

〈論 文〉

압축기 설계조건이 가스터빈 엔진의 탈설계점 성능에 미치는 영향

강동진* · 정평석* · 안상규**

(1993년 6월 23일 접수)

The Effects of Compressor Design Conditions on the Off-Design Performance of a Gas Turbine Engine

D. J. Kang, P. S. Jung and S. G. An

Key Words : Off-Design(탈설계점), Single Shaft Gas Turbin(단일 축 가스터빈) Specific Mass Flow Rate(비유량), Thermal Efficiency(열효율)

Abstract

The effects of compressor design conditions on the off-design performance of a single-shaft gas turbine engine have been studied. Three different geometric design conditions are considered and three different values for the specific mass flow rate at the inlet to the compressor are assumed. For each of nine compressor designs, the off-design performance of the gas turbine engine is predicted using the method previously proposed by present authors. Results show that the predicted off-design performances are quite different from each other even though they have the same performance at design point: it means that compressor design conditions should be determined in consideration of the off-design performance of the engine. The specific mass flow rate at the inlet to the compressor is also shown that it might be optimized with respect to the net power of the engine.

기 호 설 명

- C_p : 정압비열 하첨자
- f : 공연비(fuel/air ratio)
- h : 엔탈피
- N : 회전수
- P_r : 압력비
- Q : 열
- W : 일
- W_{net} : 가스터빈 엔진의 순출력
- γ : 비열비
- η_{th} : 가스터빈 엔진의 열효율

상첨자

- * : 설계점 데이터로 무차원

하첨자

- des : 설계점
- 0 : 정체점
- 1 : 압축기 입구
- 2 : 압축기 출구(연소기 입구)
- 3 : 연소기 출구(터빈 입구)
- 4 : 터빈 출구
- b : 연소기
- c : 압축기
- t : 터빈

*정회원, 영남대학교 기계공학과

**영남대학교 대학원 기계공학과

1. 서 론

가스터빈 엔진이 발전관련 산업용(power generation industry) 뿐만 아니라 항공기용 엔진으로 널리 사용되면서 그에 따른 설계기술도 꾸준히 발전해 오고 있는 것이 사실이다. 특히 항공기용 가스터빈 엔진의 주요 부품의 하나인 축류압축기는 고압력비에서 우수한 성능특성으로 항공기용 엔진에 거의 독점적으로 사용되면서 축류압축기의 설계나 유동해석 등이 많은 연구자의 관심을 끌고 있다.⁽¹⁾ 축류압축기 설계에 관련된 연구로는, 압축기의 효율개선을 위한 연구뿐만 아니라 중량감소를 위한 압축기 입구에서의 비유량(specific mass flow rate) 증가나 보다 폭넓은 작동범위를 얻기 위한 surge 한계에 대한 연구 등이 꾸준히 진행되어 오고 있다.⁽²⁾

그런데 가스터빈 엔진은 기계적으로는 압축기, 연소기 그리고 터빈의 비교적 단순한 조립으로 구성되지만, 그의 설계점 및 탈설계점(off design) 운전특성은 개개의 구성부품이 지닌 고유한 성능특성의 열 및 유체역학적 결합(matching)에 의해 결정된다. 따라서 가스터빈 엔진의 각 구성부품의 설계 최적화는 엔진의 작동특성에 미치는 영향을 고려하여 이루어 지는 것이 중요하다고 사료되는데, 이에 대한 연구는 국내외를 망라하고 대단히 미흡한 실정이다.

저자들은 이러한 관점에서 가스터빈 엔진의 각 구성부품과 시스템의 성능특성 사이의 관계를 예측하는 방법 즉, 가스터빈 엔진의 결합방법을 이미 제시한 바 있다.⁽³⁾ 이 방법은 압축기, 연소기 그리고 터빈의 탈설계점 성능을 적절히 예측하여 작동 가능한 모든 점에서 엔진의 작동특성을 구한다. 따라서 본 연구에서는 이 방법을 이용하여 가스터빈 엔진의 구성부품들 중에서 압축기의 설계조건이 엔진의 탈설계점 성능특성에 미치는 영향을 살펴보고자 한다.

압축기의 설계는 초기설계, 즉 일차원 평균선 설계에서 3차원 설계에 이르기까지 여러 단계를 거치는 것이 보통인데, 본 연구에서는 평균선 설계과정에서 결정하는 압축기 설계변수를 가스터빈 엔진의 탈설계점 작동특성의 관점에서 살펴보고자 한다. 평균선 설계과정에서 결정하는 여러가지 압축기의 설계변수 중에서 본 연구에서는 압축기의 기하학적

설계변수와 압축기 입구에서의 비유량을 살펴보고자 한다. 압축기의 기하학적 설계조건과 비유량은 주요한 압축기 설계변수로 Sehra 등은 압축기 설계점 효율의 최대화 관점에서 결정한 바 있으며 저자도 선행연구에서 유사한 연구를 수행하여 압축기의 평균선 설계단계에 응용할 수 있는 최적설계 방법을 제시한 바 있는데,⁽⁴⁾ 이는 유량과 압력비가 주어져 있을 경우 압축기의 단수와 각 단의 압력비들을 결정하는 방법이다. 또 본 연구에서는 압축기의 기하학적 설계조건으로 일정 끝반경(constant tip radius), 일정 평균반경(constant mean radius) 그리고 일정 허브반경(constant hub radius) 설계 등 3가지 설계조건을 살펴보고자 하며, 이는 Sehra 등과 저자가 선행연구에서 다룬 기하학적 설계조건들로 평균선 설계과정 중의 한가지 기하학적 설계를 선정하게 된다. 여기서, 3가지 기하학적 설계조건 즉 일정 끝반경, 일정 평균반경, 일정 허브반경 설계는 각각 다단 축류압축기의 각단의 끝반경, 평균반경, 허브반경이 일정한 설계를 가리킨다.^(2,4)

본 연구에서는 이러한 평균선 설계과정 중에 결정하는 압축기의 기하학적 설계조건과 비유량 등을 기존의 설계방법, 즉 압축기 자체의 고려만으로 결정하는 방법에서 한걸음 더 나아가 설계하고자 하는 압축기를 이용하여 가스터빈 엔진을 구성하고 가스터빈 엔진의 탈설계점 성능특성의 관점에서 압축기의 설계조건과 비유량을 살펴보고자 한다.

2. 구성부품의 설계 및 탈설계점 성능

2.1 압축기의 설계 및 탈설계점 성능

본 연구에서는 저자들이 선행연구⁽³⁾에서 설정한 설계조건과 동일한 조건, 즉 유량을 28.3 kg/sec로 압축비를 3.27로 하여 압축기를 설계하였다. 이때 압축기의 기하학적 설계조건으로는 일정 끝반경, 일정 평균반경, 일정 허브반경의 3가지를 고려하였으며 각각의 기하학적 설계조건에 대하여 압축기 입구에서의 비유량을 170, 190, 210 kg/sec m²로 변화시키며 9가지 서로 다른 압축기를 설계하였다.

Table 1은 위의 9가지 압축기 설계조건에 대하여 저자가 선행연구⁽⁴⁾에서 제시한 최적화 방법에 따라 결정한 압축기의 단수와 설계점 효율을 보여 주고 있다. 예를 들면, 도표에서 비유량이 170 kg/sec m²인 경우에 일정 끝반경 설계의 경우는 단수

Table 1 9-different compressor designs

	Const. tip radius	Const. mean radius	Const. hub radius
170 (kg/sec m ²)	5 stage (0.867)	6 stage (0.868)	8 stage (0.869)
190 (kg/sec m ²)	4 stage (0.868)	5 stage (0.868)	5 stage (0.868)
210 (kg/sec m ²)	3 stage (0.867)	3 stage (0.866)	4 stage (0.868)

() : Designs point efficiency

를 5단, 일정 평균반경의 경우는 6단, 그리고 일정 허브반경 설계의 경우는 8단으로 설계하면 각각의 경우에 압축기의 설계점 효율을 최적화할 수 있다. Fig. 1은 압축기의 단수 변화에 따른 설계점 효율의 변화를 예시하고 있는데, 일정 끝반경 설계로 비유량이 170 kg/sec m²인 경우에 해당된다. 그림을 살펴보면 압축기 단수를 설계점 효율에 대하여 최적화할 수 있음을 알 수 있으며 이러한 압축기의 설계점 효율 최적화 방법은 저자의 선행연구⁽⁴⁾에 자세히 다루어져 있다.

축류압축기의 탈설계점 성능예측은 연구문헌에 나타나 있는 여러가지 방법들 중에서 본 연구에서는 단축적 방법⁽⁵⁾(stage stacking)을 이용하였다. 이 방법은 압축기 블레이드 사이의 유동을 1차원으로 가정하고 있음에도 불구하고 비교적 정확한 예측성을 가지는 것으로 알려져 있어 본 연구의 목적에 적합하다고 판단된다. 단축적 방법에 대한 내용은 저자의 선행연구⁽³⁾에 잘 정리되어 있으며, 여기서는 성능예측 결과만 살펴보기로 한다.

Fig. 2는 앞에서 최적설계한 9가지 압축기 설계

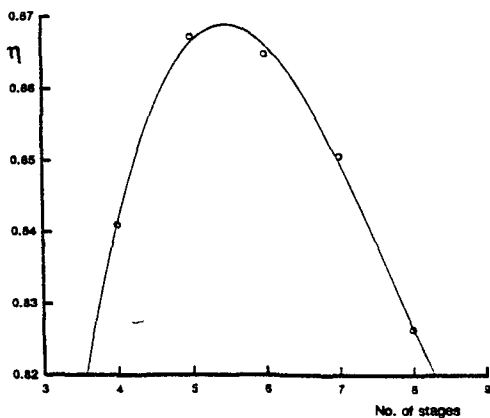
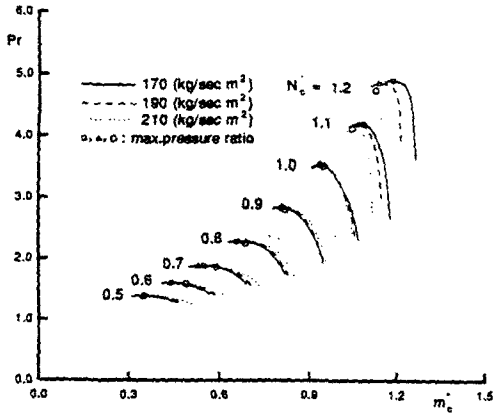


Fig. 1 Variation of the compressor efficiency at design with the number of stages

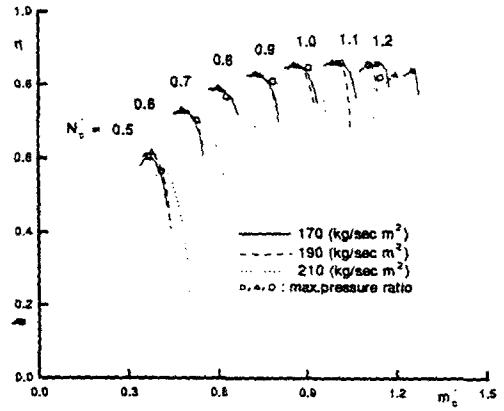
의 탈설계점 성능특성을 도시한 것으로 (a)와 (b)는 일정 끝반경 설계, (c)와 (d)는 일정 평균반경 설계, (e)와 (f)는 일정 허브반경 설계의 결과를 각각 도시하고 있으며 그림에서 기호는 최고 압력비점을 나타낸다. 압축기의 실제작동은 surge에 의해 제한되지만, 연구문헌에 나타나 있는 surge선 예측 방법들이 여전히 논란거리가 되고 있을 뿐만 아니라 본 연구는 압축기의 설계조건이 가스터빈 엔진의 탈설계점 전체영역에서의 작동특성에 미치는 영향을 살펴보는 데 목적을 두고 있으므로 해석영역을 최고 압력비점 이전까지(유량이 작은 쪽) 확장하여 연구를 수행하였다. 또한, 최고 압력비점은 압축기 내의 유동이 안정 혹은 불안정한 영역의 경계로 유량이 최고 압력비점에서의 값보다 작아지면 회전실속(rotating stall)이 일어나므로 surge의 좋은 근사점으로도 이해할 수가 있다.⁽⁶⁾

Fig. 2(a)와 (b)를 살펴보면, 일정 끝반경 설계의 경우 고회전수($N^* > 1$)와 저회전수($N^* < 1$)에서 상반되는 거동이 관찰된다. 즉, 고회전수에서는 비유량의 증가에 따라 압력비가 상대적으로 저하되고 작동범위도 좁아지나 저회전수에서는 반대의 거동이 보여진다. 압축기의 효율도 같은 거동을 보여주지만 각 회전수에서 얻을 수 있는 최대 효율은 비유량이 증가할 수록 감소함을 알 수 있다.

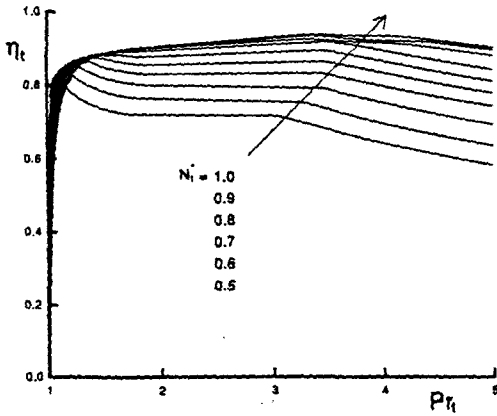
Fig. 2(c)와 (d)는 일정 평균반경 설계의 경우로 일정 끝반경 설계와는 상이한 거동을 보여주고 있다. 그림을 살펴보면, 비유량이 190 kg/sec m²인 경우에 회전수에 관계없이 각 회전수에서의 최고 압력비가 가장 크고 압축기 효율도 고회전수를 제외하고선 가장 높은 값을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 그런데, 일정 허브반경 설계의 경우는 Fig. 2(e)에서 알 수 있듯이 비유량이 190 kg/sec m²인 경우가 가장 뒤지는 유량과 압력비 거동을 보여준다. 그러나, 유량과 효율의 거동에서는 비유량이 210 kg/sec m²인 경우가 고회전수에서 가장 뒤떨어



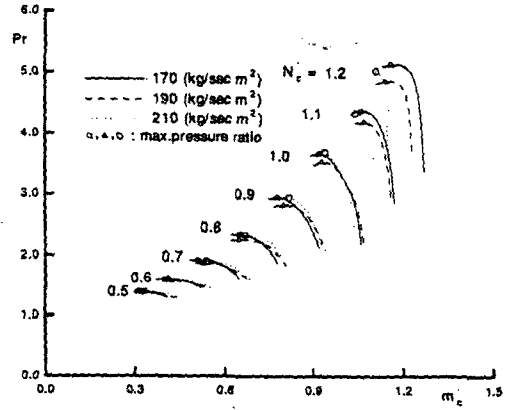
(a) Pressure ratio vs. mass flow rate of constant tip radius design



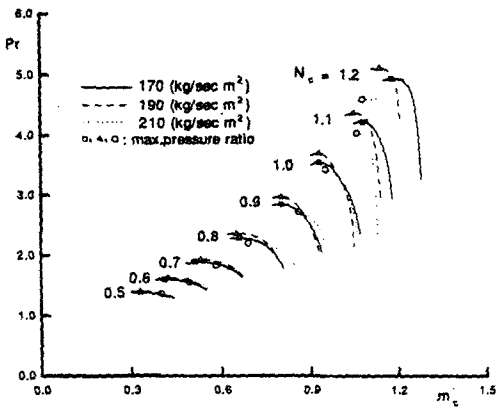
(d) Efficiency vs. mass flow rate of constant mean radius design



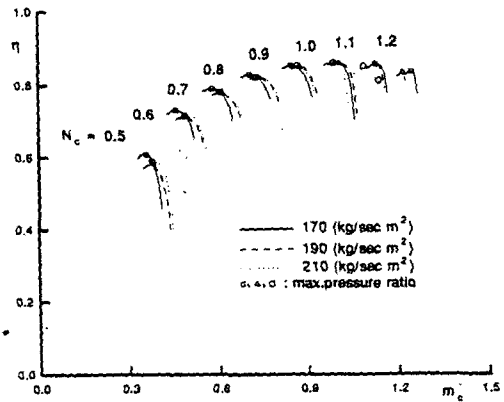
(b) Efficiency vs. mass flow rate of constant tip radius design



(e) Pressure ratio vs. mass flow rate of constant hub radius design



(c) Pressure ratio vs. mass flow rate of constant mean radius design



(f) Efficiency vs. mass flow rate of constant hub radius design

Fig. 2 Off-design performance map of the 9-different compressor designs

지는 효율을 가짐을 Fig. 2(f)로 부터 알 수 있다.

2.2 터빈의 설계 및 탈설계점 성능

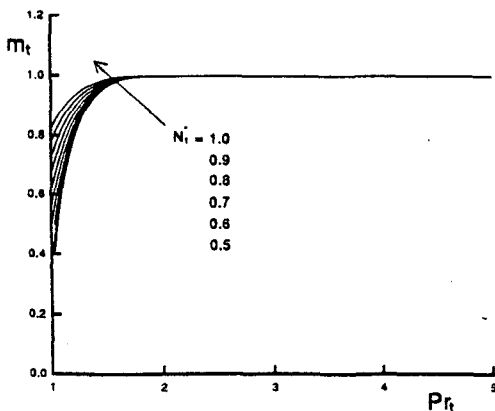
본 연구에서는 저자의 선행연구⁽³⁾에서 사용한 것과 동일한 2단 축류 터빈을 사용하였으며, 축류터빈의 설계 데이터는 Table 2에 정리되어 있다. 또 탈설계점 성능예측을 위해서는 문헌에 제시되어 있는 여러가지 방법중에서 Ainley-Mathieson 방법⁽⁷⁾

을 이용하였다. Ainley-Mathieson 방법은 터빈블레이드에서의 전압력 손실을 형상손실, 끝간격 손실, 이차 유동손실로 나누어 모델링하는 방법으로 이미 여러 연구가에 의해 사용된 바 있으며, 저자도 선행연구⁽³⁾에서 이 방법을 자세히 기술하고 있으므로 여기서는 계산결과만 살펴보기로 한다.

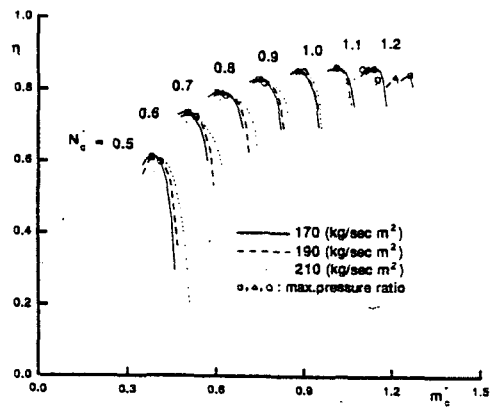
Fig. 3은 본 연구에 사용된 터빈의 탈설계점 성능특성을 보여주는데, (a)는 축류 터빈의 입출구에

Table 2 Axial turbine design data

Variable	Data		unit
Mass flow rate	28.3		(kg/sec)
Stage number	2		(-)
Rotational speed	11000		(rpm)
Inlet absolute flow angle	0		(deg)
Inlet total temperature	1300		(K)
Inlet total pressure	331.7		(kN/m ²)
Gas constant	287		(kN/kg K)
	Stator	Rotor	
Chord	0.1	0.1	(m)
Pitch	0.085	0.085	(m)
1-stage hub radius	0.16	0.15	(m)
1-stage tip radius	0.275	0.285	(m)
2-stage hub radius	0.15	0.14	(m)
2-stage tip radius	0.285	0.295	(m)



(a) Mass flow rate vs. pressure ratio



(b) Efficiency vs. pressure ratio

Fig. 3 Off-design performance map of the turbine

서의 압력비와 유량과의 관계를 (b)는 압력비와 효율과의 관계를 도시하고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 압력비의 증가에도 불구하고 유량이 증가하지 않는 것은 질식(choking)이 일어났기 때문이다.

2.3 연소기의 특성

연소기 입구조건을 압축기 출구조건과 동일하다고 가정하면, 연소기의 성능은 연소기를 통과하면서 발생하는 전압력 손실과 연료가 연소하면서 내는 발열량으로 표현될 수 있다.⁽⁸⁾

연소기 내에서의 전압력 손실을 정확히 모델링하는 것은 어려운 일이며, 다음과 같이 압축기 출구에서의 전압력의 백분율로 표현하는 것이 일반적이다.

$$P_{03} = P_{02} \left(1 - \frac{\Delta P_b}{P_{02}}\right) \quad (1)$$

연료의 연소과정도 다음과 같이 간단히 모델링하여 나타낼 수 있다.

$$(1+f) C_p (T_{03} - 289) + f (\Delta H_{25}) + C_p (289 - T_{02}) + f C_{pf} (298 - T_f) = 0 \quad (2)$$

위의 식에서 ΔH_{25} 는 연료가 연소하면서 내는 발열량을 의미하며, 여기서는 43100 KJ/Kg로 가정한다.^(3,8)

위의 두가지 성능특성 중에서 본 연구에서는 연소기 내에서의 전압력 손실은 무시하였다. 이는 압축기의 성능변화에 따른 연소기에서의 전압력 손실이 가스터빈 엔진의 성능변화에 미치는 이차적인 영향을 완전히 배제하기 위해서이다.

3. 가스터빈 엔진의 탈설계점 작동특성의 해석

압축기와 연소기 그리고 터빈이 하나의 축으로 연결되어 가스터빈 엔진으로 작동되기 위하여서는 부품들 간에 기계적 제약조건 즉 회전수의 일치 뿐만 아니라 열 및 유체역학적 제한조건 즉 에너지와 유량의 보존 등이 만족되어야 한다. 이러한 결합조건을 이용하여 가스터빈 엔진의 탈설계점 성능특성을 예측하는 방법에 대해서는 저자가 이미 선행연구⁽⁹⁾에서 자세히 다룬바 있으며, 여기서는 그 과정만 간단히 요약하면 다음과 같다

(1) 압축기의 작동점, 즉 일정 회전수 곡선을 따라 작동점에서의 m_c^* , Pr_c , η_c 등의 값을 결정한다. 압축기 성능곡선에서 작동점, 즉 압축기 압력비

와 효율의 값이 결정되면, 압축기 출구온도와 입력 에너지는 다음과 같이 구한다.

$$T_{02} = T_{01} + \frac{T_{01}}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$W_c = m_{12} (h_{02} - h_{01}) = m_{12} C_p (T_{02} - T_{01}) \quad (4)$$

(2) 유량과 회전수가 동일하다는 결합조건을 이용하여 압축기의 작동점에 대응하는 터빈의 작동점을 다음의 반복계산과정을 통하여 결정한다.

먼저 터빈 입구온도를 가정하여 (대개 설계점 온도로 가정), 회전수가 일정하다는 조건으로부터 얻은 다음의 식(5)를 이용하여 터빈 성능곡선상의 회전수를 계산한다.

$$N_t^* = N_c^* \left(\frac{\sqrt{N}}{\sqrt{T_{01}}} \right)_{c,des} \left(\frac{\sqrt{T_{01}}}{\sqrt{T_{03}}} \right) \left(\frac{\sqrt{T_{03}}}{N} \right)_{t,des} \quad (5)$$

터빈 회전수가 결정되면 연소기에서의 전압력 손실을 고려하여 터빈 입구압력 P_{03} 를 계산한다. 터빈 회전수와 압력비가 일단 계산되면 압축기의 성능곡선으로부터 유량을 구하고, 유량의 연속성을 고려하여 얻은 다음의 식(6)과 (7)을 이용하여 터빈 입구온도를 수정한다.

$$m_{34} = m_{12} (1+f) \quad (6)$$

$$T_{03} = \left[m_t^* (m_{34} \frac{\sqrt{T_{03}}}{P_{03}})_{des} P_{03} \right]^2 \quad (7)$$

터빈의 입구온도의 변화가 충분히 작을 때까지 반복계산(식(5)~(7))을 수행하여 터빈 작동점을 결정한다.

(3) 일단 압축기와 터빈의 작동점이 결정되면 여러가지 시스템 성능특성(출력, 효율 등)을 계산한다.

터빈의 입구온도가 결정되면, 연소기에 공급하는 열량은 열역학 제1법칙으로부터 다음의 식(8)과 같이 구할 수가 있다.

$$Q_b = m_{12} (h_{03} - h_{02}) = m_{12} C_p (T_{03} - T_{02}) \quad (8)$$

터빈의 출력에너지는 터빈에서의 온도차와 유량의 곱에 의해서 계산되며, 터빈에서의 온도차는 터빈 압력비와 터빈 효율을 이용하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T_{04} = T_{03} - T_{03} \eta_t \left[1 - \left(\frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (9)$$

$$W_t = m_{34} (h_{03} - h_{04}) = m_{34} C_p (T_{03} - T_{04}) \quad (10)$$

또, 가스터빈 엔진의 순출력과 열효율은 아래와 같이 구하였다.

$$W_{net} = W_t - W_c \geq 0 \quad (11)$$

$$\eta_{th} = W_{net} / Q_b \quad (12)$$

위의 계산과정에 따라 압축기의 성능선도상에서 모든 작동점에 대하여 계산을 수행하여 가스터빈 엔진의 성능곡선을 얻는다.

4. 결과 및 토의

앞서 설계한 9가지 압축기를 이용하여 가스터빈

을 구성한 후 가스터빈 엔진의 탈설계점 성능특성을 살펴보았다. 본 연구에서 예제로 선택한 가스터빈 엔진의 설계점 조건은 Table 3와 같으며, 이는 저자들의 선행연구⁽³⁾에서 다른 예제와 동일하다.

4.1 일정 끝반경 설계의 경우

Fig. 4는 일정 끝반경 설계로 얻은 압축기로 가스터빈 엔진을 구성할 경우의 엔진의 순출력과 열효율을 도시한 그림이다. 그림을 살펴보면, 각 회

Table 3 System design data

Variables	Data	Unit
Mass flow rate	28.3	(kg/s)
Rotational speed	11000	(rpm)
Turbine inlet temperature	1300	(K)
Compressor pressure ratio	3.2737	(-)
Compressor efficiency	0.86	(-)
Turbine efficiency	0.91	(-)
Compressor inlet pressure	0.101325	(MPa)
Compressor inlet temperature	288.2	(K)
Turbine outlet pressure	0.101325	(MPa)
Combustion chamber efficiency	1.0	(-)
Low heating value	43100	(kJ/kg)

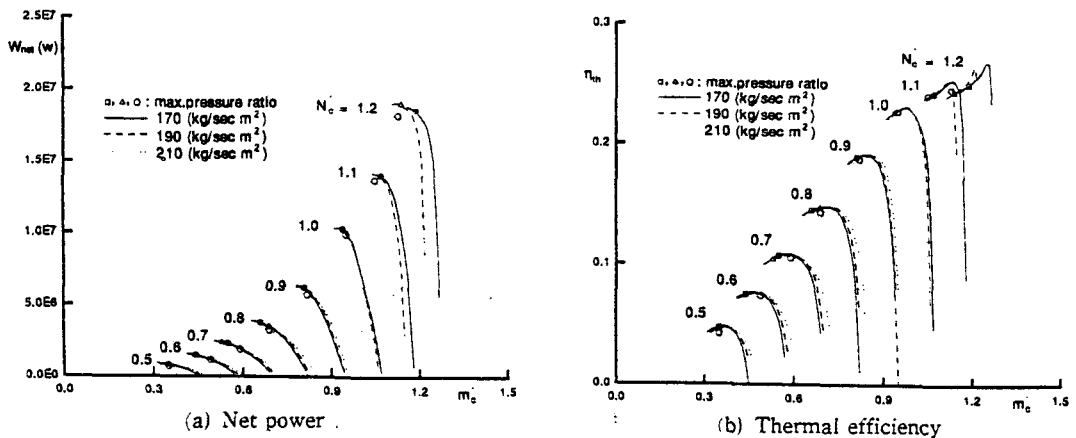


Fig. 4 Net power and thermal efficiency characteristics of the engine fixed with the compressor of constant tip radius design

전수에서의 최고 압력비점의 순출력은 비유량이 190 kg/sec m²인 경우가 회전수의 크기에 관계없이 ($N_c^* = 0.8$ 은 예외) 가장 큰 값을 가짐을 알 수 있다. 이를 Fig. 2(a)의 압축기 성능특성과 비교 해보면 $N_c^* = 1.2$ 인 경우에 확인할 수 있듯이 압축기의 고압력비가 반드시 순출력의 증가를 의미하지는 않는다. 그러나, 유량에 대한 순출력의 변화 경향은 압축기의 성능특성과 대체로 일치하고 있다. Fig. 4(b)는 유량과 열효율의 관계를 도시한 그림으로 비유량의 크기에 관계없이 압축기의 최고 압력비점이 최대 열효율점과 일치하지는 않으며 고회전수에서는 비유량이 170 kg/sec m² 저회전수에서는 190 kg/sec m²인 경우가 가장 뛰어난 특성을 가짐을 알 수 있다. 따라서, 가스터빈 엔진의 순출력과 열효율 측면에서는 비유량을 170 kg/sec m²이나 190 kg/sec m²으로 설계하는 것이 적절하며 엔진의 크기를 고려하면 비유량을 190 kg/sec m²으로 설계하는 것이 바람직하다.

Fig. 5는 터빈 입구온도를 압축기 유량의 변화에 대하여 도시한 그림인데, 비유량이 210 kg/sec m²인 경우 저회전수 영역에서 상대적으로 낮은 터빈 입구온도로 작동 가능함을 알 수 있다. 또 비유량이 190 kg/sec m²인 경우는 최고 압력비점에서 가장 높은 터빈 입구온도가 요구되어 앞서 지적한 큰 순출력은 높은 터빈 입구온도로 가능하고, 비유량이 210 kg/sec m²인 경우는 Fig. 4(a)에서 알 수 있듯이 고회전수에서 상대적으로 작은 순출력에도 불구하고 높은 터빈 입구온도가 요구됨을 알 수 있다.

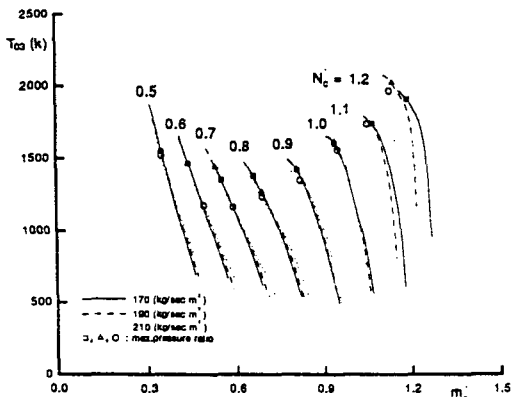
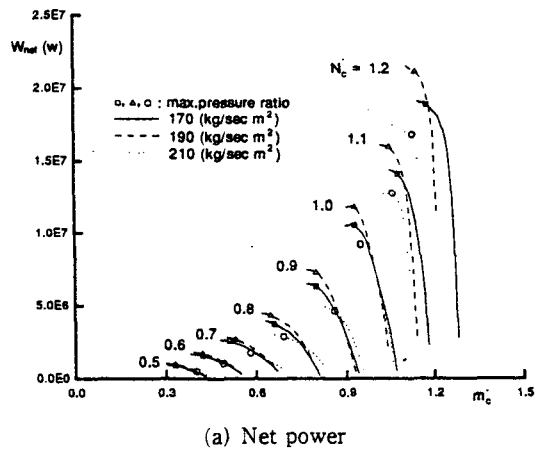


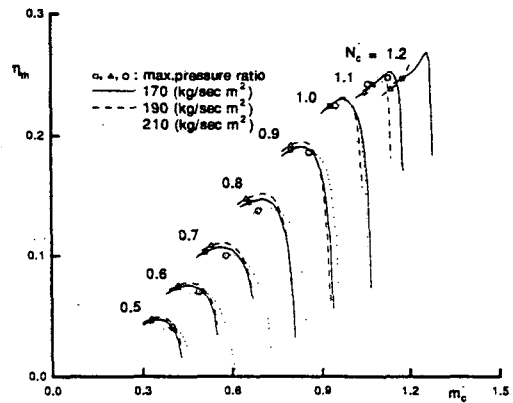
Fig. 5 Gas temperature at the inlet to the turbine of the engine

4.2 일정 평균반경 설계의 경우

Fig. 6은 일정 평균반경 설계로 얻은 압축기 가스터빈 엔진을 구성할 경우의 엔진의 순출력과 열효율을 도시하고 있다. Fig. 6(a)를 살펴보면 순출력을 최대화 하는 비유량이 존재하여 압축기 설계조건을 최적할 수 있음을 알 수 있다. 본 예제 계산의 경우는 비유량이 210 kg/sec m²인 경우가 가장 뛰어난 성능을 보여주고 비유량이 190 kg/sec m²인 경우가 가장 우수한 성능을 보여줌을 알 수 있다. 또 Fig. 4(a)의 일정 끝반경 설계로 비유량이 190 kg/sec m²인 경우와 비교해 보면 최고 압력비점에서의 순출력은 설계 회전수에서 약 15%정도 큼을 알 수 있다. Fig. 6(b)는 가스터빈 엔진의 열효율을 도시하고 있는 그림으로, 앞서 지적한 바와같이 최



(a) Net power



(b) Thermal efficiency

Fig. 6 Net power and thermal efficiency characteristics of the engine fixed with the compressor of constant mean radius design

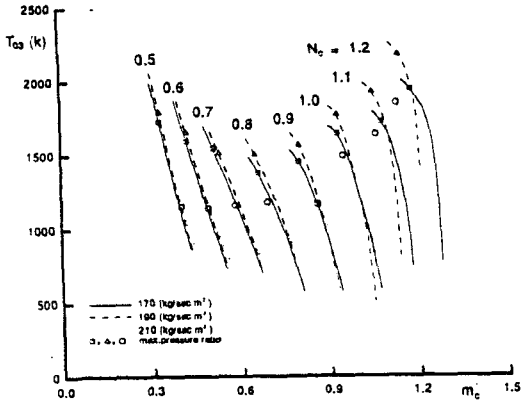
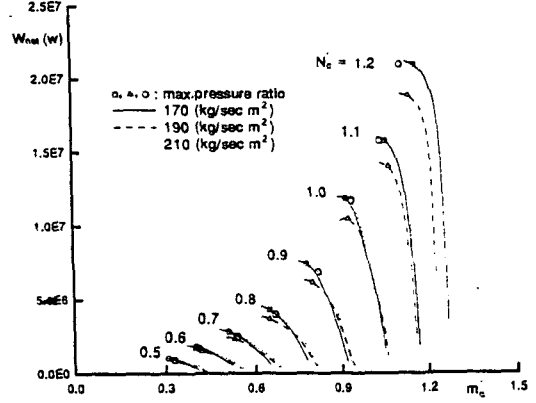
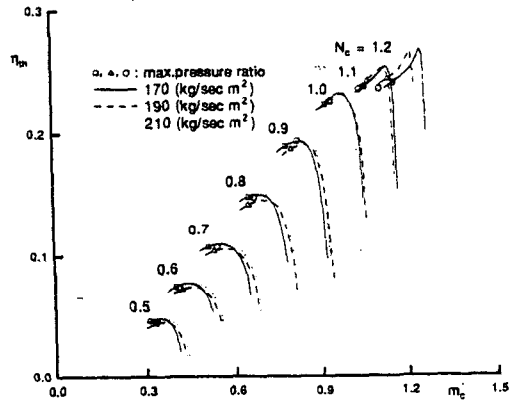


Fig. 7 Gas temperature at the inlet to the turbine of the engine



(a) Net power



(b) Thermal efficiency

Fig. 8 Net power and thermal efficiency characteristics of the engine fixed with the compressor of constant hub radius design

고 압력비점과 최고 열효율이 반드시 일치하지는 않음을 알 수 있다. 그림에서 비유량의 변화에 따른 열효율의 변화를 살펴보면 저회전수에서 비유량이 190 kg/sec m²인 경우가 가장 뛰어난 성능을 보여주고, 고회전수에서도 비유량이 170 kg/sec m²인 경우에 크게 뒤지지 않는 성능을 보여주고 있다. 따라서 비유량을 190 kg/sec m²으로 설계하는 것이 엔진의 성능면, 즉 순출력과 열효율 측면에서 가장 좋은 설계가 된다고 말할 수 있겠다. 그러나 엔진의 작동이 주로 고회전수에서 일어나고 특히 폭넓은 작동범위를 얻기 위해서는 비유량을 작게(본 예 제계산의 경우는 170 kg/sec m²) 하는 것이 바람직하다.

Fig. 7은 터빈 입구온도의 변화를 보여주는 그림으로, 비유량이 190 kg/sec m²인 경우가 가장 높은 터빈 입구온도가 요구되며, Fig. 5의 일정 끝반경 설계의 경우와 비교해 보면 설계회전수에서 최고 압력비점의 터빈 입구온도가 약 160°C 정도 더 높음을 알 수 있다. 또 일정 끝반경 설계의 경우와 유사하게 비유량이 210 kg/sec m²인 경우 저회전수 영역에서 상대적으로 낮은 터빈 입구온도로 작동 가능함을 알 수 있다.

4.3 일정 허브반경 설계의 경우

Fig. 8은 일정 허브반경의 설계로 얻은 압축기로 가스터빈 엔진을 구성할 경우의 엔진의 순출력과 열효율을 보여주고 있다. Fig. 8(a)를 살펴보면 비유량이 170 kg/sec m²이거나 210 kg/sec m²인 경우 고회전수에서의 최고 압력비점 순출력이 거의 같은

수준이며, 비유량이 190 kg/sec m²인 경우에 비해 약 11%~13% 높다. 이는 일정 평균반경 설계로 비유량이 190 kg/sec m²인 경우와 거의 같은 수준이다. 저회전수에서는 비유량이 170 kg/sec m²인 경우에 가장 큰 순출력을 최고 압력비점에서 얻을 수 있음을 알 수 있다. 그러나, 열효율은 Fig. 8(b)에서 알 수 있듯이 고회전수 영역에서는 비유량이 170 kg/sec m²인 경우와 190 kg/sec m²인 경우의 열효율이 거의 같은 수준이며 저회전수 영역에서는 비유량이 170 kg/sec m²인 경우와 210 kg/sec m²인 경우의 열효율이 비슷한 수준이다. 따라서 일정 허브반경의 설계의 경우는 비유량을 170 kg/sec m²으로 하는 것이 회전수의 크기에 관계없이 순출력과 열효율 측면에서 가장 좋은 설계가 된다고 하겠다.

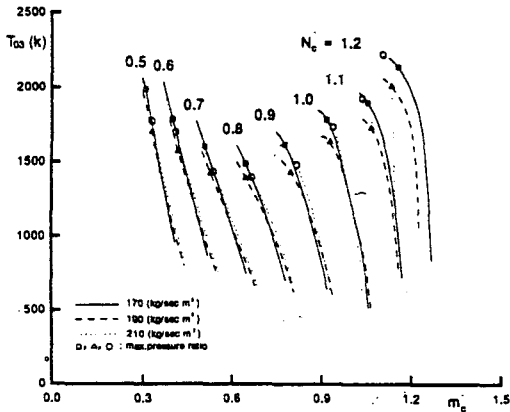


Fig. 9 Gas temperature at the inlet to the turbine of the engine

Fig. 9는 터빈 입구온도의 변화를 도시하고 있는 그림인데, 앞의 두 경우와는 판이한 거동이 보여지고 있다. 그림을 살펴보면, 비유량이 210 kg/sec m^2 인 경우 저회전수에서도 최고 압력비점에서 높은 터빈 입구온도가 요구되는데 이는 앞의 두 경우와는 크게 다른 점이다. 또 고회전수에서는 비유량이 210 kg/sec m^2 인 경우가 저회전수에서는 비유량이 170 kg/sec m^2 인 경우가 각각 상대적으로 높은 터빈 입구온도를 요구하고 있음을 그림으로 부터 알 수 있다. 일정 끝반경 설계의 경우와 비교해보면, 최고 압력비점에서 약 130~210°C 정도의 높은 터빈 입구온도가 요구됨을 알 수 있다.

5. 결 론

주어진 가스터빈 엔진의 설계점에 대하여 압축기를 3가지 서로 다른 기하학적 조건하에서 비유량을 변화시키며 설계한 후 단일 축 가스터빈 엔진을 구성하여 압축기의 설계를 가스터빈 엔진의 탈설계점 작동특성 측면에서 살펴본 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수가 있었다.

압축기의 설계점 성능특성이 동일함에도 불구하고 기하학적 설계조건과 비유량의 변화에 따라 가스터빈 엔진의 탈설계점 성능특성은 크게 달라졌으며 본 연구에서 선정된 예제제산의 경우 일정 평균 반경 설계로 비유량을 190 kg/sec m^2 으로 하거나

일정 허브반경 설계로 비유량을 170 kg/sec m^2 으로 정하는 것이 엔진의 순출력 및 열효율 측면에서 가장 우수한 성능을 보였다. 따라서 압축기의 평균선 설계과정에서 결정하는 여러가지 설계조건들을 가스터빈 엔진의 작동특성을 고려하여 결정해야 고효율 및 고순출력의 엔진을 설계할 수 있으며, 본 연구에서 제시하는 방법은 저자의 선행연구⁽⁴⁾에서 제시한 압축기의 설계점 효율의 최적화 방법과 더불어 평균선 설계방법으로 유용하게 사용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 터보동력기계연구센터의 재정지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드리는 바이다.

참고문헌

- (1) 홍용식, 1983, "가스터빈 엔진," 청문각.
- (2) Sehra, A., Bettner, J. and Cohen, A., 1992, "Design of High-Performance Axial Compressor for Utility Gas Turbine," *AIAA J.*, Vol. 114, pp. 277~286.
- (3) 강동진, 류제욱, 정평석, 1993, "가스터빈 기관의 탈설계점 해석," 대한기계학회논문집, 제17권 제7호, pp. 1851~1863.
- (4) 강동진, 1994, "단축적 방법을 이용한 다단 축류압축기의 설계," 대한기계학회논문집, 제18권, 제6호, pp. 1598~1603.
- (5) Horlock, J. H., 1973, *Axial Flow Compressors*," Robert E. Krieger Pub. Co.
- (6) Kerrebrock, L. J., 1992, "Aircraft Engines and Gas Turbines," The MIT Press.
- (7) Ainley, D. G. and Mathieson, G. C. R., 1951, "A Method of Performance Estimation of Axial Flow Turbine," *ARC R&M* 2974.
- (8) Cohen, H., Rogers, G. F. C. and Saravanamuttoo, H. J. H., 1972, *Gas Turbine Theory*, Longman Group.