

170MW 급 가스터빈 Power Plant 성능해석

한국기계연구원 열유체 환경연구부
 김 수 용

1. 서론

복합발전사이클은 가스터빈에서 나온 출력을 이용하여 전기를 생산하고 가스터빈 출구의 고온을 이용하여 HRSG에서 스팀을 생산하여 이를 다시 스팀터빈에 주입시켜 부가적인 동력을 얻는 시스템을 말한다. 가스터빈 출구에서 나오는 온도는 대개 400°C에서 600°C까지 변하고 있어 HRSG를 사용하여 효과적으로 스팀을 생산할 수 있다. 이같이 가스터빈 사이클과 스팀터빈 사이클의 조합은 이미 상당히 발달한 가스터빈 기술과 스팀터빈 기술이 접목이 됨으로써 서로의 취약점이 보완됨으로서 좋은 효율을 얻을 수 있고 또 이미 검증된 기술이므로 새로 시작하는 것보다는 개발비가 적게 든다는 점이 있어 호응을 받고 있다. 또 사용 매체가 공기라는 점에서 비용이 저게 들고 환경오염이 적으며 스팀 터빈에 들어가는 물도 설치 위치에 따라 매우 값싸게 공급할 수 있다는 이점이 있다. 본 연구에서는 3압, 증기 분사 복합 발전사이클에서 대기온도의 변화가 복합발전 사이클에 미치는 영향 및 증기 분사시 열역학적 변수의 변화에 대하여 살펴보고 부분부하시의 성능을 조사하였다. 사용된 가스터빈 엔진은 현재 서인천 복합 화력발전소에 설치되어 가동중인 GE7231FA 엔진을 사용하였다. Table 1에는 사용된 가스터빈 엔진의 대표적인 사양을 보여주고 있다. 복합 발전 사이클 또는 열병합 발전시 효율은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{rejected}}{\dot{Q}_{in}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{rejected}}{\dot{Q}_{in}} \dots\dots\dots(1)$$

Table 1. Gas Turbine Data Base - GE7FA

Variable	Value	Unit
Shafts	1	
RPM	3600	/min
Pressure ratio	15.4	
TIT	2390	°F
TET	1096	°F
M _{air}	963	lb/sec
Power	171980	KWe
H.R.	9143	BTU/KWh
%LHV	37.3	
MMS	36.1	

반면에 열병합 사이클의 경우 $\dot{Q}_{rejected}$ 는 보일러에서 $\dot{Q}_{heating}$ 을 내기 위하여 회수되고 그 결과 대기중으로 방출되는 열손실은 $\dot{Q}_{rejected}$ 에서 $\dot{Q}'_{rejected}$ 가 된다. 따라서 시스템의 전체 효율은

$$\eta_{cogen} = \frac{\dot{W} + \dot{Q}_{heating}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{Q}_{in} - \dot{Q}'_{rejected}}{\dot{Q}_{in}} = 1 - \frac{\dot{Q}'_{rejected}}{\dot{Q}_{in}} \dots\dots\dots(2)$$

과 같이 된다. 여기서 \dot{W} 는 출력을, \dot{Q}_{in} 은 열공급을, $\dot{Q}_{rejected}$ 는 대기중으로의 열손실을 의미한다. 복합사이클의 경우에는 가스터빈에 의한 Topping Cycle(Brayton Cycle)과 스팀터빈에 의한 Bottom Cycle로 구성된다. 복합사이클에서는 가스터빈을 구동하여 \dot{W}_g 를 출력한 후 가스터빈 배기열을 회수하여 스팀터빈에 보내기 위한 증기를 생산한다. 만일 가스터빈 배기열이 스팀터빈으로 수송되는 가운데 열손실이

없다고 가정하면 복합사이클의 효율은 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_{combined} = \frac{\dot{W}_{gas} + \dot{W}_{steam}}{\dot{Q}_{in, gas}} = \frac{\dot{W}_{gas} + (\dot{W}_{steam} - \dot{W}_{pump})}{\dot{Q}_{in, gas}} \dots\dots\dots(3)$$

가스터빈과 스팀터빈의 효율이

$$\eta_{gas} = \frac{\dot{W}_{gas}}{\dot{Q}_{in, gas}}, \quad \eta_{steam} = \frac{\dot{W}_{steam}}{\dot{Q}_{in, gas}}$$

와 같이 각각 표시되므로 열역학 제 1 법칙으로부터 Topping Cycle은,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{out, gas} &= \dot{Q}_{in, gas} - \dot{W}_{gas} = \\ &= \dot{Q}_{in, gas} - \dot{Q}_{in, gas} \cdot \eta_{gas} = \\ &= \dot{Q}_{in, gas} (1 - \eta_{gas}) \dots\dots\dots(4) \end{aligned}$$

와 같이 된다. 가스터빈으로 부터 Steam generator 사이에 열손실이 없다고 하면,

$$\dot{Q}_{in, steam} = \dot{Q}_{out, gas} = \dot{Q}_{in, gas} \cdot (1 - \eta_{gas})$$

가 되고 복합사이클의 총출력은,

$$\dot{W}_{gas} + \dot{W}_{steam} = \eta_{gas} \dot{Q}_{in, gas} + \eta_{steam} \dot{Q}_{in, steam} \dots\dots\dots(5)$$

이 되어 식(4)를 (5)에 대입하면,

$$\begin{aligned} \dot{W}_{gas} + \dot{W}_{steam} &= \\ &= \eta_{gas} \dot{Q}_{in, gas} + \eta_{steam} \dot{Q}_{in, gas} (1 - \eta_{gas}) \end{aligned}$$

또는 식 (6)이 된다.

$$\dot{W}_{gas} + \dot{W}_{steam} = \dot{Q}_{in, gas} (\eta_{gas} + \eta_{steam} - \eta_{gas} \cdot \eta_{steam}) \dots\dots\dots(6)$$

다시 식(6)을 식(3)에 대입하면,

$$\eta_{combined} = \eta_{gas} + \eta_{steam} - \eta_{gas} \cdot \eta_{steam} \dots\dots\dots(7)$$

$$\text{즉 } \eta_{combined} = \eta_{gas} + \eta_{steam}(1 - \eta_{gas}) > \eta_{gas}$$

$$\eta_{combined} = \eta_{steam} + \eta_{gas}(1 - \eta_{steam}) > \eta_{steam}$$

이 되어 복합사이클의 이점이 분명히 드러나게 된다. 따라서 복합사이클의 효율은 항상 가스터빈이나 스팀터빈의 단독사이클 보다 효율이 좋은 것으로 나타난다. 복합사이클 발전플랜트의 효율 향상을 위한 가장 주요한 방법은 가스터빈의 터빈 입구온도를 상승시키는 일이다. 터빈 입구온도를 상승시키면 η_{gas} 가 상승하고 식 (7)에서 보듯이 직접적으로 $\eta_{combined}$ 가 상승한다. 뿐만 아니라 터빈 입구온도의 상승은 터빈 출구온도의 상승으로 이어지고 스팀터빈이 보다 높은 입구온도에서 작동하게 되어 η_{steam} 과 $\eta_{combined}$ 가 모두 상승하게 된다. 최근 소재 기술의 발달로 항공기의 경우 터빈입구온도가 1650°C정도까지 가능하게 됨에 따라 머지 않은 장래에 복합 사이클의 효율도 60%까지 육박할 것으로 전망된다. 복합사이클을 위한 투자비용은 연료 사용량과 비교하여 검토되어야 한다. 일반적으로 가스터빈 사이클의 최적 운용을 위한 설계점은 일반적으로 압축비 대비 비연료소모율과 비출력의 변화를 검토함으로써 이루어진다. 보통 군용항공기의 경우 터보젯엔진은 성능이 중시되어 압축비 대비 비연료 소모율보다는 비출력에 더 큰 관심을 갖고 설계점을 결정하지만 열병합이나 복합사이클용 가스터빈의 경우에서도 비출력 및 비연료 소모율, 그리고 서인친 복합화력과 같이 매일 기동 및 정지가 이루어지는 경우 과도 상태해석 또한 매우 중요한 연구 부분이 된다 하겠다.

2. 대기온도 변화가 성능에 미치는 영향

복합발전 사이클에 대한 설계에서 입구온도, 압축비, 냉각온도 등은 가장 중요하게 고려해야 할 사항들이다. 대기온도 변화가 성능에 미치는 영향은 크게 두 가지 원인으로 볼 수 있다. 첫

제는 대기온도가 올라가면 밀도가 떨어지므로 떨어진 밀도가 흡입공기의 질량을 감소시킨다는 점이다. 두번째로는 입구온도에 따라 압축기의 소요 동력은 증가하지만 이에 따른 터빈 동력은 같은 비율로 증가하여 주지 못한다. 터빈에 흡수되는 공기의 양은 상부 조건에 의하여 한정되어지므로 입구공기량이 감소하면 터빈의 입구 압력은 감소하게 되며 이는 다시 터빈 동력의 감소를 가져온다. Fig.1은 대기온도 변화시 가스터빈, 복합사이클, 그리고 스팀터빈 사이클의 효율 변화를 보여 주고 있다. 그림에서 가스터빈 사이클은 대기온도 0도 근처에서 최고값에 이르지만 복합사이클은 ISA=0일 때 즉 상온 15도 근처에서 최고 값을 보여주고 있다. 스팀터빈의 온도는 대기온도 변화에 따라 항상 증가하는 것으로 나타나고 있다. 계산된 효율은 모두 발전단에서의 효율을 나타내고 있다. Fig.2는 대기온도 변화에 따라 축동력, 배기량, Heat rate, 비출력 등의 값의 변화를 보여주고 있다. 대기온도가 증가하면 축동력과 공기유량은 일관되게 감소하고 있으나 비출력은 ISA=0(15°C)에서 최대값을, Heat rate는 ISA=0에서 최소 값을 보여주고 있다. Heat rate는 공급에너지의 역수로서 표현되므로 최고 비출력에서 자연스럽게 최소가 된다. Fig.3은 대기온도 변화시 터빈 출구온도, 터빈 입구온도, 압축기 출구온도의 변화를 보여주고 있다. 그림에서 고온도가 될수록 터빈 입구온도의 감소에 비하여 출구온도는 상승하고 있어 터빈 출력 감소와 함께 효율이 감소할 것임을 알 수 있다. Fig.4는 대기온도 변화시 공기유량, 연료 유량 및 냉각 공기량을 보여주고 있다. Fig.5는 스팀 주입시 터빈 출구온도의 변화를 보여주고 있다. 복합발전시 스팀 주입은 환경 오염 차원에서 매우 중요하게 다루어지고 있는 부분이다. 현재 미국을 비롯하여 일본이나 유럽에서도 Nox규제를 위한 환경보호법을 강화하고 있다. 가스터빈 출구에서 Nox를 낮추기 위해서 일반적으로 적용되는 방식이 물분사 또는 스팀 주입이다. 물이나 스팀을 주입하는 경우 연소기내의 화염온도를 낮추게 되고 낮은 화염온도는 Nox형성을 저지하는 것으로 알려져 있다. Fig. 6는 스팀 주입시 대기온도 변화에 따른 출력 변화를

나타내고 있다. 앞서 예견한 대로 낮은 대기온도에서 출력은 크게 나타나며 스팀주입에 따라 출력은 상승하는 것으로 나타나고 있다. Fig.7은 스팀 주입시 각기 다른 대기온도에서 터빈 입구온도의 변화를 보여주고 있다. 그림에서 터빈 입구온도는 스팀 주입 양에 따라 점차 감소하는 추세를 보여준다.

3. 부분부하 성능 특성

대기온도 변화 또는 부분부하 성능 특성에 대한 조사는 시스템이 안전하게 작동되고 또 동시에 경제적으로 작동할 수 있도록 하기 위하여 매우 필요한 부분이다. Fig.8은 각기 다른 대기온도에서 부분부하시 배출공기량을 보여주고 있다. 대략 부분부하 70%이전에서는 부하변화에 따른 공기유량의 변화가 없으나 70%이후 부하 증가에 따라 배기 공기유량은 급격히 증가하고 있음을 볼 수 있다. Fig.9은 부분부하시 터빈 출구온도의 변화를 보여주고 있다. 터빈 출구온도는 부분부하 70%까지는 빠르게 증가하다가 그 이후 완만하게 감소하고 있다. 터빈 출구온도의 감소는 터빈성능에 도움을 주므로 부분부하 70%이후 가스터빈 성능이 좋게 나타나고 있음을 예측할 수 있다. Fig.10은 부분부하에서 Heat rate의 변화를 보여주고 있다. 열률은 아래와 같이 정의된다.

$$HR = sfc \cdot Q_{heating}$$

따라서 부하가 증가할수록 열률은 감소하므로 단위 출력을 내기 위한 Heat input가 감소하는 것으로 나타나 성능이 좋게 나타날 것임을 알 수 있다. Fig. 11은 부분부하에서 비출력의 변화를 보여주고 있으며 비출력은 저부하 영역에서 낮게 나타나지만 부하 증가와 함께 빠른 비율로 증가하다가 70%이후 증가 비율이 다소 감소하는 것으로 나타났다. 비출력도 낮은 대기온도에서 크게 나타나고 있다. Table.2에는 플랜트 시스템 각 지점에서 본 계산 결과 나타난 가스터빈의 열역학적 물성치 계산 결과와 HRSG내부의 스팀 값을 보여주고 있다. Table. 3은 대기온도 ISA=0일 때 가스터빈 설계점 데이터를 보여주고 있다.

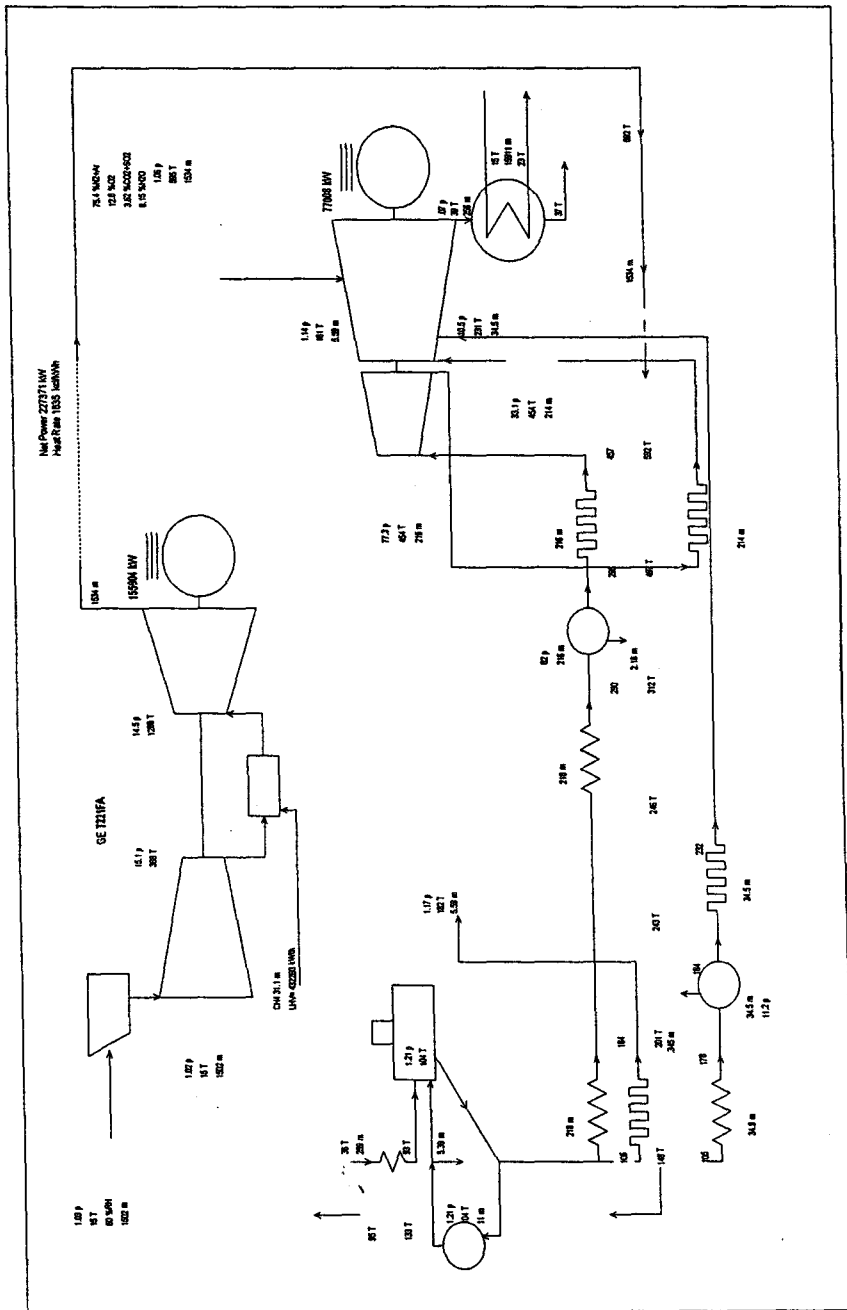
4. 결론

가스터빈 구동에 의한 복합발전, 열병합발전은 오일 쇼크 이후 크게 관심을 끌기 시작하였으며 가스터빈 소재기술의 발전 결과 터빈 입구 온도의 향상으로 효율과 성능이 좋아짐으로서 전세계적으로 그 수요가 늘고 있는 실정이다. 본 연구를 통하여 가스터빈 구동에 의한 복합발전 사이클의 성능특성을 알아보았으며 연구 결과 다음과 같은 사항이 도출되었다.

1. 일반적으로 가스터빈 효율 및 동력은 터빈 입구온도에 따라 상승하며 압축비에 따라 최대가 되었다가 다시 감소한다.
2. 가스터빈 성능은 대기온도 증가에 따라 급격히 감소하지만 스팀터빈과 병합하여 복합발전을 이룸으로서 가스터빈에 의한 단독발전시 효율이 저조한 단점을 크게 개선할 수 있다. 대기온도의 증가는 복합발전 출력에 좋지 않은 영향을 미치며 Heat rate도 눈에 띄게 증가하는 것으로 나타났다.
3. 스팀을 가스터빈에 주입하는 경우 터빈 출구온도 감소로 인한 출력 증가가 확인되었다.
4. 부분부하시 성능은 70%이후 매우 양호한 상태가 되며 이때 Heat rate도 낮게 나타나고 있다.
5. 본 연구를 통하여 가스터빈 구동시 복합발전 플랜트 시스템의 효율적인 운용을 위한 사이클 변수들에 대한 조사가 부분적으로 이루어졌다.

참고문헌

1. "Interactive Software for Advanced GasTurbine System Design Manual", ThermoFlow, Inc
2. Wing Ng, Carl Palmer, "ASME Professional development Short Course", Orlando, Fl, June 1, 1997.
3. W.W. Chin and M.A. El-Masri, 1987, "Exergy Analysis of Combined Cycles:Part 2-Analysis and Optimization of Two Pressure Steam Bottoming Cycles", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power., April, Vol 109/237
4. M.A. El-Masri, 1987, "Exergy Analysis of Combined Cycles: Part 1 -Air Cooled Brayton Cycle Gas Turbines", April Vol. 109/228
5. M.A. El-Masri, 1988, "A Modified, High Efficiency, Recuperated Gas Turbine Cycle", April, Vol. 110/233
6. International Gas Turbine Institute, 1984, " The Design of Gas Turbine Engines", ASME Home Study Course- Thermodynamics and Aerodynamics., Ch.3
7. El-Wakil, "Powerplant Technology", ch8, 1985
8. Philip J. Potter, "Power Plant Theory and Design", pp. 402-555,1976
9. J.A.Golinsky, "A Conceptual Design for a Combined Cycle Power Plant Comprising Modified Exhaust-Heated Gas turbine and Steam Turbine Plant: Part-II- optimum Solutions", IGTI-Vol. 9,pp 215-225. ASME Cogen-Turbo, ASME 1994.



Schematic Diagram of a 170MW Gas Turbine Combined Cycle Power Plant

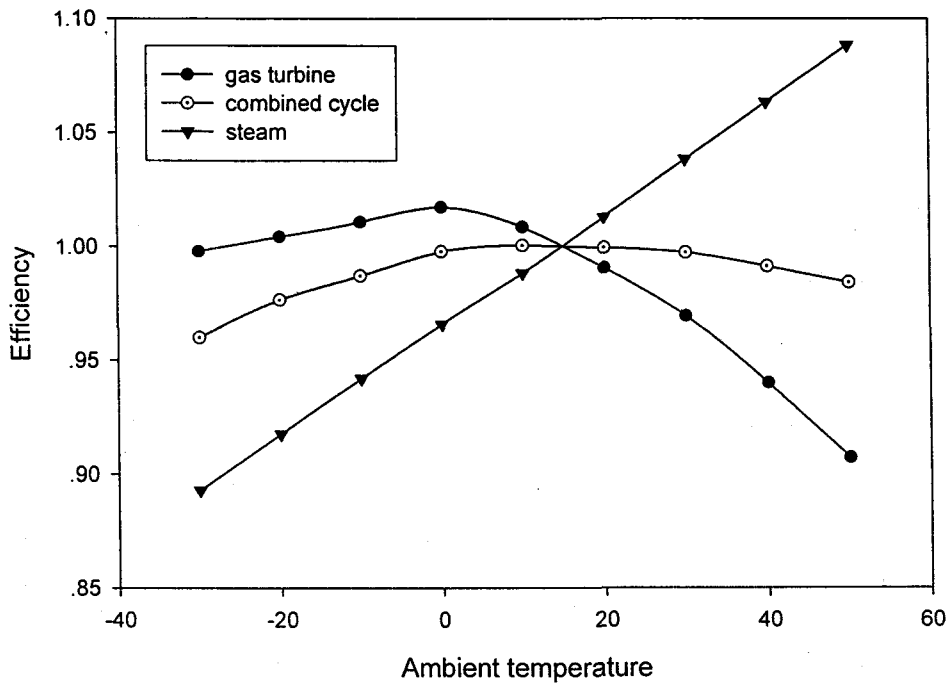


Fig. 1 Ambient temperature influence on gas turbine, steam turbine and combined cycle efficiency

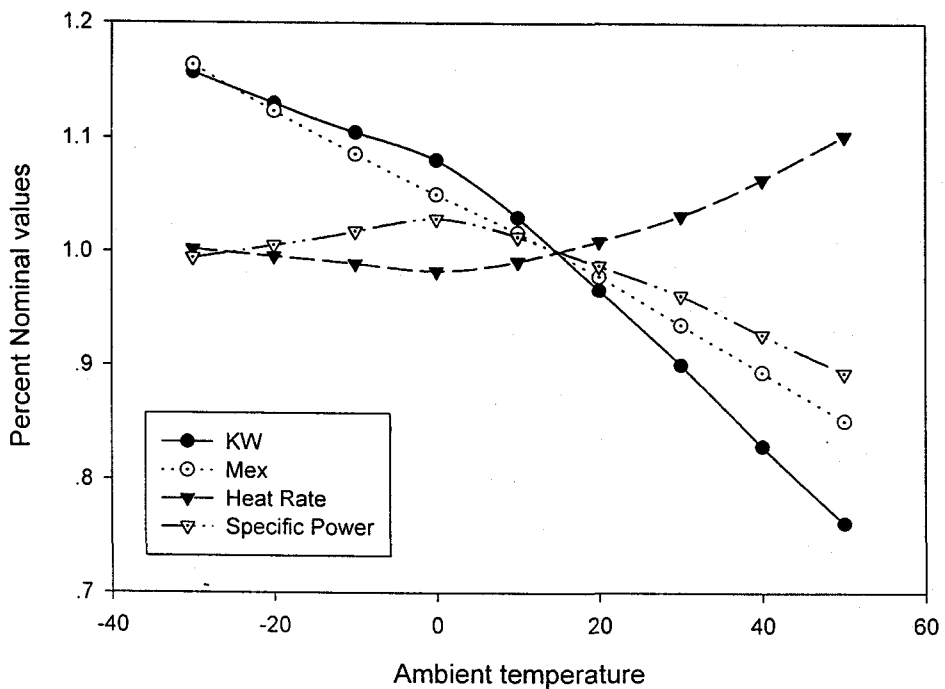


Fig. 2 Effect of ambient temperature on power, mass flow & heat rate.

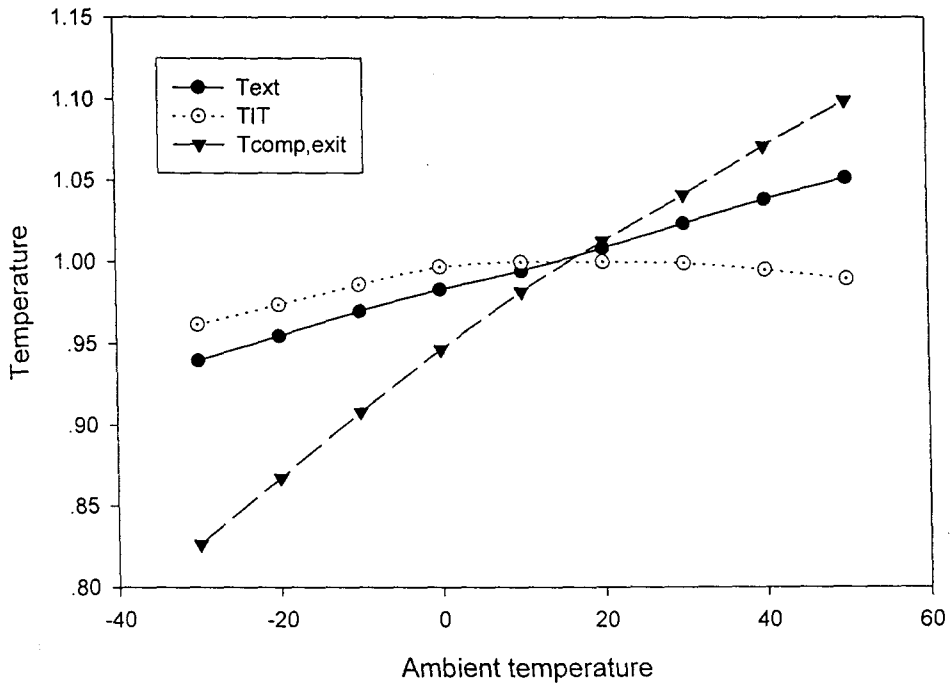


Fig. 3 Effect of ambient temperature on exhaust, turbine inlet and compressor exit temperature.

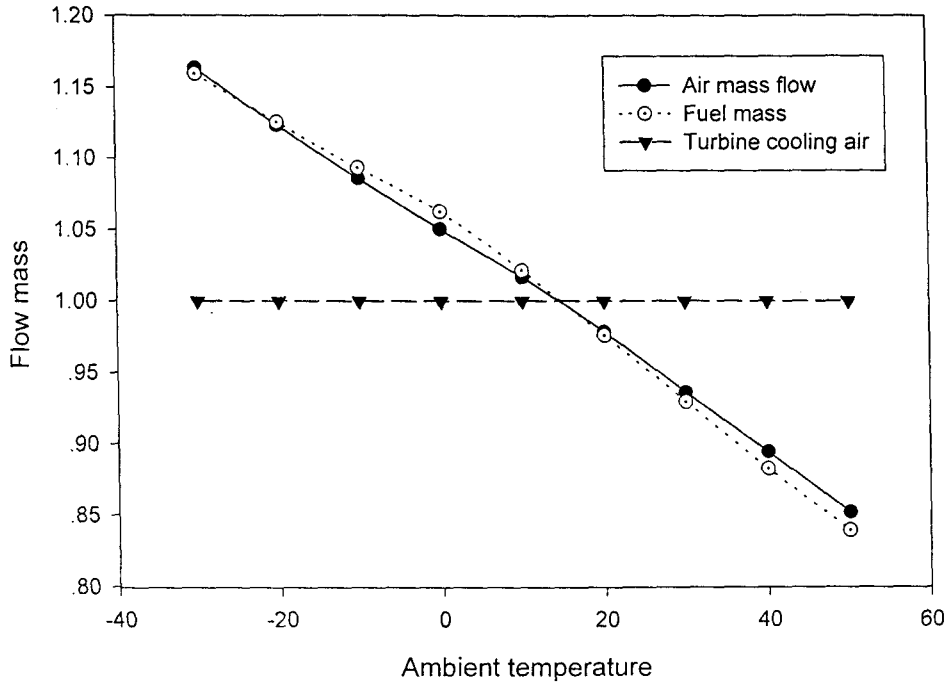


Fig. 4 Variation flow mass due to ambient temperature change.

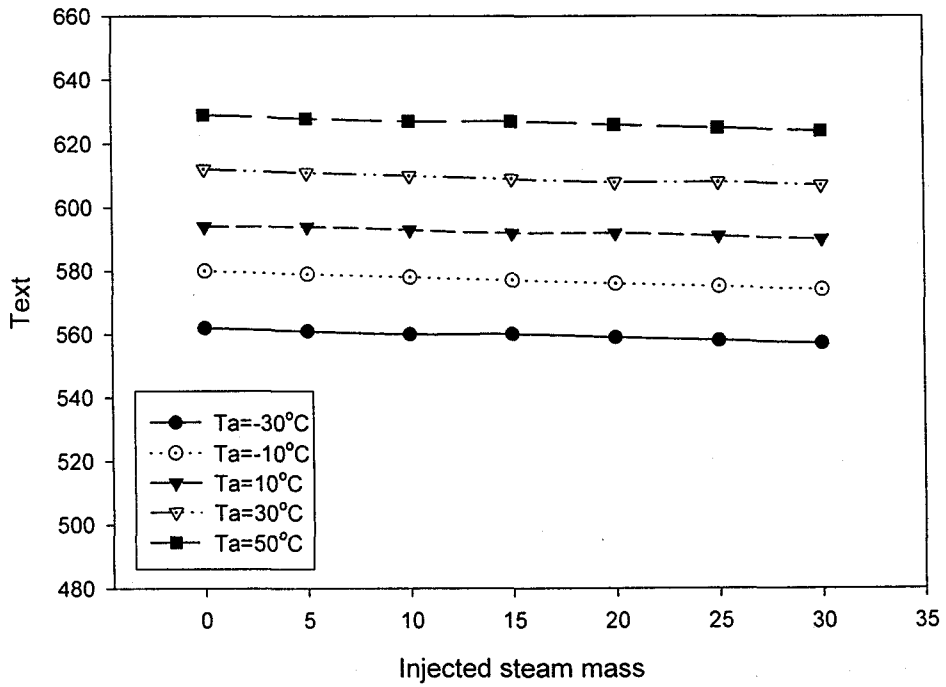


Fig. 5 Turbine exit temperature variation with injected steam mass

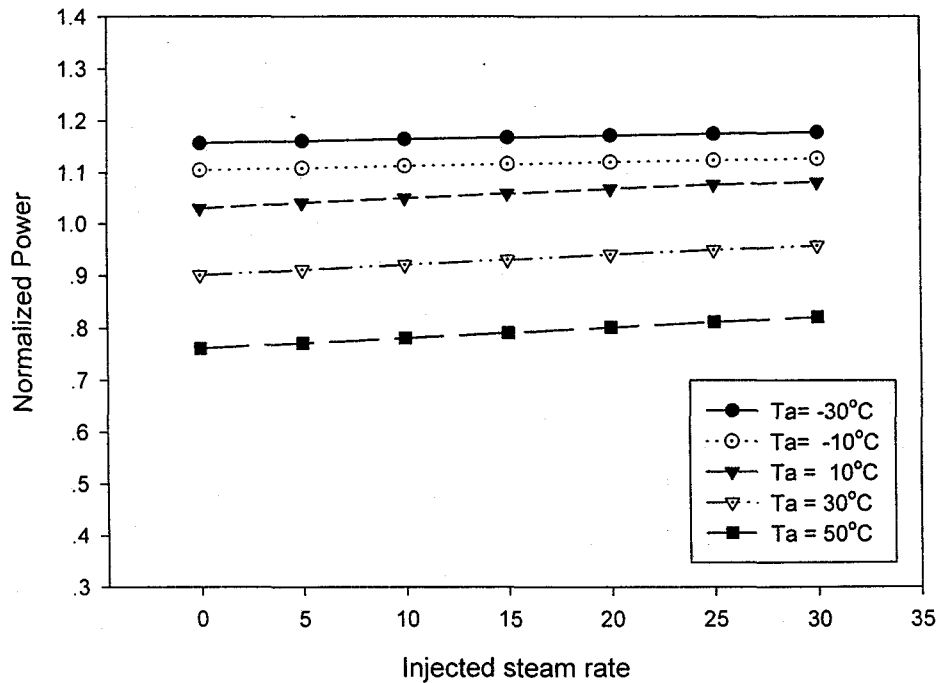


Fig. 6 Power output as function of injected steam mass flow rate

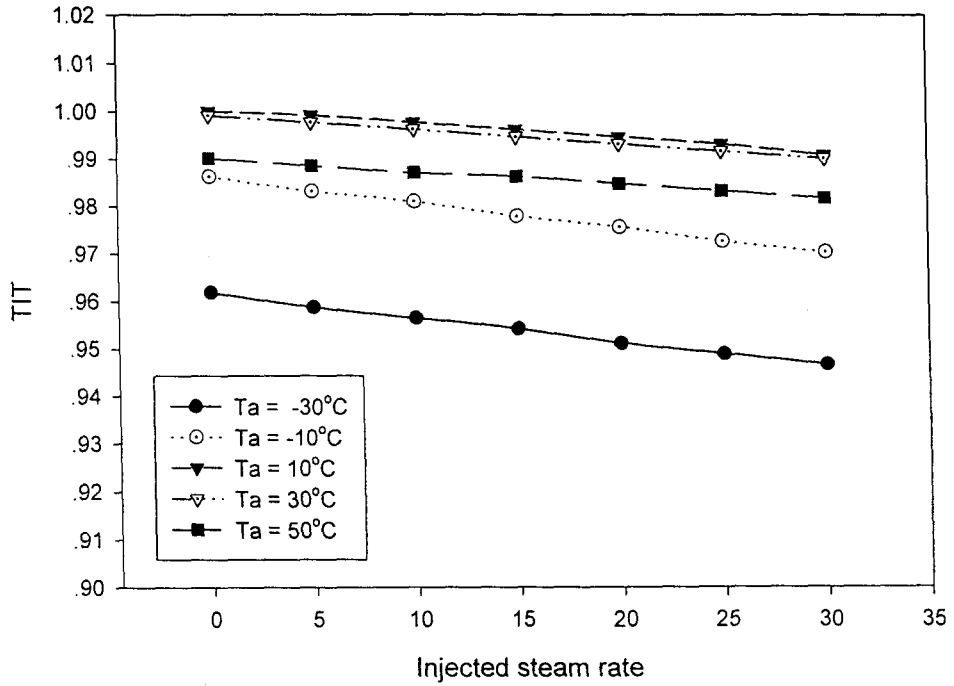


Fig. 7 Turbine inlet temperature variation with steam injection.

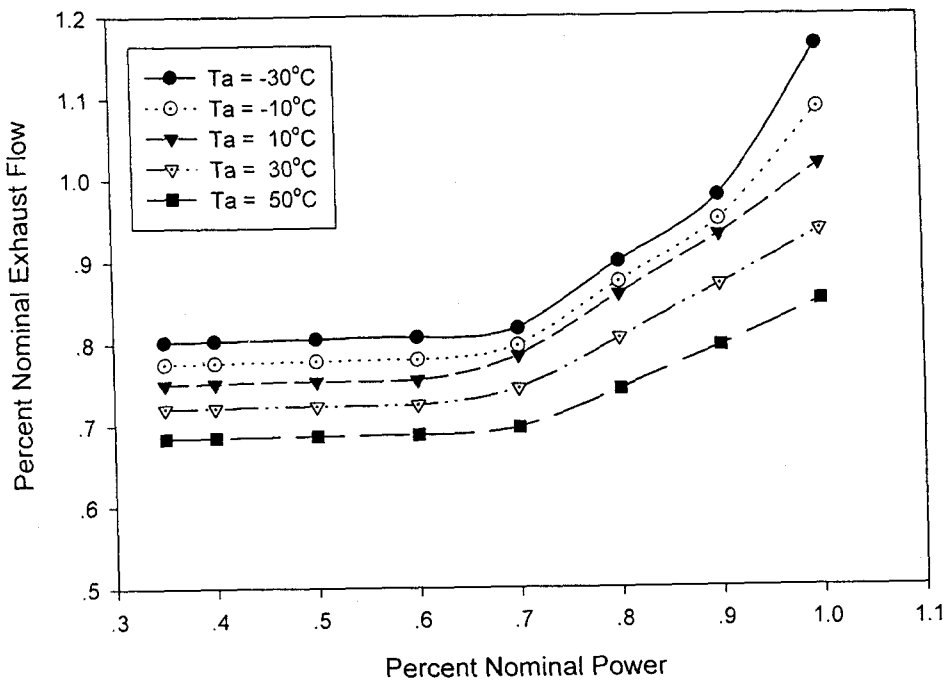


Fig. 8 Part Load Exhaust Flow

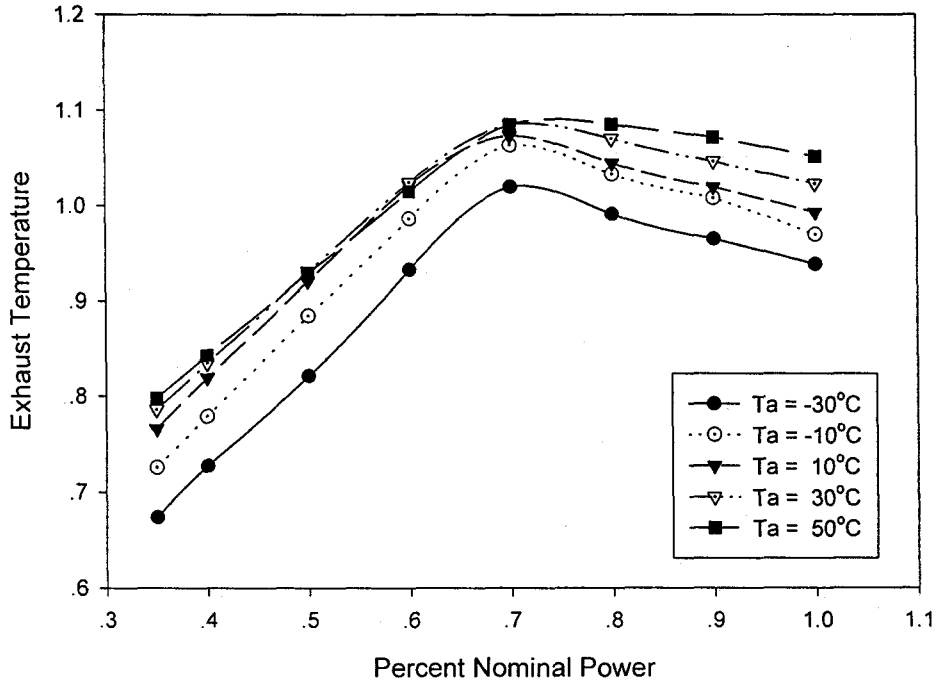


Fig. 9 Part Load Exhaust Temperature.

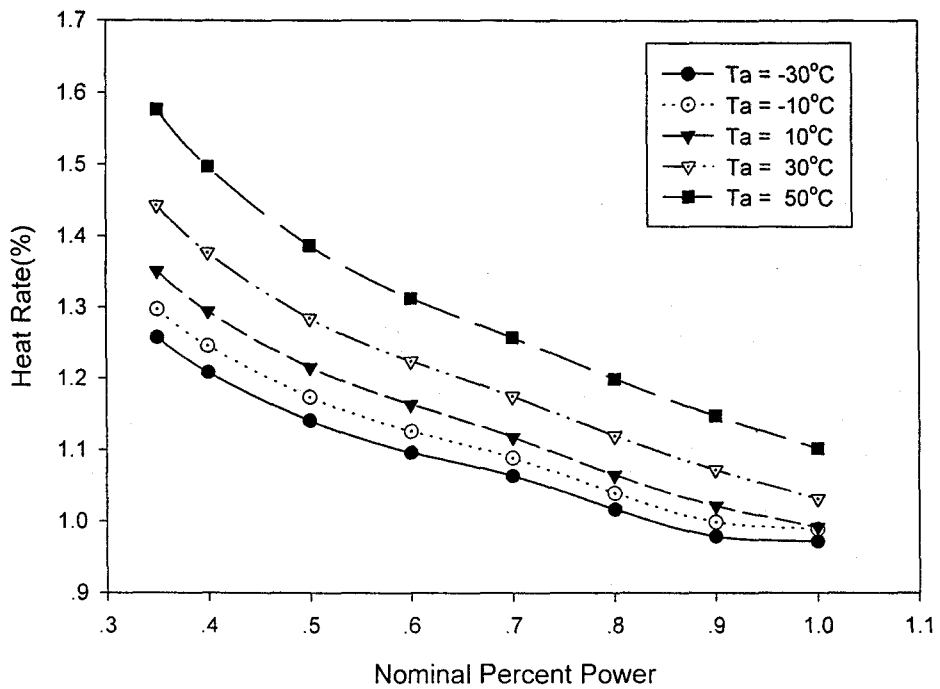


Fig. 10 Part Load Heat Rate

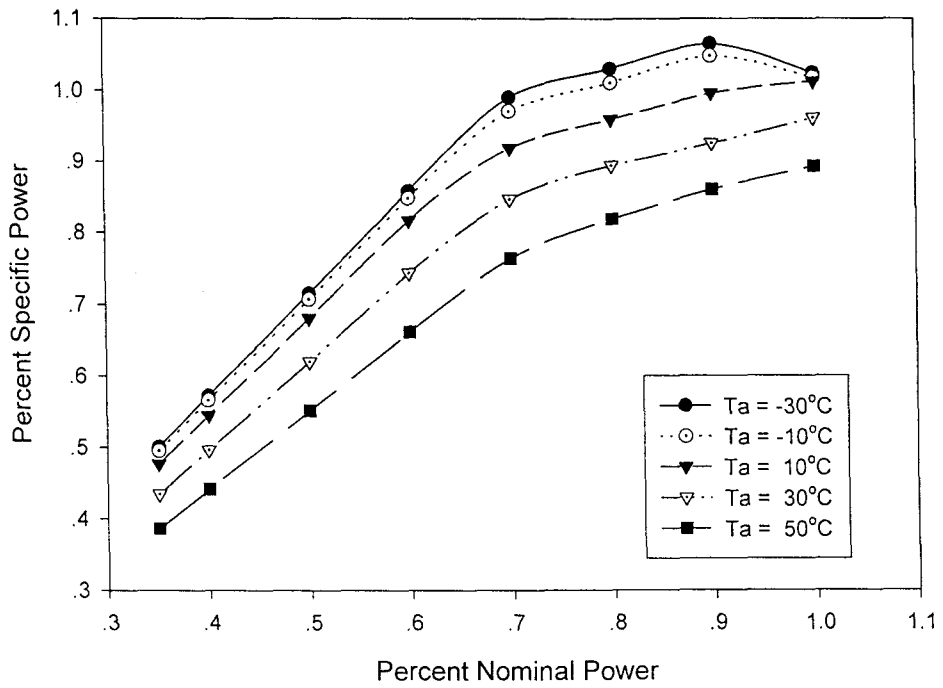


Fig. 11 Part Load Specific Power

Design Point of the Heavy Duty Industrial Gasturbine Engine Feb. 7 1998

Design Point	Values	unit
Ambient Conditions		
Temperature	279.90	°K
Pressure	1.01325E+5	Pa
Compressor		
Inlet pressure loss	1.50	%
Inlet temperature	279.90	°K
Outlet Temperature	638.42	°K
Pressure Ratio	14.8	
Efficiency(isentropic)	0.885	
mass flow rate	424.269	kg/sec
h _c (compressor power)	155904	KW
Bleed air(for Turbine cooling)	10.0	%
Combustor		
Inlet temperature	638.42	°K
Outlet temperature	1562.00	°K
Pressure loss	3.0	%
Efficiency	.99	
Fuel LHV	47.901	MJ/kg
Fuel Flow	8.879	kg/sec
Turbine		
Inlet Temperature	1561.58	°K
Outlet Temperature	875.31	°K
Expansion ratio	13.523	
Fuel to air ratio	0.02093	
Efficiency(isentropic)	0.925	KW
mass flow rate	433.148	kg/sec
h _T (Turbine power)	316177.8	KW
Exhaust press. loss	1.5	%
Rotor Dynamics		
Rotating Speed	3,600	rpm
Generator Shaft Speed	3,600	rpm
Performance		
Efficiency	36.28 (32.5 at Gen.T)	%
Shaft Horse Power	160.273	MW

HRB GAS-SIDE - plant total gas flow cross-section.

Zone /path	Tg C /HX	Tw C	DT C	Afrn sq.m	DELTA P cm H2O	Mg t/h	Qg kcal/s	Vg m/s	Tube Rows	Fin Eff.
1	592.5	456.7	135.8							
2	HPS3			83.1	2.71	1052.6	7736.0	16.5	4.8	0.613
	497.4	295.4	202.1							
1	592.5	456.1	136.4							
1	RH2			40.2	2.71	480.9	3534.5	15.6	5.3	0.616
	497.4	349.5	147.9							
2	497.4	295.4	202.1							
2	HPB1			123.3	6.31	1533.5	21274.9	13.4	14.6	0.723
	312.0	295.4	16.7							
3	312.0	289.8	22.2							
2	HPE3			123.3	3.67	1533.5	7384.5	10.9	10.7	0.741
	245.7	184.0	61.8							
4	245.7	232.2	13.5							
1	IPS1			123.3	0.29	1533.5	278.7	10.3	0.8	0.694
	243.2	184.0	59.3							
5	243.2	184.0	59.3							
1	IPB			123.3	2.27	1533.5	4684.2	9.8	7.5	0.753
	200.6	184.0	16.7							
6	200.6	184.0	16.7							
2	HPE1			106.7	3.16	1318.6	4909.5	8.8	11.9	0.763
	148.2	105.5	42.7							
6	200.6	178.4	22.2							
1	IPE2			15.2	3.16	199.2	741.6	9.4	10.8	0.757
	148.2	104.6	43.6							
6	200.6	182.2	18.4							
0	LPS			1.4	3.16	15.7	58.6	8.0	14.2	0.654
	148.2	104.5	43.8							
7	148.2	104.5	43.8							
0	LPB			123.3	0.78	1533.5	1652.5	8.2	2.9	0.801
	133.0	104.5	28.5							
8	133.0	93.3	39.6							
0	LTE			123.3	1.14	1533.5	4146.0	7.7	5.1	0.780
	94.5	36.2	58.3							
Totals					20.33		56401.0		61.2	

HRB Water Side - Plant Total Flow

	P ata	T C	h kcal/kg	m t/h	UA kcal/s-C	Q kcal/s	A sq.m
HP Circuit:							
HPFW	84.51	105.5	107.1	218.137			
HPE1				218.137	177.46	4861	19227
6	83.46	184.0	187.4	0.000			
HPE2				218.137	0.00	0	0
7	83.46	184.0	187.4	0.000			
HPE3				218.137	190.86	7311	19866
8	82.05	289.8	308.0	0.000			
HP blowdown	82.05	295.4	315.4	2.160			
HPB1				215.977	286.31	21064	27208
9	82.05	295.4	659.1	0.000			
HPS0				215.977	0.00	0	0
22	82.05	295.4	659.1	0.000			
HPS1				215.977	0.00	0	0
10	82.05	295.4	659.1	0.000			
HPS2				215.977	0.00	0	0
18	82.05	295.4	659.1	0.000			
HPS3				215.977	46.40	7659	6056
11	79.66	456.7	786.7	0.000			
HP steam	79.66	456.7	786.7	215.977			
To HPT	77.34	454.4	786.2	215.977			
RH Circuit:							
R/H extr	35.15	349.5	742.1	213.816			
Cold R/H	35.15	349.5	742.1	213.816			
RH1				213.816	0.00	0	0
16	35.15	349.5	742.1	0.000			
RH2				213.816	24.88	3500	3254
5	34.13	456.1	801.0	0.000			
RH3				213.816	0.00	0	0
23	34.13	456.1	801.0	0.000			
reheat steam	34.13	456.1	801.0	213.816			
R/H to ST	33.14	454.4	800.4	213.816			
IP Circuit:							
IPFW	11.52	104.6	104.9	34.894			
IPE1				34.894	0.00	0	0
19	11.52	104.6	104.9	0.000			
IPE2				34.894	23.37	734	2472
1	11.19	178.4	180.7	0.000			
IP blowdown	11.19	184.0	186.5	0.345			
IPB				34.548	139.51	4638	14008
2	11.19	184.0	663.9	0.000			
IPB				34.548	139.51	4638	14008
2	11.19	184.0	663.9	0.000			
IPS1				34.548	9.01	276	1487
3	10.86	232.2	692.6	0.000			
IPS2				34.548	0.00	0	0
4	10.86	232.2	692.6	0.000			
Induction	10.55	230.6	692.1	34.548			

Feedwater:							
Cond return	0.07	36.5	36.5	258.621			
Total makeup	3.52	15.0	15.1	3.045			
FW to LTE	1.24	36.2	36.3	258.621			
LTE				258.621	85.72	4105	9590
13	1.21	93.3	93.4	0.000			
LTE to D/A	1.21	93.3	93.4	258.621			
Deaerator:							
LPB to D/A	1.21	104.5	640.8	5.394			
FW to LP	1.21	104.4	104.6	10.985			
FW to IP/HP	1.21	104.4	104.6	253.030			
LP circuit:							
LPPFW	1.21	104.4	104.6	10.985			
LPB				10.985	46.44	1636	5486
12	1.21	104.5	640.8	0.000			
Steam made	1.21	104.5	640.8	10.985			
Strm to D/A	1.21	104.5	640.8	5.394			
LPS				5.591	2.00	58	301
15	1.17	182.2	678.1	0.000			
LP to ST	1.14	181.0	677.6	5.591			
Boiler feedpumps := 754.4 kWe							

ESTIMATED G.T. CYCLE

STREAM	TEMP. C	PRESS ata	MASSFLOW t/h	M.W.	MOLE COMPOSITION %			
					N2+Ar	O2	CO2	H2O
Ambient air in	15	1.03	1502.43	28.86	78.22	20.74	0.03	1.01
Cooler inlet	15	1.03	1502.43	28.86	78.22	20.74	0.03	1.01
Compr. inlet	15	1.02	1502.43	28.86	78.22	20.74	0.03	0.00
Turbine coolant	misc		167.54					
Combustor inlet	388	15.13	1334.89	28.86	78.22	20.74	0.03	1.01
Fuel flow	68	20.42	31.09160					
Turbine inlet	1288	14.52	1365.99	28.34	75.08	11.86	4.05	9.01
Turbine coolant			167.54					
Turbine exhaust	595	1.06	1533.53	28.40	75.41	12.81	3.62	8.15