(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 등록특허공보(B1)

(45) 공고일자 2018년11월20일
(11) 등록번호 10-1920330
(24) 등록일자 2018년11월14일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.)
G06F 17/50 (2006.01) *F02G 5/02* (2006.01)
G06F 17/10 (2006.01) *G06Q 10/04* (2012.01)
G06Q 50/06 (2012.01)
(52) CPC특허분류
G06F 17/5009 (2013.01)
F02G 5/02 (2013.01)
(21) 출원번호 10-2017-0142051
(22) 출원일자 2017년10월30일
심사청구일자 2017년10월30일
(56) 선행기술조사문헌
KR1020100110916 A
KR1020060095273 A
KR1020150112151 A
KR1020150106256 A

(73) 특허권자
경희대학교 산학협력단
경기도 용인시 기흥구 덕영대로 1732 (서천동, 경희대학교 국제캠퍼스내)
(72) 발명자
유창규
경기도 수원시 영통구 웰빙타운로 20, 8308동 202호(이의동, 호반가든하임)
이승철
경기도 용인시 기흥구 덕영대로 1732, 경희대학교 국제캠퍼스 환경학및환경공학과 (서천동)
(74) 대리인
특허법인도담

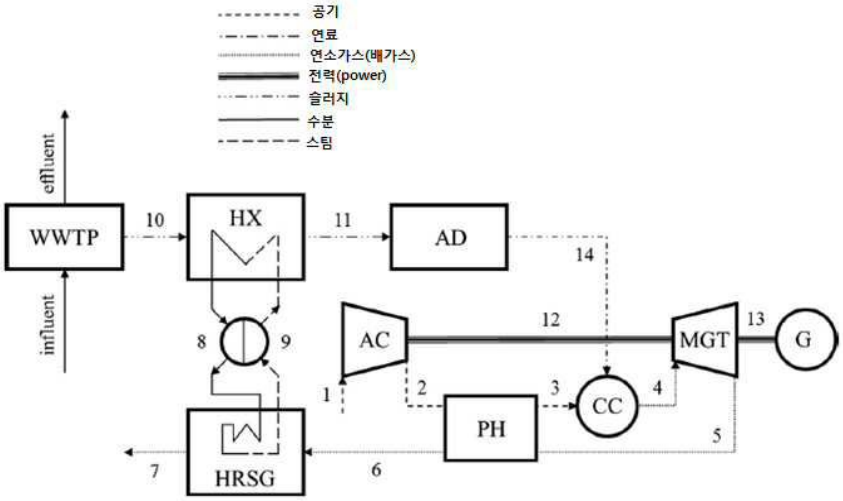
전체 청구항 수 : 총 13 항 심사관 : 박승철

(54) 발명의 명칭 **하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템을 모델링하고 최적화하는 방법**

(57) 요 약

본 개시 내용에서는 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템에 대한 열-경제학적 분석(Exergo-economic analysis) 및 열-환경학적 분석(Exergo-environmental analysis), 그리고 다중목적 유전(최적화) 알고리즘(multi-objective genetic algorithm)에 기초하여 하수처리 플랜트 내의 혐기 소화 공정으로부터 발생하는 바이오 가스를 이용하는 열 병합 발전 서브시스템의 유효 설계 파라미터 값을 최적화하는 방법이 기재된다.

대 표 도 - 도1



(52) CPC특허분류
G06F 17/10 (2013.01)
G06Q 10/04 (2013.01)
G06Q 50/06 (2013.01)

이 발명을 지원한 국가연구개발사업
과제고유번호 20160450
부처명 과학기술정보통신부
연구관리전문기관 한국연구재단
연구사업명 연구재단 중견연구
연구과제명 환경정보학과 시스템최적화의 원천 기술을 이용한 통합관리시스템 개발
기 여 율 1/1
주관기관 경희대학교 산합협력단
연구기간 2016.05.01 ~ 2017.04.30
공지예외적용 : 있음

명 세 서

청구범위

청구항 1

하수 처리 플랜트로부터 배출된 잉여 슬러지 흐름을 열 교환기로 이송하여 가열하는 단계;

상기 가열된 잉여 슬러지 흐름을 혐기 소화조로 이송하는 단계;

공기 압축기로부터 배출된 압축 공기를 예비 가열기를 거쳐 가열시킨 후에 연소 챔버로 이송하는 한편, 상기 혐기 소화조에서 생성된 바이오가스를 연소 챔버로 이송하는 단계, 상기 이송된 가열 압축 공기는 연소 챔버 내에서 바이오가스의 연소용 공기로 사용됨;

상기 연소 챔버로부터 배출되는 연소 가스를 마이크로 가스 터빈으로 이송하여 에너지를 생성하고, 가스 터빈을 거친 연소 가스를 예비 가열기로 이송하여 상기 공기 압축기로부터 배출된 압축 공기의 가열에 사용하는 단계; 및

상기 예비 가열기를 거친 연소 가스를 열 회수 스팀 발생기로 이송하여 상기 열 교환기에서 잉여 슬러지를 가열하기 위한 열원으로 제공하는 단계;

를 포함하는 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템을 설계하는 방법으로서,

상기 설계 방법은 열-경제적 분석 및 열-환경적 분석, 그리고 다중목적 유전 알고리즘을 이용하여 하기 수학식 57 내지 59에 의하여 최적화하는 방법:

[수학식 57]

$$\dot{C}_{sys} = \sum \dot{C}_{D,k} + \sum \dot{C}_{L,k} + \sum \dot{Z}_k \qquad (57)$$

[수학식 58]

$$\dot{B}_{sys} = \sum \dot{B}_{D,k} + \sum \dot{B}_{L,k} + \sum \dot{Y}_k \qquad (58)$$

[수학식 59]

$$[\eta_{CC}, \eta_{AC}, \eta_{MGT}, \Delta T_{PH}, \Delta T_{HRSG}, pr_{AC}, T_4] = \text{minimization}(\dot{C}_{sys}, \dot{B}_{sys}) \qquad (59)$$

상기 식에서, $\dot{C}_{sys}$은 총 원가율($/s)이고, $\dot{B}_{sys}$는 상기 통합 시스템의 총 환경 영향(pts/s)이고, η_{CC}, η_{AC}, 및 η_{MGT}는 각각 연소 챔버, 공기 압축기 및 마이크로 가스 터빈의 효율이고, ΔT_{PH} 및 ΔT_{HRSG}는 각각 예비 가열기 및 열 회수 스팀 발생기에서의 가열 흐름과 냉각 흐름 간 온도 차이고, pr_{AC}는 공기 압축기의 압축 비이며, 그리고 T_4는 마이크로 가스 터빈의 유입 온도임.

청구항 2

제1항에 있어서, 상기 열-경제적 분석은 상기 열 병합 발전 시스템 중 각각의 구성요소 단위의 열-경제적 평가지표를 하기 수학식 45 내지 50에 의하여 산출하여 수행되는 것을 특징으로 하는 방법:

[수학식 45]

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \qquad (45)$$

[수학식 46]

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}x_{P,k}} \quad (46)$$

[수학식 47]

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k}\dot{E}x_{D,k} \quad (47)$$

[수학식 48]

$$\dot{C}_{L,k} = c_{F,k}\dot{E}x_{L,k} \quad (48)$$

[수학식 49]

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} = \frac{\dot{C}_{D,k} + \dot{Z}_k}{c_{F,k}\dot{E}_{P,k}} = \frac{1-\varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Z}_k}{c_{F,k}\dot{E}_{P,k}} \quad (49)$$

[수학식 50]

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + (\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k})} \quad (50)$$

여기서, $\dot{C}_{F,k}$ 및 $\dot{C}_{P,k}$는 구성요소 k에서 연료 및 생성물 흐름의 원가율($/s)이고, $\dot{E}_{F,k}$, $\dot{E}_{P,k}$, $\dot{E}_{D,k}$, **및** $\dot{E}_{L,k}$는 각각 연료, 생성물, 파괴 및 손실 엑서지이며, ε_k는 엑서지 효율이고, $\dot{Z}_k$는 k번째 구성요소의 자본 원가율(capital cost rate)이고, k번째 구성요소의 상대적 비용 차(r_k)는 k번째 구성요소의 엑서지 파괴 원가율과 연료 원가율 간의 비이고, 그리고 열경제적 인자(f_k)는 자본 투자, 운전 및 유지로 인한 원가율($\dot{Z}_k$)을 $\dot{Z}_k$과 엑서지 파괴 및 엑서지 손실과 관련된 원가율$(\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k})$의 합으로 나눈 값을 의미함.

청구항 3

제2항에 있어서, 상기 열-환경적 분석은 하기 수학식 51 내지 56을 통하여 열 병합 발전 시스템 중 각각의 구성요소 단위의 열-환경적 인자를 분석하여 수행되는 것을 특징으로 하는 방법:

[수학식 51]

$$\dot{B}_{F,k} + \dot{Y}_k = \dot{B}_{P,k} + \dot{B}_{D,k} \quad (51)$$

[수학식 52]

$$\dot{B}_{F,k} = b_{F,k}\dot{E}_{F,k} \quad (52)$$

[수학식 53]

$$\dot{B}_{P,k} = b_{P,k}\dot{E}_{P,k} \quad (53)$$

[수학식 54]

$$\dot{B}_{D,k} = b_{F,k}\dot{E}_{D,k} \quad (54)$$

[수학식 55]

$$r_{b,k} = \frac{b_{P,k} - b_{F,k}}{b_{F,k}} \quad (55)$$

[수학식 56]

$$f_{b,k} = \frac{\dot{Y}_k}{\dot{Y}_k + \dot{B}_{D,k}} \quad (56)$$

상기 식에서, $\dot{Y}_k$는 k번째 구성요소의 자본 환경 영향(pts/s)이고, $\dot{B}_{F,k}$, $\dot{B}_{P,k}$, 및 $\dot{B}_{D,k}$는 각각 구성요소 내 연료, 생성물 및 엑서지 파괴와 관련된 환경 영향(pts/s)을 나타내고, $b_{F,k}$ 및 $b_{P,k}$는 k번째 구성요소의 평균 환경 영향(pts/kJ)이고, $r_{b,k}$는 k번째 구성요소에서 환경적 영향 감소 포텐셜을 나타내며, $f_{b,k}$는 k번째 구성요소의 환경적 영향과 시스템의 전체 환경적 영향 간의 비임.

청구항 4

제1항 내지 제3항 중 어느 한 항에 있어서, 상기 혐기 소화조 내 온도 및 압력은 각각 250 내지 350 K, 그리고 100 내지 120 kPa 범위인 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 5

제4항에 있어서, 상기 공기 압축기로부터 배출된 압축 공기의 압력은 350 내지 500 kPa 범위이고, 또한 상기 예비 가열기를 거친 가열 압축 공기의 온도는 800 내지 900 K 범위인 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 6

제5항에 있어서, 상기 연소 챔버로부터 배출된 연소 가스의 온도는 1000 내지 1300 K이고, 또한 상기 마이크로 가스 터빈으로부터 배출되는 연소 가스의 온도 및 압력 각각은 820 내지 950 K 및 100 내지 120 kPa 범위인 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 7

제6항에 있어서, 상기 열 회수 스팀 발생기의 유입 흐름 및 유출 흐름 각각의 온도는 790 내지 880 K 및 400 내지 500 K 범위인 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 8

제7항에 있어서, 상기 열 교환기로 유입되는 잉여 슬러지 흐름의 온도 및 상기 열 교환기로부터 배출되는 가열된 잉여 슬러지 흐름의 온도는 각각 270 내지 300 K 및 290 내지 350 K 범위인 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 9

제1항에 있어서, 상기 다중목적 유전 알고리즘은 NSGA-II(non-dominant sorting genetic algorithm-II)인 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 10

제2항에 있어서, 상기 열-경제적 분석은 비 엑서지 비용(specific exergy cost; SPECO) 접근법을 이용하여 수행되는 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 11

제3항에 있어서, 상기 열-환경적 인자는 수명 평가법(life-cycle assessment) 중 하나인 Eco-indicator 99에 의하여 환산된 eco-indicator points(pts)를 기초로 하여 산출되는 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 12

제1항에 있어서, η_{CC}, η_{AC}, η_{MGT}, ΔT_{PH}, ΔT_{HRSG}, pr_{AC} 및 T_4 각각의 초기 설정 값(default value), 그리고 열-환경 분석 및 열-경제 분석, 그리고 다중목적 유전 알고리즘에 의하여 설계되는 최적 값은 하기 표 10에 기재된 범위 내에서 결정되는 것을 특징으로 하는 방법.

[표 10]

	초기 설정 값	범위
η_{CC}	0.87	$0.85 \leq \eta_{CC} \leq 0.95$
η_{AC}	0.85	$0.80 \leq \eta_{AC} \leq 0.90$
η_{MGT}	0.85	$0.80 \leq \eta_{MGT} \leq 0.90$
$\triangle T_{PH}$	20 K	$10 \leq \triangle T_{PH} \leq 30$
$\triangle T_{HRSG}$	30 K	$10 \leq \triangle T_{HRSG} \leq 50$
pr_{AC}	4.5	$3.5 \leq pr_{AC} \leq 5.5$
T_4	1153.15 K	$1103.15 \leq T_4 \leq 1203.15$

청구항 13

제1항에 있어서, 상기 통합 시스템 내에서 하수처리 플랜트 및 혐기 소화조는 제1 정화조 및 제2 정화조를 포함하는 복수의 정화조(clarifier), 제1 내지 제5 반응조를 포함하는 일련의 반응조(bioreactor), 농축조(thickener), 혐기 소화조, 탈수 유닛 및 저장조를 포함하도록 조합 구성되며,

하수처리 플랜트로 유입된 하수 중 침전 가능한 유기물 및 무기물을 1차 정화조에서 중력에 의한 분리를 통하여 제거하는 단계,

상기 1차 정화조를 거친 하수를 상기 일련의 반응조 내에서 생물학적으로 처리하되, 처리된 하수의 일부를 상기 제5 반응조로부터 상기 제1 반응조로 이송하는 단계,

제2 정화조에서 생물학적으로 처리된 하수를 활성화 슬러지 및 유출물로 분리하는 단계,

상기 제2 정화조의 유출물을 상기 하수처리 플랜트 외부로 방출되는 한편, 분리된 활성화 슬러지의 일부는 호기 공정에서 적정 슬러지 농도를 유지하도록 제1 반응조로 이송하는 단계,

상기 제1 반응조로 이송되지 않은 잔여 활성화 슬러지를 상기 농축조 내에서 재차 고형물 및 액상물로 분리하는 단계,

상기 농축조 내에서 분리된 고형물 및 상기 1차 정화조 내에서 제거된 조 입자상 물질을 포함하는 잉여 슬러지 흐름을 혐기 소화조 내에서 처리하는 단계,

상기 혐기 소화조 내에서 바이오가스가 생성되는 동안 감소된 잉여 슬러지를 상기 탈수 유닛에 의하여 탈수처리하는 단계, 및

상기 탈수처리된 하수를 상기 농축조에서 분리된 액상물과 함께 상기 1차 정화조로 도입하기까지 상기 저장조 내에서 저장하는 단계,

를 포함하는 방식으로 수행되는 것을 특징으로 하는 방법.

발명의 설명

기 술 분 야

[0001] 본 발명은 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템을 모델링하고 최적화하는 방법에 관한 것이다. 보다 구체적으로, 본 발명은 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템에 대한 열-경제학적 분석(Exergo-economic analysis) 및 열-환경학적 분석(Exergo-environmental analysis), 그리고 다중목적 유전(최적화) 알고리즘(multi-objective genetic algorithm)에 기초하여 하수처리 플랜트 내의 혐기 소화 공정으로부터 발생하는 바이오 가스를 이용하는 열 병합 발전 서브시스템의 유효 설계 파라미터 값을 최적화하는 방법에 관한 것이다.

배 경 기 술

[0002] 일반적으로 양돈, 축산, 양계 농장에서 발생되는 분뇨 폐기물, 도시에서 대량으로 배출되는 음식물 폐기물 등을

포함하는 유기성 폐기물은 소정 요건을 구비한 하수처리 플랜트에서 인체 건강 및 환경에 덜 영향을 미치는 성분으로 전환되는 과정을 거치고 있다. 그러나, 하수처리 플랜트는 고비용 처리 공정을 수반할 뿐만 아니라, 하수 처리 플랜트의 설치 역시 제한적이다.

[0003] 특히, 소규모의 영세 축산 농가, 소규모의 음식점 등의 경우에는 폐기물 처리장치를 설치하는 대신에 생활 폐기물과 함께 폐기하거나, 또는 분리하여 폐기한다 해도 이를 별도의 시설에서 폐기해야 하는 실정이다.

[0004] 한편, 하수처리 플랜트에서는 전형적으로 분뇨 폐기물, 음식물 폐기물 등의 유기성 폐기물을 혐기 소화 방식으로 처리하고 있는 바, 이로부터 메탄 가스를 함유하는 고열량의 바이오 가스가 생성된다. 구체적으로, 유기성 폐기물의 혐기성 소화 과정에서 발생되는 바이오 가스를 탈황 처리하고 분리 공정 처리함으로써 고농도의 메탄 가스를 생산할 수 있다.

[0005] 생성된 메탄 가스는 열병합 발전 시스템에서 연료 원으로 사용되어 전기를 생산하는 동시에, 열 병합 발전 시스템의 운전 시 발생된 고온의 연소 가스로부터 회수한 열을 이용하여 혐기 소화조의 온도를 유지하거나 각종 시설물의 난방열로 활용되고 있다.

[0006] 이와 관련하여, 국내특허공개번호 제2015-106256호는 유기성 폐기물(예를 들면, 하폐수)을 혐기 소화시켜 바이오가스를 생성하고, 생성된 바이오가스를 이용하여 열 병합 발전에 활용하는 방법을 개시하고 있는 바, 하수처리 시스템과 열병합 시스템의 통합 시스템의 효율을 개선하는 기술이다.

[0007] 또한, Ruiping Han 등의 J. Renewable Sustainable Energy 8, 032701(2016)는 혐기성 소화 공정으로부터 생성된 바이오가스를 이용하여 열 병합 발전 시스템의 에너지 원으로 사용하는 통합 공정 시스템을 개시하고 있는 바, 특히 열 병합 발전 유닛을 통하여 회수된 열을 이용하여 혐기 소화 공정에 필요한 열원으로 제공하는 등, 최적화된 공정 시스템을 통하여 전체 시스템의 효율을 높이는 점을 개시하고 있다.

[0008] 이외에도, 또한, 국내특허번호 제793107호는 하수 처리 과정에서 발생하는 소화 가스 바이오 가스를 정제한 메탄가스 내에 함유된 다량의 수분, 황화수소, 미량의 유해물질 등을 열병합 발전기 전단에 장착된 탈황장치, 스크러버, 연소 공기 혼합장치, 활성탄 흡착장치 등의 전처리 장치를 통하여 고발열량의 정제된 메탄 가스를 수득하고, 이를 열 병합 발전 시스템의 연료 원으로 공급하여 안정적인 복합 열병합 발전을 구현하고, 이로부터 발생된 폐열을 재활용하여 축열시키는 방식으로 에너지효율을 극대화할 수 있는 공정을 개시하고 있다.

[0009] 그러나, 기존의 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템에 관한 연구의 경우, 통합 공정을 구성하는 물리적 구성 유닛의 성능 개선, 복수의 개별 유닛 간 결합 방식 변경 등을 중심으로 이루어졌다. 또한, 하수처리장 내 혐기 소화조에 다양한 외부 탄소원 추가 및 새로운 잉여슬러지 처리 기법 등을 적용하여 바이오가스 생산 증대를 목적으로 하는 연구가 주로 이루어졌다.

[0010] 그 결과, 종래의 연구에서는 하수처리 플랜트와 열병합 발전 시스템의 통합시스템을 개발함에 있어서, 하수처리 플랜트에서 발생되는 바이오가스를 이용한 열 병합 발전이 환경에 미치는 영향을 고려하지 않는 한계를 갖고 있다. 특히, 열 병합 발전의 단위 소비에너지 당 운전 및 설치 비용, 그리고 단위 소비에너지 당 열 병합 발전의 운전 및 설치 시 발생하는 환경적 영향을 동시에 최소화하는 방안이 요구된다.

발명의 내용

해결하려는 과제

[0011] 본 개시 내용의 구체예에서는 하수처리 플랜트와 열 병합 발전의 통합 시스템의 지속 가능성을 극대화하기 위하여 종래 기술에서 제시된 개별 유닛 또는 이들의 조합 간의 에너지 효율 개선에 그치는 것이 아니라, 열역학적 요소, 경제적 요소 및 환경적 요소를 종합적으로 고려하여 최적화된 설계 방안을 제공하고자 한다.

과제의 해결 수단

[0012] 본 개시 내용의 일 구체예에 따르면,

[0013] 하수 처리 플랜트로부터 배출된 잉여 슬러지 흐름을 열 교환기로 이송하여 가열하는 단계;

[0014] 상기 가열된 잉여 슬러지 흐름을 혐기 소화조로 이송하는 단계;

[0015] 공기 압축기로부터 배출된 압축 공기를 예비 가열기를 거쳐 가열시킨 후에 연소 챔버로 이송하는 한편, 상기 혐기 소화조에서 생성된 바이오가스를 연소 챔버로 이송하는 단계, 상기 이송된 가열 압축 공기는 연소 챔버 내에

서 바이오가스의 연소용 공기로 사용됨;

[0016] 상기 연소 챔버로부터 배출되는 연소 가스를 마이크로 가스 터빈으로 이송하여 에너지를 생성하고, 가스 터빈을 거친 연소 가스를 예비 가열기로 이송하여 상기 공기 압축기로부터 배출된 압축 공기의 가열에 사용하는 단계; 및

[0017] 상기 예비 가열기를 거친 연소 가스를 열 회수 스팀 발생기로 이송하여 상기 열 교환기에서 잉여 슬러지를 가열하기 위한 열원으로 제공하는 단계;

[0018] 를 포함하는 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템을 설계하는 방법으로서,

[0019] 상기 설계 방법은 열-경제적 분석 및 열-환경적 분석, 그리고 다중목적 유전 알고리즘을 이용하여 하기 수학식 57 내지 59에 의하여 최적화하는 방법이 제공된다:

[0020] [수학식 57]

[0021] $$\dot{C}_{sys} = \sum \dot{C}_{D,k} + \sum \dot{C}_{L,k} + \sum \dot{Z}_k \qquad (57)$$

[0022] [수학식 58]

[0023] $$\dot{B}_{sys} = \sum \dot{B}_{D,k} + \sum \dot{B}_{L,k} + \sum \dot{Y}_k \qquad (58)$$

[0024] [수학식 59]

[0025] $$[\eta_{CC}, \eta_{AC}, \eta_{MGT}, \Delta T_{PH}, \Delta T_{HRSG}, pr_{AC}, T_4] = \text{minimization}(\dot{C}_{sys}, \dot{B}_{sys}) \qquad (59)$$

[0026] 상기 식에서, $\dot{C}_{sys}$은 총 원가율($/s)이고, $\dot{B}_{sys}$는 상기 통합 시스템의 총 환경 영향(pts/s)이고, η_{CC}, η_{AC}, 및 η_{MGT} 는 각각 연소 챔버, 공기 압축기 및 마이크로 가스 터빈의 효율이고, ΔT_{PH} 및 ΔT_{HRSG} 는 각각 예비 가열기 및 열 회수 스팀 발생기에서의 가열 흐름과 냉각 흐름 간 온도 차이고, pr_{AC}는 공기 압축기의 압축 비이며, 그리고 T_4는 마이크로 가스 터빈의 유입 온도임.

발명의 효과

[0027] 본 개시 내용의 구체예에 따른 하수처리 플랜트-열 병합 발전의 통합 시스템에 대한 최적화 설계 방법은 하수처리 플랜트에서 발생하는 바이오가스를 이용한 열 병합 발전 시스템에 있어서 발생하는 환경적 영향, 경제적 영향 및 열역학적 분석을 결합하여 단위에너지 당 발생하는 환경적 영향 및 경제적 영향을 최소화할 수 있도록 열 병합 발전을 구성하는 개별 요소의 설계 값을 다중목적 유전(최적화) 알고리즘을 이용하여 결정할 수 있다. 그 결과, 경제적 영향뿐만 아니라 환경적 영향을 고려하여 보다 환경 친화적이며 지속가능한 형태의 통합 시스템을 설계하여 에너지 자립형 하수처리 플랜트를 구현할 수 있는 장점을 제공한다.

도면의 간단한 설명

[0028] 도 1은 일 구체예에 따른 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템의 개념도이고;

도 2는 구체예에 따라 하수처리 플랜트에서 발생하는 바이오가스를 이용한 열 병합 발전 시스템에 있어서 설계 파라미터(인자)를 최적화하는 일련의 과정을 경시적으로 나타내는 순서도이고;

도 3은 하수처리 플랜트의 예시적인 구성을 도시하는 공정도이고;

도 4는 예시적 구체예에서 사용된 하수처리 플랜트 내 혐기 소화조의 개략적인 구성을 도시하는 도면이고;

도 5a 및 도 5b 각각은 실시예에 따라 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템의 열역학적 분석 결과를 나타내는 그래프이고(도 5a는 연료 엑서지, 생성물 엑서지, 엑서지 파괴 및 엑서지 손실, 그리고 도 5b는 엑서지 파괴 비, 엑서지 손실 비 및 엑서지 효율);

도 6a 내지 도 6d 각각은 실시예에 따라 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템의 열-경제학적 분석

결과를 나타내는 그래프이고(도 6a는 엑서지 파괴와 관련된 원가율, 도 6b는 총 원가율, 도 6c는 상대 비용 차, 및 도 6d는 열-경제적 인자);

도 7a 내지 도 7d 각각은 실시예에 따라 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템의 환경 분석 결과를 나타내는 그래프이고(도 7a는 엑서지 파괴와 관련된 환경 영향율, 도 7b는 총 환경 영향율, 도 7c는 비 환경 영향의 상대 차, 및 도 7d는 열-환경적 인자);

도 8은 실시예에 따른 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템의 최적 설계 파라미터에 대한 파레토 집합(Pareto set)을 나타내는 그래프이고;

도 9a 내지 도 9c 각각은 최적화된 설계 파라미터 값을 갖는 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템의 열-경제학적 분석 결과를 나타내는 그래프이고(도 9a는 총 원가율, 도 9b는 상대 비용 차, 및 도 9c는 열경제적 인자); 그리고

도 10a 내지 도 10c 각각은 최적화된 설계 파라미터 값을 갖는 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템의 열-환경적 분석 결과를 나타내는 그래프이다(도 10a는 엑서지 파괴와 관련된 환경 영향율, 도 10b는 상대 비용 차, 및 도 10c는 열-환경적 인자).

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

[0029] 본 발명은 하기의 설명에 의하여 모두 달성될 수 있다. 하기의 설명은 본 발명의 바람직한 구체예를 기술하는 것으로 이해되어야 하며, 본 발명이 반드시 이에 한정되는 것은 아니다. 또한, 첨부된 도면은 이해를 돕기 위한 것으로, 본 발명이 이에 한정되는 것은 아니며, 개별 구성에 관한 세부 사항은 후술하는 관련 기재의 구체적 취지에 의하여 적절히 이해될 수 있다.

[0030] 본 명세서에 있어서, 어떠한 구성요소를 "포함"한다고 할 때, 이는 별도의 언급이 없는 한, 다른 구성 요소 및/또는 단계를 더 포함할 수 있음을 의미한다.

[0031] 일 구체예에 따르면, 하수처리 플랜트에서는, 전형적으로 1차 및 2차 침전조에서 잉여 슬러지가 발생하는 바, 이러한 잉여 슬러지의 감량화를 위하여는 혐기 소화조(anaerobic digestor)가 사용될 수 있다. 혐기 소화조는 통상적으로 중온 소화 방식으로 운전될 수 있다.

[0032] 혐기 소화조에서는 운전 온도를 유지하기 위하여는 열 에너지가 요구되는데, 이때 혐기 소화조의 부산물로서 메탄을 다량 함유하는 바이오가스가 발생하며, 이는 상대적으로 적은 발열량을 필요로 하는 엔진을 작동하는데 충분한 수준이다. 따라서, 혐기 소화조를 구비하는 하수처리 플랜트와 열 병합 발전 설비를 통합하는 것은 각 단위시스템의 필요한 자원(열 병합 발전 설비에서는 연료, 혐기 소화조에서는 열에너지, 그리고 하수처리 플랜트에서는 전기)을 공급하는 선순환 구조를 제공할 수 있다.

[0033] 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템의 개요

[0034] 도 1은 일 구체예에 따른 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템의 개념도이다.

[0035] 상기 도면을 참조하면, 하수처리 플랜트에서 발생하는 잉여 슬러지는 흐름(10)을 통하여 열 교환기(heat exchanger; HX)에 유입되어 후술하는 열 회수 스팀 발생기(heat recovery steam generator; HRSG)에서 생성된 스팀과의 열 교환에 의하여 승온(가열)된다. 예시적으로, 열 교환기(HX)로 유입되는 잉여 슬러지 흐름(10)의 온도는, 예를 들면 약 270 내지 300 K, 구체적으로 약 273 내지 295 K, 보다 구체적으로 약 280 내지 290 K 범위일 수 있다.

[0036] 상기와 같이 가열된 잉여 슬러지 흐름(11)은 혐기 소화조(AD)로 유입되는 바, 가급적 열 교환기를 통하여 혐기 소화 공정의 온도까지 승온된 상태로 유입되는 것이 유리할 수 있다. 예시적으로, 혐기 소화조(AD) 내 온도는, 예를 들면 약 290 내지 350 K, 구체적으로 약 300 내지 330 K, 보다 구체적으로 약 305 내지 320 K 범위 내에서 조절될 수 있다. 또한, 혐기 소화조(AD) 내 압력은, 예를 들면 약 100 내지 120 kPa, 구체적으로 약 101 내지 105 kPa, 보다 구체적으로 상압일 수 있다.

[0037] 혐기 소화조(AD)에서 발생된 바이오가스는 메탄-풍부 가스로서, 예시적으로 가스 내 메탄의 함량은, 전형적으로 적어도 약 50 체적%, 보다 전형적으로 약 60 내지 80 체적%, 특히 전형적으로 약 65 내지 75 체적% 범위일 수 있으나, 이는 예시적인 의미로 이해될 수 있다. 바이오가스 중 메탄 이외의 기타 성분의 예는 이산화탄소, 수분 등일 수 있다. 이와 같이 혐기 소화조(AD)에서 생성된 바이오가스는 흐름(14)을 통하여 연소 챔버

(combustion chamber; CC)로 유입된다.

[0038] 한편, 연소 챔버(CC)에 요구되는 산소 원으로서 공기는 흐름(1)을 통하여 공기 압축기(air compressor; AC)로 유입되어 압축된다. 예시적으로, 압축 공기의 압력은, 예를 들면 약 350 내지 500 kPa, 구체적으로 약 400 내지 480 kPa, 보다 구체적으로 약 420 내지 460 kPa 범위일 수 있다. 압축된 공기 흐름(2)은 연소 챔버(CC)에 유입되기 전에 예비 가열기(pre-heater; PH)를 거쳐 승온된다. 이때, 예비 가열기(PH)에서 압축 공기를 가열하는데 사용되는 열원은 후술하는 마이크로 가스 터빈(micro gas turbine; MGT)로부터 배출된 연소 가스 흐름(5)일 수 있다. 예시적 구체예에 있어서, 압축 공기 흐름(2)은 예비 가열기(PH)에 의하여 가열되어, 예를 들면 약 800 내지 900 K, 구체적으로 약 820 내지 880 K, 보다 구체적으로 약 840 내지 860 K의 온도로 승온될 수 있다.

[0039] 상기와 같이 승온된 압축 공기는 흐름(3)을 통하여 연소 챔버(CC)로 유입되고, 이를 이용하여 연소 챔버(CC) 내로 유입된 바이오가스를 연소시키는 바, 연소에 의하여 연소 챔버(CC)로부터 배출된 연소 가스는, 예를 들면 약 1000 내지 1300 K(구체적으로 약 1100 내지 1250 K, 보다 구체적으로 약 1150 내지 1200 K)의 온도로 배출될 수 있으며, 흐름(4)를 통하여 마이크로 가스 터빈(MGT)으로 유입되어 에너지를 발생시킨다. 즉, 마이크로 가스 터빈(MGT)에 의하여 발생된 기계적 에너지는 에너지 전환 수단(13)이 구비된 발전기(generator; G)에 의하여 전기 에너지로 전환될 수 있다.

[0040] 연소 가스가 마이크로 가스 터빈(MGT)를 거치면서 연소 가스는 압력 및 온도가 감소되는 바, 예를 들면 마이크로 가스 터빈(MGT)으로부터 배출되는 연소 가스의 압력 및 온도 각각은, 약 100 내지 120 kPa(구체적으로 약 101 내지 105 kPa, 보다 구체적으로 상압) 및 약 820 내지 950 K(구체적으로 약 840 내지 920 K, 보다 구체적으로 약 850 내지 890 K) 범위일 수 있다.

[0041] 마이크로 가스 터빈(MGT)으로부터 배출된 연소 가스(5)는 예비 가열기(PH) 및 열 회수 스팀 발생기(HRSG)를 순차적으로 통과하면서 냉각된다. 예시적 구체예에 따르면, 연소 가스 흐름(5)는 예비 가열기(PH)를 거치면서, 예를 들면 약 790 내지 880 K, 구체적으로 약 810 내지 860 K, 보다 구체적으로 약 820 내지 850 K로 냉각될 수 있다. 상술한 바와 같이 연소 가스 흐름이 냉각되는 동안 압축 공기(2)를 가열하여 승온된 압축 공기(3)가 연소 챔버(CC)로 유입된다.

[0042] 또한, 예비 가열기(PH)를 거친 연소 가스 흐름(6)은 열 회수 스팀 발생기(HRSG)에서 스팀 발생에 필요한 열을 제공하면서 냉각되고, 흐름(7)을 통하여 시스템 외부로 배출될 수 있다. 예시적 구체예에 따르면, 열 회수 스팀 발생기(HRSG)로부터 배출된 흐름(7)의 온도는, 예를 들면 약 400 내지 500 K, 구체적으로 약 420 내지 480 K, 보다 구체적으로 약 430 내지 450 K 범위일 수 있다.

[0043] 이와 같이, 열 회수 스팀 발생기(HRSG)에서 생성된 스팀(9)은 열 교환기(HX)로 유입되어 열을 공급하는 한편, 열 공급에 사용된 스팀은 흐름(8)을 통하여 열 회수 스팀 발생기(HRSG)로 리사이클된다. 예시적 구체예에 따르면, 열 교환기(HX)로부터 배출되는 스팀 흐름(8)의 온도는, 예를 들면 약 350 내지 400 K, 구체적으로 약 360 내지 390 K, 보다 구체적으로 약 370 내지 380 K 범위일 수 있다. 또한, 열 회수 스팀 발생기(HRSG)에서 생성된 스팀(9)의 온도는, 예를 들면 약 405 내지 460 K, 구체적으로 약 410 내지 440 K, 보다 구체적으로 약 415 내지 430 K 범위일 수 있다.

[0044] 상기 열 교환기(HX)에 의하여 공급된 열은 하수처리 플랜트에서 발생하는 잉여 슬러지가 혐기 소화조(AD)에 유입되기 전에 가열하는데 사용된다.

[0045] 이와 관련하여, 전술한 통합 시스템에서 예시된 온도 및 압력 조건은 예시적인 것으로서, 후술하는 바에 따라 최적화된 파라미터 요건을 충족하도록 추가 설정될 수 있다.

[0046] 하수처리 플랜트 및 열 병합 발전의 통합 시스템의 설계 최적화

[0047] 도 2는 구체예에 따라 하수처리 플랜트에서 발생하는 바이오가스를 이용한 열 병합 발전 시스템에 있어서 설계 파라미터를 최적화하는 일련의 과정을 경시적으로 나타내는 순서도이다.

[0048] **A. 하수처리 플랜트 내 혐기 소화조의 설계 및 운전 데이터 수집**

[0049] 하수처리 플랜트에서 발생되는 잉여 슬러지는 혐기 소화조에 유입되기 전에 혐기 소화조에서의 에너지 손실을 억제할 목적으로 혐기 소화조의 운전 온도까지 승온(가열)되는 것이 바람직하다. 또한, 혐기 소화조에서 발생하는 바이오가스의 발열량을 기준으로 이와 통합되는 열 병합 발전 시스템의 용량을 결정할 수 있는 만큼, 바이

오가스의 성상 및 유량이 요구될 수 있다.

[0050] 이와 관련하여, 잉여 슬러지를 운전 온도까지 승온(가열)하는데 필요한 열량을 계산하기 위한 예시적인 정보(구체적으로, 잉여 슬러지의 유량, 온도 및 열용량), 그리고 바이오가스의 성상 및 유량에 관한 예시적인 정보를 하기 표 1에 나타내었다.

표 1

[0051]

조건	값	비고
용량(capacity)	173 m^3 of excess sludge/day	-
체적(volume)	3400 m^3	-
고형분 보유 시간(SRT)	19 day	-
온도	308.15 K	-
생성물	2463.20 kg of biogas/day	Mole fraction of biogas CH_4: 65.12% CO_2: 34.27% H_2O: 0.61%
	2708.76 kg of digested sludge/day	-

[0052] 한편, 도 3은 본 개시 내용의 예시적 구체예에서 사용된 하수처리 플랜트의 구성을 도시한다.

[0053] 상기 도면에 따르면, 하수처리 플랜트는 제1 정화조 및 제2 정화조를 포함하는 복수의 정화조(clarifier), 5개의 반응조(bioreactor), 농축조(thickener), 혐기 소화조, 탈수 유닛 및 저장 탱크를 포함하도록 구성되어 있다. 상기 도시된 하수처리 플랜트에서 예시적인 규격은 하기 표 2와 같다.

표 2

[0054]

구성요소	특성	값
1차 정화조	Volume	900 m^3
무산소 반응조	Volume	1500 m^3
호기 반응조	Volume	3000 m^3
2차 정화조	Volume	6000 m^3
	Flow rate of return sludge	20,648 m^3/day
	Flow rate of excess sludge	300 m^3/day
저장조	Volume	160 m^3
혐기 소화조	Volume	3400 m^3

[0055] 도시된 구체예에서 유입된 하수 중 침전 가능한 유기물 및 무기물은 1차 정화조에서 중력에 의한 분리를 통하여 제거된다. 그 다음, 1차 정화조를 거친 하수는 제1 내지 제5 반응조를 포함하는 일련의 반응조(구체적으로 미생물을 이용한 무산소 반응조 및 호기 반응조를 포함함)를 통하여 생물학적으로 처리된다. 이때, 처리된 하수의 일부는 산화된 질소계 오염물을 제거하기 위하여 제5 반응조로부터 제1 반응조로 이송될 수 있다.

[0056] 제2 정화조에서는 생물학적으로 처리된 하수가 활성화 슬러지 및 유출물로 분리되고, 이후 유출물은 하수처리 플랜트 외부로 방출되는 한편, 분리된 활성화 슬러지의 일부는 호기 공정에서 적정 슬러지 농도를 유지하도록 제1 반응조로 이송(리사이클)된다. 상기 제1 반응조로 이송되지 않은 잔여 활성화 슬러지는 농축조 내에서 재차 고형물 및 액상물로 분리될 수 있으며, 농축조 내에서 분리된 고형물 및 1차 정화조 내에서 제거된 조 입자상 물질(gross particulate matter; 원 슬러지)를 포함하는 잉여 슬러지는 이의 체적을 감소시키고 독성을 낮추기 위하여 혐기 소화조 내에서 처리된다.

[0057] 혐기 소화조 내에서 슬러지가 저감되는 동안 메탄-풍부 바이오가스가 부산물로 생성되며, 감소된 슬러지(즉, 잉여 슬러지)는 탈수 유닛(탈수조)에 의하여 탈수처리된다. 슬러지로부터 탈수처리된 하수는 농축조에서 분리된 액상물과 함께 1차 정화조로 도입될 때까지 저장조(저장 탱크) 내에서 저장되는 바, 이는 액상 흐름 내에 함유

된 오염물을 제거하기 위하여 행하여진다.

[0058] 혐기 소화 공정은 단일 단계, 중온성(mesophilic)의 고속 소화 공정으로 분리되는 바, 이는 단일 혐기 소화조를 이용하기 때문이다(즉, 슬러지가 완전히 혼합되어 308.15K에서 승온됨).

[0059] 이와 관련하여, 도 4는 예시적 구체예에서 사용된 하수처리 플랜트 내 혐기 소화조의 개략적인 구성을 도시한다.

[0060] 상기 도면에 도시된 바와 같이, 농축된 슬러지는 혐기 소화조로 유입되기 전에 열 교환기에 의하여 가열되며, 이후 완전히 혼합되어 소화 처리된다. 이러한 구성은 통상의 표준화된 혐기 소화조에서 운전 온도를 일정 수준(예를 들면, 308.15 K)으로 유지할 목적으로 혐기 소화조 후단에 열 교환기를 배치하여 혐기 소화조 내 슬러지의 일부를 가열하는 점과는 구별될 수 있다.

[0061] 도입된 슬러지는 바이오가스 재순환 또는 기계적 혼합 방식에 의하여 혼합될 수 있으며, 필요한 슬러지 보유 시간은 슬러지 리사이클 또는 상층액 회수를 통하여 충족될 수 있다. 혐기 소화 공정의 고형물 보유 시간(solid retention time; 예를 들면 약 20일)이 경과한 후, 소화처리된 슬러지는 탈수조에 의하여 농축된다. 생성된 메탄-풍부 바이오가스는 이후 혐기 소화조의 상측으로부터 배출된다.

[0062] **B. 열 병합 발전 시스템의 열역학적 모델링**

[0063] 도 2를 참조하면, 도 1에 도시된 하수처리 플랜트-열 병합 발전-혐기 소화조의 통합 공정에 대한 열역학적 모델링을 수행할 수 있다.

[0064] - 혐기 소화조에 대한 열역학적 모델링

[0065] 도 1에서 흐름(10)과 흐름(11) 간의 열 역학적 모델링을 이용하여 혐기 소화조(AD)로 유입되는 잉여 슬러지를 혐기 소화조의 운전 온도까지 가열하는데 필요한 열량을 계산할 수 있는 바, 열역학적 모델링 식은 하기 수학식 1과 같다.

[0066] [수학식 1]

[0067] $$H_{AD} = \dot{m}_{sludge} \cdot C_{P,sludge} \cdot \Delta T_{sludge} \qquad (1)$$

[0068] 상기 식에서, H_{AD}는 혐기 소화 공정에 열 요구량(kJ/s)이고, $\dot{m}_{sludge}$는 혐기 소화 공정으로 유입되는 잉여 슬러지의 질량 유속(kg/s)이고, $C_{P,sludge}$는 슬러지의 비열 용량(kJ/kgK)이고, 그리고 ΔT_{sludge}는 유입 슬러지와 혐기 소화 공정의 운전 온도 간의 온도 차(K)다. 이때, 슬러지를 순수 물로 가정할 때, 슬러지의 비열 용량 값은 4.186 kJ/kg/K인 것으로 고려될 수 있다.

[0069] 상기에서 얻어진 열량은 추후 열 교환기에서 흐름(9)가 잉여 슬러지에 공급해야 할 열량에 상응한다.

[0070] - 하수처리 플랜트에 대한 전력 요구량

[0071] 일 구체예에 따르면, 하수처리 플랜트-열 병합 발전-혐기 소화조의 통합 공정 모델에서 발생되는 전력이 하수처리 플랜트에 공급되는 것으로 가정할 수 있다. 상기 경우, 최종적으로 공정 설계 파라미터(인자)를 최적화한 후에 하수처리 플랜트에 대한 전체 전력 요구량 중 어느 정도를 공급할 수 있는지 확인하기 위하여 하수처리 플랜트에서 요구되는 전력 량을 산출할 수 있다.

[0072] 통합 공정 중 하수처리 플랜트는 호기 반응조 내에서 폭기(aerating)하는 과정, 하수 및 잉여 슬러지를 다른 반응조로 이송하는 과정, 그리고 공기가 공급되지 않는 반응조에서 미생물과 하수를 잘 혼합하는 과정을 수행할 경우에 다량의 전기를 소모한다. 따라서, 하수처리 플랜트에서의 전력 요구량을 계산할 경우, 크게 호기 반응조에 공기를 공급하기 위한 전력량(aeration energy), 하수 및 잉여슬러지를 이송하기 위한 에너지(pumping energy), 모든 반응조 내에서 혼합을 수행하기 위한 에너지(mixing energy)를 하기 수학식 2 내지 4와 같이 계산할 수 있다.

[0073] [수학식 2]

[0074] $$AE = \frac{S_O^{sat}}{t_{obs} \cdot 1.8 \cdot 1000} \int_{t_{start}}^{t_{end}} \sum_{i=1}^{5} V_{as,i} \cdot K_L a_i(t) dt \qquad (2)$$

[0075] 상기 식에서, AE는 폭기 에너지(kWh/day)이고, t_{obs} 는 관찰(측정) 시간(day)이고, S_O^{sat} 는 물에 용해된 산소의 포화 농도(g/㎥)이고, $V_{as,i}$ 는 i번째 반응조의 체적이며, $K_La_i(t)$ 는 시간(t)에서 i번째 반응조의 산소 전달계수(oxygen transfer coefficient)이고, 그리고 t_{start} 및 t_{end} 는 각각 관찰 첫날(day) 및 마지막 날(day)을 의미한다.

[0076] [수학식 3]

[0077]
$$PE = \frac{1}{t_{obs}} \int_{t_{start}}^{t_{end}} \begin{pmatrix} 0.06 \cdot Q_{in}(t) + 0.004 \cdot Q_{int}(t) + 0.008 \cdot Q_r(t) \\ +0.05 \cdot Q_w(t) + 0.075 \cdot Q_{pu} + 0.06 \cdot Q_{tu} + 0.004 \cdot Q_{do} \end{pmatrix} dt \qquad (3)$$

[0078] 상기 식에서, PE는 펌핑 에너지(kWh/day)이고, 그리고 $Q_{in}(t)$, $Q_{int}(t)$, $Q_r(t)$, $Q_w(t)$, $Q_{pu}(t)$, $Q_{tu}(t)$, 및 $Q_{do}(t)$ 는 각각 시간(t)에서, 유입물(influent)의 유속, 제5 반응조로부터 제1 반응조까지 내부 리사이클 유속, 2차 정화조로부터 제1 반응조로 리사이클되는 슬러지의 유속, 2차 정화조로부터 농축조로 이송되는 슬러지의 유속, 1차 정화조로부터 혐기 소화조로 이송되는 1차 슬러지의 유속, 1차 정화조로 이송되는 농축조의 오버플로우 유속, 그리고 저장조로 이송되는 탈수조의 오버플로우 유속이다(㎥/day).

[0079] [수학식 4]

[0080]
$$ME = \frac{24}{t_{obs}} \int_{t_{start}}^{t_{end}} \sum_{i=1}^{5} \begin{bmatrix} 0.005 \cdot V_{as,i} \ if \ K_La_i(t) < 20 \ d^{-1} \\ 0 \ otherwise \end{bmatrix} dt \qquad (4)$$

[0081] 상기 식에서, ME는 혐기 및 무산소 반응조에 대한 혼합 에너지(kWh/day)이다.

[0082] - 열 병합 발전 시스템에 대한 열역학적 모델링

[0083] 통합 공정 중 열 병합 시스템과 관련된 열역학적 모델링에 있어서, 하기와 같이 가정할 수 있다: (i) 통합 공정은 정적 상태로 운전되고, (ii) 각각의 구성 요소에서의 열 손실 및 압력 강하는 무시되며, 그리고 (iii) 통합 공정 내 모든 가스는 이상 기체로 취급된다.

[0084] 공기 압축기

[0085] 도 1을 참조하면, 공기 압축기(AC)는 외부 공기를 흡입하여 승압시키는 기능을 하는 바, 공기 압축기에서의 열역학적 모델링은 하기 수학식 5와 같이 나타낼 수 있다. 또한, 공기 압축기(AC)를 가동하기 위한 에너지는 후술하는 마이크로 가스 터빈(MGT)에 의하여 발생하는 운동 에너지의 일부분을 사용할 수 있는 바, 가동에 필요한 에너지는 하기 수학식 6과 같이 나타낼 수 있다.

[0086] [수학식 5]

[0087]
$$T_{out} = T_{in} \times \left(1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left(pr^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1\right)\right) \qquad (5)$$

[0088] [수학식 6]

[0089]
$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a (C_{pa(T_{out})} T_{out} - C_{pa(T_{in})} T_{in}) \qquad (6)$$

[0090] 상기 식에서, T는 흐름 온도(K)이고, *pr*은 압력 비이고, γ_a는 공기의 열 용량 비이며, η_{AC}는 공기 압축기(AC)의 효율이고, $\dot{W}_{AC}$ 는 공기 압축기(AC)의 전력 소비량(kJ/s)이고, $\dot{m}_a$ 는 공기의 질량 유속(kg/s)이며, 그리고 $C_{pa(T)}$ 는 온도 T(K)에서 공기의 비열 용량이다. 또한, 아래첨자 in 및 out은 공기 압축기(AC)의 유입 흐름 및 유출 흐름을 의미한다.

[0091] 예비 가열기

[0092] 예비 가열기(PH)는 공기 압축기(AC)에서 압축된 공기가 연소 챔버(CC)로 유입되기에 앞서 승온시키는 역할을 한다. 도 1을 참조하면, 예비 가열기(PH)에서 요구되는 열은 마이크로 가스 터빈(MGT)으로부터 배출되어 팽창된

연소 가스의 열을 이용하여 공급할 수 있다.

[0093] 예비 가열기에서의 에너지 밸런스는 하기 수학식 7과 같이 나타낼 수 있다.

[0094] [수학식 7]

[0095] $$\dot{m}_g(h_{in} - h_{out}) = \dot{m}_a(C_{pa(T_{out})}T_{out} - C_{pa(T_{in})}T_{in}) \quad (7)$$

[0096] 상기 식에서, $\dot{m}_g$는 연소가스의 질량 유속(kg/s)이고, h는 비 엔탈피(kJ/kg)이며, 그리고 $C_{pa(T)}$는 온도 T(K)에서 압축된 공기의 비열 용량이다. 수학식 7에 있어서, 좌측 항은 연소가스의 유입 흐름과 유출 흐름 간의 에너지 차이고, 우측 항은 압축된 공기의 유입 흐름과 유출 흐름 간의 에너지 차이다.

[0097] 연소 챔버

[0098] 도 1을 참조하면, 연소 챔버(CC)는 혐기 소화조(AD)에서 발생된 바이오가스를 공기 압축기(AC) 및 예비 가열기(PH)를 거치면서 압력 및 온도가 상승된 공기와 혼합하여 연소 반응을 수행하고, 연소에 의하여 발생된 고온 및 고압의 연소 가스를 마이크로 가스 터빈(MGT)으로 이송하는 역할을 한다. 예시적 구체예에 따르면, 연소 챔버는 폐쇄된 챔버 형태일 수 있으며, 연소를 통하여 연료의 내부 에너지를 연소 가스로 전달하게 된다. 연소 챔버 내에서의 질량 및 에너지 밸런스는 하기 수학식 8 내지 10에 의하여 나타낼 수 있다.

[0099] [수학식 8]

[0100] $$\dot{m}_{biogas}\eta_{CC}LHV_{biogas} = \dot{m}_g C_{pg(T_{out})}T_{out} - \dot{m}_a C_{pa(T_{in})}T_{in} + \dot{m}_{biogas}(1-\eta_{CC})LHV_{biogas} \quad (8)$$

[0101] [수학식 9]

[0102] $$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_{biogas} \quad (9)$$

[0103] [수학식 10]

[0104] $$C_{pg(T_{out})} = \sum_{i=1}^{k} \dot{m}_g w_i C_{p,i(T_{out})} \quad (10)$$

[0105] 상기 식에서, $\dot{m}_{biogas}$는 메탄-풍부 바이오가스의 질량 유속(kg/s)이고, η_{CC}는 연소 챔버의 열효율이고, LHV_{biogas}는 메탄-풍부 바이오가스의 저위 발열량(low heating value; 20469.10 kJ/kg에 상당함)이고, k는 연소 가스 내 성분(CO_2, H_2O, N_2, 및 O_2)의 수이고, w_i는 연소 가스의 질량 분율(CO_2: 0.09, H_2O: 0.05, N_2: 0.73, 및 O_2: 0.13)이다.

[0106]

[0107] 마이크로 가스 터빈

[0108] 도 1에 도시된 통합 시스템에 있어서, 마이크로 가스 터빈(MGT)은 연소 챔버(CC)에서 연소 반응을 통하여 생성된 고온 및 고압의 가스를 운동 에너지로 전환시키는 역할을 하는데, 전환된 운동 에너지의 일부는 공기 압축기(AC)에 공급되는 한편, 나머지 운동 에너지는 발전기(G)를 통하여 전기를 발생시킨다. 이와 관련하여, 마이크로 가스 터빈(MGT)에서의 에너지 밸런스는 하기 수학식 11 내지 13에 의하여 표시될 수 있다.

[0109] [수학식 11]

[0110] $$T_5 = T_4\left(1 - \eta_{MGT}\left(1 - pr^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}}\right)\right) \quad (11)$$

[0111] [수학식 12]

[0112] $$\dot{W}_{MGT} = \dot{m}_g(C_{pg(T_{in})}T_{in} - C_{pg(T_{out})}T_{out}) \quad (12)$$

[0113] [수학식 13]

[0114] $$\dot{W}_{NET} = \dot{W}_{MGT} - \dot{W}_{AC} \quad (13)$$

[0115] 상기 식에서, γ_g는 연소 가스의 열 용량 비이며, $\dot{W}_{MGT}$는 마이크로 가스 터빈(MGT)에 의하여 생성된 전력(kJ/s)이고, 그리고 $\dot{W}_{NET}$는 열 병합 발전 서브시스템에 의하여 생성된 순 전력(kJ/s)이다. 또한, 아래첨자 in은 연소 챔버로부터 생성된 연소 배가스의 유입 흐름이고, 아래첨자 out은 마이크로 가스 터빈(MGT) 내에서 팽창된 연소 가스를 의미한다.

[0116] 열 회수 스팀 발생기

[0117] 열 회수 스팀 발생기(HRSG)는 하수처리 플랜트에서 발생되는 잉여 슬러지가 혐기 소화조(AD)에 유입되기에 앞서 혐기 소화조의 운전 온도까지 필요한 열을 공급하기 위하여 연소 가스의 열을 회수하는 역할을 한다. 구체적으로, 연소 가스로부터 열 교환기(HX)로 열을 공급한다. 이때, 에너지 밸런스는 하기 수학식 14와 같이 나타낼 수 있다.

[0118] [수학식 14]

[0119] $$\dot{m}_g(h_{in} - h_{out}) = \dot{m}_{steam}(h_{in} - h_{out}) \quad (14)$$

[0120] 상기 식에서, $\dot{m}_g$ 및 $\dot{m}_{steam}$는 각각 연소 가스의 질량 유속 및 스팀의 질량 유속이다.

[0121] 수학식 14의 좌측 항은 연소 가스의 유입 흐름과 유출 흐름 간의 에너지 차이고, 우측 항은 스팀의 유입 흐름과 유출 흐름 간의 에너지 차이다.

[0122] 열 교환기

[0123] 도 1에 따르면, 열 교환기(HX)는 전술한 열 회수 스팀 발생기(HRSG)로부터 생성된 스팀을 이용하여 혐기 소화조(AD)의 유입물(잉여 슬러지 흐름)에 요구되는 열을 공급하는 기능을 한다. 이때, 열 교환기(HX)에서의 에너지 밸런스는 하기 수학식 15와 같이 나타낼 수 있다.

[0124] [수학식 15]

[0125] $$\dot{m}_{steam}(h_{in} - h_{out}) = \dot{m}_{sludge}C_{p,sludge}(T_{out} - T_{in}) \quad (15)$$

[0126] 상기 식에서, $\dot{m}_{sludge}$는 혐기 소화조(AD)로 이송되는 슬러지의 질량 유속이고, $C_{p,sludge}$는 온도 T에서 슬러지의 비열 용량(kJ/kgK)이다. 이때, 슬러지의 비열 용량은 4.1813 kJ/kgK으로 가정할 수 있는 바, 이는 순수 물의 비열 용량 값에 상당한다.

[0127] 수학식 15의 좌측 항은 스팀의 유입 흐름과 유출 흐름 간의 에너지 차이고, 우측 항은 슬러지의 유입 흐름과 유출 흐름 간의 에너지 차이다. 이와 관련하여, 도 1에서 흐름(9)의 압력 및 스팀 품질(steam quality)는 각각 101.3 kPa 및 1이고, 또한 흐름(8)에서 압력, 온도 및 스팀 품질은 각각 101.3 kPa, 373.2 K 및 0이다.

[0128] **C. 열 병합 발전 시스템의 경제적 영향 모델링**

[0129] 도 2를 참조하면, 통합 공정에 있어서 열 병합 발전 서브시스템의 경제학적 모델링을 수행한다. 열 병합 발전 시스템의 연간 총 비용(total annual cost, TAC)은 연간 건설(투자) 비용(ACC) 및 연간 운전 비용(AOC)의 합으로 계산될 수 있다. 이때, 연간 건설(투자) 비용(ACC)은 구매 비용, 감가상각, 운전 시간 및 사용가능 기간을 반영하여 산정할 수 있고, 연간 운전 비용(AOC)은 연간 건설(투자) 비용(ACC)에 운전 및 유지관리 상수를 곱하여 산정할 수 있는 바, 이들 각각은 하기 수학식 16 및 17과 같이 나타낼 수 있다.

[0130] [수학식 16]

[0131] $$ACC_k = \frac{TIC \cdot PEC_k \cdot AFCR}{3.6 \cdot 10^5 \cdot N} \times \frac{31,536,000\ s}{yr}\ [\$/yr] \quad (16)$$

[0132] [수학식 17]

[0133] $$AOC_k = ACC_k \cdot \Phi_k \ [\$/yr] \qquad (17)$$

[0134] 상기 식에서, AFCR은 연간 고정 비율(annual fixed charge rate)이고, N은 공칭하중(nominal load)에서 운전 시간의 수(number of operating hours)이며, TIC는 총 투자 비용 인자(factor)이고, Φ_k는 유지/운전 인자(factor)이고, 그리고 PEC는 구매 설비 비용(purchased equipment cost)이다. 하수처리 플랜트-열 병합 발전 시스템의 구성 요소의 투자 비용 산출 파라미터, 구체적으로 AFCR, N, TIC, 및 Φ_k 값을 하기 표 3과 같이 나타낼 수 있다. 상기 표에 기재된 값은 Galanti L, Massardo AF. Micro gas turbine thermodynamic and economic analysis up to 500 kWe size. Appl Energ 2011;88(12):4795-802에 기재되어 있는 바, 상기 문헌은 본 명세서의 참고자료로 포함된다.

표 3

[0135]

파라미터	값
Annual fixed charge rate (AFCR)	18.7%
Maintenance/operating cost factor (OCR)	1.073
Total investment cost coefficient (TIC)	1.56
Reference year for costs	2009
Equivalent operating hours at nominal load (N)	6000 h

[0136] 또한, PEC는 각각의 구성요소에 대한 연간 건설 비용(ACC) 및 연간 운전 비용(AOC)을 산출하여 합해야 하는 바, 하기와 같이 각각의 구성요소 별로 산출할 수 있다.

[0137] - 공기 압축기(AC)

[0138] 공기 압축기(AC)의 PEC는 주로 압력 비(pr_{AC}) 및 압력 효율(η_{AC})에 의존하는 바, 하기 수학식 18과 같이 나타낼 수 있다

[0139] [수학식 18]

[0140] $$PEC_{AC} = \sqrt{R_a/R_{ref}} \cdot cc_{AC,1} \cdot \frac{\dot{m}_a}{cc_{AC,2} - \eta_{AC}} \ln pr_{AC} \qquad (18)$$

[0141] 상기 식에서, R_a 및 R_{ref}는 각각 대기 조건 하에서 공기의 기체상수(global gas constant) 및 표준 조건 하에서 공기의 기체 상수이다. $cc_{AC,1}$ 및 $cc_{AC,2}$는 비용 계수(cost coefficients)로서 하기 표 4와 같이 나타낼 수 있다.

[0142] - 예비 가열기(PH)

[0143] 예비 가열기(PH)의 PEC는 가열되는 흐름의 질량 및 예비 가열기(PH)의 재질에 의존하는 바, 하기 수학식 19와 같이 나타낼 수 있다.

[0144] [수학식 19]

[0145] $$PEC_{PH} = 1.5 \cdot \left(r_1 \cdot \dot{m}_{in}^{cold} \cdot (P_{in}^{cold})^{-0.5} \cdot (\Delta P)^{-0.5} \cdot \frac{\eta_{PH}}{(1-\eta_{PH})} \right) \cdot cf_{PH} \qquad (19)$$

[0146] 상기 식에서, PEC_{PH}는 예비 가열기의 PEC이고, η_{PH}는 예비 가열기(PH)의 에너지 효율이며, cf_{PH}는 재료 비용 계수(material cost coefficient)이고, r_1은 비용 계수($ 625.1)이며, ΔP는 압력 강하(%)이며, 위첨자 cold 및 hot은 냉각 흐름 및 가열 흐름을 각각 나타내고, 그리고 아래첨자 in은 예비 가열기(PH)의 유입 흐름을 의미한다.

[0147] - 연소 챔버(CC)

[0148] 연소 챔버(CC)의 PEC는 주로 연소가스의 질량 및 연소에 의한 압력 변화에 의존하며, 하기 수학식 20과 같이 나타낼 수 있다.

[0149] [수학식 20]

$$PEC_{CC} = \frac{cc_{CC,1} \cdot \dot{m}_g}{cc_{CC,2} - P_{in}/P_{out}} \quad (20)$$

[0150]

[0151] 상기 식에서, PEC_{CC}는 연소 챔버(CC)의 PEC이고, P_{in} 및 P_{out}은 유입 흐름 및 유출 흐름에서의 압력(kPa)이고, 그리고 $cc_{CC,1}$ 및 $cc_{CC,2}$ 는 연소 챔버의 비용 계수(cost coefficients)이다(하기 표 4 참조).

[0152] - 마이크로 가스 터빈(MGT)

[0153] 마이크로 가스 터빈(MGT)의 PEC는 연소가스의 질량 및 마이크로 가스 터빈(MGT)의 효율(η_{MGT})에 의존하는 바, 하기 수학식 21과 같이 나타낼 수 있다..

[0154] [수학식 21]

$$PEC_{MGT} = \frac{cc_{MGT,1} \cdot \dot{m}_g \cdot \sqrt{R_g/R_{ref}} \ln r_{MGT}}{cc_{MGT,2} - \eta_{MGT}} \quad (21)$$

[0155]

[0156] 상기 식에서, PEC_{MGT}는 마이크로 가스 터빈(MGT)의 PEC이고, R_{ref} 및 R_g는 각각 표준 조건 하에서 공기의 기체상수 및 운전 조건 하에서 연소 가스의 기체상수이다. $cc_{MGT,1}$ 및 $cc_{MGT,2}$ 는 비용 계수(하기 표 4 참조)이고, r_{MGT}는 마이크로 가스 터빈(MGT)의 압력 비이다.

[0157] - 열 회수 스팀 발생기(HRSG)

[0158] 열 회수 스팀 발생기(HRSG)의 PEC를 계산함에 있어서, 주목할 점은 가열해야 하는 냉각 흐름(cold stream) 및 열을 공급하는 가열 흐름(hot stream)의 온도 차에 의하여 PEC가 변화한다는 것이다. 이는 하기 수학식 22 내지 26과 같이 나타낼 수 있다.

[0159] [수학식 22]

$$PEC_{HRSG} = \begin{matrix} cc_{HRSG,1} \cdot \sum_i \left(cf_{P,i} \cdot cf_{T,steam,i} \cdot cf_{T,g,i} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{ln,i}} \right)^{0.8} \right) \\ + cc_{HRSG,2} \cdot \sum_j cf_{p,j} \cdot \dot{m}_{steam,j} + cc_{HRSG,3} \cdot m_g^{1.2} \end{matrix} \quad (22)$$

[0160]

[0161] [수학식 23]

$$cf_{P,i} = 0.0971 \cdot \frac{P_i}{30bar} + 0.9029 \quad (23)$$

[0162]

[0163] [수학식 24]

$$cf_{T,steam,i} = 1 + \exp\left(\frac{T_{out,steam,i} 830\ \mathrm{K}}{500\ \mathrm{K}} \right) \quad (24)$$

[0164]

[0165] [수학식 25]

$$cf_{T,g,i} = 1 + \exp\left(\frac{T_{out,g,i} 990\ \mathrm{K}}{500\ \mathrm{K}} \right) \quad (25)$$

[0166]

[0167] [수학식 26]

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{in}^{hot} - T_{in}^{cold}) - (T_{out}^{hot} - T_{out}^{cold})}{\ln \frac{T_{in}^{hot} - T_{in}^{cold}}{T_{out}^{hot} - T_{out}^{cold}}} \quad (26)$$

[0168]

[0169] 상기 식에서, PEC_{HRSG}는 열 회수 스팀 발생기(HRSG)의 PEC이고, ΔT_{ln}는 열 회수 스팀 발생기(HRSG) 내 가열 흐름과 냉각 흐름 간의 대수 평균 온도차(logarithmic mean temperature difference; LMTD)이다. 또한, $cf_{p,i}$ 및 $cf_{p,j}$는 i번째 및 j번째 단계에서 압력 비용계수(cost coefficients of pressure)이고, $\dot{Q}_i$는 i번째 단계에서 전달된 열이고, 그리고 P_i는 i번째 단계에서 압력(bar)이다. 위첨자 cold 및 hot은 냉각 흐름 및 가열 흐름을 각각 나타내고, 그리고 $CC_{HRSG,1}$, $CC_{HRSG,2}$, 및 $CC_{HRSG,3}$는 비용 계수이다(하기 표 4 참조).

[0170] - 열 교환기(HX)

[0171] 열 교환기(HX)는 열 전달 면적과 전달하고자 하는 열의 총량, 그리고 열을 공급하는 부분과 공급받는 부분의 온도차에 의존하는 바, 이의 PEC는 하기 수학식 27 및 28에 의하여 나타낼 수 있다.

[0172] [수학식 27]

$$PEC_{HX} = PEC_{R,HX} \cdot \left(\frac{A_{HX}}{A_R}\right)^{0.6} \quad (27)$$

[0173]

[0174] [수학식 28]

$$A_{HX} = \frac{Q_{HX}}{U_{HX} \cdot \Delta T_{ln}} \quad (28)$$

[0175]

[0176] 상기 식에서, PEC_{HX}는 열 교환기(HX)의 PEC이고, ΔT_{ln}는 열 교환기(HX) 내 가열 흐름과 냉각 흐름 간의 대수 평균 온도차(logarithmic mean temperature difference; LMTD)이고, A_{HX}는 열 전달 면적이며, Q_{HX}는 전달된 열량이고, $PEC_{R,HX}$는 기준 비용이고, A_R은 열 전달 면적의 기준 값(reference value)이며, 그리고 U_{HX}는 열 전달 계수이다.

[0177] 상기 수학식 18 내지 28에서 사용된 하수처리 플랜트-열 병합 발전 시스템의 구성요소별 계수 및 기준값(reference value)은 하기 표 4와 같이 나타낼 수 있다. 상기 표에 기재된 값은 Galanti L, Massardo AF. Micro gas turbine thermodynamic and economic analysis up to 500 kWe size. Appl Energ 2011;88(12):4795-802 및 Esfahani IJ, Yoo C. Feasibility study and performance assessment for the integration of a steam-injected gas turbine and thermal desalination system. Desalination 2014;332(1):18-32에 기재되어 있는 바, 상기 문헌은 본 명세서의 참고자료로 포함된다.

표 4

[0178]

Component	Description	Symbol	Value
Air compressor	Cost coefficient	$cc_{AC,1}$	\$55.80
		$cc_{AC,2}$	0.942
Pre-heater	Material cost factor	cf_m	1.5
	Efficiency of pre-heater	η_{PH}	87%
Combustion chamber	Cost coefficient	$cc_{CC,1}$	\$36.10
		$cc_{CC,2}$	0.995
Micro gas turbine	Cost coefficient	$cc_{MGT,1}$	\$376.10
		$cc_{MGT,2}$	0.903
Heat recovery stream generator	Cost coefficient	$cc_{HRSG,1}$	413.8 $(kW\,K)^{0.8}$
		$cc_{HRSG,2}$	13,380 $(kg\,s)^{-1}$
		$cc_{HRSG,3}$	1489.7 $(kg\,s)^{-1.2}$
Heat exchanger	Reference cost	$PEC_{R,HX}$	\$12,000
	Reference area	A_R	100 m^2
	Heat transfer coefficient	U_{HX}	1 $kW/m^2\,K$

[0179] 한편, 열 병합 시스템 중 구성요소 각각에 대한 PEC를 계산하는 수학식은 2009년을 기준년도로 가정한 것으로, 시스템의 TAC은 보다 최근 년도에 대한 값으로 업데이트할 필요가 있다. 따라서, 가정된 연도 및 기준 연도가 상이함에 따라 비용 인덱스(cost index)의 비율을 통하여 연도 차에 따른 PEC의 차이를 하기 수학식 29에 따라 보정할 수 있다.

[0180] [수학식 29]

[0181]
$$PEC_{k,2013} = PEC_k\left(\frac{CI_{2013}}{CI_{2009}}\right) \qquad (29)$$

[0182] 상기 식에서, $PEC_{k,2013}$은 2013년도의 유닛 비용이고, CI_{2009} 및 CI_{2013}는 각각 2009년도 및 2013년도에 대한 마샬 및 스위프트(Marshall and Swift) 설비 비용 인덱스(equipment cost index)이고, 그리고 CI_{2009} 및 CI_{2013}의 값은 521.9 및 567.3인 바, 이는 Economic indicators. Marshall and Swift equipment cost index. Chemical Engineering; 2015에 상세히 기재되어 있으며, 본 명세서의 참고자료로 포함된다.

[0183] **D. 열 병합 발전 시스템의 환경적 영향 모델링**

[0184] 열 병합 발전 시스템의 설계 인자 값 변화에 따른 연소가스의 구성 변화는 하기와 같이 모사할 수 있다. 즉, 환경적 영향은 다양한 수명 영향 평가방법을 통하여 평가할 수 있는 바, 예시적 구체예에서는 환경 영향을 Eco-indicator 99라는 인벤토리(inventory)를 참조하여 수행할 수 있다. Eco-indicator는 가장 공통적인 수명 평가방법으로서, 생성물이 인체, 생태계 및 자원고갈에 대하여 미치는 잠재적인 손상(damage)을 결정한다. 평가된 손상은 규준화(nomalization) 및 가중치를 통하여 eco-indicator points로 환산될 수 있는 바, 예를 들면 일 구체예에 따른 하수처리 플랜트-열 병합 발전 시스템의 연소 가스(배가스)의 환경 영향은 연소 가스 내 오염물질의 질량 흐름에 기초하여 산출할 수 있다. 연소 가스 내 오염물의 함량은 연소 챔버 내 단열 화염 온도(T_{PZ})에 의하여 변화되며, 수학식 30 내지 34와 같이 평가될 수 있다.

[0185] [수학식 30]

[0186]
$$T_{PZ} = A\sigma^{\alpha}\exp[\beta(\sigma+\lambda)^2]\pi^{x}\theta^{y}\psi^{z} \qquad (30)$$

[0187] [수학식 31]

[0188]
$$\sigma = \begin{cases} \phi & for\ \phi \leqslant 1 \\ \phi - 0.7 & for\ \phi \geqslant 1 \end{cases} \qquad (31)$$

[0189] [수학식 32]

[0190] $$x = a_1 + b_1\sigma + c_1\sigma^2, \quad y = a_2 + b_2\sigma + c_2\sigma^2, \quad z = a_3 + b_3\sigma + c_3\sigma^2 \qquad (32)$$

[0191] 상기 식에서, π 및 Θ는 무차원 압력(P/P_{ref}) 및 온도(T/T_{ref}) 계수이고, Ψ는 수소와 탄소 원자 비이고, σ는 몰 비(ϕ)에 따라 변화하는 파라미터이고, 그리고 x, y 및 z는 각각 σ의 이차함수이다. A, α, β, λ, a_i, b_i, 및 c_i(i=1-3)는 Yazdi BA, Yazdi BA, Ehyaei MA, Ahmadi A. Optimization of micro combined heat and power gas turbine by generic algorithm. Therm Sci 2015;19(1):207-18에 상세히 기재되어 있는 바, 상기 문헌은 본 명세서의 참고자료로 포함된다. 이와 관련하여, 상기 값은 하기 표 5와 같이 나타낼 수 있다.

표 5

[0192]

상수	$0.3 \le \phi \le 1$		$1 \le \phi \le 1.6$	
	$0.92 \le \theta \le 2$	$2 \le \theta \le 3.2$	$0.92 \le \theta \le 2$	$2 \le \theta \le 3.2$
A	2361.7644	2315.752	916.8261	1246.1778
α	0.1157	−0.0493	0.2885	0.3819
β	−0.9489	−1.1141	0.1456	0.3479
λ	−1.0976	−1.1807	−3.2771	−2.0365
a_1	0.0143	0.0106	0.0311	0.0361
b_1	−0.0553	−0.045	−0.078	−0.085
c_1	0.0526	0.0482	0.0497	0.0517
a_2	0.3955	0.5688	0.0254	0.0097
b_2	−0.4417	−0.55	0.2602	0.5020
c_2	0.141	0.1319	−0.1318	−0.2471
a_3	0.0052	0.0108	0.0042	0.0017
b_3	−0.1289	−0.1291	−0.1781	−0.1894
c_3	0.0827	0.0848	0.098	0.1037

[0193] 산출된 단열 화염 온도(adiabatic flame temperature)에 기초하여, 연소 챔버 내에서 생성된 바이오가스 당 NOx 및 CO의 질량 분율은 하기 수학식 33 및 34와 같이 나타낼 수 있다.

[0194] [수학식 33]

[0195] $$\dot{m}_{NO} = \frac{0.15E16\dot{m}_{CH_4}\tau^{0.5}\exp\left(\frac{-71100}{T_{PZ}}\right)}{P_{CC}^{0.05}\left(\frac{\Delta P_{CC}}{P_{CC}}\right)^{0.5}} \qquad (33)$$

[0196] [수학식 34]

[0197] $$\dot{m}_{CO} = \frac{0.179E9\dot{m}_{CH_4}\tau^{0.5}\exp\left(\frac{78000}{T_{PZ}}\right)}{P_{CC}^{2}\tau\left(\frac{\Delta P_{CC}}{P_{CC}}\right)^{0.5}} \qquad (34)$$

[0198] 상기 식에서, τ는 연소 챔버 내 체류 시간이고, τ 값은 0.002초로 가정한다. 또한, P_{CC}는 연소 챔버의 유입 흐름 압력이고, $\triangle P_{CC}/P_{CC}$는 연소 챔버 내 무차원 압력 강하이다. 산출된 연소 가스 내 오염물의 질량 유속은 하기 표 6과 같이 Eco-indicator 99로부터 획득된 Eco-indicator points로 환산될 수 있다.

표 6

[0199]

배출(emission)	Eco-indicator points (pts)
1 kg CO emitted	0.0083636
1 kg NOx emitted	2.7493600

[0200] **E. 열 병합 발전 시스템의 열경제학적 분석**

[0201] - 엑서지 분석

[0202] 엑서지 분석은 열역학 제2 법칙에 따라 손실되거나 파괴되는 엑서지의 량, 위치 및 종류를 산출하는 분석법으로서, 엑서지는 하기 수학식 35와 같이 물리적 및 화학적 엑서지의 합으로 계산된다. 이때, 물리적 엑서지는 하기 수학식 36, 그리고 화학적 엑서지는 하기 수학식 37과 같이 산출될 수 있다.

[0203] [수학식 35]

[0204] $$\dot{E}x = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (35)$$

[0205] [수학식 36]

[0206] $$\dot{E}x_{ph} = \dot{m}((h - h_0) - T_0(s - s_0)) \quad (36)$$

[0207] [수학식 37]

[0208] $$\dot{E}x_{mix}^{ch} = \dot{m}_{mix}\left[\sum_{i=1}^{n} x_i ex_i^{ch} + R_{ideal}T_0\sum_{i=1}^{n} x_i \ln x_i\right] \quad (37)$$

[0209] 상기 식에서, $\dot{m}$ 및 $\dot{m}_{mix}$는 각각 기준 물질 및 혼합물의 질량 유속이고, h는 엔탈피(kJ/kg)이며, T는 절대온도(K)이고, 그리고 s는 엔트로피(kJ/kgK)이다. 아래첨자 0은 기준 조건을 지시한다. 기준 온도 및 압력은 각각 288.15K 및 101.3kPa로 가정한다. n은 혼합물 내 구성 성분의 수이고, x_i는 혼합물 내 성분의 몰 분율이고, ex_i^{ch}는 비 엑서지(specific exergy)이며, 그리고 R_{ideal}은 이상기체 상수이다.

[0210] 통상적으로, 구성요소 단위 기준으로 공급되는 엑서지의 량은 생산되는 엑서지의 량, 손실되는 엑서지의 량 및 파괴되는 엑서지의 량의 합과 같다. 따라서, 산출된 엑서지에 기초하여, 개별 성분의 엑서지 밸런스는 하기 수학식 38로 나타낼 수 있다.

[0211] [수학식 38]

[0212] $$\dot{E}x_{F,k} = \dot{E}x_{P,k} + \dot{E}x_{L,k} + \dot{E}x_{D,k} \quad (38)$$

[0213] 상기 식에서, k는 구성성분을 의미하고, $\dot{E}x_{F,k}$, $\dot{E}x_{P,k}$, $\dot{E}x_L$, 및 $\dot{E}x_D$는 각각 구성성분 연료의 엑서지, 생성물의 엑서지, 손실 엑서지 및 파괴된 엑서지를 의미한다. 엑서지 효율(ε_k), 엑서지 손실 비($Y_{L,k}$) 및 엑서지 파괴 비($Y_{D,k}$)는 하수처리 플랜트-열 병합 발전 시스템의 성능을 평가하기 위하여 계산되는 바, 구체적으로 하기 수학식 39는 입력 대비 출력, 하기 수학식 40은 입력 대비 손실, 그리고 하기 수학식 41은 입력 대비 파괴된 량을 계산한다.

[0214] [수학식 39]

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}x_{P,k}}{\dot{E}x_{F,k}} = 1 - \left[\frac{(\dot{E}x_{D,k} - \dot{E}x_{L,k})}{\dot{E}x_{F,k}}\right] \quad (39)$$

[0215]

[0216] [수학식 40]

$$Y_{L,k} = \frac{\dot{E}x_{L,k}}{\sum \dot{E}x_{F,k}} \quad (40)$$

[0217]

[0218] [수학식 41]

$$Y_{D,k} = \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\sum \dot{E}x_{F,k}} \quad (41)$$

[0219]

[0220] 상기와 같이 산출된 엑서지 값은 후술하는 열-경제적 및 열-환경적 분석을 수행하는데 이용될 수 있다.

[0221] - 열-경제적 분석

[0222] 열-경제적 분석은 에너지 시스템의 총 비용을 생성물 흐름(product stream)의 엑서지 당 비용으로 환산하여 각각의 흐름에 할당하는 역할을 하는 바, 통합 모델의 열 병합 발전 서브시스템의 요소 단위의 생성물 흐름의 엑서지 당 비용을 계산하는 방법이다.

[0223] 이와 관련하여, k번째 구성성분의 비용 밸런스는 모든 유출 흐름에 대한 원가율(cost rate)이 모든 유입 흐름의 원가율 및 자본 투자와 구성요소의 운전 및 유지 비용에 의하여 야기된 원가율의 합과 같은 것으로 정의될 수 있는 바, 이는 하기 수학식 42 내지 44로 나타낼 수 있다.

[0224] [수학식 42]

$$\sum \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} = \sum \dot{C}_{out,k} \quad (42)$$

[0225]

[0226] [수학식 43]

$$\dot{C}_{in,k} = c_{in}\dot{E}x_{in} \quad (43)$$

[0227]

[0228] [수학식 44]

$$\dot{C}_{out,k} = c_{out}\dot{E}x_{out} \quad (44)$$

[0229]

[0230] 상기 식에서, $\dot{C}_{in,k}$ 및 $\dot{C}_{out,k}$는 각각 k번째 구성요소의 유입 흐름 및 유출 흐름과 관련된 원가율($/s)이다. 유입 흐름 및 유출 흐름과 관련된 원가율은 단위 엑서지 당 평균 비용(c_{in} 및 c_{out}, $/kJ)을 k번째 구성요소 내 유입 흐름과 유출 흐름 모두에서의 엑서지 율($\dot{E}x_{in}$ 및 $\dot{E}x_{out}$, kJ/s)과 곱하는 방식으로 산출된다. $\dot{Z}_k^{CI}$ 및 $\dot{Z}_k^{OM}$는 각각 k번째 구성 요소의 투자 원가율, 그리고 운전 및 유지 원가율이다. 미지의 변수의 수(N_e)는 1을 초과하는 유입-유출 흐름에 수반되는 구성 요소 내에서의 비용 밸런스 식의 수보다 많다. 따라서, 연료 및 생성물 이론에 근거하여 N_e-1개의 보조식이 확립될 필요가 있는 바, 이는 비 엑서지 비용(specific exergy cost; SPECO) 접근법을 이용하여 수행될 수 있다.

[0231] SPECO에 따르면, 생성물은 유출 흐름에서의 모든 엑서지 값, 그리고 구성 요소의 목적에 따른 유입 흐름과 유출 흐름 간의 모든 증가된 엑서지 값의 합으로 정의될 수 있다. 연료는 유입 흐름의 모든 엑서지 값과 유입 흐름과 유출 흐름 간의 감소된 모든 엑서지 값의 합에서 유입 흐름과 유출 흐름 간의 증가된 모든 엑서지 값(구성요소의 목적에 따른 것은 아님)을 뺀 것으로 정의된다. 즉, 각각의 구성요소 단위 당 연료, 생성물 및 손실에

상당하는 연료, 생성물 및 손실에 해당하는 엑서지를 계산하고(하기 표 7 참조), 이를 기반으로 비용 밸런스(cost balance)를 작성하고(하기 표 8 참조), 각각의 흐름의 단위 엑서지 당 평균 비용(average costs per unit exergy(c))를 계산하기 위하여 필요한 연립 방정식의 수를 맞추기 위하여 SPECO 방법을 통하여 추가적인 보조 식(auxiliary equation)을 작성한 후, 연립방정식을 풀어 각각의 흐름에 대한 엑서지 당 평균 비용(average costs per unit exergy)을 산출할 수 있다.

[0232] 상술한 바에 기초하여, 하수처리 플랜트-열 병합 발전 시스템의 개별 구성요소에 대한 비용 밸런스 및 필요한 보조식은 하기 표 7과 같다.

표 7

[0233]

구성 요소	연료	생성물	손실
공기압축기	$\dot{W}_{AC}$	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1$	-
예비가열기	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2$	-
연소 챔버	$\dot{E}x_{14}$	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3$	-
마이크로 가스 터빈	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5$	$\dot{W}_{MGT}$	-
열 회수 스팀 발생기	$\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7$	$\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8$	-
열 교환기	$\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8$	$\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10}$	-
전체	$\dot{E}x_{15}$	$\dot{W}_{MGT} - \dot{W}_{AC} + \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10}$	$\dot{E}x_7$

[0234] 또한, 개별 구성요소에 대한 비용 밸런스 및 필요한 보조식은 하기 표 8에 나타낸 바와 같다.

표 8

[0235]

구성 요소	경제적 밸런스 식	보조식
공기압축기	$\dot{C}_1 - \dot{C}_2 + \dot{C}_{12} + \dot{Z}_{AC} = 0$	$c_1 = 0$
예비가열기	$\dot{C}_5 - \dot{C}_6 + \dot{C}_2 - \dot{C}_3 + \dot{Z}_{PH} = 0$	$c_5 - c_6 = 0$
연소 챔버	$\dot{C}_3 - \dot{C}_4 + \dot{C}_{14} + \dot{Z}_{CC} = 0$	$c_{14} = 0$
마이크로 가스 터빈	$\dot{C}_4 - \dot{C}_5 - \dot{C}_{12} - \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{MGT} = 0$	$c_4 - c_5 = 0$ $c_{12} - c_{13} = 0$
열 회수 스팀 발생기	$\dot{C}_6 - \dot{C}_7 + \dot{C}_8 - \dot{C}_9 + \dot{Z}_{HRSG} = 0$	$c_7 - c_6 = 0$
열 교환기	$\dot{C}_9 - \dot{C}_8 + \dot{C}_{10} - \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{HX} = 0$	$c_8 - c_9 = 0$ $c_{10} = 0$

[0236] 상기 표 7 및 8에 기재된 식의 선형 시스템은 14개의 미지의 변수 $[X] = \{\dot{C}_1, \dot{C}_2, \ldots, \dot{C}_{13}, \dot{C}_{14}\}$ 를 포함하는데, 시스템 내에서 모든 엑서지 흐름에 대한 단위 엑서지 비용을 얻기 위하여 풀 수 있다. 이는 대기 흐름에서 혐기 소화조(C_1), 혐기 소화조(C_{10})로부터 슬러지 흐름, 및 혐기 소화조(C_{14})로부터 메탄-풍부 바이오가스에 대한 평균 원가율의 값을 무시함으로써 수행된다.

[0237] 상술한 바와 같이 얻어진 단위 엑서지 당 평균 비용(average costs per unit exergy)을 통하여 각각의 구성요소 단위의 열-경제성 평가지표를 산출할 수 있다.

[0238] 시스템의 열역학적 성능 및 잠재적인 개선을 평가하기 위하여 사용된 열-경제적 성능 인덱스는 구성요소 k의 연료의 평균 비용($C_{F,k}$) 및 생성물의 평균 비용($C_{P,k}$), 엑서지 파괴의 원가율($\dot{C}_{D,k}$) 및 엑서지 손실의 원가율, 상대

적 비용 차(r_k) 및 엑서지 경제적 인자(exergy economic factor; f_k)인 바, 이는 하기 수학식 45 내지 50와 같이 나타낼 수 있다.

[0239] [수학식 45]

[0240] $$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (45)$$

[0241] [수학식 46]

[0242] $$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}x_{P,k}} \quad (46)$$

[0243] [수학식 47]

[0244] $$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k}\dot{E}x_{D,k} \quad (47)$$

[0245] [수학식 48]

[0246] $$\dot{C}_{L,k} = c_{F,k}\dot{E}x_{L,k} \quad (48)$$

[0247] [수학식 49]

[0248] $$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} = \frac{\dot{C}_{D,k} + \dot{Z}_k}{c_{F,k}\dot{E}_{P,k}} = \frac{1-\varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Z}_k}{c_{F,k}\dot{E}_{P,k}} \quad (49)$$

[0249] [수학식 50]

[0250] $$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + (\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k})} \quad (50)$$

[0251] 여기서, $\dot{C}_{F,k}$ 및 $\dot{C}_{P,k}$는 구성요소 k에서 연료 및 생성물 흐름의 원가율($/s)이고, 그리고 $\dot{E}_{F,k}, \dot{E}_{P,k}, \dot{E}_{D,k}$, 및 $\dot{E}_{L,k}$는 각각 연료, 생성물, 파괴 및 손실 엑서지이다. 또한, ε_k는 엑서지 효율이고, $\dot{Z}_k$는 k번째 구성요소의 자본 원가율(capital cost rate)이다. k번째 구성요소의 상대적 비용 차(r_k)는 k번째 구성요소의 엑서지 파괴 원가율과 연료 원가율 간의 비를 나타낸다. 따라서, 상기 지시자(indicator)는 엑서지 파괴와 관련된 원가율의 감소 포텐셜로 지칭될 수 있다. 열경제적 인자(f_k)는 자본 투자, 운전 및 유지로 인한 원가율($\dot{Z}_k$)을 $\dot{Z}_k$과 엑서지 파괴 및 엑서지 손실과 관련된 원가율$(\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k})$ 의 합으로 나눈 값을 의미한다.

[0252] **F. 열 병합 발전 시스템의 열-환경적 분석**

[0253] 열-환경적 분석은 구성요소에서 시스템의 환경적 영향을 평가하기 위하여 사용되는 바, 열-경제적 분석의 단위 엑서지 당 평균 비용(average costs per unit exergy)에서 비용 항목을 환경 영향 항목으로 대체한 것을 제외하면, 전체적인 분석 방법은 동일하다.

[0254] 구체적으로, 열환경적 분석은 크게 3 단계, 즉 열역학적 분석, 수명 사이클 평가(life-cycle assessment; LCA) 및 환경 비용 결정으로 구성된다. 본 구체예에서는 앞서 언급된 LCA를 통한 각각의 단위 요소의 환경 영향과 열 병합 시스템의 단위 요소의 설계인자를 통하여 변화할 수 있는 연소 가스의 오염 물질량의 환경 영향을 고려하여 열-환경적 분석을 수행할 수 있다. 이때, 예시적으로 환경 영향은 Eco-indicator 99를 참조하여 평가할 수 있다.

[0255] 앞서 열 병합 발전 시스템의 환경적 영향 모델링에 얻어진 eco-indicator points(pts)는 시스템 수명으로 나눔으로써 환경 영향율(pts/s)로 환산되며, 그 다음 환경 영향율은 시스템 중 개별 흐름에서 할당되어 환경 원가율을 결정하게 된다. 개별 구성요소의 환경 밸런스는 열-경제적 분석의 연료 및 생성물 규칙에 기반하여 결정될

수 있는 바, 하기 수학식 51 내지 54와 같다.

[0256] [수학식 51]

[0257] $$\dot{B}_{F,k} + \dot{Y}_k = \dot{B}_{P,k} + \dot{B}_{D,k} \quad (51)$$

[0258] [수학식 52]

[0259] $$\dot{B}_{F,k} = b_{F,k}\dot{E}_{F,k} \quad (52)$$

[0260] [수학식 53]

[0261] $$\dot{B}_{P,k} = b_{P,k}\dot{E}_{P,k} \quad (53)$$

[0262] [수학식 54]

[0263] $$\dot{B}_{D,k} = b_{F,k}\dot{E}_{D,k} \quad (54)$$

[0264] 상기 식에서, $\dot{Y}_k$는 k번째 구성요소의 자본 환경 영향(capital environmental impact; pts/s)이고, $\dot{B}_{F,k}$, $\dot{B}_{P,k}$, 및 $\dot{B}_{D,k}$는 각각 구성요소 내 연료, 생성물 및 엑서지 파괴와 관련된 환경 영향(pts/s)을 나타내고, $b_{F,k}$ 및 $b_{P,k}$는 k번째 구성요소의 평균 환경 영향(pts/kJ)이다.

[0265] 열-경제적 분석에서와 같이, 열-환경적 영향 역시 보조식을 요구한다. 이러한 보조식은 열경제적 분석과 유사한 방법에 의하여 확립될 수 있는 바, 이와 관련하여 환경 밸런스 및 보조식을 하기 표 9에 나타내었다(상기 표에서 메탄 가스의 글로벌 온난화 포텐셜(34 kg eq CO_2/kg CH4??34 pts/kg CH_4)이 사용됨).

표 9

[0266]

구성 요소	환경 밸런스 식	보조식
공기압축기 예비가열기 연소 챔버	$\dot{B}_1 + \dot{B}_{12} + \dot{Y}_{AC} = \dot{B}_2$ $\dot{B}_2 + \dot{B}_5 + \dot{Y}_{PH} = \dot{B}_3 + \dot{B}_6$ $\dot{B}_3 + \dot{B}_{14} + \dot{Y}_{CC} = \dot{B}_4$	$b_1 = 0$ $b_5 = b_6$ $b_{14} = \zeta_{CH_4}{}^a\dot{m}_{biogas}w_{CH_4}/\dot{E}x_{14}$
마이크로 가스 터빈	$\dot{B}_4 + \dot{Y}_{CC} = \dot{B}_5 + \dot{B}_{12} + \dot{B}_{13}$	$b_4 = b_5$ $b_{12} = b_{13}$
열 회수 스팀 발생기	$\dot{B}_6 + \dot{B}_8 + \dot{Y}_{HRSG} = \dot{B}_7 + \dot{B}_9$	$b_6 = b_7$
열 교환기	$\dot{B}_9 + \dot{B}_{10} + \dot{Y}_{HX} = \dot{B}_8 + \dot{B}_{11}$	$b_9 = b_8$ $b_{10} = 0$

[0267] 구성요소 수준에서 측정된 평균 환경적 영향에 근거하여, 각각의 구성요소는 상대적 환경 영향 차($r_{b,k}$) 및 열-환경적 인자(exergo-environmental factor; $f_{b,k}$)와 관련하여 평가될 수 있는 바, 이는 하기 수학식 55 및 56에 의하여 나타낼 수 있다.

[0268] [수학식 55]

[0269] $$r_{b,k} = \frac{b_{P,k} - b_{F,k}}{b_{F,k}} \quad (55)$$

[0270] [수학식 56]

[0271] $$f_{b,k} = \frac{\dot{Y}_k}{\dot{Y}_k + \dot{B}_{D,k}} \quad (56)$$

[0272] 상기 식에서, $r_{b,k}$ 는 k번째 구성요소에서 환경적 영향 감소 포텐셜을 나타낸다. $r_{b,k}$ 값이 높은 k번째 구성요소는 시스템의 환경적 영향을 현저히 감소시키도록 선택될 수 있다. $f_{b,k}$는 k번째 구성요소의 환경적 영향(environmental impact)과 시스템의 전체 환경적 영향 간의 비이다. 만약 $f_{b,k}$ 값이 0.7보다 큰 경우에는 구성요소에 의하여 야기된 환경적 영향($\dot{Y}_k$)이 지배적인 인자(dominant factor)이다. 반면, $f_{b,k}$ 값이 0.3보다 작은 경우, 파괴된 엑서지와 관련한 환경적 영향이 k번째 구성요소의 지배적인 인자이다.

[0273] **G. 열 병합 발전 시스템의 설계 인자 최적화**

[0274] 열 병합 발전-혐기 소화조 시스템의 최적화된 설계 인자를 도출하기 위하여, 다중목적 유전 알고리즘(multi-objective genetic algorithm; MOGA)의 일 종류인 NSGA-II(non-dominant sorting genetic algorithm-II)가 사용되는 바, 이는 상기 시스템이 열-경제적 및 열-환경적 분석법을 이용한 비선형 모델이고, 상기 시스템의 경제적 및 환경적 성능이 동시에 고려되어야 하기 때문이다. NSGA-II는 다른 MOGA 방법에 비하여 보다 양호한 전산 효율 및 모집단 내 해법의 다양성을 나타내기 때문에 목적 함수의 전역 최적 값(global optimum value)을 찾기 위한 최적화 방법으로 널리 이용되고 있다.

[0275] 열 병합 발전-혐기 소화조 시스템의 경제적 및 환경적 성능을 평가하기 위하여, 총 원가율 및 총 환경 영향율이 성능 인덱스로 사용된다. 총 원가율을 최소화함으로써, 열 병합 발전-혐기 소화조 시스템의 엑서지 효율은 낮은 투자, 유지 및 운전비용을 이용하여 최적화될 수 있다. 유사하게, 엑서지 효율을 개선하고 투자, 유지 및 운전비용을 저감하는 것에 의하여 총 환경 영향율을 최소화함으로써, 시스템의 환경 영향을 저감할 수 있다. 시스템의 총 비용 및 총 환경 영향을 동시에 저감하기 위하여, 각각의 원가율이 독립적으로 산출된다. 그 다음, 열 병합 발전-혐기 소화조 시스템의 최적화 설계 파라미터(인자)는 NSGA-II를 이용하여 검색될 수 있다. 따라서, 하기 수학식 57 및 58과 같은 2개의 목적 함수가 주어지고, 결정 변수는 하기와 같이 정해질 수 있다.

[0276] 먼저, 경제적 측면에서는 통합 시스템의 엑서지 파괴 ?? 손실에 의한 경제적 손실 및 건설 비용을 감소시켜야 하는 바, 이는 하기 수학식 57과 같이 나타낼 수 있다.

[0277] [수학식 57]

[0278] $$\dot{C}_{sys} = \sum \dot{C}_{D,k} + \sum \dot{C}_{L,k} + \sum \dot{Z}_k \quad (57)$$

[0279] 환경적 측면에서는 통합 시스템의 엑서지 파괴 및 손실에 의한 환경적 영향 및 건설에 의한 환경 영향을 감소시켜야 하는 만큼, 하기 수학식 58과 같이 나타낼 수 있다.

[0280] [수학식 58]

[0281] $$\dot{B}_{sys} = \sum \dot{B}_{D,k} + \sum \dot{B}_{L,k} + \sum \dot{Y}_k \quad (58)$$

[0282] 따라서, 상기 고려 사항을 동시에 만족하는 하수처리 플랜트-열 병합 발전-혐기 소화조의 통합 시스템의 최적 설계인자를 찾기 위하여는 다중목적 최적화 방법이 필요한 바, f를 목적 함수라 하고, x를 입력 변수라 하면, 상기 식은 k개의 목적함수를 최소화하기 위한 입력 변수를 찾는 문제로 귀결된다. 따라서, 하기 수학식 59에 나타낸 바와 같이 다중목적 유전 알고리즘 기반의 다중목적 최적화 방법을 사용할 수 있다.

[0283] [수학식 59]

[0284] $$[\eta_{CC}, \eta_{AC}, \eta_{MGT}, \Delta T_{PH}, \Delta T_{HRSG}, pr_{AC}, T_4] = \text{minimization}(\dot{C}_{sys}, \dot{B}_{sys}) \quad (59)$$

[0285] 상기 식에서, $\dot{C}_{sys}$ 은 총 원가율($/s)이고, $\dot{B}_{sys}$ 는 상기 통합 시스템의 총 환경 영향(pts/s)이고,

η_{CC}, η_{AC}, 및 η_{MGT} 는 각각 연소 챔버, 공기 압축기 및 마이크로 가스 터빈의 효율이고, ΔT_{PH} 및 ΔT_{HRSG} 는 각각 예비 가열기 및 열 회수 스팀 발생기에서의 가열 흐름과 냉각 흐름 간 온도 차이고, pr_{AC} 는 공기 압축기의 압축 비이며, 그리고 T_4 는 마이크로 가스 터빈의 유입 온도이다.

[0286] 결국, 통합시스템의 엑서지 손실, 파괴, 건설(투자)에 의한 열-경제적 손실 및 열-환경적 손실을 최소화하기 위한 설계 파라미터 값을 찾을 수 있다.

[0287] 일 구체예에 있어서, 각각의 입력 변수의 범위, 구체적으로 η_{CC}, η_{AC}, η_{MGT}, ΔT_{PH}, ΔT_{HRSG}, pr_{AC} 및 T_4 의 초기 설정 값(default value) 및 최적 설계 범위는 하기 표 10에 기재된 값일 수 있다.

표 10

[0288]

	초기 설정 값	범위
η_{CC}	0.87	$0.85 \leq \eta_{CC} \leq 0.95$
η_{AC}	0.85	$0.80 \leq \eta_{AC} \leq 0.90$
η_{MGT}	0.85	$0.80 \leq \eta_{MGT} \leq 0.90$
$\triangle T_{PH}$	20 K	$10 \leq \triangle T_{PH} \leq 30$
$\triangle T_{HRSG}$	30 K	$10 \leq \triangle T_{HRSG} \leq 50$
pr_{AC}	4.5	$3.5 \leq pr_{AC} \leq 5.5$
T_4	1153.15 K	$1103.15 \leq T_4 \leq 1203.15$

[0289] 본 발명은 하기의 실시예에 의하여 보다 명확히 이해될 수 있으며, 하기의 실시예는 본 발명의 예시 목적에 불과하며 발명의 영역을 제한하고자 하는 것은 아니다.

[0290] **실시예**

[0291] 본 실시예에서는 도 1에 도시된 통합 시스템에 대하여 수행되었다.

[0292] 초기 설계 파라미터(인자) 세트를 갖는 시스템에 대하여 엑서지, 경제적 및 환경적 분석을 수행한 후에 유전 알고리즘에 의하여 최적화된 설계 파라미터를 갖는 시스템을 초기 설계와 비교하였다. 이때, 설계 파라미터는 50개의 모집단(population)을 갖는 40 세대(generation)을 이용하여 최적화되었다. 각각의 세대는 PC Intel(R) Core(TM) i5-2500+3.30 GHz, RAM 8 GB 상에서 약 10분 정도 소요되었다. 열 병합 발전-혐기 소화조 시스템의 최적화된 설계 파라미터(Pareto-set)는 15회의 최적화 절차를 통하여 획득되었고, 비지배 해(nondominated solution)는 하기의 절차에 따라 얻었다.

[0293] - 엑서지 분석

[0294] 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템에 대한 열역학적 모델링은 상술한 수학식 5 내지 15를 이용하여 수행하였고, 상기 시스템의 열역학적 특성은 시스템에 대하여 개발된 모델에 기초하여 산출되었다. 시스템의 엑서지 분석은 표 7 및 수학식 35 내지 41에 기초하여 수행되었는 바, 이는 엑서지에 있어서 개별 구성요소에 대한 엑서지 파괴를 측정하고 세부 정보를 획득하기 위하여 수행되었다. 이때, 엑서지 분석에서는 혐기 소화 공정은 배제되었는데, 이는 하수처리 플랜트 내에 존재하는 공정으로 가정하였기 때문이다. 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템의 모사 및 엑서지 분석 결과를 하기 표 11 및 도 5에 나타내었다.

표 11

흐름	압력(kPa)	온도(K)	질량유속(kg/s)	비엔탈피(kJ/kg)	엑서지(kW)
1	101.3	288.2	0.3594	288.5	0
2	456	809.2	0.3594	538.2	23.02
3	456	842.9	0.3594	575.6	31.77
4	456	1153	0.3781	1426	322.3
5	101.3	862.9	0.3781	1012	149.8
6	101.3	837.1	0.3781	976.7	140.2
7	101.3	446.4	0.3781	476.2	27.21
8	101.3	373.2	0.0743	419.1	128.4
9	101.3	416.4	0.0743	2738	181
10	101.3	288.2	2.06	63.01	0
11	101.3	308.2	2.06	146.7	5.718
12	-	-	-	-	-
13	-	-	-	-	-
14	106.2	308.2	0.01867	441.4	405

[0295]

[0296] 도 5에 도시된 바와 같이, 연소 챔버(CC)는 115 kW의 최대 엑서지 파괴를 나타내었는 바, 이는 시스템의 전체 엑서지 파괴의 37.68%에 상당한 것이다. 공기 압축기(AC)는 2번째로 큰 엑서지 파괴(66.71 kW)를 나타내었는 바, 이는 시스템의 전체 엑서지 파괴의 21.86%에 상당한다.

[0297] 상기 2가지 구성요소에 뒤이어 열 회수 스팀 발생기(HRSG), 열 교환기(HX), 마이크로 가스 터빈(MGT) 및 예비 가열기(PH)가 각각 60.5 kW, 46.9 kW, 16 kW 및 0.9 kW의 엑서지 파괴 값을 나타내었다.

[0298] 개별 구성요소의 엑서지 파괴는 비가역성 및 엑서지 손실로 설명될 수 있다. 연소 프로세스는 비가역 프로세스로 널리 알려져 있는 만큼, 연소 챔버(CC)는 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템 내에서 최대 엑서지 파괴를 갖는다. 이와 유사하게, 압축 프로세스 역시 비가역 프로세스로 고려되며, 마이크로 가스 터빈이 없는 경우, 열 교환기(열 회수 스팀 발생기, 열 교환기 및 예비 가열기를 포함함)의 엑서지 파괴는 냉각 흐름과 가열 흐름 간의 온도 차에 기인한 것이다.

[0299] - 열-경제적 분석

[0300] 도 6은 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템의 열-경제적 분석 결과를 도시한다.

[0301] 도 6a에 도시된 바와 같이, 6개의 구성요소 중 열 교환기(HX) 및 공기 압축기(AC)가 엑서지 파괴와 관련한 높은 원가율 값을 나타내었는 바, 이는 이의 낮은 열역학적 효율에 의하여 기인한 것이다.

[0302] 도 6b를 참조하면, 전체 원가율은 열 병합 발전 시스템의 개별 구성요소에서 엑서지 파괴, 자본 비용 및 엑서지 손실과 관련한 원가율 값의 합과 같다. 따라서, 총 원가율의 기준 값은 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템의 모든 구성요소에서 총 원가율 값의 합을 의미한다. 도 6b에 따르면, 열 교환기(HX) 및 공기 압축기(AC) 이외에도 마이크로 가스 터빈(MGT) 및 열 회수 스팀 발생기(HRSG) 또한 높은 총 원가율 값을 나타내는데, 이는 이들이 구성요소 및 엑서지 손실과 관련된 과도하게 높은 총 원가율 값을 갖기 때문이다.

[0303] 상대적 비용 차는 개별 구성요소의 잠재적인 저감 비용을 나타낸다. 도 6c에 도시된 바와 같이, 열 교환기(HX) 및 예비 가열기(PH)는 높은 상대 원가율을 갖고 있는 바, 이는 상대적으로 작은 노력으로 열 교환기(HX) 및 예비 가열기(PH)의 원가율을 감소시킬 수 있음을 의미한다. 도 6d는 구성요소들의 열-경제적 인자(exergo-economic factor)를 보여준다. 상기 인자는 k번째 구성요소에서 총 원가율의 지배적인 비용을 지시한다. 낮은 f 값은 구성요소 k의 총 원가율에서 $\dot{C}_{L,k}+\dot{C}_{D,k}$ 가 지배적임을 지시한다. 그렇지 않으면, $\dot{Z}_k$가 $\dot{C}_{L,k}+\dot{C}_{D,k}$보다 지배적임을 의미한다. 공기 압축기(AC)의 총 원가율은 낮은 f 값을 갖고 있는 바, 공기 압축기(AC)의 $\dot{Z}_k$가 증가함에도 불구하고, 구성요소의 엑서지 효율을 증가시킴으로써 더 저감될 수 있다. 열 교환기(HX)는 낮은 열-경제적 인자를 갖고 있는 바, 이는 엑서지 파괴와 관련된 원가율이 열 교환기(HX)의 총 원가율에서 많은 부분을 차지함을 보여준다.

[0304] 결국, 열 교환기의 경제적 성능을 개선하기 위하여는 엑서지 파괴가 감소되어야 한다. 예비 가열기(PH)는 높은 f 값을 갖는 바, 예비 가열기(PH)의 총 원가율을 저감하기 위하여는 가열 흐름과 냉각 흐름 간 온도 차를 증가

시킴으로써 가열 흐름과 냉각 흐름 간 열 전달 면적이 감소되어야 한다.

[0305] - 열-환경적 분석

[0306] 도 7a는 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템의 개별 구성요소에 대한 엑서지 파괴와 관련된 환경적 영향율(environmental impact rates)을 나타낸다. 6개의 구성요소 중에서 열 교환기(HX), 공기 압축기(AC) 및 연소 챔버(CC)는 엑서지 파괴와 관련된 가장 높은 환경 영향을 갖는 주된 구성요소로 특정된다. 열 교환기(HX)의 경우, 연료 흐름의 상당히 높은 평균 환경적 영향율 값 및 높은 엑서지 파괴 값으로 인하여 엑서지 파괴를 통한 높은 환경 영향율이 얻어졌다. 공기 압축기(AC)를 중심으로 하여 고려하면, 상대적으로 낮은 엑서지 효율(도 5b 참조)은 엑서지 파괴를 통하여 많은 량의 환경 영향율을 유발하였다.

[0307] 도 7b는 개별 구성요소의 총 환경 영향율을 보여준다. 열 교환기(HX), 공기 압축기(AC), 열 회수 스팀 발생기(HRSG) 및 연소 챔버(CC)는 다량의 총 환경 영향율을 보여준다. 자본 환경 영향율(capital environmental impact rate)과 관련된 환경 영향율은 열 교환기(HX), 공기 압축기(AC) 및 열 회수 스팀 발생기(HRSG)에 대하여 지배적이고, 엑서지 파괴와 관련된 환경 영향율은 열 교환기(HX), 공기 압축기(AC) 및 연소 챔버(CC)에 대하여 지배적이다.

[0308] 택일적으로, 높은 연소 챔버(CC)의 총 환경 영향이 합리적인 바, 이는 바이오가스(연소 챔버 연료 흐름으로 사용됨)의 환경 영향은 0으로 가정하기 때문이다. 이와 관련하여, 바이오가스의 환경 영향을 0으로 가정하는 2가지 이유는 하기와 같다: 첫째, 바이오가스로부터 전환된 연소 가스의 환경 영향이 측정되므로 일단 혐기 소화조로부터 생성된 바이오가스가 평가될 경우에 바이오가스의 환경 영향은 과평가될 수 있다. 둘째, 하수처리 플랜트의 LCA 결과는 바이오가스의 환경 영향을 측정하는데 필수적이나, 하수처리 플랜트의 환경 영향은 본 구체예에서는 고려하지 않는다. 비 환경 영향(specific environmental impact)의 상대적 차($r_{b,k}$)는 개별 구성요소에 대한 환경적 영향을 포텐셜의 감소를 지시한다.

[0309] 도 7c에 도시된 바에 따르면, 열 교환기(HX)는 상당히 높은 $r_{b,k}$ 값을 갖고 있기 때문에 열 교환기(HX)의 환경 영향은 상대적으로 용이하게 저감할 수 있다. 환경 영향을 최소화하기 위하여, 개별 구성요소와 관련된 1차적 요인은 열-환경적 인자(exergo-environmental factor)를 분석함으로써 특정되어야 한다.

[0310] 도 7d는 개별 구성요소의 열-환경적 인자(exergo-environmental factor)를 나타낸다. 연소 챔버(CC), 열 교환기(HX), 공기 압축기(AC) 및 마이크로 가스 터빈(MGT)은 낮은 f_b 값을 나타내는데, 이는 도 7b에 도시된 바와 같은 구성요소의 자본 환경 영향율(capital environmental impact rate)에 비하여 상대적으로 높은 엑서지 파괴와 관련된 환경 영향 때문이다. 택일적으로, 예비 가열기(PH) 및 열 회수 스팀 발생기(HRSG)의 열환경 영향은 $\dot{Y}_k$ 인자에 의하여 야기된다.

[0311] 따라서, 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템의 열-환경적 영향을 개선하기 위하여는 연소 챔버(CC), 열 교환기(HX), 공기 압축기(AC) 및 마이크로 가스 터빈(MGT)의 엑서지 효율을 개선해야 하고, 예비 가열기(PH) 및 열 회수 스팀 발생기(HRSG)의 $\dot{Y}_k$ 는 감소되어야 한다.

[0312] - 시스템의 최적화

[0313] 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템의 설계 인자는 수학식 57 및 58 각각에 의하여 정의되는 총 원가율 및 총 환경 영향율을 최소화하기 위하여 MOGA를 이용하여 최적화되었다. 이와 관련하여, 도 8은 2개의 충돌되는 목적, 즉 총 원가율 및 총 환경 영향율에 따른 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템의 파라미터에 대한 최적 설계를 위한 파레토 세트(Pareto set)를 나타내는 바, 다중목적 유전 알고리즘을 통하여 단위 에너지 당 발생하는 환경적 영향 및 경제적 영향을 최소화하는 통합 시스템 중 열 병합 발전 서브시스템의 최적 설계치를 제공할 수 있다. 이때, 총 원가율의 최소화는 총 환경 영향율을 증가시킴으로써 달성될 수 있고, 붉은 색 서클 내 2개의 해(solution)는 2개의 목적 함수에 대하여 초기 설정(default) 인자 세트와 대비하면 보다 양호한 성능을 보여준다. 다만, 파레토 세트에 대한 모든 해는 최적의 해로 받아들여진다. 최적화된 설계 인자를 구체적으로 평가하기 위하여, 붉은색 별표(선택된 파라미터)는 하기 표 12에서 최적화 설계 파라미터의 초기 값(초기 설정된 파라미터)과 비교한다. 여기서, 상기 값은 도 8에서 특정된 단일의 바람직한 해와 관련된 것이다.

표 12

구성요소	초기 값	최적화 값
연소챔버 효율	0.87	0.8569
공기압축기 효율	0.85	0.8888
마이크로 가스 터빈 효율	0.85	0.8304
예비가열기의 온도차	20 K	17.98 K
열회수 스팀 발생기의 온도차	30 K	34.58 K
공기압축기 압력비	4.5	5.1105
마이크로 가스 터빈의 유입 온도	1153.15 K	1202.98 K

[0314]

[0315] 최적화된 파라미터 값의 경우, 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템은 1.18 $/s의 총 원가율 및 1.96 pts/s의 총 환경 영향을 지시한다. 이러한 값은 상기 모델에 의하여 얻어진 초기 결과(즉, 1.42 $/s 및 2.06 pts/s)와 비교하면 각각 16.9% 및 5.3% 개선된 값이다.

[0316] 생성된 전기와 관련하여, 발전기 효율을 88.5%로 가정하면, 최적화된 파라미터를 갖는 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템은 131.8 kW의 전기를 생성한다. 이는 초기 설정된 파라미터에서 생성된 전기와 대비하면 11.8% 개선된 결과이다. 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템으로부터 생성된 전력은 발전기에 의한 전기를 생성하기 위하여만 사용되므로 상기 시스템은 시스템의 엑서지 효율이 개선될 경우에 동일 량의 연료를 이용하여 보다 많은 전기를 생성할 수 있다. 최적화된 파라미터는, 동일 량의 연료를 이용하고 동일 발전기 효율을 감안할 때, 초기 설계 파라미터에 비하여 보다 많은 전기를 생성한 결과, 시스템의 엑서지 효율을 17.92%에서 18.86%로 개선한다. 최적화된 설계 파라미터를 이용하여 생성된 전기는 하수처리 플랜트의 에너지 요구량의 47%에 상당한다.

[0317] 생성된 전기는 하수처리 플랜트 내 운전 비용을 저감하기 위하여 펌핑, 폭기 및 혼합용 전기 디바이스로 공급되거나, 또는 추가 운전 비용 없이도 보다 높은 수준의 처리 공정을 수행함으로써 유출물의 품질의 개선에 기여하거나, 시스템을 모니터링하거나, 또는 운전을 제어할 수 있다.

[0318] 또한, 석탄 화력 열 플랜트(75-190 L/kW h)에서 요구되는 물의 량에 기초하면, 최적화된 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템(131.8 kW)으로부터 생산된 전기로 인하여 적어도 237 톤의 물을 절감할 수 있다.

[0319] 도 9a는 초기 설정 파라미터 값 및 최적화된 파라미터 값을 이용하여 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템의 총 원가율을 비교한 것이다. 모든 구성요소에 있어서, 최적화된 파라미터 세트의 총 원가율은 초기 설정된 파라미터 세트의 총 원자율과 비교하면 감소되었다. 공기 압축기(AC)의 압력 비 값 및 마이크로 가스 터빈(MGT)의 유입 온도는 각각 4.5에서 5.11, 그리고 1153.15 K에서 1192.95 K로 증가하였다. 이는 최적화된 파라미터 세트를 이용할 경우, 초기 설정된 파라미터 세트를 이용하는 경우에 비하여 공기 및 가스 흐름의 엔탈피가 증가함을 지시하는 바, 이는 공기 압축기의 압력 비 및 마이크로 가스 터빈(MGT)의 유입 온도를 증가시킴으로써 전체적인 시스템 효율을 개선한다. 그러나, 최적화된 파라미터 세트를 이용한 공기 압축기(AC)의 총 원가율 값이 증가하기는 하나, 이는 시스템의 총 원가율에 중대한 정도로 영향을 미치지는 않는다.

[0320] 도 9b 및 도 9c는 각각 최초 설정된 파라미터 세트 및 최적화된 파라미터 세트를 이용한 상대 비용 차 및 열-경제적 인자(exergo-environmental factor)를 보여준다. 최적화된 파라미터 세트를 갖는 열 교환기(HX), 예비가열기(PH), 공기 압축기(AC) 및 마이크로 가스 터빈(MGT)의 상대적 비용 차는 열 회수 스팀 발생기(HRSG) 없는 초기 설정된 파라미터 세트에 비하여 낮은 수준이다. 이는 공기 압축기(AC)의 압력 비 및 마이크로 가스 터빈(MGT)의 유입 온도의 증가로 인하여 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템 내 효율이 개선되었기 때문이며, 원가율 흐름 값은 초기 설정된 파라미터 세트와 비교하면 저감된다. 따라서, 최적화된 파라미터 세트를 갖는 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템은 열-경제적 측면에서 초기 설정된 파라미터 세트와 비교하면 개선된 것이다.

[0321] 반면, 오직 열 회수 스팀 발생기(HRSG)만이 하기의 2가지 이유로 인하여 초기 설정된 파라미터 세트에 비하여

최적화된 파라미터 세트로부터 큰 값의 상대적인 비용 차를 보여준다.

[0322] 첫째, 열 회수 스팀 발생기(HRSG)로부터 생성된 열의 량이 고정되기 때문인 바, 열 회수 스팀 발생기(HRSG) 및 열 교환기(HX)는 연소 가스로부터 폐열을 회수하는데 사용된 후에 고정된 온도 및 유속을 갖는 슬러지를 가열하기 위하여 사용된다. 따라서, 생성물 흐름에서의 엑서지 값($\dot{E}x_{P,HRSG}$) 및 열 회수 스팀 발생기(HRSG)의 효율(ε_{HRSG})은 현저히 변화하지 않는다. 더욱이, 최적화된 파라미터 세트를 갖는 열 회수 스팀 발생기(HRSG)의 자본 원가율($\dot{Z}_{HRSG}$)은 열 회수 스팀 발생기(HRSG)의 온도 차가 미세하게 변화하기 때문에 최초 설정된 파라미터 세트와 유사하다.

[0323] 둘째, 열 회수 스팀 발생기(HRSG)의 비용 밸런스 식에 있어서, 최초 설정된 파라미터 세트를 갖는 흐름(8) 및 흐름(9)에서 원가율 값은 최적화된 파라미터 세트에서와 유사하다. 따라서, 비용 밸런스에 있어서 파라미터 세트에 관계없이 흐름(6)과 흐름(7) 간의 원가율 값의 차이는 유사하나, 열 회수 스팀 발생기(HRSG)의 연료 흐름(k=7)에서의 엑서지 값은 공기 압축기(AC)의 증가된 압력 비로 인하여 증가하게 된다. 이처럼, 열 회수 스팀 발생기(HRSG)의 연료 흐름에서 비원가율($c_{F,HRSG}$)은 상대적으로 감소하게 된다.

[0324] 결국, 최적화된 파라미터를 갖는 열 회수 스팀 발생기(HRSG)의 상대 비용 차 (r_{HRSG})는 초기 설정된 파라미터를 갖는 (r_{HRSG})에 비하여 높은 수준인 바, 이는 감소된 $c_{F,HRSG}$ 값, 그리고 초기 설정된 파라미터와 최적화된 파라미터 간의 유사한 $\dot{Z}_{HRSG}$, $\dot{E}x_{P,HRSG}$, 및 ε_{HRSG} 값 때문이다.

[0325] 도 9c에 도시된 바와 같이, 예비 가열기(PH) 및 마이크로 가스 터빈(MGT)에 대한 열-경제적 인자 값(엑서지 파괴와 관련된 원가율 중 적은 부분을 차지함)은 최적화된 파라미터 세트를 적용함으로써 저감된다. 또한, 공기 압축기(AC) 및 열 교환기(HX)에 대한 열-경제적 인자의 값(엑서지 파괴와 관련된 원가율 중 많은 부분을 차지함)은 최적화된 파라미터 세트를 적용함으로써 증가한다. 상대적 비용 차의 크기에 따르면, 공기 압축기(AC), 예비 가열기(PH), 마이크로 가스 터빈(MGT) 및 열 교환기(HX)는 전체 시스템을 개선하나, 열 회수 스팀 발생기(HRSG)는 전체 시스템에 중대한 영향을 미치지 않는다.

[0326] 도 10은 초기 설정된 파라미터 세트 및 최적화된 파라미터 세트를 갖는 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템의 열 환경적 분석 결과를 보여준다. 최적화된 파라미터 세트는, 초기 설정된 파라미터 세트와 비교하면, 공기 압축기(AC), 열 회수 스팀 발생기(HRSG) 및 열 교환기(HX)에 있어서 전체 환경적 영향을 감소시킨다. 반면, 최적화된 파라미터 세트는 예비 가열기(PH), 연소 챔버(CC) 및 마이크로 가스 터빈(MGT)에 있어서 초기 설정된 파라미터 세트에 비하여 총 환경적 영향 값이 크다. 이러한 환경적 영향의 변화는 개별 구성요소에 있어서 엑서지 파괴의 증가/감소에 의하여 주로 야기된다.

[0327] 도 10b에 도시된 바와 같이, 열 교환기(HX)는 초기 설정된 파라미터 세트와 최적화된 파라미터 세트 모두에 있어서 높은 값의 상대적 환경 차를 나타낸다. 6개의 구성요소 중에서 공기 압축기(AC), 예비 가열기(PH) 및 열 교환기(HX)가 높은 값의 상대적 환경 차를 나타낸다. 이들 구성요소들에 있어서 상대적 환경 차의 값은 최적화된 파라미터 세트 적용 시 감소된다. 다른 구성요소의 상대적 환경 차의 값은 상대적 환경 차에 중대한 영향을 미치지 않는다.

[0328] 도 10c에 도시된 바와 같이, 오직 공기 압축기(AC) 만이 최적화된 파라미터 세트를 적용함으로써 전체 시스템의 환경적 영향을 개선하는데 기여한다. 공기 압축기에 대한 엑서지 파괴와 관련된 환경 영향율 값은 최적화된 파라미터 세트에 있어서 공기 압축 효율을 증가시킴으로써 상당히 저감된다(도 10a 참조). 반면, 다른 구성요소는 전체 시스템에 중대한 영향을 미치지 않는 바, 이는 열 교환기가 환경 영향에 미세하게 기여할 뿐이고, 연소 챔버, 마이크로 가스 터빈 및 열 회수 스팀 발생기 및 열 교환기는 초기 설정된 파라미터 세트와 최적화된 파라미터 세트 모두에 있어서 유사한 열-환경적 인자 값을 나타내기 때문이다.

[0329] 상술한 바와 같이, 본 실시예에 따른 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템은 경제적 성능 및 환경적 성능을 동시에 개선하도록 최적화될 수 있다. 최적화된 파라미터 세트를 갖는 하수처리 플랜트-열 병합 발전(WWTP-CHP) 시스템으로부터 하기와 같은 결론을 유도할 수 있다.

[0330] 첫째, 초기 설정된 파라미터 세트를 갖는 시스템의 엑서지 분석 결과, 연소 챔버가 최대 엑서지 파괴를 나타내었고, 이후 공기 압축기, 열 회수 스팀 발생기, 열 교환기, 마이크로 가스 터빈 및 예비 가열기 순이었다.

[0331] 둘째, 열-경제-환경 분석 결과에 따르면, 높은 상대 환경 차 값 및 엑서지 파괴로 인하여 열 교환기, 공기 압축

기 및 연소 챔버가 주된 구성요소로 특정되는 한편, 열 교환기 및 예비 가열기는 가장 높은 상대 비용 차 값을 나타내었다.

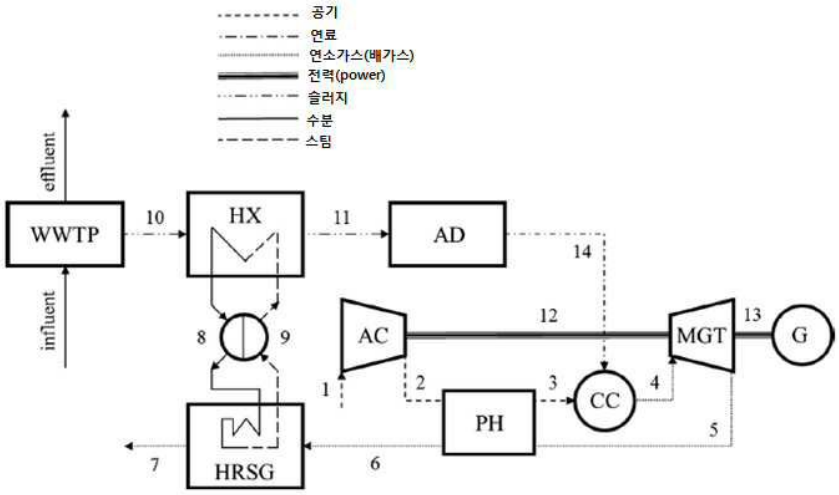
[0332] 셋째, 초기 설정된 파라미터 세트와 대비하면, 최적화된 시스템 내에서 경제적 원가율 및 환경적 원가율은 각각 16.9% 및 5.3% 감소하였다. 이의 주된 이유는 혐기 소화조의 압력 비 및 마이크로 가스 터빈의 유입 온도의 증가가 전체 시스템의 엑서지 효율을 개선하였기 때문이다.

[0333] 마지막으로, 최적화된 시스템은 하수처리 플랜트의 열 요구량의 100%뿐만 아니라 하수처리 플랜트의 전력 요구량 중 47%를 담당할 수 있다. 생성된 전기는 운전비를 낮출 수 있고, 화석 연료에 의한 종래의 전력 플랜트로부터 에너지를 생성함에 있어서 적어도 237 톤의 물을 절감할 수 있다.

[0334] 본 발명의 단순한 변형 내지 변경은 모두 본 발명의 영역에 속하는 것으로, 본 발명의 구체적인 보호범위는 첨부된 특허청구범위에 의하여 명확해질 것이다.

도면

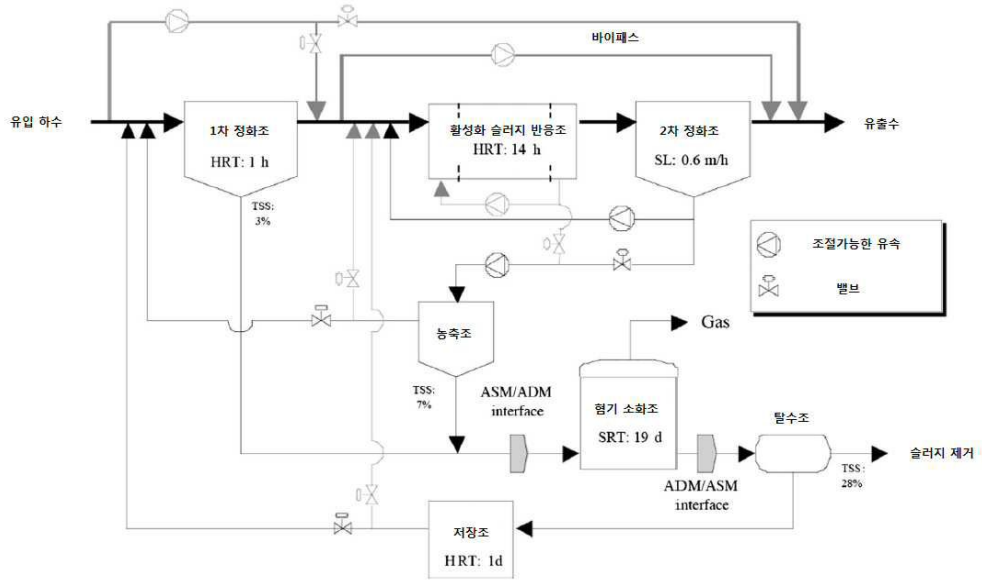
도면1



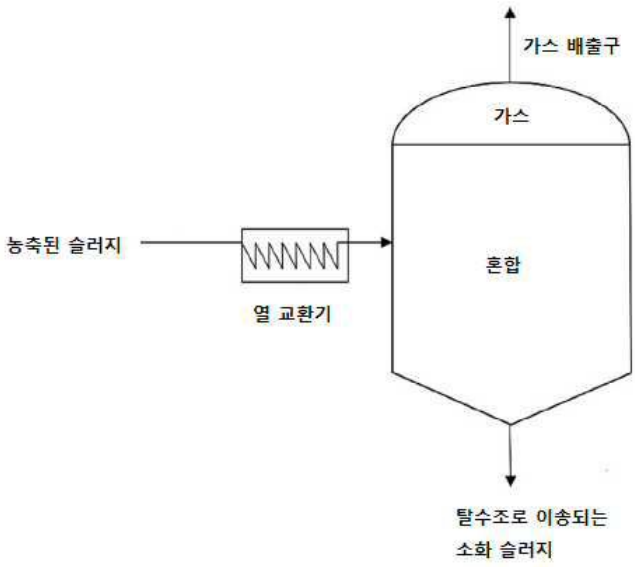
도면2



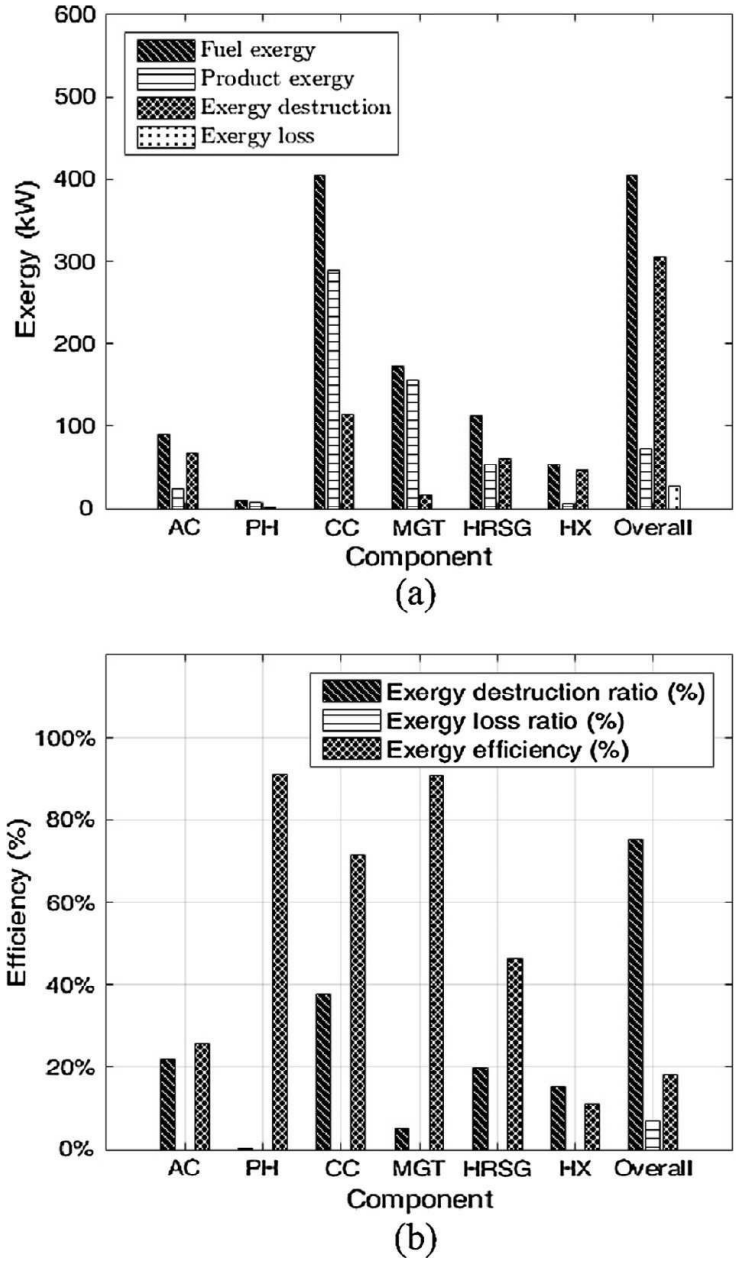
도면3


바이패스
유입 하수
1차 정화조
HRT: 1 h
TSS:
3%
활성화 슬러지 반응조
HRT: 14 h
2차 정화조
SL: 0.6 m/h
유출수
조절가능한 유속
밸브
농축조
Gas
TSS:
7%
ASM/ADM
interface
혐기 소화조
SRT: 19 d
탈수조
슬러지 제거
TSS:
28%
ADM/ASM
interface
저장조
HRT: 1d

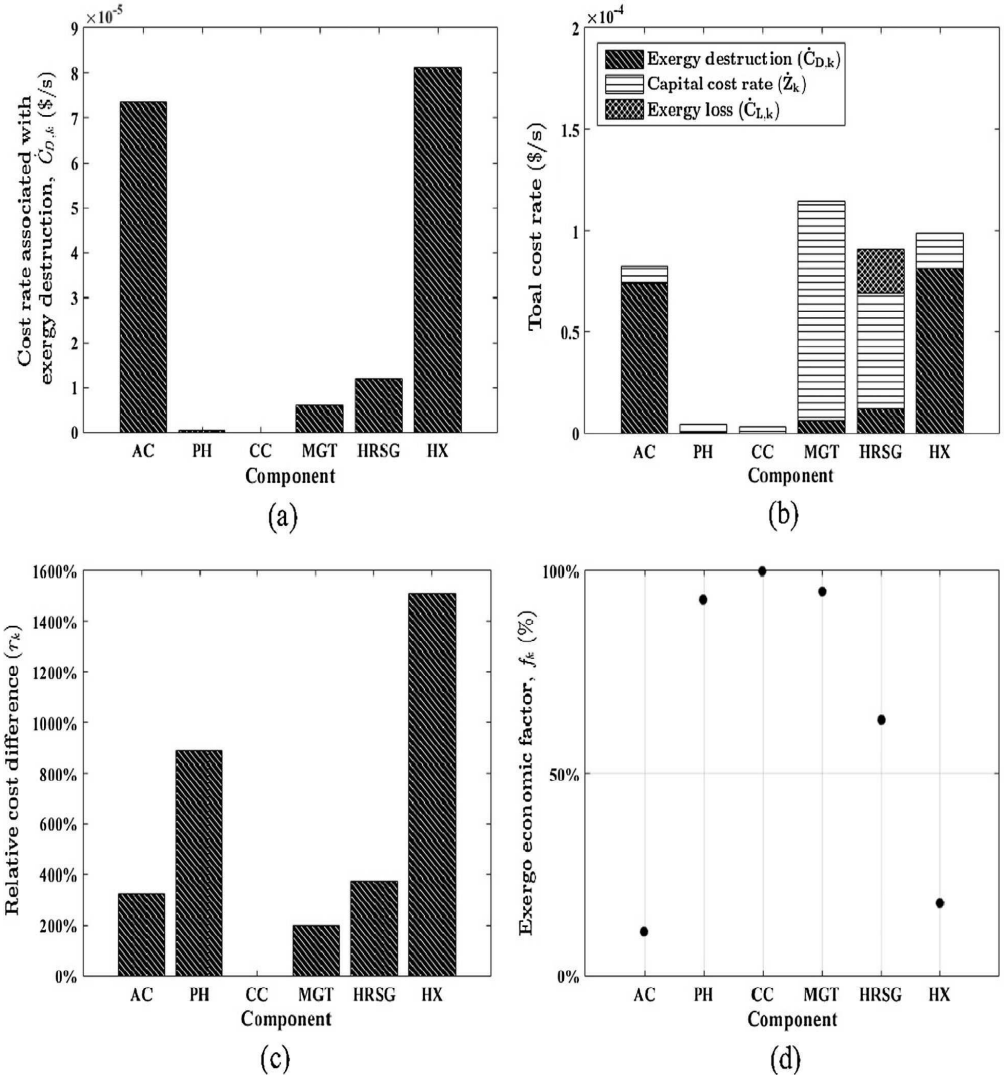
도면4


가스 배출구
가스
농축된 슬러지
혼합
열 교환기
탈수조로 이송되는
소화 슬러지

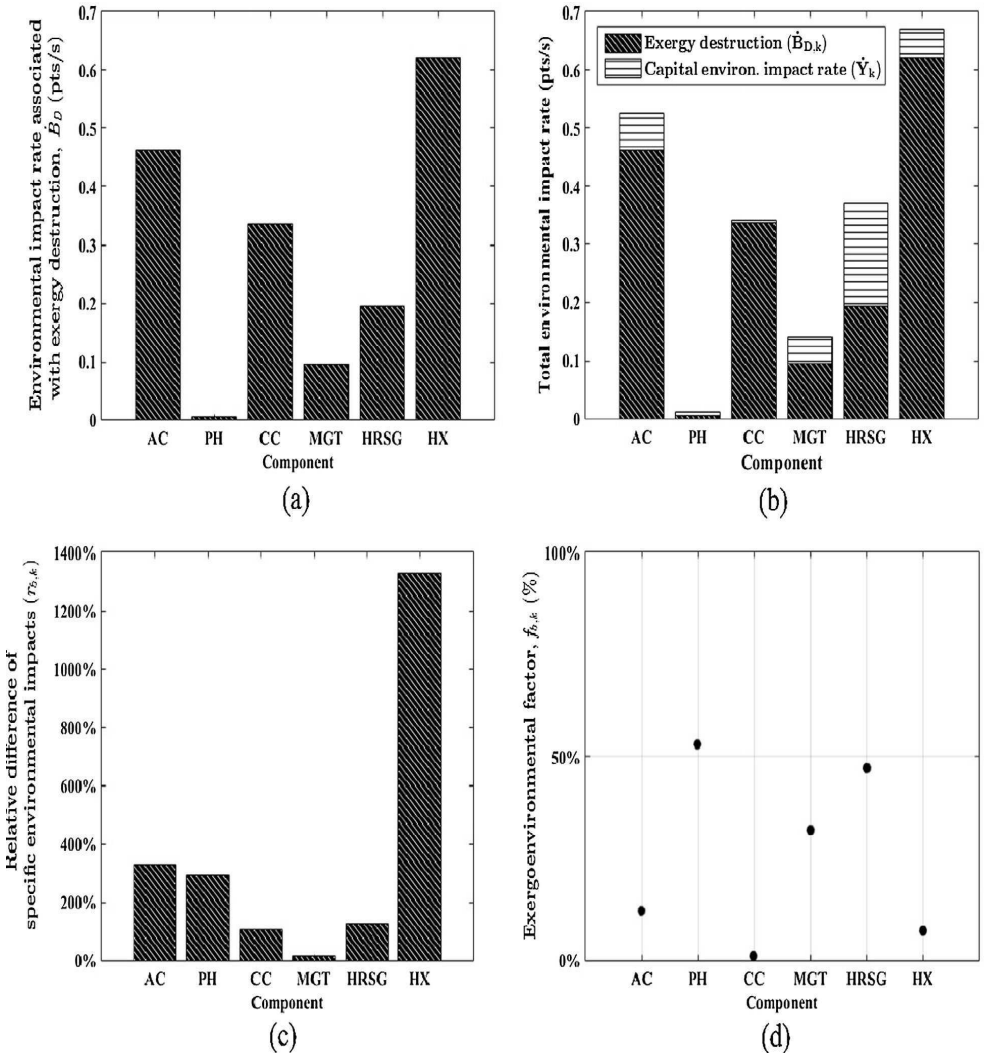
도면5


Fuel exergy
Product exergy
Exergy destruction
Exergy loss
Exergy (kW)
600
500
400
300
200
100
0
AC
PH
CC
MGT
HRSG
HX
Overall
Component
(a)
Exergy destruction ratio (%)
Exergy loss ratio (%)
Exergy efficiency (%)
Efficiency (%)
100%
80%
60%
40%
20%
0%
AC
PH
CC
MGT
HRSG
HX
Overall
Component
(b)

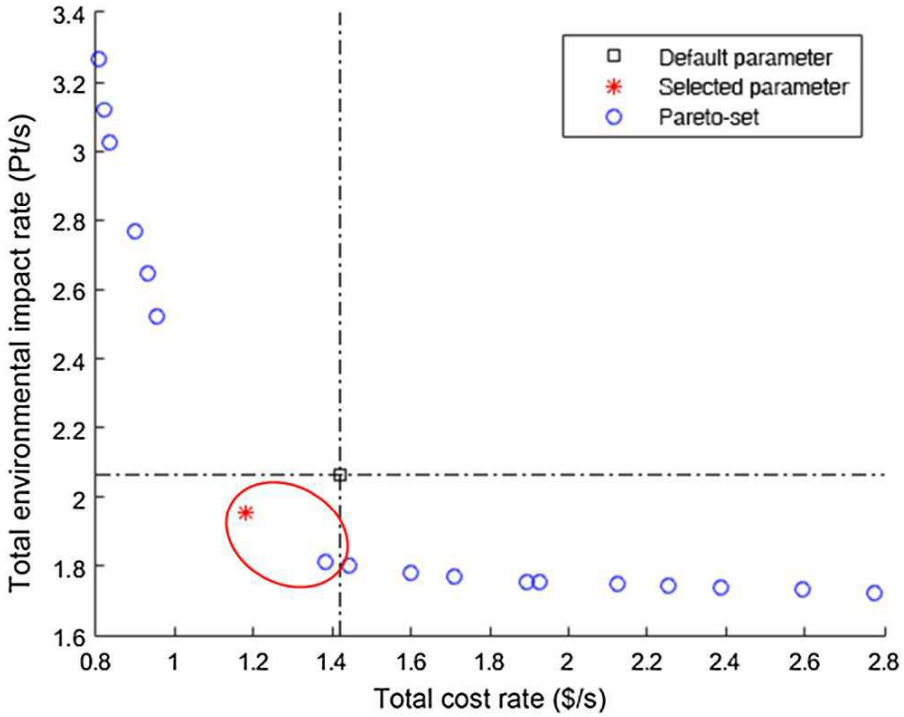
도면6


×10^-5
Cost rate associated with exergy destruction, $\dot{C}_{D,k}$ ($/s)
AC PH CC MGT HRSG HX
Component
(a)
×10^-4
Exergy destruction ($\dot{C}_{D,k}$)
Capital cost rate ($\dot{Z}_k$)
Exergy loss ($\dot{C}_{L,k}$)
Toal cost rate ($/s)
AC PH CC MGT HRSG HX
Component
(b)
Relative cost difference (r_k)
AC PH CC MGT HRSG HX
Component
(c)
Exergo economic factor, f_k (%)
AC PH CC MGT HRSG HX
Component
(d)

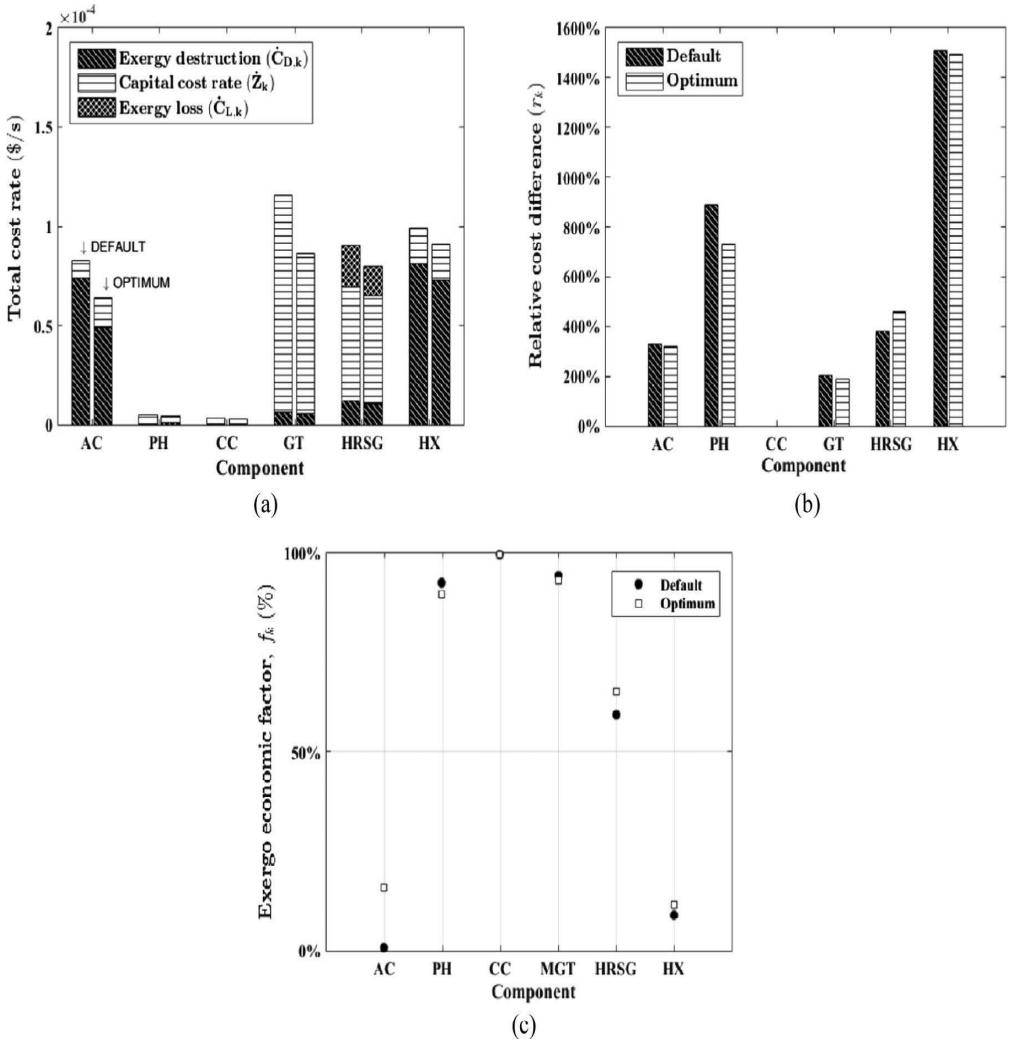
도면7


Environmental impact rate associated with exergy destruction, $\dot{B}_D$ (pts/s)
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
AC PH CC MGT HRSG HX
Component
(a)
Total environmental impact rate (pts/s)
Exergy destruction ($\dot{B}_{D,k}$)
Capital environ. impact rate ($\dot{Y}_k$)
AC PH CC MGT HRSG HX
Component
(b)
Relative difference of specific environmental impacts ($r_{b,k}$)
1400%
1200%
1000%
800%
600%
400%
200%
0%
AC PH CC MGT HRSG HX
Component
(c)
Exergoenvironmental factor, $f_{b,k}$ (%)
100%
50%
0%
AC PH CC MGT HRSG HX
Component
(d)

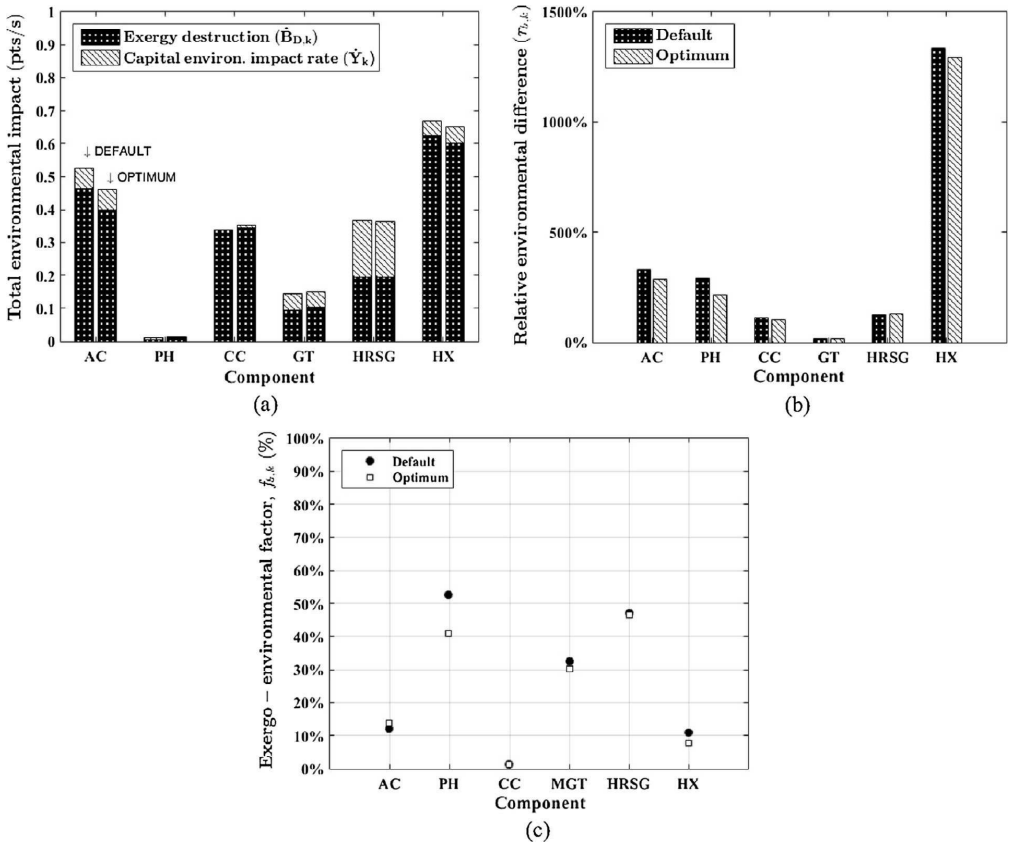
도면8


Default parameter
Selected parameter
Pareto-set
Total environmental impact rate (Pt/s)
Total cost rate ($/s)
3.4
3.2
3
2.8
2.6
2.4
2.2
2
1.8
1.6
0.8
1
1.2
1.4
1.6
1.8
2
2.2
2.4
2.6
2.8

도면9


×10^-4
Exergy destruction ($\dot{C}_{D,k}$)
Capital cost rate ($\dot{Z}_k$)
Exergy loss ($\dot{C}_{L,k}$)
↓ DEFAULT
↓ OPTIMUM
Total cost rate ($/s)
AC PH CC GT HRSG HX
Component
(a)
Default
Optimum
Relative cost difference (r_k)
AC PH CC GT HRSG HX
Component
(b)
Default
Optimum
Exergo economic factor, f_k (%)
AC PH CC MGT HRSG HX
Component
(c)

도면10


Total environmental impact (pts/s)
Exergy destruction ($\dot{B}_{D,k}$)
Capital environ. impact rate ($\dot{Y}_k$)
↓ DEFAULT
↓ OPTIMUM
AC
PH
CC
GT
HRSG
HX
Component
(a)
Relative environmental difference ($r_{b,k}$)
Default
Optimum
1500%
1000%
500%
0%
AC
PH
CC
GT
HRSG
HX
Component
(b)
Exergo – environmental factor, $f_{b,k}$ (%)
Default
Optimum
100%
90%
80%
70%
60%
50%
40%
30%
20%
10%
0%
AC
PH
CC
MGT
HRSG
HX
Component
(c)