

비활성가스제너레이터 성능분석

김 수 용

Performance Analysis of a Cold Inert Gas Generator

SooYong Kim

ABSTRACT

Present study deals with performance analysis of a cold inert gas generator which is to be used as an effective and prompt mean to suppress the fire. Every year, squandering of numerous people and assets by fire have been noticed around us. However, there seemed not enough progresses made to suppress the fire effectively for the past few centuries. Present study introduces CIGG(Cold Inert Gas Generator), basically a new conceptual approach to suppress the fire, through performance analysis of the machine and tried to suggest basic specifications of the heat exchanger which is a vital part of the machine, while at the same time, revealing the basic performance of the CIGG in the form of a design point.

초 록

본 연구에서는 가스터빈 기관을 이용하여 효과적이면서도 신속하게 화재진압을 할 수 있는 비활성가스 제너레이터에 대한 성능해석의 내용을 담고 있다. 해마다 화재로 인하여 수많은 인명과 재산이 손실되고 있음을 주위에서 익히 보아 알고 있다. 그러나 화재 진압을 위한 인간의 노력은 지난 수세기 동안 그다지 큰 진척이 없었던 것으로 파악된다. 본 연구에서는 지금껏 사용해왔던 소방수를 사용하는 화재 진압 방식과는 근본적으로 다른 새로운 개념의 화재 진압 장치인 비활성가스제너레이터의 성능 해석을 통하여 비활성가스제너레이터의 개략적인 설계점 사양을 제시하고 계산 결과에 따라 중요한 핵심부품의 하나인 열교환기의 기본사양을 검토코자하였다.

1. 서 론

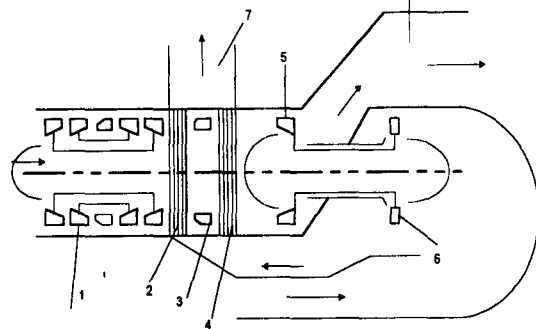
화재진압에 사용할 수 있는 비활성가스(Cold Inert Gas)를 생산하기 위해서는 여러 가지 방식이

사용될 수 있는데 현재 사용되고 있는 방식으로는 이산화탄소, 질소가스, Halon 가스등이다. 일반적으로 화재 진압을 위해서는 크게 질식효과와 냉각효과가 중시된다. 위에서 언급한 이산화탄소, 질소, 할론

가스 등은 소량의 기체가 압축되어 보관 용기에 들어 있는데 사용 시 내부의 기체가 팽창하면서 냉각 효과가 뒤따르게 되며 살포되는 즉시 주위의 산소농도가 떨어지면서 화염이 질식되어 소화효과가 나타난다. 그러나 이러한 기체들은 값이 비싼 것이 단점으로 지적된다. 본 연구에서 다루고자하는 비활성가스제너레이터는 가스터빈을 이용하여 이러한 비활성(inert)기체를 다량으로 저가에 생산하기 위한 것이다. 가스터빈을 이용하여 비활성가스를 생산하는 방법은 여러 가지가 있을 수 있겠는데 Fig. 1은 여러 방식중의 하나이다. 비활성가스제너레이터(CIGG: Cold Inert Gas Generator)는 대기 공기중의 산소 농도를 가스터빈 내부의 연소과정을 통하여 감소시켜 더 이상 연소가 되지 않는 냉각 공기를 제조한다. 대기 중의 공기 속에는 부피적으로 볼 때 약 20%의 산소와 79%의 질소 그리고 그 밖의 기체 성분으로 구성되어 있는데 여기서 산소성분을 10% 이하로 낮춤으로서 더 이상 연소가 될 수 없는(비활성)기체를 만들고자 하는 것이다.

2. 비활성가스제너레이터의 개요

비활성가스제너레이터는 목적에 맞게 여러 형태로 구성할 수 있으나 본 연구에서는 Fig. 1에 예시한 모습을 갖는 것으로 한다. 대기 중의 공기는 1의 가스터빈 unit을 통과함으로써 공기의 온도와 압력이 변화하게 된다. 여기서 사용되는 가스터빈 unit은 터보축사이클 가스터빈 엔진으로서 헬리콥터에 일반적으로 사용되는 가스터빈엔진이다.^{[1][2]} 1의 터보축 엔진을 통과하면서 상승된 공기의 압력과 온도는 2의 제1열교환 장치를 통과함으로써 약간의 압력 손실과 함께 온도의 강하가 크게 이루어진다. 대기중의 공기는 가스터빈 unit 1을 통과하면서 Fig. 2^[3]에 나타난 바와 같이 연소기 출구온도와 압축비의 차이에 따라서 출구가스의 잔존 산소 함유량이 달라진다. 예를 들어 압축비 15, 연소기 출구온도 1500°K의 터보축 엔진을 사용하는 경우 엔진의 배기가스 산소 함유량은 약 13% 정도로서 7%의 산소가 소진되었다고 볼 수 있다. 이때 과급 공기 지수는 Fig. 3에 보는 바와 같이 약 2.78정도로 나타나고 있다. 그림



- 1 Gas generator
- 2 1st Heat exchanger
- 3 Afterburner
- 4 2nd Heat Exchanger
- 5 Expansion Turbine
- 6 Fan
- 7 Secondary Flow Exit
- 8 Nozzle

Fig. 1. Cold Inert Gas Generator : Case 1

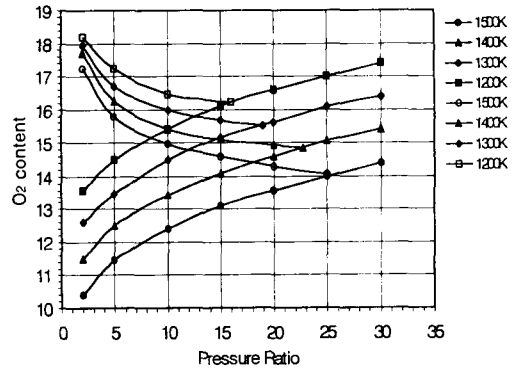


Fig. 2. Oxygen contents in the exhaust gas of a turbojet gas turbine engine

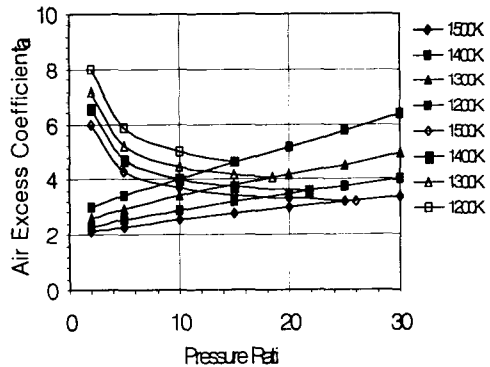


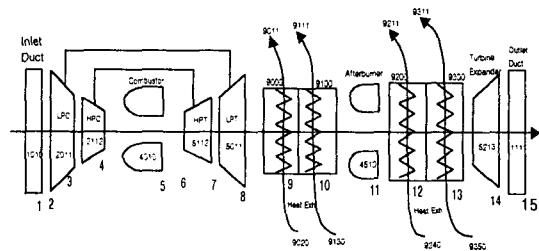
Fig. 3. Air excess coefficient vs. pressure ratio for different combustor exit temperatures

에서 압축비와 선형적으로 증가하는 곡선들은 단순 사이클의 경우를 나타내고 포물선 형태로 감소하는 곡선들은 재생사이클의 경우를 나타낸다. 이와 같이 연소기 이후의 가스내에 잔존하는 산소의 함유량은 압축비, 연소기출구온도 및 과급공기 지수, α 에 의하여 크게 영향을 받는 것으로 나타나고 있다. 이렇게 산소가 소진된 가스는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 station 2의 열교환기를 거친 후 station 3의 후방연소기(Afterburner)를 거치면서 재 연소를 통하여 남아 있는 산소의 일부분이 다시 제거된다. 이때 후방연소기 출구의 잔존 산소 함유량은 5~7% 전후가 되도록 설계된다. 공기 중 산소 함유량이 15% 이하인 경우 연소가 어려운 것으로 알려져 있어 이 기체를 화재 장소에 분사하는 경우 화재는 쉽게 진압될 수 있다고 판단된다. 예를 들어 엔진 유량이 8kg/sec인 가스터빈엔진을 사용하는 경우 사용 연료량은 0.5248kg/sec가 되며 18750m³(높이 50m 폭25m 길이 15m의 대형빌딩)의 체적을 비활성가스로 채우는데는 총 1650kg의 연료가 소모된다. 따라서 약 8kg/sec 유량의 엔진을 사용하는 경우 총 3144초 즉, 52분 정도가 소요되는 셈이다. 후방연소기를 지난 기체는 같은 축으로 연결되어 있는 5의 냉각터빈부의 구동에 의하여 흡입된 공기로 station 4의 제2의 열교환 장치를 통과하면서 열을 뺏기게 되고 다시 station 5의 2단의 냉각터빈부를 통과하면서 단열팽창이 일어나서 온도는 급강하하게 된다. station 8은 생성된 비활성 기체가 분사되는 출구이다. Station 6은 냉각터빈부 2단과 같은 축으로 연결되어 동력을 전달받아 외부의 차가운 공기를 흡입하기 위한 Fan장치이다. 1, 2차 열교환을 마친 대기 공기는 7의 제2토출구를 통하여 외부로 배출된다. 1톤의 kerosene 연료를 사용하는 경우 온도가 -20℃~20℃이고 산소함유량 5% 정도의 비활성기체를 부피가 15000m³ 생산할 수 있는 것으로 계산되고 있다. 여기서 1의 가스터빈 unit은 오랫동안 항공기에 탑재되어 운용되어 온 성능이 매우 안정된 가스터빈이다. 비활성가스제너레이터내 제 1 열교환기는 팬에 의하여 유입된 공기를 이용하여 고온부 가스의 열을 흡수하여 가스의 온도를 낮춤으로써 재 연소가 가능하게 하고 제 열교환기는 가스가 냉각터빈으로 진입하기 다시 열을 흡수하여 냉각터

빈 이후 온도가 목표인 -20℃가 가능토록하는 역할을 하여준다.

3. 비활성가스제너레이터 사이클해석

Fig. 4는 비활성가스제너레이터 시스템의 부분품 구성 및 각 부분품의 명칭을 예시하고 있다. 그림에서 열교환기는 외견상 두 개로 나타나고 있으나 각 열교환기는 내부적으로 분리되어 있다. 후방연소기 이후 열교환기[12]가 가장 혹독한 유동 조건에 처할 것으로 계산되고 있다. Table 1은 Fig. 4에 예시된 비활성가스제너레이터 시스템을 대상으로 정상상태 조건에서 설계점 계산을 한 결과이다. 성능해석에 이용한 가스터빈 엔진은 TV3-117(러: Klimov사) 헬리콥터 엔진을 모델로 사용하였다. TV3-117엔진은 지난 30여 년간 헬리콥터에 탑재되어 운용되어 온 성능이 매우 우수한 터보축가스터빈 기관으로 알려져 있다. Fig. 5는 냉각터빈의 출구압력이 변화할 때 가스제너레이터 및 냉각터빈 그리고 팬의 동력 변화를 보여주고 있다. 고압축 및 저압축의 동력은 상호간 거의 평형을 이루고 있으며 팬과 냉각터빈 역시 동력의 평형이 이루어지고 있다. 팬과 냉각터



1010	Inlet Device	3230	Flow Separator
2001	LPC	3240	Flow Separator
2112	HPC	3250	Flow Separator
4010	Combustor	1221	Outlet Channel
5112	HPT	1331	Outlet Channel
5011	LPT	1441	Outlet Channel
9011	Heat Exchanger1a	1551	Outlet Channel
9111	Heat Exchanger1b	1020	Inlet Device
9211	Heat Exchanger2a	1111	Switching Device
9311	Heat Exchanger2b	2223	Fan
4510	Afterburner	5213	Expander Turbine

Fig. 4. Cold inert gas generator flow path structure.

Table 1. 비활성가스제너레이터 설계점

Inlet Device				
Tout	288.15	K		
Pout	0.1013	MPa		
LPC				
Tout	421.22	K		
Pout	0.3242	MPa		
Mass Flow	8.5	kg/sec		
Work	1140	KW		
Pressure Ratio	3.2			
Efficiency	0.85			
HPC				
Tout	698.29	K		
Pout	1.6212	MPa		
Mass Flow	8.5	kg/sec		
Work	2455.9	KW		
Pressure Ratio	5			
Efficiency	0.85			
Combustor				
Tout	1500	K		
Pout	1.5564	MPa		
Mass flow	8.7	kg/sec		
Efficiency	0.985			
Fuel flow	735	kg/hr		
Excess Air Coefficient	2.7851			
HPT				
Tout	1272.8	K		
Pout	0.6794	MPa		
Mass Flow	8.7	kg/sec		
Work	2480.7	KW		
Efficiency	0.875			
Expansion ratio	0.4366			
LPT				
Tout	1165.2	K		
Pout	0.4399	MPa		
Mass Flow	8.7	kg/sec		
Work	1152.4	KW		
Efficiency	0.875			
Expansion ratio	0.6475			
Afterburner				
Tout	1297.6	K		
Pout	0.3972	MPa		
Mass Flow	8.95	kg/sec		
Efficiency	0.99			
Fuel flow	871.8	kg/hr		
Excess Air Coefficient	1.274			
Heat Exchanger # 1				
Tc1	301.97	K	Th1	1165.18
Tc2	761.89	K	Th2	470.6
P2	0.1142	MPa	P2	0.4311

Heat Exchanger # 2				
Tc1	301.97	K	Th1	470.6
Tc2	386.09	K	Th2	335.71
P2	0.1442	MPa	P2	0.4225
Heat Exchanger # 3				
Tc1	301.97	K	Th1	1297.6
Tc2	873.83	K	Th2	494.58
P2	0.1142	MPa	P2	0.3892
Heat Exchanger # 4				
Tc1	301.97	K	Th1	494.58
Tc2	404.02	K	Th2	340.49
P2	0.1142	MPa	P2	0.3814
Turbine Expander				
Temperature Inlet			340.49	K
Temperature Outlet			254.41	K
Power			809.79	KW
Fan				
Tout			301.97	K
Pout			0.1165	MPa
Mass Flow			57.78	kg/sec
Work			801.69	KW
Pressure Ratio			1.15	
Efficiency			0.85	

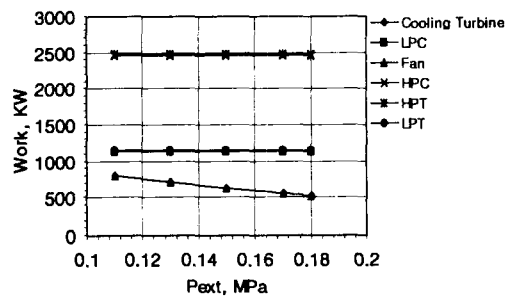


Fig. 5. Power requirements of major components of CIGG with cooling turbine exit pressure change.

빈의 동력은 냉각터빈의 출구압력의 증가와 함께 감소하는 것으로 나타나는데 이는 냉각터빈의 팽창비 감소에 따라 냉각터빈내에서 온도 강하가 덜 이루어지기 때문이라고 풀이된다. Fig. 6은 냉각 터빈의 출구압력이 변화하는 경우 배기부 출구온도의 변화를 보여주고 있다. 그림에서 터빈 출구압력이 높아

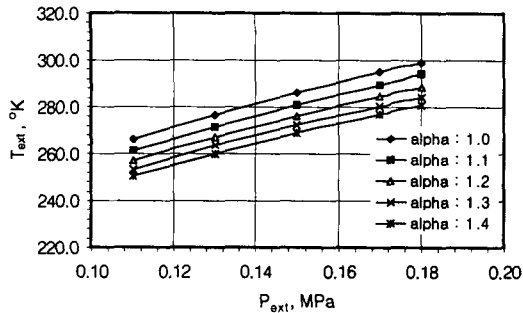


Fig. 6. Temperature variation of turbine expander with outlet pressure for different air excess coefficients

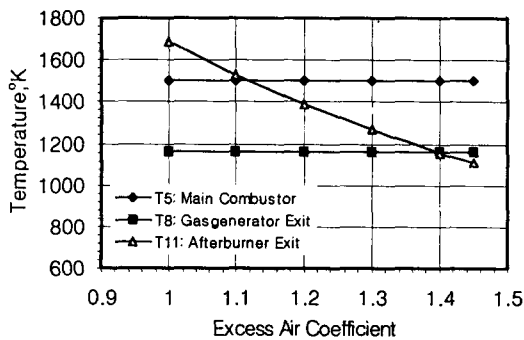


Fig. 7. Important temperature variation with increasing air excess coefficient

질수록 터빈 출구온도 역시 증가함을 볼 수 있는데 이는 터빈 팽창이 충분히 이루어지지 않기 때문에 배기부의 온도가 올라가는 것으로 판단된다. 특히 비활성가스제너레이터의 두 가지 목표중 하나인 배기부의 온도를 섭씨 영하 20도 까지 낮추고자 할 때 팽창부의 출구압력을 대기압으로 유지하고자 하는 경우, 과급공기 지수는 1.274정도로 나타나고 있다.

있다. Fig. 5는 과급초과 공기지수의 변화에 따라 후방연소기 출구온도의 변화를 주연소기 온도인 T5와 가스터빈 엔진(TV3-117) 출구온도와 비교하여 보여주고 있다. 후방연소기 출구온도가 주연소기 출구온도(T5)보다 낮거나 가스제너레이터 출구온도(T8)보다 높은 범위에서 과급공기지수가 선택되어 지는 것이 바람직하다고 판단된다.

4. 열교환기 계산

Fig. 1의 열교환기는 크게 두 개로 구성되어 있으며 각 열교환기는 다시 내부적으로 두 부분으로 나뉘어 있다. Fig. 8은 열교환기내부의 고온가스와 냉각공기의 온도 계산 결과를 보여주고 있다. 그림에서 1과 2는 열교환기의 입출구 지점을 가리키며 실선은 가스의 온도를 점선은 냉각공기의 온도를 가리키고 있다. 1a 및 2a Hot side, 즉 각 연소기 이후 첫 번째 열교환기의 유동 조건이 가장 혹심하게 나타나고 있어 이 부분에 대하여는 초내열 합금을 사용할 필요성이 있다고 판단된다. Fig. 9는 냉각터빈 출구압력이 변화하는 동안 열교환기내의 유량 변화를 보여주고 있다. 터빈 출구압력이 증가함에 따라 냉각 공기의 양이 감소하는 것으로 나타나고 있는데 이는 출구압력의 증가와 함께 터빈일이 감소하고 따라서 팬이 전달받는 일도 감소하기 때문에 흡입유량 역시 감소하는 것으로 풀이된다.^[4] 각 열교환기에 대하여 열교환 면적 및 부피 그리고 중량에 대하여 계산^[5]한 결과가 Table 2에 나타나 있다. 여기서 열교환기 계산을 위하여 sheet의 두께는 0.4mm, 열전달계수는 110.0w/m²·K로 하였다. 열교환기의 형태는 compact plate-fin 타입으로 하였다.^{[6][7]} TV3-117엔진을 사용하는 경우 두 열교환기의 부피는 각각 1.91m³, 1.93m³이고 중량도 총 2.8톤에 이를 것으로 예측되어 전체적인 비활성가스제너레이터의 사이즈가 매우 커질 것으로 예측된다.

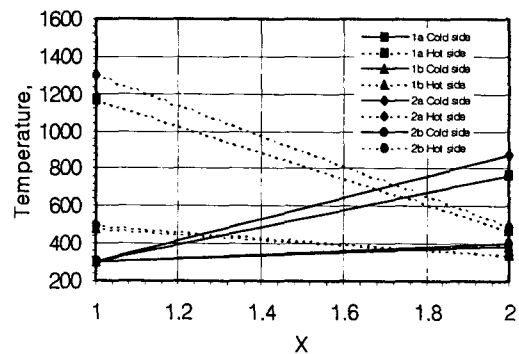


Fig. 8. Inlet & exit temperature variations of 1st & 2nd heat exchangers at P_{ext} = 0.11MPa.

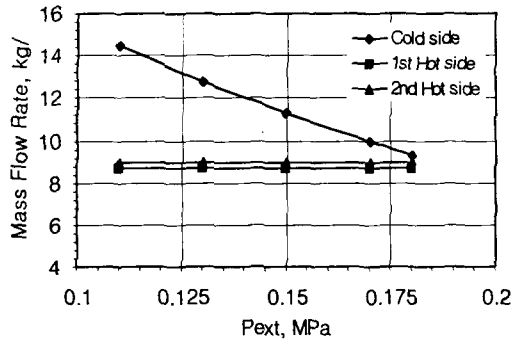


Fig. 9. Mass flow rate in the heat exchangers.

Table 2. 열교환기 계산 결과

	단 위	제1열교환기		제2열교환기	
		1st part	2nd part	1st part	2nd part
surface of heat transfer	m ²	177.3	191.9	183.9	186.7
volume of heat transfer matrix	m ³	0.603	0.46	0.625	0.448
volume of manifold	m ³	0.482	0.368	0.5	0.358
total volume	m ³	1.085	0.829	1.126	0.807
total volume of heat exchanger	m ³	1.91		1.93	
mass of heat transfer matrix	kg	560.2	606.3	581.2	590.0
mass of casing and collectors	kg	112.0	121.3	116.2	118.0
total mass of heat exchanger	kg	672.2	727.6	697.4	708.0
total mass of each heat exchanger	kg	1400		1405	

5. 기술적 문제점 검토

비활성가스제너레이터에 대한 성능해석 결과 기술적 문제점들이 노출되었다.

첫째, 배기가스의 온도가 낮아져 따른 출구 부분의 Icing 문제이다. 출구부분의 온도가 영하 20도까지 내려감에 따라 출구가스에 Icing이 발생하는 경

우 공기 중에 포함되어 있는 수분이 응고하면서 기체와 함께 분사될 가능성이 있기 때문에 비활성 가스자체를 화재 진압에 적절히 사용할 수 없을 가능성도 있다. 이러한 현상을 방지하기 위하여 일반적으로 터빈 블레이드 냉각을 위하여 압축기 일부단에서 공기를 추출하여 공급하는 방법을 사용할 수 있다(약 3-4%). 압축기 출구의 고온 가스를 추출하여 터빈부를 통과하는 가스 및 터빈 지지 베어링 부위에 송출함으로써 온도 강하로 인한 Icing을 방지할 수 있다.

둘째, 가스제너레이터 후방에 높아진 기체의 온도를 저하시키기 위하여 물을 주입하는 경우 열교환 장치에 발생하는 부식 및 열교환 효율저하와 증가한 유량이 가스터빈 성능에 악영향을 미칠 수도 있는 문제이다. 이 경우 펌프에 의하여 물을 터빈부에 주입하기 전에 고온부의 공기를 유도하여 물을 100℃ 정도에 맞추어 스팀으로 공급하는 방법이 있을 수 있는데 이 경우 효율은 감소하겠지만 출력은 증가할 것으로 보인다. 스팀분사에 의한 가스터빈 성능 변화에 대한 연구^[8]가 많이 이루어지고 있어 문제 해결이 어렵지 않을 것으로 보인다. 열교환기 역시 재질의 대체로 문제 극복을 할 수 있다고 판단된다. 최근 Regenerator 연구와 관련하여 특수합금 또는 세라믹을 이용한 열교환기 제작이 가능해진 것으로 알려져 있어 이러한 기술들을 활용할 수 있다고 본다.

셋째, 터빈에서 배기되는 가스의 속도를 줄이기 위한 송출장치의 개발이다. 터빈에서 배기되는 가스를 건물 내부에 분사하는 경우 엄청난 유동의 운동 에너지로 인하여 기물 및 인명이 피해를 입을 수 있으므로 출구가스의 속도가 5~10m/sec 정도가 되도록 적절한 diffuser의 설계가 요구된다.

이 외에도 개발 중 발생할 수 있는 기술적 문제점의 소지는 있을 수 있다고 보아지나 가스터빈 엔진을 초기 단계부터 개발하는 것이 아니고 이미 성숙되어 있는 기술을 조합하는 것이므로 새로운 개념의 시스템을 설계하는 것이므로 요소 기술 개발을 위한 부담은 크게 줄어들 것으로 판단된다.

6. 결 론

화재 진압용 비활성가스제너레이터 성능해석을 통하여 각 구성 부분품의 열역학적 계산을 수행하였다. 시스템을 구성하는 핵심 부품품인 터보축 사이클 가스터빈엔진은 TV3-117 헬리콥터 엔진의 사양을 사용하였다. 사이클 해석 결과 다음과 같은 사항이 도출되었다.

- (1) 비활성가스제너레이터의 설계점을 계산하였다. 성능해석 결과 배기부의 온도와 압력이 연소기의 과급공기지수 α 와 밀접한 관련을 갖는 것으로 나타났다.
- (2) 각 연소기 이후 열교환기가 혹독한 유동 조건에 처하게 되어 이부분 열교환기의 재질을 초내열 합금으로 할 필요성이 있다고 판단된다.
- (3) 열교환기 계산 결과 열교환 matrix의 sheet를 0.4mm로 하는 경우 열교환기의 무게만도 2.8톤에 이를 것으로 파악되어 이 경우 지상용으로만 적용될 수 있다고 판단된다.
- (4) 검토된 비활성가스제너레이터를 빌딩화재나 산불화재에 사용하는 경우 매우 신속하게 화재 진압이 가능할 것으로 판단되며 소화제로서 대기 중의 공기를 흡입하여 사용하므로 운용비용 측면에서 매우 유리할 것으로 판단된다.

본 연구의 내용은 국내 특허로 신청되었으며 보다 안정적인 시스템의 작동을 위하여 가스터빈 엔진의 부분부하 특성에 대한 추가적인 연구가 필요하다고 판단된다. 이 부분 연구 결과는 추후에 발표될 예정이다.

후 기

본 연구는 한국기계연구원의 자체연구사업 연구 결과의 일부임을 밝히며 지원에 감사드립니다.

7. 참 고 문 헌

1. Philip.P. Walsh and Paul Fletcher, 1998, "Gas Turbine Performance" Blackwell Science.
2. J.D. Mattingly, 1996, "Elements of Gas Turbine Propulsion", McGrawHill Book Company.
3. Von Nebojsa Gasparovic, 1981, "Einfluß der Gasturbinenparameter auf die Emission der Stickoxide", Eletrizitatzwirtschaft, Jg, 80, Heft 5
4. Kim, S.Y., Park, M.R., Cho, S.Y., 1998, "Performance Analysis of a 50KW Turbo-Generator Gas Turbine Engine", ASME 98-GT-209
5. W.M.Kays and A.L.London, 1955, "Compact Heat Exchangers", 2nd edition, McGrawHill Book Company.
6. C.F. McDonald, 1978, The Role of the Recuperator in High Performance Gas Turbine Applications.
7. D.S. Beck and D.G. Wilson, 1996, "Gas-Turbine Regenerators", ch1, ch6, Chapman & Hill
8. Cohen, H., Rogers, G.F.C, and Saravanamuttoo, Edition, pp.309~369.