

초저온 피스톤 펌프의 성능 향상에 관한 연구

이종민¹ · 이종구¹ · 이광주² · 이종태^{2†}

¹성균관대학교 대학원, ²성균관대학교 기계공학부

The Study on Development of Performance in Cryogenic Piston Pump

JONGMIN LEE¹, JONGGOO LEE¹, KWANGJU LEE², JONGTAI LEE^{2†}

¹Grad. School of Sungkyunkwan Univ

²School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan Univ. 300,
Chunchun-dong Janan-gu, Suwon-Si, Gyeonggi-do, 440-746, Korea

Abstract >> In order to develop a universal cryogenic piston pump of small size for increasing utilization of liquid hydrogen, dynamic compression performance of piston pump were evaluated and improvements were also discussed for piston rod and piston tip. The cryogenic piston pump has crosshead structure and inclined cup shape piston tip. As the results, it was found that i) insulation of heat flow from piston-rod part is required for stable operation ii) improving the self-clearance adjustment effect of piston tip and reducing piston eccentricity were desirable to promote pumping pressure and operating range.

Key words : Piston pump(피스톤펌프), Cryogenic and high pressure type(초저온 및 고압형), Piston shape(피스톤 형상), Heat isolation structure(열차단 구조), Heat flow(열유입), Vapor(기화)

1. 서 론

액체수소는 단위 질량 및 부피당의 에너지밀도가 높아 다가올 수소경제에서 차지하는 역할이 클 것으로 평가되고 있는 에너지저장물질이다¹⁾. 액체수소 이용시스템에는 압송장치가 필수이므로 이용율을 높이기 위해서 다양한 요구조건에 대응할 수 있는 범용의 액체수소 압송시스템이 요구된다. 이를 위해 저자들은 일부 액체수소펌프 기술선진국에서만 개발하고 있는 피스톤형의 소형 고압 액체수소피스톤펌프의 연구에 착수하였다²⁻⁴⁾. 초저온 액체수소 피스톤

펌프 개발의 첫 단계로 정적인 피스톤부의 기밀성특성을 파악하여 초저온화에 따른 피스톤부의 누출량과 틈새 등을 해석하였다. 또한, 피스톤 팁형상은 피스톤과 실린더 사이의 접촉면적을 최소화하고 실린더내의 압력에 의해 틈새가 좁아지는 inclined cup 형상이 제시된 형상 중 가장 적절한 것을 확인하였다⁵⁾.

초저온 피스톤 펌프의 성능은 피스톤부의 편심, 피스톤 팁 및 가이드부에서의 마찰, 피스톤구동 로드부 및 valve 입구로부터의 열전달 등에 좌우된다. 상기 인자들의 영향은 정적특성해석의 결과와 차이가 나므로 피스톤부가 실린더 내에서 운동하는 동적상태하의 해석이 요구된다.

본 연구에서는 DC모터구동과 cross-head 구조를 갖는 초저온 피스톤펌프를 구성하고 기 연구에서 제

[†]Corresponding author : jtlee@skku.edu

[접수일 : 2014.6.10 수정일 : 2014.6.28 게재확정일 : 2014.6.30]

Copyright © 2014 KHNES

시된 inclined cup형상의 피스톤 팁을 장착하여 구동시의 피스톤 펌프의 특성을 파악하고 성능향상을 도모하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 초저온 피스톤 펌프

Fig. 1은 실험에 사용한 초저온 피스톤 펌프의 개략도를 나타낸 것이다. 펌프는 크게 구동부, 펌프부 및 유출입 valve부로 구분된다. 구동부는 500W급 BLDC

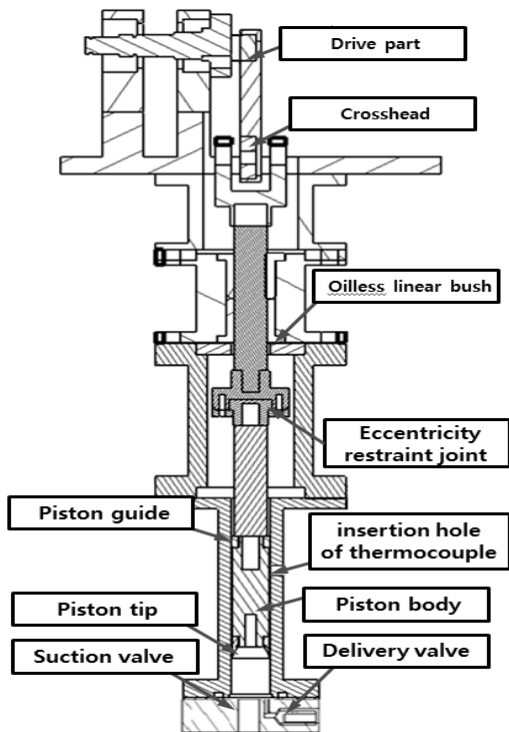


Fig. 1 Sectional view of LH2 piston pump

Table 1 Specification of the test LH2 piston pump

Type	Piston recirculation
Bore × Stroke	14 × 15 mm (ambient temp/atmospheric)
Max. Pump speed	1,000 rpm
Max. Discharge pressure	30 bar
Max Flow rate	200 g/min(LH ₂)

모터와 피스톤의 편심을 최소화할 수 있는 cross-head 구조로 피스톤과 연결되는 피스톤로드로 구성된다. 피스톤로드의 중간에는 피스톤편심억제용 slip 조인트가 장착되어 있다. 펌프의 최대 구동속도는 1,000 rpm이다. 펌프부는 실린더와 피스톤으로 나뉜다. 펌프의 본체가 되는 실린더 및 피스톤 body는 SUS 304 재질로 구성되어 있다. 피스톤의 지름 및 행정은 각각 14mm와 15mm로서 행정체적은 2.3cc이다. 피스톤 head부 및 끝단에는 기밀을 위한 피스톤 팁과 편심 및 slap을 억제하기 위한 가이드가 설치되어 있다. 피스톤 팁은 자가윤활(self-lubrication)이 가능한 polyimide 계열의 소재를 사용하였다. 그리고 피스톤 팁과 실린더의 열팽창 계수 차이로 인해 초저온에서 발생하는 틈새를 최소화하기 위해 invar 재질의 라이너를 피스톤 팁과 피스톤 body 사이에 삽입하여 열팽창을 보정하였다. 이송유체의 유출입 valve는 suction valve와 delivery valve로 이루어진다. Suction valve는 자중식이며 delivery valve는 스프링장력식이다. 초저온 피스톤펌프의 주요제원을 Table 1에 나타낸다.

2.2 실험장치

Fig. 2는 초저온 피스톤펌프의 제반성능 평가를 위한 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 전술한 초저온 피스톤펌프, 초저온이송유체 공급계통, 펌프 구동용 모터 제어용 컨트롤러, 초저온이송유체를 상온

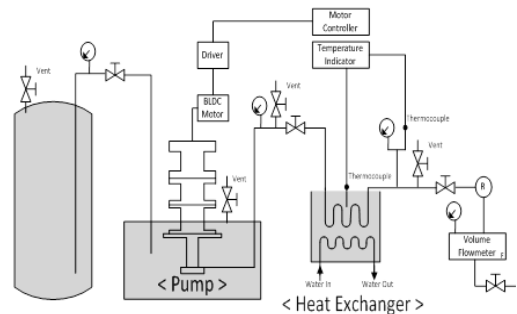


Fig. 2 Schematic of cryogenic piston pump test system

의 가스상태로 환원시키는 상온열교환기 및 각부의 측정 장치로 구성된다. 열교환기의 입구와 출구에는 압송압력을 측정하기 위해서 압력계를 설치하였다. 그리고 피스톤펌프 내부와 crosshead 부의 온도를 측정하기 위하여 행정길이의 1/2 위치인 실린더 몸체 중간과 crosshead 부의 피스톤로드 상단부에 k type의 열전대를 각각 설치하였다. 이송유체는 액화질소를 사용하였다.

2.3 실험방법

실험변수는 펌프구동속도와 피스톤 형상이다. 펌프구동속도는 100rpm부터 900rpm까지 100rpm 씩 증가시켰으며, 이때 압송압력이 목표압력인 30bar 이상이 나오는 구간을 정상운전영역으로 정의하였다. 피스톤 팁 형상은 기 연구에서 제시한 inclined cup 형상과 이를 장착한 경우의 문제점을 보완하고 압축성을 향상시키기 위해 추가로 제시된 형상들이다. Fig. 3은 실험에 사용된 피스톤 팁 형상을 나타낸 것이다. Type A는 기 연구에서 제시된 inclined cup 형상이다. 이 형상은 선단으로 갈수록 두께가 점차 얇아져 압축과정 중 압축압력에 의한 측압의 영향으로 피스톤 팁이 늘어나 틈새가 자동으로 최소화되는 장점이 있다. Type B는 inclined 형상을 유지하면서, 선단을 두껍게 한 형상이다. Type C는 선단의 두께를 type B보다 얇게 유지하면서, 피스톤 팁 하단에 slap 억제 가이드를 갖고 있는 구조이다. Type B 및 C의 상세한 설명은 3.3절에서 논한다.

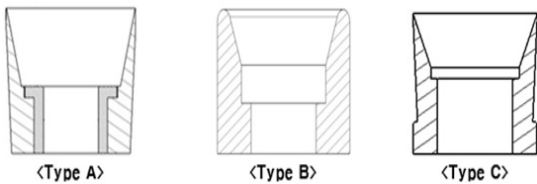


Fig. 3 Three type of piston shape

3. 결과 및 고찰

3.1 피스톤 로드부의 열유입

초저온 피스톤펌프는 피스톤의 편심을 줄이고 동시에 피스톤부로부터의 열전달을 줄이기 위해 crosshead 부의 피스톤 로드 길이가 긴 구조로 되어 있다. 그러나 피스톤 펌프를 구동시키면 예상치 못하게 일정시간이 지나면 정지되는 경우가 발생하였다. 이것은 crosshead 부의 무윤활 부싱이 피스톤으로부터의 냉각에 의해 동결되어 피스톤 로드가 움직이지 못하는 것으로 생각되었다. Fig. 4는 crosshead 부에 삽입한 무윤활 부싱과 동결 직후 피스톤 로드를 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 황동재질의 무윤활 부싱내의 윤활카본이 피스톤로드의 습동부에 묻어 있는 것이 보인다. 예상한바와 같이 피스톤펌프의 구동정지는 피스톤부로부터의 열전달에 의해 무윤활 부싱내의 윤활카본이 동결하여 로드부에 부착되고 또한 저온화에 따른 부싱의 수축 등이 복합 작용한 데 기인하는 것으로 확인되었다. 전술한바와 같이 crosshead부의 피스톤로드길이를 길게 하였으므로 먼저 피스톤로드부의 단열에 의한 열전달 차단효과를 검토하였다. Fig. 5는 피스톤로드 중간에 설치한 편심 억제 slip 조인트를 단열구조로 변경한 실험사진을 나타낸 것이다. 기존의 편심억제 slip 조인트 연결부는 피스톤과 동일재질인 일체형 구조이나 단열을 위해 연결부위를 열전달 계수가 낮은 polyimide 재질

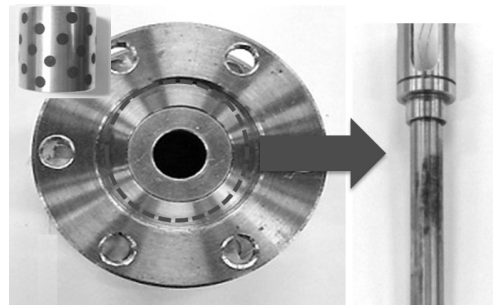


Fig. 4 Freezing of oilless linear bush and rod

의 분리형으로 변경한 구조이다. Fig. 6은 편심억제 slip 조인트 연결부를 단열구조로 한 경우 crosshead 부의 피스톤로드 상단의 온도를 펌프구동속도에 대해 나타낸 것이다. 여기서 개선전의 피스톤로드부 온도는 동결에 의해 펌프구동이 멈추기 바로 직전의 온도이다. 그림에 나타난 바와 같이 조인트 연결부만을 단열하여도 피스톤로드부의 온도는 현저히 증가하는 것을 나타내며 열유입 차단효과는 기존의 경우에 비해 약 35%에 이른다. 이와 같은 열차단효과에 의해 무윤활 부싱의 동결에 의한 정지 없이 연속 구동이 가능하였다. 한편 피스톤 로드부의 온도는 펌프 구동속도가 변하여도 단열 전·후 모두 2~3K 이내의 변화폭을 보일뿐 대체로 일정한 것을 나타낸다. 펌프구동속도가 증가하여도 피스톤로드부의 온도가

대체로 일정하다는 것은 구동시 발생하는 crosshead 부의 마찰열증가가 피스톤펌프부에 큰 영향을 주지 않는 것으로 볼 수 있다.

상기의 결과들로부터 피스톤로드부로부터의 열유입이 crosshead 구조를 갖는 피스톤펌프 구동에 큰 영향을 미치며, 초저온 피스톤 펌프의 정상운전을 위해서는 열유입 차단이 반드시 고려되어야 함을 알 수 있다.

3.2 inclined cup형 초저온피스톤펌프의 압축성능

Type A 형상인 inclined cup형 피스톤 팁을 초저온 피스톤 펌프에 장착한 경우, 펌프 구동속도에 따른 압송압력을 나타낸 것이 Fig. 7이다. 그림에서 보이는 바와 같이 400rpm 미만의 저속영역에서는 압송압력이 발생하지 않으며, 그 이후 최대 압력이 발생할 때까지 급격하게 압력이 상승하는 것을 볼 수 있다. 또한 최고 구동속도 직전에서 압송압력이 최치대를 보인 후 다소 감소하는 경향을 나타낸다. Type A 장착 시 목표 압송압력 이상의 압력이 발생하는 운전영역 폭은 대체로 500rpm 이후로서 예상보다 좁은 운전영역을 보인다. 운전영역이 좁은 것은 편심에 따른 피스톤 slap으로 기밀성이 저하되는 것에 의한 것

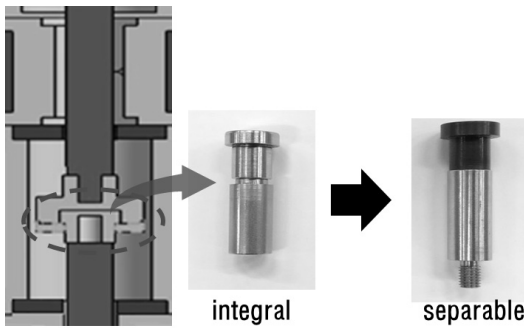


Fig. 5 Structure change of Eccentricity restrain joint connection

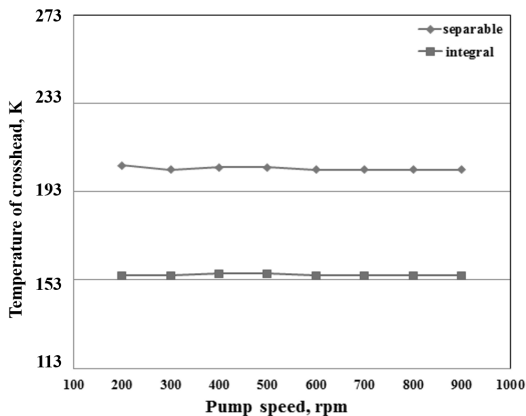


Fig. 6 Temperature of cross head at each type of Eccentricity restraint joint connection

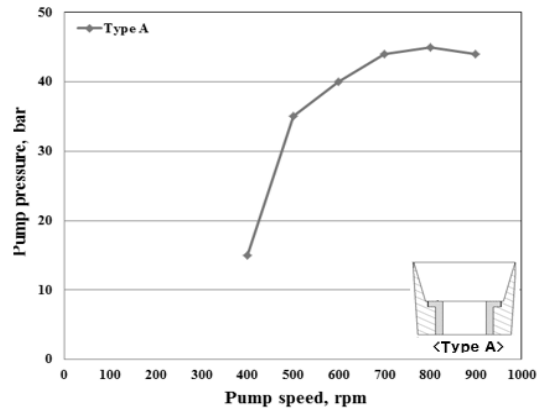


Fig. 7 Pump pressure according to pump speed at piston type A

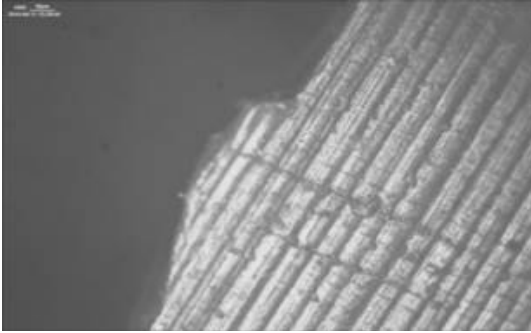


Fig. 8 Damage of piston tip end and surface in Type A

이다. 즉, 실린더 내에서 구동 중에 가이드 역할을 하는 피스톤 팁 선단이 두께가 얇아 제대로 가이드 역할을 하지 못하여 편심이 발생되고 이로 인한 피스톤 slap으로 피스톤 팁이 파손되는데 기인하는 것이라 생각된다. 그리고 고속에서 압력이 감소하는 현상은 고속운전 시 편심이 더욱 증가되며 펌프 구동속도 증가에 의한 마찰열의 증가로 발생하는 vapor 때문으로 보인다. Fig. 8은 펌프 구동시 손상된 type A 피스톤 팁의 선단과 표면을 나타낸 것으로, 예상한 바와 같이 피스톤 팁 선단과 표면이 심하게 손상이 발생한 것을 볼 수 있다. 이것은 전술한 바와 같이 피스톤 팁선단의 두께가 얇아 구동시 가이드역할을 하지 못하는데 따른 slap의 발생에 기인한 것이라 생각된다.

3.3 초저온 피스톤펌프의 성능개선

3.3.1 피스톤가이드부

피스톤에는 편심과 slap 발생을 줄이기 위해 피스톤 body 끝단에 가이드가 설치되어있다. 피스톤 가이드의 재질은 초저온화에 따른 수축으로 피스톤과 실린더 벽면사이에 틈새가 생기는 것을 최소화하기 위해 열팽창계수가 낮은 invar를 사용하였다. 그러나 실린더 벽면의 수축에 따른 피스톤 가이드와의 마찰 증가로 인해 Fig. 9에서 보이는 바와 같이 피스톤 가

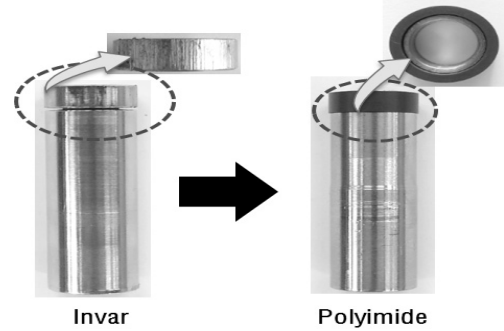


Fig. 9 Improvement of Piston guide

이드 표면에 손상이 발생된다. 피스톤가이드 손상은 피스톤의 편심 증가로 이어지며, 결과적으로 기밀성 저하의 원인이 된다. 피스톤가이드와 실린더 벽면사이의 마찰에 의한 손상을 막기 위해 피스톤 가이드 재질을 자가윤활이 가능한 polyimide로 변경하였다. Polyimide 피스톤 가이드는 열팽창계수를 보정하기 위해 피스톤 팁과 동일하게 피스톤 본체와 가이드 사이에 invar 링을 삽입하였다. Polyimide 피스톤가이드의 두께 t 는 $t = r(\alpha_{invar} - \alpha_{sus304}) / (\alpha_{PI} - \alpha_{sus304})$ 의 관계식으로부터 결정하였다. 여기서 r_{guide} 은 피스톤 가이드의 반지름이며 α 는 각 재질의 열팽창계수를 나타낸다.

3.3.2 피스톤 팁 형상

Type A 피스톤 팁의 기밀성이 정적상태 하에서 우수하지만 동적상태 하에서 현저히 저하되는 것은 피스톤 팁 두께가 얇아 가이드역할이 저하하는데 의한 편심증가 때문이다. 따라서 기밀성향상을 위한 편심감소를 위해 다음과 같은 type B와 type C의 피스톤 팁 형상을 제시하였다. Type B는 피스톤 팁 선단의 두께를 두껍게 하여 가이드역할을 증진시켜 기밀성과 내구성을 도모한 형상이다. 피스톤 팁 선단의 두께가 지나치게 두꺼울 경우 실린더내 압력에 의한 피스톤팁 부분의 자가 틈새보정효과가 감소하여 기밀성이 저하된다. 따라서 type C는 피스톤 팁 선단두께가 type A보다 두꺼우나 type B보다 얇으며, 얇은

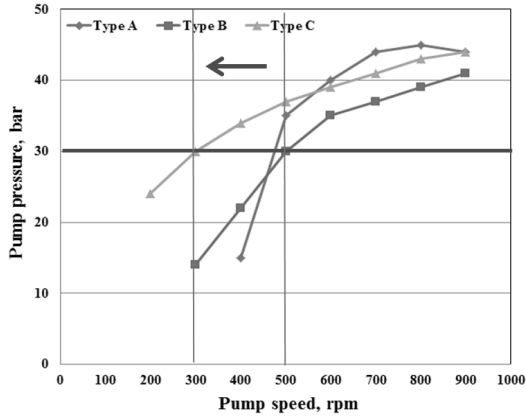
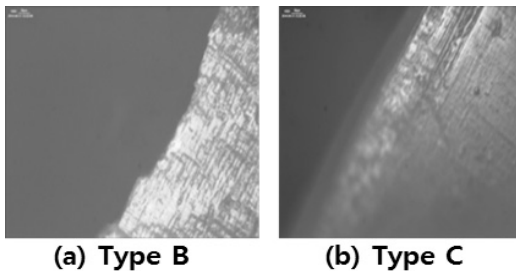


Fig. 10 Pump pressure according to pump speed



(a) Type B

(b) Type C

Fig. 11 Piston tip end and surface of Type B & C

선단 두께가 갖는 가이드역할 저하를 해결하기 위해 피스톤 팁 끝단에 편심억제 가이드를 설치한 형상이다.

Fig. 10은 type B와 type C의 피스톤 팁을 장착한 경우의 이송압력을 펌프 구동속도에 대해 비교한 것이다. Type B는 압송압력이 발생하는 최소구동속도가 type A보다 100rpm 정도 낮으며, 압송압력도 최대 구동속도 부근까지 지속적으로 증가하는 것을 보인다. 반면에, 피스톤 팁 선단의 두께 증가로 인한 자기흡착 보정효과의 감소로 전반적인 압송압력은 type A보다 낮은 것을 나타낸다. 이로 인해 압력상승 최소 구동속도가 낮아지더라도 30bar 이상의 압송압력이 나오는 구간으로 정의된 정상운전영역은 type A의 경우와 유사한 것을 나타낸다. 압력상승 최소 구동속도가 감소하고 압송압력이 구동속도가 증가함에 따라 지속적으로 증가하는 것은 전술한 바와 같은 피스톤가이드 개선과 피스톤 팁 선단의 두께 증

가로 편심이 감소되어 피스톤 팁 선단의 손상이 줄어들었는데 의한 것이라 생각된다. Type B 피스톤 팁의 손상정도는 Fig. 11에 나타난 바와 같이 type A보다 전반적으로 낮은 것이 확인되었다.

Type C는 압력상승 최소 구동속도가 type B 보다 더 낮아지며 정상운전영역 또한 확장된 것을 볼 수 있다. 이는 피스톤 팁 선단 두께를 얇게 하는데 따른 자기흡착 보정효과와 피스톤 팁 끝단에 가이드를 설치하는데 따른 편심억제효과가 복합적으로 작용하는 결과로 볼 수 있다. 압송압력의 최대치가 피스톤 팁 선단 두께에 대응하는 자기흡착보정효과의 차이로 type A보다 낮지만 목표압력달성 운전영역의 측면에서 type C의 피스톤 팁형상이 제시된 형상중 가장 우수한 것을 보인다. 피스톤 팁의 손상정도는 피스톤 가이드와 피스톤 팁 가이드가 이중으로 억제하므로 손상이 거의 발생하지 않은 것을 Fig. 11에서 볼 수 있다.

상기 결과들은 피스톤 팁형상의 측면에서 압송압력증가와 정상운전영역확장을 도모하기 위해서는 자기흡착보정효과를 증가시키고 피스톤편심을 감소시키는 방향을 추구하는 것이 바람직하다는 것을 의미한다.

3.3.3 vapor lock 제어

Type C의 피스톤 팁형상을 장착하여 구동시킨 경우 압송유량은 Fig. 12에 나타난 바와 같이 400rpm에서 최대값을 보인 뒤 감소하여 700rpm 이후로는 20%의 낮은 압송유량률을 보인다. 여기서 압송유량은 펌프의 행정체적인 이론적인 토출 유량대비 실제 토출유량의 비로 정의된 것이다. 토출유량율이 펌프구동속도가 증가함에 따라 현저히 감소하는 것은 피스톤마찰과 주위로부터 펌프본체로의 열유입에 의해 발생하는 vapor와 초저온이송유체 내부에 포함된 vapor의 유입으로 인한 vapor lock 발생에 기인한다. vapor 감소를 위해 피스톤 팁의 접촉면적과 주위로

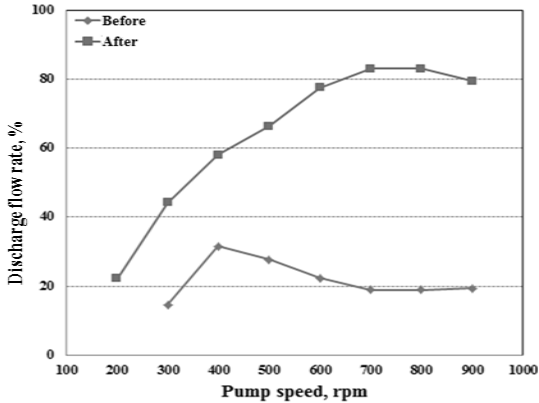


Fig. 12 Comparison of discharge flow rate before and after vapor lock control improvement

부터의 열유입을 최소화하였기 때문에 vapor lock 발생시 vapor를 외부로 vent 시키는 개념을 검토하였다. 먼저 delivery valve 입구확장 및 기존의 스프링보다 저장력 스프링을 사용하여 낮은 압력에서도 압축실 내부의 물질을 배출하는데 용이하도록 하였다. 또한 vacuum pump와 연결된 외부 vent 라인을 이용하여, 압축실 내부의 vapor를 vent시켜, vapor lock을 제어하였다. 그 결과 그림에 나타난 바와 같이 토출유량이 펌프의 구동속도 증가에 따라 지속적으로 증가하며, 700rpm에서 83%의 최대값을 보인 후 감소하는 특성이 보여졌다. vapor lock controller를 설치한 경우, 기존대비 압송유량율의 향상율은 약 50%에 이른다.

4. 결 론

초저온 피스톤 펌프에 inclined cup 형상 피스톤을 장착하여 구동시킨 결과와 도출된 문제점 및 개선방안을 검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 크로스헤드구조의 초저온 피스톤펌프에서 초저온 이송유체로부터의 열유입은 crosshead의 가이

드부를 동결시키므로 정상운전을 위해서는 피스톤로드부의 열유입을 억제할 수 있는 열차단 구조가 고려되어야 한다.

- 2) 압송 압력을 증가시키고 운전영역을 확장 시킬 수 있는 피스톤 팁 형상은 자기탐새보정효과를 향상 시키고, 피스톤 편심을 감소시킬 수 있는 구조가 유리하다는 것을 알 수 있었다.
- 3) vapor lock발생은 delivery valve의 개선과 외부 vent 라인을 이용한 vapor의 배출을 통해 제어가능하지만, 근본적으로 vapor 발생을 최소화 하기 위한 지속적인 연구가 요구된다.

후 기

이 논문은 2013년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 휴먼인지환경사업본부 신기술융합형 성장동력 사업의 지원을 받아 수행된 연구임(2013K000410).

References

1. Jongtai Lee, 1996, "Current Status and Characteristics of Hydrogen Fueled Engine", Journal of KSAE, Vol. 18, No. 2, pp. 29-56.
2. Walter Peschka, "Liquid Hydrogen : Fuel of the Future", Springer-Verlag Wienm, New York, 1992.
3. K. Yamane, M. Hiruma, T. Watanabe, T. Kondo, K. Hikino, T. Hashimoto, S. Furuhashi, "Some Performance of Engine and Cooling System of LH2 Refrigerator VAN MUSASHI-9", Int. J. Hydrogen Energy, Vol. 21, No. 9, 1996, pp. 807-811.
4. W. Peschka, "Liquid Hydrogen Pump for Automotive Application", Int. J. Hydrogen Energy, Vol. 15, No. 11, 1990, pp. 817-825.
5. Jonggoo Lee, Jongmin Lee, Jongtai Lee, 2013, "A Study On Air-tightness of High Pressure Liquid Hydrogen Pumping System at the Low Temperature", KHNES, Vol. 24, No. 4, pp. 302-310.