

背壓과 抽氣復水터빈을 採用한 産業用 熱併合 發電플랜트의 最適運用

(Optimal Operation of Industrial Cogeneration Plant with
Back-Pressure and Extraction-Condensing Turbine/Generators)

오성근*
(Sung-Keun Oh)

요 약

본 논문에서는 배압터빈과 추기복수터빈으로 이루어진 열병합 발전플랜트의 최적운전을 결정할 수 있는 새로운 알고리즘을 제시한다. 제시한 알고리즘은 플랜트가 운전중에 직접 온 라인으로 취할 수 있는 증기량만을 파라메타로 하여 보일러와 터빈-발전기의 최적부하를 결정할 수 있다. 본 알고리즘은 비선형 경비함수와 해당 제한사항들로 이루어져 있으며 실제 운전중인 열병합 발전플랜트와 비교 시뮬레이션을 실시한 결과 만족할만한 결과를 얻었다. 즉 실제 운전 데이터와 비교해본 결과 공정의 증기 부하량에 따라 1.2~4.5[%]의 운전경비 절감 효과를 얻을 수 있었다. 또한 본 알고리즘은 필요한 입력 데이터를 공정으로부터 쉽게 온 라인으로 취할 수 있어 프로세스 컴퓨터로 용이하게 구현할 수 있다.

Abstract

This paper presents a novel algorithm for determining the optimal operation of a cogeneration plant with back-pressure and extraction-condensing turbine/generators. The proposed algorithm determines the optimum load of boilers and turbine/generators, using only one parameter, the steam mass flow rate, which can be obtained directly from on-line measurement during plant operation. The proposed algorithm consists of the non-linear operating cost function, and its correlated constraints. Furthermore, it has been successfully applied to an actual industrial cogeneration plant, with satisfactory results. Comparison of these results with actual operating data has revealed that using the proposed algorithm results in at least 1.2~4.5[%] operating cost saving, depending on the process steam load. Furthermore the proposed algorithm can be easily installed in a process control computer because the required input data can be easily obtained from information available on-line.

*정회원 : 전주공업대학 전기과 조교수

접수일자 : 1998. 1. 31

1. 서론

열병합 발전은 하나의 에너지원으로부터 열과 전기에너지를 동시에 얻을 수 있는 시스템으로 현재 에너지를 다량으로 소비하고 있는 제철, 제지, 화학 공업 등의 산업분야에서 널리 운용되고 있으며 에너지 절약과 원가 절감에 기여하고 있다. 산업용 열병합 발전시스템은 그 사용 목적에 따라 전기생산을 주목적으로 하는 톱핑 사이클(Topping Cycle) 방식과 열에너지 생산을 주목적으로 하는 버터밍 사이클(Bottoming Cycle) 방식으로 구분되지만 대부분 일반산업체에서는 제조공정에 필요한 열에너지를 공급하면서 부차적으로 전력을 생산하는 버터밍 사이클 방식을 주로 채용하고 있다. 이러한 방식에서의 전력생산능력은 해당 공정에서 필요로 하는 열에너지의 수요에 따라서 좌우되게 된다. 오직 전력만을 생산하는 하는 일반 상업용 발전플랜트의 전체 열효율이 35~40[%] 수준인데 반하여 열병합 발전시스템의 열효율은 80~85[%] 수준으로 매우 높아 산업체의 공정 열에너지나 지역 냉난방용 열에너지를 저렴한 비용으로 생산 공급할 수 있는 경제적인 에너지 생산시스템이라 할 수 있다[1, 2]. 그래서 다량의 에너지를 소비하는 업체에서는 자체 열병합 발전을 운용함으로써 필요한 에너지를 자체 충당하여 원가절감에 노력하고 있으며 95년말 현재 국내 산업용 열병합 발전은 공업단지 및 산업체 자가용을 합하여 3,300[MW]로 전국 총 발전량 대비 약 10[%] 수준이다.

열병합 발전 시스템을 이용하여 보일러로부터 고온 고압의 증기를 발생하여 터빈을 통과시켜 압력과 온도를 낮추어 공정에 일정한 형태의 증기를 공급하고 터빈에서 발생하는 열낙차를 이용하여 전력을 생산하고 있다. 이때 채용하는 터빈의 종류에는 여러 가지 형식이 있을 있으나 산업체에서 주로 사용하고 있는 것이 배압 터빈(Back-pressure Turbine)과 추기 복수터빈(Extraction-Condensing Turbine)이다. 배압 터빈에서는 터빈 입구의 고압증기 전량이 터빈출구의 저압 증기로 변환되는 형식으로 터빈을 통과하는 증기량과 발생 전력량은 거의 선형적인 관

계가 성립된다. 반면 추기 복수터빈에서는 터빈 입구의 고압증기가 일부는 해당 압력으로 추기되고 나머지는 복수기에서 응축되는 형식으로 발생 전력량은 추기 증기량과 응축 증기량에 따라 변화하게 된다. 터빈을 통과하여 흐를 수 있는 최대 증기량은 설계치에 따라 다르기 때문에 응축량을 증가시키면 전력발생량이 증가하지만 반대로 추기증기량은 감소하게 되며 이와 반대동작도 성립하게 된다. 따라서 열병합 발전량은 공정에서 필요로 하는 소요 열에너지를 우선 공급하면서 얻을 수 있는 부산물(By-Product)로서 취급하고 있으나 실제 플랜트의 운전경제성은 전적으로 이 열병합 발전량에 따라 좌우된다. 즉 공정에서 소요되는 열에너지를 완전하게 공급하면서 열병합 발전량을 증가시키면 운전이윤이 늘어나고 반대로 발전량이 감소하면 산업체의 매진 비용이 증가하며 이윤이 감소한다. 따라서 운전이윤을 극대화시키기 위해서는 공정의 소요 열에너지를 충분하게 공급하면서 열병합 발전량을 최대화하는 것이다.

지금까지 이와 관련된 몇편의 논문이 발표되었으나 이들은 모두 한가지 타입의 터빈만을 채용한, 즉 배압터빈[3, 4, 5]이나 추기복수터빈[6, 7]만을 채용한 열병합 발전플랜트의 최적운전이나 최적규모 결정 등을 논하고 있다. 그러나 최근에 산업체에서 운용하고 있는 열병합 발전 시스템은 공정 소요 열에너지를 공급하면서 설비의 운전 유연성을 확보하기 위하여 배압과 추기 복수터빈을 혼용하는 추세이다. 특히, 공정의 열 소요량의 변화가 심한 업체에서는 배압터빈만으로는 공정 열부하의 변화에 유연하게 대처하기가 곤란한 문제점이 있다.

2. 모델 개발

2.1 설비배치도

그림1은 자체 열병합 발전을 운용하고 있는 업체의 대표적인 에너지 흐름도를 나타내고 있다. 그림1에 따르면 공정에서 필요로 하는 열에너지는 거의 열병합 발전 시스템에서 공급하고 소요 전기 에너지는 열병합 발전량과 외부 전력회사로부터 구매하는

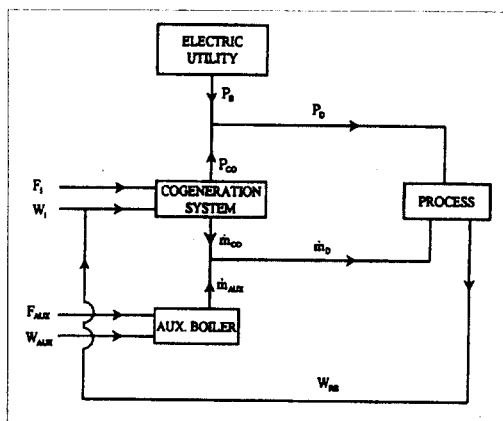


그림 1. 열병합 발전플랜트를 운영하는 업체의 에너지 흐름도
Fig. 1. Electric and thermal energy flow diagram of industries with cogeneration plant

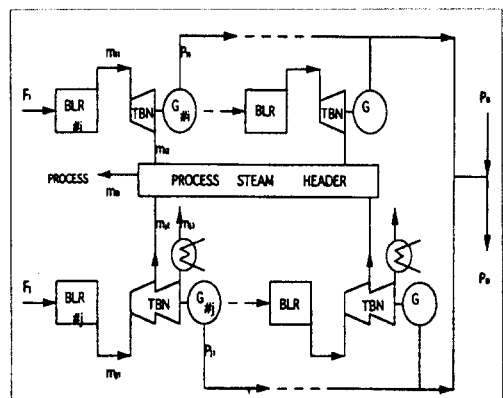


그림 2. 배압과 추기복수 터빈을 채용한 열병합 발전플랜트의 설비 배치도
Fig. 2. Diagram of cogeneration plant with back-pressure and extraction-condensing turbines

전력량으로 충당하고 있다. 또한 저압의 보조보일러는 평상시 열병합 발전시스템에서 발생한 열에너지가 부족할 때 이를 보충하기도 하고 발전설비의 정기보수, 초기기동용 및 비상용으로 반드시 갖추어야 하는 설비이다. 그림 2는 배압과 추기 복수터빈을 채용한 열병합 발전플랜트의 일반적인 설비 배치도를 나타내고 있다.

그림 2에서와 같이 추기복수 터빈을 채용함으로써 공정에서 발생하는 비상상태에 충분하게 대처할 수가 있다. 예를 들어 생산공정에서 갑작스럽게 증기

를 사용하던 기계가 중지하는 사고가 발생했을 경우 공정 증기량은 순간적으로 많은 변동을 초래한다. 이때 급작스런 증기압력 상승으로 모든 설비에 열적 충격이 가해지고 제어 시스템의 불안정이 초래된다. 이러한 충격과 불안정을 방지하기 위하여 추기 복수터빈의 복수기에서 순간적으로 이러한 충격을 흡수하고 과잉의 열에너지를 전력에너지로 전환시킬 수 있다. 또 다른 장점은 복수기를 이용하여 플랜트의 열전비(Thermal electricity ratio)를 조절할 수가 있다. 플랜트의 경제적운전과 전체효율을 조절하는데 이 열전비는 매우 중요한 역할을 하고 있다.

2.2 최적화의 단계

배압터빈과 추기 복수터빈을 함께 채용한 플랜트에서 최적화 운전의 가장 중요한 관점은 보일러의 부하 분배와 아울러 공정의 열부하량에 따라 추기복수터빈의 추기량과 복수량을 최적상태로 조정하는 것이다. 이때 어떠한 경우에도 공정의 소요 열에너지는 만족시켜야만 하지만 외부전력회사로부터 구매하는 매전량은 열병합 발전량에 따라 변하게 된다. 열병합 발전플랜트를 최적화하기 위한 목적함수는 모든 보일러에서 증기를 생산하기 위하여 소모되는 연료비용과 외부 전력회사로부터 구매하는 전력비의 합으로 만들어진다. 외부로부터 구매하는 전력량은 공정 소요전력량에 대하여 열병합 발전량으로 충당하고 나머지 부족분에 해당한다. 이러한 운전 조건을 고려하여 다음과 같이 3부분으로 나누어 최적화 문제를 다루었다.

2.2.1 보일러의 입·출력 함수

보일러의 입·출력 함수는 발생증기량과 소요 연료량의 관계식이며 이는 현장의 운전데이터를 이용하여 도출할 수 있다. 보일러의 입·출력 함수를 도출하는 데는 발생증기의 압력과 온도는 거의 일정하게 제어되고 있다는 가정이 필요하다. 실제로 현장 운전 데이터에 의하면 정상적인 운전상황에서의 발생증기의 압력과 온도는 거의 일정하게 제어되고 있음을 알 수 있다. 식(1)은 배압 터빈용 보일러의 입·출력식이며 식 (2)는 추기 복수터빈용 보일러의 입

· 출력식이라 가정한다.

$$F_i(\dot{m}_{m_i}) = a_{11} + a_{12}\dot{m}_{m_i} + a_{13}\dot{m}_{m_i}^2 \quad (1)$$

$$F_j(\dot{m}_{m_j}) = a_{21} + a_{22}\dot{m}_{m_j} + a_{23}\dot{m}_{m_j}^2 \quad (2)$$

여기서

$F_i(\dot{m}_{m_i})$: 배압터빈용 보일러(i)에서 소모되는 연료량[L/H]

$F_j(\dot{m}_{m_j})$: 추기복수터빈용 보일러(j)에서 소모되는 연료량[L/H]

a : 계수

$\dot{m}_{m_i}, \dot{m}_{m_j}$: 배압과 추기복수터빈용 주증기량 [T/H]

식(1)과 (2)의 해당 계수는 실제 운전 데이터를 활용하여 커브 피팅법(Curve fitting method)에 의하여 구할 수 있다.

2.2.2 터빈/발전기의 입·출력 함수

터빈-발전기의 입·출력 함수는 터빈을 통과하는 증기량과 발생 전력량의 관계식으로 도출할 수 있다. 본 논문에서는 모든 터빈에서 입구증기와 추기증기의 압력과 온도가 일정하다고 가정하였다. 배압터빈에서는 입구와 출구가 오직 하나로 구성되어 있기 때문에 소요 증기량과 발생전력량과의 관계는 거의 선형에 가까운 2차 함수로 가정할 수 있으며 입구 증기량과 출구 증기량은 동일하며 단지 보유 엔탈피차가 발생할 뿐이다. 현장의 운전 데이터와 제작사의 성능데이터에 의하면 이러한 가정사항들이 매우 실제적이라는 사실을 알 수 있다. 그래서 배압터빈의 입·출력 함수를 식(3)과 같이 가정한다.

$$P_i(\dot{m}_{m_i}) = b_{11} + b_{12}\dot{m}_{m_i} + b_{13}\dot{m}_{m_i}^2 \quad (3)$$

여기서

$P_i(\dot{m}_{m_i})$: 배압터빈에서 생산된 전력[MW]

b : 계수

추기 복수터빈은 공정에서 사용하는 증기의 특성에 따라 출구가 여러개로 이루어져 있고 복수기를 이용하여 공정 송기량과 전력 발생량을 임의로 조절할 수가 있어 보다 큰 운전 유연성(Operational Flexibility)을 확보할 수 있다. 또한 공정에서 발생

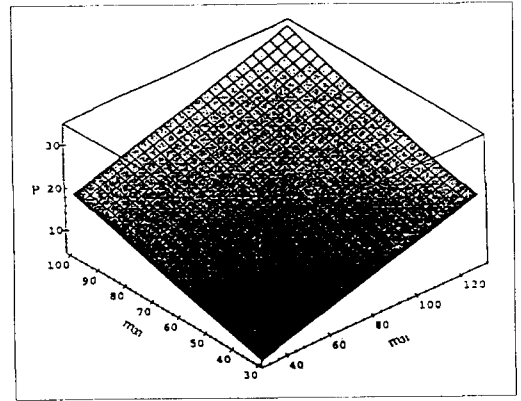


그림 3. 추기 복수터빈에서 소모된 증기량과 전력 발생량과의 관계

Fig. 3. Relation between the consumed steam and electric power output in extraction-condensing turbine

하는 열부하의 급격한 변동은 설비에 충격을 가하여 진동을 유발하고 수명 단축과 효율 저하등의 악영향을 미칠 수 있으나 복수기를 활용하여 이를 저감시킬 수 있다. 추기 복수터빈의 입·출력 함수는 두 개의 2차 함수의 합으로 구성할 수 있다. 하나는 고압터빈에서 소모된 엔탈피와 발생 전력량과의 관계식이며 다른 하나는 저압 터빈에서 소모된 엔탈피와 발생 전력량과의 관계식이다. 그림 3은 추기 복수터빈에서 소모된 증기량과 전력 발생량과의 관계를 도시한 것이다.

추기 복수터빈의 입·출력식을 도출하는데도 다음과 같은 가정을 하였다.

(1) 주증기, 추기증기, 복수증기의 특성은 일정하게 제어된다.

(2) 모든 추기증기량과 복수증기량의 합은 주증기량과 같다.

이와 같은 가정하에 고압터빈과 저압터빈 측에서의 입·출력식은 식 (4), (5)와 같이 표현된다.

$$P_{h_j}(\dot{m}_{m_j}) = b_{21} + b_{22}\dot{m}_{m_j} + b_{23}\dot{m}_{m_j}^2 \quad (4)$$

$$P_{l_j}(\dot{m}_{c_j}) = b_{31} + b_{32}\dot{m}_{c_j} + b_{33}\dot{m}_{c_j}^2 \quad (5)$$

여기서

P_{h_j} : 고압터빈에서 생산된 전력[MW]

P_{l_j} : 저압터빈에서 생산된 전력[MW]

\dot{m}_{m_j} : 고압터빈의 주증기량[T/H]

\dot{m}_{c_j} : 저압터빈의 주증기량
(고압터빈 증기량 - 추기증기량)(T/H)

추기 복수터빈에서 발생하는 전체 전력량과 소모된 증기량과의 관계식은 식 (4)와 식(5)로부터 식(6)과 같이 도출된다.

$$P_j(\dot{m}_{m_j}, \dot{m}_{c_j}) = P_b \dot{m}_{m_j} + P_1 \dot{m}_{c_j} \\ = (b_{21} + b_{31}) + b_{22} \dot{m}_{m_j} + b_{23} \dot{m}_{m_j}^2 \\ + b_{32} \dot{m}_{c_j} + b_{33} \dot{m}_{c_j}^2 \\ = c_{11} + c_{12} \dot{m}_{m_j} + c_{13} \dot{m}_{m_j}^2 \\ + c_{14} \dot{m}_{c_j} + c_{15} \dot{m}_{c_j}^2 \quad (6)$$

\dot{m}_{m_j} : 추기복수터빈에서 생산된 전체 전력량[MW]

위의 모든 입 · 출력 함수는 실제 현장에서 운전한 데이터와 터빈 제작사의 성능표 등을 활용하여 구할 수 있다.

2.2.3 목적함수와 관련 제한사항

배압터빈과 추기 복수터빈을 채용한 열병합 발전 플랜트의 최적화 문제를 해결하는 것은 공정의 필요한 열에너지를 충분하게 공급하면서 목적함수를 최소화시키는 것이다. 플랜트를 운전하는데 소요되는 운전경비는 결국 모든 보일러의 연료비용과 외부로부터 구매하는 매전비용의 합으로 이루어진다. 이때 투자비에 대한 감가상각과 이자, 운전원들의 인건비, 보수유지비와 같은 비용은 일정하다고 가정하고 무시한다. 목적함수와 더불어 실행 불가능한 조건들을 피하기 위하여 플랜트 운전상의 적절한 제한 사항들을 고려하였다. 이러한 전제하에 플랜트의 전체 운전경비에 대한 경비 함수(Cost Function)는 식(7)과 같이 표현된다.

$$C_T = UPO \times \left\{ \sum_{i=1}^n F_i(\dot{m}_{m_i}) + \sum_{j=n+1}^k F_j(\dot{m}_{m_j}) \right\} \\ + UPE \times \left\{ P_D - \sum_{i=1}^n P_i(\dot{m}_{m_i}) - \sum_{j=n+1}^k P_j(\dot{m}_{m_j}, \dot{m}_{c_j}) \right\} \quad (7)$$

여기서

C_T : 플랜트의 전체 운전비용

UPO : 연료비 단가(\$/L)

UPE : 외부로부터 구입하는 매전단가(\$/Kw)

PD : 공정의 전체 소요전력(Kw)

n : 배압터빈용 보일러 수

k : 추기복수 터빈용 보일러 수

식 (7)의 경비 함수를 물량평형(Mass Balance)과 설비능력(Facilities Capacity)에 해당되는 제한사항들을 고려하여 다음과 같이 최소화시킬 수 있다.

· 물량평형에 대한 제한사항

- 공정증기 공급조건

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{b_i} + \sum_{j=n+1}^k \dot{m}_{s_j} \\ = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{m_i} + \sum_{j=n+1}^k (\dot{m}_{m_j} - \dot{m}_{c_j}) = \dot{m}_D \quad (8)$$

여기서

\dot{m}_{s_j} : 추기복수터빈의 추기증기량(T/H)

\dot{m}_D : 해당 공정의 소요 증기량(T/H)

· 설비능력에 대한 제한사항

- 보일러 운전조건

$$\dot{m}_{m_{i\min}} \leq \dot{m}_{m_i} \leq \dot{m}_{m_{i\max}} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{m_{j\min}} \leq \dot{m}_{m_j} \leq \dot{m}_{m_{j\max}} \quad (10)$$

- 복수기 운전조건

$$\dot{m}_{c_{j\min}} \leq \dot{m}_{c_j} \leq \dot{m}_{c_{j\max}} \quad (11)$$

열병합 발전 플랜트의 설비능력은 먼저 공정의 열에너지 소요량에 따라 보일러 용량이 결정된후 보일러 용량에 따라 터빈-발전기 용량이 결정되기 때문에 전력공급 조건은 제한사항이 될 수 없다. 열병합 발전량은 공정의 소요 열부하에 따라서 발생하는 부산물로 취급되고 공정의 전력 사용량에 대한 보충 역할을 담당하지만 열병합 발전 플랜트의 모든 운전이운은 이 열병합 발전량에 따라 좌우되는 역설적인 면이 있다. 그러므로 단지 공정의 전체 전력 부하량은 열병합 발전량과 외부로부터 구매하는 매전량의 합과 같다는 식 (12)의 조건만 만족되면 된다.

$$P_D = \sum_{i=1}^n P_i(\dot{m}_{m_i}) + \sum_{j=n+1}^k P_j(\dot{m}_{m_j} - \dot{m}_{c_j}) = \dot{m}_B \quad (12)$$

여기서

P_B : 외부로부터 구매하는 매전량(MW)

산업용 열병합 발전을 운전하는 대부분의 산업체에서는 열병합 발전량이 없어도 공정의 전력부하를 충분히 공급할 수 있는 용량의 수전 설비를 갖추고 있기 때문에 열병합 발전플랜트의 터빈-발전기가 중지해도 열에너지만 바이패스의 감압, 감온밸브를 이용하여 공정에 공급해주면 제조설비의 가동에는 문제가 없는 것이다.

3. 시뮬레이션

제한한 알고리즘을 현재 운전 중인 H 제지공장에서 운전 중인 실제 플랜트와 비교하여 시뮬레이션을 실시하였다. 이 플랜트는 하나의 배압터빈과 2개의

추기복수터빈으로 이루어져 있고 각각의 터빈에 대하여 보일러 설비를 갖추고 있으며 각 설비의 사양은 표 1, 표 2와 같다. 시뮬레이션을 위하여 IMSL (International Mathematical & Statistical Libraries) 프로그램 중 최적화 패키지를 이용하였다.

현장의 운전 데이터와 커브 피팅법을 이용하여 보일러에 대한 입·출력식 (1)과 (2), 터빈-발전기에 대한 입·출력식 (3)과 (6)에 대한 계수를 구한 결과 표 3, 표 4와 같다.

표 1. 보일러의 사양

Table 1. Specification of boilers

No.	Type	Capacity	Main Steam	Fuel
#1	Two Drum Natural Circulation	82 T/H	88 kg/cm ² × 485 °C	B-C Oil
#2	One Drum Natural Circulation	130 T/H	88 kg/cm ² × 485 °C	B-C Oil
#3	Two Drum Natural Circulation	130 T/H	88 kg/cm ² × 485 °C	B-C Oil

표 2. 터빈-발전기의 사양

Table 2. Specification of turbine-generators

No.	Type	Capacity	Inlet Steam	Extraction Steam	Condensing Steam	Max. Condensing
#1	Back-pressure Reaction	11.5 MW	88 kg/cm ² × 485 °C	5 kg/cm ² × 165 °C		
#2	Extraction Condensing Reaction	23.2 MW	88 kg/cm ² × 485 °C	5 kg/cm ² × 165 °C	-0.97 kg/cm ² × 35 °C	30 T/H
#3	Extraction Condensing Reaction	32.3 MW	88 kg/cm ² × 485 °C	5 kg/cm ² × 165 °C	-0.97 kg/cm ² × 35 °C	100 T/H

표 3. 보일러 입·출력 함수의 계수

Table 3. Coefficients of boiler I/O functions

Items	a ₁₁ , a ₂₁	a ₁₂ , a ₂₂	a ₁₃ , a ₂₃
#1	-30.6388	73.8479	-0.037615
#2	-5.8529	71.3843	-0.010596
#3	-829.274	86.5811	-0.067679

표 4. 터빈-발전기의 입·출력 함수의 계수

Table 4. Coefficients of turbine-generator I/O functions

Items	b ₁₁ , c ₁₁	b ₁₂ , c ₁₂	b ₁₃ , c ₁₃	c ₁₄	c ₁₅
#1	-11.0074	0.438752	-2.00561E-3	-	-
#2	-4.3776	0.177749	-1.8297E-4	0.283887	4.49512E-3
#3	-3.2874	0.138856	1.03195E-4	0.125784	5.14476E-4

각 보일러의 증기 생산능력은 상한과 하한치로 한정을 받으며 특히 하한치는 보일러의 제어성과 밀접한 관계가 있다. 표 5는 각 보일러의 증기 생산능력 상하한치를 나타내고 있다.

표 5. 보일러의 증기생산능력의 상하한치

Table 5. Upper and lower limit of each boiler steam flow rate

Unit No.	Min (T/H)	Max (T/H)
#1	24.6	82.0
#2	45.5	130.0
#3	45.5	130.0

복수기에 들어가는 증기량도 복수기의 능력에 따라 상하한치에 제한을 받는다. 최대 복수 증기량은

복수기의 복수능력에 따르며 최소 복수량은 터빈 저압단 브레이드의 냉각 및 저온 부식 방지를 위하여 최소량을 확보해야 한다. 표 6은 각 터빈의 복수기에 대한 증기량의 상하한치를 나타내고 있다.

기타 시뮬레이션에 필요한 데이터는 연료단가

표 6. 복수증기량의 상하한치

Table 6. Upper and lower limit of condensing steam flow rate

Unit No.	Min (T/H)	Max (T/H)
#2	4.6	30.0
#3	20.0	100.0

표 7. 시뮬레이션 결과표

Table 7. Simulation results

Unit No.	Process Steam Demand (t/h)								
	182 T/H		200 T/h		225 T/h		257 T/H		
	Actual	Simul.	Actual	Simul.	Actual	Simul.	Actual	Simul.	
#1 Boiler - Turbine	645	652	667	685	748	694	750	694	
#2Boiler Turbine	Main Steam	1028	1150	1058	1272	1110	1300	1199	1300
	Extraction	791	909	833	1037	922	1239	1088	1179
	Condensing	237	241	225	235	188	61	101	121
#3Boiler Turbine	Main Steam	1018	1259	1105	1278	1157	1282	1169	1282
	Extraction	384	259	500	278	580	317	822	797
	Condensing	634	1000	605	1000	577	965	347	485
Operating Cost (\$/H)	6994.4	6813.6	7211.2	6886.3	7330.2	7102.2	7684.4	7589.5	
Actual - Simulation	170.8		324.9		228.1		94.9		

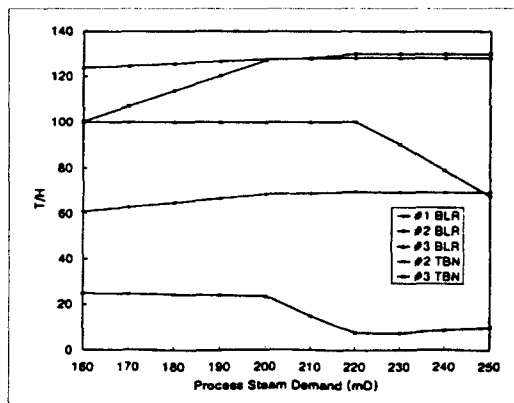


그림 4. 보일러 부하와 복수증기량의 추이
Fig. 4. Trend of boiler load and condensing steam flow

0.18(\$/L), 구매 전력 단가 58(\$/MW) 및 공정의 전력부하 110(MW)를 기준으로 하였다. 실제 시뮬레이션에는 많은 공정의 열부하량에 따라 실시하였으며 제안된 알고리즘으로 시뮬레이션을 실시한 값과 실제 현장 운전데이터를 비교한 결과를 표 7에 제시하였다. 그림 4는 공정의 열부하량에 따른 각 보일러의 부하와 터빈 복수증기량의 추이를 나타낸 것이다.

시뮬레이션 결과에 의하면 #1보일러는 대체로 양호한 부하로 운전되고 있는 반면 #2, #3 보일러는 약간 부하를 상승시키고 대신 복수기에서 복수증기량을 증가시켜 발전량을 현재보다 증가시키는 것이 보다 경제적인 운전이 됨을 알 수 있었다.

4. 결론

배압터빈과 추기복수 터빈을 채용한 산업용 열병합 발전플랜트의 최적운전을 위한 알고리즘을 제시하였다. 이 알고리즘의 목적함수는 공정에서 요구하는 열에너지와 전기에너지를 충분하게 만족시키면서 플랜트의 운전비용을 최소화하는 것이다. 본 목적함수는 비선형 경미 함수와 물량평형과 설비능력에 따른 제한사항들로 이루어져 있으며 실제 운전중인 플랜트와 비교하여 제안한 알고리즘의 적법성을 증명하였다. 제시한 시뮬레이션에 의하면 모든 운전 조건이 약간씩은 다르지만 실제의 운전경비와 시뮬레이션에 의한 최적 운전경비 사이에는 항상 차이가 있으며 공정의 열부하 요구량에 따라 실제 운전현황 대비 1.2(%)-4.5(%의 운전경비 절감 효과를 얻을 수 있음을 알았다. 실제로 본 알고리즘을 수행하는데 필요한 데이터는 현장에서 온-라인으로 취할 수 있기 때문에 향후 본 알고리즘을 현장에 직접 적용할 수 있는 방법의 연구가 필요하다.

참 고 문 헌

[1] Bin-Kwie Chen, Chen-Chuan Hong, "Optimum Operation for A Back-Pressure Cogeneration System Under Time-of-Use Rates," IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 11, No.2, pp.1074-1082, May

- 1996.
- [2] Frans J. Rooijers, Robert A.M. van Amerongen, "Static Economic Dispatch for Co-Generation Systems", IEEE Transactions on Power Systems, Vol.9, No.3, pp.1392-1398, August 1996.
- [3] K. Moslehi, M. Khadem, R. Bernal, G. Hernandez, "Optimization of Multiplant Cogeneration System Operation Including Electric and Steam Networks", IEEE Transactions on Power Systems, Vol.6, No.2, pp.484-490, May 1991.
- [4] S. Borglin, "Characteristics of a Cogeneration System with a Back-Pressure Steam Turbine as Prime Mover", Proc. ASME Cogen-Turbo September 2-4, 1987, Montreux (Switzerland), pp.167-173.
- [5] S. Borglin, "Economic Optimization of a Cogeneration System with a Back-Pressure Steam Turbine as Prime Mover", Proc. ASME Cogen-Turbo August 30-Sept. 1, 1988, Montreux (Switzerland), pp.275-283.
- [6] C.A. Frangopoulos, "Optimal Synthesis and Operation of Thermal Systems by the Thermo-economic Functional Approach", Proc. ASME AES-Vol. 10-3, Dec. 10-15, 1989, San Francisco, pp.49-59.
- [7] C.A. Frangopoulos, "Costing of Heat and Electricity from a Cogeneration System", Proc. ASME Cogen-Turbo, August 30-Sept. 1, 1988, Montreux (Switzerland), pp.349-356.
- [8] A. Arivalagan, B.G. Raghavendra, A.R.K. Rao, "Integrated Energy Optimization Model for a Cogeneration Based Energy Supply System in the Process Industry", International Journal of Electrical Power & Energy Systems, Vol.17, No.4, 1995, pp. 227-233
- [9] Tao Guo, Mark I. Henwood, Marieke van Ooijen, "An Algorithm for Combined Heat and Power Economic Dispatch", IEEE Transactions on Power Systems, Vol.11, No.4, pp.1778-1784, November 1996.
- [10] Allen J. Wood, Bruce F. Wollenberg, Power Generation, Operation, and Control, John Wiley & Sons, 1996.

◇ 著者紹介 ◇



오 성 근(吳成根)

1960년 2월 18일생. 1981년 전북대 공대 전기공학과졸. 1988년 전북대 대학원 전기공학과(석사). 1993년 전북대 대학원 전기공학과(박사). 1996년~1997년 미국 Texas A&M Univ. 방문교수. 현재 전주공업대학 전기과 조교수