

## 다중효용 흡수식 사이클의 비교 \*

### Comparison of Multi-effect Absorption Cycles \*

남 경 우

K. W. Nam

금성전선(주) 공조설계실

#### 1. 서 론

다중효용 흡수식열펌프 사이클은 종래의 일중효용이나 이중효용의 전통적인 사이클에 비해 월등한 성능을 발휘할 수 있는 잠재가능성을 갖고 있다는 것은 잘 알려진 사실이다. 이것은 냉각탑에 소요되는 설비에서나 냉각수 유량에서 뿐만아니라 에너지소비에 있어서의 감소를 의미하며 환경적인 측면에서의 긍정적인 효과도 명확하다. 그렇지만 오늘날에 이르기까지 단지 몇 안되는 다중효용 기계들만이 실험적 차원에서 연구되었고 목하 테스트 중이다. 따라서 다중효용 사이클에 관한 소개와 그 가능성에 대한 평가가 시급히 요구되고 있다. 본고에서는 네개의 개별적인 사이클의 COP를 추정하기 위해 기술적으로 현실성 있는 관계식을 제공한 후에 그 성능들을 비교논의할 예정이다.

다중효용 흡수식 사이클에 대한 평가는 적용가능하고 신속성 있는 컴퓨터 프로그램에 의해서도 얻어질 수 있다(Grossman, 1987). 이 방법은 특수한 사이클의 형상에 대한 정확

한 결과를 제공하므로 일중효용, 이중효용과 삼중효용 사이클에 적용되어 왔다(Gommed and Grossman, 1990). 그러나 본고에서는 다른 접근방법을 시도한다(Ziegler and Alefeld, 1987). 이 접근방법은 컴퓨터 시뮬레이션이나 광범위한 계산을 할 필요없이 기본 사이클의 작동상태를 질적, 양적으로 통찰할 수 있게 한다. 분석되는 사이클은 기초블록으로 분해되며 이 블록들은 그 작동이 이미 잘 알려진 것들이다. 다중효용 사이클은 그런 알려진 사이클을 중첩해 놓음으로 예측될 수 있다. 이런 방식은 종전에 여러번 적용되어 왔던 것으로 본고에서는 확대해서 다루지 않을 예정이다.

본고에서  $\xi$ 로 불리는 초기단계의 실질 COP는 실험이나 계산을 통해서도 알려져 있으며 이것은 삼중효용 사이클의 COP를 계산하기 위한 매개변수로 사용되게 된다. 그러한 초기단계 사이클의 도해가 그림1에 나타나 있다. 화살표는 냉매의 이동방향과 열의 이동방향을 가르키고 있다. 1 unit의 열을 재생기 A에 공급하면 증발기 D에서  $\xi$ 의 냉동력을 얻으며

\* 본고는 1994년 1월 19~24일에 미국 New Orleans에서 열린 International Absorbtion Heat Pump Conference에서 발표된 F. Ziegler와 G. Alefeld의 논문을 번역하여 요약한 내용임을 밝힙니다.

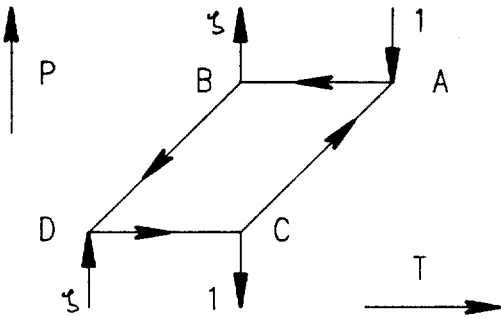


그림1 일중효용 흡수식 사이클 계통도

$1+\xi$ 의 제거열은 흡수기 C와 응축기 B사이에서 회수된다. 대부분 오늘날의 작동 사이클에 있어서는 전체 제거열은 이들 두개의 구성요소 사이에 분배되는데 그림 1에서 1unit의 열이 흡수기 C에서 제거되고  $\xi$ unit의 열은 응축기 B에서 제거된다는 것을 나타내고 있다. 만일 이런 경우와 다르다면 Arh와 Gaspersic의 접근방법이 사용될 수 있다. 이 문제는 또한 Staicovici에 의해서도 취급되었다.

## 2. 사이클 분석

### 2.1 삼중효용 사이클

#### (1) 2단 사이클

2단 사이클은 삼중효용의 작동을 나타내는 흡수식 사이클을 구상하기에 충분하다.

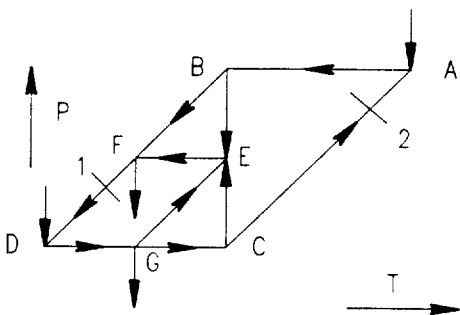


그림2 2단 삼중효용 사이클 계통도(사이클1)

위의 그림2에서는 그러한 삼중효용 사이클의 한가지를 나타내고 있다(사이클1). 사이클은 큰단계인 ABDC(2)와 작은단계인 EFDG(1)로 구성되어 있다. 큰단계의 COP는  $\xi 12$ , 작은단계의 COP는  $\xi 1$ 로 나타낸다. 단계2의 응축열과 흡수열은 단계1의 재생기로 공급된다. 이런 유형의 삼중효용 사이클은 1982년 Ziegler에 의해 성공적으로 테스트 되었다. 유사한 기계장치가 최근 Kouromenous(1989, 1990), DeVault(1990), Inoue(1991), Grossman(1993) 등에 의해 기술되었다.

그 원리와 상세한 내용은 이미 알려져 있음에도 불구하고 그림2에 나타난 사이클에 대해 미국의 특허가 수여된 점은 주목할 만하다. 단계2는 COP  $\xi 12$ 의 냉동력을 만들며 단계2의 제거열은 COP  $\xi 1$ 의 냉동력을 만드는 두번째 단계를 구동시킨다. 따라서 사이클 1의 COP는 아래의 등식에서와 같이 쉽게 계산된다.

$$\begin{aligned} COP1 &= \xi 12 + \xi 1 \times (1 + \xi 12) \\ &= \xi 12 + \xi 1 + \xi 1 \times \xi 12 \end{aligned} \quad (1)$$

첫번째 과정은 큰단계 2에 의해 직접적으로 실행되며 두번째 과정은 단계2의 흡수열에 의해 구동된 작은단계 1로 부터 실행되어 COP  $\xi 1$ 의 냉동력을 만든다. 세번째 과정은 큰단계 2의 응축열에 의해 구동된 작은단계 1로 부터 실행되며 COP  $\xi 1 \times \xi 12$ 의 냉동력을 만든다.

#### (2) 소비등폭 사이클

아래 그림 3에서는 또 다른 삼중효용 사이클을 나타낸다(사이클2).

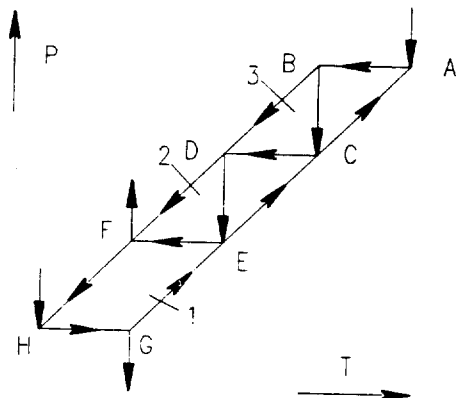


그림3 소비등폭 삼중효용 사이클 계통도(사이클2)

이 사이클은 전통적인 이중효용 냉동기와 거의 동일한 농도범위에서 작동하며 가장 좁은 비등온도 폭을 필요로 한다. 다시 말해서 본고에 소개된 사이클 중에 가장 좁은 용액농도 범위에서 작동하므로 LiBr 용액 상태에 적용하기에 적합하다. 이런 유형의 사이클은 Inoue (1991)와 Grossman(1993)에 의해서도 연구되었다. 본 사이클은 잘 알려진 H<sub>2</sub>O-LiBr의 2중효용 냉동기로부터 직접 유추된다. 본 사이클은 세계의 단계, 즉 상대적인 고압단계 ABDC(3), 중압단계 CDFE(2)와 저압단계 EFHG(1)로 구성된다. 현재의 상업용 이중효용 냉동기는 중압단계와 저압단계로 구성되어 있다. 여기에 고압단계가 추가되면 삼중효용 사이클이 된다. ABDC단계의 COP는  $\zeta_{23}$ , 단계2 CDFE의 COP는  $\zeta_2$  그리고 단계3 EFHG의 COP는  $\zeta_1$ 로 나타낸다. 응축열과 흡수열인 단계3의 제거열은 단계2의 재생기 C로 공급되고 단계2의 제거열은 단계1의 재생기 E로 공급된다.

물론 실제의 통합 사이클에서는 흡수열은 한단계에서 또 다른 단계로 이동되지 않지만 다른 사이클의 용액흐름은 서로 접속되어 있다. 엄밀히 말해서 본고에서의 접근방식은 열역학적으로 최적의 순환형태 하에서만 유효하며 이 순환형태에서는 각각의 압력하에서 모든 용액흐름과 응축흐름이 각각 균형상태에 이른다. 이것은 어떤 용액흐름도 중간의 재생기를 바이패스하지 않으며 마찬가지로 그 어떤 응축흐름도 중간의 응축기를 바이패스하지 않는다는 것을 의미한다. 사이클 2의 COP는 아래와 같다.

$$COP2 = \zeta_1 + \zeta_1 \times \zeta_2 + \zeta_1 \times \zeta_2 \times \zeta_{23} \quad (2)$$

사이클 2의 주요 장점은 넓은 비등온도를 필요로 하지 않는다는 것과 이미 잘 알려진 2중효용 사이클의 설계원칙의 유추에 의해 매우 쉽게 실현될 수 있다는 것이다.

(3) 저압형 사이클

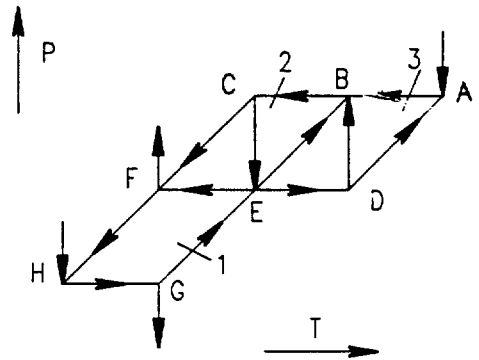


그림4 저압형 삼중효용 사이클 계통도(사이클3)

상기 그림 4에서는 사이클 2에서 요구되는 상대적인 고압을 피하며 다른 한편으로는 사이클 1과 같이 저압범위에서 넓은 용액농도범위를 필요로 하지 않는 사이클 3을 나타낸다. 본 삼중효용 사이클로 기초단계의 ACFD(3), BCFE(2)와 EFHG(1)로 구성되어 있다 2중효용 냉동 사이클을 형성하는 기초단계 2와 1은 사이클 2에서와 동일하다. 세번째 단계 ACFD의 COP는  $\zeta_{33}$ 로 나타내며 전체 COP는 아래와 같이 계산된다.

$$COP3 = \zeta_1 + \zeta_1 \times \zeta_2 + \zeta_1 \times \zeta_{33} \quad (3)$$

여기서 사이클 3의 최상위단계 3에서 흡수되는 열은 사이클 2에서의 응축열에 대비해서 2중효용 사이클(단계1, 2)로 공급된다. 이것이 전체 COP의 차이를 만든다.

2.2 사중효용 사이클

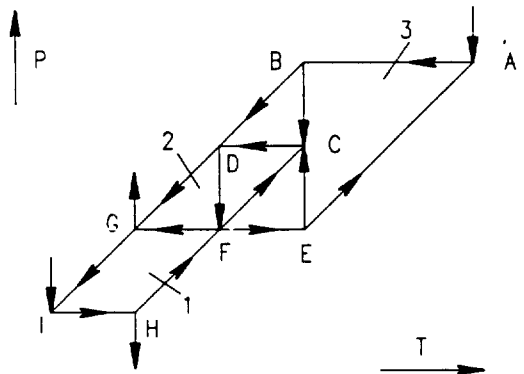


그림5 사중효용 사이클 계통도(사이클4)

상기 그림 5에서는 삼중효용 사이클과 유사한 이중효용 사이클을 나타낸다. 다른 관점에서 볼때 사이클 4는 사이클 1에 기초단계 1이 추가된 사이클로 간주될 수 있다. 본 사이클은 증압단계 CDGF(2)와 저압단계 FGIH(1)로 구성된 LiBr 이중효용 사이클을 포함하고 있다. 본 사이클은 ABGE 사이클이 최상위 단계로 단계3의 흡수열은 사이클 3에서와 같이 단계 2의 재생기로 공급되며 또한 최상위 단계 3의 응축열은 단계 3의 응축기 압력이 상승하기 때문에 단계 2의 재생기로 공급된다. 사이클 4의 COP는 아래와 같다.

$$COP_4 = \zeta_1 + \zeta_1 \times \zeta_{43} + \zeta_1 \times \zeta_2 + \zeta_1 \times \zeta_2 \times \zeta_{43} \quad (4)$$

사이클 4는 흡수용액의 결정으로 인한 농도의 한계가 있는 작업영역에 기계적으로 매우 적합하다. 사이클 4에서 요구되는 용액의 최고 농도는 사이클 3에서의 최고 농도와 동일한 수준이다. 따라서 재생기의 최고온도를 조절할 수 있는 범위에서 만일 사이클 2나 사이클 3과 같이 삼중효용 사이클을 설계적용할 수 있다면 이중효용 사이클은 동일한 작업영역에서 적용될 수 있다.

### 3. 사이클의 비교

세가지의 삼중효용 사이클과 이중효용 사이클을 비교하려면 성적계수  $\zeta$ 가 평가되어야 한다. 우선 매우 막연한 추측이지만 모든 COP는 같다고 가정하였다. 하지만 COP는 구성요소에 따라 서로 다를 수 있기 때문에 좀더 구체화 한다면 모든 단계의 COP에 대하여 상세하고 현실적인 수치를 확립해야 한다. 이러한 목적에 따라서 전통적인 일중효용과 이중효용 사이클의 COP인  $COP_{se}$ ,  $COP_{de}$ 와 각각의 사이클의 최상위 단계의 COP  $\zeta_{12}$ ,  $\zeta_{23}$ ,  $\zeta_{33}$ ,  $\zeta_{43}$ 가 매개변수로 사용된다. 따라서 수식 (1)에서 (4)까지를 다시 정리하면 다음과 같다.

$$COP_1 = COP_{se} + \zeta_{12} \times (1 + COP_{se}) \quad (5)$$

$$COP_2 = COP_{de} + \zeta_{23} \times (COP_{de} - COP_{se}) \quad (6)$$

$$COP_3 = COP_{de} + \zeta_{33} \times COP_{se} \quad (7)$$

$$COP_4 = COP_{de} + \zeta_{43} \times COP_{de} \quad (8)$$

결과적으로 4개의 사이클의 COP는 그림 6에서와 같이 각각의 최상위 단계 COP  $\zeta_{12}$ ,  $\zeta_{23}$ ,  $\zeta_{33}$ ,  $\zeta_{43}$ 에 따라서 그려진다. 여기서 각 단계의 COP는 아래와 같이 가정한다.

$$COP_{se} = 0.7 \quad (9)$$

$$COP_{de} = 1.16 \quad (10)$$

$$\zeta_{12} = \zeta_{23} = \zeta_{33} = \zeta_{43} = : \zeta \quad (11)$$

여기서,  $\zeta$ 가 1보다 작은 경우에는 식 (5)에서 (8)로부터

$$COP_4 > COP_3 > COP_2 \quad (12)$$

$\zeta$ 가 0.85보다 크면

$$COP_1 > COP_4 \quad (13)$$

위의 결과는 상당히 주목할 만하다. 왜냐하면 이중효용 사이클 4가 반드시 삼중효용 사이클 1보다 좋은 성능을 발휘하지는 않는다는 것을 보여주기 때문이다. 그렇지만 최소한 오늘날의 작업영역에 있어서는 최상위 단계의 COP가 약 0.7에서 0.8의 일중효용 COP를 능가하지 않을 것이다. 그러므로 사이클 4의 성능은 현실적 조건하에서 사이클 1의 성능을 능가하게 된다.

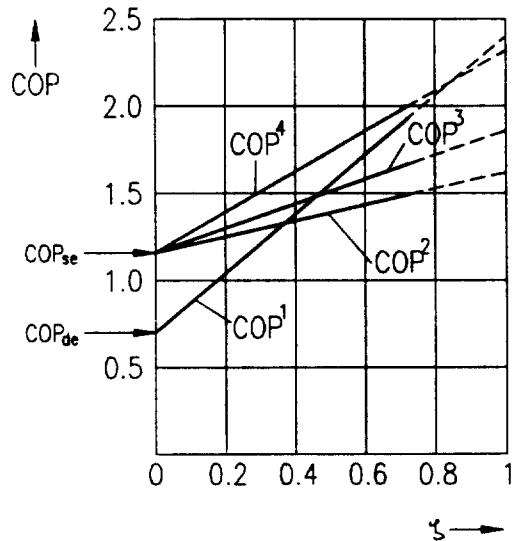


그림6 최상위 단계의 효율에 따른 COP 변화  
 $COP_{se} = 0.7$ ,  $COP_{de} = 1.16$

사이클 2와 사이클 3은 서로 상당히 유사하게 진행된다. 사중효용 사이클 4는 항상 보다 월등하게 진행된다. 사이클 1은 여타의 사이클과 비교해 볼때 최상위 단계의 COP  $\zeta$ 에 따라 급격한 증가를 나타낸다.  $\zeta_{12} < 0.27$ 의 상황에서 사이클 1의 COP는 아직도 이중효용 사이클의 COP보다 못하지만  $\zeta$ 가 커짐에 따라 여타 사이클의 수준에 도달하거나 혹은 능가한다. 이와 같은 작동의 원인은 최상위 단계가 단순히 일중효용 사이클과는 연결되지만 여타의 경우와 같이 이중효용 사이클과는 연결되지 않는 점 때문이다. 여기서 잠정 결론을 도출할 수 있다. 사중효용 사이클 4는 COP와 관련해서 여타의 사이클보다 선호될 수 있다. 2단 삼중효용 사이클 1은 최상위 단계에서의 COP가 큰 경우에 한해 관심의 대상이 된다. 따라서 아직은 최상위 단계의 COP 산정이 너무 막연하므로 서로 상이한 사이클에서 최종 결정을 내리기는 어렵다. 불확실성을 좀더 줄이기 위해서 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 최상위 단계의 COP를 계산하였다. 최상위 단계에서의 4가지 주요 열교환기의 요구온도는 일중효용 용과 이중효용 LiBr 냉동기의 성능데이터로 부터 도출되었다. 이들 데이터는 표 1에 요약되었다.

표1 최상위 단계의 운전조건

사이클 / 단계	1/2	2/3	3/3	4/3
증발기	7°C	85°C	36°C	36°C
흡수기(최저)	80	125	125	125
응축기	85	140	85	140
재생기(최고)	187	196	196	258

모든 경우에 냉매로는 물이 사용되었다. 사이클 1의 단계 2와 사이클 3과 사이클 4의 단계 3에서의 흡수용액은 수산화물 혼합물이다 (Herld, 1991). 반면에 사이클 2의 단계 3에서의 흡수용액은 LiBr 수용액이다. 모든 경우에 용액 순환비는 20으로 가정되었다. 최고의 COP는  $\zeta_{23} = 0.77$ 인 사이클 2의 단계 3에 의해 이상적인 용액 열교환기 조건 ( $g=1$ )하에서 얻어지며, 다음은  $\zeta_{12} = 0.59$ 인 사이클 1의

단계 2와  $\zeta_{33} = 0.57$ 인 사이클 3의 단계 3이다. 최소의 COP는  $\zeta_{43} = 0.5$ 인 사이클 4의 단계 3에서 얻어진다. 물론 용액 열교환기의 열교환 효율  $g=1$ 은 이상적인 조건으로, 현실적인 수치인  $g=0.8$ 인 조건 하에서는 가장 효율적인 최상위 단계는 아직까지  $\zeta_{23} = 0.64$ 인 사이클 2의 단계 3이고, 효율이 가장 낮은 COP는  $\zeta_{43} = 0.39$ 인 사이클 4의 세번째 단계에서 얻어

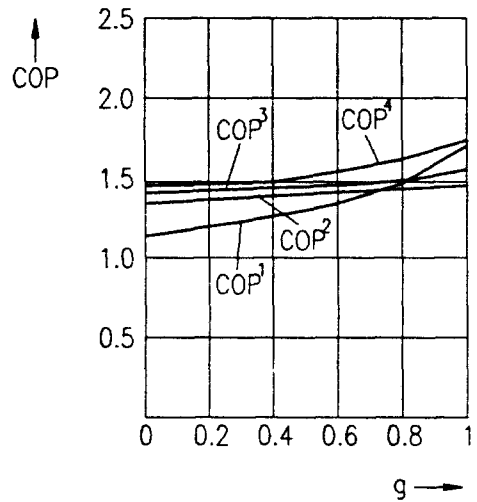


그림7 용액 열교환기의 효율에 따른 COP변화  
COP<sub>se</sub>=0.7, COP<sub>de</sub> = 1.16

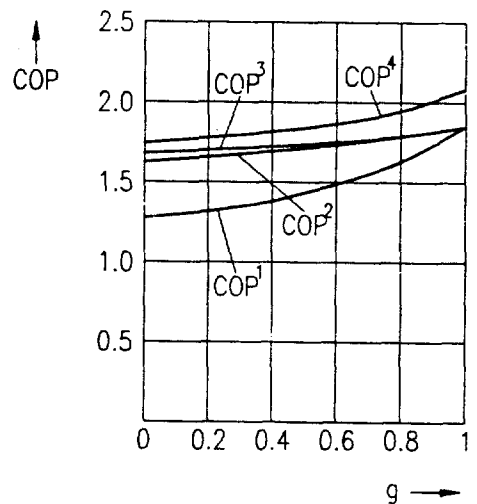


그림8 용액 열교환기의 효율에 따른 COP변화  
COP<sub>se</sub>=0.8, COP<sub>de</sub> = 1.4

진다. 두번째로 효율이 낮은 단계는  $\zeta_{33}=0.5$ 인 사이클 3의 단계 3이며 다음은  $\zeta_{12}=0.46$ 인 사이클 1의 단계 2이다. 이런 차이들이 각각의 다중효용 사이클의 COP에 커다란 영향을 주게 될 것임은 분명하다. 이러한 점은 그림 7에 나타나 있으며 여기에서 4개의 사이클의 COP는 각각의 최상위 사이클의 용액 열교환기의 효율에 따라서 그려진다.

최상위 단계에 용액 열교환기가 없는 경우 ( $g=0$ )라도 사이클 1을 제외한 모든 사이클은  $COP_{de}=1.16$ 을 갖는 표준의 이중효용 냉동기와 비교하여 약 20% 증가된 성능을 보여준다. 사중효용 사이클 4는 삼중효용 사이클 2와 3보다 약간 우수하게 진행된다. 이는 용액 열교환기라는 기술적 문제를 회피한 매우 보잘 것 없는 최상위 단계조차도 관심을 끌게 된다는 것을 의미한다. 만일 용액 열교환기의 효율이 증가하면 결과적으로 COP가 향상되며 특히 사이클 1과 4의 상승폭이 크다. 사중효용 사이클 4는 대단히 큰 열교환기를 통해  $COP=1.74$ 를 달성한다.  $COP=1.56$ 인 사이클 3은  $COP^2=1.52$ 인 사이클 2보다 우수하게 진행된다. 하지만 이 차이는 그리 크지 않기 때문에 과장되지는 않는다. 즉 본고의 사이클 접근 방법의 불확실성으로 인해 두 사이클의 COP는 비슷하게 볼 수도 있다. 만일  $g=0.8$ 의 현실적인 열교환기를 고려한다면 사이클 4의 COP는 1.62, 사이클 3의 COP는 1.51, 사이클 2의 COP는 1.46이 된다. 2단 삼중효용 사이클 1은 용액 열교환기가 없이는 COP가 낮지만 개량된 용액 열교환기 조건하에서는 사이클 2, 3과 동일한 수준의 COP가 되고 대형 열교환기를 갖춘 조건하에서는 사중효용 사이클 4에 버금가는 성능까지도 얻어진다. 그래서 여기서 알 수 있는 것은 그림 6에서 나타낸 작동상태가 확인된다는 점이다.

따라서 삼중효용에서는 26%, 사중효용에서는 32%까지의 에너지 절약을 실현할 수 있다고 결론 지을 수 있다. 물론 이런 결과는 최상위 단계의 COP 뿐만 아니라 기본적인 일중효

용과 이중효용 사이클의 COP에 대해서도 매우 민감하다. 매개 변수  $COP_{se}=0.7$  과  $COP_{de}=1.16$ 은 전혀 열역학적 한계가 아니다. 매우 효율적인 용액 열교환기가 사용된다면  $COP_{se}=0.8$ 과  $COP_{de}=1.4$ 는 현실적으로 도달 가능하다. 따라서 그림 8에서 보는 바와 같이 4가지 다중효용 사이클의 성능은 증가될 것이다.

사중효용 사이클 4는  $COP=2$  정도로 다른 3가지의 사이클에 비해 매우 높게 진행된다.  $g=1$ 의 용액 열교환기 조건하에서 사이클 1~3의  $COP=1.85$  정도로 동일한 값을 갖는다. 이것은 개량된 이중효용 사이클과 비교한다고 하더라도 삼중효용에서는 24%까지 그리고 4중효용에서는 30%까지의 좀더 많은 에너지를 절약 할 수 있다는 것을 의미한다.

#### 4. 결 론

지금까지 검토한 대로 흡수식 사이클의 성능은 다중효용 사이클로 상당히 증가될 수 있다. 본고에서는 4가지의 다른 사이클이 검토되었다. 그 결과 1중효용  $COP_{se}=0.7$ 과 2중효용  $COP_{de}=1.16$  조건하에서 3중효용의  $COP=1.5$ 와 4중효용의  $COP=1.6$ 으로 까지 향상될 수 있다. 만일 기본 사이클이 향상되어  $COP_{se}=0.8$ 과  $COP_{de}=1.4$ 에 도달되면 이는 다중효용 사이클의 성능에 까지도 본질적인 영향을 미치게 되며 삼중효용  $COP=1.8$ 과 사중효용  $COP=2.0$ 까지 도달될 수 있다. 이는 오늘날의 흡수식 냉동기의 성능에 비해서 거의 두배가 되는 것이다. 물론 다중효용 기계류의 종류는 확장될 수 있으며 더욱 발전될 가능성이 있다. 예를 들어 단지 10개의 열교환기로 칠중효용 사이클의 구성이 예상된다. (Alef, 1983). 그러나 재생기 온도가 매우 높아지기 때문에 기계적으로 문제가 제기된다. 이미 삼중효용 사이클에 있어서 재생기의 온도가 200℃까지 요구되며 4중효용 사이클에서는 260℃까지도 필요하다. 작동유체는 온도

가 높아지면 부식성이 증가하거나 분해되는 경향이 있다. 고온 영역에서는 필경 고체 흡수야 하기 때문에 경우에 따라서는 얻어지는 에너지 절약에 비하여 소요비용이 너무 커지는 경향이 있다. 고온 영역에서는 필경 고체 흡수제가 보다 적합할 것이다. 그렇지만 이는 열교환기의 설계, 사이클의 작동, 시스템의 무게와 크기에 관련해서 문제를 야기한다. 지난 수년간 이와같은 문제점을 해결할 수 있는 몇가지의 고무적인 방법들이 알려졌다(Meunier, 1992). 액체와 고체 흡수제를 결합하는 방법이 유망하다. 삼중효용 사이클의 첫번째 실험은 고온단계에서는 비석-물 시스템, 저온단계에서는 LiBr-물 시스템이 사용되었다(Ziegler, 1985). 하지만 이 방식은 전체 기술적 가능성 면에서 더욱 더 발전되어야 한다. 그 외에 실질적 이득을 보여 주기 위해서는 에너지 절약의 관점에서 COP의 증가가 논의되어야 한다.

만일 0.45 정도의 COP 증가분을 가정하고 COP=0.7인 일중효용으로 부터 COP=1.15인 이 2중효용으로의 변환을 조건으로 할 때 39%라는 비교적 큰 에너지를 절약할 수 있다. 동일한 COP의 증가를 가정하고 COP=1.15인 2중효용으로부터 COP=1.6인 사중효용으로의 변환을 조건으로 할 때 28%의 에너지 절약이 얻어진다. 거의 1/3 정도의 에너지 절약을 하는 것은 주요 에너지 수요의 절감에 매우 뜻깊은 기여가 된다. 좀더 진행하자면 보다 큰 효과를 얻기위하여 사이클의 온도가 증가할 때 각각 단계의 효율은 감소하는 경향이 있다. 이렇게 되면 사중효용과 3중효용 사이클의 비교에서 볼 수 있듯이 추가적 효과의 장점 또한 감소한다(Ziegler et al., 1993).

한편 직화식 기계류의 경우에는 버너의 열효율이 고려되어야 한다. 이 효율 또한 사이클의 온도 상승때문에 감소한다. 연료의 효율적인 이용을 위해서는 배기가스가 첫번째 재생기에서 뿐만 아니라 용액 열교환기와 저온 재생기에서도 냉각되어야 한다. 이러한 고 효율 사이클의 실행 가능성은 경제적 여건에

달려 있다. 물론 비용과 효율은 선형적으로 증가하지는 않는다. 하지만 다중효용 사이클은 기존의 전통적 사이클 보다는 많은 투자가 필요할 것이라는 것은 매우 당연하다. 이는 주로 고온과 고농도 상태에서 물질이 갖게되는 기술적 문제로 부터 기인한다. 초기 경비의 증가는 에너지 절약과 균형을 이루어야 한다. 따라서 오늘날 사중효용이나 5중효용 이상의 기계류는 아직은 경쟁적이지 못한 것 같다.

### 참 고 문 헌

1. Grossman, G., Gommed, K., Gadoth, D., 1987, "A computer model for simulation of absorption systems in flexible and modular form", ASHRAE Transactions, Vol.93. pt.2, pp.2389-2428.
2. Gommed, K., Grossman, G., 1990, "Performance Analysis of Staged Absorption Heat Pumps: Water-Lithium Bromide Systems", ASHRAE-Paper No. AT-90-30-6, Presented at the 1990 ASHRAE Winter Meeting, Atlanta, GA, Feb. 10-14, pp. 1590-1597.
3. Ziegler, F., Alefeld, G., 1987, "Coefficient of performance of multistage absorption cycles", International Journal of Refrigeration, vol.10, pp.285-296.
4. Kouromenos, D. A., Antonopoulos, K. A., Rogdakis, E., 1989, "A High-Efficiency Compound  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}-\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  absorption refrigeration system", Energy, Vol.14, No.12, pp.893-905.
5. Kouromenos, D. A., Antonopoulos, K. A., Rogdakis, E., 1990, "Performance of a Solar Driven Compound  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}-\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$  absorption refrigeration system in Athens", Solar and Wind Technology.

- Vol.7, No.6, pp. 685-697.
6. De Vault, R. C., 1990, "Advanced Absorption Technology Development in the United States", Proc. of the 3rd Int. Energy Agency Heat Pump Conference, Tokyo, Japan, 12-15 March, Pergamon Press, Oxford, 65-80.
  7. Inoue, N., Mochizuki, T., Matubara, T., 1991, "High Efficient Absorption Machine Having a Triple Effect Cycle", Paper presented at the General Symposium for Environmental Technology of the JSME, Mawasaki, Japan, July 11-13, No.910-41, p.3.
  8. Grossman, G., Wilk, M. and DeVault, R. C., 1993, "Simulation and performance analysis of triple-effect absorption cycles", to be published.
  9. Herold, K. E., Howe, L., Radermacher, R., Erickson, D. C., 1991, "Development of an Absorption Heat Pump Water Heater Using an Aqueous Ternary Hydroxide Working Fluid", Int. J. of Refrigeration, V.14, No.3.
  10. Meunier, F. (ed), 1992, "Solid Sorption Refrigeration", Proc. of a Symposium held in Paris, France, November 18-20.
  11. Ziegler, F., 1985, "Advanced Absorption Cycles", Proc. Int. Workshop on Heat Transformation and Storage, Oct., 9-11, Ispra, Italy, Rep. No. S.A./I.04.D2.85.35., CEC, Joint Research Center, Ispra Establishment.
  12. Ziegler, F., Feuerecker, G., Alefeld, G., 1993a, "Evaluation of Complex Energy Conversion Systems by Advanced Thermodynamic Analysis", Energy Systems and Ecology. Proceedings of ENSEC '93, Cracow, Poland, July 5-9, Vol.1, p.449-456.
  13. Ziegler, F., Kahn, R., Summerer, F., Alefeld, G., 1993b, "Multi-effect Absorption Chillers", International Journal of Refrigeration, Vol.16, No.5.