

## Involute 치형을 가진 유압 기어펌프의 릴리프 홈의 위치에 관한 연구

김철호 · 정재연\*

전북대학교 대학원

\*전북대학교 기계공학부, 자동차신기술연구소

### A Study on the Relief Port Position of Oil Hydraulic Gear Pump with Involute Teeth

Cheol-Ho Kim and Jae-Youn Jung\*

\*Graduate School, Chonbuk National University

\*\*Department of Mechanical Engineering and Automobile High  
Technology Research Institute, Chonbuk National University

**Abstract** – It is possible for a volume of fluid to become trapped in the space between two adjoining teeth as the tips of the teeth engage in Gear Pump with involute teeth. This trapped fluid leads to several harmful results, for example fluctuating pressure and aeration of pump. In this study, hence, theoretical and experimental analyses on this ‘Trapping’ were accomplished as using relief port(or escape port), one of the means for avoid it. Also, the grasp and analysis on variational type of the internal pressure in parallel with above experiments are achieved so that hydrodynamic behaviors in pump were contemplated.

**Key words** – Oil hydraulics, gear pump, fluctuating pressure, aeration, trapping, relief port, internal pressure.

#### 1. 서 론

최근 들어, 산업의 각 분야에 있어 기계들의 대형화와 자동화의 실현 수단으로써 유압에 의한 구동이 폭넓게 채용되어지고 있고, 또한 대·소형 건설기계, 산업차량, 항공기, 공작기계, 선박, 철강기계, 농업기계 등 다양한 분야에서도 유압에 의한 구동을 필수적으로 요구하고 있는 실정에 있다.

본 연구의 대상인 기어펌프는 그 구조가 간단하고 가격이 저렴하며 특히 콘테미넌트에 있어서 매우 탁월한 면이 있으나, 발생 압력면에 있어서는 베인식이나 피스톤식을 미치지 못하여 고압화에 대한 노력이 계속 이루어져 왔다. 또한, 자원 및 에너지의 성력화의 일환으로 고압, 고효율화 및 수명의 장수명화 역시 끊임없이 산업계로부터 요구되어져 왔다. 그러나, 이러한 요구들을 만족시키기 위해서는 펌프의 체적효율을 높임과 동시에 펌프의 폐입구간에서의 안정된

압력변화를 유지시키기 위한 릴리프홈의 설정을 하지 않으면 안되나 이들 양자는 상반된 관계에 있기 때문에 문제를 어렵게 하고 있다.

이러한 문제의 근본적 해결을 위해서는 기어펌프 내부의 압력변동을 정확히 연속적으로 측정하지 않으면 안된다. 따라서, 10~20 ms의 매우 짧은 시간 동안에 100 kgf/cm<sup>2</sup> 이상으로 변화하는 기어펌프 내부의 비정상 압력을 연속적으로 측정할 필요가 있다.

기어펌프의 성능향상의 일환으로 그동안 연구되어진 내용으로써는, 인볼류트 치형의 물림울에 의해 발생하는 폐입현상(Trapping)과 그 폐입의 등장에 따른 방지책들에 초점을 맞추어 市川, 廣野, 板谷, 野口, H. Walker 등에 의해 이루어졌는데, 市川은 비틀림각의 조정에 의한 폐입방지책을, 그리고 廣野는 전위에 의한 폐입방지책을 내놓았으며, 野口, H. Walker는 기어의 접촉점을 항상 한점으로 하기 위한 치형의 변화 방법을 제시한 예가 있다[1~8].

그러나, 펌프 내부의 압력을 연속적으로 측정하여 압력의 변화 및 이를 토대로 한 설계 지침을 얻는 연구는 아직 이루어지지 않고 있다. 실질적으로, 기어펌프의 성능과 관련된 체적효율 및 기계효율을 향상시키기 위하여 뿐만 아니라 기어 운동의 역학적 거동을 명확히 하고 소음·진동의 원인 등을 파악하는데 있어서도 각 운전조건에서의 펌프 내부 압력의 변화를 정확히 측정하지 않으면 안된다. 따라서 본 연구에서는 실제 덤프차량용으로 사용되어지고 있는 유압 기어펌프의 기어 및 축의 일부를 개조하여 연속적으로 회전하는 기어 내부에 초소형 압력변환기를 삽입하여 회전과 더불어 이루어지는 펌프 내부의 변화하는 압력을 360° 간 연속적으로 측정하여 릴리프홈의 위치에 따른 기어펌프의 성능에 미치는 영향을 파악하여 고성능 펌프 설계 지침을 확보하고자 하였다.

## 2. 이론적 고찰

### 2-1. 폐입현상

기어의 물림율은 1보다도 크기 때문에, 반드시 2쌍의 이가 맞물리고 있는 기간이 있다. Fig. 1은 폐입개시로부터 폐입종료에 이르기까지의 폐입의 진행 상태를 나타내고 있다.

그 경우 물림에 의하여 갇혀있는 부분의 체적  $v$ 의 변화율은 다음과 같다.

$$\frac{dv}{dt} = 2b(1+i)R_1^2 \frac{\pi}{z} \left( \theta_0 + \frac{\pi}{z} \right)$$

이를 적분하여 폐입 압축량과 폐입 팽창량을 각각 구해보면 다음과 같다..

$$\frac{\Delta v_1}{\pi b t_o^2} = \frac{1+i}{z} \left( \epsilon_{v1} - \frac{1}{2} \frac{b \tan \beta_g}{2 t_o} \right)^2$$

$$\frac{\Delta v_2}{\pi b t_o^2} = \frac{1+i}{z} \left( \epsilon_{v2} - \frac{1}{2} \frac{b \tan \beta_g}{2 t_o} \right)^2$$

폐입체적의 변화상태를 Fig. 2에 나타낸다.

### 2-2. 폐입의 영향

Fig. 2에 보인 것처럼, 폐입부의 용적은 폐입개시 때부터 폐입중앙위치까지의 사이에 있어서  $\Delta v_1$ 만큼 감소하지만 폐입부내의 오일은 압축성이 거의 없기 때문에, 이  $\Delta v_1$ 을 피하여 주지 않게 되면 이 폐입압

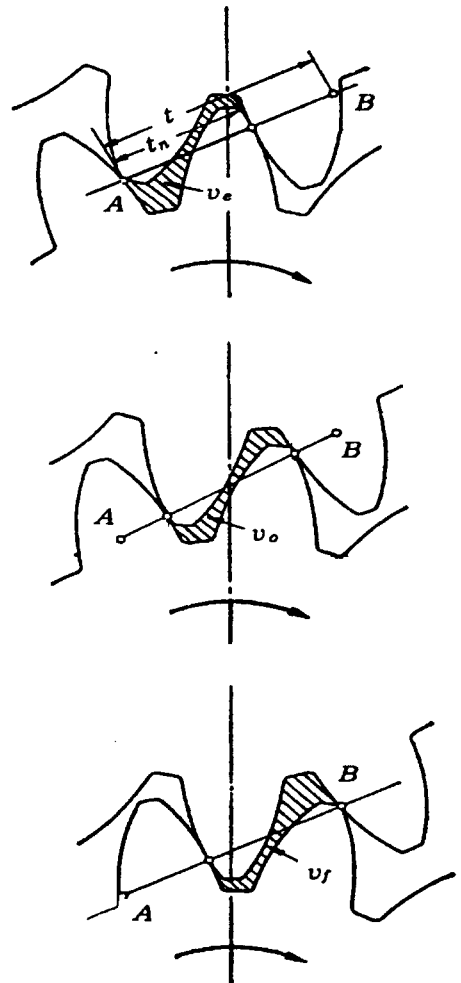


Fig. 1. Trapping with gears.

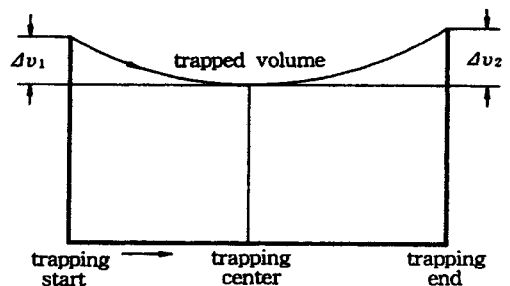


Fig. 2. Variation of the trapped volume.

축에 의해 고압이 발생된다. 이에 따라 축에 작용하는 하중의 증가와 함께 축동력의 증대가 초래하게 된다.

이와는 반대로 폐입용적은 그 최소치  $v_o$ 로 된 뒤

부터 폐입종료의 사이에  $\Delta v_2$ 만큼 오히려 증가하게 된다. 그러나 오일에는 팽창성이 없기 때문에 이 폐입 팽창에 의해 폐입부는 저압으로 되고, 유중에 혼입되었던 공기로 인해 기포의 발생도 예상되어진다.

**2.3. 폐입을 피하기 위한 릴리프 홈의 방법**

폐입체적이 감소해가는 동안( $\theta_0 < -\pi/z$ ), Fig. 3에 나타낸 바와 같이 기어의 물림부 측면 casing에 설치한 릴리프홈에 의하여 폐입부를 토출측과 연락시키면, 폐입압축량  $\Delta v_1$ 은 릴리프홈을 통하여 토출측에 밀려나가 압력상승을 피할 수 있을 뿐만아니라, 토출량을 증가시킬 수 있는 부수적인 효과도 얻을 수 있다.

따라서 축 중심선으로부터 릴리프홈까지의 거리는

$$B_d = \frac{1}{2}(t_o \pm (btan\beta_g)cos\alpha)$$

으로 된다.

또한 폐입체적이 최소치로부터 조금씩 증가하는 동안, 폐입부를 릴리프홈에 의하여 흡입측과 연락시켜, 폐입팽창량  $\Delta v_2$ (Fig. 2 참조)를 흡입측에서 릴리프홈을 통하여 보급시키면, 흡입부의 팽창에 의한 진공 및 기포의 발생을 방지시킬 수 있다.

따라서 기어 축 중심선으로부터 릴리프홈까지의 거리는

$$B_s = \frac{1}{2}(t_o \mp btan\beta_g)cos\alpha$$

으로 된다.

이상은 기어이가 물렸을 때의 백래쉬(Fig. 3)를 통

하여 오일이 유통하여, 2개의 기어이의 꼭대기의 폐입부는 이 백래쉬에 의하여 완전히 통하게 되어 대강의 과부족을 어느 정도 보충되는 것으로 고려한 경우이다.

만약 백래쉬가 없다면, 또는 있다해도 너무 작아서 거기를 통과하는 오일의 흐름이 거의 기대되지 않을 경우에는 폐입은 Fig. 4와 같이 되며, 그때의 릴리프 홈은 다음과 같은 위치에 설치하지 않으면 안된다.

$$B_d = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{2}t_o \pm (btan\beta_g)\right)cos\alpha$$

$$B_s = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{2}t_o \pm (btan\beta_g)\right)cos\alpha$$

스피어기어의 경우에는  $t_o = \pi m cos\alpha_n$ ,  $\beta_g = 0$ 이므로

$$B_d = B_s = \frac{1}{2}\pi m cos\alpha_n cos\alpha$$

로 된다.

그러나 그와 같은 경우, 토출측과 흡입측의 릴리프홈이 서로 접근하는 결과, 누설량이 증가하는 경향이 있기 때문에, 기어펌프에서는 백래쉬를 비교적 크게 하는 것이 바람직하다.

또한, 흡입구에 있어서 오일이 기어홈에 유입하는 경우, 원심력의 작용에 의하여 그 유입을 방해하기 때문에 고속으로 되면 에어레이션이 일으키기가 쉽게 된다. 이럴 경우 흡입측의 릴리프홈을 깊고 넓게 하면, 오일은 기어홈의 측면으로부터도 유입되기 때문에 에어레이션이 일어나기 어렵게 된다. 또한 토출측의 경우에 있어서도 릴리프홈을 가능하면 깊고

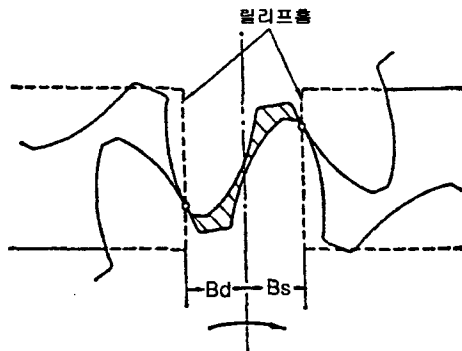


Fig. 3. Escape port position in gear pump with backlash.

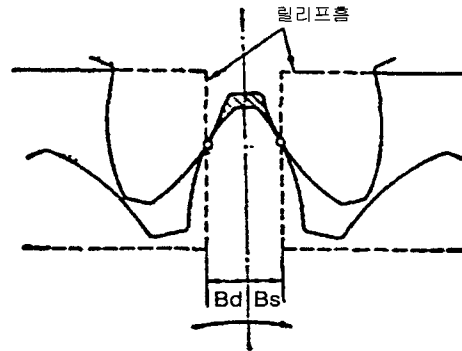


Fig. 4. Escape port position in gear pump without backlash.

넓게 하여 단순히 폐입을 방지하는 것에 그치지 않고, 오히려 오일의 주요통로라는 점에서 더욱 바람직하게 된다.

### 3. 실험 장치 및 실험 방법

본 연구에서는 펌프내의 여러 특성들의 해석에 주안점을 두어 실험장치를 제작 설치하였는데, Motor, Torque meter 그리고 Pump 축의 중심들을 맞추기 위해 정반 위에 따로 Base를 정밀제작하였으며, 그 각각들(Motor, Torque meter, Pump)을 Chain coupling으로 연결시켜 정확한 동력의 전달을 이루었다.

Pump의 흡입구와 토출구 측에는, 각각 흡입압력과 토출압력을 측정할 Compound gauge와 Pressure gauge를, 그리고 토출구 측의 플랜지는 Hydro-Turbine을 더 부착하여 토출되어지는 유체의 온도, 유량, 압력을 아날로그와 디지털 데이터로 체크할 수 있도록 하였다.

또한, 회전에 따른 펌프 내부압력의 변화를 살피고자 Idle gear의 Shaft를 Gear Pump case 밖으로 끌어내었는데, 이 Idle gear는 Fig. 5에서처럼 그 골에 T자형으로 드릴링 가공이 되어 펌프내의 유체의 압력이 Pump case 밖의 Pressure transducer에 전달될 수 있도록 하였다.

그 Pressure transducer의 Idle gear와의 직접적인 연결로 인한 회전시 발생될 선의 꼬임을 방지하기 위해 그 내부에 수은이 환형으로 채워진 Slip ring을 부착하였다.

아울러 매 회전마다 펌프의 제반특성 즉 토출압력, 토출유량, 토오크, 회전수 특히나 내부압력 변화유형들을 추적하고자 Rotary encoder를 부착하였다. 이 또한 보다 정확한 실험 및 데이터를 얻기 위해 Timing belt와 pully를 Torque meter와 Rotary encoder에 각각 1 : 1의 잇수비로 사용하였다.

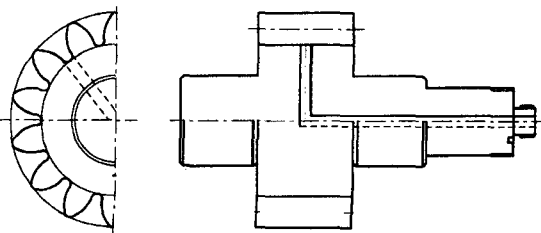


Fig. 5. Detail of idle gear.

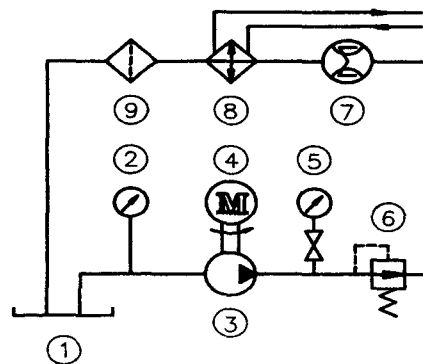
한편, 유압회로의 구성은 작동유가 오일 탱크①로부터 시험용 펌프③를 통과한 직후, 회로내의 압력을 일정하게 유지시키기 위한 릴리프 밸브⑥에 의하여 부하가 걸리도록 한다음, 다시 유량계⑦, 열교환기⑧, 라인 필터⑨ 순으로 거쳐 오일 탱크로 돌아오도록 되어 있는데, 본 실험에서 사용되어지는 유압 회로도는 Fig. 6과 같다.

Table 1은 시험용 기어펌프와 그 기어의 주요제원을 나타낸다.

### 4. 실험결과 및 고찰

#### 4-1. 릴리프홈의 위치가 펌프 내부압력의 변화에 미치는 영향 고찰

케이스에 대하여 기어가 편심되어있지 않거나 이 끝간극이 최적치로 채용되어졌을 경우에는, 흡입구로부터 토출구까지 이끝이 지나가는 케이스의 내면에 발생하는 압력분포가 직선적으로 변화하지만, 실제로 기어 주위의 압력과 기어끼리의 물림에 의하여 기어 축에 하중이 가해지게 된다. 이러한 축하중으로 말



- 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. 6. Circuit of oil hydraulics.

Table 1. Dimensions of involute gear (mm)

치형	SPUR	기준 P.C.D	84
잇수	14	BACKLASH	0.2 ~ 0.4
MODULE	6	ADDENDUM	5.885
압력각	25°	DEDENDUM	8.275
전위량	0	전치높이	14.16

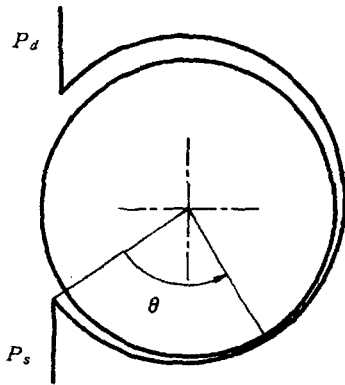


Fig. 7. The site of minimum tip clearance.

미암아 Fig. 7에서처럼 기어가 케이스의 중심으로부터 편심되어져, 흡입구 부근에서의 이끝간극은 더욱 작게 되어지고, 반면에 토출구 부근에서의 이끝간극은 더 크게 된다.

이와 같이 변화된 간극으로 토출구측에 있는 고압상태의 작동유는 그 세력을 Fig. 7에서처럼 케이스 내면을 따라 최소 이끝간극점을 흡입구측으로 진출시키게 됨으로, 기어 내부의 압력분포를 이상적인 직선적 변화로 이루지 못하게 한다.

Fig. 8은, 동일한 측면간극, 토출압력 그리고 온도에서  $B_d$ ,  $B_s$  즉 릴리프홀의 위치가 폐입이 가져오는 폐해를 방지하는 것외에, 펌프내부 압력변화에 어떤 영향을 미치는가를 고찰한 것이다.  $B_s$ 의 크기(흡입측 릴리프홀의 위치)가 다른 까닭으로 토출압에서 흡입압으로 떨어지는 300° 부근에서 약간의 차이(약 2° 정도씩)를 보여주는데,  $B_d$ 가 가장 작은 것부터 먼저 흡입압으로 떨어짐을 보여준다. 또한,  $B_d$ 가 작을수록

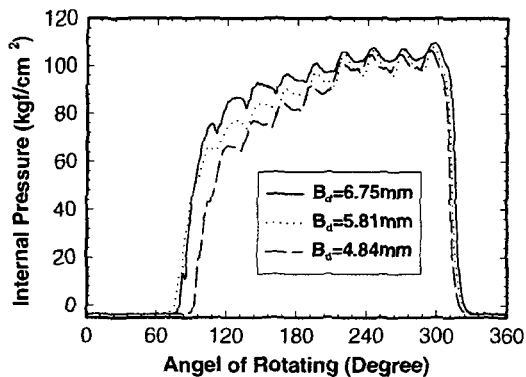


Fig. 8. Variation of internal pressure distribution according to change of  $B_d$ .

폐입압축시의 고압이 손쉽게 토출측으로 빠져나가게 되어, 이 순간의 갑작스러운 축하중의 증가를 억제할 수 있게 된다. 이것은 곧 축하중에 의한 편심의 감소를 가져오게 되어 케이스의 내면에 발생하는 압력분포가 이상적인 직선적 변화에 더욱 가깝게 된다. 본 연구에서는  $B_d$ 가 6.75 mm에서 5.81, 4.84 mm로 작은값을 가질수록 압력분포 기울기가 각각 25%와 90%로 변화됨을 확인하였다. 또한, 최소이끝간극점도 케이스 내면을 따라 75°에서 80°와 90°로 변화됨으로써 축하중 작용방향이 변화하고 있음을 확인할 수 있었다.

4-2. 릴리프홀의 위치가 성능에 미치는 영향 고찰

앞에서 언급되어진 것처럼, 릴리프홀의 위치가 적절하지 않게 되면, 좋은 성능 뿐만아니라 펌프로서의 기능마저 기대할 수 없기 때문에, 본 실험에서는 그 릴리프홀의 위치를 3가지 경우로 변화시켜, 그것들이 성능에 미치는 영향에 대해서도 고찰하고자 한다.

Fig. 9는 측면간극  $S = 5/100$  mm, 작동유의 온도 60 °C의 경우로, 릴리프홀의 위치변화가 토출량에 미치는 영향을 나타낸다. 흡·토출측의 릴리프홀의 위치가 축 중심들을 연결한 선에 접근할수록 즉,  $B_d$ ,  $B_s$ 가 6.75, 5.81, 4.84 mm로 작은값을 가질수록 토출량이 직선적으로 감소하되, 압력의 증가에 따라 그 누설량의 차이가 더 커진다. 이것은 토출구와 흡입구가 더욱 가까워진데다가 압력차 또한 크게 되어 결국 측면으로의 누설이 더 일어난 것이다. 그림은,  $B_d$ ,  $B_s$ 가 작은값을 갖게 됨에 따라 토출량이 100 kg/cm<sup>2</sup>에서는 각각 약 12.5%와 19.1%만큼의 감소를 갖게 됨을 보인다.

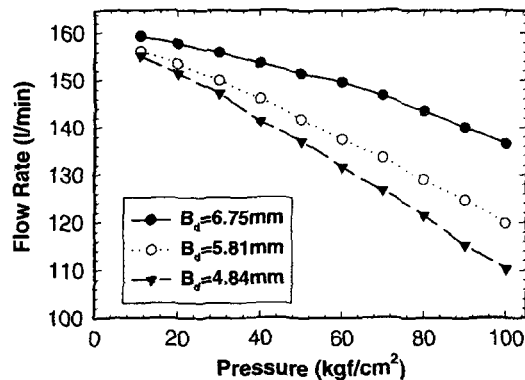


Fig. 9. Effect of change  $B_d$  with delivery flow rate.

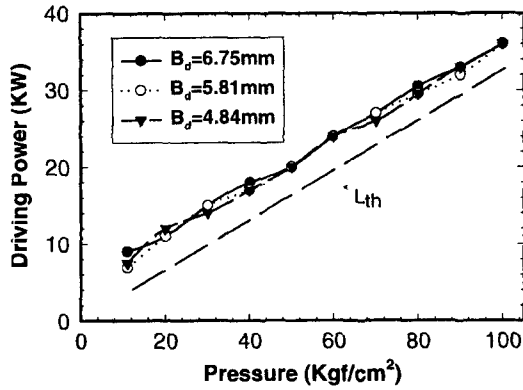


Fig. 10. Effect of change of  $B_d$  with driving power.

또한 그 릴리프홈의 위치가 축동력에 미치는 영향을 Fig. 10에 보여준다. 그림에서 압력의 증가에 따라 축동력이 직선적으로 증가됨을 알릴 수 있는데, 릴리프홈 위치에 의한 축동력의 변화는 거의 없음을 보인다. 또한 마찰 등을 고려하지 않은 이론동력  $L_{th}$ 와 축동력  $L$ 과의 차는 마찰저항 등에 의한 손실동력을 말하는데, 그림에 의하면 이 손실동력은 대략 압력에 관계없이 거의 일정함을 보인다.

Fig. 11, 12, 13은 릴리프홈 위치에 따른 체적효율, 기계효율, 전효율이 운전조건에 따라 어떤 형태를 보이는가를 살펴보기 위함으로, 각각 체적효율, 기계효율 그리고 전효율을 나타낸다. 일반적인 펌프의 성능특성처럼 무차원량  $P/\mu n$ 의 증가에 따라, Fig. 11의 체적효율은 선형적인 감소형태를 그리고, Fig. 12와 13의 기계효율과 전효율은 포물선형의 증감을 보인다.

특히, Fig. 11의 릴리프홈 위치에 따른 체적효율의 비교에서 무차원량  $P/\mu n$ 의 증가와 더불어 구분될만

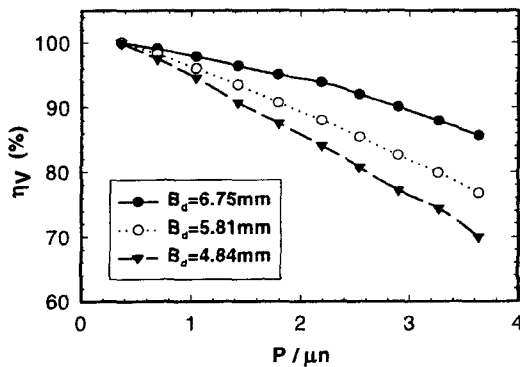


Fig. 11. Variation of volumetric efficiency according to change of  $B_d$ .

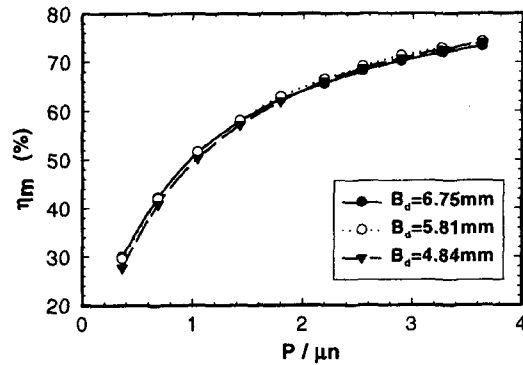


Fig. 12. Variation of mechanical efficiency according to change of  $B_d$ .

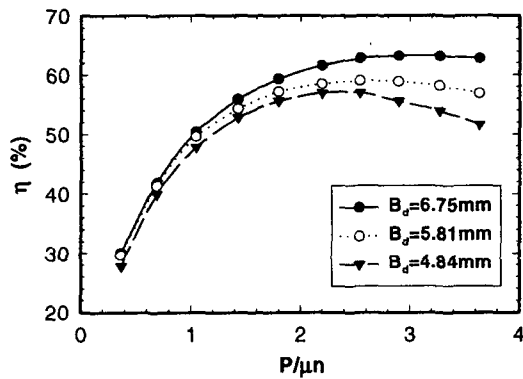


Fig. 13. Variation of total efficiency according to change of  $B_d$ .

큼의 커다란 차이를 보이지만, Fig. 12의 기계효율은 릴리프홈의 위치와는 거의 무관하게 일치된다. 한편, 체적효율과 기계효율의 곱으로 표현되는 전효율에서의 각각에 대한 비교는, 체적효율만큼의 차이를 무차원량  $P/\mu n$ 의 증가와 더불어 증가된 형태로 보인다. (Fig. 13 참조)

## 5. 결 론

1) 본 연구에서는 토출압력 100 kgf/cm<sup>2</sup>, 기어의 회전속도 1200 rpm의 조건하에서 외접식 기어펌프의 회전에 따른 내부압력 및 입·출력 동력을 연속적으로 동시에 측정함으로써 폐입현상 방지를 위한 릴리프 홈의 위치, 축하중, 간극 설계 등의 펌프 성능해석에 필요한 제반 데이터를 얻는 실험방법을 확립하였다.

2) 흡·토출측의 릴리프홈의 위치  $B_d$ 와  $B_s$ 가 작을

수록 폐입압축시 릴리프홀의 고압이 용이하게 토출측으로 빠져나가게 되어, 이 순간의 갑작스러운 축하중의 증가를 억제할 수 있게 된다.

3) 2)의 결과로, 축하중에 의한 편심이 감소되어 케이스의 내면에 발생하는 압력분포의 기울기는 25%와 90%로 크게 변화하면서 이상적인 직선적 변화에 더욱 근접된다. 또한, 최소이끌간극점도 케이스 내면을 따라 75°에서 80°와 90°로 각각 변화함으로써 축하중 작용방향도 변화하게 됨을 확인하였다.

4) 릴리프홀의 위치  $B_d, B_s$ 가 6.75 mm에서 5.81, 4.84 mm로 작은값을 가질수록, 압력의 증가에 따라 그 누설량의 차이가 더 커지게 되어 토출량은 100 kgf/cm<sup>2</sup>에서는 각각 약 12.5%와 19.1%만큼의 감소하게 되지만, 릴리프홀 위치에 의한 축동력의 변화는 거의 없었다.

5) 4)의 결과로, 릴리프홀 위치에 따른 체적효율의 변화는 무차원량  $P/\mu n$ 의 증가와 더불어 구분될만큼의 커다란 차이를 보이지만, 기계효율은 릴리프홀의 위치와는 거의 무관하게 일치되었다.

**참 고 문 헌**

1. E.H.Bowers: "AIRCRAFT HYDRAULICS," Vol. 2 (1957), p. 33.
2. 藤井義信, 市川常雄, 廣野雅道 : "齒車ポンプの閉入について," 日本 機械學會論文集, 25卷149號(昭34-1), p.46.
3. 廣野雅道 : "轉位齒車ポンプの特性(續報)," 日本機械學會論文集, 21卷108號(昭30), p.623.
4. 板谷松樹, 野口浩作 : "正弦曲線齒車ポンプの研究(第1報)," 日本機械學會論文集, 13卷44號(昭22-5), p.154.
5. H.Walker : "GEAR PUMP TEETH," Automobile Eng. No. 478(1948), p. 347.
6. 井什孔康 他 4 名 : "齒車ポンプの閉入みに關する研

- 究," 春季油空壓講演會, (昭61-5), p. 69.
7. 竹野市朗, 國本悅夫, 綾部久文, 山本俊英 : "高速齒車ポンプの性能改善," 秋季油空壓講 演會, (平1-11), p. 73.
8. W.Ernst : "Oil Hydraulic Power & Its Industrial Applications," McGraw-hill. (1960), p. 73.

**기호설명**

- $\alpha$  : 물림압력각
- $\alpha_n$  : 치직각 공구압력각
- $B_d$  : 축 중심선으로부터 토출측 릴리프 홀 선단까지의 거리
- $B_s$  : 축 중심선으로부터 흡입측 릴리프 홀 선단까지의 거리
- $b$  : 치폭
- $\beta_s$  : 기초원통상에서의 비틀림각
- $i$  : 구동기어와 종동기어 외의 잇수비
- $\theta_o$  : 기준단면에서의 피치점으로부터의회전각
- $\epsilon_{v1}$  : 접근 물림율
- $\epsilon_{v2}$  : 퇴거 물림율
- $v$  : 폐입부의 체적
- $v_o$  : 최소 폐입체적
- $v_e$  : 폐입시작점에서의 폐입체적
- $v_f$  : 폐입종료점에서의 폐입체적
- $\Delta_{v1}$  : 폐입압축량
- $\Delta_{v2}$  : 폐입팽창량
- $m$  : 모듈(치직각)
- $Q$  : 단위시간의 토출량
- $R_2, R_2'$  : 이끝원의 반경
- $R_1, R_1'$  : 이뿌리원의 반경
- $t_o$  : 치직각 법선피치
- $z, z'$  : 잇수