

〈기술논문〉

## 다단 원심압축기의 개념설계

강 신 형\*

(1996년 11월 12일 접수)

### Conceptual System Design of Multistage Centrifugal Air-Compressor

Shin-Hyoung Kang

**Key Words :** Compressor(압축기), Multistage(다단)

#### Abstract

Conceptual system design of a multistage centrifugal air-compressor is the first loop of design procedure. The properly designed system is important for compactness, low manufacturing cost, easy controllability, fast extension for the new specification of the compressor. A simple procedure of conceptual system design is proposed in the present study using simple analysis. A few examples of the procedure for a real system are shown and several design aspects are discussed.

#### 기 호 설 명

$a$  : 음속  
 $c_p$  : 정압비열  
 $h$  : 엔탈피  
 $k$  : 손실계수  
 $m$  : 질량유량  
 $M_{r1}$  : 회전차 입구 상대마하수  
 $N$  : 회전수  
 $N_{ENG}$  : 비속도  
 $p$  : 전압  
 $p_t$  : 압력손실  
 $PR$  : 압력비  
 $Q$  : 총열전달량  
 $r_{h1}$  : 회전차 입구 허브반경  
 $r_{s1}$  : 회전차 입구 팁 반경  
 $R$  : 가스상수  
 $T$  : 온도  
 $U_2$  : 회전차 팁 속도  
 $V$  : 배관내 속도  
 $W$  : 단별 동력

#### 그리스문자

$\beta_{s1}$  : 회전차 입구 팁 베인 각도  
 $\beta_2$  : 회전차 출구 베인 각도  
 $\gamma$  : 비열비  
 $\phi$  : 유량계수  
 $\rho$  : 밀도  
 $\eta$  : 단열효율  
 $\Omega$  : 회전차 각속도

#### 하첨자

$i$  : 단  
 $1$  : 입구  
 $2$  : 출구

### 1. 서 언

공기압축기는 고압의 공기를 공급하는 시스템으로 여러 산업 현장에서 필수적으로 필요한 산업기제로서 보통 7-10kg/cm<sup>2</sup>g의 압력이 보편적으로 사용된다. 공급되는 공기양에 따라서 소요동력과 형식이 다르며, 개략 용량이 증가할수록 왕복식 압축

\*회원, 서울대학교 기계공학과

기, 스크류 압축기, 터보압축기 순서로 사용된다. 특히 터보압축기는 300마력 이상에서 주로 사용되며 동일한 용량의 용적식 압축기에 비해서 소형이 되고 효율도 높다. 그러나 제품의 개발과 설계 및 제작상 정밀도가 높기 때문에 그동안 국산화 되지 못하였고 많은 수요에도 불구하고 대부분 수입되어 판매되어 왔다. 최근 국내 기업체에서 제품개발에 많은 노력이 이루어져 머지않아 대부분의 기계가 국산으로 대체되고 수출 전망도 밝다고 하겠다. 특히 터보압축기의 공력설계, 증속장치 및 베어링, 구동장치, 제어장치 등이 관련 핵심기술이며, 이러한 구성품의 설계 및 제작 기술은 가스터빈, 터보차저 등 관련 산업기계에 파급되는 기술전략적 효과가 매우 높다.

산업용 터보압축기는 주로 원심형 압축기이며, 원심압축기의 특성은 고속으로 회전하는 회전차 내에서 원심력을 충분히 이용하기 때문에 단단으로도 높은 압력을 추구할 수 있으며, 그 구조와 구성품이 간단하기 때문에 내구성이 높고 유지가 간단하다. 그러나 회전차의 회전수가 사용되는 재질에 따른 항복응력의 한계 때문에 상당히 제한된다. 단단 압축기의 압력은 산업용인 경우 비교적 낮은 압력비 1.5~2.5가 널리 사용되고, 가스터빈 등 고성능 압축기가 채택되는 경우에는 2.5~4.0정도, 특수한 경우 4.0~7.0 정도의 압력비가 사용된다. 그래서 산업용 터보 공기압축기는 보통 다단으로 구성된다. 요구되는 압력비, 유량 및 온도조건이 주어질 때 여러가지 다단 압축기 시스템의 구상이 가능하며, 주변의 제한조건을 감안하여 전체 시스템을 합리적으로 구상함은 제품의 효율과 설계의 단순화 및 제품의 경쟁성을 높이는데 중요하다. 본 연구에서 다단 압축기의 시스템의 개념설계 방법에 대하여 다루고자 한다.

## 2. 다단 압축시스템의 구성

다단 압축기는 공급 공기의 온도 및 내부 공기온도가 일정 범위 내로 제한되기 때문에 각 단마다 공기를 압축한 후 인터쿨러, 즉 중간 냉각기를 설치하여 압축과정에서 가열된 공기를 적당하게 냉각시킨 후 다음 단계에 흡입시킨다. 입구공기의 온도 및 압력이 주어지고 토출측에서 압력과 온도가 설계조건으로 주어지면 각 단에서 압력 부하를 어느 정도 분배하여 상승시키고, 또 중간 냉각기에서 어

느정도 냉각을 시키느냐를 결정하는 것이 다단 압축시스템의 개념설계의 시작이 될 것이다.

산업용 터보압축기는 주로 3단 또는 4단 시스템을 채택하고있다. 예를 들어서 3단 압축 시스템을 Fig.1에 나타내었다. 각 단에서의 전온도와 전압력을 각각  $T, p$ 로 나타내었고, 하점자의 첫 인덱스는 단을, 두번째 인덱스 1, 2는 각각 단의 입구와 출구에서의 값을 나타낸다. 또 중간냉각기의 냉각수 온도는 하첨자  $w$ 를 사용하여 나타내었다. 압축시스템의  $T$ - $s$ 선도를 Fig.2에 나타내었다. 어느단의 입구온도와 압력을  $T_{i1}, p_{i1}$ , 출구 온도와 압력을  $T_{i2}, p_{i2}$ 라고 하면 이들 전온도와 전압력은 다음의 관계가 있다.

$$\frac{T_{i2}}{T_{i1}} = \left( \frac{p_{i2}}{p_{i1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_p}} \quad (1)$$

여기서  $\eta_p$ 는 압축기 각 단의 폴리트로픽 효율이다. 만약 압축기가 등엔트로피 과정을 수행한다면, 동일한 압력비에서 출구온도는 다음과 같이 주어진다.

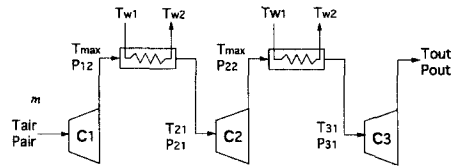


Fig. 1 Schematic diagram of a 3 stage compressor system.

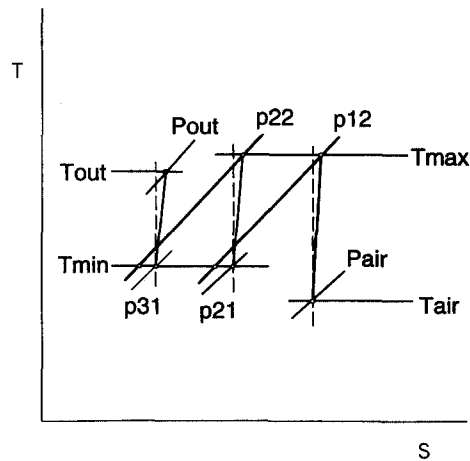


Fig. 2 T-s diagram of a 3 stage compressor system.

$$\frac{T_{s12}}{T_{i1}} = \left(\frac{p_{12}}{p_{i1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2)$$

압축기의 각 단의 단열 효율은

$$\eta = \frac{T_{s12} - T_{i1}}{T_{i2} - T_{i1}} \quad (3)$$

이 된다. 이때 각 단의 요구 동력은

$$W_i/m = c_p(T_{i2} - T_{i1}) \quad (4)$$

이 되고, 중간냉각기에서 냉각부하는 다음과 같이 된다.

$$Q/m = c_p(T_{i2} - T_{i+1,1}) \quad (5)$$

압축기와 중간냉각기 사이의 관로에서 열손실과 압력손실을 고려해야 하며, 열손실은 냉각기의 냉각량에 포함시키고 압력손실은 별도로 다음과 같이 고려한다.

$$\Delta p_{ii} = K \frac{\rho_{i2}}{2} V_{i2}^2 \quad (6)$$

여기서 압력손실은 냉각기 입구덕트에서 운동에너지 기준을 상대적으로 정하였다.

예를 들어 2단 압축기를 생각해 보자. 1단에서 압축이 된 후 압축기 토출온도  $T_{12}$ 는 냉각된 후  $T_{21}$ 로 되어 2단에 흡입된다. 이때 두 온도를 각각  $T_{max}$ ,  $T_{min}$ 이라고 하자. 이들은 실제로 국소적으로 시스템의 최고 및 최저 온도가 된다. 이들은 독립적으로 변할 수 없고, 어느 하나가 주어지면 1단과 2단의 압축부하 (요구되는 압력비)가 정해진다. 또는 압축부하가 주어지면 이들 온도는 정해진다. 3단의 경우도 마찬가지이다. 3단 압축기를 설계하는 경우에도 중간 냉각기의 운전조건에 따라서 각 단에서의 요구되는 압축비가 달라진다. 공기의  $T$ - $s$  선도상의 특성 때문에 가능하면 1단에서 압축을 약간만 하고 최종단에서 흡입 온도를 낮추고 많은 압축을 행한다면 소요동력은 최소화 된다. 그러나 흡입온도를 낮추기 위해서는 열교환기의 크기를 충분히 크게하여야 하나 열교환기의 크기와 관련된 제작비를 고려해야 하고, 크기에 따른 전체 시스템의 대형화와 이에 따른 제품 자체의 상품성을 고려해야 한다. 열교환기의 크기가 주어진 경우에는 흡입온도는 냉각수의 온도와 유량에 의해서 제한된다. 냉각수의 온도는 하절기에 특히 제한되고, 또 냉각탑 등의 운전 조건에 따라서 제한된다. 흡입온도가 지나치게 높으면 출구온도가 지나치게 상승하

고 열효율이 저하된다. 출구온도의 상승은 전체 시스템의 온도를 상승시키고, 또 각 부품의 온도를 상승시키기 때문에 신중히 검토해야 한다. 따라서 2단과 3단 압축기의 입구온도는 시스템 설계시 고려해야 할 주요한 변수가 된다. 물론 각 중간냉각기의 냉각 성능은 동일할 필요는 없고, 2단과 3단 압축기 흡입구 온도도 동일할 필요는 없다. 그러나 시스템의 제어특성을 생각할 때 흡입 온도는 동일하게 설계함이 합리적이라고 생각된다. 각 중간냉각기의 냉각 용량을 동일하게 한다면 열교환기의 크기가 비슷해지고 시스템의 외관도 균형 있게 되리라 생각된다. 이러한 전제 조건을 설정한다면 압축기의 입구 흡입온도 및 압력, 출구온도 및 압력이 주어지고 2단과 3단의 흡입 공기 온도가 주어진다면 각 단에서 요구되는 압축비와 냉각 용량이 결정된다.

### 3. 주요 변수의 변화에 따른 시스템의 변화

각 단에서 흡입 공기 온도의 변화에 따른 시스템의 변화를 살펴보기 위해서 각 변수들의 기준값을 다음과 같이 설정하였다.

$$\begin{aligned} p_{in} &= 1 \text{atma}, & T_{in} &= 30^\circ\text{C}, & p_{out} &= 8 \text{atma}, \\ T_{out} &= 90^\circ\text{C}, & T_{min} &= 40^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7)$$

위 조건에서 압축시스템의  $T$ - $s$  선도를 작성하면 Fig. 3에 나타낸 바와 같다. 이하 모든 계산에서

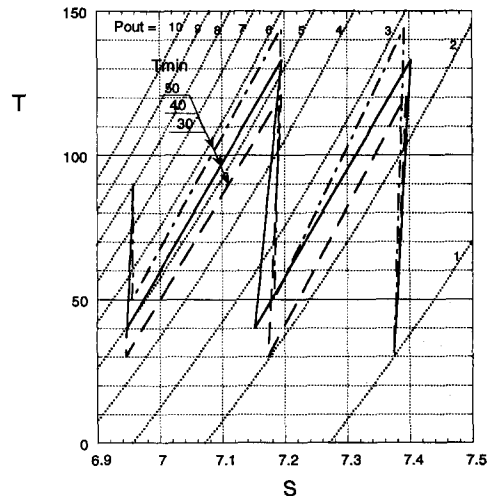


Fig. 3  $T$ - $s$  diagram of a 3 stage compressor system for different values of inlet temperature to the 2nd. and 3rd. stage.

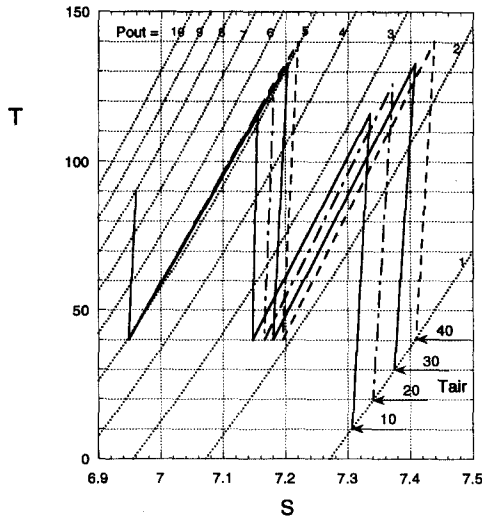


Fig. 4 T-s diagram of a 3 stage compressor system for different values of inlet air temperature.

질량유량은 2.5kg/s로, 압축기의 폴리트로픽효율은 0.9로, 각 단 사이 냉각기와 연결 덕트에서 압력손실계수는 현실적인 값인 1.0으로 하였다. 이러한 기준조건에서 각 단에서 요구되는 압축비는 각각 2.57, 2.31, 1.61이고, 전체 요구 동력은 619 kW가 된다. (표1 참고) 이때 계산된 각 단의 토출출 온도는 134℃이다. 산업용 공기압축기로서 비교적 합리적인 운전 상태라고 생각된다. 만약 2단과 3단의 흡입온도를 50℃로 증가시키면 각단의 압축비는 각각 2.80, 2.28, 1.45가 되어 1단의 부하는 증가하고 3단의 부하는 감소한다. 반대로 흡입온도를 30℃로 감소시키면 압축비는 각각 2.35, 2.35, 1.79가 되어 1단의 부하는 감소하고 3단의 부하는 증가한다. 흡입온도가 30, 40, 50℃로 변화하면서 냉각기의 열부하 (입출구 온도차이)는 각각 92, 94, 95℃로 큰 변화는 없다.

압축기 흡입 온도는 동절기에는 낮으며, 흡입 온도의 변화에 따른 시스템의 변화를 고려하기 위해서 40, 30, 20, 10℃로 변화시킨 결과를 Fig.4에 나타내었다. 공기 온도가 낮아지면  $T_{min}$ 이 고정되어 있으므로 3단에서의 부하변동은 거의 없으며, 1단의 압축 부하는 각각 2.45, 2.57, 2.69, 2.83으로 증가하고 2단의 부하는 2.45, 2.31, 2.18, 2.05로 각각 감소한다. 이때 열교환기의 냉각 부하는 모두 감소한다. 압축기의 압력 사양을 만약 높인다면 1단과 2단의 압축 부하는 증가하고 따라서 열교

환기의 부하도 증가한다. 지면상 여러가지 경우에 대하여 그 결과를 모두 그림으로 제시하지는 않으나 여러가지 경우에 대하여 동일한 방법으로 분석을 할 수 있다.

열교환기의 용량을 동일하게 두고 2단과 3단의 흡입 공기온도를 동일하다는 제한조건을 고려하지 않을 경우, 예를 들어 1단의 압축비를 높이면 1단 출구온도는 상승하고 2단 흡입온도는 상승하고 2단 압축비에 따라서 이후 2단 출구온도와 3단의 흡입 온도 및 요구되는 압축비가 변하게 된다. 또 출구 허용 공기온도를 상승시키는 경우에도 유사한 분석을 수행할 수 있다. 중간냉각기의 용량을 동일하게 하는 제한조건을 두지않는다면 1단과 2단의 압축비를 다소 임의로 선택할 수 있다. 이러한 경우 1단과 2단의 비속도를 동일하도록 압력비를 조절할 수 있다. 이때 1단과 2단의 출구 온도는 동일하게 되지 않는다. 만약 적절한 예비 계산을 통해서 식 (7)에 나타낸 조건을 유지하면서 1단의 출구온도를 160℃로 하면 각 단에서의 압력비는 3.14, 1.88, 1.61이 된다. 또 2단의 출구온도는 104℃가 되어 1단과 2단의 중간냉각기의 온도부하는 각각 120, 68℃가 되어 상당한 차이가 난다. 따라서 열교환기의 크기선정 및 시스템 설계시 배열에 신중해야 한다. 소요 동력은 각각 326, 171, 125kW가 되고 전체 동력은 622kW가 된다. 앞서의 경우보다 다소 동력이 증가하며 이는 1단에서 많은 동력이 요구되기 때문이다.

이상에서 설명한 어떠한 경우라도 각단의 흡입 및 토출 공기온도, 한편으로는 냉각기의 입출구 공기온도는 시스템의 허용온도 및 냉각수 온도조건에 따라서 상당히 제한되므로 시스템의 설계시 신중하게 고려되어야 한다.

#### 4. 각 단의 압축기 개념 설계

이와 같은 과정으로 시스템 각 단의 요구되는 압력비 및 입 출구 온도가 여러가지 제한조건을 고려하여 정해진다면 각 단 압축부하를 구현하는 압축기의 설계를 수행해야 하며 동시에 열교환기의 설계가 수행된다. 물론 각 단의 설계를 수행하는 과정에서 보다 효과적인 방안이 제시된다면 위의 전 과정을 새로운 제한조건 하에서 재검토 하게될 것이다. 열교환기의 설계는 여기서 다루지 않으며 단지 각 단에서 요구되는 압축부하를 가장 효과적으

로 감당할 수 있는 압축기의 개략 설계를 생각한다. 각 단의 입구조건과 압축비가 정해지면 제일 먼저 압축기의 비속도, 회전수 및 직경을 결정해야 한다. 이를 위해서 간단한 공기역학적 모델링과 관계식이 이용된다. 이를 정리하면 다음과 같다. 먼저 비속도는 다음과 같이 정의한다.

$$N_{ENG} = \frac{N\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}} = \frac{N}{\Delta h^{3/4}} \sqrt{\frac{60mRT_o}{p_o}} \quad (8)$$

여기서 사용된 변수들의 단위는 다음과 같다.

$N$ (rpm),  $Q$ (m<sup>3</sup>/min),  $\Delta h$ (kg/s),  $T_o$ (K),  $p_o$ (Pa)

비속도는 터보기계의 크기가 포함되지 않은 상사 변수이며 여러가지 중요한 의미가 포함되어 있으나, 가장 중요한 점은 비속도가 동일한 압축기는 동일한 형상을 갖는다는 사실이다. 원심압축기의 경우 비속도가 크면 상대적으로 저압축비, 고회전수, 대유량에 적합한 형상으로 입구 직경비가 크고 출구 폭이 크다. 매우 크다면 기본 형상이 사류 형식의 압축기가 된다. 반면 비속도가 작으면 고압용으로 입구 직경비가 작고 출구폭이 상대적으로 좁다. 비속도가 지나치게 크거나 작으면 압축기의 효율은 감소한다. 설계자는 각자의 경험과 기호에 따라서 설계될 비속도를 선정하는 경우도 있으며 이때 위 식에서 압축비와 기타 변수가 정해져 있으므로 비속도는 회전수에 단순 비례하는 수가 된다.

원심압축기는 근본적으로 원심력을 최대한으로 이용하여 압축을 수행하는 기계이므로 회전 속도가 가장 중요한 변수이다. 회전차의 회전 접선 속도는 압축기의 압력비와 직접적인 관계가 있다.<sup>(1)</sup>

$$PR = [1 + (\gamma - 1) \eta U_2^2 (1 - \phi \tan \beta_2) / a_0^2]^{(\gamma - 1)} \quad (9)$$

회전차의 출구에서 속도삼각형이 미끄럼 계수를 이용하여 적절한 방법으로 추정되면 위의 관계식은 요구되는 압력비를 얻기위해서 요구되는 회전차의 접선속도를 제시한다. 물론 가능하면 최대한 높은 회전수로 회전시키는 것이 바람직하겠으나 높은 회전속도는 높은 원심력과 이에 따른 응력을 유발한다. 따라서 회전차의 재질에 따라서 제한된다. 보통 접선속도는 200~500m/s이며 사용되는 재질 및 가공방법에 따라서 다르다. 따라서 높은 압력비가 요구되는 경우 재질의 한도에 따라서 요구되는 접선속도를 얻지 못한다면 여러단의 압축과정이 필요하게 된다.

회전수가 이미 결정되어 있다면 여기서 요구되는

접선속도로 부터 필요한 회전차의 직경을 구할 수 있다. 그러나 회전수와 직경은 단순히 독립적으로 결정할 수는 없다. 이는 비속도를 단순히 임의적으로 선택하기가 어렵다는 것이며, 이는 유량을 적절히 고려해야 함을 의미한다. 회전차의 입구에서 연속정리를 이용하면 다음의 관계를 구할 수 있다.<sup>(1)</sup>

$$\frac{m\Omega^2}{\pi k \gamma p_{o1} \sqrt{\gamma R T_{o1}}} = \frac{M_{r1}^3 \sin^2 \beta_{s1} \cos \beta_{s1}}{[1 + (\gamma - 1) M_{r1}^2 \cos^2 \beta_{s1} / 2]^{1/(\gamma - 1) + 3/2}} = F \quad (10)$$

여기서  $k = 1 - (r_{n1}/r_{s1})^2$ 이다. 위 식은 매우 유용하게 사용된다. 입구에서 상태와 상대 마하수  $M_{r1}$  이 고정된다면 최대의 유량을 처리할 수 있는 날개 각도 (엄밀하게는 유동각도) 를 구할수도 있고, 날개 각도가 주어진다면 주어진 유량을 처리할 수 있는 회전각속도를 구할수 있다. 회전차의 입구 설계시 가장 중요한 것은 입구에서 상대 마하수가 지나치게 높지 않게 하여 입구에서 초음속나 압축충격파에 의한 손실을 최소화 해야하는 점이다. 최대 속도는 자연히 날개의 팁에서 발생한다. 따라서 팁에서 상대 마하수는 어느값 이하로 제한되어야 한다. 이러한 점에서  $M_{r1}$ 은 매우 중요한 설계 변수가 된다.  $M_{r1}$ 이 높다는 것은 상대적으로 고속 압축기임을 의미하며 낮다는 것은 저속 회전차임을 나타낸다. 한편 대부분의 경우 날개각도는 60도 근처에서 최고의 유량을 처리할 수 있고 또 대부분의 설계에서 채택되고 있는 조건이다. 따라서 설계자에 의해서 상대마하수가 주어지면 위 관계식에서 처리해야할 유량에 따른 회전각속도를 구할 수 있다. 회전각속도가 주어지면 회전수가 결정되고 또 필요한 회전차의 직경이 결정되어 압축기의 크기가 결정된다. 동일한 개념의 압축기라면 입구에서 상대마하수를 포함한 제반 조건이 동일할 것이며 이때 많은 유량을 처리하기 위해서는 상대적으로 낮은 회전 각속도가 요구되고 따라서 큰 회전차 직경이 요구된다. 이상에서 논의된 사항을 유효하다고 한다면 압축기의 비속도는 독립적으로 정해지지 않고 주로 압축비와 상대 마하수에 의해서 결정된다. 위 관계들을 정리하면 다음의 관계를 얻을 수 있다.

$$N_{ENG} = \frac{65.94 \sqrt{kF}}{[PR^{(\gamma - 1)\gamma} - 1]^{3/4}} \quad (11)$$

종합하면, 압축기의 압축부하가 결정되고 입구에서 상태량이 주어지면 요구되는 압축비에 적합한

회전 속도를 구하고 회전각속도를 구한 다음 회전차의 직경을 구하게 된다. 이러한 과정에서  $M_{r1}$ 은 주된 설계 변수가 되며 기타 변수의 값은 그 결과에 민감한 영향을 미치지 않기 때문에 다음과 같이 고정하여도 별 무리가 없다고 생각되며, 필요한 경우 변화시킬 수 있다.

$$r_h/r_s=0.3, \beta_{s1}=60^\circ, \beta_2=0^\circ, \phi=0.3$$

실제 3단 압축기 시스템을 설계하는 경우에는 1단과 2단을, 또는 2단과 3단을 동축으로 제작하여 전체 시스템을 효과적으로 설계하는 경우가 있다. 이러한 경우에는 회전수의 선정에 구속조건이 부여되기 때문에  $M_{r1}$ 을 독립적으로 선정하지 못하고 요구되는 회전수에 적합한  $M_{r1}$ 을 사용하게 된다. 한편 선정되는 각 단의 비속도가 가급적 동일하게 된다면 각 단 압축기의 구조는 매우 유사 또는 동일하게 되어 제품의 개발과 제작 및 계열화가 용이하게 되어 여러가지 이점이 있다. 또 이러한 비속도의 값이 설계자가 충분한 경험이 있어 자신이 있는 또는 가장 효율이 높은 경우가 된다면 매우 성공적인 설계가 되리라 생각된다. 필요한 경우 각 단의 압축 부하를 다시 조정하여야 하는 경우도 발생한다. 실제로 설계자는 이와같은 논리에 근거를 두고 여러번 반복 작업을 통해서 설계자가 자부심을 가질수 있고 경쟁력 있는 압축기를 설계할 수 있다. 이상에서 회전차의 개념설계를 수행하는 과정을 제시하였으나 여기서 언급해야하는 사항은 회전차와 구동 시스템의 통특성이다. 과도한 회전속도는 많은 증속비가 요구되는 구동 시스템을 사용해야하고 소음진동의 증가는 피할 수 없다. 또 회전수의 선정에는 축계의 임계속도를 피하여 선정되

어야 한다.

### 5. 압축기의 개념설계 예

위에서 설명된 방법을 이용하여 각 단의 압축기의 개념설계를 수행하는 과정을 살펴보자. 4장에 설명된 방법에서 유량계수  $\phi$ , 입구유동각  $\beta_{s1}$ , 허브/팁 비  $k$ , 출구 날개 각도  $\beta_2$ 는 개념설계에서 민감도가 작은 변수들이기 때문에 여기서는 0.2,  $60^\circ$ , 0.91,  $0^\circ$ 로 각각 가정하였다. 3절에서 채택된 기준 값에 대하여 시스템 설계를 하여 계산된 각 단의 조건을 표1에 나타내었다. 상대 마하수  $M_{r1}$ 에 따른 비속도, 회전수 및 회전차의 직경의

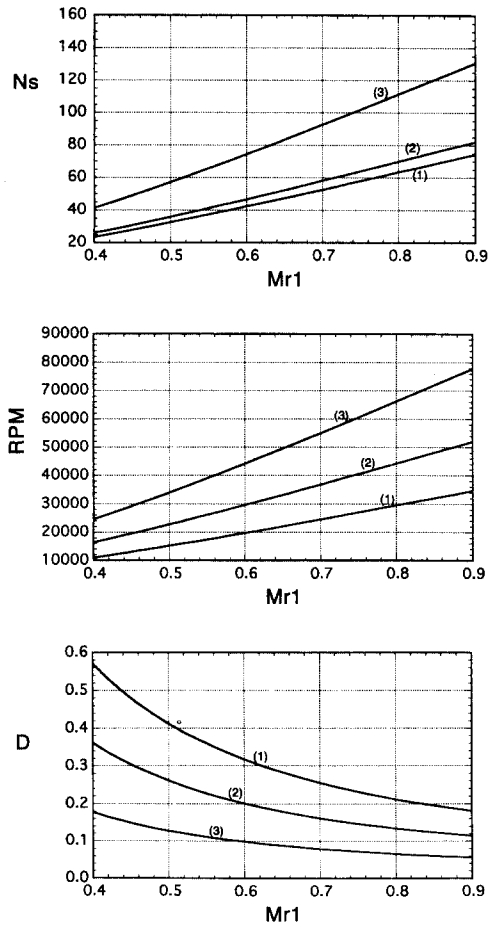


Table 1 Design parameters of case 1 compressor

stage	T <sub>1</sub>	P <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	P <sub>1</sub>	PR
1	30	1.01	134	2.60	2.57
2	40	2.25	134	5.21	2.31
3	40	5.03	90	8.09	1.61

Table 2 Design parameters of case 2 compressor

stage	T <sub>1</sub>	P <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	P <sub>1</sub>	PR
1	30	1.01	160	3.18	3.14
2	40	2.79	108	5.02	1.88
3	40	5.04	90	8.10	1.61

Fig. 5 Variations of (a) specific speed, (b) rotational speed and (c) impeller size of each stage with specified relative Mach numbers at the inlet using equal size of intercooler.

변화를 Fig. 5에 나타내었다. 예를 들어  $M_{r1}$ 을 3단 모두 0.7로 설계를 한다면 각 단의 비속도는 52.5, 58.0, 92.4로 된다 이때 회전수는 각각 24400, 36700, 54900 rpm이 되고 회전차의 직경은 각각 255, 161, 79 mm가 된다. 이때 회전차의 접선속도는 각각 326, 310, 226m/s이다. 1, 2단은 약간 낮은 비속도로 설계가 되며, 3단은 다소 높은 비속도로 설계가 된다.

만약 3단 모두 동일한 비속도의 설계를 한다고 가정하고 그 값을 70이라고 하면 Fig. 5(a)에서 각 단의  $M_{r1}$ 은 약 0.85, 0.79, 0.57정도이다. 이는 산업용 압축기로서 합리적인 값의 범위 내에 있다. 각  $M_{r1}$ 에 대하여 Fig. 5(b)에서 회전수를 읽으면 각각 32000, 44000, 42000 정도가 된다. 또 Fig. 5(c)에서 회전차의 직경은 190, 130, 110 mm 정도가 된다.

만약 1단의  $M_{r1}$ 을 위와 같이 0.85로 하면 비속도는 70이 되어 위의 경우와 동일하나 2단의 회전수를 1단과 마찬가지로 33000으로 한다면 2단의  $M_{r1}$ 은 Fig. 5(b)에서 0.62가 된다. Fig. 5(a)에서 2단의 비속도는 50, Fig. 5(c)에서 회전차의 직경은 185정도가 된다. 따라서 회전수를 동일하게 하기 위해서 2단의 비속도는 낮아지고 회전차의 직경은 커진다. 3단의 설계는 위 경우와 동일하다.

만약 1단과 2단의 비속도를 70으로 설계하고 2단과 3단의 동축설계로 하여 회전수를 동일하게 한다면 3단의 회전수는 44000이 되고 Fig. 5(b)에서 3단의  $M_{r1}$ 은 0.6 정도가 된다. 같은 방법으로 Fig. 5(a)에서 3단의 비속도는 75정도가 된다. 그리고 Fig. 5(c)에서 회전차의 직경은 100정도가 된다. 이는 이미 동일 비속도 설계에서 예상한바이지만 종합하면 각 단의 비속도는 70, 70, 75이고, 회전수는 32000, 44000, 44000이고, 직경은 각각 190, 130, 100이 된다. 2단과 3단의 비속도의 차이는 매우 작으므로 경우에 따라서는 동일한 형상을 활용할 수도 있고 회전차의 중량도 합리적으로 배분된 듯 하다. 또한 2단과 3단의 동축설계는 전체 시스템을 매우 단순하게 구성시킨다. 한편 각 단의 동력은 259, 234, 125 kW이므로 1단과 2+3단의 동력은 각각 259와 359이다. 회전수가 각각 32000과 44000이므로 토크의 비는 8.09 : 8.16이 되고 축 직경의 비는 2.84 : 2.85가 되어 거의 동일한 크기의 축을 사용할 수 있다.

3절에서 계산한 두번째 경우, 즉 1단과 2단의 중

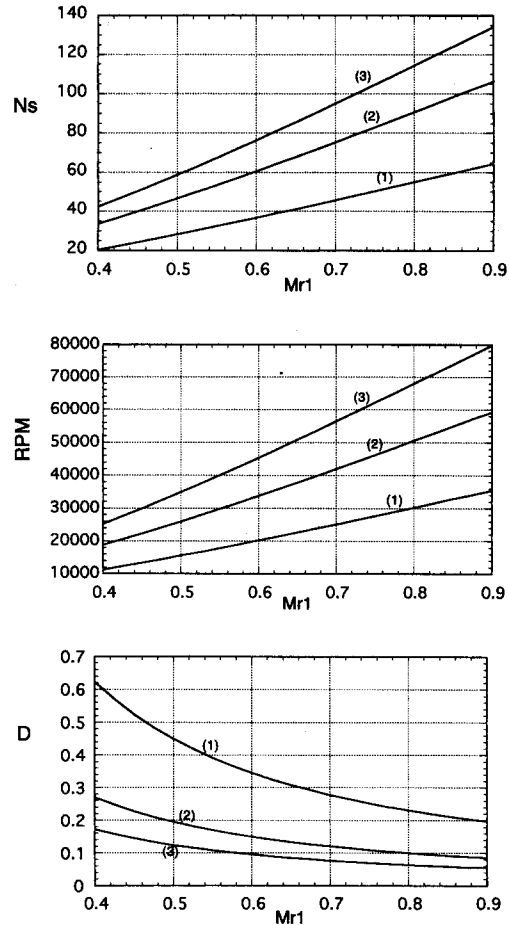


Fig. 6 Variations of (a) specific speed, (b) rotational speed and (c) impeller size of each stage with specified relative Mach numbers at the inlet using different size of intercooler.

간 냉각기의 용량을 다르게 설계하는 대신 1단과 2단의 동축설계를 고려하는 경우가 된다. 이때 각 단의 설계조건은 표 2에 나타내었다. 각 단별로 입구 상대마하수에 따른 비속도, 회전수 및 직경의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 이 경우 미리 계획된 것이긴 하나 모든단에서 비속도를 60으로 하였을 때 각 단에서의 요구되는 회전수는 33,000, 33,000 및 36,000이 된다. 따라서 1단과 2단의 회전수가 동일하여 동축설계가 가능하게 되었으며 동시에 동일한 비속도를 갖게되어 동일한 형상의 압축기를 축소하여 사용할 수 있게되었다. 이때 각 단의 회전차 직경은 개략 230, 150, 120 mm 정도가 된다.

이상에서 간단한 열역학 및 유체역학적 논리를

이용하여 다양한 개념설계를 수행하는 예를 제시하였다. 개념설계가 완료되면 1차원 압축기 설계를 통해서 기본 치수 및 성능해석을 수행하게 된다. 이 과정에서 문제점이 제시되거나 더 우수한 개념이 정리된다면 다시 수정된 조건하에서 개념설계를 수행할 수 있다.

## 6. 결 언

이상에서 제시한 다단 압축기 시스템의 개념설계를 수행하는 알고리즘은 다양하면서도 현실성있는 설계를 수행할 수 있음을 예시하였다. 설계과정에서 설계자는 많은 재량권을 행사할 수 있으며, 그 재량권은 설계자의 많은 경험과 지혜에 바탕을 두고 행사된다. 본 연구에서는 제한된 설계변수에 대한 변화를 고려하여 그 방법론을 제시하였으나 이러한

개념설계방법은 설계자를 위한 훌륭한 도구가 될 것이다.

## 후 기

본 연구는 현대정공 및 세아중기의 산학협동 연구과제와 터보동력기계 연구비의 지원으로 수행되었다. 이에 관계자 여러분과 계산과 그림준비를 도와준 유민우씨에게 감사를 드린다.

## 참고문헌

- (1) Dixon, S. L. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 3rd ed. Pergamon Press.