

자동차 PS용 베인펌프의 캠곡선 설계

정석훈[†] · 정재연^{†*}

벽성대학 자동차과, *전북대학교 기계항공시스템공학부, 전북대학교 공학연구원

Design for Cam Curve of a Oil Hydraulic Vane Pump for Vehicles' Power Steering System

Seok-Hoon Jung[†] and Jae-Youn Jung^{†*}

Dept. of Automobile, Byuksung College,

*Faculty of Mechanical & Aerospace System Eng., Chonbuk National University
Engineering Research Institution, Chonbuk National University

Abstract – The cam curve of a balance type vane pump consists usually of circular arcs and Archimedes' spirals. However, if they are connected directly together, the curve must have a few discontinuous points of the gradients and the motion of the vanes is no longer smooth. Designing data for an oil hydraulic vane pump used in power steering system were obtained by the acquisition of optimum cam profile data which can be available to reduce noises and vibrations through the minimization of cavitation with the improvement of suctional performance. The performance test is carried on the trial manufactures by measuring the volumetric and the mechanical efficiency. And from that result, maintaining the same characteristic as the conventional one in the relief pressure and noise level, the experimental pump discharges 0.7 l/min and shows nearly 3.5% enhancement in the total efficiency more than the conventional one.

Key words – power steering, vane pump, cam profile, total efficiency, relief pressure.

1. 서 론

최근 산업 현장의 제조 분야에 있어 원동기 용량의 대형화 필요성이 절실함과 아울러 고정밀도 제어가 가능한 시스템의 요구가 필연적인 바, 고성능 유압 펌프의 개발을 앞당겼다. 또한 이러한 고성능 유압펌프의 개발은 제조업 분야에서의 이를 이용한 대형화와 자동화의 실현 수단으로써 뿐만 아니라, 대·소형 건설기계, 자동차, 항공, 공작기계, 선박 등 다양한 분야로 유압 시스템을 도입시켰다. 한편 유압 시스템의 급속한 수요에 따라 이 분야의 핵심 기술에 대한 연구 개발이 그 어느 때보다도 절실하다고 할 수 있다. 그러나 우리나라의 실정을 보면 거의 대부분의 유압 제품들을 외국으로부터 수입에 의존하고 있으며, 더우기 유압 시

스템에서 원동기라 할 수 있는 핵심부분인 유압 펌프 및 모터에 대해서는 기초적인 연구에서부터 제품의 설계 데이터 설정에 이르기까지 아직 국내 수준이 미약하기 이를 데가 없는 것이 현 실정이다. 특히 본 연구의 대상으로 하고 있는 자동차 파워 스티어링 유압 베인펌프만 하더라도 현재 국내 자동차 산업의 발전에 따른 막대한 수요를 갖고 있으며, 앞으로도 더욱 급속하게 그 수요가 증가할 것으로 예상되에도 불구하고, 정작 핵심 부분이라 할 수 있는 카트리리지부에 대해서는 100% 전량 외국으로부터 수입에 의존하는 형편이다. 한편, 베인펌프는 일반적으로 로터, 베인, 캠링, 본체, 그리고 축판 등으로 구성되어 있다[1]. 로터의 주 위에는 방사형으로 가공된 곳을 장방향의 베인이 자유롭게 출입할 수 있도록 되어 있으며, 로터의 회전과 함께 원심력이나, 베인 저면부의 압력 등의 작용에 의해 바깥쪽으로 나가려는 것을 캠링의 내벽에서 베인의 선단을 구속하면서 베인, 로터의 외면, 캠링의 내면 및

[†]주저자 : shjung@mail.byuksung.ac.kr

^{†*}책임저자 : jungjy@moak.chonbuk.ac.kr

측판으로 가두어져 펌프실을 형성하고, 그 크기는 로터의 회전에 따라 넓게 또는 축소된다. 원심력과 베인의 저부에 유도된 토출압력에 의해, 베인선단은 캠링과의 접촉을 유지하게 되나, 흡입 영역에서는 베인에 걸리는 반경 방향으로의 힘은 유압적으로 가장 불평형을 이루게 되어 캠링 벽면으로의 영향이 크게 나타나 마모 및 마찰 손실이 심하게 된다[2]. 따라서, 이러한 형식의 베인을 채용하는 펌프에서는 어느 압력 한계에 적합하게 된다. 한편 이러한 고압화의 한계를 극복하기 위한 방침중 하나가 회전하는 로터에 삽입된 베인이 캠링과 접촉운동을 할 때, 베인의 돌출길이의 변화에 따른 베인의 선속도 변화 및 가속도를 최소로 하는 캠형상이 요구되어지며[3], 이러한 캠곡선은 흡입시의 부압이 걸리지 않을 정도의 충분한 용적이 확보되고, 대원호 구간에서는 토출구간으로의 개방시 급격한 압력상승을 방지하기 위한 예압을 형성하는 압축 곡선의 형상을 유지해야 하는 등 핵심 기술로써 상당히 까다로운 조건을 요구하는 것이다[4,5].

따라서, 본 연구에서는 캠링곡선을 설계한 후 설계 데이터를 근거로 시작품 캠링을 제작하여 기존의 케이싱부와 결합하여 축동력, 체적효율, 기계효율등을 통한 성능 테스트를 행하여 그 각각의 설계 파라미터가 성능에 미치는 영향을 고찰하고자 한다.

2. 캠곡선의 형상과 유량의 변동

Fig. 1과 같은 압력평형형 베인 펌프 캠링의 곡선에 대하여 고찰해보자. 각원호 부분은 36°, 곡선부분은 54°이고 또한 베인의 매수는 10개이다. 이론적으로 맥동이 전혀 발생하지 않는 캠곡선의 설계는 다음과 같이 구성된다.

$$\begin{aligned}
 & -18^\circ \leq \phi < 18^\circ : r=R \\
 & 18^\circ \leq \phi < 72^\circ :
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

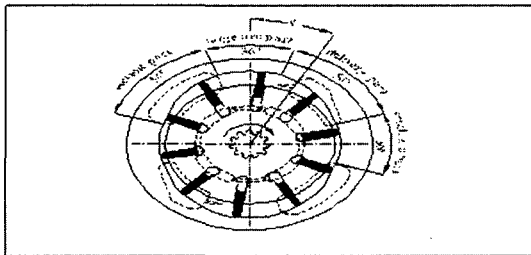


Fig. 1. Schematic of the vane pump.

$$r = R + (R - R') \left[\frac{\phi + 18}{54} - 2 \right]
 \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
 & 72^\circ \leq \phi < 108^\circ : r=R' \\
 & 108^\circ \leq \phi < 162^\circ :
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

$$r = R - (R - R') \left[\frac{\phi + 18}{54} - \frac{1}{2} \right]
 \tag{4}$$

여기에서 ϕ 는 변위각으로 소원호 부분의 시작점으로부터 측정된 것으로 한다. R 및 R' 은 대원호 및 소원호의 반경, r 은 캠곡선의 동경이다. 또한 식 (2), (4)는 아르키메데스 곡선을 나타내는 식이다.

여기까지는 이미 기술했던 바와 같이 대원호구간의 정중양을 0°로 했을 때, ϕ 가 -18°, 18°, 72°, 108°에 있어서 캠곡선이 원활하게 이루어지지 않아 베인의 동경방향의 가속도가 무한대로 되기 때문에 Fig. 2에 나타난 바와 같은 완화곡선을 이용하도록 한다. 그림에 있어, $\phi = -18^\circ$ 를 중심으로 양측으로 ϕ 의 범위를 다음과 같은 곡선으로 접속한다.

$$r = R - \rho_o + \rho
 \tag{5}$$

$$\rho(\theta) = \rho_o \left[\frac{\theta}{2\phi_o} + \frac{1}{\pi} \sin \frac{\pi\theta}{2\phi_o} \right]$$

$$\rho_o = \rho(2\phi_o), \theta = \phi + \phi_o + 18[\text{deg.}]
 \tag{6}$$

다른 접합점에 있어서도, 식(6)과 같은 형의 곡선을 이용하여 접속한다. 이 곡선을 이용하면, 베인의 동경방향의 속도 v 와, 가속도 a 는 각각

$$v = \frac{d\rho}{d\theta} = \frac{\rho_o}{2\phi_o} \left[1 + \cos \frac{\pi\theta}{2\phi_o} \right]
 \tag{7}$$

$$a = \frac{d^2\rho}{d\theta^2} = -\frac{\rho_o}{4\phi_o} 4 \sin \frac{\pi\theta}{2\phi_o}
 \tag{8}$$

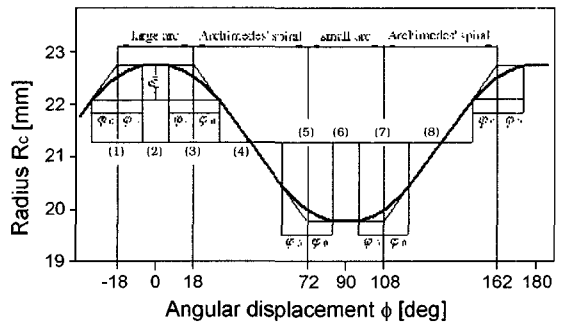


Fig. 2. Cam profiles of the vane pump.

로 되며, 원호와 캠곡선의 접선부 즉 ϕ 가 $-18^\circ, 18^\circ, 72^\circ, 108^\circ$ 의 점에서 가속도가 급격한 변화를 보이므로 베인의 관성력이 순간적으로 변하기 때문에 좋지 않다[6]. $\phi=0, 2\phi_0$ 에서 베인의 속도와 가속도는 각각 다음과 같다.

$$\left[\frac{d\rho}{d\theta}\right]_{\theta=0} = \frac{\rho_0}{\phi_0} \left[\frac{d\rho}{d\theta}\right]_{\phi=2\phi_0} = 0$$

$$\left[\frac{d^2\rho}{d\theta^2}\right]_{\theta=0} = 0, \left[\frac{d^2\rho}{d\theta^2}\right]_{\phi=2\phi_0} = 0 \quad (9)$$

$0 - \phi_0 \leq \phi < 0 + \phi_0$ 의 범위에서 곡선이 원활하게 연결되도록 하기 위해서는, 접합점에서 도함수의 값이 연속이지 않으면 안되는데 이것은 위의 식(1)에서 식(4)의 r 에 대한 ϕ 의 도함수값과 완화곡선 식(6)의 도함수값이 일치함을 의미한다. 따라서

$$\frac{dr}{d\phi} = -\frac{R-R'}{54} = \frac{\rho_0}{\phi_0}$$

$$\frac{dr}{d\phi} = -\frac{R-R'}{54} = \frac{\rho_0}{\phi_0} \quad (10)$$

가 되어 이와 같은 관계를 만족하도록 ρ_0, ϕ_0 를 선정하면 된다. 따라서 캠곡선은 다음과 같은 식으로 정리된다.

$$r = R - \rho_0 \left[1 - \left\{ \frac{\theta}{2\phi_0} + \sin \frac{\pi\theta}{2\phi_0} \right\} \right] \quad (11)$$

Fig. 3에는 완화각 ϕ_0 을 15° 로 하여 본 연구에 의해 수정, 산출한 캠링 프로파일을 보여주고 있다. 그림에서와 같은 본 연구에서 설계한 캠 형상을 보면, 캠곡선부분과 대원호의 접합부분을 완화하여 베인 선단과 캠링간의 간극에서의 누설이 토출포트에 베인실이 진

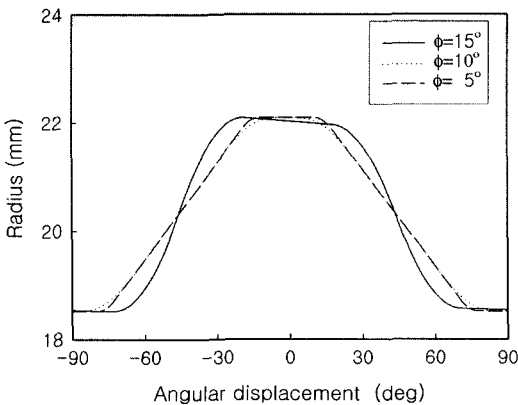


Fig. 3. The cam profile.

입하는동안 발생하는 양들을 고려하고, 또한 토출구간에 들어왔을 때의 작동유의 체적감소 효과를 고려하여 수정한 캠 곡선을 도시한다. 그림에서 아르키메데스 와 선구간의 약 70%에 상당하는 각도구간을 완화하여 곡선을 무리없이 완화시켰다. 또한 흡입포트영역에서 폐입구간으로 진입할 때 충분한 흡입유량을 확보할 수 있도록 배려했다.

3. 실험 방법

Table 1은 기존 도입품과 시작 캠링의 주요치수와 기본 토출량을 비교한 것이다. 시작품의 캠링이 기존의 도입품보다 다소 많은 유량을 토출 할 수 있도록 설계되어있다.

설계된 데이터를 기본으로 하여 제작한 캠링의 모습을 Fig. 4에 나타냈으며, Fig. 5는 시작 캠링을 삽입한 카트리리지부의 형상을 나타낸 것이다.

Table 1. Specification of hydraulic vane pump for the analysis

Item	Specification
Number of vane	10
Displacement	9.6 cm ³ /rev
Radius of camring	Small arc 19.7 mm Large arc 22.7 mm
Radius of rotor	18.5 mm
Width of vane	13 mm
Hight of vane	8 mm
Thickness of vane	1.6 mm
Radius of vane tip	1 mm
Mass of vane	0.1633 g
Pressure of Re'f	5.7 MPa

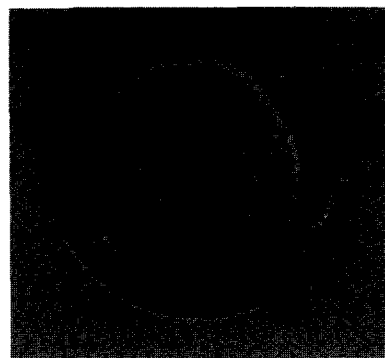


Fig. 4. Photograph of the trial camring.

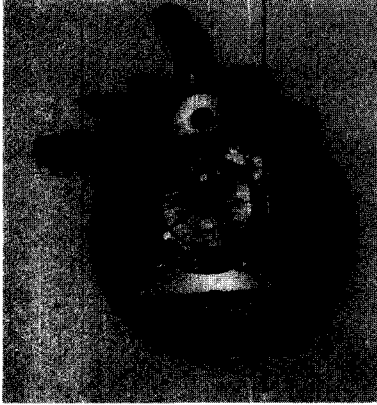


Fig. 5. Photograph of the cartridge section.

이상과 같이 제작한 시작 펌프와 도입 펌프를 통하여 성능을 비교 평가하였다. 펌프를 구동하기 위한 동력전달 장치는, 37 kw 모터를 원동기로 하여 중간에 토크 메터를 장치한 전동축 상에 풀리를 장착하고, 풀리 양단을 축수 베어링으로 지지하도록 하였으며, 이 전동축과 평행하게 테스트 펌프를 설치하여 풀리와 V 벨트를 통한 동력의 전달을 이루게 하였다. 그리고 토크 메터와 전동 축과의 연결은 체인 커플링을 사용하였다.

펌프의 흡입구와 토출구측에는, 각각 흡입압력과 토출압력을 측정할 부압계 와 압력계를 부착하였으며, 토출구측 라인에는 터빈식 유량계를 부착하고 이와 한 조를 이루는 온도, 유량, 압력센서를 통해 데이터를 획득하도록 하였다. 한편 테스트 펌프를 포함한 유압회로의 구성은 작동유가 오일 탱크로부터 필터를 통과하여, 시험용 펌프를 통과한 후, 회로 내의 설정압력을 일정하게 유지시키기 위한 릴리프 밸브에 의하여 부하가 걸리도록 한 다음, 다시 유량계, 열 교환기, 라인 필터 순으로 거쳐 오일 탱크로 되 돌아오도록 하였다. 실험에 사용되어진 작동유는 자동차 파워 스티어링 펌프에 널리 사용되는 DEXRON II를 사용하였다. 본 실험 장치의 개략도를 Fig. 6에 나타냈다. 먼저 모터로부터 펌프에 공급되어지는 기계적에너지 즉, 토크와 회전수의 측정은 토크 메터를 통해서 각각의 아날로그 신호를 검출기를 통하여 AD 컨버터를 거쳐 PC에서 데이터를 처리하도록 하였다. 한편, 토출라인측 작동유의 압력, 유량, 온도들의 데이터들은 터빈식 유량계를 포함한 측정장치(압력 0~200 bar, 유량 3~75 l/min, 온도 -50~200°C)

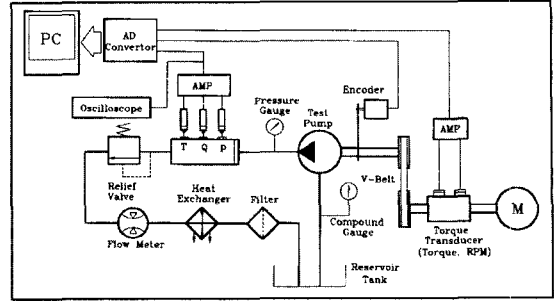


Fig. 6. Schematics of experimental apparatus.

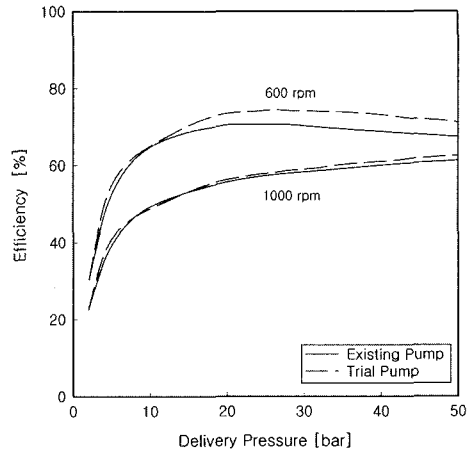


Fig. 7. Variation of total efficiency according to the load.

의 각각의 검출기에서 획득한 아날로그 신호를, 마찬가지로 AD 컨버터를 거쳐 PC에서 데이터를 처리하도록 하였으며, 이와 동시에 디지털 신호로 디스플레이 되도록 하여 신호의 변화를 직접 확인할 수 있도록 하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 7은 펌프의 운전 조건이 작동유 온도 55°C, 회전수를 600 rpm과 1000 rpm으로 하여 도입펌프와 시작품펌프의 효율을 도시한 것이다.

600 rpm의 경우를 보면 토출압력이 10 bar까지는 도입품과 시작품이 거의 일치하며 선형적으로 증가하는 것을 볼 수 있는데, 그 이후부터는 시작품이 도입품보다 거의 3.5% 정도의 간격을 유지하며 더 높은 효율을 보이고 있다. 회전수가 1000 rpm일 경우에는 시작품과 도입품이 거의 0.7% 정도의 미소한 차만을 보이며, 대체적으로 일치하는 형상을 보이고

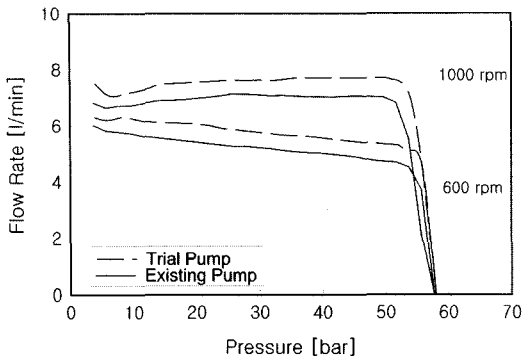
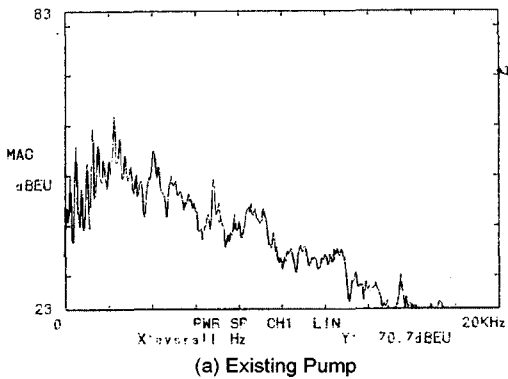
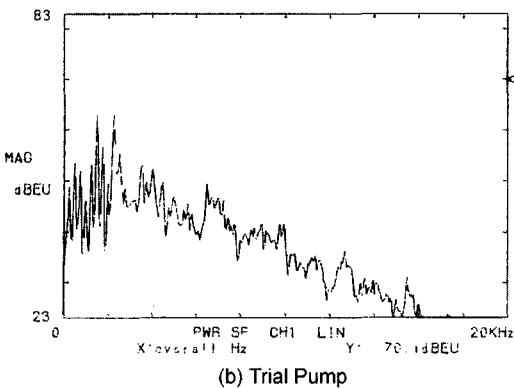


Fig. 8. Variation of flow rate according to the pressure.



(a) Existing Pump

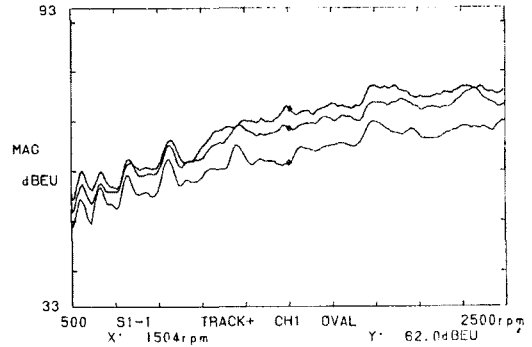


(b) Trial Pump

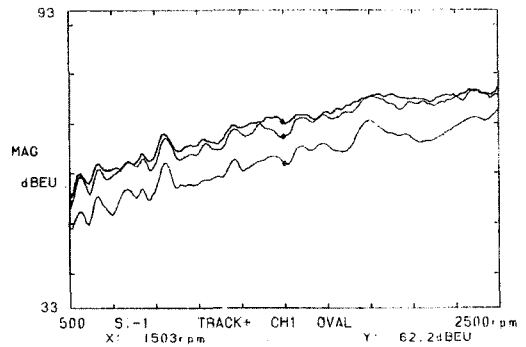
Fig. 9. Characteristics of frequency on fluid-borne noise.

있다.

Fig. 8은 압력변화에 따른 유량특성을 보여주고 있다. 그림에서 보면 회전수를 달리한 운전조건에서 도입품과 시작품이 거의 같은 기울기로 변하고 있으며, 다만 시작품 펌프가 전 압력 구간에 걸쳐 약 0.7//min 정도 더 많은 유량을 배출하고 있음을 알 수 있으며, 도입품과 시작품 펌프 모두 릴리프 압력(57 bar)에서 정확히 유량제어가 이루어져 유량이 0이 됨을 알



(a) Existing Pump



(b) Trial Pump

Fig. 10. Fluid-borne noise spectrum.

수 있다.

한편 Fig. 9는 토출압력 30 bar, 회전수 1500 rpm의 운전 조건에서 도입품 (a)와 시작품 (b)의 주파수 특성을 보여주고 있는데, 그림에서 보면, Zn(베인수 × 회전수)정수배 주파수 성분들이 피크값을 나타내고 있는 것을 알 수 있다.

또한 최대 peak는 9Zn 주파수 성분에서 보이고 있다. (a)와 (b)그림을 비교해 보면 도입품 (a)에 비해 시작품 (b)의 주파수 성분들이 전 주파수 구간에 걸쳐서 대체로 약간씩 낮게 나타나고 있음을 알 수 있다. Fig. 10은 운전부하를 무부하, 30 bar, 릴리프 압(57 bar)의 경우, 회전수의 증가에 따른 소음특성을 도입품 (a)와 시작품 (b)에 대해 도시한 것이다. 각각의 그림에서 가장 높게 나타나는 파형이 릴리프압의 경우이고, 가장 낮은 값이 무부하시의 소음레벨이며 그 중간이 30 bar의 경우를 나타내는데, 도입품과 시작품의 결과가 큰 차를 보이지 않고 근사한 값을 나타내고 있음을 알 수 있다. 또한 전 회전수 범위에 걸쳐 무부하시와 부하작용시의 소음레벨 사이에는 뚜렷한 차를 보이고 있으며, 도입품 (a)의 경우에

거의 1000 rpm까지는 부하가 작용시 부하의 증가에 따라 큰 차이를 보이고 않으며, 시작품 (b)의 경우에는 1500 rpm 이후부터 부하의 증가에 대해 별로 큰 차이를 보이지 않고 있다.

5. 결 론

(1) 토출 구간부분의 캠곡선과 대원호구간의 시작부분을 접속시키는 부분을 이론적으로 해석하여 순간적으로 가속도가 급격하게 증가하지 않도록 하는 캠 형상을 완화 곡선을 이용하여 도출하였다.

(2) 회전수가 600 rpm으로 동일한 운전 조건하에서 토출 유량을 비교해 본 결과, 시작품 펌프가 도입품보다 평균적으로 약 0.7 l/min 정도 많은 양을 배출하였으나, 전 효율을 비교해 보면, 시작품 펌프가 도입품보다 약 3.5%정도 높게 나타나 시작품 펌프의 캠 형상설계가 적절했음을 알 수 있었다.

(3) 동일한 운전조건 하에서 소음 레벨을 측정 비교한 결과, 시작품과 도입품 펌프사이에는 거의 차이가 미미함을 보여 펌프의 용적을 증가시키는데 있어서, 캠

형상에서의 완화곡선의 설계가 적절하였음을 알 수 있었다.

참고 문헌

1. Hirata, M. and Watanabe, H., "Wear in Vane Pump Test," ASLE Trans., Vol. 22, No. 4, p. 342-348, 1978.
2. Saki, 外 2名, "ベン ホンフオ の 摩耗壽命の豫測關する實驗," 日本機械學會論文集, Vol. 46, No. 409, p. 1687-1696, 1980.
3. F. F. Tao and J. K. Appeldoorn, "An Experimental Study of the Wear Caused by Loose Abrasive particles in Oil," ASLE Trans, Vol. 13, No. 3, p. 169, 1970.
4. 日比昭, 日川常雄, "壓力 平衡形 ベンモ-タの 起動 . 低速時のトルク 特性," 日本機械學會集, Vol. 42, No. 356, p. 1167-1174, 1976.
5. 高橋浩爾 · 高橋米秋, "ベンポンプのカム曲線が騒音に及影響," 油壓と空氣壓, Vol. 9 No. 2, p. 46-54, 1977.
6. 上野久儀, 1986, "ベン ホンフオに おけるベンの離間現象," 日本 機械 學會 論文集, Vol. 52, No. 480, p. 2990-2996, 1986.