

Kalina 사이클 : 복합 발전용 고효율 하부사이클

박 영 무

아주대학교 기계공학과/에너지학과

Kalina Cycle : Highly Efficient Bottoming Cycle In Connection With A Combined Power Plant

Young Moo Park

Department of Mechanical Engineering/Energy, Ajou University

1. 서 론

복합발전사이클은 서로 다른 온도조건에서 운전되는 두 개의 사이클을 열역학적으로 결합한 발전사이클로서 Fig. 1-(d) 처럼 고온부 사이클에서 배출되는 열량을 저온부 사이클에서 회수하여 전체 시스템효율을 개선하도록 설계되었다¹⁾. 고온부에서 작동하는 사이클을 상부사이클(topping cycle or toppler)이라고 하며 저온부에서 작동하는 사이클을 하부사이클(bottoming cycle or bottomer)이라고 한다. 복합사이클의 효율은 상부사이클과 하부사이클 효율의 조합으로 표시되며 하부사이클의 전체효율은 상부사이클과 하부사이클을 연결하는 열회수보일러(HRB, Heat Recovery Boiler)의 효율(effectiveness) 과 하부사이클 효율의 곱으로 표시된다²⁾.

$$E_c = E_t + E_b(1 - E_t - L_t)$$

E_c = 복합사이클 효율

E_t = 상부사이클 전체효율

E_b = 하부사이클 효율(= $E_{bc} \times E_{be}$)

E_{bc} = 하부사이클 효율

E_{be} = 열회수 보일러 효율(effectiveness)

L_t = 상부사이클의 열 손실율

복합발전사이클에는 여러가지 작업유체가 사용되고 있다. 디젤엔진-증기, 가스터빈-증기 등이 상용화되어 있으며, 증기-유기물, 가스-유기물, 수은-증기, 액체금속-증기, MHD-증기 복합사이클도 제안되고 있다²⁾. 일반적으로 상부사이클은 Otto, Diesel, Brayton 혹은 Rankine 사이클이 사용되고 있으며, 하부사이클은 대부분이 Rankine 사이클이다²⁾.

상부사이클이 증기나 액체금속 등 순수물질을 작업

유체로 사용하는 Rankine 사이클인 경우는, 하부사이클의 고온열원(high temperature heat source)은 상부사이클의 작업유체가 응축하는 과정에서 얻어지는 정온열원(constant temperature heat source)이므로 하부사이클의 최적설계는 기존 증기 발전 사이클 설계와 유사하여 새로운 문제의 제기 대상이 아니다. 그러나 Otto, Diesel 기관, 가스터빈, MHD 등에서 배출되는 고온가스는 그 량이 유한하므로 열회수과정 동안 온도가 변하는 현열열원(sensible heat source)의 특성을 지닌다. 현열열원을 이용할 때에는 HRB내에 핀치점이 발생하며, 증기의 압력에 따라 핀치점의 위치가 변하고, HRB의 효율은 핀치점의 위치에 따라 민감하게 변한다. 뿐만 아니라 HRB의 증기압력은 기본적으로 Rankine 사이클의 효율에 중요한 영향을 미친다. 따라서 가스터빈/Rankine 사이클 복합발전시스템을 설계할 때에는 현열열원으로부터 열을 효과적으로 회수하여 하부사이클의 전체효율을 개선하기위한 특별한 연구가 필요하다.

복합발전시스템의 효율개선을 위한 연구의 일환으로 기존의 가스터빈/Rankine 사이클 복합발전시스템의 열역학적 원리를 고찰하여 하부사이클로서 Rankine 사이클의 한계점을 지적하고, 새로 제안된 Kalina 사이클의 특성과 지금까지 연구보고된 Kalina 사이클을 이용한 발전기술현황을 소개하고자한다.

2. 가스터빈/Rankine 사이클 복합발전시스템의 특성

가스터빈사이클은 Rankine 사이클에 비하여 효율이 열등함에도 불구하고 설치가 비교적 간단하고, 운전기동성이 우수하여 부하변동에 대한 적응이 빠르다는 장점

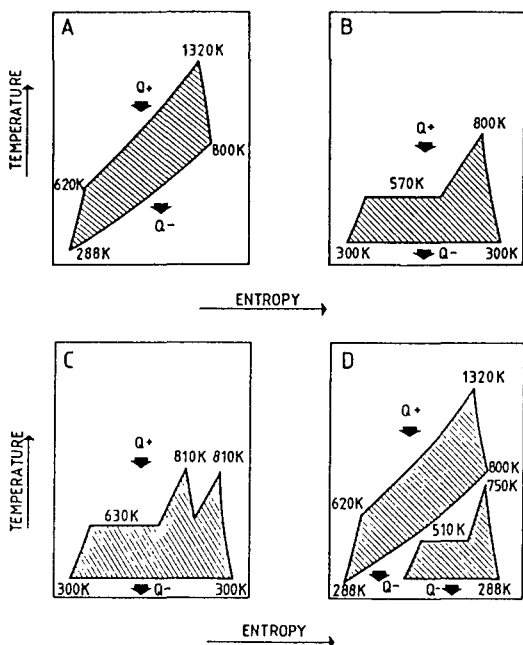


Fig. 1. Temperature-entropy (T-s) diagrams for various power cycle in connection with a combined power plant.

때문에 폭넓게 이용되고 있으며, 효율개선 측면에서, Rankine 사이클과 복합사이클을 구성하여 순수발전용 뿐만 아니라 열병합 발전에도 이용되어 오고 있다. 근래에는 에너지 절약에 대한 관심이 고조됨에 따라 복합발전의 효율 개선을 위한 연구가 활발히 이루어지고 있으며 폐열을 회수하여 이용하는 시스템이 발달함에 따라 폐열회수보일러와 Rankine 사이클을 결합한 소규모발전소에 대한 연구도 활발히 이루어지고 있다. Rankine 사이클에서는 취득이 용이하고, 화학적으로 안정하며, 비열이 크고, 전열 효과가 좋다는 장점 때문에, 분자량이 작고, 잠열이 크고, 임계압력이 높다는 단점에도 불구하고 순수한 물/증기가 주로 작업유체로 이용되어 왔다.

복합사이클의 하부사이클로서 Rankine 사이클과 단독 재생식(regenerative) Rankine 사이클의 차이점을 보면 다음과 같다. 복합사이클에서, 상부사이클이 배출하는 현열을 최대한 회수하려면 급수의 온도를 낮출수록 유리하므로 재생사이클에서 사용하고 있는 급수가열기가 필요하지 않으며, 기존의 재생사이클에서 급수가열 용으로 추출되던 증기를 하부사이클에서는 터빈에서 팽창 시킴으로써 추가 동력을 얻을 수 있다. 뿐만 아니라 추출 증기를 이용하는 급수가열기를 줄이면 예열기(economizer)에 공급되는 급수의 온도를 낮게 유지할

수 있으므로 HRB의 열회수율을 높일 수 있다. 증기추출식 급수가열기 1대를 제거하고, 상부사이클의 배기가스로 급수가열기를 운전할 때, 추가되는 가스공급열에 대한 출력 증분비가 추가공급열량의 동력 변환비가 된다. 저온부에서 운전되는 급수가열기를 가스공급열로 대체할 때에는 증기터빈의 특성에 따라 추가동력 발생량이 적어서 열-동력 변환비가 낮으나 고온·고압부의 급수가열기를 대체할 때에는 상당한 량의 추가 동력을 얻으므로 열-동력 변환비가 크다²⁾. 따라서 하부사이클에서는 여러대의 급수가열기를 두지않고 저압부에서 일부 운영한다. 하부 Rankine 사이클의 이러한 특성은, 보일러 온도를 높여 궁극적으로 사이클의 열공급온도를 상승시킴으로서 효율을 개선하고자 6~7개의 급수가열기를 사용하는 기존의 단독재생식 Rankine 사이클과 다른 점이다.

HRB는 고온의 가스를 열원으로 하며, 과냉상태의 급수를 포화수까지 가열하고(예열기), 포화수를 포화증기까지(증발기), 포화증기를 과열증기까지(과열기) 가열하는 일련의 열교환기의 조합이라고 생각할 수 있다. 일반적으로 가스의 온도를 최소한 낮출 수 있도록 대량류 형식을 취하고 있다. HRB내에서 가스의 온도와 물-증기의 온도가 가장 접근하는 점이 한점에서 일어나며, 이 점을 핀치점(pinch point)이라고 하고, 이때 온도차를 핀치점온도(pinch point temperature)라고 한다. HRB의 성능은 핀치점의 위치에 따라 민감하게 변한다. Foster-Pegg²⁾의 분석에 따르면 Fig.2에서 보듯이 총 공급 가스열량 중에서 포화온도보다 높은 온도영역의 가스열량이 증발기와 과열기의 소요열량보다 많으면 핀치점이 예열기의 가스출구 부근에 위치하게 되며, 포화온도 이상의 가스열량분이 과열기와 증발기의 소요열량보다 작으면 가스의 증발기출구 근처에 있게 된다. 대량의 고온가스를 이용하는 기존의 보일러에서 핀치점은 급수입구 즉 예열기의 가스출구 근처에 위치하고 있으나 복합발전시스템에서 핀치점의 위치는 HRB에 공급되는 가스의 온도와 량, 그리고 HRB의 보조가열량에 따라 변한다. 가스유량당 열공급량이 클 때에는 대체로 예열기의 가스 출구 부근에서 핀치점이 형성된다. 하부사이클에 공급되는 가스온도가 비교적 낮을 경우 핀치점은 증발기의 가스출구 부근에서 형성되며, 증발기출구에서 가스온도는 급수의 포화온도 보다 핀치온도만큼 높다. 이때 증기 발생에 이용될 수 있는 가스열량은 급수압력(포화온도)의 함수이다. 즉 압력이 낮을수록 증기 발생에 이용할 수 있는 가스의 온도차 즉, 엔탈피 낙차가 커서 증기 발생량이 많아지며, 핀치점이 급수입구 방향으로 이동하고, HRB의 배기가스온도가 낮아지므로 열회수율이 높아진다. 반면에 증기압이

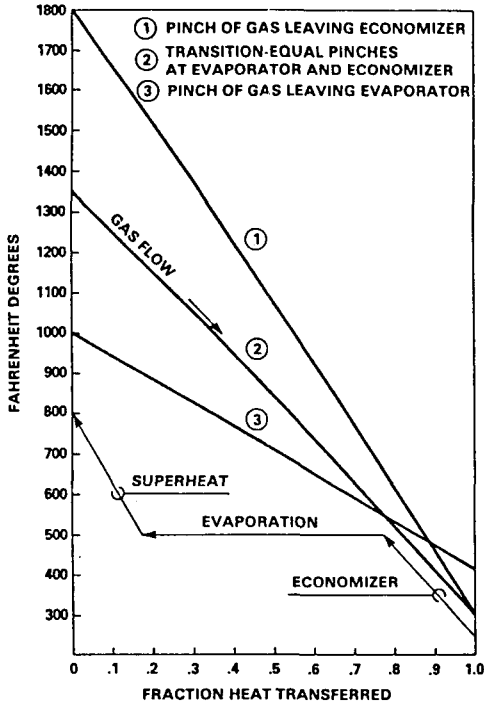


Fig. 2. Gas and Water/steam temperature profile in simple heat transfer boilers supplementary fired to different temperature.

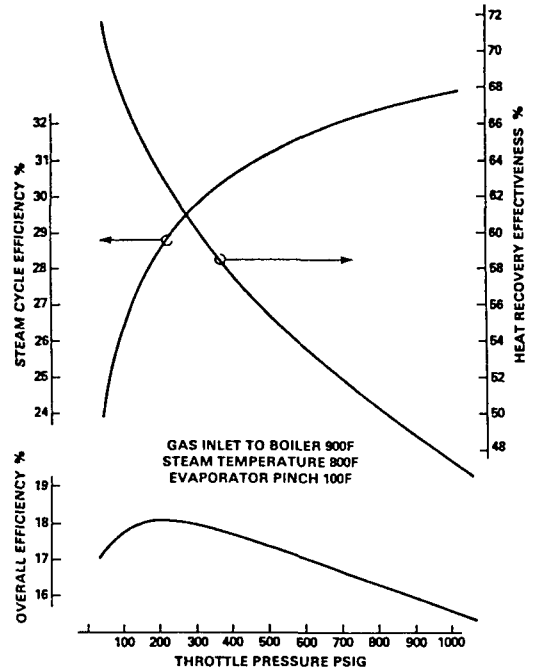


Fig. 3. Throttle steam pressure versus steam cycle efficiency, heat recovery effectiveness and overall bottoming efficiency.

높아지면 급수의 포화온도가 상승함에 따라 포화온도 이하 영역에 있는 많은 양의 가스 열량이 회수되지 않기 때문에 HRB 효율이 낮아진다. 따라서 핀치온도와 가스의 보일러입구온도 및 급수량이 정해지면 최적 증기압력이 결정된다.

이와 더불어 증기압력이 낮아지면 Rankine 사이클의 효율이 낮아지므로 HRB 효율과 Rankine 사이클 효율이 증기압력에 서로 상반된 방향으로 반응한다점은 복합 발전사이클의 주요한 특성이다. Fig. 3은 대표적인 복합 발전사이클에서 증기압력에 대한 HRB, Rankine 사이클 효율 및 전체 효율의 변화를 제시한다. 1.5 MPa(약 15 기압) 이하에서는 압력증가에 대한 Rankine 사이클효율 증가율이 HRB 효율 감소율보다 커서 전체 효율이 증가한다. 그러나 그 이상에서는 HRB 효율 감소율이 커서 전체 효율이 오히려 감소한다. 실제 발전소에서 HRB 입구의 가스 온도가 540°C 이하일 때에는 HRB 급수의 압력을 약 1.5 MPa로 유지한다²⁾. 일정한 급수압력을 유지하는 가운데 증기의 온도를 높이면 HRB 효율은 감소하나 Rankine 사이클 효율이 크게 증가하여 Rankine 사이클 효율 증가량이 HRB 효율 감소량을 능가하므로 전체적인 효율 증가를 꾀할 수 있다(Fig. 4).

이처럼 하부사이클의 전체 효율은 HRB와 Rankine 사이클 효율의 영향을 복합적으로 받는다. 일반적으로 복합사이클에서 증기사이클 효율을 개선하는 조치는 HRB의 효율 감소를 초래하고 HRB의 효율 증가책은 증기사이클의 효율을 저하시킨다. 주된 원인은 사이클 효율은 증기압이 높을수록 좋은 반면에 HRB 효율은 증기압이 낮을수록 좋기 때문이다. 이러한 모순점을 해결하는 방법은 고효율의 고압용 증기사이클과 HRB 효율이 좋은 저압용 사이클을 복합하여 사용하는 것이다. 대부분의 복합발전시스템의 HRB에서 저압-중압-고압으로 일련의 압력변화가 조성될 수 있도록 복수 압력단을 채택하고 이에대응하는 증기터빈을 설치하는 것은 이러한 이유에서이다.

Fig. 5 에서 하부사이클에 대한 공급가스온도의 영향을 살펴보면, 가스의 온도가 증가하면 증기생산량과 급수량을 증가시킬 수 있으며, 급수량이 증가하면 예열기에서 열교환량이 늘고 배출가스의 온도가 낮아져서 HRB 효율이 증가한다. 뿐만 아니라 가스온도가 높을수록 증기온도가 상승하여 증기사이클의 효율이 증가하므로 하부사이클에 공급되는 가스온도가 증가하면 두 요인이 상승적으로 작용하여 전체효율이 급속히 상승한다.

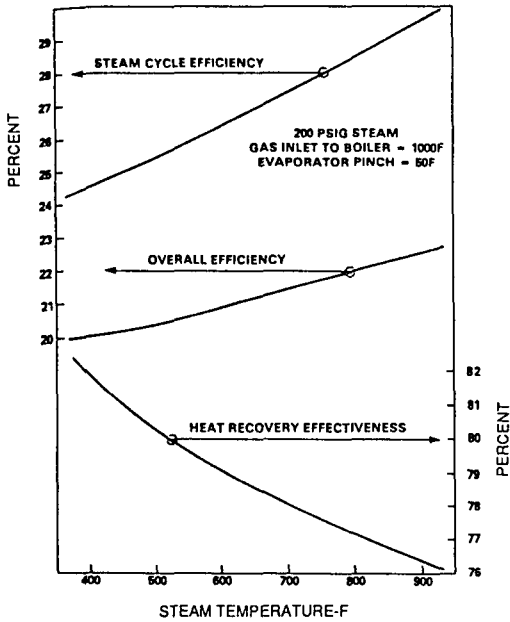


Fig. 4. Throttle steam temperature versus steam cycle efficiency, heat recovery effectiveness, and overall bottoming plant efficiency for 200 psig throttle pressure.

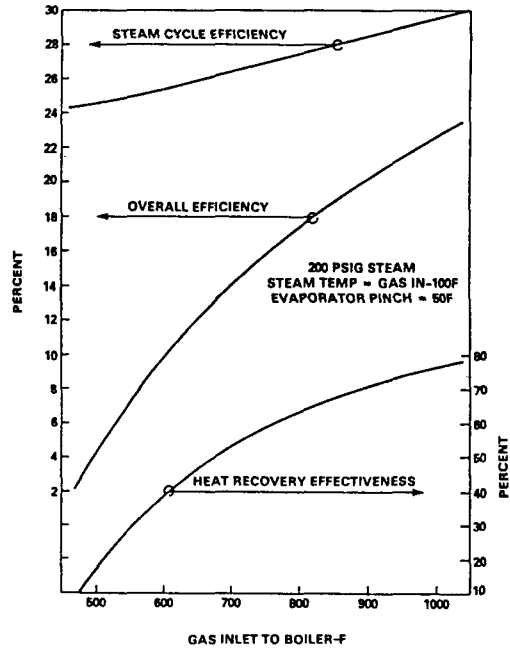


Fig. 5. Gas inlet temperature to the boiler versus steam cycle efficiency, heat recovery effectiveness and overall bottoming plant efficiency for 200 psig throttle steam.

3. 하부사이클로서 Rankine 사이클의 한계

복합발전시스템의 효율개선연구는, 가스터빈사이클의 열효율이 증기사이클에 비하여 상대적으로 열등하므로, 지금까지는 주로 가스터빈 측면에서 추구되었다. 최근에 신소재의 발달에 따른 고온내열재료의 개발과 터빈날개냉각기술의 발전에 힘입어 고온에서 운전되는 고효율가스터빈 시스템이 연구되고 있으며, 일본에서는 복합사이클을 구성할 때 55%의 높은 열효율을 목표로, 열효율이 39.4%에 이르는 고온(1400℃) 가스터빈 (AGTJ-100A)을 개발중에 있다⁴⁾. 이처럼 상부사이클은 획기적으로 개선되고 있으나 하부사이클은 아직까지 기존의 Rankine 사이클에 의존하고 있다. HRB를 포함한 하부사이클을 개선하려는 노력이 여러가지 측면에서 연구되고 있으나 Rankine 사이클에 기초한 재열, 재생 사이클과 소재개발에 따른 고온고압증기의 사용에 따른 개선이외에 열역학적인 원리에 입각한 새로운 돌파구가 마련되지 않고 있다. 그러나 하부사이클로서 Rankine 사이클의 특성은 앞에서 기술하였듯이 증기압력이 HRB와 Rankine 사이클의 효율에 미치는 영향이 서로 상충되므로 기존의 방법에 의한 성능개선에는 한계가 있다. 본질적인 이유는 HRB에 공급되는 가스열원이 현열열원이라는 사실에 있으며 이러한 경우에 Rankine

사이클이 하부사이클로서 최선의 선택이 아니라는 점은 열역학적 원리에 입각하여 쉽게 설명할 수 있다³⁻⁵⁾. 즉 Fig. 6에서 보듯이 Rankine 사이클과 가스터빈사이클 사이에 일어나는 열전달과정을 T-s 선도상에 표시하면, HRB의 고온열원은 현열열원이므로 열회수가 진행됨에 따라 온도가 떨어지며, 순수물질은 정온에서 증발하므로 두 전열매체의 온도선사이의 간격이 커질 수 밖에 없다. 이때 두 온도선 사이의 면적은 곧 유용에너지의 손실이 된다⁶⁾. 유용에너지를 최대한 회수하여 동력으로 전환하려면 두 전열매체사이의 면적을 가능한 줄여야하며 이를 위해서는 두 온도선이 근접하여야한다⁶⁾. 이러한 온도선을 얻으려면 상부사이클에서 배출되는 현열의 거동과 유사한 모양으로 열공급을 받으며, T-s 선도 상에서 삼각형의 형상을 가진 Lorentz 사이클⁷⁾이 오히려 이상적인 하부사이클의 기초가 될 수 있다.

현열을 회수하는 과정에서 유용에너지 손실을 최소화하고, Rankine 사이클의 효율도 보장하기 위하여 다음의 세 가지 방안을 생각할 수 있다. 그 중 한가지는 이미 기존의 복합발전에서 이용하고 있는 복수압력단 HRB를 채택하는 방안이며, 다른 한 가지는 초임계 사이클을 이용하는 방안이다. 복수압력단 HRB를 사용하는 방안은 압력단의 수를 획기적으로 늘리지 않는 한 효율 개선의 정도가 미약하며, HRB의 압력단 수를 무

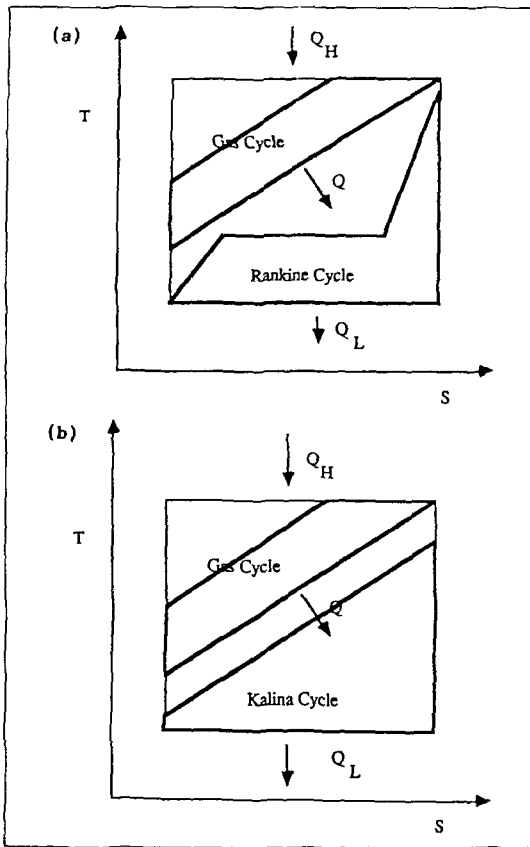


Fig. 6. Conceptual diagram of (a) the Rankine cycle and (b) the Lorentz cycle in connection with a combined cycle.

한히 증가시키면 상당한 효율 개선이 예상된다. 기술적인 문제와 경제적인 문제가 발생하므로 실제 운전되고 있는 시스템은 3단 이하이다²⁾. 유기물과 같은 특수 작업유체를 이용하는 초임계 사이클은 이론적으로 T-s 선도 상에서 현열 회수에 적합한 삼각형 형태의 사이클 형상을 얻을 수 있어서 고효율을 얻을 수 있다. 그러나 “초임계”가 의미하는 바대로 보일러의 압력을 작업유체의 임계압력 이상의 고압으로 유지하여야 하므로 보일러 제작에서 발생하는 기술적 문제와 터빈 성능에 부의 영향이 예상된다. Milora와 Tester³⁾는 초임계동력사이클의 가능성에 대한 연구를 자세히 수행한 바가 있다.

위의 두 방법외에 비공비혼합물을 작업유체로 이용하는 방법이 있다. 비공비혼합물은 등압 증발과정동안 조성의 변화와 함께 비등점온도가 연속적으로 변하므로 작업유체의 조성을 조절하면 현열열원의 온도선과 유사한 형상의 비등온도선을 얻을 수 있어서 열회수과정에서 발생하는 유용에너지 손실을 줄일 수 있다. 그러나

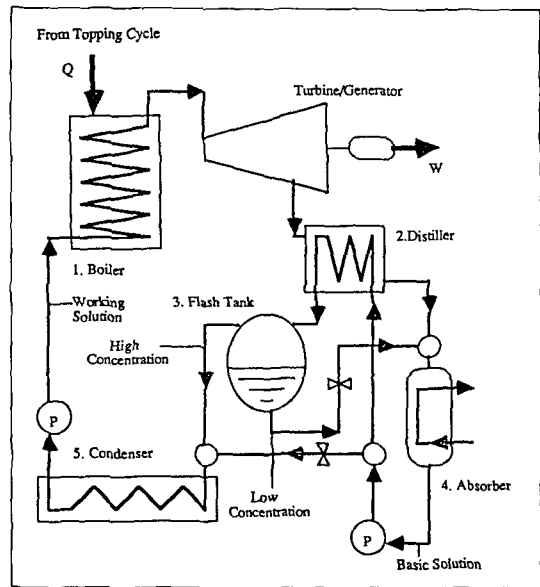


Fig. 7. Functional schematic diagram of the Kalina cycle as a bottoming power plant.

Rankine 사이클에서, 응축시스템의 개조없이, 작업유체만 단순히 순수물(H₂O)에서 비공비혼합물로 대체한다면 냉각수 온도는 일정하나(대개의 경우 냉각수의 온도변화는 미약하다) 정압응축과정 동안 작업유체의 온도가 변하므로 마치 HRB에서 순수 물을 작업유체로 사용할 때 발생하는 현상의 반대현상이 발생하여 HRB에서 얻은 열역학적 이득이 상쇄된다. 결국 비공비혼합물을 사용하여 HRB에서 얻은 이득이 응축기에서 상쇄되어 전체적인 이득이 매우 적게 된다. 따라서 HRB에서 얻은 열역학적 이득을 유지하기 위하여 사이클을 다음과 같은 특성을 갖도록 개선할 필요가 있다⁴⁾.

(1) 증발기와 터빈내에서 온도 변화폭이 크도록 하며, HRB내에서 현열열원의 온도선과 유사한 비등온도선을 갖는 작업유체를 선택하고

(2) 터빈 출구와 응축기 사이에서 회수 가능한 열량은 회수하여 효과적으로 이용하고

(3) 응축기에서는 일정온도에 가까운 소폭의 온도변화를 유지한다.

이러한 분석에 근거하여 고안된 새로운 발전사이클이 Kalina 사이클³⁾이다.

4. Kalina 사이클의 원리

비공비혼합물을 작업유체로 사용할 때 얻을 수 있는 열역학적 이득은 냉동 사이클에서 이미 오래 전부터 연구되어 왔으며⁷⁾ 유사한 이득을 동력사이클에서도 자

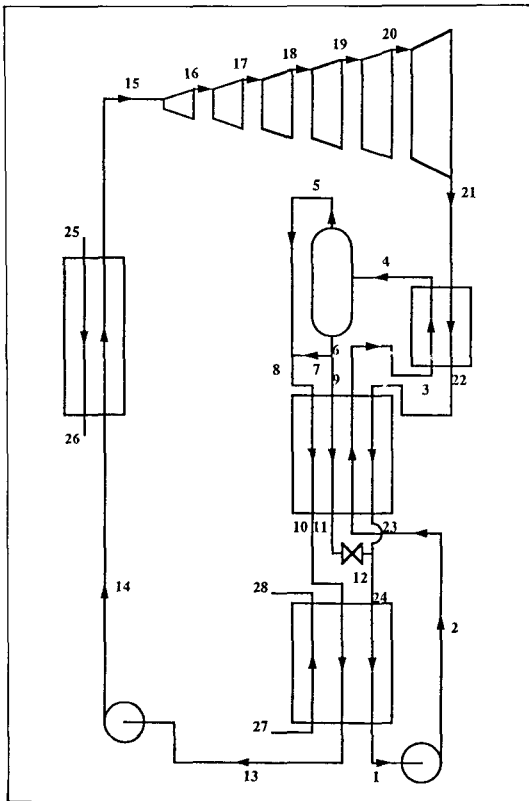


Fig. 8. Schematic flow diagram of the Kalina cycle.

연스럽게 예상할 수 있었다⁹⁾. 특히, 물과 암모니아 혼합물은 오래동안 흡수식냉동사이클의 중요한 냉매로 사용되어 왔으며 물에대한 암모니아의 흡수성이 좋으며, 두 성분의 증발성이 크게 다를 뿐만 아니라, 물은 오래 동안 Rankine 사이클의 작업유체로 사용되어 왔으며, 암모니아는 냉매 및 각종 화학공정물로서 많이 사용되어 익숙한 물질이므로 자연스럽게 Kalina 사이클의 작업 유체로 채택되었다.

물/증기-암모니아 혼합물을 작업유체로하는 새로운 발전사이클은 1979년부터 Exergy Inc.에서 본격적으로 연구하여 1982년 연구개발자인 Kalina 자신의 이름을 딴 "Kalina 사이클"로 발표되어 미국 특허를³⁾ 획득하였다. 이후 꾸준히 연구되어 왔으며 상부사이클로서 GM의 Detroit Allison Gas Turbine사의 501-KB5와 결합하여 사용하도록 실험 발전소를 설계한 바 있다. Kalina 사이클의 각 부분의 기능을 도해하여 시스템을 구성하면 Fig. 7⁵⁾과 같다. Kalina⁴⁾가 구성한 시스템의 유동선도는 Fig. 8과 같으며 시스템의 작동은 다음과 같다.

상태 1에서 완전히 응축된 기본조성상태의 작업유체가 펌프를 거쳐 중간압력 단계인 상태 2로 가압된다.

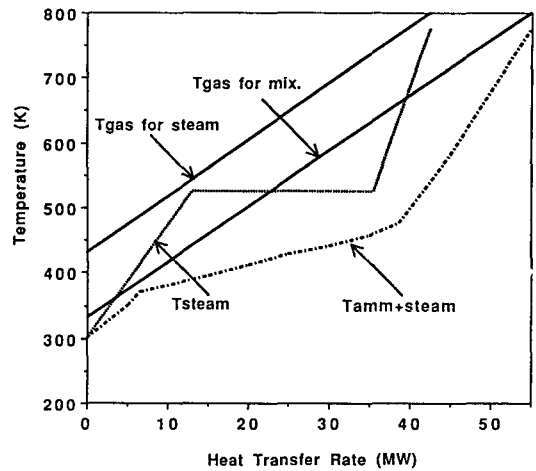


Fig. 9. Temperature profile for a HRB using (a) pure water (b) 70% NH_3H_2O mixtures.

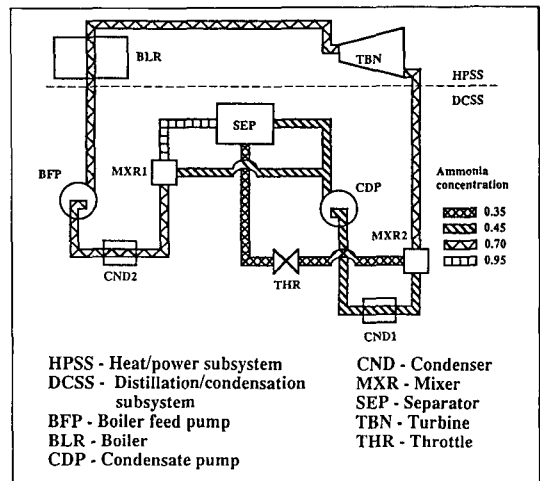


Fig. 10. The topology of the Kalina cycle plant system in which the heat exchangers have been omitted.

상태 2의 작업유체는 대향류 열교환과정(2~3)인 예열기 (economizer)를 거쳐 예열된 후 같은 형식의 열교환기 (3~4)를 거쳐 가열된다. 이때 유체의 일부는 증발하며, 증기는 기-액 평형특성에 따라 암모니아 농도가 매우 높으며, 액체는 암모니아 농도가 매우 낮다. 고농도암모니아 증기는 분리기(flash tank or seperator)에서 분리된 (4~5) 후, 분리기에서 나온 저암모니아 수용액의 일부와 혼합되어 작업유체의 조성(70% NH_3H_2O)이 만들어 진다(상태 8.) 조성된 작업유체와 저암모니아수용액은 대향류 예열기를 통과하면서 1차 냉각되고(8~10, 9~11) 작업유체는 2차로 냉각탑(10~13)에서 완전히

Table 1. Thermodynamic state points along flow diagram of the Kalina cycle bottoming plant.

Point No.	Temperature °C	Pressure kPa	Enthalpy kJ/kg	Concentration kg/kg	Weight Rate	Flow kg/hr	Relative Weight Flow Rate G/G ₁₅
1	12.8	48.3	-151.2	0.288			4.1642
2	12.8	206.8	-151.2	0.288			4.1642
3	56.4	206.8	146.5	0.288			4.1642
4	62.8	206.8	241.1	0.288			4.1642
5	62.8	206.8	1511.6	0.912			0.4038
6	62.8	206.8	104.7	0.221			3.7604
7	62.8	206.8	104.7	0.221			0.5962
8	62.8	206.8	672.8	0.500			1.0000
9	62.8	206.8	104.7	0.221			3.1642
10	41.4	206.8	354.1	0.500			1.0000
11	41.4	206.8	4.7	0.221			3.1642
12	32.5	51.7	4.7	0.221			3.1642
13	12.8	206.8	-197.7	0.500			1.0000
14	12.8	8273.7	-197.7	0.500			1.0000
15	532.2	8273.7	2800.0	0.500	9806.7		1.0000
16	480.5	5515.8	2676.6	0.500			1.0000
17	434.0	3792.1	2568.6	0.500			1.0000
18	354.8	1896.1	2385.7	0.500			1.0000
19	238.1	689.5	2152.9	0.500			1.0000
20	128.0	172.4	1892.9	0.500			1.0000
21	68.4	55.2	1716.9	0.500			1.0000
22	62.8	54.5	1327.9	0.500			1.0000
23	41.4	51.7	718.6	0.500			1.0000
24	33.3	51.7	176.0	0.288			4.1642
25	560.0	-	-	Gas			5.79315
26	65.6	-	-	Gas			5.79315
27	10.0	-	-	Water			32.93000
28	23.9	-	-	Water			32.93000

응축되며, 저암모니아 수용액은 감압밸브를 통해 터빈 배압까지 감압된다. 응축된 작업유체는 펌프를 통하여 고압(8273.7 kPa)까지 압축되어 HRB에 공급된다. HRB에서는 상부사이클의 가스터빈에서 공급되는 배기 가스와 작업유체 간에 대향류 열교환이 일어난다. 전 열과정을 온도-엔탈피 선도에 표시하면 Fig. 9 와 같다. 열원의 온도변화선과 작업유체의 온도변화선 사이의 면적이 전열과정에서 발생하는 손실에너지를 표시한다. 작업유체의 조성을 적절히 조절하여 이 면적을 최소화함으로써 유용에너지 손실을 줄일 수 있다. 따라서 Kalina 사이클 설계에 있어서 최적조성의 설계가 가장 중요한 요점이다. 상태 15에 이르는 과열증기는 6단의 터빈에서 차례대로 팽창하며 동력을 발생한다. 터빈의 각

단은 별개의 속도로 운전되며 개별 기어박스과 발전기를 통하여 전력을 발생한다. 터빈에서 나온 고온증기는 열교환기(21~22)와 예열기(22~23)에서 연속적으로 냉각되면서 기본조성(45% NH₃H₂O) 작업유체의 분리공정에 필요한 열을 공급한다. 열교환이 끝난 작업유체는, 분리기에서 나온 후 예열기와 감압밸브를 거친(11~12) 저농도암모니아 수용액과 혼합되어 기본조성의 작업유체(상태 24)로 된다. 상태 24에서 기본조성이 회복된 작업유체는 응축기에서 완전히 응축된 후(24-1) 상태 1로 돌아온다. 위의 전과정을 통하여 한 개의 사이클이 형성되며 사이클 상의 각 점에서의 상태는 Table 1에 나타내었다.

앞에서 언급한 Kalina 사이클 시스템의 기능 측면에서

Table 2. Pressure distribution and enthalpy drop through turbine stages.

Step No.	Inlet Pressure (kPa)	Outlet Pressure (kPa)	Adiabatic Enthalpy Drop(kJ/kg)	Adiabatic Efficiency	Actual Enthalpy Drop(kJ/kg)	RPM	Shaft Power Output (kW)
1	8273.7	5515.8	149.0	0.828	123.4	86500	335.86
2	5515.8	3792.1	129.1	0.837	108.0	72500	294.20
3	3792.1	1896.1	216.9	0.843	182.9	81000	497.67
4	1896.1	689.5	271.1	0.859	232.8	60000	633.86
5	689.5	172.4	296.1	0.878	260.0	43000	707.79
6	172.4	55.2	200.5	0.878	176.0	18500	479.26
Overall	Turbine	Expansion	1262.7	0.858	1083.1	—	2948.64

Table 3. Thermodynamic features of the Kalina cycle bottoming plant.

Net thermal efficiency of bottoming cycle	0.341
Net thermodynamical efficiency of bottoming cycle	0.722
Internal thermodynamical efficiency of bottoming cycle	0.8784
Exergy utilization efficiency	0.722
Thermal efficiency of gas turbine (501-KB5)	0.305
Thermal efficiency of combined system	0.530
Net thermal efficiency of combined system (electrical)	0.503
Gas turbine net output	3770 kW.
Bottoming cycle net output	2783 kW.
Total output	6553 kW.
Fuel consumption rate (LHV)	2872 kJ/kW.
	or 1694 kcal/kW.
	or 6722 Btu/kW.

운전의 원리를 살펴보면 시스템은 크게 열-동력부(Heat/Power, HPSS)와 증류-응축부(Distillation/Condensation, DCSS)라는 두 개의 부시스템으로 구분할 수 있다. 시스템의 발전용량에 따라 열-동력부의 규모 및 구조의 복잡한 정도가 달라지며 여러 가지 열교환기의 조합이 달라질 수 있으나 증류-응축부(DCSS)는 Canoga Park에 설치·운전되고 있는 실험 발전소의 경우에도 그러하듯이 기본적인 구조에 큰 변화가 없으며¹⁰⁾, Fig. 10과 같다. HRB와 터빈 내의 작업유체는 70% 암모니아 수용액이며, 분리기(SEP)에서 분리되어 나온 암모니아 성분이 거의 없는 액체상태의 물은 터빈 출구의 70% 암모니아 수용액과 섞여 45% 암모니아 수용액이 되므로 대기압 이상의 압력에서 1차 응축기(CND 1) 가능하게 된다. 실제로는 증기가 액체에 흡수되는 현상이 발생하므로 흡수와 응축이 동시에 일어난다. 이러한 이유로 응축기1(CND 1)을 흡수기라고 할 수도 있다. 분리기(SEP)에서 나온 고농도의 암모니아 증기는 혼합기(MXR 1)에서 1차 응축액과 혼합되어 이상(two-phase)상태의 작업유체(70% 암모니아 수용액)가 재생된다.

이상(two-phase)상태의 작업유체는 응축기 2(CND 2)에서 2차 응축액이 된 후 급수 펌프를 통하여 HRB에 보내진다. 분리기와 저압응축기 사이의 유량은 터빈 내 유량의 2~5배 가량되나 액체 상태이므로 응축수펌프(CDP)에서 추가되는 동력은 크지 않다¹⁰⁾.

위의 과정에서 살펴보았듯이 Kalina 사이클은 앞에서 제시한 하부사이클의 효율개선을 위한 전제조건을 만족하고 있다. 즉,

- (1) 증발기(14~15)와 터빈(15~21)을 거치는 작업유체는 휘발성 조성(암모니아)의 농도가 높으므로 비등온도의 변화폭이 크며, 조성을 조절하면 HRB에서 현열과 유사한 온도선을 얻을 수 있으며
- (2) 터빈 출구와 1차 응축기 사이에서 작업유체를 예열하는 동안 배열이 충분히 회수되었으며
- (3) 응축기(10~13)에서 작업유체는 고온 증발분(H2O)의 조성이 높아서 온도변화폭이 작게 된다.

Kalina 사이클은 Rankine 사이클보다 터빈에서 압력낙차가 크기 때문에 각 단에서의 압력낙차를 적절히 배분하여야 한다⁴⁾. 1단계 터빈의 체적유량이 작아서

Table 4. Performance data for gas turbine combined-cycle system distillate oil fuel, ISO conditions.

1. Gas turbine type	LM5000	PG6521(B)	PG7111(E)	501-D
2. Manufacturer		GENERAL ELECTRIC		Westing-house
3. Gas turbine output (kWe)	32670	35860	75000	101410
4. Gas turbine fuel Consumption	315.75*	404.5*	809.25*	1057.7*
5. Gas turbine fuel Consumption rate (Btu/kWh)	9650*	11280*	10790*	10430*
6. Exhaust gas Initial temperature °F	807	1020	1004	970
7. Exhaust gas flow lb/hr	984960**	1094400**	2210400**	2909530**
8. Exergy of exhaust (kW)	19867	31640	62242	77320
9. Combined cycle system - Type	N/A	STAG 206B STAG 406P	STAG 107E STAG 407E	PACE 5011
10. Bottoming rankine cycle output per one gas turbine (kW)	N/A	12240	24400	38317***
11. Combined system total output per one gas turbine (kW)	N/A	48100	99300	139727
12. Combined system fuel consumption rate (Btu/kWh)	N/A	8410*	8150*	7570*
13. Presented new bottoming cycle output (kW)	14678	23366	45965	5870
14. Combined system with presented new cycle output (kW)	47348	59226	120965	159980
15. Combined system with presented new cycle fuel consumption rate (Btu/kWh)	6668.8*	6830*	6690*	6611*
16. Bottoming cycle improvement ratio	N/A	1.910	1.892	1.529***
17. Combined cycle improvement ratio	N/A	1.231	1.218	1.145***
18. Thermal efficiency of combined system with presented new cycle	0.512	0.500	0.511	0.517

*To convert kJ - multiply by 1.504

**To convert kg - multiply by 0.45359

***Triple-pressure boiler in Rankine bottoming cycle

터빈 단 효율이 상대적으로 낮으므로 엔탈피 낙차를 작도록 설계 하고, 저압단에서 엔탈피 낙차가 크도록 설계할 필요가 있다⁴⁾. Table 2에 그 예를 제시하고 있다. Table 3, Table 4 는 Kalina⁴⁾가 설계한 시스템과 기존의

Rankine 사이클의 하부사이클로서의 성능과 복합발전 시스템을 구성하였을 때 전체효율과 출력을 계산하여 비교하고 있다.

Table 5. Results for an HRB with working fluid composition ranging from 0 (pure water) to 1 (pure ammonia).

X	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	
Q	44.04	47.06	49.45	51.36	52.89	54.07	55.07	55.92	56.64	57.29	57.70	MW
ΔT_{ec}	53.79	46.61	40.62	35.55	31.26	27.75	24.63	21.80	19.23	16.71	15.83	K
ΔT_{bo}	72.52	71.73	71.32	70.92	70.48	70.08	69.58	68.93	68.29	67.90	71.86	K
ΔT_{sh}	79.34	78.51	78.06	77.64	77.17	76.75	76.22	75.51	74.84	74.41	76.14	K
τ_{ec}	0.238	0.266	0.285	0.295	0.298	0.300	0.302	0.309	0.332	0.382	0.413	MW/K
τ_{bo}	0.314	0.352	0.386	0.415	0.441	0.456	0.465	0.466	0.452	0.416	0.288	MW/K
τ_{sh}	0.107	0.120	0.133	0.147	0.162	0.179	0.200	0.226	0.259	0.304	0.400	MW/K
$\tau/\tau_{O_{ec}}$	1	1.118	1.198	1.240	1.252	1.261	1.269	1.298	1.395	1.605	1.735	
$\tau/\tau_{O_{bo}}$	1	1.121	1.229	1.322	1.405	1.452	1.481	1.484	1.440	1.325	0.917	
$\tau/\tau_{O_{sh}}$	1	1.122	1.243	1.374	1.514	1.673	1.869	2.112	2.421	2.841	3.738	

5. NH₃H₂O 용 열회수 보일러

앞에서 언급하였듯이 Kalina 사이클을 이용할 때 최대 이득은 열회수보일러에서 발생하며, 주된 이유는 물과 암모니아를 작업유체로 사용하는데 있다. 이러한 이득은 혼합물의 특성에 맞도록 터빈, 펌프, 열교환기를 설계할 때 극대화된다. 특히 사이클 내의 열교환과정에 참여하는 대부분의 전열매체가 비공비혼합물이므로 응축 혹은 증발 과정에서 온도변화가 있다. 따라서 유용 에너지 손실을 줄일 수 있도록 대항류 열교환 방식을 채택하며, 핀치점 문제를 최소화하도록 특별히 주의하여야 한다. 비공비혼합물의 주된 특징은 등압증발과정에서 온도변화가 일어나며 이를 적절히 이용하여 두 열전달 매체간의 온도차(대수평균온도차)를 줄일 수 있다는 점에 있다. 대수평균온도차가 감소하면 일정 열량을 전열하는데 필요한 전열면적이 증가하며 이에 따른 경제적 비용이 증가하므로 열교환기의 최적설계는 Kalina 사이클의 실현에 있어서 중요한 문제가 된다.

Stecco와 Desideri¹¹⁾는 암모니아-물 혼합물이 작업유체인 HRB의 최적설계 연구를 위하여 암모니아 조성을 0에서 1까지 변화시키면서 열전달량을 계산한 바가 있다. Table 5는 암모니아 조성에 따라 변하는 전열량과 대수평균온도차를 나타낸다. 그들의 결과에 의하면 4000 kPa의 순수물이 298 K 과냉수에서 777 K 과열증기로 될 때까지 44 MW의 전열이 발생하였다. 이때 가스는 797 K에서 430 K까지 냉각되었으며, 4000 kPa의 70% 암모니아 수용액인 경우에는 56 MW의 열을 방열하고 329 K로 배출되었다. 이때 주의하여 관찰할 것은 저온 유체의 온도변화곡선(Fig. 9) 뿐만 아니라 열회수보일러의 예열기, 증발기, 과열기의 각 부에서 일어나는 전열량의 상대적 크기이다. 순수한 물을 사용할 때에는 예열기에서 12.8 MW, 증발기에서 23 MW, 과열기에서 8.5

MW의 전열이 이루어지고 각 부의 대수평균온도차는 53.8 K, 72.5 K, 79.3 K였으나, 70% 암모니아 수용액을 사용할 때에는 예열기에서 6.7 MW, 증발기에서 32 MW, 과열기에서 17 MW이며, 각 부의 대수평균온도차는 21.8 K, 68.9 K, 75.5 K였다. 예열기의 대수평균온도차의 감소량이 가장 크며 전열면적에서의 전열을 고려하면 대수평균온도차는 4 K 정도 감소하였다. 따라서 다른 조건이 모두 같다면 전열면적은 4배로 증가하게 된다. 그러나 물성의 변화에 따라 총합전열계수가 변하므로 좀더 자세한 분석이 필요하다. 전열량은 $Q=U \cdot S \cdot \Delta T/LMTD$ 로 표시되므로 전열량과 대수평균온도차의 변화는 곧 총합전열계수와 전열면적의 곱의 변화로 나타나며, 70% 암모니아 수용액을 사용할 때 순수물을 사용하는 것보다, 같은 조건 하에서, $\tau(=Q\Delta T/LMTD=U \cdot S)$ 는 예열기에서 29.8%, 보일러에서 48.8%, 과열기에서 11% 증가하였다.

유체의 전열계수 h_{in} 는 Nusselt수로부터 계산할 수 있으며, h_{in} 에 따라 총합전열계수 U 도 변한다.

$$U = \left[\frac{1}{h_o \epsilon_f} + \frac{S_{out}}{h_{in} S_{in}} + \sum \frac{S_{in} R_i}{S_i} \right]^{-1}$$

$$Nu = h_{in} d / k = C \cdot Re^a \cdot Pr^b$$

C, a, b는 유동상태와 관 내부의 열역학적 상태에 따른 상수이다. Reynolds 수와 Prandtl 수는 유체의 온도, 밀도, 열전도계수, 점성계수, 속도 그리고 관의 직경에 따라 다르다. 순수물 대신 70% 암모니아 수용액을 사용하면 밀도에 큰 변화가 있으며, 다른 전달물성도 함께 변하므로(70% 암모니아수용액의 점성계수가 순수물의 점성계수보다 훨씬 큰 반면에 혼합증기의 열전도계수는 증기의 열전도계수의 약 반 정도이다¹¹⁾) 열전달계수의

Table 6. Comparison of the results for a HRB with 70% NH₃H₂O and a HRB with pure H₂O.

Thermodynamic Properties of 70% NH ₃ H ₂ O					
P	T	h	s	v	M
kPa	K	kJ/kg	J/kgK	m ³ kg	kg/s
4076.	298.15	-75.7	238.	.0013	19.12
4000.	371.39	276.7	1292.	.0016	19.12
3832.	465.25	1956.1	5336.	.0510	19.12
3777.	777.15	2847.8	6809.	.0972	19.12
101.	328.59	64.2	214.	.8373	100.00
101.	386.39	131.6	402.	.9818	100.00
102.	656.79	452.8	1030.	1.6598	100.00
103.	797.15	623.4	1263.	1.9976	100.00
Thermodynamic Properties of Pure H ₂ O					
P	T	h	s	v	M
kPa	K	kJ/kg	J/kgK	m ³ kg	kg/s
4053.	298.15	108.6	369.	.0010	13.13
4000.	523.38	1083.3	2792.	.0013	13.13
3893.	521.76	2816.9	6114.	.0525	13.13
3854.	777.15	3462.8	7132.	.0909	13.13
001.	430.20	183.0	529.	1.0962	100.00
102.	538.38	311.0	794.	1.3687	100.00
102.	727.62	538.6	1155.	1.8426	100.00
		70% NH ₃ H ₂ O	Pure H ₂ O		
Heat Transfer Results					
Heat exchanged with gas		=	55.9	44.0 MW	
Heat exch. in economizer		=	6.7	12.8 MW	
Heat exch. in boiler		=	32.1	22.8 MW	
Heat exch. in superheater		=	17.1	8.5 MW	
Pinch point temp. difference		=	15.0	15.0 K	
Economizer temp. differences		=	30.4 - 15.0	132.0 - 15.0 K	
Boiler temp. differences		=	15.0 - 191.5	15.0 - 205.9 K	
Superheater temp. differences		=	191.5 - 20.0	205.9 - 20.0 K	
Heat transfer coeff. in EC		=	26.8	31.4 W/m ² K	
Heat transfer coeff. in BO		=	35.9	39.7 W/m ² K	
Heat transfer coeff. in SU		=	15.5	25.8 W/m ² K	
		Econ.	Boiler	Super.	
hin	70% NH ₃ H ₂ O	2606.	10000.	260.	W/m ² K
	Pure H ₂ O	7403.	10000.	1022.	W/m ² K
ht	70% NH ₃ H ₂ O	15109.	14349.	12639.	W/m ² k
	Pure H ₂ O	14976.	13978.	12397.	W/m ² K
hout	70% NH ₃ H ₂ O	34.9	40.7	47.3	W/m ² K
	Pure H ₂ O	36.7	46.9	54.5	W/m ² K
Heat transfer surface in EC		=	11530.	7562. m ²	
Heat transfer surface in BO		=	12901.	7860. m ²	
Heat transfer surface in SU		=	14479.	4115. m ²	

Table 6. continued.

Total heat transfer surface	=	38910.	19538. m ²
Pressure Drops			
Press. drop in EC cold side	=	76809.	52930. Pa
Press. drop in EV cold side	=	167915.	106901. Pa
Press. drop in SU cold side	=	54773.	8945. Pa
Press. drop in HRB cold side	=	299497.	198776. Pa
Press. drop in EC hot side	=	293.	240. Pa
Press. drop in EV hot side	=	552.	396. Pa
Press. drop in SU hot side	=	864.	300. Pa
Press. drop in HRB hot side	=	1709.	936. Pa
Exergetic Analysis			
Exergy from gas	=	25.7	22.8 MW
Exergy to mixture	=	19.7	18.5 MW
Exergy loss in economizer	=	.4	1.5 MW
Exergy loss in boiler	=	4.2	2.2 MW
Exergy loss in superheater	=	1.4	.7 MW
Exergy loss in exhaust	=	.3	3.1 MW
Boiler exergy loss	=	6.2	7.4 MW
Boiler exergetic efficiency	=	76.0	71.3 %

상당한 변화가 예상된다. 혼합물의 점성계수와 열전도 계수 계산을 위한 여러가지 식들이 제안되어 있으며 이에 관하여 Reid 등¹²⁾이 이론적인 해석을 한바 있으나 아직까지 실험자료는 충분하지 않다. 최근에 대체 CFC 연구의 일환으로 CFC, HFC, HCFC 계열 비공비혼합물에 대한 실험자료는 다수 발표되고 있으나 물과 암모니아 혼합물의 자료는 흔치 않아서 좀더 정확한 예측을 위한 실험연구가 필요하다. 고온가스측의 열전달 계수의 계산은 전열축진을 위해 사용한 핀의 영향때문에 복잡하다. 핀관의 기하학적 형상이 복잡하므로 이론적인 관계식을 제시하기는 쉽지 않다. 다만 중요한 형상조건인 관의 크기, 관의 간격, 핀의 크기, 간격 및 형상을 고려한 실험식을 이용하는 것이 최선이다. 집단핀관 주위를 고온가스가 지나가는 경우의 실험식은 Kroger¹³⁾, Vampola¹⁴⁾, Rohsenow 등¹⁵⁾ 등이 제시한 바 있다.

비공비혼합물을 사용하는 HRB 설계에서 특히 유의할 점은 HRB내에 기-액 드럼이 있어서는 안된다는 점이다¹¹⁾. 즉, 비공비혼합물은 기본적으로 저온증발성분(NH₃)과 고온증발성분(H₂O)이 섞여 있으며 (T-x 선도에서 예상하듯이) 액체상태의 혼합물이 가열되면 먼저 저온증발성분(NH₃)이 증발하여 액체는 고온증발성분(H₂O)이 농후하게 된다. 기체는 저온증발성분이 농후한 상태로 되며, 온도상승에 따라 액체의 저온증발성분이 감소하고, 증기의 저온증발성분의 비율도 감소하게 된

다. 이슬점 이상이 되면 초기조성의 증기혼합물이 된다. 이때 비등점에서 이슬점 사이 온도영역에서 기-액 드럼이 있으면 NH₃가 혼합물에서 분리되어 드럼 내에 H₂O만 축적된다. 이러한 현상을 방지하려면 HRB를 중간에 드럼이 없는 관류 보일러의 형태로 설계하여야 한다.

Stecco와 Desideri¹¹⁾는 이와같은 설계상의 주의점을 고려하여, 앞에서 기술한 운전조건 하에서, 70% 암모니아 수용액을 사용할 경우와 순수물을 사용할 경우를 계산하여 비교하였다. 열전달계수와 압력손실은 Vampola¹⁴⁾식을 이용하였으며, 70%암모니아 수용액의 전열계수는 10 kW/m²K로 고정하였으며, 핀관의 재료와 규격은 다음과 같다.

Table 6에서 결과를 보면 예열기, 증발기, 과열기의 면적이 각각 11530, 12901, 10478 m²으로 계산되어 비교적 고르게 배분되었으며 전체면적은 38910m²이다. 순수물의 경우에는 유속조건을 맞추기 위하여 관의 직경을 31.75 mm로 하고 종방향 관의 간격을 80, 횡방향 간격을 90 mm로 수정한 것 외에는 같은 조건 하에서 계산하였다. Table 6에서 보듯이 H₂O를 사용할 때 예열기 면적이 7562 m², 증발기는 7860 m², 과열기는 4115 m²이므로서 과열기의 면적이 나머지 두 영역의 반 정도이며 전체면적은 19538 m²이다. 이 면적은 70% 암모니아 수용액을 사용하는 HRB 전열면적의 약 반에 해

당한다. 그 이유는 전열량의 감소와 대수평균온도차의 증가 및 열전달계수의 증가에 따른 복합적인 결과이다. 압력손실은 70% 암모니아 수용액의 경우가 299.497 kPa로서 순수물을 사용할 때보다 1.5배 정도 크다.

유용에너지 손실을 보면 70% 암모니아 수용액이 612 MW로서 H₂O의 경우의 84% 정도이다. 유용에너지 손실의 배분을 보면 70% NH₃-H₂O의 경우 증발기와 과열기에서 전체손실의 73%가 발생하는 반면에 H₂O의 경우에는 39%가 증발기와 과열기에서 일어난다. 70% NH₃-H₂O HRB에서는 대부분의 열전달이 증발기와 과열기에서 일어났기 때문이다. 따라서 이 부분의 상대적 중요성이 H₂O HRB보다 크다고 하겠다¹¹⁾.

6. Kalina 사이클과 Rankine 사이클의 열역학적 성능 비교

복합발전시스템의 하부사이클로서 Kalina 사이클과 Rankine 사이클에 대한 비교연구는 Kalina⁴⁾, El-Sayed and Tribus¹⁶⁾와 Park and Sonntag¹⁷⁾ 등에 의하여 수행된 바 있다. 두 시스템의 성능을 비교하려면 같은 열적 조건하에서 각 시스템이 최적화된 상태에서 비교함이 합리적이므로 Park and Sonntag¹⁷⁾은 Table 7의 열적 조건을 이용하여 분석하였다. Kalina 사이클에 대한 열역학적 해석을 하려면 열역학적으로 일관성있게 계산된 암모니아-물/증기 혼합물에 대한 열역학적 물성이 필

요하다¹⁸⁾. 뿐만 아니라 증기 Rankine 사이클과는 달리 열역학 제 1법칙, 제 2법칙, 질량 평형 계산과 함께 작업유체의 기-액 평형계산을 무수히 반복하여야하므로, 계산이 복잡하고 장시간을 요하여, 전산해석이 필수적이다. 해석에 있어서 터빈 입구에서의 질량유량과 조성, 분리기 입구에서의 온도, 압력, 조성을 알면 기액평형 조건과 질량 및 에너지 방정식으로부터 증류-응축부 (DCSS)내 각 점에서의 조성과 유량을 계산할 수 있다. 특히 "핀치점"에서는 기액 혼합물과 순수증기 혹은 순

Table 7. Thermodynamic constants for the comparison of the Kalina and the Rankine cycle in connection with a combined power plant.

Exhaust gas temperature	538. C	
Cooling sink temperature	12.7 C	
Pinch point temperature difference	14. C	
Exit gas temperature	28. C	
Condensing water outlet temperature	24. C	
70% NH ₃ /H ₂ O condensing temperature	16. C	
	Rankine	Kalina
Turbine inlet pressure	1.4.	11. MPa
Turbine back pressure	0.3	0.48 MPa
Turbine 1st law efficiency	86.5	86.5 %

Table 8. Definitions of efficiency for the comparison of thermodynamic performance.

Available energy	$\phi \equiv (h - h_0) - T_0(s - s_0)$ $\phi = C_p(T - T_0) - T_0 C_p \ln \frac{T}{T_0}$ with constant heat capacity and pressure
Definition of efficiency	
Boiler efficiency	
1st law efficiency	$\eta_{boiler I} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{amb}}$
2nd law efficiency	$\eta_{boiler II} = \frac{(h_{in} - h_{out}) - T_{amb}(s - s_{out})}{(h_{in} - h_{amb}) - T_{amb}(s - s_{amb})}$
Cycle efficiency	
1st law efficiency	$\eta_{cycle I} = \frac{\text{work output}}{\text{heat gain in boiler}}$
2nd law efficiency	$\eta_{cycle II} = \frac{\text{work output}}{\text{available energy gain in boiler}}$
Bottoming system	
1st law efficiency	$\eta_{sys I} = \eta_{boiler I} \times \eta_{cycle I}$
2nd law efficiency	$\eta_{sys II} = \eta_{boiler II} \times \eta_{cycle II}$

Table 9. Comparison of available energy loss in components and turbine work.

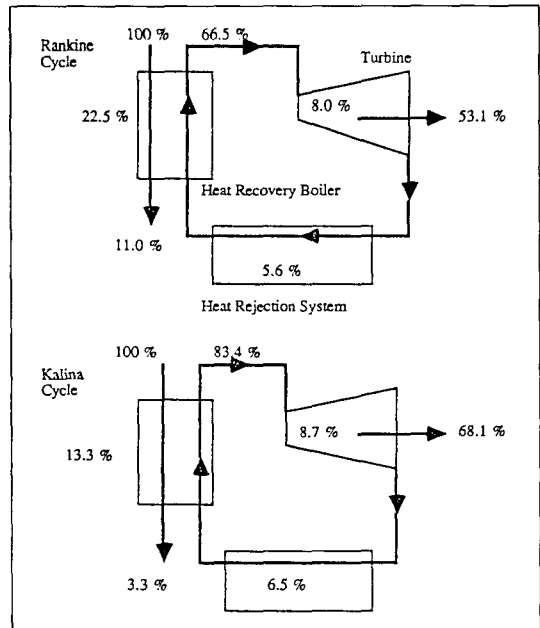
Component	Rankine cycle		Kalina cycle	
	Loss (kJ/kg gas)	%	Loss (kJ/kg gas)	%
Boiler	53.2	22.5	31.5	13.3
Exhaust gas	26.0	11.0	7.7	3.3
Turbine	18.7	8.0	20.8	8.7
Heat rejection	13.3	5.6	15.4	6.5
Turbine work	125.7	53.1	161.4	68.1
Total	236.9	100.0	236.9	100.0

Table 10. Comparison of the efficiencies of the Kalina cycle and the Rankine cycle.

Efficiency	Rankine cycle %	Kalina cycle %
η_{sys} I	23.0	29.5
η_{cycle} I	31.0	34.0
η_{boiler} I	76.0	86.6
u_{sys} II	53.0	68.1
η_{cycle} II	79.7	81.6
η_{boiler} II	66.0	83.4

수액체 사이에 전도현상이 생기지 않도록 열역학 제 2 법칙을 적용할 때 신중히 계산하여야 한다.

Table 7, 8에서 제시한 열적 조건과 해석방법에 근거하여 계산한 결과는 Table 9, 10 그리고 Fig. 11과 같다. 열회수 보일러에서 상부사이클로부터 회수되는 유용에너지는 고온가스 열원이 가진 유용에너지를 100%로 할 때, Kalina 사이클의 경우에는 83%가 회수되며, Rankine 사이클의 경우에는 66%가 회수된다. 여기서 약 17%의 열역학적 이득이 발생한다. 터빈 및 응축기, 혹은 열-동력부와 증류-응축부에서의 유용에너지 손실은 Kalina 사이클에서 더 크다. 이는 Kalina 사이클 시스템의 복잡성과 작업유체의 특성에 기인한다. 그러나 Table 9에서 보듯이 그 손실량이 Rankine 사이클에 비하여 심각하게 크지 않으므로 유용에너지의 이용 측면에서 전체적으로 15% 정도 우수하며, 단순한 열효율을 비교하더라도 5% 정도 개선된다. 위의 비교는 순수하게 열역학적인 해석에만 근거하였으므로 NH_3-H_2O 혼합물의 전열 특성에 관한 연구와 경제적인 측면의 연구를 보충할 필요가 있으며, 최적설계는 이러한 연구에 기초하여 이루어져야한다¹⁷⁾.

**Fig. 11. Comparison of available energy loss in components and turbine work of the Kalina cycle and the Rankine cycle as a bottoming plant.**

7. Canoga Park의 Kalina 사이클 발전소

Kalina 사이클 실험 발전소는 1986년 Kalina와 Tribus가 건설계획을 발표한⁹⁾ 후 1987년 10월에 시작되어 4년 후인 1991년 가을, 캘리포니아 로스앤젤레스 근처 Canoga Park에서 완공되었다. Panoga Park에는 Rockwell International의 Rocket Division에서 운영하는 미국 에너지성의 에너지 연구센터 ETEC (Energy Technology and Engineering Center)가 있으며 ETEC에 있는 SCTI (Sodium Composition Test Institute)로부터 고온의 배기가스를 얻을 수 있기 때문이다. 이 배기가스가 하부사이클로서 Kalina 사이클을 시험하기에 적합한 열원이 되므로, SCTI 시험 때에만 Kalina 사이클 운전 시험이 가능하다는 불편한 점이 있으나, Exergy Inc.는 이곳에 경제적 비용을 최소화한 Kalina 사이클 실험 발전소를 건설할 수 있었다¹⁰⁾. 예비운전을 거친 후 1991년 12월 10일, 터빈은 생략하고 터빈 출구 상태를 인위적으로 조성하여 초기시험을 수행하였다¹⁰⁾.

Fig. 12는 Canoga Park에 설치된 Kalina 사이클의 작동선도를 도시하고 있다. 열회수를 효과적으로 하기 위하여 응축기 1(CD 1)의 응축액을 2차에 걸쳐 분리-합류시키는 공정을 취하고 있다. 그 후의 과정은 Fig. 8과 같다. Fig. 12상에 있는 RC 2와 MXR 3의 실제과정은

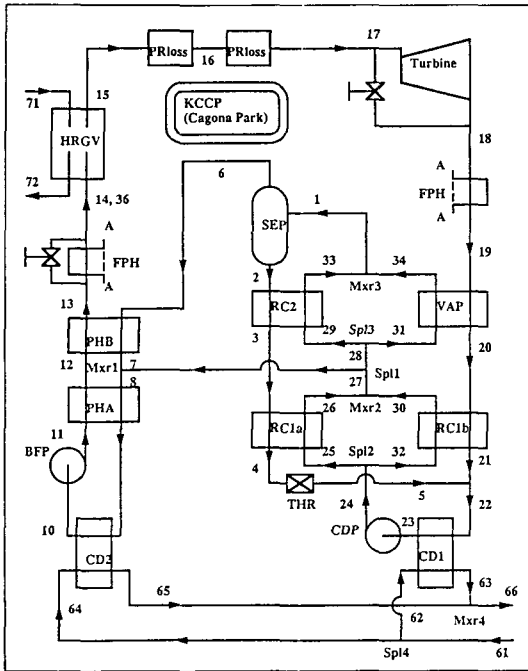


Fig. 12. A schematic flow diagram of the Kalina cycle implemented at Canoga Park, Calif., USA.

분리탑(SEP)내에서 이루어지며, 나머지 불력을 구현하는 전열용 배관, 코일, 분사 노즐 등도 고압탑과 저압탑 내에 장치되어 있다¹⁰⁾.

Exergy Inc.에서 발표한 시험결과는 Table 11과 같다. Exergy Inc.에서 설계한 KCS1D2, KCS6D2, KCSC8D3 세가지 시험 사이클을 각각 ABB13E 가스터빈 및 GE 70001F 가스터빈과 조합한 복합발전소의 성능을 시험하여, 2단압축 Rankine 사이클과 3단압축 Rankine 사이클을 동일한 가스터빈과 조합한 복합발전소의 성능과 비교하였다. ABB13E 가스터빈/Kalina 사이클 복합발전소의 전체효율이 52.15~54.14% 일 때 ABB13E 가스터빈/2단Rankine 사이클 복합발전소의 효율은 50.28%로서 2~4%의 효율 증가가 있었으며, GE70001F 가스터빈/Kalina 사이클 복합발전의 전체효율이 52.15~54.14 일 때 GE70001F 가스터빈/3단Rankine 사이클 복합발전소의 효율은 50.28%로서 역시 2~4% 효율이 증가하였다. 상부사이클에서 공급되는 배기가스의 유용 에너지를 하부사이클에서 유효하게 이용하는 정도를 나타내는 2법칙 효율을 비교하면 Kalina 복합발전소가 두 경우 각각 증가량 8~23%, 15~28% 정도로, 월등히 우수하였다.

8. Kalina 사이클 발전소 설계의 애로기술

앞에서 살펴본 것처럼 각종 연구와 시험 과정을 통하여 Kalina 사이클이 기존의 Rankine 사이클보다 우수함이 입증되고 있다. 그러나 Kalina 사이클 발전소를 현장에서 실현·발전시키기 위해서는 아직까지 완전히 입증된 기술이 아니라 시험중인 기술이라는 점과 함께 몇 가지 예상되는 애로점을 지적할 수 있다. Marston¹⁰⁾이 지적한 애로점은 다음과 같다. 첫째 문제는 작업유체와 사용재료사이의 상용성(material compatibility) 문제이다. 암모니아는 구리성분을 포함하는 합금과 반응하여 재료의 부식을 유발하므로 각종 장치를 철이나 강철로 하여야 하며, 고온에서는 스테인리스 강철을 사용하여야 한다. 앞으로 각종 운전경험을 통하여 각 요소마다 적절한 재료를 선정하여야 하는 문제점이 남아 있다. 강철이 500~540°C 에서 암모니아에 노출되면 질화작용에 의하여 경화 및 내마모성 코팅 현상이 일어난다. 그러나 이 질화작용이 일어나려면 반응이 일어날 수 있는 충분한 시간이 확보되어야 하므로 암모니아 유량이 매우 적어야 한다는 문제가 있다. 기존의 여러가지 국소유량시험에서는 질화현상이 발생하지만 실제시스템에 사용되는 유량에서는 질화현상이 사라진다는 사실이 확인되고 있다. 따라서 매우 제한적인 질화현상이 발생한다. 두번째 문제는 암모니아의 열분해 문제이다. 고온에서 암모니아는 열분해 되므로 운전 중 분해속도에 따라 암모니아를 보충하고 분해과정에서 생기는 불응축 가스를 제거할 필요가 있다. 1991년 12월 시험에서 추출한 표본증기를 조사한 결과 25 ppm의 자유수소가 검출된 바 있다. 세번째는 암모니아의 안전도이다. 암모니아는 유독가스이므로 인체에 영향을 주지 않도록 사용에 주의하여야 한다. 다행히 암모니아는 쉽게 감지할 수 있으며 물에 잘 녹는 가스이므로 취급이 용이하며, 냉동 및 화공산업에서 이미 오래동안 사용되어 왔으므로 충분한 경험이 축적되어 있다. 따라서 적절한 안전조치만 추가하면 산업용 이용에 있어서 심각한 제한은 없을 것이다. 이외에 시험과정을 거치면서 여러가지의 문제점이 제기되리라 생각되며 이를 해결하기위한 꾸준한 연구가 필요할 것으로 예상된다.

9. 결 론

복합발전시스템의 하부사이클로서 암모니아-물/중기 혼합물을 작업유체로 사용하는 Kalina 발전사이클을 소개하였다. Kalina 사이클은 1979년 부터 Exergy Inc.에서 본격적으로 연구되어 1982년 Kalina가 자신의 이름을 따 "Kalina 사이클"이라고 명명한 새로운 사이클로서 Rankine 사이클 이후 열역학의 원리에 입각한

Table 11. Test results of Exergy Inc.'s December 10, 1991, test.

ABB 13E Gas turbine	Rankine cycle 2pressure level	KCS1D2	KCS6D2	KCSC8D3
Bottoming cycle output(MW)	74.00	82.03	88.35	90.62
Bottoming cycle thermal efficiency	30.58	33.88	36.51	37.39
Bottoming cycle 2nd law efficiency	65.19	73.14	78.73	80.38
Improvement ratio	1.00	1.08	1.19	1.23
Combined cycle output(MW)	216.17	224.20	230.52	232.79
Combined cycle thermal efficiency	50.28	52.15	53.62	54.14
GE 70001F Gas Turbine	3pressure level	KCS1D2	KCS6D2	KCS8D3
Bottoming cycle output(MW)	78.30	90.19	97.91	99.92
Bottoming cycle thermal efficiency	30.70	35.50	38.53	39.08
Bottoming cycle 2nd law efficiency	63.96	73.67	79.88	80.68
Improvement ratio Kalina/Rankine	78.30	90.19	97.91	99.92
Bottoming cycle thermal efficiency	30.70	35.50	38.53	39.08
Bottoming cycle 2nd law efficiency	63.96	73.67	79.88	80.68
Improvement ratio Kalina/Rankine	1.00	1.15	1.25	1.28
Combined cycle output(MW)	237.12	248.12	255.89	257.90
Combined cycle thermal efficiency	53.41	55.91	57.65	58.10

직경, D=40.64 mm	단위 길이당 핀 수, R=236/m	핀의 높이, h=20 mm
핀의 두께, d=1.5 mm	핀형상=성층형(staggered)	재료=강철
종방향 관 사이 간격=90 mm	횡방향 관 사이 간격=100 mm	

효율개선 연구의 새로운 방향을 제시하고 있다.

Kalina 사이클은 크게 열-동력부와 증류-응축부의 두 개의 부시스템으로 구성되어 있으며 (1) 증발기와 터빈을 거치는 작업유체는 휘발성 조성(암모니아)의 농도가 높아 비등온도의 변화폭이 크며, 조성을 조절하면 HRB에서 현열과 유사한 온도선을 얻을 수 있도록 (2) 터빈출구와 응축기 사이에서 작업유체를 예열하는 동안 배열이 충분히 회수되도록 (3) 응축기에서 작업유체는 고온 증발분(물)의 조성이 높아서 온도변화폭이 작도록 설계하여 열회수보일러에서 현열을 효과적으로 회수하여 동력으로 전환하도록 하였다.

실험 발전소 시험결과 가스터빈/Kalina 사이클 복합 발전소의 전체효율이 가스터빈/2단 혹은 3단 Rankine 사이클 복합발전소의 효율보다 2~4% 우수하며, 상부 사이클에서 공급되는 배기가스의 유용에너지를 하부 사이클에서 유효하게 이용하는 정도를 나타내는 2법칙 효율을 비교하면 Kalina 사이클이 Rankine 사이클보다 8~28% 정도 높은 효율로 에너지변환을 하고있다.

Kalina 사이클이 Rankine 사이클보다 우수함이 각종 연구와 시험을 통하여 입증되고 있으나 Kalina 사이클

발전소를 현장에서 실현 발전시키기 위해서는, 아직까지 완전히 입증된 기술이 아니라 시험중인 기술이라는 점과 함께 작업유체와 사용재료사이의 상용성(material compatibility), 암모니아의 열분해 및 암모니아의 안전도와 열교환기 설계기술 등을 애로기술로 지적할 수 있다.

Kalina 사이클은 아직까지 시험중인 기술이지만, 열병합발전에까지²⁰⁾ 응용분야가 확대되고 있으며, 에너지 효율 측면에서 매우 우수한 발전 사이클이므로, 미국에서는 Exergy Inc.를 중심으로 활발히 연구개발되고 있는 신발전기술이다. 이러한 연유로 Kalina 사이클에 대한 연구결과의 공개가 매우 제한적이어서 오히려 Kalina 사이클에 대한 연구개발이 저해되는 면도있다. 첨두부하(Peak load) 문제를 생산측면에서 대체하는 방안의 하나로 운전기동성이 우수한 가스터빈시스템을 상부사이클로 사용하는 복합발전시스템과 에너지를 효율적으로 이용하는 열병합발전소의 수요가 증가하고있으며, 에너지및 환경 차원에서 폐열회수에 대한 필요성이 강조되고있는 국내에서도 발전시스템의 하부사이클로서 Kalina 사이클에 대한 연구가 활발히 이루어지기를 기대한다.

참고문헌

1. Kehlhofer, R. *Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*, The Fairmont Press Inc., 1 (1991).
2. Foster-Pegg, R. W., "Steam Bottoming Plants for Combined Cycles", ASME Trans., J. of Engineering for Power, **100**, April, 203 (1978).
3. Kalina, A. I., U. S. Patent 4345561, 31 st August (1982).
4. Kalina, A. I., "Combined Cycle System With Novel Bottoming Cycle", ASME Tras., J. of Engineering for Gas Turbines and Power, **106**, 737 (1982).
5. Park, Y. M., "A Generalized Equation of State Approach to The Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures with Applications", Ph. D. Thesis, Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics, The University of Michigan, U.S.A. (1988).
6. Van Wylen, G. J. and Sonntag, R. E., *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3rd ed. John Wiley & Sons (1986).
7. Atwood, T., "The ABCs of NARBs (Nonazeotropic Refrigerant Blends)", ASHRAE Technical Data Bulletin: Advances in Nonazeotropic Mixtures Refrigerants for Heat Pumps, 3 (1985).
8. Milora, S. T. and Tester, J. W., "Geothermal Energy as a Source of Electric Power: Thermodynamic and Economic Design Criteria", MIT Press (1986).
9. Radremacher, R., "Thermodynamic and Heat Transfer Implications of Working Fluid Mixtures in Rankine Cycles", Int. J. Heat and Fluid Flow, **10**(2), 295 (1989).
10. Marston, C. H., "Development of the Adjustable Proportion Fluid Mixture Cycle", Mechanical Engineers, Sept. 76 (1992).
11. Stecco, S. S. and Desideri, U., "Consideration on the Design Principles for a Binary Mixture Heat Recovery Boiler", ASME Trans. J. of Engineering for Gas Turbines and Power, **114**, 701 (1992).
12. Reid, R., Prausnitz, J., and Poling, B., *The Properties of Gases and Liquids*, 4th ed., McGraw-Hill, New York (1987).
13. Kloger, D. G., "Performance Characteristics of Industrial Finned Tubes Presented in Dimensional Form", Int. J Heat and Mass Transfer, **29**(8), 1119 (1986).
14. Vampolar, I., "Generalization of Heat Transfer and Pressure Drop Relationships for Gas Flow Across a Bundle of Finned Tubes", Heat and Mass Transfer, **1**, 295 (1965).
15. Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., and Ganic, E. N., *Handbook of Heat Transfer Applications*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York (1985).
16. El-Sayed, Y. M. and Tribus, M., "A Theoretical Comparison of The Rankine and Kalina Cycle", ASME Publication, AES-Vol. 1.
17. Park, Y. M. and Sonntag, R. E., "A Preliminary Study of the Kalina Power Cycle in Connection with a Combined Cycle System" Int. J. Energy Research, **14**, 153 (1990).
18. Park, Y. M. and Sonntag, R. E., "Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures: A Generalized Equation of State Approach" ASHRAE Trans., **96**(1), 3319 (1990).
19. ASME, Mechanical Engineering, "Tech News: First Kalina Cycle Plant Planned" 71, April (1986).
20. Olson, E., Desideri, U., Stecco, S.S., and Svedverg, G., "An Integrated Gas Turbine-Kalina Cycle for Cogeneration", ASME Paper No. 91-GT-202.