

유압 기어펌프의 릴리프 홈 형상 변화에 따른 성능특성에 관한 연구

김철호* · 노준경* · 정재연**

* 전북대학교 대학원

** 전북대학교 기계공학부, 자동차신기술연구소

A Study on the Performance Characteristics for Relief Port
Shape of Oil Hydraulic Gear Pump

Cheol-Ho Kim* and Chun-Kyung No* and Jae-Youn Jung**

* Graduate School, Chon-Buk 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 and 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, one of the means for avoiding 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

산업의 각 분야에 있어 기계들의 고압화, 성에너지화, 대형화 그리고 자동화의 실현 수단으로써 최근에는 더욱 유압펌프의 사용이 증가되고 있다. 또한, 대·소형 건설기계, 산업차량, 항공기, 선박, 공작기계, 철강기계, 농업기계 등 다양한 분야에서도 유압펌프는 필수적인 핵심장비로 요구되어지고 있는 실정이다.

이러한 유압펌프 중에서 본 연구의 대상인 유압 기어펌프는 그 구조가 간단하고 가격이 저렴하며 특히 컨테이너 면에 있어서 매우 탁월하나, 발생압력·효율 등이 다른 타입의 유압 펌프보다 낮아 고압화·고성능화에 대한 노력이 지속적으로 이루어지고 있다.

따라서, 본 연구는 유압 기어펌프의 성능향상의 일환으로 최근 가장 널리 사용하고 있는 릴리프 홈을 그 대상으로 하였으며, 릴리프 홈의 형상 변화에 따른 펌프 내부에서의 압력변화 및 소음특성을 측정하여 유압 기어펌프의 성능향상에 보다 근본적인 접근을 시도하였다.

실질적으로, 기어펌프의 성능과 관련된 체적효율 및 기계효율의 향상뿐만 아니라, 기어운동의 역학적 거동 및 소음·진동의 원인을 명확히 파악하기 위해서는 각 운전조건에서 펌프의 내부압력 변화를 정확히 측정할 필요가 있다.

따라서, 본 연구에서는 유압 기어펌프의 기어 및 축의 일부를 개조하여 연속적으로 회전하는 기어 내부에 초소형 압력변환기를 삽입하여 회전과 더불어 이루어지는 펌프 내부의 변화하는 압력 및 소음을 측정하여 릴

리프 홈의 형상이 기어펌프의 성능에 미치는 영향들을 파악함으로써 고성능 유압기어 펌프 설계 지침을 확보하고자 하였다.

2. 폐입 현상에 관한 이론적인 고찰

2.1 폐입 현상

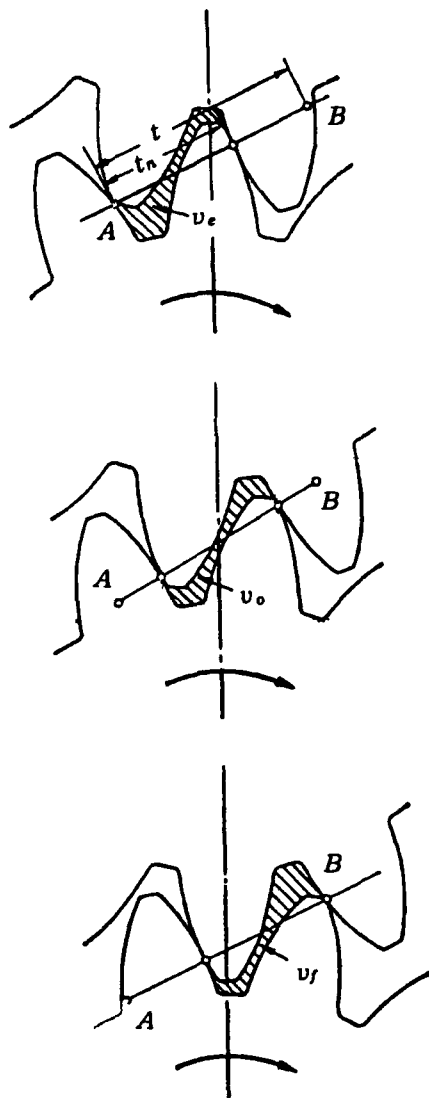


Fig. 1 Trapping with gears

기어의 물림율은 항상 1보다 크기 때문에, 반드시 2쌍의 기어 이는 맞물리고 있다. Fig. 1은 폐입 개시로부터 폐입 종료에 이르기까지 폐입의 진행상태를 보여주고 있다.

이 경우 물림에 의하여 갇힌부분(사선부분)의 체적변화율을 살펴보면 다음과 같다.

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

따라서, 이 식으로부터 폐입 압축량(2)과 폐입 팽창량(3)을 구하면 다음과 같다.

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

$$\frac{\Delta v_2}{\pi b t_o^2} = \frac{1+i}{z} \left(\epsilon_{v2} - \frac{1}{2} - \frac{b \tan \beta_g}{2 t_o} \right)^2 \quad (3)$$

상기 식들로 표시된 폐입 체적의 변화상태를 Fig. 2에 보인다.

2.2 폐입의 영향

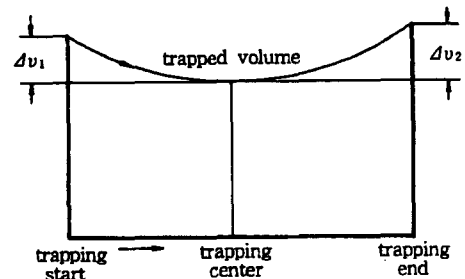


Fig. 2 Variation of the trapped volume

Fig. 2에 보인 것처럼, 폐입 개시로부터 폐입 중앙위치까지는 Δv_1 만큼 감소하게 되지만, 폐입부 내의 오일이 비압축성인 점을 고려할 때 토출 압력보다도 상당히 큰 스파이크형의 고압이 발생하게 된다. 이로 인하여 기어 축의 베어링 부에 작용하는 하중의 증가에 따른 펌프의 수명 감소, 축동력 증대에 따른 기계효율의 저하 그리고 소음·진동

등의 적지 않은 피해들이 나타난다.

이와 반대로, 폐입 중앙위치에서부터 폐입 종료까지는 Δv_2 만큼 증가하게 되지만, 폐입 부 내의 오일이 팽창성이 없다는 점을 고려할 때 유중에 포함된 공기의 석출로 인한 캐비테이션의 발생과 그에 따른 소음·진동도 예상된다.

2.3 폐입 방지책으로써 릴리프 홈

이러한 폐입현상과 그 피해의 등장에 따른 여러 방지책들이 많은 연구자들에 의해 제안되어져왔으나, 실용상에의 많은 난제점들로 인해 릴리프 홈에 의한 폐입방지책이 가장 널리 채용되고 있다.

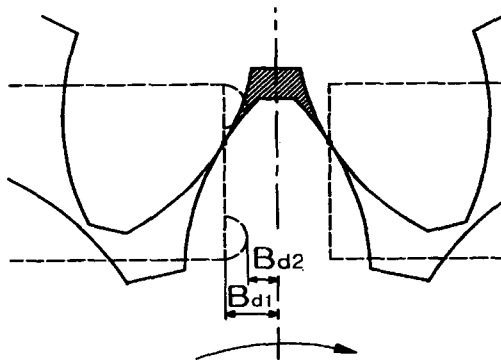


Fig. 3 Escape port shape

이 경우, 릴리프 홈을 적절히 변화시킴으로써 폐입 압축량과 폐입 팽창량의 조절이 가능하여 상기 피해들의 해소에 보다 접근할 수 있게 된다.

릴리프 홈에 대한 연구는 주로 그 위치와 형상의 변화를 통하여 이루어지는데, 본 연구에서는 릴리프 홈의 위치 변화에 대한 지난 연구(참조:제29회 춘계 학술대회)에 이어 폐입구간에서의 보다 안정된 압력변화를 유지시키기 위한 릴리프 형상의 변화가 유압기어펌프의 성능과 소음 특성 각각에 미치는 영향을 보다 면밀히 살펴보고자 한다.

3. 실험 장치 및 실험 방법

본 연구에서는 효율을 통하여 시험용 펌프의 성능 규명 및 펌프 내의 여러 특성들의 해석에 주안점을 두어 실험장치를 제작 설치하였다.

Table 1.은 시험용 기어펌프의 주요제원을, Fig. 3은 새롭게 시도된 릴리프 홈의 형상을 보인다.

Table 1 Dimensions of involute gear (mm)

치 형	SPUR	기준P.C.D	84
잇 수	14	BACKLASH	0.2~0.4
MODULE	6	ADDENDUM	5.885
압 력 각	25°	DEDENDUM	8.275
전 위 량	0	전 치 높 이	14.16

실제 회전에 따른 펌프 내부압력의 변화를 계측하기 위해서 Idle gear의 축을 기어펌프 밖으로 끌어내었는데, 이 Idle gear는 Fig. 4와 같이 기어의 골과 축 중심에 L자형으로 드릴링 가공을 하여 펌프내의 유체의 압력이 펌프 케이스 밖의 초소형 압력센서로 전달되게 하였다. 그리고, Idle gear와 초소형 압력센서와의 직접적인 연결로 인한 회전시 발생될 선의 꼬임을 방지하기 위해 Slip ring을 부착하여 압력신호를 검출하였다.

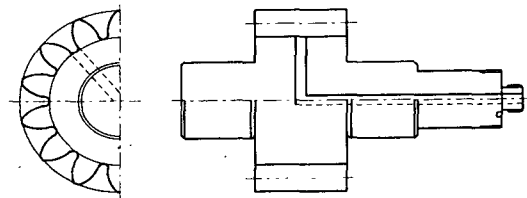
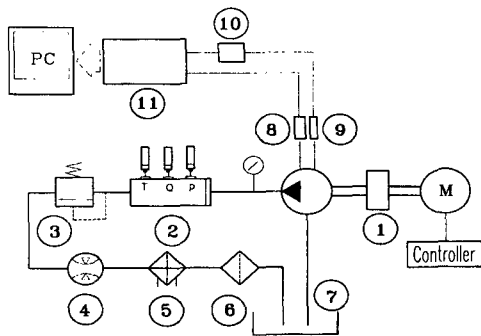


Fig. 4 Detail of Idle gear

펌프의 토출구 측에는 Hydro-Turbine를 부착하여 토출되는 작동유의 온도, 유량 및 토출 압력을 취출하였으며, 소음과의 관련성

을 명확하게 하기 위하여 모터부와 시험용 펌프부에 흡음재를 이용하였고 측정은 펌프로부터 약 5cm 정도 위에서 이루어졌다.

Fig. 5는 유압 회로의 구성과 각각의 성능 계측 요령을 보인다.



- ①Torque Meter ②Hydro-Turbine
- ③Relief Valve ④Flow Meter
- ⑤Heat Exchanger ⑥Filter ⑦Tank
- ⑧Pressure sensor ⑨Microphone
- ⑩Sound Level Meter ⑪Osillographic Recorder

Fig. 5 Circuit of Oil Hydraulics

구동은 75KW AC servo motor와 vector inverter controller를 사용하여 400~1200 rpm까지 무단 변속으로써 이루어졌으며, 작동유의 온도를 실제 운전 조건 안에서 일정하게 유지시키기 위해 열교환기를, 작동유의 청결성을 유지시키기 위해서 펌프 흡입측 및 탱크로 드레인되기 직전에 filter를 부착하였다.

실험은 relief valve를 사용하여 펌프에 무부하에서부터 1MPa씩 단계적으로 10MPa까지 부하를 걸어 각각의 특성을 동시에 측정하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 내부압력의 변화

케이싱에 대하여 기어가 편심되어 있지 않

거나 이끝간극이 최적치로 채용되어졌을 경우에는 흡입측으로부터 토출측까지 이끝이 지나가는 케이싱의 내면에서의 압력분포는 직선적으로 변화하지만, 실제로는 기어 주위의 흡·토출 압력차 및 기어끼리의 물림에 의하여 기어 축에 하중이 가해지게 되고 그로 인해 기어가 케이싱 중심으로부터 편심을 이룬다. 이러한 편심은 이끝간극의 변화를 일으켜 케이싱 내면에 발생하는 압력분포가 급격하게 이루어지게 한다.

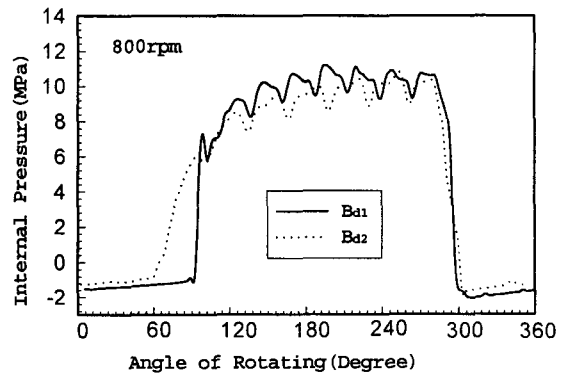


Fig. 6 Variation of internal pressure with change of shape (10MPa, 30°C, 800rpm)

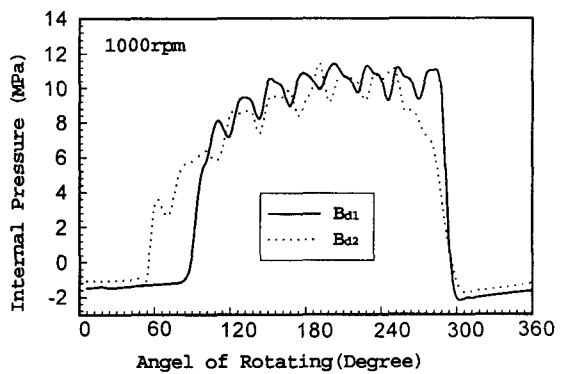


Fig. 7 Variation of internal pressure with change of shape (10MPa, 30°C, 1000rpm)

Fig. 6과 Fig. 7은 동일 토출압력과 온도

에서의 릴리프 홈의 형상 변화에 따른 펌프 내부의 압력분포를 보인다.

그림에서 가로축의 300°부근에서 압력이 저마다 크게 떨어지는데, 이것은 흡입측에 가공되어진 릴리프 홈의 영향 때문이다. 이 릴리프 홈이 흡입측과 맞닿아 있어서 고압의 토출 및 폐입압력이 흡입압력으로 떨어지게 되는 것인데, B_{d1}은 급격하게 이루어진 반면 B_{d2}는 상대적으로 완만하게 흡입압력으로 떨어지고 있다. 이는 릴리프 홈의 형상변화가 궁극적으로는 토출측과 흡입측이 가까워짐으로 고압이 형성되지 못하고 바로 누설로써 나타나는 것으로 보인다.

또한, B_{d1}보다는 B_{d2}가 폐입압축시의 고압이 손쉽게 토출측으로 빠져나가게 되어, 이 순간의 갑작스러운 축하중의 증가를 더 피할 수 있게 된다. 즉, 최소 이끝간극점 위치가 토출측에서 흡입측으로 800rpm의 경우 96°에서 60°로, 1000rpm의 경우 90°에서 54°로 더욱 이동하게 되는데, 이것은 최소 이끝간극점 위치 결정에 폐입부에서의 발생압력보다는 기어 주위의 흡·토출 압력차 및 기어끼리의 물림에 더욱 영향을 받게 됨을 의미한다.

따라서, 릴리프 홈의 형상 변화는 순간적인 축하중의 증가를 억제하여 그로 인한 편심 감소를 이끌어 냄으로써 펌프의 수명과 직결된 베어링부의 수명을 한층 더 연장시킬 수 있음이 확인되었다.

4.2 효율 특성

Fig. 8은 작동유의 온도가 30°C의 경우로, 릴리프 홈의 형상변화가 토출량에 미치는 영향을 나타낸다. 그림에서 압력의 증가와 더불어 직선적으로 토출량이 감소한 반면, 회전수와 토출량은 비례하여 증가함을 확인할 수 있으며, B_{d1}으로부터 B_{d2}로의 릴리프홈의

변화는 누설 증가로 인한 토출량의 감소를 초래하는데, 그 감소량은 압력의 증가에 따라 약간씩 커지는 경향으로 나타난다.

또한, 릴리프 홈의 형상이 축동력에 미치는 영향을 Fig. 9에 보인다. 압력의 증가에 따라 축동력이 직선적으로 증가함을 그리고 800rpm에서 1000rpm으로 회전수가 증가할 때 축동력도 1kgf·m정도 증가하였음을 확인하였으나, 릴리프 홈의 형상에 의한 축동력의 변화는 거의 없었다.

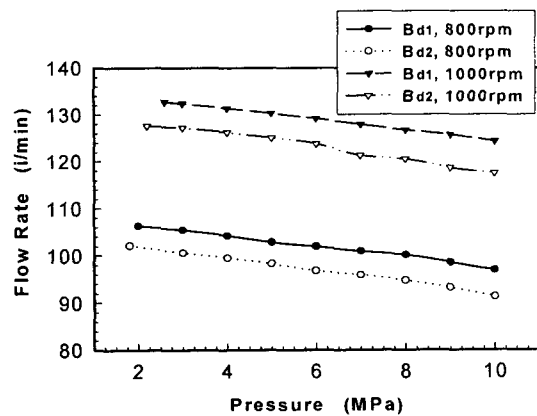


Fig. 8 Flow Rate for Relief port Shape

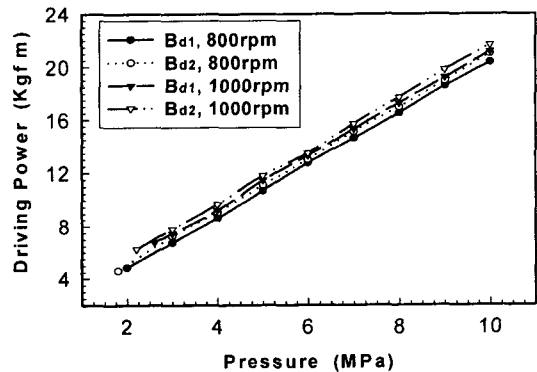


Fig. 9 Driving Force for Relief port Shape

Fig. 10, 11, 12는 릴리프 홈의 형상변화에 따른 각각의 효율들이 회전수와 운전조건에 따라 어떠한 형태를 보이는지를 살펴보기 위하여, 각각 체적효율, 기계효율, 전효율

를 나타낸다.

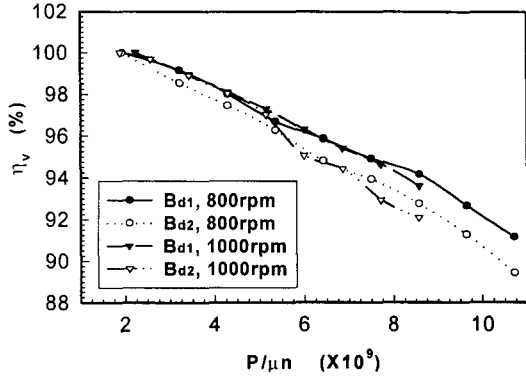


Fig. 10 Volumetric efficiency for change of shape

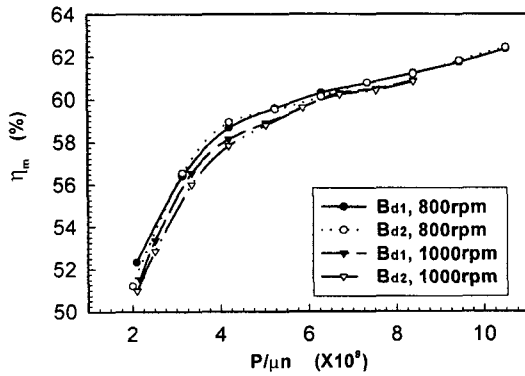


Fig. 11 Mechanical efficiency for change of shape

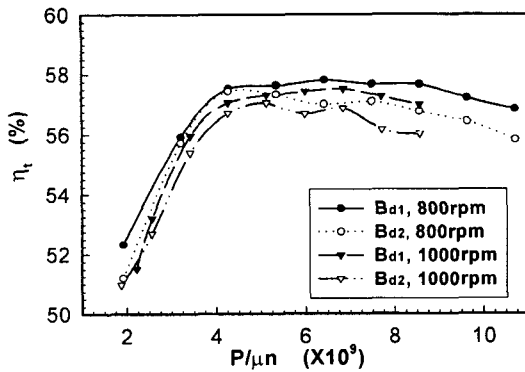


Fig. 12 Total efficiency for change of shape

일반적인 펌프의 효율특성처럼 무차원량

$P/\mu n$ 의 증가에 따라 Fig. 10의 체적효율은 선형적인 감소형태를 그리고, Fig. 11과 12의 기계효율과 전효율은 포물선 형태의 증감을 보인다.

릴리프 홈의 형상변화에 따른 체적효율의 비교에서 무차원량 $P/\mu n$ 의 증가에 따라 구분 될만큼의 차이를 보이지만, Fig. 11의 기계효율은 릴리프 홈의 형상과는 거의 무관하게 일치된다. 한편, 체적효율과 기계효율의 곱으로 표현되는 전효율에서의 각각에 대한 비교는 체적 효율만큼의 무차원량 $P/\mu n$ 의 증가와 더불어 증가된 형태로 보인다.(Fig. 11참조)

4.3 소음특성

Fig. 13은 토출압력의 증가와 회전수 변화에 따른 릴리프 홈 형상의 소음에의 영향을 보인다. 전형적인 펌프의 소음 특성처럼 토출압력과 회전수 증가에 따른 소음이 직선적으로 증가하고 있음을 확인할 수 있다.

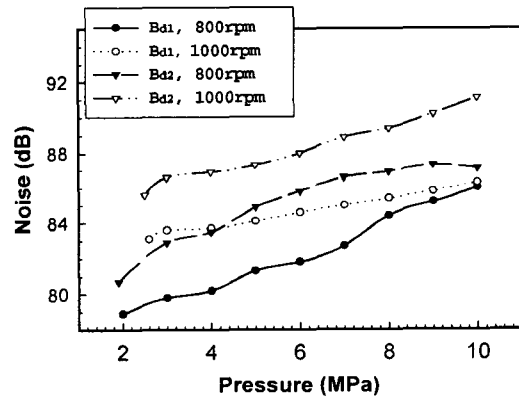


Fig. 13 Noise Characteristic for change of shape

아울러, 릴리프 홈의 형상변화에 의한 소음 특성에서는 오히려 B_{d2} 의 소음이 B_{d1} 보다 약 3~7dB정도로 높게 나타났는데, 이것은 폐입부 내의 오일이 보다 쉽게 토출측으로

빠져나감으로 기어 이가 물릴 때 발생하는 접촉소음들이 상대적으로 커졌기 때문으로 사료된다.

5. 결 론

릴리프 홈의 형상변화에 따른 펌프 내부에서의 압력변화, 효율 및 소음특성들을 측정함으로써 다음과 같은 결론을 제시한다.

(1) B_{d1} 은 고압의 토출 및 폐입압력이 흡입압력으로 급격하게 이루어진 반면, B_{d2} 는 상대적으로 완만하게 흡입압력으로 떨어졌다.

(2) B_{d1} 보다는 B_{d2} 의 최소 이끝간극점 위치가 토출측에서 흡입측으로 800rpm의 경우 96°에서 60°로, 1000rpm의 경우 90°에서 54°로 이동하였다.

(3) 무차원량 $P/\mu n$ 의 증가에 따라 체적효율은 구분될 만큼의 차이를 보이지만 기계효율은 릴리프 홈의 형상과는 거의 무관하게 일치된다.

(4) 폐입부 내의 오일이 보다 쉽게 토출측으로 빠져나가므로 기어이가 물릴 때 발생하는 접촉소음들이 상대적으로 커졌기 때문에, B_{d2} 의 소음이 B_{d1} 보다 약 3~7dB정도 높게 나타난다.

(5) 릴리프 홈의 형상변화가 축하중의 증가를 억제하여, 그로 인한 편심 감소를 이끌어냄으로 펌프의 수명과 직결된 베어링의 수명을 한층 더 연장시킬 수는 있으나, 소음 특성에서는 오히려 악영향이 나타나므로 릴리프 홈 형상의 설계 시 이 상기 두 가지 특성을 모두 고려해야 된다.

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.
- 9) 竹野市朗 他 4 名: "高速齒車ポンプの性能改善", 秋季油空壓講演會, (元11.17), p.73