

## 디젤엔진 시동용 공냉식 고압 3단 왕복동 공기압축기의 설계

이안성\* · 김영철\* · 정영식\*\* · 왕지석\*\*\*

### Design of an Air-Cooled High-Pressure 3-Stage Reciprocating Air Compressor, Applied to the Starting of Diesel Engines

A. S. Lee · Y. C. Kim · Y. S. Jung · J. S. Wang

**Key words** : air-cooled reciprocating air compressor(공냉식 왕복동 공기압축기), volumetric efficiency(체적효율), finite element method(유한요소법), temperature & stress analysis of cylinder(실린더 온도 및 응력해석), tribology design(윤활설계), dynamics of valve system(밸브 동역학), interstage cooler design(중간냉각기 설계)

### Abstract

A 150 m<sup>3</sup>/hr, 30 kg/cm<sup>2</sup>, air-cooled 3-stage reciprocating air compressor is designed to be used in starting large diesel engines of ships. A basic design procedure is presented to meet the targeted pressure and flow rate, and especially a volumetric efficiency of 80%. Temperature and stress analyses of the 1st stage cylinder are performed using axisymmetric FEM modelings. The dynamics of valve system is analyzed and stress at the 1st stage valve seat caused by valve impact is evaluated. To reduce friction loss and wear at the compressor engine system tribological design issues are reviewed and good design practices are suggested. Finally, forced-air pin-type interstage coolers are designed to dissipate generated compression heat at each stage.

### 부호규약

$\epsilon$  : 틸새 체적비 ( $=V_0/V_p$ )  
 $\epsilon_m$  : 최적 압축비  
 $\eta_v$  : 체적효율  
 $\eta_m$  : 기계효율  
 $\mu$  : 팽창 폴리트로픽 상수

$v$  : 압축 폴리트로픽 상수  
 $\omega$  : 기체상수  
 $\omega_n$  : 밸브 시스템의 고유진동수(rad/sec)  
 $A, A_n (n=1,2,3)$  : 각단 피스톤 단면적(m<sup>2</sup>)  
 $A_{ex}$  : 열교환기 전열면적(m<sup>2</sup>)  
 $B$  : 밸브 스프링의 자유길이(m)  
 $b_s$  : 밸브 스프링의 폭(m)

\* 한국기계연구원 회전체연구그룹 (원고접수일 : 96년 8월)

\*\* 범한산업(주)

\*\*\* 한국해양대학교

- $C$  : 틈새(m)
- $C_m$  : 피스톤 평균속도(m/sec)
- $D$  : 실린더의 직경(m)
- $d_{is}$  : 밸브스프링의 내경(m)
- $d_{os}$  : 밸브스프링의 외경(m)
- $E_s$  : 밸브 스프링의 탄성계수(Pa)
- $F_{imp}$  : 밸브 사이트의 충격하중(N)
- $g$  : 중력가속도(9.8m/sec<sup>2</sup>)
- $h_f$  : 냉각판에서의 대류열전달계수(W/m<sup>2</sup> K)
- $h_i$  : 열교환기 관내 대류열전달계수(W/m<sup>2</sup> K)
- $h_o$  : 열교환기 관외 대류열전달계수(W/m<sup>2</sup> K)
- $i, i_n (n=1,2,3)$  : 각단의 실린더수(=2)
- $k$  : 밸브 스프링 상수(N/m)
- $K$  : 밸브 사이트의 강성(N/m)
- $L$  : 피스톤 행정길이, 밸브의 양정(m)
- $m$  : 밸브의 질량(kg)
- $N$  : 회전속도(rpm)
- $Nu$  : 열교환기 관내 Nusselt Number
- $n_s$  : 밸브 스프링의 굴곡(Wave) 수
- $P$  : 피스톤 압력(kg/m<sup>2</sup>)
- $P_s$  : 축동력(kW)
- $P_1$  : 1단의 흡입 절대압력(kg/m<sup>2</sup>)
- $P_2$  : 2단의 흡입 절대압력(kg/m<sup>2</sup>)
- $P_3$  : 3단의 흡입 절대압력(kg/m<sup>2</sup>)
- $P_4$  : 3단 압축후의 절대압력(kg/m<sup>2</sup>)
- $Pr$  : 열교환기 관내 Prandtl Number
- $Q$  : 분당 흡입공기량(m<sup>3</sup>/min)
- $Q_{ex}$  : 열교환기의 전열량(W)
- $Re$  : 열교환기 관내 Reynolds Number
- $s$  : 밸브가 양정 L만큼 열렸을 때 스프링의 수축 길이(m)
- $t$  : 시간(sec)
- $T_1$  : 1단 흡입공기 온도(℃)
- $T_{e,i}$  : 열교환기의 저온측 입구온도(℃)
- $T_{c,o}$  : 열교환기의 저온측 출구온도(℃)
- $T_{h,i}$  : 열교환기의 고온측 입구온도(℃)
- $T_{h,o}$  : 열교환기의 고온측 출구온도(℃)
- $t_f$  : 밸브가 사이트에 충돌하는 시간(sec)
- $t_s$  : 밸브 스프링의 두께(m)
- $T$  : 온도의 시간변화율(℃/sec)
- $\Delta T_{LMTD}$  : 대수평균온도차(℃)

- $U$  : 열교환기의 총열전달계수(W/m<sup>2</sup> K)
- $v$  : 밸브의 속도(m/sec)
- $V$  : 피스톤 체적(m<sup>3</sup>)
- $V_o$  : 틈새체적(m<sup>3</sup>)
- $V_p$  : 피스톤행정의 통과체적, 행정체적(m<sup>3</sup>)
- $V_s$  : 실제 피스톤의 흡입체적(m<sup>3</sup>)
- $v_n (n=1,2,3)$  : 각 단의 비체적
- $\Sigma V_p$  : 총행정체적(m<sup>3</sup>)
- $W$  : 압축일(kg · m)
- $y$  : 밸브의 변위(m)

## 1. 서 론

선박엔진의 시동용으로 사용되는 공기압축기는 60년대 이래 큰 기술의 발전이 없었으나, 근래에는 점차 소형화, 무인자동화, 고효율화의 방향으로 기술발전이 가속화되고 있으며, 일본, 독일 등에서는 윤활유의 재급유가 필요없는 고압 압축기의 개발이 시도되고 있다. 또한, 현재의 압축기 개발추세는 경량화, 설치공간의 축소, 그리고 제작비의 절감을 위해 냉각방식을 종전의 수냉식에서 공냉식으로 바꾸어 가고 있다. 특히, 선진국에서는 선체의 진동 및 환경에 주는 영향을 최소화하기 위한 저진동, 저소음 및 소형경량화와 고압축비 등의 종합적 실현을 위해 공냉식 다단 왕복동 압축방식을 채택하고 있다. 그러나, 현재 국내의 왕복동 압축 기술은 소용량 2단 이하의 저단압축 수준에 머무르고 있으며, 선진국에서는 구형 수냉식 압축기술의 이전 가능성 정도 만을 보이고 있는 실정이다. 따라서, 향후 조선경기의 회복과 함께 관련 조선기자재의 국산화기술의 제고가 요구됨에 따라 전량 수입에 의존하고 있는 선박용 대형 왕복동 공기압축기의 국산화 기술개발은 시급한 일로 판단된다.

왕복동 압축기는 시장규모가 크지 않고, 특히 구조 및 작동원리가 자동차 내연기관과 유사하기 때문에, 그간의 많은 기술발전이 자동차 디젤엔진의 설계기술을 도입·활용하여 이루어진 측면이 많다. 실제로 피스톤링 등 일부 부품의 경우, 자동차용을 적용하는 경우가 흔하다. 또한, 왕복동 압축기만을 다룬 문헌은 극히 제한적으로, 선진 다단 고압 압축기술은 일부 선진제작업체의 산업재산으로

공개되지 않고 있다. Chlumsky[1]는 왕복동 압축기의 설계전반을 다루고 있으며, 압축기에 직접 적용이 가능한 실린더, 피스톤, 그리고 피스톤링 등의 관련설계기술은 다수의 SAE 논문[2-7]과 Lilly[8]등에 잘 소개되고 있다.

본 연구에서는 선박 디젤엔진의 시동시 압축공기를 공급할 목적으로 용량 150 m<sup>3</sup>/hr, 토출압력 30kg/cm<sup>2</sup>를 갖는 대용량 고압 공냉식 3단 왕복동 공기압축기를 설계하고자 한다. 여기서 연구될 주요설계기술은 V-Type 대향형 3단 왕복동 압축기의 기본설계, 실린더의 온도와 응력해석, 밸브 시스템의 동특성해석 및 밸브 시이트의 응력해석, 엔진부품의 마찰손실과 마멸을 최소화하기 위한 윤활설계, 그리고 압축시의 발생열을 냉각시키기 위한 중간냉각기설계이다. 설계압축기의 주요 목표 사양은 표 1에 정리되어 있다.

표 1. 공냉식 다단 압축기 개발사양

항 목	사 양
용 량	150 m <sup>3</sup> /hr
토 출 압 력	30 kg/cm <sup>2</sup>
회 전 수	1200 rpm
단 수	3
체 적 효 율	80%

## 2. 기본 구조와 원리

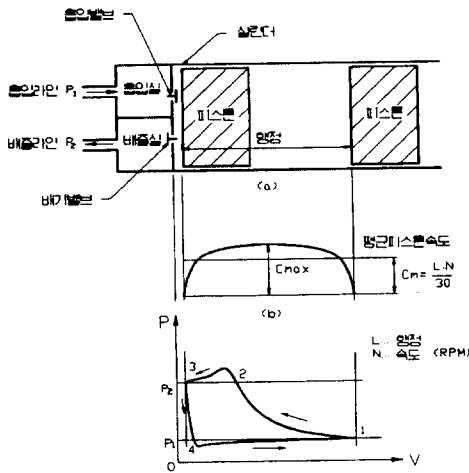


그림 1. 왕복동압축기의 작동원리

왕복동 공기압축기의 기본구조는 그림 1.a에 나타나 있다. 피스톤은 커넥팅로드를 부터 모터의 동력을 전달받아 실린더내에서 왕복동 운동을 한다. 왕복동 운동중의 피스톤의 속도는 그림 1.b에, 그리고 이때 실린더내 압력과 부피의 상관관계는 그림 1.c의 PV-선도에 나타나 있다.

PV-선도상에서 곡선 4-1-2-3-4에 의해 둘러싸인 면적은 압축에서 행해진 전체일을 나타낸다. 직선 P<sub>2</sub>위와 P<sub>1</sub>아래 부분의 면적은 밸브의 작동시 실린더 내외로의 흐름저항을 극복하는데 소비된 에너지를 표시한다.

손실이 무시된 PV-선도가 그림 2에 나타나 있다. 틈새체적 V<sub>0</sub>와 피스톤 행정의 통과체적 V<sub>p</sub>의 비를 틈새체적비 ε이라 하며, 이는 정상적으로 보통 5% 이하이다.

$$\epsilon = \frac{V_0}{V_p} \tag{1}$$

실제 피스톤의 흡입체적 V<sub>s</sub>와 V<sub>p</sub>의 비를 체적효율 η<sub>v</sub>라 하며, 그림 2의 PV-선도에서 3-4 과정을 Polytropic Process로 보면 체적효율은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{V_s}{V_p} \\ &= 1 - \epsilon \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \end{aligned} \tag{2}$$

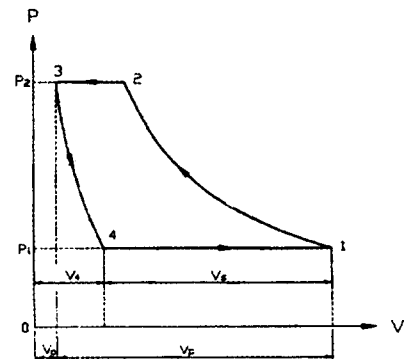


그림 2. 틈새체적이 있는 PV-선도(손실무시)

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

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

틈새체적은 체적효율을 낮추기 때문에, 실제 설계에서는 틈새체적을 줄이기 위해 많은 노력이 행해지고 있다.

압축기의 축동력은 다음의 식으로 표현된다.

$$P_s = \frac{v}{v-1} \frac{P_1 Q}{6120} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{v-1}{v}} - 1 \right] \times \frac{1}{\eta_m} \text{ (kW)} \quad (4)$$

여기서, 기계효율  $\eta_m$ 의 값은 0.85(고압축비를 갖는 작은 고속압축기의 경우)에서부터 0.96(저압축비를 갖는 직접구동의 큰 압축기의 경우)까지 분포한다.

흡배기조건에서 압력변화에 따른 손실과 75% 부하조건에서 모터효율이 최대인 점을 고려하여, 모터동력은 소요축동력보다 15% 정도의 여유를 가져야 한다.

$$P_m \approx 1.15 P_s \quad (5)$$

한편, 3단 압축기에서 압축후 완전 중간냉각(각단의 흡입 공기온도가  $T_1$ 로 유지)을 가정하면 식(3)으로부터 총 압축일은 다음과 같다.

$$W = \frac{v}{v-1} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{v-1}{v}} + \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{v-1}{v}} + \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{v-1}{v}} - 3 \right] \\ = \frac{v}{v-1} w R T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{v-1}{v}} + \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{v-1}{v}} + \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{v-1}{v}} - 3 \right] \quad (6)$$

유량 Q의 공기를 압축하는 1단 압축기의 치수는 다음의 식에 의해 지배된다.

$$Q = iALN \eta_v \quad (7)$$

다단 압축기의 경우 N, L,  $\eta_v$ 가 모든 단에서 일정하다고 가정하면 다음의 관계가 성립한다.

$$\frac{i_1 A_1}{v_1} = \frac{i_2 A_2}{v_2} = \frac{i_3 A_3}{v_3} = \frac{i_n A_n}{v_n} \quad (8)$$

여기서, 실제 압축기의 경우에는 각 단의 실린더가 2개( $i=2$ )이므로, 다음의 관계식이 성립한다.

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{P_2}{P_1}, \quad \frac{A_2}{A_3} = \frac{P_3}{P_2} \quad (9)$$

### 3. 기본 설계

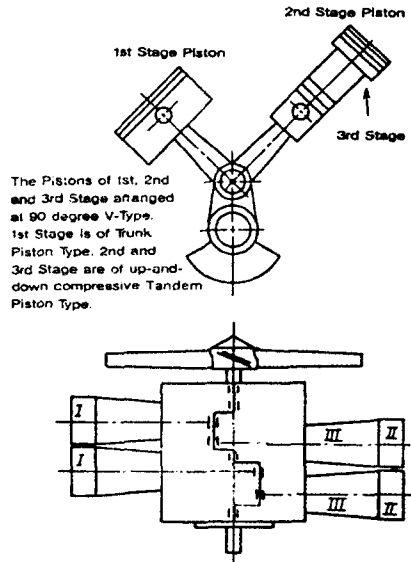


그림 3. 3단 압축기 실린더의 피스톤 배열

실제 압축기는 크랭크축의 평형, 비틀림진동의 저감, 냉각효과를 고려하여, V형 4개 실린더의 대향형으로 배열한다. 실린더의 피스톤 배열이 그림 3에 나타나 있다.

평균 피스톤속도가 너무 크면 실린더와 피스톤, 피스톤링의 마모가 증가하고 진동이 커지며, 반대로 너무 작으면 압축기의 틈새체적비가 증가하여 체적효율이 떨어진다. 본 연구에서는 미국 국방규격(MIL-C-16645A)을 참고하여 피스톤 속도를 4.06m/s 이내로 제한한다.

$$\frac{NL}{30} < 4.06, \quad N = 1200 \text{rpm} \quad (10)$$

$$\therefore L < 0.1015m$$

따라서, 피스톤 행정 L은 80mm로 설계한다.

흡입공기량으로부터 행정체적은 다음과 같이 계산된다.

$$Q=60\eta_r N \Sigma V_p = 60\eta_r N i V_p \quad (11)$$

$$\therefore V_p = 1.3 \times 10^{-3} m^3$$

즉, 행정체적은 최소  $1.3 \times 10^{-3} m^3$  이상이어야 한다. 1단의 실린더 직경은 식 (11)로부터 다음과 같이 계산된다.

$$V_p = \frac{\pi D_1^2 S}{4} \quad (12)$$

$$\therefore D_1 = 0.144m$$

즉, 1단 실린더의 직경은 150mm로 한다. 압축일을 최소화하기 위한 각 단의 압축비는 다음과 같다.

$$\epsilon_m = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{P_4}{P_1}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (13)$$

$$\therefore \epsilon_m = 3.11$$

즉, 각 실린더의 발열량과 크랭크축 및 베어링하중의 균등한 분배를 위해서는 압축비가 3.11이 가장 이상적이다.

2, 3단의 실린더 직경은 식 (9)와 (13)으로부터 다음과 같이 계산된다.

$$\epsilon_m = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = 3.11 \quad (14)$$

$$\therefore D_2 = 0.085m$$

$$\epsilon_m = \frac{D_2^2}{D_2^2 - D_3^2} = 3.11 \quad (15)$$

$$\therefore D_3 = 0.074m$$

즉, 2, 3단 실린더의 직경은 각각 90, 75mm로 설계한다.

#### 4. 실린더 온도 및 응력해석

사용 윤활유를 열분해 온도 이하로 유지하고 열응력과 기계적 응력의 조합을 재료의 허용치 이내로 제한하기 위해서는 실린더의 변형, 온도 및 응력분포가 정확히 파악되어야 한다. 냉각핀을 포함한 실린더의 형상은 축대칭이므로, 축대칭 물체에 대한 온도분포 유한요소모델 및 응력분포 유한요소모델을 개발하여 해석을 수행하였다[9].

표 2는 실린더 온도분포 및 응력분포에 사용된 입력 데이터이다. 대류 열전달계수  $h_f$ 는 12.0과 75.0W/m<sup>2</sup>K의 두 경우가 고려되었는데, 이것은 실린더 핀에서의 냉각효과가 상대적으로 각각 열악한 경우와 우수한 경우에 대해서 온도분포 및 응력을 해석하기 위한 것이다.

표 2. 실린더 온도분포 및 응력해석 입력데이터

물 성	물성치
열전도계수	36.0 W/mK
전방사율	0.9
밀 도	7753 kg/m <sup>3</sup>
비 열	486 J/kgK
대류 열전달계수	12.0 W/m <sup>2</sup> K 75.0 W/m <sup>2</sup> K
피스톤링과 실린더의 마찰에너지	5000 W/m <sup>2</sup>
압축공기의 온도	450 K
열팽창계수	1.22e - 5 1/K
탄성계수	2.0e+5 MPa
프와송비	0.3
압축공기의 압력	0.35 MPa
냉각공기 온도	293 K

그림 4는 실린더의 온도 및 응력해석을 수행하기 위한 유한요소격자를 형성한 그림이다.

그림 5는  $h_f=12.0W/m^2K$ 일 때의 온도 분포를 나타낸 것이다. 실린더벽면의 최대온도는 337.5 K이며, r방향 최대변위는 네번째 냉각핀(실린더 헤드로부터)의 끝단 아래 모서리에서 58.4 $\mu m$ , z방향 최대변위는 실린더 헤드 상부 모서리에서 80.4 $\mu m$ 이다.

그림 6는  $h_f=75.0W/m^2K$ 일 때의 응력분포이다. 최대응력은 여섯번째 냉각핀(실린더 헤드로부터)의 끝단에서  $\sigma_\theta=15.2MPa$ , 유효응력  $\sigma_e=15.4MPa$ 이며, 회주철의 인장강도(100~400MPa)와 비교하여 볼 때 문제가 되지 않는다.

이상으로부터 1단 실린더에서 발생하는 온도, 변위, 응력분포 등이 설계상 문제가 되지 않음을 알 수 있다.

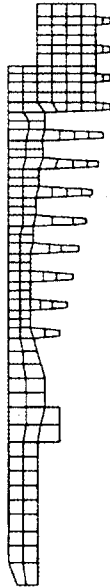


그림 4. 실린더 유한요소 격자

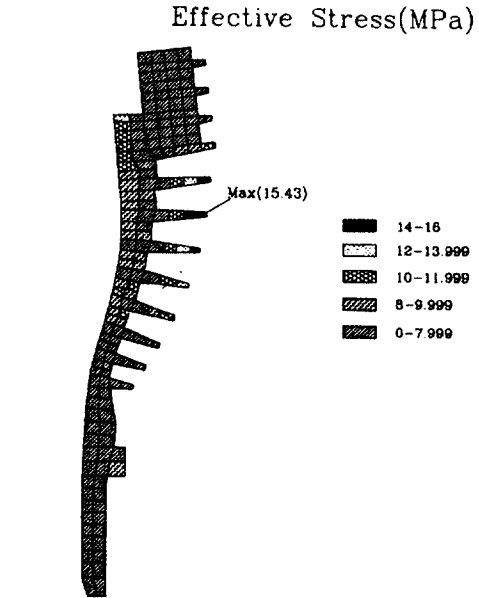


그림 6. 1단 실린더의 응력분포 ( $h_f=75.0W/m^2K$ )

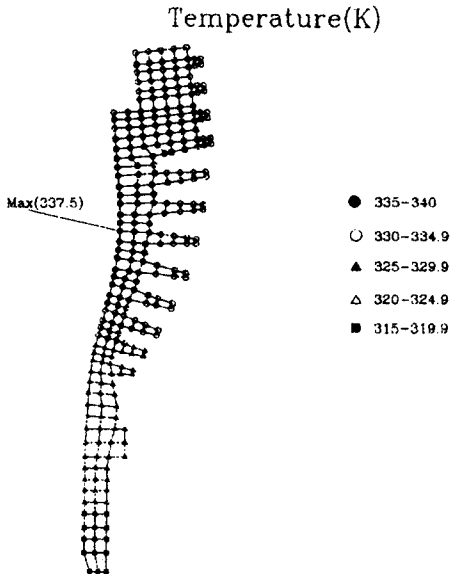


그림 5. 1단 실린더 온도분포( $h_f=12.0W/m^2K$ )

### 5. 밸브 시스템의 동특성 및 응력해석

밸브디스크가 밸브시이트에 주는 충격하중은 밸브디스크 질량과 스프링강성, 그리고 밸브양정에 따라 결정된다. 밸브시스템의 개략도와 자유물체도가 그림 7에 나타나 있다. 밸브디스크가 양정

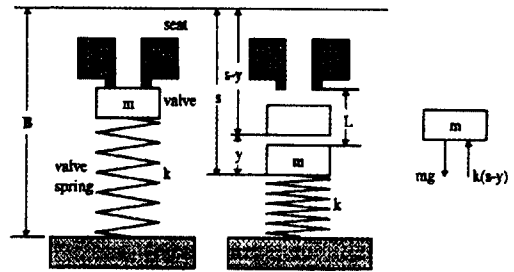


그림 7. 밸브시스템 개략도 및 자유물체도

$L$ 만큼 열렸다가  $y$ 만큼 상승했을때 밸브의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\frac{d^2y}{dt^2} + \omega_n^2 y = \omega_n^2 s - g \quad (16)$$

식 (16)의 일반해는 다음으로 표현된다.

$$y = c_1 \cos \omega_n t + c_2 \sin \omega_n t + s - g/\omega_n^2 \quad (17)$$

초기조건  $t=0$ 에서  $y=0, v=0$ 를 이용하면, 식 (17)에서 밸브디스크의 변위와 속도는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} y &= (s - g/\omega_n^2)(1 - \cos \omega_n t) \\ v &= (s - g/\omega_n^2)\omega_n \sin \omega_n t \end{aligned} \quad (18)$$

식 (18)에서  $y=L$ 을 대입하여, 밸브디스크가 시이트에 충돌하는 순간의 시간  $t_f$ 를 구하면 다음과 같다.

$$t_f = \frac{1}{\omega_n} \cos^{-1} \left( 1 - \frac{L}{s - g/\omega_n^2} \right) \quad (19)$$

한편, 충격하중의 정의는 물체가 충돌할 때 발생하는 응력과 같은 응력을 내는 정하중이다. 여기서, 밸브디스크에 F라는 힘을 가했을 때 밸브 시이트의 변위를  $\delta$ 라 하면, 밸브 시이트의 강성 K는

$$K = \frac{F}{\delta} \quad (20)$$

이고, 충격하중  $F_{imp}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$F_{imp} = \sqrt{mv^2 K} \quad (21)$$

밸브 스프링의 강성은 앞서 살펴본 밸브 시이트의 충격하중에 큰 영향을 끼친다. 또한, 밸브의 개폐가 관성영향에도 불구하고 신속하고 확실하게 이루어지기 위해서, 밸브 스프링의 적절한 강성설계가 중요시 된다. 밸브 스프링으로 널리 적용되고 있는 Wave Spring Washer의 스프링상수  $k$ 는 다음의 식으로 표현된다.

$$k = \frac{E_s b_s t_s^3 n_s^4 (d_{os})}{2.4(d_{os} - b_s)^3 (d_{is})} \quad (22)$$

밸브 시이트도 축대칭으로 간주될 수 있기 때문에, 축대칭 물체의 응력 해석법을 이용하면 시이트의 응력을 구할 수 있다. 제1단 흡입밸브 시이트의 강성을 구하기 위하여, 6개의 시이트에 각각 2.5 kN의 하중을 걸었을 때 시이트의 변위를 구하였다. 시이트의 변위는 가장 바깥쪽 시이트에서  $2.44 \times 10^{-4}$  mm였으며, 이때 시이트의 강성  $K=1.025 \times 10^{10}$  N/m로 계산된다.

한편, 표 3은 밸브시스템의 동특성을 해석하기 위한 입력 데이터이다.

밸브디스크가 시이트에 충돌하는 시간은 식 (19)에 의해  $3.27 \times 10^{-3}$  sec이며, 이 때의 속도는 식 (18)로부터 1.34 m/sec로 계산된다. 따라서, 식 (21)에서 충격하중  $F_{imp}$ 은 19.94kN으로 계산되며,

표 3. 밸브 시스템의 동특성해석 입력데이터

밸브 시스템	물성치
밸브디스크 질량	0.02165kg
밸브 스프링상수	2.9N/mm
스프링 자유길이	6mm
양정	2.5mm
스프링의 수축길이	4mm

이때 발생하는 최대응력은 10.73MPa로 문제가 되지 않는다.

## 6. 윤활 설계

피스톤 링, 피스톤 스커트, 밸브 트레인 등의 접촉운동부에서 발생하는 마찰은 왕복동 압축기의 효율을 떨어뜨리며, 마찰에 따른 마멸은 압축성을 저하시킬 뿐만 아니라 압축기의 수명을 단축시킬 수 있다. 따라서 접촉 운동부에서의 마찰·마멸을 줄이기 위한 윤활기술은 설계 단계에서 충분히 검토되어야 한다.

그림 8은 압축기 주요 엔진부품의 윤활운전영역을 나타내고 있다. 특히, 피스톤링은 두꺼운 유막의 유체윤활에서 경계윤활영역에 걸쳐 운전된다. 이것은 하중과 피스톤 링의 속도가 한 운전 사이클에서 광범위하게 변화하기 때문이다.

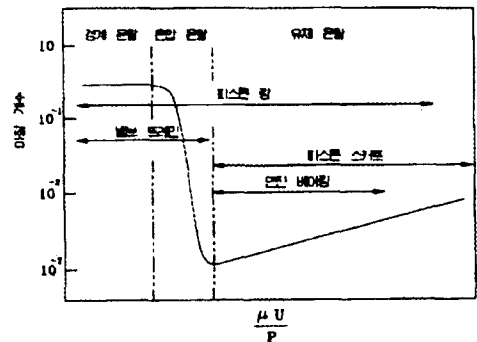


그림 8. 주요 엔진부품의 윤활운전영역

### 6.1 윤활영역별 윤활설계

마찰을 줄이기 위한 특정의 윤활설계기술은 마찰접촉이 진행되고 있는 윤활운전영역에 의존한

다. 윤활영역에 따른 일반적 윤활설계기술은 다음과 같다.

- 경계윤활시의 접촉하중을 줄인다. 적용예는 오일 링의 인장력 줄이기이다.
- 경계윤활에서 유체윤활로 변화시킨다.
- 미끄럼마찰을 구름마찰로 대체한다. 높은 하중이 비교적 낮은 미끄럼속도에서 지지되어야 하는 상황에서는 구름베어링은 훌륭한 설계대책이 된다. 적용예는 캠-리프터의 접촉영역과 로커-압피봇의 밸브 트레인 부품에서 구름베어링의 사용이다.
- 유체윤활의 지지면적을 줄인다. 적용예는 피스톤 스커트의 면적을 감소시키는 것이다.

### 6.2 피스톤 시스템의 윤활설계

링-실린더-피스톤으로 구성된 피스톤 시스템의 마찰은 전체 엔진마찰손실의 40% 내외의 큰 비중을 차지하고 있다. 따라서, 엔진의 마멸성능 및 수명향상을 위해서는 피스톤 링을 비롯한 실린더 라이너와 피스톤의 윤활설계기술이 이루어져야 한다.

- 압축링 : 그림 9는 윤활최적화된 표면형상을 갖는 압축링을 보여주며, 단순 원통형에 대한 대칭 또는 비대칭 배럴형의 장점은 실린더 표면에서의 유막형성을 개선한 것이다. 압력 릴리프형에서는 동시에 미끄럼 표면에서 릴리프 압력을 얻을 수 있다. 릴리프 압력은 링의 좌굴을 막아 밀봉을 유지시켜줄 뿐만 아니라 스커핑(Scuffing) 또는 시저(Seizure)를 막아준다. 한편, 축방향 마멸은 측면에 크롬이 도금된 링을 채택함으로써 개선될 수 있다.
- 오일링 : 현재 중간속도의 엔진은 유연 오일제어링을 채택하고 있으며, 그림 10의 코일스프링형 오일제어링은 심은 오일제어링은 최선의 해결책이 되고 있다.

대칭 배럴형      비대칭 배럴형      압력 릴리프형

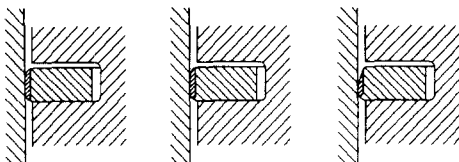


그림 9. 윤활 최적화된 압축링의 단면

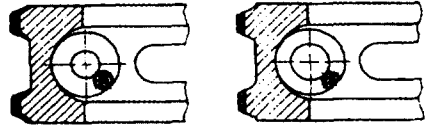


그림 10. 코일 스프링형 오일제어링

- 링 재질 및 표면코팅 : 피스톤링의 표준재질로서는 회주철이 사용되어 왔으며, 현재의 경향은 열처리된 연성주철의 사용이다. 엔진의 수명향상을 위해 특히 링 표면의 보호코팅이 요구되며, 현재 전기침착 경크롬코팅이 널리 사용되고 있다. 크롬코팅은 우수한 내마멸성을 갖고 있는 반면, 스커핑에 취약한 특성을 갖고 있어, 이의 보완을 위해 실린더 라이너의 표면호닝과 같은 특별한 래핑이나 열분무 플라즈마 코팅(Thermally Sprayed Plasma Coating)이 사용된다. 최적의 엔진마모저항을 위해서는 크롬도금된 비대칭 배럴형 링과 질화처리된 실린더 라이너의 조합이 추천된다.

## 7. 중간 냉각기 설계

설계 압축기에서는 다중패스, 직교류식, 편관형, 고밀도 열교환기를 사용하며, 관 속을 흐르는 압축공기와 냉각팬에 의한 강제유동사이에 열전달이 일어난다.

직교류식 열교환기의 일반적인 열전달식은 다음과 같다.

$$Q_{ex} = UA_{ex} \Delta T_{LMTD} \tag{23}$$

이 열전달식으로부터, 주어진  $Q_{ex}$ 와 계산된  $U$ ,  $\Delta T_{LMTD}$ 에 대하여 교환면적  $A_{ex}$ 를 구하고자 한다. 열교환 면적을 결정하는 변수들은 관수, 관외경, 관길이 등이 있는데, 본 연구에서는 관수를 미지수로 두고서 원하는 성능의 열교환기를 설계하였다.

그림 11의 온도분포로부터, 직교류식 열교환기의 대수평균온도차(LMTD)는 다음의 식으로 계산된다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{|T_{h,i} - T_{c,o}| - |T_{h,o} - T_{c,i}|}{\ln \frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}} \tag{24}$$



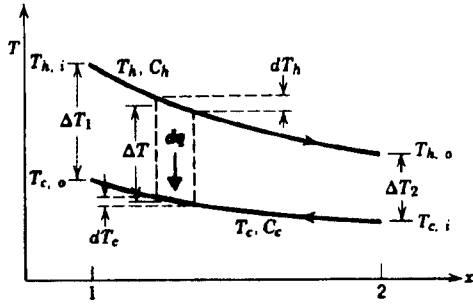


그림 11. 직교류식 열교환기의 온도분포

Fourier 법칙에 의한 총열전달계수식으로부터, 본 열교환기의 전도저항항과 오손계수(Fouling Factor)항은 총열전달계수항의 1% 이내로 무시할 수 있으므로, 총열전달계수는 관내부 열전달계수와 관외부 열전달계수에 의해 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (25)$$

일반적으로 관내부에서 일어나는 단상의 강제대류현상은 다음의 Nusselt Number로 설명될 수 있다.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.3}$$

$$\text{where, } Nu = \frac{h_i D_i}{k}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (26)$$

$$Re = \frac{G_i D_i}{\mu}$$

그러나, 관외부에서 일어나는 강제대류현상은 기하학적 조건이 다양하고 복잡하여 실험식에 의존하고 있으며, 여기서는 Kays와 London[10]에 의해 제시된 방법을 채택하였다.

그림 12는 본 공기압축기의 개략도를 나타낸다. 가역단열과정의 압축 폴리트로픽 상수는 1.3을 택하고, 압축기의 흡입공기 및 냉각공기의 온도는 45℃로 가정하였다. 이를 바탕으로 계산된 열교환기 각 단 입구와 출구의 온도 및 압력은 표 4에 정리되어 있다.

그림 13은 설계하고자 하는 냉각기의 개략도가

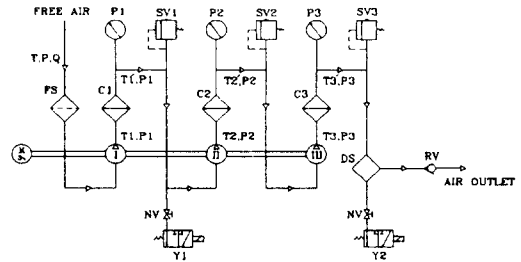


그림 12. 3단 공기 압축기의 개략도

표 4. 냉각기 각 단의 온도 및 압력

	압력(kg/cm <sup>2</sup> )	입구온도(℃)	출구온도(℃)
1단	2.8	90	65
2단	9.0	156	65
3단	31.0	163	75

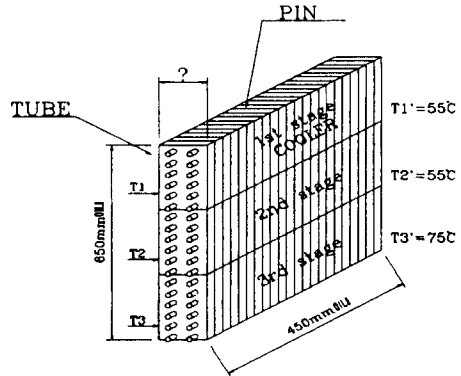


그림 13. 중간냉각기

다. 외경 10mm, 두께 0.8mm인 동관을 사용하고, 0.1mm의 동판으로 된 핀을 1000개/m의 주기로 설치하였다. 한편, 냉각팬의 공기량은 170m<sup>3</sup>/min이다. 제한된 관길이와 관지름에 대해서 LMTD법을 사용하여 수치반복적으로 관 배열수를 결정하였다.

최종적으로 얻은 각 단의 관 배열수는 각각 36, 47, 38개이다. 따라서 관을 8개씩 6열로 배열하면 충분하다.

## 7. 결 론

본 연구에서는, 용량 150m<sup>3</sup>/hr, 토출압력 30kg/cm<sup>2</sup>

의 공냉식 3단 왕복동 공기압축기를 설계하였으며, 주요결과는 다음과 같다.

1. 고압 다단 왕복동 압축기의 구조 및 작동원리를 포함한 설계이론을 정립하였으며, 이를 바탕으로 시작품의 기본개발사양을 만족시키기 위한 설계 방법 및 절차를 확립하였다.
2. 고온 고압하의 실린더의 온도, 변위, 응력분포 해석을 위해 축대칭 물체의 유한요소 해석기법을 개발하여 적용하였으며, 그 결과 압축기가 구조적으로 안정함을 확인하였다.
3. 실린더, 피스톤, 피스톤 링 등 핵심 엔진부품의 윤택설계 이론을 정립하여, 이를 설계에 활용토록 하였다. 엔진의 마찰마모를 최소화하기 위하여는, 질화처리된 회주철 실린더(또는 실린더 라이너)와 크롬도금된 비대칭 배럴형(또는 압력 릴리프형)링의 조합이 추천된다. 또한, 링의 인장력과, 피스톤 스커트의 면적을 줄이는 설계가 요구된다.
4. 압축시 발생하는 열로부터 실린더, 피스톤, 특히 밸브를 보호하고, 고단에서의 압축효율을 높이기 위하여 중간냉각기를 설계하였다. 다중패스.다중열, 직교류식, 핀.관형, 고밀도 열교환방식을 채택하였으며, LMTD 설계법을 적용하여 제약된 설치 공간 내에서 냉각기의 설계가 용이하도록 하였다.

## 후 기

본 연구는 통상산업부에서 시행한 공업기반기

술개발사업으로 연구개발되었음을 밝히며, 관계자 여러분께 심심한 사의를 표합니다.

## 참고문헌

- [1] Vladimir Chlumsky, 1965, Reciprocating and Rotary Compressors, SNTL Publishers of Technical Literature, Prague, Czechoslovakia.
- [2] Richard C. Rosenberg, 1982, 'General Friction Considerations for Engine Design', SAE 821576.
- [3] L.L.Ting, 1985, 'A Review of Present Information on Piston Ring Tribology', SAE 852355.
- [4] Rudolf W. Guertler, 1986, 'Excessive Cylinder Wear and Bore Polishing in Heavy Duty Diesel Engines : Causes and Proposed Remedies', SAE 860165.
- [5] G. E. Dueck, 1985, 'Trends in Piston Ring Development for High Output Diesel Engines', SAE 851193.
- [6] Y.Yahagi, Y. Nagasawa, S. Hotta, and Y.Mizutani, 1986, 'Corrosive Wear of Cast Iron under Reciprocating Lubrication', SAE 861599.
- [7] Peter Moorhouse and Michael P. Johnson, 1987, 'Development of Tribological Surfaces and Insulating Coatings for Diesel Engines', SAE 870161.
- [8] L. C. R. Lilly, 1984, Diesel Engine Reference Book, Butterworths and Co., Ltd.
- [9] 이안성 외, 1995, 공냉식 다단 공기압축기 설계 및 제작기술 개발, 한국기계연구원 보고서
- [10] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, 1985, Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons.