

열교환기망과 열시스템과의 최적 합성에 관한 연구

A study on the optimal integration of heat exchanger network and heat system

안재성*, 이재효**, 김덕호***
 J. S. Ahn, J. H. Lee, D. H. Kim

Key words: Composite curve (합성선도), Pinch analysis (핀치 해석), Exergy (엑서지), Heat exchanger network (열교환기망), Grand composite curve(그랜드 합성선도)

ABSTRACT

Exergy analysis is widely used in energy system analysis for more efficient energy use. Pinch technology has focused on chemical plants, such as pure heat exchanger networks. In this study, the objective is to seek more effective means with integrating above two methods. In order to demonstrate effective result and to prove possibility for pinch analysis, the steam turbine is adopted to make heat recovery in the heat exchanger network. Three cases are introduced using the integration of exergy and pinch analysis. The standard steam turbine utility is the base case, and adding the heat pump to this system is the second case. The third case is the system with the heat pump and minimum utilities. The results show that the output power of steam turbine in the case(2) and case(3) are increased up to 42% and 46%, respectively, compared with that of base case.

기 호 설 명

A : 가용에너지 또는 엑서지 [kW]
 a : 비유동 엑서지 [kJ/kg]
 CP : 열용량을 [kW/°C]
 ΔT_{min} : 최소 온도차[°C]
 \dot{m} : 질량유량[kg/s]
 p_{sup} : 터빈 입구 압력[MPa]
 p_{sub} : 터빈 배압 [MPa]
 T : 온도[°C]

Q_{hmin} : 최소 가열 유틸리티열량 [kW]
 Q_{cmin} : 최소 냉각 유틸리티열량 [kW]
 x : 건도

하첨자

o : 사상태(dead state) 또는 환경
 f : 포화액 또는 과냉 상태
 g : 포화증기 상태
 in : 입구 상태
 out : 출구 상태
 min : 최소량
 sat : 포화 상태
 sup : 과열 상태

* 정회원, 건국대학교 대학원

** 정회원, 건국대학교 기계항공우주공학부

*** 정회원, 김천과대학 자동차기계과

sub : 과냉 상태
turb : 터빈

1. 서론

산업발전의 가속화에 따른 에너지 부존 자원의 한계로 인한 효율적인 에너지 이용과 합리적인 설비 운용의 필요성이 절실히 요구되고 있는 시점에서 엑서지와 핀치 해석은 각각의 영역에서 십여 년 동안 에너지 시스템의 최적설계에 응용되어 왔다. 70년대 말부터 등장한 핀치 기법은 Linnhoff^{1,2,3}에 의해 발전되어 온 열교환기망 최적설계에 실용적인 방법을 제시해 왔다. 핀치 기법은 새로운 열교환기망 설계뿐만 아니라 기존 장치의 낭비적인 에너지 이용 정도를 파악하여 보다 개선된 설계를 제시해 왔다. 핀치 기법은 복잡한 화학 플랜트 설계 분야에서 단순한 수치계산 과정만으로 최상의 열교환기 배치 선정과 투입 에너지의 최소량을 산출해냄으로써 실제 각종 석유 정제 플랜트나 화학 공정 설계에서 엔지니어의 전폭적인 지지를 받아 왔다. 이후 다량의 열교환기가 투입되는 열병합 발전 시스템이나 복합 발전 시스템의 폐열 회수부 설계에 응용되고 있다. 상당한 경험을 지닌 엔지니어에게만 효과적인 엑서지 해석과는 달리, 핀치 해석은 에너지 시스템을 향상시키고 설계하는 데 단계적이고 체계적인 방법을 제시했다.

본 연구에서는 열교환기망 설계 기법인 핀치 기법을 의해 얻어진 열교환기망의 최적 설계과정에서 열전달에 의한 열교환기망의 엑서지 손실을 최대로 줄여서 최대 에너지 회수를 실현하는 증기 터빈 발전에 쓰일 최적의 증기 흐름 선정이 엑서지와 핀치 기법의 유기적인 합성으로 가능함을 보일 것이다. 특히, 이 과정에서 실제 핀치 기법에서 쓰이는 각종 선도에 엑서지 해석을 도입함으로써 각각의 열교환기의 엑서지 손실 평가에만 그친 엑서지 기법의 단점을 보완하고 핀치 기법과의 합성이 어떤 상승효과를 갖는가를 보일 것이다.

2. 열교환기망의 핀치 해석

2.1 합성선도

핀치 해석(pinch analysis)은 열교환기망 설계에 주로 쓰였으며 Fig. 1 에 전반적인 설계과정이 나와 있다. 먼저 설계에 앞서 열교환기망을 구성하는 작동 유체에 대한 정보를 가지고 열교환에 의해 온도가 상승하는 냉류와 온도가 하강하는 온류로 분류한다. 시스템의 공정을 나타내는 기존의 흐름도는 핀치 설계 과정에서 그 배열이 자주 바뀌기 때문에 핀치 해석의 용이성을 위해 격자 구조(grid structure)로 대체한다.

앞으로의 열교환기망의 핀치 해석의 이해를 돕기 위해 2개의 온류와 2개의 냉류로 구성된 단순 열교환기망의 설계과정을 보여줄 것이며 Table 1 에 각 흐름들의 열역학적 상태량이 나와 있다. Fig. 2 는 Table 1 의 흐름들로 구성된 열교환기망의 합성선도(composite curve)로서, 온류 합성선도(상단)와 냉류 합성선도로 구성되어 진다. 위 합성선도는 최소 온도차를 10°C로 가정하였을 때, 최소 가열 유틸리티가 20kW, 최소 냉각 유틸

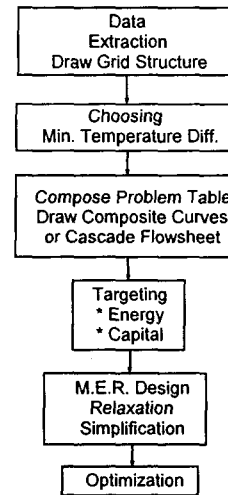


Fig. 1 Overall pinch design procedure of heat exchangers network.

Table 1 Streams and relevant data

Property Stream No.	CP (kW/°C)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	Q (kW)
(1) Cold	2	20	135	-230
(2) Hot	3	170	60	+330
(3) Cold	4	80	140	-240
(4) Hot	1.5	150	30	+180

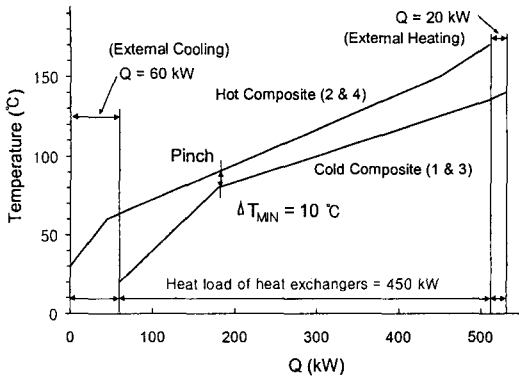


Fig. 2 Example of composite curves.

리티가 60kW 필요함을 나타내며 공정흐름간의 총 열교환량은 450 kW임을 나타낸다. 시스템 전 영역을 통해 온류 90°C와 냉류 80°C 사이에 가장 근접한 온도차로 열전달되는 이 지점을 핀치점이라 하고 이 때의 온도차를 핀치온도라 칭한다. 만약 핀치온도를 늘리면 온류와 냉류 선도 사이의 간격이 늘어나서 결국 시스템 공정 흐름사이의 열교환량이 감소하고 외부 유틸리티의 부하량이 증가하게 되며 이는 궁극적으로 열교환기수나 열교환 면적이 줄어들고 외부냉각이나 가열에 필요한 연간 에너지 비용이 증가함을 의미하므로 핀치온도의 결정이 전체 열교환기망 설계에 중요한 변수가 되는 것이다. 이를 합성선도를 통해 검증할 수 있다.

2.2 최대 에너지 회수 설계와 에너지 이완 설계

합성선도로서 핀치의 위치와 네트워크의 최소 외부 열량을 구한 후 두 영역으로 분리한다. 합성선도에서 핀치점보다 온도가 높은 영역에서는 온류의 모든 열량을 냉류로 전달하고 온류와 열교환을 하지 못한 냉류의 부하만큼의 외부 가열 열량만이 필요하다. 이 영역을 히트 싱크(heat sink)영역이라 한다. 반대로 핀치점보다 낮은 온도 영역에서는 외부 냉각 열량만이 필요하고 히트 소스(heat source) 영역이라 한다. 핀치 기법에서는 핀치점이 최대 에너지 회수(Maximum energy recovery : MER) 설계 기준이 되므로 핀치점부터 설계를 시작하며 두 영역은 열역학적으로 서로 독립되므로 각각에 대하여 열교환기 부하량과 위치 선정을 위한 온류와 냉류 흐름들간의 결합을 해야 한다. Fig. 3의 각 영역에 대한

설계 알고리즘에 따라 열교환기 배열과 부하량을 결정한다.

열교환기 선정의 알고리즘을 이용하여 Table 1의 네트워크에 적용해 보면 우선 Fig. 4(a)의 격자 구조로 흐름들을 나타낸 후 합성선도로서 알아낸 핀치의 위치를 표시할 수 있다. 핀치 상부와 하부에 대해서 각각의 알고리즘에 의해 (b)와 (c)로 열교환기의 위치와 부하량, 그리고 최소 유틸리티의 부하량을 적절한 흐름들끼리 결합하면서 나타낼 수 있다. 그 후, 핀치점으로 분리된 두 영역을 합치면 (d)와 같이 되며 이것이 최소 외부에너지 투입하의 최대 에너지 회수 설계 결과다.

최대 에너지 회수 설계는 최소 외부투입 유틸리티량을 실현함으로써 연간 에너지비용은 삭감되지만 불필요한 열교환기의 발생이나 지나친 열교환 면적의 증가로 인한 막대한 자본 비용을 초래해 현실적으로 맞지 않아 에너지 이완(energy relaxation)설계가 필요하다. 우선, 네트워크의 최소 장치 수를 식 (1)의 Euler²⁰의 "General network theorem"의 식을 통해 알아보고 장치 수를 줄일 수 있는 가능성을 검토한다.

$$u = N + L - s \quad (1)$$

u : number of units(including heaters and coolers)

N : number of streams (including utilities)

L : number of loops

s : number of separate components

위 식을 예제에 적용하면 장치 수는 7이지만 이 경우는 냉류 1과 온류 4에서 열교환기 2와 4가 중복되어 둘 중 부하량이 적은 열교환기 4를 제거함으로써 열교환기 수를 줄일 수 있다. 결국 Fig. 5에서처럼 총 유틸리티 부하량을 15 kW 만큼 약간 증가시킴으로서 장치 수를 줄여 나갈 수 있다. 이는 결과적으로 최대 에너지 회수 설계에서 발생 가능한 무한대로의 열교환기의 초기 투자자본비용 증가를 약간의 외부 투입 에너지 비용의 증가로써 막아 궁극적으로 총 비용을 줄이게 된다.

2.3 그랜드 합성선도의 활용

에너지 목표를 달성하기 위한 합성 선도와 문제 표 기법에서 외부 가열 유틸리티는 부가되는

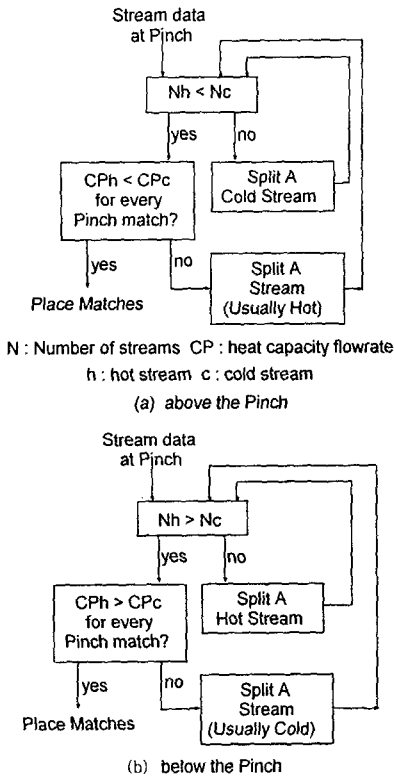


Fig. 3 Algorithms for stream matching.

열부하보다 충분히 커야 하며 외부 냉각 유틸리티는 냉각부하보다 충분히 커야 되는 목시적인 가정 하에 전개되었다. 하지만, 실제 설계에서 이 외부 유틸리티의 온도도와 양의 결정이 설계에 많은 영향을 미치며 그랜드 합성선도(Grand composite curve)가 유틸리티의 최적화에 도움을 준다. Fig. 6의 좌측은 열흐름도(heat cascade)를 나타낸 것이며 이로부터 우측의 그랜드 합성선도를 그릴 수 있다. D점이 핀치점을 나타나며 좌측의 열흐름도 상에는 핀치 상부로부터 하부로의 열량 전달이 없음을 보여 준다. 이것은 핀치점으로 분리된 핀치 상부와 하부가 각각 열역학적으로 독립된 영역임을 의미한다. AB구간은 CB구간에 의해 EF구간은 GF구간에 의해 공정흐름들 간의 열전달에 의한 열교환이 됨을 알 수 있다. 또한 핀치 상부에서는 DC에 해당하는 xx'만큼의 외부 가열 열량이 필요하며 핀치 하부에서는 DE만큼의 yy'에 해당하는 외부 냉각 열량이 필요함을 알 수 있다. 그랜드 합성선도는 다수의 유틸리티가 존재하는 설계나 공정흐름과 유틸리티 흐름사

이의 열손실의 정도를 알 수 있어 유틸리티 선정에 따른 비용 계산에 도움을 준다.

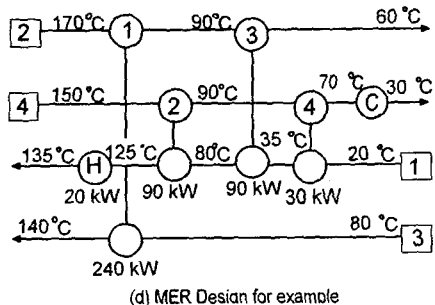
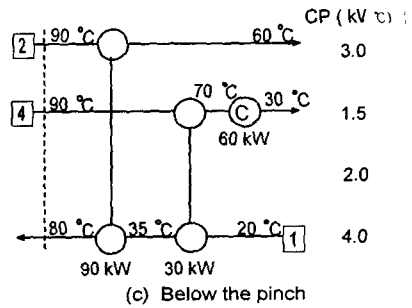
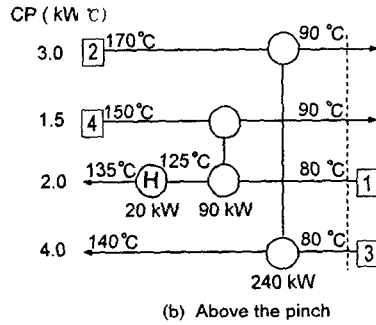
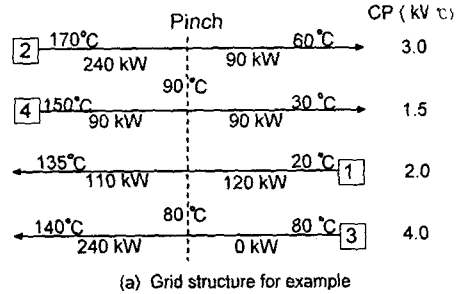


Fig. 4 Procedure of MER design.

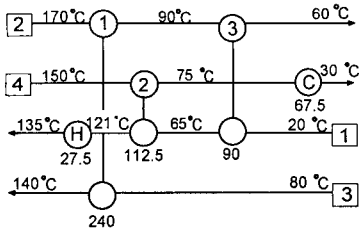


Fig. 5 Energy relaxation design.

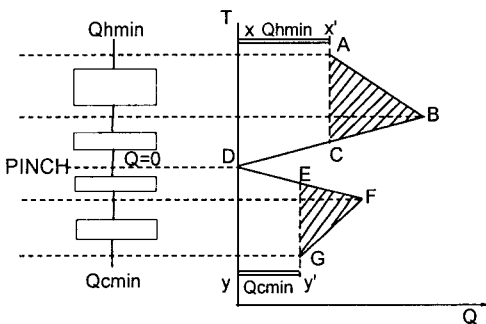


Fig. 6 Grand composite curve.

3. 엑서지 해석

엑서지¹⁰⁾ 해석(Exergy analysis)의 목적은 가용 에너지 파괴와 손실이 어디에서 일어나는 가를 알아내고, 시스템 성능 향상의 평가에 있다. 엑서지는 “이상화된 환경과 우리의 관심 대상인 시스템이 접촉하면서 평형 상태(equilibrium)에 도달하는 과정에서 얻을 수 있는 이론상 최대 일”로 정의된다.

특히, (2)식의 열전달을 수반한 엑서지 전달에 관한 식으로부터 앞에서 제시한 합성선도와 그랜드 합성선도 상에 엑서지 기법을 적용함으로써 열교환기망의 전체 시스템의 엑서지 손실 정도를 가늠해 볼 수 있을 것이다.

$$\left[\begin{array}{l} \text{열전달에 따른} \\ \text{엑서지 전달} \end{array} \right] = \int \left(1 - \frac{T_o}{T_b} \right) \delta Q \quad (2)$$

즉, 합성선도에서 세로축에 온도 대신 Carnot 효율을 적용한다면 온류와 냉류 간의 간극은 열전달 과정에서 발생하는 엑서지 손실의 양을 나타내며 그 면적이 좁을수록 열교환기에서의 열전달 과정에서 엑서지 손실이 작음을 의미한다. 그러

므로, 핀치온도가 작을수록 그 간극 면적은 작아진다. 하지만, 핀치온도가 작을수록 열교환면적은 무한대로 증가하게 된다. 열교환기망의 최소 초기투자비용과 최소 연간 에너지비용 하에서 얻어지는 핀치 온도로서 열교환기망의 열전달에 따른 총 엑서지 손실량이 결정된다.

또한 그랜드 합성선도에서는 새로운 유틸리티 흐름의 선정에서 유틸리티 흐름과 공정 흐름간의 열전달에 의한 엑서지 손실을 도식적으로 나타낼 수 있어, 에너지 회수와 유틸리티의 최적성을 평가할 수 있다. 핀치 기법에서는 에너지 이완 설계 후 여러 가지의 설계들이 나올 수 있어 이들 설계에 대한 평가가 필요하며 특히 외부 유틸리티 부하량과 장치 수가 엇비슷한 설계들을 비교하기 위해선 핀치 기법의 선도에 엑서지 해석을 응용한 엑서지 합성선도와 그랜드 합성선도로 엑서지 손실을 평가할 수 있다. 기존의 시스템을 개선시키고자 할 때도 설계 전후의 엑서지 손실 정도를 엑서지 합성선도나 그랜드 합성선도를 통해서 부적절한 유틸리티의 선정 여부나 재설계의 향상 여부를 판가름할 수 있다.

4. 핀치와 엑서지 해석

열교환기망에 열기판과 열펌프를 결합하는 과정에서의 핀치와 엑서지 해석의 통합을 보이려고 한다. Fig. 7에서 4개의 온류와 3개의 냉류로 구성되어 있고 우측의 열용량을(CP)는 각 흐름의 질량유량(\dot{m})에 정적비열(c_p)를 곱한 것으로 열교환 과정에서 불변임을 가정한다. 최소온도차를 20°C로 가정하고 핀치 해석을 진행하려 한다. 우선 Fig. 8의 합성 선도로부터 온류 435°C와 냉류 415°C사이에 핀치가 존재하고 최소 냉각 유

Hot Streams			CP [kW/°C]
H1	265 °C	Q = 22050 kW	1102.5
H2	435 °C	Q = 22724 kW	119.6
H3	162 °C	Q = 10329.6 kW	860.8
H4	265 °C	Q = 11329.8 kW	57.4
Cold Streams			
C1	415 °C	Q = 15000 kW	61.22
C2	165 °C	Q = 12385.5 kW	825.7
C3	170 °C	Q = 3009.6 kW	22.8

Fig. 7 Hot and cold streams.

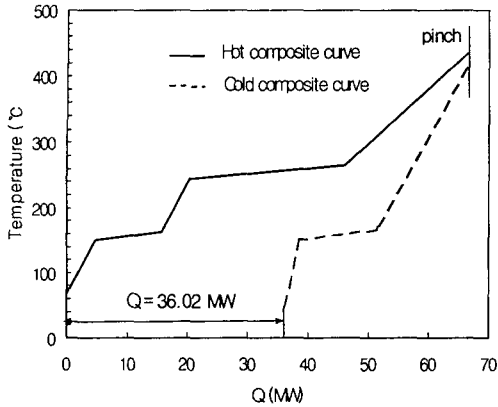


Fig. 8 Composite curve for base network.

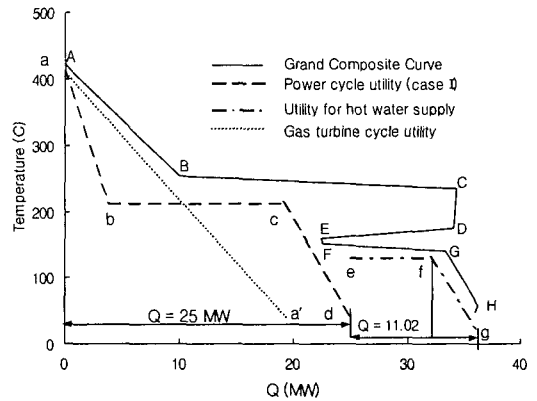


Fig. 9 Grand composite curve for case (1).

틸리티가 36.02 MW임을 알 수 있다. 특히, 일반적인 합성 선도에서 핀치 하부에 해당하는 영역임을 알 수 있는 데 냉각과정으로 버려지는 고온 열량을 전력이나 증기 또는 온수 등의 재생산에 의한 최대 에너지 회수를 꾀하려고 한다. 이때, Fig. 8의 합성 선도보다는 새로운 유틸리티 선정에 유익한 Fig. 9의 그랜드 합성선도를 이용하는 것이 도움이 된다. 우리는 핀치 하부의 잔존하는 온류 열량 회수를 위해 최적의 증기동력 유틸리티 흐름을 이 열교환기망에 결합하려 한다.

동력 사이클의 전형적인 복수기 압력을 8 kPa로 하였다. 과열 압력은 가능한 높아야 한다. 하지만 터빈 배기에서의 증기 습도에 의해 제한된다. 포화점 c는 또 다른 제약이다. 터빈입구압력이 너무 높으면 포화온도가 증가하여 c점이 공정 흐름 선도를 지나칠 수 있다. 과열 온도 또한 가능한 높은 온도를 선택하며 최고 온도는 핀치 온도에 의해 a점과 포화점 c에 제한을 받는다. 입구 압력이 일정할 때 과열증기온도를 증가시키면 동력 사이클의 질량유량이 감소하게 되고 포화영역의 열량이 증가하여 c점은 우측으로 이동하며 공정흐름선도를 지나쳐 핀치 온도를 위배할 수 있다. 네트워크의 폐열 회수를 위해 가스터빈 사이클을 유틸리티로 채택한 경우가 Fig. 9의 직선 aa'이다. 핀치 온도를 위배하지 않기 위해 증기동력 사이클 보다 열교환량이 작으며 고온에서는 열손실이 적으나 300°C 이하에서는 막대한 열손실을 감수해야 한다. 동력 사이클 중 증기동력 사이클을 채택한 타당성을 그랜드 합성선도를 통해 알 수 있다. Fig. 9의 그랜드 합성선도의 DEFG

구간에서의 특이한 형상으로 동력 사이클 흐름을 abcd로 제한될 수 밖에 없으며 이것이 최적 증기 동력 유틸리티이다. 25 MW의 증기 동력 사이클과 가용한 나머지 11.02 MW는 발전에 부적합한 온도대에 있으므로 난방으로 이용된다. 이를 경우(1)이라 하고 Table 2에 나중에 열교환기망과의 결합에 필요한 상태량이 나와 있다. 우리는 abcd의 증기 동력 사이클 흐름을 새로운 냉류 C4로 하고 efg는 C5로 한다.

Fig. 10은 경우(1)의 열교환기망과 결합한 증기 동력 사이클과 난방용 유틸리티의 격자망 선도를 보여 주고 있다. 각각의 열교환기의 부하량은 핀치 해석에 의해 핀치점에서 시작하게 된다. 결과적으로 순수한 터빈에 의해 할 수 있는 동력 사이클의 순 출력은 터빈효율 0.88로 가정할 때 8254 kW이며 이 수치는 펌프효율을 0.85로 할 때 공급수의 펌프 소비출력 76.3 kW를 뺀 수치이다. 경우(1)에서 그랜드 합성선도의 형상으로 인해 동력 사이클의 증기 질량유량이 제한을 받는다. Fig. 9의 ED와 FG 구간을 개선한다면 동력 사이클의 출력을 향상시킬 수 있다. 열펌프를 이용하여 DEFG구간을 없앤다면 Fig. 11에서처럼 동력 사이클을 ab'c'd'로 확장할 수 있다. 이를 경우(2)라고 하자. 새로운 설계에서는 동력 사이클의 출력은 증가하지만 열펌프에 소요되는 동력이 발생하기 때문에 이 설계에 대한 타당성 조사를 위해 그랜드 액서지 합성선도를 도입한다. Fig. 12에서 동력 사이클이 이론상 이용할 수 있는 추가적인 액서지량은 abb'a와 cc'd'dc 영역이다.

그리고, 열펌프의 투입 동력은 D'EFG'D'에 해당

Table 2 Design parameters for case (1)

< Steam power cycle for case (1) >	
Superheated state : $t_{sup} = 425 - \frac{1}{2} \times \Delta T_{min} = 415 \text{ }^\circ\text{C}$	
$p_{sup} = 2.0\text{MPa}$ $h_{sup} = 3280.56 \text{ kJ/kg}$ $s_{sup} = 7.175 \text{ kJ/kg K}$	
Saturated state : $t_{sat} = 212.4 \text{ }^\circ\text{C}$ $h_f = 908.79 \text{ kJ/kg}$	
$h_g = 2799.5 \text{ kJ/kg}$	
Subcooled state : $p_{sub} = 0.008 \text{ bars}$, $t_{sub} = 41.5 \text{ }^\circ\text{C}$	
$h_{sub} = 173.88 \text{ kJ/kg}$	
$\dot{m}_{C1} = 25\text{MW} / (h_{sup} - h_{sub}) = 8.047 \text{ kg/s}$	
$CP_{sub} = \dot{m}_{C1} (h_f - h_{sub}) / (t_{sat} - t_{sub})$ $= 34.59 \text{ kW/}^\circ\text{C}$	
$Q_{sat} = \dot{m}_{C1} (h_g - h_f) = 15214.5 \text{ kW}$	
$CP_{sup} = \dot{m}_{C1} (h_{sup} - h_g) / (t_{sup} - t_{sat}) = 19.11 \text{ kW/}^\circ\text{C}$	
< Utility for hot water supply >	
$t_{out} = 140 - (1/2 \times \Delta T_{min}) = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_{sat} = 2.701 \text{ bars}$	
$h_f = 546.31 \text{ kJ/kg}$ $h_g = 2720.85 \text{ kJ/kg}$	
$t_{in} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ $h_{in} = 104.89 \text{ kJ/kg}$	
$Q_{gf} = 4 \text{ MW}$	
$\dot{m}_{C5} = Q_{gf} \times 10^3 / (h_f - h_{in}) = 9.062 \text{ kg/s}$	
$Q_{gf} \times 10^3 / (t_{out} - t_{in}) = 38.095 \text{ kW/}^\circ\text{C}$	
saturated state : $Q_{fe} = 7.016 \text{ kW}$, $x_{out} = 0.356$,	
$h_{out} = 1320 \text{ kJ/kg}$	

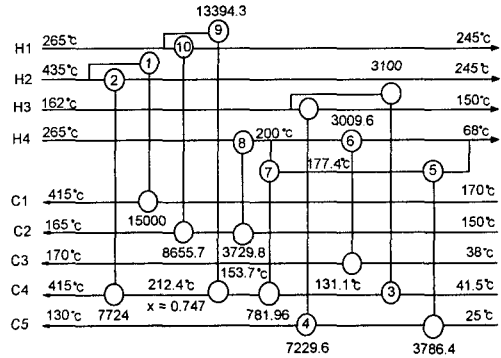


Fig. 10 Design for case (1).

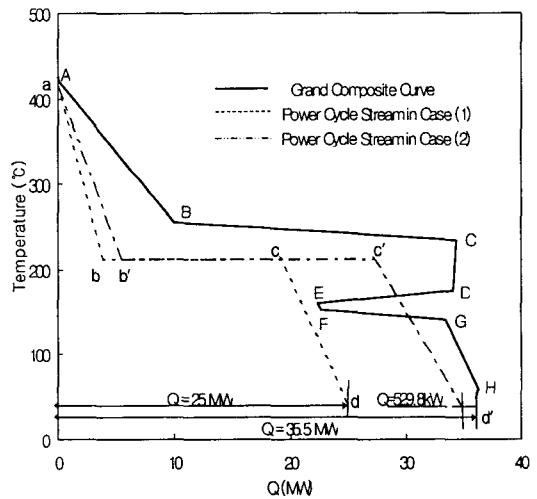


Fig. 11 Grand composite curve for case (2).

하는 양이다. 그러므로, 동력 사이클이 가용한 엑서지는 $abb'a$ 와 $CC'D'EFG'd'dc$ 이다. 분명히 동력 사이클에 사용되는 엑서지가 열펌프의 투입 동력을 크게 증가함을 알 수 있다.

경우(2)도 위 표의 계산식들을 이용하면 $Q = 35.5 \text{ MW}$, $\dot{m} = 11.43 \text{ kg/s}$ $CP_{sub} = 49.14 \text{ kW/}^\circ\text{C}$, $CP_{sup} = 5498 \text{ kW}$ $Q_{sat} = 21610.7 \text{ kW}$ 이다. Fig. 13 은 핀치 해석을 통해 설계의 완성을 보여 주고 있다. 열 펌프가 흐름 H3와 C2에 결합되어 있다. 여기서 열 펌프 흐름과 기존 공정흐름간의 최소 온도차는 $5 \text{ }^\circ\text{C}$ 이고 C2의 출구온도와 열펌프 열량을 구하기 위해 다음과 같이 에너지와 엑서지 평형식을 쓴다.

$$CP_{C2} (T - 150) - Q_{H3} = W \quad (3)$$

$$CP_{C2} (T - 150) \left(1 - \frac{298}{T + 278}\right) - Q_{H3} \left(1 - \frac{298}{418}\right) = W \quad (4)$$

결국, 온류 H3의 증발기 열량은 10329.6 kW 이고, 응축기와의 열전달 후 냉류 C2의 온도는 $163.2 \text{ }^\circ\text{C}$, 이때 압축기 투입 일은 569.64 kW 이다.

Fig. 13에서 냉각기 부하량 1077.5 kW 은 Fig. 11에서 공정흐름의 잔존열량에 의해 생긴 것이며 이 냉각기의 부하를 없애고 장치 수를 줄이기 위해 증기동력 사이클의 전달열량이 36.02 MW 을 증가한 36.59 MW 로 한다. 이를 경우 (3)이라 하고 냉각기의 부하량을 제거하고 흐름 H4와 C4 사이의 열교환기 5의 부하량이 증가하게 되어 부분적으로 핀치 온도가 위배되었으나 장치 수를 줄일 수 있다.

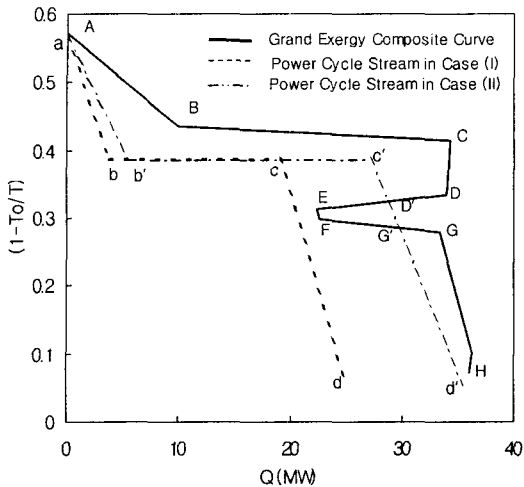


Fig. 12 Exergy grand composite curve for case (1) and (2).

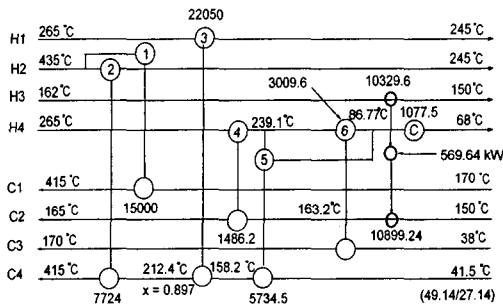


Fig. 13 Design for case (2).

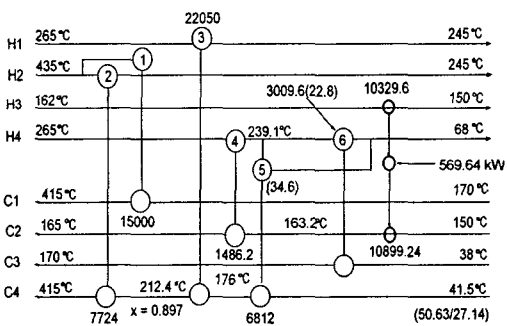


Fig. 14 Design for case (3).

5. 결과 및 고찰

Table 2로부터 이 3가지 설계에 대한 엑서지 해석을 하여 기존의 열교환기망에 동력 사이클과

Table 3 Result for three designs

		Case 1	Case 2	Case 3
Hot water supply	\dot{m} [kg/s]	9.062	-	-
	T [°C]	130	-	-
	A [kW]	2405.7	-	-
Power cycle stream	\dot{m} [kg/s]	8.047	11.43	11.78
	T [°C]	415	415	415
	A [kW]	9230	13110	13507
Net power output [kW]		8254.01	11724	12079
ΔA [kW]		-	3880	4277
ΔW [kW]		-	3470	3825
Number of Units		10	7	6

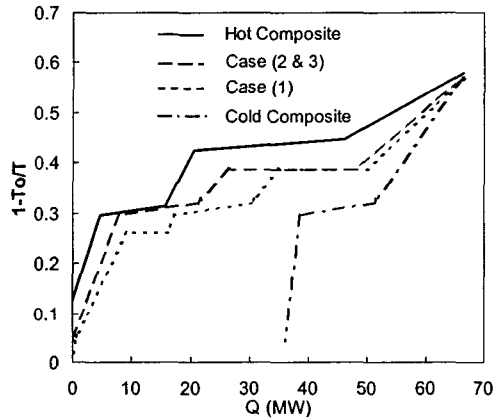


Fig. 15 Exergy composite curves.

열펌프의 결합에 대한 설계의 결과를 가늠할 수 있다. 경우 (1)이 상대적으로 엑서지가 낮은 원인은 난방용으로 저온 엑서지를 이용했기 때문이다. 경우 (2)와 (3)은 온류와 냉류 사이의 열전달에 의한 엑서지 손실을 줄이는 동시에 상대적으로 작은 동력 투입이 되는 열펌프를 결합함으로써 증기 동력 사이클 흐름의 Fig. 15의 엑서지 합성선도를 통해 기존의 온·냉류 합성선도 간의 막대한 열손실이 경우 (1), (2)와 (3)의 냉각 유틸리티로서의 증기동력 사이클의 도입에 의한 재설계를 통해 개선되어 열전달에 의한 엑서지 손실이 감소함을 입증해 보였다.

6. 결론

본 연구에서는 열교환기망의 설계상에서 발생하는 열손실을 회수하는 방안으로 채택된 증기터

빈 유틸리티 흐름을 최적화 하는데 핀치와 엑서지 기법의 유기적인 해석을 통해 얻어짐을 보았다. 또한 핀치 해석으로 결정되는 열교환기망의 열교환기 배열과 부하량에 따른 폐열 회수 재설계 상의 한계를 열펌프를 도입함으로써 증기터빈 유틸리티 흐름의 질량유량을 29%, 32% 증가시켜 터빈 출력이 42%, 46% 향상되었다.

특히, 증기터빈 유틸리티의 총열량의 증가를 위한 열펌프 도입의 타당성을 그랜드 엑서지 합성선도를 통해 검증할 수 있었다.

열교환기망의 최소 장치수와 최소 에너지 비용 산출이 가능한 핀치 기법과 장치별 엑서지 손실 평가, 개선 정도를 평가하는 엑서지 해석 사이의 유기적인 적용으로 열교환기망과 결합되는 열기관과 열펌프와 같은 각종 열시스템의 최적 통합 설계가 가능할 것이다. 또한 그랜드 엑서지 합성 선도와 엑서지 합성선도는 복잡한 계산 없이 열교환기망의 설계에 따른 엑서지 손실에 대한 정보와 열교환기망과 열시스템 합성의 연결 고리가 되는 외부 유틸리티의 최적성을 평가할 수 있다.

참 고 문 헌

1. Linnhoff, B. and Flower, J.R., 1978, Synthesis of heat exchanger network : I. Systematic generation of energy optimal networks, AICHE J., Vol. 24, p. 633.
2. Linnhoff, B., Townsend, D. W., Boland, D., Hewitt, G. F., 1982, User guide on process integration for the efficient use of energy, The institution of chemical engineers, Rugby, England.
3. Moran, M. J., 1982, Availability Analysis: A guide to efficient energy use, Prentice-Hall, New Jersey, pp. 44-84.
4. 위정우, 1989, 가용에너지 해석과 핀치설계 방법을 이용한 열교환망의 합성, 석사학위논문, 서울대학교.
5. Linnhoff, B., and Alanis, F. J. , 1991, Integration of a new process into an existing site: a case study in the application of pinch technology, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 113, No. 4, pp. 159-169.
6. Linnhoff, B., 1989, Pinch technology for the synthesis of optimal heat and power systems, ASME Journal of Energy Resources Technology, Vol. 111, pp. 137-147, Sept.
7. Sama, D. A., 1983, Cost savings through lost work analysis at heat exchangers, Energy process, Vol. 3, No. 4, pp. 212-218.
8. Shuqing Cui, 1995, Integration of exergy analysis and pinch technology, Ph.D. thesis, Marquette University, Milwaukee, Wisconsin, U.S.A.