

가스터빈 열병합발전

Gas Turbine Cogeneration System

노 승 탁
S. T. Ro
서울대학교 기계공학과



• 1943년생
• 열공학을 전공하였으며 열병합발전, 잠열축열, CFC대체냉매 응용기기, 열펌프 등에 관심을 갖고 있다.

1. 서 론

열병합발전은 동일 연료원으로부터 열과 전기를 동시에 생산하는 발전방식이다. 즉 고온부의 열을 복합 사이클 열기관에 투입하여 기계적인 일로부터 발전을 하고, 동시에 배열을 공장의 생산용 공정애 이용하거나 냉난방, 급탕등에 사용하는 시스템이다. 전체 에너지 중에서 열기관으로부터 얻을 수 있는 부분은 대략 40% 정도이나 배열을 이용하면 열로서 약 30~40%가 회수되어, 전체에너지의 약 70~80%를 이용할 수 있어 에너지를 효율적으로 이용할 수 있다.

열병합발전 시스템의 구성기기는 그 역할에 따라 원동기, 발전기기, 열회수기기, 보조열원기기, 제어 및 관리기기 등으로 나눌 수 있으며, 이들을 잘 조합하므로써 여러가지 형식의 열병합발전 시스템을 구성할 수 있다. 기본적인 열병합발전 시스템을 원동기별로 분류하면 증기터빈, 가스터빈, 디젤엔진, 가스엔진, 연료전지 및 스팀링엔진등으로 나눌 수 있다. 각 원동기 별로 장단점이 있으나, 과거 선진국에서 단위용량당 고출력이며, 저공해로 각광받는 가스터빈의 개발에 박차를 가하여 최근 산업용 가스터빈의

열병합발전애 이용이 매우 증가하고 있다.

가스터빈은 처음에는 항공용으로 개발되었으나, 타 동력원에 비하여 설치규모가 작고 시동시간이 짧아 비상용 동력원으로 쉽게 이용할 수 있으며 냉각수가 필요없고 시설 보수 및 유지가 용이하며 설치장소에 제약이 없는 등의 장점으로 발전용, 동력용등 산업용 엔진에도 이용되기 시작하였다. 특히 산업용 가스터빈의 경우 에너지의 효율적인 이용방안으로서 가스-증기 복합사이클(combined cycle)과 열병합발전등을 개발하여 높은 열효율을 얻을 수 있어 그 보급이 매우 유망하게 되었다.

2. 열병합 발전의 현황

열병합발전은 산업용, 민생용, 지역난방용으로 크게 구분되며, 현재까지는 산업용에 비중이 크며, 지역열병합은 주로 대단위로 이루어지고 있다. 그러나 추후로는 단위건물용등으로 민생용의 수요가 늘어날 것으로 전망된다.

에너지 소비가 많은 구미 선진국들에서 효율적인 에너지 관리를 위하여 열병합발전이 꾸준히 늘어나고 있다. 특히 대용량뿐 아니라 중소용량의 열병합 수요가 늘어나면서 단위 산업체

및 건물에서 내연기관에 의한 열병합 자가발전이 각광을 받고 있다. 특히 환경문제의 대두와 이에 대한 규제가 강화되고, 가스터빈 신기술들이 개발되어 효율과 배기가스 문제가 많이 개선되면서 타 원동기에 비하여 비교우위를 점할 수 있게 되면서 열병합 원동기로서 가스터빈을 사용하려는 움직임이 활발하게 진행되고 있다.

그림 1에 가스터빈 및 열회수로 이루어지는 열병합 시스템 일례의 구성도를 보였다. 근래에는 가스터빈의 장점을 충분히 살려서 전시스템의 구조를 간략하고 효율적으로 구성하는 열병합 발전시스템의 개발에 관심이 고조되고 있다. 한편 열병합 시스템의 유용성이 증대되고, 가스터빈 제작기술이 날로 향상되면서 처음부터 열병합 또는 복합 발전을 목적으로 설계, 제작되는 가스터빈도 많이 늘고 있다.

미국의 경우에 산업용의 50%가 5~25MW에 분포한다.¹⁾ 용량은 요구중기량, 기술, 가능한 연료, 열병합 경제성에 의해서 결정되며, 비용문제로 인하여 지역에 따라 주사용 연료가 다르다. 현재 대부분의 열병합은 스팀터빈(80% 이상)이며, 가스터빈은 환경문제나, 경제적으로 석탄사용이 기피되는 곳에서 중요성이 증대되고 있다. 그러나 근래에 건설되는 열병합에서 가스터빈 원동기가 차지하는 비중은 증가하는 추세이

며, 더우기 기존의 시스템을 재구성(repowering)하는 많은 곳에서 가스터빈을 원동기로 사용한다.

일본에서는 1987년 기준으로 총 발전량은 169,400MW이며, 열병합에 의한 발전량은 9,500MW로서 약 6%를 점한다.²⁾ 역시 열병합 발전의 많은 부분은 스팀터빈에 의한 것이며, 1991년 현재 내연기관(가스터빈, 디젤엔진, 가스엔진)에 의한 것은 약 2,000MW정도이나, 보급은 매우 급격한 증가를 보이고 있으며, 민생 건물용에서는 호텔이나 사무소에, 산업용에서는 열전비가 큰 화학, 섬유, 식품업 등에 많이 설치되어 있다. 산업별 평균적인 열전비를 표 1에 보였다. 산업용에는 가스터빈이 비교적 많이 보급되어 있으나, 건물용으로는 아직 미비하여 초기단계에 있다고 볼 수 있다. 내연기관 구동 열병합 발전시스템의 용도별 설치건수 및 용량이 그림 2와 3에 나타나 있다. 민생용으로는 소규모(500kW이하) 수요가 많아서 상대적으로 가스엔진이나, 디젤엔진의 보급이 많은 상태이다. 가스터빈에 있어서 소규모의 개발도 진행되고 있으나, 일반적으로 1MW이상의 용량에 적합하다.

국내에 있어서는 1991년을 기준으로하여 한편의 총발전 용량은 약 22,000MW이며, 열병합에 의한 용량은 추진중인 것을 포함하여 약 2,500MW에 달한다(약 8%).^{3,4)} 역시 열병합 발전의 대다수는 스팀터빈에 의한 것이고, 내연기관에 의한 것은 약 150MW에 불과하다(약 7%). 산업체에는 평균 20MW급의 중형들로서 전체 5곳 정도에 약 100MW가 설치되어 있으며, 새로 건설되는 신도시등의 복합발전 시스템에 비교적 대형의 가스터빈들이 설치되고 있다. 그러나 건물용에서는 비상용을 제외하면 60MW정도에 그치고 있는 실정이며, 이들도 대부분이 디젤엔진 발전방식을 취한 것들이다. 그러나 일본 및 구미의 예에서와 같이 국내에서도 전력수요의 분산 및 피크부하 조절등으로 인하여 단위 자가발전의 비율이 상당히 증가할 것으로 기대되며, 더우기 환경문제와 관련하여 청정한 원동기에 대한 요구가 커지면서 가스터빈의 수요가 상당히 증가할 것으로 판단된다.

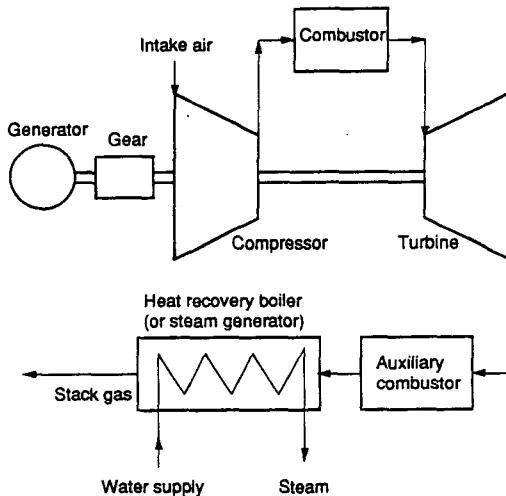


그림 1 가스터빈 열병합발전 시스템의 구성도

표 1 산업업종별 연평균 열전비(일본 예)

산 업	열전비	산 업	열전비
화 학	3.1	펄프 제 지	4.4
섬 유	2.3	목재, 목제품	5.2
고 무 제 품	2.4	가 구 장 비 품	1.1
철 강 업	0.8	출 판, 인쇄	0.3
일 반 기 계	0.2	비 철 금 속	0.1

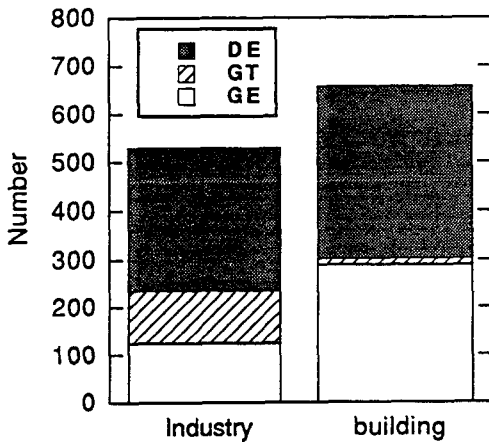


그림 2 일본 내연기관 열병합 발전의 용도별 설치건수

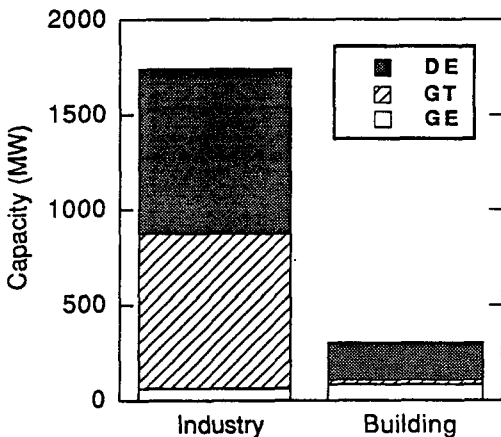


그림 3 일본 내연기관 열병합 발전의 용도별 설치용량

3. 가스터빈

가스터빈은 브레이턴(Brayton)사이클을 이용한 내연기관으로서 피스톤 형식의 왕복동 내연기관과 함께 동력기관으로 널리 이용되고 있다. 특히 가스터빈은 연소실과 분리된 터빈의 연속적인 회전운동으로부터 단위시간당 많은 연료/공기를 소모시킬 수 있어 왕복동 엔진에 비해 더 큰 출력을 얻을 수 있고, 각 요소들이 회전운동을 함으로써 고속운전을 할 수 있으며, 부하변동에 빨리 적응할 수 있고, 마찰부분이 적어 윤활유의 소비가 적은 장점이 있다.^{5),6)}

1900년대초에 현재와 같은 형태의 가스터빈을 개발한 이후 경량, 고출력등의 장점으로 인하여 군사적 목적에 의해 항공기 엔진의 추진기로 급속히 발달되기 시작하였다. 2차대전 이후에는 항공용 뿐만 아니라 발전용, 동력용등 산업용 엔진에도 이용되기 시작하였다. 특히 타 동력원에 비하여 설치규모가 작고 시동시간이 짧아 비상용 동력원으로 쉽게 이용할 수 있으며 냉각수가 필요없고 시설보수 및 유지가 용이하며 설치장소에 제약이 없는 등의 장점으로 발전용으로도 광범위하게 사용하고 있다.

그러나 이러한 장점에 반하여, 가스터빈은 고온의 연소가스가 연속적으로 연소실과 터빈을 통과하므로 각 기관의 부품들이 지속적으로 고온환경에 노출되므로 높은 열응력을 받게 되어 고급재료를 사용하여야 하며, 연소가스가 직접 터빈의 내부로 들어가기 때문에 양질의 연료를 사용하여야 함에 따라 운전비가 높고, 재질상의 문제로 터빈의 입구온도가 제한되어야 하기 때문에 다른 동력기관에 비하여 열효율이 낮아지게 되는 단점이 있다.

가스터빈의 열효율을 향상시키기 위해 일본 및 구미 선진국에서 고온내열재료, 터빈 블레이드의 냉각기술, 고온 연소기의 고온부품 냉각기술의 개발에 박차를 가하여, 최근 터빈의 입구온도가 항공기용의 경우 1,400°C, 산업용의 경우 1,300°C정도까지 높일 수 있게 되었다. 또한 산업용 가스터빈의 경우 다량의 배기열로 인하여 근래에는 대부분의 시스템에서 가스-증기 복

합사이클(combined cycle) 또는 열병합발전 등을 전제로 한다.⁷⁾

가스터빈은 출력특성상 흡기온도 및 고도의 영향을 많이 받으며(10°C에서 40°C로 되면 출력은 20% 이상 감소, 고도 1,000m 상승하면 출력 10% 감소), 부분부하에서 연료소비율이 현저히 악화되므로 이에 대한 대책이 필요하다. 또한 디젤엔진에 비하여 열효율이 10% 정도 작다. 그러나 열병합 시스템에 응용할 경우에 배기열이 대폭 증가한다. 따라서 열전비(열량/전력량)가 큰 곳에 유리하며, 타 내연기관 원동기에 비하여 가장 큰 이점이 된다.

가스터빈은 경량, 소형이고 진동이 작으므로 설치장소의 제약이 작으며, 냉각수가 불필요하고, 시동이 확실하다. 또한 소음이 비교적 작으며, 배기가 저공해이다(특히 NOx). 아울러 조작이 간단하고 자동정지가 용이하여 자동운전이 쉬우며, 과도특성으로 주파수 변동이 작으며, 보수관리가 간단하다. 표 2에 가스터빈 및 기타 내연기관 원동기들의 장단점을 요약하였다.⁸⁾

특히 배기가스문제를 고려할 때 열병합발전은 CO₂배출억제에는 도움이 되나, 내연기관의 경우에 NOx의 배출이 심각하며, 특별히 대도시에서는 배출구의 높이가 낮으므로 최대착지 농도가 커서 문제가 된다. NOx배출농도면에서 디젤

엔진은 1,000ppm, 가스엔진은 60ppm 정도인데 반하여 가스터빈엔진은 100ppm 미만이며, 더우기 증기분사, 배연처리등으로 50ppm 이하가 가능하므로 상당한 비교우위를 점한다.⁸⁾

4. 가스터빈 열병합 발전의 단위건물에서의 적용

앞서 서술한 바와 같이 근래에는 단위 산업체 또는 민생용 단위 건물에 열병합 발전시스템을 적용하려는 움직임이 일고 있으며, 앞서 설명한 바와 같이 전력수요의 분산정책 등에 의하여 건물단위의 자가발전이 급속히 늘 것으로 판단된다. 따라서 실제의 단위건물에 가스터빈 열병합 발전의 적용 타당성을 살펴보는 것은 의미 있는 일이다. 본 절에서는 기존의 실제 건물의 연중 에너지 사용 자료를 기준으로 가상의 건물부하를 선정 한 뒤 가스터빈 시스템의 계산된 부하별, 외기조건별 성능을 기준으로 하여 연중 운전 상태를 모사한 예를 소개하고자 한다. 이때 열병합 발전 시스템의 설계점뿐만 아니라 탈설계점에서의 운전성능이 고려된다. 또한 하절기 냉방에 의한 전력부하문제가 수요의 분산과 함께 심각한 문제로 대두되고 있으며, 이에 대한 대책의 일환으로 많은 경우에 흡수식 냉동기를 사용하는 것이 고려되고 있는 실정이다. 따라서 하절기의 냉방전력부하를 열부하로 바꾸어 생각하여서 폐열회수를 냉방용으로 사용할 경우에 대하여도 다루었다.

출력 1MW급의 단축 가스터빈을 설정하였다. 비교적 중형 건물의 전력부하를 감당할 수 있는 용량이다. 표 3과 4에 가스터빈과 열회수기의 설계점 성능을 나타내었다. 터빈이후의 보조연소가 없는 단순 시스템이다. 탈설계점계산 방법은 참고문헌에서^{9),10)} 살펴볼 수 있으며, 여기서는 생략한다. 연료량제어에 의한 부분부하조절시 부하율에 따른 시스템 성능의 변화를 그림 4에 보였다. 부하가 감소하면서 열효율은 감소하며, 열회수율은 감소하긴 하나 큰 변화는 없다. 결과적으로 총합효율은 꾸준히 감소한다.

연중변화를 살피기 위하여 외기온도(즉, 압축

표 2 원동기별 특성

항 목	GE	DE	GT
연료유연성	×	△	○
발전효율	△	○	×
열병합총합효율	S	S	S
출력전력	소	중	대
시동시간	△	○	×
가 격	△	○	×
보 수 비	○	△	×
크기(동급출력)	S	S	○
중량(동급출력)	S	S	○
소 음	×	△	○
진 동	S	S	○
NOx배출	△	×	○

(○: 비교우세, △: 중간, ×: 비교열세, S: 비슷한 수준)

표 3 가스터빈 설계점 파라미터

가스터빈출력	1.0MW
열 효율	25.0%
압축기공기유량	4.8kg/s
압축기압력비	12.0
터빈입구온도	1300K

표 4 열회수기 설계점 파라미터

가스입구온도	780K
가스출구온도	450K
물(스팀)압력	9.0bar
물 입구온도	373K
증기출구상태	포화증기
물(스팀) 유량	2.8t/h
열회수효율	45.0%
총합효율	70.0%
열 전 비	1.8

기입구온도)에 따른 시스템 성능을 살폈다. 각 외기온도들의 전부하운전점들에서의 상대출력과 효율들이 그림 5에 나타나있다. 외기온도가 증가할수록 출력과 열효율 모두 감소한다. 외기온도 30°C에서는 설계점(15°C)에 비하여 약 10% 이상 출력이 감소한다. 외기온이 증가할수록 열회수량은 오히려 감소한다. 그러나 그 감소폭은 그리 크지 않으므로 거의 일정하다. 또한 연료에 의한 열입력에 대한 보일러에서의 열회수량의 비인 열회수효율은 외기온증가에 따라 증가한다. 결과적으로 총합효율은 큰 차이를 보이지는 않지만 온도가 증가할수록 증가하는 경향을 보인다. 즉, 외기온이 증가할수록 엔진의 동력이 감소하여 열효율은 감소하지만, 오히려 폐열회수비율의 증가가 일정한 평균부하를 상쇄하여서 총합효율은 다소 증가하게 된다. 그림 6에 열전비와 열회수량을 설계점의 상대값들로서 보였다. 이중효용 흡수식 냉동기(성적계수 1.24)를 사용하는 것을 전제로 하였을 때 설계점에서 가능한 냉방용량은 약 620RT이다(1 USRT=3024 kcal/h=3.511kW). 외기온도가 증가할수록 열회수량이 감소하여 냉방능력도 감소하지만, 동력이

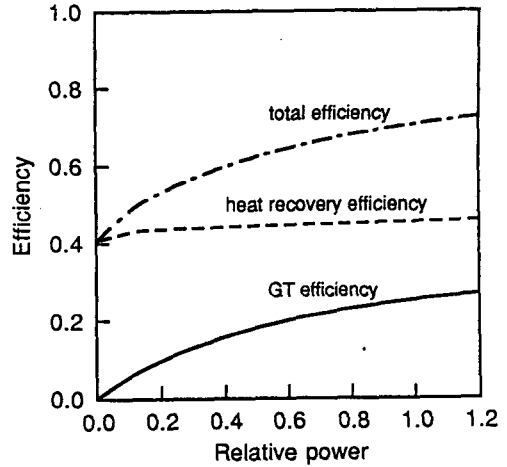


그림 4 가스터빈부하율에 따른 시스템 성능변화

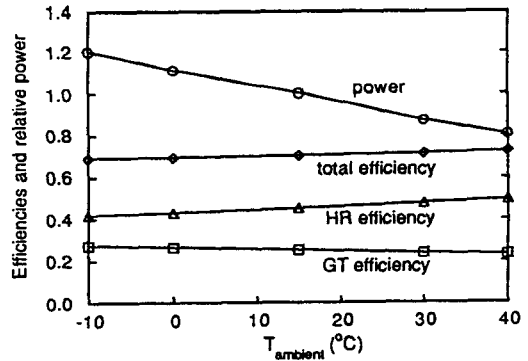


그림 5 외기온에 따른 시스템 성능변화

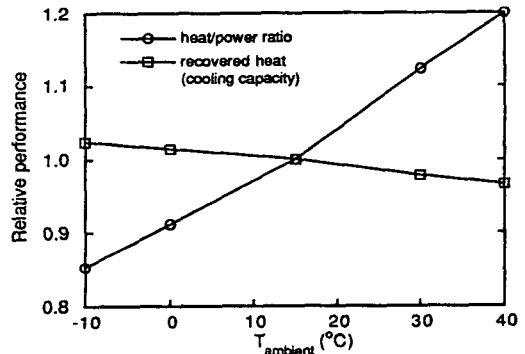


그림 6 외기온에 따른 열전비와 냉방능력 변화

더 큰 폭으로 감소하여서 열전비가 커진다.

대상 건물의 에너지 사용 현황은 그림 7과 같다. 대상건물은 수요 열전비가 비교적 큰 실존 호텔이다. 하절기를 제외하면 전기부하는 거의 일정하므로 하절기 부하 상승분은 전기구동 냉방기의 부하로 생각해도 무방하며, 일정한 평균 부하를 기본전기부하(base load)로 취급한다. 설정한 기본 전기부하(4월기준)에 대한 상대치로서, 월별 전기부하, 실제 사용된 난방 및 급탕을 위한 고온 열부하량과 흡수식 냉방을 위한 열 에너지를 합한 전 열부하를 나타내었다. 하절기에는 동절기에 비하여 난방 및 급탕을 위한 고온 열부하는 절반정도이지만, 냉방을 위한 열부하가 매우 크다. 따라서 결과적으로 실제적인 열부하는 하절기에도 동절기 못지 않게 많으며, 최대 냉방이 필요한 7~8월에는 오히려 동절기보다 열부하가 더 클 수 있다.

단위건물에서는 하루중 전기부하의 변동이 생기게 되고 자가발전을 적용한다면 필수적으로 부분부하운전을 하게 된다. 따라서 장기간에 걸친 운전결과를 예측할 때 설계점의 성능만을 고려하는 것으로는 부족하며, 부분부하 운전성능도 고려하여야 한다. 하루중 전력의 변동은 특정한 형태를 취하는 것이 일반적이다. 본 계산을 위하여는 그림 8과 같은 모델을 고려하였다. 비교적 간단하기는 하나 실제 현상을 잘 반영한다. 낮 시간중에 피크부하가 일정 순간에 발생하게 되나 그 변동폭이 크지 않으므로 낮 시간과 이른 저녁 시간동안 일정한 피크부하가 작용하는 것으로 모델링하였다. 이 피크부하로서 다른 시간 동안의 부하를 나누어서 상대치로서 나타내었다.

열병합방식은 자가발전에 의하여 기저부하를 담당하고 수전에 의해서 낮시간동안의 발전부족분을 담당하도록 하는 방법을 택하였다. 발전기 용량은 설계외기온(15°C)의 설계점에서의 발전 전력이 피크 수요전력의 80%가 되도록 선정한다. 이렇게 할 경우에 하루를 통한 전기에너지 사용량 및 발전량은 실선과 쇠선이하부분의 면적, 즉 적분치에 해당한다. 따라서 하루중 총전기 에너지 사용량(E_{day})과 가스터빈 자가발전에 의한 생산량(E_{gt})은 각각 다음과 같다.

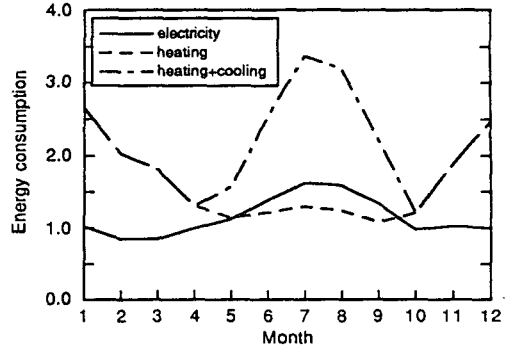


그림 7 대상건물의 에너지사용현황 (4월 전기부하에 대한 상대치)

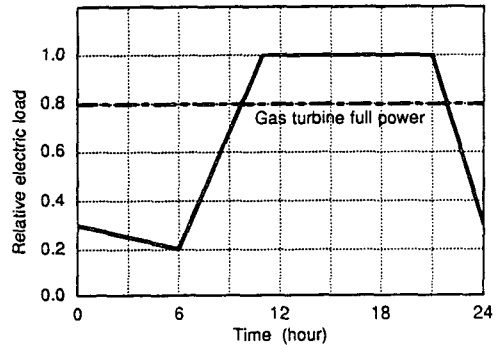


그림 8 하루중 시간대별 전력부하 변동모델

$$E_{day} = 16.5P_{peak} = \frac{E_{month}}{\text{days per month}}$$

$$E_{gt} = 18P_{gt, design} = 0.87 \cdot E_{day} \text{ (kWh)} \dots \dots \dots (1)$$

$$(P_{gt, design} = 0.8P_{peak}) \text{ (kWh)} \dots \dots \dots (2)$$

따라서 하루중 자가발전에 의한 에너지의 분담율은 E_{gt}/E_{day} 로서 설계점 운전시에 약 87%에 이른다. 만일 하루동안 항상 설계점 상태로 운전된다면 하루중 E_{gt} 는 $24.0P_{gt, design}$ 가 된다. 실제에 있어서는 식(2)의 발전량을 보이므로 설계점 발전용량으로서 18시간 운전한 결과이고, 따라서 하루중 평균적으로 설계점 발전전력의 75% (18/24) 수준으로 24시간 운전한 것과 유사한 효과를 보는 것이다. 그러므로 하루중 평균 열효율과 연료소비율 등 성능은 설계점에 비하여 저하될

것이고, 그 평균 값들로서 75% 발전용량의 값들을 사용하므로써 장기간 운전 성능 예측시에 더 정확한 자료를 얻을 수 있을 것이다.

열병합의 계획에는 전력부하를 기준으로 원동기의 용량을 선정하는 방법과 반대로 열용량을 기준으로 원동기의 용량을 정하는 두지 방법이 있을 수 있으나, 대부분의 자가 발전의 경우에는 전자를 택하고 있고, 여기에서도 그림 8에서 보인 바와 같이 전기부하를 우선으로 고려하는 방법을 택하였다.

대상건물의 부하로부터(그림 7), 가상적으로 1MW의 발전능력으로서 피크전력의 80%를 만족시킬 수 있도록 부하를 설정하였다. 전력부하는 계절과 관계없이 연중 일정하게 취급하여, 여름철의 냉방에 의한 부하는 열부하로서 흡수식 냉방으로 처리하는 것으로 생각한다. 열부하는 대상건물 자료로부터 전기에너지의 감소비율과 똑같은 비율을 곱하여 월별로 산출하였다.

하절기를 제외한 모든 계절에는 설계점출력인 1MW의 출력을 발생하고, 하절기에는 외기온 30℃의 출력(그림 5)을 발생할 수 있다고 생각한다. 총 전기에너지중 자가발전비율($C = E_{gt, design} / E_{day}$)은 식(1), (2)로부터 산출된다. 그리고 전 시간운전을 기준으로 계산된 평균 발전출력($P_{gt, avg} = 0.75P_{gt, design}$)과 그 값을 기준으로 한 평균 열전비(R_{gt})를 계산하였다.

산출된 열부하와 가스터빈으로부터 얻을 수 있는 전기 및 열에너지를 연중 일정하게 설정한 전기부하에 대한 상대치로서 그림 9에 나타내었다. 가스터빈으로부터의 열회수량의 경우에 동절기에 오히려 줄어드는 것을 볼 수 있다. 이는 동절기에 가스터빈 출력을 설계점에서의 값과 같게 됨으로서 열전비가 설계점 외기온도일때에 비하여 동절기에 감소하기 때문이다. 가스터빈의 열전비가 크므로 봄, 가을의 열부하는 만족시킬 수 있음을 알 수 있다. 그러나 여름과 겨울의 열부하가 큰 시절에는 엔진의 폐열만으로는 열에너지의 충족이 힘든 것을 알 수 있다.

고온열부하(난방, 급탕)의 경우에 동절기를 제외한 모든 기간에 가스터빈 폐열회수로서 공급이 가능하며, 외기온이 가장 낮은 기간(12, 1

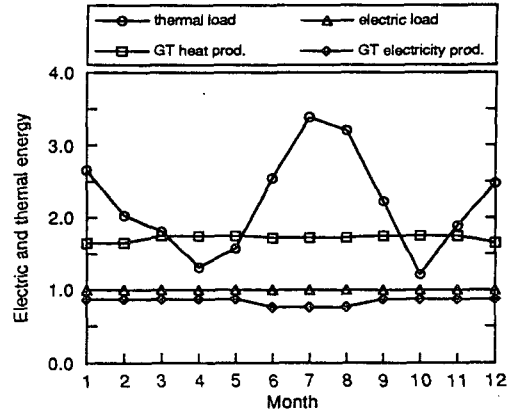


그림 9 건물부하 및 가스터빈 열병합 시스템의 출력과 열회수량 (전기부하에 대한 상대치)

월)에도 70% 정도의 공급이 가능하다.

대상 건물은 하절기 열부하가 동절기 열부하보다 더 큰 경우이고, 따라서 하절기 최대 열부하기간(7, 8월)에는 가스터빈으로부터 얻는 열회수량으로는 50%의 열공급이 가능하며, 폐열회수량만큼을 보조열원으로부터 공급해 주어야 한다.

한편 대상건물은 현재 디젤발전열병합을 시행하고 있으며, 폐열회수에 의한 열부하 분담율이 연중 30% 수준밖에 되지 않는다. 즉 동절기 이외의 기간에도 보조보일러에 의한 열공급이 필요하다. 따라서 가스터빈이 디젤엔진에 비하여 열전비가 월등히 크므로 열부하가 상당히 큰 시스템에서는 가스터빈의 이점이 확연하게 드러난다. 즉, 다른 원동기에 비하여 연중 모든 기간에 보조 연료의 사용이 대폭 감소된다.

5. 맺음말

열병합 발전시스템의 현황과 가능성에 대하여 언급하였으며, 가스터빈의 특징에 대하여 기술하였다. 또한 가스터빈을 이용한 열병합발전시스템에서 가스터빈부하율과 외기온에 따른 성능의 변화를 고찰하였으며, 이를 이용하여 실제 건물을 대상으로 가스터빈 열병합발전을 전제로한 연중운전상태를 살펴보았다. 봄, 가을에는

가스터빈 배열이 실제 열수요를 상회하여 충분한 열부하처리가 가능하며, 동절기에도 70% 정도는 만족시킨다. 하절기에 흡수식냉방을 고려할 때, 열부하는 동절기 이상이며, 배열회수로서 약 50%의 열부하처리가 가능하다.

참 고 문 헌

1. Hu, S. D., Cogeneration, Reston Publishing Company Inc.(1985).
2. 일본 열병합발전연구회(CRS), Cogeneration Symposium '91 초록집(1991).
3. 열병합발전설비, 월간설비기술(1991).
4. 에너지관리공단, 열병합발전기술교육교재 (1987).
5. Boyce, M.P., Gas Turbine Engineering Handbook, Gulf Publishing Company(1982).
6. 홍용식, 가스터빈 엔진, 청문각(1983).
7. A Pequot Publication, Gas Turbine World - The 1990 Handbook(1990).
8. 豊中俊之, 열병합발전시스템, 환경시스템(일본) (1986).
9. Cohen, H., Rogers, G.F.C. and Saravanamuttoo, H.I.H., Gas Turbine Theory, 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc. (1987).
10. 노승탁, 김동섭, 오창훈, "가스터빈 열병합발전시스템의 탈설계점 성능해석", 서울대학교 터보·동력기계연구센터보고서(1993).