

가변 용량형 유압 베인 펌프에서 베인의 이간과 캠링의 진동

Oscillation of Camring and Detachment of Vanes from a Camring in a Variable Displacement Vane Pump

장 주 섭, 양 광 식*, 윤 영 환**, 이 종 원***, 한 동 철****

경원전문대학 자동차정비과, * 서울대학교 대학원 기계설계과
 만도기계 중앙연구소, *경희대학교 기계공학과, ****서울대학교 기계설계학과

Abstract- This paper reports on the theoretical and experimental study of the vane and cam ring motions in a variable displacement vane pump which is already used widely in various industrial and automotive applications. Dynamic equations of vane and cam ring motion and flow continuity equations are derived and then solved simultaneously using the numerical method. Vane detachment cause the pressure ripples, noise, wear in cam ring, and decrease the volumetric efficiency. Consequently, Vane detachment occurs due to excess compression in the pumping chamber, and it can be reduced by adjustment of design parameters

Key Words : Variable Displacement, Vane Pump, Hydraulics, Detachment, Pressure Fluctuation, Overshoot, Spring Constant, Cam Ring

1. 서 론

가변용량형 유압 베인 펌프는 토출측의 부하 압력이 증대하면, 캠링의 이동에 의하여 유량을 감소시키는 압력 보상기능을 갖고 있어, 특히, 압력을 유지해야 되는 회로에 이용하는 경우에 에너지 손실이 적고, 밸브등의 부수적인 장치를 필요로 하지 않기 때문에 소형,경량화가 가능하고, 저가격이므로 산업기계나 차량용의 유압원으로 널리 이용되고 있다.

일반적으로 베인은 캠 링에 대해 적절한 유막을 유지하며 운동하여야 하나 압축실 내의 압력이 과도 상승하는 등, 베인에 작용하는 힘의 평형상태가 깨어질 때 베인이 캠 링에서 이탈하는 이간 현상이 발생하게 된다. 베인이 캠 링에서 이간되는 현상이 발생할 경우 베인과 캠 링을 통한 누설이 증대하여 체적 효율을 저하시키게 되고, 유량 맥동 및 베인의 이간과 재부착에 따른 소음 및 캠링의 마모 현상이 발생하게 된다.[1,2,3]

압력 평형형 베인 펌프에서 이간 현상의 원인이 되는 과도 압력 상승 등에 대해서는 Cho[4]와 Watton[5]등이 연구한 바 있으나 베인의 운동과 관련된 연구는 이루어지지 않았다. Dickinson[6]은 베인의 운동에 관한 해석 모델을 제시한 바 있으나 그 직접적인 해석 결과를 밝히지는 않았

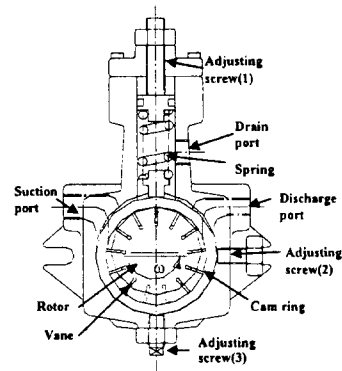


Fig.1 Configuration of variable displacement vane pump.

고, 최근 베인의 이간 현상에 대하여 Cho[7]가 노치의 크기와 캠곡선의 압축비에 따른 베인의 이간에 대하여 이론적 해석을 수행하였다. 그러나 가변 용량형에 대한 연구는 거의 대부분이 압력 보상기능을 갖지 않는 캠링이 고정되어 이동 불가능한 정용량 압력 비평형[1,2,3]인 경우에 대해 이론적 해석과 실험적 연구를 수행한 바 있으나 압력 보상 기능과 노치에 의한 유체의 관성효과를 연계시켜 연구한 결과는 전무한 실정이다.

따라서 본 논문에서는 가변 용량형 유압 베인 펌프에 대해 압축 과정, 베인의 운동, 캠링의 운동, 노치의 영향등에 대한 해석과 실험을 통해 캠링과 베인 사이에서 발생하는 베인의 이간 관계를 정량적으로 고찰해 본다.

2. 이론 해석

Fig.1에는 가변 용량형 베인 펌프의 개략도를 나타내었다. 구조는 축판과 로터, 캠링, 가변기구부 그리고 베인으로 구성되어 있으며 축판의 토출 포트에는 노치가 가공되어 있다. 본 연구의 해석 대상 펌프는 13개의 베인으로 구성되어 있고, 캠링이 강제적으로 고정되어 있는 압력비평형인 경우를 고정(Fixed)상태라 하고, 설정 압력 이상에서 유체의 압력에 의해 스프링이 압축되어 편심량이 변화되는 경우를 가변(Variable)이라 칭한다. Fig. 2에는 베인과 베인실의 번호 및 캠링의 지지조건을 나타냈다. 베인이 캠링의 최대 반경에 위치하는 $\theta=0^\circ$ 에 있는 베인을 1번 베인으로 정의하고 회전 방향에 따라 베인 번호 및 베인실의 번호를 결정한다.

이론 유량은 베인의 폭을 고려하고, 베인의 회전각에 따라 토출포트에 열리는 베인실의 번호가 변화되는 관계와 캠링이 시간변화에 따른 변위를 고려하던 다음과 같다.

$$Q_u = \frac{\omega b}{2} (R_1^2 - R_{z'+1}^2) - \frac{t_v b \omega}{2} \left(\frac{\partial R_1}{\partial \theta} + \frac{\partial R_{z'+1}}{\partial \theta} \right) - b \frac{de}{dt} \int_{\theta_1}^{\theta_{z'+1}} \left(R \frac{\partial R}{\partial e} \right) d\theta - \frac{t_v b}{2} \frac{de}{dt} \left(\frac{\partial R_1}{\partial e} + \frac{\partial R_{z'+1}}{\partial e} \right) \quad (1)$$

여기서 z' 는 베인실의 번호를 나타내며, 1번 베인의 각도에 따라

$$z' = \begin{cases} 6: \theta_{dise} - \theta_v \leq \theta_1 \leq \theta_{dise} - 5\theta_v \\ 5: \theta_{dise} - 5\theta_v \leq \theta_1 \leq \theta_{dise} \end{cases} \quad (2)$$

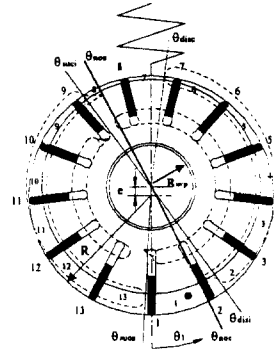


Fig. 2 Vane number, compression chamber number and support condition of the cam ring. -

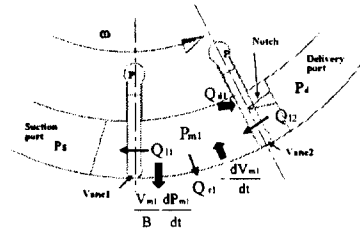


Fig. 3 The analysis model of the variable vane pump.

으로 변한다. 또한 스프링 방향으로 오일 압력에 의한 힘 F 가 작용하여 캠링의 변동에 따른 질량스프링계의 운동을 발생시킨다. 캠링의 운동방정식은

$$M_c \frac{d^2 e}{dt^2} + C_f \frac{de}{dt} + K(e - u_0) = F \quad (3)$$

으로 나타낼 수 있고, 여기서 F 는 다음과 같다.

$$F = \sum_{i=1}^z b P_{m_i} (R_i \sin \theta_i - R_{i+1} \sin \theta_{i+1}) \quad (4)$$

윗 식에서 ω 는 각속도, R 는 캠링의 동경으로 편심량과 로터의 외경을 r 로 하면 다음과 같다.

$$R(\theta) = r(E \cos \theta + \sqrt{1 - E^2 \sin^2 \theta}) \quad (5)$$

여기서 $E = e/r$ 로서 캠링의 편심율을 나타낸다.

Fig. 3은 해석에 사용된 펌프 시스템의 모델을 나타냈다. 검사체적에 대한 연속 방정식을 적용하면 다음과 같다[2]

$$\frac{V_{m1}}{B} \frac{dP_{m1}}{dt} = - \frac{dV_{m1}}{dt} - Q_{d1} - Q_{11} + Q_{21} - Q_{21} \quad (6)$$

여기서, 식 (6)에서 우변 첫째 항은 배압 포트

(under vane port)의 체적을 포함한 토출측 챔버 용적의 시간적 감소율을 나타낸다. 그리고 우변 두 번째 항은 토출포트 및 노치를 통하여 토출측 챔버와 소통하는 베인실에서 나오는 토출 유량으로 오리피스 유량 방정식을 적용하면 다음과 같이 유도된다.

$$Q_{a1} = CA_d \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{m2} - P_{m1}| \text{sign}(P_{m2} - P_{m1})} \quad (7)$$

$$Q_{a2} = CA_d \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{m2} - P_{m(x-1)}| \text{sign}(P_{m2} - P_{m(x-1)})}$$

여기서 C 는 유량 계수, A_d 는 토출 포트의 개구 면적을 나타낸다.

식(6)의 나머지 항들은 누설량을 나타내는 것으로 Q_n 및 Q_{v1} 는 각각 베인에서의 베인과 측판 사이의 틈새를 통한 누설과 로터와 베인사이의 누설, 측판과 캠링을 통하여 드레인 포트(drain port)로 누설되는 유량을 나타낸다.[2]

특히, 각도 구간 2의 경우는 압축 구간에 존재하는 1번 베인실로의 누설 유량 이외에 노치를 통한 유량 Q_n 및 노치를 통과하는 베인이 캠링으로부터 떨어지게 되는 이간(detachment) 현상에 의한 베인 선단을 통한 누설 Q_{lip} 이 추가적으로 고려되어야 한다. 이에 따라 2번 베인실로부터의 토출 유량은

$$Q_{a2} = -\frac{dV_{m2}}{dt} - Q_2 - Q_n + Q_{lip} + Q_3 - Q_{r2} - \frac{V_{m2}}{B} \frac{dP_{m2}}{dt} \quad (8)$$

으로 된다. 여기서, Q_n 을 구하기 위해서 Edge[8]의 연구 결과를 이용하였다. 미소 요소를 통한 압력 및 운동량의 변화에 따른 힘의 평형식으로부터 베인이 노치부를 지날 때 노치부를 통과하는 미소 유량의 변동에 관한 미분 방정식을 세우면 다음과 같은 형태로 표현된다.

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(\frac{P_{m1} - P_d}{\rho} - \frac{Q_n^2}{2C^2 A_1^2} \right) / \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a(x)} dx \quad (9)$$

베인의 운동 해석시 해석상의 편의를 위해 다음과 같은 가정을 하였다.

- 로터의 회전 속도는 일정하다.
- 베인에 대한 캠링의 상대적인 기울기는 무시한다.
- 베인 배압구의 압력은 토출압으로 일정하다.
- 각 운동부재의 상대적인 틈새는 일정하다.
- 베인, 캠링 등 재료의 진동 및 변형은 무시한다.

Fig. 4는 베인에 작용하는 힘의 관계를 도식적으로 표현한 것이다. 베인의 반경 방향, 원주방향

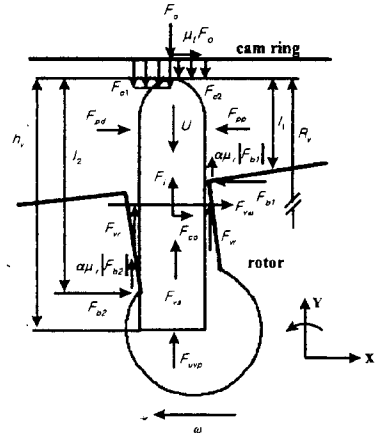


Fig. 4 Schematic diagram of vane force

하중 평형 및 베인 중심에 대한 모멘트 평형식을 세우면 다음과 같다.

· X방향 평형

$$F_{pd} - F_{pp} + F_{b2} - F_{b1} + \mu_r F_o + 2F_{vw} + F_{co} = 0 \quad (10)$$

· 베인 선단에 대한 모멘트

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} h_v F_{co} + \frac{1}{2} l_1 (F_{pd} - F_{pp}) + 2(R_v - r) F_{v1} \\ & + l_2 F_{b2} - l_1 F_{b1} + \frac{1}{2} \alpha \mu_r t_v (F_{b1} - F_{b2}) \\ & + \frac{1}{4} t_v (F_{c1} - F_{c2}) = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$(l_1 = R_v - r, \alpha = \frac{U}{|U|}, l_2 = R_v - R_{wp})$$

· Y방향 평형

$$F_i + 2(F_{vr} + F_{vs}) + (F_{vwp} - F_{c1} - F_{c2}) + \alpha \beta \mu_r (F_{b1} + F_{b2}) - F_o = 0 \quad (12)$$

$$\left(\beta = \frac{F_{pd} - F_{pp}}{|F_{pd} - F_{pp}|} \right)$$

식(12)에서 F_o 는 베인 선단과 캠링 사이의 반력으로써 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} F_o &= 0 & (R_v < R) \\ F_o &= k(R_v - R) + cR_v & (R_v \geq R) \end{aligned} \quad (13)$$

k 는 캠링의 강성을 c 는 댄핑 계수를 나타낸다. 식(10)~(12)을 정리하고 미소항을 소거하면 베인의 운동 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{d^2 R_v}{d\theta^2} = R_v - \frac{h_v}{2} + \frac{F_{v1} + F_{v2} + F_{v3}}{m_v \omega} \quad (14)$$

여기서

$$\begin{aligned} F_{y1} &= F_{iap} - F_{d1} - F_{d2} - F_o \\ F_{y2} &= 2(F_{vr} + F_{vs}) \\ F_{y3} &= \alpha\beta\mu_r(F_{d1} + F_{d2}) \end{aligned} \quad (15)$$

또한, 베인 이간에 의한 선단 누설 Q_{lip} 는 다음 식에 의해 구할 수 있다.

$$Q_{lip} = Cb\delta\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_d - P_{m1}| \text{sign}(P_d - P_{m1})} \quad (16)$$

윗식에서 δ 는 캠링과 베인사이의 이간량이다.

베인의 배압포트에서 축 누설량 Q_{shaft} 와 로터 내의 베인 배압구에서 펌프작용으로 인한 체적 변화를 고려하여 연속 방정식을 적용하면 유량은 $Q = Q_{dt} + (Q_{th} - \sum_{i=1}^n (-dV_{mi}/dt)) - Q_{shaft} - (V_0/B)dP/dt$ (17)

으로 표현되고, V_0 는 토출구의 체적이다.

한편, 토출 압력 F 는 토출측의 경계 조건에 따

라 결정된다. 본 연구에서는 펌프 토출구 바로 뒤에 교축 밸브가 있는 경우로 교축계수를 R_q 라고 하면 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$Q = R_q\sqrt{P - P_s} \quad (18)$$

윗 식들에서 나타낸 기호설명은 Table 1,2를 참조바란다. 따라서 유도된 각 베인실에 대한 유량 평형에 관한 연립 미분 방정식, 베인의 운동 방정식, 캠링의 운동방정식을 시간 적분법에 의해 동시에 적분함으로써 로터의 회전에 따른 내부압력의 변동에 따라서 발생하는 캠링의 변위와 베인의 이간량을 구할 수 있다. 그리고 베인실이 노치와 만나게 되면 식 (9)의 노치 영역에서의 압력 강하 식을 포함시켜 해석을 수행한다.

3. 해석 및 실험 결과

해석에 필요한 상수를 구하고, 해석 결과의 일부를 검증하기 위해 Fig.5와 같이 실험장치를 구성하였다. 실험용 펌프는 시판 중인 압력보상기가 부착된 가변 용량형 펌프이다. 주요제원은 Table 1,2에 나타냈다. 실험 방법은 평균 토출압력 P_0 , 캠링의 평균편심량 e_0 , 펌프의 회전수 N , 캠링의 지지 조건인 고정(Fixed)과 가변(Variable)상태에서 각각 실시하였다. 데이터 처리는 각 센서에서 나온 출력을 앰프에서 증폭시켜 DT7102 A/D 보드를 이용하여 동시에 처리하였으며, 이때 사용한 소프트웨어는 HP VEE 4.0이다. Fig.6에는 캠링을 고정시킨 비평형형 상태에서 압축실내의 압력 변동에 따른 베인 선단의 운동 궤적을 나타내었다. 해석결과에서 알 수 있듯이 압축실내의 압력이 토출 압력 이상으로 과

Table 1 Specifications of the test pump.

Name	Symbol	Dimension
Radius of rotor	r	21.9665mm
Inner radius of cam ring	R	24.547mm
Thickness of cam ring	t _c	15.013mm
Width of vanes	b	14.996mm
Length of vanes	h _v	8.029mm
Thickness of vanes	t _v	1.6mm
Number of vanes	z	13

Table 2 Specifications of valve plate.

Name	Symbol	Dimension
Inside radius of port slot	R _{irp}	21.021mm
Notch size		15° 30'
Radius of under vane port	r _{uvp}	12.986mm
Width of port slot		4mm
Angles of suction port	θ _{suc1} , θ _{suc2}	215° 56', - 3° 22'
Angles of delivery port	θ _{dis1} , θ _{dis2}	35°, 172° 50'
Starting angles of notch	θ _{noc} , θ _{noe}	26° 30', 207° 13'
Positions of measurement point on the pressure	θ _{mc} , θ _{me}	17° 51', 193° 10'

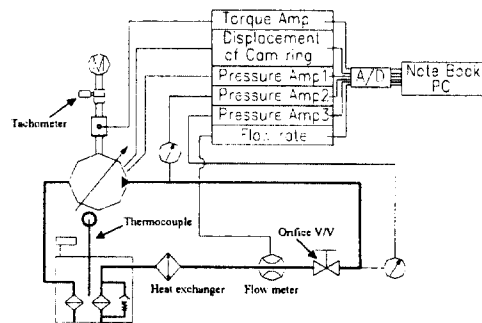


Fig. 5 Schematic diagram of experimental system.

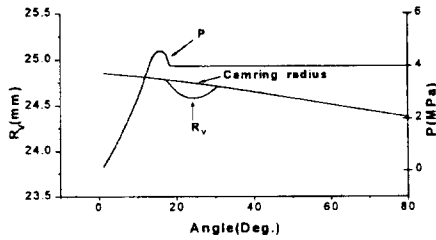


Fig. 6 Calculated results of chamber pressure and vane tip locus(Fixed, 1200rpm, $P_0=4$ MPa).

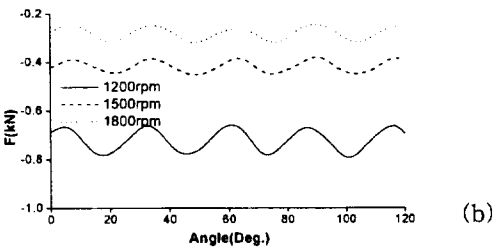
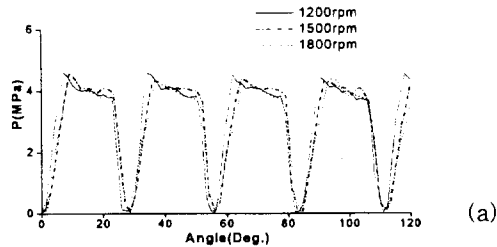


Fig. 7. Chamber pressure rising and force according to rotational speed (Fixed, $P_0=4$ MPa $e_0=1.84$ mm)

도 상승하는 구간에서 베인이 캠링으로부터 이탈하는 이간 현상이 발생함을 알 수 있다. 따라서 이러한 압축실 내의 과도한 압력 상승이 베인의 이간과 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다.

Fig.7에는 로터의 회전 속도에 따른 실험 결과를 나타내었다. 실험에 사용된 사양은 Table 1,2에 나타났다. (a)에서 회전 속도의 증가에 따라 압력 상승 개시각은 일정하나 종료 시점이 늦어지는 것을 알 수 있고, 압력 상승과정에서 오버슈트(over shoot)의 크기와 (b)에서 스프링 방향으로 작용하는 압축력의 크기는 회전 속도가 빠를수록 작게 나타났다. 이것은 회전관성과 작동유

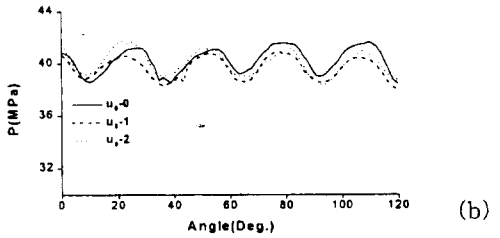
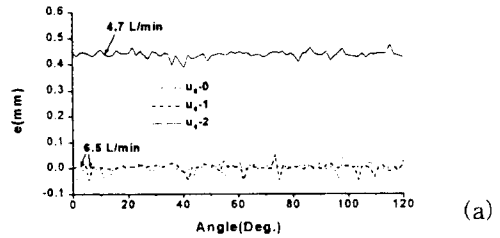


Fig. 8 Displacements of camring and pressure pulsations according to initial insert length of spring (Variable, 1200rpm, $P_0=4$ MPa)

의 점성저항에 의한 영향으로 판단되며, 회전 속도의 증가에 따라 오버슈트의 크기가 작게 나타났으므로 베인의 이간량도 감소하는 것으로 예측할 수 있다.

Fig. 8에는 스프링의 초기 삽입량의 차이에 따른 캠링의 변위(a)와 압력맥동의 진폭(b)을 나타내었다. 스프링 상수 값은 184.92 kN/m이며, 실험은 스프링 전체길이 39.5 mm에서 $u_0=0$ 는 초기 압축을 4.55 mm, $u_0=2$ 는 2.55 mm로 초기 압축 길이를 1 mm씩 줄여가면서 측정된 것으로서, 캠링은 어느 한계점에서 변위가 발생하고 난 뒤($u_0=2$) 미세한 진동만 발생되었다. 이때 토출압력의 맥동 진폭에서 특이점을 발견할 수 없으므로, 이것은 스프링의 압축력에 비해 캠링과 축관 사이에서 발생하는 점성 감쇠계수의 영향이 크게 작용한 것으로 판단된다.

Fig. 9는 평균 토출압력 7MPa에서 캠링의 진동과 토출 압력맥동의 진폭을 나타냈다. 실험 방법은 Fig. 8의 $u_0=0$ 와 같은 조건에서 평균 토출 압력을 7MPa로 설정하고 측정된 결과이다. 이것은 펌프 내부 압력이 과도하게 큰 경우 점성 감쇠계수의 영향보다 압력의 영향이 크게 작용하

4. 결론

가변용량형 베인 펌프에서의 압축 과정, 베인의 운동 및 캠링의 운동에 대한 해석과 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 베인이 캠링으로부터 이탈되는 이간 현상은 압축실의 과도한 압력 상승에 따른 것임을 확인할 수 있었다.
2. 로터를 고속으로 회전하는 경우 펌프실 내부의 압력상승이 저속에 비하여 완만하여 캠링에 작용하는 압축력의 크기가 작고, 베인에 작용하는 원심력으로 인해 베인의 이간 현상을 감소시킬 수 있음을 확인 하였다.
3. 베인의 이간을 감소시키기 위해서는 스프링 상수가 큰 것이 유효하고, 스프링 상수와 캠링지지 조건에 따라 많은 영향을 미치고 있음을 확인 하였다.

참고 문헌

- (1) 上野久儀, 岡島 厚, "베인 펌프における 베인의離間現象," 日本機械學會論文集(B編), 52卷 477号, pp. 2152~2157. 1985.
- (2) T. Nishiumi, and T. Maeda, "The relationship between vane motion and chamber pressure in a vane pump", Fluid Power, pp.209-214, 1993.
- (3) 西海孝夫, 前田照行, 小波倭文朗 "可變容量形 베인 펌프의 연구(第4報 閉じ込みの付加容積가 베인에与える影響)," 平成5年春季油空壓講演會(5.5.24), pp. 45~48. 1993.
- (4) M. R. Cho, D. C. Han, "A Study on the Pressure Rising Considered Fluid Inertia in the Notch Area of Balanced Type Vane Pump", J. of the KSTLE, Vol. 13, No. 1, pp.14-20, 1997.
- (5) M. R. Cho, D. C. Han, "Vane Tip Detachment in a positive displacement Vane Pump", KSME International Journal, Vol. 12, No. 5, pp.881-887. 1998.
- (6) J. Watton, and K. Watkins, "the transient pressure characteristic of a positive displacement vane pump", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.204, pp.269-275, 1990.
- (7) A. L. Dickinson, K. A. Edge, N. Johnson, "Measurement and Prediction of Power Steering Vane Pump Fluidborne Noise", SAE931294, pp.267-275, 1993.
- (8) K. A. Edge, and J. Darling, "Cylinder Pressure Transients in Oil Hydraulic Pumps with sliding Plate Valve," Proc. Inst of Mech. Engr., Vol.200, No.B1, pp.45-53. 1986.

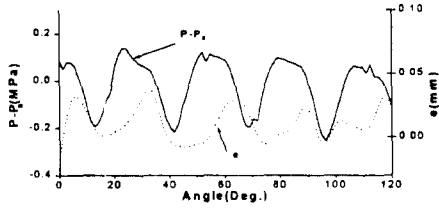


Fig.9 Pressure pulsation and displacement of camring (variable, $e_0 = 1.84\text{mm}$, 1200rpm, $P_0 = 7\text{MPa}$)

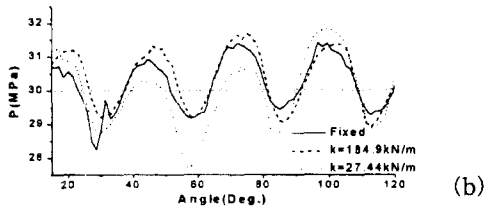
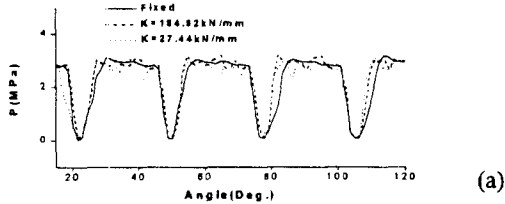


Fig. 10 Effects according to support condition of the camring. ($P_0 = 3\text{MPa}$, 1200rpm, $e_0 = 1.84\text{mm}$)

여 캠링의 진동이 주기적으로 발생하였고, 캠링이 상승은 내부 압력 상승후 많은 위상 지연이 발생하였으나, 하강시는 거의 같은 위상으로 캠링이 하강하고 있음을 알 수 있다. 이때 최대 변위는 0.037mm 로 매우 작게 나타났다.

Fig. 10은 캠링의 지지 조건에 따른 압력 상승 특성(a)과 토출 압력맥동(b)를 나타냈다. 고정 조건 보다 가변 시킨 조건에서 과도한 압력상승과 내부 압력의 맥동이 크게 발생하여 토출 압력의 맥동 진폭이 크게 나타났고, 또한 스프링 상수가 작은 경우 압력 맥동의 진폭이 크게 발생하였다. 이것은 스프링 상수가 작은 경우, 펌프실 내부 압력의 급격한 상승으로 인해 캠링에서 진동 진폭이 증가 되기 때문에 베인과 캠링 사이에서 이간이 크게 발생함을 알 수 있다.