

냉동·공조용 로터리 콤프레서의 윤활 특성

제2보 ; 베인선단부의 부분 탄성유체윤활해석

The Lubrication Characteristics of Rotary Compressor for refrigeration & air-conditioning
(Part II ; Analysis of partial elastohydrodynamic lubrication on vane tip)

김진문* · 조인성* · 백일현* · 정재연**

* 전북대학교 정밀기계공학과 대학원

** 전북대학교 기계공학부

Abstract

The rolling piston type rotary compressor has become one of the most successful types because of its compactness and high-speed operation. The analysis described here is part of a research program directed toward maximising these advantages in refrigerant compressors. The study of lubrication characteristics in the critical sliding component is essential for the design of refrigerant compressors. Therefore, theoretical investigation of the lubrication characteristics of rotary compressor for refrigeration & air-conditioning system is studied. And the Newton-Raphson method is used for the EHL analysis between vane and rolling piston in the rotary compressor. The results show that the rotational speed of shaft and the discharge pressure have an important effect upon the friction force and the energy loss between vane and rolling piston. This results give important basic data for the further lubrication analysis and design of the rotary compressor.

Key Words : rotary compressor, vane, rolling piston, lubrication characteristics, EHL analysis, Newton-Raphson method

1. 서 론

현재, 대부분의 냉동·공조용 압축기에서 콤팩트하고, 경제적으로 우수한 롤링 피스톤형 로터리 콤프레서가 많이 사용되고 있다. 로터리 콤프레서는 편심축 주위를 공전 및 자전운동을 하는 롤링 피스톤과 실린더홈에서 왕복운동을 하는 베인이 실린더내의 용적을 변화시키는 메카니즘으로 압축기구가 구성되어 있다. 따라서, 로터리 콤프레서내에는 베인과 롤링 피스톤에 관련된 많은 접동부가 존재하지만, 그 중에서도 특히 베인선단과 롤링 피스톤간의 접동부는 흡입실과 압축실을 구분하는 베인이 압축실의 압력 이상의 강한 힘으로 롤링 피스톤을 밀어부치고, 또 롤링 피스톤이 축과 미끄럼접촉을 하기 때문에 베인선단과 롤링 피스톤

간의 미끄럼 속도가 매우 작고, 게다가 베인선단부는 다량의 냉매가스가 용해되어 점도가 저하된 냉동기유에 의해서 윤활되고 있기 때문에 매우 가혹한 윤활상태에 있고, 윤활막이 형성되기 어렵다. 따라서, 이 접동부는 로터리 콤프레서의 성능 및 신뢰성을 좌우하는 중요한 요소이다.^{(1)~(4)} 그러나, 이 접동부의 설계는 실험에서 시행착오로 행해지고 있는 실정이며, 이 접동부의 윤활해석이 가능하다면, 로터리 콤프레서의 최적설계가 단시간으로, 어쩌면 염가로 행하는 것이 가능하게 된다.

또, 현재 지구환경보호의 대책으로서 성에너지가 추진되고 있고, 이 해석에 의해 로터리 콤프레서의 장수명화나 마찰손실의 저감을 할 수 있는 것은 지구의 환경문제 해결에 공헌할 것이다.

그래서, 본 연구에서는 로터리 콤프레서 내부에서의 롤링 피스톤의 거동해석과 연성시켜, 베인선단부의 윤활특성을 표면조도가 고려된 탄성유체윤활적인 측면에서 해석해 보고자 한다.

2. 기초 이론

본 해석에서는 정재연⁽⁵⁾의 롤링 피스톤의 역학적 거동해석 방법을 이용하여 베인 선단부의 윤활특성 해석을 위한 기본적인 입력 데이터를 획득하여 사용하였다. 운전조건이 가혹한 조건에서는 표면조도 이하의 유막두께가 존재하게 되고, 그로인하여 실질적으로는 상대운동을 하는 두 슬라이딩면간의 표면돌기들이 서로 접촉하게 될 것이다. 표면돌기들의 접촉으로 발생하게 되는 고체 접촉 압력에 의해서 전체하중의 일부가 지지되고, 나머지 하중은 유체 압력에 의해서 지지된다. 그러므로, 가혹한 조건에서의 정확한 윤활해석을 위해서는 표면조도를 고려한 해석이 이루어져야만 한다. 해석을 위해서 Fig. 2.1에 표시한 것과 같이 θ 는 시계 방향의 회전각을 양으로 정의하고, α_p 는 반시계 방향의 회전각을 양으로 한다.

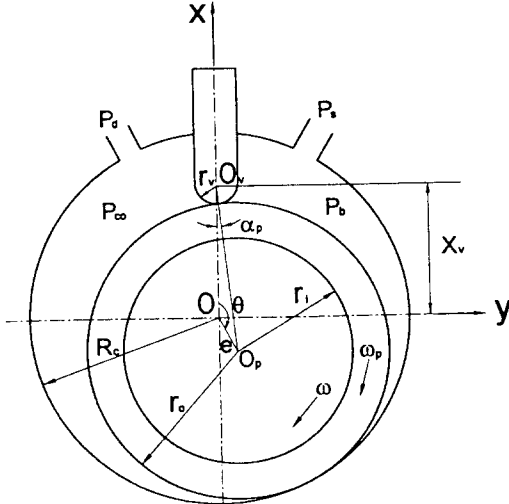


Fig. 2.1 Schematic diagram of cylinder part

Fig. 2.1의 베인과 롤링 피스톤간의 접촉상태는 Fig. 2.2와 같이 모델링할 수 있다.

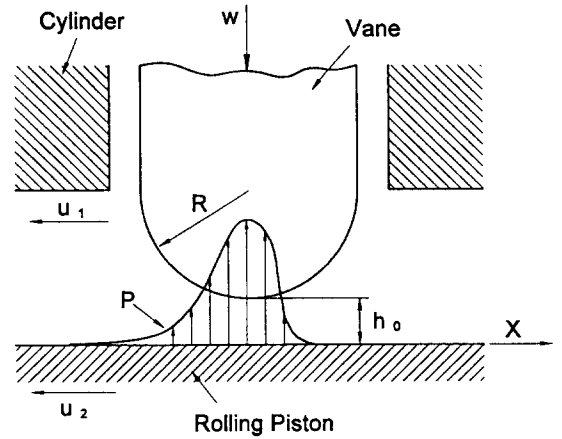


Fig. 2.2 The model of line contact

Fig. 2.2에서, 속도 u_2 를 가지고 있는 반 무한체 실린더의 주위를 속도 u_1 이고, 곡률반경 R 인 베인이 단위길이당 w 의 하중으로 운동하는 것과 같은 2차원 흐름을 해석의 대상으로 했으며, 해석을 위한 가정은 다음과 같다.

- (1) 탄성체의 접촉간극은 미소하므로 윤활유체의 y 축 방향으로의 흐름은 무시한다.
- (2) 윤활유체의 관성은 작기때문에 무시한다.
- (3) 탄성체의 변형은 반 무한체의 평면 변형 조건으로 한다.
- (4) 윤활유체는 비 압축성이다.
- (5) 윤활유체의 점성은 압력의 지수 계수로써 표현된다.
- (6) 윤활유체의 점성은 온도에 따라서 변하지 않는다.

2.1 윤활에 관한 기초방정식

표면조도를 고려할 경우, 윤활유체중의 유체 압력 p_h 에 관한 수정레이놀즈 방정식은 다음 식으로 표현된다.

$$\psi_h \frac{h^3}{12\eta} \frac{dp_h}{dx} = u (\bar{h}_T - \bar{h}_{Tm}) \quad (2.1)$$

여기서, ψ_h 는 평균유동계수로 다음과 같다.

$$\psi_h = 1 - C \exp(-r \frac{h}{\sigma}) \quad ; \quad \gamma \leq 1 \quad (2.2)$$

$$\psi_h = 1 + C \left(\frac{h}{\sigma}\right)^{-r} \quad ; \quad \gamma > 1$$

C와 r은 Table 2.1에 γ 의 함수로 주어진다.

Table 2.1 Coefficients of equation (2.2)

γ	C	r
1/9	1.48	0.42
1/6	1.38	0.42
1/3	1.18	0.42
1	0.90	0.56
3	0.225	1.5
6	0.520	1.5
9	0.870	1.5

본 논문에서는 등방성 조도 ($\gamma = 1$) 일 경우라고 가정하였다.

표면조도를 고려할 경우, 평균유막두께 \bar{h}_T 는 다음식으로 표현된다.

$$\bar{h}_T = \int_{-h}^{\infty} (h + \epsilon) f(\epsilon) d\epsilon \quad (2.3)$$

여기서, $f(\epsilon)$ 는 가우스 분포에 대한 확률밀도함수로 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$f(\epsilon) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp(-\epsilon^2/2\sigma^2) \quad (2.4)$$

Nadir Patir & H. S. Cheng^{(6)~(7)}에 의하면, 식(2.4)는 다음과 같이 근사화 할 수 있다.

$$f(\epsilon) = \begin{cases} \frac{35}{96\sigma} \left[1 - \left(\frac{\epsilon}{3\sigma}\right)^2\right]^3 & ; \quad |\epsilon| \leq 3\sigma \\ 0 & ; \quad |\epsilon| > 3\sigma \end{cases} \quad (2.5)$$

또한, 식(2.5)를 이용하면 식(2.3)은 다음과 같이 근사화 시킬 수 있다.

$$\bar{h}_T = \begin{cases} h & ; \quad h \geq 3\sigma \\ \frac{3\sigma}{256} [35 + z(128 + z(140 + z^2(-70 + z^2(28 - 5z^2))))] & ; \quad h < 3\sigma \quad (z = h/3\sigma) \end{cases} \quad (2.6)$$

점성계수 η 는 가정(5)에 의해, 다음과 같다.

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha p) \quad (2.7)$$

유막두께 h 및 탄성변형량 v 는 다음과 같다.

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} + v \quad (2.8)$$

$$v = -\frac{2}{\pi E'} \int_{s_1}^{s_2} p_h \ln(x-s)^2 ds \quad (2.9)$$

$$- \frac{2}{\pi E'} \int_{s_1}^{s_2} p_c \ln(x-s)^2 ds + C_0$$

이렇게 계산된 유막두께 h 로부터 접촉압력 p_c 는 Greenwood-Tripp⁽⁸⁾의 이론에 의해서 구할 수 있다. 이것에 의하면, 접촉압력은 조도의 표준편차 σ 와 조도의 평균 곡률반경 β , 단위 면적당 조도의 개수 N 으로 표시할 수 있다.

$$p_c = k_c E' F_{2.5} \left(\frac{h}{\sigma}\right) \quad (2.10)$$

여기에서,

$$k_c = \left(\frac{8\sqrt{2}}{15}\right) \pi (N\beta\sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}}$$

$$F_{2.5} \left(\frac{h}{\sigma}\right) = \int_{\frac{h}{\sigma}}^{\infty} \left(\xi - \frac{h}{\sigma}\right)^{2.5} f^*(\xi) d\xi$$

Prakash⁽⁹⁾에 의하면 $f^*(\xi)$ 는 아래와 같이 주어진다.

$$f^*(\xi) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{\xi^2}{2\sigma^2}\right)$$

$F_{2.5}\left(\frac{h}{\sigma}\right)$ 는 아래와 같이 근사하게 표현할 수 있다.

$$F_{2.5}\left(\frac{h}{\sigma}\right) = \begin{cases} 4.4086 \times 10^{-5} \left(4 - \frac{h}{\sigma}\right)^{6.804} & ; (h < 4\sigma) \\ 0 & ; (h \geq 4\sigma) \end{cases}$$

접촉압력 p_c 가 구해진후, 다음과 같은 하중의 연립식으로부터 유체압력 p_h 를 구한다.

$$w = \int_{x_a}^{x_b} p_h(x) dx + \int_{x_a}^{x_b} p_c(x) dx \quad (2.11)$$

여기서, x_a 와 x_b 는 각각 유막내에서 발생하는 압력이 시작하는 점과 끝나는 점이고, 위의 식들을 풀기위해 다음과 같은 경계 조건을 고려하였다.

$$x = x_a \text{ 에서 } p_h = p_1$$

$$x = x_b \text{ 에서 } p_h = p_2, \quad \frac{\partial p_h}{\partial x} = 0$$

p_c, p_h 를 구한후, 다시 탄성변형량을 계산하여 유막두께 h 를 구하고, 이를 이용하여 다시 p_c, p_h 를 구하여, 앞에서 계산한 p_c, p_h 와의 차가 없을때까지 Newton-Raphson법으로부터 반복하여 계산을 행한다. 이렇게 구한 p_c, p_h, h 를 이용하면, 베인과 롤링 피스톤 간의 단위 길이당 마찰력은 다음식으로 구할 수 있다.

$$f = \int_{x_a}^{x_b} \frac{1}{2} \frac{\partial p_h}{\partial x} dx - \int_{x_a}^{x_b} \eta \frac{u_1}{h} dx - \mu \int_{x_a}^{x_b} p_c dx \quad (2.12)$$

2.2 기초식의 무차원화

표면조도를 고려한 수정레이놀즈 방정식의

변수 및 상태량들은 각각 다음과 같이 무차원화된다.

$$\left. \begin{aligned} X &= \frac{x}{b}, \quad H = \frac{h}{R}, \quad H_m = \frac{h_m}{R} \\ H_o &= \frac{h_o}{R}, \quad H_T = \frac{h_T}{R}, \quad H_{Tm} = \frac{h_{Tm}}{R} \\ V &= \frac{v}{R}, \quad P_h = \frac{p_h}{E'}, \quad P_c = \frac{p_c}{E'} \\ \sigma^* &= \frac{\sigma}{R} \end{aligned} \right\}$$

$$\text{속도 Parameter} : U = \frac{\eta_o u}{E' R}$$

$$\text{하중 Parameter} : W = \frac{w}{E' R}$$

$$\text{재료 Parameter} : G = a \cdot E'$$

$$\text{마찰력} : F = \frac{f}{E' R}$$

윗식을 이용하여 식(2.1) 및 (2.7)~(2.12)를 무차원화하면 각각 다음 식으로 표현된다.

$$\phi_h^* H^3 \frac{dP_h}{dX} = C_3 \nu (H_T - H_{Tm}) \quad (2.13)$$

$$\nu = \exp(G P_h) \quad (2.14)$$

$$H = H_o + C_1 X^2 + V \quad (2.15)$$

$$V = C_2 \int_{x_a}^{x_b} [P_h(S) + P_c(S)] \ln(X-S)^2 dS + C_o \quad (2.16)$$

$$P_c = K_c F_{2.5}(H/\sigma^*) \quad (2.17)$$

$$C_5 = \int_{x_a}^{x_b} P_h dX + \int_{x_a}^{x_b} P_c dX \quad (2.18)$$

$$F = \frac{1}{2} \int_{x_a}^{x_b} H dP_h - C_6 \int_{x_a}^{x_b} \frac{\nu}{H} dX - C_7 \int_{x_a}^{x_b} P_c dX \quad (2.19)$$

여기서, $C_1, C_2, C_3, C_5, C_6, C_7$ 은 무차원함으로써 생성되는 상수이다.

3. 수치 해석

탄성유체유허에 있어서, Reynolds 방정식 (2.13)은 유막 두께 H 가 압력 P 의 1차 계수이고, 또 점성 ν 가 압력 P 의 지수계수로 되고 있으므로 비선형 대수 방정식이다. 특히, 점성 ν 의 지수에 들어 있는 G 의 값이 일반적으로 크게 되므로 비선형성이 현저하다.

접촉면의 탄성변형을 고려하지 않은 기체 베어링의 경우와 같이 비선형 효과가 비교적 작은 계에서는 완화법 또는 직접적인 수치근사법을 이용할 수 있지만, 비선형 효과가 강한 EHL의 고압력 영역에서는 정확한 방법이 설립되지 않았다. 이와같은 강한 비선형을 나타내는 유허 기구의 수치 해석에 최근 이용하는 방법은 Newton-Raphson Method이다.

따라서, 본 논문에서는 베인 선단부의 EHL 해석을 위해서 Newton-Raphson Method를 사용하였으며, 수치해석 과정을 간단하게 나타내면 Fig. 2.3의 Flow Chart로 나타낼 수 있다.

4. 해석 결과

Table 2.2에서와 같은 상용의 운전조건하에서, 정재연⁽⁵⁾이 수치해석한 결과를 input 조건으로 사용하였으며, 이러한 조건에서 전술한 수치해석 방법을 이용하여 로터리 콤프레서의 베인과 롤링 피스톤간의 탄성유체유허 특성을 살펴보았다.

Table 2.2의 조건을 기본으로, 회전수를 변화시켰을 경우와 토출압을 변화시켰을 경우에 있어서의 베인과 롤링 피스톤간의 마찰력과 에너지 손실에 대해서 살펴보았다.

Fig. 2.4~2.5는 로터리 콤프레서내의 흡입/토출압을 $5.34/20.86 \text{ kgf/cm}^2$ 으로 일정하게 유지하고 회전수를 변화시켰을 경우에 정재연⁽⁵⁾이 수치해석한 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼 속도와 수직 하중의 변화를 나타내고 있다.

Fig. 2.6~2.7은 Fig. 2.4~5의 결과를 input 조건으로 하여 베인과 롤링 피스톤간의 마찰력과 에너지 손실을 수치해석한 결과이다.

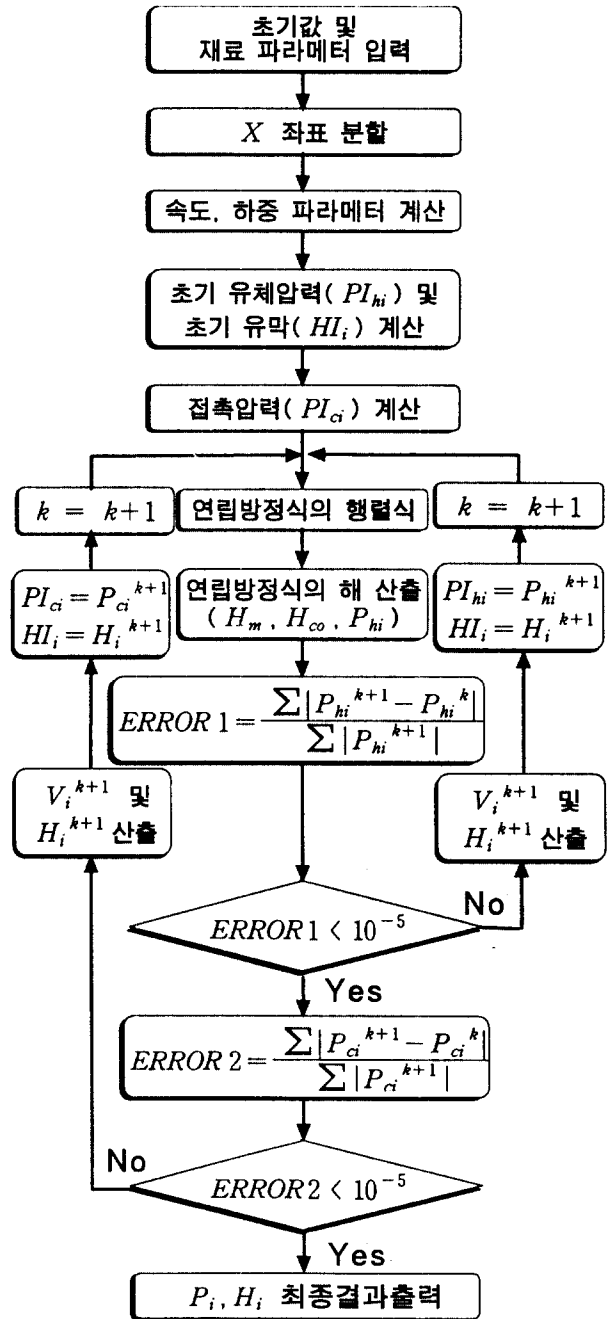


Fig. 2.3 Flow chart

Table 2.2 Geometrical shapes & operating conditions of rotary compressor(R22)

Item	R22	Unit
Suction/Discharge pressure	5.34/20.86	kgf/cm ²
Rotational shaft speed	3386	rpm
Oil viscosity	3.0	cP
Vane spring coefficient	1.39	kgf/cm
Vane tip radius	0.4	cm
Vane thickness	0.4	cm
Vane mass	20.48	g
Rolling piston outer radius	1.95	cm
Rolling piston inner radius	1.315	cm
Rolling piston mass	127.92	g
Cylinder radius	2.4	cm
Cylinder height	2.78	cm

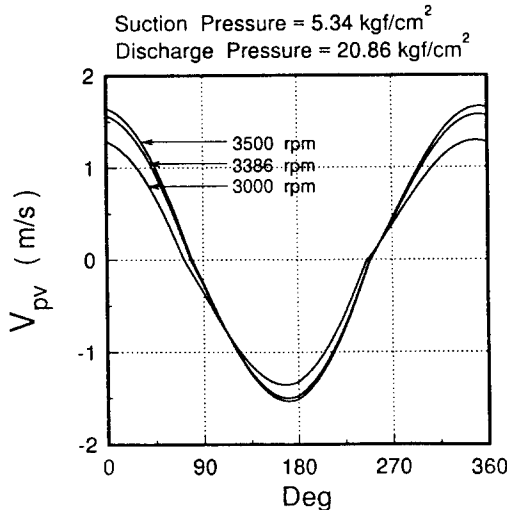


Fig. 2.4 Sliding velocities between vane and rolling piston to the variation of RPM

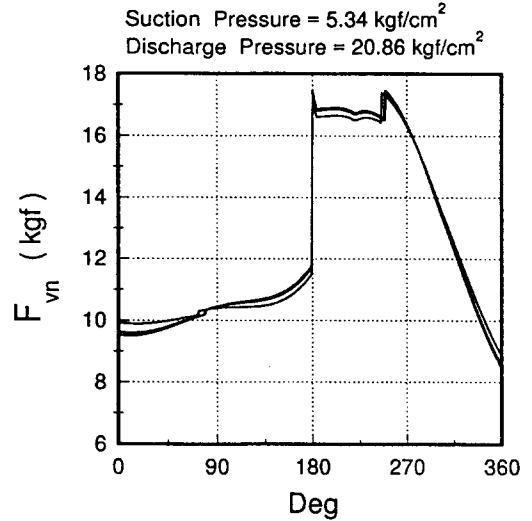


Fig. 2.5 Normal forces between vane and rolling piston to the variation of RPM

Fig. 2.6은 회전수의 변화에 따른 베인과 롤링 피스톤간의 마찰력의 변화를 나타내는데, 회전수가 감소할수록 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 마찰력은 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 회전수가 감소하면 상대 미끄럼 속도의 감소로 인하여 유막두께가 감소하여 금속접촉률이 증가하기 때문이다. 또한, 3000 rpm을 기준으로 했을 경우, 회전수가 100% 증가하였을 때, 베인과 롤링 피스톤간의 마찰력은 약 30%의 감소율을 보인다.

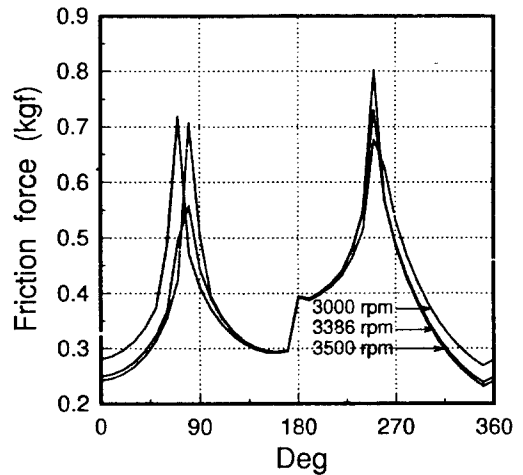


Fig. 2.6 Friction forces between vane and rolling piston to the variation of RPM

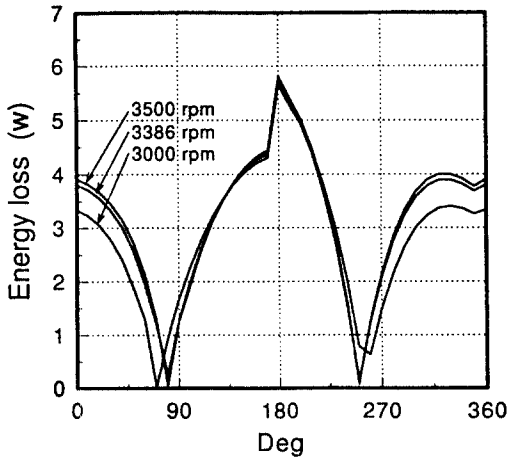


Fig. 2.7 Energy losses between vane and rolling piston to the variation of RPM

Fig. 2.7은 회전수의 변화에 따른 베인과 롤링 피스톤간의 에너지 손실의 변화를 나타내고 있으며, 회전수가 증가할수록 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 에너지 손실이 증가함을 알 수 있다. 이는 회전수 증가에 의해 발생하는 마찰력의 증가량에 비해 상대 미끄럼 속도의 증가량이 상대적으로 크기 때문이다. 또한, 3000 rpm을 기준으로 했을 경우, 회전수가 100% 증가하였을 때, 베인과 롤링 피스톤간의 에너지 손실은 약 60%의 증가율을 보인다.

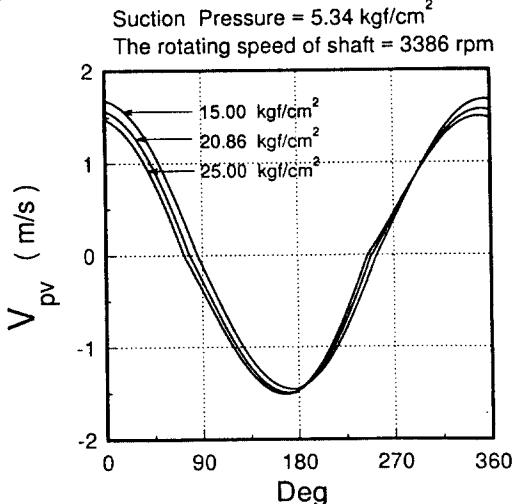


Fig. 2.8 Sliding velocities between vane and rolling piston to the variation of D.P.

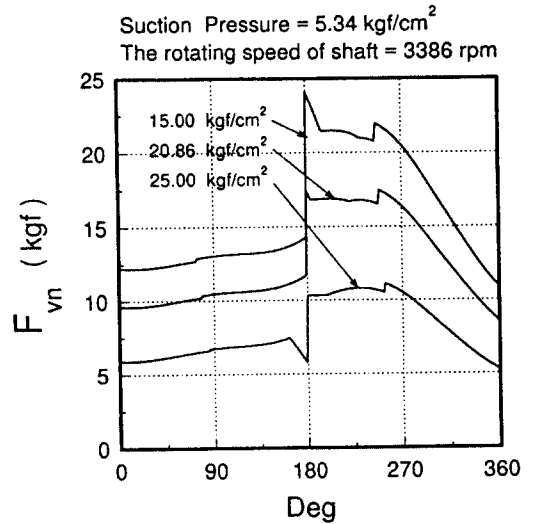


Fig. 2.9 Normal forces between vane and rolling piston to the variation of D.P.

Fig. 2.8~2.9는 흡입압을 5.34 kgf/cm^2 , 회전수를 3386 rpm으로 일정하게 유지하고 토출압을 변화시켰을 경우에 정재연⁽⁵⁾이 수치해석한 베인과 롤링 피스톤간의 상대 미끄럼 속도와 수직 하중의 변화를 나타내고 있다.

Fig. 2.10~2.11은 Fig. 2.8~9의 결과를 input 조건으로 하여 베인과 롤링 피스톤간의 마찰력과 에너지 손실을 수치해석한 결과이다.

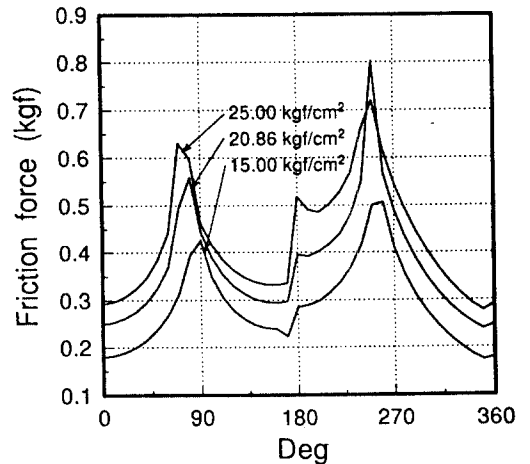


Fig. 2.10 Friction forces between vane and rolling piston to the variation of D.P.

Fig. 2.10은 토출압의 변화에 따른 베인과 롤

링 피스톤간의 마찰력의 변화를 나타내는데, 토출압이 증가할수록 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 마찰력은 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 토출압이 증가하면, 베인에 작용하는 수직하중이 증가하기 때문이다.

또한, 15.0 kgf/cm^2 를 기준으로 했을 경우, 토출압이 100% 증가하였을 때, 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 마찰력은 약 70%의 증가율을 보인다.

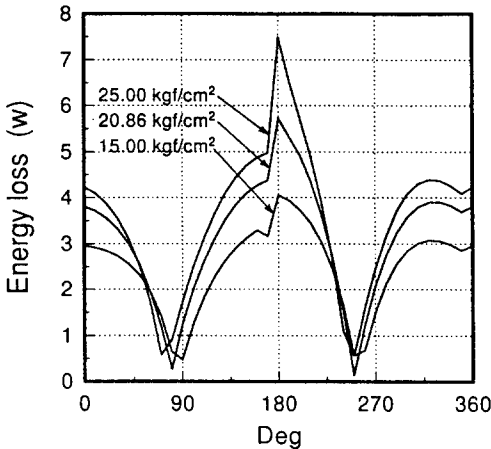


Fig. 2.11 Energy losses between vane and rolling piston to the variation of D.P.

Fig. 2.11은 토출압의 변화에 따른 베인과 롤링 피스톤간의 에너지 손실의 변화를 나타내고 있으며, 토출압이 증가할수록 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 에너지 손실이 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 토출압이 증가하면, 베인과 롤링 피스톤의 미끄럼 속도의 변화에 비해 베인에 작용하는 수직하중의 증가량이 상대적으로 커져, 마찰력이 증가하기 때문이다.

또한, 15.0 kgf/cm^2 를 기준으로 했을 경우, 토출압이 100% 증가하였을 때, 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 에너지 손실은 약 70%의 증가율을 보인다.

5. 결론

냉동·공조용 로터리 콤프레서에서 베인과 롤

링 피스톤간의 윤활특성에 대한 해석결과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

- (1) 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 마찰력은 축의 회전속도가 감소할수록 증가한다.
- (2) 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 에너지 손실은 축의 회전속도가 증가할수록 증가한다.
- (3) 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 마찰력은 토출압이 증가할수록 증가한다.
- (4) 베인과 롤링 피스톤 사이에서 발생하는 에너지 손실은 토출압이 증가할수록 증가한다.

또한, 위의 결과들을 비교, 검토하므로써 베인과 롤링 피스톤간의 윤활상태는 접촉에 의해 발생하는 마찰력이 상당부분을 차지하는 것을 알 수 있고, 매우 가혹한 조건임을 알 수 있다.

기 호

E' : 탄성체의 Young's modulus

f : 단위 길이 당 전단력

$$F = \frac{f}{E' \cdot R} \quad \text{: 무차원 마찰력}$$

$G = \alpha \cdot E'$: 무차원 재료 Parameter

h : 임의의 x 점에서의 유막두께

$H = h/R$: 임의의 x 점에서의 무차원 유막두께

h_m : 최대압력점 ($dp/dx = 0$) 에서의 유막두께

$H_m = h_m/R$: 최대압력점 ($dP/dX = 0$) 에서의 무차원 유막 두께

h_o : $x = 0$ 에서의 유막두께

$H_o = h_o/R$: $x = 0$ 에서의 무차원 유막 두께

N : 단위면적당 조도의 개수

p : 임의의 x 점에서의 압력

$P = \frac{p}{E}$: 임의의 X 점에서의 무차원 압력

p_c : 접촉 압력

$P_c = \frac{p_c}{E}$: 무차원 접촉 압력

p_h : 윤활유체중의 유체 압력

p_H : Hertz 접촉 압력

$P_h = \frac{p_h}{E}$: 무차원 유체 압력

$P_H = \frac{p_H}{E}$: 무차원 Hertz 접촉 압력

R : 등가 실린더의 곡률 반경

$u = (u_1 + u_2) / 2$: 베인과 롤링 피스톤의 평균속도

$U = \frac{\eta_o \cdot u}{E' \cdot R}$: 무차원 속도 Parameter

v : 탄성체의 변형량

$V = v/R$: 무차원 탄성 변형량

w : 단위 길이 당 부하력

$W = \frac{w}{E' \cdot R}$: 무차원 하중 Parameter

x : 윤활 영역의 좌표

$X = x/b$: 윤활 영역의 무차원 좌표

x_a, x_b : 압력이 발생하는 범위

α : 압력·점성 계수

β : 조도의 평균곡률반경

γ : 조도의 방향성을 나타내는 parameter

ϕ_h : 압력유동계수

η : 냉동기유의 점도

η_o : 일정온도와 압력하에서의 점도

$\nu = \eta / \eta_o$: 무차원 점도

σ : 조도의 표준편차

(2) 今市, "로-리그피스톤形 回轉壓縮機의 振動解析", 日本機械學會 論文集(C編), Vol 49, No.447, pp.1959-1970, 1983.

(3) 岡田, 久山, "로-타리 壓縮機의 피스톤 舉動", 冷凍, pp.50-571, 1975.

(4) 柳澤, "로-리그피스톤形 回轉壓縮機의 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), Vol48, No.429, pp.732-740, 1982.

(5) 정재연, 조인성, 김진문, 백일현, "냉동·공조용 로터리 콤프레서의 윤활특성"(제1보, 롤링 피스톤의 거동해석), 한국윤활학회 춘계학술대회, pp.7-16, 1996.

(6) Patir, N., Cheng, H.S., "Application of Average Between Rough Sliding Surfaces", ASME Journal of Lubrication Technology, vol.101, pp.220-230, 1979.

(7) Patir, N., Cheng, H.S., "Effect of Surface Roughness Orientation on the Central Film-Thickness in E.H.D. contact", Elastohydrodynamics and related Topics, Proc. of the 5th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, p.15, 1978.

(8) Greenwood, J.A. Tripp, J.H. "The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces", Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part I, vol.185, No.48, pp.625-633, 1970-71.

(9) Prakash, J., Czichos, H., "Influence of Surface Roughness and Its Orientation on Partial Elastohydrodynamic Lubrication of Rollers", ASME Journal of Lubrication Technology, vol.105, pp.591-597, 1983.

참고 문헌

(1) Yanagisawa, T., Shinizu, T., "Foaming of refrigerating oil in a rolling piston type rotary compressor" Rev. Int. Forid vol.9, Janvier, 1986.