

오비터 진공펌프 성능해석

김현진* · 심재휘**

Performance Analysis of Orbiter Vacuum Pump

Hyun Jin Kim*, Jae Hwi Shim**

KeyWords : Orbiter vacuum pump(오비터 진공펌프), Performance analysis(성능해석), Efficiency(효율), Flow rate(유량)

ABSTRACT

Orbiter mechanism has been applied to vacuum pump design for small oxygen generator where low vacuum of about 200 mmHg is required. Performance of the designed vacuum pump has been numerically investigated: calculated volumetric and adiabatic efficiencies were 69.7% and 83.9%, respectively for leakage clearance of 10 μ m. Total efficiency of the orbiter vacuum pump was 77.5%. At the shaft speed of 1700 rpm suction displacement volume of 6.3cc provided discharge flow at the rate of 2.3 liter/min with power consumption of 10.1Watt. Torque variation of the orbiter pump was only about 20% of that of diaphragm pump.

1. 서론

진공펌프는 도달하고자 하는 진공도에 따라 다양하게 분류된다. 이들 가운데 대기압부터 100 Pa 정도의 압력 범위인 저진공 달성을 위한 용도의 진공펌프로는 베인 로타리 방식이나 왕복동식과 같은 펌프들이 있다. 이들은 공기 압축기의 일종으로 진공도 달성을 위해 베인과 실린더 사이의 간극을 통해 발생하는 누설 방지용 윤활유를 사용한다.

최근 들어 실내 공기질 향상을 위한 산소 발생기와 같은 장치들이 주목을 받고 있는데 산소발생 방식에 따라 공기 압축기 또는 진공펌프가 핵심부품으로 들어간다. PSA 방식이나 중공사막 방식의 산소발생기에서

는 압축공기를 송출하는 공기 압축기가 필요하고, 산소부화막 방식에서는 산소부화공기를 빨아들이는 장치인 진공펌프가 필요하다 (Fig. 1). 산소부화막 방식의 산소발생기에서 요구되는 진공도는 200~300 mmHg 정도로 기존의 공기 압축기를 사용하여도 무리 없이 달성할 수 있는 낮은 수준의 진공이다.

산소부화막 방식의 산소발생기 용도로 현재 가장 널리 사용되는 진공펌프는 다이어프램 방식의 펌프이다. 다이어프램을 설치하여 실린더 내부와 크랭크부를 차단해 주어 크랭크부의 오일이 실린더 내부의 작동유체인 공기에 함유되지 못하도록 해준다. 피스톤 상면에 부착된 다이어프램은 피스톤의 왕복운동에 따라 피스톤과 함께 상하 운동을 수행하게 되므로 실린더 내의 공기를 흡입 및 배출해 준다.

이러한 다이어프램 방식 즉 왕복동식 운전 방식은 여전히 흡입 및 토출 밸브의 사용이 요구되고 크랭크축의 회전운동을 피스톤의 왕복 운동으로 바꾸어 주어

* 인천대학교 기계공학과

** 인천대학교 대학원

책임저자 E-mail : kimhj@incheon.ac.kr

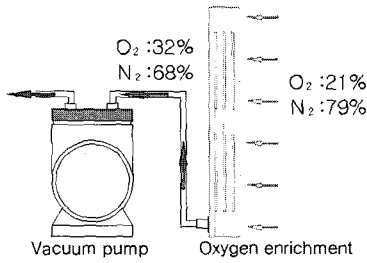


Fig. 1 Schematic of oxygen concentrator.

야 하며, 다이어프램의 사용에 따른 간극체적의 증대를 피할 수 없고, 또한 피스톤 왕복 운동 한 번에 한번의 토출이 일어나는 등, 펌프의 효율이 낮고 진동 및 소음이 커지는 문제가 있다. 이 같은 운전 소음과 저에너지 효율의 특성은 다이어프램 방식의 왕복동 압축기나 진공펌프를 장착한 산소발생기를 가정용이나 사무실용으로 보급하거나, 특히 승용차 실내에 적용하는데 장애 요인이 되고 있다.

본 연구에서는 새로운 개념의 공기 압축 방식인 오비터 공기 압축기^{(1),(2)}가 지닐 것으로 예상되는 저소음 고효율 특성에 착안하여 이를 산소 발생기용 진공펌프 용도로 활용하는 개념 설계를 수행하고 또한 성능 해석을 통해 오비터 진공펌프에 대한 구현화 가능성을 살펴보고자 한다.

2. 개념설계

Figure 2는 오비터 진공펌프의 개념적 단면도를 보

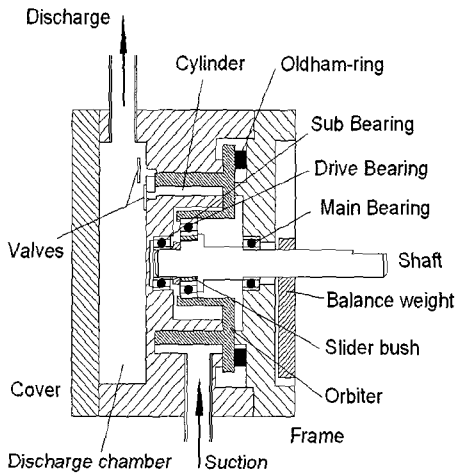


Fig. 2 Cross-sectional view of orbiter vacuum pump

여준다. 기본 레이아웃은 횡형으로 하고, 크랭크 축 편심부에 반경방향 순응기구인 슬라이더 부시를 통해 오비터 허브를 끼우고, 올담링을 오비터 경판과 프레임 사이에 적용하여 크랭크 축이 회전 운동을 할 때, 오비터는 선회 운동을 하게 한다. Fig. 3은 오비터가 선회 운동을 할 때 실린더와의 사이에서 형성되는 두 개의 압축실의 크기 변화를 보여준다.

이 때 오비터 랩이 단절된 양단 사이의 공간에 고정 블럭과 미끄럼 블럭을 삽입하고 이 두 블럭 사이에 스프링을 삽입하며 또한 이 공간이 토출실과 연통되도록 하여 미끄럼 블럭이 항상 우측의 고압실 측면에서 오비터 랩 선단과 접촉 상태를 유지하며 오비터의 운동에 따라 순응 운동하도록 해준다.

무급유 특성을 위해 크랭크 축 양단과 편심부는 볼베어링으로 지지하고, 올담링 키와 미끄럼 블럭은 자체윤활이 되는 재질로 만들었다.

오비터에서 일어나는 주요 누설 경로는 두 가지인데, 하나는 랩 선단과 실린더 상판면 사이의 축 방향 간극에서 일어나는 누설과, 또 하나는 랩 측면과 실린더 옆벽면 사이의 반경방향 간극에서 일어나는 누설이다. 팁 선단에서의 누설 감소를 위해 팁 선단면에 그루브를 파고 팁실을 설치하며, 랩 측면 누설 감소를 위해서는 반경방향 순응기구인 슬라이더 부시를 오비터 허브와 크랭크 편심부 사이에 장착한다. 오비터의 원심력으로 인해 오비터는 슬라이더 부시의 미끄럼 면을 따라 반경방향으로 밀려나고 이로 인해 오비터 랩 측면은 실린더 옆면과 접촉하게 되어 기밀을 유지하게 된다.

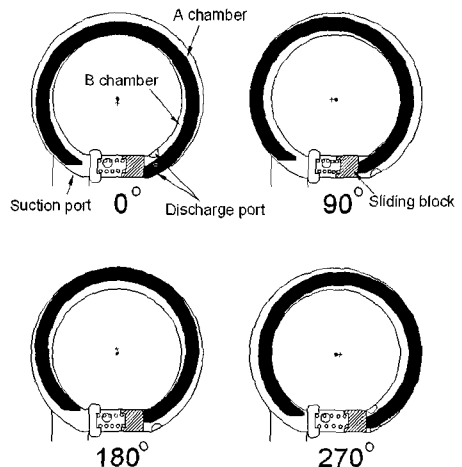


Fig. 3 Orbiter motion

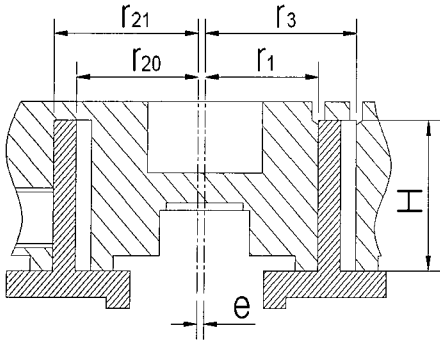


Fig. 4 Design parameters of compression parts

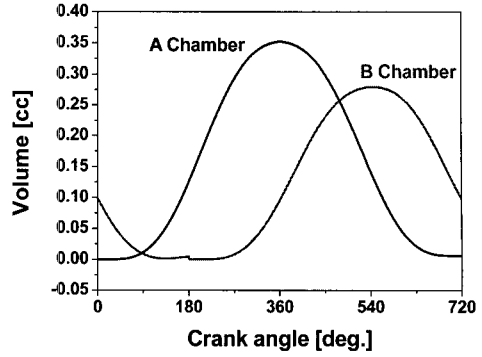


Fig. 5 Volume diagram

요구 펌핑용량 Q 를 얻기 위한 행정체적 V_s 는 식 (1)에서부터 구할 수 있다.

$$\eta_v \rho_s V_s \frac{N}{60} = \rho_a Q \quad (1)$$

오비터 진공펌프의 운전속도 1700 rpm에서 체적효율을 70%로 가정하면, Table 1은 펌핑 용량이 2.3 ℓ/min 이 되도록 설계한 행정체적이 6.3 cc인 오비터의 주요치수를 보여주고 Fig. 4는 오비터 및 실린더의 주요치수를 결정하는 주요 변수에 대한 정의를 보여준다.

3. 성능해석 이론

3.1 체적선도 및 가스압력

Table 1로부터 얻은 A 챔버와 B 챔버의 체적선도는 Fig. 5와 같다. 각 챔버의 체적은 서로 180°의 위상차를 갖고 변화한다.

오비터 진공펌프로 달성하고자 하는 진공도는 200

~ 300 mmHg 정도의 저진공이므로 연속체 역학이 적용되는 영역이다. 따라서 어느 압축실 내에서의 가스 압력은 단일 압축을 가정할 때 식 (2)와 같이 구할 수 있다.

$$p = p_a \left(\frac{M/V}{\rho_a} \right)^n \quad (2)$$

여기서 압축실 내의 가스 질량 M 은, 압축실 내의 질량 변화를 고려하여 식 (3)과 같이 표현된다.

$$M = M(0) + \int_0^t (\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out}) dt \quad (3)$$

이 때 \dot{m}_{in} 과 \dot{m}_{out} 은 각각 압축실 내로 들어오거나 빠져나가는 질량 유량을 나타낸다. 질량유량 계산은 검사체적간의 압력 p_u , p_d 를 사용하여 오리피스 유동식 (4)를 사용하되 점성 마찰의 효과는 유량계수 c_v 를 통해 반영할 수 있다.

$$\dot{m} = c_v A p_u \sqrt{\frac{2n}{n-1} RT_u} \times \sqrt{\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{2/n} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{(n+1)/n}} \quad (4)$$

팁 선단에서의 누설 감소를 위해 장착한 팁실에서 축방향 간극은 통상 5~15 μm , 누설 길이는 1~1.5 mm 정도의 좁고 긴 통로가 형성되고, 램 측면은 반경 방향 순응기구인 슬라이더 부시의 작동으로 인해 최소 간극이 약 5 μm 인 일종의 수축-확산 통로가 된다. 이

Table 1 Orbiter specifications

Symbol	Description	Dimension
V_s	suction volume	6.3 cc
H	wrap height	20.0 mm
t	wrap thickness	3.5 mm
r_{20}	orbiter wrap inner radius	18.9 mm
r_3	cylinder outer radius	23.6 mm
r_1	cylinder inner radius	17.7 mm
e	eccentricity	1.2 mm

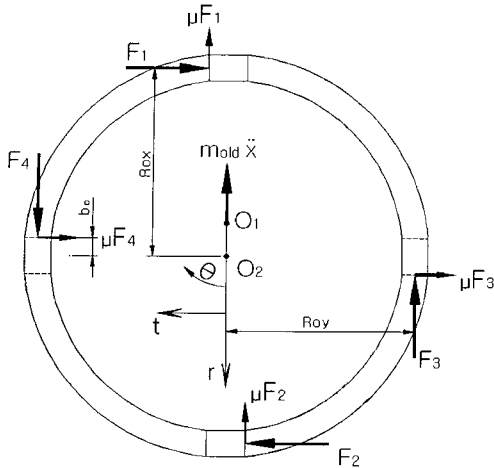


Fig. 7 Force diagram of Oldham-ring

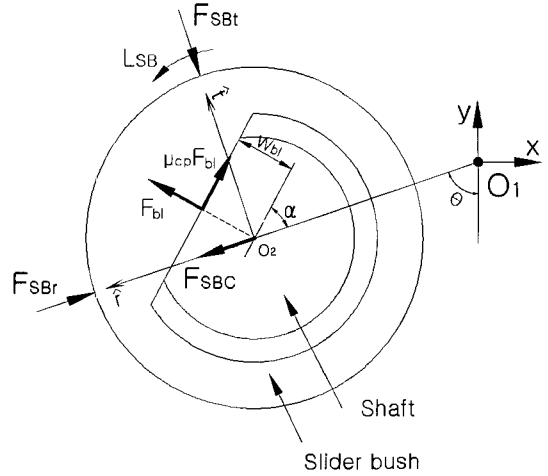


Fig. 8 Force diagram of slider bush

및 접선방향의 힘과 모멘트 평형 그리고 축방향의 모멘트 평형을 구하면 식 (8)~식 (12)과 같다.

$$F_{SBr} - F_{rs} - F_{rg} + F_{osc} + (\sin\theta + \mu\cos\theta)F_1 + (-\sin\theta + \mu\cos\theta)F_2 = 0 \quad (8)$$

$$\begin{aligned} (-r_{ax}) \times F_a + r_{szz} \times F_{sz} - F_{SBr}(\delta + \frac{H_w}{2}) + F_{rs}(\delta + \frac{H_w}{2}) + F_{rg}(\delta + \frac{H_w}{2}) - F_{osc} \times \ell_c - \frac{b}{2}(\sin\theta + \mu\cos\theta)F_1 - \frac{b}{2}(-\sin\theta + \mu\cos\theta)F_2 = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$$-F_{lg} + F_{SBt} + (\cos\theta - \mu\sin\theta)F_1 + (-\cos\theta - \mu\sin\theta)F_2 = 0 \quad (10)$$

$$\begin{aligned} -F_{lg}(\delta + \frac{H_w}{2}) + F_{SBt}(\delta + \frac{H_w}{2}) + F_a \times r_{ay} - F_{zs}(-r_{szy}) + \frac{b_o}{2}(\cos\theta - \mu\sin\theta)F_1 + \frac{b_o}{2}(-\cos\theta - \mu\sin\theta)F_2 = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} -\mu\sqrt{F_{SBt}^2 + F_{SBr}^2} + (\mu F_1 \times b_o + F_1 \times r_o) + (F_2 \times r_o - \mu F_2 \times b_o) = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Figure 7은 오비터의 자전을 방지해 주는 올담링에 작용하는 힘들을 보여준다. 이들로부터 힘과 모멘트 평형식을 세우면 식 (13)~식 (15)와 같다.

$$F_4 - F_3 - \mu F_1 - \mu F_2 - m_{old}\ddot{x} = 0 \quad (\ddot{x} = -e\omega^2\cos\theta) \quad (13)$$

$$-F_1 - \mu F_4 - \mu F_3 + F_2 = 0 \quad (14)$$

$$\begin{aligned} (-Ro - \mu b_o)F_1 + (-Ro + \mu b_o)F_2 + (Ro + \mu b_o)F_3 + (Ro - \mu b_o)F_4 = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Figure 8은 슬라이더 부시에 작용하는 힘과 모멘트를 보여준다. 이로부터 힘과 모멘트 평형식을 구하면 식 (16)~식 (17)과 같다.

$$-F_{SBr} + F_{SBC} + F_{bl}\sin\alpha - \mu F_{bl}\cos\alpha = 0 \quad (16)$$

$$-F_{SBt} + F_{bl}\cos\alpha + \mu F_{bl}\sin\alpha = 0 \quad (17)$$

이상과 같이 운동 방정식은 식 (8)~식 (17)의 10개이며, 미지수는 $F_1, F_2, F_3, F_4, F_{SBr}, F_{SBt}, F_{rs}, r_{ax}, r_{ay}, F_{bl}$ 등의 10개이므로 동시에 연립하여 해를 구할 수 있다.

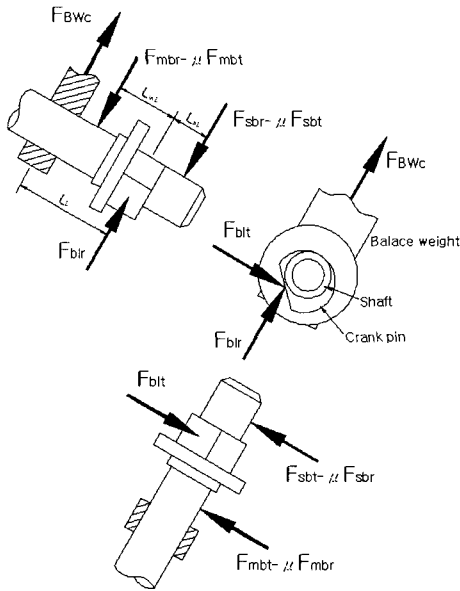


Fig. 9 Force diagram of crankshaft

Figure 9는 크랭크 축에 작용하는 힘들을 보여준다. 이로부터 힘과 모멘트 평형식을 구하면 식 (18)~식 (21)와 같다.

$$F_{BWc} + F_{bir} - F_{sbr} + \mu F_{sbt} - F_{mbr} + \mu F_{mbt} = 0 \quad (18)$$

$$F_{bir}L_{sb} - (F_{mbr} - \mu F_{mbt})(L_{sb} + L_{mb}) + F_{BWc}(L_{sb} + L_{bw}) = 0 \quad (19)$$

$$F_{bit} - F_{sbt} + \mu F_{sbr} - F_{mbt} + \mu F_{mbr} = 0 \quad (20)$$

$$-F_{bit}L_{sb} + (F_{mbt} - \mu F_{mbr})(L_{sb} + L_{mb}) = 0 \quad (21)$$

이상의 운동 방정식 식 (18)~식 (21)의 4개를 이용하여 베어링의 하중을 구할 수 있다.

3.4 마찰손실

오비터 진공 펌프에서 기계적 마찰손실이 발생하는 부위로는 오비터 랩 선단, 랩 측면, 올담링 키, 슬라이더 부시, 그리고 구동베어링, 축 베어링 등으로 전체 마찰손실은 식 (22)로 쓸 수 있다.

$$L_{mech} = \omega r_s (\mu_m F_{as} + \mu_m F_{rs}) + \omega r_s / 2 \mu_m (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) + \omega r_{hub} \mu_B F_{DB} + \omega r_{sh} \mu_B (F_{MB} + F_{SB}) \quad (22)$$

오비터 랩 선단과 랩 측면, 그리고 올담링 키에서는 혼합윤활로 간주하여 마찰계수를 0.013으로 간주하고⁽⁴⁾, 오비터 허브의 구동베어링과 축 베어링에는 볼 베어링을 사용하므로 마찰계수를 각각 0.005로 간주하였다⁽⁵⁾.

4. 계산결과 및 고찰

이상의 해석 이론을 바탕으로 오비터 진공펌프의 성능을 계산하였다. Table 2는 오비터 진공펌프의 운전조건을 보여주며, 누설간극 10 μm일 때의 성능주요 지수에 대한 계산 결과를 Table 3에 나타내었다.

Table 2 Operating conditions

Notation	Description	Value
T_s	suction temperature	20 °C
P_s	suction pressure	0.3 bar
P_d	discharge pressure	1.05 bar
N	compressor speed	1700 rpm

Table 3 Performance index

Notation	Description	Value
Q_s	suction flowrate	2.25 liter/min
\dot{W}_c	power consumption	10.1 watt
η_v	volumetric efficiency	69.7 %
η_{ad}	adiabatic efficiency	83.9 %
η_{mech}	mechanical efficiency	92.4 %
η_p	pump efficiency	77.5 %

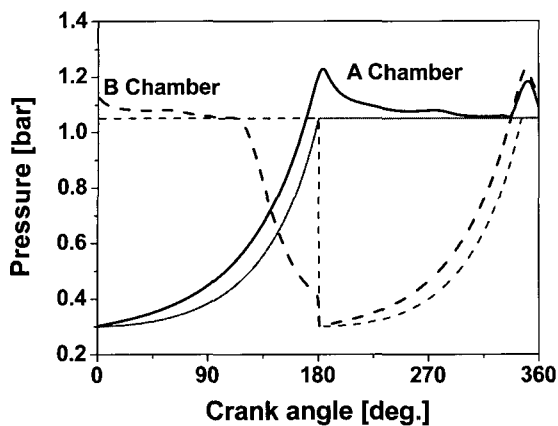


Fig. 10 Pressure diagram

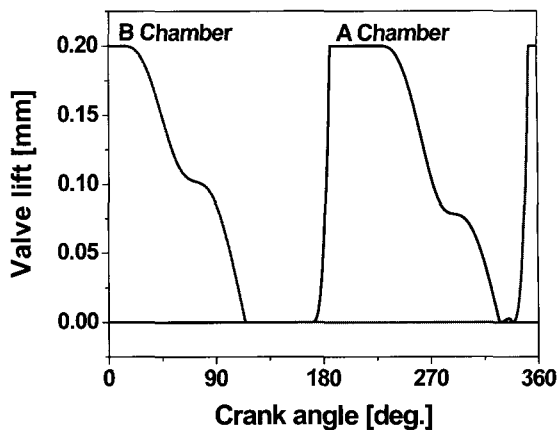


Fig. 11 Valve lift

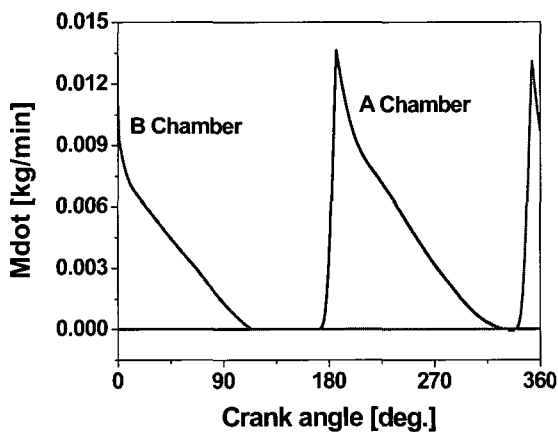


Fig. 12 Discharge flow through discharge valves

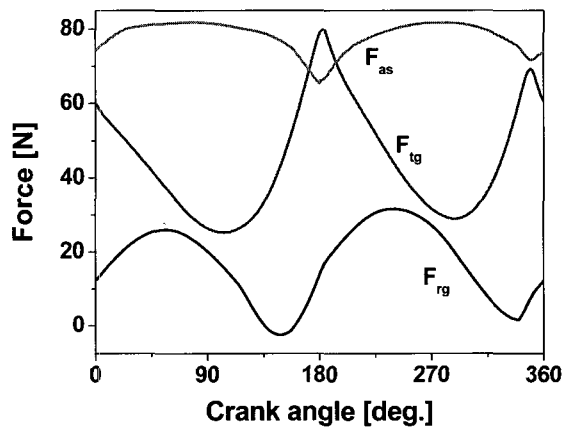


Fig. 13 Gas forces on the orbiter

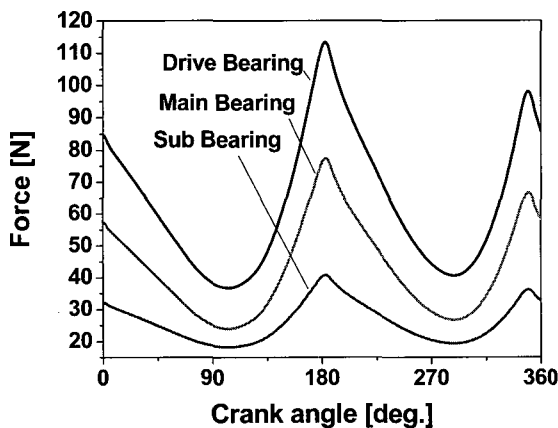


Fig. 14 Bearing loads

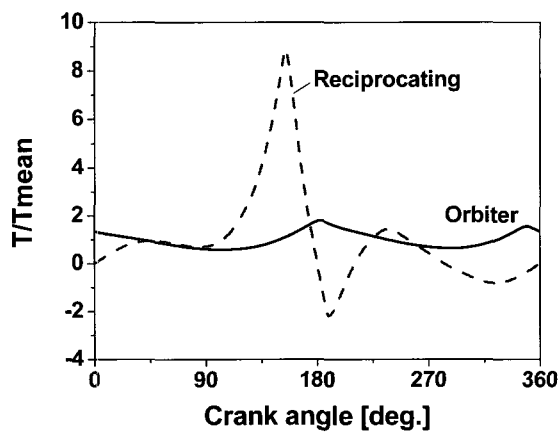


Fig. 15 Torque variation

Figure 10은 크랭크 각에 따른 압력 선도를 보여주고, Fig. 11은 토출밸브의 변위를, Fig. 12는 토출가스의 질량유량을 보여준다. 한 쌍의 압축실이 180도 위상차를 가지고 형성되므로 각 압축실에서의 흡입-압축-토출 행정이 180도의 위상차를 가지고 일어난다. 또한 가스 토출이 크랭크 축 한 회전당 180도 위상차를 갖고 2번 발생하므로 토출 가스 맥동이 작게 된다. 압축 과정에서 단열 압축의 경우보다 실제 압력이 더 높아지는 정도가 압축실 A에서 더 두드러지게 나타나는데, 이는 압축실 A로의 누설 면적이 더 크기 때문이다.

Figure 13은 압축실 내에서 발생하는 가스력을 보여준다. 축방향 밀봉력 F_{as} 는 오비터 경판 후면에 작용하는 대기압과 압축실 내에서 발생하는 축방향 가스력과의 차이로서 압축실 속이 진공이므로 오비터는 실린더 상판으로 밀려 올려진다.

Figure 14는 구동 베어링과 축 베어링에 걸리는 하중을 나타낸다. 크랭크 각 $\theta=180^\circ$ 부근의 피크는 압축실 A의 압력이 고압이 되는 것에 기인하고, 크랭크 각 $\theta=360^\circ$ 부근의 피크는 압축실 B의 압력이 고압이 되는 것에 기인한다.

Figure 15는 토크 변동을 보여 준다. 통상 왕복동 압축기에서의 토크 변동 폭이 $-200\% \sim +900\%$ 인데 반해, 오비터 압축기는 $+50\% \sim +190\%$ 로서 토크 변동폭이 왕복동에 비해 상당히 작게 나타난다. 이는 오비터 압축기에서는 크랭크 축의 회전 운동을 왕복운동으로 바꿀 필요가 없으므로 불균형력 발생원이 사라지기 때문이다. 압축기의 불균형력에 연관되는 토크 변동이 작다는 것은 압축기의 진동이 작다는 것을 의미한다.

5. 결론

선회 운동하는 피스톤을 특징으로 하는 오비터 진공펌프 설계와 성능해석을 위한 연구에 있어서,

- (1) 오비터의 선회 운동에 따른 각 압축실의 체적 변화율을 얻어, 각종 누설을 고려한 가스 압력을 구하였고,
- (2) 각 부재의 운동 방정식으로부터 각 부재에 작용하는 반력들을 구하였으며,

- (3) 이 모든 계산 과정을 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램화하여 압축기의 각종 손실 및 효율을 구하였다.
- (4) 오비터 진공펌프를 흡입압이 0.3 bar이고 토출압이 1.05 bar인 조건에서 사용하면, 체적 효율은 69.7%, 단열압축 효율은 83.9%, 기계적 효율은 92.4%가 되며 압축기 전효율은 77.5%에 이르는 것으로 나타났다.
- (5) 가스 압축 토크의 변동폭은 200% 이내로서 일반적인 왕복동 압축기와 비교하면 1/5 수준으로 매우 작게 나타났다.

후 기

본 연구는 2005년도 인천대학교 학술연구조성비 지원에 의하여 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Kim, H. J., Cho, K. M., Ko, W., 2005, Performance analysis of an orbiter air compressor, Korean Journal of Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol.13, No.12, pp. 124 5~1254.
- (2) Cho, K. M., Kim, H. J., 2004, Design of radial compliance device for an orbiter compressor, Proceeding of the SARAK '04 Summer Annual Conference, pp. 758~764.
- (3) Kim H. J., 1996, Development of computer simulation program for variable speed scroll compressor, University of Incheon Report.
- (4) Ishii, N., Yamamoto, S., Muramatsu, S., 1992, Optimum Combination of parameters for high mechanical efficiency of a scroll compressor, Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 118a1~118a8.
- (5) Brandlein, J., Eschmann, P., Has bargaen, L., Weigand, K., 1999, Ball and Roller Bearings, John Wiley & Sons.