

(기술논문)

공랭식 3단 왕복동 공기압축기의 시스템설계 및 성능시험

이안성* · 김영철** · 정영식***

(1996년 12월 3일 접수)

System Design of an Air-Cooled 3-Stage Reciprocating Air Compressor and Performance Testing

A. S. Lee, Y. C. Kim and Y. S. Jung

Key Words: Air-cooled Reciprocating Air Compressor (공랭식 왕복동 공기압축기), Volumetric Efficiency (체적효율), Performance Test (성능시험)

Abstract

A 150 m³/hr, 30 kg/cm², air-cooled 3-stage reciprocating air compressor is designed to be used in starting large diesel engines. A basic design procedure is presented to meet the targeted pressure and flow rate, and especially the Volumetric efficiency. Temperature and stress analyses of the cylinder are performed using FEM modelings. The dynamics of Valve system is analyzed and stress at the valve seat due to valve impact is evaluated. To reduce friction loss and wear at the compressor engine system, tribological design practices are suggested. Fin-type coolers are designed to dissipate generated compression heat at each stage. Finally, a prototype is manufactured and performance test is carried out utilizing an air tank. Performance results are compared to the design targets, other foreign specifications, and some quality standards.

기호설명

ε : 틈새체적비, V_0/V_p
 ε_m : 최적 압축비
 η_{ad} : 압축기의 온단열압축효율
 η_e : 모터역률
 η_f : 모터효율
 η_v : 체적효율
 $\bar{\eta}_v$: 평균체적효율
 χ : 공기의 단열지수 (=1.4)
 μ : 팽창 폴리트로픽 상수
 ν : 압축 폴리트로픽 상수

ω_n : 밸브 시스템의 고유진동수
 A : 피스톤의 단면적, m²
 A_1 : 1단 피스톤의 단면적, m²
 A_2 : 2단 피스톤의 단면적, m²
 A_3 : 3단 피스톤의 단면적, m²
 A_n : 헬름홀쯔공명기의 목(Neck) 단면적, m²
 B : 밸브 스프링의 자유길이, m
 c : 소리의 속도, m/sec
 C_m : 피스톤 평균속도(=NL/30), m/sec
 D : 실린더의 직경, m
 D_1 : 1단 실린더의 직경, m
 D_2 : 2단 실린더의 직경, m
 D_3 : 3단 실린더의 직경, m
 f_n : 헬름홀쯔공명기의 공명주파수, Hz
 F_{imp} : 밸브 시이트의 충격하중, N
 g : 중력가속도, 9.8m/sec

*회원, 한국기계연구원 회전체연구그룹

**한국기계연구원 회전체연구그룹

***법한산업

h : 냉각핀에서의 대류열전달계수, $W/m^2 K$
 i : 단의 실린더수 (=2)
 i_m : 모터의 소요전류, A
 j : 각 단을 표시, $j=1, 2, 3$
 k : 밸브 스프링 상수, N/m
 K : 밸브 시트의 강성, N/m
 l_h : 헬름홀쯔공명기의 목(Neck) 유효길이, m
 L : 피스톤 행정길이, 밸브의 양정, m
 L_h : 헬름홀쯔공명기의 목(Neck) 길이, m
 m : 밸브의 질량, kg
 N : 회전속도, rpm
 P : 피스톤 압력, kg/m^2
 P_1 : 1단 실린더의 흡입공기 절대압력, kg/m^2
 P_2 : 2단 실린더의 흡입공기 절대압력, kg/m^2
 P_3 : 3단 실린더의 흡입공기 절대압력, kg/m^2
 P_4 : 3단 압축후의 절대압력, kg/m^2
 P_a : 흡입공기(대기)의 절대압력, kg/cm^2
 P_{a1} : 충전 시작전 공기탱크 절대압력, kg/cm^2
 P_{a2} : 충전 완료후 공기탱크 절대압력, kg/cm^2
 P_m : 모터의 축동력, kW
 PR_i : 각 단에서의 절대 압축비
 Q : 분당 흡입공기량, m^3/min
 \bar{Q} : 시간당 흡입공기량, m^3/hr
 Q_1 : 1단 실린더의 흡입공기량, m^3/min
 Q_{sm} : 충전시험에 의한 흡입공기량, m^3/min
 Q_{th} : 최대 이론 흡입공기량, m^3/min
 r_h : 헬름홀쯔공명기의 목(Neck) 반경(m)
 s : 밸브가 양정 L 만큼 열렸을 때 스프링의 수축길이, m
 t : 시간, sec
 t_e : 충전소요시간, min
 T_a : 흡입공기(대기)의 절대온도, K
 T_{a1} : 충전 시작전 공기탱크 절대온도, K
 T_{a2} : 충전 완료후 공기탱크 절대온도, K
 T_i : 각 단 실린더의 흡입공기 절대온도, K
 v : 밸브의 속도, m/sec
 v_m : 모터의 소요전압, V
 V : 피스톤 체적, m^3
 V_1 : 1단 피스톤 체적, m^3
 V_h : 헬름홀쯔공명기의 공동(Cavity) 체적, m^3
 V_o : 틈새체적, m^3
 V_p : 피스톤행정의 통과체적, 행정체적, m^3
 V_r : 공기탱크의 체적, m^3
 V_s : 피스톤의 흡입체적, m^3

W : 압축일, $kg \cdot m$
 W_{ad} : 전체 압축일, kW
 y : 밸브의 변위, m

1. 서 론

최근 왕복동 공기 압축기는 경량화, 설치공간의 축소, 그리고 제작비의 절감을 위해 냉각방식을 종전의 수냉식에서 공랭식으로 바꾸어 가고 있으며, 특히 저진동, 저소음, 고압축비 등을 종합적으로 실현하기 위하여 다단 왕복동 압축방식이 많이 채택되고 있다. 그러나, 아직 국내의 왕복동 압축기 기술은 소용량 2단 이하의 저단압축 수준에 머무르고 있다.

왕복동 압축기는 시장규모가 크지 않고, 특히 구조 및 작동원리가 자동차 내연기관과 유사하기 때문에, 그간의 많은 기술발전이 자동차 디젤엔진의 설계기술을 도입 활용하여 이루어진 측면이 많다. Chlumsky⁽¹⁾과 이안성⁽²⁾은 왕복동 압축기의 기본구조와 열역학적 원리를 비롯한 기초설계의 전반을 다루고 있다. 특히 이안성⁽²⁾에는 실린더와 밸브의 유한요소 구조해석설계, 압축기진동의 구조물 전달 차단을 위한 방진기설계, 그리고 흡입소음저감을 위한 공명기설계 등도 소개되고 있다. Rosenberg⁽³⁾는 엔진유환설계에서 마찰을 저감하여 효율을 높이기 위한 일반적 고려사항을, Ting⁽⁴⁾과 Dueck⁽⁵⁾는 각각 피스톤링의 트라이볼로지기술의 현황과 발전 경향을, Guertler⁽⁶⁾는 실린더에서 마멸과 보어폴리싱의 원인 그리고 이를 해결하기 위한 설계지침을, Yahagi 외⁽⁷⁾는 실린더의 주재료로 사용되는 회주철의 부식마멸과 대책을, 그리고 Moorhouse와 Johnson⁽⁸⁾은 실린더와 피스톤링의 표면처리에 적

Table 1 Design specifications of a compressor

Item	Specification
Capacity	150 m^3/hr
Discharge pressure	30 kg/cm^2
Rotating speed	1200 rpm
Number of stages	3
Noise	95 dB(A)
Volumetric efficiency	80%

Table 2 Classification of the compressor development technology

Technology classification	Contents
· Basic design	· Basic design of a V-type 3-stage reciprocating compressor
· Structural analysis	· FE structural analyses of cylinder and valve · Dynamic analysis of valve system
· Lubrication design	· Lubrication design of key engine components
· Vibration & Noise reduction	· Helmholtz resonator design for noise reduction · Isolator design for compressor-vibration isolation
· Cooling	· Intercooler design for compression-heat cooling
· Manufacturing & performance test	· Prototype compressor manufacturing · Performance test and acceptance criteria

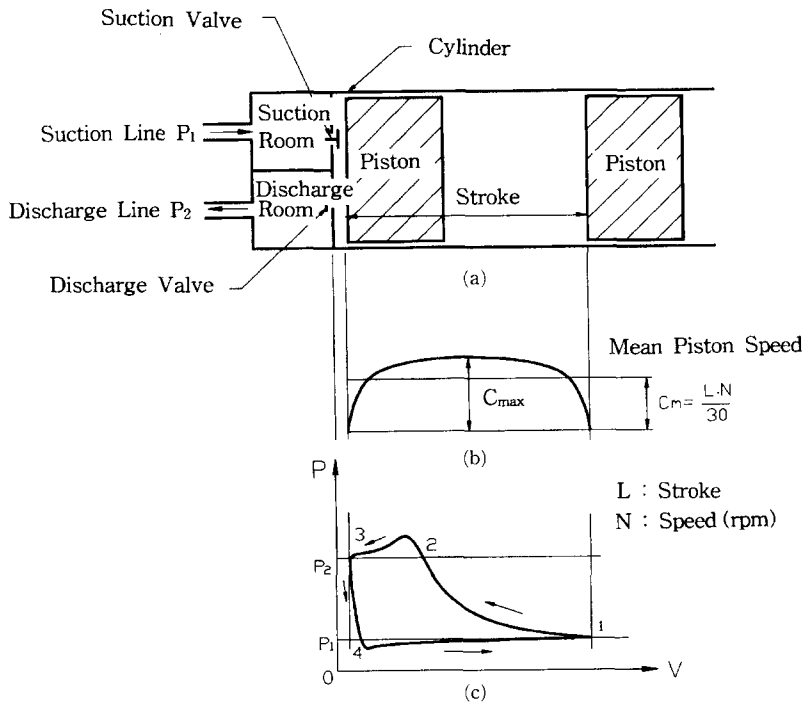


Fig. 1 Operating principle of a reciprocating compressor

용되는 코팅기술을 잘 정리하고 있다.

본 연구에서는 다절엔진의 시동용 압축공기를 공급하는 공랭식 3단 고압 왕복동 공기압축기를 설계 개발하고자 한다. 개발압축기의 주요 설계사양은 Table 1에 정리되어 있다.

본 논문에서는 Table 2에 정리한 바와 같이, 개발 압축기의 기본설계 및 세부설계기술을 정립하고 성능시험^(9~17)을 통해 개발 시작품의 성능을 종합적으로 평가하고자 한다.

2. 기본설계

2.1 기본구조와 원리

왕복동 공기압축기의 기본구조는 Fig. 1. (a)에 나타나 있다. 왕복동 운동중의 피스톤의 속도는 Fig. 1. (b)에, 그리고 이때의 실린더내 압력과 부피의 상관관계는 Fig. 1. (c)의 PV선도에 나타나 있다. PV선도상에서 곡선 4-1-2-3-4에 의해 둘러

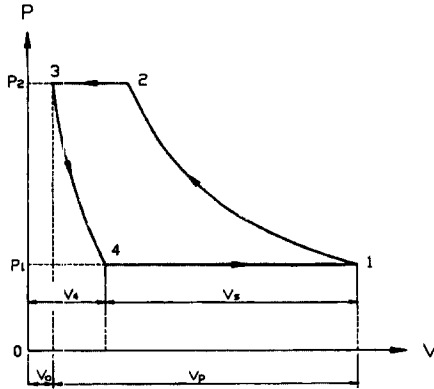


Fig. 2 PV-diagram with clearance volume-loss ignored

사이 면적은 압축에서 행해진 전체일을 나타낸다. 손실이 무시된 PV-선도가 Fig. 2에 나타나 있다. ϵ 은 다음과 같이 정의되고, 정상적으로 5% 이하이다.

$$\epsilon = \frac{V_0}{V_p} \quad (1)$$

Fig. 2의 PV-선도에서 3-4 과정을 Polytropic Process로 보면, 체적효율은 다음과 같다.

$$\eta_v = \frac{V_s}{V_p} = 1 - \epsilon \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\nu}} - 1 \right] \quad (2)$$

흡배기저항, 마찰손실, 실린더틈새가 없는 이상적인 1단 압축기에 대해서 총 압축일은 다음과 같다.

$$W = \int_{P_1}^{P_2} V dP = \frac{\nu}{\nu-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\nu-1}{\nu}} - 1 \right] \quad (3)$$

한편, 3단 압축기에 대해서는, 압축후 완전 중간 냉각을 가정하면 식 (3)으로부터 총 압축일은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} W &= \frac{\nu}{\nu-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\nu-1}{\nu}} + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\nu-1}{\nu}} + \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\nu-1}{\nu}} - 3 \right] \\ &= \frac{\nu}{\nu-1} \omega R T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\nu-1}{\nu}} + \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\nu-1}{\nu}} + \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\nu-1}{\nu}} - 3 \right] \end{aligned} \quad (4)$$

압축기 1단의 치수는 다음 식에 의해 지배된다.

$$Q = iALN\eta_v \quad (5)$$

따라서, 다단 압축기의 경우 i , N , L , η_v 가 모든 단에서 일정하다고 가정하면 다음의 관계가 성립한다.

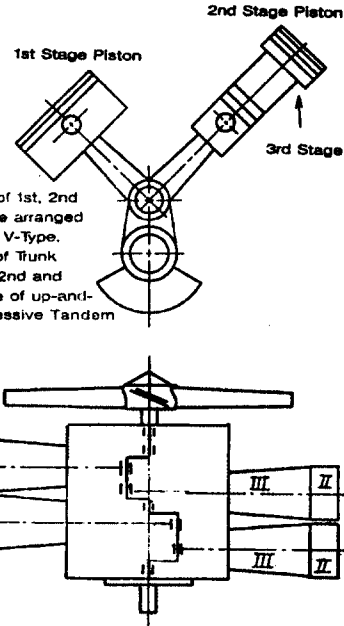


Fig. 3 Piston arrangements of the 3-stage compressor

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{P_2}{P_1}, \quad \frac{A_2}{A_3} = \frac{P_3}{P_2} \quad (6)$$

2.2 기본 설계

설계 압축기는 크랭크축의 평형, 비틀림진동의 저감, 냉각효과를 고려하여 Fig. 3과 같이 실린더를 V형으로 배열한다. 미국방규격 (MIL-C-16645 A)은 피스톤 평균속도를 다음과 같이 제한한다.

$$C_m = \frac{NL}{30} < 4.06 \quad (7)$$

따라서, 피스톤 행정은 $L=0.08$ m로 설계된다.

행정체적은 다음의 흡입공기량으로부터 계산된다.

$$\bar{Q} = 60\eta_v \cdot N \Sigma V_p = 60\eta_v \cdot N \cdot i \cdot V_p = 150 \quad (8)$$

따라서, 행정체적은 최소 $1.3 \times 10^3 \text{ m}^3$ 이상이어야 한다.

1단의 실린더 직경은 다음 식으로부터 계산된다.

$$V_p = \frac{\pi D_i^2}{4} L \quad (9)$$

따라서, 1단 실린더의 직경은 $D_1=0.15$ m로 한다.

한편, 압축일을 최소화하기 위한 각 단의 최적압축비는 식 (4)로부터 다음과 같이 결정된다.

$$\epsilon_m = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{P_4}{P_1}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

따라서, 압축비는 3.11이 가장 이상적이다.

2, 3단의 실린더 직경은 식 (6)과 (10)으로부터 다음과 같이 각각 계산된다.

$$\epsilon_m = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = 3.11 \quad (11)$$

$$\epsilon_m = \frac{D_2^2}{D_3^2 - D_3^2} = 3.11 \quad (12)$$

따라서, 2, 3단 실린더의 직경은 각각 $D_2=0.09$, $D_3=0.075$ m로 설계한다.

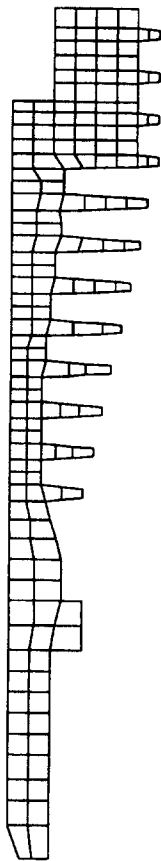


Fig. 4 Finite element mesh generation of the 1st stage cylinder

3. 세부설계

3.1 실린더 온도 및 응력해석

사용 윤활유를 열분해 온도 이하로 유지하고 열응력과 기계적 응력의 합을 재료의 허용치 이내로 제한하기 위해서 실린더의 온도 및 응력분포가 파악되어야 한다. 냉각핀을 포함한 실린더의 형상은 축대칭이므로 축대칭 물체에 대한 유한요소해석 프로그램을 개발하였으며, ⁽²⁾ Fig. 4는 1단 회주철 실린더에 대해 유한요소 격자를 형성한 단면도이다.

1단 회주철 실린더의 해석결과는 Fig. 5와 Fig. 6에 나타나 있다. Fig. 5는 냉각핀에서의 대류열전달계수가 $12.0 \text{ W/m}^2\text{K}$ 일 때의 온도분포 결과로, 최대온도는 337.5 K 이다. Fig. 6은 냉각핀에서의 대류열전달계수가 $75.0 \text{ W/m}^2\text{K}$ 일 때의 응력분포 결과로, 최대 유효응력은 15.43 MPa 이다(회주철의 한계응력은 $100\sim 400 \text{ MPa}$ 임). 이상에서 실린더의 발생 온도 및 응력은 구조적으로 문제가 되지 않는다.

3.2 밸브 시스템의 동특성 및 응력해석

밸브 스프링의 강성은 밸브 시트의 충격하중에 큰 영향을 끼칠뿐만 아니라, 밸브의 개폐가 관성영향에도 불구하고 신속하고 확실하게 이루어지도록

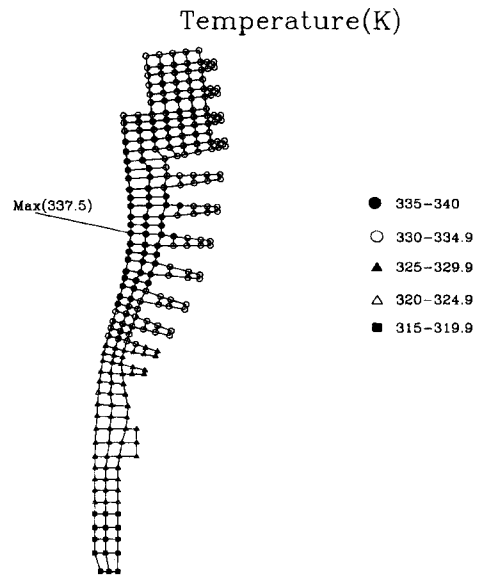


Fig. 5 Temperature distribution of the 1st stage cylinder($h=12 \text{ W/m}^2\text{K}$)

설계되어야 한다. 따라서 밸브 시스템의 동특성 및 응력해석을 수행하였다.⁽²⁾

밸브가 밸브시트에 주는 충격하중은 밸브질량과 스프링강성, 그리고 밸브양정에 따라 결정된다. 밸브시스템의 개략도와 자유물체도가 Fig. 7에 나타나 있다. 밸브가 양정만큼 열렸다가 y만큼 상승했을 때 밸브의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\frac{d^2y}{dt^2} + \omega_n^2 y = \omega_n^2 s - g \quad (13)$$

그리고, 충격하중은 다음과 같이 계산된다.

$$F_{imp} = \sqrt{mv^2 K} \quad (14)$$

밸브 시트도 축대칭으로 간주될 수 있기 때문에,

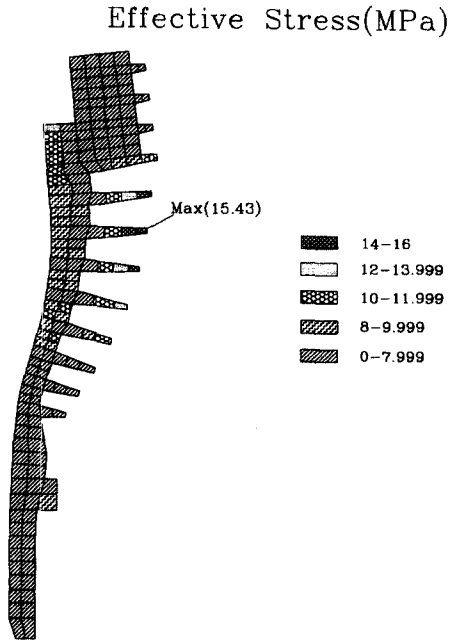


Fig. 6 Stress distribution of the 1st stage cylinder(h = 75W/m²K)

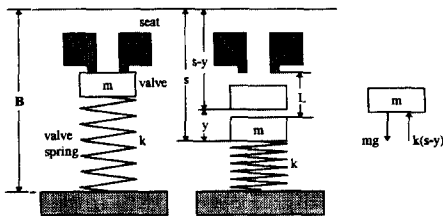


Fig. 7 Schematic and free body diagram of a valve system

축대칭 물체의 유한요소법을 이용하여 시트의 응력을 구하였다. 해석결과 발생 최대응력은 10.73 MPa로 문제가 되지 않는다.

3.3 윤활설계

Fig. 8은 압축기 주요 엔진부품의 윤활운전영역을 나타낸다. 경계윤활시에는 마찰력이 접촉하중에 비례하므로 오일 링의 인장력을 줄여 줌으로써 접촉하중을 줄여준다. 미끄럼마찰은 구름마찰로 대체하는 것이 좋으므로, 캠-리프터의 접촉영역과 로커-암 피복의 밸브 트레인 부품에서는 구름베어링을 사용한다. 한편, 유체윤활영역의 피스톤 스커트의 경우는 지지면적을 줄임으로써 마찰력을 감소시킬 수 있다.

특히 피스톤 시스템의 마찰은 전체 엔진마찰손실의 40% 내외의 큰 비중을 차지한다. 최적의 엔진 마모저항을 위해서는 크롬도금된 비대칭 배럴형 링과 질화처리된 실린더 라이너의 조합이 추천된다.

3.4 냉각기 설계

설계 압축기에서는 다중패스, 직교류식, 핀관형, 고밀도 열교환기를 사용하였다. 가역단열과정의 압

Table 3 Temperatures and pressures at each stage cooler

Stage	Pressure (kg/cm ²)	Inlet Temp.(°C)	Outlet Temp.(°C)
1	2.8	90	65
2	9.0	156	65
3	31.0	163	75

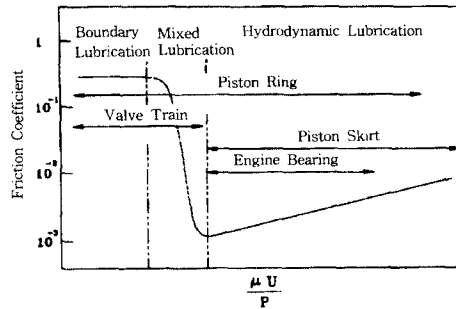


Fig. 8 Lubrication regions of various main engine elements

쳐 압축되고, 각 단의 냉각기에서 냉각된다. 압축 공기에 함유된 수분은 드레인 분리기에서 분리되고, 최종적으로 체크밸브를 통과하여 공기탱크에 저장된다. 크랭크 축 베어링, 크랭크 핀 베어링, 피스톤 핀 베어링, 그리고 피스톤의 윤활유 공급은 커넥팅 로드와 대단부에 설치된 스플래쉬 핀에 의한 비산방식으로 이루어진다. 크랭크 축 저널부에는 양측에 롤러 베어링 또는 볼베어링이 끼워지고, 불평형 회전관성력을 평형시키기 위하여 평형추가 설치된다. 커넥팅 로드와 대단부는 화이트 메탈 베어링이, 소단부는 청동부위가 장착된다. 저압단 피스톤은 알루미늄 경합금, 고압단 피스톤은 회주철로 만들어진다.

4.2 시험 방법^(9~17)

KS B 6351⁽⁹⁾와 6361,⁽¹⁰⁾ ISO 8012,⁽¹²⁾ 그리고 JIS 8342⁽¹⁵⁾에 준하여 공기탱크 충전용 왕복동 공기압축기의 성능시험을 수행한다. 시험 검사 항목으로는 온도, 압력, 공기량, 회전수, 체적효율, 단열압축효율, 축동력, 진동, 소음, 그리고 안전밸브 및 압력개폐기의 작동 등이다.

충전용 왕복동 압축기에서는, 공기가 백동 고압축되고 비교적 유량이 적으므로, 유량계를 사용한 유량측정은 정확도가 일반적으로 5% 이상이다. 따라서, 충전탱크의 용량이 5분 이상의 충전이 가능한 경우는, 탱크를 사용하여 평균유량을 측정하는 것이 더욱 정확한(3% 이하) 것으로 알려져 있다

충전시험에 의한 평균 흡입공기량은 다음과 같다.

$$Q_{sm} = \frac{V_r T_a}{t_e P_a} \left(\frac{P_{d2}}{T_{d2}} - \frac{P_{d1}}{T_{d1}} \right) \quad (15)$$

한편, 압축기의 최대 이론 흡입공기량은 다음과 같다.

$$Q_{th} = \frac{\pi}{4} D^2 L N i \quad (16)$$

따라서, 압축기의 평균 체적효율 $\bar{\eta}_v$ 는 다음과 같다.

$$\bar{\eta}_v = \frac{Q_{sm}}{Q_{th}} \times 100 \quad (17)$$

압축기의 틈새체적을 무시하고 단열압축을 가정한 경우 압축기의 전체 압축일은 다음과 같다.

$$W_{ad} = \sum_{i=1}^3 \frac{\chi}{\chi-1} \frac{P_i Q_i}{6120} \left[\frac{T_i}{T_1} (PR_i)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right] \quad (18)$$

한편, 모터의 축동력은 다음과 같다.

$$P_m = \sqrt{3} \ell_m i_m \eta_e \cdot \eta_f \times 10^3 \quad (19)$$

따라서, 압축기의 단열압축효율 η_{ad} 는 다음과 같다.

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{P_m} \times 100 \quad (20)$$

여기서, KS, ISO, 그리고 JIS규격에서 단열압축일 및 단열압축효율을 산출하기 위한 측정조건은 충전탱크의 압력이 일단 규정압력 30 kg/cm²에 도달한 후, 규정압력이 유지되도록 탱크밸브를 조정할 정상상태에서의 연속운전이다.

4.3 시험 결과

1200l의 충전용 공기탱크를 설치하였으며, 압축기 제어장치를 사용하여 축동력, 소요전류, 전압 등을 측정하고 과부하시 운전상태를 제어하였다. 압축기를 운전시키 탱크의 압력을 대기압으로 부터 30 kg/cm²까지 충전시키면서 소요시간, 탱크의 공기온도, 모터의 회전속도, 전류, 전압 등을 측정하였다.

Fig. 11은 압축시간에 따른 탱크 공기의 압력과 온도변화이다. 30 kg/cm²까지 충전소요시간은 13.05 min이며, 이때 약 6℃가량의 온도가 상승한다. Fig. 12는 탱크압력에 따른 모터의 속도 및 전류변화를 나타낸다. 압축이 진행됨에 따라 모터의 회전속도는 감소하고, 반면 소요 전류는 증가하고

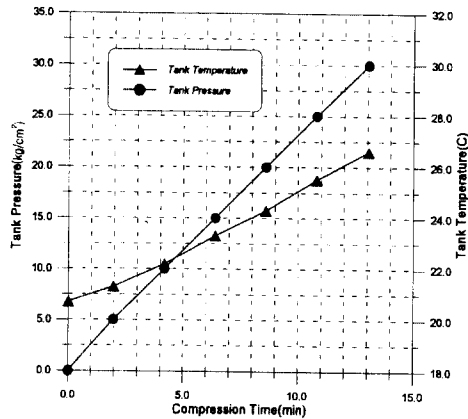


Fig. 11 Tank pressure and temperature vs. compression time

있으며, 그만큼 모터에 작용하는 부하가 커졌음을 알 수 있다.

Fig. 13은 이상의 결과로부터 식 (15)에 의해 압축에 따른 구간별 평균 공기흡입량의 변화를 그린 것으로, 탱크의 압력이 증가하여 각 밸브의 배압이 증가함에 따라 압축기의 평균 공기흡입량이 감소하고 있음을 알 수 있다. 또한, 탱크의 압력이 규정압력 30 kg/cm²에 도달함에 따라 평균 공기흡입량이 근사적으로 2,609l/min로 접근하고 있음을 볼 수 있다. 정상상태 연속운전시 압축기의 공기흡입량에는 이 근사값이 적용된다. Fig. 14는 식 (17)에 의해 압축에 따른 각 구간별 체적효율의 변화를 그린 것이다. 평균 모터회전수는 1190 rpm이며, 이때 최대 이론 흡입공기량은 3,356 l/min이다. 따라서, 규정압력에 도달할 때까지의 평균 체

적효율은 77.6%이다.

Table 4는 충전탱크의 압력이 규정압력 30 kg/cm²가 유지되도록 탱크밸브를 조정한 연속운전 상태에서, 각 단에서 측정된 압축후 및 중간냉각후의 공기온도이다. 따라서 식 (18)로부터 전체 압축일은 22.9 kW로 계산되고, 정상 연속운전시 모터의 축동력은 33.3 kW이므로, 결국 온단열압축효율은 68.8%로 계산된다.

Table 5는 진동 및 소음 레벨을 측정된 것이다. 압력개폐기는 30 kg/cm²에서 작동(압축기 자동정지)하여 21 kg/cm²에서 자동 복귀(압축기 자동가동)하였다.

한편, Table 6은 시작품 압축기의 종합성능 시험결과로 개발사양과 유사한 외국 타사제품 및 규격과 비교 정리한 것이다. 개발 시작품은 용량, 토출압력, 소음의 주요 성능에서 개발사양을 만족하고 있으며, 다만 체적효율에서 약 2.4% 미달하고 있으나 외국 타사제품과 비교하여 볼 때 상대적으로 우수하다고 판단된다. 시작품의 진동 및 소음은

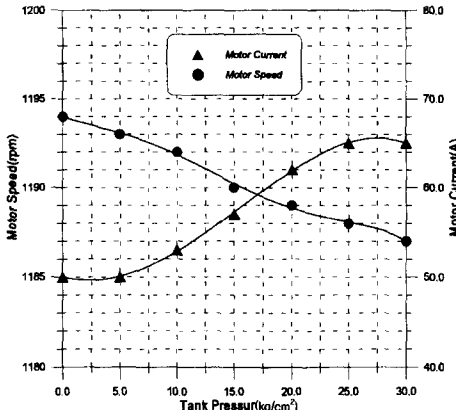


Fig. 12 Motor characteristics during compression

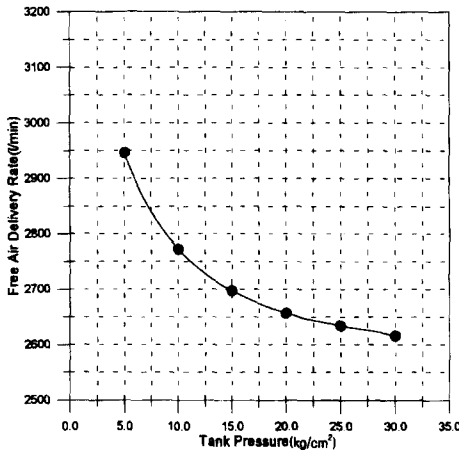


Fig. 13 Average free air delivery rate vs. tank pressure

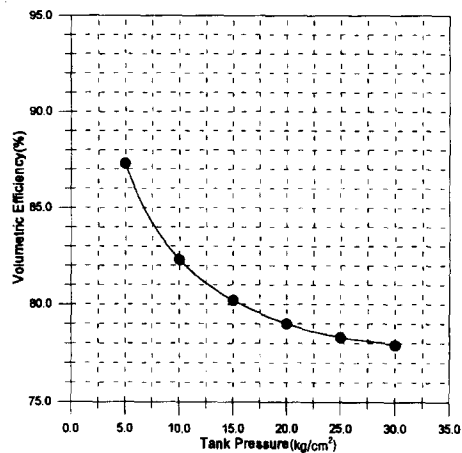


Fig. 14 Average volumetric efficiency vs. tank pressure

Table 4 Air temperatures after compression and cooling

Stage	Air Temp. after compression	Air Temp. after intercooling
1	109 °C	51 °C
2	161 °C	59 °C
3	139 °C	91 °C

각각 최대 80 μm , 95 dB(A)로, 일본 선용 공기압축기 규격을 크게 만족하고 있다. 따라서 개발 시작품은 설계사양, 외국제품사양, 그리고 외국품질 규격을 만족하는 우수한 압축기로 종합평가된다.

Table 5 Measurements of vibrations and noises

Vibration (μm , pk-pk)	Front housing	Horizontal direction	80
		Vertical direction	55
		Axial direction	45
	Back housing	Horizontal direction	75
Vertical direction		25	
Noise (dB(A))	Front face		95
	1st stage (Suction side)		93
	2nd, 3rd stage (Discharge side)		94

4.4 진동 및 소음대책

덕트 및 배관계에서 주파수 특성이 변하지 않는 소음원이 전파되는 경우, 소음문제를 해결하기 위한 방법으로 헬름홀쯔 공명기가 유용하게 사용될 수 있다. 헬름홀쯔 공명기의 설계방정식은 다음과 같다.

$$f_h = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A_h}{l_h V_h}} \quad (21)$$

여기서, 유효길이는 목의 길이에 보정길이가 더해진 것이며, 보정길이는 대략 $0.8\sqrt{A_h}$ 정도이다. Fig. 15는 압축기의 한 측면에서 측정된 소음 스펙트럼이며 120 Hz에서 탁월 주파수 성분이 존재하므로, 보다 엄격한 소음규제에 대비하여 식 (21)에 의해 공명기를 설계하였다.^(2,19)

방진기는 바닥으로 전달되는 진동을 제어하며, 방진효율 선도와 계의 고유진동수를 측정함으로써 설계할 수 있다. 무게가 약 800 kg인 본 압축기의

Table 6 Summary of the performance test

	Test item	Evaluation criteria	Test result	Remarks
1	Capacity	150 m ³ /hr	156.6 m ³ /hr	
2	Discharge pressure	30 kg/cm ²	30 kg/cm ²	
3	Rotating speed	1,200 rpm	1,190 rpm	
4	Number of stage	3	3	
5	Noise	95 dB(A)	93~95 dB(A)	Japan Ship Standard : 100dB(A)
6	Volumetric efficiency	80 %	77.6 %	Y Co. : 77.2~78.0% T Co. : 70.2~71.3%
7	Vibration(pk-pk)		25~80 μm	Japan Ship Standard : Vertical dir. 300 μm Horizontal dir. 600 μm Axial dir. 600 μm
8	Bearing Temp.	Ambient Temp. + 40 °C	52~54 °C	Actual Ambient Temp. : 20°C
9	Charge time		13Min. 3Sec.	
10	Shaft power		29.4 kW	Y Co. : 28 kW T Co. : 36 kW
11	Adiabatic compression efficiency		68.8 %	

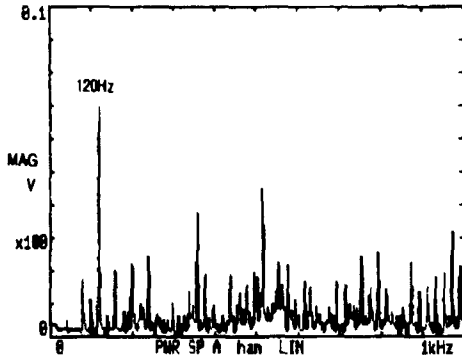


Fig. 15 Sound power spectrum of the compressor

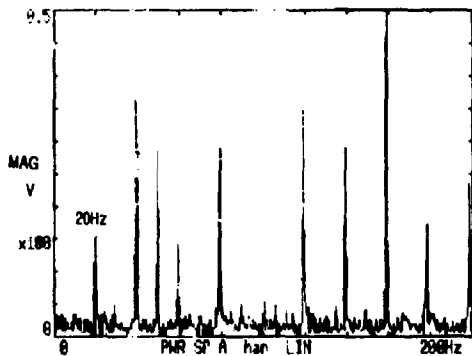


Fig. 16 Vibration acceleration power spectrum of the compressor base

최소가진주파수는, Fig. 16과 같이 압축기 베이스에서 측정된 가속도 스펙트럼으로부터, 모터회전수와 같은 20 Hz임을 확인하였다. 따라서 약 90%의 방진효율을 얻도록 6군데의 지지점에 탄성중합 방진기를 선정·설치하였다.^(2,19)

5. 결 론

본 연구에서는 용량 150 m³/hr, 토출압력 30 kg/cm²의 공랭식 고압 3단 왕복동 공기압축기 시스템을 설계하였으며, 시작품을 제작하여 성능을 종합 평가하였다. 주요결과는 다음과 같다.

(1) 150m³/hr, 30kg/cm² 공랭식 3단 왕복동 압축기의 구조 및 작동원리를 포함한 설계이론을 정립하고, 이를 바탕으로 설계사양을 만족시키기 위한 기본설계를 수행하였다.

(e) 고온 고압하의 실린더의 온도, 변위, 응력분포 해석을 위해 축대칭 물체의 유한요소 해석기법을 적용하여, 압축기 실린더가 구조적으로 안정하

도록 설계하였다.

(3) 밸브의 개폐가 원활하게 이루어질 수 있도록 하기 위하여 밸브 스프링의 강성설계를 수행하였으며, 밸브 시스템의 충격해석을 통하여 밸브 시트가 구조적으로 안정하도록 설계하였다.

(4) 실린더, 피스톤, 피스톤 링 등 핵심부품의 윤활설계 이론을 정립하였으며, 특히 엔진의 마찰 마모를 최소화하기 위하여 질화처리된 회주철 실린더(또는 실린더 라이너)와 크롬도금된 비대칭 배럴형(또는 압력릴리프형)링의 조합이 추천된다.

(5) 압축시 발생하는 열로부터 실린더, 피스톤, 특히 밸브를 보호하고 고압단에서의 압축효율을 높이기 위하여, 다중패스·다중열, 직교류식, 핀·관형 냉각기를 설계하였다.

(6) 보다 엄격한 진동 및 소음규제에 대비하여, 헬름홀츠 공명기와 탄성중합 방진기를 설계하였다.

(7) 개발된 설계를 바탕으로 시작품을 제작하였으며, 종합 성능시험 결과, 설계사양, 외국제품사양, 그리고 외국품질규격을 만족하는 우수한 압축기로 평가되었다.

후 기

본 연구는 통상산업부에서 시행한 공업기반기술개발사업으로 연구개발되었음을 밝히며, 관계자 여러분께 심심한 사의를 표합니다.

참고문헌

- (1) Chlumsky, Vladimir, 1965, *Reciprocating and Rotary Compressors*, SNTL Publishers of Technical Literature, Prague, Czechoslovakia.
- (e) 이안성 외, 1995, 공냉식 다단 공기압축기 설계 및 제작기술 개발, 통상산업부 연구보고서.
- (3) Rosenberg, Richard C., 1982, "General Friction Considerations for Engine Design," SAE 821576.
- (4) Ting, L. L., 1985, "A Review of Present Information on Piston Ring Tribology," SAE 852355.
- (5) Guertler, Rudolf W., 1986, "Excessive Cylinder Wear and Bore Polishing in Heavy Duty Diesel Engines : Causes and Proposed Remedies," SAE 860165.
- (6) Dueck, G. E., 1985, "Trends in Piston Ring Development for High Output Diesel Engines,"

- SAE 851193.
- (7) Yahagi, Y., Nagasawa, Y., Hotta, S., and Mizutani, Y., 1986, "Corrosive Wear of Cast Iron under Reciprocating Lubrication," *SAE* 861599.
- (8) Moorhouse, Peter and Johnson, Michael P., 1987, "Development of Tribological Surfaces and Insulating Coatings for Diesel Engines," *SAE* 870161.
- (9) 한국공업표준협회, 1986, "용적형 압축기의 시험 및 검사방법," *KS B 6351*.
- (10) 한국공업표준협회, 1987, "송풍기, 압축기의 소음테벨 측정방법," *KS B 6361*
- (11) 한국공업표준협회, 1978, "터보형 블로우어, 압축기의 시험 및 검사방법," *KS B 6350*
- (12) International Standard Organization, 1988, "Compressors for the process industry - Reciprocating types - Specifications and Data Sheets for Their design and Construction", *ISO 8012*
- (13) American Petroleum Institute, 1986, "Reciprocating Compressors for General Refinery Services," *API Standard 618*
- (14) British Standards Institute, 1990, "Design and Construction of Reciprocating Type Compressors for the process industry," *BS 7322*
- (15) 일본공업표준조사회, 1986, "소형왕복공기압축기," *JIS B 8342*
- (16) 일본박용공업회, 1986, "선용공기압축기의 표준요구사항," *SM A261*
- (17) 일본박용공업회, 1986, "선용공기압축기의 표준제조사항서," *SM A265*
- (18) Walker, G., 1990, *Industrial Heat Exchangers*, Hemisphere Publishing
- (19) Irwin, J. D. Graf and E. R., 1979, *Industrial Noise and Vibration Control*, Prentice-Hall Inc.