

냉동 공조용 로터리 콤프레서의 윤활 특성 제1보 : 롤링 피스톤의 거동해석

조인성 · 오석형* · 정재연**

전북대학교 정밀기계공학과 대학원

*군산대학교 기계공학부

**전북대학교 기계공학부

The Lubrication Characteristics of Rotary Compressor for Refrigeration & Air-Conditioning (Part I ; The analysis of rolling piston behavior)

Ihn-Sung Cho, Seok-Hyung Oh* and Jae-Youn Jung**

Department of Precision Mechanical Engineering Graduate School, Chonbuk National University

**Department of Mechanical Engineering, Kunsan National University*

*** Department of Mechanical Engineering, Chonbuk National University*

Abstract—Rapid increase of refrigeration & air-conditioning system (r & a system) in modern industries brings attention to the urgency of research & development as a core technology in the area. And it is required to the compatibility problem of r & a system to alternative refrigerant for the protection of environment. Then, it is requested to study the lubrication characteristics of refrigerant compressor which is the core technology in the r & a system. The study of lubrication characteristics in the critical sliding component is essential for the design of refrigerant compressor. Therefore, theoretical investigation of the lubrication characteristics of rotary compressor for r & a system is studied. The Runge-Kutta method is used for the analysis of the behavior of rolling piston in the rotary compressor. The results show that the rotating speed of shaft and the discharge pressure have an important effect upon the angular velocity of the rolling piston. This results give important basic data for the further lubrication analysis and design of the rotary compressor.

Key words—rotary compressor, rolling piston, lubrication characteristics, lubrication analysis, runge-kutta method.

1. 서 론

근년 냉동 공조 시스템의 급속한 보급에 따라 이 분야의 핵심 기술에 대한 연구 개발을 그 어느 때보다 절실하게 필요로 하고 있으며 특히, 냉동 공조 시스템의 성능을 좌우하는 가장 중요한 부분으로는 단연 냉동 공조용 냉매 압축기를 들 수 있는데, 냉매 압축기의 고효율화, 장수명화, 소형화 및 특수 냉매에의 적합화의 요구에 따라 운전 조건이 점점 가혹화되고 압

축기 내의 각 습동부도 고온, 고속화되어 윤활 조건이 매우 중요하게 되었다. 그러므로, 압축기 각부(베인과 슬롯, 베인과 롤링 피스톤, 롤링 피스톤과 실린더, 축과 롤링 피스톤, 축과 베어링)의 윤활을 해석하여, 이 부분에서의 마찰, 마모의 거동을 파악하고 최적 재료의 조합 및 간극 제어를 가능하게 할 수 있도록 하여 기계 효율 및 체적 효율을 최대화할 수 있는 방안을 강구해야 한다[1-4]. 이를 위해서 롤링 피스톤형 로터리 콤프레서의 경우, 축을 중심으로 공전하면서 자전

하는 구속받지 않는 롤링 피스톤의 복잡한 운동 관계의 해석이 무엇보다도 우선적으로 필요하게 된다. 그러나, 이와 같은 복잡한 롤링 피스톤의 운동에 관한 정확한 연구가 아직 충분히 이루어지지 않은 실정이다[5,6] 따라서, 본 논문에서는 롤링 피스톤의 역학적인 거동을 해석해 보고자 한다.

2. 기초 이론

2-1. 로터리 콤프레서의 구조

로터리 콤프레서의 내부 구조는 Fig. 1과 같은 구조로 되어 있으며, 편심된 축이 회전하면서 흡입부로 인입된 냉매를 압축시켜 설정된 토출압에 도달하면 토출 밸브가 열리므로써 압축 작용을 행하게 된다.

2-2. 베인과 롤링 피스톤의 운동 방정식

본 해석에서는 Fig. 2에 표시한 것과 같이 θ 는 시계 방향의 회전각을 양으로 정의하고, α 는 반 시계 방향의 회전각을 양으로 한다.

여기서는, 다음과 같은 가정을 한다.

(1) 베인 선단은 항상 롤링 피스톤과 접촉해서 왕복 운동한다.

(2) 베인 측면과 슬롯, 베인 선단과 롤링 피스톤간의 마찰은 쿨롱의 마찰 법칙을 따른다.

(3) 롤링 피스톤의 내주와 편심축 사이의 마찰에 대해서는 유막 두께가 일정하고, Newton의 점성 법칙을 적용한다.

2-2-1. 베인의 운동 방정식

가정(1)에서 베인의 변위 x_v 는 콤프레서의 기하학적 관계로부터 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} (r_o+r_v) \sin \alpha &= e \sin \theta \\ x' &= (r_o+r_v) \cos \alpha + e \cos \theta \\ \alpha &= \sin^{-1} \left(\frac{e \sin \theta}{r_o+r_v} \right) \end{aligned} \quad (2.1)$$

또한, 식 (2.1)에서 베인의 속도 및 가속도는 다음 식과 같이 얻어진다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_v &= -(r_o+r_v) \sin \alpha \dot{\alpha} - e \omega \sin \theta \\ \dot{\alpha} &= \frac{e \omega \cos \theta}{(r_o+r_v) \cdot \cos \alpha} \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} \ddot{x}_v &= -(r_o+r_v) \cdot \cos \alpha \ddot{\alpha} - (r_o+r_v) \sin \alpha \ddot{\alpha} - e \omega^2 \cos \theta \\ \ddot{\alpha} &= \tan \alpha \cdot \dot{\alpha}^2 - \frac{e \omega^2 \sin \theta}{(r_o+r_v) \cdot \cos \alpha} \end{aligned} \quad (2.3)$$

실린더의 흡입실 압력 P_h 와 압축실 압력 P_c 는 柳澤 [6]의 가정을 이용하여 다음 식으로 주었다.

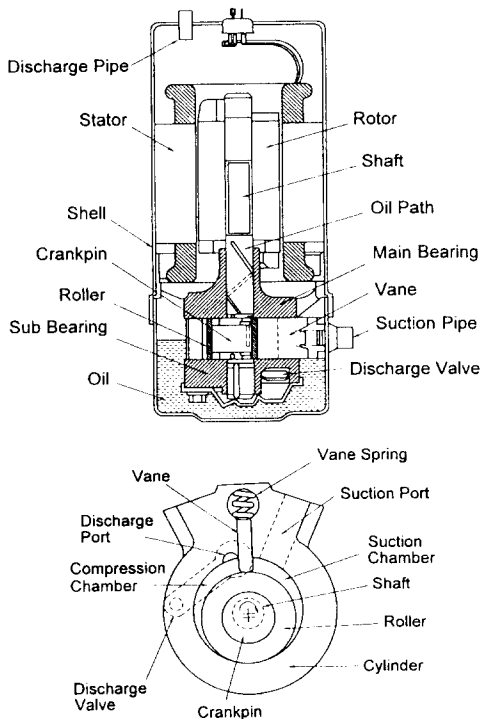


Fig. 1. Structure of rotary compressor.

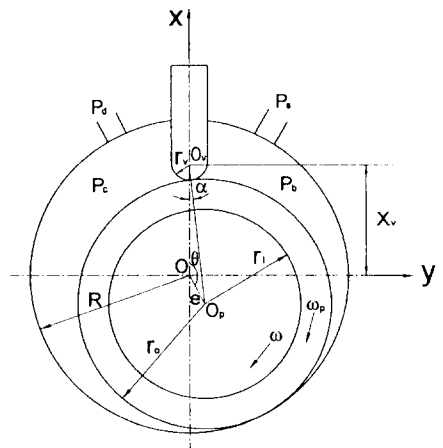


Fig. 2. Schematic diagram of cylinder part.

$$P_b = P_s$$

$$P_c = \begin{cases} P_s \left(\frac{V_s}{V_c} \right)^k & (\theta \leq \theta_d) \\ P_d & (\theta > \theta_d) \end{cases} \quad (2.4)$$

(θ_d : 개밸브각, k : 냉매평균단열지수)

본 해석에서 토출밸브의 개밸브압을 P_d 로 일정하게 주었다. 또, 실린더의 흡입실 용적 V_s 와 압축실 용적 V_c 는 기하학적 형상으로부터 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$V = \pi(R^2 - r_d^2)l_p + V_i$$

$$V_c = V_s - \frac{1}{2}R^2l_p\theta + \frac{1}{2}r_d^2l_p(\theta + \alpha) + \frac{1}{2}e l_p(r_o + r_v)\sin(\theta + \alpha) - \frac{1}{2}r_v^2l_p \tan\alpha - \frac{1}{2}a l_p(R - x_v + r_v) \quad (2.5)$$

여기서, V_i 는 틈의 용적이다. 베인은 압축실 압력 P_c 로 밀려지는데, Fig. 3에 나타난 것같이, x 축에 대해 매우 미세한 각도로 반시계 방향으로 경사진다고 생각되므로, 베인과 실린더는 Fig. 3에 나타난 G_1, G_2 에 접촉한다. G_1 점으로부터 베인 선단과 롤러의 접촉점 B 까지의 베인 표면에는 압축실 압력 P_c 가 작용하고, B 점으로부터 G_2 점까지는 흡입실 압력 P_s 가 G_2 점부터 G_1 점까지는 실린더 내에 토출된 압력 P_d 가 작용한다.

이들의 압력이 베인을 미는 x, y 축 방향의 힘 F_{ix}, F_{iy} 는 다음 식으로 나타내어진다.

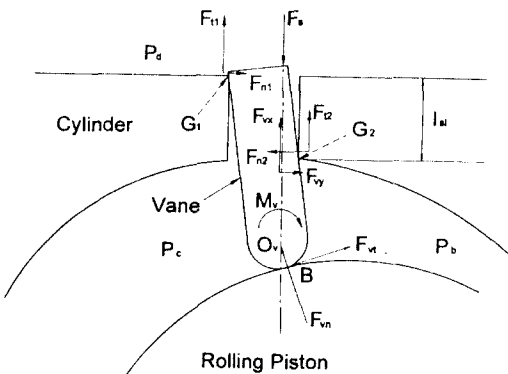


Fig. 3. Forces acting on vane.

$$F_{ix} = \left\{ -a P_d + \left(\frac{a}{2} + r_v \sin \alpha \right) P_c + \left(\frac{a}{2} - r_v \sin \alpha \right) P_b \right\} l_p$$

$$F_{iy} = \left\{ -l_{sl} P_d + (R - x_v + l_{sl} + r_v \cos \alpha) P_c - (R - x_v + r_v \cos \alpha) P_b \right\} l_p \quad (2.6)$$

또한, 이들의 압력에 의한 O_v 점 주위의 시계 방향의 모멘트 M_v 는 다음 식과 같다.

$$M_v = l_{sl} \left(x_v - R - \frac{l_{sl}}{2} \right) P_d l_p + \frac{1}{2} \left\{ (R - x_v + l_{sl})^2 + \left(\frac{a}{2} \right)^2 - r_v^2 \right\} P_c l_p - \frac{1}{2} \left\{ (R - x_v)^2 + \left(\frac{a}{2} \right)^2 - r_v^2 \right\} P_b l_p \quad (2.7)$$

Fig. 3에 나타난 것과 같이 베인 측면과 실린더 사이에는 G_1, G_2 점에서 실린더로부터의 반력 F_{n1}, F_{n2} 및 마찰력 F_{v1}, F_{v2} 가 작용하고, 점 B 에는 피스톤으로부터의 반력 F_{vn} 및 마찰력 F_{vx} 가 작용한다. 가정(2)로부터 베인 선단과 롤러 사이, 베인 측면과 슬롯간의 마찰계수를 각각 μ_v, μ_s 라하면 마찰력 F_{v1}, F_{v2}, F_{vx} 는 각각 다음 식으로 표시된다.

$$F_{v1} = \gamma_1 \gamma_2 \mu_s F_{n1}$$

$$F_{v2} = \gamma_1 \gamma_3 \mu_s F_{n2}$$

$$F_{vx} = \gamma_4 \mu_v F_{vn} \quad (2.8)$$

그리고,

$$\gamma_1 = \text{sgn}(-\dot{x}_v), \gamma_2 = \text{sgn}(F_{n1})$$

$$\gamma_3 = \text{sgn}(F_{n2}), \gamma_4 = \text{sgn}(v_{pv}) \quad (2.9)$$

는 +1 또는 -1의 값을 가지는 정수이다.

여기서, 롤링 피스톤의 베인에 대한 상대 미끄럼 속도 v_{pv} 는 다음과 같이 나타낸다.

$$v_{pv} = r_o \omega_p + (r_o + r_v)\dot{\alpha} \quad (2.10)$$

또, 베인 배면에서는 스프링의 힘 F_s 가 다음 식과

같이 작용한다.

$$F_s = K(x_v - r_o - r_v + e) \quad (2.11)$$

또한, 베인의 상하단면에서의 냉동기유에 의한 마찰력 F_v 는 다음 식과 같다.

$$F_v = \frac{2\gamma_1 \eta_o |\dot{x}_v| \left[(R - x_v + l_{sl})a + \frac{a}{4} \sqrt{4r_v^2 - a^2} + \frac{r_v^2}{2} (\pi - 2 \tan^{-1} \frac{\sqrt{4r_v^2 - a^2}}{a}) \right]}{c_{pv}} \quad (2.12)$$

베인에 작용하는 이들 모두의 힘을 고려하면, 베인의 x , y 축 방향의 운동 방정식과 O_v 점 주위의 모멘트에 관한 식은 식 (2.13)과 식 (2.14)로 나타낼 수 있다.

$$F_{ix} + F_{t1} + F_{t2} + F_{vm} \cos \alpha + F_{vt} \sin \alpha - F_s + F_v = m_v \ddot{x}_v \quad (2.13)$$

$$F_{iy} + F_{n1} - F_{n2} + F_{vt} \cos \alpha - F_{vm} \sin \alpha = m_v \ddot{y}_v = 0 \quad (2.14)$$

$$(R - x_v + l_{sl})F_{n1} + \frac{a}{2}F_{t1}$$

$$-(R - x_v)F_{n2} - \frac{a}{2}F_{t2} + M_v - r_v F_{vt} = 0 \quad (2.15)$$

식 (2.13)~(2.15)로부터 베인과 실린더 및 베인과 롤링 피스톤 간에 발생하는 힘 F_{n1} , F_{n2} , F_{vm} 은 각각 다음 식에 의해 구해진다.

$$\begin{bmatrix} F_{n1} \\ F_{n2} \\ F_{vm} \end{bmatrix} = [A]^{-1} \begin{bmatrix} m_v \ddot{x}_v + F_s - F_{ix} - F_v \\ -F_{iy} \\ -M_v \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

여기서, $[A]$ 는 3×3 행렬로 다음과 같다.

$$[A] = \begin{bmatrix} \gamma_1 \gamma_2 \mu_s & \gamma_1 \gamma_3 \mu_s & \cos \alpha + \gamma_4 \mu_t \sin \alpha \\ 1 & -1 & \gamma_4 \mu_t \cos \alpha - \sin \alpha \\ (R - x_v + l_{sl} + \gamma_1 \gamma_2 \frac{a}{2} \mu_s) & (-R + x_v - \gamma_1 \gamma_3 \frac{a}{2} \mu_s) & -\gamma_4 r_v \mu_t \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

2-2-2. 롤링 피스톤의 운동 방정식

롤링 피스톤은 베인과 함께 실린더 내를 흡입실과 압축실로 분리해, 축의 회전과 함께 실린더 내에서 회전하면서 흡입 및 압축 작용을 행한다. 그리고, 롤링 피스톤은 축 편심부의 주위를 공전하면서 자전하는 복잡한 운동관계를 갖는다. Fig. 4는 롤링 피스톤에 작용하는 힘들을 나타낸 것이며, 편심축과 롤링 피스톤간의 유막에 의한 마찰모멘트 M_c 는 가정(3)에 의해 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$M_c = \frac{2\pi \eta_o l_p r_i}{c_p} \left[r_i^2 \omega - \left(r_i^2 - \frac{e^2}{4} \right) \omega_p \right] \quad (2.18)$$

롤링 피스톤의 상하단면에 작용하는 냉동기유에 의한 마찰모멘트 M_p 는 다음과 같다.

$$M_p = \frac{\pi \eta_o \omega_p (r_o^4 - r_i^4)}{c_{pv}} \quad (2.19)$$

롤링 피스톤 중심 O_p 점 주위의 관성모멘트 I_p 는 다

음 식과 같다.

$$I_p = \frac{\pi \rho_p l_p (r_o^4 - r_i^4)}{2} \quad (2.20)$$

롤링 피스톤과 실린더간의 냉동기유에 의한 점성저항력 F_{n1} 는 Newton의 점성 법칙으로부터 다음 식과 같다.

$$F_{c1} = \frac{0.125 \pi \eta_o l_p R_1 (R \omega + r_o \omega_p)}{c_{pv}} \quad (2.21)$$

여기서, R_1 은 롤링 피스톤과 실린더의 등가 곡률 반경이다. 위 3개의 모멘트와 롤링 피스톤과 실린더간의 냉동기유에 의한 점성저항력 F_{c1} 및 롤링 피스톤 외주와 베인 선단간의 점성저항력에 대한 마찰력 F_{vt} 등에 의한 모멘트에 의해서 롤링 피스톤의 회전운동방정식이 결정되며 다음 식과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} I_p \dot{\omega}_p &= M_c - M_p - r_o (F_{vt} + F_{c1}) \\ \dot{\omega}_p &= \frac{M_c - M_p - r_o (F_{vt} + F_{c1})}{I_p} \end{aligned} \quad (2.22)$$

편심축에 대한 롤링 피스톤의 원심력은 다음 식과 같다.

$$F_c = m_p e \omega^2 \quad (2.23)$$

축회전에 따른 롤링 피스톤의 상하단면에서의 마찰력은 다음 식과 같다.

$$F_p = \frac{2 \pi e \eta_o (r_o^2 - r_i^2) \omega}{c_{\mu}} \quad (2.24)$$

흡입 및 압축실의 압력 P_b, P_c 가 롤링 피스톤을 미치는 합력 F_{pg} 는 다음 식과 같다.

$$F_{pg} = 2r_o l_p (P_c - P_b) \sin\left(\frac{\theta + \alpha}{2}\right) \quad (2.25)$$

F_{pg} 는 롤링 피스톤과 실린더의 최소간극인 A점과 롤링 피스톤과 베인의 접점인 B의 중심점 (AB의 중심점)과 롤링 피스톤의 중심 O_r 를 통과한다.

롤링 피스톤에 작용하는 이들 모든 힘들을 고려하면 롤링 피스톤에 가해지는 하중을 구할 수 있다.

$$F_r = -F_{vm} [\cos(\theta + \alpha) + \gamma_4 \mu_v \sin(\theta + \alpha)] + F_{pg} \cos\left(\frac{\theta + \alpha}{2}\right) + F_c \quad (2.26)$$

$$F_{\theta} = F_{vm} [\sin(\theta + \alpha) - \gamma_4 \mu_v \cos(\theta + \alpha)] - F_{pg} \cos\left(\frac{\theta + \alpha}{2}\right) - F_p \quad (2.27)$$

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_{\theta}^2} \quad (2.28)$$

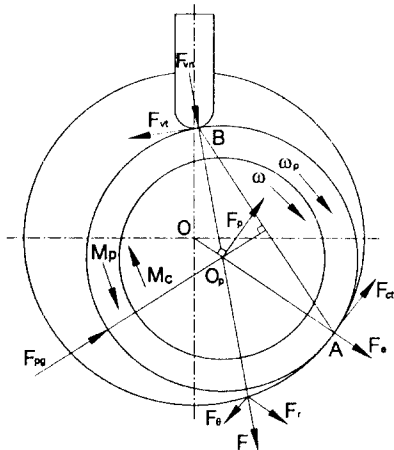


Fig. 4. Forces acting on rolling piston.

3. 수치 해석 방법

우선 베인에 작용하는 힘들을 구하기 위해서는 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼 속도를 알아야 하는데, 상대 미끄럼 속도는 롤링 피스톤에 대한 각속도의 함수로 되어 있다. 그러므로, 베인에 작용하는 힘들을 구하기 위해서는 롤링 피스톤의 각속도를 먼저 구해야 한다. 그런데, 롤링 피스톤의 각속도를 구하기 위해서는 베인과 롤링 피스톤간에 발생하는 마찰력을 알아야만 하는데, 이 마찰력을 구하기 위해서는 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼 속도를 알아야만 한다. 즉, 베인과 롤링 피스톤에 작용하는 힘들은 근본적으로 롤링 피스톤의 각속도를 알아야만 구할 수 있게 되는데 이것이 간단하지 않다.

이를 위해 Fig. 5의 Flow Chart에 보여지는 것처럼 우선 콤프레서의 기하학적 조건과 운전조건을 고려한 후에 초기값으로 적당한 롤링 피스톤의 각속도를 가정하여 베인에 작용하는 힘들을 구하고, 이를 이용하여 롤링 피스톤에 작용하는 힘 및 각속도를 구하는 과정을 롤링 피스톤의 각속도가 수렴할 때까지 반복하여 각부에 작용하는 힘들과 롤링 피스톤의 각속도를 구한다.

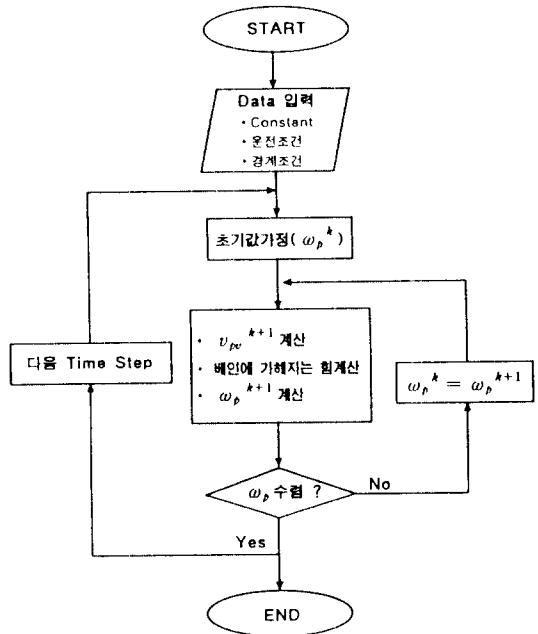


Fig. 5. Flow Chart.

롤링 피스톤의 각속도는 1계 상미분 방정식으로 되어 있으므로 상미분 방정식을 풀기 위한 수치해석 방법을 적용해야하는데, 본 해석에서는 상미분 방정식의 수치해석 방법으로 수렴성이 좋고, 널리 알려진 Runge-Kutta Method를 이용하였다.

4. 해석 결과

본 해석에 사용된 압축기의 주요 치수 및 운전 조건은 Table 1과 같다. Table 1의 조건들을 기본으로 하여 회전수를 변화시켰을 경우와 토출압을 변화시켰을 경우에 있어서의 롤링 피스톤의 각속도 변화, 베인과 롤링 피스톤간의 미끄럼속도 변화 그리고, 편심축에 가해지는 축하중의 변화에 대해서 살펴보았다.

Fig. 6~8은 흡·토출압을 6.37/20.86 kgf/cm²으로 일정하게 유지하고 회전수를 변화시켰을 경우를 나타내고, Fig. 9~11은 흡입압을 6.37 kgf/cm², 회전수를 3386 rpm으로 일정하게 유지하고 토출압을 변화시켰을 경우를 나타낸다.

Fig. 6은 회전수의 변화에 따른 롤링 피스톤의 각속도 변화를 나타내고 있다. 롤링 피스톤의 각속도는 축회전에 대하여 대부분 정방향의 성분과 역방향의 성분을 가지고 있음을 알 수 있고, 회전수가 증가할수록 축회전의 정방향의 성분은 증가율이 거의 없지만 역방향 성분은 감소율이 현저함을 알 수 있다. 그리고, 회전수가 증가할수록 축회전각에 대한 전체적인 각속도의 변화율이 작아짐을 알 수 있다. 이는 회전수가 감소하게 되면 베인과 롤링 피스톤간의 마찰력의 영향이 상대적으로 증가하여 롤링 피스톤을 축회전의

역방향으로 돌리려는 힘이 커지기 때문이다. 또한, 회전수 2500 rpm을 기준으로 했을 경우, 회전수가 100% 증가할 때, 롤링 피스톤의 각속도는 약 80% 감소함을 알 수 있다.

Fig. 7은 회전수의 변화에 따른 베인과 롤링 피스톤

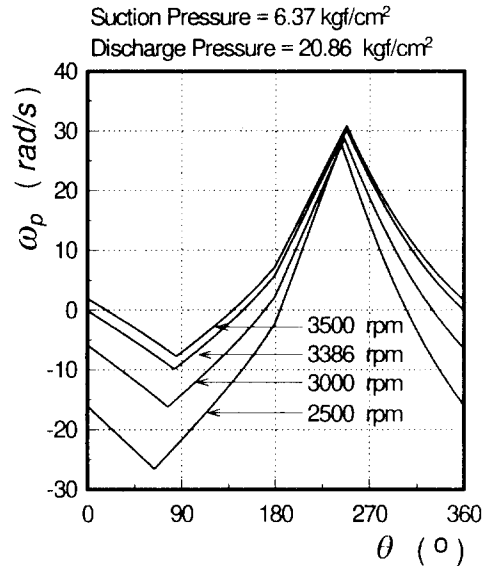


Fig. 6. Angular velocities of rolling piston to the variation of RPM.

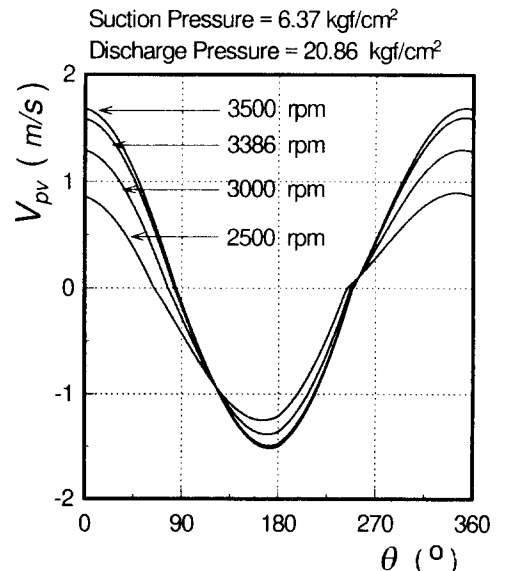


Fig. 7. Sliding velocities between vane and rolling piston to the variation of RPM.

Table 1. Geometrical shapes & operating conditions of the rotary compressor

Item	Dimensions	Unit
Suction/Discharge pressure	6.37/20.86	kgf/cm ²
Rotational Shaft Speed	3386	rpm
Oil viscosity	3	cP
Spring constant	1.39	kgf/cm
Vane tip radius	0.3	cm
Vane thickness	0.4	cm
Vane mass	20.48	g
Rolling piston outer radius	1.95	cm
Rolling piston mass	127.92	g
Cylinder radius	2.4	cm
Cylinder height	2.78	cm

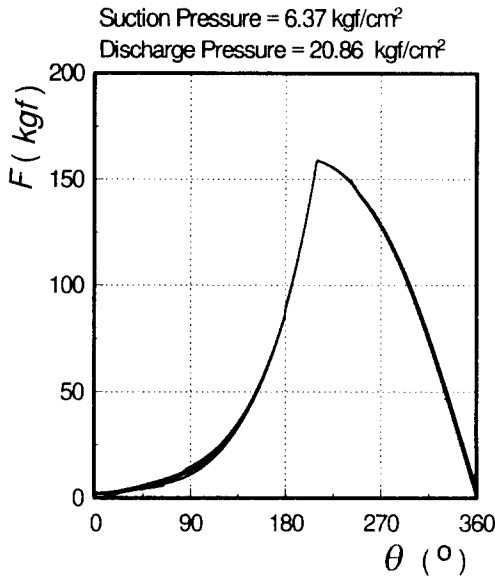


Fig. 8. Shaft forces to the variation of RPM.

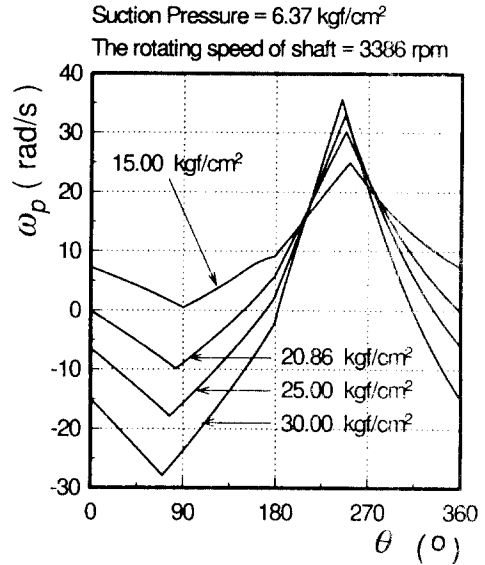


Fig. 9. Angular velocities of rolling piston to the variation of discharge pressure.

간의 상대 미끄럼 속도 변화를 나타내는데, 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼 속도는 축회전에 대하여 정방향 성분과 역방향 성분을 가짐을 확인하였고, 회전수가 감소할수록 축 회전각에 대한 미끄럼 속도의 변화율이 감소한다. 또한, 2500 rpm을 기준으로 했을 경우, 회전수가 100% 증가하였을 때, 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼 속도는 축회전의 역방향 성분이 약 70%의 증가율을 보이고, 축회전의 정방향 성분이 약 220%의 증가율을 보인다. 그러므로, 축회전의 정방향 미끄럼 속도의 증가율이 역방향 미끄럼 속도의 증가율에 비하여 훨씬 크다는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 회전수의 변화에 따른 편심축에 가해지는 축하중의 변화를 나타내고 있다. 편심축에 가해지는 축하중은 회전수의 변화에 거의 영향이 없음을 알 수 있다. 이는 회전수의 증가에 의해 발생하는 힘은 거의 롤링 피스톤을 축회전의 정방향으로 회전시키는 마찰토크로 손실되기 때문이다.

Fig. 9는 토출압의 변화에 따른 롤링 피스톤 각속도의 변화를 나타내고 있다. Fig. 6에서와 마찬가지로 롤링 피스톤의 각속도는 토출압이 증가할수록 축회전의 정방향 성분의 증가보다 축회전의 역방향 성분의 증가가 현저하고, 토출압 15 kgf/cm²을 기준으로 했을 경우, 토출압이 100% 증가하면 전체적인 각속도의 변화량은 160%의 증가율을 보이고 있다. 이는 토출압의

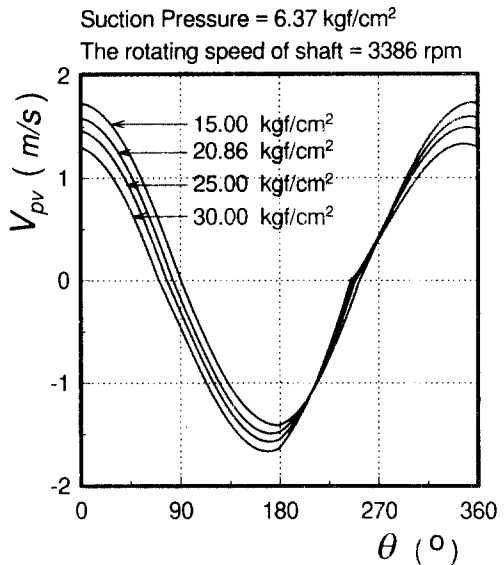


Fig. 10. Sliding velocities between vane and rolling piston to the variation of discharge pressure.

증가가 베인과 롤링 피스톤간에 발생하는 마찰력을 증가시켜 롤링 피스톤을 축회전의 역방향으로 회전시키려는 힘이 커지기 때문이다.

Fig. 10은 토출압의 변화에 따른 베인과 롤링 피스톤간의 미끄럼 속도 변화를 나타내고 있다. 베인과 롤

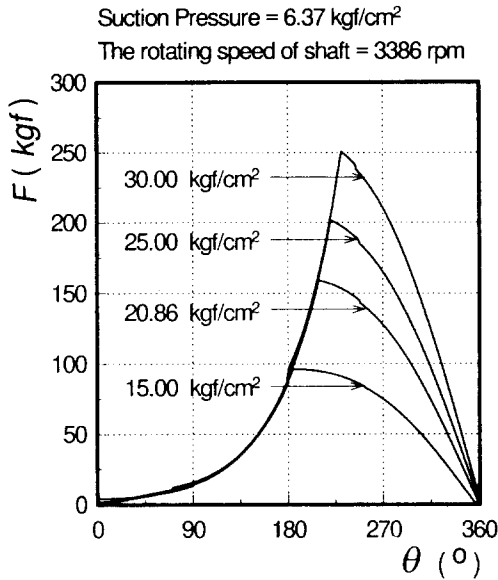


Fig. 11. Shaft forces to the variation of discharge pressure.

링 피스톤간의 미끄럼 속도는 토출압이 증가할수록 축회전의 역방향 속도가 차지하는 비율이 약간 증가 하지만, 축회전각에 대한 베인과 롤링 피스톤간의 미끄럼 속도의 변화율은 거의 일정함을 알 수 있다. 이는 토출압의 증가가 롤링 피스톤을 축회전의 역방향으로 회전시키려는 힘을 증가시키기 때문이다.

Fig. 11은 토출압의 변화에 따른 편심축에 가해지는 축하중의 변화를 나타내고 있다. 토출압이 증가할수록 편심축에 가해지는 축하중은 커지는데, 토출압 15 kgf/cm²을 기준으로 했을 경우, 토출압이 100% 증가할 때, 편심축에 가해지는 최대 축하중은 약 160%의 증가율을 보이고 있다. 또한, 편심축에 가해지는 최대 축하중의 위치가 점점 토출측으로 이동하고 있음을 알 수 있는데, 이는 압축실의 압력이 설정된 토출압이 되면 토출밸브가 열려 토출이 이루어지므로 설정된 토출압이 증가할수록 밸브의 열리는 각도(개밸브각)가 커지기 때문이다.

5. 결 론

냉동 공조용 로터리 콤프레서에서 롤링 피스톤의 거동해석에 대한 결과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

1. 롤링 피스톤의 각속도는 축회전에 대하여 대부분 정방향의 성분과 역방향의 성분을 가지는데, 축의

회전수가 증가할수록 정방향의 성분은 증가율이 거의 없지만, 역방향 성분은 감소율이 현저하다.

2. 토출압이 증가할수록 롤링 피스톤의 각속도는 축회전방향의 각속도 증가율에 비하여 축회전의 역방향 각속도 증가율이 현저하고, 축 회전각에 대한 전체적인 각속도의 변화율이 커짐을 알 수 있다.

3. 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼 속도는 축회전에 대하여 정방향 성분과 역방향 성분을 가짐을 확인하였고, 축의 회전수가 증가할수록 축회전의 정방향 미끄럼 속도의 증가율이 역방향 미끄럼 속도의 증가율에 비하여 훨씬 크다는 것을 확인하였다. 또한, 축의 회전수가 증가할수록 축 회전각에 대한 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼 속도의 변화율이 증가한다.

4. 토출압의 변화에 대한 베인과 롤링 피스톤의 상대 미끄럼 속도는 토출압이 증가함에 따라 축회전의 역방향 미끄럼 속도가 차지하는 비율은 약간 증가하지만, 축 회전각에 대한 미끄럼 속도의 변화율은 거의 일정하다.

5. 편심축에 가해지는 축하중은 축회전수의 변화에는 거의 영향을 받지 않지만, 토출압의 변화에 대해서는 토출압이 증가할수록 커진다. 그리고, 토출압이 증가할수록 토출밸브의 열림각의 증가로 인하여 편심축에 가해지는 최대 축하중의 위치가 토출측으로 점점 이동한다.

기 호

- a : 베인의 폭
- c_p : 축과 롤링 피스톤간의 간극
- c_{pr} : 롤링 피스톤과 실린더간의 간극
- c_{pl} : 롤링 피스톤의 상하단면에서의 간극
- c_{ps} : 베인의 상하단면에서의 간극
- e : 편심축의 편심량
- K : 스프링 상수
- k : 냉매평균단열지수
- F : 편심축에 가해지는 힘
- F_{cl} : 롤링 피스톤과 실린더간의 냉동기유의 점성저항력
- F_c : 축심에 대한 롤링 피스톤의 원심력
- F_{n1}, F_{n2} : 베인과 슬롯간의 수직반력

F_p : 롤링 피스톤 상하단면에서 냉동기유의 점성마찰력
 F_{pk} : 흡입·압축실의 압력이 롤링 피스톤을 미는 합력
 F_n, F_θ : 축하중의 반경방향 및 접선방향의 힘
 F_s : 베인의 스프링력
 F_{t1}, F_{t2} : F_{n1}, F_{n2} 에 의한 마찰력
 F_v : 베인 단면의 점성 마찰력
 F_{v1} : 베인 선단 하중
 F_{v2} : 베인 선단 마찰력
 F_{vx}, F_{vy} : 베인에 작용하는 x, y 방향의 gas력
 I_p : 롤링 피스톤 중심 O_p 점 주위의 관성모멘트
 l_p, l_{sl} : 롤링 피스톤 및 실린더 슬롯의 길이
 M_c : 실린더 미끄럼베어링의 점성마찰모멘트
 M_p : 롤링 피스톤 상하단면의 점성마찰모멘트
 M_v : O_v 점 주위의 압력에 의한 모멘트
 m_v, m_p : 베인 및 롤링 피스톤의 질량
 O, O_v, O_p : 실린더, 베인, 롤링 피스톤의 중심
 P_b, P_c, P_d : 흡입실, 압축실, 토출 압력
 R, r_b, r_o : 실린더 반경 및 롤링 피스톤의 내 외 반경
 V_o, V_s : 실린더 압축실 용적 및 흡입 용적
 v_{pv} : 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼 속도
 x_v : 베인의 변위
 η_o : 냉동기유의 점도

θ, α : 축의 회전각 및 롤링 피스톤의 중심편심각
 θ_d : 개밸브각
 ρ_p : 피스톤의 밀도
 ω, ω_p : 축 및 롤링 피스톤의 회전 각속도

참 고 문 헌

1. R. A. Stein, W. D. Beck, J. A. Eibling, "Design for Minimum Leakage in Rotary-Vane Refrigeration Compressor," Trans. ASHRAE.71, Part I, pp.192-199, 1965
2. W. D. Beck, R. A. Stein, J. A. Eibling, "Design for Minimum Friction in Rotary-Vane Refrigeration Compressors," Trans. ASHRAE.72, Part I, pp.190-197, 1966
3. T. Yanagisawa, T. Shinizu, "Foaming of refrigerating oil in a rolling piston type rotary compressor," Rev. Int. Forid vol.9, Janvier, 1986
4. 今市, "로-리그피스톤형 회전압축기의 振動解析," 日本機械學會 論文集(C編), Vol 49, No.447, pp.1959-1970, 1983
5. 岡田, 久山. "로-타리 壓縮機の 피스톤 舉動," 冷凍, pp.50-571, 1975
6. 柳澤, "로-리그피스톤형 회전압축機の 피스톤 舉動と機械摩擦損失," (第1報, 피스톤 運動의 測定と理論解析), 日本機械學會論文集(C編), Vol.48, No. 429, pp.732- 740, 1982