

수정된 재생사이클 가스터빈의 설계 및 부분부하 성능해석

황성훈* · 김동섭**

Analysis of Design and Part Load Performance of a Modified Regenerative Cycle Gas Turbine

Sung Hoon Hwang*, Tong Seop Kim**

Key Words : Modified regenerative cycle gas turbine(수정된 재생사이클 가스터빈), Design(설계), Part load(부분부하), Single shaft(단축), Two shaft(분리축), Variable speed(가변회전수)

ABSTRACT

Characteristics of a Modified regenerative cycle gas turbine has been investigated. In the cycle, the turbine expansion is divided into two parts and the regenerator locates between them. Two types of mechanical design are assumed : two-shaft and single-shaft. In particular, optimal pressure ratio division between the high and low pressure turbines is evaluated for the single shaft configuration. The part load analyses have been carried out with the aid of off-design models. In addition to the general fuel only control, a variable speed control is assumed as the part load operating strategy of the single shaft configuration. Obvious advantage with the alternative cycle is observed in the variable speed operation of the single shaft design.

1. 서론

최근 다양하게 적용이 가능한 재생사이클 가스터빈에 대해 관심이 높아지고 있으며 특히 대표적인 재생사이클 가스터빈으로 마이크로 가스터빈이 사용되고 있다. 현재의 마이크로 가스터빈은 효율이 대체로 30% 정도이며, 40%대의 마이크로 가스터빈 개발 목표를 위하여 재생기의 연구 개발에 많은 노력을 쏟고 있다.⁽¹⁾

특히 분산발전시스템에 대한 중요성이 부각됨에 따라 효율은 35~40%, 출력은 MW급의 중소형 가스터빈의 수요가 늘어나고 있어 재생사이클 가스터빈의 개발 노력이 증가할 전망이다. 재생사이클 가스터빈에서는 재생 열교환 과정의 최적화가 중요하며, 이러한 노력

의 일환으로 재생사이클을 개선하려는 이론적 시도들도 이루어지고 있다. 그 중 하나로써 터빈 팽창과정으로 나누어 그 사이에 재생열교환기를 위치시키는 수정된 재생사이클이 제안된 바 있다. Fig. 1에 기존 재생사이클과 수정된 재생사이클의 온도-엔트로피 선도를 나타내었다. 1990년대 중반에 Facchini⁽²⁾가 설계성능을 분석하였고, Facchini 와 Sguanci⁽³⁾가 부분부하성능을 도출하였다. 높은 압력비에서도 재생사이클이 가능하며, 효율 증가를 위해서는 기존 재생사이클을 변화시켜야한다. 따라서 분리축(항공용)가스터빈은 축이 기계적으로 두개로 분리되어있기 때문에 재생열교환기를 삽입하는데 적합하다는 결론을 도출하였다. Cardu 와 Basica⁽⁴⁾은 설계성능과 수정된 재생사이클이 기존의 재생사이클보다 효율이 좋음을 보였지만 해석 대상을 이상적 사이클로 제한하였기 때문에 일반적인 결과를 도출하지 못하였다. Dellenback⁽⁵⁾은 동일한 사이클

* 인하대학교 대학원 기계공학부

** 인하대학교 기계공학부

E-mail : kts@inha.ac.kr

로 설계성능을 분석하였으며, 파라메트릭 해석을 하였다. 수정된 재생사이클은 기존의 재생사이클 보다 최대 효율이 높은 압력비에서 최적화된다는 결과를 언급했다. 그러나 단순화된 물성치를 사용했기 때문에 정량적 비교에 한계가 있다. Elmegaard 와 Qvale⁽⁶⁾은 다양한 물성치를 이용하여 실제적인 분석을 하였고 수정된 재생사이클은 설계변수의 제한된 범위에서 유리함을 보였다.

최근 위에서 언급한 것처럼 수정된 재생 사이클이 연구되고 있지만 터빈 팽창과정을 둘로 나눈다는 개념은 여러 논문 이전에 문헌⁽⁷⁾에서 처음으로 언급되었다.

가스터빈은 운전시 상당부분 부분부하에서 작동하기 때문에 설계성능뿐만 아니라, 부분부하 성능도 관심을 가져야 한다. 본 연구에서는 수정된 재생사이클의 설계 및 부분부하성능을 분석하고 다양한 관점에서 장단점을 요약하며, 종합적인 정보를 제공하는 것을 목적으로 한다. 가스터빈의 설계형식에 따라 다양한 설계 방식을 정량적으로 현실적인 고려를 하였으며, 부분부하성능을 예측하여 기존의 재생사이클의 부분부하성능과 비교하였다.

2. 설계점 성능해석

2.1. 해석방법

기존의 재생사이클에 대해서는 단축형태를 적용하였고 수정된 재생 사이클은 단축과 분리축 형태를 모두 고려하였다. 단축설계에서는 중간 압력(P_5)을 임의로 선택하였으며, 최대 효율을 얻기 위해서는 최적화되어야 한다. 수정된 재생사이클 가스터빈의 출력 및 효율은 다음과 같이 표현된다.

Two shaft :

$$\dot{m}_g \cdot (h_4 - h_5) = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1) / \eta_m, \quad (1)$$

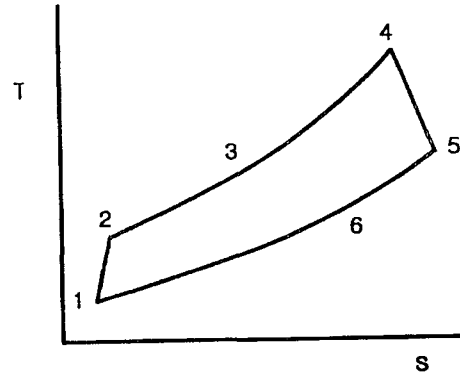
$$\dot{W}_{net} = \dot{m}_g \cdot (h_6 - h_7) \cdot \eta_m \cdot \eta_{gen}$$

Single shaft :

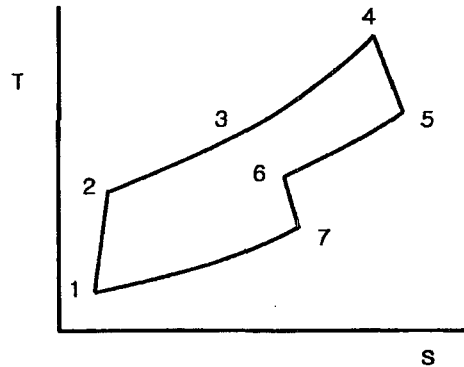
$$\dot{W}_{net} = [\dot{m}_g \cdot \{(h_4 - h_5) + (h_6 - h_7)\} - \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1) / \eta_m] \cdot \eta_{gen} \quad (2)$$

$$\text{Thermal efficiency} : \eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f \cdot LHV_f} \quad (3)$$

터빈입구온도(T_4)는 1100K에서 1500K로 하였으며,



(a) conventional cycle



(b) alternative cycle

Fig. 1 Temperature entropy diagrams of conventional and alternative recuperated cycles

다음과 같은 압축기 및 터빈의 폴리트로픽 효율⁽⁸⁾을 사용하였다. 엔진의 설계효율에서의 압력비에 대한 영향이 고려되었다.

$$\eta_{pc} = 1 - [0.15 + (r - 1) / 90] \quad (4)$$

$$\eta_{pt} = 1 - [0.10 + (r - 1) / 180] \quad (5)$$

고온에서도 견딜 수 있는 터빈 블레이드 및 재생기 재질에 대한 연구⁽¹⁾가 진행되고 있으며 실용화될 것이라 판단되어 터빈 냉각은 고려하지 않았다. 압축기 입구조건은 101.3kPa, 288.15K로 하였으며 재생기 효율은 온도효율 0.85로 가정하였다. 각 구성부(입·출구덕트, 재생기, 연소기)의 압력손실은 1~4%로 주었으며 기계효율 및 발전기 효율은 98, 93%로 가정하였다.

Fig. 2 와 Fig. 3에 수정된 재생사이클과 기존 재생사이클의 터빈입구온도와 압축기 압력비에 따른 효율과 출력의 변화를 비교하였다. 터빈입구온도가 낮을

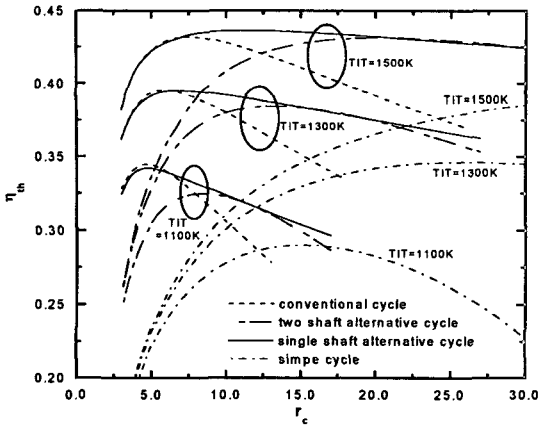


Fig. 2 Thermal efficiency vs compressor pressure ratio

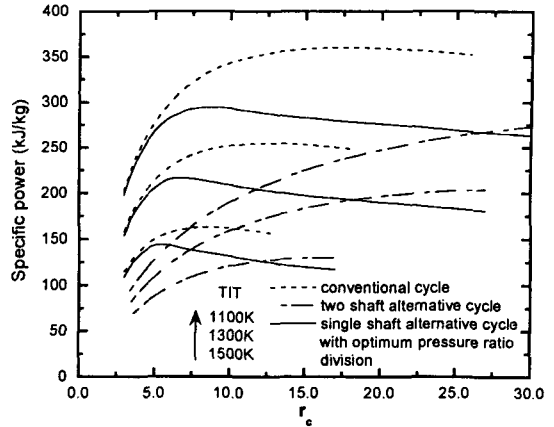


Fig. 3 Specific power vs compressor pressure ratio

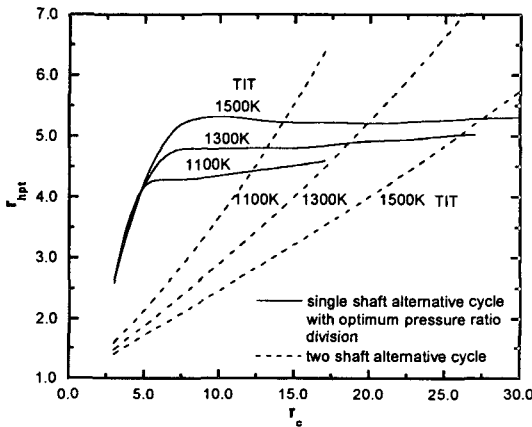


Fig. 4 Optimal pressure ratio of the high pressure turbine

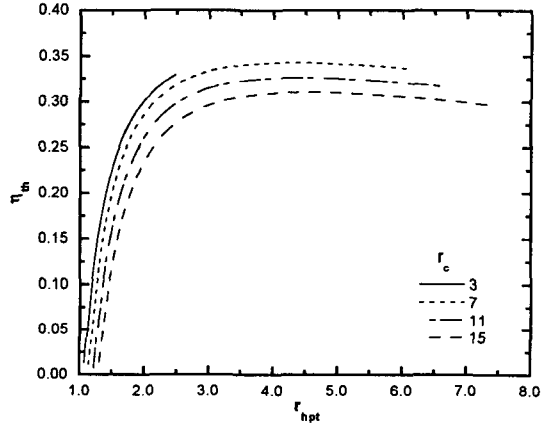


Fig. 5 Examples of dependence of thermal efficiency of the single shaft on the pressure ratio setting of the high pressure turbine (TIT=1100K)

때 최고효율은 수정된 재생사이클에서 다소 낮은 것으로 분석되었으나 온도가 높을수록 차이는 크지 않다. 일반적으로 동일한 압축기 압력비에서는 수정된 사이클의 출력은 기존 재생사이클에 비하여 상당히 작다. 그러나 최적 효율에서의 출력은 기존 재생사이클과 차이가 크지 않다. 수정된 단축 재생사이클에서는 압축기 압력비별로 최적화된 터빈 팽창비 분리에 기초한 최적 설계점들의 성능을 도시하였다. 기존 재생사이클의 최적 효율의 압축기 압력비까지는 유사한 효율을 가지며, 그 이상 압력비에서는 더 높은 효율을 갖는다.

Fig. 4는 각 압력비에 따라 고압터빈 팽창비의 변화를 나타냈다. 수정된 단축 재생사이클은 Fig. 2, 3의 결과를 이용하여 최적화된 터빈 팽창비를 나타냈고, 비교를 위해 분리축 터빈 팽창비를 도시하였다. 분리축인 경우 압축기 압력비가 증가 할수록 압축기 일이 증가하기 때문에 고압터빈 팽창비가 증가한다. 만약 터

빈 팽창비를 임의적으로 나눌 수 있다면 재생기 입구 온도를 높게 유지할 수 있어 재생사이클의 효과를 높일 수 있지만 고압터빈의 일이 줄어들어 출력이 줄어드는 단점이 있다. Fig. 5는 고압터빈 팽창비에 따른 열효율을 나타내었다. 고압터빈의 최적 팽창비는 어느 정도 압축기 압력비일때 까지 증가한다. 그때까지는 기존의 재생사이클이 최적화된 방법이다. 그 압축기 압력비를 넘어서면 최고 효율에 대한 최적 팽창비가 존재한다. Fig. 4와 같이 고압터빈의 최적 팽창비는 전체 압축기 압력비에 대해 거의 일정한 값을 갖는다. Fig. 5에서 보듯 열효율은 고압터빈 팽창비에 따라 최적 효율점 부근에서 변화가 크지 않다. 이러한 작은 터빈의 팽창비를 정할 때 유연성을 가진다. Fig. 6에는 세 가지 형태의 재생사이클의 압축기 압력비에 따른

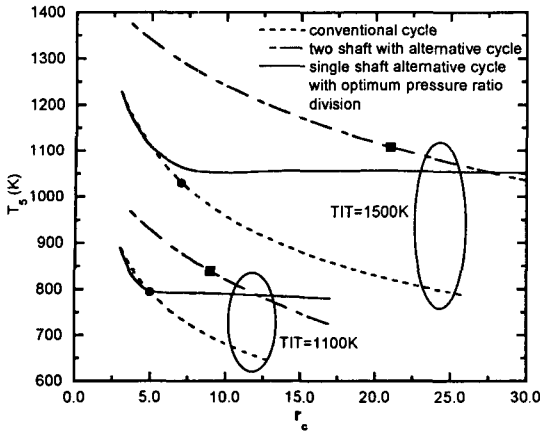


Fig. 6 Recuperator inlet temperature

재생기 입구온도의 변화를 나타내었다. 압축기 압력비가 증가할수록 기존 재생사이클과 수정된 분리축 재생사이클의 재생기 입구온도(T_5)는 낮아진다. 반면에 최적화된 수정된 단축 재생사이클은 초기에는 감소하다가 높은 압력비에서는 일정하게 유지된다. 이것은 Fig. 4에서 보듯 고압터빈 팽창비가 일정하게 유지되기 때문이다. 기존 재생사이클과 수정된 분리축 사이클에 대해 최대 효율점을 표시하였다. 최대 효율점에서 분리축 설계는 기존 재생사이클 설계보다 재생기 입구온도가 50~100℃ 높게 요구된다.

수정된 재생사이클의 터빈 팽창비를 분리축으로 설계하면 최적 효율과 출력이 기존 재생사이클에 비해 감소하는 단점이 있다. 이러한 분리축은 높은 압력비의 항공용 엔진을 개조한 엔진이 적용 가능하다. 항공용 엔진은 기계적으로 축이 분리되어 있으므로 재생기를 설치하기에 용이할 수 있다. 터빈 팽창비를 최적화한 단축 설계는 보다 넓은 압축기 압력비 설계범위에서 기존 재생사이클과 비교하여 효율이 유사하거나 높았다. 또한 출력의 감소를 완화시켰으며 재생기 입구온도가 기존 재생사이클과 유사하게 나타났다. 따라서 열역학 관점에서 볼 때 최적 터빈 팽창비로 설계된 수정된 단축 재생사이클이 분리축에 비해 유리하다.

3. 부분부하 성능해석

3.1. 해석 내용

기존 단축 재생사이클과 수정된 분리축 및 단축 재생사이클에 대해 부분부하 운전 방법에 따라 비교, 분석하였다. 부하변화에 따라 가장 간단한 제어방법은

연료만의 제어(fuel only control)이다. 재생사이클 성능측면에 중요한 요소는 고온가스의 배기열을 회수하는 재생기이다. 따라서 부분부하 운전시에도 재생기의 열역학적 효과를 충분히 활용하는 것이 중요하다. 즉 압축기 공기유량을 조절하여 재생기 입구온도를 가능한 높게 유지하는 것이 유리하다. 이러한 압축기 공기유량 조절은 복합발전, 열병합발전, 재생사이클에서도 부분부하시 효율이 높게 유지된다.⁽⁹⁻¹²⁾ 단축엔진에서는 가변입구안내깃(Variable Inlet Guide Vane, VIGV)운전과 가변회전수(variable speed)운전 방법을 이용하여 압축기 공기유량을 조절할 수 있다. 이상적으로는 두 가지 방법이 부분부하시 효율이 비슷하지만 가변입구안내깃 운전은 압축기 효율이 떨어지기 때문에 가변회전수 운전보다 열효율 상승효과가 작고 유량을 줄이는데 한계를 가지고 있다.⁽¹²⁾ 최근 마이크로 가스터빈뿐만 아니라 중소형 가스터빈에서도 가변회전수 운전이 증가하고 있다. 디지털출력제어(digital power control)를 이용하여 발전기에서 발생하는 교류전류를 직류로 변환한 뒤 최종적으로 교류로 전환하여 공급하는 장치로 엔진 동력축이 가변회전수로 작동하게 하기 위함이다. 이러한 가변회전수 운전은 부분부하 열효율이 좋은 장점이 있다. 분리축으로 설계된 가스터빈은 다양한 압축기 회전수에서 운전한다. 그러므로 부분부하시 터빈 출구 온도가 높게 유지되기 때문에 배기열 회수가 유리하다.^(9,11)

연료만의 제어와 가변회전수 운전을 기존 단축 재생사이클과 수정된 단축 재생사이클에 적용하였다. 또한 분리축 수정된 재생사이클도 부분부하 운전특성을 분석하였다. 단축에서의 가변회전수 운전은 열회수 효과를 최대화하기 위해 재생기 입구온도(T_5)를 설계값으로 유지시키는 것을 모사하였다. 해석의 내용을 Table 1에 요약하였다. 비교를 위해 터빈입구온도 1100K, 압력비는 기존 재생사이클은 4.3, 수정된 재생사이클은 10.0으로 최대효율에서의 압력비를 설계점으로 선정하였다.

해석을 위해 압축기 성능선도를 본 연구의 설계점에 맞게 스케일링하여 사용하였다. 터빈은 다음과 같이 Stodola 식⁽¹³⁾을 사용하였다.

$$\frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}/P_{in}}}{(\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}/P_{in}})_d} = \frac{\sqrt{1 - (P_{out}/P_{in})^2}}{\sqrt{1 - (P_{out}/P_{in})_d^2}} \quad (6)$$

재생기는 대향류 열교환기를 가정하였고, 유량에 따라 재생기 효율이 변하며, 총열전달계수는 다음과 같

Table 1 Selected design points for part load analysis

Cycle configuration	Operating strategy	Temperature control
Single shaft conventional cycle	Fuel only control	-
	Variable speed control	Constant T_5
Single shaft alternative cycle	Fuel only control	-
	Variable speed control	Constant T_5
Two shaft alternative	Fuel only control	-

이 보정되었다.

$$\frac{U}{U_d} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \right)^z \quad (7)$$

지수 z 가 1.0보다 작으며, 유량이 줄어들수록 효율은 증가한다. 본 연구에서는 기존의 재생기들의 성능 결과 분석에 기초하여 지수를 0.3으로 정했으며⁽¹¹⁾ 해석은 다양한 가스터빈 시스템들의 설계 및 부분부하 성능 계산이 가능한 소프트웨어⁽¹⁴⁾를 사용하였다.

3.2. 해석 결과

Fig. 7과 8에 부분부하 운전시 고온부 온도의 변화를 기존 재생사이클과 수정된 재생사이클을 비교하여 나타냈다. 단축설계시 가변회전수 운전은 재생기 입구 온도를 높게 유지할 수 있다.(본 연구에서 T_5 설계값으로 유지) 터빈입구온도 또한 가변회전수 운전시 높다. 상대적으로 압축기 압력비가 낮으므로 가변회전수 운전시 재생기 공기입구온도가 낮아져 재생기 내부의 온도 변화(예를들어, T_5-T_6)가 더욱 커진다. 수정된 재생사이클은 기존 재생사이클보다 부하가 줄어들 경우 재생기에서의 온도차이가 더 빠르게 증가한다. 수정된 분리축 재생사이클은 연료만의 제어를 할 경우 단축 재생사이클보다 재생기 입,출구 온도차가 크다. 그러나 단축재생사이클을 가변회전수 운전을 할 경우보다 작다.

Fig. 9는 기존 단축 재생사이클의 연료만의 제어와 가변회전수 운전시 부분부하 열효율 변화를 나타냈다. 가변회전수 운전은 연료만의 제어보다 월등히 높은 부분부하 효율을 보인다. 그 원인은 Fig. 7의 파라미터 변화에서 알 수 있듯이 재생기의 입,출구 온도차가 커 열 회수율이 좋기 때문이다.

Fig. 10은 수정된 단축 재생사이클의 연료만의 제어와 가변회전수 그리고 분리축의 연료만의 제어를 나타냈다. 연료만의 제어시 기존 재생사이클과 비교하여

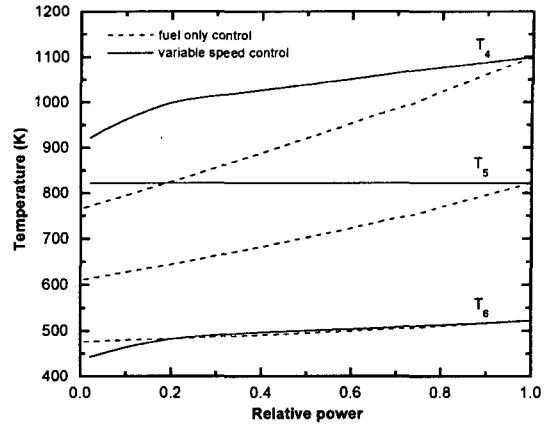


Fig. 7 Variations in the hot side temperatures for the part load operation of the conventional cycle

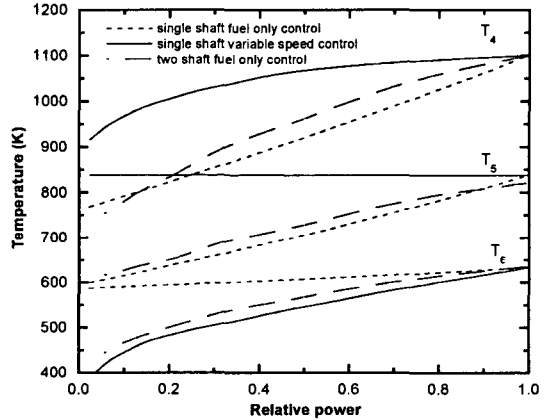


Fig. 8 Variations in the hot side temperatures for the part load operation of the alternative cycle

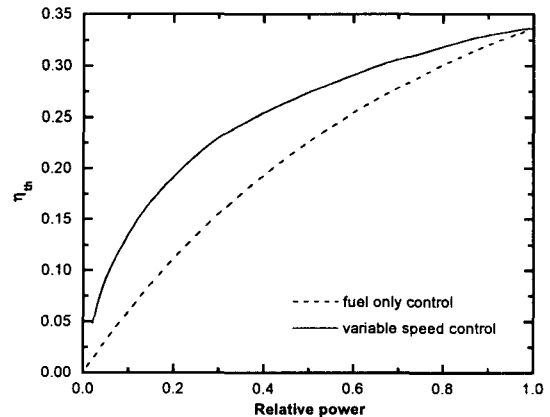


Fig. 9 Variation in part load efficiency of the conventional cycle

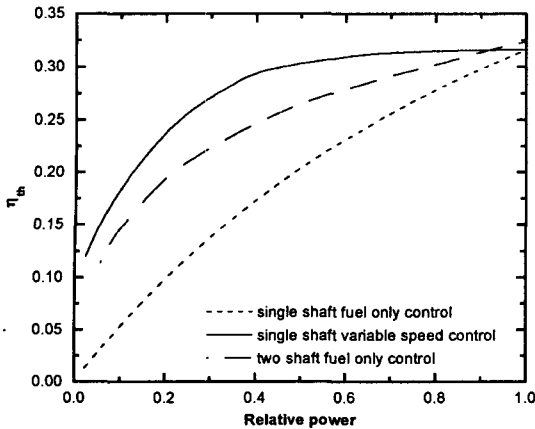


Fig. 10 Variation in part load efficiency of the alternative cycle

부분부하 운전시 성능변화가 거의 같다. 그러나 재생기 입구 온도를 높게 유지시키는 가변회전수 운전시 부분부하 열효율이 기존 재생사이클 보다 크게 증가한다. 이것은 앞서 언급했듯이 수정된 재생사이클이 열교환기에서 열회수 효과가 크기 때문이다. 수정된 재생사이클의 부분부하 열효율이 매우 넓은 출력범위에서 거의 설계효율을 유지한다. 분리축일 경우 단축의 연료만의 제어보다 부분부하 열효율이 좋지만 단축의 가변회전수 운전만큼 효율이 높지 못하다.

4. 결론

수정된 재생사이클과 기존의 재생사이클의 설계 및 부분부하 해석을 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 수정된 분리축 재생사이클로 기존의 재생사이클 정도의 효율을 얻기 위해서는 높은 압축기 압력비가 요구된다. 반면에 단축으로 설계한 수정된 재생사이클은 기존 재생사이클과 유사하거나 높은 열효율을 나타냈다. 또한 두 터빈 팽창비 분배에 따라 효율의 변화가 크지 않아 설계시 유연성을 가진다. 그러므로 열역학적 관점에서 볼 때 단축 설계가 분리축설계 보다 더 유리하다.

2) 단축으로 설계하여 가변회전수 운전을 하면 재생기 입구 온도를 높게 유지시켜주고 부분부하 열효율이 좋기 때문에 가장 좋은 운전방법이다. 단축 설계형태로 가변회전수 운전시 수정된 재생사이클이 기존의 재생사이클 보다 부분부하 열효율이 월등히 좋다.

- (1) McDonald, C. F. and Rogers, C., 2005, "Ceramic Recuperator and Turbine The Key to Achieving a 40 percent Efficient Microturbine," ASME paper GT2005-68644.
- (2) Facchini, B., 1993, "New Prospects for the Use of Regeneration in Gas Turbine Cycles," Proc. of ASME COGEN-TURBO, IGTI-Vol. 8, pp. 263-269.
- (3) Facchini, B. and Sguanci, S., 1994, "RE cycle: A System for Good Off-design Performance," Proc. of ASME COGEN-TURBO, IGTI-Vol. 9, pp. 169-175.
- (4) Cardu, M. and Baica, M., 2002, "Gas Turbine Installations with Divided Expansion," Energy Conversion and Management, Vol. 43, pp. 1747-1756.
- (5) Dellenback, P. A., 2002, "Improved Gas Turbine Efficiency Through Alternative Regenerator Configuration," ASME paper GT-2002-30133.
- (6) Elmegeard, B. and Qvale, B., 2004, "Regenerative Gas Turbines with Divided Expansion," ASME paper GT2004-54225.
- (7) Cohen, H., Rogers, G. F. C., Saravanamuttoo, H. I. H., 1972, Gas Turbine Theory, 2nd ed., Longman Science & Technical, p. 317.
- (8) Wilson, D. G., 1984, The Design of High-efficiency Turbomachinery and Gas Turbines, MIT Press, Ch. 3.
- (9) Kim, J. H., Kim, T. S., Sohn, J. L. and Ro, S. T., 2003, "Comparative Analysis of Off-Design Performance Characteristics of Single and Two Shaft Industrial Gas Turbines," Trans ASME, J. of Eng. For Gas Turbines and Power, Vol. 125, pp. 954-960.
- (10) 김동섭, 황성훈, 2004, "마이크로 가스터빈의 탈설계 운전 성능특성," 유체기계저널, 제7권, 제3호, pp.39-47
- (11) Kim, T. S., 2004, "Comparative analysis on the part load performance of combined cycle plants considering design performance and power control strategy," Energy, Vol. 29, pp.71-85.
- (12) Kim, T. S. and Hwang, S. H., 2006, "Part Load Performance Analysis of Recuperated Gas Turbines Considering Engine Configuration and Operation Strategy," Energy, Vol. 31, pp. 260-277.
- (13) Dixon, S. L., 1978, Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery, 3rd ed., Pergamon Press.
- (14) Aspen technology, Inc., 2004, HYSYS ver 3.2.