

〈論 文〉

## 열역학 제 2 법칙에 의한 압축과정의 합리적 효율

정 평 석\*

(1990년 3월 24일 접수)

### Rational Efficiency of Compression Processes by the Second Law of Thermodynamics

Pyung Suk Jung

**Key Words :** Exergy Output(엑서지 출력), Exergetic Efficiency(엑서지 효율), Potential Work(잠재적 출력), Local Process(국소과정), Dissipation Work(소산일), Entropy Generation(엔트로피 생성)

#### Abstract

Conventional efficiencies of the adiabatic compression process such as isentropic efficiency and polytropic efficiency can be explained as exergetic efficiencies replacing the reference atmospheric temperature with the temperature which can be determined in the process itself. So that, other efficiencies such as maximum isentropic efficiency can be defined by giving proper reference temperatures. By applying the same logical principles, exergetic and other rational efficiencies for the non-adiabatic compression process are also defined and discussed for their physical meanings and reasonable engineering applications.

———— 기 호 설 명 ————		$\gamma$	: 일의 비소산률
$C_p$	: 정압비열	$\Delta$	: 출구와 입구의 상태 변화량
$e$	: 효율	$\phi$	: 잠재적 일, 가용 에너지
$h$	: 엔탈피	첨 자	
$q$	: 열전달량	1, 2, ...	: 상태지점, 효율의 종류
$R$	: 기체상수	$d$	: 소산
$r_p$	: 압력비 ( $P_2/P_1$ )	$g$	: 생성량
$r_T$	: 온도비 ( $T_2/T_1$ )	$i$	: 국소량
$s$	: 엔트로피	$in$	: 투입량
$T$	: 온도	$o$	: 대기상태 또는 엑서지
$w$	: 일	$out$	: 추출량, 획득량
$\alpha$	: 열투입 비	$s$	: 등 엔트로피 과정
		$r$	: 가역과정, 가역적 흡수량
		$R$	: 기준상태

\*정회원, 영남대학교 공과대학 기계공학과

## 1. 서 론

압축기, 펌프, 송풍기 등은 모두 기계적 일을 투입하여 유체의 압력이나 위치 또는 유속 등을 상승시키는 장치로서, 압력비의 정도에 따라 자기 다른 이름이 붙여져 있다. 이 중에서 특히 압축기의 경우 종류도 다양하고 가스 터빈과 같은 동력발생장치나 냉동 사이클에 사용될 경우 그 성능이 사이클 효율에 직접적 영향을 미치므로 이들의 성능향상을 위하여 많은 노력이 경주되고 있다. 이러한 압축기나 펌프 또는 그 역작용에 이용되는 터빈의 열역학적 성능은, 압축이나 팽창이라는 열역학적 과정에 대하여서가 아니라 기기의 특성으로서 단열효율 또는 등온효율 등이 정의되어 과정에 대한 효율과 혼동되어 사용되고 있으며, 최근의 자동차용 터보 과급기의 성능평가 등에서 나타나는 바와 같이, 단열이 완전하지 못하여 가열이나 냉각이 있는 경우의 과정에 대한 효율은 아직 정의되어 있지 아니하며, 이러한 새로운 효율을 정의하거나, 압축기나 터빈 나아가서는 이들로 구성된 사이클 전체의 성능을 평가하고 향상시키기 위하여서는 먼저 이러한 효율 정의의 열역학적 의미를 정확히 이해하는 것이 필요하고, 이것이 완전하지 못한 경우 성능평가 자체는 물론 성능향상을 위한 연구노력에도 혼란을 가져오게 된다<sup>(1-3)</sup>.

압축기 뿐만 아니라 일반적인 에너지 변환장치의 효율은 투입한 에너지에 대한 획득한 에너지의 비율로서 정의되며 대체로 0과 1사이의 값을 가지고 1인 경우 이상적인 에너지 변환을 표시하게 된다. 그러나 기존의 열역학 제 1 법칙에 의한 여러가지 효율들은 그렇지 않은 것이 많으며, 예를 들어 동력 사이클의 성능을 표시하는 열효율의 경우, 최대 값이 1이 되지 못하고, 반대로 냉각장치나 열펌프의 성능계수의 경우 1보다 큰 값을 가질 수 있으며, 열과 일을 동시에 생산하는 열병합발전이나 화학반응이 발생하는 경우에는 열역학 제 1 법칙에 의한 효율개념을 적용시키기 어려운 문제가 발생한다. 이에 따라 근래 들어 열역학 제 2 법칙에 기초한 합리적 효율 또는 가용 에너지 효율의 사용이 일반화되고 있으나, 압축기나 터빈의 효율은 이러한 열역학 제 2 법칙적 효율과도 차이가 있음이 분명하다.

그렇다면 압축기에서의 획득한 에너지는 무엇이

되어야 할까? 이에 대한 대답은 그것이 유일하게 결정될 수 없다는 점에서 압축기나 터빈의 효율 정의의 내용이 복잡해지고 나아가 인위성이 개재될 수 밖에 없는 결과가 된다. 즉, 동일한 열역학적 과정도 입력 및 출력을 무엇으로 보느냐, 주위상태가 어떻게 주어져 있는가 등에 따라 투입한 에너지 및 획득된 에너지의 절대량 자체가 달라지며 그 비율인 효율 역시 여러가지로 계산될 수 있기 때문이다. 이러한 인위성은 곧 물리학과 공학의 상이점이기도 하지만 그 이전에 비가역과정에 대한 서술형태가 정립되어 있지 않음에서 오는 경우도 있다. 즉, 압축기의 출력은 비가역과정의 결과 생성되는 엔트로피의 유용성 등을 포함하므로 에너지의 유용성을 고려하여야 하며 한가지로 유일하게 지정하는 것이 불가능하고, 효율의 정의는 곧 압축기 출력 또는 입력을 무엇으로 정의하느냐 하는 문제와 직결되게 된다.

본 연구에서는 먼저, 단열 압축기 또는 단열압축 과정에 대한 기존의 효율들, 즉 등 엔트로피 효율과 폴리트로픽 효율 및 엑서지 효율에서의 출력에 해당하는 양의 의미를 검토하고, 이들을 엑서지 출력을 일반화 시킨 형태의 일종으로서 설명하며, 기타의 가능한 효율을 정의하고, 나아가 같은 논리를 압축과정 중 외부와 열교환이 있는 비단열 압축과정에 대하여 확장 적용시켜 비단열 압축과정에서의 열역학 제 2 법칙적 출력 및 효율들을 정의하고 그들의 특성을 살펴보려 한다.

## 2. 단열압축과정에 대한 기존의 효율 및 출력

압축성 기체를 압축하여 압력을 증가시키는 압축기 내에서의 과정은 대체로 Fig. 1과 같이 온도-엔트로피 선도로서 표시할 수 있으며 1은 압축기 입구, 2는 압축기 출구를 표시하고, 2'는 가역단열과정의 결과 도달하는 출구압력 상태이고 1'는 역시 가역 단열과정에 의하여 2상태에 도달할 수 있는 입구압력 상태를 표시한다.

이와같이 외부와의 열교환이 없는 단열 압축기 또는 단열 압축과정에 대하여, 현재 사용되거나 정의되어 문헌에 나타나는 효율로서는 등 엔트로피 효율, 폴리트로픽 효율, 엑서지 효율 등이 있으며, 이들은 모두 입력은 공통적으로 기계적 투입일로 잡고, 출력을 무엇으로 보느냐에 따라 서로 다른 효율이 된다<sup>(4-10)</sup>. 그러나 이때 출력이란 물리적으로

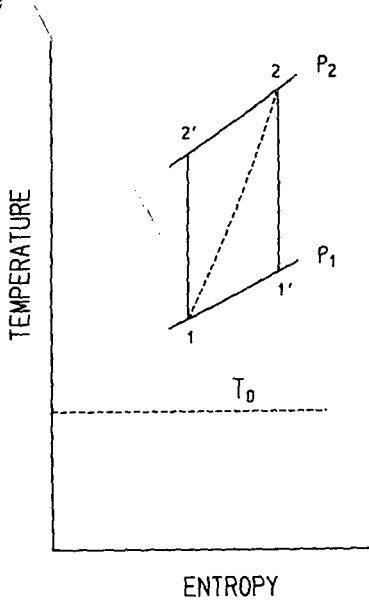


Fig. 1 T-S diagram of an adiabatic compression process

로 획득된 가용한 에너지라고 일른 수공하기 어려우며 기존의 효율에서의 출력에 해당하는 각각의 양을 압축기 입출구의 상태로 표시하고 그 의미를 다시 한 번 살펴보자.

2.1 엑서지 효율-엑서지 출력

엑서지 출력 또는 엑서지 효율은 열역학 제 2 법칙적 효율의 근간을 이루는 개념으로서 에너지 변환과정 전반에 대하여 편리하게 적용할 수 있고, 압축기에 대하여도 동일한 논리에 의하여 출력과 효율을 정의할 수 있으나 실제로 널리 사용되고 있지는 않으며, 다만 엑서지 개념에 의한 해석의 일례로서 나타나고 있는 설정이다<sup>(4)</sup>. 그러나 이 개념은 본 연구에서 예시하는 바와 같이 다른 효율이나 출력의 정의를 이해하고 일반화하는데 기본적인 개념과 수식을 제공해 준다.

먼저 엑서지 출력은, 주위온도를  $T_0$ 로 준 경우, 작동유체의 출구와 입구의 엑서지 차이로서

$$\phi_o = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) = \Delta h - T_0 \Delta s \quad (1)$$

이 되며, 유동의 입출구 상태 및 외기 온도만에 의하여 계산됨을 알 수 있다<sup>(11-13)</sup>. 그리고 이 경우 입력은 실제의 일 투입량이고, 이것은 곧 입출구의 엔탈피 차이가 된다. 따라서 단열과정의 엑서지 효율은

$$e_o = \phi_o / w_{in} = 1 - T_0 \Delta s / \Delta h \quad (2)$$

가 되고, 이것을 유용도(effectiveness) 또는 합리적 효율(rational efficiency)이라고 하며, 열역학 제 2 법칙적 해석은 이 출력 또는 효율을 지배량으로 취하는 해석을 말한다. 그리고 이것은 가역과정시 1이 되고 모든 실제 압축과정에서 1보다 작은 값이 된다. 그런데 이것은 분명히 주위온도  $T_0$ 의 함수이며, 따라서 이러한 출력을 획득 에너지로 간주하여 효율을 정의할 경우 외부와 상관 없이 진행되는 압축과정의 효율이나 출력이 외부 온도에 따라 달라지게 되며 이는 주위온도를 어떤 값으로 지정해 줄 것이냐 하는 문제와 함께 동일한 과정이 외부 상태에 따라 서로 다른 효율을 가질 수 있다는 논리상의 모순점을 보이게 된다.

2.2 등 엔트로피 효율-등 엔트로피 출력

압축기의 효율로서 가장 널리 사용되는 등 엔트로피 효율은, 실제로 투입한 일에 대한 가역 압축시 필요한 일의 비율로서 정의하고, Fig. 1에서

$$w_s / w_{in} = (h_2' - h_1) / (h_2 - h_1) \quad (3)$$

이 되며, 주어진 압력의 유동을 단열압축하여 요구되는 고압의 상태로 만들기 위하여 필요한 최소의 일은 그 압축과정이 가역적인 경우이므로 위의 정의에 의한 효율은 항상 1보다 작은 값을 가지고 압축과정이 가역적일 때 1이 되고, 완전소산과정에서 0이 되므로 과정의 가역성의 정도를 나타내는 계수로서 대체로 적당한 조건을 갖추고 있다고 할 수 있다. 그러나 여기서 출력에 해당하는, 가역적이었을 시 필요한 일은 단순히 계산 결과 효율이 1보다 작게 되도록 하기위한 인위적인 양으로서, 정의 자체로서는 획득된 에너지와 어떤 관계가 있는지 이해하기 어려운 점이 있다.

압축과정에서의 획득된 에너지는 압축된 작동유체로부터 추출할 수 있는 최대의 가용일이라 할 수 있는데 이것은 곧 상기의 엑서지적 출력을 의미하며, 이와 연관하여, 압축된 기체로부터 거꾸로 가용일을 추출하기 위한 과정을 생각해보자. 압축된 기체로부터 일을 추출하기위한, 비교적 단순하고 취급하기 편리한 경로로서는, 2-1'-1(경로 1) 또는 2-2'-1(경로 2)의 두 경우를 생각할 수 있으며, 각각의 경우 출력은 등압과정에 의한 출력  $w_p$  와 등 엔트로피 과정에 의한 출력  $w_s$ 로 구분할 수

있고 합은 동일하나 경로에 따라 구성비율은 아래와 같이 달라지게 된다.

$$w_1 = (h_2 - h_1') + \int_1^{1'} (T - T_0) ds \quad (4)$$

$$w_2 = (h_2 - h_2') + \int_1^{2'} (T - T_0) ds \quad (5)$$

그런데 등 엔트로피 출력  $w_s$ 는 단순히 터빈을 이용하여 유동을 팽창시키면 추출하는 것이 가능하나 등압출력  $w_p$ 는 무한히 많은 카르노 열기관을 발열과정과 대기 사이에 연속적으로 작동시켜야 하므로  $w_s$ 는  $w_p$ 보다 실현성 내지는 실용성이 풍부한 양이라 할 수 있고, 따라서 임의의 역과정을 등압과정과 등 엔트로피 과정으로 분리하여, 등압과정에 의한 일만을 압축과정에 의하여 획득된 에너지로 간주할 경우 좀 더 현실성 있고, 또 주위온도의 영향을 받지 않으므로 위의 엑서지 효율에서 지적한 모순점도 제거할 수 있으며, 실제로 식 (3)으로 정의되는 기존의 등 엔트로피 효율에서의 획득 에너지는 바로 그 한 예라 할 수 있을 것이다. 그런데 이 경우 일 추출 경로에 따라 단열출력이 달라지므로 어떤 경로를 선택하느냐 하는 문제가 남게 된다. 그러나 Fig. 1의 1-2'-2-1'-1과 같은 브레이튼 사이클 형태의 폐구간을 설정하고 모든 역과정을 그 폐구간 내로 한정하면, 단열출력은 다음의 최대값과 최소값 사이에 들게 된다.

$$(h_2' - h_1) < w_s < (h_2 - h_1') \quad (6)$$

이제 이 두 한계치로서의 단열출력을 각각

$$w_{s2} = (h_2' - h_1) \quad (7)$$

$$w_{s1} = (h_2 - h_1') \quad (8)$$

라 하고 이에 의한 등 엔트로피 효율을 각각

$$e_1 = w_{s1}/w_e = (h_2 - h_1')/(h_2 - h_1) \quad (9)$$

$$e_2 = w_{s2}/w_e = (h_2' - h_1)/(h_2 - h_1) \quad (10)$$

라 하자. 이것은 달리 말하면, 엑서지 출력에서,  $w_{s2}$ 는 2-2'과정에서의 발열의 일할 수 있는 잠재력을 무시한 것이고,  $w_{s1}$ 은 1'-1과정의 발열의 잠재적 출력을 무시한 것으로, 이들 중  $w_{s1}$ 은 압축기 출구상태로 부터 장차 가역 터빈에 의하여 추출할 수 있는 일을 표시하므로 가스 터빈과 같은 동력발생 장치의 경우 작동유체의 실질적 가용 에너지 획득량으로서 의미가 있다고 할 수 있을 것이다. 그러나 냉동장치나 단순한 압축기체 생산을 위한 압축기의 경우 그 반대이므로  $w_{s2}$ 가 보다 타당하며, 현재 사용되고 있는 압축기나 펌프의 등 엔트로피 효율은 장치의 용도에 관계없이  $e_2$ 를 택하고 있다.

공학적 적합성의 여부를 떠나 위의 두 출력의 관계는,  $w_{s1}$ 과  $w_{s2}$ 의 차이가 브레이튼 사이클 1-2'-2-1'에 의한 잠재적 출력이 된다.

### 2.3 폴리트로픽 효율-폴리트로픽 출력

동력기계에 사용되는 압축기의 대표적 예로서 가스 터빈의 압축기를 들 수 있고 여기서 압축기의 성능을 분석할 때에는 흔히 작동유체를 이상기체로 가정하여 폴리트로픽 효율을 정의하여 사용한다. 이것은 미소과정효율 또는 small stage 효율이라고도 불리우며 주로 압축기의 날개열 한 단을 지나는 과정에 의하여 전체 과정을 분석할 때 사용되고, 압축기 및 터빈의 등 엔트로피 효율과의 관계가 널리 알려져 있다<sup>(2,5-7)</sup>. 그러나 폴리트로픽 효율이라는 말은 작동유체가 이상기체인 경우에만 해당되며 아래와 같이 비가역적 국소과정에 대한 분석에 의하면 보다 일반적인 설명이 가능하다.

압축기 내에서의 유체의 압축과정은 어떠한 경우에도 완전한 가역과정이 되지 못할 뿐만 아니라 위에서와 같이 등압과정과 등 엔트로피 과정으로 구별되지도 않으며, 모든 구간에서 압력이 증가하면서 비가역성에 의하여 투입된 일의 일부가 소산되어 엔트로피가 생성된다. 따라서 투입된 일  $w_{in}$ 은 소산된 일  $w_d$ 와 나머지의 비소산 일  $w_r$ 로 나눌 수 있고, 여기서의 비소산일은 가상적 등 엔트로피 과정에 의한 가역일과는 다르며, 실제의 과정을 따라 계산되는 수학적 적분량에 불과하나, 압축기 출구 상태에서 입구상태로 되돌아 가는 역과정이 원래의 과정을 거꾸로 되밟아 갈 경우 생성된 엔트로피는 외부로 열방출의 형태로 제거되고 이때 기계적 일의 출력은 바로 이 비소산 일이 된다. 여기서 과정 전체의 효율을

$$e = w_r/w_{in} = 1 - w_d/w_{in} = 1 - \left( \int_1^2 T ds \right) / w_{in} \quad (11)$$

와 같이 정의할 수 있으며 과정 전체의 에너지 비소산 비율을 표시하므로 전체과정효율 또는 간단히 과정효율이라 부르기로 하면, 이것은 주어진 과정에서 생성되는 엔트로피의 외부와 연관한 잠재적 일을 무시한 것으로 볼 수 있다.

그리고 일반적인 관계식을 유도하기 위하여 미소과정을 생각하면

$$\delta w_{in} = \delta w_r + \delta w_d \quad (12)$$

로 표시할 수 있으며, 이것은 국소적인 압축과정이

등 엔트로피 과정과 등압가열과정으로 구성된 것으로 생각하여 필요한 일과 열을 모두 기계적 일로서 투입해 주면 그중 일부가 작동유체의 표면에서 소산되어 열로 변한 다음 작동유체 속으로  $q_r$ 로서 가역적으로 흡수되는 것으로 볼 수 있다. 이때 전체 투입일에 대한 소산되지 않은 일의 비를 미소과정에서의 과정효율로서

$$e_i = \delta w_r / \delta w_{in} \quad (13)$$

$$= 1 - \delta w_d / \delta w_{in}$$

와 같이 정의하여 국소과정효율 또는 간단히 국소효율이라 부르기로 하고, 이것을 이용하여 압축과정 전체의 에너지 변환 성능을 표현해 보자.

먼저 단열압축과정에서의 전체과정효율과 국소효율의 관계는, 출력력이

$$w_r = \int_{1-2} e_i \delta w_{in} = e(h_2 - h_1) \quad (14)$$

이므로, 효율은

$$e = \left( \int_1^2 e_i dh \right) / (h_2 - h_1) \quad (15)$$

이 되고 특히, 폴리트로픽 효율의 설명시 흔히 도입하는 것처럼 전과정 동안 국소효율이 일정한 경우는, 과정효율은 곧 국소효율 자체가 되며 이것을 대표적 과정효율로 지정하여  $e_3$ 로 표시하고 이하에서의 과정효율은 바로 이 국소효율일정과정 효율을 지칭하는 것으로 하자.

다음으로 유동의 엔트로피 변화와 국소효율의 관계는

$$\delta s_g = \delta w_d / T = (1 - e_i) \delta w_{in} / T \quad (16)$$

가 되고, 단열압축기의 경우 열출입이 없으므로 엔트로피 균형식을 이용하면

$$ds = (1 - e_i) / T dh \quad (17)$$

가 된다. 그런데 국소효율 일정과정에서는, 뒷식은

$$s - s_1 = (1 - e_3) \int_1^T 1/T dh \quad (18)$$

가 되고,  $e_3$ 가 1이면 등엔트로피 과정이 되고 0이면 정압과정이 됨을 알 수 있다. 그리고 이때, 전체과정효율은 곧 국소효율과 일치하므로, 주어진 압축기 입출구의 상태를 만족시키는 일정한 국소효율로서의 전체효율은

$$e_3 = 1 - (s_2 - s_1) / \left( \int_1^2 1/T dh \right) \quad (19)$$

가 되고, 비열이 일정한 이상기체의 경우, 온도-엔트로피 관계식은

$$s - s_1 = c_p (1 - e_3) \ln(T/T_1) \quad (20)$$

이 된다.

그리고 압축기나 터빈 내에서의 비단열 비가역과정의 표시에 편리하게 이용되는 폴리트로픽 과정과 국소효율 일정과정의 관계를 알아 보면, 비열이 일정한 이상기체의 경우 엔트로피가

$$s - s_1 = c_p \ln(T/T_1) - R \ln(T/T_1)^{n/(n-1)} \quad (21)$$

이므로 효율은

$$e_3 = n(k-1) / [k(n-1)] \quad (22)$$

이 되어  $n$ 이  $k$ 이면  $e_i$ 가 1이 되고  $n$ 이 0이면  $e_i$ 도 0이 되는 등, 폴리트로픽 상수  $n$ 이 주어지면  $e_3$ 가 결정되므로 국소효율이 일정한 단열과정은 곧 폴리트로픽 과정의 일종이 되고 따라서 국소효율 일정과정효율을 폴리트로픽 효율이라 칭하는 이유를 알 수 있다<sup>(2)</sup>.

## 2.4 이상기체의 경우 계산례

압축기 내에서의 과정은 큰 온도차이나 압력차를 유발하지는 않으므로 실용적인 면에서 많은 경우 압축기의 작동유체는 비열이 일정한 이상기체로 가정할 수 있으며 이 경우, 엑서지 출력과 엑서지 효율은 각각

$$\phi_0 = c_p T_1 \{ (r_T - 1) - T_0 / T_1 [ \ln(r_T) - (1 - 1/k) \ln(r_p) ] \} \quad (23)$$

$$e_0 = 1 - T_0 / T_1 [ \ln(r_T) - (1 - 1/k) \ln(r_p) ] / (r_T - 1) \quad (24)$$

이 되고, 2.2절에서 정의한 두 가지 한계 출력  $w_{s1}$ ,  $w_{s2}$  및 등 엔트로피 효율  $e_1$ ,  $e_2$ 는 각각

$$w_{s1} = c_p T_2 (1 - r_p^{1/k-1}) \quad (25)$$

$$w_{s2} = c_p T_1 (r_p^{1/k-1}) \quad (26)$$

$$e_1 = r_T (1 - r_p^{1/k-1}) / (r_T - 1) \quad (27)$$

$$e_2 = (r_p^{1/k-1} - 1) / (r_T - 1) \quad (28)$$

와 같이 압력비와 온도비만의 함수로 정리된다. 그리고 폴리트로픽 효율의 경우 이상기체의 엔트로피 계산식을 식 (19)에 대입하면

$$e_3 = (1 - 1/k) \ln(r_p) / \ln(r_T) \quad (29)$$

가 되고, 따라서 압축기 출력은 거꾸로

$$\phi_{out} = c_p T_1 (r_T - 1) (1 - 1/k) \ln(r_p) / \ln(r_T) \quad (30)$$

로 간주한 셈이 된다.

이상의 식들에 대하여 압력비와 온도비가 일정한 공기의 경우를 예로 들어 적절한 값들을 대입하여 계산해 보면 Fig. 2와 같이 나타난다. 예상했던 대로 엑서지 효율은 주위온도  $T_0$ 에 따라 달라지며, 투입한 일이 단순히 소산되어 압력증가가 없는 경우에도 효율이 0이 되지 않는 점이 특이하다. 그리

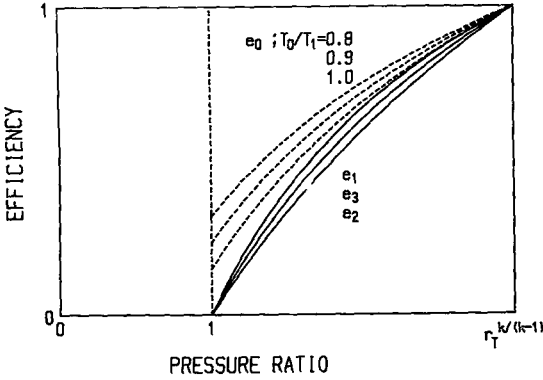


Fig. 2 An example of efficiencies of adiabatic compression process as a function of pressure ratio with fixed temperature ratio

고 엑서지 효율을 제외한 세 효율 모두 압력비가 1 이면 0이 되고 가역적 등 엔트로피 과정시 1이 되며, 과정효율 즉 폴리트로픽 효율은 이 두 한계 효율의 중간값을 가짐을 알 수 있다.

2.5 엑서지 출력과 기타 출력의 관계

$w_{s1}$ ,  $w_{s2}$  및 일정국소효율의 출력을 식 (1)로 주어진 일반적 엑서지적 출력과 비교하기 위하여, 주위온도를 하나의 단순한 기준온도로 생각하고 그 기준온도를 무엇으로 지정한 경우에 해당하는가 살펴보는 것은 흥미있는 일이다. 즉, 이때 출력과 효율은 각각

$$\phi = \Delta h - T_R \Delta s \tag{31}$$

$$e = 1 - (T_R \Delta s) / \Delta h \tag{32}$$

으로 표시되고  $T_R$ 에 따라 여러가지 출력이나 효율을 나타내게 된다. 즉, 기존의 등 엔트로피 효율의 출력에 해당하는  $w_{s2}$ 의 경우 2'지점에서 2지점까지 과정이 진행될 때 방출되는 열의 잠재적 일을 무시하고 있으므로 기준온도  $T_R$ 은

$$\int_{2'}^2 (T - T_R) ds = 0 \tag{33}$$

을 만족하도록 설정한 셈으로서

$$T_{R2} = (\int_{2'}^2 T ds) / (s_2 - s_2') \tag{34}$$

이 되는데, 이것은 출압압력하의 과정 2'-2에 대한 열역학적 평균온도라 할 수 있다.<sup>(9,10)</sup> 또한  $w_{s1}$ 을 출력으로 간주하는 것은 1-1'과정의 발열의 잠재적 일을 무시한 것이므로 기준온도가

$$T_{R1} = (\int_1^{1'} T ds) / (s_{1'} - s_1) \tag{35}$$

으로서, 1-1'과정의 열역학적 평균온도로 생각하는 셈이 된다<sup>(9,10)</sup>. 그리고 정압비열이 일정한 이상기체의 경우 엔탈피와 엔트로피의 계산식을 대입하면, 위의 기준온도 계산과정은 정압과정<sup>이므로</sup> 각각

$$T_{R2} = (T_2 - T_2') / \ln(T_2 / T_2') \tag{36}$$

$$T_{R1} = (T_1' - T_1) / \ln(T_1' / T_1) \tag{37}$$

이 되어 등압과정 양 끝의 로그평균온도가 된다.

또한 과정효율의 출력에 해당하는 비소산 가용일과 일반적 경우의 엑서지 출력식 (7)과의 관계는, 에너지 소산에 의한 생성 엔트로피의 잠재적 일추출능력을 무시하는 것으로, 이것은 위의 일반적 출력 계산과정에서 기준온도가

$$\int_{1-2} (T - T_R) \delta s_g = 0 \tag{38}$$

즉,

$$T_{R3} = (\int_1^2 T ds) / (s_2 - s_1) = [\int_1^2 (1 - e_i) dh] / [\int_1^2 (1 - e_i) / T dh] \tag{39}$$

을 만족시키도록 설정한 것에 해당하며, 이것 역시 동일한 형태의 열역학적 평균온도로서, 국소효율 일정과정에서는 국소효율이 소거되고, 비열이 일정한 이상기체의 경우

$$T_{R3} = (T_2 - T_1) / \ln(T_2 / T_1) \tag{40}$$

이 되어 역시 로그평균온도가 된다.

이와같이 엑서지 개념에서의 외기온도를 물리적 의미가 없는 단순한 수학적 기준점으로 취급하여 경우에 따라 편리하게 지정해 주는 것은, 일찌기 시도된 적이 없는 약간은 위험한 사고방식일 수도 있으나 이것은, 대기가 존재하지 않는 우주공간에서의 열역학적 과정이나, 외기의 상태가 시간과 장소에 따라 변하는 사실 등을 생각해 보면 어차피 외기온도는 절대적인 것이 아니라 할 수 있다. 특히 외기와 관계없이 진행되는 과정의 해석에 엑서지 개념을 적용하려는 단편적인 시도는 자주 접하게 되는 사실로서 이때 외기상태는 사실상 실제적 물리적 의미가 없으므로 외기상태를 무엇으로 지정하느냐 하는 문제가 발생하며, 편의상 과정의 최저 온도 등으로 지정하는 예가 있기도 하나 이 점에 대하여는 좀 더 연구가 있어야 할 것이다<sup>(14)</sup>. 그러나 이상에서 본 바와 같이 기존의 압축기의 등 엔트로피 효율이나 폴리트로픽 효율의 경우 이미 그러한 개념을 사용하고 있는 셈이며, 본 연구에서는

비단열 압축과정에 대하여도 이러한 방식을 적용하며 단열과정에서 정의한 효율의 적용범위를 확장하려 한다.

### 3. 비단열 압축과정의 효율

단열이 불완전하여 압축과정 동안 열이 외부에서 투입 또는 외부로 방출되는 경우 압축기의 에너지 변환효율은 압축기의 성능을 표시한다기 보다 주어진 압축과정의 에너지 변환의 효율성을 표시한다고 할 수 있다. 그러나 이 경우 투입 또는 방출된 열의 잠재적 일을 무엇으로 정의하느냐 하는 것은 위의 단열효율 정의시 보다 한층 더 인위적인 지정이 요구되므로 모든 경우에 일반적으로 적용할 수 있는 효율을 정의하는 것은 불가능하다. 따라서 여기서는, 앞서 단열과정에서 동일한 형태로 일반화시킨 여러가지 효율들을 비단열 과정에 대하여 적용시켜 보자. 이때 주어진 압축과정은 내부의 경로를 알 수 있는 경우와 없는 경우로 나눌 수 있으나 원칙적으로 단열의 경우에서와 같이 과정의 경로는 알 수 없으나 작동유체 단위질량당 투입된 일과 열은 측정되는 경우를 생각하기로 한다. 따라서 전체의 에너지 변환효율은 입출구 상태 즉 온도 및 압력, 투입일로서의 입력 또는 투입열에 의하여

$$e = f(T_1, T_2, P_1, P_2, w_{in}, q_{in}) \quad (41)$$

과 같이 계산되도록 정의하여야 할 것이다.

그리고 가스 터빈 등과 같은 동력발생장치의 압축과정 중 외부와의 열교환은

(1) 외부에서 열이 투입되어 생성된 엔트로피와 합류하여 작동유체로 흡수되는 경우

(2) 생성된 엔트로피의 일부 또는 그 이상이 외부로 방출되는 경우

의 2가지 경우로 나누어 생각할 수 있고 먼저 열이 투입되는 경우를 주로하여 여러가지 효율들을 정의해 보자.

#### 3.1 열이 투입되는 경우의 엑서지 효율

압축과정 중 외부로부터 열이 추가로 투입되는 경우 투입된 열은, 작동유체 표면에서 소산된 기계적일과 합류하여 엔트로피의 형태로서 작동유체로 가역적으로 흡수되는 것으로 생각할 수 있으며 엔트로피 균형식으로서

$$\Delta s = s_g + s_{in} \quad (42)$$

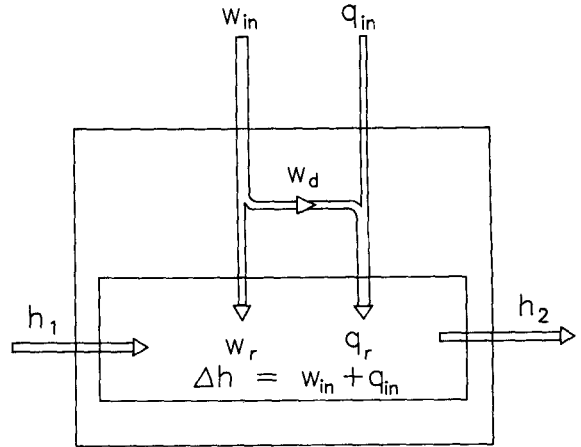


Fig. 3 Schematic energy balance diagram of a compression process with heat addition

이 성립하고, 에너지 균형식으로서

$$w_{in} = w_r + w_a \quad (43)$$

$$\Delta h = w_{in} + q_{in} = w_r + q_r \quad (44)$$

$$q_r = q_{in} + w_a = \int_1^2 T ds = T_{ia} \Delta s \quad (45)$$

가 성립한다(Fig. 3).

단열압축과정의 경우와 같이, 먼저 외부 대기와 열교환을 고려하는 엑서지적 효율을 생각하면, 입력은 투입열을 엑서지로 환산한 양과 기계적 투입일의 합으로서

$$\phi_{in} = w_{in} + \int_{1-2} (1 - T_0/T) \delta q_{in} \quad (46)$$

이 된다. 또한 출력은 압축기 출구와 입구에서의 유동의 엑서지 차이로서 단열의 경우와 동일하게 계산되며

$$\phi_{out} = \Delta h - T_0 \Delta s \quad (47)$$

가 된다. 따라서 효율은

$$e_0 = (\Delta h - T_0 \Delta s) / [\Delta h - T_0 \int_{1-2} (1/T) \delta q_{in}] \quad (48)$$

으로 정의할 수 있고, 이때 출력은 압축기 입출구의 상태와 외기 온도만에 의하여 결정되나, 입력 중 열투입으로 인한 엑서지는 열투입 온도에 따라 변하는 값이 되므로 열투입 과정을 아는 경우에는 그 경로를 따라 적분해 주면 될 것이다. 그러나 일반적으로 열투입 과정은 측정하는 것이 불가능할 뿐만 아니라 시간적 공간적으로 유일한 값으로 지정되지도 않으며 따라서 입출구의 상태로 부터 열 투입 과정을 추정하여야 하는데 오히려 다음과 같

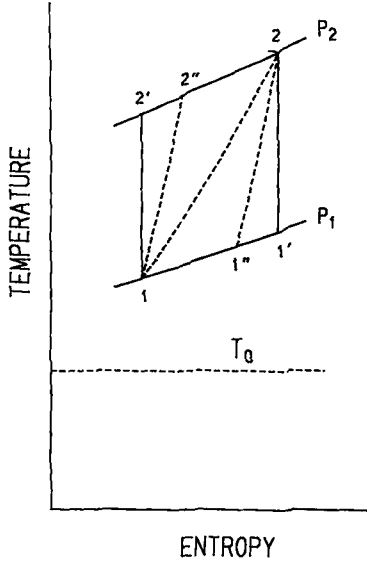


Fig. 4 T-S diagram of a compression process with heat addition

이 어느 범위 내에서 임의로 지정해 준다고 하는 것이 옳을 것이다.

동력발생을 위한 압축과정은 대체로 Fig. 4의 1-2'-2-1'-1의 폐구간 내에 존재하는 것으로 한정해 줄 수 있고

$$h_2 - h_{2'} = q_{in} \quad (49)$$

$$h_{1'} - h_1 = q_{in} \quad (50)$$

이 성립하도록 1''와 2''를 지정하면, 주어진 양의 열투입으로 인한 엑서지가 최대가 되는 과정은 2''-2이고 최소가 되는 과정은 1-1''이므로

$$\int_1^{1''} (T - T_0) ds < \phi_q < \int_{2''}^2 (T - T_0) ds \quad (51)$$

가 성립하고, 열역학적 평균온도

$$T_{1''a} = \left( \int_1^{1''} T ds \right) / (s_{1''} - s_1) = q_{in} / (s_{1''} - s_1) \quad (52)$$

$$T_{2''a} = \left( \int_{2''}^2 T ds \right) / (s_2 - s_{2''}) = q_{in} / (s_{2''} - s_2) \quad (53)$$

를 정의하면

$$q_{in}(1 + T_0/T_{1''a}) < \phi_q < q_{in}(1 - T_0/T_{2''a}) \quad (54)$$

와 같이 나타난다. 그러나 여기서의 최소값은 압축 과정 이전에 열전달이 모두 일어난 경우이고 반대로 최대값은 압축과정이 종결된 이후에 열이 투입되는 경우이므로 순수한 열전달과 압축이 동시에 일어난 경우로 보기 어려우며, 계산 편의와 실용성을 감안하여 열역학적 평균온도의 두 한계치를 각각

$$T_{1a} = \left( \int_1^{1''} T ds \right) / (s_{1''} - s_1) = (q_{in} + w_a) / (s_2 - s_1) \quad (55)$$

$$T_{2a} = \left( \int_{2''}^2 T ds \right) / (s_2 - s_{2''}) = (q_{in} + w_a) / (s_2 - s_1) \quad (56)$$

로 대체하기로 하자. 이것은 실제과정을 고려할 때 별로 무리가 없고,

$$\Delta h - q_{in} T_0 / T_{1a} < \phi_{in} < \Delta h - q_{in} T_0 / T_{2a} \quad (57)$$

이 되어 효율의 한계가 원래보다 약간 확대되는 결과가 된다. 이 외에도 압축기 입구에서 출구까지의 주어진 과정에 대한 열역학적 평균온도

$$T_{1a} = \left( \int_1^2 T ds \right) / (s_2 - s_1) = (q_{in} + w_a) / (s_2 - s_1) \quad (58)$$

로서 열이 투입된다고 가정하면 두 한계치 사이의 값을 가지는 효율을 정의할 수 있다. 이상의 여러 가지 열역학적 평균온도들을 이용하기 위하여 효율식을 일반화하면

$$\epsilon_0 = 1 - (T_0 s_g) / (\Delta h - q_{in} T_0 / T_{qa}) \quad (59)$$

가 되는데, 엔트로피 생성은 항상 양의 값을 가지므로 엑서지 효율은 1보다 작아짐을 알 수 있다.

### 3.2 기타 효율들의 정의 및 특성

압축과정 중 열이 투입되는 경우의 효율은 단열의 경우와 마찬가지로 엑서지 효율 외에도 최대값과 최소값 및 국소효율 일정과정의 3가지 대표적인 효율을 생각할 수 있고 이들은 모두 엑서지 효율을 일반화한 형태로 표시할 수 있으며, 출력의 경우 작동유체의 입출구 상태와 기준온도만에 의하여 계산되므로 단열의 경우와 동일하며, 일반적으로

$$\phi_{out} = \Delta h - T_R \Delta s \quad (60)$$

가 되고  $T_R$ 은 효율에 따라 각각 식 (34), (35), (39) 등으로 주어진다.

그리고 이때 입력은 엑서지 효율에서  $T_0$ 를  $T_R$ 로 대체하여

$$\phi_{in} = w_{in} + q_{in}(1 - T_R/T_{qa}) \quad (61)$$

이 된다. 그러나 이상의 논의는  $T_q > T_R$ 인 경우에 한하며, 반대로 열투입 온도가 기준온도보다 낮은 경우는 작동유체의 잠재적 출력을 감소시키는 효과를 가져오므로 이것은 여러가지 형태로 취급할 수 있겠으나 본 연구에서는 논리의 연속성을 유지하는 의미에서 출력은 식 (60)으로 고정시키고 입력의 일부가 감소하는 것으로 생각하여 입력을 계산하면 수식은 그대로 유지되며, 따라서 효율은 일반적으로



$$e = \phi_{out} / \phi_{in} = 1 - T_{Rsg} / (\Delta h - q_{in} T_R / T_{0a}) \quad (62)$$

이 되고 엑서지 효율에서와 마찬가지로,  $q_{in}$ 가 0이면 단열효율의 경우가 되고, 에너지 소산이 없으면 1이 되며 완전소산과정 즉 등압과정에서는 0이 된다.

이상에서 효율을 계산하려면 열투입 평균온도와 기준온도로서 과정의 열역학적 평균온도를 알아야 하며 이 둘을 공통으로 취하면,  $T_0, T_{1a}, T_{3a}, T_{2a}$ 의 4개의 기준온도와  $T_{1a}, T_{3a}, T_{2a}$ 의 3개의 열투입 평균온도의 조합에 의하여 12가지의 대표적 효율이 정의될 수 있다.

3.3 열이 외부로 방출되는 경우

이 경우 생성된 엔트로피 중 일부가 작동유체로 투입될 수도 있고 때로는 생성된 엔트로피 전량에 추가하여 작동유체로부터 엔트로피가 일부 외부로 방출될 수도 있으며,  $q_{in}$ 이 음이 되나 엔트로피 및 에너지 관계식은 그대로 성립한다.

여기서 열이 외부로 방출되므로 이것을 일종의 출력이라고 생각하여 위의 엑서지 형태의 출력에 가산해 줄 수도 있으나, 위에서와 마찬가지로 논리의 연속성을 유지하기 위하여 외적인 조작을 입력으로, 그 결과 작동유체 내에 나타나는 잠재적인 가용 에너지의 증가를 출력으로 간주하면  $T_R$ 과  $T_{0a}$ 의 대신에 관계없이 수식은 역시 그대로 유지되며, 따라서 효율식은 그대로 나타난다.

3.4 이상기체의 경우 계산례

비열이 일정한 이상기체의 경우는 단순히 하나의 계산례라기 보다 실용적인 면에서 중요한 의의가 있으며, 위에서 유도한 식들을 이용하면, 압축기 출입구에서의 작동유체의 상태와 투입일 또는 투입 열이 주어지면 곧 효율이 계산될 수 있다. 그런데 먼저, 이상의 12개의 효율은 모두 항상 0과 1사이의 값을 가지고 가역과정시 1이 되며, 열투입이 없는 경우 각각 단열압축의 경우의 4가지 효율로 되 돌아 간다. 그리고 실제의 열전달 과정을 한계상황이 아닌 중간과정이라고 가정하면, 열이 투입되는 평균온도는  $T_{R3}$ 로 택하는 것이 무난할 것이며, 이 경우, 단열의 경우와 같이 기준온도에 의한 4가지 효율이 정의될 수 있고, 그 각각을 단열압축에서와 같이  $e_0, e_1, e_2, e_3$ 라 하고 이상기체의 경우에 대하여 계산결과를 서로 비교해 보자.

압축기 입출구에서의 상태가 주어진 경우 역으로

열전달 조건이 결정되어야 하므로, 여기서는 여러 가지 열전달 조건에 대하여 서로 비교해 보기 위하여 작동유체 단위 유량당 일정량의 일  $w_{in}$ 이 투입되고 그 중 소산되는 비율이 역시 일정하게 주어진 경우 즉 미소과정 비소산율이 일정한 경우, 여러 가지 열 투입 상태에 대하여 효율을 계산해 보자.

여기서 과정에 투입된 일 중 비소산량의 비율을 나타내는 비소산률

$$\gamma = w_r / w_{in} \quad (63)$$

를 정의하면, 단열의 경우 국소효율 일정과정에서는 이것이 곧 폴리트로픽 효율이 되며, 투입된 일에 대한 투입된 열량의 비를 나타내는 매개변수로서

$$\alpha = q_{in} / w_{in} \quad (64)$$

를 정의하면,  $\alpha > 0$ 이면 열투입,  $\alpha < 0$ 이면 열방출,  $\alpha = 0$ 이면 단열의 경우를 표시하고  $\alpha = -1$ 이면 작동유체의 엔탈피 증가가 없으므로 이상기체의 경우 등온압축을 표시하게 된다. 그리고  $\alpha = -(1 - \gamma)$ 이면 소산된 일이 모두 외부로 열의 형태로서 제거되므로 작동유체는 비가역과정을 겪지만 등엔트로피 과정이 된다.

입구에서의 온도와 압력  $T_1, P_1$ 과 투입일  $w_{in}$ , 비소산률  $\gamma$ 와 열투입비  $\alpha$ 가 주어지면, 열투입량, 엔탈피 증가량, 출구온도, 평균온도, 엔트로피 증가량, 압력비 등의 순서로서 효율이 계산되며 아래의 조건에 대하여  $\alpha$ 를 독립변수로 하여 효율을 계산하면 Fig. 5와 같이 나타난다.

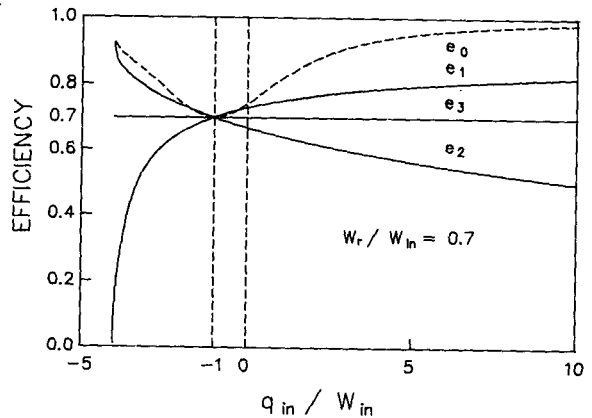


Fig. 5 Comparison of efficiencies of non-adiabatic compression process as a function of heat input ratio with fixed work dissipation ratio

(계산조건)

$$\begin{aligned}
 & \text{작동유체 : 공기} \\
 & T_1=300\text{K} \\
 & P_1=100\text{kPa} \\
 & w_{in}=50\text{kJ/kg} \\
 & \gamma=0.7 \\
 & T_{1a}=T_{2a}=T_{3a} \\
 & -5 < \alpha < 10
 \end{aligned}$$

즉,  $\alpha$ 가 0일 때, 단열압축의 경우로서 Fig. 2에서와 같이  $e_2 < e_3 < e_1 < e_0$ 의 부등식이 성립하며, 과정효율  $e_3$ 는 열출입에 관계없이 일정한 값으로서 본 계산에서 가정한 일정한 기계적 일의 비소산률을 나타낸다. 기존의 등 엔트로피 효율의 확장에 해당하는  $e_2$ 의 경우 외부에서 열이 투입되면 효율이 낮아지고 외부로 열이 방출되면 단열의 경우를 지나 단조증가하며, 이것은 기존의 압축기의 효율에 대한 통념을 잘 표현하고 있는 셈이다. 그러나 단열효율의 최대한계를 나타내는  $e_1$ 의 경우 열투입에 따라 단조증가하며, 기준온도가 과정과 무관하게 일정하게 주어진 원래의 엑서지 효율은 등온과정시 최소가 되고 열투입 및 열 방출 모두에 대하여 단조증가함을 보여준다.

또한  $\alpha$ 가 -1인 경우, 열방출량이 일 투입량과 같아져서 등 엔탈피 과정이 되는데 이상기체의 경우 등온과정이 되고 이때 모든 효율이 모두 일치하고 이것이 곧 기존의 냉각식 압축기의 효율 표시에 사용되는 등온효율이 된다. 즉 기존의 등온효율에서는 기준온도를 위의 3가지 경우 중 어느 것으로 취하고 있는 경우에 해당하는가 하는 것은 간단히 판단할 수는 없으나 기존의 등온효율의 정의

$$\begin{aligned}
 e_T &= (\int_1^2 v dp) / w_{in} \\
 &= (\Delta h - T \Delta s) / w_{in} \quad (65)
 \end{aligned}$$

에 의하면  $T_R$ 를  $T_{R3}$ 로 대입한 경우로서 본 연구에서의  $e_3$  즉 과정효율의 일종에 해당함을 알 수 있다.

또한 그림으로 표시하지는 않았으나,  $\gamma$ 가 0인 경우 즉 투입해준 일이 모두 소산되면 압력변화가 일어나지 않으며 이때에는  $T_R$ 이 모두 일치하고 엑서지 효율을 제외한 기타의 효율은 모두 열전달과 무관하게 0이 된다. 반대로  $\gamma$ 가 1인 경우는 모든 효율이 1이 되는데 이것은 작동유체에 열이 흡수되는 과정을 근본적으로 가역적으로 가정하고 있기 때문이다.

#### 4. 결 론

이상의 본 연구에서는 열출입을 모두 입력의 일 부로만 간주하고 출력의 계산식은 엑서지 형태를 유지하였으나, 열이 방출되는 경우 이것을 엑서지로 환산한 양을 음의 입력 대신 양의 출력으로 간주해 줄 경우 또 다른 효율이 정의될 수 있으며, 또는  $T_R$ 과  $T_q$ 의 관계에 따라 열이 흡수되는 경우와 방출되는 경우를 분리하여 입출력을 정의할 수도 있으며 모두 다 비슷한 수학적 특성을 보여주기 때문에 어느 것이 보다 유리하거나 적합하다고 판단하기는 매우 어렵다. 그러나 압축과정에서의 출력을 이상적인 터빈에 의한 잠재적인 기계적 일 등으로 생각하는 본 연구의 제안은 그 중에서 계산이 비교적 간단하고 출력의 물리적 개념도 분명하다 하겠다.

또한 단열의 경우 이 네가지 효율은 기존의 효율들로 되돌아 가며, 입력이 모두 공통이고 따라서 출력에 따라,  $e_2$ 의 경우 냉동장치나 단순한 압축기체 생산을 위한 압축기의 경우에 사용하는 것이 합리적이며 가스 터빈과 같이 압축에 이어 가열이 계속되는 경우  $e_1$ 이 의미가 있으며 이것은 비단열의 경우에도 그대로 적용될 수 있을 것이다. 즉, 엑서지적 효율은 외기온도의 도입이 필요하므로 위의 3가지 효율과는 별개로 생각하여야 하고, 냉동장치나 단순 기체압축기의 경우,  $w_2$ 는 주어진 압력 발생을 위한 최소입력이라는 점에서  $e_2$ 는 기존의 단열의 경우에서와 같이 가장 널리 사용될 수 있으며,  $e_3$ 는 열투입에 무관하므로 물리적인 가역도로서 율동한 특성을 지니고, 열 방출시 등온효율을 포함할 수 있으며, 국소적인 과정의 해석시 유용하게 사용될 수 있을 것이다.

그러나 현재 전혀 사용되고 있지 않은  $e_1$ 의 경우, 가스터빈에서의 극단적인 예로서 압축과 연소 과정을 합하여 열이 투입되는 압축과정으로 간주할 때 투입된 에너지는 압축일과 열을 잠재적 일로 환산한 양의 합이 되고 획득된 에너지는 장차 가역 터빈에 의하여 추출가능한 일이 되어야 하는데 이것은 곧 효율  $e_1$ 에서의 출력의 정의와 잘 일치한다. 그러나 압축과정 중 가열을 해 주는 것이 단열의 경우보다 단순히 효율적이거나 유리하다고 할 수는 없으며 사이클 전체를 고려하면 압력비나 온도비가 고정되어 있는 경우 등에서는 출력이 감소

할 수도 있으므로 주의를 요한다. 다만 압축과정의 가역이면 1이 되는 점은 엑서지 효율과 유사하나, 완전소산과정으로서 압력증가가 없는 경우 항상 0이 되는 점이 특이하다.

이와 같이 압축과정을 통하여 획득한 에너지 즉 잠재적 가용일을, 외부와 관계없이 과정 자체에서 결정해 주는 방식은 에너지의 가용성 또는 에너지 변환의 평가에 대한 새로운 개념을 제공해 주며 터빈에서의 팽창과정 등 기타의 열역학적 과정의 해석에의 응용 및 계속적인 연구가 기대된다.

## 후 기

이 연구는 1990년도 영남대학교 교비 연구조성비의 지원으로 수행되었습니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Stecco, S.S., and Manfrida, G. 1986, "Exergy Analysis of Compression and Expansion Processes", *Energy*, Vol. 11, No. 6, pp. 573~577.
- (2) Huntington, R.A., 1985, "Evaluation of Polytropic Calculation Methods for Turbomachinery Performance", *T. of ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 107, pp. 872~879.
- (3) 최영돈, 홍진관, 1990, "터보 과급 개솔린 기관의 열전달에 관한 실험적 연구", *대한기계학회논문집*, 제14권, 제3호, pp. 664~675.
- (4) Bruges, E.A., 1959, "Available Energy and The Second Law Analysis, Ch. 7 Turbo-blowers and Air Compressors", *Butterworths Scientific Pub., London*, pp. 65~78.
- (5) Harman, R.T.C., 1981, "Gas Turbine Engineering", *Macmillan Press, London*
- (6) Cohen, H. Rogers C.F.C., and Saravanamuttoo H.I. H. 1972, "Gas Turbine Theory", 2nd ed., *Longman, London*.
- (7) Cerrebrock, J.L., 1977, "Aircraft Engines and Gas Turbines", *MIT Press, Cambridge*.
- (8) El-Masari, M.A., 1986, "On the Thermodynamics of Gas Turbine Cycles: Part 2-A Model for Expansion in Cooled Turbines", *T. of ASME, J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 108, pp. 151~159.
- (9) Haywood, R.W., 1980, "Analysis of Engineering Cycles, Ch. 6 Advanced gas turbine Plant", *Pergamon Press, Oxford*, p. 101.
- (10) 노승탁, 1986, "최신 공업 열역학", *문운당*, p. 158.
- (11) Michaelides, 1984, "The Second Law of Thermodynamics as Applied to Energy Conversion Processes", *Energy Research*, Vol. 8, pp. 241~246.
- (12) Hedman, B.A., Brown H.L. and Hamel, B.B., 1980, "Second Analysis of Industrial Processes", *Energy*, Vol. 5, pp. 931~936.
- (13) Joseph Kestin, 1980, "Availability: The Concept and Associated Terminology", *Energy*, Vol. 5, pp. 679~692.
- (14) Glansdorff, P. and Prigogine, I., 1971, "Thermodynamic theory of Structure, Stability and Fluctuations", *Wiley Interscience*, p. 51.