

노치 영역에서 유체 관성을 고려한 압력 평형형 베인 펌프의 압력 상승에 관한 연구

조명래, 한동철*, 문호지**, 박민호**, 배홍용**

서울대학교 대학원

*서울대학교 기계설계학과

**만도기계 중앙 연구소

A Study on the Pressure Rising Considered Fluid Inertia in the Notch Area of Balanced Type Vane Pump

M. R. Cho, D. C. Han*, H. J. Moon**, M. H. Park**, H. Y. Bhae**

Graduate School, Seoul National University

**Department of Mechanical Design & Production Engineering
Seoul National University*

***Mando Machinery Corp., Research & Development Center*

Abstract—This paper reports on theoretical study of the pressure overshoot in the delivery ports and pressure rising within balanced type vane pump. Pressure overshoot occur due to the accelerated fluid through the notch, so, result in pressure ripple, flow ripple, and noise. For calculating the pressure rising and fluctuations of pressure, we have modeled mathematically used continuity equation based on compressibility and momentum equation considered fluid inertia in the notch, and analyzed simultaneously. As a results of analysis, we have found oscillation of pressure and compression chamber pressure depend on the rotational speeds, bulk modulus of working fluid, notches, number of vane and camring. Using the model, notches have been shown to be important design factor in relaxing the rapid pressure rising and reducing the amplitudes of pressure overshoot.

Key word : vane pump, overshoot, notch, fluid inertia, oscillation

1. 서론

압력 평형형 베인 펌프는 소형, 경량이면서 높은 출력을 낼 수 있으므로 일반적인 유압 시스템에 널리 사용되고 있다. 그러나 베인 펌프가 고속, 고압화 되면서 베인실 내의 캐비테이션(cavitation) 및 압력 맥동 현상 등의 문제점이

발생함에 따라 다른 펌프에 비하여 토출 압력의 맥동을 줄이는 것이 필요하다. 이러한 압력 맥동은 유체 소음, 구조물 소음 및 공기 소음으로 변환되어 소음 발생의 주요 원인이 되고 있다.⁽¹⁾ 압력 맥동 현상은 흡입 압력으로부터 토출 압력 으로의 급격한 압력 상승에 따른 토출 유량의 맥동에 기인하며⁽²⁾, 특히 작동 유체가 불완전 압

축 상태로 토출구를 통과할 때 토출구로부터의 급격한 역류가 발생하여 상당히 높은 충격 펄스가 유발되어 생기는 것으로 캠링의 형상, 베인의 수, 포트의 개폐 타이밍, 노치 등에 의해 크게 영향을 받는다. 따라서 이러한 압력 맥동을 줄이기 위해 많은 연구가 이루어져 왔다. Kojima⁽³⁾는 압력 평형형 베인 펌프의 압력 맥동에 대한 연구를 통해 베인 펌프에서의 압력 맥동은 세 가지 압력의 진동으로 구성되어 있음을 밝혔고, 原因⁽⁴⁾은 축판의 형상, 노치의 크기에 따른 압력 상승의 관계를 이론 해석 및 실험을 통해 비교하고 캐비테이션 발생시 소음의 급격한 증가와 압력 상승과의 관계를 규명한 바 있고, Dickinson⁽¹⁾은 유량 맥동에 대한 실험 및 해석을 통해 유체 소음에 미치는 영향을 연구한 바 있다. 국내에서는 정⁽⁵⁾이 인트라 베인식 베인 펌프에서의 압력 특성을 측정 한 바 있다. 그러나 이상의 연구는 주로 압력 맥동 현상이 소음에 미치는 영향에 치중되어 있을 뿐, 압력 맥동에 대한 이론 해석 역시 미미한 실정이며 각 설계 변수들이 압력 상승 및 맥동에 미치는 영향 등에 대한 평가는 이루어지지 않고 있다.

따라서 본 연구에서는 압력 상승 과정에 대한 해석시 노치부를 통과하는 유체의 관성을 고려함으로써 압력 상승 및 압력 맥동 현상에 대해 해석하고 축판 및 노치 등 펌프의 형상과 작동 조건 등이 압력 맥동 특성에 미치는 영향을 파악함으로써 맥동 및 소음이 없는 베인 펌프 설계에 응용하고자 한다.

2. 이론적 연구

2.1 압력 상승 과정에 대한 연구

Fig.1에는 압력 평형형 베인 펌프의 개략도를 나타내었다. Fig.1에 나타난 것처럼 2매의 베인과 캠링, 로터에 의해 형성되는 베인실은 흡입부로부터 작동 유체를 흡입한 후 로터의 회전 에 따라 토출부로 이동한다. 이 때 토출부로부터 고압의 작동유가 유입되어 베인실 내의 압력은 흡입 압력으로부터 토출 압력으로 급격히 상승한

다. 이 때 상승 압력의 구배가 크면 진동 및 소음의 원인이 되므로 Fig.1에 나타난 것처럼 축판의 토출부 시작부에 노치를 두어 토출부의 개구 초기에 유효 유동 면적을 점진적으로 증가시킴으로써 완만한 압력 상승 곡선이 얻어지도록 하고 있다. Fig.2와 같이 2매의 베인과 로터 캠링에 의해 형성되는 검사 체적에 대해 오일의 압축성을 가정하고 유량의 연속 방정식을 적용하면 로터가 θ 만큼 회전했을 때의 유량 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\beta}{V} \left(-\frac{dV}{dt} + Q_d - Q_s - Q_l \right) \quad (1)$$

여기서 β 는 작동 유체의 압축율(bulk modulus)를 나타내고 V 는 검사 체적의 부피를 나타내며 Q_s , Q_d 는 흡입, 토출부를 통해 유입, 유출되는 유량으로써 다음과 같이 정의된다.

$$Q_{d,s} = CA_{d,s} \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{d,s} - P| \operatorname{sgn}(P_{d,s} - P)} \quad (2)$$

A_s, A_d 는 흡입, 토출 포트의 개구 면적, C 는 유량 계수로 보통 0.7의 값을 가지며 F 는 검사 체적 내의 압력을 나타낸다. 식(1)에서 Q_l 은 각 틈새를 통한 누설 유량을 나타낸다.

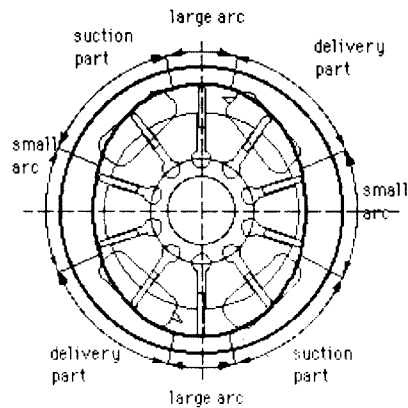


Fig.1 Schematic diagram of balanced type vane pump

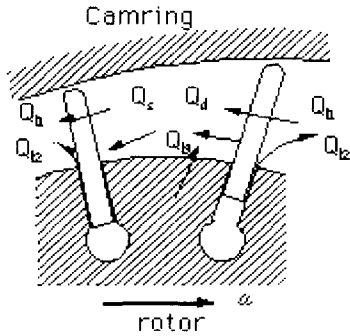


Fig.2 Configuration of Compression chamber in the vane pump

Fig.3에는 베인실의 압력 상승과정에 대한 해석 결과를 나타내었다. 기존의 연구 결과와 매우 유사한 압력 상승 특성을 보임을 알 수 있다.

Fig.3에서 a-b구간은 흡입 과정의 끝부분에서의 베인실 내의 압력을 나타낸다. 고속 조건에서는 베인실 내부의 압력이 흡입 압력 이하로 떨어지는 언더슈트(undershoot)현상을 보이는데 언더슈트의 양이 커지면 캐비테이션(cavitation) 현상을 일으키게 되고 이것이 소음의 주 원인이 된다. b-c구간에서는 토출부의 노치 단면적이 증가하면서 베인실 내의 압력이 급상승함을 보여준다. 베인실 내의 유체는 토출부를 통해 베인실로 유입되는 역류에 의해 압축되는데 토출부의 단면적을 서서히 증가시키므로서 역류의 양을 줄일 수 있고 완만한 압력 상승 곡선을 얻을 수 있다. 압력 상승은 노치부가 끝나기 전 c지점에서 완료되며 c-d영역을 거쳐 베인실 내의 압력이 토출측의 압력과 동일하게 된다.

2.2 노치부에서의 유체 관성을 고려한 해석

베인실내부의 압력을 측정한 기존의 연구결과⁽⁵⁾에 의하면 토출부의 노치부에서 베인실 내의 압력이 토출 압력 이상으로 상승하는 오버슈트(overshoot) 현상이 발생함을 알 수 있다. 그러나 앞에서 서술한 이론 해석으로는 토출 측에서 발생하는 압력 변동을 예측할 수는 없다.

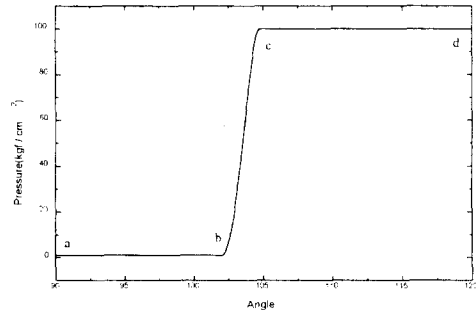


Fig.3 Simulated result of chamber pressure

Edge^(6,7) 등은 피스톤 펌프의 포트 플레이트(port plate)의 그루브(groove) 내에서 유체 관성의 효과가 실린더 내 압력 변동에 영향을 미침을 발견했다. 즉 실린더에서 그루브를 통해 유출되는 동안 유동은 층류 유동이 아니라 그루브 벽으로부터 어느 정도의 유체의 박리 현상이 일어나고 이것이 제트 유동을 형성한다는 것이다. 아울러 그루브가 제트 유동의 형성 유무에 매우 중요한 영향을 미침을 밝혔다. 피스톤 펌프에서의 그루브는 베인 펌프에서의 노치와 동일한 역할을 수행한다.

따라서 베인 펌프에서 발생하는 압력 맥동 현상을 고려하기 위해서는 유체의 관성이 고려된 해석이 이루어져야 한다. Fig.4에는 토출부의 노치부에서의 유동 현상에 대한 개략도를 나타내었다. 노치부를 통과하는 비정상 상태 유동을 해석하기 위해서는 오리피스 효과와 유체의 운동량 변화에 따른 압력 차가 각각 해석되어져야 한다.

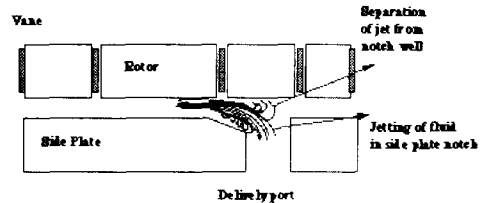


Fig.4 Configuration of flow in side plate notch

본 연구에서는 Edge^(6,7) 등의 연구 결과를 베인 펌프에 적용하였다. Fig(5)에는 노치부에서 유체의 관성 효과를 고려하기 위한 베인과 노치부의 위치 관계 및 유체의 미소 요소에 대한 개략도를 나타내었다.

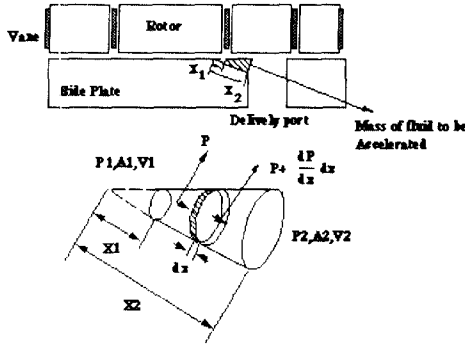


Fig.5 Detail of element of fluid in notch area

Fig(5)에서 유체의 미소 요소를 통한 압력 및 운동량의 변화에 따른 힘의 평형을 고려하면 다음과 같다.

$$a \frac{\partial P}{\partial x} \cdot \delta x = m(v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t}) \quad (3)$$

여기서 유체의 질량 $m = \rho a \delta x$ 이므로 식(3)은 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \rho(v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t}) \quad (4)$$

이때 미소 요소의 단면을 통과하는 유량 $Q = a \cdot v$ 이므로 미소 요소를 통과하는 유체의 가속도는 다음과 같다.

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{a} \dot{Q} \quad (5)$$

따라서 식(4)는 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \rho v \frac{\partial v}{\partial x} + \rho \frac{\dot{Q}}{a} \quad (6)$$

따라서 유체를 비압축성이라 가정하고 노치 영역에 걸쳐 적분하면 노치부를 통해 유체를 가속시키는 압력차는 다음과 같이 된다.

$$\Delta P_1 = \rho \dot{Q} \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a} dx + \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) \quad (7)$$

그리고 압축실과 토출 포트의 압력 손실은 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta P_2 = \frac{\rho Q^2}{2C_n^2 a^2} \quad (8)$$

따라서 압축실에서 노치부를 통한 토출 포트로의 전체 압력 손실은 다음과 같이 정의 된다

$$\Delta P_T = \frac{\rho Q^2}{2C_n^2 A^2} + \rho \dot{Q} \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a} dx + \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) \quad (9)$$

Helgestad⁽⁸⁾에 의하면 식(9)에서 오른쪽 세 번째 항이 압력의 변동에 미치는 영향은 작으므로 무시하면 식(9)는 다음과 같이 된다.

$$\Delta P_T = \frac{\rho Q^2}{2C_n^2 A^2} + \rho \dot{Q} \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a} dx \quad (10)$$

따라서 베인이 노치부를 지날 때 노치부를 통과하는 미소 유량의 변화에 관한 미분 방정식은 다음과 같은 형태로 표현된다.

$$\dot{Q} = \left(\frac{\Delta P_T}{\rho} - \frac{Q^2}{2C_n^2 A^2} \right) / \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a} dx \quad (11)$$

식(11)에서 a 는 노치부의 수직 단면적, A 는 베인이 노치부의 x_1 지점에 있을 때 토출부의 개구 면적을 나타내고 x_2 는 제트 유동이 끝나는 지점을 나타낸다. ΔP_T 는 베인실과 토출 측의 압력 차로 식(2)에서 구할 수 있다. 수치 해석은 베인이 노치부를 만나기 전까지는 식(1)을 풀고 노치부를 통과하는 동안은 식(1)과 식(11)을 동시에 푼다. Fig.6에는 유체 관성의 효과를 고려

한 해석 결과를 고려하지 않은 경우와 비교하여 나타내었다. 유체 관성을 고려한 경우 토출부에서 토출 압력으로 상승 후 베인실 내의 압력이 토출 압력 이상으로 상승하는 오버슈트(overshoot)현상 및 압력의 진동이 나타남을 알 수 있다.

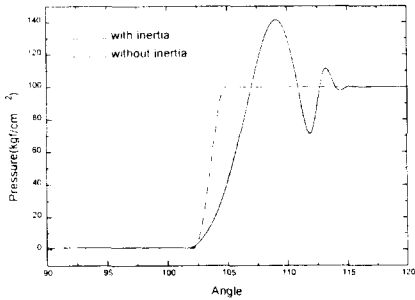


Fig.6 Comparative results of with and without fluid inertia effect in notch

3. 해석 결과

식(1)과 (3)을 토대로 베인실 내의 압력에 대한 해석을 수행하였을 때 베인 펌프의 작동 조건 및 각 설계 변수가 압력 상승 및 압력의 진동에 미치는 영향을 아래에 나타내었다.

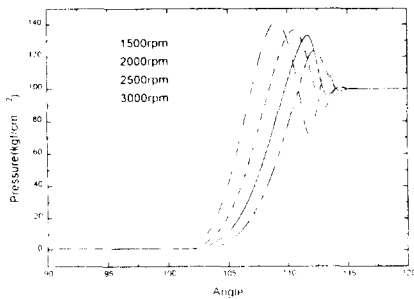


Fig.7 Rotational speed effects on chamber pressure

3.1 회전 속도의 영향

Fig.7에는 로터의 회전 속도에 따른 해석 결과를 나타내었다. 로터의 회전 속도를 제외한 작동 조건 및 펌프의 기하학적 조건은 동일하다.

로터의 회전 속도의 증가와 더불어 압력 상승이 완화된다고 있고 압력의 진동 폭 역시 줄어들 수 있다. 이는 회전 속도가 느릴수록 베인실의 회전 거리가 길어지고, 회전 속도가 빠를 때 보다 더 많은 작동 유체의 유입되므로 압력 상승이 급격해진다.

3.2 작동 유체의 압축율의 영향

Fig.8에는 작동 유체의 압축율(bulk modulus)에 따른 해석 결과를 나타내었다. 작동 유체의 압축율이 큰 case2의 경우 완만한 압력 상승 결과를 나타내나 압력의 진동 폭은 다소 증가하는 경향을 나타낸다.

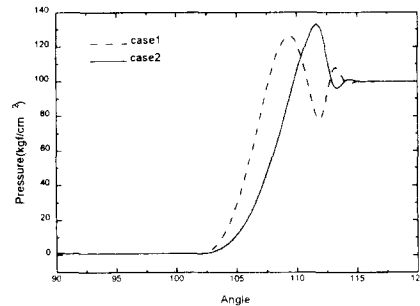


Fig.8 Bulk modulus effects on chamber pressure

3.3 노치 길이의 영향

Fig.9에는 측판(valve plate)에서 노치부의 개략도를 나타내었다. 그림에서 l_n 은 노치부의 길이, θ_n 는 노치의 각도를, θ_t 는 노치의 깊이 방향 경사각을 나타낸다.

Fig.10에는 노치의 길이에 따른 압력 상승 결

과를 나타내었다. l_{n1} 에서 l_{n4} 의 경우로 갈수록 노치부의 길이가 짧아지며 노치부의 단면적 변화율 및 깊이는 각각의 경우 동일하다.

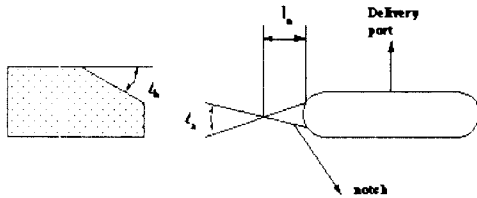


Fig.9 Schematic diagram of notch

노치부의 길이가 길수록 로터의 회전에 따라 토출부에 도달하는 베인실의 회전 길이가 짧아지므로 압력 상승의 종료점이 다소 앞으로 당겨지며, 상대적인 노치의 개구 면적이 크므로 베인실로 유입되는 작동 유체의 유량이 증가하여 오버슈트 커지게 된다. 긴 노치부의 경우 단면적 변화량을 줄임으로서 압력 상승을 완만히 할 수 있고 오버슈트(overshoot) 역시 줄일 수 있을 것으로 생각된다.

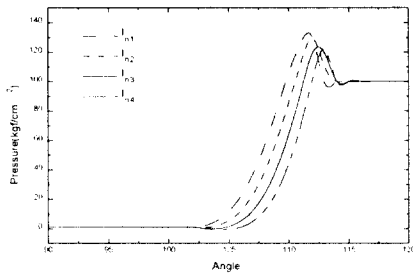


Fig.10 Notch length effects on chamber pressure

3.4 토출측 노치부 개구 단면적의 영향

Fig.11에는 노치의 단면적 크기에 따른 압력 상승 및 진동 결과를 나타내었다. θ_{a1} 에서 θ_{a3} 으로 갈수록 노치의 개구 단면적을 결정하는 노치 각도가 작아지서 같은 베인 위치에서 노치

부의 개치부의 개구 면적은 작아진다. 노치의 각도 외의 나머지 작동 조건 및 기하학적 형상은 동일하다. 결과에서 알 수 있듯 노치의 단면적 변화가 작을수록 압력 상승이 완만하며 압력 진동 역시 줄어든다. 노치의 단면적 변화가 작아질수록 토출부로부터 유입되는 역류의 양이 상대적으로 작아지므로 압력 상승이 완만되고 압력의 진동 폭이 줄어드는 것으로 생각된다.

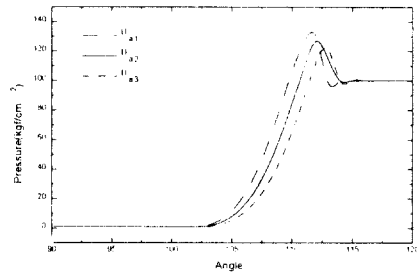


Fig.11 Notch area effects on chamber pressure

3.5 노치 깊이의 영향

Fig.12에는 토출부 노치 부분의 깊이 방향의 경사 각도에 따른 베인실 내 압력 상승 및 압력의 진동에 대한 해석 결과를 나타내었다. θ_{b1} 에서 θ_{b3} 으로 갈수록 경사각이 적은 경우이다. 노치 부분의 개구 면적뿐 아니라 깊이 방향의 단면적 변화 역시 압력 상승에 영향을 미침을 알 수 있다. 깊이 방향의 단면적 변화가 작을수록 압력 상승이 완만하고 진동 폭 역시 줄어드는 경향을 나타낸다. 노치 부의 수직 단면 변화가 완만할수록 노치부를 통과하면서 제트 유동을 형성하는 유량의 변화량이 작아지므로 압력 상승 및 진동 폭이 줄어드는 것으로 생각된다. 따라서 노치 부의 개구 면적 변화량과 깊이 방향의 경사각을 적절히 설계함으로써 압력 상승을 완만시키고 압력의 진동 폭을 줄일 수 있을 것으로 생각된다.

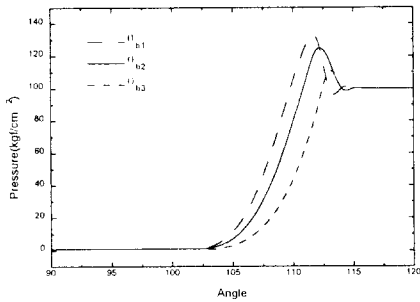


Fig. 12 Notch depth effects on chamber pressure

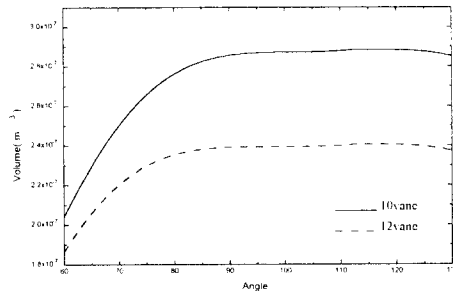
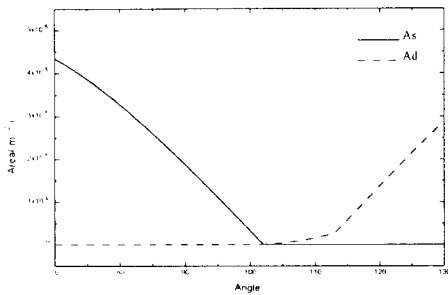
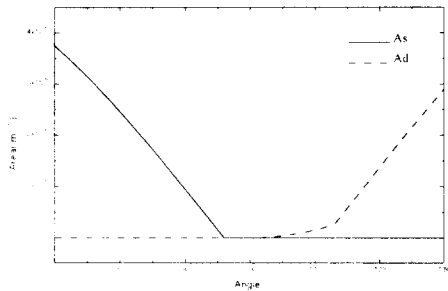


Fig.14 Variations of compression chamber volume with number of vane

3.6 베인 매수의 영향



(a)10vane



(b)12vane

Fig.13 Variations of Suction and delivery port's opening areas with number of vane

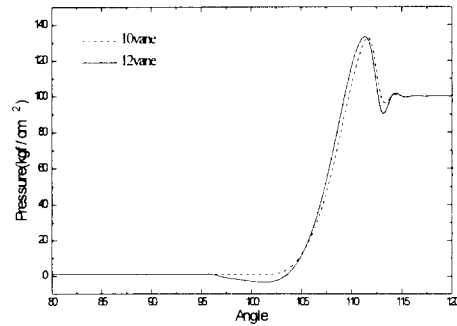


Fig.15 Number of vane effects on chamber pressure

일반적으로 압력 평형형 베인 펌프에서는 하중 및 토크 평형을 위해 짝수개의 베인을 사용하고 있다. 본 해석에 사용된 베인의 개수는 각각 10매, 12매이다. Fig.13,14에는 베인의 매수에 따른 흡입, 토출부의 개구 면적 변화와 베인실의 체적 변화를 각각 나타내었고 Fig.15에는 베인실 내의 압력 변화를 나타내었다.

12매의 베인을 사용했을 경우는 노치부의 길이가 짧을 때와 유사한 결과를 보이는데, 이는 노치부를 만나기 전 흡입 및 토출 유량이 존재하지 않는 구간이 존재하게 되고 베인실의 체적이 상대적으로 작으므로 압력 상승 직전 베인실 내의 압력이 흡입 압력 이하로 떨어지는 캐비테이션 현상이 심하게 일어난다.

原田⁽⁴⁾의 연구 결과에 의하면 흡입부와 토출부의 개구 면적이 동시에 0이 되는 구간이 존재하는 경우 베인실 내의 압력이 흡입 압력 이상으로 올라가는 경우와 이하로 내려가는 경우가 있어 불안정하다고 한다. 12매의 베인을 사용할 경우 토출부의 노치부를 길고 작게 만들어 이런 문제점들을 줄일 수 있을 것으로 생각된다.

4. 결 론

토출부의 노치부를 통과하는 유체의 관성을 고려한 베인실의 압력 상승 과정에 대한 해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 노치부에서의 유체 관성을 고려함으로서 압력 상승 후 베인 실의 압력이 토출 압력보다 높아지는 오버슈트(overshoot)현상을 해석적으로 구할 수 있었다.
2. 로터의 회전 속도가 빠를수록 압력 상승이 완만하고 압력의 진동이 적음을 알 수 있었다.
3. 작동 유체의 압축율이 클수록 압력 상승이 완만하나 압력의 진동 폭은 다소 증가한다.
4. 노치부가 압력 변화에 가장 큰 영향을 미침을 알 수 있었다. 노치부의 길이가 길수록 개구 면적 변화가 작을수록 깊이방향 단면 변화가 작을수록 압력 상승이 완만하며 압력의 진동 폭이 작음을 알 수 있었고 압력 상승을 완만히 하고 진동 폭을 줄일 수 있는 최적의 노치부를 해석을 통해 설계할 수 있음을 알 수 있었다.
5. 베인의 매수가 적을수록 압력 상승이 완만하고 진동 폭이 적음을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

(1) A. L. Dickinson, K. A. Edge, N. Johnson, "Measurement and Prediction of Power Steering Vane

Pump Fluidborne Noise", SAE931294, pp.267-275, 1993.

- (2) 稻熊義治, 中村京市, "베인 펌프의 누설 유량 맥동의 요인에 관한 연구", 유압과 공기압, 제24권, 7호, 1993.
- (3) Kojima E, Shinada. M, Yoshiino. T, "Characteristics of Fluidborne Noise Generated by Fluid Power Pump", Bulletin of JSME, Vol.27, No.225, pp475-482, 1984.
- (4) 原田의 2인, "베인 펌프에 있어서 압력 상승 과정의 연구", 日本油空壓學會 秋期油空壓 講演會 論文集, pp.47-51. 1978.
- (5) J.Y. Jung, K.Kyogoku, T.Nakahara, "Measurement of Dynamic Pressure Around the Vane in an Oil Hydraulic Vane Pump", Trans. JSME. Vol.52, No.447, pp.2152, 1986.
- (6) K. A. Edge, J. Darling, "Cylinder Pressure Transients in Oil Hydraulic Pumps with Sliding Plate Valves", Proc. Instu. Mech. Engrs, Vol.200, No.B1, pp.45-54, 1986.
- (7) K. A. Edge, J. Darling, "The Pumping Dynamics of Swash plate Piston Pumps", Trans. ASME. J. Dyn. Sys. Meas. & Control, Vol.111, 1986.
- (8) Helgestad. B.O., "An investigation of noise emission from an axial piston hydraulic pump", PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Birmingham University, 1967.