

배압터빈을 사용하는 열병합발전소의 열 회수 온도에 따른 성능특성 분석

임신영* · 이종준* · 전영신* · 김형택**†

Performance Analysis on CHP Plant using Back Pressure Turbine according to Return Temperature Variation

Shin Young Im*, Jong Jun Lee*, Young-Shin Jeon*, Hyung-Taek**†

Key Words : Back Pressure Turbine(배압터빈), Combined Heat and Power(열병합발전), District Heat(지역난방), Return Temperature(회수온도)

ABSTRACT

Combined heat and power (CHP) system is one of the power generation system which can generate both electricity and heat. Generally, mid-size and big-size CHP plant in Korea generate electricity from gas turbine and steam turbine, then supply heat from exhaust gas. Actually, CHP can supply heat using district heater which is located at low pressure turbine exit or inlet. When the district heater locates after low pressure turbine, which called back pressure type turbine, there need neither condenser nor mode change operating control logic. When the district heater locates in front of low pressure turbine or uses low pressure turbine extraction steam flow, which calls condensing type turbine, which kind of turbine requires condenser. In this case, mode change operation methods are used for generating maximum electricity or maximum heat according to demanding the seasonal electricity and heat.

1. 서 론

열병합발전시스템은 열에너지를 이용하여 전력을 생산하고 남은 여열을 활용하여 다시 열을 생산하여 활용하는 발전 시스템을 의미한다. 전력과 열을 동시에 생산하는 시스템은 모두 열병합발전 시스템으로 총칭하지만, 대체로 국내에서 사용 중인 일정규모 이상의 열병합발전의 경우 기력 발전시스템 혹은 가스터빈과 스팀터빈 복합화력 발전소의 여열을 활용하여 지역난방 열을 생산한다. 열병합 발전 시스템은 기존의 기력발전 및 복합화력발전 시스템 대비 매우 높은 약 75~85%에 달하는 시스템 효율을 가지는 것으로 알려져 있다.^(1,2) 최근 세계적인 에너지 사용량이 증가하고 있고 이에 따라 탄소배출량의 증가폭이 큰 폭으로 상승⁽³⁾하고 있는 상

황을 해결하기 위하여 2015년 11월 파리에서 개최된 유엔 기후변화회의에서는 각 국의 탄소배출량을 제한하기로 결정하였으며, 이에 따라 유럽 및 미국을 중심으로 기후변화에 대응하기 위한 방안의 하나로써 열병합 시스템의 확대보급이 검토되고 있다.^(2,4,5) 이미 유럽을 중심으로 전 세계에서 열병합 시스템(Combined Heat & Power, 이하 CHP)의 활용에 따른 탄소저감 효과 및 기타 탄소저감 기법과의 비교를 통한 CHP의 경제성에 대한 연구가 다수 진행되고 있으며,⁽⁶⁻¹⁰⁾ 신재생 에너지를 비롯한 다양한 에너지를 활용하는 CHP 시스템에 대한 연구도 최근 들어 증가 추세에 있다. 특히 열병합 복합발전 CHP 시스템에 대한 다양한 연구들이 시도되고 있다.⁽¹¹⁻¹³⁾

열병합 발전시스템은 규모에 따라 소형(Small), 중형

* 한국지역난방공사 중앙연구원(Korea District Heating Corp. R&D Institute)

** 아주대학교 에너지공학부(Ajou university, Division of Energy Systems Research)

† 교신저자, E-mail : htkim@ajou.ac.kr

배압터빈을 사용하는 열병합발전소의 열 회수 온도에 따른 성능특성 분석

(Mid-size), 대형(Large)으로 구분할 수 있으며 전기출력 1MW 이하는 소형, 1~20 MW 범위는 중형, 그 이상은 대형으로 구분한다.⁽⁴⁾ 우리나라는 소규모 보다는 신도시 및 대규모 택지개발 지구단위로 지역난방을 공급하고 있기 때문에 중대형급(1 MW 이상)의 열병합 발전설비가 주로 사용되는 실정이며, 대체로 가스·스팀터빈 복합화력발전 시스템 후단의 열을 활용하는 열병합 복합화력 시스템이 활용되고 있다. 열병합 복합화력 발전설비는 저압터빈 후단 혹은 전단에 온수열교환기를 설치하여 온수를 생산하고 있으며, 전자의 경우는 배압터빈으로, 후자의 경우에는 모드운전을 통하여 복수터빈과 배압 터빈을 상황에 맞게 사용하는 것이 일반적이다.^(2,14) 복수터빈의 경우 3중압 시스템까지 적용이 가능하며 이에 따라 폭넓은 열전비를 구현하는 것이 가능하지만 복수터빈의 건설이 필요하여 초기투자비가 크고, 복잡한 계통제어가 필요하다. Fig. 1에 복수터빈의 구조 및 주요 모드운전에 따른 시스템 구성을 도시하였다. 배압터빈의 경우에는 복수터빈이 없이 지역난방 히터(District Heater, 이하 DH)에서 열침을 담당하기 때문에 비교적 시스템이 단순하고 설치비가 저렴하며 제어가 상대적으로 수월하다. 배압터빈과 복수터

빈 Mode 1 운전의 경우 모두 복합 화력의 복수기에 해당하는 열침부를 온수 열교환기가 대체하고 있으며, 이 경우 기존 복합 화력발전예 비하여 상대적으로 높은 응축압력으로 배압이 형성되어 전기출력은 다소 감소하게 되나, 추가로 열을 생산할 수 있으므로 단순 복합화력 대비 높은 열효율을 가지는 것이 특징이다. 이와 같이 지역난방 열교환기가 복수기의 역할을 대신하게 됨에 따라 사용자측에서 회수되어 발전소로 되돌아오는 지역난방 회수수가 복합화력 복수기의 냉각수의 역할을 하게 되며, 이에 따라 회수수의 온도에 열병합발전 전체 시스템 성능이 영향을 받게 된다.

본 연구에서는 배압터빈을 사용하는 상용 복합화력 열병합발전시스템을 모사하고 온수열교환기로 공급되는 사용자측 회수온도를 변화시키면서 열병합발전소의 성능 변화를 분석하였다. 가스터빈의 출력은 동일한 상태로 가정하였으며, 이에 따른 전체 시스템 성능 변화를 분석하였다. 전체 시스템 성능의 변화를 해석하기 위하여 사용자에게 공급되는 난방 공급방식은 공급온도를 고정하고 공급하는 방식과 공급열량을 고정하는 두 가지 제어방식을 고려하였다. 공급온도 제어 방식은 현재 지역난방 업체에서 공급하는 온도와 유

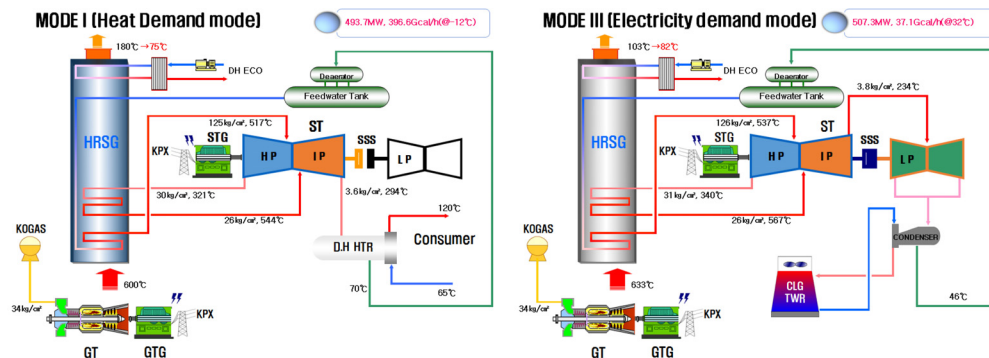


Fig. 1 Schematic diagram of Combined Heat & Power CC Power Plant using Condensing turbine

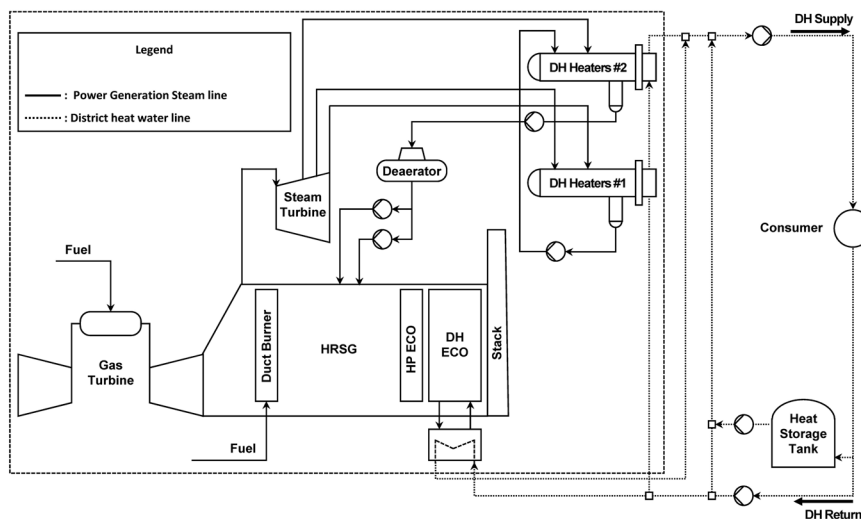


Fig. 2. Schematic diagram of Commercial operates CHP CC Power Plant using Back pressure type turbine

Table 1 Basic specifications and system simulation results of the Commercial CHP Plant^(15,16)

| | | |
|---------------|--|--------|
| Gas Turbine | PR | 12.8 |
| | TRIT (°C) | 1149 |
| | TET (°C) | 540.4 |
| | Gas Flow Rate (kg/s) | 312.6 |
| | Power (MW) | 91.825 |
| | Shaft Speed (rpm) | 3600 |
| | Thermal Efficiency (%) | 32.786 |
| HRSG | HP Steam Flow (kg/s) | 78.8 |
| | HP Steam Temperature (°C) | 515 |
| | HP Steam Pressure (kgf/cm ²) | 100 |
| | Duct Burner Exit Temp. (°C) | 807.5 |
| | LP Steam Flow (kg/s) | 6.86 |
| | LP Steam Temperature (°C) | 156.8 |
| | LP Steam Pressure (kgf/cm ²) | 5.8 |
| Steam Turbine | Stack Temperature (°C) | 82.1 |
| | Steam Turbine Power (MW) | 67.803 |
| | LP Exhaust pressure (ata) | 0.547 |
| | LP Exhaust Enthalpy (kcal/kg) | 587.9 |
| | Estimated Isentropic efficiency (%) | 87 |
| | HP Section mas flow (kg/s) | 78.8 |
| | LP admission mas flow (kg/s) | 2.47 |

사한 105°C 조건을 사용하였으며, 공급열량 제어방식에서는 해당 플랜트의 설계 난방열량이 동일하게 사용자에게 공급된다는 가정 하에 해석을 수행하였다.

2. 해석대상 시스템

2.1 개요

본 연구에서는 현재 상용 운전 중인 열병합 복합 화력발전 시스템을 선정하고, 전체 플랜트 열 성능 모델링을 수행하였다. 해당 플랜트는 복수기가 없는 배압식 스팀터빈을 사용하고 있다. Fig. 2에 해당 발전플랜트의 개략도를 도시하였으며 Table 1에 해당 플랜트의 기기별 주요 스펙을 나타내었다.

2.2 기기별 주요스펙

2.2.1 가스터빈

본 연구에서 모사된 발전플랜트에 사용된 가스터빈은 GE의 7EA모델이 사용되고 있다. 해당 모델의 설계 데이터는 제작사의 공식 모델 제원이 아닌, 실제 상용 플랜트의 제작사 제공 데이터를 기준으로 사용하였다. 설계조건은 ISO 조건(대기온도 15°C 기준)이 아닌 열생산 조건인 5°C 기준으로 설

계 되었으며 이때 정격출력은 약 92 MW, 열효율은 약 32.8%로 알려져 있다.

2.2.2 배열회수 스팀보일러

본 연구에서 모사된 배열회수 스팀보일러(Heat Recovery Steam Generator, 이하 HRSG)는 상대적으로 낮은 터빈 출구온도인 540°C 조건에서 2중압 스팀터빈에 필요한 스팀과 지역난방열을 생산하기 위하여 HRSG 전단에 덕트버너가 설치되어 가스터빈 배기가스의 온도를 약 807°C까지 가열하도록 설계되었다. 기준 설계조건(대기온도 5°C)에서 배기가스 온도는 약 82°C로 설계되어 있으며, 고온 주증기 온도는 515°C, 유량은 78.8 kg/s로 설계되었다.

2.2.3 배압식 스팀터빈

본 연구에서 모사된 배압식 스팀터빈의 스펙을 Table 1에 나타내었다. 제작사는 Mitsui-Alstom사이며 2중압터빈으로 HP와 LP 2구간으로 구성되어있다. 전체 출력은 약 68 MW이며 설계데이터를 반영하여 유추한 결과 터빈 등 엔트로피 효율은 약 87%인 것으로 예측된다. LP 스팀의 대부분이 탈기기로 공급되고, 약 2.5 kg/s 정도의 저압스팀만 터빈으로 공급되게 설계되어있다.

3. 모델링을 통한 플랜트 성능해석

3.1 해석 대상 모델링

본 절에서는 해당 연구 수행을 위한 열병합 복합화력 발전 시스템 모델링 및 시뮬레이션 결과를 나타내었다. 해석에는 상용 프로그램인 GateCycle⁽¹⁷⁾을 사용하여 해당 플랜트를 모사하였다.

3.1.1 가스터빈 모델링

본 연구는 가스터빈의 성능 변화 보다는 배압형 스팀터빈의 성능 변화에 초점을 맞추어 해석을 수행하였으며 이에 따라 가스터빈은 제작사 제공 설계 데이터 및 보정선도 기반으로 모델링하였다. Fig. 3에 외기 조건 변화에 따른 가스터빈의 성능변화에 대한 보정 선도를 예시하였다. 실제 모델링에서는 Fig. 3의 데이터가 아닌 제작사에서 제공한 보정 선도를 바탕으로 모델링을 수행하였다.

3.1.2 스팀터빈 및 열교환기 모델링

스팀터빈 및 HRSG, DH 등의 열교환기는 제작사에서 제공한 설계 데이터를 바탕으로 역설계를 수행하였으며 이를 바탕으로 탈설계 해석을 수행하였다.

스팀터빈의 탈설계 해석을 위하여 터빈 입출구의 압력은

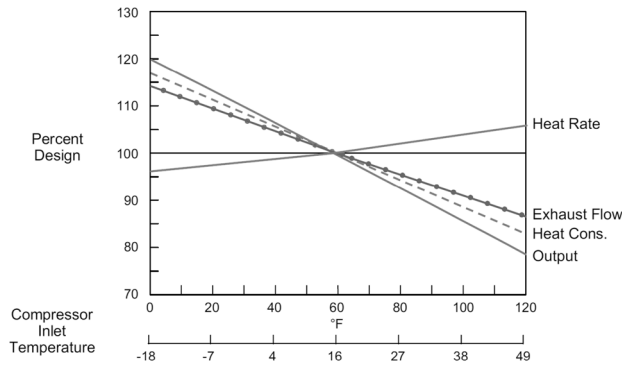


Fig. 3 Sample performance curves of ambient temperature variations⁽¹⁸⁾

Stodola equation을 적용^(19,20)하였으며 효율은 Spencer cotton cannon method⁽²¹⁾를 적용하였다. Stodola equation은 식 (1)과 같다.

$$\frac{\dot{m}_{inlet} \sqrt{T_{inlet}/P_{inlet}}}{(\dot{m}_{inlet} \sqrt{T_{inlet}/P_{inlet}})_{ref}} = \frac{\sqrt{1-(P_{out}/P_{inlet})^2}}{\sqrt{1-(P_{out}/P_{inlet})_{ref}^2}} \quad (1)$$

HRSG, DH 등 열교환기에 사용된 식은 아래와 같다. 식 (2)는 열교환기 저온부의 압력강하, 식 (3)은 고온부 압력강하, 식 (4)는 열전달계수의 탈설계 관계식을 나타낸다.

$$\frac{dP_c}{dP_{c,d}} = \left(\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{c,d}}\right)^x \left(\frac{T_c}{T_{c,d}}\right)^y \left(\frac{P_c}{P_{c,d}}\right)^z \left(\frac{\nu_c}{\nu_{c,d}}\right)^\alpha \quad (2)$$

$$\frac{U}{U_d} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d}\right)^X \left(\frac{T}{T_d}\right)^Y \left(\frac{P}{P_d}\right)^Z \quad (3)$$

$$\frac{dP_h}{dP_{h,d}} = \left(\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{h,d}}\right)^x \left(\frac{T_h}{T_{h,d}}\right)^y \left(\frac{P_h}{P_{h,d}}\right)^z \quad (4)$$

3.1.3 시스템 해석

열병합 복합화력 발전 시스템의 출력 및 효율은 식 (5)~(8)과 같이 정의하였다. 식 (5), (6)은 난방열생산을 고려하지 않은 전기출력 및 효율을 나타내고 있으며, 식 (7), (8)은 전기와 열을 모두 고려한 CHP출력, 효율을 나타낸다.

$$\dot{W}_{CC} = \dot{W}_{gt} + \dot{W}_{st} - \dot{W}_{aux} \quad (5)$$

$$\eta_{CC} = \frac{(\dot{W}_{gt} + \dot{W}_{st} - \dot{W}_{aux})}{\dot{m}_{fuel} \times LHV} \quad (6)$$

$$\dot{W}_{CHP} = \dot{W}_{gt} + \dot{W}_{st} + \dot{Q}_{DH} - \dot{W}_{aux} \quad (7)$$

$$\eta_{CHP} = \frac{(\dot{W}_{gt} + \dot{W}_{st} + \dot{Q}_{DH} - \dot{W}_{aux})}{\dot{m}_{fuel} \times LHV} \quad (8)$$

3.2 시뮬레이션 결과

본 절에서는 해석대상 플랜트의 역설계 시뮬레이션 결과를 나타내었다. 제작사에서 제공하는 설계 파라미터 값을 기반으로 숨겨진 설계 특성 파라미터들을 도출하였으며, 설계 파라미터 값과 시뮬레이션 결과의 비교를 통하여 예측의 정확도를 검증하여 그 결과를 Table 2에 나타내었다. 가스터빈 압축기와 터빈의 효율은 약 87%로 추정된다. HRSG는 덕트 버너 연료량이 약 1.2% 오차 내에서 예측 되었으며, 스팀터빈의 터빈 효율은 약 87%로 추정된다. No. 2 DH의 열전달

Table 2 Simulation results of the CHP-CC power plant

| Components | | Unit | Reference | Modeling | Error(%) |
|-----------------|-----------------------------|--------|-----------|-----------|-----------|
| Gas Turbine | Compressor Efficiency | % | - | 87 | Estimated |
| | Turbine Efficiency | % | - | 86.48 | Estimated |
| | Exhaust Gas flow | kg/s | 312.64 | 312.66 | 0.001 |
| | Generator Power output | MW | 91.825 | 91.824 | 0.001 |
| | Thermal Efficiency | % | 32.786 | 32.760 | 0.067 |
| | Fuel flow rate | kg/s | 5.667 | 5.669 | 0.049 |
| HRSG | Duct burner fuel flow rate | kg/s | 7.580 | 7.676 | 1.266 |
| | Stack Temperature | °C | 82.1 | 82.1 | 0 |
| Steam Turbine | HP Inlet Temperature | °C | 513.7 | 513.62 | 0.016 |
| | HP ST Efficiency | % | - | 87 | Estimated |
| | HP ST Power | MW | - | 48.963 | Estimated |
| | LP Steam Pressure | ata | 5.569 | 5.57 | 0.018 |
| | LP Steam Temperature | °C | 155.2 | 155.2 | 0 |
| | LP Exhaust Temperature | °C | 83.1 | 83.11 | 0.012 |
| | LP ST Efficiency | % | - | 87.1 | Estimated |
| | LP ST Power | MW | - | 20.311 | Estimated |
| District Heater | No. 1 DH Cooling water flow | ton/hr | 2,706.086 | 2,709.120 | 0.112 |
| | No. 1 DH Heat Duty | kW | 94,352.2 | 94,489.5 | 0.145 |
| | No. 2 DH Heat Duty | kW | 107,851.7 | 108,116.4 | 0.245 |
| RMS Error(%) | | | | | 0.101 |

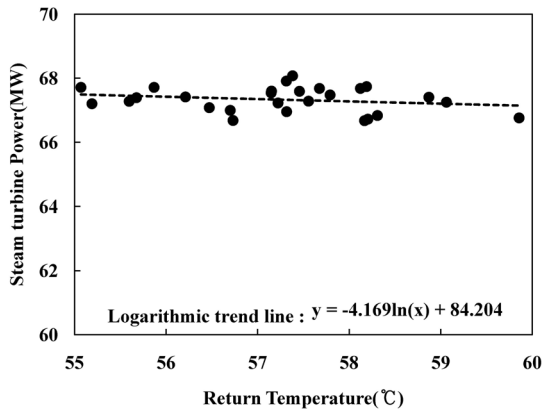


Fig. 4. Field data variations of the Steam turbine power with the Returning Temperature variation

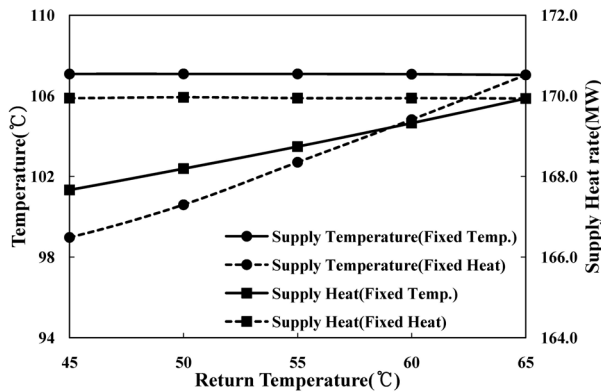


Fig. 5. Variations of the supply temperature and heat supply rate with the Returning Temperature variation

부하를 제외한 다른 설계 파라미터들은 대체로 0.1% 이내의 오차 범위 내에서 해석이 수렴하였음을 확인할 수 있으며, RMS 오차평균은 약 0.101%로 계산되었다. 이는 시뮬레이션 모델이 해석대상 상용 플랜트를 오차범위 내에서 충분히 잘 모사하고 있다고 판단된다.

3.3 현장 데이터 분석

본 절에서는 탈설계 해석의 결과의 적절성을 판단하기 위해 현장 데이터 분석을 수행하고 그 결과를 Fig. 4에 나타내었으며, 이해를 돕기 위해 로그 추세 선을 도시하였다. 데이터는 해석 대상 플랜트의 '16년도 1월부터 8월까지 운전데이터 중 최대부하 운전 데이터를 활용하였다. 해당 지사의 경우 가스터빈이 최대부하로 작동하더라도, 덕트버너의 사용 유무에 따라 스팀터빈의 작동특성이 변하게 되어 스팀터빈의 최대부하 운전 데이터는 다소 적은 편이다. Fig. 4에서 확인할 수 있는 바와 같이 회수온도의 변화에 따라 스팀터빈의 출력은 변화한다. 이는 본 연구의 탈 설계 해석이 적절하게 수행되었음을 의미한다.

4. 해석 결과

4.1 지역난방수 제어방식

본 절에서는 DH의 공급온도 및 회수온도의 변화에 따른 열병합 발전플랜트의 성능을 해석하였다. 앞서 설명한 바와 같이 배압터빈의 경우 지역난방 회수수가 DH로 공급되고 DH는 배압터빈의 복수기와 유사한 역할을 하여 터빈의 배압을 결정하게 된다. 이 때 가스터빈은 동일한 외기조건에서 최대부하로 운전된다고 가정하였다.

DH의 제어에 있어서 고려할 수 있는 제어방식으로 온도제어와 열량제어를 고려하였다. 첫 번째로 온도제어의 경우 사용자 측으로 공급되는 지역난방수의 공급 온도를 107°C로 일정하게 유지하는 방식이다. 이를 위하여 DH로 공급되는 지역난방수의 양을 조절하는 방식으로 현재 우리나라 상용 열병합 발전소에서 많이 사용하고 있는 방식이다. 이 경우 공급온도는 107°C로 결정되므로 DH 입출구의 비엔탈피 차는 일정해야 하며, 스팀터빈 출구에서 DH로 공급되는 열량은 정해져 있으므로 지역난방수의 양을 조절하여 DH출구의 온도를 조절하게 된다. 두 번째로 열량제어 방식은 사용자 측으로 공급되는 지역난방수의 총 열량을 제어하는 방식이다. 총 열량의 제어를 위해서 DH출구의 온도는 가변적으로 풀고, 지역난방수의 양과 DH입, 출구 비엔탈피 차를 동시에 조절하는 방식이다. 이 경우 온도제어에 비하여 지역난방수의 변화폭이 적으며, 공급온도는 다소 감소하게 된다.

4.2 열병합 플랜트 발전성능 분석

Fig. 5에서 회수수의 온도 변화에 따른 공급온도 및 공급 열량을 도시하였다. 온도를 제어하는 경우 공급온도가 일정한 것은 명확하다. 이 때 공급 열량은 회수온도가 낮을수록 작아진다. 이는 DH의 회수온도가 낮을수록 배압이 낮아짐에 따라 터빈에서 복수기로 버리는 열량이 감소함에 따라 줄어드는 것으로 보인다. 공급 열량 제어의 경우 열량이 일정하게 유지됨에 따라 공급온도는 감소한다. 사용자에게 공급하는 열량을 일정하게 유지하기 위해서 공급되는 유량이 증가함에 따라 복수기로 과도한 냉각수가 공급되게 됨에 따라 점차 감소하는 것으로 판단된다. 회수수의 온도가 변화함에 따른 열병합 복합 화력 시스템의 출력과 효율이 상승하게 되는 것은 자명하다. 알려져 있는 바와 같이 배압터빈은 DH가 복수기의 역할을 대체함에 따라 회수수의 온도가 상승하게 되면 터빈 출구 배압이 낮아지게 되고 이에 따라 열 낙차가 증가하게 되어 스팀터빈 출력이 상승하게 된다. Fig. 6에 회수 온도 변화에 따른 열병합 복합화력 시스템의 출력 및 시스템 효율 변화를 도시하였으며, Fig. 7에 스팀터빈 출구의 배압

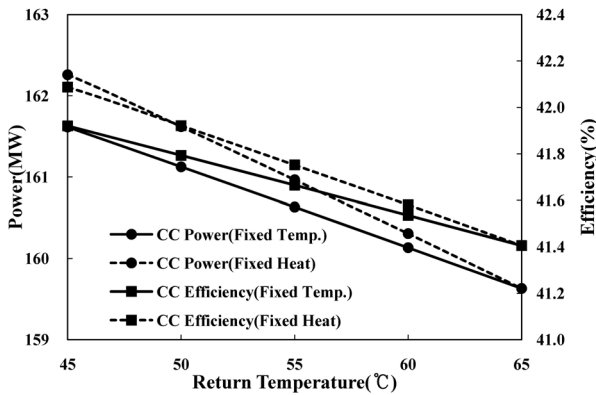


Fig. 6. Variations of the Steam turbine power and system efficiencies with the Returning Temperature variation

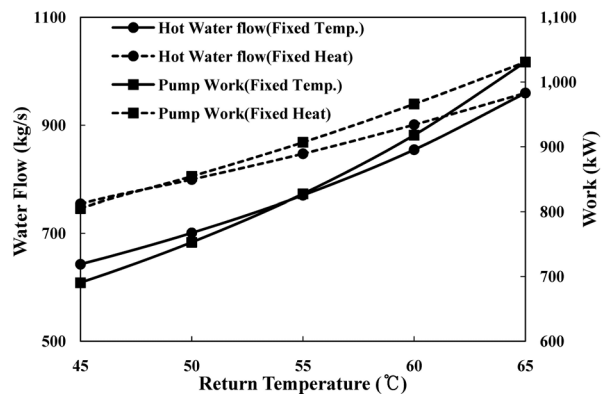


Fig. 8. Variations of the DH supply water flow and pump required work with the Returning Temperature variation

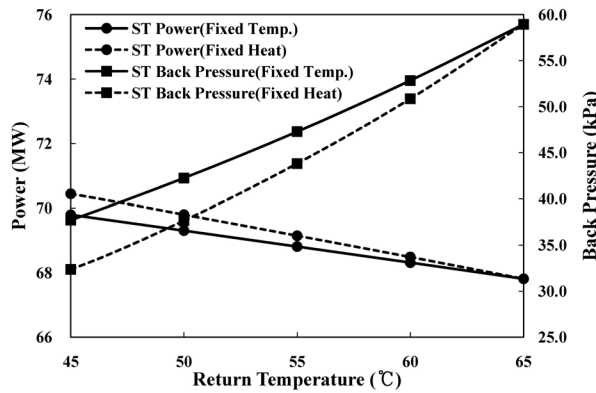


Fig. 7. Variations of the Steam turbine back pressure and power with the Returning Temperature variation

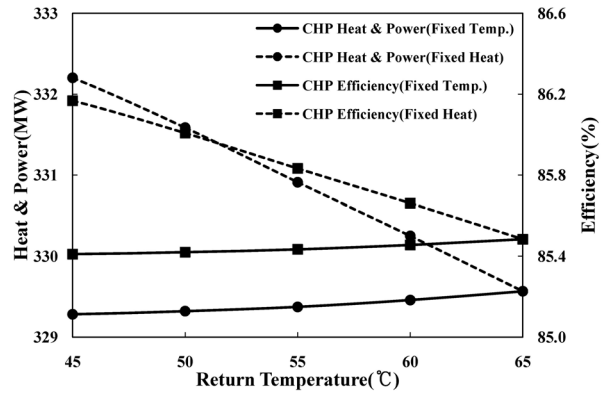


Fig. 9. Variations of the CHP heat & power and total efficiencies with the Returning Temperature variation

과 스팀터빈의 출력 변화를 도시하였다.

Fig. 8은 사용자 회수수의 온도변화에 따른 필요 지역난방수 유량 및 그에 따른 펌프 소모동력을 나타내었다. DH의 배압을 결정하는데 필요한 유량이 감소하게 됨에 따라 그에 따라 사용자측으로 공급할 수 있는 지역난방수의 양도 감소하게 되며 이에 따라 사용자에게 온수를 공급하는 펌프의 소모동력도 감소하게 된다.

4.3 열병합 플랜트 열·전기 복합 성능 분석

복합화력의 출력과 성능이 상승한다 하여도 열량이 감소하기 때문에 전체 CHP의 출력과 효율은 다소 감소하는 경향이 발생할 수 있으며 이를 Fig. 9에 도시하였다. 공급 온도를 일정하게 유지한 상태에서는 회수온도의 변화에 따른 출력과 효율의 변화가 거의 발생하지 않으며 오히려 일정출력량이 감소됨에 따라 효율 역시 다소 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 추가 전력이 발생하더라도 공급 가능한 열의 양이 감소함에 따라 발생하는 효과이다. 즉 Fig. 5에서 살펴본 바와 같이 공급온도가 일정한 경우 생산되는 열량이 감소

하는 효과가 모두 전력의 증가로 변환되었다고 판단할 수 있으며 이 경우 열병합 복합화력 플랜트는 최적 배압조건이 아닌 상태에서 작동되고 있기 때문에 필요보다 많은 열이 폐열로서 회수되지 않고 버려지고 있는 것으로 생각된다. 다시 말해 열병합 복합화력 발전시스템의 성능을 결정짓는 요소로 사용자 회수수의 온도뿐만 아니라 사용자 공급수의 온도 역시 고려되어야 한다.

Fig. 10는 열병합발전에서 실질적인 복수기로 작용하는 DH1의 냉각수 출구온도를 나타내었다. DH에서의 냉각수는 곧 사용자 회수수 온도를 나타낸다. 전체적으로 사용자 회수수의 온도가 감소할수록 DH1의 출구온도 역시 감소한다. 전체 시스템 측면에서 볼 때 배압의 감소로 인하여 터빈의 열낙차가 증가하는 것은 시스템을 통해서 버려지는 열량은 감소하는 것을 의미한다. 즉 DH1을 통하여 사용자에게 전달 가능한 열량이 감소하는 것을 의미하며 이에 따라 DH1의 냉각수 측 입, 출구 온도 차가 다소 감소하게 된다.

Fig. 11은 터빈 출구의 건도를 나타내었다. 건도는 배압이 낮아짐에 따라 감소하게 된다. 공급수온도제어의 경우 건도는 최소 약 0.905, 공급열량제어의 경우 약 0.9 정도로

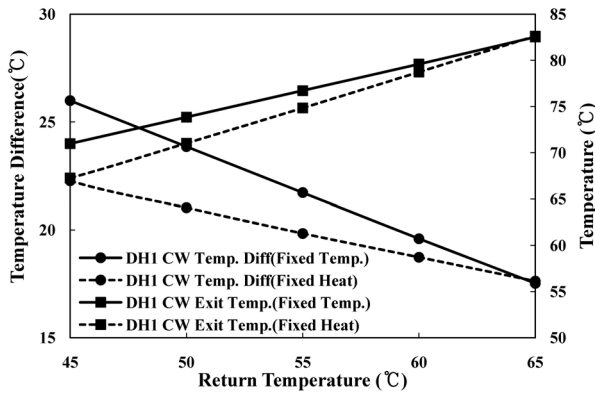


Fig. 10. Variations of the No. 1 DH temperature difference and outlet temperature with the Returning Temperature variation

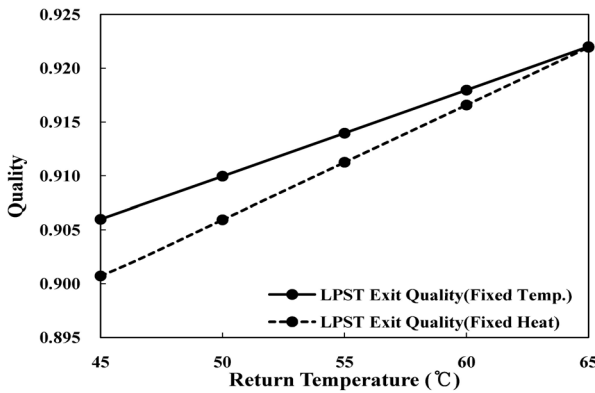


Fig. 11. Variations of the low pressure steam turbine exhaust quality with the Returning Temperature variation

다소 낮은 구간까지 내려가는 것을 확인할 수 있으나 설비 수명에 큰 영향을 미치는 영역까지 내려가지는 않는 것으로 판단된다.^(22, 23)

5. 결 론

본 연구에서는 배압식 스팀터빈을 사용하는 열병합 복합 발전 시스템의 사용자 회수온도 변화에 따른 플랜트 성능 변화를 분석하였다. 이를 위하여 실제 상용운전 중인 열병합 플랜트의 설계데이터를 활용하여 시뮬레이션을 수행하고, 탈설계 해석을 통하여 회수온도 변화에 따른 플랜트 성능변화를 예측 하였다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 실제 상용운전 중인 열병합 플랜트의 설계 데이터를 기반으로 상용 프로그램을 활용하여 플랜트 역설계 시뮬레이션을 수행 하고 숨겨진 설계 파라미터를 도출하였다. RMS error는 약 0.1%로 시뮬레이션이 해당 플랜트를 잘 모사하고 있는 것으로 판단된다.
- 2) 탈설계 해석을 통하여 사용자 회수온도 변화에 따른 열병합 플랜트의 발전 성능변화 및 열·전기 종합 성능을

예측 하였다. 알려진 바와 같이 회수온도가 상승함에 따라 발전출력 및 시스템 효율은 감소하는 결과를 확인하였으며, 지역난방수 공급유량의 변화 등에 따른 펌프 소모동력의 증가도 확인할 수 있다.

- 3) 지역난방열의 공급을 위한 지역난방수 제어 방식으로 공급온도 제어 및 공급열량 제어를 고려하였으며 지역난방수 제어 방식에 따른 시스템 성능의 변화를 확인 하였다. 공급온도 제어의 경우, 사용자 회수온도 변화에 따른 전체 시스템 변화는 미미하게 보이며, 공급열량 제어 시 사용자 회수온도 변화가 열병합 플랜트 성능에 큰 영향을 미치는 것으로 판단된다.
- 4) 회수온도의 변화는 스팀터빈 출구의 건도에도 영향을 미치므로 회수온도의 조절을 위해서는 해당 플랜트에 대한 충분한 연구가 필요할 것이다.

후 기

본 연구는 한국지역난방공사의 “열병합발전소 열정산모델링 및 성능향상방안 연구”의 일환으로 수행되었으며, 이에 감사의 말씀을 전합니다.

References

- (1) Yan, J. Y., 2015, Handbook of Clean Energy System - volume VI, John Wiley & Sons Ltd, Chichester, U.K.
- (2) Darrow, K., Tidball, R., Wang, J., and Hampson, A., 2014, “Catalog of CHP Technologies,” U.S. Environmental protection Agency CHP Partnership
- (3) Conti, J., Holtberg, P., Napolitano, S., Schaal, M., and Doman, L. E., 2014, “International Energy Outlook 2014,” U.S. Energy Information Administration.
- (4) U.S. Department of Energy, 2009, “A decade of progress Combined Heat and Power,” U.S. Department of Energy
- (5) Euroheat & power, 2015, “District heating and cooling country by country 2015 survey,” Euroheat & power.
- (6) Giaccone, L. and Canova, A. 2009, “Economical comparison of CHP systems for industrial user with large steam demand,” Applied Energy, vol. 86, No. 6, pp. 904~914.
- (7) Graus, W. and Worrell, E., 2011, “Methods for calculating CO2 intensity of power generation and consumption_A global perspective,” Energy Policy, Vol. 39, No. 9, pp. 613~627.
- (8) Olsson, L., Wetterlund, E., and Söderström, M., 2015, “Assessing the climate impact of district heating systems with combined heat and power production and industrial excess heat,” Resources, Conservation and

- Recycling, Vol. 96, pp. 31~39.
- (9) Li, H., Marechal, F., and Favrat, D., 2010, "Power and cogeneration technology environomic performance typification in the context of CO₂ abatement part II_Combined heat and power cogeneration," Energy, Vol 35, No. 9, pp. 3517~3523.
- (10) Klaassen, R. E. and Patel, M. K., 2013, "District heating in the Netherlands today: A techno-economic assessment for NGCC-CHP," Energy, Vol 54, pp. 63~73.
- (11) Marbe, Â., Harvey, S., and Berntsson, T., 2006, "Technical, environmental and economic analysis of co-firing of gasified biofuel in a natural gas combined cycle (NGCC) combined heat and power (CHP) plant," Energy, Vol. 31, No. 10, pp. 1614~1631.
- (12) Wang, H., Yin, W., Abdollahi, E., Lahdelma, R., and Jiao, W., 2015, "Modelling and optimization of CHP based district heating system with renewable energy production and energy storage," Applied Energy, Vol. 159, pp. 401~421.
- (13) Seijo, S., del Campo, I., Echanobe, J., and García-Sedano, J., 2016, "Modeling and multi-objective optimization of a complex CHP process," Applied Energy, Vol. 161, pp. 309~319.
- (14) Mobley, R. K., 2001, Plant Engineer's Handbook, Butterworth Heinemann, Boston, U.S.A.
- (15) Han, P., 2010, MS7001EA(PG7121) Gas Turbine Generator Thermal Performance Test Procedure Lotte, Pangyo, Korea, Ver.7.08, GE Energy.
- (16) Kim, K. M., Park, H. J., and Park, H. B., 2010, "Pangyo Combined heat & power plant heat & mass balance diagram," Rev.03, Lotte Eng, & construction Co., Ltd.
- (17) GE Energy, GateCycleTM, Ver. 6.1.2;2013.
- (18) Brooks, F. J., 2000, "GE Gas Turbine Performance Characteristics," GE Power System, Schenectady, NY.
- (19) Aurel Stodola, 1927, "Steam and Gas Turbines," McGraw-Hill, New York
- (20) Cooke, D. H., 1985, "On Prediction of Off-Design Multistage Turbine Pressures by Stodola's Ellipse," Journal of Eng. Gas Turbines Power Vol. 107, Issue 3, pp. 596~606.
- (21) Spencer, R. C., Cotton, K. C., and Cannon, C. N., 1963, "A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators: 16,500 kW and Larger," Journal of Engineering for Power, Vol. 85, pp. 249~298.
- (22) Ganjehkaviri, A., Jaafar, M. M., and Hosseini, S. E., 2015, "Optimization and the Effect of Steam Turbine Outlet Quality on the Output Power of a Combined Cycle Power Plant," Energy Conversion and Management, Vol. 89, pp. 231~243.
- (23) Robin A. Chaplin, 2009, Thermal Power Plant - Volume III, Eoloss Publishers, Oxford, U.K.