되어 있고, Center Hollow Shaft 위에 Combuster가 설치되며, Turbine측에 Rear Hollow Shaft와 Turbine Disk 4단이 직결, 조립되어, 3개의 Hollow Shaft와 19단의 Disk가 Rotor를 구성하고 있다.

각 Disk와 Hollow Shaft Center Disk 측면은 완만한 각도의 톱니모양인 Hirth Radial Serration Coupling 구조로 되어 있어, Centering이 자동조절 되어 Torque가 원활히 전달될 수 있고 원주 방향 열팽창을 흡수할 수 있는 Siemens만의 독특한 설계 및 구조로 되어 있다.

또한 이 Rotor Disk와 Hollow Shaft는 Central Tie Rod에 의해 단단히 고정되며 Bending에 의한 Vibration으로부터 Central Tie Rod를 보호하기 위하여 Damper Ring이 설치되어 Rotor Disk와 Tie Rod 사이에서 완충 역할을 한다.

Rotor의 주요부 재질은 다음과 같다.

Rotor Part	Part	Material	Remark
Compressor	Front Hollow Shaft	26NiCrMoV115	Abbreviation :
	Rotor Disk 1 to 14	26NiCrMoV115	X : high alloyed
	Rotor Disk 15	26NiCrMoV145mod	G : casted
Turbine	Central Hollow Shaft	26NiCrMoV115mod	GS : casted steel
	Rotor Disk 1 & 2	X12CrMoWVNbN1011	GGG : gray casted
	Rotor Disk 3 & 4	X12CrNiMo12	iron
	Rear Hollow Shaft	26NiCrMoV115	

압축기와 발전기 사이의 Shaft에는 Hydraulic Turning Gear가 설치 되어, 가스터빈 기동, 정지 시 Lift Oil Flow가 형성되면 Hydro-motor가 작동되어 120rpm으로 회전 시키게 된다.

### 3) 공기압축기(Compressor)

#### (1) 주요 기술규격

- 형식 : 축류형      ○ Rotor 단수 : 15
- Stator 단수 : 15      ○ 유량 : 1,584Ton/Hr,
- 압축비 : 16.93      ○ 입구안내익(IGV) : 가변식
- 배출 공기온도 : 413°C

(2) 축류압축기는 흡입된 공기에 운동에너지를 가하여 이를 압력으로 변환시키며, 압축과정은 공기가 축방향(Axial Flow)으로 흐르면서 이루어진다. 압축기는 Rotor와 Stator로 구성되며, Rotor는 Hollow Shaft에 Disk를 축방향으로 배치하고 Disk 바깥둘레에 회전날개를 조립하여 한 개의 날개열을 이룬다. Stator는 고정날개가 Casing 내면(Outer Ring)에 조립, 설치되며 회전날개열과 번갈아 배치되어 한 쌍을 이루어 압축기 한 개의 단을 구성한다.

각 날개와 날개 사이 즉, 인접 Blade간의 간격은 공기유동통로로서, 출구면적이 입구면적보다 더 큰 확산통로 모양을 하고 있으며, 이 확산통로에서 속도에너지가 압력으로 바뀌어 출구로 나오게 되고 이러한 과정을 반복하면서 압축과정이 이루어진다.

압축기 회전날개로 유입되는 공기흐름의 각도(Young각)가 커지면 공기압축량과 단(Stage)압축비가 커지나, 일정각 이상으로 커지면 날개 위 표면의 공기흐름이 난류가 되어 압축과 공기흐름을 감소시킨다. 이러한 현상을 Stall이라 하는데 이 Stall현상은 Young각 변화 뿐만 아니라 공기 흐름상태의 영향을 많이 받으며, 압축기를 지나는 공기속도를 늦추어 정체, 역류현상을 일으킨다. Stall현상이 전체 단으로 확산되면 Surge가 발생되어 심한 소음과 함께 회전속도가 동요하게 되고 배기온도가 상승한다.

또한 Stall은 가스터빈 운전 중 흡입구에서 난류가 일어나거나, Filter가 오염되어 공기 흐름이 방해 받는 경우, 기동, 정지 시에 가스터빈 속도가 급 가속 혹은 급 감속할 경우, 압축기가 오염, 손상 되어 가스 유동통로가 좁아졌을 경우 등에 일어 날 수 있다.

따라서, 이런 Stall현상 없이, 즉 배출가스온도가 과도하게 높아지지않고 일정하게 유지하면서 큰 효율 저하 없는 부분부하운전이 가능하고, 기동가동특성을 개선하기 위하여 첫번째 고정익인 입구안내익(IGV: Inlet Guide Vane)의 날개각도(Blade Pitch)는 가변식으로 조정할 수 있도록 되어있다. IGV의 제어개념은 “다. 2) Inlet Guide Vane(IGV) Control”항에 기술되어 있다. 또한, 압축기가 기동, 정지 등 저속도 운전 시 Surge현상 없는 안정적 운전을 위하여 IGV이외에 4개의 추기Line(Blow-off Line과 유압Damper)이 압축기 중간 단 및 후방 단에 각각 설치되어,

아래 표와 같이 압축기 회전속도에 따라 취출된 압축공기를 배출구 Diffuser로 뽑아냄으로써 압축기 저압단을 통과하는 공기의 축방향 유속을 증가시켜 Young각이 커지는 것을 막는다.

**Blow-off Control during Start-up**

Speed Value	Actuation	Blow-off Point
=2780 rpm (77.2%)	Blow-off Pipe 3 : Closed	Stage 13
=2880 rpm (80%)	Blow-off Pipe 2 : Closed	Stage 9
>3500 rpm (97.2%)	Blow-off Pipe 1.1 & 1.2 : Closed	Stage 5

압축기에서 Blow-off시 인접 Blade에 Vibration이 발생하는 것을 방지할 수 있도록 Blow-off되는 각 Stage 주위에 환형(Annular)의 공간이 있어서 이 환형공간으로 일정한 간격으로 추기한다. Turbine Stationary Blade 2단에서 4단까지 냉각하는 Cooling Air도 이 환형공간에서 추기, 공급한다.

입구안내익을 포함한 고정익 4단, 회전익 5단까지의 Blade에는 흡입공기에 의한 오염이 발생할 가능성이 후단 보다 높으므로 이를 고려하여 Sermetal Coating되어 있으며, Compressor Blade의 각 주요부 재질은 다음과 같다.

Compressor	Part	Material	Remark
Stator Blade	Stage 0 to 4	X20Cr13	Sermetal Coating
	Stage 5 to 9	X20Cr13	
	Stage 10 to 15	X20CrMo13	
Rotor Blade	Stage 1 to 2	X4CrNiMo1651	Sermetal Coating
	Stage 3 to 5	X20Cr13	Sermetal Coating
	Stage 6 to 11	X20Cr13	
	Stage 12 to 15	X20CrMo13	

가스터빈의 압축기 Blade와 터빈 Blade의 오염 및 부식을 막기위해 정화된 공기를 흡입하는 것이 매우 중요하므로, 습기, 미세한 먼지입자, 불순물들의 유입을 막기위한 Air Filter System이 설치된다. 또한 이 Air Filter System의 Filter에 동결기 결빙 방지를 위한 Anti-icing설비가 설치되어 있다.

공기 내의 먼지 등은 압축기 전단에 Air Filter가 설치되었다 하더라도 압축기 날개에 부착물을 형성시키고, 그 결과로 공기의 흐름이 감소하여 압축기 효율이 감소하게 된다. 공기의 흐름이 1% 감소 시 발전기 출력은 1.5% 감소한다. 이러한 Blade오염에 의한 출력 감소를 요인을 제거하기 위하여 On-Load 및 Off-Load Washing이 가능한 설비가 설치되어 있다. Off-Load Washing 시에는 Cool-down Period, Detergent Washing,

Water Rinsing 등의 절차에 따라 Washing을 수행한다.

#### 4) 연소기(Combustor) 및 Burner

##### (1) 주요 기술규격

- 형식 : Annular, ○ Combustor 수량 : 1
- Igniter 형식/수량 : 24/Spark,
- Burner 형식/수량 : Hybrid/24
- 연료압력, LNG : 20.4~23.4kg/cm<sup>2</sup>a, D.O : 81.5kg/cm<sup>2</sup>a,
- 연소공기량 : 1,584Ton/Hr

##### (2) Combustor

가스터빈 연소기는 가스터빈 연구개발의 중심적 과제 중 하나이며 크게 3가지로 대별할 수 있다. 첫 번째로 연소온도의 상승인데, 가스터빈 입구에서의 연소 가스온도(TIT : Turbine Inlet Temperature, 약2,250(F(1,230(C)))의 상승이 곧 가스터빈의 효율 상승으로 나타나므로 연소실 온도를 올릴 수 있는 관련 기술 즉, 연소기 냉각기술과 화염접촉 부위에 대한 내열재료 개발이 중심이 된다. 두 번째는 연소실내 화염의 안정화(Stabilization)이다. 연소기의 고온 연소구역에서는 격렬한 난류연소반응이 일어나므로 고속류 중에서 화염을 안정화 시키는 것이 매우 중요하며, 또한 모든 연소과정 즉, 점화, 기동, 부분부하 및 전부하 시에 요구되는 광범위한 연료유량 변화조건에서도 안정된 연소를 지속하는 것이 필수적이다. 세 번째는 배출물 규제에 부응하는 저NOx 연소 기술이다.

국내 적용된 General Electric사, Westinghouse사 및 ABB사의 연소기 형식은 Multiple Can Type과 Silo Type이었으나, 본 Project에 적용된 Siemens의 연소기 형식은 국내 최초의 Annular Type(Ring Type)이다. Annular Type연소기는 Rotor Shaft의 둘레를 둘러싸고 있는 두 개의 원통사이의 공간전체가 하나의 통합된 연소실로서 24개의 Burner가 연소통 앞부분의 원주를 따라 배치되어 있다. Rotor를 둘러싸고있는 Single Piece Hub Section과 Burner Casing은 연결되어 있고, 그 위에 수평 방향을 분리할 수 있는 압력Cover로 구성된다. 이 형식은 제한된 공간을 효과적으로 이용할 수 있어서, 연소실 직경 및 길이가 단축되고 구조물 내부가 간단하며 장애물이 없어 압력손실이 적은 장점이 있다. 하나의 연소실로 이루어져 있어서 Can Type에 설치되는 화염전파관(Cross Fire Tube)이 없으며, 연소기에 Manhole이 설치되어 있어 연소기 내부 Inspection은 물론 Burner 및 Turbine 첫 번째 단의 Inspection까지 가능하다.

Combustion Chamber의 내면은 Ceramic Tile에 의해 보호되며, 압축공기가 Heat Shield의 뒷면 Bore를 통해

유입되어 과열 방지 및 연소공기의 역할을 병행한다. 연소기 주변의 연소공기 및 냉각공기의 흐름 및 압력변화를 다음 그림에서 볼 수 있다.

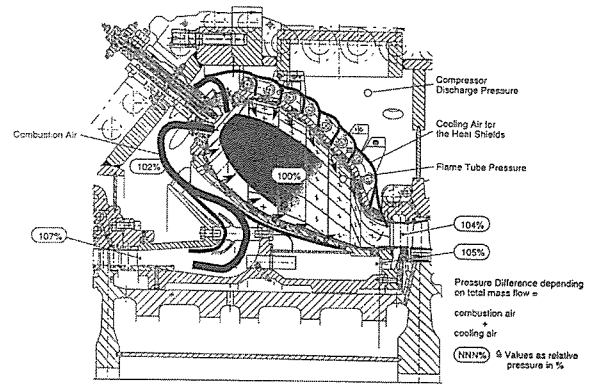


그림-5 Flows and Pressures around Combustion Chamber (Example)

##### (3) Burner

Burner는 Siemens에서 개발한 Hybrid Burner로서 Diffusion Burner, Premix Burner, Pilot Burner 및 Igniter가 Burner Assembly로 조립, 설치된다. Axial Swirler는 Diffusion Burner와 Diagonal Swirler는 Premix Burner와 Flame Tube End Plate에 연결된다.

고부하 시는 Fuel Gas의 대부분이 Diagonal Swirler의 전단부로 분배기와 노즐을 통해 공급되며, 여기서 연소공기와 연소 전 완전혼합(Premix)된 후 Diagonal Swirler를 통하여 연소지역으로 분사된다. 이것을 Premix Mode라 부른다.

저부하 시는 Fuel Gas가 Diffusion Burner로 공급되며 Burner중심에서 연소공기(Minor Share 또는 Burner Core Air)와 혼합된 후 Axial Swirler를 통해 연소지역(Burner Mouth 후단)으로 유입된다. 이것을 Diffusion Mode라 부른다.

Fuel Gas 연소 시 Premix Path를 통해 공급되는 Fuel Gas의 일부는 Pilot Burner를 통해 Burner중심의 연소공기와 혼합되며 이 Pilot Gas는 Axial Swirler를 통해 연소지역에서 연소 된다. Pilot Flame은 연소 안정화를 위하여 Premix Mode 운전 시 항상 운전되며, Premix Mode 운전 시 질소산화물을 저감 시킬 수 있게 해준다.Premix Mode와 Diffusion Mode가 동시에 운전되는 것은 불가능하나, 단지 Diffusion Mode에서 Premix Mode, 또는 역으로 운전 전환될 때에 한하여 수초 동안 병렬 운전된다.

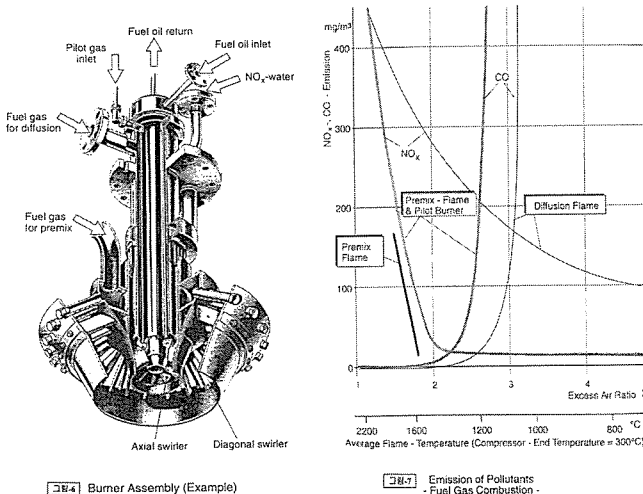
대부분의 가스터빈 운전은 Diffusion Gas Burner에서 점화 불꽃에 의해 점화되어, 저부하 시 Diffusion Mode로 운전하다가 부하가 증가하여 50% 이상의 고부하에 도달하고Exhaust Gas 온도가 480°C를 초과하면 NOx



량을 최소화 시키기 위하여 Premix Mode로 운전 전환한다. Full 부하에서 출력을 감소시킬 때 Exhaust Gas 온도가 470°C에 도달하면 Burner Mode는 역으로 Premix Mode에서 Diffusion Mode로 운전 전환한다.

가스터빈 Combustion Chamber의 Flame은 안정적 (Flame Stabilization)으로 연소 되어야 하는데 이것은 연소속도에 의해 주로 영향을 받으며, 그 외 연료, 과잉공기비율, 연소기 내 초기온도, 혼합기체의 압력에 따라 영향 받는다.

Premix Burner가 Diffusion Burner보다 월등히 우수한 연소 안정화도(Low CO)와 낮은 오염도(Low NOx)를 나타내는 것을 그림-7에서 알 수 있으며, Burner의 조립상태 및 구조는 그림-6에서 볼 수 있다.



NOx Reduction Control은 물 분사량에 대한 Set Point를 사전 설정해 둔다. 즉 Set Point는 물분사량과 GT 출력과의 이론적 곡선으로부터 결정되는데, 측정된 Injection Water flow와 비교하여 Closed Loop, Feed Forward Flow Controller에 의해 조절된다.

기동 및 정지 시 NOx 저감설비는 자동으로 운전되며, 가스터빈 비상정지 및 Combustion Chamber Humming시 Combustor로의 Water 유입을 막기 위해 Emergency Shut-down Valve와 Control Valve가 자동으로 0.13초 내에 닫힌다.

Water Injection에 따른 Operating Parameter Characteristic과 부하에 따른 Water Injection량을 다음 그림에 나타나 있다.

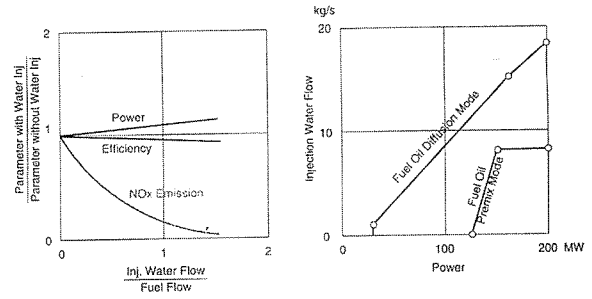


그림 8 Water Injection Flow / Characteristic Curves (Examples)

5) 가스터빈(Turbine)

(1) 주요 기술규격

- 형식 : Heavy Duty Industrial
- 단수 : 4 Stages,
- Rotor Speed : 3,600rpm
- Critical Speed : 1860/4500rpm
- Over Speed Test/Balancing : 3888/4320rpm (108%/120%)
- LNG Consumption : 34.6Ton/Hr (ASME Condition)
- D.O Consumption : 43.7Ton/Hr (ASME Condition)

(2) Turbine의 Stationary Blade는 Bolt와 Eccentric Bush로 Turbine Stationary Blade Carrier내측 표면 Groove에 삽입, 설치되며 2단에서 4단열의 Inner Shroud는 Rotor에 대한 Seal Ring이 부착된다. Turbine의 Rotor Blade는 Fir Tree Root 형태의 Rotor Disk에 고정, 설치된다. Turbine 재질에 있어서 고온의 Hot Gas에 충분히 견딜 수 있는 Metal이 아직 개발되어있지 않으므로 Turbine Cooling 설비는 매우 중요하다.

압축기에서 추기한 압축공기로 터빈 냉각제

(4) NOx-Water Supply System

연소운전 시 질소산화물 저감을 위해 가스터빈의 연소System내 Burner에 순수를 공급하는 NOx-Water Supply 설비가 설치되어 있다.

물 분사는 연소지역온도를 조절함으로써 질소산화물의 생성을 줄여준다.

NOx-Water Supply System의 주요 기능은 다음과 같다.

- To supply the burners with demineralized water for keeping exhaust gas pollution low and/or to increase the GT Output.
- To control the amount of injected demineralized water mass flow depending on the parameters of combustion process.
- To shut down the demineralized water flow immediately in case of a gas turbine trip.
- To filter the demineralized water according to the requirements of the gas turbine.

(Coolant) 및 밀봉제(Sealant)로 사용하게 되며, Turbine Cooling, Sealing Air Flow Diagram은 그림-9 및 그림-10과 같다.

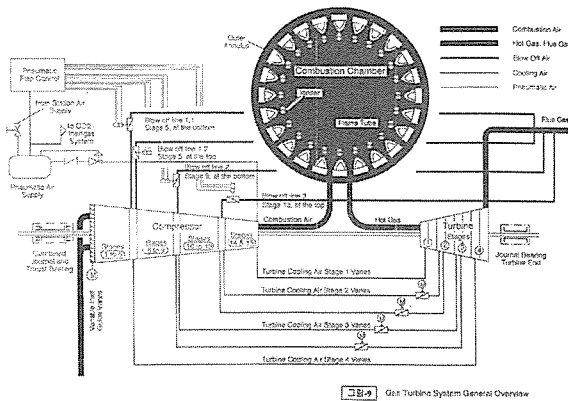
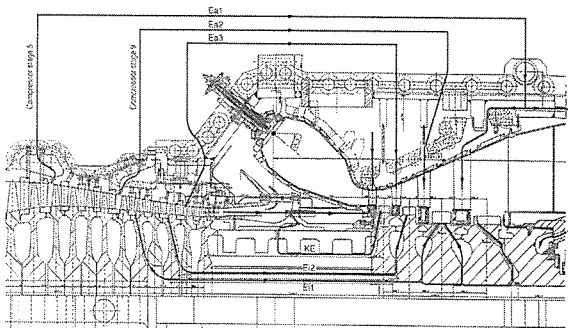


그림-9 Gas Turbine System General Overview



Compressor pressures at extractions (about):  
 Discharge: Ea4 17.1 bar  
 Ea3 11.5 bar  
 Ea2 7.0 bar  
 Ea1 5.5 bar

그림-10 Turbine Cooling / Sealing

Turbine Stationary Blade Carrier와 모든 Stationary Turbine Blade는 압축기에서 추기된 공기(그림-10 상 Ea1, Ea2, Ea3)로 냉각시키며 Stationary Blade Carrier와 Outer Shroud사이의 Hollow Space에서 공기가 공급되고 Blade Vane 냉각도 Hollow에서 공급된다. Stationary Blade 1열을 냉각시킨 냉각공기는 Blade에서 Hot Gas Stream으로 들어가고, 2열에서 4열까지 공급된 공기는 냉각뿐만 아니라 Inner Labyrinth Sealing에도 사용된다.

터빈 Rotor는 내부로부터 Cooling되는데, Turbine Moving Blade Cooling용 Air도 압축기에서 공급된다. Moving Blade 첫 번째 열은 압축기 후단에서 추기된 공기(KE)가 Inner Hollow Shaft Bore를 통하여 공급되며, 그 후단의 Moving Blade는 더 낮은 압력과 온도의 공기가 공급된다. 즉 Second Stage Rotor Blade 냉각공기는 압축기 12단(E12) 뒤에서 공급되며, Third와 Fourth Stage Turbine Rotor Blade는 압축기 10단(E11) 뒤에서 Cooling Air가 추기, 공급된다.

터빈 첫째단 Stator Blade 냉각방식은 Film냉각방식

을 적용하였는데, 이 냉각방식은 Blade 표면에 Cooling Air가 경계층을 이루며 Blade를 냉각 시킨다. 다른 터빈 Stage의 Cooling방식은 다소 Flue Gas 온도가 낮기 때문에 간단한 방식인 Impingement Cooling, Convection Cooling방식을 사용된다. Turbine Blade Cooling Technique와 Turbine Blade의 Cooling Mechanism에 대한 개념도는 그림-11 및 그림-12와 같다.

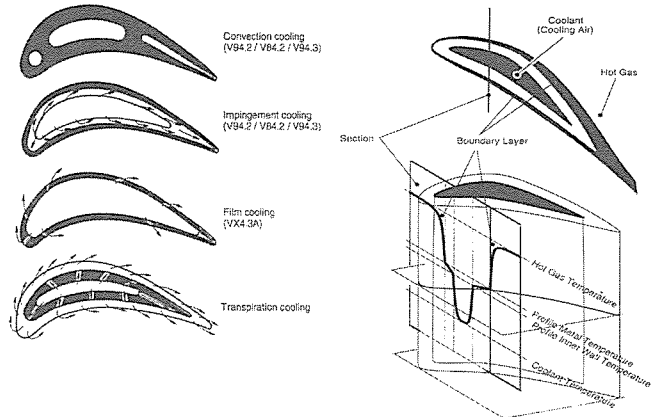


그림-11 Turbine Blade Cooling Techniques

그림-12 Internally cooled turbine blade (simplified)

Turbine Blade는 Hot Gas와 직접 접촉되며 많은 Thermal 및 Pressure Stress를 받는 부분이므로 High-Alloy재질과 특수한 Coating을 하게 된다. 특히 Rotor Blade 1 및 2단은 고도의 구조기술이 필요한 단일결정체(Mono Crystal) 구조법으로 제작되며, 각 Turbine Blade에 수 많은 Cooling Air Hole 가공기술 등 아주 높은 수준의 제작기술이 필수적이다. 따라서 이러한 Turbine Blade에 대한 재질, Coating, 구조, 가공기술 등은 각 Gas Turbine제작사의 주요 핵심 기술로서 Company Confidential Technique으로 다루고 있다.

Turbine Blade의 주요부 재질은 다음 표와 같다.

Turbine	Part	Material	Remark
Stator Blade	Stage 1	G-CoCr23Ni10Wta (MAR-M 509)	HTK Coating
	Stage 2	G-NiCr14Co9TiAlWMo (Rene 80)	HTK Coating
	Stage 3	G-NiCr22Co19TiAlWTa Nb (IN939)	HTK Coating
	Stage 4	G-NiCr22Co19TiAlWTa Nb (IN939)	
Rotor Blade	Stage 1	G-NiCr12Co9TiAlWTaMo (PWA1483)	Mono Crystal w/ HTK
	Stage 2	G-NiCr22Co19TiAlWTa NbHf (IN6203DS)	Mono Crystal w/ HTK
	Stage 3	G-NiCr16Co8TiAlWMo (IN738LC)	HTK Coating
	Stage 4	G-NiCr12Co8TiAlWMo (IN792)	

### 다. 가스터빈의 운전 및 제어

#### 1) Load Operation

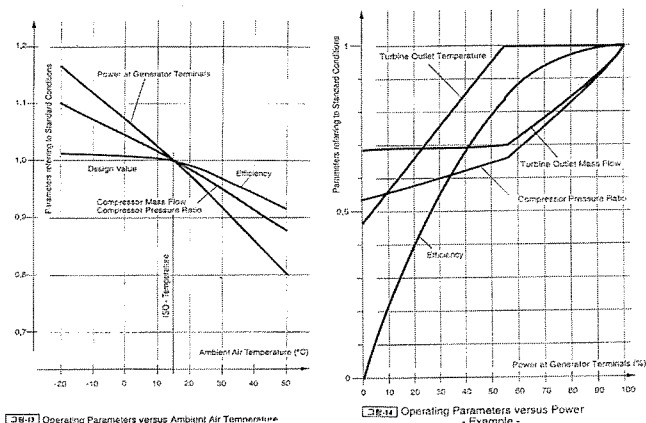
흡입 공기량은 가스터빈 운전의 주요변수 중 하나이며, 이 흡입 공기량은 대기온도에 영향을 받는다. 축류 압축기는 한정된 체적흐름을 유지하는 유체기

계 이고 Gas Turbine 정상운전 중에 압축된 첫 단의 공기속도는 거의 초음속이기 때문에 이 체적 흐름을 증가 시키기가 쉽지않다. 이 것의 의미는 공기량은 대기온도에 따라 밀도가 변하기 때문에 대기온도의 변화 즉,밀도의 변화가 곧 공기량의 변화에 가장 큰 영향을 준다는 것을 뜻한다.

앞의 “그림-3 T-S Diagram”상에서 알 수 있는 바와 같이 대기온도가 상승하면(TVI actual > TVI rated) 압력비(Pressure Ratio=Compressor Discharge Pressure PVI/Ambient Air Pressure PVI)가 낮아지고 압축기출구 온도가 높아지나 TIT는 같이 높아지지 않고 일정하게 제한, 유지되어야 하므로 효율과 출력은 그만큼 감소하게 된다.

따라서 가스터빈의 출력, 효율 등이 대기온도에 따라 변하게 되며, Gas Turbine Operating Parameter와 대기온도 변화와의 상관관계를 다음 그림-13에서 알 수 있다.

가스터빈의 출력부하가 Base Load보다 낮아지면 여러 가지 요인 때문에 효율이 낮아진다.여기서 가장 큰 이유는 Inlet Guide Vane의 조절에 의한 공기량의 감소 때문이다. 가스터빈의 출력부하 변화에 따른 주요 Operating Parameter의 변화가 다음 그림-14에 나타나 있다.



가스터빈이 여러 운전조건에서 원활히 가동되기 위하여서는 각종 제어계통에 의하여 적절히 통제되어야 하며, 주요 제어계통에는 다음과 같은 것이 있다.

- Inlet Guide Vane Control
- Compressor Blow-off Control
- Exhaust Gas Temperature Control
- Cooling Air Control

상기의 제어계통에 있어 공통적으로 중요한 Parameter로서 TIT(Turbine Inlet Temperature : Turbine 첫째 단의 앞 Guide Vane에서의 온도, 그림-3 상 “TET”으로 표기)가 사용되나 TIT의 실제온도 측정은 많은 비용과 위험을 동반하므로 직접 측정하지않고 Corrected

Turbine Outlet Temperature(그림-3에 “TATK”로 표기)를 측정하여 TIT를 계산하여 사용한다.

## 2) Inlet Guide Vane (IGV) Control

압축기 입구에 조정 가능한 IGV가 설치되어 Suction Air Flow를 조정하게 되는데 가스터빈 운전 중 Suction Air량 공급이 멈추면 안되므로 IGV Close는 Air량 차단이 아니라 최소량을 의미한다. 즉, IGV의 Vane은 Maximum Open Position이 -10° (축과 수평을 0°로 할 때 수평에서 아래방향 즉, 닫히는 방향으로 약 10° 위치)이며 Minimum Open Position 즉, Close Position이 -50°로 40° 범위 내에서 Control된다. 가스터빈 정지 및 기동 중에는 IGV가 Close되어 압축기 진동을 최소화 시키며, IGV Position이 최소인 상태에서 기동하여 병입(Synchronization)후 Load가 TATK Set Point가 될 때까지 유지되고, 부하가 Base Load에 도달하면 IGV가 최대로 열린다.

가스터빈 출력이 일정하면 공급되는 연료량도 일정하게 유지되며, IGV를 Close 하면 Exhaust Gas 온도는 증가된다. 그러나 정상 부하운전 중 IGV는 가스터빈 출력과 연료량이 변화하더라도 Exhaust Gas 온도를 일정하게 유지하도록 운전한다. Peak Load 운전 시에는 IGV를 조절하여도 TATK 는 상승한다.

그 외 다음과 같은 개념으로 IGV를 제어 운전한다.

- 발전기 부하가 변화하더라도 Turbine Blade와 Disk 및 HRSG를 통과하는 Hot Gas 및 Exhaust Gas의 온도를 일정하게 유지한다.
- 가스터빈 저부하 운전 시 IGV를 Close하면 가스 터빈 효율은 다소 감소해도 HRSG에서 생산되는 증기온도를 높게 유지하여 Plant 전체 효율을 높게 유지한다.
- 연료와 공기량이 동시에 변화하여도 Fuel / Air Ratio를 일정하게 유지할 수 있으므로 약 50%부하에서부터 Premix Burner운전을 시작할 수 있다. 만일 공기량 조절기능이 없다면 Premix Burner운전은 90~100% Load 사이에서 운전되어야 할 것이다.

## 2) Exhaust Gas Temperature Control

Exhaust Gas Temperature는 Turbine Outlet Temperature (TATK)와 같다고 보며, TATK Control 은 앞 절에서 기술한 바와 같이 주로 IGV로 조절하게 된다. 즉 IGV개도가 Maximum Position이 아닐 경우이면 모두 IGV로 TATK Control을 한다.

TATK Set Point는 Gas Turbine Operation Mode (Simple Cycle or Combined Cycle)에 따라 결정된다.

그 외 다음과 같은 개념으로 Exhaust Gas Temperature 를 제어 운전한다.

- Turbine Outlet Temperature (TATK)가 초과되지 않도록 연료량을 Control 한다.
- HRSG의 Steam Temperature 조건에 의하여 Exhaust Gas Temperature를 제한한다.
- Gas Turbine 보호를 위하여 Exhaust Gas 온도를 제한한다.

### 3) Compressor Blow Off Control

앞 Section “나, 3).공기압축기(Compressor)”에서 전술한 바와 같이 Gas Turbine 기동 중 압축기 Blade의 유체역학적 유선-분리현상으로 인한 Surging을 방지하기 위하여 압축기 3지점으로부터 Air를 Blow-off시킨다. 추기관에 설치된 Blow-off Valve는 Solenoid Pilot Valve가 작동하여 Pneumatic으로 동작되며, 압축기에서 취출한 압축공기를 사용하여 구동 된다.

Gas Turbine이 Trip되면 Blow-off Valve는 Open되고, Gas Turbine Coasting Down시 일정범위를 벗어나면 Blow-off Valve는 Open되며, Blow-off Valve Open 시간은 2초이다.

### 4) Protection

어떤 운전조건에서 만일 정상조건으로부터 벗어나면 Gas Turbine 또는 Plant가 위험하게 될 수 있다. 따라서 보호 Circuit가 동작하여 설비를 안전한 상태로 유지시켜야 한다.이러한 경우 가능하면 출력을 감소시켜야 하고 상황이 더 악화되면 Gas Turbine을 정지시킨다. 주요 Protection Channel은 다음과 같다.

- Vibration Protection
- Bearing Temperature Protection
- Overspeed Protection
- Compressor Surge Protection
- Flame Supervision
- Combustion Chamber Pressure Drop Supervision
- Combustion Chamber Pressure Fluctuation (Humming) Supervision
- Burner Metal Temperature (Flashback) Supervision
- Turbine Outlet Temperature Protection
- Cooling Air Supervision
- Speed Supervision

상기 주요 Protection Channel은 가스터빈의 특성을 파악할 수 있는 중요한 Item이므로 11개의 각 항목별 기술이 필요하나 제한된 지면 관계상 기술할 수 없음이 아쉽다.

## 3. 맺음 말

본 고에서 대형 발전용 가스터빈에 대하여 Siemens Gas Turbine을 위주로 다루었으나, 시간 및 지면상 제약으로 가스터빈의 본체(Proper)에 국한하여 기술하였다.

사실 복합화력발전에는 가스터빈의 본체 이외에도 가스터빈 보조(부속)계통, 증기터빈 및 관련계통, HRSG 및 관련계통, BOP(Balance of Plant)계통 등으로 구성되고, 따라서 이번 소개에서 다루지 못한 다음 사항들에 대하여 관련 Engineer의 필요 및 요구여부에 따라 추가 소개의 기회가 있을 수 있을 것이다.

- 가스터빈 및 보조(부속)계통
  - Heat & Material Balance (Condensate 및 Boiler Feed Water Cycle이 Unique함)
  - Gas Turbine Performance & Compensation
  - 보조(부속)계통 (Fuel Gas & Oil, Air Filter, Compressor Cleaning, HPU, etc)
  - Electric System 및 SFC(Static Frequency Converter, 가스터빈 기동장치)
  - Gas Turbine Controller 및 Teleperm XP
  - 주요 Maintenance 고려 사항
- 증기터빈 및 관련계통
  - Steam Turbine Design
  - Steam Turbine Control & Protection
- HRSG 및 관련계통
  - HRSG Proper
  - Water & Steam Cycle

이번 소개에서 “가스터빈의 구조 및 특성” Section에 관련된 도면, 사진을 좀 더 붙이고, “가스터빈의 운전 및 제어”의 각 주요 제어개념 기술 항목마다 간단한 설명과 함께 해당 Control Block Diagram 정도는 첨부하여 이해를 돕도록 해야 했으나 여러 사정 상 그럴 수 없어 아쉬운 점이 있다. 필요 시 개별적 Contact으로 상호 협의가 가능하지 않을까 생각된다.

또한 Siemens사 이외의 Major사의 해당 Model에 대하여 각 항목마다 최대한 비교, 검토하여 그 내용을 기술하였으면 더욱 좋았을 것이나, 이에 대하여서는 준비가 부족하여 더 많은 추가적인 Study가 필요하다고 사료된다.

본 고가 가스터빈 본체의 개략적인 소개에 대한 간단한 소고이긴 하나, 발전사업을 추진하거나 계획하고 있는 사업주의 Project팀, 관련 Engineering사 해당 기술자들께서 Gas Turbine, 특히 Siemens Type에 대한 접촉의 기회로써 업무 추진하는데 조금이나마 도움이 되었으면 하는 바람이다.