

베인 펌프의 내부 비정상 압력특성에 관한 연구

정석훈 · 정재연*

벽성전문대학 자동차과
*전북대학교 기계공학부

A Study on the Characteristics of Internal Dynamic Pressure of Vane Pump

Seok-Hoon Jung and Jae-Youn Jung*

Dept. of Automotive Eng., Byuksung College.
*Dept. of Mech. Eng., Chonbuk National Univ.

Abstract—This paper presents the experimental study of the dynamic internal pressure within a vane pump. The measurement of the dynamic internal pressure acting on the line contact between the vane and the camring in a vane pump with intravanes have been investigated. The variations of the radial acting force of a vane are calculated from previously measured results of dynamic internal pressure in four chambers surrounding a vane, and the variations of the film thickness are estimated in both the rotational speed ranges from 600 to 1200 rpm and the delivery pressure ranges from 1 to 14 MPa. The experimental technic has been established to obtain the data for performance analysis, such as reaction forces between vane and camring, friction wear at the contact regions, leakage characteristics and net forces upon the pump shaft in case of the unsteady load which is forced to the intravane pressure balance type vane pump.

Key words—vane pump, internal dynamic pressure, intravane, pressure balance type.

1. 서 론

베인 펌프는 소형이면서도 유량이 많아서 동력밀도가 대단히 크기 때문에 유압 에너지원으로써 널리 사용되고 있으나 발생 압력은 피스톤 펌프에 미치지 못하기 때문에 고압화에 대한 노력이 계속되어져 왔다 [1-3]. 또한, 자원 및 에너지 절약의 측면에서도 고압, 고효율화가 꾸준히 경주되어 왔으며 [4-5], 신뢰성 확보를 위한 성능향상 및 장수명화가 강력히 요구되고 있는 실정이다. 이러한 요구를 만족시키기 위하여는, 펌프의 체적 효율을 높임과 동시에 습동부의 마찰, 마모를 감소시키지 않으면 안된다 [6]. 그러나 이 두 요소는 서로 상반된 관계에 있기 때문에 설계에 있어서 어려움으로 인식되어 왔다. 이 문제의 해결을 위해서는 펌프 내부의 습동부 특히 베인 선단부의 윤활 특성

을 파악할 필요가 있으며 이를 위하여는 습동부에 작용하는 하중을 정확히 파악하여야 한다. 그런데 베인 선단부에 작용하는 하중을 확실히 파악하려면 10~20 ms의 짧은 시간 동안에 수백 기압 이상 변화하며 회전하는 베인주위 여러곳의 비정상 압력을 동시에 뿐만 아니라 연속적으로 측정하지 않으면 안된다. 이와 같은 측정 조건에서 정 [7] 등은 정적 부하가 작용하는 상태에서의 압력을 측정하여 발표한 바 있다. 따라서 본 연구에서는 베인 펌프의 성능 향상을 꾀하기 위하여 필요불가결한 베인 선단부에서의 베인과 캠링간의 역학적 거동을 보다 광범위한 펌프의 부하 상태에서 규명할 목적으로 실기 유압펌프의 제원을 갖는 실험용 펌프를 제작하고 운전시 동적 부하를 작용시킨 후 베인 주위 4개소의 비정상 압력을 연속적으로 동시에 측정하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

Table 1에는 본 실험에서 사용한 베인 펌프의 제원을 정리하였다. 펌프는 최대 사용 압력이 20.6 Mpa인 시판되는 인트라베인식 압력 평형형 베인 펌프를 선정하였고, 본체의 회전축, 외부커버, 로터, 캠링을 개조하였으며, 회전로터의 4개소에 소형의 반도체 압력 변환기를 삽입하였다. Fig. 1에 나타낸 바와 같이 반경 48 mm의 로터에는 10개의 베인용 슬리트가 가공되어 있으며 압력측정 대상 베인의 슬리트 전후 18°의 위치에 베인의 전실 및 후실의 압력 측정용 변환기 1, 3를, 베인 슬리트 저면부에 배압 측정용 변환기 2를, 또한 베인 슬리트로부터 로터의 회전방향으로 216°진행된 위치에 인트라베인의 배압 측정용 변환기

Table 1. Specification of the pump used in experiment

Item	Specification
Number of Vane	10
Displacement Volume	97.6 [cm ³ /rev]
Radius of Small Arc	49.0 [mm]
Radius of Large Arc	52.5 [mm]
Radius of Rotor	48.0 [mm]
Width of Vane	46.4 [mm]
Height of Vane	22.6 [mm]
Thickness of Vane	3.9 [mm]
Radius of Vane New	0.64 [mm]
Radius of Vane Tip After 50 hr	1.20 [mm]
Mass of Vane	25 g

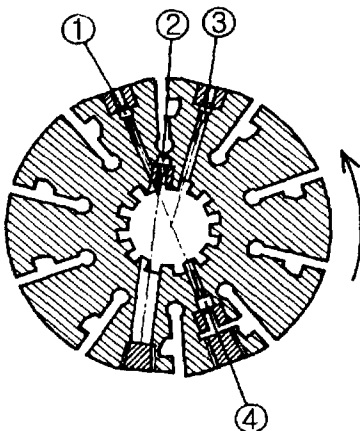
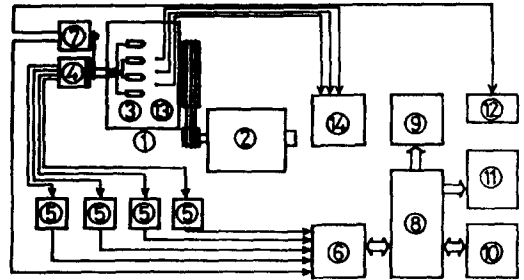


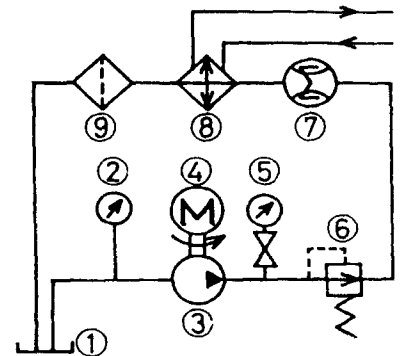
Fig. 1. Position of pressure transducer.



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

Fig. 2. schematic diagram of measurement system.

4를 각각 삽입하였다. 이상과 같이하여, 베인의 캠링 방향으로의 작용력과 관련된 모든 압력을 로터가 정해진 회전 조건에서 회전할 때 연속적으로 또한 4개소의 압력을 동시에 측정할 수 있도록 하였다. Fig. 2는 압력측정의 계통도를 나타낸다. 압력 신호는 펌프축을 거쳐 슬리핑링을 통해 외부로 출력된다. 외부로 출력된 신호는 스트레인 앰프에서 증폭된 다음 A-D 변환기를 이용하여 퍼스널 컴퓨터에 입력되어 처리되어진다. 측정은 로터축과 등속도로 회전하는 로터리 엔코더가 1회전당 발생하는 360개의 펄스마다 이루어지도록 하였다. 또한 참고적으로 펌프의 운전 조건과 관련한 작동유의 점도상태를 파악하기 위해 캠링의 원주방향 7개소에 지름 1.6 mm의 시스형 열전대



- 1. Oil tank
- 2. Compound gauge
- 3. Test pump
- 4. Motor
- 5. Pressure gauge
- 6. Relief valve
- 7. Flow meter
- 8. Heat exchanger
- 9. Line filter

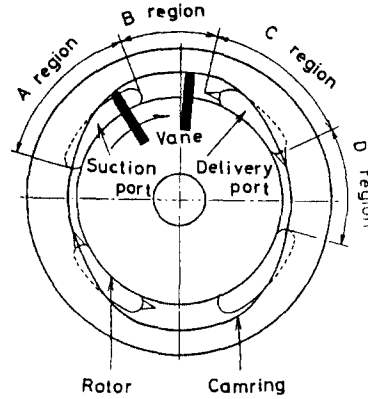
Fig. 3. Circuit of oil hydraulics.

를 흡동부로부터 2 mm 깊이의 위치에 삽입하여 흡입 포트로부터 토출 포트까지 캠링의 온도 분포를 측정 하도록 하였다. Fig. 3은 본 실험장치의 작동 유압 회로도를 나타내며, 전자 릴리프밸브를 통하여 토출 압력을 0→4 Mpa, 0→7 Mpa, 0→10 Mpa로 순간적으로 작용시키므로써 펌프에 동적 부하를 작용시켰다. 펌프의 구동은 가변속 직류모터에 의하여 회전속도를 600~1200 rpm으로 변화시켜 가면서 실시하였다.

3. 압력측정 결과

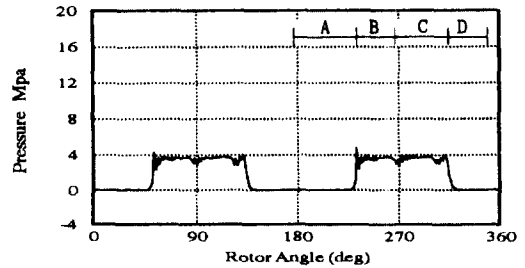
3-1. 정상부하가 작용할 경우

Fig. 4에는 베인 주위에서 측정되는 압력을 나타냈으며, Fig. 5에는 로터 회전중 베인실의 위치 관계를 나타냈다. Fig. 6에서는 토출압력 4 Mpa, 회전속도 600 rpm인 경우 정상부하가 작용할 때 나타나는 대표적인 압력 파형중 베인전실의 압력(P_2)를 보여주고 있다. 그림에서 보면 펌프 1회전당 2번의 흡입과 토출이 일어나고 있음을 알 수 있으며, A, B, C, D로 표시되는 구간은 각각 흡입구간, 대원호구간, 토출구간 그리고 소원호구간으로 대별된다. 펌프 회전 속도에 따른 베인 주위 4개소의 비정상 압력 파형의 변화를 알아 보기 위하여 Fig.7에 토출압력이 4 Mpa로 일정하고 회전속도가 600 rpm, 1000 rpm인 경우의 압력파형을 도시하였다. 로터각도 48°의 위치에서 맨 먼저 상승하는 압력 파형이 베인 전방실의 압력 P^2 이다. 피측정



A : Suction port B : Large arc region
C : Delivery port D : Small arc region

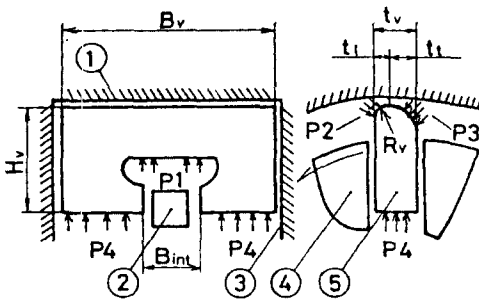
Fig. 5. Position of pressure chamber.



(Rotating speed : 1000rpm, Delivery pressure : 4Mpa)

Fig. 6. Pressure distribution (P_2 only).

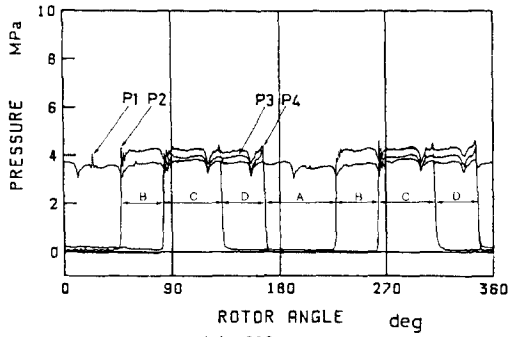
베인실이 토출포트에 열리는 직후 흡입 압력으로부터 토출 압력까지 순간적으로 상승하여 곧바로 압력의 최대치를 나타낸다. 85°에 걸친 토출구간을 종료하기 직전에 토출압력 평균치를 훨씬 상회하는 압력 최대치를 나타낸 다음 곧바로 급격하게 흡입 압력까지 하강하게 된다. 계속해서 흡입구간 95°에서는 구간 전체를 통하여 게이지 압력 0으로 일정한 값을 유지한다. 베인의 전방실 압력에 이어 일정각 뒤늦게(36°) 유사한 압력 파형을 나타내는 것이 베인 후방실의 압력 P_1 이며, 이 파형은 주기적인 파형을 보이는 베인 전, 후방실의 압력과는 달리 1회전당 2개의 커다란 파장을 갖고 있으며 10여 개소의 작은 압력 최대치를 나타내고 있다. 베인 저면부의 압력 P_4 는 베인 후방실의 압력 P_3 와 동일 위상을 갖고 있으며 파형의 진동 형태도 거의 비슷한 모습을 나타내고 있다. 펌프의 회전 속도가 증가함에 따라 4개의 압력파형 전부가 큰 변동 압력 성분을 갖게되며, 작은 변동의 수 또한 증가하게



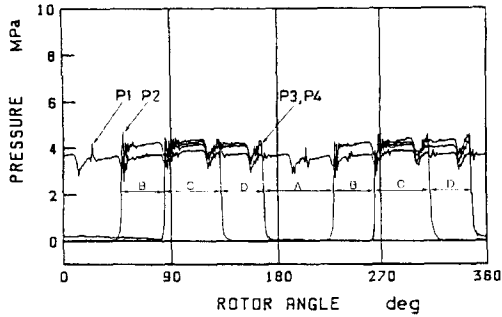
- P_1 : Pressure of intravane chamber
- P_2 : Pressure of leading chamber
- P_3 : Pressure of trailing chamber
- P_4 : Pressure of under vane chamber

- 1. Camring 2. Intravane 3. Sideplate
- 4. Rotor 5. Vane

Fig. 4. Pressure of 4 chambers around the vane.



(a) 600 rpm



(b) 1000 rpm

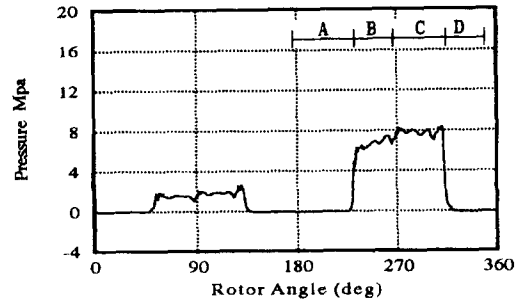
A : Suction port C : Delivery port
B : Large arc region D : Small arc region

Fig. 7. Influence of rotating speed (Delivery pressure: 4 MPa).

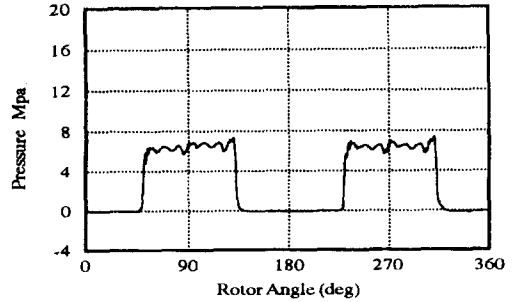
된다. 베인 전, 후실 및 저면부의 압력 파형은 회전 속도에 관계없이 로터각도 3°로써 주기적인 상승, 하강을 보이며 일정한 모양을 나타낸다. 토출포트의 개시점에서 압력은 순간적으로 최대값을 나타내며 그 압력이 일정치로 감소할 때까지의 구간은 회전 속도의 증가와 더불어 증대하는 경향을 나타내어 600 rpm에서는 로터각 6°, 1000 rpm에서는 13°로 나타난다. 최대치 직후의 자유 진동적 압력의 진폭도 600 rpm에서는 1 Mpa이나 1000 rpm에서는 2 Mpa까지 증가하여 회전속도의 영향이 현저함을 알 수 있다.

3-2. 비정상 부하가 작용할 경우

유압 베인펌프에 비정상 부하가 작용할 경우, 펌프의 토출압력에 의한 베인 주위의 비정상 압력 파형을 파악하기 위하여 펌프의 회전수 800 rpm에서 부하를 0 Mpa에서 7 Mpa까지 전자 릴리프밸브를 이용하여 순간적으로 변동 부하를 작용시켰을 때의 베인전실의 토출압력 파형의 변화 내용을 Fig. 8에서 보여주고 있다. (a)의 경우는 순간 변동 부하가 작용하였을 때의



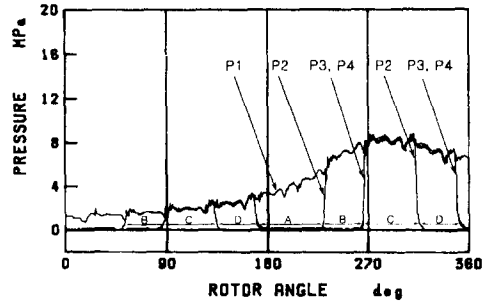
(a) First Cycle



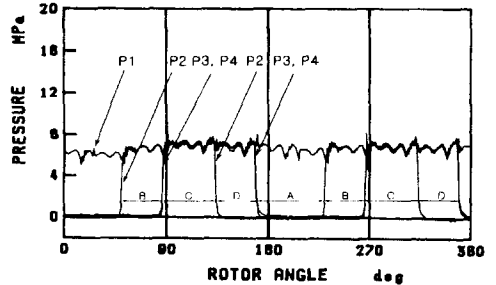
(b) Second Cycle

(Rotating speed : 800rpm, Delivery pressure 0 → 7MPa)

Fig. 8. Pressure distribution (P2 only).



(a) First Cycle

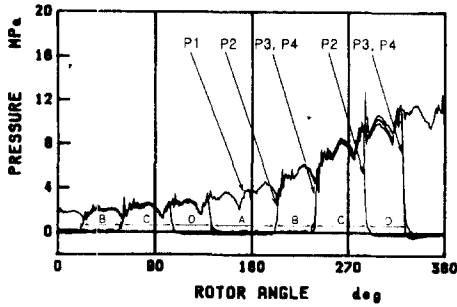


(b) Second Cycle

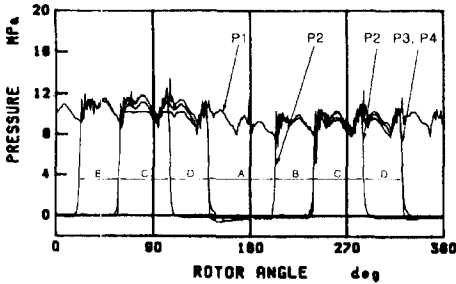
A : Suction port C : Delivery port
B : Large arc region D : Small arc region

(Rotating speed : 800rpm, Delivery pressure 0 → 7MPa)

Fig. 9. Pressure distribution.



(a) First Cycle



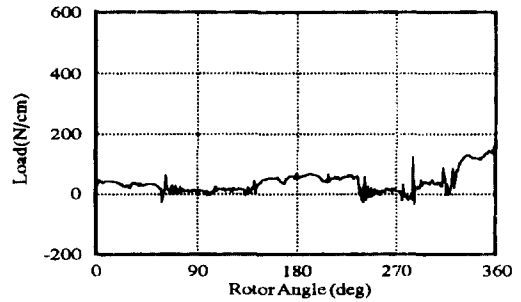
(b) Second Cycle

A : Suction port C : Delivery port
B : Large arc region D : Small arc region

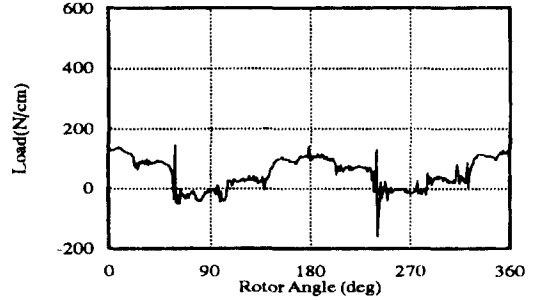
(Rotating speed : 1200rpm, Delivery pressure 0 → 10MPa)

Fig. 10. Pressure distribution.

제1회전째의 압력 파형이며 (b)의 경우는 제2회전째의 압력파형이다. Fig. 9는 Fig. 8의 조건에서의 베인 주위 4개소의 압력 전부를 위상차를 보이며 동시에 보여주고 있다. 그림에서 보면 변동 하중의 설정 목표치를 7 Mpa로 하였으나 압력 최고치가 8 Mpa까지 상승하여 설정 토출 압력에 비하여 약 110%에 달함을 알 수 있다. 이 경우 인트라베인실의 압력 P_1 이 펌프 토출구의 압력과 거의 비슷한 값을 보이는데 각도 0°에서 130°까지 준비 단계로 원만한 상승 곡선을 그리면서 증가하다가 130°에서 240°까지는 급격히 최고압까지 상승하는 현상을 나타낸다. 최고치를 보인 후 240°에서 제2회전의 45°까지 약 165° 구간을 거의 동일한 압력 값을 보이다가 그 이후 설정 압력으로 정상적으로 하향 회복되는 현상을 보이고 있다. Fig. 10에는 펌프의 회전수가 1200 rpm에서 부하를 0 Mpa에서 10 Mpa까지의 변동 부하를 순간적으로 작용시켰을 때 각 위치에서의 압력 파형의 변화를 나타내었다. Fig. 9의 경우와 비슷한 양상을 보이나 회전수의 증가에 따라 각 베인실이 토출포트로 열리는 순간 압력 강하하는 정도가 크게 차이남을 알 수 있다. 설정



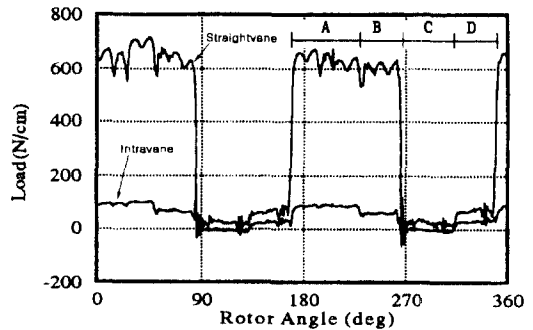
(a) First Cycle



(b) Second Cycle

(Rotating speed : 1200rpm, Delivery pressure 0 → 10MPa)

Fig. 11. Acting load of vane on the camring.



(Rotating speed : 1200rpm, Delivery pressure : 10MPa)

Fig. 12. Acting load of vane on the camring. (Rotating speed: 1200 rpm, Delivery pressure 0 → 10 MPa)

초기 압력 구간(0~180°)에서는 변동폭이 거의 100%에 근접하는 심한 압력 맥동을 보임을 알 수 있다. 따라서 고속 회전시 변동 부하폭을 크게 하는 것은 압력 유량 맥동의 증가를 가져와 심한 불안전 현상이 나타날 수 있음을 보여주고 있다. 이상의 P_1 에서 P_4 까지 4개소의 압력을 연속적으로 또한 동시에 측정하여 캠링에 대한 베인의 수직 작용력으로 환산한 값을 Fig. 11에 나타내었다. (a)는 회전수 1200 rpm에서 토출압

력을 $0 \rightarrow 10 \text{ MPa}$ 로 순간적으로 변화시켰을 때의 1회전째에 해당하는 과도적인 동적 부하 구간의 확산된 수직 작용력값이다. (b)는 (a)와 같은 조건에서 펌프의 2회전째에 해당하는 부분으로서 정적 부하가 작용하고 있는 상태에서 베인의 수직 작용력을 보여주고 있다. 그림에서 보면 대원호구간에서 토출포트로 열리는 순간에 최고압으로 인한 고하중이 작용함을 알 수 있는데, 이 부분에 있어 노치와 같은 압력피크의 감쇄기구나 기하학적으로 대원호구간의 체적을 감소시켜 예압축을 형성하는 등의 흡입압력과 토출압력의 순간적인 차압 감소기구의 고안이 요구된다. Fig. 12는 Fig. 11의 (b)와 동일한 조건으로 운전할 때, 인트라베인형과 스트레이트베인형 펌프에서의 수직 작용력을 비교하여 보여주고 있다. 그림에서도 알 수 있듯이 스트레이트베인 형식을 사용할 경우 고압화에 크게 제약을 받을 것이 분명하며, 따라서 펌프의 고압화에 있어서 인트라베인과 같은 베인기구의 채용이 필연적이라 하겠다.

4. 결 론

1. 인트라베인식 압력평형형 베인 펌프에 비정상 부하가 작용할 경우, 베인 주위 4개소의 펌프내부 비정상 압력을 동시에 연속적으로 측정하여(운전조건 회전수 $400 \sim 1200 \text{ rpm}$, 토출압력 $0 \rightarrow 4 \text{ Mpa}$, $0 \rightarrow 7 \text{ Mpa}$, $0 \rightarrow 10 \text{ Mpa}$) 유압 베인 펌프의 성능해석에 필요한 데이터를 얻는 실험적 수법을 확립하였다.

2. 동일한 설정 부하 압력에 대하여 각 특정점에서의 압력 최고값은 회전수에 관계없이 거의 일정하나, 토출 포트에 베인실이 열리는 순간의 압력 상승은 회전수의 증가에 따라 현저히 증대되며 특히 설정압 초기치 부근에서의 하강 변동폭이 설정압력에 거의

100%에 도달함을 알 수 있었다.

3. 변동 부하가 작용할 경우 설정부하에 대한 최고 토출압력을 예측할 수 있는 자료를 제공함과 동시에 베인 주위 각 측정점에서의 압력변화 현상과 각 측정점들 간의 압력 동기화 과정을 추정할 수 있는 자료를 얻었다.

참 고 문 헌

1. Bech, W.D., Stein, R.A. and Eibling, J.A., "Design for Minimum Friction in Rotary-Vane Refrigeration Compressors," Trans. ASHRAE, Vol.72, Part.1, pp. 190-197, 1966.
2. Edwards, T.C and McDonald, A.T., "Analysis of Mechanical Friction in Rotary Vane Machines," Proc compressor tech. conf. Purdue Univ. Indiana, pp.250-262, 1972.
3. H.Ueno., "Contact Vane and Camring in Vane Pump," Journal of JHPS. Vol.14, No.1, p.10, 1983.
4. Karmel, A.M., "A Study of the Internal Forces in a Variable-Displacement Vane-Pump Part 1: A Theoretical Analysis," Trans ASME, Vol.108, No.2, pp.227~232, 1986.
5. H. Ueno., A. Okajima, "Detachment of Vanes from a Camring in a Vane Pump," Trans. JSME. Vol.52, No. 447, p.2152, 1986.
6. K. Ujiie, T. Nishino, "Reduction of Friction Torque at Vane-Tip in Rotary-Vane Vacuum Pump," Journal of JHPS. Vol.14, No.1, p.86, 1983.
7. 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.