

호텔의 경우와 질적으로 비슷하다. <표 6>에서 보는 바와 같이 “A”의 경우에 대한 항목 (c)의 가격은 “B”의 경우보다 17%가 더 낮다. 이것은 바로 도시가스-1의 월간 주간 소비에 대한 기본요금의 감소에 의한 것이다. 이는 도시가스-1, Ψ_N 의 월간 야간 소비에 대한 기본요금의 비율이 월간 주간시간, Ψ_N 때의 1/2보다 적고 야간 동안 가스엔진발전기의 운전 전략을 바꾸지 않았기 때문이다. 그와는 달리 주간시간 동안 가스엔진발전기의 운전전략 변화는 구입되어지는 전력과 도시가스-2의 소모를 증가시키기 때문에 “A”의 경우에 대한 항목 (d)의 가격은 “B”의 경우보다 6.1%가 더 높다. “A”의 경우에 대한 항목 (c)와 (d)의 합은 “B”의 경우에 대한 (c)와 (d)의 합보다 4.7%가 더 낮으며 이러한 것은 다소 중요하게 생각되어 진다.

11. 결론

열병합시스템에서 운전계획 문제점은 시간에 따른 유틸리티 소비에 대한 기본요금과 사용요금 뿐만 아니라 정해진 기간동안 전체 유틸리티 소비에 대한 기본요금을 부과하는 복합 유틸리티 요금구조 하에 논의되어 왔다. 구성설비의 운전전략과 전체 유틸리티 소비에 대한 기본요금은 에너지수요 요구에 따라 연간 운전비용을 최소화하기 위하여 평가해 왔다. 이러한 문제점은 많은 수의 다양함과 함께 하나의 혼합 정수선형프로그래밍으로서 공식화되어져 왔다. 그리고 이것은 BLOCK ANGULAR 구조를 가진 혼합정수선형프로그래밍의 문제점들에 대해서 교정되어진 분해법에 의해 해결되어 왔다. 결국 호텔이나 오피스빌딩 등에 설치된 가스엔진구동

<표 6> 케이스별 연간 운전비용(오피스빌딩)

(단위: $\times 10^6$ 엔/년)

구 분			“A”의 경우	“B”의 경우
(a)기본요금 (년,월 수용계약)	전기	시간제	14.19	
	도시가스-1	정액제	2.71	
		시간제	3.12	
	도시가스-2	정액제	0.08	
	소 계	-	20.10	
(b)기본요금 (여름, 시간소비)	전기	-	15.41	
	도시가스-1	-	18.85	
	도시가스-2	-	0.01	
	소 계	-	34.27	
(c)기본요금 (겨울, 월간수용계약)	도시가스-1	주간	7.79	9.62
		야간	1.14	1.14
	소 계	-	8.93	10.76
(d)기본요금 (겨울, 시간소비)	전기	-	4.58	8.65
	도시가스-1	-	7.84	8.65
	도시가스-2	-	0.51	0.11
	소 계	-	12.93	12.19
합 계			76.23	77.32

의 열병합시스템에서 수의 연구를 통해 운전전략 요금구조의 영향이 조사되어 왔으며, 아래사항은 여기에서 획득한 중요한 결과들이다.

1. BLOCK ANGULAR 구조를 가진 혼합정수선형프로그래밍 문제점들에 대해 교정되어진 분해법의 채택은 복합 유틸리티 요금구조하에서 열병합시스템의 최적운전계획에 대한 문제점을 효율적으로 해결할 수 있다.
2. 전체 도시가스의 소비에 대한 계약수요들은 부분 부하로서 가스엔진발전기를 운전하게 하거나 주간시간동안 배기열의 폐기로 열효율이 낮아 운전을 중지하도록 한다.

디젤 엔진을 사용한 열병합발전 시스템에서의 열회수 장치

(본자료는 일본열병합 발전 기초세미나 자료에서 번역한 내용임)

디젤 엔진을 원동기로한 열병합발전의 경우 자켓 냉각수 계통의 열회수 장치에서는 설계상 문제가

되는 점은 적지만 배기가스 계통의 열회수 장치에서는 배기가스중에 포함되어 있는 미연분 및 유황

산화물과 함께 검댕이 있어 이것이 미치 영향을 고려하지 않으면 안된다. 현재 이용되고 있는 배기가스 열회수 장치는 이 대책이 실시된 것과, 기능상 보다 검댕의 경향을 제거할 수 있는 것이 추가되고 있으며 이하에 계획후로우의 초기 단계에 있는 기기의 계획까지 나타내었다.

디젤 엔진의 배열회수 형태에 따라 구분하면 아래와 같다.

1. 증기 회수형

디젤 엔진의 배열을 회수하여 증기를 발생시킬 경우는 기본적으로는 고온의 배기가스가 가지고 있는 열이 이용되어진다.

원동기와 보일러의 멱칭이 되는 점으로는

- ① 정격출력점에 부합시킨다.
- ② 빈도가 많은 발전부하 운전점에 부합시킨다.
- ③ 빈도가 많은 열부하 운전점에 부합시킨다.

의 각각이 선정되는 것이 일반적이다.

멱칭(Matching)점에 있어서 원동기의 성능특성으로는 배기가스를 다음의 파라메타를 준비하여야 한다.

- 보일러 입구 온도
- 배기 가스량
- 배기 가스 압력
(엔진으로서 배압의 허용치)
- 연료가스의 구성 또는 정압 비열

또한 보일러 주변의 요구되는 성능으로서는 다음의 파라메타를 준비한다.

- 증기 압력
- 보일러 급수 온도

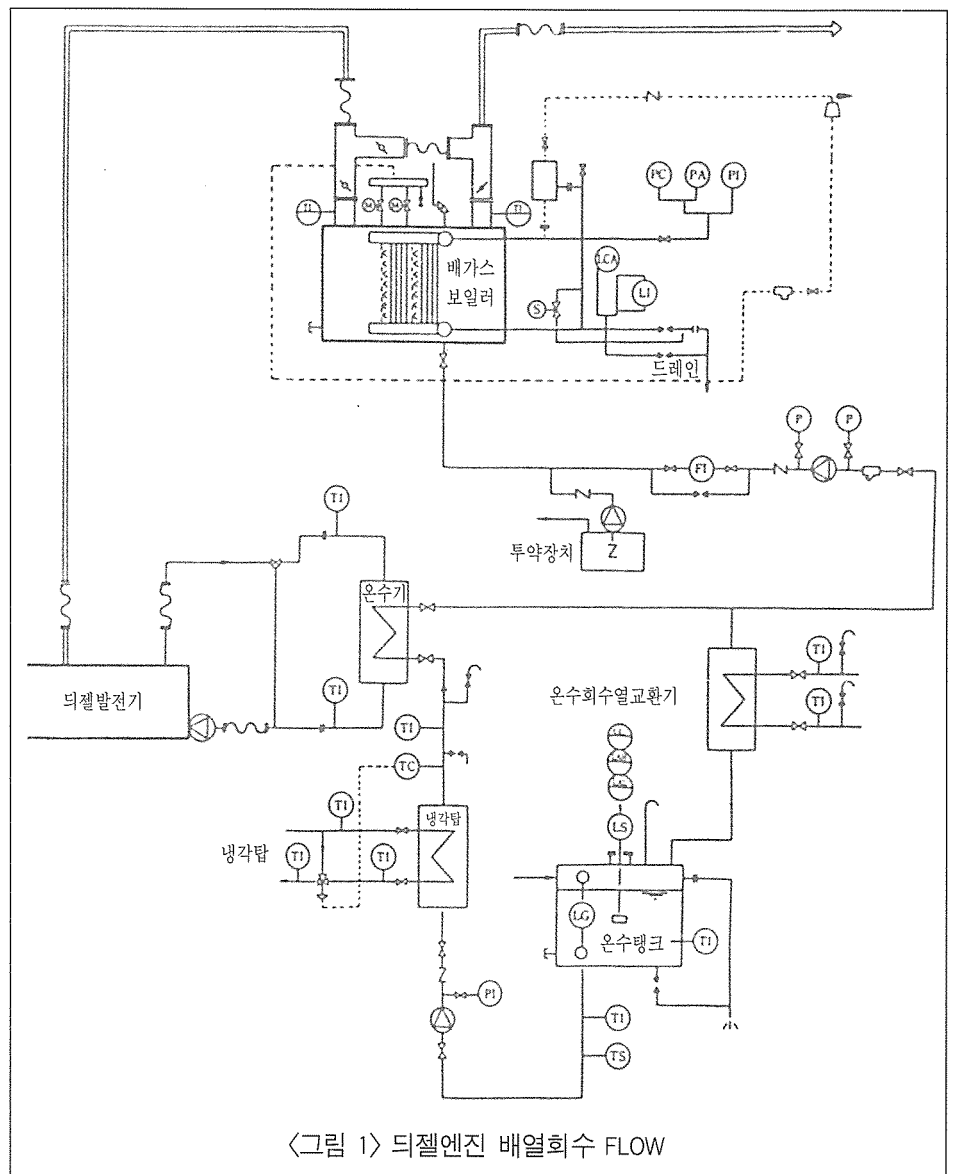
보일러에서 구할 수 있는 성능치

- 증기량
- 후로량
- 배기가스 보일러 출구 온도
- 배기가스측 압력 손실

증기 보일러를 중심으로 하는 배열회수 장치의 일반적인 주변의 후로-를 <그림 1>에 나타내었다.

발전 부하가 연간 거의 일정한 경우의 배열회수 장치이다.

이하에 배열회수 장치로 필요한 각 유체계에 관하여 열병합발전 관점에서 기술하려 한다.



(1) 배기 가스 계통

디젤 발전기에서의 배기가스는 배기가스 보일러의

연도와 연결시키는데, 이 보일러의 연도 입구에는 배기가스의 바이패스 회로를 설치하고 있다.

증기 압력을 검지하여 설정 압력을 초과하면, 배기가스가 보일러를 바이패스하여 흐르도록 전동변을 개폐 및 제어하고 있는 것이다.

배기가스 보일러의 연도의 황산 부식의 발생 방지에 대하여 일반적으로 증기 보일러에서도 전열면 온도가 높기 때문에 나쁜상태는 적지만 배기가스의 온도가 산의 노점이하 상태에서 장시간 운전을 하지 않도록 시-켄스를 조입(組入)하는 것이 경제적으로 이점이 큰 대응책이다.

또는, 발전기의 기동정지가 많을 경우에도 관저부식의 발생이 있기 때문에 재질면에서의 주의 및 누수 방지가 필요하다.

(2) 급수계

온수 탱크의 수위를 확보하도록 연수 장치를 통한 연수를 공급하고 증기 보일러 급수의 예열에 엔진 자켓 냉각수열이 이용될 수 있다. 그러나 보일러의 급수량은 엔진 자켓의 순환량에 비교하면 훨씬 적기 때문에 엔진 자켓 냉각수의 일부를 분기하여 보일러의 급수로 이용한다.

보일러 급수는 연수에 투약을 하여 PH11 정도까지 높이기 때문에 방청제 및 콜런트를 사용하는 엔진 본체의 냉각수 계통과는 온수열교환기를 이용하여 분리하는 회로로 하는 것이 좋다.

증기압에도 의하지만 보일러 급수는 고압을 요구하기 때문에 온수순환계통의 펌프와는 별도로 설치된다. 이때 펌프를 병렬로 설치하면 법적요구 뿐만 아니라 신뢰성도 향상된다.

투약구는 반듯이 보일러의 급수구의 가깝게 설치되며 보일러 입구의 급수에는 반듯이 역류 방지반이 필요하다.

(3) 온수 계통

이 후로-그림에는, 온수는 엔진 자켓 냉각수를 온수기에 연계하여 온수순환계통에 열을 전달하고 온수로서의 이용은 그 위에 온수회수 열교환기를 설치하여 취출한다.

온수회수 열교환기는 순환계통의 온수온도가 낮을 경우나 출력측의 이용 온수온도가 높을 경우

도, 즉, 온수의 입력측과 회수열의 출력측의 평균 온도차가 적을 경우에도 회수가 가능하도록 용량을 설계한다.

이 후로-에서는 온수회수 열교환기의 순환계 온수 출구온도는 온수 이용상황에 따라 다르며, 따라서, 온수랭크내의 온수온도도 확정적이지 않다. 이를 피하기 위하여는 온수 이용측에 바이패스 회로를 설치, 온수회수 열교환기의 온수 출구온도를 설정할 수 있도록하여 바이패스 유량을 제한하는 것도 가능하다.

또는, 온수 이용이 적을 경우는 온수의 리턴온도는 높게 되며 따라서 온수 랭크내의 온수온도가 고온이 된다.

온수온도가 높게 되고, 엔진 자켓의 냉각수 열이 방열될 수 없게 되는 것을 방지하기 위하여 방열용의 냉각기가 필히 설치된다. 이 방열 냉각기의 후로-내의 위치 및 그 온도제어는 방열 손실을 가능한한 적게 하고 엔진 자켓의 냉각수 출구온도(온수기 입구온도)는 경보치를 넘지 않도록 선정한다.

이 후로-에서는 냉각기의 온수 출구온도가 설정치를 넘지 않도록 냉각기의 냉각 수량을 제어하고 있다. 그러나 이것으로는 엔진 발전기의 부하가 정격 부하대에서 사용되는 경우는 좋으나 저부하에서 고부하까지 여러 가지로 운전을 하는 것과 같은 시스템의 경우는 방열 손실이 많게 된다. 엔진 자켓의 냉각수의 운전시 최대 방열량을 흡수할 수 있도록 순환 온수의 온수기 입구온도가 저온측에 설정하기 때문에 부분부하 운전시는 엔진 자켓 냉각수 온도가 트립치보다 얼마간 저온측으로 되고 엔진 입구의 설정온도 부근에서 운전 되도록 방열 냉각을 하기 때문이다.

이 문제를 해결하기 위하여는 엔진 발전기 및 엔진 자켓 냉각수 계통의 열용량 순환계통 온수의 열용량, 온수기의 동특성을 포함하여 거동(舉動)의 상태 해석을 하고 계통의 제어전체를 방열 손실이 최소가 되도록 하지 않으면 안된다.

(4) 증기 계통

이 후로-그림에는, 발생된 증기는 집합 헷다에 그대로 접속시키는 것을 상정하고 있다. 즉, 증기의 질이라는 점에서는 증기 압력의 변동에 대한 특별

한 요구가 없는 경우이다. 증기 압력을 이용측과의 멧칭상 어떤 변동폭내에 넣기 위한 대응으로는 입력열측에서 보면 이 후로-에 보여지는 배기가스의 바이패스 제어가 있다. 다른 방법으로서, 발생된 증기 그 자체를 릴리프변을 이용하여 바이패스 방산하거나 경우에 따라서는 입력열을 저하시키기 위하여 발전부하를 낮추는 것도 있다.

배기가스의 바이패스 제어 및 증기의 릴리프변은 타임리크의 발생을 불러 일으키고, 필요 변동폭내의 운전이 얻어지지 않을 경우는 증기의 출구관에 PID 제어 기능을 갖는 조압변을 설치하여야 한다.

엔진 발전기의 급격한 부하변동이나 급수시의 증기압 변동의 응답성을 좋게하기 위하여는 이들의 대응을 복합하여 행할 필요가 있다.

디젤 엔진 배기가스용의 증기 보일러는 슛트 블로우어 장치의 부착이 일반적이며 이 후로-에서는 발생된 증기의 일부를 바이패스하여 이용하고 있으며 공기 원으로도 이용 가능하다.

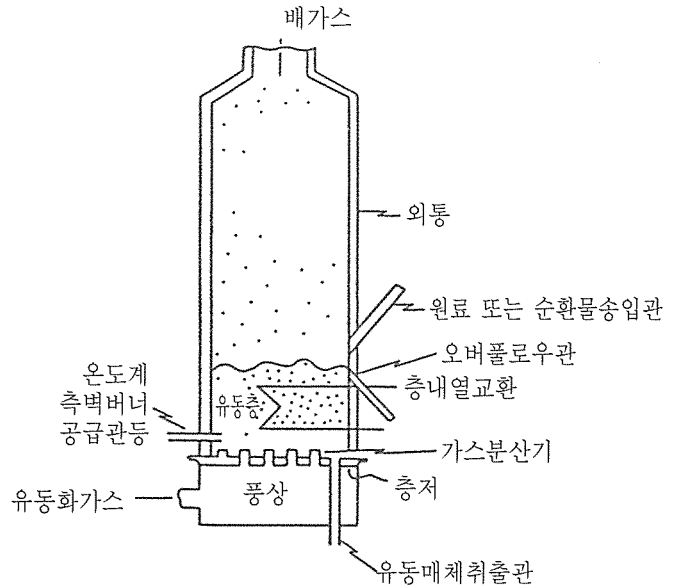
2 온수 회수형

디젤 엔진의 배기가스열에서 온수를 회수하는 열교환기는 유동층형이 중심이 된다. 유동층의 기본 구조를 <그림 2>에 나타내었다.

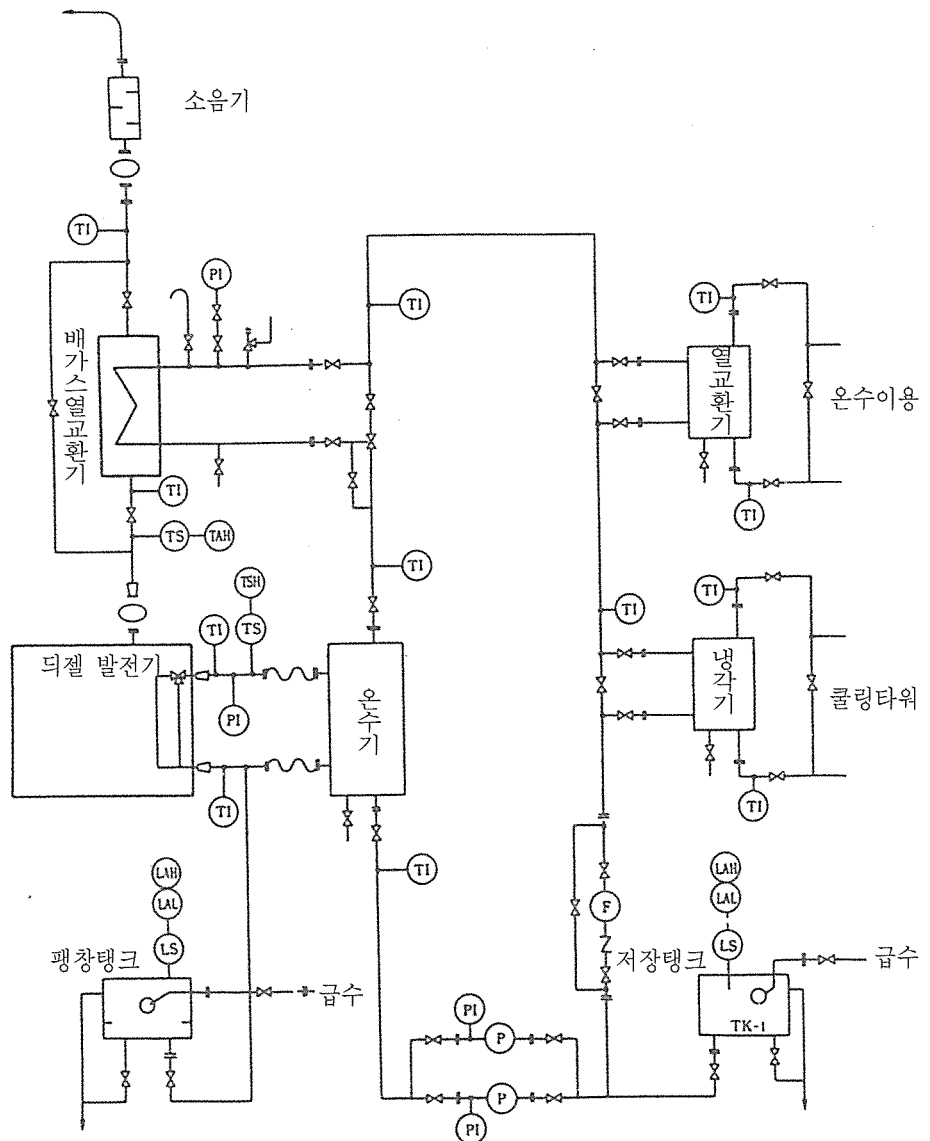
하부를 가스 분산기로 칸막이하고 그위에 규사등을 충전하여 유동층내에 층내 열교환으로서 핀부전열관을 배치한 것이다.

전열면과 규사입자의 운동에 의하여 가스측 전열면의 열전도율이 통상의 3배이상 높고, 또한 부식성 가스의 고착을 방지시켜 케이싱의 변형이 적어 내구성이 좋다.

디젤 엔진용의 유동층 열교환기가 채용된 초기의 트



<그림 2> 디젤 엔진용 유동층 열교환기



<그림 3> 디젤 엔진의 온수회수후로

러블은 현재로서는 설계상도 취급면에도 대개 해결되고 있어 문제없이 사용될 수 있도록 되어 있다.

유동층 열교환기를 이용한 디젤 엔진의 온수 회수 후로-를 <그림 3>에 나타내었다.

(1) 배기가스 계통

배기가스 계통의 설계에 있어서, 특히 고려하여야 할 점은 다음의 2가지이다.

- ① 고체입자끼리의 고착·응집을 방지한다.
- ② 엔진의 허용 배압을 명확히 한다.

유동층 열교환기내의 고체입자 부착을 방지하는 것에는 엔진의 저부하 및 저온 그대로의 장시간 운전을 피하는 것이 좋지만, 부득이 이를 피할 수 없는 경우에는 열교환기의 배기가스 출구온도를 180~200°C 이상 유지하도록 운전한다.

이를 위하여 후로- 그림에 표시된 바와 같이 배기가스 출구온도를 검지하여 온수측의 유량을 줄이는 유량제어변을 설치한다.

그러나, 배기가스 출구온도가 설정온도 이하라도, 100°C를 넘어서 장시간 운전하면 유량제어변이 열교환기측을 폐쇄된 상태가 되어 온수가 증기로 되기 때문에 완전 폐쇄식의 제어변의 경우는 발브의 바이패스 회로를 설치하여 열교환기측이 증기로 되지 않는 최소량을 흘러 보내고 또한 발브자체의 부식을 방지하기 위하여 제어변은 입구측에서 분기시키는 것이 바람직하다.

배기가스 출구온도는 180~200°C를 유지할 수 없을 경우나 엔진의 초기 아이들링 조정운전이 장기간에 걸쳐 행하여지면 배기가스의 바이패스 회로는 설치하는 것이 좋다.

또한, 유동층 열교환기의 크기에도 의하지만, 감음효과가 10dB정도 전망되기 때문에 가스 소음기는 그만큼 소용량으로 설치할 수 있다.

(2) 온수 계통

온수 계통은 온수의 이용방법에 따라 단중효용 흡수 냉동기를 구동하도록 80°C 이상 비교적 고온수준에서 사용하는 경우와, 급탕 및 난방수준의 50~

60°C의 비교적 저온수준의 경우에서는 배열회수 계통에 상당히 차이가 있다. 디젤 엔진의 냉각수 계통의 온도는 일반적으로 저온측에서 이용되어진다. 이 후로-그림에서 보여주는 온수회수도 이용측은 난방이나 급탕이 추가된다. 순환온수 엔진자켓 냉각수열을 온수기를 설치하여 흡수하여 유동층식의 배기가스 열교환기에 넣는다.

여기서, 유동층 열교환기의 열해석의 개요를 언급해둔다.

디젤 엔진의 배기가스측의 관련 조건으로서, 예를 들면 열교환기의 설계점을 엔진 정격부하의 75%로 하면,

가스유량	Gg	= 1500Nm ³ /h
가스입구온도	tgi	= 460°C
가스출구온도	tgo	= 180°C
가스압력손실	ΔPg	= 190mmAq
급수유량	Gw	= 27500kg/h
급수입구온도	twi	= 85°C

회수열은 가스의 평균정압비열을 Cpg=0.325 로 하면

$$Q = Gg \cdot Cpg \cdot (tgi - tgo) = 1500 \times 0.325 \times (460 - 180) = 136500$$

급수 출구온도는

$$T_w = 85 + Q/G_w = 89.6^\circ\text{C}$$

유동층의 설계는 상기의 기본 설계치를 기초로 모래의 고정층고를 일정기준의 기초에 편부착, 전열관의 사양을 결정한다.

이 후로-에서는 순환온수온도는 엔진 자켓수의 온수기 입구수온을 70~75°C로 유지하도록 쿨링타워에 접속하는 냉각기로의 온수유량을 제어하면 이용측으로 열출력에 이상이 생기지 않는다. 여기에서는 비교적 저온수로서의 회수 이용에 관하여 설명하였는데 고온수로서의 회수에 관하여는 다음호의 가스엔진항에 게재한다.