

## 다단 왕복동 공기압축기의 평형추 설계

김영철\* · 김병옥\* · 신현익\*\*

### Counter Weight Design of Multi-stage Reciprocating Air Compressors

Young-Cheol Kim\*, Byung-Ok Kim\*, Hyun-Ik Shin\*\*

*Key Words* : Reciprocating compressor(왕복동 압축기), Counter weight(평형추), Vibration reduction(진동저감)

#### ABSTRACT

Modern reciprocating air compressors have tendency to a multi-stage W-type or V-type cylinder arrangement for the purpose of high outlet pressure, compactness and low vibration and noise. A valid counter weight calculation method using the complex expression is proposed for reducing the inertia forces of the compressor. Counter weight removes only 1st forward whirl component. Counter weight formulations are applied to the six various compressor structures which are (a) 1 cylinder single-throw crank shaft, (b) 2 cylinder single-throw crank shaft, (c) 2 cylinder double-throw crank shaft, (d) 3 cylinder single-throw crank shaft, (e) 4 cylinder single-throw crank shaft, and (f) 4 cylinder double-throw crank shaft. The improvement of performance is verified through available vibration test.

#### 1. 서론

최근 선박용, 산업용, 호흡용 등에 이용되고 있는 왕복동 공기압축기(reciprocating air compressor)는 고압, 경량화, 저진동, 저소음, 고압축비를 종합적으로 실현하기 위해 실린더배열을 W형이나 V형으로 하는 다단 압축기를 많이 채택하고 있다. 크랭크기구를 그 기본구조로 하는 왕복동 공기압축기는 항상 왕복질량의 불평형력(unbalance force)이 진동문제를 일으키는 원인이 되므로, 이에 대한 적절한 대책으로서 왕복질량이 대칭되도록 배치하거나 적절한 평형추(counter weight)를 설치하며, 때로는 알루미늄합금과 같은 경량재료를 왕복질량으로 사용하기도 한다.

일반적으로 single-throw 크랭크축을 사용하는 압축기의 경우에는 축간 거리가 짧으므로 compact 해지며 축 강성 및 비틀림 강성이 커지나, 실린더수가 많

아지게 되면 평형추의 밸런싱량이 아주 커진다. 반면 double-throw 크랭크축을 사용하는 경우에는 실린더수가 짝수일 때 보다 적은 평형추로도 효율적으로 밸런싱할 수 있다.

본 연구에서는 다양하고 복잡한 형태의 왕복동 공기압축기의 평형추계산을 보다 쉽고 효율적으로 하기 위해서 복소 좌표를 이용하여 관성력을 표현하였으며, 평형률 50%를 적용하여 1차 전진선회성분(1st order forward whirl component)에 대한 평형추 설계식을 제안하였다. 우선 (a) 1 실린더, single-throw 크랭크축의 경우를 먼저 유도하고, 이를 바탕으로 (b) 2 실린더 single-throw 크랭크축, (c) 2 실린더 double-throw 크랭크축, (d) 3 실린더 single-throw 크랭크축, (e) 4 실린더 single-throw 크랭크축, (f) 4 실린더 double-throw 크랭크축에 대해서 평형추설계식을 유도하였다. 상기 설계방법을 실제로 현재 생산되고 있는 압축기에 적용하여 상당한 진동저감효과를 얻었는데, 본 연구에서는 몇 가지 사례를 소개하고자 한다.

\* 한국기계연구원 회전체그룹

\*\* 우리산업기계

E-mail : kyc@kimm.re.kr

## 2. 평형추 계산 이론

### 2.1. 1 cylinder, single-throw crank shaft

Fig. 1은 1 실린더, single-throw 크랭크축을 가진 왕복동 압축기의 평형추계산 모델을 나타낸다. 이때,  $\omega$ 는 축의 회전속도,  $R$ 은 크랭크암(crank arm) 길이,  $L$ 은 연결봉(connecting rod) 길이를 나타낸다. 그리고  $M_r$ 은 연결봉 대단부를 포함하는 회전질량을 나타내며,  $M_p$ 는 피스톤과 연결봉 소단부를 포함하는 왕복질량을 나타낸다. 크랭크암 양단에는  $M_{B1}$ ,  $M_{B2}$ 의 평형추(counter weight)가 부착되어진다.

왕복질량  $M_p$ 와 회전질량  $M_r$ 에 의한 관성력은 다음과 같다.

$$F_p = Ae^{i\omega t} + Be^{-i\omega t} + Ce^{2\omega t} + De^{-i2\omega t} \quad (1)$$

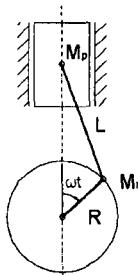
$$F_r = Ee^{i\omega t} \quad (2)$$

여기서,

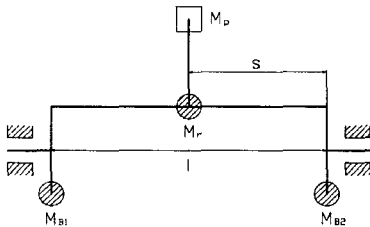
$$A = B = \frac{1}{2} M_p R \omega^2 \quad (3)$$

$$C = D = \frac{1}{2} \lambda M_p R \omega^2 \quad (4)$$

$$E = M_r R \omega^2 \quad (5)$$



(a)



(b)

Fig. 1 (a) side view and (b) front view of 1 cylinder single-throw crank-shaft model

이 때 연결봉비(ratio of crank arm to length of connecting rod)  $\lambda$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (6)$$

평형률(balancing rate)을 50%라고 하고, 힘과 모멘트 평형방정식을 함께 고려하면, 다음과 같은 평형추 설계식을 얻을 수 있다.

$$M_{B1} = \frac{s}{2l} (2M_r + M_p) \quad (7)$$

$$M_{B2} = \left( \frac{l-s}{2l} \right) (2M_r + M_p) \quad (8)$$

만약  $l=2s$ 인 경우에는 평형추 설계식이 다음과 같이 된다.

$$M_{B1} = M_{B2} = \frac{1}{2} (M_r + \frac{1}{2} M_p) \quad (9)$$

평형추 부착 후 잔류 불평형력은 다음과 같다.

$$F_r = Be^{-i\omega t} + Ce^{2\omega t} + De^{-i2\omega t} \quad (10)$$

만약 잔류 불평형력을 완전히 제거하기 위해서는  $-1X$ ,  $2X$ ,  $-2X$ 의 가진 메카니즘이 도입되어야 할 것이다.

### 2.2. 2 cylinder, single-throw crank shaft

Fig. 2는 2 실린더, single-throw 크랭크축을 가진 왕복동 압축기의 평형추계산 모델을 나타낸다. 수평방향 관성력을 서로 상쇄하기 위해 실린더배열을 V형(배열각  $\phi$ )으로 많이 사용한다. 크랭크암 양단에는  $M_{B1}$ ,  $M_{B2}$ 의 평형추가 부착되어진다.

왕복질량  $M_R$ ,  $M_L$ 과 회전질량  $M_r$ 에 의한 관성력은 다음과 같다.

$$F_p = Ae^{i\omega t} + Be^{-i\omega t} + Ce^{2\omega t} + De^{-i2\omega t} \quad (11)$$

$$F_r = Ee^{i\omega t} \quad (12)$$

여기서,

$$A = \frac{1}{2} R \omega^2 (M_R + M_L) \quad (13)$$

$$B = \frac{1}{2} R \omega^2 (M_R e^{2\phi} + M_L e^{-2\phi}) \quad (14)$$

$$C = \frac{1}{2} R \omega^2 (\lambda_R M_R e^{-i\phi} + \lambda_L M_L e^{i\phi}) \quad (15)$$

$$D = \frac{1}{2} R \omega^2 (\lambda_R M_R e^{3\phi} + \lambda_L M_L e^{-3\phi}) \quad (16)$$

$$E = M_r R \omega^2 \quad (17)$$

이 때 연결봉비  $\lambda_R$ ,  $\lambda_L$ 는 다음과 같이 정의된다.

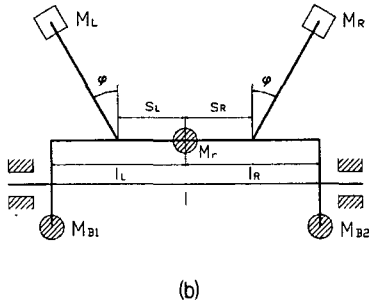
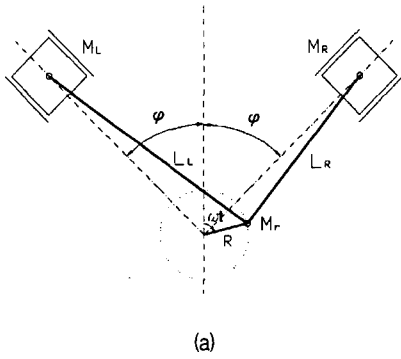


Fig. 2 (a) side view and (b) front view of 2 cylinder single-throw crank-shaft model

$$\lambda_R = \frac{R}{L_R} \quad \lambda_L = \frac{R}{L_L} \quad (18)$$

힘과 모멘트 평형방정식을 함께 고려하면, 다음과 같은 평형추 설계식을 얻을 수 있다.

$$M_{B1} = \frac{1}{2l} [(l_R - s_R)M_R + (l_R + s_L)M_L + 2l_R M_r] \quad (19)$$

$$M_{B2} = \frac{1}{2l} [(l_L - s_L)M_L + (l_L + s_R)M_R + 2l_L M_r] \quad (20)$$

만약  $s_R = s_L = s_0$ ,  $l_R = l_L = l_0$ ,  $M_R = M_L = M_p$ 인 경우에는 평형추 설계식이 다음과 같이 된다.

$$M_{B1} = M_{B2} = \frac{1}{2} (M_r + M_p) \quad (21)$$

### 2.3. 2 cylinder, double-throw crank shaft

Fig. 3은 2 실린더, double-throw 크랭크축을 가진 왕복동 압축기의 평형추계산 모델을 나타낸다. 실린더를 In-line형으로 배치함으로써 그 관성력의 방향을 서로 상쇄시키는 구조로 되어 있다. 크랭크암 양단에는  $M_{B1}$ ,  $M_{B2}$ 의 평형추가 서로 반대방향으로 부착되어 있다.

왕복질량  $M_{p1}$ ,  $M_{p2}$ 와 회전질량  $M_{r1}$ ,  $M_{r2}$ 에 의한

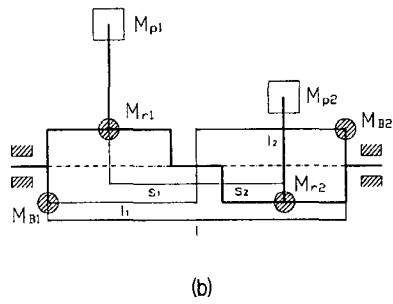
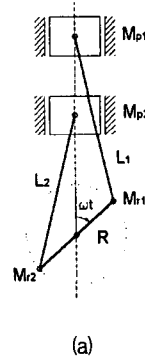


Fig. 3 (a) side view and (b) front view of 2 cylinder double-throw crank-shaft model

관성력은 다음과 같다.

$$F_p = Ae^{i\omega t} + Be^{-i\omega t} + Ce^{2\omega t} + De^{-2\omega t} \quad (22)$$

$$F_r = Ee^{i\omega t} \quad (23)$$

여기서,

$$A = B = \frac{1}{2} R\omega^2 (M_{p1} - M_{p2}) \quad (24)$$

$$C = D = \frac{1}{2} R\omega^2 (M_{p1}\lambda_1 + M_{p2}\lambda_2) \quad (25)$$

$$E = (M_{r1} - M_{r2})R\omega^2 \quad (26)$$

이 때 연결봉비  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda_1 = \frac{R_1}{L_1} \quad \lambda_2 = \frac{R_2}{L_2} \quad (27)$$

힘과 모멘트 평형방정식을 함께 고려하면, 다음과 같은 평형추 설계식을 얻을 수 있다.

$$M_{B1} = \frac{1}{2l} [(s_1 + l_2)(M_{p1} + 2M_{r1}) - (l_2 - s_2)(M_{p2} + 2M_{r2})] \quad (28)$$

$$M_{B2} = \frac{1}{2l} [-(l_1 + s_2)(M_{p2} + 2M_{r2}) + (l_1 - s_1)(M_{p1} + 2M_{r1})] \quad (29)$$

만약  $s_1 = s_2 = s_0$ ,  $l_1 = l_2 = l_0$ ,  $M_{p1} = M_{p2} = M_p$ ,  $M_{r1} = M_{r2} = M_r$ ,  $l_0 = 2s_0$ 인 경우에는 평형추 설계식은

다음과 같이 된다.

$$M_{B1} = -M_{B2} = \frac{1}{2}(M_r + \frac{1}{2}M_p) \quad (30)$$

### 2.4. 3 cylinder, single-throw crank shaft

Fig. 4는 3 실린더, single-throw 크랭크축을 가진 왕복동 압축기의 평형추계산 모델을 나타낸다. 실린더를 W형으로 배치함으로써 수평방향으로의 관성력을 서로 상쇄시키는 구조로 되어 있다. 크랭크암 양단에는  $M_{B1}$ ,  $M_{B2}$ 의 평형추가 부착되어진다.

왕복질량  $M_R$ ,  $M_M$ ,  $M_L$ 과 회전질량  $M_r$ 에 의한 관성력은 다음과 같다.

$$F_p = Ae^{i\omega t} + Be^{-i\omega t} + Ce^{2\omega t} + De^{-i2\omega t} \quad (31)$$

$$F_r = Ee^{i\omega t} \quad (32)$$

여기서,

$$A = \frac{1}{2}R\omega^2(M_M + M_R + M_L) \quad (33)$$

$$B = \frac{1}{2}R\omega^2(M_M + M_R e^{2\phi} + M_L e^{-2\phi}) \quad (34)$$

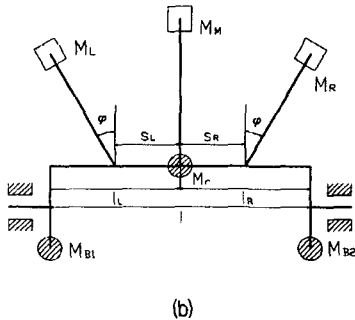
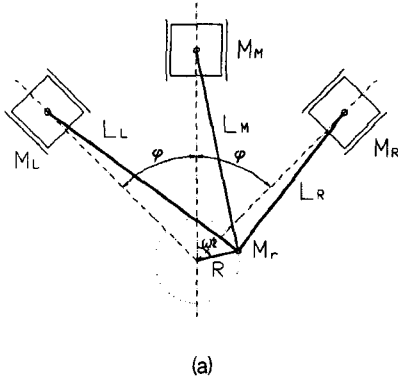


Fig. 4 (a) side view and (b) front view of 3 cylinder single-throw crank-shaft model

$$C = \frac{1}{2}R\omega^2(\lambda_M M_M + \lambda_R M_R e^{-i\phi} + \lambda_L M_L e^{i\phi}) \quad (35)$$

$$D = \frac{1}{2}R\omega^2(\lambda_M M_M + \lambda_R M_R e^{3\phi} + \lambda_L M_L e^{-3\phi}) \quad (36)$$

$$E = M_r R\omega^2 \quad (37)$$

이 때 연결봉비  $\lambda_R$ ,  $\lambda_M$ ,  $\lambda_L$ 은 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda_R = \frac{R}{L_R} \quad \lambda_M = \frac{R}{L_M} \quad \lambda_L = \frac{R}{L_L} \quad (38)$$

힘과 모멘트 평형방정식을 함께 고려하면, 다음과 같은 평형추 설계식을 얻을 수 있다.

$$M_{B1} = \frac{1}{2I} [l_R M_M + (l_R - s_R) M_R + (l_R + s_L) M_L + 2l_R M_r] \quad (39)$$

$$M_{B2} = \frac{1}{2I} [l_L M_M + (l_L - s_L) M_L + (l_L + s_R) M_R + 2l_L M_r] \quad (40)$$

만약  $s_R = s_L = s_0$ ,  $l_R = l_L = l_0$ ,  $M_R = M_M = M_L = M_p$ 인 경우에는 평형추 설계식이 다음과 같이 된다.

$$M_{B1} = M_{B2} = \frac{1}{2}(M_r + \frac{3}{2}M_p) \quad (41)$$

### 2.5. 4 cylinder, single-throw crank shaft

Fig. 5는 4 실린더, single-throw 크랭크축을 가진 왕복동 압축기의 평형추계산 모델을 나타낸다. 수평방향 관성력을 서로 상쇄하기 위해 실린더배열을 double V형(배열각  $\phi_1$ ,  $\phi_2$ )으로 사용한다. 크랭크암 양단에는  $M_{B1}$ ,  $M_{B2}$ 의 평형추가 부착되어진다.

왕복질량  $M_{R1}$ ,  $M_{R2}$ ,  $M_{L1}$ ,  $M_{L2}$ 와 회전질량  $M_r$ 에 의한 관성력은 다음과 같다.

$$F_p = Ae^{i\omega t} + Be^{-i\omega t} + Ce^{2\omega t} + De^{-i2\omega t} \quad (42)$$

$$F_r = Ee^{i\omega t} \quad (43)$$

여기서,

$$A = \frac{1}{2}R\omega^2(M_{R1} + M_{R2} + M_{L1} + M_{L2}) \quad (44)$$

$$B = \frac{1}{2}R\omega^2(M_{R1} e^{2\phi_1} + M_{R2} e^{2\phi_2} + M_{L1} e^{-2\phi_1} + M_{L2} e^{-2\phi_2}) \quad (45)$$

$$C = \frac{1}{2}R\omega^2(\lambda_{R1} M_{R1} e^{-i\phi_1} + \lambda_{R2} M_{R2} e^{-i\phi_2} + \lambda_{L1} M_{L1} e^{i\phi_1} + \lambda_{L2} M_{L2} e^{i\phi_2}) \quad (46)$$

$$D = \frac{1}{2}R\omega^2(\lambda_{R1} M_{R1} e^{3\phi_1} + \lambda_{R2} M_{R2} e^{3\phi_2} + \lambda_{L1} M_{L1} e^{-3\phi_1} + \lambda_{L2} M_{L2} e^{-3\phi_2}) \quad (47)$$

$$E = M_r R\omega^2 \quad (48)$$

이 때 연결봉비  $\lambda_{R1}, \lambda_{R2}, \lambda_{L1}, \lambda_{L2}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \lambda_{R1} &= \frac{R}{L_{R1}} & \lambda_{R2} &= \frac{R}{L_{R2}} \\ \lambda_{L1} &= \frac{R}{L_{L1}} & \lambda_{L2} &= \frac{R}{L_{L2}} \end{aligned} \quad (49)$$

힘과 모멘트 평형방정식을 함께 고려하면, 다음과 같은 평형추 설계 식을 얻을 수 있다.

$$M_{B1} = \frac{1}{2l} [(l_R + s_{R1})M_{R1} + (l_R - s_{R2})M_{R2} + (l_L - s_{L1})M_{L1} + (l_L + s_{L2})M_{L2} + 2l_R M_r] \quad (50)$$

$$M_{B2} = \frac{1}{2l} [(l_L - s_{R1})M_{R1} + (l_L + s_{R2})M_{R2} + (l_L + s_{L1})M_{L1} + (l_L - s_{L2})M_{L2} + 2l_L M_r] \quad (51)$$

만약  $s_{R1} = s_{L1} = s_1, s_{R2} = s_{L2} = s_2, l_R = l_L = l_0, M_{R1} = M_{R2} = M_{L1} = M_{L2} = M_p$ 인 경우에는 평형추 설계 식이 다음과 같이 된다.

$$M_{B1} = M_{B2} = \frac{1}{2} (M_r + 2M_p) \quad (52)$$

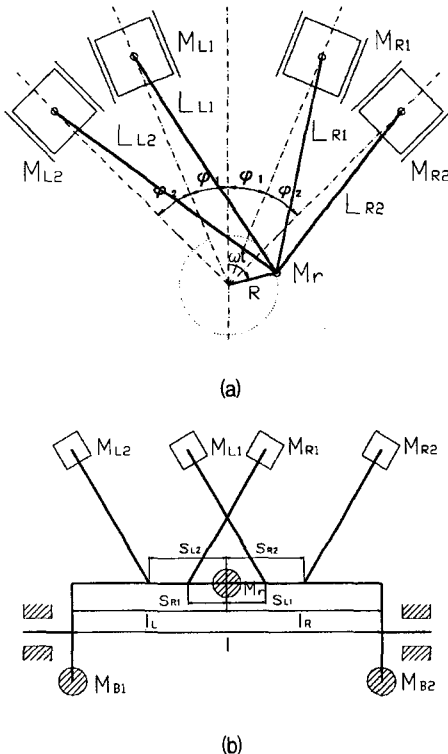


Fig. 5 (a) side view and (b) front view of 4 cylinder single-throw crank-shaft model

## 2.6. 4 cylinder, double-throw crank shaft

Fig. 6은 4 실린더, double-throw 크랭크축을 가진 왕복동 압축기의 평형추계산 모델을 나타낸다. 실린더를 V형으로 배치함으로써 수평방향의 관성력을 상쇄시키는 구조로 되어 있다. 크랭크암 양단에는  $M_{B1}, M_{B2}$ 의 평형추(counter weight)가 서로 반대방향으로 부착되어진다.

왕복질량  $M_p$ 와 회전질량  $M_r$ 에 의한 관성력은 다음과 같다.

$$F_p = Ae^{i\omega t} + Be^{-i\omega t} + Ce^{2\omega t} + De^{-i2\omega t} \quad (53)$$

$$F_r = Ee^{i\omega t} \quad (54)$$

여기서,

$$A = \frac{1}{2} R\omega^2 \{ (M_{R1} - M_{R2}) + (M_{L1} - M_{L2}) \} \quad (55)$$

$$B = \frac{1}{2} R\omega^2 \{ (M_{R1} - M_{R2})e^{2\phi} + (M_{L1} - M_{L2})e^{-2\phi} \} \quad (56)$$

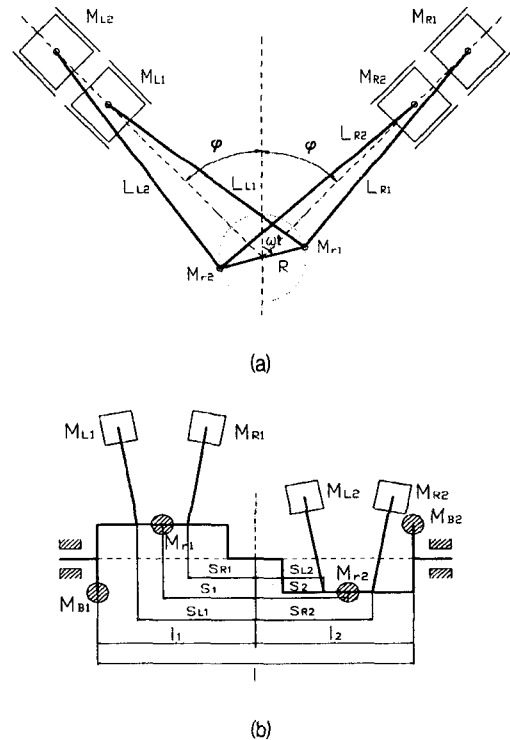


Fig. 6 (a) side view and (b) front view of 4 cylinder double-throw crank-shaft model

$$C = \frac{1}{2} R\omega^2 \{ (\lambda_{R1} M_{R1} + \lambda_{R2} M_{R2}) e^{-i\phi} + (\lambda_{L1} M_{L1} + \lambda_{L2} M_{L2}) e^{i\phi} \} \quad (57)$$

$$D = \frac{1}{2} R\omega^2 \{ (\lambda_{R1} M_{R1} + \lambda_{R2} M_{R2}) e^{3i\phi} + (\lambda_{L1} M_{L1} + \lambda_{L2} M_{L2}) e^{-3i\phi} \} \quad (58)$$

$$E = (M_{r1} - M_{r2}) R\omega^2 \quad (59)$$

이 때 연결봉비  $\lambda_{R1}, \lambda_{R2}, \lambda_{L1}, \lambda_{L2}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda_{R1} = \frac{R}{L_{R1}} \quad \lambda_{R2} = \frac{R}{L_{R2}} \quad (60)$$

$$\lambda_{L1} = \frac{R}{L_{L1}} \quad \lambda_{L2} = \frac{R}{L_{L2}}$$

만약 평형률(balancing rate)을 50%라고 하고, 힘과 모멘트 평형방정식을 함께 고려하면, 다음과 같은 평형추 설계 식을 얻을 수 있다.

$$M_{B1} = \frac{1}{2l} [2(l_2 + s_1)M_{r1} - 2(l_2 - s_2)M_{r2} + (l_2 + s_{L1})M_{L1} - (l_2 - s_{L2})M_{L2} + (l_2 + s_{R1})M_{R1} - (l_2 - s_{R2})M_{R2}] \quad (61)$$

$$M_{B2} = \frac{1}{2l} [2(l_1 + s_2)M_{r2} - 2(l_1 - s_1)M_{r1} + (l_1 + s_{L2})M_{L2} - (l_1 - s_{L1})M_{L1} + (l_1 + s_{R2})M_{R2} - (l_1 - s_{R1})M_{R1}] \quad (62)$$

만약  $s_1 = s_2 = s_0, s_{R1} + s_{R2} = s_{L1} + s_{L2} = 2s_0, s_{R1} = s_{L2}, s_{L1} = s_{R2}, l_R = l_L = l_0, M_{r1} = M_{r2} = M_r, M_{L1} = M_{L2} = M_{R1} = M_{R2} = M_p, s_0 = \frac{l_0}{2}$ 인 경우에는 평형추 설계식이 다음과 같이 된다.

$$M_{B1} = -M_{B2} = \frac{1}{2} (M_r + M_p) \quad (63)$$

### 3. 평형추 설계를 통한 진동저감 사례

#### 3.1. 적용사례 1

W사의 WL-7.5HP 모델의 압축기는 2 실린더 single-throw 크랭크축의 형태를 가지고 있다. 수정 전에 이 압축기는 1개의 평형추를 가지고 있었으며, 상당한 진동문제를 겪고 있었다. 따라서 2.2절에 기술한 이론에 따라 평형추를 설계해본 결과 평형추의 계산량이 이론치와 상당한 차이를 보이고 있었으므로, 2개의 평형추를 가진 것으로 수정 제작하여 진동저감효과를 관찰하였다. Table 1은 수정 전후의 1X 진동성분을 비교한 것이다.

Table 1 Vibration test results of example 1

	수정 전	수정 후
1단축 수직방향	25 $\mu$ m	14 $\mu$ m
1단축 수평방향	243 $\mu$ m	107 $\mu$ m
2단축 수직방향	14 $\mu$ m	5 $\mu$ m
2단축 수평방향	239 $\mu$ m	98 $\mu$ m

Table 2 Vibration test results of example 2

	수정 전	수정 후
2,3단축 수직방향	371 $\mu$ m	162 $\mu$ m
2,3단축 수평방향	173 $\mu$ m	96 $\mu$ m
1,4단축 수직방향	223 $\mu$ m	80 $\mu$ m
1,4단축 수평방향	134 $\mu$ m	85 $\mu$ m

#### 3.2. 적용사례 2

M사의 MSF2000 모델의 압축기는 4 실린더 double-throw 크랭크축의 형태를 가지고 있다. 수정 전에 이 압축기는 상당히 심한 진동 및 소음문제를 겪고 있었으며, 2.6절에 기술한 이론에 따라 평형추를 설계해 본 결과 평형추의 계산량이 이론치와 상당한 차이를 보이고 있었다. Table 2는 수정 전후의 1X 진동성분을 비교한 것이다.

### 4. 결론

본 연구에서는 1~4개의 실린더 및 1~2개의 throw를 가진 다단 공기압축기의 불평형 진동을 저감하기 위한 효율적인 평형추 계산이론을 제시하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- [1] 복소표현을 이용하여 다단압축기의 관성력을 유도하였으며, 1차 전진선회성분에 대한 평형추 계산이론을 정립하였다.
- [2] 평형추 계산이론의 타당성을 검토하였다.
- [3] 현장에서 진동이 심한 다단 압축기에 적용하여 상당한 진동저감효과를 얻을 수 있었다.

### 후 기

본 연구는 부품소재종합기술지원사업으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사사를 드립니다.

### 참고문헌

- (1) 김영철, 성세제, 김영주, 최상규, 2002, "W형 및 V형 왕복동 공기압축기의 평형추설계" 한국소음진동 공학회 2002 춘계학술대회, pp. 227-233.