

# 고성능 유압 베인펌프의 윤활특성

정 재 연

전북대학교 공과대학 정밀기계공학과

## Lubrication Characteristics of High Performance Oil Hydraulic Vane Pump

Jae-Youn Jung

Chonbuk National University Department of Precision Mechanical Engineering

**Abstract**—The lubrication characteristics of line contacts between the vane and cam ring in an oil hydraulic vane pump with intravanes have been investigated. Variations of the radial acting force of a vane were calculated from previously measured results of dynamic internal pressures in four chambers surrounding a vane, and variations of the film thickness were estimated in both the rotational speed range from 500 to 1500 rpm and in the delivery pressure range from 1 to 14 MPa. The results indicate the variations of the radial acting force and film thickness. It is found that the regimes of lubrication in the vane tip contacts cover rigid-isoviscous to rigid-variable viscosities.

### 1. 서 론

유압 베인펌프는 소형이면서 유량이 많으나, 발생 압력에서는 피스톤형식의 펌프에는 미치지 못했기 때문에 고압화에 대한 노력이 계속 되어져 왔다. 또한, 자원 및 에너지 절약의 일환으로 고압화, 고효율화 및 수명의 장수화 현상이 다른 형식의 펌프 및 모터와 마찬가지로 점점 더 강하게 요구되어지고 있는 실정이다. 이와 같은 문제를 해결하기 위하여는 베인 펌프의 슬라이딩부, 특히 베인 선단부의 윤활상태를 파악할 필요가 있다. 유압 베인펌프의 베인 선단 슬라이딩부의 윤활문제와 관련된 지금까지의 연구로는 Hibi[1] 등에 의한 압력평형 형식의 베인모터, W.D. Beck[2], T.C. Edwards[3] 등에 의한 베인형 콤퓨렉터, Ujiie[4] 등에 의한 베인형 진공펌프, Ueno[5] 등에 의한 가변용량형 베인 펌프에 대한 마찰 특성의 연구 및 Ueno[5] 등에 의한 가변용량형 베인 펌프에서 베인의 이간현상에 대한 실험적 연구가 있다.

그러나 이와 같은 연구들에 있어, 베인과 캠링 슬라이딩부에서의 거동의 취급에 있어서는 베인선단 슬라이딩 부분에 가하여지는 변동하중이 명확하지

않았기 때문에, 단순히 슬라이딩부의 접촉면적이 작기 때문이라는 점으로부터 탄성유체윤활 영역일 것이라는 추측을 하였을 뿐 실제로 어느 정도의 윤활상태에 있는지에 관하여는 불명확한 점들이 많았다.

베인의 캠링에 대한 작용력을 알기 위해서는 베인 주위의 압력을 여러 곳에서 동시에 뿐만 아니라 연속적으로 측정하지 않으면 안된다. 여기에 저자는[6] 압력평형형의 인트라베인식 유압 베인 펌프를 이용하여 베인 주위 4곳의 비정상 압력을 측정하였다. 본 연구에서는 그의 압력측정 결과를 기초로 하여 베인 선단 슬라이딩부에 가하여지는 하중을 구한 다음, 이 조건하에서의 베인과 캠링간의 윤활상태에 대하여 어느 정도의 윤활이론이 적용될 수 있는 것인지에 관하여 명확히 하고자 하는 것이 목적이다.

### 2. 베인 선단 슬라이딩부에 작용하는 하중

#### 2-1. 실험장치 및 실험방법[6]

실험장치의 개략 도면을 Fig. 1에, 압력변환기의 배치 도면을 Fig. 2에 나타낸다. 시험용 펌프는 최대 사용압력 17 MPa의 인트라베인식 압력평형형 베인

펌프 본체의 축, 커버, 로터, 캠링을 개조 제작하여 로터 내부의 4개소에 소형의 반도체 압력변환기를 삽입하였다. 반경 48 mm의 로터에는 10개의 베인용 슬리트가 가공되어 있으며 압력측정 대상의 베인 슬리트 전후 18°의 위치에 베인의 전후실 압력측정용

변환기 13, 15를, 베인 슬리트 저면부에 베인의 배압 측정용 변환기 14를, 또한 베인 슬리트로부터 로터의 회전방향으로 216° 진행한 위치에 인트라베인 배압 측정용 변환기 16을 삽입하였다. 시험용 펌프가 압력평형형이기 때문에 압력파형은 로터 1회전당 2사이클의 주기를 갖고 있으며 인트라베인실용의 압력 변환기는 실제로 다른 압력변환기들보다 베인 1매

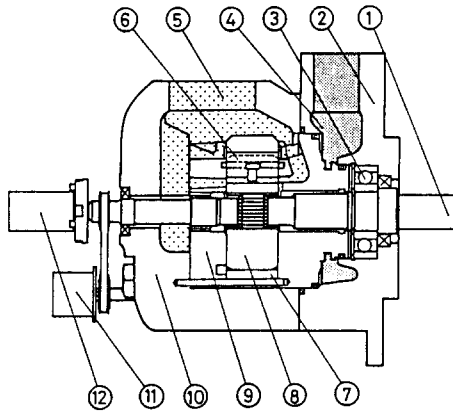


Fig. 1. Schematic arrangement of the Vane Pump

- |                  |                    |
|------------------|--------------------|
| 1. Drive shaft   | 7. Rotor           |
| 2. Body          | 8. Side plate      |
| 3. Shaft bearing | 9. Cover           |
| 4. Delivery port | 10. Vane           |
| 5. Suction port  | 11. Rotary encoder |
| 6. Camring       | 12. Slip ring      |

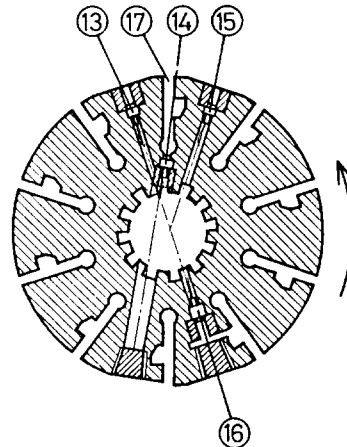


Fig. 2. Position of pressure transducer

- |                                    |
|------------------------------------|
| 13, 14, 15, 16 Pressure transducer |
| 17. Rotor slit                     |

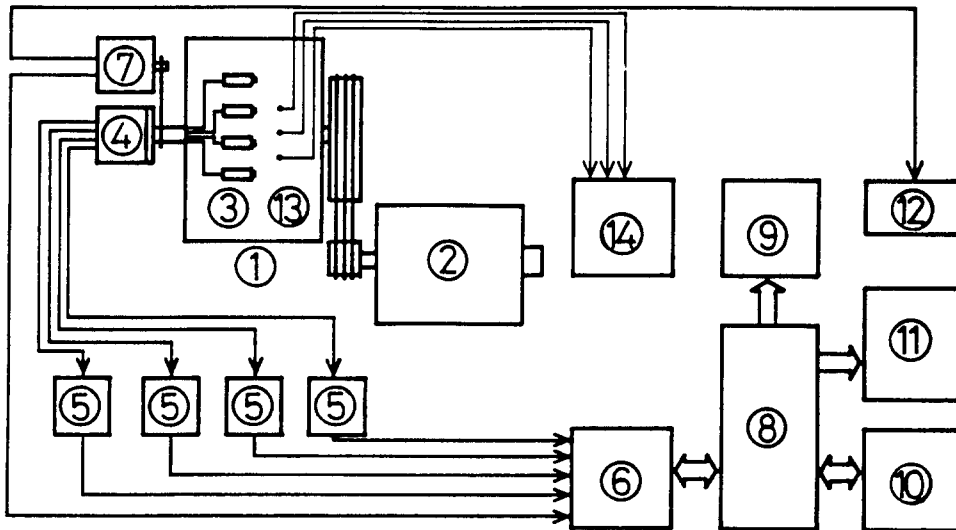


Fig. 3. Schematic diagram of measurement system

- |                         |                      |                   |                  |
|-------------------------|----------------------|-------------------|------------------|
| 1. Vane pump            | 5. Strain amplifier  | 9. Display        | 13. Thermocouple |
| 2. Variable speed motor | 6. A/D converter     | 10. Floppy disk   | 14. Penrecorder  |
| 3. Pressure transducer  | 7. Rotary encoder    | 11. Plotter       |                  |
| 4. Slip ring            | 8. Personal computer | 12. Pulse counter |                  |

Table 1. Dimension of experimental pump

Item	Dimension	
Number of vanes	10	
Displacement	97.6 cm <sup>3</sup> /rev	
Radius of camring	small arc	49.0 mm
	large arc	52.5 mm
Radius of rotor	48.0 mm	
Width of vane	46.4 mm	
Hight of vane	22.6 mm	
Thickness of vane	3.9 mm	
Radius of vane tip	new	0.64 mm
	after 50 hr running	1.20 mm
Mass of vane	25g	

앞의 압력을 측정된 것으로 표현된다. 따라서 인트라베인부의 압력파형은 다른 부분의 압력파형보다 36° 진행된 위치의 것을 나타낸다. 압력변환기는 수감부의 직경이 3 mm 인 반도체 스트레인 게이지 식으로, 측정 압력의 범위가 0~20 MPa이다. 측정된 압력 신호는 펌프 축 1, 슬립링 12를 통하여 외부로 도출되어 A/D 변환기에서 디지털화되어 퍼스널 컴퓨터에 입력되어 처리되도록 하였다. 측정은 축과 등속도로 회전하는 로터리 엔코더 11에서 발생하는 1회전당 360개의 펄스마다 이루어 지도록 하였다. 압력측정의 계통도를 Fig. 3에 나타냈다. 캠링 7은 기준직경 98 mm, 확대부 최대 직경 105 mm, 토출량 97.6 cm<sup>3</sup>/rev로, 원주방향의 7개소에  $\phi 16$  mm의 씨즈 열전대를 내면 슬라이딩부로부터 2 mm 깊이로 삽입하여 흡입포트로부터 토출포트까지 캠링의 온도분포를 측정할 수 있도록 하였다. 공시 펌프의 제원을 Table 1에 나타냈다.

유압 회로의 구성은 작동유가 기름 탱크로부터 흡입되어 시험용 펌프를 통과하여 릴리프 밸브에서 부하를 걸어준 다음 유량계를 통과, 열교환기, 라인 필터를 거쳐 탱크로 되돌아 오도록 하였다. 시험용 펌프는 60 KW의 가변속 전동기로 구동되어 최대 토출압력 10 MPa, 최고 회전속도 1200 rpm까지 운전이 가능하다. 시험에 사용한 작동유는 광유(Mineral oil)로써 점도는 40°C 에서 0.027 Pa·S이다. 실험조건은 릴리프 밸브를 이용하여 1~4 MPa로, 가변속 전동기를 이용하여 400~1200 rpm으로 설정하였다. 측정에 있어서는 캘리브레이션한 4개의 압력변환기를 사용, 펌프가 정지상태에 있을 때 압력의 0점을 측정한다. 다음, 설정 운전조건에서 펌프를 작동시킨다. 펌프의

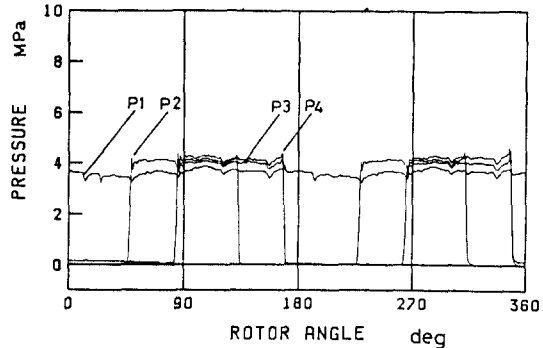


Fig. 4. Pressure distribution of 4 chambers

운전상태가 안정된 상태에서 연속적으로 10 Cycle 분의 데이터를 측정하고 열전대에서 온도를 측정한다. 다음 펌프를 정지시킨다. 정지상태에서 다시 0점을 측정한다. 이상의 순서를 반복하여 각 조건에서의 측정을 한다. 압력측정의 오차는 측정치의  $\pm 3\%$  정도로 고려된다.

이상의 조건으로 실험하여 베인과 캠링간에 작용하는 작용하중을 구했으며 고압, 고속 영역에서의 작용하중은 실험결과로부터 그의 값을 추정하여 구했다.

## 2-2. 압력 측정 결과

Fig. 4에 측정된 베인 주위의 압력파형의 대표적인 예로써 펌프의 회전수 500 rpm, 토출압력 4 MPa 경우의 P<sub>1</sub>(인트라베인실의 압력), P<sub>2</sub>(베인 전방실의 압력), P<sub>3</sub>(베인 후방실의 압력), P<sub>4</sub>(베인 저면실의 압력)에 대하여 설명한다. 공시 펌프가 압력 평형형이기 때문에 펌프 1회전당 흡입포트가 2개소, 토출포트가 2개소가 있어 그것에 상응하여 압력변동을 일으키고 있다. 대상 베인이 소원호부의 중심으로부터 회전방향으로 36° 진행된 위치를 기준 각도 0°로 하여 각도 48°의 위치에서 제일 먼저 상승하는 파형이 베인 전방실의 압력 P<sub>2</sub>이다.

피측정 베인실이 토출포트에 열림과 동시에 흡입 압력으로부터 토출 압력까지 순간적으로 상승하여 곧바로 압력 최대압을 나타낸다. 회전각 85°에 걸친 토출구간이 끝나기 직전에 압력이 재차 상승, 다시 한차례의 압력 피크값을 나타낸 다음 급격히 흡입 압력까지 하강한다. 그후 95°에 걸쳐 흡입 구간이 계속되는 동안 구간 전체를 통하여 게이지 압력 0으로 일정값을 유지한다.

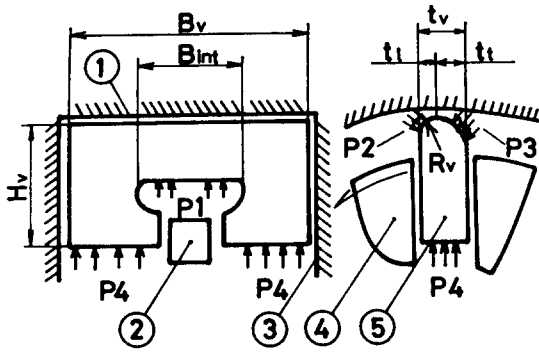


Fig. 5. Shape of Vane and Pressure related on radial acting force

- P<sub>1</sub> : Pressure of Intravane chamber
- P<sub>2</sub> : Pressure of leading chamber
- P<sub>3</sub> : Pressure of trailing chamber
- P<sub>4</sub> : Pressure of under vane chamber
- 1. Camring 2. Intravane 3. Side plate
- 4. Rotor 5. Vane

베인 전방실의 압력에 이어 일정 각도 지연되어 비슷한 압력파형을 나타내는 것이 베인 후방실의 압력 P<sub>3</sub>이다. 이 압력 파형은 베인과 베인의 간격 36°의 위상차를 나타내며, 파형의 피크 수 및 피크의 크기 정도가 베인 전방실의 압력파형과 동일한 형태로 되어 각 베인실의 압력파형이 균일하게 나타남을 보여주고 있다. 특히 토출포트의 도통 개시점, 캠링 축소부의 종점의 피크압력 형태 및 크기 또한 거의 일치함을 보여주고 있다. 이와 같은 현상으로부터 펌프의 축에 대한 압력 평형이 확보되고 있음을 알 수 있다.

베인 저면부의 압력 P<sub>4</sub>는 베인 후방실의 압력파형과 크기, 형상에 있어 오차범위 이내의 값으로써 거의 일치함을 보여주고 있다. 베인의 저면부에는 베인의 후방실로부터 직경 5.5 mm의 구멍 2개를 통하여 작동유가 통과되도록 되어 있으나, 압력측정 결과 여기에서의 유로저항은 무시할 정도로 적게 나타남을 알 수 있다. 베인 후방실의 압력, 베인 저면부의 압력파형은 1회전당 2사이클의 압력변화 형상을 나타내나 인트라베인부의 압력 P<sub>1</sub>은 이들과 전혀 다른 양상을 나타내고 있음을 알 수 있다. 이것은 앞에서도 설명한 바와 같이 다른 압력 파형보다 36° 앞의 값을 나타내나, 로터 회전중에 있어서 압력의 변동이 적으며, 1회전중 2개의 장파장을 갖고 있음과 동시에 10개의 작은 압력 피크값을 나타내고 있다. 장파장의 경우 흡입 구간에서 위로 볼록 형상을, 토출구간에 있어서는 아래로 볼록 형상을 나타낸다. 또한 작은

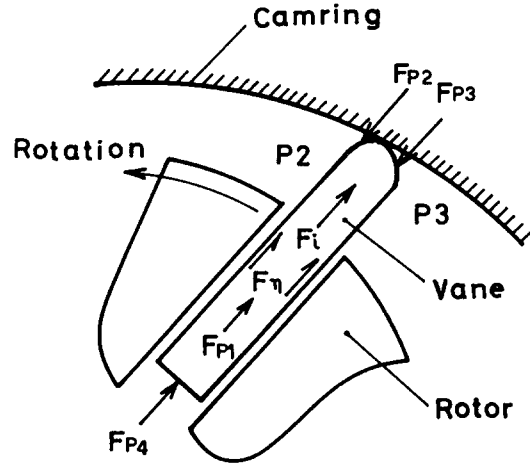


Fig. 6. Component of radial acting force

- F<sub>p1</sub> : Pressure force of Intravane chamber
- F<sub>p2</sub> : Pressure force of leading chamber
- F<sub>p3</sub> : Pressure force of trailing chamber
- F<sub>p4</sub> : Pressure force of under vane chamber
- F<sub>i</sub> : Inertia force of vane
- F<sub>η</sub> : Viscosity force of Lubricant

압력의 피크는 36° 간격으로 나타나 베인의 매수에 대응됨을 확실히 보여주고 있다. 결국 10개 베인실의 어느 하나가 토출포트에 도통될 때 순간적인 압력 저하를 가져오는 것으로 판단된다. 인트라베인부의 압력이 다른 3개소의 토출구간 도통시의 압력보다도 약간 낮게 분포되어 있는데, 이 부분의 압력이 토출포트로부터 좁은 슬리트를 통하여 들어오는 동안 유로저항에 의하여 압력 강하가 이루어지기 때문이다.

### 2-3. 작용 하중의 계산

Fig.5에 베인의 형상 및 베인의 작용하중에 관계하고 있는 압력상태를 Fig.6에 베인의 레이디얼 방향으로 작용하는 작용력의 성분을 표시하였다. 베인의 레이디얼 방향 작용력 F<sub>r</sub>은 다음 식으로 정리할 수 있다.

$$F_r = t_v \cdot (B_v - B_m) \cdot P_4 + t_v \cdot B_m \cdot P_1 - t_t \cdot B_v \cdot P_2 - t_t \cdot B_v \cdot P_3 + m \cdot \omega^2 \cdot (R_c - H_v/2 - d^2 r/d\theta^2) - (B_v \cdot K\eta \cdot \omega \cdot dr/d\theta) \quad (1)$$

여기에서, (1)식의 우변 제 1항으로부터 제 4항까지는 베인 주위의 작동유 압력으로부터 발생한 힘 F<sub>p</sub>이며, 제 5항은 회전하는 베인의 관성력 F<sub>i</sub>, 제 6항은 점성마찰력 F<sub>η</sub>이다. 실제에 있어서 (R<sub>c</sub> - H<sub>v</sub>/2) >> d<sup>2</sup>

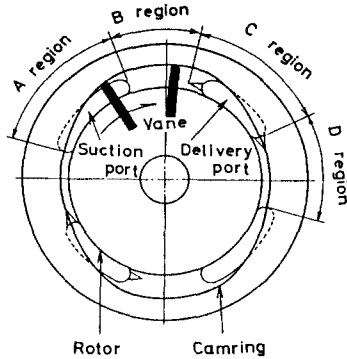


Fig. 7. Position of vane chamber  
 A : Suction port      C : Delivery port  
 B : Large arc region    D : Small arc region

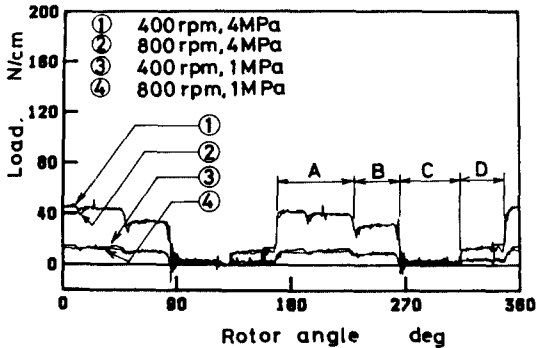


Fig. 8. Cyclic variation of radial acting force  
 A : Suction port      C : Delivery port  
 B : Large arc region    D : Small arc region

$r/d\theta^2$ 의 관계가 있으며 베인과 로터 슬릿간의 점성 마찰력은 압력에 의한 작용력에 비해서 무시할 정도로 작기 때문에 (1)식을 다시 정리하면,

$$F_r = t_v \cdot (B_v - B_{int}) \cdot P_4 + t_v \cdot B_{int} \cdot P_1 - t_1 \cdot B_v \cdot P_2 - t_1 \cdot B_v \cdot P_3 + m \cdot \omega^2 \cdot (R_r - H_v/2) = F_{p4} + F_{p1} - F_{p2} - F_{p3} + F_i \quad (2)$$

와 같이 된다.

이것은 베인의 레이디얼 방향으로 작용하는 힘이 주로 베인 주위의 압력에 의한 것과, 베인의 관성력에 결정되어진다는 것을 나타내고 있다. 베인의 관성력은 압력에 의해서 발생하는 힘에 비해서 작기 때문에 베인에 작용하는 힘의 대부분은 베인 주위의 압력에 의하여 발생됨을 알 수 있다. (2)식으로부터 로터 1 회전에 걸쳐 베인 주위 4개소의 압력을 동시에 뿐만 아니라 연속적으로 측정된 결과 (6)으로부터 작용력

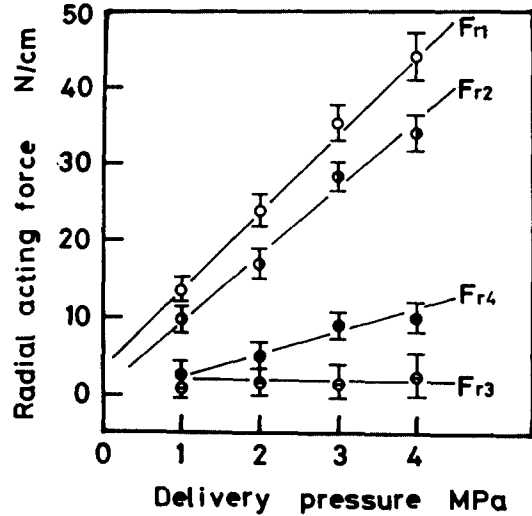


Fig. 9. Variation of radial acting force on each vane chamber section

(Influence of delivery pressure)  
 $F_{r1}$  : Force in the suction port  
 $F_{r2}$  : Force in the large arc region  
 $F_{r3}$  : Force in the delivery port  
 $F_{r4}$  : Force in the small arc region  
 Rotating speed 800 rpm

$F_r$ 을 구할 수 있게 된다.

베인 펌프 슬라이딩부의 베인과 캠링간에 작용하는 작용력에 대한 펌프의 운전조건에 따른 영향을 살펴 보기 위하여 Fig. 7에 캠링 내면을 이동해 가는 베인의 위치를 A, B, C, D구간으로 나누어 표시하며, 대표적인 예로서 펌프의 회전속도 800 rpm에 대하여 토출압력이 4 MPa, 1 MPa인 경우와 펌프의 회전속도 400 rpm에 대하여 토출압력이 4 MPa, 1 MPa인 경우, 베인 작용력의 측정결과를 Fig. 8에 나타낸다.

Fig. 8에서 알 수 있듯이 베인의 작용력은 흡입 개시점으로부터 소원호부까지의 1사이클중 A, B, C, D 각 구간에 대응되는 계단상의 4개의 구역으로 나누어 짐을 알 수 있다. A구간은 흡입포트부로서 베인 전 후실의 압력과 베인 저면의 압력이 흡입압력(기의 대기압)이고, 인트라베인실의 압력만이 베인의 레이디얼 방향으로 작용하는 힘으로 된다. B구간은 베인 실의 대원호부로서 베인의 후방실과 저면부의 압력이 흡입압력이므로 인트라베인실과 베인 전방실의 압력이 베인의 레이디얼 방향의 힘으로 작용한다. C구간은 토출포트부로서 베인 주위 4개소의 모든 압력이 작용력으로 관계하고 있다. D구간은 베인실의 소원호

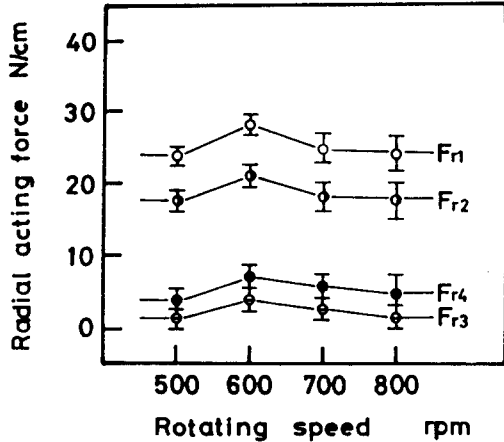


Fig. 10. Variation of radial acting force on each vane chamber section

(Influence of rotating speed)

F<sub>1</sub> : Force in the suction port

F<sub>2</sub> : Force in the large arc region

F<sub>3</sub> : Force in the delivery port

F<sub>4</sub> : Force in the small arc region

Delivery pressure 2 MPa

부로서 베인 전방실의 압력만이 흡입압력이며 나머지 3개소의 압력이 베인의 레이디얼 방향의 작용력으로 관계되어 지고 있다.

이상과 같은 압력에 의한 힘에 베인의 관성력이 합하여져 레이디얼 방향의 작용력의 합력으로 되나 로터의 반경에 비하여 베인 레이디얼 방향의 이동거리가 짧기 때문에 베인의 관성력은 1 사이클중 변화가 작고 거의 일정한 값을 갖고 있으며, 그의 값 또한 압력에 의한 힘에 비하여 대단히 작은 편이다. 또한 베인 주위의 압력은 회전속도의 영향을 그다지 크게 받지 않기 때문에 베인의 레이디얼 방향의 작용력은 회전속도에 크게 영향받지 않음을 알 수 있다.

Fig. 9에 펌프의 회전속도가 800 rpm일 때 토출압력이 1 MPa에서 4 MPa까지 변화할 때의 작용력을, Fig. 10에는 펌프의 토출압력이 2 MPa에서 회전속도가 500 rpm에서 800 rpm까지 변화할 때의 베인의 캠링에 대한 작용력을 압력 변동분을 포함하여 흡입포트부, 대원호부, 토출포트부, 소원호부의 4개 구간으로 나누어 표시한다. Fig. 9에서 알 수 있는 바와 같이 동일한 회전수에서 토출압력이 증가하면, 1사이클중 A, B, C, D구간의 작용력 F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub>, F<sub>4</sub>는 직선적으로 증가하나, C구간의 작용력 F<sub>3</sub>는 베인의 배압과 베인의 선단에 작용하는 토출압력이 서로 상쇄시키는 효

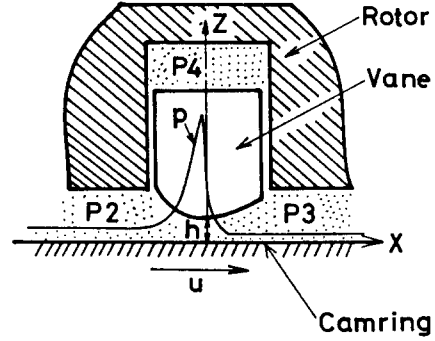


Fig. 11. Model of vane-tip section

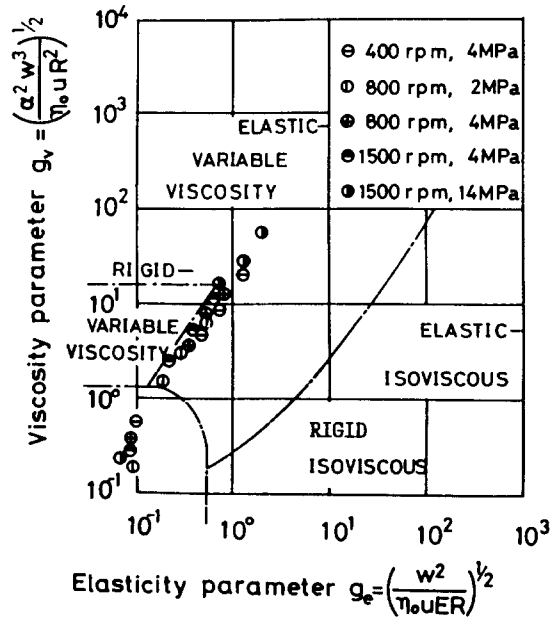


Fig. 12. Lubrication mode at contact between vane tip and camring of vane pump on Johnson's Chart

과를 나타내어 토출압력의 크기와는 상관없이 0에 가까운 값이 된다. 또한 동일 토출압력에 대한 베인 작용력의 변화율은 F<sub>1</sub>>F<sub>2</sub>>F<sub>4</sub>>F<sub>3</sub>와 같이 됨을 알 수 있다.

나아가 펌프의 회전속도에 의한 베인의 작용력 변화를 Fig. 10에서 보면, 1사이클중 A구간의 F<sub>1</sub>=24-28 N/cm, B구간의 F<sub>2</sub>=17-21 N/cm, C구간의 F<sub>3</sub>=0-4 N/cm, D구간의 F<sub>4</sub>=4-7 N/cm로, 회전속도의 증가에 의한 변화는 그다지 크지 않으며 거의 일정한 값을 유지한다. 단 펌프의 회전속도가 증가하면 각 구간에 있어 변동압력 성분이 크게 되기 때문에, 그의 영향을

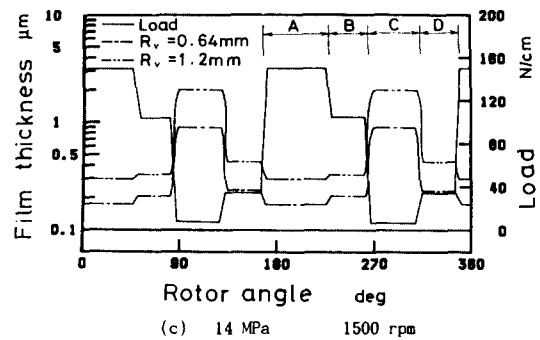
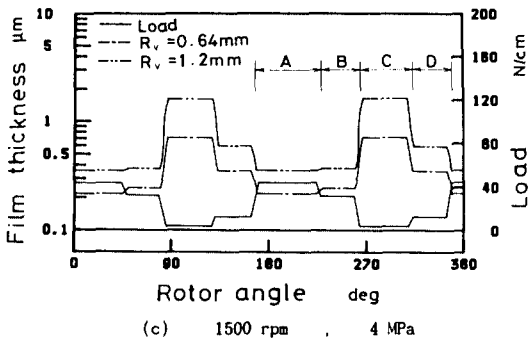
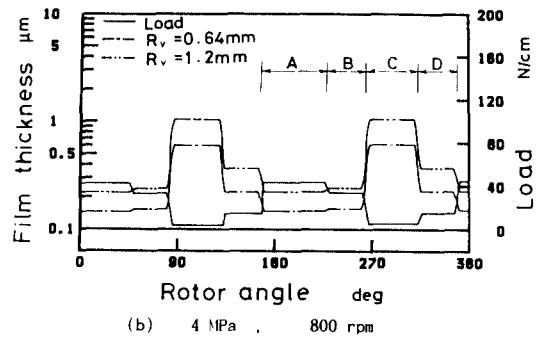
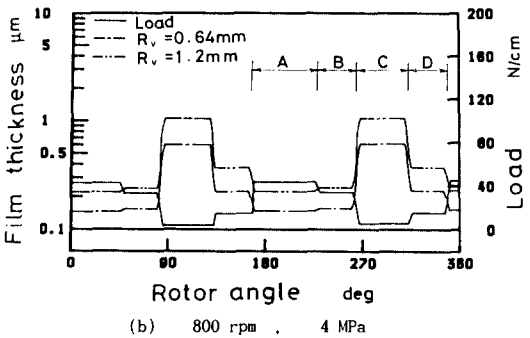
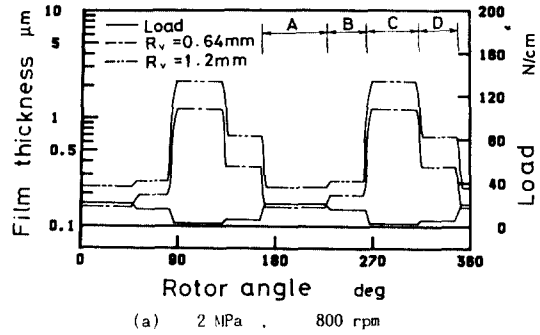
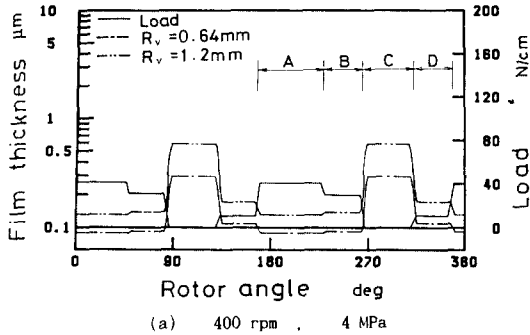


Fig. 13. Variation of oil film thickness (Influence of rotating speed)

Fig. 14. Variation of oil film thickness (Influence of delivery pressure)

받아 베인의 작용력 또한 변동이 크게 된다. 전보[6]에 있어 압력측정은 회전속도가 800 rpm까지, 토출압력이 1-4 MPa의 범위에서 행하였으나, Fig. 9의 결과로부터 외삽하여 펌프의 정격조건(1500 rpm, 14 MPa)에서 작용력을 추정하면, A구간의  $F_1=150$  N/cm, B구간의  $F_2=120$  N/cm, C구간의  $F_4=40$  N/cm로 된다.

### 3. 윤활상태의 추정

#### 3-1. 윤활 모드

윤활문제의 대상이 되는 베인 선단부의 단면 모델을 Fig. 11에 나타낸다. 여기에서는 베인의 전 후부에 압력을 갖고 있는 작동유가 존재하여 입구, 출구 공히 충분한 유막이 형성되어 완전히 유체윤활이 이루어지는 것으로 가정하고, 또한 베인과 캠링의 표면은 완전히 매끄러운 것으로 가정하여 윤활 모우드의 추정을 한다. 베인 슬라이딩부에서의 윤활은, 전단속도, 기름의 점도, 접촉부분의 기하학적인 형상 등이 주요한 파라메터이지만, 압력-점도 효과 및 높은 하중에 대한 재료의 탄성변형도 고려할 필요가 있다. 이와

같은 관계를 정립하기 위하여 K.L. Johnson이 제안한 윤활상태를 나타내는 Chart를 이용하며, 압력-점도지수는 광유계 윤활유의 표준값인  $\alpha = 2.2 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ 을 활용하여, 펌프의 운전조건과 압력결과로부터 얻은 베인의 레이디얼 작용력으로부터 Johnson Chart의 가로축과 세로축으로 되어 있는 무차원 점성 파라미터  $g_v$ 와 무차원 탄성파라미터  $g_e$ 를 계산함으로써 윤활상태를 규명할 수 있다.

Fig. 12에 나타난 바와 같이 펌프의 회전속도 400-1500 rpm, 토출압력 1-14 MPa의 운전조건일 경우,  $g_v = 0.1-100$ ,  $g_e = 0.1-1.1$ 로 되어, 베인 선단부의 윤활상태는 강체-점도일정(보통의 유체윤활)의 영역으로부터 강체-점도변화와 탄성-점도변화영역(보통의 EHL)에 걸쳐 있음을 알 수 있다. 회전속도 400 rpm, 토출압력 4 MPa의 경우, 흡입포트부, 대원호부, 소원호부에서 각각  $g_v = 29.6, 19.7, 4.5$ 이며  $g_e = 1.5, 1.15, 0.43$ 으로 되어 강체-점도변화와 탄성-점도변화의 경계영역에 있으며, 토출포트부에서는  $g_v = 0.56$ ,  $g_e = 0.1$ 로 되어 강체-점도일정의 영역에 있게된다.

회전속도의 영향은 거의 없기 때문에 토출압력이 동일한 4 MPa에서 회전속도가 800 rpm, 1500 rpm의 경우에도 레이디얼 방향의 베인 작용력이 같다고 가정하면,  $g_v$ 는 29.6으로부터 22.3, 16.5,  $g_e$ 는 1.5로부터 1.11, 0.82로 감소하여 토출포트부 및 소원호부에서도 강체-점도일정의 영역으로 된다. 회전속도 1500 rpm, 토출압력 14 MPa의 통상적인 베인 펌프의 정격조건에 대하여, 전술한 베인의 레이디얼 방향 작용력으로부터 외삽하여 얻은 값을 이용하여 윤활상태를 추정하면 흡입포트부, 대원호부에서는 각각  $g_v = 105, 71$  및  $g_e = 2.8, 2.2$ 로 되어 탄성-점도변화의 영역으로 되는데 이 경우에도 탄성변형의 영향이 아직 그다지 크지않은 강체-점도변화 영역에 가까운 영역으로 되어 있다. 또한 토출포트부에서는  $g_v = 1.9$ ,  $g_e = 0.2$ 로 되어 강체-점도일정(보통의 유체윤활)의 영역으로 되며, 소원호에서는  $g_v = 11.3$ ,  $g_e = 0.64$ 로 되어 강체-점도변화의 영역으로 됨을 알 수 있다. 이상에서 알 수 있는 바와 같이 베인 선단부에서는, 구름베어링, 기어 등에 있어서 점도변화와 탄성변형이 거의 같은 정도로 작용하는 전형적인 탄성유체윤활과는 달리, 강체-점도일정 영역으로부터 거의 강체-점도변화 영역의 윤활상태에 있다고 할 수 있다.

### 3-2. 유막두께의 분포

#### 3-2-1. 유막 두께의 사이클 변동

사이클 중의 최소치와 구별하기 위하여 베인과 캠링의 최소간극 위치의 유막두께를 단순히 유막두께로 부르기로 한다. 운전중의 베인과 캠링간의 슬라이딩부에 형성되어지는 유막두께의 변동을 탄성-점도변화 영역에서는 Johnson Chart의 무차원 유막두께를 이용하고, 강체-점도일정, 강체-점도변화의 영역에서는 Reynolds 방정식으로부터 구한 결과를 Fig. 13 및 Fig. 14에 나타낸다. 캠링에 대한 베인의 작용력이 발생하며, 이에 대응하여 베인 슬라이딩부의 유막두께가 사이클적으로 변동한다. 흡입포트부와 대원호부 사이에서는 유막두께가 크게 변화하지 않으나, 대원호부와 토출포트부 사이에서 급격히 증대하게 됨을 알 수 있다. 그후 토출포트부로부터 다음 사이클의 흡입포트부까지 2단계로 유막두께가 감소하여 간다.

운전조건이 회전속도 800 rpm, 토출압력 4 MPa이고 베인의 선단반경이 1.2 mm인 경우(Fig. 13의 (b))를 예들들어 설명하면, 유막두께는 흡입포트부에서 0.22  $\mu\text{m}$ , 대원호부에서 0.23  $\mu\text{m}$ , 토출포트부에서 1.1  $\mu\text{m}$ , 소원호부에서 0.34  $\mu\text{m}$ 로 됨을 알 수 있으며 이것을 유막두께의 1 사이클중 최소치를 갖고 있는 흡입포트부의 유막두께를 기준으로 하여 비교하면, 대원호부에서는 약 5% 증가, 토출포트부에서는 4배로 증가하며, 소원호부에서는 약 55% 증가된 것으로 나타났다. Fig. 12의 Johnson Chart에 나타난 바와 같이 흡입포트부(A구간), 소원호부(D구간)에서는 강체-점도변화와 탄성-점도변화의 경계선상에 위치하고 있는데, 토출포트부(C구간)에서는 보통의 유체윤활 영역에 위치하고 있음을 알 수 있다. 나아가 펌프의 회전속도가 1500 rpm, 토출압력 14 MPa로 되면 흡입포트부, 대원호부에서는 탄성-점도변화 영역으로, 소원호부에서는 강체-점도변화 영역으로, 토출포트부에서는 강체-점도일정의 유체윤활 영역으로 되어, 여기에서는 Dowson[9]이 EHL 수치해로부터 얻은 간이 계산식이 사용되어질 수 없는 영역임을 알 수 있다. 이때의 유막두께의 추정치는 각각 0.3  $\mu\text{m}$ , 0.33  $\mu\text{m}$ , 2  $\mu\text{m}$ , 0.44  $\mu\text{m}$ 로 두껍게 된다. 초기화가 잘된 면에서 측정된 결과 베인과 캠링의 상대적인 표면거칠기(미끄럼 방향)로의 거칠기)는 중심선 평균거칠기로 0.1  $\mu\text{m}$ 이므로 거의 유체윤활이 유지될 것으로 생각되어 진다.

#### 3-2-2. 유막두께에 미치는 회전속도의 영향

캠링과 베인 선단부 사이에 형성되는 유막두께의 펌프 회전속도에 따른 영향을 파악하기 위해, 대표적인 예로서 베인의 선단반경  $R_v = 1.2 \text{ mm}$ , 토출압력 4 MPa에 대하여, 회전속도가 (a) 400 rpm, (b) 800



rpm, (c) 1500 rpm으로 변화할 때의 최소유막 두께를 Fig. 13에 나타낸다. 1 사이클중 베인의 작용력이 4 구간에서 계단상으로 발생하는 것에 대응하여 유막 두께가 변화하며, 그의 패턴은 회전속도의 변화에는 관계없이 일정하나, 회전속도의 증가와 더불어 각각의 계단에서 유막두께는 거의 직선적으로 증가한다. 1 사이클중 유막두께가 최소로 되는 흡입포트부에서는 회전속도가 (a) 400 rpm, (b) 800 rpm, (c) 1500 rpm에 대하여 각각 0.13  $\mu\text{m}$ , 0.22  $\mu\text{m}$ , 0.35  $\mu\text{m}$ 로 된다. 400 rpm에서는 초기화가 잘된 경우에도 양면의 표면거칠기와 같은 정도로 되기 때문에 유체 윤활은 곤란할 것으로 판단되어 진다. 반면, 1 사이클중 최대 유막을 확보하고 있는 토출포트부에서는 각각 0.6  $\mu\text{m}$ , 1.1  $\mu\text{m}$ , 1.5  $\mu\text{m}$ 로 증가해 간다. Fig. 13에는 압력측정시 이용한 초기 베인의 선단반경  $R_v=0.64$  mm의 경우에 대한 유막두께를 나타내 보이고 있는데,  $R_v=0.64$  mm의 경우 흡입포트부, 대원호부에서는 베인과 캠링 양면의 상대적인 표면거칠기 보다 유막두께가 작기 때문에 유체윤활을 확보할 수 없는 즉 가혹한 윤활상태(일부 고체접촉이 발생하는 혼합 윤활상태)로 되어질 것으로 생각되어 진다.

3-2-3. 유막두께에 미치는 토출압력의 영향

Fig. 14에 펌프의 회전속도 800 rpm에 대하여 토출압력이 (a) 2 MPa, (b) 4 MPa인 경우의 것과, 회전속도 1500 rpm에 대하여 (c) 14 MPa인 경우의 유막두께에 대한 계산결과를 나타낸다. 우선 800 rpm에서 (a) 2 MPa, (b) 4 MPa 일 때의 관계를 보면 A구간, B구간이 강체-점도변화와 탄성-점도변화의 경계 영역에 존재하여 유막두께가 약간 증가하나, C구간, D구간에서는 현저하게 변화함을 알 수 있다.

펌프의 운전조건이 고압, 고속이 되어 토출압력이 14 Mpa, 회전속도가 1500 rpm으로 되면 A구간, B구간은 탄성-점도변화의 영역으로 C구간은 강체-점도 일정 영역(보통의 유체윤활)으로, D구간은 강체-점도 변화의 영역으로 되며 각각의 유막두께는 0.3  $\mu\text{m}$ , 0.33  $\mu\text{m}$ , 2  $\mu\text{m}$ , 0.44  $\mu\text{m}$ 로 된다. 최소유막 두께가 0.3  $\mu\text{m}$  이므로 정격운전 조건에서 운전될 경우에도 거의 유체 윤활이 이루어질 것으로 고려되어 진다.

4. 결 론

압력편향형 인트라베인 형식의 유압 베인펌프에 있어서 토출압력 1-4 MPa, 회전속도 400-800 rpm에서의 압력측정 결과를 기초로 하여, 실제의 사용조

건에서의 베인의 캠링에 대한 작용력과 윤활상태를 추정하였다.

그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 베인에 가하여 지는 작용력은 흡입포트부로부터 소원호부까지 4개의 구간으로 계단상으로 분포하며, 로터의 회전속도는 그의 크기에 거의 영향을 미치지 않으나 미세한 변동은 회전속도의 증가와 더불어 크게 된다.

(2) 베인과 캠링간 슬라이딩부에서의 윤활영역은 강체-점도변화 영역으로부터 강체-점도 일정의 영역에 있으며, 압력에 의한 점도변화 뿐만 아니라 탄성변형의 영향도 현저하게 나타나는 탄성유체윤활 상태까지는 이르지 않는다.

(3) 펌프의 정격 운전조건(1500 rpm, 14 MPa)하의 베인실의 위치 흡입포트부, 대원호부, 토출포트부, 소원호부에서 각각의 유막두께가 0.3  $\mu\text{m}$ , 0.33  $\mu\text{m}$ , 2  $\mu\text{m}$ , 0.44  $\mu\text{m}$ 로 됨을 알 수 있었다.

후 기

이 연구는 1991년도 한국과학재단 연구비지원에 의한 결과임

기호설명

- C : 로터 슬리트와 베인의 간극
- $B_{int}$  : 인트라베인의 폭
- $B_v$  : 베인의 폭
- $E_c$  : 캠링의 탄성계수
- $E_v$  : 베인의 탄성계수
- $$E = \frac{2}{\frac{1-v_c^2}{E_c} + \frac{1-v_v^2}{E_v}}$$
- $F_i$  : 베인의 관성력
- $F_{p1}$  : 압력  $P_1$ 에 의한 힘
- $F_{p2}$  : 압력  $P_2$ 에 의한 힘
- $F_{p3}$  : 압력  $P_3$ 에 의한 힘
- $F_{p4}$  : 압력  $P_4$ 에 의한 힘
- $F_r$  : 베인의 캠링에 대한 작용력
- $F\eta$  : 점성 마찰력
- $F_{r1}$  : 흡입포트부에서의 베인의 작용력
- $F_{r2}$  : 대원호부에서의 베인의 작용력
- $F_{r3}$  : 토출포트부에서의 베인의 작용력
- $F_{r4}$  : 소원호부에서의 베인의 작용력

$g$  : 무차원 탄성파라미터  $\left(\frac{w^2}{\eta_0 u ER}\right)^{1/2}$

$g_v$  : 무차원 점성파라미터  $\left(\frac{\alpha^2 w^3}{\eta_0 u R}\right)^{1/2}$

$H_v$  : 베인의 높이

$h$  : 유막두께

$K$  :  $\frac{2L}{C}$

$L$  : 로터 슬리트 내에 들어있는 베인의 길이

$m$  : 베인의 질량

$P_1$  : 인트라베인실 압력

$P_2$  : 베인전방실 압력

$P_3$  : 베인후방실 압력

$P_4$  : 베인저면실 압력

$P_d$  : 토출압력

$P_s$  : 흡입압력

$P$  : 유막압력

$R$  :  $\frac{R_c R_v}{R_c + R_v}$

$R_c$  : 캠링의 동경

$R_v$  : 로터반경

$R_v$  : 베인선단 반경

$t_v$  : 베인의 두께

$t_1$  : 베인곡률 중심으로부터 전방의 두께

$t_r$  : 베인곡률 중심으로부터 후방의 두께

$U_v$  : 베인의 속도

$u$  :  $\frac{U_v}{2}$

$\omega$  : 로터의 각속도

$\theta$  : 로터의 회전각

$\eta$  : 점성계수

$\alpha$  : 압력 점도지수

$v$  : 포와송비

$w$  : 단위길이 당의 하중

## 참 고 문 헌

1. A. Hibi and I. Tsuneo, "Torque Characteristics at Start and Low Speed in oil Hydraulic Vane Motor", Trans. JSME, Vol. 42, No. 356, p. 1167, 1976.
2. W.D. Beck, R.A. Stein and J.A. Eibling, "Design for Minimum Friction in Rotary-Vane Refrigeration Compressors", Trans. ASHRAE, Vol. 72, Part I, p. 190, 1966.
3. T.C. Edward and A.T. McDonald, "Analysis of Mechanical Friction in Rotary Vane Machines", Proc. of the Compress. Tech. Conf. at Purdue Univ. Indiana, p. 250, 1972.
4. K. Ujiie and T. Nishino, "Reduction of Friction Torque at Vane-Tip in Rotary-Vane Vacuum Pump", Journal of JHPS. Vol. 14, No. 1, p. 86, 1983.
5. H. Ueno, "Contact Vane and Camring in Vane Pump", Journal of JHPS. Vol. 14, No. 1, p. 10, 1983.
6. J.Y. Jung, K. Kyogoku and T. Nakahara, "Measurement of Dynamic Pressure Around the Vane in an Oil Hydraulic Vane Pump", Trans. JSME. Vol. 54, No. 504, p. 2047, 1988.
7. H. Ueno and A. Okajima, "Detachment of Vanes from a Camring in a Vane Pump", Trans. JSME. Vol. 52, No. 447, p. 2152, 1986.
8. K.L. Johnson, "Regimes of Elastohydrodynamic Lubrication", Journal of Mech. Sci., Vol. 12, No. 1, p. 9, 1970.
9. D. Dowson, "Elastohydrodynamics", Proc. Inst. Mech. Eng., London, 182(3A), p. 151, 1968.