

핀치 기법과 엑서지 해석에 의한 열시스템 설계

Design of thermal system by pinch technology & exergy analysis

이 재 효

J. H. Lee

건국대학교 기계항공우주공학부



- 1953년생
- 열펌프를 전공하였으며 엑서지 해석 및 열시스템 최적화 설계 등에 관심을 갖고 있다.

안 재 성

J. S. Ahn

건국대학교 대학원 기계공학과



- 1971년생
- 핀치 기법과 엑서지 해석에 관심을 갖고 있다.

1. 머리말

중동국가들이 주도한 세계 석유 파동으로 비효율적인 에너지 이용에 의한 산업 발전 모델이 선진국에서 배척되던 70년대 말, 80년 초에 화학 플랜트 설계 기법인 핀치 해석이 나타났다. 핀치 해석은 십 여 년 동안 Linnhoff에 의해 발전되어 온 열교환기망 최적 설계에 실용적인 방법을 제시해 왔다. 핀치 기법은 새로운 열교환기망 설계뿐만 아니라 기존 장치의 낭비적인 에너지 이용 정도를 파악하여 보다 개선된 설계를 제시해 왔다. 핀치 기법은 당시에 복잡한 컴퓨터 수치해석에 의한 시스템 시뮬레이션이 거의 불가능한 복잡한 화학 플랜트 설계 분야에서 단순한 수치 계산 과정만으로 최상의 열교환기 배치 선정과 투입 에너지의 최소량을 산출해 냄으로써 실제 각종 석유 정제 플랜트나 화학 공정 설계에서 엔지니어의 전폭적인 지지를 받아 왔다. 이 후 다량의 열교환기가 투입되

는 열병합 발전 시스템이나 복합 발전 시스템의 폐열 회수부 설계에 응용되고 있다.

1978년 Umeda 등은 "available energy diagram"을 이용하여 에너지 회수를 제한하는 핀치(pinch)의 존재를 보였고 Linnhoff와 Flower¹⁾는 문제표(problem table)를 이용하여 에너지 회수의 목표와 핀치개념을 제시하였다. 이들은 먼저 최소 유틸리티를 사용하는 초기 열교환기망을 구한 후 열 교환기의 수를 줄여나가면서 연간비용을 최소로 하는 열교환기망을 구하였다. 대표적인 최근의 연구 성과들로는 1986년의 Linnhoff와 Ahmad가 최적의 핀치 온도를 결정하고 자본비용을 포함한 supertargetting 기법을 소개하였고 엑서지 파괴와 합성선도(composite curve)사이의 관계를 수립하였다. 특히, Linnhoff²⁾는 "User guide on process integration for the efficient use of energy"에서 핀치 기법이 단순한 열교환기망 설계 기법에서 벗어나 열시스템과 결합한 열

교환기망 설계의 가능성을 보여 주었다. 90년대에 들어서는 각종 시스템의 통합 설계에 핀치 기법을 응용하고 있다.

2. 열교환기망의 핀치 해석

핀치 기법은 원래 열교환기 네트워크 설계에 응용되어 왔으며 그림 1에 전반적인 설계과정이 나와 있다. 핀치 기법의 이해를 위해 단순 열교환기망을 소개할 것이며 순차적인 설계에 따라 진행될 것이다.

2.1 열교환기망과 격자 구조

그림 2(a)와 같은 화학 공정을 나타내는 기존의 흐름도는 전체적인 시스템을 이해하는 데 쉽지만 핀치 설계 과정에서 그 배열이 바뀌기 때문에 다른 흐름도가 필요하며 격자 구조(grid structure)가 이 단점을 보완할 수 있다. 모든 열교환기, 히터와 쿨러 등을 흐름도에서 제외시키면 이 공정상의 작업유체 흐름의 진행상황을 알 수 있으며 그림 2(b)에서 3가지 공정 흐름을 보인다. 열교환 과정에서 두 개의 가열되는 흐름과 하나의 냉각되는 흐름으로 이 공정은 구성되고 있다는 것을 알 수 있으며 그림 2(c)에 핀치 해석의 용이성

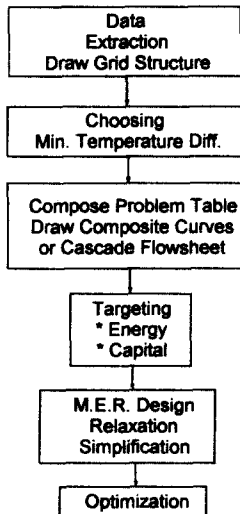


그림 1 열교환기망의 핀치 해석 순서도

을 위한 격자 구조로 흐름도를 대신할 수 있다.

2.2 합성선도와 문제제표 기법

최소의 운전비용과 연간 자본비용 하에서의 최적의 열교환기망을 찾는 것이 핀치 설계의 최종 목적이다. 위와 같은 네트워크의 총 비용은 증기와 냉각수의 외부 공급에 따른 에너지비용과 히터와 냉각기 그리고 열교환기의 투입에 따른 자본비용에 달려 있다. 그러므로 최소 운전비용과 최소 연간 자본비용의 실현은 최소 외부투입 에너지(유틸리티)의 양과 최대 가능한 열 교환기의 수의 감소로서 나타내진다. 핀치 해석을 통해 위에서 언급한 최소 에너지 비용과 최소 자본비용 하의

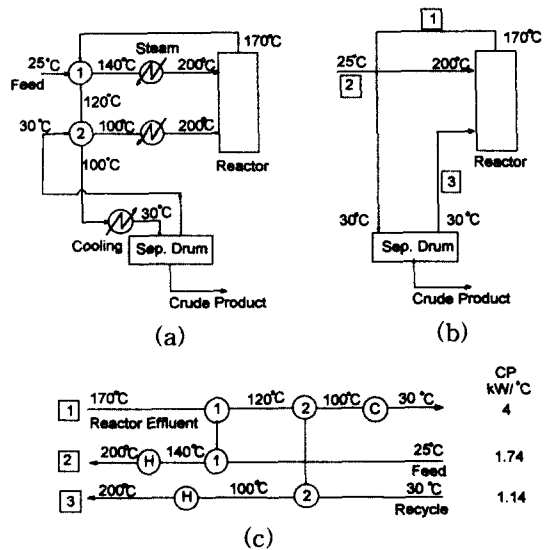


그림 2 열교환기망의 흐름도와 격자구조

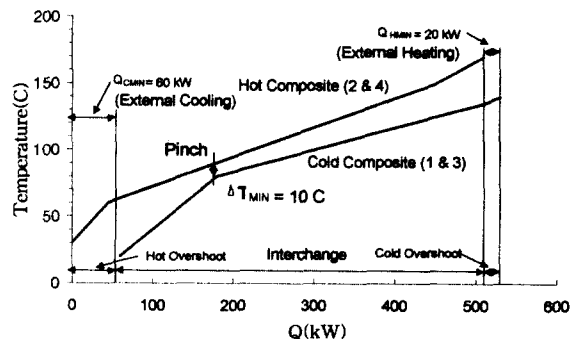


그림 3 합성 선도

열교환기망을 설계할 수 있으며 합성 선도와 문제 표 기법을 통해 최소 외부 유틸리티량을 구할 수 있다. 그림 3은 많은 수의 작업 유체를 온류(hot streams)와 냉류(cold stream)로 나누어 하나의 온류 합성선도와 냉류 합성선도로 이루어진 합성 선도를 보여주고 있다. 이 경우 최소 온도차를 10℃로 가정 하의 합성 선도로부터 우리는 외부에서 투입되어야 하는 최소 가열열량과 최소 냉각열량을 알아 낼 수 있어 투입해야 할 최소 에너지 양과 비용을 산출할 수 있다.

시스템 전 영역을 통해 온류 90℃와 냉류 80℃ 사이에 가장 근접한 온도차로 열전달되는 이 지점을 핀치점이라 하고 이 때의 온도차를 핀치온도라 칭한다. 만약 핀치온도를 늘리면 합성선도로부터 온류와 냉류간의 간격이 늘어나서 결국 시스템 공정 흐름사이의 열교환량이 감소하고 외부 유틸리티의 부하량이 증가함을 뜻한다. 이는 궁극적으로 열교환기수나 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.

합성선도와 더불어 Linnhoff와 Flower¹⁾에 의해 개발된 알고리즘인 대안적 방법으로 문제표 기법을 그림 4와 같은 문제표(problem table)를 이용하여 합성선도를 그려야 하는 불편을 덜 수 있다. 어려운 합성선도를 그리지 않고 쉬운 계산식으로 해결할 수 있어 문제표는 보다 쉽게 합성 선도에서 얻을 수 있는 똑같은 결과를 얻을 수 있다.

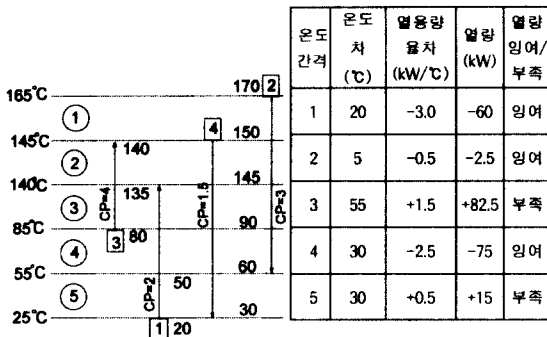
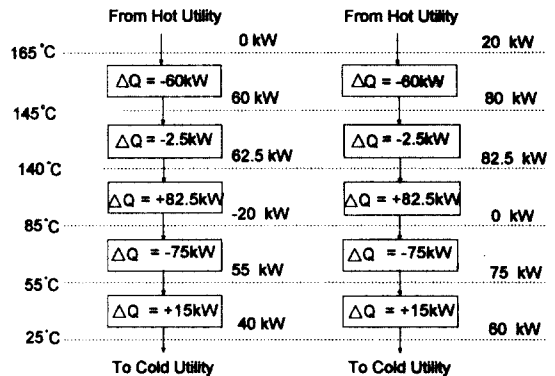


그림 4 문제표

그림 4의 우측 표의 잉여열량은 온류의 열량이 냉류로 전달되고 남음을 의미하며 부족열량은 냉류가 전달받은 열량이 온류의 열량보다 많음을 의미한다. 온도가 높은 구간의 가용 열량은 그 다음 온도대의 구간 부하량 이상의 열량을 가지고 있어야 한다.

그림 5(a)은 외부 가열 열량이 없다는 가정에서 구간 1에서 2로 전달되는 열량은 60kW이다. 이 열량은 구간 2의 잔여 열량 2.5kW와 함께 구간3으로 62.5kW가 전달되고 구간3에서의 부족열량 82.5kW과의 열 교환으로 구간 4에 20kW의 부족한 열량을 전달하게 된다. 구간 4은 75kW의 잔여열량 75kW가 있으므로 결국 구간 5로는 55kW 잔여열량을 전달한다. 마지막으로, 구간5의 15kW 부족열량은 55kW의 잔여열량과의 열 교환을 거쳐 40kW의 열량을 외부로 방출하며 이는 핀치 하부에서 40kW의 외부 냉각 열량이 필요한 것이다. 하지만 구간 3과 4 사이의 열전달과정에서 부족열량 -20kW는 열역학적으로 불가능한 것이다. 이 오류를 고쳐 주기 위해 20kW를 보상에 주변 처음 외부 가열열량이 영에서 20kW를 추가해야 하며 각 구간별로 20kW 열량이 추가된다. 결과적으로 외부 가열열량은 20kW이며 외부 냉각 열량은 60kW이 된다. 그리고 구간 경계 온도 85℃에서 구간간의 열전달량이 영이 되므로 핀치는 온류 90℃에서 냉류 80℃에서 존재한다고 볼 수 있으며 이 결과는 앞에서의 합성 선도의 결



(a) Infeasible (b) Pinch, Q_{hmin}, Q_{cmin}

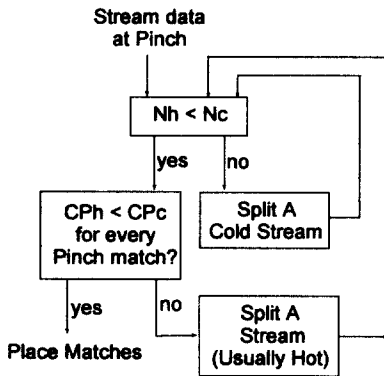
그림 5 열 흐름도

과와 동일하다는 것을 알 수 있다. 합성 선도와 문제표는 핀치와 에너지 목표를 동시에 획득할 수 있다.

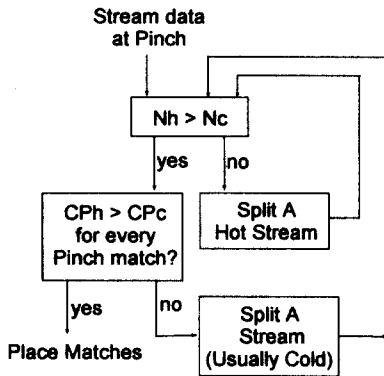
2.3 최대 에너지 회수 설계

합성 선도나 문제표를 통한 핀치의 위치와 최소 외부 열량을 구한 후 핀치를 기준으로 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 냉각열량만이 필요하고 히트 소스(heat source)영역이라 한다. 핀치

기법에서는 핀치점이 최대 에너지 회수의 기준이 되므로 핀치점부터 설계를 시작하며 두 영역은 열역학적으로 서로 독립되므로 각각에 대하여 열교환기 부하량과 위치 결정을 위한 흐름 선정을 하여야 한다. 그림 6의 각 영역에 대한 설계 알고리즘에 따라 열교환기 선정을 한다.



(a) above the Pinch



(b) below the Pinch

N : 흐름의 수 CP : 흐름의 열용량율(kW/°C)
h : 온류 c : 냉류

그림 6 핀치 기법 설계의 알고리즘

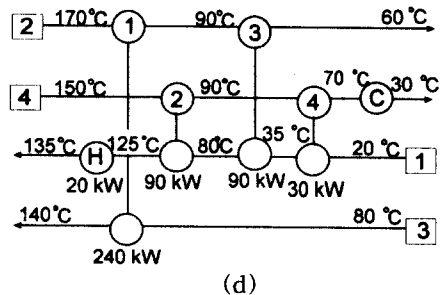
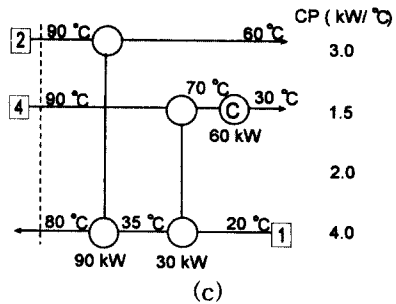
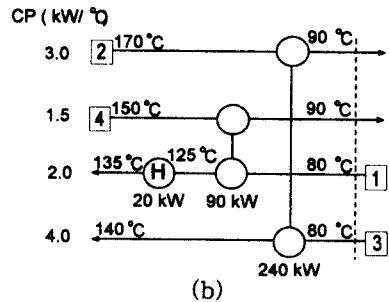
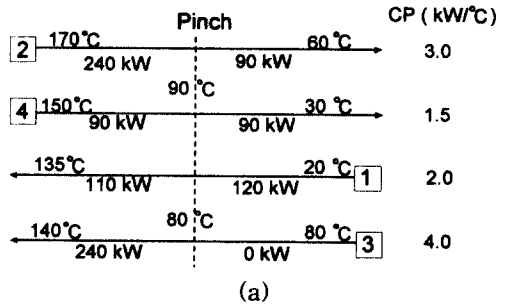


그림 7 최대 에너지 회수 설계

그림 7에서 4개의 흐름들로 구성된 열교환기망 설계에서의 열교환기 부하량과 위치 선정과정을 볼 수 있으며 앞의 그림 3이 예제의 합성선도이다. 따라서, 핀치 온도 10°C, 최소 유틸리티량이 결정된 하에서의 최대 에너지 회수(maximum energy recovery) 설계의 과정을 갖는다.

2.4 에너지 이완 설계(energy relaxation design)

최대 에너지 회수 설계는 최소 외부투입 유틸리티량을 실현함으로써 연간 에너지비용은 삭감하였지만 불필요한 열교환기의 발생이나 지나친 열교환 면적의 증가로 인한 막대한 자본 비용을 감수하여야 한다. 위 설계의 단점을 보완하기 위해 에너지 이완 설계과정이 필요하다.

우선, 최소 장치수를 Euler²⁾의 General network theorem의 식을 통해 알아보고 줄일 수 있는 여지가 있는지 검토한다. 그리고, 흐름 분기(stream-splitting), 고리 제거(loop-breaking) 등을 통해 총 유틸리티량의 약간의 증가로서 총 장치수를 줄여 나간다. 그림 8은 열교환기 2와 4 사이에 고리가 있는 그림 7의 최대 에너지 회수 설계로부터 고리 제거를 하여 열교환기 수를 하나 줄이고 동시에 유틸리티량이 15kW 증가하였다.

2.5 그랜드 합성선도의 활용(grand composite curve : GCC)

앞에서 에너지 목표를 달성하기 위한 합성 선도와 문제표 기법에서 외부 가열 유틸리티는 부가되는 열부하보다 충분히 커야 하며 외부 냉각 유틸리티는 냉각부하보다 충분히 커야 되는 목시적인

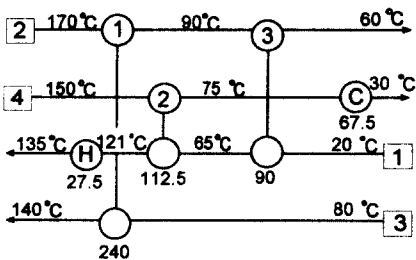


그림 8 에너지 이완 설계 결과

가정 하에 전개되었다. 하지만, 실제 설계에서 이 외부 유틸리티의 온도는 다양할 것이며 이 두 기법에서 이를 다룰 수는 없는 것이다. 그러므로, 우리는 문제표에서 온도구간 간의 열전달량을 표현하는 새로운 선도를 통해 이 문제를 해결할 것이다. 그림 9 좌측은 열 흐름도를 나타낸 것이며 이로부터 우측의 그랜드 합성 선도를 그릴 수 있다.

이 선도에서 냉류와 온류의 합성 선도가 결합되어 온도-엔탈피 선도상에 나타나져 있다. D점이 핀치점을 나타내며 이때 좌측의 문제표에서 전달 열량은 영을 보여 준다. AB구간은 BC구간에 의해 EF구간은 GF구간에 의해 프로세스 열전달에 의해 열 회수가 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.

어떤 공정 흐름들간의 열 교환에서 필요하는 최적의 외부 가열, 냉각 유틸리티의 위치와 양을 결정하는 데 GCC가 도움을 준다. 합성 선도와 달리, GCC는 유틸리티의 부하를 나누기를 원하는 설계자에게 도움을 준다. 일반적으로 우리는 비용을 감안하여 가능한 한 최저 온도의 외부 가열 유틸리티와 최고 온도의 냉각 유틸리티를 쓰도록 최적화하길 설계 과정에서 바란다. 이러한 결정을 GCC를 통해 할 수 있다.

2.6 열기관과 열펌프의 위치 선정

그림 10과 11은 열 흐름도로 나타내진 열교환기망에 어떻게 열 기관과 열 펌프를 결합할 것인가에 대한 해답을 준다. 그림 10(a)에서 핀치 상

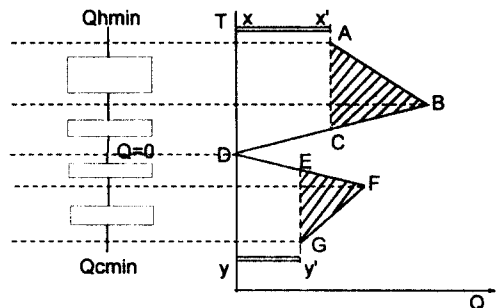


그림 9 그랜드 합성 선도

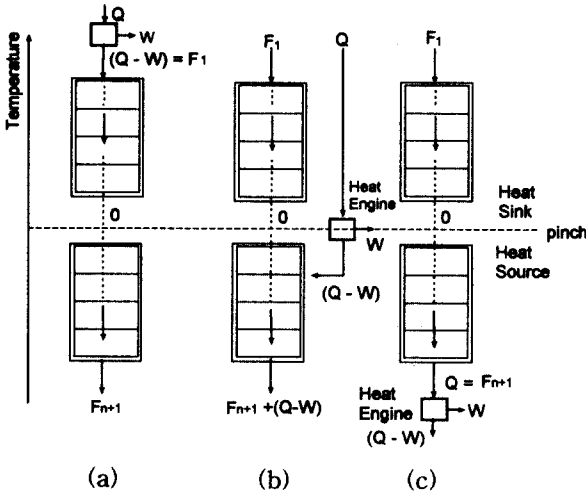


그림 10 열교환기망과 결합한 열기관 위치 선정

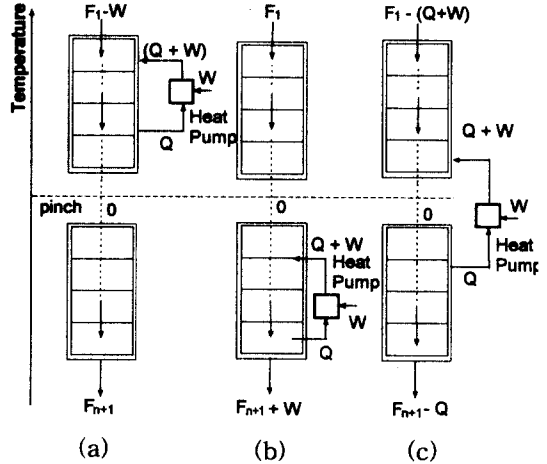


그림 11 열교환기망과 결합한 열펌프 위치 선정

단으로 열 기관이 열을 방출할 때 열 기관은 출력 W 를 발생시키고 폐열 $Q-W$ 를 열교환망으로 방출하게 된다. 핀치 상단에서는 최대도 외부 열원을 줄이는 것이 목적이므로 이에 부합하며 (c) 경우처럼 핀치 하단에 열기관을 위치시킨 것은 결과적으로 Q 보다 작은 $Q-W$ 의 열량은 주위로 방출하게 되므로 열교환기망은 외부로부터 보다 적은 양의 냉각 유틸리티를 얻게 된다. 하지만, (b)처럼 핀치에 걸쳐서 열기관을 위치시킨 경우는 결과적으로 핀치 하단부에 불필요한 열($Q-W$)을 부가시킴으로써 그 만큼의 냉각 유틸리티가 증가하게 되어서 부적절한 위치 설정이라고 할 수 있다.

그림 11에서도 핀치 상단은 최소 가열 유틸리티의 투입이 되도록 하고, 핀치 하단은 최소냉각 유틸리티의 투입이 목표이므로 이에 부합하는 열 펌프의 위치는 핀치점에 걸쳐 있는 (c)일 것이다.

3. 핀치 기법과 엑서지(exergy) 해석간의 통합

엑서지 해석의 목적은 엑서지 파괴와 손실이 어디에서 일어나는 가를 알아내고, 시스템에서 가장 큰 성능향상이 어디에서 이루어질 수 있는 가를 파악하는 데 있다. 엑서지 평형식은 에너지 차

원의 잠재적 낭비의 발생 위치, 형태 그리고 크기를 파악하는 데 이용될 수 있고, 따라서 보다 효과적인 에너지 이용을 위한 설계를 하는 데 중요한 역할을 할 수 있다. 최소한의 열교환기와 히터나 쿨러등의 장치 열부하를 최소화 하면서 기존의 설계를 단순화시킬 수 있는 핀치 설계와 엑서지 파괴나 손실을 장치별로 평가할 수 있고 어떤 장치를 개선해야 할 것인가에 대한 정보를 제공하며 재설계의 2 번째 효율을 평가할 수 있는 엑서지 해석간의 보다 폭 넓은 정보 교환을 통해 에너지 절약과 비용 절감을 실현하면서 시스템 효율 증대를 꾀할 수 있다.

특히, 핀치 기법에서는 정해지는 핀치 온도에 의해 장치의 수, 각 장치의 부하량 등이 결정되어 시스템 설계의 결과를 얻을 수 있는 반면에 각 장치에 대한 최적화 과정이 없다.

또한, 에너지 이완 설계 후 여러 가지의 대안적인 설계들이 나올 수 있어 이들 설계에 대한 평가가 필요하며 특히 외부 유틸리티량과 장치 수가 엇비슷한 설계들을 비교하기 위해선 각 장치에 대한 열역학적 손실의 정도를 알 수 있는 엑서지 해석을 통해 보완할 수 있으며 엑서지 해석에서는 다소 복잡한 계산이 필요하지만 핀치 기법의 합성선도와 그랜드 합성선도에 엑서지 해석을 응용한

새로운 엑서지 합성선도와 그랜드 합성선도로 각 온도대에서의 엑서지 손실을 파악할 수 있다. 기존의 시스템을 개선시키고자 할 때도 설계 전, 후의 엑서지 손실 정도를 엑서지 합성선도나 그랜드 합성선도를 통해서 부적절한 유틸리티의 선정 여부나 재설계의 항상 여부를 판가름할 수 있다.

4. 핀치와 엑서지 기법의 통합 적용 사례

4.1 증기 동력 사이클과 열 펌프의 열교환 기량과의 합성

실제적으로 각종 열역학 사이클들을 응용한 열 시스템(thermal system)에서 많은 수의 열교환기가 쓰여지고 있고 이것은 열교환기량과 결합된 열기관이나 열펌프의 경우와 흡사하다 할 수 있

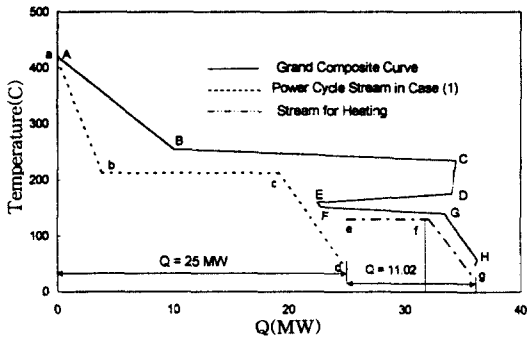


그림 12 냉각 유틸리티로서 발전용 증기 발생

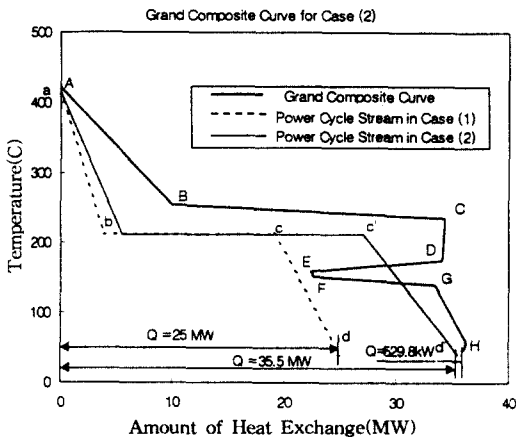


그림 13 증기 발생량을 늘리기 위한 열펌프 도입

므로 이런 열 시스템의 해석에 핀치 기법을 응용할 수 있다.

한 예로서 그림 12는 핀치 하단부에서 필요로 하는 외부 냉각 유틸리티를 냉각수로 하여 온류의 여분의 열량 회수를 위해 증기 동력 사이클 도입해 과열 증기를 발생시켜 발전에 쓰이도록 하였을 때의 최적의 유틸리티를 선정하기 위한 그랜드 합성선도를 보고 있다. 이경우에 그랜드 합성선도를 통해 최적의 증기 발생을 위한 유틸리티의 열량과 상태를 알 수 있다.

그림 12에서 그랜드 합성선도의 형상으로 인해 동력 사이클이 제한을 받았다. ED와 FG 구간을 개선한다면 동력 사이클의 출력을 높일 수 있을 것이다. 열펌프를 이용하여 DEFG구간을 없앤다면 그림 13에서처럼 동력 사이클을 ab'c'd'로 확장할 수 있을 것이다. 새로운 설계에서는 동력 사이클의 출력은 증가하지만 히트 펌프에 소요되는 동력이 발생하기 때문에 이 설계에 대한 타당성 조사를 위해 엑서지 그랜드 합성 선도(Exergy Grand Composite Curve)를 도입한다. 그림 14에서 동력 사이클이 이론상 이용할 수 있는 추가적인 엑서지는 면적 $abb'a$ 와 $cc'd'dc$ 이다. 그리고, 열 펌프의 투입 동력은 $D'EFG'D'$ 이다. 그러므로, 동력 사이클이 이용할 수 있는 순 엑서지는 $abb'a$ 와 $CC'D'EFG'd'dc$ 이다. 분명히 동력 사이클에 사용되는 엑서지가 열 펌프의 투입 동력을 증가한다는 것을 알 수 있다.

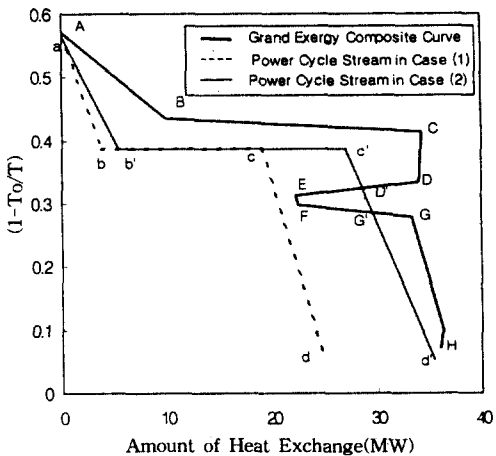


그림 14 엑서지 그랜드 합성선도

엑서지 그랜드 합성선도를 도입하기 전까지는 경제적인 분석이 없이는 열펌프의 추가와 증기 발생량의 증가에 따른 발전량 증가 사이의 선택에 확실한 근거를 찾기가 어렵다. 간단한 선도로 다양한 설계의 비교를 손쉽게 할 수 있음이 입증되었다. 또한 시각적으로도 케이스(1)보다 케이스(2)가 프로세스 선도와 더 근접하여 있고 특히 작은 용량의 열펌프의 도입에 따른 엄청난 엑서지 손실 감소의 결과를 볼 수 있음을 알 수 있다.

4.2 기존 시스템의 재설계

그림 15는 어떤 열병합 발전 시스템의 발전부와 폐열 회수부(waste heat recovery section)의 합성 선도를 나타내고 있다. 여기서는 전기 발전량은 유지한 채 발전 과정의 부산물로 발생한 열을 사용자에게 열 엑서지를 최대 전달하는 것이 목적이다. 주어진 발전부의 조건하에서, 폐열 회수부의 난방 용수에 최고의 엑서지를 전달하도록 어떻게 보조 장치를 배치할 수 있는가가 설계의 주 관심사가 된다. 그림 16의 엑서지 합성 선도를 통해 엑서지 손실이 가장 많은 온도대와 장치들을 파악하여 개선이 필요한 주요 장치를 선별할 수 있는 것이다.

새로운 냉각 유틸리티를 폐열 회수의 열교환기로 사용함으로써 여기서의 목적인 기존의 필수 냉류 합성선도보다 엑서지 손실이 적고 온류 합성선

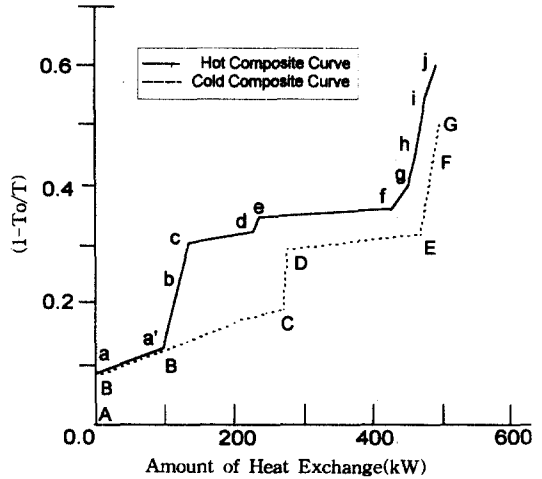


그림 16 기존 설계의 엑서지 합성선도

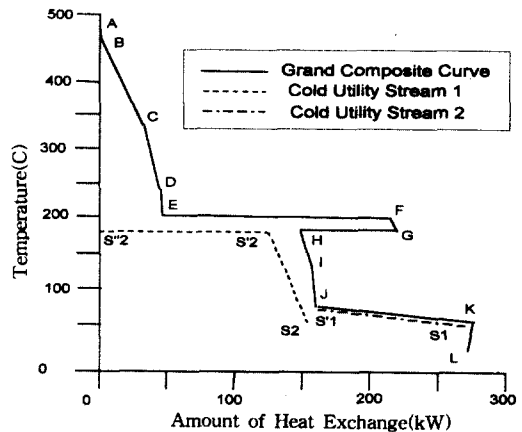


그림 17 폐열 회수를 위한 추가 유틸리티 선정

도에 가능한 한 근접할 수 있는 새로운 냉류 합성 선도를 만들 외부 냉각 유틸리티를 선택하는 데 있다. 새로운 추가 유틸리티는 그랜드 합성선도에 의해 상태가 결정되게 된다.

5. 맺음말

열교환기망의 설계기법인 핀치 기법을 소개하고 각종 열시스템의 설계에 응용할 수 있는지 알아 보았다. 두 적용 사례에서 폐열을 이용하기 위한 새로운 외부 냉각 유틸리티의 선정을 위하여 그랜드 합성 선도가 이용되었으며 각 장치의 엑서

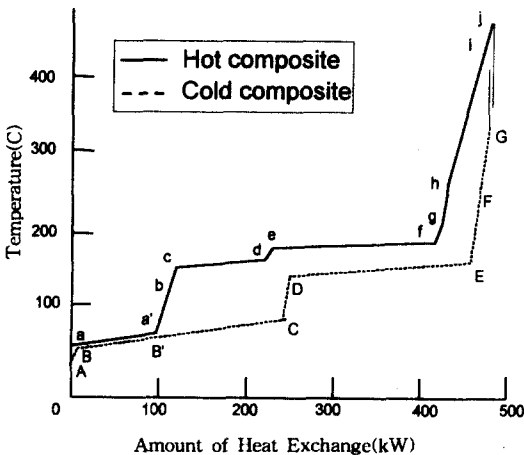


그림 15 기존 설계의 합성선도

지 손실을 구하는 까다로운 계산 과정을 핀치의 엑서지 합성 선도를 도입함으로써 쉽게 개선할 장치와 그 정도를 파악할 수 있었다. 핀치 기법의 간편한 계산과 체계적인 설계 전개 방법의 장점과 설계의 최적화 정도를 파악할 수 있는 엑서지 해석의 통합 과정을 통해 다수의 열교환기가 투입되는 복잡한 열시스템의 설계에 이전까지의 어렵고 복잡한 테크닉이 필요없이 최적 설계의 방향을 제시해 주는 데 지장이 없었다. 두 적용 사례를 살펴 보면서 기존 시스템의 개선이나 최적화 설계뿐만 아니라 열시스템들간의 조합하는 설계에 유용하게 쓰일 수 있을 것이라 사료된다.

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, pp. 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.
9. Goran W., Mei Gong, 1995, "Heat engines and heat pumps in process integration", *AES*. Vol. 35.