

# Power Steering 용 유압 베인 펌프의 베인 선단부에서의 마찰특성

## A Friction Characteristics at the Vane Tip of an Oil Hydraulic Vane Pump for Power Steering System

박운성\*, 정석훈\*, 오석형\*\*, 정재연\*\*\*

\* 전북대학교 대학원  
\*\* 군산대학교 기관학과  
\*\*\* 전북대학교 정밀기계공학과

### 1. 서론

유압시스템의 발전에 크게 공헌한 유압베인 펌프는 소형, 경량으로 대출력을 얻을 수 있으며, 구조가 간단하고 수명이 비교적 길며 취급이 용이하기 때문에 토목건설기계, 사출성형기, 금속압출기, 압연설비 등 여러 분야에서 폭넓게 사용되고 있다. 더욱이 근년 들어서는 자동차 조향제동의 유압 원동기로써 비약적인 수요를 차지하고 있다.

덤프트럭등 산업차량에서부터 탑재하기 시작한 Power Steering 은, 대형 상용차 뿐만 아니라 보통의 승용차에도 거의 100 % 에 가깝게 장착되고 있다. Handle 이 부겁게 느껴지는 역전현상에 의해, 근래 들어 소형승용차에 까지 장착이 가속화되고 있다. Power Steering 은 유압식과 전기식으로 나뉘는데, 대부분이 유압식을 채택하고 있으며, 원동기로써 베인펌프를 이용하고 있다. 그런데 자동차용 조향장치에 베인펌프가 원만히 사용되어지기 위해서는 엔진동력에 크게 지장을 주지 않으면서 대출력을 얻을 수 있어야 한다. 또한 자동차 산업의 추세를 보더라도 저소음화는 필수적이다.

따라서 베인펌프가 소형이면서 대출력을 얻기 위해서는 고압화가 필연적인 수밖에 없다. 발생압력이 높아질수록 펌프 접동부의 윤활조건은 더욱 혹독해 지기 때문에 구조상 많은 접동부를 가진 베인펌프는 트라이볼로지( 마찰, 마모, 윤활 )적인 접근이 한층 더 요구되어지고 있다.

여러 접동부 중에서도 마찰 torque 손실과 마모량이 크다는 점에서 특히 문제가 되고 있는 곳이 베인 선단과 캠링 내면간의 접동부이다.

특히 이 부분은 원심력과 베인의 저부에 유도된 토출압력에 의해 베인이 캠링과의 접촉을 유지하게 되나, 흡입영역에서는 베인에 걸리는 반경 방향으로의 힘은 유압적으로 가장 불평형을 이루게 되어 캠링 벽면으로의 영향이 크게 나타나 마모 및 마찰손실이 심하게 된다.

한편 접동부의 마찰, 마모에 관련된 지금까지의 연구동향을 살펴보면, 上野<sup>(1)</sup>는 가변용량형 베인펌프에 관해서 Pumping Mechanism 의 역학계를 해석적으로 규명하였고, 펌프 정상회전수에서의 베인 선단과 캠링간, 베인과 로터간의 마찰 torque 가 전 torque 손실중, 상당한 부분을 점하고 있다는 결론을 도출해 내었다.

氏家<sup>(2)</sup>는 베인형 진공펌프에 관해서 펌프의 각부에서 발생하는 마찰 torque 를 정량적으로 측정 분석하였으며, 계속해서 베인 선단부 마찰 torque 의 저감에 관해 보고하였다.

G.Nonnenmacher<sup>(3)</sup> 는 유압 모터의 시동시 각부에서의 마찰 torque 에 관해 보고하였다. 한편, J.J.Weaver<sup>(4)</sup> 는 펌프의 마모량을 측정하여 작동유의 내마모 성능의 평가를 한 바 있다.

이와 같은 베인형 펌프, 모터 등의 마찰, 마모특성에 관해서 많은 연구가 있었으나, 베인펌프는 구조로부터의 제약이 많기 때문에, 대용량, 고압, 고속화라는 일련의 요구를 만족시키는 것이 쉽지 않아, 그 요구에 부응하기 위해 지금까지의 연구가 내마모성 작동유, 표면처리 기술, 특수 베인기구등의 개발을 중심으로 이루어져 왔다. 그러나, 이러한 것들은 제약에 부딪칠 때마다 필요에 따라 한결같이 경험적으로 이루어졌으며, 측정에 대한 면에서도 동적 조건 하에서의 측정은 거의 없으며, 해석에 관해서도 일반성이 상당히 결여된 상태라 할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 유압 베인펌프의 베인과 캠링간의 접동 모델로써 동적 마찰 실험장

치를 제작하여, 베인 선단의 마찰력을 측정하고 이를 기초로 하여 실기 유압 베인펌프의 베인과 캠링내면간의 접촉부에 관한 마찰특성을 추정하는 것을 목적으로 하였다.

의 접촉상태는, 아래의 그림을 통해서도 알 수 있듯이 원통내접형이다.

## 2. 실험

### 2.1 실험조건

본 연구에서는 베인이 캠링과 접촉하며 상대운동을 하게 될 때의 윤활조건을, 원판 Disk 를 구동시켜 이에 베인을 접촉시키는 상대운동 모델로 구성하였다.

Camring 의 내면을 접촉하며 이동하는 베인에는 다음과 같은 힘들의 조합에 의한 합력(식 1)이 작용하게 된다. 베인의 배압과 선단압에 의한 유압력(식 2)과, 베인의 질량에 의한 관성력(식 3), 그리고 작동유체의 점성에 의한 점성력(식 4)등의 합력이 베인에 작용한다.

$$F_t = F_p + F_n + F_i \quad (1)$$

$$F_p = P_3 \cdot A_3 - P_2 \cdot A_2 - P_1 \cdot A_1 \quad (2)$$

$$F_i = m r \omega^2 \quad (3)$$

$$F_n = \eta \cdot \frac{du}{dy} \cdot A \quad (4)$$

여기서,

- $P_1, P_2, P_3$  : 베인 각부의 압력
- $A_1, A_2$  : 베인 선단접촉선을 경계로 한 곡면부면적
- $\eta$  : 점성계수
- $u$  : 베인의 법선속도
- $A_3$  : 베인 저부 면적
- $m$  : 베인 질량
- $r$  : 베인의 곡률반경
- $\omega$  : 베인의 각속도

Pump 1 회전당 베인에 작용하는 수직작용력을, 실험<sup>(5)</sup>을 통해 얻은 값과 square wave 로 근사화 한 값을 Fig.1 에 나타내었다.

실험의 모델이 된, 공시펌프의 주요 제원을 Table. 1 에, 베인의 형상과, 베인과 캠링과의 접촉상태를 Fig. 2 에 나타내었다. 베인과 캠링

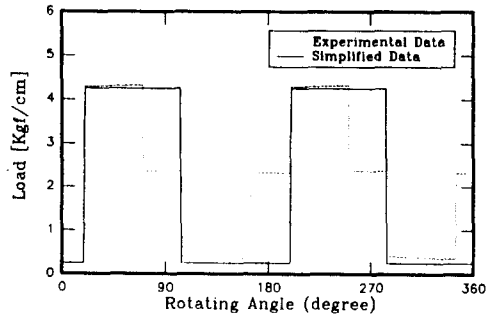


Fig. 1 Normal Force acting Vane

Table. 2 Specification of Vane Pump

항 목	치 수	단 위
베인의 수	10	
Displacement	9.6	cm <sup>3</sup> /rev
캠링의 반경	소원호	18.875 mm
	대원호	22.450 mm
로터의 반경	18.5	mm
베인의 폭 ( B <sub>v</sub> )	13	mm
베인의 높이 ( h <sub>v</sub> )	8	mm
베인의 두께 ( t <sub>v</sub> )	1.6	mm
베인 tip 의 반경	1.0	mm
베인의 질량	1.3	g

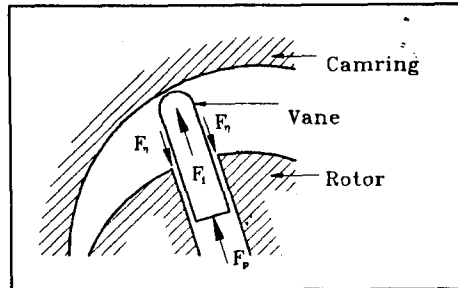


Fig. 2 Contact Condition between Vane and Camring ( Forces acting Vane )

Table. 3

	베 인	캠 링
재 질	SKH-9 ( 고속도강 )	SUJ-2 ( 베어링 강 )
경 도	Hrc 60 ~ 62	Hrc 64 이상
표면조도	3.8 μm R <sub>max</sub>	1.1 μm R <sub>max</sub>

공시펌프가 압력평형형이므로 로터 1 회전당 2 cycle 을 고려한 값이 된다. 예를 들어, 펌프의 회전속도가 1500 rpm 일 경우, 그 주파수는

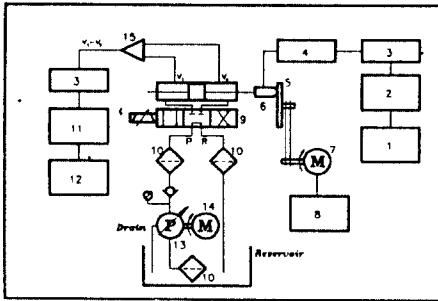
50 Hz 가 된다.

베인과 캠링의 재질, 경도, 표면조도( 설계값 )는 아래의 Table. 2 와 같다.

## 2.2 실험 방법

베인·캠링 접동부의 모델이 되는 동적 마찰 실험장치에 요구되는 것은 실기 베인의 윤활특성을 결정하는 각 요인을 충실하게 재현하는 동시에 마찰력을 정확하게 측정하는 것이다. 이러한 요구를 기본으로 해서 모델장치를 제작하였다.

실험장치의 전체 Block Diagram 을 Fig. 3 에, 장치 본체의 조립도를 Fig. 4 에 나타내었다. 실기의 접동부가 원통 내접형인데 반해, 실험장치는 Pin on Disk 장치로, 직경 200 mm 의 Disk 의 중심으로부터 90 mm 의 위치( Fig. 4 참조 ) 베인이 밀어올려 붙여지는 구조이다.

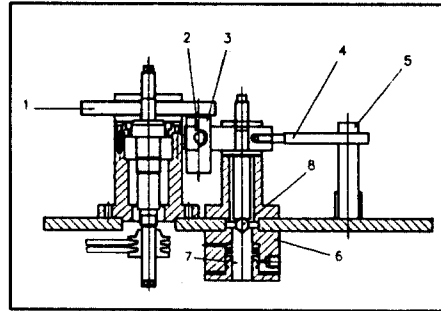


- 1:Personal Computer 2:AD Converter  
 3:Amplifier 4:Load Cell 5:Disk 6:Vane  
 7:Servo Motor 8:Servo Motor Controller  
 9:Servo Valve 10:Filter 11: Servo Valve Controller  
 12:Function Generator 13:Piston Pump  
 14:DC Motor 15: Comparison

Fig. 3 Circuit of Experimental Set

Disk 중심까지의 거리가 90 mm 인데, 베인의 폭이 1.6 mm 로 충분히 작기 때문에, 내외의 원주 속도차는 무시할 수 있다.

한편, 2.1 절의 식들을 토대로 하여 얻어진 베인의 캠링에 대한 수직작용력 값을 베인이 Disk 에 밀어 올려지는 하중값으로 사용하였으며, 구형파( square 파 )로 하중을 가하였다. 설정된 하중은 서어보 밸브에서 유압 Cylinder 내의 압력을 제어함으로써 하중을 가할 수 있다



- 1:Disk 2:Vane 3:Vane Holder 4:Load Lever  
 5:Load Cell 6:Cylinder 7:Cylinder Rod 8:Ball

Figure 4 Assembly of Experimental Set

특 하였다. 본 실험에 사용된 서어보 밸브는 일본 MOOG 제품으로, 정격압력 75 kgf/cm<sup>2</sup>, 정격유량 : 1.4 l/min의 소형, 고품질의 것이다. 또한, 밸브에 작동유를 공급하는 유압 Unit 는 정격유량 14.4 cm<sup>3</sup>/rev , 압력 14~210 bar 의 재원을 갖는 피스톤 펌프를 모터가 구동하도록 하여 구성하였다.( Fig. 3 참조 ) 가해지는 변동하중의 파형, 진폭, 주파수, DC Offset 량은 Function Generator 에 의해 조정되어 진다. 하중은 베인 지지 Arm 에 부착한 Load Cell 에 의해 검출한다. Servo Valve 로의 입력신호에 대한 하중의 신호는, 일반적으로 Servo Amp. 내로 Feed-Back 되어, 그 오차에 비례하는 제어가 가능하기 때문에, 베인에는 설정된 변동하중이 항상 가해진다.

원판 Disk 는 3 kw Servo Motor 에 의해 설정속도로 구동되며, 동시에 베인과 Disk 의 윤활을 위해 실기 베인펌프에서 사용하는 것과 같은 DEXRON II( 41.5 °cSt : 37.5°C, 7.27 cSt : 98.3 °C )가 시료유로써 소형 기어펌프를 통해 공급되도록 하여, 실기 베인 펌프 내에서와 같은 윤활 조건을 형성시켜 주었다. 그리고 베인에 가해지는 하중값의 크기는 베인 지지대에 부착된 Strain Gauge 에 의해 얻어지며, 베인의 선단에 작용하는 마찰 Torque 는 마찰력 검출용 bar 를 통해 Load Cell 로 측정하였다.

이렇게 하여 각각의 센서에서 감지된 신호들은 ADC 를 거쳐서 PC 프로세서에 의해 처리하였다.

한편 Disk 와 베인의 성상은 각각 실기 베인 펌프의 캠링과 베인에 대응하는 것으로 했다( Table. 1 참조 ). 베인은 실기의 것을 그대로 사

용하였다.

### 3. 실험 결과 및 고찰

실험에 의한 Data 처리에 있어서, 결과로써의 파형은 주파수와 진폭, 2 개의 독립된 parameter 를 가진다.

진폭의 평균값을 결과 값으로써 이용하는 경우가 많으나, 본 실험에서는 윤활 조건이 보다 가혹한 최대값을 취해 마찰계수를 계산하였다.

그러나, 하중 주파수가 증가함에 따라, 실험 장치 자체의 고유 진동수에 가깝게 되고, 마찰력의 값을 읽기가 어려워져 40 Hz 까지 실험을 행하였다.

10 Hz, 3.66 Kg/cm, 미끄럼 속도 0.704 m/s 의 조건에서, 입력 하중을 square 파로 했을 경우의 실험 결과를 Fig. 5 에 나타내었다. Fig. 6 은 같은 조건하에서의 입력 하중을 sine 파로 했을 때의 결과이다. 흡입이 시작되는 지점에서 가장 높은 마찰계수의 값을 나타내고 있음을 확인할 수 있다.

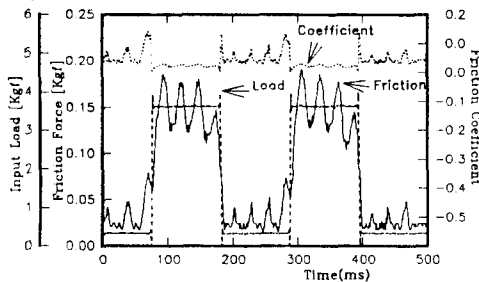


Fig. 5 Characteristics of Friction  
( 10 Hz, Square wave )

마찰력에서 볼 수 있는 작은 맥동들은, 베인을 밀어 올려주는 Cylinder 제어에 사용된 Servo Valve 의 응답특성때문에 발생하는 것으로 생각된다. 마찰계수는 0.05 ~ 0.15 범위의 값을 보이고 있다. 이 조건은 실기 Pump 에서 회전속도 600 rpm, 토출압력 45 kgf/cm<sup>2</sup> 에 상당하는 것이다.

Fig. 7 은 20 Hz, 3.2 Kg/cm 의 조건에서의 결과이다. 주파수가 높아짐에 따라 측정 System 의 특성상, 입력 하중에 대해 마찰력의 지연이 발생하였다. 위 조건은 실기 Pump 에서 회전속

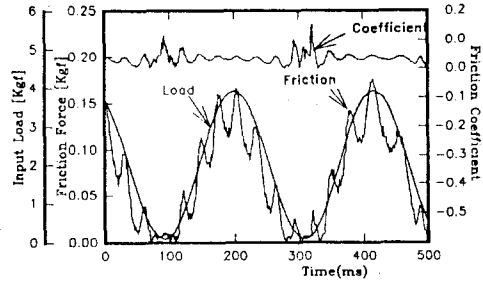


Fig. 6 Characteristics of Friction  
( 10 Hz, Sine wave )

도 1200 rpm, 토출압력 40 kgf/cm<sup>2</sup> 에 상당하는 것이다. 실기 베인 펌프에서 베인은, 토출이 끝나고 흡입이 시작되는 시점에서 가장 심한 하중을 받으면서 캠링과 마찰을 하게 된다는 것은 이미 잘 알려진 사실이다.

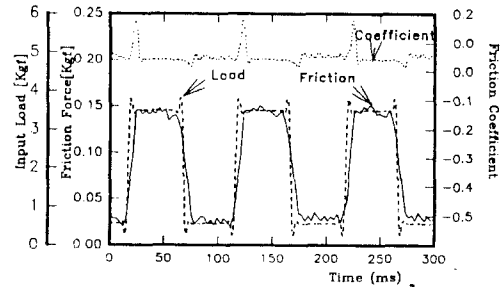


Figure 7 Characteristics of Friction  
( 20 Hz, Square wave )

점동부의 윤활 상태를 추정하기 위한 수단으로써, 일반적으로 Stribeck 선도가 이용된다. 점도  $\eta$  [ Pa·s ], 미끄럼 속도  $u$  [ m/s ], 하중  $W$  [ N ], 베인의 폭  $L$  [ m ] 로 부터 아래의 식과 같이 계산된 무차원량을 x 축에, 마찰력과 하중과의 무차원량인 마찰계수  $\mu$  를 y 축으로 하여 Stribeck 선도를 나타낸다.

$$s \left( = \frac{\eta u}{P_m} \right) = \frac{\eta u L}{W}$$

Fig. 8 은 같은 회전속도에서 하중의 변화에 따른 마찰계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림을 통해 알 수 있듯이 주파수 변화에 상관없이 거의 같은 양상을 보여주고 있으며, 하중이 증가함에 따라 마찰계수의 값도 증가함을 볼 수 있

## 4. 결 론

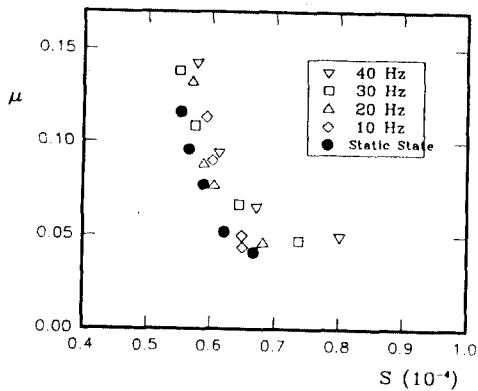


Fig. 8 Variation of Friction Coefficient with Rotating Speed

그림에는 정하중일때의 값도 같이 나타내고 있는데, 정하중일때와 동하중일 경우가 약간의 차이만을 보이고, 거의 같은 양상을 보이고 있음을 알 수 있다.

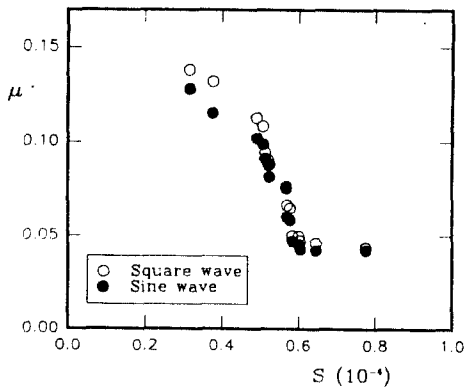


Fig. 9 Variation of Friction Coefficient with Input Load

입력하중의 종류에 따른 마찰계수의 변화를 Fig. 9 에 나타내었다. 입력하중의 종류에 따라 서로 마찰계수 값은 거의 같다.

만약 유효영역이 유체유효영역에 있다라고 한다면, 동하중하에서는 Squeeze 효과가 발생하여, 주파수가 증가할수록, 즉 회전속도가 높을수록 유막두께가 증가하기 때문에 마찰계수는 작아지게 될 것이다.

1. 유압 베인펌프의 베인과 캠링의 접동모델이 되는 동적 마찰실험장치를 제작하여, 베인 선단 접동부의 마찰력을 측정된 결과

(1) 베인 선단부의 유효상태는 유체유효로부터 탄성유체유효로의 천이영역에 있는 것으로 추측할 수 있었다.

(2) 마찰계수는 공시펌프의 운전조건에 경우, 0.05 ~ 0.10 정도가 되는 것을 알 수 있었다.

2. 본 연구에서 취급한 혼합유효영역에 있어서, 동하중하의 마찰특성은, 정하중하의 마찰특성과 그다지 큰 차이는 없었으며, 또한 주파수의 변화에 의해서도 그다지 크게 변화하지 않았고, 주파수의 증가에 따라 마찰계수가 약간 증가하였다.

3. 본 실험결과를 통해, 모델이 된 Power Steering 용 베인 Pump 는 유체유효와 혼합유효 영역에서 구동되고 있음을 알 수 있었다.

## 참고문헌

1. 上野, 베인펌프의 베인과캠링과의接觸, 油壓と空氣壓, 14-1(昭58),10.
2. 氏家康成,西野, 베인型眞空ポンプの摩擦トウクについて,油壓と空氣壓, 第10卷第4號,(昭54-7),pp.47~53.
3. G.Nonnenmacher, Das Anlaufverhalten von Hydromotoren of Sulfur Compounds with Steel Surface During Boundary Lubrication Using S35 as a Tracer, ASLE Trans, 5, (1962), pp.67~74
4. J.J.Weaver, Hydraulic Pump - Wear - Radiotracer Technique, Lub. Eng., 20(1979), pp. 342~348
5. 鄭材鍊 外2, 油壓베인ポンプにおいてベイン周圍の非正常壓力特性, 日本機械學會論文集, 1988, 54(504), pp. 2047~2054